

## 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)

谷 藤 克 也\*<sup>1</sup>

### The Contact Characteristics between the Worn Wheels of Shinkansen Electric Cars and Rail (Analysis of the Effective Conicity in Geometrical Contact)

Katsuya TANIFUJI

The contact characteristics between the worn wheels of Shinkansen electric cars and rail are investigated geometrically. This wheel has the standard profile of Shinkansen with initially a 1/40 conical tread. The analysis method based on 2-dimensional contact is applied to asymmetric wheels of one axle, and the effective conicity  $\gamma_e$  is examined as the most important parameter toward the lateral vibration of the railway vehicle. In the analysis as to wheels of Type 925 electric cars,  $\gamma_e$  remains near the design value of 0.025 (=1/40) within about  $\pm 5$  mm lateral excursion of wheelset, even after a running distance of 268 000 km. When the wheelset with worn tread travels in a large amplitude,  $\gamma_e$  may increase up to 0.12~0.13. These features in the effective conicity of worn wheels prove the trend of lateral car vibration experienced in the long-term running tests.

**Key Words:** Railway, Shinkansen Electric Car, Worn Wheel, Effective Conicity, Wheel/Rail Contact

#### 1. はじめに

鉄道車両の車輪形状は車両運動特性を左右する重要な因子であり、摩耗による形状変化の影響も大きい。しかし、この影響について現車の実態を報告したものは少ない。図1に示す新幹線電車標準車輪(こう配1/40の円すい形状)については、台車オーバホールまでのほぼ1回帰に相当する走行距離においてフランジ部と踏面部の摩耗傾向を著者らが調査し、走行振動との関係をまとめ前報<sup>1)</sup>で報告した。その結果では、この標準形状車輪の場合、左右方向の車両振動増大に関連の大きいのはフランジ摩耗であること、また、走行安定性への強い影響が予想された踏面摩耗は卓越する振動数成分を変化させるほどの影響を及ぼすには至らないことを明らかにした。その理由として、車輪踏面とレール頭頂面との間で両者の接触する点が踏面摩耗により移動し、車輪有効こう配としては変化が比較的小さいことを輪軸が軌道中心位置にある場合(以下では、中正位置とも呼ぶ)の分析データにより示したが、摩耗車輪とレールの接触状況に関する詳細な検討は行っ

ていない。

一般に輪軸の横移動においては、車輪・レール間の接触点も幾何学的拘束のもとで移動し、そこでの車輪転動半径および接触角は非線形的に変化する。特に円弧状に摩耗した踏面の場合、輪軸の横移動に基づく接触状況の変化はより複雑になる。また、その状況は車輪とレールそれぞれの種類の組合せによって異なるほか、同一種類の組合せであっても、摩耗の経過により接触状況は個々の輪軸ごとに変動する。しかし、現車の運動特性を理解するためには、この接触状況の実態を把握することが重要である。

本報では、新幹線電車の車輪形状実測データによる摩耗車輪とレールの接触状況とその経時変化の分析、

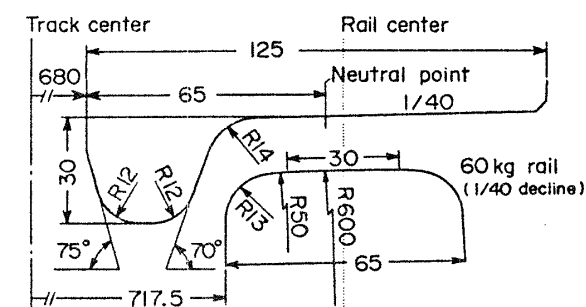


図1 新幹線の標準車輪形状とレール

\* 昭和62年10月2日 北陸信越支部信越地方新潟講演会において講演、原稿受付 昭和62年2月25日。

\*<sup>1</sup> 正員、新潟大学工学部(〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050)。

