車載用フライホイールを用いた鉄道車両の車体傾斜制御システム

[機] 須田義大(東京大学) ○ [機] 安藤孝幸(東京大学)

[機] 中野公彦(東京大学)

[電] 高畑良一(㈱ジェイテクト) 久保 厚(㈱ジェイテクト)

Tilting Control of Railway Vehicles Using Onboard Flywheel

Yoshihiro Suda, (The University of Tokyo), OTakayuki Ando, (The University of Tokyo),

Kimihiko Nakano, (The University of Tokyo)

Ryoichi Takahata, (JTEKT), Atsushi Kubo, (JTEKT)

This paper proposes a new method on tilting control of railway vehicles using gyroscopic moment obtained from onboard flywheel primarily used as auxiliary power source. Uncontrolled pendulum railway vehicle cannot neutralize sensory lateral stationary acceleration in transient process. In order to prevent comfort deterioration in transient process, active control torque is necessary. Differing from conventional methods, we utilize gyroscopic moment of flywheel in hybrid powered railway vehicle. We developed a simulation model of railway vehicle considering onboard flywheel as a controllable gyroscope. The model was introduced by multibody dynamics. Controller consists of feed-forward and volume of control needed was specified by numerical simulation.

キーワード:フライホイール,ジャイロ機能,車体傾斜制御,マルチボディダイナミクス,エネルギ貯蔵 Key Words: Flywheel, Gyro Function, Tilting Control, Multibody Dynamics, Energy Storage

## 1. 緒言

曲線区間における高速走行では超過遠心加速度が大き く、カント不足により乗客は遠心方向の加速度を感じるこ とになる.その対策として自然振子式車両が開発されたが、 この方式では緩和曲線において車体の振れの遅れが発生す る.乗客の乗り心地改善のため、これまでに油圧アクチュ エータや空気バネ圧による制御が考案されてきたが、筆者 らは、フライホイールのジャイロ機能を用いた車体傾斜制 御を提案する.フライホイールは、寿命やエネルギ密度な どの観点から、エネルギ貯蔵装置としても有力とされてい るが<sup>1)</sup>、回転体としての性質を活用することで車両の運動 を積極的に制御できると考えられる<sup>2)、3)</sup>、本稿では、フラ イホイールによる車体傾斜制御時に必要な制御量および消 費エネルギを算出するとともに、フライホイールのエネル ギ貯蔵装置としての機能との両立性について検討する.

#### 2. 高速曲線通過

非制御車両による R400m の曲線通過速度は75 km/h と 規定されているが、ここでは、本則を 30 km/h 上回る、 105 km/h での走行を想定する.また、用いる走行経路は、 各直線 800m、各緩和曲線 80m、定常曲線 240m、全 2000m の曲線通過区間とし、定常曲線におけるカント量 C₀ は 0.105m とする.



図 1 ジャイロによる車体傾斜制御

# 3. ジャイロ機能を用いた車体傾斜制御

# 3.1 座標系

本稿では、フライホイールを車載した鉄道車両の車体傾 斜をより簡便な形で表現するため、台車、車体をそれぞれ 一つずつの剛体とみなし、回転自由度により回転方向の運 動方程式を表現する.そのため、剛体は台車、車体、フラ イホイールを囲うジンバル、フライホイールの四つとし、 それぞれ、A、B、C、Dと表現する.台車の曲線通過によ るヨー角の変化は、慣性座標系O = XYZ o Z 軸周りの回転 角 $\theta_{0A}$ で表現し、剛体Aの座標系を $A = X_A Y_A Z_A$ と表す.ま た、座標系 $A = X_A Y_A Z_A$ を $X_A$ 軸周りに $\theta_{AB}$ 回転させ、平行 移動させた座標系を $B = X_B Y_B Z_B$ 、同様に座標系

 $B - X_B Y_B Z_B & Y_B 軸周りに \theta_{BC} 回転させ、平行移動させた座$  $標系を<math>C - X_C Y_C Z_C$ , さらにその座標系を $Z_c$  軸周りに $\theta_{CD}$ 回転させた座標系を $D - X_D Y_D Z_D$  とする、それらの座標系 を図 6 に示す.また、車体の回転中心は重心より高い位置 にあるとし、それ以外の剛体については、回転中心と重心 は一致するものとする.



