

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

山本 大輔*

**Numerical Analysis of Improvement of Curving Performance of a Vehicle
by Providing Wheel Tread Profile with Fine Unevenness**

Daisuke YAMAMOTO

In this paper, the author proposed a method to introduce fine unevenness on a part of a wheel tread in order to improve curving performance of railway vehicle without decreasing its hunting stability, and verified the validity of this proposed method by executing a numerical analysis. In our past researches, we investigated the tangential force for each case with/without fine unevenness on the contact surface of the wheel tread, and showed that creep force for the case with fine unevenness was small compared with the case without fine unevenness. When a railway vehicle runs on a curved section, a contact point of inner wheel/rail shifts to the side other than the flange. At this time, if the creep force of an inner rail side becomes small due to the fine unevenness in the wheel tread, the lateral force of outer rail can decrease, and thus the vehicle can the curve more smoothly. We showed by numerical analysis that the wheel tread with fine unevenness has a large reduction effect of outer lateral force and derailment coefficient especially in cases where vehicles run on a sharp curve with a large cant at a low speed.

キーワード：車輪／レール，接触問題，コンタクトパッチ，クリープ力，微小凹凸

1. はじめに

鉄道車両の輪軸は、車輪踏面に付けられた勾配により積極的に舵を切らなくてもレールに追従して転走できる特徴がある。反面、直線での走行安定性と曲線通過性能には相反する設計要素が要求され、一般的に小半径の曲線では車輪回転半径差が不足するため、車輪フランジとレールゲージコーナーが摩耗し、保守面での課題が残されている。この対策として、車両の営業最高速度での直進走行安定性を確保した上で車輪踏面勾配を大きくして曲線通過性能を向上させた車輪踏面形状も開発されている。しかしながら、車輪踏面形状の変更は車両の運動性能や摩耗特性に影響を及ぼすのみならず、車輪・レール間の接触点位置の変化に起因し、信号や踏切等の動作で用いる軌道回路の短絡不良を誘発する恐れがあるため、安易に変更することができない。

一方、これまで著者らは、車輪削正後に測定した車輪踏面形状を使い、車輪・レール間の接触面形状（以下、コンタクトパッチ）を数値解析で求めると、表面の微小凹凸（バイト痕など）によるレール方向に細長い接触領域が集合した形状と、滑らかな設計形状から計算したコンタクトパッチとは外形（包絡線）形状は概ね等しいもの

の、大きく異なることを報告した¹⁾。さらに、バイト痕などの微小凹凸が車輪・レール間の接線力に与える影響を調べるため、接触面に微小凹凸を付けた試験片と滑らかな試験片で、すべり率1%以下のクリープ領域での接線力（クリープ力）測定実験を行い、同じ直径の試験片でも接線力は微小凹凸を付けた方が小さいこと等を報告した²⁾。この結果は、適切な形状の微小凹凸を接触面に付与することで、車輪・レール間の接線力特性を変化させることができる可能性を示唆している。

本稿では、微小凹凸によるクリープ力低減効果の応用法として、車輪踏面形状を変更せずに、曲線走行時のみレールと接する車輪踏面の反フランジ側に微小な凹凸を付与することで、車両の蛇行動限界速度を低下させずに曲線通過性能を向上させる方法を提案するとともに、数値解析でその有効性を検証する。

