

台車旋回性能試験装置の開発

田中 隆之* 飯田 浩平* 鈴木 貢*
 飯田 忠史** 渡辺 信行*** 西山 幸夫#

Development of Bogie Rotational Resistance Test Machine

Takayuki TANAKA Kohei IIDA Mitsugi SUZUKI
 Tadanobu IIDA Nobuyuki WATANABE Yukio NISHIYAMA

The authors have developed the bogie rotational resistance test machine for railway vehicles. The test machine can measure the rotational resistance of the bogie directly by rotating a bogie fixed to a carbody. The rotational resistance of bogie is considered to depend on the stiffness of air spring, dampers, and links. From the measurements using several test bogies, the possible sources of the rotational resistance have become clear. A simulation model of the bogie rotational resistance applied to the vehicle dynamics simulation has been proposed based on the revealed characteristics. When the proposed model is applied, the result from the vehicle dynamics simulation for the curve passage shows some of the differences compared with that obtained by using a present model.

キーワード：車両，台車，曲線通過，走行安全性，空気ばね，台車旋回抵抗

1. はじめに

曲線や分岐器通過時において、ボルスタレス台車が車体に対してボギー角（車体と台車間の相対ヨー回転角度）を持つ時には空気ばねの前後剛性に起因する力や、ダンパ類、牽引装置等からの力により台車に旋回抵抗が生じる。これまでの検討において、空気ばねとヨーダンパを旋回抵抗の主因としたモデルを用いた車両運動シミュレーションと走行試験の双方の結果は、多くの場合でよく一致していた¹⁾。しかし、シミュレーション結果と走行試験結果が一致しない場合もあり、台車の旋回抵抗が正しく見積もられていない可能性が考えられた。

そこで、本研究では、車両運動シミュレーションの精度向上に資することを目的として、台車を車両に装着した状態で旋回抵抗を直接測定することができる台車旋回性能試験装置を開発し、実車両を用いた旋回試験を行った²⁾。試験を通じて旋回抵抗の評価法を構築するとともに、台車旋回抵抗発生メカニズムを明確にした³⁾。また、測定結果から旋回抵抗モデルを構築し実際のシミュレーションや横圧推定式⁴⁾に適用し、曲線通過時の横圧推定精度を向上する方法を検討した。

* 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 走り装置研究室
 # 研究開発推進室 設計・試作

2. 台車旋回性能試験装置の開発

製作した台車旋回性能試験装置の外観、構造の概略および主な仕様を図1、図2および表1に示す。本装置は一車両が入るピット線に設置され、一車両中の片方の台車を旋回台の上に、他方の台車をピット内線路方向に自走できる輪軸移動装置上に載せ試験を実施する。なお、この輪軸移動装置により、台車旋回中心の微調整が可能



図1 試験装置の外観（供試台車積載状態）

表1 装置の主な仕様

搭載可能 台車	軌間：1067, 1435mm 軸距：2100, 2150, 2500mm など 軸重：最大 125kN
試験動作	旋回台旋回角 一定速駆動：最大 6deg 正弦波加振：最大 4deg, 1deg/s

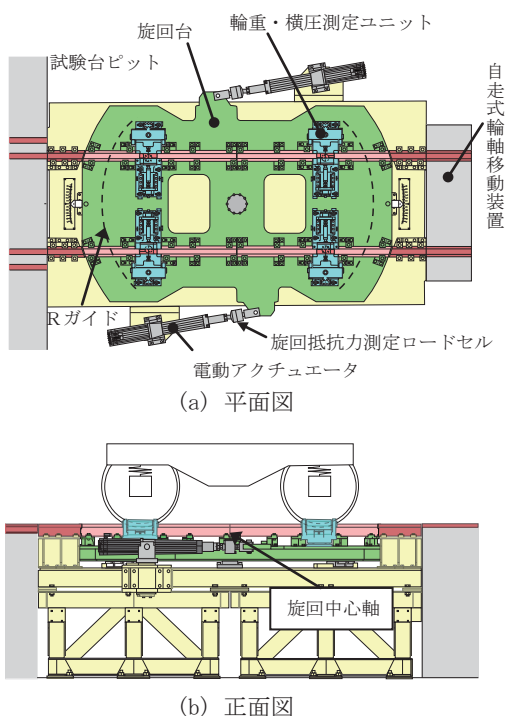


図2 試験装置の構造概略図

となっている。旋回台は支持台上にRガイド（円弧状のリニアガイド）を介して設置されている。Rガイドの摩擦係数は概ね0.005以下が実現され、旋回軸を中心にスムーズに回転する機構となっている。旋回台上には台車を載せるためのレールが設置されている。旋回台には負荷に応じて1本または2本の電動アクチュエータを用いて旋回力を発生させ、アクチュエータ先端に設置されたロードセルで試験時のアクチュエータ力を検出し、台車旋回抵抗力に換算する。測定装置は、台車旋回時の台車変位や空気ばね作用力なども同時計測可能な仕様となっている。