図2 車両モデルと座標系

3.2 主な記号

本章で用いる主な記号を下記に示す.

- M<sub>A</sub>:台車質量
- M<sub>B</sub>:車体質量
- Mc:ジンバル質量
- M<sub>D</sub>:フライホイール質量

J <sub>04</sub> '=	= [J <sub>04x</sub> ' 0 0	0 Ј <sub>олг</sub> ' О	0 0 J <sub>042</sub> ']	:台車の慣性行列
J <sub>OB</sub> '=	=	0 <i>J<sub>obr</sub></i> ' 0	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ J_{OB2} \end{bmatrix}$	:車体の慣性行列
J <sub>oc</sub> '=	$\begin{bmatrix} J_{ocx} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$	0 <i>J<sub>œr</sub></i> ' 0	0 0 Jocz']	:ジンバルの慣性行列
J <sub>00</sub> '=	[ <i>J<sub>00x</sub>'</i> 0 0	0 <i>J<sub>obr</sub> '</i> 0	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ J_{ODZ} \end{bmatrix}$	:フライホイールの慣性行列

<sup>3</sup>M,:質量行列 (= diag(M, M, M<sub>i</sub>), i = A, B, C, D)

 $M_{i'}: 鋼体 i の質量・慣性行列 \left( = \begin{bmatrix} {}^{3}M_{i} & 0 \\ 0 & J_{Oi'} \end{bmatrix}, i = A, B, C, D \right)$   $m^{H}: 全質量・慣性行列 (= diag(M_{A}' & M_{B}' & M_{C}' & M_{D}'))$   $c_{\phi}: = 車体, 台車間ダンパ$  lgr: = 車体の重心, 回転中心間距離 $V_{Oi'}: O - XYZ に対する速度 ベクトル(i = A, B, C, D)$ 

Ω<sub>0</sub>,': O - XYZ に対する回転角速度ベクトル

$$\begin{pmatrix} \Omega_{out} & \\ \Omega_{out} & \\ \Omega_{out} & \\ \Omega_{out} & \\ \end{pmatrix}, i = A, B, C, D$$

$$V_{O_i}$$
" :剛体 i の速度ベクトル  $\left( = \begin{bmatrix} V_{O_i} \\ \Omega_{O_i} \end{bmatrix}, i = A, B, C, D \right)$ 

$$\tilde{\Omega}_{oi}$$
':  $\Omega_{oi}$ 'の外積オペレータ

$$\begin{pmatrix} 0 & -\Omega_{OZ} & \Omega_{OT} \\ \Omega_{OZ} & 0 & -\Omega_{OX} \\ -\Omega_{OT} & \Omega_{OX} & 0 \end{pmatrix}, i = A, B, C, D$$

 $\tilde{\Omega}_{Oi}": 剛体 i の外積オペレータ行列$  $<math display="block"> \begin{pmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{\Omega}_{O_i}, & 0 \\ 0 & \tilde{\Omega}_{O_i} \end{bmatrix}, i = A, B, C, D \end{pmatrix}$ 

- $C_y$ :座標系iからjへの回転行列(i = A, B, C, D)
- $\omega_{0i}$ : O XYZ に対する回転角速度(= $\dot{\theta}_{0i}$ , i = A, B, C, D)
- V :車両走行速度
- R<sub>0</sub>:定常曲線での曲線半径
- R :曲線半径
- N :制御トルク

$$D_X = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D_Y = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D_Z = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

### 3.3 運動方程式の導出

運動方程式の導出には、マルチボディダイナミクスにおいて用いられる拘束条件追加法(速度変換法)を利用する<sup>4)</sup>. ここでは、(1)式に示すような、24自由度で表される一般 化速度 H から、(2)式に示す4自由度の一般化速度 S の 式に変換することによって運動方程式を導く.

