



# 高速鉄道における輪重変動抑制を目的とした短波長領域の軌道狂い管理手法の研究

大竹, 敏雄

---

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2015-03-06

(Date of Publication)

2016-03-01

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

乙第3278号

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D2003278>

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



神戸大学博士論文

高速鉄道における輪重変動抑制を目的とした  
短波長領域の軌道狂い管理手法の研究

平成 27 年 1 月

大竹 敏雄



## 要旨

高速鉄道として世界に先駆けて開業した東海道新幹線は、その後 50 年にわたり安全かつ安定した質の高い輸送を提供し日本の大動脈としての使命を担っている。その高速・高密度輸送の安全を足元から支えているものが軌道保守である。本研究は、軌道保守の重要な要素のひとつである列車走行面である軌道狂いの管理について、車両の輪重変動を抑制することを目的とした研究である。輪重変動の抑制は車両走行の安全性確保、レールやまくらぎ、構造物への負担軽減、軌道狂い進行の抑制といった幅広い課題への解決につながる。

本研究は大型試験装置による実験結果、シミュレーション解析により車両と軌道との動的相互作用である軌道狂いと輪重変動の関係を解明し、輪重変動抑制のための合理的な管理手法の確立を目指したものである。対象とした軌道構造は有道床軌道および高速鉄道では東海道新幹線特有の構造である無道床橋りょうである。本研究の目的を整理すると以下のとおりである。

### 研究の目的 1 有道床軌道における短波長軌道狂いと輪重変動の相関性の解明

大型試験装置による実物軌道への載荷試験結果より、輪重変動を予測する軌道狂い指標を提案する。さらにシミュレーション解析と実フィールドで測定したデータからこの指標を検証するとともに、適切な閾値を提案する。

### 研究の目的 2 短波長領域の軌道管理手法の確立のに向けた検討

提案された指標により軌道保守実務において有効な管理手法確立に向け、実際の軌道検測車の測定データを用分析し、短波長領域での軌道狂い管理手法について提案する。

### 研究の目的 3 無道床鋼製橋りょうにおける合理的な軌道管理手法の検討

無道床鋼製橋りょうにおいて輪重変動抑制及び桁に発生する応力低減のため、短波長領域の軌道狂いとの関係性を明らかにするとともに高精度な整備手法を試行し、無道床橋りょうでの短波長領域の軌道狂い管理手法を検討する。

これら研究目的を踏まえ本論文は以下の 6 章により構成されている。

第 1 章では、序論として、高速鉄道における軌道管理の意義を踏まえ本研究の背景を述べるとともに、一般の有道床軌道及び無道床橋りょうにおける短波長領域の軌道狂い管理および輪重変動抑制に関する知見を述べ、本研究の目的および研究内容を示した。

第 2 章では、東海道新幹線の軌道整備技術の成立と開業後の技術的な発展について整理し、それらの技術的評価を通じて、現時点において短波長領域の軌道狂いの整備手法について十分な解明がなされていない点について述べた。

第 3 章では、高速鉄道における著大輪重対策としてこれまでの知見を整理するとともに、その抑制のため過去にとられてきた対策について評価し、短波長領域の軌道狂いの保守管理が課題であることを示した。次に大型試験装置による実験結果からの分析とシミュレーション解析結果より輪重変動と軌道狂いとの関係を軌道狂い測定データから算出される曲率により予測が可能であることを示した。さらに 70km/h での実走行試験データ



を分析し 10m 弦正矢や 5m 弦正矢と比較し、曲率による輪重変動の予測がより相関性が高いことを検証した。最後に曲率の管理基準値として軌道材料の設計輪重値からその適正值を提案した。(研究目的 1)

第 4 章では、曲率による輪重変動の予測を主体とした短波長領域の軌道狂い管理手法の確立のため、実軌道の軌道狂いデータを分析した。対象区間は東海道新幹線の比較的短波長領域が比較的多く発生している区間であり、10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率の 3 指標を比較評価した。これにより、曲率が輪重変動抑制のために効率的な指標であること、現場における整備後の仕上がりの確認方法について考察した。また短波長領域の軌道狂いの特徴について、軌道狂いの進みの分析や波形や波長として現れる特徴、軌道整備後の効果確認などについて実際の事例をもとに分析し、短波長領域の軌道狂い管理としてポイントとなる点を整理した。(研究目的 2)

第 5 章では、無道床橋りょうにおける軌道整備手法について検討した。まず実際の東海道新幹線のデータから無道床橋りょうにおける輪重及び軌道狂いの発生状況を分析した。そしてシミュレーション解析によって、3 章で提案した曲率と輪重変動の相関性が橋りょうにおいても同様に見られるか、さらには橋りょうの桁に発生する応力との関係について分析を行った。また実際に短波長領域の軌道狂いを高精度に整備する手法について現場で試行し、目的とする精度の施工が可能か確認した。(研究目的 3)

第 6 章は、各章で得られた結果を総括し、今後の課題を指摘して本研究の結論としている。

本研究での成果をまとめると以下のとおりである。

まず、有道床軌道において、輪重変動は軌道狂い波形の曲率を指標として精度よく推定できること、また実車での輪重測定による検証により衝撃成分を加味し、新幹線で使用されている軌道材料の設計輪重から、曲率の管理値としては、 $7 \times 10^{-3} [1/m]$ とするのが妥当との結論を得た。

次に東海道新幹線の最近の軌道狂い測定データの分析により、輪重著大値の発生を抑えるためには曲率が他の指標と比べ有効な指標であること、軌道補修作業を行う施工現場では 5m 弦正矢法で整備前後の軌道狂いを測定することによってその改善状況を確認することが実用的であることを明らかにした。さらに、短波長領域の軌道狂いの合理的に保守管理手法として、20m 程度のロット毎に、軌道狂い波形やその時間的变化を把握する手法について提案した。

無道床橋りょうにおけるシミュレーション解析結果から、輪重変動はバラスト軌道と同様に軌道狂いの曲率と相関があること、一方桁に発生する応力は、輪重値との相関はなく軌道狂いの大きさや桁の固有振動数の付近においては軌道狂いの波長の影響を受けることを示した。また、無道床橋りょうでの高精度な軌道整備手法を試行し、施工が可能であることを確認した。

以上のとおり、本研究により高速鉄道の有道床軌道および無道床軌道における輪重変動と軌道狂いの関係性が明らかとなり、短波長領域の軌道狂い管理として有効な知見を得られ、今後の東海道新幹線の軌道保守実務においてより品質の高い軌道の実現に活かされると期待される。

# 高速鉄道における輪重変動抑制を目的とした短波長領域の軌道狂い管理手法の研究

## 目次

第1章 序論.....	1
1.1 本研究の背景.....	1
1.2 既往の研究と本研究の位置づけ.....	3
1.2.1 有道床軌道における輪重変動の推定とその対策.....	3
1.2.2 無道床橋りょうにおける輪重変動と軌道整備手法.....	4
1.3 本研究の目的および論文の構成.....	5
第2章 東海道新幹線の軌道整備に関する成り立ちと特徴的な取り組み.....	10
2.1 はじめに.....	10
2.2 東海道新幹線の軌道管理基準の成立.....	10
2.2.1 軌道狂いの種類.....	10
2.2.2 東海道新幹線の軌道整備基準値の成立.....	12
2.3 東海道新幹線の軌道保守量の推移.....	14
2.4 開業後の新しい軌道保守技術.....	16
2.4.1 軌道整備工事における指示検収制度.....	16
2.4.2 乗心地向上を目指した軌道整備手法の確立.....	16
2.4.3 270km/h 走行可能な高速軌道検測車の開発.....	20
2.4.4 新幹線施設管理システムの開発.....	25
2.5 まとめと今後の課題.....	28
第3章 輪重変動抑制を目的とした新しい軌道狂いの管理指標.....	32
3.1 はじめに.....	32
3.2 輪重変動抑制を目的としたこれまでの対策.....	33
3.2.1 車両の軽量化.....	33
3.2.2 レール頭頂面凹凸管理.....	34
3.2.3 車両軽量化とレール凹凸管理後の輪重変動.....	35
3.2.4 短波長領域の軌道狂いの測定.....	35
3.3 短波長軌道狂いと輪重変動の関係解明.....	36
3.3.1 大型試験装置による実験と新しい管理指標の提案.....	37
3.3.2 シミュレーション解析による輪重変動と軌道狂いの相関性.....	39
3.3.3 実車による輪重と軌道狂いとの相関性の分析と管理基準値の検討.....	43
3.4 まとめ.....	45
第4章 短波長領域の軌道狂い管理手法の提案.....	48
4.1 はじめに.....	48
4.2 短波長領域の軌道狂い発生状況分析.....	49

4.2.1	軌道狂いの分析対象区間.....	49
4.2.2	各軌道狂い指標の発生状況と必要施工数量の推定.....	49
4.2.3	現場での整備作業前後の確認方法の考察.....	50
4.3	短波長領域の軌道狂いの特徴.....	52
4.3.1	軌道狂い進みの追跡とデータ整理の方法.....	52
4.3.2	軌道狂い波形の事例.....	54
4.3.3	軌道狂い進みの分析.....	61
4.4	短波長領域の軌道狂い管理手法の提案.....	61
4.5	まとめ.....	62
第5章	無道床橋りょうにおける短波長領域の軌道管理手法の提案.....	66
5.1	はじめに.....	66
5.1.1	東海道新幹線の無道床橋りょうの設計と軌道狂い管理.....	66
5.1.2	無道床橋りょうにおける軌道狂い管理の課題.....	68
5.2	無道床橋りょうの軌道狂いおよび輪重変動の発生状況.....	69
5.2.1	無道床橋りょうの軌道狂いの発生状況.....	69
5.2.2	無道床橋りょうの輪重変動の発生状況.....	71
5.3	無道床橋りょうにおけるシミュレーション解析.....	72
5.3.1	解析モデル.....	72
5.3.2	解析結果.....	74
5.3.3	解析結果の分析と軌道狂い管理上のポイント.....	81
5.4	無道床橋りょうにおける短波長領域の高精度整備の試験施工.....	87
5.4.1	整備手法の検討.....	87
5.4.2	対象橋りょう.....	87
5.4.3	施工結果.....	88
5.5	まとめ.....	91
第6章	結論.....	94
6.1	輪重変動抑制を目的とした短波長領域の軌道狂い指標と管理手法の提案.....	94
6.2	無道床橋りょうの短波長領域の軌道狂い管理手法の提案.....	96
6.3	今後の研究の方向性について.....	97
付録		
A.	第3章における車両／軌道の相互作用シミュレーションについて.....	99
A.1	シミュレーションモデルの概要.....	99
A.2	車両の運動方程式.....	101
A.3	軌道の運動方程式.....	104
A.4	レール－車輪間の接触力.....	107
A.5	車両－軌道の相互作用の運動方程式.....	107
B.	第5章における車両／軌道の相互作用シミュレーションについて.....	110

B.1	シミュレーションモデルの概要.....	110
B.2	車両の運動方程式.....	112
B.3	軌道および橋りょうの運動方程式.....	113
B.4	レール-車輪間の接触力.....	117
B.5	車両-軌道の相互作用の運動方程式.....	118

謝辞



## 第1章 序論

### 1.1 本研究の背景

1964年10月1日、高速鉄道として世界に先駆けて開業した東海道新幹線は、その後50年にわたり安全かつ安定した質の高い輸送を提供し、日本の大動脈としての使命を担ってきた。その間、列車速度は開業時の200km/hから270km/hに向上し、車両は0系から100系、300系、700系を経てN700系、N700A系と更新され、地上設備やメンテナンス手法にも最新のテクノロジーが導入されてきた。現時点においても世界の最先端技術を体現する輸送機関として、日本経済を支えるその重要性はますます高まっている。

鉄道の最重要命題は、安全安定輸送を堅持し、信頼性を確立していくことであり、その中において安全を足元から支えるレールや道床バラストを対象とする軌道保守は重要な位置づけをもつ。東海道新幹線の軌道保守技術は開業時にすでに確立していたものではない。開業後の様々な現象と対峙し、分析と試行を繰り返しながら改善を進めてきたものであり、そうした努力は現在も継続されている。東海道新幹線のような高速かつ高密度な輸送を担う鉄道は他になく、軌道保守の技術も自らが切り開いて行かざるを得ない。

軌道保守の実務面における重要な要素の一つは、経済的に合理的な範囲内で走行面を適当な状態に常時維持することである。連続した長大な構造である軌道において、軌道狂いは必然的に存在し、そして軌道構造と保守作業のバランスの中で一定の軌道狂い状態として維持される。軌道狂いをどのように評価し、整備する閾値をどのように定めるか、これらを経済的、合理的に決定することが必要である。東海道新幹線の軌道保守技術は、開業当時の在来線の技術をベースとして、1962年から開始された鳴宮モデル線での走行試験結果をもとに構築されている。東海道新幹線開業時の軌道狂いの整備基準値の基本的な考えは、大きな車両動揺を与えないために必要な基準値として設定されている<sup>1)</sup>。これは当時の在来線から踏襲されている決定理由であり、すなわち乗客に対する快適性を保持する範囲に設定されたものであるが、このような大きな動揺を与えない範囲で軌道狂いを維持すれば、列車の走行安全性は十分な余裕をもって確保できるという経験的認識に基づくものである。

本来、軌道整備の基準値の設定は軌道狂いと車両の動的な挙動に対する相関性を基礎として決定するものであるが、当時は両者の相関性について十分な解析、知見に乏しい中で安全性を担保する基準値が定められたと考えられる。東海道新幹線開業後は研究が進み、車両挙動と軌道との相関性について様々な知見が得られ、軌道保守手法として反映されている。その代表として挙げられるのが、乗心地向上のための軌道保守手法である。10m弦正矢、すなわち10m間の中心の差分量で軌道狂いの評価を行うのが在来線からの軌道狂いの定義であり、これが新幹線においても踏襲されていた。開業後、高速鉄道の経験とともに車両動揺には10m弦よりもさらに長い波長の軌道狂いが影響していることがわかり、20m弦正矢による軌道狂い管理が行われるようになった<sup>2)</sup>。その後1991年の270km/hへの速度向上に対応するため40m弦正矢による管理手法へとさらに長波長領域におよぶ管理手法がとられている<sup>3)</sup>。現在は車両特性に応じた乗心地レベル

を推定して管理する手法が確立<sup>4)</sup>し、乗り心地向上に寄与している<sup>5)</sup>。

ここで、軌道が車両挙動に影響を与える波長領域を整理し、概念的に示すと表 1-1 のとおりとなる。軌道狂い管理の主たる目的は、車両の走行安全性の確保と乗心地の維持向上である。乗心地は軌道狂い波長 10m～100m の領域の課題であり、前述のとおり、車両特性に応じた手法が確立している。一方走行安全性確保における数 cm～2m のレール頭頂面凹凸に起因する輪重変動の問題については、その主たる要因が車両のばね下質量が大きく影響しており、軌道側のレール頭頂面の凹凸箇所において発生していることが明らかにされている<sup>5)</sup>。この対策として、レール削正や溶接部の管理、レール製造上の取組みが行われ、成果を上げている。

しかしながら、軌道狂いから生じている波長 2m～10m 程度の領域の軌道管理手法は、開業時と同じ 10m 弦正矢による軌道狂い管理手法であり、大きな変化はない。また、この領域の波長は輪重変動に影響していると考えられるが、軌道狂いと輪重変動の相関性については明らかにされていない。最近、300 系以降の新しい形式の車両の輪重変動データの分析から波長 10m 未満の軌道狂いに対応する輪重変動が目立つことがわかっている<sup>6)</sup>。その要因はレール頭頂面凹凸が改善されたことや新しい形式の車両がばね下質量を大きく低減していることから、改善、取組みがされていないこの領域の輪重変動が目立つためと考えられる。また、この波長領域がこれまで注目されてこなかった要因のひとつは、従来の高速軌道検測車（T2、ドクターイエロー）が 10m 弦正矢法による検測手法であったことから、波長 5m 程度の領域の検出精度が低く検測データが活用できなかったことである。しかし、2001 年から登場した新型高速軌道検測車は偏心矢測定法が採用されており、波長 5m 前後の軌道狂いの検出精度も改善されている<sup>7)</sup>。

軌道狂いを連続的な波形ととらえこれと車両挙動との関係を明らかとする研究を本格的に行ったのは池守<sup>8)</sup>であり、パワースペクトルを用いて在来線の貨車や特急電車の著大動揺などと軌道狂い波長（21m～34m）の関係について明らかにした。池守は短波長領域については当時の在来線の軌道検測記録では推定誤差は大きく信頼できるデータではないとの前提であるが、軌道狂いのパワースペクトルの大きさと周波数（=1/波長）との関係は、短波長になるほど指数的に下がる傾向にあることを明らかにした。しかし、当時は軌道検測車の検出精度の課題があり、短波長領域のデータが十分でなかった。また、保守作業の現場から<sup>9)</sup>は波長の短い軌道狂いが保守多投入箇所でも顕著に表れていることが報告されている。さらに前述のとおり新型車両による輪重測定の実績においても、この領域に対応する輪重変動が目立つ傾向が報告されている<sup>6)</sup>。従来精度の低かった短波長領域の軌道狂い管理は現時点でなお残る課題である。

高速鉄道において著大な輪重を抑制することは、車両走行の安全性確保という根本的な課題であるとともに、軌道保守においてはレールやまくらぎへの負担力増加による損

表 1-1 車両に影響する軌道狂い波長

波長	主な発生要因と影響	
数cm～2m程度	レール頭頂面凹凸	輪重変動や騒音に影響
2m～10m程度	短波長の軌道狂い	輪重変動に影響
10m～100m程度	中・長波長の軌道狂い	乗心地に影響

傷、道床バラスト沈下による軌道狂いの進行といった幅広い課題解決につながる。輪重変動の抑制を適切に行うことにより、走行安全性の確保とともに軌道保守の低コスト化を実現する手法確立に結びつくと期待される。

さらに、東海道新幹線特有の構造である鋼製の無道床橋りょうにおける短波長領域の整備手法について検討する。有道床軌道と同様に無道床橋りょうにおける乗心地向上のための整備手法については改善されている<sup>10)</sup>一方で短波長領域の軌道整備手法は基本的に開業時の10m弦正矢による手法が踏襲されている。さらに無道床橋りょうは列車荷重により橋りょうがたわむことから、こうした動的荷重状態を考慮した軌道整備はトライ&エラーの繰り返しの中で整備を行わざるを得ないため、精度の高い軌道整備を行うことは極めて難しく、無道床橋りょうの軌道整備は保守作業の中でも難しいとされている。

無道床橋りょうにおける短波長領域の軌道狂い管理は有道床と同様に輪重変動の抑制による走行安全性の確保、軌道材料の延命化につながるとともに、桁に発生する応力低減に対する効果も期待できる。東海道新幹線の構造物は入念な検査により十分健全な状態に保たれているが<sup>11)</sup>、桁の発生応力の低減は橋りょうの長期使用に伴う維持管理の観点から良好な影響を与えると考える。構造物の動的挙動による応力への影響は、構造物設計指針において衝撃係数として考慮されており標準的な軌道狂いを前提とした影響についても含まれている<sup>12)</sup>が、軌道狂い管理の面からは検討されていない。鋼製橋りょうはコンクリート構造物と比較し重量が軽く共振しやすいため、動的な車両走行が輪重変動や桁の応力にどのような影響を与えるか、これらを軌道狂いとの関係について明らかにすることにより、より合理的で低コストかつ将来にわたり健全な構造物の維持に効果が期待できる。

開業以来大きな進展のなかった無道床橋りょうの軌道狂い管理について、車両、軌道、構造物の3者相互間の動的作用を明らかにして輪重変動の抑制および桁に発生する応力低減のための軌道狂い管理の着目点を明らかにするとともに、高精度な軌道整備が可能であることを試験施工により確認することは、より質の高い軌道の確保のため必要である。

## 1.2 既往の研究と本研究の位置づけ

### 1.2.1 有道床軌道における輪重変動の推定とその対策

輪重は車輪から軌道に上下方向に垂直に働く力であり、車両の重力に基づく力（静的輪重）とともに、走行により軌道面の不整や、車両の動揺、タイヤフラットなどにより、輪重は動的に変動する。軌道構造の設計上はこれを速度 $V(\text{km/h})$ と関連付けて、速度衝撃率の形で考慮する。例えば国鉄時代、在来線における車両の入線を定める基準（線路入線基準規則）<sup>13)</sup>では、次式の数値 $i$ を使用していた。

$$i = 1 + \alpha V/100 \quad \text{ただし、最大値は } 1.8 \quad (1)$$

$\alpha=0.3$ （ロングレール）、 $0.5$ （継ぎ目軌道）

また、軌道の部材の設計には静的輪重に適切な余裕を見込んだ割増係数を乗じている。例えばPCまくらぎの設計では在来線、新幹線とも割増係数は2としている<sup>14)</sup>。これらは各種の現場実測から設定されたものであり、軌道狂いは一般的な状況を想定している。



高速鉄道において輪重変動が着目されたのは、東海道新幹線開業後の 1969 年より新幹線の速度向上をめざして行われた 951 形式試験電車による試験である。この試験において、当時の 0 系量産車の重量をはるかに超える 30tf (294kN) から 40tf (392kN) 近くに達する著大な輪重が発生した。この課題に対し佐藤<sup>15)</sup>は、車両のばね上質量の影響下において、ばね下質量が地上側のレール支持ばね系に衝撃するモデルで解析を行った。その結果、著大輪重対策として車両側ではばね下質量の軽減が、地上側ではレール支持ばね係数の低下、レール頭頂面凹凸の低減を提案し、またこのような箇所を検出に車両軸箱加速度による検出が適当であることを明らかにした。その後、佐藤ら<sup>16)</sup>は解析による波長の短い頭頂面凹凸の評価手法を提案し、須永ら<sup>17)</sup>は実測データの分析により車両の軸箱加速度と輪重変動に相関関係があることを明らかとし、輪重変動の評価を行った。

またこうした著大輪重への対策としては、バラストマット（高架橋区間でバラスト下に弾性用のマットを敷設）の導入や、レール締結装置への低弾性パッドの採用といった構造対策<sup>18)</sup>とともに、大型機械によるレール頭頂面の削正が行われた。現在東海道新幹線ではバラストマットの敷設および 60tf/m (588kN/m) の低弾性締結装置の敷設は完了し、また全線のレールを年 1 回以上レール削正機（スペノ）により頭頂面の削正を行っている。

なお車両側のばね下質量の軽減は、270km/h への速度向上を果たした 300 系新幹線車両により全質量は 30%、ばね下質量は 20%もの軽減が実現し、これらは高速走行安定性の向上や加減速性能の向上、エネルギー消費量の軽減、軌道保守量の低減、地盤振動の軽減など幅広い効果として現れている。軽量化の輪重変動抑制効果は 1995 年から行った 300X 試験車両の走行試験によって定量的に確認された<sup>19)</sup>。以上のとおりこれまでの解析や対策は波長 2m 未満のレール頭頂面凹凸に着目した対策が主体であり、これらに対してはすでに対策が確立し、定着している。

レール頭頂面凹凸よりも長い波長領域、すなわち表 1-1 の中段の波長 2m~10m の軌道狂いの不整に対する研究、対策もいくつか提案されている。須永ら<sup>20)</sup>は新幹線において軸箱加速度をバンドパスフィルター処理して評価に用いる方法を提案しているが、高速軌道検測車に偏心矢測定が採用される以前の短波長領域の測定精度が十分でない段階で提案された手法であり、軸箱加速度が測定速度によって値が変化することや、施工直後の現場で改善度が確認できないなどの短所がある。また、古川<sup>21)</sup>は軌道狂いから輪重変動の予測手法とその軌道管理への応用を提案しているが、在来線を対象としたものであり、輪重との因果関係について明らかにしていない。田中ら<sup>22)</sup>は軸箱加速度と軌道検測波形を用いた方法を提案しているが、須永らと同じ課題がある。新幹線の高速軌道検測車に偏心矢法が採用された後は、短波長領域の検測データを活用し 5m 弦正矢による榎本ら<sup>9)</sup>の報告がなされている。木村ら<sup>23)</sup>は、過去の検測データを統計的に分析し、5m 弦正矢狂いとその 10 日間での変化量を組み合わせて用いる提案を行っている。しかし、これらの検討においては 5m 弦正矢狂いと輪重変動の関係については言及していない。

### 1.2.2 無道床橋りょうにおける輪重変動と軌道整備手法

車両走行における鉄道橋の動的応答に関する研究は、非常に多くの因子が複雑に組み合わせられた現象であり、東海道新幹線開業当時は実橋による測定が主体であり、解析は

ごく基本的な理論式が導かれていたにすぎない<sup>24)</sup>。動的応答は設計上では衝撃係数として設定される。東海道新幹線の橋りょうの設計においては、木曾川における C62 型に対する試験や椽山川橋りょうにおけるこだま号に対する試験が行われ、結果的に従前の設計公式がそのまま適用された。これに対しモデル線や開業前の試験走行で高速域での確認のための測定が行われたが、新幹線の橋りょうの設計に対し、例外的な場合を除いて十分に安全な結果を与えるものと考えてよい結果であった<sup>25)</sup>。

その後、松浦<sup>26)</sup>は高速鉄道における橋桁と走行する車両の動的相互作用を実測データや模型実験データを基礎に理論的に解析を行い、その結果から動的応答に関する鉄道橋の設計方法を提案した。この解析結果は 1983 年の設計標準として採用され<sup>27)</sup>、現標準も継承している。さらに涌井ら<sup>28)</sup>により新幹線車両、線路構造物との詳細な動的相互作用解析プログラムが開発され、構造が複雑な特殊構造物についても解析可能となった。この解析手法はレール/車輪間の接触や軌道の局所的な変形も表現可能であり、地震時などの走行性解析などに活用されている。

軌道保守の面から無道床橋りょうにおける動的挙動解明の目的を考えると、乗り心地の維持向上、車両の走行安定性の確保および橋りょうの長期使用に伴う発生応力の低減の 3 点が主に考えられる。1 点目の乗り心地の維持向上については、一般の有道床軌道と同様に車両特性に応じた整備手法が試行されている<sup>29)</sup>。走行安全性は前出の有道床軌道と同様に短波長領域の軌道狂い管理による輪重変動抑制の課題であり、スラブ軌道と有道床軌道の軌道構造変化箇所における検討<sup>30)</sup>などはあるが、東海道新幹線特有の構造である無道床橋りょうに対して軌道狂いと輪重変動の関係を明らかにした研究はされていない。桁に発生する応力については橋りょうの設計に反映を目的とした動的解析が行われており、前出の松浦による解析では設計上必要な衝撃係数を求めるため軌道狂いを 50 パターン解析しその傾向を統計的に整理されているが、桁に発生する応力と軌道狂いに関して軌道管理面から論じたものではない。また実際に輪重および桁応力を測定した研究はある<sup>31)</sup>ものの、軌道狂いとの関係を明らかにしたものは見られない。

### 1.3 本研究の目的および論文の構成

本研究では、一般的な有道床軌道と無道床の鋼製橋りょうの両者を対象として、短波長領域の軌道狂いと車両挙動との関係を明らかにし、短波長領域の合理的な軌道狂い管理手法について検討する。

本研究の目的を整理すると以下のとおりである。

#### 研究の目的 1 有道床軌道における短波長軌道狂いと輪重変動の相関性の解明

大型試験装置による実物軌道への載荷試験結果より、輪重変動を予測する軌道狂い指標を提案する。さらにシミュレーション解析と実フィールドで測定したデータからこの指標を検証するとともに、その閾値を提案する。

#### 研究の目的 2 短波長領域の軌道管理手法の確立に向けた検討

提案された指標により軌道保守実務において有効な管理手法確立に向けて、実際の軌道検測車の測定データを用いて、短波長領域での軌道狂いの継時的な管理手法に

ついて提案する。

### 研究の目的 3 無道床鋼製橋りょうにおける合理的な軌道管理手法の検討

無道床鋼製橋りょうにおいて輪重変動抑制および桁に発生する応力低減のため、短波長領域の軌道狂いとの関係性を明らかにするとともに、高精度な整備手法を試行し、無道床橋りょうでの短波長領域の軌道狂い管理手法を検討する。

これら研究目的を踏まえ本論文の構成を以下のとおりとする。

#### [第1章]

序論として、高速鉄道における軌道管理の意義を踏まえ本研究の背景を述べるとともに、一般の有道床軌道および無道床橋りょうにおける短波長領域の軌道狂い管理および輪重変動抑制に関する知見を概観し、本研究の目的および本論文の構成を示す。

#### [第2章]

東海道新幹線の軌道整備技術の成立と開業後の技術的な発展について整理し、それらの技術的評価を通じて、現時点において短波長領域の軌道狂いの整備手法について十分な説明がなされていない点を述べ、本研究の位置付けを明確する。

#### [第3章]

まず、高速鉄道における著大輪重対策としてこれまでの知見を整理するとともに、その抑制のため過去にとられてきた対策について評価し、そして最近の走行試験データから現在の課題が短波長領域の軌道狂いの保守管理であることを述べる。

次に輪重変動と軌道狂いとの関係を大型試験装置による実験結果から分析して、軌道狂い測定データから算出される曲率により予測が可能であること、さらに従来からの指標である10m弦正矢や最近使用されている5m弦正矢と比較して曲率が輪重変動を予測する指標として適していることを検証する。さらにシミュレーション解析結果および270km/hでの実走行試験データを分析し、10m弦正矢や5m弦正矢と比較し、曲率による輪重変動の予測がより相関性が高いことを確認する。最後に曲率の管理基準値として軌道材料の設計輪重値からその適正值を提案する。

#### [第4章]

曲率による輪重変動の予測を主体とした短波長領域の軌道狂い管理手法の確立のため、実軌道の軌道狂いデータを分析する。対象区間は東海道新幹線の比較的短波長領域が比較的多く発生している区間であり、10m弦正矢、5m弦正矢、曲率の3指標を比較評価する。

この分析により、曲率が輪重変動抑制のために効率的な指標であること、また曲率は現場において確認が困難であることから、整備後の仕上がりの確認方法について考察する。また短波長領域の軌道狂いの特徴について、軌道狂いの進みの分析や波形や波長として現れる特徴、軌道整備後の効果確認などについて実際の事例をもとに検証し、短波長領域の軌道狂い管理としてポイントとなる点を整理し、管理手法を提案する。

#### [第5章]

鋼橋上にまくらぎおよびレールを直接敷設したいわゆる無道床橋りょうは、高速鉄道としては東海道新幹線特有の構造である。本章ではこの無道床橋りょうにおける軌道管

理手法について検討する。まず実際の東海道新幹線のデータから無道床橋りょうにおける輪重および軌道狂いの発生状況を分析する。また、3章で提案する曲率と輪重変動さらには橋りょうの桁に発生する応力の関係についてシミュレーション解析を行い、短波長領域の軌道狂いの管理手法が無道床橋りょうにおいても有効であること、さらに桁に発生する応力と桁の固有振動数および軌道狂い波長や振幅との関係について検討する。さらに実際に短波長領域の軌道狂いを高精度に整備する手法について現場で試行し、目的とする精度の施工が可能か確認する。

**[第6章]**

各章で得られた結果を総括し、今後の課題を指摘して本研究の結論とする。

本研究の構成を図 1-1 に示す。

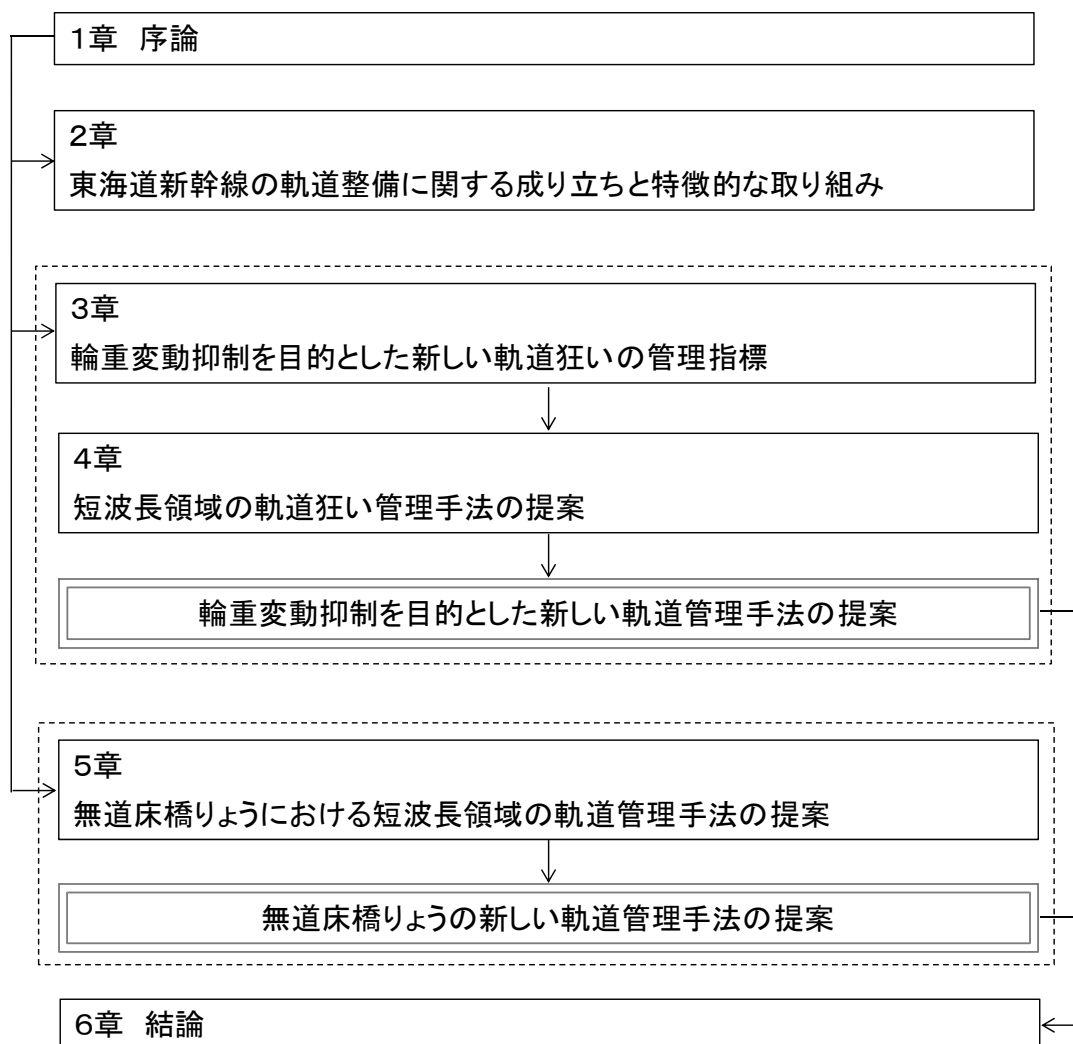


図 1-1 本研究の構成

《第1章 参考文献》

- 1) 松原健太郎：新幹線の軌道，pp.354～357，(社)日本鉄道施設協会，1964年10月。
- 2) 立松俊彦：新幹線保守の技術上のポイント(2)，鉄道線路14-5，pp.155～161，(社)日本鉄道施設協会，1966年5月。
- 3) 田中宏昌，磯浦克敏編：東海道新幹線の保線，pp.445～453，(社)日本鉄道施設協会，1998年12月。
- 4) 永沼泰州，高井秀行：新幹線車両の動特性を考慮した軌道管理手法，鉄道総研報告，第9巻，第12号，pp.37-42，(財)鉄道総合技術研究所，1995年12月。
- 5) 西脇聡，大竹敏雄：東海道新幹線の軌道保守技術，鉄道技術連合シンポジウム(J-RAIL'99)講演論文集，pp.1-4，1999年12月。
- 6) M. Miwa, T. Otake, Y. Kawasaki and M. Tomoyoshi : Maintenance and Management of High-Speed Railway Track Considering Vehicle/Track Interaction, WCCR2013: Proceedings of 10th World Congress on Railway Research, Nov.25-28, 2013, Sydney, Australia, USB Memory(5pages), 2013.
- 7) 大竹敏雄：「世界最速で線路」をはかる，土木学会誌，第84巻，12号，pp.59-61，(社)土木学会，1999年12月
- 8) 池守昌幸（軌道研究室）：軌道狂いのパワースペクトル，鉄道技術研究所速報，No.80-183，pp.27-37，鉄道技術研究所，1980年12月。
- 9) 榎本祐介：短波長軌道狂いに着目した軌道管理手法の確立，新線路，第62巻，1月号，pp.41-44，鉄道現業社，2008年1月。
- 10) 丸本泰男，千田英昭，川嶋昭一，江守隆志：無道床橋梁の新しい軌道整備手法，新線路，Vo.53，No.1，pp.22-27，鉄道現業社，1999年1月。
- 11) 大竹敏雄，神田仁：東海道新幹線の橋梁と保守，橋梁と基礎，pp.45-47，建設図書，2009年8月。
- 12) 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説 鋼・合成構造物，pp.36-39，平成16年4月。
- 13) 佐藤吉彦，梅原利之編：線路工学，pp.180-213，(社)日本鉄道施設協会，1987年2月。
- 14) 新版軌道材料編集委員会編：新版軌道材料，pp.247-253，鉄道現業社，2011年5月。
- 15) 佐藤吉彦：東海道新幹線において951形式試験電車に発生した著大輪重の原因とその対策，鉄道技術研究報告，No.824，pp.1-53，鉄道技術研究所，1972年9月。
- 16) 佐藤吉彦，小菅俊一：輪重変動の立場から見たレール頭頂面凹凸の評価法，鉄道技術研究報告，No.1198，pp.14-22，鉄道技術研究所，1981年10月。
- 17) 須永陽一，佐野功，井出寅三郎：高速新幹線における短波長軌道狂いの検出方法，鉄道総研報告，第13巻，第5号，pp.11-16，(財)鉄道総合技術研究所，1999年5月。
- 18) 佐藤吉彦，三浦重，岩崎岩雄，大櫛淳：全国新幹線網用改良有道床軌道構造の性能，鉄道技術研究報告，No.882，pp.30-34，鉄道技術研究所，1974年2月。
- 19) M. Miwa, T. Funada: High speed running test and the new testing equipment for wheel/rail dynamic interaction, WCCR2003: Proceedings of 6th World Congress on

Railway Research, Sep.28-Oct.1, 2003, Edinburgh, Scotland, CD-ROM(6pages), 2003.

- 20) 須永陽一, 金尾稔: 有道床軌道における著大輪重の発生原因判別法, 土木学会第 49 回年次学術講演会, 平成 6 年 9 月.
- 21) 古川敦: 軌道狂いによる輪重変動の予測手法と軌道管理への応用, 鉄道総研報告, 第 19 巻, 第 2 号, pp.35-40, (財)鉄道総合技術研究所, 2005 年 2 月.
- 22) 田中博文, 古川敦: 軸箱加速度と軌道検測波形を用いた著大輪重・横圧の管理手法, 鉄道総研報告, 第 22 巻, 第 8 号, pp.35-40, (財)鉄道総合技術研究所, 2008 年 8 月.
- 23) 木村寛淳, 田中博文, 下野勇希: バラスト軌道における高低変位進み急進箇所の検出方法, 第 16 回鉄道技術連合シンポジウム(J-RAIL2009)講演論文集, pp.277-280, 2009 年 12 月.
- 24) 大地羊三: 鉄道橋の衝撃係数, 鉄道技術研究報告, No.370, pp.30-31, 鉄道技術研究所, 1963 年 10 月.
- 25) 日本国有鉄道鉄道技術研究所: 高速鉄道の研究—主として東海道新幹線について—, pp.46-55, 研友社, 1967 年 3 月.
- 26) 松浦章夫: 高速鉄道における橋桁の動的応答に関する研究, 鉄道技術研究報告, No.1074, pp.60-63, 鉄道技術研究所, 1978 年 3 月.
- 27) 日本国有鉄道: 建造物設計標準 鋼鉄道橋 鋼とコンクリートとの合成鉄道橋, pp.239-243, 1983 年 4 月.
- 28) 涌井一, 松本信之, 松浦章夫, 田辺誠: 鉄道車両と線路構造物との連成応答解析法に関する研究, 土木学会論文集, No.513/I-31, pp.129-138, 1995 年 4 月.
- 29) 丸本康男, 千田英昭, 川嶋昭一, 江守隆志: 無道床橋梁の新しい軌道整備手法, 新線路, 平成 11 年 1 月, pp.22-27, 鉄道現業社, 1999 年 1 月.
- 30) 鈴木貴洋, 名村明, 石田誠: 軌道構造変化箇所における輪重変動メカニズムの検討, 土木学会第 59 回年次学術講演会, pp.49-50, 2004 年 9 月.
- 31) 田辺篤史, 関雅樹, 松浦章夫: 3 次元動的解析を用いた鋼トラス橋梁における著大輪重の影響評価, 構造工学論文集, Vol.56A, pp.806-816, 2010 年 3 月.

