

鉛直フランジ付き3次元車両モデルによる 振動軌道上車両の走行性に関する研究

松浦章夫¹・富田健司²・涌井一³

¹正会員 工博 金沢工業大学 教授 環境・土木・建築系(〒921石川県野々市町扇が丘7-1)

²正会員 (財)鉄道総合技術研究所 ユレダス開発推進部 主任技師

³正会員 工博 (財)鉄道総合技術研究所 構造物技術開発事業部 主幹技師

地震等で振動する軌道上の鉄道車両の走行性を、鉛直フランジ付き3次元車両モデルを用いて数値的に解析した。その結果、構造物の耐震性評価に用いられている現行設計手法には多少の改良が必要なこと、正弦波水平加振に対する振幅限界値は、走行速度、フランジ遊間、クリープ係数及びレール横変位剛性の大小の影響はあまり受けないが、加振振動数が比較的小さい場合には、ロッキング運動を伴う車輪の浮き上がり、大きい場合には、横圧・輪重比の増大に起因する車輪の乗り上がりによって定められること等が分かった。また、実際の地震波を用いて構造物上車両の走行性評価の試算を行った。

Key Words : running safety, railway vehicle, mechanical model, seismic design, structure

1. まえがき

地震等で振動している軌道上を走行する鉄道車両に関して、その運動特性の解析を進めておくことは、安全の確保や構造物の設計において欠かすことのできない重要な研究課題である。鉄道構造物の耐震設計においては、構造物自体の耐震評価と共に、地震時に予想される軌道面の不同変位及び軌道面の振動について、車両の走行性の検討を行うことになっている¹⁾。

すなわち、このような構造物の軌道直角方向の水平振動に対して、その卓越振動数が明らかな場合には、加振振動数と振幅との関係で示された走行性評価曲線(文献1では、「走行安全判定曲線」と呼んでいる)を用いて、それが不規則な場合には、車両・軌道・構造物の相互作用シミュレーションによる車輪・レール間に作用する横圧・輪重比等を求めて、車両の走行性を評価することにしている。

しかし、走行性評価曲線は、高速車両の応答を単純な2次元車両モデルで解析して得たものであり、検討すべき点が多く残されている。一方、車両・軌道・構造物の相互作用シミュレーションに関しては、すでに開発されている方法による解析²⁾も不可能ではないが、走行性評価に関する詳細な現象解明に直接利用するのは、規模の大きさにより必ずしもそれが最適であるとは考えられない。

本研究では、上述の2次元車両モデルよりも、実際に近い文献2において示された鉛直フランジ付き3次元車両モデルを用いて、軌道に正弦波水平振動、あるいは、鉛直成分も含めた実際の地震波形による構造物の応答波形等を与えた場合について、振動軌道上を走行する高速車両の運動特性を検討する。

2. 従来の研究

(1) 研究の背景

振動軌道上の車両走行性に関する研究は、本州四国連絡橋の計画・設計に際して行われた一連の列車走行性に関する研究³⁾において、多くの模型試験及び理論解析が進められた。

西岡は、横方向に振動する軌道上を走行する二軸貨車の応答特性を理論的に解析し、車両の特性値によるローリング発現速度の存在を指摘した⁴⁾。

西岡、橋本は、二軸貨車のロッキングの評価が可能な解析モデルを誘導し、地震外力に対する橋梁上を走行する二軸貨車の応答を検討した⁵⁾。そして、車両の横圧などの走行性に関する指標を用いて、構造物の振動特性に応じた応答スペクトルを求めた。

八十島、松本、西岡、大島は、水平方向に任意の振動数、振幅で加振可能な軌道振動台を用いて多くの実験を行った⁶⁾。この実験により、振動する軌道上の車両の走行安定性は、振動加速度、振動数、車

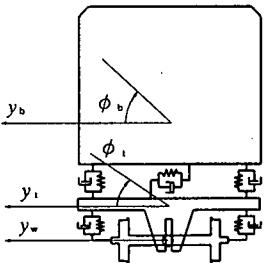


図-1 2次元車両モデル(平面モデル)

種、積載状態、走行速度、軌道狂いの条件の組み合わせによって複雑に変化すること、軌道の加振振動数と貨車の下心ローリングの固有振動数との接近により、下心ローリング・モードがロッキング・モードに移行すること等、横方向に振動する軌道上の二軸貨車の運動に関する基本特性を明らかにした。

一方、松井は左右に振動する軌道上の二軸貨車を2次元車両モデルで表し、数値シミュレーションを用いて走行性の判定を行う具体的な方法を提案した⁷⁾。さらに、松井は、この2次元車両モデルによる方法を、二軸貨車から新幹線車両に拡張した⁸⁾。このシミュレーション手法は、本州四国絡橋の設計に際して、地震に対する列車の走行性の検証に用いられた。

(2) 平面モデルの概要

本項において、2次元車両モデルによる解析結果の概要を述べる。この2次元車両モデルは、図-1に示すように、新幹線車両を後部から見た平面モデルで、車体の横変位、車体のローリング角及び台車枠のローリング角を未知量とする3自由度の振動系である。簡略化のために、車輪軸は横振動する軌道と同一運動するものとしている。また、車輪軸と台車枠とを上下スライドのピンで結合してある。本論文においては、このモデルを便宜上「平面モデル」と呼ぶこととする。

シミュレーション解析においては、軌道に正弦波横振動を与えたときの車両各部の時刻歴応答を求め、これらから横圧及び輪重の各波形を計算する。そして、横圧・輪重比によって走行性の評価を行う。ここに、横圧・輪重比とは、ある瞬間の動的横圧の動的輪重に対する比率である。これは、脱線に対する走行安全の判定に使われる重要な指標で、従来から脱線係数と呼ばれているものである⁸⁾。

この平面モデルによるシミュレーション波形を図-2に示す。これは、振動数0.9Hz、振幅50mmの正弦波横変位を時刻ゼロから軌道に与えたものであ

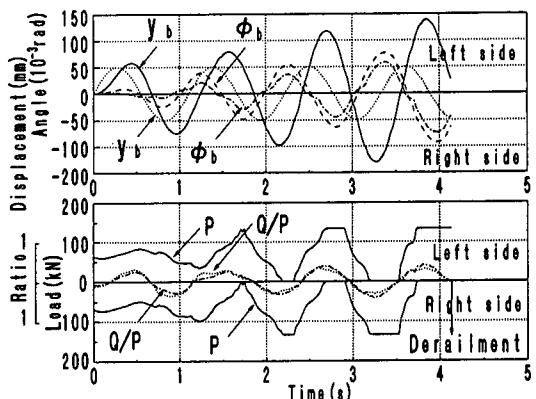


図-2 平面モデルによるシミュレーション波形
($f=0.9\text{Hz}$, $a=50\text{mm}$)

