

# IV-78 軌道水平折角通過時の二軸車の運動

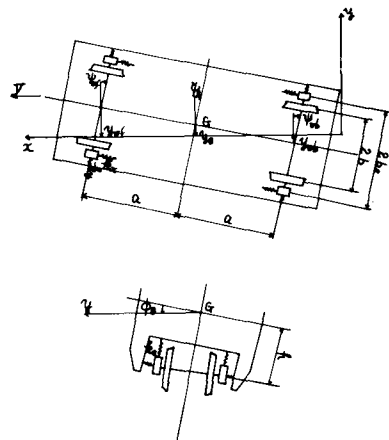
東京大学工学部 正員 松本嘉司  
全上 学生員 藤澤伸光  
全上 〃 〃 中原有策

まえがき 長大径間吊橋のような剛性の小さい橋梁を、鉄道橋として安全に使用する場合、検討すべき点の一つとして軌道に生ずる角折れがあろう。我々は、水平折角について、車輛がこれを通過する場合の動的な応答について、模型走行実験及び計算機によるシミュレーションを行った。

I. 車輛モデル及び振動方程式 シミュレーションは、二軸貨車(ワラ1型)について行った。バネは線型であると仮定し、バネ減衰は無視した。図1に、モデルを示す。このモデルで、車軸の、横変位、ヨーイング、車体の、横変位、ヨーイング、ローリングについての振動方程式は、クリープ力及び重力バネ効果を考慮すると、

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{w1} \ddot{y}_{w1} + 2k_y (y_{w1} - y_B - a\psi_B + h\phi_B) = Q_1 \\ I_z \ddot{\psi}_{w1} + 2k_x b_s (\psi_{w1} - \psi_B) = Q_2 \\ m_B \ddot{y}_B + 2k_y (2y_B - y_{w1} - y_{w2} - 2h\phi_B) = 0 \\ I_z \ddot{\psi}_B + 2k_x b_s^2 (2\psi_B - \psi_{w1} - \psi_{w2}) + 2k_y a (2a\psi_B - y_{w1} + y_{w2}) = 0 \quad \dots (1) \\ I_x \ddot{\phi}_B + 2k_y h (2h\phi_B + y_{w1} + y_{w2} - 2y_B) + 4k_x b_s^2 \phi_B = 0 \\ m_{w2} \ddot{y}_{w2} + 2k_y (y_{w2} - y_B + a\psi_B + h\phi_B) = Q_3 \\ I_z \ddot{\psi}_{w2} + 2k_x b_s (\psi_{w2} - \psi_B) = Q_4 \\ \left\{ \begin{array}{l} Q_1(t) = -2f(\dot{y}_w/V - \psi_w) - w/b(\delta_s + \varepsilon)\psi_w \\ Q_2(t) = -2f(\lambda b y_w/r_0 + b^2 \dot{\psi}_w/V) + w\delta_s b \psi_w \end{array} \right. \end{array} \right.$$

図1 車両のシミュレーションモデル



これを角折れ部に適用するため、角折れ部を直線及び円弧で近似して、直線部にはそのまま(1)式を適用し、円弧部には、(1)式を座標変換して見かけの力を求めて、それを外力として加える。これを、主計算をアナログ計算機で、時間制御および外力の制御をデジタル計算機で行う、ハイブリッド方式でシミュレートした。又、フランジ力を、一定以上の車軸横変位に対する、線型な反撥力として(1)式に導入した。

II. 実験 ワラ1型貨車の1/5の模型を用いて、全長、

3.2 mの軌道に、  
図2に示すような  
折角を設けて走行  
実験を行った。測  
定は、車輪とレー

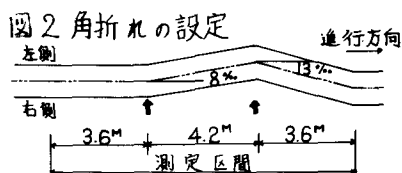
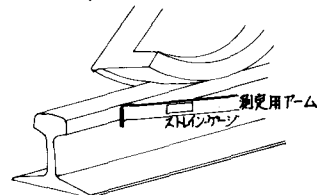


図3 車輪横変位測定ピックアップ



ルの相対変位、車体上下変位、輪重、横圧に対して行った。車輪とレールの相対変位は、図3のようなピック・アップで測定した。なお、走行速度は装置の都合上、低速時で約3、1%<sub>acc</sub>(実車換算7%<sub>acc</sub>)、高速時で約4.6%<sub>acc</sub>(実車換算10%<sub>acc</sub>)であった。

