

フェールセーフ性を向上した アクティブトーションバー式車体傾斜システム

風戸 昭人* 小島 崇* 石栗 航太郎* 井出 知良**

Tilt Control System using Active Torsion-Bar with Improved Fail-safe Performance

Akihito KAZATO Takashi KOJIMA Kotaro ISHIGURI Tomoyoshi IDE

The authors are developing a tilt control system with the active torsion-bar (ATB), which consists of an electric rotary actuator and a torsion bar. In the previous research, we have confirmed the basic tilting performance using the prototype system and the bogie and identified some problems for practical use. This paper firstly proposes the tilt mechanism and the carbody suspension system that take fail-safe performance into consideration. Then, bench test results demonstrate that the system has good control performance, and the ATB does not lose the stiffness when the control fails. Finally, we propose the specification of the tilt control system for practical use.

キーワード：車体傾斜，台車，アンチローリング装置，乗り心地，乗り物酔い，フェールセーフ

1. はじめに

国内の車体傾斜（以後「車傾」とする）方式には振り式と空気ばね式がある。著者らはこれらの長所を両立した第三の車傾方式として、アンチローリング装置を活用した車傾機構の開発に取り組んでおり¹⁾、これまでにプロトタイプの傾斜機構と試作台車を用いて、基本的な傾斜性能を確認するとともに、実用化に向けた課題を抽出した。一つ目の課題は、傾斜機構の出力、耐久性向上と小型化である。二つ目は、営業運転に最も重要となるフェールセーフ性を向上したシステムの構築である。

本稿では、はじめに傾斜制御性能とフェールセーフ性を考慮した傾斜機構、車体支持装置の構成を述べる。次に試作台車を用いた定置傾斜試験により、良好な傾斜制御性能を持つこと、ならびに制御電源遮断時であっても、特別な車傾抑止機構等の追加なしに、車体ロール支持剛性が確保できることを示す。最後に実用化に向けた本システムのフェールセーフ性確保の考え方、ならびにシステム構成を示す。なお、本システムを「アクティブトーションバー式車体傾斜システム」と呼ぶ。

2. 車体傾斜機構の基本構成

図1に提案する車傾機構を示す。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。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ている。本機構は振り式を持たない、いわゆる「ばね上振り」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小さくなり、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

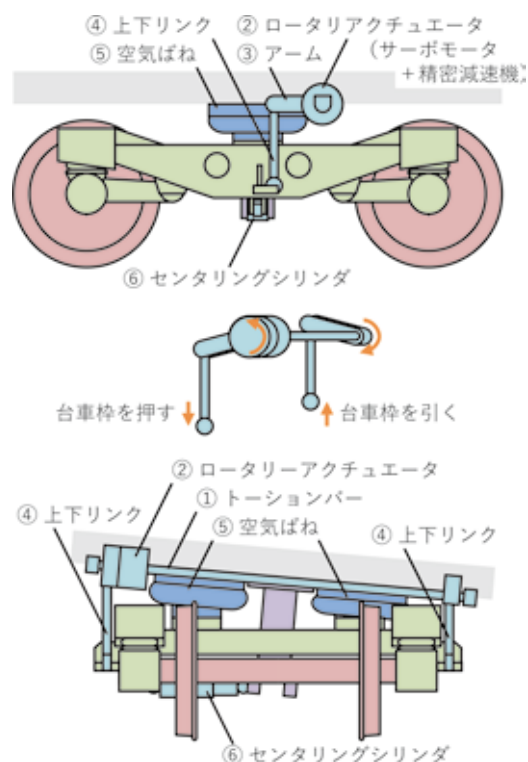


図1 アクティブトーションバー式車体傾斜機構

* 車両構造技術研究部 走り装置研究室

** 川崎重工業株式会社

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。なお①～④の範囲を「アクティブトーションバー (ATB)」と呼ぶ。

