鉄道車両の蛇行動のシミュレーション*

(第3報, 円弧踏面車輪を使用したボルスタレス台車の台上実験)

弘 津 哲 二^{*1}, 河 西 省 司^{*1}
寺 田 勝 之^{*2}, 高 井 英 夫^{*3}

Simulation of Hunting of Rail Vehicles (3rd Report, Stand Experiments of a Bolsterless Truck Using a Compound Circular Wheel Profile)

Tetsuji HIROTSU, Shooji KASAI,
Katsuyuki TERADA and Hideo TAKAI

Stand experiments of hunting of a bolsterless experimental truck for high-speed electric cars using a compound circular wheel profile were conducted. Experimental results were compared with theoretical results. Stand experiments were carried out with and without yaw dampers while varying the tread surface condition (dry or oily) and direction of wheel rotation (front-half vehicle experiment and rear-half vehicle experiment). Nonlinear digital simulations for these stand experiments were conducted. Simulation results agreed well with experimental results, verifying the validity of the simulation method. Then, eigenvalue analyses for three linearized models (front half of vehicle, rear half of vehicle and whole vehicle) were performed. Results of linearized analyses coincided well with experimental results, especially in the case without yaw dampers. Critical speeds of these three models were nearly equal, implying that hunting characteristics of the whole vehicle could be estimated by half-vehicle stand experiments.

Key Words: Dynamics of Machinery, Rail Vehicles, Stand Experiments, Bolsterless Trucks, Circular Wheel Profile, Nonlinear Simulations, Eigenvalue Analyses

1. 結 言

蛇行動安定性と曲線走行性能の両立をはかるため、円弧踏面車輪を使用した軸箱柔支持のボルスタレス方式とし、高速用としてはヨーダンパを取付けた台車が近年多用されるようになった。前報⁽¹⁾では、このような台車(以後、ボルスタレス台車と称する)を用いた鉄道車両の蛇行動特性とそれに及ぼす主な因子の影響について、非線形系時刻歴シミュレーションと線形近似固有値解析により検討した。

前報⁽¹⁾の数値例として、幣社で研究用に試作したボルスタレス台車を取付けた高速電車(1車両)をとりあげたが、本研究では、この試作台車の蛇行動特性の台上実験(半車両)を行った。

ボルスタレス台車の蛇行動特性の台上実験については、二、三の報告^{(2)~(5)}があるが、諸因子の影響についての実験と理論の比較検討は十分なされていないように思われる。本研究では、前報⁽¹⁾で理論的に明らかにした諸因子の影響を実験的に確かめることと、1台車

による半車両の実験において問題となる前方半車両と後方半車両の違い、および半車両と1車両の違いを明らかにすることを目的とした。

そこで、本研究では、まず主要な因子を変化させて台上実験を行い、次に実験に対応する非線形系時刻歴シミュレーションを行い実験結果と比較した。さらに、半車両(前方および後方)と1車両に対応する線形近似固有値解析を行い、それぞれの違いについて検討した。

2. 台 上 実 験

2.1 台車実験台の概要 図1に台車実験台の概略構成を示す。図のように供試台車を軌条輪上に搭載し、車体に相当する荷重枠の先端を把握装置により支持して、軌条輪を回転させ定置状態で蛇行動特性が実験できる。前後(第1, 第2軸)の軌条輪は、連動軸により同一回転数になるように結合されている。軌条輪の踏面形状は、1/40のタイプレート挿入した60kgレールの踏面形状と同様であり、軌条輪の周速(車速に相当する)の最大許容値は350km/hである。

荷重枠の把握装置への取付部分は、ボールジョイントと同様の自由度を有しており、荷重枠は把握点まわりに、ヨーイング、ローリングおよびピッチングが可

* 原稿受付 平成2年3月5日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所日立研究所(☎312 勝田市市毛1070)。

^{*2} 正員、(株)日立製作所機械研究所(☎300 上浦市神立町502)。

^{*3} 正員、(株)日立製作所笠戸工場(☎744 下松市東豊井794)。

能である。

このような1台車の実験では、力学的には、図の実線矢示方向に台車の車輪と軌条輪を回転させた場合が前方半車両、破線矢示方向に回転させた場合が後方半車両に相当する。

2・2 実験方法 蛇行動を発生させるためには、なんらかの外乱を与える必要がある。本研究では、進行方向前方に相当する台車軸箱（前方半車両の場合は第1軸、後方半車両の場合は第2軸）をエアシリンダを用いた横押し棒で左右方向に押しして初期変位を与えた後、横押し棒を引っ込め、その後の各部の変位を記

