

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)

谷 藤 克 也*¹, 森 山 淳*²

An Analysis of Curve Negotiation for Two-Axle Bogie Vehicle Considering the Effect of Gauge Widening (2nd Report, In case of Profiled Wheel Tread)

Katsuya TANIFUJI*³ and Atsushi MORIYAMA

*³ Department of Mechanical Engineering, Niigata University,
8050 Ikarashi 2-no-cho, Niigata-shi, Niigata, 950-2181 Japan

The previous report made clear that the gauge widening was still effective for the curving performance of rail vehicles with bolsterless trucks or forced steering ones. Here, the examination was carried out using wheels with conical tread. However, wheels with profiled tread have been employed widely in recent years, because they can secure not only the running stability but also the curving performance. In this paper, the curving performance under the presence of gauge widening is investigated in detail for the trucks with profiled-tread wheels. The wheel lateral forces obtained by the numerical simulation on the curve negotiation are compared among vehicle types classified with truck mechanisms and wheel tread shapes. As a result, it is shown that the availability of gauge widening to the trucks with profiled wheels is little because the change of wheel shape, from conical tread to profiled one, gives much effect on the performance. Then, the modification of tread shape is examined to get further availability of gauge widening. It is shown that the effectiveness of wheel shape modification can be obtained also in a vehicle assumed to negotiate very tight curves at low-speeds.

Key Words: Railway, Vibration of Mechanism, Forced Vibration, Curve Negotiation, Gauge Widening, Truck Mechanism, Profiled Tread, Simulation

1. 緒 言

1.1 はじめに スラックとは、かつて機関車に多く存在した三軸台車のスムーズな通過を目的として、鉄道の曲線部および分岐器において軌間を内側に拡大するものである。しかし、近年は三軸台車の数が激減し、また緩和曲線中におけるスラックの管理は煩雑となることもあって、軌道管理の立場からはスラック量の見直し⁽¹⁾が求められている。

これについて、前報⁽²⁾では、台車構造の違いがスラックの効果に及ぼす影響について検討した。そこでは、輪軸の自己操舵機能が期待できる台車など、近年の台車構造の変化を考慮すると、今後もスラック付設の効果のある程度まで期待しうることを示した。しかし、この検討は、従来から用いられてきた円すい踏面形状の車輪を使って行われており、近年の新形式車両で多く採用されている円弧踏面形状車輪⁽³⁾での効果については触れていない。そこで、円弧踏面形状の自

己操舵性に寄与する傾向を踏まえた上で、改めてスラックの有効性を定量的に示すことが必要であると考え

る。本報では、前報で考慮した台車構造の違いも含め、車輪踏面を円弧形状に変えたことによるスラックの効果について、数値シミュレーションに基づいて運動学的に検討する。ここでは、台車構造と踏面形状の代表的な組合せについて、横圧など曲線通過性能に及ぼすスラックの効果が比較される。ここで、スラックの効果効果を幅広く把握するため、付設するスラック量の範囲を前報より広げている。またボルスタ付台車については、前報の検討でスラックによる横圧低減効果がほとんどみられなかったことから、本報ではボルスタレス台車とリンク式操舵台車の2種類のみを対象とする。次に、円弧踏面形状の部分的変更によりスラックの効果効果を高める可能性について検討を加える。また、地下鉄など急曲線の介在が多い路線を主体に比較的低速で運用される車両条件に限定した台車構造と車輪踏面形状の組合せについても考察する。

1.2 円弧踏面車輪の経緯 在来線で従前から用いられてきた車輪踏面は、こう配1/20の円すい形状からなる基本踏面(以下、円すい踏面)である。これに対し、曲線部において、輪軸の横変位によって左右の

* 原稿受付 2001年7月18日。

*¹ 正員, 新潟大学工学部(☎950-2181 新潟市五十嵐二の町8050)。

*² 正員, 東日本旅客鉄道(株)(☎151-8578 東京都渋谷区代々木2-2-2)。

E-mail: tanifuji@eng.niigata-u.ac.jp

車輪間でより大きな転がり半径差が得られるような円弧の連続によって作成されたのが円弧踏面であり、貨車用のN踏面形状、次いで電車の在来線円弧踏面形状が開発された⁽⁴⁾。在来線円弧踏面形状(以下、在来円弧踏面)は円弧踏面に期待される曲線上での特徴を具備するものの、直線での高速走行において踏面摩擦による安定性の低下などの問題があった。これに対応するために開発されたのが在来線修正円弧踏面⁽⁴⁾(以下、修正円弧踏面)である。また、車輪やレールが摩耗してきても新品時の特性が維持されるような新たな踏面形状も報告されている⁽⁵⁾。