## 第2章 東海道新幹線の軌道整備に関する成り立ちと特徴的な取り組み

### 2.1 はじめに

東海道新幹線によって初めて実現した高速鉄道は、決して飛躍的な技術の組み合わせにより成立したものではない。当時の在来線鉄道の技術と国鉄鉄道技術研究所における高速鉄道の研究開発をベースに、1962年からの鴨宮モデル線での試験走行を通じて得られた知見経験を加え、着実なものを組み立てて成立したものである。爾来50年、その技術は様々な経験を通じて磨きあげられてきたが、それらは現場を見つめながら課題を見つけ試行錯誤の中から着実なものを、一つずつ確信をもって取り入れてきた歴史である。東海道新幹線を足元から支える保線技術も同様である。一つ一つの経験を積み上げ理論で支え、残すべきものと見直すべきものを峻別した歴史の上に現在の姿がある。

東海道新幹線の軌道保守は当時の在来線の線路保守近代化の理想的な形態を実現すべく考えられた。すなわち50Tレール（レール重量が1m当たり53.3kgf=522Nの新幹線用レール）とPCまくらぎによる強固な軌道構造と大型保守機械を活用した効率的な作業形態、軌道検測車による高精度・高頻度の軌道データに基づく科学的な軌道管理手法によって、定期修繕方式を実現すべくスタートした。しかしながら開業当初の軟弱な路盤やその後の予想を上回る輸送量の増加などにより、必ずしも理想的な姿とはならず、臨時補修的なむら直し作業が多く発生した時期があった。東海道新幹線開業後の様々な課題への対処と高速鉄道の経験による技術的分析の積み重ねにより、現在の安定した軌道状態を維持する東海道新幹線の保線の姿となっている。

本章では、東海道新幹線の軌道保守技術の中で特に軌道管理面について述べる。まず東海道新幹線の軌道管理基準の成立根拠を述べ、さらに現在の東海道新幹線の軌道管理を特徴づけている2つのポイント、指示検収と復元原波形による乗り心地整備について述べる。そして高速軌道検測車の開発について記述する。これらは、本研究における主要テーマである短波長領域の軌道狂い管理の課題につながる。

### 2.2 東海道新幹線の軌道管理基準の成立

#### 2.2.1 軌道狂いの種類

軌道狂いの種類は、10m弦高低、10m弦通り、軌間、水準、平面性の5項目が基本であり、図2-1がその定義である<sup>1)</sup>。5項目以外には高速鉄道の乗り心地維持のため、長波長高低狂い、20m弦高低および通り狂い、40m弦高低および通り狂いおよび復元原波形があるが、これらについては後述する。

基本的な5項目の軌道狂いはいずれも在来線の管理基準を踏襲している。新幹線との違いは、軌間および水準狂いが軌間の違いを踏まえたものとなっており、平面性狂いは在来

線が 5m 間隔の水準量の差であるのに対し、新幹線では単一の車両が走行する専用路線であることから、新幹線台車の輪軸の間隔にあわせ 2.5m 間隔となっている点である。

高低および通り狂いは 10m 弦正矢の測定によるものをその管理基準としている。10m 弦正矢の管理基準は我が国特有なものであり、山口<sup>2)</sup>によれば鉄道黎明期ではレール面からの落ち込み量を目通し（目視）により評価していたが、昭和初期になって 33ft（約 10.1m）であったレール長を前提として評価する仕組みが現場において定着し、1942 年には軌道整備心得（現在は JR 各社の部内規程）に「高低通りの測定は弦長 10m 以内とする」と規定された。10m 弦正矢法が、現場において簡便な検測方法で馴染みやすく、曲線の円度測定において正弦法がすでに用いられていた方法であったことが現場において定着した要因である。さらに当時の在来線における乗り心地との関連が経験的に高いとされ、その関係は戦前戦後に試験や理論によって確認されていった。

戦後開発された軌道検測車は、こうした現場での実態を踏まえ 10m 弦での測定機構の実現をめざし 1959 年に完成した（軌道検測車マヤ 34。マは重量区分、ヤは事業用に使用する職用車であることを示す）。高低および通りの軌道狂いを 10m 弦正矢により測定することが可能となり、そのデータは現場に配信されるとともに、線区を評価するための統計処

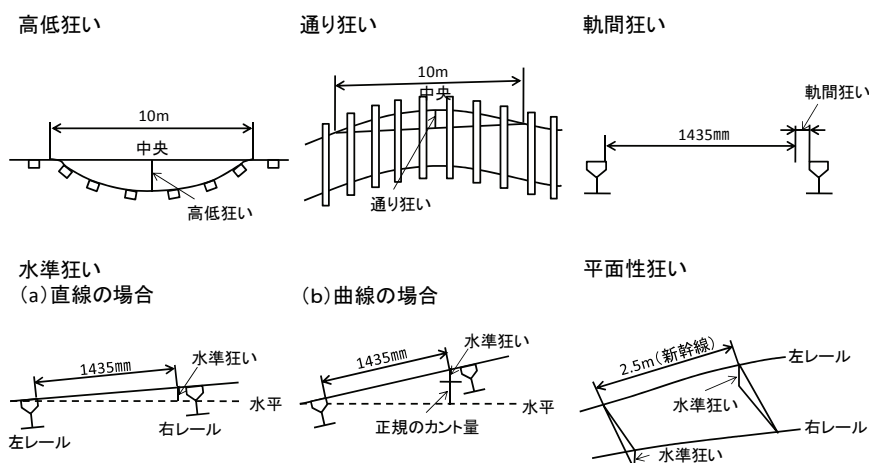


図 2-1 軌道狂いの種類<sup>1)</sup>

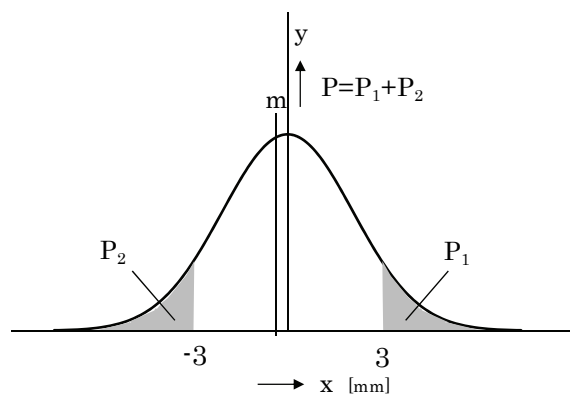


図 2-2 軌道狂い指数  $P^3$



理として、軌道狂い指数 P 値（10m 弦測定データから軌道狂い±3mm 以上の存在する割合、図 2-2）が検測車上で自動的に出力されることとなった<sup>3)</sup>。これにより軌道狂いの状況を統一した統計値により評価することが可能となり、我が国においては 10m 弦正矢による管理手法が完全に定着するところとなった。

なお JR 移行後の在来線の整備基準値は、JR 各社の部内規程として表 2-1 のとおり定められている<sup>4)</sup>。

## 2.2.2 東海道新幹線の軌道整備基準値の成立

東海道新幹線の軌道整備基準値の決定に当たっては、軌道構造と速度や列車頻度などによる破壊量を予測し適正な保守量となるよう定められた。当初 200km/h の高速運転では保守が追い付かないのではないかとの懸念もあったが、ドイツのデータなどを参考に軌道構造および軌道破壊量を比較計算すると、十分に保守可能であるとの結論となった。この軌道設計の考え方はその後実験や鴨宮モデル線において確認されていった<sup>5)</sup>。

軌道整備基準値はモデル線での高速試験結果と保守計画上のバランスを取り以下の通り決定された<sup>6)</sup>。モデル線での試験結果では、軌道整備状態が 10m 弦正矢高低で 7mm、通り

表 2-1 在来線の軌道整備基準（1 級線）<sup>4)</sup>

	整備目標値	整備基準値	仕上り基準値
軌間	+10(+6)	<ul style="list-style-type: none"> <li>・直線及び半径600mを超える曲線 20(14)</li> <li>・半径200m以上600mまでの曲線 25(19)</li> <li>・半径200m未満の曲線 20(14)</li> </ul>	(+1)
	-5(-4)		(-3)
水準	11	(平面性に基き整備を行う)	(4)
	(7)		
高低	13	23	(4)
	(7)	(15)	
通り	13	23	(4)
	(7)	(15)	
平面性	—	23(18) (カントの逡減を含む)	(4) (カントの逡減を含まない)

備考：数値は、高速軌道検測車による動的値を示す。ただし、( )内の数値は、静的値を示す。

表 2-2 軌道整備基準値（東海道新幹線開業時）<sup>6)</sup>

200km/h 走行に対する乗心地上の目標値(新幹線の現行車両に対するもの)				
軌間	+5, -3mm	曲線部の円度狂い <sup>注1)</sup> (20m弦の正矢狂い)		±5mm
水準	±5mm			
高低(10m弦)	±7mm	縦曲線半径 (大たるみ部 <sup>注2)</sup> 等 を含む)	基準10,000mの 区間	8,000m
通り(10m弦)	±3mm		基準15,000mの 区間	12,000m
平面性(2.5m長)	±5mm			

〔 著者注；注1「円度狂い」とは、曲線半径に応じた正規の正矢値からの差  
注2「大たるみ部」とは相当延長にわたって線路が低い状態 〕

3mm 程度の場合、車上横圧や脱線係数は限度値を超えることなく、車両動揺は安全上の限界に対し十分余裕があった。レールやまくらぎ、道床、分岐器などの軌道各部の測定結果も安全限度内にあることが確認された（表 2-2）。

その後現場の実情に合わせ軌道整備基準値は、表 2-3 のとおり定められた<sup>7)</sup>。ここで仕上り目標値は作業後の仕上りの基準となる値、乗心地目標値は列車の良好な乗心地確保のため必要な目標値、列車徐行などを行わなければならない大分前に予防措置として緊急的に整備する予防管理目標値、さらに乗心地目標値に達する前に計画的に整備すべき軌道狂い値として保守計画目標値を定めた。

このうち乗心地目標値は、次の考え方により定められている<sup>8)</sup>（図 2-3～4）。新幹線の列車は同じ形式の電車ばかりであり、著大な軌道狂いがあるところでは多くの列車が揺れる傾向がある。新幹線の車両動揺の周期は 1～2Hz および 7～10Hz に集中する傾向があり、このうち軌道狂いが原因となる揺れは 1～2Hz の周期のものである。1～2Hz で乗心地係数 1～2 に納まる上下振動加速度は、全振幅で 0.25g 程度であるので、これに相当する高低狂い 7mm を乗心地目標値と定めた。通り狂いの整備目標値も高低と同様に、左右方向の振動加速度を 0.2g 以下とする 4mm を乗心地整備目標値と定めた。ここで乗心地係数とは、当時の国鉄においてアメリカの Janeway が作った基準をもとにして定めたもので、乗心地係

表 2-3 軌道整備基準値<sup>7)</sup>

軌道狂い種類	単 位	仕 上 り 目 標 値	保 守 計 画 目 標 値	乗 心 地 管 理 目 標 値	予 防 管 理 目 標 値
高 低	mm/10m	≤4	6	7	10
通 り	mm/10m	≤3	4	4	6
軌 間	mm	≤±2	+6, -4	+6, -4	+6, -4
水 準	mm	≤3	5	5	7
平 面 性	mm/2.5m	≤3	4	5	6

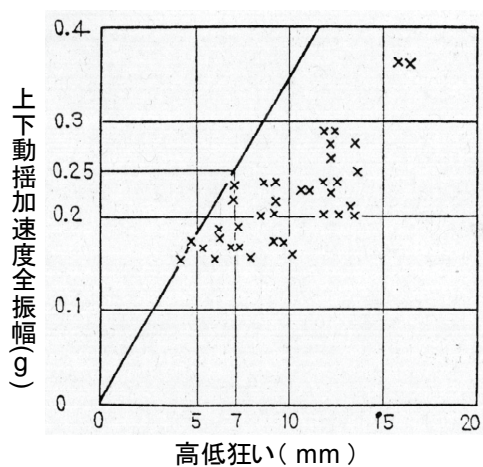


図 2-3 上下動揺と高低狂い<sup>8)</sup>

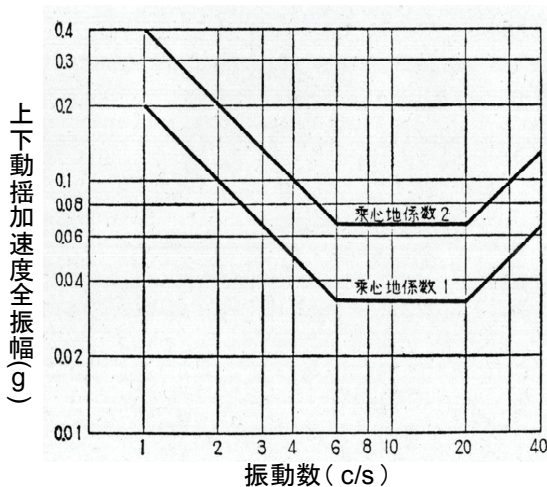


図 2-4 上下動揺と乗心地<sup>8)</sup>

数1は良い、2は普通のレベルである。

なお、表2-2の整備目標値中の曲線部円度とは、曲線部における正矢量を10m弦で測定しては精度上の管理が困難なため円度整正管理を20m弦で行うこととし、左右加速度0.2g以下とする20m弦正矢量を5mm以下とすると定められたものである。建設直後で線形そのものが正しく設定されていないことが多く、こうした箇所では大きな車両振動加速度が生じこの対策が必要だったこと、また当時すでに車両の左右方向振動加速度は10m弦よりも長い軌道狂い波長との関係があることは知られており、20m弦で管理することが妥当との考えを取り入れたものである。

以上を整理すると、

- (1) 整備基準値としては在来線で定着していた10m弦正矢測定が高低、通りとも採用された。
- (2) 10m弦正矢の基準値としては、安全上の数値よりも厳しいと考えられていた乗心地の確保の目的で設定された。
- (3) 当時より乗心地は10m弦正矢よりも波長の長い領域の軌道狂いが関係すると考えられていた。

### 2.3 東海道新幹線の軌道保守量の推移

東海道新幹線の軌道保守は、当時考えられていた線路保守の近代化を理想的な形態で実現することをめざし、当時としては斬新な思想のもと考えていた<sup>9)</sup>。

- ① 50T ロングレール、PC まくらぎ、砕石道床で構成された強固な軌道構造を前提とした定期修繕方式を採用
- ② 軌道検測車による高精度・高頻度の軌道データ等に基づく科学的な軌道管理手法の導入
- ③ 保守作業間合いの確保による大型保守機械を活用した効率的な作業形態
- ④ 部外能力の大幅な活用

しかしながら、開業後は路盤が安定しない中でむら直しに代表される随時修繕も多く発生し、さらには予想を上回る輸送量の増加などから必ずしも理想的な形であったとは言えない。その後、様々な改善および取り組みによって、現在は当初理想とした定期修繕的な方式に近づいているといえる。

軌道保守量を概観すると以下の通りとなる。

#### (1) むら直し (図2-5)

人力による小規模な作業であるむら直しは、軌道状態と密接に関係している。大型機械による定期修繕方式を基本に組み立てられた東海道新幹線の軌道保守であるが、開業時においては不安定な路盤に対処するためその施工量は3500kmにもおよび、また若返り工事

施工時の 1975 年前後にも 2000km に達する施工量となっている。その後は 60kg レール(レール重量が 1m 当たり 60.8kgf=596N のレール) への重量化、弱点箇所対策などにより施工量は減少傾向となった。しかしながら、ここ数年は全列車 270km/h 化や列車本数の増の影響からむら直し作業量は若干増加する傾向にある。

(2) 総つき固め (図 2-6)

総つき固めは大型機械(マルチプルタイタンパ、MTT)による高精度な軌道整備であり、高速鉄道の良い軌道状態の維持に大きな役割を果たしている。開業当初は建設時に使用していたマチサ BN-60 の転用が主力であり、作業効率が悪かったが、その後順次高性能機種が導入され、現在はプラッサー09 タイプにより、高効率かつ高精度な整備が可能となっている。現在は全線年 1 回の定期保守が順守されており、道床状態の維持と軌道保守周期の延伸を実現する基礎となっている。開業当初理想とした機械化施工による定期修繕方式の姿が実現している。

(3) レール削正 (図 2-7)

レール削正は沿線の騒音防止対策として当初施工が始まったが、現在はこれに加えレールに発生するシェリング(レール頭頂面の疲労損傷)の発生対策、さらには列車走行安定性向上のためレール頭頂面の形状再生など、いくつかの効果が期待される、高速鉄道においてなくてはならない作業である。レール削正はスペノ社製の 48 頭式削正車で行われており、全線を年 1 回、住宅密集地域は年 2 回、定期的に削正されている。

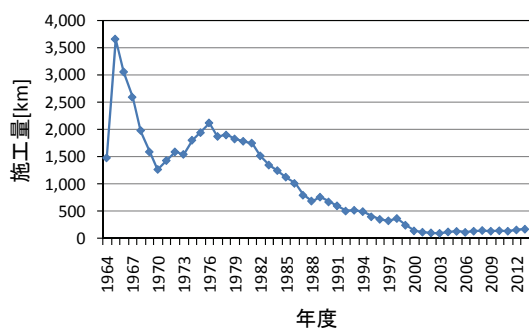


図 2-5 むら直し施工量

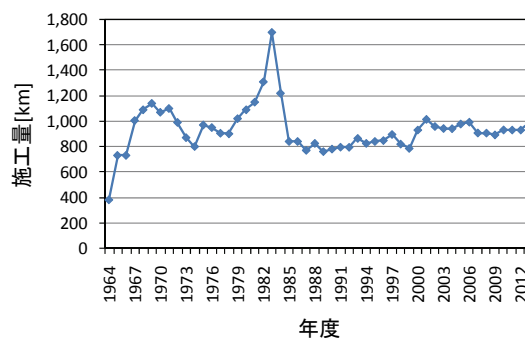


図 2-6 総つき固め施工量 (MTT)

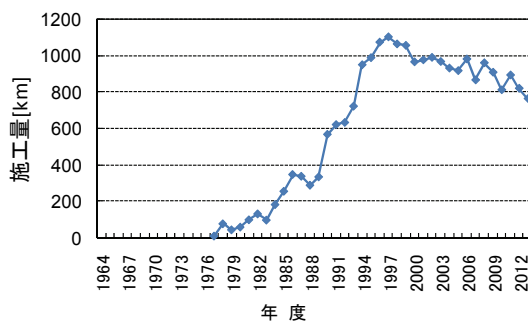


図 2-7 レール削正施工量

## 2.4 開業後の新しい軌道保守技術

### 2.4.1 軌道整備工事における指示検収制度

軌道整備の指示検収制度は、現在の施設管理システムの主要なシステムとして構築され軌道保守の要となっている。指示検収の「指示」とは軌道整備の外注指示のことであり、検収とはその仕上がり具合の確認のことである。新幹線軌道保守における指示検収の特徴は、軌道検測車による計測チャートをもとにして、自動的に外注業者に指示とその検収が行われることである。

この制度はモデル線での経験から生まれた。モデル線では当初から軌道検測車を配置して概ね4～5日毎に検測を行っていた。計測チャートを詳細に見ていけば軌道整備を必要とする箇所がわかり、さらに作業前後のチャートを重ね合わせれば作業量もチャートが変化した区間から決定でき、その良否も判断できる。計測データを活用して、外注業者への指示と検収を効率的に行うことが考え出された<sup>10)</sup>。

当時は線路保守作業の外注化は進んでおらず、開業にあたっての軌道保守の重要な課題は、不安定な路盤に対し軌道保守を外注業者によりいかに効率よく行うかという点であった。実際むら直しの作業量は2.3節でみるとおり開業直後は膨大であり、外注業者への作業指示と検収の管理に要する手間も膨大であった。そのためモデル線で考え出された軌道検測車の計測チャートによる指示検収手法が活躍することとなった。1968年に要領が制定され、制度として確立していき、さらに1974年に導入された施設管理システムにおける中心的なシステムとして取り入れられた<sup>11)</sup>。コンピュータにより作業指示、良否判断の厳密化が自動的に進むところとなり、全線均一で良好な軌道状態の維持にさらに役立つこのシステムは現在もほぼ原形のまま活躍している。その背景としては、膨大な作業に対して外注作業管理が簡便になるとの発注者である現場保線所側の効率化面とともに、外注業者においても精度の高い検測機械により測定されることから合理的であり、かつ質の高い作業を目指すことに通じるからである。

軌道検測車という高精度かつ高頻度の検測システムとコンピュータを活用した新幹線の指示検収制度は、作業の効率化と質の高さを指向する画期的な仕組みであり、東海道新幹線の保守に与えた功績は極めて大きいものとする。

### 2.4.2 乗心地向上を目指した軌道整備手法の確立

#### (1) 新幹線開業時の乗心地整備の取り組み

前述のとおり新幹線開業後は激しい路盤沈下のための機動的に行われるむら直しの施工量が膨大であったが、建設直後であったことから線形の不良からくる左右振動も多くみられた。前述のとおり2.2節の乗心地整備目標値(表2-2)のうち曲線部の円度狂いがこれにあたり、これを整正するのに10m弦では正矢値が小さいため、20m弦における狂いを整正することとした。(R2500mで10m弦での正矢は5mm、20m弦では20mm)これらは1965

年 10 月の 210km/h への速度向上の前に強力に実施、円度整正が乗心地に与える効果は歴然としており、これにより左右動は大幅に改善した。

2.2 節で述べたとおり新幹線の軌道狂い管理の基本は在来線の手法と同じ 10m 弦による管理手法を踏襲しているが、高速鉄道における乗心地を実現するためには 10m 弦だけでは十分とは言えず、さらに長い波長領域の軌道狂い管理が必要と考えられるようになった。

前述のとおり新幹線車両の揺れやすい周波数は 1~2Hz であり、200km/h の高速鉄道では、2Hz に対応する波長、

$$200 \times 10^3 \div (60 \times 60 \times 2) \approx 28m$$

の軌道狂いが新幹線車両を揺れやすくする。こうしたことから、10m 弦よりも長い波長の狂いの管理が必要と当時より考えられた。

図 2-8 は、R3000m の緩和曲線中での 20m 弦通り狂いと左右振動加速度のデータであるが、動揺著大値の箇所には波長 20m 程度の軌道狂いの存在が認められる<sup>12)</sup>。こうした事例を数多く検証し、0.2g 程度以下とするためには 20m 弦正矢で 5mm の目値とする必要があると考えられた。但しこの正矢狂い値は「理論正矢に対する狂いとする必要はなく、なめらかな正矢曲線とすればよい」と後の復元原波形に通じる考えを示している。

以上は通り狂いに関することであるが、高低狂いにおいても同様により長波長の軌道狂いが着目されていった。開業直後は路盤沈下が激しく、特に橋りょうと築堤の高低差が数 10mm にもなっている箇所が多くあった。このため部分的な取り付けのみでは大たるみ箇所が多く残ることとなったが、これらはマルチプルタイタンパー (MTT) による総つき固めを行うことにより徐々に改善されていった。

このように、10m 弦よりも長い波長での管理の必要性が認識されたことから、軌道検測車で長波長の軌道狂いを測定する装置として、20m 弦演算装置と長波長高低狂い測定装置が開発された<sup>13)</sup>。前者は 10m 弦軌道狂いを図 2-9(a)に示す倍長演算より 20m 弦とするもので、高低および通り軌道狂いとも算出した。後者は図 2-9(b)に示すとおり軌道検測車に

下り線 56k300付近, R=3000 緩和曲線部, S.38.11.6

(1) 試験車チャート通り(10m弦)

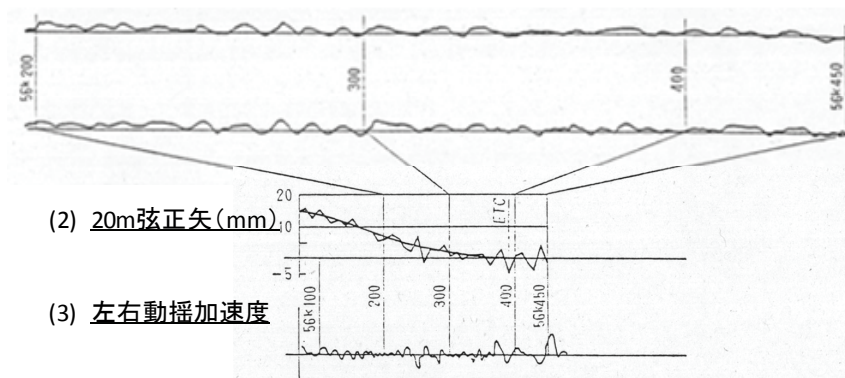


図 2-8 曲線部における記録の対比例 (通り狂い、正矢、左右 G)<sup>12)</sup>



ジャイロを追加搭載し 10m 離れた地点の高低差を連続的に測定するものである。長波長高低は縦曲線のような波長の長い高低狂いを捉えることができる。図 2-10 は 10m 弦、20m 弦、長波長高低の軌道狂い検出度（狂いの絶対形状の大きさを測定した場合の測定量との比）を比較したものだが、10m 弦が軌道狂いの波長が長くなるにつれ急速に検出度が落ちるのに比べ、20m 弦では波長 50m 程度、長波長高低では波長 100m でも検出度は 0.3 以上が確保されている。この装置は 1967 年 9 月より使用が開始された。

(2) 線形整備と 40m 弦軌道整備<sup>14)</sup>

新幹線の最高速度は開業時には 200km/h、路盤の安定後の 1966 年 11 月より 210km/h となった。その後山陽新幹線が開業しその最高速度は 260km/h として設計されたが、最高速度は開業時のままであった。

その後、最高速度が向上されたのは、国鉄が民営分割される直前の 1986 年の 100 系登場時である。最高速度は 220km/h と 10km/h の向上であったが、これに合わせて乗心地を改善するための線形整備に取り組んだ。線形整備は曲線全体を測量し、設定線形にあわせた曲線整備を実施するものであるが、測量に手間がかかり作業は大規模であった。この結果、乗心地は改善されていったが、220km/h への速度向上後には再度乗心地の苦情が多くなってきた。

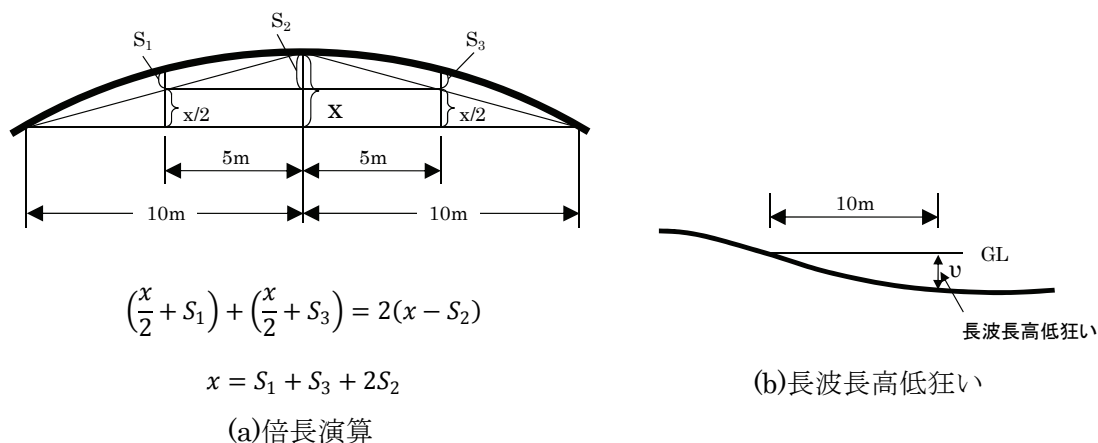


図 2-9 20m 弦演算装置と長波長高低狂い測定装置<sup>13)</sup>

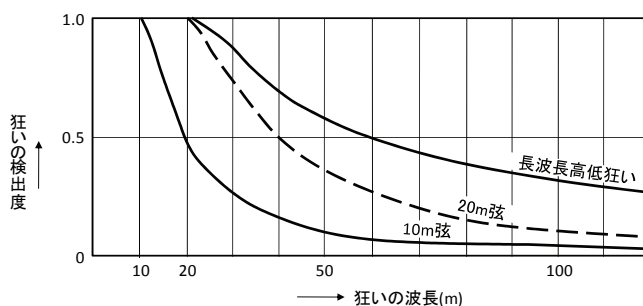


図 2-10 軌道狂い検出度比較表<sup>13)</sup>

東海道新幹線を承継した JR 東海はプロジェクトを設置し、この問題に取り組んだ。この検討により問題箇所の多くは左右動が影響しており、10m 弦正矢による管理では不十分で、動揺に着目した長波長軌道管理手法の導入が不可欠であるとの結論となった。

図 2-11 は 100 系車両の左右動揺データを周波数分析したものである。卓越している 1.2Hz は車体のヨーイングであり乗心地に大きな影響を与える。1.2Hz は 210km/h の速度では約 50m の軌道狂い波長に相当する。図 2-11 の○は 0.2g に対する軌道狂い波長別の通り狂い値である。10m 弦正矢で 2mm で管理しても 20m 弦正矢では 4mm、30m 弦正矢では 8mm の軌道狂い振幅が残存する。つまり 10m 弦正矢では乗心地に関係する波長 30~60m の軌道狂い管理はできないといえる。しかし、40m 弦正矢 7mm であれば、0.2g のラインを各波長とも下回ることから効果的に動揺を抑える軌道狂い管理が可能となる。

40m 弦正矢狂いは、20m 弦の場合と同様に 10m 弦正矢による軌道狂いから倍長演算(図 2-9) により算出し、曲線整正のための移動量をもとめ、MTT や人力により作業を行う。40m 弦軌道整備手法は 1992 年 4 月より本格的に導入され、300 系車両による 270km/h への高速運転における乗心地改善の大きな武器となった。

### (3) 乗心地レベルを考慮した復元原波形軌道整備

40m 弦軌道整備の積極的な推進により東海道新幹線の乗心地は大幅に改善されたが、40m 弦軌道整備にはいくつかの短所もあった。

- ① 40m 弦整備の推進とともに軌道状態は全体によくなったが、良好な軌道状態では必ずしも動揺との相関はよくなかった。
- ② 40m 弦の検出特性では 20m 弦や 10m 弦の軌道狂いは評価できない。
- ③ 40m 弦の評価であり、人間の感覚が考慮していないため乗心地との関係が必ずしも明らかではない。

また整備上の問題として、40m 弦軌道整備は曲線整正理論である平均法を用いて移動量を算出しているため、波長 10m、20m で若干精度が悪く、この解決が必要であった。

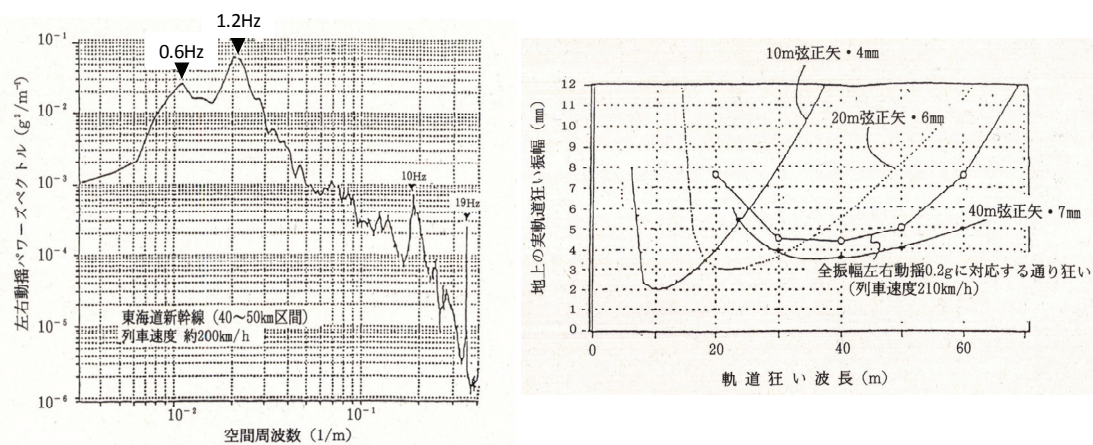


図 2-11 左右動揺パワースペクトル 14)



そこで、まず「車両の揺れやすさ」と「人間の感じ方」により動揺を評価しこれを「乗心地レベル」としてデシベル換算することにより軌道狂いを評価する。さらに復元原波形により移動量を算出し、高精度な軌道整備を行うなど従来の課題を改善する新しい手法を取り入れることとした<sup>15)</sup>。

ここで復元原波形とは、軌道検測車で測定された 10m 弦データから実際の形状に近い波形を演算するもので、10m 弦の検測特性の逆フィルターから計算される。40m 弦軌道整備では検出精度が低かった波長 20m や 10m の軌道狂いも同時に整正できる。また、計算上乘心地に影響しない長い波長領域はフィルターにより除いてあるので、実用上問題のない範囲の波長領域で復元された形状（原波形）であり整備量を抑える効果がある。

乗心地レベルを考慮した復元原波形による軌道整備の手順は図 2-12 のとおりであり、この整備の導入により、図 2-13 のとおり軌道状態は急速に良化してきた。

### 2.4.3 270km/h 走行可能な高速軌道検測車の開発

#### (1) 新幹線軌道検測車の変遷

東海道新幹線における高速軌道検測車の変遷を図 2-14 にまとめている。

東海道新幹線においては、モデル線時代の 1962 年より新幹線用軌道検測車が導入され、これを引き継ぐ形で「高速軌道試験車」が新幹線開業当初より走行している<sup>16)</sup>。この「高速軌道試験車」は当時すでに活躍していた在来線の検測車（マヤ 34：前出）と同じ構造形式を標準軌用に改めたもので、車長は 18m で 3 台車による測定車輪方式である（図 2-15）。

この「高速軌道試験車」は救援用ディーゼル機関車又はモデル線の試作電車を改造した

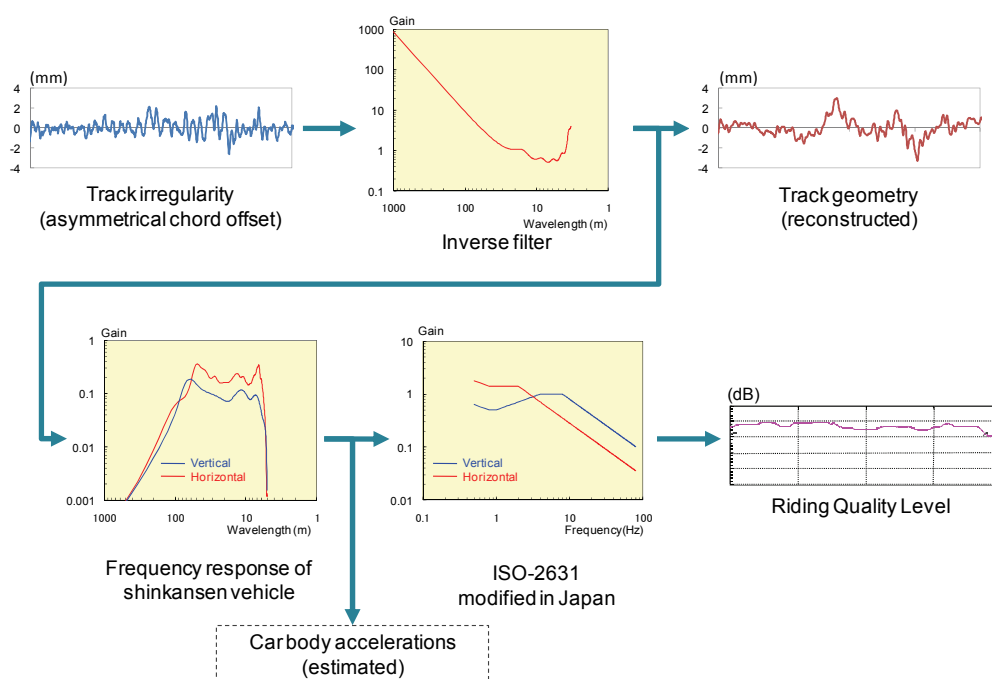


図 2-12 乗心地レベルによる軌道整備の手順

電気試験車（T1 編成）により牽引し、現在と同じ 10 日に一度の割合で検測していたが、走行速度は 160km/h であった。このため、営業列車の走行が終わる夜間でしか測定ができず、貴重な夜間作業間合いと競合した。

この後、測定車輪方式を採用せずともよい非接触式の光学式検出装置が開発されたことから、電気試験車（T1 編成）の老朽取替えと併せ、1974 年 11 月より電気軌道総合試験車（T2 編成）が導入された<sup>17)</sup>。T2 編成は 210km/h で走行可能で営業時間帯に走行し、0 系ベースの黄色の新幹線であることからドクターイエローの愛称で親しまれた。

T2 編成は 7 両編成で軌道検測車は 5 号車であり、他は電気検測用車両と復旧用救援機材を搭載していた（図 2-16）。軌道検測車は他の 0 系車両と異なり 10m 弦の測定を可能とするため車長 17.5m、3 台車であり、各台車は 5m 間隔となっている。車体長が短いのは車体そのものが測定の基準線の役割を持たせるためで、このため車体の曲げ剛性が高い（図 2-17(a)）。T2 編成は、東海道山陽新幹線の東京～博多間を往復 3 日間の行程で月 3 回の

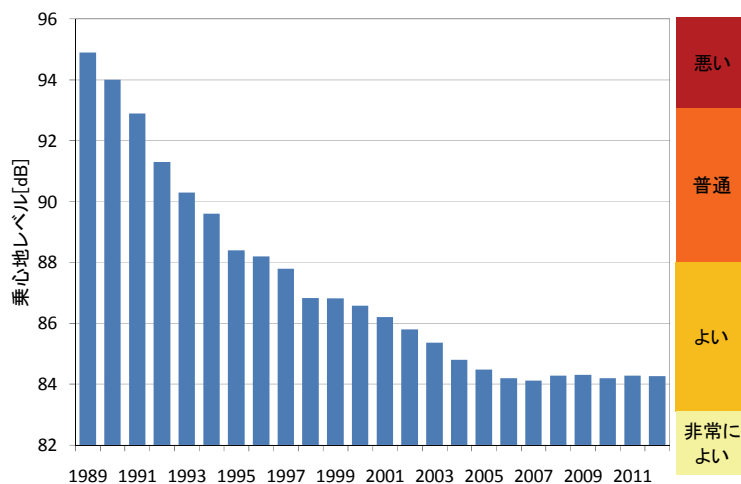


図 2-13 乗心地レベル

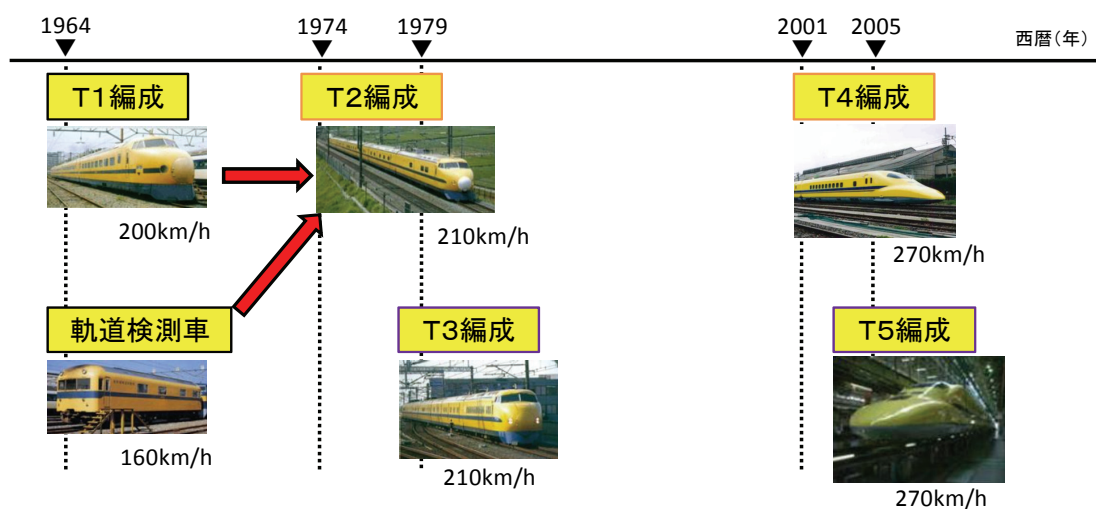


図 2-14 高速軌道検測車の変遷

ペースで、「ひかり」ダイヤに組み込まれ計測を行った。車両の検修などで走行が不可能な時のために1979年にT3編成が新製され、JR発足後はT2編成がJR東海所有、T3編成がJR西日本所有となっている。

T2編成の製作から約25年を経た1997年ごろ、次期検測車の開発が検討された。T2編成は車両や測定装置の老朽化・陳腐化が進んできたことに加え、最高速度が210km/hに制限されているため、すでに300系のぞみが270km/hで走行している高頻度ダイヤの東海道新幹線ではその運用に支障が生じることが予想されたためである。

こうした状況により、当時開発を進めていた最新の700系新幹線車両をベースとした、270km/h走行可能な新しい電気軌道総合試験列車の製作が検討された。

(2) 偏心矢測定方式高速軌道検測車の基本構想<sup>18)</sup>

T2編成が210km/hに速度制限されている要因は、車体の曲げ剛性が高いことに加え、3

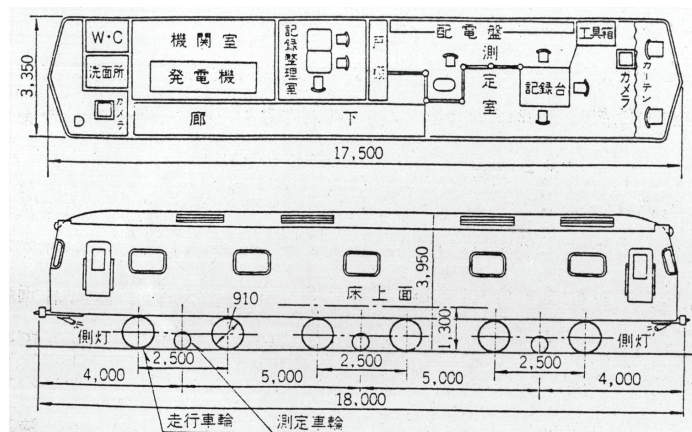


図 2-15 高速軌道試験車

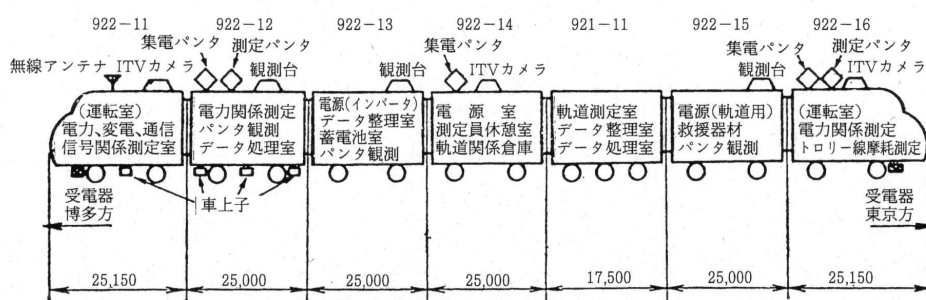
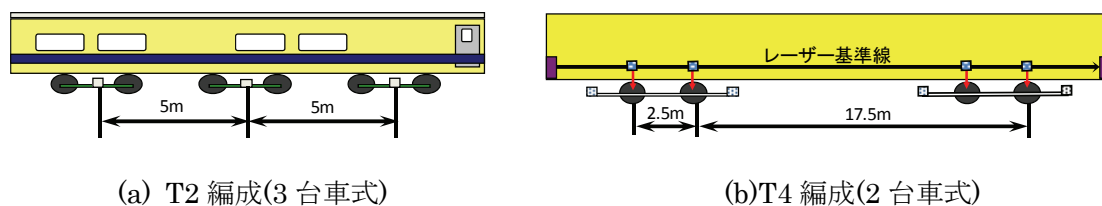


図 2-16 電気軌道総合試験車(T2編成)<sup>17)</sup>



(a) T2編成(3台車式)

(b) T4編成(2台車式)

図 2-17 測定方式

台車中の中間台車の軸重が軽いため、さらなる高速走行時に脱線などの懸念があるためである。したがって 270km/h 走行可能な車両とするためには、700 系と同じ 2 台車で車長 25m の営業車両と同様の仕様がベースとなる。このため 2 台車で測定するためには等間隔の正矢ではなく、偏心矢で測定することとなる。すなわち等しくない間隔の 3 点での測定によって軌道狂いを測定することとなるが、これを 700 系車両に当てはめると図 2-17(b)のとおり、高低狂いは 1, 2, 4 軸を使用して 2.5m と 17.5m の間隔で、通り狂いは台車から 0.4m 程度張り出した測定枠に光式レール変位センサーを使用して 3.3m と 17.5m の間隔で測定される。これは通り狂いの測定には軌間内側から光式センサーで検出する方式であり車輪のフランジが邪魔となるため、車輪から離れた位置に測定装置を設置する必要があるためである。また 25m の通常の営業列車を使用することから車体のたわみが大きくこれを基準線として使うことはできない。従って、車体床下にレーザー基準装置を設置してこれを基準線として使用する。

こうした偏心矢法による軌道検測車は当時すでに鉄道総研によって提案されていたが、その実現のためには台車から張り出す測定枠と軽量・高精度な光式レール変位センサーの開発が必要であった。

### (3) 新しい高速軌道検測車（ドクターイエロー）の開発<sup>19)</sup>

#### ア) 測定枠の開発

測定枠は台車軸箱に取り付けられることから走行安全性の面から可能な限り軽量でなければならず、加えて測定枠には通り狂いを測定する光式変位計が取り付けられるため振動抑制のため高い剛性が要求される。「高剛性」でかつ「軽量」と相反する性能を追求するため新しい測定枠（図 2-18）のまくらぎ方向の部材にはアルミ材を使用している。総重量は 1273kgf（約 12.5kN）であり、台車重量を 20%増加させそのすべてがばね下重量となるため走行安定性確保のためダンパーを追加装備し 4 本ダンパーとしている。

#### イ) 光式レール変位センサーの開発

T2 編成で使用している光式レール変位センサーは約 80kgf（約 785N）/個と重い。当時すでに半導体レーザーと PSD 素子を使用した軽量なセンサーが開発されており、これを利

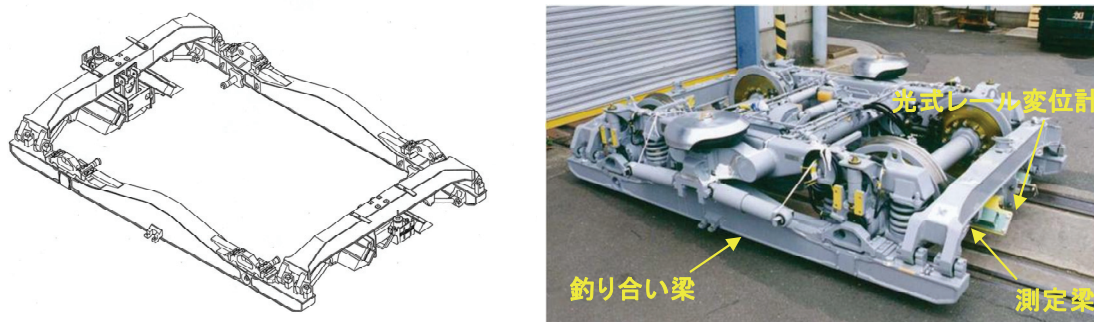


図 2-18 T4 編成（2 台車式）の測定枠

用し発光部と受光部を一体構造として小型化した結果、約 12kgf (約 118N) /個と軽量化された。さらに情報伝送は光ファイバーによるデジタル伝送で耐ノイズ性を高めている。

#### ウ) 走行試験

まず、開発した測定枠および光式レール変位センサーを700系先行試作車に設置し、1999年5～7月の期間に走行試験を実施した。本試験の目的は、測定台車の走行安全性の確認、測定枠の応力・変位による剛性の確認、そして光式レール変位計による測定精度の確認である。試験の結果、走行安全性には全く問題なく、部材の応力も許容限度値以下であったが、無道床橋りょうなど一部区間で測定枠変位が想定値を超えたため、測定枠の改良を行うこととした。

改良測定枠は2タイプ製作された。1つは徹底的に剛性を高めた「高剛性タイプ」で、もうひとつは軽量かつ減衰装置で変位を抑制する「高減衰タイプ」である。1999年9月に完成したT4編成にこれら2種類の測定枠を装着して試験した結果、剛性アップが変位抑制に効果的であることが判明したため、「高剛性タイプ」をベースにした測定枠を採用することとした。

国鉄時代から、軌道検測車を開発する際の測定精度の判断には、「再現性」と「整合性」という2つの指標が用いられている。再現性は同一区間を複数回走行した場合の測定値の差異であり、整合性は新旧検測車の測定値の差異で、両者ともその標準偏差が0.3mm以内 ( $3\sigma < 1.0\text{mm}$ で、稀に1mmの誤差がある)が開発目標とされる。剛性が極限まで高められた測定枠での、T4編成の再現性、T4編成とT2・T3編成との整合性は、高低・通り・軌間・水準・平面性全ての軌道狂い項目でいずれも0.3mmを下回り、開発目標は達成された。

この新しいT4編成は2000年9月に本運用が開始され、同年10月より270km/h走行での検測を実現することができた。

新型電気軌道総合試験車T4編成は前述のとおり270km/h走行を実現させるため2台車偏心矢法により測定している。この検測特性を10m弦正矢法と比較してみると、図2-19

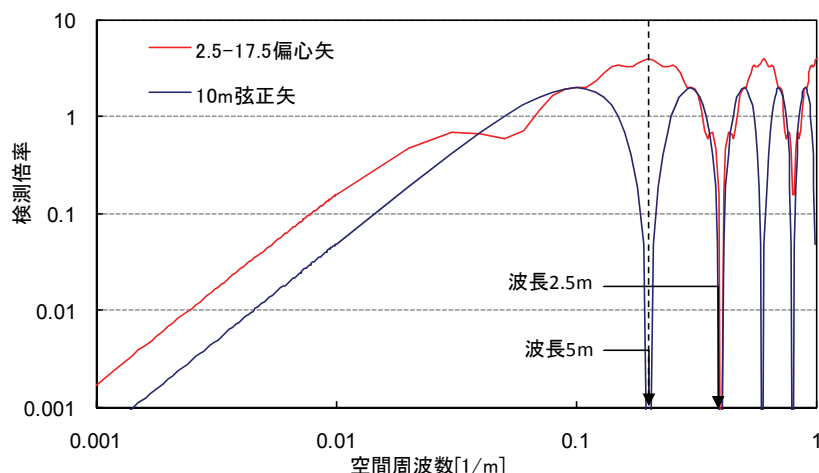


図 2-19 10m 正矢法および偏心矢法の検測倍率



に示すとおり乗心地に関係する長波長領域では両者とも特に問題はないが、波長 10m 以下の短波長領域では特性が異なる。すなわち、10m 弦正矢が波長 10m 前後の狂いが強調される一方、波長 5m で検出特性が 0 となり 5m 以下の短波長領域は検出されない。偏心矢法では高低狂いでは 2.5m、通り狂いでは波長 3.3m 近くまでの比較的短い波長の領域の狂いまで検出可能である。検出された軌道狂い波形から原波形を算出する場合、10m 弦正矢法では 6~100m までの波長領域で算出するが、T4 編成の偏心矢法では高低狂いにおいて概ね 3~100m までの波長領域で算出することが可能であり、したがって 3~10m の短い波長領域までの軌道狂いが検出できる。

本研究では、この偏心矢法による軌道検測車の実現によって可能となった短波長領域の軌道狂いを使い、輪重変動との関係性を明らかにし、その軌道狂い管理手法について検討する。

## 2.4.4 新幹線施設管理システムの開発

### (1) 新幹線施設管理システムの開発

施設管理システムは、新幹線の線路保守に関する膨大なデータ、すなわち高速軌道検測車の測定データ、軌道作業データ、線路基礎データ、線路検査データをコンピュータにより処理し、定期的に定量的な分析を行い、線路状態の把握と線路保守計画の策定に役立つシステムである。

1968 年に高速軌道検測車の軌道狂いデータを処理するため、SMIS（新幹線情報管理システム：新幹線の車両、施設、電気の全設備管理を集約したシステム）の一部として開発に着手した。新幹線の開業前はコンピュータ技術が実用化を迎えようとしていた時期であり、新幹線は CTC やマルス、コムトラックなど、当時の最先端の情報化技術を取り入れている最初の鉄道と言える。開業後は業務効率化に積極的にコンピュータを活用していく機運となり、SMIS システムとして実現するところとなった。

施設管理システムは SMIS のサブシステムとして 1973 年 3 月より稼働し、現場と通信回線で結ばれるシステム構成となっている。2.4.1 項の軌道整備指示検収システムを中心とした保線作業全般にわたるシステムとして、管理業務に大きな役割を果たした<sup>20)</sup>。

このシステムは当時のメインフレーム主体の中央集中型のシステムとして構成されており、時間を経るに従い、システムと業務のかい離、データ更新時の操作性、計画支援能力の不足などのシステムとしての問題点も生じてきた。特に現場管理システムでありながらデータのアップツーデートが不十分であったため、実態として設備管理システムとしての役割を果たすことができない状態であった。

### (2) 新施設管理システム (RINDA) の導入

こうした状況から、施設管理システムの老朽取替えに伴い新システムの構築に着手、1995 年より一部システムを使用開始、1999 年に全業務の移行を完了した。新システムは当時の

EWS およびパソコンの普及を背景に現場を主体とした分散ネットワークシステムとして、よりユーザーに身近なシステムとして抜本的な再構築を行った<sup>21)</sup>。

