

## 水平地震動に対する橋梁上の 2 軸貨車の走行安定性

RUNNING STABILITY OF TWO-AXLE FREIGHT CAR ON BRIDGES  
AT LATERAL EARTHQUAKE SHOCK

西 岡 隆\*・橋 本 涉 一\*\*

By Takashi NISHIOKA and Shoichi HASHIMOTO

## 1. はじめに

鉄道車両の走行安定性に関する研究は、自励振動である蛇行動<sup>1),2)</sup>に関して従来より進められていたが、近年になり強制振動としての軌道の各種狂い<sup>3),4)</sup>、角折れ<sup>5)</sup>、軌道振動<sup>6),7)</sup>、風荷重<sup>10)</sup>に対する走行安定性について実験的、理論的に研究されている。さらに地震時の走行安定性については、対社会的にみて極めて重要な研究課題であるが、鉄道車両の運動機構の複雑さと、地震入力の不確かさ等によって、比較的研究の遅れた分野であった。最近本州四国連絡橋の架橋計画に伴い、この問題の重要性が指摘され、現在研究が行われている<sup>11),12)</sup>。

車両運動に関する実験的研究としては、実車両による軌道狂い、角折れによる実験<sup>3)</sup>、模型車両による角折れ<sup>5)</sup>、転走装置振動台<sup>8)</sup>、軌道振動台<sup>5),9)</sup>による実験が報告されている。また理論的研究としてさまざまなモデル<sup>1),2),4),9)</sup>が提案されているが、車体・車軸の自由度としては、左右動、ヨーイング、ローリングまでに限定されている。これらの研究はいずれも解析方法として一長一短があり、実際の現象を必ずしも忠実に再現し得るものとは考えられない。たとえば、従来の理論的な解析と振動台を用いた模型車両による実験、通り狂いによる実車実験ではそれぞれに得られた現象が異なり実験の結果指摘されたロッキング現象、さらに転覆に至る現象の重要性が、従来の理論的研究では明らかにされていない。

本研究はこの相違を理論的に解明するため、従来のモデルの振動モードに車体・車軸の上下動を加え、ロッキングも評価できるような 2 軸貨車のシミュレーションモデルを作成し、橋梁上を走行する 2 軸貨車に地震外力が作用する場合の応答を検討した。すなわち、車体の上下

動が左右動、ローリング、ヨーイングと連成する運動方程式を用いている。さらに車両運動の基本的性質を損なわない範囲で、できるだけ現実の車両の特性値を加味し、脱線理論を正しく把握できるように、吊り装置の非線形性、摩擦、車輪・レール形状、クリープ力を現実に近いものにするように努めている。

先に著者らの行った実験的研究<sup>9)</sup>によれば、2 軸貨車の走行の極限状態が乗り上がり、浮き上がり、ロッキングに分類できること、軌道振動の左右動が上下動よりも車両運動に与える影響が大きいことなどが明らかにされている。この成果に基づき本研究では軌道変位を水平方向の正弦振動、地震動に限定した。

## 2. 2 軸貨車のシミュレーション

走行する 2 軸貨車のシミュレーションモデルを作成するには、車両運動の基本的特性を損なうことなく、できる限り現実の運動を忠実に再現できるように努めなければならない。そのためには、いたずらに複雑なモデルを考えるのではなく、シミュレーションの目的に適う範囲で必要最小限度の特性を備えていることが要求される。

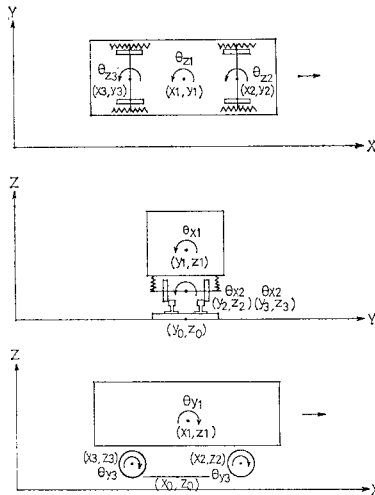
一般に 2 軸貨車は、1 個の車体と 2 個の車軸の計 3 個の剛体を、鉛直・水平方向のばねで支持したものとみなすことができる。一つの剛体が 6 自由度をもつことを考えると、2 軸貨車は最大 18 個の自由度をもつことになり、したがって 2 軸貨車の運動は基本的には最大 18 元の連立した運動方程式で表わすことができる。車両が正常に走行しているときは、車輪はレールに接触しているから、車軸の拘束が存在し、自由度の数はこの空中に浮いた状態より少ない。ロッキング動や脱線直前等の異常な走行状態では、拘束の度合はより少なく、正常な走行時に比べて自由度の数は多い。このように 2 軸貨車のシミュレーションモデルは、その走行状態に応じて運動方程式の数が異なってくるから、走行状態の正確な分類が

\* 正会員 工博 筑波大学助教授 構造工学系

\*\* 正会員 工修 元東京大学大学院工学系研究科学生  
(現・日本国有鉄道技術研究所)

極めて大切な作業になる。そこで本研究では、過大な地震外力が作用する場合の極限状態、すなわち車輪のレールへの乗り上がり、浮き上がり、ロックング、転覆等の現象をシミュレートできるような解析モデルを作成することを考え、以下のような仮定を設けた。

- (1) 車輪の片輪走行、車体のロックング走行、転倒現象をシミュレートできるように、車体および車軸は鉛直方向の自由度を有する。
- (2) 車輪フランジのレールへの乗り上がりをシミュレートするために、車輪踏面からフランジへの勾配変化、レール頭頂面の曲率を考慮し、車輪とレールとの接触状態を厳密に計算に取り入れる。
- (3) 走行速度の影響を考慮する目的では、クリープ係数<sup>注1)</sup>を導入する。クリープ力<sup>注2)</sup>は、クリープ率<sup>注3)</sup>、<sup>13)</sup>の関数として滑らかに変化する。
- (4) ロックングや転覆現象をシミュレートするために、吊り装置の左右方向ばね、前後方向ばね、鉛直方向ばねの非線形性を取り入れる。
- (5) 現実に近いばねの摩擦力を近似するため、ばねはヒステリシス特性を有するものとし、粘性減衰は考えない。
- (6) 前後動・ピッチングの振動モードは無視する。2軸貨車の座標系は右手系、右ねじ則に従うものとし



図一 計算のためのシミュレーションモデル

- 注 1) クリープ力=クリープ率×クリープ係数
- 注 2) 車輪とレールとのクリープにより生ずる両者の接触面に生じる接線力をクリープ力とよぶ。
- 注 3) 進行方向、進行直角方向クリープ率の定義は次のようである。

$$\gamma_x = \frac{\text{実際の進行方向変位量} - \text{滑りのない場合の進行方向変位量}}{\text{滑りのない場合の進行方向変位量}}$$

$$\gamma_y = \frac{\text{実際の進行直角方向変位量} - \text{滑りのない場合の進行直角方向変位量}}{\text{滑りのない場合の進行直角方向変位量}}$$

て、図一1に示すように各座標を設定する。先に述べたように自由度の数は最大 18 個であるが、これらのうち、前後動 ( $x_1, x_2, x_3$ )、車体のピッチング ( $\theta_{y1}$ )、および車輪の回転 ( $\theta_{y2}, \theta_{y3}$ ) は対象から除外すると、残りの座標は車体と車軸の左右動 ( $y_1, y_2, y_3$ )、上下動 ( $z_1, z_2, z_3$ )、ローリング ( $\theta_{x1}, \theta_{x2}, \theta_{x3}$ )、ヨーイング ( $\theta_{z1}, \theta_{z2}, \theta_{z3}$ ) の最大 12 自由度で与えられる。したがって 2 軸貨車の運動は、以下に示す最大 12 元の連立した運動方程式で表わすことができる。諸元を表一1に示す。

