

センタリングシリンダによる左右乗り心地の向上

石栗 航太郎* 風戸 昭人* 宮原 宏平*
 新山 正剛** 佐々木 勝美***

Improvement of Lateral Riding Comfort of Railway Vehicle by Applying Centering Actuator

Kotaro ISHIGURI Akihito KAZATO Kohei MIYAHARA
 Masataka NIIYAMA Katsumi SASAKI

To improve lateral riding comfort of vehicles, we have considered applying a pneumatic actuator which has a displacement dependent control valve. The valve installed on the actuator rod controls force of the actuator generated depending on the displacement caused according to the relative displacement between the vehicle body and the bogie. This control makes us possible to keep the vehicle body at around neutral position. We have installed the actuator on a test vehicle. The result of the running test shows that we could decrease impact caused by hitting against the lateral bump stop. Decreasing impact which arises by hitting against the lateral bump stop leads to reducing lateral vibrational acceleration of the vehicle, and results in improvement of riding comfort. It can independently work only by supplying compressed air. There is no need for equipping the actuator with electrical sensors and control devices to use it. The size of the actuator is almost the same as that of the lateral damper. For this reason, the actuator is easily applicable to the existing vehicles.

キーワード：左右動ストッパ当たり，乗り心地，空気圧式シリンダ，中立制御，車体傾斜，曲線通過速度向上

1. はじめに

良好な乗り心地を確保しながら曲線通過速度の向上を実現するために、車体傾斜装置を有する車両が実用化されている¹⁾。車体傾斜機構には従来から振り式が用いられてきたが、近年では、台車構造を簡素化できる空気ばね式が導入される場合がある。空気ばね式車体傾斜車両により振り式車両と同等の曲線通過速度を実現しようとする、振り式車両に比べて曲線走行時の車体の左右移動量が大きく、車体の過大な左右変位を防止するために台車枠に設けられている左右動ストッパに車体が接触する頻度が高まり、乗り心地低下が課題となる場合がある²⁾。この課題の解決には車体の左右変位を抑制するアクチュエータを適用し、左右動ストッパへの接触を軽減することが有効と考えられ、イタリアの Pendolino 車両（たとえば ETR450 型）では、曲線走行中の車体を中立位置に保持（センタリング制御）する大型の空気圧式アクチュエータが搭載されている³⁾。しかしながら、近年の台車構造簡素化の流れを鑑みると、Pendolino 車両の空気圧アクチュエータは大型であり、制御弁や多くの空気配管を必

要とすることからも、このまま国内の狭軌用台車に適用することは難しい。一方、ピー・エス・シー株式会社と住友金属工業株式会社（現・新日鐵住金株式会社）は、機械的フィードバックを有し、制御装置やセンサを必要としない小型の空気圧式アクチュエータ（センタリングシリンダ）を開発した⁴⁾。鉄道総研と四国旅客鉄道株式会社は、このシリンダを狭軌用台車に適用するに当たり仕様を提案し、その乗り心地向上効果を実車走行試験にて検証した。本稿ではその結果について報告する。

1.1 左右動ストッパ当たり

鉄道車両には、車体が左右（まくらぎ）方向に変位したときにも車両限界の範囲内にとどまるように、車体と台車間に左右動ストッパが設けられている。通常、台車側にゴム（ストッパゴム）が設けられ、車体接触時の緩衝が図られている。車体が中立位置にあるとき、ストッパゴムと車体の間には、10～30mm 程度の左右方向の隙間が設けられている（図1）。直線区間走行中にストッパゴムと車体が接触することはないが、分岐器通過時や曲線区間高速走行時には大きな遠心力を受けて接触することがある（図2）。これを左右動ストッパ当たりと呼ぶ。左右動ストッパ当たりが発生すると、同部分の衝突による振動が発生する。また、長い曲線を走行する際などに

