車両の車体傾斜制御シミュレーション*

小柳 志郎^{*1}, 岡 本 勲^{*1}, 藤 森 聡 二^{*2}
寺 田 勝 之^{*3}, 桧 垣 博^{*3}, 平 石 元 実^{*4}

Simulation on Tilt Control of a Car Body

Shiro KOYANAGI, Isao OKAMOTO, Soji FUJIMORI,
Katsuyuki TERADA, Hiroshi HIGAKI, and Motomi HIRAISHI

Negotiating curves at high speeds is desired. For the purpose of improving the ride quality on a curved track, an active tilting system for railway cars is studied theoretically. This system is composed of a curve detector, curve data memories, microcomputers for making control signals, feedback circuits of swing angles, and air servo mechanisms. With the dynamic model of this system, after the kinematic equations are led in several control modes, the optimization in simulation analysis and the comparison between measured and calculated waves are described.

Key Words: Simulation, Railway Car, Tilting System, Curved Track, Ride Quality, Air Servo Mechanism

1. 緒 言

鉄道車両の速度向上には、曲線通過速度の向上およびそれに対応した乗心地の向上が必要であり、その解決のためにメカトロニクス技術を適用した車体傾斜制御の研究^{(1)~(4)}が盛んになってきている。著者らは、さきに制御をとり入れた振り子装置の構成および実車走行試験結果について報告した⁽⁵⁾⁽⁶⁾。本装置は従来の381系振り子式特急電車のころによる自然振り子装置に空気圧シリンダを設け、これを曲線通過時に車体ロール角速度が最適となるように制御して、乗心地を向上させるものである。それによって曲線通過速度を従来よりも10~30 km/h向上させることをねらいとしている。上記の研究過程において、車体傾斜制御のシミュレーションを行い、制御効果の理論的検討を実施したのでその内容について述べる。

2. 主 な 記 号

S_0 : 制御早め距離
 m : 1/2 車体の質量 (W : 1/2 車体の重量)
 m_b : 振り子ばりの質量 (W_b : 振り子ばりの重量)
 m_t : 台車枠の質量 (W_t : 台車枠の重量)
 mJ_p : 1/2 車体のロール慣性モーメント
 I_b : 振り子ばりのロール慣性モーメント
 I_t : 台車枠のロール慣性モーメント
 I_z : 1/2 車体のヨー慣性モーメント
 GJ : 車体のねじり剛性
 k_{wy} : 一次ばねの左右ばね定数 (1/2 台車分)
 k_{wz} : 一次ばねの上下ばね定数 (1/2 台車分)
 C_{wz} : 一次ばねの上下減衰係数 (1/2 台車分)
 k_y : 二次ばねの左右ばね定数 (1/2 台車分)
 C_y : 二次ばねに並列な左右減衰係数 (1/2 台車分)
 k_z : アンチロール機構の相当上下ばね (1/2 台車分)
 C_z : 二次ばねに並列な上下減衰係数 (1/2 台車分)
 A_v : 空気ばね (二次ばね) の有効断面積
 A_b : 空気圧シリンダの有効断面積
 C_{yp} : 振り子用左右ダンパの減衰係数
 h : 振り子回転中心 O_2 から車体重心への距離

* 昭和63年10月18日 第66期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和63年2月1日。

^{*1} 正員、鉄道総合技術研究所 (〒185 国分寺市光町2-8-38)。

^{*2} 鉄道総合技術研究所。

^{*3} 正員、(株)日立製作所機械研究所 (〒744 下松市東豊井794)。

^{*4} (株)日立製作所笠戸工場 (〒744 下松市東豊井794)。

- a : 振り子回転中心 O_2 から二次ばね中心への距離
 a_3 : 振り子回転中心 O_2 から振り子ばり重心への距離
 d_3 : 振り子回転中心 O_2 から空気圧シリンダへの距離
 a_{21} : 振り子回転中心 O_2 から台車枠重心への距離
 b_3 : 二次ばね左右間隔の 1/2
 e_1 : 一次ばね左右間隔の 1/2
 L : 車体長の 1/2
 l : 車体心皿間距離の 1/2
 C : 軌道のカント量 (C_0 : 円曲線カント量)
 G : 軌間
 θ_0 : カント角 $= C/G$ (θ_0 : 円曲線カント角)
 g : 重力の加速度 $= 9.8 \text{ m/s}^2$
 R_0 : 円曲線における曲線半径
 V : 走行速度
 L_i : 入口緩和曲線の長さ
 L_c : 円曲線の長さ
 L_o : 出口緩和曲線の長さ
 t : 時間
 r_p : 空気圧サーボ弁の抵抗
 C_s : 空気圧シリンダの等価容量 $= 1/2 \cdot V_s / n P_{s0}$
 V_s : 空気圧シリンダの全内容積
 n : ポリトロップ指数 $= 1.4$
 P_{s0} : 空気圧シリンダの初期バランス絶対圧
 w : 制御信号電流の静的入力圧への変換
 F_0 : ころ摩擦力の絶対値
 D : 空気ばね絞り直径
 Δ_1 : 空気ばね高さ制御弁の不感帯

