Experimental Investigation on Creepages between Full-scale Flanging Wheel and Rail

0	正	土井久代	(鉄道総研)	正	宮本岳史	(鉄道総研)
	正	前橋栄一	(鉄道総研)	正	石田弘明	(鉄道総研)

Hisayo DOI, Takefumi MIYAMOTO, Eiichi MAEBASHI, Hiroaki ISHIDA

Railway Technical Research Institute, 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji, Tokyo

The equation $\omega = 2V/(r_L + r_R)$ is commonly used in vehicle dynamics analysis to estimate angular velocity ω of a wheelset, where r_L and r_R are rolling radii of left and right wheel respectively and V is running velocity of a wheelset. However under derailment condition, particularly when one side wheel doesn't contact on rail, it is uncertain that the equation is applicable to the calculation. Regarding the problem on these conditions, we introduce an angular velocity equation which is related to coefficients of normal forces acting on surface between wheel and rail. We show our equation's validity by comparing with results of experimental study, and examine its effects on creepage calculation.

Key Words : Railway, Wheelset, Roller rig, Creepage, Normal Force, Derailment

1. はじめに

過去に提案されたすべり率の計算モデル¹は、今も多くの 車両運動シミュレーションで用いられている。しかしながら、 乗り上がり脱線を起こす場合など、車輪フランジの先端で接 触する場合、または地震時の車両挙動シミュレーション²⁰の ように片側の車輪が完全に浮いてしまうような場合には従 来のすべり率計算モデルでは必ずしも適切な値を算出でき ないのではないかと考えられる。そこで、実物の一輪軸を用 いた軌条輪上の脱線試験において、車輪乗り上がり時のクリ ープ力特性を実験的に検証した³⁰。その実験結果より、クリ ープカの算出に最も基礎的なパラメータの1つであるすべ り率の算出モデルについての検討を行った。

従来からの鉄道車両の走行シミュレーションでは、数多く の場面で微少角変位を前提としたすべり率の近似式(微少角 近似式)が用いられている。しかしながら、微少角近似と厳 密にすべり率を定義した厳密式との差を定量的に評価する と、アタック角の大きい輪軸転走試験の場合には、厳密式に よってすべり率を算出すべきであると考えられる。

更に、従来から使用されてきた走行速度の定義あるいは輪 軸角速度の定義にあいまいさがあると考えられる。走行速度 を前提に輪軸角速度を求める際、例えば急曲線通過中にフラ ンジ接触しながら走行している一体輪軸のように、左右車輪 の接触位置における半径差が大きく、かつ左右車輪にそれぞ れ作用する法線力の比に大きなアンバランスが生じている 場合には、法線力が大きい側の車輪のすべりの方が、もう一 方に比べて小さいのではないかと考えられる。このことから すべり率の算出には左右の車輪/レール接触面における法 線力を考慮した定式化が必要であると考え、左右車輪の法線 力の比を係数とした新たなすべり率の算出モデルを提案し、 従来の方法と提案法の差を、実物輪軸を用いたクリープカ特 性試験の結果³⁾と比較して示す。

2. すべり率の算出方法

2.1 従来のすべり率の算出方法

従来、すべり率の計算に際し、車両あるいは輪軸の走行速 度 Vを軌道中心に沿った並進速度として定義した上で、車輪 回転半径 r との間で

$$\omega = \frac{V}{r} \qquad (1)$$

によって輪軸角速度 ω を計算することが多い。また、文献 1) に見られるように、一体輪軸において左右車輪の回転半径が 異なる場合には、左車輪の回転半径 r_L と右車輪の回転半径 r_R の平均から

$$\omega = \frac{2}{r_L + r_R} V \qquad (2)$$

により輪軸角速度 ω を求めることもよく行われている。ここで求めた輪軸角速度を用いて、例えば、左右車輪/レール間に生じる縦すべり率(r_{1R}, r_{1L})と横すべり率(r_{2R}, r_{2L})は、微小角近似を行うと、

$$\begin{aligned} \gamma_{1R} &= \frac{-r_R \omega + V + \dot{\psi}_w l_0}{V} = 1 - \frac{2r_R}{r_R + r_L} + \frac{\dot{\psi}_w l_0}{V} \\ \gamma_{1L} &= \frac{-r_L \omega + V - \dot{\psi}_w l_0}{V} = 1 - \frac{2r_L}{r_R + r_L} - \frac{\dot{\psi}_w l_0}{V} \end{aligned}$$
(3)

