非線形動的解析を用いた鉄道車両構体の塑性領域を含む長手方向強度評価

濱島 豊和^{*1}, 西村 和彦^{*1}, 曄道 佳明^{*2}Evaluation of the longitudinal strength of a body frame
in consideration of plastic regions using non-linear dynamic analysisToyokazu HAMAJIMA ^{*1}, Kazuhiko NISHIMURA ^{*1} and Yoshiaki TERUMICHI ^{*2}^{*1} Technology Research and Development (Komaki), Central Japan Railway Company
1545-33 Ohyama, Komaki-shi, Aichi 485-0801, Japan^{*2} Department of Engineering and Applied Sciences, Sophia University
7-1 Kioicho, Chiyoda-ku, Tokyo 102-8554, Japan

Received 14 May 2014

Abstract

In recent years, much dynamic analysis and structural analysis have been done while considering abnormalities, such as derailment and collisions with foreign objects. In such situations, longitudinal force that exceeds design load may be applied to the car body and the ultimate load, also known as the buckling load and the crippling load, are more important than the design load that stipulates elastic strength. This is because a buckling load is the maximum load that a structure can sustain its soundness in the event of an accident. In this paper, the longitudinal strength of a railway vehicle is evaluated in consideration of plastic deformation. First in order to evaluate the strength of the railway vehicle body experimentally and validate the finite element (FE) model for the numerical simulations, the full scale crash test is conducted. Next the numerical simulations were conducted to investigate the relationship between the ultimate load and the design load, and effects on the buckling locations caused by load conditions such as dynamics and load path. As a result, it is clarified that existing vehicle structures have much larger longitudinal ultimate strength than elastic strength as defined in standards. Finally the ratios of the ultimate load to the design load are clarified, quantitatively.

Key words : Railway vehicle, Buckling, Ultimate load, Structural analysis , Finite element method, Numerical simulation

1. 緒 言

近年では鉄道車両においても脱線時の走行安全性や異物に対する衝撃耐性などを高める開発, 設計が行われるようになりつつある. このような条件では車体に設計値を超える荷重が発生することが考えられ, 特に構体の長手方向の圧縮側に著大な荷重が発生する可能性が高い. 著者らはこのような条件における編成車両の大変位挙動を検証するため, 連結装置単体に関して大変位かつ著大荷重発生時における圧壊特性を明らかにした (濱島, 曄道, 2013). 同様に構体部分の圧壊特性も明らかにされるべきであるが大規模な試験や解析が必要となるゆえ報告事例は少ない. 欧州規格 EN15227 (CEN, 2008) などの一部の規格では鉄道車両に対する異物衝撃等が規定されるが, 実際上は構体に装備される衝撃吸収材部材の圧壊特性が評価され (Pereira, 2006), 構体部分については必ずしも弾性域を超える強度が検証されるものではない. 構体そのものの弾性域を超える強度に関する報告 (宇治

田他, 1997) (Carolan, et al., 2013) はあるものの, 構体構造, 材質などの構造条件は限定されざるを得ず, 弾性域を超えた後の圧壊現象のさらなる把握にはより多くの検証事例が不可欠である. 加えて, 荷重条件に関しても荷重の入力経路や入力速度が異なれば圧壊現象に違いを与えることが予想され, さらに技術的検討を深める必要がある.

国内では鉄道車両の車体は「鉄道に関する技術上の基準を定める省令」において, 「堅ろうで十分な強度を有し, 運転に耐えるものでなければならない」とされ, 旅客車の具体的な設計荷重は JIS E7106 に定められる. ここでは車体長手方向の設計荷重として連結器部に作用する圧縮荷重および引張荷重が定められる. 設計, 製造技術が進歩した現在ではこれらの値は十分なものといえる. これらの設計値は弾性限界を定める値であるが, 当然ながらこれらを超える荷重が発生しても直ちに座屈等の構造崩壊に至ることはなく, 塑性変形を生じながらも主構造の形状が維持できる最大荷重である終局荷重までは安定的な挙動を示す. 鉄道車両においても類似の構造を有する構造体であれば, 設計荷重と終局荷重の比率はほぼ一定値に収束することが示されている. 鹿島らは先頭構造の設計荷重と終局荷重の比率が 2.4 程度に収束することを示した (鹿島他, 2004). また, Carolan らは構体の圧壊試験において設計荷重と終局荷重の比率が 1.5 程度に収束する結果を示した (Carolan, et al., 2013). いずれも複数の試験や解析により再現性が確認されている. このことは, 鉄道車両も建築物などの一般的な構造物と同様に弾性強度が規定された基準を満たすように設計すれば, おおのずと一定レベルの終局荷重も具備することを示唆している. 鉄道車両では走行区間や使用条件が限定され, 設計において荷重条件をある程度絞り込むことが可能であるため終局荷重が評価されることはないが, 必要に応じて終局荷重より小さい荷重で圧壊する衝撃吸収部材の設置が可能であるため, 終局荷重は強度指標の一つとして重要な意味を持つ.