各車輪位置には輪重相当の垂直荷重、横圧相当の水平荷重を測定できる輪重・横圧測定ユニットが配置されており、台車旋回に起因する輪重・横圧の変化を測定することができる。旋回台上のレールおよび輪重・横圧測定ユニットの配置を変更することにより、表1に示した軌間、軸距に対応する。

本試験装置は以下のような測定モードを有している。

(1) 定速旋回測定モード

目標旋回角まで台形速度パターンによる一定角速度で旋回する測定モードである。このモードを用いることで、ヨーロッパ規格⁵⁾に沿った、1 deg/sの一定速度で台車を旋回させるのに必要な力を測定することができる。

(2) 正弦波加振測定モード

初期旋回角を中心に、設定した周波数、角度振幅で正弦波加振を行うことができる。このモードでは旋回

台の旋回角加速度がわかるため、台車のヨー方向の慣性モーメントを求めることができる。

3. 台車旋回性能試験

旋回台を一定速度（0.5deg/s）、4.5degの振幅で往復旋回させることで台車旋回抵抗モーメントの測定を行った。試験に用いた車両においては、半径100mの急曲線走行時のボギー角がおよそ4degとなる。このときの旋回抵抗が十分測定出来るよう最大振幅を定めた。各種条件のボルスタレス台車を用いた旋回試験により明らかになった台車旋回抵抗の特徴を図3に示す。通常状態にある空気ばねを用いた試験では、大変位させた時に旋回抵抗モーメントが線形から外れる現象や、ヒステリシスの存在などが観察された。空気ばねパンク時には15kN・m程度の大きな抵抗が観察された。ヨーダンパを装着した際には、その減衰力により旋回速度に応じた大きさの旋回抵抗モーメントが発生することも確認した。さらに、左右動ダンパや牽引装置を着脱して試験を繰り返し実施し、その影響について調べた。結果として、左右動ダンパや牽引装置が旋回抵抗モーメントに及ぼす影響は小さく、また、同時測定を行った空気ばね発生力から算出されるモーメントと旋回抵抗モーメントがほぼ同等であったことから、ヨーダンパ非装着時の旋回抵抗モーメントは、ほぼ空気ばねの前後剛性により決定されることがわかった。

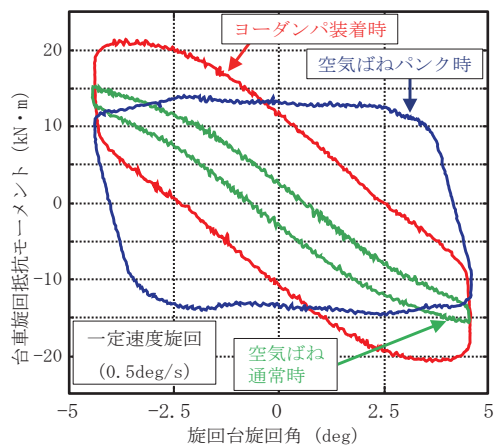


図3 台車旋回抵抗モーメント測定結果

4. 台車旋回性能評価

4.1 評価手法

4.1.1 旋回抵抗モーメントの評価法

台車を旋回台に載せ、ある角度内を一定速度で往復する旋回試験により予想される旋回抵抗の模式図を図4に示す。図4に示す通り、台車旋回抵抗は復元力成分（図4中k1, k2相当）、粘性減衰・摩擦力成分（図4中D相

当) に分解してそれぞれの特徴を表すことが可能と考えられる。ここで、旋回装置起動時や停止時の慣性による影響(図4中 I 相当)は無視する。旋回台が正方向、負方向に旋回していく時に測定される系全体の旋回中心周りのモーメントをそれぞれ $M_+(\theta)$ 、 $M_-(\theta)$ とする。

