

2014

日本機械学会論文集(C編)
56巻528号(1990-8)

論文 No. 89-1041 A

ボギー車の車体上下曲げ振動に及ぼす支持ばねの影響*

(第3報, 空気ばねパンク時の走行振動と乗り心地)

谷 藤 克 也*¹

The Effects of Resilient Support on the Vertical Body-Bending Vibration of a Bogie Car (3rd Report, Running Vibration and Riding Comfort under Deflation of Airsprings)

Katsuya TANIFUJI

This paper describes an analytical study on the effects of airspring deflation on the running vibration of railway vehicles. The vertical vibration characteristics, containing car body bending modes, are investigated for the situation excited by running on the track with vertical irregularities. The vibrations caused by the track irregularity of practical amount are evaluated with the value of the riding quality level, L_r , calculated from the car body acceleration, and they are compared between the conditions that the airsprings are normal or deflated. The running speed is broadly varied in the evaluation and suitable running speed is examined for the train operation under deflated airsprings.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Vibration, Coupled Vibration, Bogie Car Riding Comfort, Airspring

1. ま え が き

鉄道車両の振動性能を改善するため、昭和30年代初頭から空気ばねの導入に関して研究が行われ⁽¹⁾、台車ばね装置として実用化されて久しい。現在では、各種形式の旅客車両のみならず、高速コンテナ車など貨物車両にも使用されるまでに普及している。しかし、いったんこの空気ばねがパンクすると、車体曲げを含む車両振動性能は急変する。前報⁽²⁾では、空気ばねパンク時の振動特性として、定置車両が車上に搭載された回転機器の偏心等により加振される場合を報告した。ただし、この場合に卓越する車体一次曲げは、固有振動数が多少変化するものの加速度振幅は空気ばね正常時よりもむしろ減少するため、防振性能が低下する結果とはならない。

しかし、実際に走行中の車両では乗り心地の大幅な悪化により減速を余儀なくされ、さらには列車の運転が途中で打切られることもある。これは、軌道狂いで加振される場合の防振特性が車上で加振される場合とは全く異なることを示唆するものである。本報では、

軌道狂い上の走行による加振を条件として、空気ばねがパンクしたボギー車の上下および車体曲げの振動特性を解析し、その際の最適な運転速度について乗り心地の観点から検討を行う。

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, m_r : 車体および台車枠質量

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_{2n} : 台車当たりの二次ばね上下支持剛性
($n=1$ は前位台車, 2 は後位台車)

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_{2n} : 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_R : 空気ばね内ストッパゴムの損失係数

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

* 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8月9日。

¹ 正員、新潟大学工学部(〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050)。

さ
 a_R : 軌道狂い波高 (振幅)
 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
 z_{Rn} : 台車中心位置における上下方向の軌道狂い
 V, v : 走行速度 (時速および秒速)
 f, ω : 加振振動数および角振動数

2. 計算モデル

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。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する構造となっている。ここでは、単純化のためそれぞれをばね・ダンパ並列系としてモデル化する。二次ばねダンパは空気ばねの絞りによる減衰を表す。空気ばねがパンクすると、ばねに内蔵されたストップゴムの剛性が二次ばね剛性 k_{2n} として作用するためにその値は急増する。その際、ゴムの剛性は内部減衰を考慮した複素ばねにより表される。

$$k_{2n}^* = (1 + j \cdot \eta_R) k_{2n} \dots \dots \dots (1)$$

この場合、空気ばねの絞りによる減衰効果は失われるので、 $c_{2n} = 0$ となる。ここで、前と後の台車で二次ばね系の定数を異にしたのは、片側台車のみで空気ばねがパンクした場合も考慮するためである。なお、ボルスタアンカのゴム剛性 k_b^* が車体・台車間で前後方向に作用している。

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 (高低狂いと称する) 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で与えられる。

3. 運動方程式

均一はりでモデル化された車体の曲げについては、はり理論に基づく次の運動方程式を用いる。

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

ここに、 $EI^* = (1 + j \cdot \eta_b) EI$ は内部減衰を考慮した車体曲げの複素剛性である。車体を支持位置で AB 間、BC 間、CD 間の分割し、各区間のたわみを $z_i(x_i, t)$ として $i=1, 2, 3$ により表せば、はりとしての境界条件は次のようになる。

$$(1) \quad x_1 = 0 : \partial^2 z_1 / \partial x_1^2 = 0$$

$$(2) \quad x_1 = 0 : \partial^3 z_1 / \partial x_1^3 = 0$$

$$(3) \quad x_1 = l_2, \quad x_2 = 0 : z_1 = z_2$$

$$(4) \quad x_1 = l_2, \quad x_2 = 0 : \partial z_1 / \partial x_1 = \partial z_2 / \partial x_2$$

