模型輪軸を用いた車輪フランジ乗り上がりの基礎的検討*

南雲 洋介^{*1}, 谷藤 克也^{*2}, 今井 純一^{*3}

Basic Study of Wheel Flange Climbing Using Model Wheelset

Yosuke NAGUMO, Katsuya TANIFUJI^{*4} and Junichi IMAI^{**}Department of Mechanical and Production Engineering, Niigata University,
8050 Ikarashi 2-no-cho, Niigata-shi, Niigata, 950-2181 Japan

This paper deals with an experimental study on wheel flange climbing of railway vehicles, which is a major factor leading to derailment. The experiment is carried out using a 1/5-scaled model wheelset of standard gauge on a roller rig. Ramp input of lateral external force acting on the wheelset causes derailment under the condition of fixed attack angle and wheel-load unbalance ratio. Three parameters such as wheel lift, lateral force and wheel load acting on outer rail are measured until the derailment occurs. From these measurements, it is possible to observe the behavior of the wheelset and to understand how the attack angle, the wheel-load unbalance ratio and the lateral external force affect the flange-climb derailment. Then, numerical simulation is carried out using an analytical model developed for the single wheelset. As a result, the flange-climb behavior observed in the experiment can be explained theoretically based on the analytical results, although more improvement is desired on the modeling.

Key Words: Analytical Model, Numerical Simulation, Railway, Derailment, Flange Climbing, Scaled Model, Wheelset

1. はじめに

鉄道車両の脱線は、走行安全に関わる重要な問題である。近年になっても脱線事故は発生しており、その主要因の一つに車輪のフランジ乗り上がり⁽¹⁾がある。車両が曲線を低速で走行すると、カント超過や出口側緩和曲線での軌道のねじれなどが原因で前軸外軌側車輪の輪重が減少する。このとき、横方向力の作用下で車輪がレールを乗り越えて脱線することがあり、これがフランジ乗り上がり脱線と呼ばれる。この現象において脱線に至る過程は、車輪がフランジ部のみでレールと接触して踏面部の荷重が零になる(以下では、この状態を車輪浮上がりとも呼ぶ)までと、その後車輪がレールを乗り越え脱線するまでの二つの状態に大別される。特に後者のプロセスについては、車輪軸の挙動やそのメカニズムがいまだ十分には解明されていないため、さらなる検討が必要であると指摘されている⁽²⁾。

本報では、模型輪軸を用いたフランジ乗り上がり脱線の実験的な検討を行う。模型を使用することで、実車では再現や観測が困難な脱線現象を比較的簡単に扱うことができる。模型実験による最近の研究としては、永瀬らによるものが報告されている⁽³⁾。そこでは、縮尺レールを使用した実験用の軌道上で、模型の二軸台車により実際の走行が行われた。また、実寸大の一軸台車を用いた転走台上の脱線実験が、Braghimらにより報告されている⁽⁴⁾。石田らは、一輪軸の転走モデルにより、車両が高速走行する際の高周波輪重変動下における脱線の解析を行った⁽⁵⁾。しかし、フランジ乗り上がり大きく影響すると考えられる車輪軸のパラメータをそれぞれ独立に変化させ、それら一つ一つの変化による挙動の違いを検証した研究データは少なく、模型実験によるさらなる検討の余地があるものとする。そこで、本報では、転走試験装置の一軸台車にさまざまな条件を設定し、脱線に至るまでのフランジ乗り上がり挙動を調査する。次いで、解析モデルを構築して数値シミュレーションを実行し、実験で得られた結果との比較、検討を行う。

