The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	日本の踏切事故を考慮した乗客傷害度に基づく鉄道車両の衝突安全性評価
Author(s)	沖野, 友洋
Citation	大阪大学, 2020, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.18910/76586
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

日本の踏切事故を考慮した乗客傷害度に基づく鉄道車両の衝突安全性評価

令和２年３月

沖野　友洋

日本の踏切事故を考慮した乗客傷害度に基づく鉄道車両の衝突安全性評価

博士（工学）論文提出先

大阪大学大学院基礎工学研究科

令和 2 年 3 月

沖野　友洋

論　文　要　旨

万一の衝突事故時に，乗客や乗務員の被害を軽減する車体構造は，鉄道の安全対策として重要であるが，車両の衝突安全性に関する設計基準がない我が国においては，早急に設計基準策定に向けた検討を始めることが必要である．欧米では，車体の衝撃減速度が評価指標として採用されているが，欧州では平均減速度を指標としているのに対し，米国では最大減速度と乗客の前席への衝突速度（Secondary Impact Velocity，SIV）を指標としていて，衝撃減速度波形の処理方法は統一されていない．そこで本研究では，乗客傷害値を判断基準として欧米の評価結果の妥当性を検証すること，さらには，欧米の指標よりも，乗客被害度とより相関が高い評価指標を見いだすことを目的とする．

まず，我が国の踏切衝突事故の実状を把握するために，過去 30 年間に発生した主要な踏切事故などについて統計調査した．次に，有限要素法による数値解析の精度向上のために，実物大の部分車体構造を剛体壁に衝突させる衝突試験，および回転リクライニングシートに着座した乗客（ダミー人形）を前席の背面に衝突させるスレッド試験を実施した．さらに，それぞれの試験を模擬した FEM 解析を実施し，試験結果と解析結果を比較検証することで，十分な解析精度で評価できる列車衝突解析および衝突時の乗客挙動解析手法を確立した．

我が国の主要な踏切事故の統計調査を基に，列車とダンプカーとの様々な衝突条件を設定し，衝突速度や衝突対象物および相互の相対位置などの各条件を変化させて，踏切事故を模擬した列車衝突解析を実施した．解析で得られた車体の衝撃減速度波形について，平均減速度，最大減速度および SIV の 3 指標で客室内の安全性を評価するとともに，乗客挙動解析により，ダミー人形の傷害値を算出して比較検証した．その結果，SIV による評価が最も適していることが明らかになった．さらに，ダミー傷害値とより相関が高い評価指標を検討した結果，車体の減速度の 2 回積分値がシートピッチから決まる値となる時刻までを積分時間とした場合の車体減速度の積分値が最も良く，我が国での衝突安全性に関する評価指標として最適であった．しかしながら，世界共通化を念頭におくと，欧州基準と同等の評価時間での減速度の積分値や平均減速度も比較的高い相関があることから，これらも評価指標の候補となりうることを示した．

今後，我が国においても，鉄道車両に関する衝突安全性評価法の規定が必要と考えられ，そのためには，関係省庁を初め鉄道事業者や車両製造会社など多くの関係者による，様々な視点からの議論が必要となる．その際，乗客傷害度を指標として車両の衝突安全性評価法を提示した本研究の成果が，極めて重要な知見になると考えられる．

目　次

第 1 章　序　論 1
1.1　緒言 1
1.2　列車衝突 FEM 解析の解析精度 4
1.3　踏切事故解析と安全性評価 6
1.4　列車乗客の傷害度評価 7
1.5　本研究の目的と本論文の構成 8
第 2 章　踏切事故の統計的調査 10
2.1　はじめに 10
2.2　調査方法 11
2.3　踏切事故の統計的調査 12
2.3.1　踏切事故件数の推移 12
2.3.2　踏切重大事故の統計的調査 13
2.3.3　主要な踏切事故の統計的調査 15
2.3.4　死傷者数の違いによる事故状況の検討 17
2.4　まとめ 19
第 3 章　実物大の鉄道車体構造を用いた衝突試験と FEM 解析 20
3.1　はじめに 20
3.2　実車衝突試験 22
3.2.1　衝突試験条件 22
3.2.2　衝突試験結果および考察 23
3.3　衝突試験を模擬した FEM 解析 28
3.3.1　FEM 解析モデル 28
3.3.2　FEM 解析結果および考察 29
3.3.3　ひずみ速度依存性および溶接部破断特性の影響評価 32
3.4　まとめ 34

第 4 章　様々な条件下での踏切事故を模擬した FEM 解析 35
4.1　はじめに 35
4.2　踏切事故を模擬した FEM 解析モデル 36
4.3　様々な条件下での踏切事故解析 39
4.3.1　ダンプカーとの水平方向衝突位置を変化させた場合 39
4.3.2　ダンプカーとの衝突角度を変化させた場合 44
4.3.3　ダンプカーとの衝突速度を変化させた場合 46
4.3.4　ダンプカーの積荷質量を変化させた場合 47
4.3.5　ダンプカーとの上下方向衝突位置を変化させた場合 48
4.4　まとめ 51
第 5 章　列車衝突事故時の着座乗客傷害度評価 53
5.1　はじめに 53
5.2　回転リクライニングシートの衝撃強度特性評価 55
5.2.1　回転リクライニングシート供試体 55
5.2.2　回転リクライニングシートの打当て試験 55
5.2.3　打当て試験を模擬した FEM 解析 60
5.3　回転リクライニングシートに着座した乗客を想定したスレッド試験 62
5.3.1　スレッド試験方法 62
5.3.2　スレッド試験結果 65
5.3.3　スレッド試験結果のまとめ 76
5.4　スレッド試験に相当する FEM 解析 77
5.4.1　着座シートモデルの材料特性 77
5.4.2　スレッド試験に相当する FEM 解析 80
5.5　まとめ 85

第 6 章　乗客の傷害度との相関に基づく鉄道車両の衝突安全性評価法 87
6.1　はじめに 87
6.2　踏切衝突事故解析と乗客傷害度評価 89
6.3　様々な踏切事故条件下での客室内の安全性評価 90
6.3.1　ダンプカーとの水平方向衝突位置を変化させた場合 90
6.3.2　ダンプカーとの衝突角度を変化させた場合 93
6.3.3　ダンプカーとの衝突速度を変化させた場合 95
6.3.4　ダンプカーの積荷質量を変化させた場合 96
6.3.5　ダンプカーとの上下方向衝突位置を変化させた場合 98
6.4　欧米の衝突安全性評価指標の比較検討 100
6.5　衝突安全性評価指標の検討 101
6.6　まとめ 109
第 7 章　結　論 110
参考文献 113
研究業績 117
謝辞 119

第１章　序　論

1.1　緒言

鉄道の安全対策として，万一の衝突事故時に乗客や乗務員の被害を軽減する車体構造は重要である．鉄道車体の強度設計における荷重条件や評価方法は，JIS 規格（日本規格協会，2018）に定められている．しかしながら，我が国において，鉄道車両の車体構造の設計基準は衝突事故を想定しておらず，衝突条件や車両の衝突安全性を評価するための指標が明示されていない（宇治田，2010）．一方，欧州や米国では，車両の衝突安全性に関する設計基準があるが，それぞれの国の鉄道システムや過去の事故事例などに基づいて設定されているため，それらの内容は異なる．衝突シナリオについては，衝突対象物や衝突速度が異なり，各衝突シナリオに基づいて，シミュレーションなどにより車両を衝突させた際に，車内の安全性を評価する指標の一つとして，車体に発生する衝撃減速度波形を用いているが，欧州では衝撃減速度の平均値（CEN，2010）を指標としているのに対し，米国では衝撃減速度の最大値（FRA，2011）を指標としている．米国においては，座席に座った乗客が前席のシートバックに衝突する速度も指標としており，それぞれの指標に限度値を設定している．

前述の通り，我が国においては，未だ衝突条件や車両の衝突安全性評価指標などは明示されていないが，一部の鉄道事業者では，過去の踏切事故事例などを考慮した独自の設計手法が検討されている．例えば東日本旅客鉄道（株）では，ダンプカーと衝突速度 60km/h で衝突する条件を衝突シナリオとし，運転士のサバイバルゾーンの確保，衝撃加速度の大きさを一定値以下，客室部に過大な変形がないことの 3 つの安全性評価基準を設け，先頭車の衝撃吸収構造を検討している（畑，大野，2003）．このように，各事業者の実情に合わせて，衝突事故時の安全性を高めることは重要であるが，一方で，世界的なシェアを持つ欧州の車両メーカなどが中心となって，将来的に欧州規格が ISO などの国際規格化される可能性も考えられる（宇治田，2010）．そのため，我が国における車両の衝突安全性に関する設計基準を検討し，統一的な見解を準備することは極めて重要である．

我が国における車両の衝突安全性に関する設計基準を検討する際には，実績のある海外の基準を参考とすることは効率的であると考えられるが，我が国の事情を考慮することも必要である．我が国固有の事情として，新幹線と在来線

があり，新幹線については，乗客が負傷に至る衝突事故は皆無である．在来線についても，優れた信号や保安設備により，列車同士の衝突事故は希であり，これら設備の全国規模での導入や改良などが進めば，さらに事故を減らすことが可能となる．一方，踏切での自動車などとの衝突事故は，例えば高速走行時に直前で横断する場合，列車が減速する時間がなく，未然に防ぐことが非常に困難であり，検討すべき優先度の高い事故状況である．

踏切事故の統計的な調査として，1970 年代から 1980 年代の 10 年間における日本国有鉄道で発生した踏切事故を対象に，負傷者数，破損車両数，推定衝突速度等を調査した例（小美濃他，1997）がある．しかしながら，過去数十年でのステンレス鋼製車両やアルミニウム合金製車両の普及および前頭部への衝撃吸収構造の採用など，鉄道車両の車体構造に変化がみられることから，調査対象を直近の踏切事故とする必要がある．また，筆者らは，国が定める鉄道重大事故(列車乗員および公衆の死傷者数が 10 名以上，または脱線両数 10 両以上の鉄道事故)（国土交通省鉄道局，2009）のうち，1987～2010 年度に踏切において発生した 34 件の鉄道重大事故に対して推定衝突速度および衝突対象を整理した（沖野他，2012）．しかしながら，鉄道車両の衝突安全性を検討するために，我が国の衝突事故の実状を把握することを目的とする場合，列車の乗客の死傷者数が重要であるが，鉄道重大事故は公衆の死傷者数をも含むため，列車乗員の死傷者数のみを基準として，改めて踏切事故の統計を整理する必要がある．

踏切事故時において，乗客が負傷する状況は図 1.1 に示すように，まず，列車が自動車などの障害物と衝突（1 次衝突）し，これにより車体に衝撃減速度が発生する．この時，乗客が慣性力により進行方向に投げ出され，内装品と衝突（2 次衝突）して負傷する．このことから，乗客の負傷の程度と車体に発生した衝撃減速度とは相関がある可能性が考えられ，車両の衝突安全性を評価する指標として，車体の衝撃減速度を採用することは妥当であり，前述の通り，実際に欧米の規格に採用されている．

欧米の規格では，車内の安全性を評価する指標の一つとして，車体に発生する衝撃減速度波形を用いており，欧州では衝撃減速度の平均値を指標としているのに対し，米国では衝撃減速度の最大値を指標としていて，衝撃減速度波形の処理方法は統一されていない．図 1.1 に示すように，車体の衝撃減速度と乗客の傷害度に相関があるとすれば，乗客の傷害値を判断基準として欧米の評価結果の妥当性を検証することが可能になり，さらには，欧米の指標よりも，乗客の被害度とより相関が高い評価指標を見いだせる可能性も考えられる．

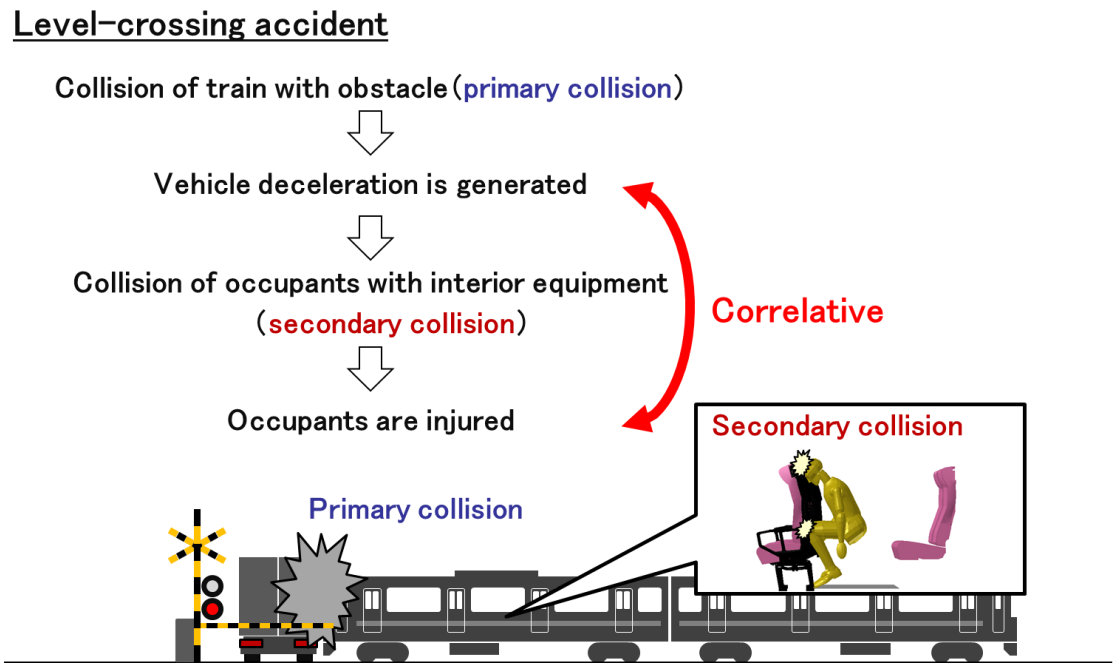


Fig. 1.1 Situation of level-crossing accident.

図 1.2 に示すように，本研究では，まず，我が国の踏切事故状況に即した様々な衝突条件で列車衝突解析を実施して，列車車体の衝撃減速度波形を算出する．次に，得られた多数の車体減速度波形から欧米の規格に準じて安全性を評価するとともに，2 次衝突時の乗客を模擬したダミー人形の傷害値を数値解析で求める．最後に，この傷害値を判断基準として欧米の評価結果の妥当性を検証し，さらには，欧米の指標よりも，乗客の被害度との相関が高い評価指標を検討する．これらの検証結果は，我が国における車両の衝突安全性に関する設計基準の設定に資する重要な知見になると考えられる．

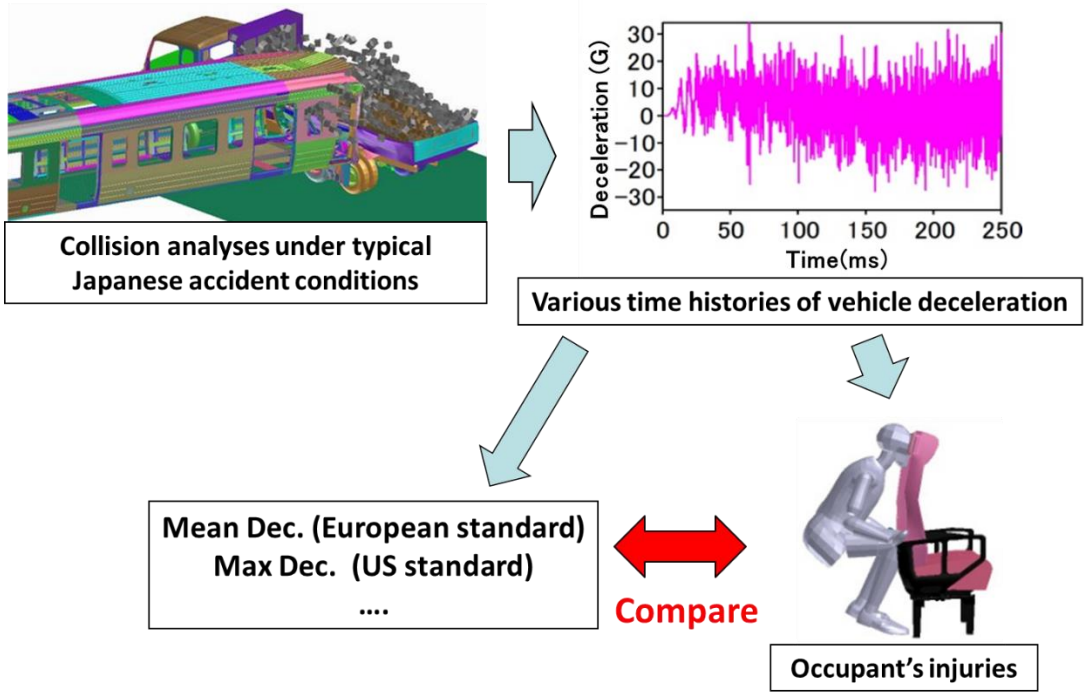


Fig. 1.2 Evaluation method of this study.

次節以降では，図 1.2 で示した本研究の評価手法における各段階で用いる解析手法について述べる．

1.2　列車衝突 FEM 解析の解析精度

衝突事故時の安全性に優れた車体構造を設計する場合，実車による衝突試験を繰り返し実施することは，現実的ではない．そのため，数値解析による衝突安全性評価が有効であるが，その解析精度の確保には格段の注意を払わなければならない．欧州や米国では，実物大の衝突試験や数値解析が行われ，それらの結果が比較検討されている（Scholes et al., 1993）（Lewis et al., 1996）（Jacobsen et al., 2016）（Warnt et al., 2017）．また，我が国においても，衝突試験と数値解析を実施した例として，2 両編成を線路上で走行させ，剛体とみなせる車両に衝突速度 30km/h で衝突させる条件（宇治田他，1999），先頭車両一両を線路上で走行させ，剛体壁に衝突速度 27km/h で衝突させる条件（丸中他，2002），縮小した先頭車の先頭部部分車体を走行台車に取付けて走行させ，剛体壁に 45km/h で衝突させる条件（畑，大野，2003），ステンレス鋼製車

体構造の中間車の実物大部分車体の側面に，剛体板を落錘させて 36km/h で衝突させる条件（沖野，宇治田，2011）およびアルミ合金製車体構造の中間車を線路上で走行させ，剛体壁に 43km/h で衝突させる条件（濱島他，2015）などがあり，静的圧壊試験と数値解析を実施した例として，先頭車の先頭部部分車体（鹿島他，2004），アルミ合金製車体構造の車端部の実物大部分車体（川崎他，2008）（木村他，2012）などを試験体とした報告がある．しかしながら，日本の設計基準で作られた実物大の先頭車車体構造の衝撃破壊挙動に関する研究はほとんど認められず，衝突時の先頭車の変形挙動や衝撃圧縮荷重-変形量特性などの基礎的なデータすら，十分には得られていないのが現状である．

本研究では，踏切事故を模擬した列車衝突解析を実施するが，数値解析の解析精度を確保するための実物大の衝突試験を実施する場合，本来の事故状況に近い条件として，車両一両を線路上で走行させ，自動車に衝突させる試験条件が考えられる．しかしながら，列車モデルと自動車モデルの両方の解析精度が求められ，精度の検証が複雑になることが予想される．そのため，先行研究に倣って，剛体壁への衝突により，列車モデルの精度検証を優先する．また，先頭車両一両を線路上で走行させる条件は，試験規模が大きくなること，および欧州規格において，衝突解析の大変形部分における解析精度が求められていること（CEN，2010）を考慮して，図 1.3 に示すように，畑らが実施した部分車体を走行台車に取付けて走行させる方法を参考として，衝突試験を実施するとともに，衝突試験を模擬した FEM 解析を実施することとした．

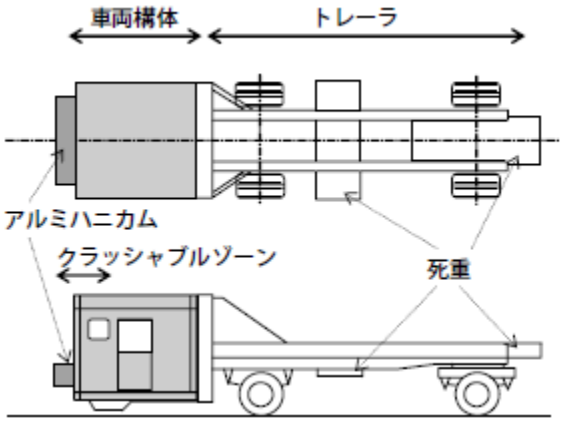


Fig. 1.3 Specimen of collision test (Hata and Oono, 2003).

1.3　踏切事故解析と安全性評価

数値解析を用いた鉄道車両の衝突安全性に関する研究については，欧米において多くの報告があり（Lupton and Bounds, 2006）（Xue et al., 2016）（Tyrell et al., 1998），踏切事故を対象とした，車両の衝突安全性に関する報告も多数認められる（Roure et al., 2001）（Ling et al., 2016）（Starlinger et al., 2019）．また，Llana らは米国基準に準拠して設計された車体構造に対して，米国基準および欧州基準で規定された図 1.4 に示す踏切事故を想定した衝突シナリオに基づいて数値解析を実施し，それぞれの基準で衝突安全性を評価し，車体の変形量と吸収エネルギに着目して，解析結果を比較検討した（Llana, 2009）．

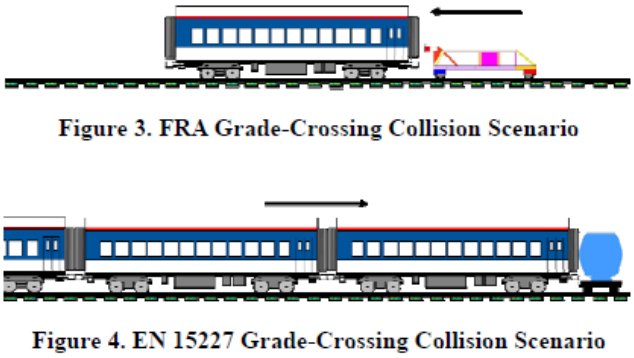


Fig. 1.4 Grade-crossing collision scenario (Llana et al., 2001).

我が国においても，実際に発生したある踏切事故について，19.9 トンのダンプトラックに 103km/h で衝突する事故条件を設定し，FEM 解析による踏切事故状況を検証した報告（田口他，2015）があり，欧州基準に準拠した平均減速度や米国基準に準拠した最大減速度の評価が行われ，異なる評価結果となることが示されている．しかしながら，我が国の踏切事故状況に即した様々な衝突条件で，欧州基準に準拠した平均減速度（CEN, 2010），米国基準に準拠した最大減速度および前席への衝突速度（FRA, 2011）を評価した研究はない．それ故，これらの指標による評価結果を比較検討して，踏切事故における乗客の安全性に影響を及ぼす因子を検討することは，我が国における衝突シナリオや評価指標の設定に資する重要な知見になると考えられる．

1.4　列車乗客の傷害度評価

鉄道車両が大型自動車などと衝突（1 次衝突）した場合，客室内では衝撃加速度によって乗客が進行方向に投げ出され，内装品と衝突（2 次衝突）して負傷する可能性がある．この時の乗客の挙動や負傷する箇所，負傷の程度を検討することは，乗客の安全性向上の観点から極めて重要である．一方，実際の衝突を検討する場合，客室内には様々な内装品があり，乗客の姿勢も様々であるため，多くの状況が考えられる．内装品のうち乗客用のシートに関しては，旅客用腰掛に関する日本工業規格（日本規格協会，2015）があるが，強度に関しては，利用時に発生する力に対する静的強度試験方法の規定と，2 次衝突対策としては，けがの原因となる可能性のある箇所を丸くすることや，緩衝材を付けることの記述に留まっている．そのため，衝突事故時において，乗客が 2 次衝突により負傷する箇所やその程度など，具体的な被害状況や負傷原因を明確にすることは意味あることと考える．

2 次衝突時の乗客被害を検証する方法として，乗客を模擬した人体ダミー人形とシートなどの内装品をスレッド（土台）上に設置し，スレッドに衝撃加速度を負荷するスレッド試験がある．スレッド試験はシートの塑性変形や破損を伴い，多数の試験を実施するには多大なコストを必要とする．また，ダミー人形およびシートが相互に影響を及ぼすため，これらの衝撃挙動の詳細を把握することは困難である．一方，数値解析による検証は，多くのケーススタディが実施可能であり，さらには詳細な情報が得られ，試験結果をより深く検証できる．数値解析では，汎用のダミーモデルを用いるが，自動車用に開発されたため，シートベルトやエアバッグ使用を前提としたものであり，他の用途に用いる場合にはダミーモデルの挙動や傷害値の妥当性について確認が必要である．

スレッド試験による乗客の安全性に関する研究は，欧州や米国で多く，特に欧米での採用が多い固定式のクロスシートに着座した乗客の 2 次衝突時の安全性評価に関する研究が多数なされている（Tyrell et al., 1998）（Severson et al., 2005）（Fidanza et al., 2008）（Carvalho et al., 2011）．また，我が国においても，ロングシートに着座した乗客の袖仕切りへの衝突（Nakai et al., 2015a），立位乗客の床面への衝突（Nakai et al., 2015b），クロスシート着座乗客の客室仕切りへの衝突（田口他，2014）などが検討されている．

しかしながら，我が国において在来線特急車両等に多く採用されている回転リクライニングシートに着座した乗客を対象とした報告は認められない．これは，回転リクライニングシートが複雑な構造で可動部が多いため，固定式と比較して，シートをモデル化するのがより困難であることが要因の一つと考えら

れる．乗客の安全性は，固定式のクロスシートとは異なる可能性があり，それ故，衝突事故時において，回転リクライニングシートに着座した乗客が，2 次衝突により負傷する箇所やその程度など,具体的な被害状況や負傷する原因を,スレッド試験や数値解析により明確にすることは極めて重要である．回転リクライニングシートの衝撃挙動を精度良く再現し，着座した乗客が前席に衝突する状況での乗客の傷害値を，数値解析を用いて評価することができれば，より安全なシートを検討することが可能になると考えられる.

1.5　本研究の目的と本論文の構成

1.1 節で述べてきた通り，鉄道の安全対策として，万一の衝突事故時に，乗客や乗務員の被害を軽減する車体構造は重要であり，車両の衝突安全性に関する設計基準がない我が国においては，早急に設計基準策定に向けた検討を始めることが必要である．これらの事柄を踏まえ，本論文では，以下に示すように研究を進めた.

第 2 章では，我が国の踏切衝突事故の実状を把握することを目的として，列車乗客および乗務員の死傷者数が多かった踏切事故について統計的な調査を実施し，被害度に影響を及ぼす事故状況を検討した.

第 3 章では,列車衝突解析の精度を検証および向上させることを目的として,ステンレス鋼製先頭車両の実物大部分車体構造を用いて，剛体壁に衝突させる衝突試験を実施し，車体の衝撃変形破壊挙動および衝撃荷重 - 変形量特性などの基礎的なデータを取得した. 次に, 衝突試験を模擬した FEM 解析を実施し,試験結果と解析結果を比較検証することで，車体の詳細な衝撃変形挙動を把握するとともに，FEM 解析が高い精度で実行できることを確認した.

第 4 章では，第 2 章で実施した，統計的な調査結果を基に，列車衝突条件を設定し，衝突速度や衝突対象物および相互の相対位置などの各条件を変化させて，踏切事故を模擬した FEM 解析を実施した．各衝突条件での衝撃荷重，衝撃エネルギー，乗務員室の安全性（車体の変形量)，客室の安全性（欧州の評価指標である平均減速度と米国の評価指標である最大減速度および乗客の前席への衝突速度）を評価し，これらの相関関係や各衝突条件による影響を検討することで，踏切事故における列車乗務員および乗客の被害度に影響を及ぼす因子について検討した.

第 5 章では,鉄道車両が大型自動車と衝突した際の乗客およびシートの挙動,乗客が衝突する箇所と衝突による傷害値を把握することを目的として，回転リ

クライニングシートに着座した乗客が前席の背面に衝突する条件でスレッド試験を実施し,ダミー人形の傷害値が比較的大きくなる部位を特定した.さらに,スレッド試験に相当する FEM 解析を実施して試験結果と比較検討することにより，ダミーモデルの各傷害値の解析精度を検証した．また，試験および解析による検証結果から，より安全なシートを設計するための指針を示した.

第 6 章では，第 4 章で実施した様々な踏切衝突事故条件での FEM 解析で得られた車体の衝撃減速度波形について，欧州基準と米国基準で定義された 3 つの衝突安全性評価指標とその限度値で客室内の安全性を評価するとともに，同じ減速度波形を入力として，第 5 章で構築した乗客傷害度解析により，人体ダミー人形の傷害値を算出し，これらの相関について検証した．さらに，ダミー人形の傷害値を判断基準として，3 つの衝突安全性評価手法で最も有効な手法を明示するとともに，ダミー人形の傷害値と相関関係がより強い評価指標を検討し，我が国での衝突安全性に関する評価指標とその限度値を提示した.

第 7 章では，総括として本研究で得られた主な知見をまとめ，併せて，鉄道車両の衝突安全性向上に関する将来的な課題について言及した.

第 2 章　踏切事故の統計的調査

2.1　はじめに

鉄道の安全対策として，万一の衝突事故時に乗客や乗務員の被害を軽減する車体構造は重要である．しかしながら，我が国において，鉄道車両の車体構造の設計基準は必ずしも衝突事故を想定しておらず，衝突条件や車体構造の衝突安全性を評価するための指標すら明示されていない．一方，欧州や米国では，鉄道車両の衝突安全性に関する設計基準があるが，それぞれの国の鉄道システムや過去の事故事例などに基づいて設定されているため，衝突シナリオについては，衝突対象物や衝突速度が異なっている．

我が国において，一部の鉄道事業者では，過去の踏切事故事例などを考慮した独自の設計手法が検討されている．例えば東日本旅客鉄道（株）では，ダンプカーと衝突速度 60km/h で衝突する条件を衝突シナリオとし，運転士のサバイバルゾーンの確保，衝撃加速度の大きさを一定値以下，客室部に過大な変形がないことの 3 つの安全性評価基準を設け，先頭車の衝撃吸収構造を検討している（畑，大野，2003）．このように，事業者の実情に合わせて，衝突事故時の安全性を高めることは重要であるが，一方で，世界的なシェアを持つ欧州の車両メーカなどが中心となって，将来的に欧州規格が ISO などの国際規格化される可能性も考えられる．そのため，我が国における鉄道車両の衝突安全性に関する設計基準を検討し，統一的な見解を準備することは，極めて重要である．

我が国において，衝突時の安全性に優れた車体構造を設計するためには，我が国の衝突事故の実状を把握することが最も重要であると考えられる．列車の衝突事故としては，他の列車との衝突や踏切における自動車などとの衝突が考えられるが，優れた信号や保安設備により，列車同士の衝突事故は希であり，これら設備の全国規模での導入や改良などが進めば，さらに事故を減らすことが可能となる．一方，踏切での自動車などとの衝突事故は，例えば高速走行時に直前で横断する場合，列車が減速する時間がなく，未然に防ぐことが非常に困難であり，検討すべき優先度の高い事故状況である．

踏切事故の統計的な調査として，1970 年代から 1980 年代の 10 年間における日本国有鉄道で発生した踏切事故を対象に，負傷者数，破損車両数，推定衝突速度等を調査した例（小美濃他，1997）がある．しかしながら，過去数十年でのステンレス鋼製車両やアルミニウム合金製車両の普及および前頭部への衝

撃吸収構造の採用など，鉄道車両の車体構造に変化がみられることから，調査対象を直近の踏切事故とする必要がある．そのため，筆者らは，国が定める鉄道重大事故(列車乗員および公衆の死傷者数が 10 名以上,または脱線両数 10 両以上の鉄道事故）（国土交通省鉄道局，2009）のうち，1987～2010 年度に踏切において発生した 34 件の鉄道重大事故に対して推定衝突速度および衝突対象を整理した（沖野他，2012）．しかしながら，鉄道車両の衝突安全性を検討するために，我が国の衝突事故の実状を把握する場合，列車の乗客の死傷者数が 1 つの重要な要素であるが，鉄道重大事故は公衆の死傷者数をも含むため，列車乗員の死傷者数のみを基準として，改めて踏切事故の統計を整理する必要がある．

本章では，1987～2016 年の 30 年間に発生した踏切事故を対象とし，踏切において発生した鉄道重大事故について，衝突対象物および推定衝突速度を再整理するとともに,列車乗員の死傷者数が 10 名以上の事故を抽出して整理する．さらに，調査対象となる事故件数を広げるために，列車乗員の負傷者数が 5 名以上または列車乗員の死者が 1 人以上の事故について整理し，死傷者数と衝突速度などの関係を検討した．

2.2　調査方法

本研究で実施した統計的調査方法をそれぞれ以下に示す．

1．踏切事故

踏切障害事故ならびに踏切障害に伴う列車脱線事故および人身障害事故のうち，軽車両および二輪車以外の車と衝突した事故を「踏切事故」として定義して統計調査した．踏切障害事故，列車脱線事故および人身障害事故のそれぞれの定義は，国が定める鉄道事故等報告規則第 3 条（国土交通省鉄道局，2017）に従った．

対象としたデータベースは，内閣府(平成 12 年版以前は総務庁)編集の交通安全白書（内閣府，1988-2017）であり，各年毎の事故件数がまとめられているため，1987～2016 年の 30 年間の結果を用いた．

2．踏切重大事故

国土交通省が規定する，列車乗員および公衆の死傷者数が 10 名以上，または脱線両数 10 両以上の鉄道事故である鉄道重大事故（国土交通省鉄道局, 2009）

のうち，踏切事故に該当する事故を「踏切重大事故」として定義して統計調査した．さらに，列車乗員の死傷者数に着目し，列車乗員の死傷者数が 10 名以上の踏切重大事故を抽出して，統計調査した．

対象としたデータベースは，(公財)鉄道総合技術研究所 鉄道技術推進センター「鉄道安全データベース」であり，年度毎の事故件数がまとめられているため，1987～2016 年度の 30 年間の結果を用いた．

3．主要な踏切事故

列車乗員の負傷者数および死者数と衝突対象および推定衝突速度の関係をより詳細に検討するため，国土交通省鉄道局の「主な事故」の分類方法（国土交通省鉄道局，2018）を参考に，列車乗員の負傷者が 5 名以上または死者が 1 人以上の踏切事故を，「主要な踏切事故」と定義して統計調査した．

対象としたデータベースは，踏切重大事故と同等である．

踏切重大事故および主要な踏切事故の統計的調査で実施した，推定衝突速度の算出方法は，乗務員の口述内容をもとに，列車のブレーキ開始地点から踏切までの距離およびブレーキ開始時の列車の速度を用いて，減速度が一定であると仮定して概算した．なお，運輸安全委員会の鉄道事故調査報告書に推定衝突速度の記載があるものについては，その値を引用した．

2.3　踏切事故の統計的調査

2.3.1　踏切事故件数の推移

1987～2016 年の 30 年間の踏切事故全体の件数の推移を図 2.1 に示す．30 年間に発生した踏切事故件数は 8923 件であった．年間の件数は 1987 年の 700 件弱から，2016 年の 100 件程度に継続的に減少した．事故件数が減少した要因として，立体交差化などに伴う踏切数の減少，踏切道での車両通行規制の強化，第 3 種および第 4 種踏切の第 1 種踏切化および障害物検知装置などの設置により，踏切の保安度が向上したことおよび鉄道事業者による踏切事故防止キャンペーンなどの啓発活動の継続的な実施の成果などが考えられる．

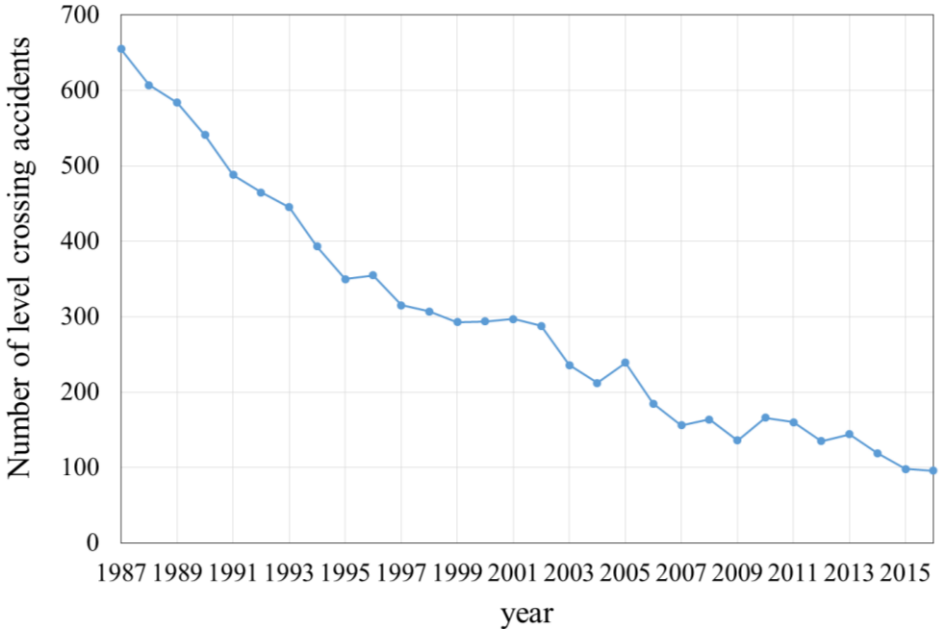


Fig. 2.1 Changes in the number of level crossing accidents (All 8923 cases).

2.3.2　踏切重大事故の統計的調査

1987～2016 年度の 30 年間に発生した踏切事故のうち，踏切重大事故（列車乗員および公衆の死傷者数が 10 名以上，または脱線両数 10 両以上の踏切事故）の発生件数は 39 件であった．年度ごとの踏切重大事故件数ならびに列車乗員の負傷者数および死者数の推移を図 2.2 に示す．踏切重大事故の件数は 1990 年度の 7 件が最も多く，1991～2006 年度は年間 2 件以下，2007 年度以降は 1 件以下の頻度であった．列車乗員の負傷者数は，1991 年度の 333 人が最多であり，その後は概ね事故件数の減少に伴って 100 人以下となっている．

推定衝突速度の分布を図 2.3(a)に，衝突対象の内訳を図 2.3(b)に示す．図 2.3(a)で推定衝突速度が不明と示した 1 件は，列車のブレーキ開始時の速度が公表されていないものである．推定衝突速度は 15～109km/h にかけて分布し，最も件数が多い速度範囲は 51～60km/h で，平均推定衝突速度は 57km/h であった．衝突対象の割合が最も高い車種はトレーラーで，全体の 26%を，次いでダンプカーおよびトラックがほぼ同数の 21%を占めた．

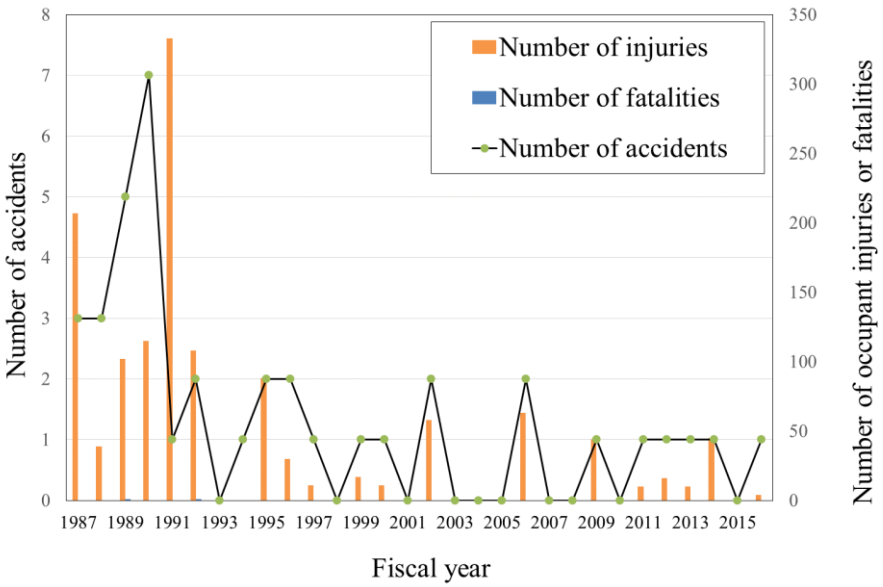
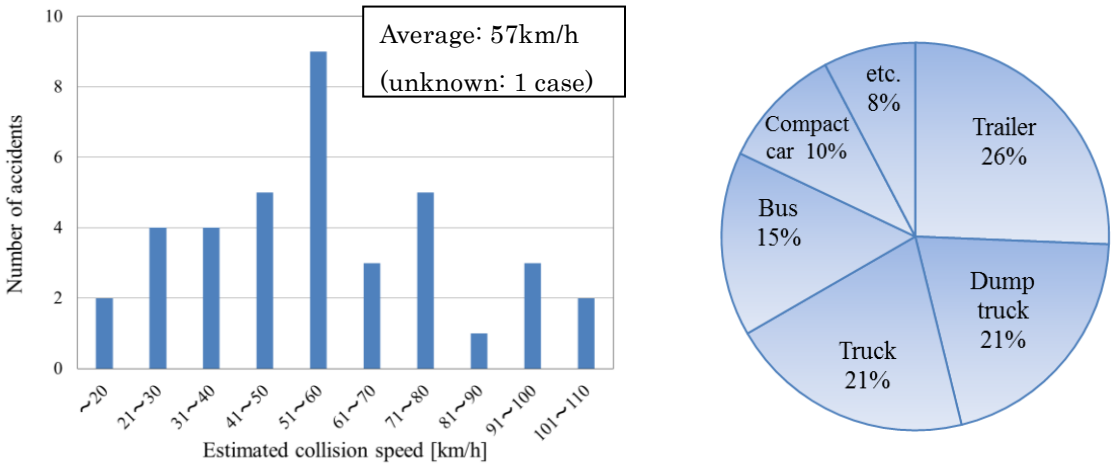


Fig. 2.2 Changes in the number of serious level crossing accidents (All 39 cases).