表一 シミュレーションモデルの諸元

諸元	記号	諸元	記号
前後方向ばね	$k_{x2}, k_{x3}$	前後方向クリープ率	$\gamma_x$
左右方向ばね	$k_{y2}, k_{y3}$	左右方向クリープ率	$\gamma_y$
鉛直方向ばね	$k_{z2}, k_{z3}$	動摩擦係数	$\mu$
車体質量	$m_1$	軌間	$2a$
車軸質量	$m_2, m_3$	ばね間距離	$2b$
車体回転慣性	$I_{x1}, I_{y1}, I_{z1}$	軸間距離	$2l$
前車軸回転慣性	$I_{x2}, I_{y2}, I_{z2}$	車体・車軸重心間距離	$h$
後車軸回転慣性	$I_{x3}, I_{y3}, I_{z3}$	鉛直方向ばね初期たわみ	$z_0$
前後方向クリープ力	$F_{x2}, F_{x3}$	車輪有効半径	$r_0$
左右方向クリープ力	$F_{y2}, F_{y3}$	走行速度	$v$

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + (k_{y2L} + k_{y2R} + k_{y3L} + k_{y3R}) y_1 \\ - (k_{y2L} + k_{y2R}) y_2 - (k_{y3L} + k_{y3R}) y_3 \\ + (k_{y2L} + k_{y2R} + k_{y3L} + k_{y3R}) h \theta_{x1} = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 - (k_{y2L} + k_{y2R}) y_1 + (k_{y2L} + k_{y2R}) y_2 \\ - (k_{y2L} + k_{y2R}) h \theta_{x1} \\ - (k_{y2L} + k_{y2R}) l \theta_{z1} = Y_2 \\ m_3 \ddot{y}_3 - (k_{y3L} + k_{y3R}) y_1 + (k_{y3L} + k_{y3R}) y_3 \\ - (k_{y3L} + k_{y3R}) h \theta_{x1} \\ + (k_{y3L} + k_{y3R}) l \theta_{z1} = Y_3 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1)$$

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + (k_{z2L} + k_{z2R} + k_{z3L} + k_{z3R}) z_1 \\ - (k_{z2L} + k_{z2R}) z_2 - (k_{z3L} + k_{z3R}) z_3 \\ = -m_1 g \\ m_2 \ddot{z}_2 - (k_{z2L} + k_{z2R}) z_1 + (k_{z2L} + k_{z2R}) z_2 = Z_2 \\ m_3 \ddot{z}_3 - (k_{z3L} + k_{z3R}) z_1 + (k_{z3L} + k_{z3R}) z_3 = Z_3 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

$$\left. \begin{aligned} I_{x1} \ddot{\theta}_{x1} + (k_{y2L} + k_{y2R} + k_{y3L} + k_{y3R}) h y_1 \\ - (k_{y2L} + k_{y2R}) h y_2 - (k_{y3L} + k_{y3R}) h y_3 \\ + \{ (k_{y2L} + k_{y2R} + k_{y3L} + k_{y3R}) h^2 \\ + (k_{z2L} + k_{z2R} + k_{z3L} + k_{z3R}) b^2 \} \theta_{x1} \\ - (k_{z2L} + k_{z2R}) b^2 \theta_{x2} \\ - (k_{z3L} + k_{z3R}) b^2 \theta_{x3} = 0 \\ I_{x2} \ddot{\theta}_{x2} - (k_{z2L} + k_{z2R}) b^2 \theta_{x1} \\ + (k_{z2L} + k_{z2R}) b^2 \theta_{x2} = \theta_{x2} \\ I_{x3} \ddot{\theta}_{x3} - (k_{z3L} + k_{z3R}) b^2 \theta_{x2} \\ + (k_{z3L} + k_{z3R}) b^2 \theta_{x3} = \theta_{x3} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

$$\left. \begin{aligned} I_{z1}\ddot{\theta}_{z1} - (k_{y2L} + k_{y2R})ly_2 + (k_{y3L} + k_{y3R})ly_3 \\ + \{ (k_{x2L} + k_{x2R} + k_{x3L} + k_{x3R})b^2 \\ + (k_{y2L} + k_{y2R} + k_{y3L} + k_{y3R})l^2 \} \theta_{z1} \\ - (k_{x2L} + k_{x2R})b^2\theta_{z2} \\ - (k_{x3L} + k_{x3R})b^2\theta_{z3} = 0 \\ I_{z2}\ddot{\theta}_{z2} - (k_{x2L} + k_{x2R})b^2\theta_{z1} \\ - (k_{x2L} + k_{x2R})b^2\theta_{z2} = \theta_{z2} \\ I_{z3}\ddot{\theta}_{z3} - (k_{x3L} + k_{x3R})b^2\theta_{z1} \\ + (k_{x3L} + k_{x3R})b^2\theta_{z3} = \theta_{z3} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(4)$$

ばね特性は、ヒステリシスをもつ非線形性を示すから、ばねはそれぞれ第1添字の変数の関数で与えられる。また軌道から車輪に伝えられる外力は、右辺に表わされている。式(1)~(4)をマトリックス表示すると、

$$M\ddot{X} + K(X)X = F(\dot{X}, X, X) \dots\dots\dots(5)$$

で与えられる。

先に示したシミュレーションモデル作成の仮定について、その内容を詳述する。

① 式(1)~(4)の運動方程式は、2軸貨車が空中に浮いた無拘束の状態にも成立する式である。一般の走行状態、すなわち車軸の両輪が軌道に接触している場合、片輪のみ接触している場合等により、車輪の幾何学的拘束条件が異なり、自由度の数が増える。両輪が軌道に接触している場合には、車軸の鉛直変位( $z_2, z_3$ )、およびローリング角変位( $\theta_{x2}, \theta_{x3}$ )は車輪踏面・レールの形状から、幾何学的に車軸の水平変位( $y_1, y_2$ )の関数で与えられる。さらに片輪のみレールに接触し、他の車輪は空中に浮いている状態では、車軸の鉛直変位( $z_2, z_3$ )は水平変位( $y_2, y_3$ )およびローリング角変位( $\theta_{x2}, \theta_{x3}$ )の関数で与えられることになる。すなわち、

(i) 両輪が軌道に接触している場合、  
 $z_2 = f_1(y_2), z_3 = f_1(y_3) \dots\dots\dots(6)$   
 $\theta_{x2} = f_2(y_2), \theta_{x3} = f_2(y_3) \dots\dots\dots(7)$

(ii) 片輪のみが軌道に接触している場合、  
 $z_2 = f_3(y_2, \theta_{x2}), z_3 = f_3(y_3, \theta_{x3}) \dots\dots\dots(8)$

したがって、シミュレーションモデルの自由度は、前車軸および後車軸の両輪とも軌道に接触している場合には8自由度、前車軸あるいは後車軸のみ片輪接触の場合には9自由度、前後車軸ともに片輪接触の場合には10自由度に分類することができる。これより走行時の車両運動の状態に応じて、数学的には8~10自由度の運動方程式を解くことになり、これらの運動方程式から求められる変数に加えて、それぞれの幾何学的拘束条件を用いて12変数すべての値を決定することができる。

