

新しい操舵台車の開発

Development of the New Concept Steering Bogie

下川 嘉之* 水野 将明
Yoshiyuki SHIMOKAWA Masaaki MIZUNO

抄 録

鉄道車両の急曲線通過時の課題として、著大横圧、騒音、車輪フランジ摩耗、レールゲージコーナー摩耗等があげられる。これらの課題を解決するため、東京地下鉄株式会社と共同で、新しい操舵台車を開発し、銀座線1000系車両に採用された。操舵台車が地下鉄に採用されるのは国内初であり、操舵台車の製作台数としては国内最大である。本操舵台車の概要と、走行性能について報告した。

Abstract

There are many problems in sharp curve negotiation such as large lateral force, squeal noises and excessive wear of wheel flange and rail gauge corner. To solve these problems, single axle steering bogie has been developed by Tokyo Metro and Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation, and Tokyo Metro adopted this newly developed steering bogie for the new train series 1000 for Ginza-line. The series 1000 has started commercial operation in April 2012 and silence of cabin is highly appreciated. In this paper, the design concept and outline of steering bogie for series 1000 are described. And curving performance of steering bogie for series 1000 is evaluated based on the result of field test.

1. 緒 言

地下鉄路線では、建設の制約上、急曲線やカントでい減倍率の小さい緩和曲線が多く存在し、著大横圧、高周波騒音、車輪フランジ摩耗、緩和曲線での著大な輪重変動などの課題がある。これらの解決策として、軸箱支持・空気ばね系の最適化^{1,2)}、ボルスタ台車の再評価⁴⁾、摩擦調整材噴射装置の開発⁵⁾等に取り組み、実用化してきた。

これらの鉄道車両の曲線通過における諸課題の更なる改善を目指し、曲線区間で、曲線の方に合せて輪軸を操舵する、操舵台車を開発した。開発した操舵台車は、従来から検討されてきた操舵台車と異なり、曲線区間で、台車後軸側の輪軸のみを操舵することで、台車の曲線に対する旋回姿勢を改善する新しい操舵台車である^{6,7)}。

さらに従来の操舵台車は、操舵装置だけでなく、操舵による輪軸変位を許容するため駆動装置構造が複雑になる課題があり、操舵台車の適用は、一部の優等車両にとどまっていた。一方開発した新しい操舵台車では、非操舵軸に既存の駆動装置をそのまま使用できるため、メンテナンス性、信頼性に優れている。

この優れた曲線通過性能と、高い信頼性を兼ね備えた新

しい操舵台車は、東京メトロ銀座線の1000系新型車両に採用されることになった。図1に1000系車両、図2に開発したSC101操舵台車写真を示す。



図1 東京地下鉄 銀座線 1000系車両
Train series 1000 for Ginza-line of Tokyo Metro

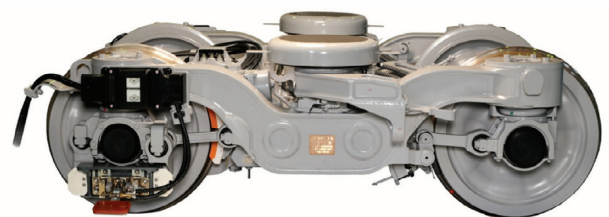


図2 SC101 操舵台車
Type SC101 steering bogie for railway vehicle

* 交通産機品事業部 製鋼所 鉄道台車製造部 第二台車設計室 主幹 大阪府大阪市此花区鳥屋 5-1-109 ☎ 554-8555

本報では、開発した新しい操舵台車の概要、および営業線での夜間試運転結果、営業走行時の測定結果について報告する。

2. 新しい操舵台車について

2.1 鉄道車両の曲線通過のメカニズム

鉄道車両の輪軸の車輪踏面には、図3に示すように、勾配が設けられている。その踏面勾配により、輪軸は、曲線区間で外軌側に移動し、外軌側では車輪径が大きく、内軌側では車輪径が小さくなり、左右車輪間に輪径差が生じる。鉄道車両用の輪軸は、その輪径差によって曲線を旋回する自己操舵機能を発揮するため、自動車のようにハンドルを切らなくても、曲線を旋回することができる。

次に、通常の2軸ボギー台車が、曲線を通過するときのメカニズムを図4に示す。通常台車では、曲線通過時に、台車が曲線の接線に対して外側に向く、アンダーステアリング姿勢となる。台車前軸にはアタック角が発生し、アタック角により、前軸車輪には外軌側方向の横クリープ力が発生する。後軸は、軌道中心付近に位置するため、輪径差が不足し、後軸に縦クリープ力（接線力）が作用する。これらの力が台車に対して反操舵モーメントとして作用し、前軸外軌側に高い横圧を発生させる。

