曲線軌道上で基礎励振を受ける高速走行車両の振動挙動に関する検討*

新谷 篤彦^{*1}, 伊藤 智博^{*1}, 森田 庸介^{*2}Study on Vibrational Behavior of High-Speed-Moving Vehicle
Subjected to Base Excitation on Curve TrackAtsuhiko SHINTANI^{*3}, Tomohiro ITO and Yosuke MORITA^{*3} Mechanical Engineering, Graduate School of Engineering, Osaka Prefecture University,
1-1 Gakuen-cho, Naka-ku, Sakai-shi, Osaka, 599-8531 Japan

The overturning possibility for the vehicle running at very high speed subjected to the base excitation is investigated. One-half of the whole vehicle is analytically modeled. The vehicle consists of the body and the truck. The body and the truck have 3 degrees of freedom (horizontal, vertical and rolling direction) respectively, and the wheel has 1 degree of freedom (horizontal direction). Considering the stoppers, the springs between the body and the truck, and that between the truck and the wheel are treated by the nonlinear springs. The creep force and the contact between the flange of the wheel and the rail are considered. The vibrational behavior of the vehicle is calculated when the vehicle is subjected to the actual seismic input in horizontal and vertical directions simultaneously. The possibility of rollover of the vehicle is evaluated by "risk rate of rollover". The risk rate of rollover of the running vehicle is investigated both in a straight track and a curve track.

Key Words: Vehicle, Railway, Vibration of Moving Body, Risk Rate of Rollover, Seismic Motion, Creep Force, Swaying Stopper, Spectrum Analysis

1. 緒 言

近年, 日本は大規模な地震に見舞われ, 阪神大震災では多数の鉄道車両が脱線し, 新潟県中越地震では高速走行中の新幹線の脱線が生じた. 高速走行車両が地震時に脱線, 転覆した場合, 多数の死傷者がでる危険性があるため, 高速走行車両の地震時の振動挙動を検討することは非常に重要である. 國枝ら⁽¹⁾は, 構造物の耐震設計法に広く使われているモード解析法により, 転覆する危険性について検討している. 宮本ら⁽²⁾は, 58自由度系の複雑な車両モデルで正弦波加振時の車両の振動挙動について検討している. また, 松本ら⁽³⁾は, 地震時における構造物上での走行車両の振動挙動について検討している. Yang, Wu⁽⁴⁾は地震を受ける橋の上を走行する車両の動的安定性を検討している. しかし, 大規模な地震で, 鉄道車両が脱線, 転覆するような事態は, あまり研究は行なわれていない. そこで本研究では, 比較的簡単な車両のモデルを構築し, 数値シミュレーションにより, 実際の地震波を用いて,

水平方向と鉛直方向に同時に加振し, その時の車両の応答挙動について検討する. また, 直線時や曲線時の軌道を考慮し, 車両が地震動を受けた場合の転倒の危険性について, 転覆危険率を用いて検討する.

2. 解 析 方 法

2.1 解析モデル 曲線軌道上における車両の解析モデルを図1に示す. カント C_m を0にし, 遠心力を無視すれば, 直線軌道上におけるモデルに対応する. モデルは車体と台車, 輪軸からなり, 車両を長さ方向に1/2のみ取り出した. 車体と台車はそれぞれレール面に対して水平(y座標), 垂直(z座標), 回転(ϕ 座標)方向に座標系をとる. 本論文では輪軸はレール面に対して水平(y座標)方向にのみ座標系をとり, 垂直(z座標), 回転(ϕ 座標)方向の変位は微小であるため無視する.

地震時には, 解析モデルの各ばねの相対変位が大きくなり, 実際の車両では車体-台車間の上下動ストッパ, 左右動ストッパ, 台車-輪軸間の上下動ストッパに衝突する影響が無視できないと考えられる. そこでストッパによる影響を考慮するために, 車体-台車間の上下ばね, 左右ばね, 台車-輪軸間の上下ばねを非

* 原稿受付 2007年10月18日.

^{*1} 正員, 大阪府立大学大学院工学研究科(〒599-8531 堺市中央区学園町1-1).^{*2} 学生員, 大阪府立大学大学院工学研究科.

