

脱線・転覆事故に対する安全性の考え方と防止策

交通システム研究領域

松本 陽、佐藤安弘、大野寛之、水間 毅

1. まえがき

本年4月に発生した福知山線の転覆脱線事故は、107名に及ぶ多数の犠牲者を発生し、鉄道関係者に大きな衝撃を与えた。現在、その原因については航空・鉄道事故調査委員会による調査が進められているところであるが、ここでは、これまでに起きたわが国の鉄道における大規模事故を振り返りつつ、「脱線」、「転覆」に対する安全性についてこれまで検討されてきた考え方や今後の事故防止への取り組みについて概説する。

2. 「脱線」と「転覆」事故

「脱線」とは、レール上を転動している車輪が、レールから逸脱する現象である。通常、車輪は「フランジ」により案内されて転動しているわけだから、脱線は、フランジがレール上を乗り越えなければ発生しない。脱線は、その「乗り越え」の形態により、「乗り上がり脱線」、「すべり上がり脱線」(これらをまとめて「せり上がり」と呼ぶこともある)、「とび上がり脱線」などに分類されている¹⁾。

詳細は後述するが、「乗り上がり脱線」は、車輪とレール間の摩擦係数が比較的大きく、垂直力(輪重)に比して車輪を横に押し出す力(横圧)が過大になっ

たときに、車輪がレール上に登りあがっていく現象によって発生し、「すべり上がり脱線」は、逆に摩擦係数が小さいときに、横圧により車輪がレール上にすべりあがって発生する。図1に車輪の乗り上がり状況の接触シミュレーション例を示す²⁾。また、「とび上がり脱線」は、衝撃的な垂直力の減少や横方向力の増加により、車輪が一挙にレール上に飛び上がったり、飛び越したりすることにより、発生するものを指す。

これまでの事例から考えると、この中では「乗り上がり脱線」が最も多いと考えられ、地下鉄日比谷線の中目黒事故³⁾はこの種の脱線に分類される⁴⁾。新潟中越地震における上越新幹線の脱線事故は、詳細は事故調査委員会による調査結果を待つ必要があるが、衝撃力による「とび上がり脱線」⁵⁾と推測される。

一方、「転覆」とは、何らかの原因により、車体に著しい横方向力が加わり、車両の左右いずれか一方の車輪にのみ荷重がかかる状態になり、安定限界を超えて、車両が横転する現象を指す。原因としては、横風による著大な風圧力によるもの、速度超過による著大な超過遠心力によるものなどが考えられる。

このように、「脱線」と「転覆」は本来、別の現象であり、その防止対策は別個に考えるべき性質のものである。ただし、転覆現象が発生した場合は、ほぼ必然的に線路を逸脱した状態になり、列車脱線事故に分類されている。また、脱線によって車両が軌道から逸脱したために転覆する場合もあるが、この場合の転覆は二次的な現象である。

3. これまでの重大な脱線・転覆事故の例

鉄道においてこれまでに発生した重大事故の多くは、列車衝突に関するものが多いが、本稿の主題は脱線・転覆に関するものなので、信号装置やその取り扱いに起因するもの⁶⁾は除き、脱線・転覆に関する事故を主体に過去40年間程度に発生した主なものを調べ

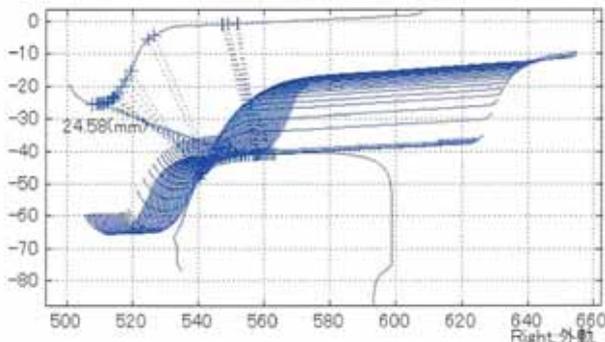


図1 乗り上がり脱線のシミュレーション例

表1 過去の主な脱線・転覆事故⁷⁾ (信号装置・取り扱いに関するものを除く)