図1 台車実験台の概略構成

録した。このように進行方向前方の軸箱を押すことにより、台車全体および荷重枠の台車中心上の位置にほぼ同量の左右変位が生ずる。

2・3 供試台車 供試台車は、前述のように幣社で高速電車用を想定して試作したもので、円弧踏面車輪を使用した軸箱柔支持のボルスタレス方式であり、ヨーダンパも取付けられるようにしている。この台車およびこの台車を取付けることを想定した車体に関する諸元は前報⁽¹⁾で詳述したが、3・1・5項でも詳述する。

輪重が54.4 kNとなり、荷重枠の把握点まわりのヨーイングおよびローリング慣性モーメントが3・1・5項の半車両の値に等しくなるように、おもりを荷重枠上に積載した。

また、把握点から台車中心までの距離 l は、1車両の台車中心間距離の1/2となるように実験台を設定した。

2・4 実験結果 実験は、ヨーダンパがない場合とある場合について、前方半車両と後方半車両について行った。また、踏面の状態が乾燥状態と油付着状態について実験した。ここで、乾燥状態とはアセトンを含ませた布で踏面を拭いて油を除去した状態であり、油付着状態とは、機械油を少量含ませた布で踏面を拭いた状態である。

図2に実験結果をとりまとめて示す。実際には、車

図2 台上実験結果

速(軌条輪周速)を徐々に増大し、10 km/h ごとに車速を一定に保ち各部の変位を測定したが、紙面の都合により代表車速における前軸軸箱の左右変位のみを示している。図示したヨーダンパがない場合の最高速度は、蛇行動が不安定となり車輪フランジ付け根が軌条輪に接触するぐらいに振幅が増大するようになった最低速度(臨界速度)であり、ヨーダンパがある場合の最高速度は、前述の軌条輪周速の最大許容値である。

ヨーダンパがない場合には、乾燥状態で車速約 160 km/h から、油付着状態では車速約 100 km/h から輪軸支持軸受の遊間に起因すると考えられる微小振幅のリミットサイクルが発生し、車速の増加とともにそのリミットサイクルの振幅が増大し、乾燥状態では車速 260 km/h 以上、油付着状態では車速 160 km/h 以上で不安定な蛇行動となり振幅は車輪フランジ付け根が軌条輪に接触するまで増大する。

ヨーダンパを設けると、軸受遊間に起因すると考えられるリミットサイクルが発生する車速が、乾燥状態で約 350 km/h に増大し、油付着状態では 350 km/h でも発生しなくなり、乾燥、油付着のいずれの状態でも実験した最高速度 350 km/h まで十分安定となる。このようにヨーダンパの蛇行動抑制効果は顕著に認められる。

油付着の影響については、上述の不安定蛇行動および軸受遊間によるリミットサイクルの発生に関することのほかに、同じ車速どうして比較して振動数が全般的に低くなることがわかる。

前方半車両と後方半車両の違いに関しては、ヨーダンパがない場合には、波形、振動数、安定性のいずれもほとんど違いがないが、ヨーダンパがある場合には波形と振動数が異なることがわかる。

以上の実験結果は、前報⁽¹⁾で明らかにした諸因子の影響と傾向的に一致している。次章で、本実験を詳細に模擬した非線形系時刻歴シミュレーションを行い実験結果と比較し、線形近似固有値解析により半車両(前方および後方)と1車両の比較を行う。

3. 考 察

3.1 非線形系時刻歴シミュレーションとの比較

3.1.1 前提条件 前報⁽¹⁾では1車両のシミュレーションを行ったが、ここでは、台上実験を模擬した半車両のシミュレーションを行い実験結果と比較する。前報⁽¹⁾と同様、車輪の回転によるジャイロモーメントおよび車輪・レール間クリープ力に対するスピンの影響は省略する。また、接触幾何学に対する輪軸ヨーイングの影響は考えない。したがって、軌条輪の半径が有限値であることの接触幾何学に及ぼす影響は無視される。