E-mail: shintani@me.osakafu-u.ac.jp

Fig. 1 Analytical model

(a) Vertical swaying stopper between the body and the truck

(b) Lateral swaying stopper between the body and the truck

(c) Vertical swaying stopper between the truck and the wheelset

Fig. 2 Restoring force model of swaying stopper

線形ばねとしてモデル化する。車体一台車間の上下動ストップ、左右動ストップ、台車一輪軸間の上下動ストップによる相対変位とばねの復元力の関係を図2に示す。

2.2 車輪、レール間のモデル 車輪、レール間のモデルを図3に示す。

Fig. 3 Analytical model between wheel and rail

輪軸がレールに対して水平方向に移動すると、車輪、レール間にはクリープ力が働く。このクリープ力はカルカーのクリープ理論^{(5),(6)}から図4(a)のように表すことができる。

(a) Kalker model (b) Approximated model

Fig. 4 Creep force

クリープ率 v は、走行速度を V 、輪軸の水平方向速度を $\dot{y}_{wr}$ とすると、次式で表される。

$$v = \frac{\dot{y}_{wr}}{V} \quad (1)$$

図4(a)に示されるようにクリープ率が微小な場合にはクリープ力はクリープ率と比例関係にあり、クリープ力が大きくなるとクーロン摩擦に近づく。本研究ではモデルの簡単化のため、クリープ力を図4(b)のように近似したものを用いる。摩擦係数を μ 、輪重を N とすると、クリープ力は次式で表される。

$$\begin{cases} T = -\kappa v & (v: \text{small}) \\ T = -\mu N & (v: \text{large}) \end{cases} \quad (2)$$

ここで κ はクリープ係数と呼ばれる定数である。

また、輪軸がレールに対して一定以上の変位をとると、車輪のフランジ部分とレールがぶつかる。地震時のような大変位では車輪のフランジとレールがぶつかる可能性があるため、車輪のフランジ部分とレールがぶつかるモデルをストップと同様に非線形ばね k_{0yS} としてモデル化する。

2.3 解析モデルの運動方程式 車体、台車、輪軸の運動方程式は、ラグランジュ方程式を解くことにより次式で表される。 y_{Br} 、 z_{Br} は車体のレール面に対する水平方向、鉛直方向の相対変位、 y_{Tr} 、 z_{Tr} は台車

のレール面に対する相対変位である。また、 f_{c**} は曲線走行時における遠心力の項である。

車体について;

$$m_B \ddot{y}_{Br} + \left(k_{2y} + c_{2y} \frac{d}{dt} \right) (y_{Br} + h_{AB} \phi_B - y_{Tr} + h_A \phi_T) = -m_B \ddot{y}'_G + f_{cBy} \quad (3)$$

$$m_B \ddot{z}_{Br} + 2 \left(k_2 + c_2 \frac{d}{dt} \right) (z_{Br} - z_{Tr}) = -m_B \ddot{z}'_G + f_{cBz} \quad (4)$$

$$J_{B\phi} \ddot{\phi}_B + 2b_2 \left(k_2 + c_2 \frac{d}{dt} \right) (b_2 \phi_B - b_1 \phi_T) + h_{AB} \left(k_{2y} + c_{2y} \frac{d}{dt} \right) \times (y_{Br} + h_{AB} \phi_B - y_{Tr} + h_A \phi_T) = 0 \quad (5)$$

台車について;

$$m_T \ddot{y}_{Tr} + 2 \left(k_{1y} + c_{1y} \frac{d}{dt} \right) (y_{Tr} + h_R \phi_T - y_{Wr}) - \left(k_{2y} + c_{2y} \frac{d}{dt} \right) (y_{Br} + h_{AB} \phi_B - y_{Tr} + h_A \phi_T) = -m_T \ddot{y}'_G + f_{cTy} \quad (6)$$

$$m_T \ddot{z}_{Tr} + 2 \left(k_1 + c_1 \frac{d}{dt} \right) z_{Tr} - 2 \left(k_2 + c_2 \frac{d}{dt} \right) (z_{Br} - z_{Tr}) = -m_T \ddot{z}'_G + f_{cTz} \quad (7)$$

$$J_{T\phi} \ddot{\phi}_T + 2b_1^2 \left(k_1 + c_1 \frac{d}{dt} \right) \phi_T - 2b_1 \left(k_2 + c_2 \frac{d}{dt} \right) (b_2 \phi_B - b_1 \phi_T) + 2h_R \left(k_{1y} + c_{1y} \frac{d}{dt} \right) (y_{Tr} + h_R \phi_T) + \left(k_{2y} + c_{2y} \frac{d}{dt} \right) \times (y_{Br} + h_{AB} \phi_B - y_{Tr} + h_A \phi_T) h_A = 0 \quad (8)$$