[No.03-51] 日本機械学会第10回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集〔2003-12.9~11. 川崎〕

$$\gamma_{2R} = \frac{r_R \omega \psi_w - (\dot{y}_w + r_R \dot{\phi}_w)}{V \cos \alpha_R}$$

$$\gamma_{2L} = \frac{r_L \omega \psi_w - (\dot{y}_w + r_L \dot{\phi}_w)}{V \cos \alpha_L}$$
(4)

のように表せる(ここで添字の $R \ge L$ はそれぞれ右側と左 側を表し、 y_w は輪軸の左右変位、 ψ_w はアタック角、 ϕ_w は ロール角、 I_o は左右接触点間隔の半分、αは車輪/レール間 の接触角を表す)。これらのモデルは明快であり、また数値 計算にも導入が容易であることから、鉄道車両の運動解析に 盛んに用いられている。

2.2 新たなすべり率算出モデルの提案

一方、車輪のフランジがレールに接触した後、さらに片側 の車輪が浮き上がる状態を想定すると、車輪は片側のみで接 触することになり上述の式(2)は当然成り立たない。片側の車 輪が浮いた状態であれば、接触している側の車輪半径で輪軸 角速度は決まるはずである。その時、車輪は左右がバランス よく接触している状態から、一方の車輪に接触する力が偏り、 車輪が浮き上がりを起こすまでの間に、左右車輪の接触力で ある法線力の比をパラメータにして輪軸角速度ωは遷移す ると考えられる。

左右車輪/レール間に作用する法線力(N_R、N_L)の比が すべり率に影響するモデルを次のように考え、法線力影響係 数 τ_R、 τ_Lを

$$\tau_R = \frac{N_R}{N_R + N_L}, \quad \tau_L = \frac{N_L}{N_R + N_L}, \quad \tau_R + \tau_L = 1$$
 (5)

とおく。この法線力影響係数を用いて、走行速度 Vに対する 輪軸の回転角速度 ωを定義すると

$$\omega = \frac{\left(N_R + N_L\right)}{N_R r_R + N_L r_L} V = \frac{V}{\tau_R r_R + \tau_L r_L}$$
(6)

となる。通常の車両運動シミュレーションで行われる一定速 度下での計算は、走行速度を任意に定め、これを一定とする ために、走行速度 Vから輪軸の角速度ωが決定されるので式 (6)のωを式(3)や式(4)に代入することになる。

3. クリープカ特性試験の結果による提案モデルの検証

3.1 軌条輪上の脱線時を模擬したクリープ力特性試験

実物の輪軸を軌条輪上で転走させ、車輪の乗り上がり脱線 を模擬したクリープ力特性試験³の概要は次の通りである。 試験は軌条輪速度を 5km/h 一定にして行い、車輪の乗り上 がり脱線状態を模擬するため、静止輪重 30kN で左右の輪重 がバランスした状態(*PLo=P_{R0}=30kN*)を設定した後、左右軸箱 に上下に作用する荷重を変化させて、左右の輪重がアンバラ ンスな状態をつくり、車輪フランジが軌条輪に乗り上がる状 態(脱線に相当する状態)を実現した。測定は輪重がバラン スした状態から車輪が軌条輪に乗り上がるまで行った。また、 アタック角は 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 2.0, 2.5, 3.0deg を設定し、測定は各アタック角毎に行った。

