ころ式振子車両の曲線走行シミュレーション*

(自由度, スピン, および接触楕円変化の影響)

嶋田基巳^{*1}, 弘津哲二^{*2}, 平石元実^{*3}
檜垣博^{*3}, 西垣戸貴臣^{*4}

Curving Simulation of a Roller-Type Pendulum Vehicle

(The Influence of Degree of Freedom, Spin Creepage and Variation of Contact Ellipse)

Motomi SHIMADA^{*5}, Tetsuji HIROTSU, Motomi HIRAISHI,
Hiroshi HIGAKI and Takaomi NISHIGAITO

^{*5} Mito Works, Hitachi Ltd.,
1070 Ichige, Hitachinaka-shi, Ibaraki, 312-8506 Japan

All degrees of freedom (especially wheel-axle rotation), Kalker's program 'FASTSIM' which considers spin creepage, and variation of contact ellipse were newly introduced for curving simulation of a roller-type pendulum vehicle. Digital simulations of curving for a representative example were made and the influence of newly introduced factors were studied. It was shown that wheel-axle rotation decreased lateral wheel-rail force by 8% (for steady value without track irregularity), by 5% (for maximum value with track irregularity) and changed wheel load by 1% (for steady value), by 5% (for minimum value). It was also shown that spin creepage increased lateral wheel-rail force by 19% (for steady value), by 7% (for maximum value), and variation of contact ellipse decreased lateral wheel-rail force by 8% (for steady value), by 4% (for maximum value). Spin creepage and variation of contact ellipse had little effect on wheel load.

Key Words: Dynamics of Rail Vehicles, Curving Simulation, Roller-Type Pendulum Vehicle, Degree of Freedom, Spin Creepage, Variation of Contact Ellipse, Lateral Wheel-Rail Force, Wheel Load, Track Irregularity

1. 緒言

曲線走行速度向上のため、わが国ではころ式制御付き振子車両が多く用いられている。このような振子車両では、曲線走行時の横圧(車輪・レール間左右力)および内軌側輪重抜け(車輪・レール間上下力の減少)を許容値内におさめることが走行安全性のうえで重要であり、これらの特性値を定量的に予測できるシミュレーション技術の確立が望まれている。

筆者らは⁽¹⁾さきに、一部の自由度を省略し、クリープ力演算にスピンを無視した Levi-Chartet の式⁽²⁾を用い、接触楕円の形状は中正点の値で一定とするなどの前提条件のもとに、各種軌道不整を考慮したころ式制

御付き振子車両の曲線走行シミュレーションを行った。

米田ら⁽³⁾も、ほぼ同様の前提条件のもとに Z リンク式誘導操舵装置付き振子車両の曲線走行シミュレーションを行い、おもに定常横圧に対する操舵リンク諸元の影響を検討している。

本研究では、シミュレーションの精度向上を目的として全自由度を考慮し、クリープ力演算にスピンを考慮した Kalker の高速演算アルゴリズム 'FASTSIM'⁽⁴⁾を導入し、かつ接触点による接触楕円の変化を考慮したシミュレーション技術を確立し、前論文⁽¹⁾とは同様の数値例についてシミュレーションを行い、自由度、スピンおよび接触楕円変化の影響について検討した。

2. 力学モデルおよび基礎方程式

2.1 前提条件 (1) 車輪とレールの接触点は 1 点とする。(2) 輪軸の回転によるジャイロ作用は考慮しない。(3) 接触幾何学に対する輪軸ヨーイングの影響は考慮しない。

2.2 記号 本論文で使用するおもな記号の意味は次のとおりである。

x_b, x_i, x_j : 車体, 台車枠, 輪軸の前後変位
 y_b, y_{pi}, y_{ri} : 車体, 振子梁, 台車枠の左右変位

* 原稿受付 2001 年 2 月 20 日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所電力・電機グループ水戸交通システム本部 (☎ 312-8506 ひたちなか市市毛 1070)。

