

## 鉄道車両の走行性からみた長大吊橋の折れ角限度

ALLOWABLE BENT-ANGLE OF LONG-SPANNED SUSPENSION BRIDGES  
DETERMINED BY RUNNING PROPERTY OF RAILWAY CAR

松浦章夫\*・涌井 一\*\*

By Akio MATSUURA and Hajime WAKUI

## 1. ま え が き

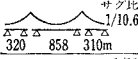
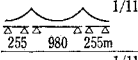
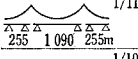
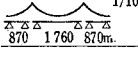
長大吊橋に鉄道を通すためには、多くの技術的問題を解決しなければならないが、そのうちの一つに、主塔部と橋台部における角折れ現象がある。これには、鉛直方向と水平方向の2種の角折れがあり、前者は載荷荷重・気温の変化により生じ、後者は主として風荷重により生ずる。この角折れ現象は、補剛桁を2ヒンジ形式として設計した場合に顕著となり、たとえば本州四国連絡橋併用吊橋では、主塔部において表一<sup>1)</sup>に示す角折れが発生すると計算されている。このような大きな角折れは従来の鉄道橋梁ではまったく経験し得なかったものであり、それに対する列車の走行性を確保するため、たとえば図一<sup>1)</sup>に示すような緩衝装置により角折れを分散し、小さな角折れの連続とする方式が提案されている。この方式が成立するか否かは、2ヒンジ形式を採用するか、あるいは連続形式とするかという吊橋の基本設計にもかかわる重要な問題である。また、それが成立とした場合、分散された個々の角折れの限度値と適切な分散間隔を明らかにすることは、緩衝装置を設計するうえで不可欠の条件である。

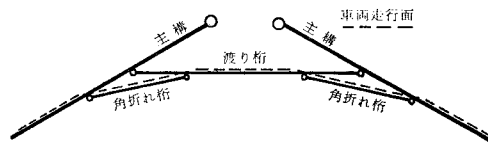
緩衝装置上の列車走行性については、「本州四国連絡橋の列車走行に関する研究委員会」の「走行分科会」で検討が重ねられてきた。そのうち、主体をなす鉛直角折れ区間の走行性については、在来線の各形式車両から新幹線車両に至るまですでに詳細な解析が行われ、緩衝装置設計上の基本的条件が提示された<sup>2)</sup>。一方、水平角折れ、あるいはそれに鉛直角折れが複合する場合については、当初、模型車両<sup>3)~5)</sup>と実車<sup>6)</sup>の走行試験により実験的に研究が進められたが、本研究<sup>7),8)</sup>は引き続いてこの

\* 正会員 工博 日本国有鉄道鉄道技術研究所 構造物研究室 主任研究員

\*\* 正会員 工修 日本国有鉄道鉄道技術研究所 構造物研究室 主任研究員

表一 本四併用吊橋における角折れ現象<sup>1)</sup>  
(2ヒンジ形式採用の場合)

構造概要	鉛直折れ角(%) (人形の最大値)	水平折れ角(%) (風速30m/s)
 サク比 1/10.6 320 858 310m	33.1	7
 1/11 255 980 255m	27.2	10.6
 1/11 255 1090 255m	31.3	12.9
 1/10 870 1760 870m	26.0	17.6



図一 角折れ緩衝装置の構案(渡り桁方式)

問題を理論的に検討したものである。すなわち、水平角折れ区間を走行する鉄道車両の動的挙動を有限振幅の蛇行動現象としてとらえ、蛇行動の安定論で用いられている微小振幅の線形運動方程式にクリープ力の摩擦力への移行とフランジ衝突作用を導入し、さらに鉛直角折れに対する上下方向の運動を加えた運動方程式を誘導して、シミュレーション解析により検討を行ったものである。

解析の対象とした車両は、在来線を代表する車種の一つとして二軸貨車、ならびに高速鉄道を代表するものとして新幹線車両である。

## 2. シミュレーション解析法

## (1) 輪軸の運動方程式の誘導

## a) 運動自由度と作用力

図二に示すように、運動自由度は左右変位  $y_w$  とヨーイング角変位  $\psi_w$  である。上下変位  $z_w$  およびロー

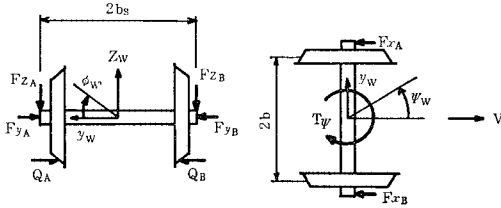


図-2 輪軸の運動自由度と作用力

リング角変位  $\phi_w$  は、それぞれ鉛直角折れおよび左右両輪の実質半径の差により決まる従属自由度である。

輪軸に作用する力は、車輪とレールとの水平面内の相互作用力として横圧  $Q_{A,B}$  ( $A$  は角折れ内軌側,  $B$  は外軌側車輪をさす。以下同様) とヨーイングモーメント  $T_\psi$ 、ならびに台車または車体から軸箱に作用する力  $F_{xA,B}$ ,  $F_{yA,B}$  である。

フランジ衝突に至る有限振幅の蛇行動現象を解析するにあたり、 $Q_{A,B}$  と  $T_\psi$  の定式過程において以下の4つの仮定を導入した。

① 車輪の踏面形状は、一定踏面勾配を有する円錐踏面に垂直なフランジが付いているものと簡略化する。

② 円錐踏面とレールの接触点には摩擦力への移行を考慮したクリープ力が作用する。これは横方向クリープ力  $Q_{cA,B}$  とヨーイングモーメント  $T_\psi$  からなる。

③ フランジがレール側面に衝突すると、レールの小返り変位に比例する力がフランジに作用する。これをフランジ圧  $Q_{fA,B}$  とする。

④ 車輪に作用する全体の横圧  $Q_{A,B}$  は横方向クリープ力  $Q_{cA,B}$  とフランジ圧  $Q_{fA,B}$  の和として与えられる。

**b) クリープ力**

輪軸がレール上を転動する場合、車輪踏面とレールの接触点付近の弾性変形により、接触部にはみかけ上のすべりが生ずる。この現象は横方向にも進行方向にも存在し、クリープ現象とよばれている。その際に接触部に働く接線力がクリープ力であるが、蛇行動解析上、特に重要な量であるため、これまで多くの研究がなされてきた<sup>9)</sup>。それらの研究成果を踏まえて、本研究では以下の4つの仮定を導入して定式化を行った。

① 横力が摩擦力以下の場合、クリープ力は線形クリープ理論に従いすべりに比例する。

② 線形比例部分のクリープ係数は、次なる Chartet の理論式<sup>9)</sup>で与えられ、輪重変動に対しては輪重の 2/3 乗に比例して増減する。

$$\text{クリープ係数} = \left( \frac{\text{鋼のヤング率}}{\text{シム率}} \right) \times \left( \frac{\text{接触だ円の長半径}}{\text{接触だ円の短半径}} \right) \dots \dots \dots (1)$$

