

博士論文

曲線部におけるレール波状摩耗の発生防止と
鉄道車両の急曲線通過性能の向上に関する研究

松 本 陽

目 次

1. 序論	1
1. 1 本研究の目的	2
1. 1. 1 本研究の背景	2
1. 1. 2 これまでの研究	4
1. 1. 3 本研究の目的と特徴	6
1. 2 本論文の構成と概要	8
本論文の構成と流れ	10
2. 曲線通過のメカニズムと曲線部に発生する有害な事象	11
2. 1 鉄道車両が曲線を通るメカニズムと車輪のパーフェクト・ローリング	12
2. 2 曲線通過中の台車姿勢の実態と好ましくない現象の把握	15
2. 3 曲線通過に関する解決すべき課題と解決へのアプローチ	17
2. 3. 1 急曲線における有害な事象Ⅰ（脱線）	17
2. 3. 2 急曲線における有害な事象Ⅱ（レールの波状摩耗）	20
2. 3. 3 急曲線通過時の有害事象の解消への各種のアプローチ	21
3. 曲線通過実験が可能な実物大試験装置の開発と曲線通過状態の把握	31
3. 1 台車回転試験装置の必要性	32
3. 2 開発した台車試験装置の概要	32
3. 3 試験装置で実施した実験の概要	37
4. レール波状摩耗の発生メカニズムと防止策	42
4. 1 レール波状摩耗に関するこれまでの研究と本研究の特徴	43
4. 2 波状摩耗発生の実路線における調査	45
4. 2. 1 波状摩耗の発生箇所	45
4. 2. 2 波状摩耗の形状と発生周波数	47
4. 2. 3 急曲線通過中の台車・軌道特性の実態把握	48
4. 3 実物台車を使用した台車試験装置による波状摩耗発生実験	50
4. 3. 1 台車試験装置の概要	50
4. 3. 2 車輪・レール間の基本的特性の測定	50
4. 3. 3 波状摩耗の発生実験	53

4. 4 シミュレーションによる波状摩耗発生現象の分析	55
(その1 縦方向すべりによる波状摩耗)	
4. 4. 1 台上試験及び実車走行試験結果の考察	55
4. 4. 2 力学モデル	56
4. 4. 3 数値シミュレーション	60
4. 4. 4 シミュレーション結果(車輪／レール系の挙動)とその考察	61
4. 5 シミュレーションによる波状摩耗発生現象の分析	69
(その2 横方向すべりによる波状摩耗)	
4. 5. 1 レール小返りと接触点の移動	69
4. 5. 2 レール小返りによる波状摩耗生成モデル	70
4. 5. 3 数値解析結果と考察	71
4. 5. 4 横方向すべりに起因する発生メカニズムのまとめ	71
4. 6 波状摩耗発生の基本メカニズム	73
4. 6. 1 基本メカニズム	73
4. 6. 2 縦方向すべりによる発生メカニズム	74
4. 6. 3 実際の台車における波状摩耗の発生メカニズム	76
4. 7 波状摩耗の発生防止に関する考察	78
4. 7. 1 発生メカニズムを考慮した防止対策の検討	78
4. 7. 2 波状摩耗防止対策のまとめ	79
4. 8 波状摩耗に関する研究のまとめ	82
5. 鉄道車両の急曲線通過性能を向上させる方策	83
5. 1 曲線通過性能向上に関する研究の必要性とその方法	84
5. 2 車輪・レール接触系の幾何学的改善からのアプローチ	86
5. 2. 1 幾何学的改善の考え方	86
5. 2. 2 曲線通過性能と直進安定性の背反性	87
5. 2. 3 輪径差獲得による曲線通過性能の向上	88
5. 2. 4 幾何学的改善からのアプローチについてのまとめ	94
5. 3 車輪・レール間の摩擦コントロールからのアプローチ	96
5. 3. 1 曲線通過とすべりの発生	96
5. 3. 2 車輪・レール間の摩耗とその対策	96
5. 3. 3 曲線通過時の好ましくない現象と摩擦コントロールによる改善	97
5. 3. 4 摩擦調整による曲線通過性能の向上効果と台上試験による検証例	98
5. 3. 5 摩擦調整による改善のまとめ	100

5. 4 台車構造の改善との組み合わせ ー 直進安定性と曲線通過性能の両立 ー	101
5. 4. 1 両立性を実現するための方法	101
5. 4. 2 台上試験及び計算機シミュレーションによる両立性の評価	102
6. 車輪・レール系の状態監視と良好な曲線通過の実現へのアプローチ	107
6. 1 車輪・レール系の状態監視の必要性	108
6. 1. 1 有害な事象と常時監視すべきパラメータ	108
6. 1. 2 状態監視の実施例	111
6. 2 状態監視を活用した良好な曲線通過の実現	116
7. 結論	118
参考文献リスト	122
発表論文リスト	130
謝辞	138

第1章 序 論

1. 1 本研究の目的

1. 1. 1 本研究の背景

(1) 曲線路の多い日本の鉄道

地形の陰しく平野部の少ないわが国では都市間の幹線鉄道にも曲線路が多く、また、地下鉄や路面電車などの都市鉄道では、わが国に限らず曲線路の割合は非常に多い。曲線路は、走行速度を制限し、騒音を発生させ、レールや車輪が摩耗するなどの点で直線路に比べてマイナス面は多い。そのため、いたずらに急曲線を多用することは避けた方が良いが、曲線路の大部分は必要に迫られて設置されたものである。よって、曲線路を高速で、スムーズかつ安全に通過する技術を確認することができれば、建設費の低減や路線選定の自由度の拡大などの点で効果は大きく、曲線部での高速化や騒音・摩耗の低減が実現すれば、現在の路線の価値を大きく高めることもできる^{SI-1)}。

(2) 鉄道車両の曲線通過メカニズムの特徴

自動車が曲線を曲がるメカニズムは、前輪が操舵（ステア）して、前輪のタイヤが進行方向に対して角度を持つ（「スリップ角」または「横すべり角」と呼ばれ、後に述べる鉄道で言う「アタック角」に相当する。）ことにより、タイヤと路面間に横方向のすべりが生じて、このすべりにより生じる摩擦力（「コーナリングフォース」と呼ばれる。）が車を旋回させる力となる。

一方、加速や減速のための力も車輪を介して伝えられるが、駆動力を伝える車輪は、一般に左右輪が機械的に結合されているので、カーブを曲がる場合は、内側と外側の車輪が走行する距離の長さの差（「行路差」と呼ばれる。）をキャンセルできる機構（ディファレンシャル・ギア）が設けられているのが一般的である。カーブの外側の車輪は長い距離を走らなければならない分、速く回転する必要があるので、この機構がないとどちらかの車輪が円周方向にスリップしなければならなくなるからである。

一般に、車両が曲線を曲がる場合は、車両を旋回させる力を発生させる機構と、内側と外側の車輪の回転差を吸収する機構が必要である。これは路面上を走る自動車だけでなく、レール上を走る鉄道車両でも同じである。自動車が、これら機能を前輪のステアリングと駆動軸のディファレンシャル・ギアにより対応しているのに対し、鉄道車両では、これらをすべて車輪の踏面とレール頭頂部のプロファイルで対応している。このため、鉄道においては、車輪踏面とレール頭頂部のプロファイルが非常に重要である。

鉄道の車輪は、いわゆる独立回転車輪と呼ばれる特殊なものを除いて、左右の車輪が車軸によって剛に結合されている。当然、左右輪が異なった速度で回転することは許されない。そこで、車輪の踏面にテーパ（傾き）をつけて、外側の車輪は半径の大きな部分、内側の車輪は半径の小さな部分がレール上を転動することで内外軌の行路差を吸収している。すなわち、曲線部では車輪が外軌寄りに変位する（遠心力ではなく、クリープ力^{※1)}により輪軸自身がそのように操舵する自己操舵機能を持っている。）ので、外軌側車輪がフ

ランジのど元の半径の大きい部分で、内軌側車輪はフランジから遠い半径の小さい部分でレールに接触する^{S1-2)}。なお、鉄道車両の曲線通過のメカニズムの特徴と問題点の把握については、第2章で詳述する。

(3) 一般的な鉄道車両と曲線通過時に生じる問題点

現在の一般的な鉄道車両は、機関車や一部の貨車などを除き、1車両に、2つの台車を持ち、1台車には2つの輪軸を持つ構成のものが大部分を占める。これらは、「2軸ボギー車」と呼ばれており¹⁻¹⁾、台車はヨーイング（垂直軸まわりの回転）の自由度を持つ。また、輪軸は左右一対の車輪が車軸により剛に結合されており、台車に対して、左右の軸箱を介して、上下、前後、左右に適当なコンプライアンスを持って懸架されているが、許容される変位は小さく、ヨー、ロールの運動範囲は極めて限定的である¹⁻²⁾（このため、この種の一般的な構造の台車は、「剛台車」と呼ばれることもある。）。

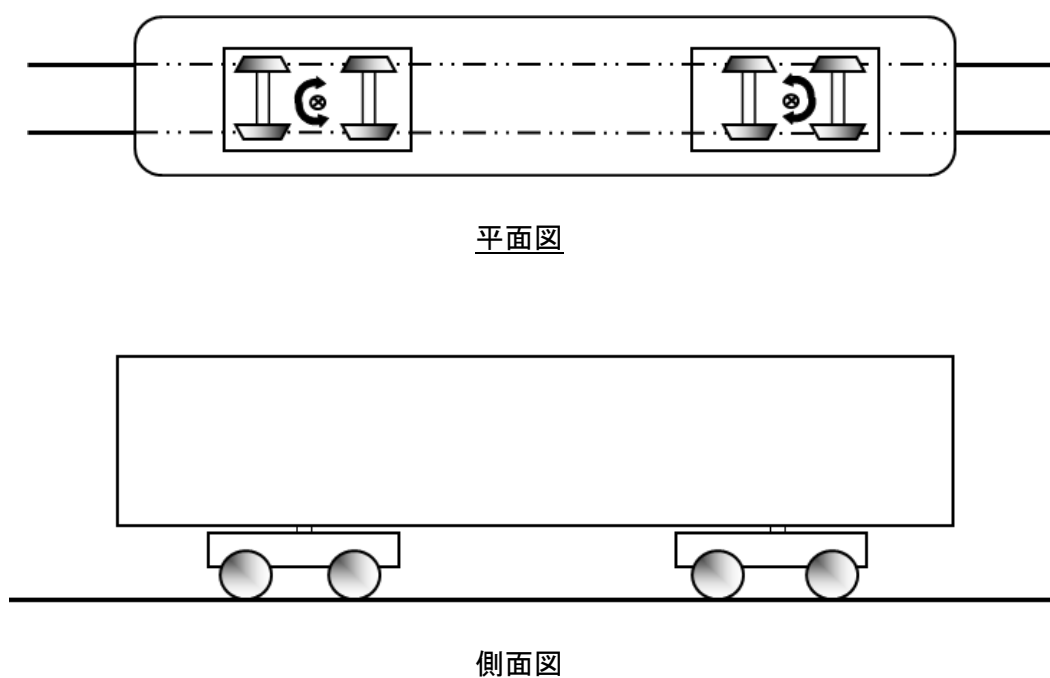


図1-1 2軸ボギー車の一般的な構造

注¹⁾「クリープ力」とは、レール上を転動する車輪とレールの間に微小なすべり（「クリープ」と呼ぶ）が生じている場合に、車輪・レール接触面内に発生する接線力のことをいう。すべりが大きくなると、飽和して摩擦力の値に漸近する性質を持つ¹⁻⁴⁸⁾。

鉄道車両は、このような構造を持ち、車両長も20m程度あるため、必ずしも急な曲線を通過するのに好都合にはできていない。また、これまでの鉄道に関する技術開発は、どちらかといえば最高速度の向上に目を向けられる傾向が強く、このため、それと相反する性質を持つ曲線通過性能の向上は、犠牲となってきた嫌いがあった。すなわち、従来使われて来た円錐踏面車輪を持つ、車両長20mの2軸ボギー車では、理論的に半径500m程度以下の曲線を、車輪が円周方向にすべることなく円滑に通過することはできないのだが、現実には半径300m以下の曲線を多数の鉄道車両が日常的に通過してきた。

このような曲線通過の状況に対しては、好ましくない事象が当然生じる。そのうちで避けるべき最悪の事象は脱線であるが、脱線のような致命的な現象を最低限防ぐことができれば、他の好ましくない現象は対処療法的に対応すれば可としてきたのが、これまでの鉄道における実情であった。曲線部で発生する好ましくない事象としては、レールや車輪の摩耗と、騒音や振動の発生が挙げられ、摩耗には、レール頭頂面の波状摩耗及び側摩耗、車輪のフランジ摩耗等がある。騒音や振動も、ほぼこれらと関連して発生するものと考えられ、このうち、レール波状摩耗によるものが最も顕著で有害である。

よって、曲線部におけるレール波状摩耗の発生を防止するとともに、脱線に対する安全上の指標である外軌側の脱線係数を低減して安全に対する余裕度を十分に持って曲線を通過することができれば、その効果は非常に大きいと考えられる^{S1-3)}。

1. 1. 2 これまでの研究

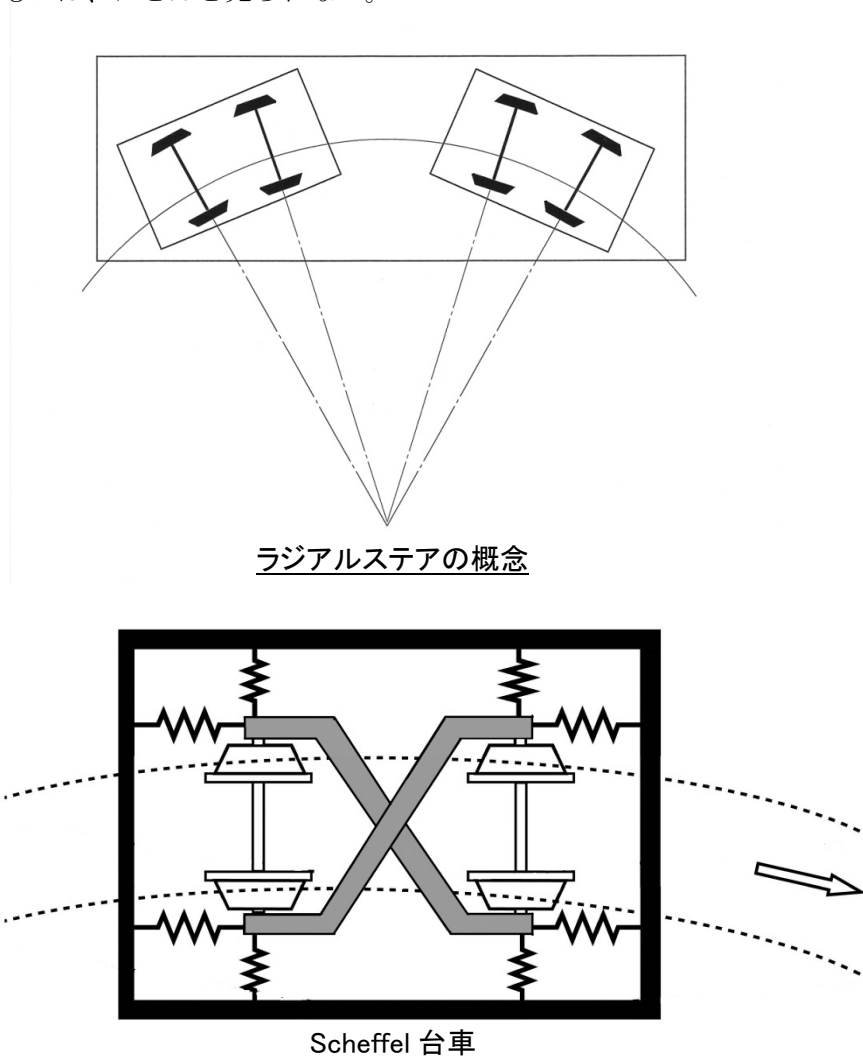
(1) 曲線通過性能向上に関する研究

これまで、国内外における鉄道技術の研究の目標は、どちらかといえば最高速度の向上に向けられる傾向が強く、曲線通過に関する技術開発は比較的少なかったように思える^{1-15,16)}。しかしながら、国際的に見ると、曲線通過に関する著名な研究もあり、その代表的なものは Scheffel による操舵台車の研究¹⁻⁴⁾である。操舵台車とは、通常では台車枠にはほぼ固定された状態である車輪軸を操舵するもので、筆者らが行ったもの^{1-10,11)}も含め、内外でこれまで多くの研究が行われている^{1-3,7,8)}。操舵台車の目的は、通常の「剛台車」で発生する車輪とレール間のアタック角を、車輪軸を操舵することによりゼロとする（この状態を、車輪軸が曲線の中心方向を向くため、「ラジアルステア "radial steer"」と呼ぶ。）ことで、車輪・レール間に働く横圧並びに脱線係数を低下させようとするものである。ラジアルステア状態は直感的にわかりやすいこともあり、この状態を理想状態として多くの研究が進められてきたが、次章で詳述するように、急曲線では「内外軌車輪間で回転半径差が獲られていて、車輪の円周方向（縦方向）とも呼ぶ。）のすべりが生じていない状態（「パーフェクト・ローリング "perfect rolling"」と呼ぶ。^{注1)}）が実現されなければ、

注2)「パーフェクト・ローリング」とは、レール上を車輪が幾何学的にみて円周方向にすべりを生じないで転動する状態（純粋転がり状態）をいう。

真のラジアル操舵は実現することができないのである S1-2)。

急曲線においてパーフェクト・ローリングを実現しつつ、ラジアルステア状態を実現しようという研究は、これまで **Frederich** ^{1-5,6)}、須田 ^{1-9,10,11)}、道辻 ¹⁻¹²⁾らによっても行われているが、多くは、独立回転車輪や一軸台車などの特殊な構造を持つものに限定されている。また、曲線通過性能を向上させる手段として、「車輪踏面の設計法」^{1-17~18)}、「レールスラック拡大の効果」^{1-19,20)}、「車輪・レール間の摩擦調整」^{1-21~27)}、その他関連する測定法^{1-28,29)}などについて研究した成果が発表されているが、いずれも個別の分野や方法に限られたもので、それらの効果を連携させて、曲線通過性能を系統的かつ総合的に向上させる方法を考察したものは、ほとんど見られない。



(踏面勾配を大きく取り、輪軸の支持剛性を柔らかくして操舵しやすくし、その代償として低下する直進安定性を、前後の車軸間をクロスアンカ・リンクで結合することにより維持する形式の操舵台車。ラジアル操舵状態になることを目指している。)

図1-2 ラジアルステアの概念図とScheffel台車

(2) レール波状摩耗に関する研究

一方、曲線部における大きな問題であるレール波状摩耗の発生については、これまで国内外で多くの研究^{1-30~47)}が行われてきたが、発生メカニズムに関する定説はなく、有効な防止対策も未だ見いだされていないのが現状である。

波状摩耗の発生メカニズムに関する仮説としては、

- ・「車輪・軌道系の上下振動によってレールが塑性変形するとするもの^{1-31~33)}、
- ・「台車の車輪軸に発生するねじり振動によりスティック・スリップ振動(注)が発生し、それによりレールが摩耗変形するというもの^{1-36,37)}」
- ・「まくら木を節としたレールの振動に起因するというもの¹⁻⁴⁰⁾」
- ・「設置時に存在するレールの微小凹凸に起因するというもの¹⁻⁴⁷⁾」

など各種のものがあ、発生した波状摩耗を発生原因別に分類する試みも報告されている^{1-40,41)}。これらは波状摩耗の発生を考える際に有用な知見を与えるものであるが、いずれも実物による検証に裏付けられたものではなく、実際の現象を十分に説明できているとは言えない。

従来の研究例は、理論モデルによる数値解析^{1-30~38,42~47)}、縮小または単純化した実験装置による模型実験^{1-31~35)}、実際の路線に発生した波状摩耗を現象論的に解析したもの^{1-38,39,40)}がほとんどであり、数値解析結果と実物での実験データを比較・考察したものはほとんど見られない。また、発生メカニズムには複数のものがあると考えられるのに、それらを区別して考察してこなかった嫌いがあるとともに、波状摩耗の発生する部位である軌道側からの解析例が多く、本来重要であるはずの台車側の特性を詳細に分析したものは少ないなどの問題点がある。

1. 1. 3 本研究の目的と特徴

本研究は、上記のような特徴を持つ車輪・レール系の特性を把握しつつ、急曲線部(本論文では、上述したパーフェクト・ローリングの実現が一般的に難しくなる半径 300m 程度以下の曲線を指すこととする。)で生じるレール波状摩耗などの問題を解決するとともに、一般の鉄道車両がより高速、安全、かつ円滑に急曲線を通過するための新しい方策を実現することを目的としている。

「波状摩耗の防止」と「曲線通過性能の向上」は、一見異なるようにも思えるが、本論文で述べるように、車輪のパーフェクト・ローリングの実現という点で、双方は共通している。すなわち、パーフェクト・ローリングの実現により、曲線通過性能を向上させ、かつ、レールに発生する波状摩耗を防止することができる。本論文では、これまでの研究成果をもとに、双方の内容が一致しており、急曲線通過時に発生する好ましくない現象を改善することにより、双方の目的が達成されることを示す。

なお、本論文では、ステアリング台車などの特殊な台車構造を用いなくて、これらの目的を実現することを中心に記述する。

本研究の実施に当たっては、

- ①実路線における実現象の分析と把握
- ②実物の台車を用いた台車回転試験装置による模擬走行実験
- ③数値モデルを用いた計算機シミュレーション

の3つを組み合わせて進めることを特徴としている。

鉄道の車輪・レール系においては、摩擦を始めとした非線形な現象が多いので、何よりも実システムの解析や実験が必要である。しかしながら、わが国においては、各種のパラメータを変化させて実験のできる鉄道実験線はない。また、模型試験は、相似則などを考慮する必要があるが、摩擦特性などを含めた実際の非線形な現象を完全に再現するには限界がある。そのため、実物大で曲線通過実験ができる台車回転試験装置を開発して、そこでの結果を活用した。さらに、台車試験装置においても、安全性、容易性、経費などの問題から、パラメータの変化など実験条件の設定に限界があるので、それらは計算機シミュレーションで補完することとした。

このように、「実路線観測－実物大台上実験－計算機シミュレーション」を組み合わせた曲線通過問題に関する研究の例は、世界的にも見られない。

本論文は筆者が行った研究の成果をまとめたものであるが、こうした研究の実施が可能となったのは、筆者の勤務していた(独)交通安全環境研究所（旧称：運輸省交通安全公害研究所）のほか、東京大学などの大学、東京地下鉄などの鉄道事業者、日本地下鉄協会などの関連協会、住友金属工業・住友金属テクノロジー（いずれも旧称）などのメーカーが、それぞれの立場から共同で研究を進めてきたことが大きいと考えている。

1. 2 本論文の構成と概要

本論文は、下記の「本論文の構成と流れ」の図に示すように、第1章から第7章により構成される。

第1章では、「序論」として、本研究の背景として、鉄道車両の曲線通過の特徴とそこに発生する問題点について概説し、それらの解決を目的にこれまで行われてきた内外の研究について概観し、本研究が必要とされる理由と本研究の目的及び特徴について述べる。

第2章では、「曲線通過のメカニズムと曲線部に発生する有害な事象」と題して、車輪軸が曲線を通過するメカニズムと、理想的な状態と、それに対して現実に生じている好ましくない現象について、主に急曲線通過中の車輪軸や台車の状態を、実際の鉄道路線や実物台車による台上試験で実測した結果に基づいて述べ、急曲線に生じる諸問題を解決するための諸技術の方向性について概説する。

第3章では、「曲線通過実験が可能な実物大試験装置の開発と曲線通過状態の把握」と題して、開発した台車回転試験装置について述べる。この試験装置は、通常は直線状態での走行を模擬する、これまでの台車回転試験装置に対して、車輪とレールの相対角だけでなく、内外軌のレールの長さの差や遠心力の過不足を模擬することを可能としたものであり、本研究を構成する、「波状摩耗の発生メカニズム」、「車輪・レール間の幾何学的形状の改善」、「摩擦係数の調整の効果」、「台車構造の改善」などのテーマにおいて、実物の台車をを用いた検証に活用したものである。

第4章では、「レール波状摩耗の発生メカニズムと防止策」と題して、急曲線部に発生するレール波状摩耗の発生メカニズムとその防止策について述べる。波状摩耗については、これまで国内外で多くの研究が行われているが、これまで、発生メカニズムについての定説はなく、その防止策について決定的なものは見つかっていないのが実情であった。筆者は、これらの状況が、「発生メカニズムの異なるいくつかの波状摩耗を区別せずに考察している」ために生じていると考え、対象を、最も問題となっている急曲線部の内軌側レールに発生する波状摩耗に限定して考察した。

波状摩耗の発生実態の分析、車輪・レール系の基本特性の把握、台車回転試験装置による台上試験、計算機シミュレーションによる検討の結果、この種の波状摩耗は、「車輪・レール間に過大なすべり（クリープ）があるときに、輪重（車輪とレール垂直接触力）の変動が生じると、車輪・レール間にスティック・スリップ振動（「転がりすべり」の反復）が生じ、それによりレールに周期的な摩耗が生じることにより発生」し、そのメカニズムは、「すべり対クリープ力」の特性平面上に描かれるループの繰り返しとして説明できるこ

とを示した。この結果に基づき、効果的な防止策を系統的に示し、それらの多くは、曲線通過性能の向上策と共通することを述べる。

第5章では、「**鉄道車両の曲線通過性能を向上させる方策**」と題して、鉄道車両が曲線をスムーズ、かつ、安全に通過するための諸方策について研究した結果を示す。内容としては、まず、「車輪・レール接触系の幾何学的形状による改善」として、新しい車輪踏面形状（「曲直両用新円弧踏面」）、レール頭頂面の傾斜削正、レール左右間隔の拡張量（スラック）の拡大などによって、曲線における内外軌の車輪径差を獲得してパーフェクト・ローリングに近づけて曲線通過性能を改善する方法を示す。次に、車輪・レール接触系の摩擦係数をコントロールして曲線通過性能を改善する方法を示す。なお、この方法は、摩擦係数が半減すれば、理論的にはクリープ力も半減するので、他の方法に比べて横圧の劇的な低減を図り、曲線通過性能を大きく改善できる可能性があるが、その状態を維持するのが難しいので、状態モニタリングの併用が重要となる。

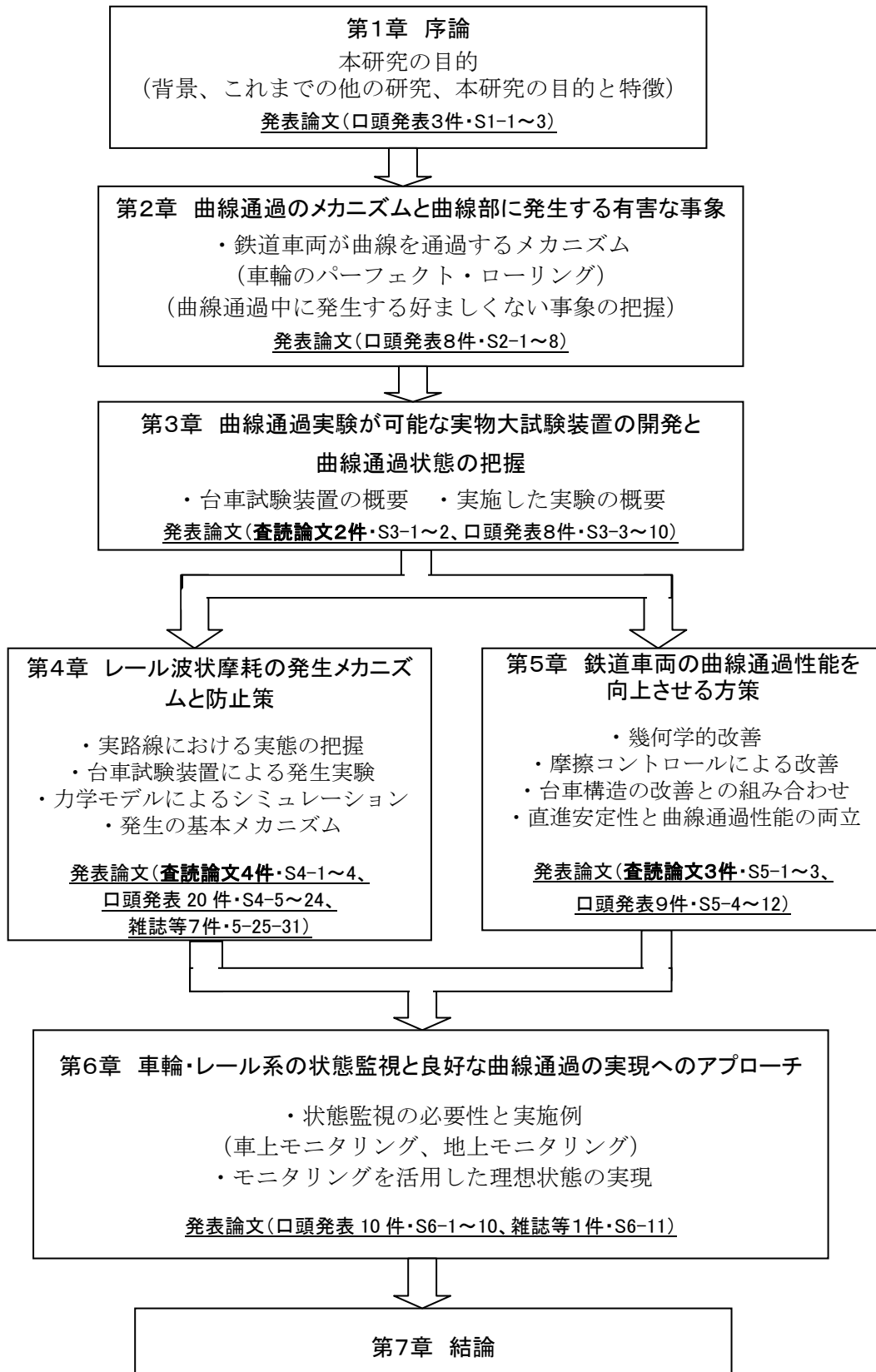
さらに、台車構造の変更も一部加味した検討結果として、曲直両用新円弧踏面と後輪独立回転車輪台車や前後非対称剛性支持などの諸技術を組み合わせることにより、直進安定性と曲線通過性能の両立を図る検討方法の効果について述べる。なお、操舵台車など台車構造の変更のみによる改善方法については記述しない。

第6章では、「**車輪・レール系の状態監視と良好な曲線通過の実現へのアプローチ**」と題して、4章、5章で述べた、“曲線部でのレール波状摩耗の発生”と、“曲線部での脱線係数の増大などの車輪・レール系での不安全・不適切な事象の発生”は同根であり、これらは共通の方法で防止できることを示す。すなわち、それには、車輪・レール系の状態変化を常に監視することが重要であり、それに基づいて車輪・レール系を管理・制御することにより“波状摩耗の発生や脱線係数の増加”のような有害な現象が発生することなく、良好な状態での曲線通過を実現できる。

また、状態監視の実施例として、車輪・レール系の状態監視に関する技術として開発された、「PQモニタリング台車」を利用した例などを示す。

第7章では、「**結論**」と題して、本研究全体を通して得られた成果として、「波状摩耗の発生メカニズムと発生防止策」、「台車の曲線通過性能向上（脱線係数の低減等）策」などに関する成果を要約して述べ、これらの対策は共通しており、車輪・レール系の状態監視技術の活用により、曲線部における有害な事象が発生することなく、良好な状態での曲線通過の実現が可能となることを述べる。

本論文の構成と流れ



第2章 曲線通過のメカニズムと曲線部に発生する有害な事象

2. 1 鉄道車両が曲線を通るメカニズムと車輪のパーフェクト・ローリング

鉄道車両、自動車、航空機、船舶といった乗り物（ビークル）においては、高速運行性能と旋回性能の双方が重要である。高速性能は、一般に、ビークル重量当たりの原動機の馬力を大きく取り、運行抵抗を低減し、高速化に伴う振動などの不安定現象を低減することによって得ることができる。それに対して、旋回性能は、それぞれのビークル特有の特性によって左右され、アプローチが難しい。特に、操舵装置自体がなく、運転者が操舵のコントロールをできない鉄道は特徴的である。

よって、本研究は、鉄道特有の曲線通過のメカニズム^{2-1~3)}を整理し、問題点の本質を正確に掴むことから始める必要がある。

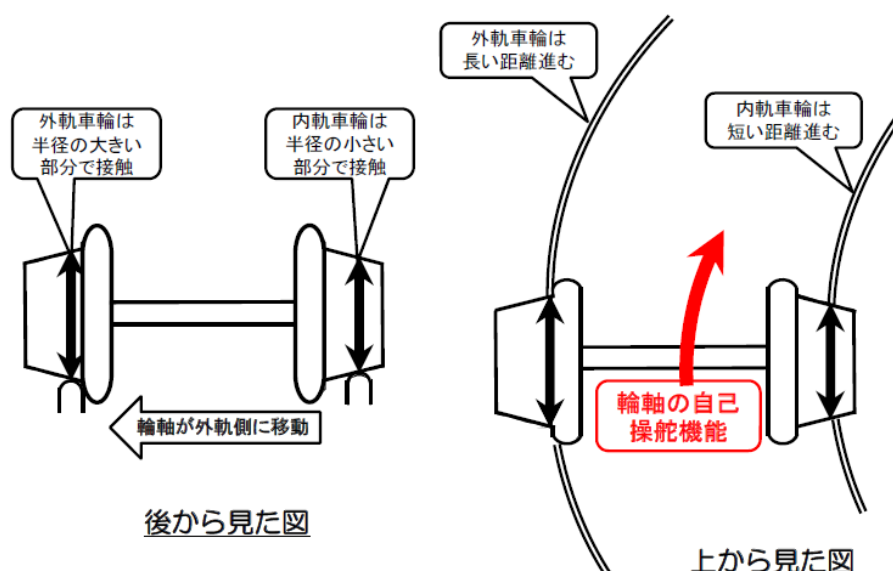


図2-1 鉄道の輪軸が曲線を曲がるメカニズム

(1) 車輪踏面勾配と輪軸の自己操舵性

鉄道の車輪は、独立回転車輪のような特殊なものを除き、左右の車輪は軸で結合されており、当然、左右の車輪は同一の回転数で回転する。これに対して曲線路では、内側のレールに対して外側のレールの方が長いので、このままではスムーズに走行できない。そこで一般的には、図2-1に示すように車輪の軌間内側部分の半径を大きく取りいわゆる踏面勾配を付ける。また、安全のために「フランジ」と呼ばれる「つば」を軌間内側に付ける。こうすることにより、輪軸全体が外軌側に寄れば、外軌側車輪はフランジ近傍の半径の大きい部分でレールに接触し、内軌側車輪はフランジから遠い半径の小さな部分（「反フランジ側」と呼ぶ。）で接触することにより、内外軌のレールの長さの差を吸収して、円周方向に滑らずに曲線を走行することができる。この作用を「輪軸の自己操舵作用」と呼び、この状態を「パーフェクト・ローリング”perfect rolling”」と呼ぶ。

(2)車輪のパーフェクト・ローリング

しかし、現実の車輪とレールの組み合わせでは、このような理想的状態は、かなり大きな半径の曲線でないと実現できない。例えば、過去に広く用いられていた踏面勾配 1/20 の円錐踏面車輪では、400m 程度以下の半径の曲線になると、必然的に円周方向のすべり（以下、「縦方向すべり」と呼ぶ。）が発生するとともに、外軌側車輪のフランジは外軌側レールに押しつけられることになる。こうした状況の発生メカニズムと好ましくない点については後述するが、線路の曲線半径 R_{\min} とパーフェクト・ローリングに必要な内外軌車輪径差 Δr_e との間には

$$\Delta r_e \cong \frac{r}{R_{\min}} G \quad (\text{ここで、} r \text{ は車輪半径、} G \text{ は軌間})$$

の関係があり、容易に求められる。例えば、半径 300m の曲線をパーフェクト・ローリングで通過できる車輪軸は、1067mm の軌間で車輪直径 860mm なら 1.5mm 程度、1435mm の軌間で車輪直径 680mm なら 1.6mm 程度の内外軌輪径差が必要となる。

獲得可能な内外軌輪径差やそれに対するパーフェクト・ローリング可能な曲線半径は、踏面の断面形状により大きく異なるので、急曲線の通過性能を向上させるには、適切な形状の車輪踏面を設計する必要がある。円錐踏面車輪に比べて大きな輪径差が得られるような新しい車輪踏面形状の研究開発は、これまでも行われてきており、パーフェクト・ローリング限界半径は、いずれもかなり小さくなってきている。ただし、これらの踏面でも通常のレールでは、150m 以下の急曲線におけるパーフェクト・ローリングは困難となるのが実情である。また、台車姿勢の影響を考慮すると、後車軸は外軌側に移動しにくくなる傾向があるので、獲得できる輪径差はより小さく、パーフェクト・ローリングできる最小曲線半径はもっと大きくなると考えなければならない。このため、急曲線をパーフェクト・ローリングで通過するためには、軌道側の対策（後述するレール頭頂面形状の改善、スラック拡大など）との組み合わせが必要となる。

しかしながら、一方で、現実には通常のスラック量ではパーフェクト・ローリング限界 R_{\min} が 400m 程度である円錐踏面車輪を持つ車両が、半径 300m ないしそれ以下の曲線路が存在する路線を、かつては多数走行していた。それは、鉄道システムの持つロバスト性によるもの（走行しているうちに摩耗して輪径差の獲れる円弧踏面に近くなって適応するなど）と言えるが、次節で述べるようにそうした事態は直ちに危険ではないが種々の好ましくない状況を引き起こすことになる。したがって、鉄道システムのさらなる高性能化、高品質化を求めるためには、そうした事態の改善が必要であり、実際に、内外軌輪径差の獲れない円錐踏面の車両の割合は、近年、主要な路線で急速に減少してきている。

(3)急曲線通過中の台車に発生する好ましくない諸現象

曲線が急なため、必要な内外軌輪径差が獲れずに、パーフェクト・ローリングできない

台車では、図 2－3 に示すような好ましくない現象が生じる。内外軌での輪径差が取れないと車輪には縦方向のすべりが生じ、このすべりによる摩擦力（「縦クリープ力」と呼ぶ。）が、曲線通過を阻害する反操舵方向のモーメント（図に示すように後車軸では、より顕著になる。）を発生させ、台車の前車軸は外軌側に押しつけられる。この結果として、車輪がレールに乗り上がる方向に角度（「アタック角」と呼ぶ。）を持ち、車輪とレール間に進行方向と直角な方向のすべり摩擦力（「横クリープ力」と呼ぶ。）が生じることとなる。そして、前車軸の外軌側車輪はレールに強く押しつけられることになり、これらの縦クリープ力と横クリープ力の反力として、フランジ反力と呼ばれる横方向力が、車輪とレールとの間に生じることになる。さらに、この前車軸のフランジ反力は後車軸を軌間中央に押し戻す方向に作用するので後車軸では、さらに輪径差が獲れなくなって事態は悪化する。

外軌側車輪に生じるフランジ反力は、著大になると乗り上がり脱線の原因となり、安全上の問題となる。また、著大な縦方向ないし横方向クリープ力は、フランジ反力を増大させるだけでなく、それ自身がスティック・スリップのような摩擦振動を励起し、レール波状摩耗などの異常摩耗の原因ともなり、有害である。

以上のことから、理想的な急曲線通過を実現するためには、「①内外軌輪径差を獲得し、パーフェクト・ローリングを実現する」、「②車輪・レール間のアタック角を 0 にする」の 2 点が重要であり、その結果として生じる「前車軸の外軌側車輪の横圧」を評価（目標）値と考えて、小さくすることが重要となる。

2. 2 曲線通過中の台車姿勢の実態と好ましくない現象の把握

このように急曲線通過中の台車には好ましくない現象が生じる傾向があるが、実際にどのような状態になっているかを定量的に把握することが重要である。曲線通過中の車輪とレールの相対位置や角度については、測定がむずかしいため測定された例は非常に少ない。われわれはこれらを非接触センサにより測定する方法（図2-2）^{S2-2~5)}や車輪・レール間に働く力（輪重・横圧）を地上から連続的に測定する方法^{S2-6~8)}を開発し、実車走行試験により急曲線通過中の台車挙動の測定をおこなった。

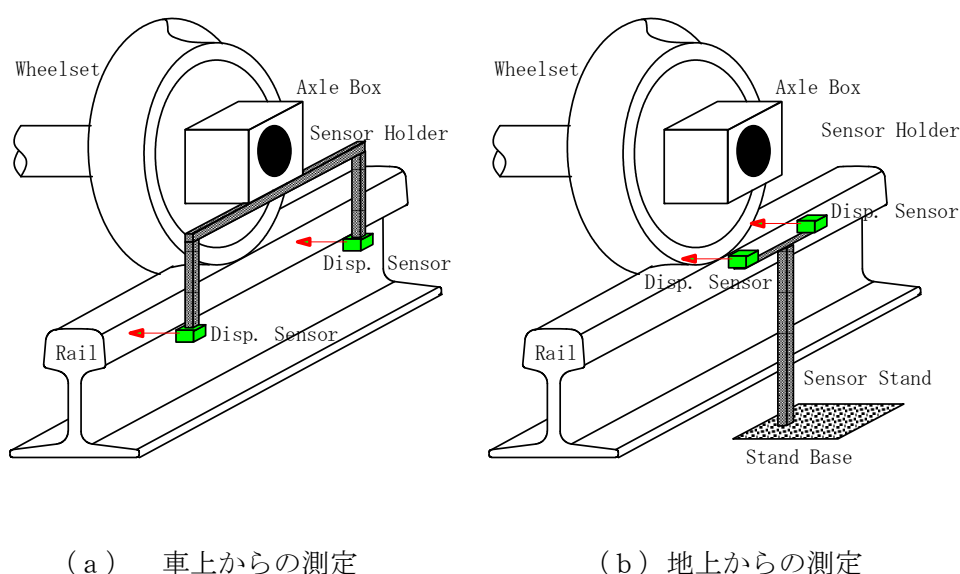
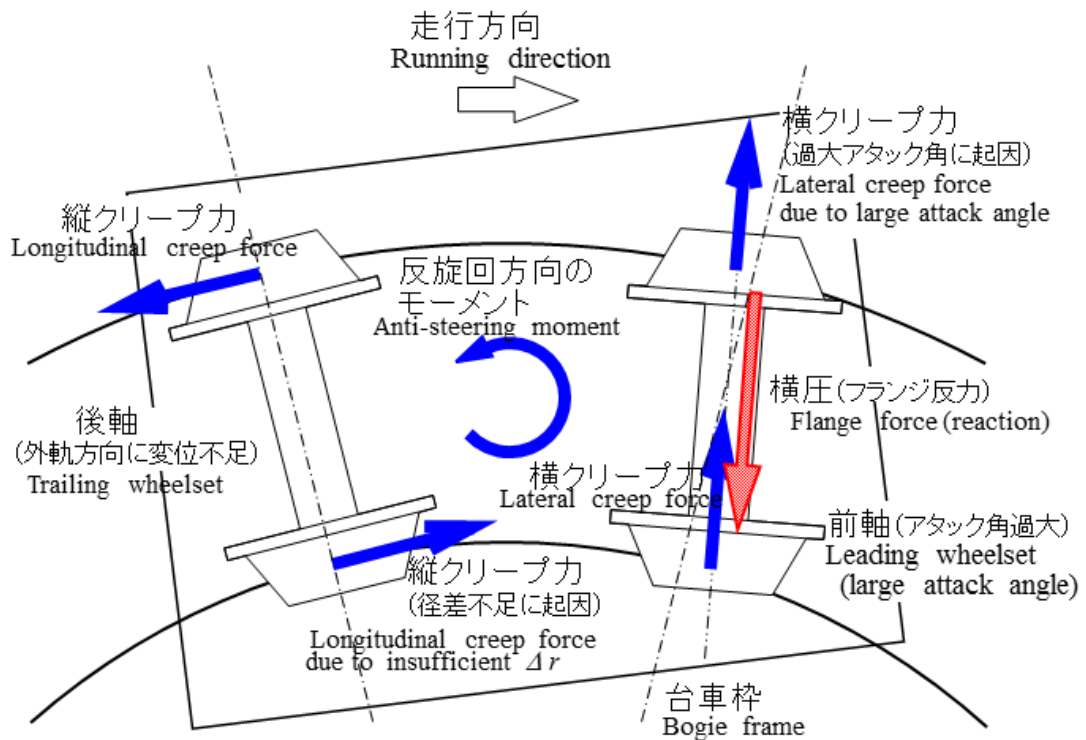


図2-2 車輪・レール間の相対位置及び角度の測定システム^{S5-1)}

(2個の非接触センサを用いて、レール頭部の側面
ないし車輪リム側面との距離を測定する。)

図2-3は、急曲線通過中での測定結果をもとに、台車の特徴的な姿勢を描いたものであるが^{S4-2,7)}、急曲線ではこのように「台車中の前車軸ではアタック角のために過大な横方向すべり（横クリープ）が生じ」、「後車軸では輪軸の横変位がほとんどなく、左右の車輪回転半径にほとんど差が生じないため、内外軌の間で必要な車輪半径差（ Δr ）が得られず、過大な縦方向すべり（縦クリープ）が生じている」という状態となる。この縦方向と横方向の過大なクリープが波状摩耗の発生に大きく影響していることは後述する。



後 軸

輪軸の外軌側への変位が不十分
内外軌間の輪径差(Δr)が不十分
著大な縦方向すべり: 1.8%
アタック角はほぼ 0
横方向すべり: 0.3%

前 軸

輪軸の操舵が不十分
著大なアタック角
著大な横方向すべり: 1.3%
縦方向すべり: 0.6%

図2-3 急曲線通過時の台車姿勢と好ましくない現象

(枠内に記した値は、半径160m程度の曲線において実測した値に基づいたものであるS2-2) S4-7)

2.3 曲線通過に関する解決すべき課題と解決へのアプローチ

次章以降で、急曲線通過性能の向上等に対する個別の対策について記述するのに先立ち、まず、これまでに発生している急曲線通過に関わる諸問題と、それらを解決するためのアプローチとしてこれまでに考えられてきた対策等について概説する。

2.3.1 急曲線における有害な事象Ⅰ（脱線）

(1) 地下鉄日比谷線事故とその後の検討

2000 年 3 月に、当時の営団地下鉄日比谷線中目黒駅近くで発生した乗り上がり脱線事故は、脱線した車両が対向列車の車両と衝突したため、5 人の死者を生じる重大事故となった。首都の地下鉄で発生した初めての死亡事故ということで大きな社会問題となり、当時の運輸省は、学識経験者や鉄道専門家からなる事故調査検討会（主査：井口雅一東大名誉教授）を組織し、事故原因の究明と再発防止策の検討を開始した。この検討会は、法的に裏付けられた形になっていなかったものの、前年度から重大事故発生時にはこの検討会が直ちに組織されるような体制となっていたため、事故直後から活動を開始して原因の究明に貢献し、翌 2001 年に公式な組織として発足した航空・鉄道事故調査委員会の礎となった。筆者は、警視庁から囑託された鑑定人、かつ当検討会の委員として、事故調査の中心として活動した。