^{*2} 正員, (自宅: ☎ 312-0033 ひたちなか市市毛 821-28)。

^{*3} 正員, (株)日立製作所電力・電機グループ笠戸交通システム本部 (☎ 744-8601 下松市東豊井 794)。

^{*4} 正員, (株)日立製作所機械研究所 (☎ 300-0013 土浦市神立町 502)。

E-mail: mt-shimada@em.mito.hitachi.co.jp

- y_j, y_{pci} : 輪軸, 振り回転中心の左右変位
 z_b, z_i, z_j : 車体, 台車枠, 輪軸の上下変位
 y_{rlj}, y_{rRj} : 軌道の左右変位
 z_{rlj}, z_{rRj} : 軌道の上下変位
 θ_i, θ_{pi} : 前後半車体, 振り梁のローリング角
 θ_i, θ_j : 台車枠, 輪軸のローリング角
 ψ_b, ψ_i : 車体, 台車枠のピッチング角
 ψ_j : 輪軸の車軸中心軸まわりの回転角
 ϕ_b, ϕ_i, ϕ_j : 車体, 台車枠, 輪軸のヨーイング角
 x_{dLi}, x_{dRi} : ヨーダンバのばね・ダンパ間前後変位
 y_{bpi} : 車体・振り梁間左右ダンパのばねダンパ間左右変位
 z_{dLj}, z_{dRj} : 軌道の上下不整
 y_{dLj}, y_{dRj} : 軌道の左右不整
 m_b, m_p : 半車体, 振り梁の質量
 m_i, m_w : 台車枠, 輪軸の質量
 m_{ry}, m_{rz} : 軌道の左右, 上下等価質量
 I_{bx} : 半車体のローリング慣性モーメント
 I_{by}, I_{bz} : 1車体のピッチング, およびヨーイング慣性モーメント
 I_{px}, I_{py}, I_{pz} : 振り梁のローリング, ピッチング, およびヨーイング慣性モーメント
 I_{ix}, I_{iy}, I_{iz} : 台車枠のローリング, ピッチング, およびヨーイング慣性モーメント
 I_{wx}, I_{wz} : 輪軸のローリング, およびヨーイング慣性モーメント
 I_{wy} : 輪軸の車軸中心軸まわり慣性モーメント
 k_1, c_1 : 軸ばねの上下ばね定数, 同減衰係数
 k_2', k_2'' : 空気ばねの左右, 前後ばね定数
 k_{wx}, c_{wx} : 軸箱支持前後ばね定数, 同減衰係数
 k_{wy}, c_{wy} : 軸箱支持左右ばね定数, 同減衰係数
 k_b, c_b : 車体ねじりばね定数, 同減衰係数
 k_i, c_i : 引張装置のばね定数, 同減衰係数
 k_{ry}, c_{ry} : 軌道の左右ばね定数, 同減衰係数
 k_{rz}, c_{rz} : 軌道の上下ばね定数, 同減衰係数
 k_d : ヨーダンバの取り付け部ばね定数
 k_{dhp}, c_{hp} : 車体・振り梁間左右ダンパの取り付け部ばね定数, 同減衰係数
 c_{pi} : 振り梁・台車枠間左右ダンパの減衰係数
 $2b$: 車輪とレールの接触点左右間隔
 $2a_0$: 前後半車体の遠心力作用点間距離
 H : レール面上振り回転中心高さ
 h_0 : 車体重心・振り回転中心間高さ
 $a, a_1, b_1, b_2, b_3, h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_9, h_{10}, h_{11}, h_{12}, h_{13}, d_1, d_2, d_3$: 図1に示した距離ないし高さ
 A_b : 傾斜制御空気圧シリンダの有効断面積
 p_{ci} : 傾斜制御空気圧シリンダの差圧
 FAS_{Li}, FAS_{Ri} : 空気ばね上下力(静荷重からの変化分)

Fig.1 Dynamic model of curving of a roller type pendulum vehicle

- P_{bi}, P_{pi} : 半車体, 振子梁の遠心力
 P_{ti}, P_{vj} : 台車枠, 輪軸の遠心力
 w_b, w_p : 半車体, 振子梁の重量
 w_t, w_v : 台車枠, 輪軸の重量
 G : 横弾性係数
 $\bar{a}, \bar{b}$: 接触楕円の x, y 軸方向半軸長
 μ : 粘着係数
 $\gamma, \gamma_{Lj}, \gamma_{Rj}$: 縦すべり率
 $\gamma_2, \gamma_{2Lj}, \gamma_{2Rj}$: 横すべり率
 $\omega_3, \omega_{3Lj}, \omega_{3Rj}$: スピンすべり率
 r_0 : 中正点の車輪半径
 r, r_{Lj}, r_{Rj} : 接触点の車輪半径
 $\Delta r_{Lj}, \Delta r_{Rj}$: 接触点の車輪半径変化分 ($r - r_0$)
 α_{Lj}, α_{Rj} : 接触点の接触平面勾配
 $\Delta y, \Delta y_{Lj}, \Delta y_{Rj}$: 車輪・レール間左右相対変位
 f_1, f_{1Lj}, f_{1Rj} : 接触面内縦クリープ力
 f_2, f_{2Lj}, f_{2Rj} : 接触面内横クリープ力
 N_0 : 接触面法線力の初期値
 $\bar{a}_0, \bar{b}_0$: N_0 に対応する $\bar{a}, \bar{b}$
 N, N_{Lj}, N_{Rj} : 接触面法線力
 P, P_{Lj}, P_{Rj} : 車輪・レール間上下力 (輪重)
 Q, Q_{Lj}, Q_{Rj} : 車輪・レール間左右力 (横圧)
 R_j, C_j : 曲線半径, およびカント
 R_0, C_0 : 円曲線の曲線半径, およびカント
 X_L, X_C : 緩和曲線長, および円曲線長
 v : 車速

添字の意味は次のとおりである。

i ($=1, 2$) : 前, 後台車を表す。

j ($=1, 2, 3, 4$) : 前方より 1, 2, 3, 4 番目の軸を表す。

L, R : 進行方向に向かって左側 (外軌側), 右側 (内軌側) を表す。

2.3 力学モデルおよび曲線の取り扱い

力学モデルを図 1 に示す。前論文⁽¹⁾では輪軸の車軸中心軸まわりの回転角 ψ_j ($j=1\sim 4$) および各質量の前後変位 x_j ($j=1\sim 4$), x_{ti} ($i=1\sim 2$), x_b を省略したが, 厳密には全自由度が連成するので, 本研究では図のように各質量について x, y, z 軸方向並進と x, y, z 軸まわり回転の全自由度を考慮している。

曲線に沿った移動座標系を採用しており, 図 2 に曲線での左右変位とヨーイング角変位の座標系を示す。

緩和曲線の起点からの距離 x に対する緩和曲線の形状 y , 曲線半径 R , カント C を次式で表す。

$$y = \frac{x^2}{4R_0} \frac{X_L^2}{2\pi^2 R_0} \left(1 - \cos \frac{\pi}{X_L} x \right) \quad \dots\dots\dots (1a)$$

$$R = 2R_0 / \left(1 - \cos \frac{\pi}{X_L} x \right) \quad \dots\dots\dots (1b)$$

Fig.2 Lateral coordinate in curve

Fig.3 Forces between wheel and rail

$$C = \frac{C_0}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{X_L} x \right) \quad \dots\dots\dots (1c)$$

上式の x を $X_T - x$ とおくことで, 曲線出口の y, R, C を表す。ただし X_T は全曲線長 ($2X_L + X_C$) である。

各質量の重心位置に遠心力 $P_{bi}, P_{pi}, P_{ti}, P_{vj}$ を考慮する。遠心力は各質量に遠心加速度 v^2/R を乗じることで求められる。ここで, R は各質量重心位置の曲線半径である。また, 車体・台車間静的ヨーイング角 ϕ_{bi} および曲線によるアタック角 ϕ_{ij} (図 2 参照) を考慮しており, ϕ_{bi}, ϕ_{ij} は緩和曲線形状 (式(1a)) より求められる⁽⁵⁾。