3. アクティブトーションバー

ATBは、電動式サーボモータ（以後「モータ」とする）で発生する回転トルクを、高減速比の精密減速機（以後「減速機」とする）を通して増幅し、トーションバー、アームと上下リンクを介して車体傾斜に必要なトルクを伝達する機構を有する。車傾制御にあたっては、所望の車傾角目標値（車傾パターン）に相当するモータの回転角度を実現するよう、位置制御が行われる。

既報告のATB¹⁾は、モータと減速機が一体の中空型のロータリーアクチュエータを使用していた。トーションバーを中空部分に貫通させられるため、ATBの全長を短く出来る反面、減速機の外径がやや大きくなり、車体や台車設計上の制約があった。また、車体重心の左右方向ずれが大きい場合に、発生力が不足する傾向が見られた。さらに、旧タイプの減速機は、弾性体の歯車を用いた波動歯車式減速機構となっており、鉄道車両に求められる耐久面での課題があった。

これらの課題を解決するため、モータ、減速機の仕様を見直した。図2に試作したATB、表1に主要構成品の仕様を示す。減速機については、耐久性向上のため、高荷重が要求されるロボットアームの関節部などに使用されるプラノセントリック式減速機構を有し、かつ小径

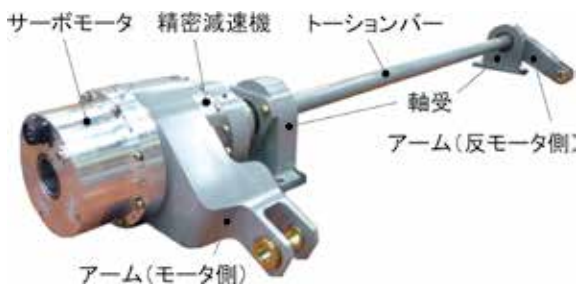


図2 アクティブトーションバー

表1 アクティブトーションバー主要構成部品

項目	メーカ	質量	その他
サーボモータ	ハーモニック・ドライブ・システムズ	17.5 kg	電源：AC200V (3相) 定格出力：1.32kW 定格トルク：12.6Nm
減速機	ナブテスコ	22.1 kg	減速比：201 定格トルク：1.6kNm
トーションバー	スミハツ	36.9 kg	捻り剛性：40kNm/rad バー直径：φ55mm 全長：2128.5mm

な中実タイプの形式を選定した。中実減速機はトーションバーの端部に構成する必要があり、全長が拡大するため軸方向に短いモータを探索した。しかし中実タイプのモータは外径が小さい反面、全長が長く、車両限界内に構成できないため、全長が短い旧タイプのATBと同じモータを選定した。これにより車両限界内に収めることができた。また、旧タイプでは電源遮断時にモータの出力軸を固定する機械ブレーキを装備していたが、システム全体のFMEA（故障モードと影響解析）検討の結果、これを設けないこととした。

4. 車体支持装置

本システムは、台車～車体間で5°という大きな傾斜角を実現するため、空気ばねなど車体支持装置は大きな変位に対応する必要がある。

図3に車体支持装置の構成を示す。橙色で示した部位はATBを表し、水色で示した部位は、その他の本システムに特有の部品を表す。LV遮断弁は、LVと空気ばねの間の流路に設置し、車傾制御中はこれを遮断して、空気ばねの高さ調整機能を中断させるものである。AS連通弁は、左右の空気ばね間の流路に設置し、車傾制御時にはこれを開通して、車傾動作に対する空気ばね反力を低下させる。この流路には絞りを設置し、適度な減衰を持たせる。CC制御弁はセンタリングシリンダの制御時に空気を供給する電磁弁であり、シリンダとともに一部の空気ばね式車傾車両に搭載実績がある。いずれの電磁弁にも比較的大きな流量が求められるため、また流路を双方向に空気が流れるため、大流量に対応したユニバーサル型電磁弁を選定した。

本システムの空気ばねには、外径が小さく、上下の大きな変位を許容し、ストローク全域に渡って大きな左右剛性を持つことが求められる。外径はφ600mm程度、中立高さは空気ばねの上下ストップ上80mmの高さと