② 式(6)~(8)で与えられる車輪とレールとの拘束条件は、車輪とレールとの幾何学的形状により決定される。車輪踏面とレール頭頂面との接触を詳細に調べた過

去の研究<sup>9)</sup>により、本研究では車軸とレールとの相対変位と車輪有効半径との関係、相対変位と接触面が水平となす角、すなわち有効踏面勾配との関係を図-2に示すように仮定した。車軸の軌道上の正規の位置からの横方向変位( $y_{2,3} - y_0$ )を横軸にとり、車輪の有効踏面勾配  $n$  と、車輪の有効半径  $r_0$  からの変位  $\Delta r_y$  を縦軸にとったものである。A点までは一定の踏面勾配をもち、直線的に変化するが、A点からB点へはフランジへの移行とレール頭頂面の角の曲率の影響を受けて変化し、B点からC点ではフランジ接触の状態になり、C点以降ではレール頭頂面への乗り上がりを示す。

③ 式(5)の運動方程式の右辺の外力項は、軌道から車輪を通じて車両に作用する力である。これらの外力は、車輪とレール間に作用する前後方向、あるいは左右方向のクリープ力により決定される。クリープ率  $r$  が微小なとき、クリープ力  $F$  は直線的に変化するが、 $r$  が大きくなるにつれて、車輪踏面とレール面との間に働く法線力を  $N$ 、動摩擦係数を  $\mu$  とすると、クリープ力  $F$  は動摩擦係数  $\mu N$  に漸近する。本研究では図-3に示すようなクリープ率  $r$  とクリープ力  $F$  の関係を用いた。すなわち  $x$  方向、 $y$  方向の左右のクリープ率を  $r_{xL}, r_{xR}, r_{yL}, r_{yR}$  とすれば、これらはそれぞれ、

$$\left. \begin{aligned} r_{xL} &= -\frac{a\dot{\theta}_{z2}}{v} + \left(1 - \frac{rL_2}{r_0}\right) \\ r_{xR} &= \frac{a\dot{\theta}_{z2}}{v} + \left(1 - \frac{rR_2}{r_0}\right) \\ r_{yL} &= \left\{ \frac{\dot{y}_2 - \dot{y}_0}{v} - \theta_{z2} \right\} / \cos(nL_2 + \theta_{x2}) \\ r_{yR} &= \left\{ \frac{\dot{y}_2 - \dot{y}_0}{v} - \theta_{z2} \right\} / \cos(nR_2 - \theta_{x2}) \end{aligned} \right\} \dots\dots(9)$$

と表される。ここに、 $v$ : 進行方向速度、 $r_0$ : 標準時車輪有効半径、 $rL$ : 左側車輪有効半径、 $rR$ : 右側車輪有効半径、 $nL$ : 左側車輪有効踏面勾配、 $nR$ : 右側車輪有効踏面勾配である。

$r_x = r_y = 0$  のとき、クリープ係数は  $f_x, f_y (f_x = f_y)$  であり、正弦曲線でクリープ力は  $\mu N$  に漸近する。すなわち、

$$F_x = \begin{cases} -\mu N \cdot \sin\left(\frac{f_x}{\mu N} \cdot r_x\right) & |r_x| \leq \frac{\pi}{2} \frac{\mu N}{f_x} \\ -\mu N & |r_x| > \frac{\pi}{2} \frac{\mu N}{f_x} \end{cases} \dots\dots\dots(10)$$

$$F_y = \begin{cases} -\mu N \cdot \sin\left(\frac{f_y}{\mu N} \cdot r_y\right) & |r_y| \leq \frac{\pi}{2} \frac{\mu N}{f_y} \\ -\mu N & |r_y| > \frac{\pi}{2} \frac{\mu N}{f_y} \end{cases} \dots\dots\dots(11)$$

と表される。

④ 車両吊り装置のばねのヒステリシス特性を図-4

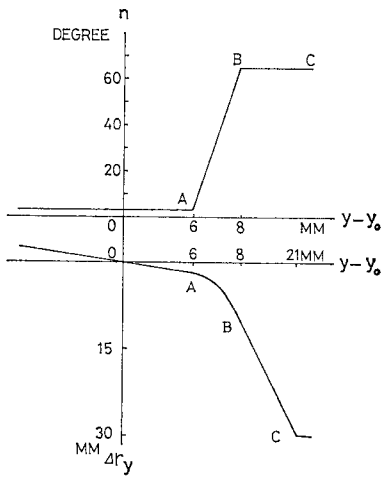


図-2 車輪有効半径と接線勾配

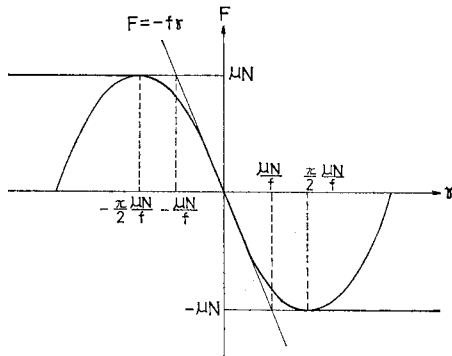


図-3 クリープ係数とクリープ力

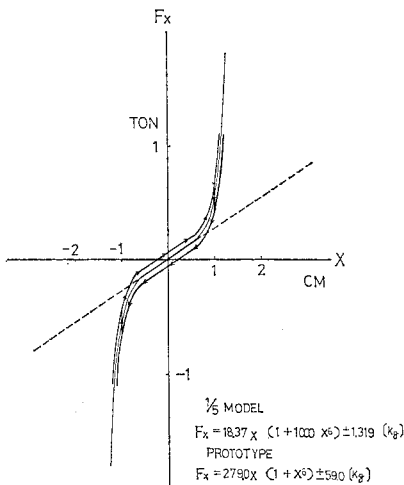


図-4 (a) X方向ばねヒステリシス (車軸片側当り)

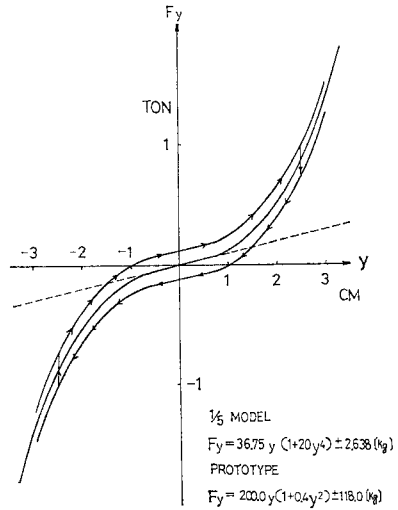


図-4 (b) Y方向ばねヒステリシス (車軸両側当り)

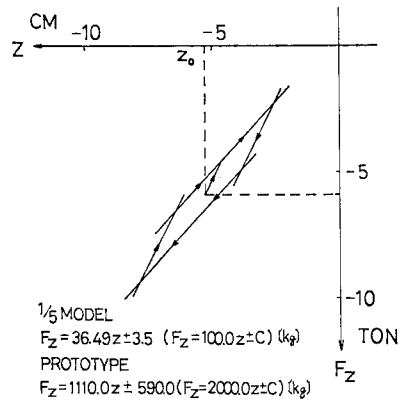


図-4 (c) Z方向ばねヒステリシス (車軸片側当り)

