

1105 曲線通過性能向上を目指した車輪踏面形状の一考察

Study of Wheel Tread Profile for Improvement of Curving Performance

正 [機] 南 善徳 (東海旅客鉄道株式会社)

Yoshinori MINAMI, Central Japan Railway Company. 1545-33 Oyama Komaki-shi, Aichi

It is necessary that Wheel tread profile have a balance between the running stability and the curving performance. In this paper, I investigate how to change of Arc tread profile for Shinkansen in order to improve the curving performance. As a result, the tread profile with the longer distance between the tire flange and the rail can reduce the side thrust without decreasing the running stability. The reason that the longer distance between the tire flange and the rail reduces the side thrust is because not only the leading wheelset but also the trailing wheelset moves in the outer direction, and the rolling radius difference of the trailing wheelset increases.

Keywords: arc tread profile, Shinkansen, rolling radius difference, running stability

1. はじめに

曲線通過性能を向上すると、走行安定性を損なうのが一般的である。これは、走行安定性と曲線通過性は、それぞれに要求される事柄が相反すること（踏面勾配の大小など）による。そのため、車輪踏面形状を設計する際には、使用線区の線形条件や走行速度などに応じて、走行安定性と曲線通過性をバランスよく持たせることが重要である。新幹線の場合、高速時の走行安定性を重視しなければならない、在来線に比べ踏面勾配は小さく、曲線通過には不利である。

最近の研究では、円弧踏面の設計に関して、車輪フランジ側の曲率半径を小さくする方法¹⁾やスラック敷設効果を高める方法²⁾などが報告されている。課題は、車輪踏面の中立位置付近の踏面勾配は小さいままで、急曲線通過時の左右車輪の回転半径差をいかに増やせるかである。

新幹線の場合、車輪踏面とレール頭頂面の曲率半径はほぼ等しく設計されているため、車輪踏面の曲率半径をさらに小さくすることは困難である（2点接触を引き起こす）。そのため、本報では、高速走行安定性を損なわない範囲で、急曲線通過時の横圧を低減可能な方法として、フランジ遊間を広げる方法を提案し、その効果について考察する。

2. 車輪踏面形状の改良方法

2.1 新幹線円弧踏面の形状

東海道新幹線で現在用いている新幹線円弧踏面（以下「現行踏面」）と 60kg レール頭頂面の形状を Fig. 1 に示す。

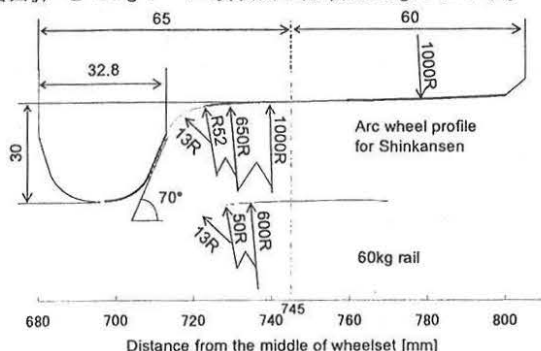
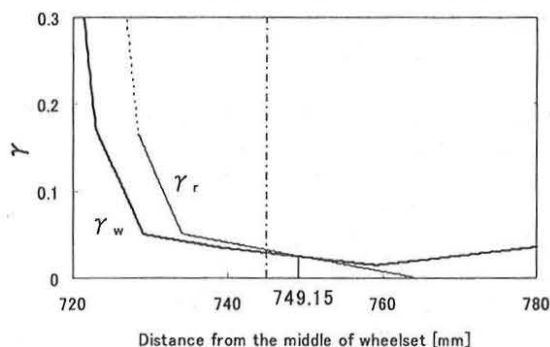


Fig.1 Arc wheel profile for Shinkansen and tread surface of 60kg rail at an inclination at 1 in 40

車輪のフランジ側の形状は、中立位置付近からフランジ側にかけては、円弧の中心がレール側にある 1000R、650R、52R、13R の複数の円弧で構成されている。フランジ角度は 70 度、フランジ高さは 30mm、フランジ厚さは 32.8mm である。反フランジ側は円弧の中心が車輪側にある 1000R の一つの円弧で構成されている。一方、60kg レールの頭頂面の形状は、中央部から端にかけて、円弧の中心がレール側にある 600R、50R、13R の複数の円弧で構成されている。