2.2 曲線通過の課題と操舵台車の位置付け

鉄道車両の急曲線通過時の課題として、著大横圧、高脱

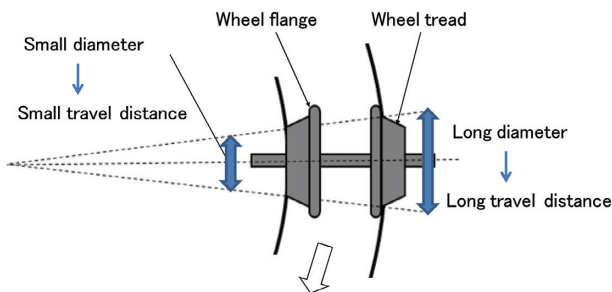


図3 輪軸の自己操舵機能
Self steering characteristics of wheelset

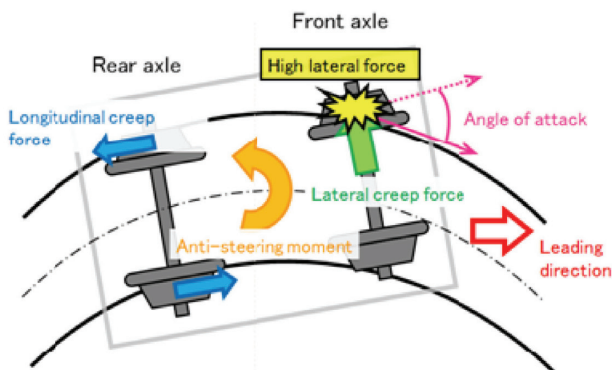


図4 急曲線通過時の台車姿勢
Behavior of non-steering, conventional bogie in sharp curve

線係数がある。また急曲線通過では、車輪フランジとレールのゲージコーナが接触しながら走行するため、高周波騒音、フランジ摩耗、ゲージコーナー摩耗などの、車輪・レール接触に関する問題が発生する。

著大横圧、高脱線係数問題については、物理的に脱線を防止する、脱線防止ガード敷設による対策がある。

また著大横圧、高周波騒音、フランジ摩耗、ゲージコーナー摩耗は、車輪・レール接触に関する問題であり、従来から地上や車上から塗油を行い、潤滑制御することで対応している。しかし塗油は力行時の空転や、制動時の滑走と相反関係にあり、曲線区間では両立しない。最近では、摩擦調整材噴射装置⁹⁾の開発により、曲線通過と力行、制動の両立を進めているが、制御管理の改善がさらに必要である。

これらの曲線通過問題の全体に対応するのが操舵台車である。操舵台車とは、図5に示すように、曲線外軌側の軸距が長く、曲線内軌側の軸距が短くなるように、輪軸を操舵し、輪軸の向きを曲線の向きに合わせて走行する台車である。急曲線通過時の課題と、操舵台車の位置付けを図6に示す。

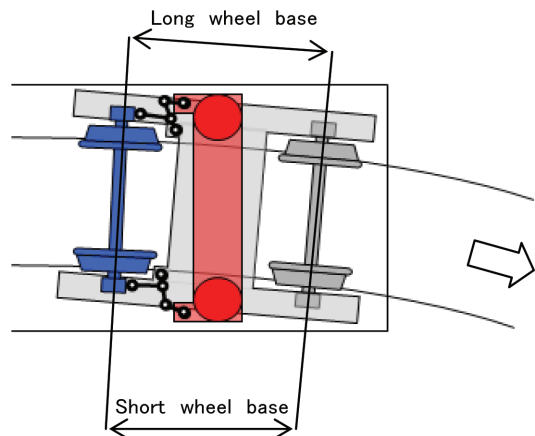


図5 輪軸の操舵
Axle steering

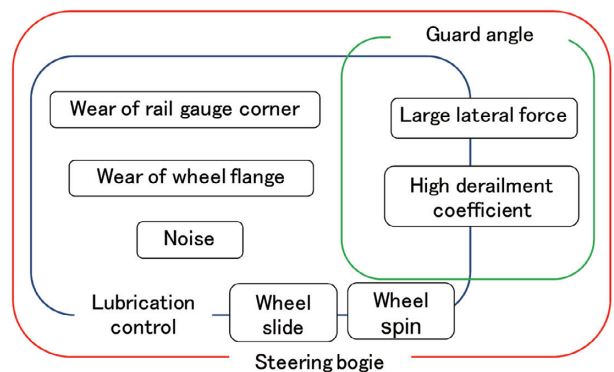


図6 急曲線通過時の問題と操舵台車の位置付け
Problems with sharp curve passing of railway vehicle and function of steering bogie