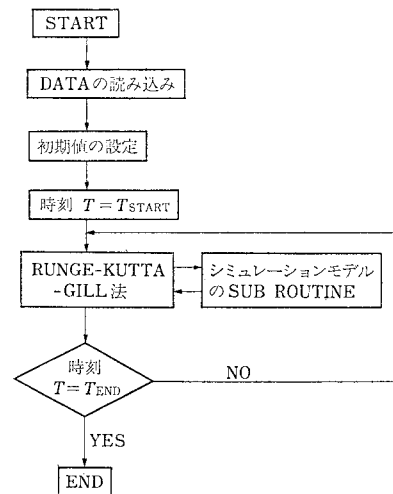


図-5 (a) 計算フローチャート

シミュレーションモデルのSUB ROUTINE

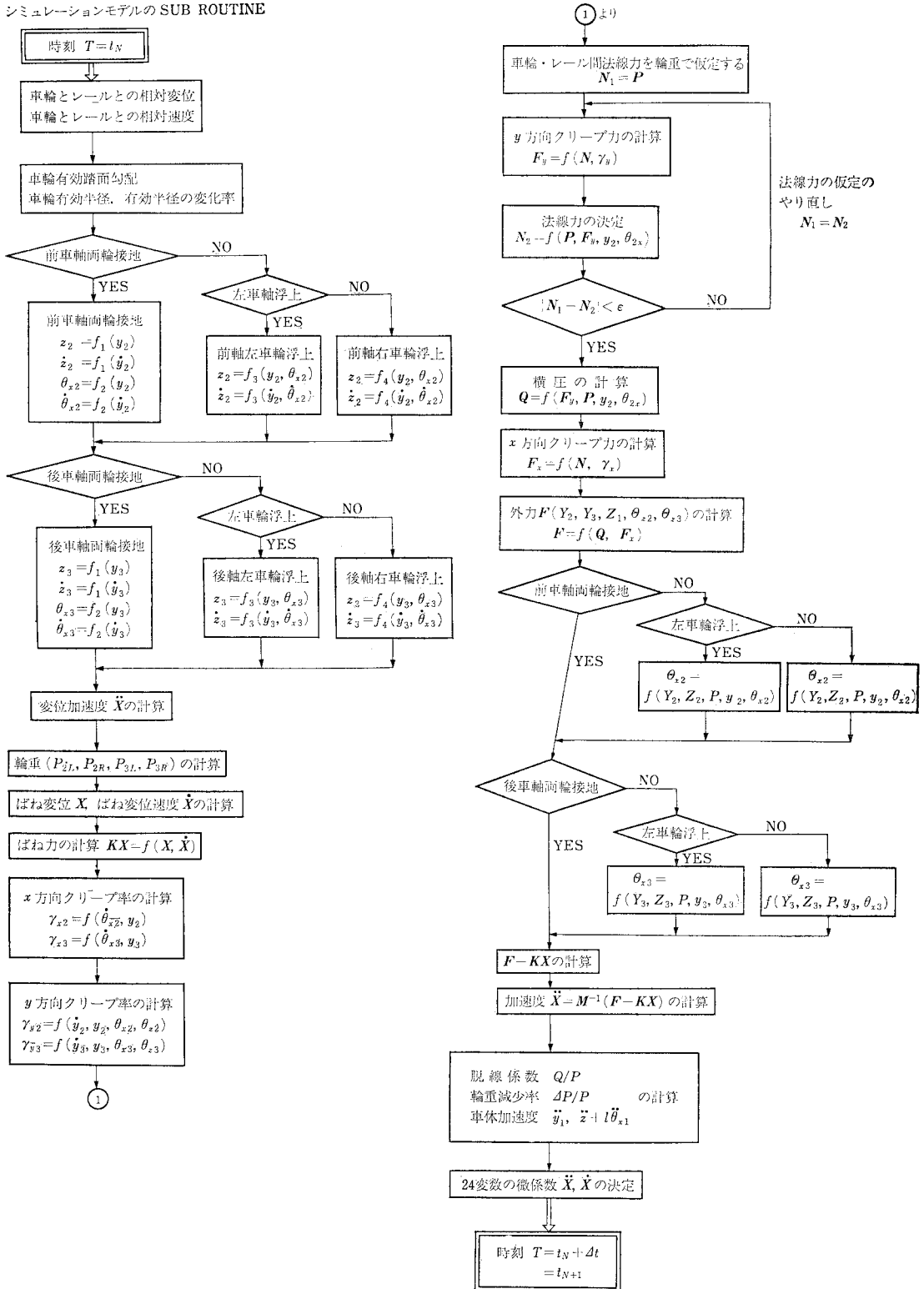


図-5 (b) 計算フローチャート

(a), (b), (c) に示す。前後方向 ( $k_x$ ), 左右方向 ( $k_y$ ) は一定変位を超えると、軸箱、軸箱守、吊り装置による拘束が増すため、急激な立ち上がりを示す高次曲線で近似し、摩擦力を入れる。鉛直方向 ( $k_z$ ) は担ばねのばね力で、載荷時、除荷時の摩擦力も含めて、直線式の組み合せて近似できる。

⑤ 従来の車両モデルでは、粘性減衰力を入れることが多かったが、2軸貨車の吊り装置には粘性減衰に相当するものが考えられず、ばねのヒステリシス特性と、仮定された粘性減衰の両者を入れて応答計算を行ったところ、粘性減衰による応答の変化はほとんどみられなかったので、本研究ではばねのヒステリシスによるエネルギー損失だけを考えた。

走行状態に応じて運動方程式が異なる2軸貨車の時系列応答を RUNGE-KUTTA-GILL 法により求めた。すなわち、連立2階常微分方程式で与えられる運動方程式を連立1階常微分方程式、

$$\frac{dx_i}{dt} = f_i(t, x_1, \dots, x_i, \dots, x_n) \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad \dots\dots\dots (12)$$

に変換した。本研究のシミュレーションモデルには、式(5)に示すように、左辺と右辺に同次元の2階の微分項が現れる。したがって、式(12)のように変換しても右辺には、左辺と同次元の  $\frac{dx_i}{dt}$  の項が現れ、厳密には解けないことになる。本研究では、この問題を解決するために、右辺には、一部に差分  $(x_{t+\Delta t} - x_t)/\Delta t$  を用いて次元を左辺より一次元落すことにより、RUNGE-KUTTA-GILL 法を修正した解法を試みた。2軸貨車シミュレーションモデル部分の計算のフローチャートを図-5に示す。

3. 正弦加振による2軸貨車の応答

筆者らは従来より、東京大学に設置された全長 36 m の軌道振動台を使用して、1/5 模型車両を走行時に正弦加振することにより、走行安定性に関する実験的研究を行ってきた<sup>14)~16)</sup>。本研究では、日本国有鉄道保有の代表的な車種であるワラ-1 形 2軸貨車の積車 1/5 模型を使用した標準軌道による振動実験の実験値を、2. で作成した2軸貨車のシミュレーションモデルによる理論計算値の検証に用いた。ワラ-1 形 2軸貨車の特性値を表-2に示す。

図-6は振動数 2 Hz (実車換算 0.9 Hz), 加速度 0.05 g (50 gal) で正弦振動する軌道上を、ワラ-1 形貨車が 3 m/sec (実車換算 24 km/h) で走行した場合の応答を時系列で表したものである。実線は、理論計算の値を、点線は、1/5 模型車両による実験値を表している。この

表-2 ワラ-1 形 2軸貨車諸数値

記号	実車	1/5 模型	単位
$m_1$	24,082	0.19284	kg·sec <sup>2</sup> /cm
$m_2, m_3$	1,3276	0.007556	kg·sec <sup>2</sup> /cm
$I_{x1}$	324,082	50.27	kg·sec <sup>2</sup> ·cm
$I_{x2}, I_{x3}$	6,551	1,750	kg·sec <sup>2</sup> ·cm
$I_{z1}$	1,240,816	309.8	kg·sec <sup>2</sup> ·cm
$I_{z2}, I_{z3}$	6,551	1,750	kg·sec <sup>2</sup> ·cm
2a	112.0	22.4	cm
2b	193.0	38.6	cm
2l	413.0	84.5	cm
h	163.6	26.3	cm
$z_0$	5.32	1.29	cm
$f_x, f_y$	124,149	1,783	kg
$r_0$	43.0	8.6	cm