2.4 車輪・レール間作用力 図 3 より横圧 Q , 法線力 N は, 次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} Q_{Lj} &= -P_{Lj} \tan \alpha_{Lj} + f_{2Lj} / \cos \alpha_{Lj} \\ N_{Lj} &= P_{Lj} / \cos \alpha_{Lj} - f_{2Lj} \tan \alpha_{Lj} \\ Q_{Rj} &= P_{Rj} \tan \alpha_{Rj} + f_{2Rj} / \cos \alpha_{Rj} \\ N_{Rj} &= P_{Rj} / \cos \alpha_{Rj} + f_{2Rj} \tan \alpha_{Rj} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

接触面内の縦横クリープ力 f_1, f_2 は, 前論文⁽¹⁾ではスピンを無視した Levi-Chartet の式⁽²⁾を用いたが, 本研究ではスピンを考慮した Kalker の簡易化理論の高速演算アルゴリズム 'FASTSIM'⁽⁴⁾を用いる。

'FASTSIM'では, 縦横およびスピンの無次元化すべり率 $\bar{\gamma}_1 = C\gamma_1, \bar{\gamma}_2 = C\gamma_2, \bar{\omega}_3 = C\bar{a}\omega_3$ および接触楕円の軸長比 $\bar{a}/\bar{b}$ の入力により, 無次元化した縦横クリープ力 $\bar{f}_1 = f_1/\mu N, \bar{f}_2 = f_2/\mu N$ を出力する。ここで, $C = 2\pi\bar{a}\bar{b}G/3\mu N$ である。

図 4 は, クリープ力の Kalker の理論における座標系を示したもので, 座標 (x, y) の微小面積のすべり速度とこの微小面積に発生する縦横クリープ力を接触楕円全体にわたり積分して得られる縦横クリープ力 f_1, f_2 の作用方向 (車輪に対する作用方向) を示している。

縦すべり率 γ_1 , 横すべり率 γ_2 , スピンすべり率 ω_3 は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{Lj} &= \frac{\dot{x}_j - b\dot{\phi}_j}{v} - \frac{\Delta r_{Lj}}{r_0} - \frac{r_{Lj}}{v} \dot{\psi}_j + \frac{b}{R_j} \\ \gamma_{Rj} &= \frac{\dot{x}_j + b\dot{\phi}_j}{v} - \frac{\Delta r_{Rj}}{r_0} - \frac{r_{Rj}}{v} \dot{\psi}_j - \frac{b}{R_j} \\ \gamma_{2Lj} &= \left\{ \frac{\dot{y}_j + r_0\dot{\theta}_j - \dot{y}_{rLj}}{v} - (\phi_j \pm \Phi_{aj}) \right\} / \cos \alpha_{Lj} \\ \gamma_{2Rj} &= \left\{ \frac{\dot{y}_j + r_0\dot{\theta}_j - \dot{y}_{rRj}}{v} - (\phi_j \pm \Phi_{aj}) \right\} / \cos \alpha_{Rj} \\ \omega_{3Lj} &= \left(\frac{\dot{\phi}_j}{v} - \frac{1}{R_j} \right) \cos \alpha_{Lj} - \frac{1}{r_0} \left(1 + \frac{\dot{\psi}_j}{v} \right) \sin \alpha_{Lj} \\ \omega_{3Rj} &= \left(\frac{\dot{\phi}_j}{v} - \frac{1}{R_j} \right) \cos \alpha_{Rj} + \frac{1}{r_0} \left(1 + \frac{\dot{\psi}_j}{v} \right) \sin \alpha_{Rj} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

複号は上側が前軸 ($j = 1, 3$), 下側が後軸 ($j = 2, 4$) に対応する。

次に、車輪とレールの接触位置による接触楕円形状の変化について述べる。図5に後述のシミュレーションでとりあげる数値例における、車輪・レール間左右相対変位 Δy と $\bar{a}_0, \bar{b}_0$ の関係を示す。ここで、 Δy は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \Delta y_{Lj} &= y_j + r_0\theta_j - (y_{0Lj} + y_{rLj}) \\ \Delta y_{Rj} &= y_j + r_0\theta_j - (y_{0Rj} + y_{rRj}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

図5の $\bar{a}_0, \bar{b}_0$ は文献(6)の方法で Δy に対する車輪とレールの接触位置を求め、接触点における車輪とレールの前後方向 (x 軸方向) と左右方向 (y 軸方向) の曲率半径から Hertz 理論⁽⁷⁾により求めたものである。 $\bar{a}_0, \bar{b}_0$ が不連続に変化しているのは、曲率半径が異なる複数の円弧を接続したレールおよび車輪の踏面形状⁽⁸⁾に対して、接触平面内で曲率半径が一樣の2物体の接触という特別な条件下ではまる Hertz 理論を用いたためである。本研究では不連続点での接触面内の曲率半径が一樣ではないこと、および回転試験台による試験結果で各不連続点の値はその前後の中間値を得たとする松本らの研究⁽⁹⁾を考慮して、図5中に示した滑らかな曲線で $\bar{a}_0, \bar{b}_0$ が Δy に対して変化すると考える。

さらに Hertz 理論より、 $\bar{a}_0, \bar{b}_0$ は法線力の $1/3$ 乗に比例することを考慮して、次式により法線力の影響を考慮する。

$$\left. \begin{aligned} \bar{a} &= \bar{a}_0 (N/N_0)^{1/3} \\ \bar{b} &= \bar{b}_0 (N/N_0)^{1/3} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