$$(5) \quad x_1 = l_2, \quad x_2 = 0 : EI^* (\partial^2 z_1 / \partial x_1^2 - \partial^2 z_2 / \partial x_2^2) + k_b^* h_b^2 \partial z_1 / \partial x_1 = 0$$

$$(6) \quad x_1 = l_2, \quad x_2 = 0 : EI^* (\partial^3 z_1 / \partial x_1^3 - \partial^3 z_2 / \partial x_2^3) - (k_{21} + c_{21} D)(z_1 - z_{T1}) = 0$$

$$(7) \quad x_2 = 2l_1, \quad x_3 = 0 : z_2 = z_3$$

$$(8) \quad x_2 = 2l_1, \quad x_3 = 0 : \partial z_2 / \partial x_2 = \partial z_3 / \partial x_3$$

$$(9) \quad x_2 = 2l_1, \quad x_3 = 0 : EI^* (\partial^2 z_2 / \partial x_2^2 - \partial^2 z_3 / \partial x_3^2) + k_b^* h_b^2 \partial z_2 / \partial x_2 = 0$$

$$(10) \quad x_2 = 2l_1, \quad x_3 = 0 : EI^* (\partial^3 z_2 / \partial x_2^3 - \partial^3 z_3 / \partial x_3^3) - (k_{22} + c_{22} D)(z_2 - z_{T2}) = 0$$

$$(11) \quad x_3 = l_2 : \partial^2 z_3 / \partial x_3^2 = 0$$

$$(12) \quad x_3 = l_2 : \partial^3 z_3 / \partial x_3^3 = 0$$

ここに、 $k_b^* = (1 + j \cdot \eta_b) k_b$ であり、 $D = d/dt$ とする。

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。

$$m_T D^2 z_{T1} + (k_{21} + c_{21} D)(z_{T1} - z_1(l_2, t)) + (k_1 + c_1 D)(z_{T1} - z_{R1}) = 0 \dots \dots \dots (3)$$

$$m_T D^2 z_{T2} + (k_{22} + c_{22} D)(z_{T2} - z_2(2l_1, t)) + (k_1 + c_1 D)(z_{T2} - z_{R2}) = 0 \dots \dots \dots (4)$$

ここに $D^2 = d^2/dt^2$ である。式(2)の解として、

$$z_i(x_i, t) = Z_i(x_i) e^{j\omega t} \dots \dots \dots (5)$$

の形を考えれば、車体各区間の曲げ振動形 $Z_i(x_i)$ は次式の形で求められる。

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

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

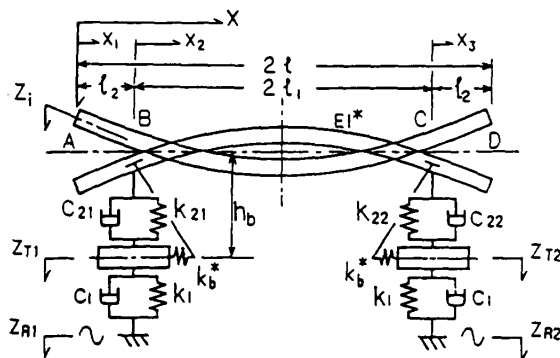


図1 ボギー車の上下振動計算モデル

$$\begin{aligned} \text{CD 間 } Z_3(x_3) &= D_1 \cosh \beta x_3 + D_2 \sinh \beta x_3 \\ &+ D_3 \cos \beta x_3 + D_4 \sin \beta x_3 \\ &\dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

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。 $Z_{R1} = Z_e e^{j\omega t}$, $Z_{R2} = Z_{R1} e^{-j\theta}$ の加振に対する車体曲げの応答を式(5)で、また台車枠上下動の応答をそれぞれ

$$z_{Tn}(t) = Z_{Tn} e^{j\omega t} : n=1, 2$$

で表すことにより、はりの境界条件(1)~(12)および式(3), (4)から次の各式が得られる。

$$A_1 - A_3 = 0 \dots\dots\dots (7)$$

$$A_2 - A_4 = 0 \dots\dots\dots (8)$$

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

$$A_1 X_2 + A_2 X_1 - A_3 X_4 + A_4 X_3 - B_2 - B_4 = 0 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} A_1(K_b X_2 + X_1) + A_2(K_b X_1 + X_2) - A_3(K_b X_4 + X_3) \\ + A_4(K_b X_3 - X_4) - B_1 + B_3 = 0 \quad \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_1(K_{21} X_1 - X_2 + jC_{21} \omega X_1) + A_2(K_{21} X_2 - X_1 \\ + jC_{21} \omega X_2) + A_3(K_{21} X_3 - X_4 + jC_{21} \omega X_3) \\ + A_4(K_{21} X_4 + X_3 + jC_{21} \omega X_4) + B_2 - B_4 \\ - Z_{T1}(K_{21} + jC_{21} \omega) = 0 \quad \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