図3に、台上実験を模擬した半車両の力学的モデルを示す。

3.1.2 記号 主な記号の意味は次のとおりである。

y_t, y_j : 台車枠, 輪軸の左右変位

$\varphi_b, \varphi_t, \varphi_j$: 車体, 台車枠, 輪軸のヨーイング角

図3 半車両の力学的モデル

θ_b, θ_t : 車体, 台車枠のローリング角
 y_{Lj}, y_{Rj} : 軸箱の左右変位
 x_{dL}, x_{dR} : ヨーダンパのばね・ダンパ間前後変位
 y_d : 左右動ダンパのばね・ダンパ間左右変位
 m_t, m_w, m_a : 台車枠, 輪軸, 軸箱の質量
 I_{bz}, I_{tz}, I_w : 半車体, 台車枠, 輪軸のヨーイング慣性モーメント
 I_{bx}, I_{tx} : 半車体, 台車枠のローリ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'_2 : 枕ばねの左右および前後ばね定数
 c_d, c_y : ヨーダンパ, 左右動ダンパの減衰係数
 k_d, k_y : ヨーダンパ, 左右動ダンパ取付部のばね定数
 k_{wx}, k_{wy} : 軸箱支持前後, 左右ばね定数
 k_{as}, k_{au} : 軸箱内外側, 内側ばね定数
 e_1, e_2 : 輪軸支持軸受の前後, 左右遊間
 c_a : 輪軸支持軸受の左右方向減衰係数
 $2b$: 車輪とレールの接触点間隔 (基準値)
 r : 車輪半径 (基準値)
 $a, b_1, b_2, b_3, l, h_1, h_2, h_3, h_4, h_t$: 図3に示した距離ないし高さ
 Q_{Lj}, Q_{Rj} : 車輪・レール間左右力
 Q_1, Q_{1Lj}, Q_{1Rj} : 前後方向クリープ力
 f, f_{Lj}, f_{Rj} : 横方向 (接触面上左右方向) クリープ力
 $\nu_1, \nu_{1Lj}, \nu_{1Rj}$: 前後方向すべり率
 $\nu_2, \nu_{2Lj}, \nu_{2Rj}$: 横方向すべり率
 ν : 合すべり率 $= \sqrt{\nu_1^2 + \nu_2^2}$
 f_{01}, f_{02} : 前後, 横方向の Kalker のクリープ係数
 P : 輪重
 μ : 粘着係数
 $\Delta r_{Lj}, \Delta r_{Rj}$: 車輪とレールの接触点における車輪半径の基準値 r に対する変化分

図4 輪軸支持装置の特性

α_{Lj}, α_{Rj} : 車輪とレールの接平面が軌道水平面となす角度
 v : 車速

添字の意味は次のとおりである。

$j(=1, 2)$: 前方より 1, 2 番目の軸を表す。

R, L : 進行方向に向かって右側, 左側を表す。

3・1・3 非線形要素の特性 本項は前報⁽¹⁾と同様につき, 関係式の誘導法の詳細については省略する。

(i) 輪軸支持装置

前報⁽¹⁾では一般的な場合を示したが, ここでは簡単のため供試台車の場合について述べる。輪軸支持装置の力学的モデルは図3中に示したとおりであり, 前後遊間 e_1 のため, 前後ばね k_{wx} による復元トルク T_{xj} は図4(i)のような非線形特性となり, 左右遊間 e_2 のため, 軸箱内左右弾性復元力 F_{aLj}, F_{aRj} は図4(ii)のような非線形特性となる。

軸箱内左右方向作用力 $F'_{aLj}(F'_{aRj})$ は, 弾性復元力 $F_{aLj}(F_{aRj})$ と減衰力 $c_a \Delta \dot{y}_{aLj}(c_a \Delta \dot{y}_{aRj})$ の和である。

左右ばね k_{wy} による軸箱外左右弾性復元力 F_{bLj}, F_{bRj} は, 線形であり次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} F_{bLj} &= k_{wy} \{ y_{Lj} - (y_t \pm a\varphi_t + h_t\theta_t) \} \\ F_{bRj} &= k_{wy} \{ y_{Rj} - (y_t \pm a\varphi_t + h_t\theta_t) \} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ただし, 複号は上側が $j=1$ に, 下側が $j=2$ に対応する。

(ii) 車輪・レール間作用力

左右力 Q_{Lj}, Q_{Rj} は

$$\left. \begin{aligned} Q_{Lj} &= -P \tan \alpha_{Lj} + f_{Lj} / \cos \alpha_{Lj} \\ Q_{Rj} &= P \tan \alpha_{Rj} + f_{Rj} / \cos \alpha_{Rj} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