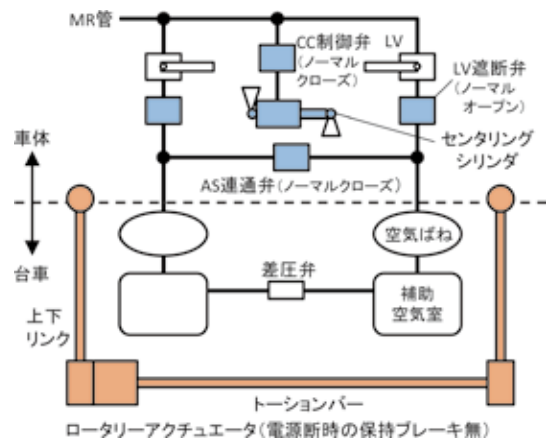


図3 車体支持装置の構成

し、ここから上下 80mm のストロークを許容することを想定している。

本システムの LV 装置には、制御を行わない低速走行時の高さ調整に加え、制御フェール時に傾いた車体を速やかに戻すという重要な役割がある。そのため、比較的大きな給排気流量ならびに短い動作時間を有することが望ましい。ただし応答性が高い LV 装置は車体ロールのハンチング動作を誘発する可能性があるため、車両諸元を考慮した適値とする必要がある。また、空気ばね高さ等から求めた車傾角と、モータの回転角から換算した車傾角を照合することで、双方の健全性を確認できる。

5. 定置傾斜試験による性能確認

5.1 システム構成

鉄道総研の車両試験装置上にて、定置傾斜試験による性能確認を行った。図 4 に試験装置のシステム構成、図 5 に仮設状況を示す。試作した ATB を試験台車に組み込み、車体の 1/2 相当質量である 14t の荷重枠を搭載した。

車体側面にはワイヤーを介して電動式のアクチュエー

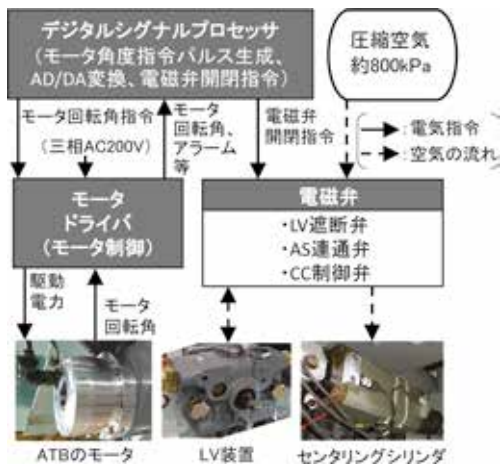


図4 定置傾斜試験時のシステム構成

タを取り付け、これを力制御して遠心力を模擬することとした。モータの回転角目標値は汎用のデジタルシグナルプロセッサに予め格納し、これをパルスに変換してモータドライバに出力した。試験台車は空気ばねの下側に 40L の補助空気室を備えているが、今回は試験の都合上、台車の補助空気室を封じきり、空気ばねと LV の間の管路に外付けの補助空気室を設けた。左右の補助空気室間には AS 連通弁と絞りを設け、連通路を構成した。

5.2 傾斜制御性能

傾斜制御性能を確認するため、急曲線走行時に作用する超過遠心力相当の力を車体に付加しながら傾斜試験を行った。半径 400m、カント 105mm、緩和曲線長 75m、円曲線長 200m の単一の曲線を、速度 100km/h で走行することを模擬し、超過遠心力は 13.4kN とした。車傾角の目標値は、上記曲線諸元にて予めオフライン計算した、乗り物酔いを低減する JTM パターン²⁾ とし、トーションバーの捻れ分を補償する目的で、これを 1.1 倍してモータ角度を制御した。

図 6 に 5° 傾斜の様子を、図 7 に車傾角やモータ角度等の結果を示す。車傾角の実績値は、左右の空気ばね高さ差から計算した。連通絞りの大きさは $\phi 6\text{mm}$ である。モータ角度目標値への追従性は非常に良好であり、車傾角も JTM パターンに対して微小な遅れで追従した。緩和曲線における遅れ時間は 0.2 秒以下であり、従来の振子式での 1 秒程度に対して、極めて良好な追従性を実現した。モータの回転数は定格回転数 1000rpm に対して最大約 600rpm であり、モータ電流値は最大約 15A で定格電流 20A を下回り、いずれも余裕があった。