および走行振動との関係について報告する。

## 2. 車輪・レール接触点のパラメータ

車両の運動解析に必要な車輪・レール接触点に関する特性パラメータとして、次の三つの係数が定義されている<sup>(2)</sup>。

$$\gamma_e = (r_r - r_l) / 2x_w \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\varepsilon = b_0(\delta_r - \delta_l) / 2x_w \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\sigma = -b_0\phi_w / x_w \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 $\gamma_e$  は車輪踏面の有効こう配、 $\varepsilon$  は接触角パラメータ、 $\sigma$  はロール・パラメータと呼ばれる。 $r_r$  と  $r_l$  は図2に示すような1輪軸の右側および左側車輪各接触点における車輪(転動)半径、 $\delta_r$  と  $\delta_l$  は同じく接触角、 $b_0$  は輪軸中正位置における左右接触点間隔の半分、 $\phi_w$  はレールに対する輪軸の相対位置に応じて幾何学的な接触条件から定められる輪軸ロール角、 $x_w$  は輪軸横変位を表す。

式(1)~(3)より、接触点の情報として求めるべきデータは左右両車輪の転動半径差( $r_r - r_l$ )、接触角差( $\delta_r - \delta_l$ )および $\phi_w$ である。接触角パラメータ $\varepsilon$ は重力復原力に関連し、輪軸ロール角 $\phi_w$ とともに接触剛性を表す項を構成する。しかし、後述するだ行動波長とそれに起因する振動数を検討する上では、その影響は比較的小さい。そこで、ここでは式(1)に示す有効こう配 $\gamma_e$ を主体に現車の車輪形状を分析することにする。有効こう配 $\gamma_e$ については、図2のように接触する車輪踏面とレール頭頂面がそれぞれ曲率半径 $\rho_r$ および $\rho_R$ の円弧で表される場合、接触点の共通接線のこう配 $\delta_c$ の小さな値に対し、次式の成立することもよく知られている<sup>(3)</sup>。

$$\gamma_e = \delta_c / (1 - \rho_R / \rho_r) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$\gamma_e$  は鉄道車両の自励振動であるだ行動と密接に関連する。すなわち、有効こう配 $\gamma_e$ の1本の輪軸がレールに対する中正位置から外れると、

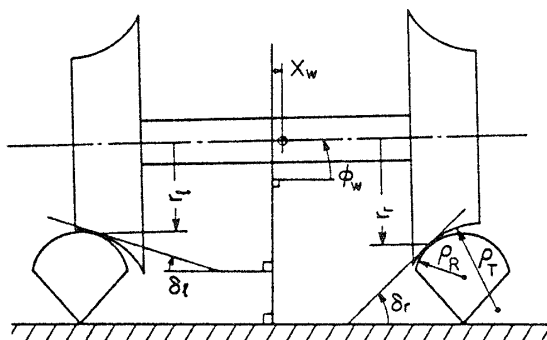


図2 車輪・レール接触を規定する変数

$$S_1 = 2\pi\sqrt{br/\gamma_e} \quad \dots\dots\dots (5)$$

の波長でだ(蛇)行する。ここに、 $b$  は左右の車輪・レール接触点間隔の半分(前記 $b_0$ に同じ)、 $r$  は接触点における車輪の転動半径である。また、2本の輪軸が組込まれた剛体台車としての波長は、

$$S_2 = S_1\sqrt{1+(a/b)^2} \quad \dots\dots\dots (6)$$

で与えられる。ここに、 $a$  は台車内輪軸間距離の半分である。

## 3. 分析の方法

実車輪データから幾何学的に車輪・レール接触状況を求める手法、分析例については、文献(4)、(5)等の報告があり、輪軸ヨー変位を考慮した三次元接触問題としての取扱いまで行われている。ここでは、多数車輪の形状データ分析を目的に処理を簡単にするため、垂直面(X-Z面)内における二次元に単純化して取扱う。ただし、左右車輪を同一形状としない非対称接触である。

電算機による車輪・レール接触点分析の手順は次のとおりである。ここで、レールは新幹線用60kgレールの正規形状で、内方に1/40だけ傾斜している。

(1) 1輪軸左右両車輪の形状をX軸0.2mm間隔のZ座標データで表し、輪軸中心に対するX座標(横方向)指定位置の上方で水平に配置する。なお、この形状データは現車でデジタル値として測定したものを12次多項式で近似している<sup>(6)</sup>。

(2) 各車輪ごとに、レール頭頂面までの垂直方向最短点を検出する。

(3) 左右の車輪は各最短点でレールに接触するものとして、輪軸ロール角 $\phi_w$ を求める。

(4) 車輪形状データを $\phi_w$ だけ傾斜させ、(2)、(3)の処理を繰返す。

(5)  $\phi_w$ の変化分が $1 \times 10^{-4}$  rad以内、接触点位置の変化分が0.4mm以内になるまで(4)を最大10回まで繰返し、その輪軸位置(X軸)での接触点を決定する。

