

連結装置の破壊モードに着目した編成車両の衝突シミュレーション

佐藤 裕之* 沖野 友洋*

Collision Analysis of a Train Set Focusing on Fracture Mode of a Coupler

Hiroyuki SATO Tomohiro OKINO

In a collision accident of a train set, if a coupler fails, it may not be possible to maintain a constant spacing between adjacent vehicles. In such cases, a collision between ends of those adjacent vehicles may occur. Therefore, it is important to understand fracture behaviors of a coupler in order to study the crashworthiness of a train set. We conducted quasi-static compressive fracture tests to obtain deformation characteristics and fracture modes for each coupler angle. Furthermore, we used Finite Element (FE) model to study improvement of the crashworthiness of a train set without requiring major changes to a carbody structure. As a result, we confirmed that reinforcing an under support plate and adopting a coupler with energy absorbing element will contribute to prevention of fracture of a coupler and improvement of the crashworthiness of a train set.

キーワード：衝突安全，FEモデル，編成車両，破壊モード，連結装置

1. はじめに

編成状態の鉄道車両の衝突事故において、連結装置が損傷すると、車両間隔を一定に保つことができず、車端部同士の衝突を引き起こす可能性がある。実際に、車両間の連結装置が損傷し、車端部同士が衝突した事故が国内で発生している¹⁾²⁾。2002年に鹿児島線で発生した衝突事故¹⁾のように、車端部同士が上下オフセットして衝突した場合、車体下部の台枠と呼ばれる頑丈な部位が隣接車両の台枠上部に接触する（いわゆる「乗り上がる」）ことで、車体の損傷が甚大になる可能性がある。そのため、衝突時の連結装置の破壊を抑制することができれば、車端部同士の衝突のリスクを低減し、編成車両の衝突安全性向上につながると考えられる。

本研究では、車体の上下相対変位で生じる連結器角度を考慮した連結装置の破壊特性に着目し、準静的圧縮試験を実施し、連結器角度ごとの変形特性および破壊モードの取得を行った。その結果、連結器角度により2つの破壊モードが存在することを明らかにした。さらに、準静的圧縮試験を再現する連結装置のFEモデルを構築し、これを車体モデルに拡張することで、編成車両の衝突解析モデルを作成した。基礎的な検討として踏切事故を想定した衝突解析を実施し、連結装置の破壊を抑制して車端部同士の衝突を防ぐ方策について、車体構造の大幅な変更を必要としない範囲で検討を行った。その結果、連結装置まわりの強化および衝撃吸収構造付きの連結器

を採用することで、連結装置の破壊を抑止し、編成の衝突安全性が高まることを確認した³⁾。

2. 連結装置まわりの準静的圧縮試験

図1に示す連結装置は各車両端部に取付けられ、車両同士を連結（または解放）し、車両間隔を一定に保つための装置である。連結装置は車両の結合と分離を行う連結器と、連結器を介して車両間に働く荷重を緩和するための緩衝装置などから成る。一般的な連結装置の構成を図2に示す。連結器および緩衝装置が継手で接続され、伴板守、上枠受けおよび下枠受けで中はりに固定されている。緩衝装置の構成を図3に示す。緩衝器、枠、伴板から成る。

図4に準静的圧縮試験で使用した実物大部分台枠試験体を示す。台枠は車体底面に位置する主要構造部であり、端ばり、中はり、まくらばりなどから成る。連結装置まわりを含む台枠を車体長手方向に約3.4m、まくらぎ方向に約1.6mのサイズに切り出して製作した。1980年代以降に量産された標準的なステンレス鋼製先頭車両の廃車から切り出して製作した。試験体を上下反転して、端ばりの両端およびまくらばり全体を固定し、油圧

