

車両対車両の前面衝突時における
車両前部構造の相互作用に関する
研究

2014年1月

牧田 匡史

目 次

第1章 緒 論	8
1.1 研究の背景および必要性	9
1.2 前面衝突コンパティビリティ問題に対する各取り組み	16
1.2.1 試験方法に対する各取り組み	
1.2.2 評価指標に対する各取り組み	
1.2.3 前面衝突コンパティビリティ問題に対する試験導入検討の動向	
1.3 従来の研究の問題点	23
1.4 本研究の目的および意義	26
1.5 本研究の内容	27

第2章	車体剛性・強度の評価方法	37
2.1	緒言	38
2.2	主な記号	39
2.3	荷重と変形量の推定手法	40
2.2.1	衝突荷重の推定手法	
2.3.2	固定バリア実験での検証	
2.3.3	車体変形量の推定手法	
2.3.4	対車両前面衝突実験での検証	
2.4	対車両前面衝突の分析結果	47
2.5	車体剛性・強度の評価方法に関する考察	49
2.6	対車両前面衝突のメカニズム	51
2.7	考察	56
2.8	結言	60

第3章	車両間相互作用の分析・評価手法	62
3.1	緒言	63
3.2	主な記号	65
3.3	均質構造	66
3.3.1	均質構造の考え方	
3.3.2	均質性の評価・分析手法	
3.4	論理的検証	69
3.4.1	均質性の評価・分析手法の検証	
3.4.2	FEA 解析での検証	
3.5	考察	79
3.6	結言	81

第4章 車両前部構造における解析・実験による均質度合いの確認および曲率の影響	83
4.1 緒言	84
4.2 主な記号	85
4.3 均質構造の検討	86
4.3.1 有限要素モデルでの検討	
4.3.2 試作実験での検討	
4.3.3 均質性の評価	
4.4 考察	94
4.5 結言	98

第5章 車両部材の均質性の評価・分析手法を用いた最適な曲率形状の抽出	100
5.1 緒言	101
5.2 主な記号	103
5.3 多目的な形状の検討	104
5.3.1 解析モデル	
5.3.2 目的関数と設計変数	
5.3.3 計算結果	
5.4 車両前部構造への適用	111
5.4.1 車両での均質性の評価・分析手法	
5.4.2 車両での最適形状の評価	
5.5 考察	114
5.6 結言	119

第6章 結 論 121

謝辭 128

第 1 章

緒論

第1章 緒論

1.1 研究の背景

社会における自動車の役割が拡大するとともに、自動車に求められる要求は幅広くかつ多様化してきている。乗り心地性能や操縦安定性などの自動車単体としての性能のみならず、省資源やリサイクル、排気ガス問題といった環境への配慮、さらには安全などの社会問題に対する責任も課されている。このように様々な要求性能の間には、一つの目標性能を満足する解が必ずしも他の性能に対しては最適では無いというトレードオフ問題もあり、性能間の関連を考慮しながら個々の性能を向上することが求められている。自動車の設計開発とは商品としての要件（静粛性や快適性など）を満足しつつ、法規等で定められた規格に適合し、社会からの要求にも応えるような総合性能を実現することにあると言える。

これらに含まれる重要な性能の一つとして自動車事故における衝突安全性能がある。自動車の衝突安全性能とは衝突時に乗員を保護する能力を指す。衝突安全性能は主に衝突条件・車両構造・乗員拘束装置の三つの要件で決まる。衝突条件は車両の衝突方向や速度、衝突する対象物のことである。ある衝突条件で自動車が衝突した際は、車両構造により乗員の生存空間（客室）を確保しつつ衝突エネルギーを吸収し、その確保された客室内でシートベルトやエアバックなどの乗員に直接触れて作用する乗員保護装置により乗員を保護する。

実社会（以下、リアルワールド）で発生している交通事故に目を向けると、自動車は必ずしも定型の衝突事故をおこしているわけではなく、衝突条件は様々である。図 1.1 は、平成 6～8 年に日本のリアルワールドで生じた普通自動車における衝突事故の衝突部位別での死者数の割合を示したものである。正面衝突の割合は 47% であり（斜め前方からの衝突事故を加えると 70.3%）、側面や後面からの衝突に比べて最も多い事故形態となっている^(1.1)。事故形態ごとの発生率は国ごとに若干異なるものの、いずれの国においても前面衝突が最も多く

(1.2), そのため前面衝突時の安全性能は車両開発においても最も重要な課題の一つとなっている.

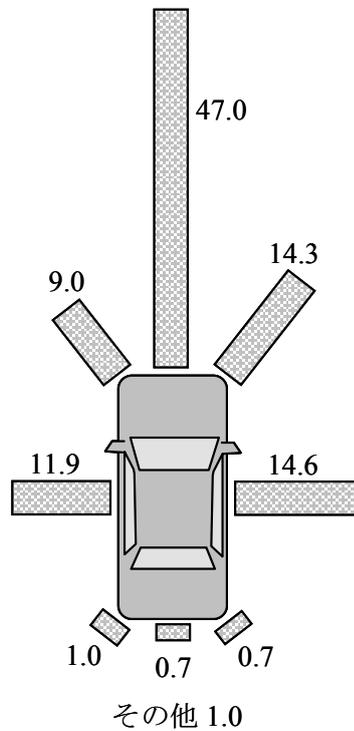


図 1.1 衝突方位別の自動車乗車中の死亡事故発生割合[%]

この自動車の前面衝突事故による乗員の被害を減少させるための法規や、その基準より厳しい試験条件や基準により車両の衝突安全性能を評価する情報公開試験 (NCAP : New Car Assessment Program) などの衝突安全性能評価試験は、リアルワールドで頻度の高い衝突事故を模擬する実験として、一般に固定されたバリアに車両を衝突させる方法で実施されている。固定バリア試験は、試験方法の単純性やその試験結果の再現性の良さから、市販されている多くの車両単体の衝突安全性能を評価するための合理的な試験方法として採用されている。

法規は、世界の自動車産業の生産や販売のグローバル化が一段と進む中^(1.3), 世界統一基準(以下, gtr: global technical regulation)の成立を含め、基準の国際的な調和が進んでいる。この gtr を実現させるために発行された 1998 協定 (グロ

ーバル協定)には現在31の国と地域が参加しており、「国際的な車両形式認証の相互承認制度(IWVTA: International Whole Vehicle Type Approval system)」と併せて今後の取り組みの推進が期待されている^{(1.4)~(1.7)}。これにより、グローバル規模での自動車の開発・生産の効率化、行政における基準作成の効率化や国際流通の円滑化によって消費者に安全な自動車が普及し、国産・輸入車に関係なく自動車の選択肢が拡大することなどの利点が享受できる^{(1.8)~(1.10)}。

情報公開試験は、リアルワールドで走行しているすべての自動車が満たしている法規の基準より厳しい試験条件や基準により車両の衝突安全性能を評価される。消費者に安全な車両を選択する際の日安となる情報の提供と自動車メーカーに対してより安全な自動車の開発を促すことを主な目的としており、現在では欧米、南米、豪州、中国、韓国、日本などで各々独自の試験が行われている。試験は、各国の消費者団体、行政サービス、自動車メーカー関連団体や自動車保険団体などが主導で実施している。この試験の対象車両は、法規のようにリアルワールドを走行している全ての自動車が評価をされるのではなく、各国の車両選定基準に従って自動車が選定され、市場での販売台数の多い上位数車種の新型車両が選定されるのが一般的である。

一方、リアルワールドで発生している前面衝突事故に目を向けると、自動車は必ずしも地上に固定された障害物に衝突しているわけではなく、車両対車両(以下、対車両)の前面衝突を例にとると、最も高い頻度で見られるのが乗用車どうしの衝突であると報告されている^(1.2)。なかでも小型な車両と相対的に大きい車両とが衝突した際には小型車両の車体変形が大きくなることが一般的に知られており、前面衝突コンパティビリティ問題として多くの研究者らが注目している^{(1.2), (1.11)~(1.16)}。

ここで、米国の事故データベース(NASS-CDS: National Automotive Sampling System-Crashworthiness Data System)の乗員データ(OCC: OCCupant)^(1.17)より、リアルワールドでの対車両前面衝突事故における乗員傷害を伴う事故発生状況の実態について述べる。図1.2に衝突対象物と傷害程度との相関を示す。衝突対象物は車両が最も多く(Heavy Truck, Bus 以外)総数43,027件(不明の13,623件を除く)の約80%を占める。最大傷害程度(MAIS: Maximum Abbreviated Injury

Scale, MAIS1_Minor, MAIS2_Moderate, MAIS3_Serious, MAIS4_Severe, MAIS5_Critical, MAIS6_Maximal (currently untreatable) は, MAIS1~2 (軽傷, 中傷) が 21,483 件, MAIS3~6 (死亡重傷) で 5689 件発生しており, 対車両前面衝突での乗員の受傷件数が圧倒的に多いのがみてとれる.

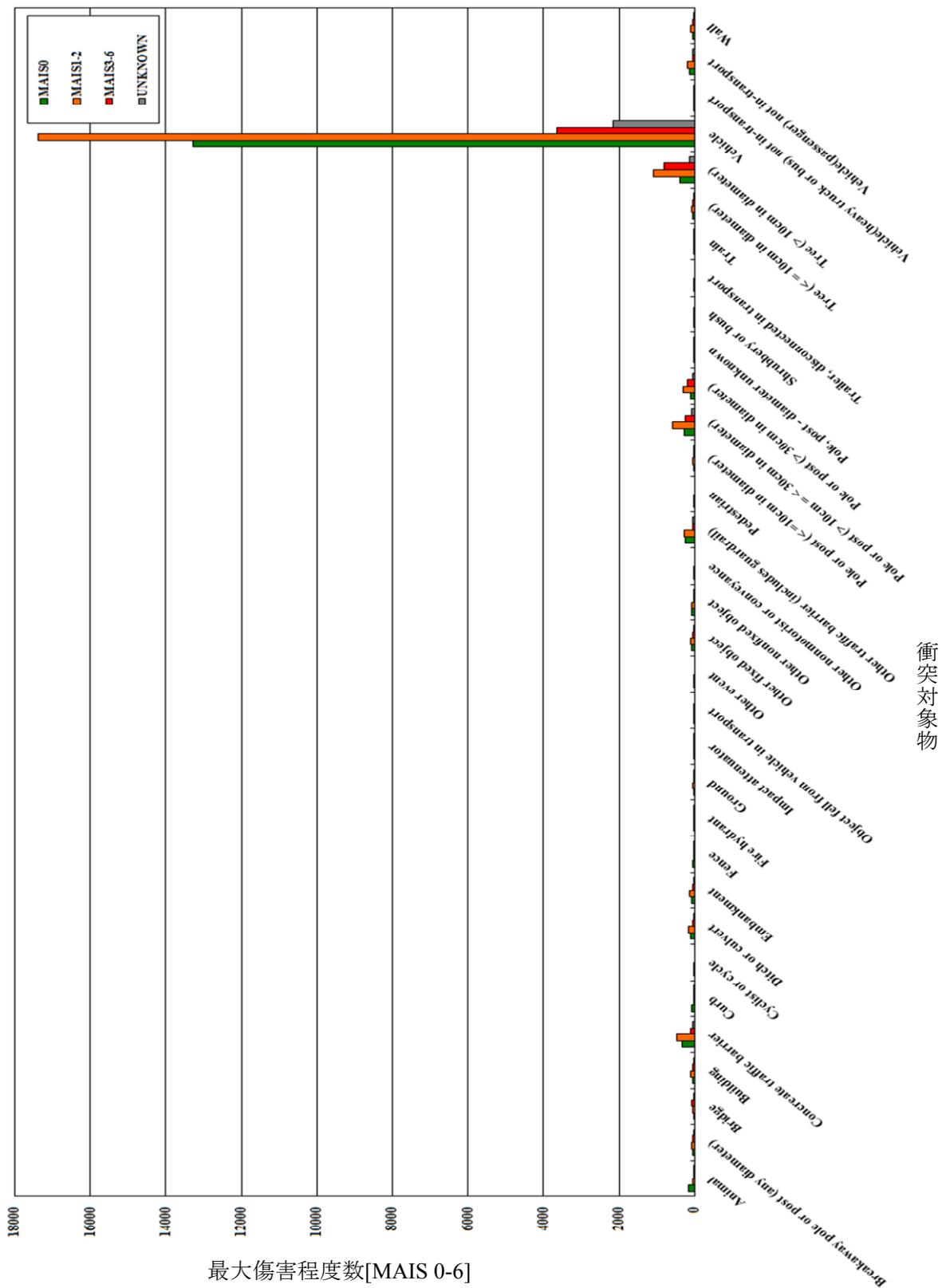


図 1.2 前面衝突における衝突対象物と最大傷害程度[MAIS0-6]との関係 (NASS-CDS_2003-2008)

