

### 3 ピース構造台車枠を用いた輪重減少抑制台車の開発

鈴木 貢\*      飯田 忠史\*\*      鴨下 庄吾\*\*\*  
梅原 康宏#      佐藤 祐三##      宮本 岳史\*

#### Development of Bogie to Control the Decrement of Wheel Load which Adopted the Three Block Construction Bogie Frame

Mitsugi SUZUKI      Tadanobu IIDA      Shougo KAMOSHITA  
Yasuhiro UMEHARA      Yuzo SATO      Takefumi MIYAMOTO

We developed a new bogie for the prevention of flange climb derailment by suppressing the decrease of the wheel load. The bogie is furnished with a bogie frame composed of three blocks which are joined together via a rotation mechanism. The bogie can follow the twist of a track by rotating the side beams with the rotation mechanism. We confirmed satisfactory performances of the bogie conducting some experiments. This paper describes the overview and the performance of the bogie.

キーワード：車両，走行安全性，脱線，輪重減少抑制，在来線，3 ピース台車

#### 1. はじめに

車両が急曲線の緩和曲線出口部のような軌道の平面性変位の大きな箇所を走行する際には、一車両内の進行先頭軸外軌側車輪で大きな輪重減少が発生することがある。これは、当該車輪直下の軌道の平面性変位が他の車輪位置に比べ大きいため、その変位に対し車輪は追従するものの軸ばねが伸びることで輪重が小さくなり、台車にかかる荷重を他の3箇所の車輪で支持する、いわば3点支持のような状態となることが原因と考えられている。この時、車両や軌道の状態に偏りや変位があると輪重減少は更に大きなものとなり、ここに大きな横圧が作用すると車輪がレールに乗り上がり、脱線に至る危険性が生じる。このような乗り上がり脱線を防止するための方策としては、横圧の低減または輪重減少の抑制が有効なものであると考えられる。これまでにも様々な検討がなされてきたが、その多くは操舵台車に代表されるような横圧の低減を目的として開発されたものが多い<sup>1)</sup>。ここでは、輪重減少を抑制することで乗り上がり脱線を防止するという観点から、軌道の平面性変位への追従性の向上により輪重減少の抑制を図る目的で、図1に示す輪重減少抑制台車を試作した。さらに、その基本性能の調査を目的とした車両試験台での転走試験を実施した。本

論文では、輪重減少抑制台車の概要と転走試験による基本性能調査結果について報告する。



図1 輪重減少抑制台車の外観

#### 2. 輪重減少抑制台車の概要

##### 2.1 基本構造

軌道平面性変位の大きな箇所が生じる輪重減少を抑制するためには、平面性の変位に対する追従性を向上する必要がある。輪重減少抑制台車では特殊な台車枠を用いることで、これを実現した。一般的な構造の台車枠は側ばりと横ばりが溶接により剛に接合されている。これに対し、輪重減少抑制台車では図2に示すように、台車枠が2つの側ばりと横ばりに分離した3ピース構造となっており、各々が回転機構を介し接合されている。この回転機構により、左右の側ばりがピッチ方向に自由に回転

\* 鉄道力学研究部 車両力学研究室  
\*\* 車両構造技術研究部 車両運動研究室  
\*\*\* 車両構造技術研究部 車両振動研究室  
# 車両構造技術研究部 走り装置研究室  
## 株式会社総合車両製作所

特集：車両技術

することで軌道の平面性変位への追従性が向上し、輪重減少が抑制される。なお、側ばりと横ばりが分離した、またはこれに類似した台車枠を具備した台車は、貨車用、地下鉄用として現存するが、輪重減少抑制台車のものとはその接合方法が異なっている。これらの台車枠では、側ばりと横ばりがばね等を介し拘束が緩い状態で接合されている。このため、各々が様々な方向に運動することにより、ロゼンジング（図3）と呼ばれる、台車枠が菱形に変形する現象が発生し走行安定性が低下してしまうことがある。輪重減少抑制台車では、これを防止するためピッチング以外の方向の運動を拘束可能な回転機構を接合部に採用している。