筆者の作成した鑑定書及び検討会の事故報告書²⁻⁴⁾によれば、当該事故は、「急曲線の出口側緩和曲線部で発生した、低速走行時における乗り上がり脱線事故で、複数の要素が複合したことが原因である」。すなわち、単独では事故に至らない要素が、複数重なったことにより、事故の発生に至ったということである。複数の要素の主なものは、

- 1) 急曲線出口側の緩和曲線部であるため、もともと軌道面にねじれがある
- 2) 車両の左右輪の静止輪重にアンバランスがあった可能性がある
- 3) 低速度による運転のためカント超過となった
- 4) 車輪・レール間の摩擦係数が相当高くなったため、外軌側横圧が増大した

であり、これらのうち 1)、2)、3)により外軌側車輪の輪重が低下し、これに 4)が加わって外軌側車輪の脱線係数が限界値を超えたのが、原因の概要である。

この事故原因調査の過程では、曲線通過について新しい知見を得ることができた。その一つが、車輪とレール間の接触状況、特に摩擦係数の実態である（上記の 4)に関連する）。事故の発生した曲線において、始発電車から最終電車までの全ての営業列車について、内外軌の輪重と横圧を測定^{S2-3)}したところ、驚くべき結果が得られた。内軌側の横圧・輪重比は急曲線の場合には、内軌側の車輪とレール間の摩擦係数にほぼ等しくなることが知られているが、この値は、図 2-4 に示すように、始発電車の時の 0.2 程度の値から、列車の運行頻度の高まりによって上昇し、ラッシュ時には 0.6 を超える値が観測された。すなわち、そのメカニズムは、まだ完全には解明されていないが、「車輪とレール間の摩擦係数は、列車の運行頻度などにより大きく変動し、大きい場合は 0.6 を超える」ということである。

その後、後述する「脱線係数常時モニタリングシステム（PQモニタリング台車※）」の研究開発などを通して、実態把握を進めているが、こうした状況は、事故地点に限った事象ではなく、鉄道路線上のどの地点でも程度の差はあっても普通に起きている事象であることが判ってきた。図2-5は、他の2曲線で測った内軌側横圧・輪重比（上記のように摩擦係数に近い）と外軌側の脱線係数との関係²⁻⁵⁾であるが、これらはほぼ比例関係にあり、内軌側横圧・輪重比の上昇は外軌側の脱線係数の上昇を招くことが判る。これは、図2-3に示した台車内に生じる力の関係から見ても当然と言える。内軌側摩擦係数の増加と外軌側脱線係数の増加は、地下鉄特有の現象ではなく一般鉄道でも発生していると考えられ、乗り上がり脱線は脱線防止ガードの設置等で防止できるとは言え、内軌側車輪・レール間の摩擦係数を過度に上昇させないことは重要な注意点である。

(※p29の^{注3)}参照)

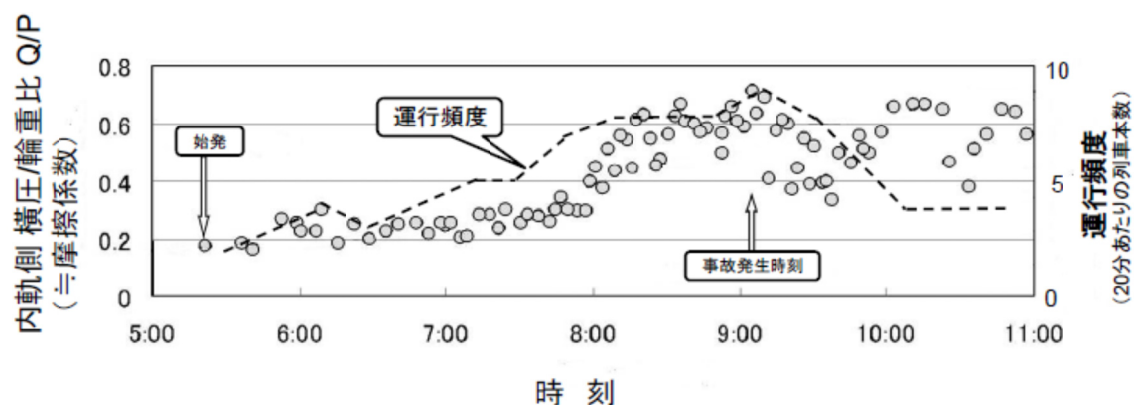


図2-4 車輪・レール間の摩擦係数の時間的変動

(2000年3月に日比谷線脱線事故直後に、事故が発生した半径160mの曲線において、通過する全ての営業列車について測定したものである^{S2-3)}。始発電車の0.2程度の値から、列車の運行頻度増加によって上昇し、ラッシュ時には0.6を超える値が観測されている。)

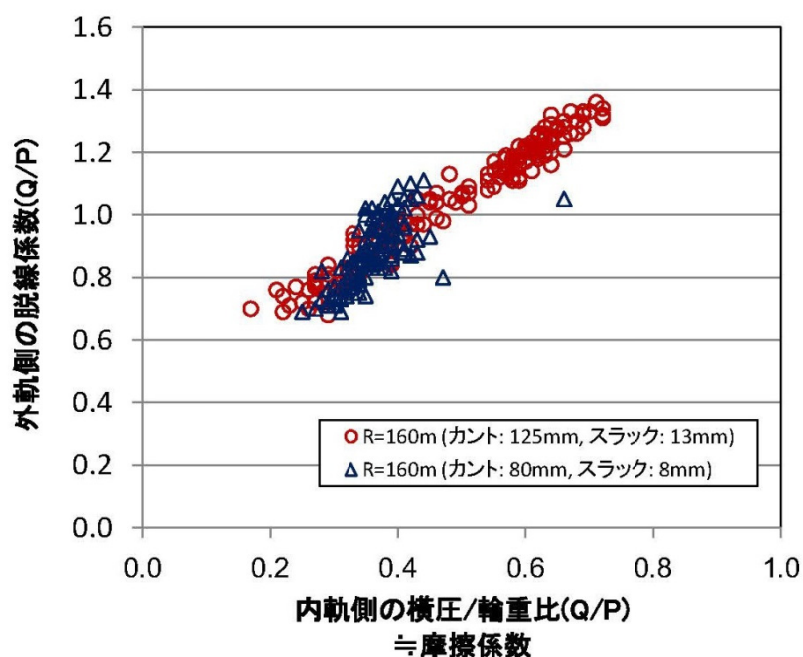


図2-5 摩擦係数増加と外軌側横圧増加の関係

(地下鉄路線で同一車両の複数回走行により測定したもの²⁻⁵⁾。内軌側の車輪・レール間の摩擦係数の増加に、ほぼ比例して、外軌側の脱線係数が増加している。)

2.3.2 急曲線における有害な事象Ⅱ（レールの波状摩耗）

急曲線における問題として、次にあげられるのが、レールの波状摩耗や車輪の直立摩耗（直摩）などの異常摩耗と、きしり音などの騒音や振動の問題である。特に、レールの波状摩耗は、図2-6に示すようにレールの頭頂面が周期的に摩耗するもので、代表的な有害事象である。波状摩耗には、いろいろな形態のものがあるが、最も顕著で多く発生しているものは、急曲線の内軌側レールに発生する比較的短い波長のものである。



図2-6 急曲線の内軌側レールに発生した波状摩耗

波状摩耗の発生原因については、各国で古くから研究されてきていて諸説がある^{1・30～47)}が、上記の急曲線内軌側のものについては、4章で後述する筆者の研究により発生メカニズムはほぼ解明されており、主たる原因は、過大な車輪・レール間すべり（クリープ）によるものと考えている。過大なクリープとしては、輪径差不足による縦方向クリープと過大なアタック角による横方向クリープが考えられるが、いずれも波状摩耗の原因になり、有害である。

過大なクリープが存在する環境下で、輪重、すなわち車輪・レール間の垂直接触力の周期的な変動が起きると、「スティック・スリップ」振動が発生し波状摩耗が形成される。垂直力の周期的な変動は、車輪・レール間の接触ばねに起因するものやレールの小返り^{注3)}振動に起因するものなどが考えられ、実際に発生している波状摩耗の波長から考えると、およそ100～300Hz程度である。こうした波状摩耗の防止対策としては、摩擦調整などにより摩擦係数を低下させることも考えられるが、根本的対策は、過大なクリープを発生させないことであり、これは安全の観点からの対策と共通で、輪径差の獲得とアタック角の低減にある。なお、防止対策の詳細は4章で後述する。

注3) 「レールの小返り」

レールが、左右方向に傾く現象をいう。レールの曲げねじりによる成分も含まれる。

2. 3. 3 急曲線通過時の有害事象の解消への各種のアプローチ

急曲線に発生する諸問題を解消するための方法は4章以降で詳述するが、ここでは、その概略について、以前から行われてきた方法も含めて概説する。

(1) 脱線防止ガードと「護輪軌条」の設置

内軌側レールの軌間内側に沿って設置し、内軌側車輪のフランジ背面に接触して車輪軸の横移動を制限し、車輪軸が脱線しないようにする「レール」ないし「鉄製アングル」のことを、それぞれ「脱線防止レール」、「脱線防止ガード（図2-7参照）」と呼んでいる（両方あわせて、通称「脱防」と呼ぶこともある。）。急曲線部で発生する脱線は、ほとんど外軌側への脱線であるから、脱防は、内軌側レールの内側に設置し、内軌側車輪の背面を拘束する。日比谷線事故の後、再発防止対策として、半径200m以下の曲線には全て、それ以上の半径の曲線についても、推定式により推定脱線係数比を求め、それが1.2を下回る曲線には設置が義務付けられた。これは、横圧を理論近似式によって推定し、安全率を見込んだ設置基準により脱防を付けて脱線を防止しようとするものである。

これらを付ければ、急曲線における脱線は防げると考えられが、「脱防を付けたのだから他の対策は必要ない」といった極論を否定するために、もう少々の説明を加える。「脱防」、特に脱線防止ガードは、通常、鉄製のアングルを基本レールより高い位置に、通常状態では接触しない程度（通常85mm）に離して設置する（図2-8）。これは、万が一の時に接触して、脱線を防ぐ目的であるから、最低限、脱線は防止できても、本研究の中心である「曲線における好ましくない現象」の発生を防止するための効果はない。

これに対して、内軌の軌間内に設置したレールに、常時、車輪フランジの背面を接触させて、曲線における輪軸の運動をガイドしようという考えがある。半径の特に小さい急曲線の多い路面電車では、しばしばこの方法が用いられる。これは「護輪軌条によるフランジ背面ガイド」とも呼ぶべき方法である。このフランジ背面ガイドは、フランジとレールとの接触角度が前面より背面の方が大きいため、脱線に対する安全度は一般のフランジ前面ガイドより高い。また、外軌車輪のフランジが外軌レールに接触しないため、外軌側のレール側摩耗が発生しない。このように、この方法は、曲線における問題の一部を解決できる可能性を持つものであるが、急曲線における好ましくない現象の多くは解決することはできない。



図2-7 脱線防止ガードの取り付け例 S1-2)

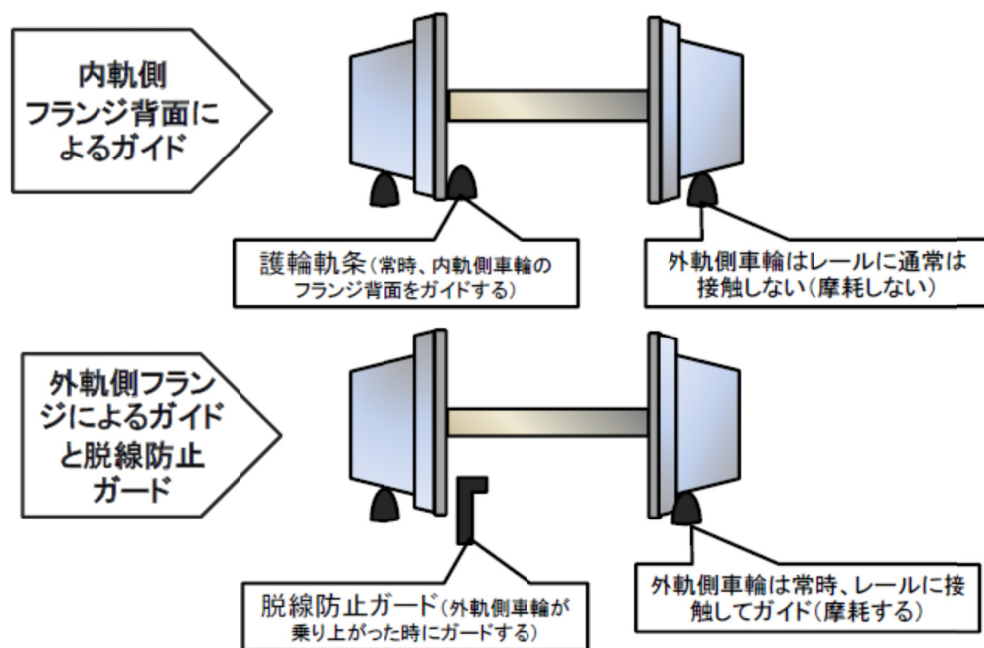


図2-8 護輪軌条(フランジ背面ガイド)と脱線防止ガードの違い S1-2)

(2)車輪・レール接触系の幾何学的改善によるアプローチ

ー車輪踏面とレール頭頂面形状の適正化、スラック拡大ー

2. 1で述べたように、急曲線における好ましくない現象は、内軌側の車輪と外軌側の車輪間で回転半径差、すなわち「内外軌輪径差」が取れないため、パーフェクト・ローリングができない場合に生じる。したがって、本質的な対策は、内外軌輪径差の獲得にあるが、我が国ではこれまでこの点に注目されてきたとは言い難い(海外では“ Δr ”と呼ばれて、日本より注目されている。)

もちろん、この視点からの新しい踏面の研究開発等も行われてきている。例えば、急曲線の多いリニア地下鉄用に開発された新円弧踏面(これは5. 2. 1で後述する「曲直両用新円弧踏面」と呼ぶ踏面形状が用いられている)、JRの「修正円弧踏面」、東京メトロで用いられてきた「銀丸踏面」などの踏面は、比較的大きな輪径差を獲れるように設計されたもので、在来の円錐踏面に比べて獲得できる輪径差は大きく、パーフェクト・ローリングで通過できる曲線は比較的小さい。それでも通常のスラック量で通過できる曲線半径は、理論上でも200mから150m程度が限界である。踏面形状の違いによる輪径差を計算した例として足立らの論文^{5-6,7)}があるが、その一部を図2-9及び図2-10に示す。

また、急曲線通過性能は、車輪踏面形状の違いだけでなく、台車の操舵特性の影響を受けるとともに、レールの頭頂面形状との組み合わせにより変化し、さらに、既存の形状の分岐器を通過しなければならないため、車輪踏面形状を大幅に変更することには制約条件が多い。このため、急曲線、特に、半径200m程度以下の急曲線を、車輪の踏面形状の改良だけで輪径差を確保し円滑に通過できるようにするのは難しい。これらの理由から、スラック量の拡大、レールの敷設角度(いわゆるタイプレート角)の変更、レール頭頂面形状の変更などレール形状との組み合わせが重要な課題となる。

詳細は5. 2で述べるが、具体的な方策としては、「内軌側レールの頭頂面を斜めに傾斜させて削正する(非対称削正)」や「内外軌で非対称なタイプレート角を用いる」などのように、車輪と接触する部分のレールの断面形状を変えて(それぞれのイメージは、足立ら論文に掲載されている計算例^{5-6,7)}を図2-11に示す。)、内外軌の輪径差を拡大させようとする検討例^{S4-21,31)}がある。これらの試みは、筆者も含め、(社)日本地下鉄協会の「リニア地下鉄」や(社)日本モノレール協会の「リムトレイン」などのプロジェクトで、実車両、実路線を用いて試験され、その効果が認められているが、現在までのところ、恒久的に実施されている例はない。

パーフェクト・ローリングの実現は、急曲線における諸問題を解決するために、最も有効で確実な方法であるが、半径100m程度の急曲線で実現することは、現状では非常に難しい。一方で、パーフェクト・ローリングを実現しないと、後述する「摩擦調整」を用いて車輪・レール間の摩擦係数を変える以外は、「操舵台車」を含め、他の方法はほとんど無力であることを認識しておくべきである(筆者は、度重なる台車試験装置での実験^{S3-2, S5-2)}を通して、この事実を実感した。)。よって、現在のシステムとの整合を取りながらも、如何に車輪・レール接触系の幾何学的改善を図ってパーフェクト・ローリングを実現するか

が、急曲線通過に関わる諸問題を解決するキーポイントであると考えている。

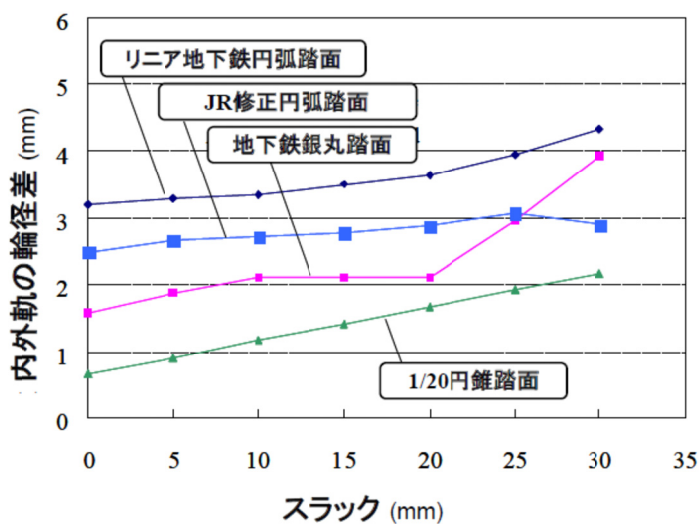


図2-9 各種の車輪踏面形状と内外軌輪径差 ^{5-6) 5-7)}

(軌間 $G=1435\text{mm}$ 、車輪径 $r=680\phi$ の場合の、足立らによる、計算例を示す。スラックをパラメータとして描かれている。いずれの踏面においてもスラックの拡大に応じて、内外軌の輪径差が増加しているが、在来の 1/20 円錐踏面では、通常のスラック量では 1mm 前後の輪径差しか得られてない。)

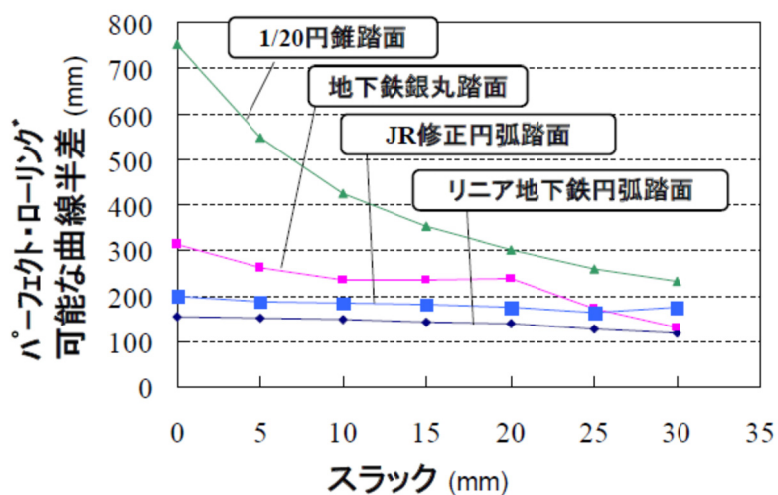
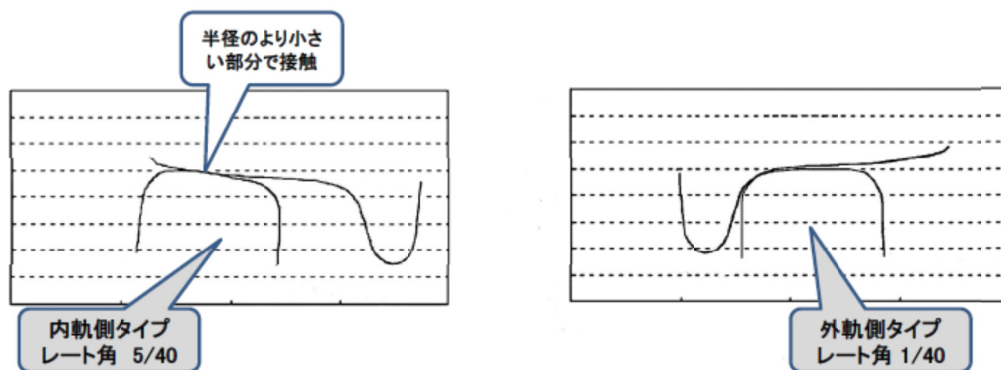
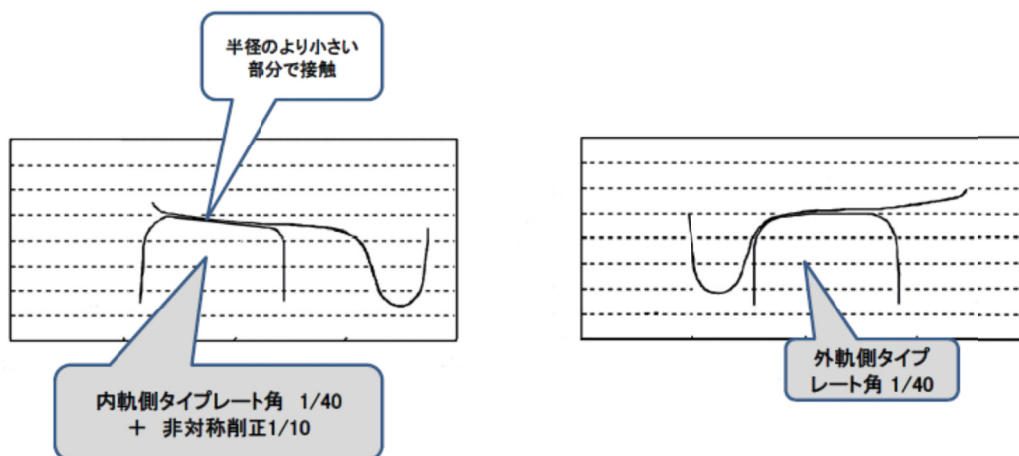


図2-10 各種の車輪踏面形状とパーフェクト・ローリング可能な曲線半径 ^{5-6) 5-7)}

(軌間 $G=1435\text{mm}$ 、車輪径 $r=680\phi$ の場合の、足立らによる、計算例を示す。スラックをパラメータとして描かれている。在来の 1/20 円錐踏面では、通常のスラック量では、半径 300m 以下の曲線をスリップなしに通過することはできないことが示されている。)



(a) 左右非対称なタイプレート角の採用
(内軌側レールのタイプレート角を大きくした例)



(b) 内軌側レールの頭頂面を非対称に傾斜削正した例

図2-11 レールの頭頂面(=車輪との接触面)の形状を

変化させて急曲線通過性能の改善を図った例^{5-6) 5-7)}

(足立らの論文^{5-6) 5-7)}に示されている対策の図示例。「左右非対称なタイプレート角の採用」や「レール頭頂面の傾斜削正」によって、内軌側レールの頭頂面を軌間内側に傾斜させて車輪とレールとの接触点を軌間の外側にずらし、内外軌間の輪径差を大きくする方法の例が示されている。)

(3)車輪・レール接触系のトライボロジーによる改善(摩擦調整など)

これまで述べたように、車輪・レール間に働く過大なクリープ力が急曲線を通過する台車に有害な現象を引き起こす。車輪・レール間のクリープ力、さらには、その反力として生じる外軌側横圧は、車輪・レール間の摩擦係数に、ほぼ比例して増加する。こうした有害な過大クリープ力を低減するには、内外軌輪径差の獲得とアタック角の低減が必要であり、その方法として、車輪・レール接触系の幾何学的改善や次に述べる操舵台車などの台車構造の改善が有効であるが、こうした根本的な改善方法のほか、摩擦係数を低減させても、有害な過大クリープ力や横圧は低減できるはずである。

これが、摩擦調整剤とか、摩擦緩和剤とか呼ばれるものを、車輪・レール間に塗布して、接触面の状態を改善する方法である。弊害点というか、副作用を除去できれば、従来から行われてきた「塗油」や「水散布」も、状況によっては、類似の改善効果も期待できる。

摩擦を低減する方法は、台車や軌道の構造的な変更を行わなくても、効果を得ることができるので、場合によっては非常に効果的な方法である。しかし、一方で、そうした接触面の状況を常に保つ必要があり、その状態が維持できなくなると、即、過大な力が働く可能性があるため、常時監視などにより状態維持の確認をしないで、この方法のみで安全を担保することは危険である。常時監視などの技術との組み合わせにより、今後、有効性が拡大する技術と言えよう。

図2-12に、内軌側に摩擦調整剤を塗布した場合の、効果の概念図を示す。図2-1の状態に比べて、縦及び横方向のクリープ力、反操舵モーメント、外軌側横圧が低減している。

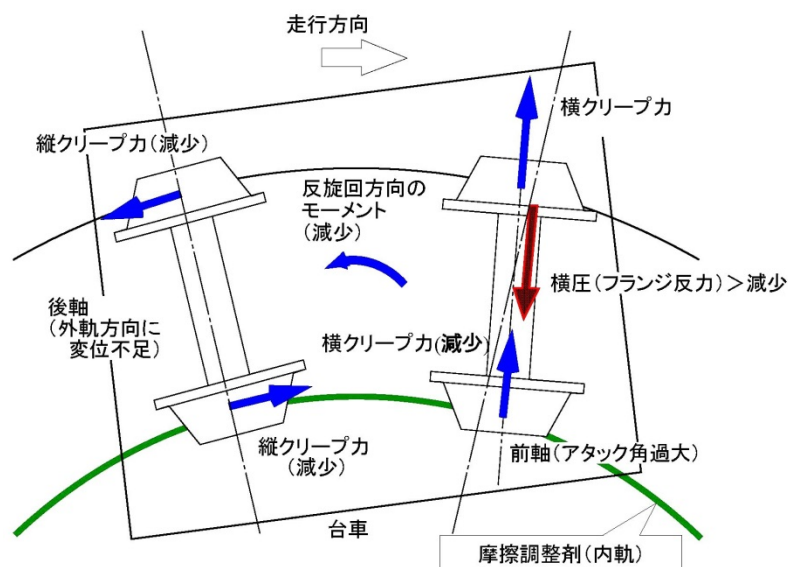


図2-12 摩擦調整剤塗布による横圧等の低減

（図2-3と比較して、クリープ力の低減より、反操舵モーメントや横圧が低減している）

(4) 台車構造の改善(ステアリング台車など) によるアプローチ

「ステアリング台車」という技術は、輪軸が曲線を中心方向に向く状態（「ラジアルステア」）にして、曲線通過時に生じる諸問題を解決して、その結果、通過速度の向上などを図ろうという技術である。これは、2. 1に述べた曲線問題の解決法のうち、「②車輪・レール間のアタック角を0にする」に相当するものである。本質的には①の輪径差獲得を解決しないとならないのだが、②の方が直感的でわかりやすいこともあり、曲線通過性能の向上策としては、最も多く研究開発されてきた技術である。操舵台車には、大きく分けて、「passive」なステアリング台車と「active」なステアリング台車があり、また、輪軸の支持剛性などのパラメータを制御する「semi-active」と呼ばれるものもある。

「passive」なものには、ボギー角連動操舵リンクを用いたもの、輪軸の自己操舵特性を補完するものとしてクロスアンカ・リンクを用いた scheffel 台車¹⁻⁴⁾のようなもの、支持剛性を柔らかくし等価踏面勾配を大きくして輪軸の自己操舵特性に期待して「セルフステアリング台車」と称するものもある。また、須田らによる、前車軸の支持剛性を後輪軸より柔らかくして輪軸をラジアル操舵に近づけようとする「前後非対称支持(前軸柔支持)台車」¹⁻⁹⁾もこの範疇に入ると考えられる。「passive」な操舵台車は、リンクの付加や支持剛性の変更などで比較的追加する要素が少なく、フェイルセーフ性も実現しやすいので、諸外国も含め、実用化されている例は多い。これに対して、「active」や「semi-active」台車については、研究開発は各方面で行われてきたが、実用化した例は今のところ少ない。

筆者らは、操舵台車の試みとして、台車枠自体をラジアル方向に操舵して、アタック角を低減する「ボギー角操舵台車」を考案して、試作台車による台上試験と数値シミュレーションにより、その効果を検証した。これまでの操舵台車は車軸そのものを操舵するため、機構が複雑になったり、ばね下質量が増加したりというマイナス面があった。それに対してこの方法は、台車枠を直接操舵して、車軸には操舵機構を必要としないので、機構が簡素となり、ばね下質量も増加しない。台上試験と数値シミュレーションにより、曲線通過性能が向上できることが検証された^{1-13,14)}。

また、操舵台車そのものに関する技術ではないが、左右の車輪が独立に回転する「独立回転車輪(軸)」を用いて、台車の運動特性を改善しようという試みもある。須田らは、前軸には通常の一体輪軸を使用して輪軸自己操舵性を活用し、後軸には独立回転車輪を用いて2. 1で述べたような内外軌の輪径差不足による好ましくない現象を防ぐ目的で、「後輪独立回転台車」の研究^{1-10,11)}を行い、筆者も共同で、その効果を台上試験では確認し、曲直両用新円弧踏面などの技術と組み合わせて、曲線通過性能の向上について研究した。

本論文では、これらの操舵台車の個別の効果については述べないが、車輪・レール接触系の幾何学的改善と組み合わせることにより、曲線通過性能の向上と直線を含む高速安定性の両立が図れることについて、5. 4で後述する。

(5)車輪・レール接触系の状態モニタリングの活用による改善の促進

次に、車輪・レール系そのものの改善技術ではないが、車輪・レール系の改善のために有効な測定技術について述べる。

これまで、車輪・レール間に作用する横圧や輪重を測定して、脱線係数を求めるためには、PQ輪軸と呼ばれる特殊な測定輪軸を用いる必要があった^{注4)}。この輪軸は、数多くのひずみゲージを車輪に貼り、そのゲージからの測定信号を高速回転する車輪から取り出すために、スリッピングカテメータという、耐久性や持久性の面では劣る部品を組み込まなければならなかった。そのため、脱線係数は、新線の開業とか、速度向上とか、せいぜい新形式車両の試運転の時くらいしか測定されてこなかった。ところが、2.1に述べたように、脱線係数は時々刻々変化している。そこで、常時、脱線係数をモニタリングできるように開発したのが、PQモニタリング台車である S6-1.3)。

この台車は、非接触のギャップセンサ等を非回転部分に設置しているため、ひずみゲージやスリッピングなどの耐久性に問題のある部品は使用しておらず、営業車両に装着して、脱線係数を、常時、測定することができる^{6-4,5)}。筆者の勤務していた(独)交通安全環境研究所、東京地下鉄、住友金属、住友金属テクノロジーが、共同で研究開発⁶⁻⁴⁾したもので、台車試験装置での台上試験、実車を用いたプロトタイプシステムでの走行試験を経て、現在では、地下鉄丸ノ内線、東西線、千代田線の営業車両に装着されて、常時、データを収集している。このように営業車両に計測システムを装着して、常時、脱線係数をモニタリングするという試みは、世界的にも例はない。図2-13に、PQモニタリング台車の機構と外観を示す。

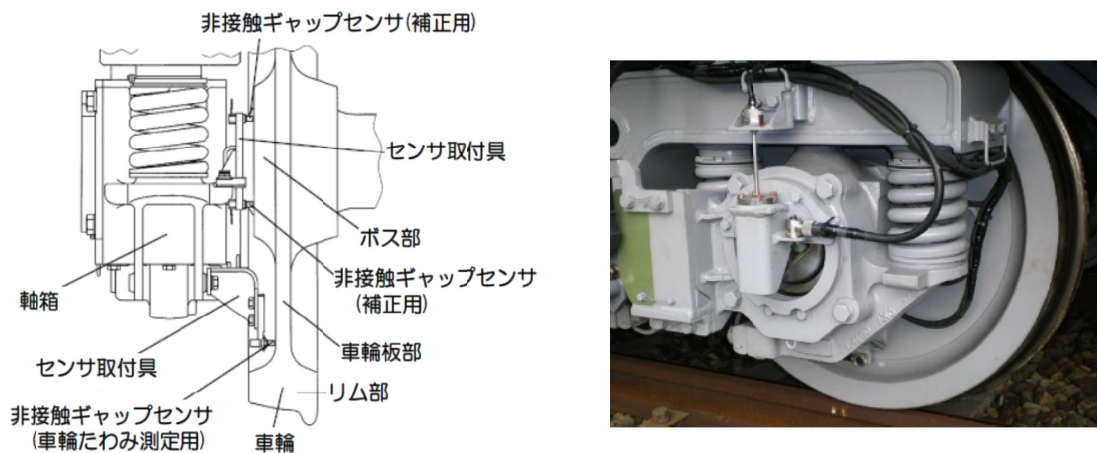
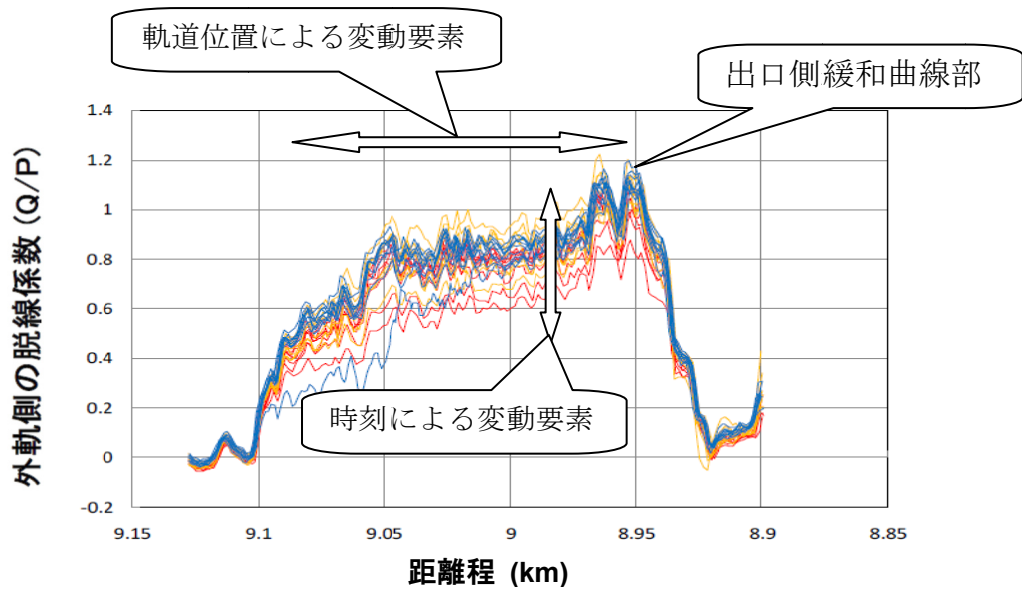
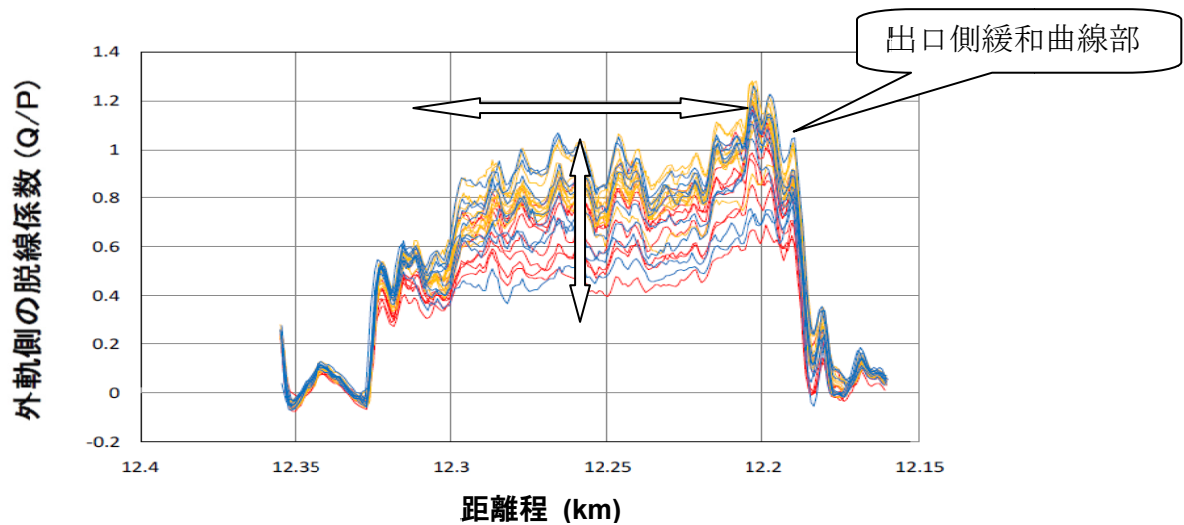


図2-13 PQモニタリング台車

(非接触ギャップセンサを用いて車輪のたわみ直接測定することにより、回転部分にひずみゲージを設備せずに横圧や脱線係数を測定できる。)



(a) 測定例 曲線Ⅰ (R=160m, c=125, s=13)



(b) 測定例 曲線Ⅱ (R=160m, c=125, s=13)

図2-14 PQモニタリング台車による脱線係数の測定例（地下鉄営業線）

注4) 車輪とレール間に働く力のうち、垂直方向の力を「輪重」、左右方向の力を「横圧」という（日本では、それぞれに P、Q の略号を用いる）。「PQ 輪軸」、「PQ モニタリング台車」の名称は、輪重と横圧を測定できることに由来する。なお、「横圧・輪重比 (Q/P)」のうち、外軌側のものを「脱線係数(“derailment coefficient”）」と呼び、脱線発生に関する危険度を示す指標として世界的に用いられている。また、内軌側の「横圧・輪重比 (脱線係数とは呼ばない)」は、急曲線では、摩擦係数に近い値を取ることが知られている。

この台車を営業列車に装備すれば、その車両が走行する路線の全ての曲線について、脱線係数を測定することができる。また、何回も折り返して運用するので、同一の曲線についても、一日に相当回数の計測をすることができる。図 2-14 に、本台車を用いて、実際に測定した例を 2 曲線について示す²⁻⁵⁾。

また、急曲線における内軌側の「横圧・輪重比」は、その地点における車輪・レール間の摩擦係数にほぼ等しいので、このシステムによれば、安全上の目安である脱線係数だけでなく、摩擦状態の常時監視も行えることになる^{S6-2)}。

また、特定の曲線において、地上から全通過列車に対して、脱線係数の測定を行い、その特徴について解析したものも報告されている^{S2-3),6-3,6)}。こちらでは車両間の差異が把握できるため、車上からのモニタリングと併用すれば、路線全体にわたる脱線係数や摩擦係数の変化を常時モニタリングして、異常な場合に対処できることになる。

これらのモニタリング技術を活用することにより、理想的な曲線通過が実現できる可能性があることを 6 章で後述する。

(6) 急曲線問題の解決へのアプローチに関するまとめ

本節では、次章以降の具体的な記述に先立って、曲線通過のメカニズムを基本から解説し、曲線通過にまつわる問題点とその解決方策について概説した。

ここで述べたように、曲線通過における問題を解決する本道は、「内外軌輪径差の獲得によるパーフェクト・ローリングへの接近^{注5)}」と「アタック角の縮小」である。現在は、モニタリング技術の向上により、曲線通過の実態は詳細まで明らかになりつつあるので、それらの技術の活用により急曲線通過時の問題の解決は、今後、促進すると考えている。

本節では、急曲線の特に多い地下鉄での例を主体に述べたが、ここで述べたことは地下鉄に限らず、在来鉄道線すべてに共通の課題である。曲線問題解決の本質を理解して、乗り上がり脱線の防止はもちろんのこと、永年の課題である波状摩耗の撲滅に向けて技術改良が進展することを熱望しており、本研究がその一助となると信じている。

^{注5)} 厳密に言うと、シェリングなどのレール表面損傷の防止のためには、わずかずつ摩耗して行った方がよいので、微少なクリープはあった方がよいという見方もある。いずれにしても過大なクリープは厳禁である。

第3章 曲線通過実験が可能な実物大試験装置の開発と 曲線通過状態の把握

3.1 台車回転試験装置の必要性

台車回転試験装置による台上試験は、鉄道車両の走り装置のダイナミクスに関する研究開発を進める上で非常に重要である。しかしながら、この種の試験装置上で曲線通過状態を再現することは難しく、ほとんどの台車試験装置の主目的は、走行安定性、すなわち直線路における蛇行動限界速度の検証におかれていた^{3-1,2)}。こうした状況に対し、1988年に、曲線通過状況を試験装置上で再現することを目的として、曲線通過実験の実施可能な台車試験装置を開発した。その後、種々の台車について曲線通過実験を実施し、必要に応じて機能強化などの改造を行った。以下、本試験装置の特徴とこれまで行ってきた主な試験の概要について述べる。

本試験装置を用いて成果を得た主なものは、「曲直両用新円弧踏面」、「後輪独立回転車輪台車」、「前軸柔支持台車」、「アクティブボギー操舵台車」などの『急曲線向け台車』に関する研究開発やレール波状摩耗の発生メカニズムと対策に関するものである。また、レール・車輪間に作用させる摩擦調整剤("Friction Modifier")を用いて曲線通過性能を向上させる実験などを行うとともに、「1軸台車」、「軌間可変台車」などの新しい形式の台車の検証実験なども行った。

3.2 開発した台車試験装置の概要 S3-1~5)

鉄道においては、高速安定性とともに曲線通過性能の優れた新しい台車が期待されており、ステアリング台車や独立回転車輪などを用いた台車などの研究が各方面で進められている。特に地下鉄やライトレールのような都市鉄道では、曲線通過性能の向上がこれからの発展の大きな鍵を握っている。これらの新しい台車の運動特性を把握するためには、曲線通過状態での試験が行える台車回転試験装置を用いれば、実車両では実験できないような特性の検証ができ、効果的である。このため、曲線通過状態をできる限り再現できるように考慮した新しい台車試験装置（都市内鉄軌道用台車試験設備）を昭和63年度に開発した。

台車試験装置の基本部分は、1988年に交通安全公害研究所（当時）に設置されたが、本試験装置は、4つの軌条輪を持つ半車体の試験装置である。軌間は、1435mmと1067mmを標準とするが、35mmの軌間拡大が可能でスラックを付与することができる。駆動は試験装置側、台車側いずれからでも可能であるが、ダイナミクスに関する実験の場合は、原則的に、試験装置側から駆動する。

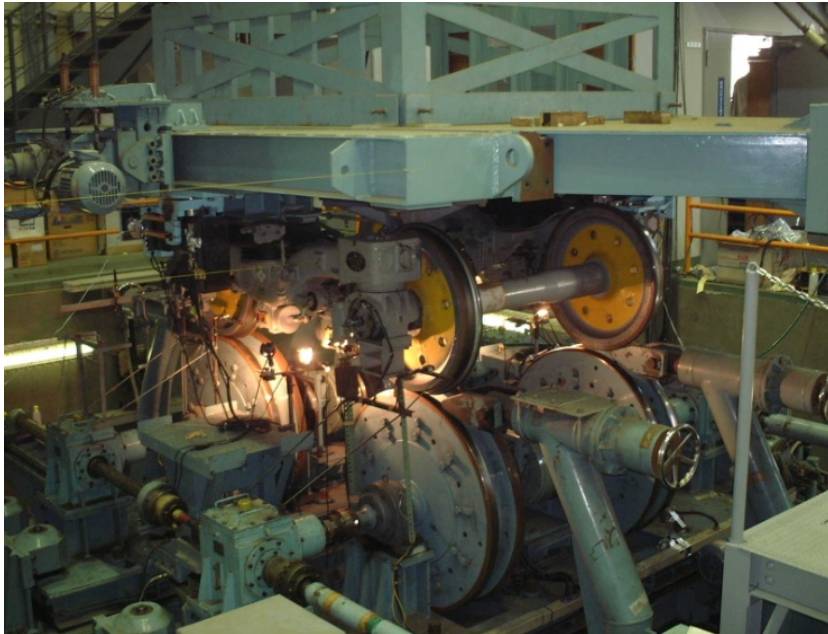


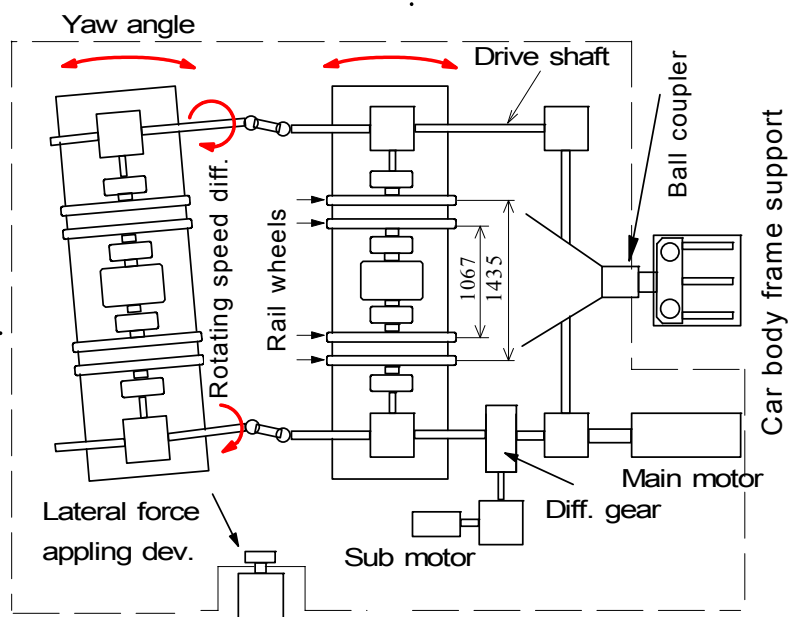
図3-1 台車試験装置の概観写真

本試験装置の最大の特徴は曲線状態の再現ができるということで、曲線状態の模擬は以下の3つの要素により付加する（図3-2参照）。

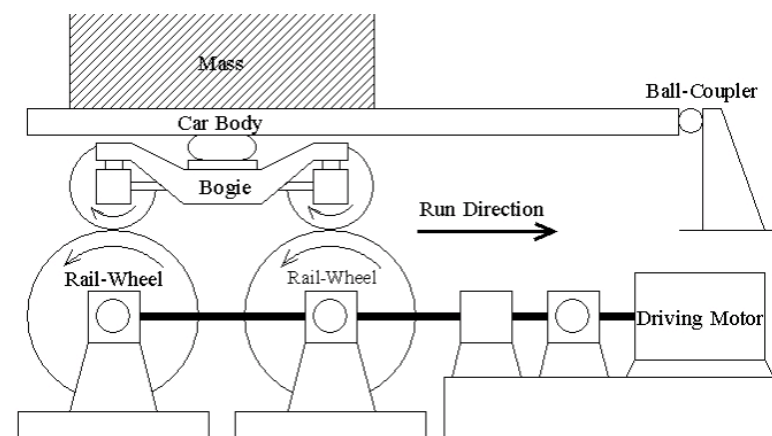
- 1) 軌条輪ベッドは、垂直軸周りに回転することができ、曲線半径に応じて、ヨー方向に角度（軌条輪角）を付与する
- 2) 副モータと差動歯車装置により、内軌側軌条輪と外軌側軌条輪には、内外軌のレールの長さの差に応じた回転速度差を付与する。
- 3) カント過不足に応じて、超過遠心加速度に相当する横方向力を車体（荷重枠）に付与する。