次に対車両前面衝突における自車両と衝突車両との車両質量相関を表 1.1 に示す。縦行に自車両，横列に相手車両（衝突車両）の質量を示し，表中の数字は自車両が相手車両（衝突車両）と衝突した際の自車両の受傷件数を示す。なお，本件数には死亡重傷（MAIS3-6）に加え軽傷，中傷も含まれる。この表からみてとれる特徴を図 1.3 を用いて説明をすると，例えば自車両（1000～1500kg）が相対的に重い車両（1500～2000kg）と衝突した場合の自車両の受傷件数は 3373 件であるが，逆に重い車両（1500～2000kg）が自車両となり，相手車両が相対的に軽い車両（1000～1500kg）でみた場合の受傷件数は 3016 件と少なくなる。この傾向はどの質量でもみられ，相対的に軽い車両の被害，重い車両の加害の度合いが高くなる前面衝突コンパティビリティ問題がみてとれる。

表 1.1 対車両前面衝突における車両質量相関（NASS-CDS_2003-2008）

		相手車両					
		450-1000kg	1000-1500kg	1500-2000kg	2000-2500kg	2500-3000kg	> 3000kg
自 車 両	450-1000kg	8	158	126	29	13	3
	1000-1500kg	125	4,074	3,373	941	244	48
	1500-2000kg	101	3,016	2,633	713	154	22
	2000-2500kg	19	802	705	203	77	11
	2500-3000kg	13	167	168	61	13	9
	> 3000kg	0	40	26	8	6	1

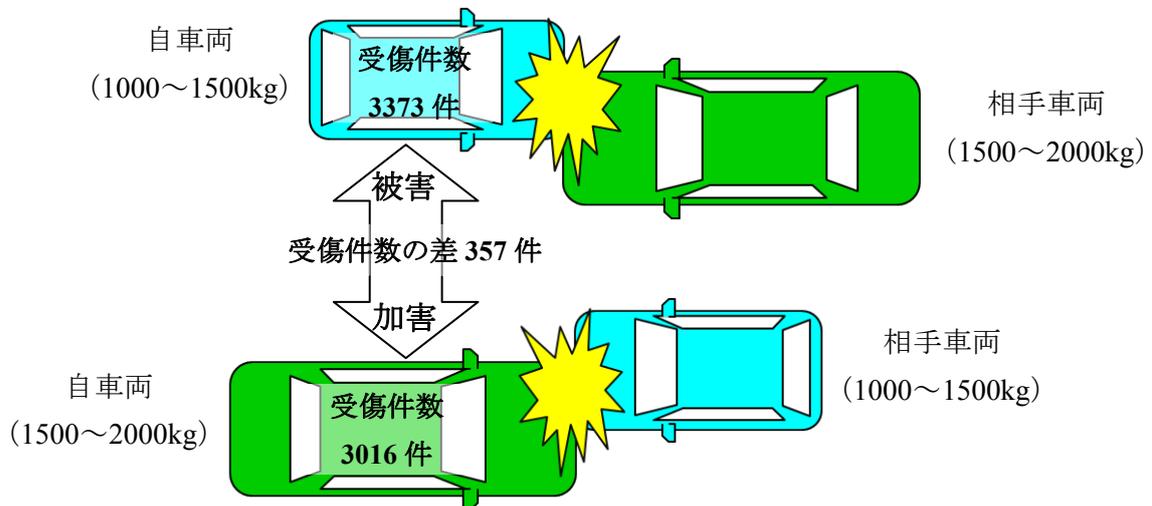


図 1.3 対車両前面衝突における車両質量関連の特徴説明図

一般に乗用車より車高が高く質量の大きい Light Truck Vehicle (SUV, Pickup-Truck, Van) の保有台数の多い米国では、その加害性に着目した研究が進められており、事故分析 (FARS:Fatality Analysis Reporting System, NASS-GES:National Automotive Sampling System-General Estimate System) から、Light Truck Vehicle の加害の要因として、大きな慣性質量^{(1.18),(1.19)}、高い剛性、乗用車とのエネルギー吸収部材のジオメトリ (主に高さ) の不一致を挙げている^(1.12)。

また欧州では、Steyer らは事故分析から仮定した質量比・速度と、実験により取得した荷重変形量線図とを用いて、対車両前面衝突における衝突エネルギー収

支の理論的な検討から、乗員を保護するために必要な衝突荷重（最大値以降の荷重）の提案をしている^(1.20)。

一般に自動車の衝突安全性能設計には、リアルワールドで頻度の高い衝突事故を模擬した単純性、再現性の高い試験方法と、その試験により得られた物理量を定量的に評価する指標とが必要である。現在、欧米の研究機関などが主導で対車両前面衝突における前面衝突コンパティビリティ問題に対する将来の法規や情報公開試験を視野にいたした数々の検討がすすめられており、この衝突事故での乗員の被害の減少を早期に図るべく、自動車の設計の指針となる汎用性の高い試験方法と評価指標との提案が強く要請されている。

以下に、対車両前面衝突における前面衝突コンパティビリティ問題に対し、欧米各国の研究機関等で検討されている試験方法や評価指標などを紹介し、後にその内容の課題を示すとともに本研究の優位性を示す。

1.2 前面衝突コンパティビリティ問題に対する各取り組み

対車両前面衝突における前面衝突コンパティビリティ問題に対し、主に欧米が主導で試験方法と評価指標との検討をすすめている。この問題に対する代表的な試験方法では、欧州から提案されている固定壁の衝突面に生じる分布荷重を複数の小型のロードセルにて取得する手法と、固定壁に備えたアルミハニカム（以下、ハニカム）の変形度合いを取得する手法とがある。北米等からも多くの試験方法が提案されているが、前記手法と既存の固定壁試験を組み合わせたものや、既存の試験方法の試験速度を変えるなどの改良を施したものが主となっている。その各試験で取得した物理量（分布荷重やハニカムの変形）の評価指標は、対車両衝突におけるエネルギー吸収部材の相対位置の整合によりエネルギー吸収部材の相互作用の向上を促すことを目的とした、主にエネルギー吸収部材（車両前部構造）のジオメトリを評価するものや、乗員が搭乗する客室の保護を目的とした客室の強度の度合いを評価するものがある。

1.2.1 試験方法に対する各取り組み

欧州の TRL (Transport Research Laboratory) から提案されている固定壁試験の一つには、縦横に小型のロードセル (125mm×125mm) を配した固定壁 (以下、多分割ロードセルバリア) に生じる分布荷重によりエネルギー吸収部材の相互作用の度合いを評価することを目的とした多分割ロードセルバリアがある。この多分割ロードセルバリアを用いた試験には、フルラップ剛体壁 (以下、FWRB : Full-Width Rigid Barrier) 試験と、そのロードセルの表面に 300mm の厚さのハニカムを設置したフルラップデフォーマブルバリア (以下、FWDB : Full-Width Deformable Barrier) 試験がある。この FWDB に設置されるハニカムは、車両の上下や幅方向に連結するエネルギー吸収部材の主に連結部の強度を、分布荷重として取得するために設置される^(1.21)。また、Light Truck Vehicle の加害軽減の具体策の評価を目的として、FWRB 試験の活用や、多分割ロードセルバリアを用いたオーバーライドバリア (以下、ORB : Override Barrier) 試験が提案された^{(1.22),(1.23)}。

もう一つの試験方法は、ドイツ自動車連盟 (ADAC : Allgemeiner Deutscher Automobil-Club) より提案された多層アルミハニカムバリアをもとに、自動車メーカーのルノーにより開発された PDB (Progressive Deformable Barrier) を用いた試験方法である。高さ方向と奥行きで剛性の異なる数種類のアルミハニカムを組み合わせることで小型車両の剛性を模擬しており、バリアの変形度合いにより加害性を、自車保護は試験車両に搭載される乗員を模擬した評価ダミー

(ATD : Anthropomorphic Test Device) で取得した計測値と客室の変形度合いにより定量的に評価できる^{(1.24),(1.25)}。Delannoy らは、小型車両を用いた対車両実験の検討から、PDB を小型車両とみなしての試験の有用性、ならびにハニカムの変形が進むほど剛性が高くなる PDB を用いることで、小型車両から大型車両までのコンパティビリティ性能を評価できることを示した^(1.25)。さらには、Delannoy らは米国向けに PDB の奥行きをさらに深くした PDB+ と、PDB を並列にしたフルラップ PDB も提案した^(1.26)。また、リアルワールドでの事故におけるミクロ

調査の分析からエネルギー吸収部材の相互作用と客室強度との相関を導き、コンパティビリティ性能の評価には PDB が有用であることも示した^(1.27)。

現在、車両の衝突試験で用いられている ECE R94 (Economic Commission for Europe:欧州経済委員会相互承認協定規則第94号「前面衝突時の乗員保護基準」) ハニカムでは車両が潰れきる前に底付きが発生することがあるが、PDB は縦横と深さ方向に特性の異なるハニカムを組み合わせた多層構造のため、ハニカムの底付きが生じにくい。そのため、対車両衝突のように車両が潰れきるまで車体を構成する骨格部材にせん断変形を生じさせることができるため、比較的に対車両前面衝突に近い条件での車両の評価が可能となり、WP29 (Working Party on the Construction of Vehicles : 自動車基準調和世界フォーラム) において、ECE R94 ハニカムを PDB に置き換える検討が行われた^(1.28)。また、Delannoy らは従来の Off-set Deformable Barrier (以下、ODB) 試験に比べ、PDB 試験は小型車に厳しく、大型車に緩い結果となるためコンパティビリティを考慮した車両設計の指針になることを示した^(1.29)。

この ECE R94 ハニカムを用いた ODB 試験にて、自車保護性能の評価を目的とした高速度衝突試験 (オーバーロード試験) が提案された。高速度衝突の高い運動エネルギーにより車両前部構造を衝突現象の早い時間で変形させ、残りの時間で客室強度の評価を行う試験方法である。荷重変形量線図の最大荷重より後半の荷重を客室強度として評価し、その荷重の度合いを規定している^(1.30)。

米国運輸省道路交通安全局 (以下、NHTSA : National Highway Traffic Safety Administration) では、側面衝突性能評価バリアとして開発された MDB (Moving Deformable Barrier) を用いて、対車両前面衝突を模擬する試験方法を検討している^(1.31)。また、Summers らは FWDB を用いて MDB の剛性など、バリア特性の検討も行っている^(1.31)。Scharm らは、台車に PDB を設置した Moving-PDB 試験を実施し、固定壁 PDB との試験結果の比較を行っている^(1.32)。また、この Moving-PDB 台車による試験にて、自車保護性能を評価する試験も提案している。

その他、Light Truck Vehicle の攻撃性の評価を目的とした、小型車の車幅方向の剛性分布を模擬したハニカムも開発されている^(1.33)。

このように欧米の研究機関等により、各評価の目的に基づいた物理量を取得するための試験方法が各々提案されている。

1.2.2 評価指標に対する各取り組み

前記の各試験で取得した物理量（分布荷重やハニカムの変形）の評価指標は、対車両前面衝突におけるエネルギー吸収部材の相対位置の整合によりエネルギー吸収部材の相互作用の向上を促すことを目的とした主にエネルギー吸収部材（車両前部構造）のジオメトリを評価するものや、乗員が搭乗する客室の保護を目的とした客室の強度の度合いを評価するものがある。

Edwards らは、多分割ロードセルバリアへの分布荷重から統計的に求めた変動係数（以下、CV 値：Coefficient of Variance）を、対車両衝突における主にエネルギー吸収部材の相互作用度合いの指標として提案した^(1.24)。また、Edwards らは、両車両のエネルギー吸収部材の主に上下方向の相互作用を向上させるための評価指標として VNT (Vertical Negative deviation from Target row load), HNT (Horizontal Negative deviation from Target cell load) ^(1.34)、さらには VSI (Vertical Structural Interaction criterion), HSI (Horizontal Structural Interaction criterion) を考案し、エネルギー吸収部材の高さに相当するロードセルの 3, 4 段目に生じる分布荷重の発生度合いを評価する Phase1 と、そのエネルギー吸収部材の上下に連結される部材の作用をも想定した 2~5 段目までの分布荷重の発生度合いを評価する Phase2 との二段階での評価方法を提案している^(1.35)。