* 車両構造技術研究部 走り装置研究室
 ** 四国旅客鉄道株式会社 運輸部車両課
 *** ピー・エス・シー株式会社

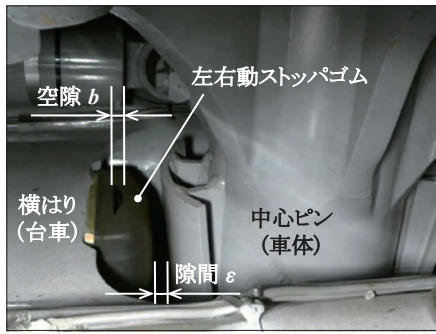


図1 左右動ストップの構成（車体中立）

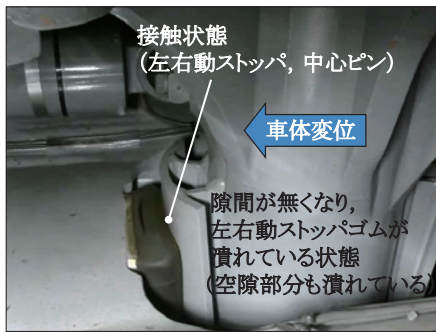


図2 左右動ストップ当たりの状況

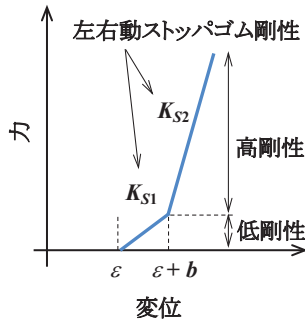


図3 左右動ストップゴム特性

ストップゴムへの接触が継続すると、ストップゴムが台車の振動を車体に伝達する結合要素として作用し、レール継ぎ目や踏切などの軌道外乱を車体に伝達することになり、良好な乗り心地の維持が難しくなる。

左右動ストップは、著大な左右変位を制限し、車体が車両限界内にとどまることを担保する装置である。このため、ストップゴムと車体との隙間として設定可能な寸法には上限があり、高速走行時の乗り心地に配慮して過大に設定することは現実的でない。高速走行時の左右動ストップ当たりによる乗り心地の低下を防ぐためには、車体を中立位置近傍に保持して車体が左右動ストップに接触しないようにする必要がある。一般に、左右動ストップに用いられるストップゴムの内部には空隙がある。このため、車体中心ピンが左右動ストップゴムに接触してから同部分が完全に潰れるまでの間の低剛性領域と、完全に潰れてからの高剛性領域に途中で剛性が切り

替わるモデルを仮定することができる（図3）。

1.2 センタリングシリンダ

センタリングシリンダとは、曲線走行時の車体の左右変位を抑制するためのアクチュエータであり、その一端を車体に、他端を台車枠に結合するよう配置することで、台車に対する車体の相対左右変位に対して反力を発生するものである。車体と台車枠の間には、左右動ダンパと呼ばれる車体と台車枠の間の左右運動に対して減衰を与えるオイルダンパが設けられており、これと並列に構成する。なお、直線区間走行時等の不要な反力発生を避けるため、中立付近の応答感度は低くする。さらに、台車振動の影響を避けるため、高周波振動には極力応答させない必要がある。反力発生源には、空気圧、油圧、電動モータなど種々の方式が考えられるが、ここでは空気圧を選定する。空気圧は鉄道車両の各種制御において豊富な実績を持っていること、さらに高周波振動の絶縁性能に優れることが主な選定理由である。また、小型、低コストに実現するため、電気的な制御は用いていない。

2. 試作したセンタリングシリンダ

2.1 構造

試作したセンタリングシリンダ（図4）は、ピストンの強制変位に応じた反力を発生する空気圧アクチュエータである。図5に動作原理を示す。シリンダの給気ポートには、微小絞りを介して圧縮空気が常時供給され、ピストン変位に応じて排気ポートの開閉を行うことで反力を制御している。ピストンが中立位置近傍にあるとき（図5（B））は、ヘッド側とロッド側の両シリンダ室の排気ポートを連通させ、かつ、微小絞りを介して大気へ開放することで反力の発生を抑えている。ピストンが縮み側に変位したとき（図5（A））は、ヘッド側シリンダ室の排気ポートを閉じ、かつ、ロッド側シリンダ室の排気ポートを大きく開口して差圧を大きくし、大きな反力を発生させる。ピストンが伸び側に変位したとき（図5（C））も同様である。これら排気ポートの開閉はピストンロッド部に構成したスプール弁により行う。



