

ボギー車の車体上下曲げ振動解析における 高次モードの影響と単一モード近似法の適用性*

谷 藤 克 也*¹, 永 井 健 一*²

The Effect of Higher Modes of Body-Bending on the Vertical Vibration of a Bogie Car and the Applicability of the 1-Mode Approximation Method to the Analysis

Katsuya TANIFUJI and Ken-ich NAGAI

The body-bending vibration of a bogie car is analyzed with two calculation models: one the exact model based on the theory of beam and the other the 1-mode approximation model in which only the fundamental mode is taken into consideration. First, the frequency responses calculated with the two models are compared to investigate the effects of the higher bending modes on the whole vertical vibration of the car body. These car body acceleration curves are transformed to the acceleration PSD through a formulated track irregularity PSD and compared with field test data to verify the calculation models. Then, the applicability of the conventional 1-mode approximation model to the quantitative examination is estimated in the range up to 100 Hz, where 4 modes of the car body bending are included.

Key Words: Railway, Coupled Vibration, Modal Parameter, Bogie Car, Body-Bending

1. ま え が き

一般にボギー車の車体上下曲げ振動は走行速度の向上により増大する傾向にあり、また、高速運転のため鉄道車両に求められる軽量化は車体の曲げ剛性を変化させ、その曲げ振動特性に影響を与える。車体支持剛性と曲げの固有振動数および振動形との関係については、はり理論に基づく解析結果をすでに報告⁽¹⁾している。しかし、そこでは車両性能にとって重要な振動振幅が定量的に検討されていない。

従来、車体曲げを含む車両の強制振動に関する運動方程式は、曲げの振動形を単一のモード、普通は一次モードで近似してエネルギー法により導出されることが多い⁽²⁾。この場合、一次の固有振動数を越える振動数範囲においては、車体振動に占める曲げの寄与は小さいものとされている。しかし、高速化と車体軽量化が進められるのを機会に、高振動数範囲の曲げ振動が及ぼす影響を定量的に検討することは有意義である。本報では、はりの理論を用いた解析と単一モード近似による解析の結果を比較することにより、高次曲げモ

ードの影響の大きさを把握し、従来から行われている単一モード近似法の適用性を評価する。ここでは、軌道不整量の波長特性を考慮することにより、車体曲げ振動の影響を加速度パワーとして定量的に検討する。

記号の説明

本報で使用する主な記号は以下のとおりである。

- $2l$: 車体長
- $2l_1$: 台車中心間距離
- l_2 : 車体の張り出し部の長さ
- m_B : 車体質量
- m_T : 台車枠質量
- m : 単位長さ当たりの車体質量 ($m_B/2l$)
- EI : 車体の相当曲げ剛性
- k_1 : 台車当たりの一次ばね上下支持剛性
- k_2 : 台車当たりの二次ばね上下支持剛性
- k_b : 台車当たりのボルスタアンカ前後剛性
- c_1 : 台車当たりの一次ばねダンパ減衰係数
- c_2 : 台車当たりの二次ばねダンパ減衰係数
- η_B : 車体曲げの損失係数
- η_b : ボルスタアンカゴムの損失係数
- h_b : ボルスタアンカから車体曲げ中立軸までの高さ

* 平成2年3月10日 東北支部第25期総会講演会において講演、原稿受付 平成元年7月19日。

¹ 正員、新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050)。

² 正員、群馬大学工業短期大学部 (〒376 桐生市天神町1-5-1)。

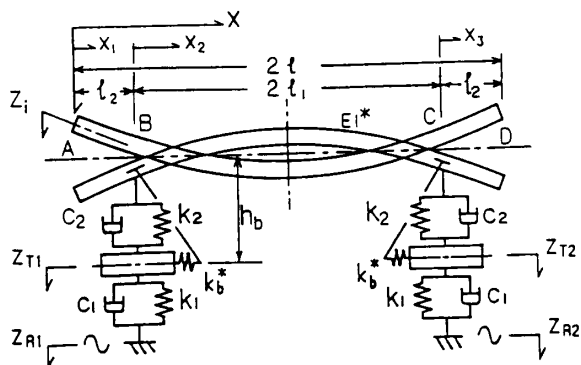


図1 車体にはり理論を適用したボギー車モデル

- h_p : ボルスタアンカから車体ピッチの回転中心までの高さ (単一モード近似の場合)
- i_B : 車体ピッチの慣性半径 (単一モード近似)
- a_R : 軌道狂いの振幅 (波高)
- z_e : 台車中心位置に対する軌道狂いの有効振幅
 $= a_R |\cos(2\pi a/\lambda)|$ (a : 台車内輪軸間距離の半分, λ : 軌道狂い波長)
- z_{Tn} : 台車枠重心の上下変位 ($n=1$: 前位, 2 : 後位)
- z_{Rn} : 台車中心位置における上下方向の軌道狂い
- z_0 : 車体曲げの節に関する前後平均高さの上下変位 (単一モード近似)
- q : 車体中央の曲げ変位を表す一般座標 (単一モード近似)
- V, v : 走行速度 (時速および秒速)
- f, ω : 加振の振動数および角振動数

