

ボギー車の前後振動解析*

(軌道不整で加振される定振動数の持続振動)

谷 藤 克 也^{*1}

An Analysis of Longitudinal Vibration for Bogie Car (The Lasting Vibration of a Constant Frequency Excited by Track Irregularity)

Katsuya TANIFUJI

When the new Shinkansen train set, the Series 100 EC train, came into service, lasting longitudinal vibration with a constant frequency arose frequently near the maximum operation speed. The vibration was of a sort not experienced before. This paper describes the calculation analysis for the longitudinal vibration of the Shinkansen bogie cars. The results are summarized as follows. The lasting vibration is the 1st modal one caused by vertical track irregularities through the pitching motion of bogie trucks. It becomes marked in the speed range where the pitch phase of the front truck is close to that of the rear one. The bolster-anchor height has an optimum value against the 1st mode, but it is so narrow that the vibration grows rapidly as the real height differs from the optimum one.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Simulation, Bogie Car, Longitudinal Vibration

1. ま え が き

鉄道車両の走行振動として前後方向の振動は上下および左右方向の振動に比べて量的にも小さく、起動または制動時における連結車両間の衝撃によるものを除けば乗り心地の問題を生ずることは少ない。そのため、定速走行中の前後振動に関する研究報告例は比較的少ない^{(1)~(3)}。しかし、新形式車両の投入などに際し、従前とは相当異なる振動特性が経験されるもののその原因を特定できない場合がある。図1はその一例で、新幹線100系電車が運用を始めた時(昭和60年)に着目された車体振動である。営業運転の最高速度付近(200~210 km/h)において、乗り心地を損なうものではないが全振幅 0.6 m/s^2 ほどで振動数が約7 Hzの前後振動が絶えず現れている。この振動数は速度に依存することなく、より高速ではこの定振動数成分の振幅がしだいに減少することが特徴である。したがって、この現象は文献(2)、(3)に述べられるような質量分布に不平衡のある車輪の回転に起因するものではなく、また軌道不整で生ずる台車ピッチによるものとし

て文献(1)、(2)の半車両で解析された特性だけでも十分な説明ができない。

本報は上記現象を前後振動特性として明らかにするとともに、台車設計上の基礎資料を得ることを目的としている。

記 号

- $2m_B, m_T, m_w$: 車体, 台車枠, 車輪軸の質量
 k_b : ボルスタアンカ・ゴムの剛性
 k_A : 軸箱の前後支持剛性(1輪軸当り)
 η_b, η_A : k_b, k_A に対する損失係数
 k_i : 軸ばね上下剛性(1輪軸当り)

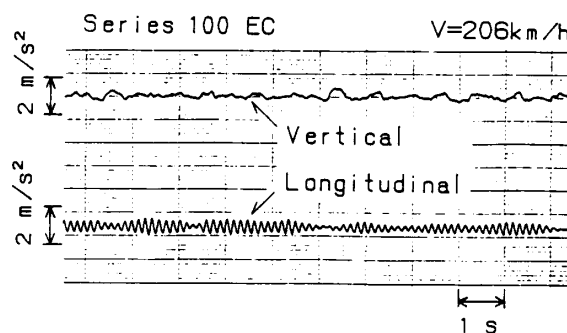


図1 現車の車体加速度波形例

* 原稿受付 平成2年3月15日。

*1 正員, 新潟大学工学部(〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050)。

- c_1 : 軸ばねダンパ減衰係数 (1 輪軸当り)
- h_1 : 輪軸中心から台車枠重心までの高さ
- h_2 : 台車枠重心からボルスタアンカまでの高さ
- $2l_1$: 前・後台車中心間隔
- $2a$: 台車内輪軸間隔
- r : 車輪半径
- i_T : 台車枠のピッチング慣性半径
- i_w : 車輪軸の回転軸まわりの慣性半径
- m_{w_e} : 等価輪軸質量 [= $m_w\{1+(i_w/r)^2\}$]
- J_T : 台車枠慣性モーメント [= $m_T i_T^2$]
- x_B, x_{T1}, x_{wn} : 車体, 台車 [$i=1, 2$] および車輪軸 [$n=1, 2, 3, 4$] の前後変位
- θ_{Ti} : 台車 [$i=1, 2$] のピッチング角変位
- z_{Rn} : n 車輪軸位置の軌道 (高低) 狂い量
- f, ω : 振動数および角振動数
- v, V : 走行速度 (秒速および時速)