輪軸について;

$$m_W \ddot{y}_{Wr} - 2 \left(k_{1y} + c_{1y} \frac{d}{dt} \right) (y_{Tr} + h_R \phi_T - y_{Wr}) - 2T = -m_W \ddot{y}'_G + f_{cWy} \quad (9)$$

ここでカント角を θ 、軌間を l_G とすると $\sin \theta = C_m / l_G$ となり、レール面に平行な方向と垂直な方向の変位成分 y'_G と z'_G は次式で与えられる。

$$\begin{cases} y'_G = y_G \cos \theta + z_G \sin \theta \\ z'_G = -y_G \sin \theta + z_G \cos \theta \end{cases} \quad (10)$$

2.4 転覆危険率の定義 図1には走行中の車両に働く力が矢印で示されている。走行中の車両に働く力としては、重力、遠心力、地震時による車両の応答慣性力などが考えられる。水平方向や、鉛直方向の力

が大きい場合には、車体、台車の重心は動的に移動し、それぞれの幾何学的な中心から離れる。

図1のような状態において、車体、台車が受ける慣性力を含む全ての力の合力の作用線は時刻とともに変動し、これが軌道と車輪の接触点Cより外側を通ると転覆する可能性が生じる⁽⁷⁾。合力が軌道と車輪の接触点Cを通る時、この点回りのモーメントのつり合いを考えると、反対側車輪が軌道に及ぼす輪重が0でなければならないので、この状態が転覆の可能性の発生限界となる。そこで、國枝は、作用線が軌道中心を通る時、転覆危険率を $D=0$ とし、軌道と車輪の接触点を通る時を $D=1$ (転覆限界状態) としている⁽⁷⁾。つまり、 D が1より大きくなると、転覆する危険性が生じる。例えば、 $D=0.5$ の時は左右の輪重が50%増減することになるので、転覆危険率は輪重減少率とも言われる。図1では、 D の値がマイナスの時は曲線の内側の輪重が、プラスの時は曲線の外側の輪重が増加することになる。転覆危険率は次式で表される。

$$D = \frac{2}{l_G (F_{Bz} + F_{Tz})} \{ y_B F_{Bz} + y_T F_{Tz} + (h_{GB} + z_B) F_{By} + (h_{GT} + z_T) F_{Ty} + h_{GW} F_{Wy} - M_B - M_T \} \quad (11)$$

3. 数値シミュレーション

3.1 シミュレーション諸元 車両モデルは高速走行車両を想定した諸元⁽⁸⁾を用いる。車両モデルの諸元を表1に示す。主なパラメータについては以下の通りである。 m は質量、 J は慣性モーメント、 k はばね定数、 c は減衰係数、 $2b$ は水平距離、 h は高さを表す。添字については、 B は車体、 T は台車、 W は輪軸、1 は台車一輪軸間、2 は車体一台車間、 y は水平方向、 ϕ は回転方向、無印は上下方向を表す。

本研究で曲線軌道を考える場合は、曲率半径 R が2500m、カント C_m が200mmの曲線を考える。この曲線の均衡速度は210km/hである。入力地震波は、新潟県中越地震において長岡支所で観測された地震波を用いる⁽⁹⁾。この地震波の最大加速度は東西方向705.9Gal、鉛直方向412.0Galで震度6強相当の地震である。地震加速度波形を図5に示す。

この入力地震波の加速度応答スペクトルを図6に示す。図6より入力地震波の卓越周波数は東西方向成分は2.2Hz~3.3Hz(卓越周期0.30s~0.45s)、鉛直方向成分は5.9Hz~7.7Hz(0.13s~0.17s)である。