車輪・レール間クリープ力は, 微小すべり率領域では Kalker の線形理論に一致し, 完全すべり領域では摩擦係数 μP の各方向成分に飽和するように, Levi-Chartet の式にならない松井が提案する式⁽⁶⁾を用いる。

すなわち

横方向クリープ力 f は

$$\left. \begin{aligned} f &= \varepsilon_2 f_{02} \nu_2 \\ \varepsilon_2 &= 1 / \{ 1 + (f_{02} \nu / \mu P)^{1.5} \}^{1/1.5} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

前後方向クリープ力 Q_1 は

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \varepsilon_1 f_{01} \nu_1 \\ \varepsilon_1 &= 1 / \{ 1 + (f_{01} \nu / \mu P)^{1.5} \}^{1/1.5} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

f_{01}, f_{02} は Kalker のクリープ係数であり

$$\left. \begin{aligned} f_{01} &= G \bar{a} \bar{b} C_{11} \\ f_{02} &= G \bar{a} \bar{b} C_{22} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

ここで, G は横弾性係数, $\bar{a}, \bar{b}$ は接触円の半軸長, C_{11}, C_{22} はポアソン比と軸長比 $\bar{b}/\bar{a}$ より定まる Kalker の係数⁽⁷⁾である。

各車輪の前後方向および横方向すべり率は

$$\left. \begin{aligned} \nu_{1Lj} &= b\dot{\varphi}_j/v + \Delta r_{Lj}/r \\ \nu_{1Rj} &= -b\dot{\varphi}_j/v + \Delta r_{Rj}/r \\ \nu_{2Lj} &= (-\dot{y}_j/v + \varphi_j)/\cos \alpha_{Lj} \\ \nu_{2Rj} &= (-\dot{y}_j/v + \varphi_j)/\cos \alpha_{Rj} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

$\Delta r_{Lj}, \Delta r_{Rj}, \alpha_{Lj}, \alpha_{Rj}$ は車輪とレールの接触幾何学により求められる。

3・1・4 運動方程式 輪軸に関する運動方程式は

$$m_w \ddot{y}_j + F'_{aLj} - F'_{aRj} = Q_{Lj} + Q_{Rj}, (j=1, 2) \dots\dots\dots (7)$$

$$I_w \ddot{\varphi}_j + T_{xj} = b(Q_{1Rj} - Q_{1Lj}), (j=1, 2) \dots\dots\dots (8)$$

軸箱に関する運動方程式は

$$m_a \ddot{y}_{Lj} + F_{bLj} - F'_{aLj} = 0, (j=1, 2) \dots\dots\dots (9)$$

$$m_a \ddot{y}_{Rj} + F_{bRj} + F'_{aRj} = 0, (j=1, 2) \dots\dots\dots (10)$$

台車枠に関する運動方程式は

$$m_t \ddot{y}_t - F_{bL1} - F_{bR1} - F_{bL2} - F_{bR2} - FK2D + FKY = 0 \dots\dots\dots (11)$$

$$I_{tx} \ddot{\varphi}_t - a(F_{bL1} + F_{bR1} - F_{bL2} - F_{bR2}) - T_{x1} - T_{x2} - TK2D + b_3(TKDR - TKDL) = 0 \dots\dots (12)$$

$$I_{tx} \ddot{\theta}_t - h_t(F_{bL1} + F_{bL2} + F_{bR1} + F_{bR2}) + TK1 - TK2 + h_1 \cdot FK2D + h_3 \cdot FKY = 0 \dots\dots (13)$$

車体に関する運動方程式は

$$I_{bz} \ddot{\varphi}_b \pm l(FK2D - FKY) + TK2D + b_3(TKDL - TKDR) = 0 \dots\dots\dots (14)$$

$$I_{bx} \ddot{\theta}_b + TK2 + h_2 \cdot FK2D - h_4 \cdot FKY = 0 \dots\dots (15)$$