③ 横力が増加し摩擦力に達すると、真のすべりが生じて接線力はそれ以上増加しない。

④ 進行方向にも横方向と同一のクリープ現象が存在

する。

①におけるすべり率は、接触点のすべり速度と輪軸の転がり速度  $v$  の比として定義され、横方向すべり率  $S_y$  と進向方向すべり率  $S_\psi$  は次式で与えられる。ただし、 $r$  は車輪の公称半径、 $r_{A,B}$  は輪軸と軌道の左右相対変位により決まる実質半径である。

$$\left. \begin{aligned} S_y &= \left\{ \dot{y}_w + \frac{r}{2b} (\dot{r}_A - \dot{r}_B) - v\psi_w \right\} \frac{1}{v} \\ S_\psi &= \left\{ \dot{\psi}_w - \frac{v}{2br} (r_B - r_A) \right\} \frac{b}{v} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

②における動輪重に対するクリープ係数  $f_{A,B}$  は、静輪重  $P_s$  に対する Chartet の理論値  $f_s$  と輪重変動率  $(\Delta P/P_s)_{A,B}$  から次式により与えられる。

$$f_{A,B} = f_s \{ 1 + (\Delta P/P_s)_{A,B} \}^{2/3} \dots \dots \dots (3)$$

したがって、横方向クリープ力  $Q_{cA,B}$  とヨーイングモーメント  $T_\psi$  は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} Q_{cA,B} &= \pm f_{A,B} S_y \\ T_\psi &= b(f_A + f_B) S_\psi \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

(複号は  $A, B$  に関するもので同順、以下同様)

さらに③に従い、クリープ力に次の制限を設けた。ただし、 $\mu$  は動摩擦係数である。

$$\left. \begin{aligned} |Q_{cA,B}| &\leq \mu \{ 1 + (\Delta P/P_s)_{A,B} \} P_s \\ |T_\psi| &\leq \mu \{ 2 + (\Delta P/P_s)_A + (\Delta P/P_s)_B \} b \cdot P_s \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (5)$$

**c) フランジ圧**

構造物の角折れに伴う軌道の変形状については、連続または有限間隔で弾性支持されたはりの問題として理論解析がなされている<sup>10)</sup>。本研究では、それに基づき図-3に示すように、水平折れ角  $\theta_y$ 、鉛直折れ角  $\theta_z$  に対して角折れ部の軌道形状を直線部とそれにはさまれる長さ  $X_c$  の曲線部からなるものとし、曲線部は適切な関数で近似した。水平角折れによる軌道変形の形状関数を  $Y_R$ 、鉛直角折れによるそれを  $Z_R$  で表わす。

フランジ衝突に対するレールの中立位置  $y_{RA,B}$  は、基

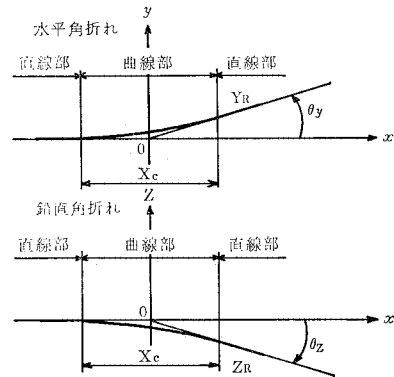


図-3 角折れ部の軌道形状モデル

本的には  $Y_R$  で与えられるが、 $Q_{cA,B}$  によってもわずかながら変動することも考慮した。すなわち、レール小返りばね定数を  $K_P$  とすると次式で与えられる。

$$y_{R,A,B} = Y_R \pm \frac{Q_{cA,B}}{K_P} \dots\dots\dots (6)$$

これを中立位置とするフランジ衝突によるレール小返り変位  $y_{KA,B}$  は次式で与えられる。ただし、レール遊間を  $u$  (片側当り) とする。

$$\left. \begin{aligned} \pm y_W \mp y_{R,A,B} &\leq u && y_{KA,B} = 0 \\ \pm y_W \mp y_{R,A,B} &> u && \\ &&& y_{KA,B} = \pm y_W \mp y_{R,A,B} \mp u \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

したがって、フランジ圧  $Q_{fA,B}$  は次式で与えられる。

$$Q_{fA,B} = K_P \cdot y_{KA,B} \dots\dots\dots (8)$$

d) 運動方程式

輪軸の質量を  $m_W$ 、重心回りの慣性モーメントを  $I_W$  とすると次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} m_W \ddot{y}_W &= -F_{yA} + F_{yB} - (Q_{cA} + Q_{fA}) \\ &\quad + (Q_{cB} + Q_{fB}) \\ I_W \ddot{\psi}_W &= (F_{xA} - F_{xB}) b_s - T_\psi \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

これは蛇行動の安定論で用いられる微小振幅の線形運動方程式に、クリープ力の摩擦力への移行とフランジ衝突作用を導入した有限振幅の非線形運動方程式とみなすことができる。

(2) 車体および台車の力学モデル

a) 二軸貨車

図-4 に示すように1車両全体を対象とし、輪軸と車体が軸箱部で上下、左右、前後方向のばねとダンパにより結合された構造としてモデル化した。車体の運動自由度は左右  $y_B$ 、ヨーイング  $\psi_B$ 、ローリング  $\phi_B$ 、上下  $z_B$ 、ピッチング  $\theta_B$  であり、輪軸を含めた全体では9自由度のモデルとした。諸元はワラ1形二軸貨車(積車)を対象に決定した。なお左右ばね  $K_y$  には折れ線特性の非線形性を導入し、二段リンクの特性を近似した。

b) 新幹線車両

図-5 に示すように1車両全体を対象とし、車体と台車枠、台車枠と輪軸がばねとダンパにより結合された構造としてモデル化した<sup>9)</sup>。車体の運動自由度は左右  $y_B$ 、ヨーイング  $\psi_B$ 、ローリング  $\phi_B$ 、上下  $z_B$ 、ピッチング  $\theta_B$ 、また、台車は左右  $y_{Ti}$ 、ヨーイング  $\psi_{Ti}$ 、ローリング  $\phi_{Ti}$ 、上下  $z_{Ti}$ 、ピッチング  $\theta_{Ti}$  ( $i=1, 2$ ) であり、輪軸を含めた全体では23自由度のモデルとした。諸元は山陽新幹線試作車両を対象に決定した。なお上下まくらばね ( $K_2$ )、左右まくらばね ( $K_3$ )、軸ばね ( $K_1$ ) には、ばねの変位がある一定値を超えるとストップにあたり、ばね定数が大きくなる折れ線特性の非線形性を導入した。また、ボルスタ・アンカ ( $K_0$ ) には側受部におけ

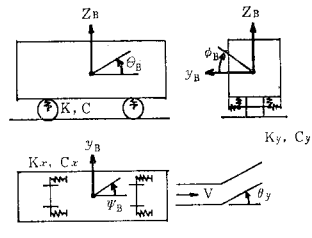


図-4 二軸貨車の力学モデル

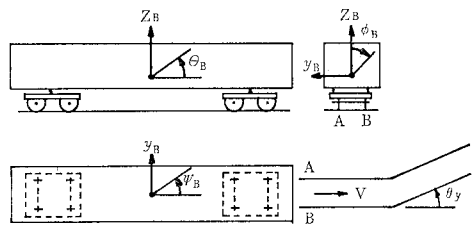


図-5 新幹線車両の力学モデル

るすべり作用を考慮して、車体と台車枠の相対ヨーイング角と復元モーメントの関係に完全弾塑性型の履歴特性を導入した。

(3) 車両全体の運動方程式と応答特性値

(1) で誘導した輪軸の運動方程式と、(2) の力学モデルから通常の方法で誘導される車体および台車の運動方程式を組合せると、車両全体の運動方程式が得られる。これに角折れ部の軌道形状を入力として与え、ルンゲ・クッタ・ギル法により数値的に積分すると、車両各部の応答を求めることができる。これにより横圧  $Q$ 、脱線係数  $Q/P$ 、輪重減少率  $\Delta P/P_s$ 、車体振動加速度  $a$  などの走行性を評価する応答特性値が計算される。

