

アンチローリング装置を活用した車体傾斜機構

風戸 昭人* 小島 崇*

Tilt Control Mechanism with a Rotary Actuator and an Anti-Roll Bar

Akihito KAZATO Takashi KOJIMA

This paper describes the development of a bogie equipped with a new type of tilt mechanism capable of providing the tilt up to 5 degrees which is the same maximum tilt angle as the conventional bolster type of tilt mechanism, although its structure is simpler than that of the conventional bolster type. The tilt mechanism proposed is worked in such a manner as to give tilting forces to the carbody by adding torsional torque to the torsion bar of the anti-rolling device. The rotary actuator, which is inserted between the torsion bar and the arm in series, generates the torsional torque. The arms and the vertical links transmit the torque to the carbody. A bench test for simulating running on a curve and carbody tilting was conducted. The results demonstrate that it is possible to tilt the carbody with high responsiveness according to the target tilt pattern up to 5 degrees.

キーワード：車体傾斜，台車，アンチローリング装置，省メンテナンス，乗り心地，乗り物酔い

1. はじめに

国内で多く用いられている車体傾斜方式である「制御付き自然振子」形式の台車（振り台車）には、車体を傾斜させるための振りばりが、ころ装置などの軸受を介して台車枠上に搭載されている。そのため振り台車は、一般の台車に比べて構造が複雑で、メンテナンスに時間や費用を要するという課題がある。

台車構造が簡素な別の車体傾斜方式として、「空気ばね車体傾斜」が新幹線などに採用されているが、その構造上、最大傾斜角は振り式（5～6°）に比べて小さく（2°程度）、急曲線が連続する在来線では、超過遠心加速度を大幅に低減することが難しい。また、空気ばねを伸ばすために多くの圧縮空気を消費する。

そこで、振り台車に比べて構造が簡素で、振り台車並の最大傾斜角を実現する新たな車体傾斜機構を提案する。本機構の開発にあたっては、車体傾斜車両の乗り心地として配慮が不可欠な乗り物酔いの低減も図ることとした。その際、鉄道総研が開発した、乗り物酔いの主因である低周波の左右動揺を低減する車体傾斜パターン（連続的な車体傾斜角の目標値）である「JTM パターン¹⁾」に追従可能な制御性能を目標とした。

本稿では、車体傾斜機構の構成、シミュレーションによる仕様検討、試作機構及び台車による定置傾斜試験結果について述べる。

2. アンチローリング装置式車体傾斜機構

2.1 傾斜機構の構成

図1に提案する車体傾斜機構を示す。一般的なアンチローリング装置のトーションバー（ねじり棒ばね）①に強制的なトルクを与えて、車体に傾斜力を与える構造である。トルクの発生には、応答性とコンパクトさを考慮して、電動式のロータリーアクチュエータ②を用いる。

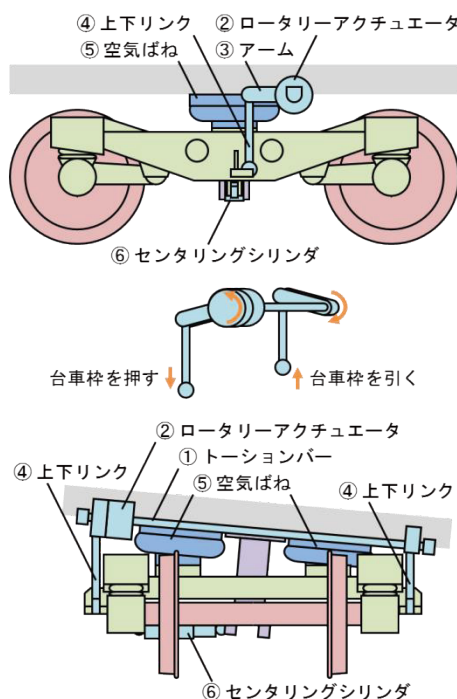


図1 提案する車体傾斜機構

* 車両構造技術研究部 走り装置研究室

特集：車両技術

傾斜力は、アーム③と上下リンク④を介して車体に伝達される。最大傾斜角が 5° と大きいため、空気ばね⑤を一般的な左右間隔1.6～2.0m程度に配置すると、大きな上下ストロークを許容しなければならない。そこで、空気ばねの左右間隔を一般的な配置よりも狭めることとした。本機構は振子ばりを持たない、いわゆる「ばね上振子」であるため、カント不足量が大きな曲線では、台車に対する車体の横移動量が大きくなり、左右動ストッパ当たりによる左右振動乗り心地低下が懸念される。そこで、車体の横移動を抑制するセンタリングシリンダ²⁾⑥を設ける。また、剛性の高い傾斜機構は、台車の振動を車体に伝達しやすい傾向があるが、本機構は台車～車体間の上下相対変位を許容するリンク構造であるため、上下振動の絶縁性に優れている。