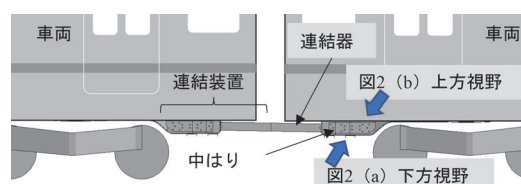


図1 連結装置の取付位置

* 車両技術研究部 車両強度研究室

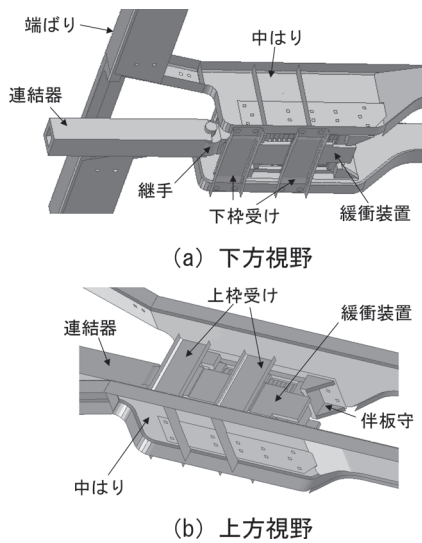


図2 連結装置の構造

ジャッキにて連結器を押し込むことで荷重を負荷した。連結器の角度を水平(0°)、車体に近づく方に1°、3°、6°に傾けた合計4条件で試験を行った。油圧ジャッキの押し込み速度は10mm/min程度とした。

図5に各条件の荷重-変位曲線結果を示す。約30mmまでは連結器角度によらず同様な荷重-変位曲線となった。約30mmまでは緩衝装置の圧縮特性と一致しており、以降の変位は中はりの変形や連結器および緩衝装置の上下方向変位などが始まったため、各条件で荷重-変位曲

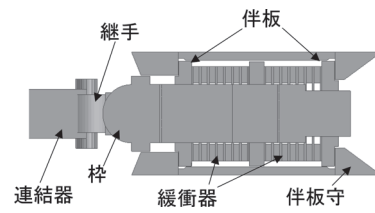


図3 緩衝装置の構造

線に差が生じたと考えられる。連結器角度0°(以下、0°)では図6(a)に示すように中はりが開口するように変形し、変位76mmで最大荷重1275kNとなり、その後94mm(図5に示す三角印)で伴板の一部が伴板守からはずれ、荷重が著しく低下した。106mmにおいて、伴板が伴板守から完全にはずれ、荷重が0kNとなった。一方、連結器角度1°、3°、6°(以下、1°、3°、6°)では、図5に示す丸印で連結器と緩衝装置が継手を中心に急激に座屈し、荷重が低下した。最大荷重値はそれぞれ1136kN、564kN、438kNであり、連結器角度が増加するに従い、低い荷重で急激な座屈が発生した。その後、座屈が進行し、端ばり寄りの下枠受けを押し上げ、伴板が伴板守からはずれ、荷重0kNとなった。1°および3°では端ばり寄りの下枠受けが取付ボルト近傍で破断し(図5に示す四角印)、3°では下枠受けの破断より先に取り付ボルト1本が破断した。1°では下枠受けの破断と伴板が伴板守からはずれた変位は同じであったが、3°では下枠受けが破断した後も変位し、他の条件より大きい変位

