

# 台車枠に発生したき裂による静止輪重アンバランスの解析的評価

中村 勇馬\* 山本 勝太 (鉄道総合技術研究所)

## Analytical Evaluation of Static Wheel Load Imbalance Caused by Cracks in the Bogie Frame

Yuma Nakamura\*, Masataka Yamamoto, (Railway Technical Research Institute)

Many reports have been noted on derailment owing to the increased static wheel load imbalance caused by cracks in the bogie frame. To evaluate the impact of cracks in the bogie frame on running safety of trains, the relationship between the length and position of cracks and the static wheel load imbalance was calculated using finite element analysis. Consequently, if the crack length was within 120 mm, the static wheel load imbalance owing to the crack occurring in the bogie frame would be within 5%. Thus, the little impact on running safety of trains was conceivable.

キーワード：台車枠，静止輪重アンバランス，有限要素法，き裂

(Keyword :bogie frame, static wheel load imbalance, finite element analysis, cracks)

### 1. はじめに

台車枠にき裂が発生し、脱線に至った事例が報告されている。これら事例では、き裂の発生・進展によって、静止輪重アンバランス（以下、輪重減少率と称す）が大きくなったことが原因と推定されている<sup>(1)(2)</sup>。本研究では、台車枠にき裂が発生・進展し、き裂進展に伴って台車枠に塑性変形が生じた場合に、その塑性変形が走行安全性に与える影響を評価するために、き裂長さ・部位と走行安全性の評価指標となる輪重減少率との関係を解析的に評価した。

### 2. 解析条件

#### 〈2-1〉 有限要素モデル

本研究では、台車枠にき裂が発生した際の塑性変形挙動を把握することを目的として、弾塑性有限要素法を用いた。本研究に用いた台車枠の有限要素モデルを図 1 に示す。評価対象は、標準的な寸法を有する在来線用の軸はり式ボルスタレス従台車とした。

有限要素モデルは 1 辺が概ね 10~20mm の平面 2 次要素で作成した。要素数は約 32,000、節点数は約 96,000 である。材料モデルは、降伏後の加工硬化を考慮しない弾塑性材料とし、降伏応力は SM400 の規格下限値 245MPa を用いた。なお、降伏後の加工硬化を考慮した材料や、SM400 の実力値相当の降伏応力を有する材料を用いた場合と比較して、本モデルはき裂発生部の変形が大きくなり、輪重減少率も結果として大きくなることを確認している。

軸ばねおよび軸はりは軸箱支持装置の各剛性を考慮したスプリング要素とし、車軸は曲げ剛性を考慮した 2 次元要素とした。台車枠ばね帽中心および軸はり受け中心に剛体要素を定義し、剛体要素と各バネを結合した。車軸と各バネは、車軸軸受中心位置で結合した。

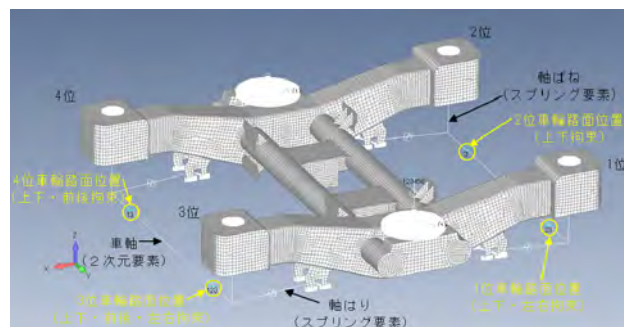


図 1 有限要素モデル

解析は、空気ばね相当位置にバネ要素を定義することで、車体一台車枠間の高さ調整機能を模擬した 1 台車モデルで実施した。本モデルは、車体を剛体としたモデルに近い挙動を示し、有限のねじり剛性を有する実車両と比較すると、き裂進展に伴う輪重減少率は大きくなる。垂直荷重は、空気ばね上面相当位置に定義した剛体要素に負荷した。負荷荷重は、4 箇所の車輪踏面位置における反力の合計が標準的な満車荷重に相当する 240kN となるよう調整した。拘束条件は、垂直方向は各車輪踏面位置に、前後方向は 3,4 位車輪

