電気式アクチュエータによる鉄道車両の
車体傾斜制御に関する基礎的研究*

(第2報, 車体ロール角を用いたフィードバック制御法)

吉田 秀久^{*1}, 永井 正夫^{*2}Tilting Control of Railway Vehicle Using Electric Actuators
(2nd Report, Feedback Control Using Car Body's Roll Angle)Hidehisa YOSHIDA^{*3} and Masao NAGAI^{*3} Department of Mechanical Systems Engineering, Tokyo University of Agriculture and Technology,
2-24-16 Naka-cho, Koganei-shi, Tokyo, 184-8588 Japan

In order to improve the ride comfort, reducing lateral acceleration is necessary. This paper treats the railway vehicle which runs in curved sections. As a determination method of tilting control quantity operated at present, there are two kind of methods. One is the system using in Japan. It has curve data of the travel interval in the on-board, and it is a method for the tilting order according to the position signal detected from the ground. Another is the system mainly used in Europe, and curve information should not be used, and over centrifugal acceleration which affects the car body is obtained from lateral acceleration in not tilting car truck division, and the tilting quantity has been deduced. The basis of the tilting control method for realizing the inclination goal is also the feedforward tilting control on both systems. In this paper, the feedback type of tilting control, which can maintain the vehicle inclination close to a desired value, is examined; reduction of vehicle body vibration is also expected with this control. Practically, the curves are obtained by collecting data in real time from the vehicle body traveling through a curve, and this information is utilized in the proposed tilting control method. The effects of the control system are verified by computer simulation study and experiment study.

Key Words: Railway, Vibration of Moving Body, Vibration Control, Tilting Control, Over Centrifugal Acceleration, Active Suspension, Vehicle Dynamics

1. 結 言

山間部が多い日本の国土事情では曲線区間が多く存在し, 曲線走行中の速度向上により, 乗員に超過遠心加速度が作用し乗り心地が悪化しやすい. そこで車体に作用する超過遠心加速度の影響を傾斜制御により低減することが求められている.

現在運用されている傾斜制御量の決定法は, 大別して2種類ある. 1つは日本で用いられている方式で, 車上にあらかじめ走行する区間の曲線情報を持ち, 地上からの位置検知信号により同期し傾斜指令を行う手法である⁽¹⁾. もう1つは欧州で多く用いられている手法で, 曲線情報を用いることなく, 車体に作用する超過遠心加速度を, 傾斜させない台車部の左右加速度から求め, 傾斜量を導出している⁽²⁾.

本論文ではこれらとは異なり, 走行中の車体状態量を検出し, そこから曲線情報として特に曲率を算出し, これらより目標車体ロール角を導出する傾斜目標の決定法を検討している.

これまでに運用されているいずれの傾斜法も, 傾斜目標を実現するためフィードフォワード指令による傾斜制御である⁽¹⁾⁽²⁾.

本研究では, 新しい傾斜方式を室内で検討するために, これまで曲線区間の高速走行を模擬できる超過遠心加速度シミュレータを開発してきた. まず前報では, 車体傾斜車両用次世代車体傾斜装置として着目される電気式アクチュエータとして, ステッピングモータを用いた電気式車体傾斜用アクチュエータを提案し, フィードフォワード制御系設計法を提案し, その有効性を実証した⁽³⁾.

しかしながら, 地点検知を基準としたアルゴリズムのため, 実走行速度が想定速度と変動した場合に制御タイミングのずれが生ずる可能性があり, ロバスト性の確保のためにはフィードバック制御が必要である.

そこで本論文では目標車体ロール角と車体ロール角との偏差をフィードバックすることにより傾斜角を制御する手法を提案する. 力学モデルによる計算機シミュレーションで本アルゴリズムによる車体傾斜制御効果を確認し, 模型装置により車体左右加速度をフィードバック制御する実験と比較することにより, その制御効果を検証する.

* 原稿受付 2002年2月1日.