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

$$B_1 Y_2 + B_2 Y_1 - B_3 Y_4 + B_4 Y_3 - D_2 - D_4 = 0 \quad \dots (14)$$

$$\begin{aligned} B_1(K_b Y_2 + Y_1) + B_2(K_b Y_1 + Y_2) - B_3(K_b Y_4 + Y_3) \\ + B_4(K_b Y_3 - Y_4) - D_1 + D_3 = 0 \quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_1(K_{22} Y_1 - Y_2 + jC_{22} \omega Y_1) + B_2(K_{22} Y_2 - Y_1 \\ + jC_{22} \omega Y_2) + B_3(K_{22} Y_3 - Y_4 + jC_{22} \omega Y_3) \\ + B_4(K_{22} Y_4 + Y_3 + jC_{22} \omega Y_4) + D_2 - D_4 \\ - Z_{T2}(K_{22} + jC_{22} \omega) = 0 \quad \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

$$D_1 W_1 + D_2 W_2 - D_3 W_3 - D_4 W_4 = 0 \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$D_1 W_2 + D_2 W_1 + D_3 W_4 - D_4 W_3 = 0 \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$\begin{aligned} (A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + A_4 X_4)(k_{21} + jC_{21} \omega) \\ - Z_{T1}[k_{21} + k_1 - m_T \omega^2 + j(c_1 + C_{21}) \omega] \\ = (k_1 + jC_{21} \omega) Z_e \quad \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (B_1 Y_1 + B_2 Y_2 + B_3 Y_3 + B_4 Y_4)(k_{22} + jC_{22} \omega) \\ - Z_{T2}[k_{22} + k_1 - m_T \omega^2 + j(c_1 + C_{22}) \omega] \\ = (k_1 + jC_{22} \omega) Z_e e^{-j\theta} \quad \dots\dots\dots (20) \end{aligned}$$

ここに、

$$\begin{aligned} X_1 &= \cosh(\beta l_2), & X_2 &= \sinh(\beta l_2) \\ X_3 &= \cos(\beta l_2), & X_4 &= \sin(\beta l_2) \\ Y_1 &= \cosh(2\beta l_1), & Y_2 &= \sinh(2\beta l_1) \\ Y_3 &= \cos(2\beta l_1), & Y_4 &= \sin(2\beta l_1) \\ W_1 &= \cosh(\beta l_2), & W_2 &= \sinh(\beta l_2) \\ W_3 &= \cos(\beta l_2), & W_4 &= \sin(\beta l_2) \end{aligned}$$

$$K_{2n} = k_{2n} / (EI^* \beta^3), \quad K_b = k_b^* h_b^2 / (EI^* \beta)$$

$$C_{2n} = c_{2n} / (EI^* \beta^3)$$

である。式(7)~(20)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 $Z_i(x_i)$ を求めることができる。

4. 乗り心地の評価

乗り心地として車両の振動性能を評価するには現実的や振動振幅が必要であり、そのために加振変位の波長特性が考慮される軌道狂いパワースペクトル密度(PSD), $G(F)$, を用いて、車体振動加速度の 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。 A と n を軌道状態に対応した定数として、 $G(F) = A/F^n$ の形で表される場合³⁾は次式となる。

$$G(f) = A / [(f/v)^n v] \quad \dots\dots\dots (21)$$

p_{xx} は周波数応答として車両モデルで計算される車体加速度 a_B の軌道狂い a_R に対する振幅比 $H(f) [= a_B/a_R]$ から次式で求められる。

$$p_{xx}(f) = |H(f)|^2 G(f) \quad \dots\dots\dots (22)$$

これは現車の走行振動から求める車体加速度 PSD と等価である。

振動乗り心地の評価量として、次式で定義される乗り心地レベル⁴⁾, L_T , を用いる。

$$L_T = 20 \log_{10}(a_w/a_{ref}) \quad [\text{dB}] \quad \dots\dots\dots (23)$$

ここに、 a_w は人体の振動感覚特性により重み付けされた車体振動加速度実効値、 a_{ref} はしきい値 10^{-5} m/s^2 である。 a_w は $p_{xx}(f)$ から、

$$a_w^2 = \int_{0.5}^{80} W^2(f) p_{xx}(f) df \quad \dots\dots\dots (24)$$

として求められ、 $W(f)$ は図2に示す人体の振動感覚特性に基づく重み係数であり、 $f = 0.5 \sim 80 \text{ Hz}$ の帯域で定められている。 L_T による振動特性の評価は表1に示す①~⑤の振動区分で行われており、振動区分③を中間として、 L_T 値が大きくなると乗り心地として低下を意味する。