本報では, 既存の鉄道車両構体を対象に長手方向に設計値を超える荷重が作用した場合の圧壊現象および終局荷重を検証する. はじめに, 実車体を用いた打ち当て試験を行い鉄道車両構体の圧壊現象を実験的に把握するとともに, 数値実験用の有限要素モデルを構築する. 次に, 構築した有限要素モデルを用いた数値実験により, 荷重の伝達経路や荷重の入力速度が異なる場合の圧壊現象および終局荷重に与える影響を明らかにする. 終局荷重では構造物全体の大変位による幾何学的非線形, 局所的な破壊による材料非線形, さらに本報では荷重速度の考慮による動的影響が強い. したがって, 数値実験では非線形動的有限要素解析を用いる. 最後に, これらの終局荷重と設計荷重との関係を定量的に評価する.

2. 車体構造および荷重条件

2・1 車体構造

評価対象の車体として図 1 に示すアルミニウム押出型材で構成される中間車タイプの車体を選択した. これは, アルミニウム製車体の圧壊特性の報告が少ないこと, アルミニウムのひずみ速度依存性が小さく (石塚, 舟津, 2009) 動的荷重条件下における評価が比較的容易になることが主な理由である.

旅客車の構体は図 1 のとおり台枠, 側構体, 屋根構体, 妻構体の 6 面体で構成される. 車種によって材料, 各構造部材の形状や接合方法, 出入口等の開口部の位置や大きさなどは異なるが, 長手方向の荷重伝達の観点から

Fig.1 Structure of the specimen for the impact test and the simulation

は台枠は多くの車種で共通した構造を有している。台枠は側梁、枕梁、中梁、端梁、横梁、床板で構成され、連結装置からの圧縮および引張荷重は中梁から枕梁、側梁へと伝達される。なお、近年のアルミニウム製車体は側構体および屋根構体にダブルスキン中空押出型材を使用したものも多いが、本報ではシングルスキン型材を用いた車体を供試体とする。ただし、長手方向荷重の大部分を分担する台枠部分については、主要構造は同一である。

2・2 荷重条件

2・2・1 荷重の伝達経路

通常の運転条件では長手方向荷重は連結装置から入力され、中梁、枕梁、側梁、もう一方の枕梁、中梁、連結装置へと伝わる。一方、異物との衝撃などでは端梁および上部構体からの荷重入力も考えられる。さらに、連結部においても著大な自連力が発生すると連結装置の脱落の可能性があり（濱島，曄道，2013）妻構体同士が直接接触し妻構体全面に荷重が作用する場合が考えられる。したがって、本報では代表的な荷重の伝達経路として連結器間と妻構体間の2種類を対象とする。

2・2・2 荷重の入力速度

異物との衝撃のように高速の荷重が入力する場合と救援併結のように低速の荷重が入力する場合が想定される。荷重の入力速度が異なる場合、慣性力の有無により圧壊モードに影響を与えることが予想される。本報では準静的と動的の2種類の荷重入力速度を検証の対象とする。

3. 打ち当て試験による圧壊現象の検証

3・1 試験条件

図1の構造を有するアルミニウム押出型材で構成される中間車タイプの実車体1両を用いた打ち当て試験を実施し、動的な荷重が妻構体全面から入力される場合の圧壊現象および長手方向の終局荷重を実験的に検証した。この条件は多くの部材で大ひずみを伴う破壊が発生し、動的影響も大きいもっとも複雑な条件である。車体はボルスタレス方式の実台車で支持され、軌道上を移動可能である。連結装置は取り付けられていない。台車や搭載された測定機器を含む試験車両の総重量は27tであった。試験車体の加速は加速用トラクタで試験車体を押して加速し、突放する手法を用いた。図2に示すとおり、試験線の末端に剛体壁を設置し、剛体壁前面に設置したロードセルで打ち当て時の荷重を測定した。ロードセルは高さ方向に4分割され屋根構体、側構体、台枠、床下空間の長手方向反力が測定可能である。枕木方向にも4分割され、左右の荷重分布が確認可能である。打ち当て速度は台車に取り付けた速度計から取得した。車体各部の圧壊変位は高速度カメラで撮影した映像の画像解析により取得した。