2. 反フランジ側に微小凹凸を有する車輪踏面形状

2.1 提案する車輪踏面形状

反フランジ側にのみ微小凹凸を有する車輪踏面形状を図1に示す。車両が曲線を走行する際、4本の輪軸のうち、各台車の先頭側となる第1軸と第3軸は、曲線外軌

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

特集：車両技術

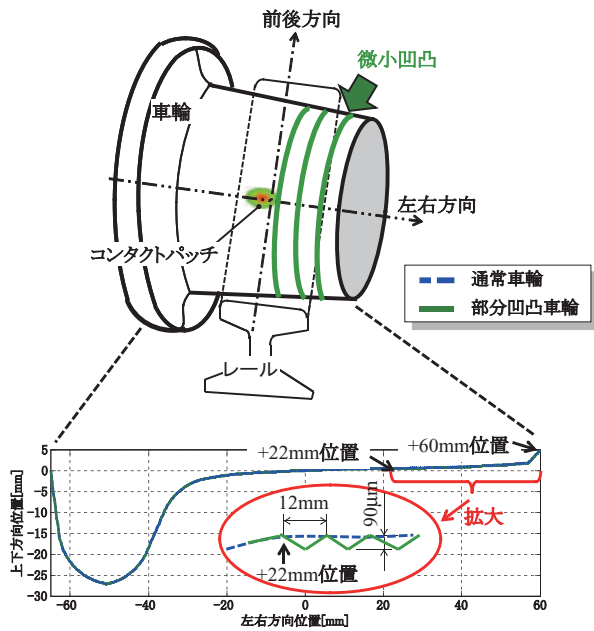


図1 提案する車輪踏面形状のイメージ

側に寄った形態となる。この時の内軌側の車輪・レール間の接触点位置は反フランジ側へ移動するが、この部位に付与した微小凹凸によりクリープ係数が小さくなる。これにより、輪軸を外軌側へ押出す方向に作用する内軌側の横クリープ力が大きく低減するため、外軌側の横圧が小さくなる。本稿では、在来線用修正円弧踏面を対象とし、左右方向位置+22mm位置を始点として+60mm位置までに、高さ90 μ m、ピッチ12mmの山型形状を設けた条件で検討する。

2.2 接触幾何解析の比較

微小凹凸がなく表面が滑らかな車輪(以下、通常車輪)と車輪踏面の反フランジ側だけに微小凹凸がある車輪(以下、部分凹凸車輪)を付けた輪軸がレール上を転走する際の車輪回転半径差の違いを調査するため、軌間を1067mm、スラックなしの条件で、レール断面形状を60kgレール設計形状とした接触幾何解析を行った。接触幾何解析とは、車輪とレールを剛体と見なして1点で接触すると仮定し、反復計算により左右の車輪・レール間の接触点位置を探索する計算方法のことである³⁾。接触幾何解析の結果を図2に示す。縦軸の車輪回転半径差は、左側の車輪・レール間の接触点位置に対応する車輪径から右側の接触点位置に対応する車輪径を引いた値である。青線が通常車輪、緑線が部分凹凸車輪で計算した結果である。

輪軸が中立位置(0mm位置近傍)にある場合、車輪回転半径差の違いは認められない。一方、輪軸が左右に5.8mm以上変位すると、内軌側で部分凹凸車輪は意図的に付与した微小凹凸の山と接触するため、通常車輪の場

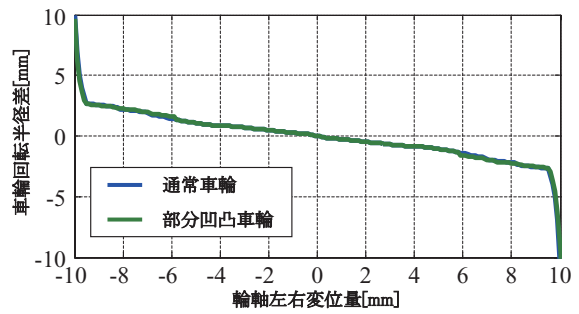


図2 微小凹凸の有無と車輪回転半径差の関係

合と比較して接触点位置が僅かに異なる。しかし、両者の車輪回転半径差を比較すると、輪軸左右変位量が ± 5.8 mm位置付近において最大0.185mm程度の違いが認められるが、この差は小さく、輪軸がフランジ接触するまでの間の狭い範囲でしか生じていないことから、この車輪回転半径差の違いが車両の運動特性に与える影響は小さい。なお、図2で、輪軸左右変位量が ± 10 mm位置付近で車輪回転半径差が急激に大きくなるのは、車輪・レール間の接触点位置が踏面からフランジに移動する、フランジ接触状態となるためである。

