平行カルダン駆動電気鉄道車両の主電動機トルクによる車体振動制御*

牧島 信吾^{*1}, 永井 正夫^{*2}

Vibration Control of Railway Vehicle with Parallel Cardan Drives by Traction Motor Torques

Shingo MAKISHIMA ^{*1} and Masao NAGAI

^{*1} Toyo Denki Seizo K. K.
3-8, Fukuura, Kanazawa-ku, Yokohama, Kanagawa

This paper presents a method to suppress the vertical bending vibration of electric railcar by using traction motor. Dynamics of the truck with parallel cardan drives can be controlled by torque of the traction motors. This paper proposes a control method to reduce vertical vibration of truck frame by the traction motor torques to reduce car-body vibration. The motor torques are added with the traction torques of the control scheme in reverse phase for two traction motors of a truck. Experimental result shows that the control method using traction motor torque can decrease the truck frame vibration.

Key Words : Railway, Vehicle Dynamics, Vibration of Moving Body, Vibration Control, Ride Comfort

1. 緒 言

パワーエレクトロニクスの発展により,電気鉄道車両においてVVVFインバータによる誘導電動機駆動が実現しており,鉄道車両の省エネルギー化・省メンテナンス化・高性能化に大きく貢献している。さらに,速度センサレスベクトル制御の実用化⁽¹⁾⁽²⁾により,電圧が飽和して制御性能が劣化する1パルス領域も含めて,高いトルク応答を実現している⁽³⁾。その結果,空転・再粘着制御をはじめとする,主電動機トルク変動を積極的に用いた制御が可能となっている⁽⁴⁾。

車体の軽量化も,鉄道車両の省エネルギー化に大きく貢献している。しかしながら,車体の軽量化により車体曲げ剛性が低下し,車体の弾性振動(曲げ振動)が増加する傾向にあることが指摘されている⁽⁵⁾。特に,車体の弾性振動のうち,車体曲げの一次振動の固有振動数は7~10Hz程度であり,乗客が上下振動に対して敏感な周波数帯域と一致する。そのため,高速化や快適性の要求水準向上といった理由とあわせて,車体弾性振動の増大による乗り心地悪化が問題となっている。また,近年の車両では,台車枠の固有振動数と車体の弾性振動の固有振動数が近接していることにより,軌道上下狂いに起因する車体弾性振動の増大が指摘されている⁽⁶⁾。

車体弾性振動の増大に対し,これまでに様々な弾性振動の低減方法が提案されている⁽⁶⁾⁻⁽¹¹⁾。しかしながら,これまでに提案されている振動低減方法は,いずれも車体もしくは台車への部品追加やハードウェアの改造を必要とする。特に,電動台車は付随台車に比べて主電動機・駆動装置を有しており構造が複雑であることから,部品追加やハードウェアの改造は困難と予測される。さらに,車体弾性振動をアクティブ制御⁽⁸⁾⁽⁹⁾で抑制するには,新たなアクチュエータが必要なだけでなく,アクチュエータを駆動するためのエネルギーを確保する必要があるという問題がある。

一方で,国内の電気鉄道車両用の台車の半数程度は,駆動用主電動機というアクチュエータを備えた電動台車である。国内の動力分散式電気鉄道の大半に用いられている平行カルダン駆動台車は,主電動機が台車枠に装荷されており,また駆動装置の反力が釣りリンクを介して台車枠で受けている。そのため,主電動機トルクによる

* 原稿受付 2010 年 11 月 8 日

^{*1} 正員, 東洋電機製造研究センター (〒236-0004 神奈川県横浜市金沢区福浦 3-8)

^{*2} 正員, フェロー, 東京農工大学大学院

E-mail: makishima@toyodenki.co.jp

駆動・制動時に、台車枠に力がかかることにより、台車枠のダイナミクスに大きく影響を及ぼすと考えられる。しかしながら、駆動系が台車系の前後動以外のダイナミクスに与える影響は十分に検討されていない⁽¹⁴⁾。

主電動機トルクが台車枠のダイナミクスに影響を及ぼすことから、主電動機トルクを適切に制御することにより台車枠振動を抑制できることが予測される。そのため、主電動機を振動制御用アクチュエータとして用いることにより、既存のハードウェアにより車体弾性振動の抑制が実現できる可能性がある。鉄道用主電動機は、架線より電力供給が得られるVVVFインバータにより駆動されることから、すでにエネルギー源が確保されている。また、VVVFインバータは回生運転にも対応しており、振動抑制は振動エネルギーを吸収する方向の仕事をすることから、振動エネルギーの回生も期待できる。

