

山口大学 学生員 池 上 豊 和

山口大学 正 員 會 田 忠 義

1 まえがき 等径間、等剛性の単純けたがなる多径間橋梁上を車両が走行するとき、ある特定の速度のとき、車両の上下・ピッチング振動が大きくなり乗り心地が悪化することは周知の通りである。これまでは、正弦波の半波形（下の凸）が連続する軌道上を走行するとき、車両が軌道から周期性強制力を受ける問題として把握され、検討・調査されてきた。しかし、本研究の問題では上記と類似の強制振動の他に、係数励振振動も発生することが報告されている¹⁾。本論文は、多径間単純けた上を走行する単一鉄道車両の上下・ピッチング運動について、走行安定性を係数励振振動の面から、部分的に調査したものである。初めに、無限に続く単純けたと車両を、2径間がなる円軌道けたとその上を走行する車両にモデル化し、この系の運動方程式を求め、車両の振動挙動を調査する。車両のモデルとして国鉄で使用されている上下・ピッチング振動モデルを用い、けたはスパン30 mの単純支持の実橋を対象とした。

2 解析モデルと運動方程式 車両の上下・ピッチング振動のモデルは図-1に示す新幹線車両モデルである。けたはスパンが30 mの1次固有振動数が 44.75 rad/sec の鋼けた橋である。

静止状態にあるけたは、車両の進入を受けると、車両と連成振動し、車両の退出後は自由振動する。本研究では、車両の振動挙動のみに注目すればよいことを考慮すると、図-2(a)の多径間単純けたは図-2(b)の円軌道けたに置換することができる。ただし、この場合、けたは車両進入直前には静止の条件を満たすとする。すなわち、図-2(b)では(I)けたは $2L/V$ 時間ごとに、(II)けたは L/V 遅れて $2L/V$ 時間ごとに静止(ゼロ)の条件を満たすとする。このモデルの連成振動の運動方程式は減衰項を省略すると、次式で表わされる。

$$M_v \ddot{d}_v + K_v \dot{d}_v + G_{k2} \{ d_{gr1}, d_{gr2} \}^T = 0$$

----- (1) 車両の上下ピッチング運動方程式

$$(M_g + M_{gv}) \begin{Bmatrix} \ddot{d}_{gr1} \\ \ddot{d}_{gr2} \end{Bmatrix} + (K_g + K_{gv}) \begin{Bmatrix} d_{gr1} \\ d_{gr2} \end{Bmatrix} - G_{rv} d_v = -P$$

----- (2) 円軌道けたの運動方程式

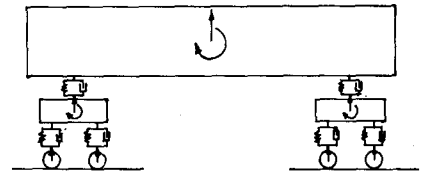
$$\text{ここで、} d_{gr1} = d_{gr1} = 0 \text{ ----- } t = 2L(n-1)/V$$

$$d_{gr2} = d_{gr2} = 0 \text{ ----- } t = L/V + 2L(n-1)/V \quad n = 1, 2, \dots, \infty$$

d_v : 車両の変位ベクトル, d_{gr1}, d_{gr2} : オI, IIスパンの基準座標ベク

トル, M_v, K_v, G_{k2} : 車両の質量及び剛性行列と車両に対するけたの影響を表わす剛性行列, M_g, K_g, P : 円軌道けたの質量及び剛性行列, 車両重量を表わす荷重ベクトル, M_{gv}, K_{gv} : 車両がうの影響を表わす付加質量及び剛性行列, G_{rv} : けたに対する車両の影響を表わす剛性行列。

けたが等径間・等剛性であることより、行列 $G_{k2}, M_{gv}, K_{gv}, G_{rv}$ は $2L/V$ の周期をもつ周期関数と考えることができる。すなわち、周期係数をもつ常微分方程式(Hill方程式)と見なすことができる。

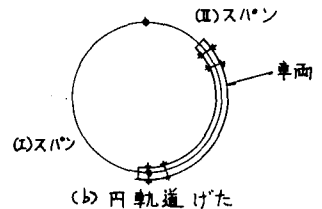


次数	固有周期(sec)	振動数(1/sec)	モード
1	1.020	6.16	車体の上下動
2	0.799	7.87	車体のピッチング
3	0.227	27.68	台車のピッチング
4	0.220	28.56	台車の上下動

図 1



(a) 多径間単純けた



(b) 円軌道けた

図 2

3 単純バネトリック共振 系の運動方程式が Hill 方程式である場合、系は係数励振不安定振動を起すことは周知の通りである。すなわち、係数の周期(2L/V)より計算される励振振動数 $\omega = (\pi V/L)$ が系の固有振動数 Ω_p と、 $\omega \approx 2 \Omega_p / k$ ($k = 1, 2, \dots$) の関係にあるとき単純バネトリック共振を起す。