2. 実験

2・1 実験装置 図1に実験装置の概略を示す。

* 原稿受付 2007年2月27日。改定原稿受付日 2007年9月11日。

^{*1} 学生員, 新潟大学大学院自然科学研究科(〒950-2181 新潟市五十嵐二の町8050)。

^{*2} 正員, フェロー, 新潟大学工学部。

^{*3} 新潟大学工学部。

E-mail: tanifuji@eng.niigata-u.ac.jp

(a)は正面図、(b)は平面図である。一定速度で回転する軌条輪の上に、標準軌車両の1/5縮小模型である一軸台車が置かれている。台車の進行方向は、平面図において下向きである。台車上の荷重は左右方向に自由に移動させることができ、左右車輪の輪重比を任意に設定できる。本報で述べる輪重比とは、車輪軸に外力の作用していない静的な条件において、左右の各車輪荷重を一軸台車重量の1/2で除した値であり、転走状態での値とは異なる。特に外軌側の輪重比を r_p で定義し、以後単に輪重比と述べる場合には外軌側輪重比 r_p を指すものとする。車輪軸のアタック角 ψ は、リンク機構により任意の値に固定される。車輪軸に作用する横方向の外力 Q_E は、加圧が可能で輪重への影響が最も小さい部位として、軸箱位置を油圧アクチュエータで押すことにより与える。これらの機構により、車両が曲線を走行しているときに外軌側車輪がフランジ接触している状態が模擬される。

実験で測定可能なパラメータは、車輪浮上り量と左右車輪の輪重および横圧である。ここで、車輪浮上り量 h とは、フランジ乗り上がりをする車輪の上昇量であり、図2に示すように、光学式変位センサを用いて当該車輪直上の台車枠の上下変位を測定することで間接的に求める。横圧と輪重は、軌条輪の8本のスポークに連続方式⁽⁶⁾で貼ったひずみゲージの出力か

ら算出する。

2.2 実験方法 アタック角と輪重比を固定した状態で、徐々に横方向外力を増加させてフランジ乗り上がりを発生させる。走行速度は相似則を用いて、実車で低速と考えられる10 km/h相当に設定する。アタック角 ψ は5, 10, 15, 20 mradの四とおりに設定する。なお、一般的な二軸ボギー車が半径200 m以上の曲線を通過する際の定常的なアタック角は、1 deg (=17.5 mrad)以下であることが報告されている⁽⁷⁾。

輪重比 r_p は、台車重量を左右車輪で等分する1.0から設定可能なアンバランスの最大値である0.3までの範囲で0.1刻みに固定する。非常に大きな輪重アンバランスではあるが、フランジ乗り上がりの特徴的な挙動を把握するために、本報では極端な条件でも実験を行うことにする。外力 Q_E は、初期条件が零で増加率が50 N/sのランプ入力とする。ただし、台車軸箱とアクチュエータとの間にはすきまがあるため最初の数秒間は外力が作用せず、実際の外力は図3のように入力される。

測定は外力を加える瞬間から開始し、脱線するまでの車輪軸挙動を観測する。実験結果のばらつきを考慮して、各条件では5回ずつ測定を行う。

2.3 実験結果 実験の測定波形例を示す。図4は、輪重比 $r_p=0.7$ についてアタック角ごとに波形を示したグラフである。横軸を時間 t として、図4(a)に車輪浮上り量 h 、(b)に外軌側横圧 Q 、(c)と

Fig. 1 Outline of experimental apparatus

Fig. 2 Measurement of wheel lift

Fig. 3 Lateral external force for experiment

(d)に外軌側輪重 P_o をとる。図4(c), (d)については、図の煩雑さを避けるため、パラメータを二つに限って表示した。なお、本報では外軌側車輪の挙動に注目するため、内軌側のパラメータは省略する。

図4(a)に示されるように、時間が経過すると車輪が浮上がり脱線に至る。脱線は、浮上がり量 h が模型車輪のフランジ高さである6 mm になったところで生じる。アタック角 ψ が増加すると脱線に要する時間は短くなり、 $\psi=15$ mrad と 20 mrad の結果にはほとんど差がない。

図4(b)に示される連続方式の横圧波形はゲージが

貼付される軌条輪のスポークの間隔で感度に変動が生じるが、ピークの値をそのまま横圧値として読み取る。時間の経過とともに横圧 Q が単調増加しており、 Q が急激に減少している点は車輪が脱線したことを示している。また、脱線に至らない範囲では、 ψ が大きいほど Q が増大している。なお、時間 t が約4秒になるまでは外力 Q_E が作用しないため横圧に変動はない。

図4(c)と(d)には、それぞれ $\psi=5$ mrad と 15 mrad での外軌側輪重 P_o を示す。輪重波形は軌条輪の1回転ごとに正負の値が交互に繰返すため、零を中

