

曲線を低速で通過する車両の走行シミュレーション

芝浦工業大学 正会員 松浦章夫

1. まえがき

急曲線部を低速で通過する鉄道車両では、外軌側の車輪に大きな横圧が作用し、出口側の緩和曲線では見かけ上の軌道平面狂いが加わり、車輪フランジはレールに乗り上がりやすくなる。特に、外軌側の車輪の輪重が平均値よりも小さくなるような輪重のアンバランスが車両に存在し、大きな車輪・レール摩擦係数のもとでは脱線にいたることも考えられる。本研究では、このような場合を想定し、急曲線を低速で通過する車両の走行安全性を検討するために利用できる数値解析シミュレーションの開発を行い、二三の解析例を示す。

2. シミュレーション・モデルの概要

1) 車両 対象とする車両は、図1に示すように、2軸ボギー車1両とし、31自由度の3次元車両モデルとする。車体、台車枠及び車輪軸は質量・ストッパー付きばね・ダンパーモデルである。車輪・レール間の伝達力は、カルカーのクリープ係数を使ったルビ・シャルテの式を用いる。各車輪の静止輪重は、空気ばねの不釣り合い及び台車枠のねじれ剛性により任意に与えることができる。静止輪重は各質量に作用する力の静的釣り合い条件から定められる。

2) 軌道 レールは、まくらぎに締結された梁モデルから、車両の走行に伴って移動する車輪直下の図2のような1質量モデルに近似する。全体では左右水平方向8自由度、鉛直8自由度となる。車輪・レールの接触条件としては、車輪とレールの断面形状と車輪・レール水平相対変位に応じて2点接触と1点接触のいずれにも対応できる。軌道の線形に関しては、図3のように、直線、緩和曲線、円曲線、緩和曲線、直線の各区間を連続させ、曲線半径、区間長、カント、スラック、軌道狂い等を任意に与えることができる。

3) 座標 本解析では、全体座標系として軌道座標を、局所座標系として車両座標を採用した。車両座標は車両の進行にしたがって一定速度で軌道線形に沿って移動するもので、車両運動の解析に用いる。軌道の線形やカントは車両から見た場合、一種の軌道狂いとみなして解析を行う。また、車輪・レール間の伝達力の解析で、各車輪接触点に共通の力学法則を適用するために、別にレール座標を設定した。車輪・レール間に作用する横圧及び縦方向力などの接触力は、車輪とレールとの水平相対変位の関数で表された接触位置、接触楕円半径、接触勾配などの接触パラメータを用いて計算する。

3. 運動方程式の概要

上で求めた縦方向力から得られる車輪軸に作用する回転力には、車輪のレール接触点のずれを考慮する。車両の左右動ダンパー、軸ばね、空気ばね前後、上下、左右、軸前後ばね、軸左右ばねの伸縮量を用いて、これらのばねに作用する反力は状態量を用いて表わされる。ここで、各々のばねにおいて、変位が所定のストッパーを超える領域にはモデル化されたパイリニア特性を持たせてある。