る。加振の継続時間は、5秒間とした。車体の横変位は、軌道の横変位と約90度の位相差で、ローリング角とは180度の位相差で漸増している。このように、車体の横変位がローリング角と逆位相であることから、車体には下心ローリングが発達していることが認められる。

一方、左右車輪の輪重変動は、この下心ローリングと共に周期的に増幅している。すなわち、加振を始めてから2秒以後の運動に注目すると、左右車輪の輪重は1周期ごとに最大値とゼロの間を大きく変動していて、両者には一定時間の停留値が現れている。このような停留値の出現は、平面モデルにおける上下変位を省略して、車輪がレールから浮き上がらないという単純化の仮定が設けられているためである。4秒以前の運動では、横圧と輪重の変動がほぼ同位相であるため、横圧・輪重比は0.3程度と小さかったが、4.1秒に至って、右側輪重がゼロを保っている間に、右側横圧が有限の値となり、横圧・輪重比が突然無限大になる。

このようなシミュレーションを、0.1Hz～3.0Hz間で、種々の振幅に対して繰り返し、第5サイクルまでを1経過として計算した。そして、横圧・輪重比の最大値が2.0となるときの軌道振幅を許容振幅として、加振振動数に対して表した走行性評価曲線を導いた。この結果は、前述のように鉄道構造物の耐震性の検討に用いられている。この方法は、加振振動が正弦波に限らず、実際の地震波のような不規則な波形に対しても適用できる。しかし、近年、以下の要因を含んだ、より厳密な力学モデルによる解析の実用化が望まれている。

すなわち、それらの要因とは、車両の走行速度の

影響、車輪フランジ・レール遊間(以下単にフランジ遊間という)の影響、車輪・レール間クリープ力(以下単にクリープ力といふ)と摩擦力の影響、レール弹性特性の影響、及び車輪軸、台車枠及び車体のヨーイングの影響等である。

3章において、これらの要因を取り入れた車両モデルを導く。

3. 振動軌道を走行する高速車両の運動方程式

(1) 解析の概要

この章では、フランジ遊間、クリープ力及びレール弹性特性等を考慮した場合の振動軌道を走行する高速車両の解析モデル及び運動方程式を導く。松浦・涌井は、レールの小返りばね特性(レールの横弹性特性)と車輪フランジのレール衝突現象を考慮して、角折れ軌道を走行する鉛直フランジ付き3次元車両モデルの運動方程式を導き、長大吊橋の折れ角限度の解析に応用した⁹⁾。さらに、この運動方程式を、鉄道車両と線路構造物の連成応答解析法の研究に適用した²⁾。

本論文で用いる車両モデルは、これらの研究で用いられたモデルと基本的に同一であるが、ここでは、軌道の振動による影響を調べるために主眼を置くため、以下の改良を加えた。すなわち、車輪がレールから浮き上がるロッキング現象に対応して、「レールの上下方向の弹性変形特性」((2),d)参照)を考慮し、車両のやや大きな変位に対応して、「車体、台車枠のローリング角に伴う非線形効果」((2),h)参照)を付加した。以下において、この車両モデルと運動方程式の要点を述べる。

(2) 振動軌道を走行する高速車両の解析モデル

車両モデルの設定に当たって設けた主な仮定を以下に整理して示す。

- a) 高速車両の典型である2軸ボギー車を対象とする。
- b) 車両は、車体、台車枠、車輪軸が、ばね及びダパで結合された31自由度の3次元モデルとする。
- c) 各質量を連結するばねは、ゴム付きのストッパーで伸縮量が制限された非線形ばねとする。
- d) レールについては、その質量及び長手方向の変化特性は無視するが、車輪接触位置における上下、左右の見かけのばね特性を考慮に入れるものとする。
- e) 車輪踏面は一定勾配を有する円錐踏面、車輪フランジは鉛直フランジであり、車輪とレールとが接觸している間には、輪重を車輪踏面で受けるものとする。

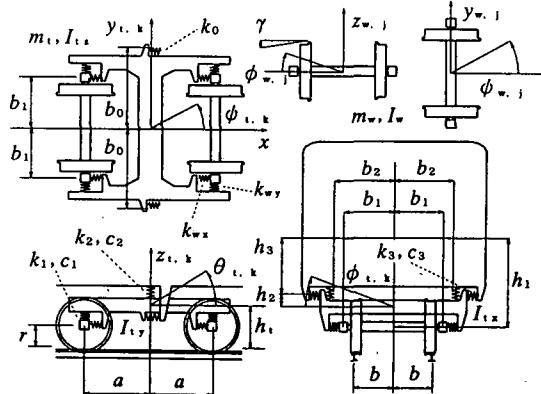
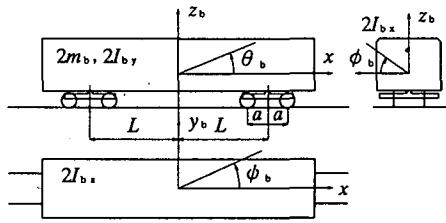


図-3 鉛直フランジ付き3次元車両モデル(1車両モデル)

f) 横圧は左右方向に作用するクリープ力及び車輪フランジ圧との代数和とする。クリープ係数は、Chartetの理論に摩擦力を上限とする飽和特性を加えて得たものとし⁹⁾、クリープ力を算出する際に、レール横振動速度が必要となるが、それには軌道の横振動速度を用いることとする。

g) 車輪軸の中立位置を求めるためのレール横弹性変位には、横圧による静的変位を用いる。

h) 車輪軸前後ばね及びボルスタ・アンカを除く全車両ばねの作用方向成分を、車体、台車枠及び車輪軸のローリング角変化に伴って変化させるものとする。

このような仮定のもとに組み立てた車両モデルを図-3に示す。また、使用する諸量の記号を表-1に示す。車両各質量の重心位置の変位座標あるいは変位角座標の記号を表-2に示す。ここに、添え字x, y, zは、対応する座標軸に関する量、添え字jは車輪軸番号、kは台車枠番号を示し、jは1, 2, 3, 4、kは1, 2と車両の進行後方に向かって順次割り当てる。

これらの座標に関して以下に示す62次元の状態ベクトルyを定める。

$$y = (y_w, z_w, \dot{\phi}_w, \ddot{\phi}_w, y_b, z_b, \dot{\phi}_b, \ddot{\phi}_b, \theta_b, \dot{\theta}_b, \phi_w, \dot{\phi}_w, \phi_b, \dot{\phi}_b, y_b, z_b)$$

