

博士論文

鉄道車両の車輪削正痕に着目した
車輪／レール間の接線力特性に関する研究

山本 大輔

目次

第1章 序論	1
1.1 はじめに	2
1.2 研究の背景	4
1.2.1 国内における車輪乗り上がり脱線の歴史	4
1.2.2 近年の車輪乗り上がり脱線における発生頻度	9
1.2.3 近年の車輪乗り上がり脱線における発生傾向	10
1.2.4 鉄道現場での車輪削正痕とレールの「引っ掛かり説」の伝承	11
1.2.5 車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係解明の必要性	14
1.3 研究の目的	15
1.4 本論文の構成と概要	15
第2章 鉄道車両と軌道のダイナミクスに関する研究動向の分析	19
2.1 概要	20
2.2 車輪／レールと鉄道車両のダイナミクスの関係	20
2.2.1 鉄道車両の構成	20
2.2.2 数値解析による鉄道車両と軌道のダイナミクスの推定	21
2.2.3 車輪踏面の役割	23
2.2.4 鉄道車両の走行不具合に見る車輪踏面の摩耗傾向	26
2.2.5 定期的な車輪削正作業による走行性能の維持	28
2.2.6 さらになる走行性能向上に向けた取り組み	30
2.2.7 車輪踏面の摩耗傾向の実態に関するまとめ	32
2.3 車輪／レール間の接線力特性推定のための実験手法に関する研究動向	33
2.3.1 概要	33
2.3.2 小型試験輪を用いた室内実験	33

2.3.3	大型試験輪を用いた室内実験.....	36
2.3.4	実物輪軸を用いた室内実験と試験車両を用いた走行試験.....	37
2.3.5	車輪／レール間の接線力特性評価のための実験手法のまとめ.....	40
2.4	車輪／レール間の接線力特性推定のための解析手法に関する研究動向.....	42
2.4.1	概要.....	42
2.4.2	接触幾何解析手法開発の歴史.....	42
2.4.3	車輪／レール間の転がり接触理論の変遷.....	44
2.5	鉄道車両の走行安全性の評価に関する研究動向.....	49
2.5.1	現車試験による輪重横圧測定と走行安全性評価.....	49
2.5.2	輪重横圧測定用輪軸の構成.....	49
2.5.3	現車試験による走行安全性評価に関するまとめ.....	55
2.6	本研究の課題解決に向けた方向性.....	58
第3章	車輪削正痕に着目した車輪／レール間の接線力特性の計測.....	60
3.1	概要.....	61
3.2	実車の走行条件の定義とこれを模擬した室内実験の検討.....	62
3.2.1	車両が速度一定で惰行走行する場合.....	62
3.2.2	車両が加減速走行する場合.....	63
3.2.3	実物車輪とレールの接触を室内実験で模擬する方法.....	64
3.3	小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験.....	66
3.3.1	概要.....	66
3.3.2	転がり一すべり摩擦力試験機.....	66
3.3.3	直径 30mm の小型円筒試験輪の仕様.....	68
3.3.4	実験条件.....	69
3.4	小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験の結果.....	70
3.4.1	乾燥条件における基本的な接線力特性.....	70
3.4.2	乾燥ガス噴射による湿度変動と接線力特性の関係.....	88
3.4.3	接触面に設けた削正痕が接線力特性に及ぼす影響.....	96
3.5	車輪／レール間のコンタクトパッチの大きさに着目した大型試験輪を用いた接線力測定実験.....	103
3.5.1	概要.....	103
3.5.2	車輪・レール高速接触疲労試験装置.....	104
3.5.3	直径 500mm の車輪試験輪とレール試験輪の仕様.....	106
3.5.4	実験条件.....	107

3.5.5 感圧紙を使用した試験輪間のコンタクトパッチの測定手法.....	107
3.6 車輪／レール間のコンタクトパッチの大きさに着目した大型試験輪を用いた 接線力測定実験の結果.....	109
3.6.1 試験輪大径化による車輪／レール間の接線力特性の評価.....	109
3.6.2 試験輪大径化によるクリープ係数の評価.....	116
3.7 第3章のまとめ.....	121
第4章 車輪削正痕に着目した車輪／レール間の接線力特性推定モデルの構築.....	123
4.1 概要.....	124
4.2 実測した車輪踏面形状の評価.....	124
4.2.1 車輪踏面形状の測定.....	124
4.2.2 車輪踏面形状測定器 MiniProf の測定精度の検討.....	126
4.2.3 車輪踏面形状測定器 MiniProf による車輪踏面形状の評価.....	127
4.2.4 接触幾何解析による車輪／レール間の車輪回転半径差.....	128
4.3 測定形状に基づく車輪／レール間のコンタクトパッチの評価.....	130
4.3.1 数値解析による車輪／レール間のコンタクトパッチの推定手法.....	130
4.3.2 車輪削正後に測定した形状に基づく車輪／レール間のコンタクトパッチ.....	131
4.3.3 車輪踏面の摩耗形状に基づく車輪／レール間のコンタクトパッチ.....	134
4.3.4 光弾性実験によるコンタクトパッチ推定手法の妥当性検証.....	137
4.4 実際の車輪／レール間の接線力特性の推定.....	139
4.4.1 概要.....	139
4.4.2 車輪とレールが1点接触するときのクリープ係数の推定手法.....	140
4.4.3 車輪とレールが多点接触するときの等価クリープ係数実用推定手法の提案.....	142
4.4.4 車輪とレールが多点接触するときの等価クリープ係数実用推定手法の妥当性の検証.....	147
4.5 車輪／レール間の等価クリープ係数の実態把握.....	149
4.6 第4章のまとめ.....	151
第5章 車輪削正痕の形状適正化による曲線走行時の横圧低減への応用.....	153
5.1 概要.....	154
5.2 数値解析による車両ダイナミクスの評価.....	154
5.2.1 概要 ～記号の定義～.....	154
5.2.2 力学モデル.....	155
5.2.3 数値解析で用いる車輪／レール間の接線力特性.....	157
5.3 車輪踏面に設けた削正痕が車両の走行安定性に及ぼす影響.....	160

5.3.1 概要.....	160
5.3.2 多様な車輪削正痕を考慮した模擬車輪.....	161
5.3.3 模擬車輪とレール間のコンタクトパッチ.....	161
5.3.4 車輪削正痕と車両の走行安定性の関係評価.....	162
5.4 曲線走行時の横圧低減手法の提案と車両運動解析による検証.....	166
5.4.1 概要.....	166
5.4.2 曲線走行時の車輪／レール間に作用する接線力の関係.....	166
5.4.3 微小突起車輪“Micro-ribbed Wheel Tread”の提案.....	167
5.4.4 微小突起車輪とレール間の接線力特性.....	169
5.4.5 先行研究に対する微小突起車輪踏面形状の優位性.....	171
5.4.6 数値解析による曲線走行時の横圧低減効果の検証.....	172
5.5 室内実験による実物車輪を用いた微小凹凸形状の検討.....	174
5.5.1 概要.....	174
5.5.2 試験装置と実験手順.....	175
5.5.3 実験条件.....	177
5.5.4 実物車輪を用いた接線力測定実験の測定系.....	177
5.5.5 ピッチの異なる2つの微小凹凸形状を設けた供試車輪.....	177
5.5.6 車輪踏面に設けた微小凹凸形状とクリープ係数の関係評価.....	179
5.6 第5章のまとめ.....	181
第6章 サーモグラフィカメラを用いた走行中の車輪／レール間の接触状態評価法の構築.....	183
6.1 概要.....	184
6.2 サーモグラフィカメラを用いた車輪／レール間モニタリングシステム.....	184
6.2.1 車輪／レール間モニタリングシステムの構成.....	184
6.2.2 車輪／レール間モニタリングシステム解析結果の妥当性の検討.....	186
6.3 車輪／レール間に作用する接線力の可視化.....	188
6.3.1 概要.....	188
6.3.2 輪軸の左右変位量と車輪／レール間に作用する接線力の関係.....	188
6.3.3 車輪／レール間の著大横圧の評価方法.....	190
6.3.4 車輪／レール間の著大横圧の評価結果.....	191
6.4 車輪フランジ乗り上がり過程における車輪／レール間の接触位置の可視化.....	197
6.4.1 概要.....	197
6.4.2 車輪乗り上がり過程の定量的な評価方法.....	198
6.4.3 車輪乗り上がり過程における車輪／レール間の接触位置の評価.....	198
6.5 第6章のまとめ.....	200

第7章 実物車両を用いた構内走行試験による横圧低減効果の実証.....	202
7.1 概要.....	203
7.2 実物車両を用いた構内走行試験.....	203
7.2.1 供試車両.....	205
7.2.2 供試輪軸.....	205
7.2.3 輪重横圧測定試験に関する測定系.....	207
7.2.4 大気環境条件.....	208
7.3 走行中における車輪／レール間の接触位置を特定する手法.....	209
7.3.1 概要.....	209
7.3.2 熱画像の数値化による車輪／レール間の接触位置特定方法の提案.....	210
7.3.3 車輪／レール間の接触位置特定のための探査エリアの設定.....	210
7.4 構内走行試験の結果.....	212
7.4.1 曲線走行時の横圧低減効果.....	212
7.4.2 走行中の車輪／レール間の接触位置の特定結果.....	215
7.4.3 構内走行試験による車輪踏面に設けた微小突起の摩耗評価.....	218
7.5 車輪削正痕が車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響.....	220
7.6 第7章のまとめ.....	223
第8章 結論.....	224
8.1 結論.....	225
8.2 今後の展望.....	230
参考文献.....	231
謝辞.....	239
発表論文リスト.....	240

第 1 章

序 論

1.1 はじめに

地球規模でのCO₂排出量削減の取組みを追い風^{C1-1)} (図1-1)に、時速360km/h超の高速鉄道から街中を軽快に走るLRT (Light Rail Transit) まで、鉄道は世界各地で活躍の場が広がりを魅せている。これと相まって、高度通信技術の発達による自動運転の機運が世界的に高まったことにより、自動運転化社会に向けた技術開発も活発になっている。鉄道は、定時性と速達性に優れた交通システムであり、その最大の特徴は、他の交通システムと比べて高い安全性・信頼性にある。ある統計によると、鉄道事故による乗客の死亡率は自動車事故の1/545、航空機事故の1/104とされる^{C1-2)}。それ故に、鉄道はひとたび事故が発生すると大きな社会問題に発展することもあるため、特に、安全性と信頼性の向上に関しては不断の努力が求められる。

鉄道の歴史を紐解くと^{C1-3)}、世界で初めて鉄道車両がレール上を走行したのは、16世紀のドイツの鉱山とされる。当時の鉄道車両は人力や家畜の力で牽引する「炭車」で、車輪とレールは木製であった。当時の記録によると、木製車輪とレールは摩耗が激しかったとされる。その後、1789年に土木技師のウィリアム・ジェソップの発想の転換により生まれた、平坦な頭頂面を有する平形魚腹形レールと軌間内側にフランジを設けた車輪の構成 (図1-2)は、200年以上経過した現在の鉄道にも踏襲されており鉄道システムの礎となっている。このように、車輪とレールで構成された鉄道は交通システムにおいて確固たる地位を築いてきた一方で、全ての鉄道車両に共通する「止まる」「走る」「曲がる」の走行性能については、車輪とレール間の接触面で接線方向に作用する摩擦力^{C1-4)} (以下、接線力)に依存するため、現在においても車輪とレール間の接線力特性の全貌を定量的に把握するには至っていない。このような未知なる摩擦現象が関与するシステムであるが故に、鉄道車両の安全性と信頼性は、営業線を使った長期間の走行試験で計測した物理量を統計的に処理する合理的な評価に加え、不幸にも発生した多くの事故から学んだ知見により担保している現状がある。鉄道が経験工学といわれる所以であり、統計的には発生頻度は低いが、車両基地など構内で発生する鉄道車両の車輪乗り上がり脱線は現在でも年間を通じて一定数発生していることがこのことを裏付けている。

ここで、車両基地など構内で発生する車輪乗り上がり脱線に着目する。近年の車輪乗り上がり脱線の特徴としては、車輪削正後から少しの走行距離の間に脱線に至る傾向があることが知られており^{C1-5)}、その原因究明と再発防止の過程において車輪とレールの接触状態にも注目が集まる。しかしながら、車輪とレール間の接触面圧は800MPa以上と極めて高いことからその接触面を高精度に評価することが困難なこと、そして、車輪とレール間で作用する接線力特性には未知なる摩擦現象が深く関与することから、その間に作用する接線力特性を解明することは困難を極める。また、車輪とレール間の接触面は、車両部門と軌道部門の技術境界領域であることも現象解明を阻む一因ともなっている。このような複数の要因が複雑に絡み合う現象を扱う特性のため、車輪乗り上がり脱線の原因究明にはいまだに膨

大な時間と労力を要する課題がある。換言すれば、鉄道の走行安全性の向上を阻む最大の課題は、実車の走行条件での車輪とレール間の接線力特性が明確でないことにある。

本研究では、鉄道車両の車輪削正作業から少しの走行距離の間に発生する特徴のある「近年の車輪乗り上がり脱線」に着目するとともに、まず、「車輪削正痕が車輪とレール間の摩擦係数を増大させ、ひいては車輪乗り上がり脱線を助長する」とする鉄道現場で古くから伝承されてきた考えについて、基礎的な室内実験と数値解析により深く考察することで正しく評価する。そして、基礎的な研究により得られた車輪／レール間の基本的特性を鉄道車両の走行安全余裕の向上に応用することを考え、車輪削正痕は鉄道車両の走行性能の向上に実用できることを理論的かつ実験的に実証する。

以下、本章では車輪乗り上がり脱線の歴史とその対策、近年発生している車輪乗り上がり脱線の発生頻度とその傾向を述べるとともに、車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係解明に関する研究の必要性について述べる。

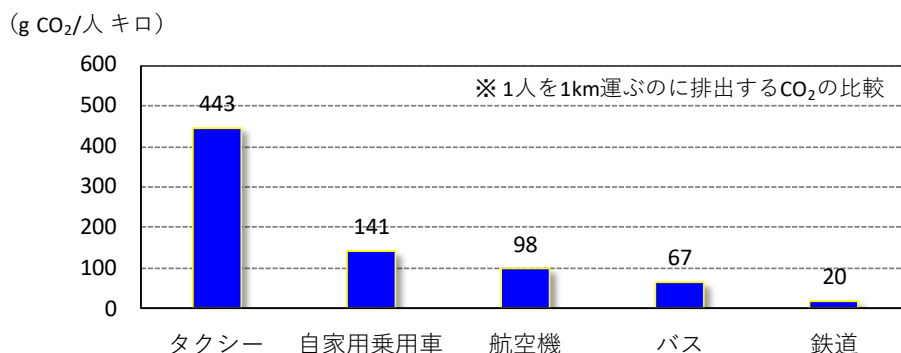
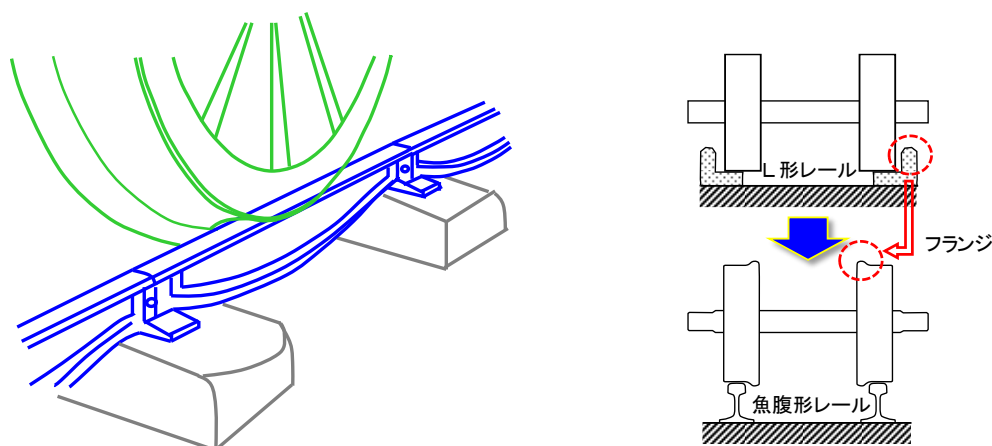


図 1-1 輸送機関別のエネルギー効率及び環境への影響^{C1-1)}



(a) 平形魚腹形レールと軌間内側に設けたフランジ車輪 (b) フランジの移動

図 1-2 W・ジェソップの発想の転換により生まれた車輪とレールの組合せ^{C1-3)}

1.2 研究の背景

1.2.1 国内における車輪乗り上がり脱線の歴史

列車脱線事故調査報告書によると、いまも昔も、その発生因子に大きな違いはない。車輪に対してレールを押し倒す方向に作用する力「横圧」を、同じく垂直方向の力「輪重」で割って求めた値「脱線係数」が大きいとき、鉄道車両の車輪がレール上に乗り上がり、脱線に至る。脱線係数を大きくする因子としては、車両の左右輪重アンバランスや軌道不整により生じる車両の動的な輪重減少の増大、そして、車輪／レール間の相対角度「アタック角」の増加などが挙げられる。

国内の車輪乗り上がり脱線の歴史を紐解くと、興味深い傾向があることが分かる。

(1) 蛇行動現象による脱線

1947年7月、国鉄山陽線で車輪踏面の摩耗に起因する蛇行動現象により列車脱線事故が発生している。当時の見解では、軌道の通り変位により列車が動揺することで列車が脱線すると考えられており、その対策は困難とされていた。しかしながら、松平^{C1-4)}らの研究により、車輪／レール間の接線力特性が深く関与する蛇行動現象という不安定振動によるものであることが解明され、その対策が奏功したことで列車脱線をとまなう事故は見られなくなった。

その一方で、車両の車輪踏面の摩耗に起因して発生する小振幅の蛇行動現象については現在でも稀に発生しており、これらは突発的に生じる運用変更に起因するものが多いと考えられ、車両を車両基地へ回送させ臨時の車輪削正作業で対処を行っている。

(2) 2軸貨車の競合脱線

1960年代、国鉄では2軸貨車の競合脱線とされる列車脱線事故が多発し、時期を同じくして、石炭運搬貨車、タンク車など特定の2軸ボギー貨車の脱線も発生している。これらの代表的な列車脱線事故として、1963年11月に東海道本線で発生した鶴見事故が知られている。これらの列車脱線事故調査報告書には、

「脱線地点付近の軌道の状態、貨車、積荷、運転の状態などには、単独で脱線を起こさせるような原因が見当たらず、諸因子の複合によって脱線したものと考えられる。」

という特徴的な一文が記されていた。いわゆる原因不明を表すものである。

本事故の重大性に鑑み専門の「東海道本線鶴見事故技術調査委員会」と「脱線事故技術調査委員会」を設けるとともに、理論的な検討と旧根室本線の施設を活用した狩勝実験線^{C1-6)}での繰り返しの走行試験(図1-3参照)により、列車脱線事故の原因究明と再発防止策が検討された。その結果、以下に示す具体的な対策の実施に加え、世の中のニーズの多様化によ

り2軸貨車の運用数が減少したことで、同種の競合脱線は大幅に減少し、1982年以降では見られなくなった。

【車両関係の主な対策】

2段リンク式2軸貨車への改良と車輪踏面形状のN踏面化、2軸ボギータンク車の台車改良、側受けすき間の変更、フランジ塗油器の設置、積荷の偏積防止対策など

【軌道関係の主な対策】

脱線防止ガード等の敷設、軌道整備基準の改正（著大な軌道変位の規制、平面性変位管理）、レール塗油器の設置など



(a) 試験本部前を走行する試験列車



(b) 通り不整と水準不整を組合せた
複合不整を設定した軌道

図 1-3 狩勝実験線での脱線実験の風景 ^{C1-6)}

(3) 側線用分岐器における乗り上がり脱線 ^{C1-7)}

1987年頃の国鉄（JR）では、車両基地などに敷設されている側線用分岐器（図 1-4 参照）に背向で進入するとき車輪乗り上がり脱線が頻発していた。この車輪乗り上がり脱線には、以下に示す3つの共通点があったとされる。

- ① 分岐器トングレール先端から0.5～1m程度の距離の間で脱線する傾向がある。
- ② 軽量ボルスタレス台車を装着した通勤形車両に脱線する傾向がある。
- ③ 車輪踏面の削正直後に脱線する傾向がある。

しかしながら、これら3つの特徴を考慮し、分岐器のトングレール先端部付近にガードレールを設ける対策を実施したことで、同様の車輪乗り上がり脱線は減少したとされる。

当時の記録によると、脱線原因の1つに車輪／レール間の摩擦係数の増大が考えられており、そのメカニズムとしては、1.2.4節で後述する鉄道現場での伝承の他に、少なくとも2013年頃までは、車輪削正により露出した車輪踏面の金属素地がレールとの接触時に摩擦係数を著しく増加させたとする考えが一つにあったようである。

このことから当時の一般的な見解としては、「車輪踏面の摩擦係数は車輪削正直後が最も大きい」ということになる。

その一方で、ガードレールの敷設という完全な対策が採られたことにより、接触面の摩擦係数を著しく増加させるメカニズムについては深く検討されなかったようである。

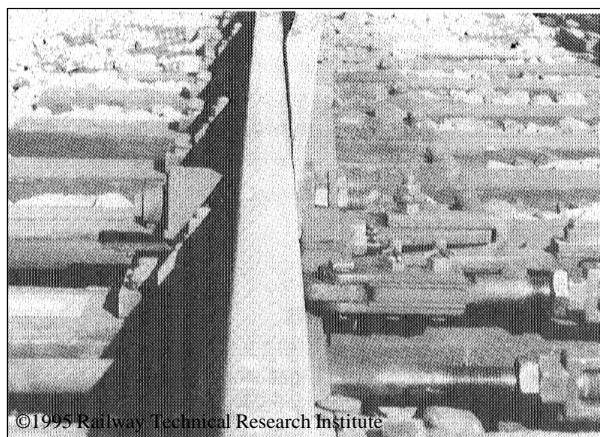


図 1-4 側線 8 番分岐器の基本レールとトングレール ^{C1-8)}

(4) 半径 200m 以下の急曲線における低速乗り上がり脱線 ^{C1-9)}

2000 年（平成 12 年）3 月，帝都高速度交通営団日比谷線の中目黒駅構内で列車脱線衝突事故が発生している。この列車脱線衝突事故では，緩和曲線の始端付近という線形条件の箇所（図 1-5 参照）において，輪重減少や横圧増加を引き起こす複数の因子が複合的に関与したことにより，最後尾車両の外軌側の車輪の脱線係数が増大し，車輪がレールに乗り上がり脱線した（いわゆる「乗り上がり脱線」）と推定されている。

列車脱線事故調査報告書によると，具体的な安全対策の提言として，以下の 5 つの実施項目が示されている。

- ① 車両の左右静止輪重アンバランスの管理
- ② 平面性等の軌道変位の管理
- ③ レール研削における断面形状の管理
- ④ 車輪のフランジ角度の変更
- ⑤ 脱線防止ガードの設置基準の明確化

ここで，1987 年頃に十分な検討を行うことができなかった車輪／レール間の摩擦係数の増加現象が，2000 年になって再び発生要因の 1 つに挙げられていることが注目される。



(a) 車輪踏面がレールと接している状態



(b) 車輪踏面がレールから浮き上がった状態

図 1-5 帝都高速度交通営団 日比谷線における現地再現試験の状況⁽¹⁻⁹⁾

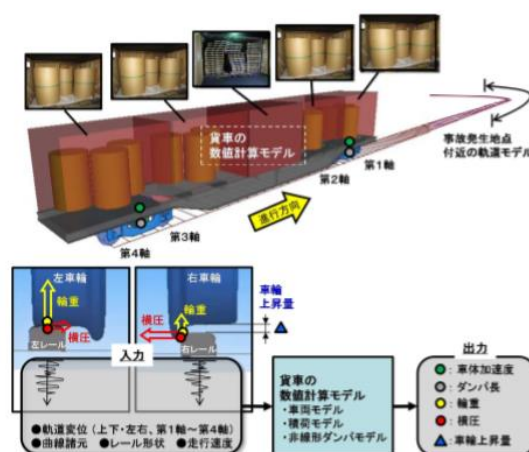
(5) コンテナ貨車の乗り上がり脱線

2012年から2014年頃、JR北海道江差線で発生した列車脱線事故（図1-6参照）が代表例として挙げられる。JR北海道江差線では3年間という比較的短い間に3件の貨物列車の脱線事故が発生している。いずれも車両・軌道・積荷の積載などの因子が複合的に作用したもので、貨物列車が比較的小半径の曲線を制限速度に近い速度で走行中に、コンテナ貨車の車体に著大なロール振動が励起し脱線に至ったと推定されている。

本件では、当時の車両とは全く構造が異なるが、1.2.1(2)項で述べた1960年頃に頻繁に発生した2軸貨車の競合脱線のときと同様に、車体のロール振動が脱線原因の一つとなっている点が注目される。



(a) 脱線事故現場付近の曲線



(b) 数値シミュレーションを活用した分析

図 1-6 江差線におけるコンテナ貨車の乗り上がり脱線事故調査事例⁽¹⁻¹⁰⁾

(6) 車輪削正後から少しの走行距離の間に発生する車輪乗り上がり脱線

1.2.1(3)項とも関連するが、営業線ではない車両基地などの曲線または分岐器に付帯する曲線において、この種の車輪乗り上がり脱線が発生することが多いが、運輸安全委員会に

よる調査対象とならないことが多い。このため、その詳細は明らかではないが、関係者によるとその原因にはいずれも同様の傾向があるようである。

以下に、運輸安全委員会が公表した貴重な列車脱線事故調査事例を3件示す。

【神戸電鉄株式会社 有馬線 有馬口駅構内 鉄道脱線事故】 C1-11), C1-12)

2006年1月、神戸電鉄 有馬線 有馬口駅構内で列車脱線事故（図1-7参照）が発生している。本線上にある連続する分岐器の2つ目の分岐器を通過したとき、当該分岐器の平面性変位が車両の輪重減少を誘発したこと、トンダレールから基本レールに移る付近の形態が車輪のアタック角を比較的大きくする状態になっていたこと、そして、車輪踏面には削正痕が残存しており、この削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大させたことが原因としている。なお、同区間では2006年2月にも車輪乗り上がり脱線が発生しており、その原因の1つとして車輪踏面が車輪削正後の粗い状態であったことが、車輪／レール間の摩擦係数を大きくしたと結論づけている。



(a) 車輪の乗り上がり走行痕 (b) 脱線後の車輪踏面の状況

図1-7 神戸電鉄 有馬線における車輪乗り上がり脱線の状況 C1-11)

【東日本旅客鉄道株式会社 東北線 尾久駅構内 列車脱線事故】 C1-13)

2008年2月、JR 東日本 東北線 尾久駅構内で列車脱線事故が発生している。このときは、分岐器に付帯する曲線において、軌道の2m平面性変位が比較的大きかったことに加え、車体のローリング振動の共振が生じやすい水準と通りの軌道変位が存在したことで、車両の輪重が減少しているところに、車輪／レール間の等価摩擦係数が大きくなったことが加わり脱線に至ったとしている。

これまでの同種の脱線では、車両基地など構内にある側線8番分岐器を背向で進入したときに発生する傾向があったが、本件は同分岐器を対向で進入したときに発生したもので、1.2.1(3)項とは状況が異なる。

これらの事例によると、近年の列車脱線事故には、車両と軌道が整備基準値以下であるが比較的大きい状態のときに、車輪／レール間の摩擦係数の増加が加わることで、車輪乗り上がり脱線が発生する共通した特徴がある。これら以外の非公表の車輪乗り上がり脱線にお

いても、同様の傾向があるようである。

その一方で、このような多くの事例があったにも関わらず、実際に活用することができる車輪／レール間の摩擦係数の増大メカニズムの検討は結果的に行われていない。

その理由はさまざま考えられるが、車輪／レール間の摩擦係数の増加メカニズムは摩擦現象と深い関係があることから、1960年代に頻発した2軸貨車の列車脱線調査報告書のとくのように、関係者の間では原因不明として捉えられているのかもしれない。

このように時代の流れとともに、鉄道車両の車体は鋼から軽量ステンレスやアルミニウムへ、台車はまくら梁付き台車から軽量ボルスタレス台車へと着実な進化を遂げ、車両としての軽量化が促進された。これに伴い、鉄道車両の走行安全性に対してもさらなる配慮が行われてきた。その一方で、車輪／レール間の接線力（摩擦力）の増加に起因する車輪乗り上がり脱線、貨車の動揺をともなう車輪乗り上がり脱線は、過去にも同様の形態の脱線が発生しており、時代を超えて再び表面化していることは皮肉なことである。

これまでの車両の走行安全性は、理論的かつ実験的に得られた知見、そして過去の経験を基に策定された技術基準により、車両と軌道、車輪／レール間の摩擦特性の各要素がバランスを保ってきた。しかしながら、近年の車輪乗り上がり脱線の発生状況に鑑みると、車両や軌道の進化により、車両と軌道、車輪／レール間の摩擦特性の各要素がバランスしにくい状態に移行し始めたと考えざるを得ない。

このことを明らかにするには、車輪／レール間の接線力特性を明確にすることしかない。

1.2.2 近年の車輪乗り上がり脱線における発生頻度

運輸安全委員会が公表した事故調査報告書（図1-8 (a)）によると、2000年から2019年までに発生した列車脱線事故として合計191件が報告されている。その内訳をみると、最も多い事象は踏切で自動車と衝突したことによる脱線事故で全体の30%を占める57件が発生している。次いで多いのは、線路沿線から流出した土砂や圧雪された雪氷に乗り上げることで発生した脱線事故で全体の26%を占める50件が発生している。

車輪乗り上がり脱線事故は、全体の9%を占める18件が発生している。運輸安全委員会による調査対象となる列車脱線事故は、営業線上で列車番号を有する車両が脱線したものを原則対象とすることが規則で定められており、車両基地での列車入れ替え作業時に発生する脱線（運輸安全委員会が調査対象としない脱線は「事故」とはならない。）は原則発生頻度には含まれない。これらの脱線は、本線上で発生した脱線事故よりも発生頻度は高い傾向にあるため、実際には車輪乗り上がり脱線の件数はさらに増加することとなる。

次に、海外の列車脱線事故に目を向けてみる。海外の新聞紙などの情報をもとに、鉄道総研がまとめた海外の列車脱線事故情報（図1-8 (b)）によると、2000年から2019年までに

発生した列車脱線事故として合計 178 件が報告されており、その内訳をみると、最も多い事象は軌道要因によるもので全体の 34%を占める 60 件が発生している。レールの締結装置や溶接部といった軌道材料の損傷によるものが多く、アメリカやカナダ、インドなど、鉄道が交通インフラの中心にない国々で多く発生する傾向がみられる。次いで多いのは、ヒューマンエラーに起因するものと車輪乗り上がり脱線が同数あり、それぞれ全体の 11%を占める 19 件が発生している。ヒューマンエラーに起因するものは、ホーム終端での車止めへの衝突脱線や速度超過による脱線転覆が大半を占め、自動列車停止装置などの保安設備が十分に整備されていないアメリカやカナダで多く発生している。車輪乗り上がり脱線に関する報告書を見ると、さまざまな事故要因が挙げられているが確定的な要因が記されているものは少ない。

なお、国内で報じられた海外の事故情報は、社会的影響が大きい事故を中心に報じられていると考えられるため、実際には国内で発生したものと同様に件数は多いと推察される。

このように、車輪乗り上がり脱線の発生割合は、国内外ともにそれぞれの脱線事故全体の約 10%程度と必ずしも多くはないが、1.2.1 節で述べたように、他の脱線事故とは異なり、近年の車輪乗り上がり脱線はその発生原因が明確でないことが特徴となっている。

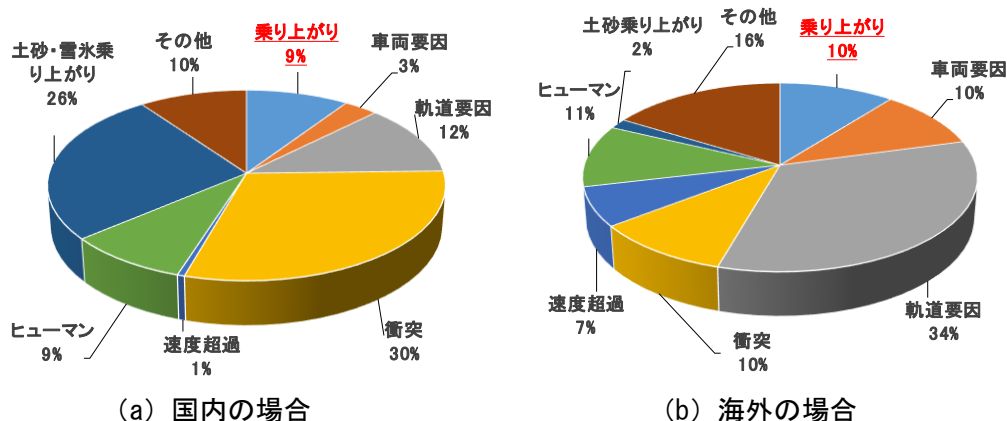


図 1-8 国内外における車輪乗り上がり脱線の内訳と発生頻度

1.2.3 近年の車輪乗り上がり脱線における発生傾向

車輪削正後から少しの走行距離の間に、曲線または分岐器に付帯する曲線で発生する傾向のある車輪乗り上がり脱線は、1.2.1 節で述べたように、車両や軌道の状態が整備基準値以下であるがこれが比較的大きな状態のとき、車輪削正により車輪踏面生じた削正痕が何らかの理由により、レールとの間の摩擦係数を一時的に大きくし脱線を助長する作用が働いたことで、車輪乗り上がり脱線に至ったと結論づけたものが多くみられる。

その一方で、その原因の一つとされる、車輪/レール間の摩擦係数の増大メカニズムについては、車輪削正により削られた瞬間に金属表面が活性化したためとするもの (C2-44)、(C2-45)、

車輪踏面の削正痕「でこぼこ」とレールとの接触時に、歯車のように噛み合い摩擦係数の増大を助長したとするもの^{C1-11), C1-12), C1-18)}があり、それらの詳細は明確とは言えない。

このように単独でも複雑な摩擦現象が複数ある場合、実在する可能性の高い現象にターゲットを絞って研究を進めることが課題解決への近道となる。

このような観点から、接触面圧の高い車輪／レール間の接触条件のときに、車輪削正痕がレールとの接触において歯車のように噛み合う現象が生じる可能性が低いと考える根拠を次節で述べる。

1.2.4 鉄道現場での車輪削正痕とレールの「引っ掛かり説」の伝承

車輪／レール間の摩擦係数の増大過程について、鉄道現場では古くから両者が歯車のように噛み合うためとする仮説（以下、「引っ掛かり説」と記す。）が根強く伝承しており、列車脱線事故調査の過程においてたびたび混乱を招く要因となっている。そこで、本研究における課題解決を効率的に進捗させるため、まず本節で、その真偽について検討する。

車輪削正痕とレールの「引っ掛かり説」とは、具体的には車輪とレールのそれぞれの接触面に生じた微小な凸凹が噛み合うような形態となることで、車輪／レール間の摩擦係数を増加させるとするものである。特に、フライス盤を使った車輪削正後の車輪踏面に比較的大きな荒れが生じている様子を視覚的に捉えることで、歯車の噛み合いと関連づけて摩擦係数が大きくなるとの考えに至ったものと推察される^{C1-18)}。過去の列車脱線事故調査報告書でも、この仮説を意識したと考えられる結論は少なくない^{C1-11), C1-12)}。しかしながら、実際に車輪とレールの表面粗さ程度の微細な凹凸が相互に噛み合うことで、両者間の摩擦係数が増加するとした技術的な検討結果は見当たらず、このような疑問に対して明快かつ納得できる説明をする研究者もいない。

そこで本研究では、車輪削正痕とレールが噛み合うシナリオを意図的に作成し、逆問題としてこれを解くことで「引っ掛かり説」の信憑性について検討する。ここでは、以下の4点の事実に基づき検討を行う。

(1) 歯車の噛み合い条件の成立の可能性

車輪乗り上がり脱線の考察に関する文献^{C1-14)}には、以下の一文が記されている。

「車輪フランジ面やレール面がでこぼこに摩耗しているときは、すべりやクリープでなしに引っかかるのであるから、特に危険である。」

ここで、本文献には「引っかかる」とする状態については具体的に触れられていない。例えば、車輪踏面形状とレール頭頂面の両方に十分な大きさの突起物が存在すれば、両者は物理的に引っ掛かる可能性があるため、この考えは正しいことになる。しかし、その突起物についての具体的な記述は存在しないため、これを検証することはできない。また、車輪とレ

ールの摩耗形状を一般に公表することは極めてまれで事例数も限られるため、現実的に存在すると仮定する突起物の形状を具体的に示すこと、そして、これに基づき「引つかかる」に関する妥当性を検証することは困難を極める。

そこで本研究では、引っ掛かり説を満足するシナリオを意図的に設けるとともに、本条件成立の可能性を逆問題として検討することで、その妥当性について考える。

本節で設定するシナリオを模式図で図 1-9 に示す。レール頭頂面の側面に 1 本の突起状のスロープが存在すると仮定する。車輪踏面に削正痕を有する車輪が、車輪フランジとレールゲージコーナが接触した状態でレール上を転走するとき、車輪削正痕と突起物は物理的に歯車の噛み合う形態となり引っ掛かりながら転走する。このとき、車輪削正痕とレールの突起物が互いにせん断破壊しないとすると、車輪は突起状のスロープに案内されながらレール頭頂面まで乗り上がることになる。

このような意図的に設けたシナリオを満足させるには、車輪踏面の削正痕のピッチより小さい幅の突起状のスロープがレール頭頂面の側面から頭頂面まで連続的に少なくとも 1 本存在することが必要となる。同時に、これらは輪重を支持できる材料強度が必要となる。そして、歯車の噛み合い理論^{C1-15)}によると、かみあい率 ε は、式 (1-1) で求めることができ、 $\varepsilon \geq 1$ となるとき常に 1 本以上の歯がかみ合う状態となる。

$$\varepsilon = \frac{\text{接触弧}}{\text{ピッチ}} \quad (1-1)$$

ここで、接触弧とはピッチ円弧の長さ、ピッチとはピッチ円上で測った隣りあう歯の対応する部分間の距離を表す。

車輪踏面の削正痕のピッチは 1~3mm 程度であることが一般的で、前述した接触形態で噛み合うことを仮定した場合、レール頭頂面の側面に車輪削正痕のピッチより小さい幅の突起状のスロープが必要となる。当然ながら、車輪踏面の削正痕のピッチより大きい場合は式 (1-1) の関係式を満足することができないため、車輪/レール間は面接触の状態となり意図的に設けたシナリオを満足させることはできないことになる。

(2) 列車脱線事故調査報告書に基づく現場調査の実態

列車脱線事故調査報告書に記されたレール頭頂面に関する記録を精査すると、いずれの報告書からも仮説であるレール頭頂面の突起状のスロープについて記した記録は認められず、さらに、その存在に着目した調査を行ったことを示す記述もその内容からは読み取ることができなかった。

通常、事故調査の過程において脱線原因となる可能性が疑われる主要な事象については、その有無に関わらず記録として残すことが一般的と考えられるが、過去の列車脱線事故調査報告書にはそのような記載は認められない。

このことから推察すると、列車脱線事故に関する現場調査では、そもそも車輪削正痕がレ

ールと引っ掛かることは想定していないとする方が自然と考えられる。

(3) ダイナミクスに基づく検討

次に、車輪がレール頭頂面まで上昇する過程における力の釣り合いを考える。車輪がレール頭頂面まで乗り上がるためには、当然ながら、車輪に作用する重力より大きい上向きの力が必要となる。ここでは、この上向きの力がレールの突起物との噛み合いにより生じた力と仮定する。

石田ら^{C1-16)}の研究によると、横圧が付加された状態で車輪がレール頭頂面上に乗り上がるためには、輪重は比較的長い時間連続的に減少し続けることが必要となるとしている。輪重減少の作用時間は、レール頭頂面の突起状のスロープが車輪を押し上げる力の作用時間と同様に考えることができる。突起状のスロープが不連続の場合、車輪は重力により瞬間的に落下することになる。すなわち、レール頭頂面の側面に連続的な突起状のスロープがない場合、このような仮定の下では、物理的に車輪はレール頭頂面上まで乗り上がることができないことになる。

(4) トライボロジー分野における摩擦現象の定義

トライボロジー分野では、接触面に作用する摩擦現象は「凹凸説」と「凝着説」の二大争点となった過去があるが、現在では「凝着説」が有力とされている^{C1-17)}。

以上より、車輪／レール間の接触形態が歯車のかみ合う形態となり摩擦係数を増加させたとする事実は、少なくとも、過去に発生した列車脱線事故では存在しなかったとすることが妥当と考えられる。すなわち、鉄道で古くから伝承されている「引っ掛かり説」をことさら重大に意識し続けることは合理的とは言えない。

これらの検討結果に基づき、車輪／レール間の摩擦係数の増大過程を考える場合、車輪とレールが面接触する条件について検討すれば良いことが明確となった。このため本研究では、車輪とレールの面接触する条件のとき、その間に作用する接線力特性の調査を行う。

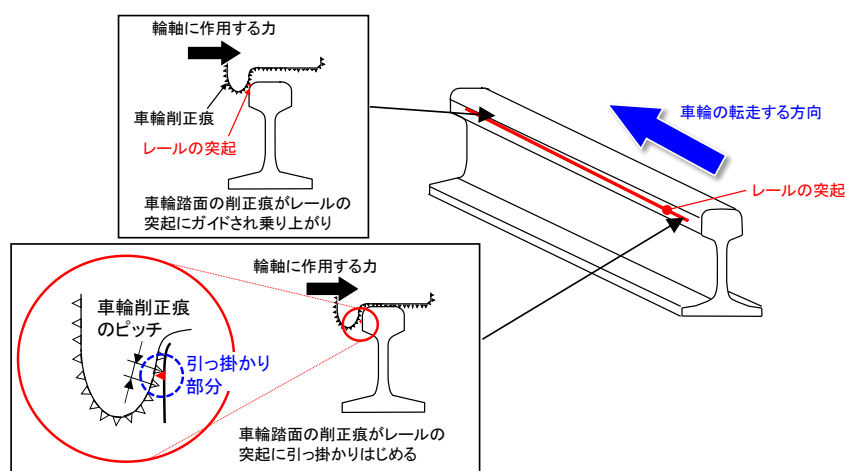


図 1-9 車輪削正痕がレールと引っ掛かり乗り上がることを想定したシナリオ

1.2.5 車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係解明の必要性

近年の車輪乗り上がり脱線は、軌道変位や車両の輪重バランスの状態がそれぞれの整備基準値に対して比較的大きい状態となっているとき、車輪／レール間の摩擦係数が大きい状態となっているときに同時に存在するときに発生すると考えられている。

その一方で、車輪削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大させるとする考えについては、明確な説明は見当たらない。

このようなことから、鉄道車両の車輪乗り上がり脱線を低減するためには、車輪踏面の削正痕に着目するとともに、車輪／レール間のように高い接触面圧となる実車走行条件での車輪／レール間に作用する接線力特性を明らかにすることが必要となる。

車輪の乗り上がり脱線の発生要因とそれらの相互関係について整理した結果を図1-10に示す。

図1-10から、鉄道車両の車輪乗り上がり脱線の発生の可能性が高まる条件は、外軌側の脱線係数が大きくなる場合と、限界脱線係数が小さくなる場合が独立して、または同時発生するときと理解することができる。

それぞれの項目をさらに整理すると、項目①～項目③および項目⑥は、車両および軌道がそれぞれの整備基準値内に適切に整備されていれば、車輪乗り上がり脱線は発生しない性質のものである。一方、項目④と⑤については、車輪／レール間の接線力係数（摩擦係数）の増加メカニズムが関与するもので、これまでの研究では明確でないものである。車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係もここに含まれる。

ここで、車両および軌道の整備状態が適切な状態であることを前提条件とした場合、車輪／レール間の接線力特性が車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響を強調して示すことができる。このため本研究では、図1-10に示す青線のメカニズムに着目して検討を進める。

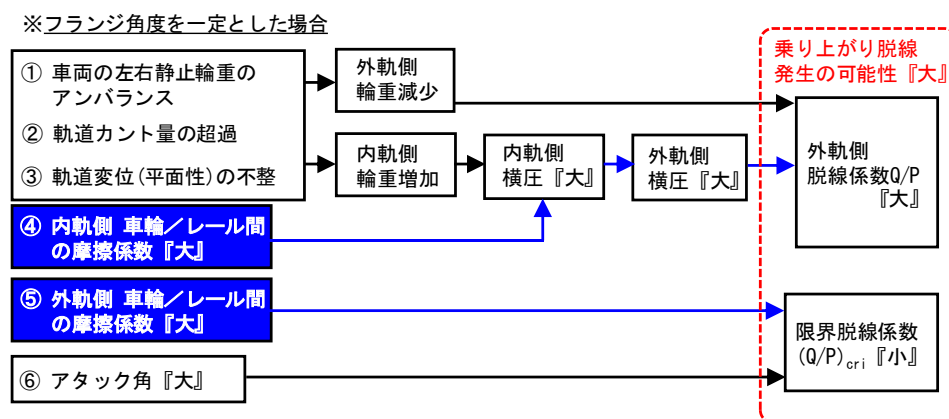


図1-10 車輪乗り上がり脱線の発生要因 ^(C1-19)

1.3 研究の目的

本研究の目的は、車輪削正作業により車輪踏面に生じた削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大し車輪乗り上がり脱線を助長するとされる、鉄道現場で古くから伝承されてきた考えを正しく評価するため、車輪削正痕に着目した車輪／レール間の接線力の増加・減少メカニズムを基礎的な室内実験と数値計算により明確にすることである。そして、ここで明確にした知見を車両の走行安全余裕の向上手法に応用することを考え、既往技術と比べて低コストで実用的な手法として、車輪削正痕と同程度の大きさの微小凹凸を車輪踏面に積極的に設けた新たな車輪踏面形状を提案し、曲線走行時に車輪／レール間で作用する横圧を低減できることを実証することである。

これらの基礎から応用までの包括的な研究開発の実施により、鉄道車両の走行安全余裕が向上し、鉄道の価値を高めることができる。

1.4 本論文の構成と概要

本論文は、第1章から第8章により構成される。

第1章では、「序論」として、国内外で発生した車輪乗り上がり脱線を俯瞰し、近年の発生原因とその傾向について考える。そして、車輪乗り上がり脱線を低減するために必要となる課題は、車輪削正痕に着目した実車の走行条件における車輪／レール間の接線力特性の詳細な理解であることを示し、本研究の目的を明確にする。

第2章では、「鉄道車両と軌道のダイナミクスに関する研究動向の分析」と題して、鉄道車両のダイナミクスと車輪／レール間の接線力特性の関係性、特に、車両運動力学および車輪／レール間の接線力特性に関する理論と実態について概説することで、両者の関係性と本質的な課題を明確にする。そして、車輪／レール間の接線力評価に関する実験的および解析的な研究動向を分析するとともに、本研究における課題解決に向けた方向性を示す。

第3章では、「車輪削正痕に着目した車輪／レール間の接線力特性の計測」と題して、実車の走行条件における車輪／レール間の接線力特性を、室内実験で模擬することを考え、実験的に明らかにする。ここでは、まず、実車の走行条件を理論的に検討し、そこで想定される車輪／レール間の接線力特性を整理するとともに、そこで必要となる接線力特性を明確に示す。そして、これを評価するための一対の円筒試験輪を用いた接線力測定実験の方法について検討する。次に、前半の直径30mmの小型円筒試験輪を用いた実験では、接触面の表面形状や表面性状、接触面の周辺環境が車輪／レール間の基本的な接線力特性に及ぼす影響を調査するとともに、本研究における主課題となる車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係を明確に述べる。後半の直径500mmの大型試験輪を用いた接線力測定実験では、試験輪間のコンタクトパッチの大きさを変えても、乾燥条件における接線力特性は同様となることを接線力測定実験により実証するとともに、実際の車輪／レール間の接線力特性においても同様となることを示す。

最後に、車輪削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大すると考えられてきた現状に対

し、本研究で結論づける車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係を述べるとともに、車輪／レール間の接線力が最大となる条件を明確に示す。

第4章では、「**車輪削正痕に着目した車輪／レール間の接線力特性推定モデルの構築**」と題して、車輪踏面に削正痕や摩耗といった微小凹凸の存在する実際の車輪／レール間に作用する接線力特性を数値計算で評価するため、実測した車輪踏面形状と設計形状のレール頭頂面形状の組合せから車輪／レール間のコンタクトパッチを厳密に求め、そこに作用する接線力特性を推定する数値解析モデルを構築する。ここでは、まず、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチの実態を把握するため、同一線区で同じ運用に供する2形式の一般的な在来線の通勤型車両を対象に車輪踏面形状を実測し、JIS 60kg レール設計形状との組合せから数値計算で厳密に求めた車輪／レール間のコンタクトパッチが1個の楕円形状とはならないことを明確に示す。次に、実測形状に基づく車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力特性を推定するため、多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法を提案し、これによる評価から従来法である車輪／レール間のコンタクトパッチを1個の楕円形状として求めたクリープ係数との差異を明確にするとともに、車輪踏面に生じた微小凹凸を正しく評価することの重要性について述べる。最後に、車輪踏面に生じた削正痕が車輪／レール間の接線力特性に及ぼす影響を数値計算により明確にする。

第5章では、「**車輪削正痕の形状適正化による曲線走行時の横圧低減への応用**」と題して、接触面に削正痕を設けることで生じる接線力低減効果を実車の走行性能向上に活用することを考え、車輪踏面に削正痕と同程度の大きさで適切な形状とした微小凹凸を積極的に設けることで、鉄道車両の曲線走行時の横圧低減に応用する手法を提案する。ここでは、まず、車輪踏面に設けた微小凹凸による接線力低減効果が、実物車両の走行に対して影響を及ぼす程度の効力を持っていることを評価するため車両運動解析を実施する。次に、**第2章**で述べた先行研究と比べて、鉄道車両の曲線走行時の横圧を低コストに低減する実用的な手法として、車輪フランジとは反対側の車輪踏面に一条の微小突起を設けた新たな車輪踏面形状を提案するとともに、曲線走行時に車輪／レール間で作用する横圧低減効果を車両運動解析により評価する。最後に、本手法の妥当性の検証のため実施する構内走行試験の計画を策定するにあたり、車輪踏面に異なる2種類の微小凹凸形状を有する実物車輪を用いた接線力測定実験から、実物車輪でも車輪踏面に微小凹凸を設けることで接線力低減効果が得られることを示す。

第6章では、「**サーモグラフィカメラを用いた走行中の車輪／レール間の接触状態評価法の構築**」と題して、これまでの研究では車輪／レール間の接触面圧が非常に高いことでその間の接触状態が明確でなかった現状を踏まえ、走行中の車輪／レール間の接触状態をサーモグラフィカメラにより評価する手法を構築する。ここでは、まず、サーモグラフィカメラで車輪／レール間の接触部で生じる摩擦熱の残像を熱画像上で可視化する方法を応用することを考え、その測定精度と利便性を向上させた「車輪／レール間の状態監視システム（車輪／レール間モニタリングシステム）」を開発する。次に、車輪／レール間モニタリングシステムにより走行中の車輪／レール間の接触状態を評価する手法を構築する。最後に、本章で開発した車輪／レール間モニタリングシステムを用いた走行中の車輪／レール間の接触

状態の評価手法の妥当性を検証するため、鉄道総研の構内試験線でケース・スタディを実施し、走行中の車輪／レール間の接触状態を定量的に評価できることを実証する。

第7章では、「**実物車両を用いた構内走行試験による横圧低減効果の実証**」と題して、第5章で提案した新たな車輪踏面形状の有効性を示すため、実物車両を用いた構内走行試験により、微小突起車輪踏面形状による曲線走行時の横圧低減効果を実証する。さらに、微小突起車輪踏面形状の横圧低減効果について、車輪踏面に設けた微小突起とレールが接触したことにより生じたものであることを示すため、第6章で開発したサーモグラフィカメラを用いた車輪／レール間モニタリングシステムにより走行中の車輪／レール間の接触位置を定量的に特定する手法を提案する。そして、これによる評価から、曲線走行時の横圧低減効果が車輪踏面に設けた微小突起に基づく効果であることを明確に示す。

第8章では、「**結論**」として、本研究により得られた成果として、第一に、車輪とレールの接触を一对の円筒試験輪の接触で模擬した接線力測定実験により、実車の走行条件における車輪／レール間の接線力特性を検討することで、接触面に生じた削正痕はむしろ接線力を小さくする効果を有することを明確に示す。第二に、車輪踏面に削正痕や摩耗といった微小凹凸がある実際の車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力特性を数値計算で推定するため、車輪とレールが多点で接触する条件のときに生じる等価クリープ係数を推定する実用的な数値解析モデルを構築し、これに基づく評価から、実際の車輪／レール間の接線力は、接触面に生じた削正痕や摩耗による微小凹凸の存在により、従来の Kalker の線形理論に基づく理論値より小さいことを明確に示す。第三に、接触面に削正痕を設けることで得られる接線力低減効果を、車両の曲線走行時における横圧低減に応用することを考え、新たな車輪踏面形状を提案する。そして、数値解析による検討および走行中の車輪／レール間の接触状態を評価する方法の構築を踏まえ、実物車両の構内走行試験により曲線走行時に横圧低減効果が得られることを実証するとともに、車輪削正作業により車輪踏面に生じた削正痕は車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響が小さいことを正しく評価する。

これらのことから、車輪削正痕には車輪／レール間の摩擦係数を増大する効果はなく、むしろこれを小さくする効果を有していることを明確に示すとともに、車輪削正痕と同程度の大きさの微小凹凸でもこれを適切な形状で、かつ車輪踏面の適切な位置に設けることで、鉄道車両の走行性能を向上させることができることを実証する。

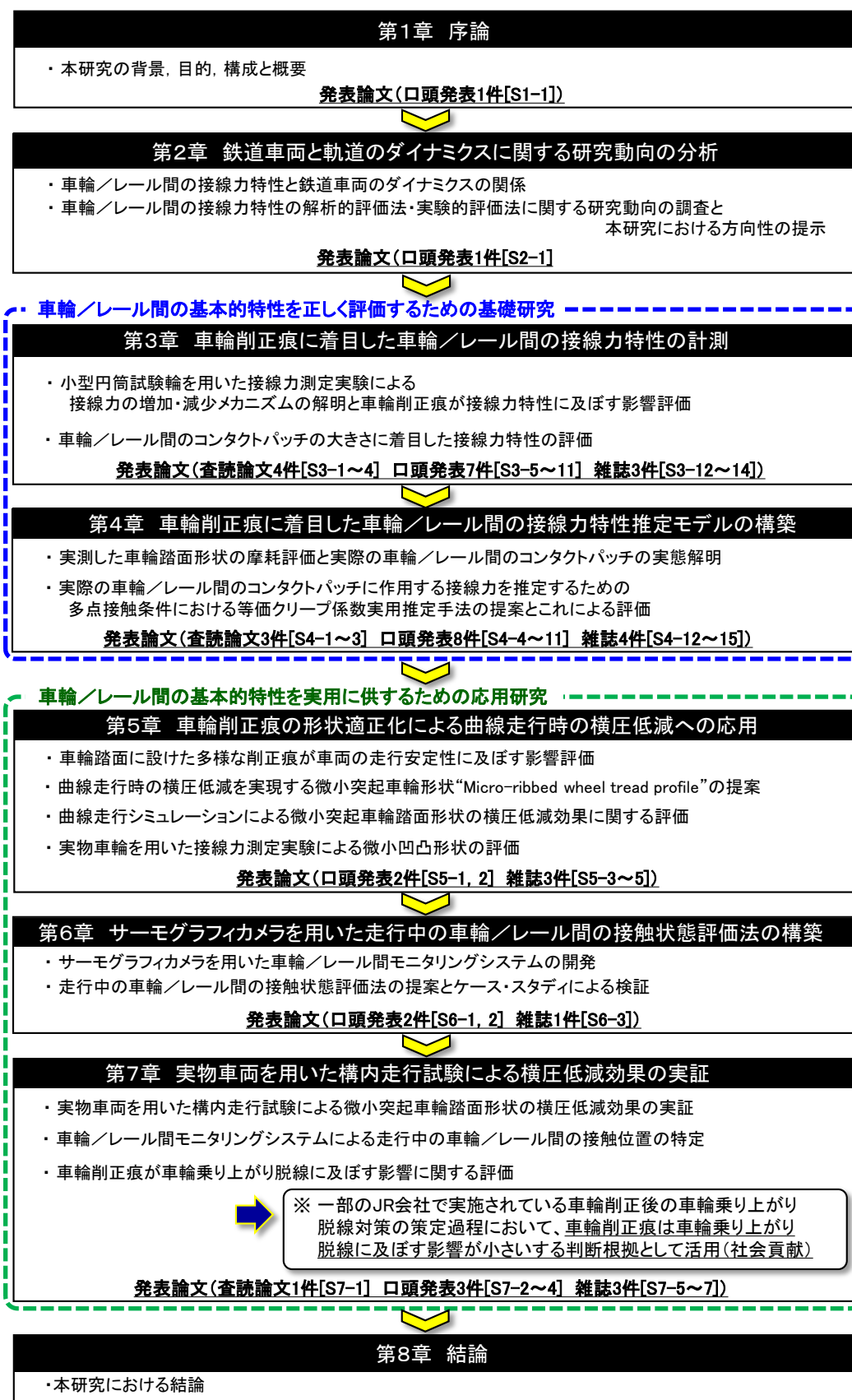


図 1-11 本研究の実施フロー図

第2章

鉄道車両と軌道のダイナミクス に関する研究動向の分析

2.1 概要

鉄道車両の車輪乗り上がり脱線は、車両の左右輪重バランスや軌道の不整に起因するダイナミクスに関係するもの、周辺環境に応じて変動するとされる車輪／レール間の接線力特性に関係するものが、それぞれ不利な方向に作用することで発生すると考えられている。このため、これらの特性を詳細に理解することが、車輪乗り上がり脱線を抑制する近道となる。本章では、鉄道車両のダイナミクスと車輪／レール間の接線力特性の関係性について考える。まず、車両運動力学および車輪／レール間の接線力特性に関する理論と鉄道現場における実態を概説することで、両者の関係性と本質的な課題を明確にする。そして、車輪／レール間の接線力評価に関する実験的および解析的な研究の現状を把握するため、これらの研究動向を分析するとともに、本研究における課題解決に向けた方向性を示す。

2.2 車輪／レールと鉄道車両のダイナミクスの関係

2.2.1 鉄道車両の構成

機関車や貨車の一部を除く多くの鉄道車両は、国内外を問わず、車体1個に対しその前後に1個ずつ台車を設けた構成となっている(図2-1)。このような鉄道車両を2軸ボギー車両と呼ぶ。

台車には、軌間中心側にフランジを設けた2枚の車輪を1本の車軸に圧入して一体に構成された「輪軸」が2本平行に組み込まれ、その中央には中心ピンと呼ばれる車体の牽引装置と結合するための部品が設けられている。

鉄道車両は、使用用途によりさまざまな形態のものがあるため明確に定義することは難しいが、一般的には以下のように解釈⁽²⁻¹⁾されている。

車体：台車上に配置され、乗客や貨物を積載するための車両の部分。機関車ではエンジンや主抵抗器などの機器類が積載される。

台車：鉄道車両の走行装置のこと。輪軸とばねなどの付属装置を含めた走行装置を総称して台車と呼ぶ。

輪軸：2枚の車輪と歯車、ブレーキディスクなどを車軸に圧入して組み立てた部品。車両の荷重を支持しながらレールに沿って案内し、駆動力やブレーキ力をレールに伝達する役目をする。低床式LRV(Light Rail Vehicle)など一部の独立車輪懸架方式の車両を除けば、一般に2枚の車輪を1本の車軸に圧入した一体構成となっている。

また、ばね要素と減衰要素は、それぞれ以下の定義に基づくものである。

1次ばね系：輪軸と台車枠間に設置されたばね・減衰要素のことで、車軸端部に設置されていることが多い。1次ばね系で要求される機能は、①上下方向の荷重を支

え、適切な上下ばね定数を与えられること．②輪軸を平行にかつ台車枠に対して適切な位置に保持できること．③輪軸の台車枠に対して適切な左右・前後方向にばね定数を与えられることであり，これらを満たすため，輪軸端部に設置されることが多い軸箱体を支持する様々なタイプの「軸箱支持装置」が実用化されている．

2次ばね系：車体と台車枠間に設置するばね・減衰要素のことで，車体端部の両側に設置されていることが多い．2次ばね系の要件は，走行安定性を保ちながら台車の旋回を許容するとともに，台車から車体に伝搬する振動を抑制して乗り心地を良くすることである．このため，1次ばね系より柔らかいばねが用いられることが多い．

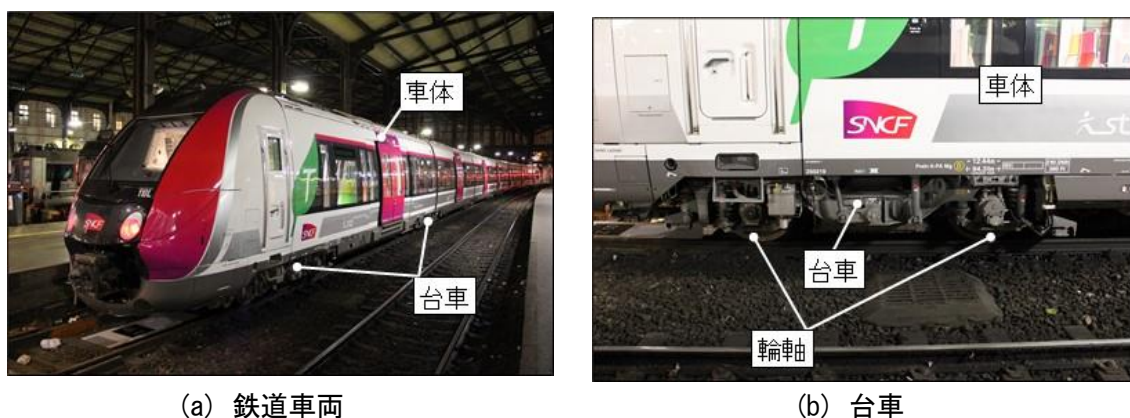


図 2-1 一般的な 2 軸ボギー車両の構成

2.2.2 数値解析による鉄道車両と軌道のダイナミクスの推定^{G2-2)}

鉄道車両の自由度は，車体，台車，輪軸の質量要素を剛体とみなし，それぞれの質量要素がばね要素と減衰要素で結合されていると考えたとき， x ， y ， z の 3 軸方向の並進運動と 3 軸回りの回転運動 (x 軸回りの回転をローリング， y 軸回りの回転をピッチング， z 軸回りの回転をヨーイングと呼ぶ) の 6 自由度が考慮される．

車両の上下系振動 (上下，ピッチング，前後) と左右系振動 (左右，ローリング，ヨーイング) は相互に影響を及ぼしにくいことが知られており，特別な場合を除くと，これらは一般に相互間の連成は考慮せず独立に扱われる．本研究では左右系振動について考える．

近年，2 軸ボギー車両のダイナミクスを数値解析で推定する手順として，多自由度系の運動方程式に基づきコード化するのではなく，市販のマルチボディダイナミクス (以下，MBD と記す.) ソフトウェアが用いられることが一般的となっている．2 軸ボギー車両を対象とした MBD 理論に基づく力学モデルの作成フロー図を図 2-2 に示す．

これらは車体，台車，輪軸をそれぞれ集中質量とみなし，それらをばね要素と減衰要素で結合したものである．

MBD ソフトウェアにはさまざまなパッケージが市販されているが、弾性振動を考慮しない場合には輪軸より上の構成は基本的に同様となる。その一方で、輪軸の挙動は車両モデルへのエネルギーの入力源となる重要な要素であるが、この挙動にいわゆるフィルタ効果を与える車輪/レール間の接線力特性は、ソフトウェアに標準的に実装される Hertz 理論に基づく Kalker の線形理論 (2.4.3 (3) 項で後述) が一般に用いられている。

しかしながら、車輪踏面やレール頭頂面が摩耗した条件を考えた場合、これらの形状は一義的に決まらないため、Hertz 理論に基づく Kalker の線形理論をそのまま適用することは厳密にはできない。このような場合、数値解析の実行者の判断によりこれと等価となる車輪/レール間の接線力特性を定める必要が生じるが、従来の研究では、車輪踏面やレール頭頂面の摩耗に起因する車輪/レール間のコンタクトパッチの変化を厳密に考慮することは、それによる車両運動解析に及ぼす影響が小さいと考え、一般に行われていなかった。

以上より、MBD ソフトウェアの導入後においても、車輪/レール間の接線力特性の定義の良し悪しが、鉄道車両の運動特性を推定精度に影響を及ぼす課題が残っており、これを解決するためには、実際の車輪/レール間の接線力特性を詳細に調査することが重要となることが分かった。

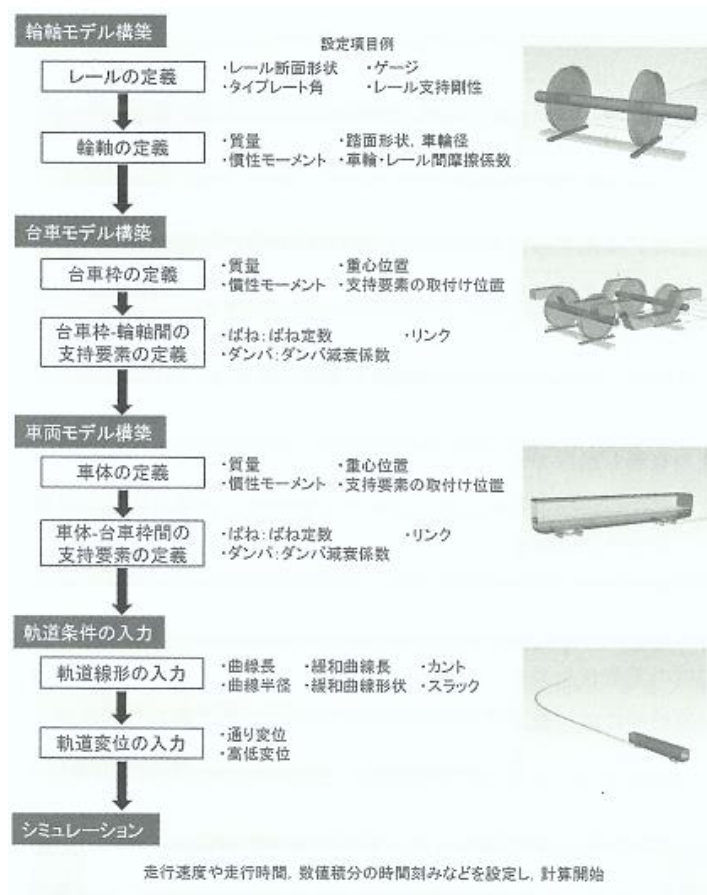


図 2-2 MBD 理論に基づく数値モデル作成のフロー図 (SIMPACK を用いた場合) (2-3)

2.2.3 車輪踏面の役割 ^{S2-3)}

(1) 車輪踏面形状の構成と求められる性能

鉄道車両の車輪踏面は、車両がレール上を円滑に転走するための重要な役割を担っており、その断面形状（以下、「車輪踏面形状」）は車両の加減速性能、走行安全性や走行安定性（蛇行動限界速度）に直結する重要な部分である。

車輪踏面形状は、走行する路線の線形を考慮してこれまで複数種類が開発されている。その一例を図 2-3 に示す。車輪踏面は一般に平坦ではなく、線路の中心に向かって車輪径が大きくなる形態で勾配が設けられ、レールから外れないよう、線路の中心側にフランジと呼ばれる“つば”が設けられている。フランジ角度が大きいほど、理論的には車輪はレール頭頂面上に乗り上がりにくくなるため走行安全性は向上する。このため、車輪踏面のフランジ角度は、在来線では基本踏面の 60 度から、列車脱線事故対策の一環として、2 軸貨車の N 踏面や円弧踏面では 65 度に、一部鉄道事業者では 70 度と大きくなっている。新幹線では高速性を考慮して開業以来 70 度としている。

国土交通省の省令によると、車輪の求められる性能としては、車両の走行により軌道を損傷させないこと、走行する線区の最小曲線半径の曲線を支障なく通過できるもの、車輪等の寸法は摩耗した場合においても省令を満たすことが挙げられており、その詳細な形状の決定はそれぞれの事業者の判断に委ねられている。

(2) 幾何学的な一体輪軸の理論 ^{C2-2), C2-4)}

輪軸がレール上を転走しているときの模式図を図 2-4 に示す。

車輪踏面に勾配を設けると、輪軸がレール方向に左右変位したときにレールに寄った側の車輪のレールとの接触する位置では車輪半径（以下、「車輪回転半径」）が大きくなり、もう一方では車輪回転半径は小さくなる。輪軸は一般的に 2 枚の車輪を 1 本の車軸に圧入して一体構成されているため、輪軸の進む距離は同じとなるが、左右の車輪回転半径が異なるため、車輪／レール間の接触面にはすべりが生じる。このとき車輪／レール間の接触面で生じたすべりにより、輪軸の向きを変える前後方向の接線力と、その向きに応じた大きさとなる左右方向の接線力が作用する。これらの接線力の作用により、輪軸は自分自身で軌道中心に向けてヨーイング運動を繰り返しながら中立位置に戻るため、直線・曲線に関係なくレール上を円滑に走行することができる。このような特性を輪軸の自己操舵性という。

輪軸が左右に一定の振幅で蛇行しながら転走し、輪軸の重心位置が軌道の中心位置まで戻るまでに進む距離を蛇行動波長 S_1 と呼び、式 (2-1) から理論的に求めることができる。

$$S_1 = 2\pi \sqrt{\frac{d_0 r_0}{\gamma}} \quad (2-1)$$

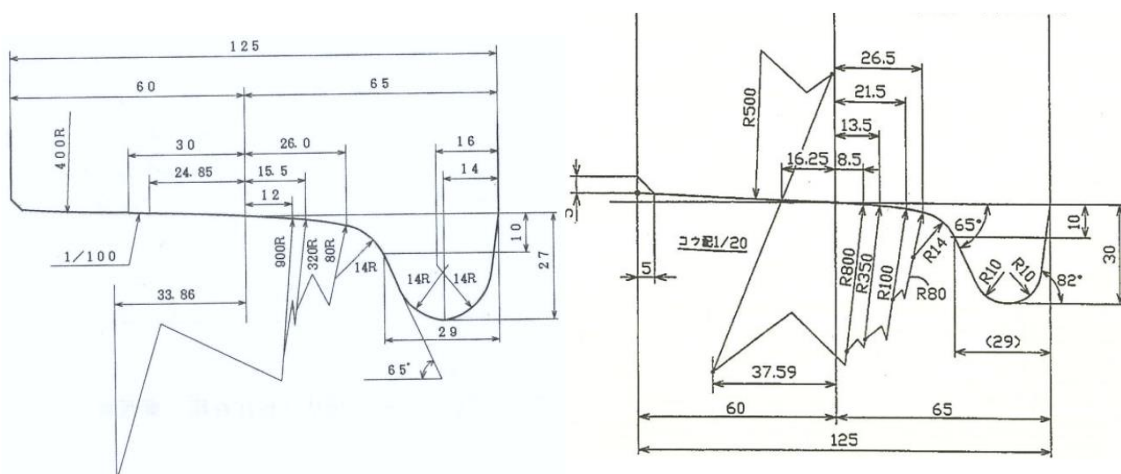
式 (2-1) は、車輪踏面勾配 γ が小さく、左右レール間距離 d_0 、車輪半径 r_0 が大きい輪軸ほど、蛇行動波長が長くなり、このことは走行安定性（蛇行動限界速度）が向上することを

意味する。

通常、輪軸は台車に組み込まれた状態で使用される。台車に組み込まれた輪軸がある速度で走行する場合、輪軸には慣性力や軸ばねからの力、車輪／レール間に作用する接線力などがさらに加わることになる。その結果、走行速度が増加して蛇行動限界速度を超過すると輪軸の蛇行の振幅が発散するような形態で大きくなり、車輪フランジがレールと激しく衝突するようになる。この現象が「蛇行動」と呼ばれる自励振動による不安定現象である。

輪軸の幾何学的蛇行動波長 S_l が短くなる条件は、車輪踏面が凹摩耗することで車輪回転半径差が必要以上に大きくなったときにも成立する。ただし、この場合に発生する蛇行動現象は発散するようなものではなく、数 Hz の単一周波数で小振幅の連続した振動加速度が観測されることが一般的で、さまざまな理由により営業車両でもまれに発生することがある。

近年の鉄道車両の設計では、数値解析を用いた最適化手法により、営業速度に対して蛇行動限界速度が十分高くなるよう車体・台車・輪軸を結合するばね要素と減衰要素を適切に選定することが行われている。これにより、走行安定性と曲線通過性能の2つの相反する性能を両立した設計を行っている。



(a) JR 在来線修正円弧踏面形状

(b) JR 在来線 CS 踏面形状

(c) JR 在来線 N 踏面形状

図 2-3 営業線で使用されている車輪踏面形状の一例

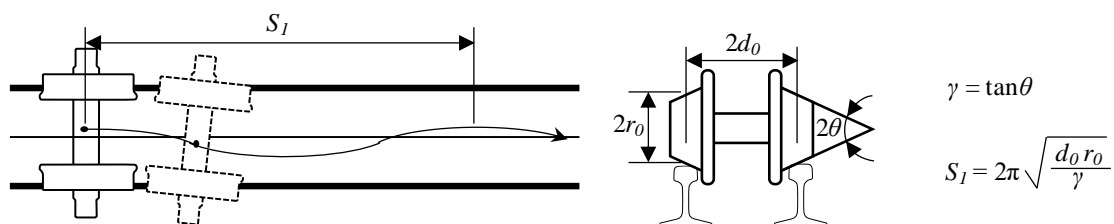


図 2-4 幾何学的蛇行動の波長 ^{G2-2)}

(3) 車輪踏面形状変更の難しさ

車輪踏面形状を変更する場合、数値解析により以下の 5 項目について事前に検討することが一般的である。

1. 車輪踏面形状変更後の直線走行安定性
2. 車輪踏面変更後の曲線通過性能
3. 車輪／レール間の 2 点接触の有無
4. 車輪／レール間の接触面圧
5. 車輪フランジ形状

このとき、以下の課題を解決しておく必要が生じる。

- ① 車輪踏面形状の変更による車両の走行性能の改善効果は、一般に、その対となるレール頭頂面形状により変化するため、数値解析の実施前にあらかじめ検討対象とするレール頭頂面形状を定める必要がある。
- ② レール頭頂面形状は、車両の走行により摩耗や塑性変形することも含めて考慮する必要がある。その一方で、レール頭頂面形状の一般的な摩耗形状は定義されていない。
- ③ 直線走行安定性や曲線通過性能に対する安全余裕の見積り幅を定める必要が生じる。その一方で、見積り幅の定量的な指標はなく、その決定には多くの議論を要する。

次に、数値解析による検討結果が良好となった場合、実物車輪を用いた性能確認試験で検討を行うことになる。この過程では、試験台試験の実施により直線走行安定性に問題ないことを確認したうえで、実際に営業線での確認試験および長期耐久試験を実施することが一般的な流れとなる。しかしながら、この過程では以下の課題が想定される。

- ① 営業線での確認試験は、直線走行安定性と曲線通過性能の評価に加えて、乗り心地の評価も行われる。これらの性能は、車輪踏面形状とレール頭頂面形状の組み合わせの他に車両のダイナミクスも関係するため、評価に係わる作業が大がかりとなる。
- ② 車輪踏面形状の変更は、車輪／レール間の接触位置が変わることになるため、車両運動特性のみならず軌道の短絡性能にも影響を及ぼす。軌道の短絡性能が低下した場合、信号や踏切が正常に動作しなくなる恐れがあるため、その確認作業はさらに厳しいものとなる。

- ③ これらの検討は、鉄道現場では複数の技術分野をまたぐことになるため、その実施には煩雑な作業を伴うこととなる。
- ④ 長期耐久試験では、車輪の踏面形状くずれによる影響を長期的に確認することになるため、その間の車両や測定機器の確保が課題となる。

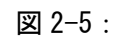
以上より、車輪踏面形状の変更による車両運動性能の改善効果の検証には膨大な時間を要すること、そして、車両の運動特性のみならず軌道の短絡性能にも影響を及ぼすことが懸念されることから、営業線における走行試験での検討は一筋縄ではない。このため、車輪踏面形状を変更する場合には、特に、後者の影響が最小限となるようレール頭頂面上の車輪／レール間の接触位置が変更前と大きく変化しないようにすることが望まれる。

2.2.4 鉄道車両の走行不具合に見る車輪踏面の摩耗傾向

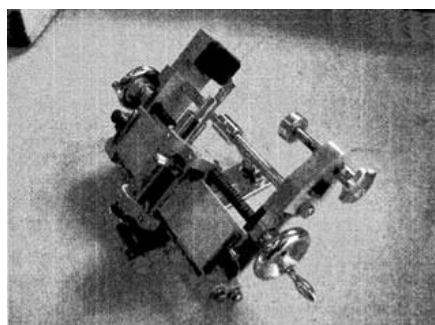
本研究では、車輪削正痕や摩耗といった微小凹凸が車輪踏面にある実際の車輪踏面を対象とした車輪／レール間のコンタクトパッチに着目し、そこに作用する接線力特性を数値解析で推定することを考える。この場合、車輪削正後から車輪踏面形状全体が摩耗によりどのように形状変化するか、その過程を知ることが一般的な評価を行うために必要となる。このような観点から、鉄道車両の車輪踏面の摩耗傾向に関する調査動向を分析する。

鉄道車両の走行距離の増加に比例して車輪踏面の摩耗が増加する傾向が一般にある。これにより、鉄道車両の走行安定性が低下することが経験的・理論的に知られている。さらに、車輪踏面の摩耗傾向は、走行線区や車両形式により異なることが経験的に理解されている。このため、鉄道現場ごとに車輪踏面の摩耗傾向を把握し、車両の運用計画を考慮したうえで車輪削正周期の適正化が行われている。

このような経験に基づく知見から、鉄道現場で行われる車輪踏面の調査は、鉄道車両の走行不具合との関連性を調査する目的で行うものを除くと、鉄道現場で管理する全ての車両の車輪踏面形状を測定して記録することは一般に行っていない。すなわち、車輪踏面の経時的な形状変化（摩耗傾向）については十分に把握されているとは言い難い。

その一方で、鉄道車両の走行不具合が生じたとき、必要に応じて専用の車輪踏面形状測定器（例えば、 図 2-5：吉田式踏面形状測定器）により車輪踏面形状を「2次元形状」で記録紙に転写し、今後の検修作業に活用する資料として纏めることがある。測定器の進化によりその操作手順が変わった部分もあるが、現在でもこの作業工程は踏襲されている。

そこで、車輪踏面の経時的な形状変化が十分把握できていないことを踏まえ、車両の走行不具合の記録を紐解き、これら知見を総合することで車輪踏面の摩耗傾向の理解を試みる。



— 主要な寸法 —

測定可能な車輪直径[mm]	800~950
測定可能な車輪幅[mm]	125~135
本体寸法[mm]	338 × 252 × 200
本体質量[kg]	3.5

図 2-5 吉田式踏面形状測定器（現・車輪踏面摩耗測定器）

松平は雑誌^(C2-8)の中で、1947年7月、山陽本線 光駅一下松駅間の下り線で発生したD51型蒸気機関車の重連と客車6両による列車脱線転覆事故の原因となった現象が、国内で最初に「蛇行動現象」として認識された事象であったことを懐古している。その原因^(C2-9)として、当初は異常高温による軌道変位の急速な進展によるものとされたが、その後の調査により、蒸気機関車の車輪踏面の摩耗を一因とする蛇行動現象であることが判明し、車輪/レール間の接線力特性と車両のダイナミクスの関係性が重要視されるきっかけとなる出来事となった。1962年、東海道線 島田駅-藤枝駅間で実施されたこだま型電車の高速走行試験では、速度120km/hのときに振動数4Hzの激しい蛇行動現象が発生した。その後の調査報告によると、当該車両の輪軸の蛇行動波長が車輪踏面の凹摩耗により約8mと短くなっており、これが蛇行動現象の一因となったと結論づけている。これらの報告は、走行距離の増加により車輪踏面の摩耗が進展し、定性的には走行安定性が低下する知見を裏付ける結果となっている。

高速走行することを前提に開発された新幹線車両では、東海道新幹線開業前にモデル線区で実施された走行試験で蛇行動現象が発生している。当時の記録^(C2-6)によると、試験用の台車を装備した試作車両が速度200km/hで走行中に蛇行動現象が発生し、車輪/レール間の横圧が最大7.5tf(73.6kN)に達したことが記録されている(図2-6)。このときには、車輪踏面に明確な凹摩耗は認められていないが、車輪/レール間の接線力特性、台車の組立て

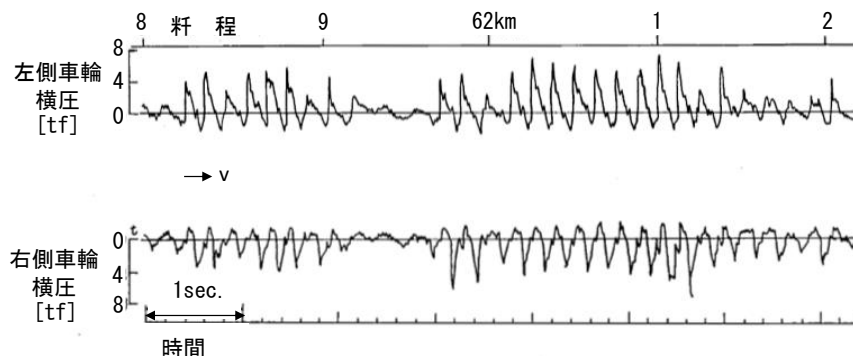


図 2-6 新幹線試験電車における蛇行動発生時の横圧波形（速度 273km/h）^(C2-6)

時のガタや台車回転抵抗不足、軌道の周期的な変位などが蛇行動現象に影響したとしている。

車輪踏面の摩耗に起因する蛇行動現象としては、1986年、岡本^{C2-10}も在来線車両における事例を紹介している。ここでは、165,161km 走行後の近郊形 113 系電車が速度 80km/h 以上で走行したとき、車体が左右方向に規則的に動揺し、車体床下で大きな音がするなど乗り心地が非常に悪くなったとしている（図 2-7、図 2-8）。

蛇行動現象が発生した原因は、車輪踏面の凹摩耗と軸箱支持装置（ペDESTAL方式）の摩耗によるガタの増加としているが、東海道新幹線のモデル線区で発生した蛇行動現象から学んだ知見が在来線の鉄道現場で結果的に活用できていなかったことになる。

このような車輪踏面の凹摩耗が一因となり蛇行動現象に至る事象は、現在においても皆無ではない。

以上より、車両の走行不具合に関する記録をまとめると、走行距離の増加に比例して車輪踏面の凹摩耗が大きくなり走行安定性が低下することが当時の記録から明確となり、このことは経験的に知られている知見とも整合することが分かった。その一方で、これらの事象は走行距離の比較的長い条件のものが大半で、その中間的な走行距離のときについては、車

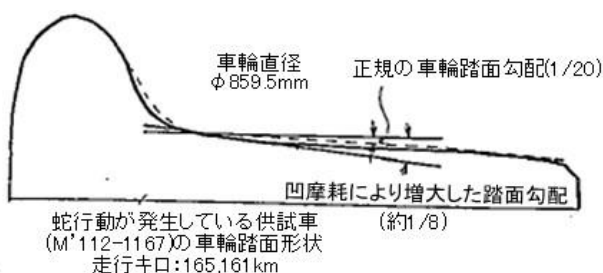


図 2-7 蛇行動の発生した車両の車輪踏面形状^{C2-10}

	蛇行動が発生している初期の悪い状態	軸箱～ペDESTALの前後遊間の縮小1.0mmの前後遊間	軸箱にサラバネを挿入し軸箱～ペDESTALの左右遊間をゼロに調整	台車枠～上揺れ枕間に左右動ダンバを取りつける	緩衝ゴムを常時効かし軸箱～ペDESTAL左右遊間をゼロに調整
車体左右加速度 (第2台車の直上)	0.25g 1sec.			0.25g 1sec.	
軸箱体左右変位(左)	10mm			10mm	
軸箱体前後変位(左)	1mm			1mm	1mm
輪軸左右変位		5mm			5mm

図 2-8 蛇行動の発生した車両の走行試験で測定された波形^{C2-10}

輪踏面形状の記録とともに認められなかった。

このことから、車輪踏面の摩耗傾向を十分に理解するためには、調査対象とする車両を限定し車輪削正周期の終始の間で経時的に形状測定することが必要と考えられる。

2.2.5 定期的な車輪削正作業による走行性能の維持

2.2.4節で述べたように、車両の走行距離が増加すると車輪踏面が摩耗や塑性変形して元の設計形状から崩れ、車輪／レール間の等価踏面勾配が大きくなることで、走行安定性が低下する場合がある。

このため、車両を車両基地まで定期的に回送し、専用の車輪旋盤を用いて車輪踏面をオリジナルの設計形状に削り直すことで、車両の走行安定性の適切な維持が図られている。この車輪を削る作業を「車輪削正作業」と呼ぶ。車輪削正作業には、車両基地において在姿状態で実施されるものと（図 2-9 (a)）、工場入場時に車両を解体検査する過程の一つとして輪軸単体を対象に実施されるもの（図 2-9 (b)）の2種類があるが、これらは基本的には同様の作業である。

鉄道現場ごとに車輪削正における作業工程の詳細は異なるが、おおむね以下の手順で車輪削正作業は実施される。図 2-9 (b) 白枠内に示す切削工具を回転する車輪踏面に押し当て、切削工具を送り速度を一定として左右に移動させながら車輪踏面全体を削正する。最初に1回あたりの削正量6～10mm程度の荒削りを行い、最後に、削正量1mm程度の仕上げ削りによりオリジナルの設計形状に仕上げている。

輪軸1本あたりの削正時間は40分程度が一般的で、車輪削正の仕上がり時間と仕上がり精度は車輪旋盤の性能に依存する傾向にある。車両1両単位で考えた場合、車輪踏面を平滑に削正するには多くの時間を要するため、車輪乗り上がり脱線への影響も考慮して、車輪削正痕の表面粗さの最大値をおおむね40 μm 以下で管理する鉄道現場もあるが、車輪踏面に生じた車輪削正後の表面粗さについては全国で統一した基準は設けられていない。

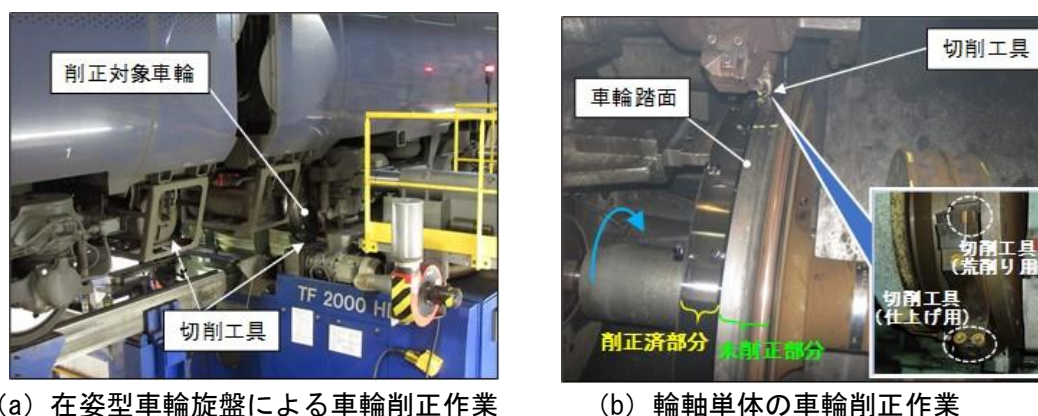


図 2-9 車輪削正作業

2.2.6 さらなる走行性能向上に向けた取り組み

近年の計測技術の進歩により、パソコン上でデジタルデータとして記録することができるコンパクトな可搬式の測定器が開発された。これにより、専用の測定器で車輪踏面形状を紙に転写する作業に代わり始めている。最大の特徴は、車輪踏面形状の測定から測定形状と設計形状の比較評価までを短時間に実行できることである。従来は測定した記録紙を鉄道現場から事務所まで持ち帰った後にデータ処理を行い評価していたが、最新の計測機の導入により鉄道現場において短時間で完結できるようになり作業効率が飛躍的に向上した。さらに、最新の計測器にはパソコン上で実行する演算機能が付属しているため、測定形状と設計形状の単純比較のみならずその演算機能により角度や曲率半径などを定量的に評価できるようになった。これにより車輪踏面形状の測定作業は、最新の計測器を投入したことによる物珍しさも相まって、従来の走行不具合の発生した車両を対象とした単純な測定作業から研究開発を創造することのできる作業へと変革を遂げ、鉄道現場のみならず鉄道事業者の技術部門でも車輪踏面形状への関心が高まった。この当時、営業線を走行する車両を対象とした最新の計測器で車輪踏面形状を測定して評価する調査研究が増え、学会などでの活発な議論により相互に知識が深まった。

図2-10は、最新の計測機の一つあるMiniProf“Wheel”と呼ばれるデンマーク製の車輪踏面形状測定器である。測定プローブを車輪踏面に接触させながら、これを手動でトレースすることで車輪踏面形状を2次元のデジタルデータとして測定することができる。この他にもレーザとカメラの併用により非接触で車輪踏面形状を測定することができる“Caripri”と呼ばれるオーストリア製の測定器が開発されている。

どちらの測定器も測定操作が簡単で可搬性に優れており、車輪踏面1断面あたり数分程度で効率的に測定することができる。



図2-10 デンマーク製の車輪踏面形状測定器 MiniProf “Wheel”

1997年、林らは^{C2-11)}、車輪削正周期の延伸とこれに係る保守作業の軽減のため、走行線区の代表的な区間で測定した多くのレール頭頂面形状から平均的なレール頭頂面形状を求め、これに基づく直線区間および曲線区間で最適な接触状態となる車輪踏面形状を逆問題