2. 計算モデルと運動方程式

図1で示される前後振動は上下振動波形に強く影響していないので、車体曲げ振動との連成を考慮しないものとする、ボギー車としての前後振動計算モデルは図2に示すものになる。この現象には、軌道不整に対する前・後両台車ピッチ角変位の位相が関連していると考えられるため、一車両として上下方向の軌道不整により加振されるモデルを用いる。車体・台車間および台車・車輪軸間の前後方向の結合はゴムを介したものであり、その剛性はゴムの内部損失を考慮した複素剛性 $k_b^*=(1+j\cdot\eta_b)k_b$, $k_A^*=(1+j\cdot\eta_A)k_A$ とする。各車輪は常にレールと接触しているものとしてその上下方向の運動自由度を無視すると、モデル全体の運動自由度は車体、2 台の台車、4 本の車輪軸の前後動と 2 台の台車のピッチの合計 9 自由度となる。各運動の自由度に関する運動方程式は次式となる。ここに、 $D=d/dt$, $D^2=d^2/dt^2$ とする。

車体

$$2m_B D^2 x_B + K_b \{2x_B - x_{T1} - x_{T2} + h_2(\theta_{T1} + \theta_{T2})\} = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

台車

$$m_T D^2 x_{T1} - K_b(x_B - x_{T1} + h_2\theta_{T1}) + K_A(2x_{T1} + 2h_1\theta_{T1} - x_{w1} - x_{w2}) = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$m_T D^2 x_{T2} - K_b(x_B - x_{T2} + h_2\theta_{T2}) + K_A(2x_{T2} + 2h_1\theta_{T2} - x_{w3} - x_{w4}) = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$J_T D^2 \theta_{T1} + K_b h_2(x_B - x_{T1} + h_2\theta_{T1}) + K_A h_1(2x_{T1} + 2h_1\theta_{T1} - x_{w1} - x_{w2})$$

$$+ 2a^2(k_1 + c_1 D)\theta_{T1} = a(k_1 + c_1 D)(z_{R1} - z_{R2}) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$J_T D^2 \theta_{T2} + K_b h_2(x_B - x_{T2} + h_2\theta_{T2}) + K_A h_1(2x_{T2} + 2h_1\theta_{T2} - x_{w3} - x_{w4}) + 2a^2(k_1 + c_1 D)\theta_{T2} = a(k_1 + c_1 D)(z_{R3} - z_{R4}) \quad \dots\dots\dots (5)$$

車輪軸

$$m_{w_e} D^2 x_{w1} - K_A(x_{T1} + h_1\theta_{T1} - x_{w1}) = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$m_{w_e} D^2 x_{w2} - K_A(x_{T1} + h_1\theta_{T1} - x_{w2}) = 0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$m_{w_e} D^2 x_{w3} - K_A(x_{T2} + h_1\theta_{T2} - x_{w3}) = 0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$m_{w_e} D^2 x_{w4} - K_A(x_{T2} + h_1\theta_{T2} - x_{w4}) = 0 \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここに、 $K_b=2k_b^*$, $K_A=2k_A^*$ である。

走行状態では、先頭 (第 1) 輪軸位置の軌道不整量 $z_{R1}(t)$ が走行速度と第 1 輪軸からの距離に対応する時間遅れ τ_{wn} をもって入力される。

$$z_{Rn}(t) = z_{R1}(t - \tau_{wn})$$

$$\tau_{w1} = 0$$

$$\tau_{w2} = 2a/v$$

$$\tau_{w3} = 2l_1/v$$

$$\tau_{w4} = 2(l_1 + a)/v \quad \dots\dots\dots (10)$$

以下の計算では、100 系新幹線電車の諸元として実測もしくは推定される値を基本値として用いる。それらの基本値を次に列記する。

- $2m_B = 36.0t$, $m_T = 5.7t$
- $m_w = 1.96t$, $k_b = 4.9 \text{ MN/m}$
- $k_A = 39.2 \text{ MN/m}$, $\eta_b = \eta_A = 0.1$