一方、JR東日本においては、2000年9月末時点で修正円弧踏面車輪を使用する車両の割合が全体の47%を占めている⁽⁶⁾。また、1985年以降の新製車両は、その製造時点で修正円弧踏面車輪を採用しており、円すい踏面車輪を使用する車両は減少の方向にある。

2. 検討の範囲

2.1 対象とする車両の形式 本報で取り上げる台車構造と車輪踏面形状の組合せを表1に示す。台車構造としては、近年その採用が増加しているボルスタレス台車と、スラックの効果がより期待されるリンク式操舵台車の2種類のみとした。次に踏面形状は、在来線での使用を代表するものとして円すい踏面、在来円弧踏面、修正円弧踏面の3種類とした。これにより、

Table 1 Combination of truck mechanism and wheel tread profile

Truck mech.	Wheel tread	No.
Bolsterless	Conical	①
	Arc profile	②
	Modified arc profile	③
Forced steering	Conical	④
	Arc profile	⑤
	Modified arc profile	⑥

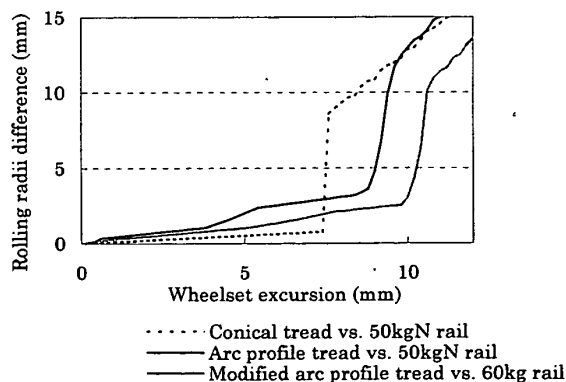


Fig. 1 Comparison of rolling radii difference

検討する6種類の組合せが得られる。

対象とする踏面形状を有する車輪軸とレールとの接触特性を、左右車輪間の転がり半径差で比較したのが図1である。ここで、円すい踏面と在来円弧踏面は50 kgNレール⁽⁷⁾との接触、修正円弧踏面は60 kgレール⁽⁷⁾との接触による特性である。2種類の円弧踏面はそれぞれ望ましい特性が実現されるレール形状との組合せであり、円すい踏面に比べ、どちらの円弧踏面形状においても、より大きな転がり半径差が得られる。後のシミュレーションにおいてもこの組合せが用いられる。

解析に用いる車両モデルは前報で用いたものと同じ左右系17自由度一車両モデル⁽²⁾である。ただし、車輪・レール間のクリープ力の計算には、スピンを考慮できるShenらの方法⁽⁸⁾を用いる。なお、車輪・レール間の接触は、円すい踏面については踏面とフランジの二点接触が考慮され、円弧踏面についてはフランジ部まで一点接触が維持される。したがって、単純化のために車輪・レール間の摩擦係数は踏面、フランジいずれも0.2で一定として計算を行う。

2.2 曲線条件 シミュレーションで用いる曲線条件を、表2にまとめて示す。3章では、現行の最高営業速度の列車の条件として、最大5°の車体振り子機構を有する高速列車をとり上げ、400 m、300 m、200 mの3種類の曲線半径の区間を、走行速度が基本速度より25 km/h、または20 km/h高い速度で走行するものとする。ここで、半径300 mと200 mにおいては曲線乗り心地の制限(左右定常加速度0.08g以下)により、基本速度+20 km/hとなっている。一方、4章で取り上げる低速列車については、曲線半径を150 mと100 mの2種類、走行速度は基本速度とする。なお、2.1節で述べた車両モデルは、走行速度条件にかかわらず非振り子車のままでシミュレーションを行う。車体傾斜による車体重心の横移動量などの違いが横圧に影響することが考えられるが、ここではそ

Table 2 Conditions of curved track

Curve radius (m)	Operation speed (km/h)	Cant (mm)	Gauge widening (mm)
100	30 ^{*1}	50	0~35
150	40 ^{*1}	60	0~35
200	70 ^{*2}	70	0~30
300	85 ^{*2}	80	0~25
400	100 ^{*3}	80	0~20