発生年	発生箇所	事故概要	原因等	死傷者数
1963	東海道線 鶴見～新子安	貨車脱線 電車2列車衝突 脱線	貨車競合脱線、出会いがしら	死者162、 負傷120
1973	関西線 平野駅構内	電車 先頭車・脱線横転、5 両脱線	減速制御遅れ、分岐器制限速度超過 (推定70>制限35km/h)	死者3、 負傷156
1974	鹿児島線 西鹿児島 島～上伊集院	特急電車 1, 2両目脱線	曲線300mR 速度超過 (推定95>制限65km/h)	負傷78
1974	信越線 横川～軽井沢	回送機関車4両 全車脱線転覆	下り勾配でブレーキ制御不能、曲線 350mR 速度超過(推定120km/h)	負傷3
1976	函館線 駒ヶ岳～姫川(信)	貨物列車 貨車40/41両脱線転覆	下り勾配でブレーキ操作せず(仮眠) 曲線300mR 速度超過(推定115km/h)	負傷2
1978	営団地下鉄東西線 荒川橋梁	電車 3両脱線うち2両横転	橋梁上で突風	負傷23
1984	山陽線 西明石駅構内	特急寝台列車 客車13両脱 線、ホームに衝撃大破	分岐器制限速度超過(仮眠) (推定100>制限60km/h)	負傷32
1986	山陰線 餘部鉄橋	回送列車 脱線・落下	橋梁上で突風	死者6、 負傷6
1988	函館線 駒ヶ岳～姫川(信)	貨物列車 貨車19/20両脱線	下り勾配でブレーキ操作せず(飲酒) 曲線300mR 速度超過	
1994	石勝線 広内(信)	特急列車 3両脱線、先頭車横転	強風で横転	負傷7
2000	営団地下鉄日比谷 線 中目黒	電車 低速走行中に脱線し、 対向列車側面と衝突	曲線部160mRで複合要因により、乗 り上がり脱線	死者5、 負傷35

は横風による転覆事故、 は原因に転覆を含まないもの

てみた。久保田博氏著の「鉄道重大事故の歴史」⁷⁾からの引用に、一部筆者が加筆したものを表1に示す。

この中で、速度超過が原因の転覆(ないしそれに類する)事故は、分岐器通過速度超過が2件、曲線部通過速度超過が4件である。このうち、大幅な曲線部速度超過をした3件については、ほぼ全車両が脱線したり、築堤から転落したりして、かなり凄惨な事故状態であったが、貨物列車や回送機関車列車であったため、幸い人的被害は非常に少なかった。また、西明石駅構内の寝台特急列車の事故にあっても、寝台車がホームにえぐられて大破したが、通路側であったため、死亡事故とならなかったなどの幸運がある。

4. 脱線・転覆に対する安全性の検討

4.1 これまでの検討活動^{8)~13)}

鉄道の走行安全性に対する基準については、国鉄の分割民営化以降、運輸省などが主催する委員会等において検討がなされて来た。脱線や転覆を考慮した曲線

通過の安全性については、平成10年から開始された曲線の線形諸元等に関する検討委員会において再整理され¹⁰⁾、平成14年発行の新しい鉄道技術基準の解説にも記述されている¹²⁾。これらには平成12年に発生した地下鉄日比谷線での原因調査の結果、主に低速域での乗り上がり脱線を考慮するために新たに導入された推定脱線係数比の考え方が導入されているが、その他の考え方はほぼ従来の考え方を踏襲している。

4.2 脱線に対する安全性

4.2.1 Nadalの式

脱線は車輪のフランジがレール上を乗り越える現象であるから、車輪が徐々にレール上にせり上がる「乗り上がり」や「すべり上がり」脱線については、そのせり上がりの途中過程での力の釣り合いを考えて、脱線に到る限界を定めようとするのが、従来からの最も一般的な考え方である。

すなわち、図2に示すように車輪フランジがレール上に乗り上がる過程での力の関係で、車輪をレール上

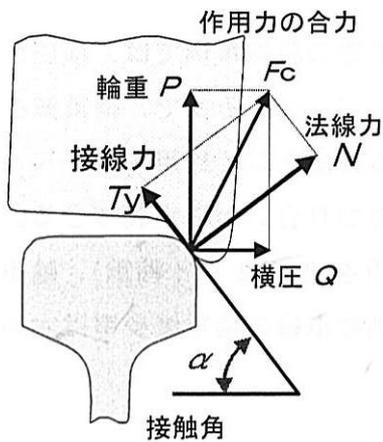


図2 脱線現象中の車輪・レール間に働く力

に押し上げようとする接線力 T_y が、法線力 N と摩擦係数 μ の積である摩擦力よりも小さければ、車輪はレール上にせり上がろうとしないので、その限界が安全限界になるとする考え方である。すなわち、 $T_y \leq \mu N$ ならば脱線は発生しない。フランジ角度 α としたとき