図4 センタリングシリンダ

2.2 出力特性

供給空気の圧力を 800kPa（ゲージ圧）とし、ヘッド側、ロッド側それぞれの方向に強制変位を与えた場合の

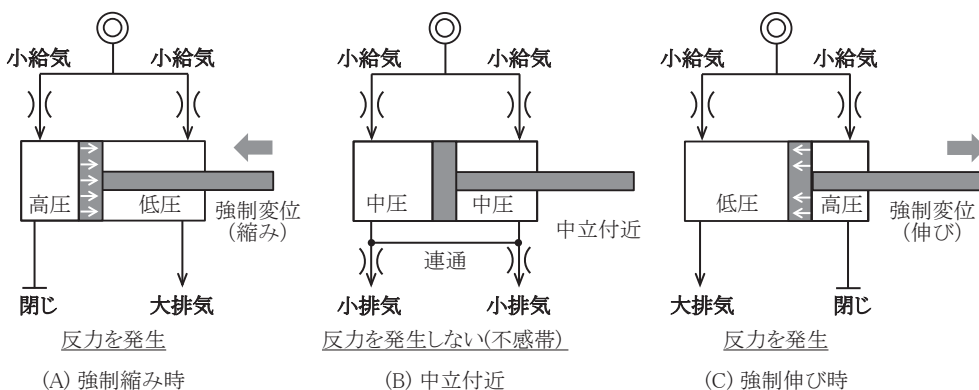


図5 センタリングシリンダの構造と動作原理

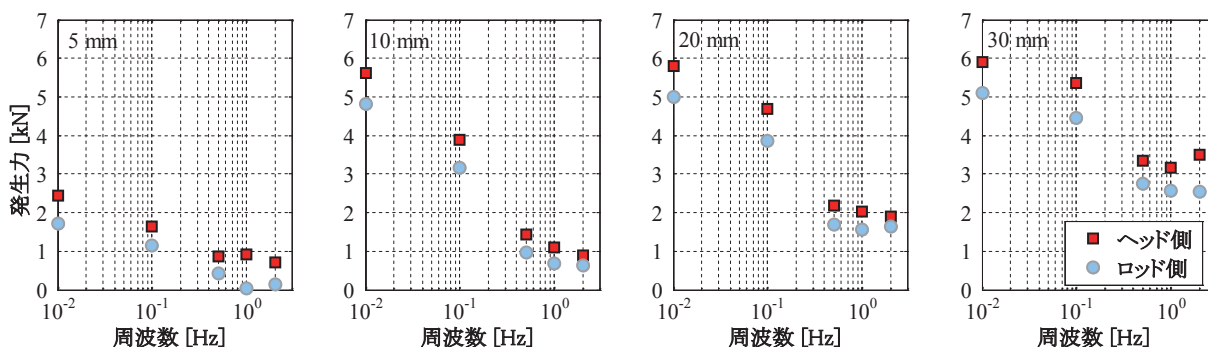


図6 発生力 (800kPa, ゲージ圧)

発生力を図6に示す。同図はシリンダに与える強制変位と周波数を変え測定した結果であり、ヘッド側、ロッド側方向それぞれに変位させた場合の発生力の大きさ（絶対値）を示している。曲線走行時の準静的な動作を模擬した0.01Hzにおいて、強制変位が小さい5mmの場合の発生力は1.7～2.5kN程度である。これに対して、強制変位が10mmを超えた場合は、車体を中立位置近傍に保持するための力として4.8～5.9kNの発生力が得られる。また、周波数が0.5Hzを超える範囲においては発生力が抑制され、車体の動揺成分に対するの応答感が低くなっている。シリンダに与える強制変位と発生力の関係を図7に示す。正の変位がヘッド側への強制変位、

負の変位がロッド側への強制変位に対応している。準静的な動作を模擬した0.01Hzにおいては強制変位が±3mm以上となった場合にシリンダ室内への圧縮空気の供給が行われ、5kNを上回るシリンダ発生力が得られている。一方、車体の動揺成分を模擬した2.0Hzにおいては、空気の圧縮性の影響を受けて発生力はあるものの2～3kNに留まっており、動揺成分に対する作用は抑制されている。