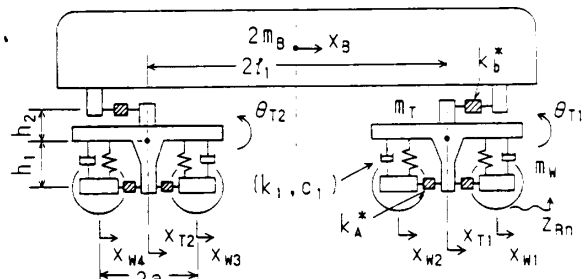


図 2 ボギー車の前後振動計算モデル

$$\begin{aligned}
 k_1 &= 2.37 \text{ MN/m}, & c_1 &= 39.2 \text{ kN}\cdot\text{s/m} \\
 2l_1 &= 17.5 \text{ m}, & 2a &= 2.5 \text{ m} \\
 h_1 &= 0.28 \text{ m}, & h_2 &= -0.13 \text{ m} \\
 r &= 0.455 \text{ m}, & i_T &= 1.06 \text{ m}, \\
 i_w &= 0.29 \text{ m}
 \end{aligned}$$

3. 固有振動数

図1に示される振動数6.8~7.0 Hzの車体前後動が生ずる条件を考えるため、前後動の一次および二次固有振動数を次の近似式⁽²⁾で求める。

$$\begin{aligned}
 \omega_i^2 &= \{(\omega_a^2 + \omega_b^2) \\
 &\quad \pm \sqrt{(\omega_a^2 + \omega_b^2)^2 - 4\mu\omega_a^2\omega_b^2}\} / 2 \\
 \omega_a^2 &= 2k_A(1/m_T + 1/2m_w) \\
 \omega_b^2 &= 2k_B(1/m_B + 1/m_T) \\
 \mu &= 1 - 2m_B m_w / (m_B + m_T)(m_T + 2m_w) \\
 &\dots\dots\dots(11)
 \end{aligned}$$

ボルスタアンカ前後剛性 k_b に対する固有振動数 $f_i = \omega_i / 2\pi$ の変化を図3に示す。パラメータは軸箱前後剛性 k_A である。100系電車のDT202台車では従来の0系電車DT200A台車に対し、 k_A が半減、また k_b でも半分以下に減少となっているため、その影響を調べたものである。

k_A の影響が大きい二次固有振動数 f_2 は、基本値を k_{A0} で表すものとし、その1/2まで低減しても対象とする約7 Hzの帯域までは低下することはない。したがって、当該前後振動は一次固有振動によるものと考えられる。 f_1 は k_b により大きく変化するが、現車で注目された $f_1 = 7 \text{ Hz}$ となるための k_b の値は約6500 kN/m、基本値のおよそ1.3倍の値である。ゴム剛性としては、現車装着状態でこの程度の違いを生ずることはありうるものとする。そこで、以下の検討では k_b