NHTSA は、多分割ロードセルバリアを用いて、衝突面における分布荷重の重心高さの評価を行い、両車両のエネルギー吸収部材の主に高さ方向の相互作用の向上を促す指標として、AHOF (Average Height of Force) を提案している^(1.36)。さらには、エンジンが多分割ロードセルバリアに衝突するまでの車両前部骨格部材の相互作用度合いの評価を目的として、車体変形の 25mm から 400mm までの分布荷重の重心高さを評価する AHOF400 も提案している。この AHOF は車両のエネルギー吸収部材の地上高さと相関があり、特に SUV では乗用車に比べエネルギー吸収部材が一般的に高くなっているため、その高さを合わせるための重

要な指標であると考えられている。また、多分割ロードセルバリアを用いた剛体壁試験で取得した荷重変形量線図より、車体変形が 25mm から 400mm までの車体剛性（線図の傾き）を求め、それを指標とする Kw400 が提案されている^{(1.37)-(1.42)}。米国では AHOF400 と Kw400 との組み合わせが、事故データから求めた車の攻撃性と相関があると報告されている。

PDB を用いた試験方法では、試験後のハニカムの変形度合いを三次元計測などで計測した定量値を用いて、変形深さの重心高さを求める AHOD（Average Height of Deformation）、平均深さの ADOD（Average Depth of Deformation）、最大変形量の Dmax（Maximum Deformation）をエネルギー吸収部材の相互作用の向上と客室を保護するための指標として提案している^{(1.26),(1.43)}。

ODB の裏面に設置したロードセルにて計測した荷重と車両の変形量から求めた荷重変形量線図から、衝突荷重が 350kN に至るまでの衝突エネルギーを Ef350 として、そのエネルギーの大小で車両前部構造の相互作用の度合いを評価する指標も提案されている。

このような、前述の試験方法で抽出した物理量を用いて、対車両前面衝突における個々の車両の衝突性能を定量的に評価ができる指標が提案されている。

1.2.3 前面衝突コンパティビリティ問題に対する試験導入検討の動向

自動車業界を含んだ研究活動では、北米で需要の多い Light Truck Vehicle の加害性が着目され、EVC-TWG（Enhanced front-to-front Vehicle Compatibility-Technical Working Group）が立ち上げられた^{(1.44)-(1.46)}。ここで短期的な方策(Phase1)として、高さ方向でのエネルギー吸収部材の相互作用向上を目的として Light Truck Vehicle のエネルギー吸収部材の高さを乗用車のものとの高さを揃える自主規制を定めた^{(1.47),(1.48)}。その Light Truck Vehicle の加害軽減の具体策としては、フロントバンパの下部に相手車両への乗り上げ（オーバーライド）を抑制するために、エネルギー吸収部材に加えての構造部材（以下、SEAS：Secondary Energy Absorbed Structure）を設置する。その SEAS の有効性は、Patel らの研究者により FEA（Finite Element Analysis）^(1.21)や実験^(1.49)により検証され

ている。Baker らはその自主規制に対応している Light Truck Vehicle とそれ以外の Light Truck Vehicle との事故調査における加害発生率を比較し、その効果を算出している^(1.50)。この自主規制は 2009 年 9 月以降生産の Light Truck Vehicle には適用されている。Barbat は EVC-TWG の中期の取り組む課題（Phase2）として、エネルギー吸収部材等の性能評価手法の開発を挙げ、三つのサブグループの取り組みを示している。一つ目は TRL が主導の FWDB 試験を基にした研究、二つ目は GM 社が主導の Car-to-MDB にて対車両衝突でのオーバーライド現象を模擬する研究、三つ目は ORB 試験による SEAS の性能評価手法の研究。この研究の成果として三つ目の ORB 試験は前記自主規制に追加された^{(1.44),(1.45),(1.51)-(1.53)}。

Verma は EVC-TWG の長期の取り組む課題（Phase3）として、エネルギー吸収部材の相互作用に加え客室の剛性をも評価できる手法の開発を目的として、新たな三つのサブグループの取り組みを説明している。一つ目が Ford 社と TRL を中心に進められた FWDB 試験による評価方法、二つ目がダイムラークライスラー社中心の CAE を基にした評価方法、三つ目は GM 社を中心とした MDB 試験による評価方法である^(1.54)。Verma らは EVC-TWG における Phase2,3 での GM 社の研究活動として Light Truck Vehicle と普通乗用車の固定壁 FEA 解析にて SEAS の効果を示した^(1.55)。また、乗用車の剛性を模擬した DB（Deformable Barrier）を用いたフルラップ MDB 試験を提案した^(1.56)。一方で NHTSA は EVC-TWG に対して NCAP への FWRB 試験の導入と AHOF400 での相互作用評価と Kw400 による客室強度評価の指標の導入も併せて提案した。しかし Hirayama らは CAE（Computer-aided engineering）による検討で、Kw400 は低速衝突での相手変形との相関はあるが、高速衝突では相関が低く評価が困難であることを示している^(1.57)。また、Nusholtz らは CAE で AHOF400 と Kw400 の再現性が乏しいことを示している^(1.58)。そこで EVC-TWG は Phase3 の研究活動を凍結し、FWRB 試験での相互作用評価の導入を優先し、AHOF400 に代わる評価指標の検討に取り掛かった。GM 社等、各社から分布荷重データを用いた評価指標の案が出されたが^(1.24)、一つの案に絞り切れず試験の施行には至っていない。

従来の自車保護性能評価試験と前記を含んだ加害性の評価に主眼を置いた性能評価試験との双方の評価を可能とする試験方法の議論が、VC-COMPAT (Vehicle Crash Compatibility) や EEVC WG15 (Working Group 15) 等の会議体で議論され^{(1.59)-(1.61)}、FWDB と FWDB の表面からハニカムを取り除いた FWRB、その表面に ODB を設置した以上の三つの固定壁を用いた試験方法 が提案された。一方で Donat らは、FWDB での評価結果にはエンジン等の車両骨格以外の分布荷重が混在するため、エネルギー吸収部材を主とした車両骨格の加害性の評価には不適であることを指摘している^(1.62)。Ablasmeler らは、PDB はハニカムのエネルギー吸収容量が大きく、変形深さが大きくなるエネルギー吸収部材に対しては、より負荷がかかり適正なバリア変形の抽出が困難によるなどの加害評価に対する懸念を指摘している^(1.63)。

日本政府は、小型車両等を用いた ODB 試験と PDB 試験との車体変形の比較、さらには対車両試験との車体変形の比較において大きな差異があることを指摘している^(1.64)。国連の自動車基準調和世界フォーラム (ECE/WP29) の衝突安全専門分科会 (GRSP : Global Road Safety Partnership) 参加の前面衝突インフォーマルグループ (GRSP Informal Group on Frontal Impact) では、相互承認協定期則第 94 号「前面衝突時の乗員保護基準」(ECE-R94) の改定に関して、ODB 試験の見直しと、フルラップ前面衝突試験導入の議論が進められている。これを受け、2009 年に設置された欧州プロジェクト FIMCAR (Frontal Impact and Compatibility Assessment Research) では、コンパティビリティ評価方法の提案を目的とした検討が行われている^{(1.65),(1.66)}。ECE-R94 へのフルラップ前面衝突試験^(1.67)導入案として、FIMCAR WP3 では既に活動が終了している EEVC WG15 でのコンパティビリティ研究成果^{(1.68),(1.69)}を踏襲し、FWRB 試験と FWDB 試験とを候補に挙げ、対車両衝突時のエネルギー吸収部材の相互作用の度合いを評価する手法の開発が推進されている。一方、日本では FWRB 試験での検討を主に進めている。

また、情報公開試験では Euro-NCAP が車両の加害性評価を 2014 年より導入計画であることを公表しているものの、使用するバリアなど試験方法に関する内容については公表していない^(1.70)。

このように、コンパティビリティ問題における性能評価手法の選定には多くの有識者による議論が現在も続いている。

なお、保険業界の非営利団体である米国道路安全保険協会（IIHS：Insurance Institute for Highway Safety）は、2012 年より従来の NCAP 前面衝突試験より条件の厳しいスモールオーバーラップ前面衝突試験を開始した。これは対車両前面衝突や立木、電柱といった車幅に対して幅の少ない（以下、オーバーラップ率）衝突対象物とのリアルワールドでの衝突事故を模擬しており、衝突速度は 64kph で車幅に対して運転席側 1/4 (25%) のオーバーラップ率でバリア（剛壁）に衝突させる^(1.71)。IIHS によると、前席の乗員が死亡、重傷となった前面衝突事故の約 4 分の 1 が、対車両と車幅に対してオーバーラップ率の少ない衝突形態に該当すると述べている。

1.3 従来の研究の問題点

以上は、いずれも車両前部構造どうしの相互作用を向上させることを目的とした車両前部構造の特徴を評価する試験方法と評価指標の検討であり、その試験方法により取得された物理量（評価指標）はリアルワールドで走行している車両の衝突安全性能を評価する上で有用であると考えられる。しかしながら、自動車メーカーが車体構造の対策を行う際、評価指標と車両構造との系統的な検討が必要となる。なぜなら、単に多分割ロードセルバリアで計測した分布荷重のバラツキが少なく、かつ PDB が浅く、広く変形する車両前部構造を考えた場合、一般にエネルギー吸収部材が複数装備されるか、もしくは大型化し、質量増加による燃費の悪化（環境）や操縦安定性への影響、車両デザインの自由度が損なわれるなどの課題が生じる。そのため、前記に関わる課題とリアルワールドで

の衝突事故を考慮した車両前部構造の設計に対応した物理量を示す汎用性の高い指標の提案が強く要請されている。以下に各指標の問題点を示す。

多分割ロードセルバリアを用いた試験から取得した物理量を用いた指標では、CV 値^{(1.72),(1.73)}、VNT・HNT^(1.34)、VSI・HSI^(1.35)、AHOF・AHOF400^(1.36)、Kw400^{(1.37),(1.42)}がある。

まず CV 値は、分布荷重から車両前部構造の強度の均一性を求めることで対車両前面衝突時の前部構造の相互作用度合いの評価を目的とした指標である。この統計量は平均荷重に対する分布荷重のバラツキの度合いを示すのみであり、平均荷重に対する分布荷重の強弱の対象性などの車両構造を設計するうえでの指針を示すまでには至っていない。

次に VNT・HNT^(1.34)、VSI・HSI^(1.35)は、相手車両への乗り上げ、潜り込みに加えて車幅方向でのエネルギー吸収部材の不一致による加害、被害を抑制するための指標である。多分割ロードセルの評価範囲に生じる分布荷重の目標値に対する絶対値としての差を車両の高さ、幅方向のそれぞれで評価を行うが、目標荷重や平均荷重に対する分布荷重の強弱（対象性）などの特徴を定量値として捉えきれておらず、CV 値と同様に車両構造を設計するうえで具体的な指針を示す指標にはなっていない。

AHOF は、相手車両への乗り上げ、潜り込みによる加害、被害の抑制を目的に、分布荷重の重心高さを車両のエネルギー吸収部材の高さとして評価を行う指標である。しかし、その分布荷重にはエンジン等のエネルギー吸収部材とは異なる車両部品のを多く含み、本来評価すべきであるエネルギー吸収部材のみの高さを評価することは困難である。このエンジン等の車両部品が衝突するまでの車体変形を 25mm～400mm とし、その間の分布荷重から求めた荷重重心高さをエネルギー吸収部材の高さとする AHOF400 があるが、荷重の強弱を定量的に示すことが出来ないため、エネルギー吸収部材はもとより車両前部構造を設計する上での指標とするには不十分である。

Kw400 は、荷重変形量線図から車体変形が 25mm～400mm までの車体剛性（線図の傾き）を求め、その大小を対車両衝突時における相互作用の度合いの尺度

としているが、車両前部構造の上下、車幅方向のそれぞれを分離して車体剛性を評価することができず、車両前部構造を設計する上での有用な定量値を示せていない。

ハニカムバリアを用いた試験から取得した物理量を用いた指標、AHOD・ADOD・Dmax^{(1.26),(1.43),(1.74)}、Ef350について述べる。

AHOD・ADOD・Dmaxは、車両前部構造の相互作用の度合いをPDBの変形から評価をする指標である。AHODで変形深さの重心高、ADODで平均深さ、Dmaxで最大変形深さを示す。この指標は試験後のバリアの変形量を定量値として評価をするため、対車両衝突の初期から後期（最大荷重以降）に向けての過渡のバリア変形の定量値は取得できない。また、衝突後のバリア変形にはエンジン等の車両部品の衝突による変形も多く含まれており、エネルギー吸収部材などの車両骨格のものと分離した定量値も取得できない。すなわち、エネルギー吸収部材などの車両骨格を設計する上での指針としては不十分である。