Fig. 4 Experimental results on wheel-rail interaction ($r_p=0.7$)

Fig. 5 Experimental results on wheel-rail interaction ($\psi=15$ mrad)

心として上下両方向に正の値で縦軸を表示している。なお、本連続方式では、輪重がノイズの影響を受けやすいことが難点とされており、実波形とみなされる部分のピークを滑らかになぞって読み取った。図4(c)の $\psi=5\text{ mrad}$ の場合は、 t が小さいときには P_0 は微増の傾向にあるが、 $t=12\text{ s}$ 付近でいったんわずかに減少した後、 $t=14\text{ s}$ 以上では増加の傾向が大きくなる。一方、図4(d)の $\psi=15\text{ mrad}$ では、 P_0 の大きさはほとんど変化しないまま脱線している。

図5は、 $\psi=15\text{ mrad}$ について $r_p=0.9, 0.7, 0.5, 0.3$ の波形を示したグラフである。図5(a)および(b)から、輪重比 r_p が小さくなるほど脱線に要する時間は短くなることが示される。図5(c)と(d)には、それぞれ $r_p=0.5$ と 0.9 の場合の外軌側輪重 P_0 を示す。図5(c)の $r_p=0.9$ では、 P_0 の変化は図3(c)と同様の傾向であり、(d)の $r_p=0.5$ では、外力が作用し始める段階から単調増加している。

図6は、横軸を輪重比 r_p として、(a)に脱線に要する外力、(b)に車輪浮上がり時の脱線係数をアタック角ごとにプロットしたグラフである。図6(a)で示されるように、アタック角 ψ の増加と輪重比 r_p の減

少により、脱線に要する外力は小さくなる傾向にある。ここで、 $r_p=1.0$ においてはアタック角の違いによる差はほとんどないが、 r_p が小さくなるに従ってその差は増大する。図6(b)の Q/P の値では、アタック角 ψ と輪重比 r_p の変化による影響には一定の傾向は認められない。特に、図4に例示した $r_p=0.7$ の場合、 ψ の違いによる Q/P の変動は小さかったことが示される。ここでは、 ψ が小さくなると、乗り上がりに必要な横力 Q_E の増加に応じて輪重 P も増大している〔式(1)参照〕。

以上のように、転走装置上の一軸台車を用いて曲線走行条件で脱線に至るまでの車輪軸挙動が観測された。そこでは、アタック角 ψ 、輪重比 r_p および外力 Q_E がフランジ乗り上がり現象に及ぼす影響が明らかになった。

3. 数 値 解 析

3.1 車輪軸に作用する力 実験結果に理論的な考察を加えるために、解析モデルを構築して数値シミュレーションを行う。モデルは一車輪軸として、実験に用いた一軸台車と条件を合わせるため、台車枠の質量を包含させる。実験と同様にアタック角 ψ は固定されるため、左右系のみが考慮される。車輪軸に左向きの外力 Q_E が作用すると変位し、左車輪がレールと2点接触の状態になる。中立位置での左右変位を $y=0$ とすれば、車輪軸に作用する力は図7のように示される。このとき左踏面荷重 P_l は、接触点 C_r 点まわりのモーメントの釣合いより式(1)で求められる。

$$P_l = \frac{2b - (b_c - y)}{b} P - \frac{2b - l}{2b} P_f + \frac{r_0}{2b} Q_E \quad \cdots (1)$$

ここに、 b は左右踏面の接触点間距離の半分、 b_c は外軌側踏面接触点と車輪軸重心との距離、 l は外軌側踏面とフランジ接触点との距離、 r_0 は中立位置における車輪半径であり、 P は車輪軸重量の半分、 P_f はフランジ接触点における上下荷重を表す。

図8にはフランジ接触点に作用する力を示す。図

Fig. 6 External force needed for derailment and derailment coefficient at the time of wheel lift, in each wheel-load unbalance ratio r_p (in experiment)