2. 計算モデルと運動方程式

2.1 はり理論による厳密モデル ボギー車の上下振動計算モデルを図1に示す。車体を2台の台車中心位置で弾性的に上下支持された張り出し部を有する均一はりとする。これによりはり理論を適用すれば、高次曲げモードの検討が可能となるので、以下では厳密モデルと呼ぶ。上下支持ばねは一次ばねと二次ばねが台車枠を介して直列に作用しており、それぞれにダンパを並列に配置している。また、ボルスタアンカの

ゴム剛性が車体・台車間で前後方向に作用する。車輪は常にレールから離れないことを仮定し、その質量の影響を無視する。上下方向の不整 (高低狂いと呼ぶ) がある軌道上を走行するとき、前後各台車中心位置で不整量 z_{R1}, z_{R2} の変位加振を受ける。これらの値は前後輪軸位置における不整量の平均として与える。

車体曲げについては、はり理論から次の運動方程式を用いる。

$$\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + (EI^*/m) \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 $EI^* = (1 + j \cdot \eta_B) EI$ であり、複素ばねとして車体曲げの減衰を考慮している。車体を支持位置で AB 間, BC 間, CD 間に分割し、各区間のたわみを $z_1(x_1, t), z_2(x_2, t)$ および $z_3(x_3, t)$ により表せば、はりとしての境界条件は次のようになる。

- (1) $x_1 = 0: \frac{\partial^2 z_1}{\partial x_1^2} = 0$
- (2) $x_1 = 0: \frac{\partial^3 z_1}{\partial x_1^3} = 0$
- (3) $x_1 = l_2, x_2 = 0: z_1 = z_2$
- (4) $x_1 = l_2, x_2 = 0: \frac{\partial z_1}{\partial x_1} = \frac{\partial z_2}{\partial x_2}$
- (5) $x_1 = l_2, x_2 = 0:$
 $EI^* (\frac{\partial^2 z_1}{\partial x_1^2} - \frac{\partial^2 z_2}{\partial x_2^2})$
 $+ k_b^* h_b^2 \frac{\partial z_1}{\partial x_1} = 0$
- (6) $x_1 = l_2, x_2 = 0:$
 $EI^* (\frac{\partial^3 z_1}{\partial x_1^3} - \frac{\partial^3 z_2}{\partial x_2^3})$
 $- k_2 (z_1 - z_{T1}) - c_2 D (z_1 - z_{T1}) = 0$
- (7) $x_2 = 2l_1, x_3 = 0: z_2 = z_3$
- (8) $x_2 = 2l_1, x_3 = 0: \frac{\partial z_2}{\partial x_2} = \frac{\partial z_3}{\partial x_3}$
- (9) $x_2 = 2l_1, x_3 = 0:$
 $EI^* (\frac{\partial^2 z_2}{\partial x_2^2} - \frac{\partial^2 z_3}{\partial x_3^2})$
 $+ k_b^* h_b^2 \frac{\partial z_2}{\partial x_2} = 0$
- (10) $x_2 = 2l_1, x_3 = 0:$
 $EI^* (\frac{\partial^3 z_2}{\partial x_2^3} - \frac{\partial^3 z_3}{\partial x_3^3})$
 $- k_2 (z_2 - z_{T2}) - c_2 D (z_2 - z_{T2}) = 0$
- (11) $x_3 = l_2: \frac{\partial^2 z_3}{\partial x_3^2} = 0$
- (12) $x_3 = l_2: \frac{\partial^3 z_3}{\partial x_3^3} = 0$

ここに、 $k_b^* = (1 + j \cdot \eta_b) k_b$ である。

次に、前後2台車の台車枠上下動に関する運動方程式は次式となる。

$$m_T D^2 z_{T1} + k_2 [z_{T1} - z_1(l_2, t)] + k_1 (z_{T1} - z_{R1}) + c_2 D [z_{T1} - z_1(l_2, t)] + c_1 D (z_{T1} - z_{R1}) = 0 \dots\dots\dots (2)$$

$$m_T D^2 z_{T2} + k_2 [z_{T2} - z_2(2l_1, t)] + k_1 (z_{T2} - z_{R2}) + c_2 D [z_{T2} - z_2(2l_1, t)] + c_1 D (z_{T2} - z_{R2}) = 0 \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 $D = d/dt, D^2 = d^2/dt^2$ である。車体各区間の曲げ振動形は次式の形で求められる。