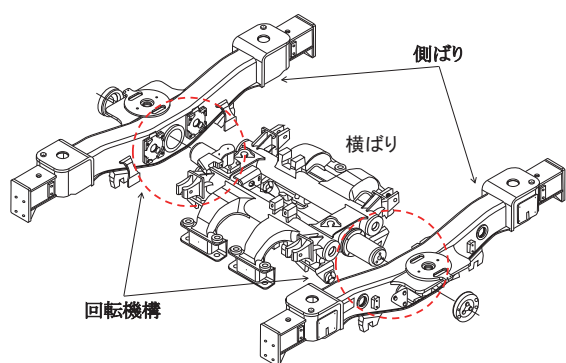


図2 台車枠概略図

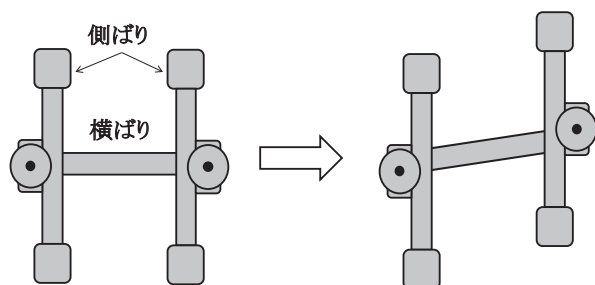


図3 ロゼンジング概念図

2.2 主要諸元

輪重減少抑制台車は、特殊な構造となっている台車枠および牽引装置を除いては、一般的な在来線用台車と変わらない構造となっている。これは、側ばりと横ばりの接合部に回転機構を設けることにより全体的な設計変更を伴わず構成が可能とすること、ならびに製作に係る費用を抑制するためである。試作した輪重減少抑制台車の主要諸元を表1に示す。目標最高速度は、一般的な在来線と同様に130km/hとし、高速安定性を確保するためヨーダンパを標準装備とした。牽引装置は後述する新たに開発した自立型リンクを採用している。メンテナンス時などにおいて側ばりおよび横ばりが過回転することによる事故を防止するため回転機構に許容回転角を設け、これを一般的な軌道平面性変位の限度値に対して十分余裕のある±2degとした。台車質量は一般的な構造の

台車枠および牽引装置を用いた場合の試算結果に比べ約7%増加している。

表1 主要諸元

目標最高速度	130km/h
軌間	1067mm
軸距	2100mm
質量	5932kg
車体支持装置方式	ボルスタレス方式
軸箱支持方式	軸はり式
索引装置	自立型リンク
車体だ行動抑制装置	ヨーダンパ
側ばり回転機構	複合複層軸受
側ばり最大ピッチ角	±2deg

2.3 要素技術の概要

輪重減少抑制台車を構成するため新たに導入した要素技術の概要を以下に記す。

2.3.1 回転機構の概要

輪重減少抑制台車の回転機構には、横ばりに設けた回転軸を側ばりに設けた軸受に挿入する構造を採用している。

(1) 軸受

回転機構の核となる軸受には、1) ロゼンジングによる走行安定性の低下を防止するためピッチング以外の方向の運動を可能な限り拘束すること、2) まくらばね荷重の一部またはこれによるモーメントに耐えることができること、3) 常時発生する微揺動に耐えることができること、4) 2全検相当の寿命を有することなどが要求される。このため、これらの要件を満足可能な、固体潤滑材分散型焼結複層型のすべり軸受を採用している。この軸受は、すべり面を、黒鉛が主体の固体潤滑剤を分散焼結させた特殊焼結材料とし、バックメタルを鋼で構成したものである。これをすべり面が内側となるようブッシュ状にし、図4に示すように側ばりに圧入することで、ラジアル方向をピッチング方向とした軸受を構成している。側ばりと横ばりのまくらぎ方向の相対運動については、回転軸の先端に装着した前蓋により双方を適度に密着させることで拘束している。これにより、回転軸前蓋と側ばり、側ばりと横ばりの間に接触面が発生する。この接触面に生じるスラスト力による回転抵抗を抑制するため、接触面にはすべり軸受と同じ材料を用いた平板でスラスト力を受けている。なお、台車の製作に先立ち、当該軸受材のテストピースを用いてラジアル荷重およびスラスト力による静止摩擦係数（以下、摩擦係数と記す）を調査する試験を実施した。その結果、摩擦係数はラジアル荷重で0.17～0.20、スラスト力で0.09であることがわかった。

