

新幹線高速走行時の上下振動乗り心地の改善 (高速鉄道車両の振動系設計手法)



佐々木浩一*

高速走行時の新幹線の乗り心地については、左右振動系ではアクティブサスペンションなどが実用化され、乗り心地の向上がはかられてきた。しかし、上下振動系では車体の曲げ剛性と、台車支持系の不整合による車体弾性振動の発生が、乗り心地を阻害する要因となっている。

そこで、車体の曲げ振動を含めた台車支持系の基本的な設計にかかわる課題について、マルチボディダイナミクスによる計算手法の提案と、上下振動系の課題を解決するための対策などについて述べる。

車体一次曲げと、上下二次、台車ピッチングなど車体支持系の固有振動数とが、振動乗り心地でもっとも重み付けが大きい周波数帯に集中している。この共振状態を改善するためには、おもに一次支持ばねを柔らかくし、二次ばねの減衰特性を適切な値とすることにより、振動乗り心地レベルの改善がはかれることがわかった。

数値解としては、車体中央部の振動乗り心地レベルで、6～7 dBの改善が見込まれる。

●キーワード：車両ダイナミクス、車両設計、マルチボディダイナミクス、数式処理プロシージャ

1 はじめに

高速走行時の新幹線の乗り心地については、左右振動系ではアクティブサスペンションなどが実用化され、乗り心地の向上がはかられてきた。しかし、上下振動系では車体の曲げ剛性と、台車支持系の不整合によると考えられる車体弾性振動の発生などの問題が、乗り心地を阻害する要因となっている。

新幹線の車体弾性振動についての研究は、これまでも数多く公表され、近年は有限要素法などにより、実走行時の車体弾性振動をいかに精度良くあらわすモデルを構築するかといった課題が採りあげられている。新型式の車両開発においては、設計、製作、導入にいたるまでの期間をいかに短縮するかが重要であるので、車体設計と台車設計が同時並行となる。このとき、台車設計の観点から車体弾性振動をいかに予測し、台車支持系の課題として低減対策をとるかが必要で、そのような手法に関する研究は少ないと考えられる。

そこで、高速鉄道車両の上下振動乗り心地を改善し、車体の曲げ振動を含めた台車支持系の基本的な設計にかかわる課題について、マルチボディダイナミクスの方法を用いた計算手法を提案し、新幹線車両の上下振動系の課題を解決する方策について述べる。

2 振動解析モデル

2.1 記号

本報で用いるおもな記号は、以下のとおりである。

M, C, K	質量、減衰、ポテンシャル行列
$A_{T\pm}, f_z, n_f$	軌道変位空間スペクトルの定数
$v, 2r_0$	走行速度、車輪径
z_b, z_t, z_w	車体、台車ばね間、輪軸の上下変位
$\theta_b, \theta_t, \theta_w$	同上のピッチング角変位
x_b, x_t, x_w	同上の前後変位
$2mb, mt, mw$	同上の質量
I_b, I_t, I_w	同上の慣性半径
k_1, c_1	軸ばね定数、軸ダンパ係数
k_2, Nk_2, k_3, c_2	空気ばね上下ばね定数、減衰係数
$2a, 2L$	軸距、台車中心間距離
$u(x), v(x), 2L_1$	一次、二次曲げ標準関数、節の長さ
q_1, q_2, EI	一次曲げ、二次曲げ変位、曲げ剛性
k_{1st}, k_{1r}	軸箱前後支持剛性、牽引装置剛性
ht, hb	台車ばね間重心高さ、車体重心高さ
$hp, hr, hbnd$	一次ばね、牽引、車体曲げ中心高さ

