非振り子鉄道車両の曲線走行シミュレーション*

(第1報, 諸元と強制操舵の影響)

弘津 哲二^{*1}, 嶋田 基巳^{*2}, 西垣戸 貴臣^{*3}
宮島 歩^{*3}, 掛樋 豊^{*4}, 村本 晃道^{*4}Curving Simulation of a Non-Pendulum Rail Vehicle
(1st Report, The Influence of Configurations and Forced Steering)Tetsuji HIROTSU^{*5}, Motomi SHIMADA, Takaomi NISHIGAITO,
Ayumu MIYAJIMA, Yutaka KAKEHI and Terumichi MURAMOTO^{*5} Ichige 821-28, Hitachinaka-shi, Ibaraki-ken, 312-0033 Japan

A detailed dynamic model of the curving of a non-pendulum rail vehicle was formulated and general equations of motion were derived considering both one-point contact and two-point contact. Digital simulations of curving for a representative example were made. It was shown that two-point contact generated larger lateral wheel-rail force comparing one-point contact due to lack of self steering effect. Effect of forced steering on steady lateral wheel-rail force and effects of lateral stiffness of axle suspension and forced steering on dynamic lateral wheel-rail force when passing rail joints and artificially generated random irregularity were examined. It was shown that forced steering had effect of decreasing both steady and dynamic lateral wheel-rail force, and smaller lateral stiffness of axle suspension had effect of decreasing dynamic lateral wheel-rail force when passing rail joints.

Key Words: Dynamics of Rail Vehicles, Curving Simulation, Non-Pendulum Vehicle, Forced Steering, Lateral Wheel-Rail Force, Rail Joint Irregularity, Random Irregularity

1. 緒 言

在来線高速化の必要性から, 曲線旋回性能向上の重要性が高まっている. 曲線旋回性能の評価値として, 曲線走行時の車輪・レール間左右力である横圧があげられる. 横圧が大きいと, 車輪とレールの摩耗を増大させ, 軌道不整が進展し乗心地を悪化させたり, 走行安全性を悪化させる場合もある.

横圧のシミュレーション検討の多くは, 軌道不整がない理想曲線走行に関するものであるが, 実際には曲線内を通り狂いが存在し, 通り狂いを有する曲線路走行時の動的横圧を含めた最大横圧の低減が必要である.

筆者の一部らは, さきに振り子車両の曲線走行シミュ

レーションを行い, 各種軌道不整が動的横圧および輪重変動に及ぼす影響について検討した⁽¹⁾.

本研究では, 非振り子車両について, 車輪とレールの接触が1点の場合に加えて, 踏面とフランジの2点で接触する場合を考慮した詳細な曲線走行の理論式を誘導し, 数値例についてのシミュレーションにより, 1点接触と2点接触のちがい, 通り狂い通過時の最大横圧に対する車両諸元の影響, 強制操舵の効果などについて検討した. 筆者の一人らは, さきに在来形2軸台車を用いた4軸車両の曲線走行シミュレーションについて発表しており⁽²⁾, 本研究はそれを発展させたものである.

2. 力学的モデルおよび基礎方程式

2.1 前提条件 (1) クリープ力は, スピンを無視し微小すべり率領域でカルカーの線形理論に一致するように修正した **Levi-Chartet** の式⁽³⁾で表す.

(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, 接触点の変化による接触楕円の変化は考慮しない.

2.2 記号 本論文で使用する主な記号の意味は次のとおりである.

* 原稿受付 1998年3月9日.

^{*1} 正員, (自宅: ☎ 312-0033 ひたちなか市市毛 821-28).^{*2} 正員, (株)日立製作所電力・電機グループ水戸交通本部 (☎ 312-8506 ひたちなか市市毛 1070).^{*3} 正員, (株)日立製作所機械研究所 (☎ 300-0013 土浦市神立町 502).^{*4} 正員, (株)日立製作所電力・電機グループ笠戸交通本部 (☎ 744-8601 下松市東豊井 794).

- x_j, x_{ii}, x_b : 輪軸, 台車枠, 車体の前後変位
 y_j, y_{ii}, y_b : 輪軸, 台車枠, 車体の左右変位
 z_j, z_{ii}, z_b : 輪軸, 台車枠, 車体の上下変位
 $\theta_j, \theta_{ii}, \theta_{bi}$: 輪軸, 台車枠, 半車体のローリング角
 ψ_j : 輪軸の車軸中心軸まわりの回転角
 ψ_{ii}, ψ_b : 台車枠, 車体のピッチング角
 $\phi_j, \phi_{ii}, \phi_b$: 輪軸, 台車枠, 車体のヨーイング角
 x_{dLi}, x_{dRi} : ヨーダンパのばね・ダンパ間前後変位
 y_{di} : 左右動ダンパのばね・ダンパ間左右変位
 y_{rLj}, y_{rRj} : 軌道の左右変位
 y_{0Lj}, y_{0Rj} : 軌道の左右不整
 z_{0Lj}, z_{0Rj} : 軌道の上下不整
 m_w, m_i, m_b : 輪軸, 台車枠, 半車体の質量
 m_{ry}, m_{rz} : 軌道の左右, 上下等価質量
 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回転の慣性モーメント
 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_{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
 k_1, c_1 : 軸ばねの上下ばね定数, 同減衰係数
 k_2, c_2 : 枕ばねの上下ばね定数, 同減衰係数
 k'_1, k'_2 : 枕ばねの左右, 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_t, c_t : 引張装置のばね定数, 同減衰係数
 k_y, c_y : 左右動ダンパのばね定数, 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 : ヨーダンパの取り付け部ばね定数
 $2b$: 車輪とレールの接触点左右間隔
 $2a$: 台車内軸間距離
 $2l$: 台車中心間距離
 $2b_0$: 前後半車体の遠心力作用点間距離
 $b_1, b_2, b_3, h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_9, h_{10}$: 図1に示した距離ないし高さ
 F_{wj}, F_{ti}, F_{bi} : 輪軸, 台車枠, 半車体の遠心力
 w_w, w_i, w_b : 輪軸, 台車枠, 半車体の重量
 N_0 : 踏面接触点の初期法線力
 f_{01}, f_{02} : N_0 に対する縦, 横クリープ係数
 μ : 粘着係数
 r_0, r : 中正点, 踏面接触点の車輪半径