^{*1} 正員, 東京農工大学工学部(☎184-8588 小金井市中町2-24-16).^{*2} 正員, フェロー, 東京農工大学工学部.
E-mail: hyoshida@cc.tuat.ac.jp

$$2m_b\ddot{y}_b + 2c_{2y}(\dot{y}_b + h_{3d}\dot{\phi}_b - \dot{y}_{if} + h_{2d}\dot{\phi}_{if}) + 2c_{2y}(\dot{y}_b + h_{3d}\dot{\phi}_b - \dot{y}_{ir} + h_{2d}\dot{\phi}_{ir}) + 2k_{2y}\{y_b + h_{3d}\phi_b - y_{if} + h_{2d}(\phi_{if} + \phi_{if})\} + 2k_{2y}\{y_b + h_{3d}\phi_b - y_{ir} + h_{2d}(\phi_{ir} + \phi_{ir})\} + m_b g(\phi_u + \phi_f) + m_b g(\phi_u + \phi_r) - m_b \alpha_{uf} - m_b \alpha_{ur} = 0 \quad (1)$$

$$J_{bx}\ddot{\phi}_b + 2h_{3d}c_{2y}\{(\dot{y}_b + h_{3d}\dot{\phi}_b - \dot{y}_{if} + h_{2d}\dot{\phi}_{if}) + (\dot{y}_b + h_{3d}\dot{\phi}_b - \dot{y}_{ir} + h_{2d}\dot{\phi}_{ir})\} + 2h_{3d}k_{2y}\{y_b + h_{3d}\phi_b - y_{if} + h_{2d}(\phi_{if} + \phi_{if})\} + \{y_b + h_{3d}\phi_b - y_{ir} + h_{2d}(\phi_{ir} + \phi_{ir})\} + 2b_2^2c_{2z}\{\dot{\phi}_b - \dot{\phi}_{if}\} + 2b_2^2c_{2z}\{\dot{\phi}_b - \dot{\phi}_{ir}\} + 2b_2^2k_{2z}\{\phi_b - (\phi_{if} + \phi_{if})\} + 2b_2^2k_{2z}\{\phi_b - (\phi_{ir} + \phi_{ir})\} + m_b g h_6\{\phi_b - (\phi_{uf} + \phi_{if})\} + m_b g h_6\{\phi_b - (\phi_{ur} + \phi_{ir})\} + m_b h_6(\alpha_{uf} + \alpha_{ur}) = 0 \quad (2)$$

$$J_{bz}\ddot{\psi}_b + 2lc_{2y}\{(\dot{\psi}_b + h_{2d}\dot{\phi}_{if} - \dot{y}_{if}) + (\dot{\psi}_b - h_{2d}\dot{\phi}_{ir} - \dot{y}_{ir})\} + 2lk_{2y}\{(\psi_b + h_{2d}\phi_{if} - y_{if}) + (\psi_b - h_{2d}\phi_{ir} - y_{ir})\} + 2b_2c_{2x}\{(\dot{\psi}_b - \dot{\psi}_{if}) + (\dot{\psi}_b - \dot{\psi}_{ir})\} + 2b_2k_{2x}\{(\psi_b - \psi_{if}) + (\psi_b - \psi_{ir})\} = 0 \quad (3)$$

2. 車体モデル

2.1 車体モデル 車両モデルの概略を図1に示す。1車体モデルを想定し前後対称の様な剛体とする。簡易に取り扱うため、軌道からの左右外乱は直接台車の運動とし、重力と遠心加速度の影響は直接車体へ作用すると仮定した。力の釣り合い式より、左右、ロール、ヨー方向の運動方程式は式(1)～(3)となる。ここで、車体に作用する遠心加速度を α_u 、傾斜制御の入力である傾斜角入力を ϕ_u 、としている。空気ばねの力学モデルは、ばねダンパ並列モデルとし計算を行う⁽⁴⁾。

また、走行中に乗客が感じる左右加速度 α_d は、超過遠心加速度 α_u と重力加速度 g 、その時の車体部ロール角 ϕ_b より、次式の様に作用する。

$$\alpha_d = \alpha_u \cos(\phi_b) - g \sin(\phi_b) \quad (4)$$

Fig.1 Vehicle model (lateral, roll, yaw)