図1 制御付き振り子車両の動作状況

図2 1/2 車両の動力学モデル

3. 動力学モデル

3.1 制御付き振り子車両の構成 従来のころ式自然振り子装置のころ装置と並列に、図1のように車体傾斜制御用の空気圧シリンダを設け、走行中に曲線の位置を検知して、マイクロコンピュータにより適正な制御指令信号を演算し、この信号によって空気圧サーボ弁を動作させ空気圧シリンダを制御する。ここで、振り子装置の振れ角はストッパにより最大5°に押さえられており、また曲線位置の検知は線路にすでに設置されているATS（自動列車停止装置）の地上子の位置とそれからの車輪回転数より走行位置を算出し、車上で記憶している曲線位置と比較して行う。そして、曲線の緩和曲線入口から一定距離になると記憶している曲線情報（ R_0, L_i, L_o, C_0 ）と V を用いて制御指令信号を演算し、緩和曲線手前 S_0 [m] から制御を開始す

る。空気圧サーボ弁はノズルフラップ形、空気圧シリンダは内径 100 mm、ストローク ±180 mm のものを用いている。また制御方式によっては傾斜角フィードバックも行っている。

3.2 モデル化 1 車両を前位の前車体、前車と後位の後車体、後車に分け、かつ前車体と後車体の間をねじりばねで結び、各部分に左右変位とロール角変位を許す。図2に前位または後位における車体と台車に関する動力学モデルを示す。車両が曲線に進入すると、外乱として軌道のカント角 θ_0 が与えられ、かつ台車枠（ころを含む）、振り子ばり、車体の各重心にそれぞれ P_t, P_b, P_g の遠心力が作用する。なお、自重 W_t, W_b, W は常に作用している。そのために台車枠は θ_t 、振り子ばりは θ_b 、車体は θ の反時計方向ロールを行う。ここで、 O_1 は車体重心、 O_2 はころ振り子装置の回転中心、 O_3 は軌道中心である。また回転中心 O_2 の左右変位 y_L 、 O_1 の左右変位 y が同時に発生する。この

とき台車枠と振り子ばりの間にはこの摩擦力 F_L 、ダンパ力 (C_{sp} による)、制御シリンダ力 $P_c A_b$ が作用する。そして振り子ばりはこに対して $\pm 5^\circ$ 振れると左右ストッパに当たりストッパ力 P_F を受ける。なお、

二次ばね空気ばねからなりその作用力は $P_a A_b$ である。空気ばねが ± 10 mm 左右に変位するとストッパに当たって Q_F のストッパ力が発生し、 ± 30 mm 上下に変位すると Q_L のストッパ力が発生する。

4. 理 論

4.1 運動方程式 図2のモデルにおいて前位、後位を区別して添字 f, r を付記することになると、前位に関して運動方程式は次のようになる。

(1) 前車体の左右力

$$(m + I_z/l^2)/2 \cdot \ddot{y}_f + (m - I_z/l^2)/2 \cdot \ddot{y}_r - P_y + W\theta_f + 2k_y\{y_f + (a-h)\theta_f - y_{Lf} - a\theta_{bf}\} + 2C_y\{\dot{y}_f + (d-h)\dot{\theta}_f - \dot{y}_{Lf} - d\dot{\theta}_{bf}\} + Q_{Ff} = 0 \quad (1)$$

(2) O_1 点まわりの前車体ロールモーメント

$$mJ_p(L-l/3)/L \cdot \ddot{\theta}_f + mJ_p l/3/L \cdot \ddot{\theta}_r + GJ/2l \cdot (\theta_f - \theta_r) + \{W + 2k_y(a-h)\} \times \{y_f + (a-h)\theta_f - y_{Lf} - a\theta_{bf}\} + 2C_y\{\dot{y}_f + (d-h)\dot{\theta}_f - \dot{y}_{Lf} - d\dot{\theta}_{bf}\} \cdot (d-h) + 2k_z b_f^2 \times (\theta_f - \theta_{bf}) + 2C_z b_f^2 (\dot{\theta}_f - \dot{\theta}_{bf}) + Q_{Ff}(a_4 - h) - 2P_{af} A_b b_3 = 0 \quad (2)$$