2.2 車体傾斜時に車体に作用する力

曲線を走行しながら車体傾斜を行うときの車体に作用する主な力を図2に示す。ここでは簡単のため、各力を軌道面に水平または垂直方向の力として示した。車体重心に作用する遠心力に抗する力として、重力の台車枠上面水平方向分力と空気ばねの左右力、及びセンタリングシリンダ力がある。車体重心は通常、空気ばね左右力やセンタリングシリンダ力の作用点よりも高い位置にあるため、車体を曲線外方に傾ける（外傾）モーメントが働く。これに対しては、空気ばね上下力と、トーションバーのねじり剛性による上下リンク力が反モーメントを発生する。ここに、ロータリーアクチュエータがトルクを発生し、上下リンク力を増加させることで、車体傾斜に必要な内傾モーメントを作用させて車体傾斜が可能となる。なお通常、空気ばね上下力によるモーメントは車体を水平に保つ方向に作用するため、車体傾斜に対する抵抗力として作用する。

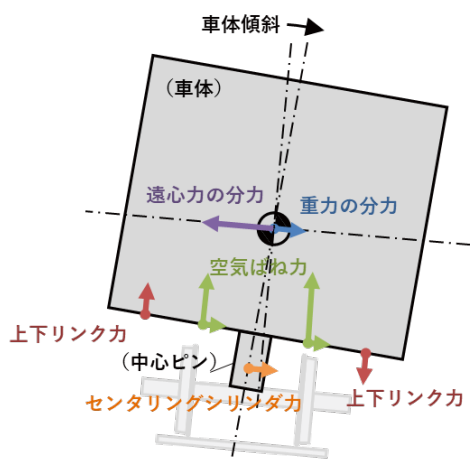


図2 曲線通過・車体傾斜時に車体に作用する力

3. シミュレーションによる検証と仕様検討

3.1 構成要素の必要諸元

構成要素の必要諸元を検証するため、マルチボディダイナミクスシミュレーションソフト SIMPACK を用いて前記の傾斜機構を装備した一車両モデルを構築し、在来線の代表的な急曲線である半径300m、カント105mmの曲線を、制御付き自然振子車両の曲線通過速度である85km/hで走行させたときの車体傾斜角を確認した。ロータリーアクチュエータの必要トルク、傾斜力を車体に伝達するトーションバーのねじり剛性、傾斜に対する抵抗となる空気ばねの左右間隔の3つのパラメータを逐次変更して、傾斜角 5° を実現する条件を探索した。なお、空気ばねは単純な線形ばねとした。その結果、ロータリーアクチュエータの最大トルクを3kNm、トーションバーのねじり剛性を40kNm/rad、空気ばね左右間隔を1mとすると、傾斜角 5° を実現し、JTMパターンにも追従させることができた。このときの進行前位側台車における傾斜角とアクチュエータ発生トルクの計算結果を図3に示す。

以下、解析結果から得られた検証項目を示す。

3.2 軌道のねじれが傾斜制御に与える影響

緩和曲線走行時に、軌道のねじれ（平面性）の影響により、前後台車のロータリーアクチュエータが互いに逆向きに力を出し、突っ張り合う様子が見られた。このような現象は、大きな傾斜力を必要とするだけでなく、走行安全性にも影響を及ぼすおそれがある。この現象は、傾斜パターンを前後台車で同一（同相）にしたときに発生した。

この対策として、進行後位側台車の傾斜パターンを、進行前位側台車に対して台車中心間距離の走行時間分だけ早め、軌道のねじれへの追従性を向上させることが提案されている³⁾。傾斜パターンが前後同一の場合と後位台車指令を早めた場合について、先頭軸外軌側輪重の計