2.2 変位入力による強制振動解の解析手法

上下振動系解析に行なうにあたっては、軌道の高低変位による加振入力に対して車両の振動加速度の周波数応答を求める。このとき、特性方程式を数式処理ソフトウェアでの取扱いを考慮して、マトリクスで表現し、以下のとおりとした。

$$\begin{aligned} M\ddot{X} + C_{11}(\dot{X} - \dot{X}_0) + C_{12}\dot{Z} + K_{11}(X - X_0) + K_{12}Z &= 0 \\ C_{21}(\dot{X} - \dot{X}_0) + C_{22}\dot{Z} + K_{21}(X - X_0) + K_{22}Z &= 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

ここで $\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{Y}$, $\dot{\mathbf{X}}_0 = \mathbf{Y}_0$ とし、さらに変位ベクトルを

$$[\mathbf{X}] = \{\mathbf{X}, \mathbf{Y}, \mathbf{Z}\}^T, [\mathbf{X}_0] = \{\mathbf{X}_0, \mathbf{Y}_0, \mathbf{Z}_0\}^T \quad (2,2)$$

などとあらためると、特性方程式は、

$$[\dot{\mathbf{X}}] = \mathbf{A}[\mathbf{X}] + \mathbf{B}[\mathbf{X}_0] \quad (2,3)$$

となる。ただし、

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} & 0 \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}_{11} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}_{11} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}_{12} \\ +\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}_{12}\mathbf{C}_{22}^{-1}\mathbf{K}_{21} & +\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}_{12}\mathbf{C}_{22}^{-1}\mathbf{C}_{21} & +\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}_{12}\mathbf{C}_{22}^{-1}\mathbf{K}_{22} \\ -\mathbf{C}_{22}^{-1}\mathbf{K}_{21} & -\mathbf{C}_{22}^{-1}\mathbf{C}_{21} & -\mathbf{C}_{22}^{-1}\mathbf{K}_{22} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}_{11} & \mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2,4)$$

この特性方程式により、自由振動の固有振動数、減衰比などは、文献^{1) 2)}により、求めることができる。また、強制振動解および周波数応答関数は、

$$[\mathbf{X}] = (j\omega \mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B}[\mathbf{X}_0] \quad (2,5)$$

$$\mathbf{Rsf} = [\mathbf{X}][\mathbf{X}_0]^T = (j\omega \mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} \quad (2,6)$$

と解くことができる。

2.3 近似軌道変位入力と振動乗り心地レベル算出

車両の4軸に対する加振入力を算出するにあたっては、軌道の高低変位の空間パワースペクトル密度を

$$Psd_{trk}(fs) = A_{trk} fs^{-nf} \quad (2,7)$$

とあらわされると仮定した。

軌道変位の空間パワースペクトル密度は、

$$Psd_{trk}(\omega) = Psd_{trk}(fs)/v, \quad \omega = 2\pi v fs \quad (2,8)$$

として、走行速度に依存した軌道変位による輪軸の上下振動加速度パワースペクトル密度に変換することができる。また、各軸に対しては軸距、台車中心間距離による位相遅れ

$$\tau_1=0, \tau_2=-2a/v, \tau_3=-2L/v, \tau_4=-(a+L)/v \quad (2,9)$$

を考慮する。輪軸の上下変位は、

$$z_{wk}(\omega) = z_r(\omega)\exp(j\omega\tau_{wk}), \quad k=1,4 \quad (2,10)$$

とした。さらに、台車ばね間質量の上下およびピッチング変位に対する加振入力としては、

$$z_{0tk} = (z_{w2k-1} + z_{w2k})/2, \quad (2,11)$$

$$\theta_{0tk} = -(z_{w2k-1} - z_{w2k})/2a, \quad k=1,2$$

とした。

以上の軌道による加振入力の振動加速度パワースペクトル密度と、車両の周波数応答関数により、車体の振動加速度パワースペクトル密度を求めることができる。

$$Psd_b = |\mathbf{Rsf}|^2 Psd_{trk} \quad (2,12)$$

振動乗り心地の評価点は、前位、後位台車上および車体中央部の床面の車体振動加速度とした。

また、振動乗り心地レベルの算出にあたっては、重み付けフィルタの特性として、

$$\begin{aligned} wf_v &= \sqrt{0.2/f} & 0.5 < f \leq 0.8 \text{ Hz} \\ wf_v &= 0.5 & 0.8 < f \leq 1.0 \text{ Hz} \\ wf_v &= 0.5\sqrt{f} & 1.0 < f \leq 4.0 \text{ Hz} \\ wf_v &= 1.0 & 4.0 < f \leq 8.0 \text{ Hz} \\ wf_v &= 8.0/f & 8.0 < f \end{aligned} \quad (2,13)$$