3. 走行試験による性能評価

3.1 機器仮設状況

供試車両は4両編成で、この内の先頭となる1両の第1台車、第2台車それぞれに左右動ダンパと並列にセンタリングシリンダを仮設した。シリンダの設置状況を図8に示す。センタリングシリンダには変位計を設置し、走行中のシリンダ変位を測定した。このシリンダ変位は、台車に対する車体の左右変位とみなすことができる。なお、比較のための非制御条件測定の際には、シリンダへの空気供給を停止した。また、図9に示すように左右動ストッパ取付部（台車枠のつなぎばり）裏面に貼付したひずみゲージにより台車応力を測定することで、左右動ストッパと中心ピンの接触状況を確認した。なお、車内床面に設置した加速度計により、左右（まくらぎ）方向

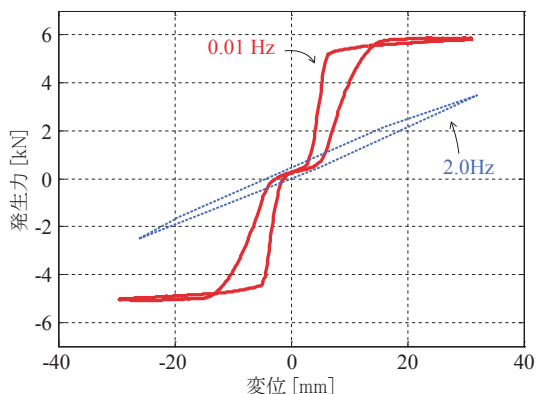


図7 発生力 (800kPa, ゲージ圧)

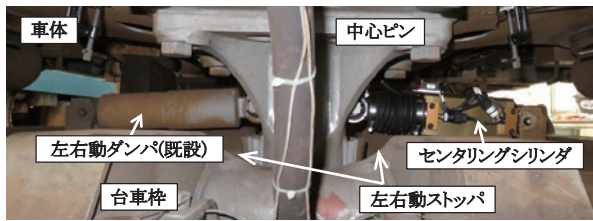


図8 センタリングシリンダ設置状況

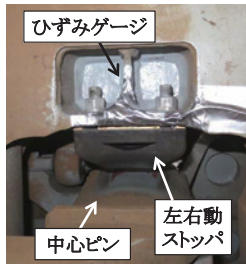


図9 左右動ストップ取付部
(ひずみゲージによる測定箇所)

加速度を計測し、乗り心地を評価した。本報告では、第1台車を先頭として走行した結果を整理した。

3.2 車体の左右方向移動量の抑制

台車に対する車体の左右変位を図10に示す。第1台車に取り付けたセンタリングシリンダ変位であり、半

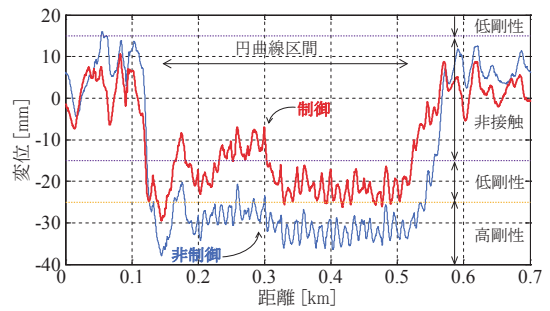


図10 車体左右(まくらぎ方向)変位

径300mの曲線を速度85km/h(本則+20km/h, カント不足量 C_d 97mm)にて走行した結果である。車体が中立位置にあるときの変位0mmとした。非制御時には円曲線中で30mm程度あった左右変位が、制御を行うことで20mm程度に抑制された。変位が±15mmを超え、±25mmまでの範囲では、車体中心ピンは左右動ストップゴムの低剛性領域において接触し、左右動ストップゴムは大きな反力を発生しない。このため、センタリング制御を行うことで、台車に対する車体の左右方向相対変位を小さくすることができ、左右動ストップゴムと車体中心ピンの衝突に伴う衝撃的な振動を抑制する効果が期待できる。