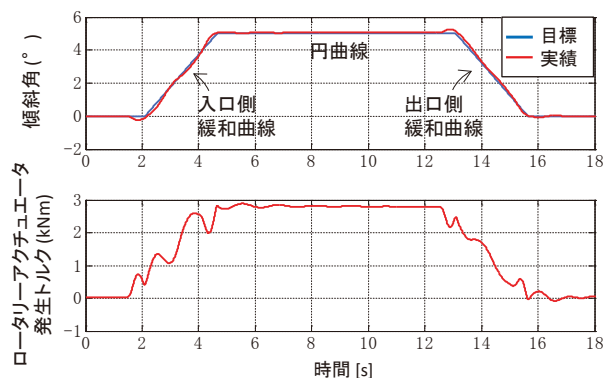


図3 曲線走行時の傾斜角とアクチュエータ発生トルクのシミュレーション結果例

算結果の比較を図4に示す。対策により、入口側緩和曲線での輪重増加、出口側緩和曲線での輪重減少が抑制された。

3.3 車体重心の左右偏倚の影響

車体重心が車体中心から左右方向にずれると、このずれによる車体ロールモーメントの保持に大きなアクチュエータ力が必要とされることがわかった。これは、直線走行時にもロータリーアクチュエータに負荷がかかり続けることになり望ましくない。この状況を回避する方法として、傾斜機構だけでなく、左右に配置した空気ばねによるロール支持剛性（以下、空気ばね系ロール支持剛性）を向上させることが考えられる。

3.4 乗り物酔いの改善効果

JTMパターンに対する車体傾斜角の追従性は良好であった。そこで、乗り物酔い暴露量値⁴⁾(MSDVy)を用いて乗り物酔い改善効果を確認した。酔いは、人体に累積的に作用する振動によって発現しやすくなるため、MSDVyをできるだけ小さく抑えることが望ましい。図5に、実際の営業線路を想定して連続曲線上を走行させたときの、短時間MSDVy（前後計20秒間の左右振動加速度から算出したMSDVy）の連続波形を示す。従来の制御付き振り車両を模擬したモデルの場合と比較して、短時間MSDVyを1/3～1/2に低減し、 $1\text{m/s}^{1.5}$ 程度に抑えることができた。これは、在来線特急形車両が直線を走行するときと同等の値であり、本機構による乗り物酔い低減が期待できると言える。

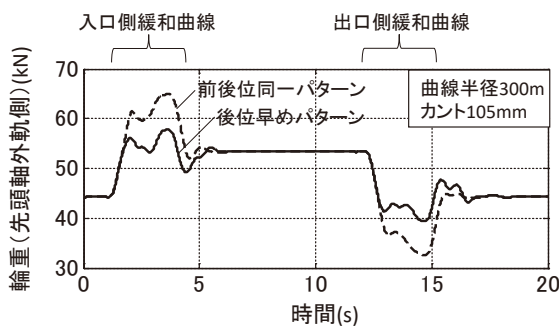


図4 後位早め傾斜パターンの輪重変動抑制効果

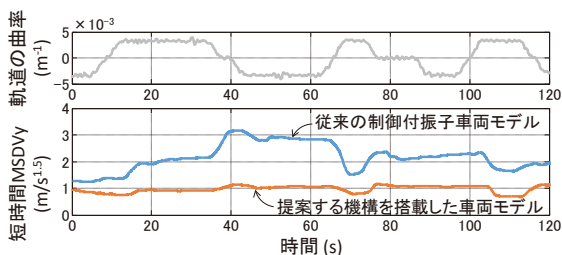


図5 短時間MSDVyによる乗り物酔い評価

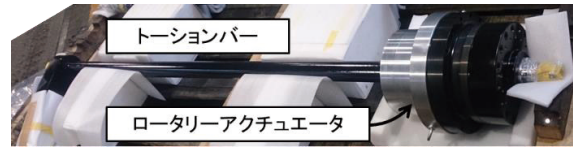


図6 ロータリーアクチュエータとトーションバー

4. 傾斜機構の試作

シミュレーションで策定した仕様と、実験に用いる試験装置の仕様をもとに、要素部品を選定し傾斜機構を試作した。

4.1 ロータリーアクチュエータとトーションバー

電動式ロータリーアクチュエータの市場調査を行い、最もコンパクトで最大トルクの大きい、ハーモニック・ドライブ・システムズ製SHA65(図6)を選定した。モータと波動歯車式減速機(減速比1:161)を内蔵し、最大トルクは3.4kNmである。非通電時に入力軸と出力軸を固定するブレーキを装備している。また、ねじり剛性40kNm/radで、ロータリーアクチュエータを取り付け可能なトーションバーを試作した。