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

が脱線が発生する限界で、このときの脱線係数を限界脱線係数 $(Q/P)_{cr}$ と呼ぶ。すべり上がり脱線の場合は、符号が逆となって

$$\frac{Q}{P} \leq \frac{\tan \alpha + \mu}{1 - \mu \tan \alpha} \quad \dots\dots (2)$$

式から明らかなように、フランジ角度については α が大きいほど、摩擦係数については、乗り上がり脱線では μ が小さいほど、すべり上がり脱線について μ が大きいほど、限界脱線係数が大きくなり、脱線しにくくなる。

従来、一般的に用いられてきたフランジ角度 60° の車輪の場合、 $\mu = 0.3$ で、 $(Q/P)_{cr} = 0.94$ となり、安全率を見込んで、この0.85倍とした0.8が一般的な限界目安値として用いられてきた。同様の考え方で、フランジ角度 65° の場合、 $(Q/P)_{cr} = 1.12$ で目安値0.95、フランジ角度 70° の場合、 $(Q/P)_{cr} = 1.34$ で目安値1.14となる。図3に摩擦係数の変化したときの限界脱線係数の値を示す。また、摩擦係数が極めて低い場合以外は、すべり上がり脱線係数の限界は大きく、通常では起こりにくい。

以上の考察は、せりあがり脱線の過程で接触角度や摩擦係数が一定との仮定において成り立つものであ

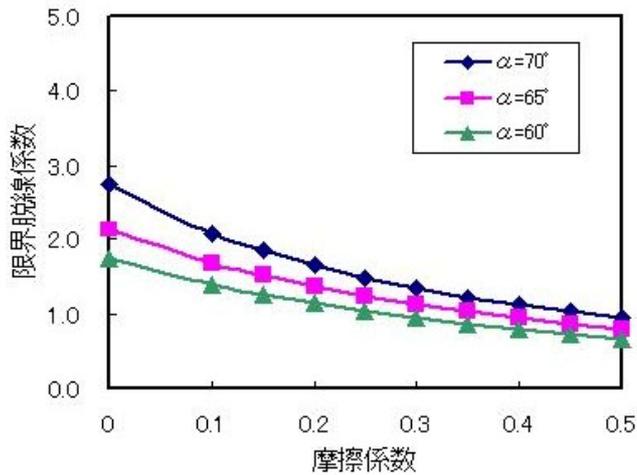


図3 限界脱線係数(乗り上がり脱線)

るが、実際は図1のようにレール・車輪の摩耗によって接触角度は時々刻々変化するし、摩擦係数も同様なので、実際の脱線限界はもっと複雑である。

4.2.2 脱線の発生要因

脱線が発生させる原因は種々考えられるが、日比谷線の事故³⁾は、低速走行時における出口側緩和曲線での事故で、もともとカントの付いている円曲線から直線に戻る地点であるから、台車中で外軌側先頭車輪の輪重が減少するような非平面性(軌道のねじれ)がある箇所である。そこに、低速走行のためカント過多による輪重減少が重なり、さらにもともと左右の車輪の輪重にアンバランスがあったのではないかという結論に達した。事故車両は損傷が激しいため、確認はできなかったが、他の営業車について測定して見ると相当大きなアンバランスを持つ車両も存在していた。このため、当時の運輸省より、左右輪重アンバランスを10~15%以内に管理するという通達が出され、現在、実行されている。なお、入口側緩和曲線では、逆に内軌側先頭車輪の輪重が軽くなるが、今回の福知山線事故での外方転倒への影響は非常に小さいと思われる。