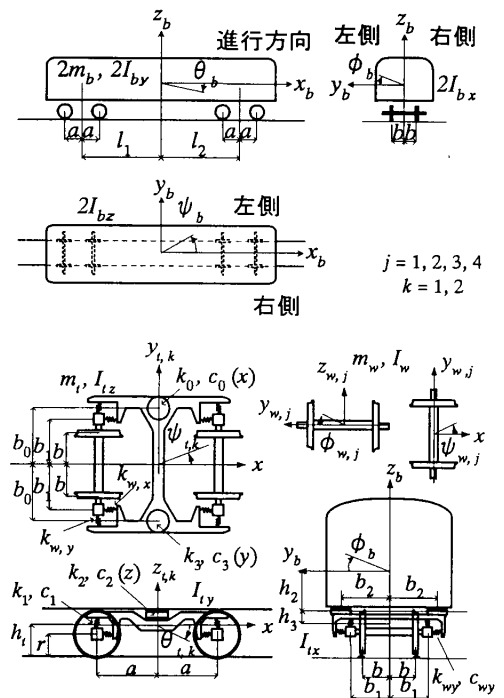


図1 車両モデル

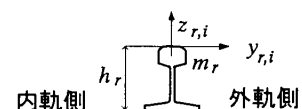


図2 レールモデル

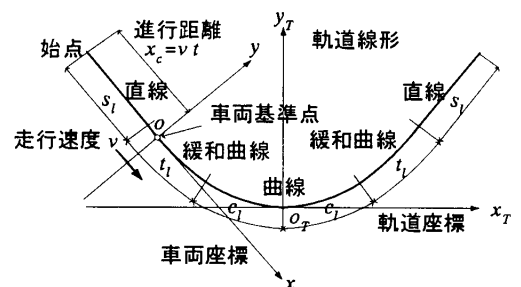


図3 軌道線形モデル

キーワード；急曲線軌道，乗り上がり脱線，輪重のアンバランス，摩擦係数，数値シミュレーション

連絡先；東京都港区芝浦3-9-14 芝浦工業大学工学部土木工学科 Tel. 03 (5476) 3047, Fax. 03 (5476) 3166

車両の運動方程式は以下のとおりである。

$$\ddot{\mathbf{y}} = \mathbf{m}^{-1}\mathbf{aF} + \mathbf{m}^{-1}\mathbf{bP} - \mathbf{cG}$$

$\mathbf{m}(31 \times 31)$; 車両の質量・慣性モーメント
 $\mathbf{F}(36 \times 1)$; 車両各ばねのばね定数, 減衰係数
 ストッパー特性, および状態量から
 定まる復元力
 $\mathbf{P}(20 \times 1) = \{P_1 \cdots P_8, Q_1 \cdots Q_8, T_1 \cdots T_8\}$; 接触力
 $\mathbf{G}(3 \times 1) = \{\rho_c v^2, g, \rho_c v^2\}$; 曲率・重力加速度
 $\mathbf{a}(31 \times 36)$; 車両の構造寸法から定められる量
 $\mathbf{b}(31 \times 20)$; 接触力作用点の輪軸における位置
 $\mathbf{c}(31 \times 3)$; 加速度と質量の対応付け