として求めている。このような考えに基づき開発した車輪踏面形状がのちに命名された“CS (Curving Performance・Hunting Stability) 踏面形状”であり、JR 東海の在来線の一部線区で導入されている。

2004年、角井らは^{C2-12)}、現状営業線で用いられている在来線用修正円弧踏面形状をさらに性能向上させることを考え、まず、車輪踏面形状とレール頭頂面形状を多数測定して傾向把握を行っている。そして、車輪踏面とレール頭頂面がともに摩耗したときの車両の走行性能に及ぼす影響を評価している。ここでは、車輪踏面の摩耗が進行すると、レール頭頂面の摩耗の有無に関わらず等価踏面勾配が大きくなる傾向があること、同一走行距離の摩耗車輪踏面形状に対して新品レールより摩耗レールの方が車輪回転半径差は小さい傾向となることなど、これまで一般的には知られていなかった実際の車輪/レール間の接触問題に関する興味深い知見が示されている。

これらの有益で具体的な事例は、車輪踏面形状とレール頭頂面形状を2次元形状として扱っている点で共通しており、既往の実態調査の延長線上の評価方法と位置づけられる。一方、これとは対照的な位置づけとして、車輪踏面形状とレール断面形状を2次元形状として扱うのではなく、それぞれ断面一様の3次元形状と考えることで車輪/レール間のコンタクトパッチを計算で求めて評価する斬新な考えを著者が提案している。

2006年、山本ら^{S2-2)}は、鉄道現場で測定した2次元形状の車輪踏面形状とレール頭頂面形状を、計算機上において断面一様とした条件で3次元の接触問題に拡張し、車輪/レール間のコンタクトパッチと車両のダイナミクスとの関係に着目した研究を行っている。具体的には、車輪踏面形状測定器 MiniProf “Wheel” で測定した車輪削正後の新幹線電車の車輪踏面形状に対して、境界要素法を応用した数値計算により断面一様の3次元の接触問題に拡張し、JIS 60kg レールの設計形状との間の車輪/レール間のコンタクトパッチを示している。車輪削正後に測定した車輪踏面形状の場合、接触幾何解析により求まる等価踏面勾配は車輪踏面形状が設計形状のときと同等であるが、車輪/レール間のコンタクトパッチはレール長手方向に筋が入った形態となり、車輪踏面形状を設計形状としたときに求まる同コンタクトパッチとは接触形態が大きく異なるとしている。車輪/レール間のコンタクトパッチの接触形態の違いは、車輪/レール間に作用する接線力に少なからず影響を与えることが想像できる。これらの詳細については、第3章と第4章で述べることとする。

海外で報告された研究開発においても、国内で行われた2次元形状を対象とした研究開発の方向性と一致している。近年公表された研究の一例を以下に示す。

2015年、Zacher^{C2-13)}らは、欧州の鉄道車両から無作為に測定した多くの車輪踏面形状とレール頭頂面形状を用いた接触幾何解析により等価踏面勾配を求め、速度やレールのタイプレート角度などをパラメータとしたマップを作製し、車両および営業認可に必要な等価踏面勾配の限度値を示している。

2016年、Polach^{C2-14)}は、営業車両から測定した多くの車輪踏面形状とレール頭頂面形状を用いた接触幾何解析により走行距離と車輪踏面の摩耗の関係を評価しており、測定対象と

した営業車両には走行距離の増加とともに等価踏面勾配が大きくなる傾向があることを示している。

このように現在においても、国内外ともに車輪踏面形状とレール頭頂面形状を2次元の断面形状として評価する研究開発が主流となっており、第4章で後述する実測した車輪踏面形状を3次元に拡張して車輪／レール間のコンタクトパッチを評価する研究は、著者らのものを除けば世界的にみてもその実施例は極めて少ない。

2.2.7 車輪踏面の摩耗傾向の実態に関するまとめ

本研究の第4章では、車輪削正痕や摩耗といった微小凹凸が車輪踏面にある実際の車輪踏面を対象とした車輪／レール間のコンタクトパッチに着目し、そこに作用する接線力特性を数値計算で推定することを考える。実際の車輪／レール間の接線力特性を評価するためには、車輪削正後から車輪踏面形状全体が摩耗によりどのように形状変化するか、その過程を知ることが一般的な評価を行うために必要となる。

しかしながら、鉄道現場で行われる車輪踏面の検査では、車輪径やフランジ厚さなどの車両の整備基準値に対応する値の評価が一般に行われるため、極端に異常な形状のものを除くと、車輪踏面の形状変形の過程を評価することは行っていないことが分かった。さらに、走行不具合が生じた車両に対する検査では、車両の整備基準値に対応する諸値の評価に加えて、今後の検修作業に活用するための資料とするために車輪踏面形状を測定し記録として残す場合がある一方で、走行不具合が生じた車両は総じて長距離走行した後に発生する傾向があるため、走行距離との関係性を評価するために必要となる中間程度の走行距離のときの車輪踏面形状のデータが不足することが分かった。

このように、実際の車輪踏面形状の摩耗による形状変化の過程を詳細に理解するためのデータ数としては十分とは言えないことが分かった。

以上より、車輪踏面形状全体の摩耗傾向を調査した報告は非常に少なく、過去の走行不具合に関する記録を総合的に判断したデータなどを総動員しても、車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力特性を数値計算で評価するとき一般性のある評価結果とするには不十分となることが分かった。このため、限定的ではあるが、営業車両を対象とした車輪踏面の摩耗調査を行い、その記録に基づき数値解析で営業車両の車輪／レール間の接線力特性の実態把握を行うことが、一般的な評価を行う上で必要となることが分かった。

2.3 車輪／レール間の接触力特性推定のための実験手法に関する研究動向

2.3.1 概要

営業線における車輪／レール間の接線力特性は、そのコンタクトパッチや接触面の汚損状態、周辺環境の違いにより大きく変化するものである。このような車輪／レール間の接線力特性に対して影響を及ぼす因子を定量的に理解することを考える場合、車輪とレールの接触を模擬した室内実験が有効な手段となる。本節では、これまで報告された国内外の研究から代表的な車輪／レール間の接線力測定実験を取り上げるとともにその現状について考え、本研究の課題解決に向けて必要となる事項について述べる。

2.3.2 小型試験輪を用いた室内実験

一对の小型試験輪を用いた接線力測定実験は、試験輪の製作などを比較的安価に行うことができる特徴を活かし実験条件を絞り込むときに実施される傾向にある。過去の研究報告によると、その大半の実験目的は以下の2つに大別される。

(1) 基本的な接線力特性調査のための実験

実験的に接触面に作用する接線力特性を調査する研究は、車輪とレール機構（あるいはローラ装置）を用いた Loach による実験^{C2-81)}、1939年、実物車両の1/5スケール模型とレールを用いた Davies による実験^{C2-82)}などが始まりのようである。その後実施された研究の中で現在に繋がる有益な研究としては、1958年、Johnson ら^{C2-68)}、^{C2-69)}が行った研究が挙げられ、これらは Kalker 理論の妥当性を裏付ける検証実験としても有名なものである。ここでは、鋼製平板と鋼球を使用した乾燥条件での実験から、スピンを含めたクリープ力（接線力）を計測している。1964年、Halling^{C2-16)}も同様の研究である鋼製平板と鋼球を使用した接線力測定実験を実施しており、前後方向と左右方向の接線力特性を計測して Kalker 理論の妥当性の検証を行ったとされる^{C2-17)}。

これらの実験内容から推察すると、当時は、Kalker 理論の妥当性の検証に重きを置いた実験が多かったものと考えられる。Kalker 理論の妥当性が検証された後には、その他の実験結果を比較する目的として基本的な接線力特性を計測した事例は散見されるが、基本的な接線力特性の解明に重点を置いて実施されたものは非常に少ない。

次に、同時代の国内の研究報告に目を向けてみる。1951年に穂坂^{C2-64)}により転がり接触について理論的な検討が行われているが、これを実験的に検討した事例としては、高速走行をする新幹線電車の開発の一環として行われたものが始まりのようである。1960年、松平^{C2-15)}は新幹線電車の開発における初期段階において、実物車両の1/10模型車輪と軌条輪を用いた車輪と軌条輪間の接線力特性の調査を行い、その後実施された実物車両の1/5スケール

ール 1 車両模型による車輪と軌条輪間の接線力特性との調査結果から、車輪／レール間の接線力特性が車両の走行安全性に大きく影響を及ぼすことを明らかにしている。

同様に、1971年、横瀬^{C2-19})も実物車両の1/5スケール1車両模型を用いた車輪と軌条輪間の接線力測定実験を実施し、車輪／レール間のクリープ係数は、接触面の表面粗さおよび接触面積の大きさの影響を受けること、高速走行時で輪重が大きいほどクリープ係数が小さいことを報告している。これらの知見は、新幹線電車の開発における走行安全性の評価や蛇行動現象を詳細に理解するために活用された。

国内では、鉄道車両の車輪／レール間の接触問題を起源として接線力特性を実験的に評価する研究が始められたことは、海外の事例とは異なる面白い事実である。

新幹線電車の開業以降では、鉄道車両の高速化が国の施策として推し進められ、このころ、高速走行時に車輪／レール間で生じる現象に注目が集まり始めた。

これに関連して、1993年、走行中の車輪／レール間の接線力を連続的に計測する新たな手法（新連続輪重・横圧測定手法）が鉄道総研で開発され、その出力値と実際の現象の関係を詳細に調査するため、1994年、石田ら^{C2-20})は実物車両の1/5スケールの輪軸模型と軌条輪を用いた接線力測定実験を行い、車輪上昇量と車輪／レール間の作用力の関係について検討を行っている。

2010年、山本^{S4-9})は、接触面に生じた車輪削正痕と同程度の大きさの微小凹凸と接触面で作用する接線力特性の關係に着目し、直径30mmの一对の小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験を行うことで、アタック角がない条件では、接触面に削正痕を設けたときの方が平滑のときより接線力が小さくなることを明らかにしている。

さらに、2011年、山本ら^{S3-1})は、試験輪の周辺環境が接線力特性に及ぼす影響について調査を行い、実際の車輪／レール間の接触面圧より接触面圧は小さい条件ではあるが、周辺湿度が30%程度のときの方が60%のときより接線力が大きいことを実験的に示し、試験輪の周辺湿度が接線力特性に影響を及ぼすことを明らかにしている。

これらを踏まえ、2013年、山本ら^{S4-3})は、実物車両とレール間の接触面圧と同等の実験条件で、接触面の微小凹凸形状のピッチ・高さが異なる11種類の試験輪を用いた接線力測定実験を行っている。ここでは、接触面の微小凹凸の有無に関係なく、試験輪の周辺湿度が接線力特性に及ぼす影響が無視できないこと、接触面の微小凹凸の高さとピッチが大きい条件ほど、アタック角の有無に関係なく、そこに作用する接線力は小さいことを明らかにしている。これらの詳細については第3章で述べる。

2013年、Fletcherら^{C2-26})が、乾燥条件でのすべり率が連続的に変化するときの接線力特性を調べる接線力測定実験を行っている。ここでは、直径47mmの一对の小型円筒試験輪間の接触面圧を1000MPa程度とした実験条件で、すべり率を0%から最大2.5%まで増加させたときと、すべり率を一定条件としたときの接線力特性の比較を行っている。そこでは両者

の差異は大きくないと報告しているが、すべり率を速く変化させたときの接線力特性については述べられていない。また、実験時のすべり率の変化と接触面の表面性状の変化の関係についても触れていない。

(2) 接触面に物質が介在する条件での接線力特性調査のための実験

1975年、Beagleyら^(C2-21)は、直径6インチの円筒試験輪と鋼製平板で構成した試験機を用いた接線力測定実験を行っている。その結果、乾燥条件ではレール面上の油滴による潤滑効果に対抗して粘着（接線力）を維持する効果があること、多湿条件では金属が腐食してできた破片が粘着（接線力）を低下させること、水潤滑条件では粘着（接線力）がさらに低下することを示している。さらに同年、Beagleyら^(C2-22)は、同じ試験機を用いて水潤滑条件での接線力測定実験を行い、接触面の油汚染の程度に依存して摩擦係数が0.3以下となること、固体摩耗破片との混合水、粘性ペーストを構成する埃、油の存在により摩擦係数は0.05になるとしている。これらの現象は、金属が腐食してできた破片がレール面上にあるときと同様の挙動を示していると考えられることから、降雨時には雨水により金属が腐食してできた破片がレール面上から除去されるため粘着（接線力）が若干向上すると結論づけている。

2003年、Lewisら^(C2-23)は、直径47mmの一对の小型円筒試験輪を用い、接触面圧を1500MPaとした条件で接線力測定実験を行い、乾燥条件および水潤滑条件ともに、接触面に撒砂したときの前後方向の接線力係数は接触面に撒砂しないときより小さいとする実験結果を報告している。さらに、2006年、Lewisら^(C2-24)は、英国の標準鉄道用シリカ砂を接触面に噴射する接線力測定実験を行い、乾燥条件では接触面に介在した砂が性能の悪い固形潤滑剤の振る舞いをするため接線力係数が小さくなること、水潤滑条件では濡れたディスクに砂が張り付くため接触面が激しく摩耗することを、それぞれ報告している。

2008年、Gallardo-Hernandezら^(C2-25)は、Lewisらが実施した実験条件^(C2-23)と同一の接線力測定実験を実施し、水や油、砂や落葉といった介在物が接触面にあるときの接線力特性について検討を行っている（図2-11参照）。

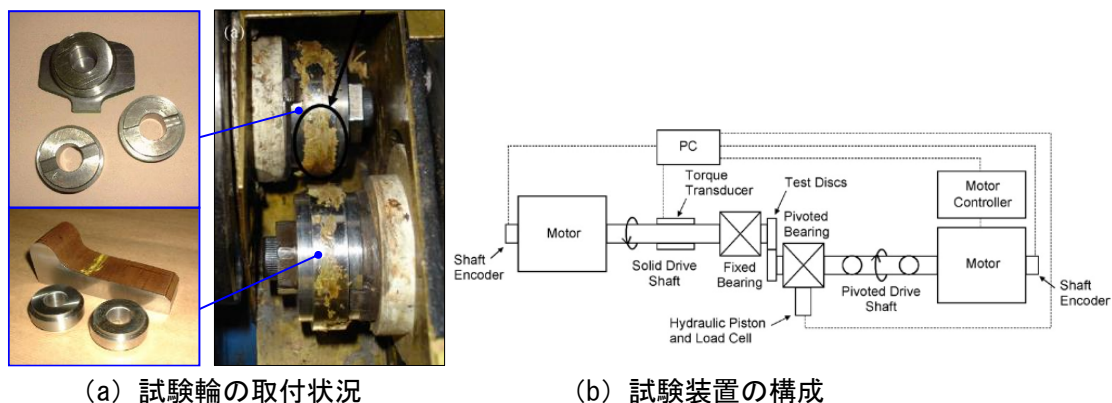


図2-11 英国シェフィールド大学所有の2円筒試験装置^(C2-25)

2016年、Galasら^{C2-27)}は、オイルベースの摩擦調整剤の性能評価をするため、ヘルツ圧0.75GPa、すべり率1.0~10.0%、温度23°C、湿度35~40%の条件で直径19.05mmの鋼球と直径46mmの鋼製の円筒の組合せで接線力測定実験を行っている。ここではオイルベースの摩擦調整剤は車輪/レール間の粘着を制御することができ、特に、その制御は摩擦調整剤の量に強く依存するとしている。

2.3.3 大型試験輪を用いた室内実験

一对の大型試験輪を用いた接線力測定実験は、同様に小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験と実物車輪とレールを用いた接線力測定実験の間を補間する中間的な位置付けとして実施され、特に、試験輪の周速度の違いが接線力特性に顕著な影響を及ぼすことが知られている水潤滑条件で行われる事例が多く報告されている。

1982年、大山ら^{C2-28)}は、直径660mmと550mmの試験輪で構成された高速模型試験装置を用いて最高周速度300km/hの条件で接線力測定実験を行っている。ここでは、乾燥条件における接線力係数の最大値に着目した評価を行っており、①定性的には最大接触圧の増加とともに低下すること、②試験輪の表面硬さが硬いものを柔らかいものの組み合わせると大きくなること、③周速度や表面粗さの影響が認められないことを明らかにしている。

同年1982年、大山ら^{C2-29)}は、鉄道車両のブレーキ動作時の滑走防止対策に資する目的として、同じ試験機を用いて水潤滑状態での接線力測定実験を行っている。その結果、接触面の表面粗さが小さいほど、すべり率に対する接線力係数の立ち上がり勾配が周速度の増加とともに緩やかになること、最大接線力係数が周速度の増加とともに急減することを報告している。

そして、1986年、大山ら^{C2-30)}は、水潤滑条件での詳細な接線力特性の調査を行うため、車輪側試験輪とレール側試験輪を大型化(直径をそれぞれ910mmと730mm)し、前述した直径660mmと550mmの高速模型試験装置を用いたときと同様の水潤滑条件における接線力測定実験を行っている。その結果、接触面の表面粗さが大きくヘルツ接触圧が高い条件では、乾燥摩擦を仮定したCarterの二次元理論と比較的良好に一致する傾向を示すが、表面粗さが小さくなると、周速度の増加とともに理論値から離れ、すべり率に対する接線力の勾配が緩やかになることを示している。このときの最高周速度は250km/hであった。

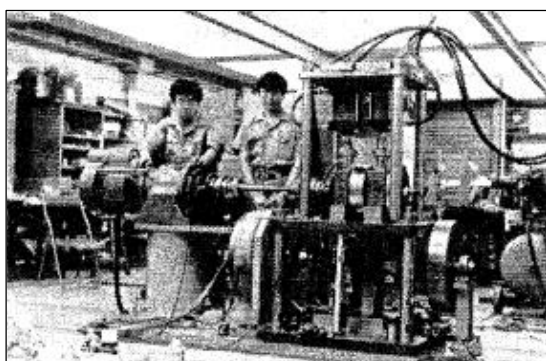
これらの実験結果を踏まえ、1986年、大山ら^{C2-31)}は、表面粗さの突起を球面としその突起高さを正規分布と仮定することで、水膜を介して突起に作用する支持荷重をEHL理論により推定した。その結果、表面粗さと粘着係数は定性的に良好な相関が得られたとしている。

1986年、藤岡ら^{C2-32)}は、材質S45Cで製作した直径φ300mmと直径φ500mmの一对の円盤状の試験輪で構成された試験機を用いて、乾燥条件で周速度34km/hのときのクリープ力(接線力)特性を調査し、すべり率の変化を1~2分程度に長くしたとき、Kalkerの理論値と良く一致したとしている。Kalkerの線形理論の妥当性を検証する目的で行われる接線力

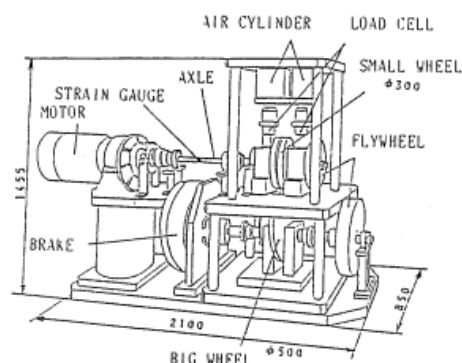
測定実験では小型円筒試験輪を用いて行われることが一般的であるが、本研究は、実際の車輪／レール間の接触条件に近い大きさの試験輪を用いた実験を行い、そして同様の接線力特性が得られたことを示した点で意義のあることと考える。

同年、伊藤ら^{C2-33})は空転前駆現象の把握を目的として、藤岡^{C2-32})らが使用した試験機(図2-12 参照)を使用し、乾燥条件と油潤滑条件、さらに、乾燥条件で踏面研磨子を用いた条件での実験を行い、踏面研磨子を用いると摩擦係数(接線力係数)が最も大きい0.30以上になったとしている。その一方で、そのメカニズムについては触れていない。

2002年、Bucher^{C2-34})は、クリープ力(接線力)特性の実験結果では、接触面の表面粗さの影響により実験初期に計測される勾配は小さい傾向を示すことを述べているが、その具体的なメカニズムについては触れていない。



(a) 実験風景



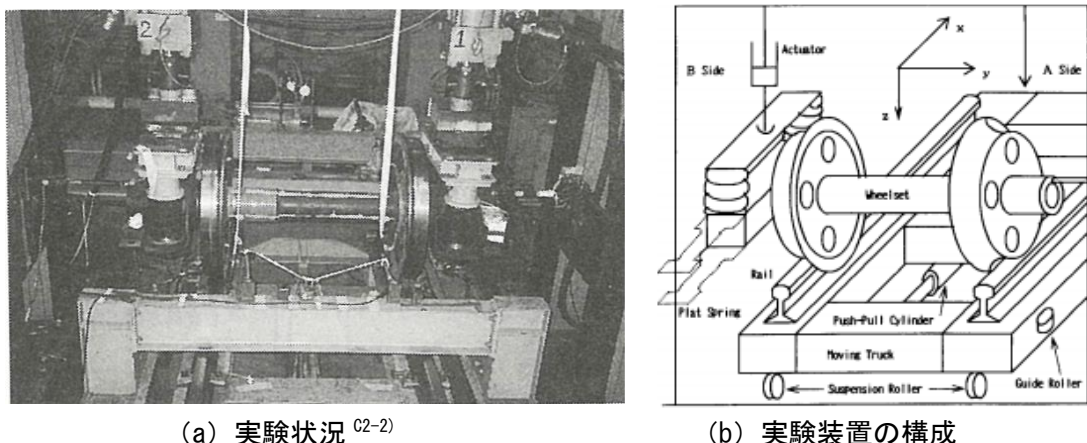
(b) 実験装置の構成

図2-12 東京大学所有の大型2円筒実験装置^{C2-33})

2.3.4 実物輪軸を用いた室内実験と試験車両を用いた走行実験

実際の車輪／レール間で生じる物理現象を評価する場合、実物車両を用いた走行実験や実物輪軸を用いた室内実験は有効な手段であり、実物を使用することからそこで得られた結果には説得力がある。その一方で、例えば、営業線上での走行実験ではさまざまな制約があるため、きめ細かな条件で評価することは難しく、特に、車両の走行安全性に影響を及ぼすことが懸念されるような条件では実施することはできない。室内実験においても同様に試験機を故障させる可能性のある条件では実施することができない。このため、これらの実験は限定的な範囲で最終確認の位置づけとして行われることが一般的となる。

1993年、康ら^{C2-36})は、実物輪軸(勾配1/20の円錐踏面形状)と実物レール(JIS 50kgNレール)の組合せで輪軸を速度0.2m/sで前後に転走させる実験を実施している(図2-13参照)。その結果、乾燥条件のときの接線力特性の実験値とKalkerの線形理論による理論値を比較すると、接触面形状(コンタクトパッチ)が理論値と同等でも縦(前後方向)クリープ係数が約13%、横(左右方向)クリープ係数が約10%小さいとしている。



(a) 実験状況 ^{C2-2)}

(b) 実験装置の構成

図 2-13 実物輪軸と実物レールを用いた転走実験 ^{C2-36)}

その一方で、クリープ係数が理論値に対して若干小さくなる理由については、表面粗さによる影響を考えているようにも推察できるが具体的には言及していない。本論文は、特に、一般的に用いられる一对の円筒試験輪ではなく実物レールを用いて実験が行われている点が貴重であり、一对の円筒試験輪を用いた室内実験では不明確となるレール長手方向の曲率が接線力特性に及ぼす影響を知ることができる。

1996年、松本ら ^{C2-37)}は、レール波状摩耗のメカニズムを調査するため、曲線走行模擬が可能な1台車用の試験台を用いた接線力測定実験を行っている。リニアモータ駆動地下鉄用の車輪踏面形状を有する台車と JIS 50kgN レールの頭頂面形状を有する軌条輪の組合せで、前後方向のすべり率と左右方向のすべり率をそれぞれ最大0.8%と0.4%とした条件で実験を行い、Kalkerの線形理論による理論値と同等の結果となったことを報告している。

2001年、是澤ら ^{C2-38)}は、車輪の滑走を低減するため、実物車両を用いた走行試験で車輪／レール間のクリープ力（接線力）特性を計測する実験を行い、計測した前後方向の接線力特性は Kalker の線形理論による理論値と良く一致すること、接触面形状は感圧紙を用いた接触楕円と良く一致すること、滑走前駆現象と考えられる周波数90Hzの輪軸の軸ねじり振動を捉えたことを報告している。

2001年、Polach ^{C2-39)}は、スイス SBB の BR460 型機関車、ドイツのユーロスプリンター機関車、米国 SD45X 機関車の3種類に対して、速度40km/h以下のときの乾燥および水潤滑条件で計測した車輪／レール間の接線力特性を例示している。その計測結果から、最大接線力係数は0.3程度で、接線力係数はすべり率が数%以上の大きになると、ばらつきはあるが若干低下する特性があることを結論づけた。

なお、この Polach の研究報告に記された実測値は、車両運動特性を数値解析で推定するとき、実測に基づく車輪／レール間の接線力特性として引用される頻度が高い。

2003年、石田ら ^{C2-40)}は、車輪が乗り上がりを開始してから脱線に至るまでの車輪／レール間の作用力の変化、輪軸と車両の挙動、脱線する条件を調査することを目的に、実物車両

を用いた脱線走行試験を鉄道総研の構内試験線で行っている。この実験では、繰り返しの走行試験により、曲線内軌側の車輪／レール間の摩擦係数が最大 0.4 程度まで大きくなったとしている。その一方で、都会の一般的な営業線では、車輪／レール間の摩擦係数が 0.4 より遥かに大きい値になるとする報告が複数ある。このことから、走行試験の実施に時間的な制約がある構内試験線と高頻度に走行を繰り返すことができる営業線の間には、車輪／レール間の摩擦係数を増大させる相違点があることを示唆する興味深い知見と言える。

2007 年および 2009 年、航空・鉄道事故調査委員会 (C2-41), (C2-42) および運輸安全委員会 (C2-43) は、営業線上で発生した乗り上がり脱線事故発生における一因として、車輪削正後から走行距離 100km 以下と比較的少なく、車輪フランジの表面粗さが大きく削正痕が残存した状態であったことに注目し、車輪削正痕により車輪／レール間の摩擦係数が通常より大きい状態であった可能性があるとして結論づけている。

このように当時の理解としては、車輪／レール間の摩擦係数は、車輪踏面に削正痕がある方が大きいと考えることが一般的であった。

2009 年、桃崎ら (C2-44) は、車輪フランジとレール間の摩擦係数の変化を把握するため、実物車両を用いた走行試験で検証を行い、車輪削正後の車輪フランジに塗油をしない状態から曲線を繰り返し走行すると、車輪フランジがレールゲージコーナに乗り上がり始めることを報告している。その理由として、車輪フランジの削正痕は繰り返しの走行により潰れて滑らかになる傾向が認められ、外軌側のレールゲージコーナ付近に多くの摩耗粉が付着していたことから、表面に付着した僅かな汚れなどが摩耗粉として剥離して活性な金属面が露出したことで摩擦係数が増加し、車輪フランジが乗り上がったと結論づけている。

これと同様に、2014 年、飯島ら (C2-45) は、桃崎ら (C2-44) と同様の走行試験を行い、その際に観測された、曲線を繰り返し走行したとき車輪フランジがレールゲージコーナに乗り上がり始めた理由を、接触面から多量の金属摩耗粉が剥離し凝着摩耗の状態となったことで摩擦係数が増加したとしている。

本研究でも、これらの研究と同時期に車輪削正痕が車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響について検討しており、車輪削正痕の有無に着目した車輪／レール間の接線力特性の調査 (S4-7), (S4-9), (S3-1) も行っている。ここでは、桃崎 (C2-44) らの見解とは異なる新たな知見も得られた。これらの実験結果に基づくメカニズムの詳細については、第 3 章と第 4 章で述べる。

2015 年、Voltr ら (C2-46) は、実際のトラムの車輪を用いて軌条輪との間の過渡的な接線力特性を計測する接線力測定実験を行っており、繰り返しの摩擦により接触面の汚れが除去され清浄化されたため接線力係数が向上したとしている。その一方で、ここでは接触面の表面性状の変化については触れていない。

2.3.5 車輪／レール間の接線力特性評価のための実験手法のまとめ

(1) 小型試験輪を用いた室内実験

欧州における一对の小型試験輪を用いた接線力測定実験は、工学分野に共通する軸受や歯車の歯面の接触問題を解明することを目的として、数値解析的に接触面に作用する接線力特性を推定する手法の開発と並行して実施されたことが起源とされる。このため、実験で使用された試験輪の接触面は一般化するため平滑形状としたものが多い。そして当時は、乾燥条件での基本的な接線力特性の調査に主眼が置かれ、Kalkerの転がり接触理論の構築までこの傾向は続いている。そして、Kalkerの転がり接触理論の構築とともに、乾燥条件での基本的な接線力特性のみに着目した実験の報告数は減少傾向を示していることが分かった。

国内における接線力測定実験では、新幹線電車の開発における初期段階で1/10モデルを使った調査が行われたのが起源のようである。その後、鉄道車両の高速化とともに、車輪とレールの接触を模擬した条件での接線力特性の調査が行われているが、そこでは主に、その接線力特性として異常な状態がないことを確認するに留まる内容が大半を占めている。

このような実験が多く実施される理由として、実際の車輪／レール間の接触条件は欧州で実施された接線力測定実験の条件とは異なることに加え、車輪／レール間の接線力特性は摩擦現象と深い関係にあるため、実験データ数を増やすことで統計的に優位にする必要があると考えられていることが背景にあると考えられる。

近年では、接触面に固形物や液体が介在する条件での接線力測定実験が精力的に実施されているが、その大半が接触面で作用する接線力の大小関係のみの言及に留まり、それぞれが独立した見解となっている印象を受ける。

このような状況を踏まえ評価すると、一对の小型試験輪を用いた実験はこれまでも多数報告されているが、実際の車輪／レール間の接触条件と合致した実験条件は比較的少なく、その接線力特性の変化のメカニズムに言及するものも少ない。

このため本研究では、これらの点に着目した実験を重点的に実施することが必要と考えられる。

(2) 大型試験輪を用いた室内実験

一对の大型試験輪を用いた接線力測定実験は、試験輪の周速度が接線力特性に大きな影響を及ぼす水潤滑条件で行われることが多く、乾燥条件での接線力測定実験は相対的に実施例が少ない傾向にあることが分かった。その一方で、一对の小型試験輪を用いた接線力測定実験では、乾燥条件における接線力特性の調査が比較的多く実施されているが、それぞれが仕様の異なる試験装置を用いた実験の見解を述べるに留まるとともに、相互に横断的な比較評価が少ないことが分かった。

このため本研究では、乾燥条件における車輪／レール間の接線力特性を一般化するため、

大型試験装置を使用して車輪／レール間のコンタクトパッチの大きさと接線力特性の関係を実験的に評価するとともに、Kalker の理論値との差異を明確にする必要があると考えられる。

(3) 実物輪軸を用いた室内実験と試験車両を用いた走行実験

実物輪軸を用いた室内実験や試験車両を用いた走行実験の結果は、一般には簡単に実施することができない実物を使用したものであるためその実験結果には説得力があり、車輪／レール間の接線力特性の実態を把握する上での貴重な資料となる。その一方で、車輪／レール間の接線力特性はさまざまな因子により変化する特性があることが知られているが、それぞれの因子と車輪／レール間の接線力特性の関係をきめ細かく調査することを考えた場合、実物車両という巨大な測定系を用いた実験ではそれぞれの因子による影響を定量的に把握することは困難となる。

このため本研究では、室内実験と実物車両を用いた走行実験をそれらの性格を考慮したうえで、実験目的に応じて使い分けることが適切と考えられる。

最後に、一対の小型試験輪を用いた室内実験から実物車両を用いた走行実験までを総括する。これらを用いた実験の歴史を俯瞰すると、Kalker 理論の構築前では基本的な接線力特性を把握するための接線力測定実験が精力的に実施されていたが、Kalker 理論の構築後ではあまり見られなくなっている。このことから、乾燥条件における基本的な接線力特性は一般に理解されたものとして扱われているようにも受け取れる状況となっている。

しかしながら、必ずしもそうとは言い切れない側面もある。例えば、これまでの報告では車輪／レール間の極めて高い接触面圧で接触する形態を模擬したものが少ないこと、乾燥条件での接線力測定実験では少なからず接線力特性に影響を及ぼすと考えられる接触面の周辺環境の条件に関する情報が不足していることが挙げられる。さらに、本研究で着目する車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係についても、先行研究から推定することが困難である。特に、車輪／レール間の接線力特性は摩擦現象と深い関係となるため、複数の実験方法により同様の現象が現れることを確認しながら考察することが必要となると考えられる。

以上より、本研究の課題解決のためには、車輪削正痕に着目するとともに、実際の車輪とレール間と同等の接触条件で接線力測定実験を行い、実車走行条件における車輪／レール間の接線力特性を深く考察することが必要と考えられる。

2.4 車輪／レール間の接線力特性推定のための解析手法に関する研究動向

2.4.1 概要

数値解析で車輪／レール間の接線力を推定する場合、現状においては、車輪／レール間のすべり率と Kalker のクリープ係数の積から求めることが一般的である。車輪／レール間のすべり率は、車輪とレールを剛体と見なし幾何学的に接触位置を求める接触幾何解析の計算結果を使って求め、他方、クリープ係数は車輪／レール間のコンタクトパッチを楕円形状と見なすことで、その縦横比に基づき Kalker の線形クリープ係数の一覧表から選定して求める。

本節では、車輪／レール間の接線力特性を推定する解析手法の開発の変遷を示し、本研究における課題解決のために必要となる機能についての考えを述べる。

2.4.2 接触幾何解析手法開発の歴史

(1) 接触幾何解析のアルゴリズムの基礎検討

車輪とレールをそれぞれ剛体と仮定し、輪軸が左右のレール上に載った状態で接触位置を幾何学的に求める学問を接触幾何学と言い、これを求める数値解析手法のことを「接触幾何解析」という^{C2-5)}。

1937年、Heumann^{C2-48)}は、車輪踏面形状やレール頭頂面形状が摩耗すると、両者の幾何学的な接触位置が輪軸の左右変位により非線形に変化することで計算が収束しない場合があることに対し、輪軸の左右変位量を微小とすることで、2次曲線で近似した車輪踏面形状とレール頭頂面形状の接触位置を幾何学的に計算できることを示したのが始まりのようである。

国内では1983年、藤岡ら^{C2-49)}は、車輪／レール間の接触位置を探索するアルゴリズムの開発において、計算上の座標変換を軌道座標系から輪軸座標系へと入れ換えることで三次元から二次元の接触問題に置換可能となることを見出し、車輪踏面形状が任意の場合についても接触幾何解析を簡易に精度良く解くことができることを示している。

1988年、谷藤^{C2-35)}は、輪軸ロール角度を変化させながら車輪／レール間の垂直方向の最短距離を探索する2次元の接触幾何解析法を開発し、新幹線試験電車から測定した車輪踏面形状を12次多項式で近似するとともに、JIS 60kg レールの設計形状との組合せで、輪軸左右変位量に対する車輪回転半径、接触角との関係を走行距離ごとにまとめている。海外でも同様に1988年、Pater^{C2-50)}は、輪軸と軌道間の幾何学的な接触を評価するため制約方程式を解く方法を示している。

1989年、横瀬^{C2-51)}らは、車輪踏面形状とレール頭頂面形状をそれぞれ異なる半径の円弧で構成した場合の幾何学的な接触位置、接触角、等価踏面勾配などを、輪軸の左右変位量とアタック角を入力することで求めることができる関係式を導いている。この関係式は円錐

形状の車輪踏面でも使用できるとしている。また、1990年、横瀬ら^{C2-52)}は、摩耗した車輪踏面形状を想定し単円弧で構成した車輪踏面形状とレール頭頂面形状の組合せで幾何学的な接触位置を求め、厳密解と近似解の比較により輪軸の垂直軸回りの角変位が車輪とレールの接触位置に及ぼす影響が大きいとしている。

車輪とレールの接触位置を2物体の接触点における座標の一致と法線と接線の直行条件から求める3次元接触幾何解析法が松尾^{C2-53)}により開発され、1984年、宮本ら^{C2-53)}が発表している。この3次元接触幾何解析手法をベースに、1993年、佐藤ら^{C2-54)}は、車両試験台の車輪と軌条輪の組合せでも幾何学的な接触位置が求められるよう機能拡充を行っている。

1999年、藤岡ら^{C2-55)}・^{C2-56)}は、輪軸のロール変位を独立変数とした新たな接触幾何解析手法を開発し、車輪と分岐器が接触する事例に対して従来の接触幾何解析より計算速度が向上することを示している。ここでは、フィルタ処理による車輪踏面形状の測定誤差の低減効果に着目し、直摩擦係数と定義したテンプレートを使用する提案方法を用いた計算結果から、車輪フランジがレールと接触する付近では車輪踏面のヨーイング変位(アタック角)に及ぼす影響が大きいことを示している。

(2) 商用ソフトウェアを用いた応用研究への変革

2000年頃、SIMPACKを代表とする商用マルチボディダイナミクスソフトウェア(以下、MBDソフトウェア)が飛躍的な普及を遂げ、車輪/レール間の接触問題に関する研究開発の方向性が、基礎的なアルゴリズムの開発からMBDソフトウェアを用いることを前提とした応用開発に移行した。このことを端緒として、接触幾何解析のアルゴリズムを開発することを目的とした基礎的な研究は、この分野の研究対象から遠ざかることとなった。すなわち、ターニングポイントということになる。

2008年、Shackletonら^{C2-57)}は、複数の商用MBDソフトウェアを用いて同一条件の計算を実行することにより、計算精度や利便性などの基本性能を比較し評価している。

2010年、Polach^{C2-58)}は、MBDソフトウェアを用いて、車輪とレールが設計形状/摩耗形状の場合、車輪とレールの接触形態が剛体接触/弾性接触の場合について、総当たりの接触幾何解析を行い、それぞれの条件が数値解析の結果に及ぼす影響について報告している。

これらの研究事例は、汎用のMBDソフトウェアの性能比較をユーザである研究者が行う、まさしく時代の流れを表したものと言える。

その後、MBDソフトウェアの解析アルゴリズムをベースに、独自に構築した理論を付加機能として実装する研究が報告されている。

2007年と2009年、杉山ら^{C2-59)}・^{C2-60)}は、従来の接触テーブルから接触点を探索するオフライン探索と接触点が車輪フランジへ飛び移ったときに用いるオンライン探索を併用することで計算性と解析精度を両立させた車輪とレール接触解析手法を提案している。

2010年頃、学術的な研究会合ではないが、MBDソフトウェア開発会社が主催するユーザミーティングが世界各地で開催された。これは開発会社がソフトウェアの普及を図る上で

の市場調査の一環と考えられ、同じ MBD ソフトウェアの利用者が実務で使用した解析結果を持ち寄り、解析精度や利便性について議論を行うものである。

この頃から、数値解析によるダイナミクスに関する研究開発は、汎用ソフトウェアがその基盤となる部分を担当することとなり、誰が行っても簡単に同様のクオリティの解析結果が得られる解析環境が整備された。これにより、研究者の仕事は、課題に対していかに優れた着眼点及び対策法を見出すことができるかに尽きるものとなった。

以上より、接触幾何解析の開発の歴史を俯瞰すると、MBD ソフトウェアの普及によって 2000 年付近を境に CAE (Computer aided engineering) による研究開発が主流となり、接触幾何解析手法に関する新規の研究は見られなくなった。

ターニングポイント以前の研究では、車輪とレールをそれぞれ剛体と見なし、これらの間の接触位置が 1 点で接触するとの前提条件の下で求めることが主流であった。ターニングポイント以降の研究では、MBD ソフトウェアに実装したさまざまなシナリオに対応する解析ツールボックスを活用した応用研究が主流となっている。最近では、MBD ソフトウェアの解析アルゴリズムに独自に考案した機能を付け加える研究が行われている。

2.4.3 車輪／レール間の転がり接触理論の変遷

軸受や歯車の接触面の応力分布を推定するという工学分野に共通する重要な問題に対応することを目的として、転がり接触理論の研究が行われてきた歴史がある。車輪／レール間の接触面もこれらと同様の問題と考えることができる。

本節では、これまで多くの研究者により研究が行われてきた転がり接触理論について、鉄道車両の車輪／レール間の接線力特性の推定に活用できる理論となるまでの変遷をまとめることで、転がり接触理論の限界について考えてみる。

(1) 2次元接触問題における解法の導出

1926 年、Carter^{C2-61)}は、世界で最初に接触面に作用する接線力特性を 2 次元の接触問題として求める解法を導いた (図 2-14 参照)。ここでは、半無限体近似を仮定した円筒が平板の上を転がる条件を考え、接触面の前端部近傍には粘着領域が、後端部近傍には完全すべり領域があるとしている。同時期の 1927 年、ベルリンでは Fromm^{C2-62)}が、半無限体近似としない 2 つの円筒が接触する条件で解法を導き、半無限体近似を仮定した Carter の解と同じになるとしている。同様の研究は、1950 年には Poritsky ら^{C2-63)}が、1951 年には穂坂^{C2-64)}が、それぞれ接触面に作用する接線力特性を 2 次元の接触問題から導く解法として報告している。1959 年、Bufler ら^{C2-65)}は、2 次元の接触問題を拡張した研究として材料の弾性係数が異なる条件を考え、接触面に生じるすべりの有無の 2 条件に対して、垂直方向の面圧を 2 次元の接触問題とすることで垂直分布と接線力分布の相互干渉に関する厳密解を導き、材料の弾性係数が同じときには Carter の解と同じとなることを示している。

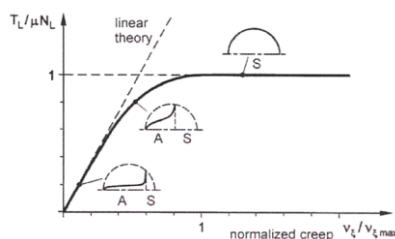


図 2-14 Carter が導いた 2 次元接触理論 ^{C2-75)}

(2) 3 次元接触問題への発展

1949 年, Mindlin^{C2-66)}は, 3 次元の接触問題として静止した球面の接触条件を考え, 垂直荷重と接線力が作用したときの数値解析による解法を導いた. 1951 年, Lubkin^{C2-67)}は, 同様の問題について接触面にモーメントが作用した条件について数値解析による解法を導いた.

1958 年, Johnson^{C2-68)}は, 世界で初めて 3 次元で転動する場合の接触問題を解くための数値解析の解法を導いている (図 2-15 参照). ここでは, 球と平面が接触する条件を考え, Mindlin の解を適用することで接触面に接線力が作用しながら転動する条件を解いている. その後, Johnson^{C2-69)}は, 接触面に小さいスピンをとる場合についても数値解析による解法を導いている.

1964 年, Haines と Ollerton^{C2-70)}により, 接触領域を転がり方向に平行の短冊 (Strip) とし て分割し, それぞれに Carter の 2 次元理論を適用することで解を求める短冊理論が示され, 3 次元転がり接触現象の塑性範囲での研究に繋がる方法として, 1960 年代終わりまでこれが主流となった.

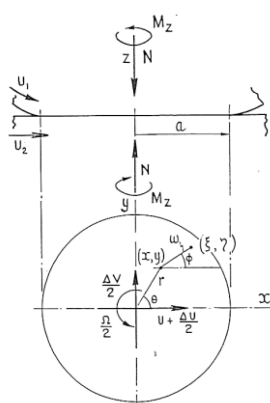


図 2-15 Johnson が導いた 3 次元接触理論 ^{C2-69)}

(3) Kalker の転がり接触理論の構築 ^{C2-83)}

1967 年, Kalker^{C2-71)}は, Carter の解法と同様の単純な近似解法を応用することで, 接触面に作用する左右方向の接線力特性を求める数値解析法を初めて導いた. そして 1968 年, Kalker^{C2-72)}は, 1956 年に発表された Pater のアイデアを加え発展させた有限要素法ベースの転がり接触理論を開発し, これにより弾性体である 2 物体間のコンタクトパッチとそこに

作用する接線力を推定できることを、Johnson の実験結果^{C2-68), C2-69), C2-74)}との比較評価から実証している。

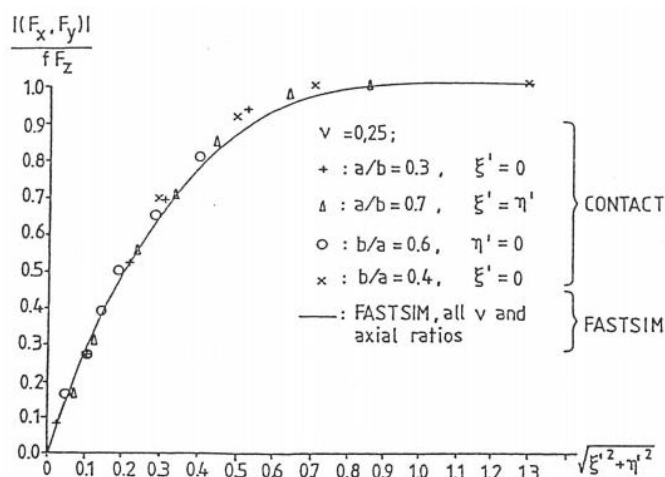
なお、Kalker がのちに発表した文献^{C2-17)}によると、同時期である1967年、Heinrich ら^{C2-18)}も左右方向の接線力特性を正確に求めるための解法を導いているが、その解法が非常に複雑であったとしている。Kalker の転がり接触理論が主流となっている現状を踏まえると、数値解析手法として比較的シンプルな Kalker 理論が一般に支持され、Heinrich ら^{C2-18)}の研究は Kalker の転がり接触理論の妥当性の検証手法の一つとして一定の成果を上げるに留まったものと評価される。

1979年、Kalker は自身が構築した理論を発展させ、Duvaut と Lions^{C2-74)}の摩擦を考慮した線形弾性接触の理論を採用した“Duvorol”を開発し、1983年と1988年にこれを改良した“CONTACT”を発表^{C2-83)}している。現在、これが最良とされ、車両運動力学に関する数値解析で広く用いられている。この成果により大規模モデルのころがり接触理論はおおむね完成したと一般に評価され、現在においてもこの評価は変わっていない。

Kalker の転がり接触理論のうち厳密理論と呼ばれるものは、変位や力といった物理量が時間とは関係なく一定となる定常状態を対象としたときと、そうでない過渡状態を対象としたときの両方に対して成立する理論である。そして原理的に精緻な数値解析の結果が得られるとされる一方で、解を求めるための計算リソースが膨大となるデメリットがある。このことは Kalker 自身も文献^{C2-78)}の中で将来の展望として記している。

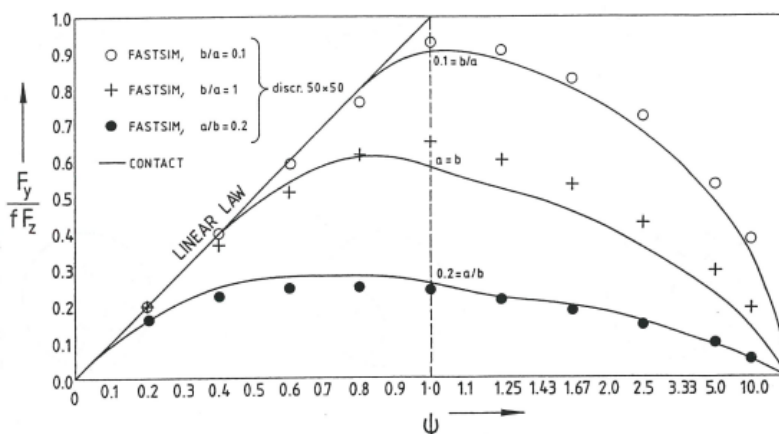
このような背景から、計算時間の大幅な短縮を目指し、1973年、車輪踏面形状とレール頭頂面形状が円弧形状の組み合わせで構成されているという特徴を活かし、ここに Hertz 理論を適用することで、車輪/レール間で生じる接触楕円の縦横比をパラメータとする Kalker の線形理論を提唱している。これにより、従来は膨大な計算リソースを要していた弾性論に基づく計算過程を、事前に計算で求めた「線形クリープ係数の一覧表」から選択する方法に変更し、車両運動解析の計算効率を飛躍的に向上させている。

このように開発された Kalker の線形理論は、変位や力が時間とは関係ない定常状態を対象としたときのみ成立する実用的な理論である。さらに、Kalker の線形理論と厳密理論の計算誤差に関する差異は、スピנקリープを考慮しない場合には5%以下と小さく（図 2-16 (a)）、スピנקリープを考慮した場合においても左右方向のクリープ係数に及ぼす影響が最大15%程度（図 2-16 (b)）とされるため、車両の走行安定性を評価するときに行われる一般的な時系列の車両運動解析で必要とされる計算精度としては、これは無視できる程度と評価され問題とはならない。すなわち Kalker の線形理論は、一般的な車両運動解析に適用することを考えたときには、Kalker の厳密理論をコード化した“CONTACT”より計算精度が原理的に若干劣る弱点を打ち消すほどに、計算リソースの大幅な縮小で計算の高速化による価値が高まる理論ということになる。



(a) スピンクリープを考慮しない場合

【Poisson's ratio = 0.25】



(b) スピンクリープを考慮した場合

【Poisson's ratio = 0, Elastic difference parameter = 0, Longitudinal tangential force = 0】

図 2-16 Kalker の厳密理論 (CONTACT) と線形理論 (FASTSIM) の計算結果の比較^(C2-83)

(4) 実際の車輪／レール間の接触問題への対応

実際の車輪踏面やレール頭頂面は、車両が繰り返しの走行することで摩耗して形状が変化する。このときの車輪／レール間のコンタクトパッチは楕円形状にならないことが想定され、Kalker の線形理論では正しく解が求まらないことが考えられた。このため、実際の車輪／レール間の接線力特性を推定する手法が検討された。

1991 年と 1993 年、Pascal^{(C2-79), (C2-80)}らは、車輪とレールが踏面の 2 箇所で楕円接触する条件について、車輪／レール間のコンタクトパッチ (接触面形状) を求めるための計算時間を短縮することを考え、2 箇所の接触楕円の長径・短径比に対して、それぞれの接触楕円に加わる荷重で重み付けをすることでこれと等価となる 1 箇所のコンタクトパッチを求め、これに基づき等価クリープ係数を推定する一手法を提案している。この提案手法の妥当性を検証するため、輪軸の左右変位量を 2.5mm 程度とした条件から求めた計算結果を、Kalker の

厳密理論に基づくコード“CONTACT”の計算結果と比較することで、両者は良好に一致したとしている。

しかしながら、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチのような車輪とレールが2箇所以上で接触する条件を対象とした本解析手法の妥当性については触れていない。

(5) 実際の車輪／レール間の接触条件に適用するための Kalker 理論の課題

2008年、Knothe^{C2-75)}によると、最近40年間に実施された接線力測定実験から得られた接線力特性を評価すると、Kalkerの理論値より微小すべり領域での勾配(クリープ係数)が小さく、すべり率の大きい範囲で接線力係数が一定値に飽和しない傾向があるとしている。

前者については、1972年、Nayak^{C2-76)}は、表面粗さの突起結合部の変形量と接線力の関係から、表面粗さが大きいほど微小すべり領域での接線力特性の勾配(=クリープ係数)が小さいと指摘しており、このことは接触面の真実接触面積の違いに起因することを示唆するものである。また、後者については、2004年、Ertz^{C2-77)}は、すべり率の増加に起因する接触部の温度上昇により接線力特性が摩擦力に飽和しない傾向を示すと結論づけており、材料物性の変化に起因することを示唆している。

以上より、Kalker理論は弾性体内部の力の釣り合いを求める数値解析手法としては実用的には十分なレベルを有しており、これを実態に即した理論とするための課題は、実際の車輪／レール間の接触面で作用する接線力特性、すなわち摩擦現象を明確にすることに集約される。

2.5 鉄道車両の走行安全性の評価に関する研究動向

2.5.1 現車試験による輪重横圧測定と走行安全性評価

鉄道車両の走行安全性を評価するとき、車輪の板部に歪みゲージを貼り付けた「輪重横圧測定用輪軸」を台車に組み込んだ試験車両を仕立て、営業線での走行試験が実施される。これを「輪重横圧測定試験」と呼び、車輪に生じる歪みを車上に仮設した計測器で電圧信号として変換し記録するとともに、速度向上マニュアル^(C2-84)に則った統計的な走行安全性の評価が行われる。

輪重横圧測定試験では、軌道破壊と脱線に対する安全余裕について確認が行われる。これらの走行安全性の評価は、輪重、横圧の測定値が速度向上マニュアルに定められた目安値に達していなければ、走行安全上の問題はないと判断している。軌道破壊に関する評価では、レールを支えるまくらぎ、スラブ、レール締結装置の強度等に基づき定められた輪重、横圧の許容値を目安値とし、脱線に関する安全余裕の評価では、脱線係数が評価指標として、それぞれ走行安全性の評価が行われる。

輪重横圧測定試験の測定項目は、輪重、横圧、脱線係数（外軌側の横圧を同側の輪重で除して求めた値）、著大輪重で、必要に応じて急曲線での低速走行試験などでは、内軌側横圧輪重比 κ （内軌側に対して横圧を輪重で除して求めた値）の測定も併せて実施される。

在来線速度向上マニュアルで定められている鉄道車両の走行安全性を評価する指標は、表2-2に示すとおりである。

表 2-2 走行試験における走行安全性評価の目安値

測定項目	目安値
輪重減少率	静的減少：左右平均輪重の60% 動的減少：左右平均輪重の80%
脱線係数	横圧の作用時間 t (秒) $t \geq 1/20$ (秒) : 0.95 (フランジ角度65度の場合) $t < 1/20$ (秒) : $0.0475/t$ (フランジ角度65度の場合)
輪重	PCまくらぎや軌道スラブの設計荷重に基づく値
横圧	レール締結装置の設計荷重に基づく値

2.5.2 輪重横圧測定用輪軸の構成

車輪／レール間の接触面には輪重、横圧、前後接線力の3つの力が作用する。走行試験ではこれらの力を測定するため、あらかじめ車輪の板部に歪みゲージを接着し、ブリッジ回路を構成した特別な輪軸「輪重横圧測定用輪軸（鉄道業界では通称、PQ輪軸と呼ぶ。）」を用

いる。

輪重横圧測定用輪軸は一般に高価なもののため、本節では廃棄となった輪重横圧測定用輪軸を再生整備することでこれを補うことを考え、同時に、輪重横圧測定用輪軸の構成が理解できるようにするため、以下に再生整備の過程を詳細に記す。なお、ここで製作した輪重横圧測定用輪軸は、第7章で後述する実物車両を用いた構内走行試験での輪重横圧試験に供用する。

輪重横圧測定用輪軸の再生作業のフロー図を図2-17に示す。

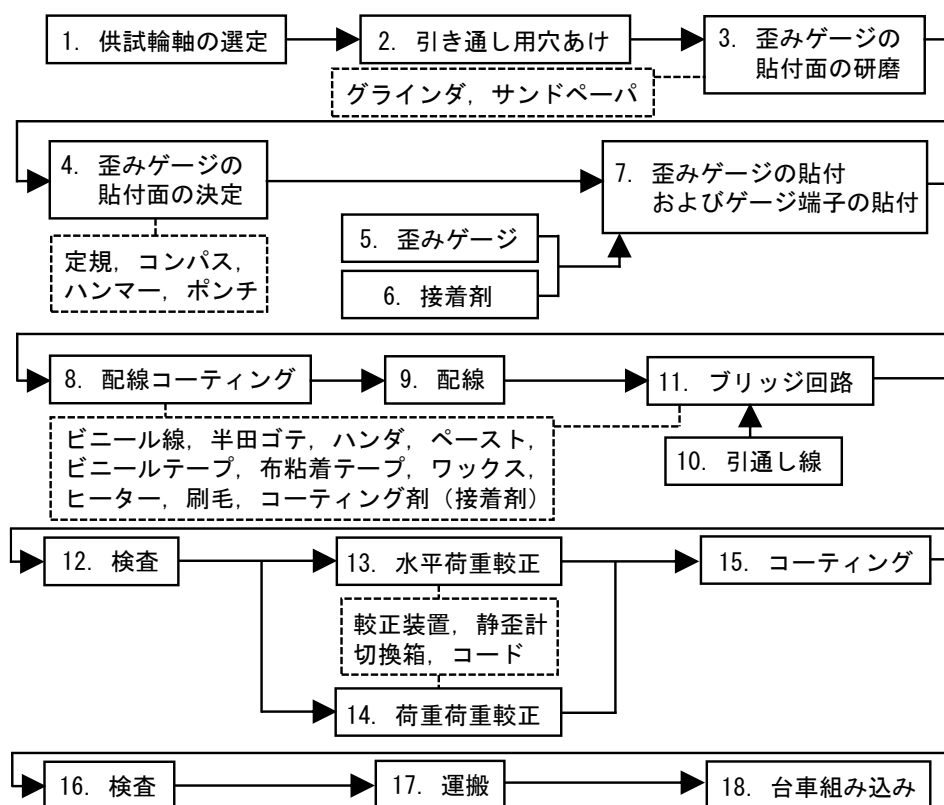
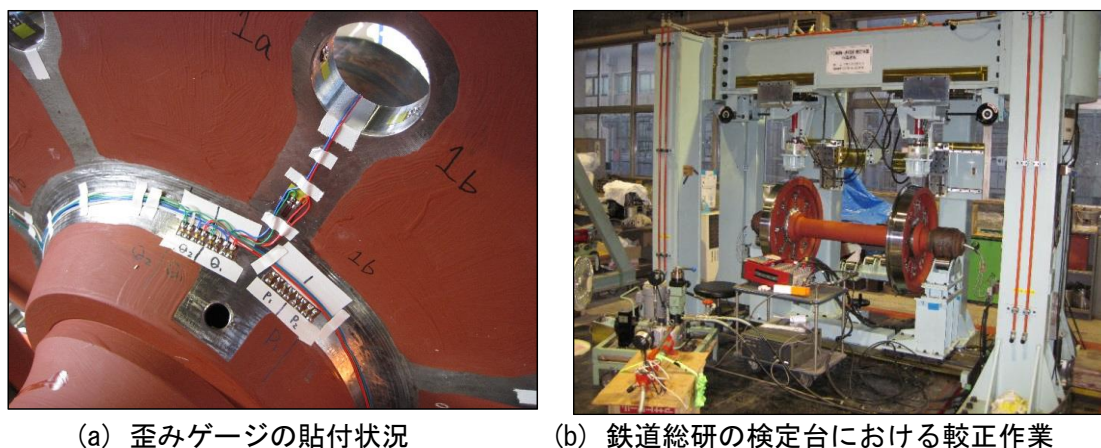


図2-17 輪重横圧測定用輪軸の再生作業と較正作業のフロー図 ^(G2-84)

(1) 輪重横圧測定用輪軸の再生作業

輪重横圧測定用輪軸として再生する輪軸の車輪踏面は、あらかじめ専用の車輪旋盤で JR 在来線用修正円弧踏面形状に削正しておく。輪軸の再生作業では、最初に輪軸表面の塗膜や配線をすべて除去する。そして、輪軸の車輪板部の後述する位置に新しい歪みゲージを接着し、それらを一連続方法に基づくブリッジ回路となるよう構成する (図2-18 (a))。

次に、鉄道総研の検定台 (図2-18 (b)) において、再生した輪重横圧測定用輪軸の車輪の踏面と裏リム面のそれぞれ円周方向の所定位置に対し、油圧ジャッキで加圧することで荷重を負荷するとともに、そのときの輪重、横圧、前後接線力のブリッジ出力を計測し両者の関係性を記録する。このとき両者の関係性から、ブリッジ回路の出力感度が適切であること、油圧ジャッキによる加圧に対して良好な直線性が保たれていることを確認する。



(a) 歪みゲージの貼付状況

(b) 鉄道総研の検定台における較正作業

図 2-18 輪重横圧測定用輪軸の再生

(2) 輪重横圧測定用輪軸による輪重横圧測定原理⁽²⁻⁸⁵⁾

新連続方式の歪ゲージのブリッジ回路は、その特性を利用して熱ひずみ等の不要な要素が除外できるようにするとともに、耐ノイズ性を向上させて知りたいひずみ変化が可能な限り大きくなるよう構成に工夫を凝らしたものである。本項では、新連続方式の輪重横圧測定用輪軸のブリッジ回路の構成を示す前に、その基本となる間欠法と呼ばれるブリッジ回路の構成を示すとともに輪重横圧測定原理について簡単に説明する。間欠法のブリッジ回路を図 2-19 に示す。

車輪板部に接着した歪みゲージの位置に対応する車輪の踏面と裏リム面のそれぞれ円周方向の所定位置に油圧ジャッキで負荷を行うと、歪みゲージの金属線の断面積が変化し抵抗値が変化する。このとき、輪重と横圧のブリッジ回路の抵抗のバランスが崩れて電位 e_{out} が生じる。車輪に加える負荷力を車輪材料の弾性範囲内とすると負荷力と歪み量の関係は比例関係を示す。

例えば、図 2-19 (a) の位置関係で車輪とレールが接している場合、その接触位置に輪重と横圧が作用すると、輪重と横圧のブリッジ回路の出力はそれぞれ以下のように変化する。

【輪重のブリッジ回路出力】

輪重によって生じた圧縮歪み量に比例して、①と②の歪みゲージの抵抗値は ΔR_p だけ小さくなる。

【横圧のブリッジ回路出力】

横圧によって生じた曲げ歪み量に比例して、⑤の歪みゲージの抵抗値は ΔR_Q だけ大きく、⑥の歪みゲージの抵抗値は ΔR_Q だけ小さくなる。

車輪に接着した歪みゲージからブリッジ回路を構成する場合、これらの構成を工夫することで温度補償や歪みゲージ出力を向上することができる。また、横圧測定用のブリッジ回路はその出力を向上させるため、図 2-20 の 4 アクティブゲージ法を用いる。

ここで、車輪の踏面と裏リム面のそれぞれの円周方向の所定箇所が車輪／レール間の接触位置に、油圧ジャッキによる負荷力が輪重と横圧にそれぞれ対応するため、検定台における較正作業による負荷と走行中の車輪／レール間で作用する力は同じ現象のことである。すなわち、実際の輪重横圧測定では、輪重横圧測定用輪軸から得られる電圧信号を台車軸端に設置するスリップリングを介して車上に仮設した動ひずみ計で増幅するとともに、走行試験前に実施した較正作業による検定データを参照することで輪重と横圧の物理量として評価することができる。

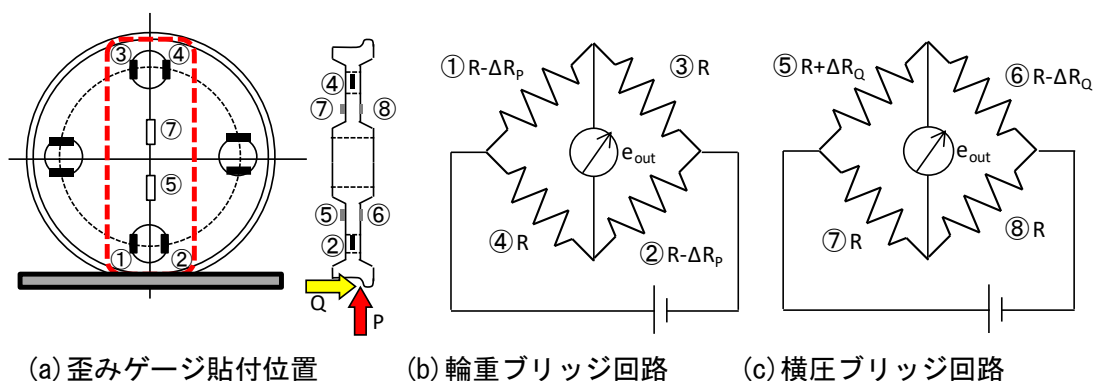


図 2-19 ブリッジ回路(間欠法)

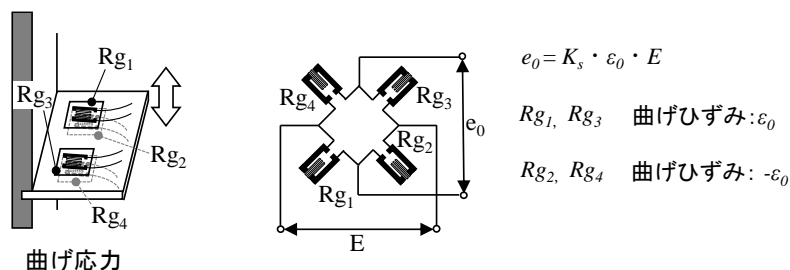


図 2-20 4 アクティブゲージ法(曲げひずみ測定法)の構成⁽²⁻⁸⁶⁾

(3) 新連続方式の歪みゲージのブリッジ回路構成の長所と短所⁽²⁻⁸⁷⁾

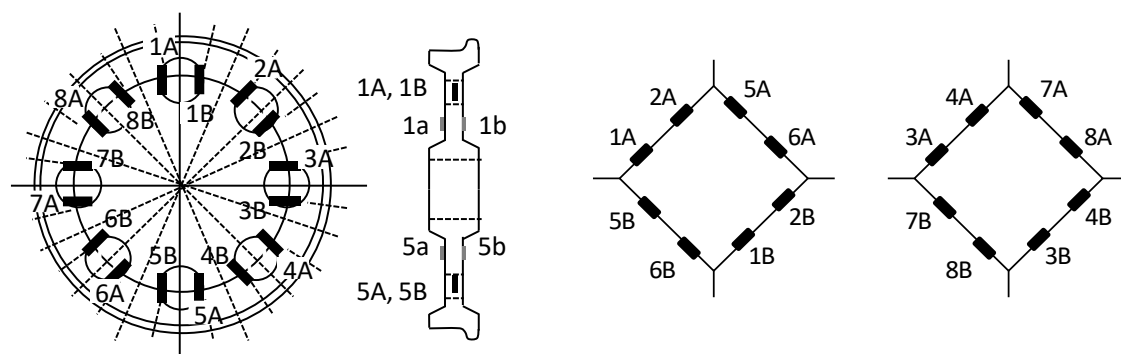
新連続方式の輪重・横圧測定用ブリッジ回路を図 2-21 に示す。

図 2-19 の間欠法のブリッジ回路に比べて、特に、輪重ブリッジ回路に特徴があることが分かる。新連続方式の輪重横圧測定試験では、軸端に設置するスリップリングとともにエンコーダと呼ばれる車輪の回転位置情報を計測する装置を取り付ける。これにより、車輪の回転位置情報に基づく負荷力とブリッジ回路の歪み出力値の検定データと、別途算出した重み付け関数のデータを専用の処理装置で掛け合わせることで連続的な輪重と横圧波形を生成する。

新連続方式の輪重・横圧測定用ブリッジ回路の長所は、輪重、横圧ともに間欠法のブリッジ回路を基本に構成しているためゼロ点のドリフトが小さいことが挙げられ、輪重横圧測定では輪重、横圧、脱線係数を連続的に測定できるので、作用力の周波数分析等を行うこと

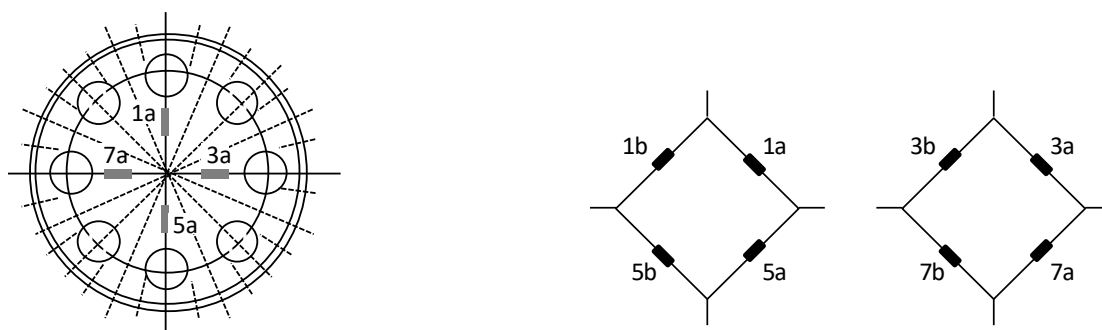
も可能となる。特に、走行試験時の輪重と横圧の評価が簡単なことが最大の長所である。

他方、新連続方式の短所は、輪重横圧測定用輪軸を製作するときの歪ゲージの貼付枚数と片側車輪あたりの検定点数が輪重と横圧でそれぞれが 32 箇所と多く、間欠法とした場合より検定作業が煩雑となること、そして、これに関連して、輪重横圧測定用輪軸の製作費が間欠輪重・連続横圧方式の製作費と比較して約 1.5 倍高くなること、輪重横圧測定では車上に高価な専用の処理装置を別途用意する必要があることが挙げられる。



(a) 輪重測定用歪みゲージ貼付位置

(b) 輪重ブリッジ回路



(c) 横圧測定用歪みゲージ貼付位置

(d) 横圧ブリッジ回路

輪重：2 系統

横圧：2 系統

図 2-21 新連続方式の輪重・横圧測定用ブリッジ回路

(4) 較正作業による再生した輪重横圧測定用輪軸の検定結果

本項では、新連続方式の輪重横圧測定用輪軸の構成を理解するため、較正作業で検定した負荷力とブリッジ回路の歪み出力値の関係を具体的に示す。

輪重横圧測定用輪軸の左右の車輪をそれぞれ A 端側、B 端側と定義し、車輪円周方向に 32 等分した位置 (図中に示したイ、ロ、ハ、…コ的位置) に、以下の手順により検定台の油圧アクチュエータで静荷重を負荷するとともに、このときの車輪板部に歪みゲージを接着し構成したブリッジ回路からの輪重、横圧に相当する出力値を測定した。

新連続方式の輪重横圧測定用輪軸の検定結果を、図 2-22 と図 2-23 にそれぞれ示す。縦軸がそれぞれの測定項目に関する歪みゲージ出力、横軸が検定箇所を示す。また、図 2-22

と図 2-23 は、それぞれ (a) が輪重圧、(b) が横圧、(c) (d) が接線力の出力波形である。

(a) 輪重負荷試験：

32 箇所のそれぞれに検定箇所に対して、0kN → 20kN → 40kN → 60kN → 40kN → 0kN の順に油圧ジャッキで加圧および除圧を行い、それぞれの負荷条件での歪みゲージ出力をデータロガーで記録した。また、この測定は 3 回実施し、そのときに測定された出力値を平均した値を評価している。

図 2-22 (a) に A 端側の車輪の輪重ゲージ出力 (P1 系統, P2 系統) を、図 2-23 (a) に B 端側の輪重ゲージ出力 (P1 系統, P2 系統) をそれぞれ示す。

図 2-22 (a) と図 2-23 (a) から、輪重負荷を大きくすると輪重圧ゲージ出力が増加する。検定箇所ごとに歪みゲージ出力を比較すると、輪重負荷と輪重圧ゲージ出力の関係において両者に線形性が認められ、左右車輪で歪み量と位相も一致している。輪重負荷による横圧ゲージ出力に 0.93% の誤差 (0.56kN) を含むことになる。

(b) 横圧負荷試験：

横圧加圧装置を輪重横圧測定用輪軸の車輪背面間に設置し、32 箇所のそれぞれの検定箇所に対して、0kN → 10kN → 30kN → 50kN → 30kN → 0kN の順に油圧ジャッキで加圧および除圧を行い、それぞれの負荷条件での歪みゲージ出力をデータロガーで記録した。これらの測定を 3 回実施しその平均値を評価した。

図 2-22 (b) に A 端側の横圧ゲージ出力 (Q1 系統, Q2 系統) を、図 2-23 (b) に B 端側の横圧ゲージ出力 (Q1 系統, Q2 系統) をそれぞれ示す。

図 2-22 (b) と図 2-23 (b) から、横圧負荷を大きくすると横圧ゲージ出力が増加するとともに、横圧付加と横圧ゲージ出力の関係には線形性が認められ、左右車輪で歪み量と位相も一致している。

単位横圧負荷あたりの輪重ゲージの歪み量は $1.67 \mu / \text{kN}$ となるので、横圧負荷による輪重圧ゲージ出力には最大 11% 程度 (5.63kN) の誤差を含むことになる。

(c) 接線力負荷試験：

32 箇所のそれぞれの検定箇所に対して、検定台の油圧アクチュエータで 40kN の静荷重を負荷した状態で、車輪踏面に接触させた接触子が車輪踏面上で滑らないことを目視で確認しながら、手動油圧ポンプで作動する 10kN のロードセルを用いて、前後方向に 0kN → 1kN → 3kN → 5kN → 3kN → 0kN の順に加圧および除圧を行い、データロガーで歪みゲージの出力を記録した。この測定でも、同様の測定を 3 回実施しその平均値を評価した。

A 端側の接線力負荷時の輪重圧ゲージ出力 (P1 系統, P2 系統) を図 2-22 (c) と図 2-22 (d) に、B 端側の接線力負荷時の輪重圧ゲージ出力 (P1 系統, P2 系統) を図 2-23 (c) と

図 2-23 (d) にそれぞれ示す。

図 2-22 (c) と図 2-22 (d), および図 2-23 (c) と図 2-23 (d) から, 接線力負荷と輪重ゲージの歪み量の関係にはおおむね線形性が認められる。完全な線形性となっていない理由は, 接触子が車輪踏面上で若干滑ったことによるものと考えられるが, 十分小さい値なので輪重横圧測定試験で使用する際には問題にはならない。

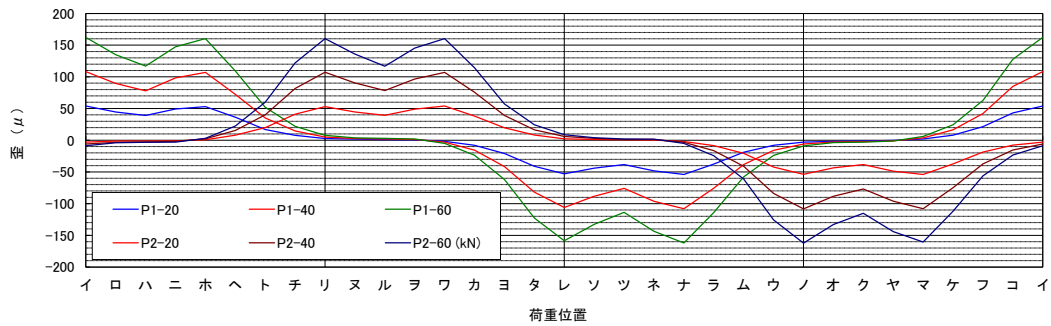
以上より, 輪重横圧測定用輪軸の再生整備を行い, 鉄道総研の検定台で検定試験を実施した結果, 車輪板部に接着した歪ゲージで構成したブリッジ回路の出力感度は適切で, 良好な直線性が保たれていることを確認することができた。そして, 一般に用いられている輪重横圧測定用輪軸と同等の精度で測定できることが分かった。

2.5.3 現車試験による走行安全性評価に関するまとめ

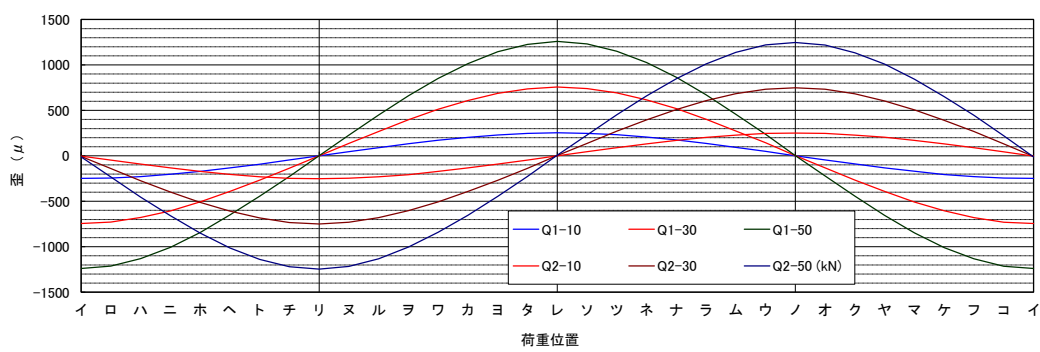
営業線を走行する鉄道車両は, その形式で最初に製作された車両を対象に輪重横圧測定用輪軸を用いた輪重横圧測定試験により, 軌道破壊と脱線に対する安全余裕についてその指標との対比により評価が行われることが一般的である。このとき実施される輪重横圧測定用輪軸を用いた輪重横圧測定試験は十分な信頼性と実績を有する測定法であることが分かった。さらに, その評価指標も過去の研究成果に基づく信頼性と実績を有するものであるため, 本研究成果を営業車両に実用することを強く念頭に置いた場合にはこれを踏襲することが手戻りの少ない最適な方法と考えられる。

このような理由から, 第7章で後述する構内走行試験では, 本節でその構成を具体的に説明することも兼ねて再生整備した新連続方式の輪重横圧測定用輪軸を実物車両の台車に組み込んで輪重横圧測定試験を実施するとともに, 第5章で提案する手法による車両の走行安全余裕の向上効果について連続的に測定した内軌側輪重横圧比 κ に着目した検討を行う。

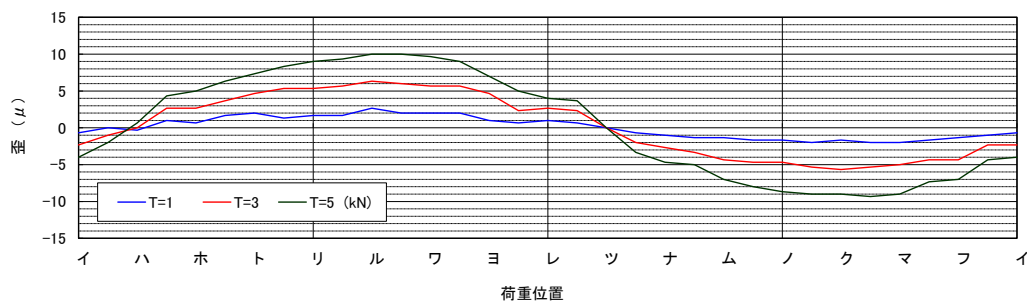
その一方で, 車輪削正痕の有無による車輪のレール頭頂面上への乗り上がり易さを評価するときには, 輪重横圧測定試験では車輪板部の曲げ歪みを横圧とする輪重横圧測定用輪軸の原理上, この間に作用する接線力のみを切り分けて評価することができない技術的な課題に直面する。これに対しては, 車輪フランジとレールゲージコーナの接触を一对の円筒試験輪の接触により模擬する室内実験により, 実車の走行条件と同等の条件で評価を行う。これについては, 第3章で詳細に述べることとする。



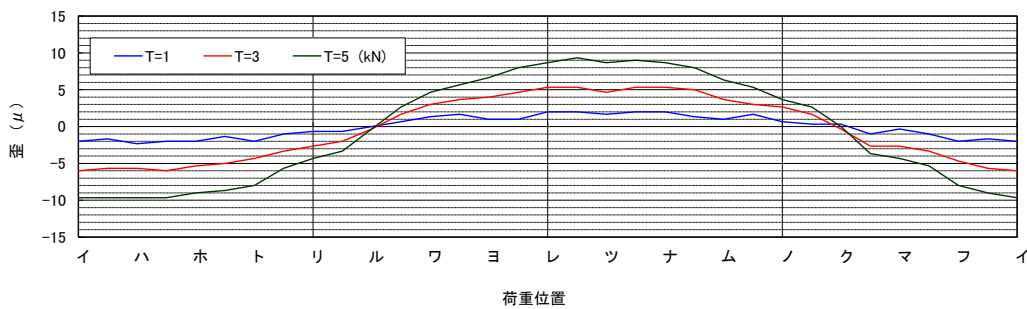
(a) 垂直圧の較正結果



(b) 横圧の較正結果

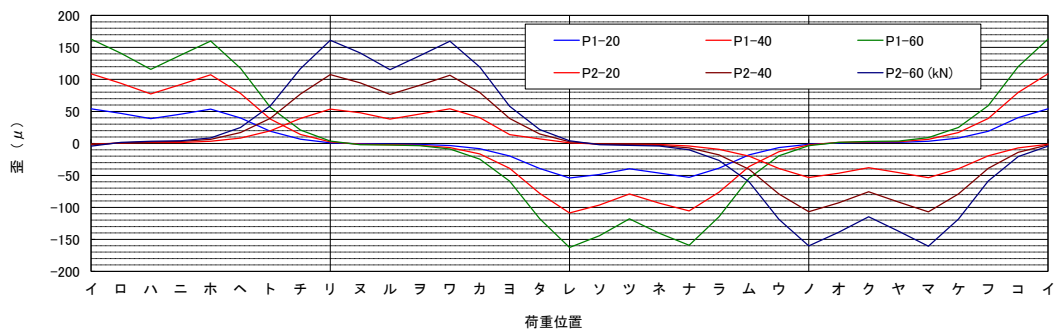


(c) 接線力の較正結果 (P1 ゲージ出力差)

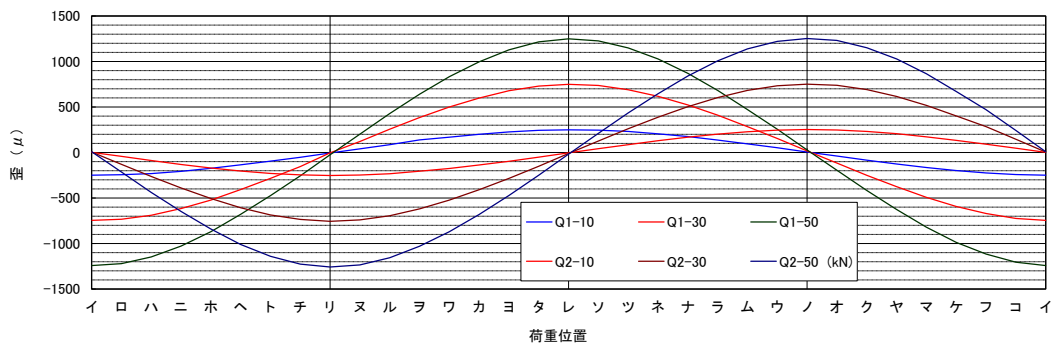


(d) 接線力の較正結果 (P2 ゲージ出力差)

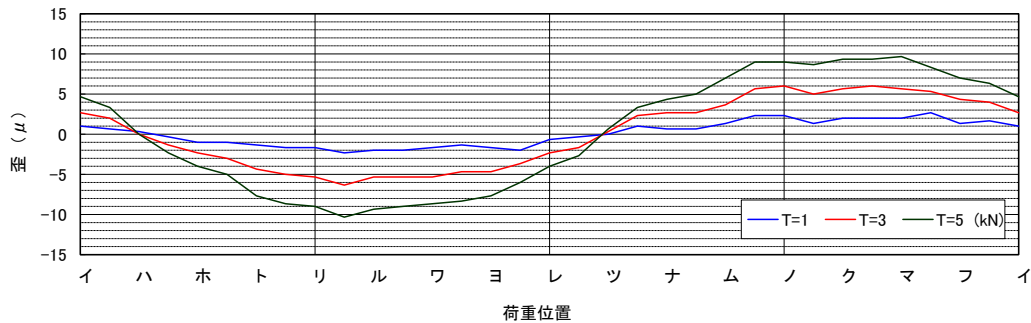
図 2-22 輪重横圧測定用輪軸 (A 端側) の較正結果



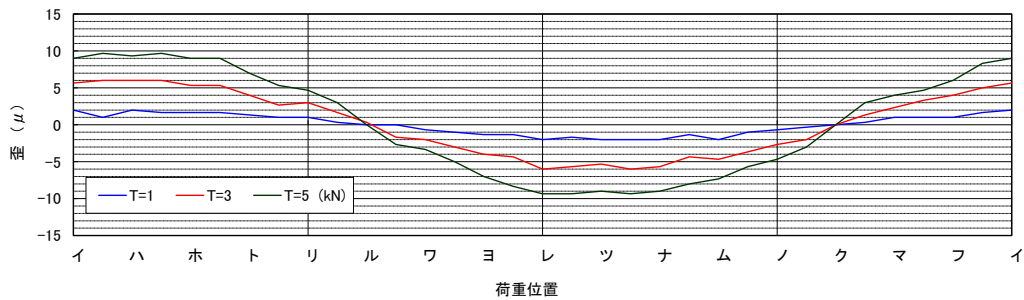
(a) 垂直圧の較正結果



(b) 横圧の較正結果



(c) 接線力の較正結果 (P1 ゲージ出力差)



(d) 接線力の較正結果 (P2 ゲージ出力差)

図 2-23 輪重横圧測定用輪軸 (B 端側) の較正結果

2.6 本研究の課題解決に向けた方向性

本節では、車両のダイナミクスと車輪／レール間の接線力特性の関係、さらに、車輪／レール間の接線力特性を推定するための解析的手法や実験的手法について歴史的背景を踏まえてまとめるとともに、車輪削正痕に着目した車輪／レール間の接線力特性を明確にするために必要となる課題について検討を行った。

その結果、本研究における課題の解決には、以下の4つの項目に対しそれぞれの示す方向性を持って進めることが必要となることが分かった。

(1) 車輪とレールの接触を一对の試験輪の接触で模擬した接線力測定実験による評価

車輪／レール間の接線力特性は、荷重、すべり率、周辺環境の条件などさまざまな要因により変化することが、本章における文献調査により明らかとなった。このような様々な要因から影響を受けやすい接線力特性を調査する場合、実物車両を用いた繰り返しの走行試験により調査を実施するよりも、実験条件を細かく設定することができる室内実験により調査を行うことが効果的である。また、実物車両を用いた走行試験で用いる輪重横圧測定用輪軸では、車輪フランジとレールゲージコーナ間の接線力特性のみを切り出し調査することが原理的に困難となる。

このため、車輪とレールの接触を一对の試験輪の接触で模擬することで、実際の車両の走行条件における車輪／レール間の接線力特性の調査を行う。特に、本研究ではこれまでの研究では深く触れられなかった接触面に作用する接線力特性の増加・減少メカニズムを解明する。そして、車輪乗り上がり脱線の一つの仮説として、車輪踏面に生じた削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大させると考えられてきたことを踏まえ、車輪削正痕を模擬した複数のピッチと大きさの異なる山型の削正痕を接触面に設けた車輪試験輪を用いて、車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係を明確にするとともに、車輪／レール間の接線力が最大となる条件を明確にする。これについては第3章で述べる。

(2) 車輪／レール間の接線力特性に関する解析的評価

(2)-1 実際の車輪踏面形状の摩耗調査と車輪／レール間のコンタクトパッチの実態把握

車輪踏面に削正痕や摩耗といった微小凹凸が存在する実際の車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力を数値計算で評価する場合、車輪削正周期の始終の間における車輪踏面の形状変化の過程を知ることが一般的な評価を行う上で必要となる。その一方で、鉄道現場で実施される検修作業では車輪踏面形状全体の測定は一般に行われておらず、さらに、過去の走行不具合に関する記録を総動員するとともに総合的に判断しても、車輪削正周期の始終の間に車輪踏面が摩耗により形状変化する過程を十分に把握することが難しいことが分かった。

このため、まず、営業車両の車輪踏面の摩耗傾向を把握することを考え、限定的ではある

が、車輪踏面形状を実測調査することで経験的に知られている摩耗傾向との相違点を明確にする。そして、これらの実測した車輪踏面形状に基づき、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力の実態を明確にする。これについては第4章で述べる。

(2)-2 Kalker の線形理論を応用した数値解析モデルの構築

実際の車輪踏面には摩耗や塑性変形による微小凹凸があるため、車輪／レール間のコンタクトパッチはHertz理論から求まる綺麗な楕円形状とはならないと推察される。この場合、車輪／レール間の接線力特性を Kalker の厳密理論を使って推定することは理論的には可能と考えられるが膨大な計算時間を要することとなり、本来の目的である車両のダイナミクスとの関係性を調査することが現実的に困難となる課題が生じる。

その一方で、Kalker の線形理論は、その厳密理論と比較すると、原理的に計算精度が若干低下する弱点もあるが、計算時間の短縮効果が極めて高いことから、これを活用することで時間的な制約がある中での数値計算を実行する上で大きな武器となる。

このような観点から、全く新たな車輪／レール間の接触解析手法を構築することは現実的とは言えず、Kalker の線形理論をベースとした応用手法を構築することが有効となる。具体的には、実際に測定した車輪踏面形状を用いて車輪／レール間のコンタクトパッチを厳密に求め、そのコンタクトパッチに適用することができる Kalker の線形理論を応用した多点接触する条件における等価クリープ係数実用推定手法を開発する。これについても第4章で述べる。

これらの実験および数値計算により車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係を明確にする。

(3) 低コストで実用的な曲線走行時の横圧低減手法の提案

車両の走行安全性向上には、車輪／レール間の横圧と輪重減少の低減が必要となる。これらのうち一方または両方を実現する手法として、既往の研究でも幾つかのアイデアが報告されているが、いずれも一長一短があり、その性能向上と開発コストにはトレード・オフの関係があるため、その開発コストが実用化に対する足枷となるケースが多く見られた。

このため本研究では、車輪削正後から一時的に走行安全性が低下する時期をターゲットと定め、既往研究とは異なるアプローチである車輪／レール間の接線力特性を改善することで曲線走行時の横圧を低減させる低コストで実用的な手法を提案する。そして、車両運動解析による有効性の検討と実物車両を用いた構内走行試験により、本研究で提案する手法の有効性を実証する。これらについては、それぞれ第5章と第7章で述べる。

これにより車輪削正痕と同程度の大きさの微小凹凸でも、これを適切な位置に適切な形状で設けることで、鉄道車両の走行性能を向上できることを実証する。

第3章

車輪削正痕に着目した

車輪／レール間の接線力特性の計測

3.1 概要

接触面に作用する接線力特性を明確にすることを目的とした研究は、工学分野に共通する接触問題と深い関係にあることもあり、2.3節で述べたように、古くから大きさの異なるさまざまな試験機を用いて実験的に評価が行われてきた経緯がある。ここでは、荷重（接触面圧）やすべり率といったさまざまな要因によりその特性が異なることが分かっているが、試験機の仕様を統一した条件で評価したものは見られない。さらに、その大半の実験では、接触面を平滑形状とした試験輪を使用しており、実際の車輪／レール間の接触面圧とは異なる実験条件で評価していることも少なくない。このような理由により、実際の車輪とレール間の接線力特性については十分把握されているとは言い難い状況にある。これを裏付ける事実として、第1章で述べたように、車輪削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大し、車輪乗り上がり脱線を助長するとする考えが歴史的に繰り返されていることが挙げられ、この課題を解決するには、実際の車輪とレールの接触面圧と同等の条件で、実車の走行を模擬した条件での車輪／レール間の接線力の増加・減少メカニズムを解明し、車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係を明確化することが必要となる。