Fig.1 Dynamic model of curving of a vehicle

$\Delta r, \alpha$: 踏面接触点の車輪半径変化分, 接触平面勾配
 Q_l, f : 踏面接触点の縦・横クリープ力
 N, P, Q : 踏面接触点の法線力, 上下力, 左右力
 N_f, P_f, Q_f : フランジ接触点の法線力, 上下力, 左右力
 α_f : フランジ角
 μ_{f1}, μ_{f2} : フランジ接触点の縦, 横摩擦係数
 r_f : フランジ接触点の車輪半径
 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

上記記号のうち, $r, \Delta r, \alpha, Q_l, f, N, P, Q, N_f, P_f, Q_f$ は, 添字 L_j, R_j を省略した

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 力学的モデルおよび座標 力学的モデルを図1に示す. 各質量について, x, y, z 軸方向並進と x, y, z 軸まわりの回転の全自由度を考慮している.

通り狂いによる動的横圧を考える場合, 軌道の弾性の影響は無視できないので, 軌道側は上下, 左右方向ともに左右の軌道で独立の質量・ばね系で表す.

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.

2・4 曲線の影響⁽²⁾ 移動座標系としているので, 各質量の重心位置に遠心力 F_{bi}, F_{fi}, F_{wj} を考慮する. 遠心力は各質量に遠心加速度 v^2/R を乗じて求められる. ここで, R は各質量重心位置の曲線半径である. また, 車体・台車間静的相対ヨーイング角 Φ_{si} (図2参照) を, 枕ばね前後たわみおよびヨーダンパの台車側取付点の前後変位に考慮する. さらに, 縦すべり率に b/R_j を, 横すべり率に曲線によるアタック角 Φ_{aj} (図2参照) を考慮する.

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 を次のように表す.

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

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

$$C = \frac{C_0}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{X_L} x\right) \dots\dots\dots (3)$$

上式は曲線入口の緩和曲線に対する関係式であるが, 曲線出口の緩和曲線に対しては, 上式の x を $X_L - x$ とおいた式とする. ただし, X_L は全曲線長である. カン

Fig.2 Lateral coordinate in curve

Fig.3 Forces between wheel and rail

ト C_j は z_{0Lj} に与える.

Φ_{si}, Φ_{aj} は式(1)から求められ, 文献(2)に記述しているので省略する.

2・5 車輪・レール間作用力 図3に2点接触の場合の車輪・レール間作用力を示す.

まず, 踏面接触点の作用力について述べる.

左右力 Q , 法線力 N は, 次式により求められる.

$$\left. \begin{aligned} Q_{Lj} &= -P_{Lj} \tan \alpha_{Lj} + f_{Lj} / \cos \alpha_{Lj} \\ N_{Lj} &= P_{Lj} / \cos \alpha_{Lj} - f_{Lj} \tan \alpha_{Lj} \\ Q_{Rj} &= P_{Rj} \tan \alpha_{Rj} + f_{Rj} / \cos \alpha_{Rj} \\ N_{Rj} &= P_{Rj} / \cos \alpha_{Rj} + f_{Rj} \tan \alpha_{Rj} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

踏面接触点の縦方向すべり率 γ_1 および横方向すべり率 γ_2 は, 次式で表される.

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{1Lj} &= \frac{\dot{x}_j - b\dot{\phi}_j}{v} - \frac{\Delta n_j}{r_0} - \frac{n_j}{v} \dot{\psi}_j + \frac{b}{R_j} \\ \gamma_{1Rj} &= \frac{\dot{x}_j + b\dot{\phi}_j}{v} - \frac{\Delta n_j}{r_0} - \frac{n_j}{v} \dot{\psi}_j - \frac{b}{R_j} \\ \gamma_{2Lj} &= \left\{ \frac{\dot{y}_j + n\dot{\theta}_j - \dot{y}_{rLj}}{v} - (\phi_j \pm \Phi_{aj}) \right\} / \cos \alpha_{Lj} \\ \gamma_{2Rj} &= \left\{ \frac{\dot{y}_j + n\dot{\theta}_j - \dot{y}_{rRj}}{v} - (\phi_j \pm \Phi_{aj}) \right\} / \cos \alpha_{Rj} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