本論文ではまず、台車駆動系モデルの振動解析を行ない、主電動機トルクと台車振動との関連を明らかにする。振動解析の結果から、1台の台車内の2台の主電動機に逆方向のトルクを重畳させることにより、台車枠に対して上下方向の力が発生し、一次ばねのアクティブサスペンションとして動作可能なことを示す。

鉄道台車の一次ばねの制御としては、これまでに軸ダンパの可変減衰制御が提案されており、台車枠振動の抑制により車体の曲げ振動が低減されていることが報告されている⁽¹⁰⁾⁻⁽¹³⁾。そのため、台車枠振動の抑制が可能であれば、車体弾性振動の抑制が期待できる。そこで本論文では、主電動機を個別に駆動する電気鉄道車両を対象とした既存の機械的ハードウェアで車体のアクティブ振動抑制可能な手法として、主電動機トルクを用いて台車枠振動を抑制することにより、車体弾性振動の抑制が期待できる手法を提案する。また、実台車を用いた実験により、主電動機トルクを用いて台車枠振動の抑制が可能なことを確認する。

2. 台車・駆動系モデルと振動特性

2・1 台車・駆動系モデル

本論文で対象とする台車モデルを、図1に示す。台車モデルは、たわみ板継手を用いた平行カルダン駆動台車を想定した8自由度モデル⁽¹⁵⁾であり、前後並進運動の自由度を考慮すると9自由度となる。本モデルは、空転・再粘着制御の検証として実績があり、実車との比較より妥当性も確認されている⁽¹⁶⁾。

各パラメータは、対象とする台車により相違があると思われるが、支配的な動きや振動モード形状に関しては同様な傾向がみられると予測される。そこで本論文では、一例として実軸主電動機とCFRP製のたわみ板継手⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾を用いた、在来線電車相当のパラメータを用いた場合の、台車・駆動系の振動解析を行う。

Fig. 1 Truck model with parallel cardan driving devices

台車・駆動系の運動方程式は、次の通りである。

$$\begin{aligned}
 M_T \ddot{Z}_T = & -\{2(k_J + k_L) + k_A\}Z_T - L_{JL}k_L\dot{\theta}_{G1} + L_{JL}k_L\dot{\theta}_{G2} + k_A\dot{Z}_B + (k_J + k_L)Z_{01} + (k_J + k_L)Z_{02} \\
 & -\{2(c_J + c_L) + c_A\}\dot{Z}_T - L_{JL}c_L\dot{\theta}_{G1} + L_{JL}c_L\dot{\theta}_{G2} + c_A\dot{Z}_B + (c_J + c_L)\dot{Z}_{01} + (c_J + c_L)\dot{Z}_{02}
 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned}
 I_T \ddot{\theta}_T = & -2(L_J^2 k_J + L_L^2 k_L) \theta_T + L_L L_{JL} k_L \dot{\theta}_{G1} + L_L L_{JL} k_L \dot{\theta}_{G2} - (L_J k_J + L_L k_L) Z_{01} + (L_J k_J + L_L k_L) Z_{02} \\
 & - 2(L_J^2 c_J + L_L^2 c_L) \dot{\theta}_T + L_L L_{JL} c_L \dot{\theta}_{G1} + L_L L_{JL} c_L \dot{\theta}_{G2} - (L_J c_J + L_L c_L) \dot{Z}_{01} + (L_J c_J + L_L c_L) \dot{Z}_{02} \\
 & - h(F_1 + F_2) + h_2 F_B + \tau_1 + \tau_2
 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
 I_G \ddot{\theta}_{Gi} = & -\{L_{jL}^2 k_L + (1 + G_R)^2 k_p\} \theta_{Gi} \mp L_{jL} k_L Z_T + L_L L_{jL} k_L \theta_T + (1 + G_R) k_p \theta_{Ri} - (1 + G_R) G_R k_p \theta_{Wi} \pm L_{jL} k_L Z_{0i} \\
 & - \{L_{jL}^2 c_L + (1 + G_R)^2 c_p\} \dot{\theta}_{Gi} \mp L_{jL} c_L \dot{Z}_T + L_L L_{jL} c_L \dot{\theta}_T + (1 + G_R) c_p \dot{\theta}_{Ri} - (1 + G_R) G_R c_p \dot{\theta}_{Wi} \pm L_{jL} c_L \dot{Z}_{0i}
 \end{aligned} \quad (3)$$

$$I_R \ddot{\theta}_{Ri} = \tau_i - k_p \theta_{Ri} + (1 + G_R) k_p \theta_{Gi} + G_R k_p \theta_{Wi} - c_p \dot{\theta}_{Ri} + (1 + G_R) c_p \dot{\theta}_{Gi} + G_R c_p \dot{\theta}_{Wi} \quad (4)$$