により、振動数毎の重み付けを行なって、振動加速度レベルの実効値により算出する。

$$L_T = 20 \log(\alpha_{bw}/\alpha_{ref}), \quad \alpha_{bw}^2 = \int Psd_b wf_v^2 df \quad (2,14)$$

2.4 車両の上下振動系の解析モデル

2.4.1 剛体車体としての解析モデル

まず、車体は剛体として、台車の上下方向支持ばね系のみとした場合の特性方程式を表わす。このとき、2次支持ばねとしての空気ばねは、線形な粘弾性モデルとしている。車体質量および前位、後位の台車ばね間質量の上下動、ピッチングおよび空気ばねで、6+2自由度の特性方程式となる。ラグランジェの方程式は、一般変数 q に対する運動エネルギー T 、ポテンシャルエネルギー V 、散逸関数 D 、外力 Q とすると、

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial V}{\partial q} = Q \quad (2,15)$$

と表わされる。

運動エネルギーは、

$$\begin{aligned} 2T &= \{2mb \dot{z}_b^2 + 2mb i_{b\theta} \dot{\theta}_b^2 + m t (\dot{z}_{t1}^2 + \dot{z}_{t2}^2) \\ &+ m t i_{t\theta}^2 (\dot{\theta}_{t1}^2 + \dot{\theta}_{t2}^2)\} \end{aligned} \quad (2,16)$$

散逸関数は、

$$\begin{aligned} 2D &= \{2c1 (\dot{z}_{t1} - a \dot{\theta}_{t1} - \dot{z}_{w1})^2 + 2c1 (\dot{z}_{t1} + a \dot{\theta}_{t1} - \dot{z}_{w2})^2 \\ &+ 2c1 (\dot{z}_{t2} - a \dot{\theta}_{t2} - \dot{z}_{w3})^2 + 2c1 (\dot{z}_{t2} + a \dot{\theta}_{t2} - \dot{z}_{w4})^2 \\ &+ 2c2 (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{t1})^2 + 2c2 (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{t2})^2\} \end{aligned} \quad (2,17)$$

ポテンシャルエネルギーは、

$$\begin{aligned}
 2V = & \{2k_1(z_{t1} - a\theta_{t1} - z_{w1})^2 + 2k_1(z_{t1} + a\theta_{t1} - z_{w2})^2 \\
 & + 2k_1(z_{t2} - a\theta_{t2} - z_{w3})^2 + 2k_1(z_{t2} + a\theta_{t2} - z_{w4})^2 \\
 & + 2Nk_2(z_{s1} - z_{t1})^2 + 2Nk_2(z_{s2} - z_{t2})^2 \\
 & + 2k_2(z_b - L\theta_b - z_{s1})^2 + 2k_2(z_b + L\theta_b - z_{s2})^2\}
 \end{aligned}
 \quad (2,18)$$