(6) 左右車輪の接触点から、転動半径(差)、接触角(差)を求める。

(7) 車輪形状データを上方水平位置で $\Delta x$ (0.5mm)だけ横にずらし、(1)~(6)の処理を繰返す。

想定した輪軸の横移動範囲において以上の処理を繰返すことにより、式(1)~(3)のパラメータを得ることができる。

図3に供試車両925形新幹線電車の摩耗車輪による分析例を示す。これは、前報に述べた240km/h走行

長期耐久試験における最終走行距離 268 000 km 時点の平均的車輪形状の例である。ここでは軌道中心に合わせて置いた輪軸を左右方向にそれぞれ 10 mm の範囲で横移動させた場合の接触点の特性をまとめたものである。図の(A)は接触状態の形状描写、(B)は転動半径差( $r_r - r_l$ ),(C)は左右各車輪の転動半径,(D)は接触角差( $\delta_r - \delta_l$ ),(E)は各車輪の接触角,(F)は輪軸ロール角をまとめたものである。また、(G)はレール頭頂面上の接触点位置,(H)は車輪踏面上の接触点位置を表す。なお、各図の横軸である輪軸横移動量  $x_w$  は、(+ )側が右側へ移動する場合である。

#### 4. 分析結果

4.1 転動半径差と有効こう配 有効こう配  $\gamma_e$  は図3の(A)のように横軸を輪軸横移動量  $x_w$  として左右車輪の転動半径差  $\Delta r = (r_r - r_l)$  との関係で表せば、式(1)から  $\gamma_e = \Delta r / 2x_w$  として求められる。走行距離 268 000 km 時点の  $\Delta r$  を供試編成(925 形試験電車 6 両)中の1号車について台車ごとにまとめ、図4に示す。下側の図には、フランジ接触により  $\Delta r$  が 10 mm

を超えるまでをプロットした。転動半径差が急増する直前までが輪軸の可動遊間と考えられるので、その範囲だけを拡大したのが上の図である。同様に可動遊間の範囲を拡大したものにより、中間の3号車ともう一方の端部車両6号車の転動半径差を図5に示す。また参考のため、図6にこれら3車両の全車輪についてフランジ摩耗量  $\delta$  を示す。これらの図から次の点が示される。

(1) フランジに接触する手前 2~3 mm を除き、輪軸の横移動量約  $\pm 5$  mm の範囲では有効こう配  $\gamma_e$  は実線で示す設計値の 0.025 (1/40) にほぼ近い値で保たれた状態にある。

(2) 可動遊間はフランジ摩耗量の大きい車輪(例えば1号車は4輪軸とも右側車輪で  $\delta$  が大きい)側により広くなり、 $\gamma_e = 0.025$  の範囲も相対的にこの方向に移動する。実際の輪軸横移動の中心(真の意味での中正位置)は転動半径差  $\Delta r = 0$  の位置と考えることができるが、この中心位置も同じ方向に移動する傾向が認められる。6号車では  $\delta$  からわかるようにこの方向が1位と2位の台車で反対になり、この場合は前後