また、荷重枠上のデッドウェイト位置を調整し、車体重心を曲線外軌側方向に 62mm オフセットさせた条件で同様の傾斜試験を行った。このときのモータ電流値を図 7 に重ねて示す。車体重心のオフセットによるモーメント荷重を保持するため、モータ電流は円曲線中で約



図5 定置傾斜試験の仮設状況



図6 5° 傾斜の様子

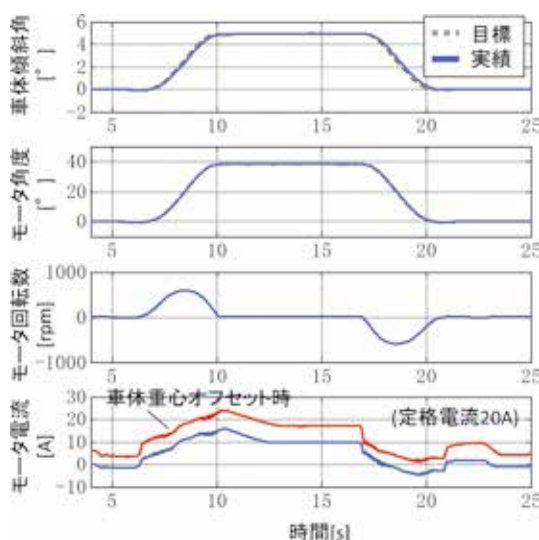


図7 車体傾斜制御試験結果

8A 増加し、円曲線入口部で定格電流である 20A を超過したが、車傾角、モータ角度、回転数への影響はなかった。モータの許容最大電流は 55A であり短時間の定格電流超過は問題にならないと考えられる。

さらに、車両試験装置の軌条輪をロール、上下、左右方向に加振して実走行時の外乱振動を模擬した状態での傾斜試験を行ったところ、JTM パターンへの追従性低下は見られず、動揺に反応して振動を増長させるような悪影響も出ないことを確認した。

5.3 非制御時の車体ロール特性

制御フェール時や低速走行時など、非制御時における車体のロール特性を把握するための試験を実施した。

5.3.1 準静的なロール剛性

非制御で車体が中立の状態から、曲線走行時に相当する遠心力を作用させたときの車体の挙動を確認する。遠心力の大きさは傾斜制御性能試験と同様に 13.4kN とした。ATB の有無によるロール剛性の比較結果を図 8 に示す。このとき、LV 遮断弁を閉じ、LV の高さ調整機

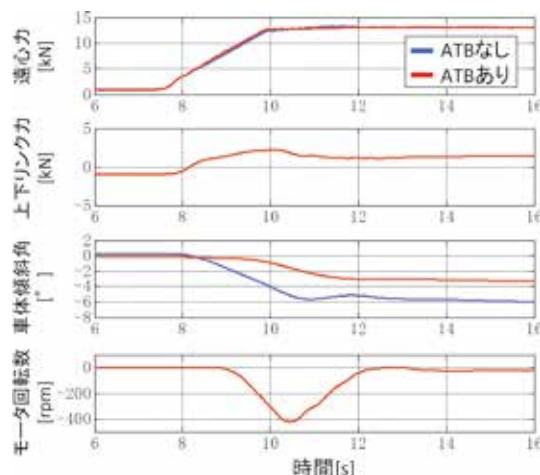


図8 準静的なロール剛性測定結果

能を無効にしている。ATB なしでは約 6 度まで外傾したのに対し、ATB ありでは約 3.2 度に留まったことから、ロール剛性の向上が確認できた。

ここで、ATB の作用について考察する。図 8 において ATB ありのとき、遠心力が作用し始めてから車体が外傾を始めるまで、約 1.5 秒を要した。この間、モータは回転しておらず、トーションバーの剛性により傾斜に抵抗したと考えられる。車体が外傾動作するとともにモータが回転し、最大回転数は約 400rpm であった。その後、モータの回転と車体の外傾が停止したのは、遠心力が最大となってから約 2 秒後であった。