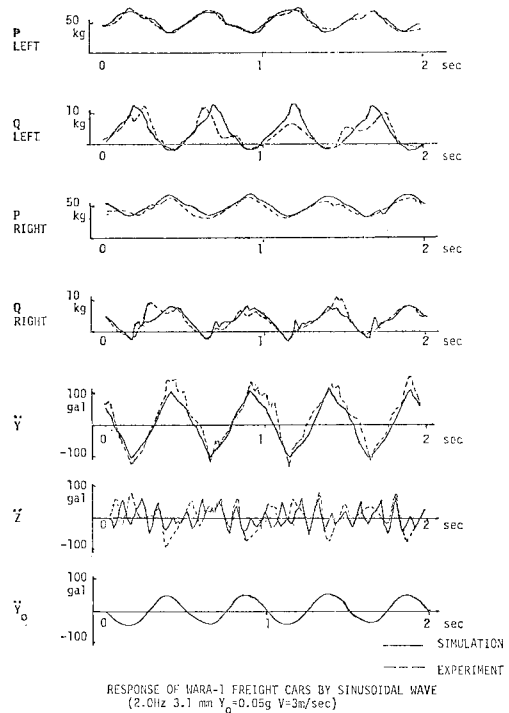


図-6 ワラ-1 型 計算値と実験値

結果、理論計算は実験値に比較的よい対応をしているものと考えられる。左車輪、右車輪の輪重および横圧をみると、2 Hz の軌道振動に対して車両は同じ振動数でローリングしていることが明らかである。この現象は車体の左右方向加速度からも確かめることができる。これに対し、車体の上下方向加速度はレール・車体のがたなどから、これより高い振動数成分が卓越しており、ロッキング状態までには至っていないようである。

図-7は、軌道振動数を 0~5 Hz (実車換算 0~2.24 Hz) の範囲内で、走行速度を 0~4.5 m/sec (実車換算 0~36 km/h) の4段階にとり、車体重心位置の上下・左右方向加速度を、軌道の左右方向加速度 0.05 g (49 gal) で規準化したものである。実験値は記録された波形をハ

イブリッド計算機で読み取り、計算した2乗平均平方根値 (r.m.s.) である。計算値も同様の処理をしている。この結果、車両の走行速度による応答の違いは認め難いが、軌道振動数が2~3 Hz (実車換算 0.9~1.3 Hz) において車両の応答が増大し、他の振動数帯と比べ不安定

になることが明らかである。この振動数帯域は車体の下心ローリング<sup>7)</sup>の共振点と一致している。実験値との対応をみると、共振点において左右加速度の理論値が大きくなるほかは、比較的よい一致が得られるものと考えられる。

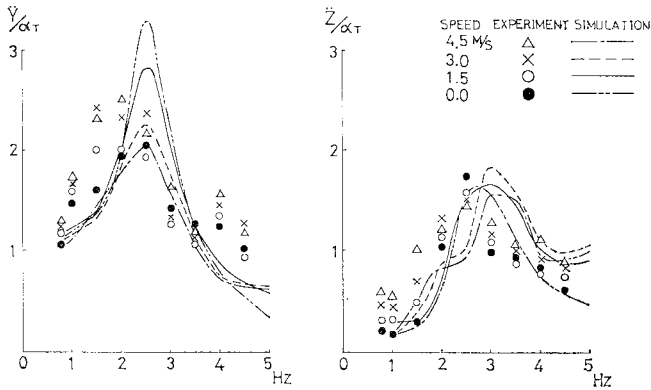


図-7 ワラ-1型 車体加速度

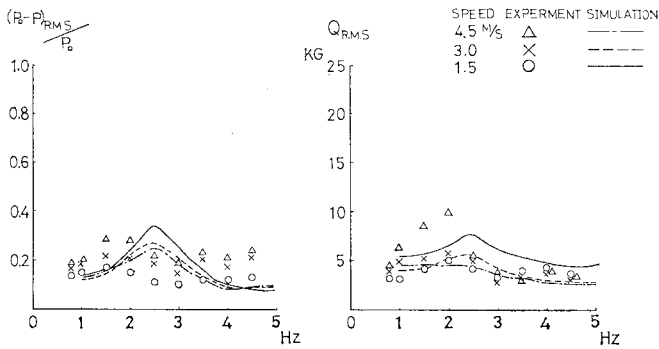


図-8 ワラ-1型 輪重変動・横圧

図-8 は、輪重・横圧の実験値とシミュレーションモデルによる理論計算値を比較したものである。輪重・横圧はスポーク車輪のスポークに貼り付けたストレインゲージのひずみ量により測定したものである。このデータを直接ハイブリッド計算機で読み取り、静的輪重に対する変動割合の2乗平均平方根値を求めたものである。横圧も同様に2乗平均平方根値を求めている。輪重の実験値は共振ピークが明らかではないが、レールの狂い、車輪フラット等による非定常加振の影響が反映されているものと考えられる。

#### 4. 水平地震動による2軸貨車の応答

##### (1) EL CENTRO 地震に対する応答

2. で作成した2軸貨車のシミュレーションモデルが、3. において実験結果と比較的よい対応を示すことが確かめられたので、このモデルをワラ-1形の実車両に適用し、水平地震力に対する2軸貨車の応答を求めた。計算に用いた地震波は、構造物の地震応答に際してよく用いられる EL CENTRO 地震の

NS 記録に加速度の0ベース補正<sup>14)</sup>を行ったものである。この加速度、速度、変位波形を図-9 に示す<sup>15)</sup>。ワラ-1形実車両の諸数値は表-2 に示すとおりである。計算は地震が軌道に直接入力した場合、および構造物等を介して間接入力した場合のおおのについて、速度 75 km/h で走行する車両の応答を求めた。

① 最大加速度 342 gal の EL CENTRO 地震を軌道に直接入力した場合の、車軸・レール相対変位、輪重変動、脱線係数を図-10 に示す。

この場合、車輪はフランジ始

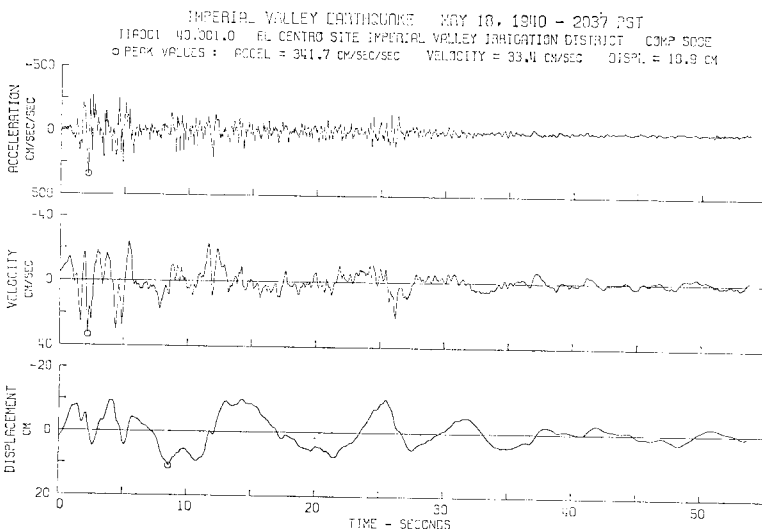


図-9 EL CENTRO-NS 1940.5.18 (文献 15) より抜粋

点まで移動するが、フランジ乗り上がりには至っていない。地震動を受け始めて2秒後から約3秒間は、完全な輪重抜けを伴う周期1秒のロッキング現象を生じているが、輪重抜け持続時間は0.01~0.02秒であり、転覆の危険性は少ない。脱線係数は4.35秒後に最大値0.7を示すが、車輪の運動からみて、フランジ始点に衝突したときの横圧により生じたものである。

