

卒業論文

有限要素法を用いた鉄道車輪の
分岐器継目通過時の衝撃振動解析
p.1~p.82 完

平成 27 年 1 月 30 日 提出
指導教員 泉 聡志 教授
130196 島本 琢磨

目次

目次	2
第1章 序論	9
1.1 研究背景	9
1.2 先行研究[1], [2]	10
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[3]	13
2.3 分岐器の種類[3]	14
2.3.1 普通分岐器	14
2.3.2 特殊分岐器	15
2.4 分岐方式[3]	16
2.4.1 関節方式	16
2.4.2 弾性方式	16
2.5 転てつ装置の仕組み	17
2.5.1 電気転てつ機	17
2.5.2 トングレール	18
2.5.3 フロントロッド	18
2.6 トングレール後端部の固定方法[5]	19
2.7 一般的な継目の仕組み[6][7]	21
2.8 考察	22
第3章 実測データを用いた考察	23
3.1 緒言	23
3.2 分岐器における実測波形データ[8]	24
3.2.1 測定条件	24
3.2.2 A分岐器の各種波形データ	27
3.2.2.1 後端部(左)鉛直方向加速度	28
3.2.2.2 肘金部(左)軌間内外方向加速度	29
3.2.2.3 肘金部(左)鉛直方向加速度	30
3.2.2.4 肘金部(左)軌間内外方向荷重	31
3.2.3 B分岐器の各種波形データ	31
3.2.3.1 後端部(左)鉛直方向加速度	32
3.2.3.2 肘金部(左)軌間内外方向加速度	33

3.2.3.3 肘金部(左)鉛直方向加速度.....	34
3.2.3.4 肘金部(左)軌間内外方向荷重.....	35
3.3 トングレール後端部と分岐器各所の振動の相関	35
3.4 一般的な継目における実測波形データ [9].....	39
第4章 有限要素法解析.....	42
4.1 緒言.....	42
4.2 解析方針.....	43
4.3 対象車両・軌道とモデリング方針.....	43
4.4 モデリングと境界条件	43
4.4.1 継目部モデリング.....	45
4.4.2 レール部モデリング	46
4.4.3 車両部モデリング.....	47
4.5 荷重条件.....	50
4.5.1 重力荷重	50
4.5.2 ボルト部外力	50
4.6 運動条件.....	51
4.6.1 車輪の回転並進運動	51
4.6.2 台車・車体の並進運動.....	52
4.6.3 強制的に釣り合わせるための外力	53
4.7 解析条件.....	55
第5章 解析結果とその考察.....	56
5.1 緒言.....	56
5.2 衝撃振動解析.....	57
5.2.1 ステップアップ時の解析.....	57
5.2.2 ステップダウン時の解析.....	60
5.2.3 衝撃振動解析の考察	63
5.3 継目板ボルトの軸力を弱めた場合の解析	63
5.3.1 解析条件の変更点.....	63
5.3.2 ステップアップ時の解析結果.....	64
5.3.3 ステップダウン時の解析.....	66
5.3.4 考察.....	68
5.4 車両各部の重量を変更した際の定性的な評価	68
5.4.1 解析条件の変更点.....	68
5.4.2 ステップアップ時の解析結果.....	68
5.4.1 ステップダウン時の解析結果.....	71
5.4.2 考察.....	73

5.4.2.1 レール形状の課題	73
5.4.2.2 車両モデルの問題	74
5.5 考察	74
第6章 結論	76
6.1 結論	76
6.2 課題と今後必要になるデータおよび実験	76
付録 一般継目に対する実測データ [9]	77
測定条件	77
波形データ	78
謝辞	80
参考文献	81

図目次

図 2.1	分岐器全体図.....	13
図 2.2	普通分岐器の種類[4].....	14
図 2.3	特殊分岐器の種類[4].....	15
図 2.4	トングレーレ継目	16
図 2.5	分岐器全体図.....	17
図 2.6	電気転てつ機.....	17
図 2.7	ロックピース.....	17
図 2.8	トングレーレ.....	18
図 2.9	B821 型フロントロッド.....	19
図 2.10	分岐器のトングレーレ後端継目	20
図 2.11	分岐器のトングレーレ後端継目図面とボルトの位置[5]	20
図 2.12	突合せ継目[6].....	21
図 2.13	斜め継目[6]	22
図 2.14	継目板[7]	22
図 2.15	相対式継目と相互式継目[7].....	22
図 3.1	計測箇所[4]	26
図 3.2	後端部(左)鉛直方向加速度.....	28
図 3.3	肘金部(左)軌間内外方向加速度.....	29
図 3.4	肘金部(左)鉛直方向加速度.....	30
図 3.5	肘金部(左)軌間内外方向荷重	31
図 3.6	後端部(左)鉛直方向加速度.....	32
図 3.7	肘金部(左)軌間内外方向加速度.....	33
図 3.8	肘金部(左)鉛直方向加速度.....	34
図 3.9	肘金部(左)軌間内外方向荷重	35
図 3.10	A 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)荷重振幅の関係	36
図 3.11	A 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)軌間内外方向加速度振幅の関係.....	36
図 3.12	A 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)鉛直方向加速度振幅の関係	37
図 3.13	B 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)荷重振幅の関係	37
図 3.14	B 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)軌間内外方向加速度振幅の関係.....	37
図 3.15	B 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)鉛直方向加速度振幅の関係	38

図 3.16	試験軌道の遊間掛継目[9].....	39
図 3.17	ステップアップ時の上位側レールの加速度比較 (LPF2000Hz)	40
図 3.18	ステップダウン時の下位側レールの加速度比較 (LPF2000Hz)	41
図 4.1	解析モデル全体図(上面図).....	43
図 4.2	解析モデル全体図(上面図).....	44
図 4.3	解析モデル全体図(側面図).....	44
図 4.4	解析モデル継目周辺図(アイソメ図)	45
図 4.5	継目部モデリング	45
図 4.6	継目段差の拡大図	46
図 4.7	レールモデル断面図.....	46
図 4.8	3D メッシュ部分における枕木モデリング	47
図 4.9	梁要素部分における枕木モデリング	47
図 4.10	車両モデル[10].....	48
図 4.11	車両モデリング	48
図 4.12	台車-車輪間ばね特性	49
図 4.13	車体-台車間ばね特性	49
図 4.14	ボルト荷重入力位置.....	51
図 4.15	車輪の回転並進運動.....	52
図 4.16	車体・台車の並進運動.....	52
図 4.17	X 点とばね要素の位置	54
図 5.1	ステップアップ時の上位側レールの加速度比較.....	57
図 5.2	ステップアップ時の下位側レールの加速度比較.....	58
図 5.3	ステップアップ時のレールの接触力	59
図 5.4	ステップアップ時の車両各部の鉛直方向の位置.....	59
図 5.5	ステップダウン時の上位側レールの加速度比較.....	60
図 5.6	ステップダウン時の下位側レールの加速度比較.....	61
図 5.7	ステップダウン時のレールの接触力	62
図 5.8	ステップダウン時の車両各部の鉛直方向の位置.....	62
図 5.9	ステップアップ時の上位側レール加速度比較.....	64
図 5.10	ステップアップ時の上位側レール加速度比較.....	65
図 5.11	ステップアップ時のレール-車輪間接触力比較.....	65
図 5.12	ステップダウン時の上位側レール加速度比較.....	66
図 5.13	ステップダウン時の下位側レール加速度比較.....	67
図 5.14	ステップダウン時のレール-車輪間接触力比較	67
図 5.15	ステップアップ時の上位側レール加速度比較.....	69
図 5.16	ステップアップ時の下位側レール加速度比較	70

図 5.17	ステップアップ時のレール・車輪間接触力比較	70
図 5.18	ステップダウン時の上位側レール加速度比較.....	71
図 5.19	ステップダウン時の下位側レール加速度比較.....	72
図 5.20	ステップダウン時のレール・車輪間接触力比較	72
図 5.21	レール車輪間の方向別接触力	73
図 5.22	実物に近い車体構造.....	74
図 0.1	振動加速度計 設置箇所[9].....	77
図 0.2	ステップアップ時の上位側レールの加速度 波形データ	78
図 0.3	ステップアップ時の下位側レールの加速度 波形データ	78
図 0.4	ステップダウン時の上位側レールの加速度 波形データ	79
図 0.5	ステップダウン時の下位側レールの加速度 波形データ	79

表目次

表 3.1	測定分岐器と測定条件	24
表 3.2	測定機器	24
表 3.3	測定箇所と測定値	25
表 3.4	A 分岐器の計測対象列車	25
表 3.5	B 分岐器の計測対象列車	26
表 3.6	後端部加速度振幅と分岐器各所の振幅の相関	38
表 4.1	車両諸元	49
表 4.2	解析条件表	55
表 5.1	重量変更点	68
表 0.1	波形データ測定条件	77
表 0.2	波形データ測定機器	77
表 0.3	測定値と測定箇所	77

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を使用している。分岐器では、トングレーールという可動レールを動かすことで列車の進行方向を決定している。トングレーールを動かす機構を転てつ装置と呼ぶ。転てつ装置の転換不能は、設置されている路線の遅延や運行中止といった大きな影響を与える。

転てつ装置には、左右トングレーール先端部を結ぶフロントロッドと呼ばれる部品が取り付けられている。この分岐器を列車が通過する際に振動が生じ、この振動がトングレーールを伝わることでフロントロッドの接続部分に用いられている軸受の摩耗を引き起こして転換不能につながる。

そのため、フロントロッドを含む転てつ装置は定期的に点検・交換が行われてきているが、交換周期は根拠に基づいたものではない。最適でない周期で交換される場合は、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、無駄が生じてしまう。そこで軸受摩耗量などの実測データに基づいた交換周期を提言する必要がある。

これまで、分岐器で発生する振動による軸受摩耗の進行を検証するモデルが提言されている[1], [2]。しかし、軸受摩耗に最も影響を与えるとされるトングレーール後端部継目で発生する衝撃振動の特性は解明されていない。また、JR 東日本管轄内にあるすべての分岐器について、その中で発生する振動を実測するのは不可能である。分岐器内で発生する衝撃振動は、分岐器周辺における軌道の環境や継目の状態、通過する列車の運動状況などにによって左右すると考えられる。したがって、継目で発生する衝撃振動について、列車や軌道の状態など様々な状況に対して解析できるようなモデルを作成することができれば、衝撃振動について定量的な把握が可能になる。そして、軸受摩耗の進行を検証するモデルに衝撃振動を入力することで、さまざまな種類・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]

2012 年度における近藤の先行研究[1], 2013 年度における良本の先行研究[2]ではフロントロッド軸受部の摩耗を引き起こす挙動を把握するために, 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.

まず, 近藤の研究[1]についてその内容を以下に示す.

JR 東日本管轄内の分岐器各部についての列車通過時の振動波形からトンングレール後端部分の衝撃振動が最も軸受摩耗を引き起こす振動原因であると推測をした.

JR 東日本管轄内の試験線に設置されている B721 型フロントロッドを用いた分岐器に対する打撃試験の結果から, 分岐器の固有モード, 特に摩耗を引き起こすと推測したモードでの動作について把握した.

B721 型フロントロッドを用いた 8 番分岐器を対象に 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. 固有モード, 軸受接続部付近の加速度, フロントロッド軸力に対して解析結果と実測結果の比較を行い, モデリングの妥当性があることを確認した.

次に, 良本の研究[2]についてその内容を以下に示す.

JR 東日本管轄内の複数の分岐器各部についての列車通過時の振動波形を実測し, そのデータからトンングレール後端部の継目の状態によって振動波形の特性が変化することを推測した.

JR 東日本管轄内の試験線に設置されている B821 型フロントロッドを用いた分岐器に対して打撃試験を行い, 分岐器の固有モード, 周波数応答関数を把握した.

B821 型フロントロッドを用いた 8 番分岐器を対象に 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. 固有モード, 軸受接続部付近の加速度, フロントロッド軸力に対して解析結果と実測結果の比較を行い, モデリングの妥当性があることを確認した. また, 各部モデリングの簡易化に対する影響について確認した.

軸受の面圧と滑り速度を解析から算出することで, 軸受摩耗の定性的な評価ができることを確認した.

これらの研究の課題として以下のものが挙げられた.

フロントロッド軸力の実測データと軸受摩耗量との定量的な関係が明らかでないので, その関係を明らかにするような実験を行う必要がある. そしてそれを元に軸受に関しては摩耗状態や潤滑状態を考慮したモデルを作る必要がある.

モデリングにおいて用いた数値、衝撃入力波形は推定によるものがあり、実測と異なる可能性がある。そして、正確に軸受摩耗量を算出するためには、分岐器ごとの拘束条件についてのモデリングや実測時における衝撃入力波形の再現性を向上させる必要がある。しかし、拘束条件に関しては分岐器ごとに異なるが、解析から摩耗量を予測するためにはモデリングを一意に定める必要がある。

拘束条件に関しては、この相反する問題を解決できるようなモデリングを検討しなければならない。また、解析から摩耗量を予測するのであれば、衝撃入力波形に関しても実測ではなく解析により算出する必要があると考えられる。

1.3 研究目的

先行研究により、トングレール後端部の継目通過時における衝撃振動がフロントロッドの軸受摩耗の原因であり、その振動波形はトングレール後端部の状態に左右されるという摩耗を引き起こすまでの一連の流れについて推定できた。また、分岐器全体の有限要素法モデルを作成することで、衝撃振動に対するフロントロッドとその周辺の力学的特性を把握と軸受摩耗についての定性的な評価が可能になった。

以上を踏まえて、本研究では様々な種類の分岐器に存在する継目を列車が通過するときが発生する衝撃振動を予測できる有限要素法解析モデルを作るための足がかりとして、一般的な継目通過とそれを通過する車両の有限要素法解析モデルを作成し、発生する衝撃振動を再現することを目的とする。

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 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 章では分岐器の機構について説明する。

第 3 章では実測データを示し、考察する。

第 4 章では継目付近の軌道と車両の有限要素法モデルについて説明する。

第 5 章では解析結果を示し、実験結果との比較・考察を行う。

第 6 章では本研究の結論と今後の展望を述べる。

第2章 鉄道分岐器について

2.1 緒言

フロントロッドの軸受摩耗を引き起こす振動は、分岐器内の継目を鉄道車輪が通過することで引き起こすと考えられている。よって、振動の特性を解析するために分岐器の仕組み、継目付近の部品の構成について理解する必要がある。本章では、分岐器および転てつ装置や継目部分の仕組みと用語について述べる。

2.2 分岐器[3]

可動レールを用いて線路を分岐させて、列車の進路を変更させる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。分岐器の全体図を図 2.1 に示す。

ポイント部とは、トンGREールが基本レールに接する部分を表す。クロッシング部とは、レールが交差する部分を表す。クロッシング部では分岐器の構造上、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ガードレールが設置されている。リード部とはポイント部とクロッシング部の間の部分である。

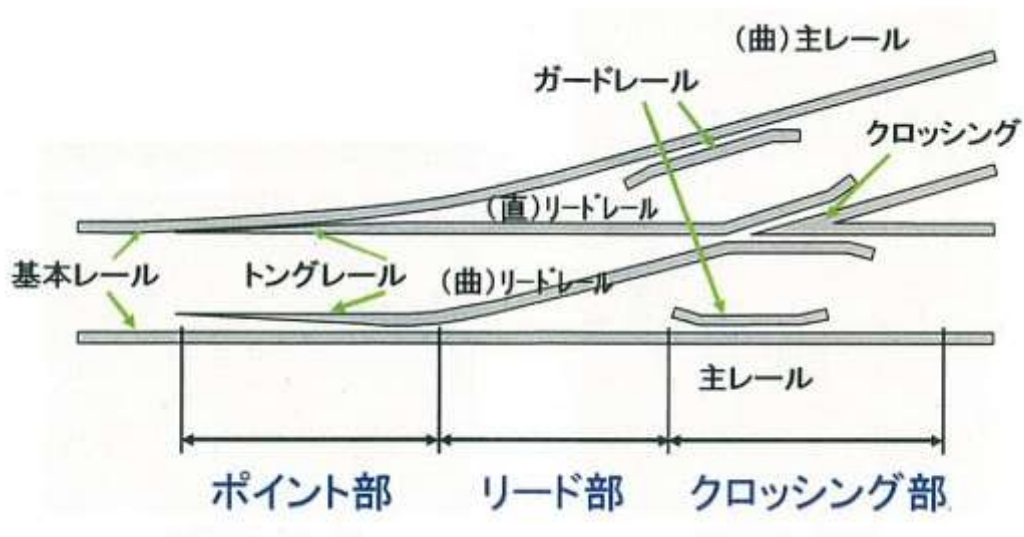


図 2.1 分岐器全体図

分岐器には定位と反位と呼ばれる状態が存在する。定位とは通常時に列車を進入させる方向へ開通している状態で、反位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。

2.3 分岐器の種類[3]

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。それらについて説明する。

2.3.1 普通分岐器

普通分岐器は鉄道において最も多用されている分岐器である。1本の軌道から2本の軌道へと分岐させ、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である片開き分岐器、両方の軌道が左右対称の曲線として分岐していく両開き分岐器などが存在する。寸法に関しては分岐点から、定位と反位の軌道が1m離れる地点までの距離の値を用いて規格化している。例えば、その距離が12mである分岐器のことを12番分岐器と呼ぶ。

普通分岐器は規格化されているために、大量生産や部品交換が容易でありコストを抑えることができることが利点である。一方で、形状や寸法が規格化されたものしかないため、用地の制約によっては設置できない可能性があるという欠点が存在する。

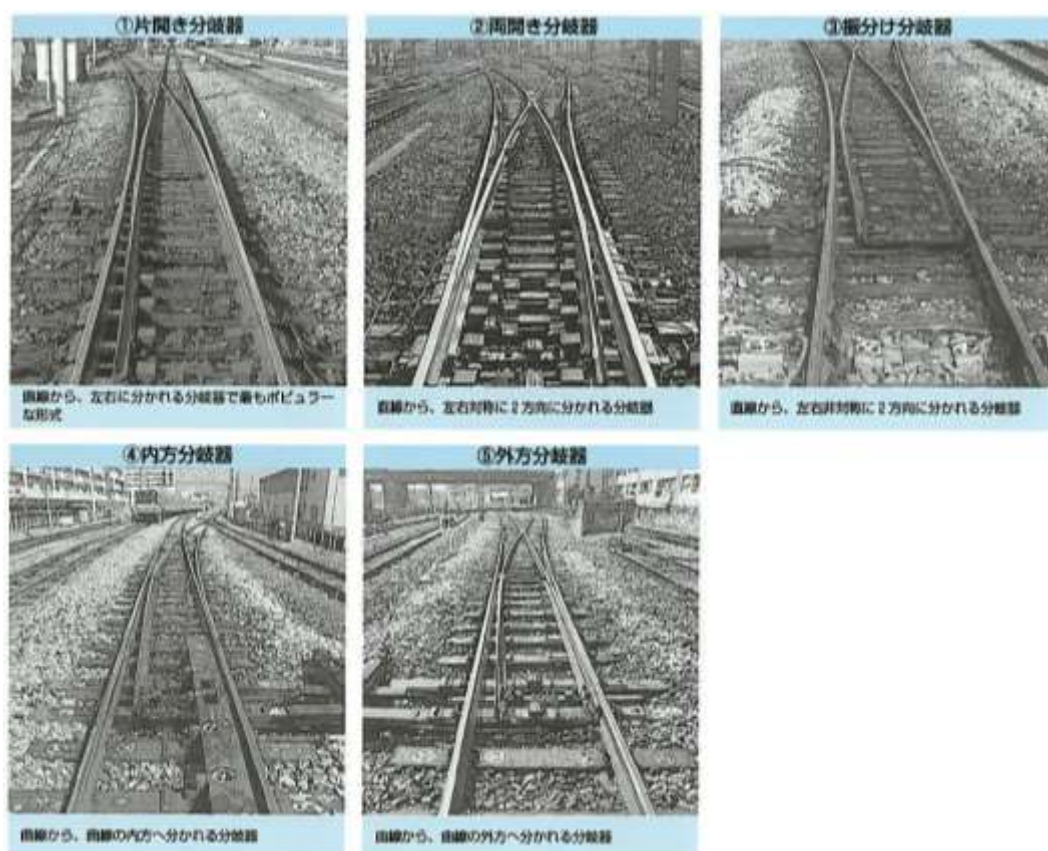


図 2.2 普通分岐器の種類[4]

2.3.2 特殊分岐器

特殊分岐器は普通分岐器とは異なり規格化されていない分岐器である。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、規格化されていないため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、構造が複雑で可動部が多いことから剛性が低くなり交換周期が短くなる、生産にかかるコストが大きくなるといった欠点がある。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転換の検討が進んでいる。

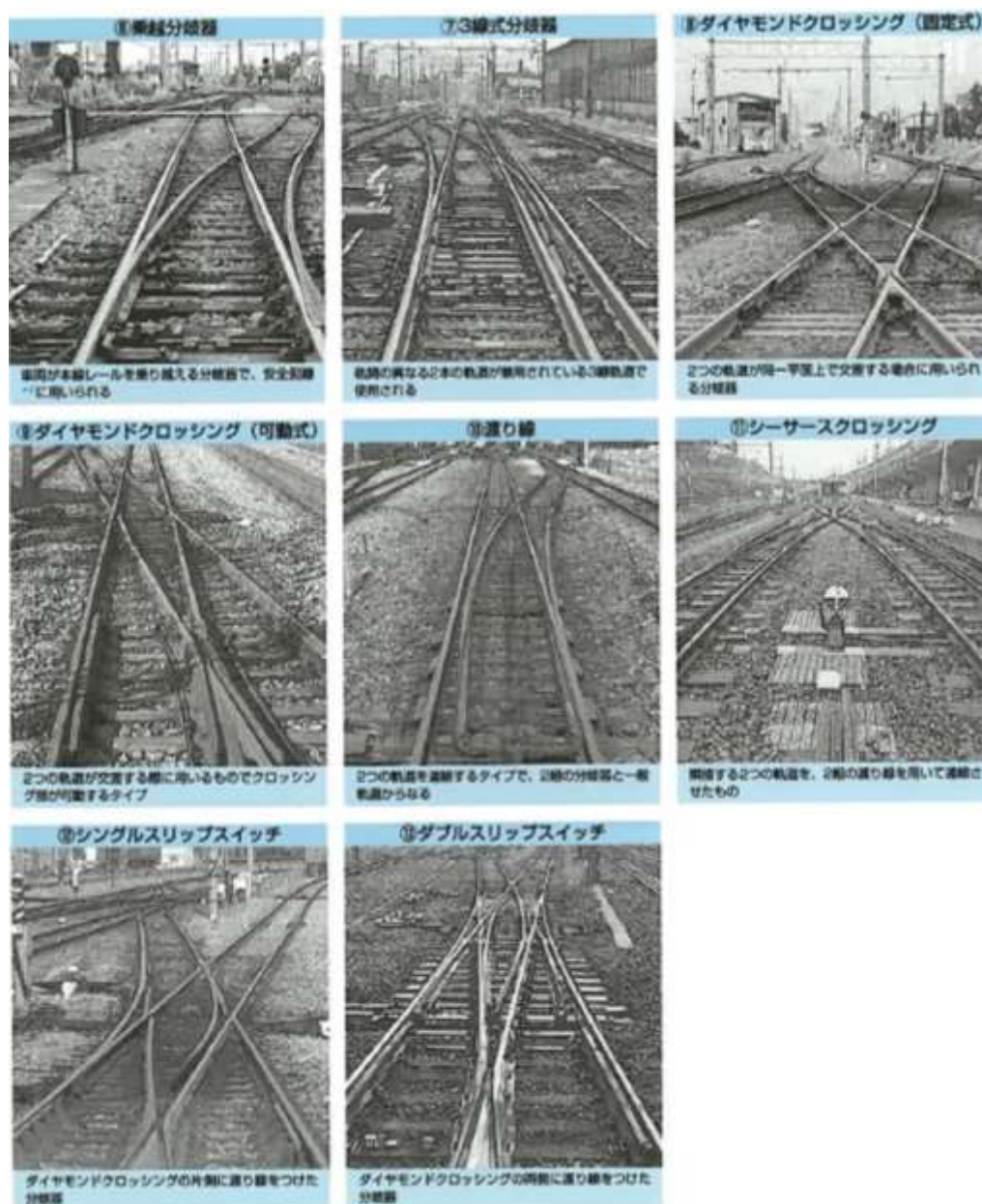


図 2.3 特殊分岐器の種類[4]

2.4分岐方式[3]

分岐器におけるトングレール、リードレールの接続方法については、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、説明する。

2.4.1 関節方式

関節方式とは、トングレールとリードレールが分割されており、トングレールがリードレールとの継目(図 2.4)を中心に回転することで分岐器の転換が行われる方式のことである。転換や列車通過による継目部分での損傷や、列車が継目を通過する際に発生する振動や騒音が問題となる。



図 2.4 トングレール継目

2.4.2 弾性方式

弾性方式とは、トングレールとリードレールが連続しており、トングレールをたわませることで分岐器の転換が行われる方式のことである。トングレールとリードレールの間に継目が存在しないために、損傷が少なく、列車通過時の振動や騒音が抑えられるといった利点がある。一方で、トングレールをたわませるために転換の際の負荷が大きく、関節方式に比べて高価になるといった欠点がある。

2.5 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、動力を使用して分岐器を転換するために用いられるのが転てつ装置である。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説明する。

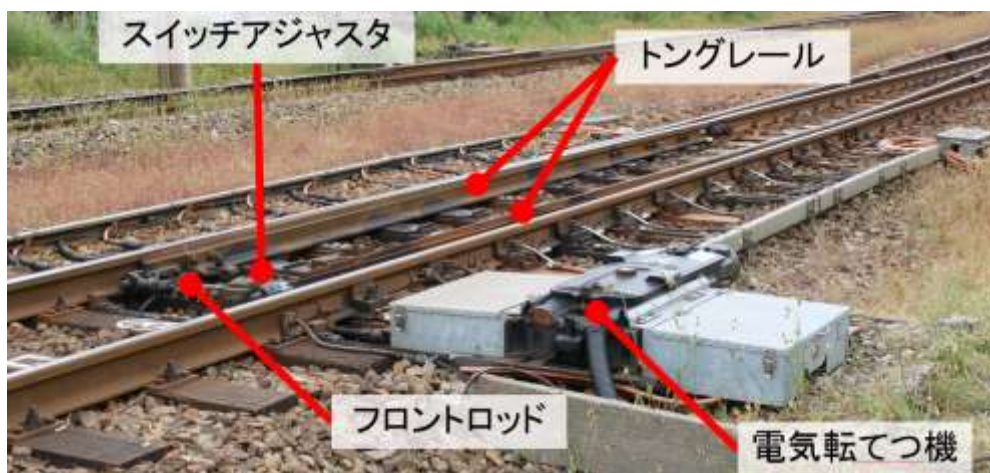


図 2.5 分岐器全体図

2.5.1 電気転てつ機

図 2.6 に示す電気転てつ機は分岐器転換の動力に電気を用いるもので、ほとんどの分岐器に用いられる。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欠きにはまることで分岐器の転換が正常に完了したと判断される。



図 2.6 電気転てつ機



図 2.7 ロックピース

2.5.2 トングレール

トングレールとは、分岐器内のレールのうち転換を行うために可動となっている部分である(図 2.8)。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しているため、基本レールとの滑らかな車輪の受け渡しができるようになっている。片開き分岐器では左右対称な形状となっている。また、転換時以外は、電気転てつ機によって、動作かん・スイッチアジャスタを介して片側のレールは基本レールに押し付けられることによって固定されている。