Fig.2 Facility of the full scale impact test. The impact force was measured by load cells installed in the front of a rigid wall which was built on to the end of the test track. The test car was accelerated by a tractor pushing from behind and released from the tractor when its speed reached that of the test speed. Velocity was measured by a speed meter installed on the wheel-set of the test vehicle's bogie. Deformation displacement of the car body was calculated using images taken from a high-speed camera.

Fig.3 Geometry of the test car before and after the impact test. They were measured by a 3-dimensional measurement device. Only areas around the impact collapsed leaving most of car body intact. That was because that the load was concentrated around the area of impact due to the effect of inertia.

3・2 試験結果

打ち当て試験による変位-荷重特性を図5に実線で示す。試験時の打ち当て速度は43 km/hであった。荷重データには300 Hzのローパスフィルタを適用した。変位は台枠端部がロードセル前面に接触してからの車体の長手方向変位すなわち車体の圧壊量を示している。試験結果において変位0 mm以前で発生している荷重は、試験車体の妻面に取り付けられた附属部品が台枠端部より前にロードセル前面に接触したことによる荷重である。縦軸は発生した荷重を試験構体の長手方向の設計荷重 F_d で正規化した値を示す。

試験構体の妻面がロードセルに接触したのち、長手荷重の最大値すなわち終局荷重は設計荷重の8倍に達する。その後、打ち当て面近傍の台枠端部で局所的な座屈が発生し、設計荷重の2~3倍の荷重で圧壊が進展する。図3は試験前および試験後の車体を3次元計測した結果を示す。図3(b)に示すとおり、打ち当て条件では圧壊部位は端梁と中梁の接合部分に限定される。端梁と中梁の接合部は中梁が斜めに配置されており、そのような構成から圧壊はここから進展し、構体のほとんどの領域は影響を受けない。加えて、1両の打ち当て試験では衝撃力は慣性によって発生するため、衝突面に近いほど圧縮力が大きくなることも原因である。また、台車による慣性力は車体と比較しても大きく、衝突面付近では2台車分の慣性が作用するのに対し、枕梁間の車両中央部では後方の台車のみの慣性力が作用する。大きな慣性力が作用する車体前部には中梁、側梁および屋根構体が存在し、動的な荷重が妻全体で入力される場合は全者が荷重を分担するため、上述のとおり大きな終局荷重が発生する。

次に主要構造部材ごとの圧壊荷重の時間履歴を図6に実線で示す。図6(a)は中梁、図6(b)は側梁、図6(c)は屋根構体の圧壊荷重をそれぞれ示す。端梁がロードセル前面に接触した時を $t=0$ とし、縦軸は発生した荷重を試験構体の長手方向の設計荷重 F_d で正規化した値を示す。

中梁、側梁および屋根構体はロードセルに接触したのちほぼ同時に各部材の座屈荷重に達する。図5および図6より中梁と側梁は同等の値を示し、両者で構体の終局荷重の80~90%を分担する。また、各主要構造部材間には座屈荷重や座屈モードに影響を与えるような結合部材はなく、各主要構造部材は高い独立性をもって座屈が発生し圧壊が進展する。

4. 有限要素モデルの構築

4・1 解析モデル

5章にて有限要素解析による数値実験を行うため、あらかじめ打ち当て試験結果により解析モデルの妥当性を確認する。有限要素モデルの外観を図4に示す。解析にはLS-DYNA (Ver.971)を用いた。

材料モデルには引張試験から取得した真応力-相当塑性ひずみ曲線を多直線近似した等方弾塑性モデルを用いた。解析モデルに用いた材料の主要特性を表1に示す。一般にアルミニウムはひずみ速度依存性がないことが知られているため、解析モデルにおいてはひずみ速度依存性は考慮していない。材料破断は相当塑性ひずみによ

Table 1 Mechanical properties of aluminum alloys used in the finite element model.

material	Young's modulus [GPa]	density [kg/m ³]	proof stress [MPa]
A6N01S-T5	70	2700	245
A7N01S-T5	70	2700	300
A5083P-O	70	2700	150

Fig.4 Half symmetric Finite Element model used in the analysis. The FE model was constructed to resemble the actual car.