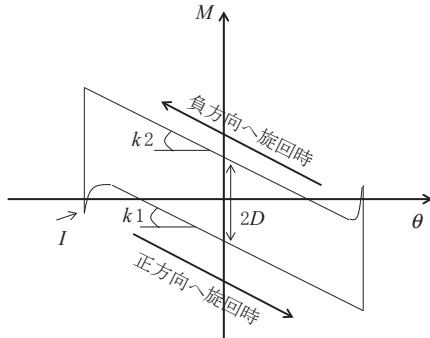


図4 台車旋回抵抗の模式図

それぞれの和を考えると、

$$M_-(\theta) + M_+(\theta) = \sum_s k_s L_s \theta \quad (1)$$

となる。ここで、 k : 台車構成部品の復元力係数 (kN/deg)、 θ : 台車 - 車体間ヨー角 (deg)、 s : 復元力発生要素 (空気ばね等)、 L_s : 各要素の回転モーメント作用線に対する腕の長さ (m) である。(1) 式より、 θ に比例する復元力成分を抽出することができる。

また、同様に差を考えると、

$$M_- - M_+ = \left| \sum_d c_d L_d \dot{\theta} \right| + \left| \sum_b L_b h_b \right| + \left| L_t \cdot F_t(\dot{\theta}, m_a) \right| \quad (2)$$

となる。ここで、 c : 台車構成部品の粘性減衰力係数 (kN/deg/s)、 d : 粘性減衰力発生要素 (ダンパ等)、 h : 台車構成部品から発生する摩擦力 (kN)、 b : 摩擦力発生要素、 F_t : 旋回台の摩擦力 (kN)、 m_a : 系全体の質量 (kg)、 $L_{d,b,t}$: 各要素の回転モーメント作用線に対する腕の長さ (m) である。(2) 式右辺の第一項は系の粘性減衰力、第二項は摩擦力成分、第三項は旋回台が旋回する際の摩擦抵抗である。このうち、旋回台の摩擦抵抗は、特性試験により予め調べているので分離が可能である。また、粘性減衰力は旋回速度 $\dot{\theta}$ に依存するため、(2) 式を旋回速度の違い試験結果に適用させることで粘性減衰力と摩擦力の分離ができる。

4.1.2 台車慣性半径の算出法

旋回台に台車単体を載せ、旋回台を正弦波のモーメント M_1 で旋回させた時の運動を考える。旋回台の旋回中心と台車旋回中心位置は一致しているとする、 $\theta \geq 0$ であるときの旋回中心周りの運動方程式は、以下のようになる。

$$(m_B \cdot i_B^2 + I_t) \cdot \ddot{\theta} = -M_1 - \left| L_t \cdot F_t(\dot{\theta}, m_a) \right| \quad (3)$$

ここで、 m_B : 台車質量 (kg)、 i_B : 台車慣性半径 (m)、

I_t : 旋回テーブル慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$) である。 I_t 、 F_t については、旋回台特性試験から求められている。旋回台は正弦波旋回していることを考慮すると、(3) 式は、

$$M_1 = (m_B \cdot i_B^2 + I_t) \cdot (2\pi f)^2 \cdot \theta - \left| L_t \cdot F_t(\dot{\theta}, m_a) \right| \quad (4)$$

となる。ここで f は旋回周波数である。(4) 式より、一定の周波数で正弦波旋回させた時の系全体の旋回抵抗と旋回角度の関係調べること、台車の慣性半径を評価することができる。とわかる。

4.2 評価結果

4.2.1 旋回抵抗モーメントの評価例

旋回抵抗モーメントの評価例として、車体に試作台車 (RT-X12) を装着して旋回させた際の結果を示す。台車旋回抵抗の復元力成分を 4.1.1 節に述べた要領で求めた結果を図5に示す。図5には、 $\pm 1.6\text{deg}$ の領域において測定結果を線形近似した直線を加えて示す。近似直線の傾きは $-5.0\text{kN} \cdot \text{m}/\text{deg}$ であった。 $\pm 1.6\text{deg}$ における空気ばねの前後変位は $\pm 40\text{mm}$ となる。この領域では設計値において、空気ばねの変位に対する剛性の線形性が保たれている。本台車の空気ばね前後剛性設計値から予想される空気ばねによる旋回抵抗は、 $(-4.7 \pm 0.47)\text{kN} \cdot \text{m}/\text{deg}$ である。以上より、台車旋回抵抗の復元力成分はほぼ空気ばねの前後剛性により決まることが確認された。ただし、 $\pm 1.6\text{deg}$ を超えると、測定値は線形性が保たれず、剛性が下がっていることが分かる。これは空気ばねの大きな変形に伴い、ゴムベローズが上面板上にせり上がることで、前後方向の剛性が低下したものと考えられる。また、旋回角度を狭めた試験結果から算出された復元力では、その傾きが大きくなった。振幅 4.5deg と振幅 1deg の旋回試験から得られたヒステリシスを図6に示す。小振幅時の折り返し点は大振幅のヒステリシス線上に乗る。よって、小振幅で旋回した際には復元力の傾きは実効的に大きくなるということが分かった。