5. 数値計算

5・1 計算に用いた諸数値 車両諸元の値は在来狭軌線用の通勤形電車を想定した以下の数値である。

$$\begin{aligned} 2l &= 20.0 \text{ m}, & l_1 &= 7.05 \text{ m}, & l_2 &= 2.95 \text{ m} \\ m_B &= 24.34 \text{ t}, & m_T &= 2.73 \text{ t} \\ EI &= 1.44 \times 10^6 \text{ kN} \cdot \text{m}^2, & \eta_B &= 0.025 \\ k_b &= 8.33 \times 10^3 \text{ kN/m}, & \eta_b &= 0.1 \\ k_1 &= 4\,360 \text{ kN/m}, & c_1 &= 80.0 \text{ kN} \cdot \text{s/m} \end{aligned}$$

$k_{21}, k_{22}=657 \text{ kN/m}$ (空気ばね定常時)
 $=1.55 \times 10^4 \text{ kN/m}$ (同 パンク時)
 $C_{21}, C_{22}=18.0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$ (空気ばね左常時)
 $=0.0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$ (同 パンク時)
 $\eta_R=0.1$ (同 パンク時)
 $h_b=1.4 \text{ m}, 2a=2.15 \text{ m}$

$G(F)=0.0038/F^{3.1} \text{ mm}^2/\text{m}^{-1} : \lambda > 25 \text{ m}$
 $G(F)=0.1381/F^{2.0} \text{ mm}^2/\text{m}^{-1} : \lambda < 25 \text{ m}$
 (25)

軌道狂いとしては図3に示す在来線の良い軌道での高低狂いとして定式化されたPSD⁽³⁾を用いる。

表1 乗り心地レベル L_T による振動区分

Vibration Division		(Riding comfort)
①	$L_T < 83 \text{ dB}$	↑ better
②	$83 \text{ dB} \leq L_T < 88 \text{ dB}$	
③	$88 \text{ dB} \leq L_T < 93 \text{ dB}$	'Fair'
④	$93 \text{ dB} \leq L_T < 98 \text{ dB}$	↓ worse
⑤	$98 \text{ dB} \leq L_T$	

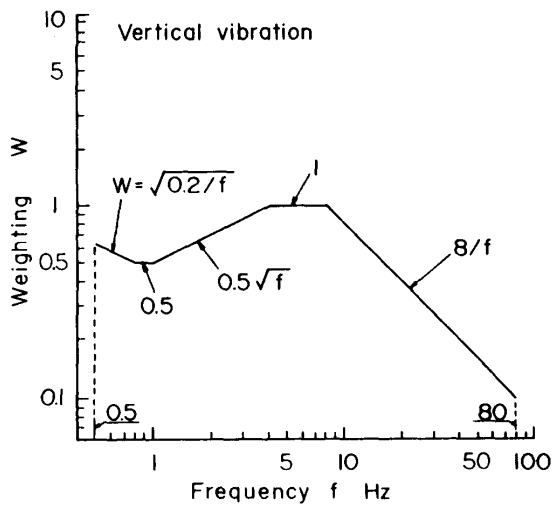


図2 振動感覚の重み係数 (上下方向)

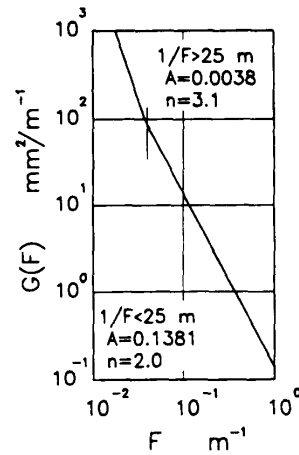


図3 計算に用いた軌道狂い PSD

ここに、 λ は狂い波長 ($=1/F$) である。

5.2 振動形と固有振動数 固有振動の把握を容易にするため、軌道狂い振幅を一定(ここでは、台車中心位置に対する有効振幅 $z_e=1 \text{ mm}$)、前・後台車同相加振および逆相加振の条件で計算した周波数応答を図4、5に示す。図4が前後両台車の空気ばねパンク時、図5が空気ばね正常時における中央と前・後台車位置上の車体加速度である。前後両台車パンクの状態は、急こう配区間で列車座屈防止のためにすべての台車ではばねの空気を抜いて走行する場合に相当する。図6は、前後両台車ともに空気ばねパンクの場合の応答で加速度がピークとなる振動数において、それぞれ車体曲げの振動形 $Z_i(x_i)$ を最大たわみにより正規化してまとめたものである。図5の各ピークは以下の固有振動に対応することが示される。