AB間 $Z_1(x_1) = A_1 \cosh \beta x_1 + A_2 \sinh \beta x_1 + A_3 \cos \beta x_1 + A_4 \sin \beta x_1$

BC間 $Z_2(x_2) = B_1 \cosh \beta x_2 + B_2 \sinh \beta x_2 + B_3 \cos \beta x_2 + B_4 \sin \beta x_2$

CD間 $Z_3(x_3) = D_1 \cosh \beta x_3 + D_2 \sinh \beta x_3 + D_3 \cos \beta x_3 + D_4 \sin \beta x_3$

..... (4)

ここに、 $A_1 \sim A_4, B_1 \sim B_4$ および $D_1 \sim D_4$ は未定の係数であり、 $\beta^4 = \omega^2 m / EI$ である。連続する一定波長の軌道狂いを考慮した場合、前後各台車中央位置に対する加振変位 Z_{R1} と Z_{R2} の間には $\theta = \omega \tau$ の位相差が存在する。ここで $\tau = 2l_1 / v$ である。 $Z_{R1} = Z e^{j\omega t}, Z_{R2} = Z_{R1} e^{-j\omega \tau}$ の加振に対する車体曲げと台車枠上下動の応答をそれぞれ

$$z_{T1}(t) = Z_{T1} e^{j\omega t}, \quad z_{T2}(t) = Z_{T2} e^{j\omega t}$$

で表すことにより、はりの境界条件(1)~(12)および式(2), (3)から次の各式が得られる。

$$A_1 - A_3 = 0 \dots\dots\dots (5)$$

$$A_2 - A_4 = 0 \dots\dots\dots (6)$$

$$A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + A_4 X_4 - B_1 - B_3 = 0 \dots\dots\dots (7)$$

$$A_1 X_2 + A_2 X_1 - A_3 X_4 + A_4 X_3 - B_2 - B_4 = 0 \dots\dots\dots (8)$$

$$A_1(K_b X_2 + X_1) + A_2(K_2 X_1 + X_2) - A_3(K_b X_4 + X_3) + A_4(K_b X_3 - X_4) - B_1 + B_3 = 0 \dots\dots\dots (9)$$

$$A_1(K_2 X_1 - X_2 + jC_2 \omega X_1) + A_2(K_2 X_2 - X_1 + jC_2 \omega X_2) + A_3(K_2 X_2 - X_4 + jC_2 \omega X_3) + A_4(K_2 X_4 + X_3 + jC_2 \omega X_4) + B_2 - B_4 - Z_{T1}(K_2 + jC_2 \omega) = 0 \dots\dots\dots (10)$$

$$B_1 Y_1 + B_2 Y_2 + B_3 Y_3 + B_4 Y_4 - D_1 - D_3 = 0 \dots\dots\dots (11)$$

$$B_1 Y_2 + B_2 Y_1 - B_3 Y_4 + B_4 Y_3 - D_2 - D_4 = 0 \dots\dots\dots (12)$$

$$B_1(K_b Y_2 + Y_1) + B_2(K_b Y_1 + Y_2) - B_3(K_b Y_4 + Y_3) + B_4(K_b Y_3 - Y_4) - D_1 + D_3 = 0 \dots\dots\dots (13)$$

$$B_1(K_2 Y_1 - Y_2 + jC_2 \omega Y_1) + B_2(K_2 Y_2 - Y_1 + jC_2 \omega Y_2) + B_3(K_2 Y_3 - Y_4 + jC_2 \omega Y_3) + B_4(K_2 Y_4 + Y_3 + jC_2 \omega Y_4) + D_2 - D_4 - Z_{T2}(K_2 + jC_2 \omega) = 0 \dots\dots\dots (14)$$

$$D_1 W_1 + D_2 W_2 - D_3 W_3 - D_4 W_4 = 0 \dots\dots\dots (15)$$

$$D_1 W_2 + D_2 W_1 + D_3 W_4 - D_4 W_3 = 0 \dots\dots\dots (16)$$

$$(A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + A_4 X_4)(k_2 + jC_2 \omega) - Z_{T1}[k_2 + k_1 - m_T \omega^2 + j(C_1 + C_2)\omega] = (k_1 + jC_1 \omega) Z_e \dots\dots\dots (17)$$

$$(B_1 Y_1 + B_2 Y_2 + B_3 Y_3 + B_4 Y_4)(k_2 + jC_2 \omega) - Z_{T2}[k_2 + k_1 - m_T \omega^2 + j(C_1 + C_2)\omega] = (k_1 + jC_1 \omega) Z_e e^{-j\omega \tau} \dots\dots\dots (18)$$