2.3 コンタクトパッチの解析と等価クリープ係数推定

通常車輪と部分凹凸車輪の車輪踏面形状を使い、60kgレール設計形状に対するコンタクトパッチを計算した。コンタクトパッチの計算は、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’を使用するとともに、車輪とレールはそれぞれ完全弾性体とした。車輪は前後方向に半径430mm、レールは前後方向に無限長でそれぞれ断面一様とし、車輪とレール間には対象車両の静止輪重相当の34.6kNの荷重を付加した状態として計算した。

次に、計算したコンタクトパッチから、既報¹⁾で提案した多点接触条件での等価クリープ係数推定手法を用いて等価クリープ係数を推定する。詳細は既報¹⁾に報告しているので、ここでは簡単に手順を述べる。

- (1) コンタクトパッチを計算で求め、これが多点で接触する形態であった場合、それぞれの接触領域について面積等価の楕円形状を考えるとともに、それぞれの接触領域の幅を左右方向の楕円の径とし、前後方向の楕円の径を楕円の面積を求める式から算出する。一点で接触する形態の場合は、接触点について以下の方法でクリープ係数を求める。
- (2) それぞれの接触領域ごとに求めた面積等価の楕円形状から、前後、左右方向の径の比に基づくクリープ係数をKalkerのクリープ係数表から選定する。
- (3) 前後方向の縦クリープ係数は、同一踏面内の1点に

等価な力が作用すると考え、接触領域ごとに作用する力のモーメントの釣り合いから等価クリープ係数を求める。左右方向の横クリープ係数は、横クリープ係数それぞれの総和とする。

本手法を、通常車輪と部分凹凸車輪から計算したコンタクトパッチに適用して輪軸左右変位量ごとのクリープ係数を求め、2.2節で算出した接触幾何解析結果に基づき算出したすべり率とともに、後述する曲線通過シミュレーションに用いた。

2.4 コンタクトパッチとクリープ係数推定値

図1の位置関係で、輪軸を0mmから左右方向に1mm刻みで-10mmまで変位させた時の、内軌側の車輪・レール間のコンタクトパッチを計算した結果を図3に示す。通常車輪の場合の解析結果を図3(a)に、部分凹凸車輪の場合の解析結果を図3(b)に示す。図中の白抜き数値は最大接触面圧を示す。

修正円弧踏面とレール断面形状は、複数の異なる半径の円弧の組合せで構成されている。このため、変曲点付近で接触した場合には、コンタクトパッチは楕円形状にならない。図3(a)の通常車輪で計算したコンタクトパッチは、輪軸が左右変位する際、表面が滑らかなため概ね楕円形状のまま変化している。この条件では、最大接触

面圧は525MPa～1.3GPaであった。一方、部分凹凸車輪の場合(図3(b))、輪軸左右変位量 Y_w が-4mmまでは、微小凹凸部分とレールが接触しないのでコンタクトパッチは通常車輪の場合と同じである。しかし、輪軸が $Y_w=-5$ mm付近に変位した時、車輪・レール間の接触点が滑らかな部分と微小凹凸の山の2箇所接触する形態となり、さらに、 $Y_w=-7$ mm以上変位した場合には微小凹凸の山の部分のみで接触する形態となる。一般的に車輪鋼の降伏応力は760MPa程度であるが、この解析条件では、コンタクトパッチは前後方向に細長く、最大接触面圧も1GPa以上と降伏応力より高くなる。ここで、文献¹⁾で実施した摩耗車輪を用いた解析では3GPaを超過したが、輪軸の転走試験では車輪踏面形状の凹凸は直ちに消滅しなかった。このことから、部分凹凸車輪も同様に降伏応力を超過する解であっても直ちに微小凹凸は消滅しないと考えられる。