*1: Regulation speed

*2: Regulation speed +20km/h

*3: Regulation speed +25km/h

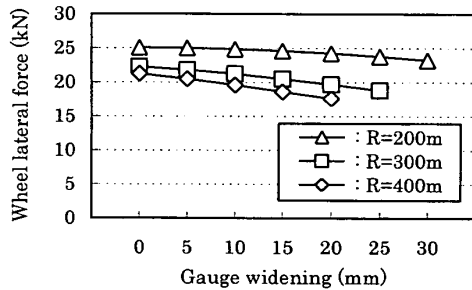
れを無視するものとする。

曲線軌道に付設するスラック量は、その効果をより広範に検討するため、各曲線半径で現行付設量より15 mm 大きい範囲まで広げる。なお、計算で用いるスラック量は、実状に応じて5 mm 刻みとする。

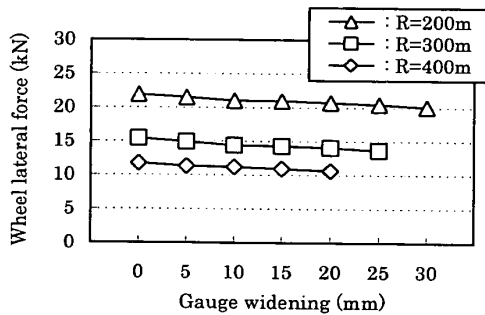
曲線軌道には、その半径に応じてカントが設けられる。カント量は基本速度における均衡カント量の70%とする。定常曲線と直線の間には緩和曲線が設けられ、その長さは $X_{TC}[m]=0.005 \times \text{カント量}[mm] \times \text{基本速度}[km/h]$ で与える⁽⁹⁾。スラックとカントの量は緩和曲線中でその曲線半径とともに変化する。各輪軸位置における曲率 $1/R_{wi}$ 、スラック S_i およびカント C_{wi} は次式で与える。

$$1/R_{wi} = [\sin(x_{wi}/X_{TC} - 1/2)\pi + 1]/2R_0 \quad \dots (1)$$

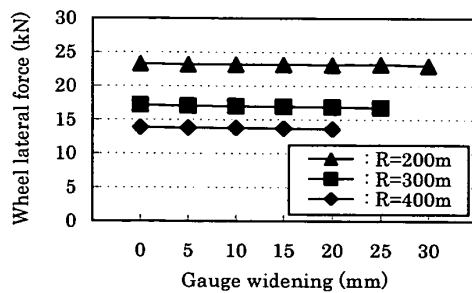
$$S_i = S_0[\sin(x_{wi}/X_{TC} - 1/2)\pi + 1]/2 \quad \dots (2)$$



(a) Type ① (with wheels of conical tread)



(b) Type ② (with wheels of arc profile tread)



(c) Type ③ (with wheels of modified arc profile tread)

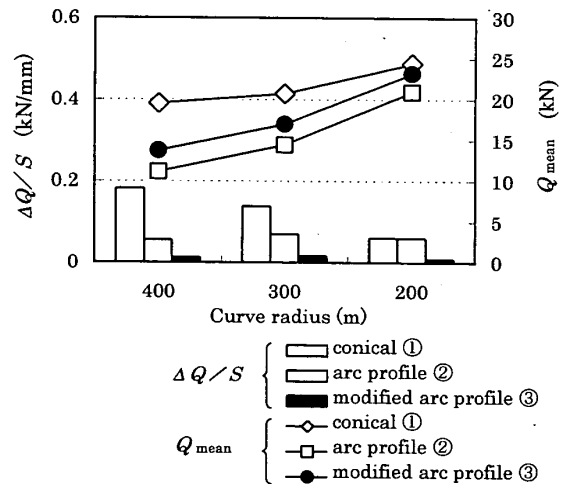
Fig. 2 Effect of gauge widening on wheel lateral force (No. 1 axle of bolsterless truck)

$$C_{wi} = C_0[\sin(x_{wi}/X_{TC} - 1/2)\pi + 1]/2 \quad \dots (3)$$

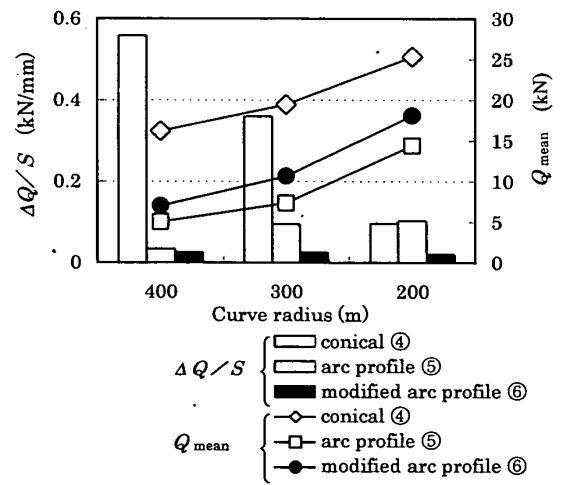
ここで、 R_0 , S_0 , C_0 は定常円曲線中での曲線半径、スラックおよびカントの値であり、 x_{wi} は各輪軸の緩和曲線入口からの進行方向距離を表す。