(3) 前位の振り子ばり・台車枠の左右力

$$(m_b + m_t)\ddot{y}_{Lf} + m_b a_3 \ddot{\theta}_{bf} + m_t a_{21} \ddot{\theta}_{Lf} - 2k_y\{y_f + (a-h)\theta_f - y_{Lf} - a\theta_{bf}\} - 2C_y\{\dot{y}_f + (d-h)\dot{\theta}_f - \dot{y}_{Lf} - d\dot{\theta}_{bf}\} - Q_{Ff} - P_{bf} - P_{Lf} + (W + W_b + W_t)\theta_{Lf} - W\theta_f + 2k_{wy}\{y_{Lf} + (a_{21} + a_{22})\theta_{Lf} + a_1\theta_{bf}\} = 0 \quad (3)$$

(4) O_2 点まわりの前位振り子ばりロールモーメント

$$(I_b + m_b a_3^2)\ddot{\theta}_{bf} + m_b a_3 \ddot{y}_{Lf} - 2k_y\{y_f + (a-h)\theta_f - y_{Lf} - a\theta_{bf}\}a - 2C_y\{\dot{y}_f + (d-h)\dot{\theta}_f - \dot{y}_{Lf} - d\dot{\theta}_{bf}\}d + 2k_z b_f^2(\theta_{bf} - \theta_f) + 2C_z b_f^2(\dot{\theta}_{bf} - \dot{\theta}_f) - Q_{Ff}a_4 + 2P_{af} A_b b_3 + W \cdot a\theta_{bf} - W\theta_f \cdot a - (P_{bf} - W_b\theta_{bf})a_3 + F_{Lf}d_2 + C_{sp}d_L(\dot{\theta}_{bf} - \dot{\theta}_{Lf}) + P_{Ff}a_5 - P_{cf} A_b d_3 = 0 \quad (4)$$

(5) O_2 点まわりの前位台車枠ロールモーメント

$$(I_t + m_t a_{21}^2)\ddot{\theta}_{Lf} + m_t a_{21} \ddot{y}_{Lf} - F_{Lf}d_2 - C_{sp}d_L(\dot{\theta}_{bf} - \dot{\theta}_{Lf})d_1 - P_{Ff}a_5 + P_{cf} A_b d_3 - (P_{Lf} - W_t\theta_{Lf})a_{21} + (W + W_b + W_t)\{y_{Lf} + (a_{21} + a_{22})\theta_{Lf} + a_1\theta_{bf}\} + 2k_{wy}\{y_{Lf} + (a_{21} + a_{22})\theta_{Lf} + a_1\theta_{bf}\}(a_{21} + a_{22}) + 2k_{wz}e_f^2(\theta_{Lf} - \theta_{bf}) + 2C_{wz}e_f^2(\dot{\theta}_{Lf} - \dot{\theta}_{bf}) = 0 \quad (5)$$

後位に関しては、上式において添字を $f \rightarrow r, r \rightarrow f$ に変換することにより同じ式が成り立つ。以上の式を用いてルンゲ・クッタ・ギル法により $y_f, \theta_f, y_{Lf}, \theta_{bf}, \theta_{Lf}, y_r, \theta_r, y_{Lr}, \theta_{br}, \theta_{Lr}$ を求める。ただし、以上の式に含まれる $\theta_0, P_y, P_b, P_t, P_c, i, P_a, F_L, P_F, Q_F$ は以下のように定義する。

4.2 カント角 θ_0 および遠心力 P_y, P_b, P_t 円曲線におけるカント角を θ_{00} とするとき、入口緩和曲線上でカント角 θ_0 を次のように表す。

$$\theta_0 = \theta_{00} \left(1 - \cos \pi \frac{V/3.6 \cdot t - s_0}{L_i} \right) / 2 \quad (6)$$

出口緩和曲線上でもこれと同じ形で減少するとすると、曲線全体における θ_0 の形は図3となる。一方、曲線半径 R の逆数、すなわち曲率も式(6)、図3と同じ形で表され、これより遠心力 P_y, P_b, P_t が求まる。