$$I_W \ddot{\theta}_{Wi} = -G_R^2 k_p \theta_{Wi} - (1 + G_R) G_R k_p \theta_{Gi} + G_R k_p \theta_{Ri} - G_R^2 c_p \dot{\theta}_{Wi} - (1 + G_R) G_R c_p \dot{\theta}_{Gi} + G_R c_p \dot{\theta}_{Ri} - R_W F_i \quad (5)$$

$$M_T \ddot{x}_T = F_1 + F_2 - F_B \quad (6)$$

なお、ここで、

- M_T : 台車枠慣性質量
- I_T : 台車枠ピッチング慣性モーメント
- I_G : 駆動装置慣性モーメント (小歯車含む)
- I_R : 電動機回転子慣性モーメント
- I_W : 車輪慣性モーメント (大歯車・車軸含む)
- L_J : 台車中心 - 車軸間水平距離
- L_L : 吊りリンク - 車軸間水平距離
- L_{JL} : 台車中心 - 吊りリンク間水平距離 (= $L_J - L_L$)
- h : 車軸 - 台車中心垂直距離
- h_2 : 台車中心 - けん引装置垂直距離
- R_W : 車輪径
- G_R : ギア比
- k_A, c_A : 空気ばねのばね定数及び減衰係数
- k_J, c_J : 軸ばねのばね定数及び減衰係数
- k_L, c_L : 吊りリンクのばね定数及び減衰係数
- k_p, c_p : たわみ板継手のねじれ剛性及び減衰
- x_T : 台車枠前後変位
- Z_T : 台車枠上下変位
- θ_T : 台車枠ピッチング角
- θ_{Gi} : i 軸の駆動装置回転角
- θ_{Ri} : i 軸の電動機回転子回転角
- θ_{Wi} : i 軸の車輪回転角
- τ_i : i 軸の電動機トルク
- W_i : i 軸の軸重
- Z_{0i} : i 軸の上下軌道狂い
- Z_B : 空気ばね直上車体変位
- F_i : i 軸の接線力
- F_B : けん引装置による前後力

である。

また，本論文では，接線力はすべり速度に比例すると仮定して，

$$F_i = \frac{d\mu}{dv_s} W_i (R_w \dot{\theta}_{w1} - \dot{x}_T + h \dot{\theta}_T) \quad (7)$$

とする．

2・2 周波数応答特性

台車・駆動系の振動特性を把握するために，図1のモデルの上下軌道狂い及び主電動機のトルク入力時の，台車枠振動の周波数応答特性を把握する．台車内の2軸に対して，同位相の上下軌道狂いに対する台車枠上下変位の周波数応答を図2(a)に，逆位相の上下軌道狂いに対する台車枠ピッチ角の周波数応答を図2(b)に示す．また，2台の電動機の間位相トルクに対する台車枠ピッチ角の周波数応答を図2(c)に，逆位相トルクに対する台車枠上下変位の周波数応答を図2(d)に示す．なお，逆位相の入力は，図2における上下軌道狂い z_{0l} もしくは主電動機 θ_{Rl} が正となる方向を基準に，周波数応答の位相を表示している．

Fig. 2 Frequency responses of truck frame

台車枠の上下振動とピッチング振動のうち，いずれの条件であっても一方のみ加振される．加振されないものは伝達関数が零となるため，図2では加振されるもののみの周波数応答を示している．同位相の軌道狂いと逆位相

の主電動機トルクでは、台車枠の上下振動のみが加振され、逆位相の軌道狂いと同位相の主電動機トルクでは、台車枠のピッチング振動のみが加振される。

この結果から、逆位相の主電動機トルクにより台車枠上下振動は可制御であるといえる。そのため、車体振動の主な加振源である台車枠の上下振動に対して、2 台の主電動機に逆位相でトルクを加えることによって、台車枠の上下振動の抑制が可能であることが予測される。

2・3 振動モード解析

図2の周波数応答特性から、台車・駆動系モデルでは複数の共振ピークが見られた。この共振ピークの振動状態を把握するために、振動モード解析を行う。

図3は、減衰要素を無視した台車・駆動モデルの振動モード解析結果である。駆動・台車系モデルは台車枠上下運動と連成する前後線対称形状のモードと、台車枠ピッチング運動と連成する前後点对称形状のモードに分離される。TVモード・RVモード・GVモードは前後線対称形状のモードであり、図2の(a)及び(d)の共振ピークと対応している。一方で、TPモード・RPモード・GPモードは前後点对称形状のモードであり、図2の(b)及び(c)の共振ピークと対応している。