### Ⅲ. 結果

1. 車体の運動、図4、図5に計算機によるシミュレーションの結果を示す。図4はヨーイング、図5は横変位で

ある。運動は、発散する振動となり、速度が大きくなると短くなり、一定値に漸近する。角折れ大きさは振巾には大きく影響するが、周期にはほとんど

関係ない。これは式の上で、折角の影響を表わす項に、振動的な項がないから、当然の結果であろう。

実験では、車体前部における車軸と車体の横方向相対変位を取った。これは、横変位とヨーイングの合成された波形と考えられるが、モードが単一と思われるので、周期を論ずる限り支障はない。この結果は振動成分と折角外側への偏倚が見られるが、振動成分がかなり大きく、波形のパワースペクトルを取ると、2Hz前後の成分が卓越していて、実車換算すると0.9Hz程度であり、シミュレーションとはほぼ一致する。

2. 車軸の運動 図6、図7に計算機による、前軸の運動のシミュレーション結果を示す。図6はヨーイング、図

7は横変位である。

過渡振動は、 $V = 5\%_{acc}$ では収斂  
 $V = 10\%_{acc}$ 以上では発散し、速度が大きくなると発散の程度は大きくなり、フランジに接触して反撓力を受ける

図4 車体ヨーイング (単位 RAD.)

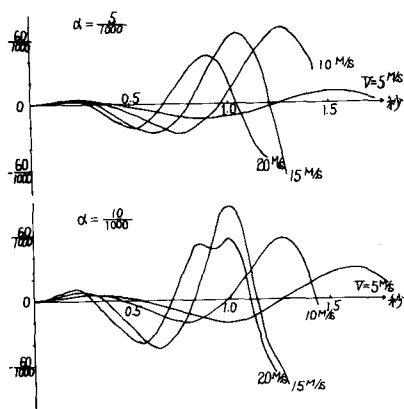


図5 車体横変位 (単位 M.M.)

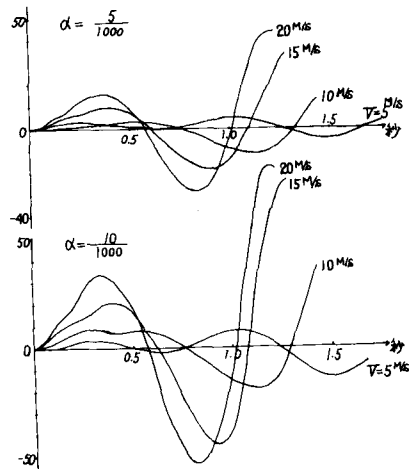


図6 前軸ヨーイング (単位 RAD.)

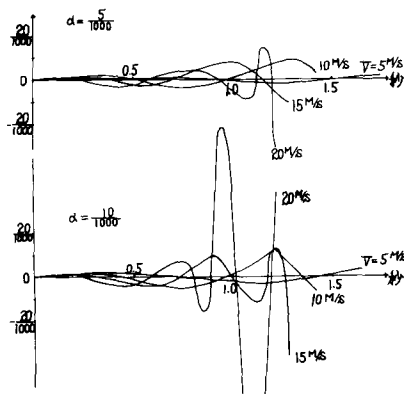
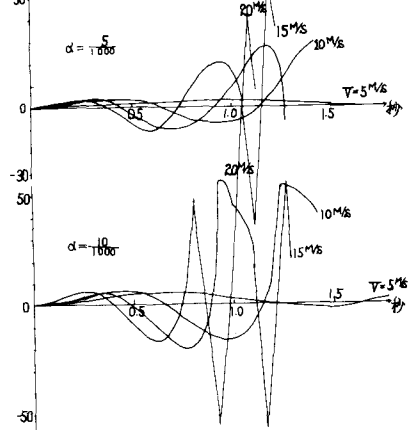


図7 前軸横変位 (単位 M.M.)



周期は、もく約1秒では、車体の場合とほぼ等しく、速度が大きくなると一定値に漸近する。しかし7が1秒を越えるあたりから、車体の場合と比較して極端に波形が変化する。これは、振巾が増加して、 $|y_w| > \sigma$  となると、 $F = C_y (|y_w| - \sigma)$  なるフランジ力が発生して、一種の非線型振動を起こすためであるが、その様子は、速度および折角の値によって異なる。例えば、 $V = 15\%$  ではフランジ接触による力積は次第に減少するが、 $V = 20\%$  では増加している。折角の値は、この場合も発散の程度に関係し、力積の増加率は大きくなるが、周期にはさほど影響しない。以上の事をまとめると、速度が大きくなってフランジがレールに接触すると、車軸は短い周期の「玉突き運動」を起し、速度がさらに大きくなると、この運動は発散するようになる。次に実験結果と比較して見よう。