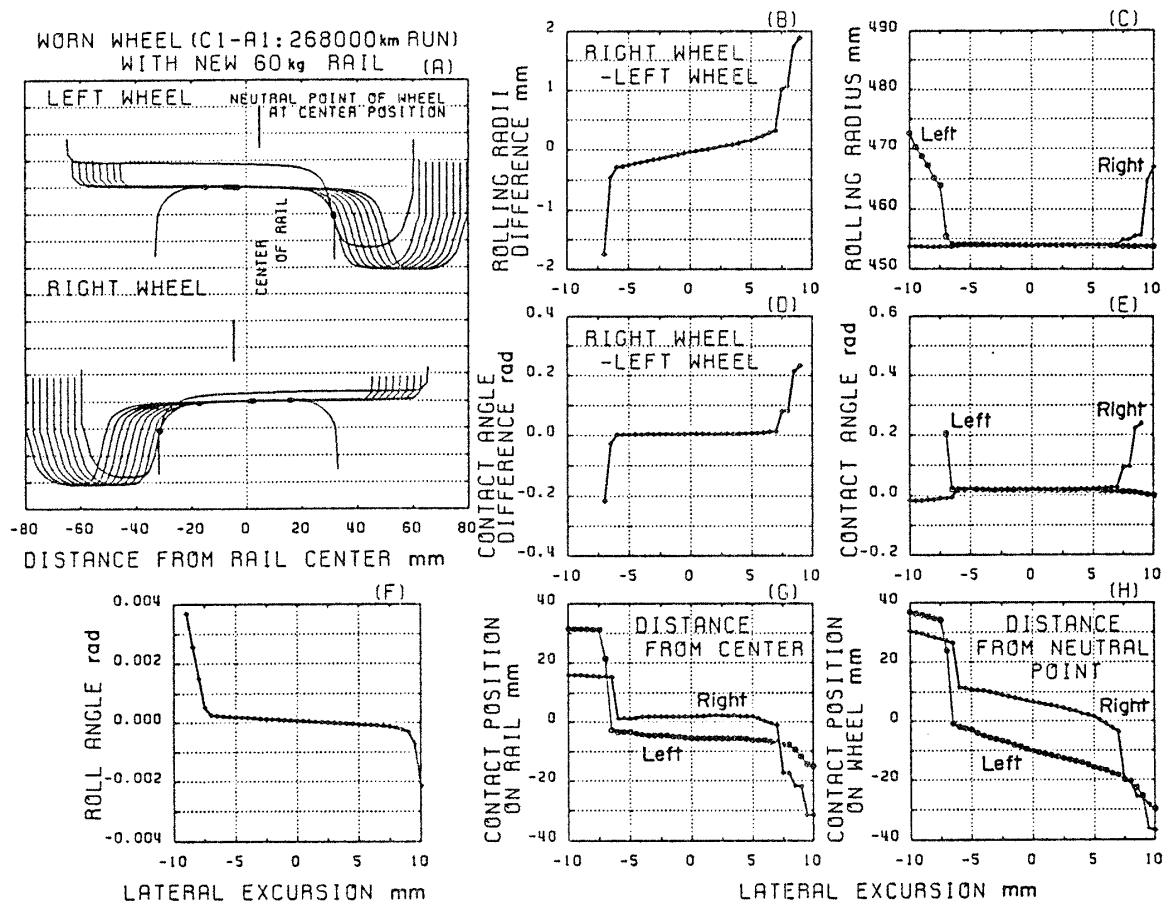


図3 車輪・レール幾何学的接触の分析出力例

の台車が中正位置状態で軌道中心に対し反対側に位置することを示唆するものとなっている。

(3) 左右の車輪でフランジ摩耗量  $\delta$  の差が大きいと、 $\delta$  の小さいほうの車輪踏面に転動半径差  $\Delta r$  が不連続に変化するような摩耗が生ずる傾向も認められる。

(4) 輪軸が左右車輪それぞれのフランジ遊間いっばいに横移動する場合の等価的な最大有効こう配は、破線で示すように  $\gamma_e \approx 0.12 \sim 0.13$  になる。この最大値は大振幅でこの範囲を移動する場合の平均値に相当するものである。

4.2 有効こう配と接触点移動の経時変化 前報で述べたような車輪踏面の凹摩が進展するにもかかわらず有効こう配  $\gamma_e$  の変化が小さかった理由として、車輪・レール接触点の位置が関与すると考えられる。輪軸の横移動に対する接触点の移動状況について、走行距離をパラメータとして 90 000 km ごとにまとめたのが図 7 である。図 4, 5 に示した輪軸から、転動半径差  $\Delta r$  が連続的に変化している 1 号車 1 軸と、 $\gamma_e \approx 0.025$  の傾きの範囲で  $\Delta r$  に不連続な変化が見られる 6 号車 1 軸で代表させた。図の(A)に輪軸が  $\pm 10$  mm だけ横移動したときの転動半径差  $\Delta r$  を、(B)に車輪踏面上の接触位置を車輪中正点からの距離で、(C)にレール頭頂面上の接触位置をレール中心からの距離で示す。ここで(A)の 0 km (正規形状) の  $\Delta r$  値について

では、 $-1$  mm だけ値をずらして示した。(B)および(C)については、各走行距離の接触位置のなかで、同じ輪軸横移動量  $x_w$  での接触位置を 2 mm おきに結んでいる。図 7 から次の点を示される。