Fig. 7 Forces acting on wheelset

8(a)は車輪踏面浮上り前、(b)は浮上り後の状態である。図8(a)に示すような2点接触の状態では、フランジ接触点には外力 Q_E と左右の車輪踏面に作用する横クリープ力 $F_2(=F_{2ul}+F_{2ur})$ の和と同じ大きさのフランジ反力 Q_f が発生し、対応する上下方向成分 P_f が次のように導かれる。

$$P_f = \frac{Q_f}{\tan \alpha} = \frac{Q_E + F_{2ur}}{\tan \alpha} \quad (2)$$

フランジ接触する車輪にはアタック角 ϕ の存在下で横クリープ力 F_{2ul} が作用するため、その横圧 Q はフランジ反力 Q_f から F_{2ul} を減じたものとなる。

$$Q = Q_f - F_{2ul} = Q_E + F_{2ur} \quad (3)$$

外軌側輪重 P_o は、次のように P_l と P_f の和となる。

$$P_o = P_l + P_f \quad (4)$$

ここで、横クリープ力は Hertz 理論⁽⁸⁾、Kalker の無次元化係数⁽⁹⁾ を用いて算出し、Lévi-Chartet の式⁽¹⁰⁾ により摩擦力への飽和特性を考慮している。

次に、踏面荷重 P_l が零になった状態が車輪浮上りであり、図8(b)にその状態が示される。このとき、車輪とレールとの接触点はフランジ部のみになり、そこに生じる上下方向成分 P_f は、フランジ反力 Q_f によるものとフランジ接触点に作用する横クリープ力 F_{2f} の上下方向成分の和となる。

(a) Under condition of 2-point contact

(b) During flange climbing

Fig. 8 Forces acting between wheel and rail

$$P_f = \frac{Q_f}{\tan(\alpha + \phi)} + F_{2f} \sin \alpha \quad (5)$$

式(5)の上下方向力 P_f とフランジ接触点が分担する車輪軸荷重 P_l^* との差が上向きの力 ΔF として作用する。フランジに平行で上向きを正として、力 ΔF は式(6)で表される。

$$\Delta F = Q_f \cos(\alpha + \phi) + F_{2f} - P_l^* \sin(\alpha + \phi) \quad (6)$$

ここで、 ΔF が正になったときにフランジ乗り上がりが発生すると考える。

3・2 フランジ乗り上がりのモデル化 3・1 節の考え方で求めた力を用いて運動方程式を立てる。車輪軸の自由度は一般には左右動 y で考えられるが、ここではフランジ接触点における挙動に注目し、図9に示すように右踏面接触点 C_r 点まわりのロール ϕ として自由度を変換する。運動方程式は式(7)で表される。

$$I\ddot{\phi} = (2b - l) \sin(\alpha + \phi) \times F \quad (7)$$

ここで、左辺の I は C_r 点まわりの車輪軸の慣性モーメント、右辺の F はフランジに平行に作用する合力である。合力 F は、車輪の浮上り量 h と式(6)に示す力 ΔF の条件により、以下の五とおりに場合分けされる。

Case 1 $\Delta F \geq 0 : F = \Delta F$

Case 2 $h = 0, \Delta F < 0 : F = 0$

Case 3 $h > 0, \Delta F < 0, |\Delta F| \geq \mu N :$

$$F = \Delta F + \mu N$$

Case 4 $h > 0, \Delta F < 0, |\Delta F| < \mu N, \dot{h} > 0 :$

$$F = \Delta F - \mu N$$

Case 5 $h > 0, \Delta F < 0, |\Delta F| < \mu N, \dot{h} \leq 0 :$

$$F = 0$$

Case 1 のように ΔF が正の場合には、合力 F が ΔF に等しくなり、フランジがレールと粘着して乗り上がる。Case 2 のように車輪が浮上る前には、 ΔF が

Fig. 9 Analytical model of wheelset for flange climbing

負でも h に変化はなく、 F は零になる。Case 3 から Case 5 は車輪浮上がり後の状態である。Case 3 では合力 F が負になり車輪が滑り下がる。Case 4 では F は負であるが車輪が上向きの速度をもっていたため、速度を小さくするように力が作用する。Case 5 では F は零になり車輪の乗り上がりが止まる。