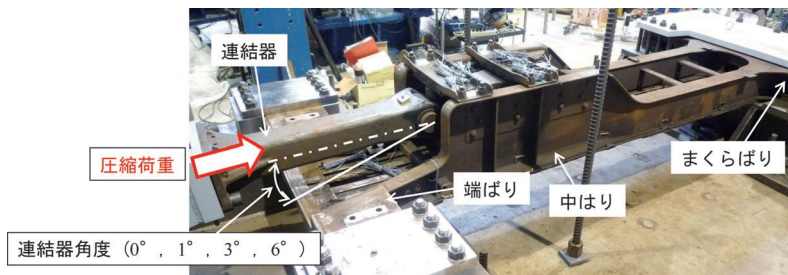


図4 実物大部分台枠試験体

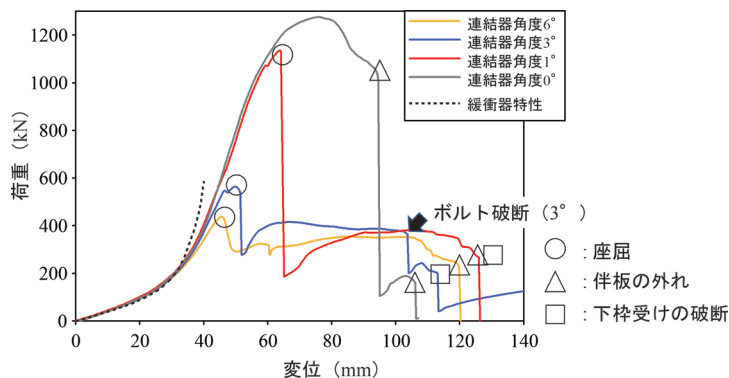


図5 連結器角度ごとの荷重-変位曲線結果

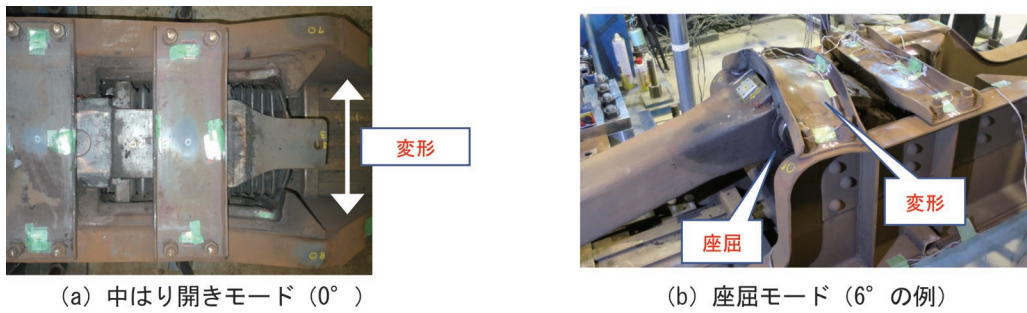


図6 連結装置の破壊モード

表1 連結器角度ごとの最大荷重値および吸収エネルギー

連結器角度	0°	1°	3°	6°
最大荷重値 [kN]	1275	1136	564	438
吸収エネルギー [kJ]	64	46	39	31

(165mm)で伴板が伴板守からはずれた。3°では下枠受けが早期に破断したことで、継手の上方向変位が増加し、伴板を伴板守から押し下げる挙動が進行しにくくなったため、他の条件より大きい変位(165mm)で伴板が外れたと考えられる。0°および6°の伴板がはずれた後の変形状態を図6に示す。準静的圧縮試験により、0°において中はりが開口するように変形する破壊モードおよび1°、3°、6°において連結器と緩衝装置が継手で座屈する破壊モードが確認された。本稿ではそれぞれの破壊モードを中はり開きモード、座屈モードと呼ぶこととする。

表1に最大荷重値と吸収エネルギーを示す。吸収エネルギーは荷重を変位で積分して求めた。連結器角度が増加するにつれて最大荷重値および吸収エネルギーが低下した。これは連結器角度が増加するにつれて連結装置が低い荷重で座屈し、中はりなど各部位の変形による吸収エネルギーが低下するためである。そのため、座屈モードは中はり開きモードと比較し、耐荷重および吸収エネルギーが低下することが明らかとなった。

3. 連結装置の準静的圧縮試験の再現解析

2章の連結装置まわりの準静的圧縮試験の再現解析を実施した。解析には汎用の陽解法有限要素解析プログラムPAMCRASH(Ver 2013.0, Ver 2014.0)を使用した。金属材料においては、ひずみ速度依存性を考慮している。押込み速度は安定した解析精度を確保できる0.05m/sとした。

図7に数値解析で得られた連結装置の破壊モードを示す。前述の試験結果と同様に連結器角度0°で中はり開きモード、連結器角度1°、3°、6°で座屈モードが確認された。耐荷重および吸収エネルギーは中はり開きモー