シリンダ変位量とカント不足量の関係を図11に示す。

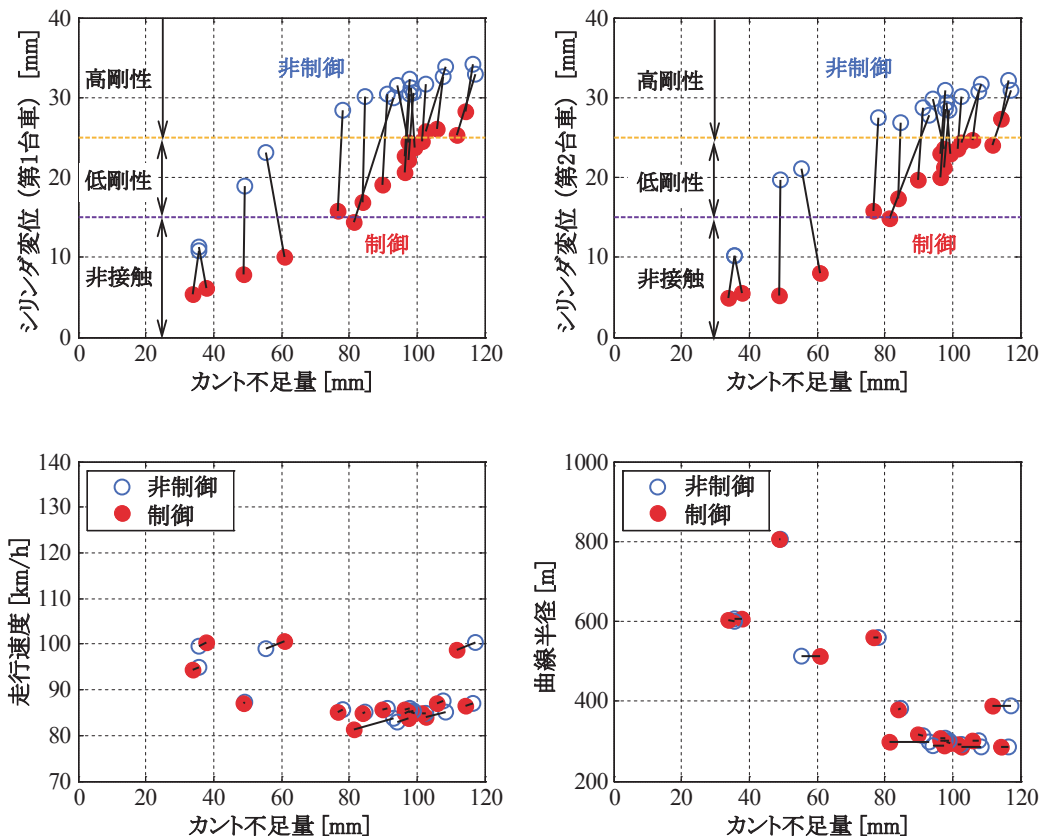


図11 カント不足量と左右変位

カント不足量 C_d とは、均衡カントと設定カントの差であり、超過遠心加速度 a_u 、軌間 G 、重力加速度 g を用いて、式 (1) より計算できる。

$$C_d = \alpha_u G / g \quad (1)$$

ここでは、円曲線長が 51m 以上の右曲線における円曲線中において、加減速の操作を行っていない速度差 5km/h 未満の組合せで制御有無のデータを比較した。第 1 台車、第 2 台車それぞれについて表示し、対応する走行速度、曲線半径についても示した。○が非制御、●が制御を行った場合の結果で、同一曲線のデータを線で結んだ。第 1 台車、第 2 台車それぞれのシリンダ変位とカント不足量の関係を示す図において、車体中心ピンと左右動ストッパは、両者の相対変位が 15mm を超え、25mm までの範囲については、左右動ストッパの低剛性領域において接触していることを意味する。また、非制御、制御の両条件を結ぶ線の長さが縦軸方向に長いほど、センタリング制御を行った場合に車体の左右方向変位を抑制でき、制御効果が大きいことを意味している。非制御時には、カント不足量が 45mm を上回る曲線において車体中心ピンが左右動ストッパに接触し、カント不足量が 60mm を超えると左右動ストッパゴムの高剛性領域において接触していた。これに対して、制御を行うことで、カント不足量 75mm を上回る曲線までは左右動ストッパに接触せず、カント不足量が 100mm を超える場合に左右動ストッパゴムの高剛性領域において接触するようになった。センタリング制御を行うことで、車体が左右動ストッパゴムの高剛性領域において接触するカント不足量を、非制御時の 60mm から 100mm まで拡大することができ、左右動ストッパ当たりを軽減して走行可能な範囲を拡大できたことがわかる。