 $H = \begin{bmatrix} V_{OA} \\ V_{OB} \\ V_{OC} \\ V_{OC} \\ V_{OD} \end{bmatrix}$ (1)  $S = \begin{bmatrix} \omega_{OA} \\ \omega_{AB} \\ \omega_{BC} \\ \omega_{CD} \end{bmatrix}$ (2)

$$H = H_s S + H_{\bar{s}} \tag{3}$$

$$n^{s}\dot{S} = f^{s} \tag{4}$$

$$m^{S} = H_{S}^{T} m^{H} H_{S}$$
(5)

を下記に示す。

$$f^{S} = H_{S}^{T} \left\{ f^{H} - m^{H} \left( \frac{dH_{S}}{dt} S + \frac{dH_{\bar{S}}}{dt} \right) \right\}$$
(6)

$$f^{H} = \begin{bmatrix} F_{OA}^{"} - \tilde{\Omega}_{OA}^{"} M_{A}^{"} V_{OA}^{"} \\ F_{OB}^{"} - \tilde{\Omega}_{OB}^{"} M_{B}^{"} V_{OB}^{"} \\ F_{OC}^{"} - \tilde{\Omega}_{OC}^{"} M_{C}^{"} V_{OC}^{"} \\ F_{OD}^{"} - \tilde{\Omega}_{OD}^{"} M_{D}^{"} V_{OD}^{"} \end{bmatrix}$$
(7)

$$F_{OA}" = \begin{bmatrix} -C_{OA}^{\ T} D_Z M_A g + C_{OA}^{\ T} D_Z M_A g + M_A \frac{V^2}{R} D_T \\ c_{\phi} D_X \omega_{AB} \end{bmatrix}$$
(8)

$$F_{OB} = \begin{bmatrix} -C_{OB}^{T} D_{Z} M_{B} g + C_{AB}^{T} M_{B} \frac{V^{2}}{R} D_{Y} \\ -c_{4} D_{X} \omega_{AB} \end{bmatrix}$$
(9)

$$F_{oc} = \begin{bmatrix} -C_{oc}^{T} D_{z} M_{c} g + C_{Ac}^{T} M_{c} \frac{V^{2}}{R} D_{r} \\ D_{r} N \end{bmatrix}$$
(10)

$$F_{OD}^{*} = \begin{bmatrix} -C_{OD}^{T} D_{z} M_{D} g + C_{AD}^{T} M_{D} \frac{V^{2}}{R} D_{Y} \\ -c_{F} D_{z} \omega_{CD} \end{bmatrix}$$
(11)

ここで、曲線通過時における車両走行速度 V を一定とす ると、 $\omega_{OA}$  は時間の関数として与えられる. さらに、フラ イホイールの回転角速度  $\omega_{CD}$  が一定値を取るとすると、  $\omega_{AB}$ 、 $\omega_{BC}$  のみを変数としてその関係式を求めることがで きる. 以上により求めた運動方程式(4)の各要素を下記に 示す. ただし、運動方程式の導出にあたり、  $J_{OCX}'=J_{OCY}'=J_{OCZ}', J_{ODX}'=J_{ODZ}'とし、さらに、$  $<math>\omega_{CD} \gg \omega_{OA}, \omega_{AB}, \omega_{BC}$  とした. また、 $M = M_B + M_C + M_D$  と 表記する.