軌条輪は、タイヤ部（外周部）が交換可能となっており、断面形状の異なるレールでの試験に対応が可能となっているが、通常はタイプレート角 1/40 の 50kgN レール断面の軌条輪を使用している。

本試験装置の主要諸元を表3-1に示す。



(a) 平面図



(b) 側面図

図3-2 台車試験装置の構造説明図 S3-2)

表3－1 台車試験装置の主な仕様 S3-2)

Items	Specifications
Speed	0 ～ 220 km/h, variable
Acceleration	0 ～ 4km/h/s, variable
Gauge	1067mm, 1435mm
Gauge slacking	Max. 35mm
Wheel base	1.4 ～ 2.5m
Roller Diameter	1.2m
Roller yaw angle	-2.5 ～ +2.5 degree, variable
Roller speed	0 ～ 973rpm, variable
Speed difference	0.5 ～ 10rpm, variable
Lateral force	Max. 20kN
Wheel load	Max. 75kN

台車試験装置の機能付加 S3-5)

本試験装置は、設置以降、1993 年に、慣性負荷付与装置の増設や駆動制動試験機能を付加し、2004 年に、駆動系の強化と車体支持機構の改造等を行った。

半車体モデルでは、荷重枠支持装置により車体中心を拘束しているため、曲線走行模擬の際も、従来は車体（荷重枠）/台車間の回転変位がフランジ遊間分しか発生しない状態であった。近年ボルスタレス台車が普及し、空気バネによる台車の回転抵抗が急曲線通過性能に及ぼす影響が無視できないものとなっている。そこで、車体（荷重枠）と台車間にボギー角付与機能を追加することにした。これは、荷重枠支持装置において、荷重枠球頭支持部をモータにより左右に変位（最大±250mm）できるようにして実現させた。模式図を図3－3に示す。台車ボギー角付与を荷重枠球頭支持部の左右変位で模擬する場合、曲線通過時の幾何学的な関係から、R: 曲線半径(m)、Lc: 試験装置における球頭と台車中心との距離(m)、B: 実車両の台車中心距離(m)、δ: 球頭支持部の左右変位量(m)とすれば、

$$R=Lc*B/2\delta$$

となる。例えば、台車間距離が 14m の車両を想定して球頭を最大に変位させた場合、半径 140m の曲線を模擬することになる。

鉄道台車の曲線通過に関する試験を行うことを目的として、本台車試験装置は 1988 年に設置され、その後、目的に対応するため改造を重ねてきた。その後、試験装置は、曲直

両用新円弧踏面をはじめとする急曲線向け台車の諸技術、波状摩耗の発生メカニズムと防止対策などの研究、高性能1軸台車、軌間可変台車などの新方式台車の検証などに用いられてきた。

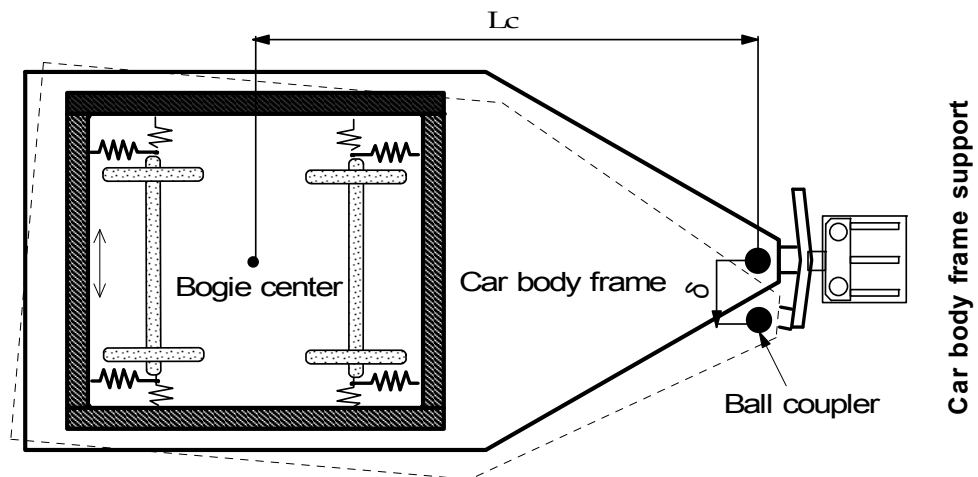


図3-3 車体ボギー角付与機構模式図 S3-2)

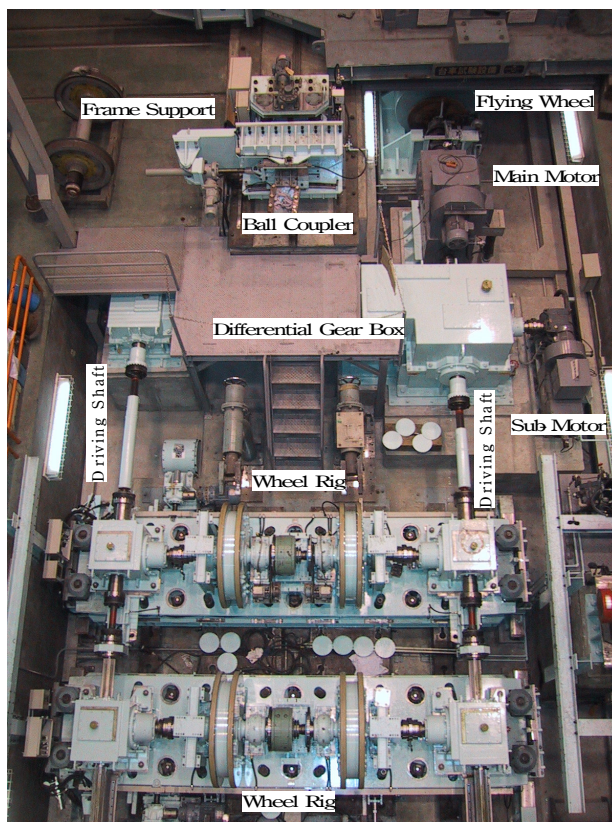


図3-4 台車試験装置俯瞰図

3.3 試験装置で実施した実験の概要 S3-2,3) S5-5)

(1) 曲線通過性能実験

曲線通過試験の主要な目的は、新しい台車方式や関連部品の性能検証にある。通常の曲線通過特性に関する試験は、まず直線状態で一定速度まで加速し、その後、曲線に進入（軌条輪角、内外軌速度差、横方向力付加）し、一定時間走行後、直線に戻るといったパターンで行われる。通常の試験では、半径 1500m から 100m 程度まで、こうした試験を繰り返す。

曲線通過試験では、車輪とレールの接触点に変化していく様子を観測することができる S5-5)。図3-5は、曲線半径が 100m の急曲線通過中の車輪と軌条輪の関係を示した写真であるが、外軌側の車輪はフランジのど元で軌条輪と接触し、内軌側車輪はフランジから離れた回転半径の小さい部分で接触しているのがよく判る。



(外軌側の接触状態)

(内軌側の接触状態)

図3-5 曲線通過中の車輪・レール接触の観測

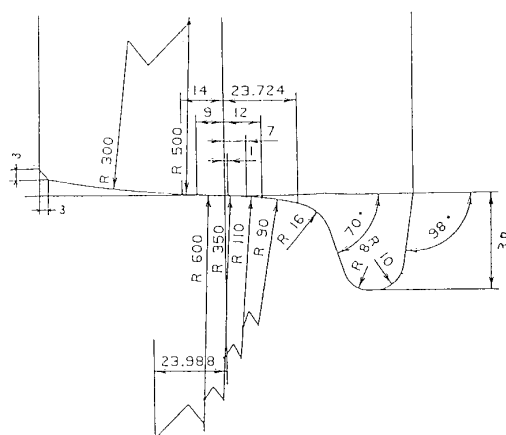


図3-6 リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面 S3-10)

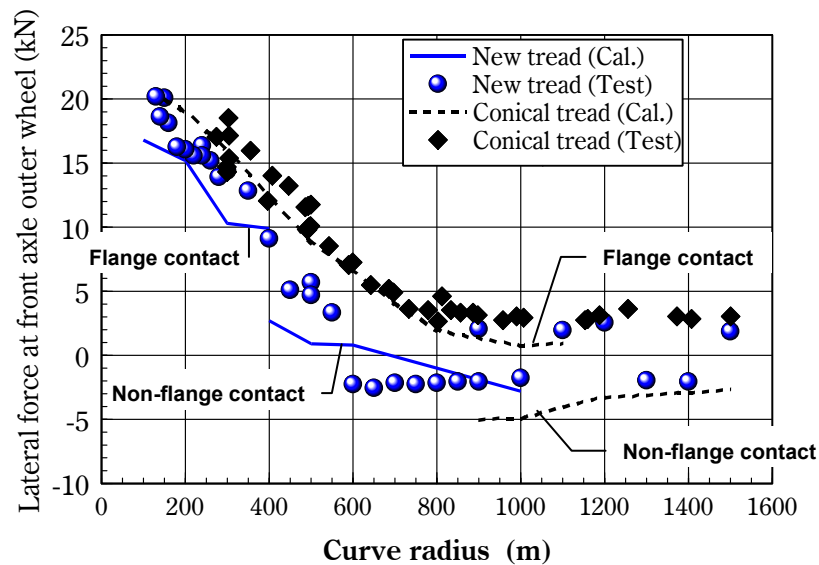


図3-7 試験結果と数値シミュレーション結果の比較 ^{S5-2)}
(円錐踏面と新円弧踏面)

ここでは、実験例として、リニア地下鉄^{注6)}用に開発された曲直両用新円弧踏面の効果について検証した例を示す。この踏面は、直線路における直進安定性と曲線部における旋回性能の両立を目指した車輪踏面形状で、図3-6に示すように、直線路におけるレールとの接触部分である中立点付近の踏面勾配を平らにし、曲線部分での接触点であるフランジのど元側と反フランジ側の踏面をできる限り急にするという形状を持ったものである ^{S5-1)}。

図3-7に、この踏面とオリジナルの設計である1/20円錐踏面との曲線通過時に発生する外軌側車輪横圧の比較を示す ^{S5-2)}。これは台車の曲線通過性能の良否を表す代表的指標である。図中、ドットマークは台上試験結果を、破線及び実線は17自由度モデルによる数値シミュレーション結果である。破線の1000mR付近と実線の400mR付近で不連続点があるのは、フランジ接触の有無でモデルが変わるためである ^{S5-2)}。

図を見ると、曲直両用新円弧踏面の方が円錐踏面より横圧が低下し、曲線通過性能が向上していることがわかる。また、試験結果とシミュレーション結果は1000m以下の半径の曲線で比較的良好に一致していることがわかる。1000m以上の緩曲線で、一致の状況が悪いのは、フランジ接触をしない場合、4つの車輪とレールとの接触状態の自由度が大きく、再現性が悪いなどが原因ではないかと考えられる。

注6) 「リニア地下鉄」

正式名称は「リニアモータ駆動小型地下鉄」と言い、鉄車輪で支持・案内されるが、駆動はリニアモータによる方式の鉄道システム。トンネル断面の小型化のほか、急勾配や急曲線への対応が可能なシステムとすることにより路線設定の自由度を高め、建設コストを低減する目的で、運輸省（当時）の主導、(社)日本地下鉄協会のとりまとめにより、産学官の共同プロジェクトにより開発された。本論文では、以下、通称である「リニアメトロ」を用いる。

(2) 波状摩耗発生実験

レール波状摩耗は古くから研究されて来たが、発生メカニズムに定説がなく、未だ有効な防止対策が確立されていない現象である。その原因は、そのメカニズムが複雑であるというほかに、実物による実験的研究が困難であるという背景がある。本試験装置は、実台車を用いて波状摩耗発生の実験を行うには好都合のものである。

実験は、小型地下鉄に発生する波状摩耗の防止が第1の目的であったため、当該地下鉄の台車を用いて行った。まず、車輪・レール間に働くクリープ力の特性を厳密に測定した。台車は縦方向、横方向とも剛に固定し、横クリープ力は軌条輪角を付与することにより、縦クリープは左右軌条輪に回転速度差を与えることにより与えた。これにより、実物の車輪・レール間のクリープ特性を計測することに成功した。



図3-8 軌条輪上に発生した波状摩耗 S4-21)

こうした縦方向または横方向すべりの付与により、軌条輪（一部車輪踏面にも）波状摩耗が発生した（図3-8）。発生条件は、縦方向すべりに対しては、軌条輪上に不整がない場合で半径100～130m以下の曲線に相当するすべり条件で、不整が存在する場合は120～160m以下の曲線相当のすべり条件で、その発生周波数は270～300Hz程度であった。これらの状況は実際の路線での発生状況とよく一致している。発生したのはいずれも接触面がdryの時に、接触面に塗油したり、固体の摩擦調整剤を塗布したりした場合は発生しなかった。また、波状摩耗の発生と前後して、車輪・軌条輪の垂直接触力（＝輪重）に、発生する波状摩耗と同一周波数の周期的変動が観測された。これらの結果は数値シミュレーション結果とともに、波状摩耗の発生メカニズムを考察するのに非常に有用であった。これらの詳細は第4章で後述する。

(3) 新形式台車の開発に関連する実験

台車試験装置の設備以来、高性能1軸台車^{S3-6)}、軌間可変台車など、種々の新開発台車

に関する試験を行った。

図3－9及び図3－10は高性能1軸台車の試験を行ったときの状況を示す。この台車は2軸ボギー台車と全く異なる構造を有しているが、できるだけ現実の状況に近づけ、牽引リンクの非対称性なども検証できるようにするため、図3－9に示すように車両は全車体のままで、1軸は地上側に固定し、他の1軸を回転する軌条輪の上に設置する方法で試験した（われわれは「疑似一車体モデル」と呼んだ。）。この結果、蛇行動安定性、曲線通過性能の評価に必要なデータを得ることができた。

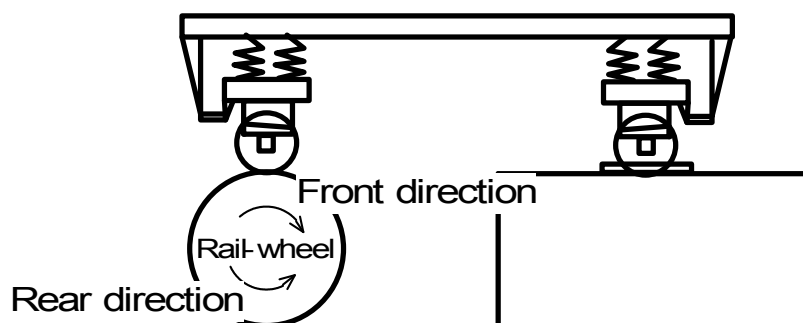


図3－9 高性能1軸台車の台上試験で用いた疑似一車体モデル S3-2)

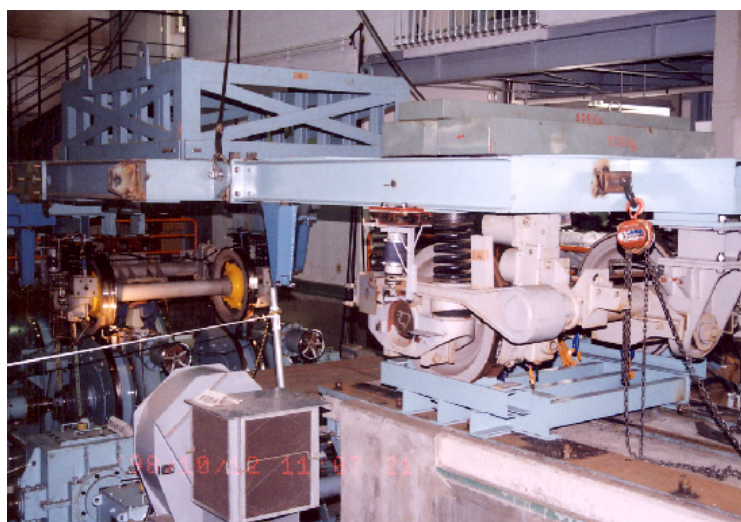


図3－10 高性能1軸台車の台上試験状況

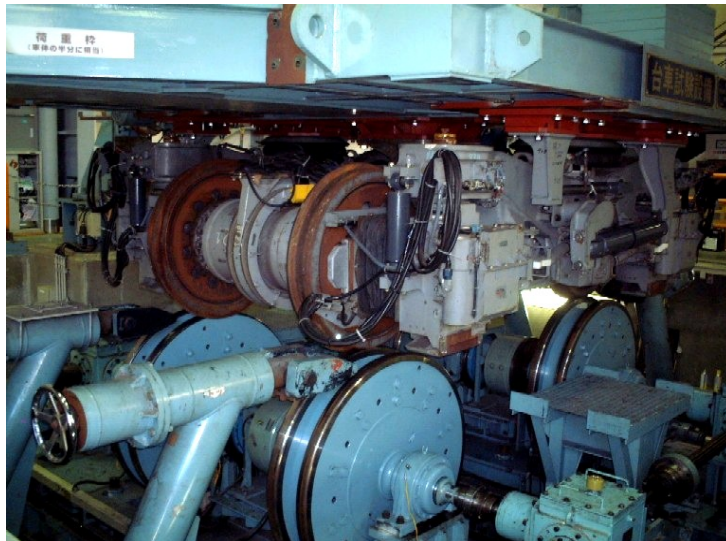


図3－11 軌間可変台車の試験状況

また、フリーゲージ・トレイン技術研究組合を中心に研究開発中である軌間可変台車の試験も実施した。図3－11は、本試験装置では実施した在来線区間における曲線通過に関する試験の実施状況を示す。本試験の実施により、シミュレーションでは判らなかった同台車の曲線通過中の挙動が把握され、改良を必要とする事項などを明らかにすることができた。

第4章 レール波状摩耗の発生メカニズムと防止策

4. 1 レール波状摩耗に関するこれまでの研究と本研究の特徴

波状摩耗はコルゲーションとも呼ばれ、レールの頭頂面がほぼ一定の波長で凹凸上に摩耗・変形する現象である。この現象がひどくなると台車や軌道の振動が著大となり、大きな騒音を発生するため、古来よりその対策に苦慮して来た。波状摩耗については、これまで国内外で多くの研究^{1-30~47)}があるが、発生メカニズムに関する定説はなく、有効な防止対策も未だ見いだされて来なかったのが現状である。

波状摩耗の発生メカニズムに関する仮説としては、

- ・「車輪・軌道系の上下振動によってレールが塑性変形するとするもの^{1-31~33)}」、
- ・「台車の輪軸に発生するねじり振動によりスティック・スリップ振動^{注7)}が発生し、それによりレールが摩耗変形するというもの^{1-36,37)}」

など各種のものがあ、発生した波状摩耗を発生原因別に分類する試みも報告されている^{1-40,41)}。これらは波状摩耗の発生を考える際に有用な知見を与えるものであるが、いずれも実物による検証に裏付けられたものではなく、実際の現象を十分に説明できているとは言えない。

従来の研究例は、理論モデルによる数値解析^{1-30~38,42~47)}、縮小または単純化した実験装置による模型実験^{1-30~35)}、実際の路線に発生した波状摩耗を現象論的に解析したもの^{1-38,39,40)}がほとんどであり、数値解析結果と実物での実験データを比較・考察したものはほとんど見られない。また、発生メカニズムには複数のものがあると考えられるのに、それらを区別して考察されてこなかった嫌いがあるとともに、軌道側からの解析例が多く、本来重要であるはずの台車側の特性を詳細に分析したものは少ないなどの問題点がある。

そこで筆者は、対象を、都市鉄道などで特に問題となっている急曲線部の内軌側レールに発生する波状摩耗をしばり、実車両を用いた走行試験、実台車を用いた台車試験装置でのシミュレーション試験、計算機を用いた数値シミュレーションなどを組み合わせて、発生メカニズムを究明し、その結果に基づいて防止対策について検討することとして、研究を進めた。研究の進め方のフローを図4-1に示す。

注7)「スティック・スリップ」

一般に相対的に速度を持って移動している二つの物体が、固着とすべりを繰り返す現象をスティック・スリップと呼ぶ。車輪はレール上をわずかなすべりを持ちながら転動しているので、ここでいうスティック・スリップは純粹ころがりとすべり転がりを繰り返す現象をいう。この場合、ロール・スリップと呼ぶこともある。

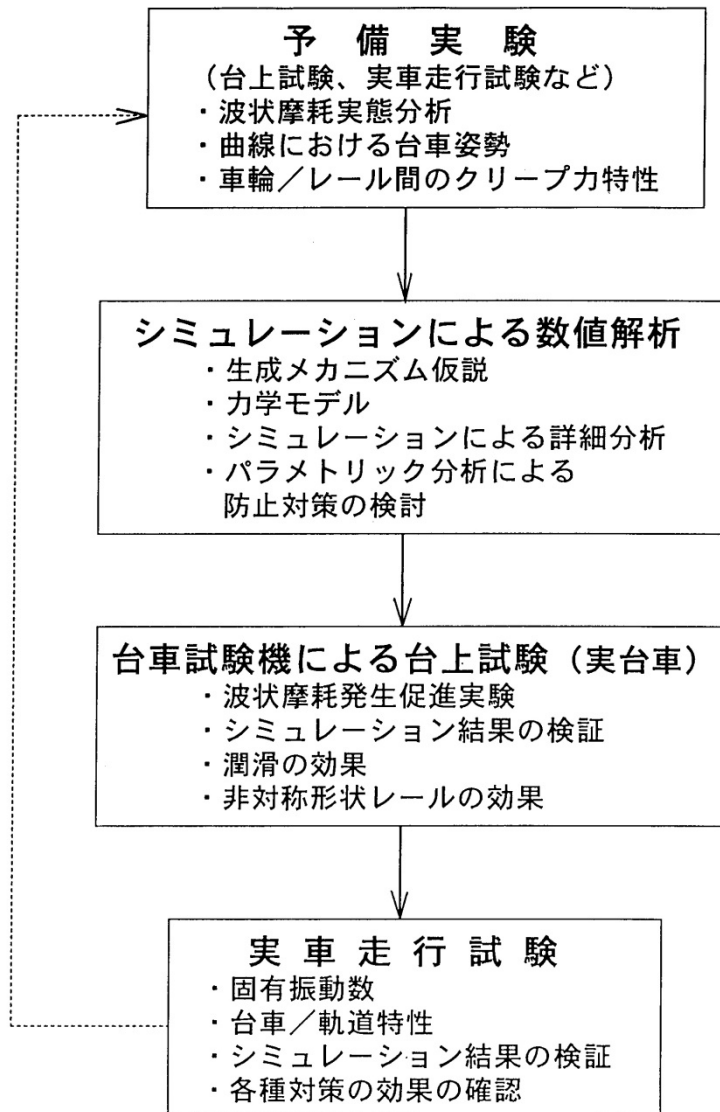


図4－1 波状摩耗の発生メカニズムと発生防止策の研究の進め方

4. 2 波状摩耗発生の実路線における調査

4. 2. 1 波状摩耗の発生箇所

地下鉄、民鉄、J Rの通勤路線などの都市鉄道には、多くの急曲線が存在するが、その多くの曲線部でレールの波状摩耗がしばしば発生している。波状摩耗は、曲線部にのみ発生するものではないが、波状摩耗の多くは半径400～300m以下の急曲線、しかもその内軌側に発生していると考えられる。これは都市鉄道に限るわけではなく、J Rの在来幹線でも同様に、急曲線部に多く発生している。本章では、急曲線内軌側レールに発生する波状摩耗の発生メカニズムとその対策について述べる。

最初に波状摩耗の発生例の写真を紹介する^{S4-21)}。これらはいずれも急曲線の内軌側レールに発生したものであり、非常に規則的なパターンが形成されている例である。図4-2はJ R通勤線区の急曲線内軌側レールの継ぎ目”下流”に発生したものをやや拡大して観測したものである。図4-3は大手民鉄の本線、図4-4は軌道線（専用軌道）、図4-5は地下鉄線に発生したものである。図4-5の図は同一線区の比較的隣接した曲線で発生したものだが、軌道構造が異なる（直結軌道と防振まくら木軌道）ため波状摩耗の波長が異なっている。同一曲線内で締結装置が異なる位置で波状摩耗の波長が変化するという例も観測されている。

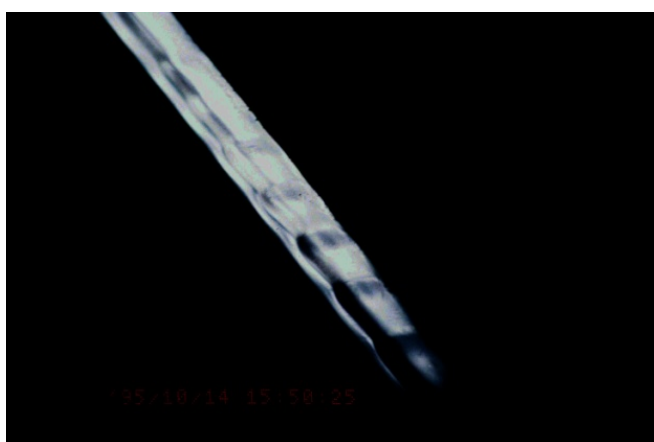


図4-2 波状摩耗の発生例Ⅰ（拡大）
（JR通勤線、300mR、内軌、継ぎ目下流）
 $\lambda=70\text{mm}$, $V=50\text{km/h}$, $f=200\text{Hz}$



図4-3 波状摩耗の発生例Ⅱ
（民鉄幹線、160mR、内軌）
 $\lambda=45\text{-}55\text{mm}$, $V=35\text{-}55\text{km/h}$,
 $f=200\text{-}280\text{Hz}$



図4-4 波状摩耗の発生例Ⅲ（民鉄軌道線、100mR, 内軌）



(a)直結道床, 201mR, $\lambda=110\text{-}150\text{mm}$
 $V=55\text{km/h}$, $f=100\text{-}140\text{Hz}$



(b)防振まくら木道床, 171mR, $\lambda=46\text{-}50\text{mm}$
 $V=45\text{km/h}$, $f=250\text{-}270\text{Hz}$

図4-5 波状摩耗の発生例Ⅳ—道床による発生周波数の差—
 (いずれも地下鉄線、内軌側、(a)直結、(b)防振まくら木)

波状摩耗の（発生）周波数をつかむことは、後述するように波状摩耗の防止対策をとるために重要なことである。波状摩耗を通過するときが発生する、「ゴー」とか、「グー」とか、「ティー」など音は周波数により異なるので、車内に乗車して聞いていると、どの程度の周波数で、波状摩耗の波長がどの程度であるかは、慣れるとある程度推定できるが、6章で記述する車内騒音からの波状摩耗の検出は、この原理を応用したものである。

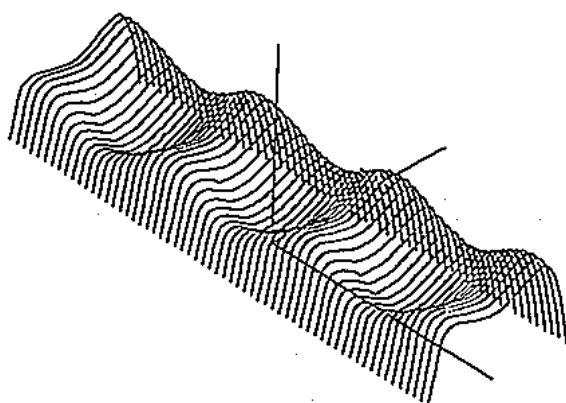
4. 2. 2 波状摩耗の形状と発生周波数

波状摩耗の実際の特徴を説明するため、その形状を分析したものを図4-6に示す^{S4-5)}。これは、波状摩耗が発生したリニア地下鉄のある区間【都営12号線】におけるレールを切り出して三次元解析器で分析したものである。レールの進行方向に対してはほぼ正弦波的な形状をしているが、谷の両斜面、すなわち、下り斜面と上り斜面は凹凸の方向が異なっている。山と山の間隔、すなわち波状摩耗の波長は多少のばらつきがあるが、隣接する部分ではほぼ一定となっている。

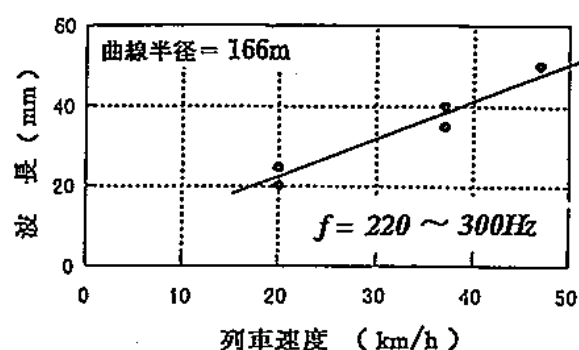
次に、走行速度と波状摩耗の波長の関係を見る。この曲線は加減速区間になっており、かつ、この路線では列車は自動運転により全列車が同一の速度パターンで運転されているので、このような分析には好都合である。図4-6の右のグラフは列車速度とその地点における波状摩耗の波長の関係を表しているが、図からわかるようにこれらはほぼ比例関係にある。これはこの区間の波状摩耗がどれもほぼ同じ周波数の振動により発生していることを意味している。すなわち、波状摩耗の発生周波数 ν 、波長 λ と列車速度 V の間には

$$\nu = V / \lambda$$

の関係がある。この区間の波状摩耗の発生周波数は、図から計算すると $260 \pm 40 \text{ Hz}$ の範囲である。



(a) レール頭頂面の3次元形状



(b) 列車速度と波状摩耗の波長との関係

図4-6 実路線に発生した波状摩耗の分析例^{S4-5)}

波状摩耗の発生メカニズムを解明し、その防止対策をつかむためには、波状摩耗がどのような振動に起因しているかをつかむ必要がある。そのためには波状摩耗の発生周波数を把握しておくことが最も重要である。

波状摩耗は、半径300m以下の急曲線部、しかも内軌側レールに最も多く発生している。周波数は120Hz程度から250Hz程度のものが多いが、軌道構造などの違いにより発生周波数が異なっており、波状摩耗の原因となる振動モードが複数あることを示唆している。また、レール継ぎ目など不整をきっかけとして成長する例が多く見られる。

4. 2. 3 急曲線通過中の台車・軌道特性の実態把握

2章において、急曲線通過中の台車の姿勢は理想的な状態と異なり、通常、好ましくない状態となり、波状摩耗発生の原因にもなることについて述べた。すなわち、実際の測定例^{S4-2)}から、急曲線では「台車中の前車軸ではアタック角のために過大な横すべり（横クリープと呼ぶ）が生じ」、「後車軸では輪軸の横変位がほとんどなく、左右の車輪回転半径にほとんど差が生じないため、内外軌の間で必要な車輪回転半径差（ Δr ）が得られず、過大な縦方向すべり（縦クリープ）が生じている」という特徴的な状況となることを示した。この縦方向と横方向の過大なクリープは波状摩耗の発生に大きく影響しており、これについては後述する。

また、急曲線通過中に車輪・レール間に発生する振動の実態を把握することも重要である。図4-8は、台車が通過中の急曲線内軌側レールにおける輪重、横圧、レール小返り変位の測定例である^{S4-2)}。輪重（＝車輪・レールの垂直方向接触力）、横圧（＝車輪・レールの横方向接触力）、レール頭部の横方向変位に、同一周波数の特徴的な振動現象が見られるが、これらの周波数はこの地点に発生していた波状摩耗と一致しており、これらの振動が、波状摩耗の発生と密接な関係があることを示唆している（なお、本測定時には波状摩耗は完全に研削により除去されており、これらの振動は波状摩耗の凹凸によるものではない。）。

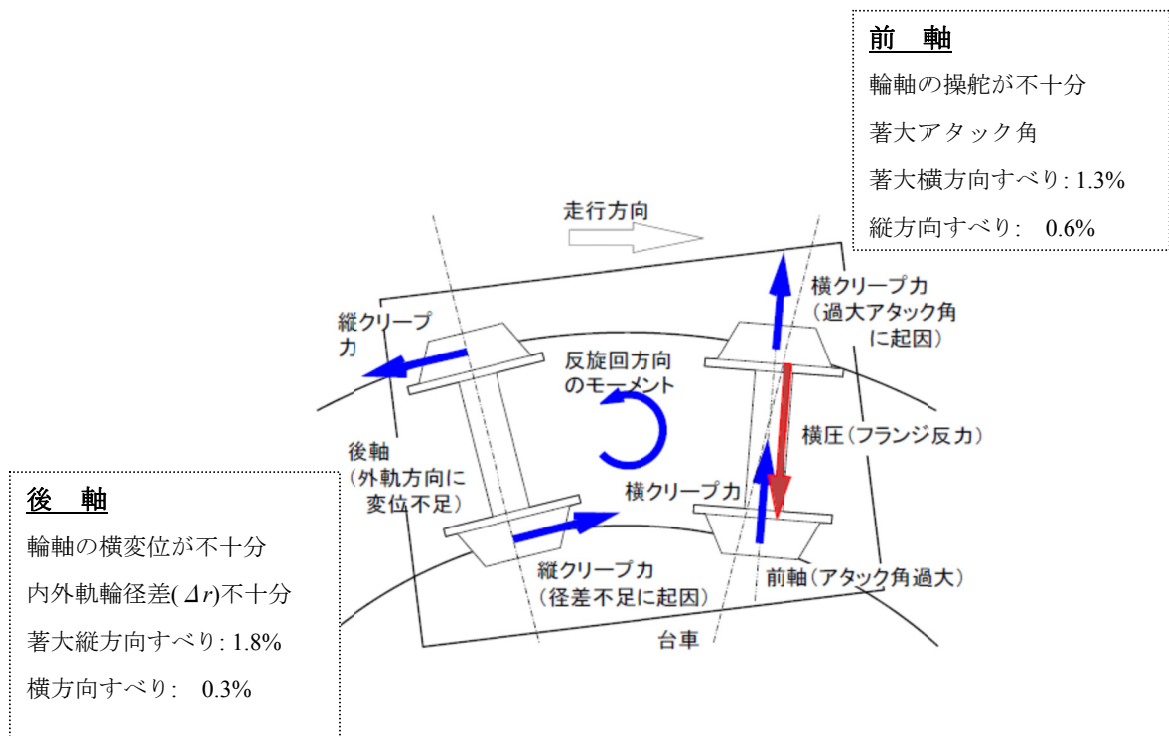


図4-7 急曲線通過時の台車姿勢(図2-3の再掲)

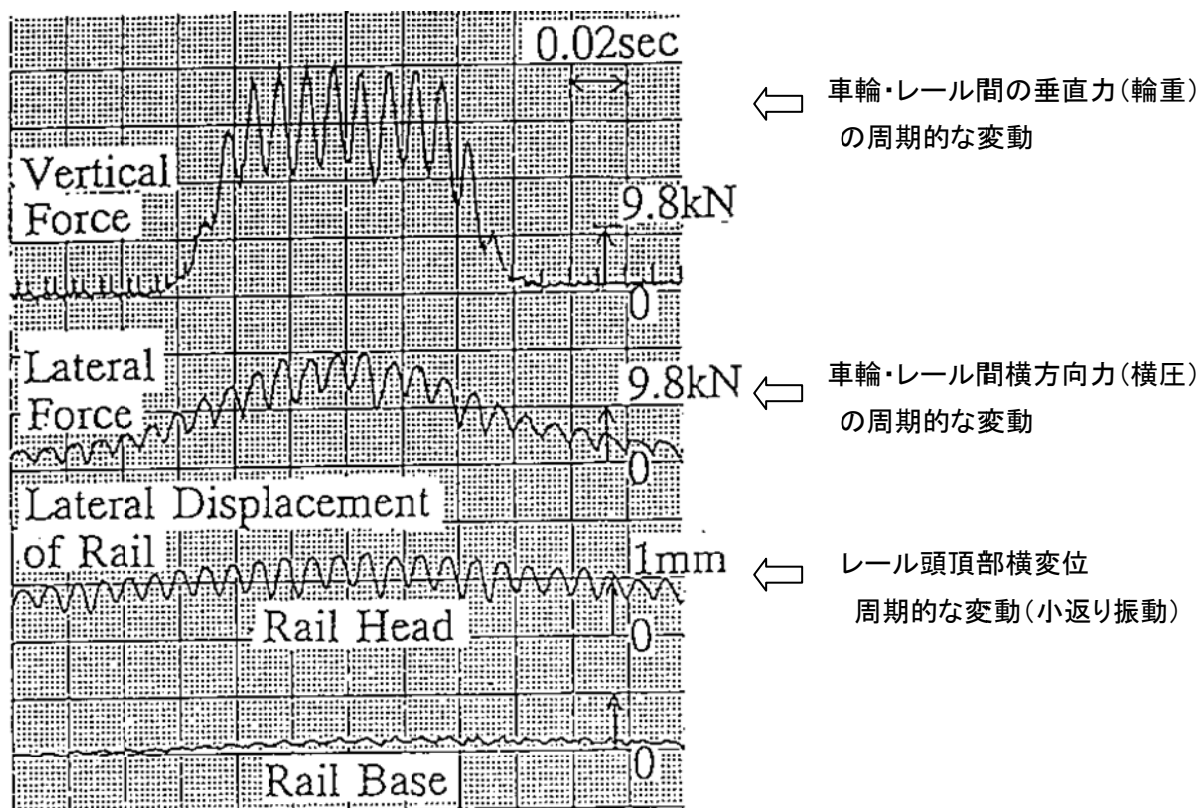


図4-8 急曲線における車輪・レール接触力変動及びレール小振り振動^{S4-2,6)}
(前車軸通過時の外軌側レール)

4. 3 実物台車を使用した台車試験装置による波状摩耗発生実験

4. 3. 1 台車試験装置の概要

本実験に用いた試験装置は、交通安全環境研究所に設置されている「都市内鉄軌道用台車試験設備」と呼ばれるもので、実物の台車を用いて曲線通過状態を再現できる我が国で唯一の試験装置である。この試験装置は曲線状態を模擬できるように、曲線半径などに応じて、軌条輪にアタック角を付与できるほか、左右の軌条輪に回転数差を付与できるようになっている（試験装置の構造については図3-2参照）。このため、曲線部において車輪・レールの相互作用により発生する波状摩耗の発生メカニズムを究明するには有用である。本試験装置に、リニアモータ地下鉄で使用されている実際の台車を搭載して、試験を実施し（図4-9）、試験装置上で実物大の波状摩耗を発生させることを試みた。

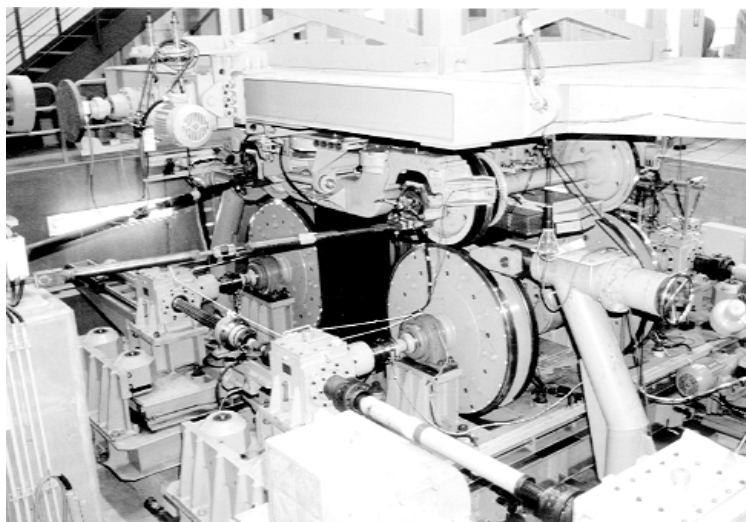


図4-9 台車試験装置による実物台車での実験状況
(リニアモータ地下鉄用台車)

写真は、台車を強制的に支持棒により固定し、
クリープ力特性を測定している時のもの

4. 3. 2 車輪・レール間の基本的特性の測定

車輪・レール間に働く力に関する基本的な特性を把握するため、すべりとそれにより生じる力との関係や車輪とレール間に働くばね作用の特性について台車試験装置を用いて測定した。

(1) 車輪・レール間に働く力(クリープ力)特性の測定

鉄道の車輪はレールの上をわずかにすべりながら転動している。車輪・レール間に微少なすべりがあるとき、車輪・レール間にはクリープ力と呼ばれる一種の摩擦力が発生する。

クリープ力は走行中の車両が地上から受ける主要な力であり、このクリープ力の作用により鉄道車両は加速し、減速し、カーブを曲がっていくことができる。微少なすべりは「クリープ」と呼ばれるが、このクリープとクリープ力の間には一定の関係があり、この関係（「クリープ力特性」）は、波状摩耗の発生に限らず、ブレーキや加速時の車輪・レール間の粘着を考える際などに非常に重要な意味を持っている。クリープ力特性はこのように重要なものであるが、測定が難しいためこれまで実物の台車で測定された例は少ない。

われわれが実測した「縦クリープ力特性（縦方向のすべりとクリープ力との関係：ここで「縦方向」とはレールの方向、「横方向」とはそれに直角な方向のことを言う。）」に関する実測結果を図4-10に示す^{S4-2)}。乾燥状態でのクリープ力特性は理論値と良く一致している。すなわち、すべりが小さい領域（3‰未満：‰は%の1/10）ではクリープ力はすべりに比例して増加するが、次第に増加率が減り、やがてすべりが増加しても一定値以上にならなくなる（飽和する）。この測定結果では、クリープ力が飽和するすべり率は8～9‰程度である。また、乾燥状態でのクリープ力の飽和値は $\mu = 0.45$ 程度である（この値は無次元化した値であり、摩擦係数と考えてよい）。

また、波状摩耗の防止対策について考えるときの参考とするため、車輪／レール接触面を油で潤滑した場合や「摩擦調整剤(Friction Modifier)」と称する固体潤滑剤で潤滑した場合についても測定してみた。塗油した場合は、極めて小さなすべり率で飽和領域に達してしまい、飽和値はたかだか $\mu = 0.06$ 程度である。これに対し、固体潤滑剤を用いた場合は、乾燥状態と塗油状態の中間的特性を示し、すべり率5‰程度で飽和するが、飽和状態での摩擦係数は塗油状態に比べてかなり高く $\mu = 0.15$ 程度である。これは連続的に塗布した時の値であるから、間欠的に潤滑するなどの手段を講じればより高い摩擦係数が得られる可能性もあり、それなら粘着に支障を及ぼさない。

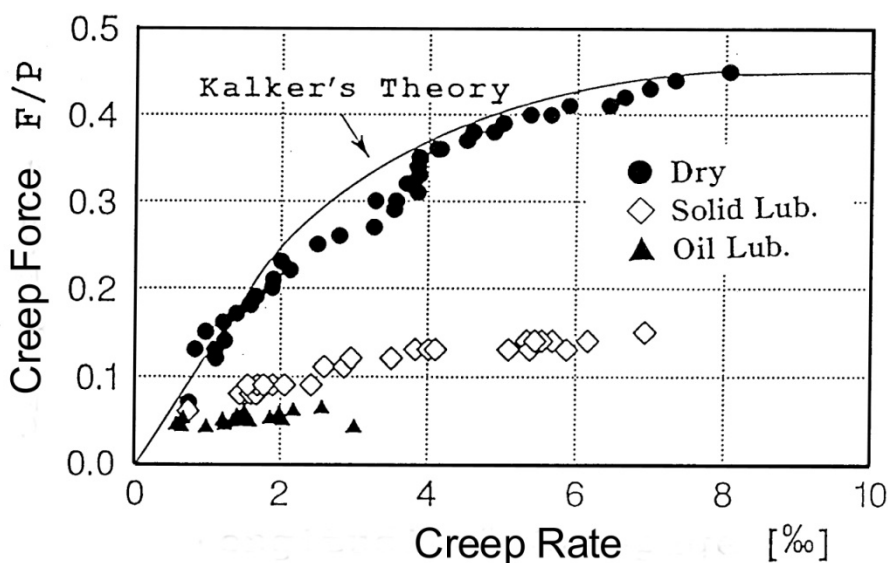


図4-10 縦クリープ力特性の測定結果 ^{S4-2) S5-6)}
 (”クリープ率”と”輪重Pで無次元化したクリープ力”との関係)

(2) 車輪・レール間に働く接触ばねの測定

鉄でできた車輪とレールは非常に硬く、一見、相互に変形しないように考えがちであるが、実は接触ばねと呼ばれる一種のばね変形をしている。その変形量は微小であるため通常は無視されることが多いが、波状摩耗の発生を考える際にはこの接触ばねに注目することが重要であると考えている。

車輪・レール間のばね定数を実物で測定した例はほとんどないが、その測定を試みた。軌条輪上に置いた台車に対してその搭載荷重を変化させ、そのときの輪重変化と車輪・レール間の接触変位（微小変位を計測できる変位センサを用いた）を計測し、接触ばね定数を求めた。この結果、図4-11に示すように^{S4-3)}、車輪／軌条輪間の接触ばね定数は500 MN/m程度で、理論値（「ヘルツの接触理論」より求める）にかなり近い。ちなみにこの値は車軸と台車の間のばね（「軸ばね」と呼ばれる）の約100倍の硬さに相当する。

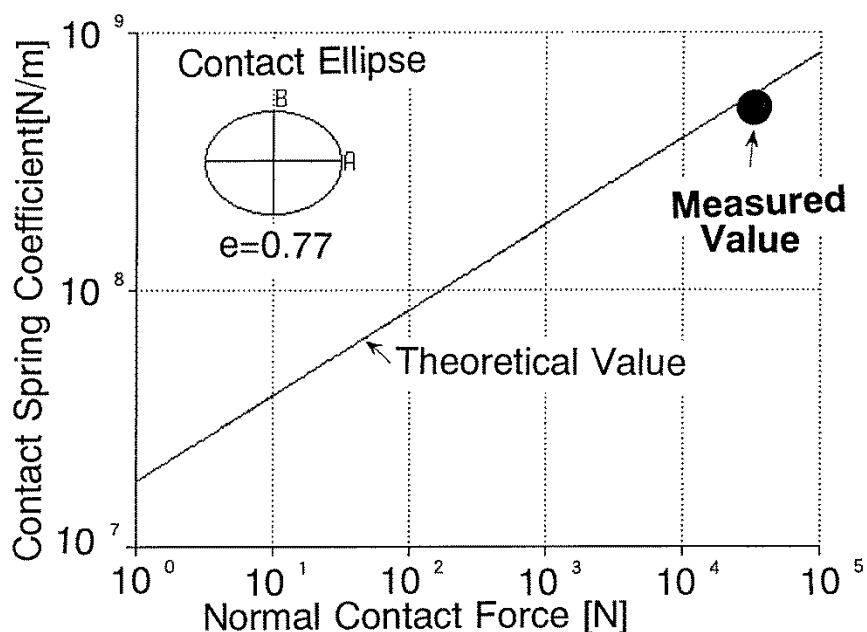


図4-11 車輪・レール間の接触ばねの測定結果^{S4-3,14)}

4. 3. 3 波状摩耗の発生実験

台車が急曲線を通過するのと類似の状況を試験装置上で作り出し、どのような状態の時、波状摩耗が発生するかについて実験を行った。

すなわち、台車試験装置上で、車輪／軌条輪間に縦方向または横方向のすべりを強制的に与え、そのときの波状摩耗発生の有無を調べた。

また、波状摩耗がレール継ぎ目の後方に発生することが多いことを考慮し、軌条輪上に故意に不整を作って波状摩耗が発生しやすい状況（厚さ1mm、長さ10mm程度の金属バンドを軌条輪に取り付け）を作り出して実験してみた。さらに、車輪・レールの接触面の状態と波状摩耗発生との関係をつかむため、「乾燥状態」、「塗油状態（アラジン・グリースを塗布）」、「固体潤滑状態（固形の摩擦調整剤）を塗布」とのそれぞれについて実験を行った。