3.3 左右動ストッパ当たりの軽減

図 12 に、一つの曲線走行中に、第 1 台車の左右動ストッパ取付部に生じた応力を示す。図 10 と同一の曲線走行結果であり、左右動ストッパへの接触に伴う比較的低い周波数における応力の変動に注目するため、8Hz 以下を通過させるローパスフィルタ処理と、トレンド除去を行った結果を示した。非制御時には、曲線中で 5～10MPa 程度の応力が発生したが、センタリングシリンダによる制御を行った場合は、2.5MPa 程度以下の範囲にとどまった。センタリングシリンダによる制御を行うことで、中心ピンの左右動ストッパへの接触が軽減されていることが確認できる。

3.4 振動乗り心地の改善

第 1 台車直上における車体床面の左右振動加速度計測

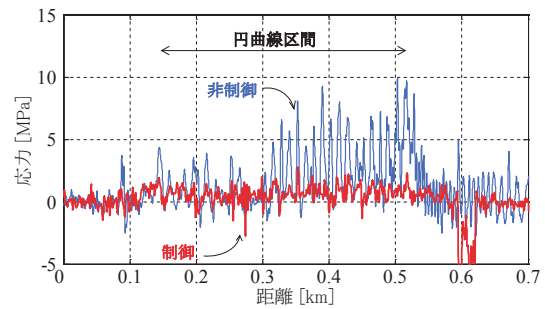


図 12 左右動ストッパ取付部応力

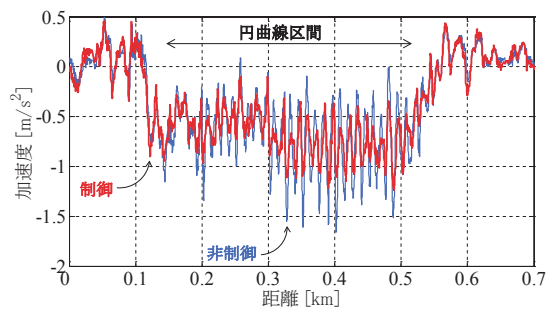


図 13 車体床面左右振動加速度

結果を図 13 に示す。図 10 と同一の曲線走行結果であり、15Hz 以下を通過させるローパスフィルタ処理を行った。制御を行った場合は曲線中の左右振動加速度複振幅が、非制御時の 0.7 倍程度と小さくなり、円曲線中にて発生する中心ピンと左右動ストッパの接触に伴う衝撃的な左右振動を軽減できたことがわかる。

半径 300m の曲線が多く存在する区間における左右短時間乗り心地レベル L_T 値⁵⁾ を図 14 に示す。短時間 L_T 値とは、 L_T 値の評価時間(通常は 3 ± 2 分)をより短くとしたもので、特定の短い区間の振動乗り心地を評価する際に用いられることがある。図には走行した区間の線路曲率も合わせて示した。ここでは、第 1 台車直上で計測した車体左右振動加速度から短時間 L_T 値を計算した。曲線が連続する区間において、センタリング制御を行った場合の乗り心地レベルが非制御時に比べて 2～4dB 程度低く抑えられ、特に曲線長の長い曲線において、シリンダ制御による効果が大きいことがわかる。3dB 程度の相違があれば人間が識別可能と知られており⁶⁾ センタリング制御による乗り心地改善効果は大きい。なお、一部で制御時の L_T 値が非制御時を上回っている区間があるが、これらは制御時の走行速度が非制御時の走行速度を上回っていた区間である。