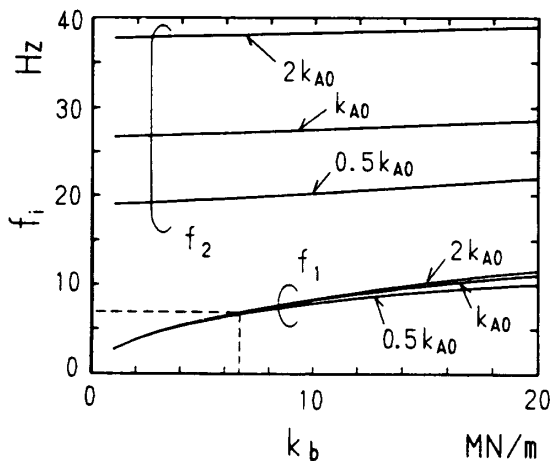


図3 k_b, k_A と固有振動数の関係

として基本値の1.3倍の値を用いることとする。

4. 周波数応答

4.1 前・後台車間相互の加振作用 3種類の加振条件で求めた車体前後加速度の周波数応答を図4に示す。条件1は走行状態として各車輪軸で不整量 z_{Rn} に時間差のある実際的な加振である。ここでは不整の振幅を a_R として、先頭(第1)車輪軸の不整量を $z_{R1} = a_R \exp(j \cdot 2\pi f t)$ により与える。条件2は走行状態ではあるが、前・後の台車で同じ不整条件 ($\tau_{W3} = 0, \tau_{W4} = \tau_{W2}$) とした、いわゆる半車両モデルの条件である。条件3は前・後両台車同相のピッチング加振 ($z_{R2} = -z_{R1} = -z_{R3} = z_{R4}$) であり、走行速度の影響がない仮想的条件である。走行速度は現車で前後振動が顕著となった $V = 205 \text{ km/h}$ 、および、より高速域での減衰傾向を考慮した $V = 280 \text{ km/h}$ である。

条件1および2が示すように、走行実態に近づくほど振動数に対する加速度の複雑な落込みが生じ、量的に減少する。条件2の場合、この加速度の落込みは台車内の車輪間隔による不整量平均化によるもので、その振動数 f_{WB} は v を秒速として次式となる。

$$\begin{aligned}
 f_{WB} &= iv / 2a : i = 1, 2, \dots \\
 &\dots\dots\dots(12)
 \end{aligned}$$

したがって、40 Hz までの範囲では走行速度 $V = 205 \text{ km/h}$ で $f_{WB} = 22.8 \text{ Hz}$ 、 $V = 280 \text{ km/h}$ で $f_{WB} = 31.1$

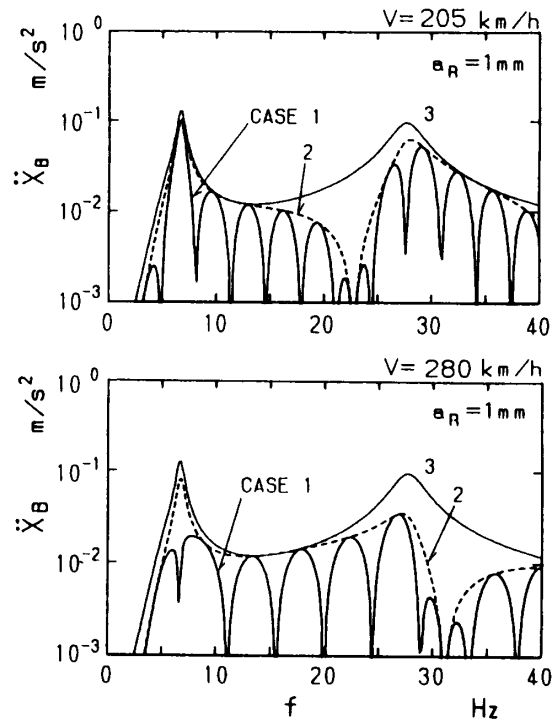


図4 車体前後加速度の周波数応答

Hzとなるが、一次固有振動数(ここでは、6.8 Hz)には影響を及ぼしていない。

さらに条件1では前・後両台車間でピッチ角変位が逆位相となる場合に前後方向の加振力が相殺される。その振動数 f_{BC} は次式となる。

$$f_{BC} = (i+0.5)v/2l_i; i=0, 1, 2, \dots \quad \dots\dots\dots(13)$$

これによる落込みは $V=205$ km/h では $f_{BC}=1.63$ Hz から 3.25 Hz 間隔で、 $V=280$ km/h では $f_{BC}=2.22$ Hz から 4.44 Hz 間隔で現れる。その結果、一次固有振動数での加速度振幅としては、速度 105 km/h では大きな振幅を保っているが、280 km/h では大きく落ち込むことが示される。