次に、車輪とレールの勾配曲線を Fig. 2 に示す。レール敷設傾斜角は 40 分の 1 としている。中立位置での接触位置は、輪軸中心から 749.15mm である。



γ_w : Tread gradient of Arc tread profile for Shinkansen
 γ_r : Tread gradient of 60kg rail at an inclination of 1 in 40

Fig.2 Tread gradient

2.2 設計の考え方

急曲線通過時の左右車輪の回転半径差（以下「回転半径差」）を増やすため、現行踏面の形状を変更するうえでの考え方は次の 4 項目である。

- ① 脱線に対する安全性及び分岐器通過性を損なわないために、フランジの高さと角度を現行踏面と等しくする。
- ② 高速走行安定性を損なわないために、中立位置付近の踏面勾配を現行踏面と等しくする。
- ③ 回転半径差を増やし曲線通過性能を良くするために、フランジ厚を減らして輪軸左右移動量を増やす（曲線

外軌側の接触位置がフランジ側に移動)・・「改良点1」
または、

反フランジ側の踏面勾配を小さくする(曲線内軌側の接触位置が反フランジ側に移動)・・「改良点2」

- ④ Hertz 接触圧を下げて摩耗しにくくするために、車輪踏面は 60kg レール頭頂面の曲率半径に近づける。

・・「改良点3」

なお、輪軸左右移動量を増やす方法としては、フランジのど元部分の半径を大きくする方法もあるが、車輪とレールの左右方向(まくらぎ方向)の曲率半径の差が増えると、接触圧が高くなり(Hertz 理論)³⁾、摩耗しやすくなるため、現行踏面の 650R を延長する方法としている。

2.3 改良点1 フランジ遊間を拡大する方法

現行踏面のフランジ遊間は、片側約 5mm である。中立位置付近及び反フランジ側に比べて、フランジ側の踏面勾配は急なため、フランジ遊間を広げること、フランジ側の急な踏面勾配を有効に利用することになる。フランジ遊間の拡大により、曲線外軌側での車輪とレールの接触位置はさらにフランジ側に移動し、フランジ側の踏面勾配は急なため、曲線外軌側の車輪径を大きくできる。それにより、回転半径差は増えて、自己操舵性が良くなり、横圧を減らせるものと考えられる。

フランジ遊間の拡大方法は、新幹線円弧踏面の円弧のうち、650R の部分を延長する。理由は、1000R に比べて、踏面勾配が急であり、60kg レールの円弧 600R に対して曲率半径差が少なく(接触圧が低く)、摩耗しにくいからである。また、52R を延長すると勾配と曲率の関係から、車輪とレールが2点接触し摩耗しやすくなる。

フランジ遊間の拡大量は 2mm 程度とする。理由は、現行踏面のフランジ先端には 2mm 強のフラットな部分があり、その部分を短くする範囲であればフランジ高さを現行踏面と等しくできるためである。これにより、曲線外軌側の車輪半径は約 0.2mm 大きくできる。なお、フランジ厚さは 2mm 程度薄くなるが、現行踏面のフランジ摩耗程度であれば車輪の削正周期には影響を及ぼさないことが期待できる。

2.4 改良点2 反フランジ側の踏面勾配を緩くする方法

急曲線通過時の進行方向前側の輪軸(以下「前位輪軸」)では、内軌側車輪とレールの接触点はフランジから離れた反フランジ側踏面上にある。このとき、反フランジ側で回転半径がより小さくなれば、左右車輪の回転半径差が拡大し自己操舵性を良くすることが期待される。

現行踏面の反フランジ側は、中立位置付近との境界である輪軸中心から 759.15mm の位置が折れ点となり、それ以降は円弧の中心が車輪側にある 1000R で構成されている。中立位置付近は中心がレール側にある 1000R で構成されているため、輪軸中心から 759.15mm を境に踏面勾配は増加に転じている。そのため、急曲線通過時の内軌側接触位置は、あまり移動していない。そこで、急曲線通過時の内軌側接触位置を大きく移動させて、反フランジ側の回転半径を小さくするために、中立位置付近の中心がレール側にある 1000R の円弧を延長する方法とする。これにより、接触位置での踏面勾配は緩くなるが、接触位置がフランジから離れて移動距離が増えることで、内軌側の車輪径を小さくできる。