特に考慮した点としては、

- ① 操作性の向上、特にディスプレイとマウスを利用した対話・選択型の入力方式の採用
- ② 現場ごとのデータベース単位として、管理責任を明確化する
- ③ 材料（レールやまくらぎなど）の管理業務をカルテとして整理、業務実態に適合したシステムとした
- ④ 材料作業投入の計画支援のため軌道状態管理と融合可能なシステムとした
- ⑤ 協力会社へも端末を配備し、協力会社自らが軌道状態の把握や計画策定を行うことを可能とした

このシステムは RINDA (Relational & Integrated Database system for Shinkansen tracks) と名付けられた。

RINDA のシステム構成図を図 2-20 に示す。現場保線所に EWS を配置し、東海道新幹線全線をネットワーク構成し施設部および保線所間をデータ交流するとともに、各地区の協力会社とはローカルネットワークを構成している。

③の材料管理システムとしては、重要な管理業務でありながら SMIS においてはシステムが稼働しなかったレール管理機能を充実した。レールの敷設および疲労データ、ロングレール設定温度、レール傷や摩耗データ等の管理データを総合し評価可能なシステムとして、従来は手作業で行っていたレール交換計画を支援するシステムとした。

また④については、RINDA がすべてのデータを一元管理するシステムであることから、線路総合管理図を提供することにより、軌道状態の総合的な判断を支援する機能がある。

RINDA は 1999 年の導入後も、検査記録管理機能の強化や携帯端末の導入などの機能強化が進められ<sup>22)</sup>、現在では業務サイクルの中心としてなくてはならないものとなっている。

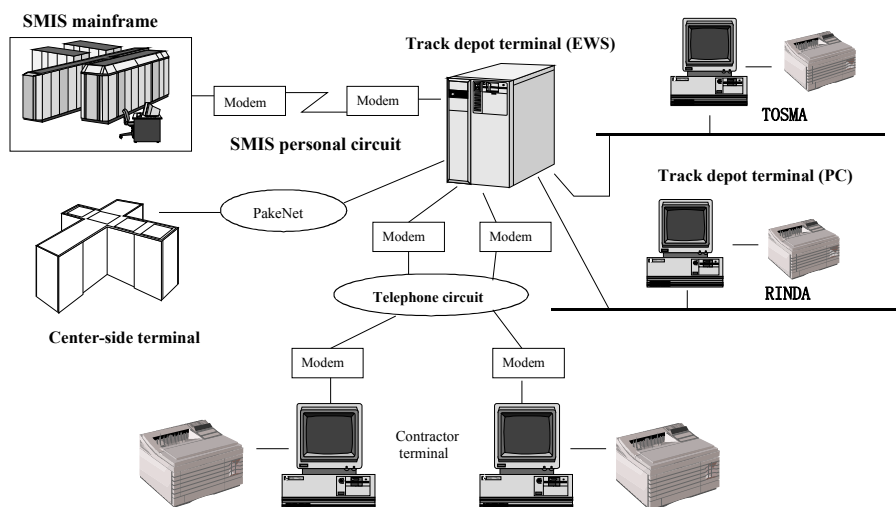


図 2-20 RINDA システム構成図<sup>21)</sup>

### (3) 軌道管理システム (TOSMA) の開発<sup>23)</sup>

ユーザーに身近なシステムとして新施設管理システム RINDA の開発に伴い、RINDA の軌道狂いデータを全面的に活用した、軌道狂い管理に関する強力な支援システム、軌道管理システム TOSMA(TokaidoShinkansen track Maintenance system)の開発を進めた。

TOSMA の最大の機能は、軌道狂い進みを正確に把握して、著大な軌道狂いの発生前に整備することである。著大な軌道狂いの発生を抑えるためには、急進的な狂い進みを確実に把握してこれを整備する。2.3 節で述べたとおり、すでに著大値の発生に手を焼いていた時期を脱し、より質の高い軌道の維持のため軌道狂いの大きさの管理から軌道狂いの進みを管理することへ転換すること、これによりの確に軌道整備を行うことにより低コスト化も実現する、そのためのキーシステムとして期待されたのが TOSMA である。

TOSMA の軌道狂い進み把握システムを模式的に示したものが図 2-21 である。検測データは高速軌道検測車の 10m 弦正矢のデータであり、20m を 1 ロットとしてロット内の最大値を追跡する。軌道整備作業が投入されたときは縦線で示しており、軌道狂い量はここで改善している。図 2-21 では軌道整備作業が 2 回入っており、1 回目の作業の後、軌道狂い進みが急進し、2 回目の作業の後に軌道狂い進みが遅くなったことが視覚的に把握できる。この作業間には 12 回の検測が行われており概ね 3 ヶ月間である。さらにこの作業間の直線回帰線の傾きにより当該ロットに作業が必要となる時期や、さらに広範囲な区間、例えば現場所管内全体で今後 6 ヶ月後あるいは翌年の必要作業量を収斂理論<sup>24)</sup>により推測することができる。

TOSMA は 1994 年より開発が始まり、新施設管理システム RINDA のサブシステムとして軌道管理において重要な役割を果たすものとして期待されたが、実態としては全線に導入されなかった。その理由は、10m 弦正矢による軌道狂いの狂い進みが必ずしも推定値と合致しないため、限度値超過箇所の予測精度が高くなかったことが一因である。特に軌道

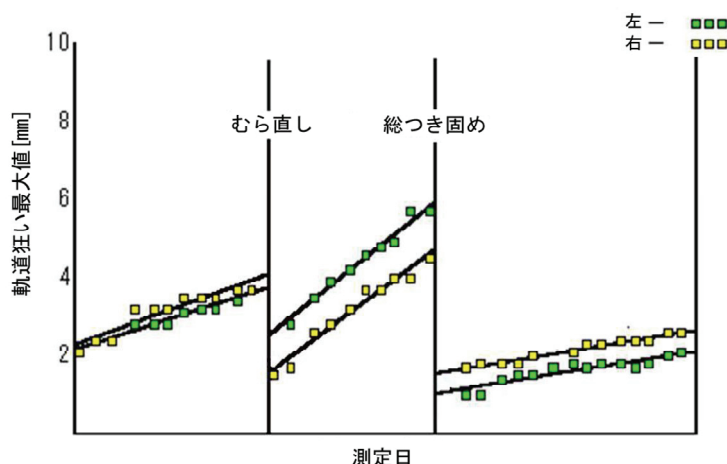


図 2-21 軌道狂い進みの把握



狂いが急伸する箇所では直線回帰により進み量を求める前に限度値を超える、また予測以上に急進するケースもあった。このようにもっとも必要となる急進箇所において、狂い進み予測が精度を欠くことが多く見られた。さらに当時は全体として人力による軌道保守量が年々減少している時期であり、収斂理論によって軌道作業量を求める必要性も少なくなった。なお、RINDAにおいては、軌道狂いを正確に重ね合わせる手法によりロットの軌道狂い進みを簡易計算するプログラムが組み込まれており、現在も活用されている。

TOSMA は、10m 弦正矢法による軌道狂いを分析するものであったが、新しい高速軌道検測車（T4 編成）により検測可能となった短波長領域の軌道狂い管理において、TOSMA の手法は十分な活用可能性がある。

## 2.5 まとめと今後の課題

本章では東海道新幹線の軌道整備に関し、まず軌道管理基準値の成立根拠について述べ、開業後の姿を軌道保守量の推移により概観し、現在の状況が開業前の理想とする形に近づいていることを述べた。また開業後の軌道保守技術の取組みとして、指示検収制度、乗心地向上の取組み、高速軌道検測車の開発、軌道管理システムの開発を紹介し、それらの取組みの結果、短波長領域の軌道管理手法の確立が現在残された課題である点を示した。

本章をまとめると以下となる。

- (1) 東海道新幹線の整備基準値は、当時在来線において既に定着していた 10m 弦正矢による測定手法が採用され、その基準値は、安全上の数値よりも厳しい基準として乗心地の確保の目的で設定された。
- (2) 東海道新幹線の軌道保守量の推移を概観すると、軌道状態の安定化とともに開業前に理想とした定期修繕方式に近づいている。しかしながら、人力による臨時補修的な作業であるむら直し作業は全線延長の 10%以内であるが依然として実施されている。
- (3) 東海道新幹線における軌道保守面での開業後の取組みとして、指示検収制度の導入、乗心地向上のための長波長領域の軌道整備手法の確立、270km/h 走行可能な高速軌道検測車の開発、施設管理システムの開発がある。これらの取組みは東海道新幹線の軌道状態の安定に寄与している。
- (4) 新しい高速軌道検測車の導入によって、これまで精度の高い測定が困難であった波長 10m 以下の短波長領域の軌道狂い管理が可能となった。短波長領域の軌道狂いは輪重変動に影響があると考えられ、適正な管理によって保守コストの低減が期待される。
- (5) 施設管理システムは東海道新幹線開業後の間もない時期より指示検収システムを中心とした開発からスタートし、現在まで継続した改善の取組みが行われ軌道管理業務の重要な役割を果たしている。しかし軌道狂い進みを個別ロット毎に管理するシステムは試行が行われたが、短波長領域の軌道狂いの測定精度が不十分なため期待通りの

働きはしなかった。

以上、東海道新幹線開業後の軌道管理を中心とした取り組みを概観した。新幹線のメンテナンスの歴史は決して平坦なものではないが、課題に対し様々な工夫の中で解決策を見出し、定着させていった歴史であり、現時点振り返ると、鉄道システムとして最適化された姿に近づいていると考える。

本研究では、新幹線軌道管理として残されている課題、新しい高速軌道検測車の導入によって可能となった短波長領域の軌道管理手法について、以下検討する。

《第2章 参考文献》

- 1) 田中宏昌, 磯浦克敏編: 東海道新幹線の保線, p.109, (社)日本鉄道施設協会, 1998年12月.
- 2) 山口義信: 我が国の線路保守における技術発達史とその移入、定着、変容及び創出に関する研究, 東京大学博士学位論文, pp.197-223, 2010年4月.
- 3) 宮本俊光, 渡辺借年編: 線路 —軌道の設計・管理—, pp.502-513, (株)山海堂, 1980年7月.
- 4) 須田征男, 長門彰, 徳岡研三, 三浦重編: 新しい線路 —軌道の構造と管理—, p.499, (社)日本鉄道施設協会, 1997年3月.
- 5) 日本国有鉄道 鉄道技術研究所: 高速鉄道の研究 —主として東海道新幹線について—, pp.77-84, 研友社, 1967年3月.
- 6) 立松俊彦: 新幹線保守の技術上のポイント (1), 鉄道線路 14-4, pp.123-130, (社)日本鉄道施設協会, 1966年4月.
- 7) 田中宏昌, 磯浦克敏編: 東海道新幹線の保線, p.111, (社)日本鉄道施設協会, 1998年12月.
- 8) 松原健太郎: 新幹線の軌道, pp.355-358, (社)日本鉄道施設協会, 1964年10月.
- 9) 田中宏昌, 磯浦克敏編: 東海道新幹線の保線, p.3, (社)日本鉄道施設協会, 1998年12月.
- 10) 立松俊彦: 新幹線保守の技術上のポイント (2), 鉄道線路 14-5, pp.155-161, (社)日本鉄道施設協会, 1966年5月.
- 11) 日本国有鉄道 新幹線総局: 「東海道山陽新幹線二十年史」, pp.919-924, 1985年3月.
- 12) 立松俊彦: 新幹線保守の技術上のポイント (1), 鉄道線路 14-4, p.128, (社)日本鉄道施設協会, 1966年4月.
- 13) 持永敬彦: 長波長高低狂い測定装置 20m弦軌道狂い演算装置とその記録, 鉄道線路 15-11, pp.512-517, (社)日本鉄道施設協会, 1967年11月.
- 14) 田中宏昌, 磯浦克敏編: 東海道新幹線の保線, pp.445-453, (社)日本鉄道施設協会, 1998年12月.
- 15) 永沼泰州, 高井秀行: 新幹線車両の動特性を考慮した軌道管理手法, 鉄道総研報告, 第9巻, 第12号, pp.37-42, (財)鉄道総合技術研究所, 1995年12月.
- 16) 小林正一: 新幹線高速度軌道試験車による軌道管理, 鉄道線路 15-1, pp.4-10, (社)日本鉄道施設協会, 1967年1月.
- 17) 田中宏昌, 磯浦克敏編: 東海道新幹線の保線, pp.117-119, (社)日本鉄道施設協会, 1998年12月.
- 18) 大竹敏雄: 「世界最速で線路」をはかる, 土木学会誌, 第84巻, 12号, pp.59-61, (社)土木学会, 1999年12月.

- 19) 小林幹人, 中川正樹: 923 型新幹線電気軌道総合試験車 (T4 編成) の開発, 日本鉄道施設協会誌, Vol. 40, NO.4, pp.23-25, (社)日本鉄道施設協会, 2002 年 4 月.
- 20) 日本国有鉄道 新幹線総局: 「東海道山陽新幹線二十年史」, pp.695-708, 1985 年 3 月.
- 21) 川崎祐征: 新幹線の新しい施設管理システム, 日本鉄道施設協会誌, Vol.35, No.2, pp.38-41, (社)日本鉄道施設協会, 1997 年 2 月.
- 22) 五井正: 新しい保線管理システムによる検査業務の充実, 日本鉄道施設協会誌, Vol.43, No.6, pp.43-46, (社)日本鉄道施設協会, 2005 年 6 月.
- 23) 大竹敏雄, 川崎祐征, 青木衛市, 佐藤吉彦: 軌道管理システム TOSMA の開発, 鉄道技術連合シンポジウム(J-RAIL'97)講演論文集, pp.271-274, 1997 年 7 月.
- 24) 佐藤吉彦: むら直しを考慮した軌道狂いの収斂理論, 土木学会第 52 回年次学術講演会講演概要集第 4 部, 52 巻, pp.718-719, 1997 年 9 月.

### 第3章 輪重変動抑制を目的とした新しい軌道狂いの管理指標

#### 3.1 はじめに

軌道狂い管理の主たる目的は、車両の走行安全性と乗心地の確保である。このうち乗心地については、2章で述べたとおり車両特性を考慮した長波長領域の軌道狂いを整備する手法が確立されている<sup>1)</sup>。一方、走行安全性確保のための軌道管理では、レール頭頂面の凹凸を対象とした管理手法やレール削正を代表例とする対策を確立し成果を上げている。しかし、波長2m~10m程度の領域の軌道狂いに関しては、開業時と同じ10m弦正矢による管理手法が主体であり、開業当時から大きな変化はない。

高速鉄道において輪重変動を抑えることは、車両走行の安全性確保という根本的な課題であるとともに、軌道保守においてはレールやまくらぎへの負担力増加による損傷、道床バラスト沈下による軌道狂いの進行といった幅広い問題の解決に通じる。したがって、著大輪重の抑制は、走行安全性確保とともに軌道保守の低コスト化を実現する重要な課題である。軌道が車両に影響する波長は、概念的には表3-1(表1-1と同じ)に示すとおりである。このうち、本研究では高速鉄道の輪重変動抑制を目的として、軌道狂いとの関係について明らかにし、さらに短波長領域の軌道狂いの管理手法について考察する。

短波長領域の軌道狂いを管理するための方法は、これまでに幾つか報告されている。たとえば、須永らは車両の輪軸端の軸箱で測定される加速度である軸箱加速度を、バンドパスフィルター処理して評価に用いる方法を提案している<sup>2)</sup>。しかし、軸箱加速度は測定時の車両速度によって値が変化することや、施工後直ちに現場でその値の改善度の確認ができないなどの短所がある。また、田中らは軸箱加速度と軌道検測波形を用いた方法を提案しているが、測定速度の影響に対する課題が残されている<sup>3)</sup>。木村らは、過去の検測データを統計的に分析し、5m弦正矢狂いとその10日間での変化量を組合せて用いる提案を行っている<sup>4)</sup>。しかし、軌道狂い輪重変動との因果関係についての言及がなされていない。

本章では、まず測定速度の影響を受けない軌道検測の幾何学情報のみを用いた管理手法を提案する。手法の導出のために実施した、大型試験装置による実験、シミュレーション解析、フィールドデータの分析についても述べ、これらによって、車両挙動と短波長領域の軌道狂いとの因果関係について考察する<sup>5)</sup>。

表 3-1 車両に影響する軌道狂い波長

波長	主な発生要因と影響	
数cm~2m程度	レール頭頂面凹凸	輪重変動や騒音に影響
2m~10m程度	短波長の軌道狂い	輪重変動に影響
10m~100m程度	中・長波長の軌道狂い	乗心地に影響

## 3.2 輪重変動抑制を目的としたこれまでの対策

### 3.2.1 車両の軽量化

著大輪重が顕著な問題として現れたのは、1969年から当時の国鉄において行なわれた951形新幹線試作車両による走行試験である<sup>6)</sup>。951試作車両は、軸重、ばね下質量ともに0系新幹線車両より重く、これらの軽減が高速化の重要な課題として認識されるようになった。ばね下質量とは、車両を構成する質量のうち、台車の軸ばねを介さずレールに直接載る、主に輪軸や軸箱、駆動・制動装置の一部の和によって構成される質量を指す。

国鉄分割民営化直後に実施した270km/hへの運転速度向上を目指した300系新幹線車両の開発では、それまでの100系車両に比べ軸重を約30%、ばね下質量を約20%の大幅な軽量化を実現した。これらは高速時の走行安定性の向上、加減速性能の向上、エネルギー消費量の軽減、軌道保守量の低減、地盤振動の軽減などの多くの効果として表れている。

軽量化による輪重変動の抑制効果は、1995年から行われた300X試験車両の走行試験によって定量的に確認された。このうち、ばね下質量を変更した試験結果を図3-1に示す<sup>7)</sup>。走行速度は270km/hである。以下、特に断らない限り、走行速度は270km/hとする。図中のW1～W3、Sについては図の右に説明する通りである。

ばね下質量を約2100kgに設定した条件(以下、重ばね下と呼ぶ)と約1500kgに設定した条件(以下、軽ばね下と呼ぶ)との輪重のパワースペクトル密度(以下、PSDと略す)を比較すると、広い周波数域でばね下質量軽減による輪重変動抑制の効果が表れている。

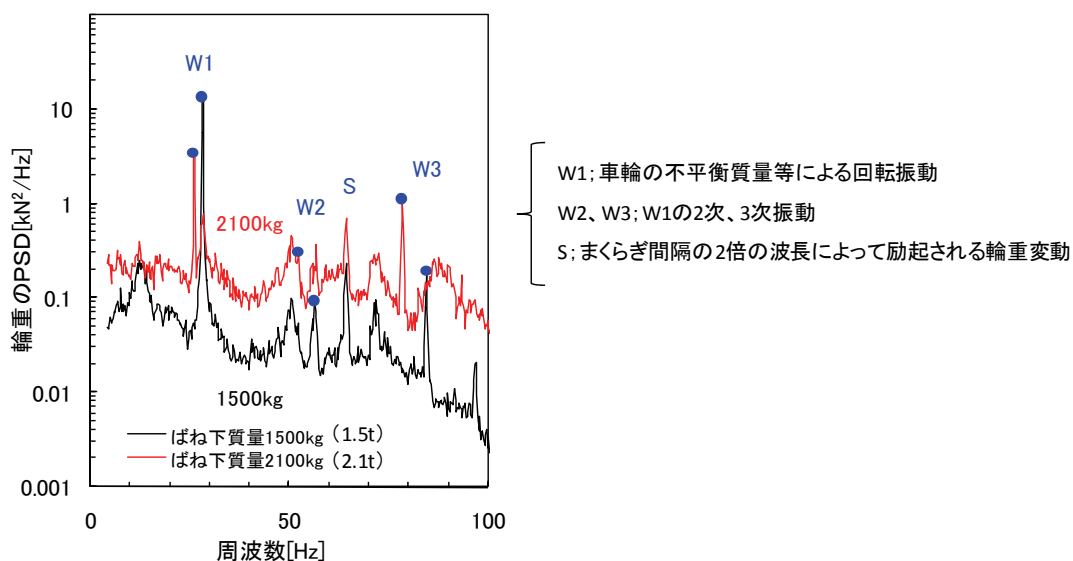


図 3-1 車両ばね下質量と輪重のパワースペクトル密度(以下、PSDと略す)との関係(1999年)

### 3.2.2 レール頭頂面凹凸管理

しかし、軽ばね下の約 28Hz の PSD が、重ばね下のそれを上回っている。図 3-1 の W1 で示したピークは、車輪の不均衡質量等による回転振動、W2、W3 はこの 2 次、3 次の高調波振動によるものである。これらの周波数がばね下質量の条件で異なるのは、車輪径が異なるためである。このうち軽ばね下の W1 では、レール頭頂面凹凸として卓越する波長と車輪周長がほぼ一致したため、輪重変動が増加したことが、当時の調査でわかった。レールの製造過程においてはレールを圧延、冷却後に、複数のロールで連続的に曲げ加工を行うことでレールの曲がりやを矯正する工程があり、この時矯正ロールの真円度や圧力の変化によってレールに連続的で周期性を有する微小な曲がりが残る。この波状曲がりやが高速走行による輪重変動の原因となる。300 系以降現在までの営業車両の車輪径は前述の軽ばね下と同じであり、レール頭頂面凹凸として卓越する波長と車輪周長がほぼ一致した。この対策として、レール製造過程における矯正機の高剛性化などの対策が製造者の努力により行われ高い真直性が確保され品質が改善されている<sup>8)</sup>。

一方、これ以前にもレール頭頂面凹凸管理がなされていた。この管理とは、951 形試作車両による試験結果で必要性が指摘された、レール削正による輪重変動の抑制である。当時は、特に山陽新幹線や東北・上越新幹線へ本格的に採用されスラブ軌道において、車両ばね下質量とレール支持ばねの系による固有振動の影響を含むばね下質量の運動を抑えるために、レール頭頂面凹凸の形状管理が重要な課題となった。

これに対し、東海道新幹線ではレール削正用の大型保守用車両を 4 編成導入して、全線を最低年 1 回削正している。これによって、従来は問題であったレール波状摩耗やレール溶接部凹凸は著しく改善された。これらレール製造過程とレール削正での対策を実施した改善結果の一例を図 3-2 に示す。連続レール凹凸測定によって得たデータの PSD を求め、その空間周波数を車両走行速度 270km/h での励振周波数（速度[m/s]と空間周波数[1/m]の積）に換算して横軸に用いている。図より、レール製造過程で生ずる 27Hz 付近と 54Hz 付近の励振周波数に対応する波長の凹凸は明確に低減し、これ以外の周波数帯でも改善が確

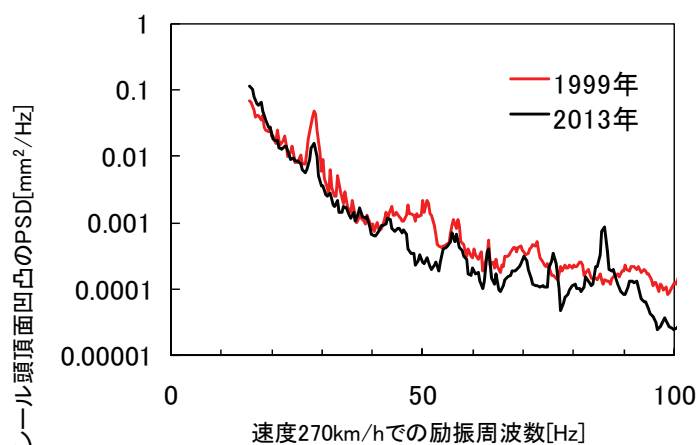


図 3-2 レール頭頂面凹凸の PSD

認できる。なお、2013年測定データの76Hzおよび86Hz付近のピークは測定系の機械的ノイズによるものと推定されるもので、評価には含めない。

### 3.2.3 車両軽量化とレール凹凸管理後の輪重変動

2009年に測定された輪重のPSDを図3-3に示す<sup>9)</sup>。図中のW1~W3とSは、図3-1に関して前述したものと同一である。ピークRは、前述のレール圧延ローラーの真円度誤差に起因するものと推察される。W1で示すピークが、レール製造時の品質改善によって図3-1と比

較して低下したことが確認できる。W1と同程度の大きさのSで示すピークは、まくらぎ間隔の2倍の波長によって励起される輪重変動である。まくらぎは、その下部のバラストで支持され、この支持剛性はバラストの締め固め状態によって変化する。隣接あるいは近傍に連続する複数のまくらぎの支持剛性を理想的均一状態とする対策は、現実的に困難である。3倍以上の整数倍のまくらぎ間隔によって励起される輪重変動は、2倍のものと比較して明瞭には計測されていない。一方、約11~18Hz（波長約4~7mの軌道狂いに相当）の輪重変動が図3-1に比較して改善されていないことが確認できる。したがって、この領域の輪重変動の抑制を目的とした軌道保守管理が、解決すべき新たな課題であると考えられる。本章では、当該課題を解決する手法について以下検討する。以降、本章では表3-1で述べた短波長の範囲を波長約4~7mに絞り、これを「短波長」と呼ぶことにする。

### 3.2.4 短波長領域の軌道狂いの測定

本章で扱う短波長領域の軌道狂い管理を行うためには、この領域の軌道狂い測定が精度よく行われることが前提となる。

2.4.3項で述べたとおり、新しい高速軌道検測車T4による偏心矢測定方式は10m弦正矢での測定と異なる検測特性を持つ。T2編成の10m弦正矢とT4編成の偏心矢での、軌道狂い波長に対する検測上の特性である検測倍率を図3-4（図2-19と同じ）に示す。ここで、

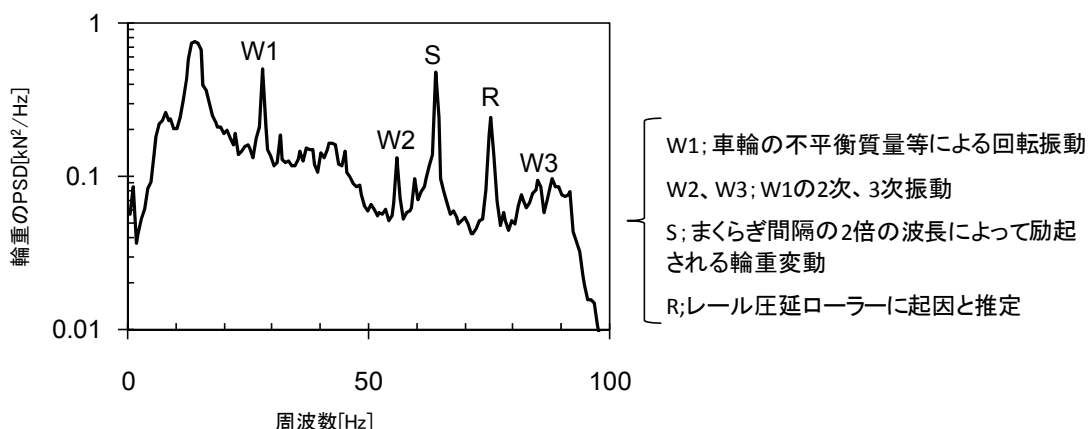


図 3-3 輪重の PSD (2009 年)



検測倍率とは、ある波長の軌道狂いを正弦波としてみなしたときの振幅に対する、測定に用いる弦の中心位置で測定される縦距値の比である。10m 弦の検測特性では、10m の2分の1の5m 前後の波長領域で検測精度が極端に落ちる。T2 編成で採用されていた10m 弦検測では、5m 前後とそれ以下の短波長領域の検出精度が悪いため、短波長軌道狂いの管理での使用は困難であった。一方、T4 編成の偏心矢測定の検測特性により、波長5m 前後を含め3m 程度以上までの短波長領域の軌道狂いの検出精度を向上させることが可能となった。検測特性に応じてその逆特性を乗じることにより必要な弦長、波長領域の軌道狂いを算出すればよい。

上述の軌道狂いは、検測車の走行速度の影響を受けることなく値が得られる。軌道狂いによって輪重変動を評価できれば、軸箱加速度を用いることの短所であった検測時の速度の影響を排除できる。これによって補修すべき軌道狂いが明確化でき、軌道保守費の低コスト化にも通ずることとなる。

本章では新しい高速軌道検測車T4 編成により検測可能となった短波長領域の軌道狂いと輪重変動の相関を明らかにする。

### 3.3 短波長軌道狂いと輪重変動の関係解明

まず、大型試験装置による実物軌道への载荷試験により、短波長軌道狂いと輪重変動の関係を実験的に解明する。この結果により、軌道の上下方向の幾何学座標から求められる曲率が、10m 弦正矢や5m 弦正矢に比べて輪重変動の予測に適すことを示す。

次に、軌道と車両の相互作用を考慮したシミュレーション解析により、曲率による輪重変動予測の妥当性を考察する。さらに、実フィールドで測定した輪重と軌道狂いのデータにより、同手法の実用面での精度を検証する。

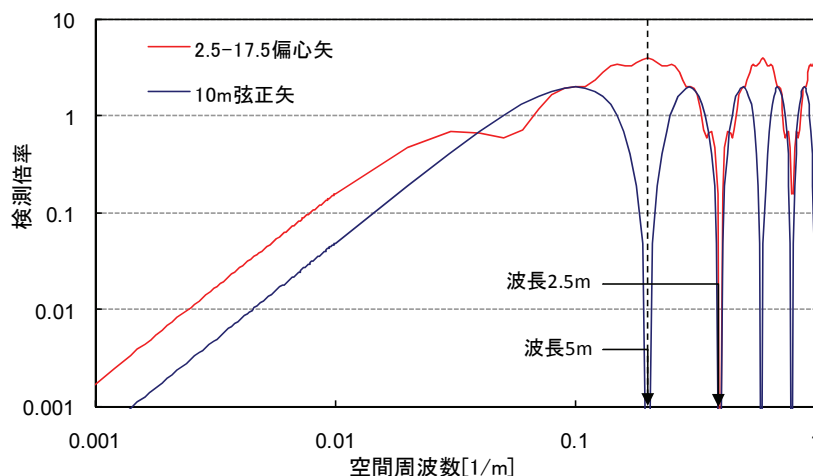


図 3-4 10m 正矢法および偏心矢法の検測倍率

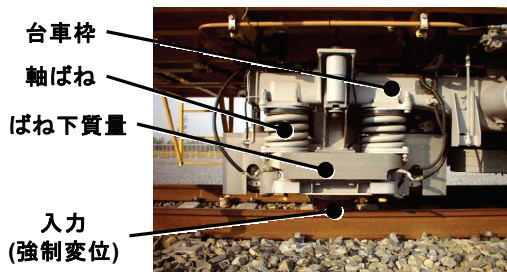
### 3.3.1 大型試験装置による実験と新しい管理指標の提案

実際の新幹線車両に対して、車体や台車などの各部の質量とこれらを結合するばね係数、減衰係数を同一とした移動式載荷試験車(図 3-5(a))を使用し、実軌道への加振試験を行う。同試験車には 700 系車両の台車を改造して構成した起振台車(図 3-5(b))と称する試験装置があり、軌道と車両の動的相互作用を考慮した輪重変動の発生を模擬することができる<sup>10)</sup>。

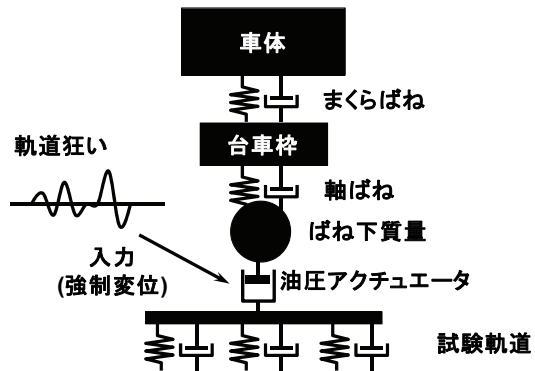
起振台車を用い、実車両のばね下質量に相当する質量を変更した試験結果を図 3-6 に示す。軌道は東海道新幹線で最も一般的な構造種別とし、路盤や地盤は十分な剛性や支持力を有する試験条件である。実際の路盤や地盤の剛性は、いわゆる軟弱路盤と呼ばれる軟らかな条件から、高架橋上のコンクリート路盤の硬い条件まで、一般に幅広い値をとる。本論文では、これら二者の中間的と考えられ、かつ、東海道新幹線で最も高い割合を占める土路盤条件での試験結果を以下で用いることにする。図 3-5(c)に示すように、軌道高低狂いに相当する強制変位を、レールとばね下質量間の相対変位として動的入力で与え、油圧アクチュエータに直列に設置されたロードセルにて輪重に相当する力を出力として測定し、周波数に対するこれらの応答関数を求めた。強制変位の入力は、1~100Hz の周波数成分を含む約 10 秒間のランダム波として与えた。ここでは、300 系車両以降の値である 1800kg (約 1.8t) と 100 系車両 2300kg (約 2.3t) の比較を行う。ここでの試験結果は、図 3-1 で示したばね下質量軽減により広い周波数域で輪重変動抑制効果が生ずることと同様の傾向を示



(a) 全景



(b) 起振台車



(c) ばね-質点モデルとしての概念図

図 3-5 移動式載荷試験車

している。

図 3-6 の 3~30Hz までの間、応答関数は両対数軸グラフにおいてほぼ直線で表されている。つまり、軌道狂いの振幅と輪重変動は、周波数に対してある値での指数乗の関係を有すると言える。ここでの指数値は約 2 であった。

この結果は、質点の運動方向を変化させるための外力が、その軌跡の曲率に比例することと同様の現象と解釈可能である。そこで、ここでは軌道検測データから得られる幾何学情報から曲率を算出し、これが輪重の変動値推定の指標となり得ることを考察する。曲率 ( $1/R$ ) は、レール長手方向の距離を  $x$ 、高低方向のレール面の座標を  $y$  とすると、次式で表される。

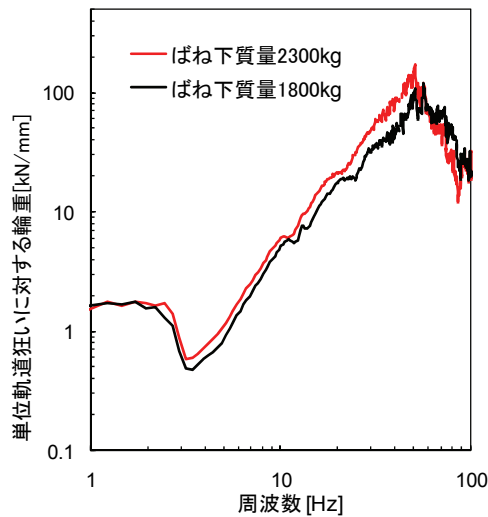


図 3-6 実験的に求めた単位軌道狂いに対する輪重

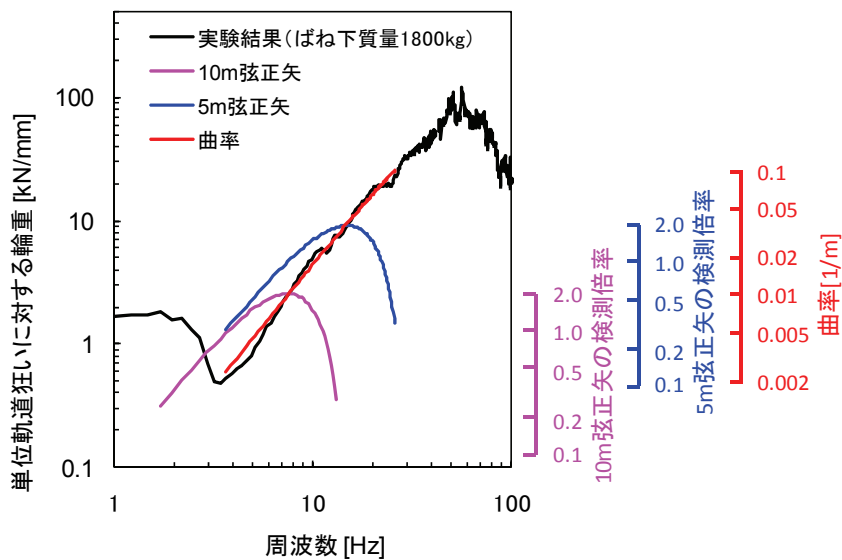


図 3-7 試験結果と検測倍率の比較

$$1/R = \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{\left(1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right)^{\frac{3}{2}}} \quad (3.1)$$

ここで、式(3.1)の分母にある $(dy/dx)$ を実軌道に対して算定すると、この値は一般的に 1 に対して十分に小さくなる。したがって、式(3.1)の分母を 1 とした簡略式を用いても、実務面への影響は無視できる。

図 3-6 のばね下質量 1800kg (約 1.8t) の場合と、正弦波状の軌道狂いに対して、周波数を変化させて求められる曲率に一定の係数を乗じたものとを、特性比較のため便宜的に重ね合せて図 3-7 に示す。さらに、270km/h 走行時の軌道狂い波長との関係から定まる周波数に対する 10m 弦正矢法、5m 弦正矢法の検測倍率を図 3-7 に加えて示す。このとき、それぞれの検測倍率が最大となる値とそのときの周波数が、これらの周波数において曲率で示される値の点で交わるように、それぞれの正矢の検測倍率に一定の係数を乗じている。

図 3-3 で示した着目すべき 11Hz~18Hz において、図 3-7 に示した 10m 弦正矢の特性では、例えば 15Hz (波長 5m に相当) 付近において検測倍率が低下し実験結果の輪重とは乖離するため輪重変動抑制を目的とした保守管理の指標としての合理性はほとんど認められない。一方、5m 弦正矢の特性は 15Hz (波長 5m 相当) 付近のかなり狭い周波数範囲では合理性が認められる。しかし、18Hz (波長 4m 相当) では約 63%、11Hz (波長 7m 相当) では約 150%と、実験結果に対してそれぞれ乖離が発生する。

5m 弦正矢でも一定の輪重との相関性は認められるが、輪重変動の予測指標としては曲率がより適していることを述べる。

### 3.3.2 シミュレーション解析による輪重変動と軌道狂いの相関性

#### (1) 解析モデル

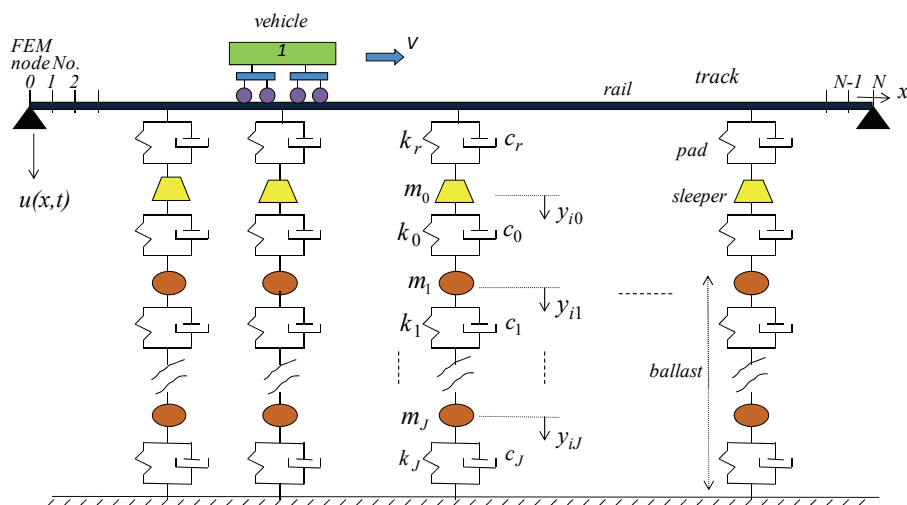


図 3-8 数値シミュレーションモデル

ここでは、シミュレーション解析により、移動式載荷試験車での実験結果が妥当なことを確認する。

軌道狂いのあるレール上を走行する車両の輪重は、レール、まくらぎ、バラストに順次伝達し、それらの振動、変位がレール上の車両運動に影響するため、全体の振動系を一体として解析する（強連成）手法が望ましい。またレールは長手方向に連続しており、列車の輪重はレールの振動、変位として前後に伝達されるため、レールは連続梁としての支持条件が必要である。さらにまくらぎは離散的に配置されており道床への荷重伝達も離散的である。シミュレーション解析においてはこれらの要素を考慮している。本章に採用した解析モデルを図 3-8 に示す。車両は、車体および台車は剛体、車輪は質点とした 1 両モデルであり、車体-台車間および台車-車輪間はばねと減衰要素で結合している。レールはオイラー梁の有限要素でモデル化し、その下の要素は、質点を線形ばねと減衰要素で結合して構成し、バラストは既往の研究<sup>1)</sup>を参考に 3 層構造としている。変位は上下方向の 1 自由度に限定しており、軌道狂いによる車両と軌道を連成させた挙動の解析が可能である。車両の運動方程式は、以下のように表される。

$$M_V \ddot{\mathbf{u}}_V(t) + C_V \dot{\mathbf{u}}_V(t) + K_V \mathbf{u}_V(t) = \sum_{i=1}^4 P_{dyn,i}(t) \mathbf{a}_{V,i} \quad (3.2)$$

ここで、 $M_V$ は車両に関する質量行列、 $C_V$ は車両に関する減衰行列、 $K_V$ は車両に関する剛性行列、 $\mathbf{u}_V$ は車両各部の変位および回転角を表すベクトルである。また、 $i$ は車輪の番号、 $P_{dyn,i}(t)$ は時刻  $t$  における輪重変動、 $\mathbf{a}_{V,i}$ は  $P_{dyn,i}(t)$ が車輪  $i$  に作用するのを表すためのベクトルである。

一方、軌道の運動方程式は以下のように表される。

$$M_R \ddot{\mathbf{u}}_R(t) + C_R \dot{\mathbf{u}}_R(t) + K_R \mathbf{u}_R(t) = \sum_{i=1}^4 P_i(t) \mathbf{a}_{R,i} \quad (3.3)$$

ここで、 $M_R$ は軌道に関する質量行列、 $C_R$ は軌道に関する減衰行列、 $K_R$ は軌道に関する剛性行列、 $\mathbf{u}_R$ は軌道各部の変位および回転角を表すベクトルである。また、 $P_i(t)$ は時刻  $t$  における輪重、 $\mathbf{a}_{R,i}$ は軌道上の車輪の位置によって定まるベクトルであり、要素の中間部に位置する集中荷重を等価節点力に変換するためのものである。

また、車輪・レール間の接触力は以下の式で表わされる。

$$P_{dyn,i}(t) = k_H \left( y_{w,i}(t) - u_{w,i}(t) - r_{w,i}(t) \right) \quad (3.4)$$

$$P_i(t) = P_{sta} + P_{dyn,i}(t) \quad (3.5)$$

ここで、 $k_H$ は線形化したヘルツの接触ばね、 $y_{w,i}(t)$ は時刻  $t$  における車輪  $i$  の上下変位、 $u_{w,i}(t)$ は時刻  $t$  における車輪  $i$  の直下のレール上下変位、 $r_{w,i}(t)$ は時刻  $t$  における車輪  $i$  の直下の軌道狂い、 $P_{sta}$ は静止輪重を表す。

車両と軌道を合わせた運動方程式は、式(3.2)および(3.3)により次式で与えられる。

$$M \ddot{\mathbf{u}}(t) + C \dot{\mathbf{u}}(t) + K \mathbf{u}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{u}, t) \quad (3.6)$$

ただし、

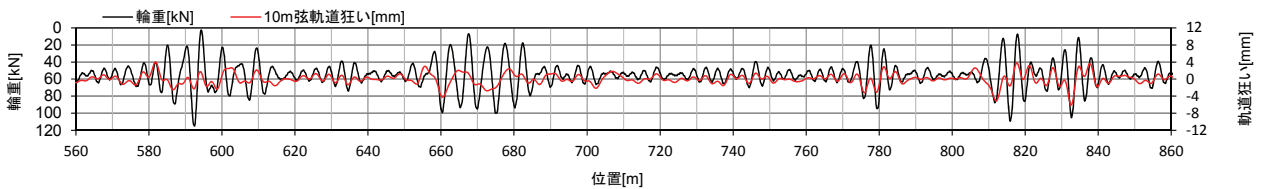
$$\mathbf{u}(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_V \\ \mathbf{u}_R \end{pmatrix}, M = \begin{pmatrix} M_V & 0 \\ 0 & M_R \end{pmatrix}, C = \begin{pmatrix} C_V & 0 \\ 0 & C_R \end{pmatrix}, K = \begin{pmatrix} K_V & 0 \\ 0 & K_R \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{u}, t) = \sum_{i=1}^4 \begin{pmatrix} P_{dyn,i}(t) \mathbf{a}_{V,i} \\ P_i(t) \mathbf{a}_{R,i} \end{pmatrix} \quad (3.8)$$

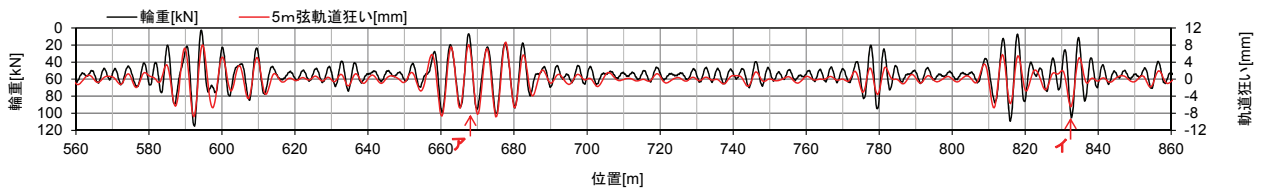
本シミュレーションでは、式(3.6)の運動方程式の数値解法として、陰解法のひとつであるニューマークβ法を用いた直接積分法を用いる。また、時間ステップ毎に連立一次方程式を解く際に、シミュレーション開始時点に一度だけコレスキー分解を用いればよい方法

表 3-2 解析諸元

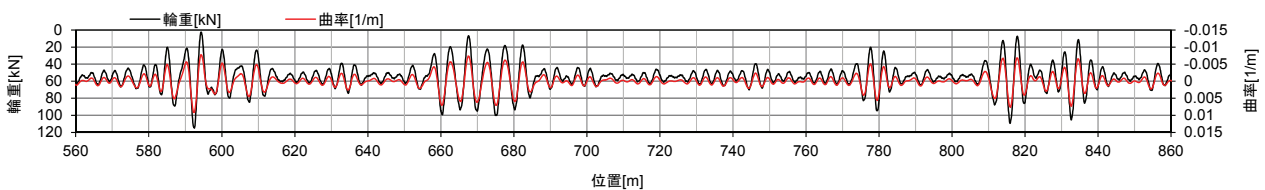
車体質量	(kg)	15,914.50	まくらぎ支持ばね係数	(kN/m)	$1.780 \times 10^6$
台車質量	(kg)	1570	まくらぎ減衰定数	(kN・s/m)	$9.800 \times 10^2$
輪軸質量	(kg)	891.5	バラスト質量(1層目)	(kg)	52.5
軸距	(m)	2.5	バラスト剛性(1層目)	(kN/m)	$8.900 \times 10^5$
レール質量(単位長あたり)	(kg/m)	60.8	バラスト減衰係数(1層目)	(kN・s/m)	$9.800 \times 10^2$
レール曲げ剛性	(N・m <sup>2</sup> )	$6.359 \times 10^6$	バラスト質量(2層目)	(kg)	52.5
車輪/レール間の接触ばね係数	(N/m)	$1.5 \times 10^9$	バラスト剛性(2層目)	(kN/m)	$8.100 \times 10^5$
走行速度	(m/s)	75	バラスト減衰係数(2層目)	(kN・s/m)	$9.800 \times 10^2$
軌道パッド弾性定数	(kN/m)	$1.0 \times 10^5$	バラスト質量(3層目)	(kg)	90.3
軌道パッド減衰定数	(kN・s/m)	98	バラスト剛性(3層目)	(kN/m)	$2.500 \times 10^6$
まくらぎ質量	(kg)	130	バラスト減衰係数(3層目)	(kN・s/m)	980