また、日比谷線事故の原因調査では、レール・車輪間の摩擦係数が脱線に大きな影響を持っているのではないかということがわかった。摩擦係数の上昇が、台車の曲線中の轉向横圧を著大化し、脱線しやすい状況を作り出す。摩擦調整剤などの使用により、摩擦係数を適度に低下させ、台車の曲線通過性能を改善し、安全性を向上させることは、今後の効果的な方策と考えられるが、安定的に摩擦調整状態を維持できる確証が得られていないため、これのみで、脱線安全性を担保するまでには至っていない。

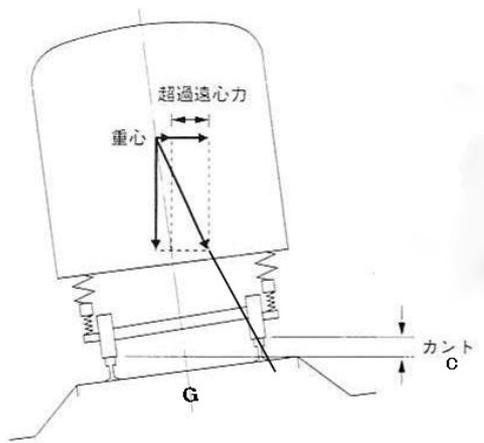


図4 曲線通過中に列車に働く力(外方転覆限界)

5. 転覆に対する安全性

5.1 曲線通過と転覆現象

転覆は、著しく大きな風圧力や超過遠心力などの横方向力が車体に加わった場合に、片側に転倒する現象であるから、転覆が発生するかどうかの限界は、車両の重心に加わる重力と横方向力の合力の方向が、軌間内に収まるか否かによって決定する。すなわち、合力の方向が軌間より外側を向けば、そちら方向に横転する。よって、転覆の安全限界は、図4のようにこの合力がちょうどレール上をよぎる時となる。

すなわち、カントの付与された曲線(軌間 G 、カント c 、曲線半径 R 、重力加速度 g) において通過速度 v を徐々に上げていくと、超過遠心加速度

$$\alpha_y = \left(\frac{v^2}{R} - \frac{c}{G} \cdot g \right) \text{ 及び } \text{カント不足 } c_d = \frac{Gv^2}{gR} - c$$

は2次曲線的に増加していき、内軌側輪重 P_i は減少し、外軌側輪重 P_o は増加していく。車両に作用する合力の方向は次第に軌間外側に移動していき、ついには外軌側レールに達し、内軌側輪重 P_i は0となる。車両のばね作用を考慮に入らずに車両を剛体と考えると、限界速度 v は簡単に求めることができ、車両の重心高さを h_G とすると、

$$\frac{G}{2h_G} = \frac{v^2}{R \cdot g} - \frac{c}{G} \quad \dots\dots (3) \text{ の関係から、}$$

$$v = \sqrt{\left(\frac{c}{G} + \frac{G}{2h_G} \right) \cdot R \cdot g} \quad \dots\dots (4)$$

ただし、実際には、ばねたわみの影響を考慮する必要があり、バネたわみは見かけ上重心高さが高くなるこ

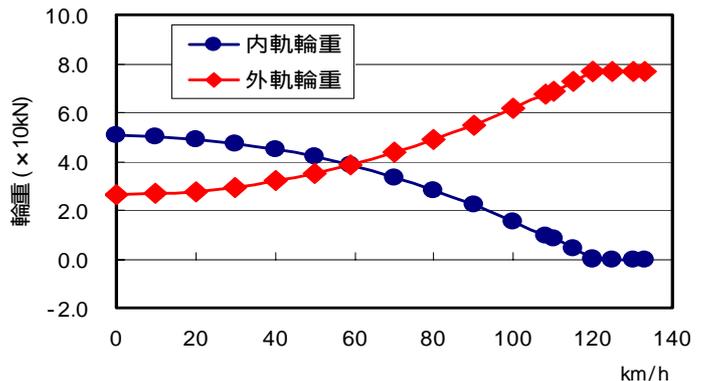
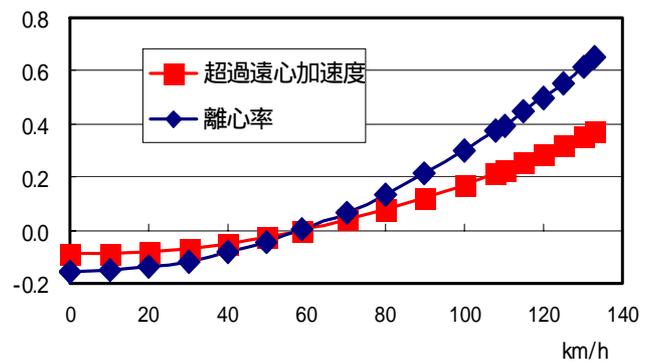