踏面位置に、左右方向は 1,3 位車輪踏面位置に付与した。輪重減少率 ( $P_a$ ) は、解析後の 3 位および 4 位の車輪踏面位置における反力 ( $P_3$  および  $P_4$ ) より式 (1) から算出した。

$$P_a = |P_3 - P_4| / (P_3 + P_4) \quad (1)$$

### 〈2・2〉 き裂想定位置

台車枠にき裂が発生する位置として本研究では図 2 に示す 6 箇所を想定し、それぞれについてき裂の大きさを変化させて解析を行った。これらの 6 箇所は台車枠側ばりの溶接部や形状変化部を中心に選定した。本解析では、側ばり下面を貫通し、かつ側ばり左右に同等の長さを有するき裂

を想定した。ただし、側ばりと横ばりの接合部を想定したき裂は貫通状態 (接合部無し) とした。き裂想定位置はすべて 3 位側とした。

### 3. 解析結果および考察

側ばり下面から側面のき裂端部までの長さ (以下、き裂長さと呼ぶ) と輪重減少率との関係を図 3 に示す。図 3 より、軸箱支持ゴム受端部台車端側および軸箱支持ゴム受端部とばね帽の間側ばり R 部については、き裂長さが約 130mm を超えた付近から、輪重減少率が急速に拡大する傾向が認められた。軸箱支持ゴム受端部台車中央側も、同様にき裂長さが約 130mm を超えた付近から、輪重減少率が拡