一次固有振動の車体加速度振幅と走行速度の関係をまとめたのが図5である。一車両の走行条件1と半車両相当の条件2を比較すると、固有振動数の6.8 Hzでは条件1における速度の影響の大きいことが示される。ここで加速度が落ち込むのは、式(13)において $f_{BC}=6.8$ Hz とすることにより、秒速 v として次々に求められる速度に対応している。その結果、6.8 Hzの成分は200 km/h から 220 km/h の速度域で振幅が大きく、それを越えて 286 km/h まで減少することが示され、現車での傾向とも一致する。また、最高速度 210 km/h の新幹線の場合、200~210 km/h で走行する運転区間が多くを占めることも、図1の前後振動が目された理由の一つとなるものである。

4.2 ボルスタアンカ取付け高さの影響 車体の一次前後振動の振幅はボルスタアンカ取付け高さ h_2 により大きく変わることが文献(2)に述べられている。そこで、速度 205 km/h として一次(6.8 Hz)および二次(27.6 Hz)固有振動の加速度振幅と h_2 の関係をまとめたのが図6である。ここでは、ボルスタアンカ取付け高さが二次固有振動に及ぼす影響は小さい。

しかるに、一次固有振動に対してはその振幅を最小にする適値が存在し、その近傍では h_2 の変化により振幅は大きく増大することが図示される。したがって、対象車両の h_2 ではこの適値からのずれが従前より拡大していることも考えられる。なお、対象車両の基本値とした h_2 の場合を図中の○印で示す。 h_2 の適値は -0.15 m、基本値の 1.15 倍の高さである。

5. シミュレーション

前章の周波数応答では、現車の振動傾向との定性的対応づけが行われた。ここでは、実軌道の不規則な不整形形状で加振される場合の前後振動を時系列シミュレーションにより求め、図1の現車振動波形と比較することにより、前章の検討結果を検証する。不規則な軌道形状としては、次式で定式化される高低狂いのパワースペクトル密度⁽⁴⁾、 $S(F)$ 、からフーリエ逆変換で生成した⁽⁵⁾ものを用いる。

$$\begin{aligned} S(F) &= 308e^2/(1+F/F_0)^3 \quad \text{mm}^2/\text{m}^{-1} \\ F_0 &= 0.0489 \\ e^2 &= 0.509 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(14)$$

ここに、 F は空間周波数である。シミュレーションのための計算法として Runge-Kutta-Gill 法を用い、計算の刻みを 0.002 s とする。ただし、運動方程式中の複素剛性 k_1^* 、 k_2^* による減衰効果については、これらが調和励振に対する定常応答にのみ適合するものであり、ここでの不規則な応答の計算には不適切と考えられるので、その損失係数を $\eta_b = \eta_A = 0$ とする。これにより、計算結果としては車体振動における減衰効果が過小となることに留意する必要がある。

図7に生成した不整形形状と車体前後加速度のシミュレーション波形を示す。ここでは走行速度を $V=205$ km/h として、ボルスタアンカ取付け高さ h_2 を零か