軸角速度の測定は、輪軸と軌条輪軸の双方に光学式エンコ ーダを取付け、ここで得られるパルスを試作したすべり率変 動測定装置を通して行った。このすべり率変動測定装置は、 最大 1/2×10⁷sec のパルス幅の測定精度、かつ 20kHz のサ ンプリングレートで軸角速度を記録することができる装置 である。軸角速度の他に、新連続 PQ 測定装置を用いて輪重 P、横圧 Q、前後接線力 Tを測定し、また接触位置の検出の ためにアタック角、軸箱の上下変位等を測定した。

3.2 軌条輪上車輪のすべり率と法線力の算出

2節では一般的なレール上にある車輪のすべり率を求め たが、クリープカ試験は軌条輪上で実施したものである。そ こで、クリープカ試験機での実験データに基づいた計算をす るために、2節に示したレール上におけるすべり率の算出式 ではなく、軌条輪上での車輪に関する法線力やすべり率算出 式を用いる。

(a) 法線力

車輪/軌条輪の接触面に作用する法線力は、クリープ力試 験機での実験で設定するアタック角ψ_w、実験結果から得ら れる P、Q、T、同じく実験で得られる上下変位のデータと ψ_wから3次元接触幾何計算で算出される角度パラメータ、 ロール角φ_w、車輪ピッチ角θ_wおよび接触角αを用いて、

 $N_L = \{T_L \cos \theta_{wL} \sin \psi_w + Q_L (-\sin \phi_w \sin \theta_{wL} \sin \psi_w + \cos \phi_w \cos \psi_w)\}$

 $-P_L(\cos\phi_w \sin\theta_{wL} \sin\psi_w + \sin\phi_w \cos\psi_w)$]sin α_L

+ { $T_L \sin \theta_{wL} + Q_L \sin \phi_w \cos \theta_{wL} + P_L \cos \phi_w \cos \theta_{wL}$ } $\cos \alpha_L$

 $N_R = \{-T_R \cos \theta_{wR} \sin \psi_w + Q_r (-\sin \phi_w \sin \theta_{wR} \sin \phi_w + \cos \phi_w \cos \psi_w) + P_R (\cos \phi_v \sin \theta_{wR} \sin \psi_w + \sin \phi_v \cos \psi_w) \} \sin \alpha_R$

+ $\{T_R \sin \theta_{wR} - Q_R \sin \phi_w \cos \theta_{wR} + P_R \cos \phi_w \cos \theta_{wR}\} \cos \alpha_R$

で与えられる。但しここで、アタック角、ロール角およびク リープ力の工負(方向)に注意が必要である。

左車輪乗り上がりの場合	右車輪乗り上がりの場合 $\psi_w, \phi_w < 0$		
$\psi_w, \phi_w > 0$			
$\theta_{wL} < 0, \theta_{wR} > 0$	$\theta_{wL} > 0, \theta_{wR} < 0$		
$T_L > 0, T_R < 0$	$T_L < 0, T_R > 0$		

(b) すべり率

車輪/軌条輪間で生じるすべり率を式(3)、(4)に軌条輪の 影響を加えた次式で算出する。

$$\begin{split} \gamma_{1i} &= -\frac{1}{V} \Big[R_i \,\Omega - r_i \,\omega \Big\{ \frac{\cos\theta_{wi} \cos\psi_w - \sin\phi_w \cos\theta_{wi} \sin\psi_w}{\cos\theta_{ki}} \\ &- (\cos\theta_{wi} \sin\psi_w + \sin\phi_w \sin\theta_{wi} \cos\psi_w) S_i' \tan\theta_{ki} \Big\} \Big] \\ \gamma_{2i} &= \frac{\sqrt{1 + S_i'^2}}{V} \Big[r_i \,\omega (\cos\theta_{wi} \sin\psi_w + \sin\phi_w \sin\theta_{wi} \cos\psi_w) \Big] \\ \omega_{3i} &= \frac{1}{V\sqrt{1 + S_i'^2}} \Big[\omega \left\{ \cos\phi_w (\sin\psi_w \sin\theta_{ki} + S_i' \cos\psi_w) - \sin\phi_w \cos\theta_{ki} \right\} + S_i' \Omega \Big] \end{split}$$

(10)