本章では、まず、車両のダイナミクスを理論的に考え、実車の走行条件で想定される車輪／レール間の接線力特性を理論的に検討するとともに、そこで必要となる接線力特性を明確にする。そして、車輪とレールの接触を一对の円筒試験輪の接触で模擬した接線力測定実験でこれを明らかにする方法について述べる。次に、前半の直径 30mm の小型円筒試験輪を用いた実験では、接触面の表面形状と表面性状、そして、接触面の周辺環境が車輪／レール間の基本的な接線力特性に及ぼす影響について調査するとともに、本研究における主課題となる車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係を明確に述べる。ここでは、車輪削正痕を模擬してピッチと大きさの異なる 11 種類の削正痕を接触面に設けた小型円筒試験輪を用いて、削正痕の形状の違いが接線力特性に及ぼす影響を実験的に検討する。後半の直径 500mm の大型試験輪を用いた接線力測定実験では、試験輪間のコンタクトパッチの大きさを変えても、乾燥条件における接線力特性は同様となることを接線力測定実験により実証するとともに、実際の車輪／レール間の接線力特性においても同様となることを示す。

最後に、車輪削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大すると考えられてきた現状に対し、本研究で明らかにする車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係を述べるとともに、車輪／レール間の接線力が最大となる条件を明確に示す。

3.2 実車の走行条件の定義とこれを模擬した室内実験の検討

鉄道車両は、駅などの停車場で静止した状態から輪軸に駆動トルクを加えることで加速走行を行い、そして一定時間の惰行走行を行ったのち、次の停車場に向けて輪軸に制動トルクを加えることで減速走行を行い、再び停車場に停車する。この繰り返しの行程で運用されることが一般的である。走行の途中では曲線や分岐器を走行することもある。走行中には外乱や軌道変位により車両が上下左右に動揺することもある。本節では、このような一連の行程、すなわち、実車の走行条件のときに車輪／レール間で作用する接線力特性に着目し、車両のダイナミクスを理論的に考えることにより整理することで、これを模擬する室内実験の方法を検討する。

3.2.1 車両が速度一定で惰行走行する場合

一輪軸が速度一定でレール面上を惰行走行する条件を考えたとき、これを図3-1に示す2自由度の力学モデルで表すことができる。この力学モデルは、車両が直線および曲線を走行するときで共通するものである。輪軸の左右変位を y 、同ヨーイング角度を ψ とすると運動方程式は、式(3-1)、式(3-2)となる。

$$my'' + k_y y = -2C_{22} \left(\frac{\dot{y}}{v} - \psi \right) \quad (3-1)$$

$$mi_z^2 \ddot{\psi} + k_x b_1^2 \psi = -\frac{2C_{11} d_0^2 \dot{\psi}}{v} - \frac{2C_{11} \gamma_e d_0}{r_0} y \quad (3-2)$$

ここで、 C_{11} 、 C_{22} は前後、左右方向のクリープ係数、 v は走行速度、 d_0 は車輪／レール間接触間距離の半値、 γ_e は等価踏面勾配、 r_0 は車輪半径を意味する。

このとき、式(3-1)、式(3-2)のそれぞれ右辺は、車輪／レール間に作用する接線力を表す式であり、前後方向と左右方向の接線力は、それぞれ同方向のクリープ係数とすべり率の積で求まることが分かる。すなわち、車両が速度一定で惰行走行する条件を数値解析で模擬する場合、そこで必要となる車輪／レール間の接線力特性は、車輪／レール間の接線力とすべり率の関係線図における、微小すべり領域での接線力の勾配を意味するクリープ係数となる。

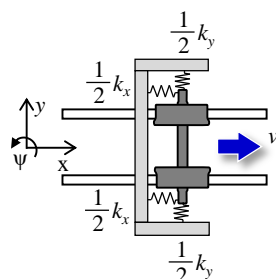


図3-1 速度一定で惰行走行する時の一輪軸の力学モデル

3.2.2 車両が加減速走行する場合

次に、車両が加減速走行する場合を検討する。車輪とレールを剛体とし、車輪がレールに接しながら転走する条件を考える。このときの車輪とレールの力学モデルを図3-2に示す。前後方向と回転方向の2自由度を考慮すると、加減速走行時の一輪軸の運動方程式は、 $\text{sign}(s)$ を符合関数とすることで、式(3-3)、式(3-4)で表すことができる。

$$M\ddot{x}_w = \text{sign}(s)\mu(s)Mg \quad (3-3)$$

$$I\ddot{\theta}_w = \text{sign}(s)T_B - \text{sign}(s)\mu(s)M_w g r_w \quad (3-4)$$

車輪が加速走行するときには、すべり率 s が $0 \ll s \ll 1$ の範囲にあると定義すると、すべり率 s と符合関数 $\text{sign}(s)$ は、

$$s = (r_w \dot{\theta}_w - \dot{x}_w) / r_w \dot{\theta}_w \quad (3-5)$$

$$\text{sign}(s) = 1 \quad (3-6)$$

となる。

一方、車輪が減速走行するときには、同様にすべり率 s と符合関数 $\text{sign}(s)$ は、

$$s = (r_w \dot{\theta}_w - \dot{x}_w) / \dot{x}_w \quad (3-7)$$

$$\text{sign}(s) = -1 \quad (3-8)$$

となる。

なお、車輪が空転しているときは、すべり率 s は1とし、減速走行時にレール面上で車輪が完全に固着し滑走しているときには、すべり率 s は-1となる。また、車輪の並進速度と回転速度が等しい場合や停止時には、すべり率 s は0とし、符合関数 $\text{sign}(s)$ は0となる。

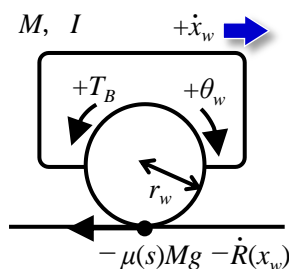


図3-2 加減速走行時の一輪軸の力学モデル

すなわち、車両が加減速走行する条件を数値解析で模擬する場合、そこで必要となる車輪／レール間の接線力特性は、車輪／レール間の接線力とすべり率の関係線図そのものとなる。また、3.2.1節で述べた速度一定の惰行走行時に必要となるクリープ係数は、車輪／レール間の接線力とすべり率の関係から求めることができるものである。

このため、車両のダイナミクスを理論的に考えたとき、理論的に求めることができない要素は車輪／レール間の接線力特性のみとなり、車輪／レール間の接線力特性は実験的に求める以外の方法はない。

これらのことから、実車の走行条件における車輪／レール間の接線力特性を把握するためには、車輪削正痕の有無、荷重、すべり率、アタック角、走行速度、周辺環境といった様々な要因を実車の走行で想定される範囲で変化させ、そのときの車輪／レール間の接線力（接線力係数）とすべり率の関係について最大値に着目した評価を行うことで所望の結果を得ることができると考えられる。

3.2.3 実物車輪とレールの接触を室内実験で模擬する方法

実際の車輪とレールの接触形態を一对の円筒試験輪の接触形態で模擬することを考える。本研究では、車輪乗り上がり脱線を対象とするため、接触面の摩擦係数が相対的に大きい条件となる乾燥条件の接線力特性について検討する。

実車の走行条件では、車輪／レール間の接触形態は大別して2通りが考えられる。このことを表す実験結果を図3-3に示す。この写真は、実物車輪と同じ寸法で製作した扇形の輪軸模型と、レール頭頂面に光明丹を塗布した実物レールを用いた接触位置確認実験の風景である。車輪踏面に付着したオレンジ色の光明丹の位置がレールとの接触位置を表す。この写真は、曲線走行時を模擬したもので、輪軸模型をレールに対してアタック角を設けた状態で載せたため、車輪／レール間の接触位置は、赤色○印で示す車輪フランジと車輪踏面の2箇所となっている。

これらの車輪／レール間の接触位置で作用する接線力は、図3-3の吹き出し内の図のように、アタック角を設定することで、一对の円筒試験輪を用いた接線力測定実験により模擬することができる。このとき、車輪／レール間のコンタクトパッチと試験輪間のコンタクトパッチは、その大きさが明らかに異なる。これについては、押付け荷重を変えることで試験輪間のコンタクトパッチの大きさを変えることができるため、同様に接線力測定実験により模擬することができる。

また、車両動揺による輪重変動や曲線走行時の横圧変動により生じる、車輪／レール間の弾性変形によりコンタクトパッチの大きさの変動についても、同様である。

このように、3.2.2節で述べたような、実車の走行条件で想定される要因に対して、車輪／レール間の接触を模擬した条件で一对の円筒試験輪を用いた接線力測定実験を実施する

ことにより、実車の走行条件における車輪／レール間の接線力特性を把握する。

3.3節以降では、図3-4に示すフロー図に従い接線力特性の計測を行う。

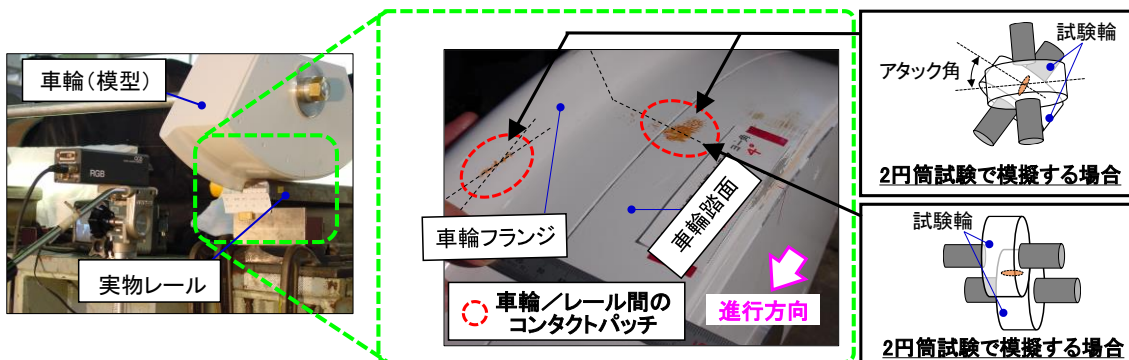


図3-3 実物車輪とレールの接触を模擬する室内実験のイメージ

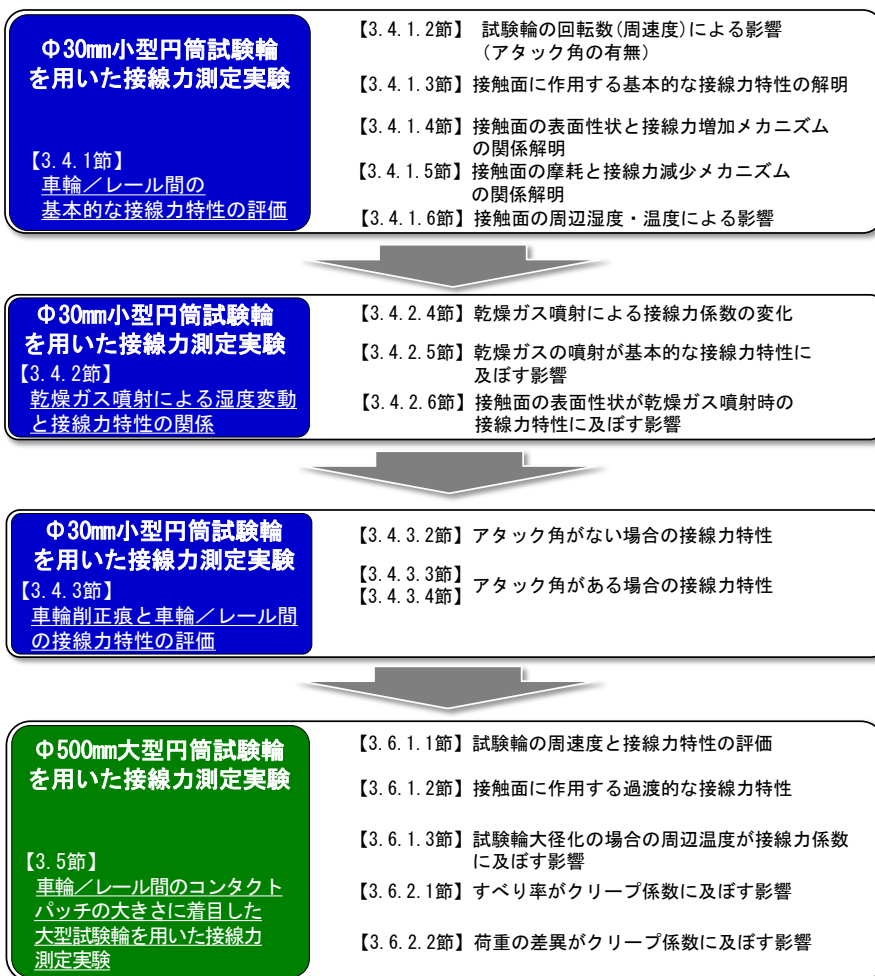


図3-4 第3章における実施フロー図

3.3 小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験

3.3.1 概要

本節では、小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験について述べる。接線力測定実験では、車輪とレールの接触を一对の円筒試験輪の接触で模擬することを考え、鉄道総研の転がり－すべり摩擦力試験機を使用するとともに、3.2節で述べたように、実車の走行条件での車輪／レール間の接線力特性について、実態に即した荷重やすべり率、周辺環境、そして車輪削正痕の有無といった要因が及ぼす影響について検討を行う。

3.3.2 転がり－すべり摩擦力試験機

本試験機の外観と主要なスペックを、それぞれ図3-5と表3-1に示す。本試験機は、西原式摩耗試験機を参考に製作した試験輪間で作用する接線力を測定するユニット、試験輪の周辺環境を設定した温度・湿度環境に制御する環境雰囲気コントロール装置、そして散水装置の3つで構成しており、実験目的に応じてそれぞれを組合せて使用する。それぞれの特徴は以下の通りである。

(1) 転がり－すべり摩擦力測定ユニット (図3-5(b))

本機は、試験輪間の接触面で作用する前後方向と左右方向の接線力を測定する装置である。それぞれの接線力は、制動側モータを設置したX-Yプレート(Xが左右方向、Yが前後方向)と台座間で作用する前後・左右方向の相対間力をロードセルで測定し、これを接線力と置き換えることで求める。上下方向の荷重は、荷重調整ハンドルを締め付けることにより、ばね力を介して車輪側試験輪をレール側試験輪に負荷する。

接線力測定実験では、車輪側試験輪とレール側試験輪の回転軸とそれぞれ直結する2.5kWのサーボモータの回転数を独立に制御することで、接触面に生じるすべり率を0.1%刻みの精度で設定する。また、2つの回転軸には相対角度(アタック角)を付与することができ、最大3度まで手動で設定することができる。測定データはサンプリング周波数4~5Hzで計測し、外部に接続したパソコンにより記録する。

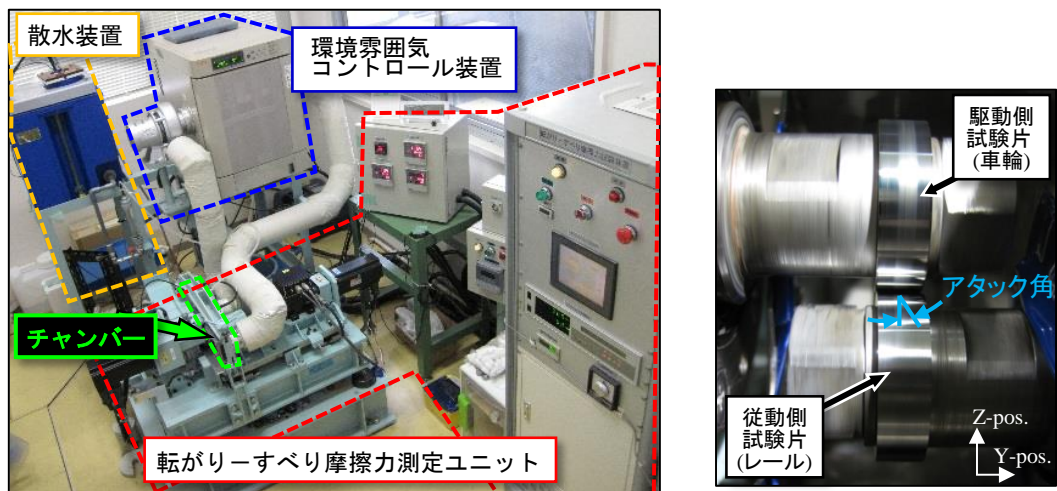
(2) 環境雰囲気コントロール装置

本機は、槽内で所望の温度と湿度の空気を作り出す装置である。本機単体の能力としては、温度-20℃から+150℃、湿度30%~95%の範囲の環境条件を設定することができる。

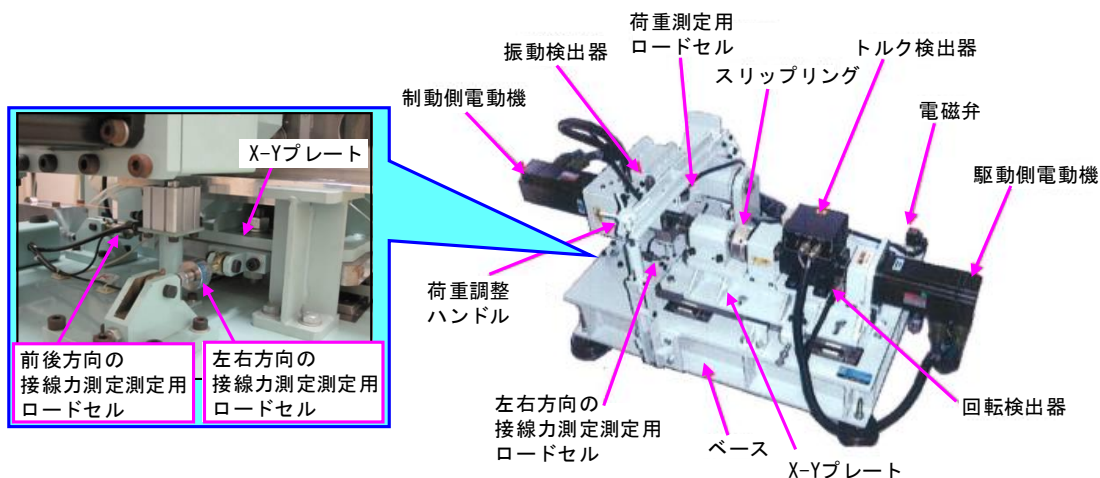
槽内で作成した環境条件の空気は、環境雰囲気コントロール装置の側面に取付けた送風機により、断熱材で巻いたダクトを介して転がり－すべり摩擦力測定装置ユニットのチャンバー内に送り込まれる。そして、その空気はダクト介して槽内に再び戻り、これを繰り返すことでチャンバー内の温度と湿度を一定条件に保つ仕組みとなっている。

(3) 散水装置

本機は、チャンバー内に取付けた試験輪に散水を行うための装置である。タンク内部に電熱線が設けてあり、散水タンクから設定温度で散水することができる。また、散水タンクの出口付近には流量計があり、これを調整することで散水量の調整を行うことができる。



(a) 転がりすべり摩擦力試験機の外観とチャンバー内の状況



(b) 転がりすべり摩擦力測定ユニットの構成

図 3-5 転がりすべり摩擦力試験機

表 3-1 転がりすべり摩擦力試験機の主要なスペック

設定可能モータ回転数	0~4000rpm	設定可能温度	-20°C~+150°C
設定可能すべり率	0~5% (0.1%刻み)	設定可能湿度	30%~95%
設定可能荷重	1000N (動的荷重を含む)		
設定可能アタック角	-3~+3deg.		

3.3.3 直径 30mm の小型円筒試験輪の仕様

車輪削正痕が車輪／レール間の接線力特性に及ぼす影響を調査するため、車輪側試験輪は、車輪踏面形状の設計形状を模擬して接触面を平滑にしたものと、車輪削正痕を模擬した高さやピッチの異なる 11 種類の山型の削正痕を接触面に設けたもの、合計 12 種類を製作した。他方、レール側試験輪は、車輪側試験輪との接触面形状を楕円形状とするため、接触面は半径 300mm の平滑な円弧形状の 1 種類を製作した。これらの小型円筒試験輪は、それぞれ実物車輪と実物レールから NC 旋盤を用いた切削加工により製作しており、接触面の削正痕の有無に関わらず、全ての試験輪は直径 30mm、幅 8mm である。

試験輪の仕様を図 3-6 と表 3-2 に示す。

図 3-6 (a) のように車輪側試験輪の接触面に設けた削正痕の形状は、規則的なピッチで生じた削正痕を模擬したものであるが、車輪踏面の摩耗により生じたうねりについても、その高さやピッチ（波長）の異なる「車輪削正痕」と考えることができる。すなわち、本研究における 12 種類の試験輪を用いた接線力測定実験は、車輪踏面の摩耗を含む実際の車輪／レール間の接線力特性を調査していることになる。

さらに、以降で述べる全ての実験では、同一試験機で 12 種類の共通する仕様の試験輪を用いているため、実験条件ごとに得られた接線力特性を相対比較することができ、さまざまな条件ごとに計測される接線力特性の差異は、車輪側試験輪の接触面に設けた削正痕の形状の違いによるものと考えられる。

なお、接触面に作用する接線力は、試験輪の接触面に乾燥した素手で触れただけでも、その間の接線力係数が 0.1 以上低下する繊細な特性を示す。このため、接触面の油分や不純物が接線力特性に及ぼす影響を除去するため、全ての試験輪を石油エーテルに浸した状態で 15 分間の超音波洗浄を行い、完全に乾燥させた状態としたものを実験に供用した。

以降では、車輪側試験輪を明確に区別するため、例えば、削正痕のピッチ p を 3mm、高さ d を 50 μ m となる車輪側試験輪 I の場合、その表記は Type-I 【p3d50】のように、種別とその横に括弧書きで記号を併記することとする。

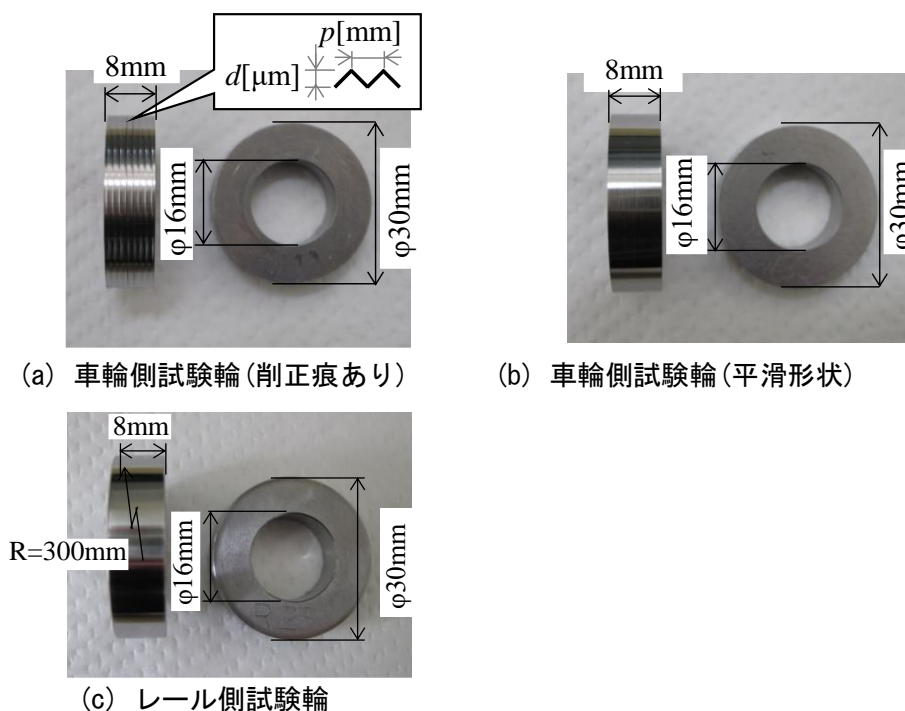


図 3-6 小型円筒試験輪の接触面の断面形状

表 3-2 車輪側試験輪の仕様

諸元	平滑 W	削正痕										
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
ピッチ p [mm]	なし	1			2			3			1	3
高さ d [μm]	Ra≒0.2μm	10	30	50	10	30	50	10	30	50	90	90

3.3.4 実験条件

実物車両の車輪とレールの接触形態を考えたとき、車輪踏面の削正痕の有無に関わらず、車輪1枚に負荷される垂直荷重（輪重）は同じである。このとき、接触面を平滑とすると、実際の車輪／レール間の接触面圧は理論的に約1GPaとされる。

これらのことから、接線力測定実験では実際の車輪／レール間の接触面圧を模擬するため、Type-W【Smooth】を基準として荷重を450Nに設定するとともに、全ての車輪側試験輪の条件で同じ荷重に設定して計測を行った。

3.4 小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験の結果

3.4.1 乾燥条件における基本的な接線力特性

3.4.1.1 概要

2円筒試験機を用いた接線力測定実験では、荷重やすべり率などの設定条件によりその実験結果が異なる傾向を示すことが知られている。特に、試験輪間の接触面圧が高い条件で、長時間の転動接触を行うと試験輪の接触面が摩耗や塑性変形により時々刻々形状が変化するため、この影響を受けて試験輪間の接線力特性が異なる結果となることが推察される。

本節では、①試験輪の回転数、②アタック角の有無、③接触面の表面性状と摩耗による影響、④接触面の周辺温度・湿度による影響の4項目に着目するとともに、実際の車輪とレールの接触を模擬した接線力測定実験により、その基本的な接線力特性を明確にする。

3.4.1.2 試験輪の回転数による影響

(1) アタック角がない場合

試験輪間の接線力係数を時系列波形で検討する。最初に、試験輪間にアタック角を設けない条件のときに、試験輪の回転数の差異が接触面で作用する接線力特性に及ぼす影響を比較した。

実験条件は、荷重 450N、すべり率 0.5%一定、アタック角なし、接触面の周辺温度と湿度をそれぞれ 20℃程度と 60%程度とした。試験輪の回転数を 100rpm と 1000rpm にしたときの前後方向の接線力係数を図 3-7 に示す。青線が回転数 100rpm のとき、緑線が 1000rpm のときである。車輪側試験輪は全て接触面が平滑な Type-W【Smooth】を用いたものである。

図 3-7 から、試験輪の回転数を 100rpm (青線) とすると、接線力係数は実験開始から約 16.5 分で最大 0.48 程度となり、その後、緩やかに減少して 0.37 程度で飽和する傾向が認められる。その一方で、試験輪の回転数を 1000rpm (緑線) とすると、接線力係数は実験開始から約 3.5 分で最大 0.49 程度に大きくなり、その後、0.41 程度まで減少して飽和する傾向が認められる。

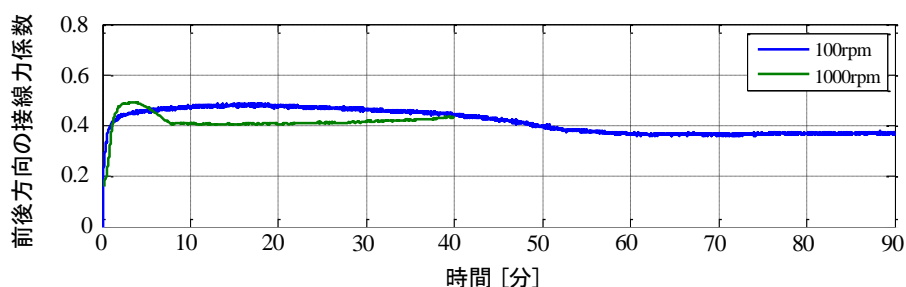


図 3-7 試験輪の回転数と前後方向の接線力係数の関係

両者の接線力係数の変化の過程を比較すると、前後方向の接線力係数が最大値に達した後少し減少し飽和に至るまでのそれぞれの過程に要する時間は異なるが、それぞれの前後方向の接線力係数の最大値および飽和後の値は、両者おおむね同等となっている。

次に、試験輪間の接線力係数とすべり率の関係について検討を行う。

実験条件は、荷重 450N、アタック角なし、接触面の周辺温度と湿度をそれぞれ 20°C程度と 30%程度とした。試験輪の回転数を 100rpm, 1000rpm としたときにすべり率一定条件で得られる前後方向の接線力係数の最大値を図 3-8 に示す。試験輪は全て接触面が平滑な Type-W 【Smooth】を用いており、青色○印が回転数 1000rpm のとき、緑色□印が 100rpm のときである。橙色点線は Kalker の線形理論による理論値で、以下の手順により求めたものである。

Kalker の線形理論による理論値の場合、アタック角がない条件では車輪／レール間のすべり率が微小な範囲での前後方向の接線力 T_x は、

$$T_x = \frac{-ab(c11)E}{2(1+\nu)} s_x \quad (3-9)$$

と求めることができる。

ここで、 a 、 b は接触楕円の長径と短径の半値、 $c11$ は前後方向のカルカーの無次元クリープ係数、 E は縦弾性係数、 ν はポアソン比、 s_x すべり率である。また、車輪／レール間の接線力は接触面の摩擦係数に飽和する特性があるため、数値解析では摩擦係数の飽和値を事前に定めておき、接線力特性を接触面で作用する飽和摩擦係数に漸近するよう補正を行う。

接触面の摩擦係数を μ とし、Levi-Chartet のモデルの指数を 1.5 とすると補正係数 ε は、式 (3-10) となり、式 (3-9) との積が車輪／レール間の接線力の理論値となる。

$$\varepsilon = \frac{1}{\{1 + (T_x/N\mu)^{1.5}\}^{1.5}} \quad (3-10)$$

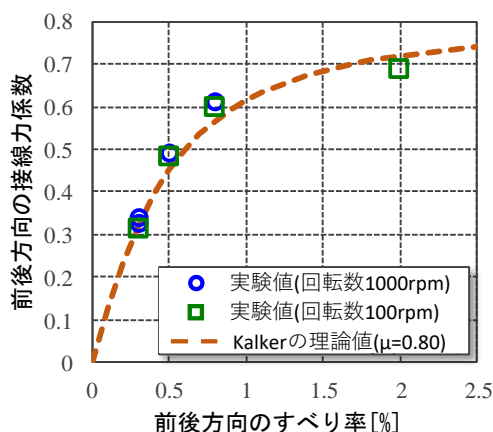


図 3-8 試験輪の回転数と前後方向の接線力特性の関係

図 3-8 から、乾燥条件における試験輪間の接線力特性は、それぞれのすべり率の条件で試験輪の回転数に関係なく同様の値となっている。次に、Kalker の線形理論による理論値（橙色点線）と比較する。縦軸は前後方向の接線力係数となるため、実験条件から定まる諸値を式 (3-9) に代入し、これと式 (3-10) の積を荷重 450N で割ることで前後方向の接線力係数を求めることができる。このとき実験値は理論値と良好に一致することが分かる。

このように、乾燥条件における接線力特性は、前後方向の接線力係数の最大値と十分時間が経過した後の飽和値の 2 つについては、試験輪の回転数に依存しないことが分かった。

(2) アタック角を設けた場合

前項と同様に、乾燥条件で試験輪間にアタック角を設けたときの基本的な接線力特性を検討する。実験条件は、荷重 450N、すべり率 0.3%一定、アタック角を約 0.6 度とした。このときの試験輪の回転数と前後方向の接線力係数の関係を図 3-9 に示す。赤線が試験輪の回転数が 100rpm のとき、青線が 1000rpm のときで、それぞれ太線が左右方向の接線力係数（左右接線力／荷重）、細線が前後方向の接線力係数（前後接線力／荷重）を示す。

なお、この実験では、実物レールのみから製作した直径 30mm の車輪側試験輪とレール側試験輪を使用している。このため、図 3-6 の試験輪の仕様とは異なり、接触面の断面形状が半径 150mm の平滑な円弧形状のため、最大接触面圧の計算値は他の条件より若干大きく 1.4GPa となる。

図 3-9 から、試験輪間にアタック角を設けると、接触面に作用する接線力は前後方向と左右方向の 2 方向となることが分かる。

このように接触面に前後と左右方向の 2 つの接線力が作用する理由は、その接線力特性が摩擦円の原理に基づくためと考えられる。この場合、前後方向の接線力を F_x 、左右方向の接線力を F_y としたとき、式 (3-11) のように、前後方向と左右方向の接線力の合力が、摩擦係数 μ と荷重 F_z の積を超えない関係となる。

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu F_z \quad (3-11)$$

また、試験輪の回転数に関係なく、前後と左右方向の接線力係数は、実験開始から次第に増加し、最大値に達した後に若干低下する傾向が認められる。

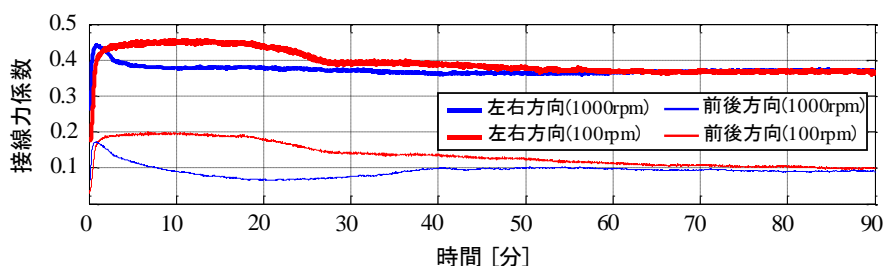


図 3-9 試験輪の回転速度と前後方向・左右方向の接線力係数の関係

その一方で、前後と左右方向の接線力係数の最大値、および十分時間が経過した後の飽和値を比較すると、試験輪の回転数に関係なく両者は同等となり、アタック角がないときと同様の傾向を示すことが分かる。

このことから、試験輪の回転数の違いは、実験開始から接線力係数が最大値となるまでの時間、接線力係数が最大値のまま継続する時間、さらに、接線力係数が最大値から若干低下するまでの時間に影響を及ぼすため、試験輪の回転数が速い条件ほどそれぞれの状態に到達する時間が短くなる。

このため、試験輪の回転数が速い条件ほど接触頻度が高いので、接触面の摩耗の進展が速くなると考えられる。これの詳細は、3.4.1.4節に後述する。

以上より、乾燥条件における接線力特性は、試験輪の回転数およびアタック角の有無に関係なく、接線力係数が実験時間の経過とともに増加し最大値となった後、これが若干減少する過程を示すことが分かった。また、試験輪の回転数の差異はそれぞれの状態に到達するまでの時間の差異として表れ、乾燥条件における接線力係数の最大値と若干低下した後の飽和値は、試験輪の回転数およびアタック角の有無に関係なく、実験時間を長くすると同等となることが分かった。

3.4.1.3 接触面に作用する基本的な接線力特性の解明

(1) 接触面の表面性状の変化の過程と4つの分類の定義

接触面に作用する接線力の増加・減少メカニズムを明確にするため、図3-10(a)(b)の接線力測定実験の結果を事例として、そこで観察された接触面の表面形状および表面性状、そして接触面で作用する接線力特性を、本研究で定義する4つのPhaseで分類する。実験条件は、Type-Wの試験輪を用い、荷重450N、回転数100rpm、すべり率0.5%一定とした。

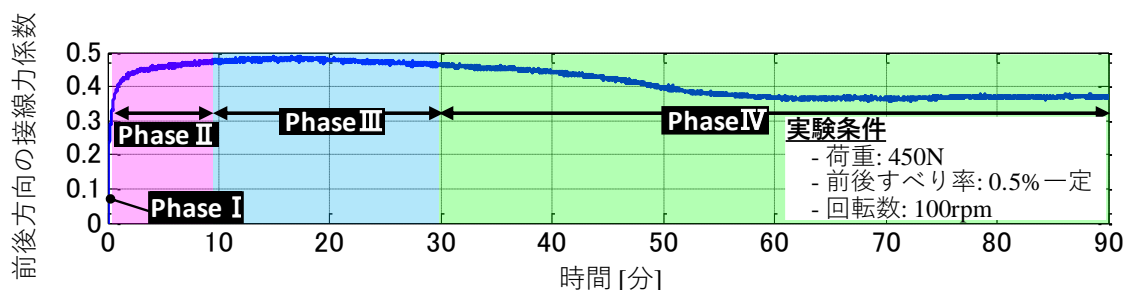
なお、接触面で作用する接線力の増加・減少メカニズムは、接触面に負荷されるすべり摩擦力の繰り返しの程度により異なるものと考えられ、これらの差異は接触面に生じるすべり距離の違いによるものとなる。このため、前後方向のすべり率の異なる条件や後述するすべり率を変化させる条件でそれぞれ計測される接線力特性は、本質的に同等の現象を指していることになる。

■ Phase I の特徴

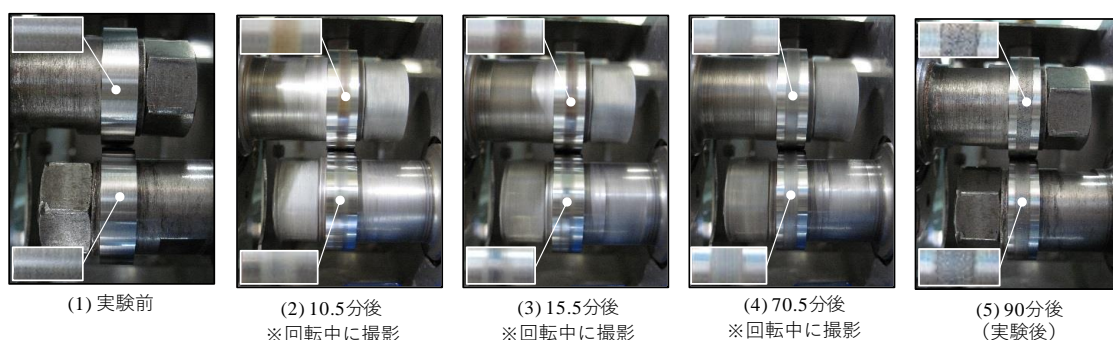
実験開始直後をPhase Iと定義する。実験開始直後の接触面の状態は図3-6のように銀色で、表面粗さも0.2から0.5 μm と小さく、接線力係数は0.1以下と小さい。試験輪間のコンタクトパッチは銀色の楕円形状(図3-10(c)の一番左)と推定される。

■ Phase II の特徴





実験開始からしばらくの間で、接線力係数が増加し最大値に至るまでの過程をPhase IIと定義する。接触面に転がりすべり摩擦力を与え続けると、接触面はゆっくり



(a) すべり率 0.5%一定条件での接線力係数の実験結果



(b) 実験中の接触面の状態の変化

	Phase I	Phase II	Phase III	Phase IV
表面形状・状態	銀色・平滑	薄い茶色・平滑	茶褐色・平滑	銀色・荒れた面
真実接触面 (推定値)	 楕円	 楕円	 楕円	 表面粗さ『大』
接線力係数	小	増加	最大値	最大値より 少し減少

(c) コンタクトパッチと接触状態の模式図

図 3-10 前後方向の接線力係数と接触面の表面性状の関係

と茶褐色に変色し、これに追うように接線力係数もゆっくりと大きくなる。接触面状態は薄い茶褐色で表面粗さが小さいため、試験輪間のコンタクトパッチは実験前と同じ大きさの楕円形状(図 3-10 (c) の左から 2 番目)と推定される。後述する図 3-13 (c) の接触面の状態が Phase II である。

■ Phase III の特徴

実験開始後の接線力係数が最大値に至り、その状態で安定しているときを Phase III と定義する。接触面は濃い茶褐色に変色し明確な摩耗は認められず、表面粗さも小さい。試験輪間のコンタクトパッチは濃い茶褐色の楕円形状(図 3-10 (c) の左から 3 番目)と推察される。なお、接触面の茶褐色の物質は、Phase II で接触面から剥離した微細な金属粉が酸化し、これを踏み固めたものと考えられる。

■ PhaseIVの特徴

実験開始後に最大値に至った接線力係数が低下する傾向を示す過程を PhaseIVと定義する。接触面は濃い茶褐色からゆっくりと銀色に変化し始め、同時に接線力係数もこれを追うように最大値から若干小さくなる。その後、接触面の摩耗の程度により一定値に収束する、または、緩やかな減少を継続する、の2つの状態に分かれる。

試験輪間のコンタクトパッチは崩れた楕円形状（図 3-10 (c) の左から4番目）と推定される。後述する図 3-13 (a), 図 3-13 (b) のそれぞれ後半で計測された接線力特性のときの接触面の状態が PhaseIVの状態である。

(2) 前後方向の接線力係数の増加メカニズムに関する考察

実験開始からゆっくりと前後方向の接線力係数が増加するメカニズムについて考察するため、試験輪の接触面の表面性状の変化に着目し、前後方向の接線力係数との関係について検討を行う。接線力測定実験で確認された現象は以下の通りである。

接線力測定実験前の試験輪の接触面は、銀色（PhaseI：図 3-10 (b) の一番左）である。試験機を回転させ、接触面に転がりすべり摩擦力を与えると、試験輪の接触面が次第に茶褐色に変色するとともに接線力係数も追従するように大きくなる（PhaseII：図 3-10 (b) の左から2番目）。このような変化は、接触面圧、すべり率が大きいほど、接触頻度が高いほどその変化が速い傾向にある。試験輪の接触面が濃い茶褐色になると、接線力係数は最大値となりしばらくこの状態を維持する（PhaseIII：図 3-10 (b) の左から3番目）。特に、すべり率が小さい条件で長時間実験を行うとき、この傾向が顕著に認められる。

ここで、宇宙空間の摩擦現象について調査した研究報告^{C3-2), C3-3)}の知見を引用して検討を続ける。このなかでは、接線力係数の増加メカニズムは、以下のような過程で変化するものとしている。

- 接触面に摩擦が加わり、ここから微細な金属が剥離して金属素地が表面に現れると、その部分が活性化して摩擦係数が大きくなる。
- 同時に、金属素地には大気中の酸素と触れることで、周囲の環境状態に応じた酸化膜が瞬間的に生成される。これにより、接触面には酸化膜による潤滑効果が生まれるため、接触面の摩擦係数は一定値に安定化する。
- 宇宙空間の場合、接触面の周辺に酸素が存在しないため接触面に潤滑効果を与える酸化膜が生成されない。このような環境のため、摩擦により接触面が損傷すると、金属素地が表面に現れるとともに活性化し凝着しやすい状態となる。そして、摩擦係数が1.0以上の大きな値になることもあるとしている。

これらの有益な知見を踏まえて、本研究で実施した接線力測定実験で観察された試験輪の接触面の表面性状に再び注目する。前述のように、接触面では時間の経過とともにゆっく

りと茶褐色に変色する現象が認められた。

このとき、本実験では接触面に他から物質を供給していないため、接触面の茶褐色の物質は接触面から剥離した金属粉がさびたものと考えることが妥当である。このように考えると、本実験で観察された現象は、宇宙空間の摩擦現象について調査した研究報告で述べられた知見と、その変化の過程が良好に一致していることが分かる。

以上より、接線力係数の増加メカニズムは、接触面への繰り返しの転がりすべり摩擦力が加わり、接触面に微細な剥離が連続的に生じたことで凝着が促進されたこと、すなわち、表面性状の変化によるものと考えられる。

このような仮説の妥当性を検討するため、3.4.1.4節で表面性状を異なる状態にしたときの接線力特性について改めて詳細に検討する。

(3) 前後方向の接線力係数の減少メカニズムに関する考察

次に、接線力測定実験における接線力係数の減少メカニズムについて考察する。接線力測定実験では、接線力係数が最大値となった後、若干減少する現象が確認された。試験輪の接触面に転がりすべり摩擦力を負荷し続けると、時間の経過とともに接触面が疲労により損傷し荒れ始める。このとき、試験輪間の接触面では、図3-10(c)の模式図に示すPhaseIIIのように一様な面接触から、図3-10(c)の模式図に示すPhaseIVのように表面粗さに起因する微小な突起部での接触形態に変化する。図3-10(b)の右から2番目の接触面の状態を見ると、試験輪の接触面に微細なクレータ状の損傷が認められ、このような考えが妥当であることが分かる。

接触面に摩耗や塑性変形による形状変形が生じると、試験輪間は接触面の微小な突起部で接触する形態となることで、真実接触面積が小さくなり接線力係数が低減すると考えられる。

以上より、試験輪間の接線力係数の減少メカニズムは、そのコンタクトパッチが一様な面接触から摩耗による表面粗さに起因する局所的な突起部での接触形態に変化したこと、すなわち、真実接触面積の減少によるものと考えられる。

このような仮説の妥当性を検証するため、3.4.1.5節で接触面の摩耗と接線力係数の関係を改めて詳細に検討する。

3.4.1.4 接触面の表面性状と接線力増加メカニズムの関係解明

(1) すべり率を連続的に変化させる接線力測定実験による検討

接触面で生じる接線力係数は、試験輪の回転数には関係なく、時間の経過とともにゆっくりと増加し、そして最大値となり飽和傾向を示すことを3.4.1.2節で述べた。また、この傾向は、アタック角の有無によらず同様であることを述べた。このような接線力係数の変化は、

接触面に作用する摩擦の程度により変化するものと考えられることから、接触面に作用する摩擦力の影響を異なる状態とするため、すべり率を異なる速度で連続的に変化させる条件で接線力測定実験を行い、接触面の表面性状と接線力特性の関係を検討する。

なお、接触面に生じるすべり率が連続的に変化する条件とは、車両が停止状態から起動するときや、急激な加減速度の変化をとともなう場合に相当する。

実験条件は、車輪側試験輪の接触面が平滑な Type-W【Smooth】を用い、荷重 450N、アタック角なし、試験輪の回転数 100rpm、接触面の周辺温度と湿度はそれぞれ約 20℃と約 30%とし、図 3-11 に示す 3 種類のすべり率の変化率（以下、すべりの変化率と記す。）パターンを連続 5 回実施したときの接線力係数の変化をそれぞれ評価した。

例えば、CASE 1 の場合、約 970 秒で 0.1% から 3.0% まですべり率が大きくなるので、平均的なすべりの変化率は約 0.003%/秒となる。

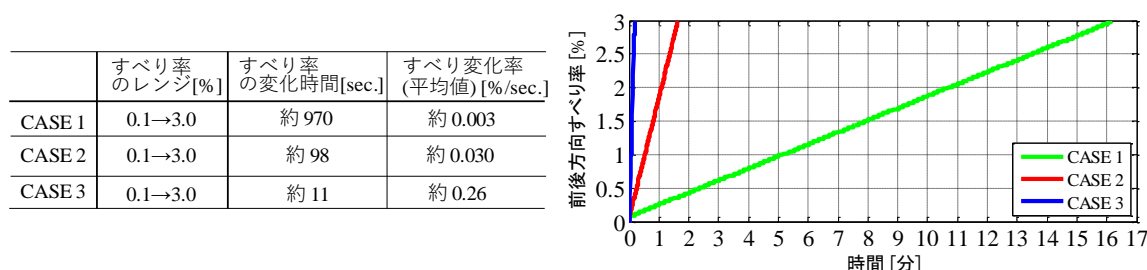


図 3-11 車輪とレール間のすべり変化率のパターン

(2) すべりの変化率の違いが前後方向の接線力特性に及ぼす影響

本項では、すべりの変化率の条件と接触面に作用する前後方向の接線力特性の関係について検討を行う。まず、すべりの変化率の条件を CASE 1 (すべりの変化率が約 0.003%/秒) としたときに計測された実験結果を図 3-12 に時刻歴波形で示す。

なお、図 3-12 に示す荷重と前後方向の接線力係数の実験結果は、実験誤差を低減するため 10 個のデータ (約 2 秒間) で移動平均処理を行っている。

実験 1 回目の計測で得られた実験結果は、実験開始から約 16 分間が該当する。実験開始から約 6 分後に前後方向の接線力係数が 0.6 程度から最大 0.3 程度まで急激に減少している。これは衝突音の発生とともに前後方向の接線力係数が変化し始めたことから、接触面のフラット生成によるものと考えられる。フラットの周辺では円周方向に不連続な接触が生じることで、接線力が瞬間的に小さくなる。このため、これを荷重で割って求めた前後方向の接線力係数は減少すると考えられ、このことは実験結果とも符合する。

その後、3 分間程度経過すると、衝突音が小さくなるとともに前後方向の接線力係数は増加に転じ、前後方向の接線力係数が 0.5 から 0.6 程度で飽和する傾向が認められる。

実験 2 回目の計測以降では、接触面に新たなフラットは生成されず、すべり率が 0.1% から 1.0% 程度まで大きくなる間、前後方向の接線力係数は線形的に増加して、すべり率が 1.0% 程度より大きくなると前後方向の接線力係数は 0.5 程度に飽和する傾向が認められる。

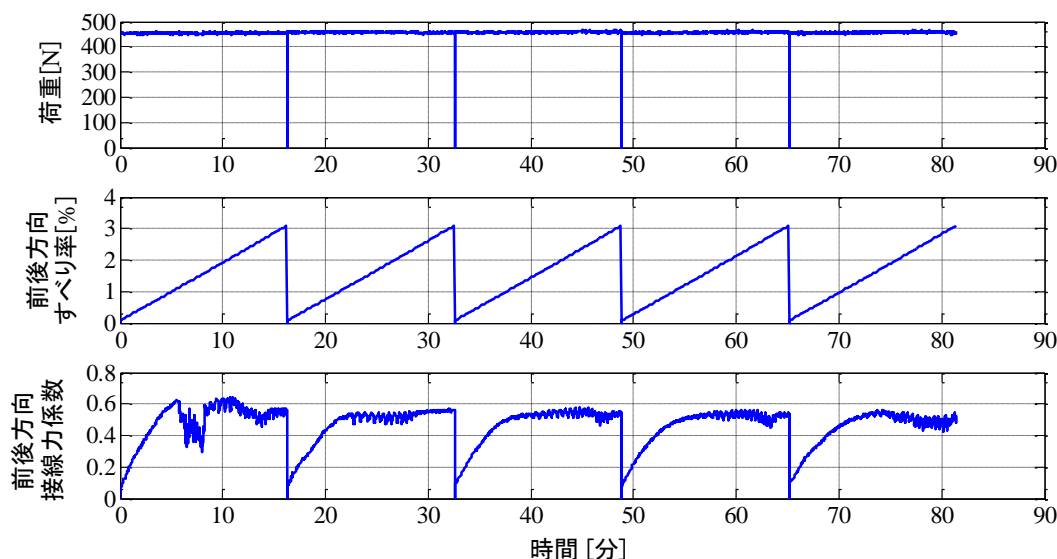


図 3-12 CASE 1 (すべりの変化率を 0.003%/秒) としたときの時刻歴波形

なお、図 3-12 では、他のすべりの変化率の条件と同一環境条件で比較をするため、接触面にフラットが生成したときの実験結果を掲載しているが、実験 1 回目の計測のときに接触面に生成したフラットは、すべりの変化率を CASE 1 としたときに必ず発生するわけではない。フラットが生成しなかったときの前後方向の接線力係数の実験結果は、すべり率を一定条件としたときに計測された値と同等となることを確認している。

次に、すべりの変化率ごとに、前後方向の接線力係数とすべり率の関係を検討する。CASE 1 から CASE 3 のそれぞれの条件で計測された実験結果を図 3-13 (a) ～図 3-13 (c) に、実験回数ごとに色別で示す。縦軸と横軸はそれぞれ前後方向の接線力係数とすべり率で、図中の×印は、すべり率を一定条件 (0.3 %, 0.5 %, 0.8 %, 2.0 %) としたときに計測された前後方向の接線力係数の最大値である。

図 3-13 (a) の CASE 1 (すべりの変化率が約 0.003%/秒) の場合、実験 1 回目の計測で得られた前後方向の接線力係数は、前述したように、接触面に生成したフラットによりすべり率が約 1.0～1.5% の範囲で小さく、さらに、この影響を受けて、実験 2 回目の計測以降では、すべり率 1.0% 以下の範囲での前後方向の接線力係数の勾配と前後方向の接線力係数の最大値がそれぞれ実験 1 回目より若干小さい。

また、すべり率を一定条件として計測した実験結果 (×印) と比較すると、実験 1 回目の計測のときは、両者の接線力特性は同等であるが、フラット生成後では前後方向の接線力係数は、すべり率を一定とした条件で計測した値より若干小さいことが分かる。

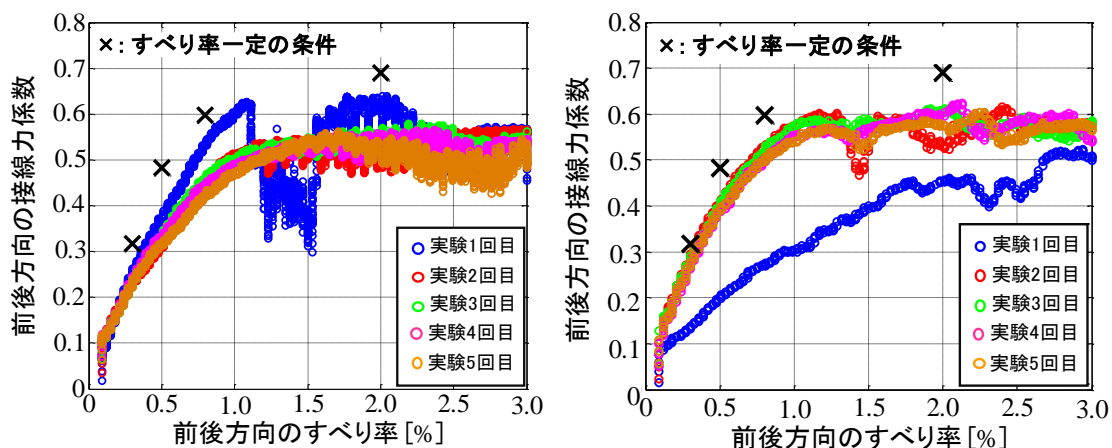
このことから、CASE 1 の前後方向の接線力係数が、すべり率を一定条件として計測したものより小さい理由は、接触面に生成したフラットによる影響、すなわち、接触面の局所的な摩耗により接線力が連続的に作用しない接触状態となったためと考えられる。

図 3-13 (b) の CASE 2 (すべりの変化率が約 0.030 %/秒) の場合, 実験 1 回目の計測で得られた前後方向の接線力係数は, すべり率 1.0%以下の範囲での勾配が小さく, すべり率が 1.0%以上の範囲では一定値に飽和する傾向も認められない. また, すべり率の増加に対して不安定に変化する様子が認められる.

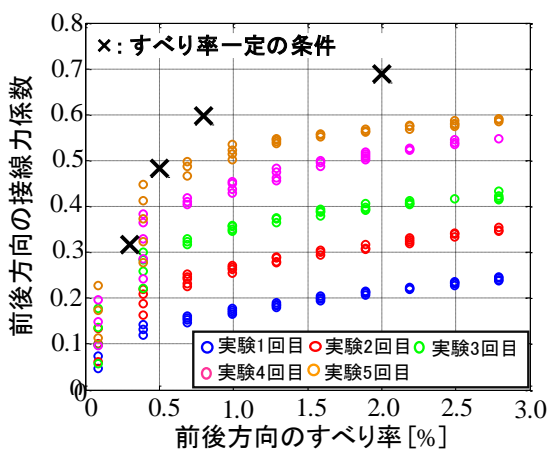
しかしながら, 実験 2 回目の計測で得られた前後方向の接線力係数は, 実験 1 回目の計測時より勾配が大きくなり, 前後方向の接線力係数は 0.6 程度で飽和傾向を示している. そして, この値はすべり率一定とした条件で測定した実験結果 (×印) に近づく傾向となっている. 実験 3 回目以降の計測で得られた前後方向の接線力係数は, 実験 2 回目の計測で得られた値と同等となっている.

このことから, CASE 2 では実験 2 回目以降の計測のときに試験輪の接触面の表面性状が安定状態となったため, これらの試験輪間の接線力特性が同等になったと考えられる.

図 3-13 (c) の CASE 3 (すべりの変化率が約 0.26 %/秒で最も速い条件) の場合, 実験 1



(a) CASE 1 (すべり変化率≒0.003 %/秒) (b) CASE 2 (すべり変化率≒0.030 %/秒)



(c) CASE 3 (すべり変化率≒0.26 %/秒)

図 3-13 すべりの変化率と前後方向の接線力特性の関係

回目の計測から実験5回目の計測まで、前後方向の接線力係数は、繰り返しの実験回数が増えるとともにすべり率1.0%以下の範囲の勾配とその最大値がともに大きくなり、特に、その勾配はすべり率一定とした条件で計測した実験結果(×印)に近づく傾向が認められる。その一方で、前後方向の接線力係数はすべり率の増加に対して右肩上がりが増加する傾向があり、これが飽和している様子は認められない。実験5回目の計測で得られた前後方向の接線力係数でも、すべり率を一定条件としたときの前後方向の接線力係数より小さく、CASE1とCASE2のそれと比較しても小さい。

このことから、CASE3では、試験輪間の接触面の表面性状が安定する前の過渡期のため、試験輪間の接線力特性が一定値に飽和するのではなく、すべり率の増加に対して右肩上がりに変化しているものと考えられる。

このように、図3-13(a)～図3-13(c)の実験結果を概観すると、すべりの変化率パターンの違いにより前後方向の接線力係数の変化の過程は異なるが、繰り返しの実験回数が増えるごとに前後方向の接線力係数は増加し、そして、すべり率を一定条件として計測した前後方向の接線力係数の最大値に近づく傾向を示すことが、全てのすべり変化率のパターンに共通して認められた。

このことから、切削加工後の接触面に繰り返しの転がりすべり摩擦力を負荷すると、接触面の表面性状が次第に安定化するため、接触面の摩擦係数が増加傾向を示すと考えられる。

以上より、切削加工後の接触面に繰り返しの転がりすべり摩擦力を負荷すると、接触頻度が低い実験初期では前後方向の接線力係数の勾配および最大値が小さく、実験を繰り返すことで接触頻度が高くなると、前後方向の接線力係数は次第に増加する過渡的な接線力特性を示し、最終的にはすべり率を一定としたときに得られる接線力係数(接触面の摩擦係数)に漸近する傾向を示すことが分かった。

このことから、切削加工後に試験輪の接触面に作用する接線力は、すべり率1.0%以下の範囲での勾配(クリープ係数)とその接線力の最大値(摩擦力)の両方が小さく、接触面にすべり摩擦力を繰り返し負荷することで、これらの接線力の勾配(クリープ係数)と接線力の最大値がそれぞれ増加する傾向を示すことが分かった。すなわち、接触面で作用する接線力は、切削加工後が最も小さいことになる。

(3) 表面粗さと表面性状が前後方向の接線力特性に及ぼす影響

接触面の表面粗さと表面状態が前後方向の接線力特性に及ぼす影響を評価するため、実験5回目の計測後に、試験輪の断面形状を表面粗さ測定器(小坂研究所製サーフコーダSE3500)で測定し、その断面形状を実験前後で比較する。

図3-14に実験前の接触面の断面形状を青線、実験後を緑線で重ねて示す。また、それぞれの左側の写真は、実験5回目の計測後に撮影した接触面の表面状態である。

図3-14(a)から、CASE1(すべりの変化率約0.003%/秒の場合)の場合、実験5回目の

計測後の車輪側試験輪の接触面には最大 $6\mu\text{m}$ 程度、レール側試験輪の接触面には最大 $10\mu\text{m}$ 程度のそれぞれ明確な形状変化が認められる。

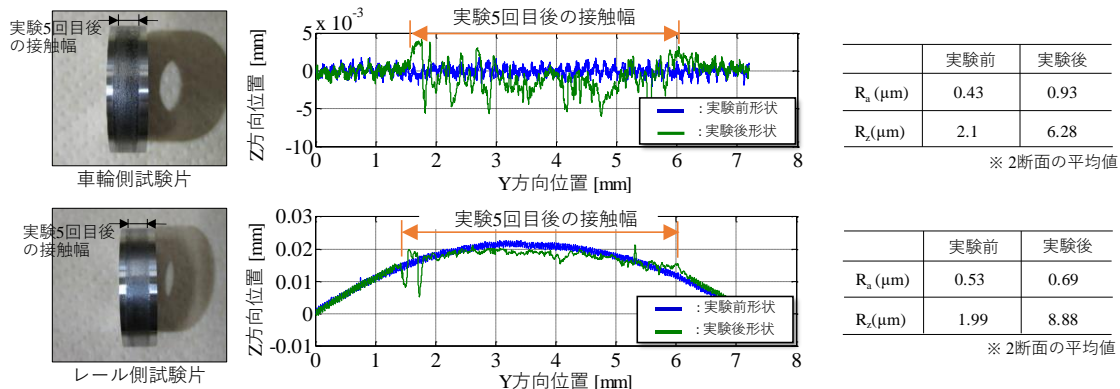
図 3-14 (b) の CASE 2 (すべりの変化率約 0.030% /秒の場合) の場合、実験 5 回目の計測後の車輪側試験輪の接触面には最大 $4\mu\text{m}$ 程度のクレータ状の荒れが認められ、また、クレータ状となっている部分に着目すると金属色が表面に露出しており、その他の接触面の部分とは異なる色となっていることが目視で判断できる。これと同様に、レール側試験輪の接触面にも $10\mu\text{m}$ 以上の荒れが局所的に認められる。

このように CASE 1 と CASE 2 の場合、繰り返し実験回数が増えるとともに摩耗や塑性変形により荒れた状態となるため、試験輪間のコンタクトパッチは、接触面の表面粗さによる突起部で接触する形態に変化し、実験前と比較してこの間の真実接触面積は相対的に小さいと考えられる。

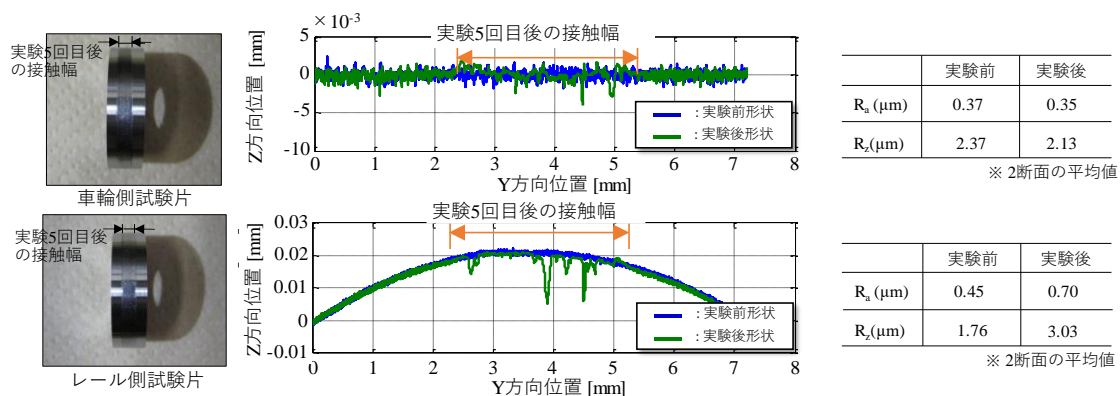
その一方で、図 3-14 (c) の CASE 3 (すべりの変化率が最も大きい約 0.26% /秒の場合) の場合、実験 5 回目の計測後でも、車輪側試験輪とレール側試験輪の断面形状には明確な形状変化は認められず、接触面の表面粗さは、実験前よりむしろ小さい。また、CASE 3 の場合の実験 5 回目の計測後の試験輪の接触面には薄い茶褐色の物質の付着が認められ、試験輪の断面形状および接触面の表面性状は CASE 1 や CASE 2 とは明確に異なっていた。

このように CASE 3 では、摩耗や塑性変形による接触面の形状変化が認められないにも関わらず、接触面に茶褐色の物質が付着していたこと、すなわち、接触面の表面性状が変化したことにより、試験輪間で作用する前後方向の接線力係数の増加傾向が認められたことから、接触面の表面性状は前後方向の接線力係数の増加メカニズムに大きな影響を及ぼすことが分かった。

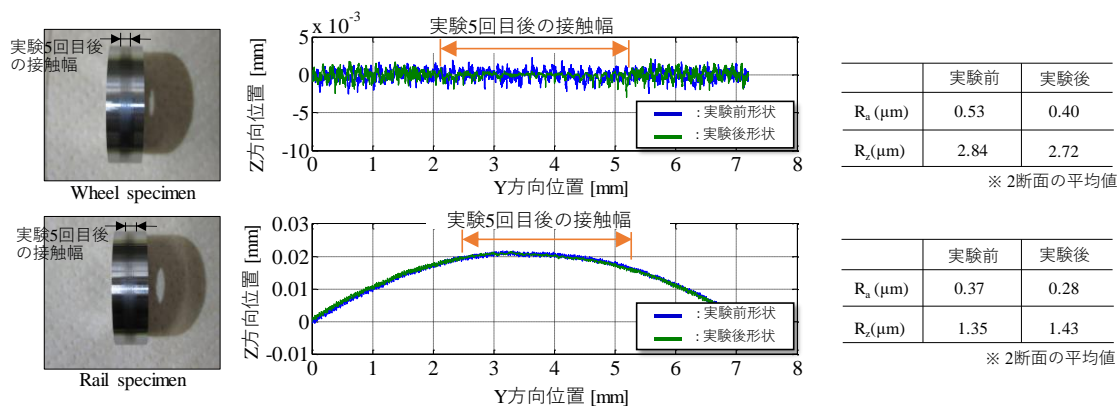
以上より、繰り返しの実験回数が増えるとともに、接触面の表面形状と表面性状の 2 つが変化し、特に、CASE 3 のように、試験輪の断面形状が実験前と変わらないにも関わらず、接触面に茶褐色の物質が付着することで前後方向の接線力係数が大きくなっていることから、接触面の表面性状の変化と接線力係数の増加の関係には、強い相関関係があることが分かった。



(a) CASE 1 (すべり変化率 \approx 0.003 %/秒)



(b) CASE 2 (すべり変化率 \approx 0.030 %/秒)



(c) CASE 3 (すべり変化率 \approx 0.26 %/秒)

図 3-14 実験前と実験 5 回後の試験輪の断面形状の比較及び実験 5 回後の表面性状

3.4.1.5 接触面の摩耗と接線力減少メカニズムの関係解明

3.4.1.3 (3) 項では、接触面の表面形状と表面性状に着目することで、接触面に作用する接線力係数の増加・減少メカニズムの検討を行った。本節では、接線力係数の減少メカニズムの考えの妥当性を示すため、3.4.1.3 (3) 項で述べた実験条件とは異なるアタック角を設けた条件での接線力測定実験により評価する。

接線力測定実験で時間の経過にともない接線力係数が減少する理由は、接触面の摩耗や塑性流動による形状変化が主原因と推察される。このため、3セットの同じ円筒試験輪を用いて、継続時間のみを変えた条件での接線力測定実験から、実験後の試験輪の断面形状と接線力係数の関係を調査した。実験条件は試験輪間にアタック角を約0.6度設けている。

接線力測定実験の手順は以下の通りである。

- ・ 1セット目の円筒試験輪を使用した90分間の接線力測定実験を実施し、接線力特性を把握するとともに、その時刻歴波形から接線力係数がピーク値となる付近と接線力係数が減少する付近の時間の2つを記録する。
- ・ 1セット目の接線力測定実験で記録した2つの時間（接線力係数がピーク値となる付近と接線力係数が減少する付近のそれぞれの時間）まで、他の2セットの試験輪を使用して接線力測定実験を実施する。
- ・ 3つの接線力測定実験に用いたそれぞれの試験輪の断面形状を測定し、接触面の形状変化と接線力特性の関係について検討を行う。

前後方向の接線力係数の実験結果を図3-15に示す。各色の太線は左右方向の接線力係数、細線は前後方向の接線力係数、横軸が時間を示す。本節で用いた試験輪は、3.3.3節で示したものとは異なり、3.4.1.2 (2) 項で述べた円筒試験輪と同じものである。

また、両試験輪の接触形態をイメージし易くするため、表面粗さ測定器(小坂研究所製サーフコーダ SE3500)で両者の接触面を測定した形状を、幾何学的に接触させた形態で図3-16 (a) ~ (c) にそれぞれ示す。

図3-15 から、実験時間の異なる条件で実施した3回の接線力測定実験で計測された接線力係数は良好に一致しており、実験結果に良好な再現性が確認できる。

接線力測定実験を開始すると、実験開始から5分程度経過したA点で接線力係数が最も大きくなるが、このときの両試験輪は摩耗も少なくおおむね初期の円弧形状を保っていることが、図3-16 (a) から分かる。

実験開始から25分程度経過したB点では、接線力係数が減少し始めていることが分かる。このときの両試験輪は、図3-16 (b) に示すように、接触している部分が摩耗して局所的に高さ5 μ m程度の溝状の荒れが生じている。

そして、実験開始90分経過したC点では、接触面の摩耗に起因して試験輪間の真実接触面積が減少し局所的に接触面圧が高くなるため、表面粗さによる突起の生成と摩滅を繰り返す。

返しながら接触幅が広がるが、接触幅が広がっても突起部で接触する形態は変わらないので、接線力は小さいまま維持すると思われる。

以上より、実験開始 25 分後の B 点以降で接線力係数が減少した理由は、試験輪の接触面に生じた溝状の荒れにより真実接触面積が小さくなったことが原因と考えられ、3.4.1.3 (3) 節で述べた実験結果と同様の傾向を示していることから、このような考え方は妥当なものと考えられる。

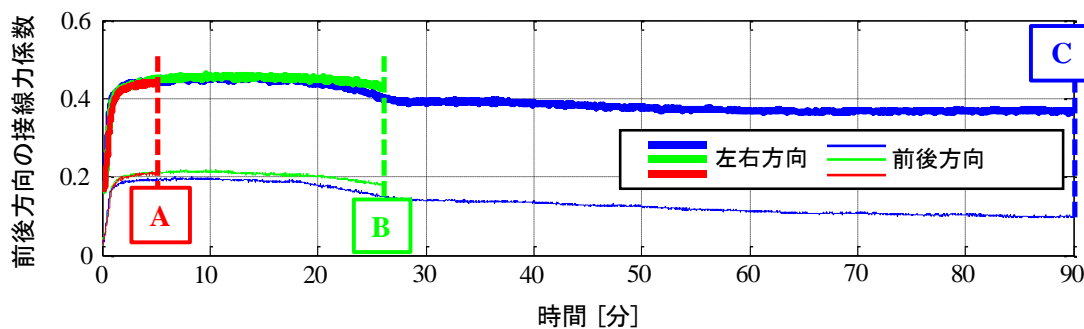
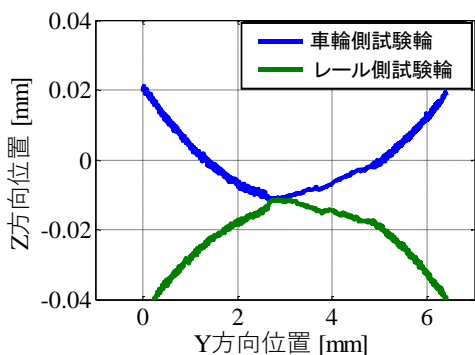
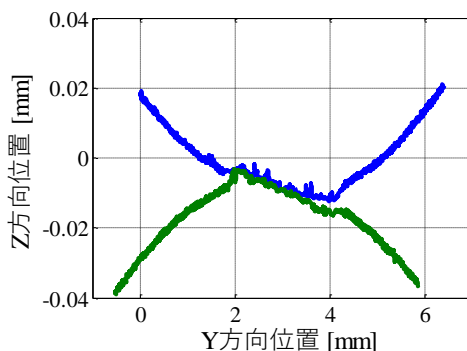


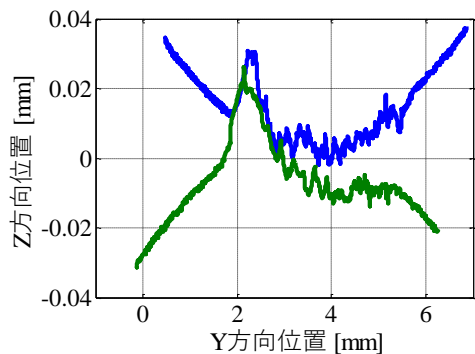
図 3-15 前後方向の接線力係数の時刻歴波形の比較
(回転数が 100rpm の場合)



(a) A 点のときの接触状況



(b) B 点のときの接触状況



(c) C 点のときの接触状況

図 3-16 時刻歴波形の A, B, C 点における試験輪間の幾何学的な接触状況

3.4.1.6 接触面の周辺温度・湿度による影響

トライボロジーの分野では、乾燥条件であっても一对の試験輪の表面は大気中に含まれる水分により潤滑された状態と考えられており、このような考えの下では、その水分が少ないときの方が接触面に作用する接線力は大きい傾向を示すと考えられる。しかしながら、第2章で述べたように、これまで既報で行われてきた接線力測定実験では、接触面の周辺環境について詳細な記述がないものが多く、特に、車輪とレールの組合せのように接触面圧が高い条件の場合、その周辺環境が接線力特性に及ぼす影響は明確でない。

本節では、試験輪の周辺温度・湿度が接触面に作用する接線力特性に及ぼす影響を明確にするため、試験輪の周辺温度を20℃一定とした状態で、周辺湿度を30%と60%とした条件で計測した前後方向の接線力係数を比較する。このとき、新品の試験輪を用いた接線力測定実験を行うと、3.4.1.3節で述べたように、接触面の表面性状が変化することで、接触面で作用する接線力がゆっくりと大きくなり、最大値となった後に飽和する傾向を示すことが分かっている。このため本節では、接触面の表面性状が飽和した状態、すなわち接線力が最大となったときの接線力特性に着目して検討する。

実験条件は、荷重450N、すべり率一定、アタック角なしの場合で、車輪側試験輪はType-W【Smooth】、Type-C【p1d50】、Type-I【p3d50】の3種類を用いた。実験結果を図3-17に示す。

図3-17から、周辺湿度の同じ条件どうして前後方向の接線力係数を比較すると、接触面が平滑なType-W【Smooth】が最も大きく、接触面に削正痕を設けたType-C【p1d50】とType-I【p3d50】は接触面が平滑のときより小さいことが分かる。また、同じ接触面同士をすべり率の同じ条件ごとに比較すると、周辺湿度30%のときの接線力係数は60%のときより大きく、特に、接触面が平滑なType-W【Smooth】はその差異が顕著に認められる。

このようになった理由として、大気中の湿度、すなわち空気中に含まれる水分の違いによる影響が考えられる。接触面の周辺湿度を60%としたとき、接触面の周辺湿度が30%のときより大気中に含まれる水分が多いため、接触面に付着する水分が多くなり、これにより潤滑効果が増すと考えられる。このとき、接触面の潤滑効果は接触面で作用する接線力を低減する効果があるため、接触面の周辺湿度が高い条件ほど接線力係数が小さくなると考えられる。

ここで、この考察の妥当性を検証するため、接触面の周辺湿度を変動させながら接線力の変化に着目した実験を実施した。その実験結果によると、周辺湿度を30%から80%までゆっくりと増加させたとき、接触面で作用する接線力は30%～40%付近を境界に急激に低下する傾向が認められた。しかしながら、周辺湿度を80%から30%まで緩やかに減少させたときには接触面に作用する接線力は大きくなる傾向を示すが、その変化に要する時間は周辺湿度を増加させたときより明確に長く、そして、周辺湿度が30%程度に到達したときの接

線力は、最初から周辺湿度を 30%一定の条件で実験を行ったときに計測した接線力より若干小さい傾向が認められた。このとき、摩耗による接触面の明確な変形は認められなかった。

これらの実験結果から、周辺湿度が接線力係数に及ぼす影響は、接触面に付着した水分の蒸発の程度により変化すると判断することができ、この考えに基づくと、接触面の周辺湿度を一定とした実験条件では周辺湿度 30%のときの方が 60%のときより接触面に付着した水分が少なく潤滑効果が低下するため接線力係数は小さいとする考察は妥当と考えられる。

次に、接触面に設けた削正痕の有無と接線力特性の関係について検討する。

同様に図 3-17 から、接触面が平滑な Type-W 【Smooth】は、削正痕を設けたときより接触面の周辺湿度が高い条件で接線力係数の低減幅が大きいことが分かる。

この理由について図 3-18 の模式図により説明する。接触面に削正痕を設けたときの試験輪の接触形態は、削正痕の突起部で接触する形態となるため、接触面圧が相対的に高く、空气中の水分は谷部となる非接触部に押し出されると考えられる。

ここで、接触面に付着した水分を水滴と仮定した場合、車輪側試験輪に設けた削正痕の突起部とレール側試験輪の接触により生じた隙間に形成された空間にこれを超える量の水が存在するときには、接線力係数は明確に小さくなり、さらに、反発力や試験輪の回転数（周速度）の違いにより接線力特性は複雑な挙動を示すと推察される^{C3-1)}。しかし、今回の実験では接触面に水滴はなく、接線力の測定値も安定しているため、大気中の水分が接触面に付着し潤滑効果を付与したと考える方が自然である。

このような観点で実験結果を評価すると、接触面に削正痕を設けた場合、試験輪同士が転動接触したときに接触面に付着した水分が非接触部に押し出され、これにより潤滑効果が低下したため接線力係数が接触面の平滑の条件のときより大きく低下しなかったと考えられる。他方、接触面が平滑のときの試験輪間は接触幅 3mm 程度の面接触となるため、接触面の周辺湿度が高い条件では、接触面に介在する水分が非接触部まで完全に押し出されなかったことで、そこに残存する水分の潤滑効果により接線力係数が小さくなったと考えられる。このような傾向は、接触面圧を小さい条件とした接線力測定実験でも同様に認められた^{S3-1)}。

その一方で、接触面の周辺温度が接線力特性に及ぼす影響について調査を行っているが、ここでは 8°C程度から 30°C程度の範囲で変化させたとき、接触面の周辺温度の差異が接線力係数の変動に及ぼす影響は顕著に認められないことを確認している^{S3-1)}。

以上より、試験輪の周辺温度・湿度が接触面に作用する接線力特性に及ぼす影響について検討した結果、接触面の周辺湿度が 30%と低い条件となるとき、接触面の潤滑効果が低下するため、周辺湿度が 60%のときより接線力係数が大きくなり、特に、接触面を平滑としたときの方が顕著に大きくなることが分かった。

その一方で、接触面の周辺温度が接線力係数の変動に及ぼす影響は明確に認められず、その効果は限定的と考えられる。

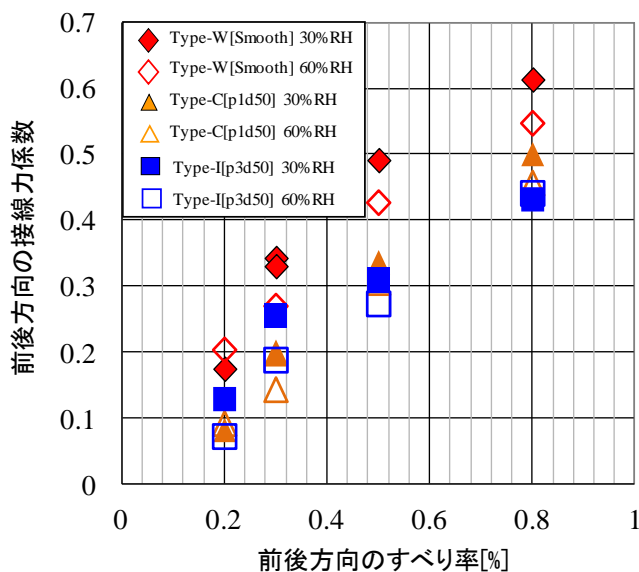


図 3-17 試験輪周辺の湿度と前後方向の接線力係数の関係

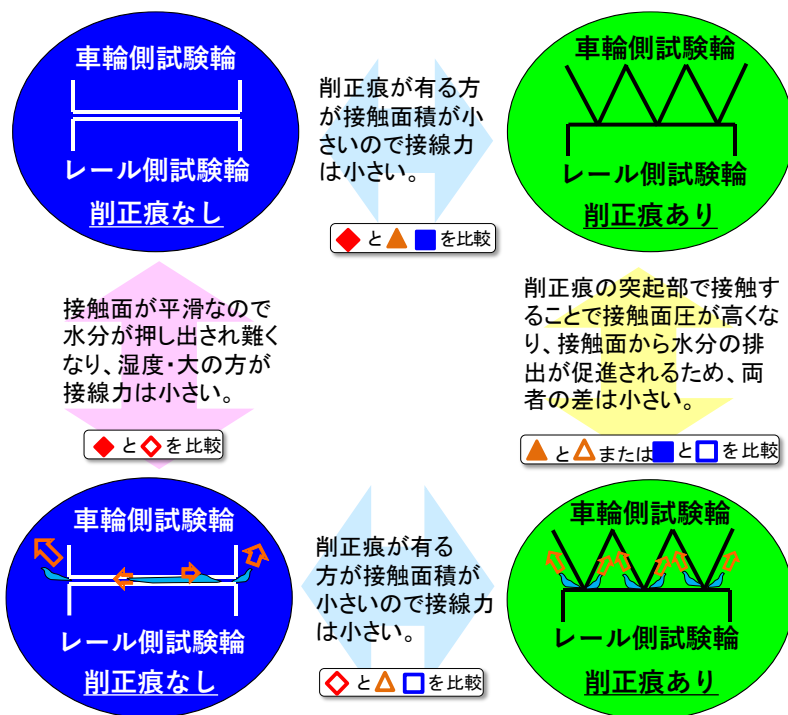


図 3-18 接触面の周辺湿度と接線力係数の増減メカニズムの関係

3.4.2 乾燥ガス噴射による湿度変動と接線力特性の関係

3.4.2.1 概要

3.4.1.3節では、接触面に繰り返しのすべり摩擦力を負荷すると表面性状が摩擦係数の大きくなる方向に変化するため、接触面で作用する接線力が増加傾向を示すことが分かった。また、3.4.1.6節では、接触面の周辺湿度を30%と低い条件にすると、接触面に設けた削正痕の有無に関係なく、接触面で作用する接線力係数が増加することが明らかとなった。その一方で、周辺湿度を低い状態から高い状態に増加させたときには接線力係数の減少はリニアに反応するものの、逆に、周辺湿度を高い状態から低い状態に緩やかに減少させたときには、最初から周辺湿度30%一定と低い条件で実験を行ったときの接線力係数と同等まで大きくならない傾向があることが分かり、接触面に付着した水分は接線力特性に影響を及ぼすことが分かった。

本節では、後者の実験のように周辺湿度を変化させた場合について、接触面の周辺環境と接触面で作用する接線力特性の関係を深度化することを考える。具体的には、接触面の周辺環境が急激に変化したときに接触面で作用する接線力特性の変化を明確にするため、乾燥した窒素ガスを接触面に噴射することで接触面の周辺環境を急激に変化させる接線力測定実験により検討する。乾燥ガス噴射による接線力向上効果は、「乾燥ガス噴射中の接線力係数の平均値」を「乾燥ガスの噴射前30秒間の接線力係数の平均値」で割って求めた「接線力係数の増加率」で評価した。

3.4.2.2 乾燥ガス噴射装置を設けた実験装置の構成

鉄道総研の転がり－すべり摩擦力試験機に乾燥ガス噴射装置を組合せた構成（図3-19）で接線力測定実験を実施した。

乾燥ガス噴射装置は、ガスボンベ（容量7000m³）の頂部に設置した調圧器の2次側端部に直径7mmのウレタン製ホースを接続した簡易な構造とした。

接線力測定実験時には、ガスボンベ頂部に設置した調圧器を手動で開閉操作することで、乾燥ガスをガスボンベからウレタン製ホースを介し、その開口端から試験輪の接触面に向けて噴射した。噴射圧力は調圧器2次側の圧力計で0.8MPaとした。ホース開口端の設置位置は、試験輪の接触面の位置から15mm程度水平方向に離れた位置とした。

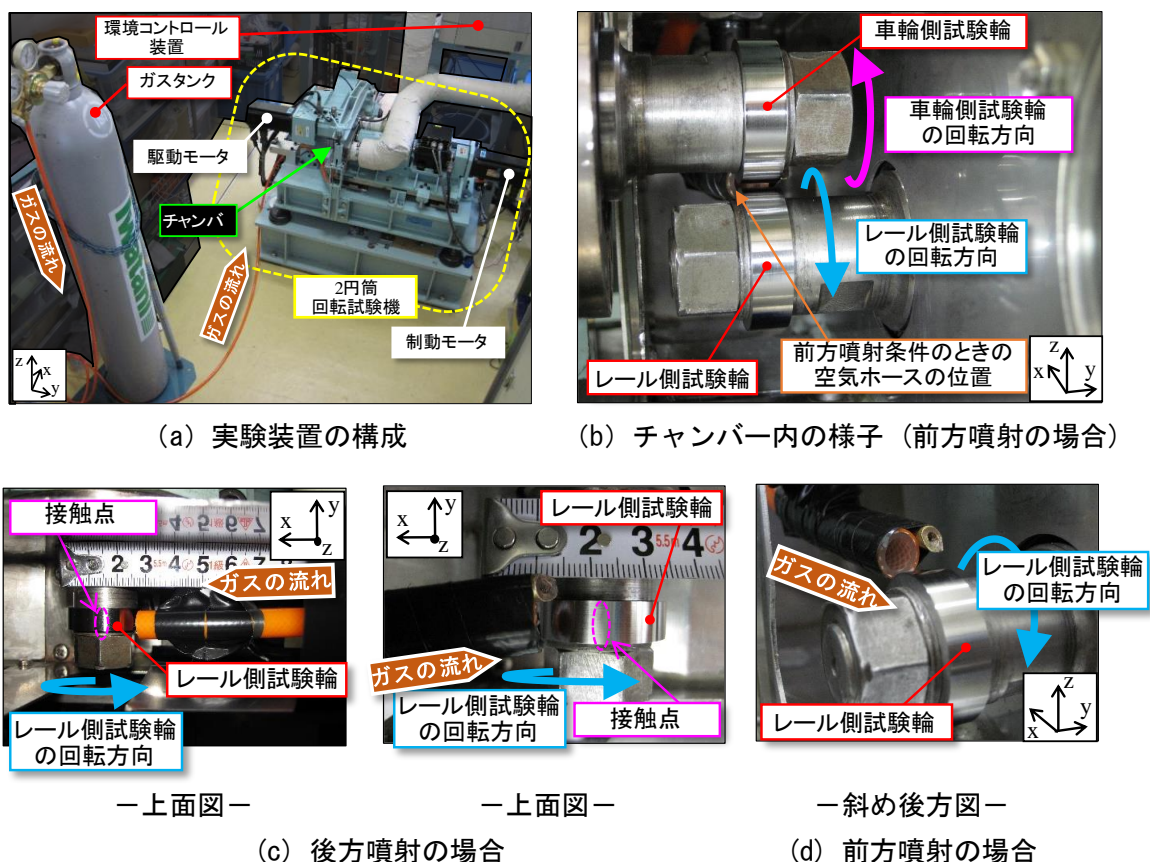


図 3-19 乾燥ガス噴射装置を設けた実験装置の状況

3.4.2.3 実験条件

主要な実験条件を表 3-3 に示す。実験条件は荷重 450N、すべり率一定、試験輪の回転数 100rpm と 1000rpm の 2 条件とし、車輪側試験輪は Type-W 【Smooth】を使用した。

試験輪の周辺温度が接線力特性に及ぼす影響は、3.4.1.6 節で述べたように、大気温度として起こり得る範囲（8℃程度～30℃程度）では確認されていない。このため、チャンバー内は標準基準温度である 20℃程度一定とし、試験輪の周辺湿度のみを変えた条件で、乾燥ガス噴射が接線力係数の変化に及ぼす影響を調査する。

表 3-3 主要な実験条件

荷重 [N]	450
回転速度 [rpm]	100, 1000
前後方向のすべり率 [%]	0.3, 0.8
アタック角(ヨーイング角度) [deg.]	0

本節で用いた乾燥ガスは、工業用窒素ガスとした（表 3-4）。これは大気中に存在する気体の約 70%を占める不活性ガスの一つで比較的安価に入手できるためである。なお、湿度

のばらつきが大きいのは、ポリ袋の密閉が厳密でないためである。

表 3-4 ガスボンベ内の温度と湿度

	温度[°C]	湿度 [%]
最大値	22.52	6.2
最小値	22.28	0.01
平均値	23.5	2.03

3.4.2.4 乾燥ガス噴射による接線力係数の変化

接触面の周辺湿度の変動が試験輪間の接線力特性に及ぼす影響を調査するため、回転する試験輪の接触面に向けて乾燥ガスを噴射する実験を行った。このときの実験結果を図 3-20 に示す。図 3-20 (a) ～ (d) は、それぞれ荷重、回転数、前後方向の接線力係数、試験輪の周辺温度と周辺湿度の時系列波形である。

実験条件は、荷重 450N (接触面圧は計算値で約 1GPa)、すべり率 0.8%、試験輪の周辺湿度が約 80%。乾燥ガスの噴射圧力が 0.8MPa の条件で、試験輪の回転数の条件を途中で変更することで 100rpm と 1000rpm の 2 通りを実施した。乾燥ガスの噴射は、試験輪の回転数が 100rpm のときが桃色網掛部、同様に 1000rpm のときが水色網掛部で示す範囲の時期とした。

図 3-20 (c) から、接線力測定実験を開始すると、3 分程度で接触面に茶褐色の酸化膜が生成するとともに接線力係数は最大値に達し、その後、接線力係数はその状態で安定することが分かる。ここから乾燥ガスの噴射による接線力係数の変化に及ぼす影響を調査する。

最初に、接線力係数が最大値となり飽和傾向を示しているときに乾燥ガスを噴射する。このときの接触面の表面性状は、図 3-10 で表現すると接触面が平滑な PhaseIII の状態と推察される。

実験開始 5 分後から 0.8MPa で 1 分間連続して乾燥ガスを噴射すると、接線力係数は乾燥ガス噴射前と比べて約 4.6% 増加した。また、乾燥ガスの噴射を停止すると、乾燥ガス噴射前の接線力係数に戻った。

さらに、乾燥ガスの噴射を停止した状態で接線力測定実験を継続すると、接触面が摩耗して表面粗さが大きくなるため、接触形態が一様な面接触から接触面の微細な凹凸の突起部で接触する形態に変化する。これにより、接線力係数は実験開始から約 8 分後に若干低下し、その後、再び安定する傾向を示す。このように乾燥ガス噴射後の時間の経過とともに変化する接線力係数の挙動は、前述したさまざまな実験条件で行った接線力測定実験で確認された傾向と同様で、乾燥ガス噴射による影響は残ってないと考えられる。