ここで, 複号は上側が $j=1, 3$, 下側が $j=2, 4$ に対応する. 縦クリープ力 Q , 横クリープ力 f は, すべり率が大きくなると摩擦力 μN に飽和する次式で表す.

$$\left. \begin{aligned} Q_l &= -\epsilon_1 f_{01} \gamma_1 \\ f &= -\epsilon_2 f_{02} \gamma_2 \\ \epsilon_1 &= 1 / \left\{ 1 + \left(\frac{f_{01} \gamma}{\mu N} \right)^{1.5} \right\}^{1/1.5} \\ \epsilon_2 &= 1 / \left\{ 1 + \left(\frac{f_{02} \gamma}{\mu N} \right)^{1.5} \right\}^{1/1.5} \\ \gamma &= \sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_2^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

ここで, f_{01}, f_{02} は次式により法線力の影響を考慮した縦, 横クリープ係数である.

$$\left. \begin{aligned} f_{01} &= f_{01}(N/N_0)^{2/3} \\ f_{02} &= f_{02}(N/N_0)^{2/3} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

f_{01}, f_{02} はカルカーの線形理論による次式を用いる.

$$\left. \begin{aligned} f_{01} &= G\bar{a}\bar{b}C_{11} \\ f_{02} &= G\bar{a}\bar{b}C_{22} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

ここで, G は横弾性係数, $\bar{a}, \bar{b}$ は接触楕円の x, y 軸方向半径, C_{11}, C_{22} はカルカーの係数⁽⁴⁾である.

次に, フランジ接触点の作用力について述べる.

車輪・レール間左右相対変位を Δy , フランジ接触を生じる Δy を ΔC とし, フランジ接触点の接触ばね定数を k_{fc} とすると, 左右力 Q_{flj} は

$$\left. \begin{aligned} Q_{flj} &= 0 & (\Delta y_{lj} < \Delta C) \\ Q_{flj} &= k_{fc}(\Delta y_{lj} - \Delta C) & (\Delta y_{lj} \geq \Delta C) \\ Q_{frj} &= 0 & (\Delta y_{rj} > -\Delta C) \\ Q_{frj} &= -k_{fc}(\Delta y_{rj} + \Delta C) & (\Delta y_{rj} \leq -\Delta C) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

となる. ここで, Δy は次式で表される.

$$\left. \begin{aligned} \Delta y_{lj} &= y_j + r\theta_j - (y_{0lj} + y_{rlj}) \\ \Delta y_{rj} &= y_j + r\theta_j - (y_{0rj} + y_{rrj}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

フランジ接触点は完全すべり状態とみなすことができ, 横方向摩擦係数を μ_{f2} とすると図3より,

$$\left. \begin{aligned} P_{flj} &= Q_{flj} \frac{1 + \mu_{f2} \tan \alpha_f}{\tan \alpha_f - \mu_{f2}} \\ P_{frj} &= Q_{frj} \frac{1 + \mu_{f2} \tan \alpha_f}{\tan \alpha_f - \mu_{f2}} \\ N_{flj} &= Q_{flj} \sin \alpha_f + P_{flj} \cos \alpha_f \\ N_{frj} &= Q_{frj} \sin \alpha_f + P_{frj} \cos \alpha_f \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

フランジ接触点の縦方向に摩擦力 $\mu_{f1}N_{flj}, \mu_{f1}N_{frj}$ が作用する.

2・6 非線形要素の特性

(i) ヨーダンバの減衰力(FCD) ヨーダンバの相対速度 DXD に対して, 減衰力 FCD は図4のような頭打ち特性を有する. DXD は次式で表される.

$$\left. \begin{aligned} DXD_{Li} &= \dot{x}_{dLi} - (\dot{x}_b - h_0\dot{\psi}_b - b_3\dot{\phi}_b) \\ DXD_{Ri} &= \dot{x}_{dRi} - (\dot{x}_b - h_0\dot{\psi}_b + b_3\dot{\phi}_b) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

また, ダンパに直列的に接続されたばねの復元力 FKD は次式で表される.

$$\left. \begin{aligned} FKD_{Li} &= k_d \{x_{dLi} - x_{ti} + h_0\psi_{ti} + b_3(\phi_{ti} \mp \Phi_{si})\} \\ FKD_{Ri} &= k_d \{x_{dRi} - x_{ti} + h_0\psi_{ti} - b_3(\phi_{ti} \mp \Phi_{si})\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

ただし, 複号は上側が $i=1$, 下側が $i=2$ に対応する.

$$FCD = -FKD \dots\dots\dots (14)$$

の関係が成り立つので, $-FKD$ により FCD が求まり, 図4から $\dot{x}_{dRi}, \dot{x}_{dLi}$ を求めることにより, 図4の頭打ち特性を模擬する.

(ii) 車体・台車枠間左右ストッパの復元力(FKTB)

ストッパ部左右相対変位 DTB に対して, 復元力

Fig.4 Damping force of yaw damper

Fig.5 Stopper force between car body and truck frame

$FKTB$ を, 図5のように遊間と6段階の直線の接続で近似する. DTB は, 次式で表される.

$$DTB_i = y_b \pm l\varphi_b + h_0\theta_{bi} - (y_{ti} - h_0\theta_{ti}) \dots\dots\dots (15)$$

ただし, 複号は上側が $i=1$, 下側が $i=2$ に対応する.