(a) 10m弦正矢値と輪重の比較



(b) 5m弦正矢値と輪重の比較



(c) 曲率値と輪重の比較

図 3-9 シミュレーション解析結果 (波形)

を採用し、計算時間の効率化を図っている<sup>12)</sup>。

解析に用いた車両と軌道の諸元を表3-2に示す。このうち、同定が十分に行われていない車輪／レール間の接触ばね係数、バラスト剛性、バラスト減衰係数等の軌道部分に関する値は、既往の研究<sup>11)</sup>から引用した。入力となる軌道狂いは、東海道新幹線での測定データを用いる。車両の走行速度は270km/hとする。

## (2) シミュレーション結果

シミュレーションで得られた輪重と、その入力に用いた軌道狂い波形を10m弦正矢、5m弦正矢、曲率で表したものを、それぞれ図3-9に示す。10m弦正矢の場合（図3-9(a)）、輪重波形との乖離は明らかである。5m弦正矢の場合（図3-9(b)）、輪重波形との相似関係を比較的よく読み取ることができる。曲率の場合（図3-9(c)）、5m弦正矢と比較してさらに強い相似関係が読み取れる。

図3-9の輪重が増加する側の各ピーク値（90kN以上を抽出）と、そこでの10m弦正矢、5m弦正矢、曲率のそれぞれの値との関係を図3-10に示す。ここで輪重値を90kN以上と

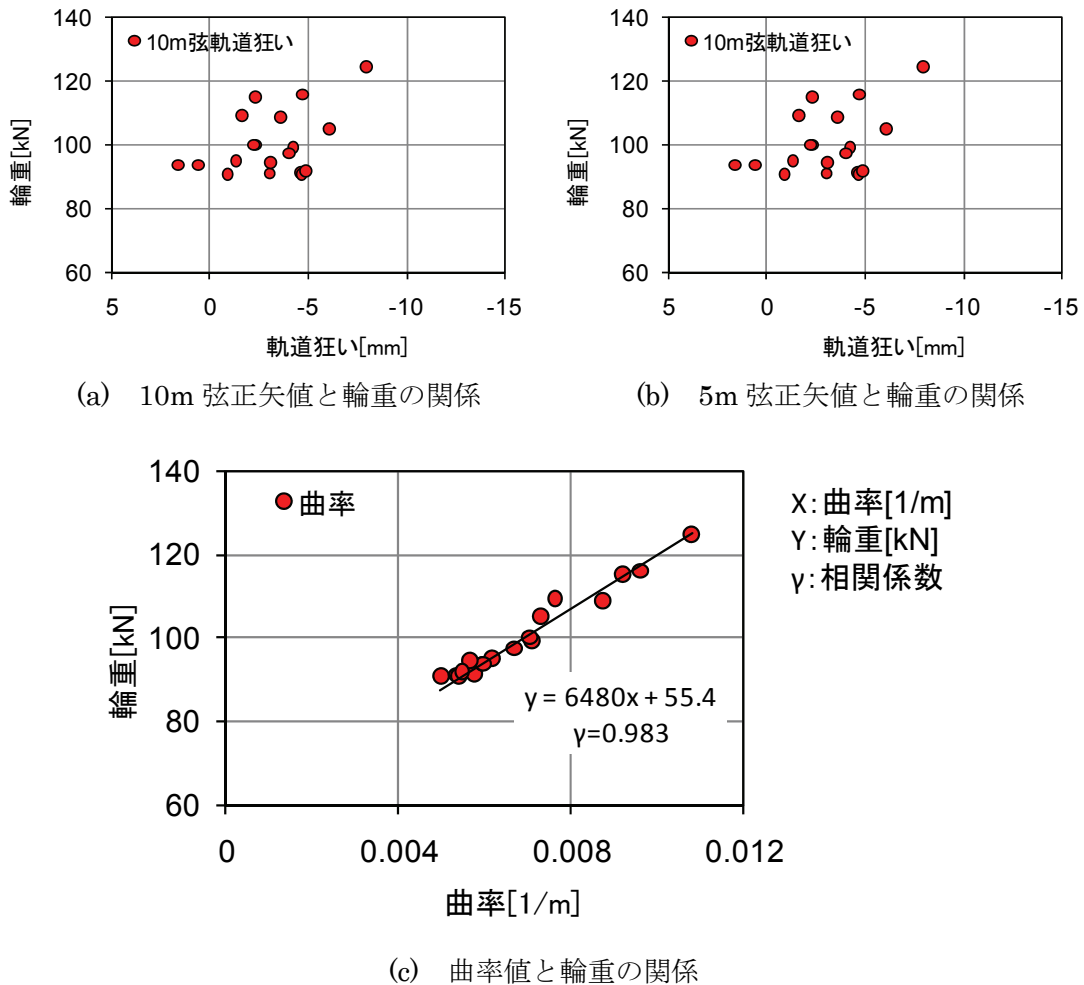


図 3-10 シミュレーション解析結果（輪重 90kN 以上）



して整理したのは、著大な輪重変動として着目する対象と考えられるのは静的輪重（解析では 55.4kN）の 2 倍程度以上であるので、相関性を検討する上では静的輪重の概ね 1.5 倍以上の輪重に対して整理した。曲率と輪重とは、高い正の相関がある（図 3-10 (c)）。5m 弦正矢と輪重との関係（図 3-10 (b)）では、 $-6\text{mm}$  程度の正矢狂いに対して約 70~110kN の範囲の輪重が発生している。図 3-9 (b)との対応を調べると、狂い波長が長い場合（ア）に小さな、短い場合（イ）に大きな輪重増加が発生している。これは、図 3-7 において 5m 弦正矢の検出倍率との関係で論じたことと符合する。10m 弦正矢と輪重との関係は、5m 弦正矢の場合と比較してさらに相関が低下する（図 3-10 (a)）。

### 3.3.3 実車による輪重と軌道狂いとの相関性の分析と管理基準値の検討

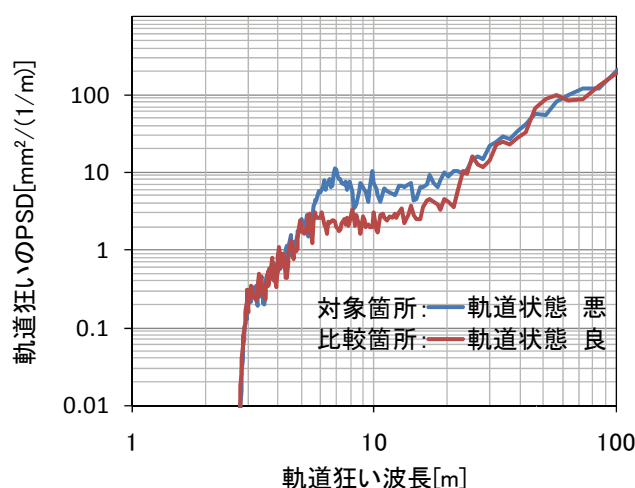


図 3-11 対象区間の軌道狂い PSD

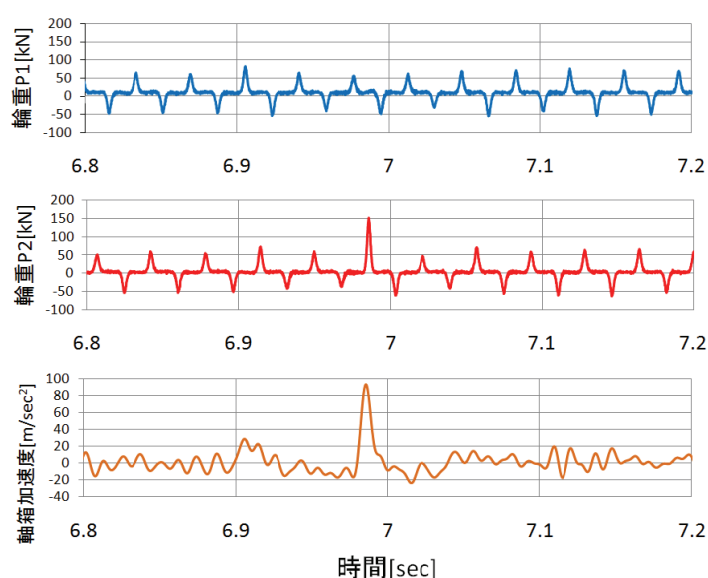


図 3-12 間欠測定法での輪重波形と軸箱加速度波形の例



2013年8～10月の期間で行われた実車走行試験による間欠測定法の輪重データを用い、90kN以上の輪重が発生した箇所の軌道狂いと輪重の関係を分析する。ここでは、東海道新幹線で軌道狂いの発生や進行が比較的顕著にみられる、延長10km区間の測定値を用いる。この区間の下部構造物の割合は、盛土28%、切取57%、高架橋15%である。この区間と軌道狂いが比較的発生しにくい区間の軌道狂いのPSDを図3-11に示す。

車輪1回転に対して90°間隔で4点のデータサンプリングを行う間欠測定法で得られる輪重値は、その測定感度の特性に起因して、輪重変動のピーク値を捉えない場合がある。これによる評価誤差を小さくするため、図3-12に示す例のように、軸箱加速度のピーク値発生位置に対して車輪回転±5°以内の輪重のみを採用する。

輪重と、10m弦正矢、5m弦正矢、曲率との関係を図3-13に示す。実車による測定においても、前述の図3-10で示したシミュレーション解析結果と同傾向の結果が得られた。すなわち、輪重は曲率との相関が最も高く、次いで5m弦正矢とも一定の相関がみられる。しかし、10m弦正矢との相関は低い。

曲率と輪重との関係を示した図3-13(c)に、シミュレーション解析で得られた図3-10(c)の回帰線を破線で加える。ここで、シミュレーション結果の回帰線よりも大きい側に、実測結果が得られる理由を考察する。用いたシミュレーションは、車両、軌道ともに線形モ

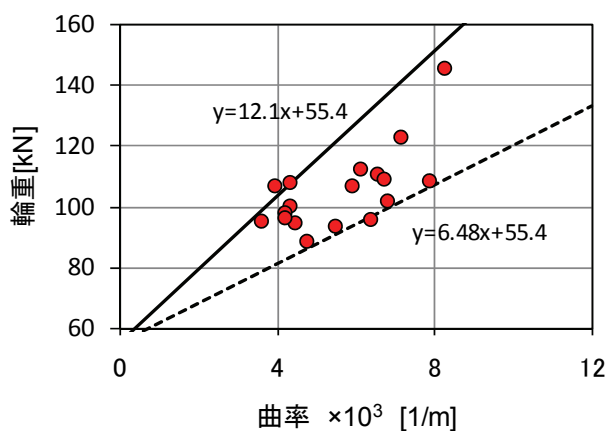
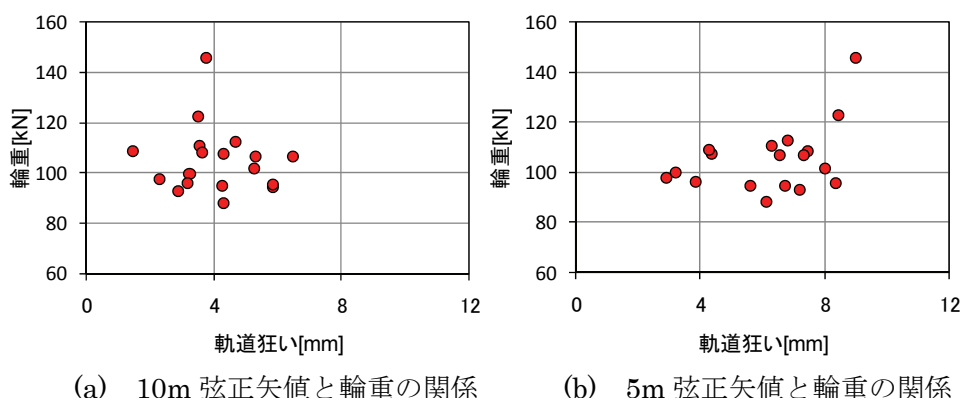


図3-13 輪重(90kN以上)と軌道狂い

デルで構成されている。ところが、波長 4~7m 程度の高低狂いが生じる軌道では、レールの上下曲げ剛性が比較的大きいことにより、軌道狂い中間部のまくらぎ底面が道床バラストからわずかに離れる“浮きまくらぎ”が発生している割合が高い。この箇所は、列車通過時にまくらぎ周辺のバラストの挙動に比べまくらぎの上下動が大きくまた速いため容易に浮きまくらぎ状態であることは確認されるが、さらに現地でレール締結装置を緩め、まくらぎが自重で降下する量を測定することにより浮きまくらぎ量の定量的な把握が可能である。この方法で概して数本程度の連続した浮きが観察され、さらに、その前後区間のまくらぎ下道床バラストの沈下した範囲を含んで波長 4~7m 程度の軌道狂いが形成される。浮きまくらぎ状態では、車両による輪重が作用しない状態では、道床バラストによるまくらぎの支持ばね係数はゼロ、輪重が作用すると同支持ばね係数は非ゼロとなる。この非線形性の影響で、輪重に衝撃成分が重畳していると推定される。この他、軌道パッドのばね係数にも、一般的に非線形性を有することが知られている。

この輪重の衝撃成分を加味するため、静止輪重を切片として最大値を包含する直線を 図 3-13 (c)に加える。この直線による曲率と輪重の関係を用いることにより、実務上の管理指標として扱えると考えられる。管理指標は輸送状況や軌道整備状況などを考慮して事業者の判断等により定めることとなるが、本研究では現在の東海道新幹線で最も多く使用されている PC まくらぎの衝撃等を含む設計荷重 156.8kN に対し 10%の余裕を考え有効数字を 2 桁にまるめた 140kN に対応する曲率を仮の管理閾値とする<sup>13)</sup>。ここで PC まくらぎの設計荷重を適用したのは、新形式車両の営業運転や速度向上の可否を判定する際の判定基準のうち、著大輪重のそれは PC まくらぎの設計荷重に起因して定められているためである。140kN に概ね対応する曲率  $7 \times 10^{-3} [1/m]$  を管理閾値とするのが妥当である。

### 3.4 まとめ

高速鉄道における輪重変動の抑制は、走行安全性確保に直結し、かつ、軌道保守費の低コスト化のための重要な課題である。輪重変動の抑制とその方法に関して、本章で得られた知見等は以下のとおりである。

- (1) 300系以降の新幹線車両におけるばね下質量の軽減やレール頭頂面の凹凸管理等により、これまでに輪重変動を確実に減少させた結果、現在は、波長 4~7m 域の短波長領域の軌道狂いに起因する輪重変動の抑制が、軌道保守管理の課題である。
- (2) 大型試験装置による実験、シミュレーション解析、実車での走行試験結果より、輪重変動は軌道狂い波形の曲率を指標として精度よく推定できる。現在、広く用いられている指標の 10m 弦正矢値では、輪重変動の推定は困難である。
- (3) 実車による輪重測定においても曲率との相関性がみられた。しかしながら解析では考慮し

ていない浮きまくらぎ状態による衝撃成分によりシミュレーション解析よりやや大きい値であった。

この衝撃成分を加味した曲率の管理値としては、 $7 \times 10^{-3} [1/m]$ とするのが妥当である。

また、今後取組むべき研究課題は、以下のとおりである。

- (1) 短波長領域の軌道狂いが卓越して発生、成長する原因やメカニズムを解明し、これを抑制する軌道整備手法や軌道構造の改善等による対策の確立が必要である。
- (2) 輪重変動現象をより精度よく予測するため、浮きまくらぎ状態等の非線形性を考慮できるモデルでのシミュレーション解析を行う。

本手法の適用により、高速鉄道における軌道の高品質化、保守コストの低減が期待される。次章において、曲率による軌道管理手法について具体的に検討していく。

《第3章 参考文献》

- 1) 永沼泰州, 高井秀行: 新幹線車両の動特性を考慮した軌道管理手法, 鉄道総研報告, 第9巻, 第12号, pp.37-42, (財)鉄道総合技術研究所, 1995年12月.
- 2) 須永陽一, 佐野功, 井出寅三郎: 高速新幹線における短波長軌道狂いの検出方法, 鉄道総研報告, 第13巻, 第5号, pp.11-16, (財)鉄道総合技術研究所, 1999年5月.
- 3) 田中博文, 古川敦: 軸箱加速度と軌道検測波形を用いた著大輪重・横圧の管理手法, 鉄道総研報告, 第22巻, 第8号, pp.35-40, (財)鉄道総合技術研究所, 2008年8月.
- 4) 木村寛淳, 田中博文, 下野勇希: バラスト軌道における高低変位進み急進箇所の検出方法, 第16回鉄道技術連合シンポジウム(J-RAIL2009)講演論文集, pp.277-280, 2009年12月.
- 5) 大竹敏雄, 三輪昌弘, 青木俊之, 千田耕大, 五十嵐稔: 高速鉄道における輪重変動抑制を目的とした短波長軌道狂い管理手法の研究, 土木学会論文集に投稿中
- 6) 佐藤吉彦: 951形式試験電車における著大輪重の発生と最高速度260km/h運転の実現, 鉄道線路, Vol.20, No.12, pp.45-48, (社)日本鉄道施設協会, 1972年12月.
- 7) M. Miwa, T. Funada: High speed running test and the new testing equipment for wheel/rail dynamic interaction, WCRR 2003:Proceedings of 6th World Congress on Railway Research, Sep.28-Oct.1, 2003, Edinburgh, Scotland, CD-ROM(6pages), 2003.
- 8) 佐伯和彦, 岩野克也: 鉄道用軌条の歩みと今後の展望, 新日鉄住金技報, No.395, pp.19-25, 2013年4月.
- 9) M. Miwa, T. Otake, Y. Kawasaki and M. Tomoyoshi : Maintenance and Management of High-Speed Railway Track Considering Vehicle/Track Interaction, WCRR2013:Proceedings of 10th World Congress on Railway Research, Nov.25-28, 2013, Sydney, Australia, USB Memory(5pages), 2013.
- 10) 三輪昌弘, 吉村彰芳: 試験装置とコンピュータシミュレーションによる軌道と車両のダイナミクスに関する研究, 第13回鉄道技術連合シンポジウム(J-RAIL2006)講演論文集, pp.135-138, 2006年12月.
- 11) 石田誠, 三浦重, 河野昭子: 軌道動的応答モデルとその解析結果, 鉄道総研報告, 第11巻, 第2号, pp.19-26, (財)鉄道総合技術研究所, 1997年2月.
- 12) 川崎祐征, 三輪昌弘, 吉村彰芳: 車両/軌道の相互作用の数値解析方法に関する一考察, 第16回鉄道技術連合シンポジウム(J-RAIL2009)講演論文集, pp.693-696, 2009年12月.
- 13) 新版軌道材料編集委員会編: 新版軌道材料, 鉄道現業社, pp.247-256, 2011年5月.

## 第4章 短波長領域の軌道狂い管理手法の提案

### 4.1 はじめに

本章では、3章で提案した軌道狂いに起因する輪重変動と相関性の高い曲率を指標とした合理的な軌道管理手法の確立に向け、東海道新幹線の最近の軌道狂い測定データを基に分析を進める。

軌道保守の現場の意識は、長年親しんできた10m弦正矢の手法、すなわち10mの基準線（現場においては糸張り）の中心位置の狂い量を評価し、これを合理的に判断のうえ極力小さく維持するものである。高速軌道検測車の測定データや現場点検時において、軌道狂い進みを予測しながら著大値の発生を抑制していく。また、実線路における作業においては、軌道の形状を目あるいは糸張りによって確認し極力まっすぐにしていく。これに対し3章で提案した軌道狂いの曲率は、軌道狂いの変化点の尖り具合といった形状を評価するものであり軌道保守の現場において直接目で見て確認できるものではなく、現場での測定も困難である。長期にわたり新幹線の安全を支えてきた10m弦正矢での指標に対し、曲率というなじみにくい新たな指標は拒否意識につながる事が予想される。

軌道狂いの曲率による管理を現場に定着させるためには、現場作業の中で確認が容易な管理手法とすること、さらに曲率を主体とした管理がより安全で低コストを実現する保守管理に結びつくことを実証することが必要である。このため本章では曲率が軌道保守の実務において有効な指標として活用されるよう、次の3点を明らかにする。

1点目はまず輪重変動抑制のための指標として、最も低コストに目的を達成する指標であることを確認することである。3章において輪重変動は曲率と相関が高いことを検証し、その目安となる閾値であることを示したが、本章では実際の軌道狂いデータから、曲率により整備対象箇所を選定することによって、他の指標よりも整備対象箇所数が少なくなることを確認し、低コストで効率的な指標であることを示す。

2点目は、曲率は施工現場で直接検測することは容易ではないため、軌道整備の前後の軌道状態を容易に確認する方法を見出すことである。曲率が輪重変動を精度よく推定できる指標であっても、保守現場において確認できなければ実務としては成立しない。新たな検測機器の開発も考えられるが、まずは既存の指標の組み合わせにより確認する手法を見出す。

3点目は短波長領域の軌道狂いの波形や狂い進み追跡からその特徴を分析し、効果的な整備手法について考察する。短波長領域の軌道狂いの著大な箇所の多くは、保守作業を多く必要とするいわゆる保守多投入箇所である。これら箇所の分析により保守周期の延伸、さらには保守費の低減につながる整備のポイントを考察する。2章で述べたとおり人力による緊急的な軌道保守作業は少なくなったものの、なお多くの保守多投入箇所は存在する。曲率による管理によりこれら箇所を効率よく軌道管理し整備をすることができれば、大きな

保守費の低減に結びつくと期待される。

これら 3 点を明らかにしたのち、得られた知見をもとに短波長領域の軌道狂い管理として有効な手法を取りまとめる<sup>1)</sup>。

## 4.2 短波長領域の軌道狂い発生状況分析

### 4.2.1 軌道狂いの分析対象区間

分析を行った箇所は 3 章において試験車による輪重を分析した区間と同じ、比較的軌道狂いの発生や進行が顕著な高速走行区間 10km である。この箇所は直線が 80% と比較的線形の良い箇所であり、下部構造は盛土 28%、切取り 57%、高架橋 15% と土路盤の割合が高い。

分析期間は 1 月から始まる 1 年間とし、高速軌道検測車のデータ（概ね 10 日毎の測定で 36 回分）を使用した。

軌道狂いの指標は、10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率の各指標を分析する。また、10km 区間を 20m 毎のロットに区切り、各ロットにおける軌道狂い指標に対し、最大値をロット代表値としてこれにより評価する。ロット単位を 20m としたのは、10m 弦での軌道狂いの最大値や狂い進みを評価する場合、この 20m 程度のロット延長内であればその中にピーク値が存在すること、また人力による軌道整備作業の対象となるほぼ最小の延長であることなど、TOSMA<sup>2)</sup>開発時の経験から、管理の基本単位として適当であると判断したためである。

### 4.2.2 各軌道狂い指標の発生状況と必要施工数量の推定

図 4-1 は 10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率の発生頻度分布であるが、10m 弦正矢、5m 弦正矢に比べ曲率は最もばらつきが小さく分布が狭い。3 章において実車での輪重変動推定結果から求めた曲率の管理閾値  $7 \times 10^{-3} [1/m]$  以上が、軌道整備を必要とする箇所と考え、これを上回る確率は極めて小さく、1 回の高速軌道検測車の検測において、この管理値を超

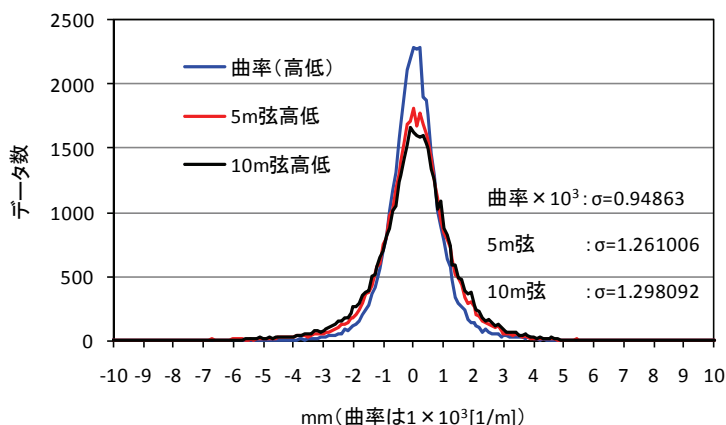


図 4-1 発生頻度分布

える箇所は対象とした 10km 区間においても 1 回測定あたり 0～数箇所であった。

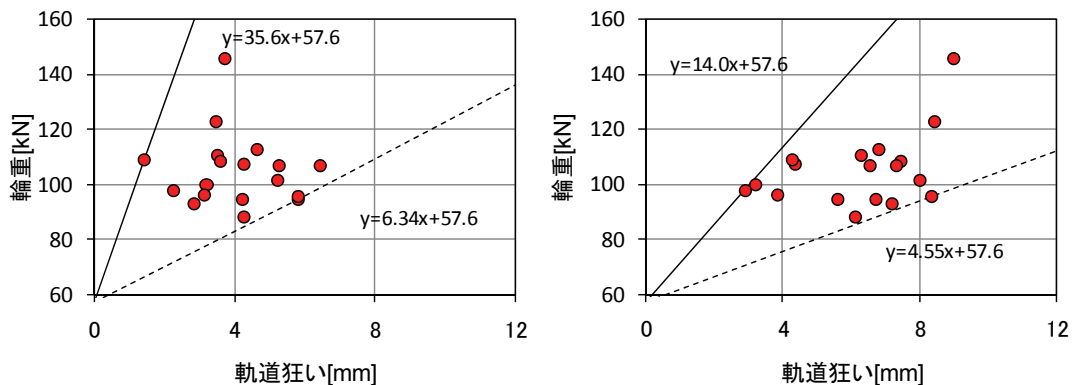
また 3 章の図 3-13 の (a)、(b)および(c)の実データの一部に包含する線を入れたものが図 4-2 である。この図より輪重の管理閾値と定めた 140kN 以上を発生させない値は、10m 弦正矢では 4mm 未満であり管理値として意味を持たず、5m 弦正矢では 6mm、曲率では前出の通り  $7 \times 10^{-3}$  [1/m] となる。図 4-1 の発生頻度分布では、5m 弦の標準偏差に比べ、曲率の標準偏差は小さく、曲率による管理が 3 者の中では対象箇所を最も少なくすることが可能であることを示している。

短波長領域の軌道狂い管理として輪重著大値の発生を抑えるためには、輪重変動と相関の高い曲率を指標にすることによって対象箇所をより絞ることが可能となり、コスト面においても有利であることがわかる。

#### 4.2.3 現場での整備作業前後の確認方法の考察

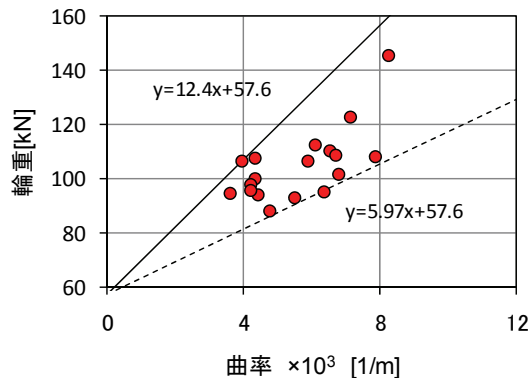
曲率は保守作業の現地で直接確認することは困難であるため、現地で容易に確認できる手法を確立しなければならない。

図 4-3 は、10 月 3 マヤ（10 月の第 1 回目の高速軌道検測車による測定）での 10m 弦正



(a)10m 弦正矢値と輪重の関係

(b)5m 弦正矢値と輪重の関係



(c)曲率値と輪重の関係

図 4-2 輪重(90kN 以上)と軌道狂い

矢、5m 弦正矢、曲率の各指標のロット代表値相互間の相関を示したものである。ただし図を見やすくするために、10m 弦正矢、5m 弦正矢は-3mm 未満、曲率は  $3 \times 10^{-3}[1/m]$  未満のデータは除外している。

この図より、軌道保守作業において作業の前後に軌道検測を行い、補修すべき区間の特定と、補修後に軌道狂いが仕上がり基準値内に改善されたことを確認する手法について検討する。

曲率と 5m 弦正矢の相関性は図 4-3(c)に示すとおり比較的良好。この図より曲率の閾値である  $7 \times 10^{-3}[1/m]$  は 5m 弦正矢では平均的には-8mm、厳しく見ると-4mm の軌道狂いでも存在するが、この軌道狂い量は補修前に現場での確認が可能な狂い量である。よって、現地では 5m 弦正矢を検測することによって補修すべき箇所を特定することができる。

補修後は 5m 弦正矢で-3mm 以下であることを確認すれば、曲率は  $3 \times 10^{-3}[1/m]$  程度、厳

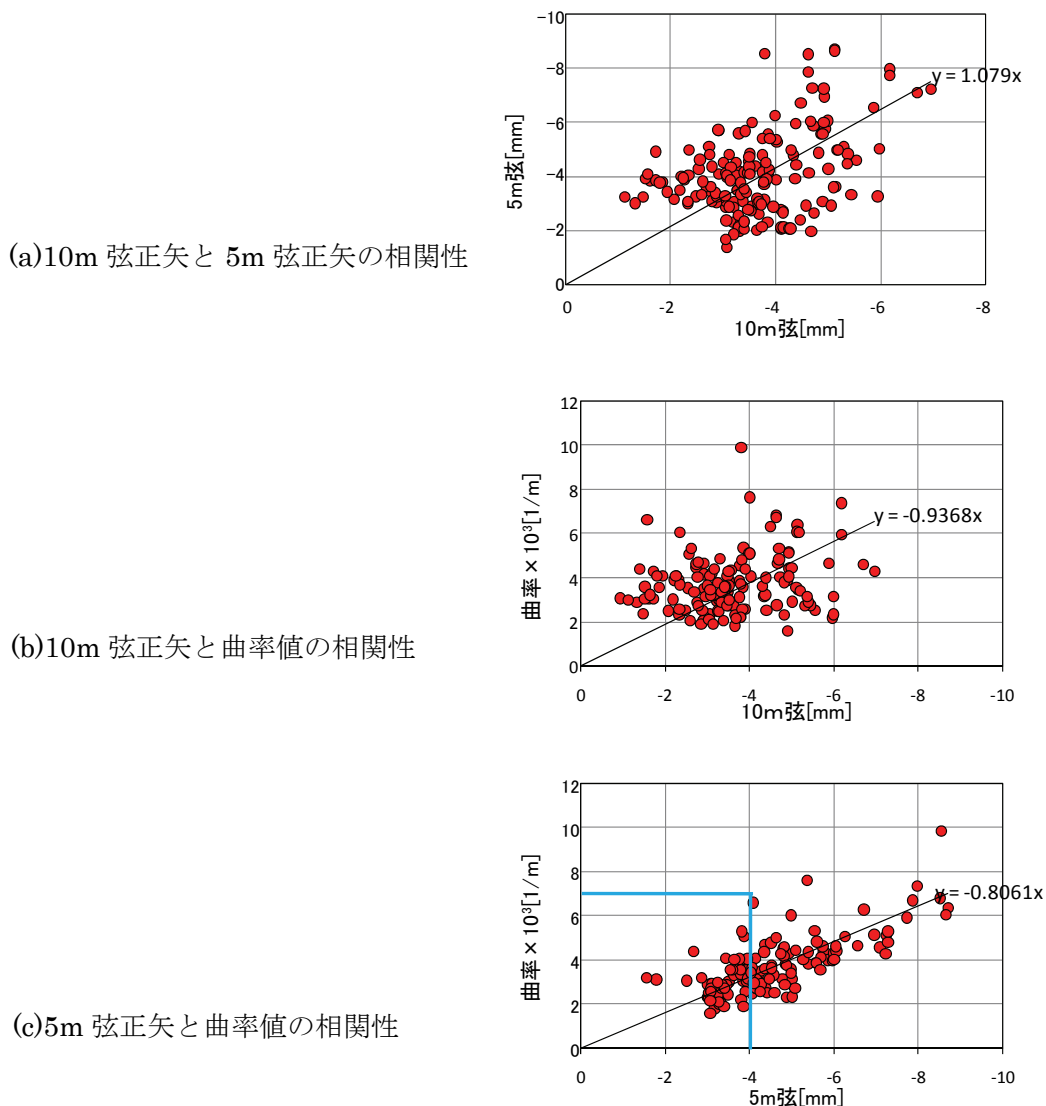


図 4-3 20m ロット最大値による 10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率値の関係



しく見ても  $5 \times 10^{-3}$ [1/m]程度である。これに対応する輪重は3.3節で検証したとおり 90kN程度以下の値に改善できたとみなすことができる。補修後の実際の曲率は、直近の高速軌道検測車の検測データによって確認することが、実務上適していると考えられる。

曲率と 10m 弦正矢を組み合わせる方法は、図 4-3(b)に示す通り相関が低いいため、実用には適さない。

一方、図 4-3(a)に示すとおり 5m 弦正矢と 10m 弦正矢はある程度の相関性は見られる。よって 5m 弦正矢値に基づく補修作業を行うことで、過去から使用してきた 10m 弦正矢も同時に改善される傾向にあると考えられる。

以上の補修前後の確認手法を整理すると図 4-4 となる。短波長領域の軌道管理として、まず輪重変動と相関が高い曲率を指標として、補修箇所を選定する。閾値は施工数量や目的によって変更してよい。現場においては、まず 5m 弦正矢により施工箇所を確認する。この時、短波長の軌道狂いでは浮まくらぎの状態となっていることが多いため、締結装置を緩めまくらぎを落とした状態にして確認する手法を現場においてとることが妥当と考えられる。軌道補修はこの浮まくらぎ箇所を特に重点的に向上するとよい。軌道補修後は再度 5m 弦正矢により測定し、-3mm 以下となっていることを確認する。最終的には直近の高速軌道検測車のデータにより曲率に注目し改善度合いを確認する。

### 4.3 短波長領域の軌道狂いの特徴

#### 4.3.1 軌道狂い進みの追跡とデータ整理の方法

軌道狂い管理はその使用目的によってデータの管理、着目する項目が異なる<sup>3)</sup>。本研究は輪重変動の抑制を目的とした保守作業の必要性判断やその改善度合いの確認が主たる目的

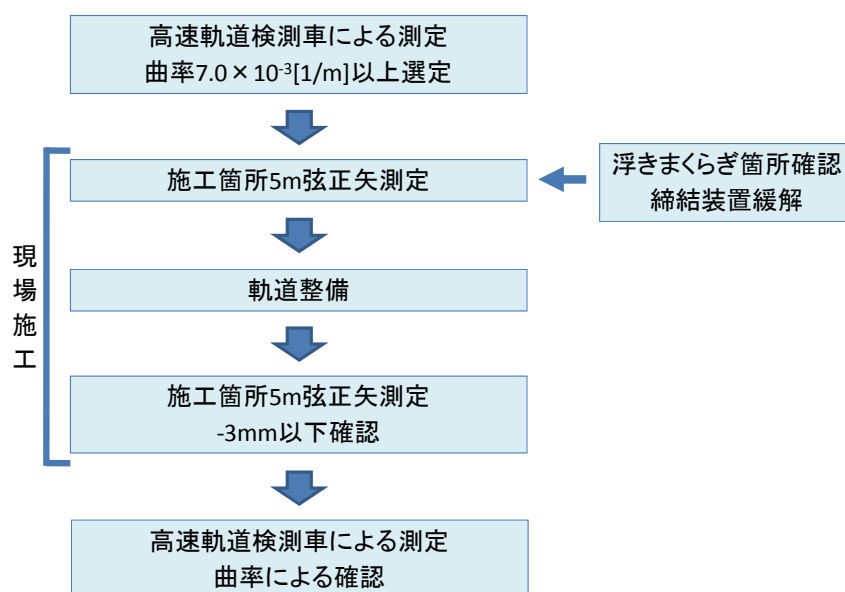


図 4-4 曲率による軌道整備における現場確認手順

となる。そこで短波長領域の軌道狂いを 20m ロット毎に波形やその時間変化を詳細に見ていくこととする。ロット毎の特徴および軌道整備前後の変化の把握により、短波長領域の軌道管理、整備のノウハウを蓄積する。

各ロットの時系列的追跡および整理方法を図 4-5、図 4-6 により説明する。図 4-5 には一例として高速軌道検測車による復元原波形を時系列的に並べているが、同様に 10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率も同じ手法で追跡している。図中で点線が対象としている 20m ロットを表し、横の赤線は検測の間に作業が入ったことを示している。作業の入る直前での最大値(20m ロット代表値)を赤丸で示しているが、軌道狂い進みの追跡は図に示す通り最大値

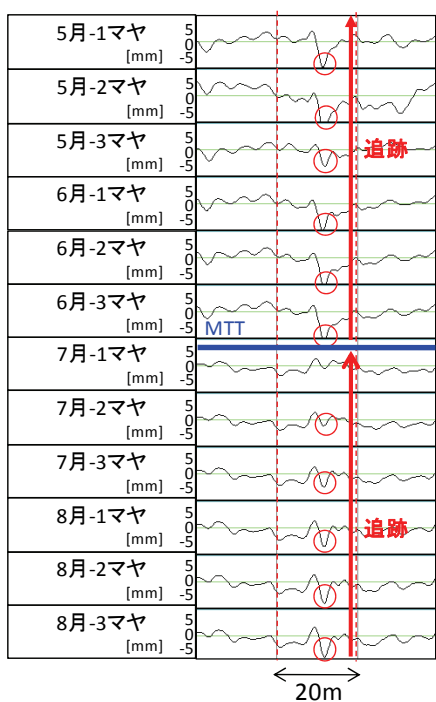


図 4-5 20m ロット毎の時系列波形の追跡

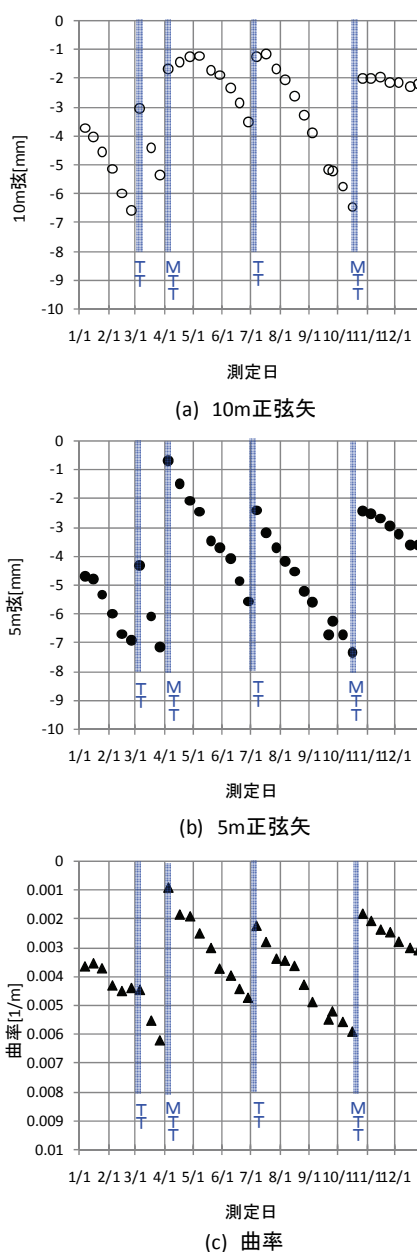


図 4-6 20m ロット最大値の 1 年間の変化

の出たポイントの値を、時期をさかのぼってトレースしている。軌道狂い進みの把握手法としては新幹線情報管理システム（SMIS）<sup>4)</sup>における手法と同様にロット最大値を直線回帰する手法としている。なお最大値がロットの境界付近で発生する場合は、TOSMA<sup>5)</sup>と同様にロット境界から±3mのところまで読み取っている。図 4-6 はこのように追跡したロット代表値の 1 年間の変化を 10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率の指標毎にグラフ化したものである。

なお、図の横軸の測定日の例えば 4/1 は 4 月の第 1 回目の高速軌道検測車（以下「4 月第 1 マヤ」と表現する）の測定データであることを示している。また、MTT および TT は、2.3 における大型機械（マルチプルタイタンパ）による高精度の整備作業および人力によるむら直し作業が随時的に行われたことを示している。

図 4-5、図 4-6 の事例は、単独の軌道狂いが存在する箇所でありその進行はやや早い。3 月第 1 マヤの前に軌道整備が行われ 10m 弦正矢、5m 弦正矢は改善されたが、曲率は改善されなかった。この後各指標の悪化速度は高くなっている。その後 4 月第 1 マヤでの間に再度整備が行われ曲率が改善された。6 月第 3 マヤおよび 10 月第 2 マヤの後に軌道整備が行われたがその後の軌道狂い進みの傾向はきわめて似ている。この事例から、輪重と相関がある曲率が改善されない場合、その後の軌道狂い進みが悪化するケースがあること、軌道狂い進みには、ばらつきがありながらも時間経過とともに直線的に傾向があり、むら直し前後においてもその傾きはほぼ同一で、各ロットに特有の傾向がある可能性があることがわかる。

曲率は輪重変動と相関が高く、また輪重は外力として軌道狂い進みの重要な因子である。したがって大きな曲率を残す場合はその後の軌道狂い進みへの影響は高いと考えられる。しかしながら輪重変動の大きさのみが軌道狂い進みを定量的に説明するものではないことも確かである。すなわち道床バラストの状態（粒度や丸み具合）や路盤状態などにより狂い進みは相当異なる。これらは各ロットの特徴として現れることが多いと考えられることから、各ロット単位で狂い進みを時系列的に追跡、評価する手法は有効であると考えられる。

以下、こうした整理方法により、対象とした 10km 間におけるいくつかのロットにおいて、波形の特徴や軌道整備前後の効果を評価する。この事例評価を通じて、短波長領域の軌道狂い管理手法および効果的な整備手法について検討する。

#### 4.3.2 軌道狂い波形の事例

短波長領域の軌道管理では 10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率の各指標において著大な値を発生させないことが重要である。このため 20m 程度のロット毎にその最大値を管理しなければならないが、これまで見てきたように各ロットにはそれぞれ特徴があり、これらをよく把握しそれに応じた対応をしなければならない。

ここでは各ロットの特徴について事例により検討する。

(1) 軌道狂い進みが緩やかな箇所 (図 4-7、図 4-8)

10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率が緩やかに進行する事例である。10km 間のほとんどの箇所は、軌道狂いが進行しないか、この事例のとおり緩やかな進行箇所である。5 月第 3 マヤ前の MTT 作業で曲率が十分整備されていない影響のため、その後も徐々に軌道狂いは進行している。

東海道新幹線では概ね年 1 回の MTT を行っており、定期的な MTT 作業の間に軌道整備が必要な場合は、TT が行われている。ほとんどの箇所はこの事例のとおり年 1 回の MTT 作業のみで良好な軌道状態を保っている。

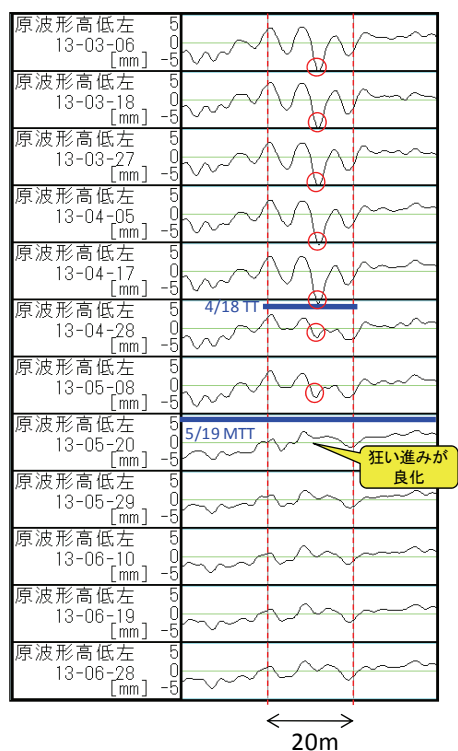


図 4-7 20m ロット毎の時系列波形の追跡

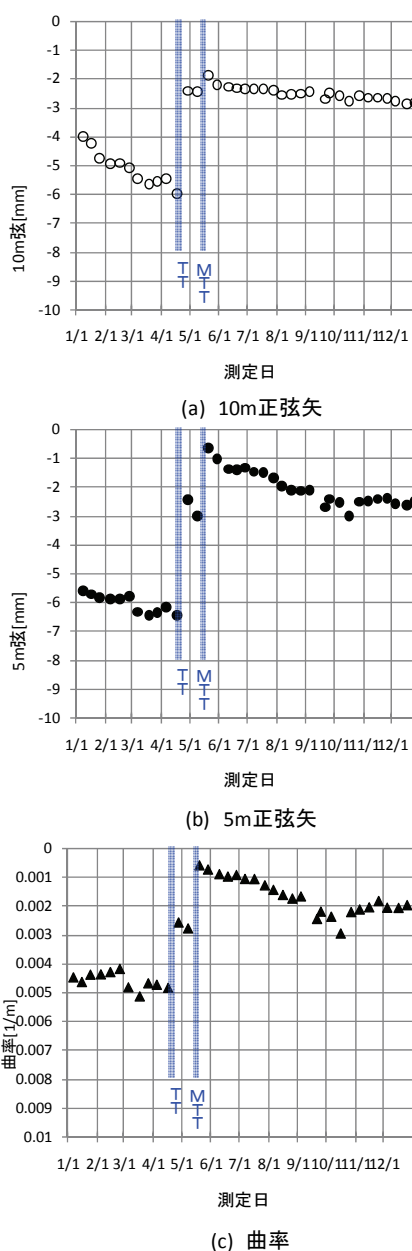


図 4-8 20m ロット最大値の 1 年間の変化

(2) 単独波形で軌道狂い進みが速い事例 (図 4-9、図 4-10)

このロットでは、復元原波形をみると波長 5m 程度の単独の落ち込み箇所があり、これが繰り返し発生している。現場は切取区間であり、構造物等要因となるものは見られない。以前は比較的軌道狂い進みは遅い箇所であったが、前年より進みが速くなった。その要因は不明である。7月の MTT 以降、特に軌道狂い進みが速くなっているが、12月初旬の MTT 整備により落ち着いている。精度の高い整備により狂い進みの抑制につなげていかなければならない。