2.3 新しい操舵台車のコンセプト

新しい操舵台車の、曲線通過メカニズムを図7に示す。新しい操舵台車では、進行方向の後軸のみを操舵する。操舵により、後軸のアタック角が増加し、外軌側方向に作用する横クリープ力が発生し、後軸は外軌側に移動する。これにより後軸の輪径差不足が緩和され、後軸の反操舵方向の縦クリープ力が減少する。また後軸が外軌に移動することで、台車がアンダーステアリングから、ラジアル方向へと姿勢が改善する。その結果、輪軸を直接操舵しない前軸についてもアタック角が減少し、横クリープ力が減少する。したがって後軸の縦クリープ力と、前軸の横クリープ力の減少により、台車の反操舵方向モーメントが減少し、前軸の外軌の横圧が低減する。

2.4 新しい操舵台車の概要

新しい操舵台車車両の構成を図8に示す。新しい操舵台車では、進行方向の後軸を操舵するが、車両は前後両方向に進むため、車端側の1, 4軸が非操舵軸、車体中央側の2, 3軸を操舵軸とし、進行方向に対して、車両先頭軸の曲線通過性能の改善を図るものとする。

本構成では、進行方向後側台車の曲線通過時は、台車の先頭軸側（車両でみた場合の第3軸）を操舵することになる。後台車の曲線通過メカニズムを図9に示す。後台車では、曲線通過時に第3軸を直接操舵することでアタック角が減少し、それに伴い横クリープ力が減少する。その結果

第3軸外軌の横圧が減少する。

図10に、銀座線1000系車両として開発したSC101操舵台車を示す。車端側非操舵軸である1, 4軸の軸箱支持装置は、従来からのモノリンク式軸箱支持装置である。さらに実績のある既存の主電動機、駆動装置、踏面ブレーキ装置をそのまま取り付けており、信頼性の高い車両システムとしている。

車体中央側操舵軸である2, 3軸では、ブレーキ装置が課題となる。操舵軸は台車と輪軸間に変位が生じるため、従来の踏面ブレーキを使用することができない。

そこで操舵軸はディスクブレーキとすることで、操舵によって台車枠と車軸間に生じる変位を許容するものとした。

2.5 操舵装置

開発したSC101台車の操舵装置と動作状況を図11に示す。揺れ枕～台車枠～軸箱（輪軸）をリンク機構で接続したリンク式操舵装置である。本操舵装置は、車両が曲線に進入し、車体～台車間でボギー角が発生すると、リンク機構が動作し、ボギー角の大きさに比例して輪軸を操舵する。リンク式操舵は、輪軸操舵をパッシブに行うため、信頼性の高い機構である。

これまでに開発された操舵台車では、両軸を操舵するため、操舵装置が大きく、質量が重くなっていた。新しく開

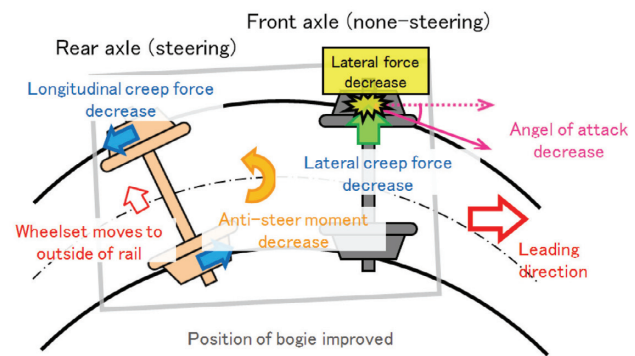


図7 急曲線通過時の台車姿勢（操舵前台車 第1, 2軸）
Behavior of single steering bogie in front side of a vehicle in sharp curve

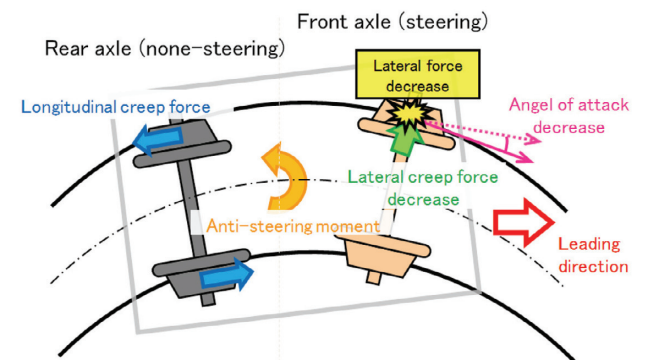


図9 急曲線通過時の台車姿勢（操舵後台車 第3, 4軸）
Behavior of single steering bogie in rear side of vehicle in sharp curve