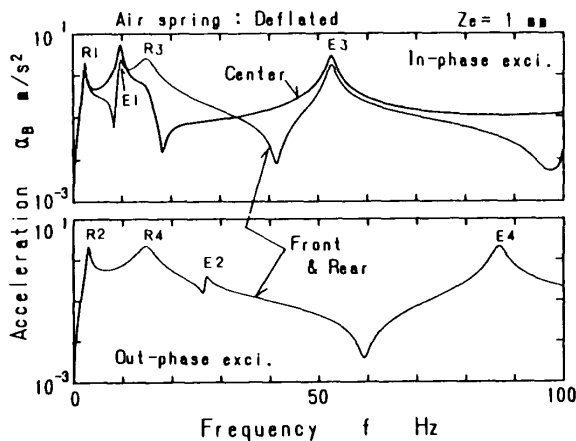


図4 車体加速度の周波数応答 (空気ばねパンク)

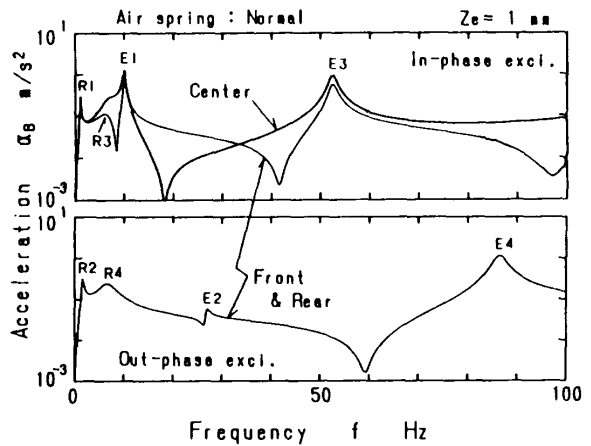


図5 車体加速度の周波数応答 (空気ばね正常)

- R1: 車体上下 (並進) 動, R2: 車体ピッチ
- R3, R4: 台車上下動
- E1: 車体一次曲げ, E2: 車体二次曲げ
- E3: 車体三次曲げ, E4: 車体四次曲げ

これらの固有振動は空気ばね正常時の応答にも同様に現れており、比較のためそれらの振動数も図6の()の中に併せて示す。R1~R4のいわゆる剛体車体モードでは、空気ばねのパンクによる二次ばね剛性 k_{2n} の増加が固有振動数をそれぞれ2倍強に増大させている。一方、E1~E4の車体曲げモードでは振動数の変化は小さい。

図7は図4および5の同相加振の結果により空気ばねの正常時と前後両台車ともにパンクの場合を比較したもので、上下振動に対する感覚特性の重みが大い(図2参照)20 Hz以下の振動数範囲を示している。加振変位 Z_e を一定としたものではあるが、車体上下動(R1)のピークがあった1 Hz近傍を除いて、ほとんどの振動数域で空気ばねのパンクが車体加速度を大幅に増大させており、乗り心地の低下につながるが示される。この場合、最も卓越しているのが9.8 Hzの車体一次曲げ(E1)によるピークであり、次いで2.5 Hzの車体上下動(R1)である。

5.3 車体加速度 PSD 前節の車体加速度は、振動数(または狂い波長)に依存しない一定の加振変位により Z_e を一定としたものであり、量として現実的な傾向ではない。現実的な量の検討は、式(25)に示した軌道の高低狂い PSD, $G(F)$, を用いて得られる車体加速度 PSD, $p_{xx}(f)$, によることが望ましい。

前・後台車同相および逆相加振で単純化した場合で、前後両台車ともに空気ばねがパンクした車両の応答から走行速度 $V=100$ km/h($v=27.8$ m/s) の条件で計算した p_{xx} を図8に示す。ここで、走行速度 v は式

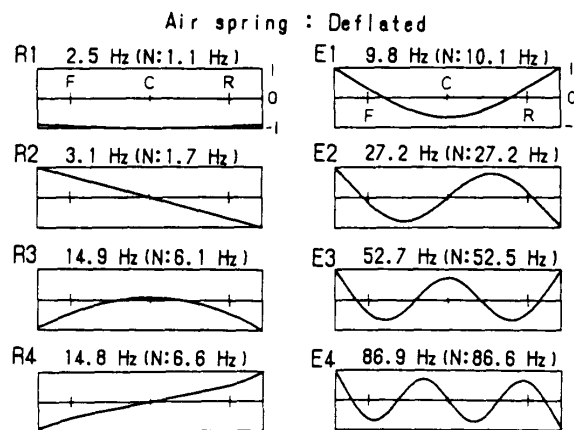


図6 固有モードの車体振動形と振動数

(21)による $G(F)$ から $G(f)$ への変換のみに使用されており、式(22)で振幅比を $H(f)=a_B/Z_e$ とする。図3に示されるように、加振変位となる軌道狂い量は F が大きくなる(波長 λ が小さくなる)ほど減少する傾向にあるため、 f が高くなるにつれて車体加速度 PSD は急減する。ここでは、車体加速度のパワーがおおよそ20 Hz以下の成分の寄与に大きく関連することが示される。この振動数範囲にある固有振動のピークはR1, R2, R3 (R4), E1である。