レールの左右運動は, 輪重, 横圧, レール等価ばね定数による運動方程式で表わされる。

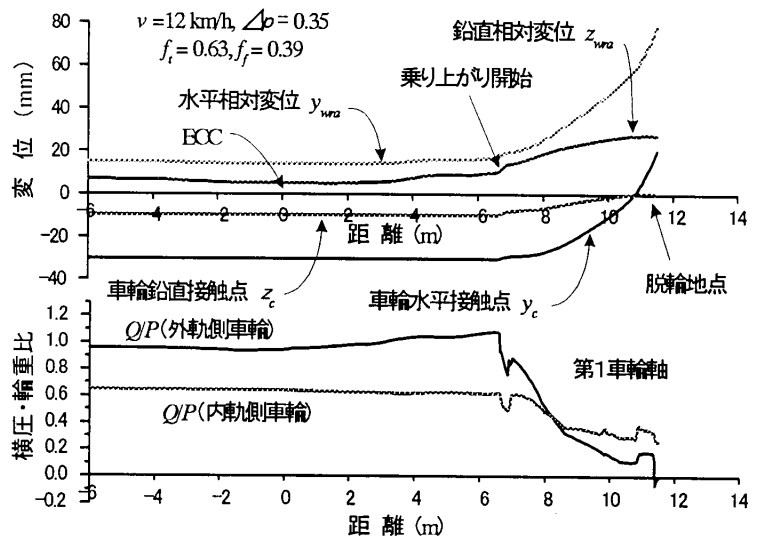


図4 解析波形例

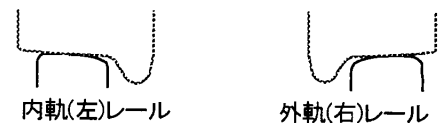


図5 実測磨耗レールと車輪断面

4. 二三の解析例

ここでは, やや極端な条件のもとで行った解析例を示す。軌道の線形は, 直線, 緩和曲線, 円曲線, 緩和曲線, 直線の順に, それぞれの区間長を 40, 30, 60, 30, 40m とし, 曲線半径を 160m, カントを 61mm, 曲線部スラックを 10mm, レールを 50 キロレールで左右レールとも形状が実測された磨耗レール, 軌道狂いは実測データによる波形, 車両諸元は当該実車車の設計データ及び軸ばね等の一部実測データ, 走行速度は $v = 12 \text{ km/h}$, 静止時における輪重のアンバランスは $\Delta p = 0.35$ (第1輪 右車輪輪重: 左車輪輪重 = 0.65 : 1.35 の車体対角), 車輪・レール間摩擦係数は車輪踏面で $f_t = 0.63$, 車輪フランジで $f_f = 0.39$ とする。

第1車輪軸・外軌(右)側車輪の乗り上がり状況を図4に示す。この図のように, 車輪フランジは, 円曲線終端 (ECC) から 7m の位置でレールへの乗り上がりが始まっている。その後, 車輪フランジでレール上を走行し続けて徐々に軌道外方に移動し, ECC から約 12m 付近における外方への急激な移動で, 脱輪する状況が示されている。なお, ここで用いた磨耗レールの断面形状を図5に示す。

図6は, 輪重のアンバランス以外は上記と同じ条件にし, 輪重のアンバランスを変化させた場合の, ECC から測った脱線位置を車輪フランジの上昇量および横圧・輪重比とともに示したものである。このように, 各パラメータの脱線に対する余裕度の判定には, 通常用いられる横圧・輪重比よりも車輪フランジの上昇量に着目するのがよいこと, 脱線と非脱線の境界は輪重のアンバランスの僅かな違いが敏感に影響することなどが分かる。

図7は, 軌道狂い無しの時で, 車輪踏面とフランジの各摩擦係数の組み合わせ及び輪重のアンバランスによる脱線限界を示したものである。このように, 他の多くの条件下での脱線に対する影響度合いを本シミュレーション解析で検討することも可能である。

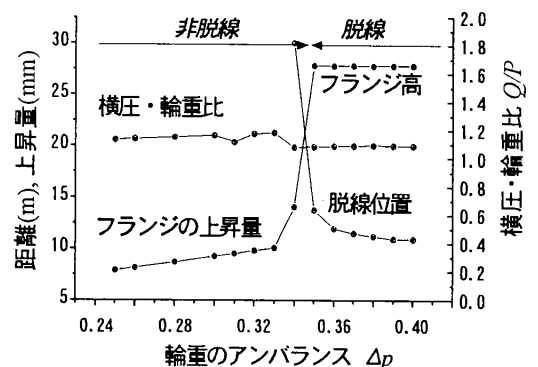


図6 脱線位置

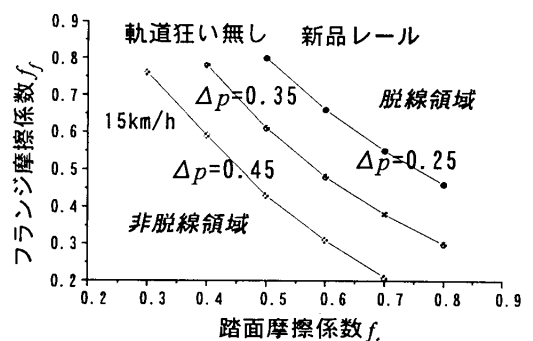


図7 脱線限界

5. あとがき

本研究における走行シミュレーションでは, 車輪・レール間の接触部の動的挙動を解析することができるので, ここで示したような脱線現象の解析に止まらず, 一般的な曲線通過時のレール振動現象の解析等への適用も可能である。本研究の一部は, 文部科学省「平成13年度科学研究費補助金」により行われたものである。