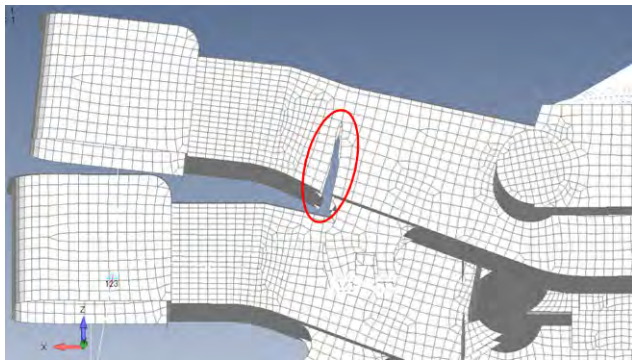


図 2(a) 軸箱支持ゴム受端部台車端側

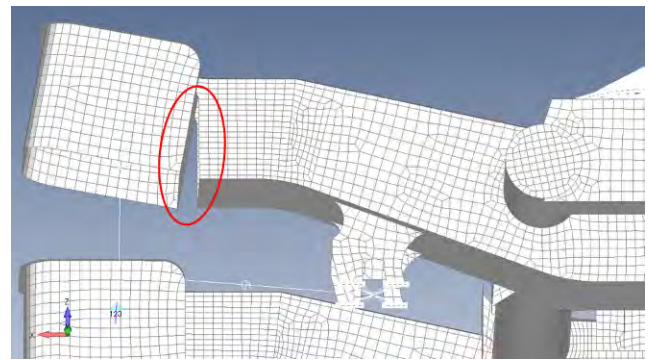


図 2(d) 側ばりとばね帽の接合部

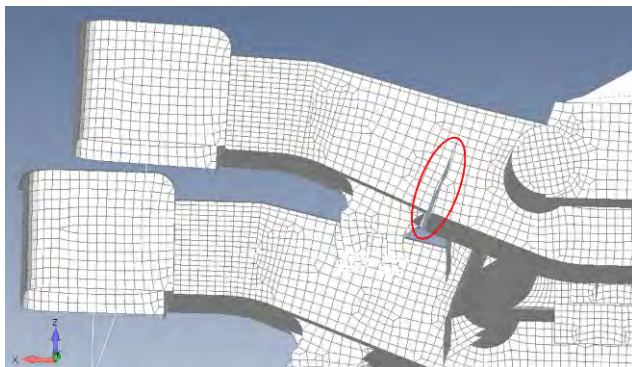


図 2(b) 軸箱支持ゴム受端部台車中央側

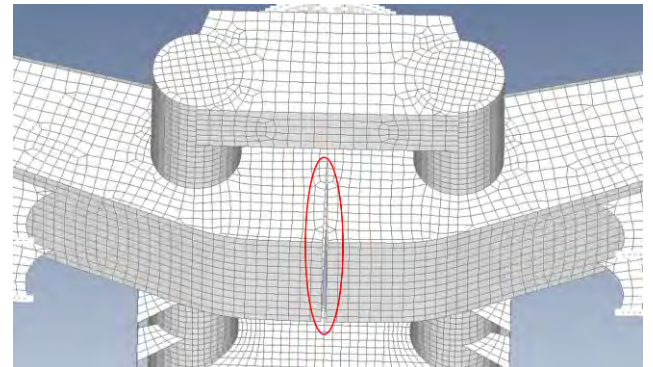


図 2(e) 側ばり中央

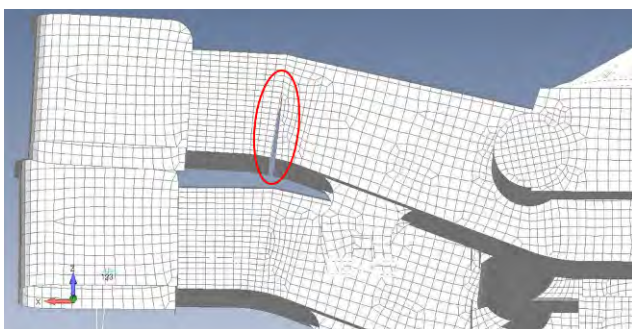


図 2(c) 軸箱支持ゴム受端部とばね帽の間 側ばり R 部

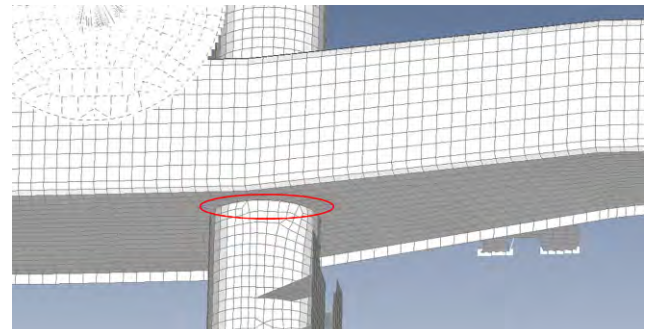


図 2(f) 側ばりと横ばりの接合部

大する傾向が認められたが、その勾配は前者と比較して小さい傾向となった。

一方、側ばりとばね帽の接合部については、き裂長さが約 160mm を超えた付近から輪重減少率が急速に拡大する傾向が認められた。これは、前者の 3 部位では概ね単純な曲げ応力場となるのに対して、側ばりとばね帽の接合部ではせん断応力と曲げ応力が重畳した応力場となるため異なる傾向となったと考えられる。側ばり中央にき裂が発生したケースでは、図 3 ではき裂長さ約 190mm の結果のみを示しているが、これよりもき裂がさらに大きくなった場合でも輪重減少率が小さいことを確認している。このことから、側ばり中央にき裂が発生しても、垂直荷重のみが負荷される状態においては、輪重減少率にほぼ影響しないと考えられる。

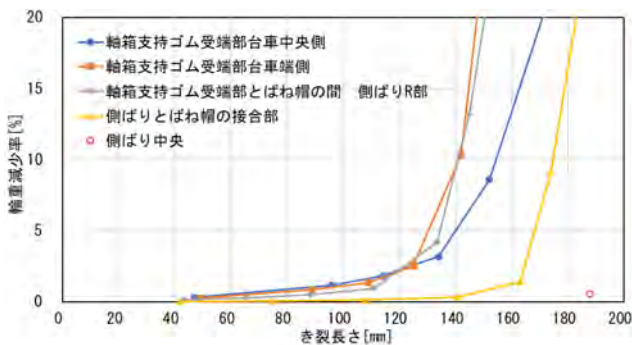


図 3 き裂長さと輪重減少率との関係

各部位のき裂長さと、側ばり下面におけるき裂の開口幅 (以下、き裂開口幅と称す) との関係を図 4 に示す。図 3 と図 4 を比較すると、き裂長さと輪重減少率、き裂長さとき裂開口幅の関係には同様な傾向が認められた。各部位のき裂開口幅は台車枠の塑性変形量と相関があることから、台車枠の塑性変形が輪重減少率の拡大に影響を与えていると考えられる。また、き裂進展に伴う輪重減少率がほとんど認められない側ばり中央では、き裂開口幅も他部位と比較して小さかった。