次に、接触面が摩耗した状態のときに乾燥ガスを噴射する。このときの接触面の状態は、図 3-10 で表現すると接触面が荒れた状態 (PhaseIV) と推察される。

実験開始 30 分後と 33 分後にそれぞれ 0.8MPa で 1 分間連続して乾燥ガスを噴射すると、それぞれ乾燥ガス噴射前と比べて約 17.9%と約 38.4%の接線力係数の増加が認められた。さらに、試験輪の回転数を速くしたときの影響を調査するため、試験輪の回転数を 1000rpm とし同様に乾燥ガスを噴射した。その結果、実験開始 37 分後と 40 分後にそれぞれ乾燥ガス噴射前と比べて約 22.8%と 17.5%の接線力係数の増加が認められた。

ここで、図 3-20 (a) の荷重の時系列波形は一定値のため、試験輪間の接触面圧は一定の状態が保たれており、乾燥ガス噴射の有無により試験輪間の接触面圧の変化はないと考えられる。また、図 3-20 (d) に示す接触面の周辺湿度の時系列波形から、乾燥ガス噴射のタイミングで周辺湿度が急激に低下している。これは、乾燥ガス噴射により一時的にチャンバ一内が乾燥した窒素で充満されたことによる。

これらの実験結果から、試験輪の回転数に関わらず、乾燥ガス噴射と同じタイミングで接線力係数は急峻に立ち上がり、乾燥ガス噴射中の接線力係数は安定して大きい値を維持することが分かった。

以上より、接触面の周辺湿度が 80%程度と高い条件のとき、湿度 30%未満の乾燥ガスを接触面に噴射すると接触面に作用する接線力が増加することが分かった。

なお、この実験結果は、乾燥ガスを接触面に向けて噴射するという全く異なる方法の実験においても、3.4.1.6 節で示した実験結果と同様の物理現象が同様のメカニズムで表れることを示しており、接触面の周辺湿度が接線力特性に及ぼす影響が明確に認められることの裏付けとなるものである。そして、特に、接触面の周辺湿度が 30%未満の低い湿度条件となるときに、接触面に作用する接線力が大きくなることが明らかとなった。

その一方で、試験輪の回転数が同じ条件でも、乾燥ガス噴射による接線力係数の増加幅にばらつきが認められる。その理由として、3.4.1.3 節で述べたように、試験輪間の接触形態および接触面の表面性状の違いによる影響が考えられるため、これについて 3.4.2.5 節と 3.4.2.6 節で詳細に検討する。

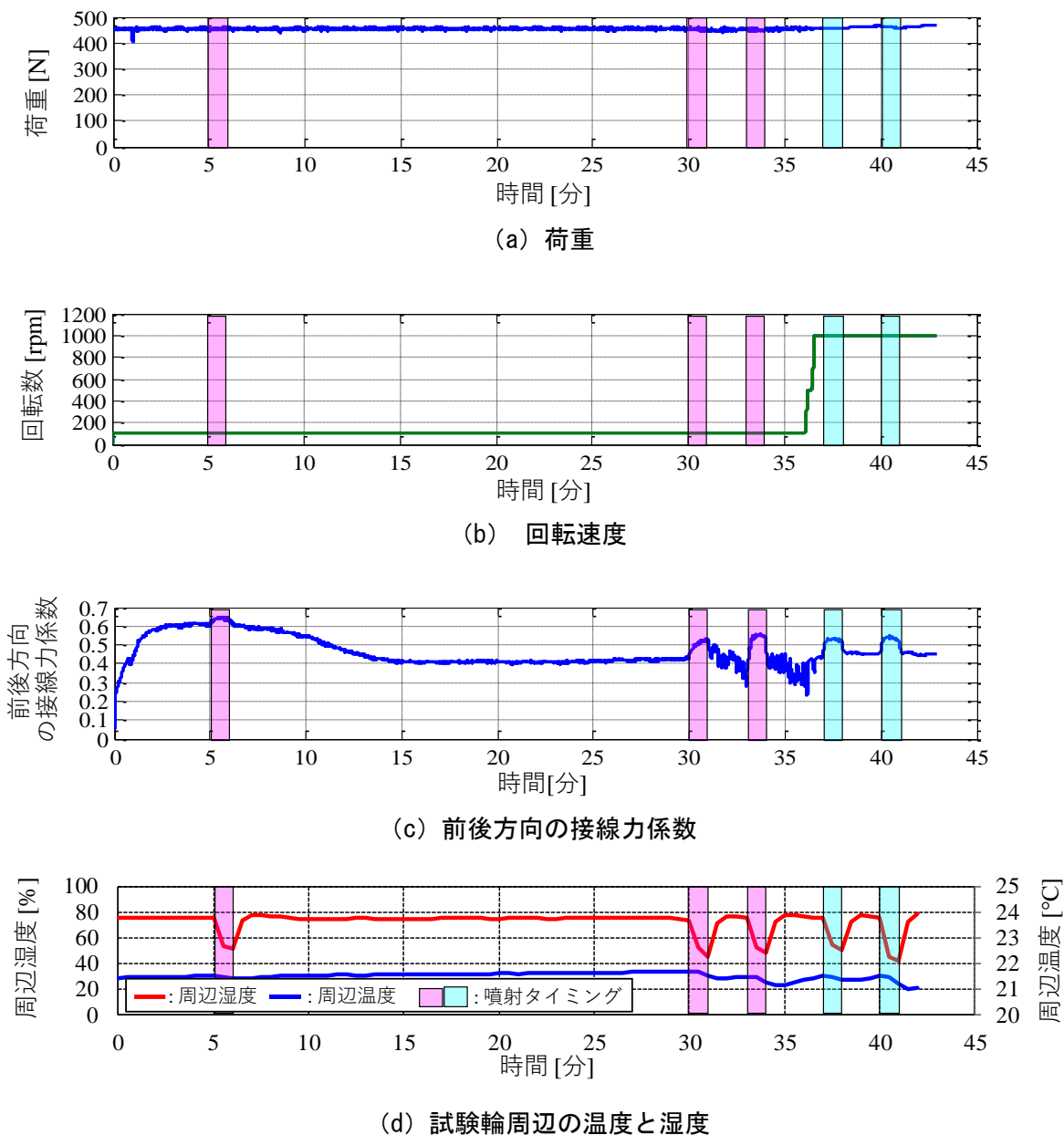


図 3-20 すべり率 0.8%一定条件における実験結果の時刻歴波形

3.4.2.5 乾燥ガスの噴射が基本的な接線力特性に及ぼす影響

試験輪の回転数が同じ条件のときでも、乾燥ガスの噴射時に計測された接線力係数の増加幅にばらつきが認められたことを受け、接触面の周辺湿度を 30~80%程度の範囲で変えた場合について、乾燥ガス噴射による接線力向上効果について検討する。

接触面の周辺湿度と乾燥ガス噴射による接線力向上効果の関係を図 3-21 (a) に示す。縦軸と横軸はそれぞれ乾燥ガス噴射前後の接線力係数の増加率と接触面の周辺湿度を示す。すべり率の条件は 0.3%, 0.8%の 2 通りとした。

最初に、接触面の周辺湿度の違いによる接線力向上効果の差異について考察する。

図 3-21 (a) から、すべり率 0.8%のときのデータを見ると、接触面の周辺湿度が 40%程度と低いときに、乾燥ガスを噴射しても接線力向上効果は最大 10%程度となり大きくない。しかしながら、接触面の周辺湿度が 80%程度と高いときに乾燥ガスを噴射すると、ばらつきはあるが、接線力向上効果は最大 40%程度まで大きくなることが分かる。

このように接線力向上効果に差異が生じた理由は、接触面の周辺湿度と乾燥ガス単体の湿度の違いによるものと考えられる。接触面の周辺湿度が高い条件では、接触面周辺が大気中の水分で潤滑された状態となっている。このとき、乾燥ガスを接触面に向けて噴射すると、接触面周辺の水分が強制的に排除されることにより接触面の潤滑効果が低下すると考えられる。このような潤滑効果の低下は、3.4.1.6 節で述べたように、周辺湿度を緩やかに低くした条件ではその効果は大きくなかったことから、噴射による外部からのエネルギーを与えた効果が接線力向上効果に大きく寄与しているものと考えられる。特に、接触面の周辺湿度が高い条件ほど、接触面の周辺環境が急激に変化することになるため、乾燥ガス噴射による接線力向上効果が高まると考えられる。

このような理由により、接触面の周辺湿度が 80%と高い条件となるときに、接触面に乾燥ガスを噴射すると、そこに作用する接線力が大きくなると考えられる。さらに、このことは、外部から接触面に向けて噴射というエネルギーを与えることで、接触面に付着した水分が排除することができ、それにより接触面の潤滑効果が低下して接線力係数が大きくなることを示唆しており、3.4.1.6 節で述べた考察の妥当性を改めて裏付ける結果と考えられる。

次に、すべり率の大小と接線力向上効果の関係について考察する。

図 3-21 (a) から、すべり率 0.8%のときの方が、乾燥ガス噴射による接線力向上効果は高い傾向が認められる。これは、すべり率が大きい条件ほどコンタクトパッチ内のすべり領域が広いためである。すなわち、接触面で作用する接線力はコンタクトパッチ内のすべり領域でのみ作用するため、すべり領域が広いときの方が接線力は大きい。このため、すべり率が大きい条件の方がコンタクトパッチとしての接線力が大きくなるので、乾燥ガス噴射による接線力向上効果が数字に顕著に表れたと考えられる。

最後に、試験輪の回転数と接線力向上効果の関係について考察する。

これらの関係を図 3-21 (b) に示す。実験結果は全てすべり率 0.8%のときの実験結果である。縦軸と横軸は、それぞれ乾燥ガス噴射前後の接線力係数の増加率と接触面の周辺湿度を示し、青色○印が 100rpm の場合、緑色□印が 1000rpm の場合である。

図 3-21 (b) から、乾燥ガス噴射による接線力向上効果は、試験輪の回転数に関係なく同程度であることが分かる。3.4.1.2 (1) 項で述べたように、乾燥条件では、試験輪の回転数の違いが接線力特性に及ぼす影響が小さいことが分かっている。図 3-21 (b) も乾燥条件のため、乾燥ガスを噴射しても同様の実験結果になったと考えられる。

以上より、接触面周辺に乾燥ガスの噴射による急激な湿度変動を与えると、試験輪間の接線力係数は大きくなることが分かった。特に、接触面の周辺湿度が 80%と高い環境条件で、

かつ乾燥ガス単体の湿度が 30%未満と低い条件となるときに、このような効果が顕著に表れることが分かった。この実験結果は、乾燥ガスを噴射するのではなく、接触面の周辺湿度を同様の環境湿度条件としたときにも同様の効果が得られることを示唆しており、3.4.1.6節で述べた考察の妥当性を裏付ける結果と考えられる。

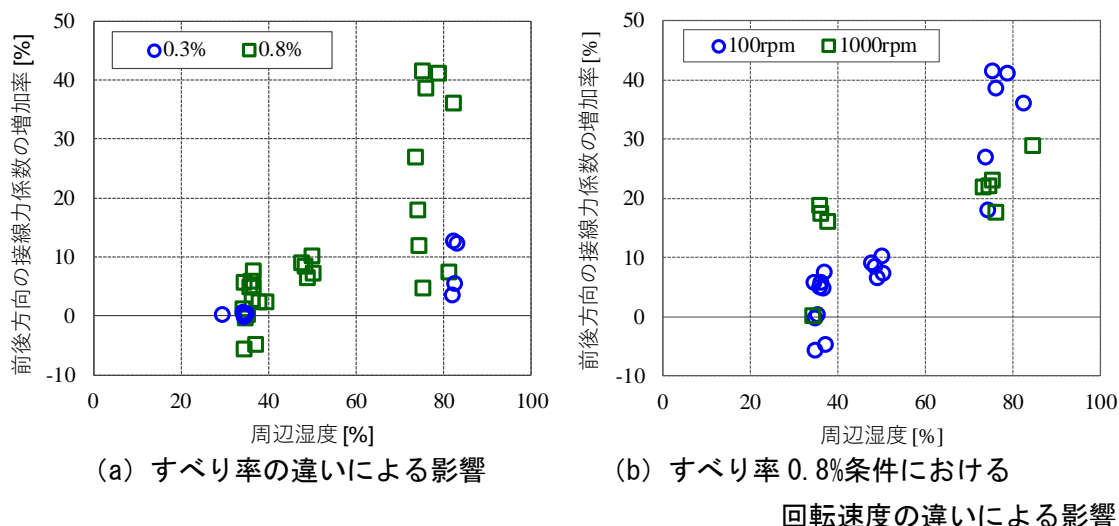


図 3-21 異なる周辺湿度条件における乾燥ガス噴射による接線力係数の向上効果

3.4.2.6 接触面の摩耗状態が乾燥ガス噴射時の接線力特性に及ぼす影響

接触面の表面性状の違いにより、乾燥ガス噴射による接線力係数の増加幅に差異が生じることを 3.4.2.4 節で述べた。本節では、接触面の表面性状の違いに着目し、接触面の表面性状が 3.4.1.3 節で定義した PhaseIII のときと PhaseIV のときを対象に、乾燥ガス噴射時の接線力係数の増加幅の差異について考察する。

図 3-21 (a) の実験結果から、すべり率 0.8% のときの実験結果のみを抽出し、接触面の表面性状ごと (PhaseIII, PhaseIV) に再整理したものを図 3-22 に示す。

図 3-22 から、接触面の状態が PhaseIII と PhaseIV のときでの接線力係数の増加幅を比較すると、接触面の周辺湿度が高い条件のときでは、接触面の状態が PhaseIV のときの方が大きい。両者の接線力係数の増加幅に差異が生じた理由を、図 3-10 に示した接線力の増加・減少メカニズムに基づき考察する。

PhaseIII の接触面は、接触面全体から微細な金属粉が一樣に剥離し、その金属粉を踏み固めた酸化物が付着した茶褐色をしている。また、その接触形態はおおむね一様の面接触の状態となっている。このとき、接線力は最大値で安定した状態のため、接触面ではその環境条件下で作用することができる最大接線力が作用していると考えられる。

しかしながら、このときの接触面には新たな微細な金属の剥離を目視で確認することが

できない。このときの接触面は活性化の度合いが低い状態と考えられ、このときに乾燥ガスを噴射しても接線力係数の増加幅は大きくないと考えられる。

PhaseIVの接触面は、繰り返しの接線力による接触面の摩耗により金属色（銀色）となっており、微細な突起部での局所的な接触状態となっている。このとき、PhaseIIIのときより真実接触面積は小さく接触面に作用する接線力も相対的に小さい。

しかしながら、接触面は微細な金属がランダムな位置で連続して剥離しているため、その一部は常に活性化した状態と推察される。このとき、乾燥ガスをこの接触面に噴射すると、接触面の周辺は急激に低い湿度環境となり接触面の潤滑効果が低下するため、接線力係数は増加すると考えられる。

このようなメカニズムにより、接触面が摩耗した状態のときの接線力を基準に、乾燥ガス噴射による接線力向上効果を求めるとその増加幅は大きくなると考えられる。

一方、図3-20(c)を見ると、PhaseIIIとPhaseIVのときでは、乾燥ガス噴射時の接線力の絶対値はPhaseIIIの方が大きい。このことから、接触面が平滑で活性状態となっているときに接線力係数の絶対値が最も大きく、接触面が摩耗状態のときには接線力係数の増加率は高くなるが、その絶対値としてはPhaseIIIのときの接線力を超過しない範囲の値になると考えることができる。

以上より、接触面の状態がPhaseIVのときとPhaseIIIのときで乾燥ガス噴射による接線力係数の増加幅に差異が生じた理由を調査した結果、接触面の接触形態と表面性状の違いによる影響であることが分かった。

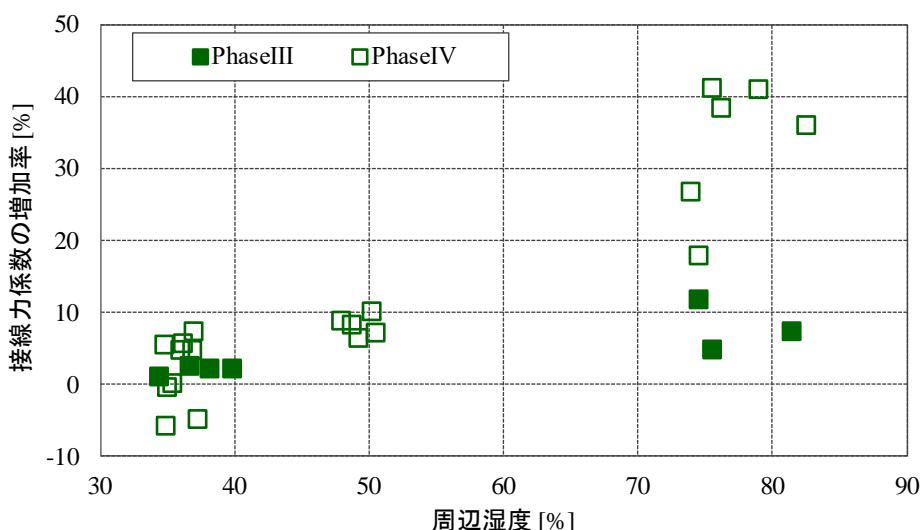


図3-22 接触面の摩耗状態の違いによる接線力増加に関する実験結果

3.4.3 接触面に設けた削正痕が接線力特性に及ぼす影響

3.4.3.1 概要

接触面に削正痕を設けるとこれがない平滑のときより試験輪間のコンタクトパッチは小さくなるので、そこに作用する接線力は小さくなると考えられる。しかしながら、1.2.4節で述べたように、車輪削正作業で生じた車輪踏面の削正痕は、車輪／レール間の摩擦係数を増大させると考えられている現状があることを踏まえ、その考えの妥当性を実験的に検証する。

本節では、車輪削正痕を模擬した大きさの異なる断面山型の削正痕を設けた11種類の車輪側試験輪と接触面を平滑とした1種類の車輪側試験輪を用いて、その削正痕の高さとピッチの違いが接線力特性に及ぼす影響を実験的に評価する。ここでは3.4.1節で述べたように、接触面に設けた削正痕の有無に関係なく、接触面の周辺湿度が30%程度の低湿度環境で接触面の表面性状が活性状態となるときに接線力係数が最も大きくなることが分かっている。そこで、この実験条件の下で接線力測定実験を実施し、接触面に設けた削正痕と接触面で作用する接線力特性の関係を明確に示す。

3.4.3.2 アタック角がない場合の接線力特性

最初に、接触面に設けた削正痕の有無が接触面に作用する接線力特性に及ぼす影響を明確にするため、試験輪間にアタック角がない場合について検討を行う。

実験条件は、荷重450N、アタック角なし、試験輪の回転数は1000rpmとした。すべり率0.2%、0.3%、0.5%、0.8%一定としたときの前後方向の接線力係数を時系列波形として図3-23に示す。ここで、接触面が平滑なType-W【Smooth】のときが図3-23(a)、接触面に削正痕を設けたType-C【p1d50】のときが図3-23(b)である。それぞれ縦軸は前後方向の接線力係数(=前後方向の接線力/荷重)、横軸は時間で、すべり率0.2%のときが青線、同0.3%のときが緑線、同0.5%のときが赤線、同0.8%のときが水色線で示す。

図3-23(a)、(b)から、いずれのタイプの車輪側試験輪も実験時間の経過とともに接線力係数が増加する傾向が認められ、すべり率が大きい条件ほど、前後方向の接線力係数の最大値が大きく、特に、すべり率が大きい条件では、実験時間の経過とともに前後方向の接線力係数は若干減少した後に飽和する傾向が認められる。

接触面が平滑なType-W【Smooth】と接触面に削正痕を設けたType-C【p1d50】の前後方向の接線力係数を同じすべり率の条件で比較すると、接触面に削正痕を設けたType-C【p1d50】の方が接触面の平滑なType-W【Smooth】より明確に小さいことが分かる。この理由は、両者の接触形態の違いによるもので、接触面に設けた削正痕の凸部でのみレール側試験輪と接触する形態となったことで、試験輪間の真実接触面積が小さくなったためである。

一方、すべり率0.8%のときのType-W【Smooth】とType-C【p1d50】の前後方向の接線力

係数を比較すると、実験開始から14分後では両者は同等となっている。

これは3.4.1.3 (3) 項および3.4.1.5 節で述べたように、接触面の表面粗さの変化による影響が考えられるため、実験開始から14分後の接触面の断面形状を表面粗さ測定器で測定した。その結果、Type-W【Smooth】の接触面には摩耗により高さ5 μm 程度の溝状の荒れが円周方向に認められ、その高さやピッチの大きさは異なるが、Type-C【p1d50】の摩耗した接触面の断面形状に近づく傾向が認められた。

このことから、接触面を繰り返し転動接触すると、接触面が摩耗して同様の形状に近づくため、最終的にはそこに作用する接線力も初期の接触面の断面形状に関わらず、同様の値になることが分かった。

これらの実験結果から、接触面に設けた削正痕の有無に関係なく、すべり率を大きくすると、それとともに前後方向の接線力係数も大きくなる基本的な接線力特性が認められ、接触面に削正痕を設けると試験輪間のコンタクトパッチの真実接触面積が小さくなるため、前後方向の接線力係数は小さくなることが分かった。

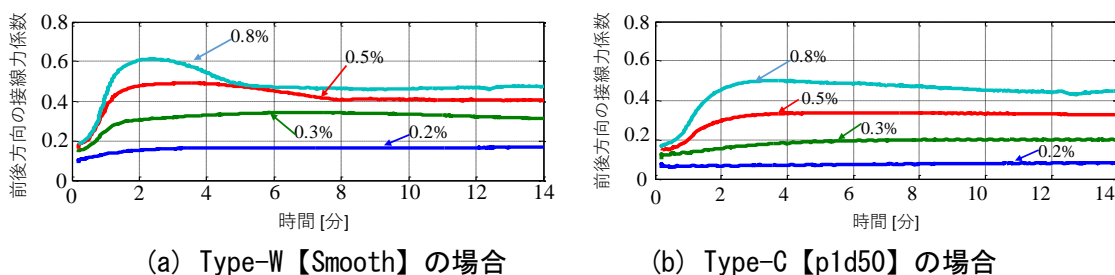


図 3-23 接触面の削正痕の有無と前後方向の接線力係数の関係

次に、接触面に設けた削正痕の高さとピッチの形状の違いが前後方向の接線力係数に及ぼす影響を明確にする。ここでは、12種類全ての車輪側試験輪を用いて同様の条件で接線力測定実験を実施した。前後方向のすべり率を変えた条件で計測した前後方向の接線力係数の最大値を図3-24に示す。縦軸は前後方向の接線力係数、横軸はすべり率を表し、図3-24の右側にすべり率0.3%付近の実験結果を拡大して示す。

図3-24から、すべり率を大きくすると接線力係数が増加する基本的な接線力特性が12種類全ての試験輪に共通して認められる。

すべり率が0.3%付近のときの拡大図を見ると、前後方向の接線力係数は、接触面が平滑なType-W【Smooth】が最も大きく、接触面に設けた削正痕の高さを90 μm でピッチ3mmとしたType-K【p3d90】が最も小さいことが分かる。また、接触面に削正痕を設けると、前後方向の接線力係数は以下に示す順番でおおむねその大きさに反比例して小さくなる傾向が認められる。

このように、接触面に設けた削正痕の形状の違いにより前後方向の接線力係数が異なる理由は、接触面に設けた削正痕の形状ごとに試験輪間のコンタクトパッチ内の真実接触面

積が異なるためである。

- ①Type-W【Smooth】、②Type-G【p3d10】、③Type-A【p1d10】、④Type-I【p3d50】、
 ⑤Type-H【p3d30】、⑥Type-D【p2d10】、⑦Type-E【p2d30】、⑧Type-F【p2d50】、
 ⑨Type-C【p1d50】、⑩Type-B【p1d30】、⑪Type-J【p1d90】、⑫Type-K【p3d90】

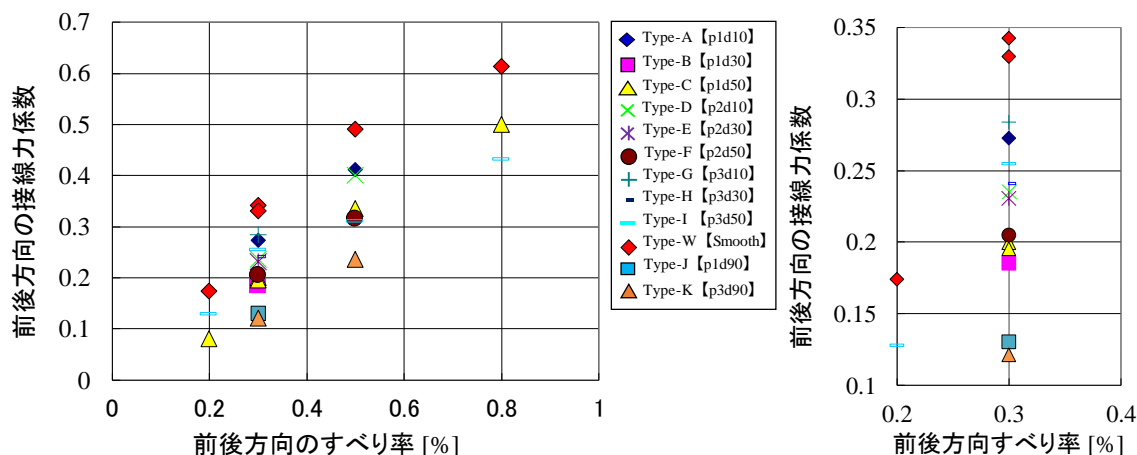


図 3-24 車輪側試験輪の種別と前後方向の最大接線力係数の関係

3.4.3.3 アタック角を約 0.2 度設けたときの接線力特性

次に、試験輪間にアタック角を設けたとき、接触面に設けた削正痕がその接触面に作用する接線力特性に及ぼす影響を調査する。図 3-25 は、アタック角が約 0.2 度と小さい条件で行った接線力測定結果である。縦軸は図 3-25 (a) が前後方向の接線力係数（前後方向接線力／荷重）、図 3-25 (b) が左右方向の接線力係数（左右方向接線力／荷重）で、それぞれの横軸がすべり率である。試験輪の回転数は 100rpm である。

図 3-25 (a), (b) から、アタック角を設けた状態ですべり率を 0.0% とすると、接触面に設けた削正痕の形状に関係なく、前後方向の接線力係数はおおむねゼロとなり、左右方向の接線力係数が最も大きくなるのが分かる。また、アタック角を設けた状態ですべり率を大きくすると、前後方向の接線力係数は増加し、左右方向の接線力係数は減少する基本的な接線力特性を示すことが分かる。

接触面が平滑な Type-W【Smooth】と接触面に最も高い削正痕を設けた Type-K【p3d90】を比較すると、前後方向と左右方向の接線力係数はともに接触面が平滑な Type-W【Smooth】の方が全てのすべり率の条件で大きい。

ここで、すべり率 0.3% のときの前後方向の接線力係数に着目し、高さとはピッチの異なる 7 種類の削正痕の形状と接線力係数の大小関係を比較する。

前後方向の接線力係数では、3.4.3.2節で述べたアタック角のない条件での実験結果と同様に接触面が平滑な Type-W【Smooth】が最も大きく、接触面に削正痕を設けることで、以下のような大小関係となることが分かる。前後方向の接線力係数の大小関係は、アタック角がない条件で計測した図 3-24 と比較して、Type-I【p3d50】を除きおおむね一致している。

- ①Type-W【Smooth】、②Type-G【p3s10】、③Type-D【p2s10】、④Type-H【p3d30】、
⑤Type-C【p1d50】、⑥Type-I【p3d50】、⑦Type-K【p3d90】

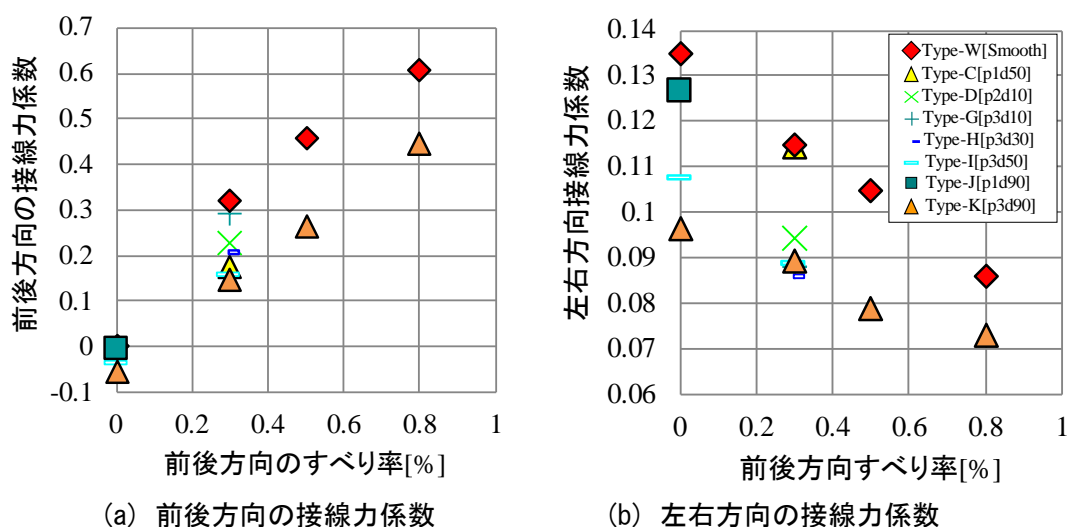


図 3-25 アタック角 約 0.2 度 のときの前後方向と左右方向の接線力係数

その一方で、接触面に設けた削正痕の高さが最も大きい条件となる Type-J【p1d90】と Type-K【p3d90】に着目すると、すべり率が 0.0%でも前後方向の接線力係数がマイナスの値となっている。

すべり率が 0.0%のとき、両試験輪の周速度は同じとなり接触面には左右方向のみの接線力が作用することになるが、前述した一部の試験輪ではそのような状態になっていない。

この理由として、実験中に接触面の摩耗に起因する試験輪の直径が変化したことが考えられるため、実験開始から 90 分後の車輪側試験輪とレール側試験輪の接触面を粗さ測定器で測定し、それらを幾何学的に接触させることで接触状態の調査を行った。両者を幾何学的に接触させたときの接触状態の一例を図 3-26 に示す。車輪側試験輪 Type-K【p3d90】を青線で、レール側試験輪を緑線でそれぞれ示す。

図 3-26 から、レール側試験輪の接触部が車輪側試験輪 Type-K【p3d90】の突起部で掘り起こされたような形態で凹んでいることが分かる。その凹みの程度は異なるが、このような傾向は Type-J【p1d90】など接触面圧が高くなる形態の試験輪で同様に認められた。

しかしながら、図 3-26 のような接触形態となる場合、車輪側試験輪との接触位置はレール側試験輪の凹みの中にあることは分かるが、その詳細な位置は、幾何学的な接触状態から

特定することができない。すなわち、前後方向の接線力係数がマイナスとなった理由を知るためには、両者の接触位置の正確な把握が必要となる。

このため、前後方向の接線力係数がマイナスとなる条件を逆問題として解くことにより仮説の妥当性を示すことを考える。前後方向の接線力係数がマイナスの値になる条件は、車輪側試験輪の接触位置における周速度がレール側試験輪のものより遅いときである。これを満たす条件は、車輪側試験輪の突起の裾部でレール側試験輪と接触する条件が該当する。

このような観点で図 3-26 を見ると、両者は裾部での接触が十分考えられる位置関係となっており、この状態で接触する可能性があることが分かる。なお、このときの両試験輪の回転数は同一で、接触面の周辺湿度の変化は認められなかった。

以上より、すべり率 0.0% のときに前後方向の接線力係数がマイナスとなった理由は、レール側試験輪の接触面が局所的に摩耗したことで、そのときの接触位置が車輪側試験輪の突起の裾部に移動し、車輪側試験輪の周速度がレール側試験輪の周速度より小さくなったためと考えられる。

なお、同じ組み合わせの試験輪を用いてアタック角のない条件で実施した接線力測定実験では、接触面はこのように極端な摩耗をしていない。このことから、前後方向の接線力より左右方向の接線力の方が接触面の摩耗を進展させやすい傾向があることが推察できる。

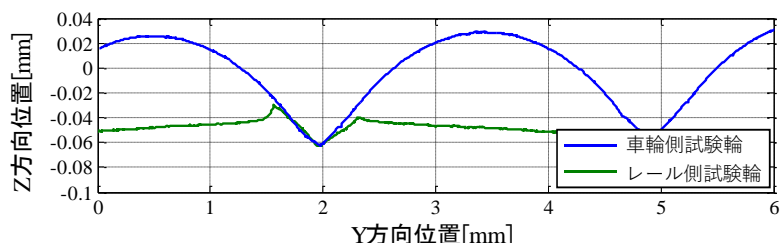


図 3-26 車輪側試験輪とレール側試験輪の実験開始 90 分後の幾何学的な接触状態
(荷重 450N, 回転数 100rpm, すべり率 0.0%, アタック角 約 0.2 度)

次に、接触面に設けた削正痕と左右方向の接線力の大きさの関係を検討するため、図 3-27 に示す簡単な解析モデルを用いて考察する。

接触面に設けた削正痕の突起 1 個を直方体としてモデル化することを考える。直方体は、断面積 A 、高さ h 、横弾性係数 G で上面を固定した条件を考え、その底部（接触面：灰色部分）に接線力 F_1 が左右方向に作用するとする。直方体には左右方向に作用する接線力 F_1 により、その力の作用方向に変位 δ を生じていると仮定すると、関係式は式 (3-11) で表すことができる。

$$F_1 = \frac{AG\delta}{h} \quad (3-11)$$

転がりすべり摩擦力試験機で試験輪間にアタック角を設けると、試験輪の接触部には、ヨーイング角の大きさに応じた一定の微小すべり率が生じるとともに左右方向の接線力が作用する。この接線力は直方体モデルの底部に作用する接線力 F_l に該当するので、微小すべり量は変位に該当することになる。式 (3-11) から直方体モデルの変位 δ を一定とすると、断面積 A が小さく、高さ h が大きいほど接線力 F_l は小さいことになる。

また、接線力とクリープ係数は次元が異なるが、すべり率が同じ条件では相対的に比較することができ、クリープ係数の大きさが接線力の大きさに比例すると考えても問題ない。このように考えたとき、試験輪間のコンタクトパッチに作用する左右方向の全接線力は、それぞれの接触領域で作用する左右方向のクリープ係数の総和とヨーイング角度の積として式 (3-12) から求めることができる。

$$F_2 = \sum_i C_{22} \psi_w \quad (3-12)$$

ここで、 F_2 は左右方向の接線力、 C_{22} は左右方向のクリープ係数、 ψ_w は試験輪間のヨーイング角度である。

試験輪の幅が同じとき、削正痕のピッチが大きいほど、試験輪間は少ない箇所接触する形態となるため、式 (3-12) から接線力は小さくなると考えられる。そして、接線力測定実験の結果もこの傾向と同様となっている。

一方、接線力係数に影響を及ぼす因子として、式 (3-11) から削正痕の高さも考えられる。しかしながら、削正痕の高さは最大 $90\mu\text{m}$ と小さく、削正痕は凸部が摩耗や塑性変形により初期の高さより実際はさらに低いと考えられることから、削正痕の高さが接線力特性に及ぼす影響は顕著でなかったものと考えられる。

以上より、アタック角を約 0.2 度と小さい条件で設けた場合でも、接触面に削正痕を設けることは、前後方向のみならず左右方向の接線力も小さくする効果があることが分かった。

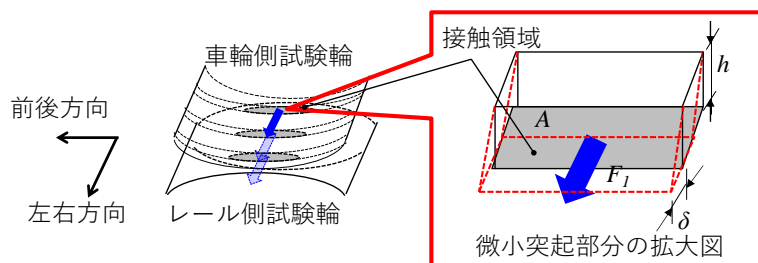


図 3-27 接触面に削正痕を設けたときの接触面の数値モデル

3.4.3.4 アタック角を約 0.6 度設けたときの接線力特性

曲線走行時の車輪とレール間の接触面や、車輪フランジとレールゲージコーナ間の接触

面では、車輪とレールは比較的大きなアタック角（ヨーイング角）を持って接触する形態となる。このため、試験輪間のアタック角をさらに大きくした条件で、接触面に設けた削正痕の有無が接線力特性に及ぼす影響を検討する必要があるが、このとき、一对の試験輪を用いた接線力測定実験でアタック角（ヨーイング角）を極端に大きい値に設定すると、左右方向の接線力が前後方向のそれに対して相対的に大きくなり、3.4.3.3節で述べた接触面の摩耗傾向を考慮すると、接触面の摩耗が短時間のうちに急激に進行すると考えられる。この場合、接触面に設けた削正痕の有無が接線力特性に及ぼす影響を詳細に把握することが困難となる。

そこで本節では、前節で実施した約 0.2 度の設定条件に対して少し大きい条件となる約 0.6 度で検討を行うことで、両者の関係性にに基づき、さらにアタック角を大きくしたときの接線力特性を推察する。

実験条件は、荷重 450N、試験輪の回転数 100rpm で、アタック角を約 0.6 度と大きくした。このときの前後・左右方向の接線力係数と前後方向のすべり率の関係を図 3-28 に示す。縦軸は図 3-28 (a) が前後方向の接線力係数、図 3-28 (b) が左右方向の接線力係数で、横軸はそれぞれ前後方向のすべり率を示す。なお、本節の接線力測定実験では、12 種類全ての車輪側試験輪を使用した。

図 3-28 から、前後方向のすべり率を大きくすると前後方向の接線力係数が大きくなり、左右方向の接線力係数が小さくなる基本的な接線力特性が共通して認められる。さらに、アタック角を約 0.2 度とした図 3-25 の実験結果と比較すると、3.4.1.2 (2) 項で述べた摩擦円の原理に基づき、アタック角の増加分だけ左右方向の接線力係数が大きくなり、前後方向の接線力係数は逆に小さくなるのが分かる。

ここで、左右方向の接線力係数に着目すると、接触面に設けた削正痕の高さが同じ条件でも、ピッチが 1mm の Type-J 【p1d90】（青色■印）は接触面が平滑な Type-W 【Smooth】（赤色◆印）と同等であるのに対し、ピッチが 3mm の Type-K 【p3d90】（橙色▲印）は、左右方向の接線力係数が他の条件より明確に小さいことが分かる。これは 3.4.3.3 節でも述べたように、Type-K 【p3d90】の接触面積（真実接触面積）が小さいためと考えられる。

このように、図 3-25 と図 3-28 の実験結果から総合的に考えると、試験輪間のアタック角を約 0.6 度よりさらに大きくしたときの前後と左右方向の接線力係数は、摩擦円の原理に基づき、左右方向の接線力係数はアタック角の増加分だけ大きくなり、同時に、前後方向の接線力係数は小さくなると考えられる。さらに、試験輪間の真実接触面積は削正痕の形状ごとの決まる大小関係となり不変と考えられる。

このことから、試験輪間のアタック角をさらに大きくしても、接触面に設けた削正痕の有無による真実接触面積の大小関係は不変となるため、接触面に削正痕を設けたときの方が、これが平滑なときより接触面で作用する前後方向と左右方向の両方の接線力が小さくなることが分かった。

以上より、1.2.4節で述べたように、車輪削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大させると考えられていた現状に対し、車輪とレールの接触を一对の試験輪の接触で模擬した接線力測定実験により実車の走行条件での接線力特性の調査を行った結果、削正痕を有する接触面に作用する接線力の最大値は、アタック角の大きさに関わらず、接触面が平滑なときより常に小さいことが分かった。

これらの実験結果から、車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係において、車輪削正作業により接触面に生じた削正痕にはここに作用する接線力を増大させる明確な効果は認められないことが明らかとなり、これまで考えられてきた知見とは異なる特性となることが明確となった。

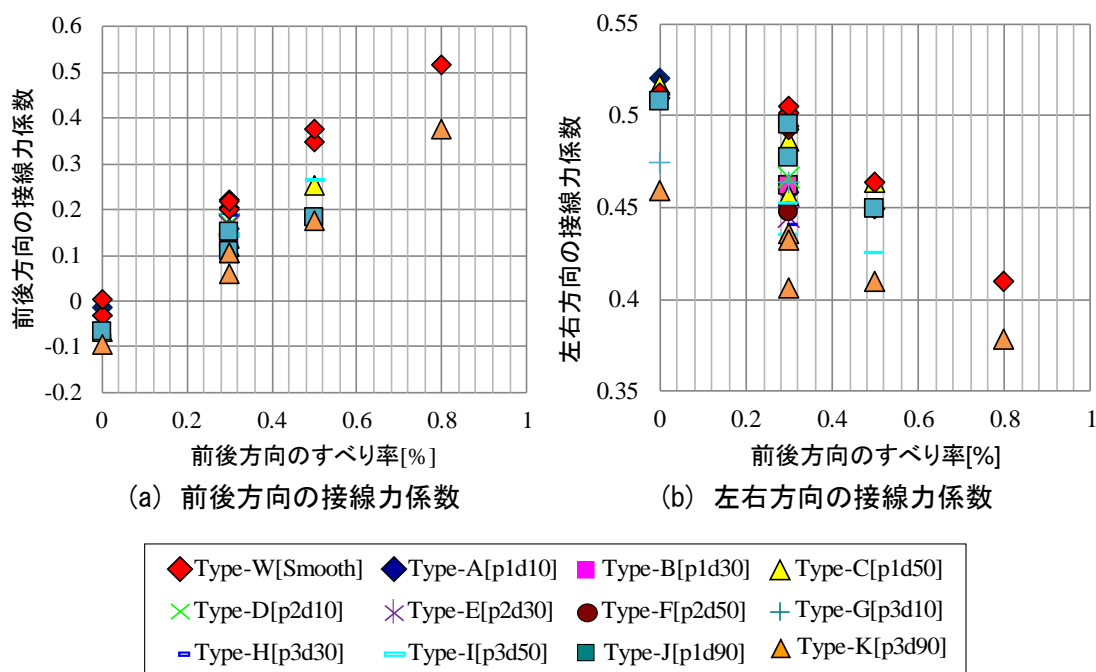


図 3-28 前後方向と左右方向の接線力係数の実験結果
(アタック角が約 0.6 度の場合)

3.5 車輪／レール間のコンタクトパッチの大きさに着目した 大型試験輪を用いた接線力測定実験

3.5.1 概要

実物車両がレール上を走行するとき、車両動揺に起因する輪重変動や曲線走行時の車輪フランジとレールゲージコーナ間の横圧変動により、車輪／レール間のコンタクトパッチが弾性変形し大小変化することが想定される。Kalker の転がり接触理論によると、試験輪間

のコンタクトパッチの大きさが異なっても、接線力特性は Kalker の理論式に合致するとされる。ところが、第2章で述べたように、先行研究ではさまざまな大きさの試験輪を用いた接線力測定実験が行われ、その実験結果が Kalker の線形理論による理論値と乖離することを指摘するものもあるため、その差異から試験輪の大きさの違いによる影響が疑われることが少なくなかった。このような背景から、車輪／レール間の接線力特性には摩擦現象が深く関与することを考慮した場合、実際の車輪とレールのスケールとは明らかに異なる一対の小型円筒試験輪を用いた検討だけでは不十分と考えられ、車輪／レール間のコンタクトパッチを大きくしたときの接線力特性が、3.4節で実施した実験結果と同等となることを確認する必要がある。

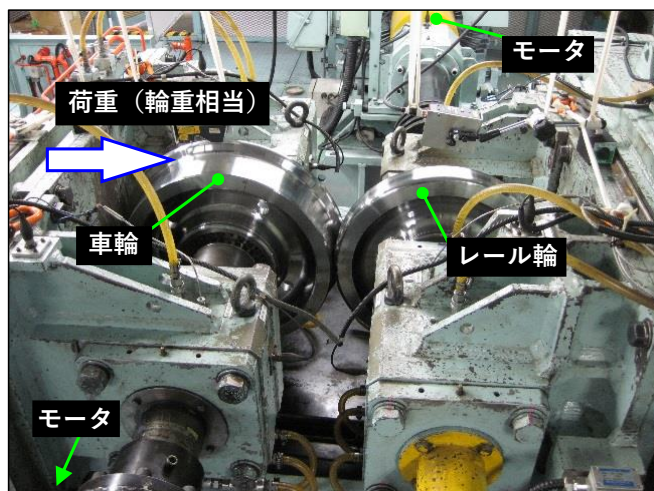
本節では、車輪とレールを模擬する試験輪の大きさ、すなわちコンタクトパッチの大きさの違いに着目するとともに、車輪とレールの接触を直径 500mm の円筒試験輪の組合せで模擬した接線力測定実験により、3.4節で実施した直径 30mm の小型円筒試験輪を用いて計測した接線力特性と同等となることを示す。

3.5.2 車輪・レール高速接触疲労試験装置

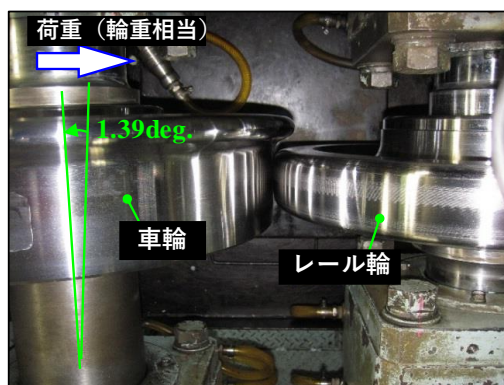
試験輪間のコンタクトパッチを実際の車輪／レール間のコンタクトパッチと同等の大きさとしたときの接線力特性を検討するため、鉄道総研の車輪・レール高速接触疲労試験装置を用いて接線力測定実験を行う。車輪・レール高速接触疲労試験装置の全景を図 3-29 に、その主要なスペックを表 3-5 にそれぞれ示す。車輪試験輪とレール試験輪の直径はそれぞれ 500mm とした。

本試験装置は、油圧アクチュエータにより輪重相当の荷重を試験輪間に負荷した状態で、車輪試験輪とレール試験輪をそれぞれモータにより回転させるとともに、回転数を独立制御することで接触面に強制的にすべり率を付加することができる。また、実物車輪とレールの接触形態と同様の実験条件となるよう、車輪試験輪を傾斜させることで実物レールの底部に敷くタイプレート角と曲線走行中の輪軸のアタック角を静的に模擬できる構成となっている。

なお、本試験装置には、3.4節で示した「転がり－すべり摩擦力試験機」のように環境雰囲気コントロール装置は装備されていないため、試験輪の周辺湿度を制御した接線力測定実験は行うことができない。このため、試験装置の周辺に USB 温度湿度ロガー（大阪マイクロコンピュータ製 LogStick LS350-TH）を試験輪の近傍に設置することで、試験輪の周辺湿度が接線力特性に及ぼす影響を簡易的に検討できる構成としている。



(a) 実験装置の全景



(b) 車輪試験輪とレール試験輪の接触状況

図 3-29 車輪・レール高速接触疲労試験装置

表 3-5 車輪・レール高速接触疲労試験装置の主要スペック

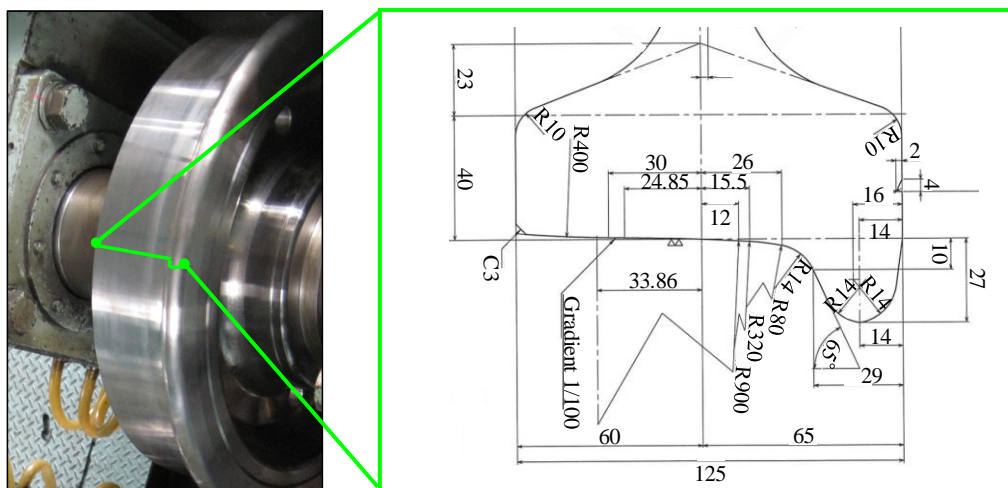
最高試験速度[km/h]	160
最大垂直荷重[kN]	50
最大横圧[kN]	30
すべり率制御可能範囲[%]	-10~+100
すべり率の設定精度[%]	±0.1
トルク制御可能範囲[N・m]	±1900
アタック角[度]	±3
アタック角設定精度[度]	0.1
接触角[度]	+0.5~1.5
接触角設定精度[度]	0.1

3.5.3 直径500mmの車輪試験輪とレール試験輪の仕様

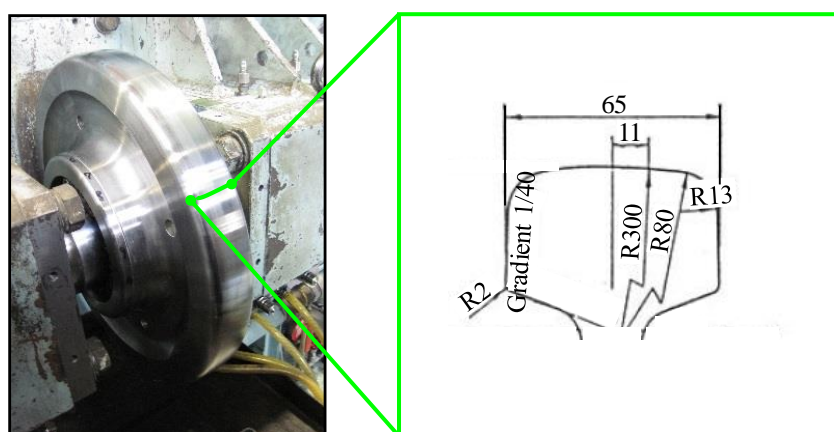
車輪試験輪とレール試験輪は、それぞれ車輪鋼とレール鋼で製作した円筒形状で、それぞれ直径は500mm、幅方向の寸法はそれぞれ実物車輪と実物レール頭頂面と同じである。

車輪試験輪の踏面形状はJR在来線で一般的に使用されている平滑な修正円弧踏面形状とし、その表面粗さは算術平均粗さRaで約 $0.19\mu\text{m}$ であった。また、レール試験輪の頭頂面形状はJIS 50kgNレールとし、その表面粗さは算術平均粗さRaで約 $0.21\mu\text{m}$ であった。

車輪試験輪の車輪踏面形状とレール試験輪の頭頂面の断面形状を図3-30に示す。



(a) 車輪試験輪の車輪踏面形状



(b) レール試験輪の頭頂面断面形状

図3-30 車輪試験輪とレール試験輪の断面形状

3.5.4 実験条件

大型試験輪を用いた接線力測定実験では在来線の速度帯域で検討を行う。主要な実験条件を表3-6に示す。これらは実車の走行条件で想定されるものと同様である。

本実験では、同一の試験輪をさまざまな実験条件で繰り返し用いるため、3.4節のように実験条件ごとに新品試験輪を用いて計測する実験とは異なり、実験の実施時期により計測される接線力係数に接触面の摩耗や塑性変形の影響が少なからず含まれることが想定される。このため、これによる影響を可能な限り低減するとともに実験結果に一般性を持たせることを考え、表3-6に示す実験条件をランダムに組み替えて実験を行った。

また、本試験装置には荷重とすべり率の両方を同時に大きくする実験条件は設定できない制約がある。これはトルクメータの仕様が最大1900N・mまでの計測しか考慮されていないためである。

このため、接線力係数を評価するときには、荷重を5kNに固定してすべり率を大きい条件まで変化させる方法とし、クリープ係数を評価するときには、すべり率を小さい値に固定して荷重を大きい条件まで変化させる方法として実験を行った。このようにする理由は、3.4節の小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験において、荷重が小さいとき接線力係数は若干大きいとその差異は顕著ではなく、そして、その接線力特性の軌跡は荷重条件に関係なく一定値に飽和する特性が同様に認められたことによる。

表 3-6 主要な実験条件

速度 [km/h]	20, 35, 60, 90, 130
荷重 [kN]	5, 7, 10, 15, 20, 25, 35
前後方向のすべり率 [%]	0.2, 0.3, 0.5, 0.8, 2.0, 3.0

3.5.5 感圧紙を使用した試験輪間のコンタクトパッチの測定手法

実際の車輪とレール間の接触面圧は、車輪踏面が平滑なときでも理論的に800MPa以上と推定される。実際には、表面の微小凹凸があるため接触面圧は局所的にさらに高くなる。このような高い接触面圧に耐えながら一定の測定精度を保った状態で、車輪／レール間のコンタクトパッチを測定することは現状の技術では難しいと考えられている。さらに、車輪／レール間のコンタクトパッチの測定を高精度にするほど測定時間が長くなる傾向があり、実験試番数を増やすことが困難となるため、効率的な実験の遂行が妨げられる点に課題があった。

このため本研究では、実験の効率的な遂行と一定の測定精度の確保を両立することを考え、従来の研究でも用いられてきた一般的な手法である感圧紙（富士フィルム製、HHSタイプ）を車輪試験輪とレール試験輪間に挟む方法を採用するとともに、試験輪間に挟んだ感圧紙の変色濃度からMATLABの画像処理技術を活用することで接触の有無を定量的に判別

するオリジナル手法に基づき試験輪間のコンタクトパッチの評価を行った。具体的な測定手順は以下のとおりである。

- ① 感圧紙の変色濃度から接触面圧を評価するためのキャリブレーションデータを作成するため、スキャナで感圧紙に付属する標準色見本を画像データに変換する。
- ② MATLAB を用いた画像処理技術により、接触面圧に対応する標準色見本から色の3原色を計算する。
- ③ 車輪／レール間の接触面圧は、一般的にその接触部／非接触部の境界で急峻に大きくなる特性がある^{S4-1), S4-2)}ことを考慮し、感圧紙の測定可能範囲の下限値である接触面圧 180MPa 以上となったとき、実際に車輪試験輪とレール試験輪が接触したと評価する。
- ④ MATLAB による画像処理技術により、標準色見本「0.7」の接触面圧 180MPa 以上に対応する平均的な色の3原色を計算する。このときの平均的な色の3原色は(233, 106, 149)であった。

次に、試験輪間のコンタクトパッチを測定する手順は以下の通りである。

- ⑤ 試験輪間に挟んだ感圧紙をスキャナで画像データに変換する。そして、MATLAB による画像処理技術により、①で作成したキャリブレーションデータを参照することで、接触面圧 180MPa 以上となる接触範囲を評価する。
- ⑥ 最後に、2 値化処理により、⑤の評価結果の接触領域を黒色に、非接触領域を白色にそれぞれ変換し、接触面圧 180MPa 以上で接触する条件に合致する試験輪間のコンタクトパッチを求める。

このとき、実験で使用した感圧紙の測定可能な接触面圧は 130MPa から 300MPa である。実際の車輪試験輪とレール試験輪間の接触面圧の大きさを考えると、試験輪間内部の接触判別を詳細に評価することは難しいと推察され、本手法は試験輪間のコンタクトパッチの外形形状の評価に限定した手法になると考えられる。

3.6 車輪／レール間のコンタクトパッチの大きさに着目した 大型試験輪を用いた接線力測定実験の結果

3.6.1 試験輪大径化による車輪／レール間の接線力特性の評価

3.6.1.1 試験輪の周速度と接線力係数の関係

2.4.3節で述べた Kalker の線形理論に基づき、大型試験輪を用いた接線力測定実験で計測された接線力特性が、3.4節で述べた小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験で計測されたものと同様となることを確認する。まず、荷重と前後方向の接線力特性の関係について検討する。図3-31はすべり率0.2%のときの荷重と周速度および接線力係数の関係である。青色○印が荷重5kN、緑色△印が荷重15kN、赤色□印が荷重35kNの場合で、それぞれ試験輪周辺の湿度が40%以上のときの結果である。

図3-31(a)から、周速度60km/h以上では前後方向の接線力係数はおおむね同等の値となっている。しかしながら、速度20km/hのときの前後方向の接線力係数は、速度60km/h以上のときと比較して小さい傾向が認められ、この傾向は全ての荷重条件で共通している。

ここで、乾燥条件での接線力特性において速度依存性が認められる場合、試験装置のすべり率制御の精度誤差の影響が考えられるため、それぞれの速度条件で計測されたすべり率の出力波形を比較して検討する。設定すべり率を0.2%としたときのすべり率の出力波形を速度条件ごとに色分けして時系列波形で図3-31(b)に示す。なお、試験装置の設定荷重は全て同じ条件である。

図3-31(b)から、周速度60km/h以下の条件ではすべり率のばらつきが比較的大きく、特に、周速度20km/hのときは最大±0.1%程度の誤差が認められる。また、周速度20km/hのときのすべり率の出力波形から求めたすべり率の平均値は、他の周速度の条件のときより10%程度小さい。試験輪間の接線力とすべり率の関係では、接触面で作用する接線力は、すべり率が微小の範囲では線形的に増加することが一般に知られており、すべり率の僅かな違いでも接線力の差異は大きい。

このような理由により、周速度20km/hのときのすべり率の出力波形を見ると、設定すべり率に対して平均で10%程度小さいことから、他の周速度の条件のときと比べて計測された前後方向の接線力係数は小さいと考えられ、図3-31(a)の実験結果と整合する。

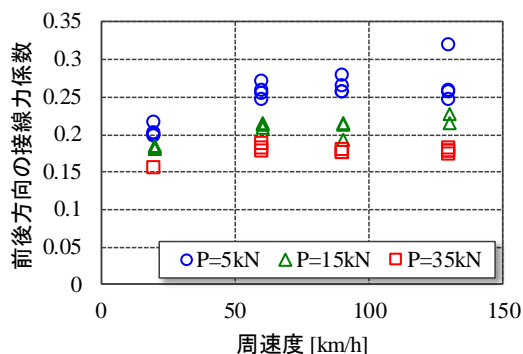
次に、同じく図3-31(a)から、荷重が小さい条件ほど接線力係数が大きい傾向が認められる。これは荷重の大きさにより接触面で作用する接線力の発生メカニズムが異なるためと考えられる。接触面に荷重とせん断力の2つの力が作用する場合、これらの関係は、図3-32の模式図⁽³⁻⁴⁾で表現することができる。荷重が小さいときは、図3-32(a)のように表面の突起部(赤色丸部分)に作用する凝着力が支配的に接線力となるため荷重に対して相対的

に大きい傾向を示す。しかしながら、荷重が大きいときは、図 3-32 (b) のように、表面の突起による凝着力のみでなく母材の弾塑性変形にもなる摩擦力も接線力として加わり、さらにこれが飽和傾向を示すことで接線力は荷重に対して相対的に小さい傾向を示す^{C3-4)}。

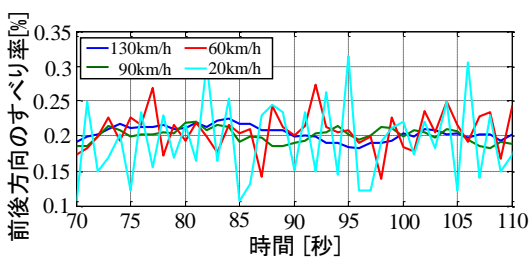
接触面にすべり摩擦力が作用する場合と転がりすべり摩擦力が作用する場合の特徴的な違いは固着領域の有無である。純粋な転がり運動では試験輪間のコンタクトパッチ内にすべり領域がなく接線力が生じないので荷重の違いによる影響はない。しかし、転がりすべり摩擦力が作用する接触面では、試験輪間のコンタクトパッチ内に純粋な転がり領域(固着領域)とすべり領域が共存した形態となり、このうちすべり領域のみが荷重の影響を受けた形態となり前後方向の接線力が作用する。このため、荷重が大きいときは母材の弾塑性変形にもなる摩擦力の影響を受けて前後方向の接線力係数は小さくなると考えられる。このような傾向は小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験でも同様に確認されている^{S3-1)}。

以上より、荷重が小さい場合の乾燥条件における接線力係数は、荷重の大きいときより大きい傾向を示すことが分かった。このことは、小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験でも同様の傾向が確認されていることから、試験輪間のコンタクトパッチの大きさが違っても、Kalker の転がり接触理論に則った接線力特性となることを示す根拠となる。

また、同一の荷重条件で接線力係数を比較すると、少なくとも周速度 130km/h まで同等の値となり、試験輪間に作用する乾燥条件における接線力特性には速度依存性は認められないことが分かった。このことは、既報^{C2-28)}、^{C3-4)}ともその傾向が一致していることから、実験結果の妥当性を裏付ける根拠となるものと考えられる。

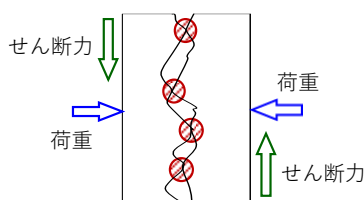


(a) 荷重が接線力係数に及ぼす影響

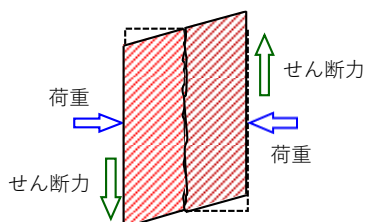


(b) 前後方向のすべり率の時刻歴波形

図 3-31 すべり率 0.2% のときの接線力係数と速度の関係



(a) 荷重が小さいときの接触面



(b) 荷重が大きいときの接触面

図 3-32 接触面に作用する摩擦力の発生メカニズムに関する概要図^{C3-4)}

3.6.1.2 接触面に作用する過渡的な接線力特性

3.4.1.3節で述べたように、小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験では、接触面の表面性状の変化により接線力係数が増加する現象が認められたが、大型試験輪を用いた接線力測定実験でも同様に認められることを確認するため、切削加工後の試験輪（新品状態）の表面性状のときに計測した1回目の前後方向の接線力係数（実験時間15分程度）と、その後、さまざまな実験条件で繰り返し使用した後の接触面の表面性状のときに計測した11回目の前後方向の接線力係数（実験時間1分程度）の実験結果を比較する。これらの結果を図3-33に示す。

1回目と11回目の実験条件は、荷重5kN、すべり率0.5%一定、周速度60km/hで同じである。図3-33(a)、(b)、(c)はそれぞれ接線力、荷重、すべり率で、青線が1回目、赤線が11回目の実験結果を示す。

図3-33(a)から、実験1回目（青線）と実験11回目（赤線）の最大値を見ると、両者の前後方向の接線力係数の最大値は同等となっている。

その一方で、前後方向の接線力係数の実験開始時からの立ち上がり時間に着目すると、前者はこれが飽和するまでに約200秒要しているのに対し、後者は約40秒と短い。図3-33(b)、(c)を見ると、前後方向の接線力係数の立ち上がり部分の荷重とすべり率は同等となっているため、前後方向の接線力係数の立ち上がりの差異は実験開始時の接触面の表面性状の違いによるものと考えられる。

実験初期の前者の接触面の表面性状は、切削加工された状態のため摩擦係数は小さいと考えられる。この状態のときに両試験輪の接触面に繰り返しの転がりすべり摩擦力を与えながら転動接触すると、接触面は摩擦力により微細な剥離を繰り返し、接触面が活性化すると同時に酸化膜が生成して安定化するため、前後方向の接線力係数が時間をかけてゆっくりと大きくなると考えられる。

このことから、前後方向の接線力係数の立ち上がり時間が長い理由は、実験1回目の接触面の表面性状では摩擦力は飽和状態には至っていない状態であったことが考えられる。なお、このときの接触面の断面形状には、摩耗や塑性変形などの明確な形状変化は認められなかった。このような接触面の表面性状が変化により前後方向の接線力係数が増加する過程は、3.4節で述べたように、小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験でも同様に認められた。

以上より、大型試験輪を用いた接線力測定実験でも小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験と同様に、接触面に転がりすべり摩擦力を繰り返し与えながら転動接触すると、接触面が切削加工後の場合、接触面の摩擦力が飽和状態に至るまでゆっくりと増加する過渡的な接線力特性を示すことが分かった。

このような実験結果を踏まえ、3.6.1.3節以降の検討では、接触面の接線力が飽和した状態のときを評価することとする。

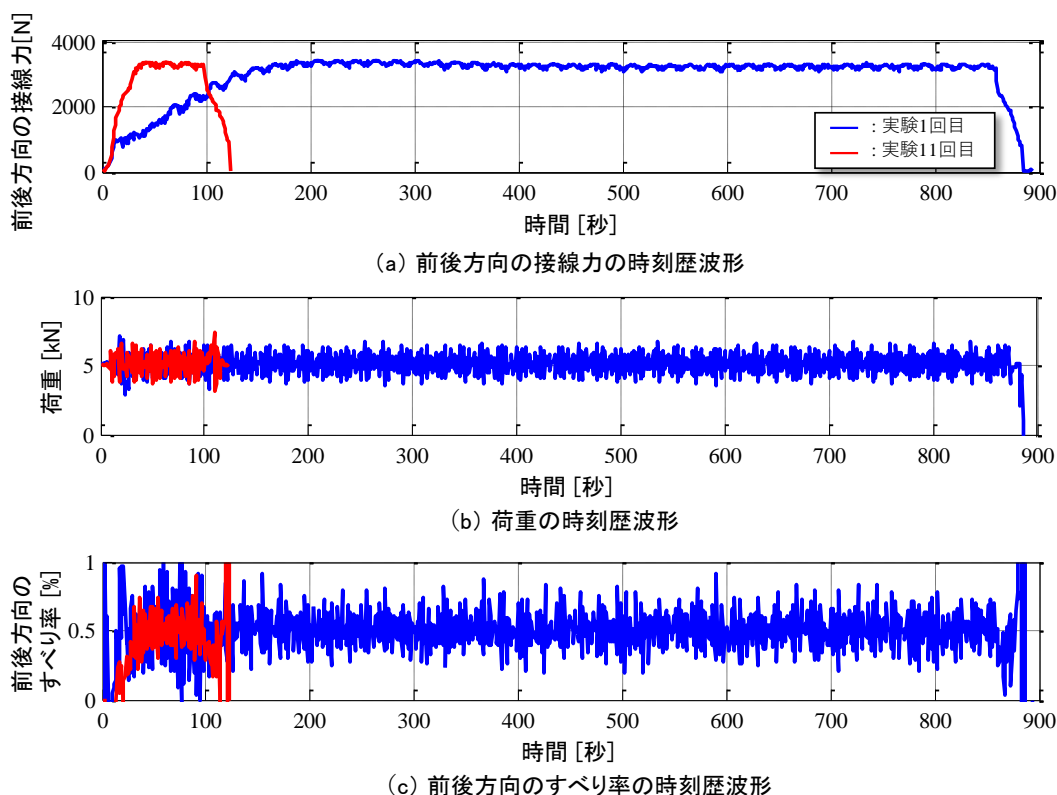


図 3-33 繰り返しの実験による接線力特性の変化

3.6.1.3 試験輪大径化の場合の周辺湿度が接線力係数に及ぼす影響

3.4.1.6 節および 3.4.2 節の小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験の結果では、接触面の周辺湿度を 30%程度と低い環境条件にすると接線力係数が大きくなる現象が確認された。これを踏まえ、大型試験輪を用いた接線力測定実験でも同様の傾向となることを確認する。

実験条件は、試験装置の設定トルク制限を考慮して荷重 5kN に設定した。周速度 90km/h と 130km/h の場合の前後方向の接線力係数とすべり率の関係を図 3-34 に示す。試験輪の周辺湿度が 40%より低いときが青色○印、40%以上のときが緑色□印である。

(1) 接触面の周辺湿度の影響

図 3-34 から、すべり率が大きくなるとともに接線力係数が増加し、すべり率 0.5%付近で接線力係数が飽和する傾向が認められる。また、接触面の周辺湿度が 40%より低いとき（青色○印）は、接線力係数は最大 0.74 程度まで増加するのに対し、周辺湿度 40%以上のとき（緑色□印）は最大 0.45 程度と、周辺湿度が低い条件のときより接線力係数は小さい。

これは、大気湿度が高い条件では大気に含まれる水分が多く、接触面にはより多くの水分が付着して潤滑された状態となっていると考えられる。すなわち、このときの潤滑効果により、接触面の摩擦係数が小さくなったため接線力係数の計測値が小さいと考えられる。

すべり率 2.0～3.0%かつ湿度 40%以上のときは、接線力係数が 0.3～0.5 程度に飽和する傾向が認められる。一方、すべり率 2.0%以上の実験値が非常に少なくその傾向は明確でないが、試験輪の周辺湿度が 40%より低いときですべり率が 3.0%となるときでは、接線力係数が 0.3～0.5 の範囲に少数認められ、すべり率の大きい条件で接線力係数が減少する傾向も認められる。これは試験輪の接触面の状態が、周辺湿度の低い条件に馴染んでいなかったことが原因と考えられる。このように考える根拠は、これらの値が計測されたときの周辺湿度の変動が顕著であったことによる。

(2) Kalker の理論値との差異

接線力測定実験により得た計測値の精度を確認するため、Kalker の線形理論による理論値との比較を行う。実験条件の諸値と実験値から求めた飽和摩擦係数を式 (3-9) と式 (3-10) に代入して求めた理論値を重ねて図 3-34 に示す。

緑色点線は試験輪の周辺湿度が 40%以上のときの実験値に沿うように接触面の飽和摩擦係数を 0.35 と 0.45 として求めた理論値で、青色点線は試験輪の周辺湿度が 40%より小さい場合のときの実験値に沿うように接触面の飽和摩擦係数を 0.90 として求めた理論値である。

図 3-34 から、実験値には若干のばらつきがあるため、理論値を示す緑色点線とは完全には一致していないが、接線力特性の傾向としては、すべり率の大きい範囲まで良好に一致することが分かる。同様に、試験輪の周辺湿度 40%未満のときでも、その傾向は理論値を示す青色点線と良好に一致している。

ここで、実験値のばらつきの原因について考察する。実験値のばらつきの原因を周辺湿度以外の要因で考えたとき、本節の接線力測定実験では、同じ試験輪を繰り返し使用して接線力測定実験を行っているため、接触面の摩耗や塑性変形によるコンタクトパッチの僅かな形状変化が要因として考えられる。

このため、実験値のばらつきが試験輪間のコンタクトパッチの形状変化に起因するものであることを確認するため、感圧紙で測定した試験輪間のコンタクトパッチの寸法を用いて理論計算により検討を行う。感圧紙で測定した試験輪間のコンタクトパッチを図 3-35 (a) に示す。

3.5.5 節で述べたように、感圧紙で測定した試験輪間のコンタクトパッチは感圧紙自体に厚みがあるため、実際の大きさより若干大きくなる。このため、感圧紙で測定した大きさをそのまま用いてクリープ係数を推定すると、実態とは異なる値となる可能性があるため、試験輪間のコンタクトパッチの包絡線①を基準とした相対値として同②から同⑥の接線力係数を推定することとする。

接線力係数の推定手順は以下のように実施した。

1. 車輪試験輪とレール試験輪が設計形状の組合せのときに理論的に求まるクリープ係数を同①のクリープ係数と定義する。
2. 同②から同⑥の長径と短径を測定し、同①の長径と短径とのそれぞれの比（青色○印、橙色△印）を求め、この比を1項の設計形状の組合せで求まる長径、短径にそれぞれ掛けることで、同②から同⑥のクリープ係数を求める。
3. 最後に、すべり率 0.2%のときの接線力係数で比較するため、同②から同⑥のクリープ係数とすべり率 0.2%の積から接線力係数を算出し、同①に対する比を求める（緑色□印）。

このようにして求めたコンタクトパッチの長径・短径およびすべり率 0.2%のときの接線力係数のそれぞれ同①に対する比を図 3-35 (b) に示す。

図 3-35 (b) から、接線力係数は基準とした①のときが 0.45、同⑥のときが最も大きく 0.70 となるが、試験輪間のコンタクトパッチの形状変化により接線力係数は、基準とした同①に対して最大 56%程度のばらつきを持つことが分かる。

その一方で、図 3-35 のすべり率 0.2%のときの接線力係数の実験値を見ると 0.25~0.37 に分布しており、これらのばらつきは最大 50%程度で試験輪間のコンタクトパッチから推定した結果と同様の傾向となっている。

このことから、摩耗や塑性変形に起因する試験輪間のコンタクトパッチの僅かな形状変化が接線力係数のばらつきの一因となっていると推察される。

以上より、大型試験輪を用いた接線力測定実験で計測された接線力特性は、3.4 節で述べたように、直径 30mm の小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験で計測された接線力特性と同様となり、試験輪の周辺湿度が 40%以下と低い条件のときに接線力係数は最大 0.74 程度まで大きくなること、試験輪の周辺湿度が高い条件では、すべり率が 2.0%以上と大きい場合でも接線力係数は一定値に飽和することが分かった。

また、接触面の周辺湿度や試験輪間のコンタクトパッチの僅かな形状変化により実験値には若干のばらつきが認められたが、接触面に作用する接線力特性としては、式 (2-7) の接触面の摩擦係数 μ を実験結果からそれぞれ同定した値 ($\mu=0.90, 0.45, 0.35$) に補正し求めた Kalker の線形理論による理論値と良好に一致することが分かった。

このことから、接触面の周辺湿度と接線力特性の関係についても、3.4 節で述べた小型円筒試験輪を用いた接線力特性と同様と考えて良いことが分かった。

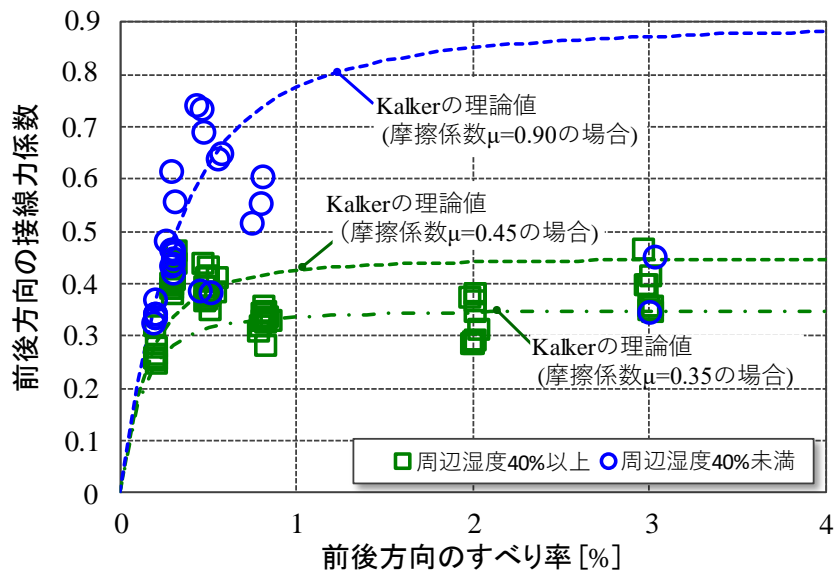


図 3-34 荷重 5kN の場合の接線力係数とすべり率の関係

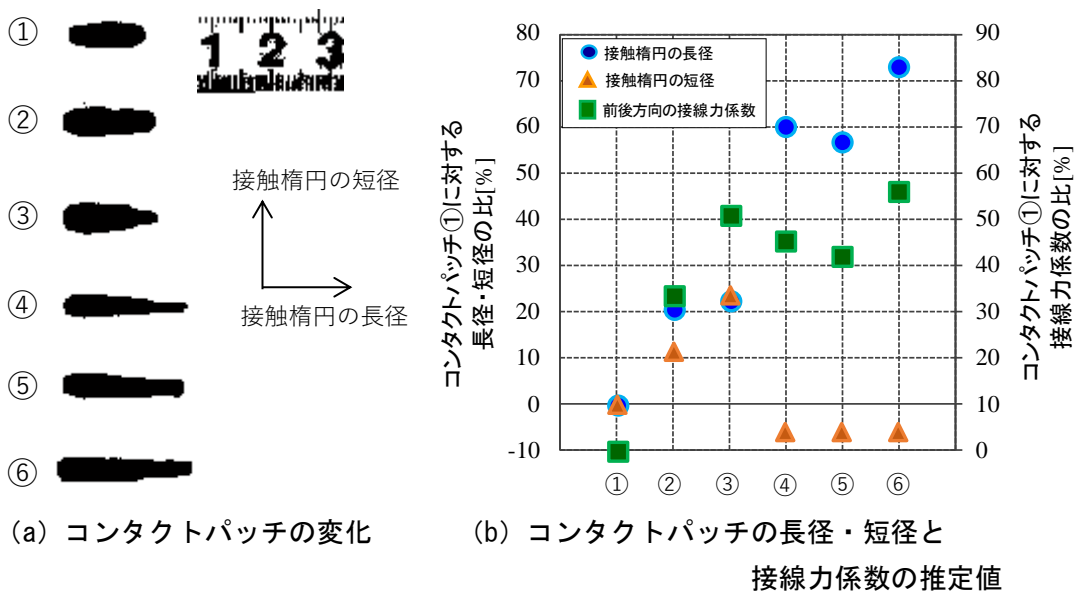


図 3-35 試験輪間のコンタクトパッチの変化とそれぞれの形状のときのすべり率 0.2% における接線力係数の推定値

3.6.2 試験輪大径化によるクリープ係数の評価

3.6.2.1 すべり率がクリープ係数に及ぼす影響

実車が走行する条件では荷重変動にともない車輪／レール間のコンタクトパッチが変化する。このときのクリープ係数の変化を明確にするため、大型試験輪を用いた接線力測定実験により、すべり率とクリープ係数の関係、特に、クリープ係数の計測精度に関する検討を行う。

実験条件は荷重を 5kN とし、周速度 90km/h と 130km/h の場合について検討を行った。このときに計測されたクリープ係数とすべり率の関係を図 3-36 に示す。縦軸は Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差率で、これが小さいほど実験値は理論値に近いことになる。横軸は前後方向のすべり率である。周辺湿度が 40%以下のときを青色○印、同様に 40%より高いときを緑色□印で示す。

図 3-36 から、すべり率 0.2%のときクリープ係数の理論値に対する誤差率は、最小 10%程度と小さく、Kalker の線形理論による理論値に近い値となることが分かる。特に、接触面の周辺湿度が 40%より低い条件のときに、クリープ係数は理論値と近い値になる傾向が認められる。

しかしながら、すべり率を大きくすると、試験輪の周辺湿度の大小に関わらずクリープ係数は Kalker の線形理論による理論値から乖離する傾向が強まり、すべり率を 2.0%以上とすると、クリープ係数は理論値に対して 90%以上の誤差率となる。

すべり率が大きい条件で理論値から乖離する傾向が強まる理由は、車輪試験輪とレール試験輪間の接線力特性に飽和特性があるためである。すべり率が微小な範囲のときは、すべり率が大きくなるとともにこれに比例して接線力は増加する。しかし、すべり率が 1.0%程度と大きくなると、接線力はそれ以上に増加できなくなる。すなわち、クリープ係数の定義は、原点と接線力を結ぶ勾配であるため、すべり率が接線力の飽和傾向を示す範囲では、クリープ係数は小さくなる。

以上より、試験輪間のクリープ係数を精度良く測定するためには、すべり率が小さい範囲で接線力を測定することが重要となることが分かった。さらに、すべり率 1.0%以下の微小すべり領域ではすべり率の僅かな変化に対してクリープ係数は大きく変動する特性があるため、すべり率をきめ細かく制御できる試験装置を用いて接線力測定実験を行うことが、測定精度の向上に有効となることが分かった。

このことから、次節で評価するクリープ係数については、すべり率が 0.3%以下の条件で計測された接線力を対象に議論することとする。

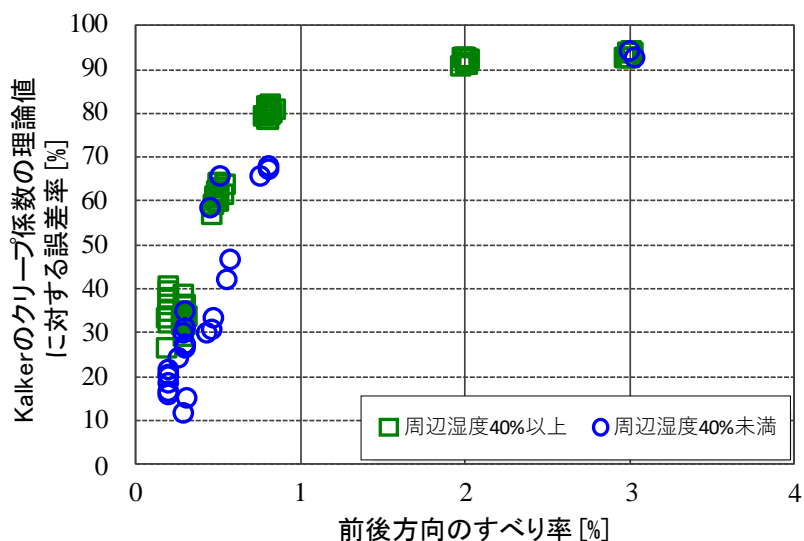


図 3-36 荷重 5kN のときのクリープ係数の実験値と理論値の比較

3.6.2.2 荷重の差異がクリープ係数に及ぼす影響

前節と同様に、実車の走行条件で想定される荷重変動にともなう車輪／レール間のコンタクトパッチの大きさの違いが車輪／レール間のクリープ係数に及ぼす影響を検討するため、すべり率を 0.3%以下の条件に設定し、荷重と接線力から求めたクリープ係数の関係性を評価する。

荷重 5kN から 35kN のときのクリープ係数をそれぞれ図 3-37 に示す。縦軸は Kalker の線形理論による理論値に対するクリープ係数の誤差率で、横軸は荷重である。青色○印が試験輪の周辺湿度が 40%より小さいとき、緑色□印が周辺湿度 40%以上のときである。

(1) 荷重の差異とクリープ係数の関係

図 3-37 から、荷重 5kN のときの Kalker の線形理論による理論値に対するクリープ係数の誤差率は 10～40%程度のばらつきが認められる。また、荷重を 10kN から 35kN まで変化させたときも、Kalker の線形理論による理論値に対するクリープ係数の誤差率は 10～40%程度のばらつきが認められ、荷重の大きさに関係なく、同等のクリープ係数の誤差率のばらつきとなっている。

Kalker の線形理論による理論値に対するクリープ係数の誤差率にばらつきが生じた理由を検討する。

接触面の摩耗や塑性変形による形状変化の影響が考えられるため、それぞれの荷重の条件ごとに試験輪間のコンタクトパッチを測定してその形状変化を調査する。

図 3-38 (a) は、一連の接線力測定実験で節目ごとに測定した試験輪間のコンタクトパッチを荷重の条件ごとに並べたもので、これらの試験輪間のコンタクトパッチから長径と短

径、および長径・短径比に基づくクリープ係数の諸値を求め、試験輪間のコンタクトパッチ①を基準としてそれぞれのコンタクトパッチの諸値との間の比を求める。試験輪間のコンタクトパッチ①に対する諸値を、荷重の条件ごとに図 3-38 (b) ～図 3-38 (e) に示す。青色○印と橙色△印がそれぞれ、試験輪間のコンタクトパッチを接触楕円とみなしたときの長径と短径で、緑色□印がすべり率 0.2%の条件における接線力係数である。

なお、それぞれは前述したものと同様に、試験輪間のコンタクトパッチ①に対する比として示している。

図 3-38 (a) では、試験輪間のコンタクトパッチの長径と短径を見ると、いずれの荷重の条件でもその変化が小さい。また、図 3-38 (b) ～図 3-38 (e) では、荷重 10kN, 15kN, 25kN, そして 35kN のそれぞれのコンタクトパッチ①に対する接線力係数の比を見ると、最大でも 12%程度の差異で接触面の形状変化による影響が小さいことが分かる。

ここで、現象の全体像を把握するため、これまで分かったことを以下に箇条書きでまとめてみる。

- ・ 荷重 5kN のときは、試験輪間のコンタクトパッチの形状変化が接線力係数のばらつきに比較的大きな影響を及ぼすことを 3.6.1.3 節で述べた。
- ・ 荷重の小さいときに試験輪同士が接触する範囲は、荷重が大きいたくにもこの範囲で同様に接触する。
- ・ 試験輪間の接触面圧は感圧紙の測定可能範囲を超えていることを 3.5.5 節で述べた。

これらのことを総合すると、荷重の大きいときの試験輪間のコンタクトパッチは外形寸法が同等であっても、荷重 5kN のときに接触する範囲の断面形状が変化したことで、試験輪間のコンタクトパッチ全体で均一に接触していない可能性が考えられる。すなわち、荷重が大きいたくときの接線力係数のばらつきが比較的大きい理由は、試験輪間のコンタクトパッチ全体としての形状変化は小さいが、その内部の接触形態が均一でないことが考えられる。

(2) 接触面の周辺湿度がクリープ係数に及ぼす影響

次に、試験輪の周辺湿度が接線力係数に及ぼす影響に着目する。荷重 5kN のときには、周辺湿度が 40%より低いときの方がクリープ係数の誤差率が小さい傾向が認められたが、その他の荷重のときは周辺湿度の大きさにより明確な差異は認められない。

この理由として、試験輪の周辺湿度が一定に制御されていない自然環境条件で測定を行ったことで、接触面に付着した水分が一定でないことが一因にあると考えられる。

それぞれの測定値と周辺湿度の関係を精査すると、荷重 5kN のときの測定値は 1 月に測定したものが多く、このときは 1 日を通して大気湿度が 30%程度で安定していた。しかしながら、その他の荷重条件のときの測定値は 5 月に測定したものが多く、大気湿度も 50%前後の日が多く、1 日を通して大気湿度が変動して一時的に大気湿度 40%以下となったときのものである。

ここで、大気湿度と接線力係数の関係を確認するため、転がりすべり摩擦力試験機（図3-5）を用いた接線力測定実験の結果を見直す。

接触面の周辺湿度を一定に制御した状態では、3.4.1.6節で述べたように、接触面の周辺湿度が30%程度を境界として、その前後で接線力係数が異なる大きさとなることを前述した。

このことを踏まえて、大型試験装置を用いた接線力測定実験の実験結果を見ると、荷重がその他のとき周辺湿度の大きさにより明確な差異が認められなかった理由としては、大気湿度が最低でも40%で極端に低い条件でないことから、接触面に付着した水分による潤滑効果が残ったことで接線力係数に明確な差異が生じなかったと考えられる。

(3) 荷重の差異と前後方向の接線力係数の関係

荷重が5kNから35kNのとき、クリープ係数は、Kalkerの線形理論による理論値に対して誤差率10～40%と同等となり、荷重の大きさに関係ないことが明らかとなった。クリープ係数のばらつきは、試験輪の周辺湿度の違いや、摩耗や塑性変形に起因する試験輪間のコンタクトパッチの僅かな形状変化によるものと考えられる。

また、大気湿度が低い条件でもクリープ係数がKalkerの線形理論による理論値より若干小さい理由は、Kalkerの転がり接触理論は接触面が完全に滑らないことを前提に、接線力を座標の多項式で表し、クリープ率と接線力の係数を厳密に求めて構築したものであるのに対し、実際には大気湿度や接触面の表面性状の違いにより接触面で微小なすべりを生じるため、この両者の前提条件の違いによるものと考えられる。

その一方で、試験輪間のコンタクトパッチの大きさに関係なく、クリープ係数のばらつきは同等であった。このことは、乾燥条件では試験輪間のコンタクトパッチの大きさが異なっても、Kalkerの線形理論による理論により接触面の表面性状と周辺環境が同等のときの接線力特性を推定できることを意味している。

これらのことから、本節で実施した大型試験輪を用いた接線力測定実験の結果は、小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験で接触面の表面性状と周辺環境がこれと同等のときの結果と同様となっていることから、実物車両の車輪／レール間においてもこれらと同様の条件での接線力特性を推定できていると考えられる。