次に、計算したコンタクトパッチから、縦と横のクリープ係数を推定した結果を図4に示す。

部分凹凸車輪が $Y_w=-5$ mm以上変位した場合、縦クリープ係数と横クリープ係数の両方が通常車輪の場合と比較して小さい。しかし、縦クリープ係数と横クリープ係数の減少割合は同じでなく縦クリープ係数の方が減少割合が大きく、輪軸の旋回能力が低下する接触形態であると推察される。

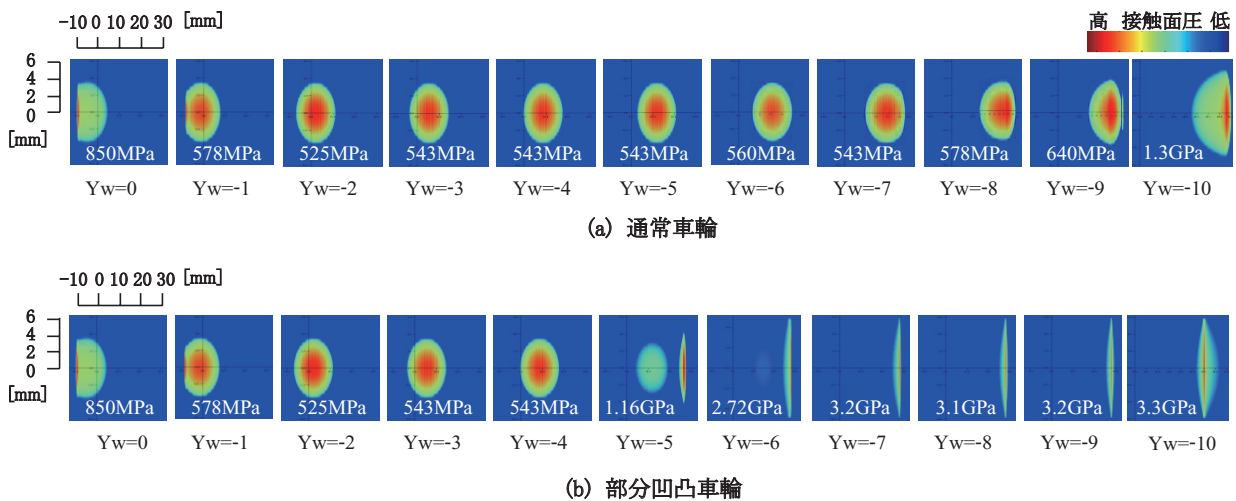


図3 右側車輪・レール間のコンタクトパッチの計算結果

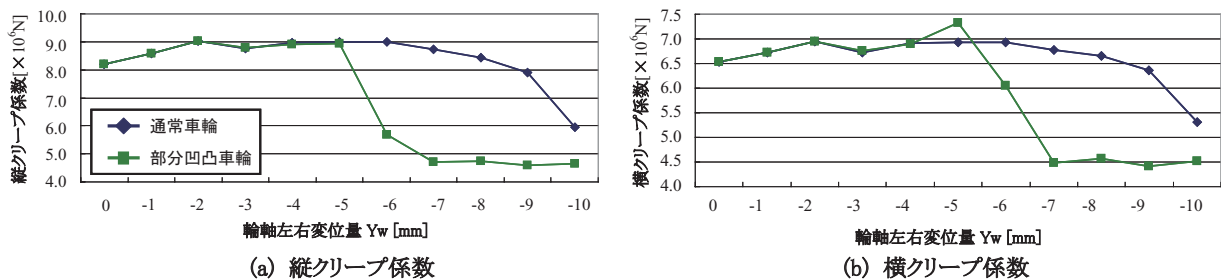


図4 微小凹凸の有無とクリープ係数の関係

特集：車両技術

3. 数値解析による曲線走行性能向上の検証

3.1 数値解析モデル

部分凹凸車輪を使用することが曲線通過性能の向上策として有効であることを数値解析により示す。文献⁴⁾を参考とした数値解析モデルを図5に、主な数値解析諸元を表1に示す。車両の数値解析モデルは、一般的な在来線の通勤形車両を想定して集中質量をばねとダンパで結合して構成した17自由度モデルとした。さらに、8枚の車輪が接するレール部分には、軌道の等価質量および締結装置と等価の支持剛性、減衰を持たせた8自由度を考慮し、計25自由度モデルとした。車輪とレール間に作用するクリープ力特性は、通常より若干大きい摩擦係数0.5に飽和するLevi-Chartetの特性を考慮した。

車輪は通常車輪、部分凹凸車輪の2種類とし、半径300m、カント100mmの左曲線を速度10km/hで走行した場合について、先頭となる第1軸の横圧、外軌側と内軌側の定常横圧を輪重で除した値、アタック角(車輪とレールの相対角度)、輪軸左右変位量について計算した。