軌道狂い上を走行(台車輪軸間距離による軌道狂い量の平均化 $Z_e = a_n |\cos(2\pi a/\lambda)|$ と前・後台車に対する軌道狂い入力の位相差 $\theta = 2l_1 \omega/v$ を考慮)する場合、その p_{xx} は図9のようになる。前後両台車の空気ばねパンク時における前・後台車上と中央の車体加速度 PSD が走行速度を変えて20 Hzまでの範囲で示され

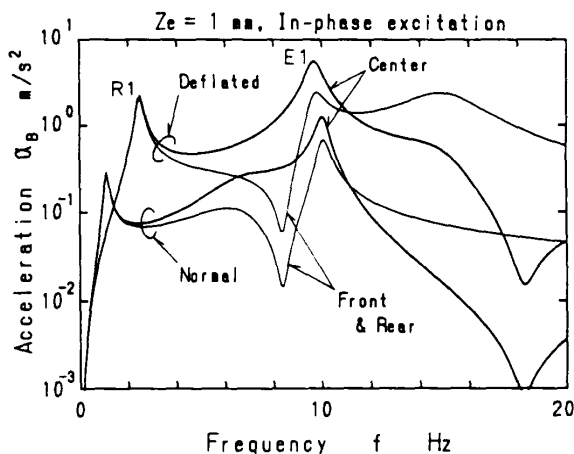


図7 空気ばねの状態による車体加速度の比較

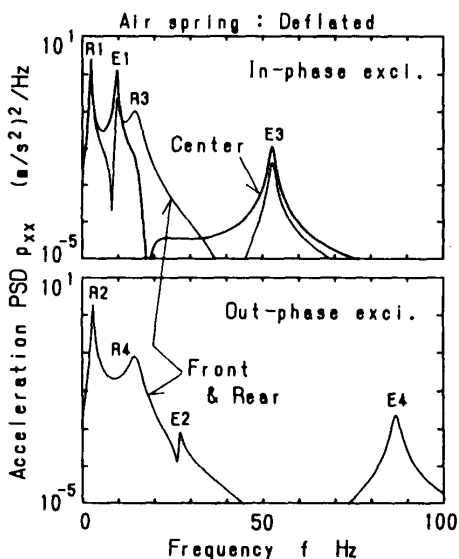


図8 車体加速度 PSD (同相・逆相加振の応答)

ており、 $V=100$ km/h のケースでは、空気ばね正常時の値とも比較されている。各 PSD 曲線に生ずる落ち込みは、台車中心間距離 $2l$ および台車輪軸間距離 $2a$ による狂い量平均化の影響であり、 $2l$ によるものが振動数 $f_{bc} = v(i+0.5)/2l [i=0, 1, 2, \dots]$ で車体中央を主体に現れる。また、 $2a$ によるものが振動数 $f_{wb} = v(ii+0.5)/2a [ii=0, 1, 2, \dots]$ において各車体部位に現れる。これらの振動数は走行速度とともに変化するため、軌道狂い量の変化 [$G(f)$ としての変化] と併せ、

車体加速度 PSD は速度 v により大きく変動する。

5.4 乗り心地 図9に示すような車体加速度 PSD, p_{xx} , から式(22), (23)により求めた乗り心地レベル L_T を図10にまとめる。ここで、 p_{xx} は L_T 算出で有効となる 80 Hz まで (図2参照) の値を計算している。前・後台車上および中央の三つの車体部位について、一般に在来狭軌線の最高速度と考えられる 120 km/h から 5 km/h ごとに速度 V を変えて L_T を求めたものであり、次の3ケースの条件を考慮してい