ここに、

$$X_1 = \cosh(\beta l_2), \quad X_2 = \sinh(\beta l_2)$$

$$X_3 = \cos(\beta l_2), \quad X_4 = \sin(\beta l_2)$$

$$Y_1 = \cosh(2\beta l_1), \quad Y_2 = \sinh(2\beta l_1)$$

$$Y_3 = \cos(2\beta l_1), \quad Y_4 = \sin(2\beta l_1)$$

$$W_1 = \cosh(\beta l_2), \quad W_2 = \sinh(\beta l_2)$$

$$W_3 = \cos(\beta l_2), \quad W_4 = \sin(\beta l_2)$$

$$K_2 = k_2 / (EI^* \beta^3), \quad K_b = k_b^* h_b^3 / (EI^* \beta)$$

$$C_2 = c_2 / (EI^* \beta^3)$$

である。式(5)~(18)を連立方程式として解くことにより、任意の ω に対して係数 $A_1 \sim A_4, B_1 \sim B_4, D_1 \sim D_4$ および台車枠の変位振幅 Z_{T1}, Z_{T2} が定まり、車体曲げの振動形 $Z_e(x_i)$ を求めることができる。

2.2 単一モード近似モデル

従来から近似として用いられる車体曲げの振動形 Z_e として、図2に示すように、一次モードのみに着目して \cos 形状を拡張したもの(以下、 \cos 形はりと呼ぶ)があり、次式で表される⁽²⁾。

$$Z_e(X) = \cos[(\pi/2)(x/l_1)] : -l_1 \leq x \leq l_1$$

$$Z_e(x) = (\pi/2)(1 - X/l_1)$$

$$: -l \leq x \leq -l_1, \quad l_1 \leq x \leq l$$

.....(19)

これは、実際には複数の曲げモードが含まれるが、走行振動におけるそれらの影響としては一次モードのみを考慮すれば十分としたものである。この近似振動形

の変位の大きさを表す一般座標 q を導入し、エネルギー法により車体重心の上下動 z_0 , 車体曲げ q , 車体ピッチ θ_B および前・後各台車の上下動 z_{T1}, z_{T2} に関する以下の五つの運動方程式が得られる。

$$m_B D^2 z_0 + L D^2 q + (k_2 + c_2 D)[2z_0 + (Z_{E1} + Z_{E2})q - z_{T1} - z_{T2}] = 0 \dots\dots\dots (20)$$

$$L D^2 z_0 + M D^2 q + K(1 + j \cdot \eta_K) q + (k_2 + c_2 D)[Z_{E1}(z_0 + Z_{E1} q - z_{T1}) + Z_{E2}(z_0 + Z_{E2} q - z_{T2})] + k_b^* [(Z_{E1}')^2 + (Z_{E2}')^2] h_b^3 q = 0 \dots\dots\dots (21)$$

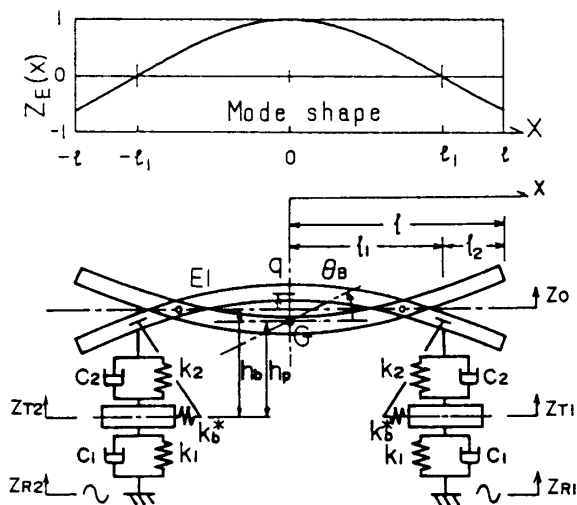


図2 単一モード近似モデルと振動形

$$m_B i_B^2 D^2 \theta_B + (k_2 + c_2 D) l_1 (2\theta_B l_1 - z_{T1} + z_{T2}) + 2k_b^* h_P^2 \theta_B = 0 \quad (22)$$

$$m_T D^2 z_{T1} + (k_2 + c_2 D)(z_{T1} - z_0 - l_1 \theta_B - Z_{E1} q) + (k_1 + c_1 D) z_{T1} = (k_1 + c_1 D) z_{R1} \quad (23)$$

$$m_T D^2 z_{T2} + (k_2 + c_2 D)(z_{T2} - z_0 + l_1 \theta_B - Z_{E2} q) + (k_1 + c_1 D) z_{T2} = (k_1 + c_1 D) z_{R2} \quad (24)$$