(1) 輪軸横移動量およそ  $\pm 5$  mm の範囲では、走行距離の伸長に対して接触位置がわずかに外方に移動する傾向にあり、有効こう配  $\gamma_e \approx 0.025$  が保たれている。

(2) 走行距離の伸長に対し、輪軸の  $\pm 10$  mm の移動による接触範囲は、車輪踏面、レール頭頂面でそれぞれ外方へ 10 mm 程度拡大する。

(3) フランジの摩耗によりフランジ根元部でも接触するようになり、フランジ近傍まで横移動すると大

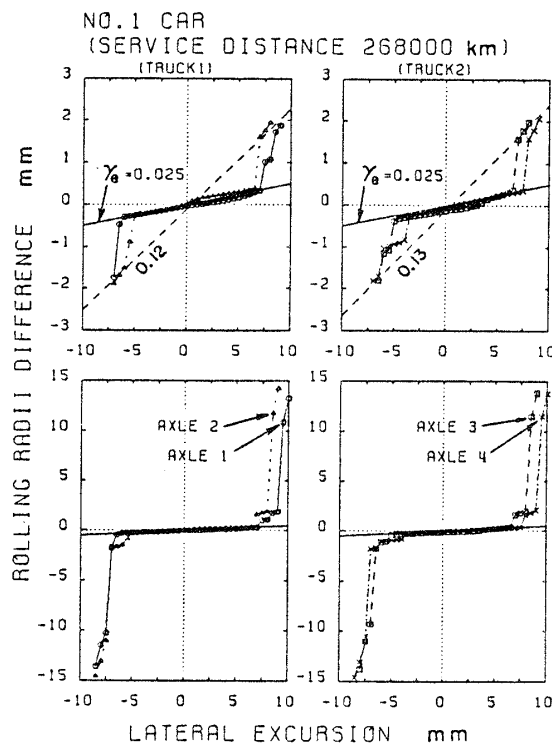


図 4 転動半径差と有効こう配 (その 1)

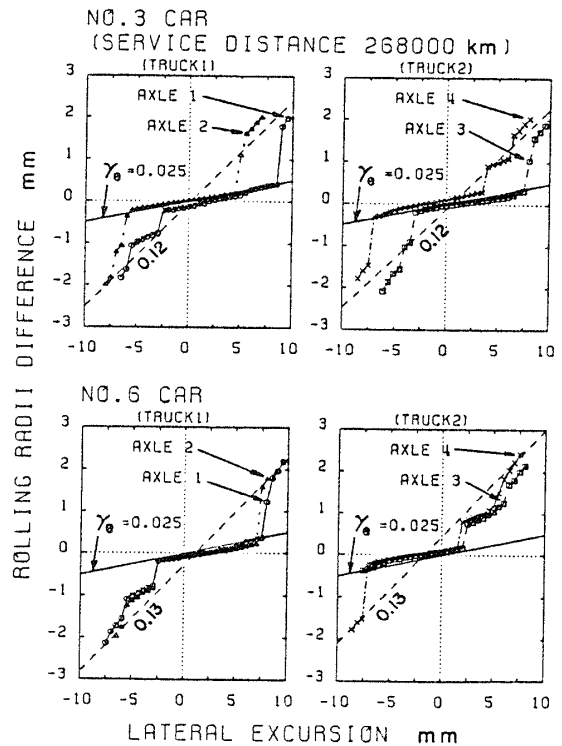


図 5 転動半径差と有効こう配 (その 2)

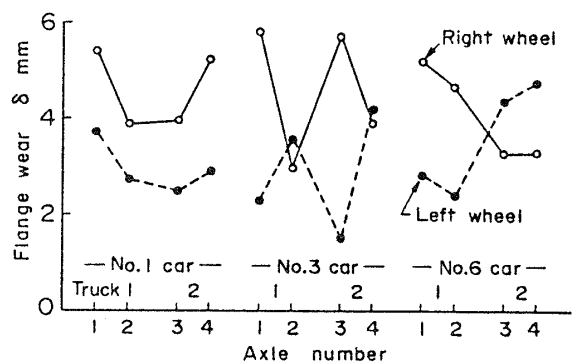


図 6 フランジ摩耗 (268 000 km 走行時点)