3.3 解析方法 モデルの諸元と解析条件は、それぞれ実験装置の諸元と実験条件に合わせる。車輪・レール間の摩擦係数 μ は、実験装置にさびや汚れが付着していることを考慮して 0.25 とする。また、フランジ根元部以外ではレールとの接触時間が短く、摩擦係数がさらに小さいと予想されるため、 $\mu=0.15$ を適用する。実験と異なり、解析では図 10 に示すように、 $t=0$ s からの理想的なランプ入力を作作用させる。車輪浮上がり量 h がフランジ高さである 6 mm より大きくなったら、脱線が生じたと判断して解析を終了する。

3.4 実験結果との比較 解析結果と比較しながら実験結果に考察を加える。図 11(a), (b), (c) には、シミュレーション波形のアタック角 ψ ごとの比較を示す。これらは、それぞれ図 4(a), (b), (d) の実験結果に対応している。図 11(a) より、車輪浮上がりは実験結果と同様の傾向を示している。ここで、 $\psi=15$ mrad と 20 mrad で脱線までの時間の差が小さくなるのは、横クリープ力が摩擦力に飽和するためである。この傾向が実験では特徴的に現れたものと考えられる。また、フランジが急速に乗り上がる前に、緩やかな浮上がりが観察され、さらにそれ以前には車輪が 0.5 mm 程度浮上がった状態が継続している。車輪浮上がり量が $h=0.5$ mm 程度までは、車輪とレールの接触点がフランジ根元部の接触角の小さい部分に存在するため、浮上がりが発生しやすくなっている。 $h=0.5$ mm 以上では、接触点がフランジの直線部分に移り接触角が一定になるため、一時的に浮上がり量の増大はなくなる。その後、外力の増加に伴い緩やかにフランジ乗り上がりが発生するが、フランジ先端の曲線部で接触するようになると接触角が減少するため、急

Fig. 10 Lateral external force for numerical simulation

速に脱線に至る。

図 11(b), (c) の $t=6$ s 前後で輪重 P_0 がいったん減少するのは、摩擦係数の低いフランジ部分に接触点に移ったためである。それ以後、増加傾向が大きくなることについては、2 点接触時には車輪路面の上下荷重を減少させるように作用していたフランジ部の横クリープ力が、車輪の浮上がり時には外軌側輪重を増加させるように作用するためである。実験でも同様の傾向が現れていることは、このことが原因であると考えられる。なお、図 4(d) の P_0 において、この傾向が顕著に見られないのは、車輪浮上がってから脱線に至るまでの時間が短いためである。

図 12(a), (b), (c) には、シミュレーション波形の輪重比 r_p ごとの比較が示され、それぞれ図 5(a), (c), (d) に対応している。図 12 にも図 5 と同様の傾向が示され、図 12(a), (b) の横方向外力 Q_E の増加に対する挙動の特徴は、図 11(a), (b) と同様に説明される。図 12(c) については、外力を加え始める段階から輪重 P_0 が単調増加しており、その増加傾向が

(a) Wheel lift

(b) Outer wheel load ($\psi=5$ mrad)

(c) Outer wheel load ($\psi=15$ mrad)

Fig. 11 Analytical results on wheel-rail interaction ($r_p=0.7$)

Fig. 12 Analytical results on wheel-rail interaction ($\psi = 15$ mrad)

大きいことについては、図 12(a) から示されるように外力の作用なしに車輪が浮上していることと、フランジ接触点に作用する横クリープ力によるものである。これは、図 5(d) の実験結果における、外力が作用し始めた時点からの傾向に対応している。

図 13 には、横軸を輪重比 r_p として、(a) に脱線に要する外力、(b) に車輪浮上り時の脱線係数をアタック角ごとに示す。これは、図 6 の実験結果と対応するグラフである。図 13(a) から脱線に要する外力は、アタック角 ψ の増加と輪重比 r_p の減少により小さくなる傾向が認められる。これは、図 6(a) と同様の傾向であることから、解析モデルで定性的な模擬ができていると考える。ただし、実験では r_p が大きいときにはアタック角の影響が小さく、 r_p が小さくなるにつれてその影響が大きくなっていくが、数値シミュレーションではその傾向が異なっている。このように、実験と解析の対応が十分に得られないことについては、モデル化に不足の部分が残るものと判断される。また、図 13(b) からは、輪重比 r_p の変化が脱線係数