ここで、添字 i は左(i=D)または右(i=R)を表し、 Ω は軌条輪の 回転角速度、 θ_k は軌条輪上接触点のピッチ角、そして S'_i は 軌条輪断面形状の勾配を表す。また、ここでは輪軸の並進速 度や軌条輪のロール・左右加振などから生じる速度項を無視 している。以下、この式をすべり率の厳密式と呼ぶ。

さらに式(10)において角度パラメータが微小であると仮 定してそれらの2次以上の項を省略すると、式(11)のように なる。この式をすべり率の近似式と呼ぶ。

$$y_{1i} = -\frac{R_i \Omega - r_i \omega}{V}$$

$$y_{2i} = \frac{r_i \omega \psi_w \sqrt{1 + S_i'^2}}{V}$$

$$\omega_{3i} = \frac{S_i' \Omega - (\phi_w - S_i') \omega}{V \sqrt{1 + S_i'^2}}$$
(11)

式(10)または式(11)に式(2)から計算されるωを代入したもの が従来の方法、式(6)のωを代入したものが新たに提案したす べり率の計算法である。

3.3 走行速度の算出法

軌条輪を用いた輪軸転走試験のすべり率を計算する際に 用いる輪軸の走行速度 V, は、車輪と軌条輪の接触点におけ る速度の平均値を走行速度として用いる。左右それぞれに走 行速度 V₄、V₆を定義すると、

$$V_{eL} = \frac{R_L \Omega + r_L \omega}{2}, \quad V_{eR} = \frac{R_R \Omega + r_R \omega}{2} \quad (12)$$

となる。ここで、ωは輪軸回転角速度、Ωは軌条輪の回転角 速度、Rは軌条輪の回転半径を表す。

3. 4 厳密式と近似式によるすべり率の算出

式(10)の厳密式と式(11)の近似式から算出されるすべり率 の違いを、クリープ力特性試験の結果を用いて検討した。

試験結果で得られた Ωおよびωを式(10)、(11)に代入して、 近似による誤差の検討を行った結果を Fig.1 に示す。縦軸に は、厳密式と近似式で計算した場合の厳密式での計算結果に 対する 2 つの式の誤差割合をとり、横軸は、縦すべり率とス ピンに対しては、アタック角をとっている。横すべり率に対 しては、アタック角は主パラメータであることから、車輪上 昇量を横軸に示している。また図中、式(10)の厳密式による すべり率を添字 e で表し、式(11)の近似式によるすべり率 を添字 a で表している。

縦すべり率は、フランジ接触側について特にアタック角の 影響が大きく、アタック角の大きなところでその近似誤差割 合は40%近くにもなっている。踏面接触側はフランジ接触側 よりもその影響は小さいが、最大で15%程度の近似誤差割合 となっている。縦すべり率は式(10)より、アタック角とピッ チ角に特に依存していることからこのような結果となる。横 すべり率については車輪上昇量の影響を受けているが、縦す べり率よりも近似誤差は小さく、フランジ接触側で最大で 1.6%、踏面接触側で0.5%程度である。スピンについても近 似誤差はアタック角の影響を僅かに受けているが、フランジ 接触側で大きさは概ね0.1%弱、踏面接触側で1.5%強である ことが分かる。

以上の結果から、軌条輪上で大きなアタック角を設定して 輪軸転走試験を行う際にすべり率を求める場合には、式(11) のような近似式では縦すべりを中心にして誤差が大きく、そ のため式(10)に示した厳密式を用いる必要があると考えら れる。

3.5 提案モデルによる輪軸角速度の計算とすべり率

以下では、式(2)で計算する輪軸角速度を従来法、式(6)の 法線力影響係数 τ を用いた輪軸角速度の計算法を提案法と して、これら輪軸角速度の計算法の違いがすべり率等に及ぼ す影響を調べた。なお、それぞれの輪軸角速度やすべり率計



and approximate calculation

算に用いる走行速度 V_{et} 及び V_{et} は、式(12)によっている。 提案法における法線力の計算には式(9)を用いた。また、すべ り率は厳密式(10)により計算した。

