

アンチローリング装置を活用した車体傾斜機構の開発

車両構造技術研究部 走り装置研究室

主任研究員 風戸 昭人

1. はじめに

車体傾斜車両の乗り心地向上には、乗り物酔いへの配慮が不可欠である。これまでも鉄道総研では、乗り物酔いの低減に着目した「次世代振子制御システム¹⁾」の開発に取り組んできた。その中で、乗り物酔いの主因である、ごく低周波(0.3Hz程度)の左右動揺を低減する車体傾斜パターン(「JTMパターン」)を考案し、その効果を走行試験で確認した。そこで本開発では、JTMパターンによる車体傾斜を実現すること、左右・上下の振動乗り心地を低下させないこと、極力簡素な構造とすることをコンセプトとして、新しい車体傾斜機構の開発に取り組んだ。最大傾斜角は、制御付き振子車両と同等の 5° を目標とした。

2. 車体傾斜機構の構成

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に強制的なねじりトルクを付加して、車体に傾斜力を与える構造である。ねじり力の発生には、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。傾斜トルクは、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° と大きいいため、空気ばね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もの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、左右動ストップ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場合があるが、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。

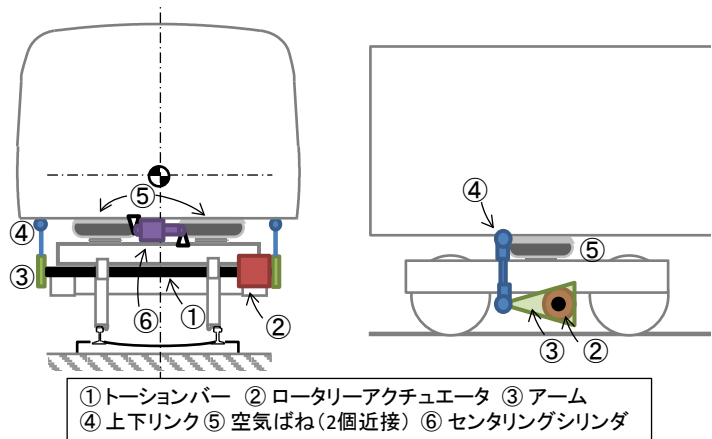


図1 アンチローリング装置を活用した車体傾斜機構

3. 傾斜機構の試作

傾斜機構の諸元を策定するため、一車両モデルによる走行シミュレーションを行った。その結果、JTMパターンに追従するには、傾斜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 以上にする必要があることが分かった。また、空気ばねの左右間隔は、空気ばねの上下許容ストローク、傾斜時の抵抗力を考慮すると1m程度が適切であった。

3.1 傾斜アクチュエータ

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 2) 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。

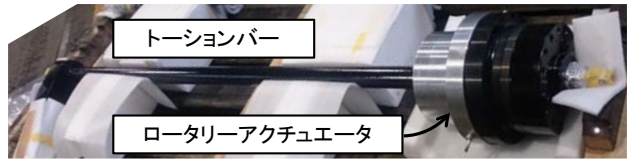


図 2 ロータリーアクチュエータとトーションバー

3.2 センタリングシリンダ²⁾

圧縮空気を駆動源としたセンタリングシリンダ (図 3) を開発した。このシリンダは、変位に応じて反力を発生する弁機構をピストンロッドに内蔵し、小型化を実現している。また、制御装置やセンサ等が不要であり低コストである。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。



図 3 センタリングシリンダ

4. 実験による検証

4.1 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³⁾に、傾斜機構を仮設して定置傾斜試験を実施した。傾斜機構の取付状況を図 4 に示す。制御関係の信号に加え、傾斜力、傾斜用アクチュエータの消費電流、空気ばね内圧、空気流量等を測定した。車体質量は 12.5t (1/2 車体相当) とした。

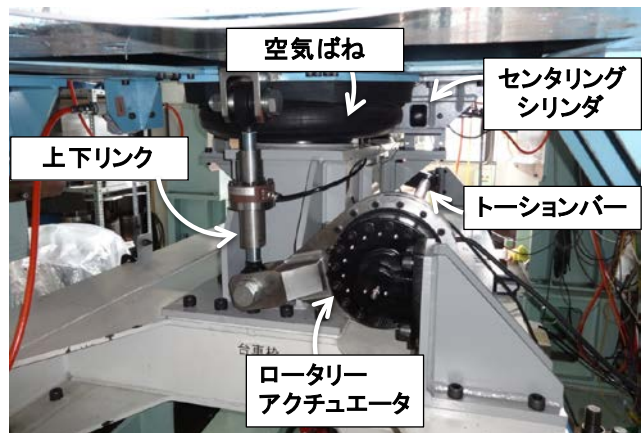


図 4 傾斜機構の取付状況

4.2 試験結果

(1) JTM パターンへの追従性能

急曲線が連続する区間の走行を模擬した。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。図 5 に車体傾斜角の時系列応答波形例を示す。JTM パターンに対する追従性は良好であった。