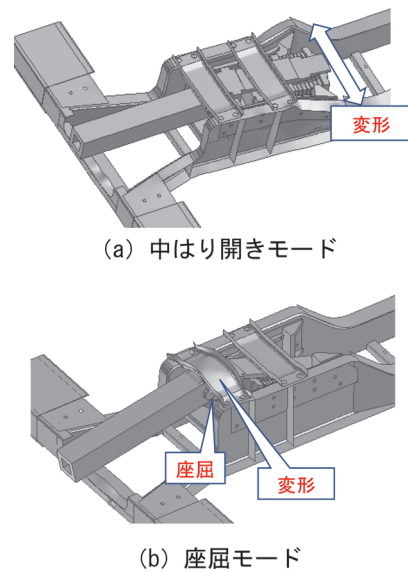


図7 数値解析における連結装置の破壊モード

表2 試験結果に対する解析結果の誤差の割合

連結器角度	0°	1°	3°	6°
最大荷重値	5.8%	0.6%	4.6%	10.7%
吸収エネルギー	27.0%	-4.1%	10.8%	21.6%

ドである0°が最も大きく、座屈モードである1°、3°、6°においては連結器角度が増加するにつれて値は小さくなっており、試験結果と一致した。試験結果に対する解析結果の誤差の割合を表2に示す。吸収エネルギーの誤差が0°で27.0%、6°で21.6%と比較的大きくなった。0°においては、緩衝器の詳細な構造をモデル化していなかったため、伴板守の一部が外れた際の緩衝器の挙動で差異が生じたためと考えられる。6°においては、試験結果では座屈発生後に枠が上枠受けを押し下げ、上枠受けを中はりに取り付ける溶接部が破断していた。一方、解析モデルは当該箇所の溶接部のモデル化を行っていないため、溶接部の破断による荷重低下が再現できず、解析モデルの吸収エネルギーを増加させたと考えられる。相異なる挙動は若干あるものの、連結装置の破壊モードの

特徴は再現しているため、後述する編成車両の衝突解析モデルに本モデルを用いた。

4. 編成車両の衝突解析

4.1 編成車両の衝突解析モデル

図8に編成車両の衝突解析モデルを示す。1980年代以降に量産された標準的なステンレス鋼製車両を対象とした。普通列車編成両数表より⁴⁾、同様な車体構造を有する車種において、一般的な編成両数である4両を選定した。車体を構成する主構造部である構体を対象として、要素サイズ25mmを基本とするシェル要素でモデル化した。スポット溶接部やアーク溶接部の破断特性は準静的なせん断および十字引張試験を実施することで得られた破断特性を再現するよう、材料特性のパラメータ調整を実施した。本章で実施する解析条件では、衝突により生じる変形の多くは先頭部前面、連結装置、中はりが占めることを確認しており、本研究の着目点である連結装置周囲の破壊と繰り返し計算のコストを考慮した結果、先頭車前面および車端部を弾塑性体とし、それ以外は剛体としてモデル化した。金属材料においては、ひずみ速度依存性を考慮している。連結装置まわりは3章で使用した解析モデルを適用した。図9に台車のモデルを示す。まくらばりと台車枠間、および台車枠と輪軸間をばね-ダンパ要素で結合した。各車両の質量、慣性モーメント、ばね-ダンパ特性などは在来線の通勤近郊車両を想定し

設定している。

衝突時の車両間の上下相対変位に伴う連結装置の破壊特性に着目しているため、車体剛体部は進行方向および上下方向の並進運動、ピッチング方向の回転運動の3自由度のみ許容した。輪軸は進行方向の並進運動の1自由度のみ許容した。1987年～2010年度に発生した踏切重大事故の統計的調査結果よりダンプトラックとの衝突件数が多いことから⁵⁾、衝突対象物はダンプトラックとした。ダンプトラックモデルは総質量22t(積荷11tを含む)であり、主構造部を対象として、要素サイズ50mmを基本とするシェル要素でモデル化した。積荷は土砂を想定し、150mm角のソリッド要素で構築した。主構造部および積荷は弾塑性体とした。

4.2 解析条件

解析時間は300ms、衝突速度は54km/hとした。衝突速度は踏切重大事故を調査した衝突速度の平均値を採用した⁵⁾。各車両の質量は、1両目36.0t、2両目34.4t、3両目23.4t、4両目26.8tである。非常ブレーキにより発生する車体の傾斜姿勢(ピッチング)を想定し、図10に示す通り各車両間に上下相対変位30mm(後方車両の連結器角度1°に相当)を初期条件として解析を行った(以下、基本条件)。さらに、連結装置の破壊を抑制して車端部同士の衝突を防ぐ方策について、車体構造の大幅な変更を必要としない範囲で検討を行った。2章より座屈モードは中はり開きモードと比較し、耐荷重および吸収エネ