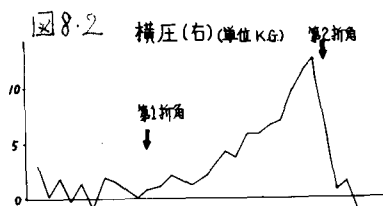
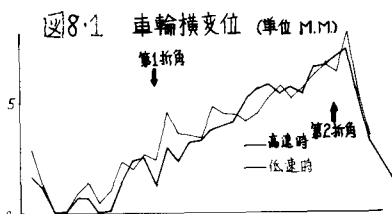
図8・1はレールと前軸の横方向相対変位の測定結果である。横軸は走行距離であるが、シミュレーション結果とかなり異っている。図8・1では「玉突き運動」は全く認められず、また振動成分に比べて、かなり大きな「折角外側への偏倚」が現われている。振動分については、パワースペクトルを取ると、振動の主成分は2Hz前後であって、一次蛇行の振動数だけになる。

シミュレーションに現われた「玉突き運動」は、フランジ力によるものであり、低速では表われない。一方実験結果は、比較的、低速走行時のものであるから、実験時にフランジ接触が始まったかどうかについて、検討して見る。ピックアップの性質上、車輪正常位置からの絶対変位を求める事が出来なかったため、振幅からフランジ接触の有無を判定出来ない。そのために、ここでは波形の定性的な観察からこれを判別する。

図8・1に示したように、実験では、前軸の運動はむしろ振動より、「折角外側への偏倚」の方が優勢であるから、フランジ接触が生じているとすると、この運動によると考えられよう。そこで、図8・1の波形から振動成分を除くために、ローパスフィルターを通した結果、第一折角通過後の車軸の偏倚の増加率が、途中で小さくなっている事が分った。

一方、図8・2は車軸に働く横圧の測定結果であるが、図8・1で増加率が小さくなっている所から、横圧は除々に増加しており、車軸の偏倚の増加率減小が、横方向変位を拘束するような形で、横圧増加による事が分る。この事から、車輪とレールの接触点が、フランジにかかっている事が考えられ、シミュレーション結果と比較すると、シミュレーションの結果は、実験に見られるような「ゆるやかなフランジ接触」は起っていない。この事からモデルにおけるフランジ力の仮定が、不十分である事が言える。

後軸の運動については、シミュレーションでは、前軸の運動に比べて、時間遅れがあり、又振幅も小さく、速度が速くなくても、発散の程度は少い。又、実験においても、前軸の横方向相対変位に比して、後軸の横方向相対変位は非常に小さく、又はっきり、折角の影響であると思われる波形は、見られない。いずれにしても、後軸は、前軸に比べて問題が少いと考えられる。



3. 脱線係数 シミュレーションに於ては、車体のピッチングを考えなかったため、静止時の輪重にローリングによって増減した分を考慮して輪重とし、フランジ接触のない時には、クリア力と重力バネによる横方向力を、横圧とし、フランジ接触時には、これに、導入した線型の反撥力を加えて、横圧として脱線係数を出してみた。その結果、フランジ接触のない時には、最大約0.17~0.96で、速度が大きい程、又角折れ大きさが大きい程、大きくなっている。又フランジが接触すると、2~4程度の値となり、この点からも、モデルのフランジ力に問題があると言えよう。

実験の場合、いくつかの実験データについて、横圧が一番出る右側車輪について脱線係数を計算した。図9は、その内から、低速時と高速時の場合を各1組ずつ図示したものであるが、横圧は必ず第二折角直前で最大値をとっ

ていたのに対して、脱線係数は、第一折角と第二折角の間で最大となる事があり、必ずしも一致しない。この原因が輪重にある事は明らかであるので、実験した全ての場合について輪重のアンサンブル平均を求めてみた結果(図10)、第一折角と第二折角の間で、輪重抜けがある事が判明した。この原因を調べるため、車体の上下動の測定結果について、左右の相関係数を取ると、前後の負相関が、この場所で正相関に変わっており、車体振動のモードが、ローリングから、上下動、及至ピッチングに移った事が判った。この事から、脱線係数は、横圧の大きさと共に、車体の振動様式によっても、大きく影響されると考えられるが、今回の実験では、この点を充分確かめられなかった。

あとがき 以上のような結果になり、実験とシミュレーション結果とがあまり一致しなかった。この事は、シミュレーションモデルの不十分さを示すと共に、実験が比較的低速走行でしか行えなかった事もあり、この問題の解明のためには、シミュレーションモデルの改良と共に、高速実験が不可欠であろう。