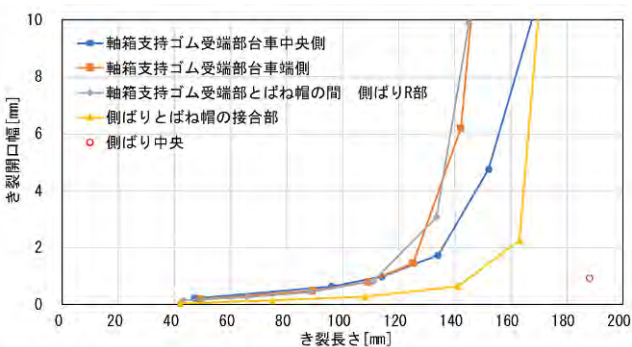


図 4 き裂長さとき裂開口幅の関係

き裂長さと 1,3 位側における軸箱中心間距離 (以下、軸距と称す) の変化量との関係を図 5 に示す。図 5 より、軸箱支持ゴム受端部台車中央側にき裂が発生したケースを除き、本解析では軸距に大きな変化は確認されなかった。これは、軸箱支持ゴム受端部台車中央側にき裂が発生したケースでは、き裂が発生しき裂開口幅が大きくなるに従い軸はりの位置がレール方向に変動するため、軸距の変化が生じたと考えられる。しかし、軸箱支持ゴム受端部台車中央側以外にき裂が発生した場合、軸はりの位置は保持されるため、き裂発生に伴う軸距の変化が小さかったと考えられる。

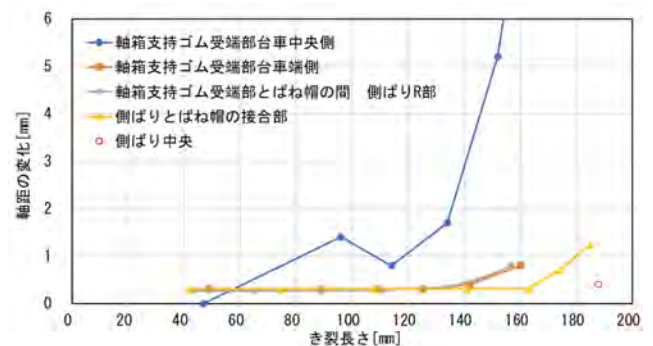


図 5 き裂長さと軸距の関係

図 6 に側ばり中央にき裂が発生するケースにおける最大主応力のコンタ図を示す。側ばり中央には、横ばりを介して補助空気室が接合されており、き裂が発生しても、横ばりや補助空気室で荷重を受けるため、他部位にき裂が発生したケースと比較して側ばり中央部の塑性変形領域が小さかった。その結果、き裂長さに対する輪重減少率、き裂開口幅および軸距の変化が他の条件と比較して顕著に小さくなったと考えられる。

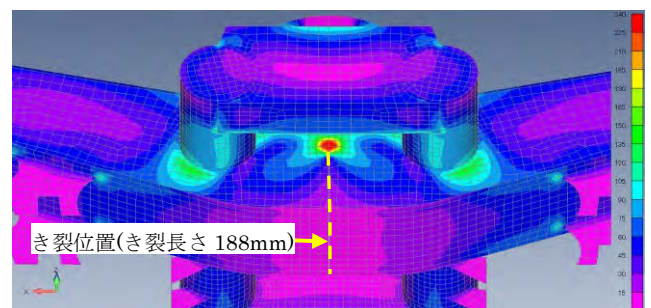


図 6 側ばり中央にき裂が発生するケースの解析結果

側ばりと横ばりとの接合部にき裂が発生したケースでは、同接合部が完全に破断した場合を想定しても、輪重減少率が約 0.7%、軸距の変化量が約 0.3mm となった。この

ことから、垂直荷重のみが負荷される場合においては、側ばりおよび横ばりの接合部のき裂によって、脱線等に至らない可能性が示唆された。

#### 4. 解析結果に関する検討

##### 〈4・1〉 輪重減少率に関する検討

輪重減少率は脱線に対する安全性の評価に用いられる。輪重減少は、静的輪重減少および動的輪重減少に大別される<sup>(3)</sup>。

静的輪重減少は、緩和曲線における軌道の平面性変位、車両の偏積、曲線におけるカントの過剰等によって、車輪に比較的長時間にわたって生じる輪重減少である。動的輪重減少は、車両の動揺などによって発生する比較的短時間の輪重減少であり、継ぎ目衝撃等によって発生する極めて短時間の輪重減少もこの中に含まれる<sup>(3)</sup>。