図 2.8 トングレール

2.5.3 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達するスイッチアジャスタとは異なり、フロントロッドがトングレールに合わせて動くことで、電気転てつ器内で物理的に位置の照査を行うだけなので、動力は伝達しない。

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ないので転換完了と判断できずに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の位置で定まるため、フロントロッドは位置決めの点で重要である。

JR 東日本では、トングレールに締結されている肘金部とフロントロッド、もしくはフロントロッドと接続かんの接続部分に用いら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

ット(図 2.9)に対して第 3 章で述べる計測を行った。肘金部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。

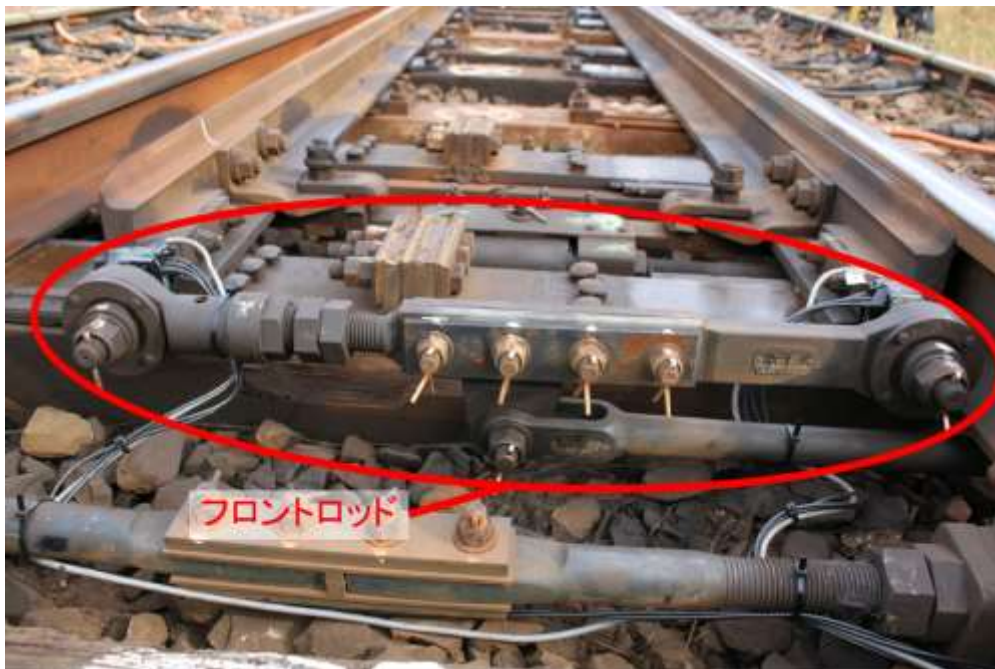


図 2.9 B821 型フロントロッド

2.6 トングレール後端部の固定方法[5]

トングレール後端部におけるリードレールとトングレールの固定は、間隔材と継目板で両レールを挟み込み、4つのボルトを取り付けることによって行われる(図 2.11)。ボルトは前端側から順に、第1ボルト、第2ボルト、第3ボルト、第4ボルトと名づけられており、第1ボルトと第2ボルトがトングレールの固定のため、第3ボルトと第4ボルトがリードレールの固定のために用いられている。

リードレールは非可動レールなので第3ボルトと第4ボルトを基準値のトルクで強く締め付けることによって、完全に拘束されるようになる。一方、トングレールは可動レールであるために、第2ボルトは緩めの基準値のトルクで、第1ボルトは外れない程度に締付けを行うことで、転換の際に必要な自由度を与えている。第1ボルトは段付ボルトと呼ばれ、第2ボルトが折損して継目板の締結が緩んだとき、トングレールが前方に飛び出さないために追加されたものである。



図 2.10 分岐器のトングレーール後端継目

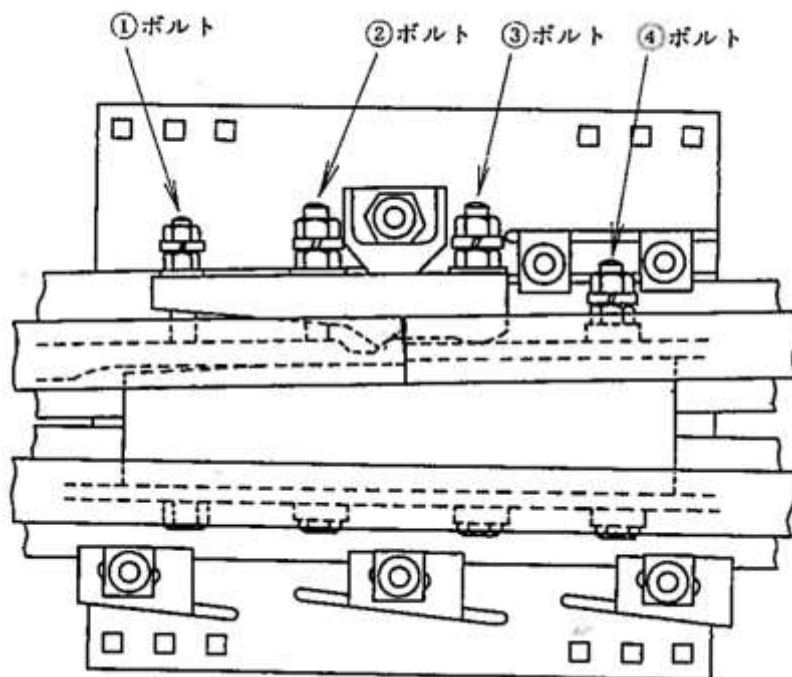


図 2.11 分岐器のトングレーール後端継目図面とボルトの位置[5]

2.7 一般的な継目の仕組み[6][7]

レールを接続する箇所を継目という。継目にはレール同士を接続する役割のほかに、温度により伸縮するレール長さを調整するという役割もある。また、閉塞区間の境界では軌道回路を絶縁するという役割を持つものもあり、これを絶縁継目という。絶縁継目のレール-レール間、レール-継目板間、継目板-ボルトナット間には絶縁材を挟んでいる。

継目の形状には、突合せ継目(図 2.12)と斜め継目(図 2.13)の 2 種類が存在する。突合せ継目は 2 本のレールを正対させ、継目板をレールの腹部の両面に当ててボルトで緊締したもの(図 2.14)で、一般的に使われているのはこちらである。斜め継目は、受けレールとトングレールを斜めに重なり合うように接続したものであり、突合せ継目よりも大きな伸縮量に対応できることから、ロングレール区間における継目に用いられている。

継目の配置には、相対式と相互式の 2 種類が存在する(図 2.15)。一般に用いられている相対式は左右レールの継目の位置が相対しているものであり、左右の継目の位置が同じであるために枕木の補強が容易であるが、継目の沈下が避けられないという欠点を持つ。一方、急曲線上などで用いられている相互式は相互に他側のレールの中間部にずらして継目を設けるものであり、継目の沈下量を減らすことができるが、列車のローリングを起こしやすいという欠点を持つ。



図 2.12 突合せ継目[6]



図 2.13 斜め継目[6]

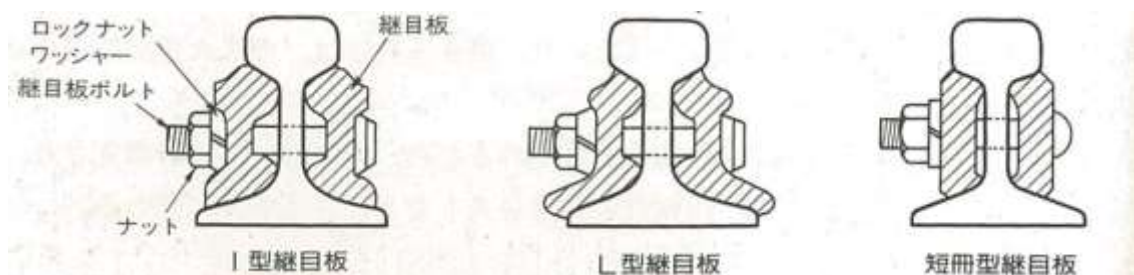


図 2.14 継目板[7]

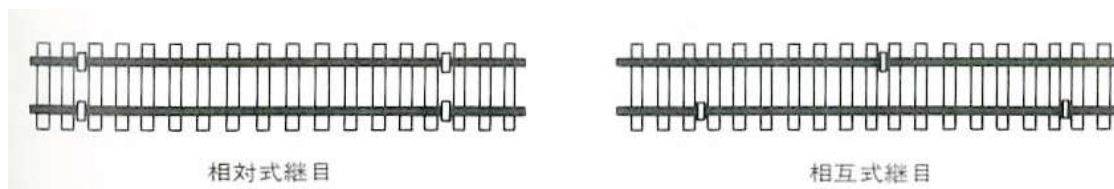


図 2.15 相対式継目と相互式継目[7]

2.8 考察

分岐器の仕組みを理解することで、分岐器には多くの部品が使われていることから合わせこむべきパラメータも多いことがわかる。部品に関する適切なパラメータおよび、継目で発生する衝撃振動の特性が分からないまま、トンダレール後端部継目で発生する衝撃振動を解析することは難しいと考えられる。そこで、まずは部品数が少ない一般的な継目通過時の衝撃振動解析で再現性を確認して振動の特性を理解し、モデリングの手法についてノウハウを得た上で、トンダレール後端部継目で発生する衝撃振動を解析することが望ましいと考えられる。

第3章 実測データを用いた考察

3.1 緒言

軸受摩耗を進行させる原因となる，継目での衝撃振動の把握や解析モデルの妥当性検証のために実測データが必要となる．

本章では一般的な継目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 分岐器における実測波形データ [8]

JR 東日本管轄内の実線の複数の分岐器について、トンダレール後端部や肘金部の加速度、肘金部にかかる荷重の波形データの測定が行われた。波形データの測定により、トンダレール後端部における衝撃振動波形の把握と、トンダレール後端部の振動特性が肘金部の振動に与える影響の定性的な評価が可能になる。

3.2.1 測定条件

表 3.1 の条件の下、表 3.2 に示す機器を用いて、図 3.1 の位置で表 3.3 に示される値を、表 3.4、表 3.5 に示される列車に対して測定した。また、本論文では、図 3.1 における x 軸方向を軌間内外方向、 y 軸方向を鉛直方向、 z 軸方向を軌道平行方向と定める。軌間内外方向については、図 3.1 で右側を正とする。鉛直方向については図 3.1 で紙面の表側から裏側への向きが正とする。軌道平行方向については図 3.1 で上向きを正とする。開通方向が定位の状態において、車輪が通過するトンダレールを左側トンダレール、車輪が通過しないトンダレールを右側トンダレールとする。

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
分岐方式	関節方式	関節方式
分岐番号	12 番	12 番
フロントロッド	B821 型	B821 型
通過方向	背向方向	背向方向

表 3.2 測定機器

使用機器	測定対象(場所は表 3.3 参照)
3 軸加速度計 共和電業製	加速度
歪ゲージ 共和電業製	歪(歪から荷重を算出する)

表 3.3 測定箇所と測定値

測定箇所	測定値[単位]
後端部(トンブレード 左)	軌間内外方向加速度[m/s ²]
	鉛直方向加速度[m/s ²]
	軌道平行方向加速度[m/s ²]
肘金部(左)	軌間内外方向加速度[m/s ²]
	鉛直方向加速度[m/s ²]
	軌道平行方向加速度[m/s ²]
	軌間内外方向荷重[kN]
肘金部(右)	軌間内外方向加速度[m/s ²]
	鉛直方向加速度[m/s ²]
	軌道平行方向加速度[m/s ²]
	軌間内外方向荷重[kN]
後端部(トンブレード 右)	軌間内外方向加速度[m/s ²]
	鉛直方向加速度[m/s ²]
	軌道平行方向加速度[m/s ²]
後端部(リードレール)	鉛直方向加速度[m/s ²]

表 3.4 A 分岐器の計測対象列車

通過列車	開通方向	通過速度
貨物	定位	71.4km/h
特急	定位	77.2km/h
普通	反位	不明
特急	定位	74.8km/h
貨物	定位	70.8km/h
普通	定位	48.5km/h
特急	定位	80.9km/h
普通	定位	48.3km/h
特急	定位	76.4km/h

表 3.5 B 分岐器の計測対象列車

通過列車	開通方向	通過速度
貨物	定位	66.9km/h
貨物	定位	65.7km/h
普通	反位	34.7km/h
普通	定位	35.3km/h
貨物	定位	70.6km/h
普通	定位	55.3km/h
貨物	定位	66.5km/h
特急	定位	82.3km/h
貨物	定位	69.2km/h
普通	反位	38.2km/h
普通	定位	39.7km/h
特急	定位	79.3km/h

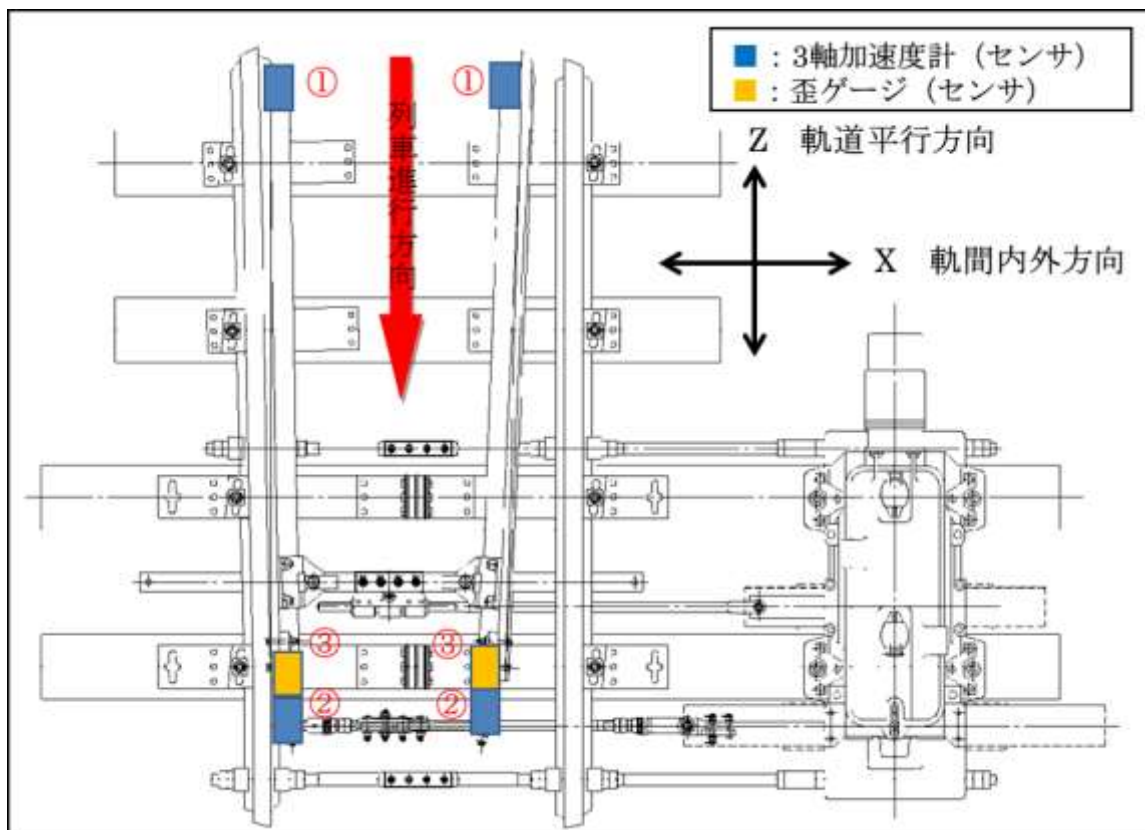


図 3.1 計測箇所[4]

3.2.2 A 分岐器の各種波形データ

本節では A 分岐器を通過する測定対象列車の全ての実測波形データから、車両の第三軸による振動について比較する。車両の第三軸で比較するのは、第三軸が継目通過時に第二軸は長さ 7m のトンダレールから離れてからさらに約 5m 走行しており、その影響が少ないと考えられるためである。また、貨物列車の機関車は 6 軸であり全ての軸間の距離が短いので除外してある。左側トンダレール後端部の鉛直方向加速度の振幅が最大である車輪(車輪 A)と最小である車輪(車輪 B)と中央値である車輪(車輪 C)によって引き起こされる振動を代表として取り上げる。左側トンダレール後端部鉛直方向加速度を図 3.2 に、左側肘金部軌間内外方向加速度を図 3.3 に、左側肘金部鉛直方向加速度を図 3.4 に、左側肘金部軌間内外方向荷重を図 3.5 に示す。波形データの評価は、計測された実測データのうち左側トンダレール後端部鉛直方向加速度、左側肘金部軌間内外方向加速度、左側肘金部鉛直方向加速度、左側肘金部軌間内外方向荷重を対象に行う。理由としては

- ・左側トンダレール後端部での車輪通過による振動がフロントロッド軸受摩耗の原因になると考えられる[1]ので、発生源の振動を把握する必要がある。
- ・肘金部鉛直方向の振動が最も大きく[1]、軸受摩耗を引き起こす振動の特性を明確に表していると考えられる。
- ・軸受摩耗の原因になるのは軌間内外方向の振動であるため[2]、同方向の加速度や荷重はそれに関係があると考えられる。

ためである。

3.2.2.1 後端部(左)鉛直方向加速度

加速度振幅約 $950\sim 2400\text{ m/s}^2$ ，周波数約 500Hz の大きな振動が 1 振動だけ見られ，この振動だけは各波形の振幅に違いが出る．その後はいずれも 0.02 秒まで振幅 200m/s^2 の振動をしたのちに減衰するという様子が見られる．

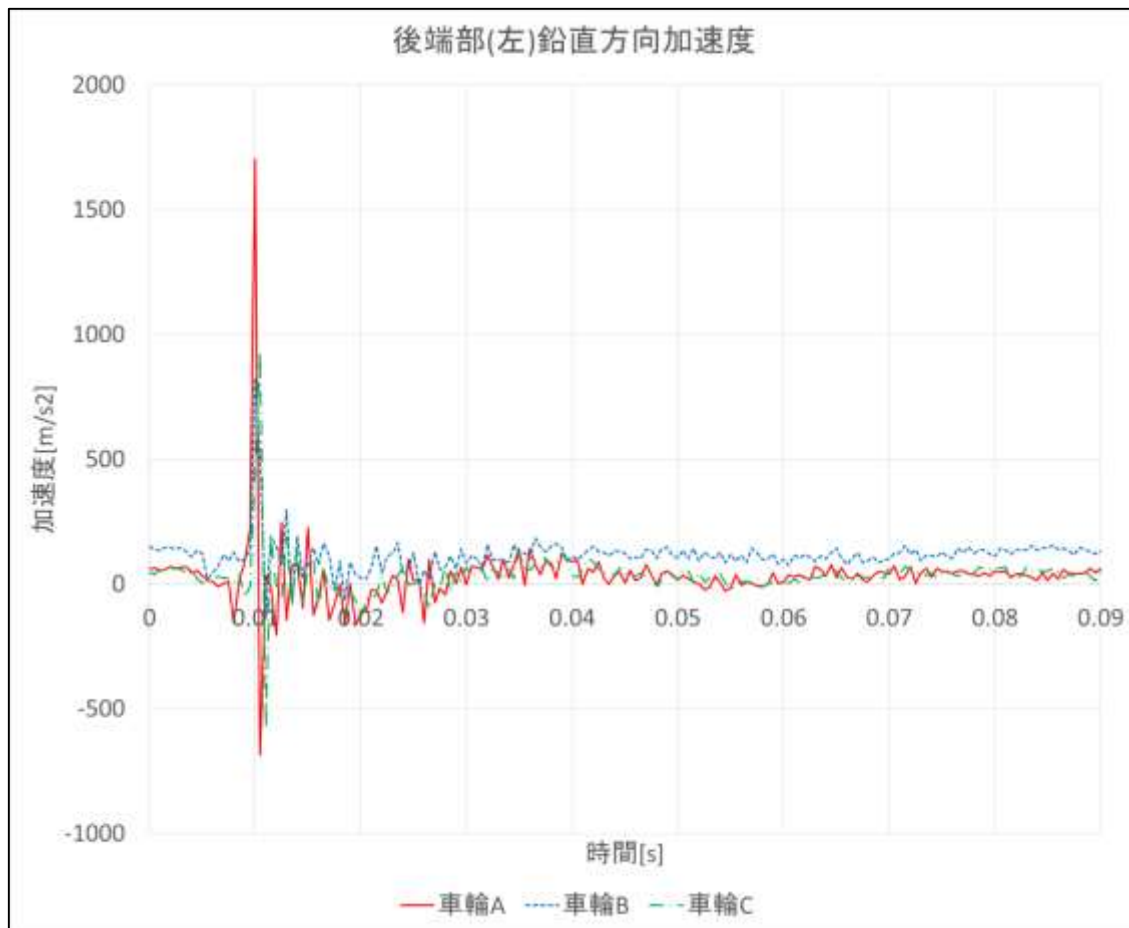


図 3.2 後端部(左)鉛直方向加速度

3.2.2.2 肘金部(左)軌間内外方向加速度

加速度振幅 $500\sim 2600\text{ m/s}^2$ ，周波数約 $500\sim 1000\text{ Hz}$ の大きな振動が 2 振動ほど見られ，各波形の振幅に違いが出る．トンダレール後端部での振動の大きいほど，この振幅も大きくなる．その後はいずれも徐々に減衰するという様子が見られる．

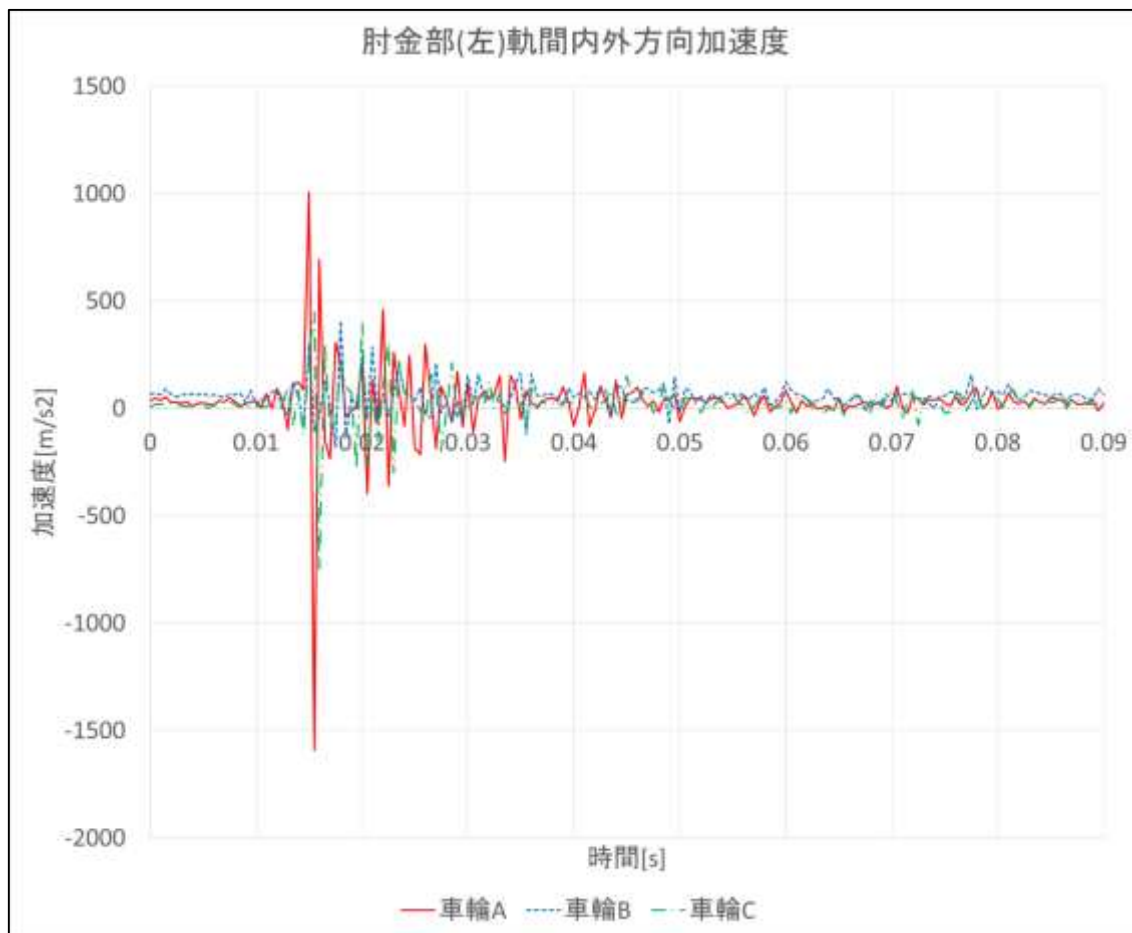


図 3.3 肘金部(左)軌間内外方向加速度

3.2.2.3 肘金部(左)鉛直方向加速度

加速度振幅 600~1600 m/s^2 ，周波数約 200Hz の大きな振動が 1 振動見られ，各波形の振幅に違いが出る．トングレール後端部での振動の大きいほど，この振幅も大きくなる．その後はいずれも徐々に減衰するという様子が見られる．

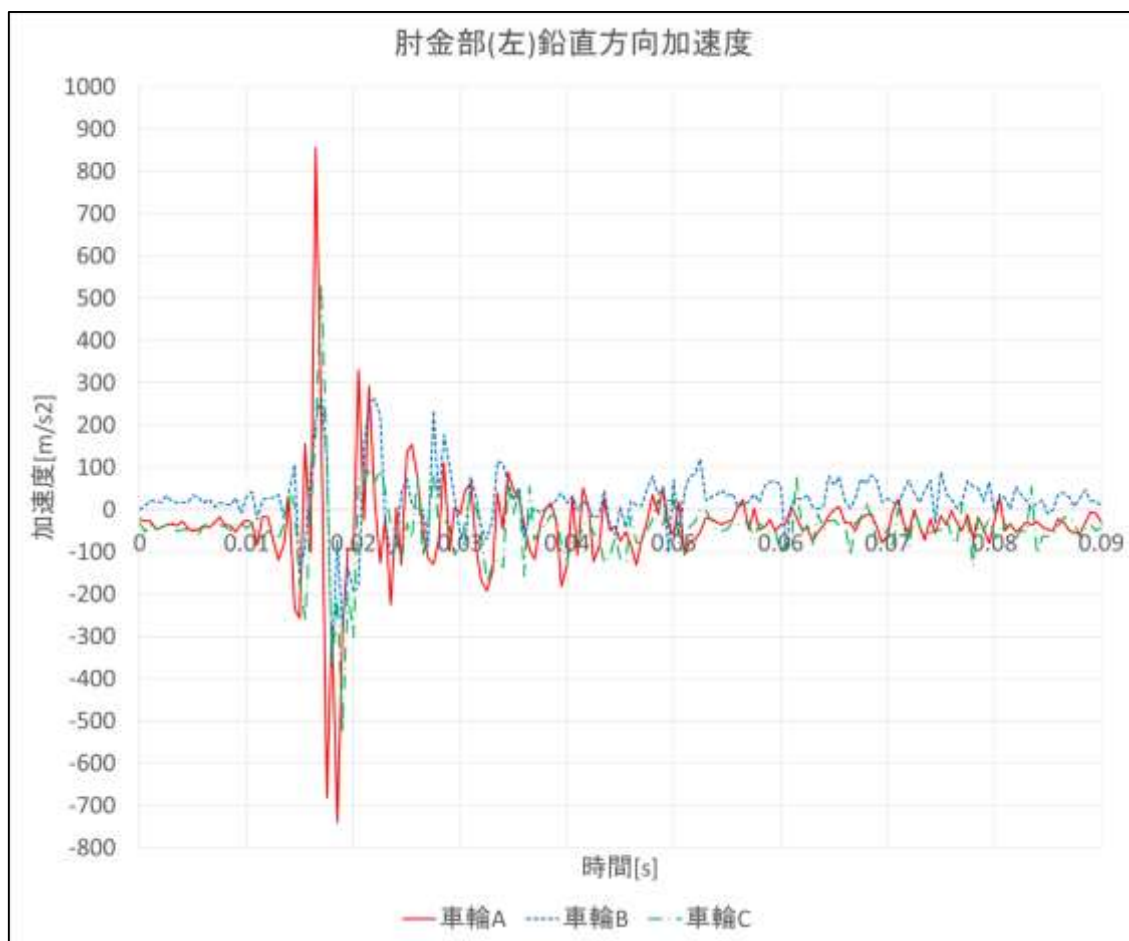


図 3.4 肘金部(左)鉛直方向加速度

3.2.2.4 肘金部(左)軌間内外方向荷重

荷重振幅 2.5~5.5kN, 周波数約 500Hz の大きな振動が 1 振動見られ, 各波形の振幅に違いが出る. トングレール後端部での振動の大きいほど, この振幅も大きくなる. その後はいずれも徐々に周波数と振幅が小さくなる様子が見られる. 各波形において, この振動の振幅の差は見られない.