表-1 車両・レール諸元の記号

m_w :車輪軸質量	μ :レール・車輪フランジ遊間
m_t :台車枠質量	k_0 :ボルスタ・アンカばね定数
m_b :車体質量/2	k_1 :ばね定数
J_w :車輪慣性モーメント	k_2 :上下まくらばね定数
$J_{w,x}$: x 軸回り台車枠慣性モーメント	k_3 :左右まくらばね定数
$J_{w,y}$: y 軸回り台車枠慣性モーメント	$k_{w,y}$:車輪軸左右ばね定数
$J_{w,z}$: z 軸回り台車枠慣性モーメント	$k_{w,z}$:車輪軸前後ばね定数
$J_{b,w}$: w 軸回り車体慣性モーメント/2	$k_{y,z}$:レール頭部左右変位ばね定数
$J_{b,y}$: y 軸回り車体慣性モーメント/2	$k_{x,z}$:レール頭部上下変位ばね定数
$J_{b,z}$: z 軸回り車体慣性モーメント/2	C_1 :ばね減衰定数
L :心皿間距離/2	C_2 :上下まくらばね減衰定数
a :車輪軸間距離/2	C_3 :左右まくらばね減衰定数
b :左右車輪間隔/2	$C_{x,y}$:レール頭部左右変位ばね減衰定数
b_0 :ボルスタ・アンカ取付間隔/2	$C_{x,z}$:レール頭部上下変位ばね減衰定数
b_1 :ばね取付け間隔/2	Q_1 :ばねストップバー接觸変位
b_2 :まくらばね取付け間隔/2	Q_2 :上下まくらばねストップバー接觸変位
h :台車枠重心・レール面間高さ	Q_3 :左右まくらばねストップバー接觸変位
h_1 :車体重心・車輪軸重心間高さ	k_1 :ばねストップバーばね定数
h_2 :車体重心・まくらばね重心間高さ	k_2 :上下まくらばねストップバーばね定数
h_3 :まくらばね重心・台車枠重心間高さ	k_3 :左右まくらばねストップバーばね定数
r :車輪半径	C_f :静輪重クリープ係数
γ :車輪踏面勾配(中立時)	C_{max} :摩擦係数

表-2 座標の記号

$y_{w,j}$:車輪軸左右変位($j=1 \sim 4$)	$\theta_{t,k}$:台車枠ピッチング角変位($k=1,2$)
$z_{w,j}$:車輪軸上下変位($j=1 \sim 4$)	$\psi_{t,k}$:台車枠ヨーリング角変位($k=1,2$)
$\phi_{w,j}$:車輪軸ローリング角変位($j=1 \sim 4$)	y_b :車体左右変位
$\psi_{w,j}$:車輪軸ヨーリング角変位($j=1 \sim 4$)	z_b :車体上下変位
$y_{t,k}$:台車枠左右変位($k=1,2$)	ϕ_b :車体ローリング角変位
$z_{t,k}$:台車枠上下変位($k=1,2$)	θ_b :車体ピッチング角変位
$\phi_{t,k}$:台車枠ローリング角変位($k=1,2$)	ψ_b :車体ヨーリング角変位

$$\phi_t, \theta_t, \psi_t, y_b, z_b, \phi_b, \theta_b, \psi_b)^T \quad (1)$$

となる。ここに (\cdot) は、時間微分である。なお、

$$y_w = (y_{w,1}, y_{w,2}, y_{w,3}, y_{w,4})^T \quad (2)$$

であるが、 z_w から ϕ_t についても、座標記号を用いて同様に表すことができる。ここに、上付き添え字 T は、ベクトルあるいは行列の転置を意味する。

(3) レールと車輪間の伝達力

軌道長手方向の位置座標を x とする。車両走行速度 v 及び時間 t に対して、4本の車輪軸の位置座標が定まる。

この節では、先頭車輪軸及び左側の車輪に関する量を例にして、レールと車輪間の伝達力の誘導過程を示す。

まず、先頭車輪軸の位置は、 $x=vt$ である。一方、軌道の横振動変位 $y_{r,1}(t)$ 、上下振動変位 $z_{r,1}(t)$ 、通り狂い $y_{r,2}(x)$ 及び高低狂い $z_{r,2}(x)$ を事前に与える。これらにより、走行する車両から見た軌道の横変位、

$$y_r(t) = y_{r,1}(t) + y_{r,2}(vt) \quad (3)$$

等が定まり、レールの横弹性変位 y_w 、(数値解析上では Q を仮定して求める)及び車輪軸に関する状態量を用いて、車輪軸の中立位置 $z_r(t)$ 及び中立位置におけるローリング角 $\phi_r(t)$ を誘導することができる。 y_r 、 z_r 、 ϕ_r は、本解析モデルに与える見かけ

の強制入力変位とみなすことができ、これらに含まれる状態量 y 及び横圧 Q には、数値計算の開始時において、初期値が与えられる。

動的輪重 P は、車輪軸の状態量、 z_r 、 ϕ_r 、レールの上下ばね特性値 k_r 、及び静的輪重 P_s から、通常のばね反力式、

$$P = k_r \{ -(z_w - z_r) - (\phi_w - \phi_r) b \} + c_r \{ -(z_w - z_r) - (\phi_w - \phi_r) b \} + P_s \quad (4)$$

により求められが、車輪がレールから離れているときは、 P がゼロとなる。

つぎに、車輪に作用する横クリープ力 Q_c は、次式に示すようにクリープ係数 C_c 、輪重 P 及びすべり率(車輪軸の状態量及び走行速度による)から定まるものとする。

$$Q_c = C_c (P/P_s)^{2/3} (\dot{y}_w + r \dot{\phi}_w - v \dot{\phi}_w - y_{r,1}) / v \quad (5)$$

また、車輪フランジ接触時のフランジ圧は、

$$Q_f = k_r (y_w + r \phi_w - u - y_r) + c_r (y_w + r \phi_w - y_r) \quad (6)$$

となる。ただし、レールの慣性力は車輪質量に比べて小さいので無視した。また、 Q_f は車輪フランジがレール側面から離れているときはゼロとなる。

これらより、横圧は、

$$Q = Q_c + Q_f \quad (7)$$

となる。この横圧 Q は、先に、レールの横弹性変位 y_w を求めるときに仮定した量であるが、ここで新しい値に置き換えられて、数値積分の次のステップにおいて利用される。