② ついで、固有周期1秒、減衰定数0.05の構造物または地盤に、軌道が敷設されており、この基盤にEL CENTRO地震が入力した場合の、軌道上を走行するワラ-1形貨車の応答を求めた。このときの車軸・レール相対変位、輪重変動、脱線係数を図-11に示す。

この場合、車輪は激しい蛇行動を示し、5.2秒後にはフランジ乗り上がりの現象がみられ、脱線係数も2.7の値を示す。輪重も変動が激しく、2秒後から8秒までの6秒間は周期1秒で激しくロッキング現象を起こしている。また輪重抜けの時間も0.4秒と長い。しかし、脱線・転覆には至らずに走行を続けると思われる。

③ 固有周期1秒、減衰定数0.0の構造物または地盤に軌道が敷設されている場合に②と同様の応答計算を行った。このときの前車軸の車軸・レール相対変位、輪重変動、脱線係数を図-12に示す。また後車軸の同様の応答を図-13に示す。

この場合、前車輪・後車輪ともに激しい左右動をほとんど同じ位相で示し、2.2秒後から周期1秒でロッキング現象を起こしている。5.2秒後に左側フランジに衝突が生じ、その直後に右側への浮き上がり脱線が生じている。後車輪が脱輪し、続いて0.2秒後に前車輪が脱輪すると考えられる。

以上より、軌道に地震波が直接入力した場合と、構造物等を介して間接入力した場合とを比較し、車両の応答に差異の出ることがわかった。これより構造物の特性の違いによる車両の応答の違いが問題点となってくる。

## (2) 走行安定性に関する応答スペクトル

地震時における鉄道車両の走行安定性について考察する場合、基盤に入力された地震外力に対する構造物、地盤等の応答を求め、この軌道の応答波形を車両に外力として入力して走行安定性を求める方法が考えられる。この方法では時間的、経済的に多くの労力を要する。また、軌道の敷設されている地盤・構造物の特性の違いにより

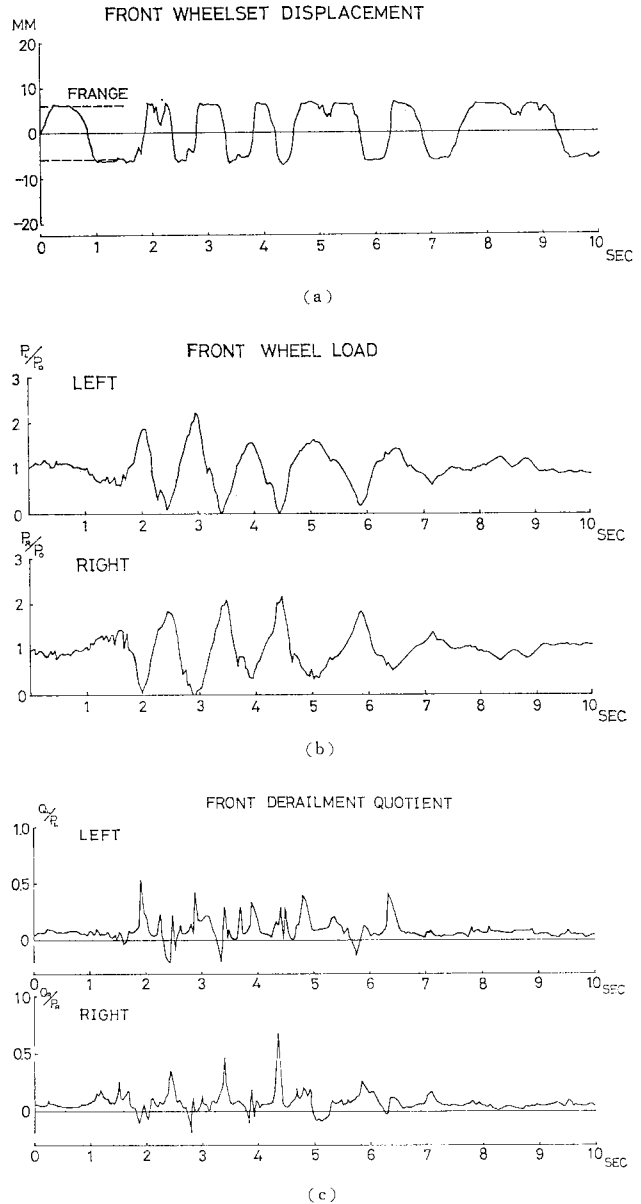


図-10 EL CENTRO地震を直接入力した場合  
(EL CENTRO MAX=342 gal)

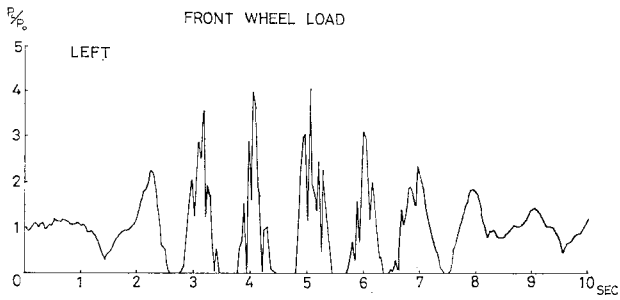
軌道の応答は異なるものであるから、その上を走行する車両の運動はそれに応じて異なり、一般的に結論を導くことは非常に困難である。

構造物の地震応答スペクトルの概念と同様に、構造物の固有周期・減衰定数をパラメータとして、車両の走行安定性を示す諸数値（輪重減少率・脱線係数・車軸レール相対変位）の地震応答の最大値を求めれば、この「走行安定性に関する応答スペクトル」が、地震時の車両の走行安定性、構造物の耐震設計に対する指標となり得るものと考えられる。これより実際の構造物・地盤等

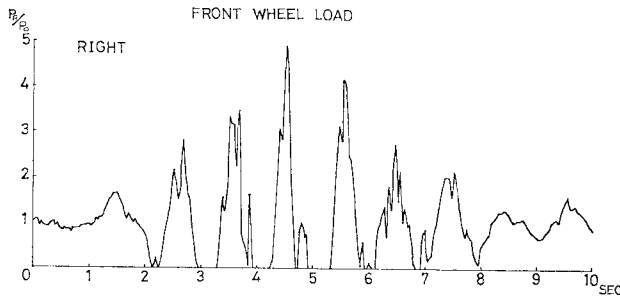




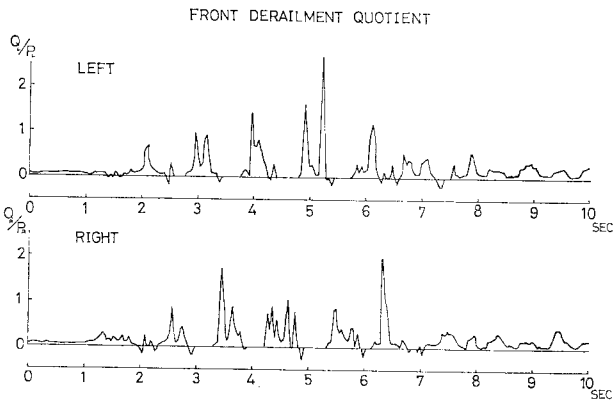
(a)