Ef350は、荷重変形量線図の衝突荷重が350kNに至るまでの衝突エネルギーの大きさを車両前部構造の相互作用の度合いの尺度とする指標であるが、この指標もKw400と同様に車両前部構造の上下、車幅方向のそれぞれを分離して車体剛性を評価することができず、車両前部構造を設計する上での有用な定量値を示せていない。

以上のような研究による将来の法規、NCAPに織り込むべき試験方法ならびに評価指標などについては欧米の研究機関などの主導で議論されており、車両の衝突安全性能を評価する上で有用な物理量を示すと考える。一方、コンパティビリティ問題に対する車両構造の対応では、主な要因として、車両質量、車体剛性、車体形状などが広く知られており、その要因に着目した対策を各自動車メーカーが講じている。しかしながらコンパティビリティ問題に対応しうる車体構造の創出には評価指標と車両構造との系統的な研究が必要であり、リアルワールドでの衝突事故を考慮した車体設計の指針となる汎用性の高い評価方法ならびに指標の提案が強く要請されている。

1.4 本研究の目的および意義

本研究の目的は、次の条件を満たす指標を開発することである。一つ目の条件は、車両前部構造の相互作用の度合いを定量的に評価できること。二つ目の条件は、その指標は車両の前部構造の設計に適用できる有用な定量値を示すことが可能であること。

本研究では、コンパティビリティ問題の主な要因である、車両質量、車体剛性、車体形状の中で最も対策が困難な車体形状に着目して検討を行う。車体形状とは、例えばバンパやフロントサイドメンバなどのエネルギー吸収部材の位置を意味する。車体形状に起因する問題として相手車両とのエネルギー吸収部材の不一致による相手車両への乗り上げ、潜り込みや車幅方向でエネルギー吸収部材がかみあわずに作用しない現象（フォークエフェクト）があるが、その発生は車体形状のみならず、二車両間での車体剛性の差も関係している。また、乗り上げ、潜り込みやフォークエフェクトは相手車両への加害性ばかりでなく自車の被害性にも影響することになる。すなわち、対車両前面衝突での車両前部構造の相互作用は加害性、被害性の両面で重要である。

そこで、加害性、被害性を同時に低減できる相互作用度合いが高い車両前部構造は、均質構造であることが望ましいという仮説を起点に、その構造の均質性の度合いと加害性・被害性の両方を定量的に評価・分析できる手法を開発する。均質構造とは、エネルギー吸収部材等で構成される車両前部構造の衝突接触面内における強度の等質性を意味する。対車両前面衝突において加害性、被害性を同時に低減させるには、少なくともどちらか一方（願わくば両方）の車両を均質構造にし、車両構造どうしの相互作用度合いを高める必要がある。均質性ならびに加害性、被害性の評価、分析手法には分散、ゆがみ、扁平度といった統計量を用い、欧米の研究機関などから提案されている指標による主に加害性の評価のみならず被害性をも評価できる手法を考案する。本手法の妥当性は、小型車両のエネルギー吸収部材を想定した単純な構造物の机上検討（有限要素解析）と台車実験との結果から検証する。

また、質量を極力増加せずに最も簡単に均質性を向上できる部材の一例を示す。この部材の効果は前記台車実験で確認すると共に、小型車両モデル（有限要素車両全体モデル）の車両前端部に前記部材を設置し、リアルワールドでの対車両衝突を想定した様々な条件下での有効性を検証する。

さらに、同評価、分析手法で用いる統計量の指標を目的関数とした最適形状設計ツールを作成し、本設計ツールで検討したエネルギー吸収部材を小型車両モデルに組み込み応力場（分布荷重）、変位場（バリア変形）ならびに大型車両モデルを用いたリアルワールドの対車両衝突を想定した机上検討にて有効性を確認する。併せて、同評価手法の応力場、変位場での有効性も検証し、汎用性の高さも確認する。最適形状の検討には、汎用の衝突解析ソフトと最適化ソフトとを組み合わせた入出力システムの開発を試みた。

1.5 本研究の内容

本論文は6つの章から構成されている。以下に各章の内容を簡単に記述する。

第1章の「緒論」では、対車両前面衝突におけるコンパティビリティ問題に関して、米国の事故データベース（NASS - CDS : National Automotive Sampling System - Crashworthiness Data System）の乗員データ（OCC : Occupant）から、リアルワールドでの前面衝突事故の実態を示す。次に、従来の研究を概観し、その問題点を明らかにするとともに本研究の目的ならびに意義、内容について述べる。

第2章「車体剛性・強度の評価方法」では、対車両前面衝突における車体剛性・強度の評価方法を示す。

一般に、車両の衝突安全性能を評価するためには衝突荷重と車体変形量が必要となる。そのために、固定壁の背面に設置したロードセルにより荷重計測を行い、車両上で計測した加速度を積分して変位量を求めることで、衝突荷重と

車体変形量を知ることが可能である。しかしながら、対車両前面衝突では固定壁による衝突安全性能評価のようにロードセルを設置することができず衝突荷重を直接計測することは不可能である。また、二台の車両が同時に移動しながら変形するため各々の車体変形を求めることも難しい。

そこで本章では、対車両前面衝突実験における衝突荷重と車体変形量を、各車両に設置した複数の加速度計で計測した加速度をもとに衝突荷重と車体変形量とを推定する手法を検討する。

衝突荷重の推定手法の妥当性は、小型車両を用いた固定壁試験で計測した衝突荷重との比較により検証を行う。

次に車体変形量は、小型車両と相対的に大型かつ質量の大きい車両を用いての対車両実験にて、前記衝突荷重と併せて車体変形量の評価手法の妥当性を検証する。

また、同手法により求めた荷重変位線図をもとに、小型車両と大型車両とのコンパティビリティ問題について分析を試み、対車両前面衝突のメカニズムを明らかにする。そのメカニズム分析を行うために、大きさの異なる三台の車両(小型車両、中型車両、大型車両)の対車両前面衝突実験とそれぞれの車両の変形可能な固定壁での ODB 実験との結果と対車両 FEA を用いる(特許第 3674586, 特許第 4093025)。

第 3 章「車両間相互作用の分析・評価手法」では、対車両前面衝突における車両前部構造の相互作用の度合いを均質性の良悪にて判断すべきであるとの仮説を立て、その均質性の分析、評価を可能とする方法を検討する。

均質性を評価するパラメータには、ある瞬間での応力分布(以下、分布荷重)を設定し、その分布荷重をはかる手段としては多分割ロードセルバリアを用いる。この個々のロードセルへの分布荷重の広がりやを定量値として抽出し、それを統計量により均質性の分析、評価が可能な指標となることを示す。

本手法の妥当性の検証は、均質性の異なる荷重分布サンプルデータを用いた論理的検証と小型車両のエネルギー吸収部材を想定した FEA を用いて行う。

第4章「車両前部構造における解析・実験による均質度合いの確認および曲率の影響」では、小型車両のエネルギー吸収部材を基準に、均質性の高い構造の具体策の一例を示す（特許第4103758，特許第4103811）。その有効性は、机上検討（FEA）と試作実験にて確認を行う。

均質化の評価には、第3章で示した統計量により均質性を分析、評価する手法を用いるとともに、併せて同手法の有効性を具現的な車両構成部品の試作実験にて検証する。

さらに、本章での具体策の考え方が車両前部構造に応用できることを併せて検討を行う。

第5章「車両部材の均質性の評価・分析手法を用いた最適な曲率形状の抽出」では、遺伝的アルゴリズムに基づいた手法を用いて、均質性の分析・評価で指標として用いた、分散、ゆがみ、扁平度といった統計量の他に質量、衝突荷重といった設計上での要素も目的関数として、第4章で用いた小型車両のエネルギー吸収部材を想定した最適形状の検討を行う。最適化の対象となる部位には、単純な設計パラメータを用いて形状ができるように三次元はり要素を用い、目的関数を同時に最大化、または最小化できるような多目的な最適形状の検討を試みる。抽出した形状は、小型車両のエネルギー吸収部材に組み込み、多分割ロードセルバリアを用いた応力場、PDBを用いた変位場での固定壁解析にて均質性の検討を行う（特許第4123012，特許第4123013，特許第4123014）。また、併せて均質性の評価、分析手法の汎用性の検討も行う。

さらには、その小型車両に比べ相対的に大型で重い車両との対車両前面衝突解析を行い、車両前端部構造の均質化による相互作用の向上効果も確認する。

第6章「結論」では、本研究で得られた結果を要約する。

参考文献

- (1.1) 交通事故総合分析センター, “交通事故と運転者と車両の相関”, イタルダ・インフォメーション, No.20, (1999) ,ITARDA.
- (1.2) 水野幸治, 他., 自動車技術 Vol.53, No.11, (1999), 自動車技術会.
- (1.3) 国土交通省, 世界人口資料:OECD, 国連.
- (1.4) Hobbs, A., “The rationale and development of the offset deformable frontal impact test procedure”, *SAE Paper*, No. 95501, (1995).
- (1.5) Lowne, R.W., “EEVC working group 11 report on the development of a frontal impact test procedure”, *14th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Paper No.94-S8-O-05, (1994).
- (1.6) Lowne, R.W., “The validation of the EEVC frontal impact test procedure”, *15th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.96-S3-O-28 , (1996).
- (1.7) Edward, M., et al., “The Essential Requirements For Compatible Cars in Frontal Collisions”, *14th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, (1994).
- (1.8) JASIC Web URL : www.jasic.org.
- (1.9) 自動車基準認証国際化研究センター, “自動車の国際基準調和と相互承認の拡充にむけて”, (2010).
- (1.10) Hollowell, T.W., et al., “Updated review of potential test procedures for FMVSS No. 208”, *Prepared by the Office of Vehicle Safety Research*, NHTSA, (1999).
- (1.11) Zobel, R., Proc., *16th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Vol.1, No.98-S3-O-10, (1998), pp 729-741.
- (1.12) Appel, H., et.al., *Proc of Intl Con on Vehicle Safety 2000*, England, (2000), pp 55-61.
- (1.13) Hobbs, A., “The rationale and development of the offset deformable frontal impact test procedure”, *SAE Paper*, No.95501, (1995).

- (1.14) Lowne, R.W.,“EEVC working group 11 report on the development of a frontal impact test procedure”, *14th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.94-S8-O-05, (1994).
- (1.15) Hollowell, T.W., et al.,“Updated review of potential test procedures for FMVSS No. 208”, Prepared by the Office of Vehicle Safety Research, NHTSA, (1999).
- (1.16) Edward, M.J., et al.,“Compatibility-the essential requirements for cars in frontal impact”, *Vehicle Safety 2000*, ImechE, (2000).
- (1.17) NASS-CDS(National Automotive Sampling System-Crashworthiness Data System) OCC(OCCupant) Data_2003-2008.
- (1.18) Zobel, R.,“Accident analysis and measures to establish compatibility”, *SAE Paper*, No.1999-01-0065, (1999).
- (1.19) Barbat, S.,“Status of enhanced front-to-front vehicle compatibility technical working group research and commitments”, *19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of vehicles*, No. 05-463, (2005).
- (1.20) Steyer, C., Delhommeau, M., Delannoy, P.,“Proposal to Improve Compatibility in Head on Collisions”, *16th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.98-S3-O-05, (1998).
- (1.21) Edward, M.J., et al.,“Compatibility-the essential requirements for cars in frontal impact”, *Vehicle Safety 2000*, IMechE, (2000).
- (1.22) Zobel, R.,“Accident analysis and measures to establish compatibility”, *SAE Paper*, No.1999-01-0065, (1999).
- (1.23) Patel, S.,“NHTSA's recent test program on vehicle compatibility”, *21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.09-416, (2009).
- (1.24) Edwards, M., Davis, H., Hobbs, A.,“Development of Test Procedures and Performance Criteria to Improve Compatibility in Car Frontal Collisions”, *18th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.86, (2003).