実験結果は表4－1に示すように、波状摩耗は接触面が乾燥の状態で、「半径130～100m以下の曲線に相当するような縦方向すべりを車輪・レール間に与えた場合」、及び「0.55°以上のアタック角に相当する横方向すべりを与えた場合」に発生した（発生状況を図4－12に示す）。これらは、いずれもすべり率8～9%以上のすべりを与えた場合に相当するが、この値は前述したようにクリープ力が飽和する程度のすべり率に相当している。また、不整を付けた場合は、より緩い曲線である「半径160～120m以下の曲線に相当するような縦方向すべり」の状態から、波状摩耗が発生しており、不整などのトリガがあると発生しやすいことがわかる。この状態が実際の路線での状況に近いと考えられ、波状摩耗の周波数は270Hz程度となっている。

また、図4－13は、波状摩耗が発生する前に観測された輪重の変化であるが、270～300Hz程度の明瞭な変動が見られ、この周波数とほぼ同一の周波数の波状摩耗が、その後、軌条輪上に生成された。この発生周波数は、同一仕様の台車が使用されているリニア地下鉄の実路線に発生した波状摩耗（4.2.2参照）の周波数 260 ± 40 Hzや同一仕様の台車で行った数値シミュレーションで発生した波状摩耗の周波数が250Hz程度（4.2.5参照）であるのと、比較的良く一致している。



図4-12 試験装置の軌条輪上に発生した波状摩耗^{S4-21)}

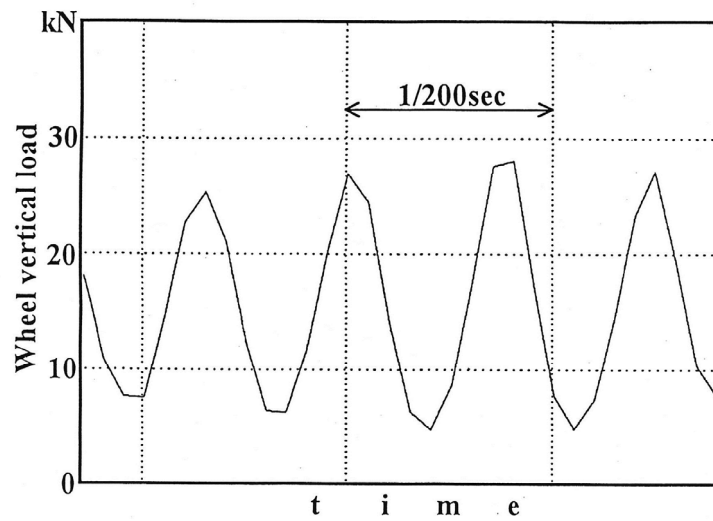


図4-13 波状摩耗発生前に観測された特徴的な輪重の変動^{S4-14)}

表4－1 波状摩耗発生実験の結果^{S4-14)}

実験条件	縦方向すべり付与		横方向すべり付与
接触面条件	レール不整なし	レール不整あり	レール不整なし
乾 燥	波状摩耗発生 (半径100～130m以下の曲線状態)	波状摩耗発生 (半径120～160m以下の曲線状態)	波状摩耗発生 (アタック角0.55度以上の曲線状態)
固体潤滑剤	発生せず	発生せず	発生せず
塗 油	発生せず	発生せず	発生せず

固体潤滑剤及び油により接触面を潤滑した場合は、同様のすべりを与えても波状摩耗は発生しなかった。これらのことから、波状摩耗は、「車輪・レール接触面に潤滑がなく、縦方向または横方向にクリープ力が飽和する点以上の過大なすべりが与えられたときに発生する」ことが推察できる。

また、これらの台上実験の結果をみると、波状摩耗は軌条輪または車輪上の不整（きずやむしれなど）をきっかけとして発生する傾向が見られる。また、波状摩耗の発生するような条件では、波状摩耗の発生と前後して顕著な輪重変動が観測され、波状摩耗はいずれもこの輪重変動と同一周波数のものが発生した。

4. 4 シミュレーションによる波状摩耗発生現象の分析 ^{S4-1～4)}

(その1 縦方向すべりによる波状摩耗)

4. 4. 1 台上試験及び実車走行試験結果の考察

台車試験装置を用いた台上試験及び実路線での実車走行試験の結果から、急曲線におけるレール波状摩耗の発生には、内外軌の車輪径差不足による縦方向クリープと接触ばね系を主体とした車輪軸の上下方向振動が大きく寄与していることが推測される。

従来の研究でも、車輪・レールに発生するスティック・スリップ振動を波状摩耗の発生原因とするものはあるが、いずれもクリープ力の飽和領域における負の摩擦特性に起因するとするもの^{1-36,37)}で、接触ばねや上下方向振動による接触面での垂直力変動を考慮したものではない。しかしながら、垂直力の変動によりクリープ力の飽和値は大きく変動する訳であるから、垂直力変動に起因するスティック・スリップ振動の方がより発生しやすいと考えるのが妥当である。

このことから、筆者は、波状摩耗の発生メカニズムについて、

「急曲線通過中で内外軌の車輪間に回転半径差が十分とれていない状態において、レー

ル表面の不整などをきっかけとして輪重変動が発生すると、車輪・レール間に働く法線方向の接触力が変化するので、接触面に働くクリープ力の飽和値も変化し、それによりスティック・スリップ振動が継続的に発生して、波状摩耗が引き起こされる」

という仮説を立て、力学モデルによるコンピュータ・シミュレーションを行った。なお、実車の走行試験の測定結果からも判るように、同一の台車でも前車軸と後車軸とは異なる挙動を示すので、理論解析では、独立に考察できるように1輪軸モデルを用いることとし、レール―輪軸―台車枠に至るシステムとして下記の力学モデルを考えた。

4. 4. 2 力学モデル^{S4-1)}

図4-14は、車輪軸が急曲線を通過する時のシミュレーションモデルである。先にも述べたように、車輪・レール間の接触ばねが波状摩耗の発生を考える場合には重要であるのでこのモデルでは、これを考慮している。

このモデルでは、モデルの簡素化を図るため、台車枠及びレールについては剛体として固定し、台車枠としての弾性変形及びレールの剛性や減衰（例えば、まくら木支持によるレール長手方向の曲げ剛性など）は考慮しない。車輪軸の懸架系に関しては、上下方向については「車輪とレール間の接触ばね」及び「輪軸の支持ばねと減衰」を考慮し、前後方向については「クリープ力」及び「車輪軸の支持ばねと減衰」を考慮している。また、車輪軸については「ねじり剛性」を考慮した。

このような仮定に基づく1輪軸のモデルは、図4-14に示すように「輪軸を剛体とした上下運動とローリング運動の2自由度で構成される上下系」と、「輪軸を剛体とした前後方向とヨーイング運動の2自由度と、輪軸をねじり弾性体とした左右車輪回転の2自由度で構成される前後系」の2つの力学系として表現することができる。

以上のモデルに基づいて、輪軸の重心を原点とし列車速度 v で x 方向に移動する座標系をとると、以下の運動方程式で表される。

$$m_w \ddot{x}_w + c_x \dot{x}_w + k_x x_w - F_r - F_l = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$m_w \ddot{z}_w + c_z \dot{z}_w + k_z z_w + \Delta P_r + \Delta P_l = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi}_w + b_2^2 c_x \dot{\psi}_w + b_1^2 k_x \psi_w + b_0 (F_r - F_l) = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$I_{wx} \ddot{\phi}_w + b_2^2 c_z \dot{\phi}_w + b_1^2 k_z \phi_w + b_0 (\Delta P_r - \Delta P_l) = 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$I_{wy} \ddot{\omega}_r + k_T (\omega_r - \omega_l) + r_r F_r = 0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$I_{wy} \ddot{\omega}_l + k_T (\omega_r - \omega_l) + r_l F_l = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

x_w, z_w : 輪軸の前後、上下変位

ψ_w, φ_w : 輪軸のヨーイング、ローリング角変位

m_w : 輪軸の質量

I_{wx}, I_{wz} : 輪軸のヨーイング、ローリング慣性モーメント

I_{wy} : 車輪の回転慣性モーメント

k_x, k_z : 輪軸の前後、上下支持剛性

k_T : 輪軸のねじり剛性

c_x, c_z : 輪軸の前後、上下支持減衰

$2b_1$: 左右軸箱中心間隔

$2b_2$: 左右ダンパ間隔

$2b_0$: 車輪・レール接触点間隔

r_r, r_l : 右側、左側の車輪回転半径

F_r, F_l : 右側、左側の縦方向クリープ力

$\Delta P_r, \Delta P_l$: 右側、左側の車輪／レール間垂直接触力（輪重）の変動分

車輪・レール間の垂直接触力の変動分 $\Delta P_r, \Delta P_l$ は、右側及び左側レールの上下方向不

整を δ_r, δ_l としたとき

$$\Delta P_r = k_{cr}(z_w + b_0\varphi_w + \delta_r) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\Delta P_l = k_{cl}(z_w + b_0\varphi_w + \delta_l) \quad \dots\dots\dots (8)$$

で表される。

k_{cr} と k_{cl} は右側と左側の車輪・レール間の接触ばね定数で、次の式から計算される。

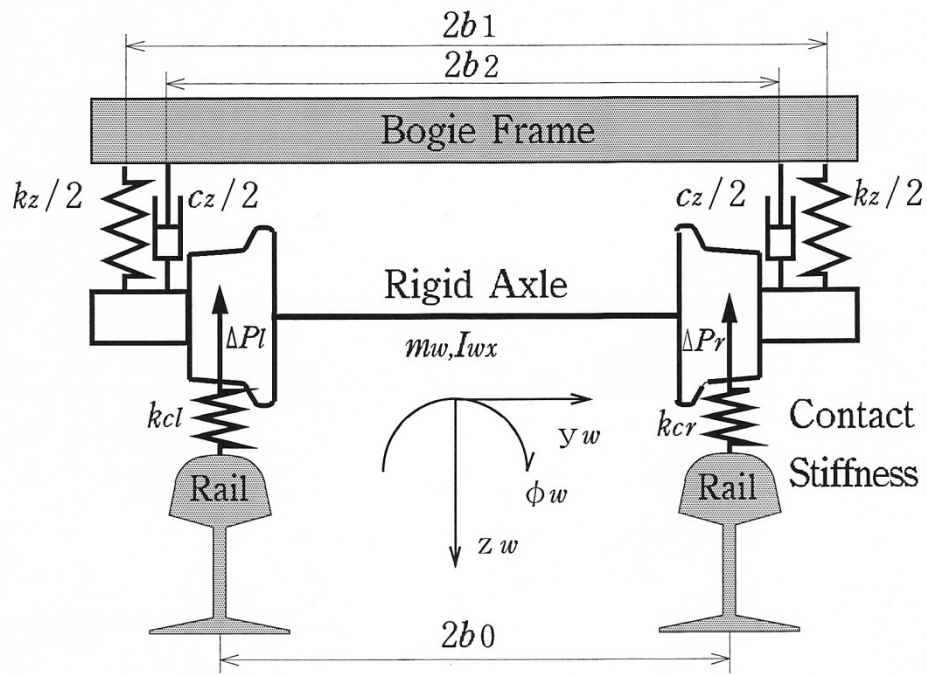
$$k_c = \eta a/K(k) \quad \dots\dots\dots (9)$$

ただし、 η :車輪材質とレール材質を組み合わせた場合の縦弾性係数（ヤング率）

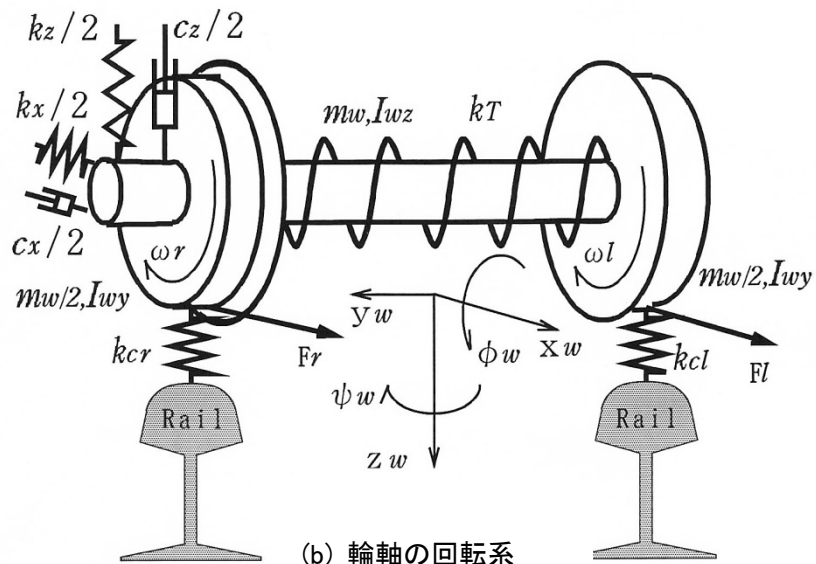
a : 接触だ円の長軸の長さ

$K(k)$: 第1種完全だ円積分関数

k : 接触だ円のだ円率



(a) 上下系



(b) 輪軸の回転系

図4-14 車輪・レール系に関するシミュレーションモデル^{S4-1)}

車輪とレールの接触点位置が一定であれば、 k は輪重に関係なく一定となるので、接触ばね定数 k_c は接触だ円の長軸の長さ a に比例する。また、接触だ円軸の長さは接触力の法線方向成分の関数となるが、車輪の踏面勾配が小さい場合は、接触力の法線方向成分は車輪の輪重にほぼ等しいと見なすことができる。

クリープ力がクリープ率に比例する領域では、クリープ力 F_r, F_l は以下の式によって計算される。

$$F_r = \kappa_r v_{xr} \dots\dots\dots (10)$$

$$F_l = \kappa_l v_{xl} \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 κ_r と κ_l は右側と左側のクリープ係数で、 v_{xr} と v_{xl} はクリープ率である。クリープ係数は車輪踏面とレール頭頂面形状、材料の特性、輪重及び最大摩擦係数の関数である。クリープ特性は文献4・3による方法を用いて数値計算により求めたが、これは図4－10に示した予備試験で得られた実測値とよく一致しているもので、クリープ率が小さい部分では(10)(11)のように比例して線形に増加し、クリープ率が大きくなると一定値（クーロン摩擦係数）に漸近する（飽和する）というものである。実際の現象ではクリープ率がある程度以上大きくなった場合、クリープ力はいわゆる負の摩擦特性を示すと思われるが、この領域までの測定は実台車では困難であり、かつ、この領域での特性はかなり変動があると考えられるため、本シミュレーションでは、飽和後もクリープ力は一定の値をとるものとして計算した。すなわち、従来の研究で、スティック・スリップ振動の発生の原因とされていたいわゆる「負の摩擦特性＝”negative dumping”」は、ここでは考慮されていない。

4. 4. 3 数値シミュレーション^{S4-1)}

上記の6自由度の1輪軸転動モデルを用いて、シミュレーションによる数値解析を行った。シミュレーションには以下の諸元を用いた。これらは、実際に営業線で用いられており、台上試験及び実車走行試験を実施した台車の諸元（設計値）をそのまま用いている。

輪軸質量	m_w	= 690.9	[kg]
輪軸ローリング慣性モーメント	I_{wx}	= 237.0	[kg·m ²]
輪軸回転慣性モーメント	I_{wy}	= 5.11	[kg·m ²]
輪軸ヨーリング慣性モーメント	I_{wz}	= 237.0	[kg·m ²]
輪軸前後支持剛性	k_x	= 9.8×10^6	[N/m]
輪軸上下支持剛性	k_z	= 27.4×10^6	[N/m]
輪軸ねじり支持剛性	k_T	= 2.02×10^6	[N·m]
輪軸前後支持減衰	c_x	= 0.004×10^6	[N/m/s]
輪軸上下支持減衰	c_z	= 0.004×10^6	[N/m/s]
車輪回転半径（中正位置）	r_o	= 0.305	[m]
左右軸箱中心間隔	$2b_l$	= 1.8	[m]
車輪・レール接触点間隔	$2b_o$	= 1.486	[m]
内軌側平均輪重	P_{io}	= 3.0×10^4	[N]
外軌側平均輪重	P_{oo}	= 4.0×10^4	[N]

ここで、内外軌の平均輪重に差を付けたのは、実際の走行と同様なカント不足状態を実現するためである。また、急曲線では内軌側車輪と外軌側車輪の間で内外軌のレール長さの差がとれない状態が発生するが、ここでは左右の車輪半径を異なった値に設定することによりその状態を再現した。実際の場合、「輪軸が曲線を通過するときに必要な内外軌車輪半径差」に対する不足量は、曲線半径、車輪踏面形状とレール登頂面形状、スラック量、車両諸元及び走行条件などによって刻々変わるが、本シミュレーションの中ではあらかじめ半径差の不足量を設定し、シミュレーションの過程で不足量が変わらないものとした。

すなわち、半径差の不足量を4mmとして、内軌側車輪半径 r_{io} = 車輪回転半径（中正位置） + 2mm、外軌側車輪半径 r_{oo} = 車輪回転半径（中正位置） - 2mmの値に設定した。これは、本研究に用いた車輪が中正位置のまま左右に変位せずに半径110mの曲線を通過する場合の半径差不足量に相当する。

シミュレーションでは、外乱条件として、レールに上下方向の不整を与え、これを通過した後の輪軸の挙動をシミュレーションした。不整としては、内外軌同位相で高さ0.05mm、波長100mmの正弦波のものを1波与えた。なお、車両の走行速度は40km/hで一定である。

4. 4. 4 シミュレーション結果(車輪／レール系の挙動)とその考察

上記の条件で行ったシミュレーション結果を以下に示す。これは、急曲線において、内外軌の車輪回転半径差量が不足している状態で、レール継ぎ目などの不整を通過した場合に相当する。

図4-13～図4-15に、車輪がレール上の不整を通過した後の「輪重変動率」、「縦方向クリープ率」、「摩耗指数（各位置でのレールの相対的な摩耗量を表す）」の計算結果を示す。ここで、輪重変動率とは平均輪重を100%としたときの各地点における輪重の値を、縦方向クリープ率はすべり速度の走行速度（走行速度は40km/hで一定）に対する比率を示している。摩耗指数 α は、レールの摩耗量を推定するために導入したものであり、クリープ力を F 、クリープ率を ν 、車輪とレールのすべり速度を s 、車輪の進行速度を v とすると、

$$\alpha = F \cdot s / v = F \cdot \nu \cdot v / v = F \cdot \nu \quad [\text{Nm/m}] \quad \dots\dots\dots (12)$$

で表される。レールの摩耗量は作用するクリープ力のレール単位長さ当たりでの仕事量に依存すると考えられるが、摩耗指数はこの量に相当する^{1・42,45,46)}。従って、これによりレールのどの部分が削れるかを相対的に知ることができる。

(1)不整通過後の車輪／レール系の挙動と摩耗

各図とも上段の図は、レール不整通過前後の巨視的な変動を、下段の図は不整通過後2～2.5mの位置における変動を拡大したものである。各図の横軸・走行距離(Run Distance)はレール上の位置を表し、不整は0mの位置に設定（内外軌に、 $\lambda=100\text{mm}$, $h=0.1\text{mmp-p}$, 正弦波1波）してある。”OUT”が外軌側の状態を、”IN”が内軌側の状態を示したものである。

輪重については図4-13に示すように、不整通過後、内軌側では平均輪重に対して $\pm 100\%$ 程度、外軌側では $\pm 70\%$ 程度の顕著な変動が発生している。不整通過後2mの地点付近では、変動はほぼ一定となり、振動数約250Hzの正弦波的振動となっている。

クリープ率については、図4-14に示すように、内外軌で顕著な差があり、不整通過後2mの地点付近で、外軌側が高々6%程度あるのに対し、内軌側では30%に達している。これは内軌側の平均輪重が外軌側に比して軽いためと考えられる。内外軌で符号が異なるのはすべりの方向が逆方向であることを意味し、輪軸がねじり振動をしているためである。すなわち、内軌側車輪はすべったり（スリップ）、粘着したり（スティック）するが、これがいわゆる「スティック・スリップ振動（「転がり－すべり」の反復）」と呼ばれるものである。このときこれに伴い、輪軸はねじられたり、それがゆるんだりするねじり振動を起す。このスティック・スリップ振動とねじり振動は相互に励起しあうので振動が継続することになり、このため、レールは周期的に摩耗することになる。変動の周波数は輪重変動と同一の250Hz程度であるが、波形はある点から急に増加するような歪んだ波形である。

摩耗指数の変動については、図4-15に示すように、クリープ率と同様に外軌側に比べて内軌側の値が非常に大きい。不整通過後2mの地点付近で、外軌側の最大値が60Nm/m程度であるのに対して、内軌側は300Nm/mを超え、5倍以上の値となっている。レールの摩耗はこの摩耗指数に依存すると考えられる^{1-42,45,46)}ので、このような接触が繰り返されれば内軌側に顕著な波状摩耗が生成されると考えられる。摩耗指数の変動は輪重変動と同じ周波数で、このことは、波状摩耗の波長が輪軸の上下振動の周波数により決定されることを示している。

(2)発生している現象の解釈

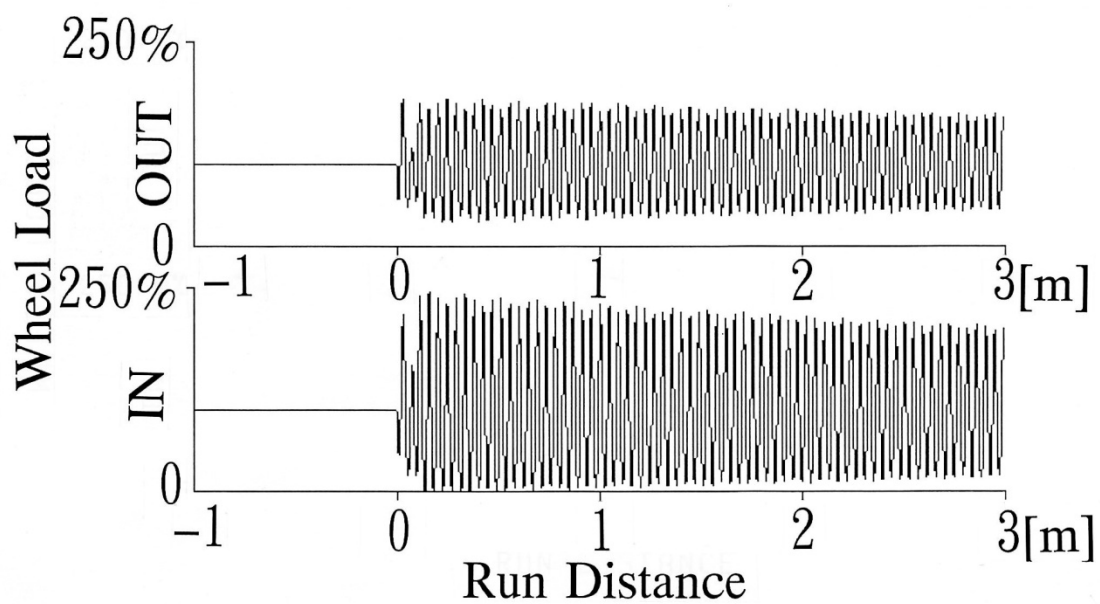
以上の結果を総合すると、レールの不整を通過した後、接触ばね系を主体とした上下振動のため輪重変動が発生し、これに伴い車輪とレールとの間に縦方向の周期的なすべり変動、いわゆるスティック・スリップ振動が発生し、これが継続していくことが判る。これらの変動のため摩耗指数も同一の周期で変動し、これにより波状摩耗が生成されると考えられる。すべり率も摩耗指数も、外軌側に比べて、輪重の軽い内軌側が数倍大きく、このため波状摩耗は内軌側に発生しやすいと考えられる。

台上試験で発生した波状摩耗の周波数(270Hz)は、これらの結果(250Hz)と比較的良好に一致しており、実路線の波状摩耗が主に急曲線の内軌側レールに発生する事実や周波数(260Hz±40Hz)もこれらの結果とよく一致している。

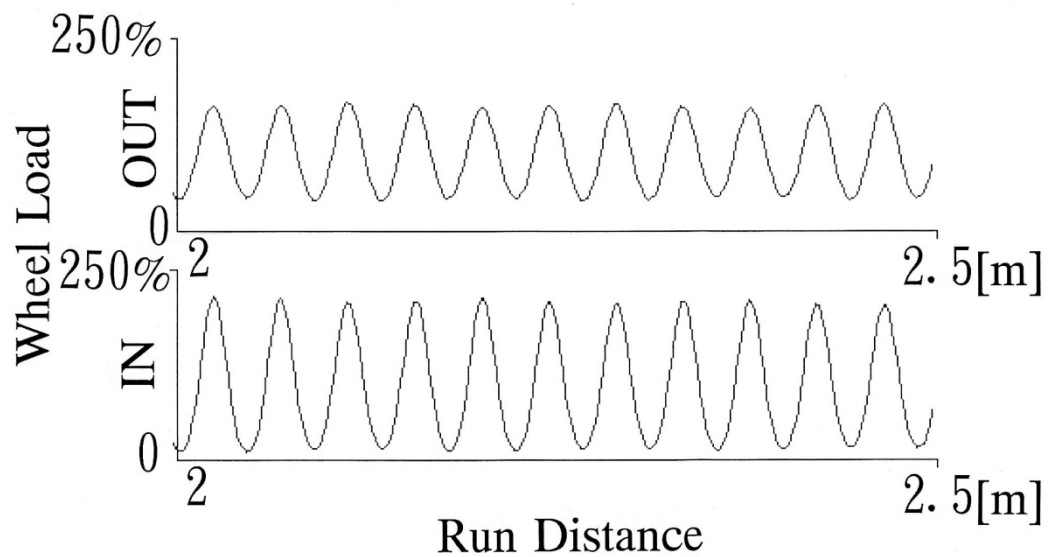
さらに、輪重とクリープ率及び摩耗指数の変動の位相関係を分析するため、それぞれの波形の約1周期分を重ね合わせたものを図4-16に示す。これを見ると、輪重が平均輪重 P_0 を下回った時点からすべりが急激に上昇し、再び輪重が平均輪重を上回る時点から急激に減少していることが判る。摩耗指数は、すべりがある程度増加し、その後、輪重も蔵する時点から急激に増加し、すべりが最大となった直後の輪重の増加過程で最大となり、輪重が最大となる時点ではすべりがほぼ0となるため急激に減少している。これらを現象論的に表現すれば、以下のようなになる。

輪重の変動過程の中で、輪重抜けに伴い車輪はスリップし始めるが、輪重の増加に伴い再びスティックし始める。摩耗は、輪重の増加過程で車輪が急激にスティックする時点で最大となる。すなわち、波状摩耗の谷は、「輪重の増加過程＝車輪のスティック過程」で形成されていくと考えられる。

なお、波状摩耗を誘起するのは輪重変動と考えられるが、この輪重変動の周波数は、輪重によって決まる車輪・レール間の接触ばね定数に強く依存するものと考えられる。

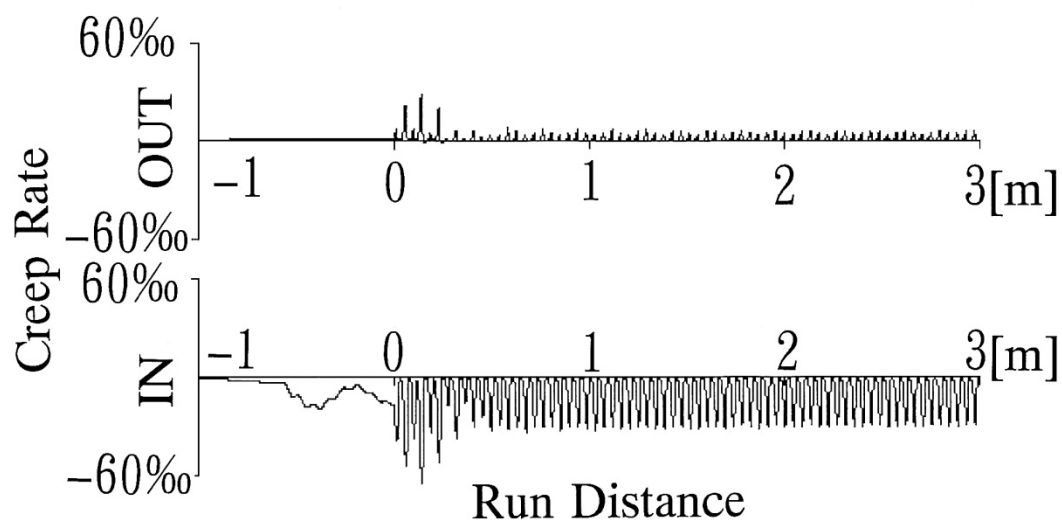


(a) 不整(0mの位置)通過後の巨視的な変動

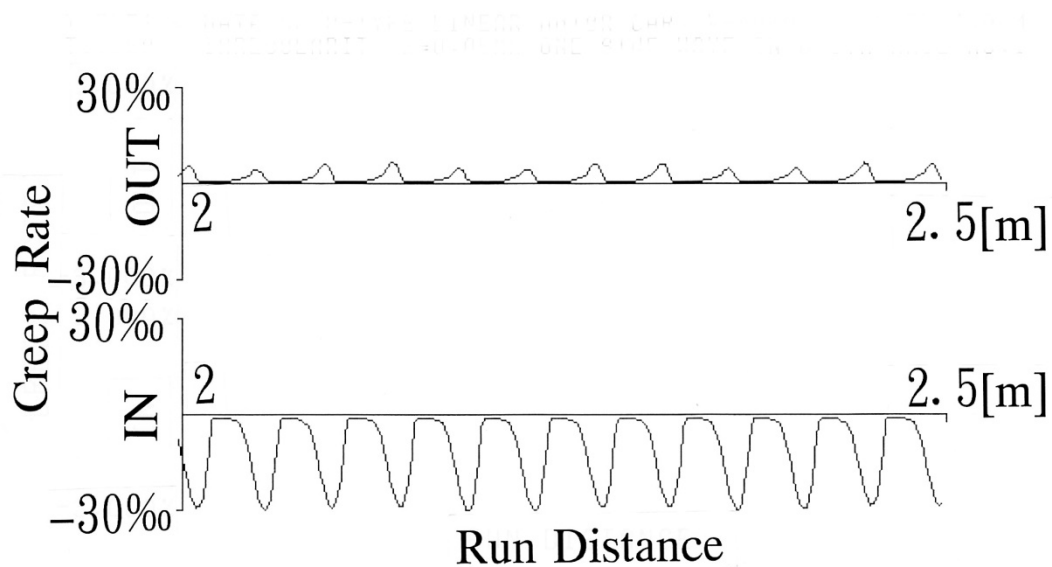


(b) 変動の拡大図(2～2.5mの位置)

図4-15 レール不整通過後の輪重変動^{S4-1)}

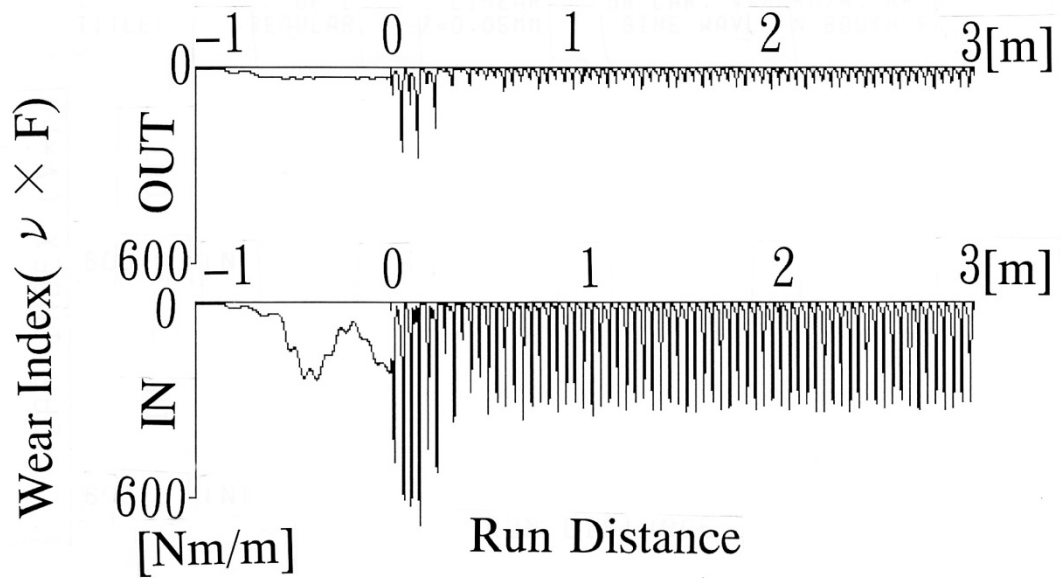


(a) 不整(0mの位置)通過後の巨視的な変動

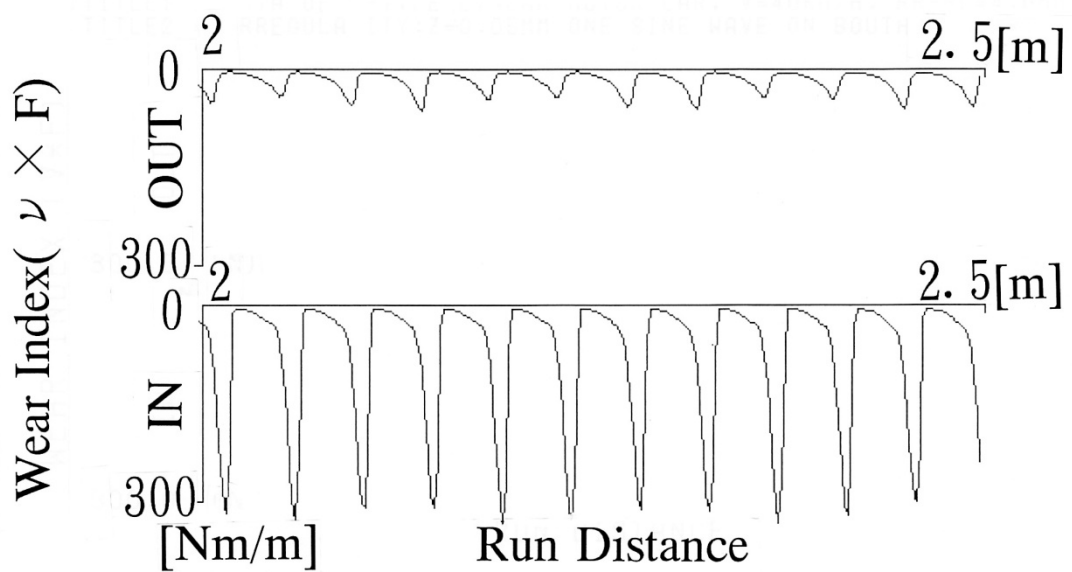


(b)変動の拡大図(2~2.5mの位置)

図4-16 レール不整通過後のすべり率変動^{S4-1)}



(a) 不整(0mの位置)通過後の巨視的な変動



(b) 変動の拡大図(2～2.5mの位置)

図4-17 レール不整通過後のレール摩耗量の変化^{S4-1)}

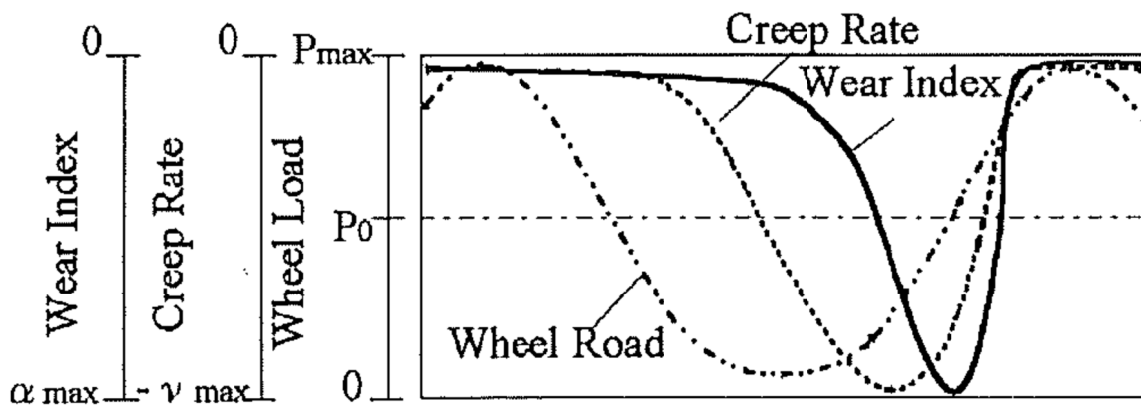


図4-18 輪重、クリープ率、摩耗指数の変動の位相関係(波状摩耗1波分) S4-1)

(3)スティック・スリップ振動と波状摩耗の周波数

本シミュレーション結果から、波状摩耗の発生に至る状況を詳細に述べれば、以下のようになる。

- ①急曲線通過時に、内外軌の車輪に十分な回転半径差がとれていないと、左右の車輪踏面には反対方向の縦方向すべり（クリープ）が発生し、輪軸はねじられたまま転動する状態となる。（この状態で輪重変動等の外乱がなければ、輪軸は一定量ねじられたまま転動し、スティック・スリップは発生しない。）
- ②しかしながら、この状態でレール面や車輪踏面の不整がきっかけとなって、輪軸の上下振動に起因する輪重変動が発生すると、輪重の減少過程ではクリープ力の飽和値が小さくなるので、今までスリップを起こさなかったクリープ力の大きさでも車輪がスリップ状態となり輪軸のねじれが緩む。逆に、輪重の増加過程ではスリップしていた車輪がスティックして輪軸がねじられるという、輪軸のねじり振動と車輪・レール間のスティック・スリップ振動が連成して発生する。
- ③このように、負の摩擦特性を仮定しなくても、垂直力変動があれば、スティック・スリップ振動が起こる可能性がある。
- ④内軌側車輪は輪重が軽いため、外軌側よりスティック・スリップ振動を起こしやすく、これにより内軌側レールに波状摩耗が生成される。
- ⑤波状摩耗の波長、すなわちスティック・スリップ振動の周波数は、輪軸ねじり系の固有振動数（本モデルの場合、100 Hz 前後である。）ではなく、車輪・レール間の接触ばねを含む上下振動系の振動数（主に接触ばねの定数とばね下質量で決まる）に近い値となる。

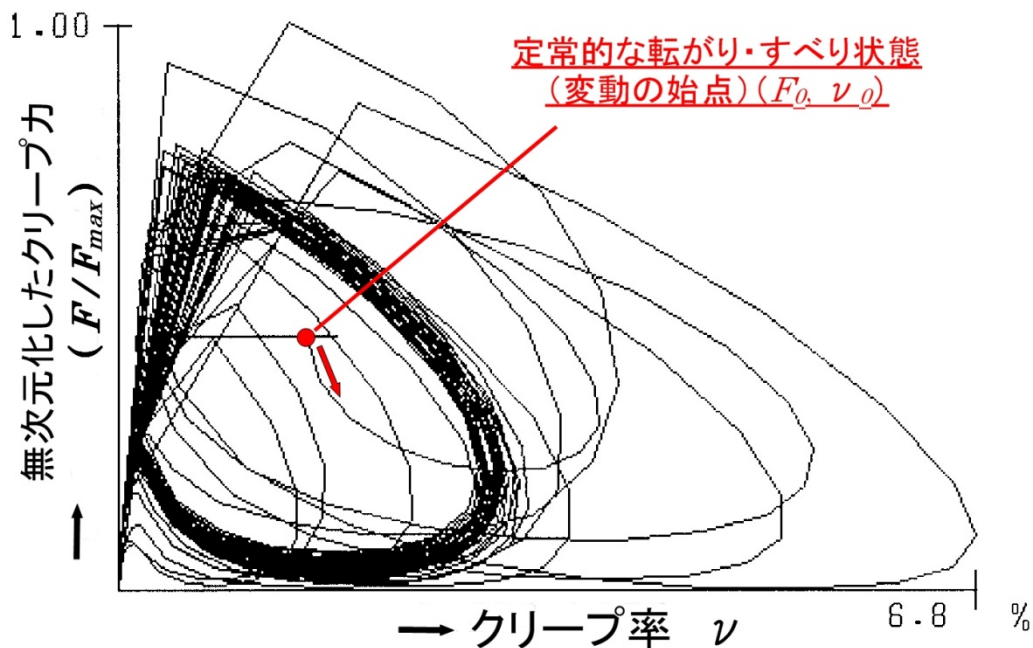


図4-19 クリープ率とクリープ力の変動軌跡

(縦軸のクリープ力は最大値で除して無次元化している。通常は「輪重が静的値で、クリープ率が定常値」であるA点（定常点）の状態であるが、レール不整を乗り越えたことをトリガとして、ループ状の軌跡を描き始める。この軌跡は、図4-26で後述するように、スティック・スリップ振動を表している。)

(4)スティック・スリップ振動の詳細検討

図4-19は、シミュレーション結果のうち、不整通過後のクリープ力変動とすべり変動の軌跡を「クリープ力-クリープ率平面」上に描いたものである^{S4-2)}。図の解釈は次節で述べるが、左回りのループ状の軌跡となる。すなわち、初期の定常点（一定輪重、一定すべり）から、不整通過をきっかけにして「クリープ力が減少しながらすべりが増大し、すべりの最大値を取った後、クリープ力が増加しながらすべりが減少していき、スティックする」というループを描く。最初のうちは、相当大きなすべり領域（この例では7%程度）まで達するが、やがて初期の定常点の回りを回る準定常的なループ状の軌跡となる。

波状摩耗の周波数は、先に述べたように輪重変動の振動数により決定され、本シミュレーションの条件では250Hz程度である。これは同一諸元の台車による台上試験（270Hz程度）や実路線で発生した波状摩耗の周波数（ 260 ± 40 Hz）とほぼ一致している。

(5)内外軌の輪径差不足量と摩耗量との関係に関する試算

波状摩耗の生成する原因となる「車輪・レール間のスティック・スリップ振動」の発生には、内外軌の車輪半径差の不足が大きく関わっていることをこれまでに述べた。

そこで、上記のシミュレーションを、輪径差不足量を変化させて行い、輪径差不足量の違いによって波状摩耗の発生量がどのように変化をするかを求めた結果を図4-20に示す^{S4-2)}。この図は、輪径差不足量を0.5～6mmまで変化させた場合の摩耗指数とクリープ率の変化を示したものである。摩耗指数、クリープ率ともに、ほぼ定常的なスティック・スリップ振動が継続している状態での1サイクルでの最大値を示している。どちらも輪径差不足の増加に対して、ほぼ比例的に増加しており、輪径差が0.5mmではほとんど生じない波状摩耗が、輪径差が3～4mmを超えると非常に大きくなることが示されている。輪径差不足量と摩耗量の間には、複雑で多岐に亘る関係があると考えられるが、巨視的に見ると双方の間に比較的単純な関係が見られるのは興味深い。

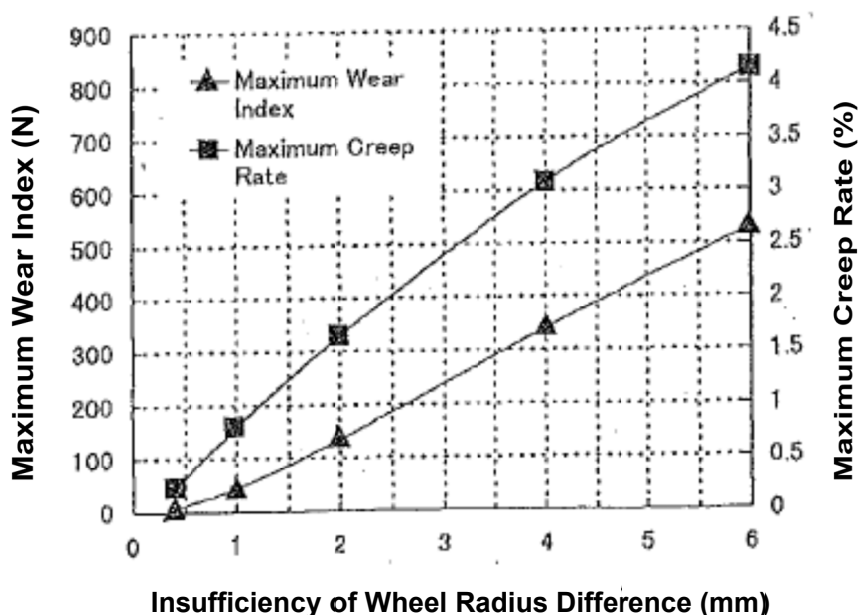


図4-20 内外軌の輪径差不足量と摩耗指数との関係^{S4-2)}

4. 5 シミュレーションによる波状摩耗発生現象の分析 S4-9,16,17)

(その2 横方向すべりによる波状摩耗)

前節では、車輪とレールとの接触ばね系のダイナミックスを考慮した波状摩耗生成モデルを用いて、縦方向クリープが生じている場合に、急曲線内軌側に波状摩耗が生成されることについて述べた。本節では、レールの小返り（曲げねじりによるローリング）に起因した輪重変動による波状摩耗の生成モデルを構築し、横方向すべりに起因する発生モデルについて理論解析した結果を述べる。

4. 5. 1 レール小返りと接触点の移動

地下鉄の実路線での測定結果によれば、レールの曲げねじり振動モードに起因する小返り振動が観測されている。これを模式化するために図4-21に、円弧形状の頭頂面を有するレールと、円筒踏面形状を有する車輪との接触状況を示す。ここで、レールの高さを L 、レール頭頂面円弧の半径を R とし、レールが底面の中点を回転中心として角度 φ だけ回転（レール内側へ単純小返り）すると、車輪とレールとの接触点は、次に示されるだけ上下と左右に変位する。

$$\Delta z = +(R - L)[\cos(\theta + \varphi) - \cos \theta] \quad \cdots \cdots (13)$$

$$\Delta y = -(R - L)[\sin(\theta + \varphi) - \sin \theta] \quad \cdots \cdots (14)$$

ここで、 θ はタイプレート角である。

式(13)から判るように、レールのタイプレート角及び小返り角がともに小さい場合、レールが軌道内軌側に小返り（図4-21の破線）すると式(13)の Δz がマイナスになり、接触点位置が高くなる。このため、接触点間に接触ばねが存在すると考えると、レールの小返りは輪重減少につながる。すなわち、円筒踏面車輪と円弧頭頂面レールとの接触において、レールの小返り半径が頭頂面円弧の半径より小さい場合、レールが外側へ小返りを行うと車輪とレールとの接触点位置は低くなる。このため、接触点間に接触ばねが存在すると考えると、レールの小返りは輪重減少につながる。