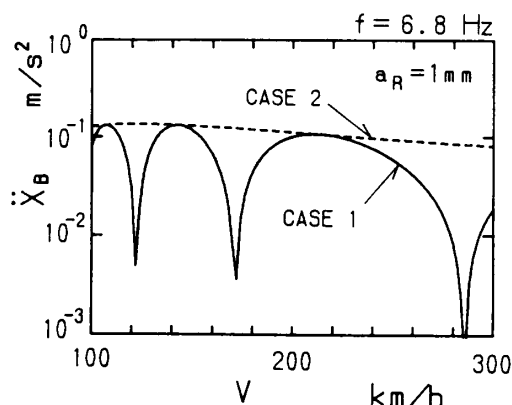


図5 固有振動の加速度振幅と走行速度の関係

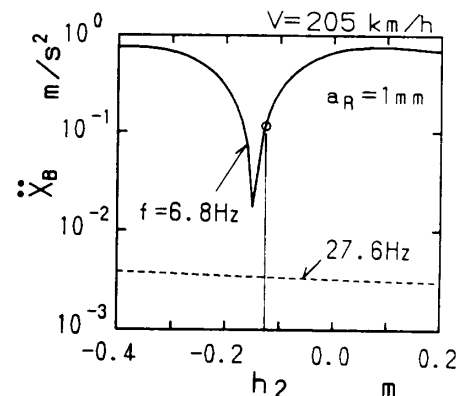


図6 ボルスタアンカ取付け高さの影響

ら適値と推定した基本値 h_{20} の 1.15 倍まで変えて、その影響を比較している。高さの適値 $1.15 h_{20}$ で車体加速度は最も小さく、高さが零に近づくほど一定振動数 (6.8 Hz) の加速度振幅が増大する。さらに、不規則な軌道不整形によって加振されるにもかかわらず、図 1 の現車加速度波形と同様に一次固有振動による定振動数の波形が連続している。これにはボルスタアンカゴムおよび軸箱支持ゴムの減衰が考慮されていない ($\eta_b = \eta_A = 0$) ことも関係しているが、実態としてもこ

の減衰は小さいものと考えられる。なお、振幅も考慮するとボルスタアンカ取付け高さ h_2 は基本値よりも零に近い値、 $h_2 = 0.8 h_{20}$ 程度、で現車加速度波形に対応すると見なすことができる。

次に、ボルスタアンカ取付け高さ h_2 を上記により基本値の 0.8 倍として、走行速度の影響を比較したのが図 8 である。同じ軌道不整形上の走行が速度を変えて 10 秒間づつ表示されており、各走行の表示開始地点 (0s) を合わせたものである。途中についても同一地点

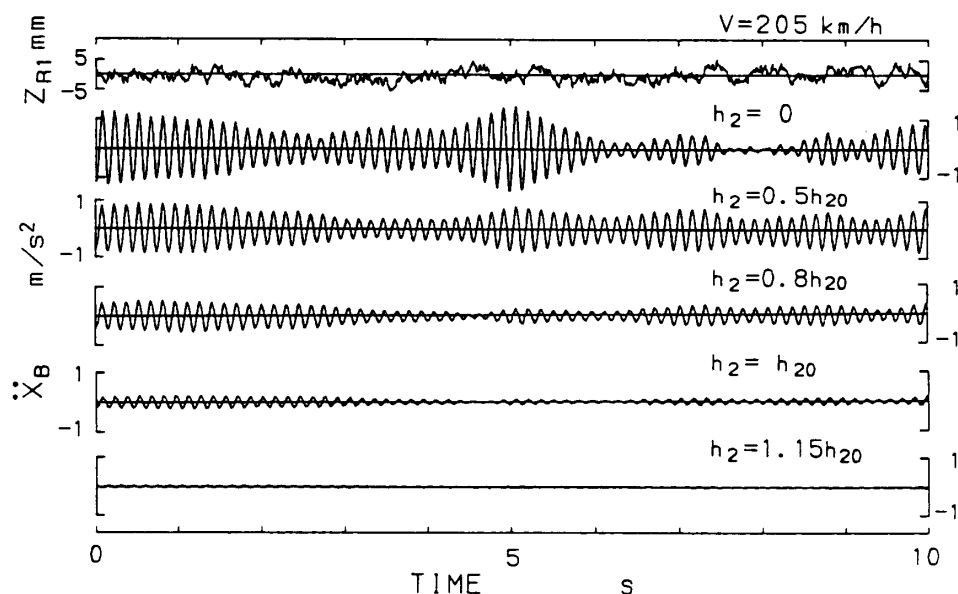


図 7 車体加速度のシミュレーション波形 (その 1, ボルスタアンカ取付け高さの影響)