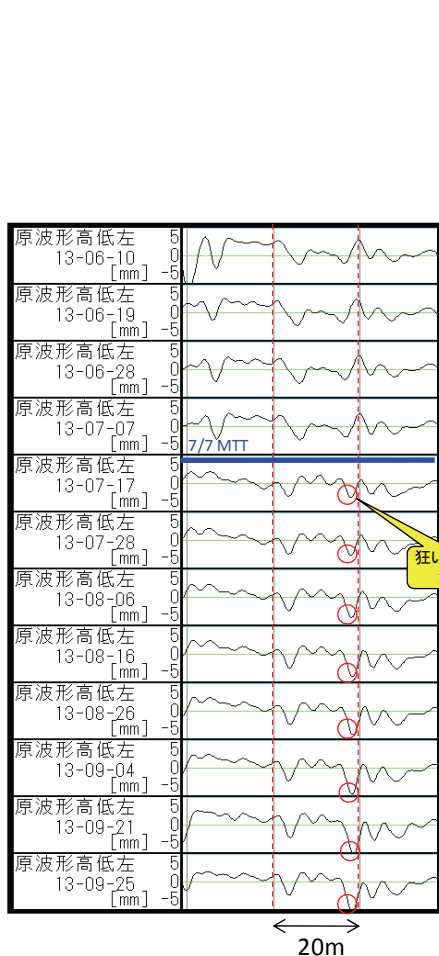


図 4-9 20m ロット毎の時系列波形の追跡

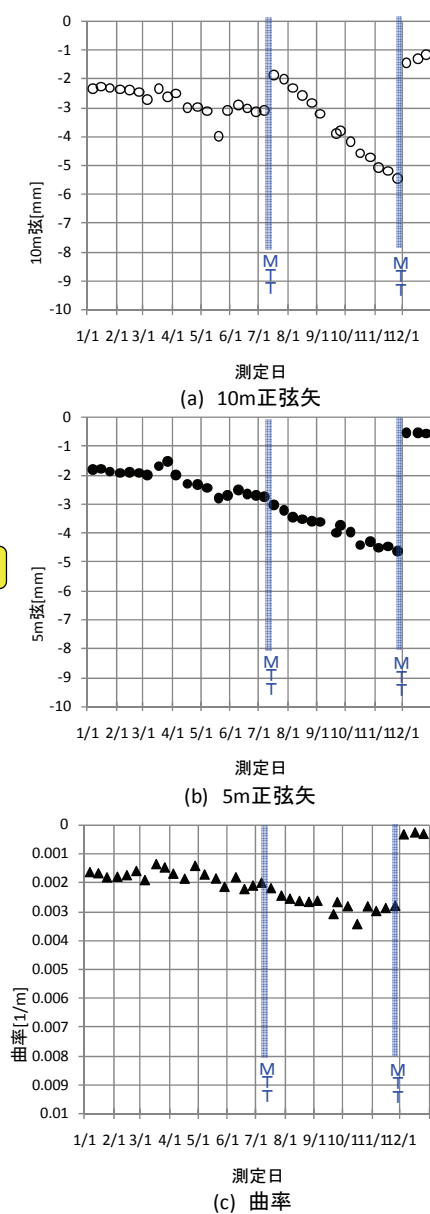


図 4-10 20m ロット最大値の 1 年間の変化

### (3) 連続波形により軌道狂い進みが速い事例 (図 4-11、図 4-12)

復元原波形では、比較的短い波長の軌道狂いが3波連続しているのが確認できる。6月第1マヤ後の軌道整備では入念に整備した様子が見られ軌道狂いは改善しているが、7月第1マヤでは同じ波形となっており、保守周期が短い典型的な保守多投入箇所である。現場は盛土箇所であり路盤が要因かと考えられる。

軌道狂いは、20m 間に3波あり、波長6~7mが卓越している。保守多投入箇所ではこのようにロット毎に特徴のある軌道狂い、同一波長が繰り返される傾向があり、その原因は路盤と車両走行の条件によると考えられるが、今後より詳細な分析が必要である。

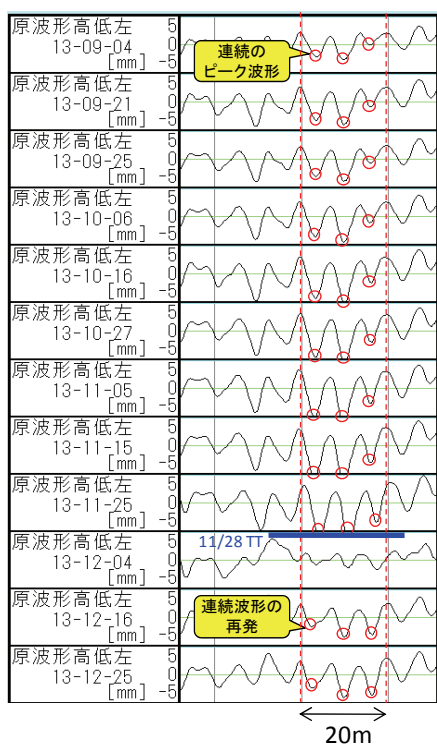


図 4-11 20m ロット毎の時系列波形の追跡

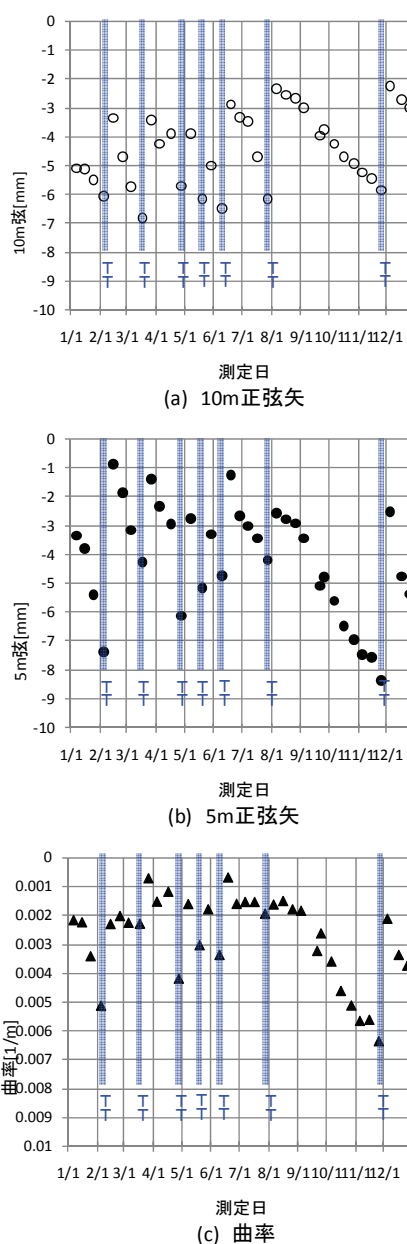


図 4-12 20m ロット最大値の1年間の変化

(4) 連続波形箇所を軌道整備により改善した事例 (図 4-13、図 4-14)

連続3波の落ち込みを4月第2マヤ後のTT作業および7月第1マヤ後のMTT作業で改善している。両作業において落ち込み箇所を意識的に上げており、MTT施工後は10m弦正矢、5m弦正矢、曲率とも軌道狂い進みの進行は少なく、6ヶ月を経た12月末においても安定している。

軌道整備後に軌道狂い進みが改善されない事例やさらに早くなっている箇所では整備直後の測定においても曲率が改善されていないケースが多く見られる。このため、軌道狂い進みを遅くするためには曲率の大きい落ち込み箇所を精度高く向上する必要がある。このためには落ち込み箇所を正確に見出す高い位置精度が要求される。落ち込み箇所からずれた箇所を上げると向上した形状が残り、かえって狂い進みが速くなる可能性がある。高い位置精度を求めるためには高速軌道検測車のデータと現場の位置の照合を精度高く行う必要があるが、現方式では確定的な手法は確立されておらず、今後の取り組みが必要である。

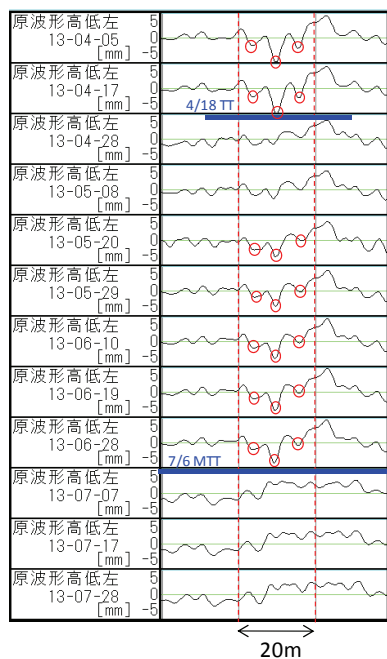


図 4-13 20m ロット毎の時系列波形の追跡

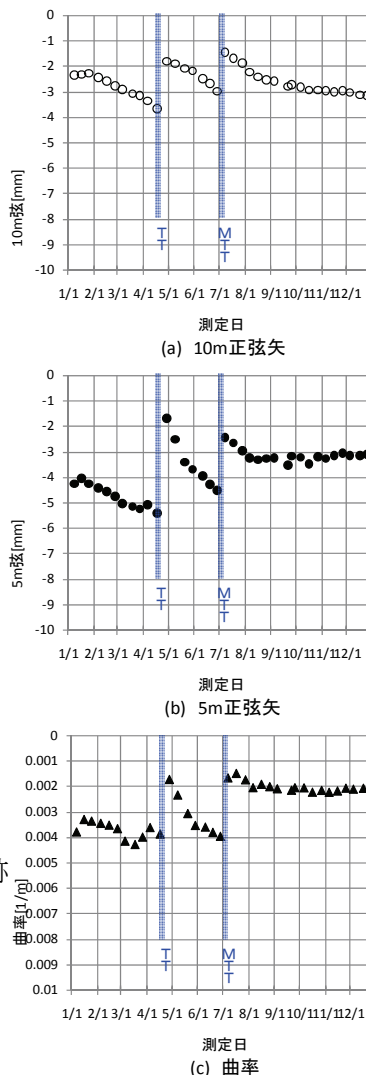


図 4-14 20m ロット最大値の1年間の変化

(5) 橋りょうのアバットの事例 (図 4-15、図 4-16)

延長 31m のバラスト軌道の橋りょうの終点方のアバット付近である。復元原波形では延長 10m 程度にわたりたるみがあり、この間に 2 波の軌道狂いがある。アバット付近ではこの事例のような段差波形が現れる。6 月第 3 マヤ後、8 月第 3 マヤ後の TT 作業では十分な改善が見られていないが、11 月第 3 マヤ後の MTT 作業ではこの箇所の軌道狂いは改善されている。

下部構造が変化する箇所では、恒常的に軌道狂いが発生する箇所が多い。このような箇所は保守周期の短い箇所も多くあり、構造的な対策が必要と考えられる。

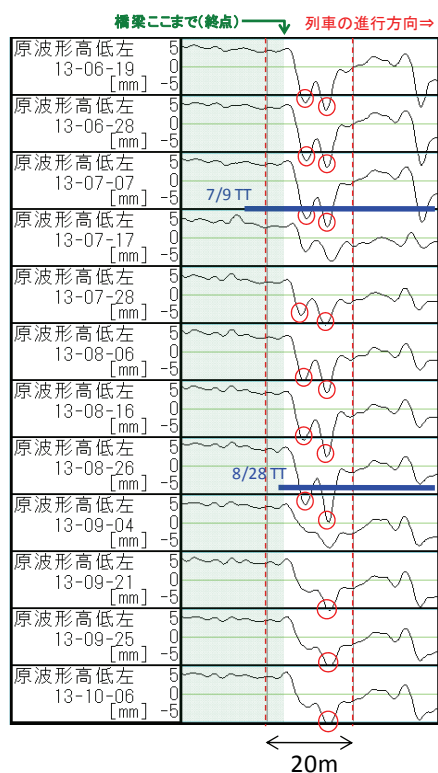


図 4-15 20m ロット毎の時系列波形の追跡

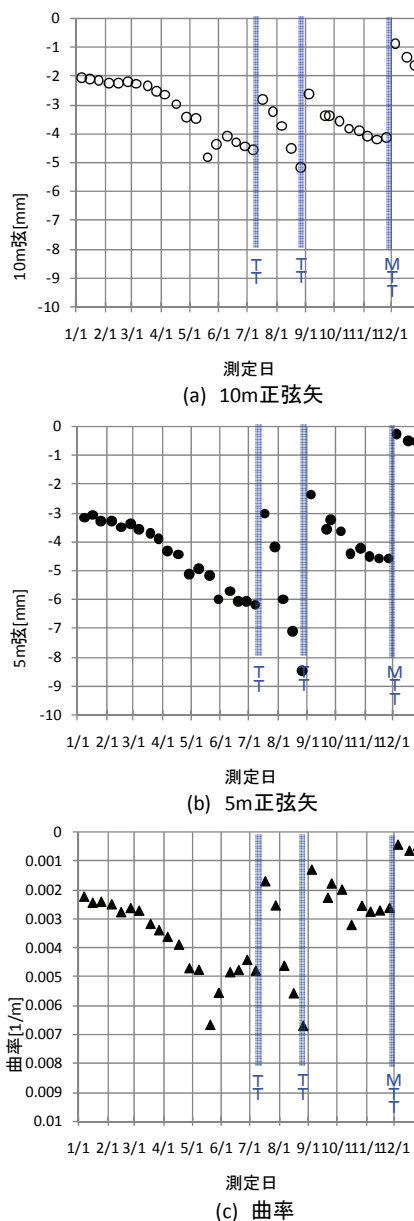


図 4-16 20m ロット最大値の 1 年間の変化



(6) 接着絶縁箇所 (IJ) の事例 (図 4-17、図 4-18)

接着絶縁箇所 (絶縁部の継ぎ目板を接着し、レールと一体化した箇所 (Insulate Joint=IJ)) は、溶接と絶縁箇所、さらに信号ケーブルによる MTT 作業ができない箇所が連続している場合もあり、短い区間に弱点箇所が連続し、保守多投入箇所となりやすい。図 4-17 の復元原波形をみると小さな軌道狂いが連続発生しており、これらは曲率の波形においても顕著である。MTT 施工ができない IJ 箇所に多く見られる波形である。

この箇所では MTT 作業の他に TT 作業が 2 回施工されているが、十分な改善がない。こうした箇所では、信号ケーブルなどの処理により MTT 施工禁止箇所の解消が必要である。

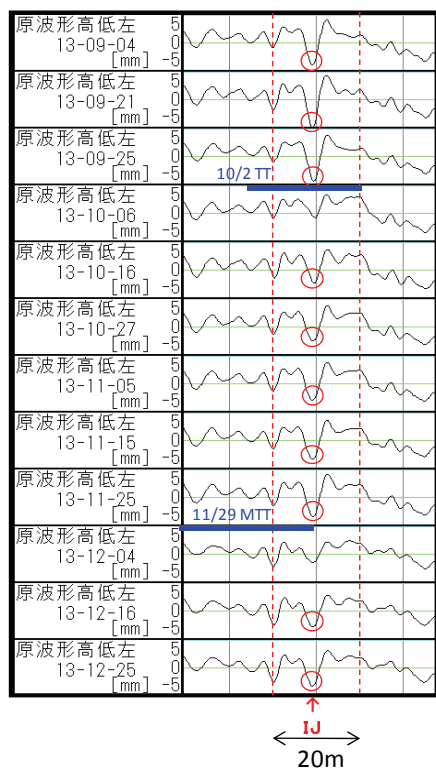


図 4-17 20m ロット毎の時系列波形の追跡

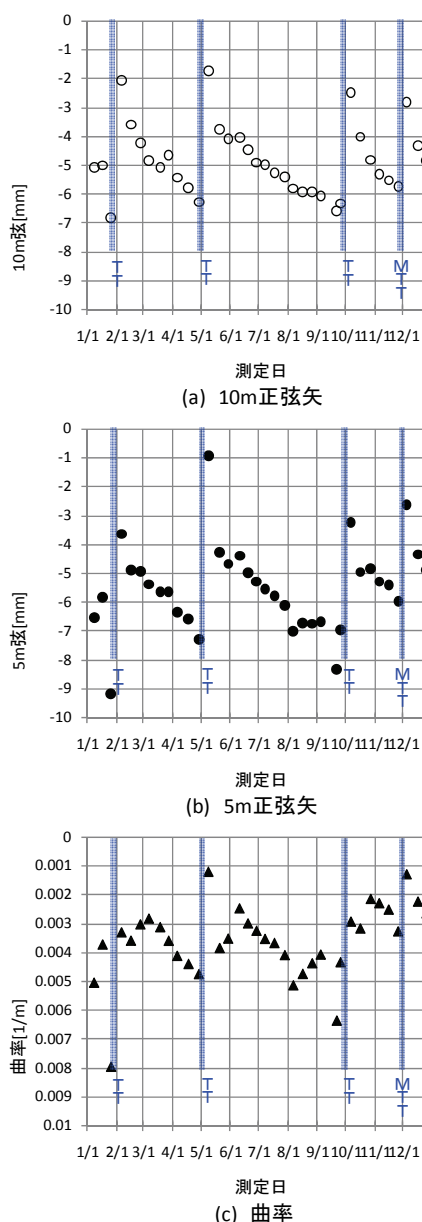


図 4-18 20m ロット最大値の 1 年間の変化

### 4.3.3 軌道狂い進みの分析

軌道狂いは著大値を発生させないことが重要であるが、一定期間での狂い進み量を管理することにより、整備を必要とする箇所を効率よく選定することが可能となる。

図 4-19 は、9 月の第 3 マヤの検測と 10 月の第 3 マヤの検測データでの 1 ケ月間の軌道狂い進み量を、5m 弦正矢と曲率の相関性をあらわしたものである。但し 10km 区間の全ロットのうち、10 月第 3 マヤの検測において軌道狂いが比較的大きいもの 20 か所から、検測の間に何らかの作業が入った可能性あるロットは除き、整理した。

図 4-19 からわかるとおり、軌道狂い進みが早い箇所は全ロットの中ではわずかである。30 日間において 5m 弦正矢で 1mm 以上となったのは 4 ロット、曲率で  $1.0 \times 10^{-3}[1/m]$  以上となったのはわずか 2 ロット以下である。この両基準とも上回っている 2 ロットはいずれも 4.3.2(3)と同様の常態的な軌道狂い急進箇所、すなわち保守多投入箇所である。これらのロットにおいては軌道狂いについて常に注視することが必要で、的確な軌道保守作業の投入と可能であれば構造的な対策が必要となる。

一方、4.3.2 項の(1)で述べたとおり多く箇所の軌道狂い進みは極めて遅く、定期的な実施される MTT を施工すれば十分であり、このような箇所に対しては軌道狂い進みを常時、詳細に管理する必要はない。すなわち、軌道狂いが急伸することは少ないため、作業前後の狂い進み量の分析や狂い進み量の直線回帰性の評価などについて、システムなどによる軌道狂い管理の支援により効率的な軌道管理が可能となる。

### 4.4 短波長領域の軌道狂い管理手法の提案

短波長領域の軌道狂い管理では、10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率の各指標において著大値を出さないことが必要であり、このためには 4.3.2 項でみた通り軌道狂いの波形変化と軌道狂い進みの時間的変化量などの 20m ロットの特徴を個別に把握し、判断しなければならない

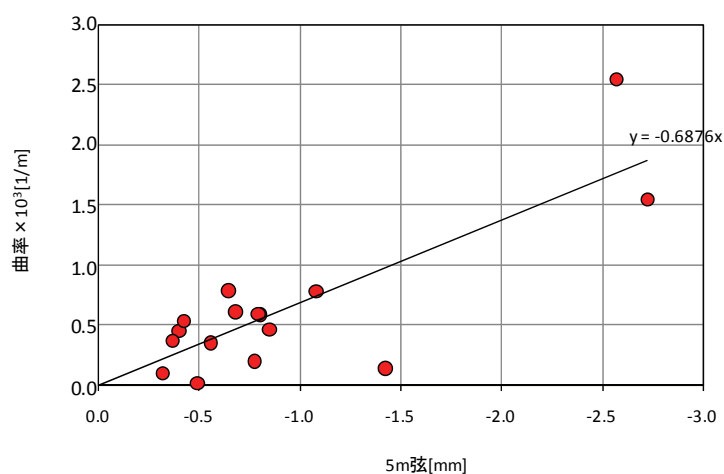


図 4-19 1 ケ月間の軌道狂い進み量

い。

図 4-20 はこれを支援するシステムのイメージを示している。各ロットにおける軌道狂いの復元原波形、10m 弦正矢、5m 弦正矢、曲率の波形と軌道狂いのロット最大値、時間変化の傾向を確認することが可能である。東海道新幹線においてはすでに新施設管理システム (RINDA) ⑥が稼働しており、この軌道データを活用する形で短波長管理の支援を行うことが考えられる。

このシステムによる軌道狂い管理上の重要なポイントは、以下である。

- ・ 保守周期、軌道狂い波形の再現性の確認
- ・ 軌道整備後の仕上がり精度についての把握
- ・ 作業前後の軌道狂い進みの変化の確認

こうした点を踏まえて補修作業における作業の成否を判断し、次回の作業に活かすノウハウの蓄積により効果的なメンテナンス手法を追求する支援システムとなる。

また、4.3.2 項の事例において明らかとなっており、短波長領域の軌道管理においては現地の位置を合わせが特に重要であり、曲率の変化点を現地において正確に抑える必要がある。曲率は現地において直接確認できないことから、復元原波形、5m 弦正矢の波形情報と合わせ事前に確認する必要がある。また作業後においては特に曲率の改善度を確認し、改善度が上がらないロットでは、構造的な対策を講ずることを検討する。

短波長領域の軌道狂いを効果的に保守することにより、保守多投入個所の減少、保守周期の延伸につながり、低コスト化が実現していくと考えられる。

#### 4.5 まとめ

本章では東海道新幹線の実際の軌道狂いデータから、曲率による軌道狂い管理手法の確

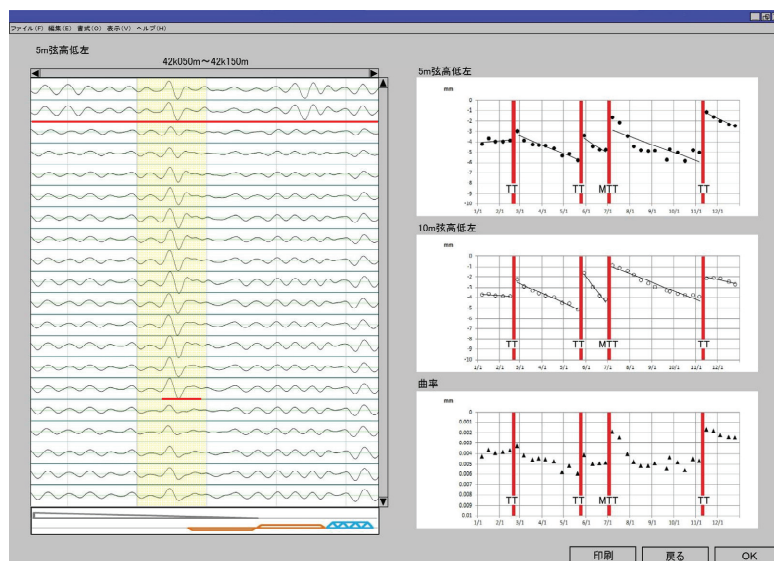


図 4-20 軌道管理支援システムのイメージ

立に向け、曲率が管理指標として低コストを実現する指標であること、軌道整備の前後の軌道状態を容易に確認する方法、さらには短波長領域の軌道狂い管理のポイントについて検討した。

本章の検討で得られた成果は以下のとおりである。

- (1) 輪重著大値の発生を抑える上では、相関のある曲率を指標とすることによって、対象箇所数をより限定することが可能となり、コスト面において有効である。
- (2) 軌道補修作業を行う施工現場で曲率を検測することは容易でないため、5m 弦正矢法を組み合わせる用いることが実用的である。
- (3) 短波長領域の軌道狂いをより合理的に保守管理するためには、20m 程度のロット毎に、軌道狂い波形やその時間的変化を把握することが望ましい。
- (4) 保守多投入箇所のロットではそれぞれ特徴があり、これらをよく把握しそれに応じた対応をしなければならない。
- (5) 補修作業においては波形で落ち込み箇所を正確に把握し、現地の位置を合わせることに特に重要となる。作業後は特に曲率の改善度を確認し、作業の成否を判断、改善度が上がらないロットでは、構造的な対策を講ずることを検討する。

以上により、今後の輪重変動抑制のための短波長領域の軌道管理は、曲率の閾値管理によって施工地点を抽出し、5m 弦正矢値によって施工範囲の指示と軌道整備前後の仕上がり確認等を行う、曲率と 5m 弦正矢値による手法が有効と結論づける。

本研究の見解により、短波長領域の軌道管理手法として曲率を中心とした管理手法の採用により、輪重変動を無駄なく抑制することが可能となり、保守費の低コスト化の実現に結びつくものと期待される。

また今後取り組むべき課題としては以下の点がある。

- (1) 短波長領域の軌道狂い管理を効率よく行うため、注目すべきロットや保守方法の提案などを行う支援システムの開発が必要である。
- (2) 短波長領域の軌道整備を行うためには曲率の変化箇所を現場において確実に捉える必要がある。このためには、高速軌道検測車の測定データと現場位置とのマッチングを高精度で行う必要がある。
- (3) 軌道狂い進みが早いロットは全体の中でわずかではあるが、更なる低コストを実現するためには軌道狂い進みの抑制が必要である。このためには狂い進み量の分析、評価手法および効果のあった整備におけるノウハウの蓄積が必要である。

短波長領域の軌道管理は、偏心矢法による高速軌道検測車の誕生により短波長の軌道狂いの把握が可能となったことによる新たな取り組みである。その軌道管理および整備手法の確立のためには、現象の解明のための理論面での研究とともに十分な経験の蓄積が必要

であり、今後とも課題解決に向けた取組みをしなければならない。

東海道新幹線においては、今後の速度向上や列車走行の高密度化に伴い、短波長領域に着目した軌道管理の重要性はさらに高まると考えられる。短波長領域の軌道管理手法の確立により、安全性の一層の向上と低コスト化を実現につなげていきたい。

《第4章 参考文献》

- 1) 大竹敏雄, 三輪昌弘, 青木俊之, 千田耕大, 五十嵐稔: 高速鉄道における輪重変動抑制を目的とした短波長軌道狂い管理手法の研究, 土木学会論文集に投稿中
- 2) T. OHTAKE, Y. SATO: Analyses on behavior of track irregularity with use of TOSMA, Stech'96, IMechE: Proceedings of the International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicle, \*STECH'96\*, the Institution of Mechanical Engineers (\*IMechE\*), 24-26 September 1996, Liverpool, UK, pp.417-427, 1996.
- 3) 高井秀之, 内田雅夫; これからの軌道管理, 日本鉄道施設協会誌, Vol.31, No.9, pp.19-22, (社)日本鉄道施設協会, 1993年9月.
- 4) 田中宏昌, 磯浦克敏; 東海道新幹線の保線, (社)日本鉄道施設協会, pp.173-174, 1998年12月.
- 5) 青木衛市, 井上陽一: 軌道狂い進みの自動追跡, 土木学会第51回年次学術講演会, pp.578-579, 1996年9月.
- 6) 畑中貢; 東海道新幹線の保線管理システム, 日本鉄道施設協会誌, Vol.40, No.11, pp.23-25, (社)日本鉄道施設協会, 2012年11月.

## 第5章 無道床橋りょうにおける短波長領域の軌道管理手法の提案

### 5.1 はじめに

#### 5.1.1 東海道新幹線の無道床橋りょうの設計と軌道狂い管理

東海道新幹線には鋼製の橋りょうが271か所28.1kmあり、このうち101か所20.4kmに、図5-1に示すレール、橋まくら木を鋼橋に直結した無道床橋りょうが敷設されている。この構造は在来線には一般的に採用されているが、東海道新幹線以降の高速鉄道ではバラストを介してレール、まくらぎを鋼桁上に敷設する有道床桁やコンクリート製の橋りょうが主体となったため、鋼製の無道床橋りょうは高速鉄道においては東海道新幹線に特有の構造である。

車両走行による鉄道橋の動的応答は、多くの因子が複雑に組み合わさった現象であるが、東海道新幹線の建設当時から現在に至るまで、設計上では衝撃係数を列車荷重に乗じることにより考慮されている。東海道新幹線建設当時は、衝撃係数に対する理論的な解析手法が十分でなかったため、衝撃係数は主として実測により決定されていた。すなわち1957年当時の木曾川橋りょうにおけるC62型による試験や東海道本線の椽山川橋梁でのこだま号の高速試験などにおける測定結果をもとに検討、その結果従前の在来線の基準をそのまま適用することとされた。これら在来線における試験は速度200km/hをこえる高速走行試験ではなかったが、東海道新幹線開業前には鴨宮モデル線や営業開始直前の高速試験走行においていくつかの測定が行なわれ、従前の在来線基準の適用は「例外的な場合を除いて十分に安全な結果」であると評価が得られている<sup>1)</sup>。このように当時は動的挙動の解析の裏付けが十分ではなく、さらに複雑な高速走行時における軌道狂いと橋りょうでの輪重変動や桁の応力など動的応答の関係については十分に解明できる段階ではなかった。

鉄道橋の動的応答の理論的な解析は、松浦<sup>2)</sup>が実測データや模型実験データを基に総合的に行い、その後、涌井ら<sup>3)</sup>がさらに詳細な動的相互作用解析プログラムを開発したこと



図5-1 無道床橋りょう

で進展した。こうした応答解析手法をもとに、鉄道構造物等設計標準における衝撃係数の見直しが数次にわたり行われている<sup>4,5)</sup>。またこれらの解析手法は複雑な構造形式での設計や地震時の走行安定性の解析に活用されている。

松浦の解析<sup>2)</sup>では、軌道の標準的な軌道狂いスペクトルから50パターンの軌道狂いを作成し、これをもとに輪重変動のサンプル波形を抽出し動的応答値を求めた。これにより現行の設計標準に採用されている軌道狂いによる衝撃係数として図5-2が提案された<sup>6)</sup>。図からわかる通り軌道狂いによる動的応答増加率は長支間になるに従って低減する傾向にあるが、長支間では桁の固有振動数と車両の上下振動数が近づくことを考慮して、設計に用いる衝撃係数はやや大きめに設定されている。このように松浦らによる解析により、軌道狂いによる橋りょうの動的応答効果が明らかになったが、この解析は設計上必要な衝撃係数を求めることが目的であり、鉄道構造物の発生応力抑制などのための軌道狂い管理に関して知見は得られてはいない。

一方、橋りょうを通過する高速鉄道において乗り心地の確保も重要な課題であり、これについては東海道新幹線建設時より次の通り考慮されている。すなわち、橋脚部や橋台部では列車荷重によって縦たわみを生じることにより角折れが生じる。高速走行時にここを通過する場合、上下遠心力の加速度が乗り心地上の限度を越えないよう、縦たわみの限度値として、支間長の1/1,800を設定している。また実際の橋りょうの軌道敷設時には、活荷重によるたわみの1/2相当のキャンバー（鉛直方向の変位）をつけた線形としており、乗り心地の問題は設計値よりも相当程度緩和されている<sup>7)</sup>。ここで「活荷重の1/2相当のキャンバー」としたのは、設計上の活荷重は許容される最大荷重であり余裕を見込んでいること、また橋りょうには死荷重に相当するキャンバーも設定されているが、やや過大となる傾向があったことなどから、実務上の配慮によるものと考えられる。

以上のとおり橋りょうにおける乗り心地の確保のためには適切なキャンバーを設定することが必要であるが、実橋りょうにおけるキャンバー設定は困難が伴う。その理由は列車

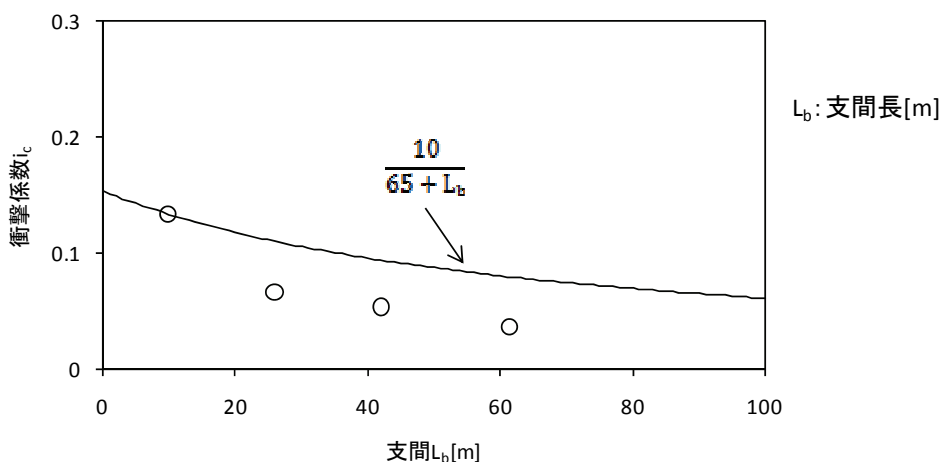


図 5-2 衝撃係数における軌道狂いの影響（鉄道構造物等設計標準より）<sup>6)</sup>



荷重による実際のたわみ量を桁の延長にわたって正確に求めることが難しく、いわば手探りの状態での整備となるためである。さらに測量作業は長大橋りょうでは多大な労力が必要で精度確保上も困難が伴うことから、無道床橋りょうの軌道整備は保守作業の中でも難しい作業とされている。

開業後の実際の保守作業においては、入念な測量とともに、相対的な基準で測定された高速軌道検測車の 10m 弦正矢の軌道検測データや車両の加速度を補修前後で測定し、いわばトライ&エラーの積み重ねによる軌道整備を進めていった。その後、新幹線の速度向上に伴う乗り心地向上の必要性から、2 章の復元原波形による整備手法が橋りょうにおいても試行され、こうした困難から解放されることとなった<sup>8)</sup>。復元原波形は、高速軌道検測車の走行時のデータであり、必要なキャンパー量を含んでいるため現場でレベル測量する必要はない。しかし、この手法が試行された当時の高速軌道検測車は 0 系の 3 台車方式の T2 編成であり、実際の営業車両（当時は 300 系）とは軸重・軸配置が異なるためたわみ量が異なる。そこで双方の軸重・軸配置に対するたわみ量を FEM 解析により算出し、T2 編成のたわみ量を営業列車のたわみ量に補正した上で軌道整備を行い、良好な乗り心地を確保することができた。ただし、この試行は乗り心地の向上を目的としたものであり、長波長領域の整備を対象としている。

以上のとおり無道床橋りょうの動的挙動に対しこれを軌道管理面でみると、橋りょうの設計上は軌道狂いに対する一定の配慮はされているものの、橋りょうの動的挙動に対し軌道管理面として考慮すべき点、例えば軌道狂いの波長の影響などについて有効な知見について考慮したものはない。また軌道整備面からみても難しい作業であるが、復元原波形の活用により必要なキャンパー量設定のための測量を行うことなく整備することが可能となり、乗り心地のための長波長領域の整備手法は確立している。

### 5.1.2 無道床橋りょうにおける軌道狂い管理の課題

鋼製の橋りょうはコンクリート構造物と比較すると重量が軽く振動しやすいため、車両走行に伴う動的な挙動について明らかにすることは重要である。無道床橋りょうにおける動的挙動について、軌道管理面から考慮すべき課題を整理すると以下の 3 点となる。

1 点目は、車両の乗り心地の維持向上である。この点については前述したとおり一般軌道と同様に復元原波形による整備により、車両特性に応じた整備手法が試行されている。

2 点目は、輪重変動抑制による走行安定性確保や材料寿命の延伸の課題である。これは有道床軌道と同様の課題であり、無道床橋りょうにおける短波長領域の軌道保守手法の確立につながると考えられる。3 点目は、橋りょうの長期使用を考慮した桁の発生応力の低減の課題である。特に東海道新幹線のような長期にわたり高密度輸送を担う鉄道では疲労による桁の損傷発生の可能性を低減することは重要な課題であり、これまで現地で測定されたデータから軌道狂いはその影響因子として注目<sup>9)</sup>されてはきたが、軌道狂いとの関係を明確に評価した研究はなかった。

そこで、本研究では、2点目の輪重変動の抑制および3点目の桁に発生する応力の低減を目的として、有道床軌道での車両と軌道の解析モデルを橋りょう構造に拡張し、特に短波長領域での軌道狂いによる動的挙動を分析、無道床橋りょうの軌道狂い管理の留意すべきポイントを整理する。さらに東海道新幹線の実橋りょうで試験施工を行い、目的とする精度の高い軌道狂い整備手法を試行し、手法の確立に向け取り組む<sup>10)</sup>。

## 5.2 無道床橋りょうの軌道狂いおよび輪重変動の発生状況

### 5.2.1 無道床橋りょうの軌道狂いの発生状況

無道床橋りょうにおける軌道狂いの発生状況について、バラスト軌道との差異をまず明らかにする。軌道狂いデータは高速軌道検測車で測定したものであり、すなわち列車荷重が載荷、走行している状態での桁のたわみおよび振動を含んでいる。

図5-3はA橋りょう（L=667m、上路板桁30m@8連、20m@3連、下路トラス60m@3連×2）の軌道狂いのパワースペクトル密度を近在のバラスト区間と比較したものである。図の赤線はバラスト区間のパワースペクトル密度であるが、これからも明らかなおり波長10m以下の短波長領域の軌道狂いが比較的顕著な区間である。無道床橋りょうのパワースペクトルは青線で示しているが、バラスト軌道と比較してもさらに波長3mから5mの軌道狂いのパワースペクトル密度が高い。また長波長領域では30m前後、60m前後の波長領域が顕著である。これらは開業時からの桁のキャンバーの設定が現在の車両重量に適合しておらず過大であることを示している。

図5-4(a)にA橋りょうの復元原波形の軌道狂い波形を示す。この図には支承部となる橋脚位置（緑の点線）を示し、9か月後の波形も重ねあわせている。復元原波形から、短波長の軌道狂いが連続していること、支承部から支承部の間が山形波形となっている箇所が多いことがわかる。すなわち、桁につけているキャンバーは過剰な箇所が多い。開業時の

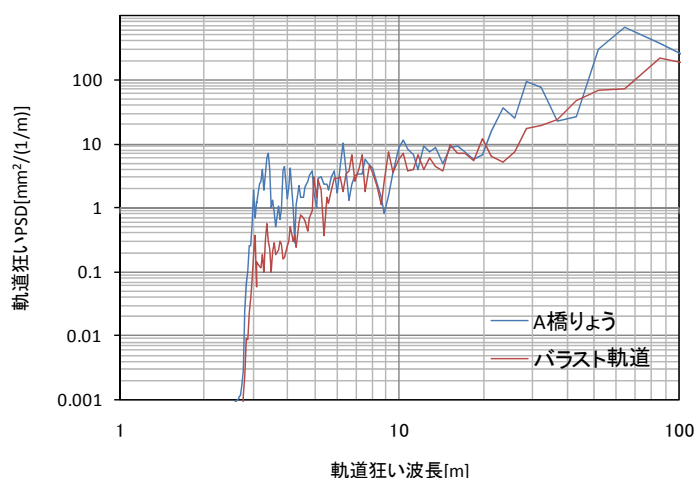


図 5-3 A 橋りょうの軌道狂いの PSD

0系に比較すると現在はN700系などの軽量車両が走行していることから、建設時に設定したキャンパー量が過剰となっていることを示している。また9か月の期間をおいた軌道狂い波形を重ねあわせた結果両者がほぼ重なっていることから、軌道狂い進みはあまりないことも読み取ることができる。図5-4(b)には復元原波形より4m～10m弦正矢の高低軌道狂いを算出し、それらの軌道狂いの平均値および標準偏差を示した。10m弦正矢はやや大きい短波長領域(4m弦～8m弦)では全区間にわたってほぼ4mm以下であり、5mm以上となる箇所はあまり見られないことがわかる。

バラスト区間に比較すると短波長領域、長波長領域とも軌道狂いとしては大きく、軌道狂い進みがあまりないことから長期間この傾向が残置していると考えられる。

この理由としては、

- (1) 波長領域の軌道狂いは、図5-5のとおりバラスト軌道がバラストの沈下とともに変形する構造であるのに対し、無道床橋りょうでは敷設時の狂いがそのまま波長の短い軌道狂いとして残っていると推定される。
- (2) 長波長領域では、敷設時の製作そりや活荷重に対するキャンパー設定が大きかったこと、また当初は0系に対するキャンパー設定であったが、現在はN700系などの軽量化車両が走行しており、キャンパー設定が過大であるためと考えられる。また、キャンパー設定が過剰でない桁においても、列車荷重による桁の変形が波長の長い狂いとして生じやすい。

また図5-4からは伸縮継目の位置での軌道狂い、支承部付近での段差的な軌道狂いも目立っている。無道床橋りょうの軌道整備は難しく、10m弦正矢を基準内におさめる対処療法的な軌道管理が行われている様子が見て取れる。この区間の乗り心地レベルは図5-6の

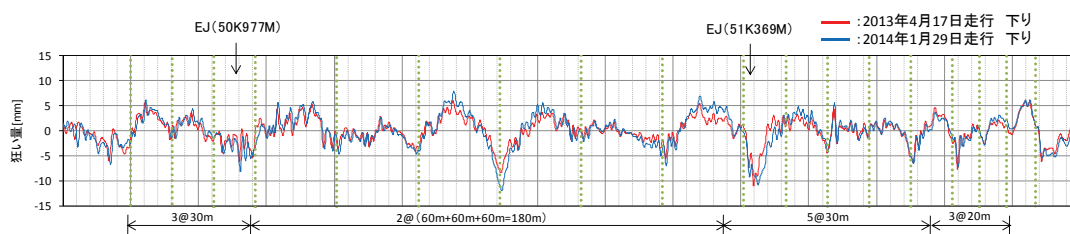


図5-4(a) A橋りょうの軌道狂い波形(復元原波形)

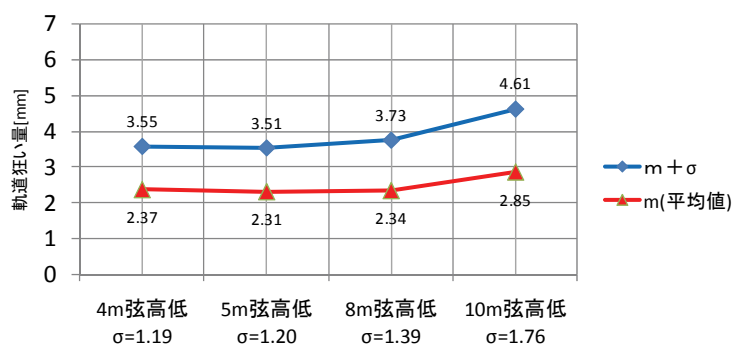


図5-4(b) 軌道狂いの平均値および標準偏差

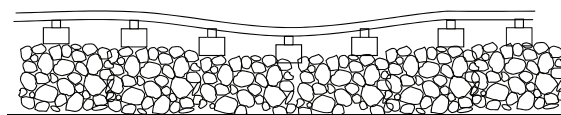
とおりであり、顕著に悪い状況ではない。

なお、図 5-7 は他の橋りょうの復元原波形であるが、他橋りょうにおいても A 橋りょうと共通の傾向が見られる。

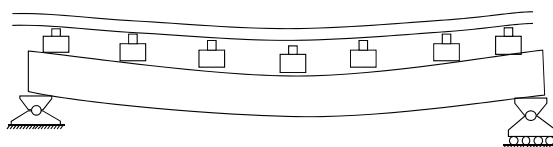
### 5.2.2 無道床橋りょうの輪重変動の発生状況

図 5-8 は A 橋りょうの輪重変動および軸箱加速度の発生状況である。パワースペクトル密度はバラスト軌道区間と比較している。輪重変動データは 2008 年の新連続法（車輪 1 回転に対して、 $45^\circ$  間隔で 8 点のデータサンプリングから連続した輪重データを計測する手法）によるデータであり、図 5-3、4 の軌道狂いの測定時期とは異なることに注意が必要である。

輪重変動のパワースペクトル密度からは、バラスト軌道と比較すると波長 2m から 5m、波長 10m 前後、波長 60m 前後が高いことが読み取れる。これらは 270km/h (75m/s) 走行で波長換算し、周波数としては概ね 40Hz から 15Hz、7Hz 前後、1.2Hz 前後となる。軸箱加速度ではその特性上、高い周波数領域すなわち短い波長領域での輪重変動と似通っ



(a) バラスト軌道



(b) 無道床橋りょう

図 5-5 軌道構造の違い

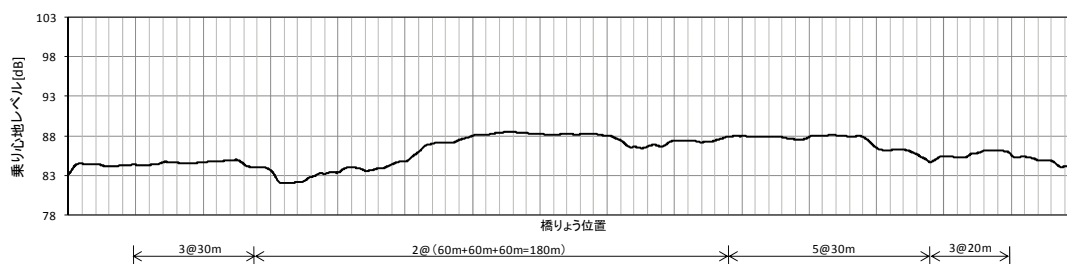


図 5-6 A 橋りょうの乗り心地レベル

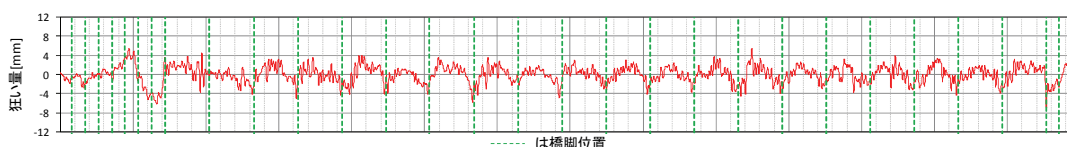


図 5-7 B 橋りょうの復元原波形

た状況が顕著に表れている。

輪重変動の発生状況は軌道狂いと似ており、短波長領域と長波長領域の両者ともバラスト軌道よりも高い。ただし、最も大きな輪重は図 5-8(b)のアおよびイの 80kN 程度とあまり著大なものは発生していない。アは支承部付近の波長 4m 程度の軌道狂い箇所であり、イは終点方のアバットで有道床内での波長 4.5m 程度の落ち込みである。

### 5.3 無道床橋りょうにおけるシミュレーション解析

#### 5.3.1 解析モデル

無道床橋りょうをモデル化したシミュレーション解析により、車両走行時の動的挙動を軌道狂いの特性から分析する。

解析モデルを図 5-9 に示す。車両は半車体モデルであり、車体は質点、台車は剛体、2つの輪軸は質点としてモデル化し、車体-台車間および台車-輪軸間は線形のばね要素および減衰要素により結合されているものとする。軌道のモデル化については、レールはオイラー梁の有限要素、軌道パッドは線形のばね要素および減衰要素、まくらぎは質点としてモデル化し、レールとまくらぎは軌道パッドにより結合され、まくらぎは等間隔で配置