TVモード及びTPモードは、台車枠振動を主体とするモードである。この2つのモードは、吊りリンク振動やたわみ板継手のねじれ振動といった、駆動系のダイナミクスの影響は無視できるモードであり、台車枠振動に付随して駆動系が振動している状態である。TVモードは、車体振動の主な加振源であり、特に車体曲げ一次の固有振動数と周波数帯域が一致していることから、乗り心地に大きな影響を及ぼす。

一方で、RVモードとRPモードは、吊りリンクの振動やたわみ板継手のねじれ振動が発生しており、駆動系と台車枠振動が連成しているモードといえる。また、GVモードとGPモードは、駆動装置の回転運動が主体で台車枠振動との連成は少ないモードといえる。

TVモード・TPモード及びRVモードとRPモードは、主電動機が台車枠振動と連成している。そのため、これらのモードは主電動機からみて可制御・可観測であり、この結果からも主電動機トルクにより制御可能なモードといえる。

Fig. 3 Mode shapes of truck with parallel cardan driving devices

3. 振動制御の原理と制御手法

3・1 主電動機トルクによる振動制御の原理

周波数応答解析及び振動モード解析の結果、主電動機トルクにより台車枠上下振動が可制御であることが示唆された。そこで、主電動機による台車枠振動の抑制を検討するにあたり、そのメカニズムを考察する。

主電動機にトルクが発生すると、継手を介して駆動装置の小歯車が回転し、車軸に結合されている大歯車に力

が伝達する．小歯車は，大歯車周りの遊星歯車運動として動作する．そのため，小歯車から大歯車に力が伝達する際に，小歯車の公転運動のモーメントを発生する．この公転運動は，駆動装置と台車枠を結ぶ吊りリンクによって拘束される．そのため，小歯車から大歯車に力が伝達する際の反力が，吊りリンク経由で台車枠へと伝わる．

すなわち，車輪の回転が無視できれば，主電動機と駆動装置は軸ばねに並列なアクチュエータとして振舞い，等価的に一次ばねのアクティブサスペンションとみなすことができる．2 台の主電動機に同一方向のトルクをかけると，台車枠にピッチング方向のモーメントが発生し，逆方向のトルクをかけると，台車枠に上下方向の力が発生する．

3・2 制御手法

主電動機トルクによる振動制御は，等価的に一次ばねの上下アクティブサスペンションとみなすことができる．鉄道車両の一次ばね制御による上下振動制御手法としては，これまでに軸ダンパの可変減衰制御が提案されている⁽¹⁰⁾．

軸ダンパの可変減衰制御手法では，台車振動抑制による加振力抑制を主眼とした台車枠スカイフック制御と，車体の曲げ一次振動モードのモデルを用いた LQG 制御が提案されている．後者は，車体の振動モデルを用いているため，車体の曲げ振動を集中的に低減することが可能であり，台車枠固有振動数と車体曲げ振動の固有振動数が乖離した条件であっても，高い制御効果が得られることが報告されている⁽¹¹⁾．一方で，車体の一次曲げ固有振動数以外の弾性振動がある条件においては，LQG 制御に比べスカイフック制御の方が，幅広い周波数帯域での制御効果が得られていると報告されている⁽¹²⁾⁽¹³⁾．このことから，台車枠スカイフック制御は想定外の車体弾性振動であっても，台車枠上下振動に起因する車体振動成分に対しては制御効果が期待できる．

近年の鉄道車体は，車体の弾性振動形状が複雑化しており，単純なはりの一次曲げ振動として扱えないものが多いことが指摘されている⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾．特に，新幹線車両に比べて在来線車両は開口部が多いため，振動モード形状が複雑な傾向となることが報告されている⁽⁵⁾．このことから，近年の在来線車両のような複雑な弾性振動モードを有する車体に対しては，車体モデルを用いた制御則の適用は困難であると予測される．その一方で，台車枠振動による加振を低減するという観点による車体振動制御の有効性は，高いと考えられる．

そこで本論文では，台車枠の上下振動加速度の低減を目的とする手法として，台車枠スカイフック制御をもとに制御系を検討する．

制御系の構成を図 4 に示す．図 4 におけるモータ制御器はトルク指令が入力され，接続された電動機はトルク指令と一致するトルクを出力するものとする．台車枠上下振動の低減効果を把握するために，図 2 (a) の同位相の上下軌道狂いに対する台車枠上下振動の周波数応答に，制御を加えた場合の周波数応答を重ねたものを図 5 に示し制御特性の検証を行う．