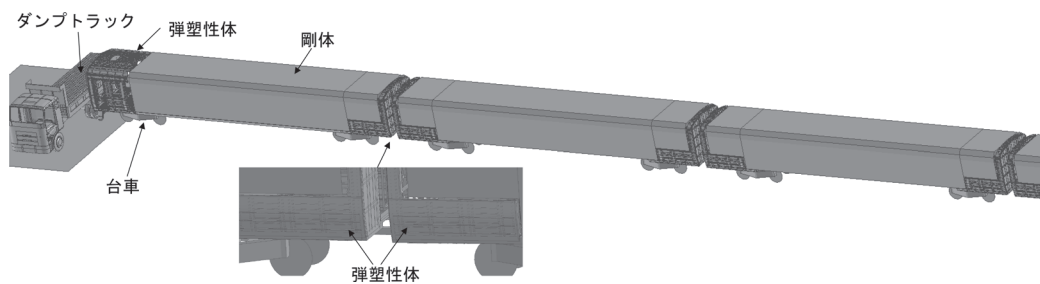


図8 編成車両の衝突解析モデル

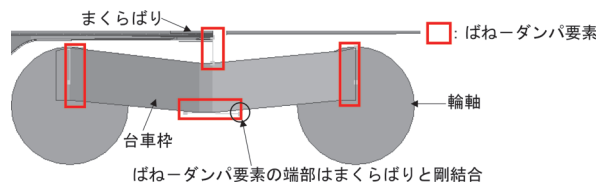


図9 台車モデル



図10 各車両間の上下相対変位

ルギーを低下させることから、座屈防止を目的とし、下枠受けの強化を行った。図11に示すように下枠受けの板厚を6mmから10mmに変更するとともに、下枠受けの端面および長手方向に10mm厚の補強板を加えた。また、連結装置が吸収できるエネルギーの向上を図るため、連結器に衝撃吸収構造を採用した。衝撃吸収構造を取付けた連結器の模式図を図12に示す。所定の荷重が負荷された際に衝撃吸収構造が圧縮変形することで、衝撃エネルギーを吸収する。衝撃吸収構造を取付けた連結器は一部車両で実用化されている⁶⁾。解析モデルには連結器に図13に示す非線形ばね要素を挿入し、衝撃吸収特性を入力した。衝撃吸収特性は一定荷重値1000kNで塑性変形が進行するものとし、最大ストロークは190mm、最大吸収エネルギーは195kJである。なお、この特性は海外では実用化されているレベルである。下枠受けの強化は1-2両目および2-3両目間を対象とし、端ばり側の下枠受けのみ適用した。連結器の衝撃吸収構造は1-2両目間のみ適用した。下枠受けの強化および連結器に衝撃吸収