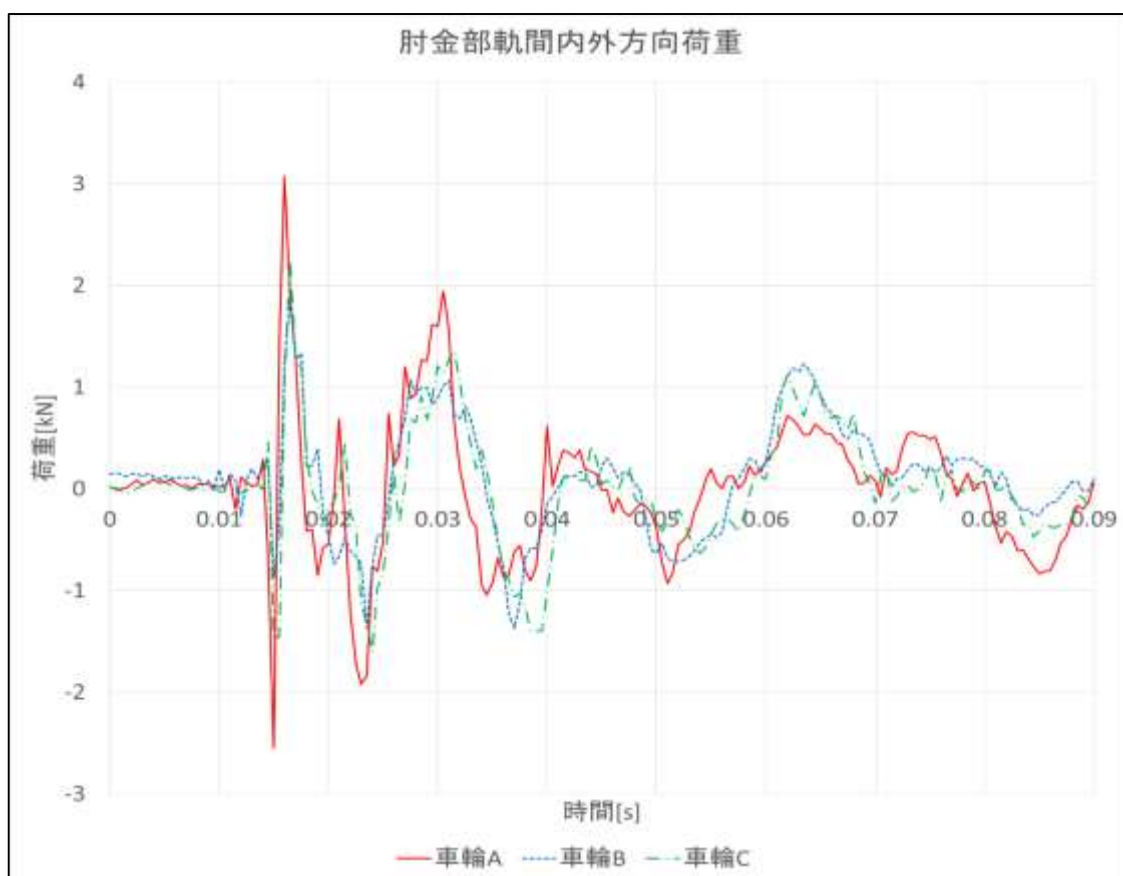


図 3.5 肘金部(左)軌間内外方向荷重

3.2.3 B 分岐器の各種波形データ

本節ではB分岐器を通過する全ての列車の実測波形データからA分岐器と同様に比較し, 左側トングレール後端部の鉛直方向加速度の振幅が最大である車輪(車輪 a)と最小である車輪(車輪 b)と中央値である車輪(車輪 c)によって引き起こされる振動を代表として取り上げる. 左側トングレール後端部鉛直方向加速度を図 3.6 に, 左側肘金部軌間内外方向加速度を図 3.7 に, 左側肘金部鉛直方向加速度を図 3.8 に, 左側肘金部軌間内外方向荷重を図 3.9 に示す.

3.2.3.1 後端部(左)鉛直方向加速度

加速度振幅約 $400\sim1300\text{ m/s}^2$, 周波数約 $500\sim1000\text{ Hz}$ の大きな振動が1振動だけ見らる。その後, 0.02 秒までは周波数も振幅の大きさも不規則な大きな振動が発生し, それ以降は減衰していく。

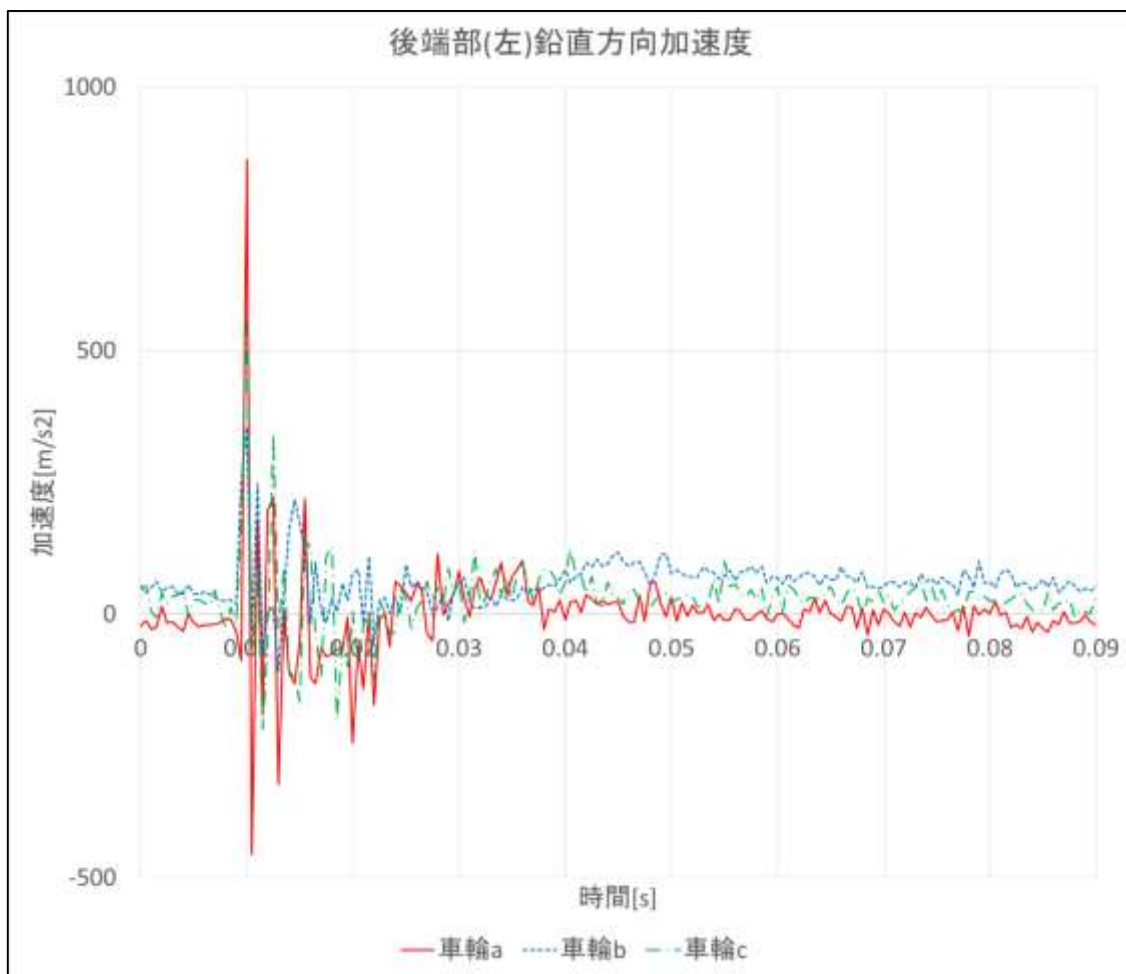


図 3.6 後端部(左)鉛直方向加速度

3.2.3.2 肘金部(左)軌間内外方向加速度

0.010~0.017 秒にかけて振動が大きくなっていき、0.017 秒あたりで振幅が最大となる。このときの加速度振幅約 $600\sim 1600\text{ m/s}^2$ 、周波数約 $400\sim 500\text{ Hz}$ であり、列車 c の振幅の大きさは列車 a とほぼ同等となっている。その後、0.06 秒くらいまで減衰していく。周波数は不規則である。

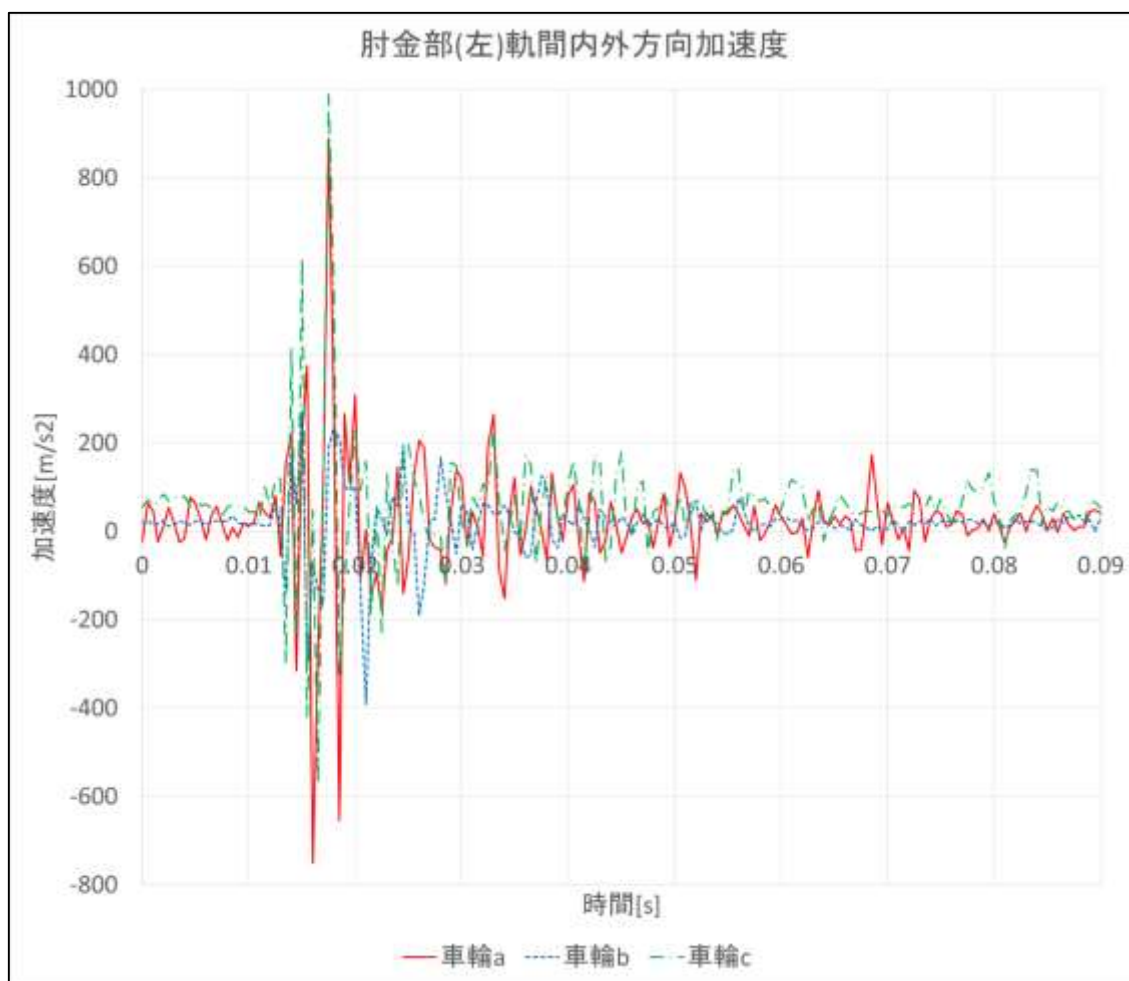


図 3.7 肘金部(左)軌間内外方向加速度

3.2.3.3 肘金部(左)鉛直方向加速度

約 500Hz の大きな振動が 2~3 周期ほど見られる。0.015 秒あたりで振幅が最大となり、加速度振幅約 500~2000 m/s^2 となる。この時、列車 c の振幅が、列車 a の振幅の約 2 倍にまで大きくなる。その後は、0.05 秒あたりまで減衰する。

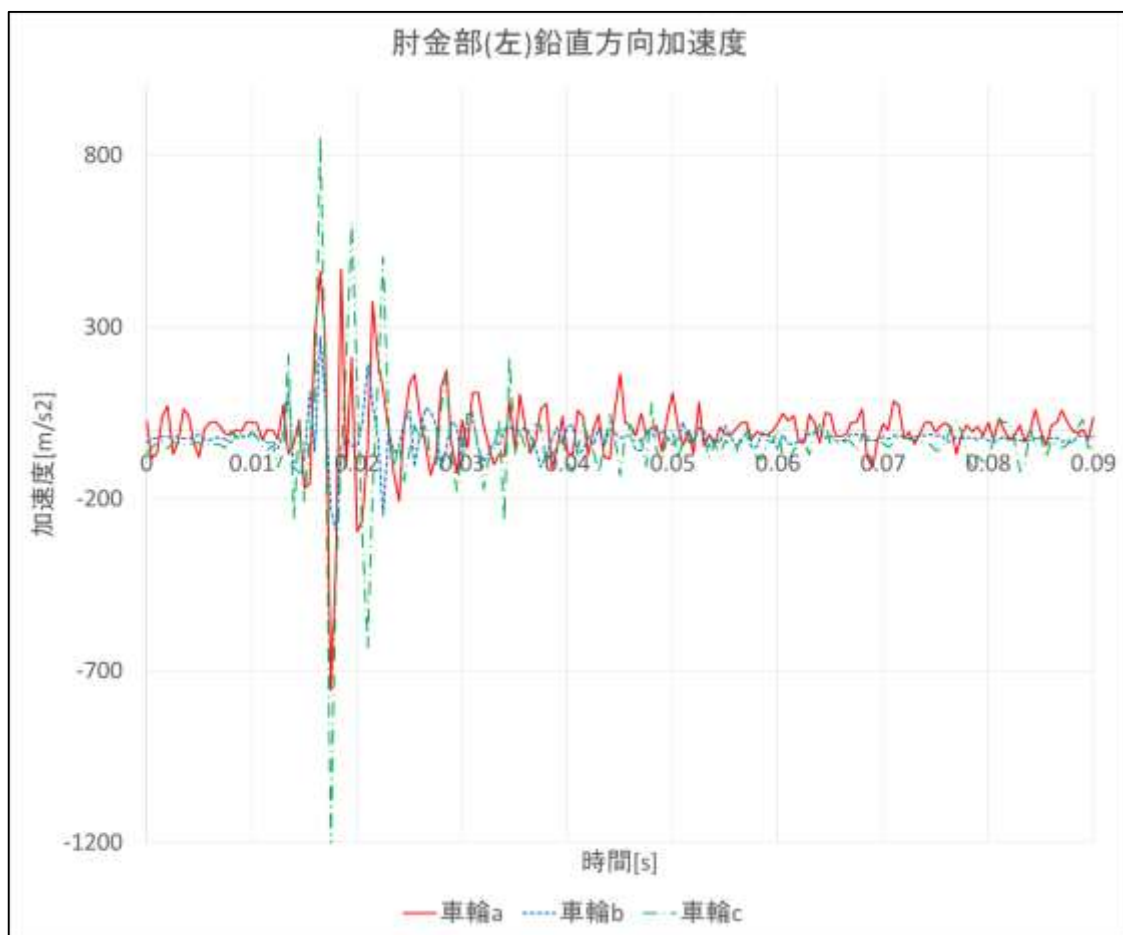


図 3.8 肘金部(左)鉛直方向加速度

3.2.3.4 肘金部(左)軌間内外方向荷重

約 500Hz の大きな振動が 2~3 周期ほど見られ、各波形の振幅に違いが出る。0.175 秒頃に最大値をとり、その大きさはほぼ肘金部軌間内外方向加速度の大きさに左右される。荷重振幅 1.5~2.25kN ほどである。その後は 0.06 秒くらいまで減衰していく。

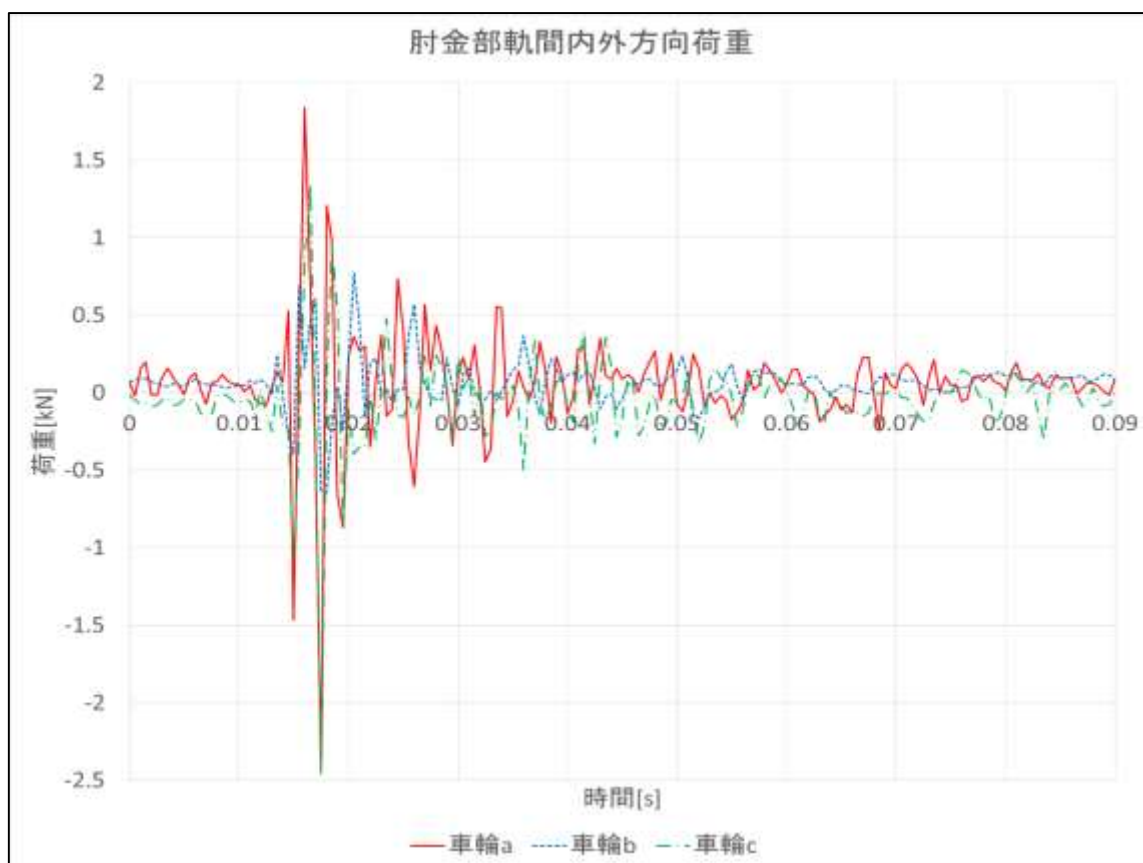


図 3.9 肘金部(左)軌間内外方向荷重

3.3 トングレール後端部と分岐器各所の振動の相関

A 分岐器では、トングレール後端部の加速度波形について、列車ごとに特性はほとんど変わらない、振幅の大きさが違うデータを比較した。肘金部の振動も特性はほぼ同じで振幅の大きさが違い、その大きさはトングレール後端部での加速度の振幅の大きさに左右される。以上のことから、肘金部、そしてフロントロッドの振動の大きさとトングレール後端部における振動の大きさは相関があるということが分かる。その様子を表すグラフを図 3.10~図 3.12、相関係数を表 3.6 に示す。

一方で B 分岐器では、A 分岐器と比較していずれの部分も高周期な振動が見られた。特

に肘金部(左)軌間内外方向荷重では、A 分岐器は 50Hz 前後の振動も見られるのに対して、B 分岐器では 500Hz を維持し続けている。このため、今回の計測ではサンプリング周波数が足りず完全な波形を捕らえ切れなかった。また、B 分岐器は A 分岐器と比較して振幅が小さく、特に後端部加速度振幅の平均は半分ほどである。しかも、肘金部の加速度振幅のほうが大きいものが多いことから分岐器内で振動が増幅されている。このため振動波形のばらつきが増えて相関が取れなくなったと考えられる(図 3.13~図 3.15)。

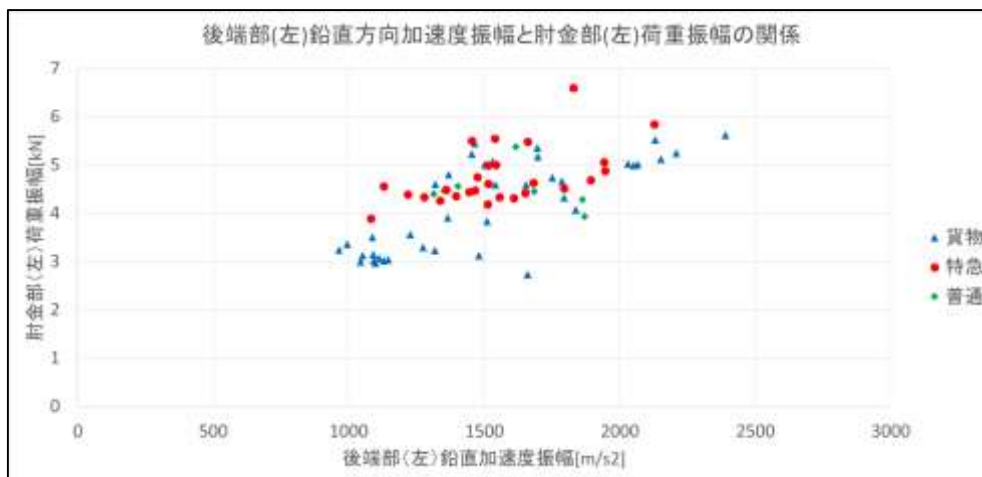


図 3.10 A 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)荷重振幅の関係

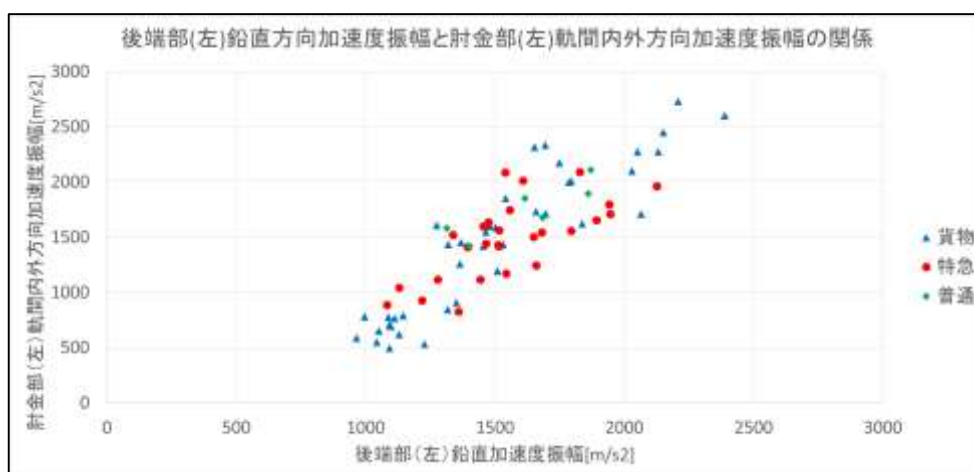


図 3.11 A 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)軌間内外方向加速度振幅の関係

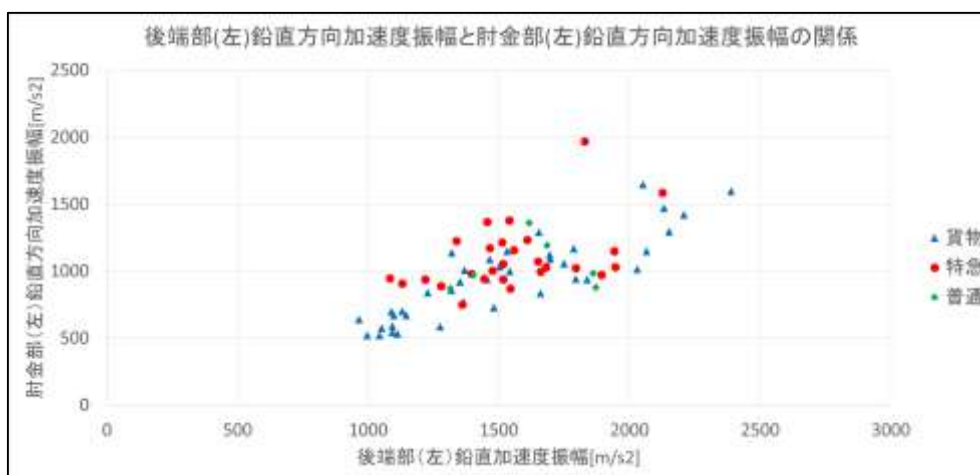


図 3.12 A 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)鉛直方向加速度振幅の関係

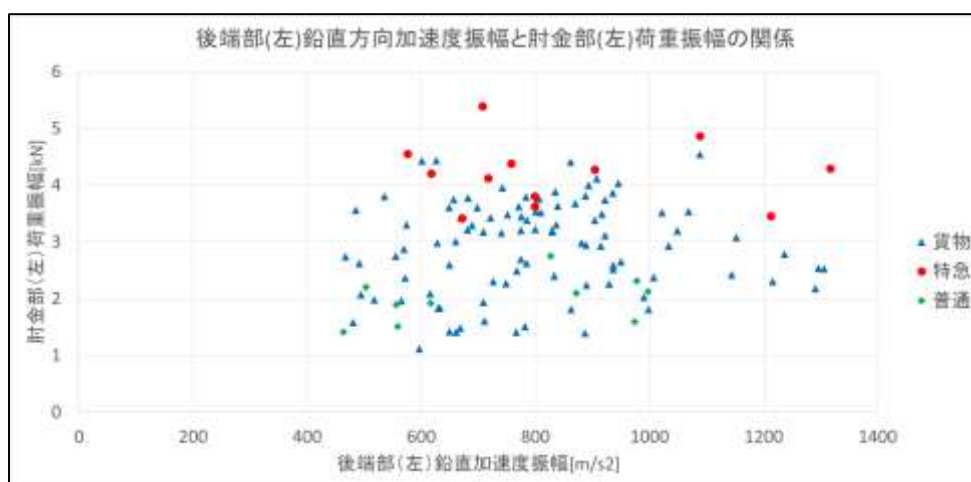


図 3.13 B 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)荷重振幅の関係

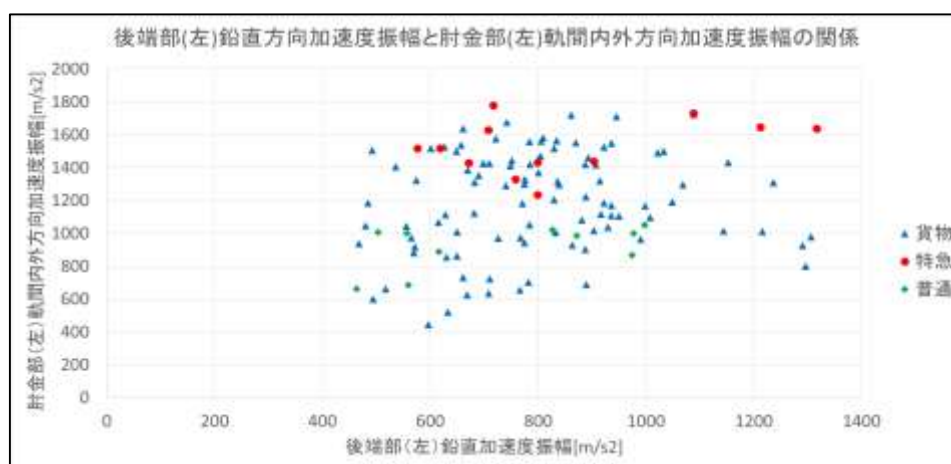


図 3.14 B 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)軌間内外方向加速度振幅の関係

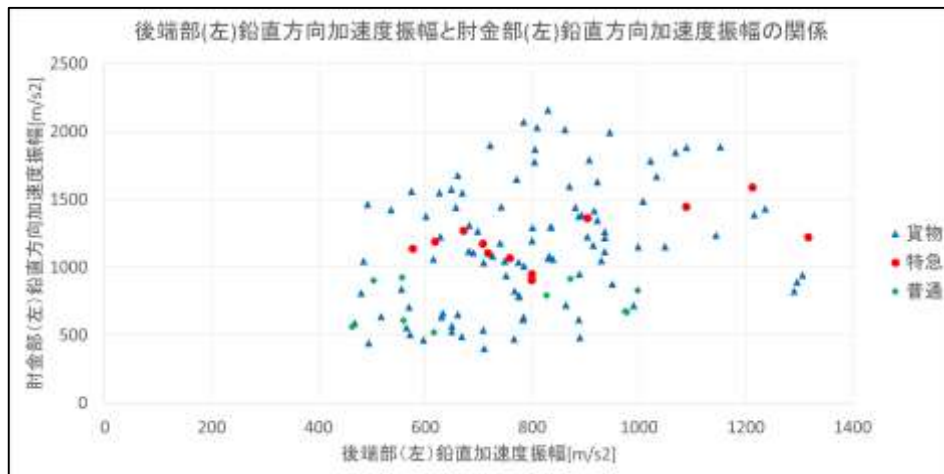


図 3.15 B 分岐器後端部(左)鉛直方向加速度振幅と肘金部(左)鉛直方向加速度振幅の関係

表 3.6 後端部加速度振幅と分岐器各所の振幅の相関

	肘金部(左)荷重振幅	肘金部(左)軌間内外 方向加速度振幅	肘金部(左)鉛直方向 加速度振幅
A 分岐器	0.663	0.868	0.723
B 分岐器	0.133	0.192	0.302