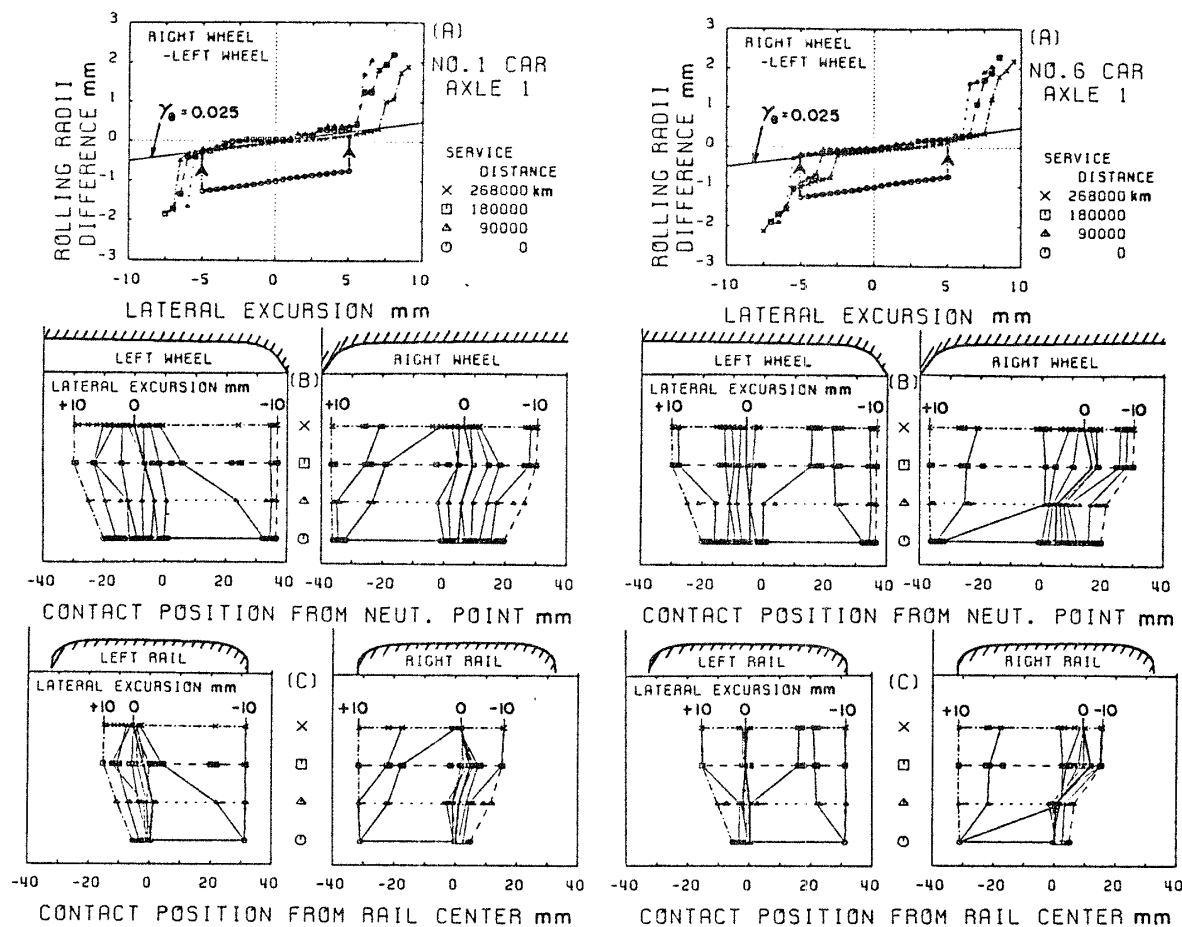


図 7 転動半径差および接触位置の変化と走行距離

きな  $\Delta r$  を生じている。

(4) 走行距離の伸長によりフランジに接触するまでの可動遊間はさらに広がるため、その遊間内での  $\Delta r$  が増大しても、大振幅移動時の  $\gamma_e$  をさらに大きくすることはない。

**4.3 走行振動との関係** 以上の分析結果から、軌道不整などにより輪軸がフランジに接触する程の大振幅で横移動しない限り、車輪踏面が凹摩しても有効こう配  $\gamma_e$  はほぼ 0.025 に保たれるので、式(6)で求められる台車としてのだ行動波長  $S_2$  は約 45 m から大きく変わることはない。ここに、 $a=1.25$  m,  $b=0.75$  m,  $r=0.455$  m である。したがって、このだ行動波長による振動数は、走行速度 235 km/h とした場合に約 1.4 Hz となり、新幹線電車で卓越する車体ヨーイングの固有振動数近傍に留まることになる。また、一部区間によって  $\gamma_e$  が 0.13 にまでなるような大振幅が生ずる場合、そこでは  $S_2$  が 20 m まで減少し、振動数にして 3.3 Hz までの成分増大が考えられる。この結果は、前報で示した車体左右振動パワースペクトル密度の経時変化比較例図 8 の傾向を説明するものになって