2.2 制御対象モデル 車体の運動において特に左右とローリングは連成する。図2(a)に連成する2自由度の超過遠心加速度 α_u (外乱)に対する車体ロール角 ϕ_b 、図2(b)に傾斜角入力 ϕ_u に対する車体ロール角 ϕ_b の伝達関数を示す。ただし、前後台車へは同位相で入力されるものと仮定し ($y_{if} = y_{ir} = y_r$, $\phi_{if} = \phi_{ir} = \phi_r$)、簡素化したモデルにより検討する。式(5)にローリング1自由度の運動方程式を示す。図2(b)より傾斜制御入力に対する伝達関数は等価であり、制御入力に対する制御性能に違いが無いことが確認できる。一方、図2(a)より外乱に対する伝達関数も傾斜制御で特に対象となる2 Hz以下の周波数帯域で、ほぼ同様と見なせるが、定常値が異なる。以上より本研究では、制御対象となる車体モデルは、左右・ロールに後述するヨーイングを加えた3自由度モデル式(1)～

(a) Frequency response ($|\phi_b / \alpha_u|$)

(b) Frequency response ($|\phi_b / \phi_u|$)

Fig.2 Comparison between 2-DOF and 1-DOF vehicle model

(3)を, 傾斜角入力を決定する制御器設計時には式(5)の車体ロール1自由度系を用いることとする.

$$J_{bx}\ddot{\phi}_b + 2c_{22}b_2^2(2\dot{\phi}_b - 2\dot{\phi}_i) + 2k_{22}b_2^2(2\phi_b - 2\phi_i - 2\phi_0) - m_b g h_b(2\phi_b - 2\phi_i - 2\phi_0) + 2m_b h_b \alpha_u = 0 \quad \dots (5)$$

3. 制御目標と傾斜制御系

3.1 傾斜目標

曲線走行時の車両の乗り心地基準として, 車体部左右定常加速度値は 0.8 m/s^2 以下という知見が1960年代から得られている⁽⁵⁾. これは, 車両構造的・実用的な制約も加味され, 曲線乗り心地の目安として運用されている. 本研究では傾斜制御効果を明らかにするため, 傾斜制御の目標は乗員が感じる左右定常加速度(超過遠心加速度)を零とする.

3.2 目標車体ロール角の決定法

車体に作用する超過遠心加速度による影響を相殺するため, 走行時の車体状態から曲線情報を検知し, 逐次目標車体ロール角を決定する傾斜目標の決定手法を提案する.

車体部にヨーレイトジャイロを搭載する. これにより車体部のヨーイング角速度 ω_ψ をセンサにより検出する. ここで検出される ω_ψ は, 車体部ヨーレイト ψ_b と実際の曲率 ρ^* とで次の関係となる.

$$\omega_\psi(t) = \dot{\psi}_b + \rho^*(t) V(t) \quad \dots (6)$$

本研究では旋回周方向に作用する走行速度 V と検出されたヨーイング角速度 ω_ψ より, 曲率 ρ を次式とし推定する.

$$\rho(t) = \frac{\omega_\psi(t)}{V(t)} \quad \dots (7)$$

この曲率推定式は, JR北海道の261系特急電車の空気ばね式車体傾斜システムで, 曲率検知方式として実用化されている⁽⁸⁾.

また遠心加速度 α は曲率 ρ と車速 V から逐次時間毎に演算可能である.

$$\alpha(t) = \rho(t)V(t)^2 \quad \dots (8)$$

これより推定した曲率より遠心加速度が推定できる. 超過遠心加速度 α_u の影響を相殺するためには, 図3の関係より各時間毎の目標車体ロール角 ϕ_r を得る.

$$\begin{aligned} \phi_r(t) &= \tan^{-1}(\alpha(t)/g) - \phi_0(t) \\ &= (\sin^{-1}(\alpha(t)/\sqrt{\alpha(t)^2 + g^2}) - \phi_0(t)) \quad \dots (9) \end{aligned}$$

Fig.3 Relation of angle and acc. of tilting vehicle

従って, カント角とを検出することで, 目標車体ロール角が求められる. なお, カント角 ϕ_0 は傾斜の影響のない台車ロール角 ϕ_i と等価とみなし, 検出可能である.