(2) 回転角制御ピン

側ばりの許容回転角については、図5に示す回転角制御ピンと呼ぶ金属製のピンにより設定している。回転角制御ピンは台車中心外側より側ばりを貫通し、横ばりに設けられた孔に挿入される。横ばりの孔はピンの直径に対し大きくなっており、この径差により側ばりの許容回転角度が設定される。許容回転角を±2degとした走行ピンと、側ばりの回転の抑止を目的としたピンと孔の径差がほぼゼロとなる固定ピンの2種類を製作した。固定ピンは、本来、台車検修時などの位置決め用に製作したものであるが、性能確認試験においては側ばりと横ばりが剛に接合された一般的な台車の構造を模擬する条件を設定するためにも使用した。

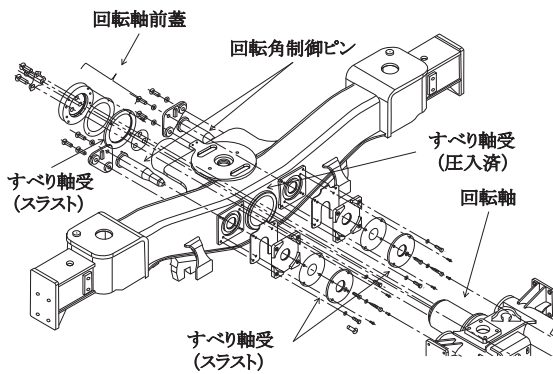


図4 回転機構概略図



(a) 走行ピン



(b) 固定ピン

図5 回転角制御ピン

2.3.2 牽引装置の開発

一般的な構造の台車では力行、制動等で生じる反力を台車枠の剛性により受けている。輪重減少抑制台車では、側ばりと横ばりが回転機構により接合されているため、これらの力を受けることができず横ばりが回転してしまう。このため、既存の牽引装置を用いた場合には、牽引装置が台車や車体と干渉する恐れがある。そこで、輪重減少抑制台車では、これを防止するため、力行、制動時においても横ばりが回転しないよう、図6に示す自立型リンク方式の牽引装置を新たに開発した。新しい牽引装置は、いわばZリンクを上下2層にした構造となっており、4本のリンクにより力行、制動においても横ばりの回転を防止する構造となっている。

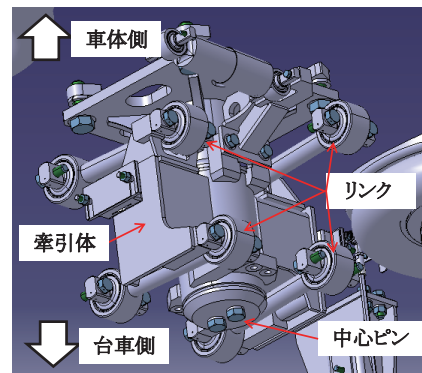


図6 自立型リンク方式牽引装置概略図

3. 回転抵抗調査試験

3.1 試験概要

輪重減少抑制台車では、回転機構の良好な動作、すなわち回転抵抗が小さい方が、輪重減少の抑制効果を大きくすることになる。そこで、図7に示すように台車枠を構成した状態での回転抵抗を調査するための定置試験を実施した。なお、本試験は回転機構のならし動作として、横ばりを1Hz、水平基準±2degで約4000回揺動させた後に実施した。



図7 回転抵抗調査試験

側ばりを固定した状態で横ばりのはさみ装置取り付け位置に下方から油圧ジャッキで力を付加し、横ばりを回

特集：車両技術

転させ、その際の力と回転変位を測定した。試験では、まくらばね取り付け位置に加える車体荷重相当の垂直荷重（以下、垂直荷重と記す）およびまくらぎ方向のまくらばね取り付け間隔（以下、まくらばね間隔と記す）が回転抵抗に与える影響を調査するため、表2に示す条件で試験を実施した。なお、空車および満車を想定した際の垂直荷重の大きさについては、一般的な在来線付随車のものを参考に決定した。

3.2 試験結果

横ばりが動き始めるタイミングでの油圧ジャッキによる垂直荷重の測定結果から、回転抵抗の指標として摩擦係数を整理した。その結果、回転機構の摩擦係数は0.21～0.25であった。軸受材のテストピースによるラジアル荷重の試験結果に比べ若干大きくなったが、概ね同程度といえる値であった。各まくらばね取り付け間隔での垂直荷重と静止摩擦係数を図8に示す。摩擦係数は、垂直荷重の大きさの違いによる有意な差は認められなかったが、まくらばね間隔が狭い、つまり垂直荷重付加位置と側ばり中心の位置が近い場合に小さくなることがわかった。これは、垂直荷重付加位置が側ばり中心から離れることにより、垂直荷重がモーメントとして作用し側ばりがロール方向に傾斜することで、回転機構にこじりが生じ回転抵抗を増大させるためと考えられる。このことから、まくらばね間隔を側ばり中心間距離に近づけることで、回転機構の摩擦係数を現状より小さく出来る可能性があることがわかった。