と表される。

2.4.2 車体曲げ振動を含めた解析モデル

車体の曲げ振動については、以下に示すように、車体を一様な断面と曲げ剛性を有する真直な梁と考え、台車支持ばね系のうゑに2点で支持されているものとした。

振動モードは、一次曲げモードと、二次曲げモードを考慮した。一次曲げ振動による車体の長手方向位置における上下変位を $u(x)q_1$ とすると、車体全長にわたる $u(x)$ は、

$$u(x) = \cos\{(\pi/2) \cdot (x/L_1)\}, \quad -l < x \leq l \quad (2,19)$$

とした。同様に、二次曲げ振動による上下変位を $v(x)q_2$ とすると、 $v(x)$ は、

$$v(x) = \sin\{(\pi/2) \cdot (x/L_1)\}, \quad -l < x \leq l \quad (2,20)$$

とした。車体の長手方向の各位置における上下変位は、それらの和で表されるとして、

$$u(x)q_1 + v(x)q_2 \quad (2,21)$$

となる。これらの車体曲げ振動を考慮したときの特性方程式は、車体一次曲げ振動 q_1 、車体二次曲げ振動 q_2 による自由度を加えた8+2自由度となる。前節の運動エネルギーおよびポテンシャルエネルギーに、変更、または付加される項のみを記述すると、

$$2T = \dots + \int_{-l}^l \frac{mb}{l} (\dot{z}_b + u(x)\dot{q}_1 + v(x)\dot{q}_2)^2 dx \quad (2,22)$$

$$2V =$$

$$\dots + (1 + j \cdot \beta_{bnd}) \int_{-l}^l EI \left\{ \left(\frac{d^2 u(x)}{dx^2} q_1 \right)^2 + \left(\frac{d^2 v(x)}{dx^2} q_2 \right)^2 \right\} dx
 \quad (2,23)$$

で表される。また、台車の支持点における上下変位およびピッチング角変位は、それぞれ、

$$\begin{aligned}
 z_b & \rightarrow z_b + u(x)q_1 \pm v(x)q_2, \quad x = \pm L \\
 \theta_b & \rightarrow \theta_b \mp du(x)/dx - dv(x)/dx, \quad x = \pm L
 \end{aligned}
 \quad (2,24)$$

などと変更する必要がある。

車体曲げ振動モードを表す関数 $u(x)$ 、 $v(x)$ は容易に積分できることから、これらによる運動エネルギー、およびポテンシャルエネルギーの付加項は、

$$2T = \dots + 2mb \dot{z}_b^2 + 2L_{bnd} \dot{z}_b \dot{q}_1 + M_{bnd} \dot{q}_1^2 + N_{bnd} \dot{q}_2^2 \quad (2,25)$$

ただし、

$$\begin{aligned}
 L_{bnd} &= 4mb/l \cdot (L_1/\pi) \cdot \sin\{(\pi/2) \cdot (l/L_1)\} \\
 M_{bnd} &= mb/l \cdot \{l + (L_1/\pi) \cdot \sin\{\pi \cdot (l/L_1)\} \\
 N_{bnd} &= mb/l \cdot \{l - (L_1/\pi) \cdot \sin\{\pi \cdot (l/L_1)\}
 \end{aligned}
 \quad (2,26)$$

また、

$$2V = \dots + (1 + j \cdot \beta_{bnd}) (K_{bnd1} q_1^2 + K_{bnd2} q_2^2) \quad (2,27)$$

ただし、

$$K_{bnd1,2} = \frac{\pi^4}{16L_1^3} \{l/L_1 \pm 1/\pi \cdot \sin(\pi l/L_1)\} EI \quad (2,28)$$

などとすることができる。

2.4.3 台車前後動と車体曲げ振動の連成

車体の曲げ振動に連成すると考えられる台車の前後振動を考慮するため、車体、前位および後位の台車ばね間質量および輪軸の前後変位による運動エネルギーおよびポテンシャルエネルギーの付加項を以下に示す。

1 台車内の前後2輪軸は、同位相で前後振動を行なうモードのみを考慮する。

運動エネルギーに付加する項は、

$$\begin{aligned}
 2T = & \dots + 2mw(1 + i_w^2/r_0^2)(\dot{x}_{w1}^2 + \dot{x}_{w2}^2) \\
 & + m(\dot{x}_{t1}^2 + \dot{x}_{t2}^2) + 2mb\dot{x}_b^2
 \end{aligned}
 \quad (2,29)$$