4.2 センタリングシリンダ

圧縮空気を駆動源としたセンタリングシリンダ²⁾を適用した。このシリンダは、変位に応じて反力(最大約10kN)を発生するように、機械的な弁機構をピストンロッドに内蔵しているため、制御装置やセンサ等を必要としない。直線走行時の不要な反力を抑えるため中立位置付近は不感帯とし、曲線走行時に車体の変位すると大きな反力を出す特性としている。

4.3 空気ばね

空気ばね左右間隔を1mとしたため、中心ピンとの干渉を避ける必要があり、外径の比較的小さい既製品(有効径460mm)を選定した。

5. 定置試験装置による傾斜試験

5.1 試験装置の構成

車両に作用する種々の動揺を模擬できる動揺負荷試験装置に、傾斜機構を仮設して定置傾斜試験を実施した。図7に試験装置の構成を示す。⑦のアクチュエータにより、車体に作用する超過遠心力を模擬した。傾斜機構の取付状況を図8に示す。試験装置スペースの制約上の理由から、傾斜機構は台車側に仮設した。車体質量は12.5t(1/2車体相当)とした。

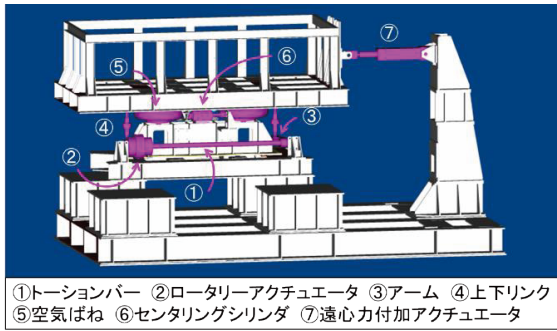


図7 定置試験装置の構成

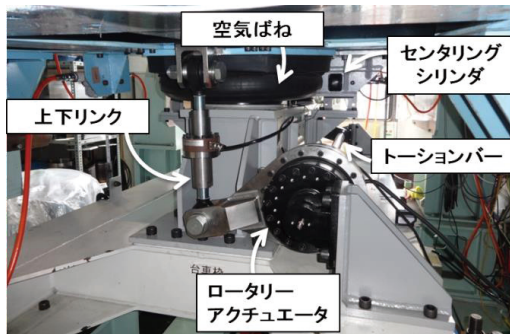


図8 傾斜機構の取付状況

5.2 試験結果

5.2.1 傾斜パターンへの追従性能

シミュレーションと同じ曲線連続区間の走行を模擬した。図9に車体傾斜角と傾斜力（ロードセルで測定した上下リンクに作用する長手方向の力）の時系列応答波形を示す。試験に際しては種々の条件を設定したが、いずれの場合も滑らかに傾斜動作した。シミュレーションと同様に、JTMパターンに対する追従性は良好であった。

5.2.2 左右空気ばねの連通

シミュレーションの結果から、車体質量の左右アンバランスや、フェールセーフ性を考慮して、空気ばね系にもロール支持剛性を持たせることとした。しかし、空気ばね系ロール支持剛性は、車体傾斜時には抵抗力となり、より大きな傾斜力が必要になると考えられる。この影響を確認するため、左右の空気ばね（補助空気室）間を連通する電磁弁を設け、空気ばね系ロール支持剛性を低下させた条件で傾斜性能を比較した。

試験の結果、図9の青色線と赤色線に示すように、車体傾斜角には影響が見られなかった。一方、傾斜力については空気ばね間を連通させたときに、円曲線中の平均値で30%程度の低減が確認された。しかし傾斜が過渡状態にある緩和曲線中では最大10%程度の傾斜力低減に留まり、傾斜速度が速いときには、非連通のときよりも大きな傾斜力を必要とする場合もあった。これは、連通に使用した電磁弁の流量性能が不足し、左右の空気ばね内圧の均衡に時間を要したためと考えられる。