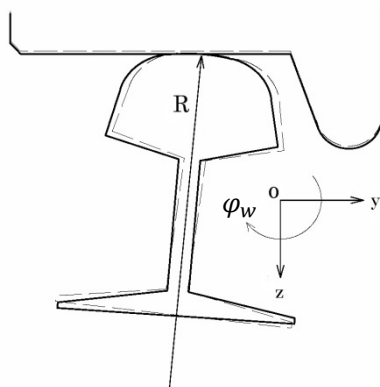


図4-21 車輪・レールの接触とレールの小返り S4-17)

4. 5. 2 レール小返りによる波状摩耗生成モデル

以上のレール小返りと接触点位置変動との分析結果を考慮した波状摩耗生成モデルを図4-22に示す。このモデルでは、先頭輪軸を対象として、外軌側でのフランジ接触も考慮した。このモデルに基づいて次の5自由度運動方程式が立てられる。

$$I_r \ddot{\phi}_{ri} + L^2 k_{rz} \phi_{ri} + L F_i = 0 \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$I_r \ddot{\phi}_{ro} + L^2 k_{rz} \phi_{ro} + L(F_o - F_f) = 0 \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$m_w \ddot{y}_w + c_y \dot{y}_w + k_y y_w - F_i - F_o + F_f + F_c = 0 \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$m_w \ddot{z}_w + c_z \dot{z}_w + k_z z_w + \Delta P_i + P_o = 0 \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$I_{wx} \ddot{\phi}_w + b_1'^2 c_z \dot{\phi}_w + b_1'^2 k_z \phi_w - b_0(\Delta P_i - \Delta P_o) + r_i F_i + r_o F_o - r_f F_f = 0 \quad \dots\dots\dots (19)$$

上式中主な記号の意味は次の通りである。

ϕ_{ri} : 内軌レール小返り角

ϕ_{ro} : 外軌レール小返り角

y_w : 輪軸横変位

z_w : 輪軸上下変位

ϕ_w : 輪軸ローリング変位

また、 F_i と F_o は内軌側と外軌側の車輪・レール間横方向クリープ力で、 F_f は外軌側車輪・レール間のフランジ力である($F_f = k_{cf} y_w$)。 F_c は遠心力に相当する定常外力である。 ΔP_i と ΔP_o はそれぞれ内軌側と外軌側の輪重変動量であり、これらは、4. 4. 2 節の(7)(8)式で示した方法に準じて、接触ばね k_{ci} 、 k_{co} から求められる。

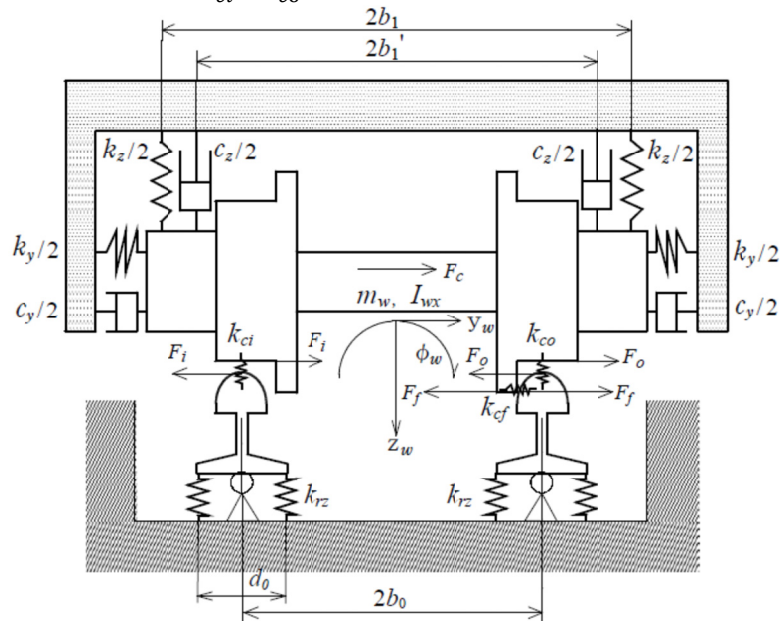


図4-22 レールの小返りを考慮した車輪転動モデル S4-17)

4. 5. 3 数値解析結果と考察

上記の5自由度モデルを用いてシミュレーションにより波状摩耗の生成解析を行った。台車緒元には台上試験で用いられたリニア地下鉄用操舵台車の値、レール緒元には実測値を用いた。シミュレーションでは、レールに初期条件として上下方向不整を与え、この不整を通過した後の輪重変動率、横方向クリープ率(Creep Rate)、摩耗指数(Wear Index)等の変化を波状摩耗生成を評価するパラメータとして求めた。図4-24と図4-25はシミュレーション結果の一例を示す。図の横軸はレール上の位置を示し、不整は0mの位置に設定してある。また、“OUT”は外軌側の状態を、“IN”は内軌側の状態を示したものである。図から分かるように、不整通過後、内軌側の輪重と摩耗指数は比較的規則正しい変動するが、外軌側のレールは車輪フランジに拘束され、衝撃的な変動になっている。レールの摩耗は、この摩耗指数に依存すると考えられるので、このような接触が繰り返されれば内軌側レールに波状摩耗が生成されると考えられる。

以上の結果から分かるように、車輪が通過するとき横クリープによる横方向の力がレールに加わり、レールが小返りする。レールの小返りによって接触点の上下及び左右移動を生じる。接触点の移動が車輪・レール間の接触ばね系と連成し、輪重変動が発生する。これとともに、レール小返りを主体とした振動が周期的に発生し、車輪とレールとの間に横方向の周期的なすべり変動、いわゆるスティック・スリップ振動が継続していく。これらの変動のため摩耗指数も同一の周期で変動し、これが波状摩耗を生成すると考えられる。

4. 5. 4 横方向すべりに起因する発生メカニズムのまとめ

急曲線部での波状摩耗発生と成長メカニズムに関する研究結果について述べた。ここでは、レール小返りによる接触点移動と輪重変動の発生に注目し、車輪・レール横系のダイナミックスを取り入れた波状摩耗発生、成長モデルを構築した。数値解析の結果、急曲線での横方向すべりによる波状摩耗の生成メカニズムは次の通りであると推定できる。

「曲線通過時に、輪軸の操舵角が十分に取れずにアタック角が生じると、車輪とレールとの間に横クリープが定常的に発生し、レール小返りを生じる。何らかの原因でレールに働く横方向の力のバランスが崩れると、レール小返り振動が発生し、さらに接触点移動による輪重変動が発生する。このような車輪・レール間の横方向すべり振動と輪重変動が原因となって波状摩耗が生成される。」

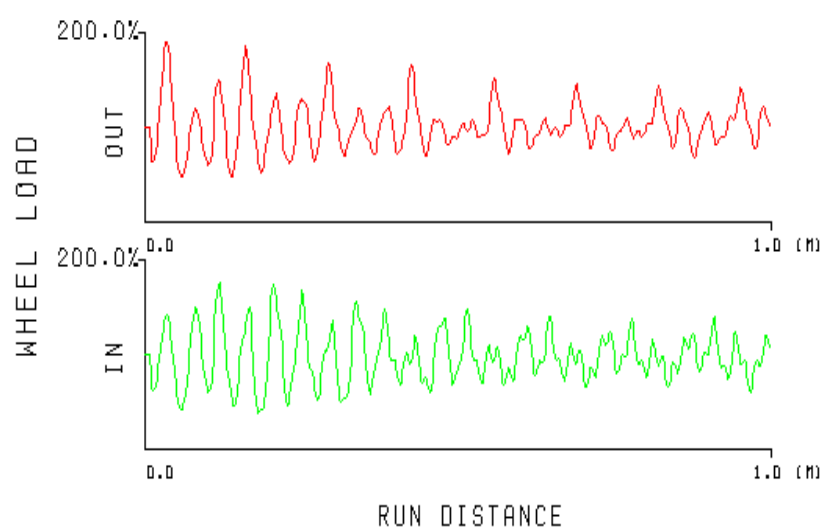


図4-23 シミュレーション結果(輪重変動) S4-17)

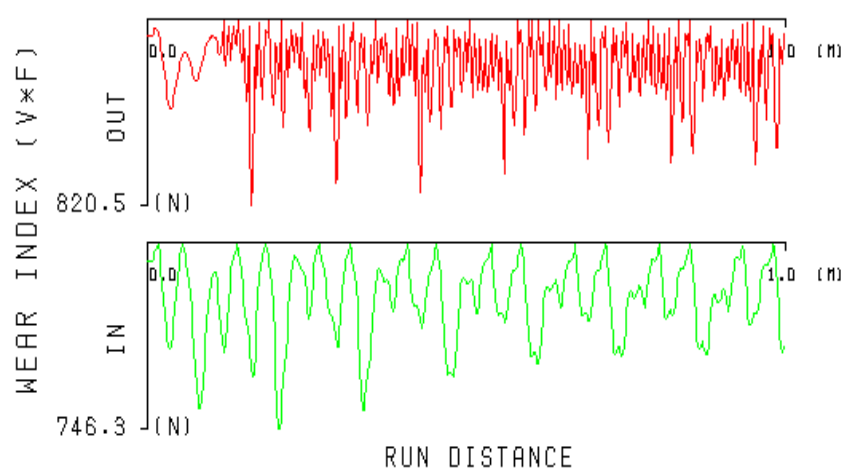


図4-24 シミュレーション結果(摩耗指数) S4-17)

4. 6 波状摩耗発生の基本メカニズム

4. 6. 1 基本メカニズム

これまで述べてきたような研究の結果、急曲線部に発生する波状摩耗の基本的な発生メカニズムは次のようなものであると考えられる^{S4-2,3,4)}。すなわち、

- 1) 車輪・レール間に過大なすべり(縦方向、横方向いずれの場合でも)が存在しているとき、
- 2) 車輪・レール間の接触ばねやレールの小返り振動などに起因する上下振動により、輪重、すなわち垂直接触力の周期的変動が発生すると、
- 3) 車輪・レール接触面内で発生し得るクリープ力が増加する(輪重減少時は小さく、輪重増加時は大きくなる)ので、
- 4) 輪重減少時に車輪がスリップし、輪重増加時にスティックする、スティック・スリップ振動が発生する(ロール・スリップとも呼ばれている)。
- 5) これがレール頭頂面の周期的摩耗を引き起こし、波状摩耗に至る。波状摩耗の周波数は輪重変動の振動数により決定される。

というものである。

これらの過程を、すべり(クリープ率) ν とクリープ力 F の変動関係で表した図 4-25 (図 4-19 を模式化した図) により説明する。

輪重変動がない状態では、クリープ率とクリープ力は図中の①の曲線で表される関係にある。すなわち、クリープ力はクリープ率の増加に対して最初は比例的に増加するが、次第に増加率が減り、クリープ率 ν が一定値(実測によると8~9‰程度)を超えるとクリープ力は F_0 で飽和する。これに対し、輪重変動が発生すると、最小輪重時には③の特性曲線の関係に、逆に輪重最大時には②の特性曲線の関係となる。すなわち、接触面で発生することができるクリープ力は $F_{\min} \sim F_{\max}$ の間で大きく変化することになる。

このため、輪重の変動に伴って、下記のようなメカニズムで、車輪・レール間にスティック・スリップが発生する。

すなわち、最初、輪重変動がない状態では車輪は一定のクリープ率でレール上をすべりながら転動している(図中のA点の状態=輪重値とクリープ率の値は一定)。この状態から不整を乗り越えるなどして輪重変動が発生すると、輪重が抜ける過程で車輪は急激に”スリップ”し始め、輪重最小点Bを過ぎ、慣性のため最大すべり点Cに達する。その後、輪重が平均輪重に回復する頃から、車輪は”スティック”してすべり率は急激に減少し、輪重最大点Dに至る。輪重が再び減少すると”スリップ”し始める。このように輪重変動がある限り、(A→) B→C→D→Bのループを繰り返すので、車輪はレール上を転動しながらスティック・スリップを繰り返すことになる。図 4-25 は縦方向の過大すべりが存在する場合のシミュレーション結果(図 4-19)をもとに描いた模式図であるが、横方向の場合も同様の状態になると考えられる。

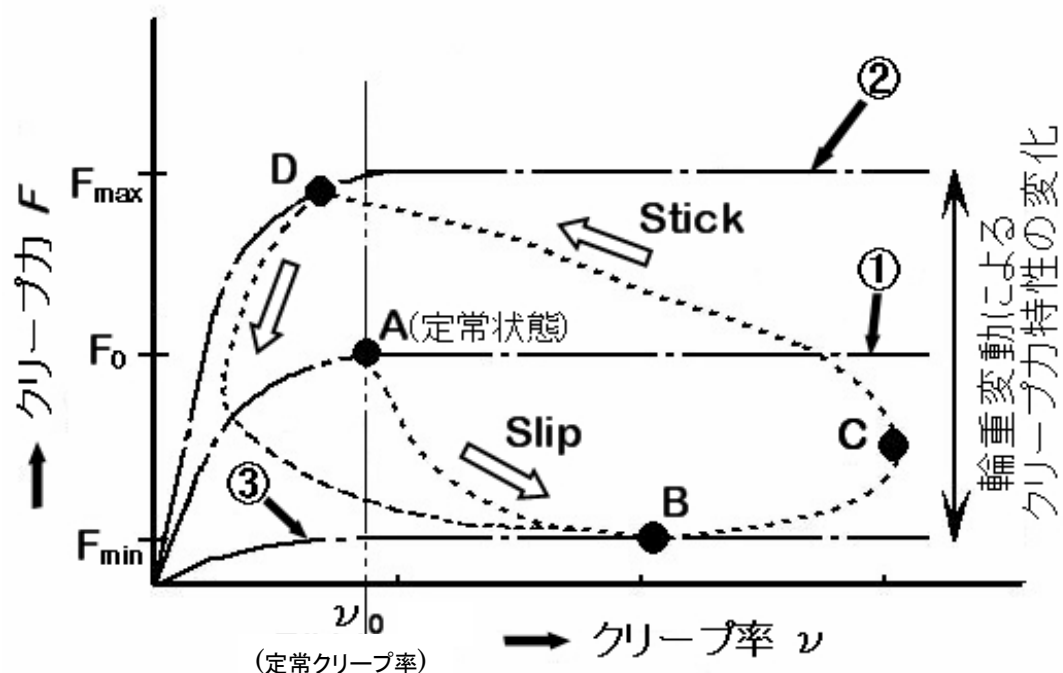


図4-25 スティック・スリップの発生メカニズム
—クリープ率とクリープ力との特性平面上での軌跡—

1. 定常状態A点ではクリープ力特性は①の線上にある。
2. 輪重が減少して最小値をとる時、クリープ力特性は③の線となる。
3. 輪重が増加して最大値をとる時、クリープ力特性は②の線となる。

4. 6. 2 縦方向すべりによる発生メカニズム

波状摩耗の発生に関する基本的なメカニズムは前項に述べたようなものであるが、縦方向の過大すべりが存在しているときの波状摩耗発生過程をより具体的に示してみよう。図4-26は縦方向の過大なすべりに起因する波状摩耗の発生を示すフローチャートである。

急曲線において内外軌の車輪回転半径差量(Δr)が不足すると、車輪・レール間に過大な縦方向のすべりが発生し、輪軸はねじられた状態で回転していく。しかし、この状態では、輪軸はねじられたまま、車輪・レール間に一定量のすべりを持ったまま回転して行くだけで、スティック・スリップは生じない。

ところがこのような状態で、レールなどに不整が存在して不整通過後に接触ばね系に起因する輪重変動が発生すると、前述したように発生しうるクリープ力が変化するので、特に輪重の軽い内軌側の車輪・レール間にスティック・スリップ振動が発生する。このスティック・スリップ振動の発生にともなって、ねじられていた輪軸はゆるんだり、再びねじられたりすることになるので、輪軸のねじり振動が発生することになる。

このように車輪・レール間のスティック・スリップ振動と輪軸のねじり振動とが互いに

励起しあい振動が継続して、レールの周期的な摩耗が促進されることが考えられる^{S4-3)}。ただし、発生する波状摩耗の周波数は、輪軸ねじりの固有振動数ではなく、輪重変動の振動数により決定されることが考えられる。すなわち、輪軸のねじりは、エネルギーの蓄積・発散に関与しているが、振動の周波数の決定には関与しない。

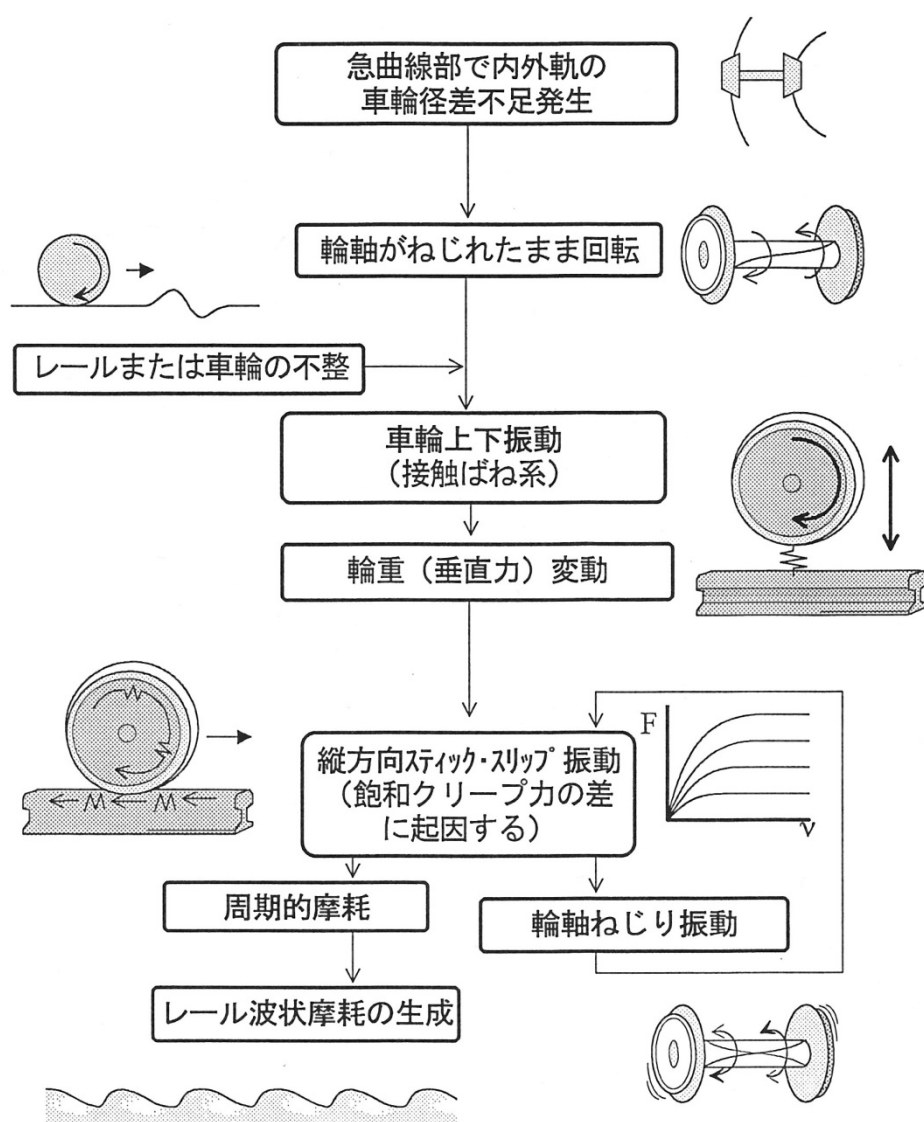


図4-26 波状摩耗の生成メカニズムの詳細フロー(縦方向すべりに起因するもの)^{S4-28)}

4. 6. 3 実際の台車における波状摩耗の発生メカニズム

2章で述べたように、急曲線走行中の台車では、前車軸では過大な横方向すべりが、後車軸では過大な縦方向すべりが発生している。このため、台車中の前車軸と後車軸では、それぞれ横方向すべりと縦方向すべりに起因するメカニズムで波状摩耗が発生すると考えられる。

縦方向すべりの場合、輪重変動は接触ばね系単独の振動に近いと思われるが、横方向すべりの場合はレールの小返り振動が発生し、これが車輪・レールの接触点の高さを変化させ、この高さの変化が輪重変動を引き起こすという、やや異なったメカニズムになると考えられることが、実車試験^{S4-9)}、シミュレーション結果^{S4-17)}から推測される。

以上の考察をもとに、われわれの提唱する、「接触ばね系振動と縦方向過大すべりに起因するもの」と「レール横振動と横方向過大すべりに起因するもの」の2種類の発生メカニズムを複合的に示すと図4-27のようになる。前輪軸では、大きなアタック角に起因する横クリープ力、後車軸では内外軌の輪径差不足による縦クリープ力というように、クリープの方向は異なるが、いずれも過大な車輪レール間に生じる過大なすべりと輪重変動によって、スティック・スリップ（ロール・スリップとも言う）が生じて、波状摩耗が生成されるという点では共通である。

実際の車両では、台車や軌道の条件により、どちらか卓越したモードによる波状摩耗が発生するか、複合したモードによる波状摩耗が生成され则认为られる^{S4-38)}。

また、シミュレーションに用いたモデルは極力単純化を図ったもので、まくらぎの支持剛性やレールの変形などは考慮されていない。このためこれらの特性が波状摩耗の発生に影響する可能性があるが、これらの特性は、波状摩耗の発生周波数や発生の程度に変化をもたらす可能性はあっても、発生メカニズムの基本が「著大な車輪・レール間のすべり（クリープ）」と「輪重変動」の存在によることは変化ないと考えられる。

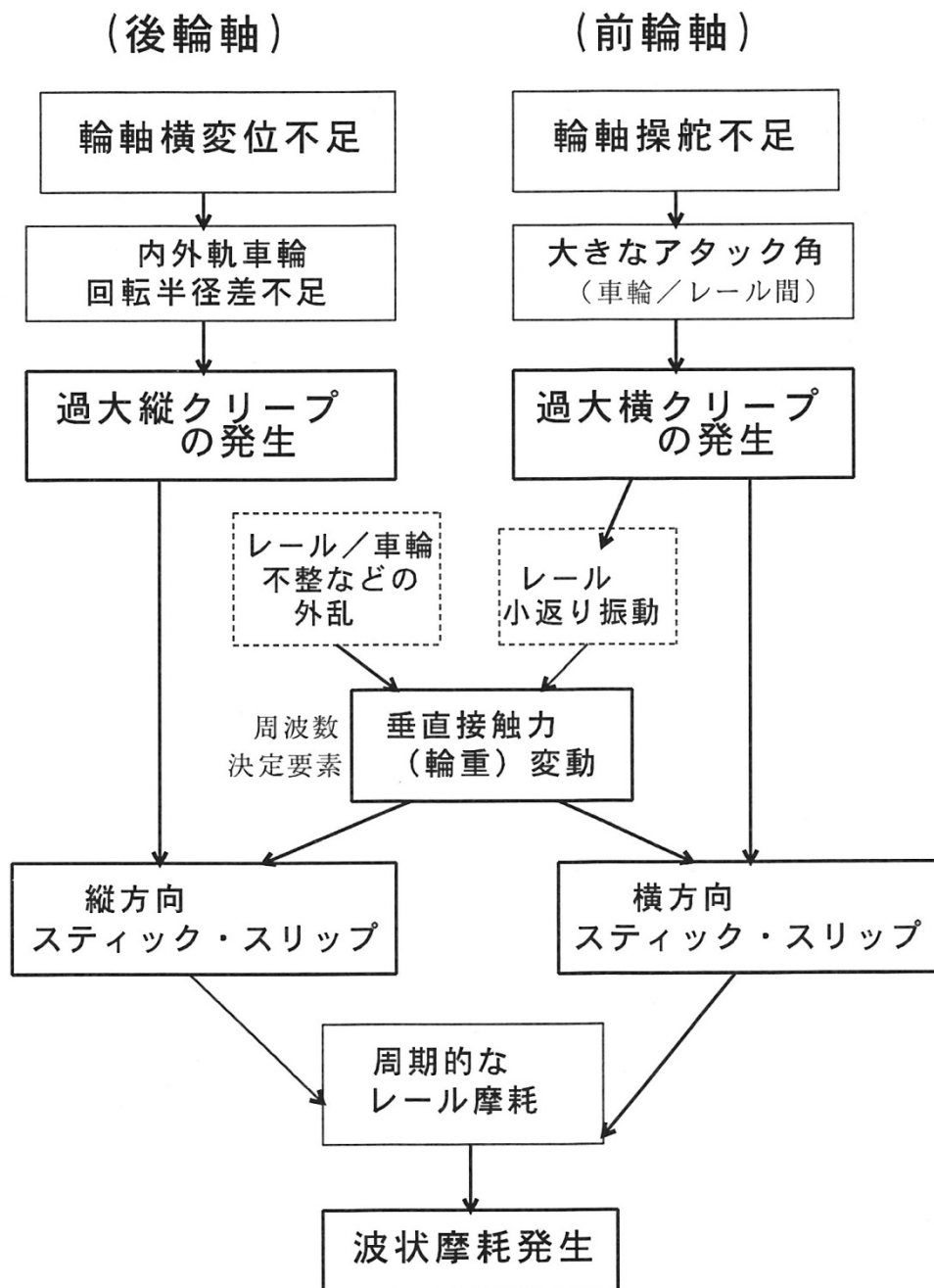


図4-27 前後軸による波状摩耗発生メカニズムのフロー(S4-28,31)

4. 7 波状摩耗の発生防止に関する考察

4. 7. 1 発生メカニズムを考慮した防止対策の検討

波状摩耗の発生を防止するためには、波状摩耗を発生させる要因をなくすか、低減すればよいはずである。そこで、このことから、波状摩耗の発生を防止するためには、

- ①車輪・レール間に過大なすべりが発生しないようにする、
- ②垂直接触力、すなわち輪重変動を低減する、
- ③車輪・レール間にスティック・スリップ振動が起きないようにするか、起きてても摩耗が進展しないようにする

の3点が考えられる。それぞれについて考察する。

まず、過大なすべりの低減について考える。これまでの考察によれば、急曲線中における車輪・レール間の過大なすべりは、「後車軸における縦方向すべり」と「前車軸における横方向すべり」に代表される。そして、後車軸における縦方向のすべりは、急曲線中において内外軌の車輪間に内外軌レールの長さの差に相当するだけの回転半径差(Δr)が得られないためであり、前車軸における横方向のすべりは、前車軸が曲線の方法に十分に操舵しないため、車輪とレールの間に「アタック角」がついてしまうためだということ述べた。

よって、①の過大なすべりを低減するためには、後車軸において内外軌車輪間で必要な回転半径差（以下、これを必要「輪径差」と呼ぶことにする）が確保できるようにする方策と、前車軸のアタック角を低減するような方策を考えればよいことになる。

次に②の輪重変動の低減について考える。

輪重変動の原因としては、さきに述べたように、車輪・レール間の接触ばねによる車輪・レール接触系の振動、レール・まくら木をはじめとする軌道系の振動、車輪をはじめとする台車系の振動など、各種のものが考えられる。これまでの波状摩耗の研究では、軌道系のものを中心にこの振動問題が研究されてきた。われわれの研究結果では、このうち、接触ばね系の振動とレールの小返り振動が波状摩耗の発生に深く寄与していると考えられることをこれまで述べた。したがって、これらの振動を低減することは波状摩耗の発生低減に効果があることは明らかである。しかしながら、台車・軌道系には数多くの振動系が存在するため、一つの系の振動を低減しただけでは波状摩耗の発生を防止することはできない可能性が高いと認識しておかなければならない。すなわち、”振動の低減は波状摩耗の発生防止のため大切なことであるが、特定の振動系の振動低減だけでは、波状摩耗の発生周波数が変化するだけで、波状摩耗の発生自体は防止しきれない”と考えるべきである。

③の考えかたは、レールと車輪の接触面の潤滑を考えるという方法である。たとえ、過大なすべりや輪重変動があろうとも、「ツー」と滑らせればレールの波状摩耗は起きないという考え方である。レールへの塗油が波状摩耗の発生を防止している事例や摩擦調整剤 (Friction Modifier) と呼ばれる一種の固体系の潤滑剤により波状摩耗の発生が防止されたという報告^{1・27,40)}もなされている。しかしながら、一般の鉄道では車両の駆動と制動に車輪・レール間の摩擦を利用しているため、塗油については粘着への影響も考える必要があ

り、潤滑して摩擦係数を下げるにも限界がある。

図4-28は、輪径差、輪重、輪軸のねじり剛性及び質量、列車速度、輪軸支持剛性などのパラメータが、波状摩耗量の増減に対して、どのような感度があるかを、シミュレーションにより求めたものである^{S4-18)}。この図を見ると、輪径差不足の影響が非常に大きく、他のものの影響は限定的であることがわかる。

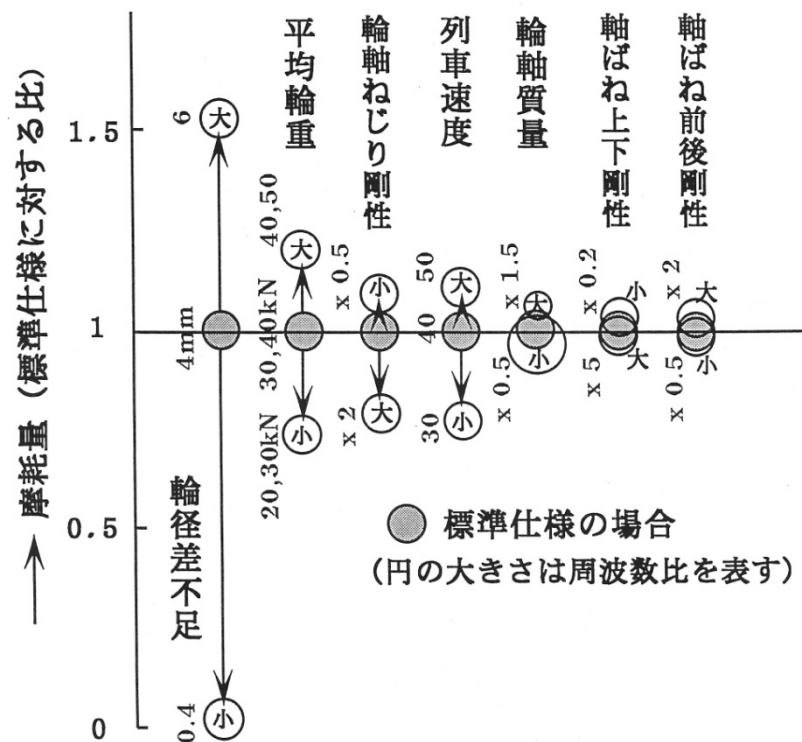


図4-28 シミュレーションによる波状摩耗量の増減に対するパラメータ感度分析^{S4-21)}

4.7.2 波状摩耗防止対策のまとめ

走行試験やコンピュータ・シミュレーションの結果をもとに防止対策とその効果についてまとめると以下ようになる。これらは波状摩耗防止以外にも有用な対策が多い。

(1) 過大なすべりの防止策

① レール頭頂面の非対称削正・・・効果大

レール頭頂面、特に内軌側レールを、軌間内側を低く傾斜するように削正して車輪との接触点を軌間外側に移動させると、内外軌間で通常より大きな車輪径差 Δr を得ることができる。これにより、後車軸での縦方向すべり量を低減できるほか、前車軸のアタック角を改善し横方向すべり量も低減できる。また、同様の効果を得る方法として、5

ONレールに比較して頭頂部の平なレールを用いてタイプレート角を大きくしてレールを傾斜させて敷設するなどの方法も考えられる。

軌道側の対策は、特定地点（急曲線部など）のみ対策すればよいという利点があるが、この方法の問題点は、通過トン数が多い場合などレールの形状が維持できるかどうかという点にある。

②スラックの拡大・・・効果あり

①と同様、内外軌の車輪径差を増加させることができるので、同様の効果があるが、拡大に限界があるので、これだけで十分な効果をあげることはむずかしい。また、車輪とレール形状の組み合わせによっては、ほとんど効果が得られない場合もある^{1・19,20}。

③車輪踏面形状の変更・・・効果あり

レール頭頂面形状との組み合わせで車輪踏面形状の最適化を考えるのは最良だが、筆者らが開発した曲線通過性能と直進安定性を両立するような車輪踏面（リニア地下鉄用・曲直両用円弧踏面…大江戸線、神戸海岸線で採用）の採用^{S4・15,S5・7}のみでも効果がある。

④独立回転車輪の採用・・・効果大と思われる。さらなる研究が期待される。

内外軌間の車輪径差の確保が必要なくなるので大きな効果があるが、自己操舵性が失われる。この欠点をカバーする「後輪独立回転車輪付き台車」を須田らと共同で実用化研究し、台上試験で効果を実証した^{1・10,11}。ただし、前後切り替えが必要である。

⑤台車操舵性能の改良・・・効果が期待できる。さらなる研究が期待される。

③、④に前後軸非対称剛性支持を組み合わせた台車は、曲線通過性能が大幅に改善され^{S5・2}、波状摩耗防止にも効果があると思われる。ボギー角をアクティブに操舵し、曲線通過性能を向上させる台車^{1・13,14}なども研究開発されており、これらによる台車性能の向上は波状摩耗防止にも効果があると考えられる。

(2) 輪重変動等の低減を図る

①輪重の軽減、輪軸ねじり剛性の増加、走行速度の低下、ばね下重量の低減・・・効果は限定的

いずれも波状摩耗の発生を低減する傾向にあるが、抜本的な防止策にはならない。

②レール振動の低減・・・小返り振動の低減などについては有効な可能性がある

締結装置やパッドなどを変更してレールの振動量を低減することにより波状摩耗を低減する可能性がある。ただし、定数の変更などでは、単に波状摩耗の周波数が変わるだけになりかねない恐れもある。振動のダンピングを大きくする工夫をすれば効果があると思われる。

③接触ばね系振動のダンピング・・・概念的には正しいが、さらなる研究が必要。

須田によるhigh damping alloyなどの研究があるが、実車規模での検証はなされていない。

(3)車輪・レール接触面の潤滑・摩擦調整

①レール頭頂面への塗油・・・波状摩耗の防止効果は大

空転、滑走などマイナス面の対策が必要。また、均一に常時効果があるように塗油する方法を研究していく必要がある。

②摩耗調整剤・・・有望な方法。効果の維持管理、状態監視などが必要。

波状摩耗の防止には大きな効果がある。固形のを車輪踏面に作用させる方法、液体状のをレールに車上から噴霧する方法^{1・21~25}、液体状のをレールに作用させる方法など実施され始めている。曲線通過性能の向上効果は顕著で^{S5・10~12}、波状摩耗防止にも効果が大きいと考えられるが、コスト面や効果の維持方法などから実施方法の研究などが今後必要と考えられる。

このほかに、硬頭レールなど高くて耐摩耗性の高いレールを使用する方法も考えられるが、摩耗の進行速度は遅くなるが、曲げ剛性などの材料としての物理的性質は変わらないので発生メカニズム自体は変わらず、波状摩耗の発生自体を止めることはできないと考えられる。

4.8 波状摩耗に関する研究のまとめ

波状摩耗は車輪・レール間に過大なすべりが存在する状態で、輪重変動が起きると発生するというのが、基本的メカニズムであるので、その発生を防止するためには過大なすべりの発生をなくすというのが基本的な防止対策である。そのためには、内外軌の車輪間でひつような輪径差を獲得してパーフェクト・ローリングを実現するか、なるべくそれに近い状態にすることが重要である。そのための方法として、「非対称削正などレール頭頂面形状の改良」、「急曲線向けの車輪踏面形状の採用」、「内外軌レール間のスラックの拡大」などがあることを述べた。また、「車輪・レール間の潤滑」などのトライボロジー面から、車輪・レール間に働く接触力を低下させ、台車の姿勢を好ましい状態に近くしたり、すべっても摩耗しないようにしたりするなどの対策も効果的であることを述べた。これらの方法は、台車の急曲線通過性能を向上させる方法としても効果的なものであるため、より具体的な内容については次章以降で詳述する。

発生メカニズムについては、筆者の提唱する、「接触ばね系振動と縦方向過大すべりに起因するもの」と、「レール小返り振動と横方向過大すべりに起因するもの」の2種類のメカニズム以外にも波状摩耗の発生メカニズムはあると考えられるが、曲線部の内軌側レールに発生する波状摩耗に関しては、これらが代表的なものであると考えている。今後は各種のメカニズムに対する総合的な防止対策や、波状摩耗の防止に限らず、車両がより高速で円滑にカーブを走行できるような研究開発をさらに進めていく必要があると考えている。

第5章 鉄道車両の急曲線通過性能を向上させる方策

5. 1 曲線通過性能向上に関する研究の必要性和その方法

鉄道車両の台車においては、直進安定性と曲線通過性能とは一般的に相反する関係にあり、このため、これまでは高速走行時の直進安定性の悪化を嫌って、曲線通過性能を犠牲にする傾向が見られた。しかしながら、地下鉄のような急曲線の多数ある路線を、高速走行を重視した曲線通過性能の劣る車両を走らせると、急曲線部において脱線などの最悪の事態を引き起こす可能性もある。

筆者が勤務していた交通安全公害研究所は東京大学須田研究室などと共同で、直進安定性と曲線通過性能を両立させる技術として、「リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面」^{S5-7,8)}、「前後軸剛性非対称支持」¹⁻⁹⁾、「後輪独立回転車輪」^{1-10,11)}など、踏面形状や輪軸の改良に関する研究を進めてきた。これらの一部はすでに実用化されており、他のものも、シミュレーションや台上試験結果から、直進安定性と曲線通過性能が十分に両立し、急曲線通過時の脱線係数が大幅に低下することが実証されている^{S5-1,2,7,8)}。

(1) 急曲線通過時の台車における好ましくない現象

第2章で述べたように、曲線中では外側と内側のレールの長さが異なるので、この差を鉄道の車輪は踏面をテーパ状にし、外軌側の車輪では車輪の回転半径の大きい部分が、内軌側の車輪では半径の小さい部分が、レールに接触することで吸収している（この差分を輪径差と呼ぶ）。しかし、急な曲線では必要な量の輪径差がとれなくなるため、図2-3に示したように車輪とレール間にすべりが発生し、その結果、台車は操舵不足状態となる。すなわち、後車軸には輪径差不足のために前後方向のすべりが発生し、これにより台車の旋回を妨げる方向のモーメントを生じる力（縦クリープ力）が働き、前車軸には車輪・レール間に相対的に角度（アタック角）が付くため、横方向のすべり及びそれによる横クリープ力が発生して、やはり台車の旋回を妨げる。これらの力のため、前車軸の外側の車輪には著大な横圧（脱線や摩耗の主たる原因となる）が発生することになる。

(2) 曲線通過性能を向上させる方法

台車の曲線通過性能を向上させ、外軌側の横圧を低減するために、上に述べた好ましくない現象を解消することが第一である。このためには、大きく分けて、

- ①車輪・レール接触系を幾何学的アプローチで改善する方法、
- ②車輪・レール接触系をトライボロジカル的に改善する方法、
- ③操舵台車など台車の構造を改善する方法

に分類される。これらについては、①のアプローチを5. 2節に、②のアプローチを5. 3節に、③のアプローチを5. 4節に、それぞれ筆者らが行ってきた研究を中心に述べる。

すなわち、5. 2節においては、車輪踏面形状からの改善の可能性として、直進安定性と曲線通過性能の両立を図った新しい車輪踏面形状（「リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏

面」と呼ばれる。)の研究について、また、レール側からの改善の可能性としてレール頭頂面の傾斜削正を含むスラック拡大効果に関する研究について述べる。5. 3節ではトライボロジカルな改善の可能性として摩擦調整剤の効果に関する研究について述べ、5. 4節では台車構造の改善を含め下記の新技术を複合して用いることにより曲線通過性能と直進安定性のさらなる両立を図る研究について考察する。

なお、以下の新技术は、筆者、または共同研究者の発案した新しい発想による技術であり、1)、2)については、既に営業路線において実用化している。

- 1) **リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面** ^{S5-2,7,8)} 筆者らが開発した、急曲線通過性能の向上と直進安定性の両立を図った車輪踏面である。直線と曲線で車輪・レールの接触点が異なる点に着目して、直線部で接触する部分の等価踏面勾配を小さくして蛇行動安定性を確保し、曲線部で接触する部分のそれを大きくし、大きな輪径差を獲得することを目的としている。輪径差の獲得は曲線通過性能を向上させる必要条件であるが、車輪踏面の改良だけでは限界もある。なお、この踏面は急曲線の多いリニアメトロ用に開発されたもので「リニアメトロ用」と呼ばれているが、リニアモータ駆動ではない在来タイプの鉄道にも同様に有効なものであることは言うまでもない。
- 2) **前後軸非対称剛性支持台車（前軸柔支持台車）** ¹⁻⁹⁾ 東京大学須田教授が開発したもので、前車軸の前後方向ばねを柔らかくし、後車軸のそれを硬くして、曲線通過性能の向上を図る。①や②と組み合わせることにより曲線通過性能の飛躍的向上が図れることが実証されている。
- 3) **後輪独立回転車輪台車** ^{1-10,11)} 東京大学須田教授が提唱するもので、前輪軸は通常の一輪軸とし、後の輪軸のみ左右車輪が独立して回転する機構とするものである。この構造をとると前輪軸の自己操舵性を活用しつつ、後輪軸を独立回転車輪とすることにより、台車の旋回を阻害する後輪軸の縦クリープ力を消滅させるとともに、蛇行動安定性の向上も図ることができる。これらにより曲線通過性能向上と直進安定性向上の両立を図れる。

5.2 車輪・レール接触系の幾何学的改善からのアプローチ

5.2.1 幾何学的改善の考え方

レールと車輪の断面形状は、鉄道車両の運動特性に大きな影響を与える。これは、「鉄道車両は、自動車のハンドルのような操舵装置を持たずに、レールの案内作用によってのみ走行している」からである。

すなわち、鉄道車両の直進安定性や曲線通過性能の良否は、レールによる車輪の案内作用がうまく働くかどうかに関係が深く依存する。通常の一軸車輪では、車輪踏面とレール頭頂面の接触勾配によって、輪軸は軌間中心への復元力を持ち、この復元力のために限界速度を超えると蛇行が収束しなくなり、安全に走行できなくなる。また、車輪の踏面勾配により曲線では内外軌での車輪回転半径差が生じて、それによる縦方向のクリープ力が発生し、輪軸の自己操舵作用によって曲線を曲がっていくことができる。この場合、曲線が急になり十分な輪径差が獲得できなくなると、クリープ力が有害な方向に働いて、著大横圧の発生、レールのゲージコーナー摩耗、車輪フランジ摩耗、レール波状摩耗、さらには乗り上がり脱線などの有害な現象を引き起こすことになる。

レール・車輪形状と発生する有害な事象などとの関係を図示すると、以下のようになる(S6-6)。

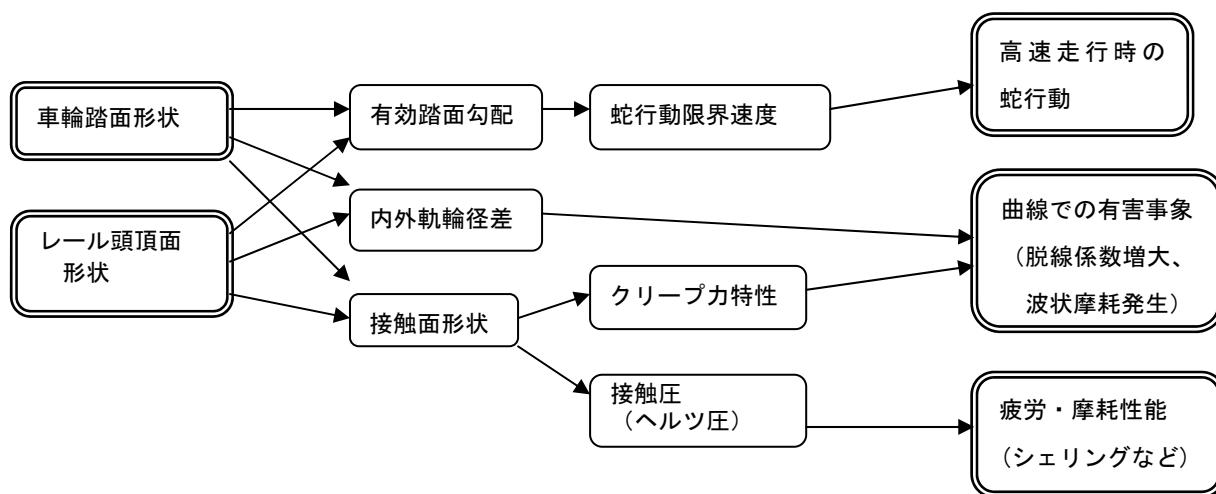


図5-1 レール・車輪形状と有害事象発生との関係

このように、車輪とレールの形状は、車両の高速安定性と曲線通過性能、車輪とレールの摩耗や疲労に対する耐性を左右する重要なパラメータである。形状問題の処理を誤れば、重大な問題を引き起こすし、逆に有効な対策を講じてやれば、性能の大幅な改善を期待できる。

次に、車輪とレールの形状問題による問題解決のアプローチ例を紹介する。

一つは、車輪の踏面形状を改良して、車両の直進安定性を維持しつつ、曲線通過性能の向上、ひいてはレール波状摩耗の防止を図ろうというもので、筆者が所属した交通研が、住友金属(当時)、東京都交通局等と共同で新しい車輪踏面を開発した例で、「リニアメトロ

用・直曲両用新円弧踏面」と呼んでいる。東京都交通局地下鉄大江戸線の新宿延伸時に導入され、その後、神戸市、福岡市、横浜市などのリニア地下鉄線に採用されている。

もう一つの例は、急曲線における波状摩耗を防止するため、曲線内軌側のレール頭頂面を斜め（傾斜させて）削正し、輪径差を獲得し、有害なクリープを減少させて波状摩耗を防止させようと言うものである。これも交通研が同様のメンバーと共同で開発し、出入庫線に試験的に施工し、実車試験で効果が確認されたが、今のところ営業線で本格的に採用されるに至っていない。なお、これは内軌側レールを曲線外側に向かって低く斜めに作成するもので、日比谷線事故後に好ましくないと指摘された外軌側の斜め削正（曲線内側を下げる）と傾斜の方向が逆であり、全く異なるもので安全上の問題はない。

5. 2. 2 曲線通過性能と直進安定性の背反性

鉄道台車においては、曲線通過性能とともに直進安定性が重要であるが、これらは一般に相反しており、踏面勾配を大きくすれば、曲線通過性能は向上するが、直進安定性は低下する¹⁻¹⁶⁾。

すなわち、「車輪の等価踏面勾配 γ_e 」と、「縦方向のすべりなしに通過（パーフェクト・ローリング）できる、すなわち輪径差の獲得できる最小曲線半径 R_0 」の間には

$$R_0 = \frac{r_0 \cdot G}{2\Delta y_0} \cdot \frac{1}{\gamma_e} \quad \dots\dots (20)$$