改良方法を Fig. 3 に示す。A 点と B 点は、急曲線通過時の曲線内軌側の車輪とレールの接触位置である。現行踏面の接触位置 A 点が、反フランジ側の踏面勾配を緩くすることで(Fig. 3-①)、接触位置が B 点に移動する(Fig. 3-②)。

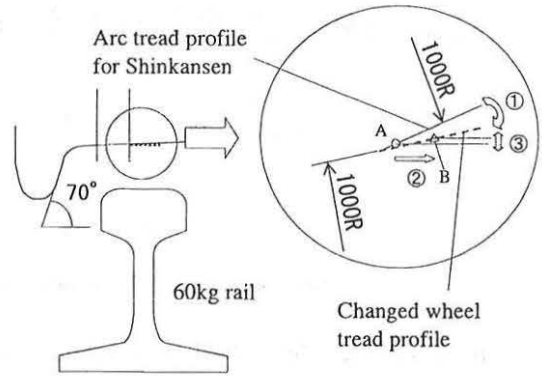
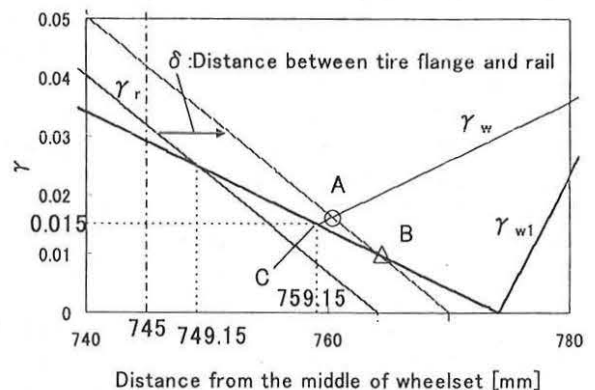


Fig.3 Change of contact point on inner rail

車輪/レール接触位置と踏面勾配の関係を Fig. 4 に示す。中立位置では 749.15mm の接触点が、曲線内軌側ではフランジ遊間分(δ)反フランジ側に移動し、A 点および B 点に移動する。輪軸中心から 759.15mm の接触点(C 点)までは、接触位置での車輪径は同じである。B 点の踏面勾配(約 0.010)は A 点の踏面勾配(約 0.016)に比べて 3 分の 2 程度まで緩くなるが、C 点からの移動距離をみると B 点(約 4.7mm)は A 点(約 1.5mm)に比べて 3 倍程度増加するため、曲線内軌側の車輪半径は少なくとも 0.02mm 小さくなり(Fig. 3-③)、左右車輪の回転半径差としては増える。



γ_w : Tread gradient of Arc tread profile for Shinkansen
 γ_{w1} : Tread gradient of Changed wheel tread profile
 γ_r : Tread gradient of 60kg rail at an inclination of 1 in 40

Fig.4 Tread gradient (γ_{w1})

2.5 改良点3 車輪踏面をレール頭頂面の半径に近づける方法

現行踏面は、60kg レール用に設計されており、ほぼレール頭頂面の半径に見合った円弧で構成されている。唯一 650R だけが、レール頭頂面の半径 600R に比べて大きめに設計されている。そこで、この車輪の 650R をレールの 600R に近づけることで、Hertz 理論による接触圧を下げて摩耗しにくい形状とする。

車輪とレールの間に生じる最大接触圧は、Hertz の弾性接触理論により求められることが知られている。Hertz 理論によると、車輪踏面とレール頭頂面の左右方向(まくらぎ方向)の曲率半径の差が少ないことが望ましい。

一方、車輪踏面の半径がレール頭頂面の半径を下回ると、2点接触となり摩耗しやすくなることが知られている。2点接触を起こしにくくする車輪踏面形状の設計手法⁴⁾により、輪軸のヨー変位を最大 1.5deg と仮定すると、2点接触をお