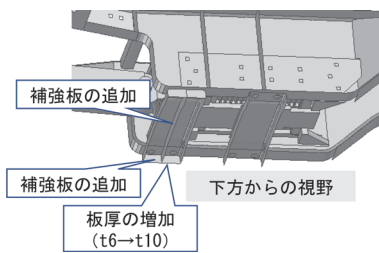


図11 強化した下枠受け

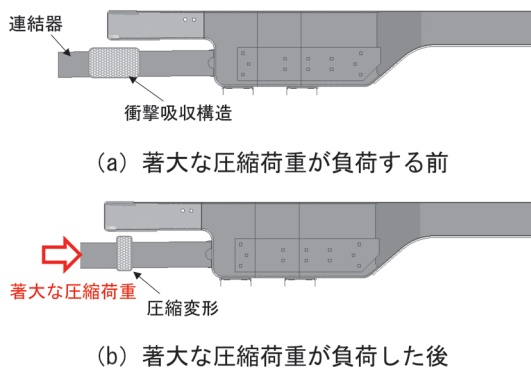


図12 衝撃吸収構造付き連結器の模式図

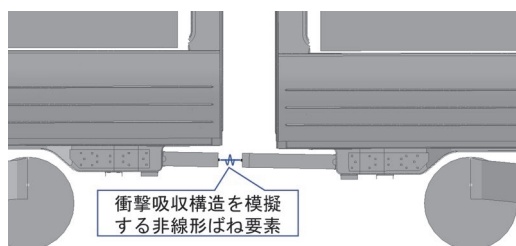


図13 衝撃吸収構造を模擬する非線形ばね要素

構造を採用した条件を強化衝撃吸収条件とする。

4.3 解析結果

4.3.1 基本条件

基本条件における各車両間の連結器に負荷される荷重（以下、自連力）の時刻歴解析結果を図14に示す。先頭車両とダンプトラックの衝突時の時刻を0msとしている。以下、強化衝撃吸収条件でも同様である。図14より1-2両目間の自連力は12ms時で立ち上がり始め、90msで最大値1211kNとなった。その後、図15に示すように2両目前位の連結装置で座屈モードが発生することで、荷重が急激に低下した。90msまでの押し込み速度の平均値は0.9m/sであり、最大荷重値が発生した際の連結器角度は2.7°であった。約180msで伴板が伴板守から外れ、荷重が50kN未満となった。伴板外れ後、荷重が完全に0kNとならなかったのは、緩衝装置の杵がまくらばり側の下枠受けおよび上枠受けと接触することで荷重を伝達したためである。2-3両目間の自連力は218msで最大値799kNが発生し、3-4両目間の自連力は239msで最大値761kNが発生した。いずれも自連力の最大値は1-2両目間より低く、連結装置の破壊は発生しなかった。連結装置が破壊した1-2両目間では、262msで車端部同士の衝突が発生した。

4.3.2 強化衝撃吸収条件

強化衝撃吸収条件における各車両間の連結器に負荷される自連力の時刻歴解析結果を図16に示す。1-2両目

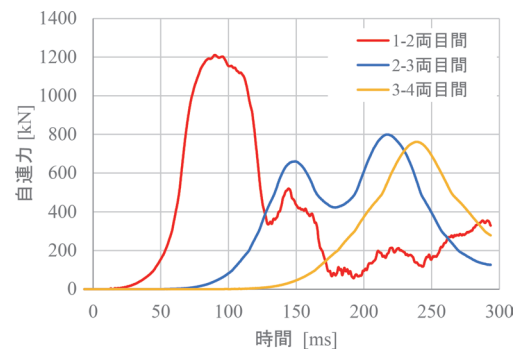


図14 基本条件における自連力時刻歴解析結果

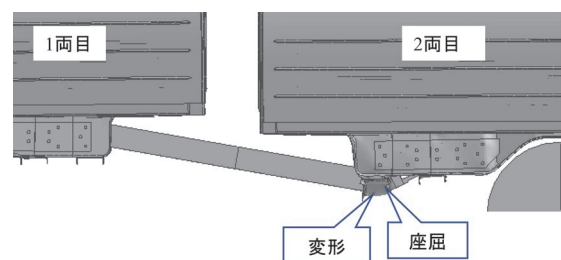


図15 2両目前位連結装置で発生した座屈モード (134ms時点)

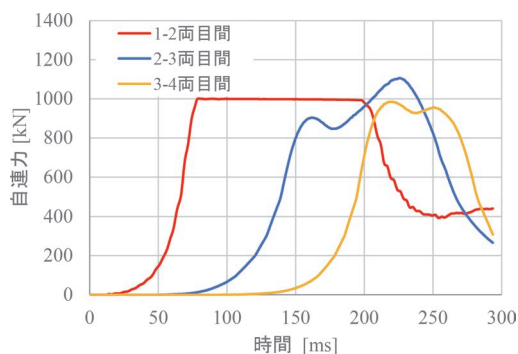


図 16 強化衝撃吸収条件における自連力時刻歴解析結果

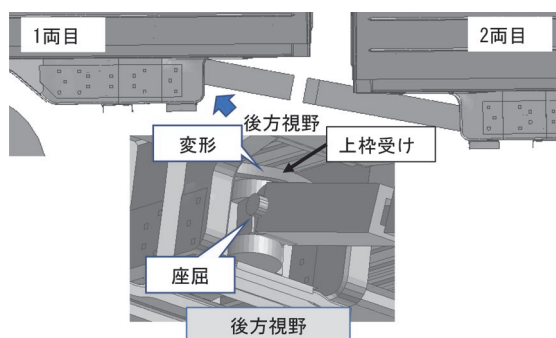


図 17 1 両目後位の連結装置の状態 (214ms 時点)