3.4 一般的な継目における実測波形データ [9]

鉄道総研内の試験軌道において、継目付近のレールの加速度の波形データが測定されていた。その波形データの意義として、解析結果の比較対象とし、解析モデルの妥当性について検証することができる。また、分岐器継目による振動波形と比較し、類似性を確認することができる。実測に関する詳細な情報は付録に記載する。

なお、図 3.16 で示されるようにレール頭頂面が高い側のレールを上位側レール、低い側のレールを下位側レールと表し、上位側レールの方向に列車が進行する場合はステップアップ、下位側のレールの方向に列車が進行する場合はステップダウンとして区別する。

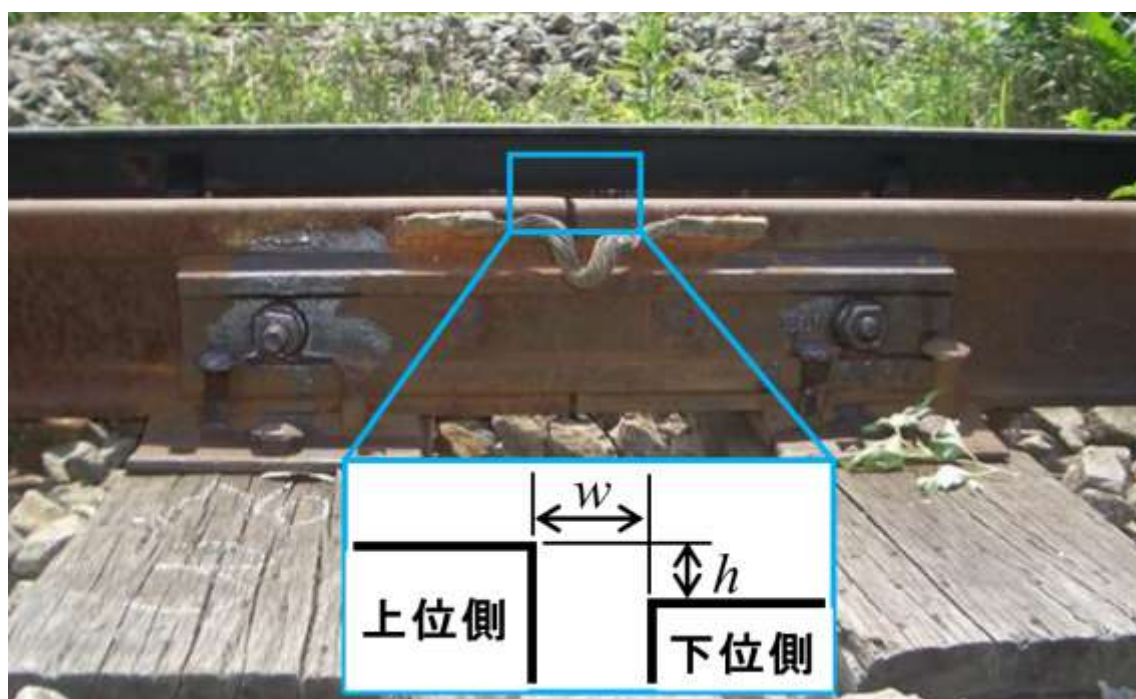


図 3.16 試験軌道の遊間掛継目[9]

分岐器における実測と一般継目の実測のサンプリング周波数は異なるため、一般継目のステップアップ時の上位側レール加速度とステップダウン時の下位側レール加速度に 2000Hz の LPF をかけて比較を行った。LPF をかけた時のグラフを図 3.17、図 3.18 に示す。ステップアップ時の上位側レール加速度の場合、約 1000Hz の大きな振動が 1 周期だけ見られ、その後は 0.02 秒まで振幅 200m/s²の振動をしたのちに減衰するという様子が見られる。ステップダウン時の下位側レール加速度の場合、約 1000Hz の大きな振動が 2 つ重なった状態で現れ、その後 0.015 秒までに減衰する様子が見られる。

分岐器トングレール後端部における加速度の代表として、A 分岐器を通過する車輪 K(通

過速度 48km/h), B 分岐器を通過する車輪 k(通過速度 35km/h)により発生する振動波形を用いて比較を行った。トングレーールは継目板において一般継目よりも自由度があるため, 最大振幅をとる時の周波数が異なるものの, 特にステップダウン時の下位側レールについて, 加速度の最大値や減衰といった点において類似した挙動をすることが分かる。このことから, 一般的な継目加速度の解析を行うモデルを作り, あわせ込みを行うことで, そのモデルをトングレーール後端部の継目の加速度の解析にも応用できると考えられる。

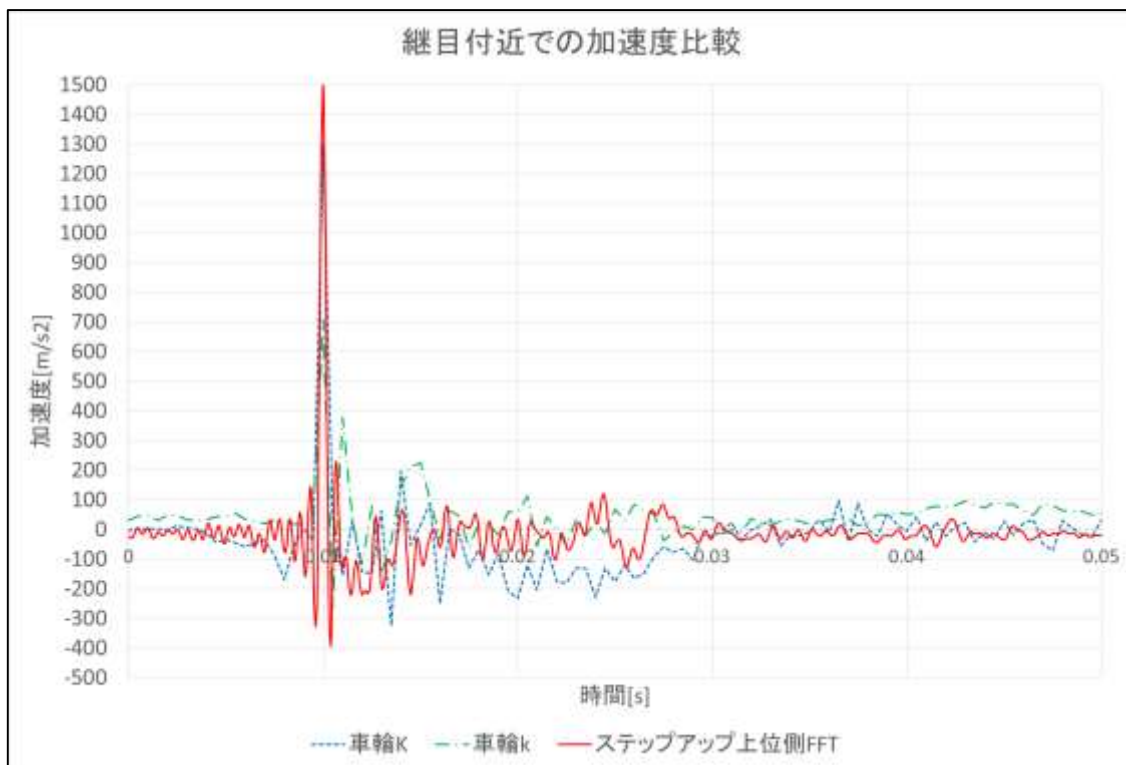


図 3.17 ステップアップ時の上位側レールの加速度比較 (LPF2000Hz)

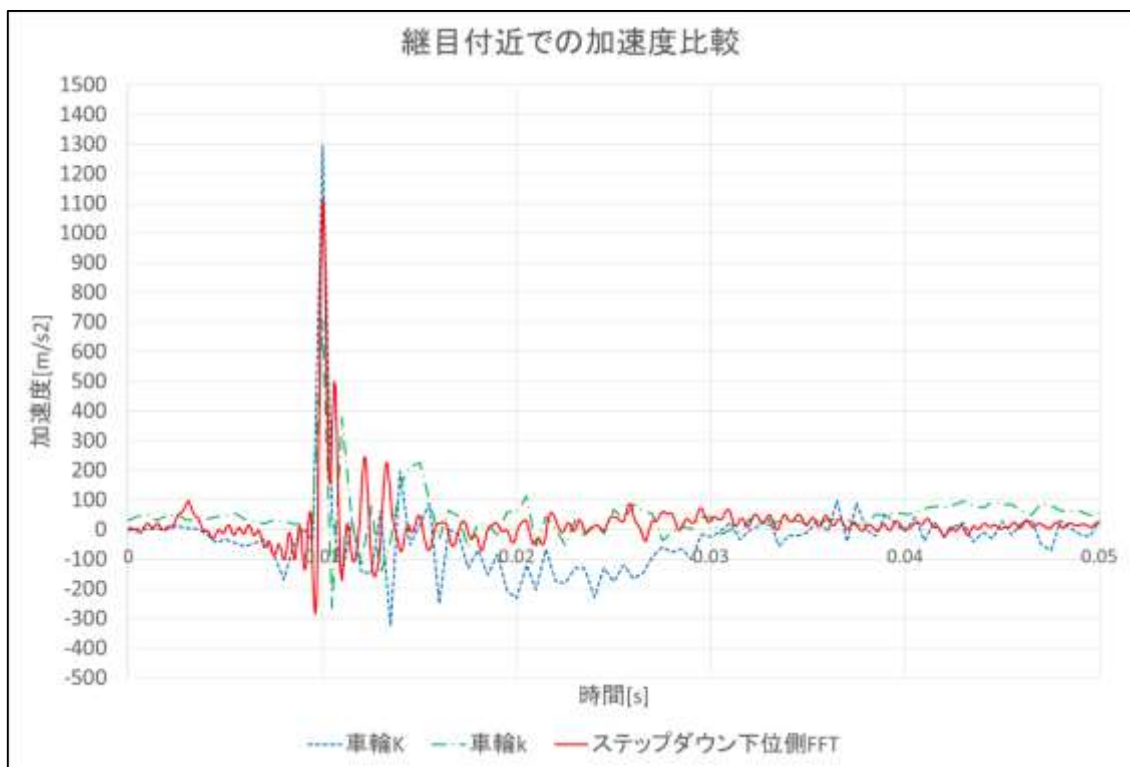


図 3.18 ステップダウン時の下位側レールの加速度比較 (LPF2000Hz)

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と解析で用いるレール継目・車輪モデルについて述べる.

4.2 解析方針

分岐器には調整すべきパラメータが多く存在するので、合わせ込みを行うのは困難である。そこで、車輪が一般的な継目を通過する解析を行い、車輪が継目を通過する際に発生する衝撃を再現できるかどうかの検証を行う。

4.3 対象車両・軌道とモデリング方針

解析モデリングの対象とするのは、3.4 で実測に用いられた、継目付近の軌道と車両である。

衝撃振動の発生源であるレールの継目付近とそれを通過する車輪に対しては、その形状が振動に大きく影響すると考えられているため、実際の形状に即したモデリングが必要である。また、Hertz の理論より静止状態での車輪とレールの接触面形状は長径 6.32mm、短径 4.72mm の楕円になると考えられるので、メッシュサイズはこの楕円の大きさよりも小さくなるのが好ましい。そこで、その部分に関しては 3mm×3mm のメッシュでモデリングを行う。一方で、それ以外の部分に関しては計算時間を抑えるために粗めのモデリングを行う。

4.4 モデリングと境界条件

前節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 4.1~図 4.4 に解析モデルの全体図を示す。

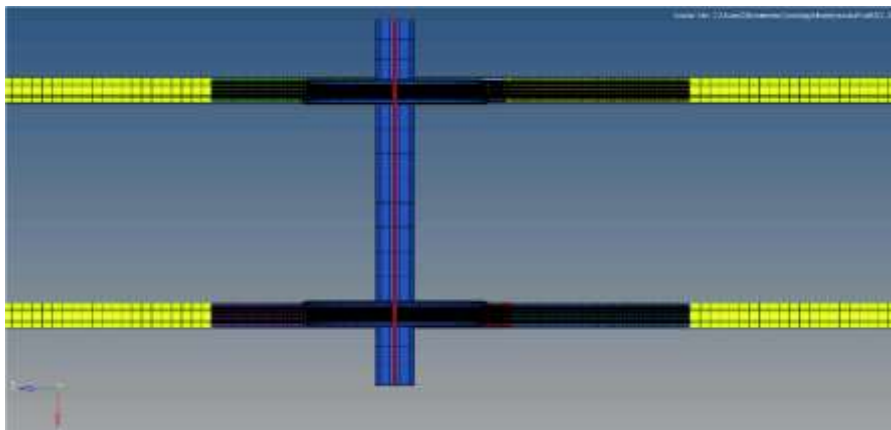


図 4.1 解析モデル全体図(上面図)

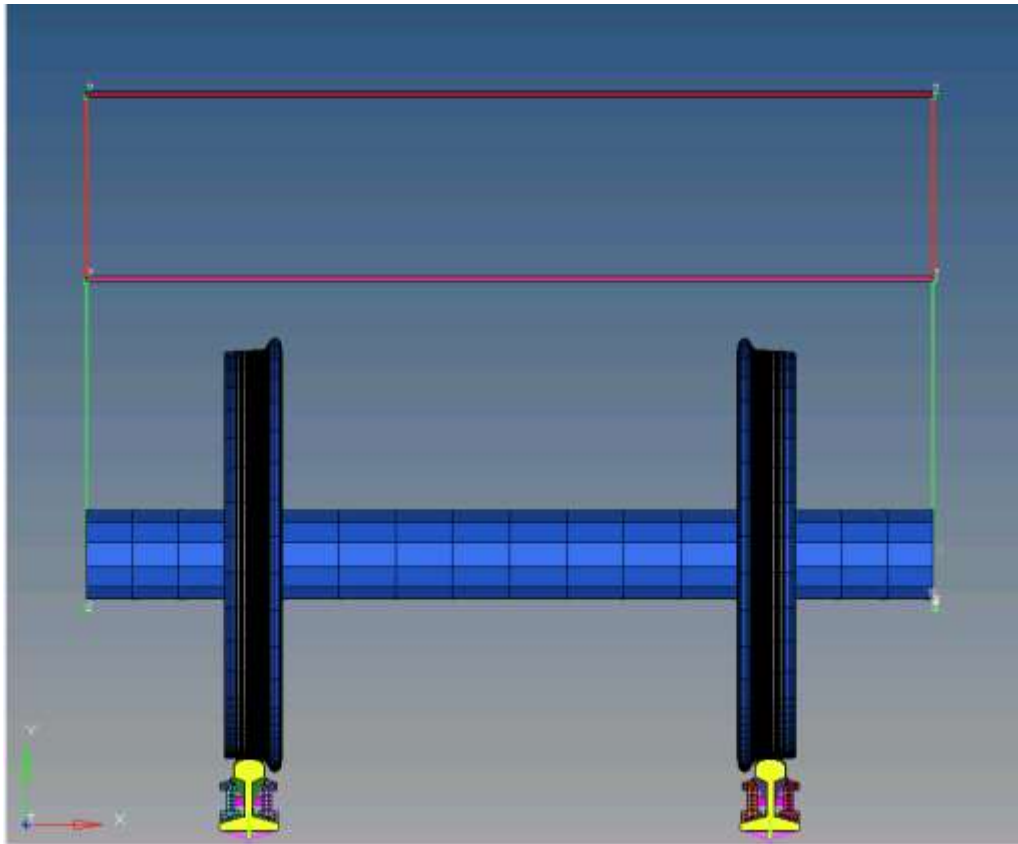


図 4.2 解析モデル全体図(上面図)

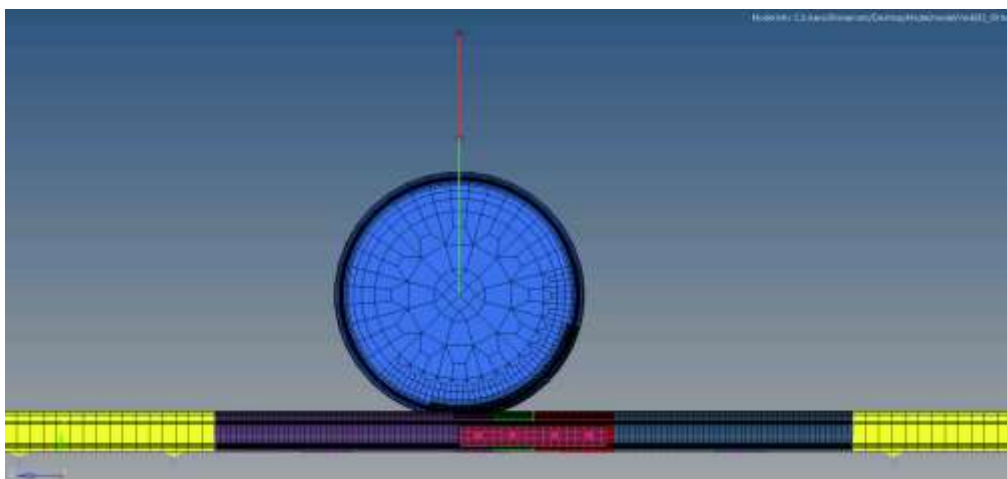


図 4.3 解析モデル全体図(側面図)

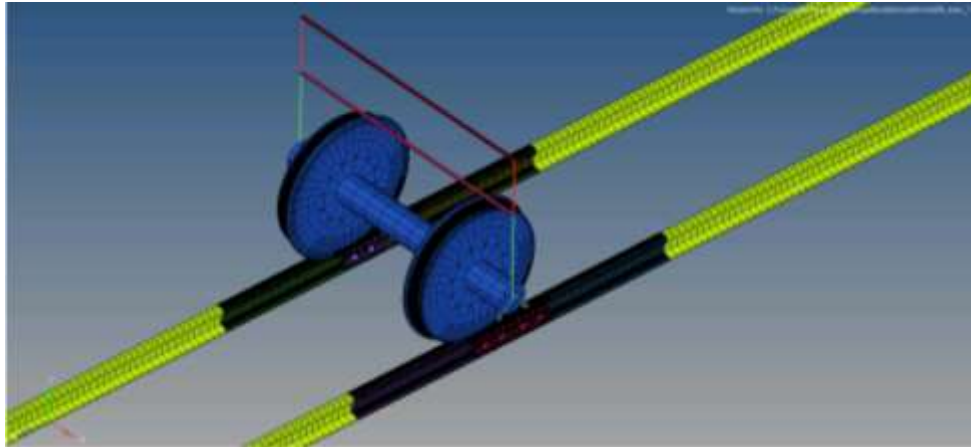


図 4.4 解析モデル継目周辺図(アイソメ図)

4.4.1 継目部モデリング

継目部周辺図を図 4.5 に示す．継目部では，軌道平行方向で向かい合っている 2 つのレールを，軌間内外方向から 2 つの継目板で挟み込み，継目板同士を 4 つのボルトで締め付けることによって固定する構造になっている．継目板に関しては 3 次元モデルで，ボルトに関しては[11]により提言された梁モデル化し，その端部と座面の自由度をカップリングする手法により再現した．ボルトの軸力に関してはボルト端部に軌間内外方向に外力を与えることで再現している．外力の与え方は後述する．

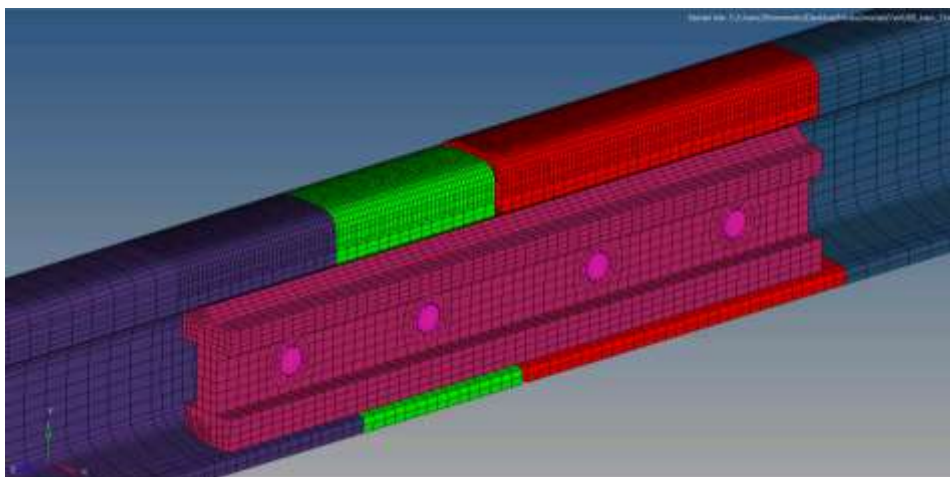


図 4.5 継目部モデリング

レールの鉛直方向の不揃いにより発生する段差は，図 4.6 に示すとおり，レールの頭部より下は高さを揃えて，レールの頭部の鉛直方向の高さを変えることにより再現する．

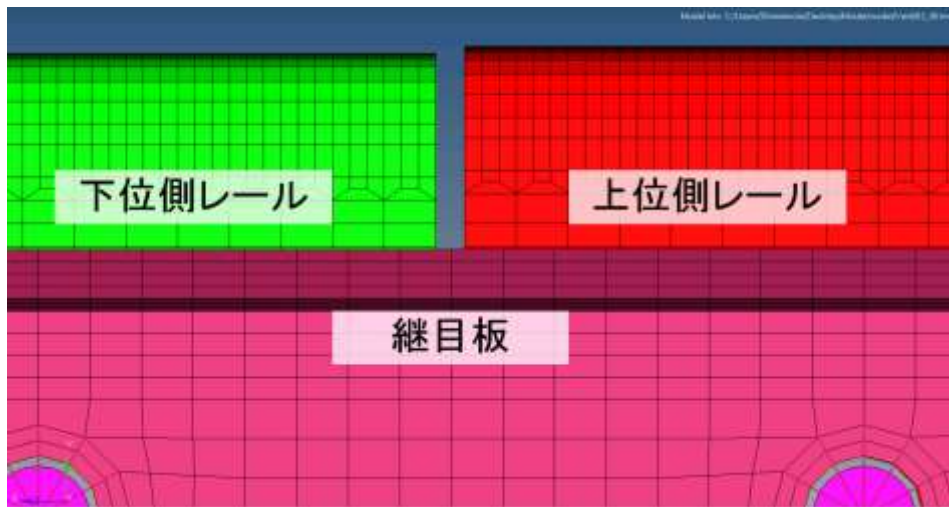


図 4.6 継目段差の拡大図

4.4.2 レール部モデリング

レールに関しては継目付近および車輪の踏面付近ではメッシュサイズを小さくし精密なモデリングを行う(図 4.7). 継目から離れた位置では長周期振動を抑える役割しか持たないため、梁要素といった代替要素を用いてモデリングを行う.

枕木による拘束は、3D メッシュのところでは、[1], [2]のモデリングを参考に、枕木に接触する部分の自由度をカップリングし、2 本のバネで固定点と連結する方法をとった(図 4.8). 一方で梁要素のところでは、枕木に接触する部分の自由度をカップリングし、1 本のバネで固定点と連結する方法をとった(図 4.9).