左右動ダンパのばねとダンパの結合点変位に関して

$$\dot{y}_d = -FKY/c_d + \dot{y}_t + h_3 \dot{\theta}_t \dots\dots\dots (16)$$

ヨーダンパのばねとダンパの結合点変位に関して

$$\dot{x}_{dL} = -TKDL/c_d - b_3 \dot{\varphi}_t \dots\dots\dots (17)$$

$$\dot{x}_{dR} = -TKDR/c_d + b_3 \dot{\varphi}_t \dots\dots\dots (18)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} TK1 &= 4b^2(k_1\theta_t + c_1\dot{\theta}_t) \\ TK2 &= 2b^2\{k_2(\theta_b - \theta_t) + c_2(\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_t)\} \\ TK2D &= 2b^2k_2'(\varphi_b - \varphi_t) \\ FK2D &= 2k_2'\{\pm l\varphi_b + h_2\theta_b - (y_t - h_1\theta_t)\} \\ FKY &= k_y(y_d \mp l\varphi_b - h_4\theta_b) \\ TKDL &= k_d(x_{dL} + b_3\varphi_b) \\ TKDR &= k_d(x_{dR} - b_3\varphi_b) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

ここで、複号は上側が前方半車両に、下側が後方半車両に対応する。

3・1・5 時刻歴シミュレーション

(i) 諸数値

2章で述べた台上実験に対応する諸数値を以下に述べる。車両側の主な数値は表1のとおりである。

k_{as}, k_{au} は、実際にはばねは挿入されていないので、十分大きい値として $k_{as} = k_{au} = 4.9 \times 10^4$ kN/m とした。また、輪軸支持軸受の前後遊間 e_1 を前報⁽¹⁾では公称値 0.06×10^{-3} m としたが、実験結果を参考にして 0.04×10^{-3} m とした。

図5に車輪踏面形状を、図6に藤岡ら⁽⁸⁾の方法による接触幾何学の計算結果を示す。

Kalkerのクリープ係数 f_{01}, f_{02} は、車輪および軌条輪の半径をそれぞれ 430 mm, 600 mm, 車輪踏面および軌条輪踏面の左右方向曲率半径をそれぞれ 1000

図5 車輪踏面形状

図6 接触幾何学計算結果

表1 諸数値

Item	Unit	Value	Item	Unit	Value
m_t	kg	3.30×10^3	c_y	kN·s/m	1.18×10^2
m_w	"	1.75×10^3	c_d	"	4.90×10^2
m_a	"	59.8	e_1	m	0.04×10^{-3}
I_{bz}	kg·m ²	7.72×10^5	e_2	"	0.30×10^{-3}
I_{bx}	"	4.40×10^4	l	"	8.75
I_{tz}	"	4.67×10^3	a	"	1.15
I_{tx}	"	1.57×10^3	b	"	0.74
I_w	"	1.21×10^3	b_1	"	1.00
k_1	kN/m	1.47×10^3	b_2	"	1.18
k_2	"	2.45×10^2	b_3	"	1.40
k_2'	"	1.47×10^2	h_1	"	0.42
k_y	"	4.90×10^3	h_2	"	0.60
k_d	"	4.90×10^3	h_3	"	-0.29
k_{wx}	"	9.80×10^3	h_4	"	0.73
k_{wy}	"	4.90×10^3	h_t	"	0.05
c_1	kN·s/m	19.6	r	"	0.43
c_2	"	39.2	p	kN	54.4
C_a	"	$2.01 \times 10^3/v$ (前報 ⁽¹⁾ 参照)			

mm, 600 mm とし, 接触面垂直荷重を 54.4 kN とし Hertz⁽⁹⁾の理論により接触だ円の長, 短半径, $\bar{a}$, $\bar{b}$ を求め ($\bar{a}=10.46$ mm, $\bar{b}=3.22$ mm), ポアソン比を 0.3 として Kalker の係数 C_{11} , C_{22} を求め ($C_{11}=3.66$, $C_{22}=2.77$), 横弾性係数を $G=82.3$ kN/mm² として, 式(5)より次の数値となる.

$$f_{01}=1.01 \times 10^4 \text{ kN}, \quad f_{02}=7.68 \times 10^3 \text{ kN}$$

(ii) シミュレーション結果

2章の実験結果に合わせて, 初期条件を時刻 $t=0$ において台車に左右変位 y_0 を, 台車中心上荷重枠にヨーイングによる左右変位 y_0 を与えることとし,

$$y_j = y_{Rj} = y_{Lj} = y_t = y_0, \quad (j=1, 2)$$

$$\varphi_0 = \pm y_0 / l$$

とおき, その他の変位およびすべての変位の1次微分値は零とおく. ここで, 複号は上側が前方半車両, 下側が後方半車両に対応する.