(a) Estimated collision speed

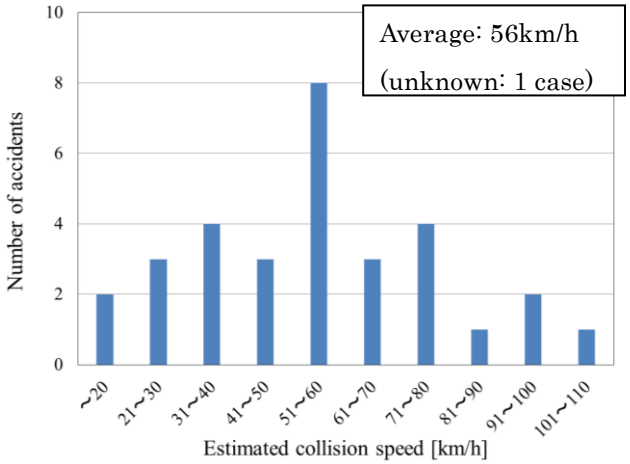
(b) Collision obstacle

(The percentages do not sum up to 100%)

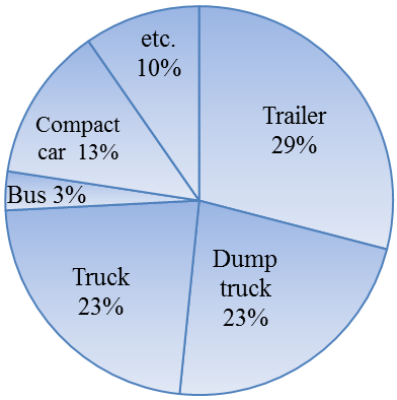
Fig. 2.3 Statistical analysis of past serious level crossing accidents (All 39 cases).

次に，列車乗員の死傷者数に着目し，10 名以上の死傷者が発生した踏切重大事故の件数は，踏切重大事故 39 件のうち，31 件であった．この 31 件の事故について，推定衝突速度および衝突対象の内訳を図 2.4 に示す．推定衝突速度の分布は，踏切重大事故全体を整理した結果の図 2.3 とほとんど傾向が変わら

ず，推定衝突速度の最大値は 106km/h，その平均値は 56km/h であり，踏切重大事故全件の推定衝突速度の平均値 57km/h とほぼ一致した．衝突対象の内訳では，踏切重大事故全件と比較すると，バスが占める割合が，15%から 3%に大幅に低下したのに対し，バス以外の衝突対象が占める割合がそれぞれ 2～3%増加した．これは，バスと衝突した際に発生した列車乗員およびバス乗員合わせて 10 名以上の死傷者のうち，バスの乗員の死傷者の占める割合が大きいことが原因である．



(a) Estimated collision speed



(b) Collision obstacle
(The percentages do not sum up to 100%)

Fig. 2.4 Statistical analysis of past serious level crossing accidents
(Accidents 10 or more occupants were injured in; 31 cases).

2.3.3 主要な踏切事故の統計的調査

1987～2016 年度に発生した踏切事故のうち，主要な踏切事故（列車乗員の負傷者が 5 名以上または死傷者が 1 人以上の踏切事故）の発生件数は 54 件であった．うち 36 件が，2.3.2 で記述した踏切重大事故に該当する．年度ごとの主要な踏切事故の件数ならびに列車乗員の負傷者数および死者数の推移を図 2.5 に示す．主要な踏切事故の件数は 1989 年度および踏切重大事故と同様に 1990 年度の 7 件が最も多く，1991～2006 年度は年間 4 件以下，2007 年以降は 2 件以下の頻度で発生した．列車乗員の負傷者数は 1991 年度の 339 人が最多であった．

推定衝突速度の分布を図 2.6(a)に，衝突対象の内訳を図 2.6(b)にそれぞれ示す．主要な踏切事故においては，推定衝突速度は 15～117km/h にかけて分布した．踏切重大事故と同様に，最も件数が多い速度範囲は 51～60km/h であった．また，推定衝突速度の平均値は 57km/h であり，踏切重大事故における推定衝突速度とほぼ一致した．衝突対象はトラックが最も多く，全体の 31%を占めた一方で，トレーラーおよびダンプカーの割合はそれぞれ 20%および 19%であり，これら貨物車両の占める割合は 70 %であった．また，衝突対象に占める乗用車の割合は 15%であった．

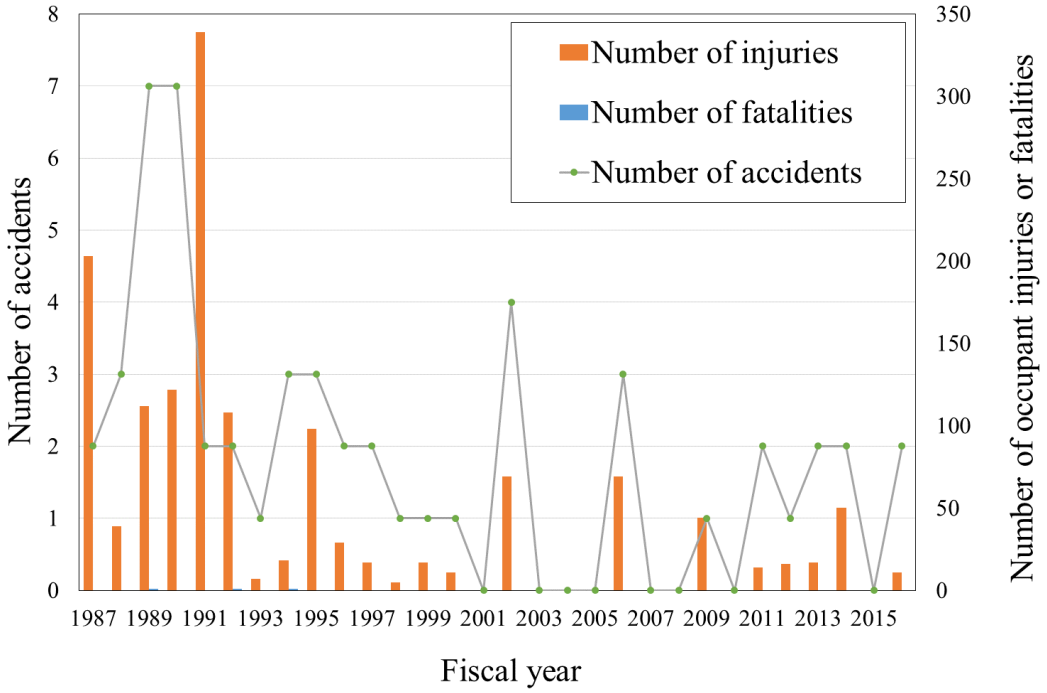
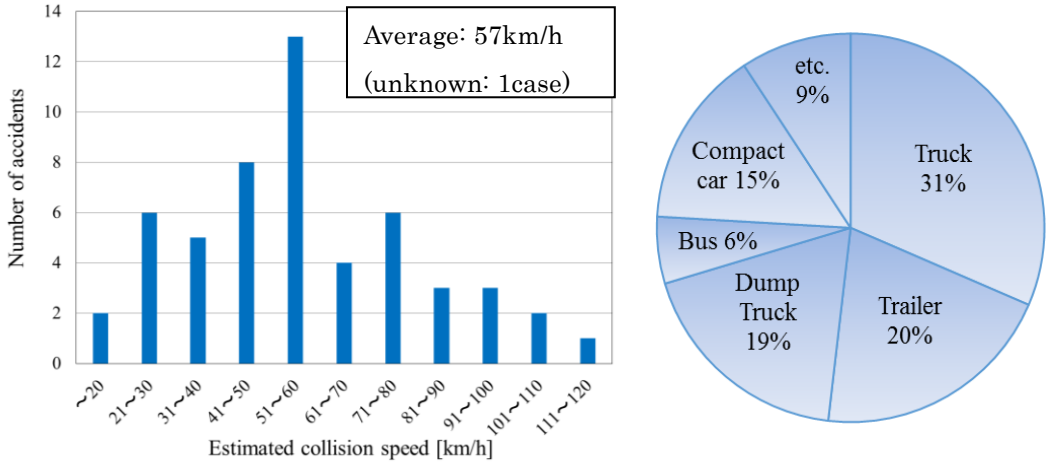


Fig. 2.5 Changes in the number of level crossing accidents (Accidents 5 or more occupants were injured in; 54 cases).



(a) Estimated collision speed (b) Collision obstacle

Fig. 2.6 Statistical analysis of past level crossing accidents 5 or more occupants were injured in; 54 cases.

2.3.4 死傷者数の違いによる事故状況の検討

図 2.4(a)および図 2.6(a)より，列車乗員の死傷者数が 10 名以上の踏切重大事故に対し，列車乗員の負傷者数 5 名以上または死者数 1 名以上の主要な踏切事故においては，推定衝突速度の分布は大きく変わらず，平均値はほぼ一致した．また，衝突対象について，図 2.6(b)を図 2.4(b)と比較すると，トラックの割合が 8%増加したのに対し，トレーラーおよびダンプカーの割合がそれぞれ 9%および 4%減少した．これは，トラックが小型から大型まで種類が豊富で，比較的軽量なトラックの事故が対象に加わったためと考えられる．

主要な踏切事故の統計結果（図 2.6）について，死傷者数と推定衝突速度の関係を検証するにあたり，衝突対象物の質量の影響を少なくするため，比較的軽量な対象物として，乗用車，軽貨物およびトラクタを×印で，比較的重い対象物として，トラック，トレーラー，ダンプカーおよびバスなどを●印で 2 区分化して図 2.7 に示す．図 2.7 より，死傷者数と推定衝突速度に明瞭な相関は認められなかった．なお，乗用車などの比較的軽量な衝突対象物だった場合，推定衝突速度は比較的高めとなった．

列車乗員の被害が比較的大きかった主要な踏切事故について，衝突速度が高い速度領域に集中することなく，57km/h を平均として広く分布する一方で，衝突対象物の 70%が比較的質量の大きい貨物車両であった．しかしながら，衝突速度と死傷者数には明瞭な相関関係が認められなかったことから，列車乗員

の被害が大きくなる要因としては，衝突速度や対象物以外にも要素があると考えられる．図 2.7 において，推定衝突速度が 30km/h 未満にも関わらず，死傷者数が突出した 2 件の事故については，衝突対象物の質量が著しく大きかったことや乗客数が多かったことが原因ではないかと考えられる．また，推定衝突速度が 100km/h 前後で比較的質量の大きな対象物だったにも関わらず，死傷者が比較的少なかった 2 件の事故（赤破線で囲った 2 件）については，列車前面の一部が接触したオフセット衝突であったためではないかと思われる．このように，衝突速度や対象物以外にも，衝突時の列車と対象物の相対位置関係，あるいは乗車率や乗客姿勢（立位や座位など）などが，列車乗員の被害度に影響すると想定されるが，すべての事故の詳細な情報が得られなかったことや，事故毎に多くの条件が異なるため，これらを定量的に評価することは困難であった．

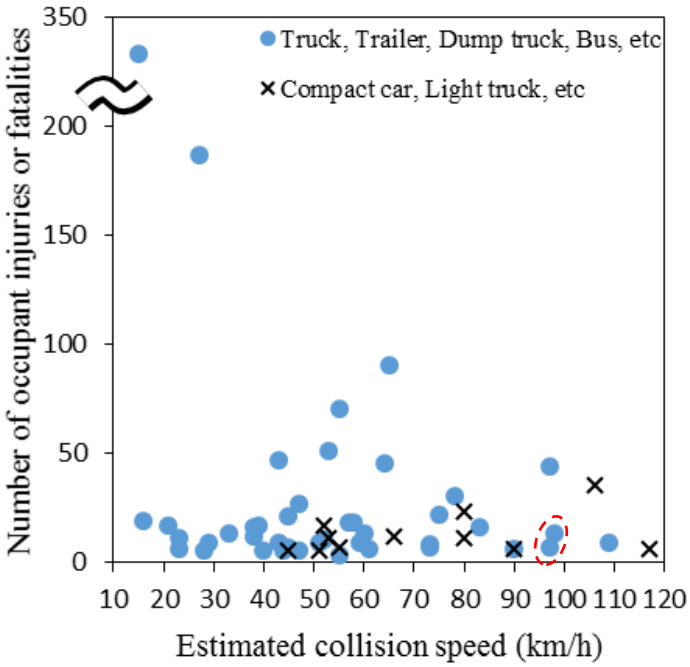


Fig. 2.7 Number of casualties – collision speed relationship.

2.4　まとめ

鉄道車両の衝突安全性を検討するために，我が国の衝突事故の実状を把握することを目的とし，列車乗員の死傷者数を基準として，踏切事故の統計を整理した．1987～2016 年度の 30 年間に発生した踏切事故を対象とし，列車乗員の死傷者数が 10 名以上の踏切重大事故を抽出して整理するとともに，調査対象となる事故件数を広げるために，列車乗員の負傷者数が 5 名以上または列車乗員の死者が 1 人以上の事故についても主要な踏切事故として整理し，死傷者数と衝突速度などの関係を検討した．

その結果，主要な踏切事故の推定衝突速度は，高い速度領域に集中することなく 57km/h を平均として広く分布し，衝突対象はトラックが最も多く，全体の 31%を占め, トレーラーおよびダンプカーの割合はそれぞれ 20%および 19%であり，これら貨物車両の占める割合は 70 %であり，また，衝突対象に占める乗用車の割合は 15%であった．さらに，衝突速度と死傷者数には明瞭な相関関係が認められなかった．

衝突速度や衝突対象物以外にも，衝突時の列車と対象物の相対位置関係，あるいは乗車率や乗客姿勢（立位や座位など）などが，列車乗員の被害度に影響すると想定されるが，すべての事故の詳細な情報が得られなかったことや，事故毎に多くの条件が異なるため，これらを定量的に評価することは困難であった．これについては，シミュレーションによる検討が有効であると考えられ，列車速度および衝突対象物に加えて，相互の相対位置をパラメータとした踏切事故シミュレーションを実施し，それぞれの条件での列車乗員の被害度を検討した．その結果，踏切事故時の各因子が，列車乗員の被害度に及ぼす影響を定量的に評価することが可能になった．なお，踏切事故シミュレーションは第 4 章で実施した．

第 3 章　実物大の鉄道車体構造を用いた衝突試験と FEM 解析

3.1　はじめに

衝突事故時の安全性に優れた車体構造を設計する場合，実車による衝突試験を繰り返し実施することは，現実的ではない．そのため，数値解析による衝突安全性評価が有効であるが，その解析精度の確保には格段の注意を払わなければならない．欧州や米国では，実物大の衝突試験や数値解析が行われ，それらの結果を比較検討した多くの報告（Scholes et al., 1993）（Lewis et al., 1996）（Jacobsen et al., 2016）（Warnt et al., 2017）が認められる．また，我が国においても，衝突試験と数値解析を実施したいくつかの報告（宇治田他，1999）（丸中他，2002）（畑，大野，2003）（沖野，宇治田，2011）（濱島他，2015）があるが，1.2 節で示したように，日本の設計基準で作られた実物大の先頭車車体構造の衝撃破壊挙動に関する研究はほとんど認められず，衝突時の先頭車の変形挙動や衝撃圧縮荷重-変形量特性などの基礎的なデータすら，十分には得られていないのが現状である．

そこで，衝突解析の精度を検証および向上させることを目的として，1.2 節で示したように，実物大部分車体構造を走行台車に取付けて走行させ，剛体壁に衝突させる衝突試験方法を採用し，車体の衝撃変形破壊挙動および衝撃荷重 - 変形量特性などの基礎的なデータを取得した．また，本研究では，鉄道車体構造に採用される主要な材料は普通鋼，ステンレス鋼およびアルミニウム合金があるが，表 3.1（日本鉄道車輌工業会，2018）に示すように，国内向け新製在来線電車の割合が，近年最も大きいステンレス鋼製車体構造を対象とした．次に，衝突試験を模擬した FEM 解析を実施し，試験結果と解析結果を比較検証することで，FEM 解析の精度を向上させるとともに，材料のひずみ速度依存性や溶接部の破断特性の試験結果への影響を検討した．

鉄道車体の各部位の名称は専門用語であるため，本論文で用いた各部位の名称を図 3.1 に示す．

Table 3.1 production results of Japanese conventional electric rail car (Japan association of rolling stock industries, 2018).

Year	2013	2014	2015	2016	2017	Sum	P.C.
Steel car	6	20	23	15	13	77	1.4%
Stainless-steel car	741	596	680	619	674	3310	58.3%
Aluminum car	327	331	503	469	664	2294	40.4%

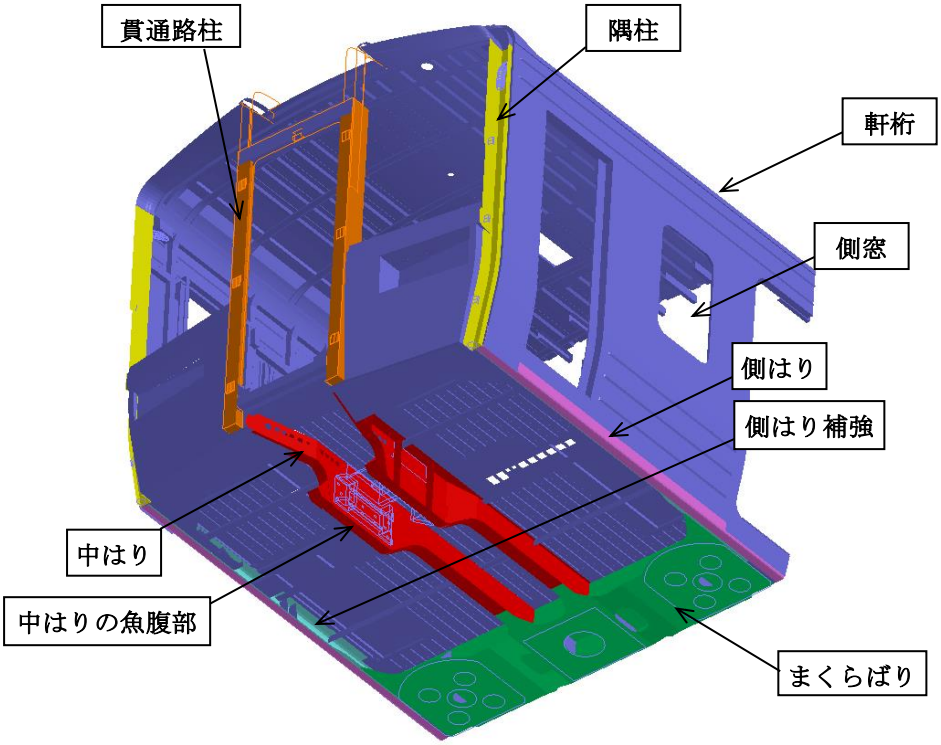


Fig. 3.1 .Name of each part of railway carbody.

3.2　実車衝突試験

3.2.1　衝突試験条件

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を対象として，図 3.2 に示すように中古の先頭車体をまくらばり後端で切断し，切断面に補強板を取付けて試験体を製作した．車内の機器類や腰掛けおよび化粧板などの内装材はすべて取り外し，主要な構造部材で構成された車体構造とした．試験体の外形は長さ約 3.2m×幅約 3m×高さ約 3m で，重量は約 2 トンである．衝突試験時に試験体に加わる荷重を計測するため，試験体端部の補強板にロードセルを取付けた．ロードセルは，図 3.3 に示すように，中はり，側はりおよび軒桁位置に相当する合計 6 個とした．試験体をこれらのロードセルを介して取付け可能となるように走行台車を製作した．走行台車は，走行時の振動を抑制するために，大型トラックの空気バネサスペンションを流用した．また，繰り返し試験での使用を可能とするために，衝突試験時に走行台車のフレームが塑性変形しないように強度設計した．試験体，ロードセルおよび走行台車を含めた総重量は約 10.2 トンである．

この試験体付き走行台車を，過去に発生した踏切重大事故の平均衝突速度 54km/h で剛体壁に衝突させる試験を実施した. 第 2 章で実施した 1987～2016 年度の 30 年間に発生した「主要な踏切事故」の統計結果では，平均衝突速度は 57km/h であったが，ここでは，筆者らの先行研究（沖野他，2012）で実施した 1987～2010 年度の 22 年間に発生した「踏切重大事故」の統計結果である 54km/h を採用した．これは，衝突速度 57km/h と 54km/h とで試験結果に大きな違いが生じないと想定されたことと，過去に実施した様々な研究内容との統一性を考慮したものである．総圧縮荷重 P は 6 個のロードセル各々の軸圧縮方向荷重値の和とし，サンプリング周波数 10kHz で記録した．また，試験体側面に貼付けたターゲットマークの移動量は，サンプリング周波数 1kHz で記録した高速度カメラの映像から求め，それらのうち，図 3.2 に示す基準ターゲットマーク（左右面の合計 4 カ所）が剛体壁方向へ移動した距離の平均値を試験体の圧縮変形量 u とした．ただし，試験体と剛体壁が接触開始した時刻を $t = 0$，その時の圧縮変形量を $u = 0$ とした．

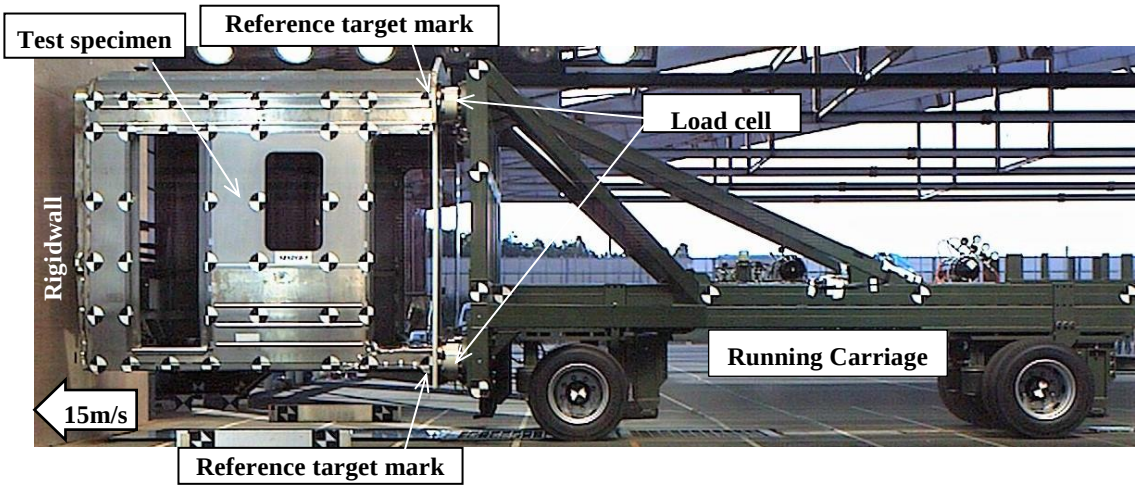


Fig. 3.2　Test specimen (actual-size partial carbody structure) and running carriage.

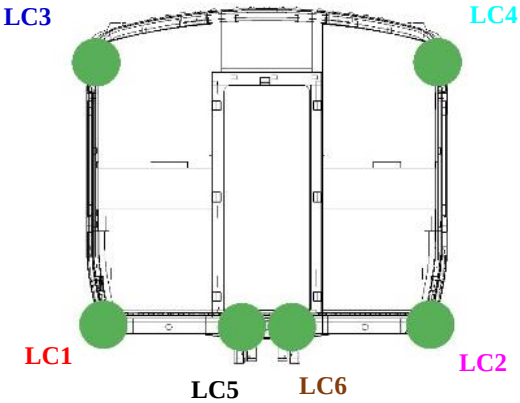
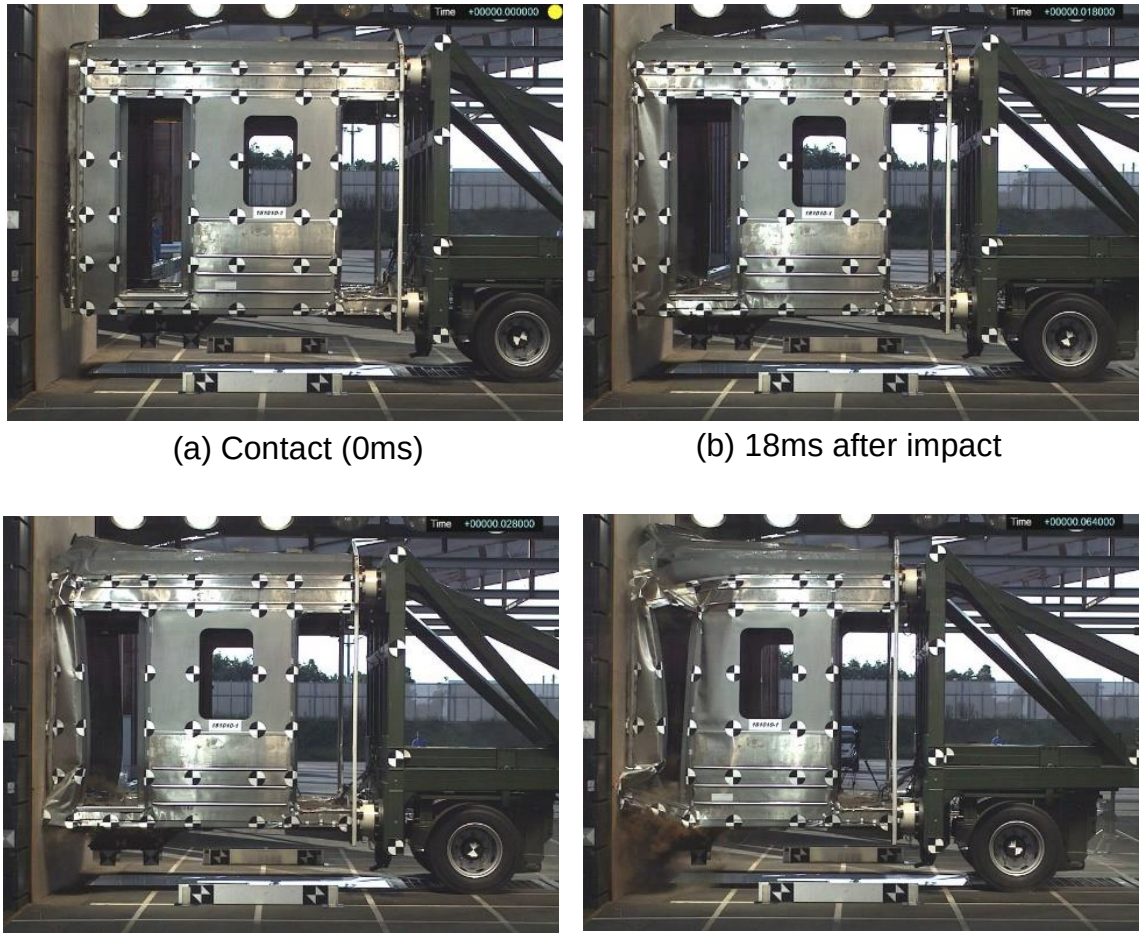


Fig. 3.3　Location of load cells (view from running carriage).

3.2.2　衝突試験結果および考察

レーザー式速度計で計測した衝突直前の走行台車の速度は 54.2km/h であった．衝突試験における高速度カメラの映像を図 3.4 に，総圧縮荷重－時間関係を図 3.5 に，6 個のロードセルの各圧縮荷重－時間関係を図 3.6 に示す．

荷重は自動車業界で広く使用される CFC1000 フィルタ処理（ISO 6487, 2015）を実施した．また，試験体の速度は圧縮変形量を微分して求めた．なお，図 3.5 中の(b)，(c)，(d)は図 3.4 の各時刻に対応している．



(a) Contact (0ms) (b) 18ms after impact

(c) 28ms after impact (d) 64ms after impact

Fig. 3.4 Deformed shape of test specimen (High speed camera image).

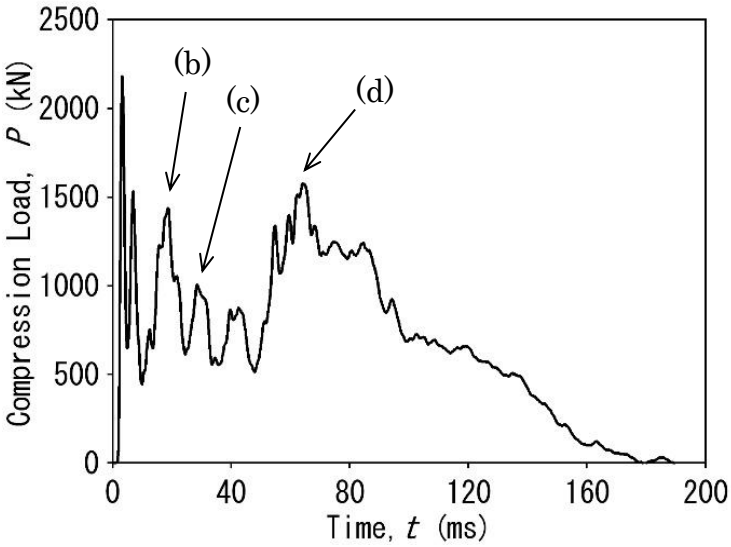
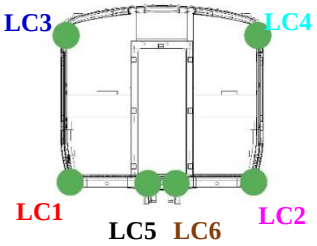


Fig. 3.5 Time history of total compression load.



Location of load cells (view from running carriage)

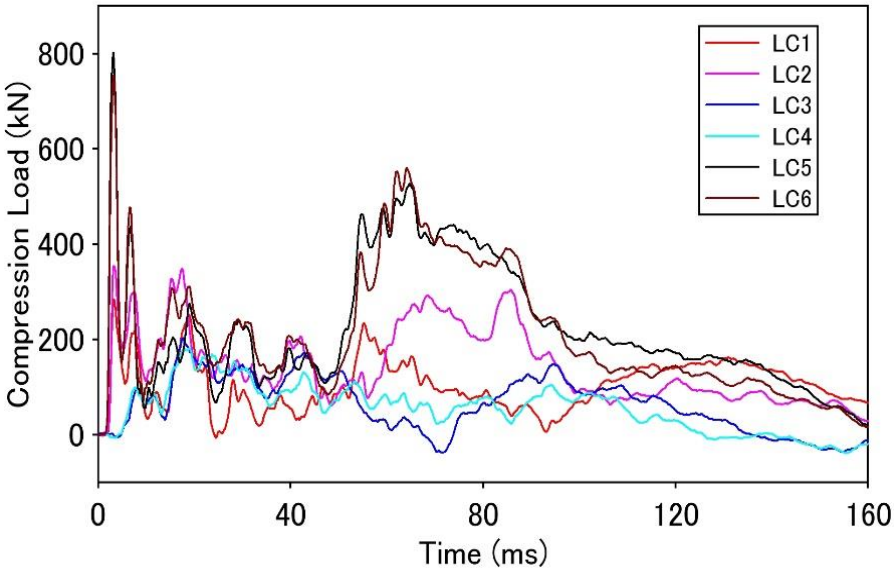


Fig. 3.6　Time history of each load cells.

図 3.4 より，試験体は乗務員出入口より前方で圧壊し，側窓以降では顕著な変形は認められなかった．試験体の貫通路柱が最初に剛体壁に接触し，図 3.5 のように荷重が急激に上昇して，t = 3.2ms 時に最大荷重 P = 2180kN となった．その後，中はりの座屈により P= 440kN 程度まで減少するが，隅柱が剛体壁に接触することにより，t= 18.6ms 時には，図 3.5 中の(b)で示す P= 1440kN 程度の極大値が認められた（変形状況は図 3.4(b)参照）．その後，t = 48ms 以降において荷重が再び上昇し，t = 64.1ms 時には，図 3.5 中の(d)で示す P = 1580kN 程度の極大値が認められた（変形状況は図 3.4(d)参照）．

これら総圧縮荷重 P の内訳は，図 3.6 より，t = 3.2ms の最大荷重発生時は，中はりがある床中央部で LC5 + LC6 = 1550kN 程度，側はりがある床隅部で LC1 + LC2 = 630kN 程度の圧縮荷重であり，中はりの荷重負担が大きかった．t = 18.6ms の時（図 3.5 中の(b)）の内訳は，床中央部で 570kN 程度，床隅部で 510kN 程度，屋根隅部で LC3 + LC4 = 360kN 程度であり，車体全体で負担する状況であった．また，t= 64.1ms 時（図 3.5 中の(d)）の内訳は，床中央で 1080kN 程度，床隅部で 400kN 程度，屋根隅部で 100kN 程度であり，再び中はりの荷重負担が大きくなった．これは，破断した中はりが，剛体壁に接触す

ることによるものと考えられる．

次に，図 3.6 において，荷重履歴の左右対称性を確認すると，屋根隅部の LC3 と LC4 および，左右中はりの LC5 と LC6 は概ね同様な履歴となっているが，床隅部（左右側はり）の LC1 と LC2 は，全体的に一致する時間帯が少なく，LC1 の方が全体的に低い荷重となった．この要因については後述する．

次に，試験体の圧縮変形量および速度－時間関係を図 3.7 に，総圧縮荷重－圧縮変形量関係を図 3.8 に，最終的な試験体の変形状況を図 3.9 に示す．

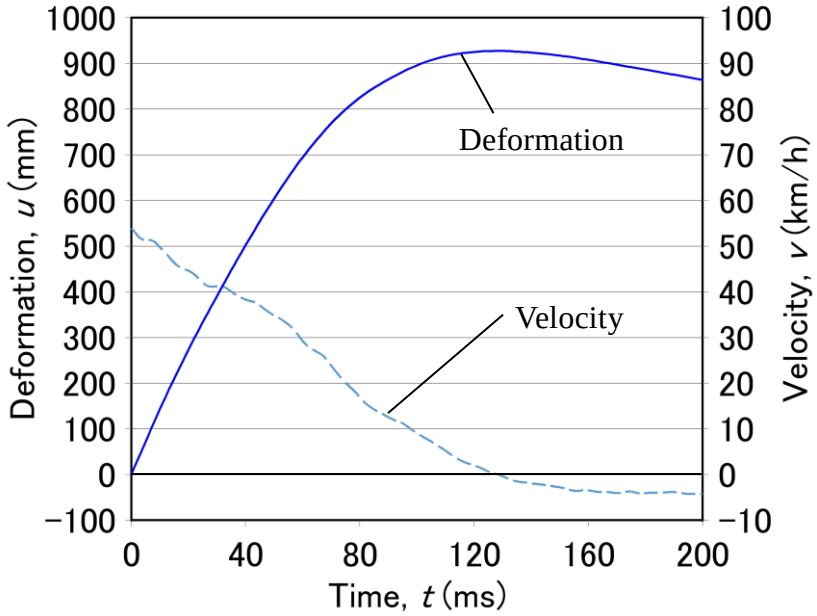


Fig. 3.7　Histories of deformation and velocity of test specimen.

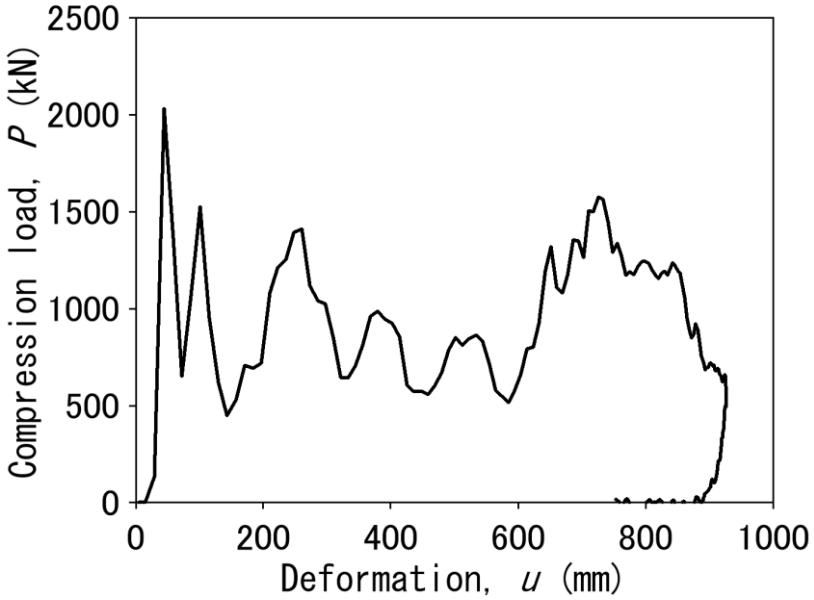


Fig. 3.8　Total compression load - deformation relationship.

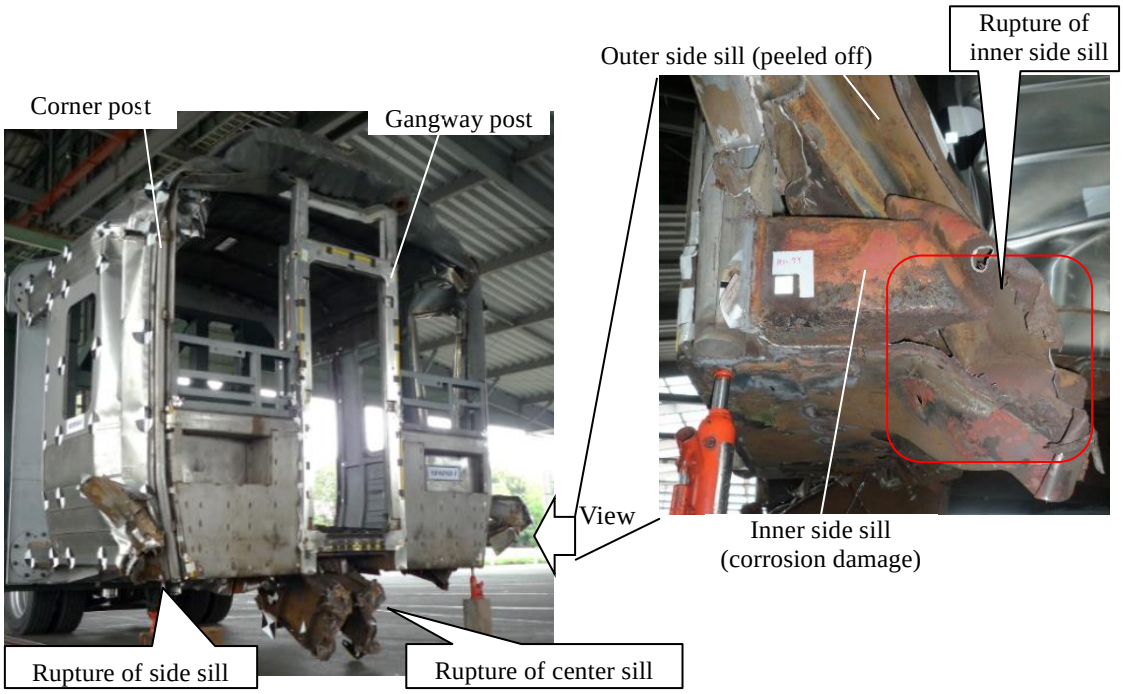


Fig. 3.9　Deformed shape of test specimen after impact test.