本研究における系の固有振動数がけたの固有振動数と車両の固有振動数に関連すること、また、車両の運動に注目することから、 Ω_p を図-1に示す車両の固有振動数を用いて、 $\omega = 2\Omega_p, \Omega_p, \Omega_p/2, \Omega_p/3$ 及び $\Omega_p/4$ ($\Omega_1 = 6.16 \text{ rad/sec}$, $\Omega_2 = 7.87$, $\Omega_3 = 27.68$, $\Omega_4 = 28.56$)における車両の振動を式(1), (2)を Range-Kutta-Gill 法で数値積分することにより求めた。これらの ω に対する車両の走行速度の関係は図-3の通りである。図中には、不安定振動の発生する励振振動数を $\bigcirc$ 及び $\triangle$ で囲って表示してある。これより不安定振動の発生する走行速度が読み取れる。図-4に、車両の不安定振動挙動を示す。

4 乗り心地の検討 国鉄では上下振動に対する乗り心地の評価のために車両の振動数と加速度振幅の関係より乗り心地係数を定めている。すなわち、ある程度の乗り心地を確保するために、振動数に対する限界の加速度が定められている。ここでは、上記の調査で明らかになった不安定振動の発生する振動数 ω と限界加速度(乗り心地が非常に悪い場合に相当)に達する走行最大スパンを求めた。結果を表-1に示す。表中、 $\omega = 2\Omega_1, 2\Omega_2$ は図-3に示すように、変位の発散は見られなかったが、3スパン通過時に限界加速度を起し、乗り心地が悪化する結果が得られた。しかし、いずれの場合も、相当走行速度が 400 km/h 以上で新幹線の実用速度ではないことがわかる。 $\omega = \Omega_3/2$ の場合は5スパンで限界加速度に達している。この状態は既述のように、正弦波の半波数が連続する不整を有する軌道上を車両が走行するとき、軌道から受ける強制周期力の振動数($\pi V/L = 2\omega$)が車両の固有振動数に一致する場合に相当する。したがって、 $\omega = \Omega_3/2$ の振動には係数励振振動と強制振動の影響が含まれている。

以上の結果は特定の橋梁についてのものであり、本研究では、問題を非減衰系として取り扱っているが、減衰とし、車両長とけたのスパン長との関係、車両のバネ定数とけたの等価バネ定数との関係を考慮した、より詳細な検討が必要であることはいうまでもない。走行安定性の検討に必要な、より詳細な資料を得るべく計画中である。これらが、鉄道システムの検討の一助けとなれば幸いである。

参考文献 1) Y.I.Chung & J.Genin "Stability of a Vehicle on a Multispan Simply Supported Guideway", (The American Society of Mechanical Engineers)

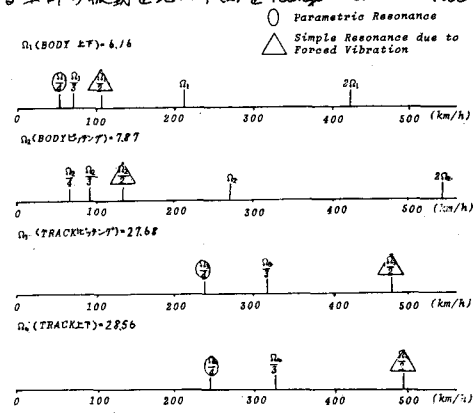


図 3 不安定振動発生速度

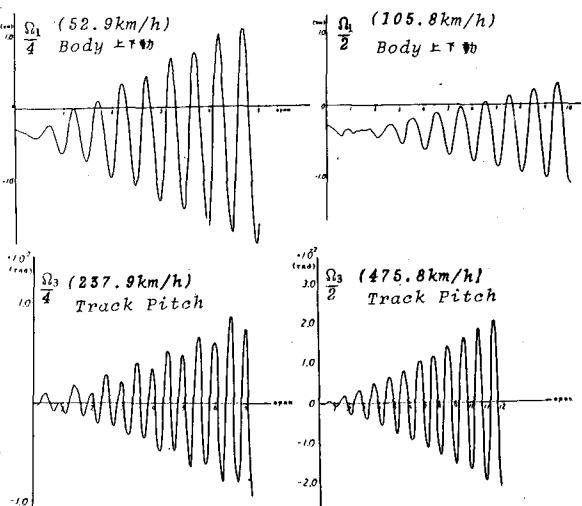


図 4 不安定振動挙動

表 1 周波数と限界最大スパン数

振動数	相当速度 (km/h)	周波数 (Hz)	限界加速度 (g)	限界加速度に達するスパン
$\Omega_1/4$	52.9	0.245	0.6	27 スパン
$\Omega_2/4$	67.7	0.313	0.6	達しない
$\Omega_1/2$	105.8	0.490	0.6	30 スパン以上
$\Omega_2/2$	135.3	0.626	0.6	5 スパン
Ω_1	211.7	0.980	0.6	達しない
Ω_2	270.5	1.250	0.5	達しない
$2\Omega_1$	423.4	1.960	0.3	3 スパン
$2\Omega_2$	541.1	2.500	0.25	3 スパン