3. 単一角折れに対する過渡応答

(1) 二軸貨車

a) 過渡応答波形に関する基礎的考察

水平角折れに対する過渡応答波形の一例を図-6 に示す。折れ角は 5‰、速度は最高速度の 75 km/h である。角折れ進入前の車両の変位・動揺は、一応すべて零とし

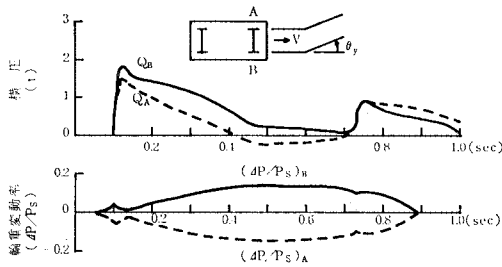


図-6 単一水平角折れ走行による二軸貨車の過渡応答波形例 ( $\theta_y=5\%$ ,  $V=75$  km/h)

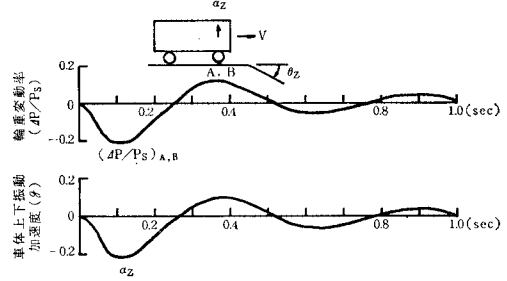


図-7 単一鉛直角折れ走行による二軸貨車の過渡応答波形例 ( $\theta_z=10\%$ ,  $V=75$  km/h)

表-2 主要パラメータの標準値

パラメーター	車種	二軸貨車	新幹線車両
クリープ係数 $f_s(t)$		360	840
摩擦係数 $\mu$		0.25	0.25
レール小返りばね定数 $K_P$ (t/cm)		15	15
角折れ長さ $X_c$ (m)		2.0	2.0
遊間 $u$ (mm)		5	5

た。最大の横圧は前軸外軌側車輪に生じ、約 2 t に達する。ここには示さないが、輪軸と軌道の相対変位が遊間を超えており、フランジ衝突に伴うフランジ圧が生じている。なお脱線係数もここで最大となる。内軌側車輪には外軌側より小さい横圧が逆向きに作用するが、横方向クリープ力にほかならない。横圧波形の 0.7~0.8sec 付近にみられる第 2 のピークは、内軌側レールへの偏倚によるものである。後軸の波形は省略したが、前軸とほぼ同様な横圧が軸距に相当する時間差を伴って作用する。輪軸に対するこのような過渡的攪乱により、車体も振動を始める。輪重変動波形その他によれば、これは車体のローリング振動と考えられる。

上記の解析にはパラメータ値として表-2 の標準値を用いた。これらの標準値は現時点で妥当と考えられる平均的な値であるが、車輪とレールの接触面の特性と軌道構造の違いにより異なる値をとり得る。そこで標準値の前後のパラメータ値についても同様な解析を行い、その影響を検討した。それによれば、レール小返りばね定数  $K_P$  を除いては影響は比較的小さく、また  $K_P$  についても、実在範囲と推定される 10~20 t/cm では標準値で代表できることを確認した。走行速度との関係では、いずれの応答特性値も速度に対して漸増する。したがって最高速度について検討しておけば安全側の結果を得る。

鉛直角折れ（ $\wedge$ 形）に対する過渡応答波形の一例を図-7 に示す。折れ角は 10%，速度は 75 km/h である。輪重変動と車体上下振動加速度とはほぼ同一の波形を示しており、この程度の速度ではばね下質量の慣性力の影響は無視できるほど小さい。後軸の波形は省略したが、前軸と同様な応答が軸距に相当する時間差を伴って

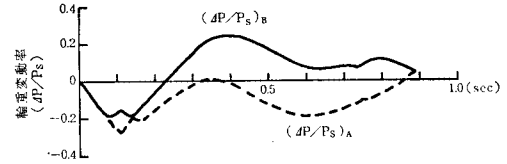


図-8 複合角折れ走行による二軸貨車の過渡応答波形例 ( $\theta_y=5\%$ ,  $\theta_z=10\%$ ,  $V=75$  km/h)

生じ、車体ピッチング振動の影響も小さい。走行速度との関係では、二軸貨車の速度範囲においてはほぼそれに比例して応答が増加する。

上記の水平角折れと鉛直角折れの複合角折れに対する輪重変動波形を図-8 に示す。それぞれの角折れ単独の波形（図-6 と 7）を重ね合わせたものに近似している。横圧波形は省略したが、水平角折れ単独の波形（図-6）とはほぼ同一である。解析モデル上は左右動と上下動は踏面勾配とクリープ力を介して連成し得るが、このように近似的に重ね合わせが成立することは、連成の影響がこの場合には無視できるほど小さいことを示唆している。

b) 狩勝実験線の実車試験結果との比較

角折れ区間における鉄道車両の走行性については、本州四国連絡橋公団の委託により、昭和 45~46 年に鉄道技術研究所を主体として、狩勝実験線（北海道）において大規模な実車走行試験が行われた<sup>6)</sup>。角折れの設定条件は、全体で鉛直方向 40%（ $\wedge$ 形）、水平方向 20% の角折れを、10.4 m の等間隔で 4 か所の複合角折れ（鉛直 10%，水平 5%）に均等分散したもので、本州四国連絡橋併用吊橋における角折れ緩衝装置の最大角折れ状態を想定したものである。供試車両は、ワラ 1 形式を含む二軸貨車、コンテナ車、旅客車などの在来線車両であり、低速から高速にわたる走行試験が行われた。ここではワラ 1 形式二軸貨車（積車）について、実車試験の第 1 角折れに対する応答と、同一条件で解析した計算値との比較を行った。

前軸外軌側車輪に作用する横圧波形を比較すると、図-9 に示すとおりである。横圧の立上りが比べると、シミュレーション解析のそれは急激過ぎるようにも見受

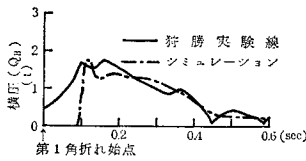


図-9 横圧波形の比較 ( $\theta_y=5\%$ ,  $\theta_z=10\%$ ,  $V=75$  km/h)