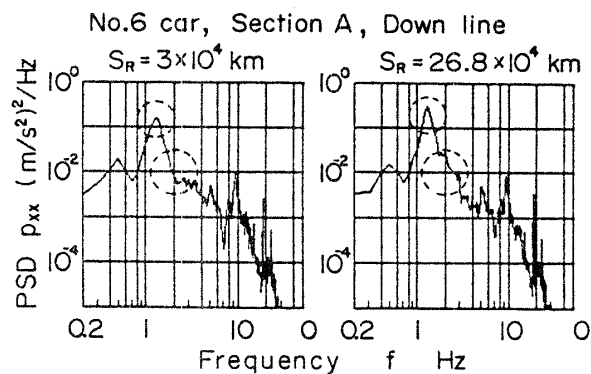


図 8 車体振動の経時変化比較例 (PSD)

いる。

5. ま と め

新幹線 1/40 こう配標準踏面車輪の摩耗状態における有効こう配  $\gamma_e$  の実態を把握するため、現車で測定した車輪形状データを用いて、正規形状レールとの幾何学的接触状態を分析した。

その結果、輪軸中正位置からほぼ  $\pm 5$  mm の範囲内

では踏面の凹摩が進展しても  $\gamma_e \approx 0.025$  が保たれること、左右両車輪でフランジ接触するような大振幅の場合には  $\gamma_e = 0.12 \sim 0.13$  に増大することが明らかになった。これにより、パワースペクトル密度のようにある長さの区間で振動を平均化した場合、台車検査回帰に相当する走行距離の摩耗踏面でも車体左右振動の卓越振動数を変えるまでの影響を及ぼすには至っていないという現車の振動傾向を理解することができる。これらの結果は、輪軸横移動の振幅が大きい範囲でかつレールが正規形状の場合に限られるものの、踏面が凹摩しても有効こう配が設計値を維持するという意味で、この標準車輪が望ましい踏面摩耗の傾向を有すると言うことができる。ただし、ここで分析した車輪形状データが、営業車に比較して重量的に軽い状態で走行した試験電車のものであることに留意する必要がある。

終わりにあたり、本研究を進めるに際し有益なご助言をいただいた鉄道技術研究所車両研究室 小柳志郎主任研究員に謝意を表す。なお、本研究は著者が国鉄鉄道技術研究所在職中に行ったものをまとめたものである。

## 文 献

- (1) 谷藤・咲山, 機論, 53-492, C (昭62), 1743.
- (2) ORE C 116 Committee, *Question C116 Report*, No. 4 (1974), 18, ORE. .
- (3) 例えば, 丸山・景山編, 鉄道工学, (昭56), 128, 丸善.
- (4) ORE C 116 Committee, *Question C116 Report*, No. 3 (1973), 6, ORE. .
- (5) Cooperrider, N. K., ほか4名, *Interim Report*, No. FRA-OR & D-76-244 (1975), 1, U. S. Department of Transportation.
- (6) 三芳・谷藤・楠根・森, 鉄道技術研究所速報, A 85-108 (昭60), 1.

## 討 論

〔質問〕 西村 誠一〔住友金属工業(株)製鋼所〕  
車輪とレールの接触の経時変化を詳細に解析されたことは例も少なく大層貴重なことと考える。以下のことについて検討されていたらお教え願いたい。

(1) 中立点における有効踏面こう配は一般の車両では走行距離とともに変化するとされているが、貴長期試験ではほとんど変化しなかったことについてはどのようにお考えになっているのか。