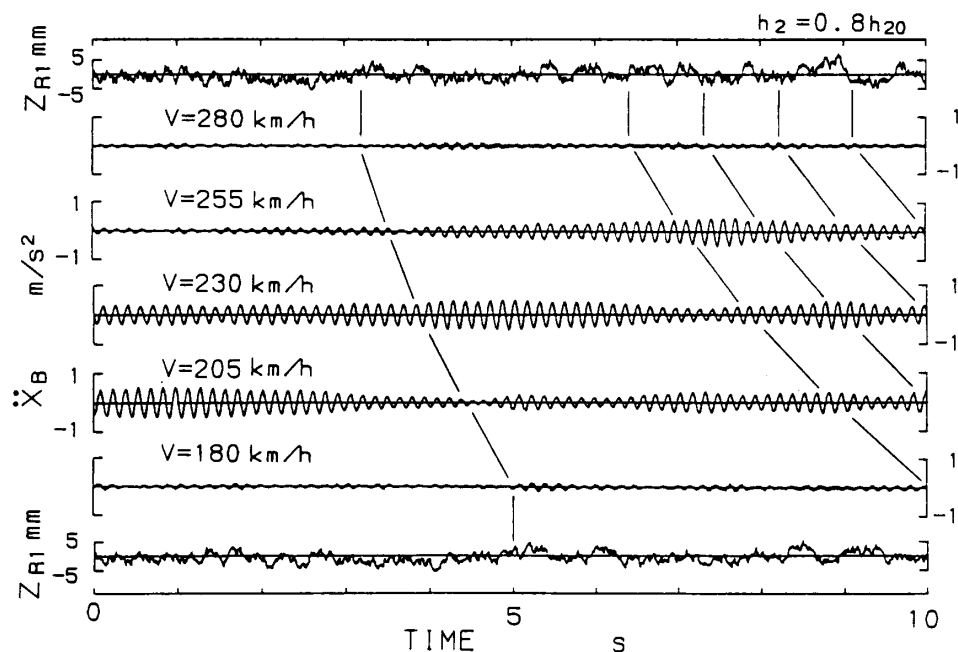


図 8 車体加速度のシミュレーション波形 (その 2, 走行速度の影響)

の加速度波形を速度ごとに直線で結んで示す。一次固有振動である 6.8 Hz の成分が速度 $V=205$ km/h で最も顕著になり、速度が向上するにつれて減衰するという現車の傾向が模擬されている。なお、 $V=180$ km/h および 280 km/h には二次固有振動の高振動数成分が現れているが、現車においても 180~195 km/h の加速中に二次振動の生ずる場合が認められている。

6. ま と め

定速で走行中のボギー車に生ずる連続的な前後振動として従前あまり経験されていない現象を周波数特性計算と数値シミュレーションにより解析した。結果を要約すると以下のとおりである。

(1) 着目した前後振動は軌道の高低狂いより加振される一次固有振動であり、その振動数はボルスタアンカゴムの剛性 k_0 の低減により低下している。現車の振動数を考慮すると、 k_0 の実態として基本値よりもやや大きいものと推定される。

(2) 当該振動が 200~210 km/h の速度域で顕著になるのは、約 7 Hz 相当の狂い波長において前後両台車のピッチ角変位が同相で加振されるためであり、速度により変化する前・後台車の相互加振作用を一車両として把握することが必要である。

(3) ボルスタアンカ取付け高さ h_2 には一次固有振動の振幅を減少させる適値が存在するが、その近傍での振幅増加が大きい。当該車両の h_2 の実態としては、基本値からのずれがさらに適値から外れる方向にあるものと推定される。

なお、ゴムの剛性 k_0 および h_2 に関連する台車枠重心高さ等のパラメータ値を現車組立て状態として把握することは容易ではないが、ここでの検討のような場合はその数値の精確さが必要である。今後はこれらのパラメータ値の同定が重要になると考える。また、本報に述べた現車振動に関するデータおよび知見は、国鉄新幹線総局大阪第一運転所車両走行管理班より提供いただいたものであることを記し、謝意を表する次第である。

文 献

- (1) 松井, 東海道新幹線に関する研究, 3, (1962), 262. 鉄道技術研究所.
- (2) 小柳, 鉄道技術研究報告, No. 1186(1981), 1.
- (3) 松井, 東急車両技報, 36(1983), 2.
- (4) ORE C 116 Committee, Ques. C116 Rep., No. 1(1971), 15. ORE.
- (5) 谷藤・ほか2名, 機論, 56-523, C(1990), 574.