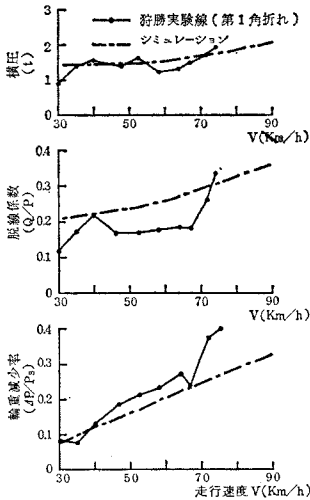


図-10 走行速度に対する最大応答特性値の比較 ( $\theta_y=5\%$ ,  $\theta_z=10\%$ ,  $V=75$  km/h)

けられる。本解析法では、車輪の踏面形状を一定勾配の円錐踏面に垂直なフランジがついているものと簡略化し、輪軸とレールの相対変位が遊間を超えると、それに比例したレール小返り反力がフランジに作用するものとした。しかし、実車では踏面勾配の連続的な増大を経てそのような状態に移行するものであり、この因子を省略したために横圧の上上がり急激になったということは十分に考えられる。しかしこの点を除けば、最大値とその後の減少傾向はかなりよく類似している。

走行速度に対する最大応答特性値を比較すると、図-10に示すとおりである。横圧の計算値は実測値の平均的な値を示している。脱線係数は実測値の方が全般的に小さい。輪重減少率については、速度に対する増加傾向は比較的良好一致しているが、最高速度付近では実測値の方がかなり大きくなっている。同速度に対しては直線区間でも最大17%の輪重変動を記録しており、角折れ以外の軌道狂いもその一因と考えられる。

以上のことから、車両の精密モデル化をさらに図る余地はもちろんあるが、角折れ緩衝装置の設計に伴う車両走行性の検討には、本シミュレーション解析に用いたモデルでもある程度その目的を果し得ると考えられる。

c) 折れ角と最大応答特性値

最高速度 75 km/h について、折れ角に対する最大応答特性値を計算した。

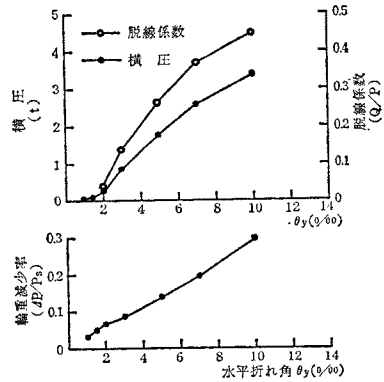


図-11 水平折れ角と二軸貨車の最大応答特性値 ( $V=75$  km/h)

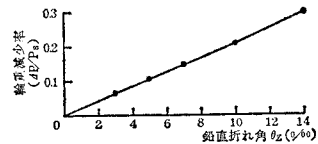


図-12 鉛直折れ角と二軸貨車の最大応答特性値 ( $V=75$  km/h)

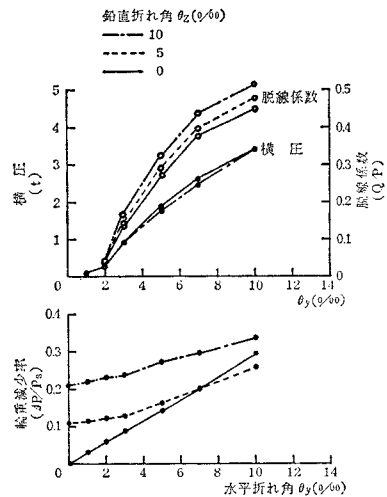


図-13 複合折れ角と二軸貨車の最大応答特性値 ( $V=75$  km/h)

図-11に水平角折れの結果を示す。1.5~2%以下ではフランジ衝突が生じないため、横圧と脱線係数は零に近い。また7%以上になると増加傾向は鈍化するが、これは横方向クリープ力の摩擦力への移行によるものである。

図-12に鉛直角折れの結果を示す。応答は折れ角にほぼ比例して増加する。

図-13に複合角折れの結果を示す。横圧に対する鉛直角折れの影響は無視できるほど小さい。脱線係数に対する影響も比較的小さい。一方、輪重減少率は近似的に

表-3 二軸貨車に対する単一角折れの折れ角限度  
( $V=75$  km/h)

	輪重減少率		横 圧	
	$\leq 20\%$	$\leq 30\%$	$\leq 2.3$ t	$\leq 3.1$ t
水平角折れ	$\theta_y \leq 7.0$	$\theta_y \leq 10.0$	$\theta_y \leq 6.1$	$\theta_y \leq 8.8$
鉛直角折れ ( $\wedge$ 形)	$\theta_z \leq 9.6$	$\theta_z \leq 14.0$		
複合角折れ	$\theta_y \leq 7.0$ $\theta_z \leq 5.0$	$\theta_y \leq 7.3$ $\theta_z \leq 10.0$	$\theta_y \leq 6.1$	$\theta_y \leq 8.8$ ( $\theta_z$ の影響は小)

両角折れによる応答の重ね合せとなり、両者とも重要な要因である。

d) 折れ角限度の試算

走行中の車両に生ずる輪重減少率と横圧に対しては、それぞれ走行安全と軌道部材の強度の面から限度値が設けられている。輪重減少率は 80%，横圧は 6 t が通常の限度とされる値である。角折れ部の走行性を評価判定する場合、角折れ付近に存在する角折れ以外の軌道狂いの影響（角折れ進入前の初期条件もその一部をなす）も勘案して上記の限度値以下とする必要がある。これを行うに、角折れ付近に軌道狂いを設定して直接的に算定するのも一つの方法ではあるが、数多くのケースを考えねばならない。本研究では池守<sup>11),12)</sup>の提案に基づき、一般の軌道における通常の軌道狂いが角折れ付近にも存在すると仮定し、その影響は確率的には角折れのみによる応答に単純に加算されると考えることとした。すなわち、一般区間における実車走行試験より求めた累積傾度図をもとに、適当な信頼度の下で角折れに対する許容値を設定することにしたものである。信頼度を 99.99% とすると 20%，2.3 t，99.9% とすると 30%，3.1 t がこうして求められた角折れに対する輪重減少率，横圧の許容値である。

図-11~13の結果をこれらの許容値に照らして折れ角限度を試算すると、表-3に示すとおりである。なお脱線係数は、通常目標とされる 0.8 を限度値とすると、他の許容値に比べて相対的に問題とならないので省略した。

(2) 新幹線車両

a) 過渡応答波形に関する基礎的考察

水平角折れに対する過渡応答波形の一例を図-14に示す。折れ角は 5%，速度は 160 km/h である。角折れ進入前の車両の変位・動揺は一応すべて零とした。最大の横圧は、先頭軸外軌側車輪に生じ、約 6 t に達する。脱線係数もここで最大となる。その内軌側車輪には約 1.5 t の矩形波状の横圧が逆向きに作用する。これは横方向クリープ力が摩擦力に移行したもので、完全な滑り状態に達している。台車後軸の横圧・輪重変動波形は

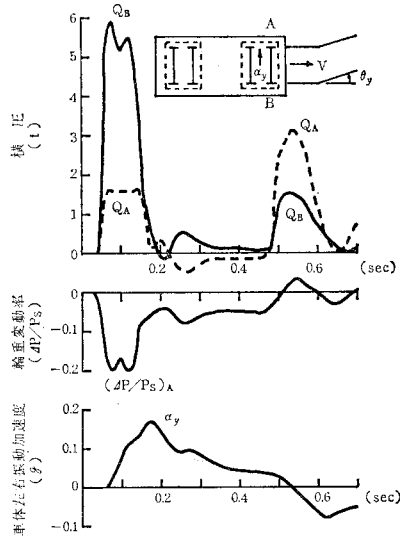


図-14 単一水平角折れ走行による新幹線車両の過渡応答波形例 ( $\theta_y=5\%$ ,  $V=160$  km/h)