同様に、ポテンシャルエネルギーに付加する項は、

$$\begin{aligned}
 2V = & \dots + 4k_{wx}\{x_{t1} - (ht - hp)\theta_{t1} - x_{w1}\}^2 \\
 & + 4k_{wx}\{x_{t2} - (ht - hp)\theta_{t2} - x_{w2}\}^2 \\
 & + k_{tr}[x_{t1} + (htr - ht)\theta_{t1} \\
 & - \{x_b - (hbnd - htr)(\theta_b - u(L)q_1 - v(L)q_2)\}]^2 \\
 & + k_{tr}[x_{t2} + (htr - ht)\theta_{t2} \\
 & - \{x_b - (hbnd - htr)(\theta_b + u(-L)q_1 + v(-L)q_2)\}]^2
 \end{aligned}
 \quad (2,30)$$

などとなる。以上により、車体、台車ばね間質量、輪軸の前後変位の計5自由度を加え、13+2自由度の特性方程式となる。

2.4.4 数式処理ソフトウェアによる処理

ラグランジェの方程式に対する運動エネルギー、散逸関数、ポテンシャルエネルギーを、以上の節で示したように与えて、各変数に対する特性方程式、強制振動解を求める。これらの強制振動解を求める過程は、数式処理ソフトウェアを用いて処理を行なった。

一連の過程は、以下の通りである。

数式処理ソフトウェアによる処理手順

- ・運動エネルギー、散逸関数、ポテンシャルエネルギーを数式定義
- ・各変数の微係数を求め、ラグランジュの式(2.16)へ代入
- ・得られた特性方程式(2.1)の変数ごとの微係数を算出
- ・特性方程式(2.1)の係数行列(M、C、Kなど)を算出
- ・式(2.2)から式(2.4)の過程により、式(2.5)を算出
- ・式(2.6)に示した特性行列A、Bの数式解を求める

以降、それぞれの特性値、車両条件などにより、2.3節の式(2.7)に示した軌道変位の空間スペクトルを加振条件として、数値計算により強制振動解ならびに振動乗り心地レベル算出などを行った。

3 上下振動系解析モデルの妥当性

3.1 実車走行試験結果との比較

車両の質量特性、および支持ばね系の諸数値は、図7に示すものを用いた数値解析結果を、実車走行試験で得られた車体床面上の上下振動加速度と比較して、図1に示す。これらの図から、数値解と実測値とでは、1Hz以下の領域と、10数Hz以上の領域で、乖離があることがわかる。

1 Hz以下の低周波数領域では、車両の周波数応答関数は加振入力に漸近することから、この乖離は加振入力を適正に仮定しているかどうかによる。

本報では、式(2.13)で示す振動乗り心地レベルの重み付けが低い領域は、敢えて省略して式(2.7)に示すような対数グラフ上で単純な直線で表される加振入力を用いた。

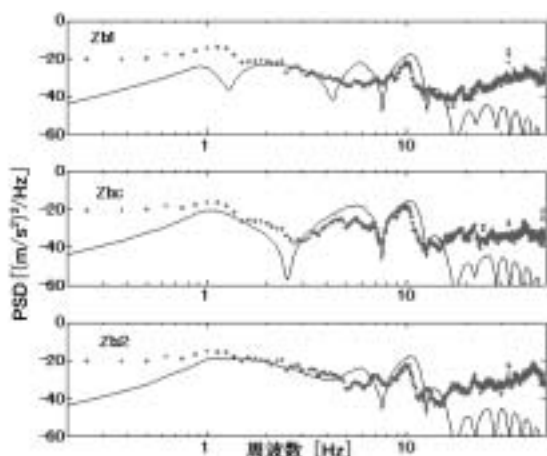


図1：数値解と実測値の比較（320km/h）

（実線：数値解、点線：実測値、Zb1：前位台車上床面の車体上下振動加速度パワースペクトル密度、Zbc：同車体中央部、Zb2：同後位台車上）

10数Hz以上の領域は、本報のように車体曲げ振動の次数が少ないモデルでの解析精度には限度があるものと考えられる。しかし、この領域も振動乗り心地レベルの重み付けは小さいため、レベル算出への影響は少ないものと考えられる。