また傾斜目標において, 左右加速度を制限値の範囲で許容する場合には, 許容値 α_r を規定し, 式(9)の代わりに次式を適用することで対応が可能である.

$$\phi_r = \tan^{-1}\left(\frac{\alpha(t) - \alpha_r}{g}\right) - \phi_0 \quad \dots (10)$$

3.3 出力フィードバック傾斜制御

前項で示した手法により目標車体ロール角を逐次導出する. 本論文では, 目標車体ロール角 ϕ_r と車体部ロール角 ϕ_b との偏差 e を用いて, これよりサーボ系を構成し, フィードバック傾斜制御を行うことで傾斜制御を実現する.

$$e = \phi_r - \phi_b \quad \dots (11)$$

式(11)より目標傾斜角との偏差 e の積分値を x_e とする.

$$\begin{aligned} x_e &= \int e dt \\ &= \int (\phi_r - \phi_b) dt \quad \dots (12) \end{aligned}$$

式(5), (11), (12)より, これらを出力フィードバックすることでPI制御器を構成可能となる. このため, 状態方程式を式(13), 出力方程式を式(14)のように構成する.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \phi_b \\ e \\ x_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_b \\ e \\ x_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \phi_r + \begin{bmatrix} w_{11} & w_{12} & w_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_b \\ e \\ x_e \\ x_d \end{bmatrix}$$

$$\frac{d}{dt} x = Ax + Bu + Wx_d \quad \dots (13)$$

$$\begin{bmatrix} e \\ x_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_b \\ e \\ x_e \end{bmatrix}$$

$$y = Cx \quad \dots (14)$$

Fig.4 Block diagram of proposed tilting control system

$$x_d = [\alpha_u \quad \phi_0 \quad \phi_0 \quad \dot{\phi}_r]^T$$

$$a_{11} = -4c_{22}b_2^2/J_{bx}, \quad a_{12} = -(2k_{22}b_2^2 - m_b g h_0)/J_{bx},$$

$$b_{11} = -(2k_{22}b_2^2 - m_b g h_0)/J_{bx},$$

$$w_{11} = -2m_b g h_0/J_{bx}, \quad w_{12} = -4c_{22}b_2^2/J_{bx},$$

$$w_{13} = 2(2k_{22}b_2^2 - m_b g h_0)/J_{bx}$$

評価関数を下記の通りと設定する.

$$J = \int_0^\infty (q e^2 + u^2) dt \quad \dots\dots\dots (15)$$

初期状態において外乱項は零なので, 準最適化手法 (最小ノルム法⁽⁷⁾) を適用し, 出力フィードバックにより傾斜角 ϕ_u が求められる. 本研究では目標車体ロール角との偏差 e とその積分値 x_e を出力 y とすることで PI 制御による目標値とのサーボ系を構成し, 目標車体ロール角との偏差 e を小さくする重み付けを採用した.

$$u = -(R^{-1}B^TP)C^T(CC^T)^{-1}x_e - k_1 e - k_2 \dot{x}_e \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$Q = \text{diag}[0 \ q \ 0], \quad R = [r] \quad \dots\dots\dots (17)$$

Fig. 5 Estimated curvature using yaw angle velocity

$$PA + A^TP - PBR^{-1}B^TP + Q = 0 \quad \dots\dots\dots (18)$$

この傾斜制御システムのブロック線図を図4に示す.

3.4 曲率の推定 計算機シミュレーションにより曲線走行中の曲率 $\rho(t)$ の推定状況を確認する. 走行条件は円旋回時の最小半径 400m の在来線の急曲線を想定する. 走行速度は 100km/h と 120km/h とした. 計算に用いた車両パラメータは, 在来型特急試験車両のものをを用いた⁽⁴⁾. 図5(a)に曲線のカント, 走行中に車体に作用する超過遠心加速度の関係を示す. 走行に検出されるヨー角速度 $\omega_y(t)$ と, 曲率推定結果 $\rho(t)$ を図5(b)に実線で示す. もととなる曲率の推移を波線で併記する. 若干推定値の立ち上がりに遅れが見られるがほぼ一致している. この曲率情報をもとにした傾斜目標の決定法は充分に適用できるといえる.

3.5 フィードバック傾斜制御 提案より得られた目標ロール角を用いてフィードバック制御手法による傾斜制御効果を確認する. 走行速度 120km/h で曲線 (円線部の曲線半径 400m, カント 105mm, 曲線長 140m, 入口出口緩和曲線長 80m) を走行した際の時間応答を示す. 図6(a)に釣り合い状態からの車体ロール角 ϕ_b , 図6(b)に乘客が感じる左右加速度 α_d の結果を示す. また外乱である超過遠心加速度 α_u を併記する.