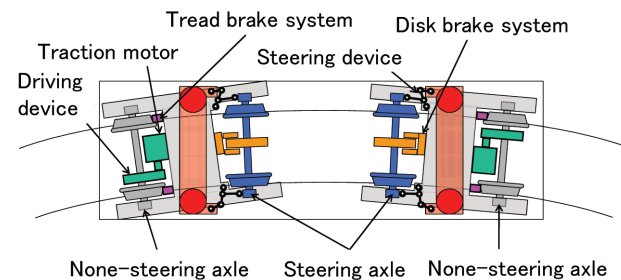


図8 銀座線1000系車両の構成
Equipment configuration of train series 1000 for Ginza-line

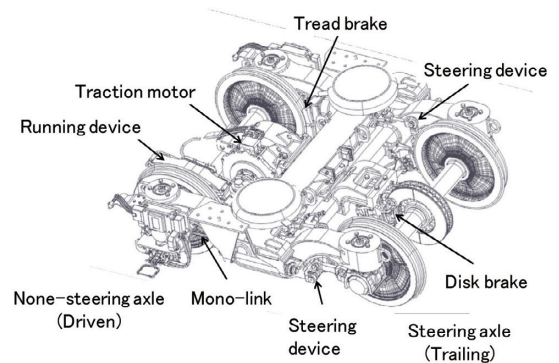


図10 SC101操舵台車の概略図
Outline of SC101 steering bogie

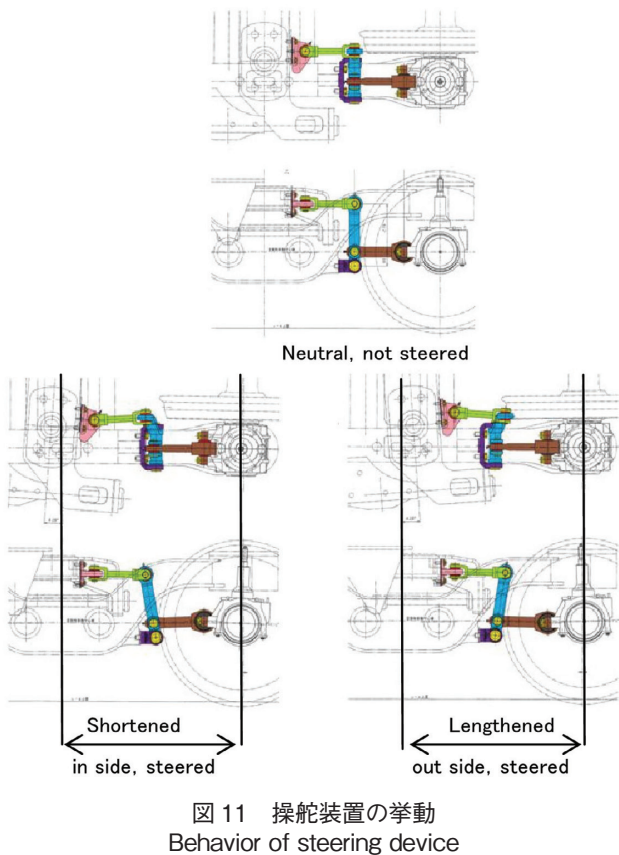


図 11 操舵装置の挙動
Behavior of steering device

発した操舵台車は、台車内の片軸のみを操舵するため、操舵装置の小型化、軽量化が可能で、既存の軸箱支持装置のスペース内に構成することができる。

3. 新しい操舵台車の開発経緯

操舵台車は、車両走行シミュレーションと、製鋼所内の曲線試験線での走行試験を通して開発を行った。

営業車への適用を想定し、図 12 に示す FS576 形試作操舵台車を製作した。本台車を用いて、走行性能の基礎確認だけでなく、操舵装置の固渋や破断等の異常状態を模擬した試験も行い、車両の安全性確認を行った。曲線試験線での試験状況を図 13 に示す。

所内走行実験後、図 14 に示す東京メトロ丸ノ内線 02 系の既存車両に、FS576 形操舵台車を導入し、走行試験を行い、性能を確認した。その後 2010 年 2 月から 2011 年 8 月の間、丸ノ内分岐線を営業車として走行し、操舵台車の性能が長期間にわたって、安定していることを確認した。