- (1.25) Delannoy, P., Dibonic, A., “Structural Front Unit Global Approach”, *17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.199, (2001).
- (1.26) Delannoy, P., Martin, T., et al., “PDB Barrier Face Evaluation by DSCR and NHTSA’s Joint Research Program”, *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No. 07-0303, (2007).
- (1.27) Delannoy, P., Jacques, F., “Compatibility Assessment Proposal Close from Real Life Accident”, *18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.94, (2003).
- (1.28) United Nation Economic Commission for Europe., *World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations, Working Party on Passive Safety, Regulation No.29, proposal for draft amendments*, (2007).
- (1.29) Delannoy, P., Martin, T., Castaing, P., “Comparative Evaluation of Frontal Offset Tests to Control Self and Partner Protection”, *19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.05-0010, (2005).
- (1.30) K, Mizuno., et.al., “Test procedures for vehicle compatibility evaluation”, *International Journal of Crashworthiness*, Vol.10(5), (2005), pp.475-481.
- (1.31) Summers, S., Hollowell, W.T., Prasad, A., “Design Considerations for a Compatibility Test Procedure”, *SAE Technical Paper*, No. 2002-01-1022, (2002).
- (1.32) Scharm, R., Versmissen, T., “The Development of a Mobile Deformable Barrier Test Procedure”, *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No. 07-0327, (2007).
- (1.33) 長谷川俊, “車対車前面衝突時のコンパティビリティ性能に関する評価方法の研究”, 東京都市大学学位論文, (2011).
- (1.34) Edwards, M., “Full Width Deformable Barrier Test IHRA Phase1 Test Revised Metric LTV assessment”, 24th IHRA meeting, December 2004.

- (1.35) Edwards, M., Cuerden, R., Davies, H., “Current Status of the Full Width Deformable Barrier Test”, *20th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No. 07-0088, (2007).
- (1.36) Summers, S., et al., “Design considerations for a compatibility test procedure”, *SAE Paper*, No. 2002-01-1022, (2002).
- (1.37) Patel, P., et al., “NHTSA's recent test program on vehicle compatibility”, *21st International Technical Conference on the Enhanced Safety Vehicles*, No. 09-416, (2009).
- (1.38) Mohan, P., “Development of objective metrics to improve compatibility in frontal collisions”, Doctorial Dissertation, The George Washington University, (2008).
- (1.39) Swanson, J., Rockwell, T., et al., “Evaluation of Stiffness Measures from the U.S. New Car Assessment Program”, *18th International Technical Conference on the Enhanced Safety Vehicles*, No.527, (2003).
- (1.40) Summers, S., Prasad, A., “NHTSA’s Recent Compatibility Test Program”, *19th International Technical Conference on the Enhanced Safety Vehicles*, No.05-0278 , (2005).
- (1.41) NHTSA, “NHTSA Compatibility Test Program”, VC-Compat Mid-Term Workshop, February, (2005).
- (1.42) NHTSA., “NHTSA’s Recent Compatibility Test Program”, NHTSA/Alliance meeting, March (2005).
- (1.43) Delannoy, P., “Compatibility: causes, constraints, improvement and evaluation proposal”, *SAE Paper* , No.2002-01-1023, (2002).
- (1.44) Patel, S., et al., “NHTSA’s Recent Test Program on Vehicle Compatibility”, *21th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.09-416, (2009).
- (1.45) *Frontal Compatibility Analysis with Option 2 LTV’s and Over Ride Barrier Design for SEAS Evaluation: Preliminary Analysis*, DOT HS 811 293, NHTSA, (2010).

- (1.46) FIMCAR., <http://www.fimcar.eu/news/fimcar-workshop-2011>(2012.7.2) (参照日 2012年7月2日).
- (1.47) Alliance of Automobile Manufactures., Voluntary Commitment to Enhance Vehicle to Vehicle Crash Compatibility, December (2003).
- (1.48) Barbat, S.,“Status of enhanced front-to-front vehicle compatibility technical working group research and commitments”,*19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.05-463, (2005).
- (1.49) Patel, S., Prasad, A., Mohan, P.,“NHTSA’s Recent Test Program on Vehicle Compatibility”, *21st International Technical Conference on the Enhanced Safety Vehicles*,No. 09-0416, (2009).
- (1.50) Baker, C.B., Nolan, J.M., O’Neill, B., Genetos, A.P.,“Crash compatibility between cars and light trucks Benefits of lowering front-end energy-absorbing structure in SUVs and pickups Accident Analysis and Prevention”, (2008), pp.116-125.
- (1.51) Barbat, S.,“Status of Enhanced Front-to-Front Vehicle Compatibility Technical Working Group Research and Commitments”, *19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.05-0463, (2005).
- (1.52) Feaber, E.,“EEVC approach to develop test procedure(s) for the improvement of crash compatibility between passenger cars”, *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Paper No.07-331, (2007).
- (1.53) Mori, T.,“The study of the frontal compatibility with consideration of interaction and stiffness”, *20th International Technocal Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.07-0105, (2007).
- (1.54) Verma, M.,“Enhanced Vehicle Collision Compatibility Progress Report of US Technical Workgroup for Front-to-Front Compatibility”, *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No. 07 -0291, (2007).
- (1.55) Verma, M., Lavelle, J., Tan, S., Lange, R.,“Injury Patterns and Effective Countermeasures for Vehicle Collision Compatibility”, *19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.05-0173, (2005).

- (1.56) Pdeddi, S.N., Subramaniam, K., Sharma, V., Verma, M., Schuyten, H., “Development of a Mobile Deformable Barrier as a Car Surrogate”, *SAE Paper*, No. 2007-01-1179, (2007).
- (1.57) Hirayama, S., Watanabe, T., Obayashi, K., Okabe, T., “Second Report of Research on Stiffness Matching Between Vehicles for Frontal Impact Compatibility”, *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No. 07-0261, (2007).
- (1.58) Nusholtz, G., et al., “Reproducibility of AHOF400 and KW400”, *21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.09-0453, (2009).
- (1.59) Thomson, R., Edwards, M., “Passenger Vehicle Crash Test Procedure Developments in the VC-COMPAT Project”, *19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.05-0008, (2005).
- (1.60) Faerber, E., “EEVC Approach to the Improvement of Crash Compatibility between Passenger Cars”, *19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.05-0155, (2005).
- (1.61) Faerber, E., “EEVC Approach to Develop Test Procedures for the Improvement of Crash Compatibility Between Passenger Cars”, *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No. 07-0331, (2007).
- (1.62) Donat, C., Richard, Z., Gilles, L., “Methodological physical analysis of FWDB and PDB test procedures regarding incompatible physical phenomena observed in real car accident”, *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No. 07-0244, (2007).
- (1.63) Ablasmeler, W., Slaba, T., et al., “Opportunities for a Worldwide Compatibility Evaluation German Manufacturer’s Position Paper on Crash Compatibility”, *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No. 07-0323, (2007).
- (1.64) Japan., “Performance as Test Procedures of the PDB and ODB Tests for the Light

and Heavy Cars”, Informal Document GRSP 45-16, 5th meeting of the informal group on frontal impact, 25th May (2009).

- (1.65) Johannsen, H., et al., “FIMCAR-Frontal Impact and Compatibility Assessment Research: Strategy and First Results for Future Frontal Impact Assessment”, *22th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.11-0286, (2011).
- (1.66) FIMCAR.,
[http://www.fimcar.eu/news/fimcar-workshop-2012-in-berlin-resume\(2012.7.2\)](http://www.fimcar.eu/news/fimcar-workshop-2012-in-berlin-resume(2012.7.2))
(参照日 2012 年 7 月 2 日).
- (1.67) Faeber, E., “EEVC Approach to Develop Test Procedure(s) for the Improvement of Crash Compatibility Between Passenger Cars”, *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.07-331, (2007).
- (1.68) 水野幸治, 自動車の衝突安全, (2012), pp.181-206, 名古屋大学出版会.
- (1.69) Evans, R., “Serious or fatal driver injury rate versus car mass in head-on crashes between cars of similar mass, Accident Analysis and Prevention”, Vol. 19 (2), (1987), pp.119-131.
- (1.70) European HTC2009, Ludwigsburg, 2nd-4th November (2009).
- (1.71) http://www.iihs.org/ratings/frontal_test_info.html(参照日 2013 年 5 月 5 日).
- (1.72) Summers, S., et al., “NHTSA’s Compatibility Research Program Update”, *SAE Paper*, No.2001-01-1167, (2001).
- (1.73) Edwards, M., et al., “Compatibility the Essential Requirements for Car in Frontal Impact”, *Vehicle Safety Conference Transactions*, IMechE, (2000), pp.3-17.
- (1.74) Delannoy, P., et al., “Structural Front Unit Global Approach”, *14th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, (1994).

第 2 章

車体剛性・強度の評価方法

第2章 車体剛性・強度の評価方法

2.1 緒言

リアルワールドで高い頻度で見られる乗用車どうしの衝突^(2.1)の中で、大きさと質量の異なる車両同士の対車両前面衝突のコンパティビリティ問題の研究^{(2.2),(2.3)}において課題となるのが車体剛性・強度の評価手法である。車両衝突とは初速度をもって対象物と衝突した車両が初期の運動エネルギーを車体の変形で吸収しながら停止する現象である。この現象を分析するためには衝突荷重と車体変形量が必要となる。固定バリア実験では、バリア背面にロードセルを設置して荷重を計測したり、車両上で計測した加速度を積分して変位量を求めることで、衝突荷重と車体変形量を知ることが可能である。対車両衝突では固定バリア実験のようにロードセルを設置することができず、衝突荷重を直接計測することは不可能である。また、二台の車両が同時に移動しながら変形するため各々の車体変形を求めることも難しい。

本章では、各車両に設置した複数の加速度計で計測した加速度をもとに、衝突荷重および車体変形量を推定する手法を考案した。推定手法の妥当性は、固定バリア実験における実測荷重値との比較や対車両衝突実験におけるエネルギー変化などをもとに検証した。また、同手法により求めた荷重変位線図をもとに、小型車両と大型車両との前面衝突におけるコンパティビリティ問題について分析し、車体剛性・強度の評価方法に関して考察した。

2.2 主な記号

ここでは本章で使用する主な記号を一覧する.

<数式に使用する記号>

F_m [kN]	車両部品 (エンジン, トランスミッション, サスペンション等) の慣性力
M_e [kg]	エンジン質量
G_e [m/s ²]	エンジン加速度
M_s [kg]	サスペンション質量
M_m [kg]	車両部品の質量
G_s [m/s ²]	サスペンション加速度
F_b [kN]	車体骨格の圧潰荷重
M_b [kg]	車体骨格質量
G_b [m/s ²]	車体骨格加速度
F [kN]	衝突荷重
G_{e-r} [m/s ²]	オフセット衝突時における衝突側エンジン加速度
G_{s-r} [m/s ²]	オフセット衝突時における衝突側サスペンション加速度
G_{b-r} [m/s ²]	車体骨格後方 (車体変形の少ない部位) の衝突側の加速度
G_{b-l} [m/s ²]	車体骨格後方 (車体変形の少ない部位) の非衝突側の加速度
V_1, V_2 [m/s]	衝突試験車両の衝突前の初速度
M_1, M_2 [kg]	衝突試験車両の質量
V [m/s]	対車両前面衝突時の系の速度
S [mm]	対車両前面衝突時の系の変位
S_1, S_2 [mm]	衝突試験車両の変位量
D_1, D_2 [mm]	衝突試験車両の変形量

2.3 荷重と変形量の推定手法

2.3.1 衝突荷重の推定手法

車両の前面衝突時の荷重には、車体を構成する骨格フレームなど車体骨格の圧潰荷重のみならずエンジンやトランスミッションおよびサスペンションなど車両の前部に配置され且つ衝突時の変形が少ない車両部品による慣性力も含まれると考えた。すなわち、車両部品の慣性力を F_m 、車体骨格の圧潰荷重を F_b としたとき、衝突荷重 F は両車の合計で表されると仮定した。

$$F = F_m + F_b \quad (2.1)$$

車両部品の慣性力 F_m は車両部品の質量と車両部品の加速度との乗算により与えられると仮定した。但し、エンジンとトランスミッションは強く結合され1つのブロックを構成しているのに対し、サスペンション部品はジョイント類と介して結合されているため個別に加速度を測定すべきであると考えた。そこで、質量および加速度はエンジンブロック分 M_e, G_e とサスペンション分 M_s, G_s とに分けた。車体骨格の圧潰荷重 F_b は車両質量 M から車両部品の質量 M_m を引いた車体相当質量 M_b と車体後方で比較的変形が少ない場所で計測した加速度 G_b との乗算により与えられると仮定した。

$$F_m = M_e \times G_e + M_s \times G_s \quad (2.2)$$

$$F_b = M_b \times G_b \quad (2.3)$$

ところで、近年の前面衝突試験においてデフォーマブルバリアを用いたオフセット衝突実験が行われているのは、実際の衝突事故では必ずしも車両の前端部どうしが全てオーバーラップしないからである。コンパティビリティ問題を扱った他の研究でもオーバーラップ率を50%とした前面オフセット衝突実験が行われており、本章でもこれらにともないオフセット衝突を想定した荷重推定手法について考えた。