2・7 運動方程式 図1のモデルより求まる運動エネルギー, 位置エネルギー, 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エネルギー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, 紙数の制約上, ばねと同位置に存在する減衰係数 ($c_1, c_2, c_{wx}, c_{wy}, c_b, c_t, c_{ry}, c_{rz}$) による減衰力の項は省略する.

$$\begin{aligned} m_w \ddot{x}_j &= -FKWX_{Lj} - FKWX_{Rj} + Q_{Lj} + Q_{Rj} \\ &\quad + \mu_{f1}(N_{flj} + N_{frj}) \quad (j=1\sim4) \\ m_w \ddot{y}_j &= FKWY_j + Q_{Lj} + Q_{Rj} - Q_{flj} + Q_{frj} + F_{wj} \\ &\quad - \{w_w + 0.5(w_l + w_b)\}\theta_j + 0.5(w_l + w_b)\theta_{ti} \\ (j=1\sim4, j=1, 2 \text{ のとき } i=1, j=3, 4 \text{ のとき } i=2.) \\ (m_w + 2m_{rz})\ddot{z}_j &= FK1_{Lj} + FK1_{Rj} - FKRZ_{Lj} - FKRZ_{Rj} \\ &\quad + m_{rz}(\ddot{z}_{0Lj} + \ddot{z}_{0Rj}) \quad (j=1\sim4) \\ (I_{wx} + 2m_{rz}b^2)\ddot{\theta}_j &= b(FK1_{Lj} - FK1_{Rj}) + b(FKRZ_{Rj} - FKRZ_{Lj}) \\ &\quad + r_0(Q_{Lj} + Q_{Rj}) + r_f(Q_{frj} - Q_{flj}) + m_{rz}b(\ddot{z}_{0Lj} - \ddot{z}_{0Rj}) \\ &\quad - \{w_w + 0.5(w_l + w_b)\}(y_j + r\theta_j) \quad (j=1\sim4) \\ I_{wy} \ddot{\psi}_j &= -r_0(Q_{Lj} + Q_{Rj}) - r_f\mu_{f1}(N_{flj} + N_{frj}) \quad (j=1\sim4) \\ m_{ry} \ddot{y}_{rLj} &= -k_{ry}y_{rLj} - Q_{Lj} + Q_{flj} \quad (j=1\sim4) \\ m_{ry} \ddot{y}_{rRj} &= -k_{ry}y_{rRj} - Q_{Rj} + Q_{frj} \quad (j=1\sim4) \\ m_i \ddot{x}_{i1} &= FK2DD_{L1} + FK2DD_{R1} + FKWX_{L1} + FKWX_{R1} \\ &\quad + FKWX_{L2} + FKWX_{R2} + FKD_{L1} + FKD_{R1} + FKT_1 \\ m_i \ddot{x}_{i2} &= FK2DD_{L2} + FK2DD_{R2} + FKWX_{L3} + FKWX_{R3} \\ &\quad + FKWX_{L4} + FKWX_{R4} + FKD_{L2} + FKD_{R2} + FKT_2 \\ m_i \ddot{y}_{i1} &= FK2D_{11} - FKWY_1 - FKWY_2 + FKY_1 + FKTB_1 \\ &\quad + F_{i1} - w_l\theta_{i1} - w_b(\theta_{i1} - \theta_{b1}) \\ m_i \ddot{y}_{i2} &= FK2D_{21} - FKWY_3 - FKWY_4 + FKY_2 + FKTB_2 \\ &\quad + F_{i2} - w_l\theta_{i2} - w_b(\theta_{i2} - \theta_{b2}) \\ m_i \ddot{z}_{i1} &= -(FK1_{L1} + FK1_{R1} + FK1_{L2} + FK1_{R2}) + FK2_{L1} + FK2_{R1} \\ m_i \ddot{z}_{i2} &= -(FK1_{L3} + FK1_{R3} + FK1_{L4} + FK1_{R4}) + FK2_{L2} + FK2_{R2} \\ I_{ix} \ddot{\theta}_{i1} &= b_1(FK1_{R1} - FK1_{L1} + FK1_{R2} - FK1_{L2}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +b_2(FK2_{L1}-FK2_{R1})-h \cdot FK2D_1 \\
& -h_3 \cdot FKY_1-h_5 \cdot FKT_{B1}-h_1(FKWI_1+FKWI_2) \\