3. 円弧踏面形状の効果

3.1 現行の円弧踏面形状による比較 前報⁽²⁾と同じ車両諸元の値を用いた数値シミュレーションの結果より、スラック付設による先頭軸外軌側車輪の横圧 Q_{wi} の変化を図2に示す。図2(a)はボルスタレス台車と円すい踏面の組合せ(タイプ①)、図2(b)はボルスタレス台車と在来円弧踏面の組合せ(タイプ②)、図2(c)はボルスタレス台車と修正円弧踏面の組合せ(タイプ③)である。前報の検討に比べ、スラック付設量を現行より大幅に拡大したが、各曲線半径において横圧の低減傾向にはこれによる顕著な変化は現れない。これは他の台車構造との組合せでも同様であった。な



(a) Bolsterless truck



(b) Steering truck

Fig. 3 Comparison of $\Delta Q/S$ and Q_{mean}

お、スラックの付設および増加により、先頭軸のアタック角にはほとんど変化が認められなかった。

そこで、スラック付設の効果を次式で定義する第1軸の横圧低減率 $\Delta Q/S$ により評価する。

$$\Delta Q/S = \frac{Q_{S=0} - Q_{S=S_{max}}}{S_{max}} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 S_{max} は各曲線半径において検討する最大スラック付設量を表す。評価には、曲線半径ごとに検討したスラックの範囲で求めた横圧 Q_{w1} の平均値 Q_{mean} も用いる。

横圧低減率 $\Delta Q/S$ と横圧平均値 Q_{mean} の計算結果を図3にまとめて示す。図3(a)はボルスタレス台車で車輪踏面形状との組合せタイプ①～③を、図3(b)はリンク式操舵台車(操舵比1.3)でタイプ④～⑥を比較している。まず、スラック付設による横圧低減効果を $\Delta Q/S$ で比較する。円すい踏面(タイプ①, ④)の場合、両台車構造とも曲線半径の大きい範囲で $\Delta Q/S$ の値が大きい。これに対し、在来円弧踏面(タイプ②, ⑤)と修正円弧踏面(タイプ③, ⑥)では、 $\Delta Q/S$ はいずれの台車構造においても比較的小さい値にとどまり、曲線半径による変化も小さい。この傾向は、修正円弧踏面の場合に顕著である。

次に Q_{mean} で比較すると、半径 200 m におけるボルスタレス台車の場合を除き、車輪踏面を円すい形状から円弧形状に取替えることで、横圧は低減することが示される。

以上のことから、より大きな転がり半径差が得られ

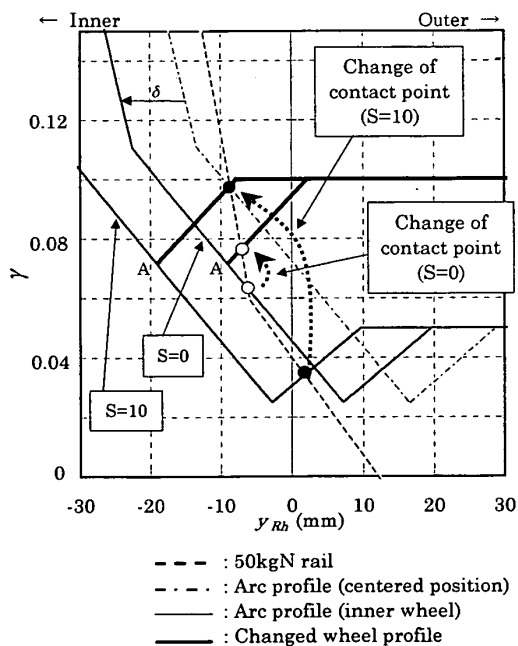
る円弧踏面では、スラックが横圧低減に及ぼす効果が小さい($\Delta Q/S$ が小さい値となる)ものの、円弧形状への取替えによる横圧の低減(Q_{mean} の減少)は大きいことが示される。一方、半径 200 m におけるボルスタレス台車の Q_{mean} の傾向については、円弧踏面形状への取替えによるアタック角の低減もなく、その自己操舵性の限界によるものと考えられる。