さらに、前後クリープ力による縦力 T は、以下のように定まる。

$$T = C_f (P/P_s)^{2/3} (\dot{\phi}_w + v \dot{\phi}_w / r) b / v \quad (8)$$

なお、これらのクリープ力 Q_c 及び T の各要素は、対応する P に応じた摩擦力を上限値とする。これら先頭車輪軸あるいは先頭左側の車輪の場合と同様に、他の7個の車輪軸に対して P 、 Q 、 T を求めて、それらを要素とするベクトル P 、 Q 、 T (各8次元)を得る。

(4) 運動方程式

ボルスタ・アンカ、上下、左右、前後軸ばね、上下、左右まくらばね等、各ばねの縮み量は、状態ベクトル(式(1))により表すことができる。すなわち、ばねの総数36の2倍に対応する72次元の、ばね縮み量を要素とするばね変位ベクトル q が、以下の如く状態ベクトルによって表される。

$$q = D(y) \quad (9)$$

ここに、 q はばねの縮み速度及び縮み量を要素とする72次元のベクトルである。 D (72次元)は、状態ベクトルとばねの縮み量とを結びつける関数で、ば

ねの方向や取り付け位置に応じて決定される。これを用いると、36次元のばね力ベクトル \mathbf{R} は、

$$\mathbf{R} = \mathbf{K}(\mathbf{q}) \quad (10)$$

となる。 \mathbf{K} (36次元)は、ばね縮み量とばね力とを結びつける関数である。なお、ばね力は、ばね定数、減衰定数及び対応するばねのストッパーとの接触・非接触に応じて定まる。

輪重ベクトル \mathbf{P} 、横圧ベクトル \mathbf{Q} 、縦力ベクトル \mathbf{T} 及びばね力ベクトル \mathbf{R} で構成される荷重ベクトル \mathbf{F} (60次元)を以下のとおり定める。

$$\mathbf{F} = (\mathbf{P}^T, \mathbf{Q}^T, \mathbf{T}^T, \mathbf{R}^T)^T \quad (11)$$

これらの記号を用いると、車両の運動方程式は、

$$\begin{bmatrix} \mathbf{m} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{y}} = \mathbf{B}(\mathbf{F}, \mathbf{y}) \quad (12)$$

となる。 \mathbf{m} (31 × 31次元)は状態ベクトルの下半部座標に対応する要素を持つ質量行列で、質量及び慣性モーメントからなる対角行列であり、 \mathbf{I} は単位行列である。

ここで、 \mathbf{B} (62次元)は、荷重及びモーメントと慣性力とを結びつける関数であり、(2), h)で示したように車体、台車枠及び車輪軸のローリング角に伴うばね作用方向の変動要因を含む。たとえば、車体に作用するまくらばねの上下成分は、まくらばねの縮みによるばね力に、車体のローリング角 ϕ の余弦を乗じた値、横成分は ϕ の正弦を乗じた値となる。 \mathbf{F} には、復元力や減衰力を与えるために、状態ベクトル \mathbf{y} がすでに使われているが、車両の幾何学的位置関係がこのように状態量によっても変化することを明示するために、式(12)には \mathbf{y} を再表示した。

ここで誘導した式(12)は、振動軌道上を走行する2軸ボギー車の運動を1車両モデルで記述した運動方程式である。荷重ベクトル \mathbf{F} は、状態ベクトル \mathbf{y} 及び見かけの強制入力変位 y_r , z_r , ϕ_r によって定められている。式(1)に示した状態ベクトルに初期値を適当に与え、通常の常微分方程式の数値解法を適用して、車両の応答結果を得ることができる。以下において、前述の「平面モデル」との対比を行う都合上、本解析モデルを本論文では「1車両モデル」と呼ぶこととする。

筆者らは、パーソナルコンピュータ上で作動する解析システムを作成した。数値解析法としては、ルンゲ・クッタ・ギル法を適用している。以下において、この解析システムによるシミュレーション解析結果について述べる。

本解析システムを用いて、振動軌道上の車両の走行性評価に関する解析を行う場合、使われているパラメータ及びそれらの組合せ数が非常に多く、広範

表-3 車両・レール諸元の標準値

$L=8.75\text{m}$	$I_w=1.65\text{tm}^2$	$k_x=426.3\text{kN/m}$	$q_{1x}=0.03\text{m}$
$a=1.25\text{m}$	$m_s=5.98\text{t}$	$k_3=323.4\text{kN/m}$	$q_{2x}=0.02\text{m}$
$b=0.75\text{m}$	$I_y=4.31\text{tm}^2$	$k_{yy}=-17150\text{kN/m}$	$q_{3x}=0.02\text{m}$
$b_0=1.42\text{m}$	$I_{bx}=8.61\text{tm}^2$	$k_{bx}=15000\text{kN/m}$	$k_{1x}=24500\text{kN/m}$
$b_1=1.05\text{m}$	$I_{by}=8.61\text{tm}^2$	$k_{by}=15000\text{kN/m}$	$k_{2x}=13720\text{kN/m}$
$b_2=1.25\text{m}$	$m_b=18.34\text{t}$	$k_{bx}=45000\text{kN/m}$	$k_{3x}=735\text{kN/m}$
$h_1=0.6\text{m}$	$I_{bx}=48.71\text{tm}^2$	$c_{1x}=14.7\text{kNs/m}^2$	$r=0.50\text{m}$
$h_1=0.993\text{m}$	$I_{by}=855.3\text{tm}^2$	$c_{2x}=19.6\text{kNs/m}^2$	$\gamma=0.025$
$h_2=0.432\text{m}$	$I_{bx}=855.3\text{tm}^2$	$c_{3x}=29.4\text{kNs/m}^2$	$u=0.005\text{m}$
$h_3=0.461\text{m}$	$k_0=17640\text{kN/m}$	$c_{rx}=41.9\text{kNs/m}^2$	$C_r=8232\text{kN}$
$m_w=2.93\text{t}$	$k_1=1113\text{kN/m}$	$c_{rx}=72.6\text{kNs/m}^2$	$C_{max}=0.25$

な結果を得るのは困難である。ここでは、表-3に示した車両の諸元を標準値として、これらを用いて解析した結果を述べる。なお、数値シミュレーションに当たっては、積分のきざみ間隔を1/1000秒とした。