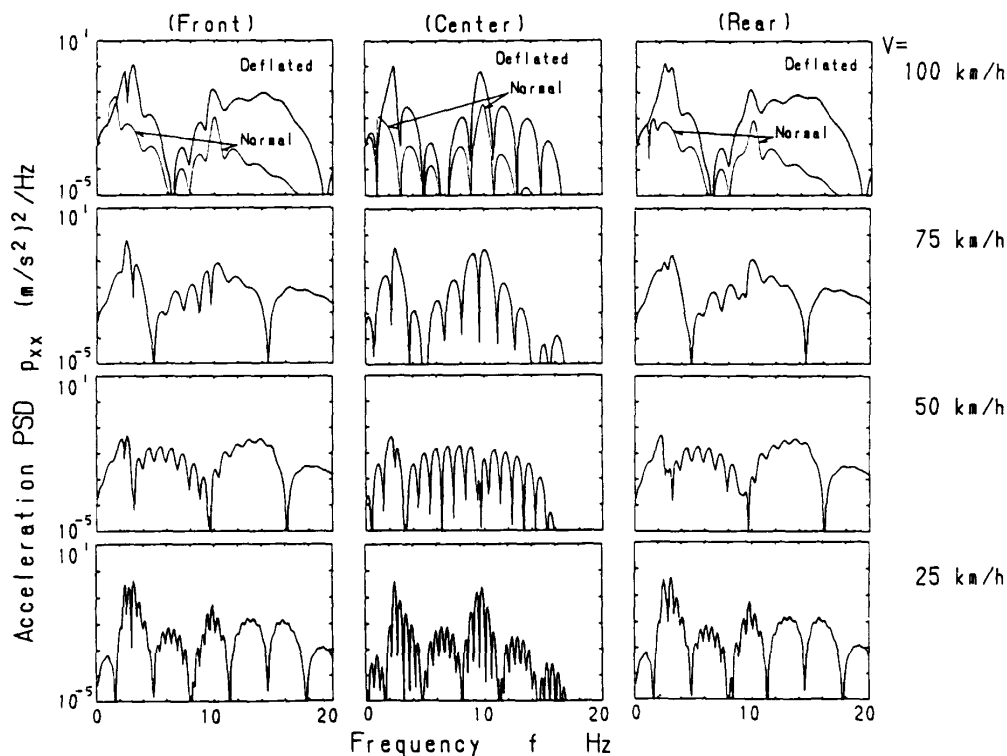


図9 車体加速度 PSD (位相差加振) の走行速度による変化の一例

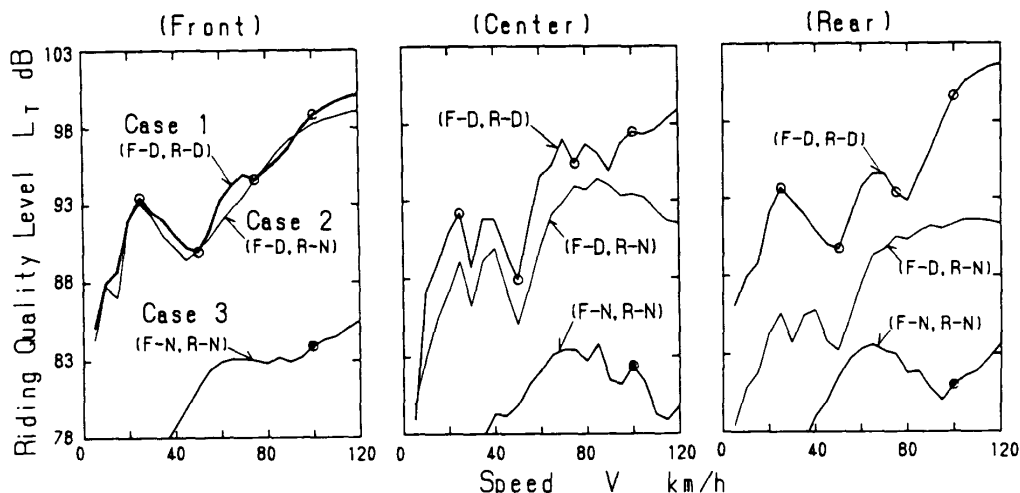


図10 空気ばねパンク時の乗り心地レベル L_T と走行速度

る。

ケース1:前・後両台車のすべての空気ばねがパンクした状態 (F-D, R-D)

ケース2:前車台の空気ばねだけがパンクした状態 (F-D, R-N)

ケース3:前・後両台車のすべての空気ばねが正常の状態 (F-N, R-N)

$V=120$ km/hにおけるケース1と3の比較は、空気ばねのパンクが各車体部位の L_r を 15 dB 以上も増大させることを示す。 L_r による乗り心地の評価は表1のように5dBの幅で区分されており、ここでの増分は評価にして3ないし4ランクの低下に相当する。

ケース2の場合にも、空気ばねのパンクした前位台車上でケース1とほぼ同様に L_r が増大するだけでなく、ばねが正常な後位台車上でもおよそ8dBもの増加となる。これは、台車に二つある空気ばねのうちの一つが事故でパンクした場合でも、乗り心地低下に対するなんらかの処置が必要なることを示すものである。なぜならば、台車内の一方のばねがパンクすれば、残りのばねも空気が抜ける構造となっており、その場合はケース2の条件と同じになるからである。

一般には、速度の低下とともに走行振動は減少する傾向にある。しかし、図10で示されるように、ケース1で速度を10 km/h以下に減速しない限り、ケース3の120 km/h走行時の L_r 値までの乗り心地回復には至らない。この10 km/hの走行速度では列車運転としてはあまりに遅く、後続列車に対する影響も大きい。そこで、 L_r による5段階評価の中央である振動区分③(評価として“普通”相当)の上限値(93 dB)を許容しうる L_r 値とすれば、ここでは50 km/hまでの減速に止めることが現実的対応として可能である。