表2 回転抵抗調査試験での試験条件

垂直荷重	145kN 空車想定
	236kN 満車想定
まくらばね間隔	1970mm 現状間隔
	1890mm 現状間隔 - 80mm
	1800mm 現状間隔 - 170

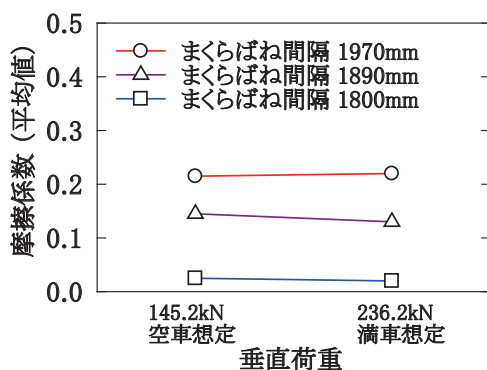


図8 回転抵抗調査試験結果

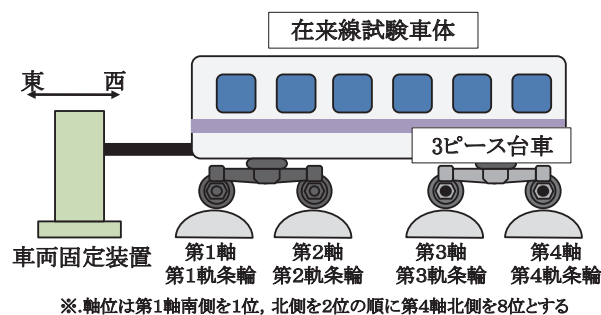
4. 転走試験

4.1 試験概要

試作した輪重減少抑制台車の走行安定性および輪重減少の抑制効果の確認を目的として、車両試験台において転走試験を実施した。輪重減少抑制台車を鉄道総研の所有する在来線試験車体に装着し、これを図9(a)に示すよう配置して試験に供した。この際、試作した輪重減少抑制台車は1台であったため、この試作台車を車両試験台の車両固定装置と反対側に装着し、車両固定装置側にはボルスタレス方式の一般的な在来線付随台車（以下、ダミー台車と記す）を装着した。以下、軸位等については、図9(b)に示す呼称により記す。なお、供試車体は艀装等が施されておらず軽量のため、デッドウェイトとして車内に水タンクを積載し、車体質量を160kNに設定し試験を実施した。測定は一部の項目を除き輪重減少抑制台車側でのみ実施した。主な測定項目を表3に示す。輪重、横圧は輪重・横圧測定用輪軸により新連続法で、側ばり、横ばりをはじめとした台車および車体の各種変位についてはひずみ式または光学式の変位計により測定した。試験での速度は、第3軌条輪の速度を代表速度とした。また、ロゼンジングの発生を調査するため、側ばりの相対変位についても測定を行った。



(a) 供試車両の外観



(b) 供試車両の配置イメージ

図9 転走装置上の供試車両の配置

表3 転走試験での測定項目

測定項目	センサ
輪重	輪重横圧測定用輪軸
横圧	輪重横圧測定用輪軸
軌条輪上下変位	試験台制御装置
軌条輪左右変位	試験台制御装置
軸箱前後変位	ひずみ式変位計
軸箱左右変位	ひずみ式変位計
側ばり前後変位	ひずみ式変位計
側ばり上下変位	ひずみ式変位計
側ばり左右変位	ひずみ式変位計
横ばり上下変位	ひずみ式変位計
車体左右変位	ひずみ式/光学式変位計
側ばり相対変位	ひずみ式変位計
速度	試験台制御装置