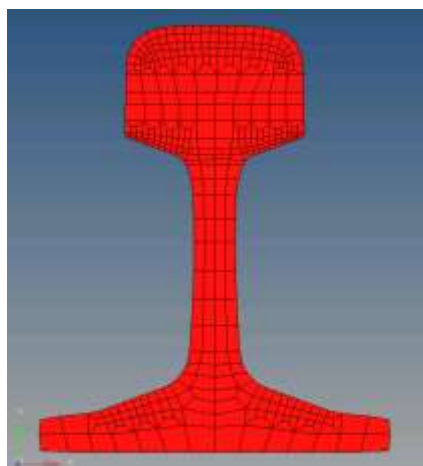


図 4.7 レールモデル断面図

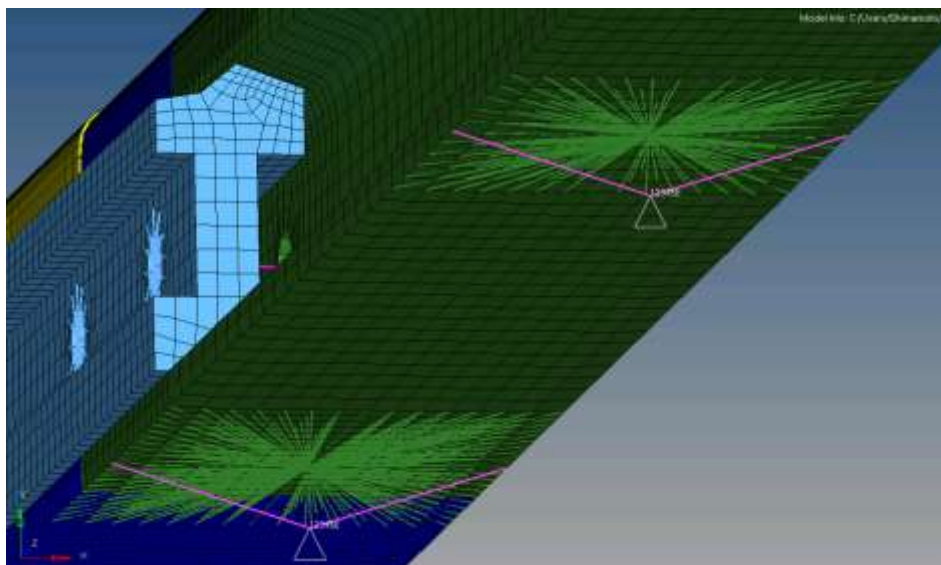


図 4.8 3D メッシュ部分における枕木モデリング

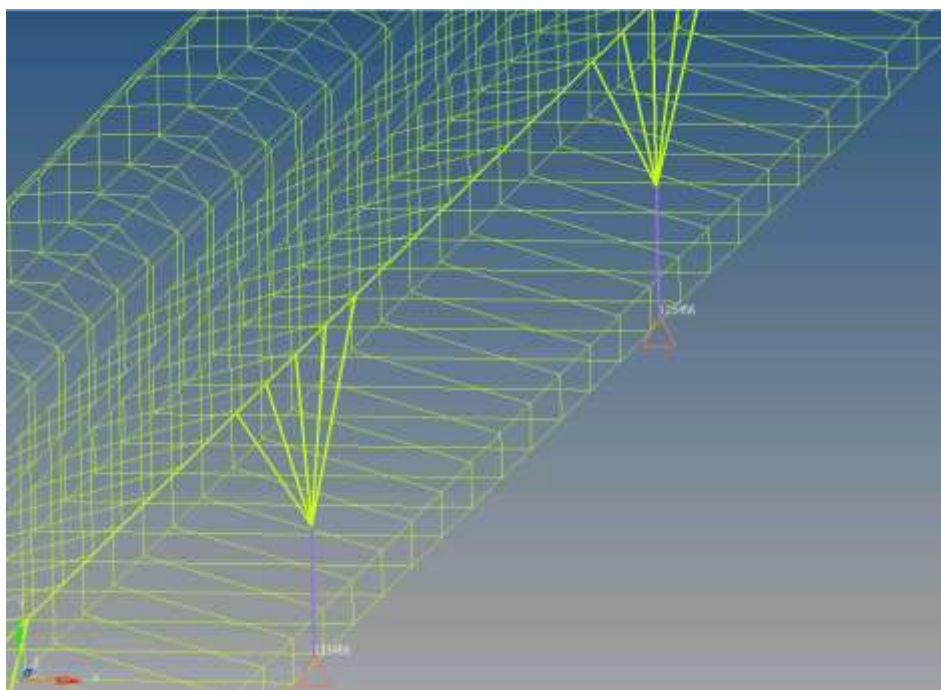


図 4.9 梁要素部分における枕木モデリング

4.4.3 車両部モデリング

車両に関しては、同様の解析を行った研究[10](図 4.10)を参考に台車と車体は梁要素を用いた剛体によりモデル化し、車輪・台車間・台車・車体間はダッシュボット付の線形ばねで接続することで簡略なモデリングを行う(図 4.11)。ばねに関しては、初期状態から台

車，車体を支える必要な力に過不足ないばね力を得られるように，ばね特性を図 4.12，図 4.13 に示すものに変更した．各部の質量やばね定数といった諸元を表 4.1 に示す．

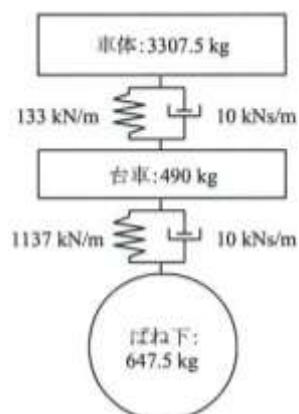


図 4.10 車両モデル[10]

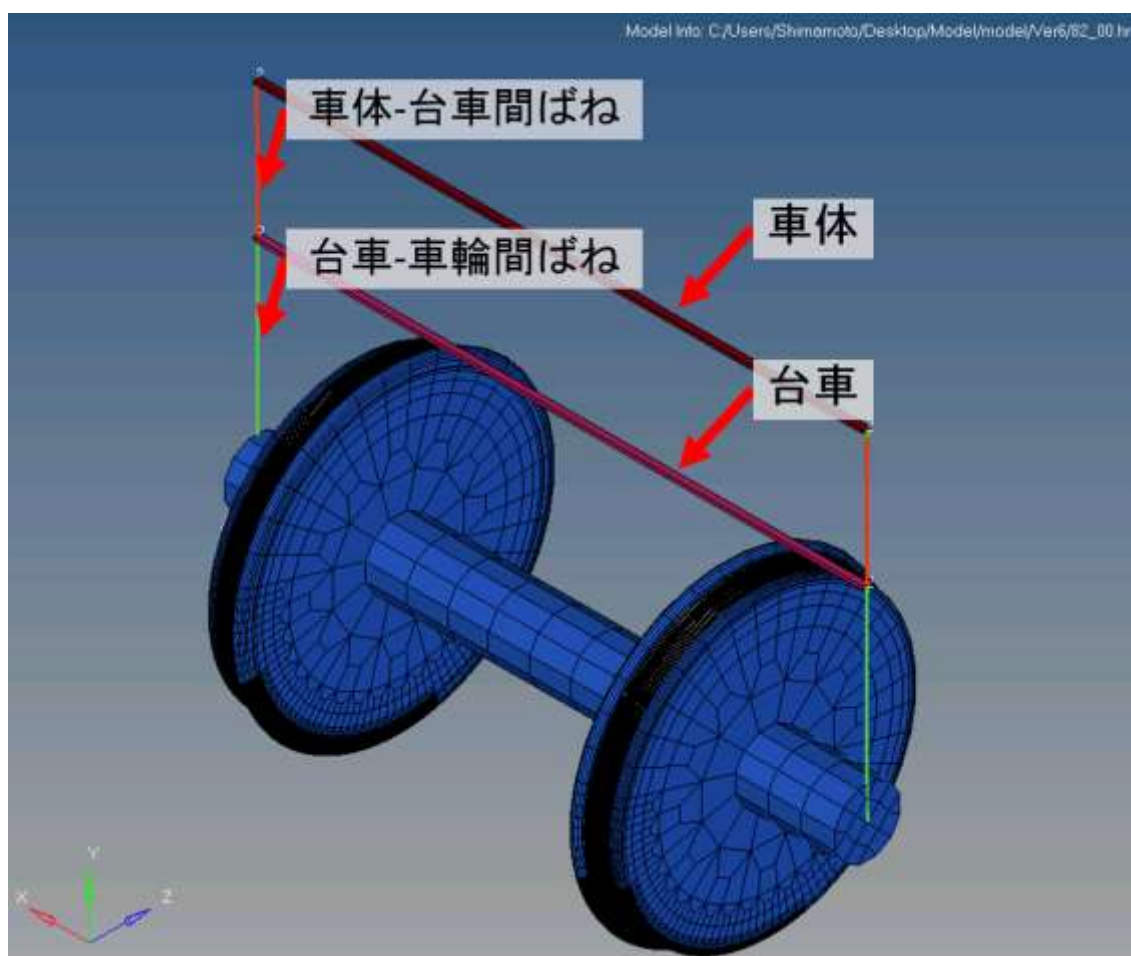


図 4.11 車両モデリング

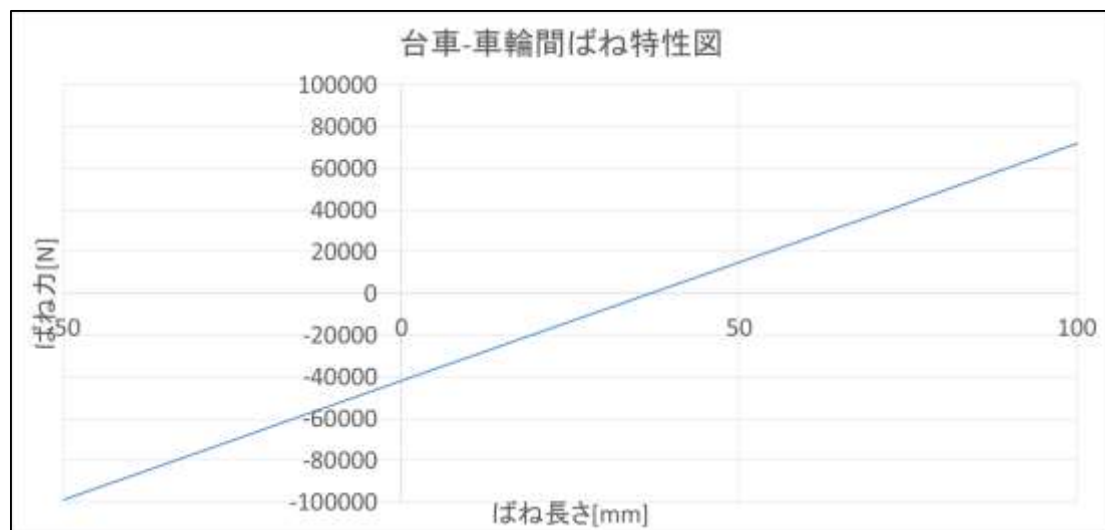


図 4.12 台車-車輪間ばね特性

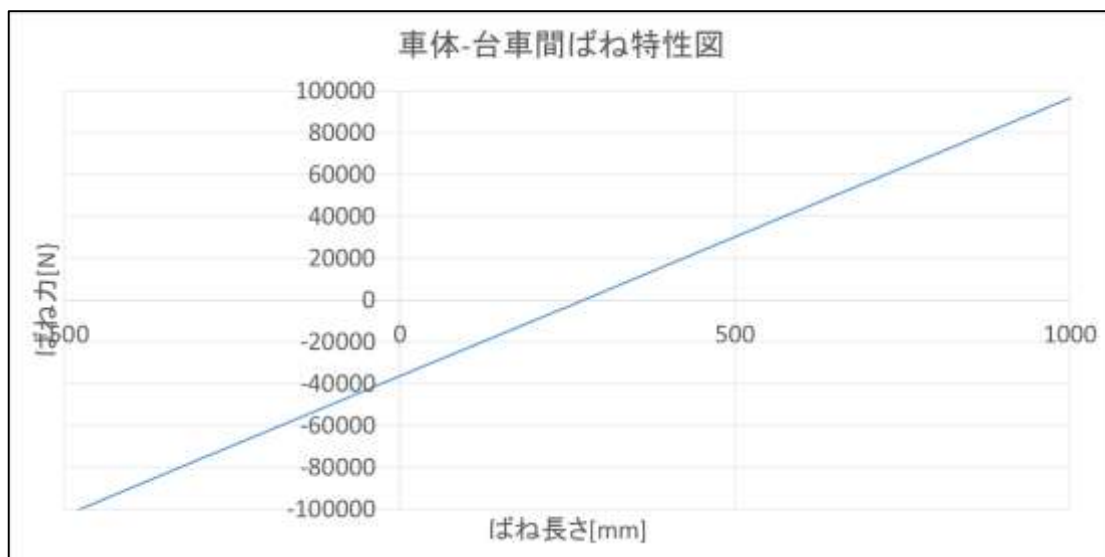


図 4.13 車体-台車間ばね特性

表 4.1 車両諸元

車体重量	7.615 [t]	
台車重量	1.335 [t]	
車輪重量	1.44 [t]	
車輪形状	在来線踏面形状	
台車-車輪間ばね物性値	ばね定数	1144 [N/mm]
	粘性係数	45.2 [Ns/mm]
車体-台車間ばね物性値	ばね定数	210 [N/mm]
	粘性係数	22.6 [Ns/mm]

4.5 荷重条件

解析を行う際に与えた荷重条件について述べる.

4.5.1 重力荷重

車両側のモデルのメッシュ節点に対して鉛直下方向に重力荷重を設定した. 値は 9800 mm/s^2 とした.

4.5.2 ボルト部外力

4.4.1 節で述べたとおり, ボルトの両端に軸方向に向かい合うように外力を与えてボルト軸力を再現している. 解析を行う際は, 継目板の初期位置がレールに密着しているところから行うことができず, 継目板はレールから離れた位置から開始し, 外力によってボルトモデルを圧縮しつつレール側に動かし密着させるという手法をとっている. そのため, ボルトが持つ軸力とボルトの圧縮に必要な力を合わせた力を外力として与える必要がある. そこで, 軸力が 60kN となるように, 外力の荷重値は 200kN とした.

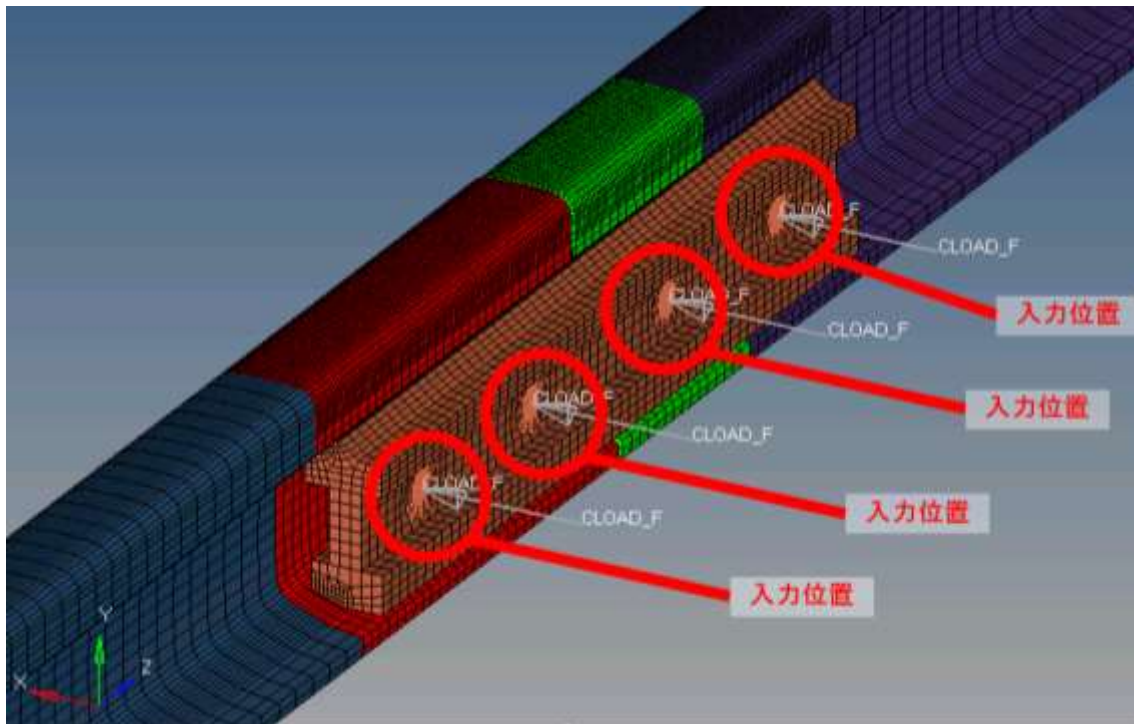


図 4.14 ボルト荷重入力位置

4.6 運動条件

解析において車輪を動かしてレールの継目を通過させる必要があるが、どのような運動条件を与えたのかを以下に述べる。

4.6.1 車輪の回転並進運動

車輪が回転しながら軌道平行方向に移動する状態を再現するため、図 4.15 のように車軸を中心に回転速度を与えつつ軌道平行方向に並進速度を与えた。実測試験での 35km/h の通過に合わせて、回転速度 22.75rad/s、並進速度 9712.5mm/s とした。

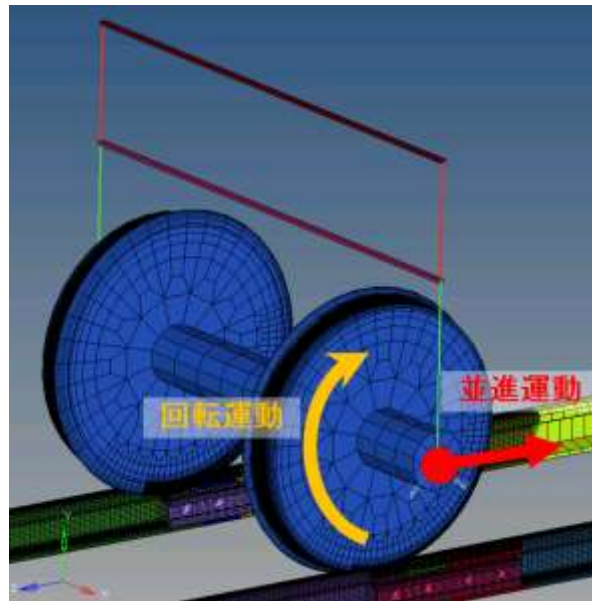


図 4.15 車輪の回転並進運動

4.6.2 台車・車体の並進運動

車輪と同様車体と台車も軌道平行方向に並進するため，図 4.16 のように軌道平行方向に並進速度 9712.5mm/s を与えた．

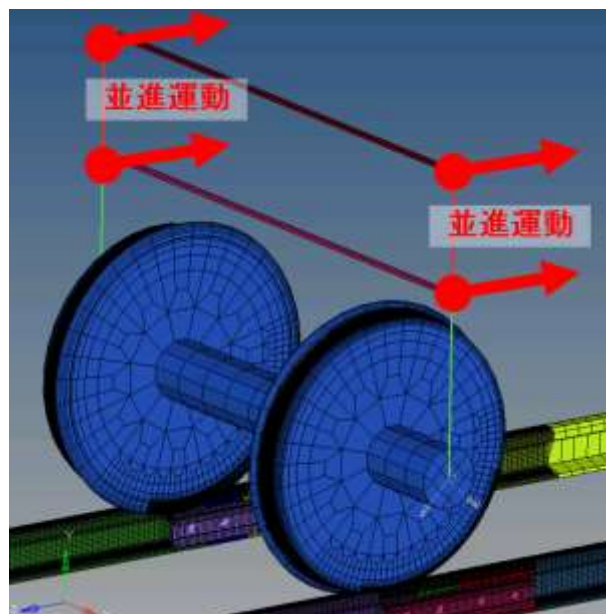


図 4.16 車体・台車の並進運動

4.6.3 強制的に釣り合わせるための外力

車両とレールの接触力によって、枕木は沈みこみ、レールはたわむ。一方で、解析ソフトの仕様上、解析開始時にはレールのたわみや枕木の沈みこみは設定できない。そのため、解析中に何らかの形で車両を鉛直下向きに移動させ、レールの接触、枕木の沈み込みやレールのたわみを再現させなければならない。しかし、車輪および車体を重力によって鉛直下向きに移動させレールに接触させると、衝突時の衝撃力により枕木代替ばねの過大な沈み込みやレールの過大な曲げによる振動が発生し、車輪とレールの接触力が安定しないまま継目を通過することになる。そのため車輪に適切な外力を掛けることで、車輪とレールの接触力、枕木の沈み込みやレールのたわみが安定した状態で継目を通過できるようにする。そのために以下の手順を踏んだ。

- ・動的緩和法を用いて、車両をレールに置いて釣り合うときの車両の鉛直方向の位置を調べておく。このときの鉛直方向の位置を釣り合いの位置とする。
- ・車軸中心とどのメッシュにも属さない点との間にバネをつける(図 4.17)。この点を X 点とする。
- ・解析開始時を 0 秒とすると、0.025 秒に車輪が継目を通過するように車輪の初期位置を定める。
- ・解析開始直後から 0.002 秒まで車両全体および X 点を釣り合いの位置にまで強制変位させる。
- ・0.002 秒~0.005 秒は車両全体および X 点を釣り合いの位置に拘束する。この拘束は鉛直方向のみの拘束であり、それ以外の方向は自由に運動できる。
- ・0.005 秒~0.01 秒は車両側の拘束を解き、X 点のみを釣り合いの位置に拘束する。車両に鉛直方向の自由度ができるが、X 点とばね要素を介してつながっているため振動が抑制される。
- ・0.01 秒~0.024 秒は X 点の拘束を解く。これにより車軸は一気に完全に自由になるのではなく、ばねに残されたエネルギーとばねの慣性力によって振動が抑えられる。
- ・0.024 秒で車軸中心と X 点を結ぶばね要素を削除する。これにより、車軸は完全に自由な状態になって継目へと向かう。

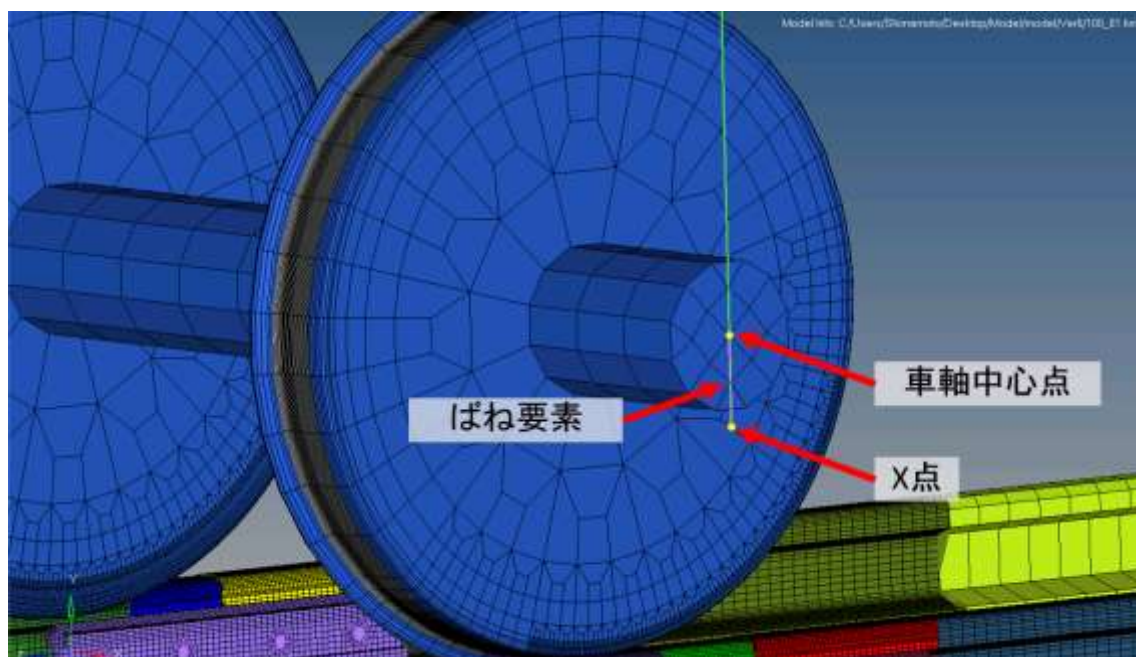


図 4.17 X点とばね要素の位置

4.7 解析条件

解析条件を表 4.2 に示す.