2 台の主電動機の逆位相のトルクに比例した上下力が台車枠にかかるすると，台車枠上下振動加速度を積分することにより得られた上下振動速度に，ゲイン K_{PT} を乗じたものを 2 台の主電動機のトルク指令に逆位相で重畳することにより，台車枠スカイフック制御を実現できると想定される．図 5 (a) の青線は，台車枠上下速度に比例したトルクを，2 台の主電動機に加えた際の周波数応答である．図 5 (a) の青線より，車体曲げ一次振動の加振源となる TV モード相当 (7Hz 程度) の共振ピークを大幅に低減しており，台車枠スカイフック制御の効果が確認できる．その一方で，RV モード相当の 40Hz 程度の共振ピークを増大させる傾向がある．これは，台車枠スカイフック制御に駆動系のダイナミクスを考慮していないため，駆動系ダイナミクスの影響を受ける周波数帯域になると，電動機トルクと台車枠上下力の位相関係が変動し，台車枠スカイフック制御の前提が崩れるためである．

RV モード相当の周波数帯域は，空気ばねによる減衰の大きく，乗客も加速度を感じにくい周波数帯域であることから，乗り心地悪への影響は少ないといえる．しかしながら，RV モードは駆動系が大きく共振した状態であり，駆動機械系への負担や騒音の観点から望ましくない．

ここで，駆動系ダイナミクスを大きく受ける図 3 の RV モードに注目すると，2 台の主電動機が逆位相で大きく振動していることがわかる．そのため，2 台の主電動機の回転速度差をフィードバックすることにより，RV モードを拘束できると考えられる．そこで，2 台の主電動機の回転速度差にゲイン K_{PR} を乗じたものを，重畳トルクに加算する．その結果，図 5 (a) の赤線が示すように，40Hz 程度のピークを抑制しながら，7Hz 程度のピーク

を大きく抑制できる。

なお、車輪の慣性モーメントが十分に高いため、振動抑制の対象とする 7 ~ 10Hz 程度の周波数帯域では、車輪回転速度変動の影響は僅かである。そのため、振動抑制制御による前後運動や粘着特性への影響は無視できるといえる。

図 5 (b) は、提案手法と軸ダンパを装備した場合および、軸ダンパを装備した状態で提案手法を行った場合の、周波数応答の比較である。図 5 (b) より、軸ダンパを装備した状態であっても、提案手法は有効であることがわかる。また、軸ダンパのない状態での制御時は、軸ダンパを装備した際の非制御時に比べ、全周波数領域で台車枠の上下振動の抑制が実現されていることがわかる。

Fig. 4 Block diagram of the controller

Fig. 5 Frequency responses of truck frame

4. 台車試験装置による実験検証

4・1 実験構成

主電動機トルクによる台車振動の抑制の検証のために、台車試験装置を用いて実台車による実験を行う。なお、軸ダンパの可変減衰制御での走行試験結果の報告から、台車枠振動の抑制が実現できれば車体振動の抑制が可能と予測されるため、本論文では台車単体での試験とし、台車枠振動の抑制の可否により評価する。

図 6 に、実験に用いる台車試験装置および台車の写真を、図 7 に構成図を示す。本台車は、スイングハンガ・揺れ枕もり等を用いた構成であり、近年の台車に比べ褶動部が多いため共振ピークが見えにくい傾向が予測される。また、本台車の駆動系の構成は、中空軸の主電動機回転子を有し反歯車側と歯車側のたわみ板の間をねじれ軸を用いて伝達する、中空軸平行カルダン方式である⁽²¹⁾。中空軸平行カルダン駆動台車の力学モデルは、図 1 の構成と同等であるものの、近年の実軸主電動機によるたわみ板継手方式に比べて継手のねじれ剛性が弱い傾向

があり、継手のねじれ振動が生じやすいとの指摘がある⁽²²⁾。これらの理由から、本台車は近年の台車に比べ提案手法の適用の難易度が高い台車であるといえる。

台車は軌条輪の上に乗った状態であり、動電型加振機により台車枠を直接加振する。加振機と台車枠の間には、ロードセルを設けて加振力を測定する。また、軌条輪に凹凸を設けた状態で、主電動機から軌条輪回転させることにより、実際に軌道上下外乱のある状態を模擬する。

主電動機は、定格出力 120kW の誘導電動機が装荷されている。主電動機の駆動は、東洋電機製造製の一般産業用インバータ VF66B(7.5kW)を用い、内蔵 PLC 機能の Control Block Editor を用いて振動抑制制御の構築を行う。