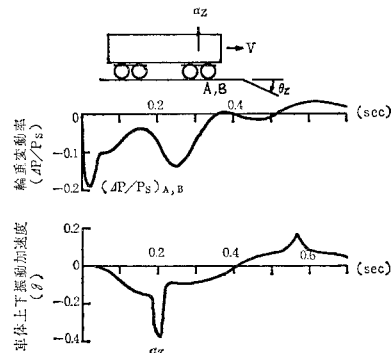


図-15 単一鉛直角折れ走行による新幹線車両の過渡応答波形例 ( $\theta_z=5\%$ ,  $V=160$  km/h)

省略したが、前軸よりもかなり小さく、前軸による台車のかじ取り効果が認められた。後台車の応答波形も省略したが、前台車と比べて顕著な差はみられなかった。

上記の解析にはパラメーター値として表-2の標準値を用いたが、二軸貨車の場合と同様、その前後のパラメーター値についても解析を行い、標準値で代表できることを確認した。

鉛直角折れ ( $\wedge$ 形) に対する過渡応答波形の一例を図-15に示す。折れ角は 5%，速度は 160 km/h である。輪重変動波形の立上がりには鋭いピークがあり、最大値もこれにより生じている。このピークは高速走行時のばね下質量の慣性力によるもので、角折れの曲線部の最大曲率が直接影響する。他の軸にもほぼ同様な輪重変動を生じる。車体上下振動加速度波形にも鋭いピークがあるが、上下まくらばねがストップにあたったために生じたものである。しかし実車では、空気ばねの摩擦抵抗

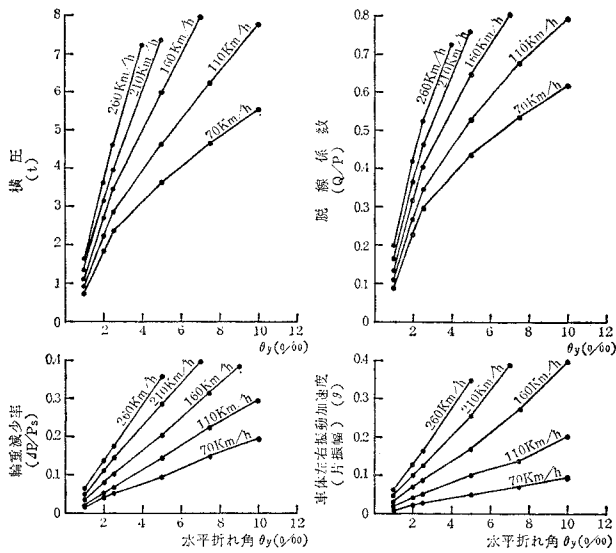


図-16 水平折れ角と新幹線車両の最大応答特性値

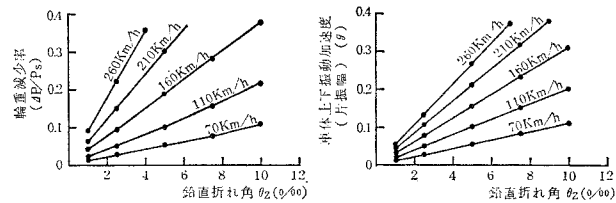


図-17 鉛直折れ角と新幹線車両の最大応答特性値

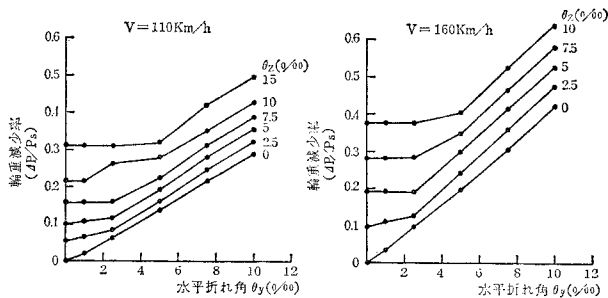


図-18 複合折れ角と新幹線車両の最大応答特性値

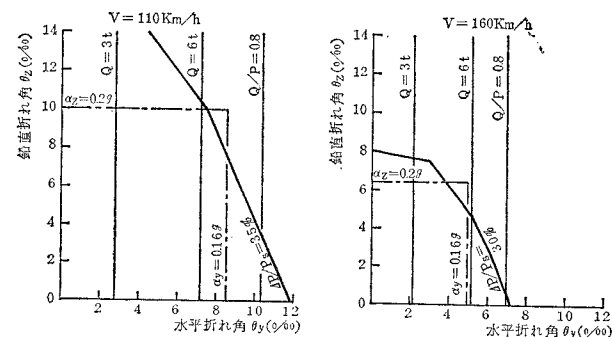


図-19 新幹線車両に対する単一角折れの折れ角限度

などによりこのような現象は緩和され、瞬間的なものでもあるので、乗心地に特に問題になることはないと考えるのが妥当のようである。

水平角折れと鉛直角折れの複合角折れに対する過渡応答波形については、二軸貨車の場合と同様、近似的に重ね合せが成立する。すなわち、輪重変動は近似的に両角折れによる応答を重ね合せたものとなる。横圧と車体左右振動加速度は水平角折れにより支配され、車体上下振動加速度は鉛直角折れにより支配される。脱線係数は鉛直角折れが複合することにより増大するが、量的にはわずかである。これは水平角折れに比べて鉛直角折れが極端に大きい場合にはもちろん成立しないが、その場合には脱線係数よりも輪重減少率でまず抑えられる。

b) 折れ角と最大応答特性値

ATC (Automatic Train Control) の設定速度 70, 110, 160, 210, 260 km/h について、折れ角に対する最大応答特性値を計算した。

図-16 に水平角折れの結果を示す。

図-17 に鉛直角折れの結果を示す。車体上下振動加速度の計算では、上下まくらばねは完全線形ばねとし、ストップは省略した。これはストップを導入すると、前記のように乗心地にはさほど影響を及ぼさないと考えられる加速度波形の鋭いピークを生じ、それが最大加速度を支配してしまうからである。

図-18 に複合角折れに対する最大輪重減少率を示す。横圧と車体振動加速度については複合の影響は非常に小さいので省略する。脱線係数は鉛直角折れの複合により若干増大するが、前記の理由によりこれを無視することとする。

c) 折れ角限度の試算

図-16~18 の結果を走行安全性の判定限界に照らして折れ角限度を試算した。たとえば、速度 110, 160 km/h の結果は図-19 に示すとおりである。角折れに対する輪重減少率の許容値は二軸貨車の場合と同様、池守<sup>11)</sup>により提案されたもので、角折れ以外の通常の軌道狂いによる影響を勘案して、全量が十分な信頼度 (99.99%) で、限度値 80% に収まるように定められた。横圧については、十分な資料がないので仮に 3 t を許容値とし、軌道部材の設計最大横圧の 6 t を参考までに付け加えた。また乗心地の許容値としては、全国新幹線網建造物設計標準のそれと等しく、上下振動 0.2 g (片振幅)、左右振動 0.16 g (片振幅) を用いた。図-