図5 曲線通過速度に対する転覆安全性の試算例

とに相当するので、通常、 $h_G^* = 1.25h_G$ として重心高さを 25% 増しにとる。これは、転覆限界におけるストップ当たり等を考慮したものであり、実際に近い状態とされている。

車両重心に作用する合力が軌間のどの部分を向いているかを示す指標が離心率であり、 $\varepsilon = 0$ の時、合力は軌間中央(車両真下)方向、 $\varepsilon = 0.5$ の時、レール上となり、この場合が転覆限界となる。 $D = 2\varepsilon$ を転覆危険率と呼んで、現在はこちらを用いることが多い。当然 $D = 1.0$ の時、転覆限界となる。

5.2 「国枝の式」と試算例

車両振動による影響や横風による風圧力を考慮した車両の転覆限界の計算式として「国枝の式¹⁴⁾」が古くから用いられている。この式では、転覆に対する危険率が以下のように規定されている。

$$D = \frac{2h_G^*}{G} \left(\frac{v^2}{R \cdot g} - \frac{c}{G} \right) + \frac{2h_G^*}{G} \left(1 - \frac{\mu}{1+\mu} \cdot \frac{h_{GT}}{h_G^*} \right) \cdot \frac{\alpha_y}{g} + \frac{h_{BC}^* \rho \cdot u^2 \cdot S \cdot C_D}{m \cdot g \cdot G} \quad \dots\dots (5)$$

この式の第1項は超過遠心力(前節で既述)、第2項は車体振動慣性力、第3項は風圧力による影響を表している。このうち h_G^* は、前出の車両のばね系を考慮した車両重心の有効高さ、 h_{GT} は台車の重心高さ、 μ は車体と台車の質量比、 α_y は車体の左右振動加速度

である。 $\mu / (1 + \mu)$ は、台車重量 m_T の車両全重量 m に対する質量比 $m = m_T / m$ に等しいので、車両重心の有効高さ h_G^* と台車高さ h_{CT} の比 $h = h_{CT} / h_G^*$ を用いて、第2項の括弧内を表すと、 $(1 - m \cdot h)$ となり、左右振動加速度から台車振動分の影響を除いた形になっていることがわかる。 y は、通常 $0.1g$ ($v=80\text{km/h}$ 以上) が用いられているが、全振幅 $0.2g$ の左右振動の曲線外方向き加速度を加算したものである。(6)式で、 $D=1$ とおいて、 v について解けば、転覆限界速度が求められる。なお、他の記号の説明については、文献 10)11)を参照されたい。

図5は、車体振動慣性力と風圧力を考慮しない時の曲線通過速度と転覆安全性に関する諸量の試算例である。この曲線の場合、速度が $v = 60\text{km/h}$ 付近で、超過遠心加速度 0、離心率 0、内外軌輪重が等しい、カント均衡速度になっている。その後、速度の増加とともに内軌側の輪重は減少していき、速度が $v = 120\text{km/h}$ 程度になると、離心率は限界の 0.5、内軌側輪重は 0 となり、すべての荷重は外軌側車輪にかかる状態で、この速度を超えると曲線外側に転倒してしまう。このときの超過遠心加速度は $0.3g$ に近く、通常は乗り心地の面から $0.08g$ 程度を限界(この曲線では 80km/h 程度の速度)とするから、転覆限界速度ではその3倍を超す値が発生している。

振動慣性力 $y=0.1g$ を考慮に入れて計算すると、転覆限界速度は 105km/h 程度まで低下する。

6 . 事故防止に対する取り組み

6 . 1 鉄道技術基準の見直し

国土交通省では、福知山線事故を契機に、鉄道技術基準の見直しのための検討を行っている。その主なものは、速度制限や過走防護の必要な箇所(曲線部、分岐部、線路終端部など)への速度制限機能の付加、運転士異常時の列車停止装置の設置、運行状況記録装置等の設置などについてであり、中間とりまとめが 10 月末にも公表される予定である。