Distributed mass was added to the under frame so that the mass and center of gravity of the FE model corresponds to that of the test car. The dynamic attributes of the bogie were accurately expressed by modeling air springs and axle springs as discrete elements. The car body and the bogie were connected by a center pin and a draw bar, and the weight of the body is supported through contact with air springs. The crash simulation against the rigid wall was performed with the same initial speed as the original experiment.

て判定し、その判定基準の良否は要素サイズに依存するため試行錯誤的に決定した値を用いた。溶接部については、鉄系材料と比較して破断ひずみの小さいアルミニウム合金ではこれまでの同様な試験において破断箇所の溶接部への顕著な集中は認められず、圧壊現象への影響は少ないと考え母材部と同様にモデル化した。

車体は重量、重心が一致するように台枠に付加質量を等分布で与えた。台車には重量、重心が一致するように質量要素を付加した。車体支持装置は実車体と同様にモデル化した。台車と車体は中心ピンと一本リンクにより結合され、空気ばねが車体との接触により重量を支持する。空気ばね、軸バネは実車体と同じバネ、ダンパ定数を有する離散要素でモデル化した。車体はハーフモデルとし X, Z 平面で対象となるよう拘束を与えた。車両は剛体平面上を移動し、試験と同様に初速度を与え、剛体壁に打ち当たる条件とした。荷重条件によってどこで座屈、圧壊が発生しても解析精度が低下しないように、要素サイズは車両内でほぼ均一にした。

4・2 解析結果および妥当性確認

解析結果を図 5 および図 6 に破線で示す。打ち当て試験と同様に、図 5 では終局荷重が設計荷重の 8 倍に達したのち設計荷重の 2 から 3 倍で圧壊が進展すること、図 6 では中梁、側梁および屋根構体がほぼ同時に座屈荷重に達し、中梁と側梁は同等の値を示すことがわかる。圧壊前後の形状を図 7 に示す。妻構体近傍の限られた部位で圧壊が完結している様子がわかる。

解析結果と試験結果を比較すると、図 5 のとおり終局荷重、その後の圧壊荷重および圧壊量がよく一致していることがわかる。図 6 から主要構造部材である中梁、側梁および屋根構体について荷重履歴がよく一致していることがわかる。圧壊後の形状も図 3(b)と図 6(b)との比較からわかるように台枠、側構体、屋根構体それぞれの変形状況はよく一致しており、圧壊モードを正しく解析できている。したがって解析モデルは構体全体のみならず主要構造部材ごとに圧壊荷重、圧壊モードを正しく解析できており妥当と言える。

Fig.5 Force / displacement characteristics of the experiment and the simulation under an impact condition. The vertical axis is normalized by the design load, which is represented by a dotted line. Buckling load, also known as the ultimate load and the crippling load, reaches a normalized force at least 8 times that of the design load. The maximum load and collapse load results from the simulation match the results of the experiment well.

Fig.6 Force / time characteristics of major structural members, the center sill, the side sill and the roof structure, in the same condition as fig 5. The maximum loads of these members reached the buckling load at the same time. These force / time characteristics from the simulation match the results of the experiment well.

Fig.7 Geometry of the finite element model before and after the impact simulation. Like the experiment, deformation was concentrated only around the area of impact. Comparing with the results of the experiment Fig.3(b), the deformation mode of the center sill and side sill, which contribute greatly to buckling, were expressed accurately, the analysis results were deemed adequate.

5. 荷重条件が圧壊現象に与える影響の検証

5・1 評価に用いる荷重条件

4 章にて妥当性を確認した有限要素モデルを用いて荷重経路および荷重入力速度が異なる圧壊解析を行い、荷重条件が圧壊モードおよび終局荷重に与える影響を検証する。荷重条件は2種類の荷重経路と2種類の荷重入力速度の組み合わせによる計4条件とし、表2のように荷重条件1から4を定める。図8に境界条件、初期条件を示す。荷重経路が連結器間となる荷重条件1および3では、固定側は伴板守を剛体壁との接触により固定し、移動側は伴板守にレール方向の強制変位を与えた。荷重経路が妻構体間となる荷重条件2および4では、固定側は剛体壁との接触により固定し、移動側は妻構体にレール方向の強制変位を与えた。速度は準静的、動的の2条件とし、それぞれ0.1 m/s, 10 m/sの強制変位を与えた。車体にはあらかじめ強制変位速度と同じ初速度を与えており、固定側の剛体壁に一定速度で打ち当てられる条件とした。