粘性減衰・摩擦力について求めた結果を図7に示す。ヒステリシスの幅に対応した粘性減衰・摩擦力が観察さ

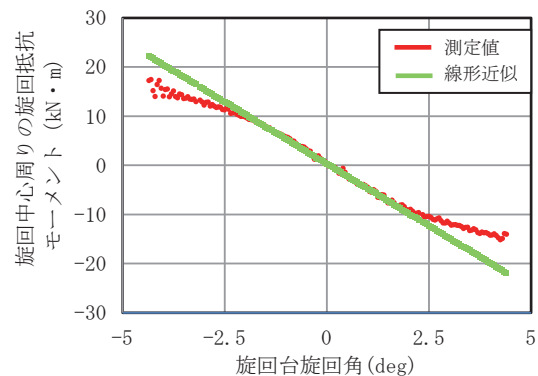


図5 試作台車の旋回抵抗における復元力成分

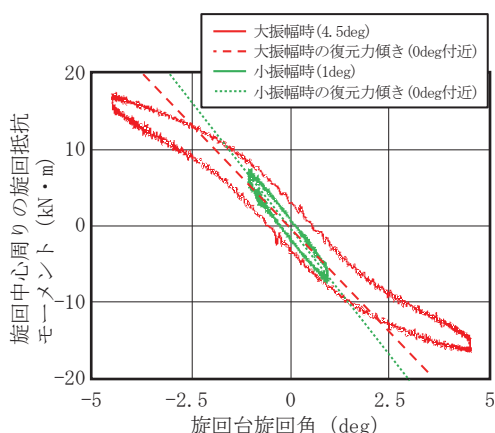


図6 大振幅と小振幅回転の比較

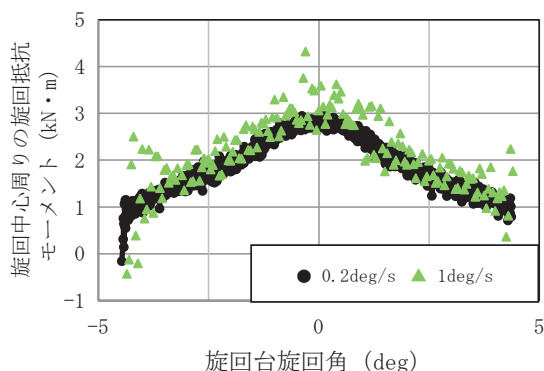
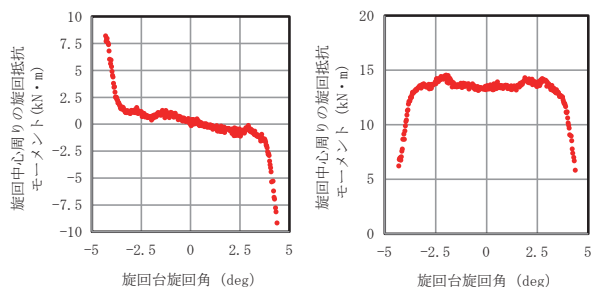


図7 定速回転時の減衰・摩擦成分
(振幅 4.5deg)

れた。回転速度の依存性は見られなかったことから、回転抵抗モーメントには(2)式中の速度依存項に対応する粘性減衰成分はほとんどなく、図7に示した回転抵抗モーメントは、ほぼ摩擦力に由来することが分かった。この摩擦力は、空気ばね中のビード受座とダイヤフラム間の摩擦に由来すると考えられる。また、図7中で±4.5degに相当する静止状態から0deg方向へ動いていくにつれて、摩擦力が少しずつ増大していく効果が見られた。