4.3 制御用空気圧シリンダの差圧 P_c 空気圧シリンダの差圧 P_c は、次式のように空気圧サーボ弁の流量と空気圧シリンダの圧縮を考慮した体積変化が等しいことより求まる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{r_p}(u - P_c) &= C_s \dot{P}_c + 2A_b \dot{\delta} \\ T_1 \dot{u} + u &= v \\ T_2 \dot{v} + v &= w(i) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここに、 $\delta = d_3(\theta_b - \theta_t)$
 u, v : 変数

したがって、サーボ弁の時定数 T_1, T_2 のほかに、空気圧シリンダによる時定数 $C_s r_p$ が存在する。 r_p は図4、 w は

T.C.: Transition curve

図3 カント角 θ_0 ・曲率 $1/R$ 図4 弁抵抗 r_p と信号電流 i 図5 静的入力圧 w と信号電流 i

図5の特性を有する。

4.4 制御信号電流 i 図5に必要な制御信号電流 i は、以下のような3種類を設定する。

(1) モードA: 図6に示すモードAのごとく、フィードバックなしに制御信号電流を緩和曲線においてのみ与える。ステップの高さ i_{01} は円曲線における超過遠心加速度 (軌道面に平行な成分)

$$\alpha = \frac{(V/3.6)^2}{gR_0} - \theta_{00} \dots \dots \dots (8)$$

と、緩和曲線における単位距離当たりのカント変化 C_0/L_i に比例させた値として求める。すなわち、緩和曲線上において次式とする。

$$i = i_{01} = k_a \frac{C_0 \times 1000}{L_i} \cdot \alpha \dots \dots \dots (9)$$

この i を入力とする式(7)によって空気圧シリンダの差圧 P_c が発生する。これによる力 $P_c A_b$ はステップ信号 i に対してほぼ一次遅れ $1/(1 + C_s r_p s)$ (ここに、 s はラプラス演算子、 $C_s r_p$ は約0.8 s) でもって増加してゆく。この力によりころ摩擦力 F_L 、ダンパ力 (C_{yp} による) などの抵抗に打勝たせ車体の傾斜開始の遅れを少なくする。この方式ではフィードバックを用いずにすむ利点がある。

(2) モードC: 遠心力の形を表す図3に近い形状関数となるよう制御指令信号電流を図6のモードCのごとくし、かつ台車枠に対する車体の傾斜角 $\theta_c (= \theta_0 - \theta_i)$ をフィードバックする。さらに、各緩和曲線の入口、出口では指令信号電流のこう配を一段緩やかにする。ここで、 $2l$ は心皿間距離を表す。制御信号電流 i は式(10)で与えるが、 α_c の大きさは $\pm 5^\circ$ にストッパを設けているので超過遠心加速度 α よりも小さめとする。

$$\left. \begin{aligned} i &= i_{03} \cdot q - k'_c \cdot \theta_c \\ &= k_c (1 + \delta_0) \alpha_c \cdot q - k'_c \cdot \theta_c \\ \text{ここに、} \alpha &\leq 0.04 & \alpha_c &= \alpha \\ 0.04 < \alpha &\leq 0.12 & \alpha_c &= (0.04 + \alpha)/2 \\ 0.12 < \alpha & & \alpha_c &= 0.08 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (10)$$

q は形状基準関数で図6のモードCの形とする。 δ_0 はばねたわみ分を補償するために0.1を与える。本方式

T.C.: Transition curve

図6 制御指令信号電流

のねらいは車体ロール角速度 $\dot{\theta}$ を小さめに抑ええ、かつ正弦波形となるよう制御することにある。

(3) モードCA: モードCとAについて検討後、両者の良いところを兼ね備えさせるために設定したモードである。すなわち、モードCの緩和曲線入口部でモードAのごとくステップ i_{07} を与え、かつ形状関数をシンプルにして、図6のモードCAの制御指令信号電流を得るものであり、制御信号電流 i は次式で表される。

$$\begin{aligned} i &= i_{03} \cdot q' - k'_c \cdot \theta_c \\ &= k_c (1 + \delta_0) \alpha_c \cdot q' - k'_c \cdot \theta_c \dots \dots \dots (11) \end{aligned}$$

ここに、 q' は形状基準関数であり図6のモードCAの形状である。本方式のねらいは車体の傾斜開始の遅れを少なくするとともに、傾斜中は車体ロール角速度 $\dot{\theta}$ を小さめにかつ正弦波状となるように制御することにある。

以上の各制御方式において、図6に示すようにさらに制御開始地点を曲線入口より S_0 手前となるようにして、車体の傾斜開始遅れがなくなるようにする。また1車両中の前後の台車に制御指令信号を与えるタイ