& -(w_l+w_b)\{y_{11}+h_1\theta_{11}-(y_1+y_2)/2\}-w_b h_1(\theta_{b1}-\theta_{11}) \\
I_{xx}\ddot{\theta}_{12} & =b_1(FK1_{R3}-FK1_{L3}+FK1_{R4}-FK1_{L4}) \\
& +b_2(FK2_{L2}-FK2_{R2})-h \cdot FK2D_2 \\
& -h_3 \cdot FKY_2-h_5 \cdot FKT_{B2}-h_1(FKWI_3+FKWI_4) \\
& -(w_l+w_b)\{y_{12}+h_1\theta_{12}-(y_3+y_4)/2\}-w_b h_1(\theta_{b2}-\theta_{12}) \\
I_{yy}\ddot{\psi}_{11} & =a(FK1_{L1}+FK1_{R1}-FK1_{L2}-FK1_{R2}) \\
& +h_1(FK2DD_{L1}+FK2DD_{R1}) \\
& -h_1(FKWX_{L1}+FKWX_{R1}+FKWX_{L2}+FKWX_{R2}) \\
& -h_7 \cdot FKT_1-h_9(FKD_{R1}+FKD_{L1}) \\
I_{yy}\ddot{\psi}_{12} & =a(FK1_{L3}+FK1_{R3}-FK1_{L4}-FK1_{R4}) \\
& +h_1(FK2DD_{L2}+FK2DD_{R2}) \\
& -h_1(FKWX_{L3}+FKWX_{R3}+FKWX_{L4}+FKWX_{R4}) \\
& -h_7 \cdot FKT_2-h_9(FKD_{R2}+FKD_{L2}) \\
I_{zz}\ddot{\phi}_{11} & =b_2(FK2DD_{R1}-FK2DD_{L1}) \\
& +b_1(FKWX_{R1}-FKWX_{L1}+FKWX_{R2}-FKWX_{L2}) \\
& -a(FKWI_1-FKWI_2)+b_3(FKD_{R1}-FKD_{L1}) \\
I_{zz}\ddot{\phi}_{12} & =b_2(FK2DD_{R2}-FK2DD_{L2}) \\
& +b_1(FKWX_{R3}-FKWX_{L3}+FKWX_{R4}-FKWX_{L4}) \\
& -a(FKWI_3-FKWI_4)+b_3(FKD_{R2}-FKD_{L2}) \\
2m_b\ddot{x}_b & =-(FK2DD_{L1}+FK2DD_{R1}+FK2DD_{L2}+FK2DD_{R2}) \\
& -(FKT_1+FKT_2)-(FKD_{L1}+FKD_{R1}+FKD_{L2}+FKD_{R2}) \\
2m_b\ddot{y}_b & =-(FK2D_1+FK2D_2)-(FKT_{B1}+FKT_{B2}) \\
& -FKY_1-FKY_2+F_{b1}+F_{b2}-w_b(\theta_{b1}+\theta_{b2}) \\
2m_b\ddot{z}_b & =-(FK2_{R1}+FK2_{L1}+FK2_{R2}+FK2_{L2}) \\
I_{bx}\ddot{\theta}_{b1} & =b_2(FK2_{R1}-FK2_{L1})-h_2 \cdot FK2D_1-h_4 \cdot FKY_1-h_6 \cdot FKT_{B1} \\
& -FKB-w_b\{y_b+l\phi_b+h_2\theta_{b1}-(y_{11}-h_2\theta_{11})\} \\
I_{bx}\ddot{\theta}_{b2} & =b_2(FK2_{R2}-FK2_{L2})-h_2 \cdot FK2D_2-h_4 \cdot FKY_2-h_6 \cdot FKT_{B2} \\
& +FKB-w_b\{y_b-l\phi_b+h_2\theta_{b2}-(y_{12}-h_2\theta_{12})\} \\
I_{by}\ddot{\psi}_b & =h_2(FK2DD_{L1}+FK2DD_{R1}+FK2DD_{L2}+FK2DD_{R2}) \\
& +l(FK2_{L1}+FK2_{R1}-FK2_{L2}-FK2_{R2})+h_8(FKT_1+FKT_2) \\
& +h_{10}(FKD_{L1}+FKD_{R1}+FKD_{L2}+FKD_{R2}) \\
I_{bz}\ddot{\phi}_b & =-l(FK2D_1-FK2D_2) \\
& -b_1(FK2DD_{R1}-FK2DD_{L1}+FK2DD_{R2}-FK2DD_{L2}) \\
& -b_3(FKD_{R1}-FKD_{L1}+FKD_{R2}-FKD_{L2})-l(FKY_1-FKY_2) \\
& -l(FKT_{B1}-FKT_{B2})+l_0(F_{b1}-F_{b2})-w_b l(\theta_{b1}-\theta_{b2}) \\
& \dots\dots\dots (16)
\end{aligned}$$