表 4.2 解析条件表

解析ソフト	Hyper Works Radioss Block 120			
計算方法	陽解法			
単位系	[ton][mm][MPa]			
要素	3次元 Solid 要素, Spring 要素, Beam 要素			
最大 Time Step	1.0449×10^{-7} [s]			
材料物性値	密度	台車梁要素	3.63×10^{-6} ton/mm ³	
		車体梁要素	2.07×10^{-5} ton/mm ³	
		車輪	7.17×10^{-9} ton/mm ³	
		その他	7.86×10^{-9} ton/mm ³	
	ヤング率		2.05×10^5 MPa	
	ポアソン比		0.3	
荷重	重力荷重	荷重最大値	鉛直方向	9800mm/s ²
	ボルト部外力	荷重最大値	軌間内外方向	200kN
運動	車輪	並進運動	軌道平行方向	9712.5mm/s
		回転運動	軌間内外方向軸	22.75rad/s
	台車・車体	並進運動	軌道平行方向	9712.5mm/s

第5章 解析結果とその考察

5.1 緒言

本章では，衝撃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，車体各部の質量を変えることによって現れる振動波形の変化について定性的な評価を行う．

5.2 衝撃振動解析

本節では第 4 章で説明した継目付近のレールとそれを通過する車輪モデルに対して有限要素法を用いた衝撃振動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，継目通過時刻を 0.025 秒付近として，0.04 秒まで解析を行った．この衝撃振動解析の結果を実測データと比較して，継目付近の振動についての再現性を評価する．

5.2.1 ステップアップ時の解析

上位側レールの加速度波形を図 5.1 に，下位側レールの加速度波形を図 5.2 に示す．なお，実測値に関しては解析値と加速度が最大となる時間を合わせるために，図 3.18～図 3.21 で示した結果に 0.0131 秒のオフセット時間を設けている．上位側レールでは，衝突直後の加速度の振幅が実験値に比べて小さく，実験値では衝突後から 0.002 秒間見られる高周波で振幅の大きい波形が見られない．一方で，衝突直後を除いた最大値と減衰はほぼ同じ程度である．下位側レールでは，衝突直後の加速度の振幅が実験値とほぼ同じであり，実験値では衝突後から 0.001 秒間見られる高周波で振幅の大きい波形が見られない．その後の 0.0266 秒付近に見られる加速度の減少は一致しており，減衰はほぼ同じ程度である．

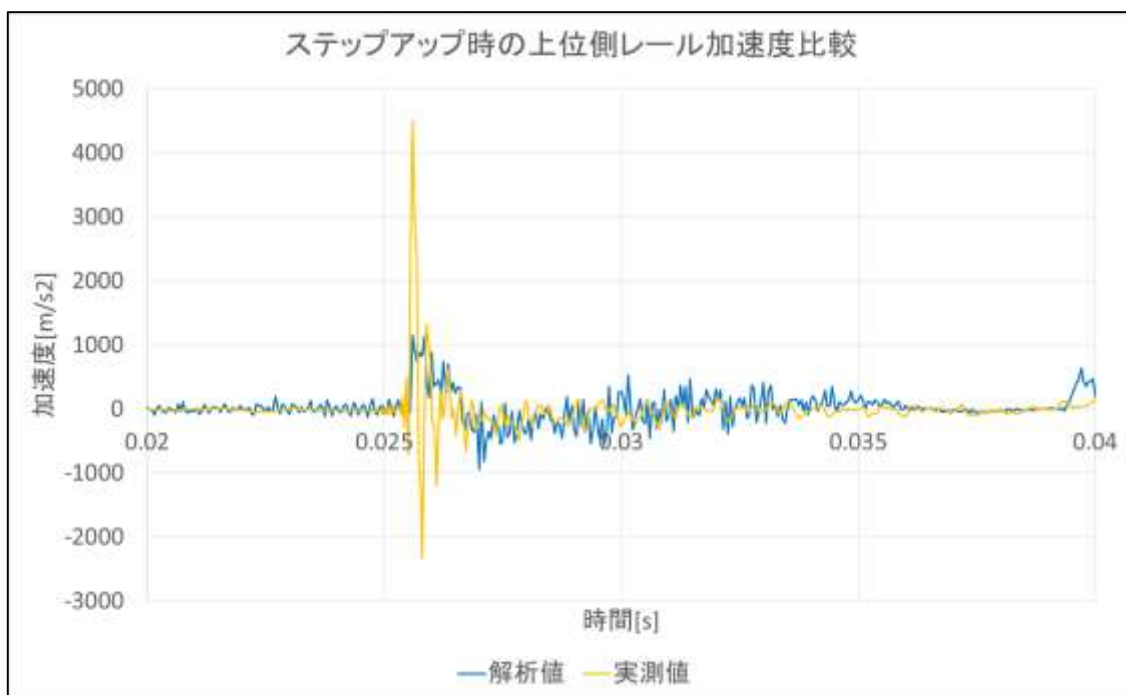


図 5.1 ステップアップ時の上位側レールの加速度比較

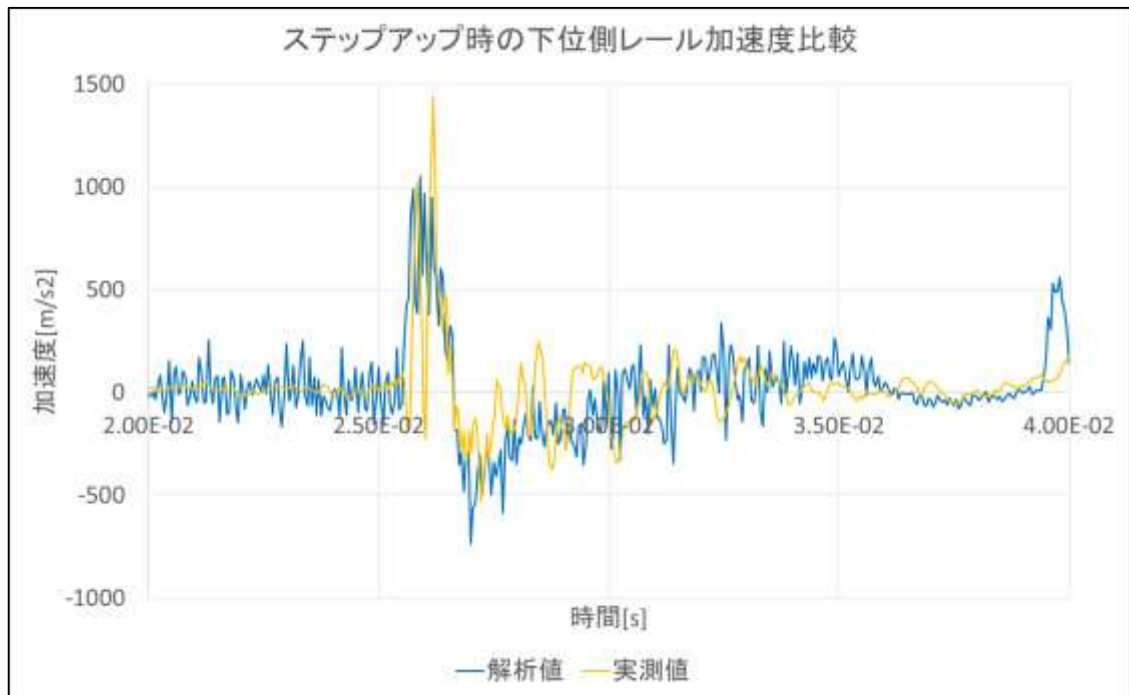


図 5.2 ステップアップ時の下位側レールの加速度比較

図 5.3 にレール-車輪間の接触力，図 5.4 に車両各部(車軸中心，台車，車体)の鉛直方向の位置を示す．下位側レールが車輪に接触し始めたときの車両各部の鉛直方向の位置を 0mm として定めている．接触力はつりあい時には 51kN かかることになっている．通過後，上位側レールに最大 125kN かかる．0.034 秒~0.039 秒まで接触力が 0 になるが，これは車輪がレールから浮いていることを示す．このとき，1.3mm の段違いに対し車輪は最大で 1.5mm の高さまで跳ねる．

なお，車輪が浮き上がる現象は実測時には見られない．理由としては，浮いた車輪は再びレールに衝突しレールに大きな加速度を与えることが解析上では 0.039 秒頃に現れるが，同様の波形は実測値では見られないためである．

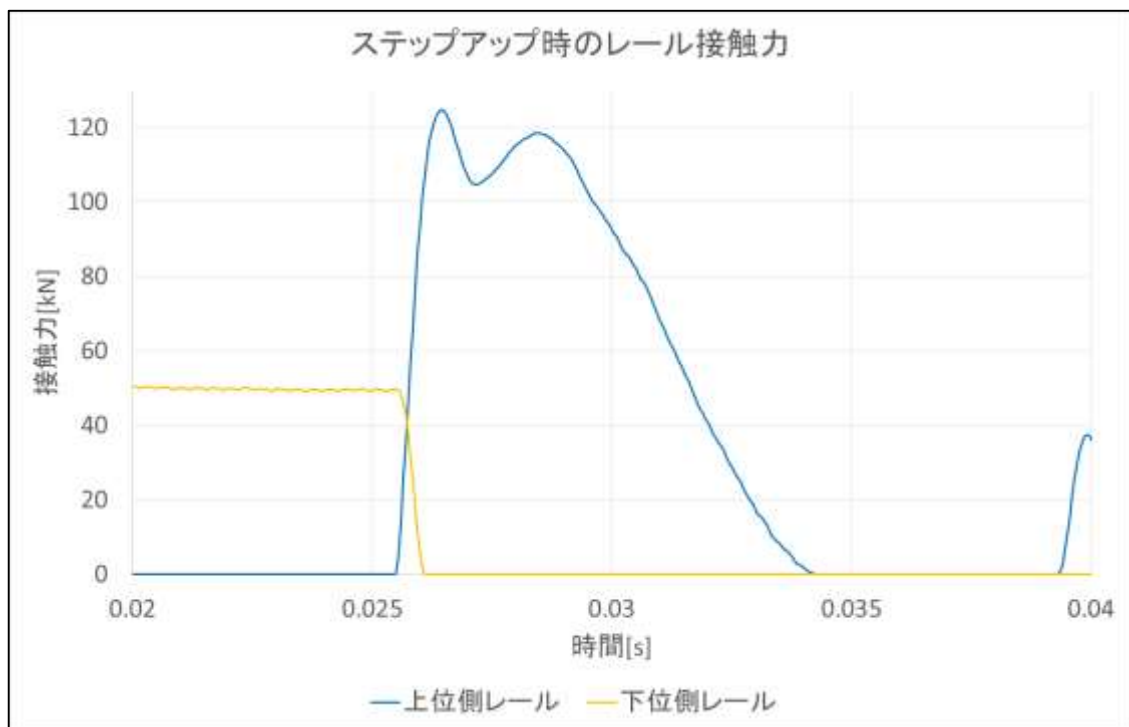


図 5.3 ステップアップ時のレールの接触力

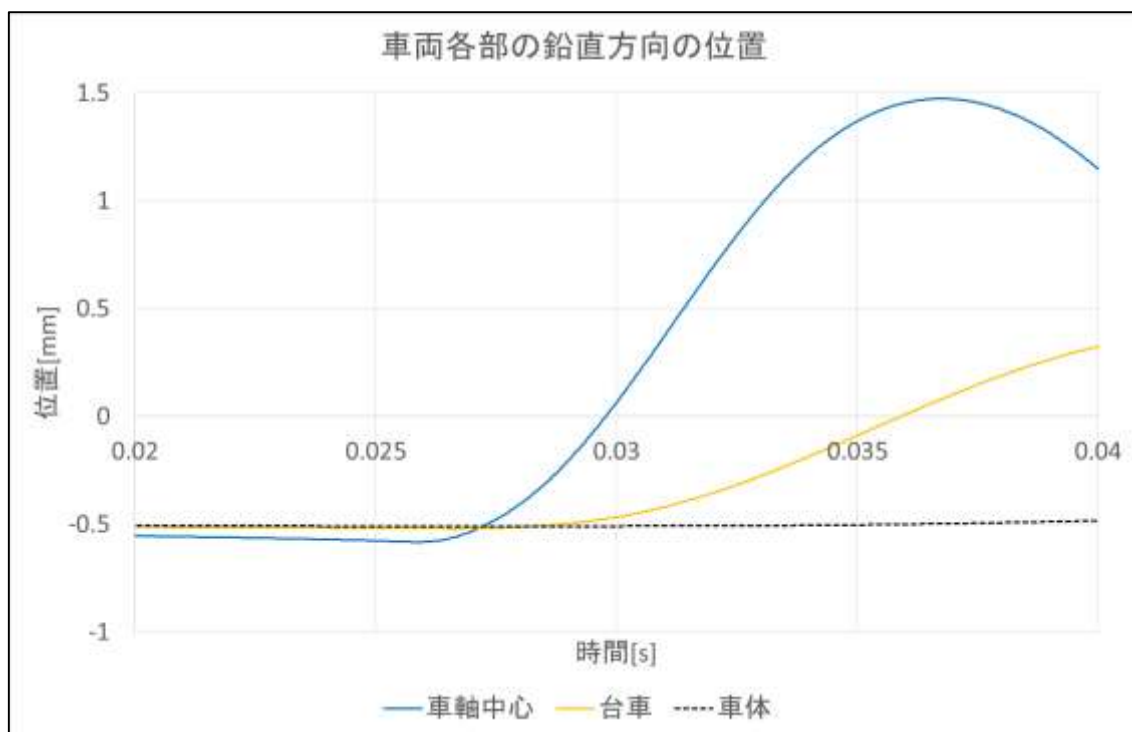


図 5.4 ステップアップ時の車両各部の鉛直方向の位置

5.2.2 ステップダウン時の解析

上位側レールの加速度波形を図 5.5, 下位側レールの加速度波形を図 5.6 に示す. なお, 実測値に関しては解析値と加速度が最大となる時間を合わせるために, 図 3.18～図 3.21 で示した結果に 0.0215 秒のオフセット時間を設けている. 上位側レールでは 0.034 秒付近でどちらも周波数約 500Hz の波が観測されるが, 実測値では最大 1500m/s^2 をとるのに対し解析値では 650m/s^2 程である. その後, 実測では約 500Hz を維持しながら徐々に減衰していくが, 解析では, 振幅が 1000m/s^2 程度の周波数 1000Hz を超える振動が減衰せずに残り, 0.04 秒あたりから減衰が始まる. 下位側レールでは, 0.034 秒付近で実験値では最大加速度約 3500m/s^2 周波数約 5000Hz の波を生じた後, 周波数 1000Hz を越える高周波のまま減衰していく. 一方解析値では最大 650m/s^2 周波数約 500Hz の波形が見られたのち, 0.037 秒あたりから振幅約 2700m/s^2 周波数 1000Hz を越える高周波の波形が見られる.

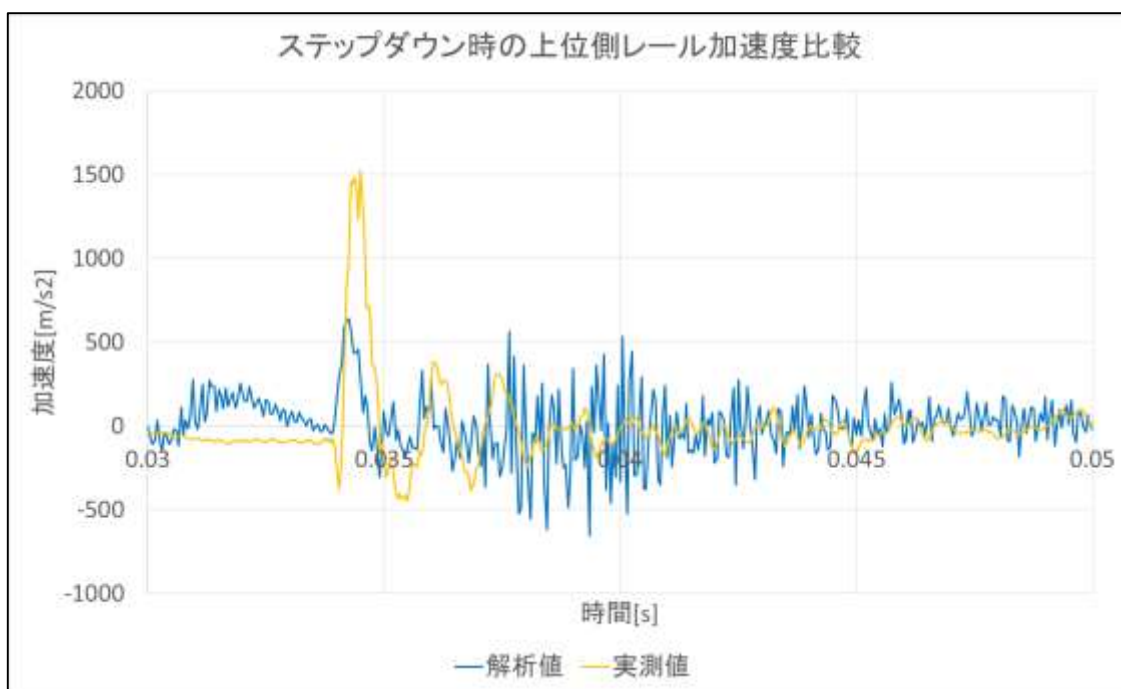


図 5.5 ステップダウン時の上位側レールの加速度比較

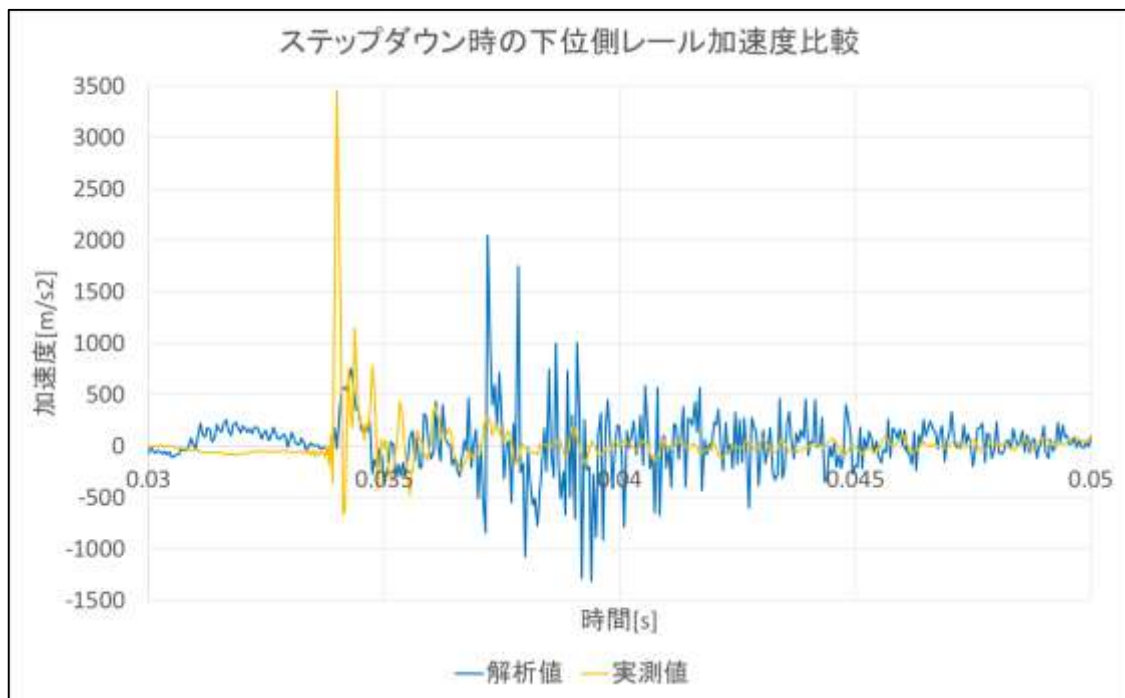


図 5.6 ステップダウン時の下位側レールの加速度比較

図 5.7 にレール-車輪間の接触力，図 5.8 に車両各部(車軸中心，台車，車体)の鉛直方向の位置を示す．下位側レールが車輪に接触し始めたときの車両各部の鉛直方向の位置を 0mm として定めている．接触力がつりあい時には 51kN にかかることになっている．通過後，0.031 秒~0.034 秒の間はどのレールとも接触せず，重力によって落下していく．0.034 秒頃に下位レールに接触し始め，約 50kN の接触力がかかった後，最大約 120kN の接触力がかかることになる．レールの振動加速度が最大になるのは 120kN の接触力がかかっているところである．その後，接触力が落ちていくが車輪が弾むことは無い．

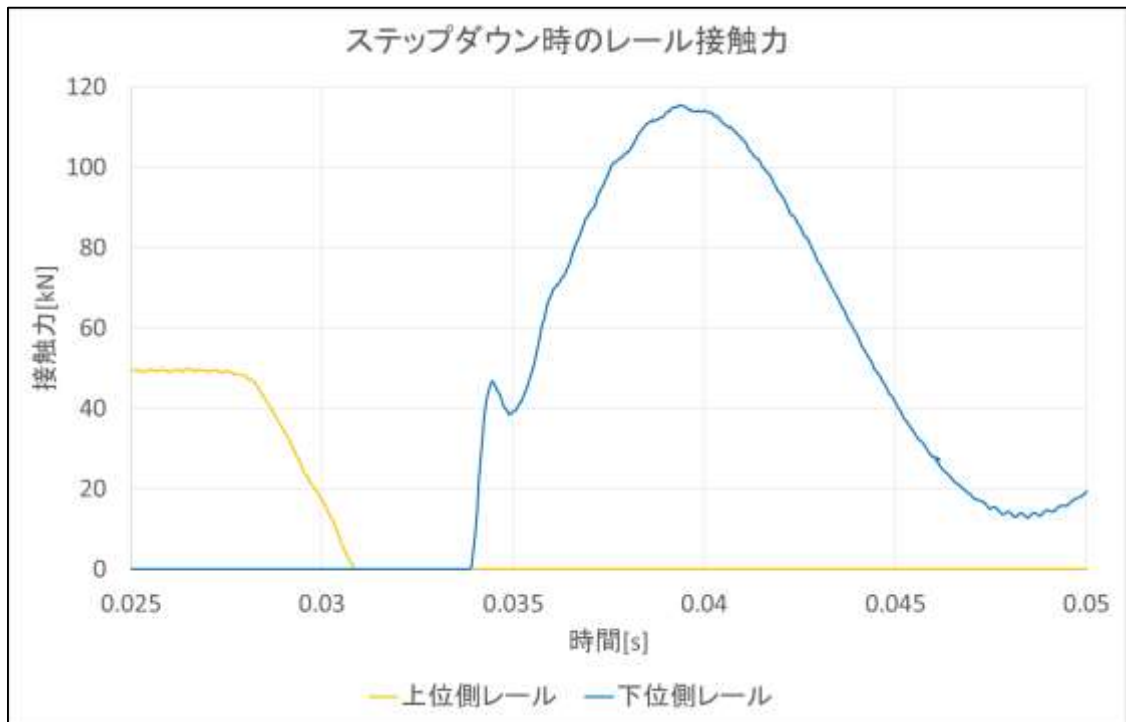


図 5.7 ステップダウン時のレールの接触力

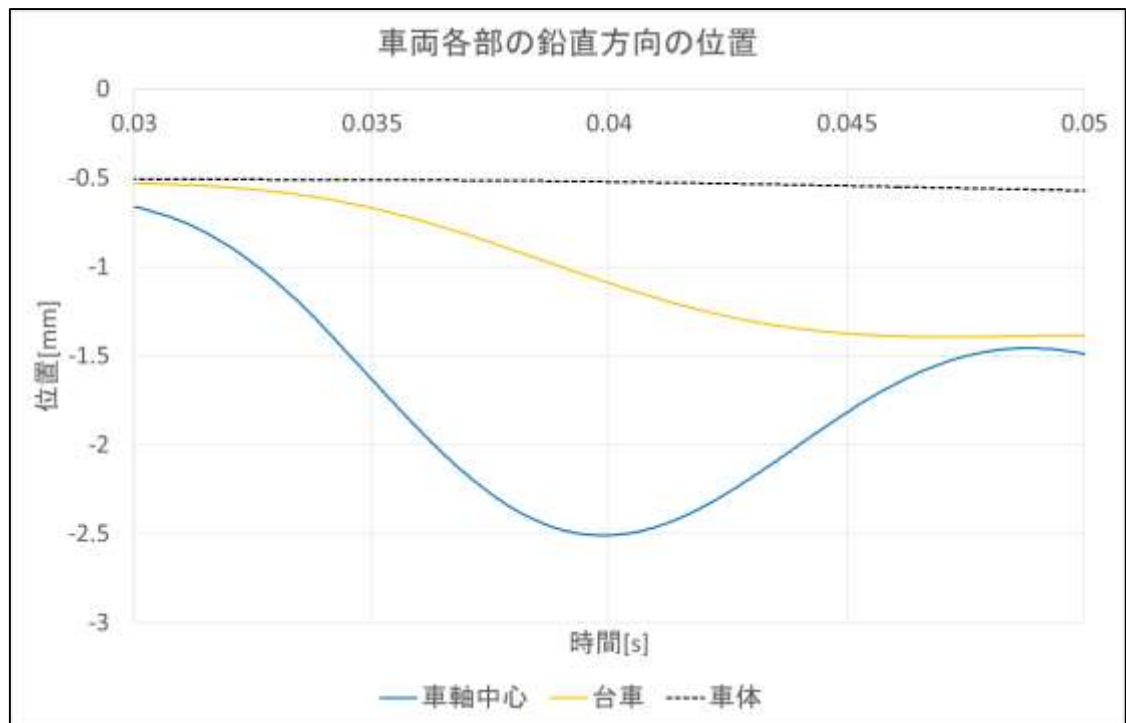


図 5.8 ステップダウン時の車両各部の鉛直方向の位置

5.2.3 衝撃振動解析の考察

ステップアップ、ステップダウンともに解析では衝突直後の波形が実測値よりも小さく出た。これは、最初の衝突で衝突エネルギーのレール側が回収する量が実際よりも小さいからであると考えられる。実際にはレール側が回収しているはずの衝突エネルギーが回収しきれないため、ステップアップでは車輪の浮き上がり、ステップダウンでは加速度振動の減衰のしにくさとして現れている。この問題を解決するには、レールが回収する衝突エネルギーを増やすようにモデルを変更する必要がある。そのためには様々な案が考えられるが、今回は次節で述べるとおり継目板の締め付け具合を変更する方法を行う。

5.3 継目板ボルトの軸力を弱めた場合の解析

5.2 節の解析では、60kN の継目板締め付け用ボルト軸力を設定した。その結果、ステップアップ時の下位側レールを除いて実測よりも最大加速度が小さい値が出た。一方で、実測値・解析値の上位側レールと下位側レールの最大加速度同士を比較したとき、実測ではステップアップの場合上位側レールは下位側レールの約 3 倍、ステップダウンの場合下位側レールは上位側のレールの約 2 倍の値となったが、解析では上位側下位側にほとんど違いが出なかった。これは上位側レールと下位側レールが継目板により実際よりもしっかりと固定されているために、両レールで同程度の加速が出るのだと考えられる。

また、この解析ではレールの頭部以外の高さを揃えて頭部の高さを変えることで継目段差を再現しているため、レールの腹部の凹みにしっかりと収められた継目板に鉛直方向の自由度は無い。一方で、実際の継目板は、レールを設置した際に発生してしまうレール同士の高さを合わせた上で取り付けられるが、この際にレール同士の高さにわずかな違いが発生することがある。高さの違いが継目の段差として現れてくるのだが、これにより継目板はレール腹部の凹みにしっかりと収まっておらず、ボルトで締め付けられたとしてもレールの位置が動いた際にある程度の自由度を持つようになると考えられる。

以上の理由から、前節で実測値と異なる加速度波形が出た原因は継目板の締め付け条件であると仮定して、再度解析を行う。

5.3.1 解析条件の変更点

4.5.2 節で述べたボルト軸力を与えるための外力を 0N に変更して解析を行う。これにより、継目板はレールを締め付けている状態から触れている状態になる。

5.3.2 ステップアップ時の解析結果

加速度波形において、上位側では 0.026 秒付近で見られる低周波の振動は振幅が約 2500m/s^2 となり、特に正側で約 1000m/s^2 だった最大値が約 1800m/s^2 となった。その後の高周波振動では大きな変化は無かった。下位側では 0.026 秒付近で見られる低周波の振動はについて振幅が約 2400m/s^2 と変化し、特に正側で約 1000m/s^2 だった最大値が約 1700m/s^2 となった。その後の高周波振動では大きな変化は無かった。レール-車輪間の接触力に関しては多少の違いはあるものの条件変更前とほとんど変わらなかった。