図 3.7 および図 3.8 より，試験体は衝突直後から概ね一定の割合で減速し，ほぼ t = 128ms 時において，変形量が最大値 u = 927mm，速度が v = 0km/h となった後，試験体が反射され，4km/h 程度の速度で戻された．また，試験体はスプリングバックにより，u = 880mm 程度まで変形量が戻った．

試験後の試験体の状況は図 3.9 に示すとおり，主要構造部材である中はり，側はりおよび側はり補強が破断しており，中はりは魚腹部前方位置で破断して下側に傾斜した. また, 各所にスポット溶接やアーク溶接の破断が認められた. 中古車のため，側はりと側はり補強間に腐食が認められ（側はりと側はり補強はコの字断面の部材を重ね合わせた 2 重構造となっている），乗務員席側の側はりが剥がれ, 側はり補強が破断して大きな開口部が認められた. このように，乗務員席側（LC1 側）のみの側はりが剥がれ，側はり補強が大きく破断したため，前述の通り図 3.6 において，LC1 の方が全体的に低い荷重になったと考えられる．

3.3　衝突試験を模擬した FEM 解析

3.3.1　FEM 解析モデル

図 3.10 に本研究で用いた解析モデルを示す．主要な構造部材はシェル要素で構築し，ロードセルなど一部にソリッド要素を用いた．各部材間のスポット溶接部，アーク溶接部はリンク要素でモデル化した．節点数は約 65 万点，要素数は 61 万である．

本研究の解析には，汎用の動的陽解法有限要素法構造解析プログラム PAMCRASH（Ver 2016.0）を使用した．PAMCRASH は中央差分法を基にした 3 次元ラグランジアン陽解法有限要素法であり，その適用範囲は衝撃・衝突現象だけでなく，幾何学的非線形，材料非線形，接触（境界）非線形などの強い非線形性をもつ現象一般に用いられる（大阪大学大型計算機センター，1998）．本研究における材料パラメータは，実際に車体に用いられる各種材料について，小型試験片を用いて，様々な速度で引張試験を実施することで応力-ひずみ特性を取得するとともに，各種材料にひずみ速度依存性があることを確認した．また，FEM 解析で各速度の引張試験結果を再現することで，FEM で用いる材料特性を，ひずみ速度依存性を考慮できるものとした（（永田他，2018）注：参考文献はアルミニウム合金製車体構造の各種材料に関する内容であるが，当該ステンレス鋼製車体構造の各種材料についても同様に実施した）．また，スポット溶接を含む小型試験片を用いて，準静的に引張試験を実施するとともに，再現解析を実施することで，溶接部の破断特性を考慮できるものとした．

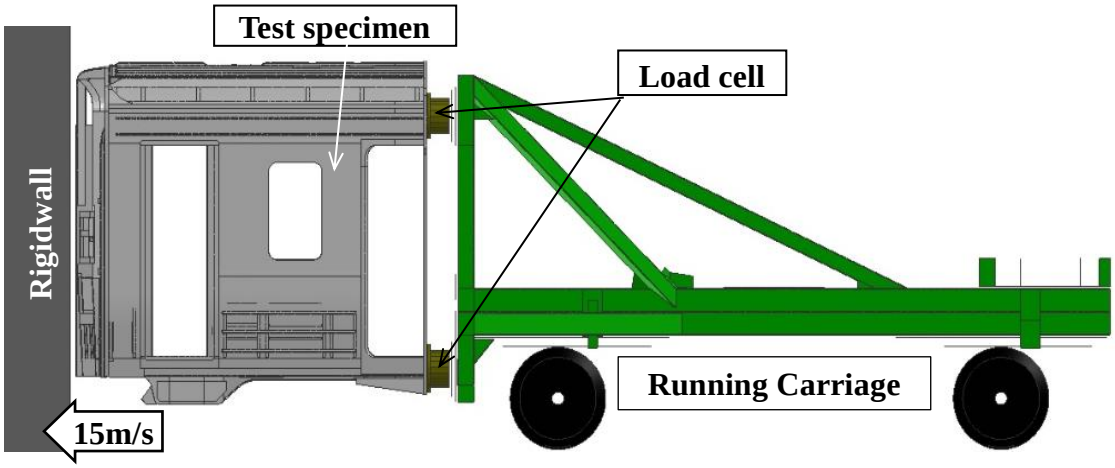
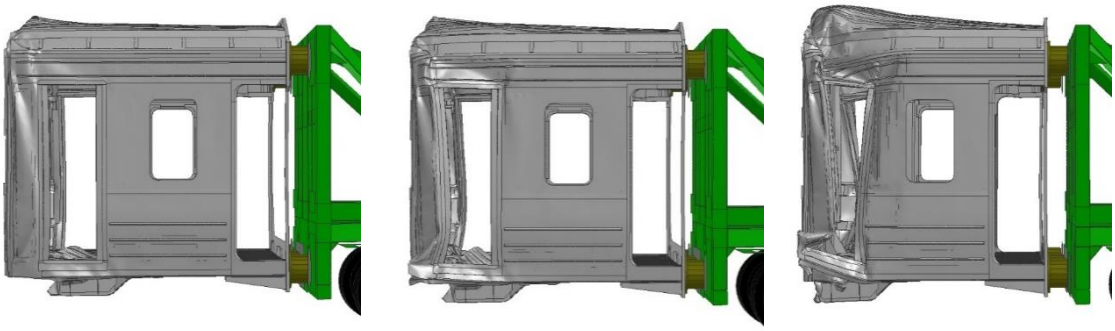


Fig. 3.10　FE model of test specimen and running carriage.

3.3.2　FEM 解析結果および考察

図 3.11 に試験体の変形状況の解析結果，図 3.12(a)に荷重－変形量関係を，図 3.12(b)に変形量と速度履歴を，解析結果と試験結果を比較して示す．図 3.3 と図 3.11 を比較すると，時系列での車体の変形挙動がほぼ一致しており，最終的な主要構造部材の変形状況や破断状況が概ね再現できた．しかしながら，図 3.9 に示す側はり補強の破断に伴う大きな開口は再現できなかった．



(a) 18ms after impact　(b) 28ms after impact　(c) 64ms after impact

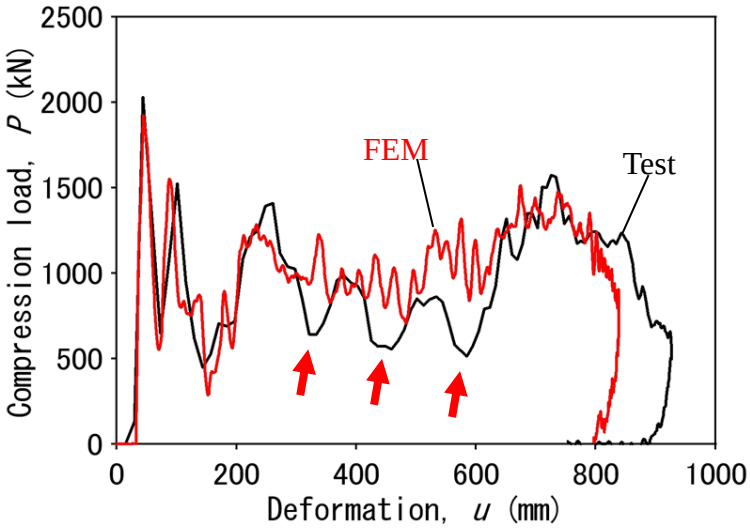
Fig. 3.11　FE result of deformed shape of test specimen.

図 3.12(a)より，解析結果と試験結果を比較すると，変形量 $u = 300$mm 程度まではほぼ一致したが，解析結果は，矢印で示す 3 つの荷重の落込みが再現できておらず，$u = 300$～600mm 程度までの間，試験結果よりもエネルギーを多く吸収することになり，その結果，最大変形量が小さくなった．また，図 3.12(b)より，$t = 30$ms 時（$u = 390$mm および $v = 41$km/h）程度まではほぼ一致したが，それ以降，試験結果よりも速度の低下量が大きくなり，18ms 程度早い時刻で速度が $v = 0$ となり，最大変形量は 838mm となった．最大荷重値および最大変形量の試験結果との誤差はそれぞれ-12%，-10%であった．

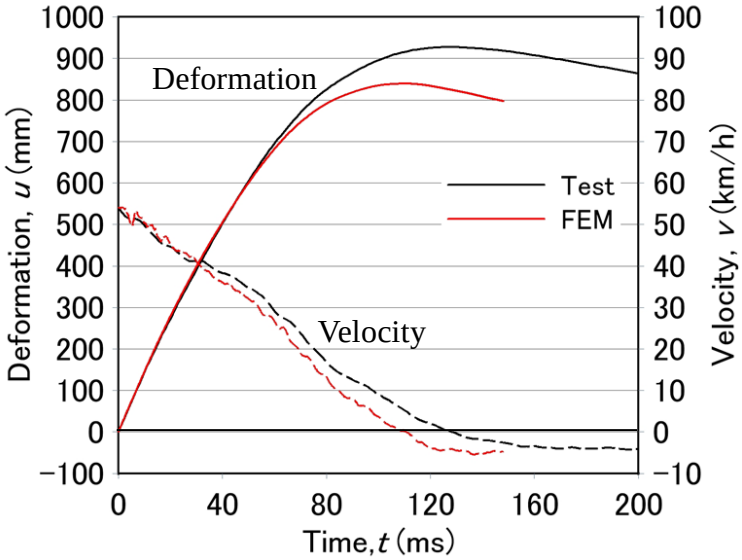
試験結果との乖離が初めに大きくなった，図 3.12(a)の $u = 320$mm 程度時（$t = 24$ms 時）の荷重の落込みに着目すると，図 3.6 より，LC1 および LC5 の荷重の急低下が主な要因である．これは，前述の LC1 側の側はりの剥がれ，および LC1 位置の試験体前方に位置する側はり補強において発生した，部材の腐食による大きな開口を伴う破断が原因と考えられる．

図 3.13 に各ロードセルによる荷重履歴の解析結果と試験結果を比較して示すが，解析ではこの時の LC1 および LC5 の荷重低下が再現できていない．この解析結果の差異は，FEM 解析では部材の腐食を考慮しておらず，腐食による

材料の強度低下が反映されていなかったためと考えられる．ここでの変形挙動の差異が，その後の挙動に影響を与えた可能性が考えられる．



(a) Compression load – Deformation relation



(b) Histories of deformation and velocity of test specimen

Fig. 3.12　Comparison of test and numerical result.

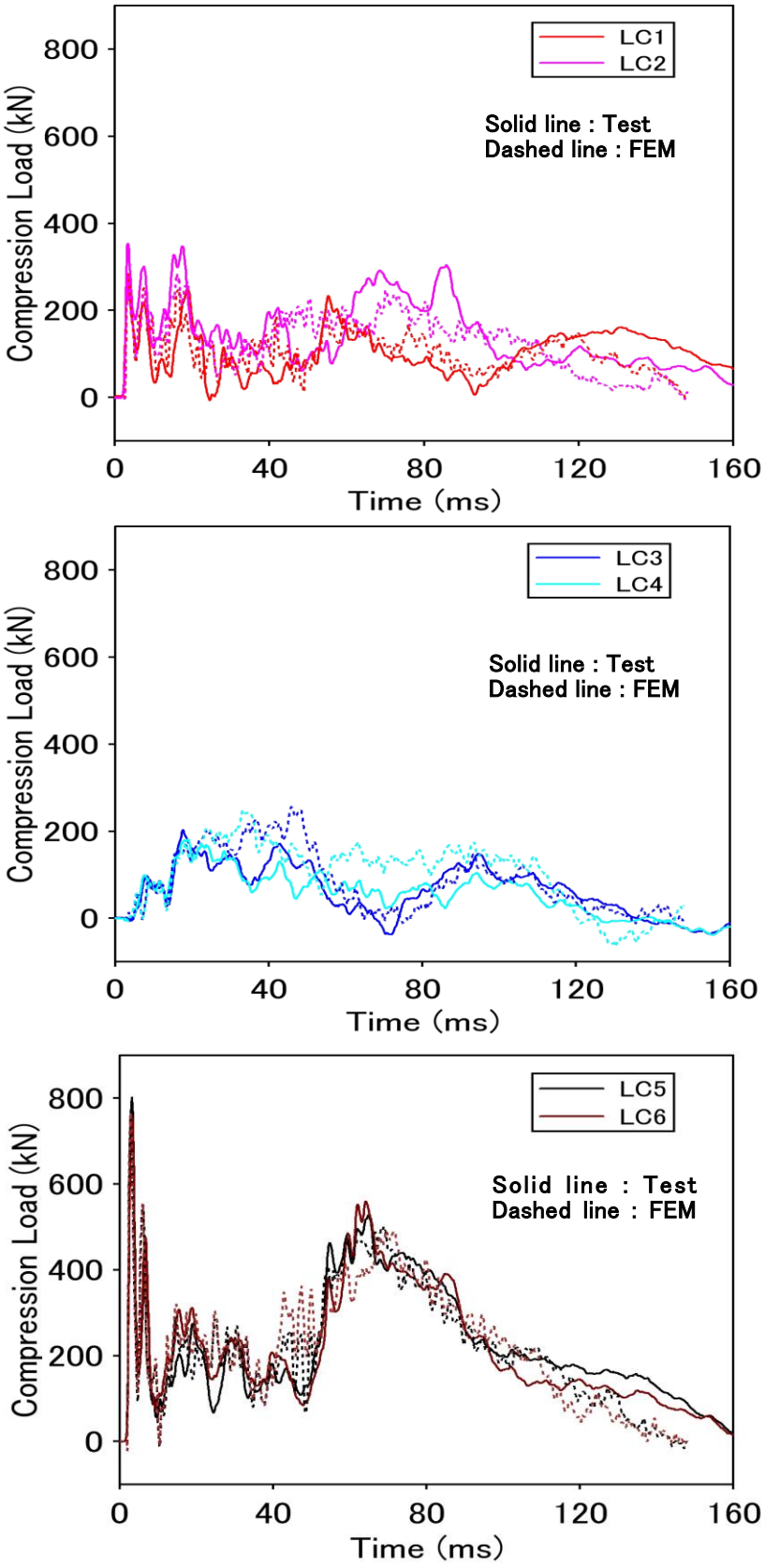


Fig. 3.13 Comparison of test and numerical result (histories of each load cells).

以上の試験結果と解析結果の比較から，FEM 解析では側はり補強の大きな破断を再現できておらず，これによる荷重の低下が発生しないことが両者の大きな差異であった．試験における側はり補強の大きな破断の発生は，経年による部材の腐食が大きな要因であると考えられるが，FEM 解析では部材の腐食を模擬していない．すなわち，解析結果の差異は部材の腐食を考慮しなかったためであり，試験体が新製車両の場合，部材に腐食はないため，今回の試験で認められた，側はり補強における大きな開口を伴う破断が発生する可能性は低く，解析結果により近い変形挙動になると想定される．よって，車体設計時に本列車衝突解析により衝突安全性を検討する際には，新製車両が対象となるため，解析精度に問題はないが，長期運用による経年劣化などの影響評価については，今後の課題となる．

3.3.3　ひずみ速度依存性および溶接部破断特性の影響評価

3.3.1 に示すように，本 FEM 解析では，材料のひずみ速度依存性，およびスポット溶接やアーク溶接の破断特性を考慮した解析となっている．ここでは，試験体の変形挙動へのこれらの影響を検証するために，以下に示す 3 条件で FEM 解析を実施した．

Simulation A：ひずみ速度依存性考慮，溶接部破断特性考慮

Simulation B：ひずみ速度依存性考慮，溶接部破断特性考慮せず

Simulation C：ひずみ速度依存性考慮せず，溶接部破断特性考慮せず

3 条件での解析結果について，最大荷重値および最大変形量の試験結果との誤差を表 3.2 に，荷重－変形量関係について，3 条件での解析結果と試験結果を比較して図 3.14 に示す．

表 3.2 および図 3.14 より，材料のひずみ速度依存性，およびスポット溶接やアーク溶接の破断特性を考慮した場合，最大荷重値および最大変形量の試験結果との誤差はそれぞれ-12%，-10%であったのに対し，溶接部破断特性を考慮しない場合，-11%，-23%と変形量が小さく見積もられ，両方とも考慮しない場合，-23%，-15%と特に荷重が低く見積もられることが確認された．

これらより，溶接部破断特性は変形量に，ひずみ速度依存性は最大荷重値と変形量いずれにも影響を与えると考えられる．

Table 3.2 Numerical condition and results

	Strainrate dependency of materials	Rupture characteristics of welded joints	Error of maximum load	Error of maximum deformation
Sim.A	with	with	-12%	-10%
Sim.B	with	without	-11%	-23%
Sim.C	without	without	-23%	-15%

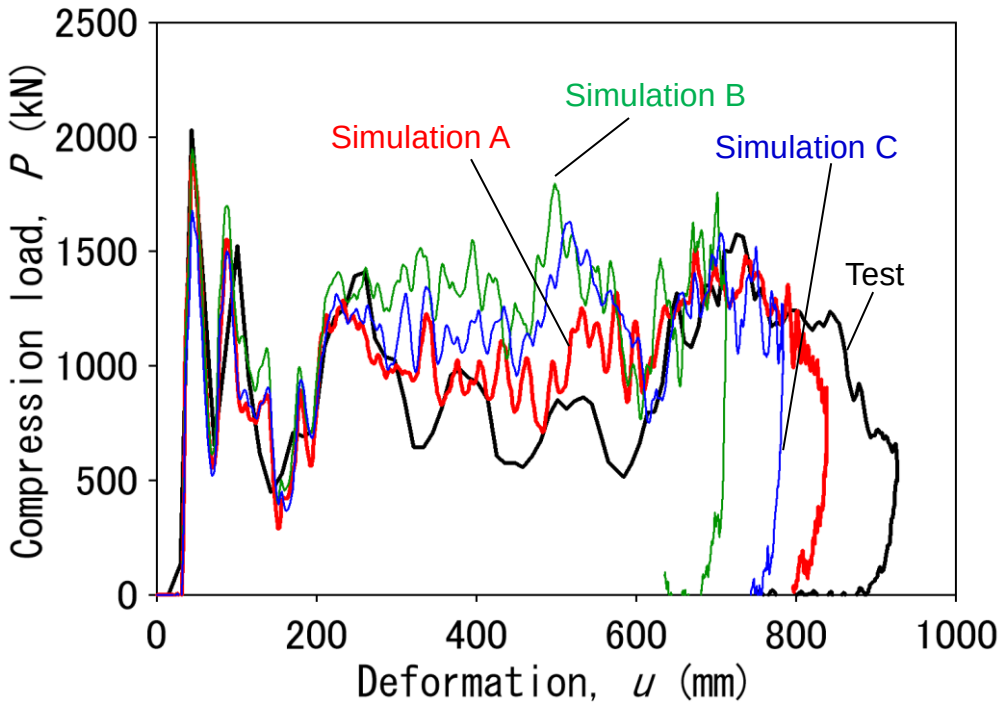


Fig. 3.14 Comparison of load to deformation curves between test and numerical results.

3.4 まとめ

衝突解析の精度を検証および向上させることを目的として，ステンレス鋼製先頭車両の実物大部分車体構造を用いて，剛体壁に衝突させる衝突試験を実施した．その結果，主要構造部材である中はり，側はりおよび側はり補強の破断や，各所にスポット溶接やアーク溶接の破断が認められ，車体の衝撃変形破壊挙動および衝撃荷重 - 変形量特性などの基礎的なデータを取得するとともに，6 個のロードセルについて，各々の荷重時刻歴を検証することで，左右側はりの荷重分担が大きく異なったことなど，特徴的な挙動時における荷重分布などを明らかにした．

衝突試験を模擬した FEM 解析を実施し，概ね試験結果を再現できることを確認した．一方，試験結果と解析結果の乖離が認められた要因として，FEM 解析では部材の腐食を考慮しなかったことであると推定した．また，材料のひずみ速度依存性，およびスポット溶接やアーク溶接の破断特性を考慮することにより，解析の精度が向上することを確認した．

試験体が新製車体の場合，部材に腐食はないため，今回の試験で認められた，側はり補強における大きな開口を伴う破断が発生する可能性は低く，解析結果により近い変形挙動になると想定される．

以上の結果から，FEM 解析は実物大車体構造の衝撃挙動を，概ね精度良く再現できることが確認できた．評価対象が新製車体の場合，さらに良好な精度になると想定され，車体設計時において，十分な精度で車体の衝突安全性を評価できると考えられる．

第 4 章　様々な条件下での踏切事故を模擬した FEM 解析

4.1　はじめに

我が国において，衝突時の安全性に優れた車体構造を設計するためには，我が国の衝突事故の実状を把握することは最も重要であると考え，第 2 章において，過去に発生した主要な踏切事故などの統計的調査を実施した．その結果，列車乗員の被害度に影響を及ぼす踏切事故の要素を推定することはできたが，定量的な評価は困難であった．これについては，様々な事故状況を検討する手法として，容易に事故状況を設定できるシミュレーションによる検討が有効である．

衝突シミュレーションについては，欧米において多くの報告があり（Roure et al., 2001）（Ling et al., 2016）（Starlinger et al., 2019），我が国においても，実際に発生したある踏切事故について，FEM 解析による踏切事故状況が検証されている（田口他，2015）．しかしながら，衝突速度や衝突対象物および相互の相対位置関係などが，車体の変形量や客室の安全性に与える影響について，定量的に評価した研究は認められない．さらには，米国基準に準拠して設計された車体構造を対象として，欧州基準および米国基準で規定された踏切事故を想定した衝突シナリオに基づいて数値解析を実施し，それぞれの基準で衝突安全性を評価し，車体の変形量と吸収エネルギに着目して，解析結果を比較検討した例（Llana, 2009）はあるが，我が国の踏切事故状況に即した衝突条件で，欧州基準に準拠した平均減速度（CEN, 2010），米国基準に準拠した最大減速度および前席への衝突速度（FRA, 2011）を評価した研究はなく，これらの指標による評価結果を比較検討することは，我が国における評価指標設定に資する重要な知見になると考えられる．

本章では，第 2 章で実施した，統計的な調査結果を基に，衝突条件を設定し，衝突速度や衝突対象物および相互の相対位置の各条件を変化させて，踏切事故を模擬した FEM 解析を実施した．その際に用いた列車衝突解析モデルは，第 3 章の高精度なモデル化手法により構築した．各衝突条件での衝撃荷重，衝撃エネルギー，乗務員室の安全性（車体の変形量），客室の安全性（欧州の評価指標である平均減速度と米国の評価指標である最大減速度および乗客の前席への

衝突速度）を評価し，これらの相関関係や各衝突条件による影響を検討することで，踏切事故における列車乗務員および乗客の被害度に影響を及ぼす因子を検討した.

4.2　踏切事故を模擬した FEM 解析モデル

図 4.1 に本章で用いた踏切事故解析モデルを示す．列車モデルは標準的なステンレス鋼製車体構造であり，車体を構成する主構造部である構体を対象として，要素ピッチ 25mm を基本とするシェル要素で構築した 1 車体モデルである．内装品や床下機器類などの質量は台枠（床構造）に等分布で付与し，台車はその重心相当位置に質点として質量と慣性モーメントを付与することで，車両総質量を 30,700kg とした. 多数のケーススタディを実施することを考慮し，計算の安定性や時間短縮のために台車がレール上を並進するものと仮定し，台車質点は，進行方向の並進運動以外の自由度を拘束した．この場合，車体のピッチングなどの挙動は評価できないが，評価対象が衝突初期の 300ms 程度までの挙動であり，進行方向の変形量や衝撃減速度などであるため，拘束の影響は大きくないと考えられる．なお，列車モデルは，材料特性にひずみ速度依存性を考慮することで，衝撃挙動の評価に対応しており，第 3 章で精度良く再現することを確認した解析モデルと同等の手法で構築した.

衝突対象物は第 2 章の結果から，大型貨物車両とし，積荷の想定が容易なダンプカーとした．大型ダンプカーのうち，製造会社のカタログ製品で車両総重量が最も大きい 22 トン車（日野自動車製，車両型式 FS1EPBA）を対象とした．ダンプカーモデルは総質量 22,000kg（最大積載量である積荷 11,000kg を含む）を基準とし，主構造部を対象として，要素ピッチ 50mm を基本とするシェル要素で構築した．タイヤと地面の接触面は，摩擦を考慮し，摩擦係数を 0.4 とした．積荷は土砂を想定し，衝撃時の慣性により荷台に付与され，一部は荷台を越えて外側に飛び出す挙動が再現でき，かつ計算時間が実用範囲内に収まる様に，150mm 角のソリッド要素で構築した．なお，解析には汎用の陽解法有限要素解析プログラム PAMCRASH（Ver 2016.0）を使用した.

列車とダンプカーの上下方向の位置関係は，図 4.2 に示すように，列車の台枠下面とダンプカーの荷台下面の距離が 355mm となる位置（列車とダンプカーの諸元から決まった位置関係）を基準とした．また，列車進行方向とダンプカー進行方向とのなす角は，図 4.1 で示すように 90 度を基準とし，ダンプカーは静止状態とした.

列車速度は 15m/s（54km/h）を基準速度とした．第 2 章で実施した主要な踏切事故の統計結果では，平均衝突速度は 57km/h であったが，ここでは，第 3 章の衝突試験で設定した衝突速度と同様に，筆者らが実施した先行研究（沖野他，2012）の統計結果である 54km/h を採用した．

踏切事故解析における評価項目は以下の①～⑥の 6 項目とし，衝突時刻から 300ms 程度までの挙動をサンプリング周波数 10kHz で検証した．①および②は事故の程度を定量的に示す指標として，③は乗務員室の安全性を評価する指標として，④～⑥は客室の安全性を評価する指標として採用した．

① 列車とダンプカーの最大接触荷重（以後，最大荷重）
② 列車の最大変形エネルギー量（以後，最大エネルギー）
③ 列車運転台の最大変形量（以後，最大変形量）
④ 列車客室中央部の衝撃減速度の欧州基準に準拠した平均値（以後，平均減速度）
⑤ 列車客室中央部の衝撃減速度の米国基準に準拠した最大値（以後，最大減速度）
⑥ 乗客の前席への衝突速度（Secondary Impact Velocity，以後，SIV）

列車運転台の変形量は図 4.1 に示す運転台前面の横骨の進行方向変形量とした．なお，欧州基準によると，平均減速度は列車とダンプカーの接触荷重が 0 を越えた時刻から再び 0 に戻るまでの時間での平均値と定義されるが，荷重が低下しない場合は最大荷重の 10%に低下した時刻までとされており，本研究ではすべての条件で後者を採用した．また，米国運輸省 Volpe Center の報告書によると，乗客は列車が衝突した後も等速運動を行うとし，⑥の SIV は，列車衝突によって車体が減速した速度とほぼ等価であるとしており（Tyrell et al., 1998），本研究においても，同様に考えて SIV を算出した．具体的には，列車客室中央部の衝撃減速度を積分して算出し，算出の時間範囲は平均減速度と同様の，接触荷重が 0 を越えた時刻から最大荷重の 10%に低下した時刻までとした．

列車は図 4.1 に示す単車だけでなく，編成での運用がある．先頭車両に着目すると，編成列車がダンプカーと衝突した場合，2 両目から押されることにより，単車での衝突時と比較して，一般的に減速度が緩和される方向に作用する．そのため，③は増加する傾向，④～⑥は減少する傾向になると考えられる．本研究では，特に乗客の安全性に着目するため，条件の厳しい単車での踏切事故解析を対象とした．

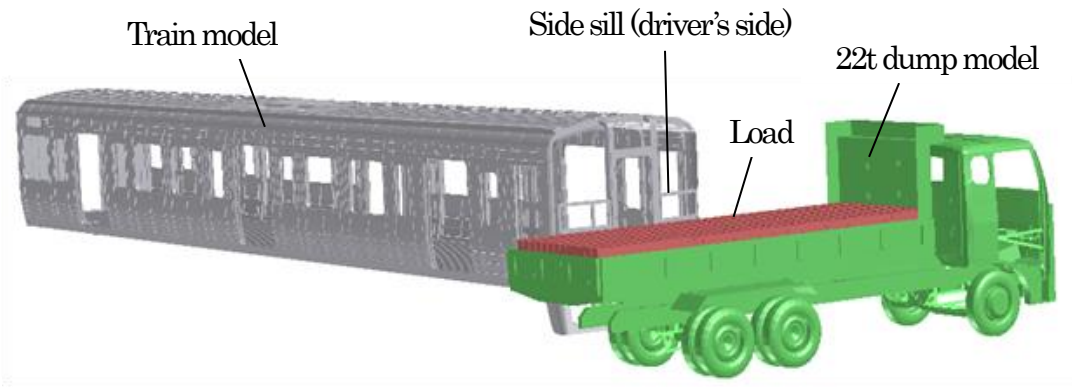


Fig. 4.1 Train model and dump-truck model.

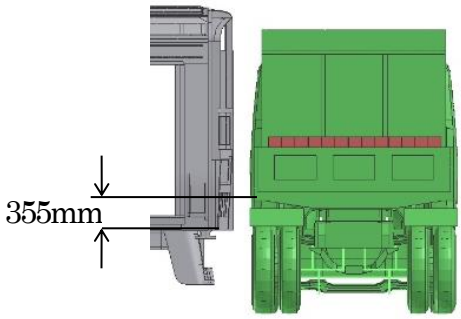


Fig. 4.2 Vertical position of collision.

4.3　様々な条件下での踏切事故解析

4.3.1　ダンプカーとの水平方向衝突位置を変化させた場合

図 4.3 に示すように，列車とダンプカーのそれぞれの進行方向を垂直に配置し，列車の中心線を衝突するダンプカーに対して水平方向に変化させた 5 条件（Case1-1：ダンプカーの積荷の中央，Case1-2：ダンプカー全体の重心，Case1-3：ダンプカーのキャビンの重心，Case1-4：ダンプカーの積荷の最後尾，Case1-5：積荷の最後尾から 750mm 後方へずれた位置）を設定した．なお，Case1-4 は列車車体幅半分のオフセット条件，Case1-5 は 1/4 のオフセット条件を想定したものである．いずれの条件も，ダンプカーは静止状態とした．列車速度は 11.1m/s（40km/h），15m/s（54km/h）および 22.2m/s（80km/h）の 3 条件で実施したが，15m/s での解析結果を中心に述べ，他の速度は特徴的な結果が認められる場合のみ言及する．

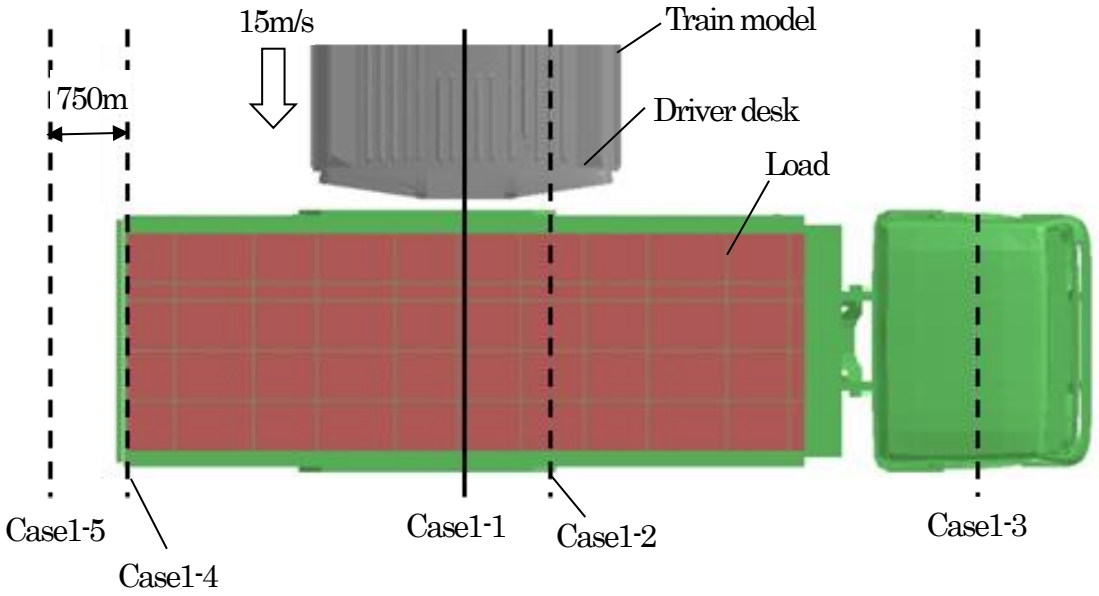


Fig. 4.3 Horizontal positional relationship between train and dump-truck.

衝突挙動の例として Case1-1 について，図 4.4 に列車客室中央位置およびダンプカーの荷台中央位置の列車進行方向速度－時間関係を，図 4.5 に列車とダンプカーの接触荷重および列車の変形エネルギー－時間関係を，図 4.6 に列車

運転台の変形量－時間関係を，図 4.7 に客室中央位置の衝撃減速度－時間関係を示す．接触荷重は自動車業界で広く使用される CFC60 フィルタによる処理（ISO 6487, 2015）を，衝撃減速度は米国基準に基づき 50Hz のローパスフィルタ処理を実施した. なお, 列車とダンプカーが接触した時刻を時刻 0 とした.

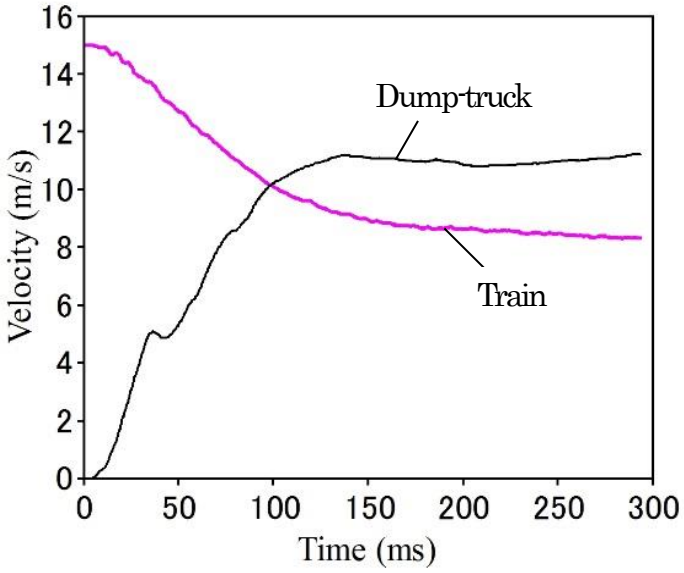


Fig. 4.4　Velocity – Time relation (Case1-1).

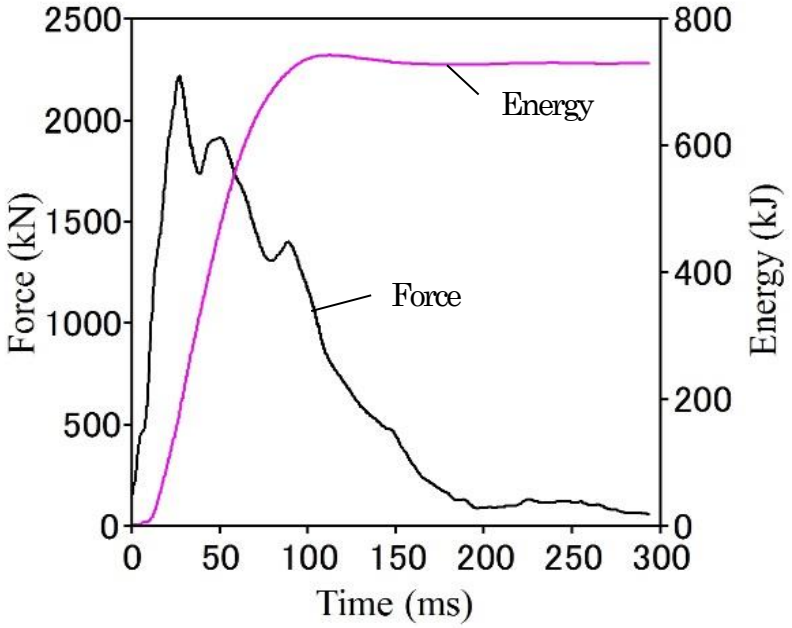


Fig. 4.5　Force, Energy – Time relation (Case1-1).

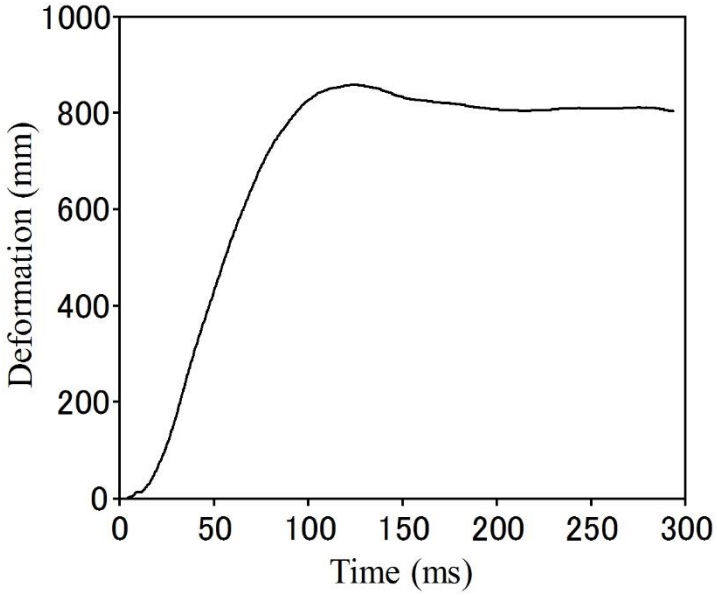


Fig. 4.6　Deformation – Time relation (Case1-1).

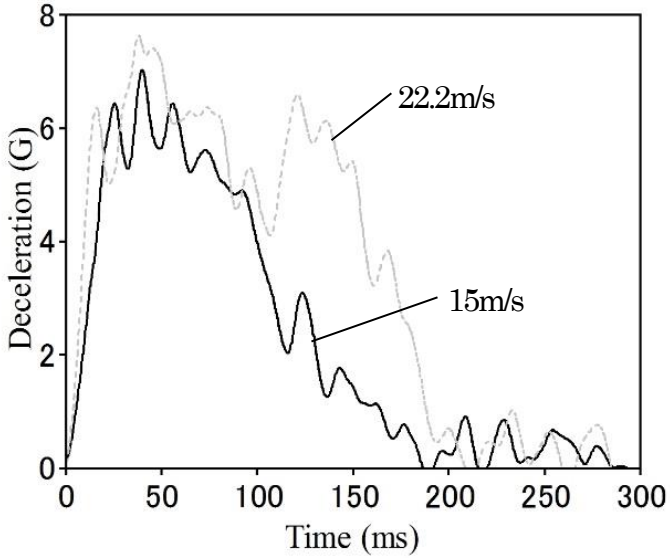


Fig. 4.7　Deceleration – Time relation (Case1-1).

図 4.4～図 4.7 より，衝突により相互に接触荷重が発生して列車が減速し，ダンプカーが加速された．27ms 時程度で最大荷重 2219kN となった後，荷重が低下して三角波に近い波形となった．これは列車車体の主要な骨組みの座屈によるものと考えられる．衝撃減速度は接触荷重と相似な波形となるが，列車中

央部での測定点のため，荷重波形に見られる初期の衝撃挙動は減衰される（この傾向は衝突速度が大きくなるほど強くなる）．そのため，40ms 時程度で最大減速度 7G 程度となった．列車とダンプカーは 100ms 時程度で同一速度 10m/s となり，その後，速度が逆転した．120ms 時程度で変形量と変形エネルギーが最大となり，それぞれ 858mm，742kJ であった．その後，スプリングバックにより変形エネルギーが減少した．図 4.3 のように衝突位置がダンプカー全体の重心位置より左側であるため，ダンプカーは反時計回りに回転（図 4.3 における挙動）した．そのため，衝突後 300ms 程度の範囲では接触荷重は 0 とならず，列車は減速を維持した（ダンプカーが回転しなければ，スプリングバックにより両者は分離するため，接触荷重は 0 になると考えられる）．

図 4.5 より，最大荷重の 10%に低下した時刻を求め，図 4.7 の減速度波形より算出した結果，平均減速度は 3.8G，最大減速度は 7.0G，SIV は 6.2m/s であった．同様に，設定した 5 つの衝突条件における最大荷重，最大エネルギー，最大変形量，平均減速度，最大減速度および SIV の解析結果を求め，それらを Case1-1 での解析結果で正規化した結果を図 4.8 に示す．

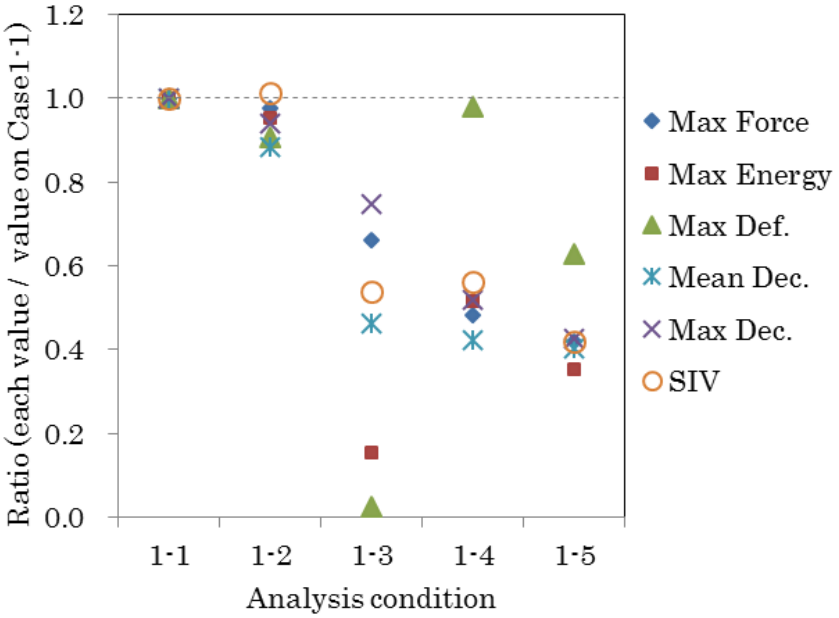


Fig. 4.8 FE results of each evaluation value (Case1-1 ~ Case1-5).