ここで,

$$\begin{aligned}
FK1_{Lj} & =k_1\{z_{ji}+a\psi_{ji}+b\theta_{ji}-(z_j+b\theta_j)\} \\
FK1_{Rj} & =k_1\{z_{ji}+a\psi_{ji}-b\theta_{ji}-(z_j-b\theta_j)\} \\
FKWX_{Lj} & =k_{wx}\{(x_j-b\phi_j)-(x_{ji}-h\psi_{ji}-b\phi_{ji})\} \\
FKWX_{Rj} & =k_{wx}\{(x_j+b\phi_j)-(x_{ji}-h\psi_{ji}+b\phi_{ji})\} \\
FKWI_j & =2k_{wy}\{y_{ji}+a\phi_{ji}+h_1\theta_{ji}-y_j\} \\
FKRZ_{Lj} & =k_{rz}(z_j+b\theta_j-z_{0Lj}) \\
FKRZ_{Rj} & =k_{rz}(z_j-b\theta_j-z_{0Rj})
\end{aligned}$$

($j=1-4$. $j=1, 2$ のとき $i=1$, $j=3, 4$ のとき $i=2$. 複号は上側が $i=1, 3$, 下側が $i=2, 4$.)

$$\begin{aligned}
FK2_{Li} & =k_2\{z_{bi}+l\psi_{bi}+b_2\theta_{bi}-(z_{ii}+b_2\theta_{ii})\} \\
FK2_{Ri} & =k_2\{z_{bi}+l\psi_{bi}-b_2\theta_{bi}-(z_{ii}-b_2\theta_{ii})\} \\
FK2D_i & =2k_2'\{y_{bi}+l\phi_{bi}+h_2\theta_{bi}-(y_{ii}-h_2\theta_{ii})\} \\
FK2DD_{Li} & =k_2''(x_{bi}-h_2\psi_{bi}-b_2\phi_{bi}-x_{ii}-h_2\psi_{ii}+b_2(\phi_{ii}+\Phi_{si})) \\
FK2DD_{Ri} & =k_2''(x_{bi}-h_2\psi_{bi}+b_2\phi_{bi}-x_{ii}-h_2\psi_{ii}-b_2(\phi_{ii}+\Phi_{si})) \\
FKT_i & =k_t\{(x_{bi}-h_2\psi_{bi})-(x_{ii}-h_2\psi_{ii})\} \\
FKY_i & =k_y\{y_{di}-(y_{ii}-h_2\theta_{ii})\} \\
FKD_{Li} & =k_d\{x_{dLi}-x_{ii}+h_2\psi_{ii}+b_2(\phi_{ii}+\Phi_{si})\} \\
FKD_{Ri} & =k_d\{x_{dRi}-x_{ii}+h_2\psi_{ii}-b_2(\phi_{ii}+\Phi_{si})\}
\end{aligned}$$

($i=1, 2$. ただし, 複号は上側が $i=1$, 下側が $i=2$.)

$$FKB=k_b(\theta_{b1}-\theta_{b2})$$

2.8 Δr , α の計算 車輪踏面部の車輪・レール間左右相対変位 Δy と Δr , α の関係を離散値データとして入力しておき, シミュレーションの各時点における相対変位 Δy_{Lj} , Δy_{Rj} (式(10)) に対する Δr , α の値は 1 次補間により求める.

2.9 踏面接触点の上下力(輪重) P の計算 輪軸に作用する力を図6に示す. 図6より輪軸の上下動およびローリングの運動方程式を導き, 次の輪重 P_{Lj} , P_{Rj} の連立方程式を得る. なお, 静的輪重を P_0 とし, ここでも減衰係数 c_l による減衰力は省略している.

$$\begin{aligned}
P_{Lj}+P_{Rj} & =2P_0+m_w\ddot{z}_j-FK1_{Lj}-FK1_{Rj}-P_{Lj}-P_{Rj} \\
& -(b-\Delta y_{Lj})P_{Lj}+(b+\Delta y_{Rj})P_{Rj}=-I_{wx}\ddot{\theta}_j-b_1(FK1_{Rj}-FK1_{Lj}) \\
& +r_0(Q_{Lj}+Q_{Rj})+r_f(Q_{Rj}-Q_{Lj})+P_{Lj}(b-\Delta y_{Lj}-\Delta C') \\
& -P_{Rj}(b+\Delta y_{Rj}-\Delta C') \dots\dots\dots (17)
\end{aligned}$$

これより, 踏面接触点の上下力 P_{Lj} , P_{Rj} が求められる.

以上がシミュレーションの基礎方程式であり, 2 点接触の場合について記述したが, 1 点接触の場合はフランジ接触点の作用力 N_f , P_f , Q_f を零と置く.

3. シミュレーション

3.1 諸元 機械学会の「車両運動シミュレーション W.G.」の課題とされた表1の諸元をとりあげる.

ヨーダンパおよび車体・台車枠間左右ストッパの特性は図4および図5のとおりとする. 図7に車輪踏面が修正円弧踏面の場合と円錐踏面の場合の接触幾何学計算結果を示す. これは, 60kg レール, 勾配 1/40 の

Fig.6 Forces acting on a wheelset

タイププレート付き, スラック 10mm の条件で藤岡らの方法⁽⁵⁾により計算したものである. クリープ係数は, 中正点に対する次の値に一定とする.

修正円弧踏面: $f_{01}=1.13 \times 10^4 \text{ kN}$, $f_{02}=8.70 \times 10^3 \text{ kN}$