4. 正弦波水平振動軌道の場合のシミュレーション

(1) 基本特性

本項において、軌道の通り狂い $y_{r2}(x)$ 、軌道の鉛直振動変位 $z_{r1}(x)$ 及び高低狂い $z_{r2}(x)$ を、それぞれ、

$$y_{r2}(x)=0, z_{r1}(x)=0, z_{r2}(x)=0 \quad (13)$$

とする。さらに、以下に示すように、軌道の正弦波横振動 $y_{r1}(t)$ を、

$$y_{r1}(t)=A\sin(2\pi f t) \quad (0 \leq t \leq 5s) \quad (14)$$

とする。そして、振幅 A を50mm、振動数 f を0.9Hzとして、2.(2)における条件と同一の標準入力波により計算する。

図-4に、車体の横変位 y_b 、車体と台車枠のローリング角 ϕ_b 、 ϕ_r 、輪重 P 、横圧 Q 及び横圧・輪重比 Q/P の応答波形を、図-5に車輪のレールに対する浮き上がり量 ($z_w - z_r$)、車輪のレールに対する横変位 ($y_w - y_r$)、車体、台車枠、車輪軸のヨーイング角 ψ_b 、 ψ_r 、 ψ_w の応答波形を示す。これらの図において、台車枠及び車輪軸に関しては、それぞれ先頭台車枠及び先頭車輪軸の値を示した。

図-4に示される諸量は、図-2に示した平面モデルの応答波形と類似している。すなわち、車体の応答では下心ローリングが優勢であること、輪重と横圧波形は大勢的には、互いに同位相であること、左右輪重が周期的にゼロの値を取ること等が類似点である。

一方、1車両モデルは、平面モデルに比較して、車体及び台車枠のローリング角の成長がやや遅いこと、片輪走行状態における輪重に鋭敏な山が存在すること、輪重がゼロの値を取る時間がやや短いこと等の相違点もある。しかし、5秒間のシミュレーション

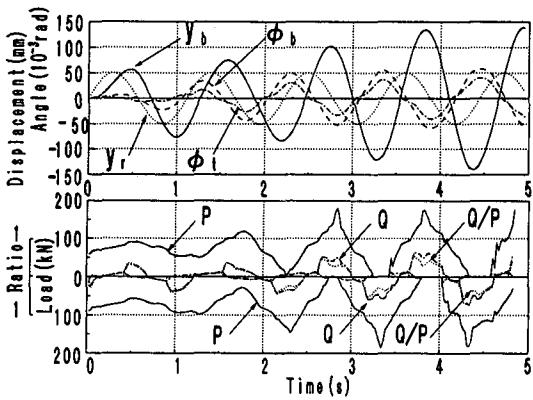


図-4 1車両モデルによるシミュレーション波形(その1)
(標準値, $f=0.9\text{Hz}$, $a=50\text{mm}$, $v=200\text{km/h}$)

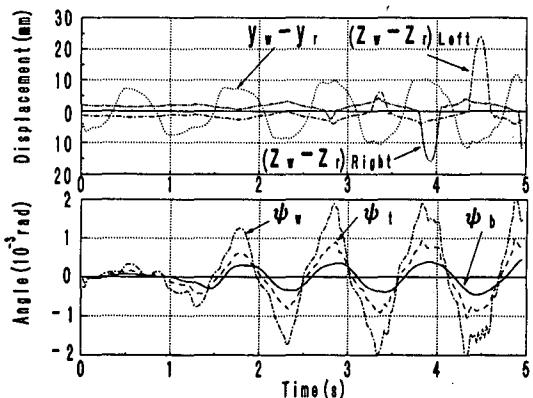


図-5 1車両モデルによるシミュレーション波形(その2)
(標準値, $f=0.9\text{Hz}$, $a=50\text{mm}$, $v=200\text{km/h}$)

ヨンにおいて、両者間で最も異なるところは、平面モデルで見られるような、4.1秒付近の横圧・輪重比の急増する現象が、同一加振条件による1車両モデルのシミュレーション波形には見られない点である。

図-5の軌道横変位に対する相対変位に関してみると、車輪軸は、左右レール間において、いったんレール側面に接触するが、レール頭部の弾性反発力を受けて、元の位置に復元する運動を繰り返している。また、車輪軸のヨーイング角の変動も、この左右動に符合している。

車輪の浮き上がりが生じる時間は、その車輪の輪重がゼロになる時間に一致している。この場合、反対側の車輪の輪重は逆に増加しており、レールの鉛直下方向の変位もそれに伴ってやや増加している。浮き上がり現象が発生している間の車輪フランジは、レール非接触時であり、反対側の車輪フランジがレ

ールに接触し、これに伴って、レールを外方に押す横圧が作用している。浮き上がり状態が戻って、車輪が再びレール上面に落下する時点でもこの状態に大きな変化はない。これは、この平面モデルでは扱っていないロッキング現象の発現を意味している。

また、この計算例では、軌道からの強制入力が1車両の4本全ての車輪軸に対して、同振幅、同位相で作用するにもかかわらず、車両各部にはヨーイング・モードの発生が見られる。

(2)走行性評価曲線における平面モデルとの比較

走行性の評価には、横圧・輪重比 Q/P 、横圧・静輪重比 Q/P_s 及び車輪浮き上がり比 Z を用いることとする。ここに、横圧・輪重比はある瞬間の輪重に対する横圧であり、従来から脱線係数として走行安全の指標に用いられているものである。横圧・静輪重比は、ある瞬間の横圧を静的輪重に対する比率で表したものである。車輪浮き上がり比は、レール面を基準にした車輪浮き上がり量を車輪フランジ高さ(ここでは25mmとする)に対する比率、

$$Z = (z_w - z_r) / 0.025 \quad (15)$$

で表したものである。

波形による平面モデルとの比較はすでに4.(1)で示したので、ここでは、走行性評価曲線について比較する。この際の走行安全に関する評価基準を、

$$Q/P=2, Q/P_s=2, Z=1 \quad (16)$$

と設定する。振幅を0.1mm刻みに増加し、これらの値に達する直前の振幅を限界振幅として走行性評価曲線を求め、それを図-6に示した。

P/Q に関しては、1車両モデルでは、1.5Hz以下で限界振幅は平面モデルよりも大きいが、1.5Hz以上では逆に小さくなっている。1.2Hz以下においては、 Z に関する限界振幅は、 Q/P に関する平面モデルの限界振幅と近似している。1車両モデルにおける1.5Hz以下の場合で Q/P に関する限界値が大きくなる理由としては、車輪フランジ遊間による影響が考えられるが、1.5~2.1Hzでは、両者の値における差はほとんど見られない。平面モデル、1車両モデルとも1.2Hz、1.5Hz付近で最小値を示しているが、これは車両の下心ローリング固有振動数に近いことから、ローリングによる共振現象と考えられる。

また、2.1Hz以上の領域では、1車両モデルの値が小さくなっている。この原因是、軌道に正弦波を作成させる瞬間の初期加速度の影響によるものであるが、平面モデルでは、加振正弦波の初期加速度が理論上インパルスとなるにもかかわらず、計算上それを省略しているためである。1車両モデルの場合