2.5 各部非線形要素の特性 ころ部の左右相対変位 DYP_i に対するころの摩擦力 FL_i を図6のようなヒステリシス特性で表す。ヨーダンパの相対速度 $DXD_{Li, Ri}$ に対する減衰力 $FCD_{Li, Ri}$ は図7のような頭打ち特性を有する。 $FCD_{Li, Ri}$ はダンパに直列に接続されたばねの復元力 $FKD_{Li, Ri}$ (後述) と等しく、 $FKD_{Li, Ri}$ により $FCD_{Li, Ri}$ を求め、図7から $\dot{x}_{dLi}, \dot{x}_{dRi}$ を求めることで頭打ち特性を模擬する。振り梁・台車枠間左右ストッパ部左右変位 $DYPT_i$ に対する復元力 $FKPT_i$, 車

Fig.4 Coordinate for slippage and creep force

Fig.5 Calculated value $\bar{a}_0, \bar{b}_0$ vs. Δy

Fig.6 Friction force of roller

Fig.7 Damping force of yaw damper

Fig.8 Stopper force between swing bolster and truck frame

Fig.9 Stopper force between car body and swing bolster

体・振り梁間左右ストッパ部左右相対変位 $DYBP_i$ に対する復元力 $FKBP_i$ は、図8.9のように遊間と6段階のばね特性で模擬する。ここで、

$$\left. \begin{aligned} DYP_i &= d_2 (\theta_{pi} - \theta_{ri}) \\ DXD_{Li} &= \dot{x}_b - h_{12} \dot{\psi}_b - b_3 \dot{\phi}_b - \dot{x}_{dLi} \\ DXD_{Ri} &= \dot{x}_b - h_{12} \dot{\psi}_b + b_3 \dot{\phi}_b - \dot{x}_{dRi} \\ DYPT_i &= h_7 (\theta_{pi} - \theta_{ri}) \\ DYBP_i &= y_b \pm a_1 \phi_b + (h_4 - h_0) \theta_{bi} - (y_{pci} + h_4 \theta_{pi}) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

複号は上側が $i=1$, 下側が $i=2$ に対応する。

2.6 空気ばねおよび車体傾斜制御系 高さ制御弁付き空気ばね系に対して、空気圧系の基礎方程式⁽¹⁰⁾および制御弁の動作方程式を導き、空気ばね上下力 FAS_{Li}, FAS_{Ri} を求めた。

車体傾斜制御は空気圧シリンダにより行い、空気圧シリンダ力は $A_b p_{ci}$ で与えられる。 p_{ci} はサーボ弁の制

御電流により制御し、制御指令は緩和曲線起点の手前から立ち上げ円曲線の終点の手前から減少させることで振子動作の遅れを防止し、乗り心地を改善している。

上記の高さ制御弁付き空気ばね系のモデルおよび車体傾斜制御に関する基礎方程式は、前論文⁽¹⁾で詳述しているので省略する。

2.7 運動方程式

図1のモデルより求められる運動エネルギー、ばね力と重力のポテンシャルエネルギー、散逸関数、前述の各種作用力と仮想変位の積として求められる仮想仕事をラグランジュの運動方程式に適用することにより、次の各独立変数に関する運動方程式が導かれる。なお、紙面の制約上ばねと同位置に存在する減衰係数 ($C_1, C_{wx}, C_{wy}, C_b, C_i, C_{ry}, C_r$) による減衰力項は省略する。