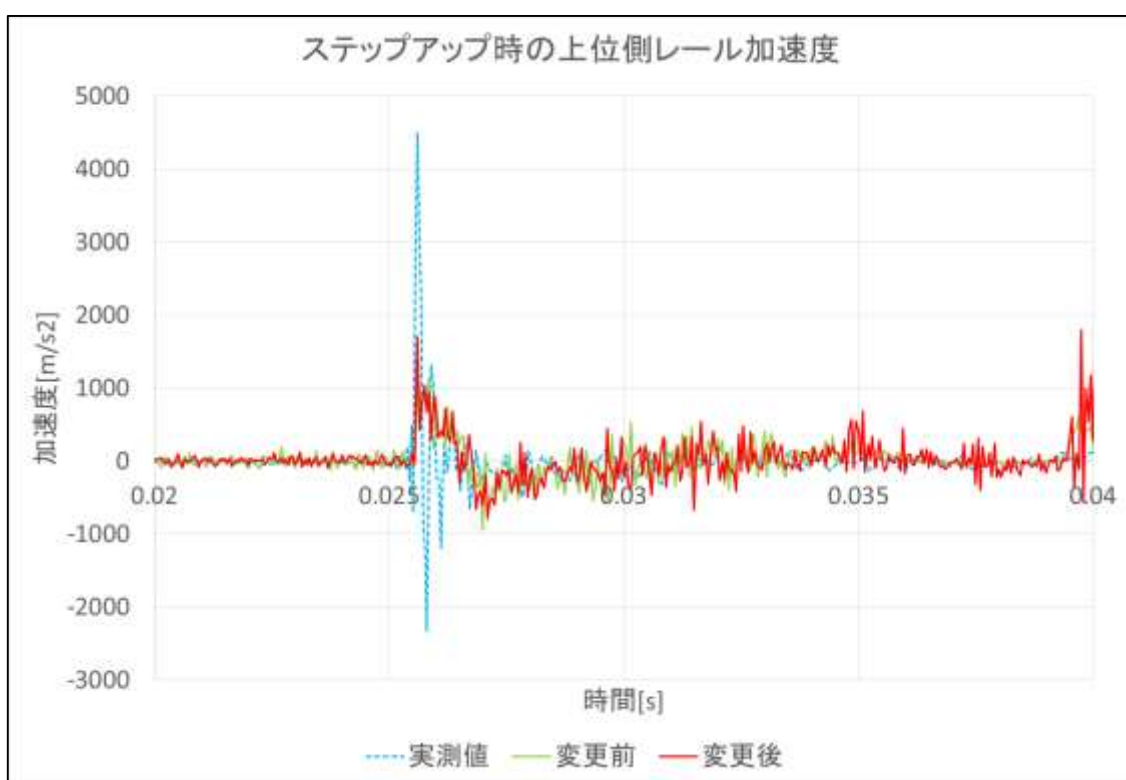


図 5.9 ステップアップ時の上位側レール加速度比較

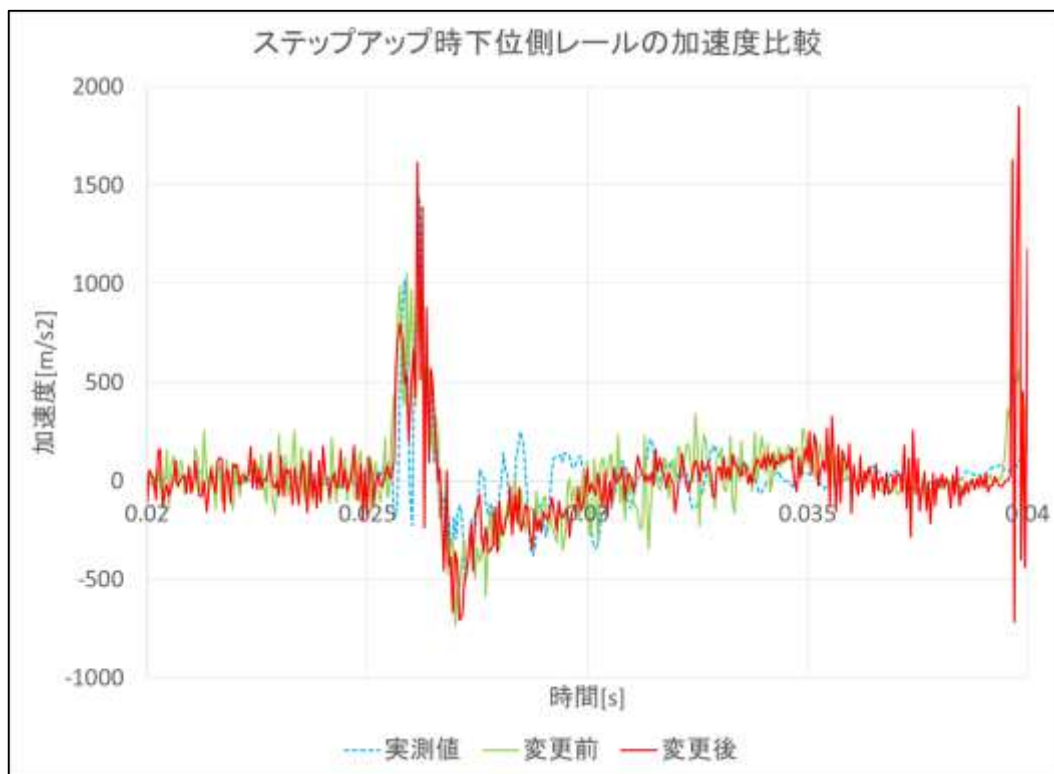


図 5.10 ステップアップ時の上位側レール加速度比較

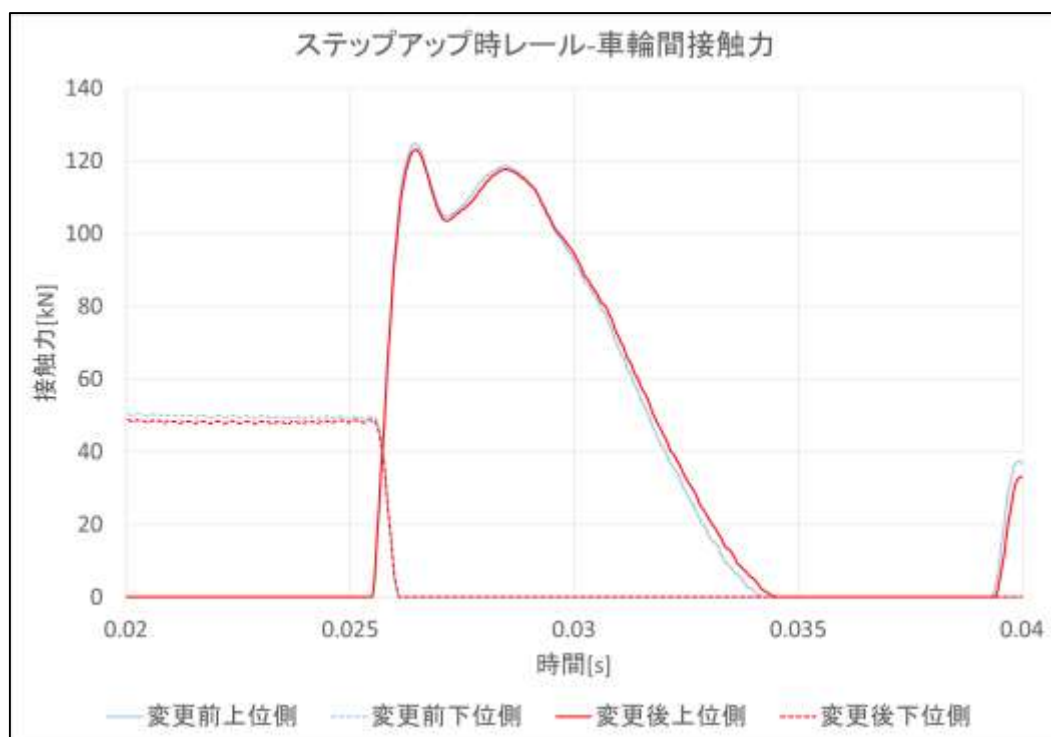


図 5.11 ステップアップ時のレール-車輪間接触力比較

5.3.3 ステップダウン時の解析

加速度波形において、上位側では 0.031 秒付近で車輪がレールを離れる際に振幅約 1000m/s^2 の高周期振動が発生するようになった。0.034 秒付近で見られる低周波の振動は振幅が約 2200m/s^2 となり、特に正側で約 600m/s^2 だった最大値が約 1400m/s^2 となった。その後の高周波振動では大きな変化は無かった。下位側では 0.034 秒付近で見られる低周波の振動はについて振幅が約 3000m/s^2 と変化し、特に正側で約 800m/s^2 だった最大値が約 2000m/s^2 となった。その後の高周波振動では大きな変化は無かった。レール-車輪間の接触力に関しては多少の違いはあるものの条件変更前とほとんど変わらなかった。

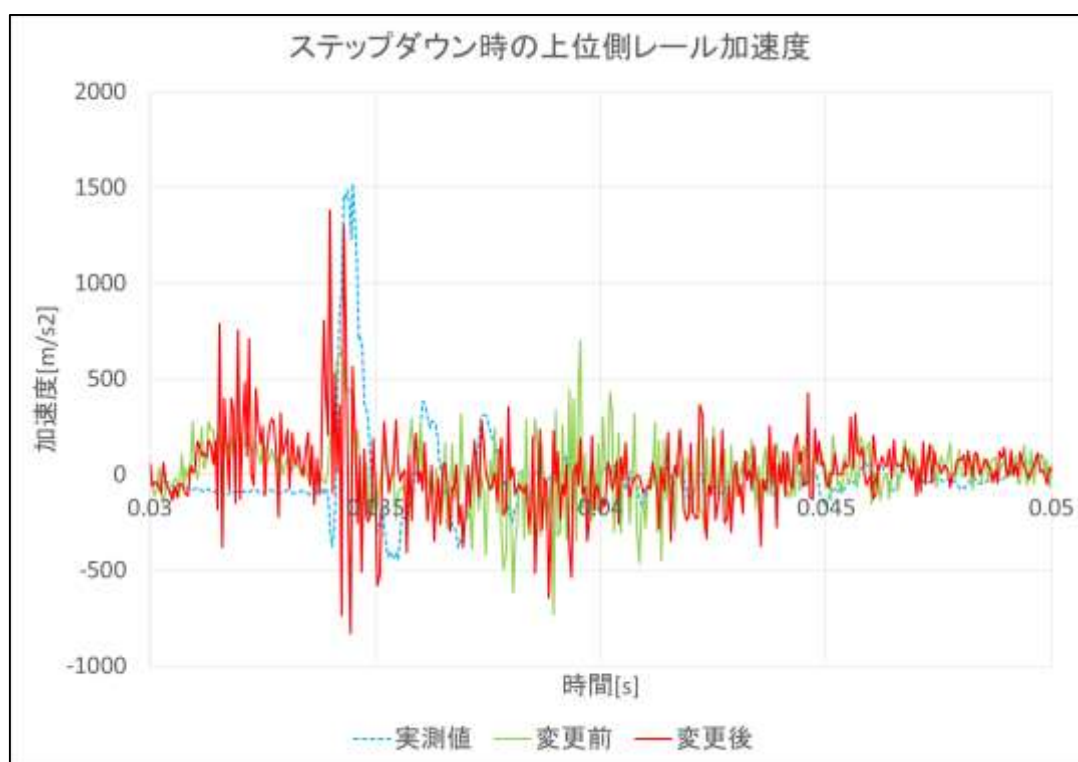


図 5.12 ステップダウン時の上位側レール加速度比較

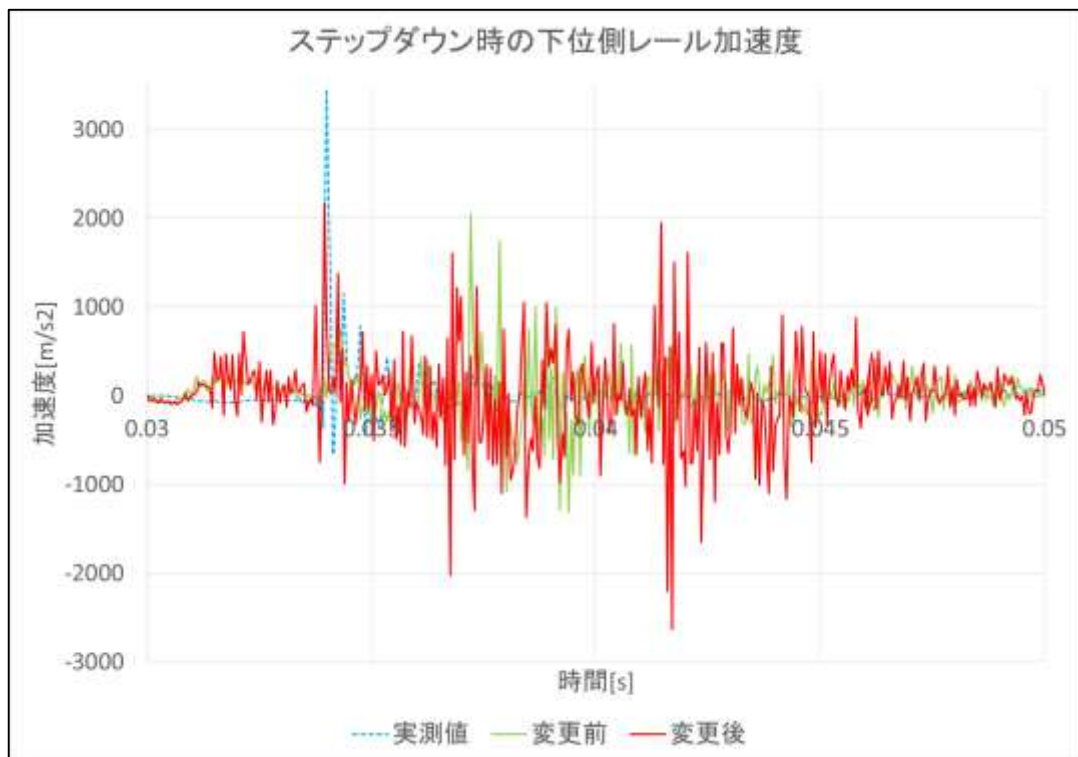


図 5.13 ステップダウン時の下位側レール加速度比較

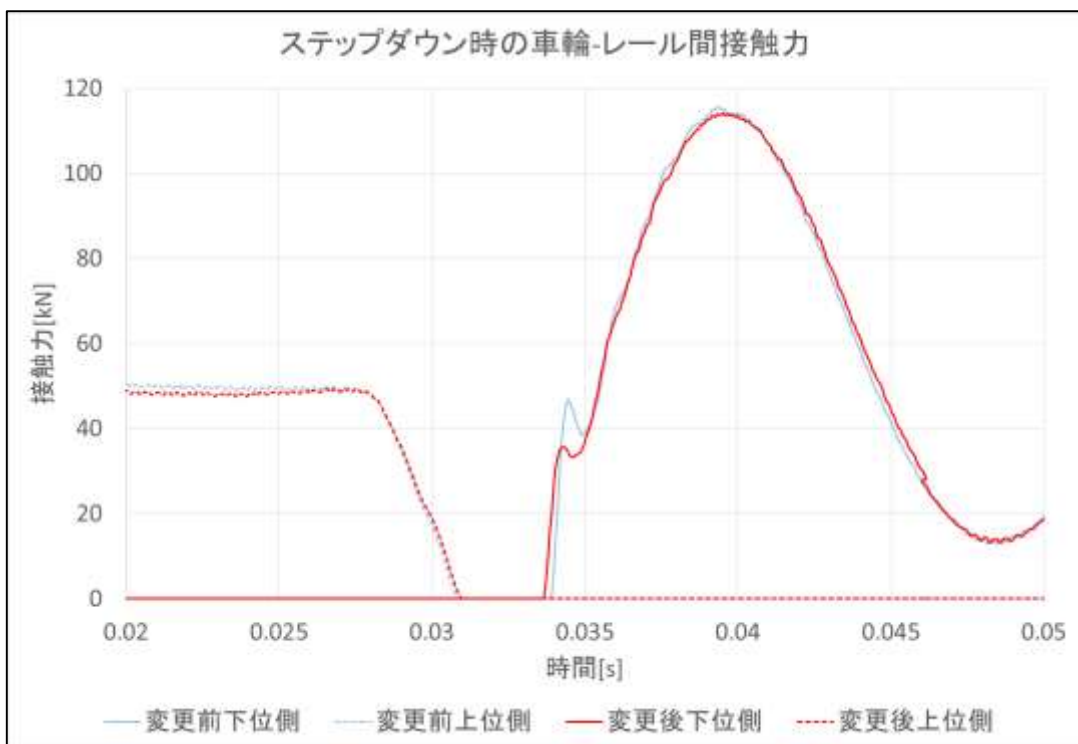


図 5.14 ステップダウン時のレール-車輪間接触力比較

5.3.4 考察

継目板の締め付け力を弱めることで特に衝突直後のピーク波形の再現性が高くなった。一方で、ピーク後の高周波の振動が残った。この高周波は継目板の締め付け力が強い場合でも発生しており継目板の締め付けの強弱によって変わるものではないと思われる。これらのことから、継目板はレールにしっかり固定されておらず、ある程度の自由度を持っているものと思われる。

5.4 車両各部の重量を変更した際の定性的な評価

本節では、継目板締結ボルトを 5.2 節の条件にしたまま、車両各部の重量を変更した上で解析を行った。これにより変更箇所による継目通過時の衝撃力への影響の評価を行った。

5.4.1 解析条件の変更点

4.4.3 節で述べた車体重量を表 5.1 のように変更した。車輪の質量を増やした条件、車体の質量を増やした条件、台車の質量を増やした条件のいずれも列車重量は同じで、車輪・台車・車体のいずれかの重量を 4.4.3 節での条件より 1.44t 増やしている。

表 5.1 重量変更点

	元の条件	車輪の質量を増やした条件	車体の質量を増やした条件	台車の質量を増やした条件
車体重量	7.615[t]	7.615[t]	9.055[t]	7.615[t]
台車重量	1.335[t]	1.335[t]	1.335[t]	2.775[t]
車輪重量	1.44[t]	2.88[t]	1.44[t]	1.44[t]

5.4.2 ステップアップ時の解析結果

加速度波形において 0.026 秒付近で見られる低周波の振動はいずれも波形に大きな違いが見られず、振幅は約 2000m/s^2 であった。その後、高周波で大きい振動が発生するところで違いが出始める。上位側では振幅は台車の質量を増やした条件、車体の質量を増やした条件、車輪の質量を増やした条件の順に大きくなり、 $300\sim 500\text{m/s}^2$ 程であった。減衰は台車の質量を増やした条件、車体の質量を増やした条件、車輪の質量を増やした条件の順に早かつ

た．下位側では振幅は車体の質量を増やした条件，台車の質量を増やした条件，車輪の質量を増やした条件の順に大きくなり， $1500\sim 2000\text{m/s}^2$ 程であった．減衰は台車の質量を増やした条件，車体の質量を増やした条件，車輪の質量を増やした条件の順に早かった．レール-車輪間の接触力に関しては車輪の質量を増やした条件が最大で 143kN ，車体の質量を増やした条件と 3 がほぼ同じくらいで 130kN であった．いずれも 2 つの極大値を持つが車輪の質量を増やした条件では後の極大，車体の質量を増やした条件・3 では前の極大で最大になった．

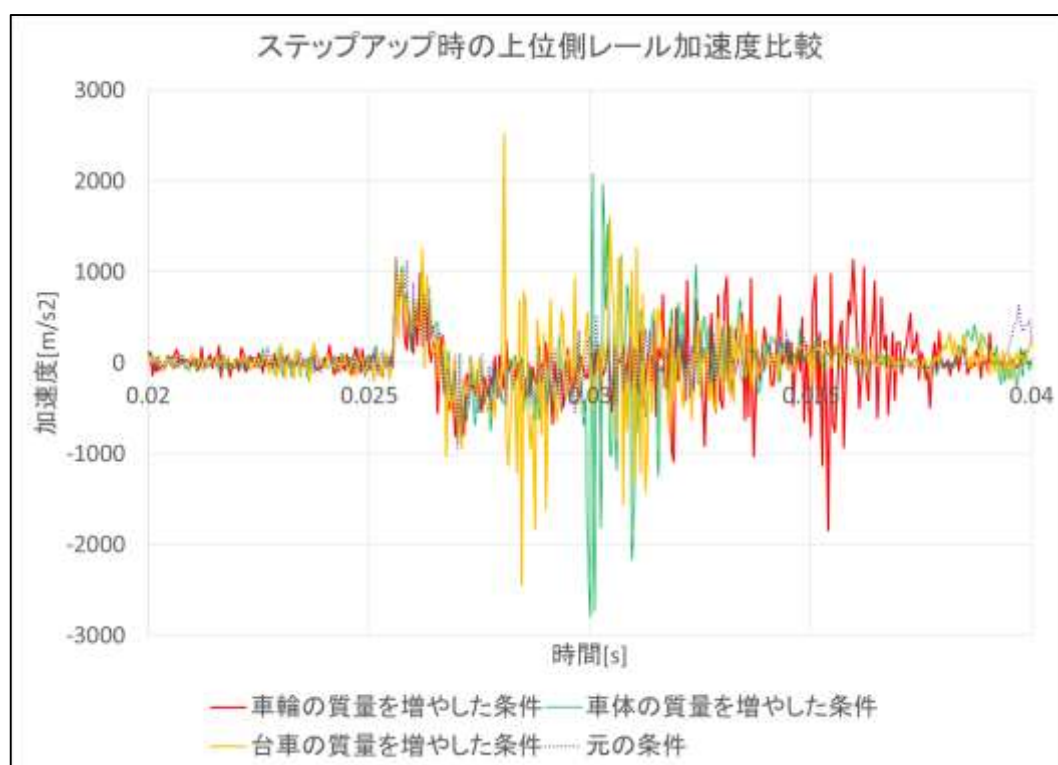


図 5.15 ステップアップ時の上位側レール加速度比較

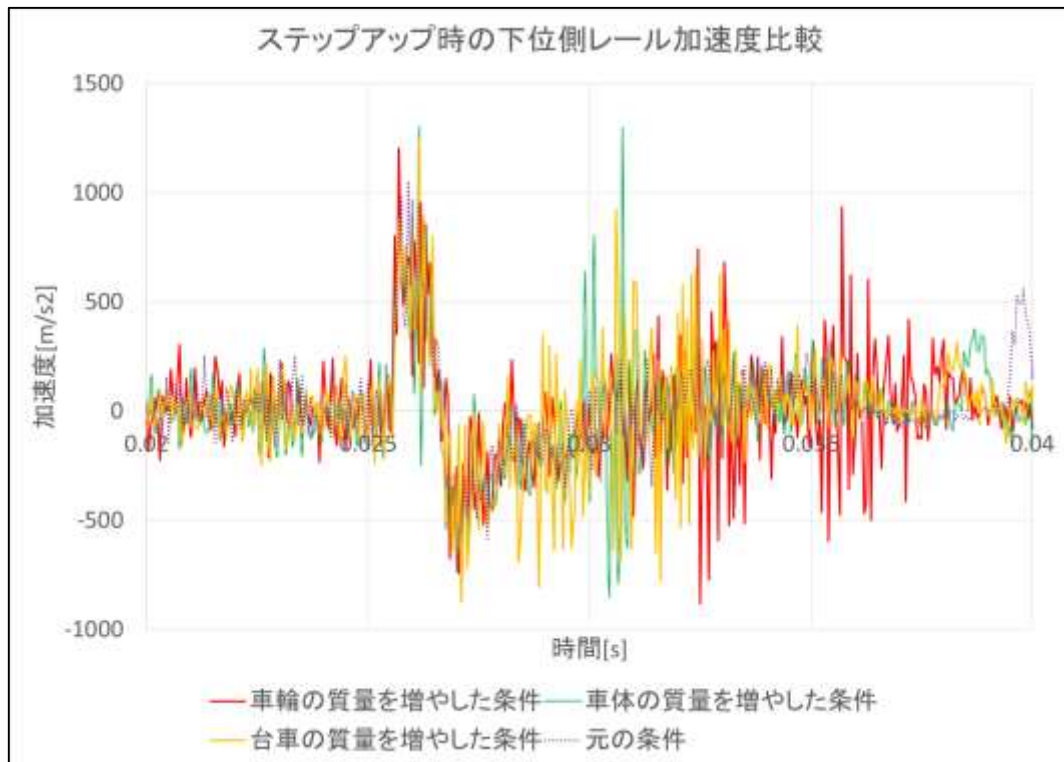


図 5.16 ステップアップ時の下位側レール加速度比較

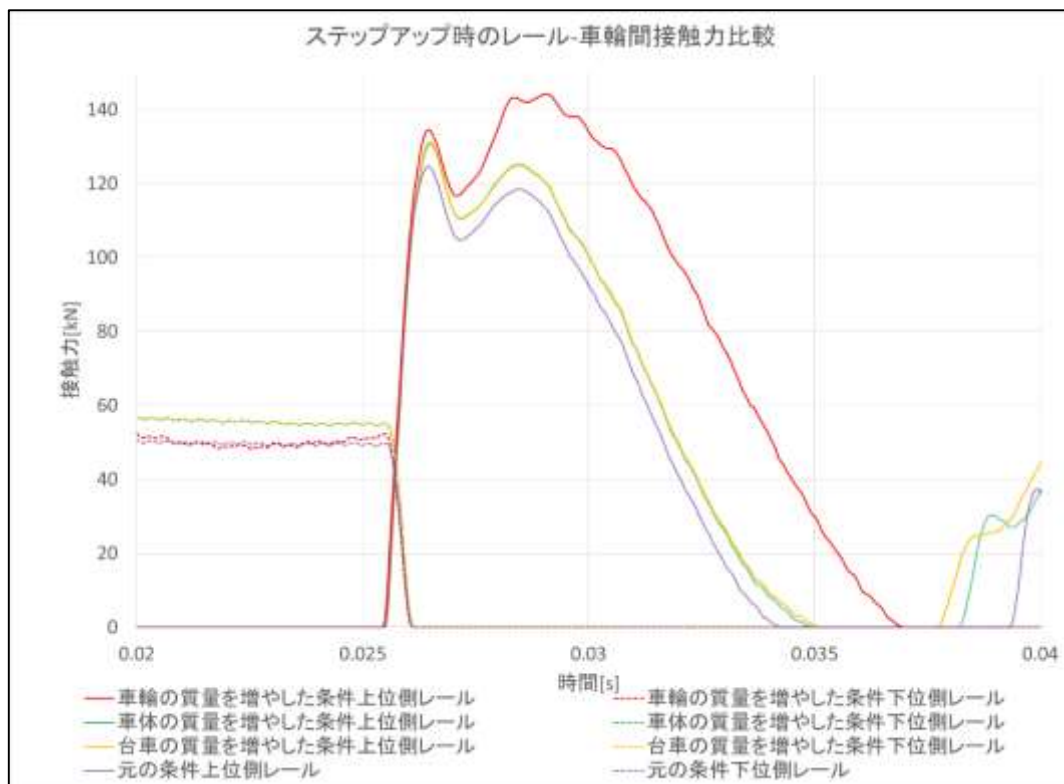


図 5.17 ステップアップ時のレール-車輪間接触力比較

5.4.1 ステップダウン時の解析結果

加速度波形において 0.034 秒付近で見られる低周波の振動はいずれも波形はわずかに車輪の質量を増やした条件が小さいものの大きな違いが見られず、振幅は約 500m/s^2 であった。ピークのずれは下位側レールに設置し始める時間が異なるためである。その後、高周波で大きい振動が発生するところで違いが出始める。下位側では振幅は車輪の質量を増やした条件が最大、車体の質量を増やした条件、台車の質量を増やした条件はほぼ同じで、 $5500\sim 9000\text{m/s}^2$ であった。振幅が最大となる時間がまったく異なっており、車輪の質量を増やした条件では 0.037 秒、車体の質量を増やした条件では 0.044 秒、台車の質量を増やした条件では 0.038~0.042 秒であった。上位側では振幅は車輪の質量を増やした条件、車体の質量を増やした条件、台車の質量を増やした条件の順に大きくなり、 $2500\sim 3000\text{m/s}^2$ であった。振幅が最大となる時間は下位側と同様にまったく異なっていた。レール-車輪間の接触力に関しては車輪の質量を増やした条件が最大で 138kN、車体の質量を増やした条件と 3 がほぼ同じくらいで 122kN であった。