本装置の台車枠は、台車上の荷重枠と剛結合された状態であるため、荷重枠の中心部の加速度を台車枠加速度とみなし、フィードバック制御および評価に用いる。

Fig. 6 Bogie testing machine

Fig. 7 Experimental setup

4・2 台車振動特性

図 8 (a) に、台車枠を加振機で 3 ～ 20Hz までスイープ加振した際の、台車枠上下振動の周波数応答を示す。図 8 (a) における 10.5Hz 付近の振動ピークが、台車枠の上下振動の共振ピークである。なお、8Hz 付近にもピークがみられるが、これは加振点が台車の前後中心位置からずれているため、ピッチング系のモードを励起しているためである。

2 台の主電動機に逆位相の正弦波トルクをかけ、1Hz から 20Hz までスイープさせた際の、主電動機トルクに対する台車枠上下加速度の周波数応答を図 8 (b) に示す。図 8 (b) より、主電動機に逆位相でトルクを掛けた際に台

車枠の上下振動が発生している．このことから，主電動機に逆位相でトルクを発生させることにより台車枠上下力の発生が確認され，主電動機トルクにより台車枠上下振動制御が可能なが示唆された．

図 8 (b) において，台車枠上下振動の共振ピークである 10.5Hz より低い周波数である，3Hz 付近および 7Hz 付近に大きなピークがみられ，位相も変化している．これは，主電動機から台車枠までの力の伝達経路に，台車枠固有振動数より低い周波数の固有振動数が存在していることを意味している．すなわち，中空軸平行カルダン駆動のたわみ板継手およびねじれ軸のねじれ振動が生じていると推察でき，シミュレーションで用いた実軸主電動機のたわみ板継手方式の台車とは大きく異なる台車であるといえる．

Fig. 8 Frequency responses of truck frame

4・3 制御方法

3 章で提案した制御手法は，振動抑制を行う周波数帯域において，逆位相の主電動機トルクと台車枠の上下力が比例関係にあるという前提で成立する．すなわち，本台車のように振動抑制を実施する周波数帯域より低い周波数に駆動系の固有振動数が存在する場合，主電動機トルクと台車枠に働く上下力の位相関係が崩れて台車枠スカイフック制御が成立しない．

駆動系の固有振動数が台車枠の上下振動の固有振動数より低い場合，位相遅れを考慮した制御系の構築が必要となる．位相遅れの考慮した制御系としては，位相遅れをモデル化したモデルベース制御を用いる手法がある．一方で，モデルベース制御はモデル化誤差やパラメータ変動時のロバスト性確保が問題となる．特に台車・駆動系は，同定困難な高次の駆動系振動や台車枠の弾性振動が存在し非線形要素も多いため，これらに対するロバスト性を確保した制御手法が望まれる．

そこで，本実験では，主電動機トルクから台車枠上下振動までの伝達関数モデルに基づく， H_2 制御を適用する．制御設計モデルは，図 8 (b) に基づき，駆動系固有振動数と予測される 10Hz 以下の 2 つの共振ピークと，台車枠上下振動の固有振動数である 11.5Hz 付近のピークをモデル化し，それより高い周波数帯域は乗法的誤差とみなしてロバスト安定性を確保することにより悪影響を防ぐことにする．

制御系設計の一般化プラントを図 9 に，周波数重みを図 10 に示す．重み W_1 は振動抑制のためのものであり，台車枠の上下振動の固有振動数付近である 12Hz 程度の重みが大きくなるようにする．重み W_2 はモデル化していない駆動系の高次モードや台車枠の弾性振動といった高次モードに対するロバスト安定性を確保するものである．また，低周波の振動トルクによりトルク変動振幅が増大することを防ぐために，重み W_3 を導入する．

Fig. 9 Generalized plant of H Controller

Fig. 10 Frequency weights

4・4 実験結果

加振機によるスイープ加振時の制御の有無による、加振力から台車枠上下加速度までの周波数応答を、図 11 に示す。図 11 より、制御により 11.5Hz 程度の振動ピークが低減されていることが確認できる。

主電動機の回転速度を 60min^{-1} で運転し、軌条輪の凹凸により加振された状態での台車振動加速度のパワースペクトル密度を図 12 に示す。なお、図 12 の凡例中に、振動加速度の RMS 値を記載している。

図 12 より、振動抑制制御を行うことにより 6～20Hz の周波数帯域で振動加速度のスペクトルが低下しており、特に 6Hz 付近と 12Hz 付近にみられる振動ピークが大きく低減できていることがわかる。また、振動加速度の RMS 値でも、2 割以上の加速度低減効果が確認された。

図 12 で振動低減効果がみられた周波数帯域は、乗客が上下方向に敏感な周波数帯域と一致しており、また乗り心地の問題となる車体弾性振動の固有振動数が含まれていることから、乗り心地改善に貢献できると予測できる結果といえる。