また、交通研では次節で紹介するこれまでにやってきた安全性向上に関する研究に加えて、運転の適切度の評価など新たな研究を開始する計画である。

6 . 2 新しい脱線係数の測定法¹⁵⁾

事故防止への取り組みの研究例として、脱線係数の常時測定、簡易測定を目指した新しい測定法について

紹介する。4章に述べたように、車輪・レール間の脱線係数を測定することは、列車の脱線事故に対する余裕度を判断するのに非常に重要なものである。これを測定するには、現在、車輪側から測定する方法とレール側から測定する方法があるが、いずれも特殊な装置と取り扱いを必要とするため、年に1回程度など特別な時にしか測定されていないのが実情である。

しかしながら、先に述べたように、レール・車輪間の摩擦状態は時々刻々変化しているものから、実際は脱線係数も大きく変化しているものと思われる。よって、これが営業車などにより常時測定できるようになれば、安全上の効果は非常に大きい。

6 . 2 . 1 横圧の測定方法

今回提案する方法は、図6に示すように、横圧による車輪の曲げ変形量を台車側に取り付けた非接触変位計3により直接検出するものである。測定原理は単純であるが、検出される変位量は最低 0.005mm 程度の精度を必要とする。これは変位計の分解能 0.002mm に対しては可能な値であるが、センサ取付などに起因する誤差やノイズについては十分注意する必要がある。

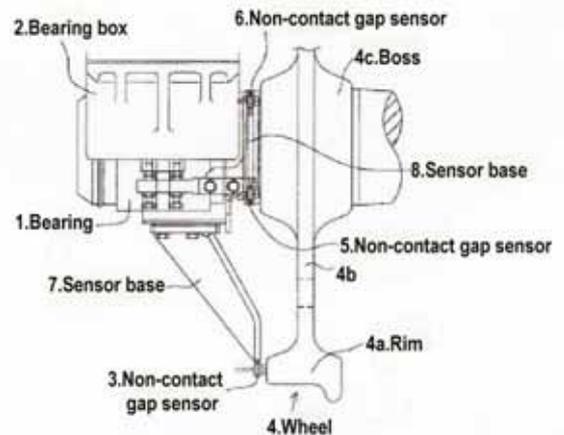


図6 新しい脱線係数の測定法の原理



図7 台上試験による測定精度の検証

軸箱と輪軸にはガタがあるため、軸箱～車輪間に相対変位が発生する可能性があり、相対変位分を補正する。補正は、ベアリング隙間などによる輪軸のスラスト方向移動と、横方向力などによる軸箱に対する輪軸の傾きに対して行う。また車輪の持つ初期歪み量は測定値より差し引く。また変位計3により車輪リム部の歪みを測定する方法は、法規上の車両限界を犯すので、これを避けるため変形量は小さくなるが、車輪の板部の変形により横圧を計測する方法も検証した。

6.2.2 台上試験及び実車走行試験による検証

新しい測定法を検証するため、台車試験機による曲線通過試験(図7)及び地下鉄の営業線における実車走行試験を行った。図8は実車走行試験における曲線通過時の従来法による横圧と新測定法による車輪の横変形量(補正後)との比較である。非常に良好な比例関係が見られ、横圧10kNに対して車輪板部の変形量は約0.09mmである。

実車走行試験における横圧の新旧測定法による結果の比較を図9に示す。これらの結果によれば、車輪板部で測定したものも含めて、十分実用的精度を有している。ただし、接触点変化の影響が見られるので、