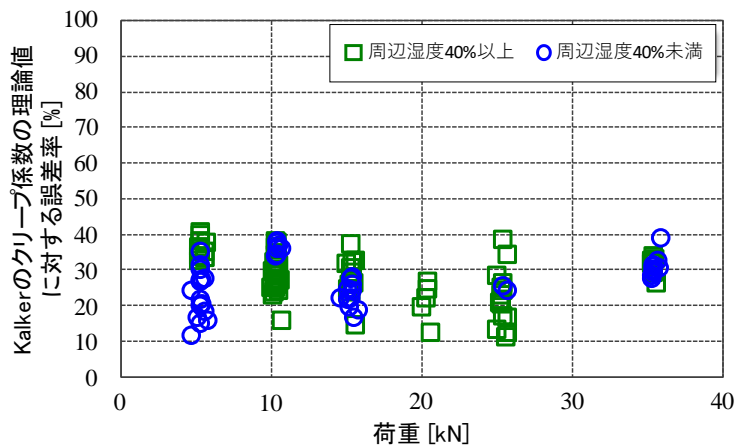


図 3-37 荷重ごとに計測したクリープ係数の実験値と理論値の関係

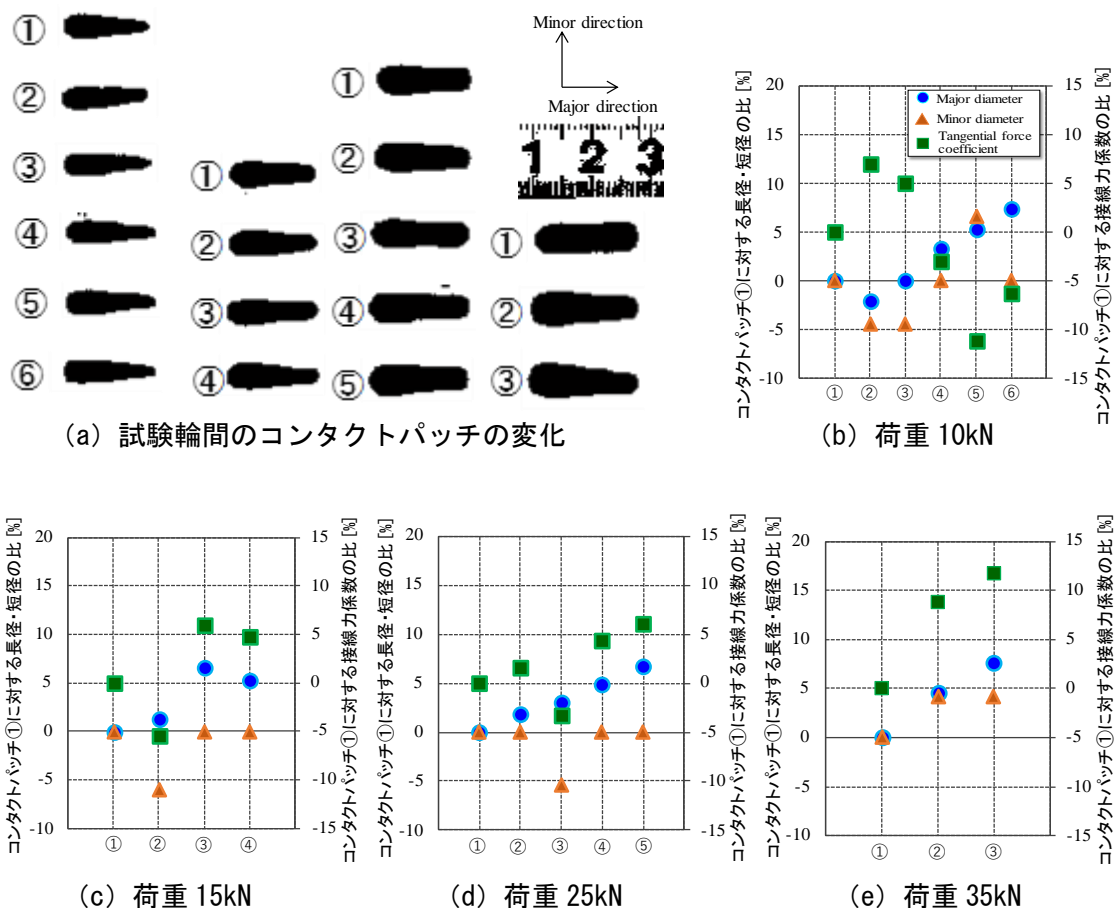


図 3-38 実験前後の試験輪間のコンタクトパッチの比較

3.7 第3章のまとめ

本章では、実車の走行条件で想定される車輪／レール間の接線力特性を車両のダイナミクスの観点から理論的に検討することで、そこで必要となる接線力特性を明確にするとともに、車輪とレールの接触を一对の円筒試験輪の接触で模擬した接線力測定実験により、実車走行条件のときに車輪／レール間に作用する接線力の増加・減少メカニズム、および車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係を実験的に検討した。

最初に、車両のダイナミクスを理論的に考えることで、実車の走行条件で想定される車輪／レール間の接線力特性として必要となる計測項目の検討を行った。そして、車輪とレールの接触を一对の円筒試験輪の接触で模擬する方法について検討した。その結果、荷重、すべり率、アタック角、走行速度、周辺環境、車輪削正痕の有無のそれぞれを、実車の走行条件で想定される範囲で変化させ、そのときの車輪／レール間の接線力とすべり率の関係を精査することが有効となること、特に、それぞれの計測値で最大値となる条件を明確にすることが車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響を評価する上で必要となることが分かった。

次に、実車の走行条件のときに接触面で作用する基本的な接線力特性について検討するため、小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験を行った。その結果、切削加工後の接触面に作用する接線力は、繰り返しの転がりすべり摩擦力を接触面に与えることで、時間の経過とともに表面性状が変化することにより増加傾向を示すこと、そして、最大値となったあとその状態をしばらく継続し、その後、接触面の摩耗とともに接触形態が変化することにより、若干の減少傾向を示すことが分かった。

接線力の増加メカニズムは、接触面に転がりすべり摩擦力を繰り返し与えることで、接触面全体がむしり取られるように生じる微細な金属の剥離と酸化膜の生成を繰り返し活性化することで接線力がゆっくりと増加すること、そして、接線力の減少メカニズムは、試験輪間が面接触する接触形態から摩耗により生じた表面粗さの突起部で局所的に接触する形態に変化し、試験輪間の真実接触面積が小さくなることで、接線力が若干減少することがそれぞれ分かった。このとき、接触面の周辺湿度が30%程度と低い環境条件となるとき、接触面の潤滑効果が低下するため接線力係数の最大値がさらに大きくなることが分かった。

このような接触面で作用する基本的な接線力特性は、接触面に設けた削正痕の有無に関係なく同様で、接触面に作用する接線力の最大値をすべり率ごとに整理した実験結果はKalkerの線形理論に基づく理論値と良好に一致することから、理論的にも妥当と考えられる。このことから、車輪／レール間で作用する基本的な接線力特性は、接触面の表面性状と表面形状すなわちコンタクトパッチ、そして接触面の周辺湿度の3つの要素により大きく影響されることが明らかとなった。

さらに、このような基本的な接線力特性を踏まえ、車輪踏面の削正痕の形状の違いと車輪／レール間の接線力特性の関係を調査するため、接触面を平滑としたもの1種類と、高さやピッチの異なる11種類の削正痕を設けたもの、合計12種類の試験輪を用いて比較検討を

行った。その結果、接触面に削正痕を設けると接触面が平滑のときより試験輪間の真実接触面積が小さくなることで接触面に作用する接線力が小さくなること、特に、試験輪間の真実接触面積が小さくなる形態で削正痕を設けることで接触面に作用する接線力の最大値をさらに小さくできることが分かった。このような傾向は、アタック角の有無に関係なく同様であった。

最後に、車両が走行するときに生じる輪重や横圧変動を想定し、試験輪間のコンタクトパッチの大きさと接線力特性の関係を調査するため、直径 500mm の大型試験輪を用いた接線力測定実験により、小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験で計測された接線力特性との差異を比較した。その結果、直径 500mm の大型試験輪を用いた接線力測定実験で試験輪間のコンタクトパッチの大きさを変えたときに計測された基本的な接線力特性は、小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験で計測されたものと同様で、接触面に転がりすべり摩擦力を与えながら繰り返しの転動接触をすると接線力係数が増加し、その後、一定値に飽和する傾向を示すことが分かった。そして、試験輪間のコンタクトパッチの大きさに関係なく、クリープ係数は Kalker の線形転がり接触理論に基づく理論値と同等となることが分かった。

これらのことから、乾燥条件のときに接触面に作用する接線力特性は、試験輪間のコンタクトパッチの大きさに関係なく同様に Kalker の線形理論と合致することが明らかとなった。

本研究における基礎研究のまとめとして、第 1 章で述べたように、車輪削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大するとする考えに対して、第 3 章で明確にした知見をまとめると以下ようになる。

実車の走行条件における車輪とレールの接触を模擬した接線力測定実験の結果から、車輪／レール間の接線力係数が最も大きくなる条件は、接触面の周辺湿度が 30%未満と低い環境条件となるときに、接触面の摩耗が少なく平滑な接触面に近い状態で、同時に、接触面全体が微細な金属の剥離により活性化した状態となっているときであることが明らかとなった。

このことから、車輪乗り上がり脱線の発生とともに歴史的に繰り返し考えられてきた仮説「車輪削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大する」とする現象は認められず、車輪削正痕はむしろ車輪／レール間の接線力を低減する効果があることが明らかとなった。

第4章

車輪削正痕に着目した

車輪／レール間の接線力特性推定モデルの構築

4.1 概要

車輪踏面とレール断面形状の設計形状は、それぞれ複数の円弧で構成されている。Kalkerの線形理論では、このような形状の特徴を活かしてHertz理論を適用することで車輪／レール間のコンタクトパッチを1個の楕円形状と見なし、車両運動特性に大きな影響を及ぼすクリープ係数を求めている。しかしながら、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチは、2.2.4節で述べたように、車輪踏面に生じた削正痕や摩耗といった微小凹凸が存在するため、Hertz理論により求まる1個の楕円形状とはならない場合があることが分かった^{S2-1)}。この場合、車輪／レール間の接線力特性は、これまで一般的に用いられてきたKalkerの線形理論により車輪／レール間のコンタクトパッチを1個の楕円形状と見なして求めるクリープ係数とは異なる値となることが想定される。しかしながら、従来の研究開発では、このような車輪踏面に生じた微小凹凸が車両の運動特性に及ぼす影響は限定的と考えられることが一般的で、車輪踏面が摩耗により設計形状とは異なる場合においても、車輪／レール間のコンタクトパッチは車輪とレールが設計形状の組合せで求まる1個の楕円形状として扱うことが通例となっていた。このことを裏付ける証拠として、第1章で述べたように、車輪削正後に車輪踏面に生じた削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大させるとする考えが繰り返されている事実が挙げられる。

本章では、車輪踏面に微小凹凸が存在する実際の車輪／レール間に作用する接線力特性を数値計算で推定するため、実測した車輪踏面形状と設計形状のレール頭頂面形状の組合せから車輪／レール間のコンタクトパッチを厳密に求め、そこに作用する接線力特性を推定する数値解析モデルを構築する。具体的には、まず、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチの実態を把握するため、同一線区で同じ運用に供する2形式の一般的な在来線の通勤型車両を対象に車輪踏面形状を実測し、JIS 60kgレールの設計形状との組合せから数値計算で厳密に求めた車輪／レール間のコンタクトパッチが1個の楕円形状とはならないことを明確に示す。そして、実測形状に基づく車輪／レール間のコンタクトパッチを対象とした多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法を構築し、これによる評価から、従来法である車輪／レール間のコンタクトパッチを1個の楕円形状として求めたクリープ係数との差異を明確にするとともに、車輪踏面に生じた削正痕が車輪／レール間の接線力特性に及ぼす影響について述べる。

4.2 実測した車輪踏面形状の評価

4.2.1 車輪踏面形状の測定

営業車両の車輪踏面形状の摩耗傾向を調査するため、デンマーク GREENWOOD ENGINEERING 社製の MiniProf“Wheel”(図 4-1)を使用して車輪踏面形状の測定を行った。MiniProf“Wheel”の測定ヘッドを車輪背面に磁石で貼付け、車輪フランジの裏側から表リム面側に向けてゆっくりと測定棒をトレースし測定を行う。

車輪踏面形状の測定対象とした車両は編成の先頭車（付随車）の運転台下付近にある第1輪軸とした。これは曲線区間を走行するとき、同一車両内でフランジが最も強くレールゲージコーナと接触するため、車輪フランジに摩耗の影響が現れやすいと考えたためである。車輪踏面形状の測定は、車輪を断面一様と仮定し、車輪踏面に局所的な摩耗がない任意の1断面を選定した。

本研究では車輪踏面形状の摩耗のみを評価することとし、車輪とレールはそれぞれJR在来線で一般的に用いられている修正円弧踏面形状（図4-2(a)）とJIS 60kgレールの設計形状（図4-2(b)）を対象とした。

なお、設計形状と車輪削正後の車輪踏面形状は、その外形形状は同等だが、後者の接触面には円周方向に生じた筋状の削正痕（微小凹凸）がある。このため、両者を区別するため、以降、前者を「設計形状」、後者を「削正後形状」と呼ぶこととする。

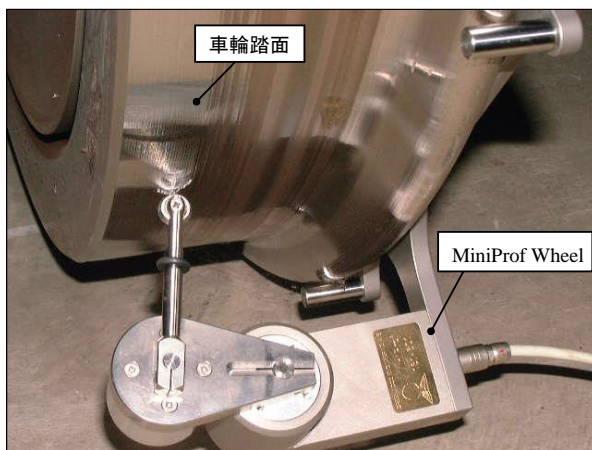
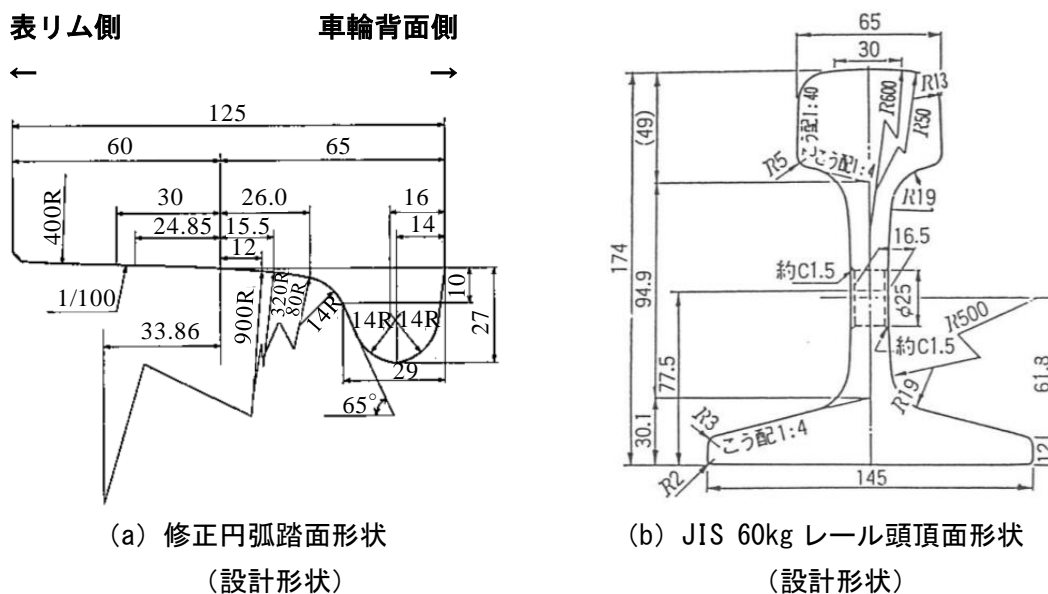


図4-1 車輪踏面形状測定器 MiniProf “Wheel”を用いた測定作業



(a) 修正円弧踏面形状
(設計形状)

(b) JIS 60kgレール頭頂面形状
(設計形状)

図4-2 本研究で対象とする車輪踏面形状とレール頭頂面形状⁽⁴⁻¹⁾

4.2.2 車輪踏面形状測定器 MiniProf の測定精度の検討

車輪踏面形状測定器 MiniProf “Wheel” の測定精度について検討する。MiniProf “Wheel” には、計測パソコン内部の専用ソフトウェアで曲率半径などを計算する機能が装備されており、専用のソフトウェアが一定の精度で計算できるように測定形状を滑らかにする目的として、測定棒の先端に直径 12mm の円盤が設けられている。このため、微小な凹凸には測定棒先端の円盤が入ることができないので、削正痕の谷部の形状には幾何学的な誤差が生じることになる。このことを説明する模式図を図 4-3 に示す。

このとき、幾何学的な誤差 b は、円盤の半径を r 、削正痕の谷部を二等辺三角形の開き角を 2θ と考えると、式 (4-1) から求めることができる^{C4-2)}。

$$b = r(\operatorname{cosec}\theta - 1) \tag{4-1}$$

MiniProf “Wheel” の測定棒先端の円盤が削正痕を測定するとき、削正痕のピッチ、高さごとに生じる幾何学的な誤差を求めた計算結果を図 4-4 に示す。

図 4-4 から、削正痕のピッチが 2mm 以上の場合、測定誤差は $10\mu\text{m}$ 以下と小さいことが分かる。一方、削正痕のピッチが 1mm と小さく、その高さが大きいほど、削正痕の谷底には測定棒先端の円盤が届かないため、谷底の測定値については真値より大きい傾向を示すことが分かる。例えば、ピッチ 1mm で高さ $50\mu\text{m}$ の連続した山型の削正痕を MiniProf “Wheel” で測定する場合、削正痕の頂点を原点とすると谷部の真値は $-50\mu\text{m}$ となるが、約 $30\mu\text{m}$ の誤差を含むので MiniProf “Wheel” による測定値は $-20\mu\text{m}$ となる。

以上より、MiniProf “Wheel” の測定形状はピッチの小さい凹凸に対して一定の誤差を含むことが分かった。このため以降の検討では、測定形状に一定の誤差を含むものとして評価することとする。

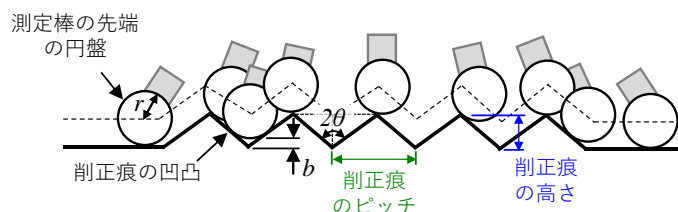


図 4-3 測定棒先端の円盤半径による測定誤差

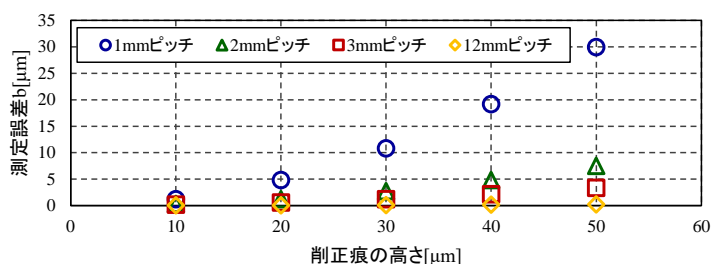


図 4-4 MiniProf “Wheel” を用いたときの幾何学的な測定誤差

4.2.3 車輪踏面形状測定器 MiniProf による車輪踏面形状の評価

最初に、車輪削正作業で車輪踏面に生じた削正痕が車輪踏面形状の評価に及ぼす影響を確認するため、設計形状の車輪踏面形状と車輪踏面形状測定器 MiniProf “Wheel” で測定した削正後形状を比較する。図 4-5 (a) はそれぞれの車輪踏面形状を重ねたものである。青色点線が設計形状、緑線が車輪削正後の車輪踏面形状を測定した削正後形状である。

図 4-5 (a) から、両者の車輪踏面形状は全体的に重なっており、緑線の削正後形状は車輪削正作業が適切に行われていることが判断できる。車輪踏面形状をマイクロな表面粗さレベルで評価するため、両者の車輪踏面を拡大し比較すると、緑線の削正後形状の表面には極わずかながら車輪削正作業で生じた削正痕による微小凹凸が認められ、厳密には設計形状とは異なっている。

従来は、車輪／レール間の接線力特性を評価する場合、車輪削正痕程度のいわゆる表面粗さを考慮することはなく、両者を同等として扱うことが一般的であったため、このような知見は興味深いものといえる。

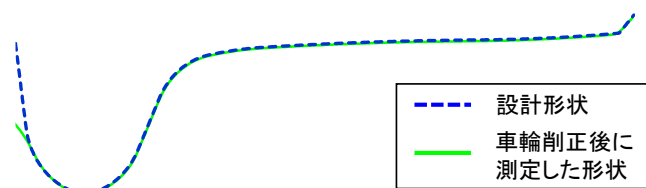
次に、実際に摩耗した車輪踏面形状を評価するため、同一線区を同一運用で営業走行する2種類の車両を「車両形式 A」、「車両形式 B」と区別し、それぞれ同等の走行距離ごとに車輪踏面形状測定器 MiniProf “Wheel” で測定した結果を比較する。両者は異なる形式の車両であるが、踏面ブレーキに使用する制輪子種別が異なること以外は同等の車両である。車両形式 A と車両形式 B の車輪踏面形状を走行距離ごとにそれぞれ図 4-5 (b) (c) に重ねて示す。図 4-5 (b) が車両形式 A、図 4-5 (c) が車両形式 B である。

図 4-5 (b) の車両形式 A では、走行距離の増加にともない車輪踏面の摩耗が増加する、いわゆる凹摩耗と呼ばれる現象が認められる。しかしながら、車輪フランジの摩耗は走行距離 3.2 万 km 以降では飽和傾向が認められ、その摩耗量は少ない。車輪踏面の凹摩耗の原因は、踏面ブレーキの接触による摩耗と摩擦熱を伴う塑性変形によるものと考えられる。このような摩耗傾向は、2.2.4 節で述べた従来の知見と同様のものと考えられる。

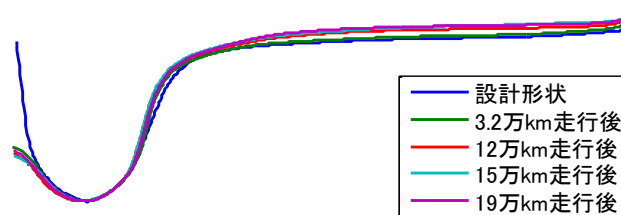
その一方で、図 4-5 (c) の車両形式 B を見ると、車輪踏面の摩耗は非常に少ないが、車輪フランジの摩耗は多い傾向が認められる。車輪フランジの摩耗が多い理由は以下のように考える。

車輪踏面の a 点と b 点で車輪回転半径の差異が小さい傾向が認められ、車輪踏面の車輪フランジ喉元に近い部分（フランジ背面から 40mm 位置：a 点）が他の踏面の位置より多く摩耗したことが考えられる。これにより、車輪踏面が円筒車輪踏面形状のようになり、輪軸の左右変位に対して車輪回転半径差が得にくい状態となる。そして、曲線走行時に輪軸の自己操舵性能が低下しているため、車輪フランジをレールゲージコーナに強く接触させながら走行する頻度が増し、車輪フランジの摩耗が多い傾向を示したと考えられる。

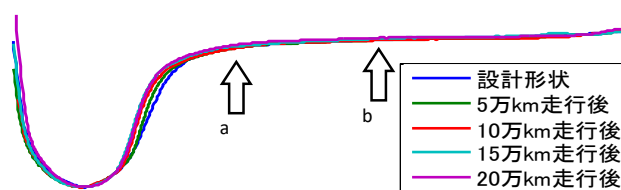
このような走行距離が増加するとともに等価踏面勾配が小さくなる形態の摩耗傾向は、従来から知られているものとは異なり、新たな知見と言える。



(a) 設計形状と削正後形状の比較



(b) 車両形式 A の車輪踏面形状



(c) 車両形式 B の車輪踏面形状

図 4-5 走行距離と車輪踏面形状の関係

以上より、車輪削正後の車輪踏面形状は、マクロな視点で評価すると全体的な形状は設計形状と同等となるが、その表面を拡大したミクロな視点では極僅かではあるが削正痕による微小凹凸を有する点で異なることが分かった。

また、実際に摩耗した車輪踏面形状では、同一線区を同一運用で営業走行するほぼ同じ諸元の2形式の車両であっても、踏面ブレーキに用いる制輪子の種別が異なるだけで、従来の知見とは異なる車輪踏面の摩耗傾向を示す場合があることが分かった。

4.2.4 接触幾何解析による車輪／レール間の車輪回転半径差

実際の車輪踏面には削正痕や摩耗といった極僅かな微小凹凸があることを考慮し、車輪踏面の極僅かな形状変化が車輪／レール間の車輪回転半径差に及ぼす影響を接触幾何解析により評価する。接触幾何解析の計算条件は、輪軸の車輪フランジ背面間距離を 0.99m、軌間を 1.067m、レール下に 1/40 勾配のタイプレートを考慮して内傾させた条件とした。

最初に、設計形状と削正後形状について接触幾何解析で求めた計算結果を図 4-6 (a) に示す。

図 4-6 (a) から、削正後形状と設計形状の場合の車輪回転半径差は、両者良好に一致することが分かり、従来から行われてきた接触幾何解析による評価では、車輪踏面に生じた削正痕程度の大きさの表面粗さによる影響は無視できることが分かった。

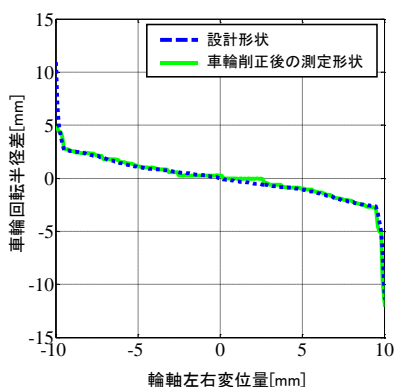
次に、異なる摩耗傾向を有する車両形式 A と車両形式 B の摩耗した車輪踏面を対象として、同様に接触幾何解析で評価を行う。測定した車輪踏面形状 (図 4-5 (b), (c)) と JIS 60kg レールの設計形状の組合せで求めた計算結果を図 4-6 (b) に示す。車輪踏面形状が設計形状の場合を青線、車両形式 A で 19 万 km 走行後に測定した車輪踏面形状の場合を緑線、車両形式 B で 20 万 km 走行後に測定した車輪踏面形状の場合を赤線でそれぞれ示す。

車両形式 A (緑線) は、車輪踏面の凹摩耗により車輪／レール間の接触位置が不連続に変化するため、設計形状 (青線) のときに比べて車輪回転半径差は大きい。その一方で、車両形式 B (赤線) では、4.2.3 節で述べたように、車輪フランジ背面から 40mm 位置での車輪踏面の摩耗が他の踏面の位置での摩耗量と比べて多いため、輪軸の中立位置近傍では輪軸左右変位量に対して車輪回転半径差の変化が小さく、設計形状のときの車輪回転半径差よりも小さいことが分かる。

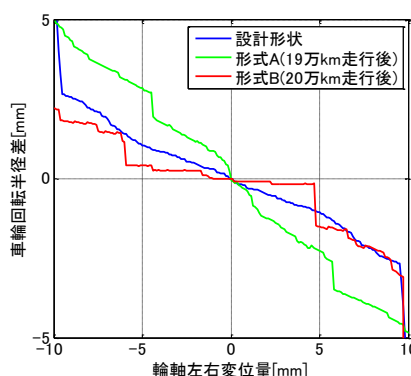
なお、摩耗した車輪踏面形状は同一輪軸の左右で完全に一致しないため、このような組み合わせで接触幾何解析を行うと、輪軸の中立位置が左右方向の原点位置とならないことがある。このため、図 4-6 (b) では、それぞれ輪軸の中立位置の異なる条件を同一座標上で比較するため、輪軸の中立位置を意図的に原点位置にオフセットさせて描写している。

なお、車両の走行安定性は、式 (4-2) で求まる等価踏面勾配 γ_e から評価することができ、従来の研究では定性的に車両の走行安定性を評価するときに一般に用いられてきた。

$$\gamma_e = -\frac{r_r - r_l}{2y} \quad (4-2)$$



(a) 設計形状と削正後形状の比較



(b) 設計形状と摩耗形状の比較

図 4-6 同様な走行距離条件における車両形式と車輪回転半径差の関係

ここで、 r_l , r_r はそれぞれ左右の車輪回転半径、 y は輪軸左右変位量を意味する。これにより車両の走行安定性を評価すると、削正後形状の場合には設計形状のときと同等の走行安定性を有することになる。また、同一線区で同一運用するほぼ同様の形式の車両であっても、車輪踏面の摩耗傾向が異なるため、前述したように車両形式 B の方が車両形式 A より走行安定性が高いと定性的に評価されることになる。

以上より、実際に車輪踏面形状測定器 MiniProf “Wheel” で測定した車輪踏面形状と設計形状のレール頭頂面形状の組合せで接触幾何解析により車輪回転半径差を評価した場合、削正後形状は設計形状の場合と良好に一致し、車輪踏面に生じた削正痕程度の大きさの表面粗さは無視できることが分かった。その一方で、摩耗した車輪踏面形状を対象とした場合は、削正痕より大きい摩耗量となったときには車輪回転半径差の計算結果に影響を及ぼすことが分かった。

4.3 測定形状に基づく車輪／レール間のコンタクトパッチの評価

4.3.1 数値解析による車輪／レール間のコンタクトパッチの推定手法

車輪／レールに荷重を負荷したとき、この間で生じる弾性変形によりできた複数の接触領域の集合体を車輪／レール間のコンタクトパッチと定義する。車輪踏面形状とレール頭頂面形状が設計形状のとき、車輪／レール間のコンタクトパッチは Hertz 理論から楕円形状となることが知られている。本節では、測定した車輪踏面形状の場合、すなわち、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチを数値計算で評価する。

本節では、営業車両の車輪から測定した車輪踏面形状と JIS 60kg レールの設計形状の組合せでそれぞれフラットなどの局所的な摩耗のない断面一様の形状を考え、これらに車両が静止した状態のとき車輪 1 枚に加わる垂直荷重（以下、静止輪重）が負荷された条件を想定して車輪／レール間のコンタクトパッチを数値計算で厳密に求める。車輪／レール間のコンタクトパッチは、境界要素法を応用して半無限体近似を適用した汎用ソフトウェア”TED/CPA”^{C4-3)}により求めた。本ソフトウェアは、ニュートン法により接触領域と接触面圧を精密に求めることができる特徴がある。

汎用ソフトウェアによる計算条件は、実際の条件を模擬するため車輪の長手方向の曲率半径を 430mm、レール長手方向の曲率半径は無限長とし、車輪／レール間は弾性変形のみを考慮した。車輪とレールの物性値は、ヤング率 206GPa、ポアソン比 0.3 とし、左右方向 ±25mm 範囲を 0.12mm 刻みに、前後方向 ±15mm 範囲を 1mm 刻みで計算した。

ここで、本解析ソフトでは、一体輪軸と 2 本のレールの組み合わせで、左右それぞれのコンタクトパッチを同時に求めることができない。このため、式 (4-3) により算出した輪軸のローリング方向の傾きと等価となるレール補正角度 α を用いることで、一輪軸と 2 本のレール間の接触を疑似的にそれぞれ独立に求めている (図 4-7 参照)。

$$\alpha = rail_a + \tan^{-1}((r_r - r_l)/(2b_n + b_r + b_l)) \quad (4-3)$$

ここで、 α は補正角[rad]， $rail_a$ はタイプレート角度[rad] ($=\pm 1/40$)， r_r ， r_l は左右の車輪回転半径[m]， b_w は軌間の半値[m] ($=0.5335$)， b_r ， b_l はレール頭頂面の内側端から接触点までの距離 [m]を表す。

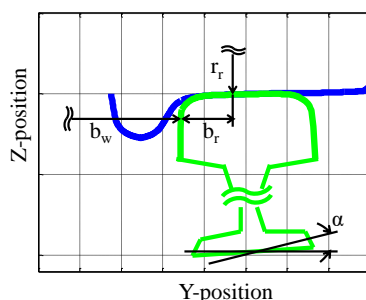


図 4-7 車輪／レール間のコンタクトパッチ算出のための数値計算モデル

4.3.2 車輪削正後に測定した形状に基づく車輪／レール間のコンタクトパッチ

車輪削正後の車輪踏面形状を測定したものを 4.2.1 節で「削出後形状」と定義した。削正後形状は、車輪踏面を設計形状になるよう削正したもののため、マクロな視点で評価するとその外形形状は設計形状と重なる。しかしながら、ミクロな視点で評価するとその車輪踏面の表面には微小凹凸が残存する場合がある。このような設計形状と削正後形状が同一の JIS 60kg レールの設計形状と接触するときの車輪／レール間のコンタクトパッチを数値計算により求め、両者の違いを評価する。

設計形状の車輪踏面形状と JIS 60kg レールの設計形状の組合せで、4.3.1 節で述べた方法により求めた車輪／レール間のコンタクトパッチを図 4-8(a)に、車輪削正後の車輪踏面形状と JIS 60kg レールの設計形状の組合せで求めた車輪／レール間のコンタクトパッチを図 4-8(b)にそれぞれ示す。車輪に加わる荷重は、一般的な在来線直流形通勤車両の静止輪重相当の 30.1kN とした。

車輪踏面形状とレール頭頂面形状の設計形状は、それぞれ複数の曲率半径で構成されているため、Hertz 理論に基づき車輪／レール間のコンタクトパッチは楕円形状となる。しかしながら、図 4-8(a)では一部が欠けた楕円形状となっている。これは車輪踏面とレールが接触している範囲に曲率半径が変わる曲率変化点があるためである。すなわち、車輪踏面とレール形状がそれぞれ複数の円弧形状の組合せとなっている場合、輪軸の左右変位量によっても 1 つの完全な楕円形状とならない条件があることを意味している。すなわち計算結果は妥当である。

その一方で、図 4-8(b)の車輪踏面を削正後形状としたときの車輪／レール間のコンタクトパッチは、図 4-8(a)の設計形状としたときと比べて外形寸法はおおむね同等となっているが、車輪削正時に車輪踏面に残存する削正痕の凸部でレールと接触する形態となるため、

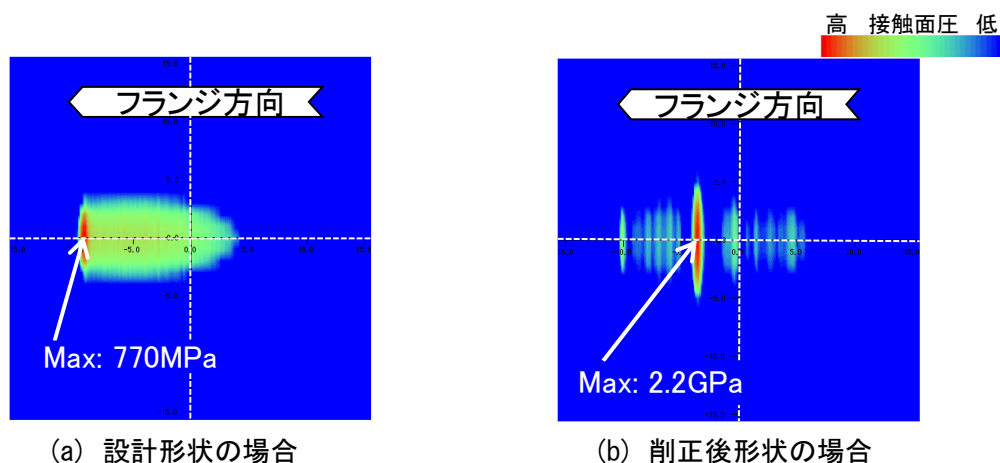


図 4-8 数値計算で求めた車輪／レール間のコンタクトパッチの比較

そのコンタクトパッチは前後方向に細長い接触領域が複数集合した形態となることが分かる。なお、4.2.2 節で述べた MiniProf[®]Wheel[®]の測定精度の影響を考慮すると、実際には、図 4-8 (b) のそれぞれの接触領域が明確に離れた形態となっている可能性も考えられるが、いずれにしても、両者のコンタクトパッチの接触形態が明確に異なることが明らかとなった。

次に、輪軸が左右方向に±3mm 変位したとき、右側の車輪／レール間のコンタクトパッチの変化を同様に計算した結果を図 4-9 に示す。右側の車輪フランジが右側のレールに接触する方向（プラス方向）に変位すると、車輪／レール間の接触位置は車輪フランジ寄りの曲率半径の小さい位置に変位するため、車輪／レール間のコンタクトパッチは左右方向に押しつぶされたような形状となっている。

その一方で、右側の車輪フランジが左側のレール側（マイナス方向）に変位すると、車輪／レール間の接触位置は車輪踏面の曲率半径が大きい位置に移動するため、車輪／レール間のコンタクトパッチは左右方向に大きな楕円形状となることが分かる。

車輪踏面形状が設計形状のときと削正後形状のときを比較すると、レールとの接触位置と車輪／レール間のコンタクトパッチの外形寸法は、輪軸が左右に変位してもおおむね同等であるが、後者の車輪／レール間のコンタクトパッチについては前後方向に筋が入った形態となり、その接触形態は設計形状の場合とは明確に異なることが分かった。

以上より、車輪踏面の削正痕に着目するとともに、数値計算により車輪／レール間のコンタクトパッチを厳密に求めた結果、車輪削正後に測定した車輪踏面形状を用いて求めた車輪／レール間のコンタクトパッチは、設計形状のときと比べて外形寸法は同等となるが、前後方向に筋が入った接触形態となり、車輪踏面形状とレール断面形状が設計形状の組合せのときに Hertz 理論により求まる楕円形状とは明確に異なることが明らかとなった。

なお、車輪踏面形状とレール頭頂面形状が設計形状の組合せで、車輪／レール間のコンタクトパッチを評価した計算事例⁽⁴⁾はこれまでもあったが、今回の計算結果のように実物車両から測定した車輪踏面形状を用いてコンタクトパッチを数値計算により求めた結果は、世界的に見ても本研究が初めてと考えられる。

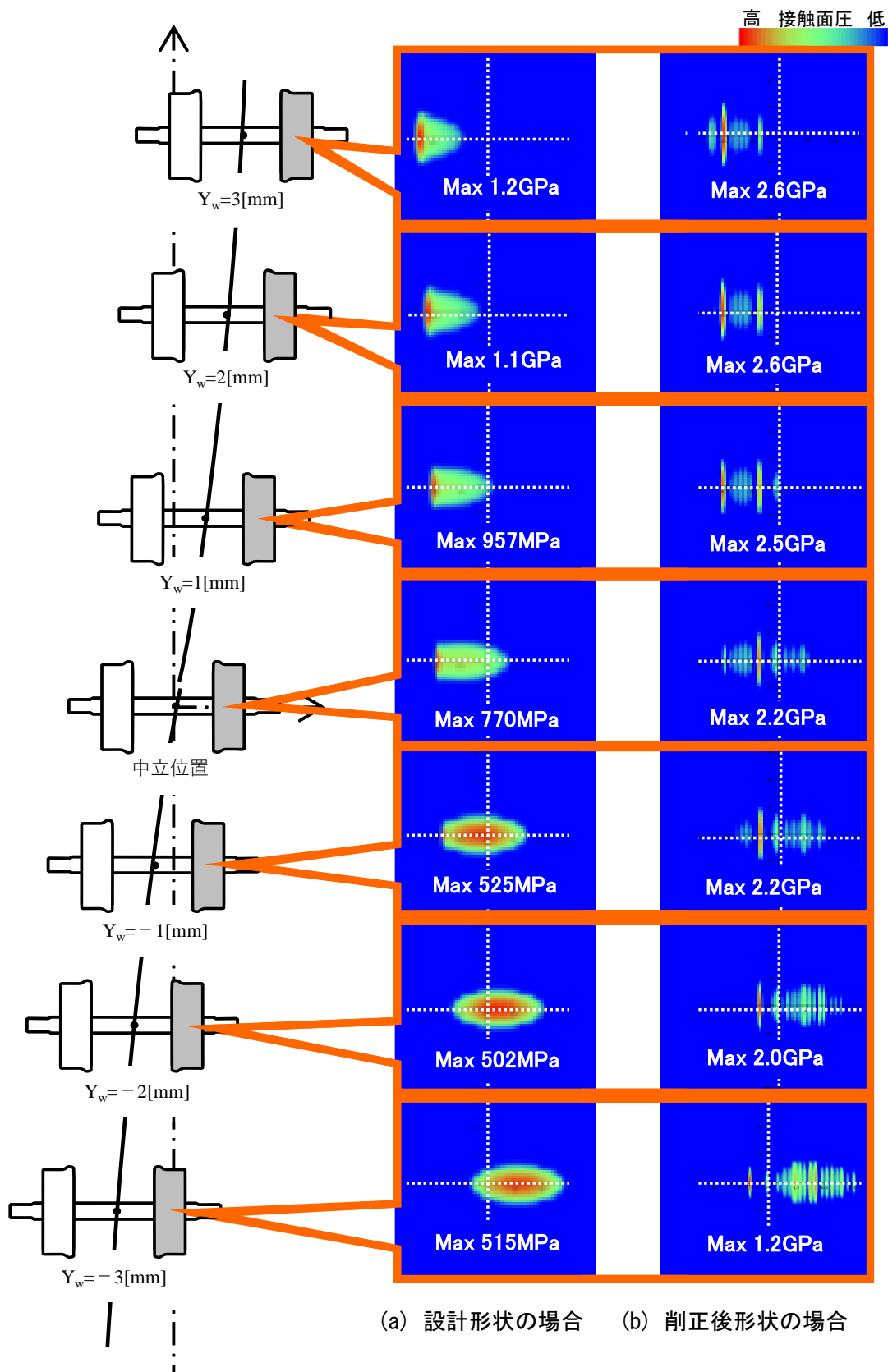


図 4-9 輪軸の左右変位量と車輪／レール間のコンタクトパッチの変化の関係

4.3.3 車輪踏面の摩耗形状に基づく車輪／レール間のコンタクトパッチ

4.2.3 節で示した摩耗した車輪踏面と JIS 60kg レールの設計形状の組合せで計算した車輪／レール間のコンタクトパッチを図 4-10 に示す。図 4-10 (a) ～図 4-10 (d) は、車両形式 A と車両形式 B の車輪／レール間のコンタクトパッチを、それぞれ走行距離が近い条件ごとに対比したものである。

車両形式 A の場合、4.2.3 節で前述したように、走行距離の増加とともに車輪踏面の摩耗量が増える傾向があるため、車輪踏面形状のその主となる曲率半径がレール頭頂面を構成する曲率半径より小さくなる。これにより、レールとの接触位置が車輪フランジ側へ移動し、車輪／レール間のコンタクトパッチは前後方向に長く、左右方向に短い 1 個の楕円形状となる。輪軸が左右に変位しても同様の接触形態となる。

このような接触形態は、第 2 章で述べたように従来から知られている車輪踏面の摩耗傾向と同様と考えられる。

一方、車両形式 B の場合、4.2.3 節で前述したように、走行距離の増加とともに車輪フランジに近い踏面部分の摩耗量が、その他の車輪踏面の任意の位置で測定した摩耗量より多いため、レールとの接触点位置が車輪フランジと反対側に移動することが分かる。さらに、走行中に車輪／レール間で発生する横圧の反力により、車輪踏面は摩耗や塑性流動によるうねりを持つ形状となることが考えられるため、車輪／レール間のコンタクトパッチは複数の細長い接触領域が離れて多点で接触する形態となっている。一方、そのコンタクトパッチの中で最大接触圧となる位置については、走行距離や車輪の部位によりさまざまに明確な規則性は確認することができない。

ここで、測定した車輪踏面形状から求めた車輪／レール間のコンタクトパッチの最大接触面圧に着目すると、いずれも 1GPa 以上の値で車輪鋼の降伏応力の 760MPa を大きく超過していること分かる。

このとき車輪鋼の降伏応力を超過した部分は、一般的に塑性変形することが想定され、接触面圧が高い部分とその周辺部の接触面圧が均一化する接触形態になると考えられる。しかしながら、線路上を走行する実物車両の車輪踏面を観察しても、車輪が 1 回転したときに車輪踏面の微小凹凸（車輪削正痕）は残存しており、すぐには消滅しない。

このことから推察すると、実際には車輪内部の弾性変位により降伏応力を超過する接触面圧が吸収されるため、接触応力が極端に大きい条件を除けば、数値計算の結果が降伏応力を超過する値であっても車輪／レール間のコンタクトパッチの外形寸法としては大きく変化しないと考えられる。

過去の報告^(4,5)では、実測した車輪踏面形状を用いて弾性変形のみを考慮した FEM 解析により車輪／レール間のコンタクトパッチを計算すると、車輪踏面の表面粗さの影響により接触面圧が局所的に高くなり降伏応力を超過する計算結果が得られたことが記されてお

り、このことは本計算結果と同様の傾向となっている。

この報告を参考にすると、図 4-10 (b) の 200,000km 走行後のコンタクトパッチでは最大接触圧点付近の面積が微増する可能性があるが、その形状そのものが大きく変化することはないと考えられる。

以上より、車輪踏面が僅かに摩耗した場合においても、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチは Hertz 理論に基づく 1 個の接触楕円とは明確に異なること、特に、輪軸左右変位に対して車輪回転半径差が得にくくなる形態で車輪踏面が摩耗している場合、すなわち等価踏面勾配が小さくなる形態で摩耗しているときには、車輪／レール間のコンタクトパッチは前後方向に細長い複数の接触領域が集合した形状となる傾向があることが分かった。

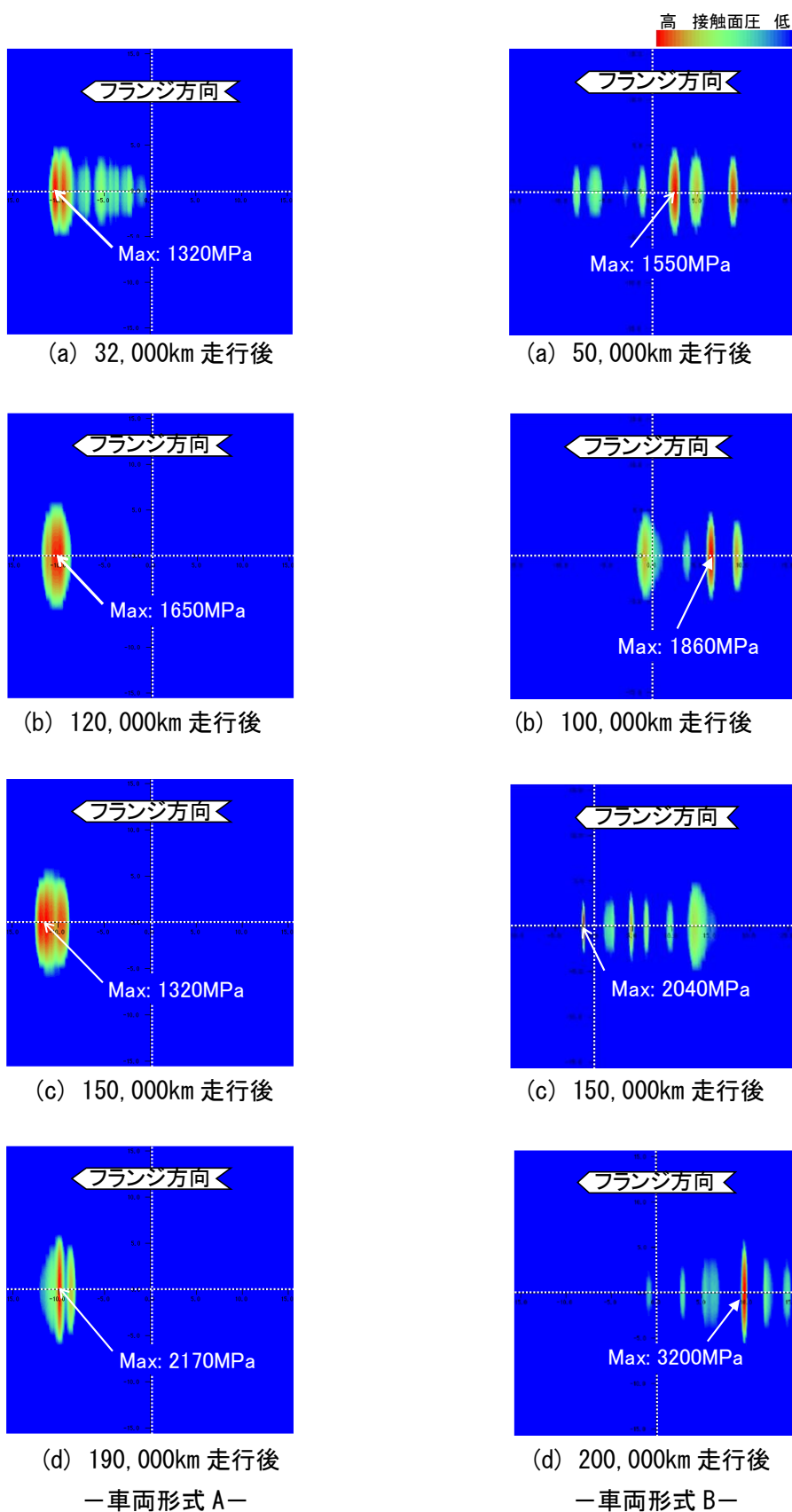


図 4-10 走行距離ごとに比較した摩耗車輪とレール間のコンタクトパッチ

4.3.4 光弾性実験によるコンタクトパッチ推定手法の妥当性検証

(1) 実験装置と実験条件

車輪削正痕と同程度の微小凹凸でもこれが車輪踏面にあると、車輪／レール間のコンタクトパッチが1個の楕円形状とならないことが、4.3.3節の数値計算により分かった。このため本節では、数値計算で求めた車輪／レール間のコンタクトパッチの妥当性を検証することを考える。このとき、車輪／レール間は接触面圧が極めて高く、これを詳細に評価できる測定器が存在しないことを考慮し、光弾性実験により接触面の接触領域を可視化し数値計算結果と比較することで検証する。ここで、光弾性実験とは、外力を受けてひずみを生じた弾性体に光を照射すると複屈折を起こす性質を利用し、その干渉縞から弾性体内部のひずみの分布を知る実験方法のことである。

光弾性実験で用いた実験装置は、車輪とレールを模擬したアクリル模型を挿入した荷重負荷装置、円偏光板、照明装置、撮影装置で構成されている。荷重負荷方法は、車輪とレールのアクリル模型にロードセルを介した状態で、その上下からクランプで締め付けて与えた。クランプによる締め付け力は、鉄とアクリルの縦弾性係数の違いを考慮して実際の車両の静止輪重と等価となる530N程度とした。撮影時には、荷重負荷装置の上面と下面に偏光板と1/4波長板を貼り合せた円偏光板を貼り付け、その上面側に設置した照明装置の光が下面側に透過したときに現れる応力分布模様（接触領域）をデジタルカメラで記録した。

光弾性実験で使用したアクリル模型を図4-11に示す。車輪踏面模型のレールとの接触面には、実車の車輪踏面形状で認められた削正痕と同様に深さ0.1mm程度の溝を2.0mmピッチで設けた。レール頭頂面の断面模型は、アクリルブロックの削り出しにより製作し、実際のJIS 60kgレールの設計形状と同様の断面形状で、底面部分には「1/40のタイプレート」と同等の傾斜を設けた。なお、車輪踏面模型は製作上の都合により、レール方向に半径430mmの曲率半径で、まくら木方向に1/40の勾配を有する「新幹線円錐踏面」とした。

(2) 実験結果

営業車両から測定した「新幹線円弧踏面形状」と「JIS 60kgレールの設計形状」の組合せで数値計算により求めた車輪／レール間のコンタクトパッチを図4-12(a)に、アクリル模型を用いた光弾性実験で撮影したアクリル模型とアクリルレール間のコンタクトパッチを図4-12(b)にそれぞれ示す。

図4-12(a)の数値計算で求めた車輪／レール間のコンタクトパッチは、前後方向に細長い接触領域が多数集合した形状となっている。他方、図4-12(b)の実験で撮影されたコンタクトパッチにも同様の縞模様を確認することができる。さらに、実験で撮影されたコンタクトパッチの外形寸法は、「新幹線円錐踏面形状」と「JIS 60kgレールの設計形状」の組合せで静止輪重程度の荷重を負荷したときに計算で求まる値（前後方向の径の半値：5mm、左右

方向の径の半値：6.28mm) とほぼ一致している。

以上より、実物の車輪／レール間のコンタクトパッチは、車輪削正作業により生じた削正痕が車輪踏面に残存していることにより、前後方向に細長い接触領域が多数集合した形状となることが明らかとなった。このことから、測定した車輪踏面形状と設計形状のレール頭頂面形状の組合せで、数値計算により求めた車輪／レール間のコンタクトパッチは定量的にも妥当であることが分かった。



図 4-11 アクリル模型を用いた

実際の車輪／レール間のコンタクトパッチを模擬した光弾性実験

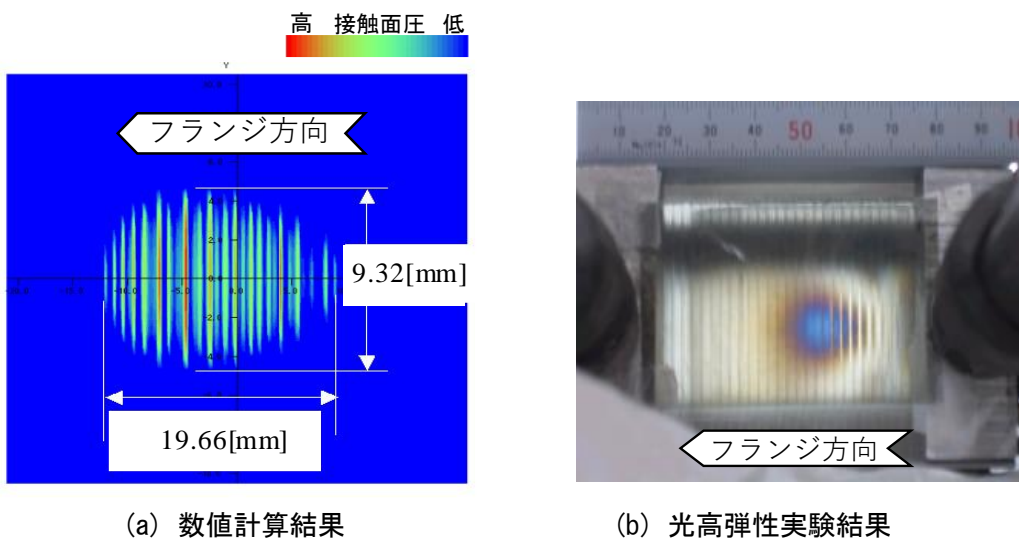


図 4-12 数値計算と光弾性実験による車輪／レール間のコンタクトパッチの評価

4.4 実際の車輪／レール間の接線力特性の推定

4.4.1 概要

車輪踏面形状とレール頭頂面形状を2次元形状とし、その接触点を1点と仮定して接触幾何解析により求めた等価踏面勾配を用いることで、輪軸や台車の幾何学的な蛇行動波長との関係から鉄道車両の不安定振動を推定するこれまでの評価手法は、鉄道車両の走行安定性を簡易かつ定性的に評価できる点で優れている。その一方で、実際の車両を運動力学的に考えたとき、車輪／レール間の幾何学的に求められる車輪回転半径と接触角だけでは正確な評価を行うことは困難と考えられる。この理由として、車輪／レール間の接線力は、クリープ係数とすべり率の積から求まる値であり、接触幾何解析からクリープ係数を求めることができないためである。このため、車輪／レール間の接触点での弾性変形した形状（コンタクトパッチ）から、Kalkerの線形理論によりクリープ係数を求めて動力学的に評価する必要があるが、これまでは車輪踏面に削正痕や摩耗といった微小凹凸が存在する実際の車輪／レール間を対象とする場合においても、その間のコンタクトパッチは一つの楕円（接触楕円）になると考えて車輪／レール間の接線力特性を推定することが一般的であった。

本節では、このような実際の車輪／レール間の接線力を数値計算により推定するため、図4-13の赤色矢印の考えに基づき数値解析モデルを構築する。具体的には、車輪／レールの接触を模擬した一对の試験輪間のコンタクトパッチを厳密に計算で求め、本節で提案する数値解析モデルによりここに作用する1つの等価な接線力（クリープ係数）を推定する。そして、数値計算で求めた推定結果を第3章で実施した実験結果と比較することで、本提案手法の妥当性を示すとともに、その計算精度について評価する。

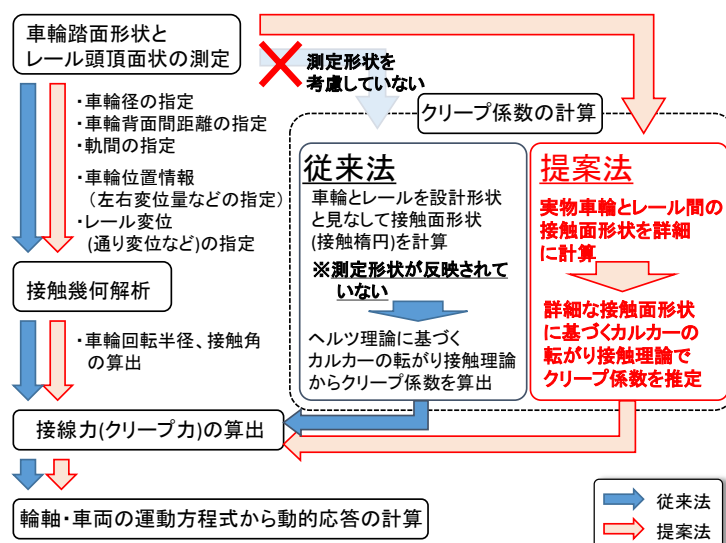


図4-13 実際の車輪／レール間の接線力特性を推定する数値解析手法の構築フロー図

4.4.2 車輪とレールが1点接触するときのクリープ係数の推定手法

車輪とレールの接触状態を図 4-14 に模式図で示す．車輪踏面形状とレール頭頂面形状、それぞれ設計形状のときは、複数の曲率半径を有する曲線で構成されている．このとき、Hertz 理論を適用すると、車輪／レール間のコンタクトパッチは楕円形状となることが一般に知られている．

車輪とレールの接触位置周辺は、車輪に荷重が加わることでそれぞれが弾性変形し、面接触の状態となっている．接触面内の曲率半径が一定のとき、車輪踏面形状の前後方向の曲率半径を R_{wx} 、同左右方向の曲率半径を R_{wy} 、同様に、レール頭頂面の前後方向（レール長手方向）の曲率半径を R_{rx} （レールの場合、 $R_{rx}=\infty$ ）、同左右方向（まくらぎ方向）の曲率半径を R_{ry} とすると、式 (4-4) から式 (4-7) の手順で車輪／レール間のコンタクトパッチ（接触楕円）の大きさを計算で求めることができる．

$$A + B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{wy}} + \frac{1}{R_{rx}} + \frac{1}{R_{ry}} \right) \quad (4-4)$$

$$B - A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wx}} - \frac{1}{R_{wy}} + \frac{1}{R_{rx}} - \frac{1}{R_{ry}} \right) \quad (4-5)$$

$$\left(\frac{a}{m} \right)^3 = \left(\frac{b}{n} \right)^3 = \frac{3N(1-\nu^2)}{2E(A+B)} \quad (4-6)$$

ここで、 E が車輪とレールの縦弾性係数、 ν が車輪とレールのポアソン比、 N が接触面に作用する法線方向の力を表す．また、 m 、 n は式 (4-7) から定まる η との関係から求まる定数で、Hertz の接触楕円定数表（表 4-1）から求める．なお、 $\cos\eta$ が正のとき長径 a は左右方向（レールのまくらぎ方向）、負のとき長径 a は前後方向（レール長手方向）となる．

$$\cos\eta = \frac{B - A}{B + A} \quad (4-7)$$

また、車輪とレールは鉄でできているため、縦弾性係数 206GPa、ポアソン比 0.3 と、荷重を式 (4-6) に入力すると、接触楕円（コンタクトパッチ）の長径 $2a$ と短径 $2b$ が求まる．

ここで Kalker の線形理論に基づき、長径・短径比 a/b に対応する線形クリープ係数表（表 4-1）を参照することで、前後方向、左右方向、スピンの無次元係数が一義的に求まる．

車輪／レール間のすべり率が微小な範囲での前後方向の接線力 T_x は、前後方向の無次元係数 c_{11} 、剛性率 $G (=E/2(1+\nu))$ を用いることで、

$$T_x = -ab(c_{11})Gs_x \quad (4-8)$$

となる．ここで、 s_x は前後方向のすべり率、 $ab(c_{11})G$ が前後方向のクリープ係数 C_{11} となる．

また、左右方向の接線力 T_y は、左右方向の無次元係数 $c22$ とスピン方向の $c23$ を用いることで、

$$T_y = -ab(c22)Gs_y - (ab)^{3/2}(c23)\omega_3 \quad (4-9)$$

となる。ここで、 s_y は左右方向のすべり率、 ω_3 はスピン方向のすべり率で、 $ab(c22)G$ が左右方向のクリープ係数 C_{22} 、 $(ab)^{3/2}(c23)G$ がスピン方向のクリープ係数 C_{23} となる。

なお、スピン方向のクリープ係数は左右方向に比べて十分小さく、直線走行時などでは一般的に無視されるため、式 (4-9) の右辺は第1項のみの式となる。

その一方で、車輪／レール間の接線力は、接触面の摩擦力より大きくなることのできない特性を有するものため、数値解析では解析実行者があらかじめ飽和摩擦係数を定めておき、接線力特性を飽和摩擦力に漸近するよう補正を行う。一般的には、Levi-Chartet の式が用いられる。接触面の飽和摩擦係数を μ とし、Levi-Chartet のモデルの指数 β を 1.5 とすると補正係数 ε は式 (4-10) となる。

$$\varepsilon = \frac{1}{\left\{1 + (\sqrt{T_x^2 + T_y^2} / \mu N)^\beta\right\}^{1/\beta}} \quad (4-10)$$

このように、車輪／レール間の接線力のそれぞれの推定値は、式 (4-8)、式 (4-9) のそれぞれと式 (4-10) の積により求めることができる。

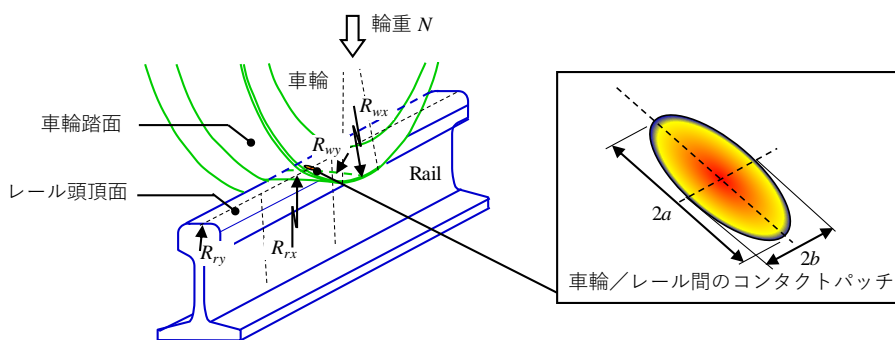


図 4-14 車輪／レール接触の概念図

表 4-1 Hertz 理論に基づく Kalker の線形クリープ係数の一覧表⁽²⁻⁸³⁾

		c11			c22			c23 = -c32			c33		
g		$\nu=0$	1/4	1/2	$\nu=0$	1/4	1/2	$\nu=0$	1/4	1/2	$\nu=0$	1/4	1/2
$\frac{a}{b}$	10.0	$\pi^2/4(1-\nu)$			$\pi^2/4$			$\frac{\pi\sqrt{g}}{3(1-\nu)}(1+\nu(\frac{1}{2}\Lambda+\ln 4-5))$			$\pi^2/16(1-\nu)g$		
	0.1	2.51	3.31	4.85	2.51	2.52	2.53	0.334	0.473	0.731	6.42	8.28	11.7
	0.2	2.59	3.37	4.81	2.59	2.63	2.66	0.483	0.603	0.809	3.46	4.27	5.66
	0.3	2.68	3.44	4.80	2.68	2.75	2.81	0.607	0.715	0.889	2.49	2.96	3.72
	0.4	2.78	3.53	4.82	2.78	2.88	2.98	0.720	0.823	0.977	2.02	2.32	2.77
	0.5	2.88	3.62	4.83	2.88	3.01	3.14	0.827	0.929	1.07	1.74	1.93	2.22
	0.6	2.98	3.72	4.91	2.98	3.14	3.31	0.930	1.03	1.18	1.56	1.68	1.86
	0.7	3.09	3.81	4.97	3.09	3.28	3.48	1.03	1.14	1.29	1.43	1.50	1.60
	0.8	3.19	3.91	5.05	3.19	3.41	3.65	1.13	1.25	1.40	1.34	1.37	1.42
	0.9	3.29	4.01	5.12	3.29	3.54	3.82	1.23	1.36	1.51	1.27	1.27	1.27
$\frac{b}{a}$	1.0	3.40	4.12	5.20	3.40	3.67	3.98	1.33	1.47	1.63	1.21	1.19	1.16
	0.9	3.51	4.22	5.30	3.51	3.81	4.16	1.44	1.59	1.77	1.16	1.11	1.06
	0.8	3.65	4.36	5.42	3.65	3.99	4.39	1.58	1.75	1.94	1.10	1.04	0.954
	0.7	3.82	4.54	5.58	3.82	4.21	4.67	1.76	1.95	2.18	1.05	0.965	0.852
	0.6	4.06	4.78	5.80	4.06	4.50	5.04	2.01	2.23	2.50	1.01	0.892	0.751
	0.5	4.37	5.10	6.11	4.37	4.90	5.56	2.35	2.62	2.96	0.958	0.819	0.650
	0.4	4.84	5.57	6.57	4.84	5.48	6.31	2.88	3.24	3.70	0.912	0.747	0.549
	0.3	5.57	6.34	7.34	5.57	6.40	7.51	3.79	4.32	5.01	0.868	0.674	0.446
	0.2	6.96	7.78	8.82	6.96	8.14	9.79	5.72	6.63	7.89	0.828	0.601	0.341
	0.1	10.7	11.7	12.9	10.7	12.8	16.0	12.2	14.6	18.0	0.795	0.526	0.228
10.0	$\frac{2\pi}{(\Lambda-2\nu)g} \left\{ 1 + \frac{3-\ln 4}{\Lambda-2\nu} \right\}$			$\frac{2\pi}{g} \left\{ 1 + \frac{(1-\nu)(3-\ln 4)}{(1-\nu)\Lambda+2\nu} \right\}$			$\frac{2\pi}{3g\sqrt{g}} / ((1-\nu)\Lambda-2+4\nu)$			$\frac{\pi}{4} \left\{ 1 - \frac{\nu(\Lambda-2)}{(1-\nu)\Lambda-2+4\nu} \right\}$			

$$\Lambda = \ln(16/g^2); g = \min(a/b; b/a); \ln 4 = 1.386$$

4.4.3 車輪とレールが多点接触するときの 等価クリープ係数実用推定手法の提案

営業車両の車輪から測定した車輪踏面形状とレール頭頂面の設計形状の組み合わせでは、車輪／レール間は 1 点で接触しているのではなく、車輪踏面に生じた削正痕や摩耗といった微小な凹凸により多点で接触する形態となる場合があることを 4.3 節で実施した数値計算とこれを証明するために行った光弾性実験により明らかにした。本節では、このような多点接触条件となる車輪／レール間のコンタクトパッチに対して、ここに作用する接線力を Kalker の線形理論を応用することで推定する数値計算手法を構築する。

車輪とレールが多点接触する場合を対象に、接触面に作用する接線力に基づき等価クリープ係数を推定する手順は以下の通りである。

車輪／レール間のコンタクトパッチは、境界要素法を応用して半無限体近似を適用した

汎用ソフト”TED/CPA”により、車輪とレールを完全弾性体として前後方向の曲率半径は車輪側がその半径の430mm、レール側が無限長として計算した。

車輪／レール間のコンタクトパッチの計算結果の一例を図4-15に示す。

図4-15上側の図は、接触領域ごとの接触面圧の大きさを示しており、山が高いほど接触面圧が高いことを意味する。図4-15下側の図は、接触領域と式(4-11)にこれらの面積と左右方向の幅を代入して求めた等価な楕円形状(白色点線)を重ね合わせて示したものである。

これらの接触領域の中で最大接触面圧となる位置がその中央にあるものについては、車輪踏面形状とレール頭頂面形状がそれぞれ一定の曲率半径の円弧の部分で接触しているため、その接触領域はHertzの接触理論から求まる接触楕円と同等となると考えて良い。例えば、図4-15の左から1, 2, 5番目がこのような条件に該当する。

一方、図4-15の左から3番目の接触領域は、最大接触面圧の位置が楕円形状の中心から右側に寄っており、図4-15の左から4番目の接触領域では、そもそも接触領域は楕円形状ではない。本研究では、車輪／レール間のコンタクトパッチを求める計算時間の大幅な短縮によるメリットを後述する数値解析手法の構築に活かすことを考え、接触領域ごとにその中心に荷重が負荷された面積等価の楕円形状とみなしKalkerの線形理論を適用してクリープ係数を求める。

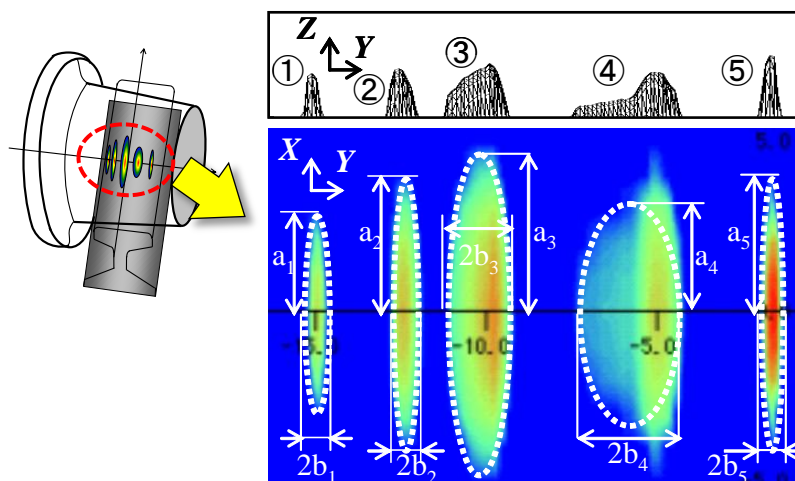


図4-15 車輪／レール間の接触面の3次元形状

接触領域と等価となる接触楕円の前後方向の幅 a_n は、左右方向の幅の半値 b_n と積分により求めた接触領域の総面積 S_n を式(4-11)に代入することで求める。

$$a_n = \frac{S_n}{\pi b_n} \quad (4-11)$$

S_n : n 番目の接触楕円の面積 [m²]

- a_n : n 番目の接触領域と等価となる楕円形状の前後方向の幅の半値 [m]
- b_n : n 番目の接触領域と等価となる楕円形状の左右方向の幅の半値 [m]

最後に、このように求めた5つの接触楕円の前後方向の半値 a_n と左右方向の半値 b_n の比に対応するそれぞれの Kalker の無次元係数 $c11_n$, $c22_n$ を、Kalker の線形クリープ係数の一覧表 (表 4-1) から選定し、式 (4-8) と式 (4-9) に代入して前後方向のクリープ係数 $C11_n$ と左右方向のクリープ係数 $C22_n$ を求める。例えば、図 4-15 の接触状態の場合、クリープ係数は5個得られることになる。

次に、同一踏面内で多点接触する形態のとき、これと等価な1個のクリープ係数を求める方法について述べる。

車両運動解析で用いる車輪／レール間の接線力は、4.4.2 節で述べたように、一般に接触位置を1箇所と仮定して求められる。このため、実際には同一踏面内で多点接触する形態であっても、これらと等価な接線力が1箇所で作用すると考えた方が、これまでにコード化した信頼性の高い車両運動解析プログラムをそのまま使用することができるためメリットが高い。

このような観点から、本研究では同一踏面内に作用する複数の接線力と等価な接線力が1箇所の接触点で作用すると仮定しこれを定式化する。

接触角度が小さい同一踏面内の n 箇所 ($n=1, 2, \dots, N$) でレールと接触している1車輪モデルを考える。ここでは簡単のため、図 4-16 に示す $N=5$ とした5箇所で接触する条件の解析モデルで考える。前後方向に作用する力を前後方向の接線力、左右方向に作用する力を左右方向の接線力と定義し、ここではスピン方向の接線力は、その他の接線力に対して十分小さいので無視する。このとき、 l_2 点で最大接線力が作用する位置 (以下、最大接線力位置) と仮定し、車輪径測定点を原点とする原点回りのモーメントの釣合を考える。

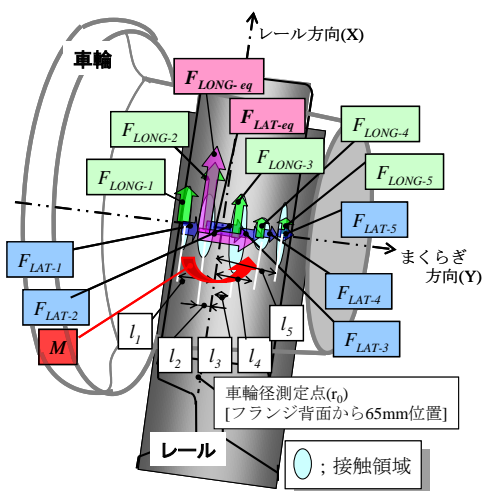


図 4-16 同一踏面内での多点接触するときの接線力 (接触点が5箇所の場合)

- γ : 踏面勾配
 r_0 : 車輪半径 [m]
 ψ : 車輪ヨーイング角度 [rad]
 $\dot{\psi}$: ヨーイング角速度 [rad/s]
 V : 速度 [m/s]
 y : 輪軸左右変位量 [m]
 b : 接触点間距離の半分 [m]
 r_i : 位置 i における車輪回転半径 [m]
 l_i : 踏面基準位置から位置 i までの距離 [m]
 F_{LONG-i} : 位置 $i(i=1,2\dots n)$ における前後方向の接線力 [N]
 F_{LAT-i} : 位置 $i(i=1,2\dots n)$ における左右方向の接線力 [N]
 C_{11-i} : 位置 $i(i=1,2\dots n)$ における
 前後方向クリープ係数 [N]
 C_{22-i} : 位置 $i(i=1,2\dots n)$ における
 左右方向クリープ係数 [N]

車輪とレール間の前後方向のすべり率は,

$$v_{LONG} = \frac{\gamma y}{r_0} + \frac{\dot{\psi}}{V} b = \frac{(r_n - r_0)}{r_0} + \frac{\dot{\psi}}{V} b \quad (4-12)$$

と表すことができる．ヨーイング角度が小さい範囲では,

$$\dot{\psi}/V \cong 0 \quad (4-13)$$

と考えることができ、右辺は第1項のみの式となる．

それぞれの接触点における前後方向の接線力は、同一踏面内の i 個の接触領域それぞれに対し、これと等価となる接触楕円の長径・短径比に対応する Kalker の前後方向のクリープ係数 C_{11-i} ($i=1,2,\dots,n$) を用いて求めると、

$$F_{LONG-i} = C_{11-i} \{(r_i - r_0)/r_0\} \quad (4-14)$$

となる．ここで、 r_0 は車輪踏面の基準位置での車輪半径を示す．さらに、 i 個の接触領域における接線力に対し、車輪径測定点回りのモーメントを考えると、等価なモーメント M は、

$$M = \sum_i (F_{LONG-i} l_i) \quad (4-15)$$

となる．これが最大接線力位置 l_2 点の一点に作用する等価な前後方向の接線力 $F_{LONG-eg}$ によるモーメントと等しいと考えると、

$$F_{LONG_eq} = M/l_2 \quad (4-16)$$

となる．最大接線力位置 l_2 点における前後方向の等価なクリープ係数 C_{11_eq} は、

$$C_{11_eq} = |Mr_0/(r_2 - r_0)l_2| \quad (4-17)$$

と表される．

次に、左右方向のクリープ係数を求める．車輪／レール間の左右方向のすべり率は、

$$v_{LAT} = \tan^{-1} \psi - \dot{y}/V \quad (4-18)$$

と表すことができる．ここで、同様に車輪が静止していると見なせる程度の微小な動きであると仮定すると、

$$\dot{y}/V \cong 0 \quad (4-19)$$

となり、式 (4-18) は、

$$v_{LAT} \cong \psi \quad (4-20)$$

となる．それぞれの接触位置における左右方向の接線力は、 i 個の接触領域それぞれに対して、これと等価となる接触楕円の長径・短径比から求めた左右方向のクリープ係数 C_{22_i} を用いて求めると、

$$F_{LAT_i} = C_{22_i} \psi \quad (4-21)$$

となる．従って、 i 個の接触領域における左右方向の接線力の合成力 F_{LAT_eq} は、

$$F_{LAT_eq} = \sum_i (C_{22_i}) \psi \quad (4-22)$$

となる．式 (4-21) が最大接線力位置 l_2 点に作用する等価な左右方向の接線力 $C_{22_eq} \psi$ に等しいと考えると、等価なクリープ係数 C_{22_eq} は、

$$C_{22_eq} = F_{LAT_eq} / \psi = \sum_i C_{22_i} \quad (4-23)$$

となり、 l_2 点における等価な左右方向のクリープ係数を求めることができる．

4.4.4 車輪とレールが多点接触するときの 等価クリープ係数実用推定手法の妥当性の検証

(1) 接線力測定実験との比較評価

多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法の妥当性を検討するため、第3章で述べた小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験で計測された接線力係数との比較を行う。数値計算モデルにおける試験輪の接触面の形状は、接線力測定実験後に表面粗さ測定器で測定した小型円筒試験輪の断面形状とし、接線力測定実験と同じ条件で計算を行った。試験輪間のコンタクトパッチの計算結果の一例を図4-17に示す。

図4-17から、車輪側試験輪の接触面に削正痕を設けるとその削正痕の形状に応じて接触領域が複数存在することが分かる。そして、これらの試験輪間のコンタクトパッチに対して、多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法を適用することで等価クリープ係数を求め、すべり率0.3%のときの接線力係数を求めた。実験値と数値計算による推定値を図4-18に重ねて示す。青色◆印が実験値、赤色■印が推定値である。

図4-18から、車輪側試験輪の接触面に異なる11種類の削正痕を設けた場合でも、接触面が平滑な条件と同様に、車輪とレールが多点接触するときの等価クリープ係数実用推定手法により求めた接線力係数の推定値が全ての条件で実験値と良好に一致することが分かる。また、Type-W【Smooth】について、従来のHertz理論に基づき1個の接触楕円から接線力係数を求めると0.39となり、本研究で提案する多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法の方が実験値に近い結果となる。

このとき、試験輪間で作用する接線力係数の大小関係を比較すると、試験輪の接触面が平滑なType-W【Smooth】が一番大きく、接触面に削正痕を設けたときの方が小さい。そして、試験輪間の接触面積の減少に比例して接線力係数はおおむね小さくなる傾向が認められる。これは接触面に設けた削正痕の高さとピッチを変えたことで接触面間のコンタクトパッチ内の接触領域が増減するとともに、接触剛性が変化したことによるものと考えられる。このことから、接触面のせん断剛性が小さくなる形態で削正痕の形状を設けると2物体間で接線力が伝達しにくい状態となるため、接線力係数が小さくなると思われる。

その一方で、例えば、Type-G【p3d10】、Type-I【p3d50】、Type-K【p3d90】のように、削正痕のピッチが比較的大きい条件のときに実験値と推定値の誤差が大きい傾向が認められる。これはレール側試験輪の接触面が摩耗により断面一様となっていないことが理由で、試験輪の断面形状を一様として求めた推定値では、このような影響が考慮されないため誤差として表れたと考えられる。このように考える根拠としては、Type-K【p3d90】と同じ寸法の削正痕で、かつ断面一様とした試験輪を製作して実験を行ったところ、実験値と理論値の誤差が小さくなったことによる。

これらの比較結果から、本研究で提案する多点接触条件における等価クリープ係数実用

推定手法は、接線力測定実験で計測される実験値を推定することができる数値解析モデルとして妥当であることが明らかとなった。

さらに、4.2.4節で述べたように、接触幾何解析では評価することができない車輪削正痕や摩耗といった小さな微小凹凸でも、車輪／レール間の接線力特性に影響を及ぼすことが理論的にも明らかとなり、これを考慮することの重要性が示された。

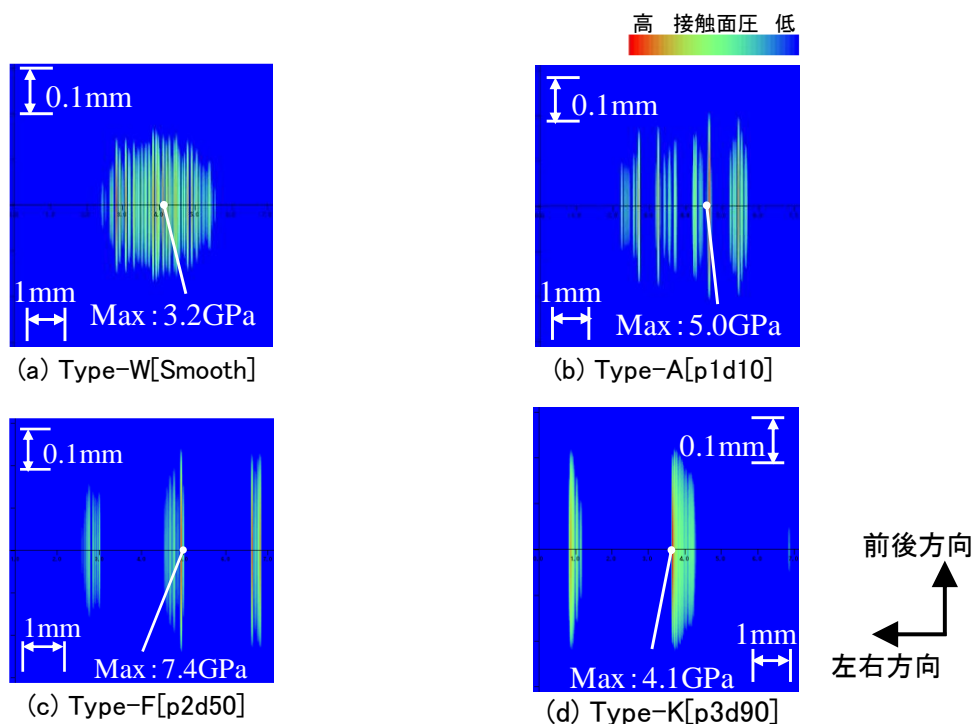


図 4-17 測定した断面形状を用いた 2 円筒試験輪間のコンタクトパッチの計算結果

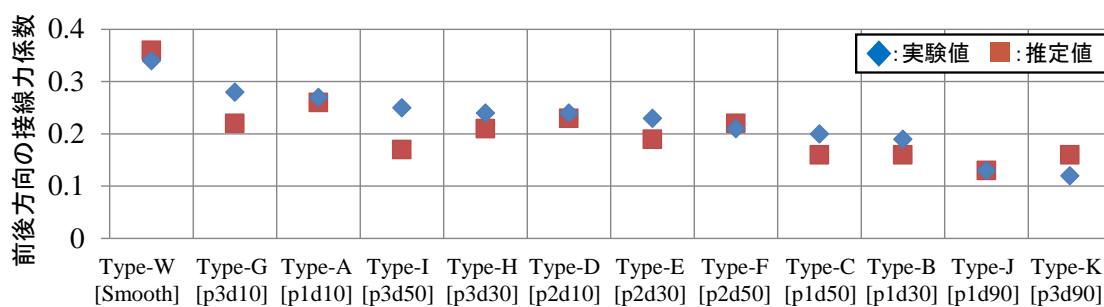


図 4-18 2 円筒試験輪間の接線力係数に関する推定値と実験値の比較

(2) Kalker の厳密理論に対する解との比較評価

最後に、本研究で提案する車輪とレールが多点接触するときの等価クリープ係数実用推定手法で求めた解の精度について検討する。

本提案手法は、Kalker の線形理論を応用して構築している。転がり接触理論により求めた解は、2.4.3 (1) 項で述べたように、接線力の推定精度が原理的に良いとされる Kalker の

厳密理論で求めた解と比較すると、スピנקリープを考慮しない場合、その差異は5%以下と小さいことが分かっている。しかしながら、スピנקリープを考慮した場合には、左右方向の接線力は厳密理論で求めた解との間に最大15%程度の誤差が原理的に生じるとされる。

その一方で、図2-16 (b) から最大15%程度の誤差が生じる条件を精査すると、車輪／レール間の接触楕円の長径・短径比が1.0となるときであり、長径・短径比が1.0から離れるほど、厳密理論で求めた解と線形転がり接触理論で求めた解の差異は小さくなることが分かる。

本研究で提案する多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法により車輪／レール間の接線力特性を求める場合、その対象となる車輪踏面には必然的に削正痕や摩耗による微小な凹凸があるものが対象となる。このような車輪踏面形状に対して車輪／レール間のコンタクトパッチを計算で求めると、図4-10のように前後方向に細長い接触領域が集めた形態となる。この場合、それぞれの接触領域は前後方向に大きく左右方向に極端に小さな形状となるため、これらの長径・短径比はそれぞれ1.0から大きく離れた値となる。すなわち、このような実際の車輪／レール間のコンタクトパッチから本提案手法を適用して等価クリープ係数を求めることは、計算精度の高いKalkerの厳密理論で求めた値に原理的に近づくこととなる。

以上より、実測した車輪踏面形状を用いて計算で求めた実際の車輪／レール間のコンタクトパッチを対象に、多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法を適用して求めた等価クリープ係数の計算精度は、Kalkerの転がり接触理論の厳密理論で得られた解と同等で原理的に十分な計算精度を有することが明らかとなった。

4.5 車輪／レール間の等価クリープ係数の実態把握

車輪／レール間の等価クリープ係数の実態を把握するため、車輪とレールが多点接触するときの等価クリープ係数実用推定手法を営業車両から測定した車輪踏面形状に適用して評価する。

営業車両から測定した車輪踏面形状とレール頭頂面の設計形状の組合せで、走行距離ごとに等価クリープ係数を推定した結果を図4-19に示す。左側縦軸が前後方向のクリープ係数、右側縦軸が左右方向のクリープ係数、横軸が走行距離を示す。車両形式Aの車輪踏面形状から推定した結果を◆◇印、同様に車両形式Bの推定結果を●○印で示す。また、赤線と黒線は、それぞれ、車輪踏面とレール頭頂面がそれぞれ設計形状のときにKalkerの線形理論により求めた前後方向のクリープ係数と左右方向のクリープ係数の理論値である。

最初に、走行距離ゼロの位置に記した車輪削正後について評価する。左側縦軸の前後方向のクリープ係数はKalkerの理論値と比べて約20%小さく、右側縦軸の左右方向のクリープ係数もKalkerの理論値と比べて約10%小さいことが分かる。

ここで、車輪／レール間に作用する接線力は、式(4-8)～(4-10)に基づき、それぞれの

方向のクリープ係数とすべり率の積から求めることができる。

このことから、車輪削正作業を実施した直後の車輪踏面形状であっても、その表面に生じた削正痕、すなわち微小凹凸が存在することにより、車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力は、Kalkerの理論値より若干小さい傾向を示すことが分かった。

同様に、摩耗した車輪踏面形状の評価を行う。まず、車両形式A（◆印）の計算結果を見ると、前後方向のクリープ係数は、走行距離の増加とともに前後方向のクリープ係数が小さくなる傾向が認められ、20万km走行後の摩耗した車輪踏面形状では同方向のクリープ係数の推定値は理論値に対して30～40%小さいことが分かる。さらに、左右方向のクリープ係数（車両形式A（◇印））も、走行距離の増加とともに小さくなる傾向が認められ、約20万km走行後の摩耗した車輪踏面形状では同方向のクリープ係数の推定値は理論値に対して約20～30%小さい。

一方、車両形式Bの計算結果を見ると、前後方向のクリープ係数（●印）、左右方向のクリープ係数（○印）ともにばらつきが大きく、その傾向は明確ではない。これは車輪踏面に生じたさまざまな形や大きさの微小凹凸により、車輪／レール間のコンタクトパッチの中の複数の接触領域が不規則に離れて集合した形状となったためと考えられる。

以上より、営業車両の車輪／レール間の接線力特性を評価した結果、車輪踏面に生じた削正痕や摩耗による微小凹凸が存在することで、その間のコンタクトパッチがHertz理論に基づく1個の楕円形状とならないため、これを1個の楕円形状としてKalkerの線形理論に基づき求めた理論値と比較すると等価クリープ係数は若干小さい傾向を示すことが分かった。さらに、同一線区を同じ運用に供する2種類の車両であっても、車輪踏面の摩耗傾向は全く異なり、それにより車輪／レール間の接線力特性も異なることが明らかとなった。

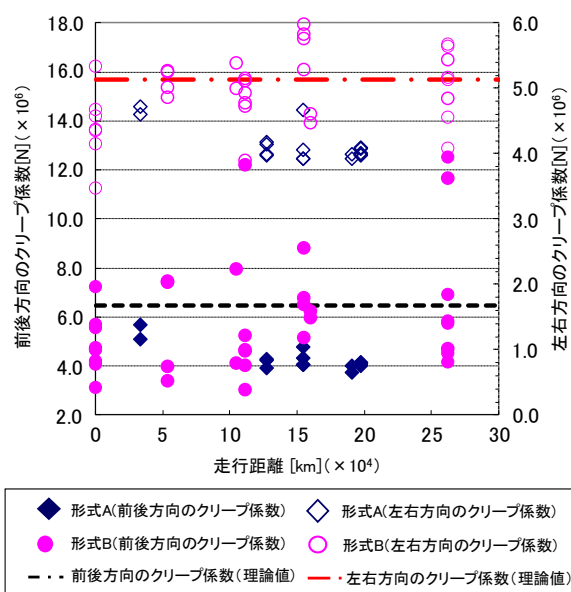


図 4-19 営業車両の走行距離とクリープ係数の関係

4.6 第4章のまとめ

本章では、車輪踏面に削正痕や摩耗がある実際の車輪とレール間に作用する接線力を数値計算で推定することを考え、まず、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチの実態を把握するため、同一線区で同じ運用に供する2形式の一般的な在来線の通勤型車両の車輪踏面形状とJIS 60kgレール設計形状との組合せから車輪／レール間のコンタクトパッチを数値計算で厳密に求め、従来の手法であるHertz理論に基づく1個の接触楕円との違いを評価した。そして、車輪踏面に削正痕や摩耗といった微小凹凸が存在するときの実際の車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力特性を数値計算で推定するための数値解析モデルを構築し、これに基づく評価から、従来法である車輪／レール間のコンタクトパッチを1個の楕円形状として求めたクリープ係数との差異について検討を行った。本章において得られた知見は以下の通りである。

最初に、実際に測定した車輪踏面形状を対象に設計形状との差異を評価した結果、車輪削正後に測定した削正後形状と設計形状の車輪踏面形状は両者良好に一致することが分かった。そして、これらの車輪踏面形状とJIS 60kgレール設計形状との組合せで求めた接触幾何解析による車輪回転半径差も同等となることが分かった。同様に、摩耗した車輪踏面形状を評価した結果、同一線区を同じ運用で走行するほぼ同じ諸元の2つの車両形式であっても、従来から知られているように走行距離の増加に比例して車輪踏面の凹摩耗が進行する摩耗特性の他に、車輪踏面が局所的に摩耗することで等価踏面勾配が逆に小さくなる形態となる摩耗特性があることが明らかとなった。

その一方で、実測した車輪踏面形状と設計形状のレールの組合せで求めた車輪／レール間のコンタクトパッチを評価した結果、車輪削正後に測定した車輪踏面形状を対象とした場合、車輪／レール間のコンタクトパッチは、前後方向に細長い接触領域が多数集合した形態となっており、設計形状の場合のようにHertz理論に基づく1個の楕円形状とは明確に異なる接触形態となることが分かった。また、走行距離の増加に比例して等価踏面勾配が小さくなる形態で摩耗する車輪踏面形状の場合も同様で、車輪踏面に生じた摩耗や塑性流動によるうねりにより、車輪／レール間のコンタクトパッチは複数の細長い接触領域が離れて多点で接触する形態となっており、車輪削正後に測定した車輪踏面形状のときと同様の接触形態となることが分かった。

次に、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力特性を数値計算により推定するため、車輪／レール間のコンタクトパッチ内のそれぞれの接触領域に作用する接線力の合成により求める多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法を提案した。そして、第3章で実施した小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験の結果との比較により本提案手法の妥当性を検証した。その結果、本提案手法で求めた推定値は実験値と良好に一致することが分かり、本提案手法により実際の車輪／レール間の接線力特性を評価できることが分かった。

さらに、Kalker の厳密理論と線形理論の差異に基づき、Kalker の厳密理論に対する本提案手法により求めた推定値の計算精度を評価した結果、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチのように前後方向に細長い接触領域が多数集合した接触形態を対象とする場合、本提案手法による推定値は原理的に計算精度が高いとされる Kalker の厳密理論で求めた解と同等の計算精度となることが分かり、本提案手法は実用上十分の計算精度を有することが明らかとなった。

最後に、実際の車輪／レール間の等価クリープ係数の実態を明らかにするため、実測した車輪踏面形状を用いて求めた車輪／レール間のコンタクトパッチに対し、本提案手法である多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法を適用して評価を行った。その結果、従来法である車輪／レール間のコンタクトパッチを 1 個の楕円形状として求めたクリープ係数との差異は、車輪削正後の車輪踏面形状でも 10～20%程度小さく、20 万 km 走行後の凹摩耗した車輪踏面形状では、ばらつきが大きいものの同理論値に対して 30～40%程度小さいことを明らかにした。そして、このように実際のクリープ係数が理論値より小さい理由は、車輪踏面に生じた削正痕や摩耗といった微小凹凸により接触剛性が小さくなるためであることが分かった。

本研究における基礎研究のまとめとして、第 1 章で述べたように、車輪削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大するとする考えに対して、第 4 章で明確にした知見をまとめると以下ようになる。

車輪／レール間で作用する接線力はクリープ係数とすべり率の積で求めることができ、すべり率を同一とした場合、クリープ係数と接線力の大小関係は同様となる。すなわち、車輪削正作業により車輪踏面に生じた削正痕には、車輪／レール間のコンタクトパッチを小さくするとともに接触剛性を小さくする作用があるため、車輪踏面に削正痕が存在しても車輪／レール間に作用する接線力を増大させる効果はないことが明らかとなった。

第5章

車輪削正痕の形状適正化による 曲線走行時の横圧低減への応用

5.1 概要

車輪踏面に生じた削正痕には車輪／レール間の接線力を増加させる効果はなく、むしろ低減させる効果があることを、第3章で実施した実車の走行条件における接線力測定実験による計測と第4章で構築した数値計算モデルを用いた検討により明らかにした。そして、車輪踏面に適切な形状で削正痕を設けることで、車輪／レール間の接線力をさらに小さくできる可能性があることが分かった。

本章では、車輪踏面を平滑にすることが車輪乗り上がり脱線に対する安全余裕を向上するとの現状の考えとは異なるアプローチを採り、車輪踏面に削正痕と同程度の大きさで適切な形状とした微小凹凸を適切な位置に積極的に設けることで、鉄道車両の走行安全余裕を向上させることに応用することを考える。最初に、実際の車両の走行性能に対して、車輪踏面に設けた微小凹凸による接線力低減効果が有効となる程度の効力を持っていることを示すため、車両運動解析により蛇行動限界速度に及ぼす影響を評価する。次に、第2章で述べた先行研究と比べて、鉄道車両の曲線走行時の横圧を低減する低コストで実用的な手法として、車輪フランジとは反対側の車輪踏面に一条の微小突起を設けた新たな車輪踏面形状の活用を提案する。そして、この車輪踏面形状を「微小突起車輪踏面形状 (Micro-ribbed wheel tread profile)」と命名するとともに、微小突起車輪踏面形状が曲線走行時に車輪／レール間で作用する横圧を低減する効力を持っていることを示すため、車両運動解析により曲線走行時の横圧を評価する。最後に、第7章で後述する本手法の妥当性を検証するための構内走行試験実施に向けた事前検討として、車輪踏面に異なる2種類の微小凹凸形状を有する実物車輪を用いた接線力測定実験によりクリープ係数の差異を評価し、実物車輪でも車輪踏面に適切な形状で微小凹凸を設けることで接線力低減効果が得られることを示す。

5.2 数値解析による車両ダイナミクスの評価

5.2.1 概要 ～記号の定義～

車輪踏面に削正痕と同程度の大きさの微小凹凸を設けた場合について、鉄道車両の直線走行安定性および曲線走行性能に及ぼす影響を車両運動解析により検討する。本節では、車両運動解析による数値解析モデルを構築する。

車両運動解析で使用するおもな記号と数値は以下の通りである。

F_{Li} F_{Ri} : 前後方向の接線力[N] ただし、 i は輪軸の部位を示す。

C_{11} : 前後方向のクリープ係数[N]

S_{XRi} S_{XRi} : 前後方向のすべり ただし、 i は輪軸の部位を示す。

ε_{Li} ε_{Ri} : Levi-Chartet の非線形係数 (指数 1.5, 飽和摩擦係数 0.3)

F_{YLi} F_{YRi} : 左右方向の接線力[N]

C_{22} : 左右方向のクリープ係数[N]

- S_{YLi} S_{YRi} : 左右方向のすべり ただし, i は輪軸の部位を示す.
 R_{Ti} : 緩和曲線の曲率半径[m] ただし, i は輪軸の部位を示す.
 R_0 : 円曲線半径[m]
 x_{wi} : 緩和曲線走行距離[m] ただし, i は輪軸の部位を示す.
 D_L : 緩和曲線長[m]
 b_w : 車輪/レール間の接触点間距離の半値[m]
 r_{Li} r_{Ri} : 左右の車輪回転半径[m] ただし, i は輪軸の部位を示す.
 ω_0 : 車輪回転角速度[rad/s]
 vel : 速度[m/s]
 L : 台車中心間距離の半値[m]
 a_T : 軸距の半値[m]
 \dot{Y}_{wi} : 輪軸左右速度[m/s] ただし, i は輪軸の部位を示す.
 ϕ_{wi} : 輪軸ヨーイング角度[rad] ただし, i は輪軸の部位を示す.
 α_{Li} α_{Ri} : 左右の車輪/レール間の接触角度[rad] ただし, i は輪軸の部位を示す.
 α_0 : 遠心加速度[m/s]
 θ_0 : カントによる軌道の傾き角[rad]
 $cant$: カント量[m] 左右のレールの高低差を示す.
 g : 重力加速度[m/s²]
 b_r : 軌道間距離[m]
 α_{wi} : 輪軸の左右加速度[m/s²]
 α_{Tj} : 台車の左右加速度[m/s²] ただし, j は台車の部位を示す.
 α_{BZ} : 車体の左右加速度[m/s²]
 α_{BY} : 車体のヨーイング加速度[m/s²]
 Q_{Li} Q_{Ri} : 左右の横圧[N] ただし, i は輪軸の部位を示す.