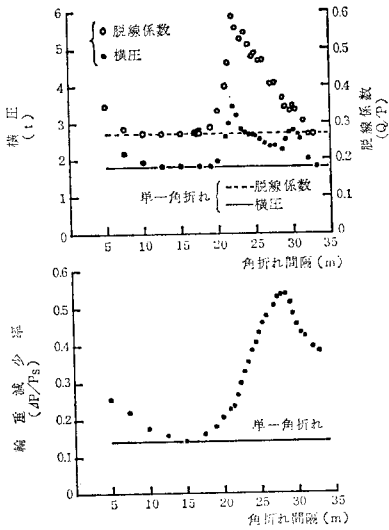


図-20 二軸貨車に対する連続水平角折れの角折れ間隔の影響 ( $\theta_y=5\%$ ,  $V=75$  km/h)

19 から折れ角の種々の組み合わせに対していかなる応答特性値が優先されるかを知ることができる。

#### 4. 連続水平角折れに対する応答

等量の水平角折れが等間隔で同一方向に連続する区間の走行性について、角折れ間隔と走行速度をパラメータにして解析を行い、間欠的撓乱作用に対する二軸貨車と新幹線車両の挙動について検討した。

##### (1) 二軸貨車

##### a) 速度 75 km/h の場合

第4角折れを過ぎるまでの応答特性値から最大値を拾い出し、角折れ間隔に対して整理すると、図-20 に示すとおりである。1か所当りの折れ角は5%とした。

横圧と脱線係数は22m付近に最大のピークを有する。それに対する応答波形を図-21に示す。横圧には次第に高周波成分が増加し、その包絡線あるいは平均値も増加する。しかし、第4角折れ以降は飽和して定常状態に近くなる。この高周波成分は、実際には存在するであろう軌道のダンピングを考慮していないことなどによる計算上の現象とも考えられるが、フランジ衝突作用の激化を意味することは明らかである。輪軸の軌跡は規則正しい大振幅の蛇行動を表わしており、車体左右振動加速度にはヨーイング成分が卓越してくる。この車体ヨーイングのモードは、前部よりも後部の方が大きく振れる形を示しており、実車において高速で生ずるものと同質と考えられる。また車体ヨーイングの固有振動数 0.93 Hz から同速度に対して計算した共振波長 22.4 m は、

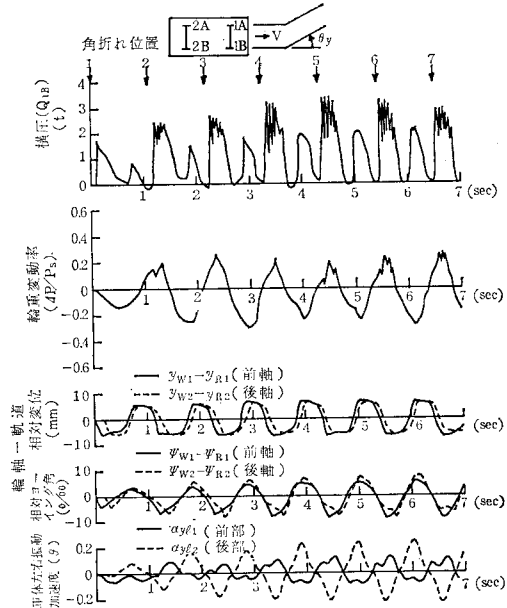


図-21 連続水平角折れによる車両応答波形 (角折れ間隔=22 m,  $\theta_y=5\%$ ,  $V=75$  km/h)

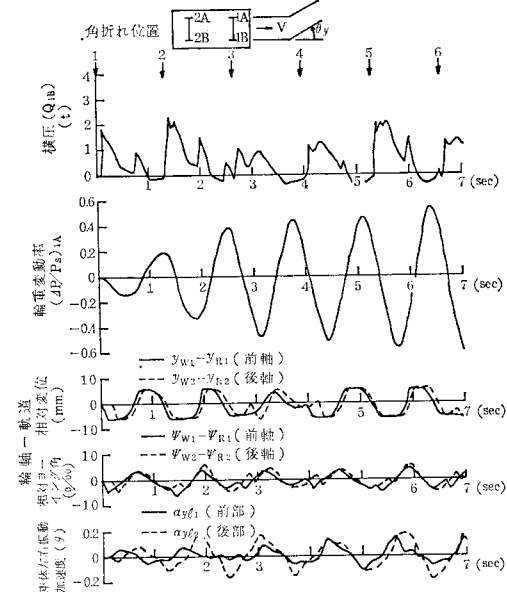


図-22 連続水平角折れによる車両応答波形 (角折れ間隔=28 m,  $\theta_y=5\%$ ,  $V=75$  km/h)

上記の角折れ間隔にきわめて近い。以上のことから、この現象はヨーイングを主体とする車体蛇行動と連続水平角折れとの関連による一種の共振現象と解釈することができる。なお同様な現象は、前記の狩勝実験線の試験<sup>9)</sup>ならびに筆者らが行った模型車両走行実験<sup>2)</sup>においても確認されていた。

輪重減少率は28m付近に大きなピークを有する。それに対する応答波形を図-22に示すが、共振によると



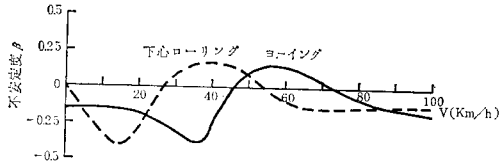


図-23 車体蛇行動の不安定度

みられる顕著な増幅現象を表わしている。車体左右振動加速度にはローリング成分が卓越してくる。また下心ローリングの固有振動数 0.74 Hz から同速度に対して計算した共振波長 28.2 m は、上記の角折れ間隔にきわめて近い。したがって、この現象は下心ローリングを主体とする車体蛇行動と連続水平角折れとの関連による一種の共振現象と解釈することができる。

**b) 自励振動論による考察**

連続水平角折れ区間を走行する車両には、間欠的に攪乱が作用し、その間は、蛇行動を起こしながら直線軌道上を走行する。攪乱により引き起こされた蛇行動が減衰するか増大するかは、車両固有の自励振動の特性に左右される。したがって、この場合の応答は、強制項（あるいは過渡項）と自励項の和として性格づけできる。

自励振動論によれば、蛇行動の不安定度は速度により変化し、本研究で対象とした二軸貨車については、新井<sup>13)</sup>により 図-23 に示すように計算されている。ただし、微小振幅の線形振動を前提とした結果である。縦軸  $\beta$  は特性方程式の複素根の実数部で、 $\beta > 0$  ならば不安定（発散）、 $\beta = 0$  ならば定常振動、 $\beta < 0$  ならば安定である。ヨーイングを主体とする車体蛇行動は 55~60km/h で不安定度が高くなり、最高速度 75 km/h は上部安定範囲に含まれる。下心ローリングを主体とする車体蛇行動は、40 km/h 付近で不安定度が高くなり、75 km/h はやはり上部安定範囲に含まれる。二軸貨車についてこのような設計方針をとっているのは、摩擦による車軸のたがえるは踏面勾配増大の影響が安全側に作用するという保守上の有利さによるものである<sup>14)</sup>。