4.2 走行安定性

回転機構に過度の隙間があると、ロゼンジンクを誘発し走行安定性が著しく低下することが懸念される。輪重減少抑制台車ではすべり軸受を採用しているが、その性質上、隙間を完全になくすことはできない。そこで、回転機構の存在が輪重減少抑制台車の走行安定性に与える影響を調査するため、だ行動試験を実施した。試験では、軌条輪の速度を10km/h刻みで段階的に上げながら、第3軌条輪を強制変位させ第3軸を左右方向に1Hz、3mm、3波で加振し、だ行動の発生する限界速度を調査した。この際、ヨーダンパの破損もしくは破損に準ずる様な安定性が低下した場合を想定しヨーダンパの装備本数を変えた条件や、比較のため固定ピンにより回転機構を抑止させ一般的な構造の台車枠を模擬(以下、従来構造模擬と記す)した条件での試験も併せて実施した。なお、加振後にいずれかの部位の輪軸左右変位が±6mmを超え発散もしくは持続する場合をだ行動状態とし、その直前の試験速度をだ行動限界速度とした。一方、速度300km/hを超えてもだ行動状態にならない場合はだ行動限界速度を300km/h以上とし整理した。また、試験を通じ、ヨーダンパの無いダミー台車側が先にだ行動状態になることを避けるため、ダミー台車は地上に固定した。

試験結果として、各条件におけるだ行動限界速度を図10に示す。試験の結果、ヨーダンパの装備無しの場合では、輪重減少抑制台車と従来構造模擬の蛇行動限界速度の差はわずか10km/hであり、有意な差はなかった。このことから、回転機構の存在が走行安定性に影響を及ぼすことはないことがわかった。また、ヨーダンパを2本装備した標準状態の場合のだ行動限界速度は300km/h以上であり、最も安定性が低下した状態と考えられるヨーダンパを装備しない場合は220km/hであった。前述のとおり輪重減少抑制台車の目標最高速度は130km/h

であり、今回測定されただ行動限界速度は目標に対し十分に高い速度であることから、良好な安定性を有していることが確認された。なお、測定された左右側ばり相対左右変位に目立った変位はないことから、ロゼンジンクが発生していないことも確認された。

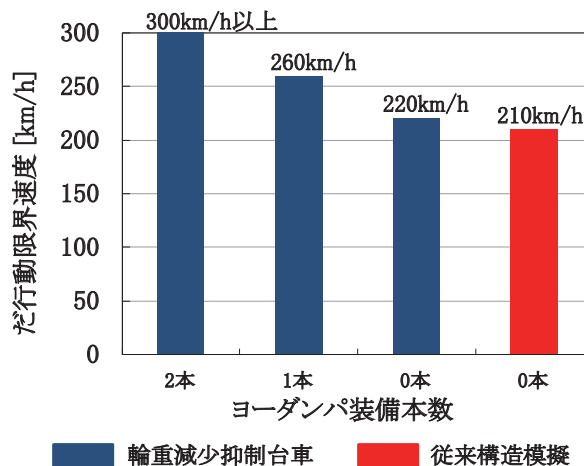


図10 だ行動限界速度

4.3 輪重減少抑制効果

輪重減少抑制台車の主要機能である輪重減少抑制効果を確認するため、極端な軌道平面性変位のある箇所の走行を模擬した試験を実施した。試験では、軌条輪を速度30km/hで回転させながら、台車枠に平面的なねじりが加わるよう、第3、第4軌条輪を逆相でロール方向に変位させ輪重減少抑制台車の前後軸を加振し、その時の輪重減少量を調査した。この際、加振周波数による影響やヨーダンパの有無による構造的な影響を調査する試験、および比較のための従来構造模擬の条件での試験も併せて実施した。試験条件を表4に示す。

試験結果として、軌条輪のロール角変位と静的輪重値に対する輪重減少量の割合(以下、輪重減少率と記す)の関係を図11に、静止輪重に対する輪重変動の割合(以下、輪重変動率と記す)と側ばりの絶対上下変位の時刻歴波形をそれぞれ図12、図13に示す。図11より、1) 全ての条件において輪重減少率と軌条輪ロール角変位は比例関係にあること、2) 輪重減少抑制台車の輪重減少率は常に従来構造模擬のものに比べ小さく、軌条輪のロール角変位11mradときには4割強小さくなること、3) 輪重減少率は加振周波数やヨーダンパの有無による影響を受けないこと、などがわかった。また、図12、図13より、輪重減少抑制台車の輪重変動率は従来構造模擬のものに比べ小さく、逆に側ばり絶対上下変位は大きくなっていることがわかった。これは、回転機構により側ばりがピッチングすることで軌条輪のロール角変位に対する追従性が向上し、その結果として輪重変動が抑制されたためである。