まず、オフセット衝突では車両部品の慣性力 F_m において質量 M_e, M_s の半分のみが有効であると仮定した。また、車両の左右での加速度も異なることから、車体骨格の圧潰荷重 F_b は車両の左右で計測した加速度をもとに算出することとした (図 2.1)。

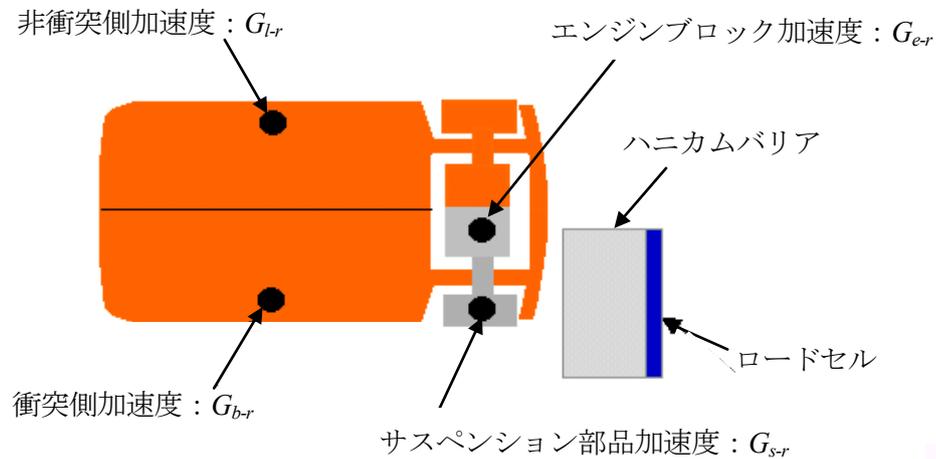


図 2.1 衝突荷重推定のための加速度センサの位置

その際、車両部品の慣性量を求める際に用いなかった残り半分の質量は、非衝突側の車体相当質量に組み入れることにした。

$$F_m = (0.5 \times M_e) \times G_{e-r} + (0.5 \times M_s) \times G_{s-r} \quad (2.4)$$

$$F_b = (0.5 \times M_b) \times G_{b-r} + (0.5 \times M_b + 0.5 \times M_m) \times G_{b-l} \quad (2.5)$$

ここで、 G_{e-r} とはエンジンブロックの衝突側で計測した加速度、 G_{s-r} はサスペンション部品の衝突側で計測した加速度、 G_{b-r} は車体後方の衝突側で計測した加速度、 G_{b-l} は車体後方の非衝突側で計測した加速度である。式(2.4)により求めた車両部品の慣性力 F_m と式(2.5)により求めた車体骨格の圧潰荷重 F_b を式(2.1)に代入することにより、衝突反力 F を求めることができる。

車体骨格や車両部品に複数の加速度計を設置して衝突荷重を推定する手法が提

案されているが^(2.4)，本章では汎用的且つ簡便な手法を考案した．具体的には，前記計測結果を参考に加速度計の設置部位の代表点（計測位置）や個数を決定し，加速度計の数を最小限に抑えつつ部品質量の算出も容易になるよう配慮した．

2.3.2 固定バリア実験での検証

本章で考案した衝突荷重の推定手法の妥当性を検証するため，車両単体での固定バリア実験を実施した（図 2.2）．

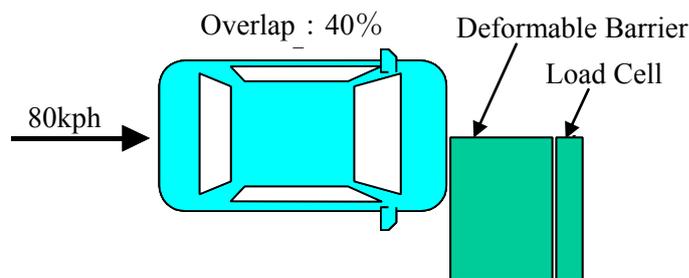
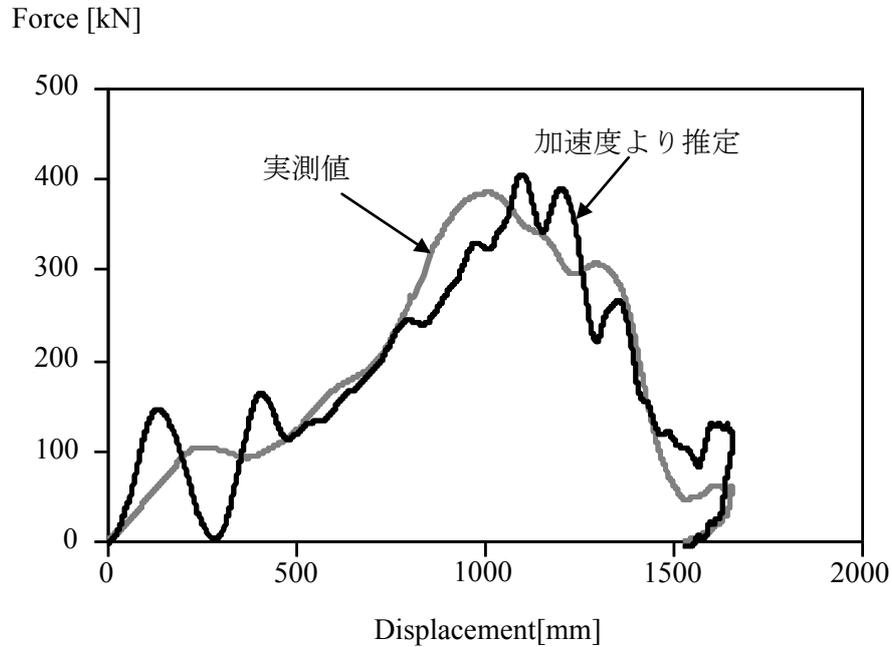


図 2.2 小型車両の 80kph-ODB 試験

試験車両には小型車両を用い，EEVC デフォーマブルバリアに対して 40%のオーバーラップ率で衝突させた．衝突速度は 80 km/h という高い速度を設定した．前記手法により算出した衝突荷重を，固定バリア背面で計測した荷重と比較することで推定手法の妥当性が検証できると考えた．

比較した結果を図 2.3 に示す．推定した衝突荷重には加速度に特有と考えられる若干の振動が含まれているものの，荷重波形の全体的な傾向や荷重ピークのレベルや発生時刻などはほぼ対応しているものと判断した．



2.3.3 車体変形量の推定手法

車両の衝突実験では、変位計を用いて変位を直接測定したり画像解析で詳細に変位を測定することが難しいため、車両の加速度を時間軸で二回積分して変位量を求める方法が広く用いられている。対車両衝突でも同様の理屈で変位量が求められるが、二台の車両が移動しながら変形しているため、変位量が得られても各車体の変形量を求めることは困難であった。本章では、二台の車両が衝突し変形する最中にも両車の移動（変位）には運動量保存則が成り立つと仮定した。

$$V = (M_1 \times V_1 - M_2 \times V_2) / (M_1 + M_2) \quad (2.6)$$

V は系の速度、 M_1, M_2, V_1, V_2 は各車両の質量と速度を示す。系の速度 V を積分すれば系の変位 S が求められ、これを二台の車両の剛体変位と見なす。すなわち、車

両加速度を二回積分して求めた変位量から，運動量保存則により得られる系の剛体変位 S を除去することにより車体変形量が得られると考えた。

$$D_1 = S_1 - S, D_2 = S_2 - S \quad (2.7)$$

ここで， S_1, S_2 が各車両の加速度を二回積分した変位量であり， D_1, D_2 が剛体変位を除去して求めた車体変形量である。

2.3.4 対車両前面衝突実験での検証

本章で考案した車体変形量の推定手法の妥当性を検証するため，対車両前面衝突の前面オフセット衝突実験を実施した（図 2.4）。試験車両としては固定バリア実験に用いた小型車両と，それより相対的に大きく重い普通車両を用いた。両車の初速度は 56 km/h とし，衝突時に小型車側のオーバーラップ率が 50% となるよう試験設備を設定した。

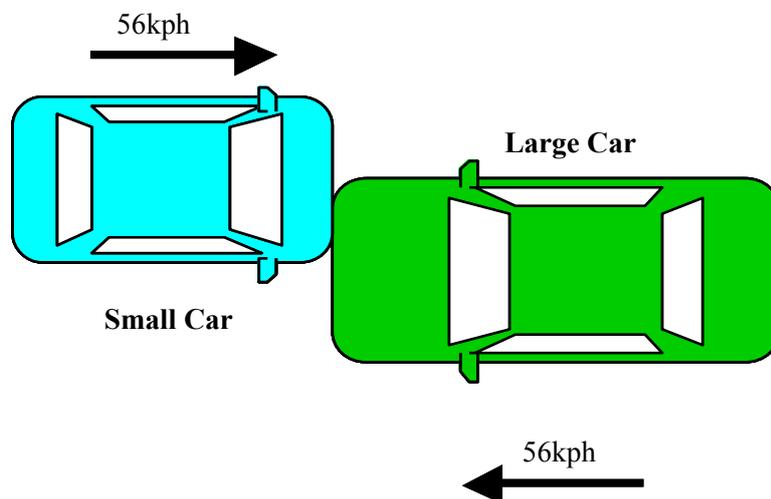


図 2.4 対車両前面衝突試験

図 2.5 に両車両の衝突実験後の車体変形の様子を示す。車両の変形は小型車両の右側のフロントピラーが相対的に大きく変形している。フロントピラーの下方にはタイヤが大きく車両後方に押し込まれ、エネルギー吸収部材はフードリッジ等からの入力により車両上方に曲がっている。右側のフロアの前側は、タイヤが後方に押し込まれると同時に車両の内側の部材と車体のサイドシルに接触する。衝突荷重については車両単体での固定バリア実験により推定手法の妥当性が検証されているが、対車両衝突における有効性を検証するために衝突荷重の時刻歴変化を調べた（図 2.6）。作用反作用の法則によれば二台の車両の衝突荷重は同一時刻で同レベルでなければならないが、両車の推定荷重は若干の振動こそあるものの荷重波形の傾向や荷重ピークの時刻やレベルはほぼ対応しているものと評価した。



Small Car



Large Car

図 2.5 対車両前面衝突試験後の車体変形の様子

次に車体変形量の推定手法について検証する。推定変形量を用いて計算したエネルギー量がエネルギー保存則を満たすかどうかで間接的に有効性を検証することを考えた。図 2.7 は系全体の運動エネルギーと内部エネルギーおよび合計エネルギーの時刻歴変化を示している。若干の増減はあるものの、衝突現象を通して合計エネルギー量がほぼ一定に保たれている。よって、本章で考案した車体変形量の推定手法が妥当であるものと評価した。