3・2 踏面形状変更の可能性

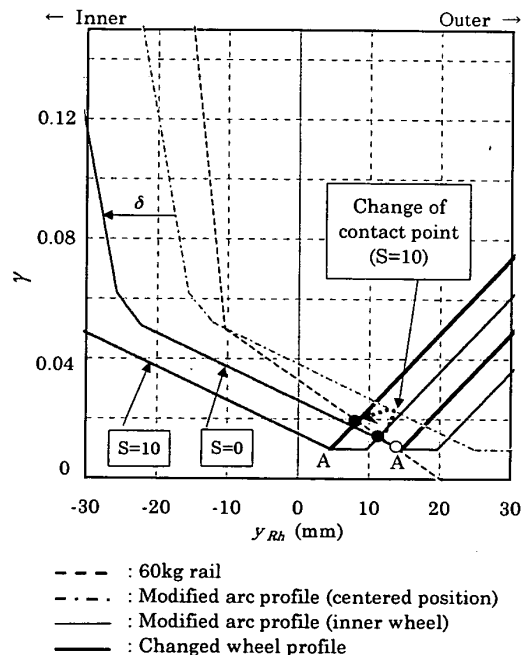
3・1節で示したように、現在用いられている円弧踏面形状のままでは、スラック付設による横圧低減効果は小さいと言える。一般に、曲線走行中の先頭軸では、内軌側車輪とレールの接触点はフランジから離れた踏面上にあり、スラックの付設によってさらに反フランジ側に移動する。このとき、反フランジ側で転がり半径がより小さくなれば、左右車輪間の転がり半径差が拡大し自己操舵性に寄与することが期待される。そこで、スラック付設の効果を確保するために、反フランジ側の踏面で転がり半径をより小さくするような形状の変更を在来円弧踏面と修正円弧踏面に加え、スラックによる横圧低減効果を現行の踏面形状と比較する。

(1) 接触点と転がり半径差の変化

図4に内軌側の車輪踏面とレール頭頂面のこう配曲線を示す。図4(a)は在来円弧踏面と 50 kgN レール、(b)は修正円弧踏面と 60 kg レールの組合せである。横軸 y_{Rh} はレール頭頂面中心を基準点とする横方向の位置を表しており、各位置での車輪とレールそれぞれこのこう配 γ が描かれている。ここでの車輪位置は車



(a) Arc profile tread and 50 kgN rail



(b) Modified arc profile and 60 kg rail

Fig. 4 Wheel/rail contact conditions based on the inclination diagram

輪軸自体の横変位とレールのスラック量だけずらされる。図4(a)の場合、フランジ遊間 δ の車輪軸横変位だけを考慮したのが $S=0$ の線であり、これはスラックが付設されていない条件である。これに10mmのスラックが付設されると、 $S=10$ の線で図示されるように、レール基準の横座標上で車輪位置がさらにずらされる。車輪とレールとの接触点は両者のこう配が等しい点であり⁽¹⁰⁾、図中で車輪とレールのこう配曲線の交点を求めることにより、車輪・レール間の接触点が得られる。図4と同様にして外軌側踏面の接触点も求められ、両者の接触点位置での車輪半径から転がり半径差が算出される。

図中では、この方法を用いて内軌側車輪の接触点で転がり半径がより小さくなるような踏面形状変更の一例を示している。ここでは、車輪の反フランジ(外)側踏面で、こう配が正規形状のものより大きくなるように形状が変更される。形状変更の始点は図中のA点であり、形状変更後のこう配は太線で示されている。これにより、踏面接触点位置が反フランジ側へ移動し、かつ、この形状変更部に存在していれば、そこでの車輪(転がり)半径は小さくなり、左右車輪間の転がり半径差の増大が期待される。そこでは、たとえ踏面接触

点がフランジ側へ移動したとしても、それによる転がり半径の増加量より、形状変更の始点Aからそこまでのこう配増加による転がり半径の減少量が大きければよいことになる。

ここで変更の始点Aは、基となる踏面形状が持つ特性を失わない範囲にあることを前提とする。すなわち、現在使用される円弧踏面は、耐フランジ摩耗性と走行安定性の両面で設計なり改善が加えられたものであり、その特徴は維持されねばならない。そのため、スラックのない条件($S=0$)における接触点近傍から反フランジ側の形状のみを変更するものとする。図4(a)の在来円弧踏面においてはフランジ背面から65mmのA点より反フランジ側に向かって、半径400mの円弧を介してこう配1/10としている。この場合スラックの有無により、形状変更前後で接触点は図中の○印($S=0$)および●印($S=10$)で示したように移動する。