以上の挙動から、ATB のモータはある程度の大きさの力を受けるまで回転せず、トーションバーの剛性により傾斜を抑えていると考えられる。モータが回転を始めると ATB の剛性は低下するが、回転時にも上下リンク力が作用していることから、ATB は減衰力も発生していることが窺える。この減衰は、主に減速機が出力軸側から逆駆動されることに伴って発生する抵抗によるものと考えられる。さらにモータのダイナミックブレーキ（発電ブレーキ）（以後 DB とする）を有効とした場合には、さらに大きな減衰力が得られることを確認した。

5.3.2 動的加振時の車体ロール挙動

軌道側からの動的な加振入力に対する車体挙動を確認するため、車両試験装置によるロール加振試験を行った。ATB なしの場合には車体のロール固有振動数は 0.45Hz と非常に低く、その振幅も大きかったのに対して、ATB を取り付けると 0.8Hz まで上昇し、最大振幅も 40% 程度に抑制された。この結果から、ATB は車体の動的なロール動揺に対しても剛性と減衰を発揮し、動揺抑制に有効に作用すると考えられる。

5.3.3 制御フェール時の挙動

曲線走行中に車傾制御がフェールした場合の挙動を様々な条件で確認する。本システムでは、何らかの異常

を検知した場合、速やかに車傾制御を中止し、各電磁弁の電源供給を遮断して、LV装置による車高調整機能を復帰させることを想定している。

フェール試験は、傾斜制御性能試験と同様の車傾制御中に円曲線の中央部にて意図的に制御の中止と電磁弁の電源遮断を行うことで模擬した。制御時の最大傾斜角は4.5度である。図9に結果を示す。フェール発生時、ATBのモータは駆動力を失い、車傾角は遠心力により中立方向に戻る動作を開始し、約1.5度まで外傾した。車体を中立方向に戻すモーメントは、遠心力によるものと、LVの給排気による空気ばねによるものがある。このとき、モータは出力軸側からトルクを受け、約1000rpmで回転しており減衰を發揮していることが示唆される。LVは車体が水平近くに落ち着くと給排気を停止し中立状態が維持される。

なお、LVの応答性（給排気流量、時間遅れの大小）による違いについても確認した。LVの応答性向上は、車体姿勢の中立維持、すなわち静的な車体ロール剛性の向上に有効であることを確認した。

5.4 走行安定性

車傾制御時、および非制御時の走行安定性を確認するため、だ行動試験を実施した。所定の速度で軌条輪を回転させ、進行前側に相当する軌条輪を左右方向に周波数1Hz、振幅3mmで3波加振したときの輪軸、台車、車体の挙動を確認した。車傾制御は目標値を0°とした中立制御である。ヨーダンパ1本フェールの条件で、制御時、非制御時ともに、速度150km/hまでだ行動の発生がないことを確認した。