$$m^{S} = \begin{bmatrix} M \lg r^{2} + J_{OBX} + J_{OCX} + J_{ODX} & 0 \\ 0 & J_{OCZ} + J_{ODZ} \end{bmatrix}$$
(12)  
$$\dot{S} = \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_{AB} \\ \ddot{\theta}_{BC} \end{bmatrix}$$
(13)

$$f^{3} = \begin{bmatrix} -Mg \lg r\theta_{AB} + \frac{M \lg rV^{2}}{R} - c_{\theta}\dot{\theta}_{AB} + M_{D} \lg r^{2}\theta_{AB}\dot{\theta}_{CD}\dot{\theta}_{OA} \left(1 + \theta_{BC} \left(\sin\theta_{CD} + \cos\theta_{CD}\right)\right) \\ N + J_{OOZ} \cdot \dot{\theta}_{CD} \left(\dot{\theta}_{AB} - \dot{\theta}_{OA}\theta_{BC}\right) \end{bmatrix}$$

$$\begin{array}{c} -J_{ODZ} \dot{\theta}_{CD} \left( \dot{\theta}_{BC} + \theta_{AB} \dot{\theta}_{OA} \right) \\ - \left( J_{OCZ} \dot{y} + J_{ODZ} \dot{y} \dot{\theta}_{AB} \dot{\theta}_{OA} \right] \end{array}$$
(14)

### 3.4 ジンバル角の制御法と制御量

(4),(12),(13),(14) 式より、 $\theta_{AB}$ 、 $\theta_{BC}$ および制御トル ク N の関係式が得られた、本稿では、制御トルク N によ りジンバル角 $\theta_{BC}$ を制御することで、目標制御角 $\theta_{AB}$ を達 成する.目標制御角 $\theta_{AB}$ は、重力と遠心力の合力方向と車 体の傾きが常に一致する角度から、カントによる傾斜角を 差し引いた値とする. $\theta_{AB}$ を図3に示す.ただし、開始1 秒後に速度105 km/h で緩和曲線に進入し、そのまま一定 の速度で曲線を通過するものとする.

制御手法として、車両の走行位置を検出することにより 行う、フィードフォワード制御を用い、そのときに必要な 制御量を求めることで、制御により消費するエネルギを算 出する.制御量は,運動方程式のラプラス変換により得られる(15)~(18)式より求める.

$$N = (J_{OCZ} + J_{ODZ}) s^2 \Theta_{BC} - J_{ODZ} s^2 \Theta_{AB} \Theta_{CD} + J_{ODZ} s^2 \Theta_{CD} \Theta_{OA} \Theta_{BC}$$
(15)

$$\Theta_{BC} = -\frac{m^{S}_{11}s^{2}\Theta_{AB} + c_{\theta}\Theta_{AB} + Mg\lg r\Theta_{AB} - \frac{M\lg rV^{2}}{R} + J_{ODZ}'s^{2}\Theta_{CD}\Theta_{OA}\Theta_{AB}}{J_{ODZ}'s^{2}\Theta_{CD}}$$
(16)

$$\Theta_{AB} = \Theta_{ABr} \tag{17}$$

$$m_{11}^{S} = M \lg r^{2} + J_{OBX}' + J_{OCX}' + J_{ODX}'$$
(18)



### 3.5 制御量の算出

前節までに導出したフィードフォワード制御量を表す式 をもとに、実際の走行条件下で必要とされる制御トルクN、 ジンバル回転角 $\theta_{BC}$ 、および制御に消費されるエネルギの 積算値を算出した.その計算結果を図4~図6に示す.ま た、フライホイールのジャイロモーメントを使用せず、直 接車体にトルクを与えて回転角を制御する場合の消費エネ ルギの積算値を図7に示す.尚、ここで用いた各物理量の 諸元を表2に示す.また、フライホイールの回転数 $\omega_{CD}$ は 一定値 15000rpm として計算した.

図4,5より,N, $\theta_{BC}$ の絶対値の最大値はそれぞれ410 Nm,0.51 rad 程度であることがわかる.また,図6,7より,フライホイールを用いたときの制御に消費するエネル ギは,直接車体にトルクを与える際に消費するエネルギの 11%程度であることがわかる.これより,フライホイール を用いたトルク制御は、トルクの増幅効果があることが確 認できる.