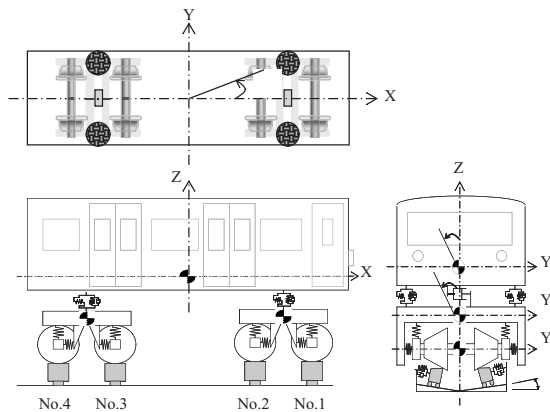


図5 車両の数値解析モデル

表1 数値解析で用いた主な諸元

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

3.2 曲線通過性能向上効果に関する数値解析結果

輪軸左右変位量などの計算結果を図6に示す。なお、定常横圧を輪重で除した値は、外軌側については脱線係数 Q/P と呼び、数値が大きいほど脱線に対する安全性余裕

が低下することを意味する。内軌側については横圧・輪重比 κ と呼び、数値が大きいほど外軌側の横圧が大きくなることを意味する。青線が通常車輪の場合、緑線が部分凹凸車輪の場合である。

直線区間から入口側緩和曲線を通り円曲線に至る範囲で、連続的に曲率半径が小さくなるため、いずれの車輪踏面形状も横圧は徐々に大きくなり円曲線で定常的な値となる。さらに、円曲線から出口側緩和曲線を通り直線区間に至る範囲では連続的に曲率半径が大きくなるため横圧が徐々に小さくなる。この条件では、カントによる車両の内傾により外軌側より内軌側の横圧の方が大きい。通常車輪と部分凹凸車輪を比較すると、入口側緩和曲線に入り、輪軸が左右方向に約-5mm変位した付近から徐々に横圧に差が生じ、部分凹凸車輪の横圧低減効果が現れる。円曲線での定常横圧を比較すると、通常車輪では13.5kN、部分凹凸車輪では12.0kNで、後者の方が小さく、横圧が約11%低減している。さらに、外軌側の横圧と輪重の比で求まる脱線係数 Q/P と内軌側の横圧・輪重比 κ も横圧と同様の変化をしており、外軌側の脱線係数 Q/P を比較すると、通常車輪が0.48、部分凹凸車輪が0.43で、脱線係数 Q/P も約10%低減し、走行安全性も向上している。