(2) 左右空気ばねの連通について

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

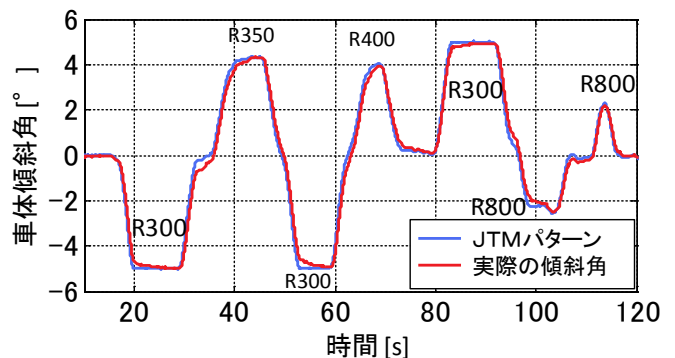


図 5 JTM パターンへの追従性能

たせることとした。しかし、空気ばね系のロール支持剛性は、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、左右の補助空気室を連通する電磁弁を設け、空気ばね系の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、車体傾斜角については影響が見られなかった。一方、傾斜力については補助空気室を連通させたときに、円曲線中で最大 30%程度の低減効果が確認された。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、圧力損失による流動抵抗が発生したためと考えられる。

(3) 車体質量の左右アンバランスの影響

車体質量の左右アンバランスの影響を確認するため、車体に载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、空気ばね系のロール支持剛性がアンバランスの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、傾斜アクチュエータでモーメントを負担するため、偏積がない場合に比べて約 20%大きな傾斜力を必要とした。ただし、車体傾斜角には影響がなかった。

25mm 程度の重心位置のずれは実車でもあり得るので、空気ばねを連通させる場合には、例えば直線走行時には連通を解除して、LV の高さ調整機能を活かすなどの工夫が必要と考えられる。

(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。傾斜制御中に傾斜アクチュエータの力を解放（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、モータのトルク・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。

5. 提案する車体傾斜機構の実用化に向けて

ここでは、本機構の実用化に向けた車体支持装置のシステム構成と、フェールセーフ性の確保について提案を行う。

5.1 車体支持装置のシステム構成

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 6 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、その間にノーマルクローズ電磁弁（「連通電磁弁」と記す）を設ける。その他の切り替え必要要素も含め、傾斜制御時の電磁弁等の動作を表 1 に示す。

5.2 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

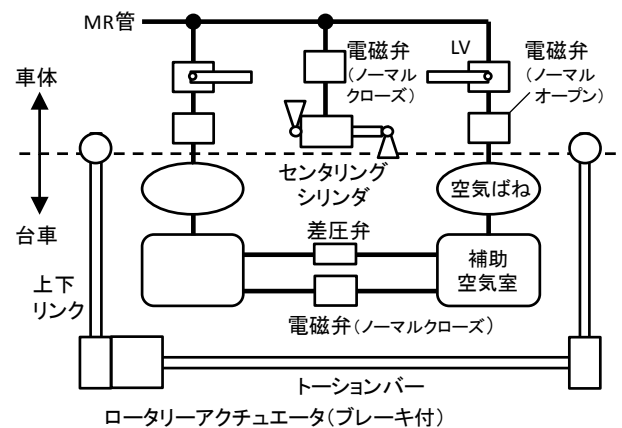


図 6 車体支持装置のシステム構成

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。しかし、傾斜アクチュエータのブレーキ保持力を、アクチュエータの最大発生力程度に抑えることにより、LV の高さ調整による空気ばね力がブレーキ力に打ち勝ち、車体をほぼ水平に復位することができる。

表 1 傾斜制御時の電磁弁等操作

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解除し、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。

表 2 傾斜制御フェール時の電磁弁等操作

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。

6. おわりに

アンチローリング装置を活用した最大傾斜角 5° を実現する比較的単純な車体傾斜機構を新たに提案した。本機構を試作し、定置傾斜試験を行った結果、提案する機構は乗り物酔い低減に効果的な車体傾斜パターン「JTM パターン」への高い追従性能を持つことを実証した。この試験結果をもとに、車体重心位置のずれの影響や、制御フェール時の挙動を考慮のうえ、この車体傾斜機構を実用化するための車体支持装置のシステム構成、およびフェールセーフ性を確保する手法を提案した。

図 7 に、実台車への本機構の搭載イメージを示す。本件での定置傾斜試験では試験装置の都合により台車側に傾斜機構を配置したが、図 7 のようにこれを車体側とすることで台車構造はさらに簡素となり、傾斜アクチュエータの耐振動要求も緩和されるため有利であると考えられる。

本傾斜機構の実用化により、高い乗り心地の実現だけでなく、車体傾斜用台車の省メンテナンス化に貢献していきたい。

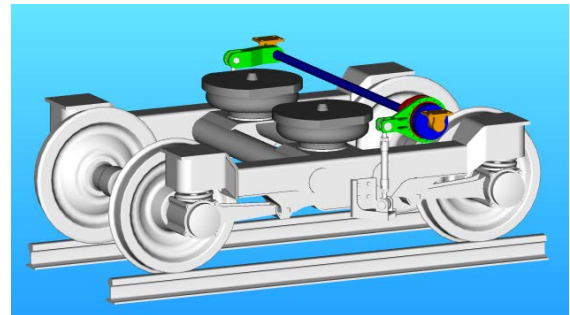


図 7 実車両への傾斜機構搭載イメージ

参考文献

- 1) 風戸昭人：次世代振子制御システム，ツールエンジニア，Vol.54, No.1, pp.33-38, 2013
- 2) 風戸昭人，石栗航太郎，宮原宏平，新山正剛：曲線高速走行時の左右動ストッパ当たりとその軽減策，J-RAIL2015 講演論文集，2015
- 3) 風戸昭人：動揺負荷試験装置，RRR，Vol.72, No.1, p.41, 2015