$$\begin{aligned}
 m_{ry} \ddot{y}_{rLj} &= -Q_{Lj} - k_{ry} y_{rLj} \quad (j=1\sim4) \\
 m_{ry} \ddot{y}_{rRj} &= -Q_{Rj} - k_{ry} y_{rRj} \quad (j=1\sim4) \\
 m_w \ddot{x}_j &= f_{1Lj} + f_{1Rj} - FKWX_{Lj} - FKWX_{Rj} \quad (j=1\sim4) \\
 m_w \ddot{y}_j &= Q_{Lj} + Q_{Rj} + P_{wj} + FKWY_j - w_w \theta_j \\
 &\quad + 0.5(w_l + w_p + w_b)(\theta_{il} - \theta_{il}) \\
 &\quad (j=1\sim4, j=1,2 \text{ のとき } i=1, j=3,4 \text{ のとき } i=2.) \\
 (m_w + 2m_{rz}) \ddot{z}_j &= FK1_{Lj} + FK1_{Rj} - FKRZ_{Lj} - FKRZ_{Rj} \\
 &\quad + m_{rz}(\ddot{z}_{0Lj} + \ddot{z}_{0Rj}) \quad (j=1\sim4) \\
 (I_{wx} + 2m_{rz}b^2) \ddot{\theta}_j &= b_1(FK1_{Lj} - FK1_{Rj}) \\
 &\quad + b(FKRZ_{Rj} - FKRZ_{Lj}) \\
 &\quad - \{w_w + 0.5(w_l + w_p + w_b)\}(y_j + r_0 \theta_j) \\
 &\quad + r_0(Q_{Lj} + Q_{Rj}) + m_{rz}b(\ddot{z}_{0Lj} - \ddot{z}_{0Rj}) \quad (j=1\sim4) \\
 I_{wy} \ddot{\psi}_j &= -r_0(f_{1Lj} + f_{1Rj}) \quad (j=1\sim4) \\
 I_{wz} \ddot{\phi}_j &= b(f_{1Rj} - f_{1Lj}) + b_1(FKWX_{Lj} - FKWX_{Rj}) \quad (j=1\sim4) \\
 (m_u + m_p) \ddot{x}_{i1} &= FKWX_{L1} + FKWX_{L2} + FKWX_{R1} + FKWX_{R2} \\
 &\quad + FK2DD_{L1} + FK2DD_{R1} + FKDL_1 + FKDR_1 + FKT_1 \\
 (m_u + m_p) \ddot{x}_{i2} &= FKWX_{L3} + FKWX_{L4} + FKWX_{R3} + FKWX_{R4} \\
 &\quad + FK2DD_{L2} + FK2DD_{R2} + FKDL_2 + FKDR_2 + FKT_2 \\
 (m_u + m_p) \ddot{z}_{i1} &= -FK1_{L1} - FK1_{L2} - FK1_{R1} - FK1_{R2} \\
 &\quad - FAS_{L1} - FAS_{R1} \\
 (m_u + m_p) \ddot{z}_{i2} &= -FK1_{L3} - FK1_{L4} - FK1_{R3} - FK1_{R4} \\
 &\quad - FAS_{L2} - FAS_{R2} \\
 (I_{iy} + I_{py}) \ddot{\psi}_{i1} &= a(FK1_{L1} + FK1_{R1} - FK1_{L2} - FK1_{R2}) \\
 &\quad - h_{i1} \cdot FKT_1 + (h_5 - h_3)(FK2DD_{L1} + FK2DD_{R1}) \\
 &\quad + h_{i3}(FKDL_1 + FKDR_1) \\
 &\quad - h_9(FKWX_{L1} + FKWX_{L2} + FKWX_{R1} + FKWX_{R2}) \\
 (I_{iy} + I_{py}) \ddot{\psi}_{i2} &= a(FK1_{L3} + FK1_{R3} - FK1_{L4} - FK1_{R4}) \\
 &\quad - h_{i1} \cdot FKT_2 + (h_5 - h_3)(FK2DD_{L2} + FK2DD_{R2}) \\
 &\quad + h_{i3}(FKDL_2 + FKDR_2) \\
 &\quad - h_9(FKWX_{L3} + FKWX_{L4} + FKWX_{R3} + FKWX_{R4}) \\
 (I_{iz} + I_{pz}) \ddot{\phi}_{i1} &= b_2(FK2DD_{R1} - FK2DD_{L1}) \\
 &\quad + b_1(FKWX_{R1} + FKWX_{R2} - FKWX_{L1} - FKWX_{L2})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &\quad + b_3(FKDR_1 - FKDL_1) - a(FKWI_1 - FKWI_2) \\
 (I_{iz} + I_{pz}) \ddot{\phi}_{i2} &= b_2(FK2DD_{R2} - FK2DD_{L2}) \\
 &\quad + b_1(FKWX_{R3} + FKWX_{R4} - FKWX_{L3} - FKWX_{L4}) \\
 &\quad + b_3(FKDR_2 - FKDL_2) - a(FKWI_3 - FKWI_4) \\
 (m_u + m_p) \ddot{y}_{pc1} &+ m_u h_8 \ddot{\theta}_{i1} + m_p h_5 \ddot{\theta}_{p1} = -FKWI_1 - FKWI_2 \\
 &\quad + FK2D_1 + FKBP_1 + FKDBP_1 + P_{p1} + P_{l1} + w_b \theta_{b1} \\
 &\quad - (w_l + w_p + w_b) \theta_{i1} \\
 m_u h_8 \ddot{y}_{pc1} &+ (I_{ix} + m_u h_8^2) \ddot{\theta}_{i1} = b_1(FK1_{R1} - FK1_{L1} + FK1_{R2} \\
 &\quad - FK1_{L2}) - (H - r_0)(FKWI_1 + FKWI_2) + FCPT_1 \\
 &\quad + h_7 \cdot FKPT_1 + d_2 \cdot FL_1 - d_3 A_b p_{c1} + h_8 P_{l1} - h_8 w_l \theta_{i1} \\
 &\quad - (w_l + w_p + w_b) \{y_{pc1} + (h_8 + h_9) \theta_{i1} - (y_1 + y_2)/2\} \\
 m_p h_5 \ddot{y}_{pc1} &+ (I_{px} + m_p h_5^2) \ddot{\theta}_{p1} = h_3 \cdot FK2D_1 - h_7 \cdot FKPT_1 \\
 &\quad + h_4 \cdot FKBP_1 + h_2 \cdot FKDBP_1 - FCPT_1 \\
 &\quad + b_2(FAS_{R1} - FAS_{L1}) - d_2 \cdot FL_1 + d_3 A_b p_{c1} \\
 &\quad + h_5 P_{p1} - h_5 w_p \theta_{p1} - h_3 w_b (\theta_{p1} - \theta_{b1}) \\
 (m_u + m_p) \ddot{y}_{pc2} &+ m_u h_8 \ddot{\theta}_{i2} + m_p h_5 \ddot{\theta}_{p2} = -FKWI_3 - FKWI_4 \\
 &\quad + FK2D_2 + FKBP_2 + FKDBP_2 + P_{p2} + P_{l2} + w_b \theta_{b2} \\
 &\quad - (w_l + w_p + w_b) \theta_{i2} \\