こさないための車輪踏面の半径は 601mm 程度以上が必要となる。ここでは、車輪踏面の半径を 602mm として、最大接触圧を求める。その結果、650R の場合の最大接触圧は約 410MPa、602R の場合の最大接触圧は 220MPa となり、最大接触圧は半分程度まで下げることができる。

2.6 改良点を反映した車輪踏面形状

3つの改良点のうち、改良点2に比べて回転半径差の拡大効果が大きい改良点1と、改良点3の2点を反映した車輪踏面形状（以下「改良踏面」）を Fig.5、勾配曲線を Fig.6 に示す。

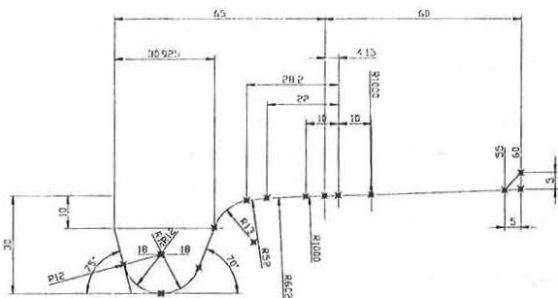
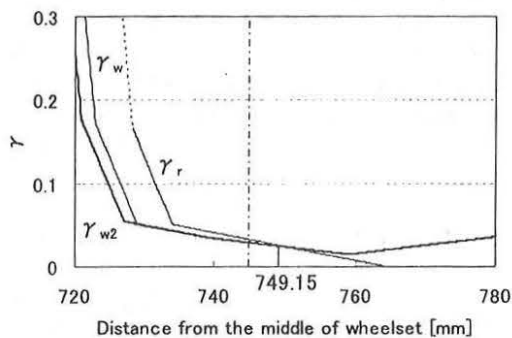


Fig.5 Changed wheel tread profile



γ_w : Tread gradient of Arc tread profile for Shinkansen
 γ_{w2} : Tread gradient of Changed wheel tread profile
 γ_r : Tread gradient of 60kg rail at 1 in 40

Fig.6 Tread gradient of Changed wheel tread profile

3. 車両運動シミュレーション

車両運動シミュレーションソフト VAMPIRE を用いて、車両運動シミュレーションを行う。計算に用いる車両モデルは 38 自由度 1 車両モデルである。急曲線通過性能と直線走行安定性について、現行踏面と改良踏面の比較を行う。なお、レールは 60kg レールの新品形状、車輪とレール間の摩擦係数は踏面、フランジいずれも 0.3 で一定として計算を行う。

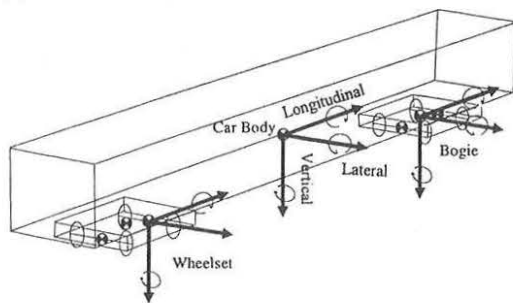


Fig.7 Vehicle model

3.1 急曲線通過性能

計算に用いた線形モデルは、曲線半径 400m、カント 180mm、軌道狂い及びスラックのない線形モデルである。なお、曲線は、進行方向に向かって右側に曲がっていく曲線（右カーブ）であるため、輪軸左右移動量およびアタック角、台車の前位輪軸に作用する左右クリープ力はいずれも負の値となる。

急曲線通過時の輪軸に作用する力を Fig.8 に示す。急曲線通過時は、曲線半径ごとに必要な左右車輪の回転半径差が不足するため、前位輪軸では大きなアタック角（シミュレーション結果は負の値となるが、これは座標軸のとり方によるもので絶対値で評価して差し支えない）が生じるため、左右方向のすべりによる左右クリープ力が支配的となる。一方、後位輪軸では、輪軸左右変位は少なく、ほぼ中立付近に位置するため、左右車輪の回転半径差が大きく不足し、またアタック角は小さく、左右クリープ力は小さいため、結果として前後クリープ力が支配的となる。この後位側輪軸の前後クリープ力は台車の転向を妨げる向きのモーメントとして作用する。