図 4.8 より，Case1-2～Case1-5 の各評価項目において，明瞭に 1.0 を超える項目がなかったことから，今回設定した条件の範囲では，Case1-1 の積荷の中央への衝突が最も厳しい条件となった．Case1-1 と Case1-2 の結果の差につい

て検討するために，図 4.9 に衝突後 30ms 時でのダンプカーの変形量（列車進行方向成分）のコンター図を示す．衝突初期では，衝撃箇所近傍のダンプカーの荷台（積荷）の質量による影響が大きく，荷台の質量が列車に均等に負荷される Case1-1 において，最大荷重が最も大きくなったことが起因していると考えられる．

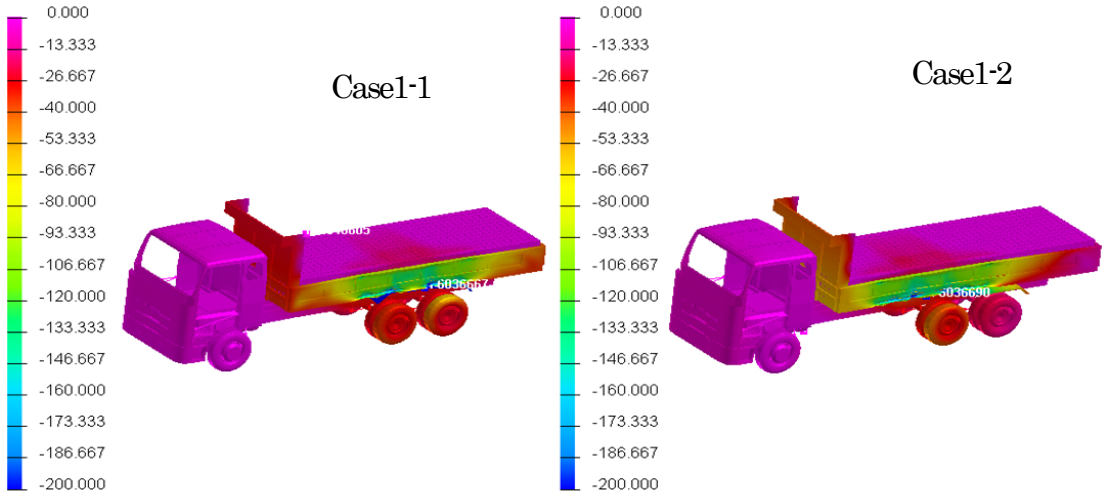


Fig. 4.9　FE analysis results of dump-truck’s deformation.

乗務員室の安全性評価項目である最大変形量は最大荷重，最大エネルギーいずれとも相関が認められず，Case1-4 の列車車体幅半分のオフセット条件が Case1-1 とほぼ同等の変形量となり，Case1-5 の 1/4 のオフセット条件は 60%程度，Case1-3 のキャビンへの衝突条件は 10%未満となった．この結果は，オフセット条件の場合，衝撃エネルギーを吸収できる範囲が限られるため，車体の変形量が大きくなるが，ダンプカーの反時計回りの回転運動がより発生しやすく，吸収すべきエネルギー量が減少したことが起因していると考えられる．

客室の安全性を評価する 3 つの指標については，前述のように衝撃減速度は接触荷重と相似な波形となることから，最大減速度は最大荷重と相関が認められた．また，オフセット条件（Case1-4 と Case1-5）およびキャビンへの衝突条件（Case1-3）では，Case1-1 と比較して，概ね 50%程度となった．

図 4.8 は衝突速度 15m/s での結果であるが，11.1m/s および 22.2m/s の条件でもほぼ同様な傾向となることを確認した．ただし，Case1-3 において，衝突速度が上昇するほど，最大荷重と最大減速度が大きくなった．これは，キャビン内部には剛体で模擬したエンジンがあり，高い衝突速度においてはキャビンが大きく変形し，エンジンの影響が大きくなるためと思われる．

4.3.2　ダンプカーとの衝突角度を変化させた場合

前節で最も条件が厳しかった Case1-1 において，積荷中央位置を回転軸として，ダンプカーの運転台を列車に近づける方向への回転を正方向と定義し，±5°および±10°回転させた 4 条件（Case2-1：+5°，Case2-2：-5°，Case2-3：+10°，Case2-4：-10°）を設定した（図 4.10 参照）．この 4 条件に対して，列車衝突速度を 11.1m/s，15m/s，22.2m/s とした合計 12 条件で衝突解析を実施した．

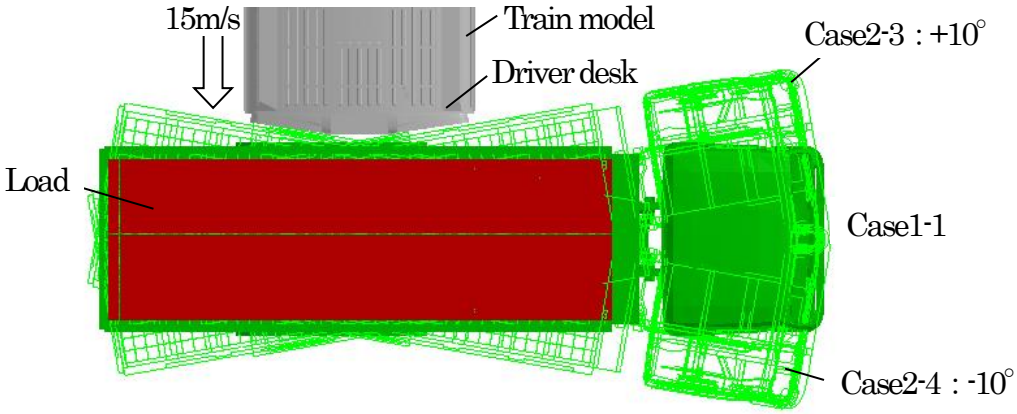


Fig. 4.10 Rotational positional relationship between train and dump-truck.

図 4.11 に各衝突条件（衝突速度 15m/s）での全評価項目の解析結果を Case1-1 の解析結果で正規化した結果を示す．図 4.11 より，最大変形量はダンプカーが列車運転台に近づく方向に回転するほど大きくなり，+10°では 120%程度となった．また，離れる方向に回転するほど小さくなり，-10°では 85%程度となった．これは，ダンプカーが列車運転台に近づくほど，衝突初期において，接触範囲が運転台周りに限定され，この接触する領域において，双方が変形してエネルギーを吸収するため，運転台の変形が大きくなったと考えられる．衝突速度 22.2m/s では，+10°では 103%程度，-10°では 97%程度となり，回転によって最大変形量が増減する割合は，列車衝突速度が大きいほど小さくなる傾向が認められた．

次に，最大減速度および平均減速度は，Case1-1（ダンプカー真横への衝突）と比較して，ダンプカーが回転すると回転方向によらず 15%程度の範囲内で低

下し，最大荷重と同様な傾向となった．これは，ダンプカーが回転することにより，列車車体の進行方向に配置された主要な骨組みへの荷重負荷のタイミングがずれることで，骨組みの座屈が段階的に発生するためと考えられる．一方，SIV と最大エネルギーはダンプカー回転角度に関わらずほぼ一定となった．この傾向は衝突速度 11.1m/s では同様であったが，22.2m/s においては，最大減速度および平均減速度が回転方向によらず 15%程度の範囲内で増加する結果となり，衝突速度による違いが認められた．

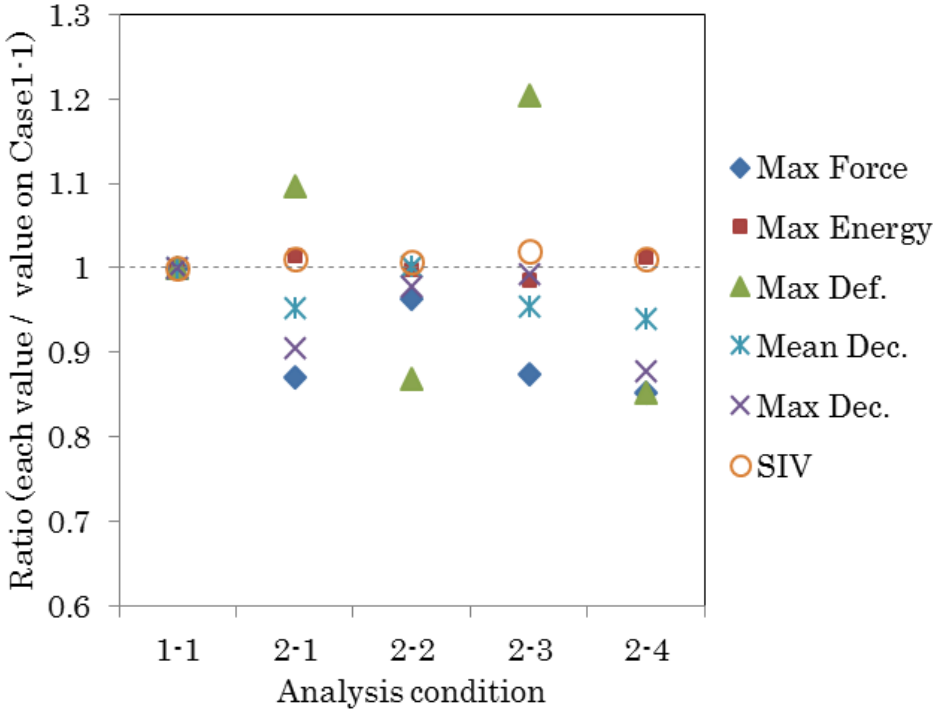


Fig. 4.11 FE results of each evaluation value (Case1-1, Case2-1 ~ Case2-4).

客室の安全性は Case1-1 の列車とダンプカーが垂直に衝突する条件で解析すれば概ね評価できるが（ただし，衝突速度 22.2m/s 程度のように高い速度の場合はこの限りではない），乗務員室の安全性を評価する場合は，列車の運転台に近づく方向にダンプカーが回転した場合に条件が厳しくなることを考慮する必要がある．

4.3.3　ダンプカーとの衝突速度を変化させた場合

4.3.1 で最も条件が厳しかった Case1-1（衝突速度 15m/s）において，衝突速度による影響を評価するために，5.56～33.33m/s（20～120km/h）に変化させて衝突解析を実施した．図 4.12 に各条件での全評価項目の解析結果を Case1-1 の解析結果で正規化した結果および参考のために 2 次関数曲線を示す．

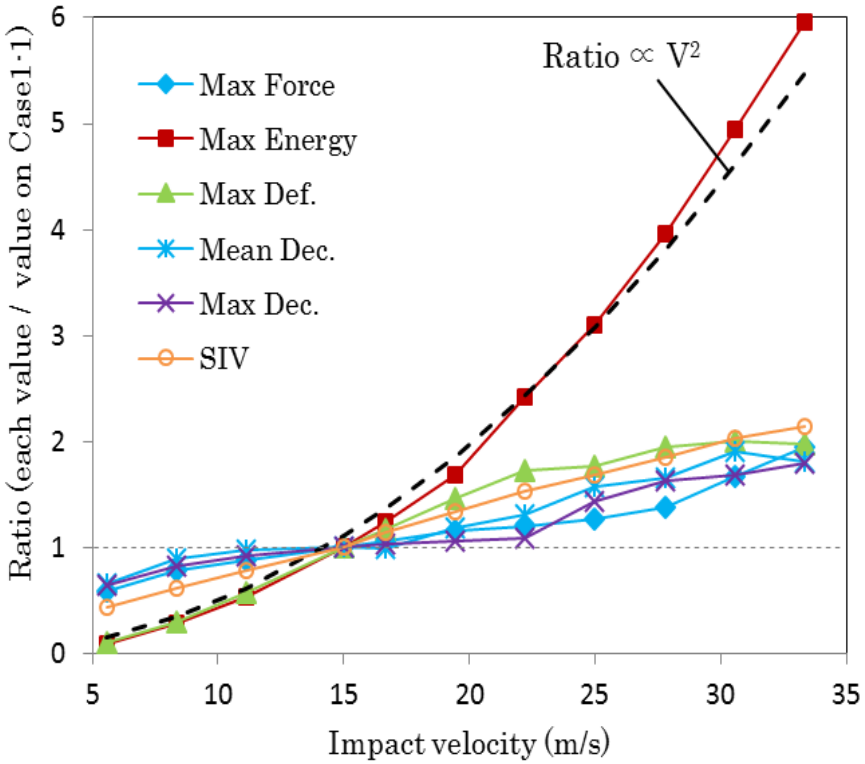


Fig. 4.12　FE results of each evaluation value (Effect of Impact velocity).

図 4.12 より，最大荷重は衝突速度に概ね比例し，最大エネルギーは衝突速度の 2 乗に比例する結果となった．最大変形量は，15m/s 程度までは最大エネルギーと相関が認められ，それ以上の速度になると，変形量の増加率が減少し，28m/s 程度以降はほぼ一定となる傾向が認められた．最大減速度，平均減速度および SIV は，概ね最大荷重と同様な傾向を示すが，特に SIV は衝突速度に対して，より良好な比例関係が認められた．

最大荷重および最大減速度について，それぞれ衝突速度 26m/s および 23m/s 程度で変曲点が認められる．衝突速度 20m/s 程度を超えると，開口部である乗務員室扉が潰れきり，側構体（車体構造における側面部）が圧縮荷重を伝達するようになり，接触荷重および減速度の時系列波形に 2 つ目の極大値が生じる（22.2m/s での減速度波形は図 4.7 参照）．衝突速度がさらに上昇すると，この 2 つ目の極大値が最大値となるため，最大荷重および最大減速度の上昇率が変化し，変曲点が発生すると考えられる．最大変形量の増加率が停滞する要因も同様である．

4.3.4　ダンプカーの積荷質量を変化させた場合

4.3.1 で最も条件が厳しかった Case1-1（積荷質量 11,000kg）において，積荷質量による影響を評価するために，0～13,750kg に 2,750kg 刻みで変化させて解析を実施した．列車衝突速度は 11.1m/s，15m/s および 22.2m/s の 3 条件とした．図 4.13 に各条件（衝突速度 15m/s）での全評価項目の解析結果を Case1-1 の解析結果で正規化した結果を示す．

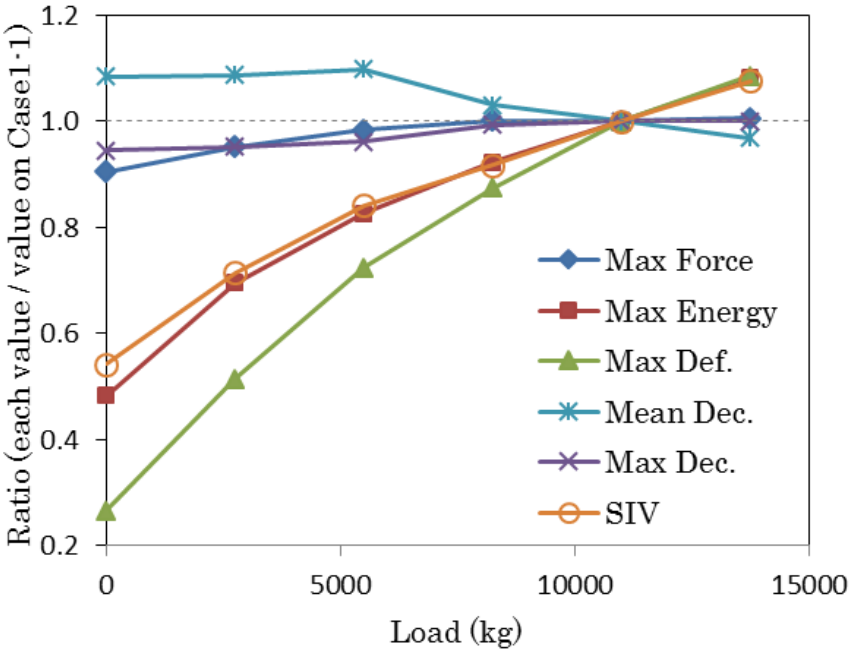


Fig. 4.13　FE results of each evaluation value (Effect of Load weight).

図 4.13 より，最大荷重は積荷質量による影響が小さく，積荷なしの場合でも90%程度の値となった．最大エネルギーは，積荷質量が増すほど大きくなり，積荷なしの場合，48%程度であった．最大減速度および平均減速度は，積荷質量による影響が小さく，最大減速度と最大荷重は相関が認められる．一方，SIV は最大エネルギーと相関が認められ，積荷質量が増すほど大きくなった．最大変形量は，積荷質量が増すほど大きくなり，積荷なしの場合，27%程度であった．衝突速度 11.1m/s および 22.2m/s の条件でもほぼ同様な傾向であった．

乗務員室の安全性は，積荷質量が増加するほど損なわれるが，客室の安全性については，評価指標によって異なる結果となった．すなわち，SIV での評価では，積荷質量にほぼ比例して悪化するのに対し，平均減速度および最大減速度での評価では，積荷質量に依存しない結果となった．

4.3.5　ダンプカーとの上下方向衝突位置を変化させた場合

ここまでの衝突解析において，列車とダンプカーの上下方向位置関係は図 4.2 に示すように，列車台枠下面とダンプカーの荷台下面の距離を 355mm で固定してきた．列車の車両構体について，床構体が比較的強度および剛性が高く設計されており，この床構体に対して，ダンプカーの荷台および積荷が上方に位置する乗り上がり条件での解析であった．実際の踏切事故においては様々な大型自動車が想定され，例えば低床車であれば列車の床構体とダンプカーの荷台の上下方向位置が一致する可能性があり，変形挙動が大きく変化することが想定される．

そこで，図 4.14 に示すように Case1-1 を基準として列車とダンプカーの上下方向位置を変化させた 3 条件（Case3-1 : Case1-1 のダンプカーを 177mm 下げ，Case3-2 : Case1-1 のダンプカーを 354mm 下げ，Case3-3 : Case1-1 のダンプカーを 512mm 下げ）を設定した．なお，Case3-2 は列車の床構体とダンプカーの荷台主枠の中央高さ位置を揃えた条件（床構体と荷台主枠の衝突），Case3-3 は列車の床構体下面とダンプカーの積荷下面の高さ位置を揃えた条件（床構体と積荷の衝突），Case3-1 は Case1-1 と Case3-2 の中間高さの条件である．この 3 条件に対して，列車衝突速度を 11.1m/s，15m/s，22.2m/s とした．

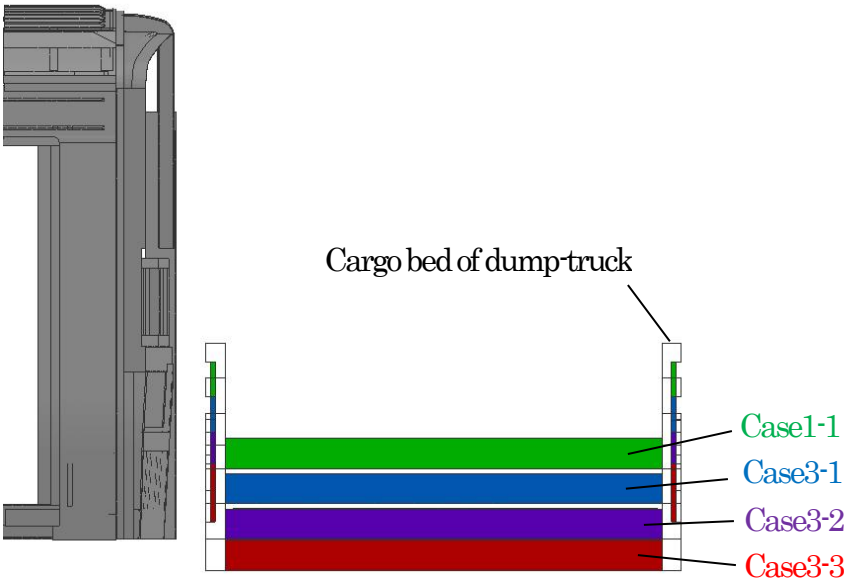


Fig. 4.14　Vertical positional relationship between train and dump-truck.

衝突速度 15m/s について, 図 4.15 に Case1-1 および Case3-2 の衝突後 75ms 経過時の変形状況を，図 4.16 に各条件（衝突速度 15m/s）での全評価項目の解析結果を Case1-1 の解析結果で正規化した結果を示す.

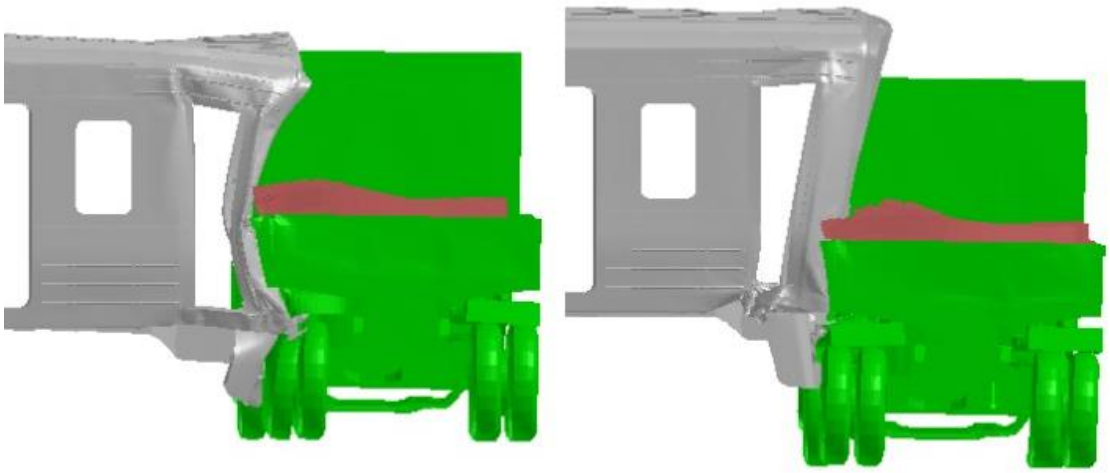


Fig. 4.15　FE results of deformed shape at 75ms (Left:Case1-1, Right:Case3-2).

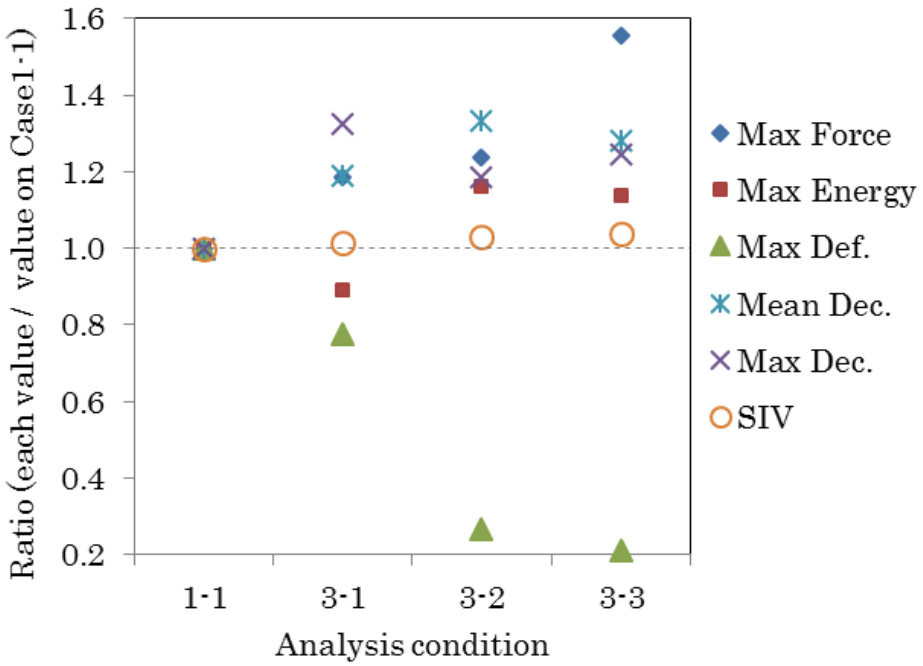


Fig. 4.16 FE results of each evaluation value (Case1-1, Case3-1 ~ Case3-3).

Case1-1 および Case3-1 と，Case3-2 および Case3-3 では列車の変形形状が大きく異なり，図 4.15 に示すように，前者が列車前面の曲げ変形が支配的なのに対し，後者は列車床構体の圧縮変形が支配的となった．これは前述のように，列車の床構体よりダンプカーの荷台が上方にある，乗り上がり条件であるか否かによるものである．

図 4.16 より，最大荷重は Case1-1 が最も小さく，Case3-3 が最も大きくなり，乗り上がり量が少なくなるほど大きくなった．最大エネルギーは，Case1-1 に対して Case3-2 と Case3-3 が 1.15 倍程度と大きくなった．最大荷重は衝突初期の 50ms 程度までに発生することから，主要構造同士が衝突する乗り上がり量が少ない条件ほど大きくなると考えられ，また，最大エネルギーは，床構体の圧縮変形が支配的な条件において（Case3-2 や Case3-3，図 4.15 右の変形モード），圧縮方向に配置された床構造の部材が効率的に変形してエネルギーを吸収したため，Case1-1 に比べて大きくなったと考えられる．最大減速度および平均減速度は，乗り上がり量に対する明確な関連性は認められないが，Case1-1 に対して他の 3 条件では 1.2～1.3 倍程度と値が大きくなった．一方，SIV は乗り上がり量に関わらずほぼ一定の値となった．最大変形量は，乗り上がり量が少なくなるほど小さくなった．特に Case3-2 と Case3-3 では床構体の変形が支配的なため，床面から 1.2m 程度の高さの変形量と定義した最大変形量は，Case1-1 に対して 0.3 倍以下と非常に小さくなった．なお，衝突速度

11.1m/s および 22.2m/s の条件でもほぼ同様な傾向であった.

乗務員室の安全性は，乗り上がり量が大きくなるほど損なわれるが，客室の安全性については，評価指標によって異なる結果となった．すなわち，平均減速度および最大減速度での評価では，乗り上がり量が大きくなると安全性が高まるのに対し，SIV での評価では，乗り上がり量にほとんど依存しない結果となった.

4.4 まとめ

踏切事故において，列車乗務員および乗客の被害度に影響を及ぼす因子を把握することを目的として，列車とダンプカーによる踏切事故を模擬した FEM 解析を実施した.解析では,衝突速度や衝突対象物などの各条件を変化させて，列車とダンプカーの最大接触荷重（最大荷重)，列車の最大変形エネルギー量（最大エネルギー)，乗務員室の安全性を評価するための列車運転台の最大変形量（最大変形量)，客室の安全性を評価するための列車客室中央部の衝撃減速度（欧州基準に準拠した平均減速度，米国基準に準拠した最大減速度および乗客の前席への衝突速度）を定量的に評価した.

まず，乗務員室および客室の安全性について，最大荷重および最大エネルギとの相関関係を検討した結果を表 4.1 に示す．その結果，最大減速度は最大荷重とほぼすべての条件で相関関係が認められ，平均減速度は最大荷重とやや相関関係が認められた．一方，最大変形量はほとんど相関関係が認められず，SIV は衝突条件により異なる傾向となった.

Table 4.1 Verification of the correlation to maximum load or maximum energy

衝突条件		最大変形量	平均減速度	最大減速度	SIV
衝突位置	水平方向	相関なし	最大荷重とやや相関	最大荷重と相関	最大荷重とやや相関
	上下方向	相関なし	最大荷重とやや相関	最大荷重とやや相関	相関なし
ダンプカーの角度		相関なし	最大荷重とやや相関	最大荷重とやや相関	最大エネルギと相関
衝突速度		15m/s まで最大エネルギと相関	最大荷重と相関	最大荷重と相関	最大荷重とやや相関
ダンプカーの積荷質量		最大エネルギとやや相関	最大荷重とやや相関	最大荷重と相関	最大エネルギと相関

次に，乗務員室および客室の安全性について，各衝突条件による影響について検討した結果を表 4.2 に示す．なお，列車衝突速度によらず同じ傾向であったものを示す．その結果，乗客の被害度に影響を及ぼす踏切衝突事故の因子として，ダンプカーとの水平方向衝突位置と衝突速度による影響が比較的大きくなり，SIV による評価では，さらに積荷質量も大きな影響因子であることが明らかになった．衝突角度や上下方向衝突位置は，これらに比べて影響は小さくなった．乗務員の被害度については，衝撃箇所に近いため，すべての因子に影響を受ける結果となった．

Table 4.2　Evaluation of effect of various collision conditions on the safety of train driver and occupants

衝突条件		乗務員の生存空間の変形量	乗客の被害度
衝突位置	水平方向	・積荷へのフルラップと 1/2 オフセットで同等，1/4 オフセットで 0.6 倍程度 ・キャビンへの衝突は変形量小	積荷へのフルラップに対し，1/2 オフセットで 0.5 倍，1/4 オフセットで 0.4 倍程度，キャピンで 0.5 程度（平均減速度と SIV）
	上下方向	乗り上がり条件に対し，乗り上がりなしで 0.2～0.4 倍程度	乗り上がり条件に対し，乗り上がりなしで 1.1～1.5 倍（平均減速度と最大減速度）または，同等（SIV）
ダンプカーの角度		列車運転台に近づく方向に回転すると増加（～1.3 倍程度）	影響なし（SIV）
衝突速度		80km/h まではほぼ比例して増加，その後緩やかに増加	ほぼ比例して被害度増加
ダンプカーの積荷質量		ほぼ比例して増加	大きな影響なし（平均減速度と最大変速度）または，ほぼ比例（SIV）

本章では，客室の安全性を評価する指標として，欧米の基準で用いられる 3 つの評価指標を採用したが，衝突条件によっては，3 指標による評価結果が異なった．我が国における安全性評価指標の設定を考慮すると，これらのうち最も有用な評価指標を明示する必要があると考えられる．その 1 つの手段として，実際に乗客がどの程度負傷するかを判断材料として，3 つの指標による評価結果の妥当性を確認することが可能である．

次章以降では，実際に乗客がどの程度負傷するかを評価する方法について検討する．

第 5 章　列車衝突事故時の着座乗客傷害度評価

5.1　はじめに

鉄道車両が大型自動車などと衝突した場合，客室内では衝撃減速度によって乗客が進行方向に投げ出され，内装品と衝突（以後，2 次衝突と呼ぶ）して負傷する可能性がある．この時の乗客の挙動や負傷する箇所，負傷の程度を検討することは，乗客の安全性向上の観点から極めて重要である．一方，実際の衝突を検討する場合，客室内には様々な内装品があり，乗客の姿勢も様々であるため，多くの状況が考えられる．内装品のうち，乗客用の腰掛けに関しては，旅客用腰掛に関する日本工業規格（日本規格協会，2015）があり，強度に関しては，利用時に発生する力に対する静的強度試験方法の規定があるが，2 次衝突対策としては，けがの原因となる可能性のある箇所を丸くすること，あるいはその箇所に緩衝材を付けることの記述に留まっている．そのため，衝突事故時において，乗客が 2 次衝突により負傷する部位やその程度など，具体的な被害状況や負傷原因を明確にすることは意味あることと考える．

2 次衝突時の乗客被害を検証する方法として，乗客を模擬した人体ダミー人形とシートなどの内装品をスレッド（土台）上に設置し，スレッドに衝撃加速度を負荷するスレッド試験がある．スレッド試験はシートの塑性変形や破損を伴い，多数の試験を実施するには多大なコストを必要とする．また，試験では，センサーの取付けなどに限りがあるため，ダミー人形およびシートの衝撃挙動の詳細を把握することは困難である．一方，FEM 解析による検証は，多くのケーススタディが実施可能であり，さらには詳細な情報が得られ，試験結果をより深く検証できる．FEM 解析では，汎用のダミーモデルを用いるが，自動車用に開発されたため，シートベルトやエアバッグ使用を前提としたものであり，他の用途に用いる場合にはダミーモデルの挙動や傷害値の妥当性について確認が必要である．

スレッド試験による乗客の安全性に関する研究は，欧州や米国で多く，特に，欧米での採用が多い固定式のクロスシートに着座した乗客の 2 次衝突時の安全性評価に関する研究が多数なされている（Tyrell et al., 1998）（Severson et al., 2005）（Fidanza et al., 2008）（Carvalho et al., 2011）．また，我が国において

も，ロングシートに着座した乗客の袖仕切りへの衝突（Nakai et al., 2015a），立位乗客の床面への衝突（Nakai et al., 2015b），クロスシート着座乗客の客室仕切りへの衝突（田口他，2014）などが検討されている．

しかしながら，我が国において在来線特急車両等に多く採用されている回転リクライニングシートに着座した乗客を対象とした報告は認められない．これは，回転リクライニングシートが複雑な構造で可動部が多いため，固定式と比較して，シートをモデル化するのがより困難であることが一つの要因と考えられる．乗客の安全性は，固定式のクロスシートとは異なる可能性があり，それ故，衝突事故時において，回転リクライニングシートに着座した乗客が，2 次衝突により負傷する箇所やその程度など，具体的な被害状況や負傷原因を，スレッド試験や数値解析により明確にすることは極めて重要である．回転リクライニングシートの衝撃挙動を精度良く再現し，着座した乗客が前席に衝突する状況での乗客の傷害値を，数値解析を用いて評価することができれば，より安全なシートを検討することが可能になると考えられる．

本章では，回転リクライニングシートに着座した乗客が前席の背面に衝突するケースを最も基本的な状況の 1 つとして検証対象とする．まず，複雑な構造である回転リクライニングシートの衝撃強度特性を把握すること，および 2 次衝突時の乗客被害を精度良く評価できるシート単体の FEM 解析モデルを構築することを目的として，背面から半球状のインパクタを衝突させる打当て試験を実施する．次に，鉄道車両が大型自動車と衝突した際の乗客およびシートの挙動，乗客が衝突する箇所と衝突による傷害値を把握することを目的として，スレッド試験を実施し，ダミー人形の傷害値が比較的大きくなる部位を特定する．さらに，スレッド試験に相当する FEM 解析を実施して試験結果と比較検討することにより，ダミーモデルの各傷害値の解析精度を検証するとともに，各試験条件による傷害値の差異の原因について考察する．最後に，試験および解析による検証結果から，より安全なシートを設計するための指針を示す．

5.2　回転リクライニングシートの衝撃強度特性評価

5.2.1　回転リクライニングシート供試体

本研究で評価対象とした腰掛けは，図 5.1 に示す我が国における標準的な在来線特急列車用回転リクライニングシート（以後，シートと呼ぶ）である．背面からの衝撃荷重負荷時の基本的なシートの強度特性を取得すること，およびシートに衝突した際の乗客を模擬した人体ダミー人形の基本的な挙動把握と傷害値を取得することを目的としているため，試験の再現性の確保の観点で，背面のドリンクホルダ，網袋，テーブル，ラッチを取り外した．なお，打当て試験用供試体は背面カバーなし,スレッド試験用供試体は背面カバーありとした．これは，スレッド試験時は脛が背面カバーに衝突することが考えられるが，打当て試験時は強度上特に影響しないと判断したためである．

Fig. 5.1　Rotating and reclining seat specimen.

5.2.2　回転リクライニングシートの打当て試験

図 5.2 に示すように，剛体壁に固定治具を介してシートを取付け，衝突事故時に乗客の膝が衝突すると想定される位置（床から 500mm）に半球状のインパクタ（直径 165mm，質量 6.8kg）を速度 6m/s 程度で衝突させる条件（以後，

膝衝突条件と呼ぶ）と，頭部が衝突すると想定される位置（床から 913mm）にインパクタを速度 10m/s 程度で衝突させる条件（以後，頭部衝突条件と呼ぶ）の 2 条件にて試験を実施した．なお，インパクタ速度と衝突位置は 5.3 で示すスレッド試験の事前解析により，頭部または膝がシートに衝突する速度と位置を推定して決定した．計測項目は，インパクタの加速度，進行方向変位，シート各部の加速度とひずみ，高速度カメラによる全体の変形挙動である．

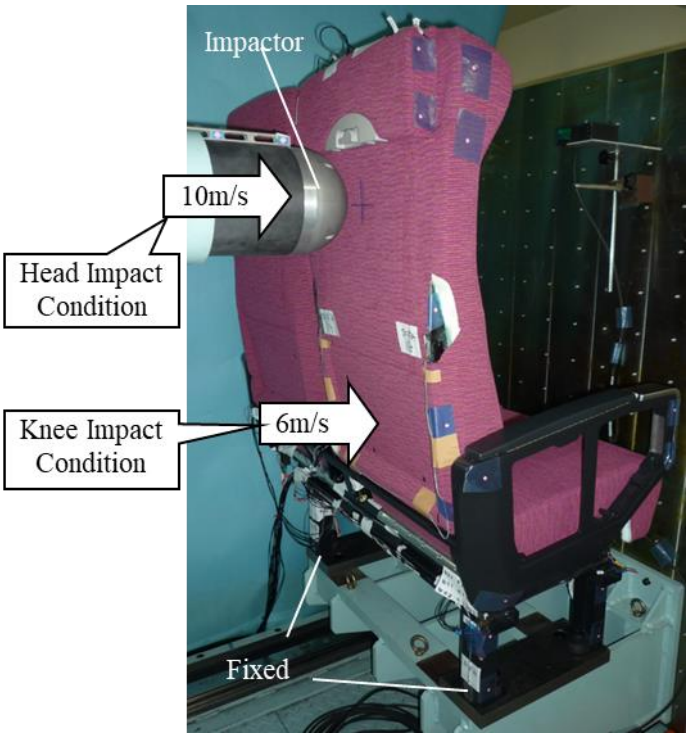
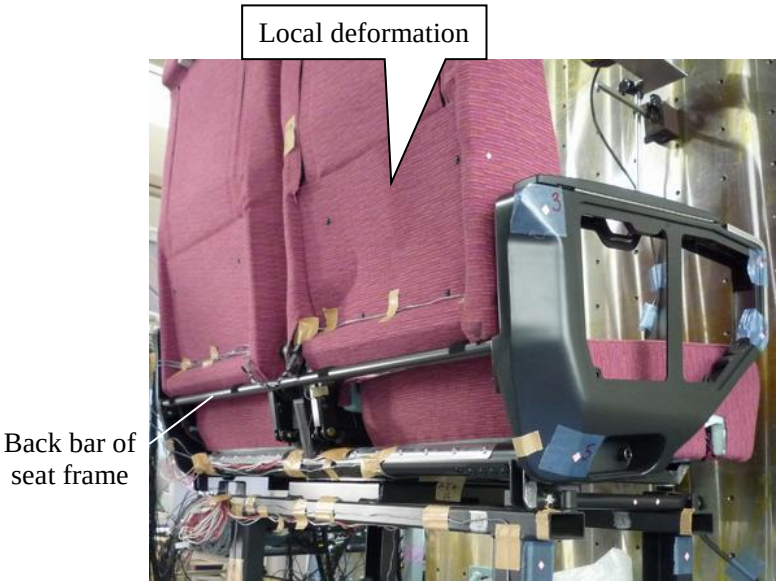


Fig. 5.2　Impact test condition.

それぞれの試験後のシートの変形状況を図 5.3 に，荷重－変位曲線を図 5.4 に示す．なお，荷重はインパクタ進行方向の加速度と質量の積で，変位はインパクタ進行方向変位である．

図 5.3 より，いずれの条件も，インパクタの衝突位置近傍に局所変形が認められた．頭部衝突条件においては，図 5.3（b）に示すように，シートの回転を止める受け金具がストッパを乗り越えた．この挙動については，後ほど高速度カメラの画像から検証する．



(a) Knee Impact condition

(b) Head Impact condition

Fig. 5.3 Test results of deformed shape.

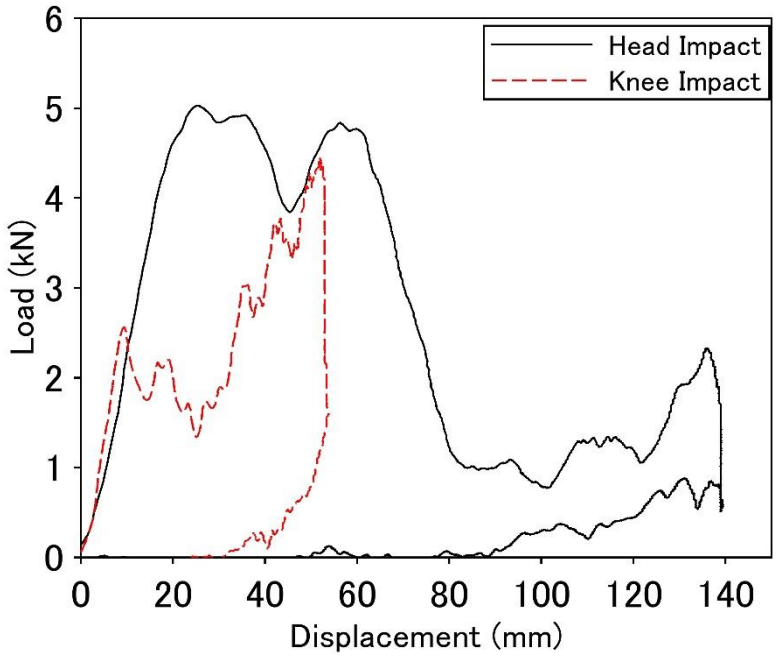


Fig. 5.4 Load - Displacement relation.

図 5.4 より，１つめの極大値は膝衝突条件が 2.5kN, 頭部衝突条件が 5kN 程度となり, 一旦荷重が低下した. その後, 膝衝突条件では, 変位 50mm で 4.5kN 程度まで荷重が上昇し，インパクタが反射して戻された．頭部衝突条件では，変位 60mm で 5kN 程度まで荷重が上昇した後，1kN 程度まで大きく減少し，この荷重を維持して最終的に変位 140mm 程度でインパクタが戻された.

ここで，頭部衝突条件についてより詳細な検証をするために，荷重および変位と時間との関係を図 5.5 に，代表的な時刻における高速度カメラ画像（シートの変形状況）を図 5.6 に示す．なお，時間は荷重の立ち上がりを時刻 0 とした．１つめの極大値が見られる時刻 3ms では図 5.6（b）のようにシート全体に明瞭な挙動が見られず，慣性の影響により，背ずり背面の金属板の局所的な変形が進行した．その後，背ずり全体の変形が進行して荷重が低下し，時刻 11ms では 1kN 程度となり，図 5.6（c）のようにシートの後傾斜がなくなりほぼ直立状態となった．さらに，シート全体で荷重を受けるモードとなって前傾し，時刻 34ms では図 5.6（d）の変形状況となった．この時，シートの回転を止める受け金具がストッパを乗り越え（図 5.3（b）参照），回転機構により 20mm 程度左回転した状態で停止した．膝衝突条件も同様な挙動であり，慣性の影響による荷重の極大値が 2.5kN 程度，シート全体で荷重を受けるモードでは 4.5kN 程度となった.