ここに,

$$M = m \int_{-l}^l Z_E^2 dx, \quad L = m \int_{-l}^l Z_E dx,$$

$$K = EI \int_{-l}^l (Z_E'')^2 dx$$

であり, また,

$$Z_{En} = Z_E(\pm l_n),$$

$$Z'_{En} = [dZ_E/dx]_{x=\pm l_n}, \quad Z''_{En} = [d^2 Z_E/dx^2]_{x=\pm l_n}$$

である ($n=1$ で ± の上号, $n=2$ で下号). なお, η_K は車体曲げの等価剛性 K に対する損失係数である.

3. 固有振動数と振動形

計算に用いた車両諸元の値は新幹線電車を想定した以下の数値である.

$$2l = 24.5 \text{ m}, \quad l_1 = 8.75 \text{ m}, \quad l_2 = 3.5 \text{ m}$$

$$m_B = 39 \text{ t}, \quad m_T = 5.56 \text{ t}, \quad EI = 2.94 \times 10^6 \text{ kN} \cdot \text{m}^2$$

$$k_1 = 4520 \text{ kN/m}, \quad k_2 = 784 \text{ kN/m}$$

$$k_b = 19.6 \times 10^3 \text{ kN/m}, \quad c_1 = 78.4 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$$

$$c_2 = 44.1 \text{ kN} \cdot \text{s/m}, \quad \eta_B = 0.03, \quad \eta_b = 0.1$$

$$h_b = 1.7 \text{ m}, \quad a = 1.25 \text{ m}$$

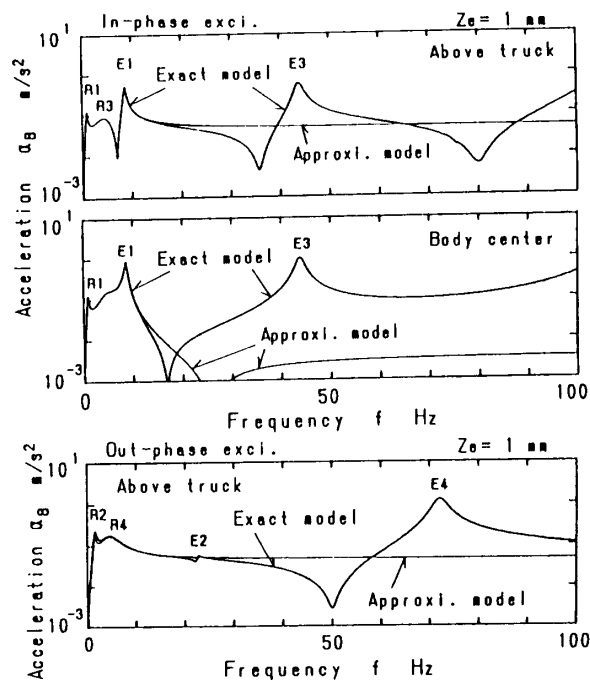


図3 定振幅加振 (同相・逆相) の周波数応答

および $\eta_K = 0.03$, $h_P = 1.7 \text{ m}$, $i_B = 7.17 \text{ m}$

はり理論モデルによる結果 (以下, 厳密解と呼ぶ) と単一モード近似モデルによるもの (以下, 近似解と呼ぶ) との比較を容易にするため, 軌道狂い振幅を一定, 前・後台車同相加振および逆相加振の条件で計算した加速度の周波数応答を図3に示す. 一次曲げが生ずる同相加振の比較により, 車体中央および台車位置上の車体加速度は約9 Hzの一次曲げ (E1) 固有振動数までの範囲では厳密解と近似解の間で差の小さいことが示される. しかし, E1を越える振動数範囲で車体の高次曲げによる違いが現れ, 特に車体中央ではこの差が顕著である. 図4は厳密解において加速度がピークとなる振動数についてそれぞれ車体曲げの振動形 $Z_i(x_i)$ をまとめたものである. 厳密解で一次曲げの振動数 (E1) を越えて生ずるピーク (E2, E3, E4) はそれぞれ車体曲げの二次, 三次, 四次の固有振動に対応している. ここでは, 前後に非対称な二次の曲げモード (E2) による影響が比較的小さい. また, E1より低い振動数帯で両者に共通する加速度ピークは車体上下並進動 (R1), ピッチ (R2), 台車枠上下動 (R3, R4) の剛体モードによるものである.