次に空気ばねパンク時の回転抵抗を図8に示す。図8(a)より、復元力については、空気ばね自体のばね力がほぼ失われることが確認された。回転折り返し部分で



(a) 復元力成分 (b) 粘性減衰・摩擦成分
図8 空気ばねパンク時の回転抵抗

ある4deg付近では、急峻に立ち上がる復元力が観察された。これは、回転の折り返しの際に、空気ばね下部の積層ゴムが変形する際に生じる復元力であると考えられる。粘性減衰・摩擦力成分については、図8(b)より0deg付近においては、安定的に空気ばね上面板と下面板が接しながら摩擦することで定常的な値を示すことが分かる。0deg付近の粘性減衰・摩擦力成分から算出した摩擦係数は0.11であり設計時に想定した摩擦係数とほぼ同等であった。

4.2.2 台車慣性半径の算出結果

設計諸元より慣性半径が与えられているRT-X12台車単体を旋回台に載せて正弦波回転させることで、台車慣性半径の算出を行った。振幅4deg、回転周波数0.2Hzで回転させた時のアクチュエータ発生力を図9に示す。

(4)式より、図9における線形近似直線の傾きは回転周波数、旋回台の慣性モーメント、摩擦抵抗、台車質量及び台車慣性半径より算出することが可能であり、このうち台車慣性半径以外の項目は既知である。本測定においては、低周波数では慣性モーメントが顕著にならないこと、また高い周波数ではアクチュエータの性能限界速度を超過することから、0.2Hz～0.4Hzで回転させた時のデータを基に慣性半径の算出を行った。

RT-X12台車の設計慣性半径は1.13mである。これに対し、本測定では1.17m～1.19mという結果を得た。このように、本試験装置を用いて高い精度で慣性半径測定が可能なが確認できた。

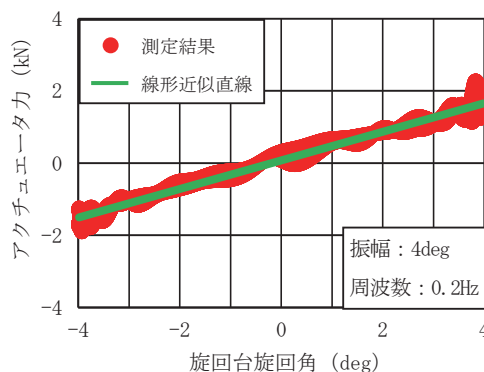


図9 台車単体を正弦波回転させた時のアクチュエータ発生力

5. 走行安全性評価への適用

5.1 台車回転抵抗モデル

台車旋回性能試験より得られた知見を用いて、特に回転抵抗が大変位時において線形から外れる効果ならびにヒステリシスを持つ効果を有する空気ばね前後力の計算モデルを構築し、シミュレーションに適用した。本報告では詳細な諸元の得られているRT-X12台車の走行シミュレーションにより検討を行った。

新たに提案する台車旋回抵抗モデルの概念図を図10に示す。図10では、ある角度を往復旋回する際に発生する空気ばねの前後剛性起因の空気ばね前後力を成分毎に示した。従来のモデルにおいては図10(a)に示したように、空気ばねの前後剛性はばね定数 k_1 を持つ線形の復元力として表わされている。新モデルにおいては、図10(b)に示されているように、大変位時に剛性が小さくなるように復元力を設定した。また、ヒステリシスを再現するために、図10(c)、(d)に示す摩擦力を追加した。これらは、旋回し始めてから、空気ばねが前後方向に動くに従い摩擦力が増大し、ある距離を動いた所で飽和摩擦値に達する現象を表現したもので、試験において観察された0度付近にピークを持つような摩擦力を再現するために導入した。実測を参考に、大きな飽和摩擦値 D_1 を持ち、飽和に至る傾き k_1 が小さい摩擦成分1と、小さな飽和摩擦値 D_2 を持ち、飽和に至る傾き k_2 が大きい摩擦成分2との2種類の重ね合わせで摩擦力を表現した。以上復元力、摩擦成分1、2(図10中(b)~(d))の和として、旋回抵抗モーメントを表現する提案モデルを作成した。試験結果と合うように同定したパラメータを表2に示す。このモデルとRT-X12台車試験で得られた実験結果を比較したものを図11に示す。このモデルにより、試験結果がよく再現出来ていることを確認した。