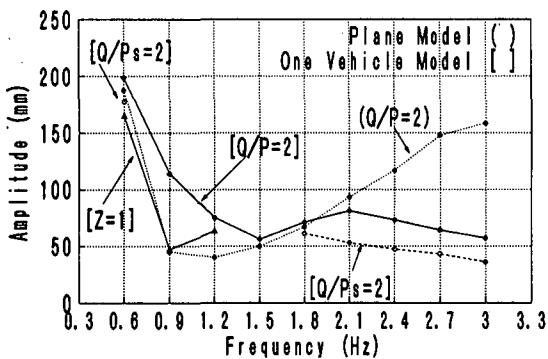


図-6 1車両モデル走行性評価曲線($v=200\text{km/h}$)

は、初期値として、レールの横剛性や車輪フランジ遊間を考慮しているので、このような特異点の処理は不要である。すなわち、初期値として通常のとおり、状態ベクトルの初期値、すなわち各座標の変位と速度を与えることによって、理論上矛盾なく解析できる。

(3) 主要パラメータによる影響

主なパラメータとして、走行速度 v 、車輪フランジ遊間 u 、クリープ係数 C_r 及びレール横変位剛性 $k_{r,y}$ の4個を選び、これらが、横圧・輪重比 Q/P 、横圧・静輪重比 Q/P_s 及び車輪浮き上がり比 Z に及ぼす影響を調べる。

パラメータの解析範囲は、それぞれの標準値を中心とした通常考えられる領域をやや広めに定めた。そして、これらの両端値による計算を行った。両端値は、走行速度では 100, 400km/h、フランジ遊間では 2, 10mm、クリープ係数では $C_r/2$, $2C_r$ 、レール横変位剛性では $k_{r,y}/2$, $2k_{r,y}$ とした。ここに、 C_r 及び $k_{r,y}$ は、表-3に示した標準値である。

解析では、注目する1個のパラメータ以外は、すべて表-3に示した標準値を用いる。さらに、軌道の振動条件を 0.9Hz 及び 1.8Hz の5波の正弦波水平加振とする。

図-7に、 $f=0.9\text{Hz}$ の場合を示す。 Q/P は、振幅にはほぼ比例して増大し、振幅 85~110mm 間からは、急激な増大を示している。また、20mm~40mm などの小振幅では、 v 、 u 及び C_r の大小により、 Q/P には幅が見られるが、振幅の増加に従ってその幅は縮小する。しかし、 $k_{r,y}$ に関しては、小振幅ではその幅は小さく、大振幅では大きくなる。

Z に関しては、振幅 40mm 以下ではすべてゼロに近い値を示すが、40mm 以上において急激な増大が見られる。 v 、 u 及び C_r 、 $k_{r,y}$ の大小による影

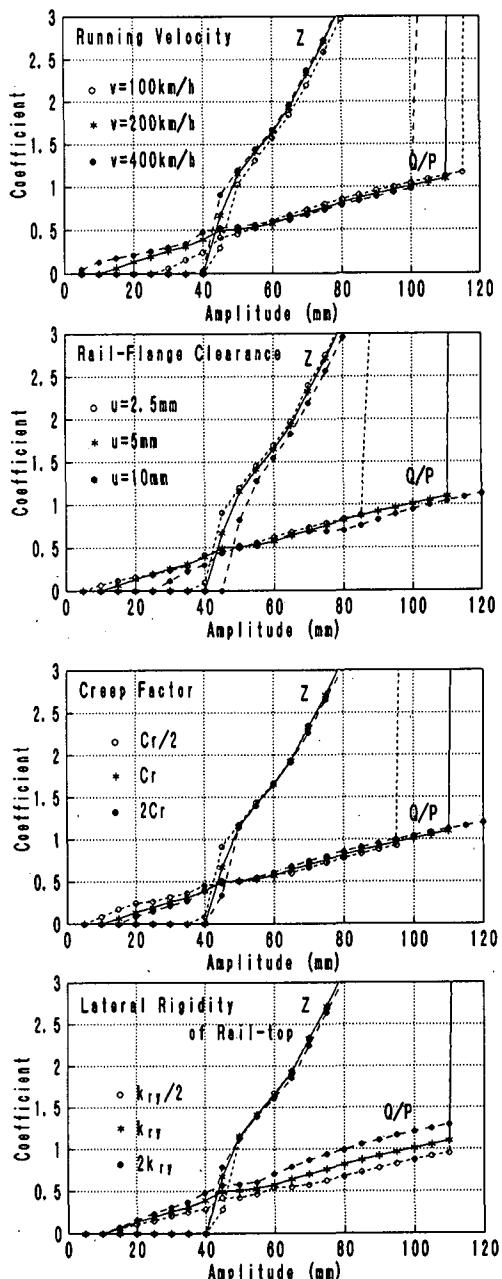


図-7 各パラメータの $Q/P, Z$ に及ぼす影響(0.9Hz)

響は小さい。

図-8に、 $f=1.8\text{Hz}$ の場合を示す。 Q/P は、0.9Hz の場合の約2倍の勾配で、振幅にはほぼ比例して増大するが、振幅 60mm 以上では、急激な増大傾向を示している。また、 Q/P は、 u 、 C_r が大、 v 、 $k_{r,y}$ が小の場合では、振幅が 20~30mm まで極めて小さい。

Q/P に関しては、 Q/P のような急激な増大傾向

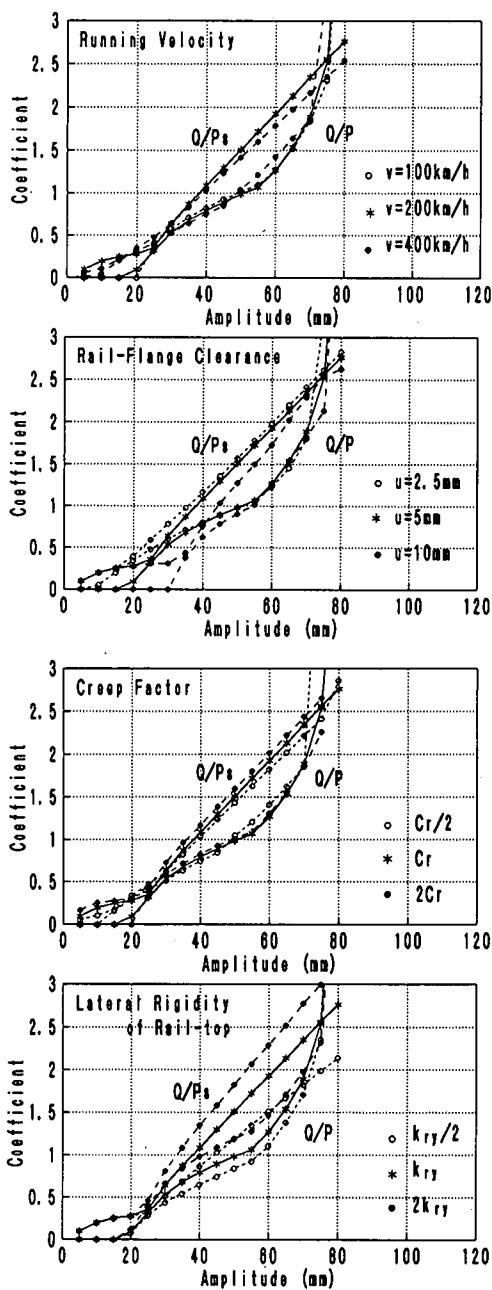


図-8 各パラメータの Q/P , Q/P_s に及ぼす影響(1.8Hz)