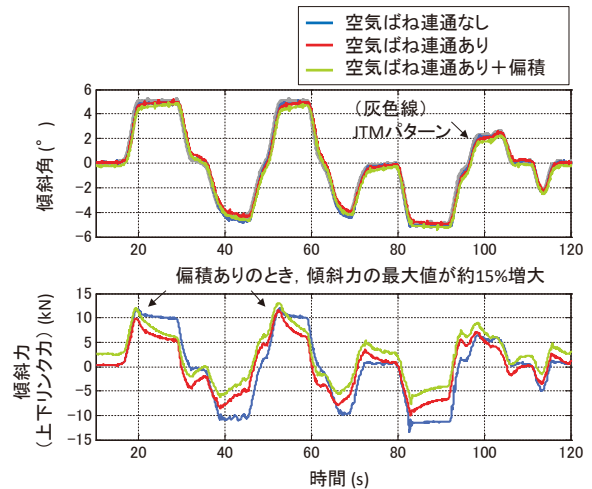


図9 定置傾斜試験時の傾斜角と傾斜力

5.2.3 車体重心の左右偏倚の影響

車体重心の左右偏倚の影響を確認するため、車体に載荷したデッドウェイトの位置を調整し、重心を25mmずらした状態での傾斜試験を行った。左右の空気ばねを連通させない条件では、車体傾斜角や傾斜力に大きな違いは見られなかった。これは、空気ばね系ロール支持剛性が偏倚によるモーメントを負担しているためである。一方、左右の空気ばねを連通させた条件では、図9の緑色線に示すように、ロータリーアクチュエータがモーメントを負担するため、偏積がない場合に比べて、傾斜力の最大値が約15%増大した。ただし、車体傾斜角には影響がなかった。

5.2.4 制御フェール試験

傾斜制御中に制御電源を喪失したときの車体の挙動を確認した。傾斜制御中にロータリーアクチュエータのトルクを解放（内蔵ブレーキも解放）すると、車体はロール支持剛性を失い遠心力によって外傾した（逆傾斜状態）。このことから、フェールセーフを実現するには、アクチュエータのトルク・ブレーキ力が失われた際に、車体のロール支持剛性を速やかに確保することが必要であることが分かった。

6. 提案する車体傾斜機構の実用化に向けて

6.1 車体支持装置の状態切替機能の検討

6.1.1 システム構成

提案する機構を実現するには、並存する車体支持装置の状態切替が必要となる。図10に、提案する機構に対応した車体支持装置のシステム構成を提案する。一般的な空気ばね車両に対して、LVの高さ調整機能を無効にするノーマルオープンの電磁弁（「LV電磁弁」と記す）を、LV～空気ばね間に設ける。また、左右の空気ばね（または補助空気室）を連通する管路を設け、その間にノー

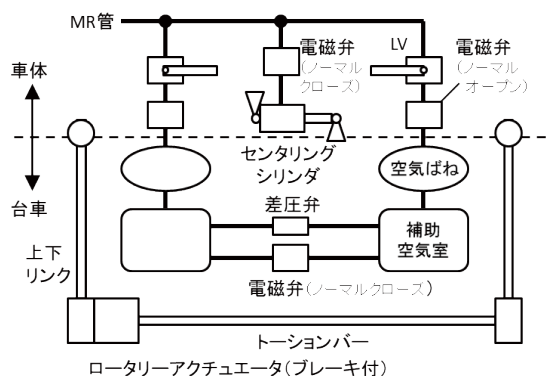


図 10 車体支持装置のシステム構成案

表 1 傾斜制御時の電磁弁等動作

要素名	動作状態	目的
LV 電磁弁	クローズ	LV による車高調整機能を無効とし、傾斜動作を阻害しないようにする。
連通電磁弁	オープン	空気ばね系のロール剛性を低下させ、傾斜動作時の抵抗力を減じる。
傾斜アクチュエータブレーキ	ブレーキ解除	傾斜アクチュエータの拘束を解除し、制御可能にする。
センタリング電磁弁	オープン	センタリング制御を有効にする。

マルクローズの電磁弁（「連通電磁弁」と記す）を設ける。その他の必要な切り替え要素も含め、傾斜制御時の電磁弁等の動作を表 1 に示す。

6.1.2 傾斜制御フェール時の動作

車体傾斜制御システム、またはその周辺システムに異常が発生した場合は、傾斜制御を中止し安全性を確保しなければならない。制御電源を喪失したときの各電磁弁の動作と車両の挙動を表 2 に示す。これらの動作により、車体は台車に対してロール支持剛性を失うことがなくなり、フェールセーフ性が確保される。ただし、円曲線中など、傾斜中に電源を喪失した場合には、車体が傾斜した状態で固定されてしまう場合がある。この対策の一案として、ロータリーアクチュエータの非通電時のブレーキ保持力を適切に設定することにより、LV の高さ調整機能による空気ばね上下力がこれに打ち勝つことで車体を水平に復位することが考えられる。