偏差 e とその積分値 x_e の2出力をフィードバックする制御器で, 制御入力である傾斜角 ϕ_u への重みを $r=1$ とし,

Fig. 6 Control effect of running in curve section

Fig. 7 Experimental set-up to clear the control effects

偏差 e への重み q を調整した。最大 -1.81m/s^2 の超過遠心加速度に対して、偏差 e の重みを大きくすることで、車体ロール角 ϕ_b が大きくなり、目標車体ロール角 10.8deg に近づいていることがわかる。また、重みを大きくすると制御ゲインが強くなり高調波振動が生じていることも確認できる。以上より乗客が感じる左右加速度 α_d は、定常円線部で目標の零に近づいており、本傾斜制御系が有効であることがわかる。

4. 模型実験による検証

4.1 実験装置モデル 半車体断面モデルに超過遠心加速度が作用する模型実験装置の外観を図7に示す。このときの左右、ロール方向の運動方程式を次式に示す。

$$m\ddot{y}_b + 2c_{2y}\dot{y}_b + 2k_{2y}y_b - 2c_{2y}h\dot{\phi}_b - 2k_{2y}h\phi_b + 2k_{2y}h(\phi_u + \phi_{an}) = 0 \quad (19)$$

$$J_{bx}\ddot{\phi}_b + (2c_{2z}a^2 + 2c_{2y}h^2)\dot{\phi}_b + (2k_{2y}e^2 + 2k_{2y}h^2)\phi_b - 2k_{2y}hy_b - 2c_{2y}\dot{y}_b - (2k_{2y}e^2 + 2k_{2y}h^2)(\phi_u + \phi_{an}) = 0 \quad (20)$$

本装置に搭載される傾斜アクチュエータは、その駆動源にステッピングモータを用い、左右逆位相に駆動することで傾斜角を実現する。本試験装置は車体部が水平になることで、超過速度により生じる超過遠心加速度を打ち消すことが可能となる⁽³⁾。

ステッピングモータはモータの出力回転角は入力パルス数に比例する。従って回転速度はパルス速度に比例する。ステッピングモータではパルス速度に対して出力トルクが或限界を持つ。そこで本論文ではパルス速度を入力、傾斜角を出力としてアクチュエータをモデル化する。

$$\phi_u = a \int_0^t f_{PPS}(t) dt \quad (21)$$

4.2 角度偏差によるフィードバック傾斜制御 前章で検討した、車体ロール角偏差をフィードバックした傾

斜制御を実験により検証する。実験では曲率が推定できたと仮定する。車体部ロール角の検出には、ジャイロ方式の角度センサを用いた。制御目標は左右加速度を零とするため、本装置での目標車体ロール角は $\phi_r=0$ となる。フィードバックコントローラには PI 制御手法を用い、式(10)の角度偏差 e に対してサンプリング時間 dt 毎のパルス数 $A_b(t)$ を出力とする。これらより傾斜指令値であるパルス速度 $f_{PPS}(t)$ を求める。ここで角度偏差 e に対する PI 制御器の比例ゲインを k_p 、積分ゲインを k_i とする。すなわち、3.5 項で提案の傾斜制御器は PI 制御に相当する。

$$A_b(t) = -k_p e - k_i \int e dt \quad (22)$$

$$f_{PPS}(t) = \frac{d}{dt} \{A_b(t)\} \quad (23)$$

なお、ステッピングモータに対して、本フィードバック制御系ではサンプリング時間 dt 毎に加減速する、自起動運転を連続して行うこととなる。フィードバック制御系のブロック線図を図8に示す。

走行速度 100km/h で3.4 項と同様の曲線を、角度偏差 e の P 制御によるフィードバック傾斜制御を行った走行結果を図9に示す。直線から入口緩和曲線、円曲線へと入る10秒間を示す。(a) 車体へ作用する超過遠心加速度、(b) 計算機シミュレーションによる左右速度応答、(c) 実験による左右加速度応答である。外乱である超過遠心加速度に対し、 P ゲインの増加に伴い、円線部での左右加速度を零にする傾斜制御の効果が確認できる。またステッピングモータの脱調のない範囲で制御を行う場合、緩和曲線通過部での左右加速度の最大値を50%程低減できた。 I 制御を加えることで更なる定常偏差への制御効果が期待されたが、実験ではステッピングモータの脱調が発生し、良い