4. 現車データとの比較と考察

前章に述べた計算モデルによる差異を現実的な量として検討するため, 軌道狂い量の波長特性が考慮される軌道高低 (上下方向) 狂い PSD (パワースペクトル密度) $G(F)$ を用い, 車体加速度の PSD, $p_{xx}(f)$ を求める. F は空間周波数であり, $F = f/v$ の関係により $G(F)$ は振動数 f の関数 $G(f)$ に変換される. p_{xx} は周波数応答として計算される車体加速度の軌道狂いに対する振幅比 $H(f)$ から次式で求められる.

$$p_{xx}(f) = |H(f)|^2 G(f) \quad (25)$$

$G(F)$ としては新幹線を想定した次式の定式化モデル

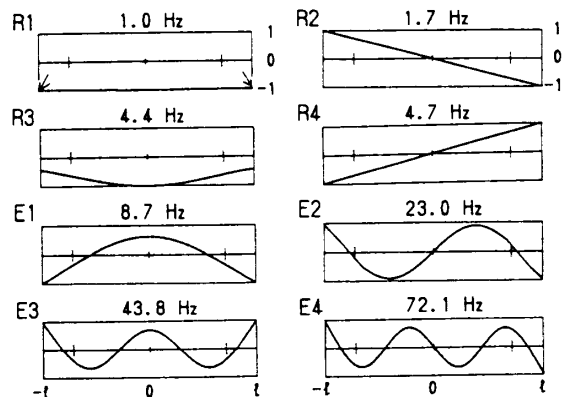


図4 厳密解のピーク振動数における振動形

(図5)⁽⁹⁾を用いる。

$$G(F) = 0.00153/F^{3.1} \text{ mm}^2/\text{m}^{-1} : \lambda > 25 \text{ m}$$

$$G(F) = 0.0528/F^{2.0} \text{ mm}^2/\text{m}^{-1} : \lambda < 25 \text{ m}$$

.....(26)

ここに、 λ は狂い波長(=1/F)である。

新幹線の営業速度210 km/h走行における車体中央と前側台車位置上の車体加速度とそのPSDを厳密モデルで計算した結果が図5である。各周波数特性に生ずる落ち込みは、台車中心間距離 $2l_1$ および台車内輪軸間距離 $2a$ による狂い量平均化の影響である。それらの振動数は、

$$f_{BC} = v(n+0.5)/2l_1 : n=0, 1, 2, \dots$$

$$f_{WB} = v(m+0.5)/2a : m=0, 1, 2, \dots$$

.....(27)

となり、 $V=210 \text{ km/h}(v=58.3 \text{ m/s})$ 走行の場合、台車中心間の影響による落ち込みは3.3 Hzごと、輪軸間距離によるものは23.3 Hzごとに現れる。軌道狂いPSDが示すように、狂い量は波長が短くなるほど減少する傾向にあり、一定速度においては振動数が高くなるほど加振振幅を減少させる。この結果、軌道狂い振幅一定の応答加速度に対し、軌道狂いPSDを通して計算される加速度のPSDは低振動数側でより大きく、高振動数側でより小さなものとなる。

現車の振動解析に合わせ、振動数(横軸)を対数表示として加速度PSDの計算結果をまとめたのが図6である。厳密モデルと近似モデルのほかに、車体曲げを考慮しない、いわゆる剛体車体(曲げ剛性 $EI \rightarrow \infty$)の場合も厳密モデルにより計算されている。比較のため、