上述の初期条件のもとに, 3・1・4項に記述した運動方程式を Runge-Kutta-Gill 法により数値積分し時刻歴を求めた. 数値積分の時間きざみは 1 ms とし, 初期変位 y_0 は 4 mm とした.

はじめに, 乾燥状態を想定して, 粘着係数 μ を乾燥状態の実測値の平均的特性とされている次の Curtius-Kniffler の式⁽¹⁰⁾としてシミュレーションを行った.

$$\mu = 0.161 + \frac{7.5}{v + 44} \dots\dots\dots (20)$$

ただし, v は車速 (km/h) である.

次に, 油付着時を想定したシミュレーションを行った. 油付着時は μ が低下することは周知のとおりである. ここでは, 悪条件における実測値の下限に近いとされている⁽¹¹⁾次の新幹線電車の計画値を使用することにした.

$$\mu = \frac{13.6}{v + 85} \dots\dots\dots (21)$$

ただし, v は車速 (km/h) である.

また, 路面に不純物が存在する場合にはクリープ係数 f_{01} , f_{02} が低下するとされている⁽¹²⁾が, 油付着時の f_{01} , f_{02} を理論的に求めることは困難である. そこで, ここでは f_{01} と f_{02} が同じ比率 ε で減少すると仮定し, ε を変化させてシミュレーションを行い, 振動数が実験結果と合うような ε を求めた. その結果, $\varepsilon=0.5$ であることがわかったので

$$f_{01}=1.01 \times 10^4 \times 0.5 = 5.05 \times 10^3 \text{ kN}$$

$$f_{02}=7.68 \times 10^3 \times 0.5 = 3.84 \times 10^3 \text{ kN}$$

とすることにした.

図7にシミュレーション結果を示す.

図7と実験結果の図2を比較すると, 両者の波形, 振動数, 安定性がよく一致していることがわかる.

3・2 固有値解析による半車両 (前方, 後方) および1車両の違いの検討 車輪路面をこう配 γ の円すい路面とみなし, 接平面角度を $\alpha_{Lj} = \alpha_{Rj} = \alpha_0$ とおき, 輪

図7 実験に対応する非線形系時刻歴シミュレーションの結果

軸支持装置の遊間 e_1, e_2 を零とすることにより系は線形となる。さらに、軸箱と輪軸を一体とすると、半車両の場合は12自由度、1車両の場合は23自由度(前報⁽¹⁾参照)の線形系となる。このような線形近似モデルについて固有値解析を行い、半車両(前方、後方)および1車両の違いを検討する。

車輪踏面こう配 γ は、図6の車輪左右変位4mmにおける左右車輪半径差 $\Delta r_L - \Delta r_R = 0.6$ mmより、平均値として $\gamma = 0.6 / (2 \times 4) = 0.075$ とし、接平面角度 α_0 は、車輪左右変位4mmにおける α_R と α_L の平均値を

図8 固有値解析結果(ヨーダンパがない場合)

とり 0.0274 rad とする。また、 m_w および I_w は軸箱質量が輪軸質量に加わることにより

$$m_w = 1.87 \times 10^3 \text{ kg}, \quad I_w = 1.29 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

となる。その他の諸数値は $3 \cdot 1 \cdot 5$ 項のとおりとして固有値解析を行った。

図8にヨーダンパがない場合の固有値解析結果を、図9にヨーダンパがある場合の固有値解析結果を示す。

これらは、固有値を $\alpha_i + j\omega_i (i=1, 2, 3, j=\sqrt{-1})$ とおいたときの実部(減衰を表す) α_i と虚部(振動数を表す) ω_i を車速に対して示したもので、主要根のみ示している。半車両モデルの場合[図8(i), 図9(i)], 前方半車両に対する固有値を α_i, ω_i , 後方半車両に対する固有値を α'_i, ω'_i としている。それぞれの根に対応する振動モードは次のとおりである。

α_1, ω_1 : 車体下心ローリング

α_2, ω_2 : 車体上心ローリング

α_3, ω_3 : 台車左右動

なお、1車両の場合、台車左右動に対応する2根があり、それらは α_3, ω_3 に(1), (2)を付して示した。また、ヨーダンパがある1車両の場合に車体上心ローリングに2根があり、それらは α_2, ω_2 に(1), (2)を付して示した(両者は台車のモードが若干異なる)。