6. 車体傾斜システムの実用仕様

定置傾斜試験による確認結果を踏まえて、6.1節～6.4節に示すように車傾システムの実用仕様を策定した。

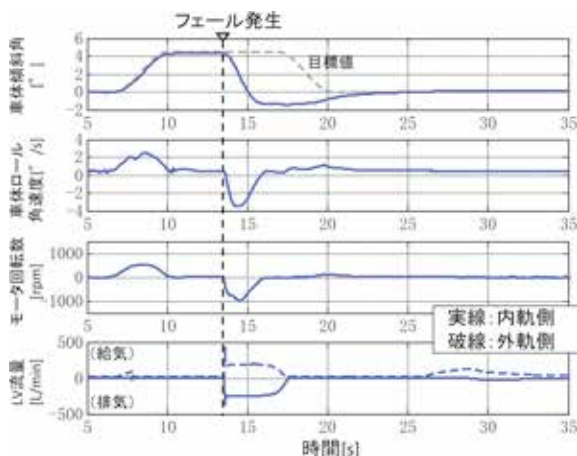


図9 フェール試験結果

6.1 フェールセーフ性確保の考え方

ATBは電源遮断時など非制御の状態であっても、減速機の逆駆動に伴う抵抗とモータのDBによる減衰により、傾斜に対する抵抗を完全に失うことはない。また、ATBの静的な剛性低下に対しては、応答性の高いLV装置を併用することで、静的な車体支持ロール剛性を確保する。以上のことより、車傾制御システムに異常が発生した場合には、速やかにモータドライバへの主回路電源供給を遮断して制御を中止するとともに、全ての電磁弁への電源供給を遮断して、LV装置による空気ばねの車高調整機能を復帰させることで、車傾を行わない車両と同等の速度で走行可能となる。

6.2 システム構成

図10に1台車分の全体システム構成を示す。車傾制御システムは、1両あたり、車傾制御装置1台、モータドライバ2台、ATB2台、電磁弁装置2台、車高センサ付LV装置4台で構成される。

6.3 制御モード

本システムでは、車両の走行条件や状態に合わせた制御モードとして、抑止モード、直線制御モード、曲線制御モードを設定する。表2に各モードにおける電磁弁とサーボの加圧条件を示す。抑止モードは、速度50km/h以下の低速走行時と制御フェール時に適用する。直線制御モードは、50km/h以上で主に車傾パターンが1°未満のときに適用する。曲線制御モードは、50km/h以上で、主に車傾パターンが1°以上のときに適用する。なお、走行速度及び車傾パターンの閾値付近での頻繁な切替えを防止するため、モードの切替えには時素を設ける。

6.4 異常検知

モータドライバは、モータの過負荷や偏差過大、通信エラーなど様々な異常監視を行い、異常が検出された場合にアラームを発報する。車高センサ付LV装置は、ハードウェアによる異常上昇検知機能を有する。また、車傾制御装置はソフトウェアによる車傾角の偏差異常や固渋検知、モータ角度との整合性確認を行い、制御の健全性を確認する。これらにより異常が検出された場合、車傾制御装置は速やかにモータの主回路電源供給と全電磁弁の電源供給を遮断する。

表2 制御モードと電磁弁等の加圧状態

種別	抑止モード	直線制御モード	曲線制御モード
LV遮断弁	開（無加圧）	開（無加圧）	閉（加圧）
AS連通弁	閉（無加圧）	閉（無加圧）	開（加圧）
CC制御弁	閉（無加圧）	閉（無加圧）	開（加圧）
サーボ制御	オフ（無加圧）	オン（加圧）	オン（加圧）