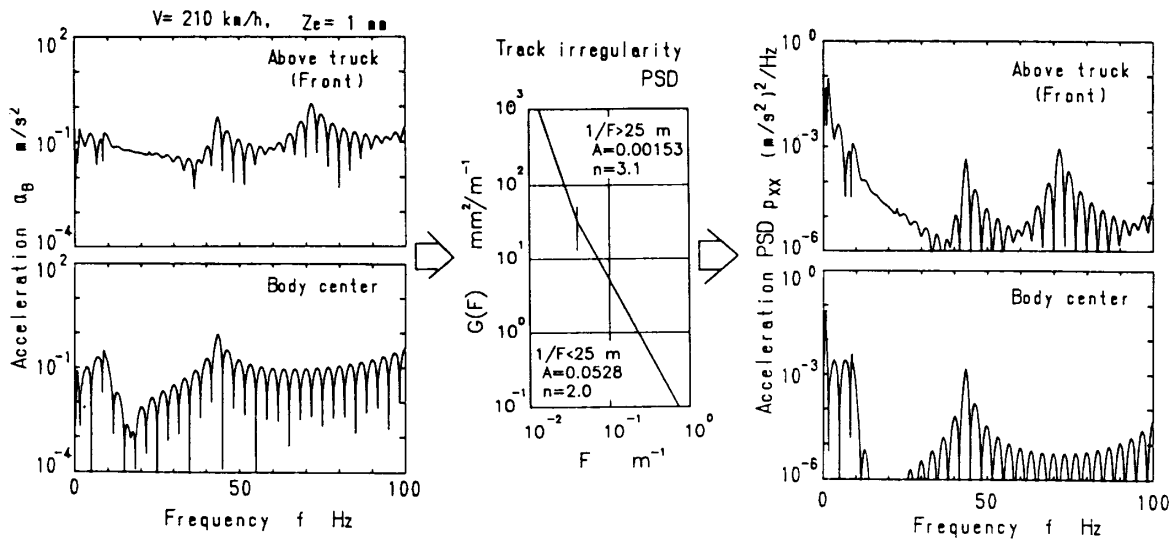


図5 軌道の高低狂いPSDモデルと車体加速度から加速度PSDへの変換

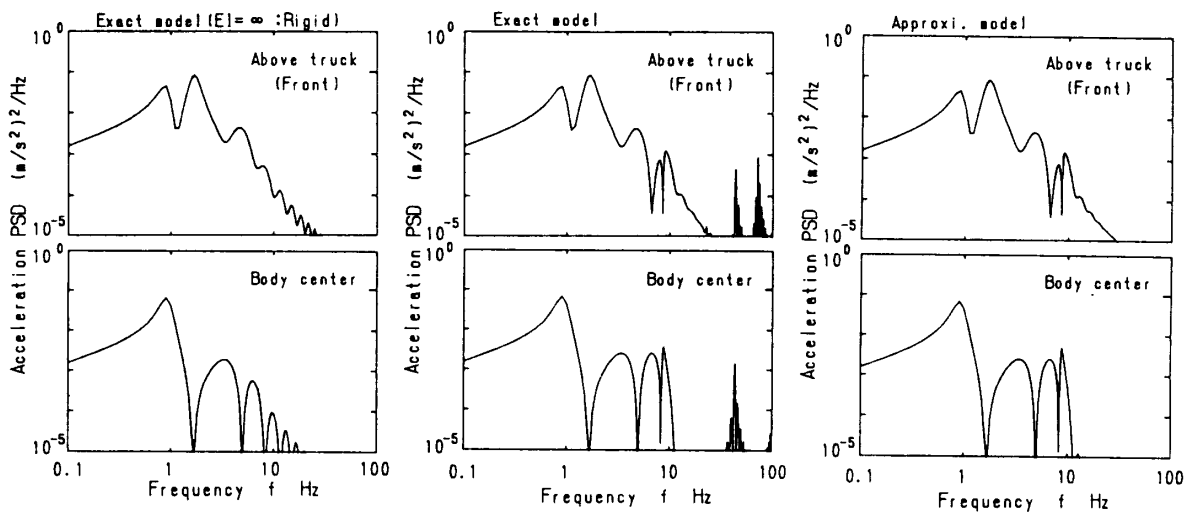


図6 車体加速度PSDによる計算モデルの比較

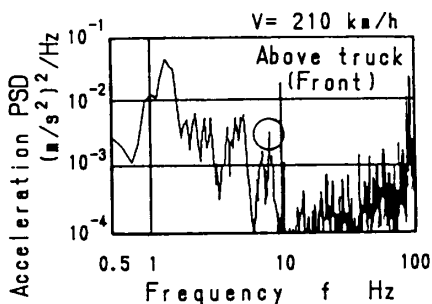


図7 現車の車体加速度 PSD の一例 (新幹線電車)

現車車体加速度 PSD データ (前側台車位置上) の一例⁽⁴⁾ を図 7 に示す。現車データとの違いが大きい 10 Hz 以上の高振動数の範囲をみると、現車では一次曲げ (約 9 Hz: ○印) と同程度の加速度 PSD が測定されているのに対し、まず単一モード近似モデルでは PSD 値が小さく、ピークも存在しない。また、厳密モデルの場合も三次曲げ (約 43 Hz)、四次曲げ (約 72 Hz) による一次曲げと同程度の加速度 PSD が計算されてはいるが、固有振動数の近傍だけに限られている。一方、現車データでは大きな PSD 値のピークがより複雑に現れており、車体曲げの高次モードによるものだけではないことが示される。