円錐踏面: $f_{01}=9.04 \times 10^3 \text{ kN}$, $f_{02}=7.61 \times 10^3 \text{ kN}$

Table 1 Numerical values

Symbol	Value	Symbol	Value	Symbol	Value
m_b	$11.01 \times 10^3 \text{ kg}$	k_{wx}	$5.60 \times 10^3 \text{ kN/m}$	a	1.15 m
m_t	$3.60 \times 10^3 \text{ kg}$	k_{wy}	$2.79 \times 10^3 \text{ kN/m}$	b	0.56 m
m_w	$1.60 \times 10^3 \text{ kg}$	k_b	$1.27 \times 10^4 \text{ kN} \cdot \text{m/rad}$	b_1	0.81 m
m_{ry}	$1.59 \times 10^2 \text{ kg}$	k_d	$9.80 \times 10^3 \text{ kN/m}$	b_2	0.85 m
m_{rz}	$2.48 \times 10^2 \text{ kg}$	k_y	$9.80 \times 10^3 \text{ kN/m}$	b_3	0.85 m
I_{bx}	$2.48 \times 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	k_{ry}	$1.47 \times 10^4 \text{ kN} \cdot \text{m/rad}$	b_4	0.06 m
I_{by}	$9.30 \times 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	k_{rz}	$3.78 \times 10^4 \text{ kN} \cdot \text{m/rad}$	h_1	0.458 m
I_{bz}	$7.93 \times 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	c_1	39.2 kN/s/m	h_2	0.422 m
I_{lx}	$1.01 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	c_2	17.0 kN/s/m	h_3	0.315 m
I_{ly}	$2.30 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	c_3	29.4 kN/s/m	h_4	0.565 m
I_{lz}	$2.19 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	c_{wx}	9.0 kN/s/m	h_5	0.0 m
I_{wx}	$5.57 \times 10^2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	c_{wy}	4.5 kN/s/m	h_6	0.88 m
I_{wy}	$2.11 \times 10^2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	c_b	$1.27 \times 10^2 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{s/rad}$	h_7	-0.05 m
I_{wz}	$5.57 \times 10^2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	c_y	58.8 kN/s/m	h_8	0.83 m
k_1	$1.06 \times 10^3 \text{ kN/m}$	c_{ry}	23.5 kN/s/m	h_9	-0.04 m
k_2	$3.61 \times 10^2 \text{ kN/m}$	c_z	60.6 kN/s/m	h_{10}	0.84 m
k_1'	$1.31 \times 10^2 \text{ kN/m}$	N_0	43.6 kN	l	7.2 m
k_2'	$1.31 \times 10^2 \text{ kN/m}$	μ	0.3	l_0	6.0 m
k_t	$9.80 \times 10^3 \text{ kN/m}$	n_b	0.43 m		

在来線の曲線の代表例として, $R_0=400\text{m}$, $C_0=0.105\text{m}$, $X_c=75\text{m}$ (X_c はケースによって変更) とする.

3・2 1点接触と2点接触の比較 修正円弧踏面の場合, 接触幾何学計算結果(図7)がほぼ連続的に変化しているため, 1点接触とみなせるのに対して, 円錐踏面の場合は $\Delta y=11.6\text{mm}$ の点で不連続に変化しているため, この点で踏面とフランジの2点で接触する. そこで, 修正円弧踏面で1点接触とした場合と, 円錐踏面で2点接触とした場合について比較してみる. 2点接触に関連する諸元は次のとおりとする.

$$\Delta C=0.0116\text{m}, \Delta C'=0.02\text{m}, r_f=0.45\text{m},$$

$$k_{fc}=9.8 \times 10^4 \text{ kN/m}, \mu_1=\mu_2=0.1$$

フランジ接触は完全すべり状態にあり, 通常, 磨耗防止のために塗油されるので, μ_1, μ_2 を0.1とした.

図8に第1軸の縦クリープ力と横圧の時刻歴波形を示す. 車速 v は 70km/h (超過遠心加速度 $\beta=0$) である.

横圧は通常, レールに作用する左右力を外軌向きを

Fig.7 Calculated results of contact geometry

Fig.8 Time history simulation results of one-point contact and two-point contact

正として表示するので, 第1軸横圧は1点接触の場合は $-Q_{L1}$ (外軌側), $-Q_{R1}$ (内軌側) とし, 2点接触の場合は $-(Q_{L1}+Q_{R1})$ (外軌側) $-(Q_{R1}+Q_{L1})$ (内軌側, ただし $Q_{R1}=0$) としている. 縦クリープ力は, 1点接触の場合も2点接触の場合も Q_{L1} (外軌側), Q_{R1} (内軌側) としている.

図8より, 2点接触の場合はフランジ接触時の踏面の縦クリープ力による操舵モーメント $(Q_{L1}-Q_{R1}) \cdot n_b$ が小さく, フランジ摩擦力によるモーメントを加えても1点接触の場合の操舵モーメントより小さいため, 横圧が1点接触の場合より大きくなるのがわかる.

3・3 定常横圧に対する強制操舵の効果 本研究では, 強制操舵の方法として, 軸箱支持前後ばねの台車枠側取付部のばね・台車枠間に油圧アクチュエータを取り付け, それにより軸箱支持前後ばねの台車枠側端に強制変位を与え, 軸箱支持前後ばねを介して各台車前軸が $-a/R_{ci}$, 後軸が a/R_{ci} のヨーイング角 ϕ_j をとる

(i) without forced steering (ii) with forced steering
Fig.9 Time history simulation results

Fig.10 Steady lateral wheel-rail force

ようにすることを考える. ここで, R_{ci} は各台車中心位置の曲線半径である. このような強制操舵を適用した場合の運動方程式は, 式(16)の $FKWX_{Rj}$, $FKWX_{Lj}$ を次式とおいたものとなる.

$$FKWX_{Lj} = k_{wx} \{ (x_j - b_1 \phi_j) - (x_{ii} - h_1 \psi_{ii} - b_1 \phi_{ii} \pm b \cdot a / R_{ci}) \}$$

$$FKWX_{Rj} = k_{wx} \{ (x_j + b_1 \phi_j) - (x_{ii} - h_1 \psi_{ii} + b_1 \phi_{ii} \mp b \cdot a / R_{ci}) \}$$

($j=1\sim 4$, $j=1, 2$ のとき $i=1$, $j=3, 4$ のとき $i=2$. 複号は上側が $j=1, 3$, 下側が $j=2, 4$.)

