編成車両の後尾車の振動*

藤本 裕^{*1}, 宮本 昌幸^{*1}

THE VIBRATION OF THE TAIL CAR IN A COUPLED TRAIN

Hiroshi FUJIMOTO and Masayuki MIYAMOTO

From the vibration data collected on the Shinkansen, it is recognized that the vibration amplitude of the tail car is greater than that of the other cars in a train, although the tail car is identical with the head car. In order to analyse the reason, we have investigated whether or not the greater vibration of the tail car comes from the hunting characteristics of a "coupled train". First, the stability of car body hunting motion and the vibration modes were calculated. Next, for the purpose of evaluating how the hunting characteristics were reflected in a vibration response to track irregularity, the vibration responses in a "coupled train" were calculated. The result shows that one reason for the greater vibration of the tail car might be in the vibration modes of hunting motion in a "coupled train".

Key Words: Railway, Vibration Analysis, Coupled Train, Tail Car, Hunting Characteristics

1. ま え が き

東北新幹線などでの振動データから、同じ車両が先頭車として走行する場合と、後尾車として走行する場合とは、振動振幅が異なり、後尾車の方が大きく揺れる傾向にあることが認められている⁽¹⁾。上下系の振動については、すでに東北新幹線の振動データと、5両編成線形モデルによる強制振動応答の解析により、後尾車の振動が他の編成位置と比較して大きく揺れることが示されている⁽²⁾。左右系の振動についても、上下系と同様に編成車両の強制振動応答が計算され⁽³⁾、後尾車の振動が大きくなり得ることが示されているが、左右系固有の振動現象である蛇行動特性から後尾

車の揺れる理由を解析したものはあまりない。そこで筆者らは、列車としての蛇行動特性に着目し、それに後尾車が揺れる傾向があるのかどうかの検討を行った。まず列車としての車体蛇行動の安定性と列車としての振動モードを計算してみた。さらに、この蛇行動特性が強制振動応答にどれ程反映しているのかを調べるため、列車としての強制振動応答の計算も行った。以下に計算結果を述べ、後尾車の揺れに対する考察を行った。

2. 計算モデルと諸元

2. 1 仮 定

(1) 各車両は図1のように構成され、隣接車両双方

図1 編成車両計算モデル

* 昭和61年12月12日 第15回技術講演会において講演, 原稿受付 昭和62年3月25日.

^{*1} 正員, (財)鉄道総合技術研究所(〒185 国分寺市光町2-8-38).

の車端部で、ばねとダンパによって結合される。

(2) 車両のばね、減衰は全て線形とする。

(3) 車輪は円錐踏面とし、フランジ接触をしないものとする。また、車輪とレール間に作用するクリープ力は、線形クリープ則に従うものとする。

(4) 輪重変動、軌道の弾性は考慮しない。

(5) 輪軸・台車間の剛性は無限大とする(剛体台車)

(6) 台車のロール慣性半径 = 0 で、台車重心高さが車軸上にあるとして台車のロールを無視する。従って、1両当たりの自由度は、車体重心左右、ロール、ヨーおよび前後台車の左右、ヨーの7自由度となる。

(7) 強制振動応答の計算では、正弦波状の通り狂いのみを考える。

2. 2 諸元

文献4で示された東海道新幹線用試作車両の諸元値を用いた。この文献以外のものを以下に示す。

台車片側当たりのボルスタ・アンカゴムの弾性 $k_a = 4.9 \text{ MN/m}$

車体連結面間距離 $2L_B = 25 \text{ m}$

車体間拘束に関しては、車端ばね定数 $k_{ry} = 9.8 \text{ kN/m}$ 、

車体重心から車端ばねまでの高さ $h_c = 0 \text{ m}$ とし、他の拘束は全て0とした。尚、車端ダンパを想定した計算では表1の値を用いた。

3. 列車としての車体蛇行特性の計算

編成列車の i 番目の車両の運動方程式は、

$$M \ddot{Y}_i + C \dot{Y}_i + K Y_i + C_F \dot{Y}_{i-1} + K_F Y_{i-1} + C_B \dot{Y}_{i+1} + K_B Y_{i+1} = F_i \quad (1)$$