Table 1 Numerical Values
--------------------------





#### 4. エネルギ貯蔵装置との両立

#### 4.1 車両走行モデル

本章では、車両の走行モデルを作成することで、車両が 2 章で示した走行経路を通過する際の、フライホイールの 貯蔵エネルギの変化を求める.ここで用いるフライホイー ルの貯蔵エネルギは 14.4 MJ とし、運転回転数は 11000 ~ 22000 rpm とする.また、車両には二つのフライホイ ールを車載するものとする.

車両の諸元は3章と同一のものとし、輪径を880 mm, 歯数比を4.2 とした.また、出発抵抗 $R_s$ 、走行抵抗 $R_s$ および曲線区間における曲線抵抗 $R_c$ は、(19) ~ (21) 式のように表され、運転計画では、0~3km/hを出発抵抗の領域とする<sup>5)</sup>.ただし、vは車両の速度を表し、(20) 式の係数は、車両の大きさなどを考慮したものとしている.

$$R_s = 29 \cdot M \quad [N] \tag{19}$$

 $R_{r} = (2.3 + 0.021\nu + 0.0006\nu^{2})Mg \quad [N]$  (20)

$$R_c = Mg\left(\frac{K}{R}\right) \quad [N] \tag{21}$$

4.2 フライホイールの貯蔵エネルギの算出

車両の走行速度および走行距離を図8に、また、フライホイールの貯蔵エネルギ(SOC)の変化を図9に示す.ここで、目標速度に対する車両の速度制御には、PI補償器を用い、*K<sub>P</sub>*、*K<sub>I</sub>*はそれぞれ25000,13000とした.

図9より、車両走行によるフライホイールの消費エネル ギは、回生エネルギも考慮すると約8.8 MJ であることが わかる.これより、走行エネルギに対し、3章で求めた制 御に必要とするエネルギの割合は非常に小さいことがわか る.また、この結果から得られる *w*co を3章で求めた制御 量に代入した場合も、3章とほぼ同じ結果が得られた.



図 9 フライホイールの回転数変化

#### 5. 結言

本稿では、鉄道車両の高速曲線通過時の車体傾斜制御法 として、フライホイールエネルギ貯蔵装置のジャイロ効果 を利用したフィードフォワード制御を提案し、マルチボデ ィダイナミクスによりその詳細な運動方程式を導出した. さらに、車両走行に消費するフライホイールのエネルギと 車体傾斜制御に必要な制御量およびエネルギを求め、制御 に必要なエネルギは走行エネルギに対し微小であることを 確認するとともに、ジャイロの増幅効果を示し、フライホ イールを用いることで、より少ないエネルギでの車体傾斜 制御が実現可能であることを明らかにした.

### 謝辞

本研究は、オランダ CCM Center for Concepts in Mechatronics B.V.との共同研究の中の一部で実施されたものであり、その協力に感謝の意を表します.

## 参考文献

- Henning, U., Thoolen, F., Lamperth, M., Berndt, J., Lohner, A., Janig, N.: Light Rail Transit with Ultralow Emission Hybrid Tractoin Drive System, Proceedings of International Symposium on Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems, 2006,282.
- 2) 黒河: コントロールモーメントジャイロを用いた人工 衛星の姿勢制御,システム/制御/情報,33-4,157, 1989
- Kanki,H., Nekomoto,Y., Monobe,H., Ogura,H., Kobayashi,K.: Development of CMG Active Vibration Control Device for Gondla. JAME International Journal Series C Vol37 No.3, Sept. 1994, 468
- 4)田島洋:マルチボディダイナミクスの基礎,東京電機大
   学出版局,2006
- 5) 鉄道車両の走行抵抗調査分科会:鉄道車両の走行抵抗, Journal of the J.S.M.E., Vol. 67, No.543

-66-