Fig. 13 External force needed for derailment and derailment coefficient at the time of wheel lift, in each wheel-load unbalance ratio r_p (in numerical simulation)

Q/P に与える影響はほとんどなく、 Q/P は 1.3 から 1.6 の範囲に収まっている。脱線係数 Q/P の変化に対する輪重比 r_p の影響が小さく、かつ Q/P が狭い範囲に収まるという点では、解析は実験と同様の傾向を示しているが、アタック角 ψ が大きくなると Q/P が減少する点に関しては実験とは異なっている。なお、実験では全体的に Q/P の値が数値シミュレーションよりも小さい。この原因としては、実験と数値解析での摩擦係数 μ の違いが考えられ、式(8)に示す Nadal の式⁽¹¹⁾ から模型車輪のフランジ角度 $\alpha = 70^\circ$ に対して実験における摩擦係数を逆算すると、 μ はおよそ 0.3 から 0.4 の間で変動していたと推測される。

$$\frac{Q}{P} = \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha} \quad (8)$$

以上のように、ここで構築したモデルは、実験結果に対して理論的な考察を加えることができたものと考ええる。

4. ま と め

本報では、フランジ乗り上がりにおける車輪軸の挙

動解析を目的として、模型輪軸による脱線実験と数値シミュレーションを行い、以下の結果が得られた。

(1) 模型実験では、車輪浮上がり量、輪重および横圧を測定することで、脱線に至るまでの車輪軸の挙動を観測することができた。

(2) 実験結果から、アタック角、輪重比および横方向外力がフランジ乗り上がり及ぼす影響を明らかにした。

(3) 数値シミュレーションの結果を実験結果と比較することにより、実験のフランジ乗り上がり挙動に理論的な考察を加えることができた。

以上、フランジ乗り上がりのメカニズム解明に新たな知見が得られたものとする。なお、構築したフランジ乗り上がりの解析モデルは、車輪軸の挙動を定性的には模擬することができるものの、実験結果との定量的な乖離が改善すべき課題として残された。今後はアタック角によるフランジ部接触点の前方への偏倚なども考慮して、モデルのさらなる深度化が必要と考える。

文 献

- (1) Maruyama, H. and Kageyama, N., *Railway Engineering for Mechanical Engineers* (in Japanese), (1981), pp. 117-120, Maruzen.
- (2) Railway Accident Investigation Committee, *Research Report on Derailment and Collision Accident at Nakameguro Station of Eidan Subway Hibiya Line* (in Japanese), (2000), pp. 1-107, Railway Accident Investigation Committee.
- (3) Nagase, K. et al., A Study on Wheel Climb Derailment (1st Report, Results of Basic Experiments using Model Truck), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 66, No. 652 (2000), pp. 68-75.
- (4) Braghin, F. et al., Experimental and numerical investigation on the derailment of a railway wheelset with solid axle, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 44, No. 4 (2006), pp. 305-325.
- (5) Ishida, H. et al., Safety Assessment Method of Railway Vehicle under Oscillatory Wheel Load Fluctuation, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 71, No. 702 (2005), pp. 100-107.
- (6) RTRI ed., *Manual for the speed-up test of train on conventional railways* (in Japanese), (1993), pp. 67-78, RTRI.
- (7) Research Committee of MLIT and RTRI, *Research Report on Prevention of Flange-Climb Derailment at Low Speed on Sharp Curve* (in Japanese), (2004), p. 23, Research Committee of MLIT and RTRI.
- (8) Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., *Theory of Elasticity*, 3rd ed., (1970), pp. 414-420, McGraw-Hill.
- (9) Kalker, J. J., Survey of Wheel-Rail Rolling Contact Theory, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 8, No. 4 (1979), pp. 317-358.
- (10) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Dynamics of railway vehicle* (in Japanese), (1994), pp. 20-29, The Society of Electric Vehicles.
- (11) p. 118 in Reference (1).