Fig. 8 PI tilting controller using roll angle for experiment

制御効果が得られなかった。以上より、実験による制御効果が確認され、ロール角フィードバックによる本手法の有効性が確認された。

4.3 車体左右加速度によるフィードバック傾斜制御

前項で提案した制御手法の制御効果を比較検証するために、比較実験を行う。走行中の車体に作用する超過遠心加速度の影響を打ち消す為に、車体に作用する左右加速度 α_d を直接加速度計により検出し、これを零とする左

右加速度のフィードバック制御傾斜制御を検討する。

$$e_2 = \alpha_r - \alpha_d \quad \dots\dots\dots (24)$$

なお本手法では傾斜目標において、乗り心地左右定常加速度の制限値の範囲で或る値で許容認める場合には、許容値 α_r を規定することで制御系を運用することが可能である。本研究では3・1項に示した通り許容値 α_r を零とする。前項同様、このときの左右加速度によるフィードバック制御系のブロック線図を図10に示す。前述同様の曲線条件でのP制御による左右加速度フィードバック制御系の実験結果を図11に示す。車体部ロール角をフィードバックする傾斜制御手法と同様な効果を確認した。両フィードバック傾斜制御手法共に、その効果にそれほど差が見られない。

今回の実験結果より、本研究で提案しているステップ

ングモータ用いた傾斜アクチュエータでは、脱調のない範囲でフィードバック制御を行う場合、緩和曲線部での左右加速度低減には限界が有ることを確認した。パルス駆動によるアクチュエータの動作アルゴリズムを検討する必要がある、これは今後の課題となる。

5. 結 言

鉄道車両の車体に搭載したヨー角センサからの出力から曲線の曲率を推定し、これを用い目標車体ロール角を算出、ロール角フィードバックにより傾斜量を決定する、新しい車体傾斜制御手法を提案した。制御系を構築し、力学モデルによる計算機シミュレーションと、電気式アクチュエータによる実験により以下の結論を得た。

Fig. 10 PID control using lateral acceleration for experiment

- (1) 簡易形力学モデルによる検討から、車体のヨー角速度から曲率が推定可能であることを示した。
- (2) 得られた曲率の推定値を用い、傾斜性能を実現するための目標車体ロール角を時々刻々決定し、車体ロール角との偏差をフィードバックする傾斜制御手法により傾斜制御が可能であることを示した。
- (3) ステッピングモータを用いた電気式アクチュエータによる実験装置により、目標車体ロール角と車体ロール角との偏差をフィードバックする傾斜制御手法による傾斜制御性能を明らかにし、その有効性を示した。
- (4) 比較実験として、目標左右加速度と車体の左右加速度との偏差をフィードバックする傾斜手法を行い、電気式アクチュエータによる傾斜法において、角度偏差をフィードバックする傾斜制御手法がほぼ同等な傾斜制御性能であることを明らかにした。

本研究は電気式の次世代アクチュエータとしてステッピングモータを適用した際の基礎的研究であり、本論文の成果が少しでも役に立てば幸いである。なお本研究においてご助言を頂いた、東京農工大学鎌田崇義助教授をはじめ、関係各位に謝意を表します。

文 献

- (1) 湯川, 岡本, 小柳, 藤森, 笠井, 寺田: 振り子式電車の車体傾斜制御, 日本機械学会論文集, 53-496 C(1987), 2588-2596
- (2) Roger Goodall: Active railway suspensions: Implementation status and technological trends, Vehicle System Dynamics, 28 (1997), 87-117
- (3) 吉田, 山本, 永井: 電気式アクチュエータによる鉄道車両の車体傾斜制御に関する基礎的研究 (第1報), 日本機械学会論文集, 66-645 C(2000), 1629-1635
- (4) 日本機械学会編: 鉄道車両のダイナミクス, (株)電気車研究会, (1994), 15-32
- (5) 鈴木, 高井, 手塚: 鉄道の乗り心地, Railway Research Review, (1995-2), 6-13
- (6) 日本機械学会編: 車両システムのダイナミクスと制御, 養賢堂, (1999), 141-155
- (7) 野波: MATLABによる制御系設計, 東京電機大出版, (1998), 85-86
- (8) 檜野, 他7名: 鉄道車両の車体傾斜制御装置, 特許公報, 日本国特許庁, (1999), 特許番号 2948806

記 号 の 説 明

2章, 3章で用いた運動方程式中の記号を以下に示す。

- c_{2x} : 空気ばね(1個)の前後減衰係数 ($=58.8 \times 10^3 \text{Ns/m}$)
- c_{2y} : 空気ばね(1個)の左右減衰係数 ($=58.8 \times 10^3 \text{Ns/m}$)