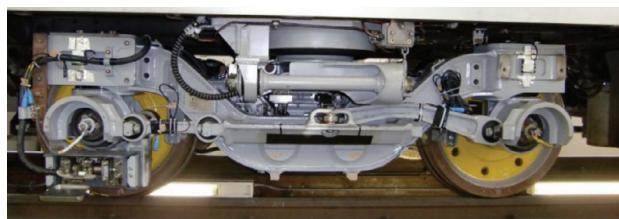


図 12 FS576 操舵台車
Type FS576 prototype steering bogie



図 13 曲線試験線での試験走行
Running test on test-line



図 14 丸ノ内線 02 系車両
Train series 02 for Marunouchi-line of Tokyo Metro

この結果、銀座線 1000 系車両への操舵台車採用が決まった。

4. 現車試験結果

4.1 現車試験条件

2011 年 12 月に実施した、銀座線 1000 系操舵台車車両の、銀座線、丸ノ内線での現車試験結果を示す。

通常台車と操舵台車の曲線通過性能比較のため、脱線係数が大きくなる空車条件で、現車試験を行った。現車試験での車両条件を図 15 に示す。操舵台車と通常台車の比較は 1401 号車で行い、操舵条件で走行後、操舵装置を取り外して通常のモノリンク式軸箱支持装置とし、同一区間を走行し、走行性能比較を行った。

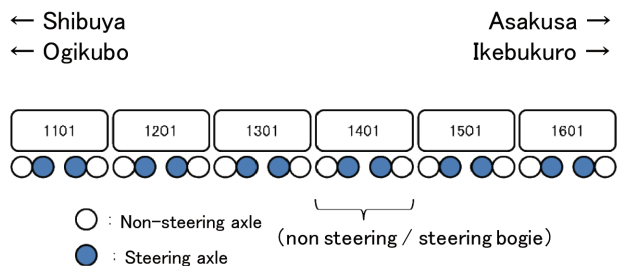


図 15 1000 系現車試験時の車両条件
Outline of series 1000 train set for field test running

4.2 曲線通過性能の評価

操舵台車と通常台車の、急曲線通過時の横圧波形例を図16に示す。この曲線緒元は、曲線半径197m, カント109mm, スラック13mmである。通常台車の定常横圧は、28kNに対し、操舵台車は19kNであり、32%低減した。

通常営業速度で走行した場合に、様々な曲率の曲線において発生する第1軸の外軌横圧、アタック角、及び第2軸の軸箱支持リンク荷重（第2軸の縦クリープ力に相当）の測定結果を図17～19に示す。測定値は、円曲線中央の前後10mの平均値である。