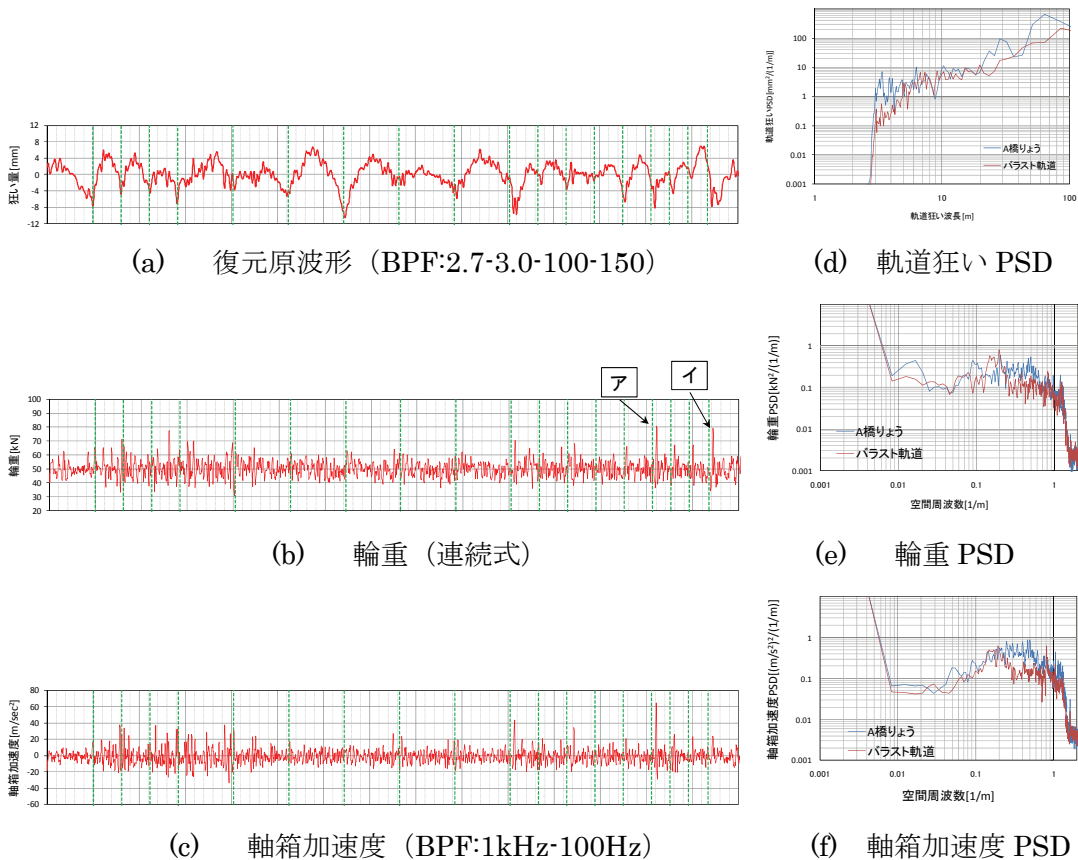


図 5-8 A 橋りょうの輪重変動および軸箱加速度の発生状況

されているものとする。また、レールは解析モデルの始終点において変位・回転とも拘束するものとする。橋りょうについては、上路板桁の単純ばりをオイラー梁の有限要素とし、複数のスパンを並べることによりモデル化する。また、橋りょう一まくらぎ間は線形のばね要素および減衰要素により結合されているものとし、橋りょう端部は並進運動のみ拘束し回転運動は拘束しないものとする。

車両の運動方程式は、以下のように表される。

$$M_V \ddot{\mathbf{u}}_V(t) + C_V \dot{\mathbf{u}}_V(t) + K_V \mathbf{u}_V(t) = \sum_{i=1}^2 P_{dyn,i}(t) \mathbf{a}_{V,i} \quad (5.1)$$

ここで、 $M_V$ は車両に関する質量行列、 $C_V$ は車両に関する減衰行列、 $K_V$ は車両に関する剛性行列、 $\mathbf{u}_V$ は車両各部の変位および回転角を表すベクトルである。また、 $i$ は車輪の番号、 $P_{dyn,i}(t)$ は時刻  $t$  における輪重変動、 $\mathbf{a}_{V,i}$ は  $P_{dyn,i}(t)$ が車輪  $i$ に作用するのを表すためのベクトルである。

軌道および橋りょうの運動方程式は、両者をまとめると以下のように表される。

$$M_R \ddot{\mathbf{u}}_R(t) + C_R \dot{\mathbf{u}}_R(t) + K_R \mathbf{u}_R(t) = \sum_{i=1}^2 P_i(t) \mathbf{a}_{R,i} \quad (5.2)$$

ここで、 $M_R$ は軌道および橋りょうに関する質量行列、 $C_R$ は軌道および橋りょうに関する減衰行列、 $K_R$ は軌道および橋りょうに関する剛性行列、 $\mathbf{u}_R$ は軌道および橋りょう各部の変位および回転角を表すベクトルである。また、 $P_i(t)$ は時刻  $t$  における輪重、 $\mathbf{a}_{R,i}$ は軌道上の車輪の位置によって定まるベクトルであり、要素の中間部に位置する集中荷重を等価節点力に変換するためのものである。

また、車輪／レール間の接触力は以下の式で表わされる。

$$P_{dyn,i}(t) = k_H (y_{w,i}(t) - u_{w,i}(t) - r_{w,i}(t)) \quad (5.3)$$

$$P_i(t) = P_{sta} + P_{dyn,i}(t) \quad (5.4)$$

ここで、 $k_H$ は線形化したヘルツの接触ばね、 $y_{w,i}(t)$ は時刻  $t$  における車輪  $i$ の上下変位、 $u_{w,i}(t)$ は時刻  $t$  における車輪  $i$ の直下のレール上下変位、 $r_{w,i}(t)$ は時刻  $t$  における車輪  $i$ の直下の軌道狂い、 $P_{sta}$ は静止輪重を表す。

車両／軌道／橋りょうの運動方程式をまとめると、式(5.1)および(5.2)により次式で与えられる。

$$M \ddot{\mathbf{u}}(t) + C \dot{\mathbf{u}}(t) + K \mathbf{u}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{u}, t) \quad (5.5)$$

ただし、

$$\mathbf{u}(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_V \\ \mathbf{u}_R \end{pmatrix}, M = \begin{pmatrix} M_V & 0 \\ 0 & M_R \end{pmatrix}, C = \begin{pmatrix} C_V & 0 \\ 0 & C_R \end{pmatrix}, K = \begin{pmatrix} K_V & 0 \\ 0 & K_R \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{u}, t) = \sum_{i=1}^2 \begin{pmatrix} P_{dyn,i}(t) \mathbf{a}_{V,i} \\ P_i(t) \mathbf{a}_{R,i} \end{pmatrix} \quad (5.7)$$

本シミュレーションでは、式(5.5)の運動方程式の数値解法として、HHT- $\alpha$ 法を用いた

直接数値積分を用いる。その理由は、車輪／レール間の接触ばねがモデルの他の部分に比べて硬いことにより出現する擬似的な高次モードを抑制することで、橋りょうに発生する応力を適切に評価するためである。また、第3章のシミュレーションと同様に、時間ステップ毎に連立一次方程式を解く際に、シミュレーション開始時点に一度だけコレスキー分解を用いればよい方法を採用し、計算時間の効率化を図っている。

解析に用いる車両・軌道・橋りょうの諸元を表5-1に示す。今回の解析は比較的短い鋼製橋りょうであることから橋りょうには減衰は考慮していない。車両の走行速度は270km/hとして、キャンバーは設定せず、波長および振幅(軌道狂い量)を変えた軌道狂いを解析区間中央付近の橋りょうの支間中央にコサイン波として1波だけ入れる。1波だけとするのは、軌道狂いの波形を単純化することにより軌道狂いが桁の動的挙動に与える影響を見極めやすくするためである。

### 5.3.2 解析結果

#### (1) 支間長 20m の場合の解析事例

解析結果の一例として支間長 20m の場合を図5-10の(a)および(b)に示す。(a)は狂い波長 1m で振幅 1mm、(b)は狂い波長 7m で振幅 10mm の 1 波で、それぞれ桁中央部に設定する。

(a)の最大輪重は 121.5kN、(b)の最大輪重は 90.0kN で、それぞれ軌道狂いの最大個所よ

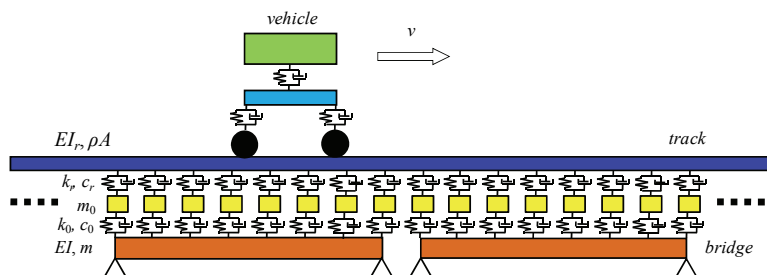


図 5-9 解析モデル

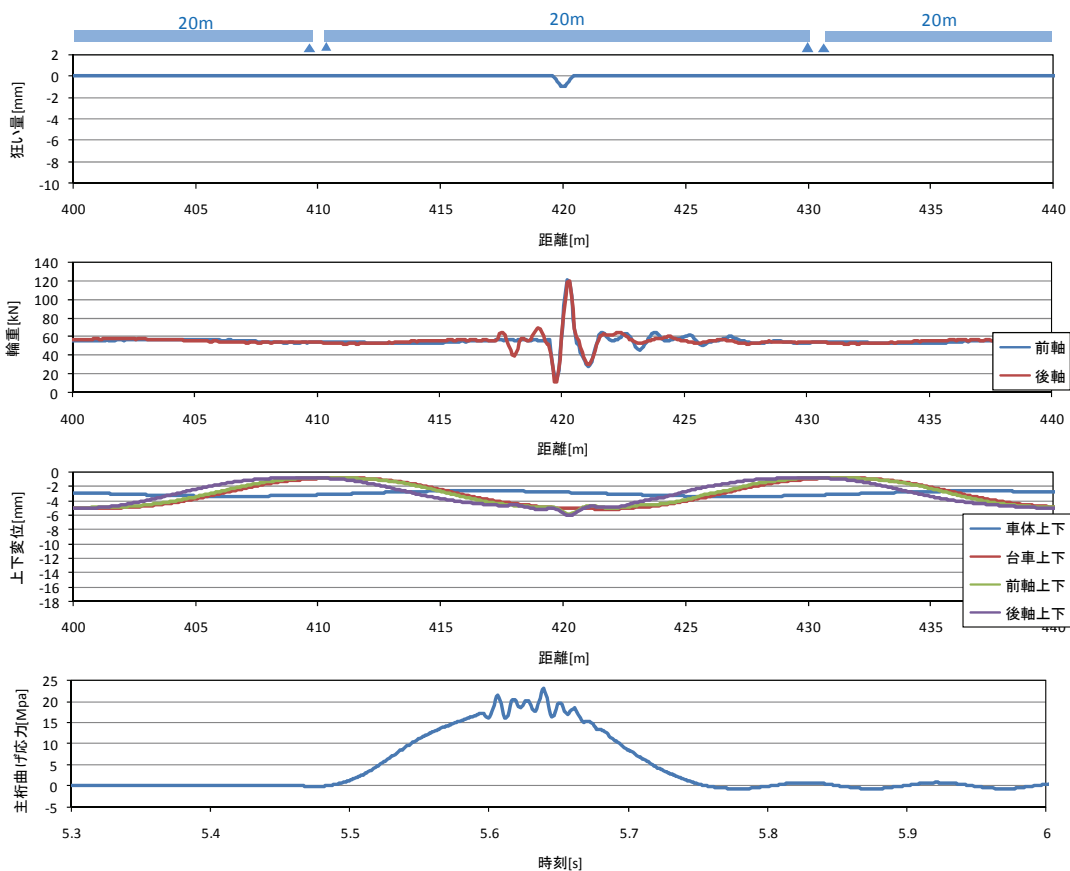
表 5-1 解析諸元

車両				軌道				橋梁								
項目	記号	数値	記事	項目	記号	数値	記事	項目	記号	数値	記事					
車体(ばね上)質量	$m_c$	7975.25kg		レール	質量	$\rho A$	60.8kg/m	JIS60K	支間 20m	質量	$m$	442.125kg/m				
台車(ばね間)質量	$m_b$	1570.0kg			曲げ剛性	$EI_r$	$6.359 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{m}^2$			改良Ⅲa	曲げ剛性	$EI$	$4.3 \times 10^9 \text{N} \cdot \text{m}^2$			
輪軸(ばね下)質量	$m_w$	891.5kg			軌道 パッド	ばね定数	$k_r$				79.75MN/m	合成まくらぎ 2600×240×200 主桁間隔2m	支間 12.5m	質量	$m_0$	49.92kg
台車の慣性モーメント	$I_b$	459.5kg·m <sup>2</sup>			減衰係数	$c_r$	98kN·s/m				まくらぎ ばね定数			ばね定数	$k_0$	24.88MN/m
軸距	$2l_b$	2.5m			減衰係数	$c_0$	98kN·s/m							減衰係数	$c_0$	98kN·s/m
輪軸～台車間	ばね係数	$k_p$	1,180kN/m		まくらぎ間隔	—	0.5m							支間 30m	曲げ剛性	$EI$
	減衰係数	$c_p$	39.2kN·s/m													
台車～車体間	ばね係数	$k_s$	202.0kN/m													
	減衰係数	$c_s$	25.3kN·s/m	定員乗車時												
車輪～レール間接触ばね係数	$k_H$	1.5GN/m														



りやや終点側で生じている。狂い波長 1m の方が振幅は小さいものの曲率は  $19.7 \times 10^{-3}[1/m]$  と、波長 7m の場合の曲率  $4.03 \times 10^{-3}[1/m]$  を大きく上回ることから輪重も大きくなっていると考えられる。なお、ここでの軌道狂いの曲率は解析条件として入力した軌道狂い波形から求めたものであり、実際に車輪が通過する軌跡から求められる曲率とは異なる点に注意が必要である。この点については後述する。

一方、図 5-10 で桁に発生する曲げ応力は、(a)の場合 23.1MPa、(b)の場合は 28.3MPa と輪重変動の結果とは逆転している。桁の曲げ応力は桁の変形に伴って発生するが、図 5-10 の車両の上下変位のうち後軸の変位の最小値は(a)の場合は -6.0mm、(b)の場合は -17.0mm である。図では示していないが、桁のみの変位を見ても、最小値は(a)の場合は -4.3mm、(b)の場合は -6.3mm である。後軸および桁の変位量は波長 7m の場合の方が各段に大きく、波長 1m ではわずかな変位しかなく、桁の曲げ応力の大きさは輪重の大きさではなく車両の変位の大きさが影響を与えているものと考えられる。なお、(b)の場合で桁の発生応力が最大となる時刻 5.649 秒において、前軸は桁端から 13.68m、後軸は桁端から 11.18m の位置にあり、後軸が桁応力の最大値の発生位置である桁端から 11.45m を通過する直前に応力の最大値が発生している。



(a) 狂い波長 1m, 振幅 1mm

図 5-10 支間長 20m の場合の解析結果



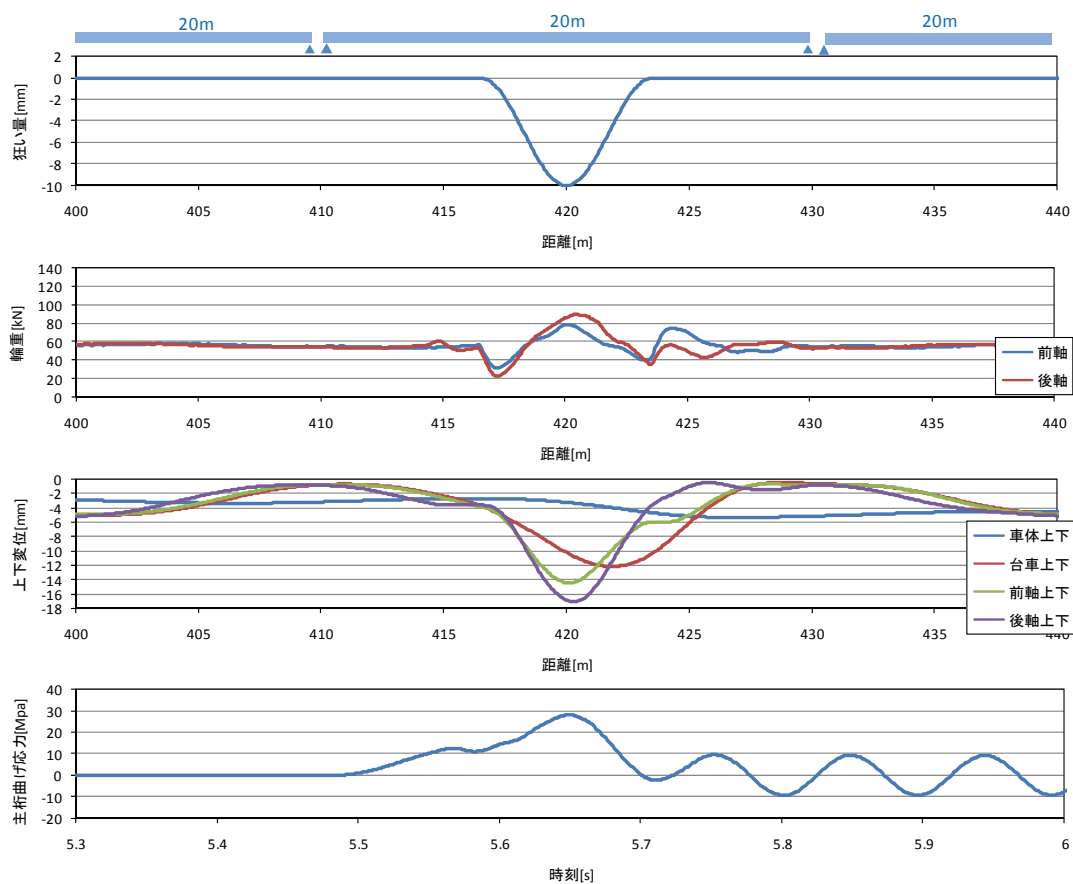
図 5-11 の(a)は輪重最大値と軌道狂いの関係、(b)は軌道狂いと桁に発生する曲げ応力最大値の関係を示したものである。(a)では軌道狂いの波長が短くなるほど輪重も大きくなることから、有道床軌道と同様に軌道狂いの曲率が輪重変動と関係すると考えられる。また(b)の軌道狂い波長と桁の応力については、軌道狂いの振幅の増加とともに応力も増大しているが、全体としては波長 7m 付近にゆるやかなピークが認められる。なお輪重値と桁に発生する応力との間には相関性は見られない。

この桁の無載荷時の固有振動数は、単純支持はりとして次式で求めることができる。

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{i\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\mu}} \quad (i = 1, 2, \dots) \quad (5.8)$$

ここで

- $f_i$  :  $i$  次の固有振動数
- $l$  : 支間長
- $EI$  : 桁の曲げ剛性



(b) 狂い波長 7m, 振幅 10mm

図 5-10 支間長 20m の場合の解析結果

$\mu$  : 桁の単位長当たりの質量

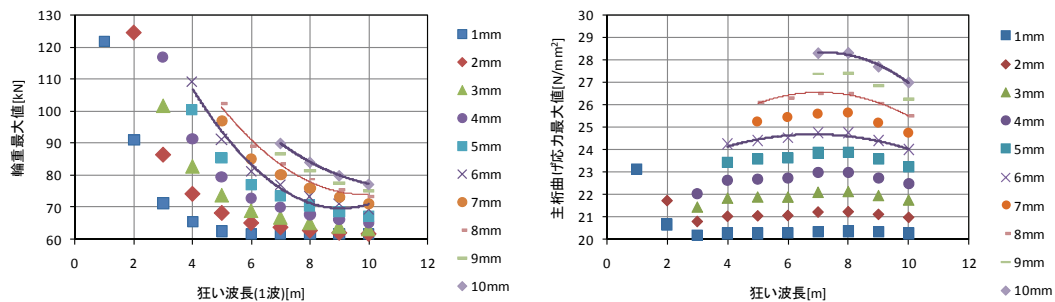
(5.8)式により 1 次固有振動数は 12Hz 程度であるが、車両重量を付加した場合は、無載荷時の固有振動数よりも低くなる。軌道狂いの波長 7m は 270km/h 走行では約 10Hz 程度であることから、波長 7m でピークが生じるのは車両重量を考慮した場合の橋りょうの 1 次の固有振動数付近であると考えられる。また波長 1m 付近からの応力の上昇は 3 次の固有振動数付近と考えられる。

なお図 5-11 において例えば波長 6m では軌道狂い 9mm 以上、波長 4m では軌道狂い 7mm 以上では計算結果が示されていない。これは軌道狂いの波長が短いほど、軌道狂い振幅が大きくなると解析上は輪重値がマイナスとなって車輪とレール間に引張力が発生することとなるが、実現象としては輪重抜け（車輪とレールが離れて輪重がゼロになる状態）が発生することを意味しており、実現象を説明できる解析結果では無いためである。実線路に短波長領域でこうした大きな軌道狂いがあれば輪重抜けが発生するが、実態としてこのような大きな軌道狂いはほとんど存在しないため、今回の計算範囲は検討する上で十分な範囲と考える。

(2) 支間長 20m で軌道狂いの位置を変更する解析事例

次に軌道狂いを設定する位置を、中心位置から桁支点より 5m (1/4 点) の位置に変更する場合の輪重変動および桁の曲げ応力について解析する。図 5-12 に狂い波長 7m で振幅 10mm の軌道狂いを設定する場合の解析結果を示す。

図 5-10(b)と比べると輪重の変動は軌道狂いを中央に設定した場合とほぼ同じである。一方輪重応力の最大値は、狂いを与えた桁支点から 5m の位置よりも桁中央側に寄った 7.3m の位置で最大となり、その値は桁中心に軌道狂いを設定した場合よりも小さい。これを軌道狂い波長で整理すると、図 5-13 のとおり桁の中心位置に軌道狂いを設定した場合と比較し、やや短い波長 6m 付近に緩やかなピークを生じ、さらに短い波長 2m 未満にピークが見られる。6m 付近は桁の 1 次の固有振動数、2m~3m 付近は桁の 2 次の固有振動数に近づく影響と考えられる。



(a) 軌道狂いと輪重の関係 (b) 軌道狂いと主桁曲げ応力の関係

図 5-11 軌道狂いと輪重・桁応力の関係 (支間長 20m, 狂い位置 1/2 点)

なお、最大となる輪重変動、桁の応力の発生位置は、いずれのケースにおいても軌道狂いの最大値を設定した箇所よりもやや終点側となっている。

### (3) 支間長 12.5m および 30m の場合の解析事例

次に桁の長さを 20m から 12.5m および 30m に変更した場合の輪重変動および桁の曲げ応力の影響を解析する。これらは東海道新幹線の上路板桁として標準設計されている支間長であり、それぞれの剛性については標準設計にあわせている。なお、桁の固有振動数は

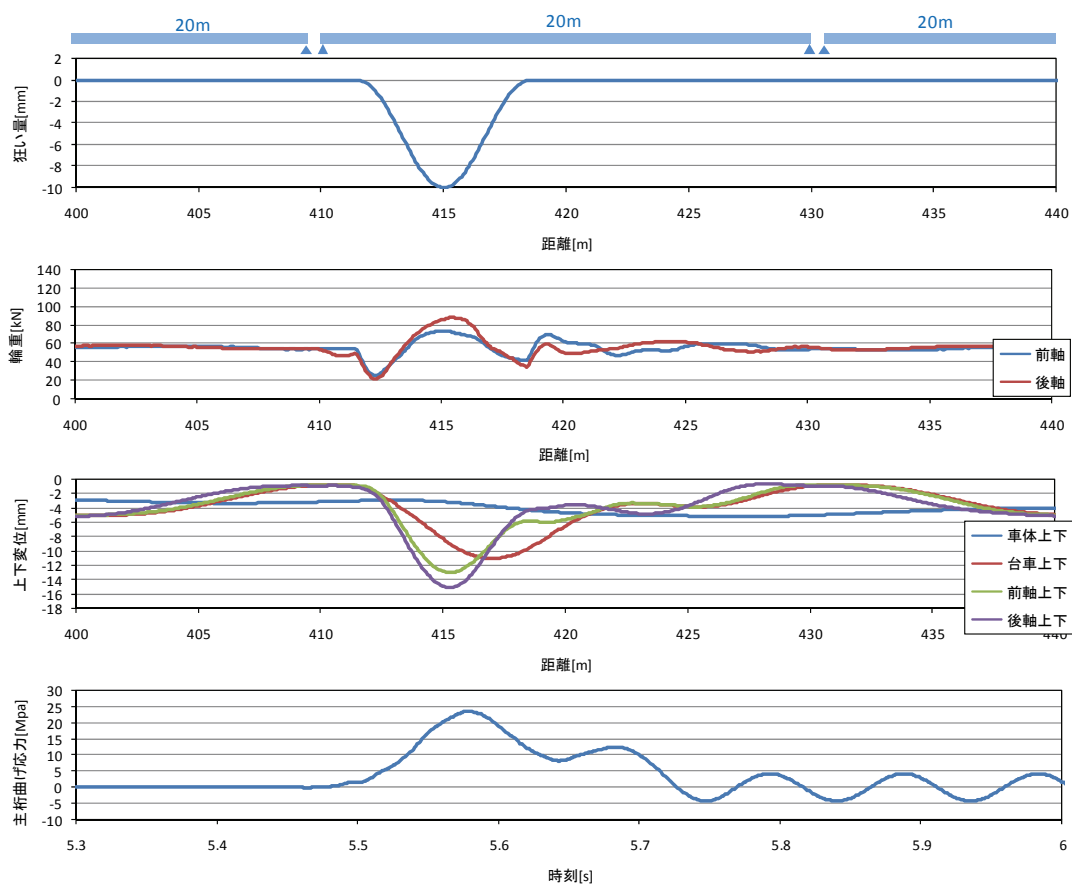
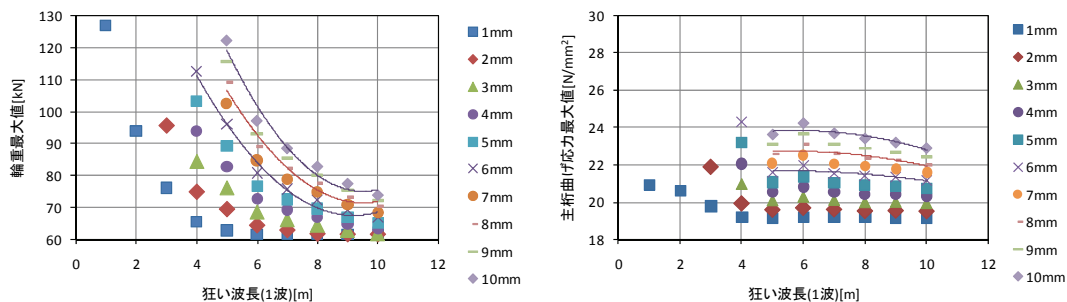


図 5-12 支間長 20m, 狂い位置 1/4 点における解析結果 (狂い波長 7m, 振幅 10mm)



(a) 軌道狂いと輪重の関係

(b) 軌道狂いと主桁曲げ応力の関係

図 5-13 軌道狂いと輪重・桁応力の関係 (支間長 20m, 狂い位置 1/4 点)

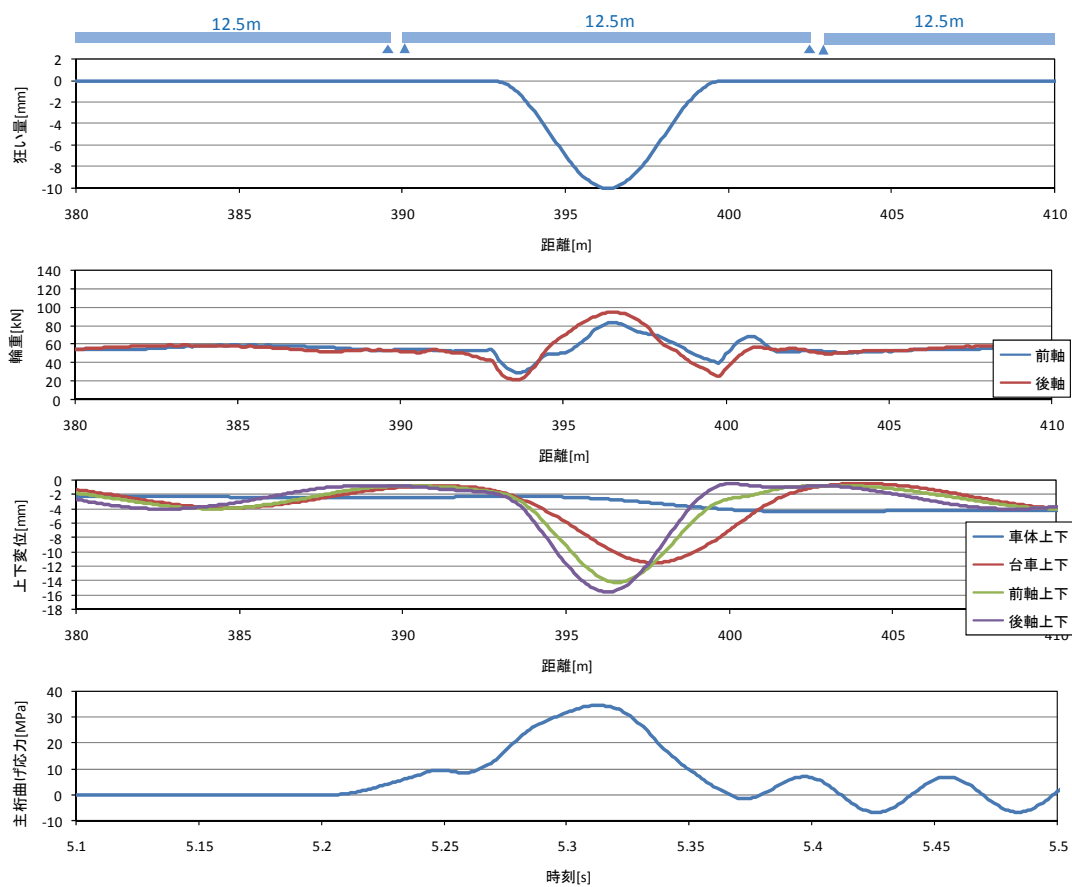
表 5-2 のとおりとなる。軌道狂いの設定位置はいずれも桁の中心位置とする。図 5-14 の(a)は支間長 12.5m、(b)は支間長 30m において波長 7m で振幅 10mm の軌道狂いを設定する場合の結果を示す。

輪重変動は支間長 20m の場合と比較し、桁の変形が少ない 12.5m が大きく、桁の変形が大きい 30m の場合は小さくなっている。すなわち支間長が短いほど桁の変形は少なく、輪重変動は大きくなる。

桁の曲げ応力は、支間長 20m の場合に比べ支間長 12.5m では大きく、30m では小さくなっているが、車両が静的に載荷された場合の応力値も、桁が短い場合は大きく桁が長い場合は小さくなっているため、絶対値そのものの比較はあまり意味がない。図 5-15 に軌道

表 5-2 固有振動数

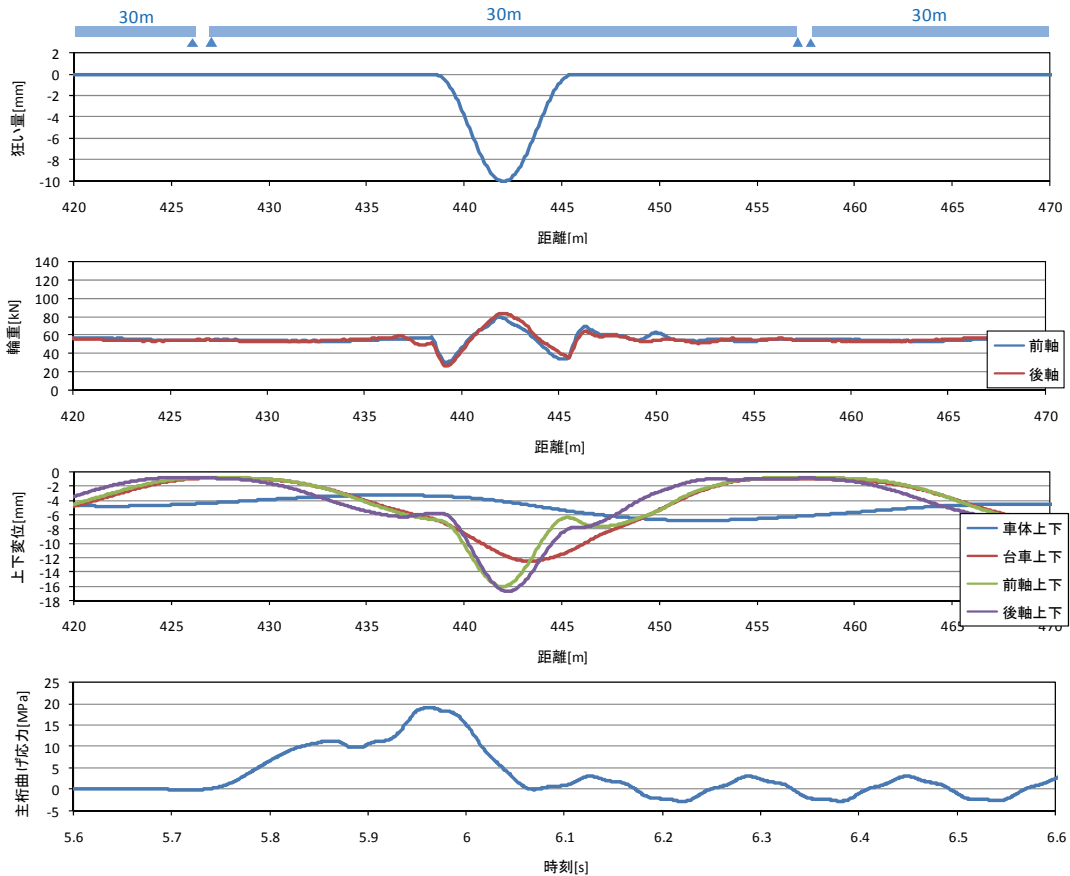
支間長	固有振動数(Hz)		
	1次	2次	3次
12.5m	21.2	84.7	190.5
20m	12.2	49.0	110.2
30m	7.0	27.9	62.7



(a) 支間長 12.5m

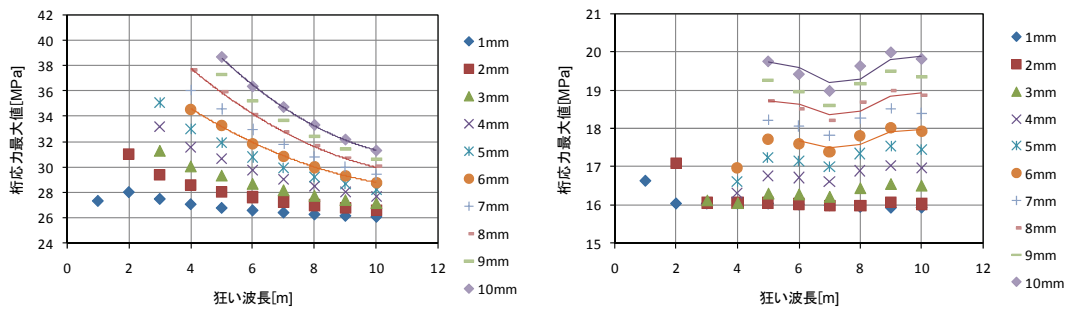
図 5-14 支間長を変更する場合の解析結果

狂いの波長と桁の応力の関係を整理する。支間長 20m では波長 7m 付近にピークがあったが、支間長 12.5m では波長 2m ほどのところにピークを生じている。1 次の固有振動数の影響が表れていると推定される。支間長 30m では全体に発生する応力は小さいが、波長 9m、5m、1m 前後に小さなピークが生じている。9m 前後は 1 次の固有振動数、1m は 3 次の固有振動数に応じていると推定される。中間の 5m 程度の緩やかなピークはその原因は明確ではないが、台車の動揺など桁の固有振動数とは異なる影響と考えられる。発生す



(b) 支間長 30m

図 5-14 支間長を変更する場合の解析結果



(a) 支間長 12.5m

(b) 支間長 30m

図 5-15 軌道狂いの波長と桁応力の関係

る応力はあまり大きくはないレベルであり、車両の運動そのものの影響が表れていると推定される。

### 5.3.3 解析結果の分析と軌道狂い管理上のポイント

#### (1) 軌道狂いの曲率と輪重

図 5-16 は解析した各ケースの輪重と設定した軌道狂いの曲率によって整理したものである。(a)は支間長 20m、(b)は支間長 12.5m、(c)は支間長 30m である。

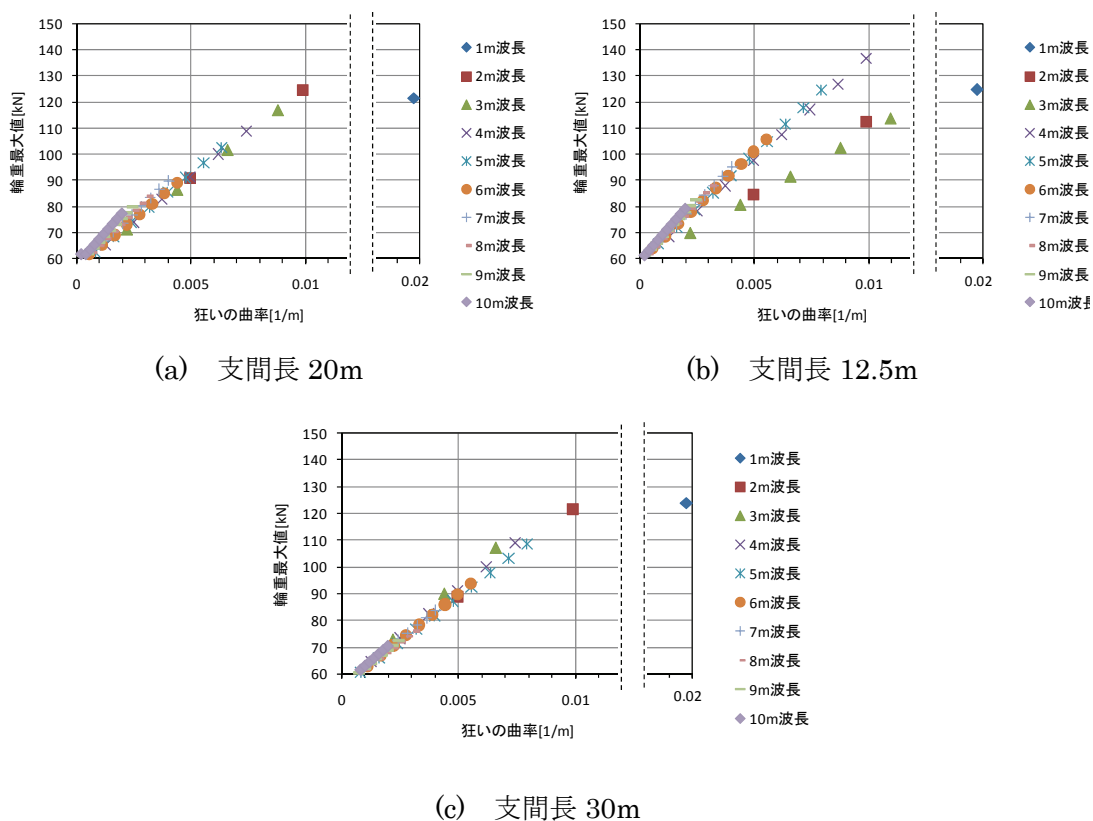


図 5-16 軌道狂いの曲率と輪重の関係

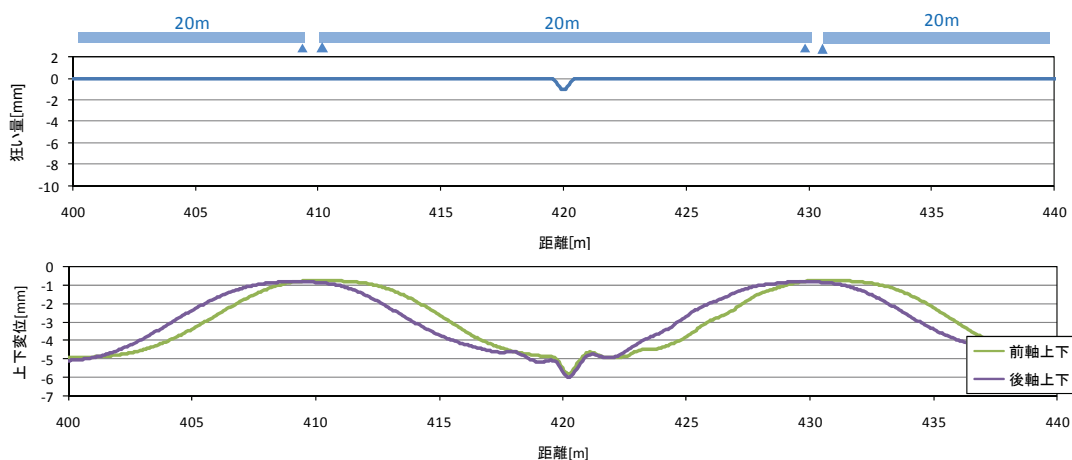


図 5-17 車輪の走行軌跡 (支間長 20m, 狂い 1m-1mm)

支間長 20m の場合、輪重は解析上設定した軌道狂いの曲率との関係ではほぼ整理ができ、3 章のバラスト軌道でのシミュレーションと比較するとその傾きはやや大きくなっている。しかしながら、図 5-16 (a)において波長 1m の場合だけ回帰直線から離れたところにある。軌道狂いとして設定した曲率は  $20 \times 10^{-3}$  [1/m] (波長 1m、狂い量 1mm) と大きい、輪重は 120kN とそれほど高くない。前述したとおり波長 1m 程度に 3 次の固有振動数があると推定されること、さらに本シミュレーションの場合桁には減衰項が入っていないため、高周波での変位は実際よりも大きくなる傾向にある。従って設定した軌道狂い上を車両が走行する場合、桁もたわむため、実際に車輪が走行する軌跡での曲率は設定したものよりも変化していると考えられる。このケースでの車輪の走行軌跡を図示すると図 5-17 のとおりとなり、走行軌跡の曲率は  $12 \times 10^{-3}$  [1/m] となっている。支間長 12.5m、支間長 30m の場合についても、図では示していないが支間長 20m の場合と同様に車輪が走行する軌跡での曲率は設定したものと変化している。

そこで図 5-16 を実際の車輪走行の軌跡の曲率で整理しなおしたものが図 5-18 である。いずれの場合においても車輪の走行軌跡から求めた曲率と輪重は比例関係にあり、支間長が変化してもその傾きはほぼ同一である。3 章のバラスト軌道と比較すると、傾きはやや緩やかである。

なお、高速軌道検測車の測定データは車両走行時の動的な測定値、すなわち車輪走行の軌跡である。この図より、3 章でバラスト軌道での閾値として解析上設定した 120kN、7

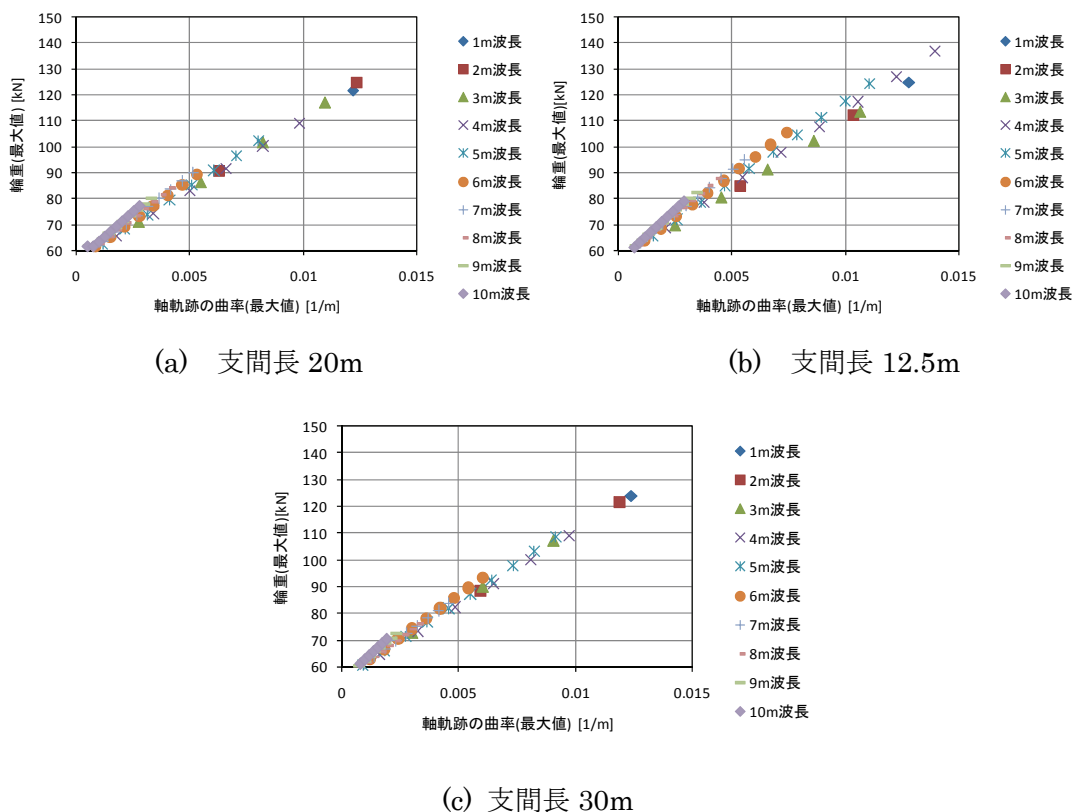


図 5-18 車輪の走行軌跡の曲率と輪重の関係

$\times 10^{-3}$  [1/m] に相当する閾値を無道床橋りょうの場合にもそのまま適用しても余裕量が大きくなることから妥当と考えられる。

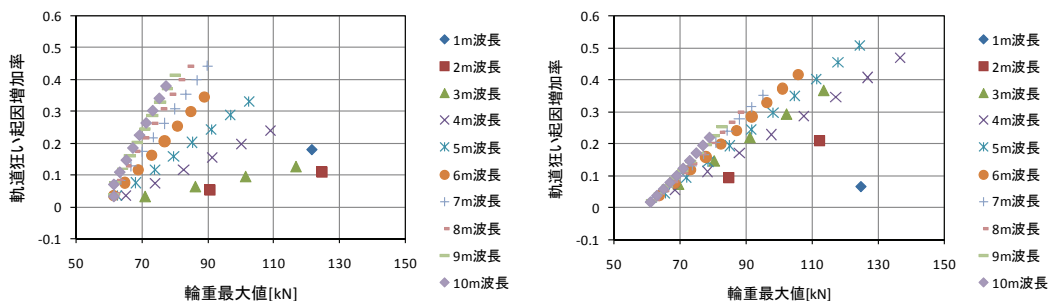
## (2) 輪重と桁応力

図 5-19 は、桁中心に軌道狂いを設定した各ケースにおける輪重最大値と発生した桁応力の関係を整理したものである。(a)は支間長 20m、(b)は支間長 12.5m、(c)は支間長 30m である。縦軸は軌道狂いに起因する衝撃係数の増加分（以下、単に「軌道狂い起因増加率」とする）とし、式(5.9)の通り、軌道狂いを設定しないときの動的な発生応力（支間長 20m では 19.6MPa、支間長 12.5m では 25.7MPa、支間長 30m では 16.0MPa）に対し軌道狂いを設定した場合の動的な発生応力の増加割合で整理している。

軌道狂い起因増加率

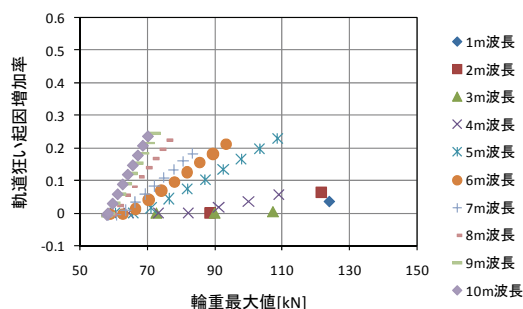
$$= \frac{(\text{軌道狂い設定有りの発生応力}) - (\text{軌道狂い設定なしの発生応力})}{(\text{軌道狂い設定なしの発生応力})} \quad (5.9)$$