 m_u h_8 \ddot{y}_{pc2} &+ (I_{ix} + m_u h_8^2) \ddot{\theta}_{i2} = b_1(FK1_{R3} - FK1_{L3} + FK1_{R4} \\
 &\quad - FK1_{L4}) - (H - r_0)(FKWI_3 + FKWI_4) + FCPT_2 \\
 &\quad + h_7 \cdot FKPT_2 + d_2 \cdot FL_2 - d_3 A_b p_{c2} + h_8 P_{l2} - h_8 w_l \theta_{i2} \\
 &\quad - (w_l + w_p + w_b) \{y_{pc2} + (h_8 + h_9) \theta_{i2} - (y_3 + y_4)/2\} \\
 m_p h_5 \ddot{y}_{pc2} &+ (I_{px} + m_p h_5^2) \ddot{\theta}_{p2} = h_3 \cdot FK2D_2 - h_7 \cdot FKPT_2 \\
 &\quad + h_4 \cdot FKBP_2 + h_2 \cdot FKDBP_2 - FCPT_2 \\
 &\quad + b_2(FAS_{R2} - FAS_{L2}) - d_2 \cdot FL_2 + d_3 A_b p_{c2} \\
 &\quad + h_5 P_{p2} - h_5 w_p \theta_{p2} - h_3 w_b (\theta_{p2} - \theta_{b2}) \\
 2m_b \ddot{x}_b &= -FK2DD_{L1} - FK2DD_{L2} - FK2DD_{R1} - FK2DD_{R2} \\
 &\quad - FKT_1 - FKT_2 - FKDL_1 - FKDL_2 - FKDR_1 - FKDR_2 \\
 2m_b \ddot{y}_b &= -FK2D_1 - FK2D_2 - FKBP_1 - FKBP_2 - FKDBP_1 \\
 &\quad - FKDBP_2 + P_{b1} + P_{b2} - w_b (\theta_{b1} + \theta_{b2}) \\
 2m_b \ddot{z}_b &= FAS_{L1} + FAS_{L2} + FAS_{R1} + FAS_{R2} \\
 I_{by} \ddot{\psi}_b &= a_1(FAS_{L2} + FAS_{R2} - FAS_{L1} - FAS_{R1}) \\
 &\quad + (h_3 - h_0)(FK2DD_{L1} + FK2DD_{L2} \\
 &\quad + FK2DD_{R1} + FK2DD_{R2}) + h_{i0}(FKT_1 + FKT_2) \\
 &\quad + h_{i2}(FKDL_1 + FKDL_2 + FKDR_1 + FKDR_2) \\
 I_{bz} \ddot{\phi}_b &= b_2(FK2DD_{L1} + FK2DD_{L2} - FK2DD_{R1} \\
 &\quad - FK2DD_{R2}) + b_3(FKDL_1 + FKDL_2 - FKDR_1 - FKDR_2) \\
 &\quad + a_1(FK2D_2 + FKBP_2 + FKDBP_2 - FK2D_1 - FKBP_1 \\
 &\quad - FKDBP_1) + a_0(P_{b1} - P_{b2}) + a_1 w_b (\theta_{b2} - \theta_{b1}) \\
 I_{bx} \ddot{\theta}_{bi} &= -(h_3 - h_0)FK2D_i - (h_4 - h_0)FKBP_i \\
 &\quad - (h_2 - h_0)FKDBP_i + b_2(FAS_{Li} - FAS_{Ri}) + FKBI \\
 &\quad - w_b \{y_b \pm a_1 \phi_b + (h_3 - h_0) \theta_{bi} - y_{pci} - h_3 \theta_{pi}\} \\
 \dot{y}_{hpi} &= -(FKDBP_i / c_{bp}) + \{y_b \pm a_1 \phi_b + (h_2 - h_0) \theta_{bi}\} \\
 (i=1,2, \text{ 複号は上側が } i=1, \text{ 下側が } i=2 \text{ に対応する.}) \\
 FK1_{Lj} &= k_1 \{z_{ii} + a \psi_{ii} + b_1 \theta_{ii} - (z_j + b_1 \theta_j)\} \\
 FK1_{Rj} &= k_1 \{z_{ii} + a \psi_{ii} - b_1 \theta_{ii} - (z_j - b_1 \theta_j)\}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 FKWX_{Lj} &= k_{wx} \{x_j - b_1 \varphi_j - (x_{ii} - h_9 \psi_{ii} - b_1 \varphi_{ii})\} \\
 FKWX_{Rj} &= k_{wx} \{x_j + b_1 \varphi_j - (x_{ii} - h_9 \psi_{ii} + b_1 \varphi_{ii})\} \\
 FKWY_j &= 2k_{wy} \{y_{pci} + (H - r_0) \theta_{ii} \pm a \varphi_{ii} - y_j\} \\
 FKRZ_{Lj} &= k_{rz} (z_j + b \theta_j - z_{0Lj}) \\
 FKRZ_{Rj} &= k_{rz} (z_j - b \theta_j - z_{0Rj}) \\
 (j=1-4, j=1,2 \text{ のとき } i=1, j=3,4 \text{ のとき } i=2. \text{ 複号は上側が } j=1,3, \text{ 下側が } j=2,4 \text{ に対応する.}) \\
 FK2D_i &= 2k_2^2 \{y_b \pm a_1 \varphi_b + (h_3 - h_0) \theta_{bi} - (y_{pci} + h_3 \theta_{pi})\} \\
 FK2DD_{Li} &= k_2^2 \{x_b - (h_3 - h_0) \psi_b - b_2 \varphi_b \\
 &\quad - \{x_{ii} + (h_5 - h_3) \psi_{ii} - b_2 (\varphi_{ii} \mp \Phi_{si})\}\} \\
 FK2DD_{Ri} &= k_2^2 \{x_b - (h_3 - h_0) \psi_b + b_2 \varphi_b \\
 &\quad - \{x_{ii} + (h_5 - h_3) \psi_{ii} + b_2 (\varphi_{ii} \mp \Phi_{si})\}\} \\
 FKT_i &= k_t \{x_b - h_0 \psi_b - (x_{ii} - h_1 \psi_{ii})\} \\
 FCPT_i &= c_{pi} h_0^2 (\dot{\theta}_{pi} - \dot{\theta}_{ii}) \\
 FKDL_i &= k_d [x_{dLi} - \{x_{ii} + h_3 \psi_{ii} - b_3 (\varphi_{ii} \mp \Phi_{si})\}] \\
 FKDR_i &= k_d [x_{dRi} - \{x_{ii} + h_3 \psi_{ii} + b_3 (\varphi_{ii} \mp \Phi_{si})\}] \\
 FKDBP_i &= k_{dbp} \{y_{bpi} - (y_{pci} + h_2 \theta_{pi})\} \\
 (i=1,2. \text{ 複号は上側が } i=1, \text{ 下側が } i=2 \text{ に対応する.}) \\
 FKB &= k_b (\theta_{b1} - \theta_{b2}) \\
 \dots\dots\dots (7)
 \end{aligned}$$