図17より、各曲率において、操舵台車は通常台車と比較すると、第1軸の横圧が減少している。また図18,19より、

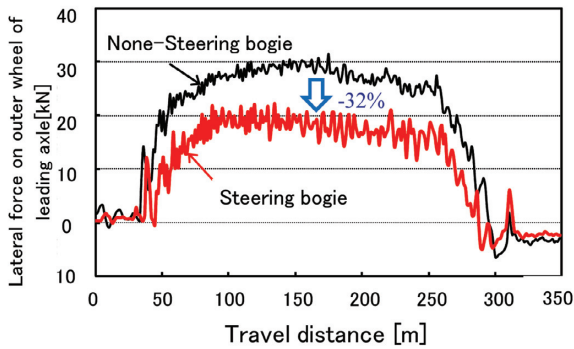


図16 第1軸の外軌横圧の比較

Comparison of lateral force on outer wheel of No.1 axle

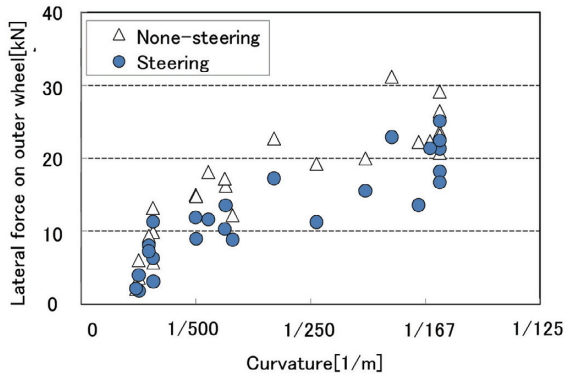


図17 第1軸の外軌横圧の比較

Comparison of lateral force on outer wheel of No.1 axle

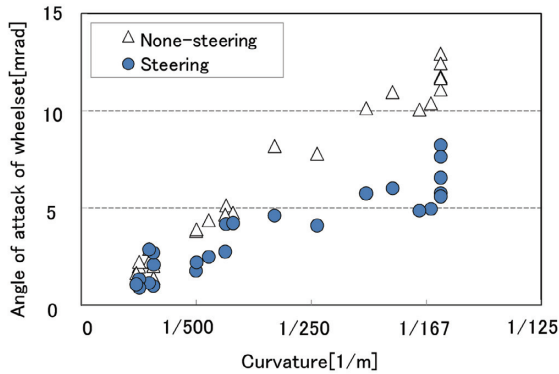


図18 第1軸のアタック角の比較

Comparison of angle of attack of No.1 axle

第1軸のアタック角と第2軸の軸箱支持リンク荷重が減少している。よって、2.3節で述べたメカニズムにより、操舵台車の第1軸の横圧が減少することを確認した。

同様に、第3軸の外軌横圧、および第3軸のアタック角の測定結果を図20,21に示す。図20より、各曲率において、操舵台車の第3軸の外軌横圧は、通常台車と比較して減少している。また図21より、第3軸のアタック角が減少している。よって、2.4節で述べたメカニズムにより、操舵台車の第3軸の横圧が減少することを確認した。

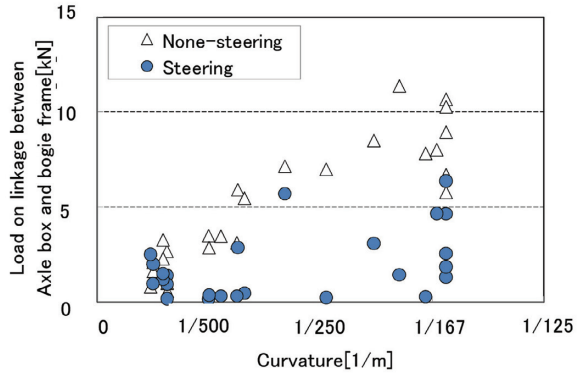


図19 第2軸の軸箱支持リンク荷重の比較

Comparison of load on linkage between axle box and bogie frame of No.2 axle

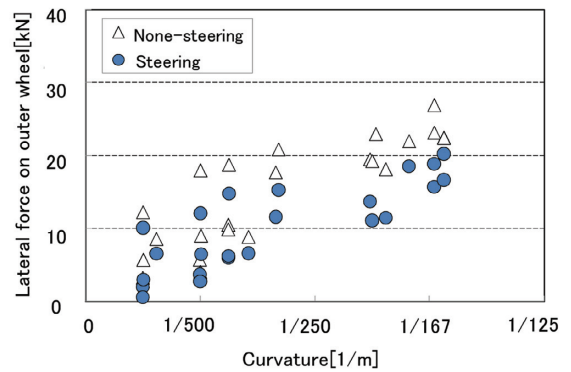


図20 第3軸の横圧の比較

Comparison of load on linkage between axle box and bogie frame of No.2 axle

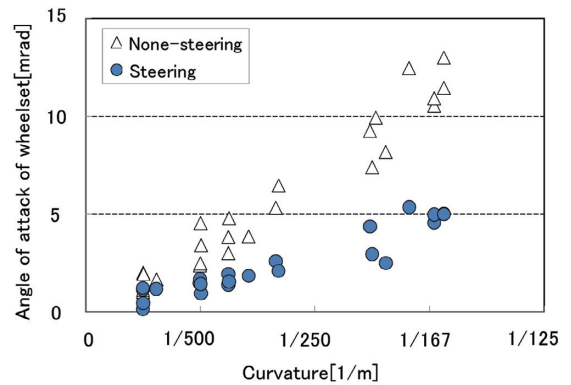


図21 第3軸のアタック角の比較

Comparison of angle of attack of No.3 axle

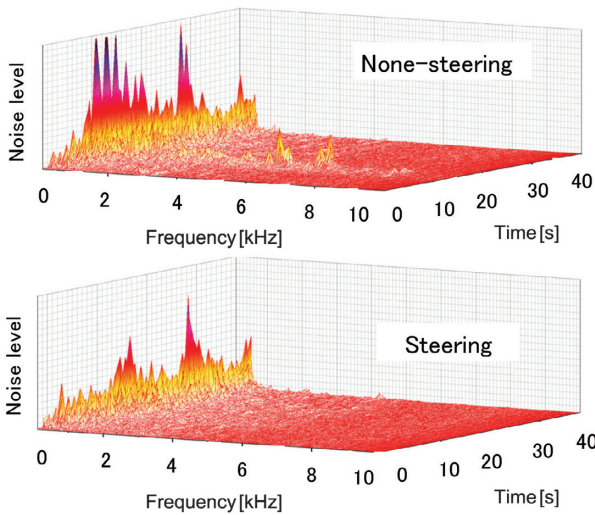


図 22 床下騒音の比較
Comparison of under-car-body noise

4.3 床下騒音の評価

営業速度で曲線半径 172m, カント 111mm, スラック 13mm の曲線を走行した場合の, 車体床下騒音比較結果を図 22 に示す。通常台車と比較して, 操舵台車では, 1 kHz 以下の低周波数領域および 4~7 kHz の高周波数領域で, 曲線通過時の騒音を大幅に低減している。