一方、輪軸左右変位量は、時間1.8sec.付近から徐々に大きくなり、図6(a)で示した10mm程度で一定となっている。設計形状の修正円弧踏面と60kgレールの組合せの場合、接触幾何解析ではフランジ遊間は10mm弱であるため、この状態は、フランジがレールのゲージコーナーに接触しながら走行していることを意味している。アタック角も緩和曲線に入ると徐々に増加する。通常車輪と部分凹凸車輪を比較すると、曲線半径300mの円曲線では部分凹凸車輪の方がアタック角は僅かに大きい。横圧に関する横クリープ力は、アタック角の大きさに比例するため、部分凹凸車輪は通常車輪より横圧が大きくなると考えられるが、横圧の計算結果は部分凹凸車輪の方が小さい。アタック角が大きくなった理由は、部分凹凸車輪の反フランジ側に設けた微小凹凸により、縦クリープ係数が小さくなり輪軸の旋回力が低下したことが原因で、通常車輪の条件と比べて輪軸が曲線に追従し難くなったと考えられる。しかし、前述の通り、内軌側の横クリープ係数が大幅に小さくなったことで横クリープ力が小さくなり、外軌側の横圧が低減したと考えられる。

次に、曲線半径を300mと600mの2条件とし、速度をそれぞれの曲線の均衡速度の条件と均衡速度+20km/hの条件、さらに、低速10km/hの条件の計3条件に関して、円曲線部の内・外軌の定常横圧を計算した。通常車輪と部分凹凸車輪の定常横圧と脱線係数 Q/P 、横圧・輪重比 κ の比較を行った結果を図7に示す。カントは全て100mmとした。それぞれの数値解析条件で左図が内軌側

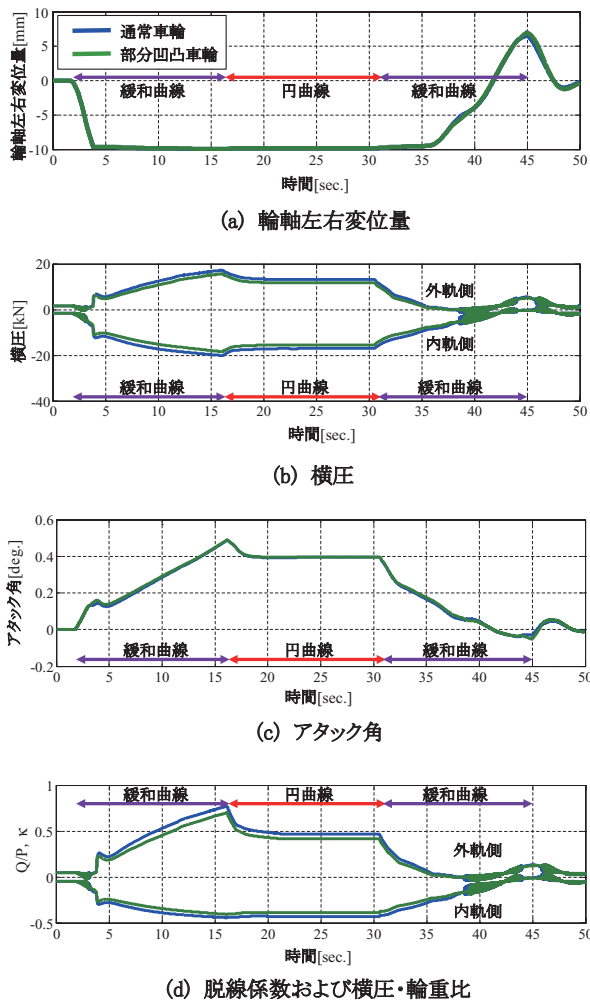


図6 先頭軸に関する微小凹凸の有無による計算結果
(曲線半径300m, カント100mmの場合)

の定常横圧、右図が外軌側の定常横圧を表す。青色が通常車輪、緑色が部分凹凸車輪を使った条件での計算結果で、棒グラフ中に κ と Q/P の値をそれぞれ示す。図7 (a) から、通常車輪と部分凹凸車輪を比較すると、全ての条件において内軌側、外軌側ともに定常横圧は部分凹凸車輪の方が小さく、走行安全性の評価で用いられる脱線係数 Q/P も、部分凹凸車輪を使った方が小さい。