5・2 荷重条件が圧壊現象に与える影響

荷重条件に応じて特定の部位に比較的シンプルな形態の座屈が発生する。図9に各荷重条件における座屈部位の様子および図10に変位・荷重特性を示す。各荷重条件における最大荷重が座屈荷重すなわち終局荷重である。荷重は連結器間の荷重経路条件（荷重条件1, 3）では固定側連結器近傍の断面力、妻構体間の荷重経路条件（荷重条件2, 4）では剛体壁反力から取得した。横軸は強制変位量、縦軸は取得した荷重を設計荷重で正規化した値を示す。

Table 2 Conditions of the numerical simulations. There are 2 types of dynamics, quasi static and dynamic, each with 2 types of load paths, draft lug to draft lug and end structure to end structure. Therefore 4 different simulations were conducted.

		Load path	
		Draft lug – Draft lug	End structure – End structure
Dynamics	Quasi Static	Load condition No.1	Load condition No.2
	Dynamic	Load condition No.3	Load condition No.4

Fig.8 Boundary conditions and initial conditions under each load condition. In the case of the load path was draft lug to draft lug (load condition No.1 and 3), constrain and enforced displacement were applied on the draft lug. In the case of the load path was end structure to end structure (load condition No.2 and 4), constrain and enforced displacement were applied on the surface of the end structure. Initial velocity and velocity of the enforced displacement were the same.

準静的な圧壊条件では慣性の影響は無く、断面力は長手方向に均等に分布する。その結果、荷重経路における最弱箇所にて座屈が発生する。座屈箇所は荷重経路が連結器間の場合（荷重条件 1）は中梁であり、妻構体間の場合（荷重条件 2）は枕梁間の側梁および側構体であった。後者の場合、車体端部の端梁から枕梁にかけては荷重が中梁と側梁に分散されるため、必然的に枕梁間が座屈箇所となる。本報で用いた試験構体ではいずれも、図 10 に示すとおり設計荷重に対する終局荷重の比率は 4 前後となる。荷重経路が妻構体間の場合、座屈部位は側梁と側構体でありこの両者が荷重を分担するため荷重経路が連結器間の場合（荷重条件 1）よりも大きい荷重が発生することがわかる。

		Load path	
		Draft lug – Draft lug	End structure – End structure
Dynamics	Quasi Static	Load condition No.1 Center sill	Load condition No.2 Side sill
	Dynamic	Load condition No.3 Center sill	Load condition No.4 Side sill Center sill

Fig.9 Buckling locations under each load condition listed in table 1. When load path is draft lug to draft lug, the buckling occurred on the center sill. For end structure to end structure load paths, the buckling occurred on the side sill and side structure for condition No.2 and center sill and side sill for condition No.4. Buckling locations were determined by load condition.

Fig.10 Force/displacement characteristics under each load condition listed in table 1. The vertical axis is normalized by the design load. The maximum force indicates the buckling force. The results can be divided into two groups. Load conditions No.1 to 3 have a buckling load a normalized force approximately 4 times that of the design load. Load condition No.4 has a buckling load more than 8 times that of the design load.

動的な圧壊条件では打ち当て試験結果と同様に、慣性の影響により打ち当て面近傍に荷重が集中する。荷重経路が連結器間の場合（荷重条件3）の座屈箇所は打ち当て面側の中梁であり、荷重経路が妻構体間の場合（荷重条件4）は打ち当て試験結果と同様に打ち当て面付近の端梁と中梁の接合部分であった。図10で示したとおり荷重条件4の場合のみ、終局荷重の設計荷重に対する比率は8以上となる。この理由は慣性力により打ち当て面に近いほど大きな圧縮力が発生し、さらにここには側梁と中梁が配置され両者が荷重を受けるためである。また、構体の圧縮が衝突面近傍に偏るため、動的条件では座屈時の変位が小さいことがわかる。終局荷重と設計荷重の定量的な関係は6章で述べる。なお、解析モデルにはひずみ速度依存性は考慮しておらず、試験結果との比較からもわかるように材料特性そのものは圧壊モードに影響を与えない。