ミングは、前後台車が曲線に進入するに等しい時間差において別々に制御する時間差制御と、前車台車の曲線進入に合わせて前後台車を同時に制御する同時制御の2種類を比較する。さらに緩和曲線を通過する速度に比べて実緩和曲線長 L_i が短くジャーク J が大きい場合には、制御上の緩和曲線長は図6に示すように L_i と長くする。その緩和曲線長倍率を $\beta(=L_i'/L_i)$ で表す。

4.5 空気ばね内圧 P_a 二次ばねとしての空気ばねでは、車体ロールにより空気ばねが伸縮するとこれに応じて空気ばね高さ制御弁が作動し、空気ばね内の空気が給排されて内圧変化 P_a が発生する。このとき補助空気室と空気ばね間の絞りにより減衰抵抗が与えられ、かつ補助空気室内圧変化 P_h も発生する。図7に空気ばねと高さ制御弁の計算モデルを示す。

4.6 ころ摩擦 F_L とストッパ力 P_F, Q_F, Q_L ころと振り子ばり間の摩擦 F_L は図8(a)、振り子ばり、空気ばねの左右ストッパ力 P_F, Q_F と空気ばね上下ストッパ力 Q_L は図8(b)のごとく仮定する。

5. シミュレーション解析

5.1 各制御モードにおける最適化 前述のモードA, C, CAの各制御において、表1の諸元(本章ではTR 908台車で走行する場合の数値を用いる)を用いて、シミュレーションにより制御の最適化を行う。

5.1.1 自然振り子 制御を行っていない従来の自然振り子状態におけるシミュレーション解析結果を、 $R_0=400$ m($C_0=105$ mm, $L_i=80$ m, $L_c=295$ m, $L_0=83$ m)において従来よりも10 km/h速く100 km/hで走行する場合について図9に示す。図9中 α_d

(a) 高さ制御弁 (b) 空気ばね

図7 空気ばね・高さ制御弁のモデル

(a) ころの摩擦 (b) ストッパ力

図8 ころの摩擦およびストッパ力

は式(11)に示す車体床面での左右加速度を表す。

$$\alpha_d = \left\{ \frac{(V/3.6)^2}{gR} - \theta - \frac{\ddot{y} + (a_0 - h)\ddot{\theta}}{g} \right\} \times 9.8 \quad \dots\dots\dots (11)$$

曲線における乗心地の評価は次の基準に従って行う。

- (1) 車体ロール角速度 $\dot{\theta} < 5^\circ/\text{s}$
- (2) $\dot{\theta}$ の波形が前後対称で、かつ正弦波状に近いこと
- (3) 車体ロール角加速度 $\ddot{\theta} < 15^\circ/\text{s}^2$
- (4) 車体左右加速度 $\alpha_d < 0.8 \text{ m/s}^2$
- (5) α_d が滑らかに変化し、かつ衝撃波もないこと

図9において、自然振り子では基準(1)を満足してはいるが、入口緩和曲線において $\dot{\theta}$ の波形が最大値をその後部にもつ後ぶくれの形であり基準(2)を満足していない。また $\ddot{\theta}$ に関する基準(3)も満足していない。

表1 計算諸元

Symbol	Numerical value	Symbol	Numerical value	Symbol	Numerical value
m	12000 (11320)	kg	k_z	0	N/m
m_b	300 (500)	kg	C_z	0	N·S/m
m_c	1700 (3180)	kg	A_v	0.246	m ²
m_{J_0}	2.7×10^4	kgm ²	A_b	7.85×10^{-3}	m ²
I_b	$1.26 \times 10^2 (2.1 \times 10^2)$	kgm ²	C_{v_0}	19.6	KN·S/m
I_c	$4.25 \times 10^2 (7.35 \times 10^2)$	kgm ²	h	1.043	m
I_z	$4.32 \times 10^3 (4.08 \times 10^3)$	kgm ²	a	1.51	m
GJ	1.2×10^8	Nm ² /rad	a_3	1.87 (1.7)	m
K_{xy}	11200	KN/m	d_3	2.075 (1.6)	m
K_{xz}	1850	KN/m	a_{21}	1.87	m
C_{xz}	39.2	KN·S/m	b_3	0.85	m
K_y	98.0	KN/m	e_1	0.81	m
C_y	58.8	KN·S/m	L	10.4	m
			k_z	0	N/m
			C_z	0	N·S/m
			G	1.067	m
			r_0	Fig.4	MPa·s/m ³
			C_s	188.5×10^{-11}	m ³ /Pa
				(154.2×10^{-11})	
			P_{s_0}	0.49	MPa
			w	Fig.5	MPa
			T_1	0.032	S
			T_2	0.008	S
			D	1.5×10^{-2}	m
			Δ_1	0.62×10^{-3}	m
			F_0	637	N

Remarks: Numerical for TR908 Truck, () for DT51X Truck.