3.5 設計指針

供試シリンダにより車体の左右方向変位を抑制することができ、左右動ストッパゴムの低剛性領域において車体が接触するカント不足量の範囲を拡大することができ

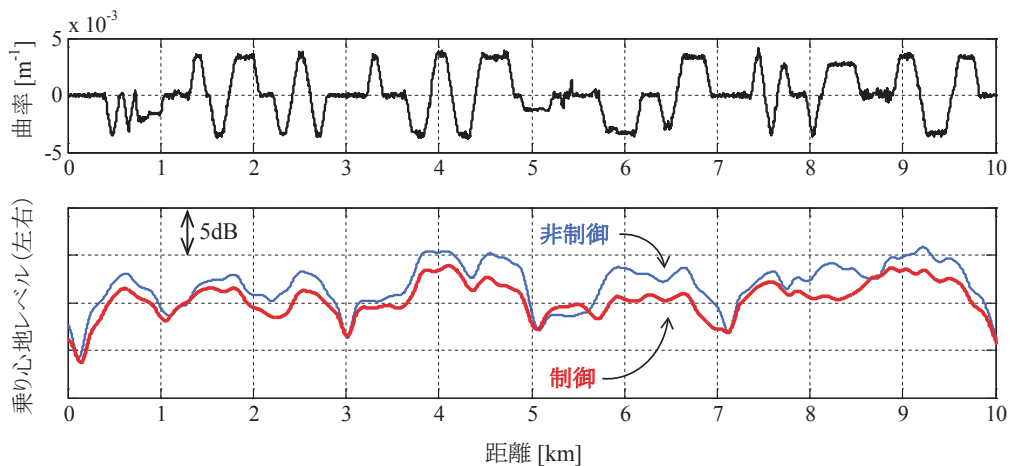


図 14 乗り心地レベル（左右） L_T

た。これにより、左右動ストップ当たりを軽減し、より良好な乗り心地を維持して走行可能な範囲を拡大する結果となった。左右動ストップゴムの高剛性領域における接触が回避可能となるようにシリンダ発生力を決定することで、台車部品としての寸法の制約範囲内で効果的なシリンダを設計することが可能となる。また、カント不足量が多い条件で左右動ストップ当たりを軽減させるためには、センタリングシリンダの発生力を向上させることや、まくらばねのまくらぎ方向剛性を向上させるなどの方策と組み合わせて使用することが有効と言える。図 11 は、センタリングシリンダ発生力を付加した状態における遠心力と車体の釣り合い状態を示しているとも言え、適用する車両の左右動ストップ隙間や左右動ストップゴム特性、走行線区、走行速度の条件と合わせて、センタリングシリンダを設計する際に活用できる。

4. おわりに

曲線区間を高速で走行する鉄道車両に対して要求される高いレベルの乗り心地を確保する目的で、車体を中立位置に保持し、車体中心ピンと左右動ストップの接触を軽減するための空気圧式センタリングシリンダの性能検証を行った。試作したセンタリングシリンダの特徴と実車走行試験により得られた結果を以下に示す。

- (1) 試作したシリンダは、車体の強制変位量に応じて復元力を発生する小型の空気圧シリンダである。シリンダの給排気を制御する機械式制御弁はピストンロッド部に内蔵されているため、制御装置やセンサ等は不要で、圧縮空気の供給のみで動作する。
- (2) 走行試験の結果、センタリング制御を行わない場合

に比べて曲線中の左右方向の車体移動量を抑制することができた。左右動ストップと車体中心ピンの衝突を伴う強い接触を防ぐことができ、曲線の連続する区間において短時間左右乗り心地レベル L_T 値を 2～4dB 程度低減することができた。

以上のように、センタリングシリンダによる左右乗り心地向上効果が確認できたため、四国旅客鉄道株式会社 8600 系特急電車への搭載が決定した。今後は、より厳しい走行条件への適用も視野に、さらなる性能向上に取り組む計画である。

文 献

- 1) 風戸昭人, 振子車両・車体傾斜車両, RRR, Vol.72, No.3, pp.28-31, 2015
- 2) 菅原重光, 佐藤頼光, 後藤昭裕, 中澤文善, 藤本賢治, 山田忠, 空気ばねを利用した車体傾斜制御の最適化 空気ばね車体傾斜による曲線通過速度向上, 第 36 回鉄道における国際サイバネティクス利用国内シンポジウム論文集, pp.168-171, 1999
- 3) 岡本勲, 最近の振子車両の動向 (上), 電気車の科学, Vol.46, No.1, pp.13-15, 1993
- 4) ピー・エス・シー株式会社, 住友金属工業株式会社, 車体支持装置, 特許第 4839154 号, 2011.10.7
- 5) 鈴木浩明, 手塚和彦, 高井秀之, 鉄道車両の乗り心地評価法と国際標準化, 鉄道総研報告, Vol.16, No.1, pp.5-10, 2002
- 6) 山崎和秀, 小林一朗, 三瓶栄, 西本幸雄, 倉又哲夫, 乗り心地評価法の研究, 鉄道労働科学, Vol.36, pp.57-73, 1982