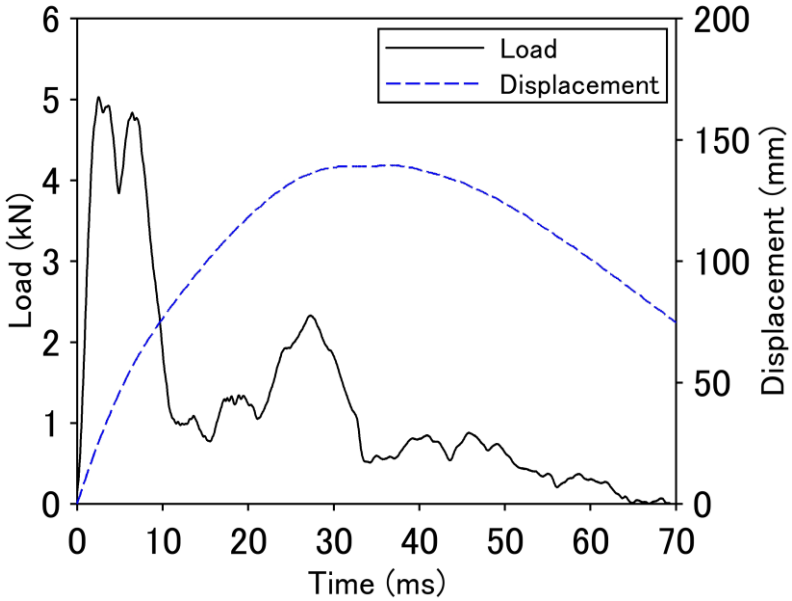


Fig. 5.5 Load, Displacement - Time relation(Head Impact Condition).

(a) 0ms (before impact) (b) 3ms after impact (c) 11ms after impact (d) 34ms after impact

Fig. 5.6 High speed camera images of impact test (Head impact condition).

5.2.3　打当て試験を模擬した FEM 解析

打当て試験で使用したシートを対象として，FEM 解析モデルを構築した．金属や樹脂板等は要素ピッチ 12mm を基本とするシェル要素，鋳物やクッション等はピッチ 13mm を基本とするソリッド要素で構成した．なお，解析には汎用の陽解法有限要素解析プログラム PAMCRASH を使用した．

構築した解析モデルを用いて，図 5.7 に示すように，打当て試験の頭部衝突条件および脚部衝突条件に相当する解析を実施した．それぞれの条件における荷重－変位曲線を試験結果とあわせて図 5.8 に示す．

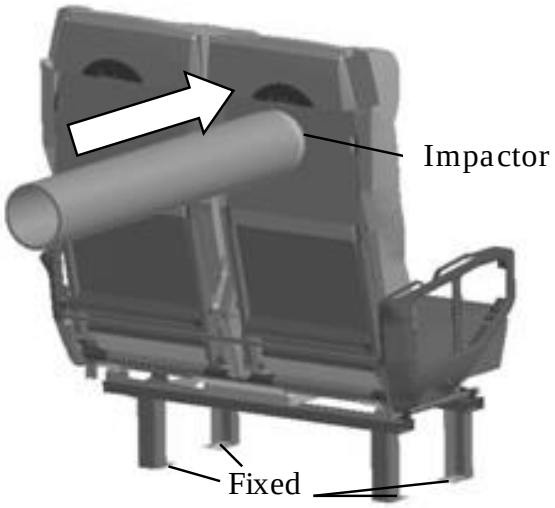
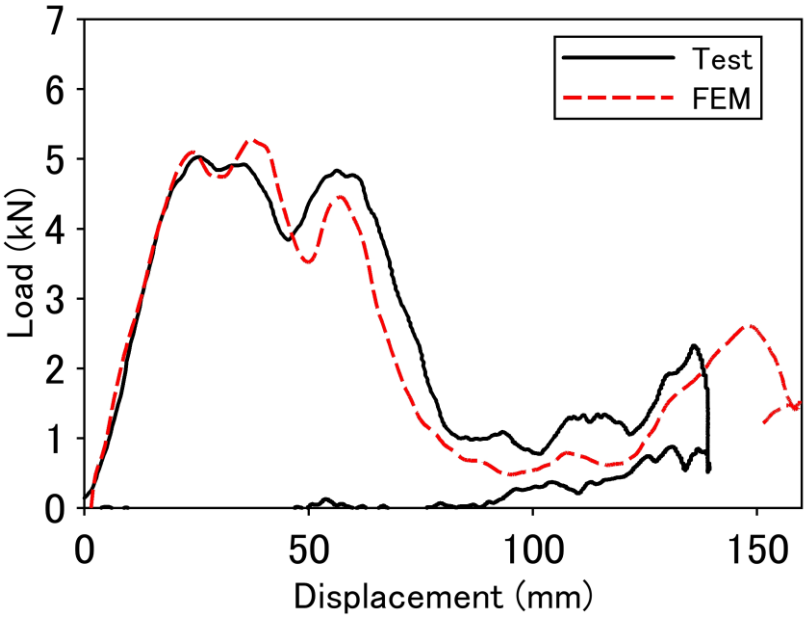


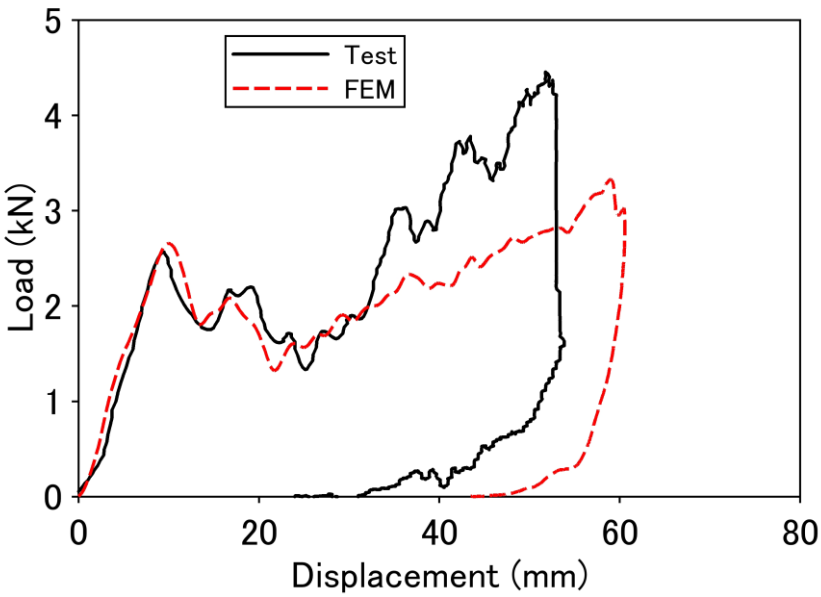
Fig. 5.7　FE seat model.

図 5.8 より，いずれの条件も荷重の立ち上がり波形や慣性の影響による極大値が良く一致しているのをはじめ，全体の応答が概ね整合した．一方，膝衝突条件での解析において，変位 30mm 以降の剛性が低く推移していることが違いとして挙げられる．この原因として，数値解析のパラメータスタディより，背ずりのクッション材の材料特性，クッション材と背ずり背面の金属板との接着剤の特性による影響が大きいと考えられる．ただ，5.3 で述べる人間の傷害評価のうち，膝（大腿部）傷害値は１つめの極大値が重要であることから，傷害評価において，この違いは問題とはならないと考えられる．

これらのことから，乗客の頭部および膝が衝突した際の変形挙動を精度良く再現できるシートの解析モデルが構築できたと考えられる．



(a) Head impact condition



(b) Knee impact condition

Fig. 5.8 Comparison of Load - Time relation.

5.3　回転リクライニングシートに着座した乗客を想定したスレッド試験

5.3.1　スレッド試験方法

シートと乗客を模擬した前面衝突試験用人体ダミー人形（Hybrid-Ⅲ50th，以後，ダミー人形と呼ぶ）を用いて，スレッド試験を実施した．図 5.9 に示すように，レール①上にあるスレッド②にはワイヤーを介して錘④が取付けられている．まず，スレッド上に供試体を搭載した後，ウインチ③にて，位置⑤(スレッド切離し装置)までスレッドを移動させる．次に，スレッドとウインチを切離すことで，錘によってスレッドは加速され，スレッドが停止材⑥と衝突して急停止し供試体に衝撃加速度が負荷される．

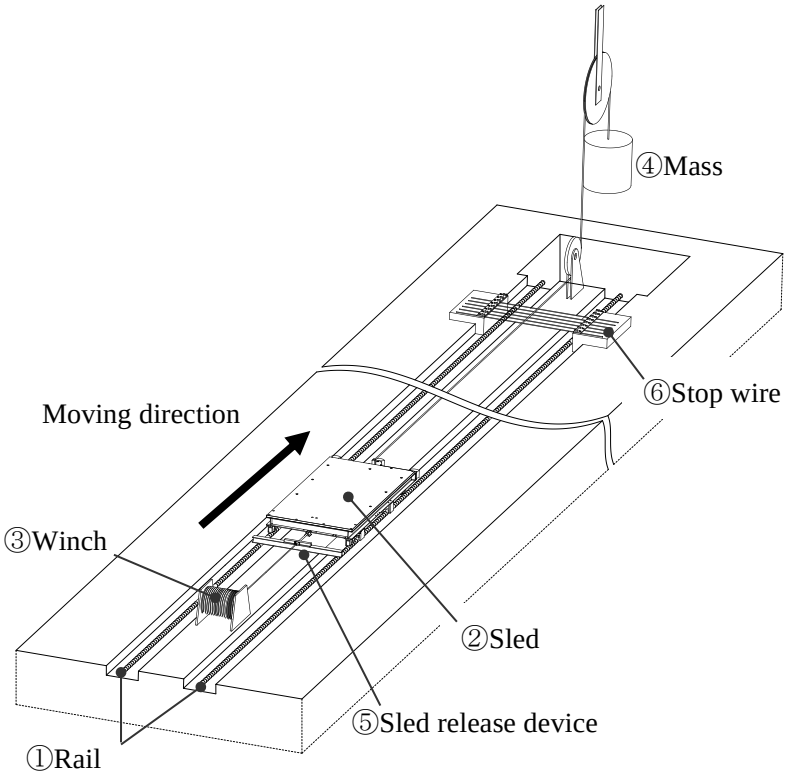


Fig. 5.9　Sled test equipment.

試験条件は表 5.1 に示す 4 条件とした．1A および 1B 条件ではダミー人形 1 体を進行方向に向かって右側（窓側）に着座させた．これは，1 人着座の場合，窓側の着座頻度が比較的高いと考えたものであり，左側に回転ペダルがある．2A および 2B 条件ではダミー人形を 2 体着座させた．入力加速度波形は 1A および 2A が最大 7G を，1B および 2B が最大 14G を目標とする波形とした（以後，それぞれ 7G 波形，14G 波形と呼ぶ）．各試験条件で目標とする衝撃加速度波形を図 5.10 に示す．7G 波形は過去の踏切重大事故の統計調査結果から，22 トンの大型トレーラの側面に速度 15m/s で列車が衝突する解析（沖野他, 2012）を実施して得られた客室内の衝撃加速度波形を基に，当該スレッド試験装置で再現可能な範囲で設定した．また，後の 5.3.2(1)に示すように，7G 波形ではダミー人形の各傷害値が限度値に対して低かったため，より厳しい 14G 波形も試験条件に加えた．

いずれの条件とも，ダミー人形を座らせる座席と衝突させる座席はいずれも進行方向を向き，相互の間隔は一般的な値（960mm）とした．1A 条件での試験状況を図 5.11 に示す．ダミー人形の額，手，膝，脛および靴には，試験後の衝突箇所が分かるようにペイントを施した．

Table 5.1　Test condition.

Test condition	1A	2A	1B	2B
Number of Dummy	1（Right side）	2	1（Right side）	2
Input pulse	7G pulse	7G pulse	14G pulse	14G pulse

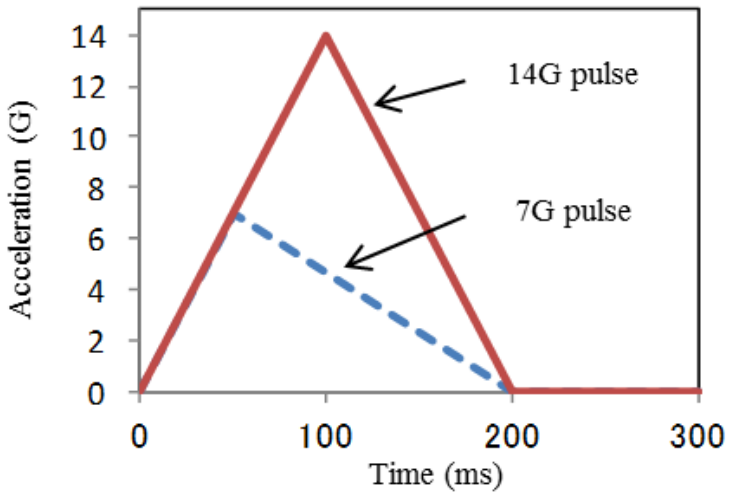


Fig. 5.10　Target input pulses.

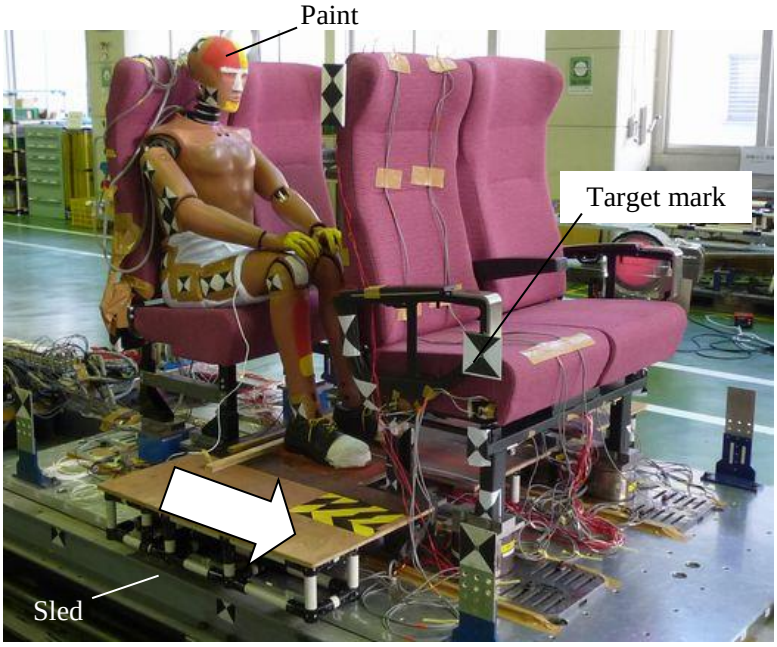


Fig. 5.11　Test situation (1A condition).

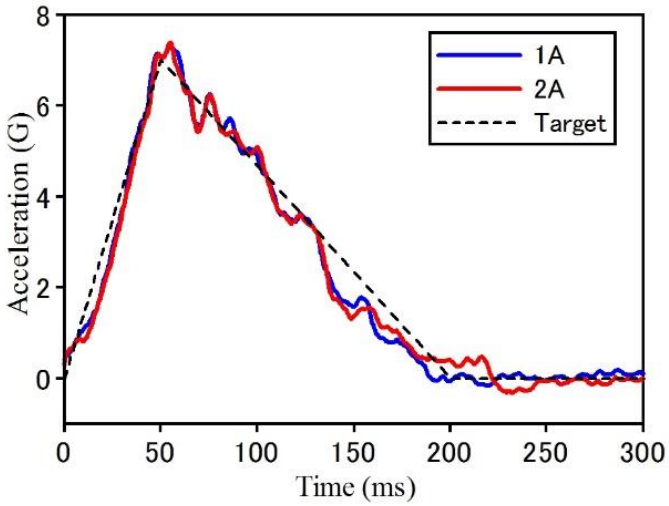
計測項目は，スレッドの加速度，ダミー人形の頭部，胸部加速度および大腿部荷重，シート各部の加速度とひずみおよび取付け部の荷重，ならびに高速度カメラによる全体の映像である．シート各部の加速度とひずみおよび取付け部の荷重については，ここでは詳細には触れないが，各部の時々刻々の挙動評価や解析との比較に活用した．

道路運送車両の保安基準（交文社，2009）では，前面衝突時，乗員保護の技術基準として，ダミー人形の傷害評価は HIC（Head Injury Criterion），胸部合成加速度の累積時間 3ms の値，大腿部荷重の 3 つの指標が定められている．本研究では，これらの指標を頭部傷害値（HIC36），胸部傷害値（3msG），大腿部傷害値（大腿部荷重）と定義する．頭部，胸部傷害値は加速度から，大腿部傷害値は荷重から求めた．これらの指標に対して，道路運送車両の保安基準では，限度値を HIC36 では 1000 以下，3msG では 60G 以下，大腿部荷重では 10kN 以下と定めており，本試験においてもこれらを準用した．

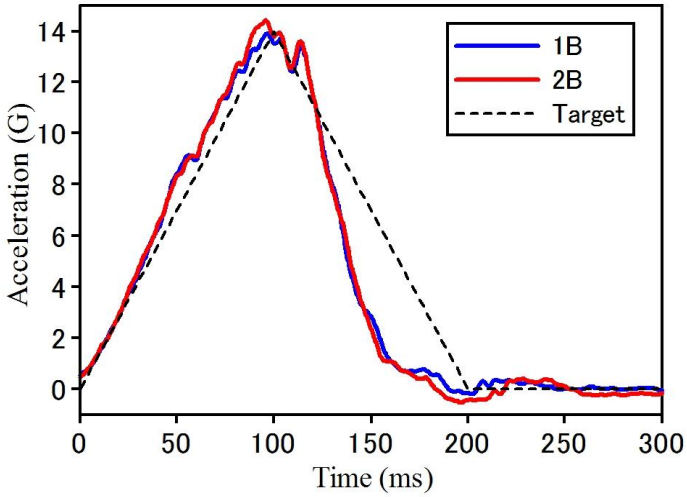
なお，試験実施回数の制約から，同条件での複数回の試験実施による試験結果の再現性の検証はできなかったが，試験結果に影響を及ぼすと考えられるダミー人形の初期位置と姿勢，および入力加速度波形が同等となるように試験設定を行った．

5.3.2　スレッド試験結果

図 5.12 に 4 条件で行った試験より得られた入力加速度波形（スレッド減速度波形）を示す．なお，入力加速度の立ち上がり時刻を時刻 0 とする．同図より 7G 波形は目標波形とほぼ一致したが，14G 波形は後半の加速度が目標値より低めとなった．ただし，1A および 2A 条件（7G）ならびに 1B および 2B 条件（14G）の波形には良好な再現性が認められる．以後，入力波形毎に結果を示す．



(a)　7G pulse



(b)　14G pulse

Fig. 5.12　Test results of input pulses.

（1）7G 波形

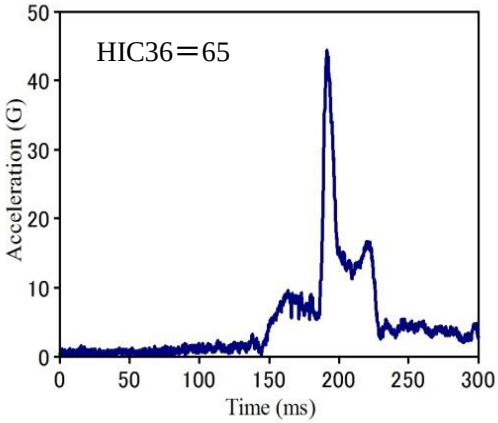
表 5.2 に 7G 波形の各試験条件におけるダミー人形の傷害値の結果一覧を示す．表 5.2 より，今回の試験条件において，各ダミー人形の傷害値が前述の限度値を超えることはなかった．頭部傷害値は 1 人着座が 65，2 人着座は左右ほとんど差がなく 120～130 程度であり，限度値 1000 に対して十分小さかった．胸部傷害値はいずれも 10G 程度で限度値 60G に対して十分小さかった．なお，今回は胸部が直接シートに衝突することはなかった．大腿部傷害値は 1 人着座の方が大きく，左大腿部で 5.4kN，2 人着座の最大値は 3.6kN となり，最大でも限度値 10kN の 54%程度となった．

Table 5.2　Test results of injury value (7G).

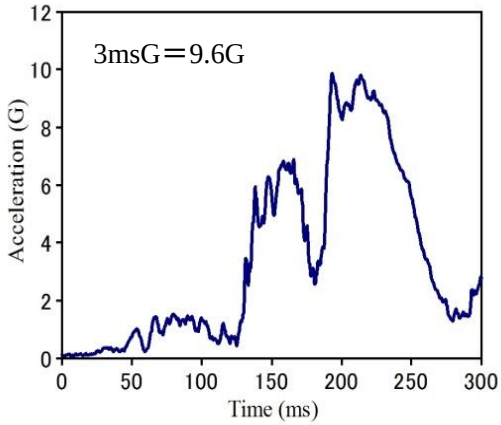
Test condition		1A	2A	
Dummy		Right side	Left side	Right side
HIC36 Threshold value 1000		65	130	120
3msG Threshold value 60G		9.7G	9.5G	10.4G
Femur load Threshold value 10kN	Left	5.4kN	2.8 kN	3.4 kN
	Right	3.4kN	3.6 kN	2.4 kN

1A 条件について，図 5.13 にダミー人形の頭部，胸部加速度および大腿部荷重波形の時刻歴を，図 5.14 にダミー人形の膝（または脛）および頭部がシートに衝突した時の高速度カメラ画像を示す．また，2A 条件も同様に，それぞれ図 5.15，図 5.16 に示す．さらに，図 5.17 および図 5.18 に，それぞれ 1A および 2A 条件における試験後の状況とダミー人形の脛，膝，頭部が衝突した箇所を示す．なお，図 5.13 および図 5.15 の大腿部荷重は負の値が圧縮を示す．

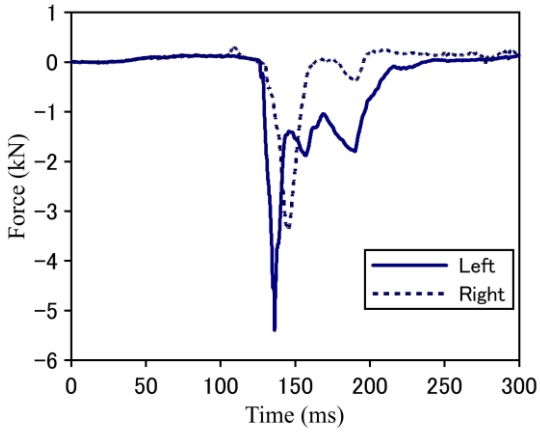
図 5.13～5.18 より，いずれの条件も，まず脛および膝が時刻 125ms 付近で背ずり下部に衝突し，これによりシートとダミー人形がともに前傾し，時刻 190ms 辺りで頭部が背ずり上部に衝突した．膝衝突時に，5.2 節の打当て試験と同様，受け金具がストッパを乗り上がり（本来は，受け金具とストッパによりシートの回転を止める），1A 条件では，シートの右側のみの衝突のため，シートが回転し，頭部が衝突した後，ダミー人形は側方に倒れ込んだが，2A 条件では，2 体のダミー人形がほぼ同時にシートに衝突するため，頭部が衝突した後も，シートは回転せずダミー人形は後方に戻された．そのため，2 人着座はほぼ背ずり中央に頭部が衝突したのに対し，1 人着座は左にずれて衝突した．



(a) Head acceleration

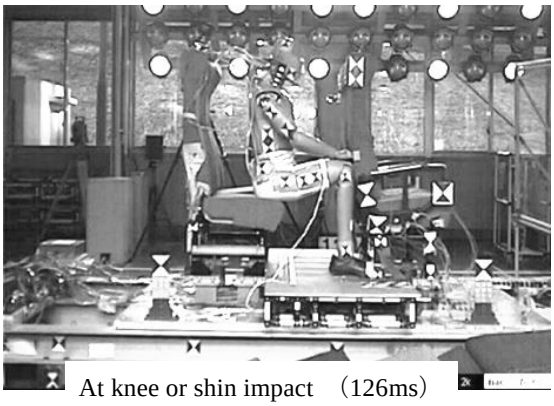


(b) Chest acceleration



(c) Femur load

Fig. 5.13 History of head and chest acceleration, femur load (1A condition).


At knee or shin impact (126ms)

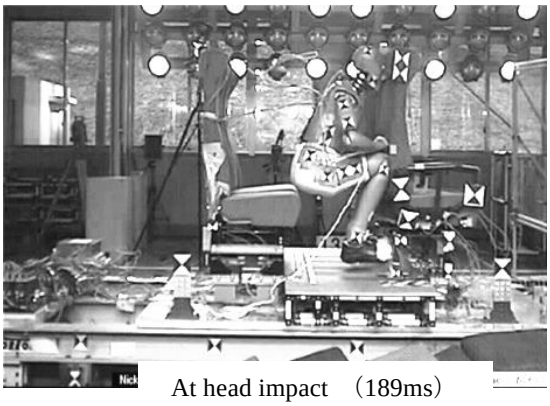
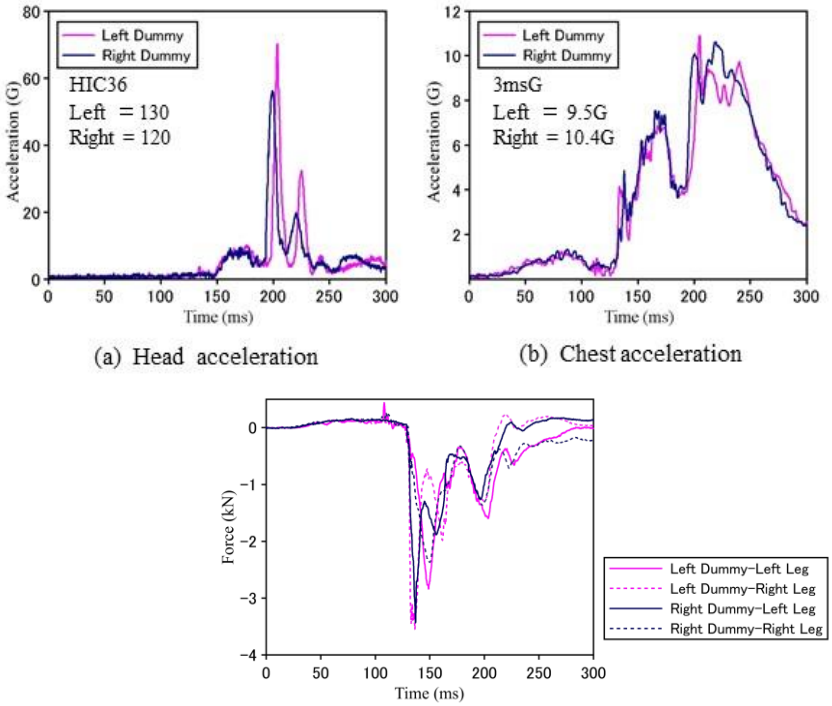

At head impact (189ms)

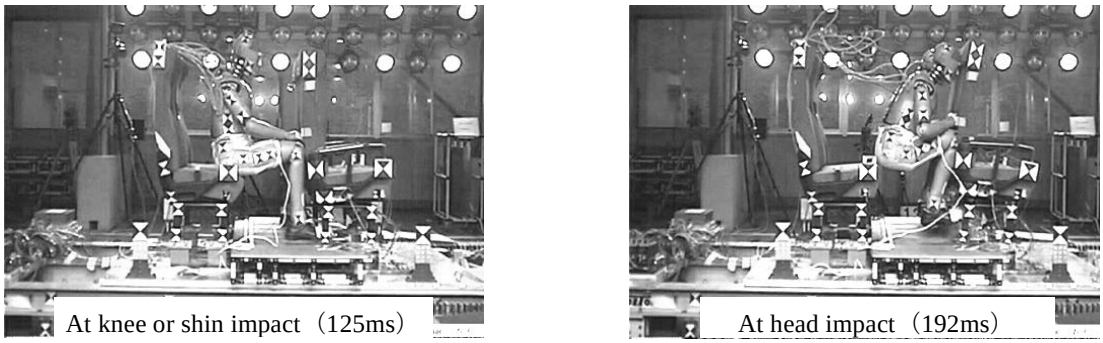
Fig.5.14 High speed camera images of sled test (1A condition).



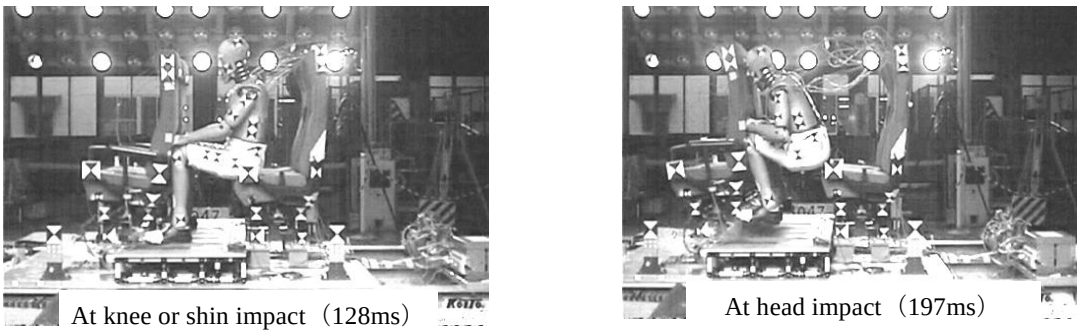
(a) Head acceleration (b) Chest acceleration

(c) Femur load

Fig. 5.15 History of head and chest acceleration, femur load (2A condition).



(a) Right dummy's behaviour



(b) Left dummy's behaviour

Fig.5.16 High speed camera images of sled test (2A condition).

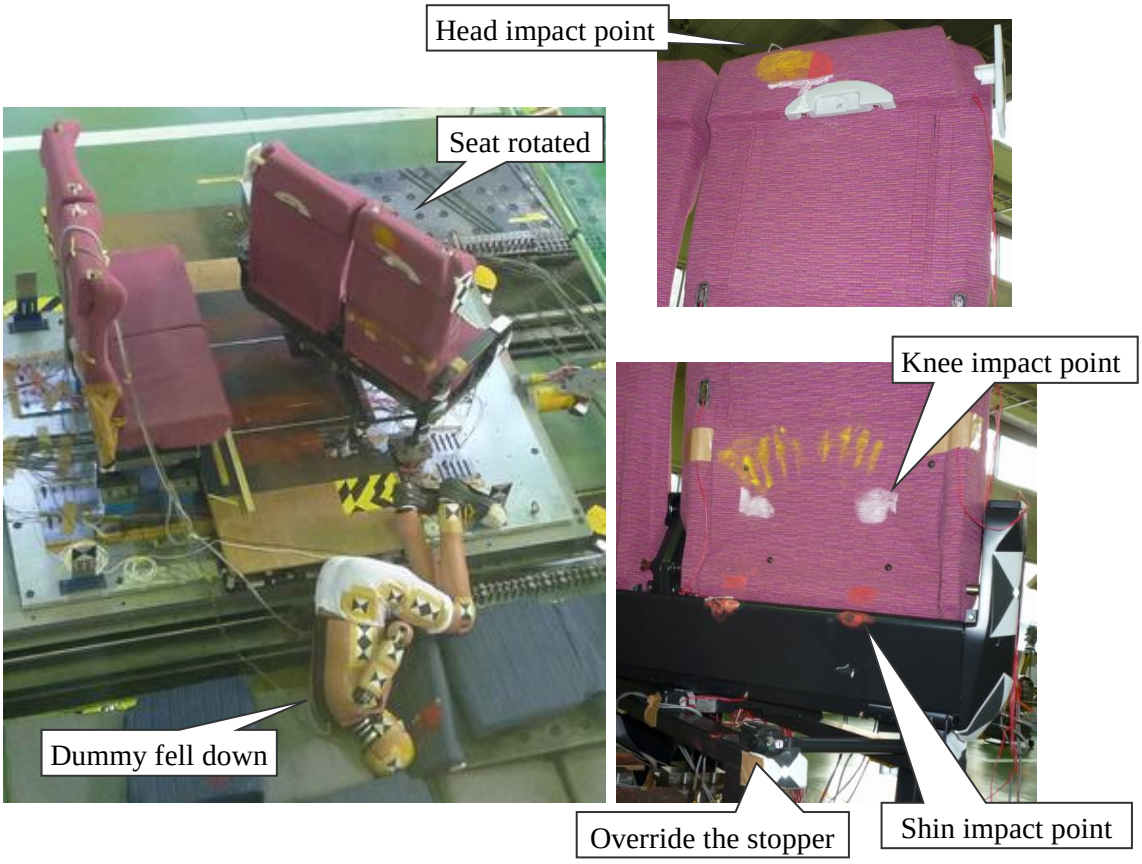


Fig. 5.17　Situation after sled test and dummy's impact point (1A condition).

表 5.2 のように 1 人着座の頭部傷害値が 2 人着座のそれよりも低くなったのは，シートの回転により背ずりが逃げる方向に挙動したことと，比較的強度の高いプラスチック製ヒンジ部より離れた位置に衝突したことによる影響と考えられる．大腿部傷害値に左右の足で差が発生したのは，靴が前席の脚台に衝突することによって，脛および膝がシートに衝突するタイミングがずれ（図 5.13(c)および図 5.15(c)参照），先に衝突した方が大きくなること，および背ずりの取り付け方に起因する背ずり剛性の違いが要因と考えられる．

Fig. 5.18 Situation after sled test and dummy's impact point (2A condition).

（2）14G 波形

14G 波形の各試験条件におけるダミー人形の傷害値の結果一覧を表 5.3 に示す．表 5.3 より，すべての傷害値が 7G 波形の試験結果よりも大きくなり，1B 条件における左大腿部傷害値が限度値を超えた．ただし，それ以外は限度値を超えなかった．頭部傷害値は 1B 条件が 288，2B 条件の左側ダミーが 219，右側ダミーが 161 であり，限度値 1000 に対して 29%弱と小さかった．胸部傷害値は 1B 条件が 50.5G と限度値 60G に対して 84%と大きくなったが，2B 条件では 33%程度であった．いずれも胸部が直接シートに衝突することはなかった．胸部傷害の主なメカニズムは，胸部への鈍的外力時の肋骨や内臓の変形を伴う胸郭の直接圧縮である（社団法人自動車技術会，2006）ため，今回は評価対象とはならない．大腿部傷害値は 1B 条件が 12.8kN と限度値 10kN に対して 128%となり限度値を超えた．2B 条件では最大値が 6.6kN となり，66%程度となった．

Table 5.3　Test results of injury value (14G) .

Test condition		1B	2B	
Dummy		Right side	Left side	Right side
HIC36 Threshold value 1000		288	219	161
3msG Threshold value 60G		50.5G	12.3G	20.0G
Femur load Threshold value 10kN	Left	12.8kN	4.7 kN	6.6 kN
	Right	5.9kN	5.6 kN	5.3 kN

1B 条件について，図 5.19 にダミー人形の頭部，胸部加速度および大腿部荷重波形の時刻歴を，図 5.20 にダミー人形の膝（または脛）および頭部がシートに衝突した時刻 109ms, 163ms と時刻 250ms での高速度カメラの画像を示す．また，2B 条件についても同様に，それぞれ図 5.21，図 5.22 に示す．さらに，図 5.23 および図 5.24 に，それぞれ 1B および 2B 条件における試験後の状況とダミー人形の脛，膝，頭部が衝突した箇所を示す．なお，図 5.20 および図 5.22 におけるベルトは，ダミー人形の頭部が前席に衝突し，さらに前方へ進行した際に，ダミー人形を含め試験装置を破損しないことを目的として，ダミー人形を拘束するよう設置したものであり，各部傷害値結果に影響を与えるものではない．

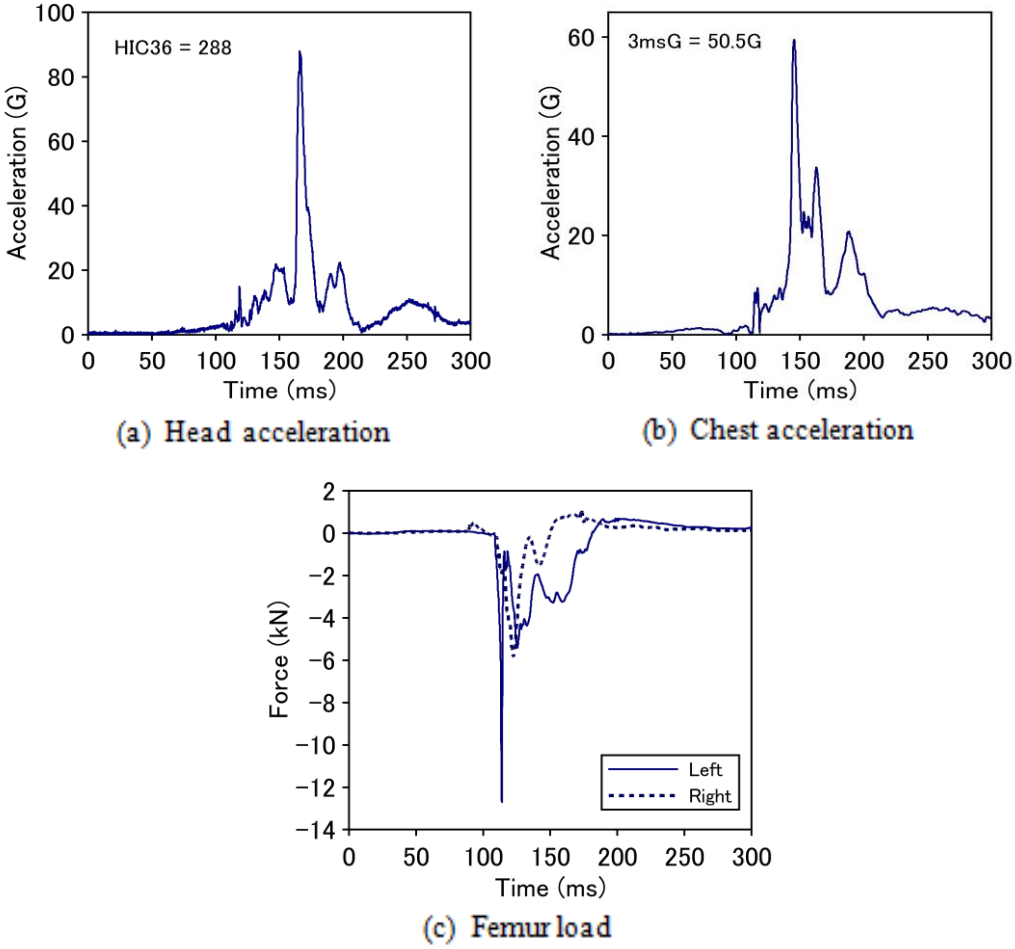


Fig. 5.19 History of head and chest acceleration, femur load (1B condition).

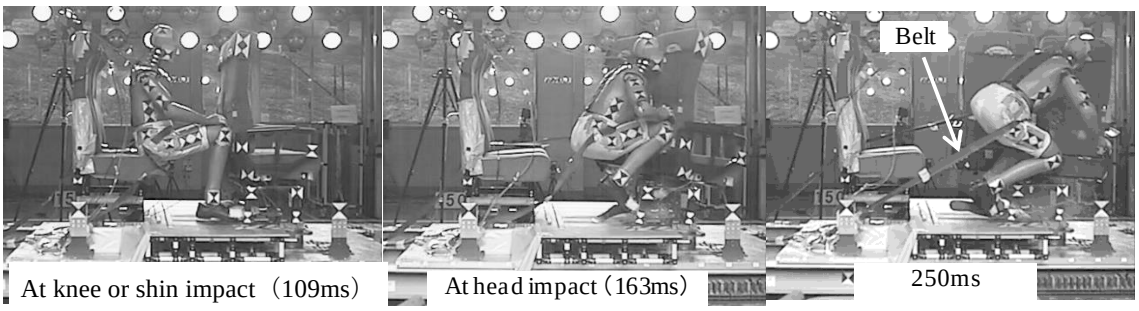


Fig.5.20 High speed camera images of sled test (1B condition).