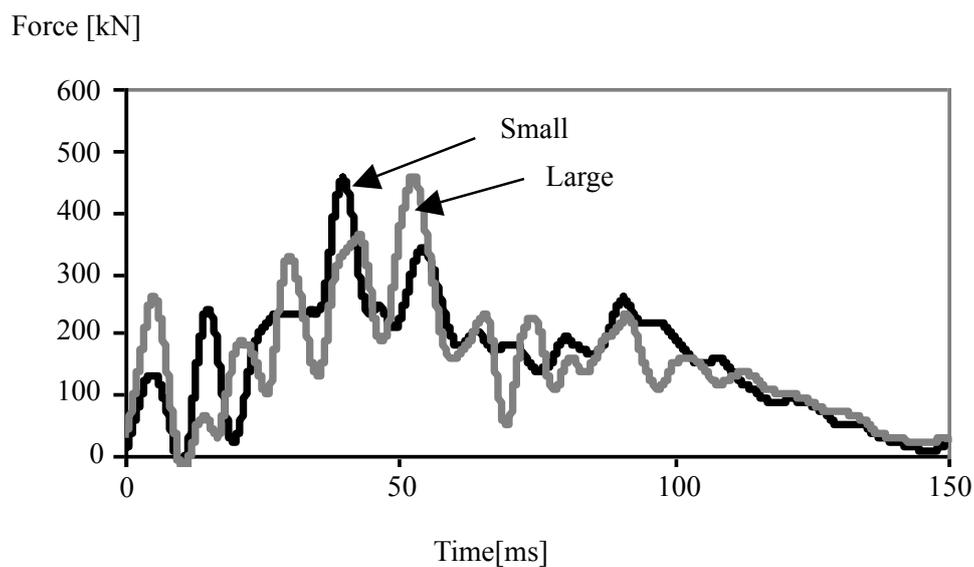


図 2.6 対車両前面衝突試験における推定荷重時刻歴線図の比較

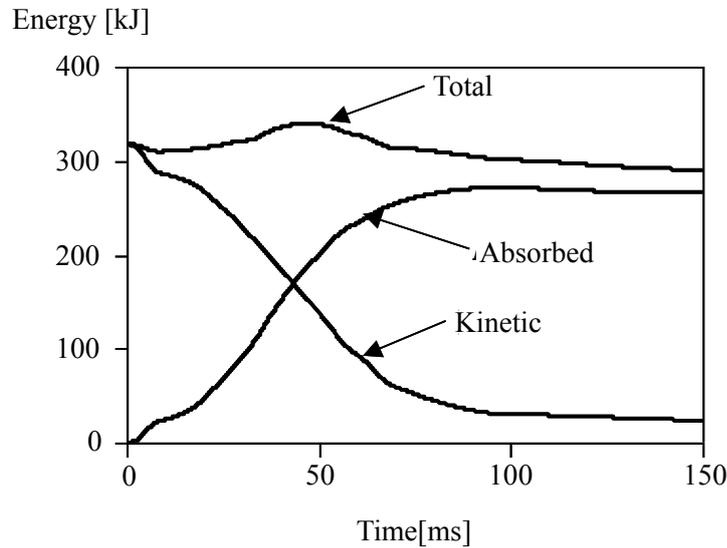


図 2.7 対車両前面衝突試験における運動・内部・合計エネルギー時刻歴線図

2.4 対車両前面衝突の分析結果

対車両前面衝突における各々の車両の荷重変形量線図を描くことにより、車両間の剛性・強度のバランスやエネルギー吸収分担について分析することができる。図 2.8 は各車両の荷重変形量線図を模式的に表したものである。両車両の荷重波形には作用反作用の法則により同レベルの最大荷重が存在するが、その最大荷重に至るまでの変形量は小型車両の方が大きくなっており、車体前部の剛性が低いことを示している。

ここで、本論ではこの最大荷重までの荷重変形量線図の勾配を、車両における前部構造の剛性と称す。最大荷重以降の荷重変形量線図に着目すると、普通車両の衝突荷重は除荷に転じて変形が収束しているのに対し、小型車両では一定の荷重を保持したまま変形量が増加している。このことは、本衝突実験における入力比普通車

両にとっては最大荷重未満であったのに対し、小型車両にとっては最大荷重を保持した負荷となり、この系による最大荷重は小型車両の限界値により決まったことを示唆している。系の運動エネルギーは二台の車両の質量と初速度で決まるが、両車のエネルギー吸収分担比率は、各車両の前部剛性といずれか一方の最大荷重（強度）によって決まるものと考えられる。

以上の分析は特定の条件下（車両諸元や衝突条件）における衝突現象に関するものであり、リアルワールドでのコンパティビリティ問題について考えるためには、様々な大きさや質量をもつ車両群について前部剛性と最大荷重の分布を調べた上で、そのバランスを議論しなければならない。

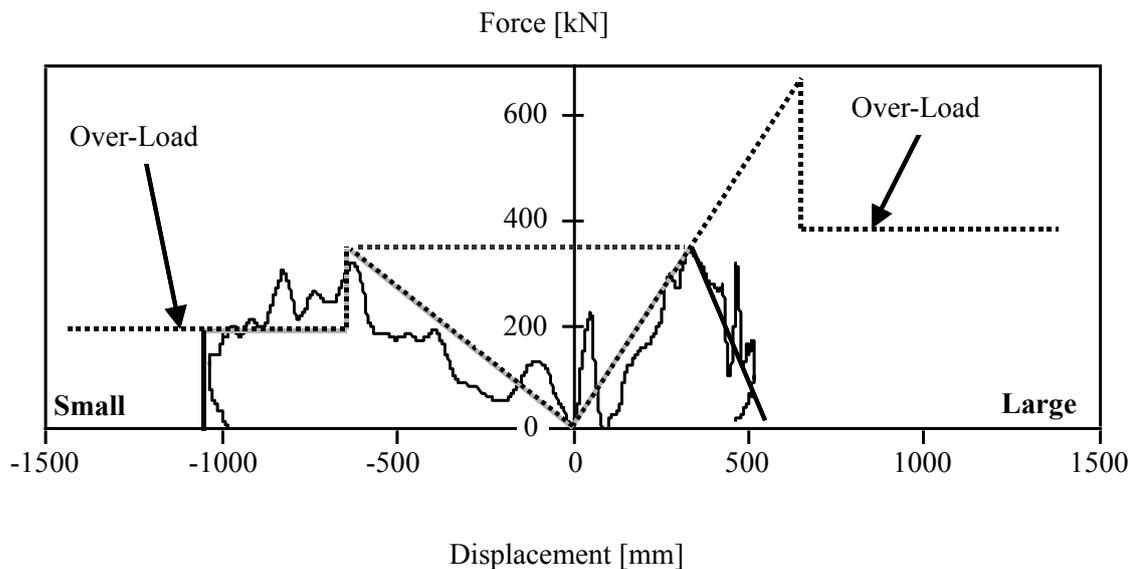


図 2.8 対車両前面衝突における推定荷重変形量線図と模式図の比較

2.5 車体剛性・強度の評価方法に関する考察

前述した通り、様々な大きさや質量をもつ車両群の間でのコンパティビリティ問題は、単一車両だけで論じることはできない。

一般論としてリアルワールドで走行している様々な車両群の中で相対的に小さな車両は対車両前面衝突においてエネルギー吸収分担と車体変形が大きくなる傾向にあることは想像される。衝突条件によっては車体の強度（最大荷重）を超える可能性があるわけだが、これは物理学的に避けられない問題でもある。何故なら、小型車両が大型車両と衝突した場合でも最大荷重を超えないような強固な構造に設計したとすれば、その車両が単独で固定壁に衝突した際には逆に非常に高い加速度が発生する可能性があるからである。

現実的な対応としては、最大荷重を超えた以降でも急激に崩壊しない車体構造とすることが考えられる。例えば衝突荷重の最大値以降の荷重変形量特性に着目し、車体（特に客室）変形時の荷重レベルを考慮した車体を設計することで、その車両が相対的に大きく重い車両と衝突した場合の崩壊特性を見積もることができる。

最大荷重を超えた場合の客室変形の特徴の一つに車体上部のピラーの折れ変形などがある。その原因の一つとしてはピラーを構成する骨格部材の接合部の鋸間座屈が考えられる。鋸間座屈を完全に防ぐことは難しいとしても現実的な対応としては、急激に屈曲しないピラー構造にすることが望ましいと考えられる。例えば、ピラー内部に鋸間座屈の影響を受けにくいリーンフォースを適用するなど折れに対する抵抗力を持たせることなどが考えられる（特許第 3674586, 特許第 4093025）。

最大荷重を超えた以降の車体強度（主に客室強度）の評価を目的として、欧州の研究機関は車両を高速でバリアに衝突させるオーバーロード試験を提案している^(2.5)。オーバーロード試験では敢えて客室を変形させるために 80 km/h 程度の衝突速度が提案されている。本章では対車両前面衝突現象を分析する目的で衝突荷重や車体変形量を推定して用いたが、様々なメーカーの車両の衝突荷重を客観的に評価するためにはロードセルにより直接計測した荷重データを用いるべきである。

図 2.9 は本章で実施した小型車両の 80km/h での ODB 実験において推定した車両

部品の慣性力 F_m と車体骨格の圧潰荷重 F_b ，それらの合計としての衝突荷重 F を示したものである．この荷重波形によれば，衝突荷重 F が最大を超えた以降は車両部品の慣性力 F_m が収束しており，バリア側で計測した荷重のほとんどが車体骨格の圧潰荷重 F_b であるものと推察される．しかしながら，最大衝突荷重 F の発生時刻と F_m の収束時刻とは完全には一致しておらず，車体（特に客室）変形荷重を評価するための基点の定義については更なる検討を要すると考える．

また，固定バリア実験と対車両実験とではエンジン等の車両部品が停止する時刻が異なることも分かっている．これには，固定バリア実験と対車両衝突実験とでの衝突時の車両挙動の違いや衝突対象物の違いによる各車体の前部構造の影響などが考えられる．このように，高速衝突とはいえ固定バリア試験における客室変形荷重の評価方法については，なお慎重な議論が必要である．

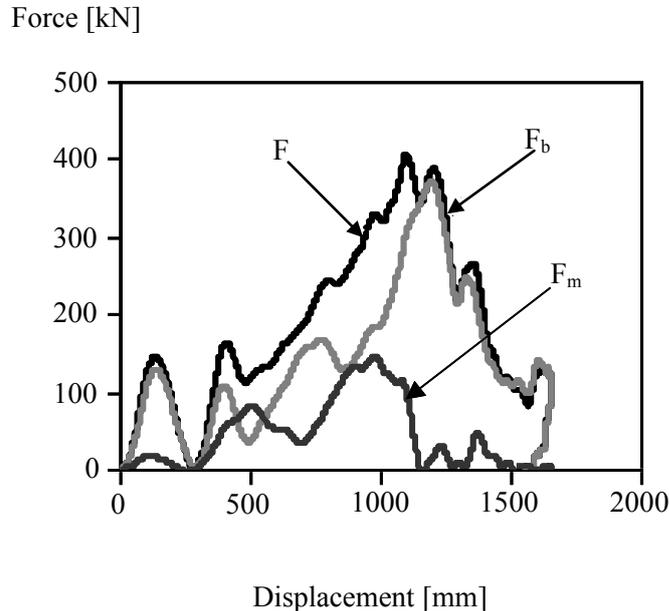


図 2.9 80kph-ODB 試験での推定荷重変形量線図

2.6 対車両前面衝突のメカニズム

対車両前面衝突のメカニズム分析を行うために、大きさと質量の異なる三台の車両を選定し、その実験データの分析を行った。三台の車両は、車両 A は小型車両、車両 B は中型車両、車両 C は大型車両とした。対車両実験は、車両 A と車両 C、車両 B と車両 C とで実施し、試験条件は前述の条件と同じで、衝突速度 56kph、オーバーラップ率は相対的に小型車両の車幅に対して 50%になるように設定した。実験データの取得には本章で開発した手法を用い、荷重変形量線図を求めた。加えて、それぞれの車両におけるハニカムを備えた固定壁による ODB 試験も行った。衝突速度は、車両 A と車両 B は 80kph、車両 C は 64kph とした。なぜなら、大型で重い車両 C との衝突では、相対的に小さく軽い車両に過度の入力が想定されるためである。試験には EEVC で規定された固定壁を用い、その変形はポテンショメータ（電位差計）で計測した。また、車体の変形は、車両の変位量からバリアの変形量を減算して算出した。図 2.10 の左側に車両 A、右側に車両 C の対車両衝突試験における荷重変形量線図を示す。そして、その荷重変形量線図と各々の車両の固定壁試験での荷重変形量線図との比較を行った。図 2.11 は左側に車両 B、右側に車両 C の対車両衝突試験での荷重変形量線図を示し、前記と同様に固定壁試験での荷重変形量線図と比較した。

相対的に大きさと質量の異なる車両との衝突におけるメカニズムを図 2.11 の荷重変形量線図を用いて述べる。両車両の荷重増加に伴い変形も増加し、車体変形が車両 B は約 700mm、車両 C は約 600mm の時に衝突荷重が最大値に達する。ここで留意すべき点は、両車両の最大荷重の値が作用、反作用によりほぼ同じである。そして、その最大荷重までの荷重変形量線図の勾配は、衝突初期の車両前部の剛性と車体の変形度合いにより決定される。先にも述べたが、本論ではこの勾配を便宜上、剛性（車体剛性）と称す。車両 C の車体剛性は相対