(2) 車体左右動の乗心地の変化についてフランジ遊間の増大によるものとお考えになっているが、台車ことにダンパなどの劣化による変化なども考えられないのか。

(3) フランジ摩耗についてはレールに対する輪軸のヨー変位および二点接触をも考える必要があると思う。この点に関してご検討されていたらお教え願いたい。

〔回答〕 (1) 走行距離の伸長に対し、中正位置の近傍で有効こう配がほとんど変化しない点については、その後、東海道新幹線の0系営業車両における調査データの分析でも、同様の結果が認められている。したがって、車輪踏面の摩耗傾向が接触点を幾何学的に拘束する相手側のレール形状に依存することを考慮すれば、この結果は新幹線の1/40 こう配標準車輪と1/40 だけ内傾した60 kg レール形状との組合せそのものに大きく起因すると考えられる。

(2) 本現車試験では、走行安定性に関する台車

部品として、左右動ダンパの減衰力と側受け摩擦力の変化を一部の台車について併せて調査した。そこでは、側受け摩擦力は設計値より大きな値で推移し、またダンパ減衰力にも大きな低下は認められなかった。一方、本試験終了後行われた台車検査では、供試編成6両の同ダンパ全24本のうち5本が何らかの修繕を要するとされた。要修繕と判定されたダンパを取付けた3両のうち1両のみが他の車両よりも大きい左右振動乗り心地レベルの増大傾向を示した。当該車両では、4本の同ダンパのうち3本が要修繕のダンパであった。したがって、左右動ダンパに著しい劣化が生じた場合には、フランジ遊間の拡大によるものに加え、さらに左右振動が増大するものと考えられる。

(3) ご指摘のように、フランジ摩耗の生成において輪軸のレールに対するアタック角およびフランジと踏面で同時にレールと接触する二点接触の寄与は大きいと考える。したがって、これに関係する台車支持系の諸定数および車輪踏面形状の影響も併せて考慮されるべきである。しかし、フランジ摩耗発生のしくみ自体は、今後の研究課題としてさらに取り組むべき事柄の一つでもある。そこでは、単にフランジ摩耗量の大きさだけでなく、図6に示されるような同一輪軸内左右車輪のフランジ摩耗量におけるアンバランスも問題であり、さらに台車内での輪軸組立て精度の影響も含めた検討が必要と考える。

〔質問〕 三船 博史〔東京電機大学工学部〕

膨大なデータを適確にまとめ、特性を抽出されていることに敬意を表す。以下のことをお教え願いたい。

(1) 図3(g)のグラフは右下がりであるべきと思われるが、右側レールの接触点の位置の変化がほとんどない。横変位-6mmでは逆のこう配になっている。実際の運行車両でもこのような傾向であると考えてよいか。

(2) 図7(c)各々の右側の図で中点近傍の接触点の範囲が、走行距離0kmから90000km, 180000kmにかけて広がり、268000kmでは非常に狭まっている。何がこの理由と考えられるか。また図8に対して、この途中の走行距離ではPSDはどのようなになるか。

(3) 4・2節の(1)での記述のように、波長の変化は少ないと思われる。しかしそのため、フランジ衝突時に衝突の強さが、大きくなることは考えられないか。

〔回答〕 (1) ここでの分析のようにレール断面が正規形状であれば、輪軸の中正位置まわりのある範囲の横移動において、レール頭頂面上での接触点の移動が比較的わずかな量に留まる例は多く認められる。特に車輪も正規形状の場合には、フランジが接触する直前までレール頭頂面上の接触位置はほとんど変化し

ない。

レール頭頂面上接触位置の移動方向に一部逆戻りする範囲が認められることについては、反対側車輪踏面の凹摩具合との関係により現れるものであり、実軌道上においても起こりうる現象である。

(2) この点について、理由が明確ではない。ただ、レール頭頂面上接触位置の変化を詳細に比較すると、90000kmおよび180000km走行時点の車輪踏面の平滑状態には268000kmのそれよりも粗さの存在することが推定され、その影響が考えられる。しかし、それが摩耗の過程によるものか、または季節などの環境条件によるものかなどの確認はできていない。

図8に例示した6号車の試験中間時点における車体左右振動PSDは、同一区間での大略の形状として図8のものと同じであり、卓越振動数とその他のピーク振動数に変化はない。また、2~3Hz成分の増大傾向は60000km走行時点から徐々に現れる。

(3) 車輪フランジがレールに衝突する状況には、軌道狂いの波長、波高、波数などの不整形条件が複雑に関係するため、かかるだ行動波長の変化特性およびフランジ遊間の拡大だけを考慮して、フランジ衝突強さの変化を一概に予測することは困難と考える。