図 5-19(a)、(b)、(c)より、いずれの支間長においても軌道狂い起因増加率は輪重値よりも軌道狂いの波長に影響を受けていることがわかる。詳細に見ると波長毎に輪重と軌道狂い起因増加率は直線関係にあり、波長が長いほどその勾配は急となる。支間長 12.5m の場合では、3m 以上の波長では軌道狂い起因増加率のばらつきはやや少なく全体的にまとま



(a) 支間長 20m

(b) 支間長 12.5m



(c) 支間長 30m

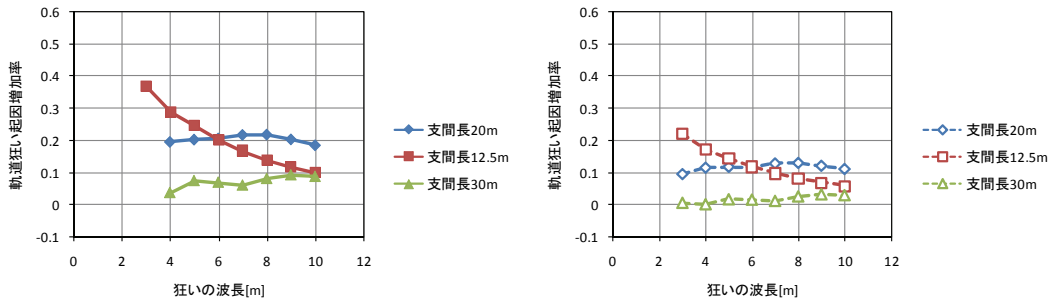
図 5-19 輪重と軌道狂い起因増加率の関係



っている。支間長 30m では、軌道狂い起因増加率は全体に小さくなっており、波長が短いほど勾配は緩やかとなる。

### (3) 桁応力と軌道狂い

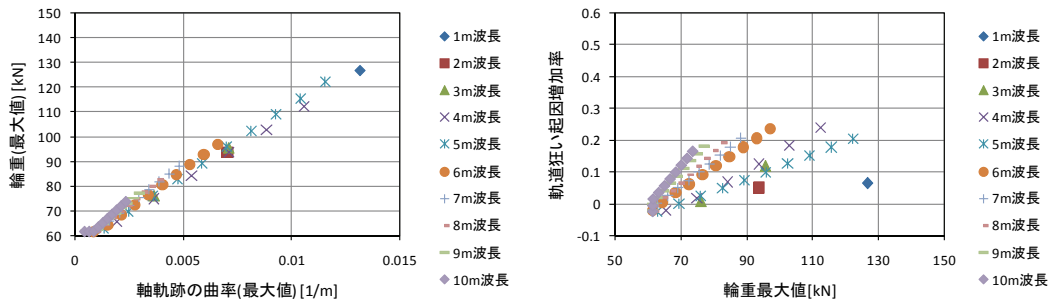
図 5-20 に軌道狂いの波長と桁応力の軌道狂い起因増加率との関係を示す。(a)は実際に存在する軌道狂いの中で大きなレベルとして 5mm、(b)は一般的に存在するレベルとして軌道狂い 3mm の場合を示している。支間長 30m では軌道狂いが大きくても軌道狂い起因増加率は 0.1 を下回っている。支間長 20m の場合にも、波長 7m で緩やかなピークを持つが、その増加量は大きくなく、軌道狂いが大きなレベルである(a)の場合にも 0.2 を超える程度、軌道狂いが小さい(b)で 0.1 を超える程度である。一方支間長が短い 12.5m の場合、



(a) 軌道狂い 5mm

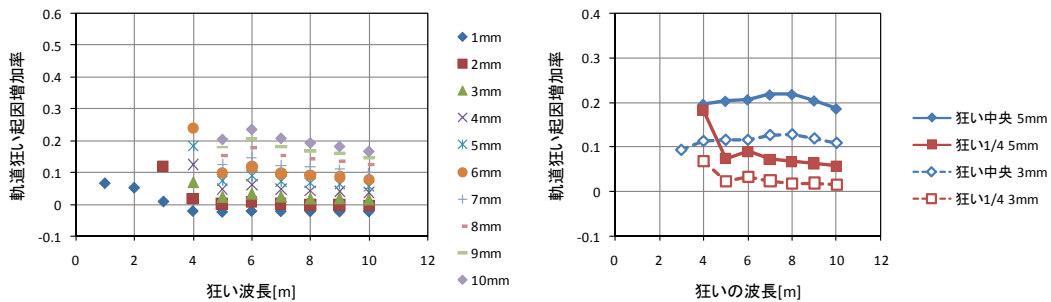
(b) 軌道狂い 3mm

図 5-20 軌道狂い波長と軌道狂い起因増加率の関係



(a) 軸軌跡の曲率と輪重の関係

(b) 輪重と軌道狂い起因増加率の関係



(c) 軌道狂い波長と軌道狂い起因増加率の関係 (d) 軌道狂い位置中央時との比較

図 5-21 軌道狂い位置を支点に近付けた場合 (支間長 20m, 軌道狂い位置 1/4)

波長が短くなるとともに軌道狂い起因増加率が増加し、狂いの波長が 3m で軌道狂いが大きなレベルである(a)の場合 0.4、軌道狂いが小さい(b)で 0.2 程度になっている。

支間長が短い場合、固有振動数が高くなることから短い波長領域の軌道狂いは桁の応力発生に影響があると考えられる。ただしこの解析では桁の減衰項を考慮していないため、軌道狂い波長が短ければより減衰効果が高いと考えられる。また 5.2.1 項の実橋における軌道狂いの発生状況をみても波長が短く軌道狂いが 5mm を超えるものはあまり存在しない。

#### (4) 軌道狂い設定位置の影響

図 5-21 は軌道狂いを設定した位置を中心 (1/2) から支点付近 (1/4) に変えた場合の、(a)軸軌跡の曲率と輪重最大値の関係、(b)輪重最大値と軌道狂い起因増加率の関係、(c)軌道狂い波長と軌道狂い起因増加率の関係を狂いの波長毎に示すとともに、(d) 軌道狂いの波長と軌道狂い起因増加率の関係について、軌道狂いの振幅 5mm、3mm に対し狂い位置中央の場合と比較し示したものである。

(a)は図 5-18(a)と同様、車輪の走行軌跡から求めた曲率と輪重は比例関係にあり、その傾きはほぼ同一である。(b)も図 5-19(a)と同様に軌道狂い起因増加率は輪重値よりも軌道狂いの波長に影響を受けている。(c)は前述のとおり波長 6m 付近に桁の 1 次固有振動数とみられる緩やかなピークと波長 4m 以下に 2 次の固有振動数とみられるピークがある。桁中心に軌道狂いを設定した場合と比較すると、1/4 では波長が短くなるとともに軌道狂い起因増加率が大きくなるが、桁中心の最大値 0.2 を大きく超えることはなく、桁中心での軌道狂いを考慮すればよいと考えられる。

#### (5) 鉄道構造物等設計標準との比較

鉄道構造物等設計標準・同解説 鋼・合成構造物<sup>12)</sup>において衝撃係数  $i$  は次によることとしている。

$$i = i_a + i_c \quad (5.10)$$

ここに、 $i$  : 衝撃係数

$i_a$  : 速度効果による衝撃係数

$$i_a = K_a \cdot \alpha$$

ここに、 $K_a$  : 係数 (新幹線では  $K_a=1.0$ )、 $\alpha$  : 速度パラメーター  $\left(= \frac{V}{7.2n_e L}\right)$

$V$  : 列車走行速度(km/h)

$n_e$  : 載荷時の桁基本固有振動数(Hz)(=  $70L^{-0.8}$ )

$L$  : 橋桁の支間長(m)

$i_c$  : 車両動揺の効果による衝撃係数

$$i_c = \frac{10}{(65 + L)} \quad (5.11)$$

ここに、 $L$ ：橋桁の支間長(m)

図 5-22 に、本解析結果と設計標準における衝撃係数  $i$  を示す。設計標準の衝撃係数  $i$  は速度 270km/h の走行条件とした。また解析結果は、軌道狂い波長 4m と 8m の 2 波長におけるそれぞれ 3mm から 5mm の軌道狂い振幅での軌道狂い起因増加率の変化を図中の赤および青で示した。解析条件が異なる両者の単純な比較はできず、また本研究の解析には  $i_c$  (車両動揺による要素) とともに  $i_a$  (速度効果による要素) も含まれていると考えられる。この図より軌道狂い管理上の留意点を検討する。

解析による軌道狂い起因増加率は設計標準の衝撃係数に内包される範囲であるが、支間長が短いケースでは固有振動数に近づくため短波長の軌道狂いによる影響が大きくなる傾向にあり、精度の高い軌道保守が求められると考えられる。式(5.11)の  $i_c$  は 5.1.1 項で述べるとおり、平均的な軌道状態を 50 ケース解析し、ほぼ標準偏差を包絡するよう衝撃係数を求めたものである。これに対し本解析での軌道狂い 5mm はごくまれにある著大値であり、3mm はやや大きめの軌道狂いである。図 5-22 からは特に短い支間長において短波長領域で 5mm 以上の振幅の大きな軌道狂い箇所が整備対象となると考えられる。

以上を解析結果および分析を総括すると、以下のとおりとなる。

- (1) 輪重変動は、桁のたわみ効果を考慮した車輪の走行軌跡の曲率により推定が可能である。バラスト軌道に比べるとやや低い輪重変動値となる。
- (2) 桁に発生する応力は、輪重値との相関性はなく、その桁の固有振動数、軌道狂い波長・振幅に影響を受ける。通常の軌道狂いとして管理されるレベルであれば、現行の設計標準の軌道狂いに起因する衝撃係数にほぼ包含される範囲内であるが、支間長が短い

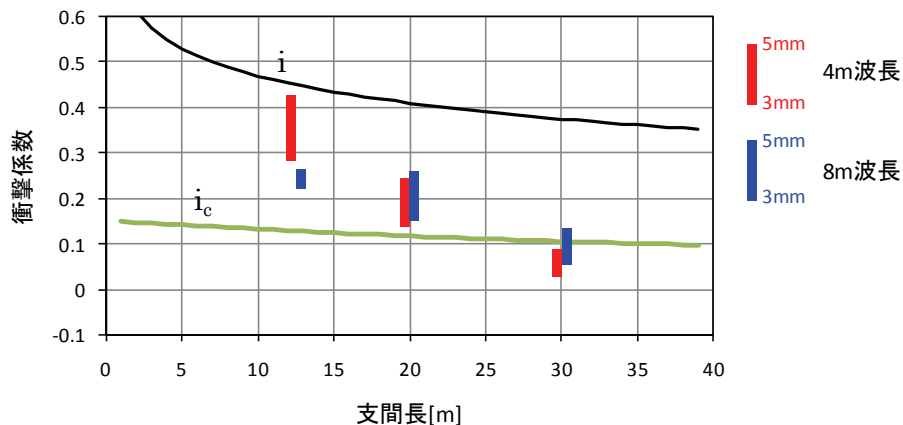


図 5-22 解析結果と設計標準との比較

場合には、短波長領域の軌道狂いの影響を受けるため精度の高い整備が求められる。

## 5.4 無道床橋りょうにおける短波長領域の高精度整備の試験施工

### 5.4.1 整備手法の検討

短波長領域の軌道整備においては従来にない高精度の整備が要求される。従来型の手法ではもちろん 10m 弦正矢の基準値を満たすことができるが、今回は無道床橋りょうで短波長領域の軌道整備を高精度に行うため、復元原波形として波長 3m 以上の領域で正確に整備することを目的に、現行で可能な手段はすべて講じている。従来型の整備手法と今回実施した手法を表 5-3 に整理する。

まず、軌道狂いのデータ間隔は 0.25m 間隔と従来の 4 倍と細かくし、また高速軌道検測車により測定された軌道狂いの位置を現地の位置と厳密に合致させるため、小型軌道検測装置（現場での手押し式による軌道狂い測定装置）による測定データと高速軌道検測車による測定データを比較して位置合わせを行う。また、施工はレール締結装置の下に鋼板パッドを敷設することによりレールを高くして整正する方法であるが、この鋼板パッドを 0.8mm～9mm の 6 種類設定し、±0.4mm の精度を確保する。なお、可変パッドも一部使用したが、施工精度が確保できないため施工直後に鋼板に変えている。

### 5.4.2 対象橋りょう

表 5-3 整備手法の比較

	従来手法	今回の手法
軌道狂いのデータ間隔	1m間隔	0.25m間隔
狂い波形の復元帯域	波長6m以上	波長3m以上
位置合わせ	検測車のデータにより位置を特定	検測車のデータとライトレックによるデータを重ね合わせて位置を特定
鋼板	—	0.8～9mmの6種類を用い、±0.4mmの精度を確保

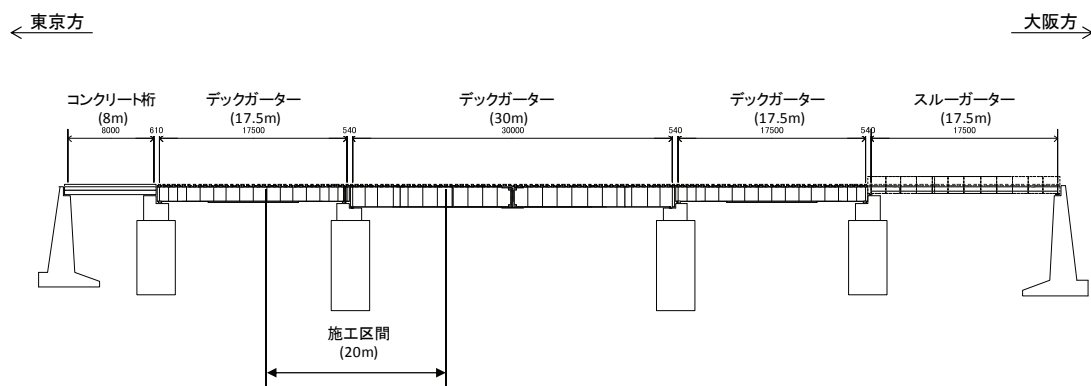


図 5-23 C 橋りょう全体図

試験施工は、図 5-23 に示す C 橋りょう (L=91.5m、上路板桁 17.5m@2 連、30m@1 連、下路板桁 17.5m@1 連、有道床コンクリート桁 8m@1 連) で行った。施工区間は 1 晩の施工量を勘案し、図に示す 20m としている。

当該箇所の施工前の軌道狂いおよび輪重の状況を図 5-24 に示す。5m 弦高低では 1 連目終点側の支承部から起点側 2m の位置に波長 4m 程度の -7mm 程度の落ち込みがあり、この箇所での曲率は  $7 \times 10^{-3}$  [1/m] と比較的大きい。輪重の測定は間欠法で行ったが、施工前の輪重値は施工区間の最大で 73kN と有道床と比較するとやや少ない。この落ち込み箇所では前後 8 本にわたりまくらぎ下に隙がみられ、浮まくらぎの状態が生じていると考えられる。

### 5.4.3 施工結果

#### (1) 軌道状態および輪重変動の状況

図 5-25 に施工後の状態を示す。最も落ち込んでいた浮まくらぎ箇所は解消され、5m 弦高低では -6mm から -3mm と改善された。10m 弦正矢も改善されており、短波長領域の軌道狂い整備として期待通りの成果と考えられる。更なる精度向上には、3m 以下の短波長領域の軌道狂いの再現について新たな手法が必要であり、かつ高速軌道検測車の検測精度をさらに向上しなければならない。

輪重変動の測定は施工前と同じ間欠測定であるが、施工区間においてはすべて 70kN を下回っており、輪重変動の抑制には期待通りの効果が認められる。

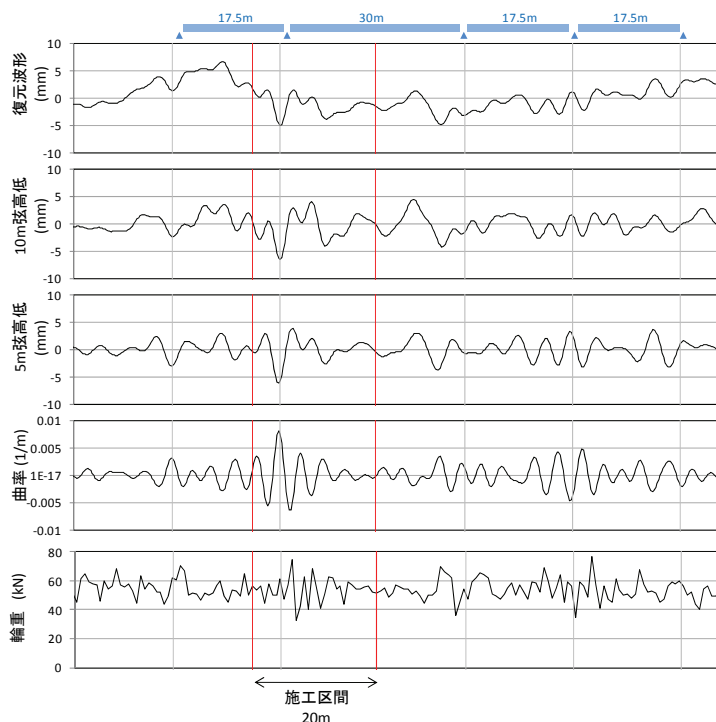


図 5-24 施工前の軌道狂いおよび輪重の状況

## (2) レールおよびまくらぎの軌道関係測定

施工にあわせ図 5-26 に示す位置において、レールの輪重、加速度、まくらぎの応力および加速度を測定した。測定箇所は最も大きな軌道狂いがあり、落ち込みが生じている箇所である。図 5-27 に軌道関係の測定結果を示す。施工前後においていずれの数値も改善している。当該箇所は浮きまくらぎが生じている箇所であり、施工によってこれが解消することからまくらぎ加速度は大きく改善するものの、まくらぎが以前よりも輪重を負担する状況になり、まくらぎ応力はあまり変化しないと考えられる。

## (3) 桁の応力測定

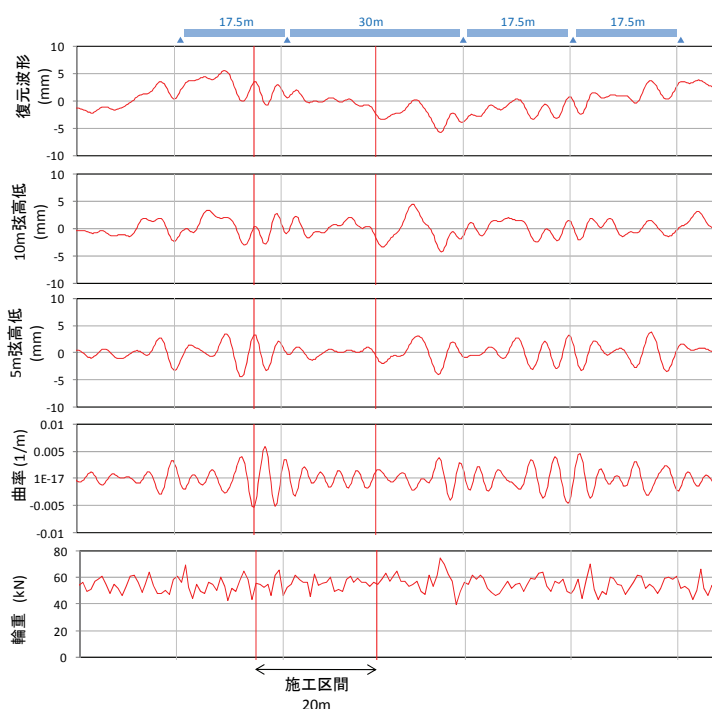


図 5-25 施工後の軌道狂いおよび輪重

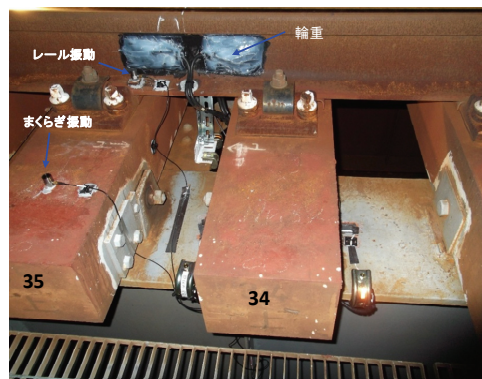
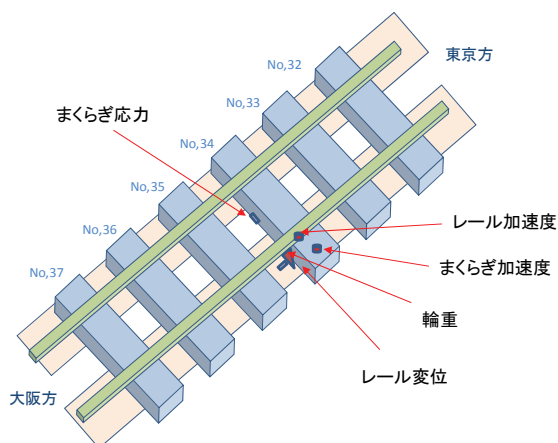


図 5-26 軌道関係の測定位置および測定項目

桁に発生する応力の測定箇所を図 5-28 に、また測定結果を図 5-29 に示す。レールおよびまくらぎの測定箇所である浮まくらぎが生じている箇所における桁の応力は、まくらぎ受けは施工前後であまり変化はないが、施工後やや大きくなる。これは浮まくらぎが解消することによって荷重を受ける桁の位置が変更するためと推測される。軌道狂い整備の影響は整備する延長にわたって表れると考えられるが、桁応力の測定は限定される位置のためその効果を実測するのは難しい。

解析結果と同様に、速度による依存性はあまり表れていない。

以上の試験施工結果をまとめると以下になる。

- (1) 無道床橋りょうにおいて短波長領域まで再現した復元原波形データを活用して高精度整備を試験施工し、満足できる精度を得ることができる。施工箇所での車上による輪

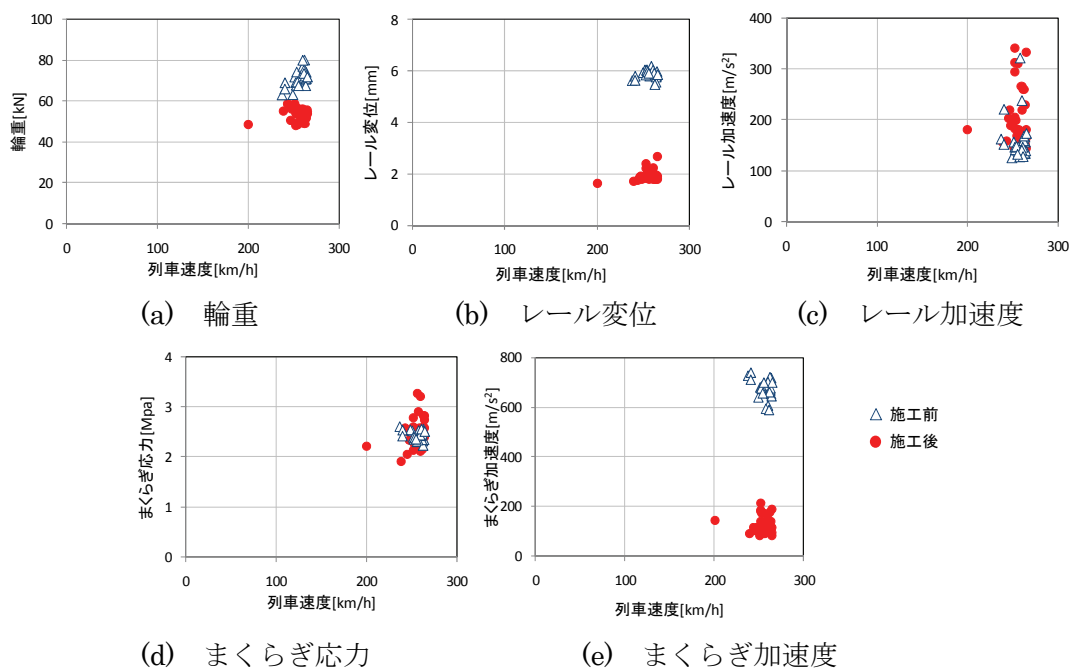


図 5-27 軌道関係の測定結果

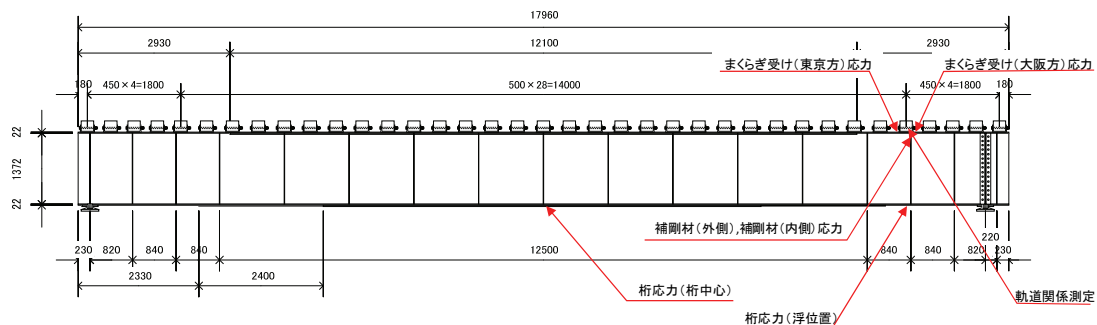


図 5-28 測定箇所

重測定では輪重変動は改善する。

- (2) 地上側で浮まくらぎが生じている最も軌道狂いが生じている箇所ではレールの輪重や上下変位、まくらぎ加速度の測定結果は施工の前後で改善する。
- (3) 桁に発生する応力の測定では十分な効果を確認することはできない。これは軌道整備により効果を発揮する箇所をピンポイントでとらえて測定していないためと考えられる。

## 5.5 まとめ

高速鉄道では東海道新幹線特有の構造である無道床橋りょうは、これまで軌道狂い管理に着目した車両および橋りょうの動的挙動に関する研究が十分行なわれていない。また無道床橋りょうの軌道補修作業は、測定の精度確保、労力さらには車両走行時の実際の桁の変位の測定が実態上困難であったことから、軌道作業中最も難易度が高い作業と言われている。

今回、シミュレーションにより無道床橋りょうにおける動的解析を行い、車両走行時における軌道狂いと発生する輪重および桁の応力について関係性を分析し、無道床橋りょうの軌道狂い管理の留意すべきポイントを整理する。さらに東海道新幹線の実橋りょうで、精度の高い軌道狂い整備手法を試行する。

本研究で得られた成果は以下のとおりである。

- (1) 無道床橋りょうの軌道狂いは、バラスト軌道に比較すると短波長領域の軌道狂いがや

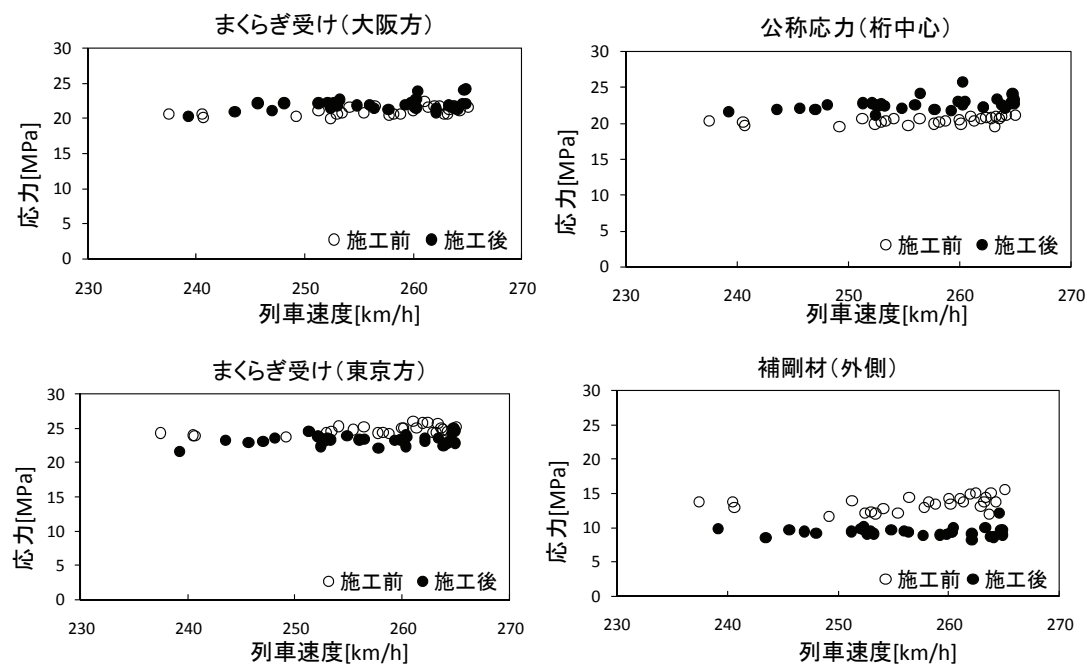


図 5-29 測定結果



や大きい、狂い進みはほとんどない。また輪重変動としては、軌道狂い同様に短波長領域と長波長領域の両者ともバラスト軌道よりも高い。

- (2) シミュレーション解析結果から、輪重変動はバラスト軌道と同様に軌道狂いの曲率(実際の車輪が走行する軌跡に対する曲率)と相関がある。曲率の閾値としてはバラスト軌道と同じ  $7 \times 10^{-3}$  [1/m] とすれば輪重はシミュレーションでは 100kN、3 章のバラスト軌道と同様に衝撃成分による増加を考慮しても 120kN となり、材料強度から見ても十分と考える。
- (3) 桁に発生する応力は、輪重値との相関性よりもその桁の固有振動数と軌道狂い波長、振幅に影響を受ける。通常の軌道狂いとして管理されるレベルであれば軌道狂いに起因する増加率は現在の設計標準にほぼ包含される。
- (4) 軌道狂い位置を変化させると、高次の固有振動数の影響を受けるが、桁中心での軌道狂い起因増加率が比較的高い。また支間長を変化させる場合、短い桁ほど波長の短い軌道狂いにより軌道狂い起因増加率は大きくなる傾向にある。
- (5) 無道床橋りょうでの高精度な軌道整備手法を試行した結果、施工が可能であることを確認した。一度の施工において満足する結果が表れない場合でも、軌道狂いの進みは遅いことから短波長領域を含めた復元原波形整備を繰り返すことにより整備基準内とすることができる。

以上の成果をもとにした取り組みにより乗り心地の向上と輪重変動を抑制するとともに、桁に発生する応力を低減し、長期使用に関わる疲労損傷の可能性を低減する効果が期待される。

今回の解析および試験施工で無道床橋りょうの動的挙動の傾向把握および整備手法に一定の成果を得たが、整備手法確立のためには、さらなる解析の深度化、実施工での確認が必要である。

今後取り組むべき課題としては以下の点がある。

- (1) 長大橋りょうや固有振動数が高い短い桁や部材では、今回の解析で考慮していない桁の減衰効果や軸配置や通過軸数の影響が考えられる。これらの橋りょうにおけるより詳細な検討においては解析手法の改良が必要である。
- (2) 高精度な軌道整備を行うためには、より高精度な軌道狂いの測定が必要である。高速軌道検測車のデータではとらえることができない、2.5m 以下の波長領域の軌道狂いについての把握、更には実際の波形や復元原波形の再現性についての検証が必要である。

複雑な無道床橋りょうの動的挙動の解明には実態に合った解析が必要であり、さらに試験体や実橋りょうによる測定により解析精度を上げていかなければならない。また高精度整備においてもより簡易な手法が望まれる。

《第5章 参考文献》

- 1) 日本国有鉄道 鉄道技術研究所：高速鉄道の研究—主として東海道新幹線について—, pp.46-55, 研友社, 1967年3月.
- 2) 松浦章夫：高速鉄道における橋桁の動的応答に関する研究, 鉄道技術研究報告, No.1074, pp.60-63, 鉄道技術研究所, 1978年3月.
- 3) 涌井一, 松本信之, 松浦章夫, 田辺誠：鉄道車両と線路構造物との連成応答解析法に関する研究, 土木学会論文集, No.513/I-31, pp.129-138, 1995年4月.
- 4) 日本国有鉄道：建造物設計標準解説 鋼鉄道橋 鋼とコンクリートとの合成鉄道橋, pp.239-245, 1983年4月.
- 5) 運輸省鉄道局監修, 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説 鋼・合成構造物, pp.445-452, 1992年10月.
- 6) 国土交通省鉄道局監修, 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説 鋼・合成構造物, p.606, 丸善, 2009年7月.
- 7) 松原健太郎：新幹線の軌道 改訂・追補版, (社)日本鉄道施設協会, pp.17, 1969年4月.
- 8) 丸本泰男, 千田英昭, 川嶋昭一, 江守隆志：無道床橋梁の新しい軌道整備手法, 新線路, Vo.53, No.1, pp.22-27, 鉄道現業社, 1999年1月.
- 9) 田辺篤史, 関雅樹, 松浦章夫：高速列車通過時における著大輪重発生メカニズムと要因分析および鋼橋の疲労に関する研究, 構造工学論文集, Vol.57A, pp.780-787, 2011年3月.
- 10) 大竹敏雄, 伊藤裕一, 川崎祐征：無道床橋梁における短波長軌道狂いが輪重変動および桁応力に与える影響, 第21回鉄道技術・政策連合シンポジウム (J-RAIL2014), USBメモリ(4ページ), 2014年12月.
- 11) 川崎祐征, 三輪昌弘, 吉村彰芳：編成車両と軌道の相互作用に関する数値シミュレーションの高速化に関する研究, 第18回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2011) 講演論文集, pp.227-230, 2011年12月.
- 12) 国土交通省鉄道局監修, 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説 鋼・合成構造物, p.605, 丸善, 2009年7月.

## 第6章 結論

本研究では、新しい高速軌道検測車（T4 編成）に偏心矢法が採用されたことにより短波長領域の軌道狂い、すなわち波長 10m 以下の領域の軌道狂いの正確な検測が可能となったことを活用し、高速鉄道における重要な課題である著大な輪重の発生を抑え、より安定し質が高くかつ低コストな軌道管理手法の提案を行うものである。対象とした軌道構造は、有道床軌道（バラスト軌道）および無道床橋りょうである。

以下に本研究の結論を示す。

### 6.1 輪重変動抑制を目的とした短波長領域の軌道狂い指標と管理手法の提案

軌道狂い管理の主たる目的は、車両の走行安全性と乗心地の確保である。このうち乗心地については車両特性を考慮した長波長領域の軌道狂いを整備する手法が確立されており、走行安全性確保のための手法としてレール頭頂面の凹凸を対象とした管理手法やレール削正などについては対策も確立し成果を上げている。しかし、これらの軌道狂いの波長領域の中間にあたる軌道狂い波長 10m 以下の領域の軌道管理手法については、開業時と同じ 10m 弦正矢による軌道狂い管理手法が主体であり、開業当時から大きな変化はない。これは、従前においては車両と軌道の動的応答に関して十分な知見がなかったこと、また、高速軌道検測車の検測が 10m 弦正矢によるものであり、短波長領域の軌道狂いの検測精度が十分でなかったことによる。

この波長領域の軌道狂いは輪重変動に影響している。高速鉄道において著大輪重の発生を抑えることは、車両走行の安全性確保という根本的な課題であるとともに、軌道保守においてはレールやまくらぎへの負担力増加による損傷、道床バラスト沈下による軌道狂いの進行といった幅広い問題の解決に通じる。したがって、著大輪重の抑制は、走行安全性確保とともに軌道保守の低コスト化を実現する重要な課題である。

そこで、本研究では有道床軌道において、輪重変動と軌道狂いの関係について検討した。その結果、

- (1) 大型試験装置による実験、シミュレーション解析より、輪重変動は軌道狂い波形の曲率を指標として精度よく推定できる。現在、広く用いられている指標の 10m 弦正矢値では、輪重変動の推定は困難である。また 5m 弦正矢とは相関性がみられるものの、波長 5m より軌道狂い波長が短い場合にはやや大きな、長い場合には小さな輪重変動となる傾向がある。
- (2) 実車による輪重測定においても曲率との相関性がみられた。しかしながら解析では考慮していない浮きまくらぎ状態による衝撃成分によりシミュレーション解析よりやや大きい値であった。この衝撃成分を加味し、新幹線で使用されている PC まくらぎの設計輪重から、曲率の管理値としては、 $7 \times 10^{-3} [1/m]$ とするのが妥当である。

また、軌道狂いの曲率を指標とした合理的な軌道管理手法の確立に向け、東海道新幹線の最近の軌道狂い測定データを基に分析を行った。曲率は、軌道保守の現場において直接目で見て確認できるものではなく、現場での測定も困難であるため、現場での確認手法について検討する必要がある。また短波長領域の軌道狂いデータの継時変化や保守作業前後の改善状況を分析し、効果的な軌道管理手法を検討する必要がある。そこで、東海道新幹線の実際の軌道狂いデータを一年間追跡した。

その結果、

- (1) 輪重著大値の発生を抑えるためこれと相関性の高い曲率を指標とすることによって、対象箇所数をより限定することが可能となる。10m 弦正矢はもとより 5m 弦正矢に対してもより有効な指標である。
- (2) 5m 弦正矢と曲率には一定の相関が認められる。従って軌道補修作業を行う施工現場では 5m 弦正矢法で整備前後の軌道狂いを測定し、その改善状況を確認することが実用的である。
- (3) 短波長領域の軌道狂いをより合理的に保守管理するためには、20m 程度のロット毎に、軌道狂い波形やその時間的変化を把握することが望ましい。特に保守多投入箇所のロットではそれぞれ特徴をよく把握しそれに応じた対応をしなければならない。
- (4) 補修作業においては波形で落ち込み箇所を正確に把握し、現地の位置を合わせることに特に重要となる。作業後は特に曲率の改善度を確認し、作業の成否を判断、改善度が上がらないロットでは、構造的な対策を講ずることを検討する。
- (5) こうした軌道管理を効率よく行うためには、注目すべきロットや保守方法の提案を行う支援システムの開発が必要である。

また、今後の課題としては、

- (1) バラスト軌道において短波長領域の軌道狂いが卓越して発生、成長する原因やメカニズムを解明し、これを抑制する軌道整備手法や軌道構造の改善等による対策の確立が必要である。
- (2) 今回のモデルは線形モデルであったが、輪重変動現象をより精度よく予測するため、浮きまくらぎ状態等の非線形性を考慮できるモデルでのシミュレーション解析を行う必要がある。

以上により短波長領域の軌道管理手法として曲率を中心とした管理手法の採用により輪重変動を無駄なく抑制し、さらに保守多投入箇所の減少につながることを期待され、保守費の低コスト化の実現に結びつくものと期待される。

## 6.2 無道床橋りょうの短波長領域の軌道狂い管理手法の提案

無道床橋りょうは、高速鉄道においては東海道新幹線特有の構造であるが、これまで軌道狂いにより生じる車両および橋りょうの動的挙動に着目して、有効な軌道管理手法の確立に向けた研究は十分行なわれていない。本研究では、まず無道床橋りょうにおける軌道状況について分析するとともに、動的解析により車両走行時における軌道狂いと発生する輪重および桁の応力について関係性を明らかにし、無道床橋りょうの軌道狂い管理の留意すべきポイントについて検討した。また無道床橋りょうにおいて精度の高い軌道整備が可能であるか試験施工をおこなった。

その結果、

- (1) 無道床橋りょうの軌道狂いは、バラスト軌道に比較すると短波長領域の軌道狂いがやや大きい、狂い進みはほとんどない。また輪重変動としては、軌道狂い同様に短波長領域と長波長領域の両者ともバラスト軌道よりも高い。
- (2) シミュレーション解析結果から、以下のことが判明した。
  - ・ 輪重変動はバラスト軌道と同様に軌道狂いの曲率（実際の車輪が走行する軌跡に対する曲率）と相関がある。曲率の閾値としてはバラスト軌道と同じ  $7 \times 10^{-3} [1/m]$  とすれば輪重は衝撃成分を考慮しても 120kN 以内となり材料強度から見ても十分と考える。
  - ・ 桁に発生する応力は、輪重値との相関はなく、その桁の固有振動数、軌道狂い波長・振幅の影響を受ける。通常の軌道狂いとして管理されるレベルであれば問題はない。支間長が短い場合、短波長領域の振幅の大きな軌道狂いは整備対象と考える必要がある。
  - ・ 軌道狂い位置を変化させると、高次の固有振動数の影響を受けるが、桁中心に軌道狂いを設定した場合の軌道狂い起因増加率が比較的高い。
- (3) 無道床橋りょうでの高精度な軌道整備手法を試行した結果、施工が可能であることを確認した。一度の施工において満足する結果が表れない場合でも、軌道狂いの進みは遅いことから短波長領域を含めた復元原波形整備を繰り返すことにより整備基準内とすることができる。

今回の解析および試験施工で無道床橋りょうの動的挙動の傾向把握および整備手法に一定の成果を得たが、無道床橋りょうにおける整備手法確立のためには、さらに解析の深度化、実施工での確認が必要である。

今後取り組むべき課題としては以下の点がある。

- (1) 長大橋りょうや固有振動数が高い短い桁や部材では、今回の解析で考慮していない桁の減衰効果や軸配置や通過軸数の影響が考えられる。これらの橋りょうにおけるより

詳細な検討においては解析手法の改良が必要である。

- (2) 高精度な軌道整備を行うためには、より高精度な軌道狂いの測定が必要である。高速軌道検測車のデータではとらえることができない、2.5m以下の波長領域の軌道狂いについての把握、更には実際の波形や復元原波形の再現性についての検証が必要である。

以上の成果をもとにした取り組みにより乗り心地の向上と輪重変動を抑制するとともに、桁に発生する応力を低減し、長期使用に関わる疲労損傷の可能性を低減する効果が期待される。

複雑な無道床橋りょうの動的挙動の解明には実態に合った解析が必要であり、今後さらに試験体や実橋りょうによる測定により解析精度を上げていかなければならない。

### 6.3 今後の研究の方向性について

本研究は、高速鉄道における車両と軌道、さらに橋りょうとの動的相互作用についての研究である。高速軌道検測車に偏心矢法が採用され短波長領域の検測データの精度が向上したことから軌道狂い発生状況を分析、シミュレーションにより輪重変動との相関性を明らかにし、短波長領域の軌道メンテナンスに有効な管理手法を提案した。東海道新幹線は全線に有道床軌道が採用されており、また無道床橋りょうは高速鉄道においては東海道新幹線に特有の構造である。本手法をベースとし、今後軌道狂いが発生し成長するメカニズムの解明、高効率な高精度整備手法の確立などに結び付けていかなければならない。現在東海道新幹線の軌道状態は、開業以降最高の状態が維持されていると考えるが、一方いまだに、年1回の大型機械による軌道整備(MTT)の他に、全線延長の10%程度であるが、臨時補修的な人力作業であるむら直し(TT)作業を必要としている。ある箇所ではこのTT作業が多頻度に投入されている箇所も依然として存在している。そしてその原因あるいは軌道狂い発生メカニズムについては必ずしも十分な解明がないまま対処療法的に作業が繰り返されている箇所も存在する。本研究をさらに発展させることにより、軌道の一層の質の向上、そして低コスト化を同時に実現していくことにつながると考えられる。

我々軌道保守に携わる者、そして現場には、昔より「鏡の線路」の追及という課題を持っている。鏡の線路、すなわち軌道狂いのない線路は、決して維持に手間がかかる線路ではなく、逆に一度作れば軌道狂い進みが生じにくい、保守周期が永遠の(と感じるくらい長い)線路となるのではないかという想いである。本当に軌道狂い進みが生じにくい線路となるのか、その理論根拠やそのためにはどのような軌道管理や保守手法をとるべきか、本研究がその一歩になるのではという期待を感じている。

また、軌道保守を考えるためには、車両の動的挙動、軌道を支える路盤や橋りょうなどの構造物の動的挙動も同時に考慮しなければならない点、いわゆる動的相互作用の問題の

重要性や複雑さも、改めて感じた。高速鉄道は各技術分野が集合した巨大システムであり、その最適化には技術分野を跨る現象の解明は必須である。

東海道新幹線は高速鉄道のフロントランナーであり、最も長い運行経験を持つと同時に常に最新テクノロジーを導入してきている。当社はその東海道新幹線のシステムを一体として保有しかつ今後も継続してその運行に責任を持っていかなければならない立場にある。また、私が所属する技術開発部は、現場の事象を捉え、分析し、かつ課題を解決するため様々な解析手法や試験設備を活用し、事象の解明と新技術を徹底検証しそして導入する責任部署である。

技術分野を跨いでシステムの最適化していくのは正に我々が責任をもって進めていかなければならないと考える。今後も東海道新幹線のブラッシュアップ、技術分野を跨いだ最適化を追求していかなければならない。

A. 第3章における車両／軌道の相互作用シミュレーションについて

A.1 シミュレーションモデルの概要

第3章で用いた車両／軌道の相互作用に関するシミュレーションモデルの全体を図 A-1 に示す。

車両は1両分をモデル化し、軌道上を一定の速度 $v$ で走行するものとする。車両モデルは、車体および台車は剛体、車輪は質点によりモデル化し、車体一台車間および台車一車輪間は線形のばねおよび減衰要素により結合されているものとする。

軌道モデルについては、レールがまくらぎにより一定間隔で離散的に支持されているものとする。軌道を構成する部材について、レールはオイラー梁の有限要素として、まくらぎは質点としてモデル化し、レールまくらぎ間の軌道パッドについては線形のばねおよび減衰要素としてモデル化する。また、バラストは有効質量を持った複数の層としてモデル化し、バラストの各層は線形のばねおよび減衰要素により結合されているものとする。

モデルの境界条件については、レールは両端部において上下運動・回転運動とも拘束し、バラスト最下層部のばねおよび減衰要素は剛な路盤と結合されているものとする。

なお、この解析手法は、第3章参考文献 12)として記載している、「川崎祐征, 三輪昌弘, 吉村彰芳: 車両/軌道の相互作用の数値解析方法に関する一考察, 第16回鉄道技術連合シンポジウム(J-RAIL2009)講演論文集, pp.693-696, 2009年12月」による解析手法と同じ手法を採用している。