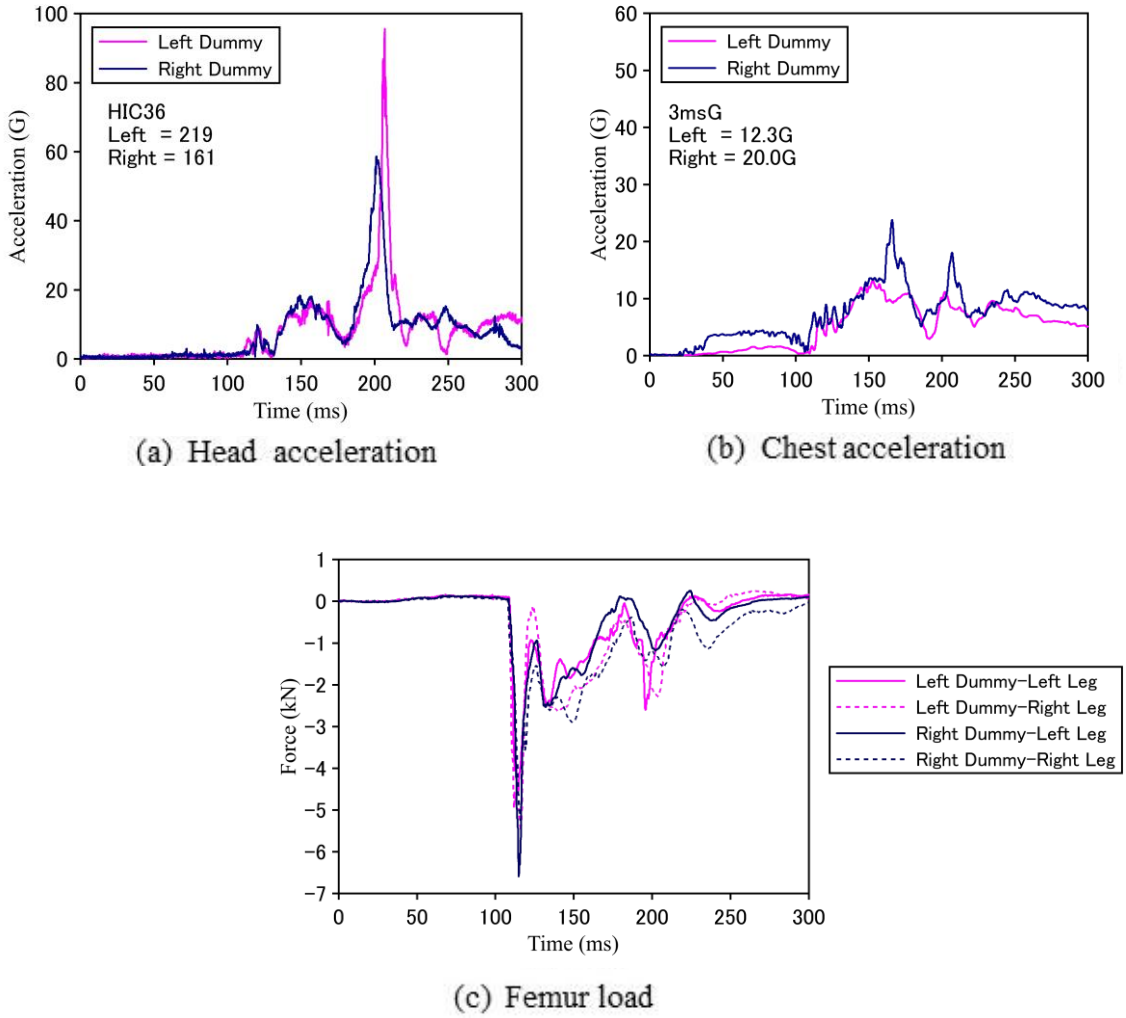


Fig. 5.21 History of head and chest acceleration, femur load (2B condition).

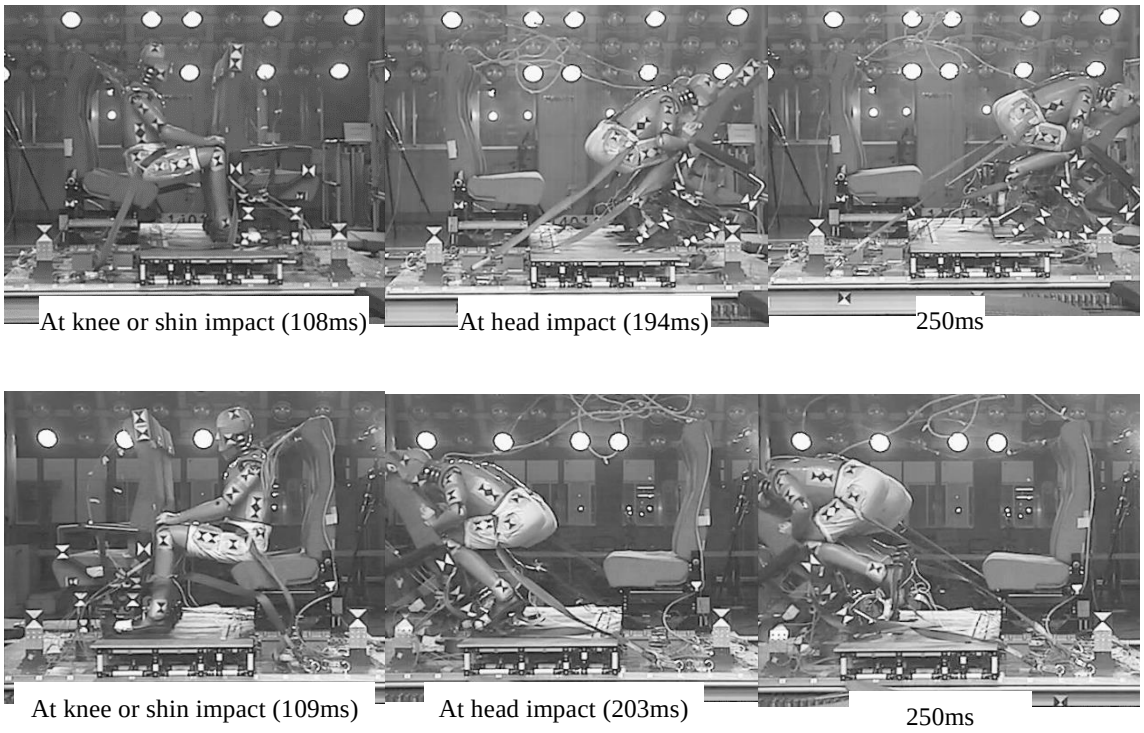


Fig. 5.22 High speed camera images of sled test (2B condition).

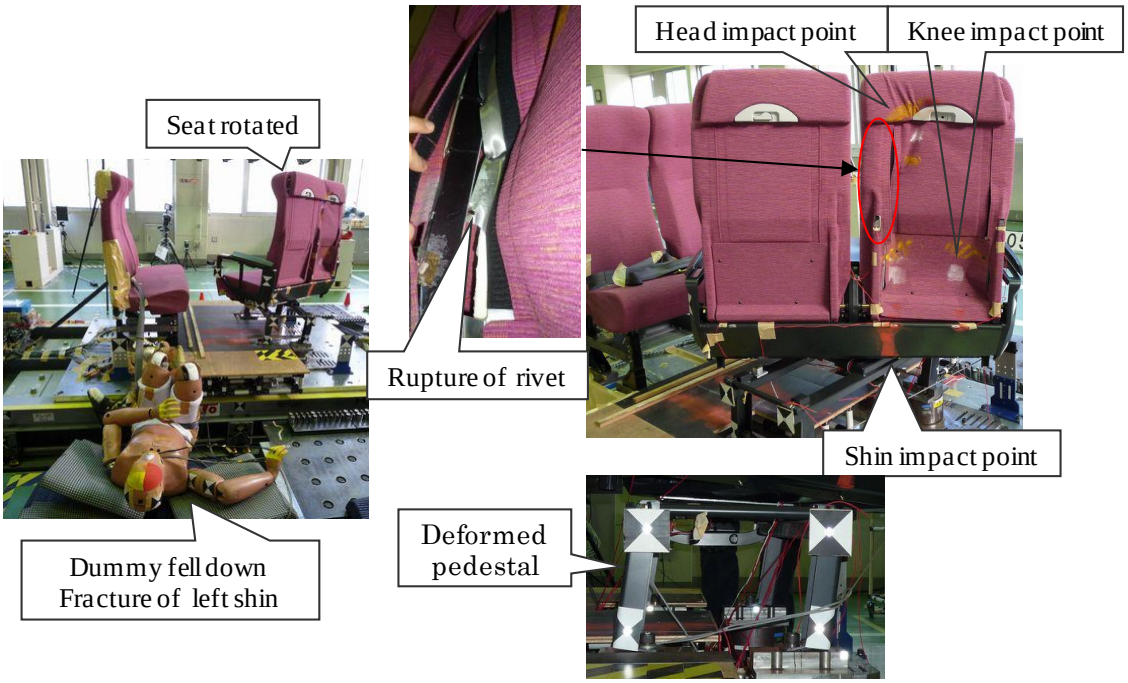


Fig. 5.23 Situation after sled test and dummy's impact point (1B condition).

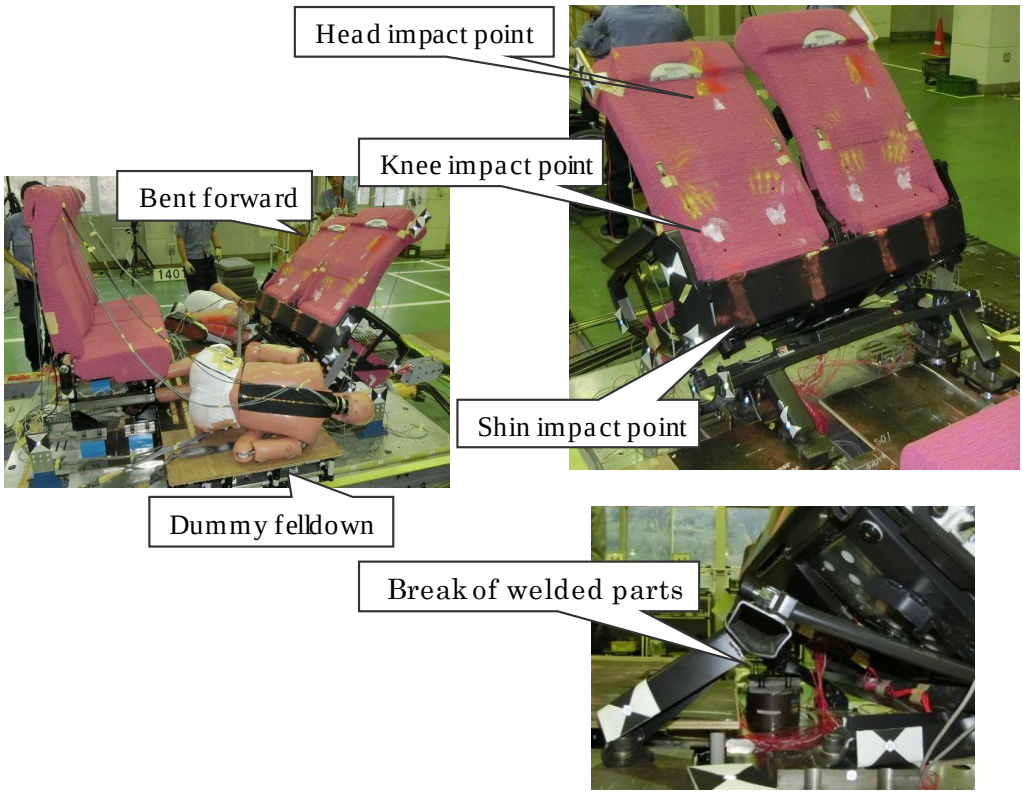


Fig. 5.24　Situation after sled test and dummy's impact point (2B condition).

図 5.20 より，1B 条件では脛および膝がシート背面下部に衝突し（この時，図 5.23 のように背ずり背面のリベット部が破断したと推定される），これによりシートが前傾して回転し，時刻約 163ms で頭部が背ずり背面上部に衝突した．その後もダミー人形の進行が止まらず，シートは 90°以上回転し，時刻約 250ms ではベルトによりダミー人形が拘束された．最終的には図 5.23 のようにダミー人形は右側方に転倒した．なお，図 5.19(c)の左大腿部荷重の波形は最大荷重 12.8kN の後，急激に荷重が低下した．試験後にダミー人形を調査したところ，左脚の膝関節下部の脛の溶接部が破断しており．これが荷重低下に影響したと推定される．図 5.23 に示すように，脛が衝突したバックカバーは内側に，比較的剛性および強度が高いシートフレームがあるため，膝が衝突した背ずり下部と比較して変形量が小さくなった．これにより，膝下に著大なせん断力が発生したことが破断の原因と考えられる．また，前述の通り，胸部傷害値が 50.5G と限度値 60G に対して 84%と大きくなったが，図 5.19(b)における胸部加速度の著大値の原因成分は進行方向成分ではなく，主に上下方向成分によるものであった．胸部加速度の上下方向成分が大きくなった原因は特定できず，

計測不良の可能性も考えられる．

図 5.22 より，2B 条件では左右 2 体ほぼ同時に衝突するため，シートはほとんど回転しないが，シートの脚台が前方へ大きく変形して破断し（図 5.24 参照），時刻約 250ms ではベルトによりダミー人形が拘束された．最終的には図 5.24 のようにダミー人形は左右いずれも側方に転倒した．いずれの条件もベルトがなかった場合，ダミー人形は前方へ飛び出すと推測される．

大腿部傷害値の左右差および 1 人着座の方が大きくなる傾向は 7G 波形と同様であった（表 5.3 参照）が，頭部傷害値は 1 人着座の方が大きくなった．これは，14G 波形の 2 人着座ではシートの脚台が破断し，シートが大きく前傾した状態で頭部が衝突したためと考えられる．

5.3.3　スレッド試験結果のまとめ

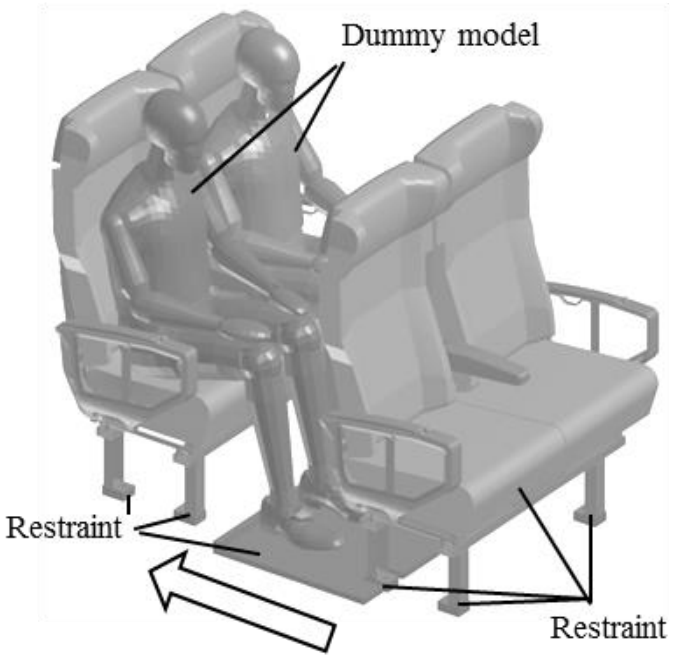
スレッド試験結果から，今回の試験条件（テーブルがない等）において着座乗客が前席に衝突することによって重傷となる可能性が高いのは，大腿部であり，2 人着座よりも 1 人着座の方が傷害値が高くなることが明確となった（理由については，5.4 節の解析にて示す）．また，膝が衝突する背ずり下部と比較して脛が衝突するバックカバー部（シートフレーム）の強度剛性が高いため，膝下に著大なせん断力が発生する可能性があることが分かった．一方で，膝等との衝突により背ずりが前方へ傾斜する過程で頭部が衝突するため，頭部は重傷となる可能性は低いことが明確となった．ただし，衝撃加速度が大きくなると前席の変形や回転により，乗客を受け止められず，前方へ飛び出す可能性がある．この場合，他の内装品に衝突して重傷となる可能性が考えられる．

5.4　スレッド試験に相当する FEM 解析

5.4.1　着座シートモデルの材料特性

スレッド試験相当の FEM 解析を実施するにあたり，ダミー人形の飛び出し挙動を検証した．これは最終的に得られる頭部傷害値や大腿部傷害値の精度に対して，ダミー人形の衝突位置や角度が強く影響することによる．ダミー人形の飛び出し挙動は，着座時の座ぶとんの沈み込み量が重要であるため，座ぶとん単体の強度試験より荷重－変位特性を取得して座ぶとんモデルに反映させ，図 5.25 の解析モデルでダミー人形の自重による着座時の状態を解析した．シートモデルは変形を考慮できる FEM モデルであり，ダミーモデルは剛体モデルである．図 5.26 に座ぶとんの上下方向変形量の解析結果（コンター図）を示す．赤色の部分が変形量の大きい箇所である．

次に, ダミー人形の飛び出し方向に着目し, 着座状態を初期状態として 2A 条件のスレッド試験に相当する条件で解析を実施した．ダミー人形が前席に衝突する前までの挙動の解析結果を図 5.27(a)に試験結果と併せて示す. 挙動比較は図 5.11 に示したターゲットマークの軌跡で行い，図 5.27 中の背景のダミー人形はターゲットマーク位置を明示するための参考図であり，赤丸印はダミー人形に貼付した 12 箇所のターゲットマークの始点である．図 5.27(a)より，着座時の初期姿勢は一致しているが解析による軌跡は試験結果に比べて飛び出し角度が低くなった．この差異の原因が座ぶとんの硬さによるものと考え，座ぶとんの材料物性をひずみ速度依存性を考慮したものに変更した．ひずみ速度依存性を考慮した解析と試験の挙動比較結果を図 5.27(b)に示す. 飛び出し角度はほぼ一致し，試験結果と同等の挙動となった．それ故，この補正により頭部傷害値や大腿部傷害値などの最終的な計算結果の信頼性が向上したと考えられる．



Input acceleration pulse (Fig. 5.12)

Fig. 5.25 FE model of sled test.

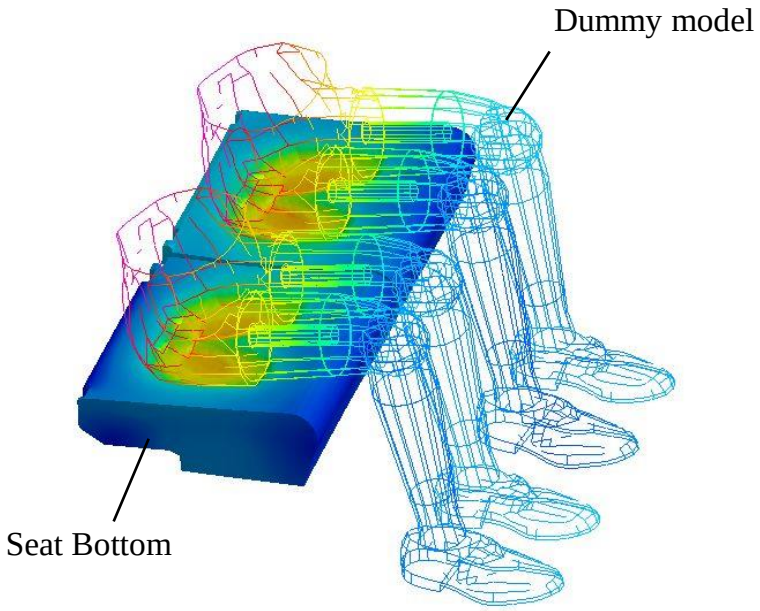
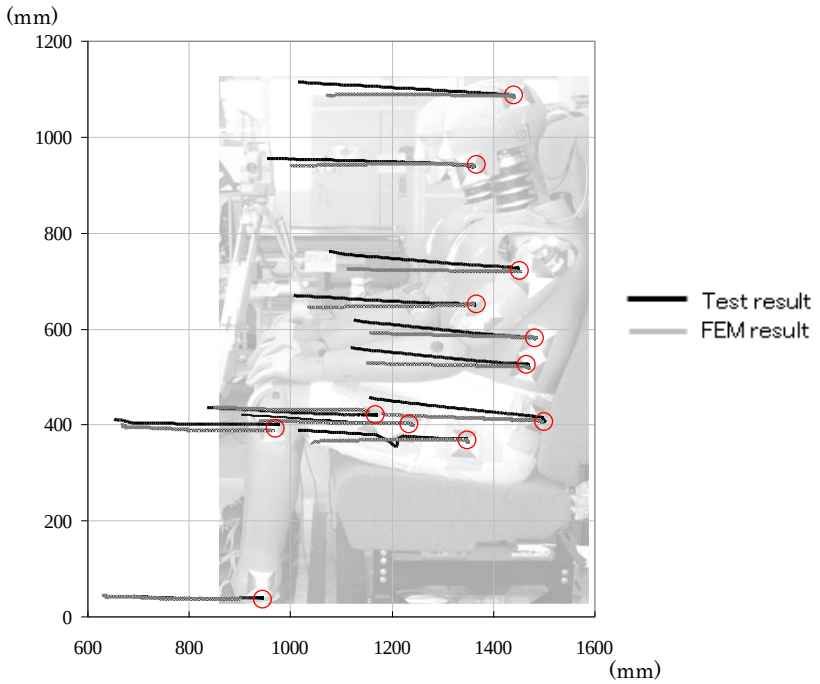
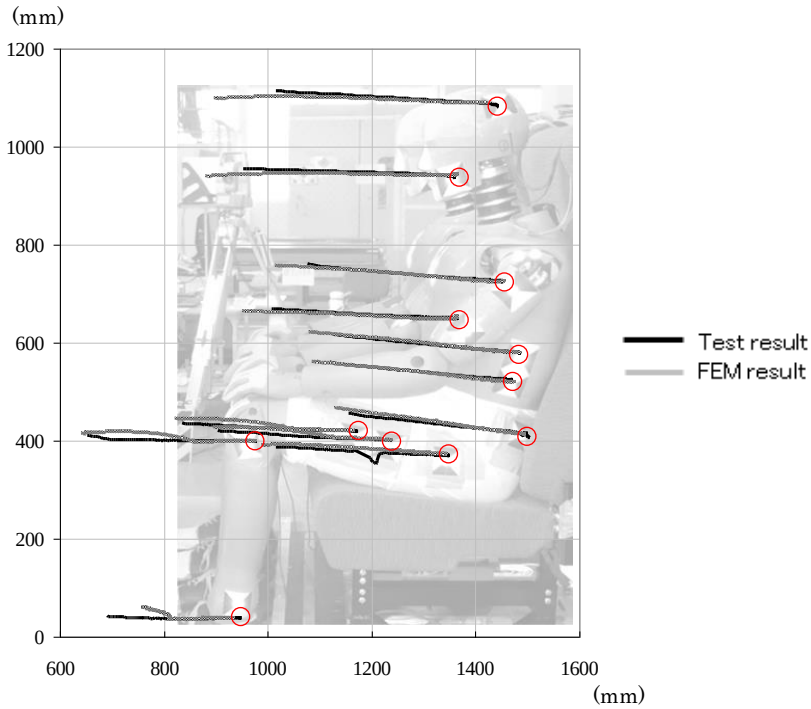


Fig. 5.26 FE analysis result of seat bottom's deformation at seating. The contour shows the vertical deformation of the seat bottom.



(a) no reflect strain-rate dependence of seat bottom



(b) reflect strain-rate dependence of seat bottom

Fig. 5.27 Comparison of dummy's behaviour (2A condition).

5.4.2　スレッド試験に相当する FEM 解析

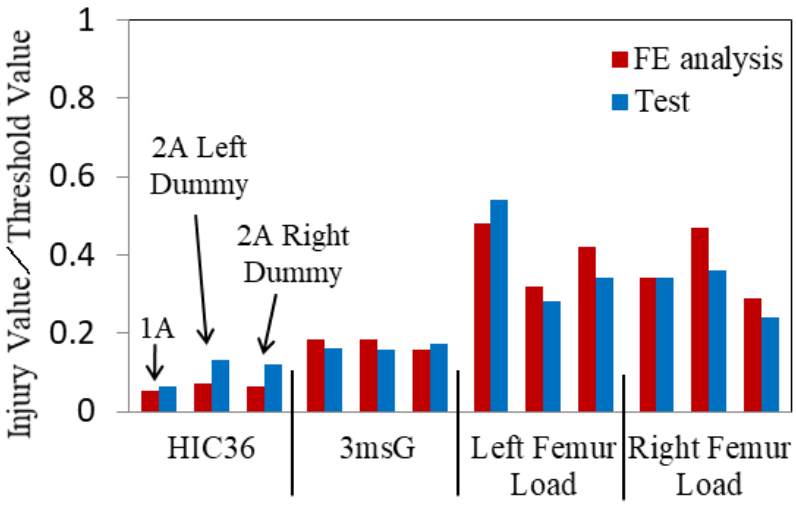
5.2.3 で構築したシート解析モデルと，前面衝突用のダミー人形を模擬した FEM 剛体ダミーモデル（以後，ダミーモデルと呼ぶ）（PAM-SAFE User’s Manual, 2000）を用いて，図 5.25 に示すようにスレッド試験に相当する衝突解析を実施した．各解析の入力波形は図 5.12 に示す試験結果（スレッド減速度波形）を用い，各試験結果に応じてダミーモデルの初期姿勢を調整した．それぞれの条件におけるダミーモデルの傷害値の解析結果を試験結果（括弧書きで表示）とあわせて表 5.4 に，各傷害値を限度値で除した結果を図 5.28 に示す．

Table 5.4　Comparison of injury value between FE analyses and Tests.

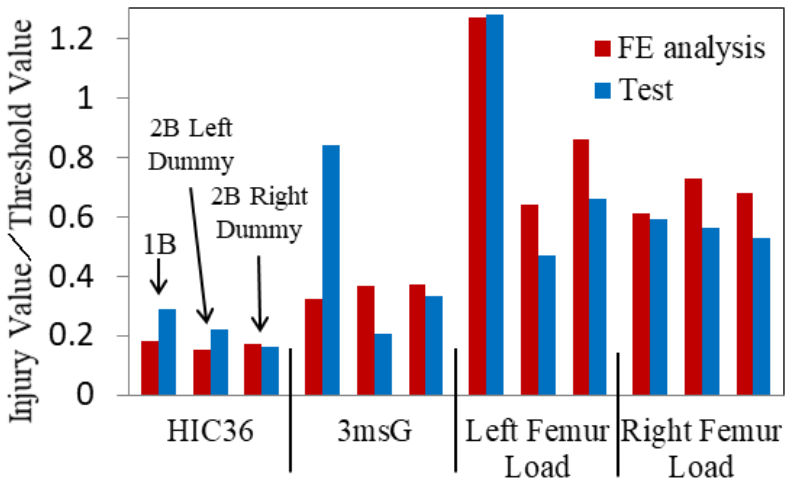
Test condition		1A	2A		1B	2B	
Dummy		Right side	Left side	Right side	Right side	Left side	Right side
HIC36 Threshold value 1000		54(65)	70(130)	63(120)	183(288)	153(219)	169(161)
3msG (G) Threshold value 60		11.1(9.7)	11.0(9.5)	9.4(10.4)	19.5(50.5)	21.9(12.3)	22.2(20.0)
Femur Load (kN) Threshold value 10	Left	4.8(5.4)	3.2(2.8)	4.2(3.4)	12.7(12.8)	6.4(4.7)	8.6(6.6)
	Right	3.4(3.4)	4.7(3.6)	2.9(2.4)	6.1(5.9)	7.3(5.6)	6.8(5.3)

Note: Figures in brackets show the test results.

表 5.4 および図 5.28 より，頭部傷害値は試験結果と比較して概ね低い値となり，7G 波形の試験では最大 60（46%）の誤差，14G 波形の試験では最大 105（36%）の誤差となった．一方，胸部傷害値は 1B 条件がやや大きい誤差 31G（61%）であったが，それ以外はほぼ一致した（ただし，今回の条件では胸部がシートに直接衝突することはなかった）．解析においては，1B 条件のスレッド試験で生じた高い胸部傷害値を再現できず，その原因を特定することはできなかった．また，大腿部傷害値は１人掛けである 1B および 1A 条件は良く一致したが，２人掛け条件はすべてスレッド試験より高い値となり，2A 条件では最大 1.1kN（31%）の誤差，2B 条件では最大 2.0kN（30%）の誤差となった．これは，ダミーモデルが２体ほぼ同時に衝突するため，初期姿勢の僅かな違いが相互に影響を及ぼし，解析の再現性が低下したためと考えられる．



(a) 7G pulse



(b) 14G pulse

Fig. 5.28 Comparison of injury-value / threshold-value between FE analyses and Tests.

次に，ダミーモデルの膝または脛，および頭部がシートに衝突する時刻付近での状況を図 5.29，図 5.30 に示す．図 5.29 と図 5.14 および図 5.16 を比較すると，膝または脛衝突および頭部衝突の時刻やダミーモデルの姿勢は概ね一致しており，ダミーモデルを用いた本解析はスレッド試験の結果を精度良く解析できていると考えられる．また，いずれの条件も試験結果と同様に，受け金具がストッパを乗り越え，1A 条件では回転する状況が再現できた．

図 5.30 と図 5.20 および図 5.22 を比較すると，膝または脛が衝突した時の時刻やダミーモデルの姿勢は概ね一致しているが，頭部衝突時，ダミーモデルは脚を抱え込むような姿勢となり，ダミーモデルの太腿部と腹部が干渉した（2B 条件でより顕著であり，頭部衝突時間が 20ms 程度早くなった）．これは，ダミーモデルの各部が相互の接触を考慮しない剛体要素で構成されているためである．ただし，最終的なシートの回転や前傾，ダミー人形の前方への挙動は再現できた．

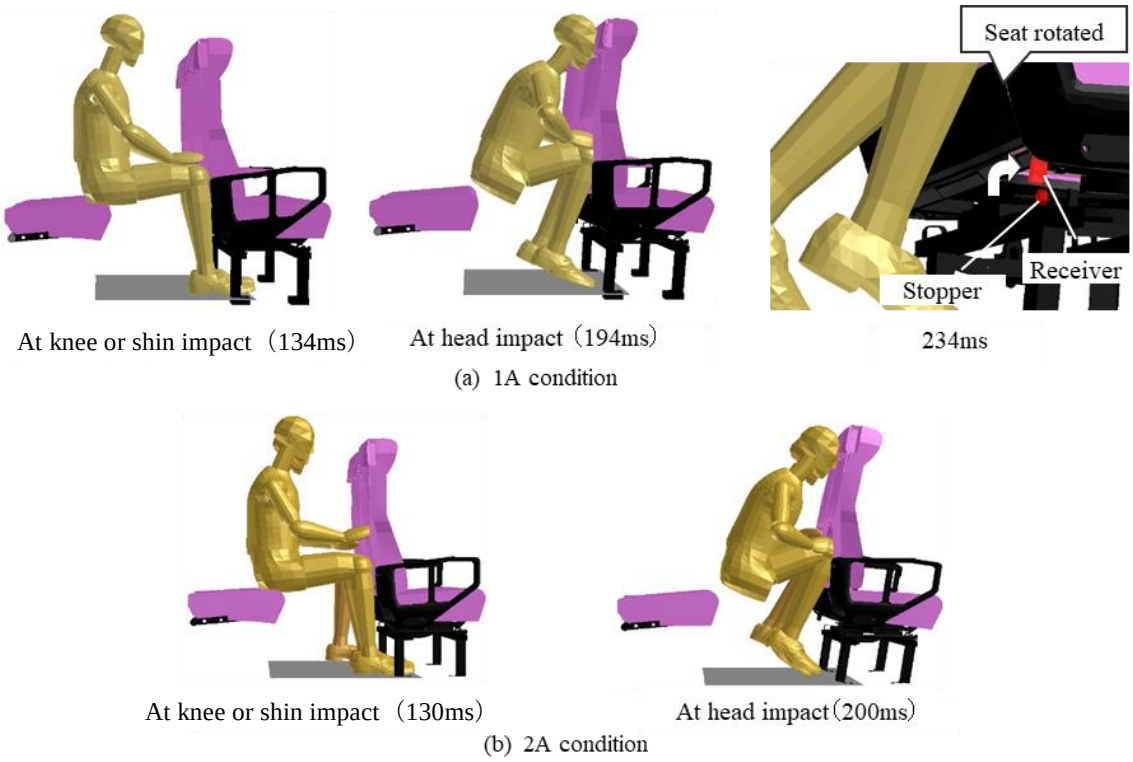


Fig. 5.29 FE analysis results of dummy's behavior (1A and 2A condition).

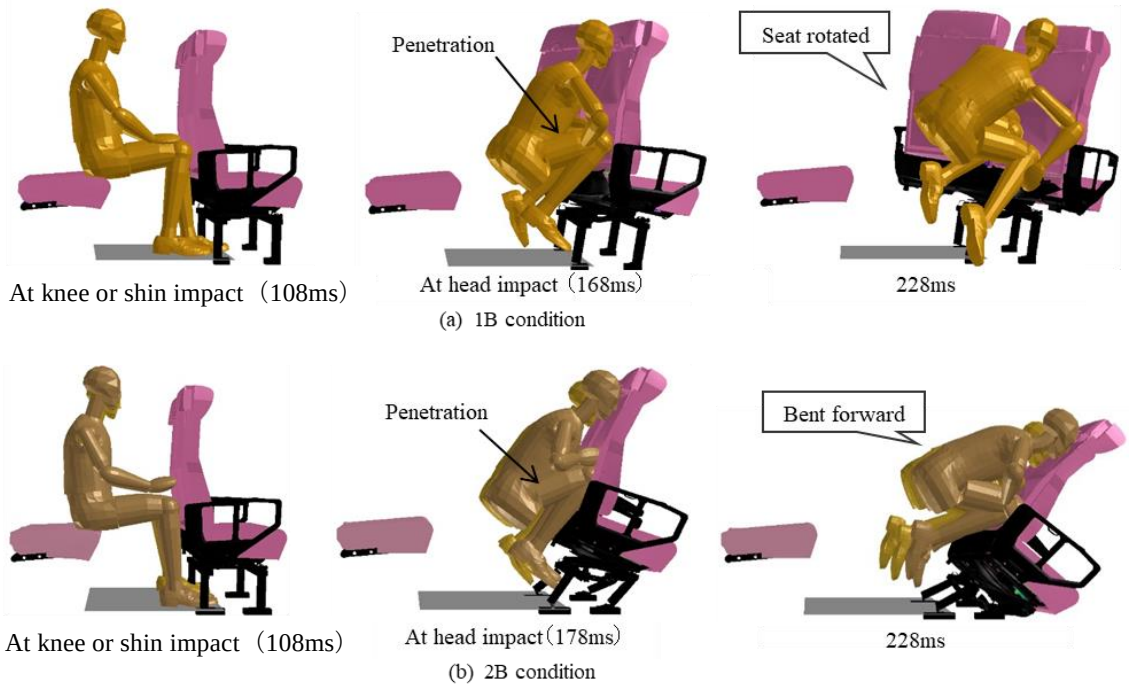


Fig. 5.30　FE analysis results of dummy's behavior (1B and 2B condition).

以上の結果から，剛体要素で構成されたダミーモデルを使用する本解析手法では，今回のように脚を抱え込むような姿勢となる条件について，姿勢や頭部傷害値の絶対値を再現することは困難である．一方，図 5.28 に示すように，限度値に対する各部位の傷害値の割合を評価する場合には概ね良好な精度が確保されていると考えられる．特に大腿部傷害値については，１人掛けの条件の誤差が-0.6～+0.2kN（-11～+3%）の範囲なので，絶対的な傷害値を評価するのに十分な精度がある．今後の課題として，図 5.28 において，頭部傷害値は限度値に対して 30%以下と大幅に低い試験結果であり，これに基づく解析精度の評価が困難であるため，頭部傷害値が限度値に近くなる条件での試験結果との比較が必要と考えられる．

5.3.2 のスレッド試験結果において，重傷となる可能性が高いのは大腿部であり，2 人掛けよりも 1 人掛けの方が傷害値が高くなることおよび膝下に著大なせん断力が発生する可能性があることを示した．これらを検証するために，2A 条件の解析モデルの左側ダミーモデルを削除し，その他の条件を同等とした解析を実施した．その結果，右側ダミーモデルの左および右大腿部傷害値がそれぞれ 4.2kN が 5.0kN に，2.9kN が 3.5kN に増加し，1 人掛けの方が傷害値が高くなることを確認した．さらに，2A 条件の解析において，図 5.31 に示すように背ずり（主に膝と衝突）およびシートフレーム（主に脛と衝突）がダミーモデルの足と衝突した際の接触荷重を計算した．

ダミーモデルがシートと衝突した際の応力コンター図を図 5.32 に，右側ダミーモデルの接触荷重波形を大腿部荷重波形とあわせて図 5.33 に示す. 図 5.32 および図 5.33 より，大腿部荷重はシートフレームと脛との接触によって発生し，シートフレームのうち，背面カバーの内側にあるバックバーの影響が大きいことが分かった. バックバーは左右座席を貫通した一本の棒であるため, 2 人掛けの条件では 2 体のダミー人形が分担して前方に押し出すことになる．そのため，2 人掛けの方が大腿部傷害値が低下したと考えられる．

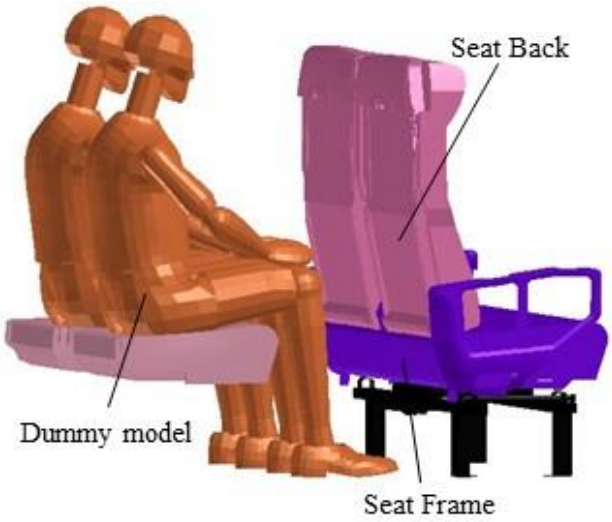


Fig. 5.31　Seat back and Seat frame.

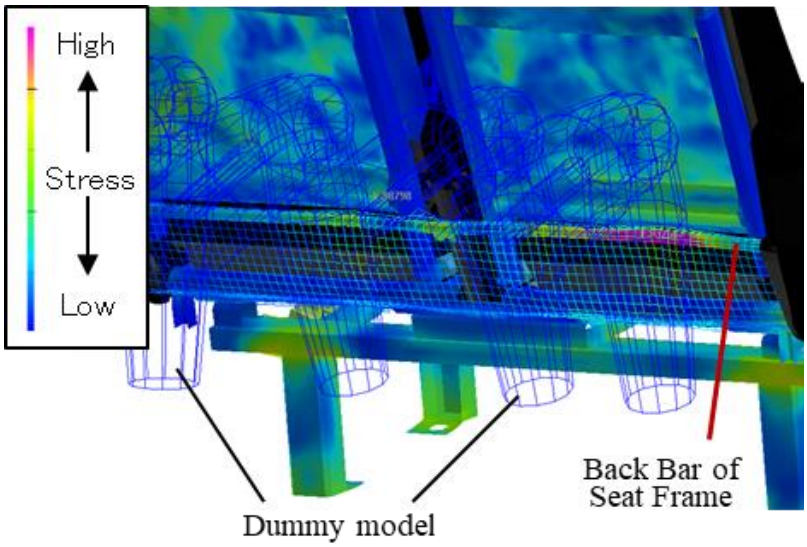


Fig. 5.32　FE analysis result of stress contour (2A condition).

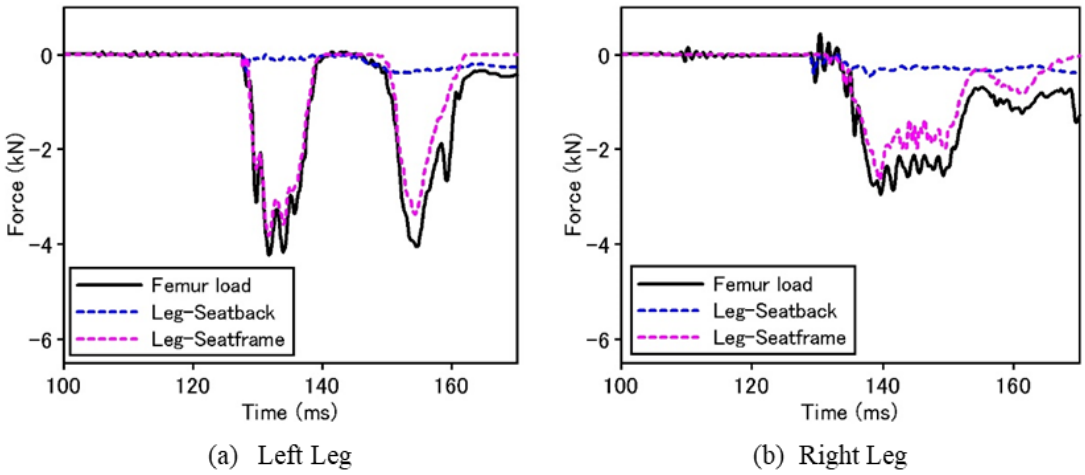


Fig. 5.33　FE analysis results of force applied to dummy's leg (2A condition, Right dummy).