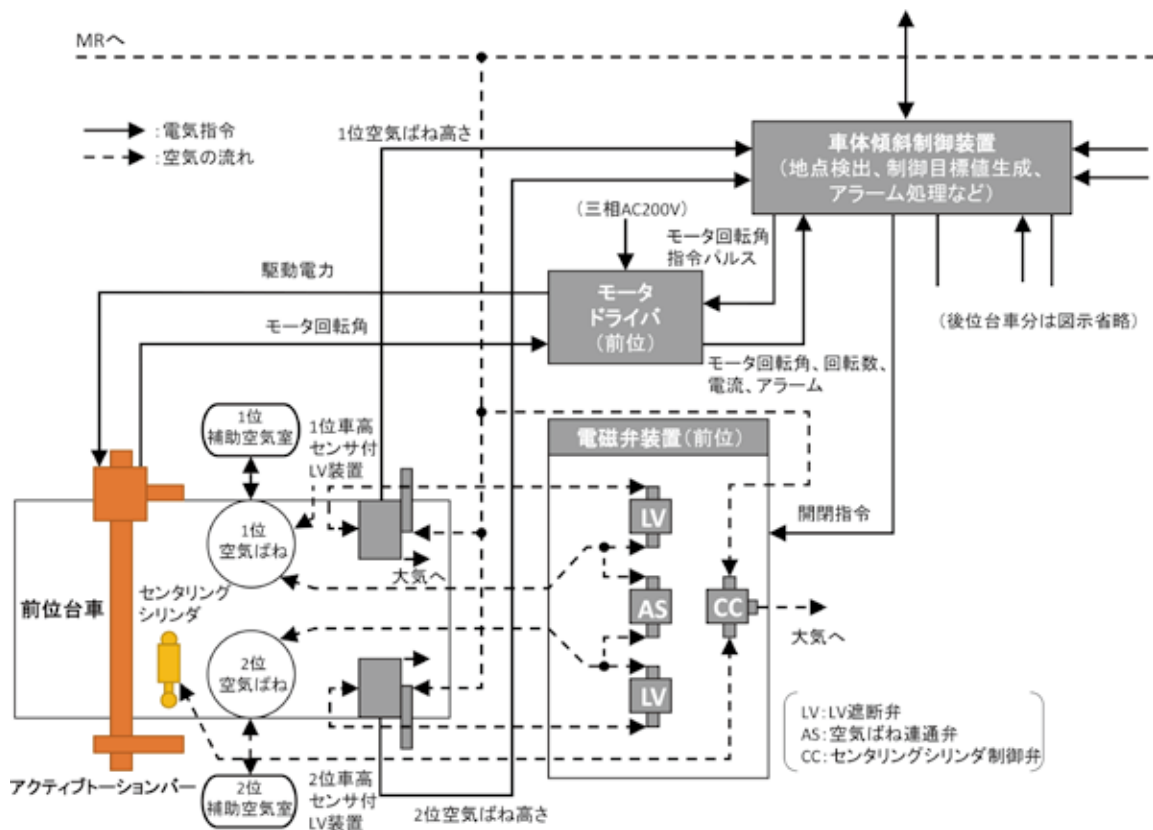


図10 車体傾斜制御システムの全体構成 (1台車分)

7. まとめ

アクティブトーションバー（ATB）式車体傾斜システムの実用化に向けた開発に取り組み、以下の知見を得た。

- ・ATBのサーボモータと精密減速機の仕様を見直し、高出力化と耐久性向上を実現するとともに、小型化により車両限界内で構成することができた。
- ・改良したATBと試験台車を用いた定置傾斜試験による性能確認を行い、傾斜制御性能、非制御時の車体ロール特性等を確認した。
- ・傾斜制御性能については、車傾角の目標値（JTMパターン）に対して0.2秒以下の遅れとなる優れた追従性を持ち、モータの回転数、発生力は定格値に対して余裕があることを確認した。また、走行時の振動環境下であっても傾斜制御性能に影響はなかった。
- ・ATBは非制御時であっても、減速機が出力軸側からトルクを伝達する際の動作抵抗、及びモータのダイナミックブレーキ（発電ブレーキ）による減衰が有効に作用し、傾斜に対する抵抗力が残ることを確認した。これに応答性の高いLV装置を併用することで、制御フェール時であっても静的、動的な車体ロール支持剛性が確保可能である。
- ・以上の結果を踏まえて、フェールセーフ性を確保したATB式車体傾斜システムの実用仕様を策定した。

今後は、現行車体傾斜車両の更新時に、新しい車傾システムとして選定いただけるよう、積極的な情報提供に努めていく。実用化にあたっては、別途、鉄道総研にて開発した曲率照合を用いた地点検出手法²⁾、乗り物酔いを低減するJTMパターンを併用したシステムとすることで、乗り心地の良い車傾システムを実現できると考えている。

本研究の一部は、川崎重工業株式会社との共同研究により実施した。

謝辞

ATBの改良検討にあたり、株式会社スミハツ、ナブテスコ株式会社、株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズの関係各位に多大なご協力をいただいた。この場を借りて厚くお礼申し上げる。

文献

- 1) 風戸昭人, 小島崇: アンチローリング装置を活用した車体傾斜機構, 鉄道総研報告, Vol.33, No.3, pp.35-40, 2019
- 2) 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