次に加速度実効値の二乗値に相当する加速度パワー、 a_{rms}^2 、で両モデルの計算結果を比較したのが図 8 である。 a_{rms}^2 は振動の強さを表す量であり、加速度の PSD から次式で求められる。

$$a_{rms}^2 = \int p_{xx}(f) df \dots\dots\dots (28)$$

図には厳密モデルにより計算した、いわゆる剛体車体 (曲げ剛性 $EI \rightarrow \infty$) の場合を併せて示す。各条件の a_{rms}^2 は図 6 の加速度 PSD から 100 Hz までの範囲で求めたものであり、11.2 Hz (8 Hz を中心周波数とするオクターブバンドの上限周波数) を境とする低振動数域と高振動数域に分けて表示される。図 8 の剛体車体と厳密モデルの計算結果で車体曲げの有無による違いを比較すると、全帯域のパワーは車体曲げありのほうが車体中央で 1.38 倍、前・後台車位置上で 1.04~1.06 倍の大きさである。これは車体中央の振動が曲げの影響を無視できないことを示しており、その差が低振動数域でより大きいことから、一次曲げによるものであることがわかる。また、高振動数域のパワーが全帯域パワーに占める割合を厳密モデルの結果により各部位で求めると、後台車位置上での 3% から車体中央での 6% までの割合にすぎないことも示される。

次に図 8 で近似モデルと厳密モデルの結果を比較すると、車体中央で低振動数域における両者の差がほと

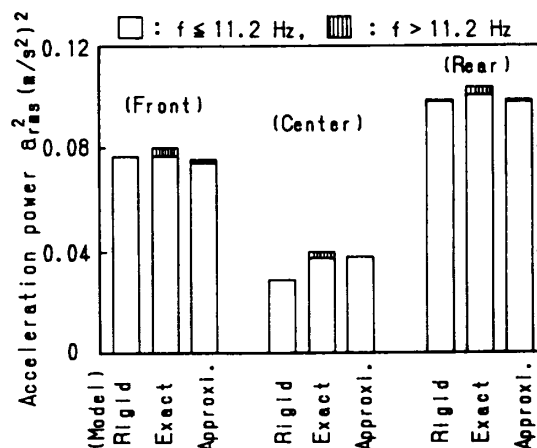


図8 車体加速度パワーによる計算モデルの比較

んどなくなることが示される。全帯域パワーを車体部位別に比較すると、厳密モデルのほうが大きく、近似モデルの 1.05 倍 (中央、前側台車位置上) から 1.06 倍 (後台車位置上) の大きさになる。各部位の差はいずれも高振動数域を主としており、高次曲げの有無による違いである。これより、100 Hz までの振動数範囲を対象とし、加速度の全帯域パワーを解析するのであれば、従来から用いられてきた cos 形振動形の単一モード近似モデルにより、厳密モデルに対し 6% 以内の違いで計算できることが示される。

5. ま と め

ボギー車の車体上下曲げ振動をより理論に基づく厳密モデルと一次曲げのみを考慮してエネルギー法を利用した単一モード近似モデルとで解析し、現車データとも比較することにより以下の結果を得た。

(1) 車体中央および台車位置上の車体加速度は、一次曲げ固有振動数までの範囲では厳密解と近似解の間でほとんど差がない。しかし、一次曲げを越える高振動数域では高次曲げによる違いが大きく現れ、車体中央でこの違いが顕著である。

(2) 図 6 の厳密モデルによる加速度 PSD の結果と図 7 の現車データとの比較 (前側台車位置上) から示されるように、高振動数域の現車データは比較的大きな値で複雑に変動するのに対し、計算値では車体曲げの高次モードに対応するピークが現れるのみである。これより、高振動数域の現車振動が車体曲げの高次モードだけでは十分に模擬されないことが示される。

(3) 100 Hz までの範囲の走行振動を加速度パワーとしてみると、車体の高次曲げが考慮された厳密モデルでも、一次曲げの共振を越える高振動数域 ($f > 11.2$ Hz) のパワーは全帯域パワーの 3~6% を占める

にすぎない。また、従来から用いられてきた \cos 形振動形の単一モード近似モデルにより、厳密モデルに対し 6%以内の差で全帯域パワーを計算することは可能である。

本論文の内容について有益なご討論をいただいた群馬大学工学部、長屋幸助教授に謝意を表す。

文 献

- (1) 谷藤・ほか 3 名, 機論, 54-502, C (1988), 1164.
- (2) 松井, 鉄研報告, 285 (1962) 7.
- (3) 谷藤, 機論, 52-474, C (1986), 483.
- (4) 谷藤, 鉄研速報, 81-54 (1981), 17.