

I-367 多径間単純げた上を走行する鉄道車両の走行安定性 ～左右・ローリング・ヨーイング系について～

宇部興産株式会社 正会員 池上 豊和
山口大学工学部 正会員 會田 忠義

1 (まえがき)

等径間、等剛性の単純けたからなる多径間単純けた上を車両が走行するとき、ある特定の速度のとき、車両の振動が大きくなり乗り心地が悪化するとされている。これまでは、車両の上下・ピッチング運動のみに注目し、係数励振不安定振動による振動挙動を明らかにし、不安定振動を起こす条件を示した。本研究は、車両の左右・ローリング・ヨーイング運動に注目し、多径間単純けた上を車両が走行する場合の安定性を調査するものである。まず、ガイドウェイのモデル化により、車両の左右・ローリング・ヨーイング系についても、車両とけたの連成振動方程式がHill型となり、係数励振不安定振動を起こすことを示す。

以下、系のモデル化、連成振動の運動方程式、境界振動数方程式、新幹線車両と実橋、KS-18ならびにKS-15の修正モデルに対する安定性の検討を行った結果を示す。

2 (解析モデルと運動方程式)

本研究では、車両の振動挙動のみに注目すればよい事を考慮すると、スパン長が車両長より長い場合、多径間単純けたと車両との系(Fig.1)は、2径間からなる循環げたとその上を走行する車両にモデル化される(Fig.1-a)。ただし、この場合、けたは車両進入直前に静止の条件を満たすとする。

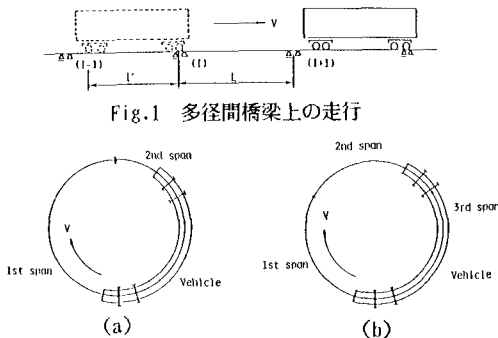
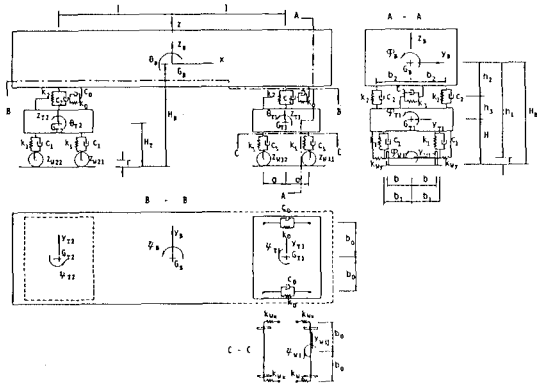


Fig.1 循環げた

車両モデルには、Fig.2に示す新幹線車両モデルを用いる。



	(rad/sec)
1st-mode(車体の下心ローリング動)	$\Omega_1=3.67$
2nd-mode(車体の上心ローリング動)	$\Omega_2=5.10$
3rd-mode(車体のヨーイング動)	$\Omega_3=6.48$
4th-mode(台車の下心ローリング動)	$\Omega_4=35.90$
5th-mode(台車の上心ローリング動)	$\Omega_5=55.60$
6th-mode(台車のヨーイング動)	$\Omega_6=73.60$

Fig.2 車両の力学モデル

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せられる。

(車両の左右・ローリング・ヨーイング運動方程式)

$$M_H \ddot{d}_H + K_H d_H + G_{KH} \{d_{QH1}, d_{QH2}\}^T = 0 \quad \dots(1)$$

(循環げたの運動方程式)

$$(M_{QH} + M_{gh}) \begin{Bmatrix} \ddot{d}_{QH1} \\ \ddot{d}_{QH2} \end{Bmatrix} + (K_{QH} + K_{gh}) \begin{Bmatrix} d_{QH1} \\ d_{QH2} \end{Bmatrix} + G_{KH} d_H = 0 \quad \dots(2)$$

ここで

$$\begin{cases} d_{QH1} = \dot{d}_{QH1} = 0 \dots 2L(n-1)/V \\ d_{QH2} = \dot{d}_{QH2} = 0 \dots 2L(n-1)/V + L/V \end{cases} \quad (n=1, 2, 3, \dots)$$

d_H ; 車両の変位ベクトル
 d_{QH1}, d_{QH2} ; 第1、第2スパンの基準座標ベクトル
 M_H, K_H, G_{KH} ; 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す剛性行列
 M_{QH}, K_{QH} ; 循環げたの質量及び剛性行列、車両重量を表す荷重ベクトル
 M_{gh}, K_{gh}, G_{KH} ; 車両からの影響を表す質量及び剛性行列、けたに対する車両の影響を表す剛性行列

けたが等径間、等剛性であることより、行列 $G_{KH}, M_{QH}, K_{QH}, G_{KH}$ は周期 $T = (2L/V)$ をもつ周期関数となる。すなわち、この連成振動方程式は周期係数をもつ常微分方程式(Hill方程式)とみなすことができる。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こす。また周期 $2T, T$ を