(b)

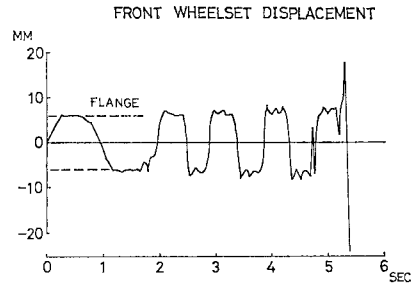


(c)

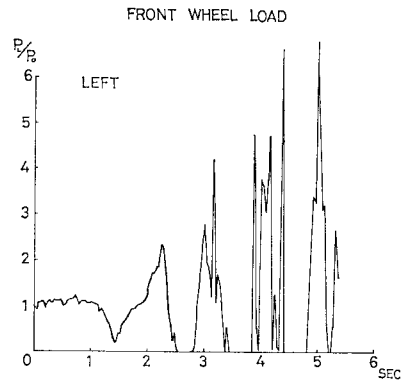


(d)

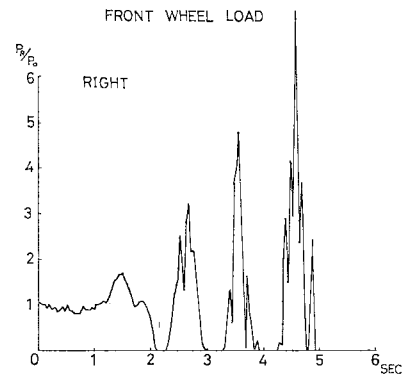
図-11 EL CENTRO 地震を間接入力した場合 (EL CENTRO MAX=342 gal,  $T=1.0$ ,  $h=0.05$ )



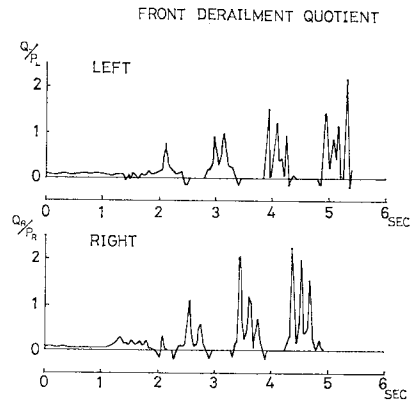
(a)



(b)



(c)

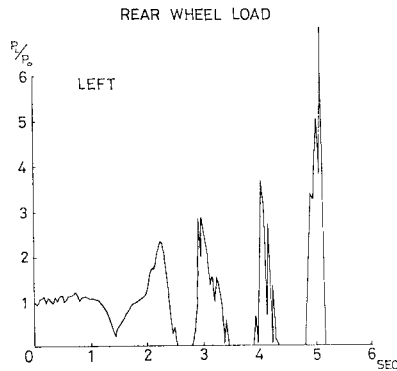


(d)

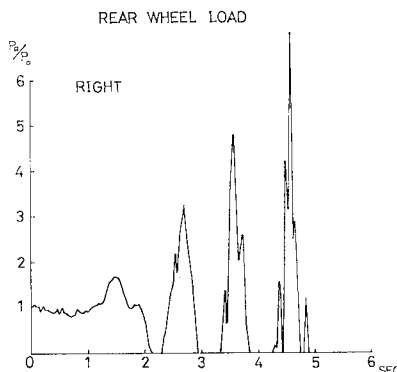
図-12 EL CENTRO 地震を間接入力した場合 (EL CENTRO MAX=342 gal,  $T=1.0$ ,  $h=0.0$ , 前車軸)



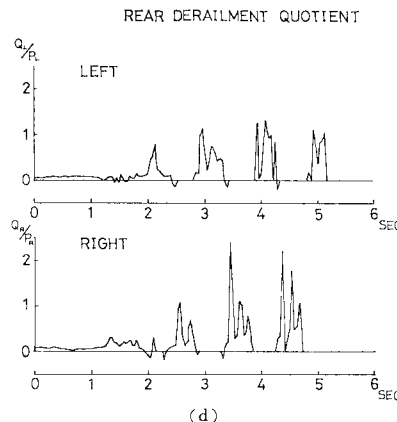
(a)



(b)



(c)



(d)

図一13 EL CENTRO 地震を間接入力した場合 (EL CENTRO MAX=342 gal, T=1.0, h=0.0, 後車軸)

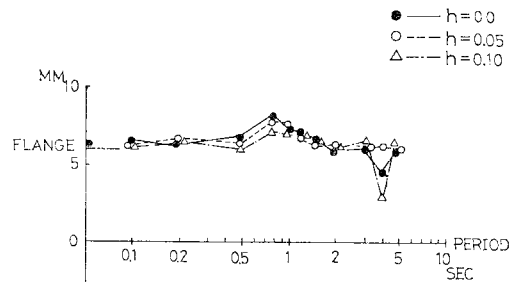
をモデル化することにより、車両の地震応答最大値が比較的簡単に求められることになる。たとえば、1自由度系にモデル化すれば直接に、多自由度系にモデル化した場合には、モーダルアナリシスの手法により、応答スペクトルから最大応答値を求めることができる。

表一3 に、走行安定性に関する応答スペクトルを求めた条件を示す。入力加速度は EL CENTRO 地震を 100 gal に規準化している。車軸・レール相対変位の応答スペクトルを図一14、輪重減少率の応答スペクトルを図一15、脱線係数の応答スペクトルを図一16 に示す。

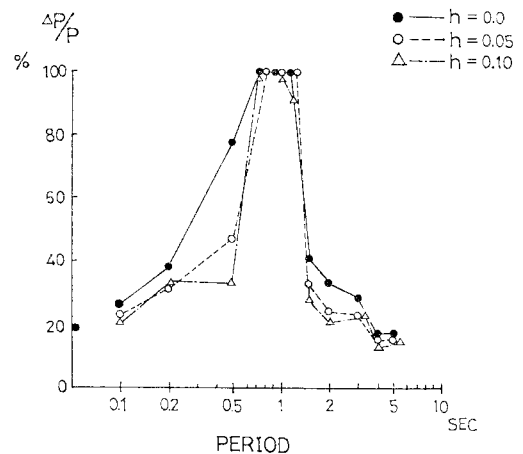
これより、車軸・レール相対変位の応答スペクトルから橋梁の固有周期 0.8~1.0 秒の場合にフランジ乗り上

表一3 応答スペクトル計算条件

地震波	EL CENTRO-NS (1940.5.18)		
最大加速度	100 gal		
走行車両	ワラ-1 形 貨車		
走行速度	75 km/h		
構造物固有周期	0.2~5.0 秒		
構造物減衰定数	0.0	0.05	0.10



図一14 車軸・レール相対変位応答スペクトル



図一15 輪重減少率応答スペクトル

がりがみられるが、その他の周期ではフランジ始点までの移動で拘束されることがわかる。輪重減少率に関しては、橋梁の固有周期 0.8~1.2 秒の場合に 100% を示すが、それ以外の周期では安定化することがわかる。脱線係数に関しても同様に、固有周期 0.8~1.2 秒の場合に 0.8 以上の値を示すが、それ以下の周期では安定している。

したがって、固有周期約 0.8~1.2 秒(固有振動数 0.8~1.3 Hz)の橋梁上をワラ-1 形貨車が走行中に地震

動を受けた場合、走行安定性は低下し、転覆、脱線の危険性が高くなるが、その他の固有周期をもつ橋梁上を走行する場合は、軌道に直接地震動を受ける場合の走行安定性とほとんど同じで、地震加速度 100 gal 程度では走行に支障は生じないものと考えられる。この理由としては、ワラ-1 形貨車の下心ローリングの共振周期が約 1.1 秒前後であり、橋梁というフィルターを通して地震動を受けた場合、同じ固有周期をもつ橋梁の応答波形に共振して、走行安定性が低下するものと考えられる。