Fig.2 に、法線力比と輪軸角速度実験値と理論値の差の関係を示す。ここで、左がフランジ接触側、右が踏面接触側の 車輪である。また、実験によって得られた軸角速度を ω_e 、 提案法による計算値を ω_p 、従来法による計算値を ω_u と表し ている。 Fig.2 から、従来法(Δ)ではフランジ接触側の法 線力が減少し、法線力比($2N_L/(N_L+N_R)$)が小さくなるとと もに実験値と理論値の差が大きくなっていることが分かる。 これに対して、先に提案した法線力影響係数を用いた方法

(●) では、この差が修正されている。即ち、軌条輪上で回転する輪軸の角速度には法線力が影響し、従来法による計算では法線力のアンバランスが増加するとその誤差も大きくなることが、この結果より明らかである。

Fig.3 に、すべり率の計算に、実験で得られた軸角速度を 用いた場合と、従来法または提案法で計算される軸角速度を 用いた場合の結果を、アタック角に対して示す。軌条輪の回 転角速度 Ωはいずれの方法においても実験値とした。軸角速 度の計算方法によって最も影響が大きく出てくるのは、フラ ンジ接触側の縦すべり率であり、次いで踏面接触側の縦すべ り率である。これらの縦すべり率について、従来法による演 算よりも提案法による演算の方が、実験値により近い値を示 している。横すべり率はそもそもアタック角が支配的パラメ ータであることから、輪軸角速度の影響は小さい。スピンに 対する影響もまた小さい。縦すべり率への影響が大きいということは、輪軸角速度の算出法の違いが、輪軸に作用するヨーモーメントあるいは輪軸操舵性の算出量に影響を与えると考えられる。

なお、クリープカ特性試験では、脱線の状態を模擬するために、車輪が軌条輪に乗り上がるまで法線力を変化させたが、 車輪の乗り上がり状態を実現するには、アタック角が小さい ほど左右の法線力のアンバランスを大きくつける必要があった(Fig.4)。従って、アタック角が小さなところで提案法 と従来法の差が大きくなっている。

4. まとめ

実物輪軸よる軌条輪上での車輪乗り上がり状態における クリープカ特性試験の結果を用いて、すべり率に関する考察 を行った。

ひとつには、アタック角を大きく設定するような軌条輪上 での輪軸の転走試験において、微少角近似を用いたすべり率 の計算式では、縦すべりを算出するにあたって近似による誤 差が大きくなることを示し、このような場合には厳密に定式 化した式(10)を用いる必要があることを定量的に確認した。



Fig. 2 Differential between experiment and theoretical calculation of angular velocity

また、少なくとも軌条輪上の一輪軸によるクリープ力特性 試験において確認した限りでは、左右車輪の接触面に作用す る法線力のバランスが、輪軸の回転角速度に寄与しているこ とを示した。車両運動シミュレーションなどにおいてすべり 率を計算する際に、従来では走行速度を左右車輪の回転半径 の平均値で除して輪軸角速度を求め、そこからすべり率を計 算する手法が多く用いられているが、それでは厳密な輪軸角 速度やすべり率が求まらず、特に、軌条輪上で左右の輪重の アンバランスを大きく付けた状態での脱線試験では、従来の 手法では誤差が生じることを確かめた。そして、法線力影響 係数を導入した計算モデルを示し、その妥当性を確認した。

参考文献

1) Interaction between vehicles and track, ORE, Question C 116 Report No.4, 1974-10

2) 宮本岳史・石田弘明・松尾雅樹,地震時の鉄道車両の挙動解 析,機論, Vol.64-626-C(1998), 3928-3935

3) 土井久代・宮本岳史・前橋栄一・石田弘明, 実物輪軸によ るクリープカ特性試験(第一報),第 11 回交通・物流部門大会 講演論文集,pp.447-450,2002



Fig. 4 Experimental results of normal forces for attack angle



Fig. 3 Experimental results of creepages, and creepages calculated by usual method and proposed method