もつ解は安定領域、不安定領域の境界の解となる。そこで、車両が周期 T 及び $2T$ をもって運動するとして車両ベクトルを式(3)で表し、式(3)の存在条件として、単純パラメトリック共振の境界振動数方程式を求めることができる。

$$d_n = \frac{1}{2} a_n + \sum (a_n \cos \frac{1}{2} p \omega t + b_n \sin \frac{1}{2} p \omega t) \\ \omega = 2\pi/T = 2\pi/(2L/V) = \pi V/L \quad \dots\dots(3)$$

すなわち、この境界振動数方程式を解くことにより不安定振動を起こす相当速度がわかる。

スパン長が車両長より短い場合は、Fig.1-bに示す3径間からなる円軌道げたとその上を走行する車両にモデル化され、この場合、 G_{kgh} 、 M_{gh} 、 K_{gh} 、 G_{khh} は周期 $T = (3L/V)$ を持つ周期関数となり、前述の2径間からなる循環げたの場合と同様に境界振動数方程式を求めることができる。

3 (解析結果)

解析するに当たり、使用した橋梁のデータは、一実橋（水門川橋梁）と、KS-18及びKS-15定規げたを新幹線けたと同じサイズに変更した下記のスパン長12.9m、16.0m、19.2m、22.3m、25.4m及び31.5mの6種類で合計13種類のけたを対象とした。

まず水門川橋梁のデータ（スパン長30.0m）を使用してけたの固有振動数と車両速度の関係を用いて不安定領域の変化を調査した結果をFig.3に示す。この図は、水門川橋梁の水平曲げ固有振動数 ω_v は52.3(rad/sec)、ねじり固有振動数 ω_φ は85.5(rad/sec)であることから、この2つの固有振動数を同時に1.25倍から0.75倍まで低下させたものである。又、この不安定領域図の確認のために、車両の振動挙動をシミュレートした結果、比較的に不安定領域が広い相当速度において、発散型の自励振動が認められた。相当速度A、Bでの振動挙動をFig.4に示す。

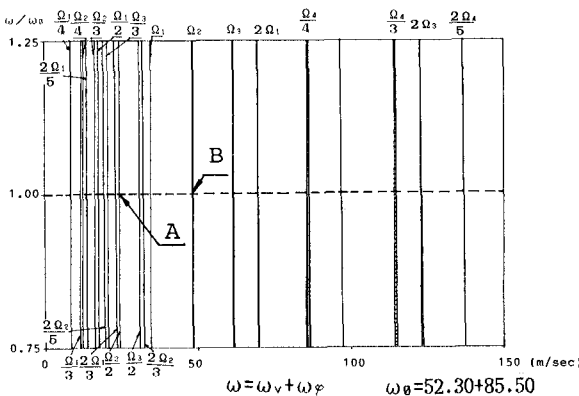


Fig.3 不安定領域（水門川橋梁）

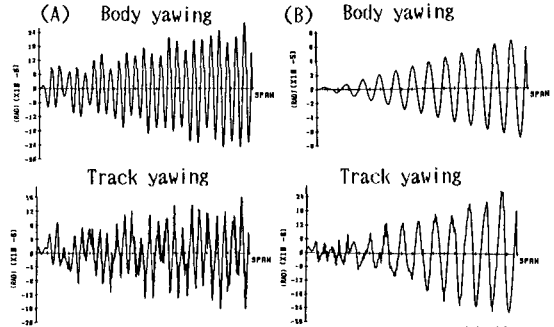


Fig.4 係数励振不安定振動時の挙動（水門川橋梁）

次に、スパン長の変化に伴う不安定領域の挙動を調査した結果、ここでは、KS-15モデルげたについてのみ不安定領域図をFig.5に示す。縦軸はスパン長を半車両長で除した無次元量で、横軸は無次元速度パラメータである。（ここで、 Ω_1 は車両の第一固有振動数； L_0 は一周軌道長である）スパン長と不安定領域の幅との関係をFig.6に示す。

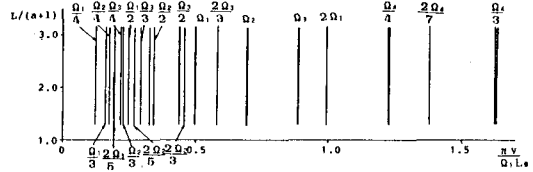


Fig.5 不安定領域図（KS-15）

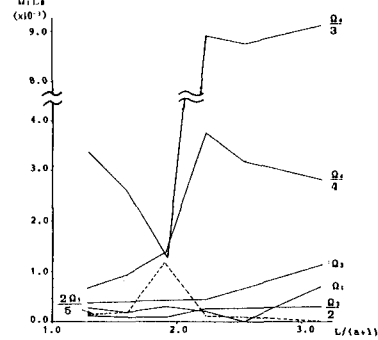


Fig.6 不安定領域幅の変動

不安定領域は、スパン長が短いほど狭くなることがわかる。このことより、多径間橋梁上を走行する車両の走行安定性にとって、1スパン長を短くすることは賢明である。さらに、KS-18よりKS-15を使用した方が不安定領域が広がること及び、水門川橋梁を対象にけたの固有振動数を変化させ剛性を低下させたとき不安定領域が広がることから、けたの固有振動数を大きくすることにより安定させることが出来ると言える。

1)松浦章夫：鉄道技術研究所報告

1074.PP.1～198(1973)

2)Y.I.Chung & J.Genin:「Stability of a Vehicle on a Multispan Simply Supported Guideway」