上下方向の振動乗り心地を考慮するうえでは、4～8Hzの弾性振動と、1～2Hz付近の動揺が重要となる。

本報の解析では、台車上床面の測定点（同図上段、下段）の2Hz付近、車体中央部の測定点（同図の中段）の9Hzまたは10Hz付近の卓越振動数のピークレベルなどで、数値解と実測値との良好な近似が得られた。

3.2 走行速度条件によるモデルの検証

図2には、走行速度を変化させると振動加速度がどのようになるかを示す。車体中央部の上下振動加速度は、2～3Hz付近および6～8Hz付近などで、パワーの落ち込みを生じる。これは、台車中心間距離、走行速度、加振振動数の関係で、前位および後位の台車ばね間質量が、逆位相の加振を受ける場合に、車体曲げ一次振動を生じなくなるといえるもので、この振動数は走行速度によって変化する³⁾⁴⁾。

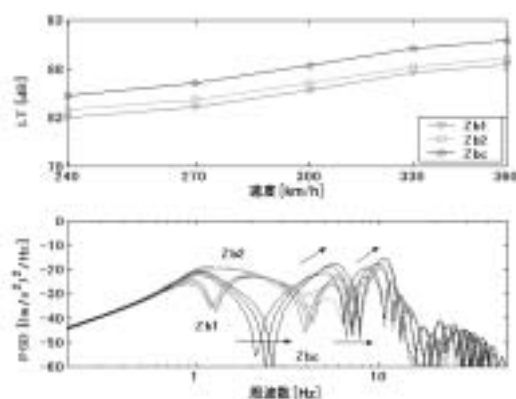


図2：走行速度変化による乗り心地レベルおよび上下振動加速度パワースペクトル密度の数値解

車両の構成寸法に起因する空間逆位相加振によるパワーの落ち込み部の間に、パワーが卓越する振動数が生じるが、ピーク値を生じる振動数は、走行速度により変化するので、車体一次曲げの固有振動数が表れているのではなく、いわば、空間同位相加振のピークが表れている。

4 上下振動乗り心地の改善

4.1 台車上下動と車体曲げ振動との共振の回避

車体一次曲げ振動と、台車ばね間質量の固有振動数は、7～9Hz付近に集中している。これは、車両の軽量化の進展により、車体の曲げ剛性は低下し、かつ、軸ばね定数は積空の重量差などにより相対的に固くなっていることなどによると考えられる。

共振を避ける方法としては、車体一次曲げ振動の固有振動数を上げ、台車の固有振動数を下げる必要がある。逆に、軸ばねを相当固くして、上下二次を10Hz以上とする方法も考えられるが、振れた曲線軌道への追従性能を低下させる問題を生じる⁵⁾。

以上により、車体一次曲げの固有振動数は増加させるか、上下二次の固有振動数を低くすることによる振動乗り心地改善の効果を解析する。

図3は、車体質量は変化させず、車体曲げ剛性のみを増大させた場合の解析結果を示す。車体曲げ剛性を増大させると、車体中央部の乗り心地レベルが台車上より大きいという状態を解決できる。