一方、図4(b)の修正円弧踏面においては、図中の○印で示すように、 $S=0$ の接触点が踏面でより外側のこう配が小さな範囲にあるため、在来円弧踏面ほどにこう配増加による転がり半径の減少を期待することはできない。そこで、 $S=0$ における接触点近傍にあり、正規の修正円弧踏面でこう配1/100の円すい形状が始まる点(フランジ背面から89.9mm)を形状変更の始点とし、そこから半径400mの円弧としている。このとき、 $S=0$ の時の接触点は図中の○印のまま移動しないが、 $S=10$ の接触点は形状変更により図中の●印で示すように移動する。こうして変更した用弧踏面形状の概略を図5に示す。図5(a)が在来円弧踏面を基準にした変更形状、(b)が修正円弧踏面を基準としたものである。いずれにおいても形状変更の始点Aからフランジ側の形状は基準とした踏面のもの同一である。

図4と図5で述べた踏面形状の変更により、スラック量に対して内軌側の踏面接触点および転がり半径差が変化する状況を図6(a)、(b)に示す。検討した組合せは在来円弧踏面对50kgNレール、変更した在来円弧踏面对50kgNレール、修正円弧踏面对60kgレール、変更した修正円弧踏面对60kgレールの4種類である。スラック付設により、いずれのケースでも車輪踏面の接触点は反フランジ(外)側に移動するが、形状の変更によってその量は減少し、フランジ側に近づくことが示される。それにもかかわらず、形状変更後の在来円弧踏面における転がり半径差はスラック量の大きい範囲で大幅に改善されている。これは図4(a)に示されるように、踏面こう配の大きな範囲で接触点

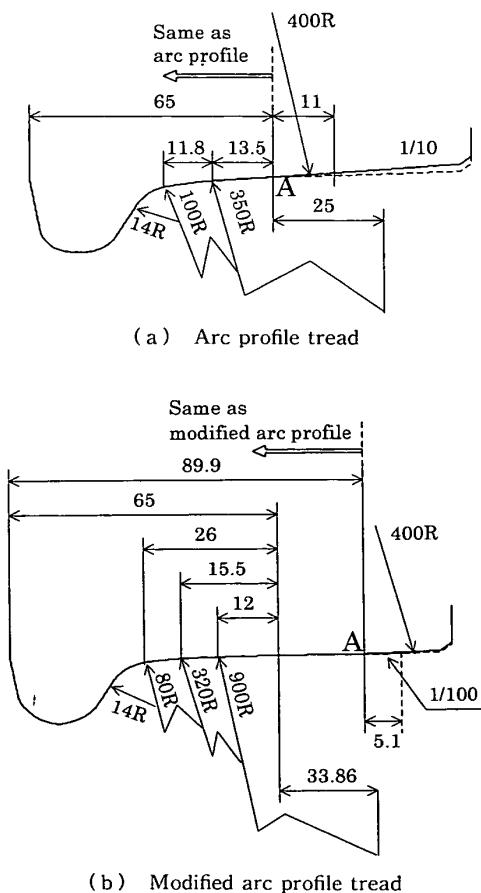


Fig. 5 Change of wheel tread shape

が移動するためである。一方、修正円弧踏面の場合、図4(b)でみたように踏面こう配の小さい範囲で接触点がわずかしか移動しないため、スラックを付設しても転がり半径差はほとんど変化せず、この形状変更による改善は小さい。

(2) 踏面形状変更の効果

形状変更の前後における横圧低減率 $\Delta Q/S$ の比較を図7に示す。台車はいずれもボルスタレス台車である。特に在来円弧踏面の形状変更で $\Delta Q/S$ が大きくなり、スラック付設による横圧低減効果が示されてい

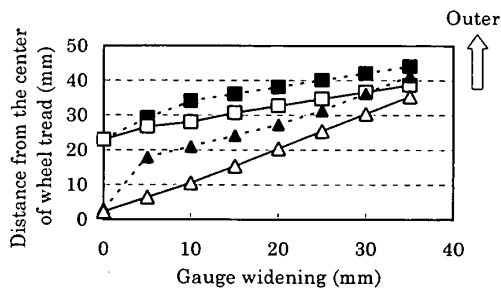
る。ここでは、スラックの増加によりごくわずかではあるがアタック角の減少の傾向が認められた。一方、修正円弧踏面では、形状変更後も $\Delta Q/S$ の値に大きな増加はみられない。これは、図6(b)で示されるように、修正円弧踏面では形状変更後もスラックによる転がり半径差にほとんど違いを生じないためである。