6.2 台車の試作

一般の在来線ボルスタレス台車をベースに、アンチローリング装置式車体傾斜機構を搭載するために、台車の構成機器とその配置について検討し、台車を試作した。試作した台車を図 11 に示す。なお、本台車では、ロータリーアクチュエータが受ける走行振動や、台車の部品配置を考慮し、傾斜機構を車体に装備する構造とした。

一般のボルスタレス台車の空気ばねは、側ばり上もしくはは外側に配置されるが、前述の 1m の空気ばね左右間隔を実現するため、横ばり同士をつなぐ、つなぎばりで

表 2 傾斜制御フェール時の電磁弁等動作

要素名	動作状態	車両の挙動
LV 電磁弁	オープン	LV による車高調整がなされ、車体が水平制御される。
連通電磁弁	クローズ	左右の空気ばねが独立し、空気ばね系のロール剛性が確保される。
傾斜アクチュエータブレーキ	ブレーキ	トーションバーによるロール剛性が確保される。
センタリング電磁弁	クローズ	センタリング制御が解除される。

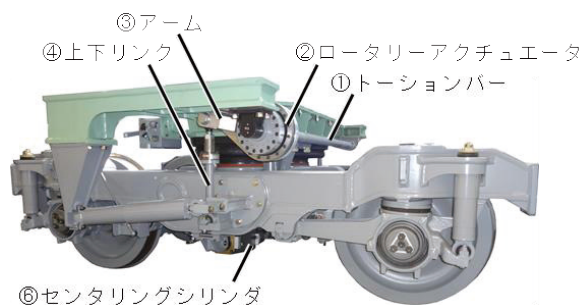


図 11 試作したアンチローリング装置式車体傾斜台車

空気ばねを支持する構造とした。

7. 試作台車を用いた傾斜試験

試作した台車の車体傾斜性能を評価するため、定置傾斜試験を実施した。

7.1 試験方法

図 12 に示すように、試作した台車に車体相当の荷重枠（1/2 車体条件として 14.7t）を搭載した。種々の曲線半径、カントを設定し、実走行を模擬した JTM パターンを目標角として制御を行った。曲線通過時の超過遠心力は、ワイヤロープを介して車体の想定重心高さを左右方向に引っ張ることで模擬した。

7.2 試験結果

空気ばねの連通なし／ありでの車体傾斜角とアクチュエータ電流を図 13 に示す。なお、5.2.2 項で用いた連通電磁弁は開口面積が不足していたため、ここでは開口面積約 66mm² のボールバルブを使用した。

車体傾斜角は、連通の有無によらず、傾斜パターンに対して遅れがほとんど生じず追従している。一方、円曲線中の最大傾斜角は連通なしの場合にわずかに小さかった。円曲線中の電流は、連通なしでは連続定格を超えていたのに対し、連通ありでは 35% 低減され、連続定格程度となった。緩和曲線においても最大電流は 33% 低減された。以上のことから、空気ばねの連通は、傾斜力の低減に有効であると言える。