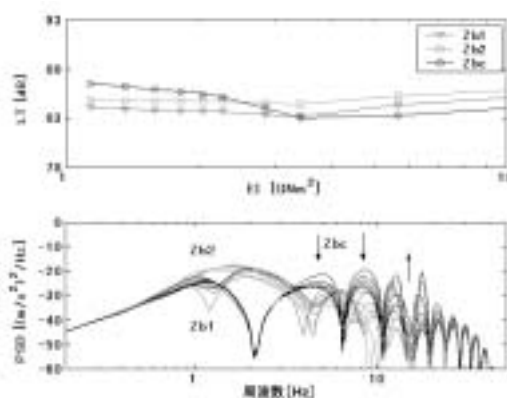


図3：車体曲げ剛性の変化による乗り心地レベルおよび上下振動加速度パワースペクトル密度の数値解

図4は、軸ばね上下ばね定数を柔らかくした場合の乗り心地改善効果を示す。これについてもかなり大きく数値を変更しないと、上下二次の固有振動数を有効にさげることはいかない。しかし、積車と空車の差による床面高さの上下変位や、台車部品の許容変位量の見直しなどを行なうことにより、振動乗り心地の改善効果が期待できる。

図5には、乗り心地改善に対する空気ばねオリフィスによる効果の解析を行なった結果を示す。空気ばねによる上下一次のモード減衰比を小さくすると、上下一次のパワーは増大するが、上下二次付近のパワーを減少させることができる。振動乗り心地レベルの算出結果（同図

の上段）に示すように、振動乗り心地レベルが最小となる減衰比を選定することができる。

4.3 振動乗り心地を改善する車体支持ばね特性

高速走行時の上下振動乗り心地の改善、とくに、車体中央部の上下振動乗り心地を改善するため、現時点では車体の曲げ剛性を飛躍的に向上できる可能性は低い。そこで、以下では、台車の支持ばね特性の変更による対策の可能性を検討する。

減衰を考慮しない単純な車体、台車2自由度の支持ばね系モデルでは、一次、二次の固有振動数を定めて、逆にそれぞれの支持ばね定数を算出することができる⁶⁾。

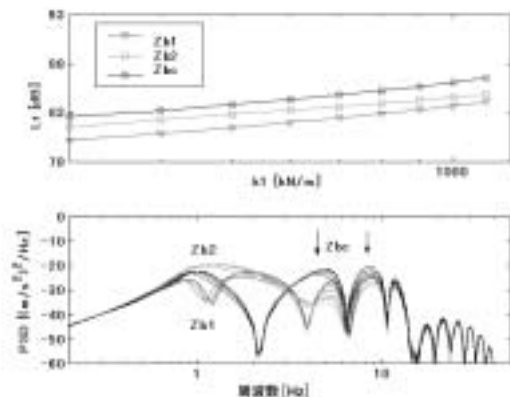


図4：軸ばね上下ばね定数による乗り心地レベルおよび上下振動加速度パワースペクトル密度の改善（数値解）

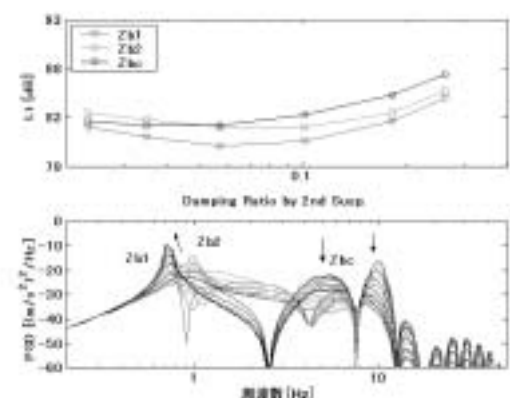


図5：空気ばね減衰による乗り心地レベルおよび上下振動加速度パワースペクトル密度の改善（数値解）

これにより、図4の結果に基づき、ねらうべき走行速度の領域で、空間逆位相加振となる6～7Hzで台車ピッチングの固有振動数を持つように、上下二次を5Hzとし、また、式(2.13)による重み付けが低い0.8～1.0Hzの周波数に設定できるように、上下一次は0.9Hzとして、一次および二次の上下ばね定数を定めることとした。

減衰を付加する本報告の解析モデルでは、これらの値より、一次の卓越振動数は低周波数側、二次は高周波数側に表れる。図5の結果に基づき、上下一次のモード減衰比を定めた。