曲線半径600mの場合(図7 (b))も図7 (a)と同様に、速度向上に伴い外軌側の定常横圧と脱線係数 Q/P が増加する傾向となる。この条件では曲線半径が比較的大きいため外軌側の横圧が小さく、部分凹凸車輪の横圧低減効果が下がる。これは曲線半径が大きく、曲線通過時のアタック角が小さいことが原因である。アタック角が小さい条件では、横すべり率と横クリープ力が小さいため、この時、微小凹凸部分でレールと接触しても横クリープ力の低減効果は大きくない。

以上をまとめると、今回の条件での定常横圧の最大値は、曲線半径300mを低速10km/hで走行した場合に定常横圧が約11%、均衡速度+20km/hで走行した場合に約5%

低減することができ、さらに、脱線係数も低速10km/hで走行した場合に最大約10%低減できることがわかった。車輪踏面の一部に微小凹凸を付ける手法による曲線通過性能向上効果は、カント量が大きく半径の小さい曲線を低速で走行した場合に有効であると言える。

しかしながら、車輪踏面に微小凹凸を付けるだけでは大幅に外軌側の横圧を低減させることは難しい。これに対しては、本手法を車輪回転半径差を増加させる手法⁶⁾、⁷⁾との組合せや、機械的に車輪・レール間のアタック角を低減させる操舵機構を有する台車⁴⁾に適用する事で有効性を高めることができると考えられる。

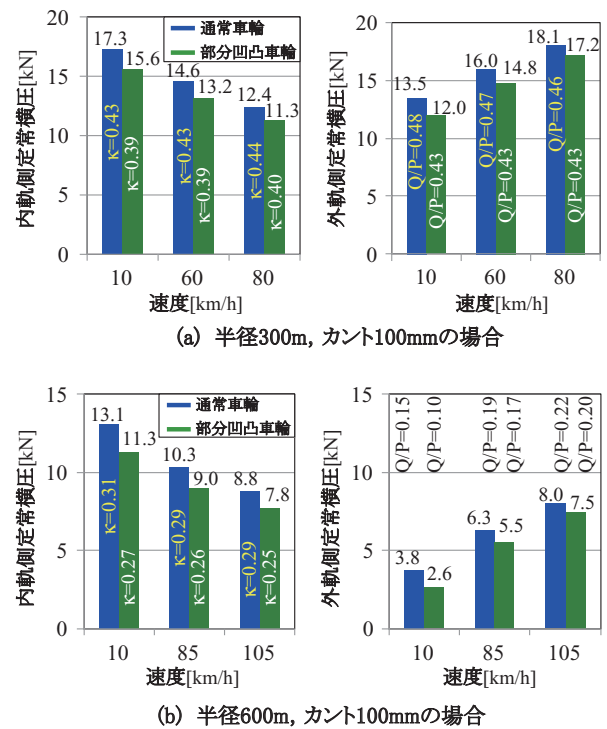


図7 微小凹凸の有無による内外軌の定常横圧の比較

3.3 摩擦係数が曲線通過性能に及ぼす影響

車輪とレール間の摩擦係数の違いが曲線通過性能に与える影響を確認するため、摩擦係数を3通り(0.3, 0.5, 0.7)設定して曲線通過シミュレーションを実施し、定常横圧、脱線係数 Q/P 、横圧・輪重比 κ について検討した。計算条件を曲線半径300m, カント100mm, 速度10km/hとし、円曲線での計算値を比較した。計算結果を図8に示す。青色が通常車輪、赤色が部分凹凸車輪である。