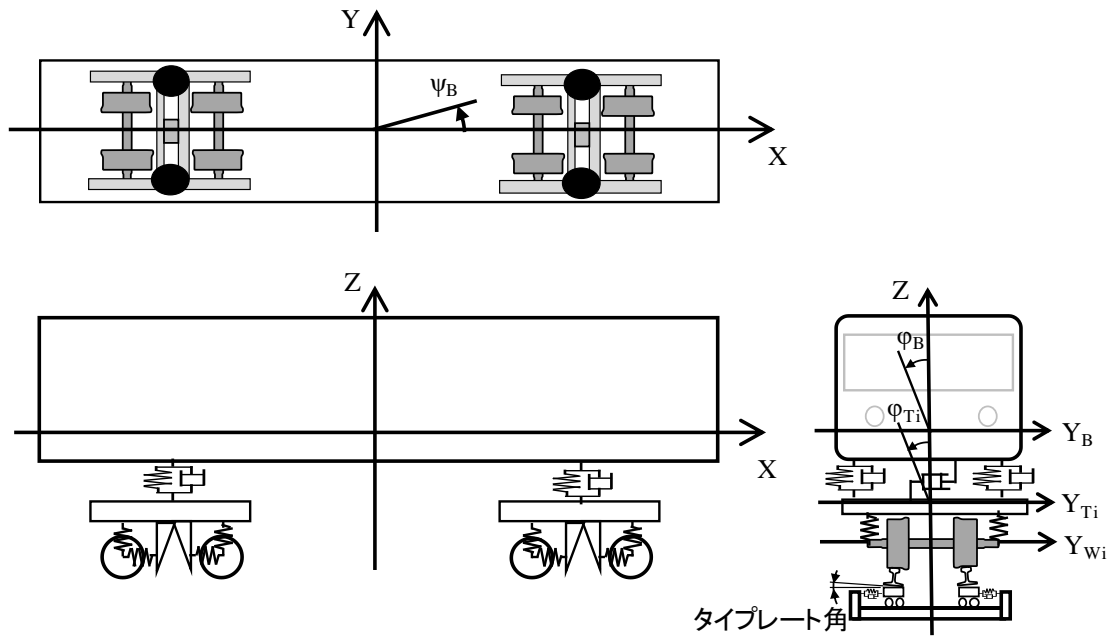
5.2.2 力学モデル

車両運動解析に使用する鉄道車両の力学モデルを図 5-1 (a) に示す. 一般的な在来線通勤タイプの2軸ボギー車両を対象とした1車両モデルで構築した.

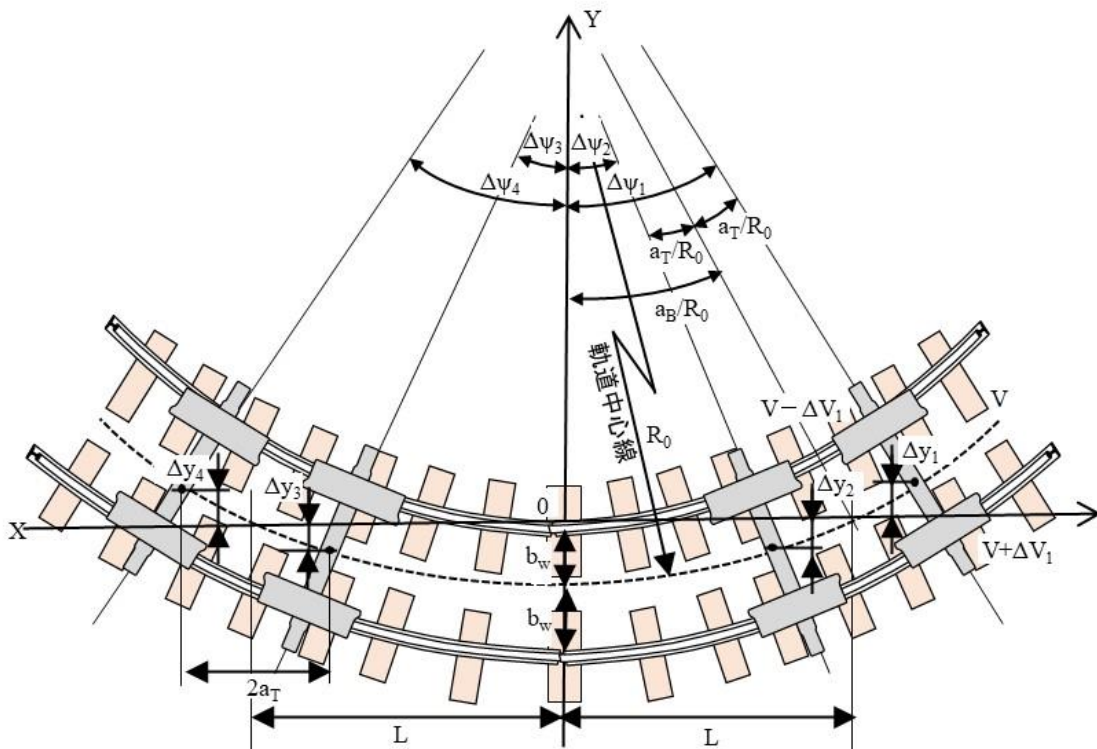
車両の力学モデルは, 車体, 台車枠, 輪軸をそれぞれ集中質量と見なし, これらをばねとダンパで結合して構成した17自由度モデルである. これに加えて, 車輪と接触する8箇所の軌道には, それぞれ軌道の等価質量を, レール締結装置と等価な支持剛性と支持減衰で結合した8自由度を考慮している.

図 5-1 (a) に示す力学モデルから, 運動エネルギー T , ポテンシャルエネルギー V , 散逸関数 D を式 (5-1) から式 (5-3) のように導出し, これらのエネルギー方程式を式 (5-4) のLagrangeの方程式に代入することにより, 25自由度1車両モデルの連立方程式を求める.

車輪/レール間の接触面に作用する接線力は, 車輪/レール間の摩擦係数に飽和するLevi-Chartetの特性を考慮したKalkerの線形理論に基づく特性とした.



(a) 1車両モデル



(b) 曲線走行時の座標系と補正項

図5-1 車両運動解析のための力学モデル

$$2T = m_B \dot{Y}_B^2 + m_B i_{BX}^2 \dot{\phi}_B^2 + m_B i_{BZ}^2 \dot{\psi}_B^2 \quad (5-1)$$

$$\begin{aligned} 2V = & 2k_{YT} \{ (Y_B + h_B \phi_B + a_B \psi_B - Y_{T1} + h_s \phi_{T1})^2 \\ & + (Y_B + h_B \phi_B - a_B \psi_B - Y_{T1} + h_s \phi_{T1})^2 \} \\ & + 2k_{TZ} b_{Tb}^2 \{ (\phi_B - \phi_{T1})^2 + (\phi_B - \phi_{T2})^2 \} \\ & + 2k_{TX} b_{Tb}^2 \{ (\psi_B - \psi_{T1})^2 + (\psi_B - \psi_{T2})^2 \} \\ & + 2k_{WY} \{ (Y_{T1} + h_T \phi_{T1} + a_T \psi_{T1} - Y_{W1})^2 + (Y_{T1} + h_T \phi_{T1} - a_T \psi_{T1} - Y_{W2})^2 \\ & + (Y_{T2} + h_T \phi_{T2} + a_T \psi_{T2} - Y_{W3})^2 + (Y_{T2} + h_T \phi_{T2} - a_T \psi_{T2} - Y_{W4})^2 \} \\ & + 2k_{WZ} b_{Wb}^2 \{ (\phi_{T1} - \phi_{W1})^2 + (\phi_{T1} - \phi_{W2})^2 + (\phi_{T2} - \phi_{W3})^2 + (\phi_{T2} - \phi_{W4})^2 \} \\ & + 2k_{WZ} b_{Wb}^2 \{ (\psi_{T1} - \psi_{W1})^2 + (\psi_{T1} - \psi_{W2})^2 + (\psi_{T2} - \psi_{W3})^2 + (\psi_{T2} - \psi_{W4})^2 \} \end{aligned} \quad (5-2)$$

$$\begin{aligned} 2D = & 2C_{TY} \{ (\dot{Y}_B + h_B \dot{\phi}_B + a_B \dot{\psi}_B - \dot{Y}_{T1} + h_s \dot{\phi}_{T1})^2 \\ & + (\dot{Y}_B + h_B \dot{\phi}_B - a_B \dot{\psi}_B - \dot{Y}_{T2} + h_s \dot{\phi}_{T2})^2 \} \\ & + 2C_{TZ} b_{Tz}^2 \{ (\dot{\phi}_B - \dot{\phi}_{T1})^2 + (\dot{\phi}_B - \dot{\phi}_{T2})^2 \} \\ & + 2C_{TX} b_{Tx}^2 \{ (\dot{\psi}_B - \dot{\psi}_{T1})^2 + (\dot{\psi}_B - \dot{\psi}_{T2})^2 \} \\ & + 2C_{WY} \{ (\dot{Y}_{T1} + h_T \dot{\phi}_{T1} + a_T \dot{\psi}_{T1} - \dot{Y}_{W1})^2 + (\dot{Y}_{T1} + h_T \dot{\phi}_{T1} - a_T \dot{\psi}_{T1} - \dot{Y}_{W2})^2 \\ & + (\dot{Y}_{T2} + h_T \dot{\phi}_{T2} + a_T \dot{\psi}_{T2} - \dot{Y}_{W3})^2 + (\dot{Y}_{T2} + h_T \dot{\phi}_{T2} - a_T \dot{\psi}_{T2} - \dot{Y}_{W4})^2 \} \\ & + 2C_{WZ} b_{Wz}^2 \{ (\dot{\phi}_{T1} - \dot{\phi}_{W1})^2 + (\dot{\phi}_{T1} - \dot{\phi}_{W2})^2 + (\dot{\phi}_{T2} - \dot{\phi}_{W3})^2 + (\dot{\phi}_{T2} - \dot{\phi}_{W4})^2 \} \\ & + 2C_{WZ} b_{Wz}^2 \{ (\dot{\psi}_{T1} - \dot{\psi}_{W1})^2 + (\dot{\psi}_{T1} - \dot{\psi}_{W2})^2 + (\dot{\psi}_{T2} - \dot{\psi}_{W3})^2 + (\dot{\psi}_{T2} - \dot{\psi}_{W4})^2 \} \end{aligned} \quad (5-3)$$

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right\} - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_k} + \frac{\partial V}{\partial q_k} = Q_k \quad (5-4)$$

ここで、式 (5-4) の右辺 Q_k は外力とする。

5.2.3 数値解析で用いる車輪／レール間の接線力特性

変動外力を考慮しない車両運動解析を実行する場合、式 (5-4) の右辺には、車輪／レール間の接線力が代入されることになる。

車輪／レール間の接線力はクリープ係数とすべり率の積で求められるため、直線を走行するとき、車輪／レール間に作用する接線力は、前後方向が式(5-5)と式(5-6)から、左右方向が式(5-7)と式(5-8)からそれぞれ求める。また、前後方向の接線力と左右方向の接線力は、それぞれ接触面の摩擦係数 μ に飽和する特性となるようLevi-Chartetの式(指数1.5)に従うこととし、式(5-9)と式(5-10)から求まる飽和関数 ε_{iL} と ε_{iR} をそれぞれに掛け合わせることで補正する。

本研究で取り扱う車両運動解析では、レール頭頂面上に生成した波状摩耗の上を車両が走行するときのように、静止輪重に対する輪重変動が大きい条件は考えない。このため、車輪／レール間のコンタクトパッチは、その接触面に車両の静止輪重相当の垂直荷重が加わった状態のときに求まる等価クリープ係数を用いることとする。前後方向クリープ係数 C_{11} と左右方向のクリープ係数 C_{22} は、第4章で構築した車輪／レール間の接線力特性推定モデルを適用して対象とする車輪踏面形状ごとに車輪／レール間のコンタクトパッチを厳密に求めるとともに、多点接触条件におけるクリープ係数実用推定手法により求める。

$$F_{XLi} = -\varepsilon_{Li} C_{11Li} S_{XLi} \quad (5-5)$$

$$F_{XRi} = -\varepsilon_{Ri} C_{11Ri} S_{XRi} \quad (5-6)$$

$$F_{YLi} = -\varepsilon_{Li} C_{22Li} S_{YLi} \quad (5-7)$$

$$F_{YRi} = -\varepsilon_{Ri} C_{22Ri} S_{YRi} \quad (5-8)$$

飽和関数 ε_{iL} と ε_{iR} は、以下の式により求める。

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{Li} &= 1/\{1 + (F_{Li}/\mu N_{Li})^\beta\}^{1/\beta} \\ F_{Li} &= \sqrt{F_{XLi}^2 + F_{YLi}^2} \end{aligned} \right\} \quad (5-9)$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{Ri} &= 1/\{1 + (F_{Ri}/\mu N_{Ri})^\beta\}^{1/\beta} \\ F_{Ri} &= \sqrt{F_{XRi}^2 + F_{YRi}^2} \end{aligned} \right\} \quad (5-10)$$

直線での車輪／レール間の前後方向のすべり率 S_{XLi} , S_{XRi} と左右方向のすべり率 S_{YLi} , S_{YRi} は以下の式から求める。

$$S_{XLi} = 1 + (\dot{X}_{wi} - b_w \dot{\psi}_{wi})/vel - r_{Li} \omega_0/vel \quad (5-11)$$

$$S_{XRi} = 1 + (\dot{X}_{wi} + b_w \dot{\psi}_{wi})/vel - r_{Ri} \omega_0/vel \quad (5-12)$$

$$S_{YLi} = [(\dot{Y}_{wi} + r_{Li}\dot{\phi}_{wi})/vel - \psi_{wi}]/\cos\alpha_{Li} \quad (5-13)$$

$$S_{YRi} = [(\dot{Y}_{wi} + r_{Ri}\dot{\phi}_{wi})/vel - \psi_{wi}]/\cos\alpha_{Ri} \quad (5-14)$$

一方、緩和曲線および円曲線を走行するときは、文献^{C5-2)}と同様に、後述する補正項を式(5-11)から式(5-14)に加えることで補正を行う。すなわち、理想的な軌道中心線上を各輪軸中心の中立位置となるよう座標系を定め、線路の曲率を連続的に変化させることで曲線を模擬する。

緩和曲線では、カント量0mmの直線からカントが一定量となる円曲線までのカントの変化が直線遞減するものと仮定し、曲率半径は式(5-15)から求める。

$$1/R_{Ti} = (1/R_0)(x_{wi}/D_L) \quad (5-15)$$

円曲線を走行する場合は、 $1/R_{Ti} = 1/R_0$ となる。曲線での前後方向のすべり率は、式(5-15)から算出し、各輪軸の走行位置に対応する線形条件から求まる補正項（緩和曲線では $\Delta V_i/V = 0$ 、円曲線では $\Delta V_i/V = b_w/R_{Ti}$ 、直線では $\Delta V_i/V = b_w/R_0$ ）を用いて計算する。

$$\begin{cases} S_{XLi} = (1 - \Delta V_i/V) + (\dot{X}_{wi} - b_w\dot{\psi}_{wi})/vel - r_{Li}\omega_0/vel \\ S_{XRi} = (1 + \Delta V_i/V) + (\dot{X}_{wi} + b_w\dot{\psi}_{wi})/vel - r_{Ri}\omega_0/vel \end{cases} \quad (5-16)$$

同様に、左右方向のすべり率は、図5-1(b)の輪軸の位置関係から求めた各輪軸のヨーイング角度の補正值である式(5-17)を式(5-18)に代入して求める。なお、直線ではそれぞれの輪軸ともに $\Delta\psi_i = 0$ とする。

$$\begin{aligned} \text{第1軸 } \Delta\psi_1 &= (a_B + a_T)/R_{T1} & \text{第2軸 } \Delta\psi_2 &= (a_B - a_T)/R_{T2} \\ \text{第3軸 } \Delta\psi_3 &= -(a_B - a_T)/R_{T3} & \text{第4軸 } \Delta\psi_4 &= -(a_B + a_T)/R_{T4} \end{aligned} \quad (5-17)$$

$$\begin{cases} S_{YLi} = \{(\dot{Y}_{wi} + \dot{\phi}_{wi}r_{Li})/vel - (\psi_{wi} - \Delta\psi_i)\}/\cos\alpha_{Li} \\ S_{YRi} = \{(\dot{Y}_{wi} + \dot{\phi}_{wi}r_{Ri})/vel - (\psi_{wi} - \Delta\psi_i)\}/\cos\alpha_{Ri} \end{cases} \quad (5-18)$$

さらに、曲線での遠心力は、車両の走行速度、軌道の曲線半径、カント量、軌間距離から、式(5-19)で求める。

$$\alpha_0 = (vel^2/R_0)\cos\theta_0 - g\sin\theta_0 \quad (5-19)$$

ここで、 $\theta_0 = \sin^{-1}(cant/b_R)$ とする。

輪軸、台車枠、車体に作用する遠心加速度は、式(5-19)を用いて式(5-20)で算出する。

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{輪軸左右 } \alpha_{wi} = \alpha_0(X_w/D_L) \quad \text{前台車左右 } \alpha_{T1} = (\alpha_{w1} + \alpha_{w2})/2 \\ \text{後台車左右 } \alpha_{T2} = (\alpha_{w3} + \alpha_{w4})/2 \quad \text{車体左右 } \alpha_{BZ} = (\alpha_{T1} - \alpha_{T2})/2L \\ \text{車体ヨーイング } \alpha_{BY} = (\alpha_{T1} + \alpha_{T2})/2 \end{array} \right. \quad (5-20)$$

このように補正項を連立方程式に反映することにより、表5-1に示す車両諸元を用いて直線走行時および曲線走行時の車両運動解析を実施することができる。

表5-1 車両運動解析で使用した主要な諸元

パラメータ	諸元値	
車体質量	19930	kg/車体
台車枠質量	1390	kg/台車
輪軸質量	1240	kg/輪軸
軸ばね定数(前後方向)	7.7×10^6	N/m/軸
軸ばね定数(左右方向)	5.6×10^6	N/m/軸
軸ばね定数(上下方向)	1.5×10^6	N/m/軸
空気ばね比例定数(前後方向)	1.1×10^5	N/m/半車体
空気ばね比例定数(左右方向)	1.0×10^5	N/m/半車体
空気ばね比例定数(上下方向)	2.5×10^5	N/m/半車体
輪軸間距離	2.1	m
台車中心間距離	13.8	m

5.3 車輪踏面に設けた削正痕が車両の走行安定性に及ぼす影響

5.3.1 概要

本節では、車輪踏面に設けた微小凹凸による接線力低減効果が、実際の車両の走行性能に及ぼす影響について検討するため、車両運動解析を実行して車両の蛇行動限界速度の差異を評価する。車両運動解析では、まず、異なる高さとピッチを有する断面山型の削正痕を設けた模擬車輪踏面形状と設計形状のレール頭頂面形状の組合せで車輪/レール間のコンタクトパッチを求め、第4章で述べた多点接触条件でのクリープ係数実用推定手法により等価クリープ係数を求める。そして、これらを5.2.3節で述べた車輪/レール間の接線力特性を用いた車両運動解析により蛇行動限界速度をそれぞれ求め、その差異を評価する。なお、車両運動解析では、車輪/レール間に作用する接線力特性は、摩擦係数0.3に飽和するLevi-Chartetの特性を考慮するとともに、速度を5km/h刻みで向上させながら片振幅3mmの台車蛇行動波長3波を軌道不整として車両に与え、加振後の車両の過渡応答から蛇行動限界速度を評価した。

5.3.2 多様な車輪削正痕を考慮した模擬車輪

本節では、JR 在来線で一般的に用いられている修正円弧踏面形状の設計形状をベースとして、多様な削正痕を設けた模擬車輪踏面形状を設計した。車輪踏面に設けた多様な削正痕は、車輪削正作業で生じる削正痕と同程度の大きさで連続した断面山型形状で模擬した。

図 5-2 に模擬車輪踏面形状の構成図を、図 5-2 の右下に削正痕のピッチと高さの条件をそれぞれ示す。

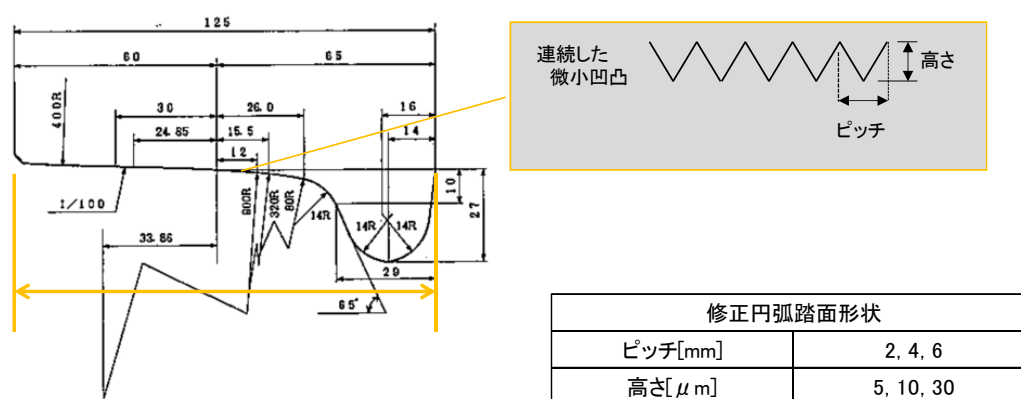


図 5-2 多様な削正痕を有する模擬車輪踏面形状

5.3.3 模擬車輪とレール間のコンタクトパッチ

模擬車輪とレール間の接線力特性を数値計算で評価するにあたり、まず、図 5-2 に示す模擬車輪踏面形状と JIS 60kg レールの設計形状の組合せで車輪/レール間のコンタクトパッチを求め、削正痕のピッチと高さの違いがそのコンタクトパッチに及ぼす影響を評価した。これらの計算条件は、車輪とレールをそれぞれ断面一様の完全弾性体と見なし、車輪径 860mm、ポアソン比 0.3、ヤング率 206GPa、輪重 34.5kN で、削正痕の有無を除きすべて同じである。計算結果の一例として、削正痕のピッチが 2mm の条件を対象に、輪軸が中立位置にあるときの車輪/レール間のコンタクトパッチを図 5-3 に示す。

図 5-3 (a) から、実物車輪の車輪径は 860mm と第 3 章で述べた小型円筒試験輪より大きいため、車輪とレール間のコンタクトパッチは、前後方向の径の半値でも 3~4mm 程度と大きいことが分かる。車輪踏面に削正痕を設けた模擬車輪 (図 5-3 (b)) の場合、削正痕の高さが僅か 5μm のときでも、車輪とレールは複数箇所に分かれて接触する形態となり、図 5-3 (a) の設計形状の車輪踏面形状の場合と比べて接触形態が明らかに異なることが分かる。

図 5-3 (b) の形状の場合、一番左と左から 2 番目の接触領域が繋がっているため 7 箇所 で接触している。さらに、削正痕の高さを大きくすると、図 5-3 (c)、図 5-3 (d) に示すように、車輪/レール間のコンタクトパッチ内で接触領域は 8 個に増え、それぞれの接触領域

は前後方向に長く、左右方向に短い形態となる。同時に、接触面圧も高くなり、高さ $30\mu\text{m}$ の条件では最大 3.9GPa となっている。削正痕のピッチが他の条件のときも傾向は同様であった。

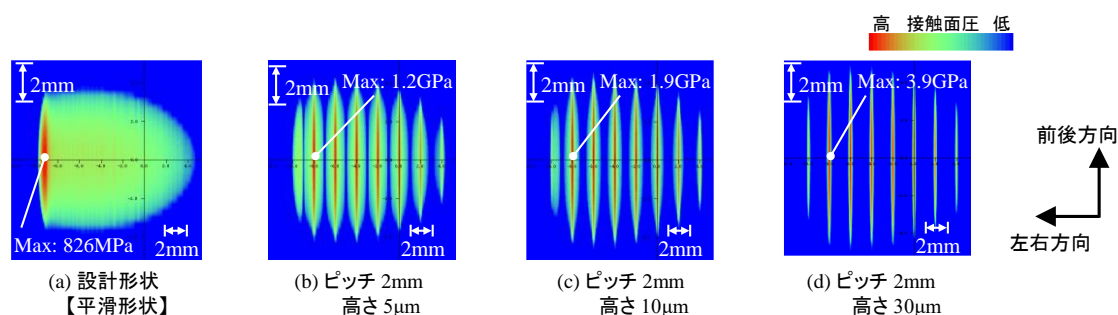


図 5-3 多様な削正痕を有する模擬車輪とレール間のコンタクトパッチの推定結果

5.3.4 車輪削正痕と車両の走行安定性の関係評価

車輪踏面に設けた多様な削正痕と車両の走行安定性の関係を評価するため、5.2 節で述べた 1 車両モデルを用いた車両運動解析を行う。車輪／レール間のクリープ係数は、模擬車輪踏面と JIS 60kg レールの設計形状の組合せで求めたそれぞれの車輪／レール間のコンタクトパッチに、4.4.3 節で述べた多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法を適用することで求めた。ここでは、輪軸の左右変位により車輪／レール間のコンタクトパッチが局所的に変化する場合があるため、輪軸左右変位量 $\pm 3\text{mm}$ の範囲を 1mm 間隔で計算した 7 個のクリープ係数の平均値を代表値として評価した。それぞれのクリープ係数の計算結果を図 5-4 (a), (b) に示す。

図 5-4 (a) の前後方向のクリープ係数では、車輪踏面に 6mm ピッチで $10\mu\text{m}$ の削正痕が連続的に存在する場合、これが平滑形状の場合より前後方向のクリープ係数が 1.47 倍大きい。これ以外については平滑形状と同等か若干小さい傾向が認められる。一方、図 5-4 (b) の左右方向のクリープ係数では、連続的に 6mm ピッチで $5\mu\text{m}$ の削正痕があるとき以外は、平滑形状の場合より大きく、特に、車輪踏面に 2mm ピッチで高さが $5\mu\text{m}$ のときでは平滑形状の場合より 1.77 倍大きくなっている。

このように車輪踏面に設けた削正痕のピッチと高さの組合せにより、前後と左右方向のクリープ係数が変化することが分かる。

次に、設計形状の車輪踏面形状と模擬車輪踏面形状の車両の蛇行動限界速度に及ぼす影響を評価するため、5.2 節で述べた車両運動解析モデルにより蛇行動限界速度を求めた。蛇行動限界速度の計算結果を図 5-4 (c) に示す。縦軸が蛇行動限界速度、横軸がピッチと高さである。

ここで、蛇行動限界速度を求める際、接触幾何解析により求める輪軸左右変位量に対する

車輪回転半径差の関係がクリープ係数の他に必要となる。これにより、車輪／レール間のすべり率を求めるが、ここでは、車輪踏面に多様な削正痕があっても、その大きさは十分に小さく、接触幾何解析で求まる車輪回転半径と接触角度が同等となることから、車輪踏面とレール頭頂面をそれぞれ設計形状の組合せで行った接触幾何解析の結果を用いている。

車輪踏面が平滑な設計形状のときの蛇行動限界速度は 215km/h となり、これを基準に考える。これに対して、車輪踏面に 6mm ピッチで 5 μ m と 30 μ m 削正痕を設けると、蛇行動限界速度は 215km/h と接触面が平滑な踏面形状と同じ結果になっている。その一方で、削正痕のピッチを 2mm で高さを 5 μ m とすると蛇行動限界速度は 285km/h となり、接触面が平滑な踏面形状より蛇行動限界速度は 70km/h 向上する。しかし、削正痕の高さを 5 μ m より小さくすると、それぞれの接触領域がつながり接触面が基準とする平滑な踏面形状のときのコンタクトパッチに近づくため、蛇行動限界速度は 215km/h に近づく傾向を示すと推察される。

車輪踏面に設けた削正痕をピッチ 2mm で高さ 5 μ m としたときに蛇行動限界速度が向上した理由は、車輪踏面に削正痕を設けたことで、前後方向のクリープ係数が平滑形状の車輪踏面のときと同等以下となる一方で、左右方向のクリープ係数は逆に大きくなるためと考えられる。これにより前後方向のクリープ係数の減少が輪軸の旋回力を低下させ、左右方向のクリープ係数の増加が輪軸の左右方向に作用する慣性力に抗する力を増すことで蛇行動限界速度は向上すると考えられる。

ここで、接触面に削正痕を設けたことにより前後方向のクリープ係数が小さくなる理由は、3.4.3 節で述べたように、11 種類の異なる大きさとピッチの削正痕を設けた小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験の結果から定性的に理解することができる。その一方で、模擬車輪踏面形状の場合、平滑な車輪踏面形状の場合より左右方向のクリープ係数が大きくなることは、3.4.3 節の実験結果とは異なる傾向となる。この理由について深く考察する。

車輪踏面形状が平滑のときと、車輪踏面にピッチ 2mm で高さ 5 μ m の削正痕を設けたときを例に考察する。平滑な車輪踏面形状の場合、図 5-3 (a) から車輪／レール間のコンタクトパッチの前後方向の径の半値は 3.6mm、同様に左右方向の径の半値は 7.2mm となる。車輪踏面に削正痕を設けたときは、図 5-3 (b) から、車輪／レール間のコンタクトパッチの前後方向の径の半値は 1.5 から 4.0mm 程度、同様に左右方向の径の半値は 1.0mm 程度の接触領域が合計 7 個存在する。両者のそれぞれの接触領域を楕円形状と見なし、式 (5-21) から、その前後方向と左右方向の径の半値の比に対応する左右方向のクリープ係数を求める。

$$C_{22} = ab(c_{22})E/2(1 + \nu) \quad (5-21)$$

ここで、 C_{22} は左右方向のクリープ係数、 a は前後方向径の半値、 b は左右方向径の半値、

E は縦弾性係数, ν はポアソン比, c_{22} は Kalker の無次元係数を表す.

図 5-3 (a), (b) の車輪/レール間のコンタクトパッチ内に存在する接触領域をそれぞれ 1 個の楕円形状とみなすと, 図 5-3 (a) が 1 個, 図 5-3 (b) が 7 個あることになる. これらの長径と短径の半値の比に対応する左右方向のクリープ係数を同一座標上にプロットすると図 5-5 となる. 黄色○印は図 5-3 (a) の平滑な車輪踏面形状の条件の, 赤色○印は図 5-3 (b) の模擬車輪踏面形状の条件のそれぞれ左右方向のクリープ係数である.

車輪踏面が平滑形状のときの左右方向のクリープ係数 (黄色○印) は, 削正痕に対応する個々の接触領域で求めたクリープ係数 (赤色○印) 単体より大きい. しかし, 削正痕を設けた条件では, コンタクトパッチ内に 7 個の接触領域があるため, これらに対応する左右方向のクリープ係数を合成すると, 平滑な車輪踏面形状の条件で求まるクリープ係数 (黄色○印) より大きくなる.

このことから, 接触面に削正痕を設けると接触楕円の数およびそれぞれの接触楕円の長径・短径比が変化し, 接触面が平滑な踏面形状の場合より左右方向のクリープ係数が大きくなる場合がある. これが 3.4.3 節で示した実験結果と異なる傾向となる理由と考えられる. 小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験では, 左右方向の接線力係数が最も小さい条件 (削正痕の高さ $90\mu\text{m}$, ピッチ 3mm 条件) の接触点は 2~3 点 (図 4-17 (d)) であったのに対し, 図 5-3 (b) の条件では 7 点で接触しており, さらに, 実際の車輪/レール間の場合は, 前後方向にも接触幅があり, それぞれの接触領域 (接触楕円) の長径・短径比が小型円筒試験輪の条件と異なることから理解できる.

以上より, 実物車輪の車輪踏面に削正痕を設けると, 前後方向のクリープ係数は, 接触面が平滑な車輪踏面形状と同等以下の値となることが分かった. 一方, 左右方向のクリープ係数は, それぞれの接触領域 (接触楕円) に対応する長径・短径比とポアソン比に応じて求まる左右方向のクリープ係数の総和が, 接触面が平滑な踏面形状のときの 1 個の接触楕円の長径・短径比とポアソン比に対応するクリープ係数より大きくなる形態となるとき, 車両の蛇行動限界速度が向上し走行安定性が増すことが分かった.

このことから, 車輪削正痕と同程度の大きさの微小凹凸であっても, これを適切な形状として車輪踏面に設けることで, 実物車両の走行性能を改善できることを数値解析により示した.

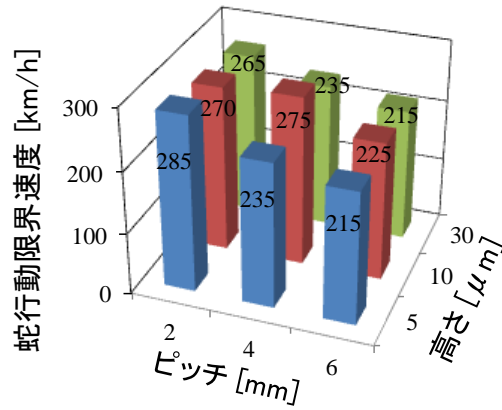
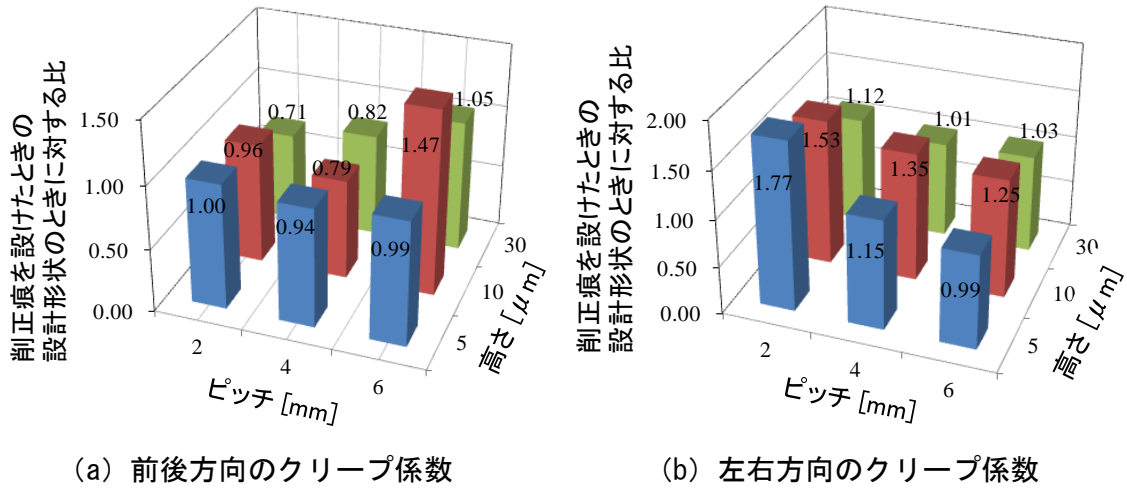
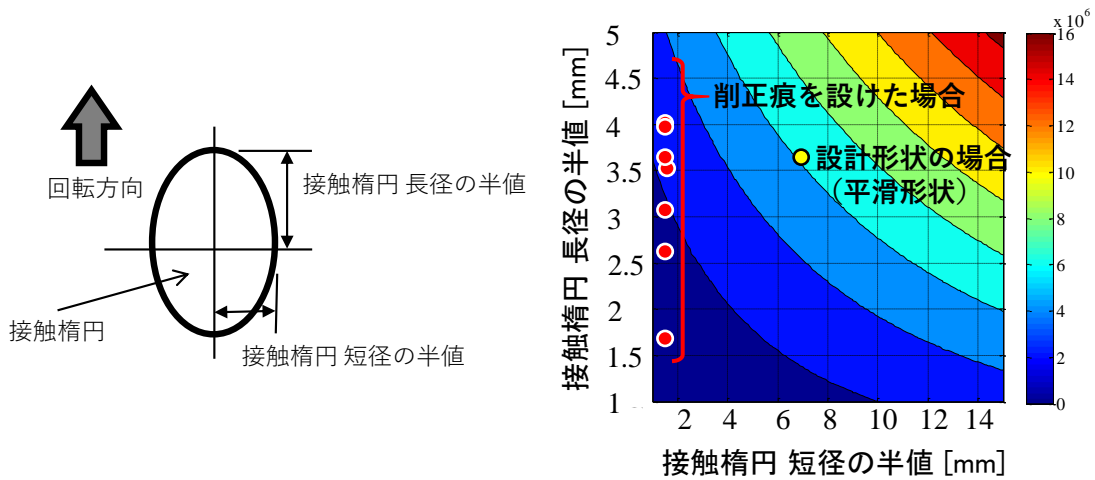


図 5-4 削正痕の有無とクリープ係数の推定結果の関係



5.4 曲線走行時の横圧低減手法の提案と車両運動解析による検証

5.4.1 概要

車輪削正痕と同様の大きさの微小凹凸でもこれを適切な形状として車輪踏面に設けることで、車両の蛇行動限界速度を向上させることができること、すなわち車輪削正痕には車両の走行性能を向上する効果があることを、前節で実施した数値解析により明らかにした。

本節では、鉄道の特徴の一つである車輪／レール間の接触位置が曲線および直線を走行するときで異なる特性を活かし、車両の直線走行安定性はこれまで通り維持しながら、曲線走行時のみ車輪踏面に微小凹凸を設けることで得られる車輪／レール間の接線力低減効果により横圧低減することを考える。そして、このようなコンセプトを実現するため、車輪踏面に一条の微小突起を設けた微小突起車輪踏面形状を提案し、数値解析によりその有効性を検討する。

5.4.2 曲線走行時の車輪／レール間に作用する接線力の関係

輪軸が曲線を低速で転走するときの車輪／レール間で作用する横圧を低減することを考える。車輪／レール間に作用する接線力および輪重の関係を図 5-6 に示す。

曲線走行時、外軌側車輪はレールと車輪フランジ部で接触し内軌側に押されながら走行するため、内軌側の車輪／レール間の接線力がこれに抵抗する形態となる。このとき、内軌側の車輪／レール間の接線力を反力とし、外軌側の車輪／レール間には定常的な外軌側横圧が作用する。

ここで、外軌側の横圧 Q を低減させることを考えたとき、前後方向の接線力 T_x , T'_x を大きくすることでアタック角を小さくする、または、内軌側の横圧 Q' を低減することが有効な手段となる。前者の場合、直線走行安定性を維持しながら車輪回転半径差を大きくすることが必要となるが、2.2.3 (2) 項で述べたように、一体輪軸には直進走行安定性と曲線走行性能には相反する関係性があり両者を満足させることは難しい。このため、本研究では後者の関係に着目する。

図 5-6 から、 Q' を内軌側の横圧、 Q を外軌側の横圧、 F_y を輪軸に作用する左右方向の力とすると、これらの関係は式 (5-22) で表すことができる。

$$Q = Q' - F_y \quad (5-22)$$

また、車輪／レール間の摩擦係数を μ 、内軌側の輪重を N とすると、内軌側の横圧 Q' は、式 (5-23) で表すことができる。

$$Q' = \mu N \quad (5-23)$$

式 (5-23) は、車輪／レール間の摩擦係数 μ 、または内軌側の輪重 N が大きいほど、内軌側の横圧 Q' が増加することを意味する。式 (5-22) は、内軌側の横圧 Q' が大きくなると、外軌側の横圧 Q も大きくなる関係を意味する。そして、これらの式から、内軌側の車輪／レール間の摩擦係数 μ を小さくするか、または、内軌側の輪重を小さくすることが外軌側の横圧を低減する方法として有効となることが分かる。

車輪／レール間の摩擦係数 μ を小さくする手段には、先行研究で実施された車輪／レール間に液体や固体を介在させる方法^{C5-5)~C5-8)}があるが、ランニングコストや美観面などの課題もある。このため本研究では、第3章と第4章で述べた基礎研究の成果の応用する方法、すなわち、車輪踏面に適切な形状の微小凹凸を設けることで、内軌側の車輪／レール間の摩擦係数 μ を小さくし、外軌側車輪／レール間の横圧低減の実現を考える。

なお、本提案手法は、カントが大きく設定された曲線を、均衡速度より低い低速で走行するとき有効性が向上すると考えられる。この理由は以下のとおりで、本提案手法は、特に、このような条件での走行安全余裕の向上に貢献することができると考えられる。

カントが大きく設定された曲線では、車両に作用する遠心力より重力成分の方が大きいので内軌側に傾きながら走行する。これにより内軌側の輪重 N が増加するので内軌側の横圧 Q' が大きくなる。そして、内軌側の横圧 Q' の反力となる外軌側の横圧 Q も大きくなるとともに外軌側の輪重が車体の傾斜により定常的に減少するため脱線係数 Q/P も大きくなる。このとき、内軌側の車輪／レール間の接線力を低減する手法を適用することで、外軌側の横圧を低減することができると考えられる。

次節で、このようなアイデアを採用した車輪踏面形状の詳細について述べる。

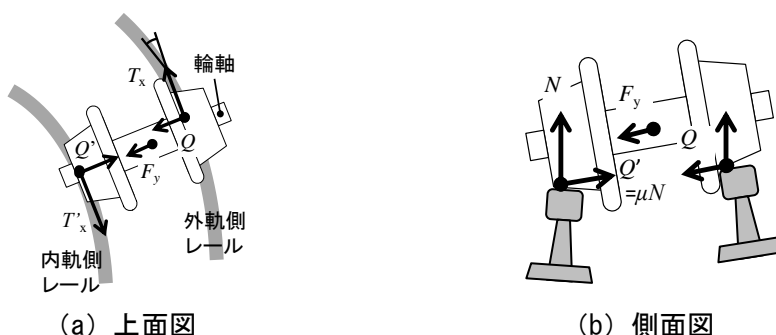


図 5-6 曲線走行時の車輪／レール間に作用する接線力

5.4.3 微小突起車輪 “Micro-ribbed Wheel Tread” の提案

曲線走行時の車輪／レール間に作用する接線力の関係を踏まえ、曲線走行時のみ内軌側の車輪／レール間の摩擦係数を低減することを考える。車輪踏面を設計形状とした 2 軸ボギー車両が軌道上を走行する場合、直線ではそれぞれの台車の前後輪軸は軌道中心に沿って走行するため、車輪踏面の中央付近でレールと接触する形態となる。しかしながら、曲線

では、それぞれの台車の進行方向に対して前側の輪軸は曲線外軌側に大きく変位しながら走行し、後側の輪軸は軌道中心付近を走行するため、前後の輪軸でその車輪／レール間の接触位置が異なる特徴がある。

このように、鉄道車両の特徴の一つでもある、線路形状に応じて車輪／レール間の接触位置が異なる特性を考慮し、前側の輪軸の内軌側の車輪踏面でレールと接触する部分にあらかじめ削正痕と同程度の大きさの微小凹凸を設けておくことで、第3章で述べたように、内軌側の車輪／レール間はこれによる接線力低減効果が得られるため、曲線の外軌側の横圧を低減することができる。さらに、車輪踏面に設けた微小凹凸は、直線走行時にはレールと接触しないので、車両の走行安定性を低下させることはない。

このようなコンセプトを実現するため、曲線を走行するときのみ内軌側の車輪／レール間の接触位置が1箇所となるよう、車輪フランジと反対側の車輪踏面に一条の突起形状を設けた新たな車輪踏面形状を提案する(図5-7 拡大図)。

車輪踏面形状を設計するにあたり、一定期間の実用を考慮すると、以下の相反する特性を満足させる必要がある。

- ① 車輪／レール間のコンタクトパッチは小さいほど、この部分に作用する接線力を小さくすることができる。
- ② その一方で、車輪／レール間のコンタクトパッチを小さくしすぎると、微小突起とレールとの間の接触面圧が高くなるため、車輪踏面に設けた突起形状は長期の走行には耐えられなくなる。

これらの相反する特性を両立させるため、車輪／レール間の接触面圧が過去の使用実績から導き出された接触面圧の目安値⁽⁵⁻¹¹⁾である平均1GPa程度となるよう微小突起の寸法を適正化することで、微小突起車輪踏面形状(Micro-ribbed wheel tread)を設計した。

微小突起車輪踏面形状の詳細を図5-7に示す。車輪踏面に設けた一条の突起部分の断面形状は、高さ150 μm 、底辺の幅12mmの断面三角形形状とし、それを設ける位置は内軌側の車輪とレールが曲線走行時のみ接触する位置とし接触幾何解析によりこれを決めた。本研究では、JR在来線での使用実績の高い修正円弧踏面形状を対象に設計を行った。

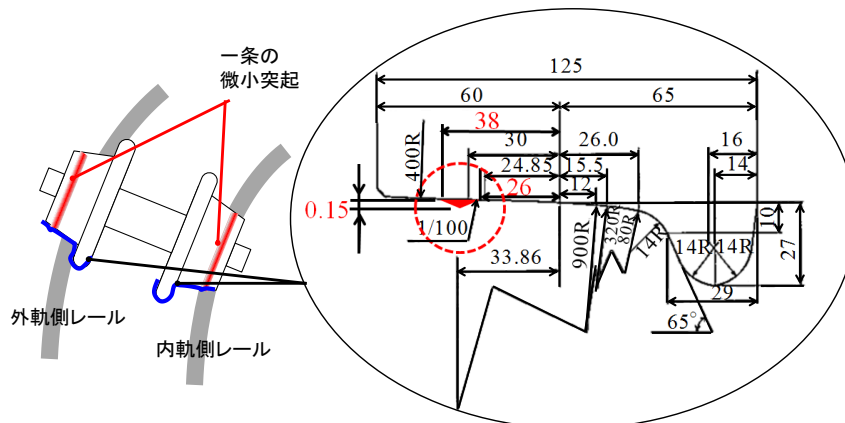


図5-7 微小突起車輪踏面形状 ” Micro-ribbed Wheel Tread Profile”

5.4.4 微小突起車輪とレール間の接線力特性

微小突起車輪とレール間の接線力特性を計算で求めるため、5.3節と同様の手順で、車輪／レール間のコンタクトパッチを求めるとともに等価クリープ係数を求めた。計算条件は、車輪とレールをそれぞれ一様断面の完全弾性体と見なし、境界要素法を応用して半無限体近似を適用した汎用ソフトウェア“TED/CPA”によりそれぞれ一様断面として求めた。車輪は前後方向に半径430mm、レールは前後方向に無限長、荷重は車両の静止輪重相当の34.6kNとした。

輪軸が外軌側へ1mm刻みで変位したときの内軌側の車輪／レール間のコンタクトパッチを計算で求めた結果を図5-8に示す。通常の車輪踏面形状の場合が図5-8(a)、微小突起車輪踏面形状の場合が図5-8(b)である。

図5-8(a)に示す通常の車輪踏面形状の場合、輪軸が右側に変位すると内軌側の車輪／レール間の接触位置は左側に変位し、車輪／レール間のコンタクトパッチはおおむね楕円形状のまま変化する。

一方、図5-8(b)に示す微小突起車輪踏面形状の場合、輪軸が右側に7mm以上変位すると、内軌側の車輪／レール間の接触位置は左側に同じだけ変位し、車輪踏面に設けた一条の突起部分(図5-7拡大図の赤色三角部分)がレールと接触する形態となる。このときの内軌側の車輪／レール間のコンタクトパッチは、前後方向に細長い形状でその面積も通常車輪踏面形状のときより明確に小さくなるが、最大接触面圧は1GPa以上と大きくなる。

図5-8(a)(b)に示す輪軸の左右変位量ごとに求めた内軌側の車輪／レール間のコンタクトパッチに対し、4.4.3節で述べた多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法を適用することで、それぞれの内軌側の車輪／レール間のクリープ係数を求めた計算結果を図5-8(c)に示す。

微小突起車輪踏面形状の場合、輪軸が左右方向に7mm以上変位すると、内軌側の車輪／レール間のコンタクトパッチは、前後方向に細長く面積も相対的に小さくなるため、通常の車輪踏面形状の場合の前後と左右方向のクリープ係数と比較して、それぞれ大きく低減する。

また、すべり率は、車輪とレールを剛体と仮定した接触幾何解析による求める。通常の車輪踏面形状と微小突起車輪踏面形状に対して、それぞれJIS 60kgレールの設計形状との組合せで接触幾何解析を実施した結果を図5-9に示す。縦軸が左側の車輪回転半径から右側の車輪回転半径を引いて求めた車輪回転半径差、横軸が輪軸の左右変位量を示す。

図5-9から、通常の車輪踏面形状と微小突起車輪踏面形状の車輪回転半径差はおおむね重なっており、輪軸が7mm以上変位しても、輪軸の左右位置によっては微小突起車輪踏面形状の車輪回転半径差が通常の車輪踏面形状の場合と比べて僅かに小さくなる場所もあるが、両者はおおむね同等となることが分かる。

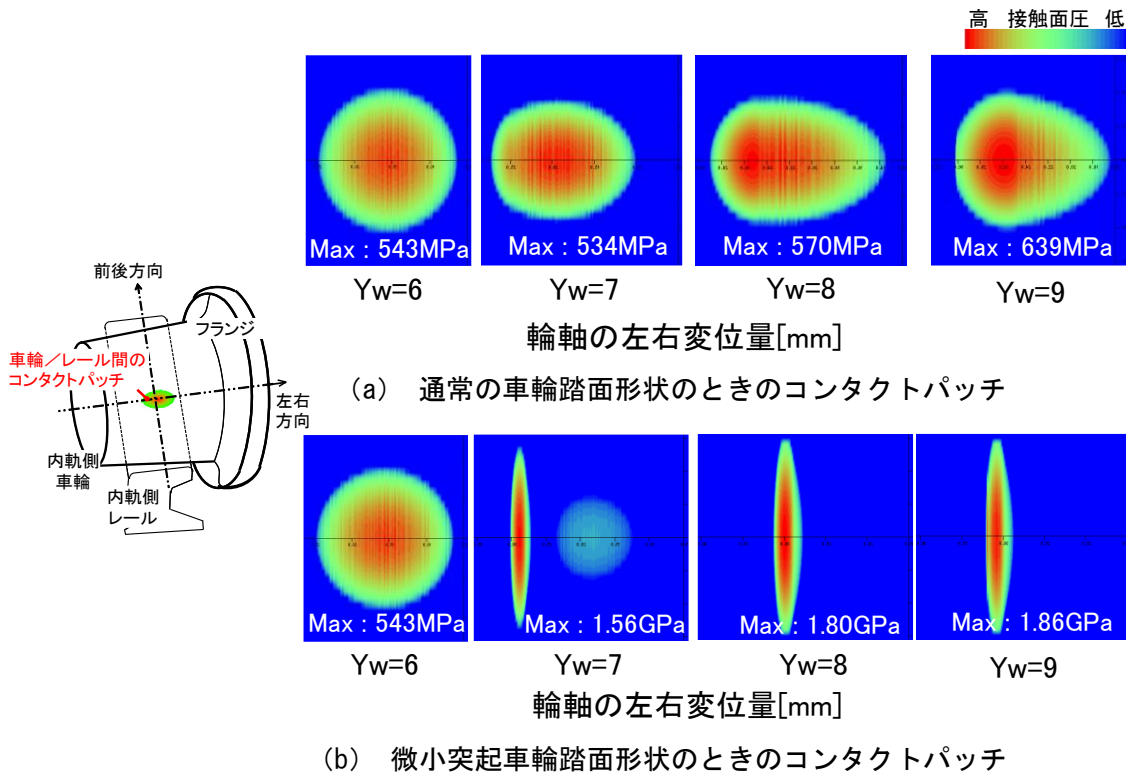


図 5-8 内軌側の車輪／レール間のコンタクトパッチとそのクリープ係数の推定値

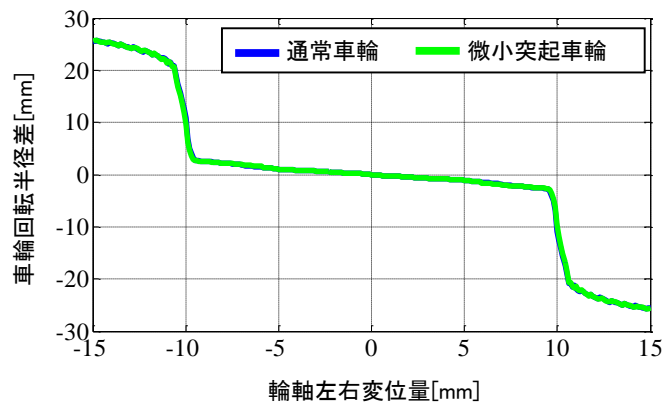


図 5-9 通常の車輪踏面形状と微小突起車輪踏面形状の接触幾何解析結果の比較

以上より、車輪フランジと反対側の車輪踏面に微小突起を設けると、輪軸が大きく変位したときのみ、内軌側の車輪／レール間のコンタクトパッチが前後方向に細長くなることでクリープ係数が大きく低減し、その一方で、車輪／レール間のすべり率は変化しないため、内軌側の車輪／レール間の接線力は低減すると考えられる。

5.4.5 先行研究に対する微小突起車輪踏面形状の優位性

(1) 先行研究に対して経済的に実現できる横圧低減手法

微小突起車輪踏面形状の導入は、先行研究で検討された曲線走行時の横圧低減手法^{C5-1)~C5-4)}に対して、大規模な設備投資をすることなく経済的に実現できることに最大の優位性がある。

定期的実施される車輪踏面の削正作業は、車両の走行安定性を維持するために必要不可欠な作業となっている。車輪踏面を微小突起車輪踏面形状に削正する場合、車両基地などに設置されている既存の車輪旋盤に入力する車輪踏面形状のデータを変更するだけで実現することができ、さらに、これまでと同様の削正周期で削正作業を実施すれば良いため、改めて検修計画を策定する必要もない。

第1章で述べたように、車輪削正後から少しの走行距離の間に発生する車輪乗り上がり脱線の低減が課題となっている。これに対する一手法として微小突起車輪踏面形状を用いることを考えた場合、車輪削正後からしばらくの間だけ車輪踏面に削正痕が残存していれば良く、その後は、車輪踏面に設けた削正痕が摩滅しても、通常的車輪踏面形状の摩耗形態と同様となるため、鉄道システムに及ぼす影響は小さく好都合となる。

先行研究で実施された車輪／レール間の摩擦制御による解決法^{C5-5)~C5-8)}と比べると、曲線走行時の横圧低減効果については過大な低減効果は期待できないが、周辺環境の変化に起因して生じる鉄道車両の走行安全余裕の低下を補うという観点で考えた場合、ランニングコストを必要としないことから、微小突起車輪踏面形状は経済的にも優れている。

(2) 軌道回路の短絡性能に及ぼす影響

車輪踏面に微小突起を設けたときの車輪／レール間の接触位置は、通常的車輪踏面形状のときの車輪／レール間の接触位置の範囲内にあることが、図5-8(a)、(b)の数値計算結果から分かる。このような特性は、軌道回路の短絡性能に及ぼす影響が小さいと考えられ、都合が良い。

ここで、軌道回路の短絡原理を、図5-10の模式図で簡単に説明する。

送信装置から閉塞区間のレールに信号電流が流されている状態を考える。列車がこの閉塞区間に進入したとき、2本のレールに流された信号電流は輪軸により短絡される。軌道回路が輪軸により短絡されると、閉塞区間の入口に設置した受信装置(信号)に信号電流が流れなくなり、信号を切り替える電磁石が消磁するため、重力によりスイッチが落下して受信

装置を赤色に灯す。これにより、後続列車の閉塞区間への進入が阻止され、後続列車の先行列車への追突を防止することができる。踏切における軌道回路も同様の原理となっている。

車輪踏面形状を変更すると車輪／レール間の接触位置も変化する。このとき、レール頭頂面を見ると、車輪との接触がない箇所に錆が生成していることが多く、車輪踏面形状を変更することで、車輪／レール間の接触位置が錆の生成している場所で接触する形態に変わることがある。この場合、車輪／レール間の電気抵抗が大きくなることで軌道回路を流れる電流が輪軸を介して短絡しにくくなるため、閉塞区間において車両の在線検知ができなくなる（信号が赤色を提示しない）、踏切が鳴動しなくなるなどの保安上の不具合が懸念される。特に、レール頭頂面の形状は常に一定ではなく、摩耗や塑性変形により場所ごとに異なることが一般的である。

このように、車輪踏面形状を変更する場合、保安上の不具合が発生するリスクが少なからずあることになる。

しかしながら、微小突起車輪踏面形状を導入することを考えた場合、その特徴の一つとして輪軸が左右に大きく変位しても、車輪／レール間の接触位置は理論的に通常の修正円弧踏面形状のレールと接触する範囲にあるため、車輪／レール間の接触位置が変化することに起因して保安上の不具合が発生するリスクは低いと考えられる。

これらのことから、微小突起車輪形状による走行安全余裕の向上手法は、先行研究に対して経済的であるとともに、軌道回路の短絡性能に及ぼす影響が小さい安全な方法と考えられる。

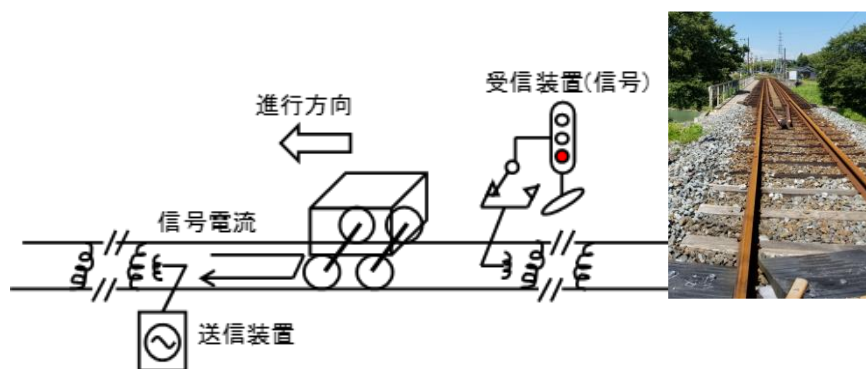


図 5-10 鉄道の保安装置に関わる軌道短絡の原理

5.4.6 数値解析による曲線走行時の横圧低減効果の検証

微小突起車輪踏面形状の曲線走行時の横圧低減効果を検証するため、車両が曲線を走行するケースを想定し、通常車輪踏面形状の場合と微小突起車輪踏面形状の場合のそれぞれに対して、先頭となる第1軸の円曲線での横圧を数値解析により求めた。計算結果を図

5-11 に示す。青線が通常的車輪踏面形状の場合、緑線が微小突起車輪踏面形状とした場合である。なお、計算条件は表 5-2 とし、車輪／レール間の摩擦係数 μ を 0.5 として計算した。

車両が直線から曲線に進入すると、第 1 軸の輪軸は外軌側に変位するため、車輪回転半径差が生じて輪軸に轉向横圧が作用する。このとき、微小突起車輪踏面形状の場合、図 5-8 (b) で述べたように、内軌側の車輪／レール間のコンタクトパッチが微小突起により前後方向に細長くなり、これにより通常的車輪踏面形状の場合よりクリープ係数が小さくなるため、内軌側と外軌側の横圧がともに低減する。

円曲線の外軌側の横圧を比較すると、通常的車輪踏面形状の場合が 12.7kN であるのに対し、微小突起車輪踏面形状は 10.5kN と小さい。これは車輪踏面に設けた微小突起が内軌側の横圧を低減させたことで、外軌側の車輪の動きに対する反力が小さくなったため、外軌側の横圧が低減したと考えられる。

次に、Case 1 と Case 2 の曲線に対して、それぞれ車輪／レール間の摩擦係数を 3 通りとした条件で、円曲線での外軌側の横圧と脱線係数 Q/P (横圧／輪重) を数値解析で求めた計算結果を図 5-12 (a) と図 5-12 (b) に示す。

図 5-12 (a) から、車輪／レール間の摩擦係数が大きくなると、外軌側の横圧と脱線係数 Q/P が増加する。しかしながら、微小突起車輪踏面形状の場合、内軌側の車輪踏面に設けた微小突起による接線力低減効果により、通常的車輪踏面形状の場合より横圧は小さくなり、特に、車輪／レール間の摩擦係数が大きい条件ほど両者の差が大きくなっている。

一方、図 5-12 (b) に示す半径 160m の曲線では、図 5-12 (a) と比較すると、通常的車輪踏面形状の場合と微小突起車輪踏面形状の場合の横圧の低減量は小さい。この理由は以下のように考える。

曲線における第 2 軸の車輪／レール間の接触位置は、第 1 軸のそれに対して軌道の中央から内軌側に寄った位置となり、第 2 軸には曲線方向と反対側の向きに作用する反操舵モーメントが発生する。このとき、台車内で車輪／レール間の接線力のバランスを考えたとき、第 2 軸は第 1 軸を曲線外軌側に押し出す形態となる。これにより、第 1 軸では車輪踏面に設けた微小突起による車輪／レール間の横圧低減効果が得られている一方で、第 2 軸の反操舵方向のモーメントによりその効果の一部が打ち消されたことで、横圧低減効果が結果的に減少すると考えられる。

その一方で、直線走行安定性については、微小突起車輪踏面形状は突起部分で定常的に車輪とレールの接触がないため、通常車輪踏面形状のときの蛇行動限界速度とは明確な違いは認められなかった。

以上より、曲線半径の大きさと台車軸距の関係、走行条件などにより横圧低減効果の差異はあるが、車輪踏面のフランジと反対側に微小突起を設ける手法は、直線走行安定性に影響を与えず、曲線横圧の低減のみに効果があることが分かった。また、特に、車輪／レール間

の摩擦係数が大きい環境下で有効となることが、数値計算による検討から明らかとなった。

なお、微小突起車輪踏面形状の小半径曲線での横圧の低減効果を高めるための方策としては、1軸台車構造にすること、2軸ボギー台車の第2軸と第4軸を独立車輪構造として前後接線力を消滅させること^{(C5-9), (C5-10)}等が挙げられる。

表 5-2 車両運動解析の計算条件

Case	曲線半径[m]	カント[mm]	スラック[mm]	速度[km/h]
1	300	90	10	10
2	160	90	10	10

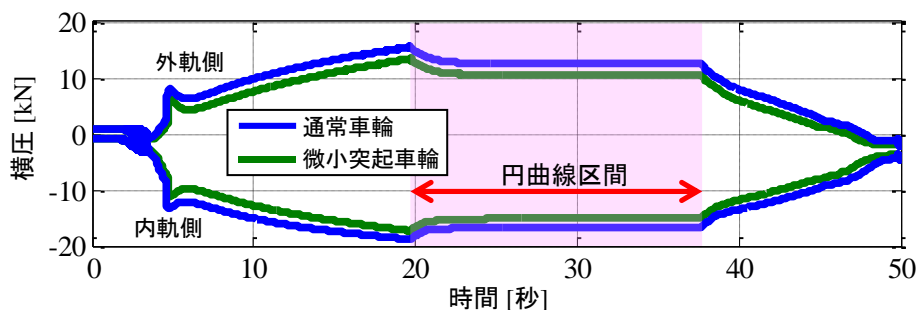


図 5-11 先頭輪軸の内軌側と外軌側の横圧に関する数値解析結果

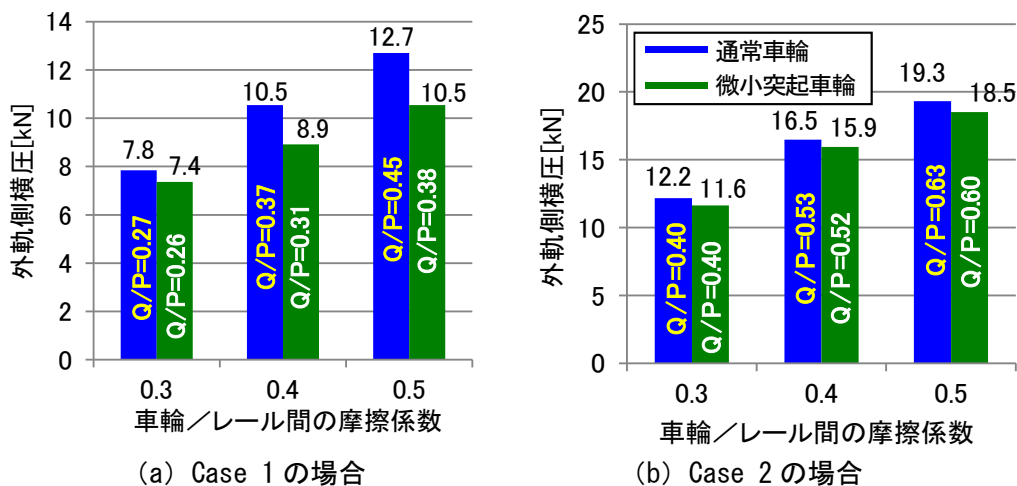


図 5-12 車輪／レール間の摩擦係数が外軌側横圧と脱線係数に及ぼす影響 (計算結果)

5.5 室内実験による実物車輪を用いた微小凹凸形状の検討

5.5.1 概要

試験輪の接触面に適切な形状で微小凹凸を設けると接線力低減効果が得られることが、第3章で述べた小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験から明らかになった。また、5.4節

では、車輪踏面に適切な形状かつ適切な位置に微小突起を設けると、曲線走行時の横圧低減効果が得られることが数値解析により分かった。このため実物車両を用いた実証実験を行う前に、実物車輪の車輪踏面に削正痕と同程度の大きさの微小凹凸を設けることで小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験と同様に接線力低減効果が得られることを確認する。

本節では、直径 810mm の実物車輪の車輪踏面に異なるピッチで高さの等しい 2 種類の微小突起形状を設けた場合と、これがない平滑な車輪踏面としたときの場合の接線力測定実験をそれぞれ実施するとともに、車輪と直結したブレーキディスクにブレーキ力を負荷することで車輪／軌条輪間の接触面に強制的にすべり率を与える方法により得られるクリープ係数を評価する。そして、車輪踏面に設けた 2 種類の微小凹凸形状の摩耗傾向を比較しその優位性を評価する。

5.5.2 試験装置と実験手順

(1) 試験装置

鉄道総研のブレーキ性能試験機 粘着試験ユニット（図 5-13、表 5-3）を用いて、実物車輪を用いた接線力測定実験を実施した。本実験では、車輪の大滑走による軌条輪の損傷が懸念されることから、車輪と軌条輪間のすべり率の閾値を 1.0%とした滑走検知装置と滑走防止弁付き増圧シリンダを実験装置に外装した。

本試験機の特徴は、実物車輪を用いた接線力測定実験ができることと、軌条輪に直結した慣性質量により実態に即した条件で車輪／レール間に作用する接線力特性を計測できることである。

(2) 接線力測定実験の流れ

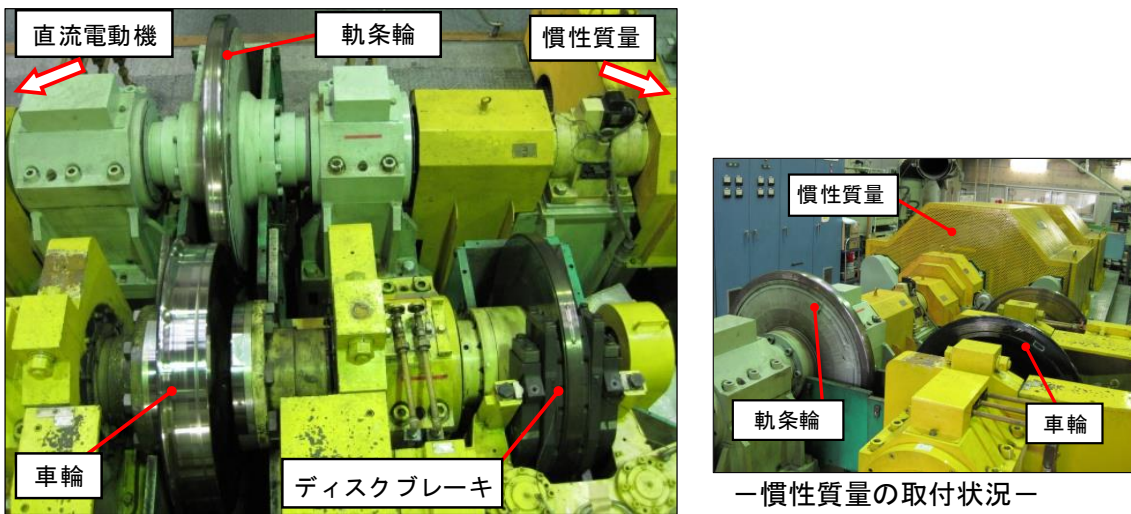
実物車輪を用いた接線力測定実験の流れを、一連の動作を示す測定結果（図 5-13 (b) 参照）を用いて説明する。

車輪を輪重相当の荷重で軌条輪に押付けた状態とし、慣性質量を付加した軌条輪をモータで回転させて車輪を軌条輪に対して従動回転させる。軌条輪を加速するとともに、車輪と軌条輪が設定速度になったとき、軌条輪の加速を止め惰行運転に切り替える。同時に、車輪軸に直結したディスクロータをブレーキキャリパで挟むことで車輪に制動力を与える。このとき、軌条輪は慣性質量による慣性力により回転を継続しようとするが、車輪にはディスクブレーキの動作による制動力が加わるため、車輪と軌条輪の接触面には強制的に前後方向のすべりが生じるとともに、前後方向の接線力が作用する。

接線力測定実験では、このときに揺動型ブレーキトルク計で測定した車輪に作用するトルク値と、車輪と軌条輪の回転数から演算により求めたすべり率を用いて、接線力とすべり率の関係を評価する。評価対象は、図 5-13 (b) に示す車輪が惰行で回転している斜線部の範囲のデータとなる。

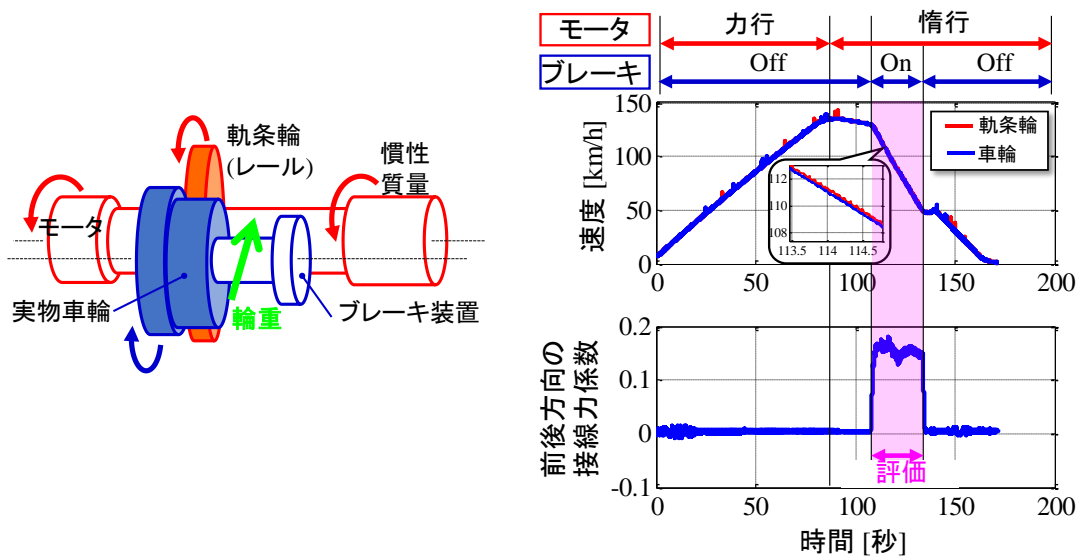
表 5-3 ブレーキ性能試験機の主要諸元

試験最高速度 (車輪径 φ860 mmの場合)	580 km/h ※ ただし、フライホイール慣性モーメントが 1666 kg・m ² 以上の場合、最高速度は276 km/h
軌条輪直径	1000 mm
車輪直径	700~1120 mm
フライホイール 慣性モーメント	392~3040 kg・m ²
最大付加輪重	98 kN



—試験機器の構成—

(a) 実験装置の外観と主要諸元



(b) 主要部の構成図 (模式図)

図 5-13 ブレーキ性能試験機 粘着試験ユニット

5.5.3 実験条件

本節では、自然環境条件での接線力測定実験を実施した。実験条件はアタック角をゼロ、在来線の走行を想定して輪重3条件(10kN, 20kN, 30kN)、ブレーキ初速度2条件(70km/h, 130km/h)とした。また、ブレーキディスクの挟み力は、営業線での通常ブレーキより大きめの値となる最大約700kPaとした。

軌条輪に付加した慣性質量は90kg(フライホイール慣性モーメント1362kg・m²)で、軌条輪本体は新品状態ではなく頭頂面には若干の表面粗さが認められる状態であった。

5.5.4 実物車輪を用いた接線力測定実験の測定系

接線力測定実験における測定系を図5-14に示す。

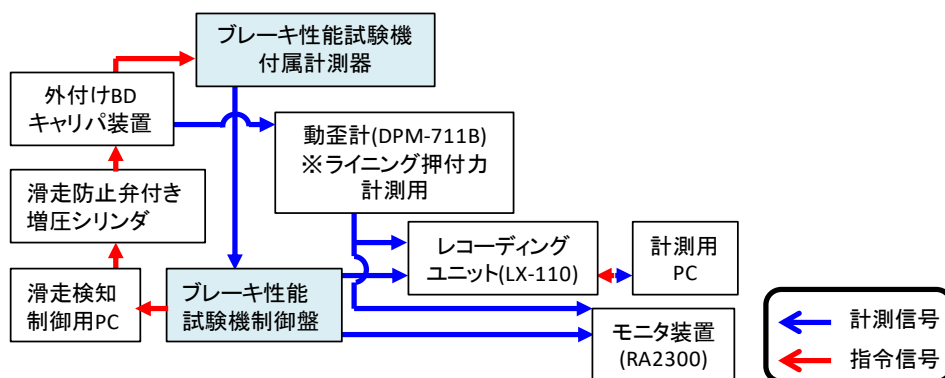


図5-14 接線力測定実験における測定系

5.5.5 ピッチの異なる2つの微小凹凸形状を設けた供試車輪

供試車輪は、直径810mmの新品B型車輪(図5-15(a))とし、その車輪踏面形状はJR在来線用の修正円弧踏面形状とした。

車輪踏面が平滑な修正円弧踏面形状とした場合(以下、通常車輪と記す。)と、これに異なる2種類のピッチの異なる削正痕形状を設けた場合(以下、微小凹凸車輪(Type-AとType-B)と記す。)の2条件について、それぞれ微小凹凸を設けた車輪踏面の位置に軌条輪を接触させた状態で接線力測定実験を行い、車輪と軌条輪間に作用する接線力特性(接線力とすべり率の関係)について比較した。通常車輪と微小凹凸車輪の詳細を以下に示す。

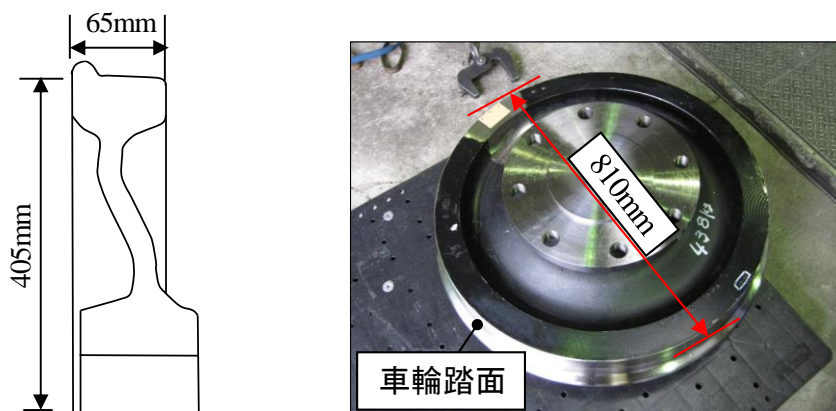
◆ 通常車輪

平滑な表面で、その表面粗さは算術平均粗さRaで2.14μm程度である。

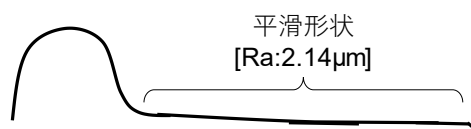
◆ 微小凹凸車輪：図5-15(c)に示すよう2種類の微小凹凸形状を設けたもの

Type-A：高さ150μmでピッチ1mmの連続した削正痕を設けたタイプ

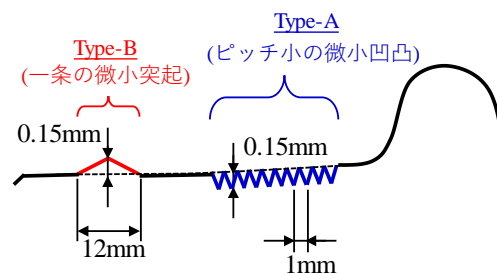
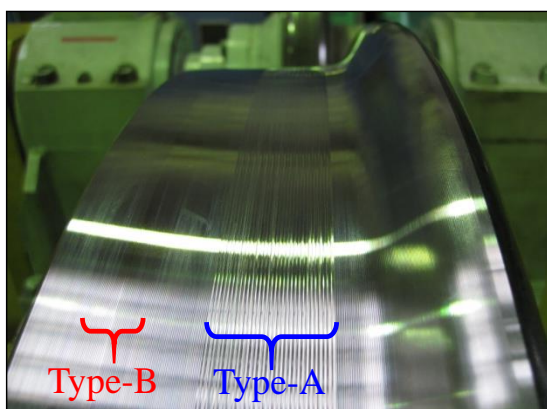
Type-B：高さ150μmで幅12mmの一条の突起形状の削正痕を設けたタイプ



(a) 供試車輪 (B形車輪)



(b) 通常車輪踏面形状



(c) 微小凹凸車輪踏面形状 (Type-B) と微小凹凸車輪踏面形状 (Type-A)

図 5-15 実験前の供試車輪の車輪踏面

5.5.6 車輪踏面に設けた微小凹凸形状とクリープ係数の関係評価

(a) 微小凹凸車輪 (Type-A) の場合

車輪踏面に設けた削正痕と同程度の大きさの微小凹凸形状が、車輪/レール間の接線力特性に、特に、クリープ係数に及ぼす影響について検討を行う。

最初に、通常車輪と微小凹凸車輪 (Type-A) を用いたときの実験結果を比較する。これらの実験結果を図 5-16 に示す。図中のそれぞれの直線は、接線力の変化が線形と見なせる範囲での原点を通る近似直線で、その傾きが図中に数字で示すクリープ係数を意味する。

図 5-16 (a) の荷重 20kN の場合、微小凹凸車輪 (Type-A) の 1 回目と 2 回目のクリープ係数の値が約 2 倍異なる。これは車輪踏面に設けた微小凹凸が摩滅し、通常車輪の表面状態に近づいたためと考えられる。このように考える理由として、実験 1 回目に実施した実験の前後で車輪踏面形状を測定し比較したところ、実験前の形状では微小凹凸の高さが 150 μ m であったのに対し、実験後では接触幅の一部で微小凹凸が完全に摩滅し、その周辺の微小凹凸も摩耗により 140 μ m から 90 μ m 程度に低くなっていたことが挙げられる。

図 5-16 (b) の荷重 30kN の場合、通常車輪と微小凹凸車輪 (Type-A) の場合のクリープ係数に明確な差異が認められない。これは、繰り返しの実験により、車輪踏面に設けた微小凹凸の高さが、最初から 150 μ m より低い状態であったことが理由と考えられる。

これらの実験結果から、微小凹凸車輪 (Type-A) のクリープ係数は、微小凹凸が残存していたときには通常車輪の場合より若干小さいと考えられるが、微小凹凸部分が摩滅したときには、通常車輪の場合と同程度の接線力特性となることが分かった。

以上より、微小凹凸車輪 (Type-A) は、実際の車両の加減速走行を考慮すると耐摩耗性において不利となることが分かった。

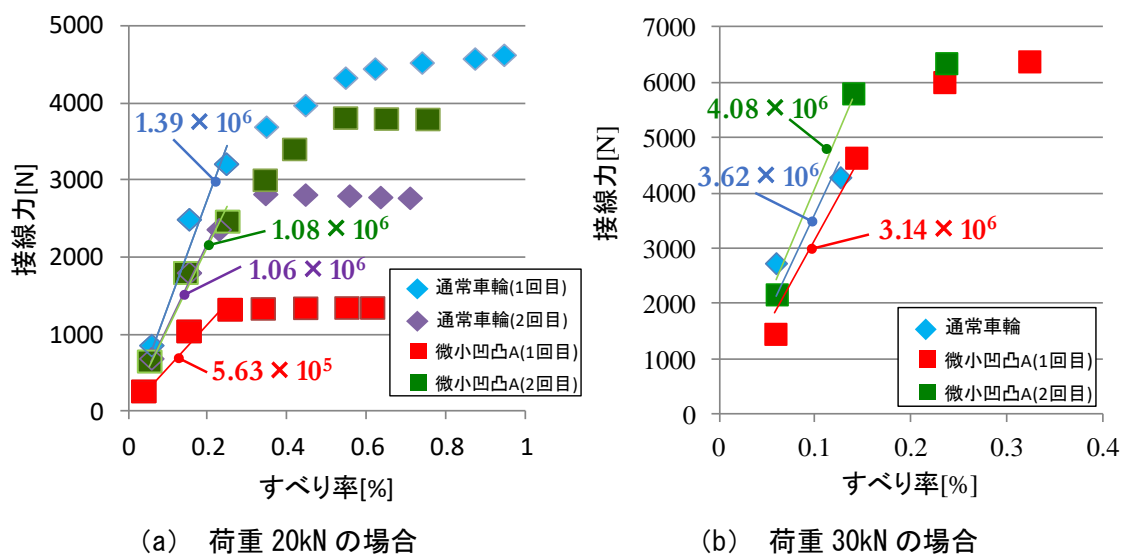


図 5-16 微小凹凸車輪 (Type-A) の接線力特性

(b) 微小凹凸車輪 (Type-B) の場合

前項と同様に、微小凹凸車輪 (Type-B) の場合の検討を行う。通常車輪と微小凹凸車輪 (Type-B) の車輪/レール間の接線力特性について比較した結果を図 5-17 に示す。

図 5-17 (a), (b) から、荷重条件に関係なく、微小凹凸車輪 (Type-B) のときのクリープ係数は、通常車輪の約 12~32%と明確に小さい。また、微小凹凸車輪 (Type-B) のときでは、実験 1 回目と実験 2 回目の実験結果を比較すると、クリープ係数は同程度で再現性も認められる。その後、繰り返しの実験を行ってもしばらく同様の傾向が認められた。これは、車輪踏面に設けた微小突起形状が比較的幅の広い一条の山型形状となっていることで、車輪/レール間のコンタクトパッチが小さい状態を維持しているためと考えられる。

前項で述べた微小凹凸車輪 (Type-A) と比較すると、比較的幅の広い一条の微小突起形状は、単位面積当たり作用する接線力が小さく耐摩耗性に有利な形状のため、接線力測定実験を繰り返し実施しても形状変化が小さく、接線力低減効果が安定すると考えられる。

以上より、実物車輪を用いた接線力測定実験の結果から、実際の車両の走行条件において、車輪/レール間で作用する接線力の低減効果を比較的長期間にわたり持続させることができる微小凹凸形状は、車輪踏面に一条の微小突起を設けた微小凹凸車輪 (Type-B) であることが分かった。