本研究では、台車枠に発生・進展したき裂による輪重減少を想定しており、これは「静的輪重減少」に含まれると考えられる。

静的輪重減少に対する輪重減少率の目安は 0.6 (60%) とされる<sup>(3)</sup>。文献(4)では、その内訳として、カント上停止時の輪重抜け割合 (軌道傾斜によるもの) を約 20%、軌道ねじれによる輪重抜け割合を約 25%とし、車両整備時に許容される輪重減少率は残りの約 15%に相当することが示される。また、このうちの 5%を余裕分として、車両整備時の輪重減少率を 10%以内に管理するという思想が示される。これを参考にすると、台車枠に発生・進展したき裂による輪重減少率が、運転整備によって確保された余裕分である約 5%以内であれば、走行安全性へ及ぼす影響が小さいと仮定できる。この仮定に基づくと、図 3 より、本研究のすべてのき裂想定位置において、側ばり側面のき裂長さが 120mm 以内であれば、垂直荷重による輪重減少率は 5%以内に収まり、走行安全性に影響を与えるような輪重減少を生じない可能性が考えられる。

また、過去の脱線事例<sup>(1)(2)</sup>では、側ばりに発生したき裂が側ばり下面を貫通し、側ばり側面のき裂長さが約 170～180mm に達した後に脱線に至ったことが報告されている。本研究では、安全側の評価とするために、満車荷重相当の垂直荷重を負荷したこと、SM400 の規格下限値を想定した弾塑性材料を用いたことなど、過去の脱線事例との相違があるが、側ばりにき裂が発生しても下面を貫通した後、少なくとも側面の半分程度まで進展しないと、脱線に至るような輪重減少は生じない可能性が示唆された。

##### 〈4・2〉 軸距に関する検討

台車枠図面等では軸距の寸法について記載があり、本解析モデルと同様な在来線用軸はり式台車において、基準寸法 (本解析モデルでは 2100mm)  $\pm 3$ mm となっている形式

がある。本研究では、図 5 の通り、軸箱支持ゴム受端部台車中央側にき裂が発生したケースを除き、台車枠に発生したき裂によって、軸距が大きく変化することはなかった。また、軸箱支持ゴム受端部台車中央側にき裂が発生したケースにおいても、側ばり側面におけるき裂長さが 120mm 以内であれば軸距の変化は 2mm 未満であり、上記寸法許容差内に収まると考えられる。

#### 5. まとめ

台車枠にき裂が発生・進展し、き裂進展に伴って台車枠に塑性変形が生じた場合に、その塑性変形が走行安全性に与える影響を評価するため、き裂長さ・部位と輪重減少率との関係を弾塑性有限要素法によって求めた。

本研究のき裂想定位置では、き裂長さに応じて輪重減少率、き裂開口幅および一部では軸距の変化が大きくなる傾向が見られた。

台車枠に発生・進展したき裂による輪重減少率が、運転整備によって確保された余裕分である約 5%以内に収まれば、走行安全性へ及ぼす影響が小さいと仮定すると、本研究のすべてのき裂想定位置において、側ばり側面のき裂長さが 120mm 以内であれば、輪重減少率が 5%以内に収まる結果となった。このことから、台車枠の側ばりにき裂が発生しても、その長さが下面から 120mm 以内であれば、走行安全性に影響を与えるような輪重減少を生じない可能性が考えられる。

また、過去の事例では側ばり下面から発生したき裂が側ばり下面を貫通し、側ばり側面のき裂長さが約 170～180mm で脱線に至った。本研究の台車枠モデルや荷重条件等は過去の事例と異なるものであるが、側ばりにき裂が発生しても下面を貫通した後、側面の少なくとも半分程度まで進展しないと、脱線に至るような輪重減少は生じない可能性が示唆された。

#### 文 献

- (1) 運輸安全委員会：「鉄道事故調査報告書 (RA2018-1)」(平成 30 年 1 月 25 日)
- (2) 運輸安全委員会：「鉄道事故調査報告書 (RA2022-2)」(令和 4 年 3 月 24 日)
- (3) 鉄道総合技術研究所：「在来鉄道運転速度向上試験マニュアル・解説」pp.32(平成 5 年 5 月)
- (4) 堀越和義、松岡茂樹：「事故に学ぶ静止輪重管理方法の開発」総合車両製作所技報、第 6 号、pp.40~47 (2017 年 12 月)