図9 自然振り子の計算結果

い。 α_d に関する基準(4)を満足してはいるが、入口緩和曲線において α_d は大きく上ぶくれし、かつ衝撃波がのっけていて基準(5)を満足していない。これらの点を制御により改善する必要がある。

5・1・2 モード A モード A において同じ条件で i のゲイン k_a 、制御早め距離 S_0 、前後台車の制御タイミング(同時または時間差制御)、緩和曲線長倍率 β を変えて最適化した結果を図 10 の太線で示す。図 9 の自然振り子に比べて、入口緩和曲線において $\dot{\theta}$ が 5 から 4.6 へと小さくなり、かつ正弦波状に近くなって基準(2)を満足するようになり、 $\ddot{\theta}$ も衝撃がなくなって基準(3)を満足し、 α_d は曲線入口、出口部での上ぶくれが減少し、かつ衝撃もなくなって基準(5)を満足するようになる。この最適時の条件は、 $k_a=38 \text{ mA/g}$ 、 $S_0=10 \text{ m}$ 、同時制御、 $\beta=1$ である。しかし、 α_d にオーバシュートによる衝撃が出やすいため k_a を小さめにする必要があり、そうした場合 α_d の上ぶくれがやや大きくなる欠点(図 10 の α_d)がある。ただフィードバックを必要としない点は有利である。

5・1・3 モード C モード C において同じ曲線半径、速度で、 i のゲイン k_c 、 k'_c 、制御早め距離 S_0 、前後台車の制御タイミング、緩和曲線長倍率 β を変えて最適化した結果を図 10 の細線で示す。自然振り子の図 9 と比べて大幅に改善され、モード A とほぼ同じ傾向

図 10 モード A・モード C の計算結果

となる。この最適時の条件は、 $k_c=129 \text{ mA/g}$ 、 $k'_c=130.6 \text{ mA/g}$ 、 $S_0=15 \text{ m}$ 、同時制御、 $\beta=1$ である。ただし、モード A よりも $\dot{\theta}$ を小さくしようとすると、 α_d の上ぶくれが大きくなる傾向にある。

5・1・4 モード CA 同じ曲線半径、速度において、 i のゲイン k_c 、 k'_c 、最初のステップ高さ i_{07} 、制御早め距離 S_0 、前後台車の制御タイミング、緩和曲線長倍率 β を表 2 のごとく変えてシミュレーションを行う。入口緩和曲線において、前台車について k_c 、 k'_c を変えたケース(1)、(2)の比較を図 11(a)に示す。以下ケース(2)をすべて太線で示す。両者とも自然振り子に比べると、 $\dot{\theta}$ 、 $\ddot{\theta}$ 、 α_d の大きさ、波形とも大幅に改善される。 $k_c=198.6 \text{ mA/g}$ のケース(2)のほうが $\dot{\theta}$ および α_d の上ぶくれが小さくて良い。 i_{07} を変えたケース(2)、(3)の図 11(b)では、 i_{07} の大きいケース(3)が $\dot{\theta}$ は前ぶくれ、 α_d は負の値をもつので、 $i_{07}/i_{03}=0.3$ のケース(2)のほうが良い。 S_0 を変えたケース(2)、(4)の図 11(c)では、 S_0 の大きいケース(4) ($S_0=13.9 \text{ m}$)のほうが α_d の上ぶくれがやや小さくて良い。この 13.9 m は時間にして 0.5 s に相当する。前後台車

表 2 モード CA におけるパラメータ変化

Factor	Case	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
k_c	mA/g	129	198.6	198.6	198.6	198.6	198.6
k'_c	mA/rad	130.6	201	201	201	201	201
i_{07}/i_{03}		0.3	0.3	0.6	0.3	0.3	0.3
S_0	m	10	10	10	13.9	10	10
Front, Rear Timing		Synch.	Synch.	Synch.	Synch.	Asynch.	Synch.
β		1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.5