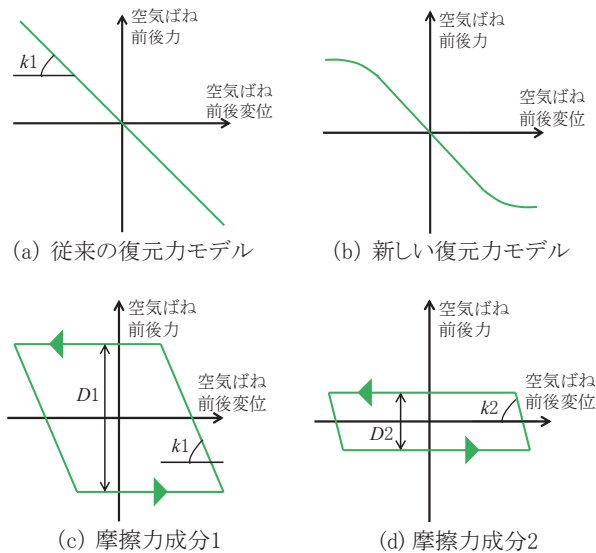


図10 台車旋回抵抗モデルの概念図

表2 シミュレーションモデルパラメータ

復元力成分	$-4.8 \times x / \exp(0.115 \times x)$ (x : 旋回角度 (deg))
D_1	1.5 kNm
K_1	0.9 kNm/deg
D_2	0.9 kNm
K_2	20 kNm/deg

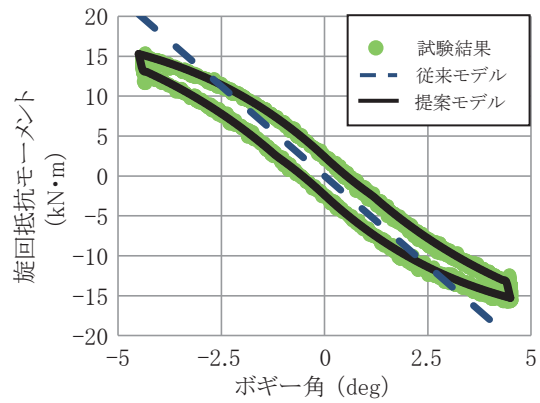
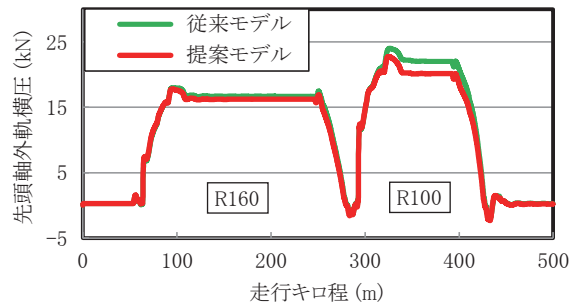


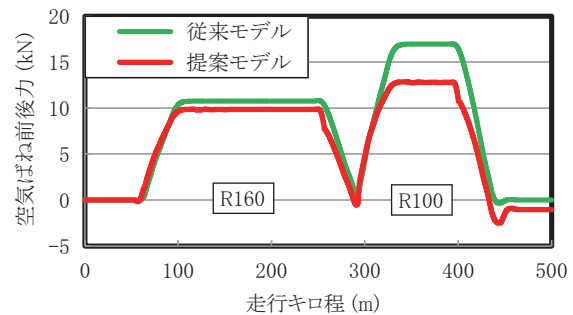
図11 台車旋回抵抗モデルと試験結果との比較

5.2 車両運動シミュレーションへの適用

本モデルを車両運動シミュレーションに適用し、半径160mと半径100mの同方向の曲線が連続する区間を走行させた時の、先頭軸外軌側横圧と前台車の空気ばね力を図12に示す。シミュレーションの結果、特に320mから400mにかけての半径100m曲線の定常部で、提案モデルにおいて剛性の変化による空気ばね力や横圧、脱線係数の減少が観察された。また、提案モデルにおいては特に出口緩和曲線始点付近など、ボギー角が急激に変化する部分でヒステリシスの効果により空気ばね力の急な変化が見られたが、横圧への影響はそれほど大きくはなかった。