速度50 km/h近傍における L_r 値が局所的な落ち込みとなることに注目すべきである。この L_r 値の低下は、前節に述べた台車輪軸間距離による軌道狂い量平均化の効果によるものであり、輪軸間距離 $2a=2.15$ mとして速度 $v=13.9$ m/s ($V=50$ km/h)では振動数 $f_{wb}=3.2, 9.7, \dots$ Hzで台車中央位置への加振変位を減少させる。この振動数が図4および6に示す車体ピッチ(R2)と車体一次曲げ(E1)の固有振動数にほぼ一致し、これら固有振動によるピークが取り除かれるこ

とが図9の $V=50$ km/hの例からも示されており、このような場合に利用すべき特性である。

6. ま と め

在来狭軌線用の通勤形車両を対象とし、空気ばねがパンクしたボギー車の上下方向の走行振動特性について、車体曲げを考慮した計算により乗り心地の観点から検討を行い、良い軌道状態の在来狭軌線での運転に関して以下の結果を得た。

(1) 軌道狂いのある軌道上の走行で生ずる車両の上下振動は、空気ばねのパンクにより著しく増大する。この増大には車体上下動、車体ピッチの剛体モードのほか、車体一次曲げモードが大きく寄与している。

(2) 速度120 km/hで走行中に空気ばねがパンクした場合、乗り心地レベル、 L_r で定義される振動区分において、上下の振動乗り心地として3ないし4ランクの低下に相当する。

(3) 空気ばねパンクの際、減速により乗り心地をばね正常時の状態に回復するには、10 km/h以下の速度にしなければならない。しかし、振動区分③(乗り心地の評価として“普通”程度)の振動が許容されるならば、50 km/hまでの減速に止めることができる。

(4) 速度50 km/h近傍では L_r 値の局所的な低下が生ずるが、これは台車輪軸間距離による軌道狂い量平均化の効果によって、台車中央位置への加振変位が減少する振動数が車体ピッチ(R2)および車体一次曲げ(E1)の固有振動数にほぼ一致するためである。

近年、空気ばねの耐久性が向上し、パンク事故の発生は極めて稀なものとなっているが、今後ともパンク事故が皆無ではありえない。在来狭軌線用空気ばねボギー車のばねパンク時における車両振動性能の変化を乗り心地として定量的に把握した本報の結果は、その際の適切な対応を検討する上で有用なものとする。

文 献

- (1) 国枝, 鉄研報告, 6 (1958), 1.
- (2) 谷藤・ほか3名, 機論, 55-519, C (1989), 2695.
- (3) 軌道研究室, 鉄研速報, 80-183 (1980), 35.
- (4) 三芳, 鉄道技術研究資料, 38-3 (1981), 127.

討 論

〔質問〕 鈴木 康文 [(財)鉄道総合技術研究所]

(1) 実際の車体では、曲げ剛性が本検討の数値よりも相当低い場合がある。車体の曲げ剛性が異なる車両についての空気ばねパンク時の制限速度はどのように考えればよいか。

(2) 前台車の空気ばねパンク時と後台車の空気ばねパンク時とは、車体の振動応答は異なるのか、異なるとすればその理由はどのように解釈すればよいか。

〔回答〕 (1) ここで提示する速度 (V_p で表す) においては、台車輪軸間隔 $2a$ の軌道狂い量平均化効果により加速度振幅が減少する振動数、

$$f_{WB} = v(ii + 0.5)/2a \quad [ii = 0, 1, 2, \dots]$$

が剛体モード R2 および曲げモード E1 のピーク振動数 f_{R2} , f_{E1} にそれぞれ近接し、乗り心地レベルを極小にしている。図9でも示されるように、 f_{WB} は速度の低下により減少することから、車体曲げ剛性 EI の低下がこれらの固有振動数を下げる場合には V_p も低下

し、上げる場合には V_p も向上することになる。

曲げ剛性 EI が直接影響する固有振動数 f_{E1} は EI だけでなく車体質量 m_B との比により増減する。したがって、 EI の低下が軽量化による m_B の低減に伴う場合を想定すれば、 V_p を低下させないためには EI の減少率を m_B のそれより小さくして、 f_{E1} を下げないようにすることが考えられる。

(2) 図9の加速度 PSD において、 $V=100$ km/h の場合により前後両台車位置上の振動特性を比較すると、空気ばね正常時、パンク時ともに車体上下動 (R1) と車体ピッチ (R2) の固有振動数近傍で前後台車上の応答の間に違いのあることが示される。これは片側台車だけがパンクした場合も同様であり、正常とパンクそれぞれの台車上の応答は前位走行時と後位走行時とは異なる。この違いは車体上下動と車体ピッチの位相差により生ずるものであり、この位相差は走行速度によって変化するほか、二次ばね剛性の影響も受け