図8(i)より、ヨーダンパがない半車両の場合、前方半車両と後方半車両の差がほとんどないことを含め

図9 固有値解析結果(ヨーダンパがある場合)

て、蛇行動特性が前述の実験結果およびシミュレーション結果とよく一致していることがわかる。また、図8(i)と図8(ii)の比較より、ヨーダンパがない場合は半車両と1車両の違いもほとんどないといえる。

図9(i)より、ヨーダンパがある半車両の場合、前方半車両と後方半車両のいずれも車速350 km/h以下で安定であり、振動の主成分の振動数 ω_2 が後方半車両の方が前方半車両より大きい。このことは、前述の実験結果およびシミュレーション結果と傾向的に一致している。また、図9(i), (ii)より、ヨーダンパがある場合も、蛇行動が不安定となる臨界速度が車両モデル(前方半車両、後方半車両および1車両)により大差ないことがわかる。

従来の研究によると、一般に台車蛇行動(台車左右動を主体とする蛇行動)の臨界速度は車両モデルによる差が少ないこと、ボルスタアンカを有する車両の場合に後方半車両モデル特有の不安定な車体蛇行動(車体振動を主体とする蛇行動)が発生する場合があることが明らかにされており⁽³⁾⁽⁴⁾⁽¹³⁾、その理由は台車の左右変位に伴うボルスタアンカによる台車ヨーイングモーメントが車体蛇行動を不安定とする方向の作用をするためと考えられている⁽³⁾。

本報でとりあげたボルスタレス台車の場合は、上述の後方半車両モデルにおける車体蛇行動不安定化の作用が小さく、発生した不安定蛇行動は台車蛇行動であるため車両モデルによる臨界速度の差が僅少となったものと考えられ、従来の研究と矛盾しない。

4. 結 言

円弧踏面車輪を使用した軸箱柔支持ボルスタレス台車の蛇行動特性の台上実験、および実験結果と理論との比較検討を行った。主な結果は次のとおりである。

(1) 高速電車を想定して試作したボルスタレス台

車による半車両の蛇行動特性の台上実験を行い、ヨーダンパの有無、車輪踏面状態の乾燥と油付着の別、前方半車両と後方半車両の別などの影響を明らかにした。

(2) 前報⁽¹⁾と同様の方法で、上述の各条件での台上実験を模擬した非線形系時刻歴シミュレーションを行い実験結果と対比した。その結果、両者のよい一致が得られ、このようなシミュレーションの妥当性が確認された。

(3) 実験に対応する前方および後方半車両モデル、ならびに1車両モデルの蛇行動の線形近似固有値解析を行った。その結果、特にヨーダンパがない場合に実験結果とのよい一致が得られた。また、ヨーダンパの有無にかかわらず、臨界速度が上記3モデルで大差ないことがわかった。これは、半車両の台上実験で1車両の特性を推定できることを意味している。

本研究に対してご討議いただいた鉄道車両ダイナミクス研究分科会(P-SC 159)の諸氏に感謝の意を表す。

文 献

- (1) 弘津・ほか3名, 機論, 56-528, C (1990-8), 2149.
- (2) 三芳, 鉄道技術研究資料, 40-6 (1983), 211.
- (3) 須田・ほか2名, 機論, 52-474, C (1986), 738.
- (4) 平野・ほか3名, 機論, 53-492, C (1987), 1735.
- (5) 石田・ほか1名, 機論, No. 880-8 (1988-11), 13.
- (6) 松井, P-SC 64 分科会報告, No. 335 (1984-10), 32.
- (7) Kalker, J. J., *Vehicle System Dynamics*, 8-4 (1979), 317.
- (8) 藤岡・ほか1名, 機論, 49-444, C (1983), 1354.
- (9) Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., *Theory of Elasticity*, (1970), 414, McGraw-Hill.
- (10) Curtius, E. W. and Kniffler, A., *Elektrische Bahnen*, No. 9 (1950), 201.
- (11) 白井・ほか1名, 鉄道技術研究資料, 37-3 (1980), 99.
- (12) Kalker, J. J., *Simplified theory of rolling contact, Delft. Progr. Rep., Ser. C, Mechanical and Aeronautical Engineering and Shipbuilding* (1973), 42.
- (13) Matsudaira, T., Matsui, N., Arai, S. and Yokose, K., *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, 91-8 (1969), 879.