5.5　まとめ

鉄道車両が大型自動車等と衝突した場合，客室内では衝撃減速度によって乗

客が進行方向に投げ出され，内装品と 2 次衝突して負傷する可能性がある．多くの客室内の状況のうち，回転リクライニングシートに着座した乗客が前席の背面に衝突するケースを最も基本的な状況の 1 つとして検証対象とし，スレッド試験による乗客の挙動や傷害値を検証するとともに，試験に相当する FEM 解析を実施し，以下の結論を得た．

(1) 着座乗客が前席に衝突することによって重傷となる可能性が高いのは，大腿部であり，2 人着座よりも 1 人着座の方が傷害値が高くなる．また，脛および膝が衝突する箇所の強度や剛性の差により，膝下に著大なせん断力が発生する可能性がある．一方，胸部は直接シートに衝突することはないため，重傷となる可能性は低い．

(2) 膝等との衝突により背ずりが前方へ傾斜する過程で頭部が背ずりに衝突するため，頭部は重傷となる可能性が低い．ただし，衝撃加速度が大きくなると 2 人着座の場合は，前席の前方への変形により，また 1 人着座の場合は，シート上部の回転により乗客を受け止めることができず，いずれの場合も前方へ飛び出す可能性がある．この場合，他の内装品に衝突して重傷となる可能性がある．

(3) 自動車用に開発された FEM 剛体ダミーモデルを用いたスレッド試験に相当する FEM 解析では，ダミー人形の挙動は概ね再現できるが，例えば脚を抱え込むようなダミー人形の部位同士が相互に干渉する姿勢の場合，再現が困難となる．解析における傷害値に関しては，大腿部傷害値は概ね試験結果を再現できるが，頭部傷害値は試験結果と比較して低くなる傾向があり，最大誤差は 46%であった．ただし，限度値 1000 に対して全試験結果が 288 以下と低い数値の中での比較のために，誤差率が大きく見積もられた可能性があり，頭部傷害値が限度値に近くなる条件での試験結果との比較が必要である．

(4) 乗客の安全性向上のための対策としては，大腿部傷害値や膝下のせん断力を下げるために，脛および膝が衝突する箇所の強度や剛性を同程度に揃えつつ全体的に下げること，乗客を確実に受け止めるためシートの回転を確実に抑止し，全体（特に脚台）の変形量を抑えることが考えられる．その際，シートの回転や全体の変形量を抑えることによって頭部傷害値の上昇が想定されるため，必要に応じて頭部衝突箇所の強度や剛性を下げるなどによって，上昇量を最小限となるよう注意が必要である．

第 6 章　乗客の傷害度との相関に基づく鉄道車両の衝突安全性評価法

6.1　はじめに

鉄道の安全対策として，万一の衝突事故時に，乗客や乗務員の被害を軽減する車体構造は重要である．しかしながら，我が国において，鉄道車両の車体構造の設計基準は衝突事故を想定しておらず，衝突条件や車両の衝突安全性を評価するための指標が明示されていない（宇治田，2010）．一方，欧州や米国では，車両の衝突安全性に関する設計基準があるが，それぞれの国の鉄道システムや過去の事故事例などに基づいて設定されているため，それらの内容は異なる．例えば，車内の安全性を評価する際に，欧州では平均減速度（CEN, 2010）を指標としているのに対し，米国では最大減速度および座席に座った乗客が前席のシートバックに衝突する速度（FRA，2011）を指標とし，それぞれの指標に限度値を設定している．

我が国における車両の衝突安全性に関する設計基準を検討する際には，これらの実績のある海外の基準を参考とすることは効率的であると考えられるが，我が国の事情を考慮することも必要である．我が国固有の事情として，新幹線と在来線があり，新幹線については，乗客が負傷に至る衝突事故は皆無である．在来線についても，優れた信号や保安設備により，列車同士の衝突事故は希であり，これら設備の全国規模での導入や改良などが進めば，さらに事故を減らすことが可能となる．一方，踏切での自動車との衝突事故については，高速走行時の直前での横断などの場合，減速する時間がなく，未然に防ぐことが困難な状況が考えられ，検討すべき優先度の高い事故状況である．

踏切事故を対象とした，車両の衝突安全性に関しては，欧米において多くの報告があり（Roure et al., 2001）（Llana, 2009）（Ling et al., 2016），我が国においても，実際に発生したある踏切事故について，FEM 解析による踏切事故の再現解析が実施されている（沖野他，2012）（田口他，2015）．また，本研究の第 2 章および第 4 章において，我が国で過去に発生した主要な踏切事故の統計的調査を実施し，衝突速度と衝突対象物を整理するとともに，統計結果を基に，列車とダンプカーによる踏切衝突事故を模擬した FEM 解析において，相互の衝突位置，衝突角度および衝突速度などの衝突条件を変化させて，列車とダン

プカーの最大接触荷重，列車の最大変形エネルギー量，列車運転台の最大変形量，客室内の平均減速度（欧州基準準拠），最大減速度および乗客の前席への衝突速度（米国基準準拠）を定量的に評価し，これらの相関について検証した．しかしながら，客室内の安全性を評価する際に，欧州または米国の指標のいずれが，より妥当な評価指標であるかを評価した研究は皆無に等しい．

一方，客室内の安全性を評価する方法として，スレッド試験があり，第 6 章において，回転リクライニングシートに着座した乗客が前席の背面に衝突するケースを検証対象とし，スレッド試験による人体ダミー人形の挙動や傷害値を検証するとともに，試験を再現できる FEM 解析手法を構築した．本解析モデルを用いれば，客室の衝撃減速度を入力した際の人体ダミー人形の各部傷害値を定量的に評価可能である．このような人体ダミー人形と客室のシートの衝突による各部傷害値の解析的検討について多くの報告があるが（Tyrell et al., 1998）（Fidanza et al., 2008）（田口他，2014），実際の踏切事故を想定した条件で客室内の安全性を欧米の指標で評価し，乗客を模擬したダミー人形の傷害値を判断基準としてこれらの評価結果の妥当性を検証した研究はなく，これらの検証結果は，我が国における車両の衝突安全性に関する設計基準の設定に資する重要な知見になると考えられる．

そこで，本章では，我が国で過去に発生した主要な踏切事故の統計的調査結果を基に,衝突速度や衝突対象物および相互の相対位置の各条件を変化させて，踏切衝突事故を模擬した FEM 解析を実施し，各条件での客室の衝撃減速度波形を算出する．これらの減速度波形から，欧州基準の平均減速度と米国基準の最大減速度および着座乗客の前席への衝突速度の 3 つの衝突安全性評価指標とその限度値で客室内の安全性を評価するとともに，同じ減速度波形を入力とした乗客傷害度解析により，人体ダミー人形の傷害値を算出し，これらの相関について検証する．ダミー人形の傷害値を判断基準として，3 つの衝突安全性評価手法で最も有効な手法を明示するとともに，ダミー人形の傷害値と相関関係がより強い評価指標を検討し，我が国での衝突安全性に関する評価指標とその限度値を提示する．

6.2　踏切衝突事故解析と乗客傷害度評価

本章では，第 4 章で用いた図 4.1 に示す踏切事故解析モデルを用いて，様々な事故条件下で列車とダンプカーが衝突した際の客室の衝撃減速度波形を出力する．また，図 6.1 に本章で用いた乗客傷害度解析モデルを示す．第 5 章におけるスレッド試験相当の FEM 解析において，1 人着座および 2 人着座について，頭部傷害値，胸部傷害値および大腿部傷害値を評価対象とした結果，重傷となる可能性が最も高くなったのは 1 人着座条件での大腿部傷害値（大腿部荷重）であった．そのため，図 6.1 に示すように，1 人着座条件での大腿部傷害値を評価対象とした．なお，1 人着座条件での大腿部傷害値は，スレッド試験結果と比較検証し，傷害評価するのに十分な精度が得られていることが第 5 章で確認されている．

踏切事故解析において，各衝突条件での列車客室中央部の衝撃減速度波形を計算し，これら衝撃減速度波形から以下の 3 つの評価指標①～③とダミーモデルの傷害値④を求めた．なお，衝突時刻から 300ms 程度までの挙動をサンプリング時間 0.1ms で検証した．

① 欧州基準に準拠した平均減速度
② 米国基準に準拠した最大減速度
③ 米国基準に準拠した乗客の前席への衝突速度（Secondary Impact Velocity，以後，SIV）
④ 人体ダミーモデルの大腿部荷重の最大値（以後，ダミー傷害値）

なお，上記①，②，③は，それぞれ 4.2 節における④，⑤，⑥に相当し，各評価指標の算出方法は同様とした．

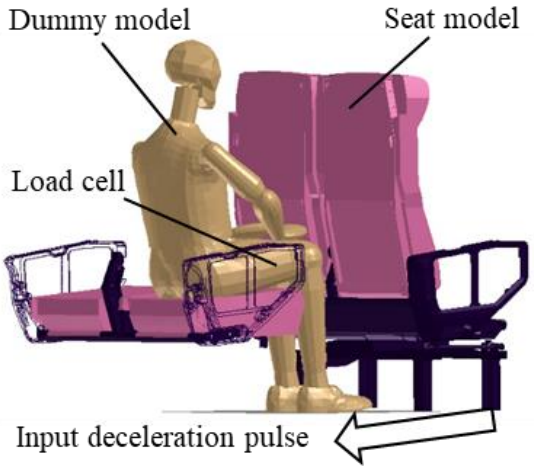


Fig. 6.1　Dummy model and seat model.

6.3　様々な踏切事故条件下での客室内の安全性評価

6.3.1　ダンプカーとの水平方向衝突位置を変化させた場合

図 4.3 のように列車とダンプカーのそれぞれの進行方向を垂直に配置し，4.3.1 節と同様に，列車の中心線を，衝突するダンプカーに対して水平方向に変化させた 5 条件（Case1-1：ダンプカーの積荷の中央，Case1-2：ダンプカー全体（積荷を含む）の重心，Case1-3：ダンプカーのキャビンの重心，Case1-4：ダンプカーの積荷の最後尾，Case1-5：積荷の最後尾から 750mm 後方へずれた位置）を設定した．なお，Case1-4 は列車車体幅半分のオフセット条件，Case1-5 は 1/4 のオフセット条件を想定したものである．この 5 条件に対して，列車衝突速度を 11.1m/s（40km/h），15m/s（54km/h），22.2m/s（80km/h）とした合計 15 条件で衝突解析を実施した．

衝突解析の例として，Case1-1 について，列車客室中央位置の列車進行方向速度，衝撃減速度－時間関係を図 6.2 に，人体ダミーモデルの左大腿部荷重－時間関係を図 6.3 に示す．なお，衝撃減速度は米国基準に基づき 50Hz のローパスフィルタ処理を，大腿部荷重は自動車の規格と同様に CFC600 フィルタ処理を実施した．図 6.2 および図 6.3 より，平均減速度は 3.8G，最大減速度は 7.0G，SIV は 6.2m/s，大腿部荷重の最大値（絶対値）は 4.3kN であった．

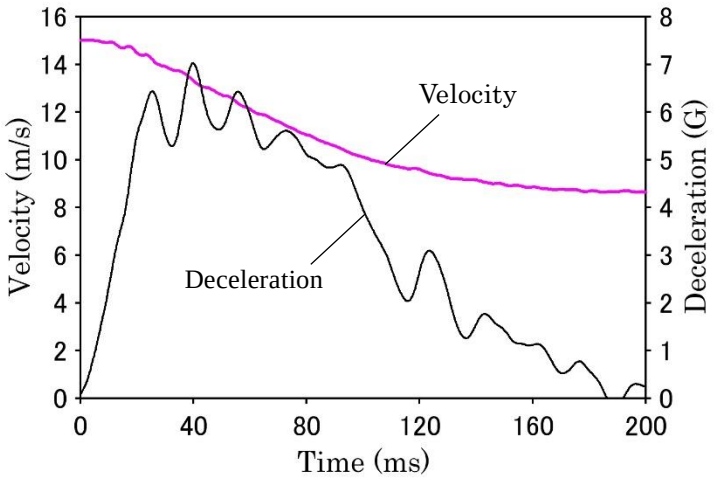


Fig. 6.2　Time histories of vehicle velocity and deceleration (Case1-1).

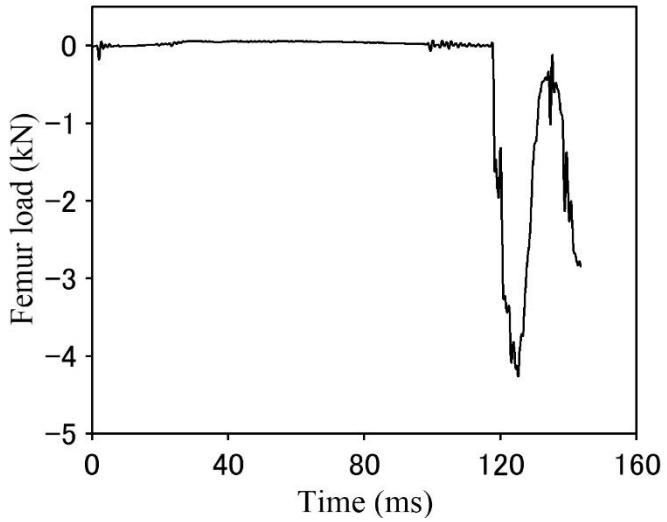
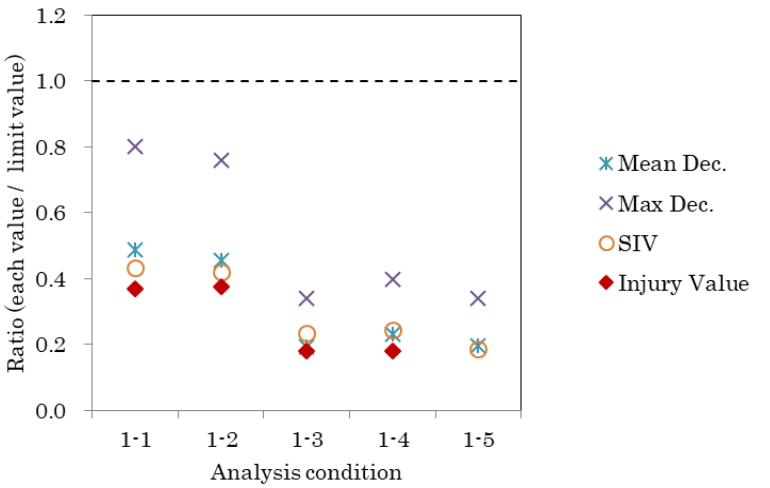


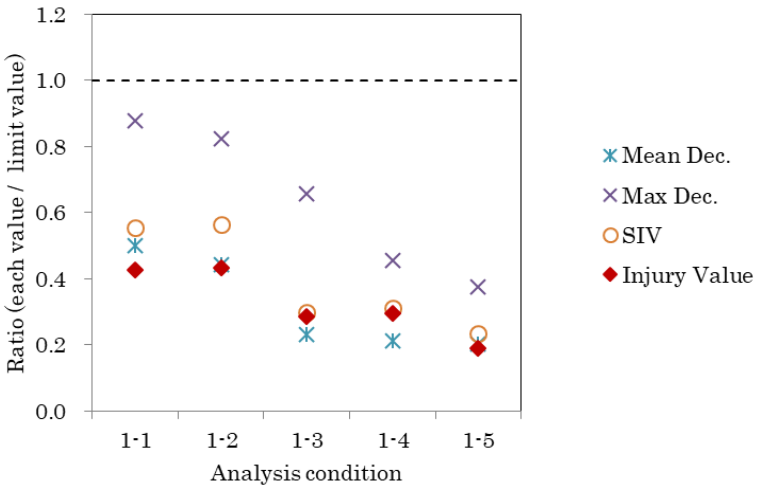
Fig. 6.3　Time history of dummy's left femur load (Case1-1).

設定した 15 の衝突条件における，客室内の安全性を評価する 3 つの評価指標（平均減速度，最大減速度および SIV）とダミー傷害値の解析結果をそれぞれの限度値（平均減速度：7.5G，最大減速度：8G，SIV：11.176m/s およびダミー傷害値 10kN）で正規化した結果を図 6.4 に示す．なお，図 6.4(a)において，Case1-5 のダミー傷害値の結果がないのは，列車衝突時刻から 300ms までにダミーモデルがシートに衝突しなかったためである．

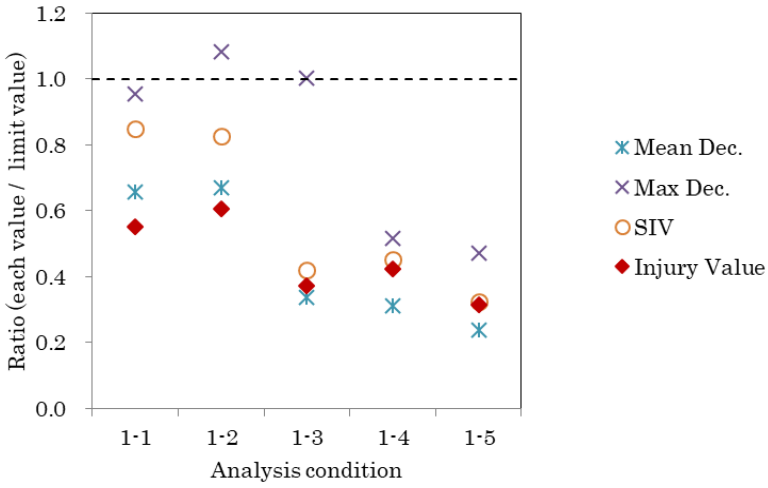
図 6.4 より，まず，ダミー傷害値に着目すると，Case1-1 と 1-2 に対し，Case1-3～1-5 は衝突速度によらず概ね半分程度となり，列車が積荷に全面で衝突するか否かが，乗客の被害度に大きな影響を及ぼすことが示された．また，3 つの評価指標とダミー傷害値を比較すると，最大減速度による客室内の安全性評価結果は，すべての条件においてダミー傷害値による結果より大きくなったが，平均減速度と SIV による評価結果は，衝突速度 22.2m/s での Case1-1 と 1-2 において，SIV の結果が比較的大きくなった以外は，ダミー傷害値による結果と概ね一致した．



(a) Impact velocity:11.1m/s (40km/h)



(b) Impact velocity:15m/s (54km/h)



(c) Impact velocity:22.2m/s (80km/h)

Fig. 6.4 FEM results of evaluation values of passenger area (Case1-1 ~ Case1-5).

6.3.2　ダンプカーとの衝突角度を変化させた場合

4.3.2 節の列車衝突解析と同様に，Case1-1 において，積荷中央位置を回転軸として，ダンプカーの運転台を列車に近づける方向への回転を正方向と定義し，±5°および±10°回転させた 4 条件（Case2-1 : +5°，Case2-2 : -5°，Case2-3 : +10°，Case2-4 : -10°）を設定した（図 4.10 参照）．この 4 条件に対して，列車衝突速度を 11.1m/s，15m/s，22.2m/s とした合計 12 条件で衝突解析を実施した．

図 6.5 に客室内の安全性を評価する 4 項目の解析結果をそれぞれの限度値で正規化した結果を示す．まず，ダミー傷害値に着目すると，衝突速度 22.2m/s において，Case2-1 が 1-1 に対して 1.2 倍ほどの値となった以外は，ほとんど衝突角度による影響は認められなかった．

また，3 つの評価指標とダミー傷害値を比較すると，平均減速度と SIV による客室内の安全性評価結果は，衝突速度 22.2m/s での SIV による評価が比較的大きくなった以外は，ダミー傷害値による結果と概ね一致した．一方，最大減速度による評価結果は，すべての条件において大きな値となり，6.3.1 節と同様な傾向となった．

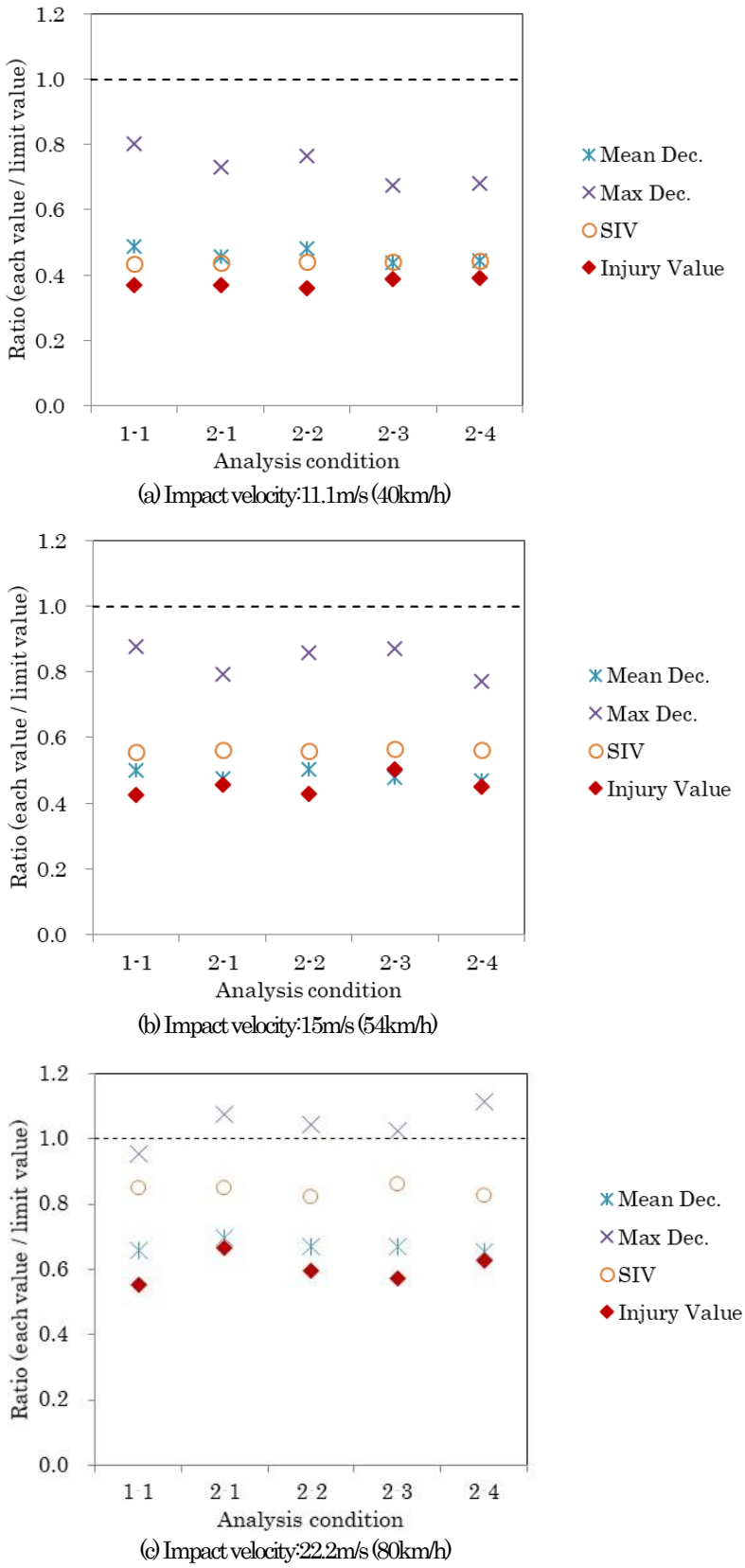


Fig. 6.5 FEM results of evaluation values of passenger area (Case1-1, Case2-1 ~ Case2-4).

6.3.3　ダンプカーとの衝突速度を変化させた場合

4.3.3 節の列車衝突解析と同様に，Case1-1 において，衝突速度を 5.56～33.33m/s（20～120km/h）に変化させて衝突解析を実施した．図 6.6 に客室内の安全性を評価する 4 項目の解析結果をそれぞれの限度値で正規化した結果を示す．

まず，ダミー傷害値に着目すると，衝突速度にほぼ比例して上昇することが分かる．また，3 つの評価指標とダミー傷害値を比較すると，13m/s 程度までは SIV による客室内の安全性評価結果がダミー傷害値による結果と最も近い値となり，それ以上の衝突速度では平均減速度による評価結果が最も近い値となった．一方，最大減速度による評価結果は，すべての条件において大きな値となり，前節までと同様な傾向となった．

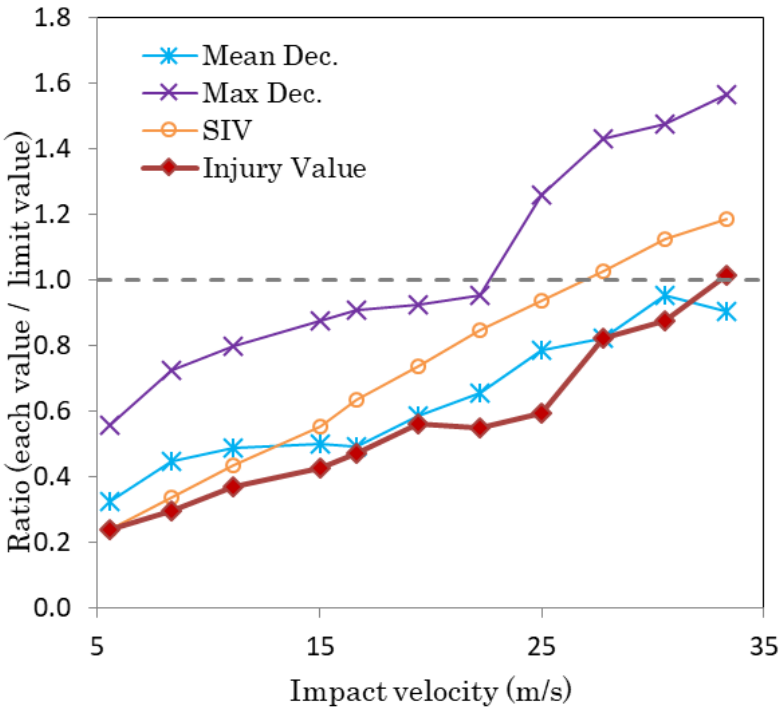
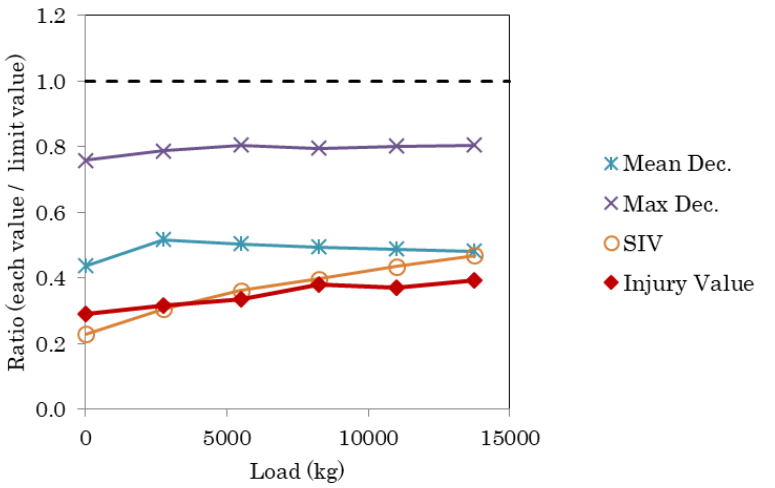


Fig. 6.6　FEM results of evaluation values of passenger area (Effect of Impact velocity).

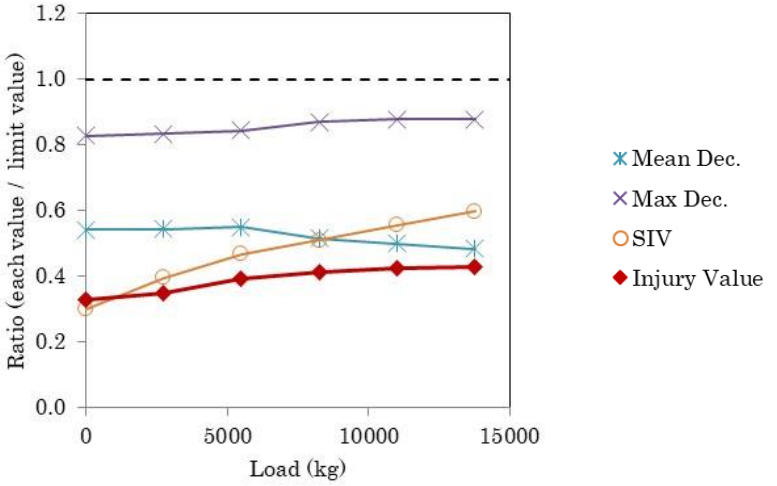
6.3.4　ダンプカーの積荷質量を変化させた場合

4.3.4 節の列車衝突解析と同様に，Case1-1（積荷質量 11,000kg）を基準として，積荷質量を 0～13,750kg（25%の過積載を想定）に変化させて解析を実施した．列車衝突速度は 11.1m/s，15m/s および 22.2m/s の 3 条件とした．図 6.7 に客室内の安全性を評価する 4 項目の解析結果をそれぞれの限度値で正規化した結果を示す．

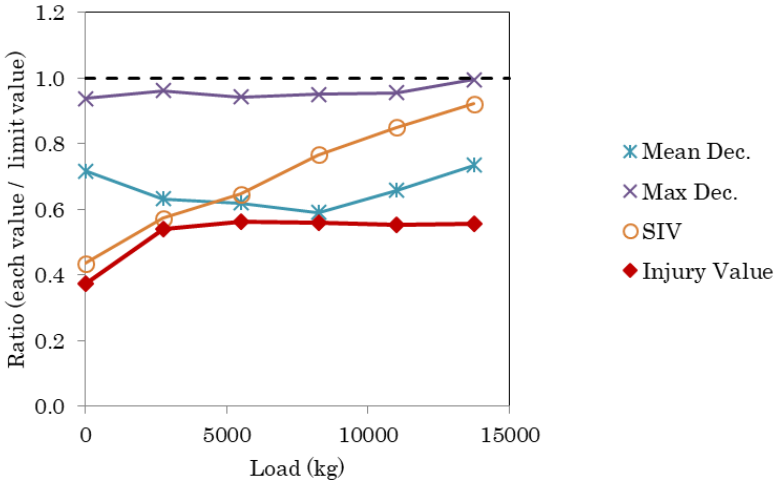
まず，ダミー傷害値に着目すると，衝突速度 11.1m/s と 15m/s では，積荷質量にほぼ比例しており，ダンプカーの最大積載量である 11,000kg 時は積荷なし時と比較して 1.3 倍程度となった．一方 22.2m/s では，積荷なしから積荷質量 2,750kg 時に 1.4 倍程度急上昇した後は，ほとんど積荷質量の影響がなかった．また，3 つの評価指標とダミー傷害値を比較すると，衝突速度 11.1m/s では SIV による評価結果がダミー傷害値による結果と概ね一致したが，15m/s および 22.2m/s では，積荷質量が軽い場合は SIV，重くなると平均減速度による評価結果がダミー傷害値による結果と最も近い値となった．一方，最大減速度による評価結果は，すべての条件において大きな値となり，前節までと同様な傾向となった．



(a) Impact velocity:11.1m/s (40km/h)



(b) Impact velocity:15m/s (54km/h)



(c) Impact velocity:22.2m/s (80km/h)

Fig. 6.7 FEM results of evaluation values of passenger area (Effect of Load weight).

6.3.5　ダンプカーとの上下方向衝突位置を変化させた場合

4.3.5 節の列車衝突解析と同様に, Case1-1 を基準として列車とダンプカーの上下方向位置を変化させた 3 条件（Case3-1 : Case1-1 のダンプカーを 177mm 下げ，Case3-2 : Case1-1 のダンプカーを 354mm 下げ，Case3-3 : Case1-1 のダンプカーを 512mm 下げ）を設定した（図 4.14 参照）．なお，Case3-2 は列車の床構体とダンプカーの荷台主枠の中央高さ位置を揃えた条件（床構体と荷台主枠の衝突），Case3-3 は列車の床構体下面とダンプカーの積荷下面の高さ位置を揃えた条件（床構体と積荷の衝突），Case3-1 は Case1-1 と Case3-2 の中間高さの条件である. この 3 条件に対して, 列車衝突速度を 11.1m/s, 15m/s, 22.2m/s とした合計 9 条件で衝突解析を実施した.

図 6.8 に客室内の安全性を評価する 4 項目の解析結果をそれぞれの限度値で正規化した結果を示す．まず，ダミー傷害値に着目すると，衝突速度 11.1m/s では, ほとんど上下オフセット量の影響がなかったが, 衝突速度が上昇すると, 比較的強度の高い構造同士が衝突する Case3-2 と 3-3 が Case1-1 に対して 1.3 倍以上大きくなった.

また，3 つの評価指標とダミー傷害値を比較すると，平均減速度と SIV による客室内の安全性評価結果は，衝突速度 22.2m/s での Case1-1 と 3-1 において，SIV による評価が比較的大きくなった以外は，ダミー傷害値による結果と概ね一致した．一方，最大減速度による評価結果は，すべての条件において大きな値となり，前節までと同様な傾向となった.

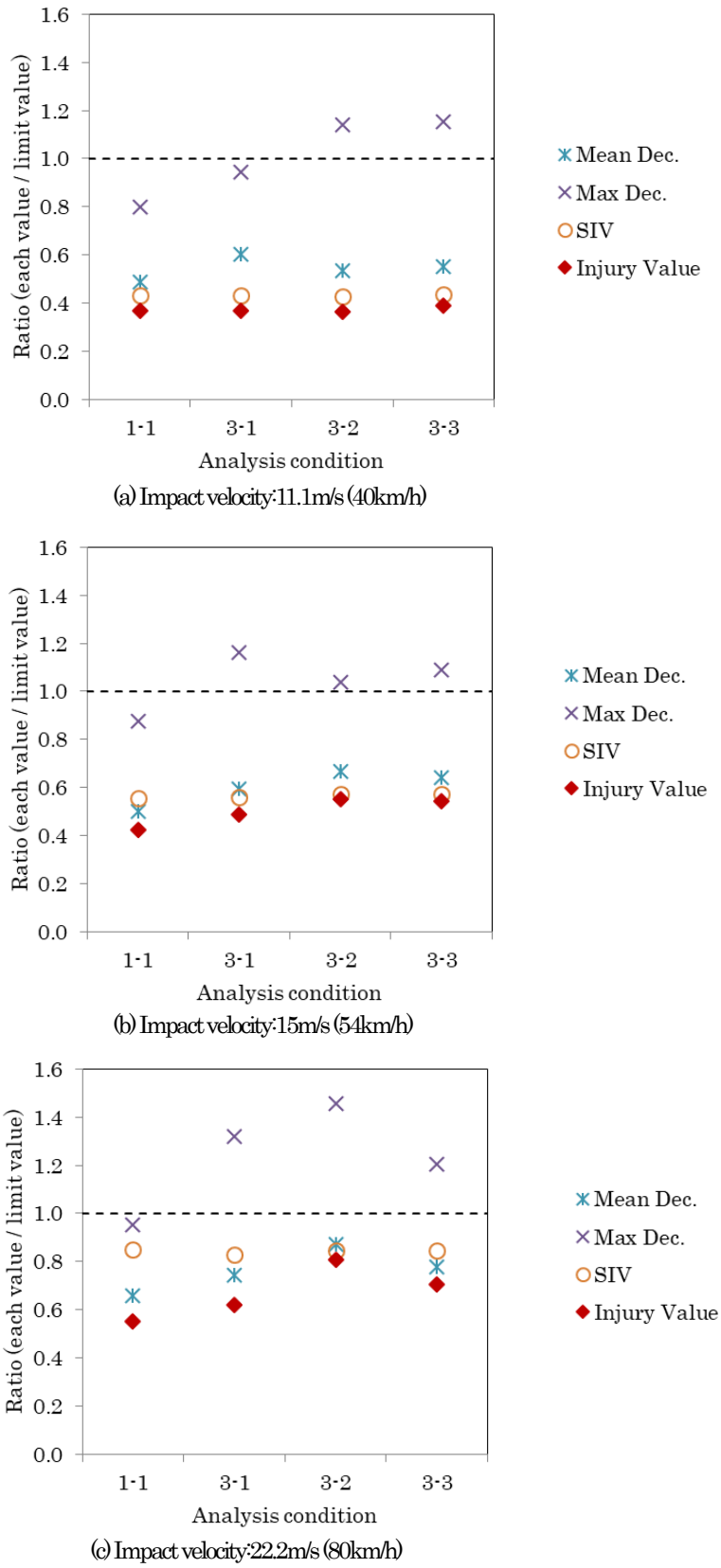


Fig. 6.8 FEM results of evaluation values of passenger area (Case1-1, Case3-1 ~ Case3-3).

6.4　欧米の衝突安全性評価指標の比較検討

客室内の衝突安全性を評価する方法として，欧州では客室の平均減速度を指標としているのに対し，米国では客室の最大減速度および座席に座った乗客が前席のシートバックに衝突する速度（SIV）を指標としている．前節までに，想定される様々な踏切事故条件で実施したすべての衝突条件において，平均減速度と SIV による客室内の安全性評価結果はダミー傷害値による評価結果と比較的良い一致を示したが，最大減速度による評価結果は，すべての条件においてダミー傷害値による結果より大きな値となった．これを定量的に評価するために，式（6.1）に示す 3 つの評価指標による評価結果のダミー傷害値による評価結果に対する割合（Passenger Injury Correlation Degree，PICD）を前節までに実施したすべての条件（58 条件）で計算し，平均値と標準偏差を求めた結果を図 6.9 に示す．

$$\mathrm{PICD} = \frac{\text{各評価指標値／各評価指標の限度値}}{\text{ダミー傷害値／ダミー傷害値の限度値}} \tag{6.1}$$

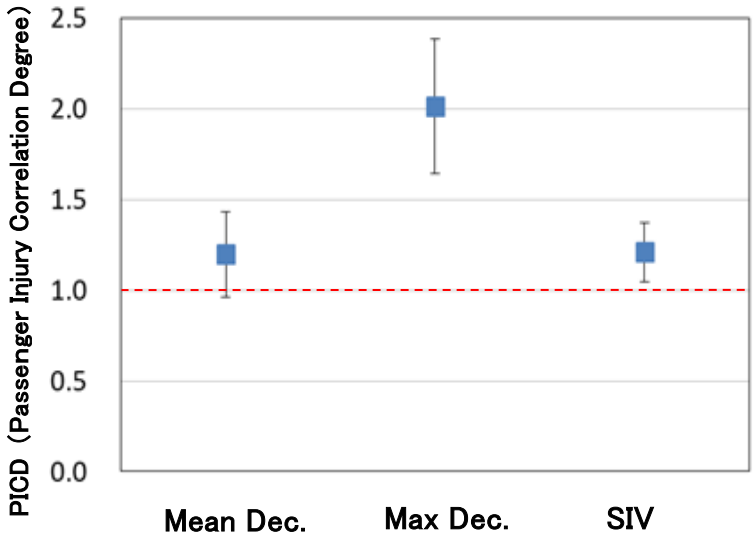


Fig. 6.9　Comparison of safety evaluation indexes of passenger area.