(a) 先頭軸外軌側横圧



(b) 前台車空気ばね前後力

図12 従来モデル・提案モデルを用いた副本線走行時のシミュレーション結果

特集：鉄道力学

5.3 横圧推定式への適用

曲線通過時における輪重横圧推定式における横圧推定式に今回の結果を適用した。特に横圧推定式中で空気ばね前後剛性に起因する横圧変化 (F_1) の項について考察を行った。この項は次のように表わされる。

$$F_1 = \beta \times \frac{2kb_2^2c}{aR} \quad (5)$$

ここで、 k は枕ばね前後剛性、 a は軸間距離の半分、 b_2 は左右枕ばね間隔、 c は台車中心間距離の半分、 β は補正係数であり、内軌側横圧輪重比 $\kappa \leq 0.50$ の場合を考えると、 $R \leq 200$ で $\beta = 0.7$ 、 $200 < R \leq 1000$ で $\beta = 0.7 \times (380 - R) / 180$ である。枕ばね前後剛性 k に今回の試験で得られた、表 2 に示した復元力成分を適用する。また、台車変位の変化過程を無視すると、ヒステリシス成分が最大になる条件、つまり図 10 (c)、(d) の摩擦成分 1、2 が二つとも飽和に達している条件下で、 F_1 の下限値と上限値が定義でき、次のように表わされる。

$$F_1 = \frac{\beta b_2}{a} \times \left(\frac{2k'b_2c}{R} \pm \frac{D1+D2}{2} \right) \quad (6)$$

ここで、 k' は図 10 (b) にあるような大変位時の非線形性を考慮したばね定数である。この式に車両諸元と表 2 のパラメータを入れ、曲線半径を台車ヨー角に変換して計算した結果を図 13 に示す。台車旋回試験で得られた知見を基に、より実際に即した横圧推定方法を提案することができた。

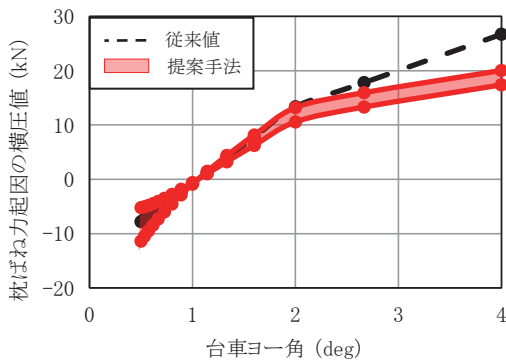


図 13 横圧推定式の計算例

6. まとめ

曲線通過時の台車旋回性能を評価するために、台車旋回性能試験装置を製作し、実台車による試験を実施した。試験を通して旋回性能評価法を確立し、シミュレーショ

ンに資するための台車旋回抵抗モデルを構築した。まとめると以下のとおりである。

- (1) 空気ばねやダンパを台車に組み込み、かつ車体荷重を作用させた実装状態で台車旋回抵抗モーメントを測定することのできる台車旋回性能試験装置を開発した。複数の軌間や軸距の台車に対応し、輪重や横圧、台車変位等も同時計測可能である。また、台車単体の慣性半径も測定可能である。
- (2) 実際の車両を台車旋回性能試験装置に搭載し、旋回抵抗モーメントの測定を行った。その結果、旋回抵抗はほぼ空気ばねの前後剛性に依存していることを確認した。また、ヨーダンパを装着した際にはその減衰力にも影響を受けることを確認した。さらに、空気ばね力に起因するヒステリシス成分があることや、空気ばねの種類によっては大変位時に空気ばねの剛性低下により、旋回抵抗が旋回角度に対する線形性を仮定した場合よりも小さくなる傾向を確認した。
- (3) 本試験で得られた結果をもとに台車旋回抵抗モデルを構築し、曲線通過シミュレーションや横圧推定式に適用した。特に、提案したモデルを用いたシミュレーションでは、ボギー角が大きくなる曲線半径 100m 程度の部分において横圧への影響が顕著に見られた。本モデルを用いてシミュレーションを行うことにより、車両の曲線通過性能評価の精度向上に寄与すると考える。

文献

- 1) 例えば鈴木康文：急曲線低速走行時の乗り上がり脱線に関する研究，鉄道総研報告，Vol.18, No.8, pp.1-4, 2004
- 2) 飯田浩平，ほか5名：台車旋回性能試験装置の開発，J-Rail 2012, pp.529-530, 2012
- 3) 田中隆之，ほか4名：台車旋回性能試験装置による台車試験，J-Rail 2012, pp.531-534, 2012
- 4) 内田雅夫，ほか3名：輪重横圧推定式による乗り上がり脱線に対する安全性評価，鉄道総研報告，Vol.15, No.4, pp.15-20, 2001
- 5) European Committee For Standardization：Railway applications - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Testing of running behaviour and stationary tests, EN 14363:2005, 2005.