実際の場面では、救援併結のように低速で大きな荷重が作用する場合は準静的条件で示した現象が発現し、異物との衝撃のように比較的速度が高い条件では、動的条件で示した現象が発現することとなる。なお、本報で示した結果は単一車両条件であり、編成状態を考慮する場合は車両間の自連力伝播を考慮する必要がある。

6. 終局荷重の定量的評価

5章において、圧壊部位が荷重条件により特定され同時に終局荷重も定まることを示した。本章では終局荷重の値を定量的に評価する。

長手方向における設計荷重は、荷重伝達経路上のいかなる点においても規格で定められた許容応力を超えない荷重である。一方、終局荷重は伝達経路上のいずれかの断面においてその断面全体にわたって耐力の実力値を超えた場合の荷重といえることができる。このことから許容応力に起因する要素と座屈部位の断面に起因する要素の二つが設計荷重と終局荷重との差異を発生させる主要な要因としてあげられる。

6・1 許容応力に起因する要素

6・1・1 設計上の安全率

鉄道車両構体では設計で用いられる許容応力は安全率に1.5が用いられ、安全率を考慮した許容応力が構造全体にわたって適用される。設計荷重に対しては荷重伝達経路上のいかなる点においても発生応力は許容応力以下となるよう構造が設計される。構造全体にわたって応力が評価されるため不確定性は避けられず、応力集中や疲労破壊への配慮からも安全率は弾性域の強度を保証するうえで不可欠な要素である。

一方、終局荷重は局所的に発生する塑性座屈によって決まる。前章で示したとおり、座屈形態は比較的シンプルな長柱の塑性座屈であり座屈発生箇所も限定されるため、これらの破壊現象は必ずしも構造全体ほどの不確定性を有するものではない。したがって、設計上の安全率は終局荷重を増大させる要素となる。

6・1・2 適用される許容応力種別

鉄道車両構体では台枠、側構体、屋根構体を接合して6面体を構成するため、必然的に長手方向にわたって溶接部が多く存在する。特に本報で用いた供試体のように押出型材で構成される場合、長手方向の全域にわたって連続して溶接部が存在する。したがって長手方向荷重に対する弾性強度の設計では、荷重経路上の一部に溶接部の許容応力が適用される。ところが荷重経路上に連続して溶接部が存在すると、圧縮荷重による発生応力を許容値以下にするためには荷重経路上のすべての断面で断面積を増大させる必要が生じる。近接して異なった材料が接合される場合も、同じ圧縮荷重が作用するため許容応力が小さい部材に合わせて断面積を増大させる必要が生じる。

一方、終局荷重は断面の一部が許容応力を超えることには影響されず、断面全体が塑性域に達したときに定まる荷重である。実際には断面の大部分は母材部であるため、終局荷重は母材部の耐力で決まる。したがって、弾性設計において溶接部の許容応力を適用することは終局荷重を増大させる要素となる。供試体の主構造材料である A6N01-T5 の場合、JIS E7106 において母材部の許容応力は溶接部の約 1.7 倍とされている。

6・1・3 許容応力と耐力との差異

規格で定められる設計上の許容応力は車体材料の耐力または降伏点に対する余裕を見込んだ値である。弾性設計ではわずかな塑性変形も許容できないため、このような余裕が見込まれる。

一方、終局荷重は応力ひずみ線図における接線係数で決まるため (Chajes, 1974)、許容応力を超えてもこの係数が著しく減少しなければ、終局荷重は増大する。A6N01-T5 の応力ひずみ線図 (アルミニウム協会, 2001) は許容応力の 1.2 倍程度まで接線係数の大きさを維持することがわかる。したがって、耐力または降伏点に対する許容応力の余裕は、終局荷重を増大させる要素となる。

6・1・4 各項目の合計

6・1・1 節から 6・1・3 節で述べた要素はすべて終局荷重を増大させる。本報で用いた試験車体材料 A6N01-T5 について、規格で規定される各許容応力と応力ひずみ線図との比較を図 11 に示す。比較しやすいよう縦軸は設計に用いられる安全率を考慮した溶接部の許容応力で正規化した。設計で用いられる許容応力に対し終局荷重に寄与する実際の応力は、各要素を乗ずれば $1.5 \times 1.7 \times 1.2 \div 3.1$ となる。したがって、アルミ合金製車体の場合、許容応力の要素は終局荷重を設計荷重の 3.1 倍にする効果がある。

Fig.11 Comparison between allowance stresses and the stress-strain attribute of the aluminum alloy A6N01S-T5. For A6N01S-T5, the actual stress which contributes to the buckling load is 3.1 times that of the allowance stress which is used for design.