と表せる。ここで、

Y_i : i 番目の車両の状態ベクトル

M, C, K : 各車両の質量、減衰、剛性マトリックス

C_F, K_F ; C_B, K_B : それぞれ前車両、後車両からの影響を与える減衰、剛性マトリックス

F_i : 軌道狂いによる外力ベクトル

列車としての蛇行特性の計算では、式(1)で表される列車全車両の運動方程式において、 $F_i = 0$ とおき、固有値(蛇行の安定性と固有振動数)と固有ベクトル(各車両の振幅の比)を計算する。

3. 1 車体蛇行の安定性と固有振動数

3. 1. 1 単車との比較

図2は、基本諸元を用いて3両編成列車の固有値(特性根)を計算し、その実数部 α (α は車両の運動の安定性の程度を表す指数で、 $\alpha < 0$ であれば安定(減衰振動)、 $\alpha > 0$ であれば不安定(蛇行発生)、 $\alpha = 0$ であれば安定と不安定の境界(限界速度)であると虚数部 ω (固有振動数) とをプロットしたものであ

る。 $\circ, \triangle, \square$ はそれぞれ下心ロール、上心ロール、ヨーイングのモードに対応する特性根で、各モードについて3個の根が生じている。特に、 $\bullet, \blacktriangle, \blacksquare$ は単車の特性根と同一のものである。何れの特性根も α は負で、安定領域にある。この図から以下のことがわかる。

(1) 編成車両になると、各々の振動モードについて連結した両数の特性根に分離する。

(2) 「上心ロールモードは速度が高くなると急に安定性が低くなり、320km/h では下心ロールモードより安定性が低くなる」という特性は、3個の根をグループとして見れば、単車の場合とほぼ同様である。しかし 320km/h 時には、上心ロールモードで安定性の程度(この場合は $\alpha < 0$ であるので、 α の絶対値に対応)が、単車の場合(図2で $\blacktriangle$)と比較して、約60%も違う特性根(図2で $\triangle$ の大きい方)が生じており、高速の場合は、低速の場合より安定性の高い根と低い根との安定性の差が割合として大きくなっている。

(3) 特性根の固有振動数の速度依存性は、各モード

表1 車端ダンパ時の諸元

Case I				Case II			
C_d (kNs/m)	k_{ry} (kN/m)	h_d (m)	h_c (m)	C_d (kNs/m)	k_{ry} (kN/m)	h_d (m)	h_c (m)
39.2	9.8	1.58	0	39.2	0	1.58	0
Other parameter values assumed to be identical with basic value

図2 車体蛇行の安定性と固有振動数(単車との比較)

ともほとんどなく、単車の固有振動数との差もせいぜい2%程度である。

ヨーイングモードの特性根の安定性は他の二つの根と比較して高いので、以後、上心ロール、下心ロールモードについて解析を行っていく。

3. 1. 2 車体間拘束力による影響

図3は、3両編成列車の車体間の拘束ばねのばね定数を変えた時の、特性根の安定性と固有振動数をプロットしたもので、320km/h時のものである。これから以下のことがわかる。

(1) 拘束力が強くなると3個の根の安定性の差が開き、安定性の高い根の蛇行動特性は出にくくなり、安定性の低い根の蛇行動特性は出やすくなる。この傾向は上心ロールモードで強く現れている。

(2) 固有振動数については、拘束力が強くなると上心ロールモードに若干高くなる根があるが、一般的にはあまり変化しない。

3. 1. 3 編成両数による影響

図4は、320km/h時の各編成両数での上心ロールモードの特性根の安定性のうち、最高のもの△(拘束力:基本値)、▲(拘束力:基本値の4倍)と、同じく最低のもの▽、▼とをプロットしたものである。編成両

図3 特性根に対する拘束力の影響(320km/h時)

図4 特性根に対する編成両数の影響(上心ロール; 320km/h時)

数が増えるに従って、特性根のうち、安定性の高いものと低いものとの差が大きくなる傾向にあるが、5～11両ではあまり変化がない。拘束力が大きい時は、前節で述べたように根の安定性の差は開くが、両数に対しての傾向は基本値と同じである。固有振動数については、拘束力が基本値の時は両数によってほとんど変化しないが、拘束が強い時は、編成両数が増えるに従って、固有振動数の高いものと低いものとの差が増える傾向にある。下心ロールについても全体に似たような傾向にある。