なる関係がある。ここで、 r_0 は車輪の半径、 G は軌間、 Δy_0 は輪軸の横変位である。すなわち、等価踏面勾配 γ_e が大きくなればなるほど、最小曲線半径は小さくなり、曲線通過性能は向上する。車輪半径を0.43m、フランジまでの横変位を15mmとすれば、

軌間を $G=1.435\text{m}$ のとき、 $R_0 = 20.6 / \gamma_e$ となって、 $\gamma_e=1/20$ のとき、 $R_0 \cong 400\text{m}$

軌間を $G=1.067\text{m}$ のとき、 $R_0 = 15.3 / \gamma_e$ となって、 $\gamma_e=1/20$ のとき、 $R_0 \cong 300\text{m}$

となって、外軌側車輪がフランジ接触まで横移動しても、1/20の円錐踏面ではこの程度の曲線半径(300～400m)が滑らずに曲がれる最小半径となる。しかしながら、後軸は後述するように十分に横移動しないことが多いから、より大きな曲線半径でも縦方向すべりが生じることが多い。

一方、直進安定性については、輪軸の蛇行動限界速度は

$$v_{wc} = 2\pi \sqrt{\frac{br_0}{\gamma_e} \cdot \frac{b^2 f_y^2 + i^2 f_\phi^2}{b^2 + i^2}} \quad \dots\dots (21)$$

$b = G/2$ 、 i は慣性半径、 f_y 、 f_ϕ は横方向とヨー方向の固有振動数

となるから、等価踏面勾配 γ_e が大きくなると、蛇行動限界速度は下がり、直進安定性は低

下してしまう。

5. 2. 3 輪径差獲得による曲線通過性能の向上

実際の曲線通過時の台車の姿勢や車輪・レール間の力を測定してみると、図5-2に示すように、輪径差不足から後軸の縦クリープ力による反操舵方向のモーメントやそれにより拡大される前軸アタック角の増大のため、前軸外軌側車輪の横圧が著大化するという好ましくない状態にある。このため、まず輪径差を獲得できるようにして、車輪がパーフェクト・ローリングできるようにすることが必要である。

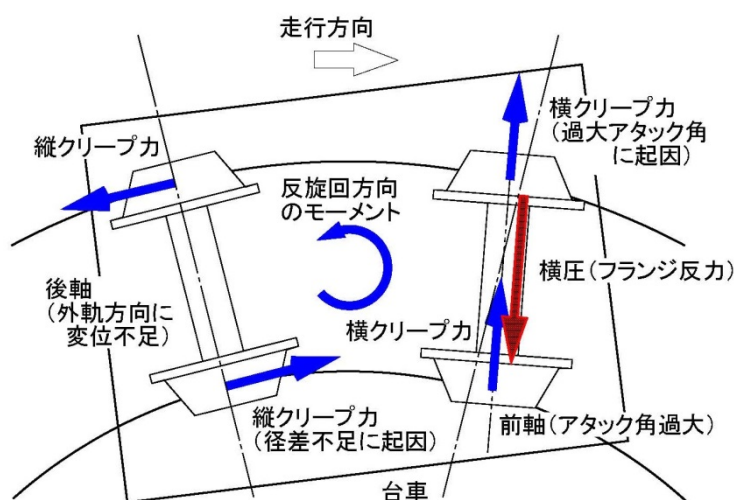


図5-2 急曲線通過中の台車の好ましくない現象(図2-3の再掲)
(台車がレールから受ける力を図示してある)

以下に、そのための方式について述べる。

(1) 車輪形状による問題解決例(リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面)

式(20)(21)に示すように、等価踏面勾配 γ_e をパラメータとする限り、曲線通過性能と直進安定性は背反する。すなわち、円錐踏面では両立性を実現することはできない。

そこで、直線部と曲線部では、車輪・レールの接触面が異なることに注目し、「直線部で接触する踏面の中立位置付近の踏面勾配をできるだけ小さくし、曲線部で接触するそれ以外の踏面勾配をできるだけ大きくする」踏面形状を考案した。踏面形状を図5-3に示す。

なお、踏面形状の設計法に関する研究はこれまでもある^{1-17,18)}が、2点接触の回避や接触圧の低下などを図ることを主な目的としており、内外軌間の輪径差の顕著な増大を実現した例はみられない。

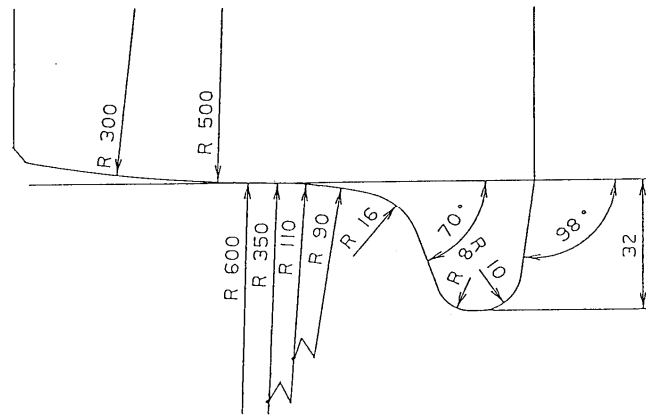


図5-3 リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面 S5-2)

この踏面と在来の 1/20 円錐踏面との獲得輪径差の比較を図 5-4 に示す S5-1,2,7)。この図からわかるように、在来の円錐踏面では、最大輪径差が 1.2mm 程度であったものが、新円弧踏面では 4mm 程度に拡大している（これは、標準軌の鉄道に採用した場合には、パーフェクト・ローリング可能半径が 400m 程度から 130m 程度まで縮小することを意味する。）。また、JR の修正円弧踏面の輪径差が 3mm 弱であるから、それに比べてもさらに大きな輪径差が得られることになる。

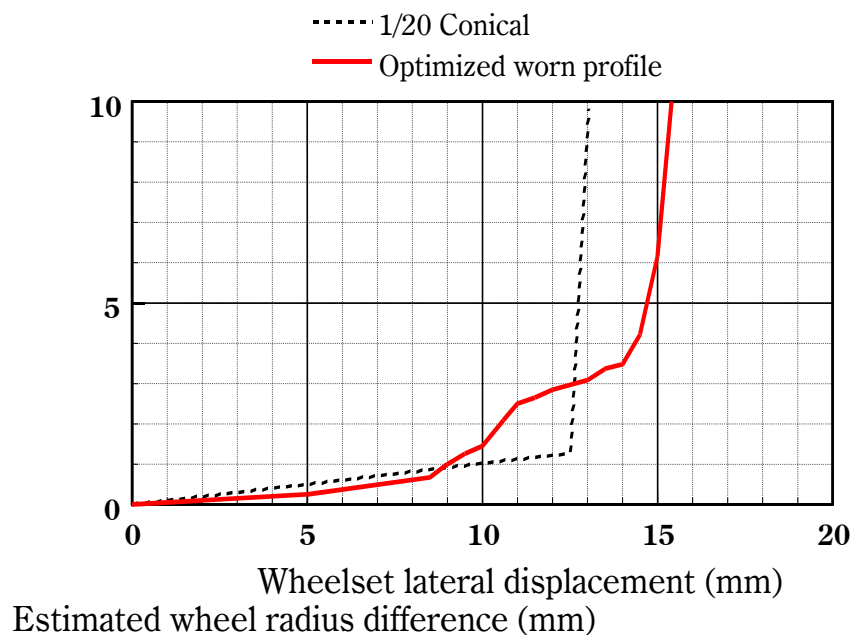


図5-4 新円弧踏面と 1/20 円錐踏面との輪径差の比較(計算値) S5-2)

なお、この新円弧踏面は、160mR 程度の曲線で、アタック角、横圧、脱線係数が在来の台車に比して半減することが台上試験、シミュレーション等で確認されている S3-2,4) 5-1,2,7,8)。

(2) レール頭頂面形状との組み合わせ

車輪の踏面勾配の増加は曲線部以外での走行安定性にも影響を与え、高速走行時の直進安定性を劣化させる恐れがある。また、車輪・レールの接触シミュレーションを実施してみると、レール頭頂部の形状変更も同時に考えないと車輪踏面形状の変更だけで輪径差を獲得するのに限界があることがわかる。また、輪軸が横変位しない場合はこのいずれの方策も効果がない。そこで、

「レールの頭頂面を非対称に削正することにより輪径差不足を解消する方法」

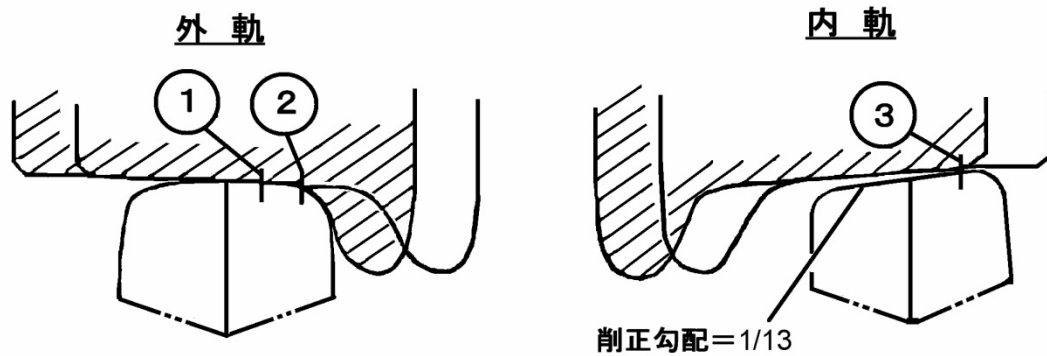
を試みた例 ^{S4-7)} を紹介する。

レールの断面は通常、線対称な形状をしている。これを急曲線部だけ非対称な形状にして、車軸の横移動に対してより大きな内外軌の車輪径差を得ようというのがこの方法である。もちろん、最初からそのようなレールを製作する方法もあるが、現実には通常と異なる形状のレールを製作すると非常に高価になるため、レールの頭頂面を削正する方法の方が合理的である。レールを非対称にして大きな輪径差を取るためには、外軌側車輪を車輪半径の大きいフランジ付近でレールに接触させ、内軌側車輪を車輪半径の小さい反フランジ側で接触させるように、レール頭頂部を曲線の外側方向に向かって下がるように斜めに研削する方法が考えられる。

実際、台上試験において、内外軌のレールとも $1/6$ の傾斜（曲線外側に向かって下がる）をつけて削正したレールについて実験を行った結果、その効果を確認することができた ^{S4-38)}。しかしながら、このように大幅に研削することは多くの経費を要するため、さらに検討した結果、内軌側レールのみを研削するだけでもかなりの効果をあげられることがわかった。

図 5-5 は内軌側レールのみ $1/13$ の勾配で削正した場合の車輪とレールの接触状態を示す ^{S4-7) S5-4,7)}。この場合、どの程度の輪径差が得られるかを計算した結果を表 5-1 に示す ^{S4-7) S5-4,7)}。この計算は半径 84 m の曲線について行ったものであるが、現在、一般的に用いられている「50 kgN」レールの場合だと、車輪がフランジに当たるまで外軌側に移動した場合でも得られる輪径差は 3.42 mm で、この場合、6.5‰ の縦方向すべりが発生してしまうのに対して、内軌側レールを斜めに削正（深さ 1 mm）すれば、現在のスラックでも 5.28 mm の輪径差が獲得でき、縦方向すべりが発生することはない。また、スラックを拡大させたり、削正深さを深くすれば、より大きな輪径差が得られる。表中、ハッチングをした部分は縦方向すべりが発生することのないケースである。

これらの結果によれば、前車軸では、この程度の急曲線でも完全に輪径差不足が解消されるので、操舵不足方向に台車を回転させようとするモーメントが減少し、アタック角が減少するなど台車姿勢が改善されることも期待できる。



接触点は、輪軸が中正位置の時①と③、
フランジのど元まで移動した時②と③

図5-5 輪軸横移動と輪径差の関係(数値計算結果の例)^{S4-7)}

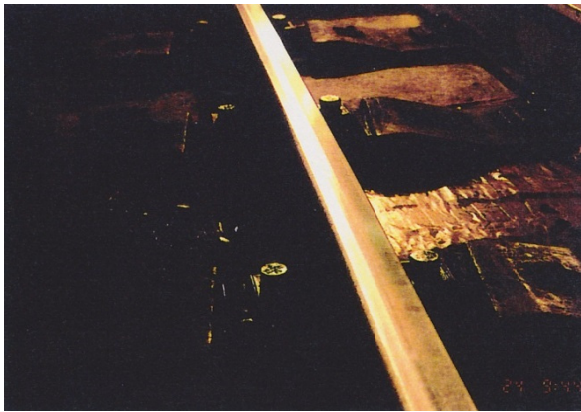
ー内軌側レール非対称削正(深さ 1.6mm)の場合ー

表5-1 レール頭頂面形状と獲得可能車輪半径差^{S4-7)}

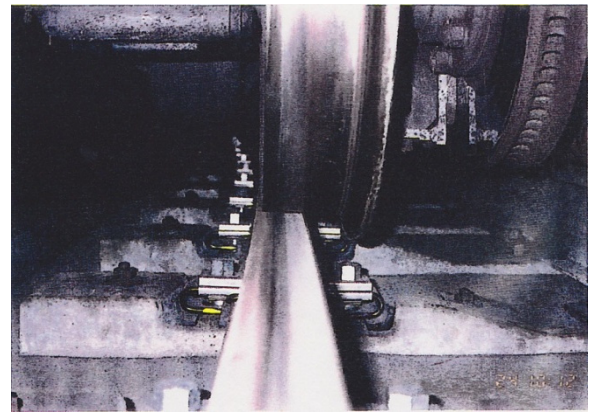
レール形状		スラック S=16mm の場合		スラック 20mm の場合	
内軌	外軌	中立位置	外軌側は フランジ接触	中立位置	外軌側は フランジ接触
50kgN	50kgN	0mm (17.7‰)	3.42mm (6.5‰)	0mm (17.7‰)	3.83mm (5.1‰)
非対称削正 深さ 1.0mm	50kgN 近似	0.72mm (13.5‰)	5.28mm (0‰)	0.75mm (15.2‰)	5.68mm (0‰)
非対称削正 深さ 1.6mm	50kgN 近似	1.06mm (14.2‰)	5.83mm (0‰)	1.23mm (14.0‰)	6.45mm (0‰)

()内は、曲線半径 84mR での縦クリープ率の計算値
なお、当該曲線(84mR)での輪径差必要量は、5.4mm

この方法については、地下鉄路線の入出庫線(84mR)に実際に施工し、実車走行試験を行った結果、レール・車輪間に発生する横圧など接触力について、平均値、振動成分とも顕著に減少することが検証された。また、車両の走行騒音も顕著に減少した。図5-6に、走行試験を行った入出庫線の曲線におけるレール頭頂面の非対称削正状況と、走行試験時に測定された「外軌側横圧の低減(脱線安全性の向上)」及び「内軌側輪重及び横圧の振動成分の低減(波状摩耗発生要因の低減)」の状況を示す。なお、「外軌側横圧」は円曲線部における定常的な横圧の値を、「振動成分の相対的变化」については、輪重及び横圧の変動分を、「現状」の時の値を100として、それに対する比として示している。



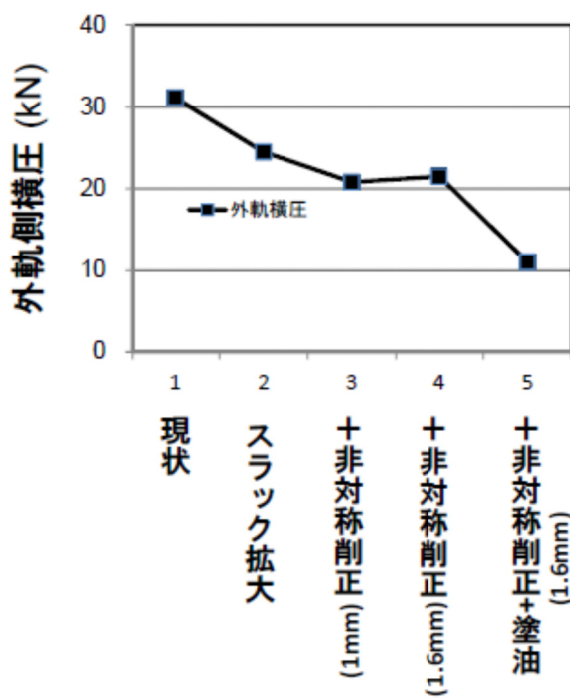
(a) 軌道中心側に傾斜削正した内軌側レール



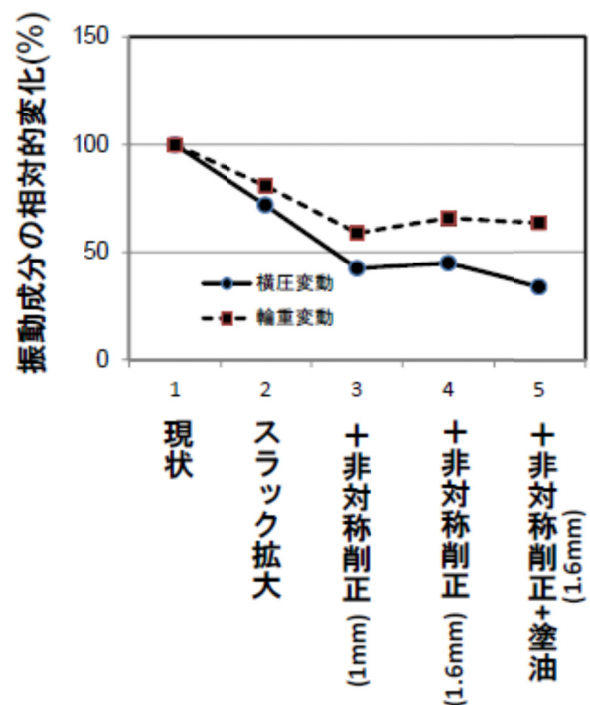
(b) 前台車前軸の接触点位置

(レールの非対称削正とスラック拡大により、車輪・レールの接触点位置がかなり反フランジ側へ移動している)

(1) 非対称に削正した内軌側レールの状況 S4-29)



(a) 外軌側横圧の低減
(脱線安全性の向上)



(b) 内軌側輪重及び横圧の振動成分の低減
(波状摩耗発生要因の低減)」

(2) 有害現象の低減効果－走行試験結果 S4-29)

図5-6 走行試験線の状況と試験結果 (入出庫線の曲線: 半径 84m)

(3) スラック量の拡大

曲線軌道上には、車輪の通過を円滑にするために軌間の拡大（「スラック」と呼ぶ。）が設定されることが一般的である。しかしながら、スラックはもともと3軸台車のような多軸台車が曲線上を安全かつ円滑に走行できることを目的として設定されたものであるため、近年では、台車構造が変わり、軸距の短い2軸台車が主流となり、その本来の必要性は低くなっている。また、スラックを縮小すると、軌道寸法の維持管理が容易となり、保守コストを下げることにもつながる。以上のような観点から、多くの鉄道では、近年、スラックが縮小される傾向にある。しかしながら、スラックの縮小は、操舵に必要な内外軌輪径差を減少させることから、輪軸の曲線走行性能を低下させ、さらには、鉄道車両の走行安全性をも低下させるおそれを含んでいる。これに対して、軌間拡大に対する安全性を確保した上で、逆にスラック量を拡大することは、横圧や脱線係数を低減させ曲線走行性能を向上させるための有効な手段になると考えられる。

(4) タイプレート角の変更

レール敷設時の断面方向の傾き、すなわちタイプレート角は、車輪とレールの接触点における接触特性を変化させる重要な因子となる。一般に、我が国における通常の鉄道では、レールは 1/40 のタイプレート角を付けて軌道中心方向に傾けて設置されている。この角度は、円錐踏面と 50kgN レールの組み合わせを基本にして決定されたものと考えられるが、近年、円弧踏面など各種形状の車輪踏面が採用され円錐踏面は減少傾向にあるものの現在もこの値が標準となっている。タイプレート角は車輪とレールの接触特性に影響を与えるので、タイプレート角を 1/40 から変更することによって、曲線通過性能の向上に寄与できる可能性がある。具体的には、内軌側のタイプレートを大きくしてレールを軌道中心側に傾斜して敷設すると、前述の頭頂面の非対称削正と類似の効果が予測される。

(5) 各種の車輪踏面とレールとの接触特性の計算例

各種の車輪踏面とレールとの接触条件を変化させたときに、獲得できる内外軌間の輪径差の変化を求めた例としては、足立らの論文^{5,6,7)}もある。足立らは、車輪とレールの変化条件として、(i) スラック量の変更、(ii) タイプレート角の変更、(iii) 非対称レール頭頂面形状を設定し、車輪踏面形状としては、(a)1/20 円錐踏面、(b)JR 修正円弧踏面、(c)銀丸円弧踏面および(d)リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面を対象として、50kgN レールに対して、輪径差の計算とシミュレーションによる横圧の値を数値的に示している。なお、この計算におけるレール頭頂面の非対称削正の傾きは 1/10 であり、本節(2)で前述した、筆者が以前におこなった 1/13 の削正勾配よりやや急であるが、効果の傾向は同様であると考えられる。その計算結果によれば、急曲線通過を考慮した踏面では、「非対称タイプレート角とスラック量拡大の組み合わせ」または「非対称傾斜削正とスラック量拡大の組み合わせ」において、効果が顕著であるとしている。

5. 2. 4 幾何学的改善からのアプローチについてのまとめ

先に、曲線通過性能を向上させるには、内外軌の輪径差を大きくしてパーフェクト・ローリングできる曲線半径を小さくすることが重要であることを述べたが、パーフェクト・ローリングで通過できる曲線半径 R_0 は、車輪半径を r_0 、軌間を G としたときに、内外軌間の輪径差 Δr との間に

$$R_0 = (r_0 \times G) / \Delta r$$

なる関係がある。すなわち、車輪半径と軌間の積に比例して、内外軌間の輪径差に反比例する。これらの関係を図で表すと図5-7のようになる。

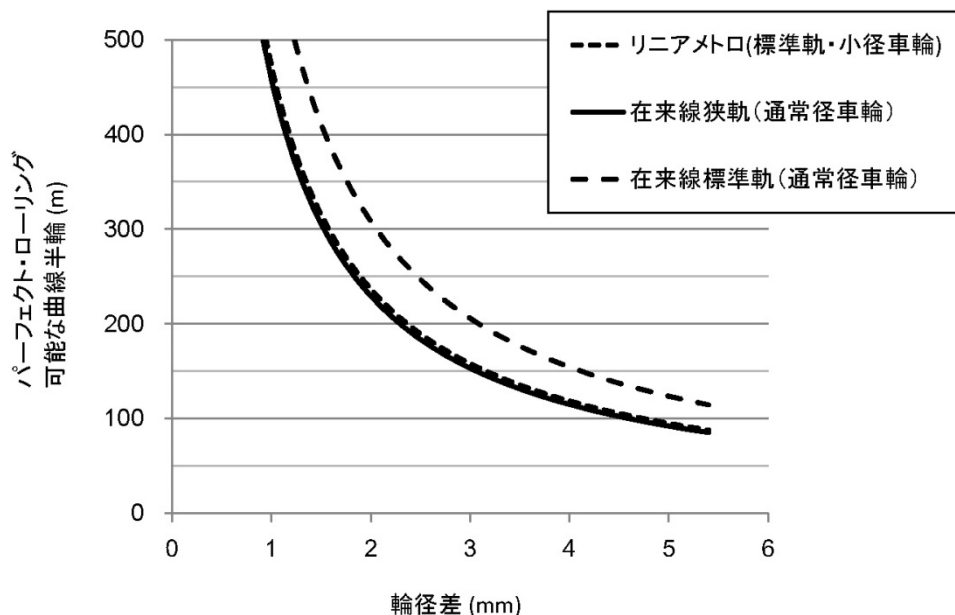


図5-7 輪径差とパーフェクト・ローリング可能半径との関係
(車輪径と軌間の違いによる差)

車輪半径 r_0 と軌間 G の組み合わせとしては、リニアメトロのような車輪径の小さい小型地下鉄では $r_0=330\text{mm}$ 、 $G=1435\text{mm}$ となり $r_0 \cdot G = 0.474$ 、通常半径車輪を使用する在来の狭軌鉄道の場合で $r_0=430\text{mm}$ 、 $G=1067\text{mm}$ となり $r_0 \cdot G = 0.459$ となり、違いは3%程度で、パーフェクト・ローリングで通過できる曲線半径は、ほぼ同じ値となる。これに対し、標準軌鉄道の場合は、通常半径車輪を使用する場合、 $r_0=430\text{mm}$ 、 $G=1435\text{mm}$ で $r_0 \cdot G = 0.617$ となり、パーフェクト・ローリングで通過できる曲線半径は3割程度大きくなり、急曲線通過には不利となる。

この図を見ると、160mR程度以下の急曲線の多い地下鉄路線では、台車姿勢なども考慮に入ると、4mm以上の輪径差が必要となり、100mR程度の特に急な曲線に対応するには、5mm程度の輪径差を持つことが理想的であることが判る。これに対して、車輪の

踏面形状の改善とスラックの拡大によって、得られる輪径差は、曲線通過を考慮して設計されたリニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面で大きなスラックを付けても 4mm 程度であるから、車輪踏面形状の改良だけでなくタイプレート角度の変更を含むレール頭頂面形状対策と組み合わせた対応が必要であることが判る。

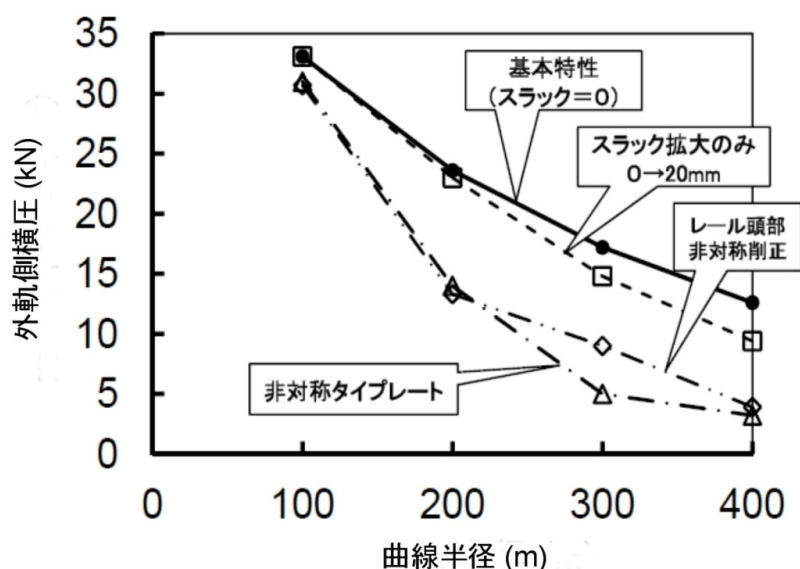


図5-8 非対称タイプレート、非対称レール削正による急曲線通過性能の向上効果

（曲線半径別に見た横圧の低減効果—リニアメトロ用曲直両用新円弧踏面の例
足立らによる文献 5-6,5-7 の結果をもとに作図した）

曲線通過を安全性の面から考察した例としては足立らの論文 5-6,7)があるが、その計算例をもとに、スラック拡大、レール頭頂部非対称削正、非対称タイプレート実施時の外軌側横圧について、まとめて図示すると図 5-8 のようになる。この図は、急曲線通過を考慮して設計されたリニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面に対するものであるが、この図を見ると基本特性（＝車輪踏面の改善とスラックの拡大による対応）での横圧低減は限定的であり、これだけでは、半径 100m 程度の特急な曲線での横圧は低減できないことが判る。これに対して、内軌側レール頭頂面の角度を変化させる非対称タイプレートや頭頂面の非対称削正と併せて行くと、半径 100m でも横圧の低減が期待できるだけでなく、200m 以上の半径の曲線では大幅な横圧の低減が期待できることが判る。これは、車輪だけでなく、それと接触するレール頭頂面の形状を変更する方法を併せて用いると、接触点の変化により内外軌間の輪径差が拡大し、半径 100m の超急曲線でもパーフェクト・ローリングが可能となるためであると考えられる。

しかしながら、半径 100m 以下のさらに急な曲線の通過性能を向上させるには、車輪・レールの形状変化など接触幾何学面からの改善だけでは限界があり、次節で述べるトライボロジー面からの改善を併用する必要があると考えられる。

5.3 車輪・レール間の摩擦係数コントロールからのアプローチ

5.3.1 曲線通過とすべりの発生

鉄道システムは、車輪がレール上を転動していくことにより走行している。車輪が直進安定性と曲線通過性を満たす踏面形状を持ち、加減速に必要な駆動・制動力や曲線通過に必要な転向力を発生しうるような、ごく微少なすべり（車輪・レール間クリープ）を生じながら転動していくのが理想的な姿である。これであれば、曲線では輪軸は自己操舵性を発揮し、大きなすべりを発生することなく通過できるから、騒音や摩耗などの有害な現象は発生しない。

しかしながら、現実には、「急曲線通過」と「高速での直進安定性」を両立しうる形状を持った車輪・レール系は現存しておらず、急曲線では過大なすべりを生じ、騒音や顕著な摩耗が発生することになる。

5.3.2 車輪・レール間の摩耗とその対策

車輪・レール間の摩耗は大きく分けて以下の2種類に分類できる。

- ①「車輪のフランジのいわゆる直立摩耗」と「レールのゲージコーナリーの摩耗」
- ②レール頭頂部に発生する波状摩耗

このほかに車輪踏面の凹摩とレール頭頂面摩耗などもあるが、ここではとりあえず除外する。これらの摩耗は、車輪とレールの対で発生するのが一般的であるが、②の波状摩耗については、通常、特定区間のレールに発生し、車輪は路線全線を転動して回るため、車輪側に発生することは稀である。

①の摩耗の主な発生原因は、過大な横圧や車輪・レールの2点接触（相対速度の異なる2点で接触するため、必然的にどちらかの点のすべりが大きくなるため摩耗が激しくなる）である。②の摩耗の主な原因は、過大な車輪・レール間のクリープであり、それに伴う摩擦力による自励振動であると言われている。そのメカニズムは、筆者の研究によれば、「過大な横または縦方向のクリープ力が存在するときに、規則的な上下方向接触力の変動が生じると生成される」と考えられることは既に述べたとおりである^{S4-1~4)}。

これらの摩耗は発生部位が異なるため、その防止方法が異なる。すなわち①の摩耗が発生する部分は、駆動や制動のための力を伝達する必要がないので、摩擦係数は小さくても構わない（乗り上がり脱線を防ぐ意味からも小さい方がよい）。これに対し、②の摩耗が発生する部分は、駆動や制動のための力を伝達する部分であり、摩擦の低下は空転や滑走を誘発するので、好ましくない。

このため、①のフランジ摩耗、ゲージコーナリー摩耗に対しては、比較的古くから摩擦係数を低くする潤滑剤が用いられてきた。これに対し、②の摩耗に関連するレール頭頂面や車輪踏面に対しては、地上側に①と同様な潤滑剤を用いる例も見られたが、滑走、空転等との兼ね合いもあり、有効な対策とは言い難い状態であった。しかしながら、近年、この

部分の摩擦調整は台車性能を大きく変化させ、非常に重要なことがわかり、各種の試みがなされるようになってきている。

5. 3. 3. 曲線通過時の好ましくない現象と摩擦コントロールによる改善

急曲線における摩耗や脱線などの諸問題を解決するためには、急曲線通過時の台車とレールの位置関係や相互間に働く力などを正確に把握することが重要である。筆者等は、車輪・レール間アタック角の測定法や横圧・輪重の連続的測定法などを開発し、それらを用いて、急曲線通過中の台車とレールの関係を各種の営業線で測定してきた^{S2-2,3)}。

図5-9は、これらの測定に基づいて、急曲線通過中の台車姿勢及び車輪・レール間に働く力の特徴を示したものである^{S5-9,10,11)}。(a)は、車輪・レール間に潤滑や摩擦調整を行っていない、いわゆる乾燥状態である。この状態では、車輪レール間に下記のような好ましくない力が働く。

(Ⅰ) 輪径差不足による縦クリープ力> (特に後軸に生じ反操舵モーメントを発生)

(Ⅱ) 著大アタック角による横クリープ力> (特に前軸に生じ著大なフランジ反力を発生)

このように、前軸の著大横クリープ力と後軸の著大縦クリープ力は、前軸外軌側車輪に著大横圧を発生させて、フランジ摩耗を増大させるだけでなく、最悪、乗り上がり脱線を誘発することになる。また、縦方向、横方向の著大クリープ力は、波状摩耗発生の原因ともなることは既に述べたとおりである。

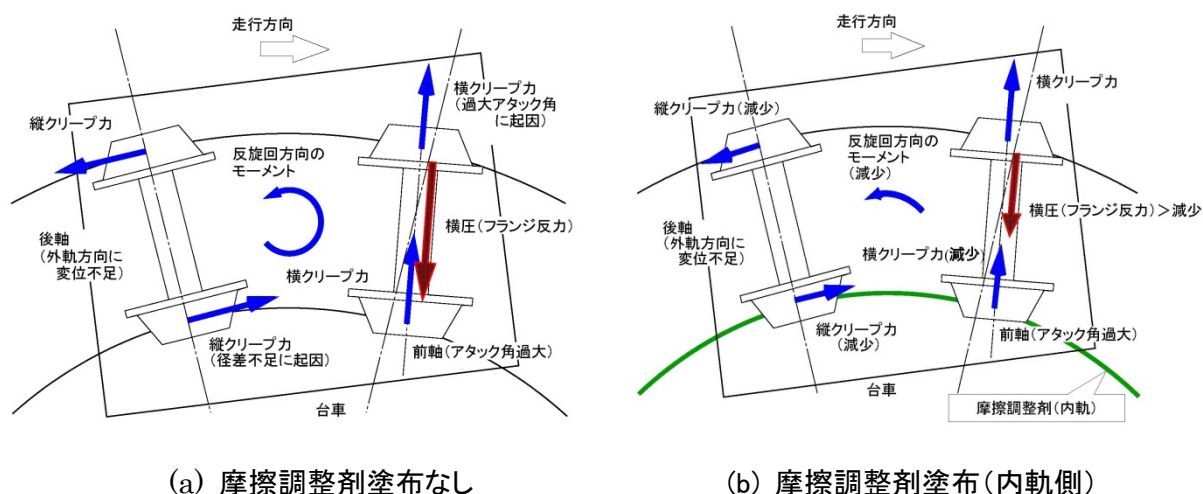


図5-9 急曲線における輪軸の挙動のイメージ
(摩擦調整の有無による差異)

これらのクリープ力は、車輪踏面とレール頭頂面に作用する。よって、この境界面に摩擦調整剤を作用させて、空転、滑走を起こすことなく、これらの過大なクリープ力を低下させられれば、レール波状摩耗やフランジ摩耗などの摩耗を防止するだけでなく、台車の曲線通過性能を向上させることができるので、非常に有用である。

5. 3. 4 摩擦調整による曲線通過性能の向上効果と台上試験による検証例

前章までに、急曲線通過中の台車には、後軸では内外軌車輪の輪径差不足のため著大な縦クリープ力（接線力）が働いて反操舵方向のモーメントが生じ、一方、前軸では大きなアタック角のために著大な横クリープ力が発生して輪軸を外軌側に押しつけるため、これらの力の反作用として、前軸外軌側の車輪に著大なフランジ反力が発生して、台車の曲線通過性能を著しく阻害することを示した。

ここでは、レール頭頂面に摩擦調整剤を作用させることにより、好ましくない著大なクリープ力を減少させ、台車の曲線通過性能を大きく改善することができることを、実物の台車を用いて試験装置上で検証した結果について述べる。

(1) 摩擦調整剤による性能の向上とその検証

筆者は、波状摩耗防止を目的として比較的早くから摩擦調整剤に注目し、固形のものを用いて波状摩耗が防止できることを確認した^{S4-7)}。その後、液体状のものを用いて、台上試験を行い、曲線通過時の外軌側横圧を大幅に低減し、エネルギー消費量も低減するなど、台車の曲線通過性能を大きく改善する効果があることを確認している^{S5-10,11)}。この種の実験は、複数回行っているが、以下のその一例を紹介する。

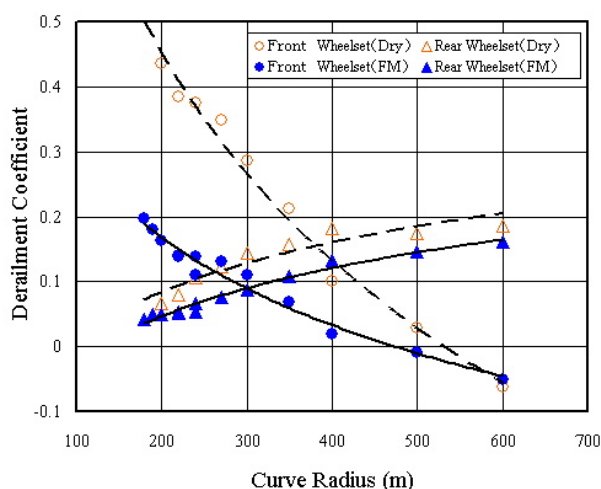


図5-10 摩擦調整による脱線係数の減少効果(台上試験の結果)^{S5-3)}

図5-10は摩擦調整による外軌側脱線係数の変化を示すが、特に急曲線では脱線係数が6割程度も減少しているのがわかる。図5-11は後軸に発生する縦方向クリープ力の変化を示すが、こちらも急曲線では6割以上減少している。また、特徴的なことは、幾何学的改善などの他の方法では、パーフェクト・ローリングができなくなるような特に急曲線では改善効果が限定的になるが、摩擦調整による改善はそのような傾向がほとんど見られないことである。

図5-12は曲線通過時に要する駆動エネルギーの比較であるが、摩擦調整剤の使用に

より2割程度減少している。このように摩擦調整剤の使用はエネルギー消費の面からも効果があることがわかる。

これらの状況を模式的に表したのが、図5-19である。摩擦調整を施した(b)の状態と乾燥時の(a)を比較すると、車輪・レール間に作用する力が明らかに異なることが判る。

(2) 摩擦コントロールによる改善方法の注意点

以上に述べたように、摩擦調整剤による方法は、台車構造を変えることなしに、台車の曲線通過性能を大幅に改善できる効果的な方法である。しかしながら注意すべき点もある。

最大の課題は、摩擦調整を安定的に行わなければならないということである。試験装置上ではこれは比較的容易であるが、実路線で常時コンスタントにこれを行うことはむずかしい。摩擦調整のみに頼って限界性能まで引き出すと、万が一、摩擦調整が所定の状態を作り出せないとき、安全上のマージンが減っている分、最悪、脱線というような事態を起こしかねない。摩擦調整を安定的に実施できる方法を研究する必要性は言うまでもないが、摩擦調整のみに頼るのは危険性をはらんでいる。このため、車輪・レール間の状態を常時監視できるようなモニタリング技術との組み合わせが重要となってくる。

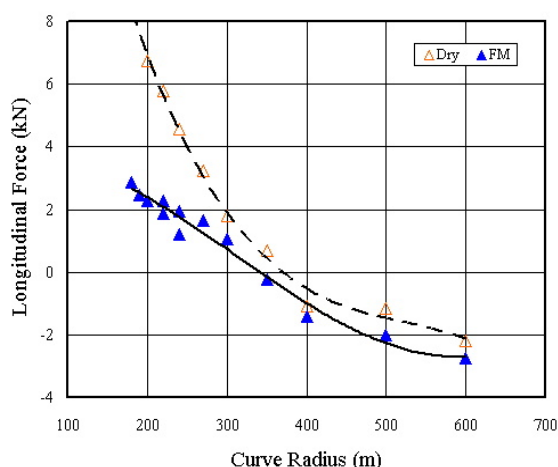


図5-11 後車輪での接線力の減少効果(台上試験の結果) S5-3)

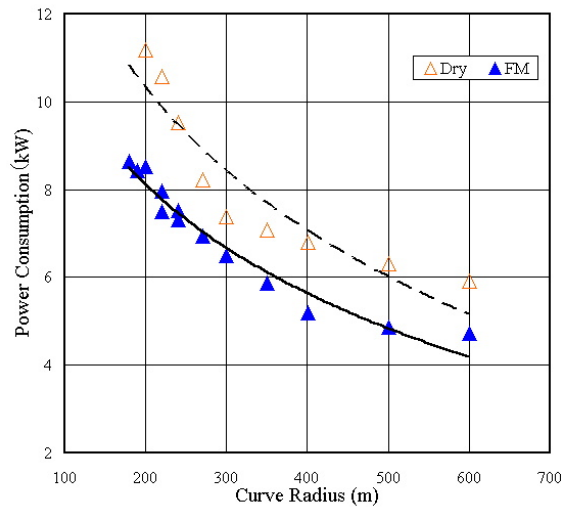


図5-12 エネルギー消費量の減少効果(台上試験の結果) S5-3)

5. 3. 5 摩擦調整による改善のまとめ

以上に述べたように、摩擦調整剤などにより車輪・レール間の摩擦係数を低減すると、曲線通過時の反操舵モーメントを低減できるので、曲線通過中の台車に生じる前軸の外軌側横圧や後軸の縦方向クリープ力（接線力）を低減できる。これにより、安全上の指標である脱線係数を低減できるとともに、波状摩耗の発生防止にも有効である。有害なクリープ力は摩擦係数にほぼ比例すると考えられるので、摩擦係数が半減すれば、クリープ力の反力として生じる外軌側横圧も半減する。このように摩擦調整の効果は顕著であり、車輪・レールの幾何学的な形状等の改善や台車構造による改善に比べて画期的とも言えるが、その反面、脆弱性も持っている。

車輪・レール間の摩擦係数は、車輪・レール間の微小な接触だ円内の状況、すなわち、高々数ミリ幅の接触帯（いわゆるコンタクトパッチ）内のトライボロジーによって決定される。この部分の状態を常に目的の状態に保っておくことは、なかなか難しい。波状摩耗のように、何回もの車輪の通過の蓄積が反映される現象はともかくとして、乗り上がり脱線のような現象は、摩擦係数が一度でも高くなれば発生しうるものなので、摩擦調整だけで安全性を担保することはできない。

このため、摩擦調整による曲線通過性能の向上は、最低限の安全性を担保する対策を施した上で、状態監視システムなどを活用して状況を常時監視するなどして実施すべきであり、それを行った場合には大きな効果が期待できる可能性がある。

摩擦調整を実際の路線に適用する研究は、松本耕輔、須田らによって、地下鉄の実路線で車上からの摩擦調整剤の噴射するシステムについて行われており^{1-21~24)}、一部の路線で効果を上げ、日本機械学会技術賞を受賞している¹⁻²⁵⁾。

本論文では、筆者がこれとは別に、台車試験装置によって、摩擦調整によってどの程度、脱線係数や接線力などが低下するかを測定した例を示し、摩擦調整が、他の方法では改善が難しい、パーフェクト・ローリング可能な半径以下の曲線において、曲線通過性能を改善できる可能性を持っていることについて示唆した。

5. 4 台車構造の改善との組み合わせ ー 直進安定性と曲線通過性能の両立 ー

曲線通過性能と直進安定性はともに重要な要素であるが、これらは相反する傾向にあるため、これまでは曲線通過性能を犠牲にする傾向が見られた。そこで、これらを両立する新しい台車を実現するため、これまで実施した関連する研究成果をもとに、研究を進めた。試験台車の試作、台車試験装置による台上試験、計算機による数値シミュレーションを重ねた結果、蛇行動限界速度を低下させずに、急曲線における横圧を 50%以上低下させることに成功した。ここでは、曲線通過性能と直進安定性を両立させる諸方法、それらを組み合わせた場合の効果などについて、台上試験及びシミュレーションにより検証した結果について述べる。

5. 4. 1 両立性を実現するための方法

鉄道車両の台車としては、曲線通過性能と高速での直進安定性の双方が重要であるが、一般的にこれらは背反する。例えば、車輪の踏面勾配を急にすれば高い曲線通過性能が発揮できるが、直進安定性は低下する。したがって、円錐踏面をもった通常の構造の台車を使用する限り、曲線通過性能と直進安定性を同時に高めることは不可能である。

そこで、われわれはこれらの両立性を実現するため、下記の方法の組み合わせについて試みることにした。

- 1) リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面の採用
- 2) 後輪独立回転車輪の採用
- 3) 前後非対称支持剛性（前軸柔支持）の採用

これらの技術については、5. 1 及び 5. 2. 1 で述べたが、再掲すると以下のような特徴がある。

1) リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面 ^{S5-2,7,8)}

著者らの考案によるもので、曲直両用踏面は直線路では直進安定性を発揮し、曲線路では内外軌間に十分な車輪回転半径差が得られるように設計されている（図 5－3）。この踏面は、図 5－4 に示すように、内外軌間で得られる輪径差が在来の円錐踏面に比して大きくなるように設計されている。すなわち、輪軸の横移動量が余り大きくない範囲（10mm 以下）では、双方の差はほとんどないが、横移動量が大きくなると、曲直両用踏面では円錐踏面に比してはるかに大きな半径差を得ることができることがわかる。

2) 後輪独立回転車輪 ^{1-10,11)}

須田らの考案によるもので、前軸は通常の直結軸なので操舵性を維持し、後軸は独立回

転車輪なので高速での直進安定性を高めるとともに、急曲線で発生する縦クリープに起因する反操舵モーメントを低減する。

3) 前後軸非対称支持剛性（前軸柔支持）¹⁻⁹⁾

須田らの考案によるもので、前車軸の前後支持剛性を柔らかくすることにより、曲線通過性能を向上させ、後車軸の支持剛性を堅くすることにより直進安定性を高める。

これらの方法は独立に採用しても、曲線通過性能あるいは直進安定性の向上に効果がある。例えば、曲直両用踏面を用いた自己操舵台車は都営地下鉄大江戸線、神戸地下鉄海岸線、福岡地下鉄七隈線などのリニアメトロ路線で、前後非対称支持剛性を採用した操舵台車は JR 東海の 383 系振り子式特急電車に既に採用され、効果を上げている。

5. 4. 2 台上試験及び計算機シミュレーションによる両立性の評価 ^{S5-2,8)}

(1) 評価対象とした供試台車の仕様

性能評価は、リニア地下鉄の路線で使用されている台車の仕様を基本とし、交通安全環境研究所に設置されている曲線通過実験の行える台車試験装置による台上試験及び計算機によるシミュレーションにより行った。計算機シミュレーションにはマルチボディダイナミクス・シミュレーションソフトウェア A'GEM ⁵⁻¹⁾を用いた。前軸の横圧、アタック角、フランジ接触が始まる曲線半径など台車の曲線通過性能を評価する上で重要な特性値は、台上試験とシミュレーションでよく一致している。

供試台車の仕様は以下の 5 種類である。

【仕様 1】 1/20 円錐踏面付き在来構造台車（原仕様）

【仕様 2】 曲直両用円弧踏面付き在来構造台車

【仕様 3】 1/20 円錐踏面付き後輪独立回転台車

【仕様 4】 曲直両用円弧踏面付き後輪独立回転台車

【仕様 5】 曲直両用円弧踏面付き後輪独立回転台車

（前後軸非対称支持剛性）

(2) 曲線通過性能についての評価

台上試験及びシミュレーション結果を以下に示す。

曲直両用円弧踏面を採用（仕様 2）した場合と原仕様との比較を図 5-13 に示す。本踏面の採用により、前軸のアタック角は減少し、この図に示すようにフランジ接触が始まる曲線半径が小さくなっている(600m 程度)ことがわかる。これは、この踏面形状を採用することにより、より急曲線でも十分な内外軌回転半径差を得ることができるためである。このため図に示すように、前軸外軌側車輪の横圧は全曲線領域で減少しており、特に、フランジ接触しなくなる、半径 600m～1000m 程度の曲線での減少は著しいものがある。