Remarks: Synch.=Synchronous, Asynch.=Asynchronous

図 11 モード CA における各パラメータの影響

の制御タイミングを変えたケース(2), (5)の比較では, 図 11(d)のごとくケース(2)の同時制御のほうが, ケース(5)の時間差制御よりも $\dot{\theta}$, α_d ともやや小さくて良い。また β を変えたケース(2), (6)の比較を図 11(e)に示すが, β を大きくすると $\dot{\theta}$ はやや小さくなるものの α_d の上ぶくれは大きくなり, $\beta=1$ のほうが良い。以上より最適条件は表 2 のケース(4)となり, この条件での図 10 に相当する結果を示したのが図 12 である。 $\dot{\theta}$ はモード A と同じ 4.6 の値であって自然振り子の 5.0 よりも小さく, かつ正弦波状にな

り, α_d はモード A, C よりも上ぶくれが小さくなって, すべての基準を満足する。したがって, 制御モードの中でモード CA が最も良い。

以上は曲線半径 R_0 が 400 m の場合であるが, R_0 が 800 m と大きくなった場合に, 同じく従来よりも 10 km/h 速く 125 km/h で走行させた結果を, 表 3 の計

表 3 図 13~16 の計算条件

Factor	R_0 m	400 *	800 *	800 **
k_c	mA/g	198.6	198.6	198.6
$k_{\dot{\theta}}$	mA/rad	201	201	201
$t_{\text{on}}/t_{\text{off}}$		0.3	0.3	0.3
So m(Ea. to 0.5s)		13.9(10.3)	17.4(10.3)	19.7
Front, Rear Timing		Synch.	Synch.	Synch.
β		1. (1.)	1.62(1.)	1.44
Co	mm	105	55	72
Li	m	75	55	90
Lc	m	328	635	346
Lo	m	68	55	90
V	km/h	100	125	142

Remarks:
 * : for TR908 truck
 () : used for Experimental Condition
 ** : for DT51X truck

図 12 モード CA の計算結果

図 13 $R_0=400$ m, 800 m の計算結果

図 14 10 km/h 速度向上時の実測と計算

図 15 27 km/h 速度向上時の自然振り子における実測と計算

図 16 27 km/h 速度向上時のモード CA における実測と計算

算条件のもとに図 13 に示す。図 13 中の波形は入口緩和曲線におけるものである。なお、表 3 中の β に関して、 R_0 が大きくなるに従い速度が速くなるので β を大きくする必要があるが、 β としてはジャック J を 0.04 g/s 程度に抑えたいことから式 (12) が最適となる。

$$\left. \begin{aligned} J \leq 0.04 & \quad \beta = 1.0 \\ 0.04 < J \leq 0.08 & \quad \beta = 1.0 + (J - 0.04) \times 25 \\ 0.08 < J & \quad \beta = 2.0 \\ \text{ここに、} \beta &= L_i / L_i \\ J &= a / \{L_i / (V/3.6)\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

図 13 において、 $R_0 = 800 \text{ m}$ では自然振り子の細線に比べて CA 制御の太線は $\dot{\theta}$ が正弦波状に近くなり、 $\ddot{\theta}$ 、 α_d も大幅に小さくなって基準を満足するようになる。

6. シミュレーションと実測の比較

6.1 10 km/h 速度向上した場合 実測を最適計算条件でなく表 3 に () で示した条件のもとで実施したので、その場合の実測と計算の対応を図 14 に示す。細線で示した自然振り子に関して、 $R_0 = 400 \text{ m}$ における $\dot{\theta}$ で実測と計算の対応をみると、両者で大きさはほぼ等しく形状はともに後ぶくれの形となっており、よく一致している。一方太線で示したモード CA による制御においても、 $\dot{\theta}$ の大きさ、形状とも両者でほぼ一致しており、シミュレーションが有効であることを示す。

6.2 約 30 km/h 速度向上した場合 サーボ弁の入力電流を約 10 倍に容量アップして耐ノイズ性を良くした図 4、5 の破線の特性および表 1 の () で示した DT 51 X 台車の諸元を用いて、27 km/h 速度向上して 142 km/h で走行した場合の実測と計算の比較を図 15、図 16 に示す。なお計算条件は表 3 の右側に示す 800 m における値である。自然振り子状態における両者の比較を図 15 に示すが、ここで実測の各波形における振動的成分は検討の対象としていない軌道の不整によるものであり今考えないことにする。 θ の実測が曲線入口ですでに 4.5° 傾いて進入しているために、 $\dot{\theta}$ の実測は計算よりも小さくなっているが、その波形は両者でよく似ている。また α_d の大きさも両者でほぼ一致している。図 16 に図 15 の自然振り子を制御した場合の結果を示すが、評価対象としている $\dot{\theta}$ 、 α_d については大きさ、波形とも両者でほぼ一致している。なお、 R_0 が 1600 m の場合にも 28 km/h アップの 163 km/h で走行することができた。