5. 営業線での測定結果

5.1 銀座線 1000 系の営業運転中の走行性能確認

レールにひずみゲージと振動加速度計を設置した円曲線区間で, 営業運転中の 1000 系操舵台車車両と従来の 01 系通常台車車両の輪重, 横圧と, 車両通過中のレールの左右方向の振動加速度測定を行った。01 系車両の測定は, 乗車率条件および車輪・レール潤滑条件等を, 1000 系車両と極力合わせるため, 1000 系が通過した前後に走行した 01 系車両と比較した。測定条件を表 1, 測定結果を図 23, 24 に示す。

図 23 より, 1000 系操舵台車車両では 01 系通常台車車両と比較して, 営業運転においても横圧は低い値で安定している。

表 1 営業運転での測定条件
Measuring condition on commercial line

	Item
Track data	Curve radius: 120m Superelevation: 95mm Gauge widening: 12mm
Period	2012/9/11 - 2012/10/3
Measurement item	1. Lateral force on outer rail occurred with leading axle passing 2. Lateral acceleration at inner rail occurred with leading axle passing
Axle load in empty condition	Series 1000 with steering bogie: 65kN Series 01 with conventional bogie: 65kN

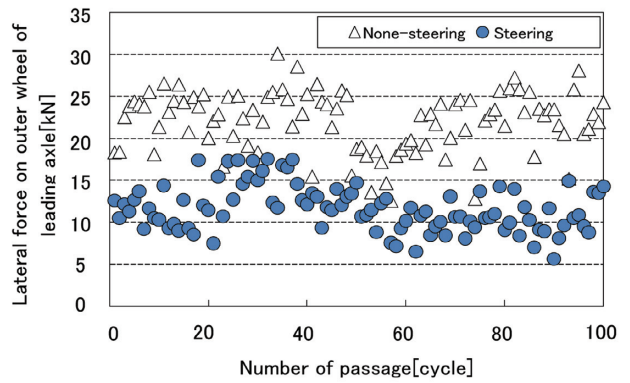


図 23 先頭軸通過時の外軌側車輪の横圧の比較
Comparison of lateral force at outer wheel of leading axle

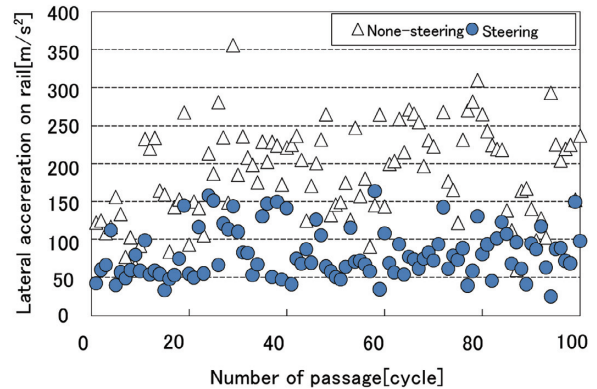


図 24 先頭軸の内軌レール左右振動の比較
Comparison of lateral acceleration of inner rail occurred by the passing of leading axle

図 24 より, 1000 系操舵台車車両では, 車両通過時にレールに発生する左右振動加速度が大幅に低減している。これは, 操舵によるアタック角の減少等による効果と考える。これにより, 軌道に与える負荷を低減していることが分かる。

5.2 丸ノ内線 02 系の車輪フランジ摩耗追跡調査結果

3 章に示すように, 丸ノ内線 02 系 FS576 操舵台車で一年半の間営業運転を行い, 操舵台車と通常台車の車輪フランジ摩耗の追跡調査を行った。図 25 に車両条件を示す。

営業走行時の新製踏面形状からの車輪フランジ摩耗履歴を図 26 に示す。走行距離 0.4 万 km 付近から車輪フランジ塗油等の摩耗低減策を別途実施したため, 車輪フランジ摩耗量が安定し, 比較が難しくなったが, 初期摩耗領域に