は見られなく、全体に直線的な増加傾向を示している。Zに関しては、その値が振幅100mm程度まではすべてゼロであるので、ここでは作図を省略した。

以上のように、0.9Hzの場合には、横圧・輪重比及び車輪浮き上がり比に関する限界振幅は、走行速度、フランジ遊間及びクリープ係数の大小による影響を大きく受けないが、全体に車輪浮き上がり比に

関する限界値が横圧・輪重比に関する限界値よりもかなり小さくなっている。また、1.8Hzの場合にも、同様に、走行速度等の要因による影響は小さいが、横圧・静輪重比、すなわち横圧に関する限界振幅にはレール横変位剛性の大小により多少の幅が見られる。

次に、標準パラメータにおける車輪軸の挙動に関し、車輪軸の順番号による相違を述べる。前述(4.(1))のように、正弦波加振された振動軌道上の車両にはヨーイング・モードが生じるが、その原因は、以下のように説明できる。

すなわち、振動軌道上の車両において、いったん、軌道片側に偏奇した車輪軸は、車輪踏面勾配による左右車輪の半径差から、ヨーイングを伴う復元力の作用を受ける。この車輪軸から、車輪軸前後ばねを介して、台車枠にヨーイング・モーメントが伝達される。さらに、ボルスタ・アンカを介して、台車枠から車体にも同様にヨーイング・モーメントが伝達される。

5. 地震波形を用いた構造物上の車両の走行性評価

(1) 試算の条件

地震波のような不規則波に対する走行性を一般的な形で評価するのは難しい。構造物の応答が加わる場合は、さらに問題が複雑になる。このような場合には、それぞれの解析条件ごとに計算を行うのが最良である。ここでは、概略的な傾向を調べるために、最近得られた地震波形データを例に取り、水平方向に関する1自由度の構造物に対して、所定の走行性が確保される地盤の限界最大振動加速度を求める。

使用する地震波形は、1995年1月17日の兵庫県南部地震の際に気象庁神戸観測所で観測された波形データ「気象庁87型電磁式強震計波形データ」である。本波形の最大加速度は北南(NS)成分 818cm/s^2 、上下(UD)成分 332cm/s^2 であるが、この2つの波形を構造物への地盤入力振動とし、得られた応答変位及び応答速度波形を軌道振動波形とする。構造物は、水平方向には1自由度の振動系とするが、鉛直方向には地盤の振動を直接に受けるものとする。ここで用いる構造物の振動特性値は、固有振動数0.6～3Hz、減衰定数0.02、0.05及び0.1とする。

(2) 水平地震動のみの場合

構造物の固有振動数1.5Hz、減衰定数0.05、最大振動加速度 300cm/s^2 の場合の波形例を図-9に示す。以下においては、基本の地震波の最大振動加速度値

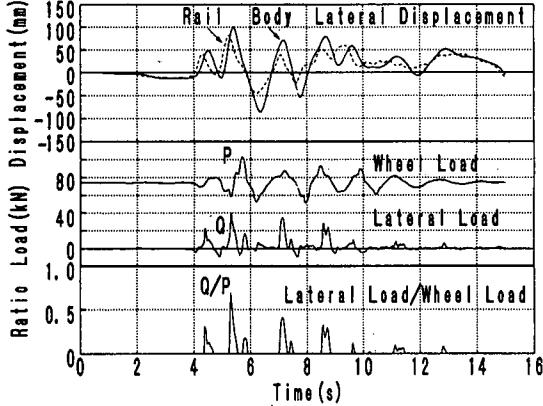


図-9 地震振動に対する応答波形

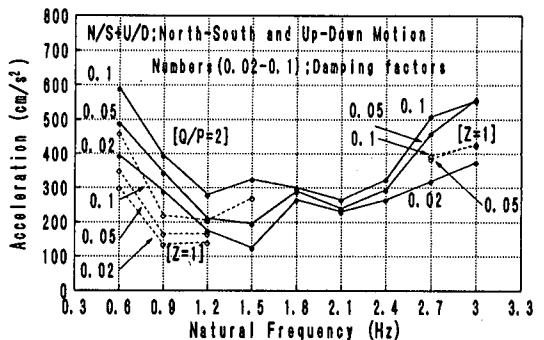


図-11 限界地盤加速度

(水平振動に鉛直振動が伴った場合の例)

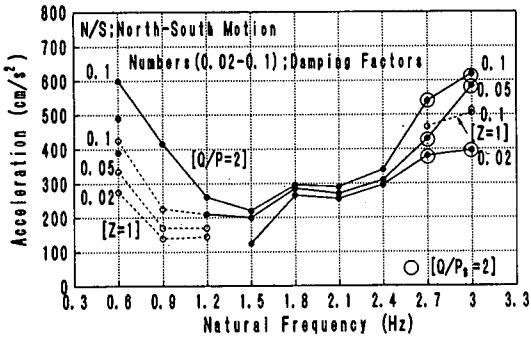


図-10 限界地盤加速度
(水平振動のみの場合の例)

のみを変化した相似波形を作り、 $100\text{cm}/\text{s}^2$ から $5\text{cm}/\text{s}^2$ 刻みに増加した構造物入力波を作用させる。さらに、走行性評価指標として、横圧・輪重比、横圧・静輪重比及び車輪浮き上がり比を4.(2)と同様に定め、以下の走行性評価に用いる。

$$Q/P=2, \quad Q/P_s=2, \quad Z=1 \quad (17)$$

と設定し、これらの値に達する直前の地震波の最大振動加速度を求め、それを「限界地盤加速度」と仮に定めて、以下の走行性評価に用いる。

図-10には、以上の条件により得られた限界地盤加速度を、減衰定数 $0.02\sim0.1$ をパラメータとして示す。ここに、条件 $Q/P \leq 5$, $Q/P_s \leq 5$, $Z \leq 10$ の何れかを限度として、逐次数値計算を終了しているので、このような判定限度に達しない値はプロットされていない。本図に示すように、 $0.6\sim1.2\text{Hz}$ では $Z=1$ が最小の限界地盤加速度を与えており、 $1.5\sim2.4\text{Hz}$ では評価指標 $Q/P=2$ が、 2.7Hz 以上では $Q/P_s=2$ が、最小の限界地盤加速度を与えており、