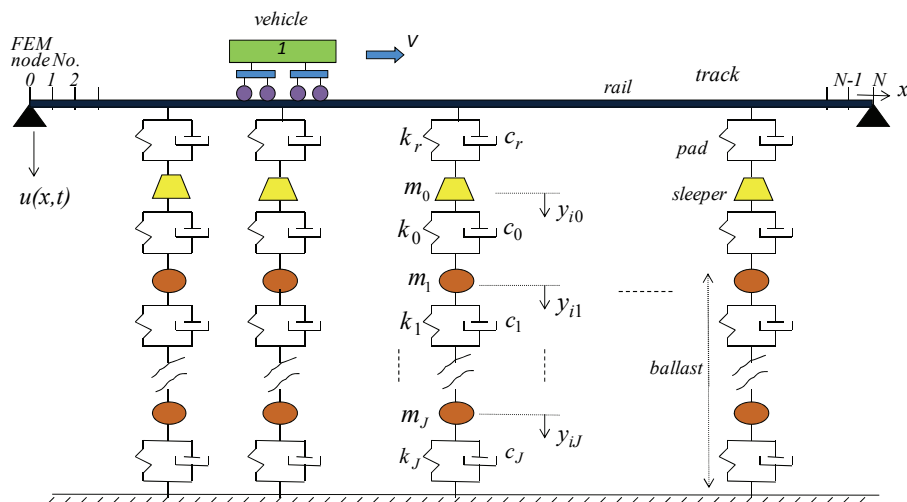


図 A-1 第3章で用いたシミュレーションモデル



なお、本章で用いる主な記号は以下のとおりである。

$y_c(t)$	:	車体上下変位
$\theta_c(t)$	:	車体回転角
$y_{b,i}(t)$	:	台車上下変位 ( $i = 1, 2$ )
$\theta_{b,i}(t)$	:	台車回転角 ( $i = 1, 2$ )
$y_{w,i}(t)$	:	車輪上下変位 ( $i = 1, 2, 3, 4$ )
$m_c$	:	車体質量
$m_b$	:	台車質量
$m_w$	:	車輪質量
$I_c$	:	車体の慣性モーメント
$I_b$	:	台車の慣性モーメント
$k_s$	:	車体－台車間ばね定数
$c_s$	:	車体－台車間減衰係数
$k_p$	:	台車－車輪間ばね定数
$c_p$	:	台車－車輪間減衰係数
$l_c$	:	台車中心間隔の 1/2
$l_b$	:	固定軸距の 1/2
$u(x, t)$	:	レール上下変位
$u_i(t)$	:	レールの有限要素の節点における上下変位 ( $i = 1, 2, \dots, N - 1$ )
$\theta_i(t)$	:	レールの有限要素の節点における回転角 ( $i = 1, 2, \dots, N - 1$ )
$y_{i,0}(t)$	:	まくらぎ上下変位 ( $i = 1, 2, \dots, L$ )
$y_{i,j}(t)$	:	バラスト上下変位 ( $i = 1, 2, \dots, L$ $j = 1, 2, \dots, J$ )
$m_r$	:	レール質量 (単位長あたり)
$El_r$	:	レール曲げ剛性
$m_0$	:	まくらぎ質量
$m_j$	:	バラスト質量 ( $j = 1, 2, \dots, J$ )
$k_r$	:	軌道パッドばね定数
$c_r$	:	軌道パッド減衰係数
$k_0$	:	まくらぎ－第 1 層目バラスト間ばね定数
$c_0$	:	まくらぎ－第 1 層目バラスト間減衰係数
$k_j$	:	第 $j$ 層目－第 $j + 1$ 層目バラスト間ばね定数 ( $j = 1, 2, \dots, J$ )
$c_j$	:	第 $j$ 層目－第 $j + 1$ 層目バラスト間減衰係数 ( $j = 1, 2, \dots, J$ )
$N$	:	レールの要素数
$L$	:	解析区間のまくらぎ本数
$J$	:	バラスト層数

$h$	:	レールの有限要素長 (1 要素あたり)
$x_i$	:	まくらぎ位置 ( $i = 1, 2, \dots, L$ )
$x_{w,i}(t)$	:	時刻 $t$ における車輪位置 ( $i = 1, 2, 3, 4$ )
$R_i(t)$	:	レール-まくらぎ間の反力 ( $i = 1, 2, \dots, L$ )
$\delta(x)$	:	ディラックのデルタ関数
$k_H$	:	車輪-レール間の線形化された接触ばね係数
$P_{sta}$	:	静止輪重
$P_{dyn,i}(t)$	:	輪重の変動分 ( $i = 1, 2, 3, 4$ )
$P_i(t)$	:	動的輪重 (静止輪重と変動分の和) ( $i = 1, 2, 3, 4$ )
$r_{w,i}(t)$	:	車輪 $i$ の直下の軌道狂い ( $i = 1, 2, 3, 4$ )
$u_{w,i}(t)$	:	車輪 $i$ の直下のレール上下変位 ( $i = 1, 2, 3, 4$ )
$v$	:	走行速度
$t$	:	時刻

## A.2 車両の運動方程式

車両モデルの詳細を図 A-2 に示す。鉛直方向については下向きを正、回転方向については時計回りを正とする。

車両各部の運動方程式は、以下のようにあらわすことができる。

車体の上下運動：

$$m_c \frac{d^2 y_c(t)}{dt^2} = k_s (y_{b,1}(t) + y_{b,2}(t) - 2y_c(t)) + c_s \frac{d}{dt} (y_{b,1}(t) + y_{b,2}(t) - 2y_c(t)) \quad (\text{A.1})$$

車体のピッチング運動：

$$I_c \frac{d^2 \theta_c(t)}{dt^2} = k_s (y_{b,1}(t) - y_{b,2}(t) - 2l_c \theta_c(t)) l_c + c_s \frac{d}{dt} (y_{b,1}(t) - y_{b,2}(t) - 2l_c \theta_c(t)) l_c \quad (\text{A.2})$$

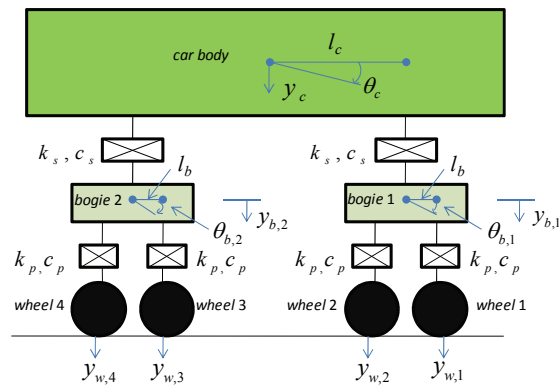


図 A-2 車両モデル

前台車の上下運動：

$$m_b \frac{d^2 y_{b,1}(t)}{dt^2} = -k_s (y_{b,1}(t) - y_c(t) - l_c \theta_c(t)) - c_s \frac{d}{dt} (y_{b,1}(t) - y_c(t) - l_c \theta_c(t)) \quad (\text{A.3})$$

$$+ k_p (y_{w,1}(t) + y_{w,2}(t) - 2y_{b,1}(t)) + c_p \frac{d}{dt} (y_{w,1}(t) + y_{w,2}(t) - 2y_{b,1}(t))$$

前台車のピッチング運動

$$I_b \frac{d^2 \theta_{b,1}(t)}{dt^2} = k_p (y_{w,1}(t) - y_{w,2}(t) - 2l_b \theta_{b,1}(t)) l_b \quad (\text{A.4})$$

$$+ c_p \frac{d}{dt} (y_{w,1}(t) - y_{w,2}(t) - 2l_b \theta_{b,1}(t)) l_b$$

後台車の上下運動

$$m_b \frac{d^2 y_{b,2}(t)}{dt^2} = -k_s (y_{b,2}(t) - y_c(t) + l_c \theta_c(t)) - c_s \frac{d}{dt} (y_{b,2}(t) - y_c(t) + l_c \theta_c(t)) \quad (\text{A.5})$$

$$+ k_p (y_{w,3}(t) + y_{w,4}(t) - 2y_{b,2}(t)) + c_p \frac{d}{dt} (y_{w,3}(t) + y_{w,4}(t) - 2y_{b,2}(t))$$

後台車のピッチング運動

$$I_b \frac{d^2 \theta_{b,2}(t)}{dt^2} = k_p (y_{w,3}(t) - y_{w,4}(t) - 2l_b \theta_{b,2}(t)) l_b \quad (\text{A.6})$$

$$+ c_p \frac{d}{dt} (y_{w,3}(t) - y_{w,4}(t) - 2l_b \theta_{b,2}(t)) l_b$$

各車輪の上下運動

$$m_w \frac{d^2 y_{w,1}(t)}{dt^2} = -k_p (y_{w,1}(t) - y_{b,1}(t) - l_b \theta_{b,1}(t)) \quad (\text{A.7})$$

$$- c_p \frac{d}{dt} (y_{w,1}(t) - y_{b,1}(t) - l_b \theta_{b,1}(t)) - P_{dyn,1}(t)$$

$$m_w \frac{d^2 y_{w,2}(t)}{dt^2} = -k_p (y_{w,2}(t) - y_{b,1}(t) + l_b \theta_{b,1}(t)) \quad (\text{A.8})$$

$$- c_p \frac{d}{dt} (y_{w,2}(t) - y_{b,1}(t) + l_b \theta_{b,1}(t)) - P_{dyn,2}(t)$$

$$m_w \frac{d^2 y_{w,3}(t)}{dt^2} = -k_p (y_{w,3}(t) - y_{b,2}(t) - l_b \theta_{b,2}(t)) \quad (\text{A.9})$$

$$- c_p \frac{d}{dt} (y_{w,3}(t) - y_{b,2}(t) - l_b \theta_{b,2}(t)) - P_{dyn,3}(t)$$

$$m_w \frac{d^2 y_{w,4}(t)}{dt^2} = -k_p (y_{w,4}(t) - y_{b,2}(t) + l_b \theta_{b,2}(t)) \quad (\text{A.10})$$

$$-c_p \frac{d}{dt} (y_{w,4}(t) - y_{b,2}(t) + l_b \theta_{b,2}(t)) - P_{dyn,4}(t)$$

式(A.1)から(A.10)をマトリクス形式で表すことにより、車両の運動方程式が以下のとおり得られる。なお、変数上部のドットは時間微分を表す。

$$\mathbf{M}_V \ddot{\mathbf{u}}_V(t) + \mathbf{C}_V \dot{\mathbf{u}}_V(t) + \mathbf{K}_V \mathbf{u}_V(t) = - \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ P_{dyn,1}(t) \\ P_{dyn,2}(t) \\ P_{dyn,3}(t) \\ P_{dyn,4}(t) \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 P_{dyn,i}(t) \mathbf{a}_{V,i} \quad (\text{A.11})$$

ただし、

$$\mathbf{u}_V(t) = (y_c(t), \theta_c(t), y_{b,1}(t), \theta_{b,1}(t), y_{b,2}(t), \theta_{b,2}(t), y_{w,1}(t), y_{w,2}(t), y_{w,3}(t), y_{w,4}(t))^T \quad (\text{A.12})$$

$$\mathbf{M}_V = \text{diag}(m_c, I_c, m_b, I_b, m_b, I_b, m_w, m_w, m_w, m_w) \quad (\text{A.13})$$

$$\mathbf{C}_V = \begin{pmatrix} 2c_s & 0 & -c_s & 0 & -c_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2c_s l_c^2 & -c_s l_c & 0 & c_s l_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_s & -c_s l_c & 2c_p + c_s & 0 & 0 & 0 & -c_p & -c_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2c_p l_b^2 & 0 & 0 & -c_p l_b & c_p l_b & 0 & 0 \\ -c_s & c_s l_c & 0 & 0 & 2c_p + c_s & 0 & 0 & 0 & -c_p & -c_p \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2c_p l_b^2 & 0 & 0 & -c_p l_b & c_p l_b \\ 0 & 0 & -c_p & -c_p l_b & 0 & 0 & c_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_p & c_p l_b & 0 & 0 & 0 & c_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_p & -c_p l_b & 0 & 0 & c_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_p & c_p l_b & 0 & 0 & 0 & c_p \end{pmatrix} \quad (\text{A.14})$$

$\mathbf{K}_V$

$$= \begin{pmatrix} 2k_s & 0 & -k_s & 0 & -k_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2k_s l_c^2 & -k_s l_c & 0 & k_s l_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_s & -k_s l_c & 2k_p + k_s & 0 & 0 & 0 & -k_p & -k_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2k_p l_b^2 & 0 & 0 & -k_p l_b & k_p l_b & 0 & 0 \\ -k_s & k_s l_c & 0 & 0 & 2k_p + k_s & 0 & 0 & 0 & -k_p & -k_p \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2k_p l_b^2 & 0 & 0 & -k_p l_b & k_p l_b \\ 0 & 0 & -k_p & -k_p l_b & 0 & 0 & k_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_p & k_p l_b & 0 & 0 & 0 & k_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_p & -k_p l_b & 0 & 0 & k_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_p & k_p l_b & 0 & 0 & 0 & k_p \end{pmatrix}$$

(A.15)

$$\begin{cases} \mathbf{a}_{V,1} = (0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, 0, 0)^T \\ \mathbf{a}_{V,2} = (0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0, 0)^T \\ \mathbf{a}_{V,3} = (0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1, 0)^T \\ \mathbf{a}_{V,4} = (0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -1)^T \end{cases} \quad (\text{A.16})$$

### A.3 軌道の運動方程式

車両モデルと同様に、鉛直方向については下向きを正、回転方向については時計回りを正とすると、図 A-1 より軌道の運動方程式については以下のようにあらわすことができる。

レールの上下曲げ振動

$$EI \frac{\partial^4 u(x, t)}{\partial x^4} + m_r \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^4 P_i(t) \delta(x - x_{w,i}(t)) - \sum_{i=1}^L R_i(t) \delta(x - x_i) \quad (\text{A.17})$$

レールーまくらぎ間の反力

$$R_i(t) = \left( k_r + c_r \frac{d}{dt} \right) (u(x_i, t) - y_{i,0}(t)) \quad (i = 1, 2, \dots, L) \quad (\text{A.18})$$

まくらぎの上下振動

$$m_0 \frac{d^2 y_{i,0}(t)}{dt^2} + \left( k_0 + c_0 \frac{d}{dt} \right) (y_{i,0}(t) - y_{i,1}(t)) = R_i(t) \quad (i = 1, 2, \dots, L) \quad (\text{A.19})$$

バラストの上下振動

$$\begin{aligned} m_j \frac{d^2 y_{i,j}(t)}{dt^2} + \left( k_j + c_j \frac{d}{dt} \right) (y_{i,j}(t) - y_{i,j+1}(t)) \\ = \left( k_{j-1} + c_{j-1} \frac{d}{dt} \right) (y_{i,j-1}(t) - y_{i,j}(t)) \quad (j = 1, 2, \dots, J : i = 1, 2, \dots, L : y_{i,J+1}(t) = 0) \end{aligned} \quad (\text{A.20})$$

レールをオイラー梁の有限要素とした場合、式(A.17)から(A.20)をまとめてあらわすと、以下のとおりとなる。

$$\mathbf{M}_R \ddot{\mathbf{u}}_R(t) + \mathbf{C}_R \dot{\mathbf{u}}_R(t) + \mathbf{K}_R \mathbf{u}_R(t) = \sum_{i=1}^4 P_i(t) \mathbf{a}_{R,i}(t) \quad (\text{A.21})$$

ただし、

$$\mathbf{u}_R(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_0^*(t) \\ \mathbf{y}(t) \end{pmatrix}, \mathbf{u}_0^*(t) = \begin{pmatrix} u_1(t) \\ h\theta_1(t) \\ \vdots \\ u_{N-1}(t) \\ h\theta_{N-1}(t) \end{pmatrix}, \mathbf{y}(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{y}_1(t) \\ \mathbf{y}_2(t) \\ \vdots \\ \mathbf{y}_L(t) \end{pmatrix}, \mathbf{y}_i(t) = \begin{pmatrix} y_{i,0}(t) \\ y_{i,1}(t) \\ y_{i,2}(t) \\ \vdots \\ y_{i,j}(t) \end{pmatrix} \quad (\text{A.22})$$

$$\mathbf{M}_R = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_0^* & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_1 \end{pmatrix} \quad (\text{A.23})$$

$$\begin{aligned}
& \mathbf{M}_0^* \\
& = \frac{m_r h}{420} \left( \begin{array}{cccccc}
312 & 0 & 54 & -13 & & \\
0 & 8 & 13 & -3 & & \\
54 & 13 & 312 & 0 & 54 & -13 \\
-13 & -3 & 0 & 8 & 13 & -3 \\
& & 54 & 13 & 312 & 0 \\
& & -13 & -3 & 0 & 8 \\
& & & & \ddots & \\
& & & & 312 & 0 & 54 & -13 \\
& & & & 0 & 8 & 13 & -3 \\
& & & & 54 & 13 & 312 & 0 & 54 & -13 \\
& & & & -13 & -3 & 0 & 8 & 13 & -3 \\
& & & & & & 54 & 13 & 312 & 0 \\
& & & & & & -13 & -3 & 0 & 8
\end{array} \right) \\
& \in R^{2(N-1) \times 2(N-1)} \quad (\text{A.24})
\end{aligned}$$

$$\mathbf{M}_1 = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_s & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{M}_s \end{pmatrix} \in R^{L(J+1) \times L(J+1)} \quad (\text{A.25})$$

$$\mathbf{M}_s = \begin{pmatrix} m_0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & m_1 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & m_j \end{pmatrix} \in R^{(J+1) \times (J+1)} \quad (\text{A.26})$$

$$\mathbf{C}_R = \begin{pmatrix} c_r \mathbf{G} & c_r \mathbf{F}^T \\ c_r \mathbf{F} & \mathbf{C}_1 \end{pmatrix} \quad (\text{A.27})$$

$$\mathbf{C}_1 = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_s & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_s & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{C}_s \end{pmatrix} \in R^{L(J+1) \times L(J+1)} \quad (\text{A.28})$$

$$\mathbf{C}_s = \begin{pmatrix} c_r + c_0 & -c_0 & & & & & & \mathbf{0} \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & & & & & \\ & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & & & & \\ & & -c_2 & \ddots & & & & \\ & & & \ddots & & & & \\ \mathbf{0} & & & \ddots & c_{J-2} + c_{J-1} & -c_{J-1} & & \\ & & & & -c_{J-1} & c_{J-1} + c_J & & \end{pmatrix} \in R^{(J+1) \times (J+1)} \quad (\text{A.29})$$

$$\mathbf{K}_R = \begin{pmatrix} \mathbf{K}_0^* + k_r \mathbf{G} & k_r \mathbf{F}^T \\ k_r \mathbf{F} & \mathbf{K}_1 \end{pmatrix} \quad (\text{A.30})$$



$$\mathbf{a}_{R,i}(t) = (0, \dots, 0, \underbrace{N_1(\xi_i), N_2(\xi_i), N_3(\xi_i), N_4(\xi_i)}_{\substack{\text{車輪直下のレールの有限要素に対応} \\ 2(N-1)}}, 0, \dots, 0, \underbrace{0, \dots, 0}_{L(J+1)})^T \quad (\text{A.36})$$

$N_j(i)$ は車輪  $j$  が走行している有限要素内の位置  $\xi_i$  により定まる形状関数であり，以下のとおりである（図 A-3）．

$$\begin{cases} N_1(\xi_i) = 1 - 3\left(\frac{\xi_j}{h}\right)^2 + 2\left(\frac{\xi_j}{h}\right)^3 \\ N_2(\xi_i) = \left(\frac{\xi_j}{h}\right) - 2\left(\frac{\xi_j}{h}\right)^2 + \left(\frac{\xi_j}{h}\right)^3 \\ N_3(\xi_i) = 3\left(\frac{\xi_j}{h}\right)^2 - 2\left(\frac{\xi_j}{h}\right)^3 \\ N_4(\xi_i) = -\left(\frac{\xi_j}{h}\right)^2 + \left(\frac{\xi_j}{h}\right)^3 \end{cases} \quad (0 \leq \xi_i \leq h) \quad (\text{A.37})$$

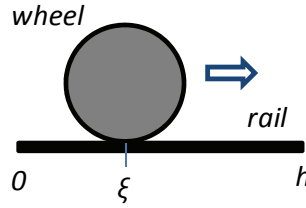


図 A-3 レールの有限要素上の車輪

#### A.4 レールー車輪間の接触力

1つの車輪に対するレールー車輪間の接触力は，鉛直下向きを正とした場合は以下の式で表される．

$$P_{dyn,i}(t) = k_H (y_{w,i}(t) - u_{w,i}(t) - r_{w,i}(t)) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (\text{A.38})$$

ここで，車輪直下のレール変位  $u_{w,i}(t)$  は，軌道上の車輪の位置によって定まるベクトル  $\mathbf{a}_{R,i}(t)$  と軌道各部の変位ベクトル  $\mathbf{u}_R(t)$  の内積で表すことができるため，式(A.38)は

$$P_{dyn,i}(t) = k_H (y_{w,i}(t) - \mathbf{a}_{R,i}^T(t) \mathbf{u}_R(t) - r_{w,i}(t)) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (\text{A.39})$$

となる．

#### A.5 車両ー軌道の相互作用の運動方程式



前節までで求めた車両の運動方程式，軌道の運動方程式およびレールー車輪間の接触力に関する式は以下のとおりである．

車両の運動方程式（再掲）

$$\mathbf{M}_V \ddot{\mathbf{u}}_V(t) + \mathbf{C}_V \dot{\mathbf{u}}_V(t) + \mathbf{K}_V \mathbf{u}_V(t) = \sum_{i=1}^4 P_{dyn,i}(t) \mathbf{a}_{V,i} \quad (\text{A.11})$$

軌道の運動方程式（再掲）

$$\mathbf{M}_R \ddot{\mathbf{u}}_R(t) + \mathbf{C}_R \dot{\mathbf{u}}_R(t) + \mathbf{K}_R \mathbf{u}_R(t) = \sum_{i=1}^4 P_i(t) \mathbf{a}_{R,i}(t) \quad (\text{A.21})$$

レールー車輪間の接触力（再掲）

$$P_{dyn,i}(t) = k_H \left( y_{w,i}(t) - \mathbf{a}_{R,i}^T(t) \mathbf{u}_R(t) - r_{w,i}(t) \right) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (\text{A.39})$$

式(A.11)，(A.21)および(A.39)を統合してひとつの式で表すと，以下のとおりとなる．

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \mathbf{M}_V & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_V(t) \\ \ddot{\mathbf{u}}_R(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{C}_V & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{u}}_V(t) \\ \dot{\mathbf{u}}_R(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{K}_V & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{u}_V(t) \\ \mathbf{u}_R(t) \end{pmatrix} \\ = \sum_{i=1}^4 \begin{pmatrix} P_{dyn,i}(t) \mathbf{a}_{V,i} \\ P_i(t) \mathbf{a}_{R,i}(t) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (\text{A.40})$$

ここで，輪重に関する関係式

$$P_{dyn,j}(t) = P_j(t) - P_{sta} \quad (\text{A.41})$$

を用いると，式(A.40)の左辺は以下のように表すことができる．

$$\begin{aligned} \mathbf{f}(\mathbf{u}, t) &= \sum_{j=1}^4 \begin{pmatrix} P_{dyn,j}(t) \mathbf{a}_{V,j} \\ P_j(t) \mathbf{a}_{R,j}(t) \end{pmatrix} = \sum_{j=1}^4 \begin{pmatrix} P_j(t) \mathbf{a}_j(t) + P_{sta} \begin{pmatrix} \mathbf{a}_{V,j} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} \end{pmatrix} \\ &= - \sum_{j=1}^4 k_H \mathbf{a}_j(t) \mathbf{a}_j(t)^T \mathbf{u}(t) - \sum_{j=1}^4 k_H r_{w,j}(t) \mathbf{a}_j(t) + \sum_{j=1}^4 P_{sta} \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ -\mathbf{a}_{R,j}(t) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (\text{A.42})$$

ただし，

$$\mathbf{a}_j(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{a}_{V,j} \\ \mathbf{a}_{R,j}(t) \end{pmatrix}, \quad \mathbf{u}(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_V(t) \\ \mathbf{u}_R(t) \end{pmatrix} \quad (\text{A.43})$$

また，以下の行列

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_V & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_R \end{pmatrix}, \mathbf{C} = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_V & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_R \end{pmatrix}, \mathbf{K} = \begin{pmatrix} \mathbf{K}_V & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_R \end{pmatrix} \quad (\text{A.44})$$

を定義すると，式(A.40)は以下のようにあらわされる．

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{u}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{u}, t) \quad (\text{A.45})$$

さらに， $\mathbf{f}(\mathbf{u}, t)$ について

$$\mathbf{f}(\mathbf{u}, t) = -\mathbf{K}(t) \mathbf{u}(t) + \mathbf{g}(t) \quad (\text{A.46})$$

$$\mathbf{K}(t) = \sum_{j=1}^4 k_H \mathbf{a}_j(t) \mathbf{a}_j(t)^T \quad (\text{A.47})$$

$$\mathbf{g}(t) = - \sum_{j=1}^4 k_H r_{w,j}(t) \mathbf{a}_j(t) + \sum_{j=1}^4 P_{sta} \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ -\mathbf{a}_{R,j}(t) \end{pmatrix} \quad (\text{A.48})$$

とおくと,

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t) + (\mathbf{K} + \mathbf{K}(t))\mathbf{u}(t) = \mathbf{g}(t) \quad (\text{A.49})$$

を得る. これが車両と軌道の相互作用を表す運動方程式であり, シミュレーションにおいては式(A.49)を数値積分により解くこととなる.

## B. 第5章における車両／軌道の相互作用シミュレーションについて

### B.1 シミュレーションモデルの概要

第5章で用いた車両／軌道の相互作用に関するシミュレーションモデルの全体を図 B-1 に示す。

車両は半車体分をモデル化し、軌道上を一定の速度 $v$ で走行するものとする。車両モデルは、車体は質点、台車は剛体、車輪は質点によりモデル化し、車体一台車間および台車－車輪間は線形のばねおよび減衰要素により結合されているものとする。

軌道モデルについては、レールが等支間長の連続した無道床橋りょう上でまくらぎにより一定間隔で離散的に支持されているものとする。軌道を構成する部材について、レールはおよび橋りょうオイラー梁の有限要素として、まくらぎは質点としてモデル化し、レールおよび橋りょうとは線形のばねおよび減衰要素で結合されているものとする。また、バラストは有効質量を持った複数の層としてモデル化し、バラストの各層は線形のばねおよび減衰要素により結合されているものとする。また、レールと橋りょうの有限要素長は同一とする。

モデルの境界条件については、レールは両端部において上下運動・回転運動とも拘束するものとし、橋りょうは各スパンの両端部において上下運動のみ拘束し回転運動は拘束しないものとする。

なお、本章で用いる主な記号は以下のとおりである。

- $y_c(t)$  : 車体上下変位
- $\theta_c(t)$  : 車体回転角
- $y_b(t)$  : 台車上下変位
- $\theta_b(t)$  : 台車回転角
- $y_{w,i}(t)$  : 車輪上下変位 ( $i = 1, 2$ )

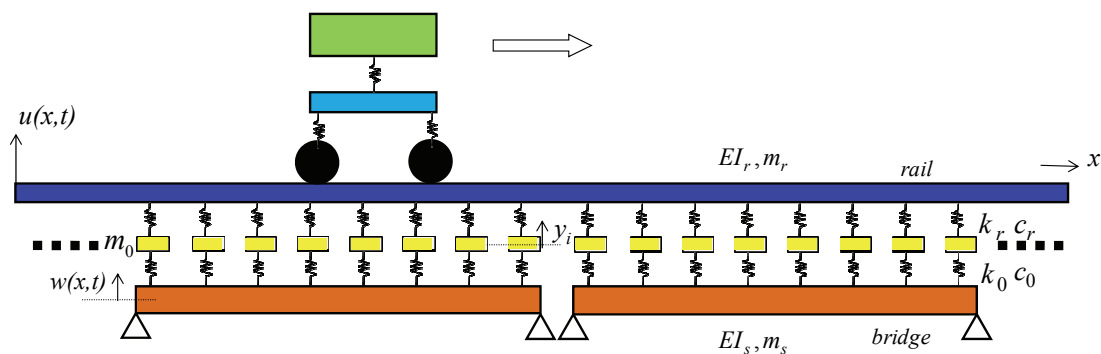


図 B-1 第5章で用いたシミュレーションモデル

$m_c$	:	車体質量
$m_b$	:	台車質量
$m_w$	:	車輪質量
$I_b$	:	台車の慣性モーメント
$k_s$	:	車体-台車間ばね定数
$c_s$	:	車体-台車間減衰係数
$k_p$	:	台車-車輪間ばね定数
$c_p$	:	台車-車輪間減衰係数
$l_b$	:	固定軸距の 1/2
$u(x, t)$	:	レール上下変位
$u_i(t)$	:	レールの有限要素の節点における上下変位 ( $i = 1, 2, \dots, N_r - 1$ )
$\theta_i(t)$	:	レールの有限要素の節点における回転角 ( $i = 1, 2, \dots, N_r - 1$ )
$y_{i,j}(t)$	:	まくらぎ上下変位 ( $i = 1, 2, \dots, M : j = 1, 2, \dots, L$ )
$w(x, t)$	:	橋りょう上下変位
$w_{i,j}(t)$	:	橋りょうの有限要素の節点における上下変位 ( $i = 1, 2, \dots, M : j = 0, 1, 2, \dots, N_s$ )
$\phi_{i,j}(t)$	:	橋りょうの有限要素の節点における回転角 ( $i = 1, 2, \dots, M : j = 0, 1, 2, \dots, N_s$ )
$m_r$	:	レール質量 (単位長あたり)
$El_r$	:	レール曲げ剛性
$m_0$	:	まくらぎ質量
$m_s$	:	橋りょう質量 (単位長あたり)
$El_s$	:	橋りょう曲げ剛性
$k_r$	:	軌道パッドばね定数
$c_r$	:	軌道パッド減衰係数
$k_0$	:	まくらぎ-橋りょう間ばね定数
$c_0$	:	まくらぎ-橋りょう間減衰係数
$N_r$	:	レールの要素数
$N_s$	:	橋りょうの要素数 (1 橋りょうあたり)
$L$	:	1 橋りょうあたりのまくらぎ本数
$M$	:	橋りょうのスパン数
$h$	:	レールおよび橋りょうの有限要素長 (1 要素あたり)
$x_{i,j}$	:	まくらぎ位置 ( $i = 1, 2, \dots, M : j = 1, 2, \dots, L$ )
$x_{w,i}(t)$	:	時刻 $t$ における車輪位置 ( $i = 1, 2$ )
$R_i(t)$	:	レール-まくらぎ間の反力 ( $i = 1, 2, \dots, L$ )
$S_i(t)$	:	まくらぎ-橋りょう間の反力 ( $i = 1, 2, \dots, L$ )

$\delta(x)$	:	ディラックのデルタ関数
$k_H$	:	車輪-レール間の線形化された接触ばね係数
$P_{sta}$	:	静止輪重
$P_{dyn,i}(t)$	:	輪重の変動分 ( $i = 1, 2$ )
$P_i(t)$	:	動的輪重 (静止輪重と変動分の和) ( $i = 1, 2$ )
$r_{w,i}(t)$	:	車輪 $i$ の直下の軌道狂い ( $i = 1, 2$ )
$u_{w,i}(t)$	:	車輪 $i$ の直下のレール上下変位 ( $i = 1, 2$ )
$v$	:	走行速度
$t$	:	時刻

## B.2 車両の運動方程式

車両モデルの詳細を図 B-2 に示す。鉛直方向については上向きを正、回転方向については反時計回りを正とする。

車両各部の運動方程式は、以下のようにあらわすことができる。

車体の上下運動：

$$m_c \frac{d^2 y_c(t)}{dt^2} = k_s (y_b(t) - y_c(t)) + c_s \frac{d}{dt} (y_b(t) - y_c(t)) \quad (\text{B.1})$$

台車の上下運動：

$$m_b \frac{d^2 y_b(t)}{dt^2} = -k_s (y_b(t) - y_c(t)) - c_s \frac{d}{dt} (y_b(t) - y_c(t)) + k_p (y_{w,1}(t) + y_{w,2}(t) - 2y_b(t)) + c_p \frac{d}{dt} (y_{w,1}(t) + y_{w,2}(t) - 2y_b(t)) \quad (\text{B.2})$$

台車のピッチング運動

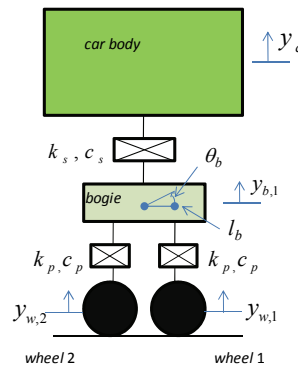


図 B-2 車両モデル

$$I_b \frac{d^2 \theta_b(t)}{dt^2} = k_p (y_{w,1}(t) - y_{w,2}(t) - 2l_b \theta_b(t)) l_b \quad (\text{B.3})$$

$$+ c_p \frac{d}{dt} (y_{w,1}(t) - y_{w,2}(t) - 2l_b \theta_b(t)) l_b$$

各車輪の上下運動

$$m_w \frac{d^2 y_{w,1}(t)}{dt^2} = -k_p (y_{w,1}(t) - y_b(t) - l_b \theta_b(t)) \quad (\text{B.4})$$

$$- c_p \frac{d}{dt} (y_{w,1}(t) - y_b(t) - l_b \theta_b(t)) + P_{dyn,1}(t)$$

$$m_w \frac{d^2 y_{w,2}(t)}{dt^2} = -k_p (y_{w,2}(t) - y_b(t) + l_b \theta_b(t)) \quad (\text{B.5})$$

$$- c_p \frac{d}{dt} (y_{w,2}(t) - y_b(t) + l_b \theta_b(t)) + P_{dyn,2}(t)$$

式(B.1)から(B.5)をマトリクス形式で表すことにより、車両の運動方程式が以下のとおり得られる。なお、変数上部のドットは時間微分を表す。

$$\mathbf{M}_V \ddot{\mathbf{u}}_V(t) + \mathbf{C}_V \dot{\mathbf{u}}_V(t) + \mathbf{K}_V \mathbf{u}_V(t) = \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ P_{dyn,1}(t) \\ P_{dyn,2}(t) \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^2 P_{dyn,i}(t) \mathbf{a}_{V,i} \quad (\text{B.6})$$

ただし、

$$\mathbf{u}_V(t) = (y_c(t), y_b(t), \theta_b(t), y_{w,1}(t), y_{w,2}(t))^T \quad (\text{B.7})$$

$$\mathbf{M}_V = \text{diag}(m_c, m_b, I_b, m_w, m_w) \quad (\text{B.8})$$

$$\mathbf{C}_V = \begin{pmatrix} c_s & -c_s & 0 & 0 & 0 \\ -c_s & 2c_p + c_s & 0 & -c_p & -c_p \\ 0 & 0 & 2c_p l_b^2 & -c_p l_b & c_p l_b \\ 0 & -c_p & -c_p l_b & c_p & 0 \\ 0 & -c_p & c_p l_b & 0 & c_p \end{pmatrix} \quad (\text{B.9})$$

$$\mathbf{K}_V = \begin{pmatrix} k_s & -k_s & 0 & 0 & 0 \\ -k_s & 2k_p + k_s & 0 & -k_p & -k_p \\ 0 & 0 & 2k_p l_b^2 & -k_p l_b & k_p l_b \\ 0 & -k_p & -k_p l_b & k_p & 0 \\ 0 & -k_p & k_p l_b & 0 & k_p \end{pmatrix} \quad (\text{B.10})$$

$$\begin{cases} \mathbf{a}_{V,1} = (0, 0, 0, 1, 0)^T \\ \mathbf{a}_{V,2} = (0, 0, 0, 0, 1)^T \end{cases} \quad (\text{B.11})$$

### B.3 軌道および橋りょうの運動方程式

車両モデルと同様，鉛直方向については上向きを正，回転方向については反時計回りを正とすると，図 B・1 より軌道の運動方程式については以下のようにあらわすことができる．

レールの上下曲げ振動

$$EI_r \frac{\partial^4 u(x, t)}{\partial x^4} + m_r \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = - \sum_{i=1}^2 P_i(t) \delta(x - x_{w,i}(t)) - \sum_{i=1}^L R_i(t) \delta(x - x_i) \quad (\text{B.12})$$

レール—まくらぎ間の反力

$$R_i(t) = \left( k_r + c_r \frac{d}{dt} \right) (u(x_i, t) - y_i(t)) \quad (i = 1, 2, \dots, L) \quad (\text{B.13})$$

まくらぎの上下振動

$$m_0 \frac{d^2 y_i(t)}{dt^2} = R_i(t) - S_i(t) \quad (i = 1, 2, \dots, L) \quad (\text{B.14})$$

まくらぎ—橋りょう間の反力

$$S_i(t) = \left( k_0 + c_0 \frac{d}{dt} \right) (y_i(t) - w(x_i, t)) \quad (i = 1, 2, \dots, L) \quad (\text{B.15})$$

橋りょうの上下曲げ振動

$$EI_s \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + m_s \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^L S_i(t) \delta(x - x_i) \quad (\text{B.16})$$

レールおよび橋りょうをオイラー梁の有限要素とした場合，式(B.12)から(B.16)をまとめてあらわすと，以下のとおりとなる．

$$\mathbf{M}_R \ddot{\mathbf{u}}_R(t) + \mathbf{C}_R \dot{\mathbf{u}}_R(t) + \mathbf{K}_R \mathbf{u}_R(t) = - \sum_{i=1}^2 P_i(t) \mathbf{a}_{R,i}(t) \quad (\text{B.17})$$

ただし，

$$\mathbf{u}_R(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_0^*(t) \\ \mathbf{y}(t) \\ \mathbf{w}(t) \end{pmatrix}, \mathbf{u}_0^*(t) = \begin{pmatrix} u_1(t) \\ h\theta_1(t) \\ \vdots \\ u_{N-1}(t) \\ h\theta_{N-1}(t) \end{pmatrix}, \mathbf{y}(t) = \begin{pmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \\ \vdots \\ y_L(t) \end{pmatrix} \quad (\text{B.18})$$







$$\mathbf{F} = \begin{pmatrix} 0 & \cdots & 0 & 1 & 0 & \cdots & \cdots & \vdots & \cdots & \cdots \\ \vdots & & \cdots & 0 & \cdots & & & \vdots & & \cdots \\ \vdots & & & \vdots & & \cdots & 0 & \cdots & \cdots & \cdots \\ & & & & \cdots & 0 & 1 & 0 & \cdots & \cdots \\ & & & & & \cdots & 0 & \cdots & \cdots & \cdots \\ & & & & & & \vdots & \cdots & \cdots & \cdots \end{pmatrix} \in R^{LM \times 2(N_r-1)} \quad (\text{B.30})$$

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} 0 & & & & & & & & & \mathbf{0} \\ & \ddots & & & & & & & & \\ & & 0 & & & & & & & \\ & & & 1 & & & & & & \\ & & & & 0 & & & & & \\ & & & & & \ddots & & & & \\ & & & & & & 0 & & & \\ \mathbf{0} & & & & & & & 1 & & \\ & & & & & & & & 0 & \ddots \end{pmatrix} \in R^{2(N_r-1) \times 2(N_r-1)} \quad (\text{B.31})$$

$$\mathbf{H} = \begin{pmatrix} 0 & & & & & & & & & \mathbf{0} \\ & \ddots & & & & & & & & \\ & & 0 & & & & & & & \\ & & & 1 & & & & & & \\ & & & & 0 & & & & & \\ & & & & & \ddots & & & & \\ & & & & & & 0 & & & \\ \mathbf{0} & & & & & & & 1 & & \\ & & & & & & & & 0 & \ddots \end{pmatrix} \in R^{2N_sM \times 2N_sM} \quad (\text{B.31})$$

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} 0 & \cdots & 0 & -1 & 0 & \cdots & \cdots & \vdots & \cdots & \cdots \\ \vdots & & \cdots & 0 & \cdots & & & \vdots & & \cdots \\ \vdots & & & \vdots & & \cdots & 0 & \cdots & \cdots & \cdots \\ & & & & \cdots & 0 & -1 & 0 & \cdots & \cdots \\ & & & & & \cdots & 0 & \cdots & \cdots & \cdots \\ & & & & & & \vdots & \cdots & \cdots & \cdots \end{pmatrix} \in R^{LM \times 2N_sM} \quad (\text{B.32})$$

また,  $\mathbf{a}_{R,i}(t)$ は軌道上の車輪の位置によって定まるベクトルであり, 以下の式であらわされる.

$$\mathbf{a}_{R,i}(t) = \underbrace{(0, \cdots, 0, N_1(\xi_i), N_2(\xi_i), N_3(\xi_i), N_4(\xi_i), 0, \cdots, 0)}_{\substack{\text{車輪直下のレールの有限要素に対応} \\ 2(N-1)}} \underbrace{(0, \cdots, 0)}_{LM+2N_sM}^T \quad (\text{B.33})$$

$N_j(i)$ は車輪  $j$  が走行している有限要素内の位置  $\xi_i$  により定まる形状関数であり, 式(A.37)と同じである.

#### B.4 レールー車輪間の接触力

1つの車輪に対するレールー車輪間の接触力は, 鉛直上向きを正とした場合は以下の式で表される.

$$P_{dyn,i}(t) = k_H \left( -y_{w,i}(t) + u_{w,i}(t) + r_{w,i}(t) \right) \quad (i = 1, 2) \quad (\text{B.34})$$

ここで、車輪直下のレール変位 $\mathbf{u}_{w,i}(t)$ は、軌道上の車輪の位置によって定まるベクトル $\mathbf{a}_{R,i}(t)$ と軌道各部の変位ベクトル $\mathbf{u}_R(t)$ の内積で表すことができるため、式(B.34)は

$$P_{dyn,i}(t) = k_H \left( -y_{w,i}(t) + \mathbf{a}_{R,i}^T(t) \mathbf{u}_R(t) + r_{w,i}(t) \right) \quad (i = 1, 2) \quad (\text{B.35})$$

となる。

## B.5 車両－軌道の相互作用の運動方程式

前節までで求めた車両の運動方程式、軌道の運動方程式およびレール－車輪間の接触力に関する式は以下のとおりである。

車両の運動方程式（再掲）

$$\mathbf{M}_V \ddot{\mathbf{u}}_V(t) + \mathbf{C}_V \dot{\mathbf{u}}_V(t) + \mathbf{K}_V \mathbf{u}_V(t) = \sum_{i=1}^2 P_{dyn,i}(t) \mathbf{a}_{V,i} \quad (\text{B.6})$$

軌道の運動方程式（再掲）

$$\mathbf{M}_R \ddot{\mathbf{u}}_R(t) + \mathbf{C}_R \dot{\mathbf{u}}_R(t) + \mathbf{K}_R \mathbf{u}_R(t) = \sum_{i=1}^2 P_i(t) \mathbf{a}_{R,i}(t) \quad (\text{B.17})$$

レール－車輪間の接触力（再掲）

$$P_{dyn,i}(t) = k_H \left( y_{w,i}(t) - \mathbf{a}_{R,i}^T(t) \mathbf{u}_R(t) - r_{w,i}(t) \right) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (\text{B.35})$$

あとは、付録 A 章と同様に式(B.6)、(B.17)および(B.35)を統合して整理すると、以下のとおりとなる。

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{u}}(t) + (\mathbf{K} + \mathbf{K}(t)) \mathbf{u}(t) = \mathbf{g}(t) \quad (\text{B.36})$$

ただし、

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_V & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_R \end{pmatrix}, \mathbf{C} = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_V & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_R \end{pmatrix}, \mathbf{K} = \begin{pmatrix} \mathbf{K}_V & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_R \end{pmatrix} \quad (\text{B.37})$$

$$\mathbf{a}_j(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{a}_{V,j} \\ \mathbf{a}_{R,j}(t) \end{pmatrix}, \quad \mathbf{u}(t) = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_V(t) \\ \mathbf{u}_R(t) \end{pmatrix} \quad (\text{B.38})$$

$$\mathbf{K}(t) = \sum_{j=1}^2 k_H \mathbf{a}_j(t) \mathbf{a}_j(t)^T \quad (\text{B.39})$$

$$\mathbf{g}(t) = - \sum_{j=1}^4 k_H r_{w,j}(t) \mathbf{a}_j(t) + \sum_{j=1}^2 P_{sta} \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ -\mathbf{a}_{R,j}(t) \end{pmatrix} \quad (\text{B.40})$$

式(B.36)が第5章における車両と軌道の相互作用を表す運動方程式であり、シミュレーションにおいては式(B.36)を数値積分により解くこととなる。

## 謝辞

大学院卒業後は鉄道メンテナンスの実務部署を中心に歩んできた私は、研究や論文作成は次第に縁遠くなり、ましてや博士号は別世界のことと考えていました。2010年に弊社技術開発部に着任し研究、開発に携わることとなり、弊社にとっての技術開発の重要性を再認識するとともに、長年関わってきた保線技術の奥深さや研究の楽しさを感じ、より深く勉強したいと思いました。そうした頃上司である東海旅客鉄道株式会社の現副社長 長田 豊氏より博士号をとることを勧められ、研究成果をまとめる良い機会と考え、思い切って取り組むこととしました。また東海旅客鉄道株式会社取締役常務執行役員 五十嵐一弘氏、同社常務執行役員 小菅俊一氏にはいつも温かい目で見守っていただきました。機会を与えさらに折々にご指導いただき、深く御礼申し上げます。

本研究をまとめるに当たり神戸大学教授 川谷充郎博士よりご指導を受けることができたのは非常に恵まれたことでした。先生より研究の進め方、学術的な観点からのご指摘から論文のまとめ方まで、ご多忙中の中、浅学な筆者に対しさまざまなご指導を賜り、さらに研究指導者としての姿勢も学ぶことができました。心より感謝し、深く御礼申し上げます。また、同大教授 阪上隆英博士、同大教授 芥川真一博士、同大教授 飯塚敦博士にはご多忙中の中、快く審査を引き受けていただき、本論文に対する適切なお指導をいただきました。厚く御礼申し上げます。

技術開発部では高速鉄道の軌道保守について、これまでの手法に拘らずさらに高い安全性と低コストを実現する手法を検討していました。本研究はその一部であり、技術開発部の軌道関係の方々には多くのご助言や、ご支援をいただきました。本研究の理論構築をはじめさまざまなご支援をいただいた三輪昌弘博士、また解析やその分析に取り組んでいただいた川崎祐征氏に厚く御礼申し上げます。また論文作成に当たりアドバイスをいただいた伊藤裕一博士、永沼泰洲氏、曾田祥信氏、さらにデータ解析や分析などにご協力いただいた平尾博樹氏、青木俊之氏、千田耕大氏、近藤義将氏、日本機械保線株式会社 五十嵐稔氏の皆様には深く御礼申し上げます。また、芝浦工業大学名誉教授 松浦章夫博士には動的挙動に関するご見識から適切なお指導をいただきましたこと、深く感謝いたします。

研究に集中する環境にも恵まれました。技術開発部の富安由里子氏には論文のまとめや参考文献のチェックなどあらゆる面でご支援いただきました。本論文はそのご協力がなければ未だ完成に至らないと考えます。深く感謝申し上げます。さらに論文執筆に当たり、神戸学院大学准教授 中山 学博士、大林組 江尻讓嗣博士には様々なご指導とともにいつも励まされ研究を継続することができました。深く御礼申し上げます。

本研究では、多くの方々の厚いご支援の下で纏めることが出来たものであり、感謝の念に堪えません。今後とも高速鉄道を発展させ、次世代を担う人材を育てることに尽力していく所存です。

平成27年 1月  
小牧にて 大竹 敏雄

---

神戸大学博士論文

「高速鉄道における輪重変動抑制を目的とした短波長領域の軌道狂い管理手法の研究」

全 118 頁

提出日 2015 年 1 月 20 日

本博士論文が神戸大学機関リポジトリ Kernel にて掲載される場合、掲載登録日（公開日）はリポジトリの該当ページ上に掲載されます。

©大竹敏雄

本論文の内容の一部あるいは全部を無断で複製・転載・翻訳することを禁じます。

---