.....(18)

前述の諸元の場合についてシミュレーションする. ただし, 以後すべて修正円弧踏面とし, 1点接触とする. また, 車速 v は 70km/h ($\beta=0$), 85km/h ($\beta=0.048G$), 100km/h ($\beta=0.103G$)とし, 速度の影響も検討する. 図9に強制操舵を行わない場合と行った場合の各軸外軌側横圧の時刻歴波形を, 図10に時刻歴から求めた円曲線での定常横圧を示す.

図9, 10より, 強制操舵がない場合には, 各台車前軸は均衡速度 ($v=70\text{km/h}$)でも轉向横圧のため大きく, 速度が増加すると超過遠心力による横圧が全軸に加わり, 全軸の横圧が増大することがわかる. 第1軸に比べ第3軸の横圧が小さいのは枕ばね前後ばねにより台車枠に作用するヨーイングモーメントの影響による. 一方, 強制操舵がある場合には, 均衡速度では各軸のアタック角がほぼ零となり, 轉向横圧は生じないため全軸の横圧が微小値となるが, 速度が増加すると超過遠心力により全軸の横圧が一様に増大する. すなわち, 強制操舵を行った場合の横圧は, ほぼ超過遠心

Fig.11 Lateral irregularity corresponding to a rail joint

Fig.12 Time history simulation results with a rail joint irregularity ($v=100\text{km/h}$)

Fig.13 Maximum lateral force with a rail joint irregularity

力相当分となる.

3・4 レール継目相当の左右不整がある場合 レール継ぎ目を想定して, 円曲線内の外軌側レールに図11に示す形状の波長 $\lambda=3\text{m}$, 高さ $H=3\text{mm}$ の左右不整を設けた場合についてシミュレーションを行う.

このような左右不整通過時の動的横圧には k_{wy} が関係すると考えられるので, k_{wy} を表1の値 (これを: $\times 1$ とする), およびその2倍 (これを: $\times 2$ とする)とした場合, さらに表1の値で強制操舵がある場合についてシミュレーションを行った. 図12に車速 100km/hの場合の時刻歴波形を, 図13に最大値を示す.

図12, 13より, このような比較的短波長の左右不整通過時の動的横圧 (最大横圧)-(定常横圧)は, k_{wy} を小さくすることで低減でき, 強制操舵を行えばほぼ

零に低減できることがわかる。

3・5 不規則通り狂いがある場合 軌道不整のパワースペクトル密度 (PSD) から逆フーリエ変換により不規則左右不整波形を生成した。図 14 に使用した PSD および生成した波形を示す。この PSD は文献(6)を参考にして定め、波形生成は谷藤らの方法⁽⁷⁾により行った。図 14(ii)の不規則左右不整を、 y_{0Li} , y_{0Ri} に与え、不規則通り狂いとした。

不規則通り狂いがある場合も $k_{wy} : \times 1, \times 2$, および強制操舵ありの3ケースについてシミュレーションを行った。図 15 に車速 100km/h の場合の時刻歴波形を、図 16 に最大横圧を示す。

図 15, 16 より、このように比較的長波長の通り狂い通過時の動的横圧に対しては k_{wy} の影響は僅少であることがわかる。また、強制操舵を行っても動的横圧が発生するが、かなり低減できることがわかる。

4. 結 言

非振子鉄道車両の曲線走行シミュレーションについて検討し、次の結果を得た。

(1) 車輪とレールの接触が2点接触の場合を考慮し、各種非線形要素、強制操舵、軌道不整を考慮した曲線走行の詳細モデルを立案し、基礎方程式を誘導した。

(2) 代表的数値例についてシミュレーションを行い、次のことを明らかにした。

(i) 1点接触の方が2点接触よりも自己操舵性による横圧低減が期待できる。

(ii) 強制操舵により、定常横圧を超過遠心力相当まで低減できる。

(iii) レール継目相当の比較的短波長の左右不整通過時動的横圧低減には、軸箱支持左右剛性低減が有効であり、強制操舵は顕著な効果を有する。

(iv) 比較的長波長の代表的不規則通り狂い通過時の動的横圧低減にも強制操舵がかなりの効果を有する。本研究の一部は、日本機械学会「車両運動シミュレーション W.G.」にて発表したものである。ご討議いただいた委員各位に感謝いたします。

文 献

- (1) 弘津哲二・ほか4名, 機論, 63-612, C(1997), 95-102.
- (2) 弘津哲二・ほか3名, 機論, 49-446, C(昭58), 1845-1853.
- (3) 松井信夫, P-SC64 分科会報告, No.335(1984-10), 12-35.
- (4) Kalker, J.J., Vehicle System Dynamics, 8-4(1979), 317-358.
- (5) 藤岡健彦・ほか1名, 機論, 49-444, C(1983), 1354-1363.
- (6) 内田雅夫・ほか3名, 鉄道総研報告, 6-8(1992), 27-34.
- (7) 谷藤克也・ほか2名, 機論, 56-523, C(1990), 48-54.

Fig.14 Artificial generation of random irregularity

Fig.15 Time history simulation results with lateral random irregularity ($v=100\text{km/h}$)

Fig.16 Maximum lateral force with lateral random irregularity