

## 台車旋回性能試験装置の開発

鉄道力学研究部 車両力学研究室  
研究員 田中 隆之

### 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、ダンパ類や牽引装置等からの力により台車の旋回抵抗が生じる。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<sup>1)</sup>。しかし、いくつかのケースにおいてシミュレーション結果と走行試験結果が一致しないことがあり、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、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<sup>2)</sup>。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<sup>3)</sup>。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<sup>4)</sup>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。

### 2. 台車旋回性能試験装置の開発

開発した台車旋回性能試験装置を図1に、装置の主な仕様を表1に示す。本装置は、一車両が入るピット線内に設置されている。一車両のうち試験に供する台車は、図1に示したように旋回台上に設置したレールに載せ、もう一方の台車はピット線レールに輪留めで固定する。この状態で、電動アクチュエータにより旋回台を旋回させることで台車を旋回させる仕組みになっている。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おり、旋回時の摩擦係数は概ね0.005以下が実現され、旋回軸を中心にスムーズに回転できるような機構となっている。旋回抵抗は電動アクチュエータ先端に設置されたロードセルにより測定する。各車輪の直下には輪重横圧測定ユニットが配置され、輪重相当の垂直荷重、横圧相当の水平荷重を測定できる。台車旋回時の台車変位や空気ばね作用力なども同時に計測可能となっている。旋回台上のレール等の配置は可変となっており、表1に示した複数の軌間・軸距に対応可能としている。また、台車旋回抵抗を静的にとらえる一定速駆動モード、台車単体での慣性半径を調査する



図1 台車旋回性能試験装置での試験の様子

表1 装置の主な仕様

対象台車	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

ことが可能な正弦波加振モードなど、複数の旋回モードを備えている。特に、一定速駆動モードについては、ヨーロッパ規格<sup>5)</sup>に沿った、1deg/sでの台車旋回性能試験が可能である。

### 3. 台車旋回性能試験

供試台車を搭載した状態で、旋回台を一定速度 (0.5deg/s)、4.5deg の振幅で往復旋回させ、台車が旋回するときに発生する台車中心周りのモーメント (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 となるため、その際の旋回抵抗モーメントが十分測定出来るように最大振幅を定めた。在来線用ボルスタレス台車を用いた各種条件の試験により明らかになった台車旋回抵抗の特徴を図 2 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ながら試験を行い、それらの影響について調べた結果、旋回抵抗の特性はほぼ空気ばねの前後剛性により決定され、左右動ダンパや牽引装置の影響は無視できるほど小さいことが分かった。

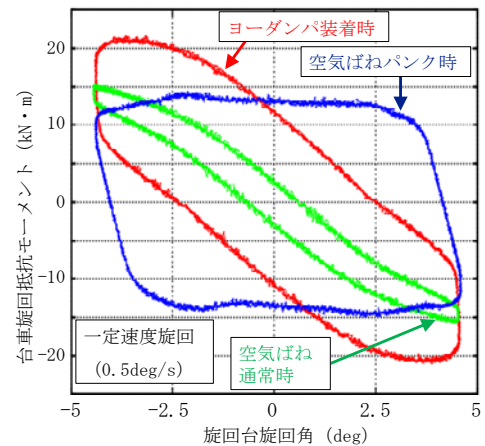


図 2 台車旋回抵抗モーメントの測定結果例

### 4. 旋回抵抗モーメントの評価

#### 4. 1 旋回抵抗モーメント評価法

台車旋回抵抗モーメントの特徴を模式化したものを図 3 に示す。図 3 に示す通り、台車旋回抵抗は復元力成分 (図 3 中  $k1$ 、 $k2$  相当) と粘性減衰・摩擦力成分 (図 3 中  $D$  相当) により表わすことが可能であると考えられる。ここで、旋回装置起動時や停止時の慣性による成分 (図 3 中  $I$  相当)、旋回台自体の摩擦力は解析の中で除去する。また、旋回速度依存成分である粘性減衰と、速度によらず一定である摩擦力成分については、速度の異なる旋回試験結果を比較することで両者を切り分けることができる。

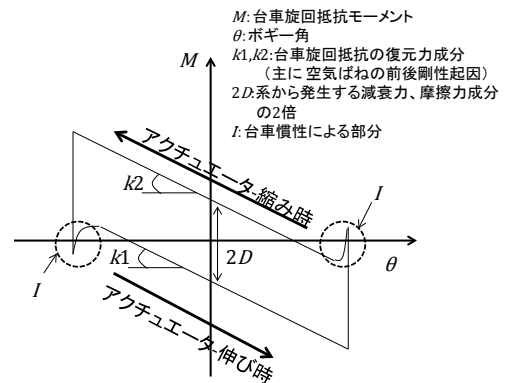


図 3 台車旋回抵抗の模式図

#### 4. 2 旋回抵抗モーメント評価例

台車旋回抵抗モーメントの復元力成分の評価例として、ヨーダンパ以外の台車部品を全て装着した状態での試験結果に基づく評価結果を図 4 に示す。図 4 には ±1.6deg 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 -5.0kN・m/deg であり空気ばねの前後剛性設計値から予想される旋回抵抗モーメントと一致した。±1.6deg を超えると、評価値は線形性が保たれず、剛性が小さくなっていくことが分かる。また、空気ばね上面板が傘状構造になって