- c_{2z} : 空気ばね(1個)の上下減衰係数 ($=58.8 \times 10^3 \text{Ns/m}$)
- g : 重力加速度 ($=9.8[\text{m/s}^2]$)
- h_2 : 台車重心-空気ばね中心間距離 ($=0.32\text{m}$)
- h_{2d} : 台車重心-左右ダンパ間距離 ($=0.32\text{m}$)
- h_3 : 車体重心-空気ばね中心間距離 ($=0.47\text{m}$)
- h_{3d} : 車体重心-左右ダンパ間距離 ($=0.47\text{m}$)
- h_6 : 車体重心-傾斜中心間距離 ($=0.47\text{m}$)
- i_{bx} : 車体等価ロール慣性半径 ($=1.5\text{m}$)
- i_{bz} : 車体ヨー慣性半径 ($=6.0\text{m}$)
- J_{bx} : 車体ロール慣性モーメント ($J = 2m_b i_{bx}^2$)
- J_{bz} : 車体ヨー慣性モーメント ($J = 2m_b i_{bz}^2$)
- k_{2x} : 空気ばね(1個)の前後バネ剛性 ($=0 \text{N/m}$)
- k_{2y} : 空気ばね(1個)の左右バネ剛性 ($=65 \times 10^3 \text{N/m}$)
- k_{2z} : 空気ばね(1個)の上下バネ剛性 ($=363 \times 10^3 \text{N/m}$)
- l_b : 車体重心-空気ばね間距離 ($=7.2\text{m}$)
- m : 1/2 車体質量 ($=11.0 \times 10^3 \text{kg}$)
- V : 走行速度 ($[\text{m/s}]$)
- y_b : 車体の重心点での左右変位 ($[\text{m}]$)
- y_u : 前後台車の重心点での左右変位 ($[\text{m}]$)
- α : 遠心加速度 ($[\text{m/s}^2]$)
- α_d : 乗員が感じる床面左右方向加速度 ($[\text{m/s}^2]$)
- α_u : 超過遠心加速度 ($[\text{m/s}^2]$)
- ϕ_{bi} : 車体のロール角変位 ($[\text{rad}]$)
- ϕ_r : 傾斜目標の車体ロール角変位 ($[\text{rad}]$)
- ϕ_{ri} : 台車のロール角変位 ($[\text{rad}]$)
- ϕ_{ui} : 車体の傾斜角入力 (傾斜制御入力) ($[\text{rad}]$)
- ϕ_o : カント角変位 ($[\text{rad}]$)
- ρ : 曲率 ($[1/\text{m}]$)
- ψ_b : 車体のヨー角変位 ($[\text{rad}]$)
- ψ_{ri} : 台車のヨー角変位 ($[\text{rad}]$)
- ω_ψ : ジャイロで検出されるヨー角速度 ($[\text{rad/s}]$)
- ただし添字 i は f が前台車, r が後台車である。

4章で用いた運動方程式中の記号を以下に示す。

- c_1 : 空気ばね(1個)の上下減衰係数 ($=1.12 \times 10^3 \text{Ns/m}$)
- c_2 : 空気ばね(1個)の左右減衰係数 ($=4.46 \times 10^2 \text{Ns/m}$)
- $e^2 = (2k_1 a^2 - mgh)/(2k_2)$
- h : 車体重心-空気ばね中心間距離 ($=0.17\text{m}$)
- J_{bx} : 車体ロール慣性モーメント ($J = 2m_b i_{bx}^2$)
- k_1 : 空気ばね(1個)の上下バネ剛性 ($=7.81 \times 10^4 \text{N/m}$)
- k_{2y} : 空気ばね(1個)の左右バネ剛性 ($=2.79 \times 10^4 \text{N/m}$)
- m : 装置車体質量 ($=207.6\text{kg}$)
- y_b : 車体の重心点での左右変位 ($[\text{m}]$)
- ϕ_b : 車体のロール角変位 ($[\text{rad}]$)
- ϕ_u : 車体の傾斜角入力 (傾斜制御入力) ($[\text{rad}]$)
- ϕ_{au} : 超過遠心加速度シミュレータの角度変位 ($[\text{rad}]$)