一般的な値として知られている、鉄と鉄の摩擦係数0.3の場合、通常車輪と部分凹凸車輪の性能の差は小さい。しかし、摩擦係数が増加すると通常車輪と部分凹凸車輪の定常横圧、脱線係数 Q/P 、横圧・輪重比 κ の差は大きくなり、摩擦係数0.7の条件では、それぞれ約17%低減している。この結果から、車輪踏面の反フランジ側に微小凹凸を付ける手法は、車輪とレール間の摩擦係数

特集：車両技術

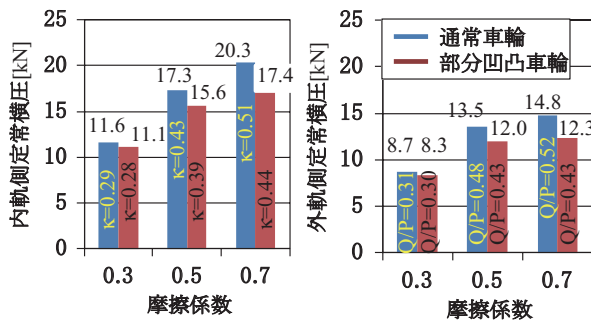


図8 摩擦係数と内外軌の定常横圧
(曲線半径 300m, カント 100mm, 速度 10km/h)

が大きくなる環境での曲線通過性能向上策として有効と考えられ、乗り上がり脱線に対する安全余裕度を大きくできる可能性がある。

3.4 直進走行安定性

軌道不整を振幅 1Hz, 5mm の正弦波 3 波とし、直線軌道上を 5km/h 刻みで速度向上しながら輪軸の振動収束性を調べた。その結果、部分凹凸車輪は、微小凹凸を設けた部分で定常的に車輪とレールが接触しないため、通常車輪の蛇行動限界速度との違いは認められなかった。

4. まとめ

鉄道車両の蛇行動限界速度を低下させずに、曲線通過性能を向上させるため、車輪踏面の反フランジ側に部分的に微小凹凸を設ける方法を提案するとともに、鉄道車両の曲線および直線走行シミュレーションによる数値解析により検討を行った。その結果、今回検討した全ての条件において、横圧と脱線係数の低減効果が認められ、特に小さい半径で大きいカントの曲線を低速で走行した場合に有効で、最大約 11% の横圧と最大約 10% の脱線係数の低減効果が認められ、曲線通過性能の向上効果が確認できた。また、車輪・レール間の摩擦係数と曲線通過性能の関係を数値解析で調べた結果、部分凹凸車輪は摩擦係数が増加した環境において、定常横圧および脱線

係数の低減効果にも優れていることが分かった。直進走行安定性についても、蛇行動限界速度に違いは認められなかった。

以上より、数値解析結果から判断する限り、車輪踏面の一部に微小凹凸を設ける方法は、鉄道車両の蛇行動限界速度を低下させずに曲線通過性能を向上させる手法として有効であると考えられる。

今後は、本手法の妥当性を実験的に検討するとともに、更なる走行性能と車両振動乗り心地の向上を目指し、微小凹凸を車輪踏面形状の設計に採り入れることも視野に検討を進める計画である。

文献

- 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, pp.1107-1114, 2010
- 2) 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, pp.3211-3222, 2011
- 3) 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, pp.305-311, 1988
- 4) 佐藤栄作, 小林秀之, 岡本勲, 手塚和彦, 柿沼博彦, 玉置俊治：“リンク式ボギー角運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, pp.3563-3570, 1998
- 5) 日本機械学会編：鉄道車両のダイナミクス, pp.20-29, 電気車研究会, 1994
- 6) 森山淳, 谷藤克也：“スラックが二軸ボギー車の曲線通過に及ぼす運動学的影響”, 日本機械学会論文集C編, Vol.66, No.652, pp.3903-3910, 2000
- 7) 須田義大, 吉川和博, 山田幸一, 目時哲郎：左右非対称レールによる操舵台車の性能向上, 日本機械学会第73期通常総会講演会講演論文集, Vol.73, No.4, pp.348-349, 1996