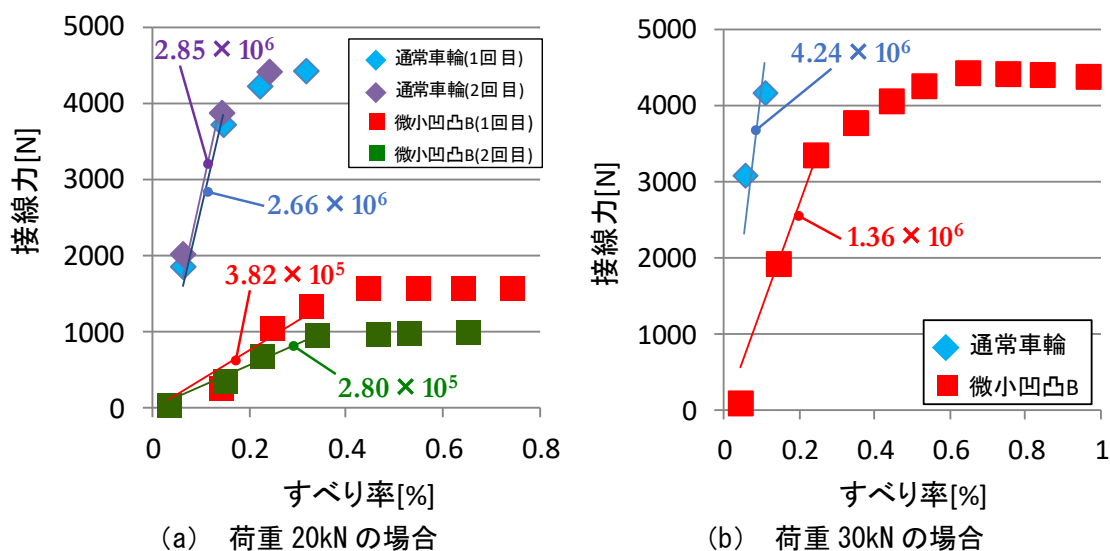


図 5-17 微小凹凸車輪 (Type-B) の接線力特性

5.6 第5章のまとめ

本章では、室内実験で得られた接触面に適切な形状の削正痕を設けることにより生じる接線力低減効果を、鉄道車両の走行安全余裕の向上に応用することを考え、車輪踏面は平滑にすることが車輪乗り上がり脱線に対する走行安全余裕を向上できるとする現在の考えとは異なるアプローチとなる、車輪踏面に削正痕と同程度の大きさの適切な形状の微小凹凸を積極的に設ける手法を提案した。そして、数値解析と実物車輪を用いた接線力測定実験により本提案手法の実現可能性に関する検討を行った。その結果、以下の知見が得られた。

最初に、接触面に削正痕と同程度の大きさの微小凹凸を設けることで生じる接線力低減効果が、実物車輪の走行性能に影響を及ぼす程度の効果を有していることを確認するため、多様な車輪削正痕を考慮した模擬車輪とレールの組合せで車両運動解析を実施し、蛇行動限界速度の違いを評価した。その結果、削正痕と同程度の大きさの微小凹凸であってもこれを適切な形状として車輪踏面に設けることで、車両の走行性能を向上させる効果が得られることが分かった。

次に、鉄道車両の曲線走行時の横圧低減効果を期待した、車輪踏面のフランジと反対側に一条の微小突起を設けた微小突起車輪踏面形状を提案するとともに、車両運動解析によりその有効性を検討した。その結果、車輪踏面のフランジと反対側に一条の微小突起を設けることで、直線走行時の走行安定性には影響を与えず、曲線走行時の内軌側の車輪／レール間に作用する接線力を低減させ、同時に、外軌側の車輪／レール間に作用する横圧を低減させる効果が得られることが分かった。また、このような横圧低減効果は、車輪／レール間の摩擦係数が大きい条件ほど効果が増すことが分かった。

最後に、本提案手法の妥当性を構内走行試験で検証する計画を策定するにあたり、実物車輪に対しても、接触面に適切な形状で削正痕を設けることで生じる接線力低減効果が得られることを確認するため、車輪踏面に異なる2種類の微小凹凸形状を有する実物車輪を用いた接線力測定実験を実施し、クリープ係数の差異に着目した評価を行った。その結果、実物車輪に対しても車輪踏面に削正痕と同等の大きさの微小凹凸を設けることで、室内実験で実施したときと同様に接触面に作用する接線力が低減することが分かった。そして、車輪／レール間の接触面に作用する接線力低減効果が高く、その効果を長くすることができる形状は、車輪踏面に一条の突起形状を設けることであることが分かった。

このことから、接線力低減効果の持続性の観点からも、車輪踏面に一条の微小突起を設けた微小突起車輪踏面形状は優れていることが分かった。

以上より、数値解析および室内実験による検討の結果、数値解析からは、車輪削正痕と同程度の大きさの微小凹凸であっても、これを車輪踏面に対して適切な位置、適切な形状で設けることにより、車両の走行性能を向上させる効果が得られることが分かった。そして、室

内実験からは、実物車輪を用いた接線力測定実験により、実物車輪であっても接触面に適切な形状とした削正痕を設けることで、車輪／レール間の接線力低減効果が得られることが分かった。

本章で明らかとなった知見を踏まえ、第6章で走行中の車輪／レール間の接触状態を評価するシステムの開発と評価手法を構築するとともに、第7章で実物車両を用いた構内走行試験により本提案手法の妥当性の検証を行う。

第6章

サーモグラフィカメラを用いた走行中の 車輪／レール間の接触状態評価法の構築

6.1 概要

鉄道車両の走行性能を評価する場合、第3章および第4章で述べたように、車輪削正痕と同程度の大きさの微小凹凸が接触面に存在するだけでも車輪／レール間の接線力特性は大きく異なるため、車輪／レール間の接触状態を詳細に把握することが重要となる。しかしながら、車輪／レール間の接触面圧は800MPa以上と非常に高く、これを詳細に測定することができる測定器が現存しないこともあり、従来の研究では、車両を静止させた状態で車輪／レール間に感圧紙などを挟む簡便な方法による定性的な評価に留まっていた。このように車輪／レール間の非常に高い接触面圧という制約条件の存在により、走行中の車輪／レール間の接触状態は十分に把握されているとは言えない現状がある。ところが、海外における近年の研究動向を調査すると、サーモグラフィカメラを用いることで走行中の車輪／レール間の接触部で生じる摩擦熱の残像を熱画像上で可視化し、その摩擦熱の残像から車輪／レール間の接触位置を定性的に把握する斬新な研究事例が報告されている。このようなサーモグラフィカメラで車輪／レール間の接触位置を熱画像上で可視化する手法は本研究の課題解決にも十分活用できると考えられるが、この手法をそのまま適用することに測定精度の面で検討の余地があった。

本章では、サーモグラフィカメラで車輪／レール間の接触部で生じる摩擦熱の残像を熱画像上で可視化する方法を、走行中の車輪／レール間の接触状態の評価に応用することを考え、その測定精度と利便性を向上させた「車輪／レール間の状態監視システム（以下、車輪／レール間モニタリングシステム）」の開発を行う。そして、車輪／レール間モニタリングシステムを用いた、走行中の車輪／レール間の接触状態を評価する手法を構築するとともに、鉄道総研の構内試験線で実施したケース・スタディにより、走行中の車輪／レール間の接触状態を定量的に評価できることを実証する。

6.2 サーモグラフィカメラを用いた車輪／レール間モニタリングシステム

6.2.1 車輪／レール間モニタリングシステムの構成

Burstow^{C6-1)}らは、走行中に車輪／レール間の接触位置を可視化する手法を提唱している。彼等の提唱する手法は、走行中の車輪をその背後からサーモグラフィカメラで撮影することで、曲線や分岐器を通過するときに車輪／レール間で生じる摩擦熱の残像を捉え、その残像の位置から車輪／レール間の接触位置を定性的に把握するというユニークなものである。この検証実験では、実物車両の車体床下に設置したサーモグラフィカメラで車輪／レール間の接触部付近の撮影を行っている。

その一方で、この方法には以下に示す2つの課題がある。

1つ目の課題としては、車輪／レール間で生じる摩擦熱を計測する特性上、接触部と非接触部の温度差が小さい条件では熱画像上でコントラストが得られないため、車輪／レール

間の接触位置を把握できない場合があることである。特に、直射日光によりレール頭頂面の温度が高くなる条件では使用することは困難と考えられる。

しかし、これについては、天候が曇りの日や夜間など、レール頭頂面の温度が低く温度むらが少ない限定した環境条件で使用することで緩和することができると考えられる。

2つ目の課題としては、サーモグラフィカメラの設置位置により測定精度が大きく変わることである。

車輪／レール間の接触位置を単純に確認するだけであれば問題はないが、車体床下にサーモグラフィカメラを設置しているため、曲線走行時には車体と台車間に相対角度が生じ、熱画像上での車輪／レール間の接触位置が大きく変位することになる。

本研究で開発する測定システムでは、パソコン上で車輪／レール間の接触位置を定量的に自動評価することを考える。この場合、車体床下にサーモグラフィカメラを設置することは、熱画像上での車輪／レール間の接触位置の変化を捉えるアルゴリズムを複雑化することとなり好ましくない。さらにサーモグラフィカメラ特有の現象として、金属などの光沢面を撮影すると周囲の熱源が映り込む現象が生じ、熱源が無い状態にも関わらず熱源があるような熱画像「疑似熱画像」が記録される場合がある。これらを改善するためには、測定機器の構成も含め、詳細に検討する必要がある。

(1) サーモグラフィカメラ取付位置の検討

サーモグラフィカメラの設置位置を検討するため、鉄道総研の構内試験線で予備走行試験を実施した。その結果、サーモグラフィカメラの取付位置をレール頭頂面に近い高さ位置とし、車輪／レール間の接触面に対して鋭角の角度となるよう撮影することで、疑似熱画像を得にくくできることが分かった。さらに、サーモグラフィカメラの取付位置を *Burstow* と同じ車体床下とした場合、本研究で想定したとおり、車体と台車のヨーイング方向の相対角度が生じることで、直線走行時と曲線走行時の熱画像上の車輪／レール間の接触位置が変化することが分かった。すなわち走行中の車輪／レール間の接触位置を自動評価するシステムを考えたとき、機器構成とその制御が複雑化する課題がある。

このため本研究では、台車枠の横ハリ下にサーモグラフィカメラを設けることとした。これにより、カメラと測定対象車輪が常時正対する位置関係となるため、線路の線形に関係なく熱画像のフレーム内で常に同じ位置に車輪／レール間の接触位置がくるため、複雑なアルゴリズムを用いることなく車輪／レール間の接触位置を定量的に評価することができる。

(2) サーモグラフィカメラの仕様検討

サーモグラフィカメラの設置状況を図 6-1 に、サーモグラフィカメラの主要仕様を表 6-1 に示す。サーモグラフィカメラは台車枠下の狭い空間に設置するため、小型・軽量タイプの IR システム製の AIR32 Professional を選定した。また、車輪／レール間の低い摩擦熱を検知しやすくするため、20～40℃の範囲の温度分解能を向上した仕様にカスタマイズした。特に、曲線走行時に内軌側の車輪踏面とレールが接触する形態の場合、車輪／レール間で生じ

る摩擦熱の残像は、接触部と非接触部で2℃程度の差異しかないことが分かっているためである。走行中には、防塵・防滴のため、サーモグラフィカメラの前面に赤外線透過する特殊フィルムを設けて使用した。

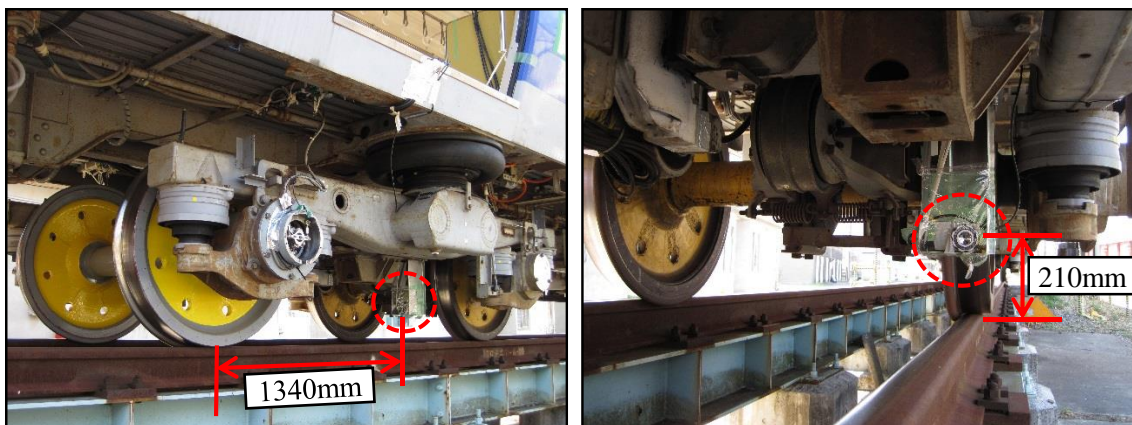


図 6-1 サーモグラフィカメラの設置状況

表 6-1 サーモグラフィカメラとその主な仕様

画素数	320×240
測定温度範囲	20℃～40℃
温度精度	±0.5℃
使用可能環境温度	5℃～40℃
質量	約0.25kg
形状	53×81×60mm
フレームレート	最大20Hz
振動・衝撃	なし
防塵・防滴	なし

6.2.2 車輪／レール間モニタリングシステム解析結果の妥当性の検討

車輪／レール間モニタリングシステムの評価結果の妥当性を検討するため、同一地点で撮影した熱画像とデジタルカメラで撮影した画像の比較を行った。車輪／レール間モニタリングシステムで撮影した熱画像は、曲線走行時の遠心力により車輪／レール間の接触位置が変化しないようにするため、速度 10km/h 程度の低速走行時に撮影したものである。一方、デジタルカメラで撮影した画像は、車両を停止させたときに撮影したものである。

左車輪とレール間の接触部を撮影した両画像を図 6-2 (a), (b) に、右車輪とレール間の接触部を撮影した両画像を図 6-2 (c), (d) にそれぞれ対比して示す。

図 6-2 (a) (b) から、左車輪とレールの接触位置は、両者とも車輪の表リム面側の踏面のおおむね同じ位置で接触していることが分かる。

図 6-2 (c) は、車両を円曲線中に停車させたときの右車輪とレール間の接触位置を撮影したものであるが、撮影場所が半径 100m の急曲線で輪軸の車輪回転半径差が不足したことで、車輪フランジの直線部中央付近でレールゲージコーナと 1 箇所接触し、車輪踏面がレール頭頂面から離れた状態となっている。図 6-2 (d) の熱画像でも、車輪フランジ直線部の中央付近でレールゲージコーナとの接触が認められ、その 1 箇所の接触位置は、図 6-2 (c) のデジタルカメラで撮影した画像と同様となっていることが分かる。

車両が曲線を走行するとき、台車内にある先頭側の輪軸は外軌側に大きく変位するため、左右の車輪／レール間には前後・左右方向のすべり率に起因する接線力が作用するとともに瞬間的に摩擦熱が生じる。一方、車輪／レール間の接触部には、これらの接触で生じる摩擦熱以外の熱源は原理的に存在しない。このことから、熱画像で撮影された接触位置が実際の車輪／レール間の接触位置と考えて問題ない。

以上、車輪／レール間モニタリングシステムで撮影した熱画像で確認された車輪／レール間の接触位置は、デジタルカメラで撮影した接触位置と同等の接触位置と評価することができ、車輪／レール間モニタリングシステムは実際の現象を捉えていることが分かった。

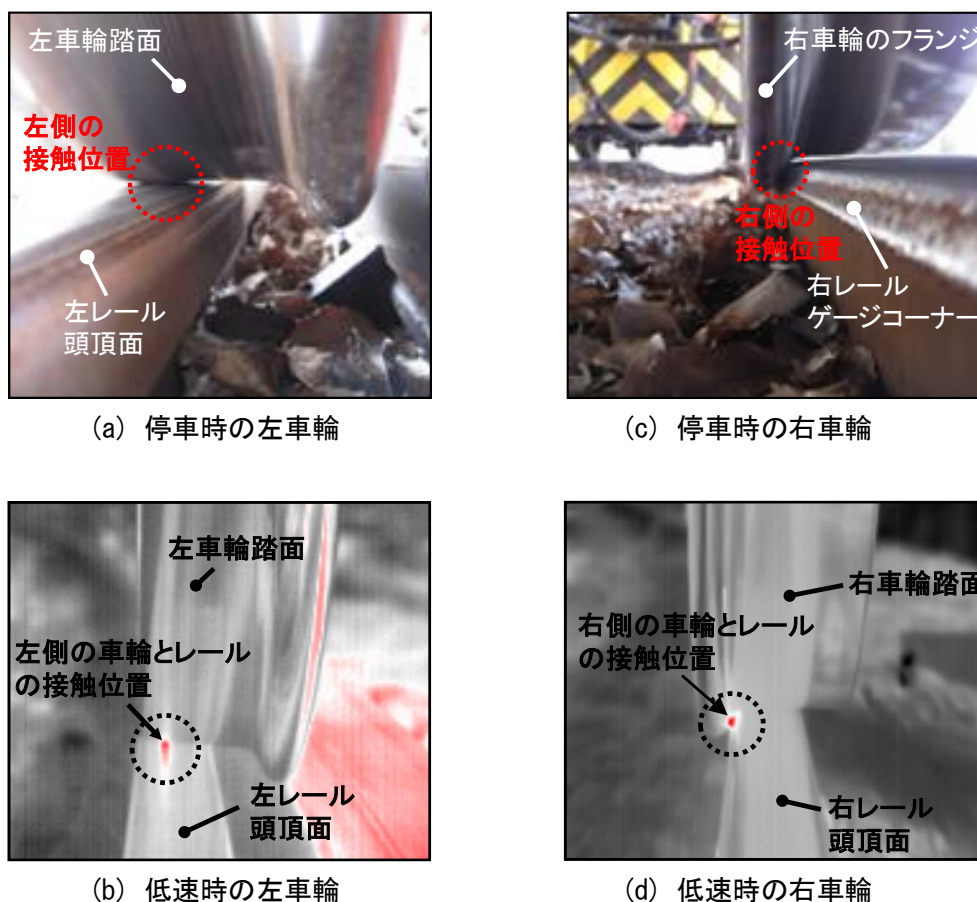


図 6-2 同一地点付近での車輪とレールの接触位置の比較

6.3 車輪／レール間に作用する接線力の可視化

6.3.1 概要

車輪／レール間モニタリングシステムにより、走行中の車輪／レール間の接触状態を評価する手法として、車輪／レール間に作用する著大横圧の発生位置を推定することを考える。まず、車輪／レール間の接触形態の特徴を整理する。車輪踏面には軌道中心寄りに車輪半径が大きくなる形態で勾配が設けられている。輪軸は、曲線や通り不整を有する軌道を走行するときには片側のレール方向に寄る。このとき、輪軸が寄った側の車輪はフランジに近い位置でレールと接触し、もう一方はフランジとは逆側の車輪踏面で接触することになる。車輪とレールがこのような接触形態となった場合、輪軸が寄った側の車輪は速く進み、もう一方の車輪は遅く進もうとするが、輪軸は2枚の車輪を1本の車軸に圧入された一体構成となっているため、同じ距離しか進むことができない。このとき、車輪／レール間の接触面には、左右の車輪半径差とアタック角に起因するすべり率が生じ、これにより、左右車輪の接触面には前後と左右方向に接線力が作用する。そして、それぞれの接線力が作用するときに摩擦熱も同時に生じる。このときの車輪／レール間の接触面を進行方向の後方からサーモグラフィカメラで撮影することで、車輪／レール間で生じた摩擦熱の残像を撮影することができる。ここで、駆動力や制動力といったトルクが輪軸に作用しない条件を考えた場合、前後方向の接線力に起因する摩擦熱が左右方向の接線力に起因する摩擦熱を強調する効果が生まれるため、車輪／レール間で生じる摩擦熱と著大横圧の相関が高くなる。すなわち、サーモグラフィカメラで著大横圧を可視化することができることになる。

本節では、このような車輪／レール間の接触メカニズムに基づき、走行中の車輪／レール間の著大横圧の発生位置を定性的に評価する手法を提案するとともに、実物車両を用いた走行試験から本提案手法の妥当性を実証する。

6.3.2 輪軸の左右変位置と車輪／レール間に作用する接線力の関係

輪軸の左右変位置と車輪／レール間に作用する接線力の関係を考える。車輪とレールを剛体と仮定し、一般的な車輪踏面形状とレール頭頂面形状の組合せから求めた接触幾何解析の結果を図6-3に示す。輪軸の左右変位置ごとに求まる左右の車輪／レール間の車輪回転半径と接触角の関係から横圧と摩擦熱の関係を理解することができる。

一般的な輪軸の場合、第2章で述べたように、車輪踏面には軌間内側の車輪半径が大きくなるように勾配が設けられている。輪軸が一方のレール方向に大きく変位すると、変位した側の車輪／レール間の接触位置はフランジ方向に変化する。このような接触状態となるとき、図6-3に示すように、車輪回転半径差と接触角度の差異はともに大きくなり、車輪／レール間の接触面には、前後方向と左右方向の接線力が作用する。

前後方向の接線力 F_{XL} と F_{XR} は、式(6-1)と式(6-2)から求めることができる。

$$F_{XL} = -C_{11}S_{XL} \quad (6-1)$$

$$F_{XR} = -C_{11}S_{XR} \quad (6-2)$$

また、前後方向の接線力は、前後方向のクリープ係数 C_{11} と同方向のすべり率の積で求めることができ、前後方向のすべり率 S_{XL} 、 S_{XR} は、式 (6-3) と式 (6-4) から求めることができる。

$$S_{XL} = 1 + (\dot{X}_w - b_w \dot{\psi}_w) / vel - r_L \omega_0 / vel \quad (6-3)$$

$$S_{XR} = 1 + (\dot{X}_w + b_w \dot{\psi}_w) / vel - r_R \omega_0 / vel \quad (6-4)$$

ここで、 r_L と r_R は左右の車輪回転半径、 r_0 は中立位置における車輪半径、 \dot{X}_w は輪軸の前後方向の速度、 $\dot{\psi}_w$ ヨーイング角速度、 vel は速度、 ω_0 は車輪回転角速度、 b_w は車輪／レール間の接触間距離の半値を表す。

一方、車輪／レール間で作用する横圧 Q_L と Q_R は、式 (6-5) と式 (6-6) から求めることができる。

$$Q_L = -P_L \tan \alpha_L + F_{YL} / \cos \alpha_L \quad (6-5)$$

$$Q_R = P_R \tan \alpha_R + F_{YR} / \cos \alpha_R \quad (6-6)$$

ここで、 P_L と P_R は輪重、 F_{YL} と F_{YR} は左右方向の接線力、 α_R と α_L は接触角度を表し、添字 R と L は左右を意味する。

左右方向の接線力 F_{YL} と F_{YR} は、左右方向のクリープ係数と車輪／レール間で生じる左右方向のすべり率の積から求めることができ、左右方向のすべり率は、式 (6-7) と式 (6-8) で求めることができる。

$$S_{YL} = [(\dot{Y}_w + r_L \dot{\phi}_{wi}) / vel - \psi_w] / \cos \alpha_L \quad (6-7)$$

$$S_{YR} = [(\dot{Y}_w + r_R \dot{\phi}_w) / vel - \psi_w] / \cos \alpha_R \quad (6-8)$$

ここで ϕ_w 、 ψ_w は輪軸のロール角とアタック角、 vel は速度を表す。

このように、式 (6-1) から式 (6-8) に基づき、輪軸が左右方向に大きく変位すると車輪回転半径と接触角度が大きくなり、これにともない曲線中ではアタック角が大きくなるため、車輪／レール間の前後方向の接線力と横圧の両方が大きくなる。

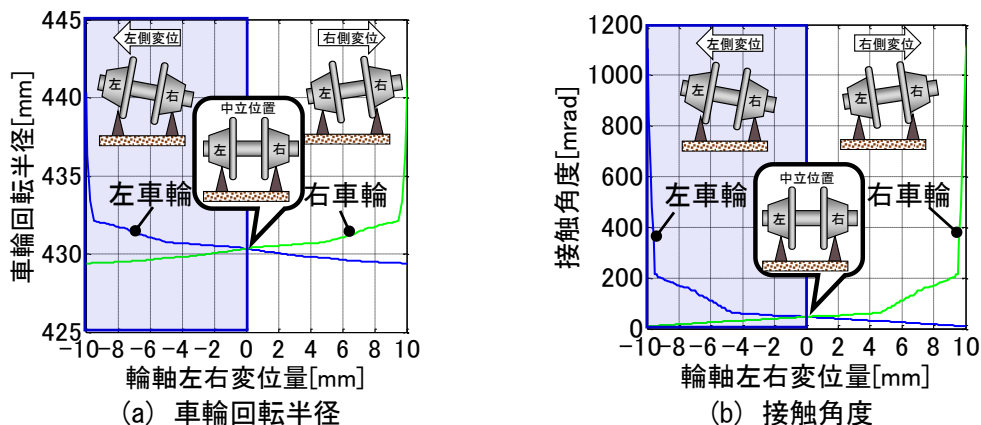


図 6-3 一般的な接触幾何解析の結果（車輪径 860mm の場合）

6.3.3 車輪／レール間の著大横圧の評価方法

輪軸が左右方向に大きく変位すると、車両が一体輪軸を装着している場合、車輪／レール間には前後接線力と横圧が発生するとともに、車輪／レール間には前後方向と左右方向の合成したすべり率に起因する摩擦熱が生じる。

前後方向のすべり率は、式 (6-3) と式 (6-4) に基づき、輪軸が左右方向に大きく変位したときに、主に車輪回転半径差が生じることで生じるものである。左右方向のすべり率は、式 (6-7) と式 (6-8) に基づき、輪軸が左右に大きく変位したときに接触角が大きくなることとアタック角が大きくなることで生じるものである。特に、後者の寄与が高い。輪軸が大きく左右変位すると、両方向のすべり率は同位相で大きくなると考えられる。

ここで、輪軸に駆動力や制動力が作用しない限定的な条件を考えた場合、前後方向の接線力は車輪の空転や滑走によるものではないので、前後方向のすべり率に起因する摩擦熱は、左右方向のすべり率に起因する摩擦熱を強調する関係性となる。このとき、車輪／レール間モニタリングシステムで熱画像として撮影した合成したすべり率に起因する摩擦熱の残像（以下、閃光温度）は、車輪／レール間で作用する著大横圧と高い相関を持つと考えられる。

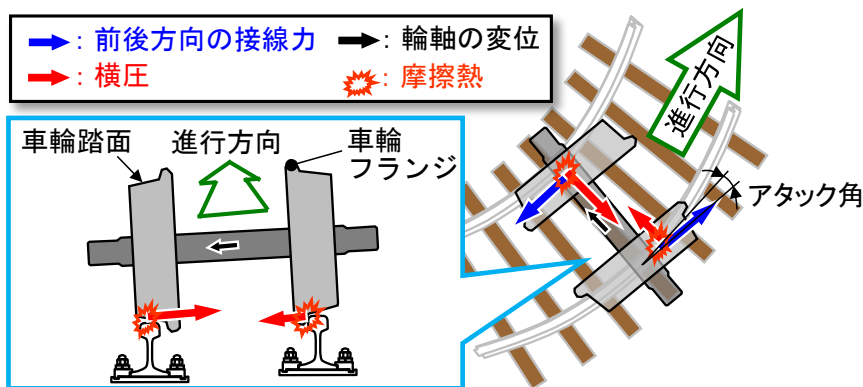


図 6-4 車輪／レール間の著大横圧と摩擦熱の発生メカニズム

このような車輪／レール間の著大横圧と摩擦熱の発生メカニズムに基づき、走行中の車輪／レール間の著大横圧の評価を行う。

本研究では、車輪／レール間モニタリングシステムで撮影対象とする車輪を輪重横圧測定用輪軸としている。このようにすることで、輪重横圧測定用輪軸で計測した横圧波形と比較することができるため、車輪／レール間モニタリングシステムの評価結果の妥当性を評価することができる。

6.3.4 車輪／レール間の著大横圧の評価結果

(1) 著大横圧の発生を推定する探査エリアの設定

走行中の車輪／レール間で作用する著大横圧を、6.3.3節で述べた原理に基づき評価するにあたり、まず、車輪／レール間モニタリングシステムで計測した熱画像に、車輪／レール間で生じる閃光温度を捉える探査エリアを設ける。

図6-5は、車輪／レール間モニタリングシステムで撮影した車輪／レール間の接触面付近の熱画像である。6.3.3節で述べた輪軸の左右変位量と車輪／レール間の接触位置の関係によると、輪軸が左右に大きく変位したときの車輪／レール間の接触位置は、外軌側が車輪フランジの根元付近、内軌側が車輪踏面の表リム面側となる。そして、車輪／レール間で生じる閃光温度には、車輪とレールが非接触状態となると瞬間的に温度低下する特性があることを考慮すると、車輪／レール間で生じる閃光温度を捉えるための探査エリアはこの2箇所のうち、レールと接触する位置付近が適すると考えられる。

これらを踏まえ、車輪／レール間で生じる閃光温度を計測するための探査エリアは、図6-5の熱画像上に示す長形状の枠として設定し、この2箇所の探査エリアで計測した閃光温度の最大値をそれぞれ時系列で記録することで、車輪／レール間で作用する著大横圧の発生場所を推定した。

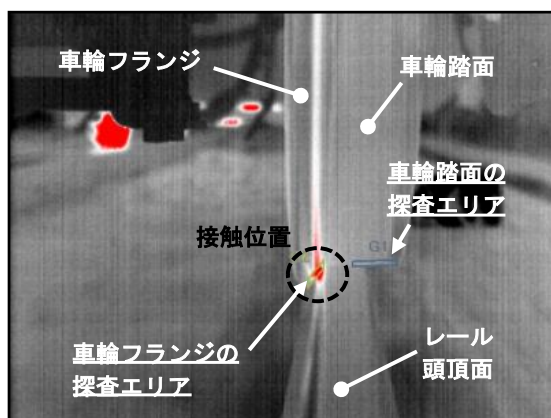


図6-5 車輪／レール間の接触面付近の熱画像と熱画像上の探査エリア

(2) 車輪フランジの探査エリアによる評価

車輪／レール間モニタリングシステムによる評価結果の妥当性を検討するため、輪重横圧測定用輪軸の車輪／レール間で生じる閃光温度を車輪／レール間モニタリングシステムで撮影し、同時に、輪重横圧測定用輪軸により横圧計測を実施することで、両者の計測波形の比較検討を行った。

速度 10km/h で走行したときの両者の計測結果を重ねて図 6-6 (a) に示す。青線が横圧 Q_R 、緑線がフランジ探査エリアで計測された閃光温度 T_R である。縦軸はそれぞれの物理量を正規化した値である。評価対象とする分岐器と曲線は、図 6-6 (a) 下部に記す赤色矢印の範囲とする。輪軸の左右変位が小さい直線は評価対象外とし、これを緑色の点線で示す。

① 分岐器走行時の評価

分岐器 (A 地点) では、横圧と閃光温度が急峻に大きくなっていることが分かる。これは図 6-6 (b) に示すように、分岐器のトングレールからリードレール付近を走行したときに、右車輪のフランジがレールと接触したためである。

分岐器のクロッシング部では、輪軸が左側に押し戻されたことで作用した横圧による背面横圧を意味するマイナス方向の反応が横圧波形に認められる。このとき右車輪のフランジ探査エリアでは閃光温度は認められない。この理由は、左車輪の背面がガードレールと接触したことで車輪／レール間の接触位置が車輪フランジ根元の探査エリアから外れたためである。このように考える理由は、同時期の左側の車輪／レール間の接触状態を示す必要があるため、6.3.4 (3) 項であわせて後述することとする。

その一方で、右車輪のフランジ探査エリアでは前述のように閃光温度は認められないが、車輪踏面の探査エリアでは同時期に閃光温度を確認することができる。このことは、車輪踏面の探査エリアでの計測結果からフランジ探査エリアの接触状態を評価できることを示唆している。すなわち、左右車輪に対してそれぞれ2つの探査エリアを設け、ここで計測した閃光温度を総合的に評価することで、車輪／レール間モニタリングシステムにより精度良く分岐器通過時の著大横圧の推定ができると考えられる。

② 曲線走行時の評価

半径 160m の曲線では、フランジ探査エリアで認められた閃光温度の波形と横圧波形は良好に一致している。また、そのピーク位置も C 地点と D 地点のように良く一致している。

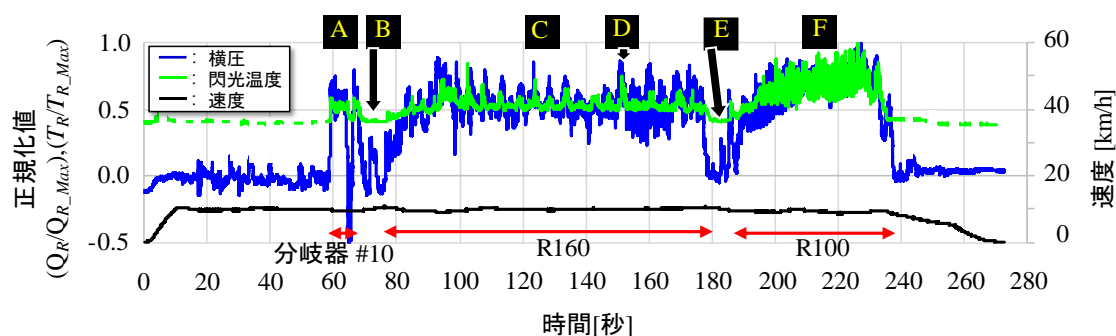
車両が曲線を走行するとき、輪軸はヨーイング方向に小刻みに変動しながら走行する傾向がある。輪重横圧測定用輪軸で計測した横圧波形には、輪軸のヨーイング方向の動きに同期した挙動を確認することができる。そして、車輪／レール間モニタリングシステムのフランジ探査エリアで計測した閃光温度の波形にも、横圧波形と同様に周期的な変動を確認することができる。

次に、半径 100m の曲線を見ると、曲線半径がさらに小さくなるため、横圧と閃光温度の波形が半径 160m の曲線で計測された値と比較して、それぞれ大きいことが分かる。

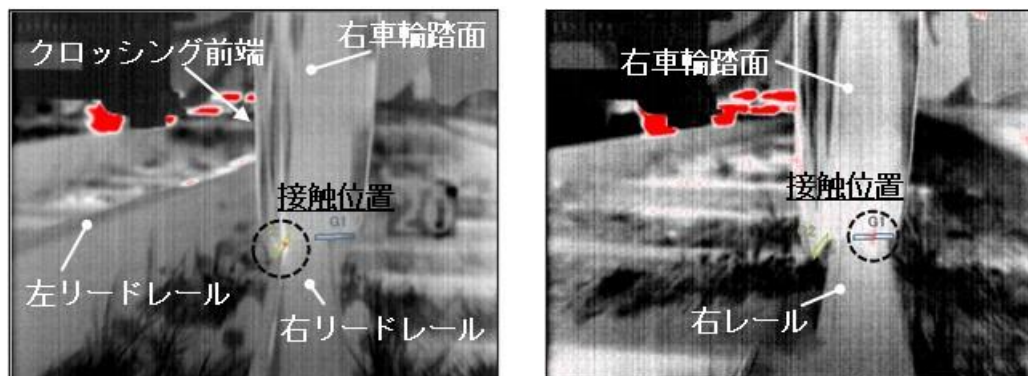
横圧波形とフランジ探索エリアで計測した閃光温度の波形を比較すると、F地点のように、両者のピーク位置が良好に一致していることが分かる。

その一方で、B地点とE地点では、横圧波形は大きくなっているが、フランジ探索エリアで計測した閃光温度の波形にはこれが認められない。これらは曲線の出口付近で輪軸がオーバーシュートするような形態となり、左側のレールの方向に大きく変位したことで、車輪／レール間の接触部がフランジ探索エリアから外れたためである。

このように考える理由は、同時期に撮影した図 6-6 (c) から判断することができる。すなわち、右車輪の車輪踏面に設けた探索エリアで閃光温度が認められ、車輪／レール間の接触位置がこの位置となる条件は、輪軸が左側に大きく変位したときに相当する。このような傾向を示す地点は B 地点と E 地点の 2 箇所となり、両者は曲線から直線に進入する位置で共通している。



(a) 横圧と閃光温度（フランジ探索エリア）の計測結果の比較



(b) A 地点走行時の様子

(c) B 地点走行時の様子

図 6-6 右車輪／レール間の走行試験結果（10km/h の場合）

③ 速度差による評価

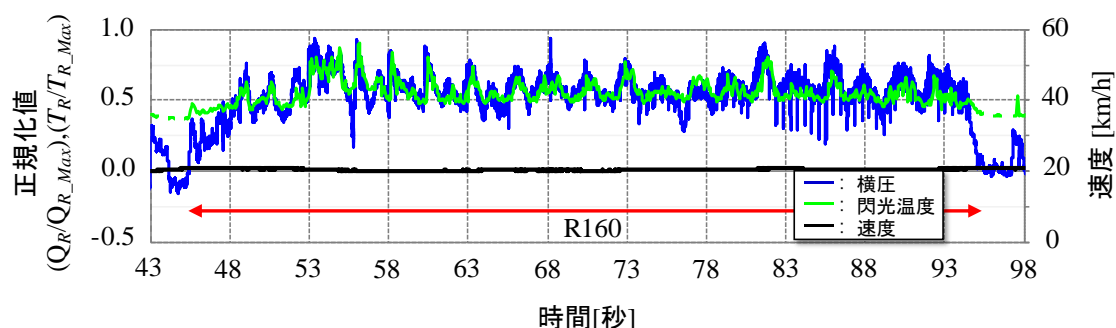
走行速度の違いが車輪／レール間モニタリングシステムの評価結果に及ぼす影響について検討する。評価対象とする区間は半径 160m の曲線とし、それぞれ速度 20km/h、30km/h で走行したときに計測された横圧波形とフランジ探索エリアで計測した閃光温度の波形を比較することで評価する。横圧波形と閃光温度の波形を重ねて図 6-7 (a), (b) に示す。

速度 20km/h のとき (図 6-7 (a)) は、横圧波形とフランジ探索エリアで計測した閃光温度の波形が良好に一致しており、そのピーク位置も両者は良好に一致している。

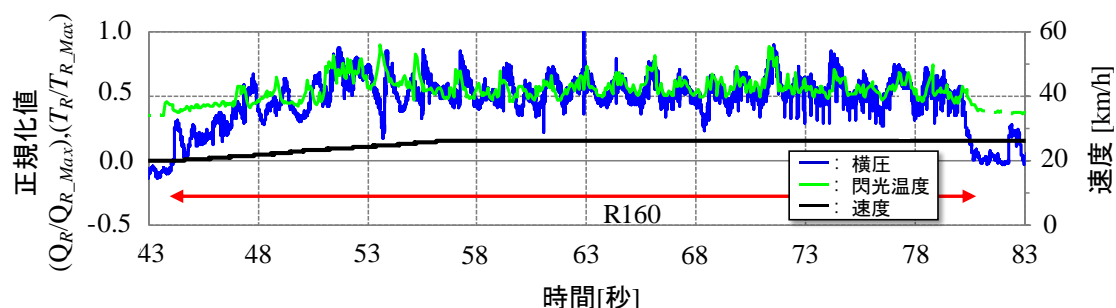
しかしながら、速度 30km/h のとき (図 6-7 (b)) には、曲線入口付近の 56 秒付近までの範囲で横圧波形とフランジ探索エリアで計測した閃光温度の波形のピーク位置に若干のずれが認められる。このピーク位置のずれは、58 秒後以降で速度一定となった場合には解消され、両者の波形は良好に一致する傾向を示している。

このような両者のピーク位置のずれは、車輪／レール間モニタリングシステムの計測と輪重横圧測定用輪軸による横圧波形の計測で同期を取っていないことが一因と考えられる。このように考える根拠は、加速走行中の 56sec.までのみ両者の波形に時間方向の若干のずれが認められ、ピークの数やその相対的な大小関係としては両者おおむね一致していることが挙げられる。

本走行試験では測定システムの構成上の制約から、両者の信号を非同期で計測している。このため、計測時の両者のサンプリング周波数が異なるため、両者の波形をそのまま重ねるとずれが生じる可能性がある。特に、加速減速走行中にはこの影響が顕著に表れると考えられる。このため、加速走行中に認められた横圧波形とフランジ探索エリアで計測した閃光温度の波形のずれは、両者を非同期に計測したことによるものと考えられ、車輪／レール間モニタリングシステムの評価結果に誤りがある訳ではない。



(a) 速度 20km/h 程度の場合



(b) 速度 30km/h 程度の場合

図 6-7 半径 160m 曲線における走行速度の影響

(3) 車輪踏面の探査エリアによる評価

6.3.4 (2) 項と同様に、車輪踏面に設けた探査エリアで計測した閃光温度を評価するため、輪重横圧測定用輪軸で計測した横圧波形と比較する。

横圧波形と車輪踏面に設けた探査エリアで計測した閃光温度の波形を重ねて図 6-8 (a) に示す。速度は 10km/h の条件である。青線が左車輪／レール間の横圧 Q_L 、緑線が車輪踏面の探査エリアで計測した閃光温度 T_L で、縦軸はそれぞれの正規化値である。

① 分岐器走行時の評価

分岐器を走行するとき G 地点に示すように横圧波形が大きくなることが分かる。これは輪軸が分岐器の付帯曲線を走行したことで、左右車輪に車輪回転半径差が生じ、左車輪／レール間にも転向横圧が作用したためである。車輪踏面に設けた探査エリアで計測した閃光温度にも同時期に大きな反応が認められる。

分岐器のクロッシング付近では、図 6-8 (b) に示すように左車輪の背面が左側のガードレールと接触したことで左車輪のフランジに背面横圧が作用し、この作用力により輪軸が左側に押し戻される状態となったため、横圧波形にマイナスの値が生じている。

その一方で、本研究では、車輪フランジ根元とフランジと反対側の車輪踏面の 2 箇所を探査エリアを設けているが、この 2 箇所のみでは背面横圧を検知することができないことが分かる。

このように分岐器のクロッシング付近する場合や、脱線防止ガードに接触しながら走行する場合の車輪背面に作用する著大横圧を評価するときには、前述した 2 箇所を探査エリアに加えて車輪フランジの背面にガードレールとの接触判定専用の新たな探査エリアを設ける必要があり、これにより実現可能となることが分かった。

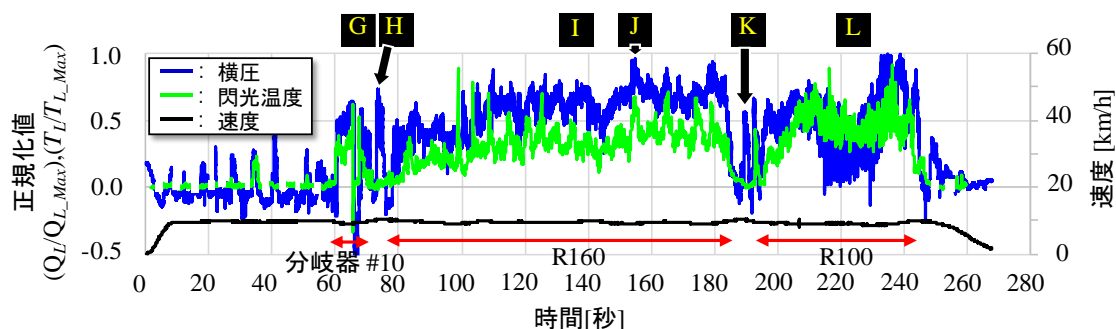
② 曲線走行時の評価

次に、曲線走行時について両者の波形の比較により評価を行う。半径 160m と半径 100m の両曲線では、左車輪／レール間の横圧波形と左車輪の車輪踏面に設けた探査エリアで計測した閃光温度の波形は良好に一致しており、そのピーク位置も良く一致している。また、I 地点、J 地点、L 地点に示すように、輪軸がヨーイング方向に周期的に変動する挙動についても、車輪踏面に設けた探査エリアで計測した閃光温度から推定可能となることが分かる。

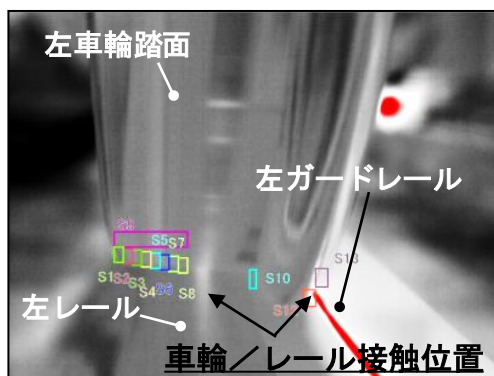
その一方で、曲線から直線に接続する H 地点と K 地点では横圧波形が大きくなっているが、これに対応する閃光温度は確認することができない。これらは共通して、図 6-8 (c) のように、曲線から直線に接続する区間を輪軸が走行したときに該当し、左車輪が左レール側に大きく変位したことによる。このことは、6.3.4 (2) 項でも述べた。

しかしながら、左車輪のフランジ探査エリアでは閃光温度が検知できているため、他の探査エリアの情報を活用することにより車輪／レール間モニタリングシステムで著大横圧を推定することは可能となる。

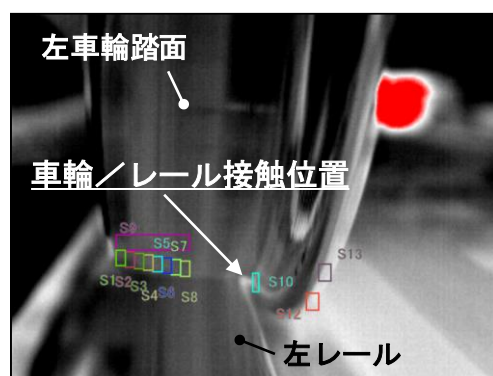
このように、曲線では、左右の車輪を対象に車輪フランジ根元とフランジと反対側の車輪踏面の2箇所に探查エリアを設け、これらで計測した閃光温度を総合的に判定することで、車輪／レール間の著大横圧の発生の有無を評価することができることが分かった。



(a) 横圧と閃光温度（車輪踏面の探查エリア）の計測結果の比較



(b) G 地点走行時



(c) K 地点走行時

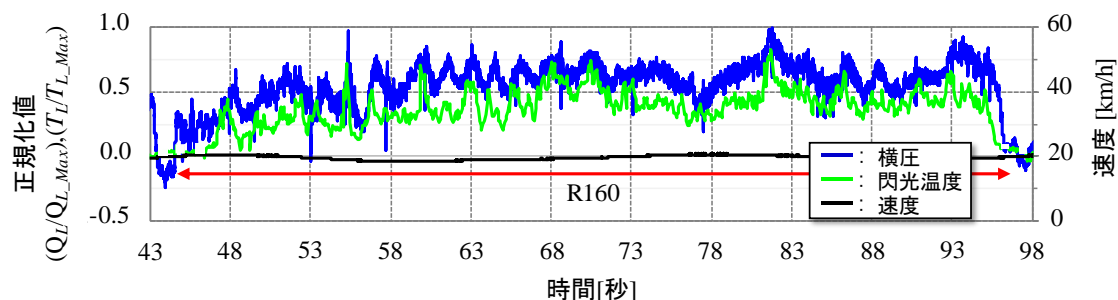
図 6-8 左車輪／レール間の走行試験結果（10km/h の場合）

③ 速度差による評価

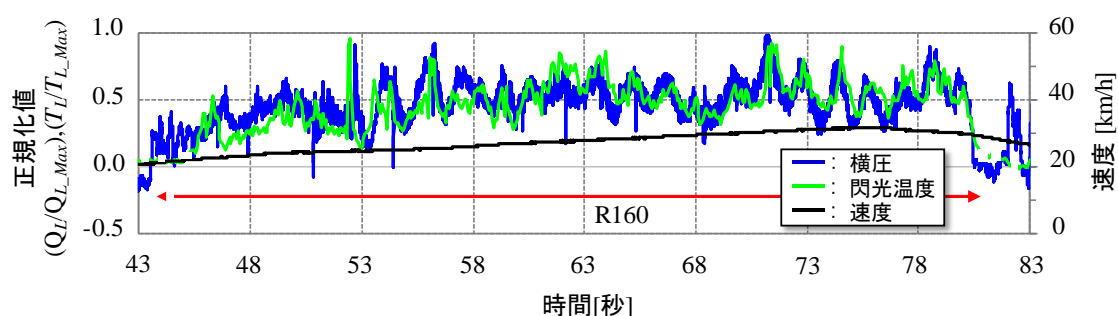
最後に、半径 160m の曲線を対象に走行速度の違いが車輪／レール間モニタリングシステムの評価結果に及ぼす影響について検討する。図 6-9 (a) (b) は、それぞれ走行速度 20km/h、30km/h のときの左車輪／レール間の横圧波形と左車輪踏面の探查エリアで計測した閃光温度の波形を重ねて示したものである。なお、凡例はこれまでと同様である。

両者の比較結果は図 6-7 と同様で、速度が一定でないときは、前述の理由により両者のピーク位置に若干のずれが認められるが、速度一定となったときには、両者の波形とそのピーク位置は良好に一致することが分かる。さらに、曲線の途中で減速した場合、車輪／レール間で生じる摩擦熱が小さくなり、そのときに計測される閃光温度も低下する。これにより横圧波形と車輪踏面に設けた探查エリアで計測した閃光温度の波形の間で差異が拡大する傾向を示すことが分かっている^{S6-1)}。

これらの事象は、車輪／レール間モニタリング装置で著大横圧の発生位置を推定する場合、評価区間を速度一定で走行することが重要となることを示唆している。



(a) 速度 20km/h 程度の場合



(b) 速度 30km/h 程度の場合

図 6-9 半径 160m 曲線における走行速度による影響

以上より、速度 10km/h と低速条件においても、内軌と外軌ともに横圧波形と車輪踏面に設けた探査エリアで計測した閃光温度の波形がおおむね一致することが分かった。また、分岐器のクロッシング付近や、脱線防止ガードに接触しながら走行する条件で車輪背面に作用する著大横圧を評価する場合には、車輪フランジの背面にガードレールとの接触判定専用の探査エリアを新たに設けることで背面横圧の評価が可能となること分かった。

これらのことから、内軌と外軌のすべての探査エリアで計測した評価結果を総合的に判断することで、車輪／レール間に作用する著大横圧の発生位置を評価できることをケース・スタディにより実証した。

6.4 車輪フランジ乗り上がり過程における

車輪／レール間の接触位置の可視化

6.4.1 概要

車輪／レール間モニタリングシステムにより、車輪／レール間の接触位置を定量的に評価することを考える。

本節では、車輪乗り上がり脱線に至る過程を対象としたケース・スタディにより、車輪／レール間モニタリングシステムにより、車輪の乗り上がり過程における車輪フランジとレール間の接触位置を可視化する。

ールゲージコーナ間の接触位置の変化を時系列で定量的かつ視覚的に評価できることを示す．ここでは、半径 100m の曲線区間で軌道の平面性変位が構造的に存在する出口側緩和曲線でケース・スタディを実施した．当該曲線のカント低減倍率は 400 倍と営業線での整備基準値の最大値となっている．車両の整備状況は、出口側の緩和曲線で車輪乗り上がりが発生しやすくするため、意図的に 4 つの空気ばねをパンクさせている．

6.4.2 車輪乗り上がり過程の定量的な評価方法

車輪フランジに設けた複数の探査エリアのうち、それぞれで検知する閃光温度の中で最大となるエリアを車輪／レール間の接触位置と定義することにより、走行中の車輪フランジとレールゲージコーナ間の接触位置を定量的に評価することを考える．車輪フランジに設けた探査エリアを図 6-10 に示す．

ケース・スタディで用いた車両の車輪踏面は修正円弧踏面の設計形状である．このため、車輪踏面の中央付近にある車輪径の測定のために定められた位置から車輪フランジ先端までの垂直方向の長さは 27mm となる．この 27mm の範囲に長方形で同じ大きさの探査エリアを、探査エリア S1 から探査エリア S7 のように合計 7 個を重ならないよう設けた．

例えば、図 6-10 に示す熱画像の場合、車輪フランジとレールゲージコーナの接触位置は、探査エリア S2 の部分と判断する．

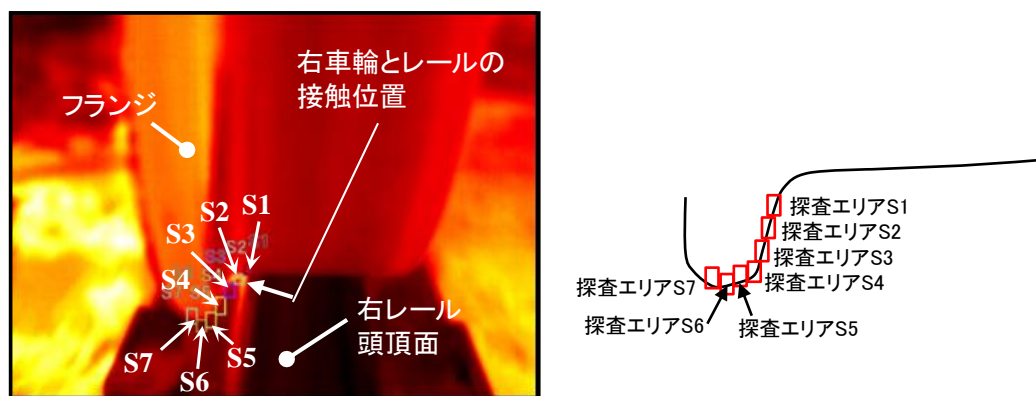


図 6-10 車輪フランジ部の探査エリア

6.4.3 車輪乗り上がり過程における車輪／レール間の接触位置の評価

車輪乗り上がり脱線に至る過程を想定したケース・スタディにより、車輪フランジとレールゲージコーナ間の接触位置の変化を時系列で定量的に評価する．

車両の空気ばねを意図的にパンクさせた状態とし、半径 100m の出口側緩和曲線を走行させたときに、車輪／レール間モニタリングシステムで車輪フランジとレールゲージコーナ間の接触位置を時系列波形で評価した結果を図 6-11 (a) に、また、図中に示す①から④の場所で撮影した車輪／レール間の接触状態を表す熱画像を図 6-11 (b) にそれぞれ示す．図

6-11 (a) の縦軸は車輪フランジに設けた探査エリアの「S」に続く番号，横軸が時間である。

図 6-11 (a) から，車輪フランジがレールゲージコーナと接触しながら同曲線の出口側緩
和曲線に進入すると，車輪フランジが乗り上がり開始から 4 秒程度でレール頭頂面上まで
完全に乗り上がることが分かる。また同時に，時々刻々の接触位置の変化の過程も定量的に
把握することができる。その後，車輪フランジ先端がレール頭頂面上を走行するフランジ走
行の状態を 3 秒程度継続し，構内試験線に設けられた内軌側の脱線防止ガードに輪軸が曲
線内側に強制的に押し戻される格好となり，車輪フランジがレールゲージコーナからすべ
り落ちながら復線している。

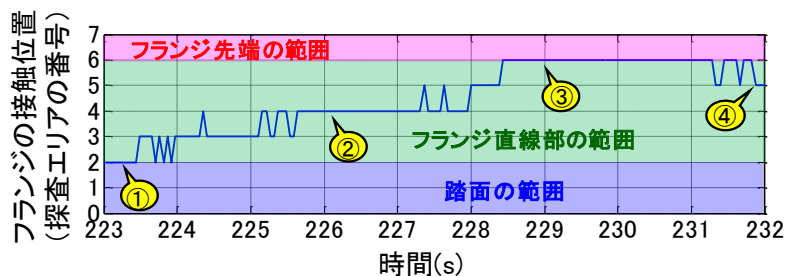
図 6-11 (a) 中で示す①から④の地点で撮影した熱画像である図 6-11 (b) を見ると，車
輪がレール頭頂面上に完全に乗り上がり，フランジ走行するときに車輪／レール間の閃光
温度が最も高く鮮やかとなることが分かる。また，このように摩擦熱が定常的に高い条件で
は，車輪とレールが非接触状態となった瞬間に温度低下するのではなく，車輪全周にわたっ
て残像として残ることが分かる。

本ケース・スタディにより，車輪の乗り上がり開始からレール上への復線に至る全ての過
程に対して，車輪／レール間モニタリングシステムを活用することで定量的かつ視覚的に
評価することができることが分かった。

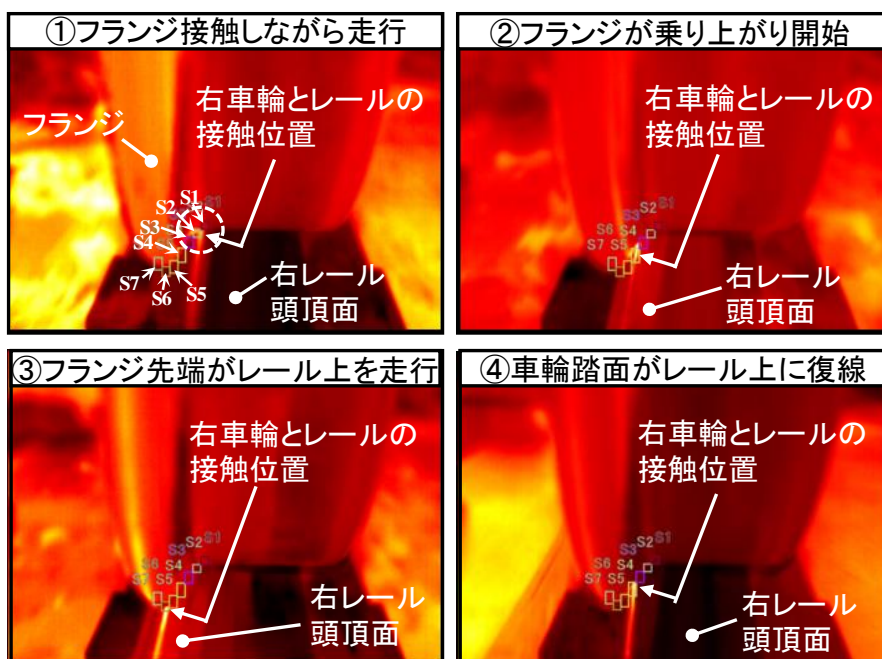
従来の研究では，車輪／レール間の接触状態を確認する手段として，台車の補助排障器に
CCD カメラを仮設し，車輪フランジとレールゲージコーナ間の遊間の大きさから車輪とレ
ールの接触状態を評価していた。この方法によると，車輪フランジがレールゲージコーナに
接近していることを定性的に評価することはできたが，車輪／レール間の接触位置までは
確認することができないため，この位置を特定するには至らなかった。

しかしながら，車輪／レール間モニタリングシステムを用いると，従来の CCD カメラで
は評価することができなかった，走行中の車輪／レール間の接触位置を定量的に評価・特定
することができ，さらに，そのときの接触状態を視覚的に理解することもできることが分か
った。

以上より，車輪／レール間モニタリングシステムを活用することにより，車輪／レール間
の著大横圧発生状況の確認，走行中の車輪／レール間の接触位置の詳細な特定に限らず，車
輪／レール間の接触状態を視覚的に評価することも可能となることを実証した。



(a) 車輪フランジの接触位置の解析結果



(b) 各地点での車輪とレールの接触状況

図 6-11 車輪フランジ乗り上がり過程における車輪／レール間の接触位置の変化

6.5 第6章のまとめ

本章では、車輪／レール間の接触面圧が非常に高く、これまで感圧紙などの簡便な方法による定性的な評価に留まっていた現状に対し、これを定量的に評価するため Burstow らの提唱する車輪／レール間の接触部を可視化する手法を採用するとともに、測定精度と利便性をさらに向上させた「車輪／レール間モニタリングシステム」を開発した。そして、走行中の車輪／レール間の接触状態を評価する手法を構築するとともに、鉄道総研の構内試験線で実施したケース・スタディにより、走行中の車輪／レール間の接触状態を定量的に評価できることを実証した。本章で得られた知見は以下の通りである。

最初に、車輪／レール間モニタリングシステムを開発するため、サーモグラフィカメラの設置位置について検討を行った。その結果、台車枠横ハリ下の測定対象車輪に対して正対す

る位置にサーモグラフィカメラを設置することで、車輪／レール間で生じる摩擦熱の残像（閃光温度）の測定精度を向上することができ、さらに、直線・曲線に関わらず熱画像上での車輪／レール間の接触位置を同一とすることができるため、車輪／レール間の接触位置を特定する複雑なアルゴリズムを用いることなく、車輪／レール間の接触状態を精度良く評価できることが分かった。

そして、車輪／レール間モニタリングシステムによる評価結果の妥当性を検証するため、同一地点で車輪／レール間の接触位置を撮影した熱画像とデジタルカメラで撮影した画像の比較検討を行った。その結果、左右の車輪／レール間ともに両者の接触位置は同等となることが分かり、車輪／レール間モニタリングシステムによる評価により、実際の車輪／レール間の接触位置を正しく評価できることが分かった。

次に、車輪／レール間モニタリングシステムで車輪／レール間の接触状態を定量的に評価できることを示すため、鉄道総研の構内試験線で実物車両を用いた走行試験を実施し、2例のケース・スタディにより検証した。

1つ目のケース・スタディでは、車輪／レール間の著大横圧の発生位置の評価に適用することを考え、輪軸の左右変位量と車輪／レール間の接触位置の関係に着目し、曲線を走行するときなど輪軸が左右に大きく変位するときに、車輪／レール間で生じる前後・左右方向の合成すべりが大きくなる特徴を著大横圧の発生位置推定に活用する手法を提案した。そして、この提案手法に基づき、車輪／レール間モニタリングシステムを用いたケース・スタディを実施し、輪重横圧測定用輪軸で計測した横圧波形との比較による評価を行った。その結果、輪軸に駆動力や制動力が作用しない限定条件のとき、曲線走行時の著大横圧の発生位置を正しく評価できることが分かった。

2つ目のケース・スタディでは、車輪／レール間の接触位置の評価に適用することを考え、車輪／レール間の接触位置では非接触部に対して大きい閃光温度が生じる特性を活用し、車輪フランジ部の熱画像上に複数の探査エリアを等間隔に設けることで、車輪／レール間の接触位置の変化を連続的に評価できる手法を提案した。そして、この提案手法に基づき、車輪／レール間モニタリングシステムを用いたケース・スタディを実施し、出口側緩和曲線における車輪乗り上がり過程を評価した。その結果、車輪／レール間の接触位置の変化を時系列で定量的かつ視覚的に評価できることが分かった。

以上より、本章で構築した車輪／レール間モニタリングシステムを用いた車輪／レール間の接触状態評価法により、従来は評価することができなかった走行中の車輪／レール間の接触状態を定量的かつ視覚的に評価できることを実証した。

第7章

実物車両を用いた構内走行試験 による横圧低減効果の実証

7.1 概要

接触面に適切な形状で微小凹凸を設けると接触面に作用する接線力が低減する効果が得られることを第3章で明らかにした。そして、第5章では、接触面に微小凹凸を設けることによる接線力低減効果を、車両の走行安定性を維持しながら、曲線走行時のみ横圧低減を図ることに応用した微小突起車輪踏面形状を提案し、特に、車輪／レール間の摩擦係数が大きい条件のときに曲線走行時の横圧低減効果が期待できることを数値解析で示した。

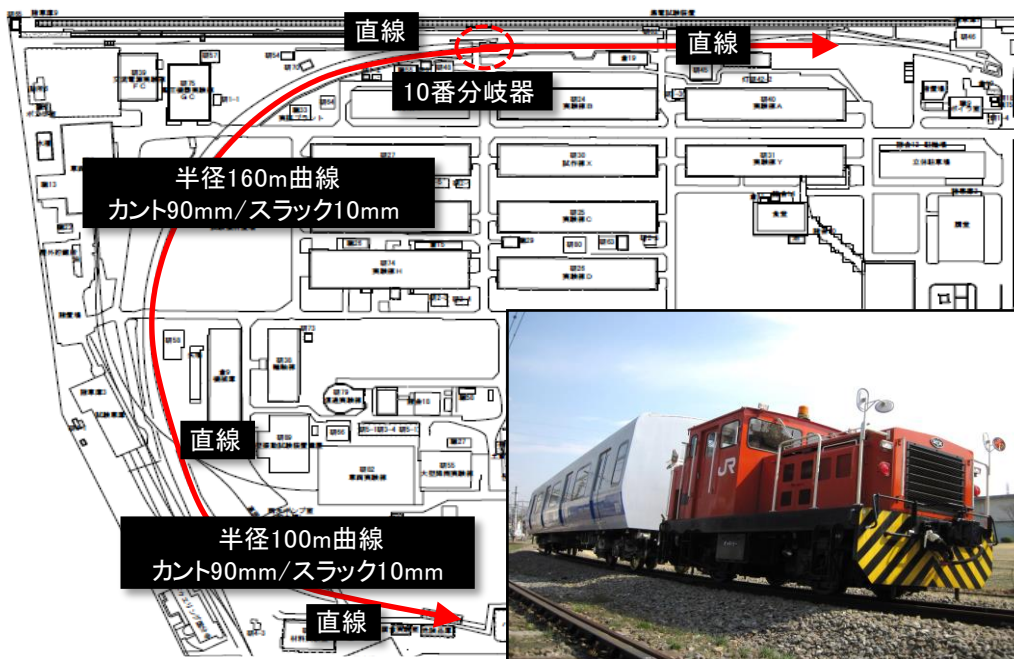
本章では、実物車両を用いた構内走行試験により、微小突起車輪踏面形状による曲線走行時の横圧低減効果を実証する。微小突起車輪踏面形状の横圧低減効果の検証は、第3章で実施した室内実験結果に基づき、車輪／レール間の摩擦係数が高くなる大気湿度が30%程度に低下した晴天または曇りの日に実施するとともに、台車の進行方向先頭側に装着した輪重横圧測定用輪軸の車輪踏面を「通常の修正円弧踏面形状」とした場合と、「微小突起車輪踏面形状」とした場合について、同じ曲線を走行したときの内軌側横圧輪重比 κ と脱線係数 Q/P を比較することで評価する。さらに、微小突起車輪踏面形状の横圧低減効果が車輪踏面に設けた微小突起部分がレールとの接触により生じたものであることを実証するため、第6章で開発したサーモグラフィカメラを用いた車輪／レール間モニタリングシステムにより走行中の車輪／レール間の接触位置を定量的に特定する方法を提案するとともに、曲線走行時の横圧低減効果が車輪踏面に設けた微小突起による効果であることを明確に示す。

7.2 実物車両を用いた構内走行試験

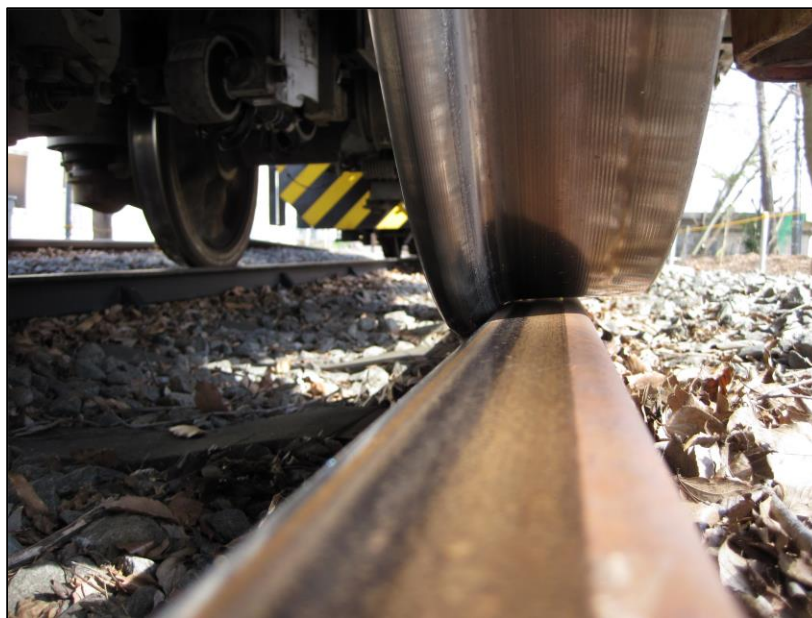
第5章で提案した微小突起車輪踏面形状の有効性を検証するため、鉄道総研の構内試験線で実物車両を用いた走行試験を実施した(図7-1)。鉄道総研の構内試験線は、半径160mと100mの2個の曲線区間を直線と分岐器で繋いだ構成となっており、曲線はいずれもカント90mm、スラック10mmで、緩和曲線長は36m(カント低減倍率400倍)である。内軌側レールの軌間中央寄りには、車輪がレールを完全に乗り越えて脱線しないよう、万が一に備えて、全線にわたり脱線防止ガードを設置している。

構内試験線で使用した供試車両は、鉄道総研が保有するJR在来線の通勤型車両とし、走行試験では進行方向先頭側の台車の輪軸に、第2章で述べた自主製作した輪重横圧測定用輪軸を組み込んでいる。走行試験では、ディーゼル動車で速度10~15km/hでこれを牽引し、車上から輪重横圧測定および車輪／レール間の接触位置の特定を行った。

微小突起車輪踏面形状の有効性の検証は、車輪／レール間の摩擦係数が大きい脱線に対して厳しい環境条件で走行試験を行うことが必須となる。このため、東京地方で空気が乾燥し大気湿度が低下する傾向となる12月~4月に走行試験を行った。また、通常の修正円弧踏面形状とした条件と、微小突起車輪踏面形状とした条件の2編成の車両を同時に走行させることが困難なため、大気的气温、湿度が同等の条件となる日を選定して個別に実施した。



(a) 鉄道総研 構内試験線（副本線）の線路図



(b) R100m 曲線通過時の外軌側車輪／レール間の接触状況（停車中に撮影）

図 7-1 鉄道総研の構内試験線と構内走行試験の様子

7.2.1 供試車両

構内走行試験で使用した供試車両は、図 7-2 に示す鉄道総研が所有する幅拡大車両^{C7-1)}とした。幅拡大車両は、鉄道総研が旧運輸省から国庫受託を受けて製作した車両であり、大都市圏の混雑緩和対策を目的として座席数はそのままに、車体幅のみ従来の通勤車両より広げた構造となっている。車体は鋼製で、台車はボルスタレス台車を装備している。主要諸元は表 7-1 の通りである。



(a) 車両外観



(b) 台車側面

図 7-2 供試車両「幅拡大車両」

表 7-1 幅拡大車両の主要諸元

運転最高速度	120km/h	屋根高さ	3.67m
定員(人) [座席数]	169 [54]	床面高さ	1.18m
車両重量	260kN	天井高さ	2.25m
車両長さ	20m	側面高さ	1.85m
車体幅	3.1m	台車中心間距離	13.8m

7.2.2 供試輪軸

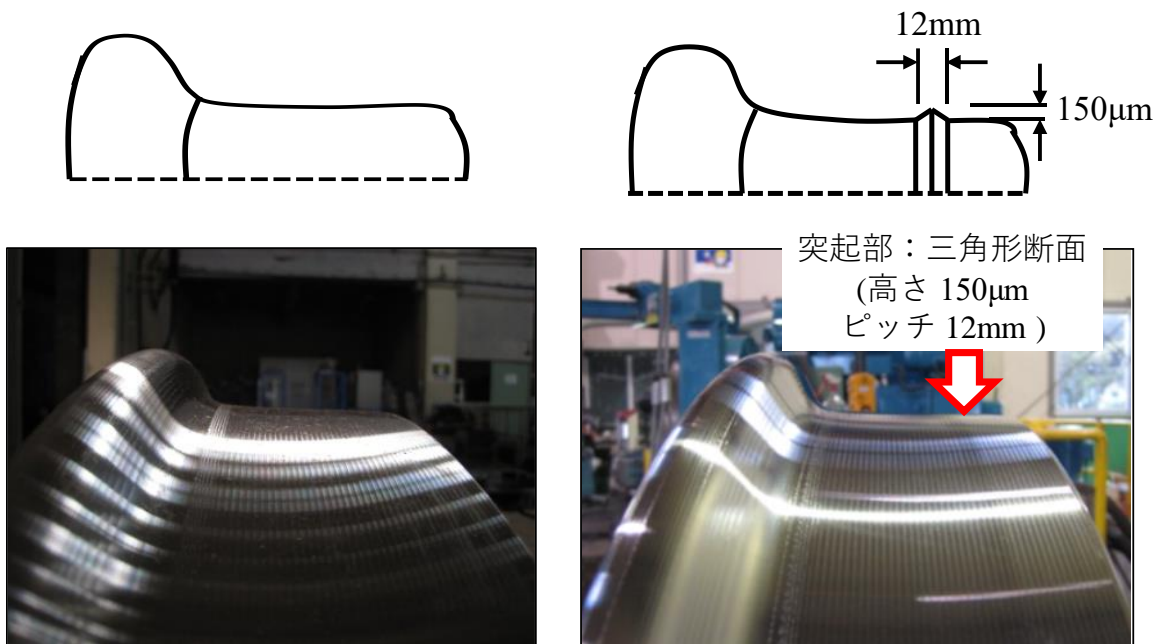
微小突起車輪踏面形状は、図 5-7 に示したように、直線走行時に車輪とレールが接触しない車輪フランジと反対側の車輪踏面に一条の微小突起を設けたものである。この位置に微小突起を設けることで、曲線走行時にのみ内軌側の車輪／レール間のコンタクトパッチが小さくなり、この部分に作用する横圧が低減することで、外軌側の車輪／レール間から押される力に対する反力を弱めるため、外軌側の車輪／レール間で横圧低減効果が得られる。

本研究では、そのベース形状となる通常の車両踏面を JR 在来線で使用実績の高い「修正円弧踏面形状」(図 7-3 (a) 参照) とする。

微小突起車輪踏面形状は、修正円弧踏面形状の車輪フランジと反対側の車輪踏面に高さ

150 μ m、底辺の幅 12mm の微小突起を設けた形状（図 7-3 (b)：赤矢印）とした。両者を重ねて示したものを、図 7-4 に示す。

車輪踏面に設けた微小突起は十分に小さく、写真上で判別できない程度の小さな差異であるが、微小突起部分に触れるとこれの存在を感じることができる。なお、微小突起車輪形状は、鉄道現場で一般に使用されている倣い旋盤で削正して製作したものである。



(a) 通常車輪踏面形状（修正円弧踏面）

(b) 微小突起車輪踏面形状

図 7-3 構内走行試験で使用了車輪踏面形状

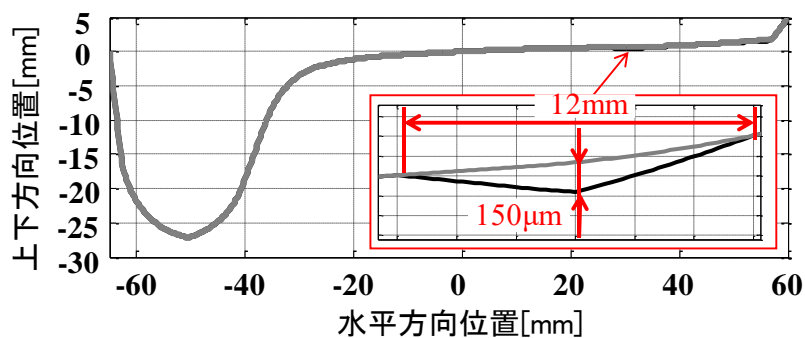


図 7-4 通常車輪と微小突起車輪の車輪踏面形状の比較

7.2.3 輪重横圧測定試験に関する測定系

輪重横圧測定試験の測定系を図 7-5 に、車両に仮設した測定機器の状況を図 7-6 にそれぞれ示す。

輪重横圧測定用輪軸から得た輪重と横圧の計測信号は、車内に設置した動歪計で増幅するとともに、専用の処理装置⁽⁷⁻²⁾でノイズを除去する。そして、車上に設置した専用の処理装置内で、あらかじめ作成した校正波形と計測信号を掛け合わせることで、連続的な横圧と輪重の波形を生成する。輪重横圧測定試験では、専用の処理装置で生成した輪重、横圧、脱線係数の連続的な波形をデータレコーダで記録した。

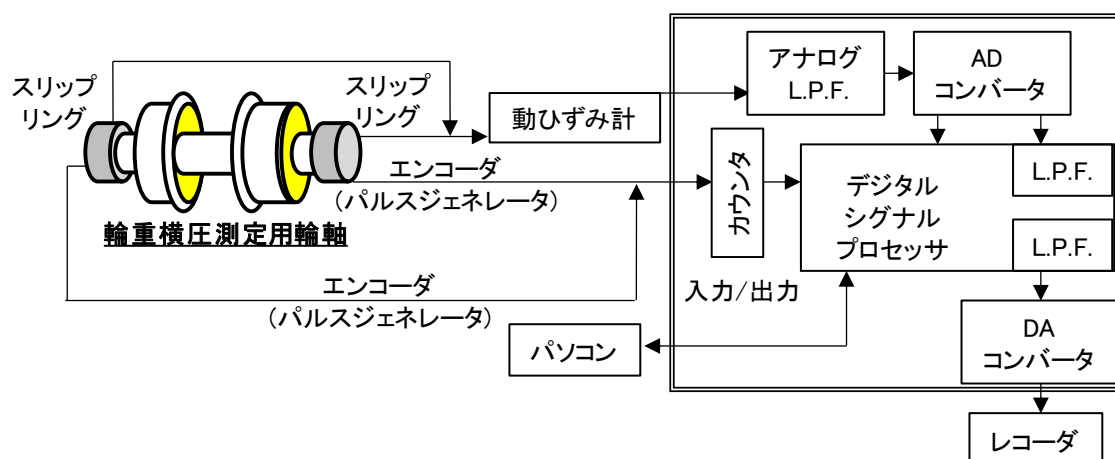


図 7-5 計測機器の測定系



(a) 輪軸端部のスリップリングの仮設状況 (b) 車上に設置した測定機器の状況

図 7-6 輪重横圧測定試験における測定機器の仮設状況

7.2.4 大気環境条件

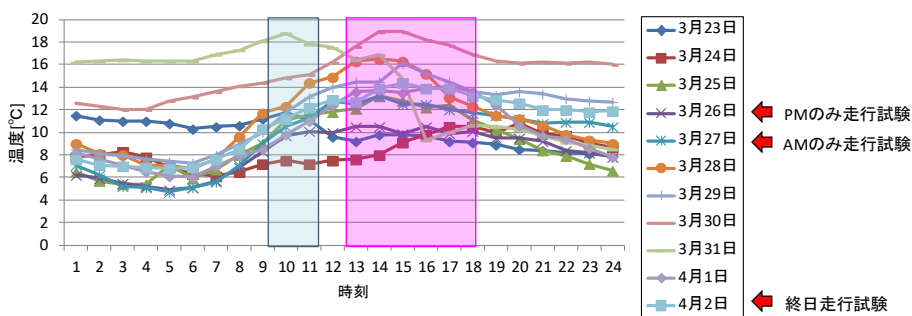
車輪／レール間の摩擦係数は接触面の周辺環境により変化することが、第3章で実施した室内実験により明らかとなっており、特に、接触面の周辺湿度が低い条件ほど、車輪／レール間の接触面の潤滑効果が低下するため、この間の摩擦係数は大きい傾向を示す。このような環境条件で走行試験を実施するため、東京地方で空気が乾燥して大気湿度が30%程度と低くなる12月から4月の期間を選定した。

走行試験時の大気気温と湿度の平均値は、修正円弧踏面形状で走行試験を行ったときに気温12.5℃・湿度32.2%、微小突起車輪踏面形状で行ったときに気温13.9℃・湿度32.4%で、それぞれの走行試験は同等の大気環境条件となっている。

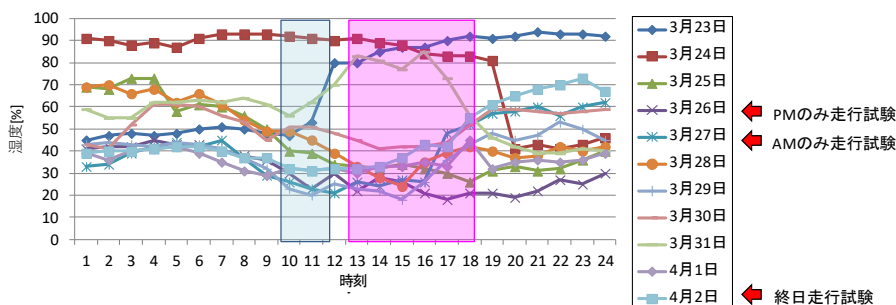
(1) 微小突起車輪踏面のときの走行試験

気象庁が公表した東京地方の気温と湿度を時系列で図7-7に示す。微小突起車輪踏面形状として行った走行試験は、2012年3月26日と27日、4月2日に実施しており、走行試験の前日である3月25日と4月1日の大気湿度を見ると、終日おおむね40%以下の低い値で推移していることが分かる。また、降水量も認められない。

このことから、試験条件としては、走行試験の前日から連続して乾燥状態となっており、また、走行試験前のレール頭頂面上に夜露による水滴は確認されていないことから、3日間の走行試験では十分乾燥した状態であったと判断できる。



(a) 気温 (気象庁観測値)



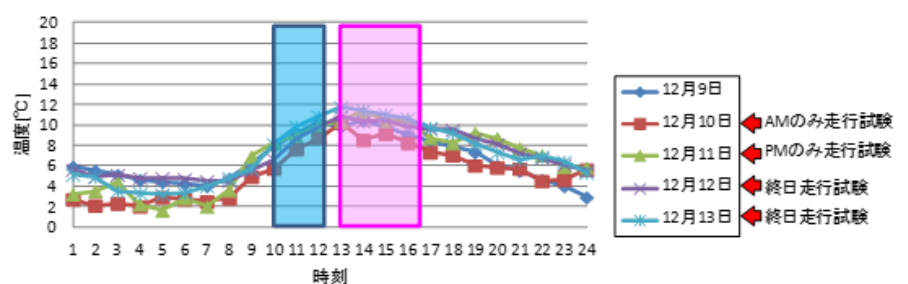
(b) 湿度 (気象庁観測値)

図7-7 構内走行試験実施日における温度と湿度の観測値
(気象庁公表・東京地方)

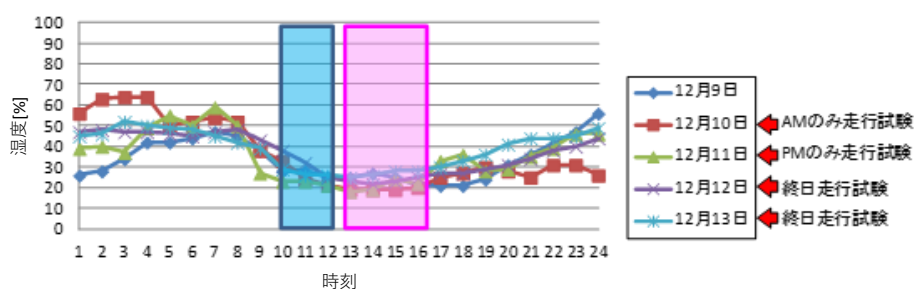
(2) 修正円弧踏面形状のときの走行試験

修正円弧踏面形状として行った走行試験は、2012年12月10日から13日にかけて実施した。7.2.4(1)項と同様に、気象庁が公表した東京地方の気温と湿度を時系列で図7-8に示す。

走行試験の前日である2012年12月9日を含め、夜間は湿度がおおむね50%以上と高めであるが、日中の大気湿度は30%程度と低い状態となっていることから、3日間の走行試験は十分乾燥した状態であったと判断できる。



(a) 気温（気象庁観測値）



(b) 湿度（気象庁観測値）

図7-8 構内走行試験実施日における温度と湿度の観測値
(気象庁公表・東京地方)

7.3 走行中における車輪／レール間の接触位置を特定する手法

7.3.1 概要

微小突起車輪踏面形状による曲線走行時の横圧低減効果を評価するとき、車輪踏面に設けた微小突起がレールと定常的に接触しながら走行することを確認する必要がある。走行中の車輪／レール間の接触位置は、本研究で開発した車輪／レール間モニタリングシステムにより、車輪／レール間で生じる摩擦熱の残像を進行方向の後方から撮影することで定量的に評価できることを第6章で実証した。

本節では、車輪／レール間の接触位置を定量的に評価する方法の評価精度をさらに向上することを考え、サーモグラフィカメラで撮影した熱画像に対して校正目盛りを用いて数

値化することにより、車輪／レール間の接触位置を特定する手法を提案し、構内試験線で実施した走行試験でこれを活用する。

7.3.2 熱画像の数値化による車輪／レール間の接触位置特定手法の提案

輪軸が大きく左右変位すると内軌側の車輪／レール間の接触位置はフランジと反対側の車輪踏面に移動する。この特性を利用して車輪表リム面のリム端から 40mm の範囲に等間隔で設けた 8 箇所の探査エリアの中で最も高い閃光温度となった位置の中央を車輪／レール間の接触位置と定義する。

車輪／レール間モニタリングシステムで撮影した熱画像を数値化するためには、熱画像の画素数と実際の長さの関係を把握する必要がある。そこで、長さの確定した物差しを車輪／レール間モニタリングシステムで熱画像として撮影することで熱画像の数値化を図る。

熱画像の数値化に用いるため、針金をくし歯状に 5mm 間隔で設けた金属製の校正目盛りを製作した (図 7-9)。

熱画像を数値化する際、校正目盛りを撮影するときに生じる遠近法による長さ誤差を低減するため、車輪／レール間の接触位置の真横の車輪リム部に金属製の校正目盛りを当てた状態で、台車枠下に設置した車輪／レール間モニタリングシステムからこれを熱画像として撮影した。



図 7-9 校正目盛りによる車輪とレール間の接触位置の数値化

7.3.3 車輪／レール間の接触位置特定のための探査エリアの設定

車輪／レール間で生じる摩擦熱は熱容量が極めて小さく、車輪とレールが離れた瞬間に急激に温度が低下する特性がある。このため、車輪／レール間で生じる閃光温度の検知性能を向上するため、熱画像に映ったレールとの接触位置に近い車輪踏面付近に、車輪とレールの接触を判定するための探査エリア (図 7-10) を設定した。図 7-10 では、探査エリアは「S + 番号」で記した長方形の枠で示したもので、合計 10 箇の探査エリアを設定した。

熱画像上に設けた探査エリアには、以下に示す3つの役割がある。

① 車輪／レール間の接触位置を特定することを目的とするもの

表リム面のリム端から40mmの範囲を5mm間隔で細分化したS1～S8の8個の探査エリアがこれに該当する。表リム面側からS1, S2の順で、一番右がS8である。

② 車輪フランジとレールの接触の有無を確認するためのもの

車輪フランジの喉元に設けたS10の1箇所の探査エリアがこれに該当する。

③ 測定誤差を軽減するためのもの

太陽光の照度の変動がある条件では、変動により生じた温度が閃光温度に加算され測定誤差となる。これを低減するため、接触位置を特定する8箇所の探査エリアの直上に約40mm幅でリファレンス用の探査エリアを設け、この範囲の平均温度を走行中に得られた8箇所の閃光温度の最大値から減算する演算を行っている。

(1) 車輪／レール間の接触位置の特定方法

輪軸が左右に大きく変位するときの車輪とレールの接触位置は、車輪表リム面のリム端から40mmの範囲に設けた幅5mmの8個の探査エリアの中で最も高い閃光温度となった探査エリアの中央で接触していると定義し、この部分を車輪／レール間の接触位置と判断する。例えば、2箇所の探査エリアをまたぐ位置に車輪／レール間の接触位置が来たときには、そのコンタクトパッチの中で最も高い閃光温度が生じた位置を含む探査エリアで、車輪とレールが接触していると考えることとする。なお、測定誤差を低減するため、本特定方法には前述したアルゴリズムを組み込んでいる。

その一方で、直線を走行するときには車輪／レール間で生じるすべり率が小さく、8箇所の探査エリアで得られた閃光温度に明確な温度差が生じないことから接触位置の特定が原理的に不可能となる。このため、車輪／レールの接触部と特定された探査エリアの閃光温度が、8箇所全ての探査エリアで測定された閃光温度の平均値より1℃以上高い場合のみを車輪／レール間モニタリングシステムが正確に特定できたと判断し、解析結果として出力している。

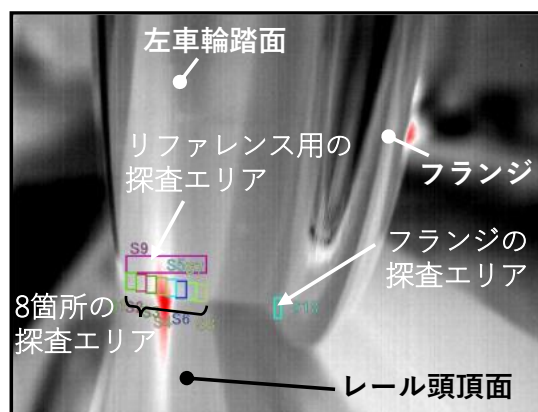


図 7-10 左車輪とレールの探査エリア

7.4 構内走行試験の結果

7.4.1 曲線走行時の横圧低減効果

輪重横圧測定試験で測定した時刻歴波形を図 7-11 に示す。それぞれ外軌側の脱線係数(外軌側横圧/外軌側輪重)と内軌側横圧輪重比(内軌側横圧/内軌側輪重)である。

直線区間から走行を開始し、半径 100m、直線区間、半径 160m の曲線区間の順で走行する。曲線区間は、入口側緩和曲線、円曲線、出口側緩和曲線の順で構成されており、それぞれの緩和曲線に設けたカントは 0mm から 90mm まで直線的に増減する。黒線で区切った区間がそれぞれの曲線における円曲線部分となる。

外軌側の脱線係数および内軌側横圧輪重比の波形は、それぞれノイズの影響を低減するため、原波形をカットオフ周波数 10Hz の L.P.F.に通過させたものである。それぞれの評価区間について算術平均値を求めると、図 7-11 の走行条件の場合、半径 100m の円曲線区間では外軌側の脱線係数が 0.77、内軌側横圧輪重比が 0.34 となり、半径 160m の円曲線区間では外軌側の脱線係数が 0.61、内軌側横圧輪重比が 0.34 となる。以降、同様に評価を行う。

構内試験線を繰り返し走行する輪重横圧測定試験で測定したときの外軌側の脱線係数と内軌側横圧輪重比の関係を図 7-12 に示す。青色□印が通常的車輪踏面形状の場合、赤色△印が微小突起車輪踏面形状の場合である。