7. 結 言

速度向上のためには曲線出入口における乗心地改善が必要であり、そのための制御付き振り子装置についてシミュレーションにより制御系の最適化を行い、次の結論を得た。

(1) 制御モード A、C は自然振り子に比べ、車体のロール角速度波形、ロール角加速度の大きさを大幅に改善できるが、左右振動加速度波形改善の点で十分でない。

(2) 制御モード CA は上記三者をすべて改善できる。

(3) ロール角速度, 左右加速度の実測と計算はほぼ一致する。

(4) 制御モード CA を用いて制御すれば, $R_0 = 800$ m 以上の曲線において従来より約 30 km/h 速度向上の可能性がある。

文 献

- (1) V. Kottenhahn, Eisenbahntech. Rundsch. 21-3 (1972), 109.
- (2) Prototype APTs take chape at Derby, *Railw. Gas. Int.*, 133-1 (1977), 27.
- (3) 須田・ほか 3 名, 機講論, No.840-16 (昭 59), 29.
- (4) Martnez, R. D. P., *Rail Int.*, 16-2 (1985), 147.
- (5) 小柳, 機講論, No.870-3 (昭 62), 183.
- (6) 小柳・ほか 5 名, 機論, 53-496, C (昭 62), 2588.

討 論

〔質問〕 下 坂 陽 男〔明治大学工学部〕

振り子電車の曲線通過時乗心地改善と速度向上をしようという著者らの研究に敬意を表する。以下の事柄についてお教え願いたい。

(1) 図 10 においてモード A の制御信号電流 i は入口緩和曲線ではステップ状に変化しているが出口緩和曲線ではステップの最後の所で一度立ち上がってからゆるやかに下がる変化をしている。これは何か、お教え願いたい。

(2) モード C あるいは CA において, 台車枠に対する車体の傾斜角 θ_c をフィードバックしている。サーボ系で行われるように角速度をハイパスフィルタと組合せてフィードバックしてやると a_d の上ぶくれを抑制して乗心地が改善されないか。お教え願いたい。

〔回答〕 (1) モード A では, 曲線路において傾斜角 θ_c のフィードバックは行っていないが (図 10 で i の最初のステップの始めより次のステップの終わりまで), 曲線以外では次の式にもとづいて θ_c をフィードバックしている。

$$i = -k_c' \theta_c$$

したがって, 図 10 で出口緩和曲線のステップ信号終了直後では, 傾斜角 $\theta_0 - \theta_c (= \theta_c)$ の波形において負の値となっているので, i の波形ではこれに逆符号を与えた形となっている。本文で述べていなかったが, モード A においてもモード C, CA と同じく, 曲線以外

では傾斜角 θ_c をフィードバックしている。

(2) 車体の左右加速度 a_d は乗心地基準からいえば大きさが 0.8 m/s^2 以下であればよく, 緩和曲線における波形の上ぶくれの抑制は必須要件ではない。しかし上ぶくれはないことが望ましく, それをなくするためには, 振動成分を考えないとき式(11)から a_d は,

$$a_d = 9.8 \times \left\{ \frac{(V/3.6)^2}{gR} - \theta \right\}$$

ここに, 車体絶対傾斜角 $\theta = \theta_0 + \theta_c$ - ばねたわみ分

θ_0 : 軌道カント角

θ_c : 台車枠に対する車体相対傾斜角

であるから, θ したがって θ_c に上ぶくれを与える必要がある。

一方, θ_c に対する目標値(図 6)は乗心地基準上から $\dot{\theta}, \theta$ を小さい値に抑えるように与えている。本論文では θ_c の目標値に対して θ_c の検出値をフィードバックしているが, さらに $\dot{\theta}_c$ をフィードバックに加えて目標値への追従性をよくしても, 目標値を直線変化で与えているので θ_c は上ぶくれとならず, a_d の上ぶくれは小さくできない。したがって, 図 6 の θ_c の目標値自身を上ぶくれの形で与える必要がある。しかし, その場合逆に $\dot{\theta}_c$ したがって $\dot{\theta}$ の最大値は大きくなるので, a_d と $\dot{\theta}$ のどちらを優先させるかが問題である。今回は $\dot{\theta}$ の大きさと形状, a_d の大きさを優先させ, a_d の上ぶくれはその次とした。