3.2 ストップによる影響 ストップが転覆危険率に及ぼす影響について考える。車体一台車間の上下動ストップ、左右動ストップ、台車一輪軸間の上下動

Table 1 Parameters of high speed running vehicle

Item	Parameter	Value
Mass of body	m_B	21.5×10^3 (kg)
Mass of truck	m_T	5.56×10^3 (kg)
Mass of wheel	m_W	2.41×10^3 (kg)
Inertia moment of body	$J_{B\phi}$	114×10^3 (kgm ²)
Inertia moment of truck	$J_{T\phi}$	2.00×10^3 (kgm ²)
Vertical spring constant of axle box	k_1	2450 (kN/m)
Lateral spring constant of axle box	k_{1y}	17200 (kN/m)
Vertical spring constant of air spring	k_2	562 (kN/m)
Lateral spring constant of air spring	k_{2y}	686 (kN/m)
Vertical damping coefficient of axle box	c_1	39.2 (kN/m/s)
Lateral damping coefficient of axle box	c_{1y}	250 (kN/m/s)
Vertical damping coefficient of air spring	c_2	48.2 (kN/m/s)
Lateral damping coefficient of swaying damper	c_{2y}	140 (kN/m/s)
Distance between two axle springs	$2b_1$	2.10 (m)
Distance between two air springs	$2b_2$	2.46 (m)
Distance between centroid of truck and lateral spring of axle box	h_R	0.200 (m)
Distance between centroid of truck and swaying damper	h_A	0.420 (m)
Distance between centroid of body and swaying damper	h_{AB}	0.750 (m)
Height of the centroid of body from the rail	h_{GB}	1.78 (m)
Height of the centroid of truck from the rail	h_{GT}	0.605 (m)
Height of the centroid of wheel from the rail	h_{GW}	0.455 (m)
Expansion gap of swaying stopper	δ	20.0 (mm)
Friction coefficient	μ	0.250
Creepage force	κ	8.80×10^6
Spring constant of wheel flange	k_{0yS}	2.00×10^7 (kN/m)

(a) East-west direction (b) Vertical direction

Fig. 5 Niigata-Chuetsu earthquake acceleration

(a) East-west direction (b) Vertical direction

Fig. 6 Acceleration response spectrum

ストップの全てとの衝突を考慮しない場合と全てのストップとの衝突を考慮する場合を考え、直線軌道上において、走行速度 200km/h で地震動を受ける時の転覆危険率を図 7 に示す。全ストップを考慮することで転覆危険率が大きく増加することから、ストップによる影響は極めて大きいと考えられる。

3.3 転覆危険率と地震加速度の関係 直線軌道上及び曲線軌道上で走行速度 200km/h の時に地震動を

(a) without stoppers (b) with stoppers

Fig. 7 Effect of stoppers on the risk rate of rollover

Fig. 8 Effect of earthquake acceleration on the risk rate of rollover

受ける場合を考える。入力波は図 5 に示した新潟県中越地震の東西方向、鉛直方向の加速度振幅を同じ倍率で拡大、縮小したものとする。この時の転覆危険率と最大地震加速度との関係を図 8 に示す。

最大地震加速度が大きくなるにつれて、転覆危険率

が大きく増加している。これは最大地震加速度が大きくなるにつれて、各ストップに衝突し始めることで転覆する危険性が増加していると考えられる。

また、最大地震加速度が小さい時は、曲線軌道上の方が直線軌道上よりも転覆する危険性がわずかに高くなっているが、この差は遠心力による影響である。しかし、最大地震加速度が大きくなると直線軌道上でも曲線軌道上でも転覆する危険性に大きな差は見られなくなる。つまり、大規模な地震では直線軌道上と曲線軌道上とでは転覆危険率における差は少ないと考えられる。

3.4 地震波卓越周波数の影響 地震波の卓越周波数が転覆危険率に及ぼす影響について考える。ここでは比較を行うために新潟県中越地震波形を時間軸方向に引き伸ばすことで卓越周波数が低い模擬地震波を、縮めることで卓越周波数が高い模擬地震波を作成する。この時の各地震波の加速度応答スペクトルを図9に示す。

Fig. 9 Acceleration response spectrum

図9(a)の地震波の卓越周波数は、1.4Hz～2.1Hz(卓越周期0.48s～0.71s)付近に、図9(b)の地震波の卓越周波数は、3.8Hz～5.6Hz(卓越周期0.18s～0.26s)付近にあることが分かる。この2つの地震波と通常の新潟県中越地震波を用いて、転覆危険率と最大地震加速度との関係を比較した結果を図10に示す。