なお、図 11 の加振機による加振時には制御時に 15Hz 付近の振動が悪化する傾向があったが、図 12 の軌条輪を回転させた状態では、この周波数帯域での振動抑制が確認できた。これは、加振機による加振では加振力の制約上加速度振幅が小さく、制御の分解能が不足することにより非線形性が生じ、低い周波数領域で高周波振動を励起したためと推測される。

今回用いた台車は、近年の台車に比べて提案手法の適用が難しいものであったが、台車枠加速度フィードバックに基づき 2 台の主電動機に逆位相のトルクを重畳することにより、台車枠振動の抑制が可能なが原理的に示された。近年の実軸主電動機によるたわみ板継手や歯車形継手を用いた台車の場合、継手のねじれ剛性が高いため、より容易に高い振動抑制効果が期待される。

Fig. 11 Frequency response of truck frame vertical displacement with respect to excite force

Fig. 12 Acceleration PSD of truck frame.

5. 結 語

本論文では、主電動機を個別に駆動する電気鉄道車両を対象とした、既存のハードウェアによる鉄道車体のアクティブ振動抑制手法として、平行カルダン駆動台車の主電動機トルクにより、車体振動の抑制を行う手法の検討を行った。

車体振動抑制手法を検討するにあたり、平行カルダン駆動台車の駆動・台車系の周波数応答解析及び振動モード解析により、主電動機トルクと台車枠上下振動の関係を明らかにした。その結果、台車内の2台の主電動機に逆位相のトルクを重畳させることにより、台車枠に上下力の発生が可能であることが判明した。

そこで、2台の主電動機に逆位相のトルクを重畳することにより台車振動を抑制し、間接的に車体振動を抑える手法を提案した。提案手法は、軸ダンパの可変減衰制御手法として提案されている台車枠スカイフック制御をもとに、駆動系のダイナミクスの安定化を加えた手法である。本手法は、機械的なハードウェアの追加や改造なしで、車体のアクティブ振動抑制が実現できるという特徴がある。

最後に、台車試験装置を用いた試験により、提案手法の検証を行った。実験で用いた台車は、近年の駆動台車と異なる中空軸平行カルダン方式であり、継手のねじれ剛性が低いことから提案した制御の適用は不可能であったが、駆動系の特性を考慮したH制御の適用により振動抑制が確認された。この結果から、台車枠加速度のフィードバックによる主電動機トルク制御により、台車枠振動の抑制が可能なが原理的に実証された。また駆動系の固有振動数が台車枠上下振動の固有振動数より低く制御が困難な台車であっても、振動抑制が可能であることが確認された。近年の実軸主電動機によるたわみ板継手もしくは歯車形継手を用いた電動台車では、継手のねじれ剛性が高いため、より容易に高い振動抑制効果が得られることが期待できる。

なお、電気鉄道車両においては、複数の主電動機を並列接続して制御する場合も多くみられる。本論文では、主電動機を個別に駆動する場合を前提としているが、前後対象形状の振動モードに対しては、前後台車間での主電動機を並列接続して車体振動抑制が可能なることを確認している⁽²³⁾。

また、本手法は電動台車に対する手法であることから、付随車への適用は不可能である。しかしながら、電動台車は付随台車にくらべて構成が複雑であることを考えると、付随車に対しては他の振動抑制手法を用い、電動車に対しては今回提案した手法を適用するという構成は、有効であると考ええる。

付 録

本論文の2章および3章で用いた、パラメータの一覧を表1に示す。

Table 1 Parameters of truck with parallel cardan drives

parameter	value	parameter	value	parameter	value
M_T	2.29×10^3 [kg]	h	0.120 [m]	C_J (without axle damper)	5.20×10^3 [N/(m/s)]
I_T	7.62×10^2 [kg·m ²]	h_2	0.145 [m]	C_J (with axle damper)	5.89×10^4 [N/(m/s)]
I_G	16 [kg·m ²]	R_W	0.43 [m]	k_L	1.75×10^7 [N/m]
I_R	1.9 [kg·m ²]	G_R	4.89	c_L	4.00×10^3 [N/(m/s)]
I_W	72.4 [kg·m ²]	k_A	1.08×10^6 [N/m]	k_P	2.77×10^5 [N/m]
L_J	1.05 [m]	c_A	3.00×10^5 [N/(m/s)]	c_P	2.54 [N/(m/s)]
L_L	0.5037 [m]	k_J	2.75×10^6 [N/m]	W_i	6.25×10^4 [N]