4. スラックによる急曲線通過性能改善の可能性

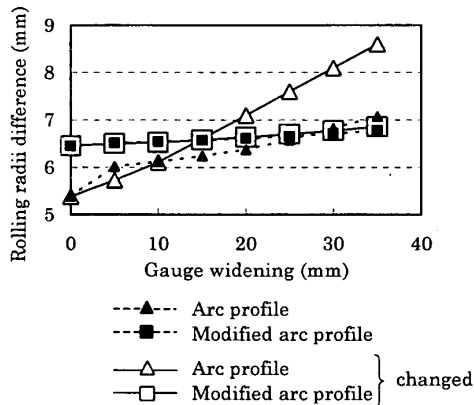
4.1 検討の前提

4章では3章での検討結果を踏まえ、低速走行での運用を前提として、急曲線におけるスラックの効果を検討する。踏面形状は在来円弧踏面と、3.2節で横圧低減効果が確認された在来円弧踏面を基準として形状変更を加えたもの [図5(a)の形状] の2種類とする。台車構造はボルスタレス台車とリンク式操舵台車の2種類を取り上げ、リンク式操舵台車の操舵比については、ガタやゴムブッシュの変形により操舵比 $lv=1.0$ では操舵として不足すること、および283系気動車による検討例⁽¹¹⁾を参考とし、操舵比 $lv=1.3$ を基本として、さらなる増加を考慮した検討も行う。

4.2 横圧低減効果 ボルスタレス台車について、形状変更の前後におけるスラック量による第1軸横圧



(a) Contact point of inner wheel



(b) Rolling radii difference

Fig. 6 Contact point and rolling radius due to gauge widening

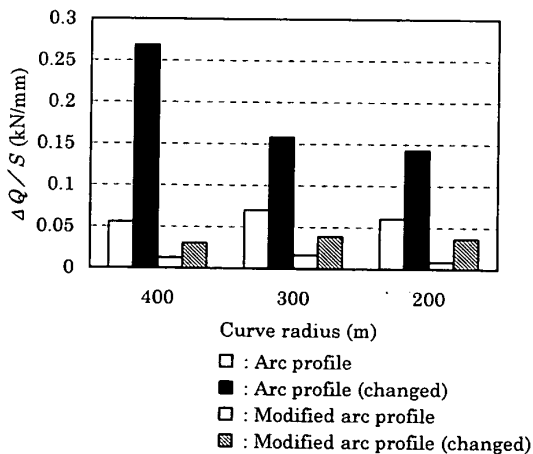
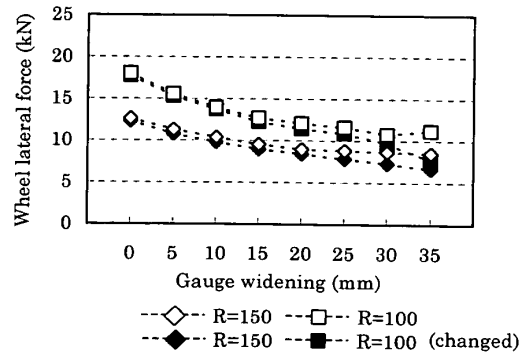
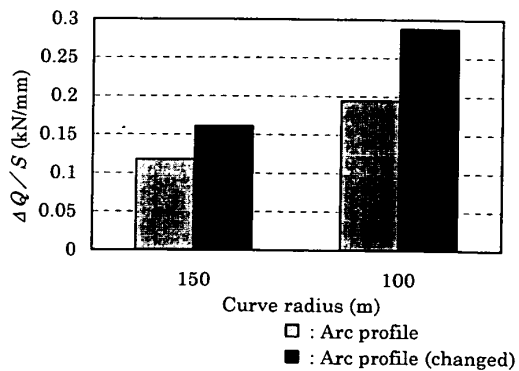


Fig. 7 Comparison of $\Delta Q/S$ brought by the change of wheel tread (bolsterless truck)



(a) Lateral force



(b) $\Delta Q/S$

Fig. 8 Effect of changed arc profile tread in small radius curves (bolsterless truck)