間の自連力が 1000kN を超えた時点で衝撃吸収構造が作用し、79ms から 201ms まで塑性変形が進行し、一定荷重 1000kN を維持している。衝撃吸収構造で 151kJ のエネルギーを吸収した後、自連力は低下した。214ms 時での 1 両目後位の連結装置の状態を図 17 に示す。上枠受けの変形を伴いながら座屈が発生している。しかし、これ以上の変形や座屈は発生せず、連結装置の破壊には至らなかった。2-3 両目間の自連力は 226ms で最大値 1106kN が発生し、3-4 両目間の自連力は 220ms で最大値 985kN が発生した。すべての箇所での連結装置の破壊および車端部同士の衝突は発生しなかった。

4.3.3 解析結果まとめ

連結装置の破壊モードを考慮できる編成車両モデルを構築することで、連結装置の破壊モードに合わせた衝突安全対策を検討することが可能となった。本章では、基礎的な検討として、踏切事故を想定し、ダンプトラックに編成車両が 54km/h で衝突する条件で解析を行った（基本条件）。基本条件では座屈モードが発生した。強化衝撃吸収条件で示した連結装置まわりの強化および連結器への衝撃吸収構造の採用により、連結装置の破壊を抑制し、編成車両の衝突安全性を高めることを確認した。一方、強化衝撃吸収条件において、2-3 両目間で連結装置の破壊は発生しなかったものの、基本条件と比較し、大きな自連力が発生した。そのため、想定する衝突条件に応じて、2-3 両目間においても衝撃吸収構造を採用す

ることで、編成車両の衝突安全性をより高めることができると考えられる。なお、連結装置まわりの過度な強化を行うと、連結装置まわりではなく、それを固定する中はより自体が変形し、客室の変形を引き起こす恐れがある。さらに、図 10 に示すような編成内での上下方向座屈（三角座屈）を促進させ、脱線などの 2 次被害を発生させる可能性があり、慎重な検討が必要である。

5. まとめ

連結装置の連結器角度ごとの破壊特性を把握するとともに、編成車両の衝突解析により、連結装置の破壊を抑制し、編成の衝突安全性を高める方策を検討した。準静的圧縮試験において、連結器角度により、破壊モードが異なることが明らかとなった。座屈モードは中はり開きモードと比較し、耐荷重および吸収エネルギーが低下することが明らかとなった。連結装置の破壊モードを考慮できる編成車両モデルを構築することで、連結装置の破壊を抑制する衝突安全対策を検討することを可能にした。検討事例として、ダンプトラックに編成車両が 54km/h で衝突する条件で解析を行った結果、本解析条件では、下枠受けを強化し、吸収エネルギー 195kJ の衝撃吸収構造を搭載することで連結装置の破壊を防止することを確認した。

文献

- 1) 航空・鉄道事故調査委員会：鉄道事故調査報告書 九州旅客鉄道株式会社鹿児島線海老津駅～教育大前駅間 列車衝突事故, 2003-4B-1, 2003
<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/2003-4B-1.pdf> (参照日：2021 年 10 月 7 日)
- 2) 運輸安全委員会：鉄道事故調査報告書 北海道旅客鉄道株式会社 函館線深川駅～妹背牛駅間 列車脱線事故, RA2011-3-2, 2011
<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/RA2011-3-2.pdf> (参照日：2021 年 10 月 7 日)
- 3) 佐藤裕之, 沖野友洋：連結装置の破壊モードを考慮した編成鉄道車両の衝突解析, 日本機械学会論文集, Vol.88, No.911, DOI: 10.1299/transjsme.22-00008, 2022
- 4) ジュー・アール・アール編：普通列車編成両数表, Vol.40, 交通新聞社, 2019
- 5) 沖野友洋, 山本勝太, 高野純一, 宇治田寧：列車乗務員の傷害度を指標とした踏切事故時の車両の衝突安全性評価, 第 19 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, pp.557-560, 2012
- 6) 間輝之, 西見裕介, 上西道雄, 山口篤典, 山本剛：鉄道製品のみ歩みと将来展望, 日本製鋼所技報, No.66, pp.43-49, 2015