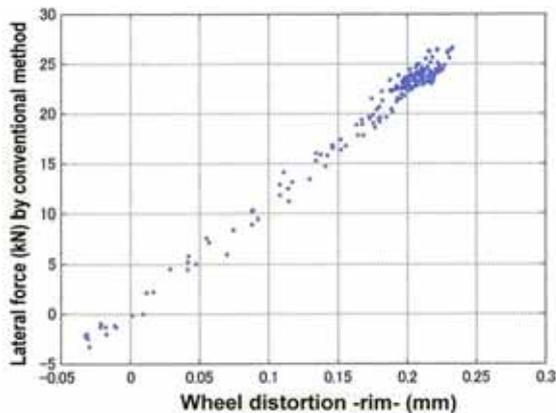


図8 新旧測定法による結果の比較

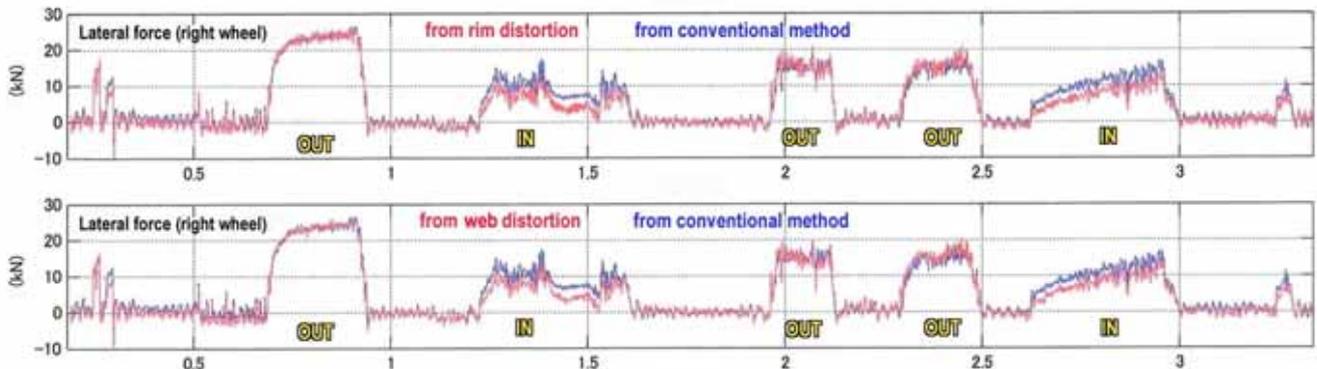


図9 実車走行試験による検証(新測定法と従来法の比較)

より精度をあげる補正方法を確立するため、有限要素法による車輪ひずみの解析を行っている。

7. あとがき

現在、用いられている脱線や転覆に関する基本的な考え方の詳細については、参考文献を参照されたい。

また、新しい脱線係数の測定法の研究は、東京メトロ、住友金属及び住友金属テクノロジーとの共同研究である。共同研究者に謝意を表す。

参考文献

- 1) 丸山、景山編著、「機械技術者のための鉄道工学」、丸善、昭和56年
- 2) 佐藤安弘、「超低床式における車輪・軌道接触に関わる安全性」、レール・車輪接触工学研究会第3回シンポジウム、2005.6
- 3) 須田、「日比谷線における乗り上がり脱線事故の概要」、レール・車輪接触工学研究会第3回シンポジウム、2005.6
- 4) 石田弘明ほか、「急曲線低速走行時の乗り上がり脱線に対する安全性評価手法」、鉄道総研報告、Vol.18, No.8, 2004.8
- 5) 宮本岳史ほか、「地震時の鉄道車両の挙動解析」、機械学会論文集C, Vol.64, No.10, 1998.10
- 6) 「交通システムにおける安全性・信頼性技術」、電気学会技術報告第681号
- 7) 久保田博、「鉄道重大事故の歴史」、グランプリ出版、平成12年
- 8) 鉄道総研編、「在来鉄道速度向上試験マニュアル・解説」、研友社、平成5年
- 9) 運輸省事故調査検討会、「帝都高速度交通営団日比谷線中目黒駅構内列車脱線衝突事故に関する調査報告書」、平成12年10月
- 10) 運輸省・国土交通省委託、「曲線部の線形諸元に関する調査研究 最終報告書」、平成13年11月
- 11) 国土交通省鉄道局監修、「解説 鉄道に関する技術基準(土木編)」、平成14年
- 12) 国土交通省鉄道局監修、「解説 鉄道に関する技術基準(車両編)」、平成14年
- 13) 「急曲線における低速域での乗り上がり脱線等の防止に関する検討会 報告書」、平成16年3月
- 14) 國枝正春、「鉄道車両の転覆に関する力学的理論解析」、鉄道技術研究報告、No.793, 1972
- 15) Matsumoto A. et al, "A New Measuring Method of Wheel-Rail Contact Forces", ASME Proceedings of IDETC 2005