Fig.12 Representative cross section of a center sill. Cross section modulus of the center sill is derived from eq.1 and fully plastic cross section modulus is derived from eq.2.

6・2 座屈部位の断面に起因する要素

6・2・1 中梁が座屈する場合

荷重経路が連結器間の場合，座屈箇所は中梁である．連結器からの荷重は中梁の中立面より下部から入力されるため，この座屈は偏心した圧縮荷重を受ける中空柱の塑性座屈といえる．弾性限界の荷重を求める際には圧縮および曲げモーメント荷重により発生する最外面の応力を評価するため断面係数が用いられるのに対し，座屈荷重を求める際には断面全体が塑性域に達する状態を評価するため全塑性断面係数が用いられる．結局，設計荷重と終局荷重の比率は中梁の断面係数 Z_e (式(1)) と全塑性断面係数 Z_p ((式(2)) の比率であり，図 12 に示すような中梁断面形状について代表的な寸法を用いると，断面係数に対する全塑性断面係数の比率 Z_p/Z_e は 1.15 程度となる．

$$Z_e = \frac{1}{6}t_1h^2 + \frac{1}{6h}\left(\frac{h}{2} - t_1\right)\left(h^3 - (h - 2t_2)^3\right) \quad (1)$$

$$Z_p = \frac{1}{4}t_1h^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{h}{2} - t_1\right)\left(h^2 - (h - 2t_2)^2\right) \quad (2)$$

6・2・2 側梁と側構体が座屈する場合

妻構体間の荷重経路に静的な荷重が作用する場合，枕梁間で座屈が発生し側梁と側構体の両者が荷重を分担する．側梁と中梁は圧縮荷重に対して同等の断面性能を有しており，側構体の寄与分だけ座屈荷重は増大する．この時の側梁と側構体の一部は同時に座屈する．すなわち，座屈荷重は側構体の一部と側梁の全塑性断面係数の和によって決まり，本報で用いた車体構造の場合，座屈部位全体の全塑性断面係数は側梁の断面係数に対しおよそ 1.4 倍となる．

6・2・3 側梁と中梁が座屈する場合

妻構体間の荷重経路に動的な荷重が作用する場合，妻構体近傍の複数の構造部材で座屈が発生し，主に中梁，側梁，屋根構体が荷重を分担する．各部材はそれぞれが短柱の塑性座屈の破壊モードを呈しており，同時に座屈が発生するとともに，それらは互いの曲げを誘引する構造を有しておらず高い独立性をもって座屈に至る．すなわち，全体としての終局荷重は各部材の全塑性断面係数の和で決まる．本報で用いた車体構造の場合，塑性座屈が発現した各部材の全塑性断面係数の和は中梁の断面係数に対しおよそ 2.5 倍となる．このように終局荷重が主要構造部材の座屈荷重の和で評価できるのは，鉄道車両の台枠が比較的シンプルな枠構造で構成され主要構造部材間の誘引がなく単純な座屈モードを示すことによる．

6・3 要素の合計

最終的に設計荷重に対する終局荷重の割合は6・1節の許容応力に起因する要素と6・2節の座屈部位の断面に起因する要素を乗ずることにより得られる。荷重経路が連結器間の場合（荷重条件1, 3）では3.6倍、荷重経路が妻間かつ静的な場合（荷重条件2）では4.3倍、荷重経路が妻間かつ動的な場合（荷重条件4）では7.8倍となる。表3に設計荷重に対する終局荷重の割合の一覧を示す。これらの値は実験結果、解析結果とほぼ一致する。

Table 3 The ratios the ultimate load to the design load. The total factor is determined by multiplying the factor of the allowance stress and the factor of the section modulus. These values correspond to results of the experiment and the simulations.