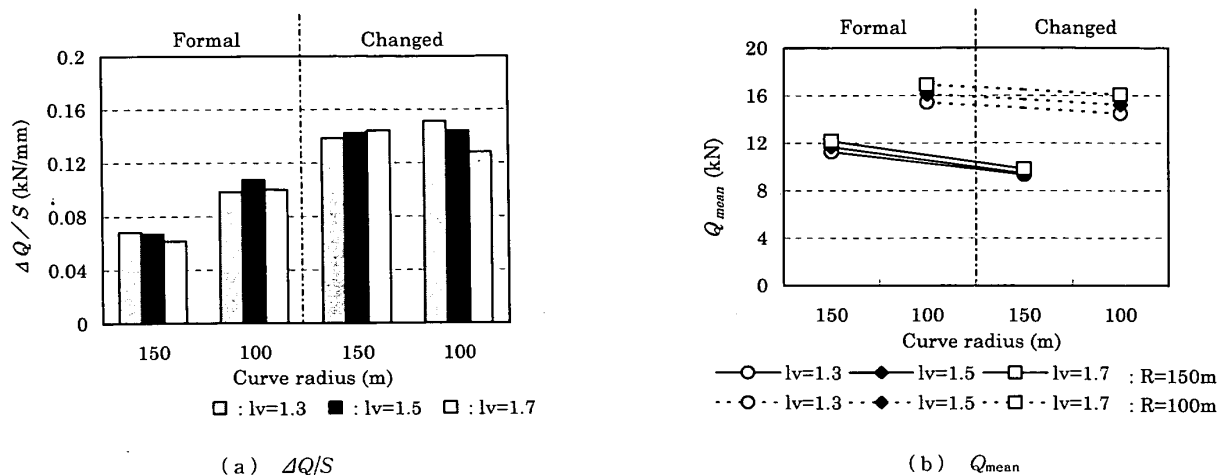


Fig. 9 Effect of steering ratio

の変化と、横圧低減率 $\Delta Q/S$ の比較を図8に示す。図8(a)から、横圧には形状変更前においてもスラックによるある程度の低減が見られるが、形状を変更することによって、スラック付設量の大きな範囲でさらに低減することが示される。これは図6(b)で示されるようにこの範囲で転がり半径差が改善されるためである。図8(b)では、 $\Delta Q/S$ も形状変更によって大きくなっており、急曲線部においても、踏面形状の変更によりスラックによる横圧低減効果が得られる可能性が示される。

次に、リンク式操舵台車にした場合の横圧低減率 $\Delta Q/S$ と横圧平均値 Q_{mean} の比較を図9に示す。上述のように踏面形状の変更により、図9(a)では $\Delta Q/S$ が向上し、図9(b)では Q_{mean} が低減している。したがって、スラックによる横圧低減効果を確保しつつ、横圧の大きさも低減する (Q_{mean} が減少する) ことが示される。以上から、今後の採用が見込まれる操舵台車は、踏面形状変更との組合せによって、急曲線におけるスラックの有効性を高め、横圧を低減できることが期待される。なお、ここでは特に半径の小さい曲線を対象としているため、リンクによる操舵比 lv (幾何学的操舵量に対する割増を表す係数) を、1.3から1.5, 1.7とあえて極端な値に変化させたが、これによる $\Delta Q/S$ や Q_{mean} の変化は小さなものにとどまった。

5. ま と め

鉄道車両の曲線通過におけるスラック量と軌道負荷の関係について、踏面形状を考慮した運動学的な考察を行った結果、以下のような事項が明らかとなった。

(1) 円すい踏面ではスラックによる効果が認められるが、円弧踏面では、スラックによる横圧低減よりも円すい踏面から円弧踏面になることによる横圧低減

の方が大きい。これは在来円弧踏面、修正円弧踏面のいずれの形状においても同様である。

(2) 現行より大きなスラック付設量を考慮しても、円弧踏面におけるスラックの効果が顕著になることはない。

(3) 現行の踏面形状を基準として、反フランジ側の踏面部でこう配が大きくなるように変更すると、在来円弧踏面基準の場合はスラックによる横圧低減効果が大きい形状が得られるが、修正円弧踏面基準の場合はそのような形状を得るのは難しい。

(4) 急曲線部においては、スラック付設による顕著な横圧低減は見られないものの、踏面の反フランジ側を変更した形状を適用することの効果は維持される。

(5) リンク式操舵台車は、踏面形状の変更と組合せることによって、スラックによる横圧低減効果を得ることも期待できる。

文 献

- (1) 佐藤吉彦・梅原利之, 線路工学, (1987), 239-245, 日本鉄道施設協会.
- (2) 森山淳・谷藤克也, 機論, 66-652, C(2000), 3903-3910.
- (3) 須田義大・宮本昌幸, 鉄道車両と技術, 2-6(1996), 29-32.
- (4) 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクス, (1994), 241-242, 電気車研究会.
- (5) 山田幸一・ほか4名, 機講論, No. 96-51(1996-12), 311-314.
- (6) JR電車編成表, (2000), ジェー・アール・アール.
- (7) 文献(4)の244ページ.
- (8) Shen, Z. Y., Hedrick, J. K. and Elkins, J. A., Proc. of 8th IA VSD Symposium, (1984), 591-605.
- (9) 文献(1)の249-255ページ.
- (10) 横瀬景司, 機論, 41-346(1975), 1727-1738.
- (11) 佐藤栄作・ほか5名, 機論, 64-625, C(1998), 3563-3570.