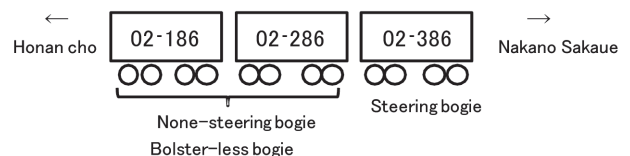


図 25 操舵台車装着車両編成
Train set in which the steering bogie was installed

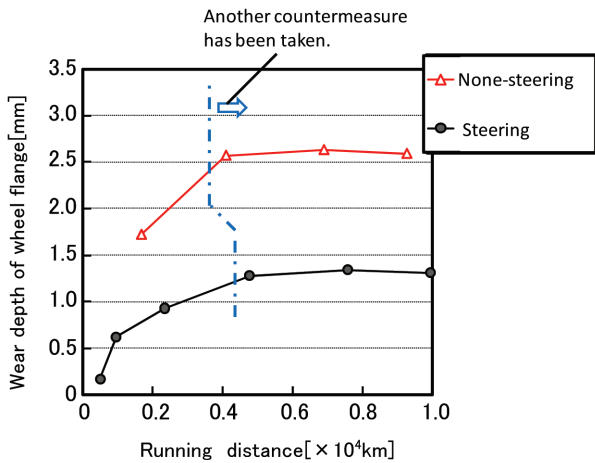


図 26 車輪フランジ摩耗比較
Comparison of wheel wear depth at flange

において、操舵台車では、通常台車と比較し車輪フランジ摩耗がほぼ半減している。本結果から、操舵台車ではレール側の摩耗低減も期待できる⁸⁾ことから、今後長期的な追跡調査を行う予定である。

6. 結 言

進行方向の後軸を操舵し、曲線通過性能を向上する新しい操舵台車を開発し、東京メトロ銀座線 1000 系車両に採用された。

本操舵台車を搭載した車両は、通常台車を搭載した車両と比較して、曲線通過時の横圧、騒音が大幅に低減することを、現車試験で確認した。

また操舵によって、レールの左右振動を大幅に低減し、軌道への負荷が軽減されることを確認した。

丸ノ内線の営業車におけるフランジ摩耗の経年調査の結果、操舵によって摩耗を半減することを確認しており、レール側の摩耗低減も期待されることから、今後、長期的な追

跡調査を行う予定である。

今後も継続して、操舵台車車両の曲線通過状況の分析を行い、車輪・レール接触到起因する様々な問題解決に取り組んでいきたい。

参考文献

- 1) 留岡, 鹿田, 加部, 生方, 仲田, 佐藤, 下川, 岡本: 空気ばね系が輪重変動に与える影響. 日本機械学会第 10 回交通・物流部門大会講演論文集, No.2211, 2001
- 2) 留岡, 加部, 富岡, 栗原, 佐藤, 中居, 下川: 空気ばね系が輪重変動に与える影響 (第 2 報). 日本機械学会第 12 回交通・物流部門大会講演論文集, No.1205, 2003
- 3) Shimokawa, Y., Sato, Y., Nakai, T., Ogino, T., Shimizu, M., Shimomura, Y.: Development of the New Type Bogie Preventing Wheel Load Variation (Part 1, Part 2). 7th Int. Conf. on Railway Bogies and Running Gears. Sept. 3, 2007
- 4) 荻野, 下村, 中居, 佐藤, 下川: 東京メトロの最新のボルスタ付台車について. 鉄道技術連合シンポジウム J-Rail2009 講演論文集. 2009, p.179-182
- 5) 留岡, 加部, 野村, 須田, 小峰, 中居, 谷本, 岸本: 営業線における車輪/レール間摩擦特性制御. 鉄道技術連合シンポジウム J-Rail'01 講演論文集. 2001, p. 535-538
- 6) 岩本, 梅原, 下村, 荻野, 鹿田, 水野, 亀甲, 下川, 中居: 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, p. 191-194
- 7) 砥上, 後藤, 荻野, 鹿田, 砥出, 水野, 下川: 地下鉄用新操舵台車の開発 第 2 報. 鉄道技術連合シンポジウム J-Rail2012 講演論文集. 2012, p. 73-76
- 8) 下川, 亀甲, 斎藤, 岩本, 荻野, 鈴木, 谷藤: 車輪の摩耗予測に関する研究 第 1 報, 第 2 報. 鉄道技術連合シンポジウム J-Rail2010 講演論文集. 2010, p. 645-652



下川嘉之 Yoshiyuki SHIMOKAWA
交通産機品事業部 製鋼所 鉄道台車製造部
第二台車設計室 主幹
大阪府大阪市此花区島屋5-1-109 〒554-8555



水野将明 Masaaki MIZUNO
交通産機品事業部 製鋼所 鉄道台車製造部
第一台車設計室