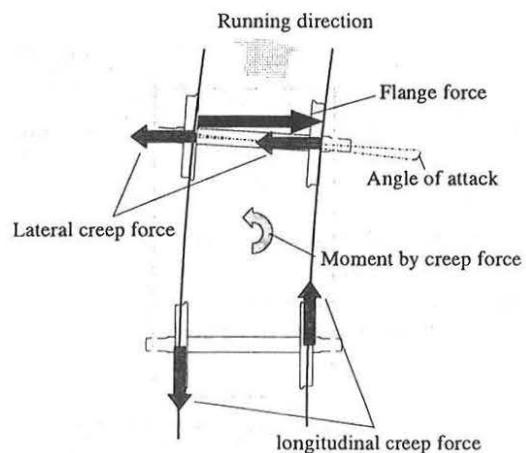


Fig.8 Contact force on wheel on sharp curve

接触解析の結果を Fig.9 の (a)～(d) に示す。改良踏面は現行踏面に対して、アタック角は変わらないが、輪軸左右移動量は約 2mm、左右車輪の回転半径差は約 0.2mm 増えて、横圧は約 6.5% 低減する。

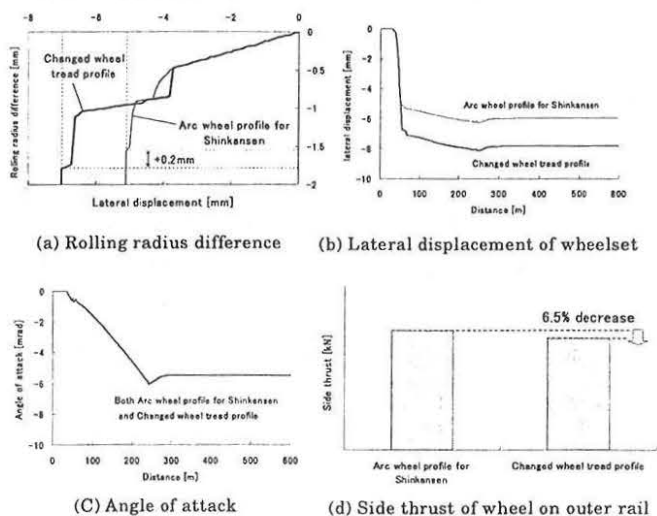


Fig.9 The comparison of Arc wheel profile for Shinkansen and Changed wheel tread profile

3.2 直線走行安定性

直線走行安定性は、時刻暦シミュレーションによる輪軸左右変位の発散速度 V_{lin} により評価を行う。軌道モデルは直線線形で、振幅 3mm、1Hz、3 波の通り狂いを初期変位として与える。

計算結果を Fig. 10 に示す。改良路面は、現行路面に比べて輪軸左右変位の発散速度を超えたときの振幅は大きくなるが、輪軸左右変位の発散速度は現行路面と同じであり、発散速度より低い速度では、現行路面との違いは認められない。したがって、改良コンセプト②に掲げた「中立位置付近の路面勾配を現行路面と等しくする」ことで、現行路面とほぼ同等の直線走行安定性を確保できることが期待できるものと考えられる。

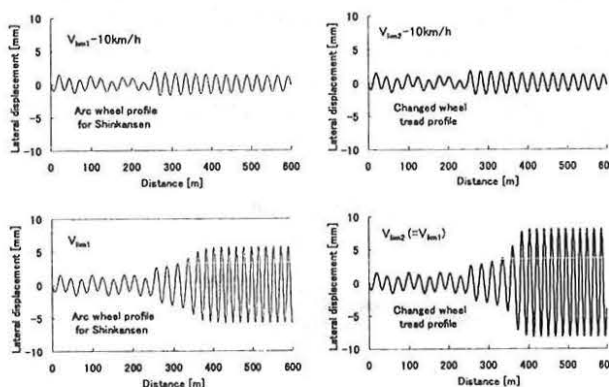


Fig.10 Left : Lateral displacement of wheelset with Arc wheel profile for Shinkansen
Right : Lateral displacement of wheelset with Changed wheel tread profile