図 6.9 より，平均減速度と SIV による安全性評価結果は，ダミー傷害値による評価結果と比較して，どちらも平均で 1.2 倍程度大きくなった．この結果から，ダミー傷害値による評価結果を基準とすると，平均減速度および SIV による安全性評価方法は, 安全率が 1.2 程度となり, 適切な値であると考えられる．また，両者を比較すると，標準偏差が小さく,「平均値－標準偏差」が 1.0 を下回らないことから, SIV による評価の方がより有効であると考えられる. 一方, 最大減速度による安全性評価結果は, ダミー傷害値による評価結果と比較して, 平均で 2 倍程度となっており，安全率は高いがやや厳し過ぎ，また標準偏差も大きくばらつきの多い評価方法であると判断できる．

以上から，本研究で検討した衝突条件の範囲で，人体ダミー人形の傷害度評価結果を判断基準とした場合，客室内の衝突安全性を評価する際には，SIV による安全性評価が最適であると考えられる．

6.5　衝突安全性評価指標の検討

6.4 節では，我が国で想定される様々な踏切事故条件のもと，乗客を模擬したダミーモデルの傷害値による評価結果を判断基準として，欧米で採用されている衝突安全性評価指標および限度値での評価結果を比較検討し，SIV による評価が最適であることを示した．4.2 節で示したとおり，SIV は，本来は乗客の前席への衝突速度であるが，本研究では，それを列車衝突によって車体が減速した速度と等価と考え，車体の減速度波形を積分して算出した減速度の積分値であった．ただ，本研究で採用した積分時間は，便宜上，欧州基準である平均減速度と同様とした（列車とダンプカーの接触荷重が 0 を越えた時刻から最大荷重の 10%に低下した時刻まで）ものであり，これについては，さらなる検討の必要があると考えられる. そこで, 以下に示す 3 つの積分時間を検討した．なお，いずれも列車とダンプカーの接触開始時刻を初期時刻とした．

TP_1 : 列車とダンプカーの接触荷重が最大荷重の 10%に低下した時刻（t_{EN}）まで

TP_2 : ダミーモデルが前席に衝突して, 大腿部荷重が最大となった時刻（t_{imp}）まで

TP_3 : 車体の減速度の 2 回積分値が 440mm となる時刻（t_{440}）まで

TP_1 は既出の欧州基準と同様である．TP_2 は，時刻 t_{imp} までの車体減速度の履歴によって，ダミーモデルとシートが衝突した結果，ダミーモデルの大腿部荷重が最大となったと考えたものであり，最もダミー傷害値と相関が高くなることが想定される．しかしながら，t_{imp} を求めるためには，列車と障害物との衝突解析だけでなく，乗客傷害度解析が必要となるため，衝突安全性評価指標とはなり難い．TP_3 は，乗客は列車が衝突した後も等速運動を行うと仮定し，乗客の床面に対する移動量と車体の減速度の 2 回積分値とがほぼ等価であると考え，その移動量が図 6.1 の乗客傷害度解析モデルにおいて，ダミーモデルが座っているクッションの先端から前席のシートバック後面までの距離 440mm と一致する時刻 t_{440}, すなわちダミーモデルが前席に衝突した時刻を推定するものである．

6.3 節で実施したすべての踏切衝突事故条件（58 条件）に，6.3.1，6.3.2，6.3.4 および 6.3.5 節で実施した衝突解析に列車衝突速度 27.8m/s（100km/h）での衝突条件（16 条件）を加え，さらに，各衝突条件において列車客室中央部だけでなく，客室の前方および後方の 3 カ所を評価対象として，減速度波形を計算した．減速度波形の総数は 222 である．6.4 節では，限度値を含めた既存の欧米の評価法を比較対象としたが，ここでは，ダミー傷害値と最も相関が高い評価指標を検討するために，222 の減速度波形から求めた各評価指標とダミー傷害値との関係を図示した．ダミー傷害値（大腿部荷重の最大値）を縦軸にとり，TP_1，TP_2 および TP_3 での車体の減速度の積分値を横軸に取って，それぞれ，図 6.10(a)，図 6.10(b)および図 6.10(c)に示す．また，参考のため，TP_1 での平均減速度（欧州基準）とダミー傷害値との関係を図 6.11(a)に，最大減速度（米国基準）とダミー傷害値との関係を図 6.11(b)に示す．さらに，各図中には，線形近似および指数近似曲線と決定係数も示した．

図 6.10(a)より，TP_1 での減速度の積分値は，線形近似の決定係数の方が大きく 0.90 となり, ダミー傷害値と良い相関が認められた. これに対し, 図 6.10(b)より，TP_2 での減速度の積分値はダミー傷害値と非常に強い相関が認められ，指数近似の決定係数の方が線形近似よりも大きくなり，0.96 となった．一方，図 6.10(c)より，TP_3 での減速度の積分値は，TP_2 での結果と同様に指数近似の決定係数の方が大きくなり, 0.93 となった. この結果, 積分時間が TP_2, TP_3, TP_1 の順でダミー傷害値と相関が高い結果となったが, 前述のように, 時刻 t_{imp} までの減速度の積分値の算出には，列車と障害物との衝突解析だけでなく，乗客傷害度解析も必要であるため，この事を考慮すると，TP_3 による評価が妥当な選択と思われる．

次に，図 6.10(a)および図 6.11(a)より，TP_1 での減速度の積分値と平均減速度の結果を比較すると，それぞれの決定係数は 0.9 および 0.82 となり，減速度

の積分値の方がダミー傷害値との相関がより良好であることが示された．さらに，図 6.11(b)より，最大減速度での決定係数は 0.66 程度と，ある程度の相関は認められるが，減速度の積分値や平均減速度には及ばないことが明確となった．

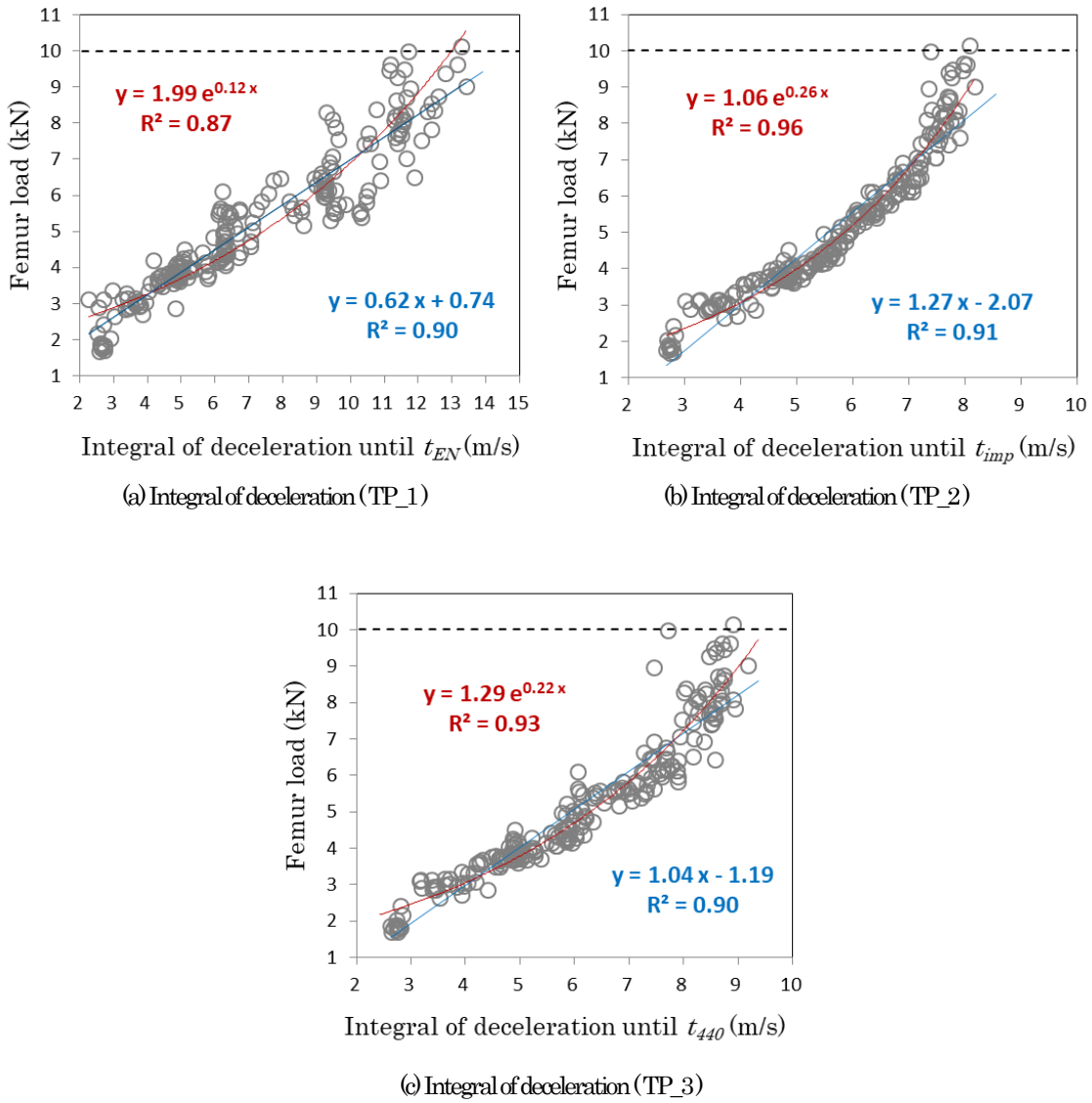
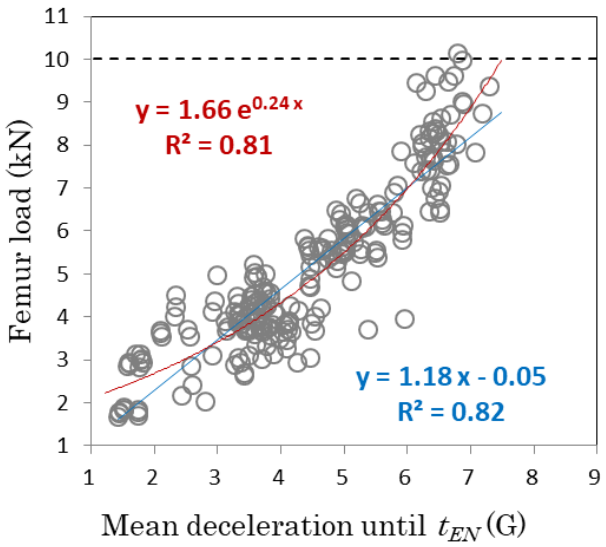
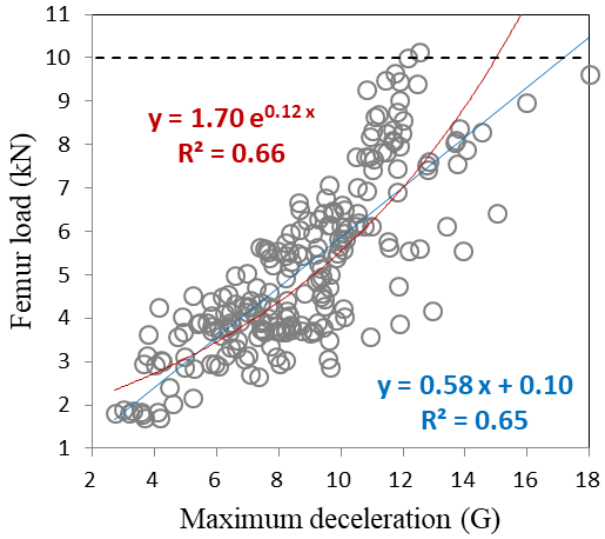


Fig. 6.10　Comparison of correlation between dummy's femur load and integral of deceleration when integral time is varied.



(a) Mean deceleration (TP_1)



(b) Maximum deceleration

Fig. 6.11 Comparison of correlation between dummy's femur load and safety evaluation indexes (in Europe and the U.S.).

減速度の積分値とダミー傷害値との関係について，積分時間による影響を検討するために，図 6.10(a)～(c)で求めた決定係数が大きかった方の近似曲線をまとめて図 6.12 に示す．これら 3 つの評価値は，縦軸で示したダミー傷害値が 4kN 程度までは概ね一致しているが，4kN を超える条件，例えば 6kN になると，TP_1 での減速度の積分値は 8.5m/s 程度になり，TP_2 と比較して 2m/s 程

度大きくなっている．すなわち，ダミー傷害値が 4kN を超えて大きくなると，積分時間 t_{imp} と t_{EN} の乖離が大きくなり，それにより，減速度の積分値に大きな乖離が生じたものと考えられる．

t_{imp} と t_{440} の差については，t_{440} はダミーモデルが座っているクッションの先端から前席のシートバック後面までの距離 440mm から設定した時刻であるが，実際には膝の位置がクッションの前方にあることや，クッションとダミーモデルの摩擦の影響などによって，大腿部荷重が最大となるまでの実際の移動距離は異なると考えられる．図 6.12 より，TP_2 と TP_3 の曲線の乖離が比較的大きくなるのは，大腿部荷重が大きい領域であり，図 6.10(c)より，今回検討した条件での大腿部荷重の最大値は 10kN 程度であることから，大腿部荷重が 10kN 程度となった時の条件：Case1-1 の衝突速度 33.3m/s（120km/h）において，大腿部荷重が最大となるまでのダミーモデルの膝の移動量を確認したところ，360mm 程度であった．そこで，車体の減速度の 2 回積分値が 360mm となる t_{360} までを積分時間（TP_4）とした場合の車体の減速度の積分値とダミー傷害値（大腿部荷重の最大値）との関係を図 6.13 に示す．

図 6.10(c)と図 6.13 を比較すると，積分時間を t_{360} までとした方が，特にダミー傷害値の高い領域でのばらつきが抑制され，決定係数が 0.93 から 0.95 に上昇し，図 6.12 に併せて示したように，積分時間を t_{imp} までとした TP_2 とほぼ同等の曲線が得られることが分かった．すなわち，車体の減速度の 2 回積分値としては，クッション先端から前席のシートバック後面までのシート間距離から 80mm 程度減算した値が良い結果となった．

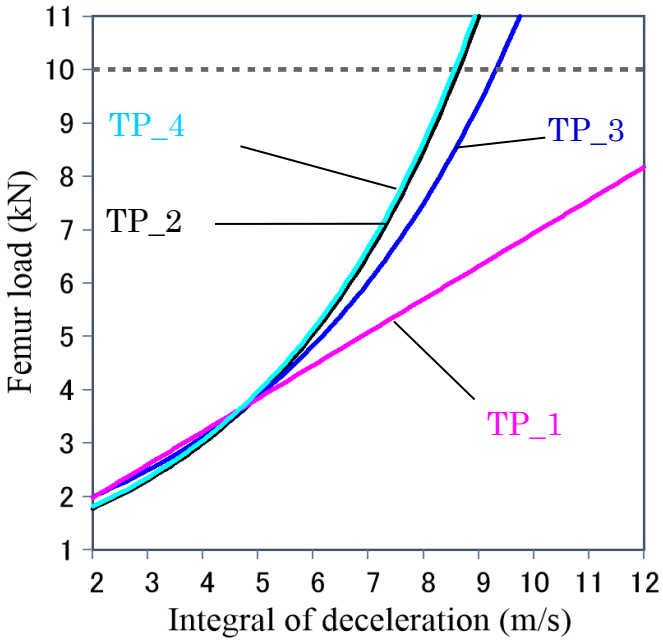


Fig. 6.12 Comparison of fitted curves between femur load and integral of deceleration by difference of integration time.

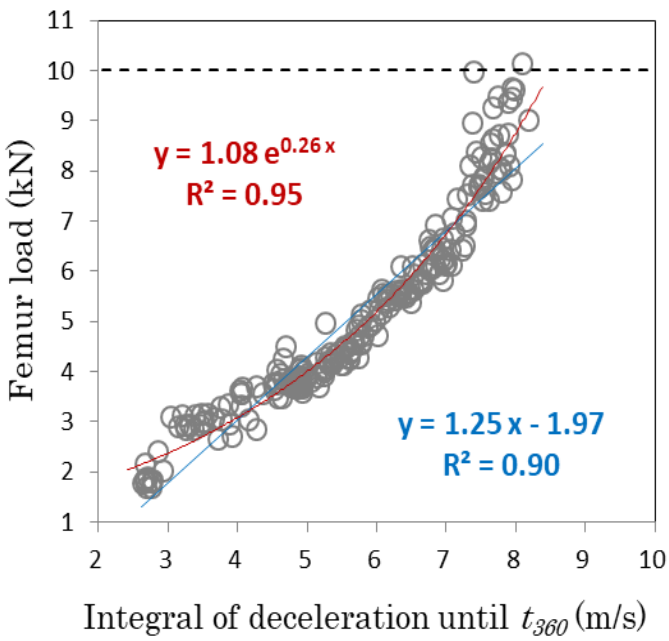


Fig. 6.13 Correlation between femur load and integral of deceleration (TP_4).

これまでの結果から，我が国での衝突安全性に関する評価指標およびその限度値を以下のように提案する．

最適な車両の衝突安全性評価法（決定係数 0.95） 評価指標：減速度の積分値（評価時間は t_{360} まで），限度値 7m/s 程度

減速度の積分値（評価時間は t_{360} まで）は，決定係数が 0.90～0.95（図 6.13 参照）と，今回検討した条件の中でダミー傷害値と最も強い相関があることが選定理由となる．また，評価に必要な波形が車体の減速度波形のみで，欧州基準に必要な列車と障害物との接触荷重波形が不要であることや, 列車のシート間距離に応じて評価時間を変更できる（車体の減速度の 2 回積分値＝（シート間距離－80））ことが利点として挙げられる．また，限度値については，ばらつきを考慮すると 7m/s 程度が推奨される．

一方，米国基準の評価指標である最大減速度の決定係数は 0.66 程度であり，ダミー傷害値との相関が比較的低いが, 欧州基準の平均減速度（評価時間は t_{EN} まで）は 0.82 程度であり，比較的良好な相関があった．また，欧州基準は欧州だけでなく，アジアなど多くの国で採用されており，将来的には ISO 化など世界共通化の可能性が考えられ, 無視できない事情がある. これらを考慮すると，以下の評価指標およびその限度値も，我が国の基準として推奨される．

欧州基準を考慮した車両の衝突安全性評価法①（決定係数 0.82） 評価指標：平均減速度（評価時間は t_{EN} まで），限度値 6G 程度

欧州基準を考慮した車両の衝突安全性評価法②（決定係数 0.90） 評価指標：減速度の積分値（評価時間は t_{EN} まで），限度値 11m/s 程度

欧州基準である平均減速度（評価時間は t_{EN} まで）は，多くの国で採用実績があり，決定係数が 0.81～0.82（図 6.11(a)参照）とダミー傷害値との相関も比較的良好であることが選定理由となる．しかしながら，欧州基準の限度値 7.5G のままでは図 6.11(a)の指数近似曲線に代入すると大腿部荷重が 10kN となり，ばらつきを考慮して安全側の評価とするためには，限度値を 6G 程度まで下げる必要があると考えられる．

減速度の積分値（評価時間は t_{EN} まで）については，評価時間は欧州基準と同じであるが，評価指標を最終的に評価時間で除さずに減速度の積分値

としたもので，決定係数が 0.87～0.90（図 6.10(a)参照）とダミー傷害値との相関が，平均減速度よりも良好であること，また，限度値が米国基準（11.176m/s）と同等であることが選定理由となる．

なお，これらの衝突安全性評価法を採用した場合，前述の最適な評価法と比較して，ダミー傷害値との相関が低くなることから，安全率をより高く設定する必要があるため，車両設計のコスト増が想定される．

以上のように 3 つの車両の衝突安全性評価法を挙げたが，最適な評価法による効率的な運用を重視するか，世界共通化の汎用性を重視するか，今後，我が国における衝突安全性評価指標とその限度値を決定する場合には，関係省庁を初め，鉄道事業者や車両製造会社など，多くの関係者による様々な視点からの議論が必要である．

6.6　まとめ

我が国で過去に発生した主要な踏切事故の統計的調査結果を基に，衝突速度や衝突対象物および相互の相対位置の各条件を変化させて，踏切衝突事故を模擬した FEM 解析で得られた客室の衝撃減速度波形について，欧州基準の平均減速度と米国基準の最大減速度および着座乗客の前席への衝突速度（SIV）の 3 つの衝突安全性評価指標とその限度値で客室内の安全性を評価するとともに，人体ダミー人形の傷害値を乗客傷害度解析により算出した．3 つの評価指標による評価結果をダミー傷害値による評価結果と比較検証したところ，平均減速度と，SIV による安全性評価方法は，ダミー傷害値による評価結果を基準とすると，安全率が 1.2 程度となり，適切な値であり，ばらつきがより少ない SIV による評価が最適であった．一方，最大減速度による安全性評価結果は，ダミー傷害値による評価結果と比較して 2 倍程度となっており，安全率が非常に高く，ばらつきの多い評価指標であった．

既存の評価指標とその限度値については SIV による評価が最も有効であったが，ダミー傷害値とより相関が高い評価指標を検討するために，ダミー傷害値と各評価指標の関係を図示して決定係数を算出した．その結果，車体の減速度の 2 回積分値が 360mm となる時刻までを積分時間（TP_4）とした場合の車体の減速度の積分値の決定係数が 0.90～0.95 と最も大きく，ダミー傷害値との相関が最も良くなったことから，我が国での衝突安全性に関する評価指標として最適であり，ばらつきを考慮すると限度値は 7m/s 程度が推奨される．

しかしながら，将来の衝突安全性評価基準の ISO 化など，世界共通化を念頭におくと，欧州基準と同等の評価時間（TP_1）での平均減速度や減速度の積分値は，決定係数が 0.81～0.90 と比較的相関が高いことから，これらも評価指標の候補となりうることを示した．

第 7 章　結　論

鉄道の安全対策として，万一の衝突事故時に，乗客や乗務員の被害を軽減する車体構造は重要であり，車両の衝突安全性に関する設計基準がない我が国においては，早急に設計基準策定に向けた検討を始めることが必要である．衝突事故時においては，まず，列車が自動車などの障害物と衝突し，車体に衝撃減速度が発生する．この時，乗客が慣性力により進行方向に投げ出され，内装品と衝突して負傷する．それ故，乗客の負傷と車体に発生した衝撃減速度との相関が極めて重要と考えられることから，車両の衝突安全性を評価する指標として，車体の衝撃減速度を採用することは妥当な選択であり，実際に欧米の規格に採用されている．しかしながら，欧州では衝撃減速度の平均値を指標としているのに対し，米国では衝撃減速度の最大値と乗客の前席への衝突速度（Secondary Impact Velocity，SIV）を指標としていて，衝撃減速度波形の処理方法は統一されていない．車体の衝撃減速度と乗客の傷害度に相関があるとすれば，乗客の傷害値を判断基準として欧米の評価結果の妥当性を検証することが可能になり，さらには，欧米の指標よりも，乗客の被害度とより相関が高い評価指標を見いだせる可能性も考えられる．

これらの事柄を踏まえ，第 1 章では，鉄道車両の衝突安全性評価に関わる背景や，これまでになされてきた研究をまとめた．第 2 章では，我が国の踏切衝突事故の実状を把握することを目的として，1987～2016 年の 30 年間に発生した踏切事故を対象とし，列車乗員の負傷者数が 5 名以上または列車乗員の死者が 1 人以上の事故（主要な踏切事故）などについて整理した．その結果，推定衝突速度は，高い速度領域に集中することなく 57km/h を平均として広く分布し，衝突対象の 70%が貨物自動車であった．衝突速度と死傷者数には明瞭な相関関係が認められず，衝突速度や衝突対象物以外にも，衝突時の列車と対象物の相対位置関係などが，列車乗員の被害度に影響すると想定された．

第 3 章では，列車衝突解析の精度を検証および向上させることを目的として，ステンレス鋼製先頭車両の実物大部分車体構造を用いて，衝突速度 54km/h で剛体壁に衝突させる衝突試験を実施した．主要構造部材である中はり，側はりおよび側はり補強の破断や，各所にスポット溶接やアーク溶接の破断が認められ，車体の衝撃変形破壊挙動および衝撃荷重 - 変形量特性などの基礎的なデータを取得した．次に，衝突試験を模擬した FEM 解析を実施し，試験結果と解析結果を比較検証することで，車体の詳細な衝撃変形挙動を把握するとともに，

FEM 解析は概ね試験結果を再現できることを確認した．一方，試験結果と解析結果の乖離が認められたが，FEM 解析では部材の腐食を考慮しなかったことが要因であると推定された．そのため，評価対象が新製車体の場合は，さらに良好な精度になると想定され，車体設計時において，本 FEM 解析は十分な精度で車体の衝突安全性を評価できると考えられた．

第 4 章では，踏切事故において，列車乗務員および乗客の被害度に影響を及ぼす因子を把握することを目的として，第 2 章で実施した，統計的な調査結果を基に，列車とダンプカーとの様々な衝突条件を設定し，衝突速度や衝突対象物および相互の相対位置などの各条件を変化させて，踏切事故を模擬した FEM 解析を実施した．解析には，第 3 章で精度良く再現することを確認した解析モデルと同じ手法で構築した 1 車体モデルを用いた．各衝突条件での衝撃荷重，衝撃エネルギー，乗務員室の安全性（車体の変形量），客室の安全性（欧州の評価指標である平均減速度と米国の評価指標である最大減速度および SIV）を評価し，これらの相関関係や各衝突条件による影響を検討した．その結果，最大減速度は最大荷重とほぼすべての条件で相関関係が認められ，平均減速度は最大荷重とやや相関関係が認められた．一方，車体の最大変形量はほとんど相関関係が認められず，SIV は衝突条件により異なる傾向となった．また，乗客の被害度に影響を及ぼす踏切衝突事故の因子として，ダンプカーとの水平方向衝突位置と衝突速度による影響が比較的大きくなり，SIV による評価では，さらに積荷質量も大きな影響因子であることが明らかになった．これに対し，衝突角度や上下方向衝突位置は，比較的小さい影響であった．乗務員の被害度については，衝撃箇所に近いため，すべての因子に影響を受ける結果となった．

第 5 章では，衝突事故時の乗客およびシートの挙動，乗客が衝突する箇所と衝突による傷害値を把握することを目的として，回転リクライニングシートに着座した乗客が前席の背面に衝突する条件でスレッド試験を実施した．この結果，重傷となる可能性が高いのは大腿部であり，また，2 人着座よりも 1 人着座の方が傷害値が高くなり，膝下に大きなせん断力が発生する可能性があることなどが明らかになった．さらに，スレッド試験に相当する FEM 解析を実施して試験結果と比較検討した結果，ダミー人形の挙動や大腿部傷害値は概ね試験結果を再現できるが，例えば脚を抱え込むようなダミー人形の部位同士が相互に干渉する姿勢の場合は再現が困難となることや，頭部傷害値は試験結果と比較して低くなる傾向があることなどが分かった．また，乗客の安全性向上のための対策としては，大腿部傷害値や膝下のせん断力を下げるために，脛および膝が衝突する箇所の強度や剛性を同程度に揃えつつ全体的に下げる一方で，乗客を確実に受け止めるためシートの回転を抑止し，全体（特に脚台）の変形量を抑えたうえで，頭部傷害値の上昇を最小限に留めることを示した．

第 6 章では，第 4 章で実施した様々な踏切衝突事故条件での FEM 解析で得られた車体の衝撃減速度波形について，欧州基準の平均減速度と米国基準の最大減速度および SIV の 3 つの衝突安全性評価指標とその限度値で客室内の安全性を評価するとともに，同じ減速度波形を入力として，第 5 章で構築した乗客傷害度解析により，人体ダミー人形の傷害値を算出して比較検証した．その結果，平均減速度と SIV による安全性評価方法は，ダミー傷害値による評価結果を基準とすると，安全率が 1.2 程度となり，適切な値であり，ばらつきがより少ない SIV による評価が最適であることが明らかになった．一方，最大減速度による安全性評価結果は，ダミー傷害値による評価結果と比較して 2 倍程度となっており，安全率が非常に高く，ばらつきの多い評価指標であった．

SIV は，本来は乗客の前席への衝突速度であるが，本研究では，それを列車衝突によって車体が減速した速度と等価と考え，車体の減速度波形を積分して算出した減速度の積分値であった．ただ，本研究で採用した積分時間は，便宜上，欧州基準である平均減速度と同様とした（列車とダンプカーの接触荷重が 0 を越えた時刻から最大荷重の 10%に低下した時刻まで）ものであり，これについては，さらなる検討の必要があると考えられた．それ故，ダミー傷害値と最も相関が高い評価指標を検討した結果，車体の減速度の 2 回積分値が 360mm となる時刻までを積分時間（TP_4）とした場合の車体の減速度の積分値の決定係数が 0.90～0.95 と最も大きく，ダミー傷害値との相関が最も良くなったことから，我が国での衝突安全性に関する評価指標として最適であり，ばらつきを考慮すると限度値は 7m/s 程度が推奨された．しかしながら，将来の衝突安全性評価基準の ISO 化など，世界共通化を念頭におくと，欧州基準と同等の評価時間（TP_1）での平均減速度や減速度の積分値は，決定係数が 0.81～0.90 と比較的相関が高いことから，これらも評価指標の候補となりうることを示した．

本研究では，人間の傷害度を指標として，車両の衝突安全性評価方法を提示したが，今後，我が国における衝突安全性評価指標とその限度値を決定する場合には，関係省庁を初め，鉄道事業者や車両製造会社など，多くの関係者による様々な視点からの議論が必要である．例えば，本研究で示した乗客の傷害評価は，日本の自動車の保安基準を準用しているが，海外の自動車や鉄道業界では，異なる内容の基準が設定されており，参考とする基準についても議論する必要がある．また，本研究では，回転リクライニングシートに着座した乗客が前席に衝突する状況で検討したが，例えばロングシートに着座した乗客や立位乗客など，他に多くの状況が考えられる．これらを検討する際には，本研究で得られた成果が極めて重要な知見になると考えられる．

参考文献

Carvalho, M., Ambrosio, J. and Milho, J., Implications of the inline seating layout on the protection of occupants of railway coach interiors, International Journal of Crashworthiness, Vol.16, No.5 (2011), pp.557–568.

CEN, EN15227:2008+A1:2010 Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies (2010).

Federal Railroad Administration, 49 CFR Part 238 Passenger equipment safety standards (2011).

Fidanza, F., Caputo, F., and Lamanna, G., Interior's safety in a regional train unit (A methodological approach), Proceedings of the 7th International Symposium Passive Safety of Rail Vehicles (2008), pp.129-140.

濱島豊和, 西村和彦, 曄道佳明, 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, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.821 (2015), DOI: 10.1299/transjsme.14-00255.

畑弘敏，大野潔, 衝突シミュレーションを活用した車両の安全確保対策に関する研究, JR EAST Technical Review，No.3 (2003), pp.35-40.

ISO 6487, "Road vehicles – Measurement techniques in impact tests – Instrumentation (2015).

Jacobsen, K., Tyrell, D., Severson, K., Parent, D., and Martinez, E., "Crash Energy Management: One-and Two-Car Passenger Rail Impact Tests Summary of Structural and Occupant Test Results", U.S. Department of Transportation, DOT/FRA/ORD-16/37 (2016).

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第 79 期定時総会講演論文集，No.044-1 (2004), pp.10-23 - 10-24.

川崎健, 山口貴吏, 用田敏彦, 鉄道車両用アルミ合金製衝撃吸収構造を対象にした準静的圧壊実験と数値解析による基礎検討, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.74, No.737 (2008), pp.154-161.

木村宗太，用田敏彦, 川崎健，中村英之，山口貴吏, 鉄道車両向け衝撃吸収構造のエネルギ吸収特性評価（損傷力学モデルを適用した数値シミュレーション），日本機械学会論文集 A 編, Vol.78, No.793 (2012), pp.1325-1339.

国土交通省鉄道局，鉄軌道輸送の安全に関わる情報(平成 20 年度） (2009).

国土交通省鉄道局，注解 鉄道六法 平成 28 年版 (2017), p181.

国土交通省鉄道局，鉄軌道輸送の安全に関わる情報(平成 29 年度） (2018).
交文社, 新・道路運送車両の保安基準 (2009), p.756.
Lewis, J. H., Rasaiah, W. G. and Scholes, A., Validation of measures to improve rail vehicle crashworthiness, Journal of ImechE, Part F, Vol. 210 (1996), pp.73-85.
Ling, L., Guan, Q., Dhanasekar, M. and Thambiratnam, D., Dynamic simulation of train-truck collision at level crossing, Vehicle System Dynamics, Vol. 55, No. 1 (2016), pp.1-22.
Llana, P., Structural crashworthiness standards comparison: Grade-crossing collision scenarios, Proceedings of RTDF2009, 18030 (2009).
Lupton, J. and Bounds, S., Whole train dynamics and stability in high speed collisions, Proceedings of the 6th International Symposium Passive Safety of Rail Vehicles (2006), pp.69-81.
丸中俊則，田口真, 岸田和人, 熊本秀喜, 吉川孝男, 鉄道車両の耐衝突性能に関する研究（第 1 報，高いエネルギー吸収特性を有する構造の開発と数値計算を用いた耐衝突性能評価技術の研究），日本機械学会論文集 A 編, Vol.67, No.664 (2001), pp.72-78.
丸中俊則，田口真, 木村敏宣，岸田和人, 熊本秀喜, 吉川孝男, 鉄道車両の耐衝突性能に関する研究（第 2 報，構体の一両衝突試験と数値計算を用いた衝突挙動の解明について），日本機械学会論文集 A 編, Vol.68, No.666 (2002), pp.343-348.
永田恵輔，沖野友洋，高野純一，山本剛，アルミニウム合金製車体構造の衝撃挙動の検討，日本機械学会 M&M2018 材料力学カンファレンス講演論文集，OS0226 (2018).
内閣府（平成 12 年版以前は総務庁），交通安全白書（昭和 63 年版～平成 29 年版） (1998-2017).
Nakai, K., Suzuki, D., Enami, S., Okino, T., Takano, J. and Palacin, R., An estimation of behaviour and severity of injury to rail passengers occupying longitudinal seats in the event of collision, Proceedings of IRCOBI Conference 2015 (2015a), pp.315–326.
Nakai, K., Suzuki, D., Enami, S. and Palacin, R., Research of standing passenger's safety on board a train in the event of a train collision, Proceedings of the 10th International Symposium PASSIVE SAFETY of RAIL VEHICLES (2015b), pp.105–115.
日本規格協会, JIS E7104（鉄道車両－旅客用腰掛）(2015).
日本規格協会, JIS E7106（鉄道車両－旅客車用構体－設計通則）(2018).

日本鉄道車輌工業会, 2017 年度鉄道車両等生産年報 (2018).
大阪大学大型計算機センター，大阪大学大型計算機センターニュース　第 108 号（Vol.28 No.1）　(1998).
沖野友洋，宇治田寧, 鉄道車両の側面衝撃圧縮強度特性評価, 日本機械学会第 19 回交通・物流部門大会講演論文集，No.10-54 (2010), pp.221-224.
沖野友洋, 宇治田寧, 側面からの荷重に対する車体強度特性評価, 鉄道総研報告, Vol.25, No.8 (2011), pp.23-28.
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，No. 2604 (2012), pp. 557-560.
小美濃幸司, 宇治田寧, 白戸宏明, 列車衝撃時の乗客被害の特徴に関する調査研究, 人間工学, Vol.3, No.5 (1997), pp.271-279.
PAM-SAFE User’s Manual, Hybrid Ⅱ and hybrid Ⅲ articulated rigid body (ARB) dummy models (2000).
Roure, B., Jumin, P. and Tourrade, J., Evolution of SNCF structural requirement of railway vehicle bodies and numerical simulations of level-crossing collisions, Proceedings of the World Congress on Railway Research 2001 Passive Safety of Rail Vehicles (2001).
Scholes, A. and Lewis, J. H., Development of crashworthiness for railway vehicle structures, Journal of ImechE, Part F, Vol. 207 (1993), pp.1-16.
Severson, K. J., Tyrel, D. C. and Rancatore, R., Crashworthiness requirements for commuter rail passenger seats, Proceedings of IMECE2005 (2005).
社団法人自動車技術会，工学技術者と医療従事者のためのインパクトバイオメカニクス～交通事故で人はどのようにして怪我するのか？～ (2006).
Starlinger, H. A., Castelli, B. and Gmuer, A., Accident analyses of aluminium car bodies in collisions of scenario 3 type of EN 15227, Proceedings of the 12th International Symposium PASSIVE SAFETY of RAIL VEHICLES (2019), pp.62–63.
田口真, 藤本亜紀子, 吉川孝男, 鉄道車両における乗客の衝突安全性評価に関する研究（衝突加速度と傷害値の関係の研究）, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.814 (2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014tl0179.
田口真, 藤本亜紀子, 山田敏之, 井原禎之, 吉川孝男, 数値解析による踏切衝突事故の検証（鉄道車両の衝突安全性評価の研究）, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.829 (2015), DOI: 10.1299/transjsme.15-00230.

Tyrell, D., Severson, K. and Marquis, B., Crashworthiness of passenger trains, U. S. Department of Transportation (1998), DOT/FRA/ORD-97/10.

宇治田寧，鈴木康文，舟津浩二，前橋栄一，鉄道車両の実車衝撃試験，日本機械学会年次大会講演論文集，No. 99-1 (1999), pp. 387-388.

宇治田寧, 機械・構造物の強度設計と事例 2. 鉄道車体, 材料, Vol. 59, No.7 (2010), pp.575-582.

Warnt, N., and Koudolo, M.D., "Crash Management System of new BART car San Francisco", Proceedings of the 11th International Symposium Passive Safety of Rail Vehicles (2017).

Xue, X., Smith, R., Schmid, F. and Robinson, M., Rail vehicle impact analysis: The instable propensity of structural responses and the critical scenarios of structural failure, Proc IMechE Part F: J Rail and Rapid Transit 2016, Vol. 230, Issue3 (2016), pp.681-696.

研究業績

関連論文

1. **沖野友洋**, 中井一馬, 高野純一, 榎並祥太, 長尾裕, 小川征輝：列車衝突事故時の回転リクライニングシート着座乗客の傷害評価, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.846 (2017), DOI: 10.1299/transjsme.16-00235.
2. **沖野友洋**, 永田恵輔, 佐藤裕之, 堀川敬太郎, 小林秀敏：踏切衝突事故時の各因子が列車乗員の被害度に及ぼす影響評価, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.869 (2019), DOI: 10.1299/transjsme.18-00270.
3. **沖野友洋**, 永田恵輔, 堀川敬太郎, 小林秀敏：乗客の傷害度との相関に基づく鉄道車両の衝突安全性評価方法, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.881 (2020), DOI: 10.1299/transjsme.19-00249.

国際会議録

1. **Tomohiro Okino**, Kazuma Nakai, Junichi Takano, Shota Enami, Yutaka Nagao and Masaki Ogawa：Research of passenger's safety sitting on the typical Japanese transverse seat in the event of a level crossing accident, 11th International Symposium on Passive Safety of Rail Vehicles, Germany (Berlin), 2017.
2. **Tomohiro Okino**, Keisuke Nagata, Hiroyuki Sato, Keitaro Horikawa, and Hidetoshi Kobayashi : Impact test of typical Japanese railway vehicle structure against a rigid wall for validating numerical simulation, The 10th International Symposium on Impact Engineering 2019, Austria (Gmunden), 2019.

国内学会発表録

1. **沖野友洋**，佐藤裕之，小林秀敏：数値解析による踏切衝突事故時の鉄道車体の衝撃変形挙動評価，日本機械学会 M&M2017 材料力学カンファレンス講演論文集，講演番号 OS0430，2017.
2. **沖野友洋**，永田恵輔，堀川敬太郎，小林秀敏：踏切衝突事故における乗客安全性の解析的検討，日本機械学会 M&M2018 材料力学カンファレンス講演論文集，講演番号 OS0231，2018.
3. **沖野友洋**，永田恵輔，堀川敬太郎，小林秀敏：実物大のステンレス鋼製鉄道車体構造を用いた衝突試験，日本機械学会 M&M2019 材料力学カンファレンス講演論文集，講演番号 OS1530，2019.

その他

1. 永田恵輔, **沖野友洋**:列車乗員の傷害状況に着目した踏切事故の統計的調査，日本機械学会 第26回交通・物流部門大会講演論文集，3015（ポスターセッション），2017.
2. 榎並祥太，中井一馬，**沖野友洋**：FEM解析による列車衝突事故時の着座姿勢が乗客の傷害に与える影響評価，第30回バイオエンジニアリング講演会講演論文集，講演番号1D10，2017.
3. 永田恵輔，**沖野友洋**，高野純一，山本剛：アルミニウム合金製車体構造の衝撃挙動の検討，日本機械学会 M&M2018 材料力学カンファレンス講演論文集，講演番号 OS0226，2018.
4. 榎並祥太，中井一馬，**沖野友洋**：FEM 解析による列車衝突事故時の回転リクライニングシート乗客の傷害評価と対策の検討，第 31 回バイオエンジニアリング講演会講演論文集，講演番号 2E24，2018.
5. 永田恵輔，**沖野友洋**，高野純一：アルミニウム合金製車体構造の衝撃試験および解析的検討，日本機械学会 M&M2019 材料力学カンファレンス講演論文集，講演番号 OS1523，2019.
6. 榎並祥太，中井一馬，**沖野友洋**：FEM 解析による列車衝突事故時の回転リクライニングシートの安全対策に向けた考察，第 32 回バイオエンジニアリング講演会講演論文集，講演番号 1D22，2019.

謝辞

本研究を遂行するにあたり，懇切丁寧なるご指導とご鞭撻を賜りました，大阪大学大学院 基礎工学研究科 機能創成専攻 非線形力学領域 材料構造工学講座 材料・構造強度学グループ 教授 小林秀敏先生に謹んで感謝申し上げます．小林先生に初めてお会いしたのは 2009 年でした．当時，日本材料学会衝撃部門委員会の委員長を務められていた小林先生に，スプリット・ホプキンソン棒法に関するご相談をさせていただいたのがご縁で，これまで幾度となくご指導を賜りました．また，小林先生からお誘いをいただいたのがきっかけとなり，社会人博士後期課程へ入学することができました．心より御礼申し上げます．

大阪大学大学院 基礎工学研究科 機能創成専攻 非線形力学領域 材料構造工学講座 材料・構造強度学グループ 准教授 堀川敬太郎先生，助教 谷垣健一先生，招聘教授（スペース・ダイナミックス研究所） 小川欽也先生には，研究会等で的確な助言をいただき，大変お世話になりました．深く感謝の意を表します．

本論文の審査にあたり，ご尽力，ご助言くださいました，大阪大学大学院 基礎工学研究科 機能創成専攻 教授 尾方成信先生，教授 垂水竜一先生に感謝申し上げます．

公益財団法人鉄道総合技術研究所 理事長 熊谷則道博士には，大阪大学大学院博士後期課程への入学にあたり，その機会を与えていただき，深く感謝いたします．

公益財団法人鉄道総合技術研究所 国際業務部 宇治田寧次長（当時：車両構造技術研究部長）， 車両強度研究室長 八木毅博士には，私が社会人博士後期課程に入学することを快く了承いただきました．また，八木毅博士には，論文執筆にあたり，多忙の中ご指導いただきました．深く御礼申し上げます．

本研究の遂行にあたり，多大なるご協力をいただいた，公益財団法人鉄道総合技術研究所 車両強度研究室 高野純一副主任研究員，佐藤裕之副主任研究員，永田恵輔研究員，および 人間工学研究室 中井一馬主任研究員，榎並祥太研究員に深く御礼申し上げます．

列車衝突事故時の着座乗客傷害度評価で共に研究をさせていただいた，コイト電工株式会社 長尾裕氏，小川征輝氏に深く御礼申し上げます.

本論文の作成にあたり，ご協力いただいた全ての方に重ねて御礼申し上げます．大学入学直前までイギリスに出向していたため，特に，大学院入試や入学手続きの際には，多くの方に大変ご迷惑とお手数をおかけしました．ここに，深く感謝いたします.

最後に，日本にいない私に代わって入学願書の作成等を引き受けていただいた両親と，多大な迷惑をかけながらも，これまで研究や生活を陰で支え，あたたかく応援してくれた妻と子供たちに心から感謝いたします.

令和 2 年 3 月
沖野 友洋