輪重 P は前論文⁽¹⁾と同様、輪軸の上下動およびローリングの運動方程式から得られる P_{Li} , P_{Ri} の連立方程式を解いて求められる。

3. シミュレーション

3.1 諸元 前論文⁽¹⁾とほぼ同様の数値例についてシミュレーションを行う。表1に車両諸元を示す。ころ摩擦力、ヨーダンパ、振子梁・台車枠間左右ストッパおよび車体・振子梁間左右ストッパの特性は、図6～9のとおりとする。空気ばね諸元および車体傾斜制御関係の定数は前論文⁽¹⁾のとおりとする。

車輪踏面形状は在来線修正円弧踏面とし、レールは60kg レール (勾配 1/40 のタイプレート付き、スラック 10mm) とする。図10に文献(6)の方法による接触幾何学計算結果 (Δy に対する $\Delta r, \alpha$ の関係) を示す。

曲線の条件は、円曲線部の曲線半径 $R_0=400\text{m}$, カント $C_0=105\text{mm}$, 緩和曲線長 $X_L=80\text{m}$ とし、車速 v は本則 75km/h より 30km/h 大きい 105km/h (超過遠心加速度 1.21m/s^2) とする。

軌道不整は、文献(11)を参考にして定めたパワースペクトル密度から文献(12)の方法で生成した図11を使用する。以下の「軌道不整あり」の条件は図11(i)の生成不整を通り狂いとし、その長波長成分である図11(ii)の2倍を曲線の曲率変動分 (前論文⁽¹⁾参照) として与え、また図11(i)の生成不整の逆位相波形をカント不整として与えるものとする。これは、前論文⁽¹⁾

Table 1 Numerical values

Symbol	Value	Symbol	Value	Symbol	Value
m_b	$11.01 \times 10^3 \text{ kg}$	k_{wy}	$2.79 \times 10^3 \text{ kN/m}$	h_0	0.905 m
m_p	682.1	k_b	$1.27 \times 10^4 \text{ kN} \cdot \text{m/rad}$	a_0	5.0
m_u	2.92×10^3	k_t	$5.77 \times 10^3 \text{ kN/m}$	a	1.15
m_w	1.60×10^3	k_{ry}	$1.47 \times 10^4 \text{ kN/m}$	a_1	7.2
m_{rv}	158.8	k_{rz}	3.78×10^4	b_1	0.81
m_{rz}	247.9	k_{dl}	4.9×10^3	b_2	0.85
I_{bx}	$2.48 \times 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	k_{dhp}	4.9×10^3	b_3	0.85
I_{br}	9.30×10^3	c_l	39.2	h_1	1.17
I_{be}	7.92×10^3	c_{wy}	8.95	h_2	1.47
I_{px}	2.45×10^2	c_{wy}	4.47	h_3	1.33
I_{py}	6.8	c_b	127.4	h_4	1.56
I_{pc}	2.45×10^2	c_t	29.4	h_5	1.67
I_{re}	8.20×10^2	c_{ry}	23.5	h_6	1.60
I_{ro}	1.87×10^3	c_{rz}	60.6	h_7	2.07
I_{ze}	1.78×10^3	c_{rp}	58.8	h_8	1.79
I_{wx}	5.57×10^2	c_{rp}	19.6	h_9	0.06
I_{wy}	2.19×10^2	N_0	43.6	h_{10}	0.92
I_{wz}	5.57×10^2	μ	0.3	h_{11}	0.04
k_1	$1.06 \times 10^3 \text{ kN/m}$	r_0	0.43	h_{12}	0.64
k_2	131.3	b	0.56	h_{13}	0.24
k_2'	131.3	H	2.275	d_2	1.87
k_{wy}	5.60×10^3			d_3	1.57

Fig.10 Calculated results of contact geometry

Fig.11 Artificially generated random irregularity

の不整が最大の場合と同じ条件である。

3.2 自由度の影響 第2章で述べたように全自由度を考慮して47自由度 (輪軸: 6×4 , 台車枠: 6×2 , 振子梁: 2×2 , 車体: 7) とした場合と、前論文⁽¹⁾と同様に36自由度 (式(7)で ψ, x_b, x_u, x_b およびそれらの1次、2次微分を零とおく) とした場合を比較する。

クリープ力演算は、ここでは前論文⁽¹⁾と同様、スピンを無視した Levi-Chartet⁽²⁾の式を用い、縦横クリープ係数 f_{01}, f_{02} は、 $\bar{a}, \bar{b}$ を中正点の値 ($\bar{a} = 3.84\text{mm}$, $\bar{b} = 9.92\text{mm}$) として求めた値 ($f_{01} = 1.13 \times 10^4 \text{kN}$, $f_{02} = 8.70 \times 10^3 \text{kN}$) で一定とし、法線力の影響を考慮する (詳細は前論文⁽¹⁾参照)。

図12(i)に軌道不整がない場合、図12(ii)に軌道不整

がある場合の時刻歴波形を示す。紙面の制約上、第1軸のみ示している。 f_1, P, Q は、すべて車輪に作用する力であるが、横圧 Q は通常レールに作用する力の向きで表示するので、符号を逆にして $-Q$ としている。

図12より、縦クリープ力 f_1 の挙動が自由度により異なり、47自由度の場合 $f_{L1} = -f_{R1}$ となることがわかる。これは、式(3)の γ_1 において $f_{Lj} = -f_{Rj}$ となるように ψ_j が生じることによる。その結果、横クリープ力 f_2 も自由度により異なり、横圧 $-Q$ も若干の差が生じている。なお、 ψ の導入により1軸当たり前後クリープ力 ($f_{Lj} + f_{Rj}$) は微小値となるので、前後変位 x_j, x_{ij}, x_b の影響は少ないと考えられる。