3. 2 車体蛇行動の列車としての振動モード

ここでは車体蛇行動の特性根に対応した固有ベクトルを計算し、後尾車の左右変位が大きくなるモードがあるのかどうかを検討する。

3. 2. 1 後尾車の車体蛇行動の左右変位の大きさ

図5は、3両編成で基本諸元を用いた時の車体重心の左右変位の大きさを、先頭車、中間車、後尾車で比較したもので、中間車の振幅を1とした時の先頭車と後尾車の振幅値である。左側は下心ロール、右側は上心ロールモードのもので、上から320km/h時に安定性の最も低いもの、中間のもの、最も高いものの順に並べてある。また、---線で囲んだものは単車と同一の根に対応するものである。これから、240km/h以上の高速では、最低の安定性の根に対するものは、上心ロール、下心ロールとも後尾車が揺れる傾向が顕著に現れていることがわかる。この傾向は、速度が高くなる程顕著に現れてくる。320km/h時の、全体で最も安定性の低い根は上心ロールモードのもので、単車と同一の根である。この根に対応する各車の重心の左右変位を複素数で書いたもの(3両では○印、5両ではさらに×印が加わる)が図6で、後隣の車両の重心の左右変位は、位相で36.7°遅れ、振幅で1.67倍になっている。

図5 3両編成時の後尾車の左右変位の大きさ(中間車の左右変位を1とした時の先頭車、後尾車の値)

3. 2. 2 車体間拘束力による影響

3両編成列車の車体間拘束ばね定数を基本値の4倍(39.2kN/m)に剛くして計算を行ったが、先頭車、中間車、後尾車相互間の重心左右変位の大きさの割合は、図5とはほぼ同様のものとなった。

3. 2. 3 編成両数による影響

図7は、5両編成で基本諸元を用いたときの車体重心の左右変位の大きさを、先頭車、中間車(前から3両目)、後尾車で比較し、図5と同様の配置をしたものである。上心ロールの最低の安定性の根と中間の安定性の根に対するものは、特に、高速で後尾車の振幅が大きくなっている。上心ロールの最低の安定性の根は、3両編成時と同様に単車と同一の根である。この根に対する左右変位の大きさを、3両編成時と5両編成時で比較すると、3両編成時の先頭車と後尾車の左右変位の大きさは、それぞれ5両編成時の前から2両目(Δ)と4両目(∇)の左右変位の大きさと同じになっている。

3. 2. 4 車端ダンパ取り付けによる効果

表1に示したケースIとIIの車端ダンパを想定して、3両編成列車の固有ベクトルを計算し、車端ダンパがあっても後尾車が振れやすい傾向があるのかどうかを調べてみた。図8は、320km/h時の最低の安定性の根に対する先頭車と後尾車の左右変位の大きさを、中間車の値を1として比較したもので、ケースI、IIと

も後尾車が振れやすい傾向になっている。基本値の上心ロールの最低の安定性の根に対するものと比較すると、後尾車の振れる傾向は小さいが、最低の安定性の根の α の絶対値は、次に安定性の低い根のそれよりもケースIで約20%、IIで約10%小さく、このモードは出やすいものと思われる。

4. 列車としての強制振動応答の計算

3章で示した式(1)で、 $\omega l/V$ (ω :加振振動数、 l :先頭台車から各台車中心までの距離、 V :列車速度)の位相遅れを考慮した軌道狂いによる外力項 W_i を入れて連立方程式を解き、列車としての強制振動応答 Y_i を求める。

4. 1 列車としての振動モードとの関係

軌道の通り狂いによって各台車に入力される振幅比が、列車としての振動モードに対応する振幅比になる時に、固有振動数で加振されればその振動モードが顕著に現れるはずである。しかし通常はこのような状態にならず、各次数の振動モードが、入力波形とその減衰比 ζ ($\zeta = \alpha/\omega$ で表され、固有振動数での応答の大きさは、ほぼ ζ に逆比例する)に応じた大きさで発生し、これらが重なり合うため、必ずしもある振動モードの応答が生じるとは限らない。