特集：車両技術

なお、以上に述べた結果は今回の試験条件による転走試験で得られたものである。このため、実軌道上においてはその効果の程度が異なる場合もあると考えられる。

表4 輪重減少抑制効果確認試験での試験条件

加振周波数	0.5, 2.0 Hz
ロール角変位	2, 4, 6, 8, 10, 11 mrad
ヨーダンパ	あり, なし

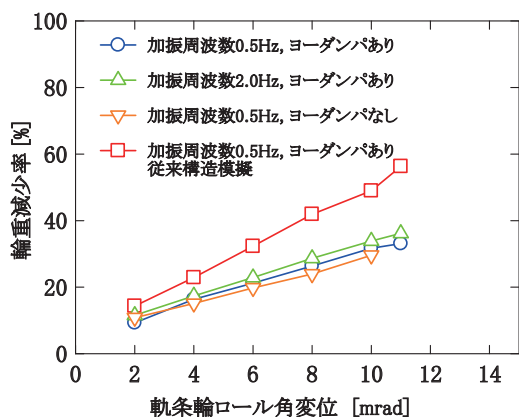
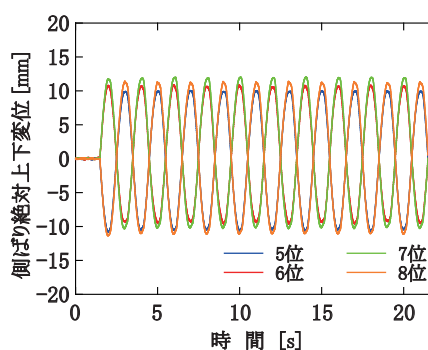
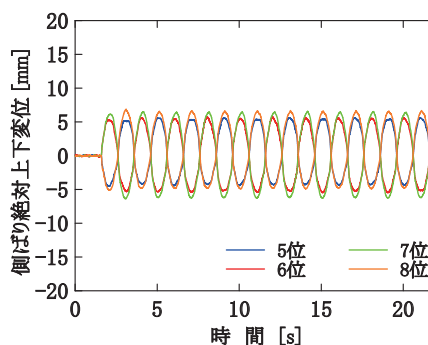


図11 輪重減少抑制効果の比較



(a) 輪重減少抑制台車



(b) 従来構造模擬

図13 側ばり絶対上下変位の時刻歴波形

加振周波数 0.5Hz, ロール角変位 10mrad, ヨーダンパあり

5. まとめ

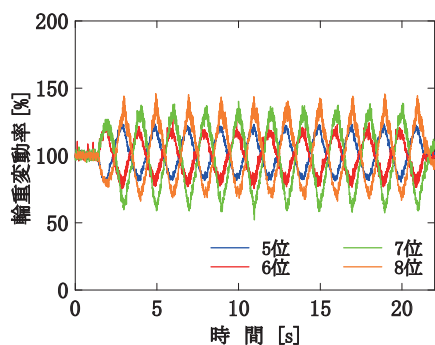
輪重減少の抑制により乗り上がり脱線に対する安全性を向上するため、横ばりに対し側ばりを回転機構により接合した台車枠を具備した輪重減少抑制台車を試作するとともに、その基本性能を確認するため転走試験を実施した。その結果、回転機構の動作により軌道の平面性変位への追従性が向上したことで、従来構造の台車枠を模擬した条件に比べ輪重減少を最大で4割強低下させる効果があることがわかった。また、だ行動限界速度はヨーダンパを装備していない場合でも220km/hであり、良好な安定性能を有していることがわかった。

謝辞

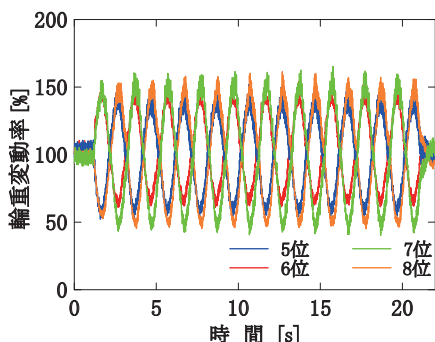
輪重減少抑制台車の開発にあたり、ご協力をいただいた東日本旅客鉄道株式会社ならびにオイレス工業株式会社の関係各位に対し深く感謝の意を表す。

文献

- 岡本勲, 小林秀之, 秋山良男: 特急気動車用操舵付き振り子台車の開発, 鉄道総研報告, Vol.11, No.4, pp.19-24, 1997



(a) 輪重減少抑制台車



(b) 従来構造模擬

図12 輪重変動率の時刻歴波形

加振周波数 0.5Hz, ロール角変位 10mrad, ヨーダンパあり