文 献

- (1) 上園恵一，高木正志，佐野孝，“車両用速度センサレスベクトル制御”，東洋電機技報，No. 104 (1990), pp1-7
- (2) 佐野孝，“交通用センサレス速度制御システム”，東洋電機技報，No. 109 (2003), pp.14-23
- (3) 牧島信吾，上園恵一，永井正夫，“電圧飽和状態における電動機制御応答特性の検証及び考察”，電気学会論文誌，Vol. 130-D, No. 5 (2010), pp. 663-670

- (4) 門脇悟志, 畑正, 廣瀬寛, 大石潔, 飯田哲史, 高木正志, 佐野孝, 保川忍, “速度センサレスベクトル制御・外乱オブザーバによる空転再粘着制御の実車両への適用とその評価 205 系 5000 番台電車における実例”, 電気学会論文誌, Vol. 124-D, No. 9 (2004), pp. 909-916
- (5) 瀧上唯夫, 富岡隆弘, “最近の軽量車両の固有振動モード特性”, 鉄道総研報告, Vol. 16, No. 5 (2002), pp.23-28
- (6) 佐々木浩一, “新幹線高速走行時の上下振動乗り心地の改善(高速鉄道車両の振動系設計手法)”, JR EAST Technical Review, No. 6 (2004), pp. 67-72
- (7) 鈴木康文, “鉄道車両の快適性向上”, 日本機械学会第 18 回交通・物流部門大会講演論文集 (2009), pp.23-29
- (8) 永井正夫, 沢田康宏, “柔構造弾性車体のアクティブ支持制御”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 53, No. 492 (1987), pp. 1750-1757
- (9) 遠竹隆行, 相羽哲郎, 鎌田崇義, 永井正夫, “スマート構造技術による柔軟構造車体の振動制御に関する研究”, 日本機械学会第 13 回交通・物流部門大会講演論文集 (2004), pp. 167-170
- (10) 菅原能生, 瀧上唯夫, 三平満司, “可変減衰軸ダンパを用いた鉄道車両の上下振動低減”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 72, No. 721 (2006), pp.2770-2778
- (11) 菅原能生, 瀧上唯夫, 小金井玲子, “鉄道車両の 1 次ばね系の減衰制御による上下振動低減”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 753 (2009), pp. 1304-1311
- (12) 瀧上唯夫, 菅原能生, 小金井玲子, “隣接車両の運動が車体曲げ振動に与える影響について”, 日本機械学会第 18 回交通・物流部門大会講演論文集 (2009), pp.141-144
- (13) 菅原能生, 小島崇, 瀧上唯夫, 富岡隆弘, 相田健一郎, 朝長篤司, 八野英美, “1 次ばね系の減衰制御による車体上下弾性振動の低減(車端にダンパを有する車両の場合)”, 第 16 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集 (2009), pp. 151-154
- (14) 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクス, (1994), p129, 電気車研究会
- (15) 牧島信吾, 保川忍, 永井正夫, “平行カルダン駆動台車における主電動機トルクによるダイナミクス制御の基礎検討”, 日本機械学会第 18 回交通・物流部門大会講演論文集 (2009), pp. 137-140
- (16) 清水陽介, 門脇悟志, 大石潔, 畑正, 佐野孝, 保川忍, “電気車の外乱オブザーバを用いた空転滑走再粘着制御の評価と考察”, 電気学会論文誌, Vol. 127-D, No. 8 (2007), pp. 918-925
- (17) 松山晋作, 大場宏明, 赤壁毅彦, 小野寛, “CFPR 製たわみ板の耐久性評価”, 東洋電機技報, No.78 (1990), pp. 38-45
- (18) 大島哲二, 水沢正幸, 矢吹敬, “TD 継手を用いた駆動装置の振動解析”, 東洋電機技報, No.61 (1985), pp. 2-11
- (19) 相田健一郎, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, “車体構造の違いによる在来線車両の車体固有振動モード特性の比較”, 第 14 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集 (2007), pp. 143-146
- (20) 相田健一郎, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 谷口宏次, 今岡憲彦, “様々な鉄道車両の車体固有振動モード特性の比較”, 第 17 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集 (2010), pp. 325-328
- (21) 原田良介編, “主電動機および駆動装置”, 東洋電機技報第 34 号 (1978), pp. 3-11
- (22) 弘津哲二, 河西省司, 高井英夫, “電車平行カルダン駆動装置の空転時自励振動”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 483 (1986), pp.2843-2849
- (23) 牧島信吾, 永井正夫, “電気鉄道車両の主電動機を用いた車体振動抑制におけるインバータ数削減”, 平成 23 年電気学会全国大会講演論文集, 第 5 分冊 (2011), pp. 121-122