卓越周波数の低い地震波ほど転覆危険率が増加していることがわかる。この理由やストップ影響について以下で考察する。

4. 考 察

地震波の卓越周波数が低くなると、転覆危険率が増加する理由について考察する。地震波の卓越周波数が低いほど、ストップに衝突していない時の車両の1次固有振動数0.62Hz(固有周期1.62s)に近づく。1次固有振動数での振動モード形状は車体、台車の水平、回転方向が同じ方向に運動し、刺激係数が大きくなり、最も車両を転覆させやすいような振動モード形状になるため、ストップにぶつかりやすくなる。そしてスト

Fig. 10 Effect of period and earthquake acc. on the risk rate of rollover

Table 2 Natural frequency and natural period of high speed running vehicle

	without stoppers		with stoppers	
	frequency (Hz)	(period) (s)	frequency (Hz)	(period) (s)
Lateral	0.62	(1.62)	2.11	(0.47)
and	1.09	(0.92)	3.50	(0.29)
rolling	6.43	(0.16)	8.84	(0.11)
directions	9.35	(0.11)	20.37	(0.049)
	20.50	(0.049)	36.16	(0.028)
Vertical	1.03	(0.97)	4.00	(0.25)
directions	5.26	(0.19)	20.38	(0.049)

ッパにぶつかることにより、車両の1次固有振動数が増加し、地震波の卓越周波数と一致することで転覆危険率が増加すると考えられる。

ストップに衝突しない時の車両の固有振動数とストップに衝突している時の車両の固有振動数を表2に示す。

車両の固有振動数を通常の新潟県中越地震波の加速度応答スペクトルに重ねたものを図11に示す。図11より、ストップに衝突している時の車両の1次、2次固有振動数が地震波の卓越周波数と一致し、共振することがわかる。

Fig. 11 Acceleration response spectrum

5. 結 言

本研究では、直線及び曲線走行状態にある車両の数学モデルを構築し、地震時の応答挙動を検討することを目的として、数値シミュレーションを行い、以下の結果が得られた。車両がストップと衝突する場合には転覆危険率が増加する傾向があり、転覆については、ストップによる影響が大きい。また、大規模な地震を受ける時には、直線軌道上と曲線軌道上とでは転覆危険率における差は小さい。地震波の卓越振動数が車両の固有振動数に近づくとき車両を転覆させやすいモード形状が大きく現れてストップにぶつかる。その結果固有振動数が増加し地震波の卓越振動数と一致し転覆危険率が増加する。高速走行時には軌道狂いによる影響も考えられるため、今後、軌道狂いによる影響なども含め検討していく必要がある。

文 献

- (1) Kunieda, M., Karasawa, A., Udagawa, K., Nishimura, S., Theoretical Analysis on the Overturn of Railway Rolling Stock Caused by Earthquake, *Transaction of Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.47, No.414, 1981, pp.164-170.
- (2) Miyamoto, T., Ishida, H., Matsuo, M., The Dynamic Behavior of Railway Vehicle during Earthquake, *Transaction of Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.64, No.626, 1998, pp.3928-3935.
- (3) Matsumoto, N., Sogabe, M., Wakui, H., Tanabe, M., Running Safety Analysis for Vehicles on Structures during Earthquake, *Railway Technical Research Institute Report*, Vol.17, No.9, 2003, pp.33-38.
- (4) Yang, Y.-B., Wu, Y.-S., Dynamic Stability of Trains Moving over Bridges Shaken by Earthquakes, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.258, No.1, 2002, pp.65-94.
- (5) Kalker, J. J., Simplified theory of rollong contact, *Delft Progress Report. Series C, Mechanical and Aeronautical Engineering and Shipbuilding*, 1973, pp.1-10.
- (6) Kalker, J. J., Survey of wheel-rail contact theory, *Vehicle System Dynamics*, Vol.8, No.4, 1979, pp.317-358.
- (7) Kunieda, M., Theoretical Study on the Mechanics of Overturn of Railway Rolling Stock, *Railway Technical Reserarch Report*, No.793, 1972, pp.1-15.
- (8) Tanifuji, K., Methods for maintaining the riding quality of railway vehicles and calculating their forced vibration characteristics, *Railway Technical Reserarch Institute Report*, No.1321, 1986, pp.1-86.
- (9) National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention Kyoshin Net (K-NET)
<http://www.k-net.bosai.go.jp/k-net/>.