4. 2 後尾車の強制振動応答

図9は、3両、5両、および11両編成での先頭車、中間車(5両編成では前から3両目、11両編成では前から6両目)、後尾車の強制振動による重心左右変位

図6 最も安定性の低い根に対する各車の重心左右変位(320km/h時)

図7 5両編成時の後尾車の左右変位の大きさ(中間車の左右変位を1とした時の先頭車、後尾車の値)

図8 車端ダンパ想定時の後尾車の左右変位の大きさ

図9 後尾車の強制応答振幅

の応答振幅を、3両編成中間車の値を1として比率で比較したもので、基本諸元のものである。左側が下心ロールで、右側が上心ロールのものである。また単車の重心左右変位の応答振幅 $\times$ とも比較した。これから、上心ロールは240km/h以上になると後尾車の揺れが目立ってくるが、下心ロールでは、むしろ160km/hでの後尾車の揺れが目立っている。編成両数による違いはほとんどない。単車の値はいずれも中間車の値より小さい。

4. 3 車体間拘束力による影響

図10は、車体間拘束力を基本値の4倍(39.2kN/m)にした時の比率で、基本諸元時の3両編成中間車の値を1としている。基本諸元の図9と比較すると全体に揺れが大きくなっており、特に上心ロールにおける高速での後尾車の揺れが顕著になる。編成両数の影響は上心ロールではあまりないが、下心ロールの320km/hでは、中間車、後尾車で、編成両数が多いほど揺れが大きくなっている。

4. 4 蛇行動特性を考慮しない時の応答

図11は、輪軸、即ち台車を直接強制加振した時の先頭車、中間車、後尾車の重心左右変位の応答振幅を、中間車の値を1として比較したもので、11両編成で、車体間拘束力が基本値の4倍(39.2kN/m)の時のものである。下心ロールで後尾車が揺れる傾向があるものの、蛇行動特性を考慮した時の図10と比較して、全体的に後尾車の揺れる傾向は小さい。特に上心ロールには後尾車の揺れる傾向はなく、蛇行動特性を考慮した

時との差がはっきりしている。

以上のことから、後尾車の揺れは強制入力波長との関係で生じる他に、列車としての車体蛇行動の振動モードにも起因しているものと思われる。

5. あとがき

列車としての蛇行動特性に着目して解析を行い、後尾車の揺れが大きくなる傾向を計算によって検討した。その結果を以下にまとめる。

(1) 列車としての蛇行動特性根は、各振動モード(例えば上心ロール)について連結した両数に分離する。

(2) この連結した両数の特性根のうち、安定性の高い根と低い根との安定性の差は、高速になる程、また拘束力が大きくなる程、割合として大きくなり、相対的に安定性の低い根の蛇行動特性が出やすくなる。

(3) この安定性の低い特性根に対応する列車としての振動モードは、高速域で後尾車が大きく振れる傾向にある。

(4) 車端ダンバを想定した場合の列車としての振動モードでも、最も安定性の低い根のものは、高速で後尾車が振れる傾向にある。しかし、その程度は、車体間の左右方向のみを拘束する時と比較して小さい。

(5) 強制振動応答でも後尾車が揺れる傾向があり、特に、拘束力が強い時にその傾向が大きくなる。

(6) 蛇行動特性を考慮しない時の強制応答(輪軸の直接加振)では、後尾車が揺れる傾向は、だ行動特性を考慮した時と比較して小さい。従って、後尾車の揺れは強制入力波長との関係で生じる他に、列車としての車体蛇行動の振動モードにも起因しているものと思われる。

今後、現車試験との対応、および車両諸元の一層の適性化と各種車体間拘束の組合せによる解析を行い、後尾車の防振対策に反映していきたい。

文 献

- (1) 三芳・ほか2名、鉄道技術研究所速報、A-85-53, (昭60-3), 2.
- (2) 谷藤、機論、52-474, C(昭61), 483.
- (3) 西村・ほか1名、機講論、No.840-16, (昭59-11), 21.
- (4) 横瀬、機論、36-291, (昭45), 1836.

図10 拘束力が強い時の後尾車の強制応答振幅
(拘束力39.2kN/m時)

図11 だ行動特性を考えない時の後尾車の強制応答振幅
(拘束力39.2kN/m, 11両編成時)