Load condition	Factor of allowance stress	Factor of section modulus	Total factor
Load condition No.1	3.1 (described in 6.1.4)	1.15 (described in 6.2.1)	3.6
Load condition No.2		1.4 (described in 6.2.2)	4.3
Load condition No.3		1.15 (described in 6.2.1)	3.6
Load condition No.4		2.5 (described in 6.2.3)	7.8

7. 結 言

実車体を用いた打ち当て試験および妥当性を確認した有限要素モデルによる圧壊解析により、鉄道車両構体の長手方向の終局荷重および荷重条件が終局荷重に与える影響を評価した。その結果以下の点が明らかになった。

- 荷重経路と荷重入力速度によりそれぞれ特定の座屈モードが発現する。本報で用いた試験車体の場合、それらの座屈モードは①中梁のみ、②側梁および側構体の一部、③中梁、側梁および屋根構体の3種類である。さらに、終局荷重は座屈モードごとに定まった値を示す。
- 荷重入力速度が準静的または荷重経路が連結器間となる場合は、長手方向の終局荷重は設計荷重の約4倍に達する。
- 荷重入力速度が動のかつ荷重経路が妻構体間の場合は、長手方向の終局荷重が設計荷重の8倍を超える。これは慣性力により打ち当て面近傍のみに著大な荷重が発生すること、台枠端部には側梁と中梁が配置され強度が高いこと、が主な理由である。
- 終局荷重の設計荷重に対する割合は、設計時の許容応力と実際に終局荷重に寄与する応力との差、座屈が発生する部位の全塑性断面係数と中梁または側梁の断面係数との差、によって決まる。この値を定量的に評価した結果は、打ち当て試験および圧壊解析から得られた結果と一致する。

文 献

- Carolan, M., Perlman, A. B. and Tyrell, D., Alternative occupied volume integrity (OVI) tests and analyses, Federal Railroad Administration, U.S. Department of Transportation (2013).
- CEN, EN15227 Railway applications - Crashworthiness Requirement for Railway Vehicle Bodies (2008).
- Chajes, A., Principles of structural theory, Englewood Cliffs, N. J., Prentice-Hall, Inc. (1974).
- 濱島豊和, 嘩道佳明, 連結装置の塑性を考慮した編成車両の大変位挙動解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No.806 (2013), pp.3786-3796.
- 石塚弘道, 舟津浩二, 鉄道車両用アルミニウム合金の動的強度特性, 鉄道総研報告, Vol.23, No.4 (2009), pp.29-34.
- 日本アルミニウム協会, アルミニウムハンドブック第6版(2001), p.36.

- 鹿島純, 大河内正悟, 齋藤智英, 加藤英一, 衝撃吸収型鉄道車両構体の非破壊領域に作用する長手荷重の予測, 日本機械学会関西支部講演会講演論文集, Vol. 79(2004), pp. 10-23 – 10-24.
- Pereira, M. S., Structural crashworthiness of railway vehicles, Proceedings of the 5th World Congress on Railway Research (2006).
- 宇治田寧, 舟津浩二, 鈴木康文, 鉄道車両の圧縮破壊特性, 日本機械学会第 6 回交通・物流部門大会講演論文集 (1997). pp. 491-492.

References

- Carolan, M., Perlman, A. B. and Tyrell, D., Alternative occupied volume integrity (OVI) tests and analyses, Federal Railroad Administration, U.S. Department of Transportation (2013).
- CEN, EN15227 Railway applications - Crashworthiness Requirement for Railway Vehicle Bodies (2008).
- Chajes, A., Principles of structural theory, Englewood Cliffs, N. J., Prentice-Hall, Inc. (1974).
- Hamajima, T. and Terumichi, Y., Trainset motion analysis in large displacement in consideration of plastic deformation of a coupler, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 79, No.806(2013), pp. 3786-3796 (in Japanese).
- Ishizuka, H. and Funatsu, K., Dynamic Mechanical Properties of aluminum alloys used for railway vehicles, RTRI Report, Vol.23, No.4 (2009), pp.29-34 (in Japanese).
- Japan Aluminium Association ed., Aluminium Handbook the 6th edition (2001), p.36 (in Japanese).
- Kashima, J., Okochi, S., Saitoh, T. and Kato, E., Estimation of longitudinal design load applied at non-crushable zone of rail vehicle structure with crashworthy performance, Proceeding of the 79th JSME Kansai Annual Meeting, Vol. 79(2004), pp.10-23 - 10-24 (in Japanese).
- Pereira, M. S., Structural crashworthiness of railway vehicles, Proceedings of the 5th World Congress on Railway Research (2006).
- Ujita, Y., Funatsu, K. and Suzuki, Y., Train Carbody characteristics under compressive load, Proceedings of the 6th Transportation and Logistics Conference (1997). pp. 491-492 (in Japanese).