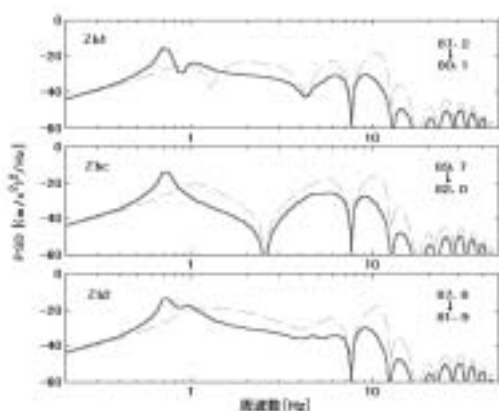


図6：車体支持ばね系の見直しによる車体上下振動加速度パワースペクトルおよび乗り心地レベルの改善効果（320km/h 数値解、破線：改善前、実線：改善後）

	改善前	改善後	
$2mb$	30.5	—	tf
i_b	6.5	—	m
mt	3.0	—	tf
i_t	1.1	—	m
mw	1.9	—	tf
i_w	0.2	—	m
k_1	1110	588	kN/m
c_1	20	—	kNs/m
k_2	1336	1035	kN/m
$\tilde{N}k_2$	437	338	kN/m
k_3	-42	-33	kN/m
c_2	114	11.0	kNs/m
$2a$	2.5	—	m
$2L$	17.5	—	m
$2L_1$	15.5	—	m
EI	1.14	—	GNm ²
$2r_0$	0.86	—	m
h_t	0.45	—	m
h_b	1.50	—	m
h_{tr}	0.40	0.45	m
h_{bnd}	1.50	—	m
k_{tr}	15000	7500	kN/m
k_{wx}	8800	32500	kN/m
A_{tr}	0.04	—	
nf	1.7	—	

図7：数値計算に用いた車両諸元（改善前、改善後）

以上による、改善の前後における車両の周波数応答の比較を図6に示す。図中に示すように、改善前後で乗り心地レベルにして、6～7dBの改善効果が見込まれる。

5 車体支持ばね特性改善の課題

新幹線に用いている台車は、いわゆるボルスタレス構造の台車が主流となっている。

これまで、台車の支持系設計にあたって、左右振動系設計を優先した手法が採られてきたが、本報では上下振動系設計で考慮すべき課題について述べた。

一次および二次の支持ばね定数の低減および二次ばね減衰の低減は、左右振動系に影響するため、今後は、アンチロール装置などの付加が必須となるものと考えられる。以上はさらに検討すべき課題である。

6 おわりに

新幹線の上下振動乗り心地改善のための、台車支持系の設計改善にあたって、空気ばねの粘弾性系振動モデルを含めた強制振動解算過程で、マルチダイナミクス手法として数式処理ソフトウェアを用いた特性方程式の導出および数値解の算出方法を確立したことを述べた。

以上を用いて、高速走行時の新幹線の上下振動解析手法として、車体一次および二次曲げなどを含めた振動解析モデルを確立し、台車支持系設計に用いるものとしては、十分な近似解が得られることを示した。

さらに、車体一次曲げ振動による弾性振動改善のための台車支持系設計手法を提案した。

追記

以上は、2003年9月19日の機械学会主催Design & Dynamics 2003の講演内容である⁷⁾。

参考文献

- 1) 佐々木浩一：機論，90-0895A，P45-50，1991.7.
- 2) 機械学会：鉄道車両のダイナミクス，電気車研究会
- 3) 谷藤克也：機論，51-471，P2797-2806，1985.
- 4) 岩波健他：機論，98-1333，P61-67，1999.9.
- 5) 佐々木浩一：J-Rail2002講論，P109-112，2002.11.
- 6) 国枝正春：実用機械振動学，理工学社刊，1984.1.
- 7) 佐々木浩一：D&D2003講論，P62，2003.9.