輪重横圧測定試験はレール頭頂面に錆で覆われた状態から始め、繰り返しの走行によりレール頭頂面の錆が除去され光沢が表れた状態となる。両者の最小の測定値が異なっているが、これはレール頭頂面の錆の生成状態が走行試験を実施した両日で完全に一致していないことによるものと推察される。

図 7-12 (a) (b) から、いずれの曲線においても、通常的車輪踏面形状、微小突起車輪踏面形状ともに、走行試験開始初期のレール頭頂面の錆が目視で確認できる状態のときには、外軌側の脱線係数と内軌側横圧輪重比はともに小さい。その状態から繰り返しの走行によりレール頭頂面の錆が次第に除去され、車輪/レール間の摩擦係数が増加することで内軌側横圧輪重比が増加し始め、これに対応して外軌側の脱線係数も増加する。すなわち、輪重横圧測定試験を繰り返すことで、両者の関係は左下から右上にプロットが移動することになる。

さらに、繰り返しの走行を続けると、レール頭頂面上の錆や汚れ等が除去され光沢が表れる。このとき、大気湿度が定常的に低く、太陽光の照射によるレール頭頂面の温度上昇の条件が加わることで、外軌側の脱線係数と内軌側横圧輪重比が 1 日の中で最も大きな値となり、その状態がしばらく継続する。

このときに測定した通常的車輪踏面形状と微小突起車輪踏面形状の測定結果を比較すると、微小突起車輪踏面形状の内軌側横圧輪重比の方が小さく、これに対応して外軌側の脱線

係数も小さい。これは、車輪踏面の車輪フランジと反対側に設けた微小突起がレール頭頂面と接触したことで車輪／レール間のコンタクトパッチが小さくなり、曲線走行時に外軌側の車輪／レール間で内軌側に向けて作用する接線力に対する反力が弱まったことにより、外軌側の脱線係数 Q/P が小さくなったと考えられ、第5章で述べた原理を実証する結果と考えられる。

その一方で、図7-12 (a) と図7-12 (b) を比較すると、曲線半径により微小突起車輪踏面形状の横圧低減効果には差異が認められ、曲線半径が小さい図7-12 (a) の方がその効果は低い。これは第5章の数値解析による検討でも述べたように、同一台車内の後軸の逆操舵モーメントが支配的となったことで、先頭輪軸の車輪踏面に設けた微小突起による横圧低減効果が打ち消されたためと考えられる。

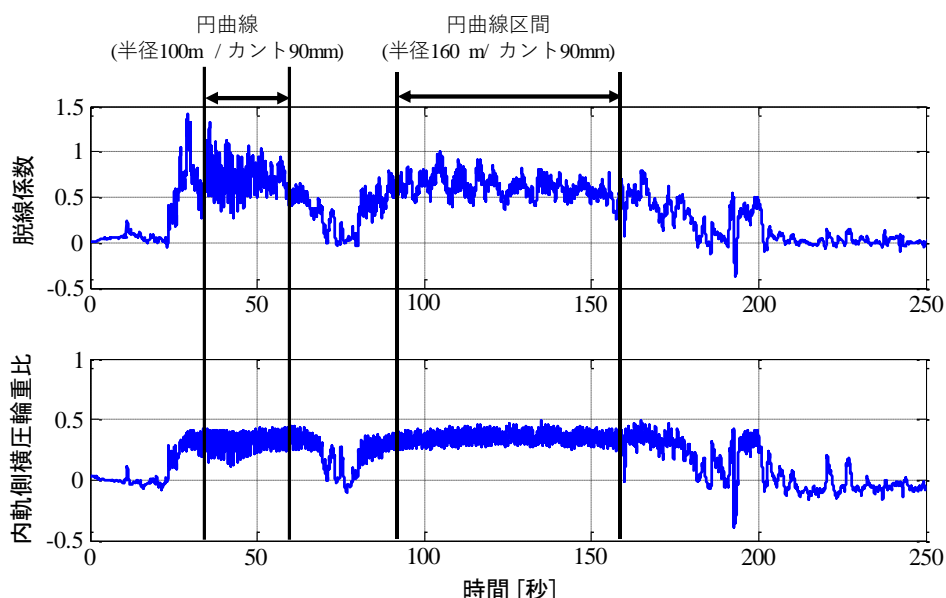
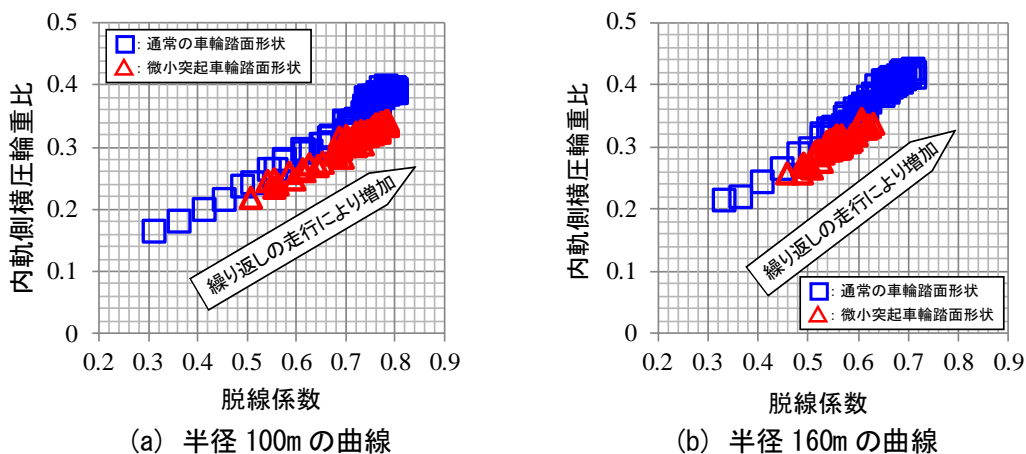


図7-11 速度10km/hのときの外軌側の脱線係数と内軌側横圧輪重比



(a) 半径100mの曲線

(b) 半径160mの曲線

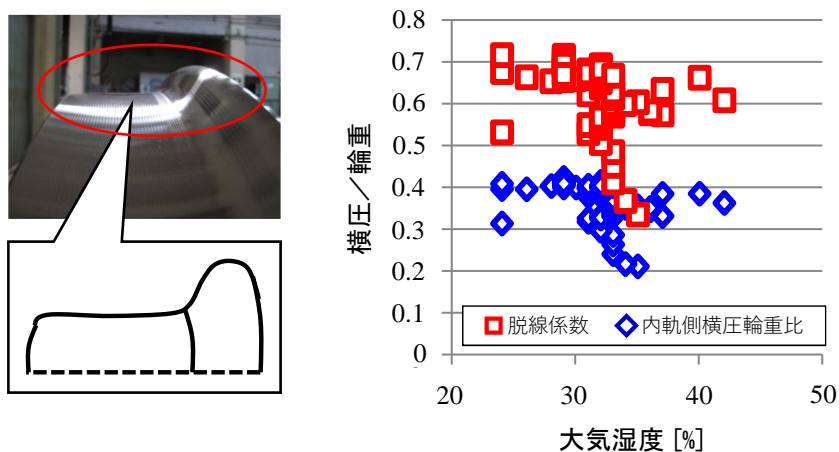
図7-12 内軌側横圧輪重比と外軌側の脱線係数の関係

次に、半径160mの曲線の曲線を対象とした、大気湿度に対する外軌側の脱線係数 Q/P と内軌側横圧輪重比 κ の関係を図7-13に示す。図7-13(a)が通常的車輪踏面形状の場合、図7-13(b)が微小突起車輪踏面形状の場合である。

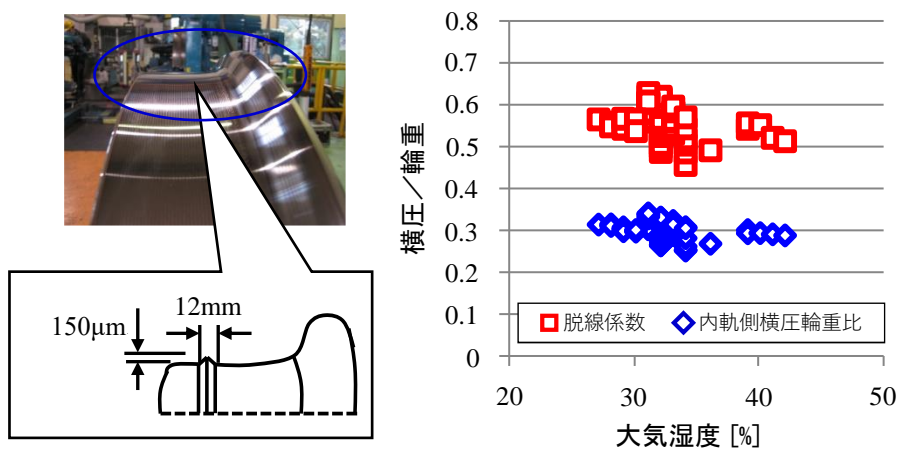
大気湿度の測定値は、試番開始前に車内に設置した湿度計の計測値を読み取った値である。なお、輪重横圧測定試験中は、供試車両の貫通扉と全ての側引戸を全開の状態としていたため、車内の計測値は大気の状態を表していると考えられる。

図7-13(a)(b)から、大気湿度が低いときほど内軌側横圧輪重比 κ と外軌側の脱線係数 Q/P が大きい傾向が認められる。このような傾向は、第3章で述べた小型円筒試験輪を用いた接線力測定実験の結果と同様の傾向を示しており、さらに、車輪踏面に微小突起を設けた方がこれらの値が小さいことも同様である。

これらのことから、輪重横圧測定試験の実験結果は、微小突起車輪踏面形状のコンセプトの妥当性を示す結果と考えられる。



(a) 通常的車輪踏面形状の場合



(b) 微小突起車輪踏面形状の場合

図7-13 大気湿度と横圧／輪重測定結果の関係

以上より、走行安全性に対して厳しい環境条件となる車輪／レール間の摩擦係数が高い条件において、微小突起車輪踏面形状は通常的車輪踏面形状より横圧低減効果が高いことを、実物車両を用いた構内走行試験により実証した。

このことから、走行安全性に対して厳しい環境条件となるとき、微小突起車輪踏面形状には鉄道車両の走行安全余裕を向上させる効果があることが分かった。

7.4.2 走行中の車輪／レール間の接触位置の特定結果

鉄道総研の構内試験線（図 7-1 (a)）を最高速度 30km/h で走行したときの車輪／レール間の接触位置の特定結果を図 7-14 に示す。図 7-14 (a) は各探査エリア内の最大温度からリファレンス用の探査エリア内で計測された平均温度を減算した相対温度の時系列波形で、図 7-14 (b) は図 7-14 (a) に基づき特定した走行中の車輪／レール間の接触位置である。横軸はそれぞれ時間で、縦軸は図 7-14 (a) が前述した相対温度、図 7-14 (b) が図 7-14 (c) の車輪踏面形状の座標における左右方向の位置を表す。また、図 7-14 (b) の青線は踏面の接触位置を示し、緑線はフランジ接触の有無を on/off 表示したものである。

まず、左車輪踏面に設けた探査エリアで生じる閃光温度の変化について評価する。

図 7-14 (a) から、走行試験を開始して暫くの間は直線区間を走行するため、各探査エリア内の相対温度はそれぞれ 0°C 近傍となっている。しかし、その後の分岐器や曲線区間では、左車輪／レール間の接触位置がフランジと反対側に移動することで、探査エリアの S2 から S6 の範囲の相対温度が増加している。そして、走行区間により最大温度を示す探査エリアの位置の変化を確認することができる。

次に、図 7-14 (a) に基づき、同じタイミングのときに最大温度となる探査エリアを車輪／レール間の接触位置と定義することで、走行中の車輪／レール間の接触位置を特定した結果について評価する。その結果を図 7-14 (b) に示す。

走行試験を開始して暫くの間は直線区間では、車輪／レール間には大きなすべり率が生じないため、その区間の大半で車輪／レール間の接触位置の特定が困難となることが分かる。この結果は理論的に妥当と考えられる。その一方で、18 秒付近から 33 秒付近では、輪軸が左右に変異したことを示す車輪フランジとレールゲージコーナの接触が数回あったことが認められる。これは同区間の左右のレール頭頂面形状が明確に異なるためで、これにより輪軸に車輪回転半径差が生じて前後方向の接線力が作用し、輪軸が左右変位したことにより生じたものである。

このことから、車輪／レール間の接触位置の特定が理論的には困難となる直線区間においても、左右のレール頭頂面形状が大きく異なる場合や軌道変位が存在する場合については、車輪／レール間の接触位置の特定が可能となることが分かった。

10 番分岐器では、A 点の分岐器の付帯曲線であるトングレールとリードレール区間を走

行したとき、輪軸が大きく左右に変位して左右の車輪回転半径差が生じ、車輪／レール間の接触位置は車輪フランジと反対側の左右方向位置で-35mm 付近まで大きく変位していることが分かる。B 点の 10 番分岐器通過後では、輪軸が左側に瞬間的に変位したことにより、車輪フランジがレールと接触したことが確認できる。図 7-15 (b) はこのときの車輪／レール間の接触状態を示す熱画像である。

その後、車両は短い直線区間を走行した後、C 点の半径 160m の入口側緩和曲線に進入する。この場所では、車輪／レール間の接触位置が車輪リム面に近い左右方向接触位置で-55mm 付近まで大きく変位しており、図 7-14 (c) に示す車輪踏面形状と図 7-15 (c) の熱画像から、その変位の大きさが見て取れる。

車輪／レール間の接触位置が局所的に大きく変位した理由は、この区間のレール頭頂面形状が軌間外側に向かって大きくなる形態に変形しているためである。

半径 160m と 100m の両曲線では、車輪／レール間の接触位置は、両者ともに左右方向位置で-37mm 付近を中心に細かな変動を伴いながら走行することが分かる。その位置は、図 7-14 (c) の車輪踏面形状、図 7-15 (d) の熱画像から視覚的に理解することができる。

その一方で、曲線半径が異なるにも関わらず、車輪／レール間の接触位置が同程度となった理由は以下のように考える。

両曲線ではレール頭頂面形状が場所によらず同様で、輪軸の車輪回転半径差が不足する小さい曲線半径のため、外軌側の車輪フランジがレールゲージコーナに常に拘束された状態となり、両曲線の車輪／レール間の接触位置に明確な差異が表れなかったものと考えられる。このような傾向は、全ての速度条件において同様に認められた。

ここで、走行中の車輪踏面に設けた微小突起のレールとの接触状態に着目する。まず、車輪踏面に微小突起が設けた範囲を図 5-7 で示した。次に、A 点の分岐器および B 点と C 点の分岐器に付帯する曲線および曲線区間では、図 7-14 (c) に示す車輪踏面形状から、左右方向位置で踏面基準位置から-32~-37mm 位置でレールと接触しており、この位置は微小突起を設けた位置と一致している。

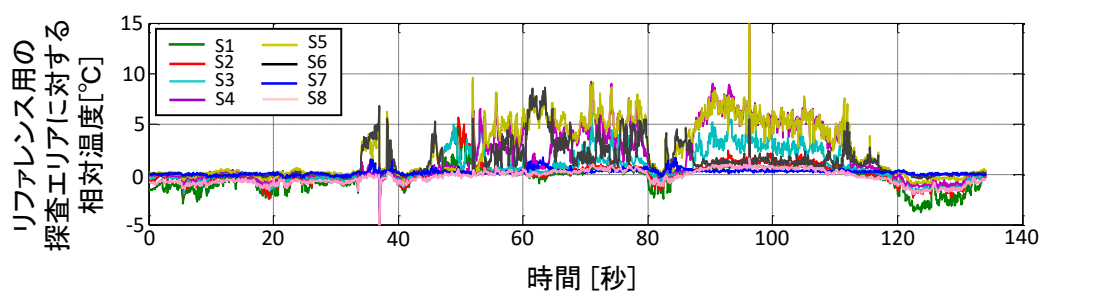
これらの計測結果は、曲線区間で車輪踏面に設けた微小突起がレールと接触しながら走行したことを示すものであり、このことから、内軌側の車輪／レール間の横圧低減効果は車輪踏面に設けた微小突起による接線力低減効果であることを確認することができた。

最後に補足として、車輪／レール間モニタリングシステムを活用した本手法は全ての環境条件において安定して車輪／レール間の接触位置が特定できるわけではない。例えば、測定対象の表面温度が高い場合、地面の温度むらが大きい場合などでは、車輪／レール間の接触部と非接触部のコントラストが小さくなるため、その位置が特定できないこともある。また、図 7-14 (b) の 120 秒以降の車輪踏面の解析結果のような接触位置の変動は、輪軸及び台車の振動により熱画像上の探査エリアに地表温度が写り込んだことによる誤った判定結果である。

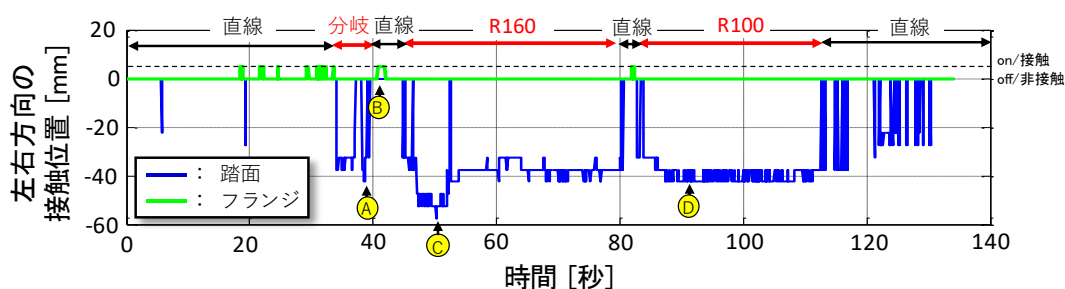
このように、車輪／レール間モニタリングシステムを用いて、車輪／レール間の接触位置を精度良く特定するためには、撮影環境条件を適切にするとともに、車輪／レール間の接触面で生じる摩擦熱以外の熱源を探索エリアに写り込ませない工夫が必要となる。この課題に対する対策としては、地表温度が比較的低温で温度むらが少ない夜間に走行試験を実施するなど、使用時の工夫により解決できるものと考えられる。

以上より、走行中の車輪／レール間の接触位置を特定するため、車輪／レール間モニタリングシステムを用いた車輪／レール間モニタリングシステムを開発した。さらに、これにより構内走行試験における微小突起車輪踏面形状の走行中の車輪／レール間の接触位置を特定した結果、曲線区間では車輪踏面に設けた微小突起がレールと接触しながら走行していることが分かった。

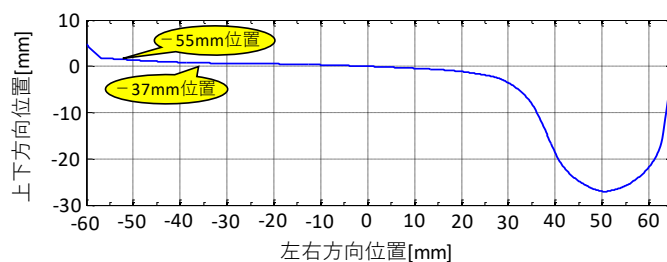
このことから、微小突起車輪踏面形状の横圧低減効果は、微小突起がレールと接触したことで得られたものであることが明らかとなった。



(a) 走行中のそれぞれの探索エリアにおける相対温度の変化



(b) 走行中の左車輪／レール間の接触位置



(c) 車輪踏面形状とレールとの接触位置

図 7-14 左側（内軌側）の車輪／レール間の接触位置（最高速度 30km/h の場合）

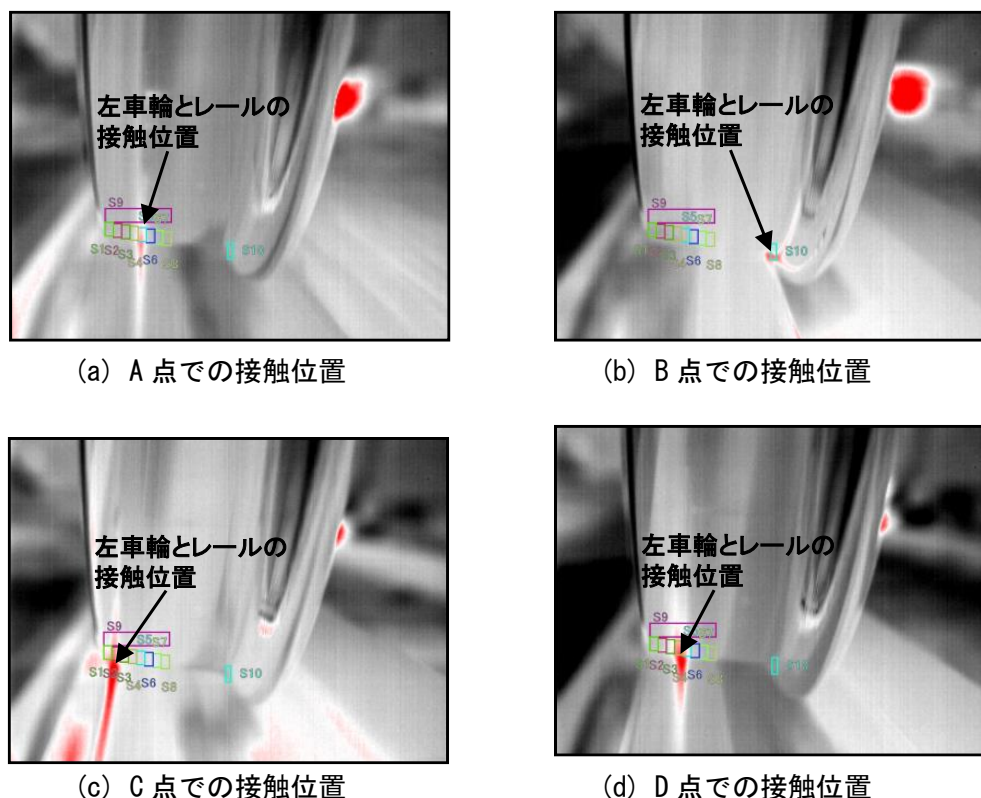


図 7-15 走行中の左車輪とレールの接触位置

7.4.3 構内走行試験による車輪踏面に設けた微小突起の摩耗評価

本節では、微小突起車輪踏面形状を車輪乗り上がり脱線の低減手法の1つとして適用することを考え、最低限必要となる横圧低減効果の有効期間を策定するとともに、実物車両を用いた繰り返しの走行試験による微小突起の摩耗傾向を評価する。

(1) 最低限必要となる横圧低減効果の有効期間の策定

微小突起車輪踏面形状を車輪乗り上がり脱線の低減手法の1つとして適用することを考え、最低限必要となる横圧低減効果の有効期間について検討する。

車輪削正後に発生する車輪乗り上がり脱線は、車輪削正後から少しの走行距離の間に発生する傾向があることを第1章で述べた。このため、微小突起車輪踏面形状を車輪乗り上がり脱線に対する実用的な低減方法として適用する場合、車輪乗り上がり脱線が発生しやすいとされる一時的に低下した走行安全性を補うことができれば、最低限求められる性能は確保できたことになる。さらに、走行距離がさらに増加したときには、車輪踏面に設けた微小突起は摩滅して通常的車輪踏面形状と同等の形状となるため、他の鉄道システムに及ぼすリスクを最小限に留めることができる。このような考えに基づき、最低限必要となる有効期間を理論的に検討する。

車輪フランジの角度と車両の走行安全性の関係は、式 (7-1) に示す Nadal の式から理論的に評価することができる。

$$\frac{Q}{P} = \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha} \quad (7-1)$$

ここで、Q/P は脱線係数、 α は車輪フランジ角度、 μ は車輪／レール間の摩擦係数を表す。

営業車両の車輪フランジの摩耗傾向の実態として、第4章で車輪踏面形状の測定対象とした営業車両の場合、走行距離が約 3.2 万 km 程度で 70 度程度の飽和する傾向があった。他の線区においても、同様に走行距離の比較的少ない間に車輪フランジの角度は 70 度程度に飽和する傾向がある。

Nadal の式によると、車輪フランジの角度が車輪削正後の 65 度から、これが摩耗して 5 度増加したとすると、車両の走行安全余裕は約 19% 向上することになる。すなわち、車輪フランジ角度が車輪削正後から 70 度程度まで増加する期間が走行安全余裕が一時的に低下している期間と考えることができる。

このような考えに基づき、最低限必要となる横圧低減効果の有効期間を、外軌側の車輪フランジ角度が 70 度程度まで増加するまでの間と定義する。すなわち、外軌側の車輪フランジ角度が 70 度程度まで増加する期間、内軌側車輪踏面に設けた微小突起が残存していれば一時的に低下した走行安全性を補うことができたと評価する。

(2) 構内走行試験による微小突起の摩耗評価

繰り返しの構内走行試験により、車輪踏面に設けた微小突起の摩耗評価を行った。

構内走行試験では半径 160m の曲線の評価対象区間とし、構内走行試験の実施日ごとに測定した外軌側車輪フランジ角度と内軌側の微小突起高さ、そして内軌側横圧輪重比 κ の最大値の関係から検討した。これらの測定結果を図 7-16 に示す。

7.4.3 (1) 項で策定した最低限必要となる横圧低減効果の有効期間を評価基準として、構内走行試験で測定された結果を評価した。その結果、以下の知見が得られた。

1. 車輪削正後からの繰り返し走行で、外軌側の車輪フランジ角度が摩耗して 64 度から 72 度まで大きくなったが、車輪踏面に設けた微小突起は完全に摩滅しなかった。
2. この間の内軌側横圧輪重比 κ は、車輪踏面に設けた微小突起によりレールとのコンタクトパッチが小さくなったことで、1 度小さくなった後、微小突起の摩耗にともない増加する傾向を示した。
3. 内軌側の微小突起が摩耗して高さが低くなるほど、内軌側横圧輪重比 κ は増加し、接触面が通常の修正円弧踏面形状のときの接触特性に近づく傾向を示している。

構内走行試験による車輪踏面に設けた微小突起の摩耗評価を行った結果、車輪踏面に設

けた微小突起は、車輪フランジ角度が 65 度から 70 度になるまでの間では、摩耗により微小突起の高さは減少するが完全に摩滅しないことが分かった。また、車輪踏面に微小突起が残存している期間、内軌側横圧輪重比 κ は低下し、微小突起の摩滅とともに、車輪踏面が平滑形状のときの接線力特性に近づく傾向が認められた。これは微小突起の高さが変化したためと考えられ、微小突起車輪踏面形状のコンセプトを実証する結果と考えられる。

これらのことから、微小突起車輪踏面形状は車輪削正後から少しの走行距離の間の走行安全余裕を向上させることができ、すなわち、この期間に発生する傾向がある車輪乗り上がり脱線に対して一定の低減効果が得られることが分かった。

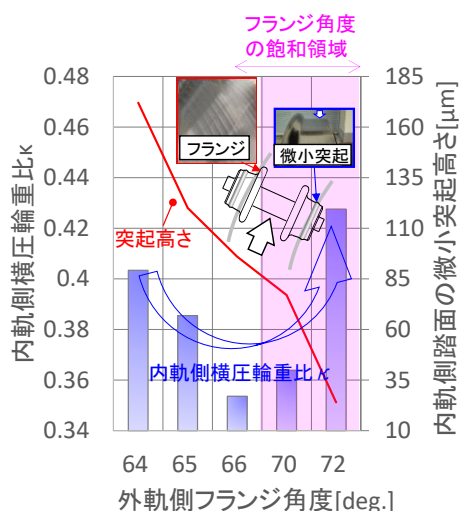


図 7-16 実物車両を用いた構内走行試験による内軌側横圧輪重比と微小突起の変化の関係

7.5 車輪削正痕が車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響

本節では、車輪削正痕が車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響を評価する。1.2.5 節で述べたように、車輪乗り上がり脱線は複数の要因が同時に作用することで発生する傾向があるもので、車輪／レール間の接線力の変化のみで発生する可能性は低いと考えられている。このため、車両および軌道の整備状況が適切な状態であることを前提条件として、車輪削正痕の有無の条件で垂直方向の合力の差異を相対的に評価する。

実車の走行条件における車輪／レール間の接触を模擬した接線力測定実験を実施した結果、次のことが明らかとなった。

接触面で作用する接線力特性は、第 3 章で述べたように、その接触面に車輪削正痕を模擬して設けた削正痕の有無に関係なく、繰り返しの転動接触による接触面の表面性状の変化にともない、接線力係数は次第に増加し、その最大値となった後は定常状態となる。このとき、接触面の周辺湿度が 30%程度と低い条件となるとき、接線力係数の最大値は接触面のコンタクトパッチが同等でも大きくなる。また、接触面の状態が摩耗による局所的な接触状態となると、その真実接触面積が小さくなるため、接線力係数は若干小さくなる傾向を示す。

このような接触面で作用する基本的な接線力特性において、車輪削正痕を模擬して断面山型の削正痕を接触面に設けた場合、これを設けない平滑のときと比べて、試験輪間の接触面積が小さくなるため、周辺湿度が同一の環境条件で比較すると接線力係数は小さくなることが、さまざまな条件における接線力測定実験から分かった。

これらの実験結果に基づき、接線力係数が最も大きくなる条件は、接触面の摩耗が少なく平滑な接触面に近いときで、同時に、接触面全体が微細な金属の剥離により活性化した状態となっているときであることが明らかとなった。

(1) 車輪削正痕が車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響

車輪とレールの接触を一对の試験輪の接触で模擬した接線力測定実験の結果を踏まえ、車輪削正痕が車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響について述べる。車両が曲線を走行するときの外軌側の車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力の作用状態を図7-17に示す。

図7-17の状態のとき、車輪に対して下向きに輪重が作用しており、同時に、車軸に対して少し前方の位置で車輪フランジとレールゲージコーナが接触し、その接触面には、前後方向と左右方向の接線力に加え、車輪を乗り上げる方向にも接線力が作用している。

車輪がレール頭頂面上に乗り上がる条件は、車輪の乗り上がり方向の接線力が輪重より常に大きい状態となるときである。

当然のことながら、第1章で述べたシナリオのように、車輪フランジやレールのゲージコーナに極端に大きな突起物がありこれらが噛み合うような形態となる場合には、車輪／レール間の接触形態は面接触とならないため、これらの接線力測定実験の結果とは異なる。

しかしながら、このような接触形態とならない場合、車輪踏面に車輪削正痕が残存しているときには車輪フランジにも車輪円周方向に微小な凹凸（溝）があり、この部分で車輪フランジとレールのゲージコーナが接触する形態となる。このとき、実車の走行条件における車輪／レール間の接触を模擬した接線力測定実験の結果から考えると、車輪踏面に削正痕が

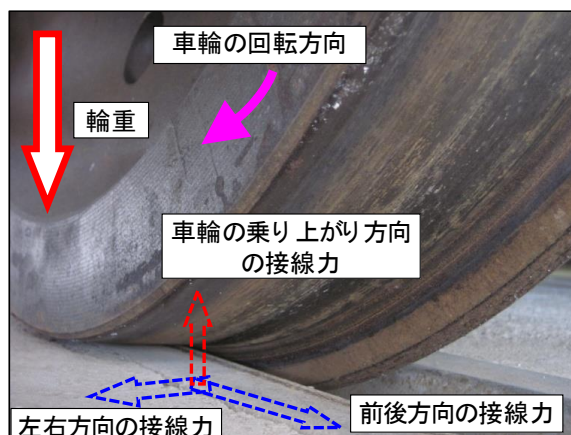


図7-17 曲線走行時の外軌側の車輪／レール間の接線力

ある場合の方が、これがない平滑なときより接線力の最大値は小さくなる。さらに、図 3-23 で示したように、接線力係数の実験開始からの増加量（図 3-10 の Phase II）は、削正痕があるときの方が同じ実験条件で接触面が平滑なときより常に小さい。

すなわち、前後方向・左右方向の接線力と車輪の乗り上がり方向に作用する全ての接線力が相対的に小さくなるため、車輪削正痕が車輪踏面に残存していることが、車輪の乗り上がり脱線を助長することはないと考えられる。

（2）地面に散乱した金属粉と車輪／レール間の摩擦係数の関係性

列車脱線事故調査報告書で頻繁に認められる記述として、地面に散乱した金属粉から、車輪／レール間の摩擦係数が大きい状態となっていたとする推論について考察する。

車輪踏面やレールゲージコーナに、両者の接触前から汚れが付着している場合、車輪フランジとレールのゲージコーナが接触すると、両表面が摩耗して金属素地が表面に現れ活性化するため、車輪フランジとレール間の接線力係数は、車輪踏面に汚れが付着していたときより相対的に大きくなる。

その一方で、地面に金属粉が散乱していた場合、車輪とレールの両接触面はむしり取られるような形態で摩耗していると推察され、この場合、接触面の表面性状の観点からは、接触面の摩擦係数は大きい状態となるが、車輪／レール間のコンタクトパッチの観点から見た場合、両者は局所的な接触状態となっているため、接触面が平滑で同じ表面性状の状態のときの摩擦係数（図 3-10 の Phase III）より若干小さい状態（図 3-10 の Phase IV）になっているものと考えられる。すなわち、金属粉が散乱していることから、車輪／レール間の摩擦係数が極端に大きくなったとする推論は正しくない。

以上より、車輪とレールの繰り返しの転動接触により、その接触面の表面性状が変化することで接線力係数が大きくなり、このとき、車輪／レール間のコンタクトパッチが平滑となるときに生じる面接触の条件と接触面の周辺湿度が低い条件が揃うと、車輪／レール間の接線力係数はより大きくなる。そして、これと同時に、車輪乗り上がり方向に作用する接線力より車両の輪重が小さい状態が継続して生じた場合、車輪乗り上がり脱線が発生しやすい状態となる。

このようなメカニズムによると、車輪踏面が平滑なときに対して、車輪踏面に残存する車輪削正痕が車輪／レール間の接線力係数を大きくする要素は、実車の走行条件を模擬したさまざまな室内実験と第 4 章で述べた数値計算による検討結果から認められないことから、車輪削正痕が車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響は小さいと考えられる。

最後に、鉄道現場において古くから伝承されてきた「車輪削正作業により車輪踏面に生じた削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大し車輪乗り上がり脱線を助長する」とする考えに対して、「車輪削正で生じる削正痕が車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響は小さく、これを重視する必要がない」ことを本研究における基礎研究による成果から正しく評価した。本研究で得られた成果は、一部の鉄道会社で行われている車輪削正後の車輪乗り上がり脱線対策法の策定に反映（実用化）され、安全性を担保したうえでの省力化に貢献している。

7.6 第7章のまとめ

微小突起車輪踏面形状による曲線走行時の横圧低減効果を実証するため、実物車両を用いた構内走行試験を実施した。さらに、曲線走行中の横圧低減効果が車輪踏面に設けた微小突起によるものであることを示すため、第6章で開発した車輪／レール間モニタリングシステムを活用することで評価を行った。本章で得られた知見は以下の通りである。

最初に、車輪／レール間の摩擦係数が大きくなる条件を、第3章の室内実験に基づき、大気湿度が30%程度と低い湿度条件となるときと定義し、車輪踏面形状を「通常の修正円弧踏面形状」とした場合と、「微小突起車輪踏面形状」とした場合について、同一曲線を走行するときに計測される内軌側横圧輪重比 κ と脱線係数 Q/P の比較により評価を行った。その結果、車輪踏面に微小突起を設けた微小突起車輪踏面形状には、曲線走行時の横圧低減効果を確認することができ、第5章で述べた理論を示す結果となることが明らかとなった。

さらに、微小突起車輪踏面形状を用いたときの横圧低減効果が車輪踏面に設けた微小突起によるものであることを明確に示すため、第6章で開発した車輪／レール間の接触位置を特定する車輪／レール間モニタリングシステムを活用し、走行中の車輪／レール間の接触位置を詳細に特定する手法を提案するとともに、これに基づき、走行中の車輪／レール間の接触位置の変化を評価した。その結果、微小突起車輪踏面形状は、曲線走行中に車輪踏面に設けた微小突起が常時レールと接触しながら走行を確認することができ、第5章で述べた理論を裏付ける結果となることが明らかとなった。

最後に、車輪踏面に設けた微小突起による横圧低減効果として最低限必要となる持続期間を定義するため、外軌側車輪フランジ角度と走行安全性の関係に基づく評価手法を提案し、これにより構内走行試験で計測された結果を評価した。その結果、最低限必要となる持続期間は外軌側車輪フランジ角度が70度程度に増加するまでとなった。そして、これによる評価から、内軌側の車輪踏面に設けた微小突起は、外軌側車輪フランジ角度が度70度程度になるまで残存することが確認され、本提案手法は最低限の横圧低減効果が得られることが分かった。

これらのことから、車輪／レール間の摩擦係数が大きい環境条件となるとき、微小突起車輪踏面形状は、曲線走行時の横圧低減効果が期待できることを、実物車両を用いた構内走行試験により実証した。そして、微小突起車輪踏面形状は、車輪削正後から少しの走行距離の間に発生する傾向のある車輪乗り上がり脱線の低減手法の1つとして一定の効果が期待できることが明らかにした。

第 8 章

結 論

8.1 結論

本研究の実施により明らかとなったことは、以下のとおりである。

本論文は、全8章で構成している。第1章では、本研究の実施に至るモチベーションとなった車輪乗り上がり脱線について述べている。第2章では、鉄道車両のダイナミクスと車輪／レール間の接線力特性の関係性について概説するとともに、車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性に関する研究動向を分析して現状把握を行い、本研究における課題解決の方向性について考えを述べている。第3章では、車輪とレールの接触を一对の試験輪の接触で模擬した接線力測定実験により、実車の走行条件で作用する車輪／レール間の接線力の増加・減少メカニズム、および車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係について検討した結果を述べている。第4章では、車輪踏面に削正痕や摩耗といった微小凹凸が存在する実際の車輪／レール間のコンタクトパッチに着目し、このような接触形態となるときに接触面に作用する接線力を数値計算で推定する数値解析モデルを構築するとともに、これを営業車両から測定した車輪踏面形状に適用することで車輪／レール間のクリープ係数の実態について検討した結果を述べている。第5章では、第3章と第4章で明らかにした接触面に削正痕を設けることで得られる接線力低減効果を、曲線走行時に車輪／レール間で作用する横圧低減に応用することを考え、直線走行時の走行安定性は現状のままで曲線走行時のみ横圧を低減することができる新たなコンセプトに基づく車輪踏面形状を提案し、その妥当性を検証するために行った車両運動解析と実物車輪を用いた接線力測定実験について述べている。第6章では、接触面圧が極めて高くその詳細が明らかでない車輪／レール間を明確にすることを目的に開発したサーモグラフィカメラを用いた車輪／レール間モニタリングシステムと、これを用いた走行中の車輪／レール間の接触状態の評価法について述べている。第7章では、第5章で提案した新たなコンセプトに基づく車輪踏面形状の有効性を実証するため実施した実物車両を用いた構内走行試験について述べている。第8章は論文全体のまとめである。各章の概要は次の通りである。

第1章では、研究背景と目的および論文の構成について示した。本研究の実施に至るモチベーションとなった車輪乗り上がり脱線の発生傾向と発生頻度を整理するとともに、車輪削正後から少しの走行距離の間に発生する特徴のある車輪乗り上がり脱線の低減のために必要となる課題、すなわち、車輪削正痕に着目した車輪／レール間の接線力特性の明確化が必要となることを述べた。

第2章では、本研究に関連する分野の研究動向を分析することで、関連研究に対する現状把握を行うとともに、課題解決に向けた3つの方向性について述べた。第一に、車輪／レール間の接線力特性を解明するためには、車輪とレールの接触を一对の円筒試験輪の接触で模擬し、実車の走行条件で車輪／レール間の接線力特性を調査する必要があることを述べた。第二に、実際の車輪／レール間に作用する接線力特性を数値計算で推定するためには、

車輪踏面に生じた削正痕や摩耗といった微小凹凸を考慮するとともに、計算結果の信頼性と実用性に優れる Kalker の線形理論を応用することで、新たな数値解析モデルを構築することが現実的となることを述べた。第三に、車両削正後の車輪乗り上がり脱線を低減する手法を提案するには、先行研究に対して経済性に優れる実用的な手法とする必要があることを述べた。

第3章では、実車走行条件のときの車輪／レール間の接線力の増加・減少メカニズムを解明し、車輪削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係を明確化するため、車輪とレールの接触を一对の試験輪の接触で模擬した接線力測定実験により検討を行った。その結果、試験輪間で作用する基本的な接線力の増加・減少メカニズムは、接触面の表面性状と表面形状すなわちコンタクトパッチ、そして、接触面の周辺湿度の3つの要素の組合せにより決まることが分かった。これらのことから、車輪／レール間の接線力係数が最も大きくなる条件は、接触面の周辺湿度が30%以下と低い環境状態となるとき、接触面の摩耗が少なく平滑な接触面に近い状態となっているとき、そして、接触面全体が微細な金属の剥離により活性化した状態となるときが同時に生じているときであることを明らかにした。

さらに、このような基本的な接線力特性は、接触面に設けた削正痕の有無に関係なく同様のメカニズムとなり、このとき、試験輪間に作用する接線力は、接触面に削正痕を設けると接触面が平滑のときより試験輪間の接触面積が小さくなるため、その最大値が小さくなることが分かった。このような特性は、アタック角の有無に関係なく同様であった。

これらのことから、車輪削正痕は車輪／レール間の接線力を大きくするのではなく、むしろ小さくする効果があることを明らかにした。

これらの検討結果から、

- ・ **車輪／レール間の接線力の増加・減少メカニズムを明確にするとともに、車輪／レール間の接線力係数が最も大きくなる条件を明確に示した。**
- ・ **車輪踏面に生じた削正痕には、車輪／レール間の摩擦係数を増大させる効果が認められないことを実験的に明らかにした。**

第4章では、実際の車輪／レール間に作用する接線力特性を数値計算で推定するため、実測した車輪踏面形状に基づく車輪／レール間のコンタクトパッチを数値計算で厳密に求めるとともに、そこで得たそれぞれの接触領域に作用する接線力を合成して求める多点接触条件における等価クリープ係数実用推定手法により評価する数値解析モデルを構築した。その結果、実際の車輪／レール間のコンタクトパッチは Hertz 理論により求まる1個の接触楕円とは明確に異なる複数の接触領域が集合した形状となる場合があり、この場合、車輪踏面に生じた微小凹凸の存在により接触剛性が小さくなるため、車輪削正後の車輪踏面でも車輪／レール間に作用する接線力は Kalker の線形理論により求まる理論値より若干小さいことを明らかにした。

これらの検討結果から、

- ・ **実際の車輪／レール間の接触状態を評価するため、車輪とレールの弾性変形を考慮し車輪／レール間のコンタクトパッチを厳密に求める計算手法を提案した。**
- ・ **実際の車輪／レール間のコンタクトパッチに適用するための多点接触条件における等価クリープ係数実用推定方法を開発した。**

第3章と第4章の検討結果に基づき評価を行うと、鉄道現場で古くから伝承されてきた「車輪踏面に生じた削正痕は車輪／レール間の摩擦係数を増大する」とされる考えの妥当性を示す結果は得られず、むしろ、車輪踏面に削正痕があることで接触剛性が小さくなるため、車輪削正痕は車輪／レール間に作用する接線力を低減する効果があることを明らかにした。

- ・ **これらの車輪削正痕に着目した車輪／レール間の接線力特性に関する解析的、実験的評価の成果は、一部のJR会社の車輪削正後の車輪乗り上がり脱線対策の策定過程で、車輪削正痕は車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響が小さいとする判断根拠として実用され、安全性を担保したうえでの省力化に貢献している。**

第5章では、第3章と第4章で明らかとなった接触面に削正痕を設けることにより得られる接線力低減効果を実物車両の曲線走行時の横圧低減に応用することを考え、直線走行時の走行安定性は現状のままとし、曲線走行時の横圧のみ低減することができる新たな車輪踏面形状を提案した。そして、新たな車輪踏面形状による横圧低減効果を検討するため、車両運動解析と実物車輪を用いた接線力測定実験により評価を行った。その結果、車輪削正痕と同程度の大きさの微小凹凸であっても、これを一条の微小突起としてフランジの反対側の車輪踏面に設けることで、曲線走行時の内軌側の車輪／レール間の接線力を低減させる効果が認められ、これにより外軌側の横圧が低減することを数値解析により明らかにした。このような効果は、特に、車輪／レール間の摩擦係数が大きい条件ほど顕著となることが分かった。さらに、実物車輪でも接触面に適切な形状とした微小凹凸を設けることで、一定期間の接線力低減効果が得られることを、実物車輪を用いた接線力測定実験により示した。

これらの検討結果から、

- ・ **車両が曲線を走行するときの横圧低減を目的として、車輪フランジと反対側の踏面に一条の微小突起を設けた「微小突起車輪踏面形状」を開発した。**

第6章では、車輪／レール間の接触面圧が非常に高いことから、これまで感圧紙などの簡便な方法による定性的な評価に留まっていた現状に対して、Burstowらの提唱する車輪／レール間の接触部を可視化する手法を参考に、測定精度と利便性をより向上させた「車輪／レール間モニタリングシステム」の開発を行った。その結果、台車枠横ハリ下の測定対象車輪に対して正対する位置にサーモグラフィカメラを設置することで、車輪／レール間の接触

位置を特定する複雑なアルゴリズムを用いることなく、実際の車輪／レール間の接触位置を正しく評価できることが分かった。そして、車輪／レール間モニタリングシステムを用いて走行中の車輪／レール間の接触状態を評価する手法を構築し、以下に述べる鉄道総研の構内試験線で実施したケース・スタディにより、走行中の車輪／レール間の接触状態を定量的に評価できることを実証した。1つ目のケース・スタディでは、車輪／レール間の著大横圧の発生位置の評価として、輪軸の左右変位量と車輪／レール間の接触位置の関係に着目し、曲線を走行するときなど輪軸が左右に大きく変位するときに、車輪／レール間で生じる前後・左右方向の合成すべりが大きくなる特徴を著大横圧の発生位置推定に活用する手法を提案した。その結果、輪軸に駆動力や制動力が作用しない限定条件のとき、曲線走行時の著大横圧の発生位置を正しく評価できることが分かった。2つ目のケース・スタディでは、車輪／レール間の接触位置の評価として、車輪／レール間の接触位置では非接触部に対して大きい閃光温度が生じる特性を活用し、車輪フランジ部の熱画像上に複数の探査エリアを等間隔に設けることで、車輪／レール間の接触位置の変化を連続的に評価できる手法を提案した。その結果、車輪／レール間の接触位置の変化を時系列で定量的かつ視覚的に評価できることが分かった。

これらのケース・スタディから、従来は評価することができなかった走行中の車輪／レール間の接触状態を定量的かつ視覚的に評価できることを実証した。

これらの検討結果から、

- ・ **車輪／レール間モニタリングシステムを用いた車輪／レール間の接触状態評価手法は、従来のCCDカメラを用いた評価手法と比べてより詳細に接触位置を確認することができるとともに、輪軸に駆動力や制動力が作用しない限定条件においては著大横圧の発生位置が推定できることを、構内走行試験でのケース・スタディにより実証した。**

第7章では、車輪フランジと反対側の踏面に一条の微小突起を設けた微小突起車輪踏面形状の曲線走行時の横圧低減効果を、実物車両を用いた構内走行試験で実証するため、大気湿度が30%程度と走行安全性に対して厳しい環境条件を選定して走行試験を実施した。その結果、車輪踏面を微小突起車輪踏面形状とした場合、曲線走行中に車輪踏面に設けた微小突起が常時レールと接触しながら走行することを、本章で提案した車輪／レール間モニタリングシステムを用いた走行中の車輪／レール間の接触位置特定手法により確認することができた。このことから、微小突起車輪踏面形状とすることで、曲線走行時の定常横圧が低減することが分かり、第5章で述べた理論を実証する実験結果となることを明らかにした。また、車輪削正後の走行安全性が一時的に低下する期間を車輪フランジ角度が70度になるまでと定義し評価した結果、外軌側の車輪フランジ角度が70度程度まで増加する間、内軌側の車輪踏面の微小突起が残存することを確認することができた。このことから、微小突起車輪踏面形状には、車輪削正後から一時的に低下する走行安全性を補う効果があることが分かった。

これらのことから、微小突起車輪踏面形状は、特に、大気湿度が低い環境条件となるとき、

すなわち、車輪／レール間の摩擦係数が大きい条件となる時、車輪削正後から少しの走行距離の間に発生する特徴のある車輪乗り上がり脱線に対し一定の低減効果が期待できることを明らかにした。

これらの検討結果から、

- ・ **大気湿度が低く走行安全性に対して厳しい条件のとき、曲線走行時の横圧を低コストに低減する実用的な車輪踏面形状の有効性を、実物車両を用いた構内走行試験により実証した。**
- ・ **サーモグラフィカメラを用いた車輪／レール間モニタリングシステムを開発し、走行中の車輪／レール間の接触位置を特定する手法を提案した。**
- ・ **構内走行試験から本線走行試験時の微小突起の耐久性を判断する評価方法として、外軌側の車輪フランジ角度の変化に着目した評価手法を提案した。**

最後に、本研究全体の成果をまとめると以下ようになる。

鉄道現場では、車輪削正作業から少しの走行距離の間に発生する特徴のある「車輪乗り上がり脱線」の発生原因の一つとして、車輪削正痕は車輪／レール間の摩擦係数を増大し、車輪乗り上がり脱線を助長するとの考えが主流となっている現状に対し、本研究では、まず、車輪踏面に生じた削正痕と車輪／レール間の接線力特性の関係に着目するとともに、車輪とレールの接触を一对の試験輪の接触で模擬した接線力測定実験を実施し、その考えの妥当性について検討を行った。そして、両者の関係性を詳細に検討するため、車輪踏面に削正痕や摩耗といった微小凹凸が存在する実際の車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力を推定するための数値解析モデルを構築し、そこに作用する接線力を評価した。最後に、接触面に削正痕を設けることで得られる接線力低減効果を、鉄道車両の曲線走行時の横圧低減に応用することを考え、鉄道車両の直線走行安定性を従来と同等に維持しながら曲線走行時のみ横圧を低減することができる新たな車輪踏面形状を提案し、近年の車輪削正後の車輪乗り上がり脱線の特徴となっている車輪削正後から一時的に低下する走行安全性を補うという観点から、走行安全余裕の向上に寄与できることを実証した。

本研究により得られた結論は以下の通りである。

1. 実車の走行条件における車輪／レール間の接線力特性を、車輪とレールの接触を一对の試験輪の接触で模擬した接線力測定実験で調査することにより、接触面に作用する接線力が最大となる条件を明確に示すとともに、接触面に生じた削正痕はむしろ接線力を小さくする効果があることを明らかにした。
2. 車輪踏面に削正痕や摩耗といった微小凹凸が存在する実際の車輪／レール間のコンタクトパッチに作用する接線力を推定するため、このようなコンタクトパッチに適用することができる数値解析モデルを構築した。そして、これに基づく評価から、実際の車輪踏面には微小凹凸があるため、車輪／レール間の接線力が Kalker の線形理

論による理論値より小さいことを明らかにした。

これらの結果は、

鉄道では、現在においても車輪削正作業で車輪踏面に生じた削正痕が車輪／レール間の摩擦係数を増大するとする考えが主流となっている。当然ながら、本作業は細心の注意が払われるべきもので多くの時間を要していたが、その一方で、車輪踏面の削正痕の大きさには公式な基準がなく、鉄道現場ごとに経験に基づく判断が行われていた。

本研究で明らかにした知見は、従来の車輪削正作業で生じる程度の大きさの削正痕であれば車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響は小さいことを科学的に実証したもので、鉄道現場における不安を払しょくし業務効率化に貢献することができたと考える。

なお、一部の JR 会社では、本研究により得られた知見を「車輪削正痕は車輪乗り上がり脱線に及ぼす影響が小さい」とする判断根拠として実用している。

3. 接触面に削正痕を設けることで得られる接線力低減効果を、車両の曲線走行時における横圧低減に応用することを考え、車輪フランジと反対側の踏面に車輪削正痕と同程度の大きさで一条の微小突起を設けた「微小突起車輪踏面形状」を提案した。そして、数値解析による検討およびサーモグラフィカメラを用いた走行中の車輪／レール間の接触状態評価法の構築を踏まえ、車輪／レール間の摩擦係数が大きくなる大気湿度が 30%程度以下の低い環境条件のときに実施した実物車両を用いた構内走行試験により、車輪踏面に設けた微小突起がレールと接触しながら走行することで曲線走行時の横圧が低減することを確認することができ、車両の走行安全余裕の向上手法として活用できることを実証した。

本研究により、車輪踏面に生じた削正痕には車輪／レール間の摩擦係数を増大する効果は認められず、むしろ車輪踏面に削正痕と同程度の大きさで適切な形状とした微小凹凸を設けることで、車両の走行性能を向上できることが明らかとなった。

8.2 今後の展望

鉄道車両の車輪乗り上がり脱線に対して、これまで「悪」とされてきた車輪削正痕であるが、これを適切な形状として車輪踏面に積極的に設けることにより、むしろ車両の走行性能が向上する効果があることを実証することができた。このことは、車両の走行性能向上のための研究の幅を広げることに繋がる有益な成果と考える。

本研究の成果の有効活用により、鉄道車両の走行安全性を少しでも向上させることができれば、それは著者にとって本望である。

参考文献

【第1章の参考文献】

- C1-1) 国土交通省鉄道局, 数字でみる鉄道 2018, 一般財団法人 運輸総合研究所, (2019), pp.231.
- C1-2) 久保田博, 鉄道重大事故の歴史, グランプリ出版(2000), p.3.
- C1-3) 江崎昭, 輸送の安全からみた鉄道史, グランプリ出版, (1998), 口絵, pp.14-15.
- C1-4) 社団法人日本トライボロジー学会編, 摩擦・摩耗試験機とその活用, 養賢堂, pp.1-2.
- C1-5) 松平精, 車輪軸のだ行動, 鉄道業務研究資料, Vol.9, No.19(1952), pp.16-26.
- C1-6) 鉄道技術研究資料, 総研創立 70 周年特別号 口絵 狩勝実験線の脱線実験, Vol.34, No.6(1977), 口絵.
- C1-7) 高井秀之, 鉄道車両の乗り上がり脱線に対する安全性の実用的評価手法とその応用, 2013, 東京大学学位論文.
- C1-8) 藤本裕, 石田弘明, 植木健司, 深沢香敏, 手塚和彦, 側線 8 番分岐通過時の車両運動解析, 鉄道総研報告, Vol.9, No.8(1995), pp.37-42.
- C1-9) 運輸省事故調査検討会, 帝都高速度交通営団日比谷線中目黒駅構内列車脱線衝突事故に関する調査報告書, (2000), (https://www.mlit.go.jp/tetudo/tetudo_tk8_000007.html), (令和 2 年 11 月 5 日に利用).
- C1-10) 運輸安全委員会, 日本貨物鉄道株式会社 江差線 泉沢駅～札幌駅間 列車脱線事故, 鉄道事故調査報告書, RA2015-9 (2015), (<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/RA2015-9-3.pdf>), (令和 2 年 11 月 5 日に利用).
- C1-11) 航空・鉄道事故調査委員会, 神戸電鉄株式会社 有馬線 有馬口駅構内 鉄道脱線事故, 鉄道事故調査報告書, RA2007-6 (2007), (<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/RA2007-6-1.pdf>), (令和 2 年 11 月 5 日に利用).
- C1-12) 航空・鉄道事故調査委員会, 神戸電鉄株式会社 有馬線 有馬口駅構内 鉄道脱線事故, 鉄道事故調査報告書, RA2007-6 (2007), (<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/RA2007-6-2.pdf>), (令和 2 年 11 月 5 日に利用).
- C1-13) 運輸安全委員会, 鉄道事故調査報告書, 東日本旅客鉄道株式会社 東北線 尾久駅構内 列車脱線事故, RA2008-2 (2008), (<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/RA2008-02-1.pdf>), (令和 2 年 11 月 5 日に利用).
- C1-14) 佐藤裕, 車輪乗り上がり脱線の考察, 鉄道業務研究資料, Vol.7, No.12, (1950), pp.18-20.
- C1-15) 桜井恵三, 基礎機構学, 槇書店, (1994), pp.125-154.
- C1-16) 石田弘明, 松尾雅樹, 藤岡健彦, 鉄道車両の高周波輪重変動下における走行安全性評価に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.71, No.702(2005), pp.454-461.
- C1-17) 長谷亜蘭, トライボロジーの基礎, 精密工学会誌, Vol.81, No.7, (2015), pp.643-647.

-
- C1-18) TCRP REPORT 71, Transportation research board of the national academies, Vol.5(2005), pp.A9-A13.
- C1-19) 社団法人 日本鉄道技術協会 総合安全調査研究会, 鉄道の総合安全に関する調査研究 (その 1), JREA 自主調査研究, 2009, pp.216-318.

【第 2 章の参考文献】

- C2-1) 鉄道技術用語辞典第 3 版, 公益財団法人鉄道総合技術研究所.
- C2-2) 株式会社電気車研究会, 鉄道車両のダイナミクスー最新の台車テクノロジー, 日本機械学会編(1996), pp.7-14, p.53.
- C2-3) 日本機械学会, 鉄道車両のダイナミクスとモデリング, 丸善出版(2017), p.90.
- C2-4) 高速車両用輪軸研究委員会, 鉄道輪軸, 丸善プラネット株式会社, pp.84-85.
- C2-5) 宮本昌幸, 車両の脱線メカニズム, 鉄道総研, Vol.10, No.3,(1996), pp.31-38. pp.256-270.
- C2-6) 日本国有鉄道, 東海道新幹線に関する研究 (第 4 冊) (1963), p.258.
- C2-7) 国土交通省鉄道局 監修, 解説 鉄道に関する技術基準 (車両編) 第三版(2017), pp.68-69, pp.276-320.
- C2-8) 松平精, 鉄道技術研究所 18 代所長 松平精氏が語る 高速鉄道技術の黎明ーその 1ー, RRR, (1993), No.3, pp.25-29.
- C2-9) 久保田博, 鉄道重大事故の歴史, グランプリ出版(2000), p.85.
- C2-10) 岡本勲, 近郊型電車の蛇行動防止と乗心地向上, 鉄道工場, No.5, (1986), pp.30-34.
- C2-11) 林哲也, 山田幸一, 目時哲郎, 日野和明, 伊佐学, 在来線用新円弧踏面形状の開発 (第 2 報), 日本機械学会 第 6 回交通・物流部門大会, (1997), pp.79-82.
- C2-12) 角井真哉, 五十川敬司, 真野辰哉, 修正円弧踏面とレールの相互摩擦による車輪半径差特性調査, 第 11 回鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail'04), (2004), pp.359-362.
- C2-13) Zacher, M., Nicklisch, D., Grabner, G., Polach, O., Eickhoff, B., A multi-national survey of the contact geometry between wheels and rails, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, (2015), pp.691-709.
- C2-14) Polach, O., Nicklisch, D., Wheel/rail contact geometry parameters in regard to vehicle behavior and their alteration with wear, Wear 366-367, (2016), pp.200-208.
- C2-15) Matsudaira, T., ORE, Question C9, C9/RP 2E. Utrecht, (1960), 99 (Essays awarded prize).
- C2-16) Halling, J., Microslip between a rolling element and its track arising from geometric conformity, J. Mech. Engg. Sci. 6 (1964), No.1.
- C2-17) Kalker, J.J., Survey of Wheel-Rail Rolling Contact Theory, Vehicle System Dynamics 5(1979), pp.317-358.
- C2-18) Heinrich, G., Desoyer, K., Rollreibung mit axialem Schub. (German), Ingenieur Archiv 36 (1967), pp.48-72.
- C2-19) 横瀬景司, 機械学会論文集, Vol.37, No.304, (1971), pp.2407-2422.
- C2-20) 石田弘明, 植木健司, 深澤香敏, 手塚和彦, 松尾雅樹, 模型輪軸による脱線実験(第

-
- 1 報), 日本機械学会第 3 回交通・物流部門大会講演論文集, (1994), pp.203-206.
- C2-21) Beaglet, T.M., Mcewen, I.J., Pritchard, C., WHEEL/RAIL ADHESION –THE INFLUENCE OF RAILHEAD-, *Wear* 33, (1975), pp.141-152.
- C2-22) Beaglet, T.M., Pritchard, C., WHEEL/RAIL ADHESION –THE OVERRIDING INFLUENCE OF WATER-, *Wear* 35, (1975), pp.299-313.
- C2-23) Lewis, R., Dwyer-Jpyce, R.S., Lewis, J, Disc machine study of contact isolation during railway track sanding, *Journal of Rapd Trans. Proc. ImechE F217(2003)*, pp.11-24.
- C2-24) Lewis, R., Dwyer-Jpyce, R.S., Wear at the wheel/rail interface when sanding is used to increase, *Journal of Rapd Trans. Proc. ImechE(2006)*, pp.29-41.
- C2-25) Gallardo-Hernandez, E.A., Lewis, R., Twin disc assessment of wheel/rail adhesion, *Wear* 265, (2008), pp.1309-1316.
- C2-26) Fletcher, D.I., Lewis, S., Creep curve measurement to support wear and adhesion modelling, using a continuously variable creep twin disc machine, *Wear* 298-299, (2013), pp.57-65.
- C2-27) Galas, R., Omasta, M., Kurupka, I., Harti, M., Laboratory investigation of ability of oil-based friction modifiers to control at wheel-rail interface, *Wear* 368-369, (2016), pp.230-238.
- C2-28) 大山忠夫, 丸山弘志, 高速ころがり接触下のすべりと摩擦—乾燥(非潤滑)状態下における実験と二次元接触理論との対応—, *潤滑*, Vol.27, No.10, (1982), pp.758.
- C2-29) 大山忠夫, 丸山弘志, 高速ころがり接触下のすべりと摩擦(水潤滑状態における表面粗さの影響), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.48, No.431, (1982), pp.1005-1013.
- C2-30) 大山忠夫, 中野敏, 夏井由郎, 大矢光伸, 車輪/レール間の粘着力に及ぼす表面性状の影響(大型転動試験装置による水潤滑条件下での実験), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.52, No.475, (1986), pp.941-948.
- C2-31) 大山忠夫, 大矢光伸, 車輪/レール間の粘着力に及ぼす表面性状の影響(水潤滑状態に対する EHL 理論の適用とあらさ突起の接触について), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.52, No.475, (1986), pp.1037-1046.
- C2-32) 藤岡健彦, 竹内正治, 井口雅一, 鉄道車両の運動力学に関する基礎的研究(第 3 報, クリープ則), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.52, No.473, (1986), pp.318-325.
- C2-33) 伊藤高広, 藤岡健彦, 井口雅一, 久山研一, 木曾又一郎, 鉄車輪における空転前駆時の振動発生機構, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.52, No.477, (1986), pp.1550-1556.
- C2-34) Bucher, F., *The Contact between Micro-Rough Rails and Wheels* (Berlin: Logos Verlag), 2002.
- C2-35) 谷藤克也, 新幹線電車の摩耗車輪とレールの接触 (幾何学的接触による車輪有効こう配の分析), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.54, No.497(1988), pp.305-311.
- C2-36) 康琦, 井口雅一, 西村誠一, 谷本益久, 実体鉄道車輪とレールによるクリープ特性実験, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.59, No.559, (1993), pp.777-781.

-
- C2-37) A. Matsumoto, A., Sato, Y., Nakata, M., Tanimoto, M., Kang, Qi., Wheel-rail contact mechanics at full scale on the test stand, *Wear* 191(1996), pp.101-106.
- C2-38) 是澤正人, 小泉晴人, 留岡正男, 谷本益久, 陸 康思, 実車両を用いた実軌道上での車輪滑走実験(滑走前駆動現象の特性), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.653, (2001), pp67-72.
- C2-39) Polach, O., Rad-Schiene-Modelle in der Simulation der Fahrzeug- und Antriebsdynamik, *Elektrische Bahnen* 99, (2001), pp.219-230.
- C2-40) 石田弘明, 古川敦, 下沢一行, 宮本岳史, 藤本裕, 急曲線部の低速脱線走行試験, 土木学会 鉄道連合シンポジウム J-Rail2002, (2002), pp.95-96.
- C2-41) 航空・鉄道事故調査委員会, 神戸電鉄株式会社 有馬線 有馬口駅構内 鉄道脱線事故, 鉄道事故調査報告書, RA2007-6 (2007), (<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/RA2007-6-1.pdf>), (令和 2 年 11 月 5 日に利用).
- C2-42) 航空・鉄道事故調査委員会, 神戸電鉄株式会社 有馬線 有馬口駅構内 鉄道脱線事故, 鉄道事故調査報告書, RA2007-6 (2007), (<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/RA2007-6-2.pdf>), (令和 2 年 11 月 5 日に利用).
- C2-43) 運輸安全委員会, 阪急電鉄株式会社 甲陽線 甲陽園駅構内 列車脱線事故, 鉄道事故調査報告書, RA2009-7 (2009), <https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/RA2009-7-1.pdf>, (令和 2 年 11 月 5 日に利用).
- C2-44) 桃崎秀二, 片折暁伸, 今田亮一, 飯島仁, 土井賢一, 村木克行, 松本重夫, 土井久代, 車輪削正が低速乗り上がり脱線へ及ぼす影響に関する基礎試験(繰り返し走行条件下における摩擦状態の変化), 土木学会 第 13 回鉄道力学シンポジウム, 土木学会鉄道力学連絡小委員会, (2009), pp.37-42.
- C2-45) 飯島仁, 吉田尚, 鈴木宏輔, 安田陽一, 構内線における低速乗り上がり脱線のメカニズム解明と安全性評価に関する研究, *JR-EAST Technical Review*, No.49(2014), Special edition paper-3, <https://www.jreast.co.jp/development/tech/contents49.html>
- C2-46) Voltr, P., Lata, M., Transient wheel-rail adhesion characteristics under the cleaning effect of sliding, *Vehicle System Dynamics*, Vol.53, No.5, (2015), pp.605-618.
- C2-47) 日本機械学会, 講習会 車輪/レールの接触と鉄道車両のダイナミクス, 教材 [No.00-68], (2001), pp.21-28.
- C2-48) Heumann, H., *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens*, Vol.92, (1937), pp.149-173.
- C2-49) 藤岡健彦, 井口雅一, 鉄道車両の運動力学に関する基礎的考察(第 1 報, 接触幾何学), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.49, No.444, (1983), pp.1354-1363.
- C2-50) Pater, A.D., The Geometrical Contact between Track and Wheelset, *Vehicle System Dynamics*, Vol.17, (1988), pp.127-140.
- C2-51) 横瀬景司, 金鼎昌, 笠木誠司, 円弧踏面形状車輪をもつ高速台車の蛇行動解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.55, No.516, (1988), pp.1983-1991.

-
- C2-52) 横瀬景司, 福本範男, 佐渡達朗, 車輪レール間の接触幾何に関する基礎的考察, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.528, (1990), pp.2132-2139.
- C2-53) 宮本昌幸, 松尾雅樹, 谷藤克也, 軌道狂いに対する輪軸挙動のシミュレーション-車輪・レール接触力のモデル化レベルの影響-, 機構論 No.840-16, (1984), pp.17-20.
- C2-54) 佐藤栄作, 宮本昌幸, 鉄道車両の車輪と軌条輪の接触幾何, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.59, No.562, (1993), pp.1686-1693.
- C2-55) 藤岡健彦, 三平剛, 輪軸・軌道間の接触幾何学に関する研究(接触計算アルゴリズムの比較と分岐器への適用結果), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.629, (1999), pp.246-254.
- C2-56) 藤岡健彦, 三平剛, 輪軸・軌道間の接触幾何学に関する研究(第2報, 計測データの処理方法と曲線で摩耗した踏面の3次元接触幾何学), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.629, (1999), pp.255-260.
- C2-57) Shackleton, P., Iwnicki, S. Comparison of wheel-rail contact codes for railway vehicle simulation: an introduction to the Manchester Contact Benchmark and initial results, *Vehicle System Dynamics*, Vol.46, (2008), pp.129-149.
- C2-58) Polach, O., Characteristic parameters of nonlinear wheel/rail contact geometry, *Vehicle System Dynamics*, Vol.48, (2010), pp.19-36.
- C2-59) 杉山博之, 須田義大, バックゲージ接触も考慮した車輪/レール2点接触幾何解析手法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.73, No.729, (2007), pp.1457-1464.
- C2-60) 杉山博之, 荒木康平, 須田義大, マルチボディダイナミクスにおける鉄道車両の車輪/レール接触解析法の開発, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75, No.751, (2009), pp.607-615.
- C2-61) Carter, F.W., On the Action of a Locomotive Driving Wheel, *Proceedings of the Royal Society of London, Series A*, Vol.112, No.760, (1926), pp.151-157.
- C2-62) Fromm, H., Calculation of the slipping in the case of rolling deformable bars (German), *ZAMM V7N1*, (1927).
- C2-63) Poritsky, H., Schenectady, N. Y., Stresses and Deflections of Cylindrical Bodies in Contact with Application to Contact of Gears and of Locomotive Wheels, *Journal of applied mechanics*, Vol.17, (1950), pp.191-201.
- C2-64) 穂坂衛, ころがり接触について(第1報), 日本機械学会論文集, Vol.17, No.61, (1951), pp.161-167.
- C2-65) Bufler, H., *Ing. Arch.*, 27 (1959), 137.
- C2-66) Mindlin, R.D., Compliance of Elastic Bodies in Contact, *Journal of applied Mechanics*, Vol.16, (1949), pp.259-268.
- C2-67) Lubkin J.L., The Torsion of Elastic Spheres in Contact, *Journal of applied Mechanics*, Vol.18, (1951), pp.183-187.
- C2-68) Johnson, K.L., The Effect of a Tangential Contact Force Upon the Rolling Motion of an

-
- Elastic Sphere on a Plane, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.25, (1958), pp.339-346.
- C2-69) Johnson, K.L., The Effect of Spin Upon the Rolling Motion of an Elastic Sphere on a Plane, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.25, (1958), pp.332-338.
- C2-70) Haines, D.J., Ollerton, E., Contact stress distributions on elliptical contact surface subjected to radial and tangential forces, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* Vol.179, (1964) pt.3.
- C2-71) Kalker, J.J., A strip theory for rolling with slip and spin, *Proc. KNAW B70* (1967), pp.10-62.
- C2-72) Kalker, J.J., The tangential force transmitted by two elastic bodies rolling over each other with pure creepage, *Wear* 11 (1968), pp.421-430.
- C2-73) Johnson, K.L., The influence of elastic deformation upon the motion of a ball rolling between two surfaces, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* Vol.173, (1959), pp.795-810.
- C2-74) Duvaut, G., Lions, J. L., *Inequalities in Mechanics and Physics*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg (New York), (1976), pp.134-157.
- C2-75) Knothe, K., History of wheel/rail contact mechanics: from Redtenbacher to Kalker, *Vehicle System Dynamics*, Vol.46, (2008), pp.9-26.
- C2-76) Nayak, P.R., Surface-Roughness Effects in Rolling Contact, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.39, (1972), pp.456-460.
- C2-77) Ertz, M, Temperatur, Materialbeanspruchung und Kraftschluss im Rad-Schiene-Kontakt, *Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12*, Vol. 549 (Dusseldorf: VDI-Verlag).
- C2-78) Kalker, J.J., Survey of Wheel-Rail Rolling Contact Theory, *Vehicle System Dynamics*, Vol.5, (1979), pp.317-358.
- C2-79) Pascal, J-P., About Multi-Hertzian-Contact Hypothesis and Equivalent Conicity in the Case of S1002 and UIC60 Analytical Wheel/Rail Profiles, *Vehicle System Dynamics*, Vol.22, (1993), pp.57-78.
- C2-80) Pascal, J. P., Sauvage, G., New Method for reducing the multicontact Wheel/rail problem to one equivalent contact patch, *Proceedings of 12th IAVSD Symposium*, Lyon, 1991.
- C2-81) Loach, J.L., Measurements of longitudinal creep on rail and tyre machine, *Memo.*, L5, L.M.S., Research Dept.
- C2-82) Davies, R.D., Some experiments on the lateral oscillation of railway vehicles, *J. Inst. Civ. Eng.*, Vol.11(1939), pp.224-261.
- C2-83) J.J. Kalker, *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*, Kluwer Academic Publishers, 1990.
- C2-84) 財団法人鉄道総合技術研究所, 在来線運転速度向上試験マニュアル・解説, 共進(1993) p.68.
- C2-85) 高橋賞, 河合正安, 新版 ひずみゲージによるひずみ測定入門 歴史から測定まで, 大成社(1998).
- C2-86) KYOWA, 「計測メモ 9-8」, <<https://www.kyowaei.com/jpn/file/download/>>

technical/notes/bridge/pdf_index_001.pdf>, (参照日 2020 年 9 月 24 日).

C2-87) 石田弘明, 鉄道車両の走行安全性評価～輪重, 横圧, 脱線係数の計測～, 計測と制御, Vol.45, No.9, 2006, pp.808-814.

【第 3 章の参考文献】

C3-1) 陳樺, 名村明, 石田誠, 中原綱光: 湿潤状態における車輪/レール間の粘着力に及ぼす輪重の影響, 鉄道総研報告, Vol.24, No.4, pp.27-32, 2010

C3-2) 鈴木峰男, 宇宙でのトライボロジー実験, 日本真空学会論文集, Vol.51, No.8, (2007), pp.542-545

C3-3) 小原新吾, スペーストライボロジー, 表面科学, Vol.33, No.12, (2012), pp.694-699.

C3-4) Shaw, M. C., Ber, A. and Manin, P.A., Friction characteristics of sliding surfaces undergoing subsurface plastic flow, Transactions of the ASME Ser. D, Vol.82,(1960), pp.342-346.

【第 4 章の参考文献】

C4-1) 株式会社電気車研究会, 鉄道車両のダイナミクスー最新の台車テクノロジーー, 日本機械学会編(1996), pp.241-246.

C4-2) 山本健太郎, 計測管理技術双書 (19) 表面アラサ, 計量管理協会編, コロナ社(1963), pp.44-47.

C4-3) 梶井邦彦: 線形三角形要素による三次元弾性接触問題の数値解法, 日本機械学会論文集(A), Vol.53, No.492(1987), pp.1631-1637.

C4-4) KLEINER, O., SCHINDLER, C., Numerical and experimental research into loads on wheel and rail, Proceedings of the railway bogies and running gears (BOGIE'10), (2010), pp.213-219, Budapest, Hungary.

C4-5) 金鷹, 石田誠, レール側摩耗に与える車輪/レール接触条件の影響, 鉄道総研報告, Vol. 15, No. 4, (2001), pp.33-38.

【第 5 章の参考文献】

C5-1) 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, Vol.57, No.540 (1991), pp.2633-2639.

C5-2) 佐藤栄作, 小林秀之, 岡本勲, 手塚和彦, 柿沼博彦, 玉置俊治, リンク式ボギー角連動方式による特急気動車用操舵台車の曲線通過横圧, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.625 (1998), pp.3563-3570.

C5-3) 岩本厚, 梅原康宏, 下村雄祐, 荻野智久, 鹿田敬司, 水野将明, 亀甲智, 下川嘉之, 中居拓自, 地下鉄用新操舵台車の開発, 鉄道技術連合シンポジウム J-Rail2010 講演論文集 (2010), pp.535-538.

C5-4) 下川嘉之, 水野将明, 新しい操舵台車の開発, 新日鐵住金技報, Vol.395 (2013), pp.41-47.

C5-5) 留岡正男, 加部直治, 谷本益久, 宮内栄二, 仲田摩智, 車輪とレール間の摩擦係数

-
- コントロール(2 円筒試験機による接触基礎実験), 鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail'99), pp.233-236.
- C5-6) 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(摩擦調整剤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, Vol.70, No.695, pp.2048-2053.
- C5-7) 松本耕輔, 須田義大, 小峰久直, 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, Vol.72, No.720, (2006), pp.2433-2438.
- C5-8) 伴巧, 名村明, 石田誠, 車輪/レール摩擦緩和システムの開発, JREA, Vol.50, No.9, (2007), pp.50-52.
- C5-9) 須田義大, 前城前一郎, 西村隆一, 松本陽, 佐藤安弘, 大野寛之, 谷本益久, 宮内栄二, 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, Vol. 64, No.628, (1998), pp.4764-4769.
- C5-10) Matsumoto, A., Sato, Y., Ohno, H., Tanimoto, M., Oka, Y., and Miyauchi, E., Experimental and theoretical study on the dynamic performance of steering bogie in sharp curve, Vehicle System Dynamics Supplement, Vol.29(1998), pp.559-575.
- C5-11) 高速車両用輪軸研究委員会, 鉄道輪軸 (2008), p.58, 丸善プラネット株式会社.

【第 6 章の参考文献】

- C6-1) Burstow, M., et al.: Understanding wheel/rail interaction with thermographic imaging, Proc. of the 22nd IAVSD Symposium, Manchester, 2011.

【第 7 章の参考文献】

- C7-1) 杉森昌樹, 高尾喜久雄, 青木俊幸, 山田勇利, 車体幅拡大車両の開発, 日本機械学会第 6 回交通・物流部門大会講演論文集 (鉄道シンポジウム編), No.97-13(1997), pp.393-396.
- C7-2) 石田弘明, 植木健司, 深澤香敏, 手塚和彦, 松尾雅樹, 輪重, 横圧, 脱線係数連続測定装置の開発, 鉄道総研報告, Vol.7, No.8, (1993), pp.25-32.

謝 辞

本論文は、公益財団法人鉄道総合技術研究所で約 16 年間実施した研究開発テーマの成果をまとめ、東京大学に学位請求論文として提出したものです。

本研究は、東京大学 モビリティ・イノベーション連携機構 機構長 生産技術研究所 次世代モビリティ研究センター 機械・生体系部門 大学院工学系研究科機械工学専攻 大学院情報学環・学際情報学府先端表現情報学コース兼担 須田義大教授のご指導の下に行われたものであり、終始懇切丁寧なご指導を賜りましたことを深く感謝の意を表します。

また、本研究を遂行するにあたり有益なご指導ならびにご助言を賜りました東京大学生産技術研究所(兼)大学院情報学環次世代モビリティ研究センター 中野公彦教授、同大学院工学系研究科機械工学専攻 山崎由大准教授ならびに同大学院情報学環・学際情報学府先端表現情報学コース(兼務) 生産技術研究所 機械・生体系部門(兼務) 大学院工学系研究科 機械工学専攻 山川雄司准教授、そして明星大学理工学部総合理工学科(機械工学系) 宮本岳史教授に深く感謝の意を表します。同時に、本研究を遂行するにあたり有益なご討論ならびにご助言を賜りました 西村誠一博士(前大阪産業大学工学部機械工学科教授、元住友金属工業株式会社)ならびに日本大学生産工学部上席研究員 松本陽博士(前国土交通省運輸安全委員会 委員(常勤) 鉄道部会長、元交通安全環境研究所)に深く感謝の意を表します。

公益財団法人鉄道総合技術研究所鉄道力学研究部長 上半文昭博士には、東京大学大学院において本研究を遂行する端緒を与えてくださったのみならず、研究遂行にあたって終始ご指導、ご鞭撻いただくとともに、論文執筆にあたって格段のご配慮をいただきましたことを、深く感謝の意を表します。また、手塚和彦氏(現株式会社 テス 会長、車両構造技術研究部長(当時))、研究開発推進部主管研究員(リサーチチューター) 佐々木君章氏(車両構造技術研究部長(当時))、総務部長 曾我部正道博士(前 鉄道力学研究部長)には、研究実施にあたって終始ご指導とご配慮を頂きましたことを厚くお礼申し上げます。

研究の遂行にあたっては、小生の所属した研究室の多くの上司、先輩、同僚の皆様にご協力いただきました。ここにあらためて御礼申し上げます。

最後に、研究活動を陰ながら温かい愛情で支えてくれた妻 希望、令和 3 年 1 月 17 日に生まれ、いつも朗らかな笑顔で心を和ませてくれた娘 望結に心より感謝します。

2021年10月

山本大輔

発表論文リスト

第1章

口頭発表

- [S1-1] 山本大輔, 接触面形状に着目した実車輪／レール間の接線力特性解明に向けた取り組み, 第9回JSCM シンポジウム(2012), レール・車輪接触力学研究会

第2章

口頭発表

- [S2-1] Yamamoto D., Sasaki K., The relation between the abrasion of the wheel profiles and the running vibration characteristic of Shinkansen super-express train in japan, Proceeding of International Symposium on Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems(STECH'06), Chengdu, China (2006), pp.241-246.

第3章

査読論文

- [S3-1] 山本大輔, 陳樺, 鉄道車両の車輪踏面の微小凹凸と接線力に関する基礎的研究(2円筒転がり試験機による環境条件と接線力特性の関係), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 77, No. 781, (2011), pp. 3211-3222.
- [S3-2] 山本大輔, 鉄道車両における車輪削正後の車輪とレール間の過渡的な接線力特性, 日本機械学会論文集, Vol. 85, No. 876 (2019), DOI:10.1299/transjsme.18-00394.
- [S3-3] 山本大輔, 乾燥条件におけるコンタクトパッチの大きさに着目した鉄道車両の車輪とレール間の接線力特性の評価, 日本機械学会論文集, Vol. 86, No. 888 (2020), DOI: 10.129/transjsme.19-00451.
- [S3-4] 山本大輔, 湿度 30%未満の乾燥ガス噴射による車輪とレール間の接線力向上手法, 日本機械学会論文集, Vol. 86, No. 890 (2020), DOI:10.1299/transjsme.20-00050.

口頭発表

- [S3-5] 佐藤栄作, 早勢剛, 山本大輔, 車輪・レール間の接触位置推定実験ーレールの動的変位を考慮した接触角の比較, 日本機械学会 第10回交通・物流部門大会講演論文集(Translog2001), No.01-36(2001), pp.449-452.
- [S3-6] 山本大輔, 陳樺, 車輪フランジ部の微小凹凸と接線力に関する基礎的研究, 日本機械学会, No.10-54(2010), 第19回交通・物流部門大会講演論文集(Translog2010), pp.153-156.
- [S3-7] 山本大輔, 車輪踏面の微小凹凸がクリープ力特性に及ぼす影響, 第263回鉄道総研月例発表会講演要旨(2013).
- [S3-8] 山本大輔, 鉄道車両の車輪・レールの過渡的な接線力特性に関する基礎的研究, 日本機械学会, No.18-7(2018), Dynamics and Design Conference 2018(D&D2018) 講演論文集, No.716.

-
- [S3-9] Yamamoto D., Characteristics of tangential force at the wheel/rail interface under non-steady slip ratio, 11th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2018), Delft, The Netherlands(2018), pp.1147-1155.
- [S3-10] 山本大輔, 乾燥条件におけるコンタクトパッチの大きさに着目した車輪とレール間の接線力特性の評価, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2019(D&D2019)講演論文集, No. 518.
- [S3-11] 山本大輔, 乾燥ガス噴射による車輪とレール間の接線力向上に関する基礎検討, 日本機械学会第 28 回・交通物流部門大会(TRANSLOG2019), No.19-309(2019), No.2206.

雑誌

- [S3-12] 山本大輔, 陳樺, 車輪踏面の微小凹凸に着目した車輪/レール接線力特性の評価, 鉄道総研報告, Vol.27, No.10(2013), pp.35-40.
- [S3-13] 山本大輔, 車輪/レールの過渡的な接線力特性における車輪削正痕の影響, 鉄道総研報告, Vol.33, No.8, (2019), pp.23-28.
- [S3-14] Yamamoto D., Influence of Machined Surface on Transient Characteristics of Tangential Force at Wheel/Rail Interface, Quarterly Report of RTRI, Vol.61, No.2(2020), pp.139-145.

第 4 章

査読論文

- [S4-1] 山本大輔, 鉄道車両の走行振動特性に関する研究(第 1 報, 実測踏面とレール間のクリープ係数の推定), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 76, No. 765 (2010), pp. 1107-1114.
- [S4-2] Yamamoto D., Study on the Running Vibration Characteristics of Railway Vehicle (1st Report, Estimation of Creep Coefficient between Actual Wheel and Rail), Journal of System Design and Dynamics, Vol. 4, No. 6 (2010), pp. 823-836.
- [S4-3] 山本大輔, 陳樺, 車輪踏面の微小凹凸が鉄道車両の走行安定性に及ぼす影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No. 803 (2013), pp. 2338-2350.

口頭発表

- [S4-4] 山本大輔, 佐々木君章, 実測踏面の表面形状が及ぼす車輪・レール間の接触領域, 日本機械学会 第 17 回交通・物流部門大会講演論文集(Translog2008), No-68(2008), pp.203-206.
- [S4-5] 山本大輔, 鉄道車両の走行振動特性に関する研究(第 1 報, 実測踏面とレール間のクリープ係数の推定), 日本機械学会, No.09-23(2009), Dynamics and Design Conference 2009 CD-ROM 講演論文集(D&D2009), No.107.
- [S4-6] 山本大輔, 鉄道車両の走行安定性に及ぼすクリープ係数の影響, 日本機械学会, No.09-65(2009), 第 16 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集(J-Rail2009), pp.675-678.

-
- [S4-7] 山本大輔, 陳樺, 車輪踏面の微小凹凸と接線力に関する実験的研究, 日本機械学会, No. MECJ-10(2010), 日本機械学会 2010 年度年次大会講演論文集, No. J1001-1-4.
- [S4-8] 山本大輔, 実測形状にもとづく車輪とレール間の接触領域の解析, 第 231 回鉄道総研月例発表会(2010).
- [S4-9] Yamamoto D., Estimation of Creep Coefficient between Actual Wheel and Rail, Proceedings of the 8th International Conference on Railway Bogies and Running Gears(BOGIE'10), BME Department of Railway Vehicles(2010), Budapest, pp.185-194.
- [S4-10] 山本大輔, 鉄道車両の走行振動特性に関する研究(第 2 報, 車輪踏面の微小凹凸による動特性の改善), 日本機械学会, No.11-2(2011), Dynamics and Design Conference CD-ROM 論文集(D&D2011), No.338.
- [S4-11] 山本大輔, 陳樺, 車輪踏面の微小凹凸が鉄道車両の走行安定性に及ぼす影響, 日本機械学会, No.12-12 (2012), Dynamics and Design Conference USB 講演論文集(D&D2012), No.736.

雑誌

- [S4-12] 山本大輔, 車輪・レール間の接触面形状を解析する, RRR, Vol.67, No.8(2010), pp.6-9.
- [S4-13] 山本大輔, 車輪踏面の実測形状に基づく車輪/レール接触特性解析, 鉄道総研報告, Vol.25, No.1(2011), pp.27-32.
- [S4-14] 山本大輔, 車輪とレール間の接触面形状と接線力特性の関係, JREA, Vol.55, No.5,(2012), pp.7-10.
- [S4-15] Yamamoto D., Numerical Analysis of Wheel/Rail Contact Characteristics Based on Actual Wheel Profiles, Quarterly Report of RTRI, Vol.52, No. 3(2011), pp.129-135.

第 5 章

口頭発表

- [S5-1] 山本大輔, 西村誠一, 鉄道車両の曲線走行性能と車輪/レールの接触環境について, 日本設計工学会 平成 23 年度(2011 年)度秋季大会研究発表講演会講演論文集(2011), pp.141-144.
- [S5-2] 山本大輔, 鉄道車両の曲線定常横圧低減のための微小凹凸付車輪踏面の開発, 日本機械学会, No.13-18(2013), Dynamics and Design Conference 2013(D&D2013) USB 講演論文集, No.409.

雑誌

- [S5-3] 山本大輔, 微小凹凸を有する車輪踏面による曲線通過性能向上に関する数値解析, 鉄道総研報告, Vol.26, No.3(2012), pp.35-40.
- [S5-4] 山本大輔, 車輪踏面の微小な凹凸で曲線横圧の低減を図る, RRR, Vol.70, No.2(2013), pp.12-15.
- [S5-5] 山本大輔, 曲線走行時の横圧を小さくする微小突起車輪, 日本鉄道車両機械技術協会 R&M, Vol.21, No.10, (2013), pp.27-31.

第6章

口頭発表

- [S6-1] 山本大輔, サーモグラフィカメラを用いた著大横圧発生位置の簡易推定, 土木学会, 第24回鉄道技術・政策連合シンポジウム CD-ROM 講演論文集(J-Rail'2017),(2017), No. JSCM-5.
- [S6-2] Yamamoto D., The monitoring system of wheel/rail contact by means of thermal imaging, Proceedings of the 11th International Conference on Railway Bogies and Running Gears (BOGIE'19), BME Department of Railway Vehicles, Budapest, (2019), pp.293-302.

雑誌

- [S6-3] 山本大輔, 熱画像による車輪とレール間の接線力の可視化, JREA, Vol.63, No.10(2020), pp.23-26.

第7章

査読論文

- [S7-1] 山本大輔, 鉄道車両の曲線定常横圧低減のための微小凹凸付車輪踏面の開発, 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 812 (2014), DOI:10.1299/transjsme.2014.2014trans0061.

口頭発表

- [S7-2] Yamamoto D., Technique of reducing steady lateral force by providing Micro-ribbed wheel tread profile, Proceedings of the 9th International Conference on Railway Bogies and Running Gears(BOGIE'13), BME Department of Railway Vehicles, Budapest, (2013), pp.135-143.
- [S7-3] Yamamoto D., Tangential force characteristics of wheel/rail interface with machined surface: Improvement of running safety, Proceedings of the Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance (Railways2014), Corsica, Paper.160.
- [S7-4] 山本大輔, サーモグラフィカメラを用いた車輪とレール間の接触位置特定方法の妥当性の検証, 土木学会, 第21回鉄道技術・政策連合シンポジウム USB 講演論文集(J-Rail'14), (2014), No. S8-1-5.

雑誌

- [S7-5] 山本大輔, サーモグラフィカメラを用いた車輪とレールの接触位置の特定, 鉄道総研報告, Vol.32, No.6(2018), pp.23-28.
- [S7-6] Yamamoto D., Improvement of method for locating position of wheel/rail contact by means of thermal imaging, Quarterly Report of RTRI, Vol.60, No.1(2019), pp.65-71.
- [S7-7] Yamamoto, D., Micro-ribbed wheel tread cuts derailment risk, Railway Gazette International, 2014, No.1, pp.42-43.

本研究に関連する論文数

査読論文 8件

口頭発表 24件

雑誌 14件

合計 46件