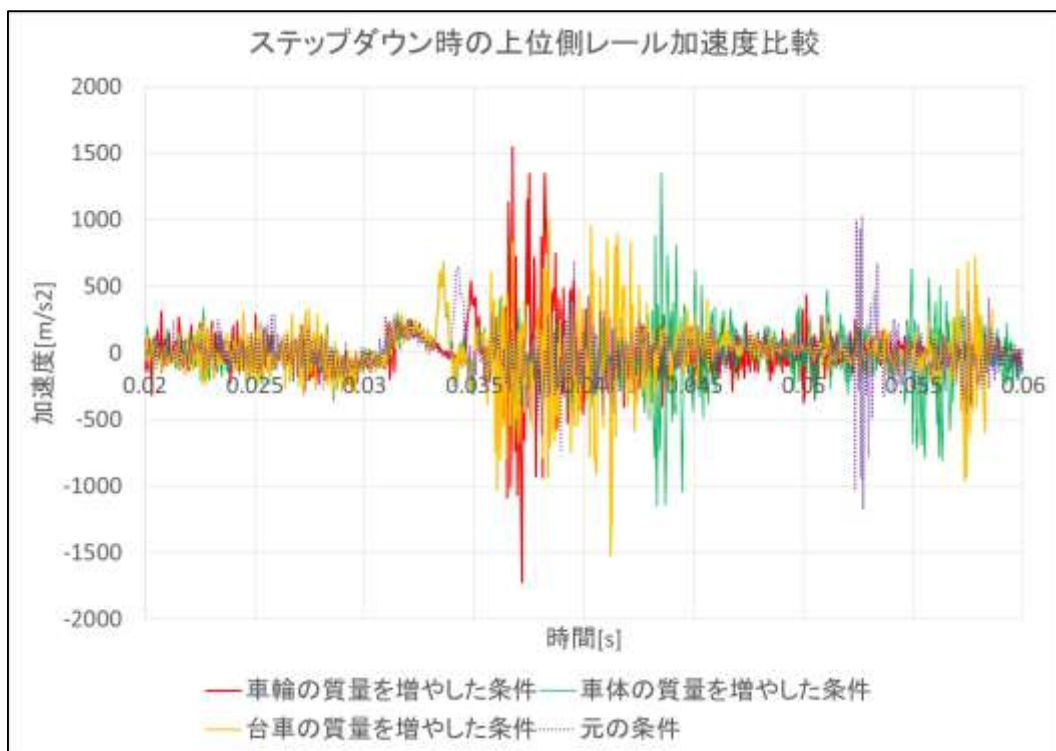


図 5.18 ステップダウン時の上位側レール加速度比較

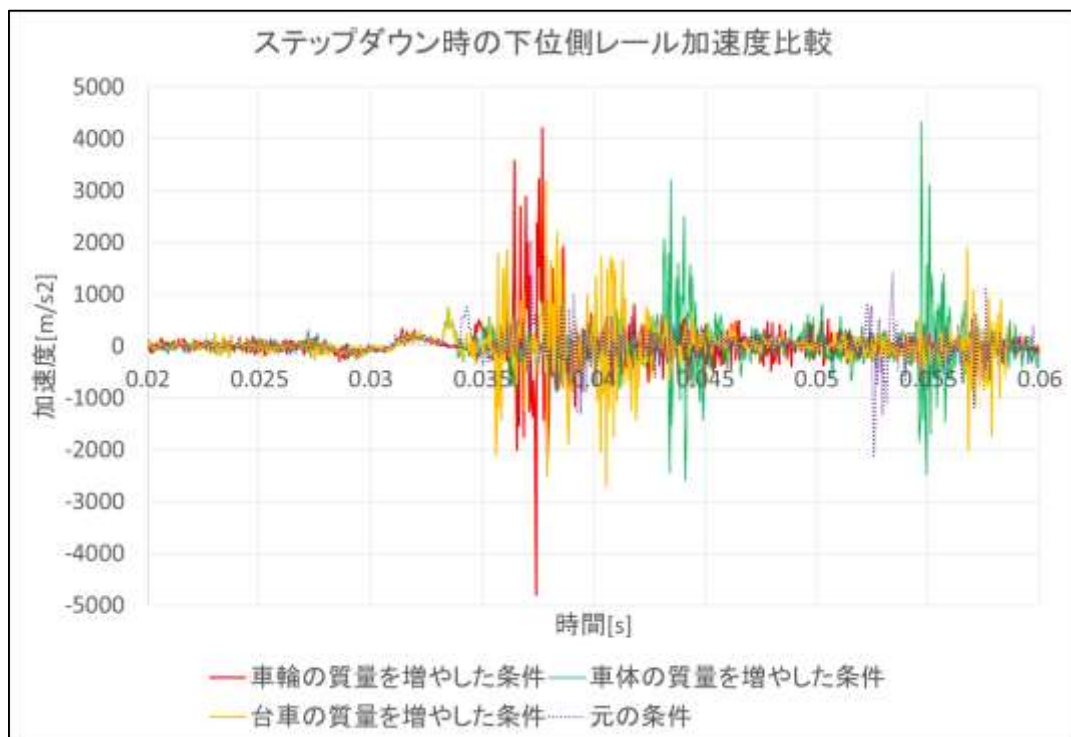


図 5.19 ステップダウン時の下位側レール加速度比較

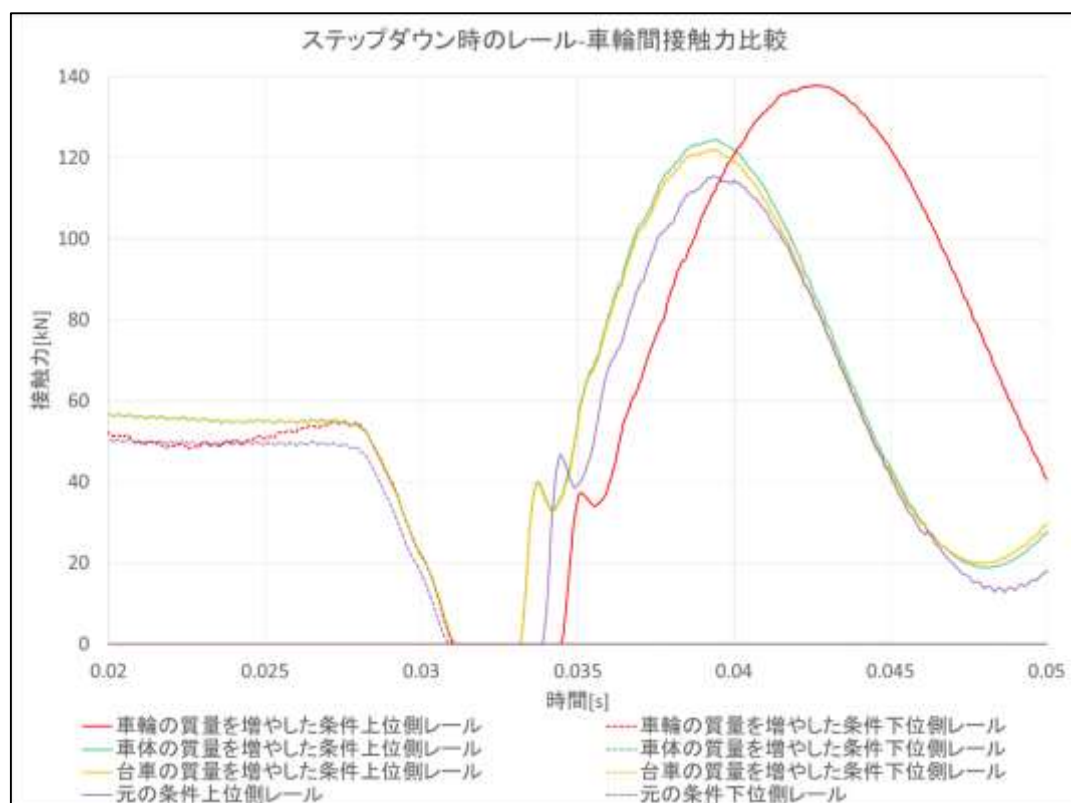


図 5.20 ステップダウン時のレール-車輪間接触力比較

5.4.2 考察

5.4.2.1 レール形状の課題

ステップアップ時の接触力の波形について極大が2つ見られた。そして、前の極大が出ている時間でのレール加速度波形は比較的周波数と値が小さく、後の極大が出ている時間帯での時間でのレール加速度波形は比較的周波数と値が大きい。このことからここでの振動波形は2種類の要因によって起きていることが考えられる。

1つ目は車輪とレールの衝突による衝撃力である。この力は接触力波形において前の極大を発生させると考えられる。この時図 5.21 に示すように鉛直方向だけでなく軌道平行方向にも接触力が発生する。

2つ目は車輪を急速に持ち上げるために発生する衝撃力である。この力は接触力波形において後の極大を発生させると考えられる。図 5.21 に示すように、この力は車輪を鉛直方向に持ち上げるだけなので軌道平行方向にはほとんど接触力が発生しない。

これら2つの力は最大となる時間がずれるために解析値においてはレールの加速度波形は低周波のものと高周波のものが分かれて見られるものと考えられる。

ところで、解析ではレール断面の角は直角であるが、実際のレールには約1.5mmの面取りがなされている。この面取りによって、2つの力が最大となる時間が同じになり、実測波形では一つの大きな波形として現れると考えられる。

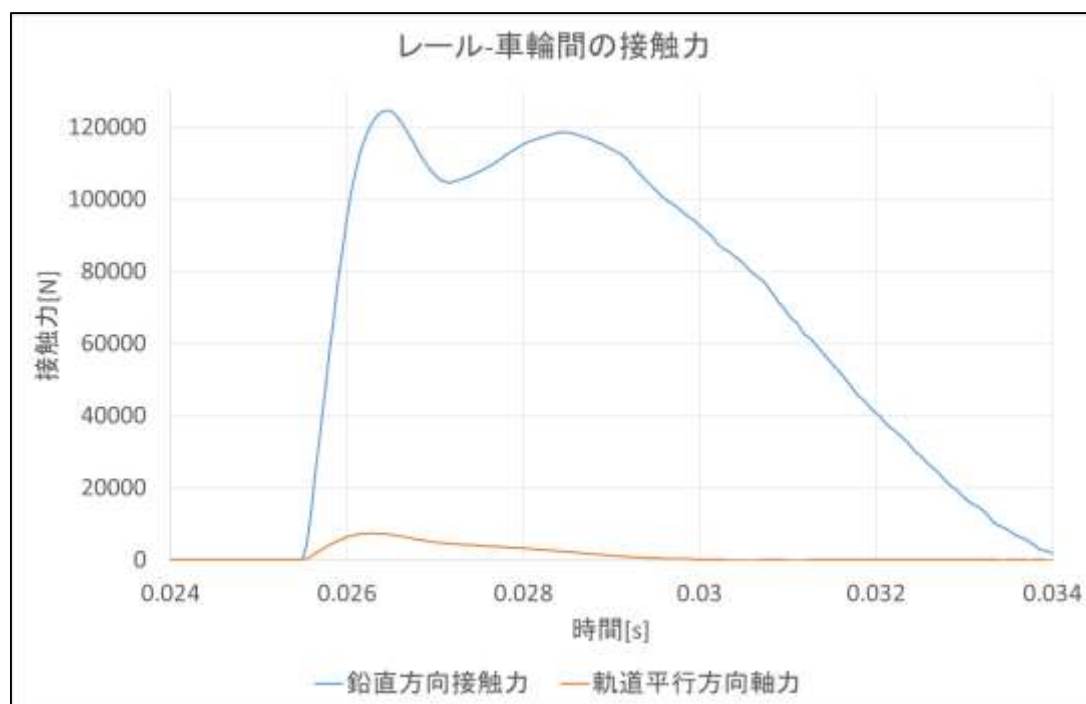


図 5.21 レール車輪間の方向別接触力

5.4.2.2 車両モデルの問題

ステップアップ時の上位側レールの加速度波形において、振幅が大きいことや減衰が早いといった実測データの特徴に近かったのは台車の質量を増やした条件で、遠かったのは車輪の質量を増やした条件である。また台車の質量を増やした条件での下位側レール波形において最初の低周波振動以外の波形が小さいという実測データの特徴にも近いことがわかる。これらのことから、元の条件から条件を変更する際は、継目を通過する際に車輪を押し下げる力が大きいほど実測波形に近くなると考えられる。

今回の解析に用いたモデルは図 4.10 に示したもので、車体重量は実際の車体全体の重さを車両に付いている車軸数で割った値、台車重量は台車重量の重さを台車についている車軸数で割った値を与えている。一方で、実際の車両は図 5.22 のような構造をしており、車輪を持ち上げる際は台車や車体の回転運動量を増やすだけの余計な力が必要になり、その分車輪を押し下げる力も強くなる。このため、継目通過時における見かけの荷重が車体の質量を増やした条件や台車の質量を増やした条件に近いものになり実測データに近づくと考えられる。

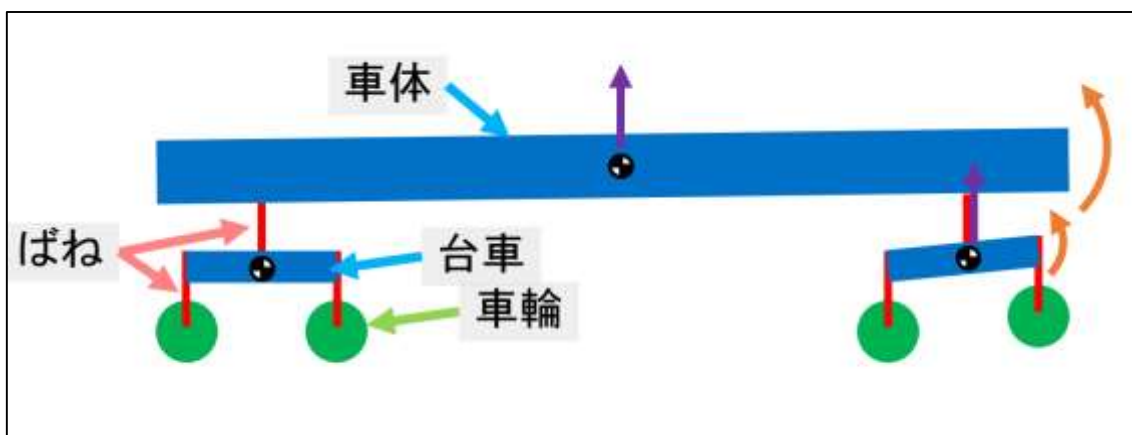


図 5.22 実物に近い車体構造

5.5 考察

一般的な継目通過時に発生する衝撃振動波形を再現するという目的に対して、衝撃振動解析を行うためのモデル作成を試み、定性的な挙動を確認することができたが、定量的な挙動は再現できなかった。再現性を高めるにはレールの固有周波数の調査や、レール-車輪間の接触力や継目付近のレールの位置情報も必要になると考えられる。

また、モデルの簡略化も問題となった。継目通過時に発生する衝撃振動はレールと車輪が

ごくわずかな領域で大きな力でぶつかることで発生するが、その領域に含まれるレールの面取りを再現しなかったことや車両モデリングの簡略化による不適當な衝撃力によって再現性が失われたと考えられる。

第6章 結論

6.1 結論

分岐器におけるフロントロッド軸受摩耗の原因となる列車通過時の振動の大きさは、トングレール後端部継目の衝撃振動の大きさに因ると推測される。その衝撃振動の解析を行う前段階として、一般的な継目を通過する際に発生する衝撃振動を解析できるモデル作成を試みた。その結果、継目通過時に大きな加速度振動が数周期のみ発生した後、急速に減衰していくという。定性的な挙動は確認できた。また、継目板ボルトの締結を緩めることで通過直後の加速度波形の最大値が実測波形に近くなり、台車や車体の重量を増やすことで通過直後の加速度波形の最大値や減衰が実測波形に近くなった。これらの比較から、モデリングの改善に対する手がかりを見出すことができた。

6.2 課題と今後必要になるデータおよび実験

一方で、加速度波形の大きさや減衰の早さといった定量的な挙動は再現できなかったことから、モデリングについて更なる検討が必要だと考えられる。特に分岐器トングレール後端部における加速度振動の大きさはフロントロッド肘金部の荷重の大きさに相関があることが確認されたので、継目通過時の衝撃振動における加速度の最大値の合わせこみは重要になると考えられる。一方で肘金部の荷重と軸受摩耗量の関係について明らかにする必要がある。また、分岐器各所における加速度波形の最大だけでなく振動特性に対する軸受摩耗量への影響について検討をする必要がある。

解析のあわせ込みを行いやすくするために、レールや枕木等軌道に用いられる系の振動特性を把握することやレール・車輪間接触力など合わせこみに用いるデータを増やすことが必要である。また、必要に応じて詳細なモデルを作る必要がある。継目付近のレールや車両に関してはもちろんだが、枕木に関しても現在のモデルでは[10]で用いられたモデルと比較すると簡略化されているので検討を行う必要がある。

付録 一般継目に対する実測データ [9]

鉄道総研内の試験軌道において，継目付近のレールの加速度の波形データが測定されていた．実測試験の条件や結果を以下に示す．

測定条件

表 0.1 の条件の下，表 0.2 に示す機器を用いて，図 0.1 の位置で表 0.3 に示される値を測定した．

表 0.1 波形データ測定条件

測定場所	鉄道総研試験軌道
軌道の基本諸元	50kgN レール，木マクラギ，バラスト
継目	遊間掛け継目
試験車両	燃料電池試験車 R291
車輪形式	NA 形波打車輪
通過速度	35km/h
サンプリング周波数	24000Hz

表 0.2 波形データ測定機器

振動加速度計	RION 製 PV-94
--------	--------------

表 0.3 測定値と測定箇所

測定箇所	測定値[単位]
上位側レール底部中心	鉛直方向加速度[m/s ²]
下位側レール底部中心	鉛直方向加速度[m/s ²]

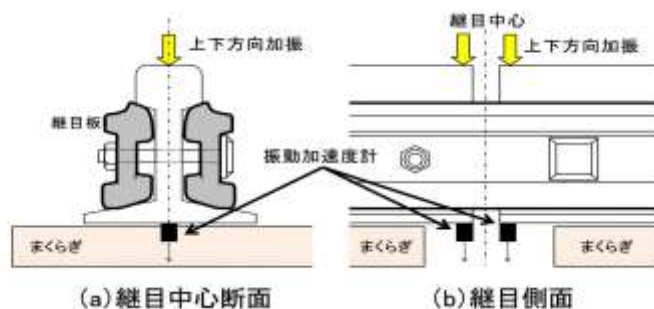


図 0.1 振動加速度計 設置箇所[9]

波形データ

測定時刻 0.00s から 0.10s までのそれぞれの波形データを図 0.2～図 0.5 に示す. いずれの波形から車輪が継目を通る際にパルス状の応答が発生し速やかに減衰する特性が見られた. また, ステップアップでは上位側のレール, ステップダウンでは下位側のレールのピーク値が継目板で接合された他方のレールよりも大きいことがわかる.

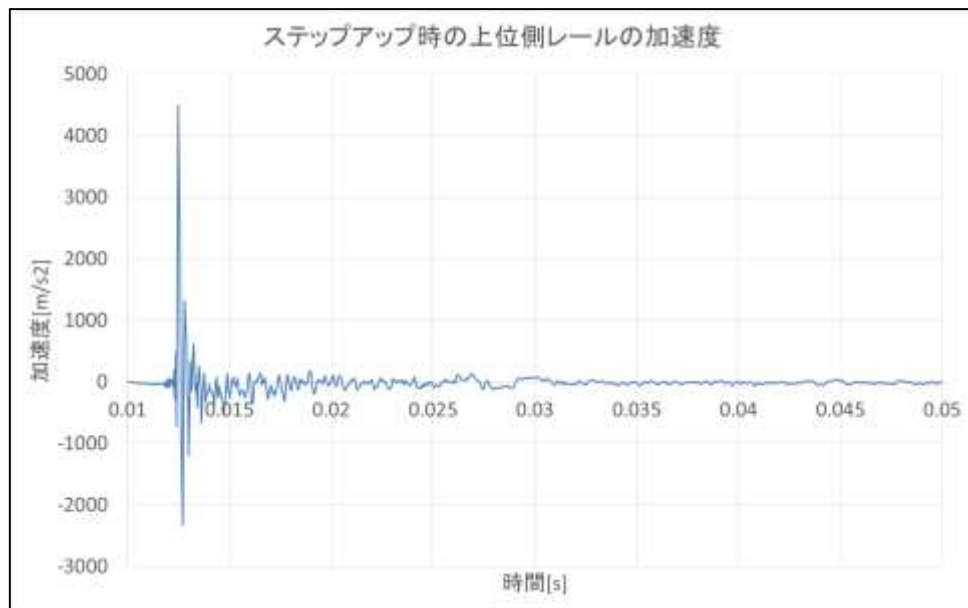


図 0.2 ステップアップ時の上位側レールの加速度 波形データ

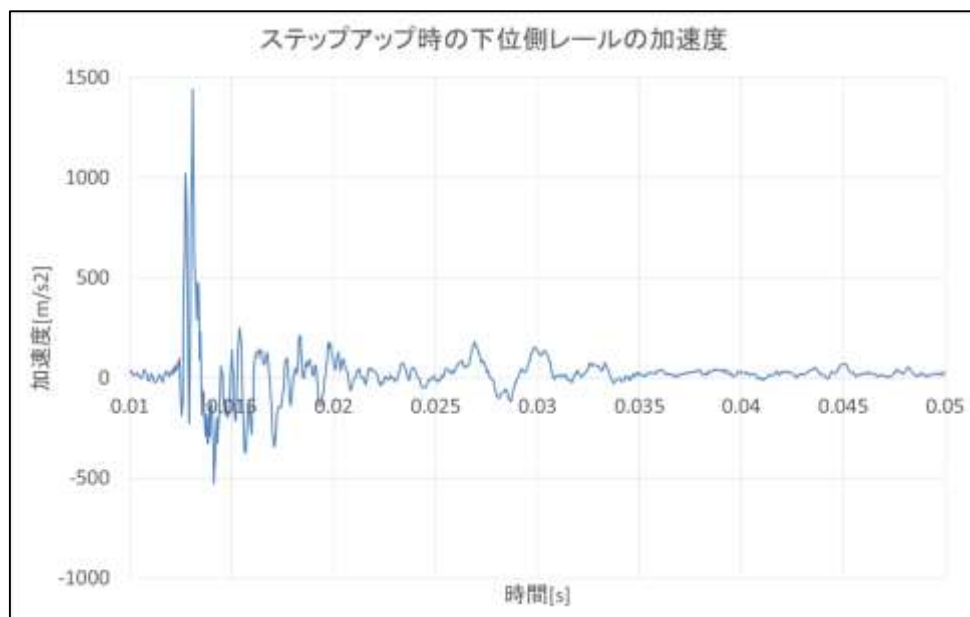


図 0.3 ステップアップ時の下位側レールの加速度 波形データ

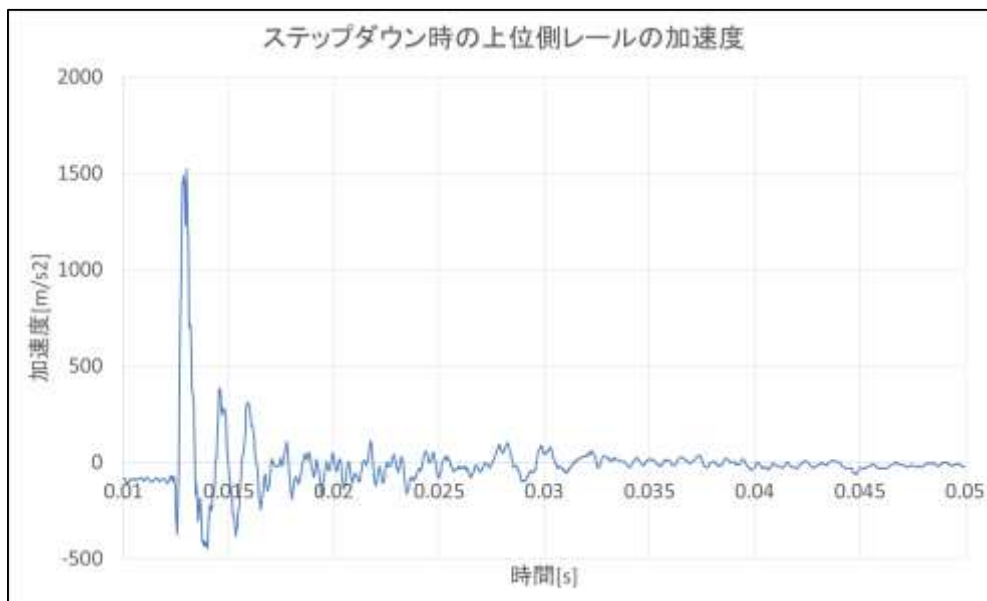


図 0.4 ステップダウン時の上位側レールの加速度 波形データ

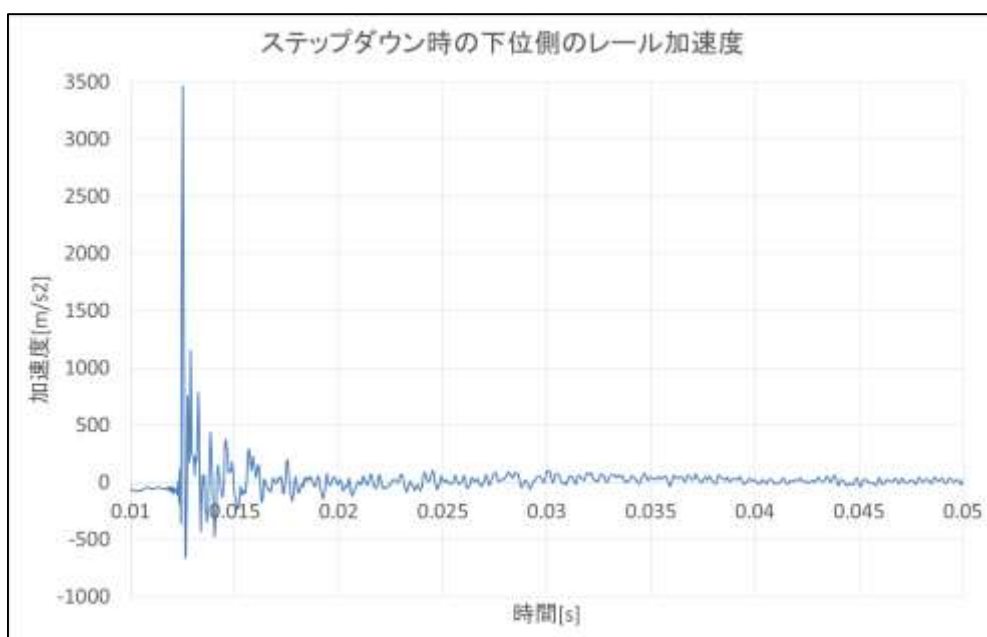


図 0.5 ステップダウン時の下位側レールの加速度 波形データ

謝辞

本論文の作成にあたり，研究に必要な資料の提供や実地計測試験を行っていただき，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，加藤様，鈴木様，研究に協力して下さった **JR 東日本旅客鉄道株式会社**様，吉原鉄道工業株式会社様，深く感謝いたします．

モデリングの方針と方法についてアドバイスを下さったアルテアエンジニアリングの柴田様，鉄道総研の高垣様に心から感謝いたします．

ご多忙の中，1年間ご指導して下さった酒井教授・泉教授・田中助教・波田野助教に感謝いたします．先行研究を担当し，研究に関する様々な手助けをしていただいた近藤先輩，本当にありがとうございました．研究を行うにあたっていろいろと支えて下さった研究室の先輩方，同期の皆様，ありがとうございました．

以上，本研究に関わったすべての人に感謝の意を表します．

参考文献

1. 近藤祐樹. 有限要素法を用いた鉄道分岐モデルにおける衝撃応答解析. 2013.
2. 良本真啓. 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.
3. JR 東日本社内講座教本 「施設技術入門」.
4. JR 東日本社内説明資料.
5. 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.
6. 吉田明彦. 『鉄道の百科事典』. 鉄道の百科辞典編集委員会. 2012.
7. 久保田博. 『鉄道工学ハンドブック』. 1995.
8. 吉原鉄道工業（株）技術開発部. 営業線実測振動データ 2014.
9. 川口二俊ほか. レール継目衝撃音に係る車輪・軌道の振動特性評価 一軌道編一. 2011.
10. 桃谷尚嗣ほか. 車輪走行によるレール継目部の衝撃荷重の評価. 2005.
11. 横山喬. 軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の力学モデルの構築. 2009.

以上

p.1~p.82 完

平成 27 年 1 月 30 日 提出
指導教員 泉 聡志 教授
130196 島本 琢磨