ちなみに、図-17 に示す橋梁のスパンと橋軸直角方向固有振動数との関係<sup>5)</sup>をみると、固有振動数 0.8~1.3 Hz を有するのはスパン約 80~120 m の橋梁が該当することがわかる。

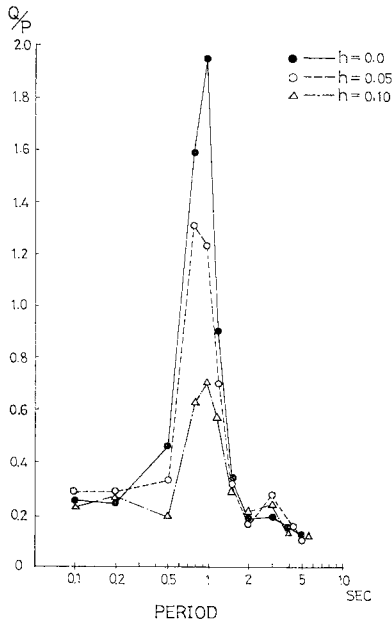


図-16 脱線係数応答スペクトル

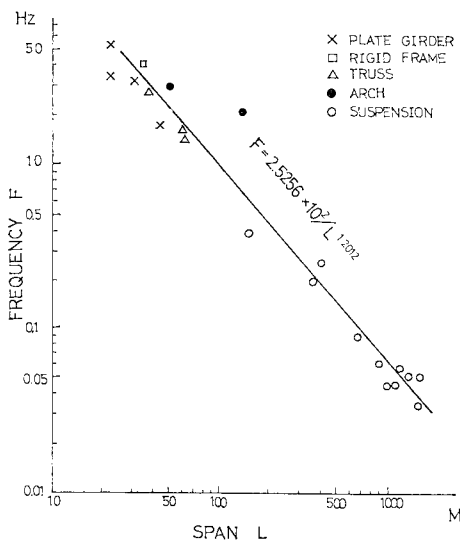


図-17 スパンと橋軸直角方向固有振動数 (文献 5) より抜粋)

### 5. 結 論

本研究は、地震時における鉄道車両の走行安定性に関する問題に対し、解決の端緒を見出し、構造物の振動が与える影響を検討する目的で行われたものである。この結果得られた結論をまとめると以下のようである。

(1) 鉄道車両のシミュレーションモデルは、車体・車軸の鉛直方向自由度を取り入れることにより、地震外力を受けた場合のロッキング、転覆、脱線等の車両運動の極限状態を表現することができる。換言すれば、極限状態をシミュレートするには、鉛直方向自由度が不可欠である。

(2) 地震時に橋梁上を走行する2軸貨車の走行安定性については、軌道の敷設されている橋梁が、車両の下心ローリング共振振動数と等しいか、あるいは近い、橋軸直角方向固有振動数を有する場合、走行状態は不安定となる。この場合、脱線・転覆のいずれの現象が生じるのかは、一義的に決定できないが、それらの危険性は同時に高まるものと思われる。

(3) 下心ローリング共振振動数とは離れた、橋軸直角方向固有振動数を有する橋梁上を走行する場合には、軌道に直接地震動が入力する場合と比較して、走行安定性が低下することはないものと考えられる。

(4) ワラ-1 形 2 軸貨車積車においては、下心ローリング共振振動数は約 1.1 Hz であり、0.8~1.2 Hz の橋軸直角方向固有振動数をもつスパン 80~120 m の橋梁上を走行中に地震動を受けた場合、走行安定性は低下する。

(5) 各種車両に多数の地震を入力して、平均応答スペクトルを求めておけば、橋梁の諸数値を決定することにより、その上を走行する車両の地震時の走行安定性の予測ができることになる。これより走行安定性を考慮した耐震構造物の設計指針を得ることができるものと考え

られる。

謝 辞：本研究は本州四国連絡橋公団の委託を受けて、東京大学の八十島義之助教授、松本嘉司教授のご指導のもとに行われたものである。両教授には終始にわたりご教示、ご提言をいただいた。さらに日本大学の松井哲教授、鉄道技術研究所軌道研究室の佐藤吉彦主任研究員には適切なるご助言をいただいた。実験に際しては東京大学の大嶋孝二助手、田代充宏技官に多大なるご協力をいただいた。ここに深甚なる謝意を表わす。

#### 参 考 文 献

- 1) 松平 精：2軸鉄道車両のだ行動とその防止法（第1～3報），機械学会論文集，No. 19，Vol. 87，1953.
- 2) 藤井澄二・吉本堅一・小林文彦：2軸貨車のだ行動の電子計算機による解析（第1～2報），機会学会論文集，No. 40，Vol. 340，1974.12，No. 41，Vol. 343，1975.3.
- 3) 池守昌幸：狩勝実験線における軌道狂いと2軸貨車の走行安全性との相関，鉄道技術研究報告 No. 776（施設編 No. 343），1971.10.
- 4) 松井 哲：2軸貨車競合脱線に関する研究，鉄道技術研究報告 No. 827（車両編 No. 229），1973.1.
- 5) 西岡 隆：振動する軌道上の車両運動に関する基礎的研究，東大提出学位論文，1968.12.
- 6) Yasoshima, Y., Y. Matsumoto and T. Nishioka: Experimental Study For Derailment On Vibrating Tracks, Proc. of JSCE, No. 164, 1969.4.
- 7) 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. 172，1969.12.
- 8) 藤沢伸光：水平方向に変位する軌道における車両と軌道の相互作用に関する研究，東大提出学位論文，1972.12.
- 9) 松本嘉司・藤沢伸光：水平角折れのある軌道上の車両運動に関する実験的研究，土木学会論文報告集，No. 200，1972.4.
- 10) 福地合一・林田千秋・西沢生一・土屋 恂：横風による列車転倒の静力学的検討，鉄道技術研究報告 No. 854（施設編 No. 387）1973.6.
- 11) 日本鉄道施設協会：本州四国連絡橋の列車走行に関する研究.
- 12) 日本鉄道施設協会：新幹線の地震対策に関する研究.
- 13) Carter, F.W.: On the Stability of Running of Locomotives, Proceedings of the Royal Society London, Vol. 121, 1928.
- 14) 松本嘉司・大嶋孝二・橋本渉一：風荷重を受ける振動軌道上の車両運動に関する研究，土木学会第30回学術講演会概要集，1975.10.
- 15) 松本嘉司・橋本渉一・秋山芳弘：振動軌道上におけるボギー車両の走行安定性に関する研究，土木学会第31回学術講演会概要集，1976.10.
- 16) 松本嘉司・大嶋孝二・橋本渉一：通り狂いのある振動軌道上の車両運動に関する研究，土木学会第4回関東支部年次研究発表会概要集.
- 17) Trifunac, M.D.: Zero Base Correction of Strong-Motion Accelerograms, Bulletin of the Seismological Society of America, Vol. 61, No. 5, 1971.10.
- 18) C.I.T., E.E.R.L.: Strong Motion Earthquake Accelerograms, Digitized and Plotted Data, Vol. 2, 1971.9.
- 19) Housner, G.W.: Behaviour of Structures During Earthquakes, Proceedings of ASCE, EM 4, 1959.10.

(1979.6.7・受付)