4. 考察 — フランジ遊間と曲線通過性能の関係

フランジ遊間の拡大と急曲線通過時の横圧低減の関係について考察する。まず、フランジ遊間を変更した 4 ケースの計算を行う。計算に用いる車輪踏面形状は、車輪とレールの円弧の半径が同じ場合、Hertz 理論での計算が困難なため、現行踏面の 13R 部を 14R に変更したものとする。フランジ遊間は、現行踏面の 650R 部を 1mm、2mm、3mm と延長することで拡大する。計算結果を Fig. 11 (a)~(f) に示す。

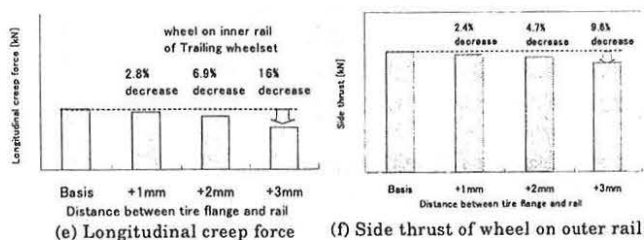
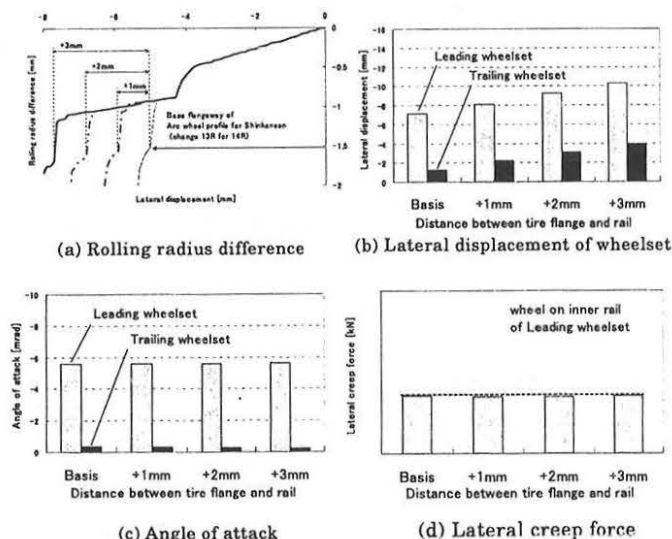


Fig.11 The influence of distance between tire flange and rail on Side thrust

フランジ遊間の拡大が横圧を低減させるメカニズムは、以下のように推察することができる。フランジ遊間の拡大により、

- (1) 前位輪軸の左右移動量が増えることでアタック角は増える要素となるが、回転半径差が増えることで自己操舵性が良くなりアタック角は減る要素となり、それらが相殺されてアタック角はあまり変化しない。

Fig. 11-(b), (c) Leading wheelset

- (2) その結果、台車は外軌側へ平行移動した状態になる。

- (3) 後位輪軸は、アタック角は変わらず、外軌側への左右移動量が増える。 (Fig. 11-(b), (c) Trailing wheelset)

- (4) 後位輪軸は、左右車輪の回転半径差が増えて前後クリープ力が減り、転向を妨げる向きに働いていたモーメントが減る。 (Fig. 11-(e))

- (5) 後位輪軸の転向を妨げる向きに働いていたモーメントが減るため、フランジ反力(横圧)が低減する。

(Fig. 11-(f))

5. 結論

これまでの考察およびシミュレーションの結果により、以下の事項が明らかになった。

- (1) フランジ遊間を広げることにより、走行安定性を損なわない範囲で、急曲線通過時の横圧を低減することが可能である。
- (2) フランジ遊間の拡大による横圧の低減には、後位輪軸の自己操舵性の向上が起因している。

今後は、曲線通過性をさらに向上するため、摩耗形状を含めた設計の深度化およびベンチ試験を行う予定である。

参考文献

- 1) 松本ほか：曲線通過性能と直進安定性能を両立する新しい円弧踏面の研究開発、J-Rail1998、P559-562、1998
- 2) 谷藤、森山：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(第2報、円弧踏面形状の場合)日本機械学会論文集(C編)68巻673号、P104-110、2002.9
- 3) 日本機械学会編：鉄道車両のダイナミクス、日本機械学会、1994.12
- 4) 藤岡、井口：車輪踏面形状の設計手法に関する研究、日本機械学会論文集(C編)51巻466号、P1255-1263、1985.6