この他、車体重心を曲線外側に 62mm 偏倚させた試験を行ったところ、円曲線における電流は、連続定格を

特集：車両技術

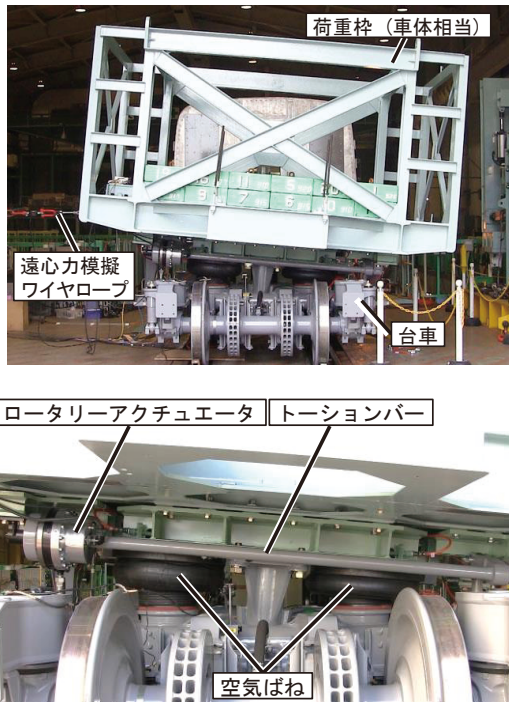


図 12 5° 傾斜時の荷重枠と台車

超過した。この結果から、車両の設計として車体重心の左右偏倚を極力抑えること、左右偏倚を考慮した余裕のある出力のアクチュエータを用いること、直線区間ではアクチュエータにアンバランス分の力を負担させないなどの工夫が必要であることが分かった。

8. まとめ

振り台車に比べて構造が簡素で、振り台車と同等の最大傾斜角を実現する新たな車体傾斜機構として、アンチローリング装置を活用した機構を提案した。傾斜機構の構成検討、試作機構及び台車による定置傾斜試験を行い、以下の知見を得た。

- ・ ロータリーアクチュエータの最大トルクを 3kNm 以上、トーションバーのねじり剛性を 40kNm/rad 程度、空気ばね左右間隔を 1m 程度とすることで、振り台車と同等の 5° 傾斜が可能である。
- ・ 上記の仕様にて、高い制御応答性が求められる JTM パターンへの追従が可能で、本機構による乗り物酔い低減が期待できる。
- ・ 本機構を用いて傾斜制御を行う場合、緩和曲線での軌道のねじれ（平面性）への対応が必要である。具体的には、進行後位側台車に与える車体傾斜パターンを、進行前位側台車に対して台車中心間距離の走行時間分だけ早めることが有効である。

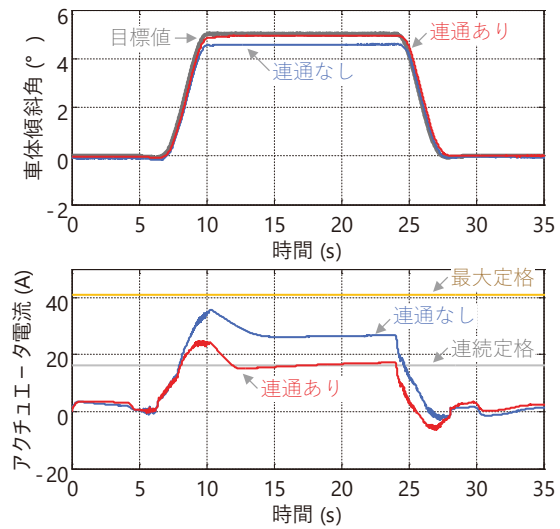


図 13 試作台車による定置傾斜試験結果

- ・ 左右の空気ばねの連通は、傾斜力の低減に効果的である。その際、十分な流量性能を有する電磁弁の選定が求められる。
 - ・ 車体重心の左右偏倚は、より大きな傾斜力を必要とする。重心偏倚を抑えた車体の設計、余裕のあるロータリーアクチュエータの選定の他、直線区間では左右空気ばねの連通を解除して空気ばね系に車体ロール支持剛性を持たせるなどの対応が必要である。
 - ・ 何らかの異常により車体傾斜制御がフェールした際であっても、傾斜機構は剛性を失ってはならない。ただし、車体を水平に戻す必要があるため、例えば LV による空気ばねの自動高さ調整機能を活用したフェールセーフ機構を構築するなどの対応が求められる。
- 今後は、フェールセーフを考慮した要素開発、システム設計を進め、本車体傾斜機構の実用化に向けた検討を進めていく。

文献

- 1) 風戸昭人：乗り心地の良い振り車両の制御システム、JREA, Vol.62, No.1, pp.25-28, 2019
- 2) 石栗航太郎, 風戸昭人, 宮原宏平, 新山正剛, 佐々木勝美：センタリングシリンダによる左右乗り心地の向上, 鉄道総研報告, Vol.30, No.4, pp.29-34, 2016
- 3) 風戸昭人：軌道のねじれに追従する鉄道車両の車体傾斜制御方法, J-RAIL2012 講演論文集, pp.93-96, 2012
- 4) 鈴木浩明, 白戸宏明, 手塚和彦：低周波振動が列車酔いに及ぼす影響, 鉄道総研報告, Vol.18, No.2, pp.9-14, 2004