以上のことから、連続水平角折れ区間における二軸貨車の走行性を中速域についても検討しておく必要があると考えられた。なお蛇行動には、この他にも輪軸のみが激しく振動する輪軸蛇行動があるが、100 km/h 以上の高速で発生するものであることから、本研究では対象外とした。

**c) 速度の影響と適切な角折れ間隔**

**b)** の考察に基づき、**a)** において速度 75 km/h に対して行ったものと同様な連続水平角折れの角折れ間隔をパラメータとする解析を 30~80 km/h のその他の速度についても行った。その結果共振状態に達する角折れ間隔と応答特性値について以下の事柄が明らかにされた。

ヨーイングを主体とする車体蛇行動が共振状態に達す

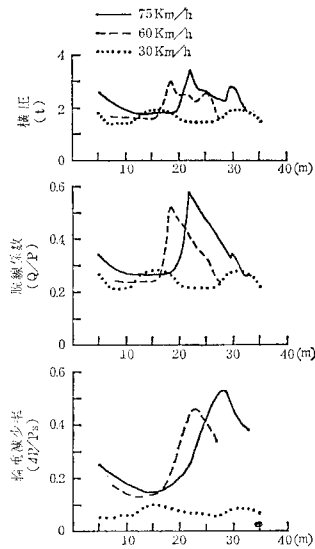


図-24 二軸貨車の各速度に対する連続水平角折れの角折れ間隔の影響 ( $\theta_y=5\text{‰}$ ,  $V=30, 60, 75\text{km/h}$ )

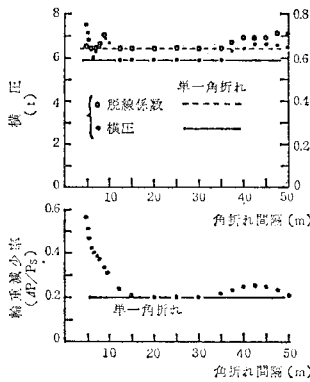
る角折れ間隔は、高速域ではその固有振動数から決まる共振波長 (22.4 m) に近くなり、中速域から低速域にかけては踏面勾配で決まる輪軸の幾何学的蛇行動波長 (13.8 m) に漸近する。一方、下心ローリングを主体とする車体蛇行動が共振状態に達する角折れ間隔は、低速から高速に至るまでその固有振動数から決まる共振波長 (28.2 m) で与えられる。

共振点における応答特性値は、ヨーイングの共振に対する横圧と脱線係数、下心ローリングの共振に対する輪重減少率のいずれも速度に対して漸増し、自励振動論によれば不安定度が高くなると考えられる中速域において極大となる結果は得られなかった。これは、角折れによる強制項の速度に対する漸増傾向が大きいため、ならびに、このような有限振幅の非線形振動では、高速になるほど蛇行動振動数と車体ヨーイングの固有振動数が接近してきて、不安定度が高くなるような現象がみられることなどによるものと考えられる。

ここで高速として 75 km/h、中速として 60 km/h、低速として 30 km/h をそれぞれ代表として選び、角折れ間隔と最大応答特性値の関係を比較すると、図-24 に示すとおりである。これからいずれの応答特性値も小となる角折れ間隔を見出すと、10~15 m がそれに該当する。この範囲においては、中速度以上では単一角折れの応答値と同等である。低速では 15 m 付近に小さなピークがあるが、高速時の単一角折れに対する応答値と同程度で問題はない。したがって、連続水平角折れの間隔は、本研究で対象とした二軸貨車の場合、10~15 m でどちらかといえば 10 m 寄りとするのが適切であり、こ

表—4 連続複合角折れによる最大応答特性値

	速度 (km/h)	鉛直角折れ	水平角折れ	角折れ間隔 (m)	横 距 (t)	脱線係数 (Q/P)	輪重減少率 ( $\Delta P/P_s$ )	車体上下振動加速度 (g)	車体左右振動加速度 (g)
二 軸 貨 車	60	10‰×4=40‰	5‰×4=20‰	10	1.5	0.26	0.3	(片振幅)	
				15	1.5	0.26	0.3		
				20	2.5	0.54	0.35		
	75	10‰×4=40‰	5‰×4=20‰	10	1.7	0.31	0.41		
				15	1.7	0.31	0.28		
				20	1.9	0.37	0.3		
新 幹 線 車 両	70	10‰×4=40‰	5‰×4=20‰	10	3.4	0.44	0.17	0.12	0.04
				15	3.0	0.42	0.32	0.20	0.05
	110	10‰×4=40‰	2.5‰×4=10‰	10	3.0	0.42	0.32	0.20	0.05
				15	2.7	0.35	0.28	0.20	0.05
				10	3.9	0.52	0.36	0.20	0.11
				15	3.3	0.41	0.24	0.16	0.09
160	5‰×4=20‰	2.5‰×4=10‰	15	3.3	0.41	0.24	0.16	0.09	
			20	3.3	0.41	0.24	0.16	0.09	



図—25 新幹線車両に対する連続水平角折れの角折れ間隔の影響 ( $\theta_y=5\text{‰}$ ,  $V=160\text{ km/h}$ )

の範囲においては単一角折れとして扱うことができる。

(2) 新幹線車両

第4角折れを過ぎるまでの応答特性値から最大値を拾い出し、角折れ間隔に対して整理すると、図—25に示すとおりである。速度は160 km/h、1か所当りの折れ角は5‰とした。40~50 mに小さなピークがあるが、台車の幾何学的蛇行動波長の47.5 mに関連するものと推定される。しかし、緩衝装置における実用的角折れ間隔を超えた領域の現象でもあるので、問題はないと考えられる。15 m以下になると分散の効果が小さくなる。

新幹線車両はいわゆる下部安定範囲で設計されておりヨーイング、下心ローリング、上心ローリングを主体とする車体蛇行動は理論上無限の速度まで安定であること、ならびに台車蛇行動は少なくとも360 km/hまでは安定であることが明らかにされている<sup>9)</sup>。したがって新幹線車両の場合は自立的に不安定となる心配はまったくない。また強制振動的には、連続水平角折れと車体蛇行動との共振による増幅現象は、緩衝装置における実用的角折れ間隔の範囲内では事実上生じないといえる。以上

のことから、新幹線車両に対する連続水平角折れの適切な間隔は、角折れの分散の効果という観点から決まり、速度160 km/hの場合は15 m以上とすれば単一角折れとして扱うことができる。

5. 連続複合角折れに対する応答

吊橋における角折れ現象は鉛直角折れが主体であり、それに比べれば水平角折れは副次的である。それゆえ緩衝装置の設計においては、鉛直角折れの分散に主眼が置かれ、それに付随して補足的に水平角折れの影響が考慮されることになる。ここでは複合角折れの限度と分散に関する総合的な検討を行った。