図13(i)に軌道不整がない場合の時刻歴波形から求めた円曲線内の横圧と輪重の定常値を、図13(ii)に軌道不整がある場合の時刻歴波形から求めた横圧最大値および輪重最小値(図12(ii)の▼印の値)を示す。以上より、次のことがいえる。

(1) 外軌側横圧は、定常値、最大値とも47自由度の方が小さい傾向である(定常値が全軸平均で8.2%小さく、最大値が全軸平均で5.2%小さい)。

(2) 内軌側輪重は、定常値、最小値とも前軸(第1,3軸)は47自由度の方が小さく、後軸(第2,4軸)は47自由度の方が大きい(両者の差の全軸平均値は、定常値が1.1%、最小値が4.6%)。また、47自由度の場合は第1軸の軌道不整通過時が最小である。

3.3 スピンおよび接触楕円変化の影響 47自由度とし、クリープ力演算は'FASTSIM'を用いる。スピンと接触楕円変化の影響を検討するため、次の3条件についてシミュレーションを行う。

(a) スピン: なし, $\bar{a}_0, \bar{b}_0$: 一定(中正点の値)

(b) スピン: あり, $\bar{a}_0, \bar{b}_0$: 一定(中正点の値)

(c) スピン: あり, $\bar{a}_0, \bar{b}_0$: 可変(図5による)

「スピン: なし」は、 $\omega_s = 0$ とし、「スピン: あり」は ω_s を式(3)としたものである。

図14に時刻歴波形を、図15に横圧と輪重の定常値と軌道不整による横圧最大値と輪重最小値(図14の▼印の値)を示す。以上より、次のことがいえる。

(1) スピンの導入により、第1,3軸の外軌側横圧は、定常値が軸平均で19.2%増大し、最大値は軸平均で7.0%増大している。また、接触楕円変化の導入により、第1,3軸の外軌側横圧は、定常値が軸平均で8.0%減少し、最大値は軸平均で3.6%減少している。

(2) 内軌側輪重に対するスピンと接触楕円変化の影響は僅少である。

4. 結 言

-Q: Lateral wheel-rail force, P: Wheel load,
 f_1 : Longitudinal creep force, f_2 : Lateral creep force,
 y_{01} : Lateral track irregularity, C: Cant
 (—: L-side (outer-rail), —: R-side (inner-rail))

Fig.12 Time history simulation results(1)

-Q_L: Lateral wheel-rail force(outer rail), P_R: Wheel load(inner rail)
 —○—: 36 Degrees of freedom, —□—: 47 Degrees of freedom

Fig.13 -Q_L, P_R of each axle(1)

-Q : Lateral wheel-rail force, P : Wheel load,
f₁ : Longitudinal creep force, f₂ : Lateral creep force,
yoi : Lateral track irregularity, C_i : Cant
(—: L-side (outer-rail), —: R-side (inner-rail))

Fig.14 Time history simulation results(2)

全自由度を考慮し、クリープ力演算にスピンを考慮した Kalker の高速演算アルゴリズム 'FASTSIM' を導入し、接触楕円変化も考慮したころ式振子車両の曲線走行シミュレーション技術を確立し、代表的数値例のシミュレーションにより、前論文¹⁾に対しこれらの新たに導入した要素の影響を検討し、次の結果を得た。

(1) 全自由度 (主として輪軸の車軸中心軸まわり回転角) の導入により、外軌側横圧は定常値が約 8 %, 軌道不整通過時の最大値が約 5 % 減少した。また、内軌側輪重は定常値が約 1 %, 軌道不整通過時の最小値が約 5 % 変化し、第 1 軸が最小となった。

(2) スピンの導入により、第 1, 3 軸の外軌側横圧は定常値が約 19 %, 最大値が約 7 % 増大し、接触楕円変化の導入により定常値が約 8 %, 最大値が約 4 % 減少した。また、スピンと接触楕円変化の導入が内軌側輪重に及ぼす影響は僅少である。

前論文¹⁾と本論文により、ころ式制御付振子車両の曲線走行に関して、重要な要素をほぼすべて考慮したシミュレーション技術を提示した。自由度、スピンおよび接触楕円変化の影響はシミュレーションによってのみ求められ、かつ貴重な示唆を与えるものである。

文 献

- (1) 弘津哲二・ほか 4 名, 機論, 63-612, C(1997), 95-102.
- (2) 松井信夫, P-SC64 分科会報告, No.335(1984-10), 12-35.
- (3) 米田源司朗・ほか 1 名, 機論, 59-564, C(1993), 230-236.
- (4) J.J.Kalker, Vehicle System Dynamics, 11(1982), 1-13.
- (5) 弘津哲二・ほか 3 名, 機論, 49-446, C(1983), 1845-1853.
- (6) 藤岡健彦・ほか 1 名, 機論, 49-444, C(1983), 1354-1363.
- (7) 日本機械学会, 鉄道車両のダイナミクス, 電気車研究会, 20.
- (8) 嶋田基己・ほか 4 名, 機論, 67-657, C(2001), 1559-1566.
- (9) 松本陽・ほか 4 名, 機講論, No.940-26I(1994-7), 393.
- (10) 国枝正春, 鉄道技術研究報告, No.6, 車両編 3, (昭 33-4), 4.
- (11) 内田雅夫・ほか 3 名, 鉄道総研報告, 6-8(1992), 27-34.
- (12) 谷藤克也・ほか 2 名, 機論, 56-523, C(1990), 48-54.

-QL: Lateral wheel-rail force(outer rail), Pr: Wheel load(inner rail)
○: without spin, $\bar{a}_0, \bar{b}_0$: constant
△: with spin, $\bar{a}_0, \bar{b}_0$: constant
□: with spin, $\bar{a}_0, \bar{b}_0$: variable

(i) without track irregularity (ii) with track irregularity
Fig.15 -QL, Pr of each axle(2)