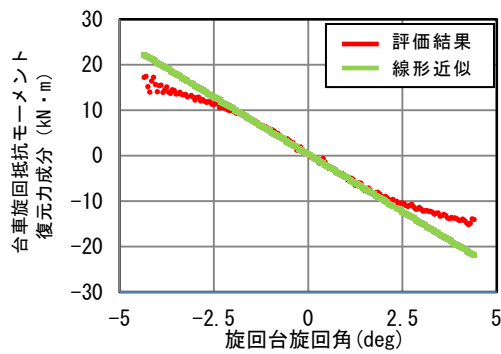


図4 台車旋回抵抗モーメント復元力成分の評価例

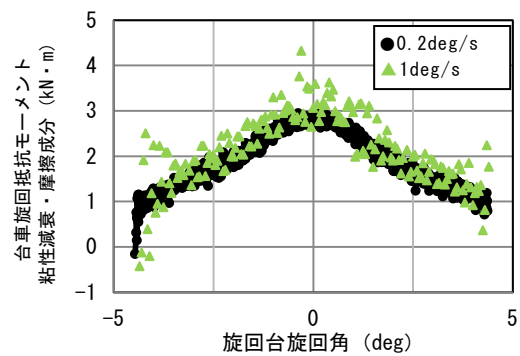


図5 台車旋回抵抗モーメント粘性減衰・摩擦成分の評価例

いる空気ばねでは旋回角が大きい時に剛性が小さくなる特性は表れなかった。この剛性の低下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、前後方向の剛性が下がることによるものと考えられる。

同様に、粘性減衰・摩擦力の評価例を図5に示す。この図には0.2deg/sと1deg/s一定速度で、-4.5deg~4.5deg間を往復旋回させた時の結果を示す。ヒステリシスの幅に対応した、0deg付近にピークを持つ粘性減衰・摩擦力が観察された。これより図5中、±4.5degの静止状態から0deg方向に動いていくにつれて徐々に増大していくという粘性減衰・摩擦力の特性が分かった。0.2deg/sと1deg/sの評価結果の比較より、旋回速度の依存性は見られなかったことから、速度依存項である粘性減衰成分はほとんどなく、粘性減衰・摩擦力は、ほぼ摩擦力により支配されていることが分かった。また、この摩擦力については空気ばね中のビード受け座とダイヤフラム間の摩擦に由来するものと考えられる。

#### 4. 3 台車慣性半径の測定

台車単体を旋回台に載せて正弦波旋回させ、その時の旋回力を測定することで、台車慣性半径を算出した。この時発生する旋回力は、旋回周波数、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決定されるが、このうち台車慣性半径以外の項目は既知であるため、旋回力の測定結果から台車慣性半径を求めることができる。算出にあたっては、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で旋回させた時のデータを基に慣性半径の算出を行った。試験台車の設計慣性半径は1.13mであった。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ことが確認できた。

### 5. 走行安全性評価への適用

#### 5. 1 台車旋回抵抗モデル

台車旋回性能の評価結果に基づき、台車旋回抵抗モデルを構築した。特に旋回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有する空気ばね前後力を考慮に入れて、モデルの構築を行った。台車旋回抵抗試験結果と提案モデル、ならびに従来の台車旋回抵抗モデルとの比較を図6に示す。提案モデルが良く試験結果を再現していることを確認した。

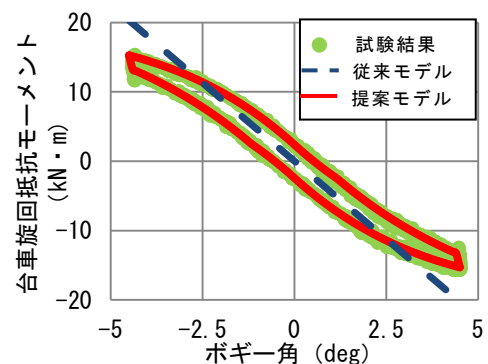


図6 台車旋回抵抗モデルと試験結果との比較

## 5. 2 車両運動シミュレーションへの適用

前節で提案した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、先頭軸外軌側横圧を図 7 に示す。シミュレーションの結果、特に走行キロ程 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は剛性の変化による横圧の減少が観察された。

## 5. 3 横圧推定式への適用

曲線通過時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の項について考察を行った。従来モデルと提案モデルによる計算結果の比較を図 8 に示す。提案モデルではボギー角が大きい所で枕ばね起因の横圧が小さくなる効果が見られた。また、ヒステリシスを考慮することで、あるボギー角に対して、幅を持った推定横圧領域として示すことができ、より実測に即した横圧推定方法を構築した。

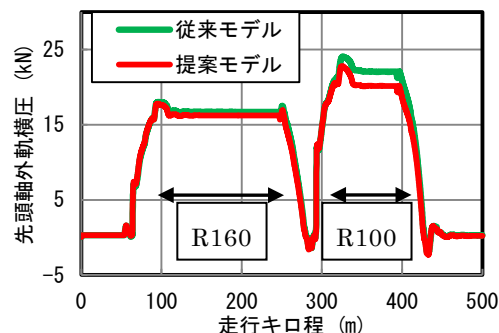


図 7 提案モデルの走行シミュレーションへの適用例

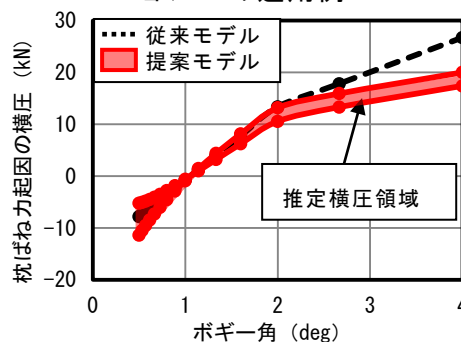


図 8 提案モデルの横圧推定式への適用例

## 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、旋回抵抗発生メカニズムを明確にした。また、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。

今後は、旋回性能試験装置を新しい台車の特性試験に活用するとともに、構築した評価方法や提案モデルを用い、走行安全性評価法の発展に寄与していくこととしたい。

## 参考文献

- 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.