後輪独立回転車輪を採用した場合（仕様 3）は、通常の一体輪軸で発生する、後軸における縦クリープ力が無くなるので、操舵を妨害する方向に働いていた反操舵モーメントが

働かなくなる。図5-14に各曲線半径における横圧の発生状況を示す。図中のA～Dの領域は以下のような特徴を持つ。

領域D：フランジ非接触領域

領域C：フランジ接触と非接触の境界領域

領域B：フランジ接触領域

（一体輪軸では、この領域では縦クリープ力は操舵方向に働く）

領域A：フランジ接触領域

（この領域では縦クリープ力は反操舵方向に働く）

図5-14によれば、後輪独立回転車輪の採用により、領域Aのような急曲線では、前軸の横圧が顕著に低下することがわかる。

次に、曲直両用円弧踏面と後輪独立回転車輪を同時に採用する（仕様4）と横圧とアタック角の減少はより顕著になる。仕様4の台車は仕様1の通常台車と比較すると、急曲線における前軸外軌車輪の横圧は30～50%も低下している。また、さらに前後軸非対称支持を導入し、前軸の前後支持剛性を柔らかくする（仕様5、前軸の支持剛性を 1.2×10^7 N/m から 3.7×10^6 N/m に減少させる）と、急曲線における横圧はさらに顕著に減少する。

図5-15は、仕様1～5の全ての供試台車について、曲線半径と前軸外軌側車輪の横圧の値を示したものであるが、各方法の採用により、横圧が低下し曲線通過性能が向上する状況が示されている。

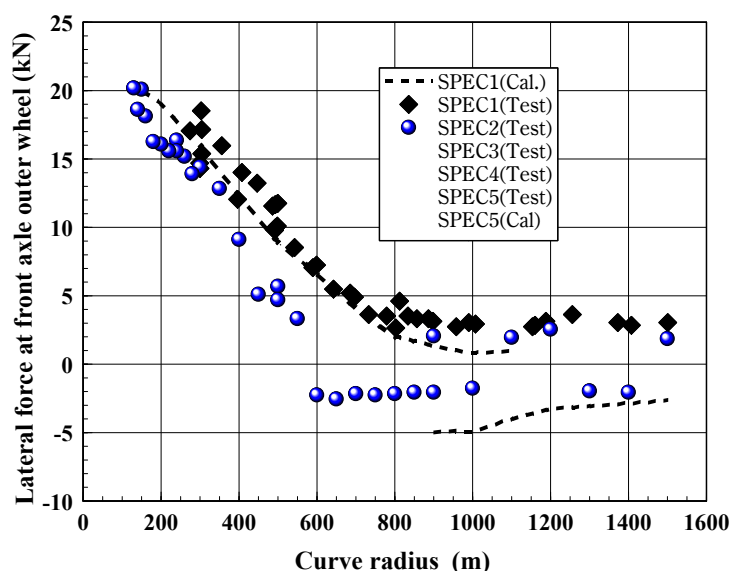


図5-13 曲直両用新円弧踏面の採用(仕様1)による前軸外軌側横圧の減少効果 S5-2)
(台上試験結果とシミュレーション結果)

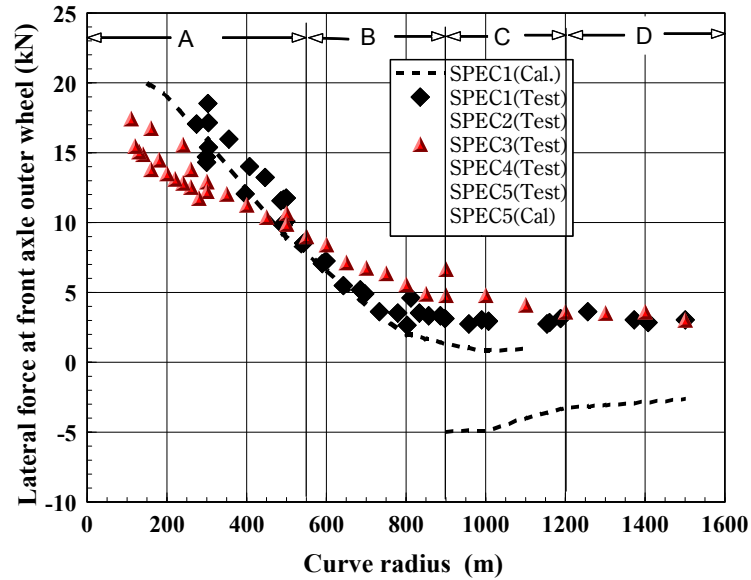


図5－14 後輪独立回転車輪の採用(仕様 3)による前軸外軌側横圧の減少効果 S5-2)
(台上試験結果とシミュレーション結果)

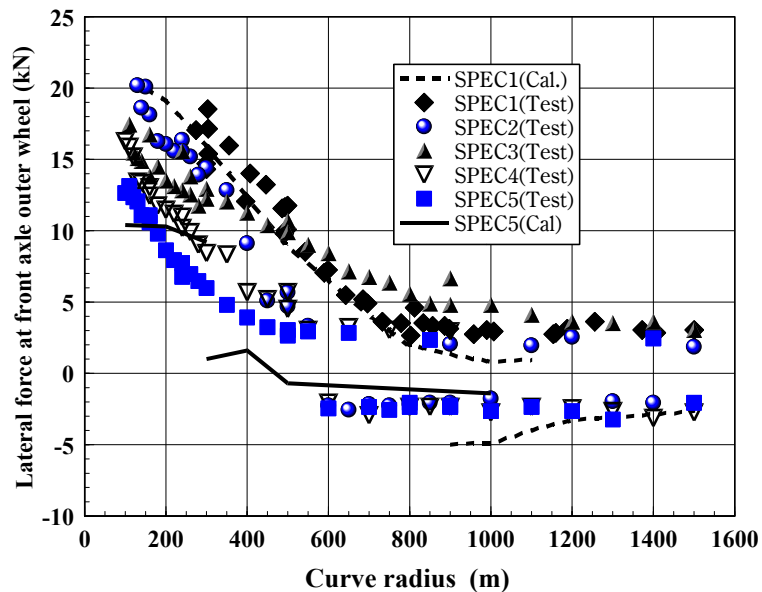


図5－15 曲直両用新円弧踏面、後輪独立回転車輪、前後軸非対称支持剛性の採用
(仕様 2,3,4,5)による前軸外軌側横圧の減少効果 S5-2)
(台上試験結果とシミュレーション結果)

(3) 直進安定性についての評価

表5－2の最後の欄に各仕様の供試台車について台上試験による蛇行動限界速度の結果を示す。曲直両用円弧踏面は平均踏面勾配がどうしても急になるので、限界速度が減少する傾向にあるのは避けられないが、通常構造台車に用いた場合（仕様2）でも、都市鉄道としては営業速度に対して余裕がある 150km/h 程度の値であり、実用上は問題ないと考えられる。

表5-2 曲線通過性能の向上と直進安定性の変化(台上試験結果)

仕様 No.	踏面形状	輪軸	支持剛性	200mR 曲線における 先頭軸外軌側横圧 (kN) *	蛇行動 限界速度 (km/h) *
1	1/20 円錐	一体輪軸	通常 (前後軸同一)	試験実施不能 (19.1**)	180
2	曲直両用新円弧	一体輪軸	通常	16.1	152
3	1/20 円錐	後輪独立回転車輪	通常	13.5	202
4	曲直両用新円弧	後輪独立回転車輪	通常	11.5	180
5	曲直両用新円弧	後輪独立回転車輪	前後非対称	8.6	177

* 台上試験での実測値

** シミュレーションでの計算値

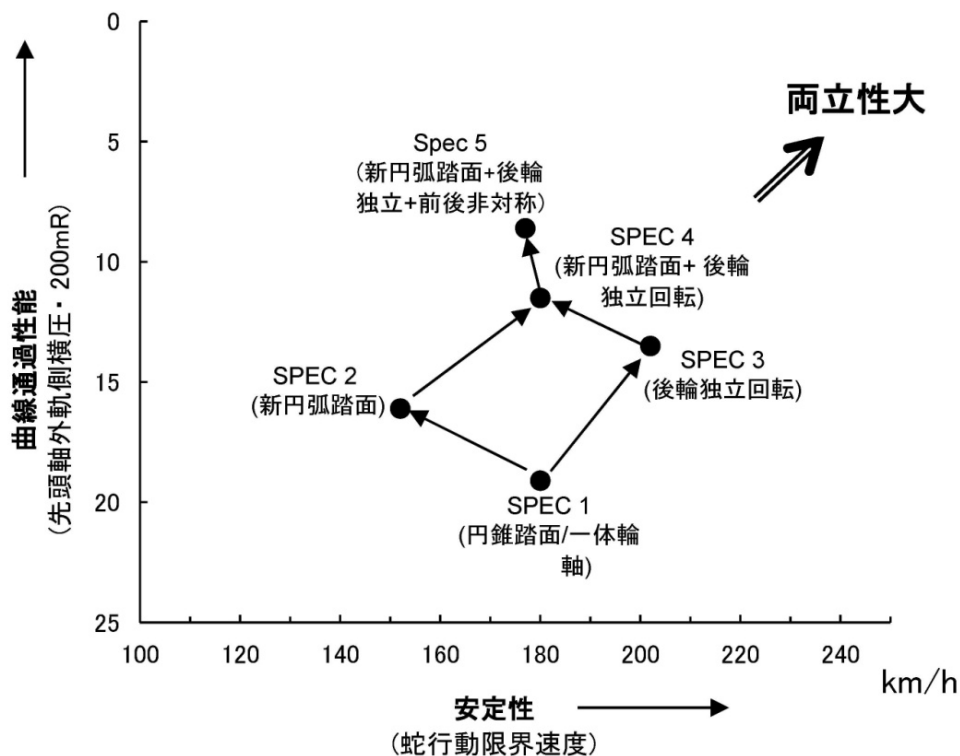


図5-16 曲線通過性能の向上と直進安定性の両立性(台上試験結果)

横軸には、直進安定性の指標として「蛇行動限界速度」を、縦軸には半径 200m の曲線通過時の先頭軸外軌側横圧を逆目盛りに取り、おおよその目安を示す。

基本仕様「SPEC1: 1/20 円錐踏面の一体輪軸」は、ほどほどの安定性を持つが、曲線通過性能は低い。これに「新円弧踏面を採用する(SPEC2)」と曲線通過性能は向上するが、安定性は幾分低下する。これに「後輪独立回転車輪を採用する(SPEC4)」と安定性を低下させずにさらに曲線通過性能は向上し、さらに「前後非対称剛性支持も併用する(SPEC5)」と安定性を低下させずに曲線通過性能をさらに向上させることができ、曲線通過性能と直進安定性の両立性は高くなる。

後輪独立回転車輪は蛇行動限界速度を向上させる効果もあり、単独で用いれば(仕様3)、安定性は向上するし、曲直両用円弧踏面と併用した場合(仕様4)にはこの踏面の採用のために少々低下した安定性を回復して原仕様と同一の安定性が維持でき、さらに曲線通過性能が向上する前軸柔支持を採用した台車(仕様5)では、横圧を顕著に低下させて曲線通過性能を大幅に向上させながら、原仕様台車とほぼ同等の直進安定性を維持することができる。

(4) 結論

図5-13、14に示すように、曲直両用円弧踏面または後輪独立回転車輪を用いることにより曲線通過性能を向上させることができ、さらにそれらを同時に用いることにより曲線通過性能の向上は顕著になる。さらに、前後軸非対称支持、すなわち前軸柔支持を用いれば、より曲線通過性能の向上は顕著である。曲直両用円弧踏面、後輪独立回転車輪、前後軸非対称支持を同時に用いた仕様5の台車では、仕様1の原仕様の在来台車に比べて、前軸外軌側車輪の横圧が55%も減少している(図5-15、表5-2)。

一方、直進安定性については、後輪独立回転車輪の使用の効果により原仕様に比べて低下は見られない。例えば、曲直両用円弧踏面、後輪独立回転車輪、前後軸非対称支持を同時に用いた仕様5の台車でも、原仕様とほぼ同等の180km/h程度の蛇行動限界速度が維持されている(表5-2)。

図5-16に、各仕様の供試台車について、直線安定性と曲線通過性能、さらにその両立性を模式的に図化したものを示す^{S5-2)}。右上に行くほど高い両立性を備えていることになる。これにより各方法の採用により両立性が向上していく様子がわかる。ただし、曲線通過性能については半径200mの曲線における横圧を特性値として描いているので、たとえば、曲直両用円弧踏面による中程度の曲線半径における性能の向上等は、この図には反映されていない。

以上述べたように、優れた曲線通過性能と高い直進安定性の双方を具備する台車の実現をめざして研究を進めてきた結果、実物大台車試験装置による台上試験と計算機シミュレーションにより、曲直両用円弧踏面、後輪独立回転車輪、前後軸非対称支持等の各技術の実際効果を検証することができた。

第6章 車輪・レール系の状態監視と良好な曲線通過の実現 へのアプローチ

6.1 車輪・レール系の状態監視の必要性

前章までで、「レール波状摩耗の発生」と「脱線係数の増大」などの急曲線に発生する有害な事象の原因は同根であり、これらは共通の方法、すなわち、「車輪がレール上を、縦方向及び横方向にすべることなく転動する、すなわち「アタック角」を持たずに「パーフェクト・ローリング」して、過大なクリープ力を発生させない状態を常に実現することであることを述べ、そのための具体的な方法についても述べた。

しかしながら、現在、実際に列車の運行している路線において、車輪、レール等に大幅な設計変更を行って、「アタック角ゼロのパーフェクト・ローリング状態」を完全に実現することは、多くの障害があり困難な点が多い。そこで、できる限りパーフェクト・ローリングに近づくような設計変更を行った上で、不足する部分は摩擦などのコントロールによって補うという方法が、現実的であり効果も大きいと考えられる。そのために最も重要となるのは、車輪・レール間の摩擦係数などの状態を把握することである。

日比谷線中目黒事故以降の調査、研究により、車輪・レール間の状態は時々刻々変化していることが報告²⁴⁾され、その状態を常時監視する必要性が指摘されている。常時、状態をモニターして、正常状態からの逸脱ないしその可能性を予測することの実用上の価値は高い。筆者らは、これまで、輪重、横圧、接線力などの接触力やアタック角などの車輪・レール接触に関する特性値の新しい測定法^{S2-4,5)}や、振動や騒音などの分析により軌道異常を検知する技術（プローブ車両技術）^{S6-1~10)}などの研究を進め、その一部は既に実用化している。

本節では、これまで述べた方法を踏まえ、常時モニタリング技術を活用しつつ、脱線係数の増大や波状摩耗の発生を防止して、良好な状態での曲線通過に近づく方法について、述べる。

6.1.1 有害な事象と常時監視すべきパラメータ

常時監視すべきパラメータについて考えるため、乗り上がり脱線やレール波状摩耗などの曲線での有害事象と各種のパラメータとの関係について考察するため、図6-1に各パラメータと脱線係数の増大、波状摩耗の発生などの防止すべき有害な事象との関係を示す^{S6-2)}。

脱線事故の危険性は、外軌側車輪の脱線係数 Q/P の値で監視することができ、波状摩耗の発生及びその予兆は床面振動加速度や車内騒音の解析から直接知ることができる。しかし、それらの現象を予防するためには、それらの引き金となる車輪・レール間の摩擦係数の増大など、その予兆を検知することが重要である。

常時モニタリングシステムとしては、図6-2にイメージを示す^{S6-2)}ように、営業列車を用いて車上から測定するものと、地上の特定地点で測定するものがあり、車上からのものは路線全線を、地上からのものは通過する全列車をモニターすることができるので、車上と地上からの測定を組み合わせるのが、最も効果的である。

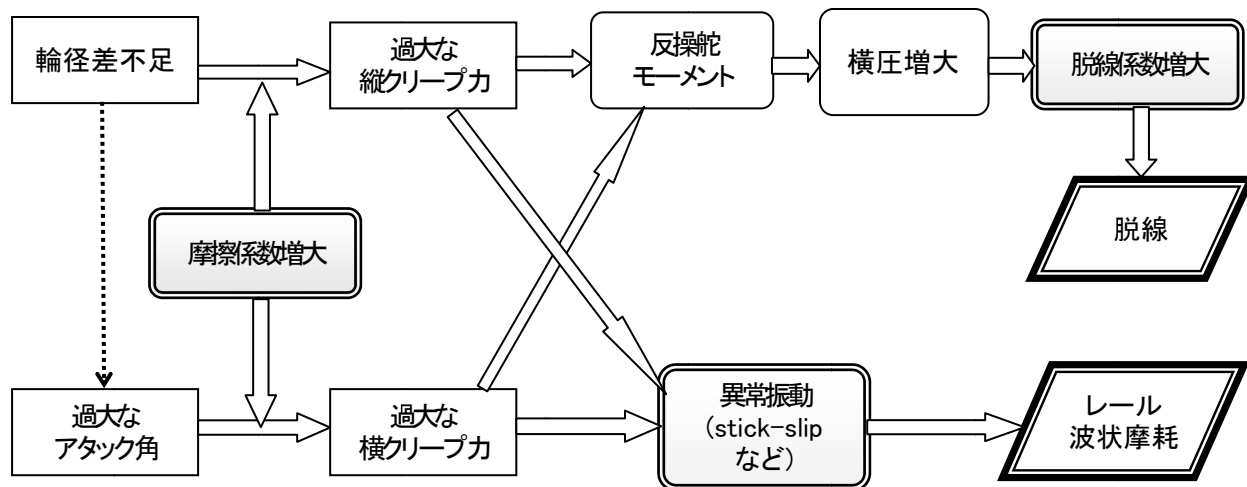


図6-1 車輪・レール接触系のパラメータと曲線における有害事象との関係

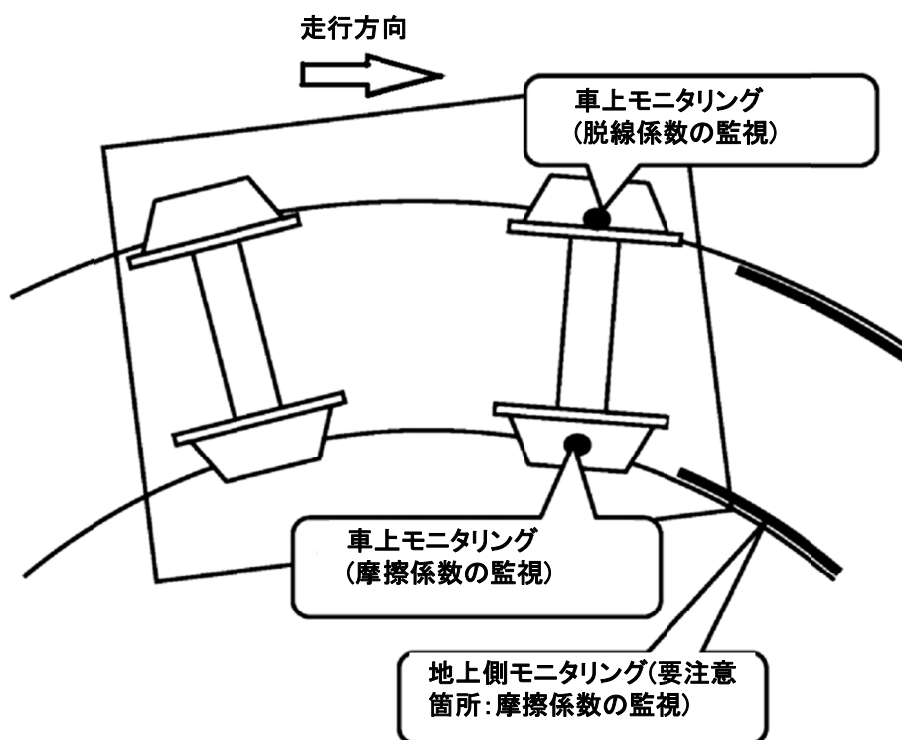


図6-2 常時モニタリングの概念図

図6-3に、車上及び地上からの常時モニタリングのコンセプトを示す。車上からは、脱線係数（外軌側 Q/P ）、摩擦係数（急曲線では内軌側 Q/P で近似的に推定できる）の監視と、床面振動加速度や室内騒音を基にした診断を用いて、常時モニタリングを行えば、脱線防止や波状摩耗の防止や抑制を行うことができる。

車上からの脱線係数 Q/P の監視については、従来使用してきた特殊な測定用輪軸である PQ 輪軸を用いなくて、非接触ギャップセンサを用いた新しい測定法（ PQ モニタリング 台車）^{S6-11) 6-3,4,5,7)}があり、レール波状摩耗と関連する異常振動については、客室の床面振動や騒音による客室内からの簡易測定^{6-9,10,11 S6-10,11)}などがある。また、地上からは、特定の要注意箇所と考えられる曲線において、地上側からの Q/P 連続測定法^{6-6, S2-6~8)}などを活用できる。

なお、急曲線部における摩擦調整剤については、これまでの研究で、台車の通過性能や脱線安全性が顕著に向上することが知られているものの、摩擦調整性能維持の面から安全性を担保するまでの信頼感が得られていないが、常時モニタリングが実施可能になれば、摩擦調整が安全性向上のためのより有効な手段として活用できる可能性も出てくると考えられる。

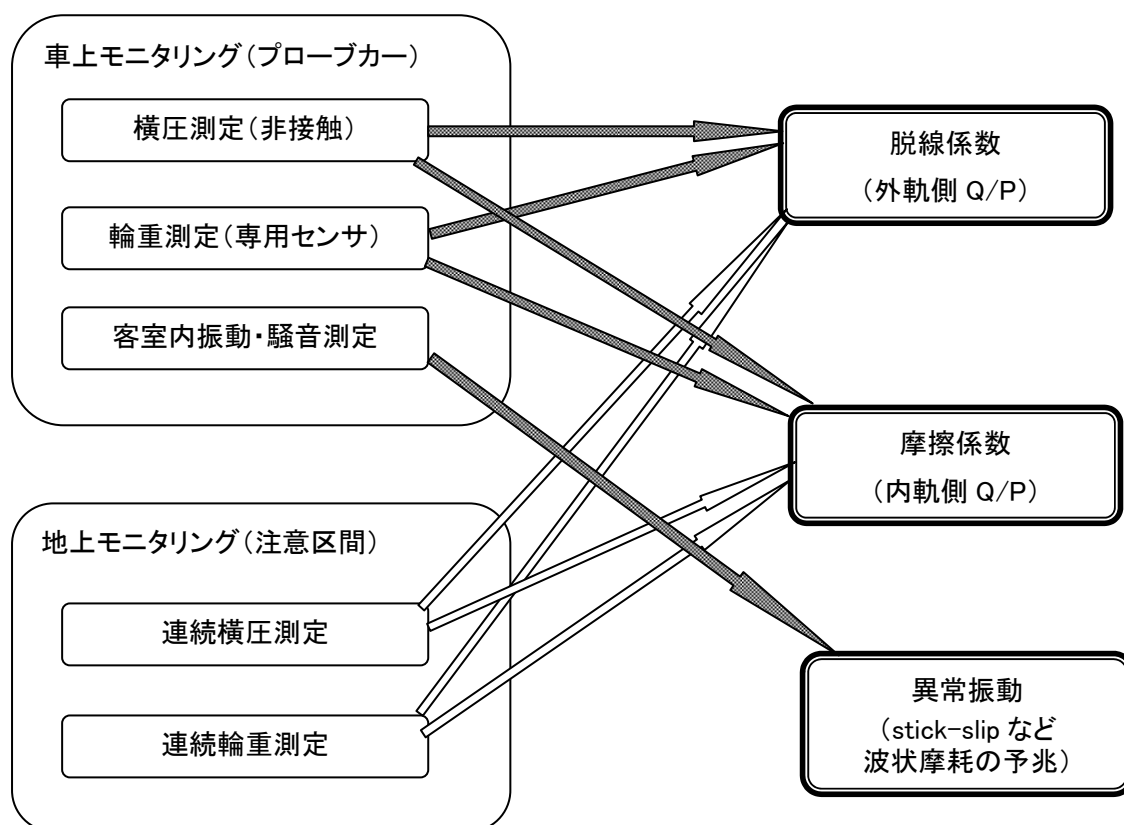


図6-3 常時モニタリングのコンセプト

6. 1. 2 状態監視の実施例

(1) 車上からの脱線係数モニタリング(PQモニタリング台車)

車両側からの車輪・レール系の状態測定としては、アタック角の測定、輪重・横圧の測定及びそれに基づく脱線係数などの測定があるが、ここでは、代表的な例として、PQモニタリング台車による脱線係数等の常時モニタリングの例を示す。

PQモニタリング台車 S6-12) 6-3,4,5,7)は、「従来は、多くのひずみゲージを貼付したPQ輪軸と呼ばれる測定用特殊輪軸を用いていたため、特別の時にしか測定できなかった脱線係数等を、非接触変位センサ等を活用して通常の走行時、すなわち、営業列車としての運行時にも常時測定が可能になった」というものである。同台車は、東京メトロ丸ノ内線で営業編成に組み入れられ実用化した後、現在では、東西線、千代田線でのモニタリングも開始され、3路線で行われている^{6-4,14)}。

車輪・レール間の摩擦係数などが、時々刻々、相当に変動することが、日比谷線中目黒事故の後の研究でわかったが、PQモニタリング台車での測定を重ねることにより、より多くのことが判ってきた。詳細は、共同研究者らが研究中であるが、ここでは、その一部を紹介する。

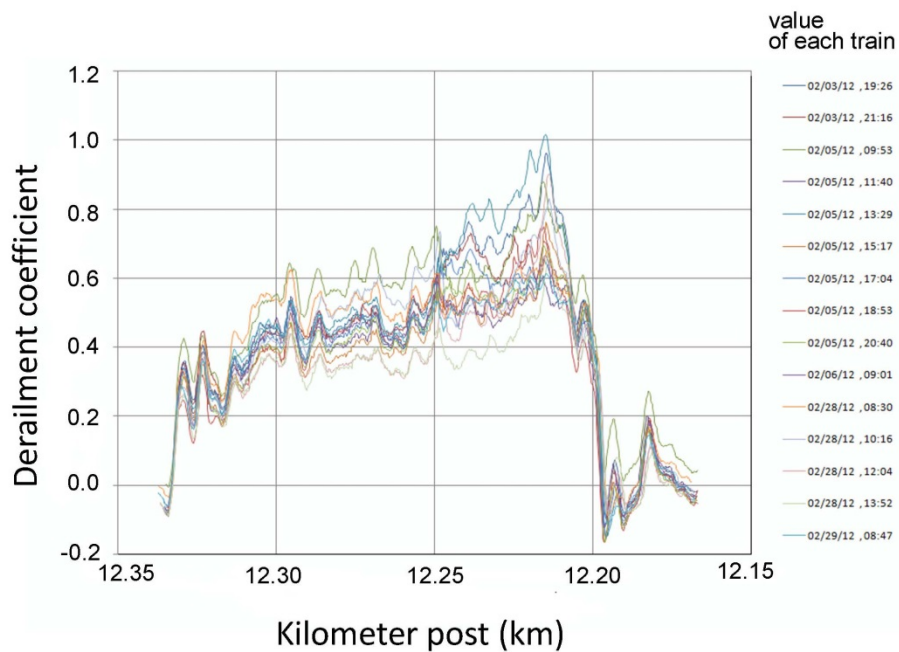
図6-4は、半径160mの曲線における脱線係数の測定例である⁶⁻¹⁴⁾。(a)は、1運行ごとに測定された(以下、「1パス」と呼ぶ)波形を重ねて描いたものである。この図を見て特徴的なことは、各パスの波形が類似の形をしていることである。この特徴はどの曲線についても見られる。キロ程で20.22付近の値が全般的に高いが、この付近は、軌道の平面性変位(軌道のねじれ)が構造的に大きい「出口側緩和曲線」の部分である。また、これまでの研究結果によれば、各パスでの数値レベルの差は、塗油条件の差など、摩擦係数の変動によるものが大きく、各パスに共通な細かい変動は通り不整などに大きく関連していることが、共同研究者の道辻、谷本、清水らの研究⁶⁻¹³⁾で判ってきつつある。

いずれにしろ、このように各パスでの曲線の状態を常時把握していれば、異常の兆候などをいち早く検知することができ、安全な運行に資することができる。また、このようなデータは路線上の全ての曲線に対して得られるので、保守上、注意しなければならない曲線や箇所を把握して、軌道の保守を行うことができる。

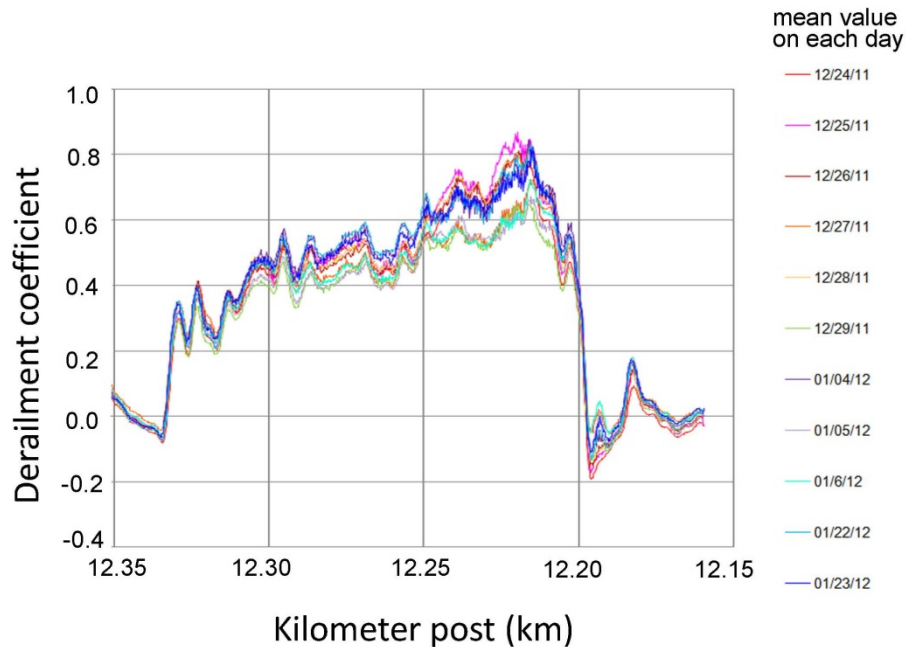
図(b)は、日ごとに各パスの平均をとったものであるが、日による変動はあまり見られないようである。このような整理を行えば、変動が長期的傾向かどうかなども判断することができる。

以上は、外軌側の横圧・輪重比、いわゆる脱線係数のモニタリングについてであるが、本台車は、内軌側の横圧・輪重比もモニタリングすることができる。この値は、急曲線で横方向クリープ力が飽和する状態では摩擦係数に近くなるので、本台車の測定値から急曲線部における内軌側車輪・レール間の摩擦係数を推定することもできる。これによって、レール塗油器の状態を管理するなどして、外軌側脱線係数のモニタリング結果と合わせて

活用すれば、より詳細な車輪・レール系の管理が行えるようになり、良好な曲線通過状態を保持していくことができるようになる。



(a) 列車ごとの測定データ



(b) 日ごとの平均値

図6-4 車上側からの脱線係数モニタリングの例

(2)地上からの脱線係数モニタリング

車上からのモニタリングは、全曲線について、その状況を把握することができるが、地上からのモニタリングは、通過する全車両の状況を把握することができる。日比谷線中目黒事故の直後に現場付近で実施した地上からの計測では、多くの知見が得られた^{S2-3)}が、その一例として脱線係数の例を図6-5の例を示す。台車中の軸位による差が明確に現れており、各台車とも前輪軸の外軌側脱線係数が大きく、特に前台車が大きい。この測定例では、実際に乗り上がり脱線が発生した第29軸（最後尾車両の前台車前軸）の脱線係数が最も大きくなっている。図6-6はアタック角の測定結果であるが、各台車の前軸が大きく、後軸ではほぼ0となっており、これまでも述べてきた急曲線通過中に発生する好ましくない台車の姿勢が明確に現れている（図2-3参照）

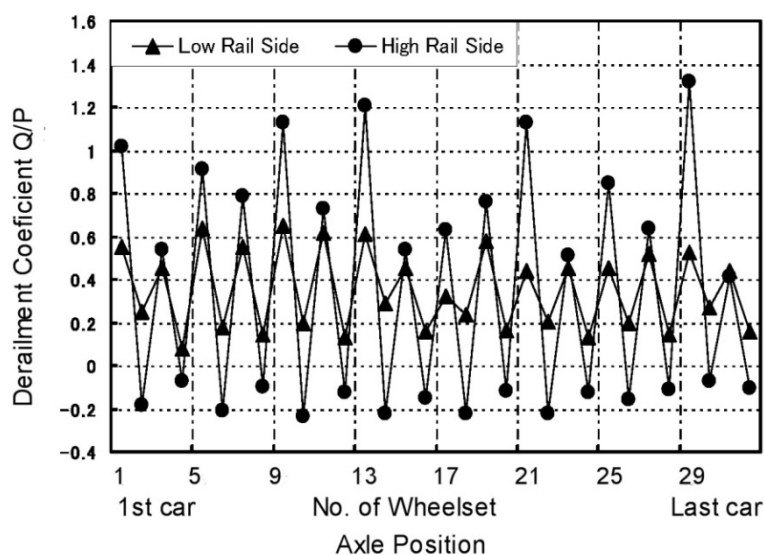


図6-5 地上側からの脱線係数のモニタリング例(1列車分)^{S2-3)}

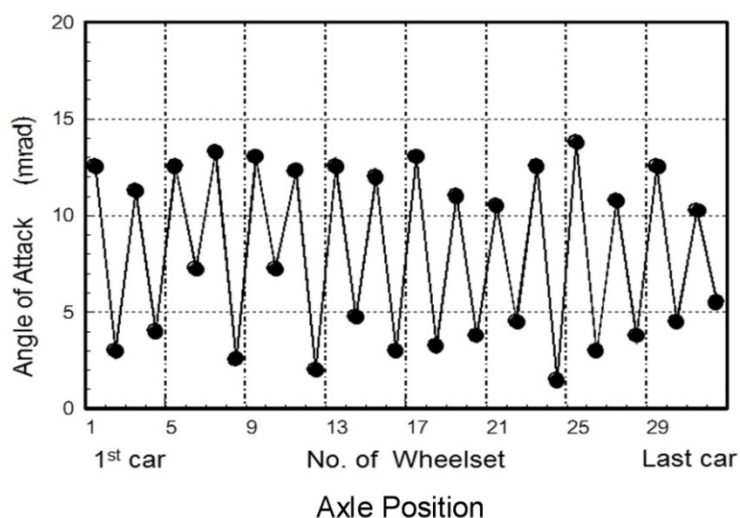


図6-6 地上からのアタック角の測定例(1列車分)^{S2-3)}

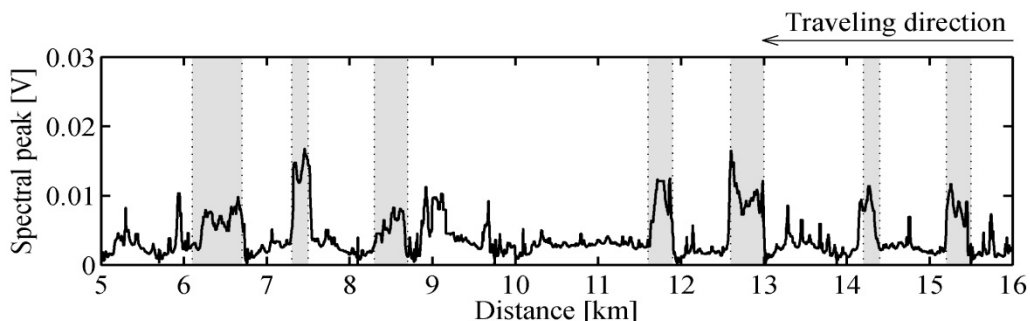
(3)客室内からの波状摩耗モニタリング

波状摩耗の発生している区間を通過するときには、特徴的な音を耳にして、その発生を体感的に感じることができるが、それを自動的に検知できる方法について研究した結果を紹介する。

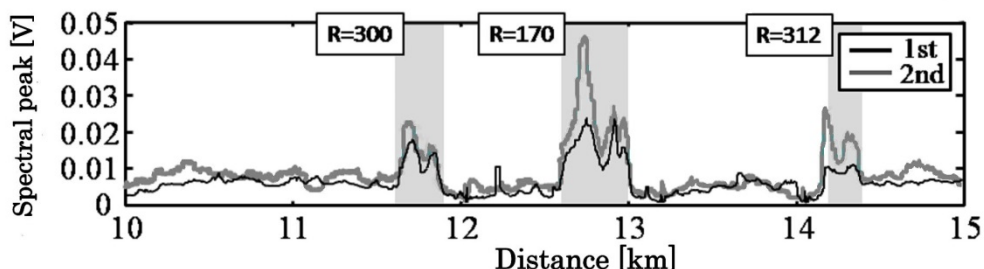
波状摩耗の発生を検出する方法の研究としては、軸箱の振動加速度をもとにウェーブレット変換を用いた、須田らの研究結果が報告されている⁶⁻⁵⁾。また、小島、綱島らは、より簡易にセンサを設置できる客室内の床面加速度をもとに、離散ウェーブレット変換を用いた多重解析度解析法によって分析する方法やより簡便な室内騒音により検出する方法について報告している^{6-9,10,11)}。

その方法は、客室内において録音した音声を、波状摩耗の発生することの多い80～240Hz程度を対象とする窓フーリエ変換して、そのピーク値を拾うもので、相当数の乗客が乗車している客室内で録音したICレコーダのデータからも、波状摩耗の検出は可能であるとしている。図6-7は、波状摩耗が発生している曲線が存在している区間（キロ程5キロ～16キロ）の解析例で、ハッチング部分が波状摩耗の発生を検出した区間である。図(b)は10～15キロの区間で6ヶ月程度の間隔において2度測定したデータの解析結果であり、波状摩耗の変化が示されているが、R=170mの曲線区間では、特に波状摩耗が成長していることが判る。

この種のデータを利用して、摩擦調整やレール削正を実施することにより、波状摩耗の著大化を防ぐことができると考えられる。



(a) 波状摩耗発生区間の検出



(b) 発生区間の拡大図(経年変化)

図6-7 客室内騒音による波状摩耗発生区間の検出(窓FFTのスペクトルピーク)⁶⁻⁹⁾

図6－8は、乗客が相当数乗車している客室内において市販のICレコーダに録音したものを、窓フーリエ変換により解析したものであるが、波状摩耗の発生の状況が明確に現れている。異なる3列車（3車両）において測定したもので、車輪踏面状態の差などから多少の差は見られるものの、ほぼ同様の区間で同程度の波状摩耗が発生しているという結果が得られている^{S6-10)}ので、波状摩耗の早期削正による除去など、軌道保守等に有用であると考えられる。

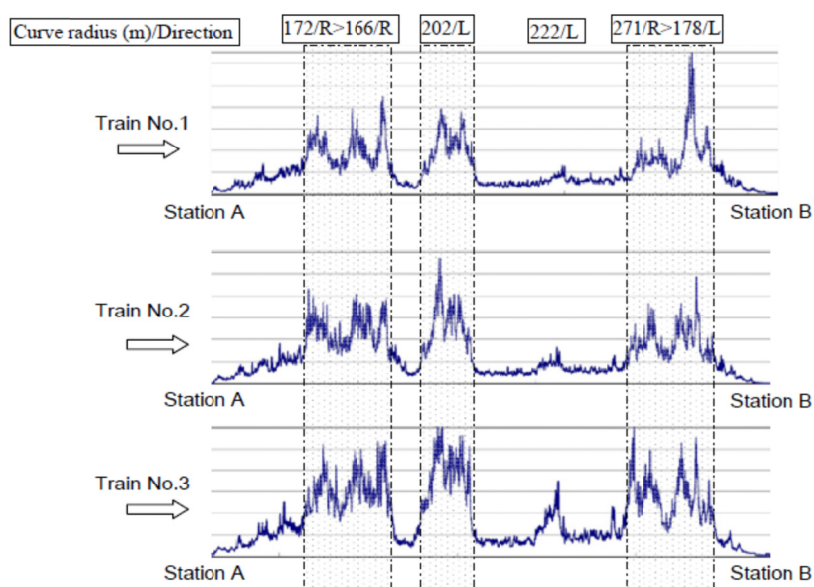


図6－8 客室内騒音による波状摩耗発生区間の検出^{S6-10)}
 (異なる3列車の営業車の客室内でICレコーダにより測定したデータもとに分析)

6. 2 状態監視を活用した良好な曲線通過の実現

本論文では、5章までに、曲線部に発生する有害な事象であるレール波状摩耗の発生と脱線係数の増大を低減して曲線通過性能を向上させる方法について述べ、本章では、ここまでに、前章までに述べた方法が完全に実現できないときに、それを補完できる可能性がある車輪・レール系の常時監視について述べた。

それらを整理して、実現のために必要な道筋について、以下、述べる。

図6－9は、曲線通過性能を向上させ、同時にレール波状摩耗の発生を防止するために、実施すべき方策を概念的に図に示したものである。方策としては、まず、本論文の前章までに述べたように、急曲線においてパーフェクト・ローリングを実現するための諸方策が、台車などの車両、レールなどの軌道について、設計・製造・設備の段階で、基本仕様として反映されていることが重要である。すなわち、基本的なコンセプトにおいて、これらがまず配慮されなければならない。次に、実際の運用の段階で、車輪・レール接触系の状態を常にモニタリングしながら、その結果に基づいて塗油や摩擦調整、さらには車輪・レール削正などにより、基本仕様でカバーできない部分や基本仕様の劣化などによって達成できなくなった部分を補完、補正して、車輪・レール系の状態を良好な状態に維持していくことが重要である。

基本的コンセプトの段階で、パーフェクト・ローリング実現のために取る方法としては、幾何学的改善が主要なものであり、車輪踏面形状の改良、レール頭頂面形状の改良（傾斜タイプレート角、傾斜削正など）、スラックの拡大、並びにそれらの組み合わせが主たるものである。また、さらに、操舵台車、独立回転車輪台車、前後非対称台車などの台車構造の改善との組み合わせも有効である。また、摩擦調整などのトライボロジー面からの改善についても、運用段階での方策とともに、基本的コンセプトの段階でも考慮に入れておくことが重要であると考えられる。

このように、設計、製造の段階において曲線通過に関する基本コンセプトを確立することが最も重要であるが、日々の運用においてその状態を維持しなければ、良好な曲線通過状態を継続して実現していくことはできない。曲線通過に関わる車輪・レール接触系の状態は、時々刻々変化していく。PQモニタリング台車などの営業列車を活用した車上からのモニタリングや必要に応じた地点での地上モニタリングを活用することにより、塗油や摩擦調整剤の量やタイミングなど、摩擦のコントロールを始めとして、車輪踏面形状やレール頭頂面形状の削正などによる維持など、的確な車両の保守や軌道の補修を行うことが重要である。そして、これらにより図6－9に示すように、レール波状摩耗のような曲線における有害な現象を排除しつつ、脱線係数の低い状態で安全な列車運行を続けるという、良好な曲線通過状態を実現することができると考える。

また、常時モニタリングは、得られる膨大なデータを分析することにより、基本仕様の改善にもフィードバックすることができ、より良い曲線通過の実現に資することができると考えられる。

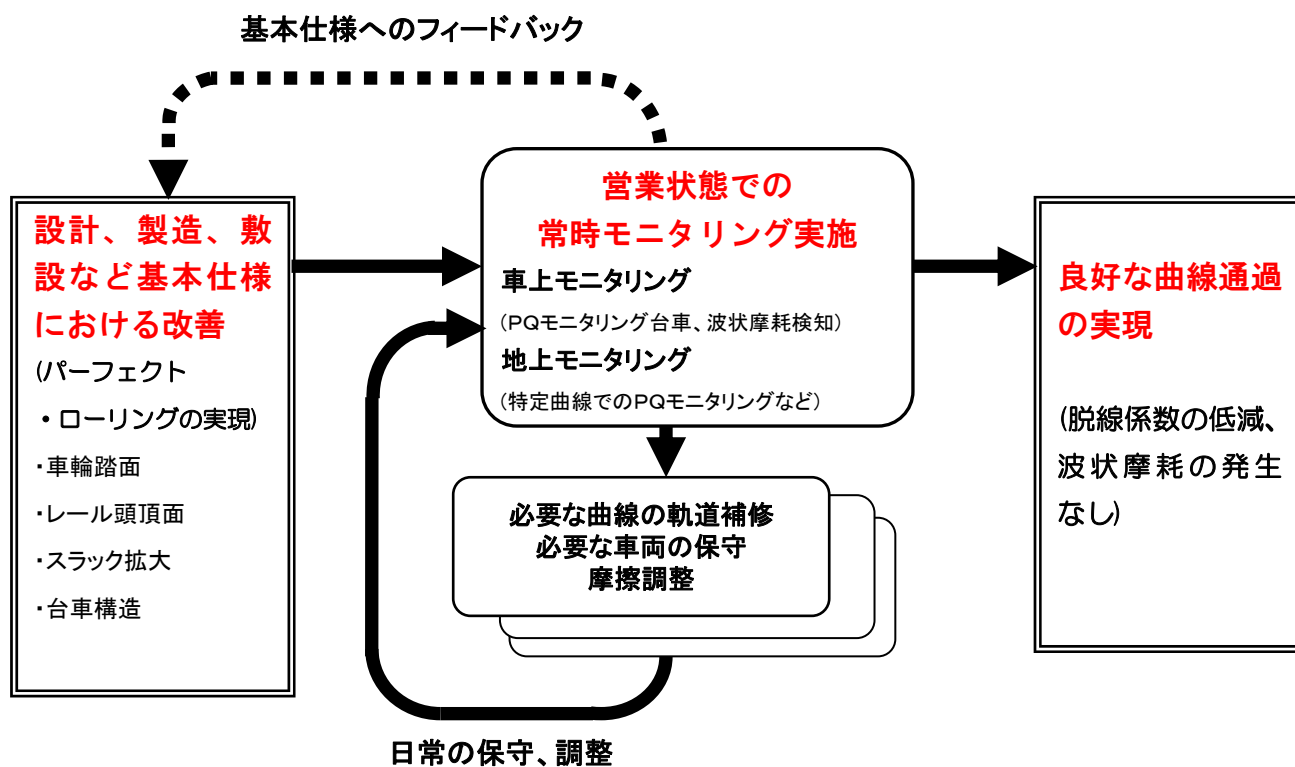


図6－9 基本設計及び常時モニタリングと良好な曲線通過の実現フロー

第7章 結 論

本研究の目的は、車輪・レール系の実際の特性を把握しつつ、曲線部で生じるレール波状摩耗などの問題を解決するとともに、鉄道車両がより円滑かつ安全に曲線路を通過するための新しい方策を実現することである。