補剛桁を2ヒンジ形式とした場合、主塔部に大きな角折れが発生し得る。たとえば、本州四国連絡橋併用吊橋では、列車の走行性を考慮する必要がある最大角折れは鉛直方向40‰(∧形)、水平方向20‰程度と推定されている。これは想定される最悪状態の値であり、水平角折れは風速30 m/sを対象としている。このような場合には運転規制が行われることから、計画最高速度に対して走行性を確保する必要性は必ずしもない。そこで鉛直40‰、水平20‰の組合せを限度として、想定計画速度に対して許容される複合折れ角限度を検討した。角折れの分散方式としてはいくつかの形式が検討されているが、角折れの均等分散、桁の強度、構造寸法などの点から、現在のところ先の図—1に示した渡り桁方式が有力視されている。この方式により4か所に均等分散させるものとした。検討した結果の一部を表—4に示すが、以下の事柄が明らかにされた。

(1) 二軸貨車の場合、鉛直40‰、水平20‰のきわめて大きな複合角折れも、最高速度の75 km/hに至るまで十分安全に走行可能である。これは狩勝実験線の試験<sup>9)</sup>においても確認されていたことである。角折れ間隔は、分散の効果と中速度以上における車体蛇行動の成長

防止から、10～15 m が適切である。

(2) 新幹線車両の場合、二軸貨車に比べて横圧が大きくなる傾向にあり、鉛直 40%、水平 20% の最大複合角折れに対しては少なくとも 70 km/h まで減速することが望ましい。また速度 110 km/h に対しては、鉛直 40%、水平 10%、速度 160 km/h に対しては鉛直 20%、水平 10% の複合角折れが乗心地も含めて安全に走行できる一応の限度と考えられる。この場合の角折れ間隔は、分散の効果という点から 15 m 以上が望ましい。

以上の結果は、吊橋の基本設計をするうえでの判断資料の一つとして、一応の目安となる複合折れ角限度を与えたものである。角折れの分散方式・複合角折れ・走行速度の組合せには数多くのケースが考えられ、ここでそれらのすべてについて明解な回答を提示することは困難である。それゆえ、さらに詳細な検討あるいは緩衝装置の設計においては、個々の具体的条件のもとで応答解析を行う必要がある。

## 6. ま と め

本研究で得られたおもな結果は以下のとおりである。

(1) 水平角折れ、鉛直角折れおよび両者の複合角折れに対する二軸貨車と新幹線車両の過渡応答をシミュレーション解析により数値計算し、その挙動を把握した。実車走行試験が行われた二軸貨車については、実験結果とおおむね一致することを確認した。

(2) 単一の水平角折れ、鉛直角折れおよび両者の複合角折れについて、表—3 (二軸貨車) と 図—19 (新幹線車両) に示す折れ角限度を試算した。

(3) 水平角折れが等間隔で同一方向に連続する区間の走行性は、車両の蛇行動特性と密接な関連を有しており、二軸貨車の場合、速度と角折れ間隔の関係によっては、蛇行動との共振による不安定現象が起こり得ることを明らかにした。すなわち、角折れ間隔が 15 m 以上になると、中速度以上でヨーイングまたは下心ローリングを主体とする車体蛇行動が成長する。角折れの分散の効果を勘案すると、10～15 m の角折れ間隔が最も適切であり、この範囲では単一角折れとして扱うことができる。

(4) 新幹線車両については、二軸貨車のように蛇行動との関連による不安定現象はなく、15 m 以上の角折れ間隔をとれば単一角折れとして扱うことができる。

(5) 2 ヒンジ形式長大併用吊橋で予想される大きな複合角折れを、渡り桁方式の緩衝装置により 4 か所に均等分散させる場合について、二軸貨車および新幹線車両に対して許容される概略の複合折れ角限度と適切な分散間隔を把握した (表—4)。

## 7. あとがき

鉄道車両の走行性からみた構造物の変形限度を明らかにする必要性は、長大吊橋の角折れ現象のみならず、一般の鉄道構造物の耐震評価にも関連して今後ますます高まってくるものと考えられる。本研究で用いたシミュレーション解析法は、角折れ以外の一般の変形あるいは振動に対する解析にも比較的容易に拡張可能と考えられる。

本研究の遂行にあたり、東京都立大学 伊藤文人教授、本四公団 田島二郎部長、東京大学 松本嘉司教授、日本大学 松井 哲教授、畿徳工業大学 新井清之助教授、名古屋工業大学 池守昌幸教授、新潟大学 横瀬景司教授から数々の有益なご助言と懇切なご指導をいただいた。末筆ながら深甚の謝意を表する次第である。

## 参 考 文 献

- 1) 日本鉄道施設協会：併用吊橋における角折れ緩衝の考え方、本州四国連絡橋の列車走行に関する研究 (昭和 50 年度走行分科会中間報告書)、pp. 38～43, 昭和 51 年 3 月。
- 2) 日本鉄道施設協会：緩衝桁上の列車走行性、本州四国連絡橋の列車走行に関する研究 (昭和 48 年度走行分科会中間報告書)、pp. 24～30, 昭和 49 年 3 月。
- 3) 松浦章夫：角折れ区間の模型車走行実験、昭和 44 年度調査研究経過概要、鉄道技術研究所、昭和 45 年 3 月。
- 4) 岡田勝也ほか：角折れ区間の走行実験、昭和 46 年度調査研究経過概要、鉄道技術研究所、昭和 47 年 3 月。
- 5) 松本嘉司・藤沢伸光：水平角折れのある軌道上の車両運動に関する実験的研究、土木学会論文報告集、第 200 号、1972 年 4 月。
- 6) 日本鉄道施設協会：実車による走行安全性試験、本州四国連絡橋の列車走行性に関する研究 (昭和 47 年度中間報告書)、pp. 65～85, 昭和 48 年 3 月。
- 7) 松浦章夫・涌井 一：二軸貨車の走行性からみた長大吊橋の折れ角限度、鉄道技術研究報告 No. 1086, 1978 年 7 月。
- 8) 涌井 一：新幹線車両の走行性からみた長大吊橋の折れ角限度、鉄道技術研究報告 No. 1087, 1978 年 7 月。
- 9) 横瀬景司：輪軸方式車両の走行安定、鉄道技術研究報告 No. 904, 1974 年 6 月。
- 10) 佐藤吉彦・三浦 重：走行安全ならびに乗心地を考慮した線路構造物の折れ角限度、鉄道技術研究報告 No. 820, 1972 年 8 月。
- 11) 日本鉄道施設協会：角折れによる輪重減少の許容値、本州四国連絡橋の列車走行に関する研究 (昭和 48 年度走行分科会中間報告書)、pp. 4～6, 昭和 49 年 3 月。
- 12) 日本鉄道施設協会：営業線における輪軸横圧の生起頻度、本州四国連絡橋の列車走行に関する研究 (昭和 50 年度走行分科会中間報告書)、pp. 19～21, 昭和 51 年 3 月。
- 13) 日本鉄道施設協会：車両—橋梁系の応答を考慮した走行安定性、本州四国連絡橋の列車走行に関する研究 (昭和 47 年度中間報告書)、pp. 26～34, 昭和 48 年 3 月。
- 14) 松平 精：二軸鉄道車両の蛇行動とその防止法、機械学会論文集、19 卷 87 号。
- 15) 横瀬景司：非線形特性をもつ二軸車の蛇行動、鉄道技術研究報告 No. 755, 1971 年 5 月。

(1978.10.24・受付)