そして、構造物の減衰定数が小さいほど、この値は小さくなる。特に、構造物の減衰定数が $0.02, 0.05$ で、構造物の固有振動数が $1.2, 1.5\text{Hz}$ の場合では、地盤の限界地盤加速度は $130\text{cm}/\text{s}^2$ と比較的小さくなる。逆に、構造物固有振動数が 1.0Hz 以下あるいは 2.5Hz 以上では、限界地盤加速度は大きくなる。

(3)鉛直地震動が加わる場合

水平振動と同一比率で縮小した鉛直振動を、水平振動と同時に加えたときの限界地盤加速度を図-11に示す。この図のように、鉛直振動が加わった場合では、車輪浮き上がり比 Z に対しては、水平振動のみの場合に比較して限界値は上昇する場合もあるが、全体的には、水平振動加速度のみの場合に比較してやや小さな値を示すこと等の結果が見られる。

6. 結 論

鉛直フランジ付き3次元車両モデル（1車両モデル）により、振動軌道上を走行する高速車両の走行性を解析する運動方程式をまとめ、それを数値的に解くことによって、以下の事柄が明らかになった。

- 1) 正弦波水平振動5波の条件のもとで、走行性評価指標として横圧・輪重比を2とした場合において、現行設計で用いられている平面モデルによる走行性評価曲線に比較して、1車両モデルによる解析では、水平加振振動数が 1.2Hz 以下で振幅限界値が大きくなり、 2.1Hz 以上では小さくなる。また、走行性評価指標として、車輪の浮き上がりをフランジ高さと等しくした場合には、水平加振振動数が 1.2Hz 以下では、横圧・輪重比2による振幅限界値よりも小さくなる。

- 2) 正弦波水平加振5波、振動数 0.9Hz 及び 1.8Hz の

条件のもとで、走行性評価指標として横圧・輪重比を2とした場合の振幅限界値は、走行速度、フランジ遊間、クリープ係数及びレール横変位剛性の大小の影響はあまり受けない。限界振幅は、0.9Hzのように加振振動数が比較的小さい場合には、ロッキング運動を伴う車輪の浮き上がり量、1.8Hzのように加振振動数が比較的大きい場合には、横圧・輪重比の増大に起因する車輪の乗り上がりによって定まるものと言える。

- 3) 1車両モデルの場合では、軌道からの水平加振振動が、4車輪軸が同位相・同振幅であるにもかかわらず、ヨーイング・モードが発生する。
4) 強震計波形データを用いて、構造物上の車両の走行性に対する限界地盤加速度を試算し、構造物の固有振動数によって限界値を与える走行性評価指標が異なること、鉛直振動成分の影響はあまり大きくはないが、無視できないことが分かった。

7. あとがき

本研究では、鉛直フランジ付き3次元車両モデルを用いて、振動軌道上の車両走行性の解析を行っている。ここでは、従来考慮されていなかった諸要因を取り込んで、現象の解明に取り組んだところに新しい試みがある。

本研究によって、二三の評価指標を用いた場合の走行性評価に関して、いくつかの新しい知見が得られた。これらの結果は、走行性評価や構造物の設計方法の改善に役立つものと考えられる。また、地震時の車両走行性の観点からは、構造物の線路直角・水平振動の減衰力を大きくし、さらに1~2.5Hzの固有振動数領域を避けるような設計法がとられるのが好ましいと言える。

なお、レールの長手方向特性、構造物との連成効果、構造物延長等の影響、編成車両、周辺軌道構造

との整合性、さらに安全指標の考え方等、数多くの課題が残されている。当面は、車輪とレールとの接触部を中心とした解析モデルの改良をさらに進め、振動軌道上の車両に対して、脱輪など限界に至るまでの現象の解析を行う予定である。

参考文献

- 1) 鉄道構造物等設計標準・同解説 コンクリート構造物、丸善株式会社 運輸省鉄道局監修 鉄道総合技術研究所編、1992年10月。
- 2) 涌井一、松本信之、松浦章夫、田辺誠：鉄道車両と線路構造物の連成応答解析法に関する研究、土木学会論文報告集 No. 513、1995年4月。
- 3) 本州四国連絡橋の列車走行性に関する研究報告書 別冊1 走行分科会報告書 日本鉄道施設協会・本州四国連絡橋列車走行委員会・走行分科会、pp120~238、1982年3月。
- 4) 西岡隆：軌道の振動を考慮した車両運動に関する理論的研究、土木学会論文報告集 No. 172、pp43~57、1969年12月。
- 5) 西岡隆、橋本涉一：水平地震動に対する橋梁上の2軸貨車の走行安定性、土木学会論文報告集 No. 296、pp 61~72、1980年4月。
- 6) 八十島義之助、松本嘉司、西岡隆、大島孝二：振動軌道上の鉄道貨車の走行安定性に関する研究、土木学会論文報告集 No. 313号、pp111~124、1981年9月。
- 7) 松井哲：二軸貨車競合脱線に関する研究、鉄道技術研究報告 No. 827、1973年1月。
- 8) 松井信夫、小山正直、中村宏：走行安全、鉄道技術研究所監修 高速鉄道の研究－主として東海道新幹線について－ 研友社、pp253~267、1967年3月。
- 9) 松浦章夫、涌井一：鉄道車両の走行性からみた吊り橋の折れ角限度、土木学会論文報告集 No. 291、1979年11月。

(1995.11.17 受付)

RUNNING SAFETY OF RAILWAY VEHICLE ON OSCILLATING TRACK USING A MECHANICAL MODEL WITH VERTICAL WHEEL FLANGES

Akio MATSUURA, Kenji TOMITA and Hajime WAKUI

A Limitation of amplitude of ground vibration for running safety of railway vehicle on a track being oscillated by earthquake is numerically analyzed using a 3 dimensional vehicle mechanical model having vertical wheel flanges. As the results, it is clarified that the conventional estimation of running safety by 2 dimensional simple plane mechanical model have to be improved, and that the limitation of amplitude of the track will be defined by the rocking motion in case of low frequency as 0.9 Hz, but that will be defined by the lateral load of wheel in case of rather high frequency as 1.8 Hz. Some trial calculations for running safety of vehicle on structure for real earthquake are shown.