これらの目的を達成するために、実路線における車輪・レール系の実態を把握するために、曲線部通過時の特性値の計測方法について研究し、実際の状態を正確に把握できるようにした。また、実物の台車を用いた曲線通過実験を行って曲線における諸現象を把握できるように、「曲線通過実験が可能な実物大試験装置」を開発した。

そして、それらを用いて「レール波状摩耗の発生メカニズムに関する研究」を行い、「車輪・レール間の過大なすべり（クリープ）」と「輪重の変動」により発生する、車輪・レール間のスティック・スリップ振動（「転がりすべり」の反復）により波状摩耗が生じるという発生メカニズムを見いだした。またその発生メカニズムに基づき、効果的な発生防止策を提案した。これらについては、(社)日本地下鉄協会の研究プロジェクトなどを通じて、実際の路線に一部反映されている。

「曲線通過性能向上に関する研究」においては、車輪踏面、レール頭頂面形状などの幾何学的な改善、摩擦調整などのトライボロジー面からの改善、さらに台車構造による改善などについて研究を行った。その結果は台車試験装置や実路線での走行試験などによって実証され、リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面などは、既に実際の営業線で広く実用化され、効果を上げている。

また、本研究に関連する技術として、共同研究者らとともに開発した「営業車両による脱線係数の常時測定システム（PQモニタリング台車）」については、最初に実用化された東京メトロ丸ノ内線のほか、東西線、千代田線に拡大され、得られた多くのデータをもとに、共同研究者らによる研究が現在進められており、今後、曲線通過に関する多くの知見が得られることが期待される。

以下、成果の概要を、章ごとに整理して述べる。

第2章では、「**曲線通過のメカニズムと曲線部に発生する有害な事象**」と題して、車輪軸が曲線を通過するメカニズムとその理想的な状態について示し、それに対して現実に生じている好ましくない現象について、新しい測定方法などを用いて測定し、急曲線に生じる諸問題を把握して、何を改善すべきかについて検討した。その結果、急曲線通過時の台車に発生する好ましくない現象の代表は、「(1)前車軸に発生する過大なアタック角とそれにより発生する過大な横クリープ」と「(2)後車軸に発生する内外軌車輪間の回転半径差不足による過大な縦クリープ」であることを把握した、また、これらを解消するために、内外軌車輪間に「パーフェクト・ローリング（円周方向にすべりを生じないで車輪が転動する状態をいう）」できるだけの回転半径差を確保することが最も重要であるという、問題を改善するための基本的方向性を明らかにした。

第3章では、「**曲線通過実験が可能な実物大試験装置の開発と曲線通過状態の把握**」と題して、開発した台車回転試験装置について述べた。この試験装置は、車輪とレールの相対角だけでなく、内外軌のレールの長さの差や遠心力の過不足を模擬することを可能としたものである。この試験装置は、本研究を実施するにあたり、実車走行試験やコンピュータ・シミュレーションと比較しつつ、「波状摩耗の発生メカニズム」、「車輪・レール間の形状改善」、「摩擦係数の調整効果」、「台車構造の改善」などにおいて、効果の検証をする際に活用された。

第4章では、「**レール波状摩耗の発生メカニズムと防止策**」と題して、曲線部内軌側レールに発生する波状摩耗の発生メカニズムとその防止策について述べた。波状摩耗については、これまで国内外で多くの研究が行われているが、これまで、発生メカニズムについての定説はなかった。これに対し、波状摩耗の発生実態の分析、車輪・レール系の基本特性の把握、台車回転試験装置による台上試験、計算機シミュレーションによる検討の結果、この種の波状摩耗は、「車輪・レール間に過大なすべり（クリープ）があるときに、輪重の変動が生じると、車輪・レール間にスティック・スリップ振動（「転がり－すべり」の反復）が生じ、それによりレールに周期的な摩耗が生じることにより発生」し、そのメカニズムは、「すべり対クリープ力」の特性平面上に描かれるループの繰り返しとして説明できることを示した。さらに、この結果に基づき、効果的な防止策を系統的に示し、最も重要な対策は、過大なすべり（クリープ）を発生させないこと、すなわち「パーフェクト・ローリング」の実現であり、具体的方策の多くは、曲線通過性能の向上と共通することを示した。

第5章では、「**鉄道車両の曲線通過性能を向上させる方策**」と題して、鉄道車両が曲線を円滑かつ安全に通過するための諸方策について研究した結果を示した。内容としては、「車輪・レール接触系の幾何学的形状による改善」として、新しい車輪踏面形状（「リニアメトロ用・曲直両用新円弧踏面」）、レール頭頂面の傾斜削正、レール左右間隔（スラック）の拡大などによって、曲線における内外軌車輪間の回転半径差を獲得して「パーフェクト・ローリング」に近づけ、曲線通過性能を改善する方法を示した。

また、車輪・レール接触系の摩擦係数をコントロールすることによっても、曲線通過性能を改善することができることを示した。この方法は、他の方法に比べて横圧の大幅な低減を図れる可能性がある一方で、その状態を維持するのが難しい点を指摘し、その対応策として状態モニタリングの併用が重要となる点を指摘した。

さらに、台車構造の変更も一部加味した検討結果として、曲直両用新円弧踏面と後輪独立回転車輪台車や前後非対称剛性支持などの台車構造に関する諸技術を組み合わせることにより、直進安定性と曲線通過性能の両立を図ることができることを示した。

第6章では、「**車輪・レール系の状態監視と良好な曲線通過の実現へのアプローチ**」と題して、

本研究を遂行するために開発した計測方法を用いて測定した車輪・レール系の実路線での実態を例示し、これらの技術を活用することにより、良好な曲線通過が実現できることを示した。

すなわち、前章までに述べてきた曲線通過に関する各種の改善方法を設計段階で適用し、運用段階では適切な状態監視を実施していけば、レール波状摩耗のような曲線部における好ましくない現象を排除しつつ、脱線係数の低い状態で安全な列車運行を続けるという、良好な曲線通過状態が実現できることを示した。

最後に、本研究全体の成果をまとめると以下ようになる。

「曲線部におけるレール波状摩耗の発生」と、「曲線部における脱線係数の増大等の不安全事象の発生」など、急曲線に発生する有害な事象の原因は同根であり、これらは共通の方法で防止できる。そのために最も重要なことは、「車輪がレール上を、縦方向及び横方向にすべることなく転動する（すなわち「アタック角」を持たずに、「パーフェクト・ローリング」して、過大なクリープ力を発生させない）」状態を常に実現することである。

その具体的方法としては、車輪とレールの接触面である、車輪踏面形状とレール頭頂面形状の組み合わせの最適化、スラックの拡大や頭頂部の非対称削正などレール敷設方法の最適化などにより、内外軌間車輪間の回転半径差を拡大して必要な輪径差を確保することが最も効果的である。また、後輪独立回転車輪などの台車構造の改良や、車輪・レール間の摩擦調整など摩擦コントロールを併用するとより効果的である。

また、これらの方策を有効に機能させ、常に、有害な事象を発生させることなく良好な状態での曲線通過状態を実現していくためには、車輪・レール接触系の状態変化を常時監視し、それに基づいて車輪・レール系を管理・制御して、常に理想的な状態に近づけていくことが重要である。

参考文献リスト

第1章 序論

- 1-1) 日本機械学会編、交通機械、機械工学便覧・応用システム編 γ 6、pp66-67、2006
- 1-2) 日本機械学会編、鉄道車両のダイナミクス、電気車研究会、pp126-129、1994
- 1-3) 日本機械学会編、鉄道車両のダイナミクス、電気車研究会、pp130-133、1994
- 1-4) Scheffel H., Unconventional Bogie Designs - Their Practical Basis and Historical Background, **Vehicle System Dynamics**, 24 (6-7), pp497-524, 1995
- 1-5) Frederich F., A Bogie Concept for the 1990s, Railway Gazette International, pp583-585, 1988
- 1-6) Frederich F., Dynamics of a Bogie with Independent Wheels, **Vehicle System Dynamics**, 19 (Supplement), pp217-232, 1989
- 1-7) Wickens A H., Steering and Dynamic Stability of Railway Vehicles, **Vehicle System Dynamics**, 5, 1975
- 1-8) Powell A., Mechatronic Control of an Actively Guided Railway Vehicle, **Vehicle System Dynamics**, 33 (Supplement), 1999
- 1-9) 須田義大、和田昌巳、前後非対称台車の走行安定性と操舵性能、**日本機械学会論文集 C 編** 57(540)、pp2633-2639、1991
- 1-10) 須田義大、前城正一郎、西村隆一、松本陽、佐藤安弘、大野寛之ほか、後軸に独立回転車輪を用いた自己操舵台車の曲線旋回性能、**日本機械学会論文集 C 編**、64(628)、pp4764-4769、1998
- 1-11) 須田義大、松本陽、佐藤安弘、大野寛之、谷本益久、陸康思、宮内栄二、後輪に独立回転車輪を用いた急曲線通過台車に関する研究、生産研究 50 巻 6 号、1998.6
- 1-12) 道辻洋平、鉄道車両用二輪ユニット操舵台車の制御に関する研究、学位論文、東京大学、2004
- 1-13) Matsumoto A., et.al., Research on High Curving Performance Trucks -Concept and Basic Characteristics of Active-bogie-steering Truck-, **Vehicle System Dynamics** 41(sup.) 2004
- 1-14) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Suda Y., Michitsuji Y., Komiyama M., Miyajima N., Tanimoto M., Kishimoto Y., Sato Y. and Nakai T., Curving performance evaluation for active-bogie-steering bogie with multibody dynamics simulation and experiment on test stand, **Vehicle System Dynamics** 46(supplement) 191-199 2008
- 1-15) 藤岡健彦、井口雅一、鉄道車両の運動力学に関する基礎的研究（第 1 報、接触幾何学）、日本機械学会講演論文集 C 49(444)、pp1354-1361、1983
- 1-16) 須田義大、藤岡健彦、井口雅一、鉄道車両の高速走行安定性と曲線通過性能、日本機械学会講演論文集 C 52(474)、pp738-745、1986

- 1-17) 藤岡健彦、井口雅一、車輪踏面形状の設計手法に関する研究（2点接触や高い接触圧力を生じない踏面形状を求める幾何学的手法）、**日本機械学会講演論文集 C 51(466)**、pp1255-1263、1985
- 1-18) 三船博史、柳正治、中村俊浩、車輪踏面形状を決定する方法、**日本機械学会講演論文集 C 51(466)**、pp1264-1272、1985
- 1-19) 森山淳、谷藤克也、スラックが二軸ボギー車の曲線通過に及ぼす運動力学的影響、**日本機械学会論文集 C 編 66 (652)**、pp91-98、2009
- 1-20) 森山淳、谷藤克也、スラックが二軸ボギー車の曲線通過に及ぼす運動力学的影響（第2報、円弧踏面形状の場合）、**日本機械学会論文集 C 編 68 (673)**、pp104-110、2009
- 1-21) 須田義大、岩佐崇史、小峰久直、藤井毅、松本耕輔、生方、荻野智久、中居拓自、岸本崇史、車輪／レール間の摩擦制御による曲線通過性能向上法に関する研究、第10回鉄道技術連合シンポジウム、2003.12
- 1-22) 松本耕輔、留岡正男、加部直治、野村仁、須田義大、小峰久直、中居拓自、谷本益久、岸本康史、営業線における車輪／レール間摩擦特性制御（摩擦調整材噴射装置の開発から営業線走行まで）、**日本機械学会論文集 C 編、70(695)**、pp160-165、2004
- 1-23) 松本耕輔、須田義大、小峰久直、留岡正男、遠藤康信、佐藤興志、中居拓自、谷本益久、岸本康史、車輪／レール間摩擦特性制御に関する基礎特性評価（摩擦調整材塗布量とその効果持続性に着目した考察）、**日本機械学会論文集 C 編、72(718)**、pp179-186、2006
- 1-24) 松本耕輔、須田義大、小峰久直、留岡正男、岩佐崇史、藤井毅、荻野智久、中居拓自、谷本益久、岸本康史、車輪／レール間の摩擦制御による曲線通過性能向上法に関する研究（数値シミュレーションと走行装置による内・外軌塗布の影響の検討）、**日本機械学会論文集 C 編、72(720)**、pp93-98、2006
- 1-25) 松本耕輔、鉄道における車輪／レール間摩擦制御技術の研究（技術奨励、日本機械学会賞〔2003年度(平成15年度)審査経過報告〕）、**日本機械学会誌 107(1026)**、pp345、2004
- 1-26) Ishida M., Ban, Iida, Ishida H., Aoki, Effect of moderating friction of wheel/rail interface on vehicle/track dynamic behavior, **Wear**, 265(9-10), p1497-1503, 2008
- 1-27) Eadie D., Klousek J. & Chiddick K., The role of positive friction (HPF) modifier in control of short pitch corrugations and related phenomena, **Wear**, 253, pp185-192, 2002
- 1-28) 宮本昌幸、藤本裕、岡部忠臣、佐藤栄作、曲線通過時の鉄道車両の輪軸アタック角測定法、**日本機械学会論文集 C 編 58(547)**、pp106-113、1992
- 1-29) 金原弘道、藤岡健彦、鉄道車両のレール／車輪間接触位置測定方法に関する研究、**日本機械学会論文集 C 編 67 (654)**、p483-490、2001.
- 1-30) 今泉博英、藤岡健彦、井口雅一、竹中英二、波状摩耗生成機構の解明とその防止法に関する研究、**日本機械学会論文集 C 編 51(471)**、p3109-3115、1985
- 1-31) 須田義大、井口雅一、今泉博英、谷口雅昭、コルゲーシヨンの成長・減衰機構の

- 研究：第1報、模型車輪によるコルゲーシヨンの生成実験、**日本機械学会論文集C編**、54(499)、pp537-543、1988
- 1-32) 須田義大、井口雅一、今泉博英、谷口雅昭、コルゲーシヨンの成長・減衰機構の研究：第2報、理論解析、**日本機械学会論文集C編**、54(499)、pp544-551、1988
- 1-33) 須田義大、井口雅一、今泉博英、谷口雅昭、コルゲーシヨンの成長・減衰機構の研究：第3報、成長・減衰条件と理論の検証、**日本機械学会論文集C編**、54(499)、pp552-560、1988
- 1-34) 須田義大、佐野成寿、コルゲーシヨンの成長・減衰機構に与える振動系の影響、**日本機械学会論文集C編** 56(521)、pp39-42、1990
- 1-35) 須田義大、佐野成寿、多自由度振動系における転がり表面上のコルゲーシヨン生成実験の成長実験、**日本機械学会論文集C編** 57(533)、pp65-68、1991
- 1-36) 角知憲、佐々木英之、松本嘉司、大嶋孝二、急曲線区間における波状摩耗の生成機構について、**土木学会論文集**、425/IV-14(1991)、pp99-106、1991
- 1-37) 角知憲、松本嘉司、村尾光弘、佐々木英之、急曲線区間におけるレール波状摩耗と車輪・軌道の動的相互作用、**土木学会論文集**、425/iv-16、pp173-176、1992
- 1-38) 石田周二、古田勝、車輪・軌道間の摩擦振動の発振条件、**日本機械学会論文集C編** 66(652)、pp3897-3902、2000
- 1-39) 斎藤禎夫、車輪・レールの摩耗(1)、**トライボロジスト**、35(2)、pp85-90、1990
- 1-40) Grassie S.L. & Kalousek, J. An Investigation of Short Pitch Wheel and Rail Corrugations on the Vancouver Mass Transit System, **Proceedings of IMechE Part F** vol.207, pp57-68, 1993
- 1-41) Kalousek, J., Johnson K.L., **Proceedings of IMechE Part F** vol.206, pp127-135, 1992
- 1-42) Frederick C.O., **Proceedings of 2nd International Conference of Contact Mechanics & Wear of Rail/Wheel Systems**, pp181-211, 1987
- 1-43) Clark R.A., Foster P., On the Mechanics of Rail Corrugation Formation, **Vehicle System Dynamics**, 12 (1-3), pp35-39, 1983
- 1-44) Kalker J.J., **Vehicle system dynamics**, Considerations on Rail Corrugation, 23(1), pp3-28, 1994
- 1-45) McEwen I.J., Harvey R.F., **Lubrication Engineering**, 41 (2), pp80-88, 1985
- 1-46) McEwen I.J., Harvey R.F., **Proceedings of 2nd International Conference of Contact Mechanics & Wear of Rail/Wheel Systems**, 1987
- 1-47) Hempelmann K., Knothe K., An extended linear model for the prediction of short-pitch corrugation, **Wear**, 191, p161-169, 1996
- 1-48) 日本機械学会編、鉄道車両のダイナミクス、電気車研究会、pp21、1994

第2章 曲線通過のメカニズムと曲線部に発生する有害な事象

- 2-1) 日本機械学会編、鉄道車両のダイナミクス、電気車研究会、pp13-14, 20-26, 1994
- 2-2) 宮本昌幸、車両の運動力学入門第9回「車輪とレールの作用力(クリープ力・その1)、鉄道車両と技術、1996.4
- 2-3) 宮本昌幸、車両の運動力学入門第10回「車輪とレールの作用力(クリープ力・その2)、鉄道車両と技術、1996.5
- 2-4) 運輸省事故調査検討会、「帝都高速度交通営団中目黒駅構内列車脱線衝突事故に関する調査報告書」、2000
- 2-5) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Simizu M., Kurihara J., Tomeoka M., Saitou T., Michitsuji Y., Tanimoto M. & Sato Y., Continuous Observation of Wheel/rail Contact Forces in Curved Track and Theoretical Considerations, **Vehicle System Dynamics** 50 (supplement), pp349-364, 2012

第3章 曲線通過実験が可能な実物大試験装置の開発と曲線通過状態の把握

- 3-1) 日本機械学会編、鉄道車両のダイナミクス、電気車研究会、pp76-80,1994
- 3-2) 宮本昌幸、車両の運動力学入門第19回「車両試験台」、鉄道車両と技術、1997.2
- 3-3) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Wang Y., Masayuki Yamamoto M., Tanimoto M., and Oka Y., Creep Force Characteristics Between Rail and Wheel on Scaled Model, **Wear**, 253(1-2), pp199-203, 2002

第4章 レール波状摩耗の発生メカニズムと防止策

- 4-1) Yoshihiko Sato, Akira Matsumoto and Klaus Knothe, Review on Rail Corrugation Studies, **Wear** 253(1-2), pp130-139, 2002
- 4-2) 松本陽、日本におけるレール波状摩耗の研究動向—現状分析から、発生メカニズムそして防止対策へ—、JSCM(日本レール・車輪接触工学研究会)総会講演会、2010
- 4-3) Kalker J.J., Survey of Wheel - Rail Rolling Contact Theory, **Vehicle system dynamics**, 8 (4), pp317-358, 1979
- 4-4) 波状摩耗発生メカニズム解析に関する研究調査報告書、(社)日本地下鉄協会、1996
- 4-5) 松本陽、佐藤安弘、陸康思、中川聡子、小松広司、津田勝一、波状摩耗の成長過程に関する考察、機械学会第75期通常総会、機講論 98-1 IV、pp416-417、1998
- 4-6) 松本陽、佐藤安弘、陸康思、中川聡子、レール波状摩耗の成長過程に関する考察(第2報)、機械学会 D&D 1998、機講論 98-8、1998

- 4-7) 松本陽、佐藤安弘、陸康思、中川聡子、塩崎修一、レール波状摩耗の成長過程に関する考察（第3報）、機講論 98-37、pp321-324、1998
- 4-8) 松本陽、佐藤安弘、陸康思、中川聡子、塩崎修一、レール波状摩耗の成長過程に関する考察（第4報）、機械学会 D&D '99、機講論 99-7、pp646-649、1999
- 4-9) 松本陽、陸康思、中川聡子、池田、増本、レール波状摩耗の成長過程に関する考察（第5報 - 横クリープにより生成される波状摩耗）、交通・物流部門大会、2001-10、pp455-458、2001
- 4-10) 松本 陽、佐藤安弘、陸康志、中川聡子、塩崎修一、数値解析による波状摩耗の成長に関する研究、J-Rail '98、pp463-466、1998
- 4-11) 松本 陽ほか、横クリープにより生成される波状摩耗の成長過程に関する考察、第8回鉄道技術連合シンポジウム論文集、2001
- 4-12) Matsumoto A., Sato Y., Tanimoto M., Oka Y. & Nakagawa T., Rail Corrugation -- Formation Mechanism and Growing Process, TSNRI Report (交通安全公害研究所報告), (27), pp11-19, 1999-03

第5章 鉄道車両の急曲線通過性能を向上させる方策

- 5-1) Anderson, R. J.: A'GEM Rail Vehicle Dynamics Software Package Users Manual. 1996
- 5-2) 須田義大、前城正一郎、西村隆一、松本陽、佐藤安弘、大野寛之ほか、後軸に独立回転車輪を用いた自己操舵台車の曲線旋回性能、日本機械学会論文集 C 編、64(628)、pp4764-4769、1998
- 5-3) 足立雅和、車輪とレールの接触特性が車両運動に及ぼす影響に関する研究、学位論文、京都大学、2010
- 5-4) 足立雅和、松本陽、スラック拡大による鉄道車両の走行性向上効果に関する検討（都市鉄道向け車輪踏面における直進安定性と曲線通過性能の改善）、日本機械学会論文集 C 編 75 (752)、pp163-170、2009
- 5-5) Adachi M., Sato Y., Ohno H., Matsumoto A., Iwamoto A. and Kobayashi M., Study on Running Safety with Gauge Widening, **Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics** 3(1) pp75-82 2010
- 5-6) 足立雅和、松本陽、車輪とレールの接触特性を考慮した鉄道車両の曲線通過性能向上（各種車輪踏面とレール頭頂面形状の組み合わせによる改善）、日本機械学会論文集 C 編、75(760)、pp162-170、2009
- 5-7) Adachi M., Matsumoto A., Improvement of curving performance by expansion of gauge winding and additional measures, **Proceedings of IMechE; Part F**, 226(2), pp203-215, 2012

第6章 車輪・レール系の状態監視と良好な曲線通過の実現へのアプローチ

- 6-1) P. Gullers, L. Anderson and R. Lunden; High-frequency vertical wheel-rail contact forces –Field measurements and influence of track irregularities, **Wear** 265 (9-10), pp1472-1478, 2008
- 6-2) M. Wrang, Railway Gazette International, 162 (9) , pp61, 2006
- 6-3) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Tomeoka M., Matsumoto K., Tanimoto M. & Sato Y., A New Measuring Method of Wheel-rail Contact Forces and Related Considerations, **Wear** 265(9-10), pp1518-1525, 2008
- 6-4) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Simizu M., Kurihara J., Tomeoka M., Saitou T., Michitsuji Y., Tanimoto M. & Sato Y., Continuous Observation of Wheel/rail Contact Forces in Curved Track and Theoretical Considerations, **Vehicle System Dynamics** 50 (supplement), pp349-364, 2012
(2-5の再掲)
- 6-5) 大野寛之、松本陽、佐藤安弘、清水忠、留岡正男、松本耕輔、谷本益久、佐藤興志、PQ輪軸を用いない車輪／レール接触力の測定方法、**日本機械学会論文集 C** 77(774), p147-155, 2011
- 6-6) 齋藤、中島、中里、清水、鹿田、佐藤興、下川、谷本、地上PQ測定による営業線データの解析結果報告、第17回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2010) 、 pp.333-336, 2010
- 6-7) 清水 忠、大野 寛之、佐藤 興志、谷本 益久、松本 陽、営業車両において常時脱線係数を測定できる台車とそれを用いた脱線係数監視システムの開発(技術、日本機械学会賞[2010年度(平成22年度)審査経過報告])、**日本機械学会誌** 114(1110), pp323, 2011
- 6-8) 須田義大、奥村幹夫、小峰久直、岩佐崇史、錢蓓麗、曄道佳明、ウェーブレット解析を用いたレール波状摩耗検出手法に関する研究、**日本機械学会論文集 C** 66(642), p615-620, 2000
- 6-9) 小島崇、プローブ車両技術の導入による鉄道の安全性向上に関する研究、学位論文、日本大学, 2008.3
- 6-10) 小島崇、綱島均、松本陽、緒方正剛、車上測定データによる軌道の異常検出 (第1報、レール波状摩耗の検出) 、**日本機械学会論文集**、72c(720)、pp107-114、2006
- 6-11) 小島崇、綱島均、松本陽、水間毅、車上測定データによる軌道の異常検出 (第2報、プローブシステムの開発と検証) 、**日本機械学会論文集**、75c(754)、pp264-271、2006
- 6-12) Mori H., Tsunashima H., Kojima T., Matsumoto A. & Mizuma T., Condition Monitoring of Railway Track Using In-service Vehicle, **Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics**, 3(1), pp154-165, 2010

- 6-13) Michitsuji Y., Matsui R., Miura K., Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Mori H., Shimizu M., Kurihara J., Mizuno M., Tanimoto M., Nagasawa K., Cause Analysis of Derailment Coefficient Based on Collected Data with New-type Monitoring Bogie, proc. 23rd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD2013), Qingdao, 2013
- 6-14) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Shimizu M., Kurihara J., Saitou T., Michitsuji M., Matsui R., Tanimoto M., and Mizuno M., Actual states of wheel/rail contact forces and friction on sharp curves -Continuous monitoring from in-service trains and numerical simulations, **Wear** , to be published in 2014

発表論文リスト

第1章関係

・口頭発表または雑誌発表

- S1-1) 松本陽、ビューティフル・カーヴィング”をめざしてー鉄道の曲線通過に関わる研究課題とその成果ー、第9回日本機械学会交通・物流部門大会(特別講演)、2000-9、pp1-6、2000
- S1-2) 松本陽、急曲線における諸問題とその解決技術、鉄道車両と技術、2011.2
- S1-3) 松本陽、車輪・レール接触研究の動向、ーレール・車輪接触力学研究会(JSCM)の活動ー、日本機械学会第13回交通物流部門大会(基調講演)、2004

第2章関係

・口頭発表

- S2-1) 松本陽、レール・車輪接触システムの革新ー接触幾何学とトライボロジーが拓く Beautiful Curvingへの道ー、鉄道技術連合シンポジウムJ-Rail 2007(基調講演)、2007
- S2-2) 松本陽ほか、急曲線通過中における台車／車輪姿勢の実態把握について、第3回日本機械学会交通・物流部門大会、機講論 940-57、pp199-202、1994
- S2-3) 松本陽、佐藤安弘、大野寛之、水間毅、急曲線部における輪重・横圧・アタック角の実態についてー日比谷線中目黒事故・脱線箇所付近での測定例ー、第30回運輸省交通安全公害研究所研究発表会、2000
- S2-4) 松本陽、佐藤安弘、谷本益久、陸康思、宮内栄二、地上側測定による車輪アタック角及び車輪・レール相対変位の測定方法、日本機械学会講演論文集 95(1) 352-353、1995
- S2-5) 佐藤安弘、松本陽、谷本益久、陸康思、地上側測定による車輪アタック角及び車輪／レール相対変位の連続的な測定方法、機械学会通常総会講演会、1996.4
- S2-6) 佐藤安弘、松本陽、谷本益久、康琦、地上側測定による輪重の連続的な測定方法について、交通・物流部門大会(鉄道シンポジウム編)、機講論 940-57、pp111-116、1994
- S2-7) 佐藤安弘、松本陽、谷本益久、康琦、地上側測定による輪重及び横圧の連続的な測定方法の検討、鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail`95)、1995.12
- S2-8) 佐藤安弘、松本陽、谷本益久、陸康思、台車姿勢、輪重及び横圧の地上側からの把握方法、土木学会第51回年次学術講演会講演概要集IV、pp.808-809、1996

第3章関係

・査読論文

- S3-1) Matsumoto A., Sato Y., Nakata M., Tanimoto M. & Kang Q., Wheel-rail contact mechanics at full scale on the test stand, an International journal of the Science and Technology of Friction Lubrication and Wear (**Wear**) 191, pp101-106, 1996
- S3-2) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Mizuma T., Suda Y., Tanimoto M. & Oka Y., Study on curving performance of railway bogies by using full-scale stand test, **Vehicle system dynamics** 44(sup.), pp862-873, 2006

・口頭発表

- S3-3) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Mizuma T., Tanomoto M. Oka Y.& Suda Y., Development of a Bogie Rolling Test Facility for the Experiment of Curving Performance and Its Application, Proc. 6th International Railway Bogies and Running Gears, 2004
- S3-4) 大野 寛之、松本 陽、佐藤 安弘、谷本 益久、陸 康思、須田 義大、曲線通過実験が可能な鉄道台車試験装置の改造、交通・物流部門大会講演論文集 機講論 2004-13、pp157-158、2004
- S3-5) 佐藤安弘、松本陽、大野寛之、曲線通過実験が可能な鉄道台車用回転試験機の開発とその応用、第8回鉄道力学シンポジウム論文集、2005
- S3-6) 松本 陽、須田義大ほか、試作一軸台車の運動性能—走行試験と台上試験による検証—、鉄道技術連合シンポジウム-日本機械学会講演論文集 00-50、pp285-288、2000
- S3-7) Matsumoto A., Sato Y., Tanimoto M. & Oka Y., Experimental and theoretical study on the dynamic performance of steering bogie in sharp curve, Proc. 15th IAVSD symposium on dynamics of vehicles, pp45-47,1997
- S3-8) Matsumoto A., Sato Y., Tanimoto M. & Oka Y., Improvement of curving performance of steerable bogie in urban railway, IMechE conference transaction, pp385-394, 1996-8
- S3-9) 松本 陽、佐藤安弘、大野寛之、水間毅、須田義大、道辻洋平、谷本益久、中居拓自、佐藤與志、ボギー角アクティブ操舵台車の研究開発（第2報・シミュレーションと台車実験の結果）、第10回鉄道技術連合シンポジウム、pp115-118, 2003
- S3-10) 佐藤 安弘、松本 陽、宮内栄二、谷本 益久、陸 康思、台車試験機による急曲線通過特性実験（第1報、計測・解析方法と実験例）、日本機械学会機械力学・計測制御部門大会 機講論 96-5 I、 pp375-378, 1996

第4章関係

・査読論文

- S4-1) 松本陽、佐藤安弘、藤井雅子、谷本益久、康琦、曲線部に発生するレール波状摩耗の発生メカニズムに関する研究（第1報、接触ばね系振動を考慮した縦方向スティック・スリップ・モデル）、**日本機械学会論文集 C 編**、62(597)、pp1697-1705、1996
- S4-2) 松本陽、佐藤安弘、谷本益久、陸康思、宮内栄二、曲線部に発生するレール波状摩耗の発生メカニズムに関する研究（第2報、基本的発生メカニズム）、**日本機械学会論文集 C 編**、64(623)、pp315-322、1998
- S4-3) Matsumoto A., Sato Y., Tanimoto M. & Kang Q., Study on the formation mechanism of rail corrugation on curve track, **Vehicle system dynamics** 25(sup.), pp450-465, 1996
- S4-4) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Tanimoto M., Oka Y. and Miyauchi E., Formation Mechanism and Countermeasures of Rail Corrugation on Curved Track, **Wear** 253(1-2), pp178-184, 2002

・口頭発表

- S4-5) 松本陽、佐藤安弘、古田勝、谷本益久、康琦、宮内栄二、レール波状摩耗の形状分析—三次元測定結果—、機械学会73期全国大会、機講論 95-10 (V)、pp113-114、1995
- S4-6) 松本陽、佐藤安弘、藤井雅子、谷本益久、康琦、古田勝、急曲線通過時における台車・軌道の特性と波状摩耗発生への影響（実車試験による実態把握）、機械学会 73 期全国大会、機講論 95-10 V、p115-116、1995
- S4-7) 松本陽、佐藤安弘、藤井雅子、谷本益久、康琦、古田勝、急曲線通過時における台車・軌道の特性と波状摩耗発生への影響（第2報；接触面潤滑とレール非対称削正の効果）、鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail '95)、pp149-152、1995
- S4-8) 松本陽、佐藤安弘、谷本益久、康琦、宮内栄二、古田勝、急曲線通過時における台車・軌道の特性と波状摩耗発生への影響（第3報；軌道構造による振動モードの差異）、日本機械学会 73 期通常総会、機講論 96-1 IV, pp358-359, 1996
- S4-9) 松本陽、佐藤安弘、谷本益久、陸康思、宮内栄二、急曲線通過時における台車・軌道の特性と波状摩耗発生への影響（第4報；車輪／レール接触力とレール横振動の影響）、日本機械学会 73 期通常総会、機講論 96-1 IV, pp358-359, 1996
- S4-10) 松本陽、佐藤安弘、谷本益久、陸康思、宮内栄二、急曲線通過時における台車・軌道の特性と波状摩耗発生への影響（第5報；車輪／レール接触とレール振動の伝播）、機械学会第5回交通・物流部門大会、機講論 96-51、pp115-118、1996

- S4-11) 松本陽、佐藤安弘、谷本益久、康琦、天野武一、実体輪軸を用いた波状摩耗発生メカニズムの研究(第1報) (輪軸／軌道系のダイナミクス接触モデルによる理論解析)、日本機械学会機械力学・計測制御部門大会 機講論 940-26、pp397-400、1994
- S4-12) 松本陽、佐藤安弘、谷本益久、康琦、天野武一、実体輪軸を用いた波状摩耗発生メカニズムの研究(第2報) (台上試験での車輪と軌条輪に発生する波状摩耗の観測と解析)、日本機械学会機械学会 72 期全国大会、機講論 940-30 IV、pp104-106、1994
- S4-13) 松本陽、佐藤安弘、谷本益久、康琦、実体輪軸を用いた波状摩耗発生メカニズムの研究(第3報) (急曲線波状摩耗の発生に影響する要素について)、日本機械学会交通・物流部門大会 (J-Rail'94)、機講論 940-57、pp213-216、1994
- S4-14) 松本陽、佐藤安弘、藤井雅子、谷本益久、康琦、宮内栄二 実体輪軸を用いた波状摩耗発生メカニズムの研究(第4報) 一台車試験機による波状摩耗発生実験結果の速報一、機講論 95(28)、pp293-296、1994
- S4-15) 松本陽、佐藤安弘、藤井雅子、宮内栄二、谷本益久、康琦、実体輪軸を用いた波状摩耗発生メカニズムの研究(第5報) (内外軌車輪径差不足の低減方策)、鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail'95) p133-136、1995
- S4-16) 康琦、松本陽、佐藤安弘、谷本益久、実体輪軸を用いた波状摩耗発生メカニズムの研究(第6報)、鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail '95) p137-140、1995
- S4-17) 陸康思、松本陽、佐藤安弘、谷本益久、実体輪軸を用いた波状摩耗発生メカニズムの研究(第7報) (レール横振動による輪重変動を考慮したモデル)、日本機械学会 73 期通常総会、機講論 96-1 IV、p360-361、1996
- S4-18) 松本陽、佐藤安弘、藤井雅子、谷本益久、康琦、宮内栄二、急曲線におけるレール波状摩耗の発生メカニズムに関する研究 (第1報) 一縦方向クリープに起因する発生メカニズム一、第25回運輸省交通安全公害研究所研究発表会、1995.11
- S4-19) 松本陽、佐藤安弘、藤井雅子、谷本益久、康琦、宮内栄二、急曲線におけるレール波状摩耗の発生メカニズムに関する研究 (第2報) 一発生の基本的メカニズムと防止対策一、第25回運輸省交通安全公害研究所研究発表会、1995.11
- S4-20) 松本陽、佐藤安弘、陸康思、中川聡子、レール波状摩耗の成長過程に関する考察、第28回運輸省交通安全公害研究所研究発表会、1998.11
- S4-21) 松本陽、佐藤安弘、藤井雅子、谷本益久、陸康思、宮内栄二、レール波状摩耗の発生メカニズムとその防止対策に関する研究、交通安全公害研究所報告、(24)、pp1-23、1997
- S4-22) 松本陽、陸康思、佐藤安弘、谷本益久、中川聡子、有森、動的クリープ力特性による波状摩耗発生メカニズムの説明、日本機械学会第 74 期通常総会、機講論 97-1 I、p695-696、1997
- S4-23) 松本陽、陸康思、中川聡子、佐藤安弘、谷本益久、小黒孝史、水野貴弘、車輪／レール接触状態が波状摩耗の発生に及ぼす影響、日本機械学会第 74 期通常総会、機講論 97-1 I、p697-698、1997

- S4-24) 松本陽、佐藤安弘、谷本益久、陸康思、宮内栄二、車輪／レール間のクリープ力特性とレール波状摩耗の発生メカニズム、鉄道技術連合シンポ (J-Rail'97)、機講論 97-13、pp137-140、1997

・雑誌等発表

- S4-25) 松本陽、都市鉄道におけるレール波状摩耗の発生メカニズムと防止対策、鉄道車両と技術、2004.5
- S4-26) 松本陽、接触力変動とレールの波状摩耗、日本機械学会講習会、00-68、pp39-52、2000
- S4-27) 松本陽、レール波状摩耗の発生メカニズムとその防止対策(その 1)、日本地下鉄協会誌 (100)、pp8-15、1996
- S4-28) 松本陽、レール波状摩耗の発生メカニズムとその防止対策(その 2)、日本地下鉄協会誌 (101)、pp11-18、1996
- S4-29) 松本陽、レール波状摩耗の発生メカニズムとその防止対策(その 3)、日本地下鉄協会誌 (102)、pp15-22、1996
- S4-30) 松本陽ほか、リニアモータ式鉄道における波状摩耗発生メカニズムの究明とその防止対策に関する緊急研究、交通安全公害研究所特定研究成果集 (平成 6 年度)、1996
- S4-31) 運輸省交通安全公害研究所における研究 (松本グループ)、(社)日本地下鉄協会、波状摩耗発生メカニズム解析に関する研究調査報告書 (要約) pp25-43、1996

第5章関係

・査読論文

- S5-1) Matsumoto A., Sato Y., Tanimoto M. & Oka Y., Experimental and theoretical study on the dynamic performance of steering bogie in sharp curve, **Vehicle system dynamics** 28(supplement), pp559-575, 1998
- S5-2) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Suda Y., Nishimura R., Tanimoto M., Oka Y. & Miyauchi E., Compatibility of Curving Performance and Hunting Stability of Railway Bogie, **Vehicle System Dynamics**,30(sup.),1999
- S5-3) Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Tomeoka M., Matsumoto K., Ogino T., Tanimoto M., and Oka Y., Okano M., Improvement of Bogie Curving Performance by Using Friction Modifier to Rail/Wheel Interface -Verification by Real Scale Rolling Stand Test-, **Wear**, 258(7-8), pp1201-1208, 2005

・口頭発表

- S5-4) Matsumoto A., Sato Y., Tanimoto M. & Oka Y., Improvement of curving performance of steerable bogie in urban railway, Transaction of IMechE C514/019/96, pp385-394, 1996
- S5-5) 松本陽, 佐藤安弘, 谷本益久, 康琦, 千島美智男, 実台車を用いた車輪／レール接触と曲線通過性能に関する実験的研究 (第1報－踏面形状とクリープ特性との関係－), 機械学会機械力学・計測制御部門大会, 機講論 940-26 I, p393-396, 1994
- S5-6) 松本陽, 佐藤安弘, 藤井雅子, 谷本益久, 康琦, 馬場二郎, 実台車を用いた車輪／レール接触と曲線通過性能に関する実験的研究 (第2報－接触面の状態とクリープ特性との関係－), 機械学会 72 期通常総会, 機講論 95-1, p147-148, 1995
- S5-7) 松本陽, 佐藤安弘, 大野寛之, 谷本益久, 陸康思, 宮内栄二, 急曲線台車の研究開発 (第1報) 一曲直両用新円弧踏面形状の設計法と性能評価一, 第 27 回運輸省交通安全公害研究所研究発表会講演概要, pp13-16, 1997
- S5-8) 佐藤安弘, 松本陽, 大野寛之, 須田義大, 谷本益久, 陸康思, 宮内栄二, 台車の曲線通過性能と走行安定性の両立 (踏面形状の最適化と独立回転車輪の利用), 日本機械学会第 7 回交通物流部門大会, 1998.12
- S5-9) 松本陽, 松本耕輔, 荻野智久, 谷本益久ほか, レール・車輪間の摩擦調整による曲線通過性能の向上効果 (第1報・台車試験機による基礎実験), 第 11 回日本機械学会交通・物流部門大会講演論文集, p439-442, 2000
- S5-10) 松本陽, 佐藤安弘, 大野寛之, 留岡正男, 松本耕輔, 荻野智久, 谷本益久, 陸康思, 岡野真行, 摩擦調整剤をレール・車輪間に作用させることによる台車の曲線通過性能の向上－台車試験機による検証－, レール・車輪接触力学研究会第 1 回シンポジウム, 2002.10
- S5-11) 松本陽, 摩擦調整剤による曲線通過性能の向上効果 (台車試験機による基礎実験), 鉄道車両と技術, 2004 年 1 月
- S5-12) 松本陽, 摩擦調整剤導入の経緯, JSCM (レール・車輪接触工学研究会) 第 2 回シンポジウム, 2004

第6章関係

・口頭発表

- S6-1) Matsumoto A., et.al., Various Methods of Measurement of Wheel/Rail Contact Characteristics - Observation of contact forces, contact angle, etc -, Proc. International Symposium on Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems (STECH '06), 2006

- S6-2) 松本 陽、佐藤 安弘、大野 寛之、留岡 正男、谷本 益久、陸 康思、佐藤 與志、網島 均、車輪・レール境界の状態測定方法とその活用、鉄道技術連合シンポジウム (J-Rail2006)講演論文集 2006-13、pp415-416、2006
- S6-3) 松本 陽、佐藤安弘、大野寛之、留岡正男、松本耕輔、荻野智久、栗原純、谷本益久、岸本康史、佐藤與志、中居拓自、路線状態監視技術の研究開発（第1報：車輪・レール接触力の簡便な測定方法）、日本機械学会第13回 交通・物流部門大会 (TRANSLOG2004) 論文集 機講論 04-05、pp191-194、2004
- S6-4) 松本 陽、佐藤安弘、大野寛之、留岡正男、松本耕輔、荻野智久、栗原純、谷本益久、岸本康史、佐藤與志、中居拓自、路線状態監視技術の研究開発（第2報：非接触式脱線係数測定法の精度向上）、日本機械学会第14回 交通・物流部門大会 (TRANSLOG2005) 論文集、2005
- S6-5) 松本陽、佐藤安弘、大野寛之、留岡正男、松本耕輔、荻野智久、栗原純、谷本益久、岸本康史、佐藤與志、中居拓自、新しい車輪・レール接触力の測定方法の開発、日本機械学会 2005 年度年次大会、講演論文集、機講論 05-1(7)、pp285-286、2005
- S6-6) Matsumoto A., et.al., A New Measuring Method of Wheel-Rail Contact Forces, ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2005
- S6-7) Matsumoto A., et.al., A New Monitoring Method of Train Derailment Coefficient, Proc. International Conference on Railway Condition Monitoring (The Institution of Engineering and Technology), pp136-140, 2006
- S6-8) Simizu M., Tomeoka M., Matsumoto K., Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Tanimoto M. & Sato Y., A New Monitoring System for Derailment Coefficients Without a Special Wheelset (Monitoring Results on a Subway Line), proc. 8th International conference on Railway Bogies and Running Gears (Bogie 10), 2010
- S6-9) Tsunashima T., Matsumoto A., Kojima T., Mizuma T., Condition Monitoring of Railway Tracks using In-service Vehicles -Development of probe system for track condition monitoring, Japan Railway Engineering,(161), pp6-10,2008
- S6-10) Matsumoto A., Tunashima H. & Kojima T., Detection Methods of Rail Corrugation from Vibration or Noise in Passenger Cabin, Proc. of 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems,(3),pp1115-1120,2009

・雑誌等発表

- S6-11) 松本陽、脱線係数の常時モニタリングへのアプローチ、J R E A（鉄道技術協会誌）52(6)、2006 年

謝 辞

本論文は、運輸省交通安全公害研究所及び独立行政法人交通安全環境研究所において行ってきた研究成果を基にまとめたものです。

東京大学生産技術研究所須田義大教授には、本論文を取りまとめる当たり、ご多忙の中いろいろ御指導頂いたほか、これまで共同研究を含め、各種の研究を進めるに当たりご教授、ご示唆、ご協力を頂いたことに深く感謝申し上げます。

東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻金子成彦教授、加藤孝久教授、生産技術研究所中野公彦准教授には、本論文をまとめるに当たり、いろいろな観点からご教授、ご助言を賜り、深く感謝申し上げます。

東京大学大学院工学系研究科社会基盤学専攻家田仁教授には、本論文をまとめるに当たり土木工学などの観点から示唆に富んだご指摘を頂き、また、何よりも本研究を始めるきっかけとなったカナダへの波状摩耗調査以来、これまでいろいろご教授頂き、深く感謝申し上げます。

交通安全環境研究所交通システム領域佐藤安弘副領域長、大野寛之上席研究員、故天野武一氏、並びに住友金属テクノロジー（現日鐵住金テクノロジー）谷本益久上席主幹、陸康思博士、宮内栄二氏ほか関係各位においては、台車試験機の開発や多くの実験、実車走行試験、シミュレーションなどを行い、多くの討論をもとに研究を進めてきました。本研究の成果はこれらの諸氏のご助力や協力なしには実現しなかったものであり、深く感謝申し上げます。

また、同研究所足立雅和博士には、数値計算やシミュレーションなどにおいていろいろ議論し、示唆をいただきました。ここに深く感謝申し上げます。

元住友金属工業西村誠一博士、佐藤與志氏、新日鐵住金水野将明氏ほか関係各位には、研究を進めるに当たり、いろいろご助力を頂きました。ここに感謝申し上げます

茨城大学道辻洋平准教授には、状態監視及びそれに関連したシミュレーションのほか、各種のご協力、ご助言等を頂きました。ここに感謝申し上げます。

東京地下鉄留岡正男取締役、松本耕輔博士、清水忠氏、栗原純氏、荻野智久氏ほか関係各位においては、鉄道事業者の立場から、実践的なご助言を頂き、試験の実施等にご協力をいただきました。ここに感謝申し上げます。

日本地下鉄協会安藤正博氏（元日立製作所）、森久至氏（同）、舟戸登氏（元東急建設）、古田勝博士（元東京都交通局）ほかりニアモータ地下鉄研究開発チームの関係各位には、大阪南港実験線以来、波状摩耗に関する研究などにおいて、いろいろご助言、ご協力を頂きました。ここに感謝申し上げます。特に安藤正博氏においては、博士論文の作成に関し、以前より叱咤、激励を頂いており、本論文をまとめ上げられたのも氏によるところが大きいと思っております。

日本大学生産工学部綱島均教授、小島崇博士（現鉄道総合技術研究所）には、状態監視技術について共同研究頂きましたことに、謝意を表します。

交通安全環境研究所水間毅理事には、電気工学と言う異なる視点から各種の研究を共同で進めて頂きました。また、同研究所大橋徹郎前理事長には、名誉研究員と言う立場でこれまでの研究を継続できる機会を与えて頂きました。最後に、深く感謝の意を表する次第です。

2014年3月

松本 陽