的に高く、最大荷重以降に車両 B はその荷重を保つとともに車体変形が進んでいるのに対し、車両 C は荷重が徐々に減ずる。

このように車両 B の最大車体変形のほうが大きくなることは、固定壁と対車両試験の荷重変形量線図の特徴を用いて理論的に説明ができる。まず、各々の車両の対車両試験での剛性は固定壁試験のものとそれぞれがほぼ一致する。最大荷重の比較では、車両 B は対車両試験と固定壁試験のものでほぼ同等だが、車両 C は対車両試験のほうが低くなる。車両 B の後半荷重は各々若干異なるが、平均荷重で見ると総じて同じになる。一方、車両 C の後半荷重は、対車両試験で車両 C の最大荷重に至らず車体変形が進まなかったため、程度が異なる。これは、対車両試験における系の最大荷重は、車両 C の最大荷重以下であったと言える。この剛性と強度との違いにより、二車両間のエネルギー収支がほぼ決定される。

図 2.10 の荷重変形量線図を用いて、対車両試験、固定壁試験における車両 A と車両 B との比較分析を行う。前記と同様に、最大荷重と最大変形量とを比較することで、対車両試験におけるメカニズム分析が可能である。対車両試験における最大荷重の発生時間は、固定壁試験に比べ車両 A では遅く、車両 C では早くなっている。この違いは衝突初期における二車両間の相互作用に影響していると考えられるが、衝突過程における機構部品や車体構成部材の相互作用を実験にて詳細に分析をすることは困難である。そこで FEA での対車両解析を行い、その分析を試みた。解析ソフトは陽解法の PAM-CRASH を用いた。

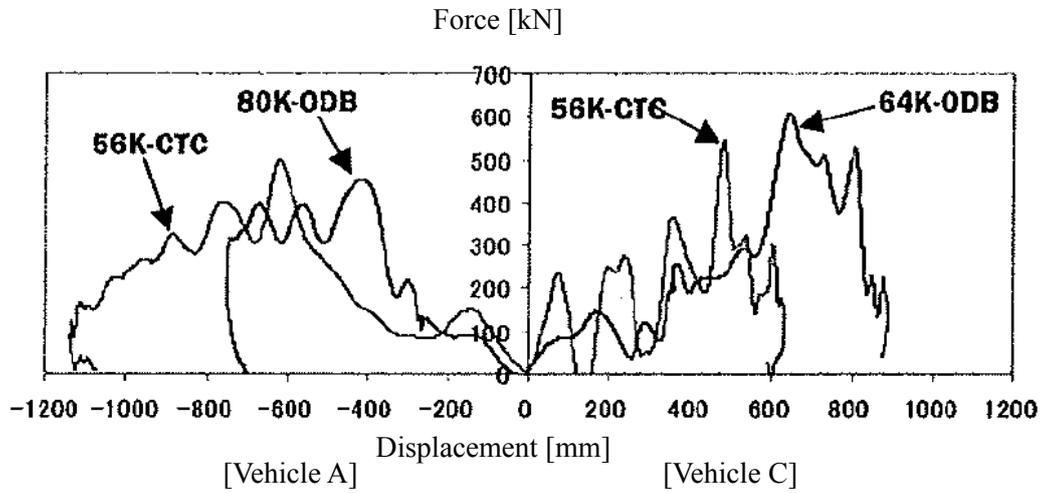


図 2.10 車両 A と車両 C との荷重変形量線図の比較
(対車両前面衝突試験と ODB 試験)

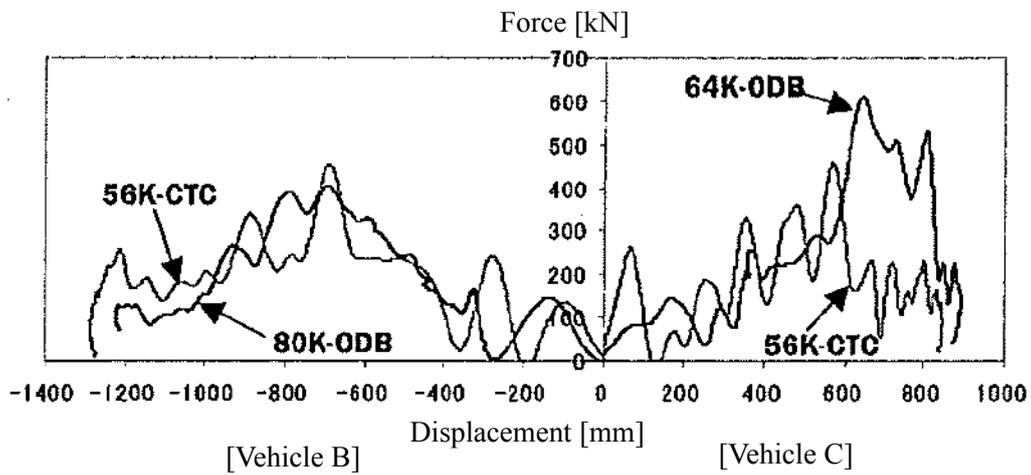


図 2.11 車両 B と車両 C との荷重変形量線図の比較
(対車両前面衝突試験と ODB 試験)

図 2.12 に最大荷重を生じているときの、車両 A と車両 C、車両 B と車両 C の衝突の様子を示す。車両下面からの衝突変形の図示は、両車両の機構部品や車体構造などの相互作用の分析が視覚的に行いやすいためである。車両 B と車両 C との対車両試験では、右側の図の(c)、(d)に示すように、一方の車両のタイヤが他方の車両のエンジンプロックに押し込まれているのが見て取れる。このような車両変形の様子は、固定壁試験で見られる。左右の図を比べると、左側の図のほうが、機構部品や車体構造などの相互作用が少ないのが見て取れる。左側の図中、(a)に示すように車両 A のタイヤは小さく、車両 C のエンジンプロックは高い反力を受けていない。また、車両 C のタイヤは車両 A のエンジンプロックより反力を受けているが、図中(b)に示すようにエンジンプロックが小さく軽いいため、相手車両に比べて反力を受ける時刻が遅れる。車両の機構部品における相互作用のメカニズム分析は、その加速度の比較により可能となる。

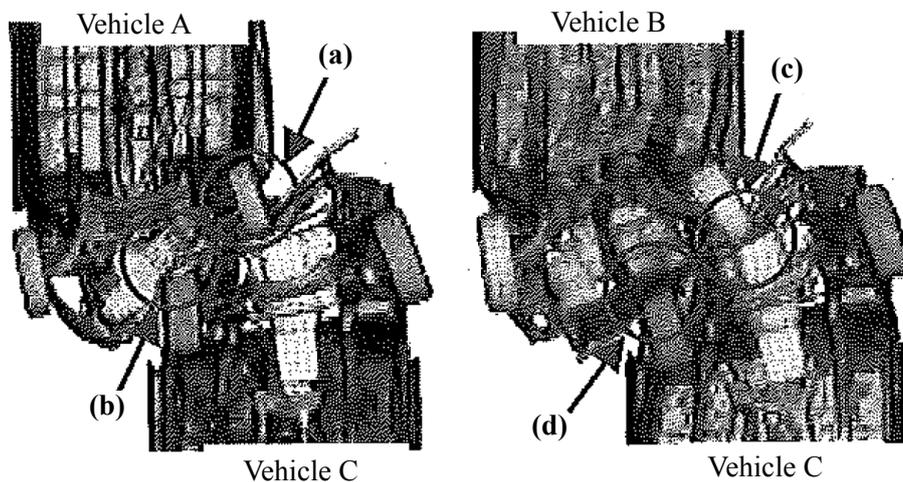


図 2.12 対車両前面衝突時における車両前部構造の相互作用の様子

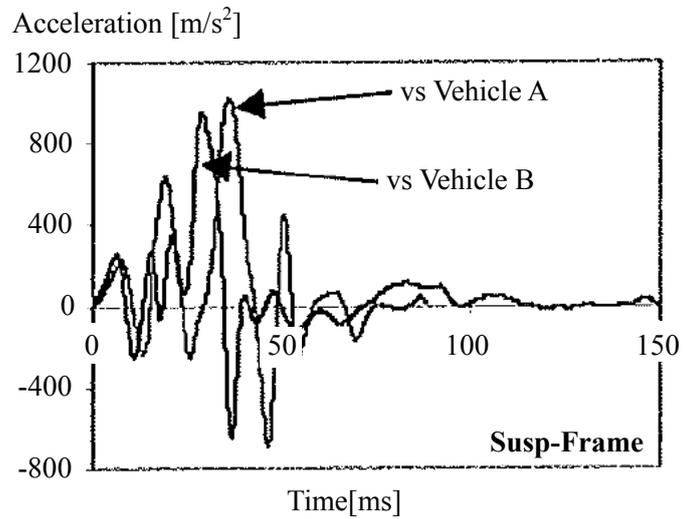
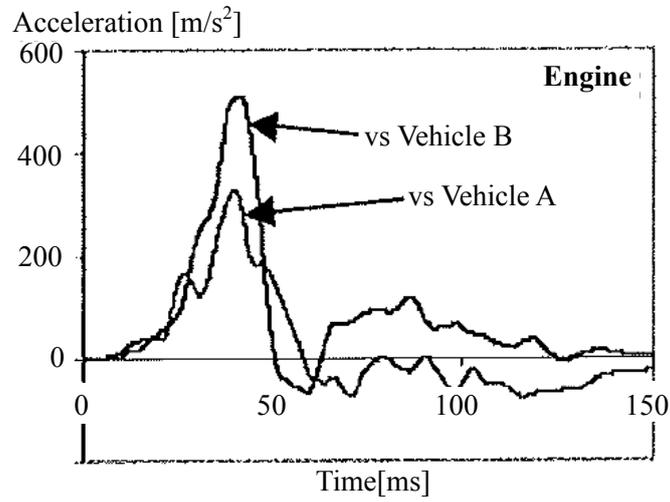


図 2.13 車両 C における機構部品の加速度時刻歴線図の比較

図 2.13 に車両 C との対車両衝突における車両 A と B のタイヤ加速度の代用値としてエンジンプロック，サスペンション部品で計測した加速度の時刻歴線図をそれぞれ示す．その結果，車両 B に比べ車両 A と衝突をしたほうがエンジンプロックの最大荷重が低く，サスペンション部品の最大加速度の発生時間が遅くなることを見て取れる．このように，車両機構部品の相互作用の違いにより，最大荷重の発生時間のずれが，図 2.10 に見られるように荷重変形量線図で現れる．前述の荷重変形量線図の分析により，対車両前面衝突試験における車体の剛性と強度の評価は，固定壁試験にて可能であるが，対車両衝突では両車両のエンジンプロックやサスペンションなどの機構部品の相互作用の影響を受けることがわかった．

2.7 考察

対車両前面衝突において，車両間のエネルギー吸収部材等の相互作用は，双方の安全性能を向上する上で重要であることが指摘されてきた．その中で，相手車両への加害は一つの大きな課題であり，一般に大きく重い車両は，相対的に小型で軽い車両に対し加害車両になる場合が多い．その一方で，車体を補強して自車両の保護性能を高めた車両は，相対的に保護性能が低い車両に対しての加害性が高くなる．固定壁による車両試験にて，最大荷重などを評価し，それを管理することで加害性を評価できると考えるが，対車両衝突を想定した場合のエネルギー吸収部材の高さや車幅方向での不一致など，ジオメトリに関する評価は出来ない．その不一致による代表的な衝突形態として，相手車両への乗り上げや潜り込みが良く知られている．この課題に対しては，第 1 章の中で紹介をしたように車両衝突時の車両衝突面内における分布荷重から荷重重心を求め，それを特定の範囲内で管理することでジオメトリの不一致を整合させる提案がある．

一般に個々の車種は、異なる車体構造や機構部品を持つため、固有の衝突性能（荷重変形量線図）を持つ。しかしながら、前述の検討で示したように、固定壁試験での評価と異なり、対車両前面衝突においては相手車両によりその評価が変わる。すなわち、リアルワールドで走行している車両が不幸にも対車両前面衝突の被害にあった場合は、相手車両により自車両が加害車両にもなり被害車両にもなる可能性がある。その加害、被害の変化の要因に機構部品同士の相互作用も寄与する。それは衝突前半で支配的であり、最大荷重とその発生時刻、車両剛性に大きく影響を及ぼす（図 2.9）。

車両の衝突特性は、主に最大荷重と最大変形量で決定され、最大荷重以降の最大変形までの荷重特性は ECF（End of Crash Force）と呼ばれている。対車両前面衝突の車両前部構造どうしの相互作用の度合いは、主に剛性で評価ができ、両車両のエネルギー収支は強度（最大荷重）、さらには ECF により評価ができる（図 2.14）。その車両間の相互作用やエネルギー収支のバランスが崩れると、一方の車両は多めにエネルギーを吸収しなければならず、それに相応したエネルギー吸収が可能な車体構造が必要となる。

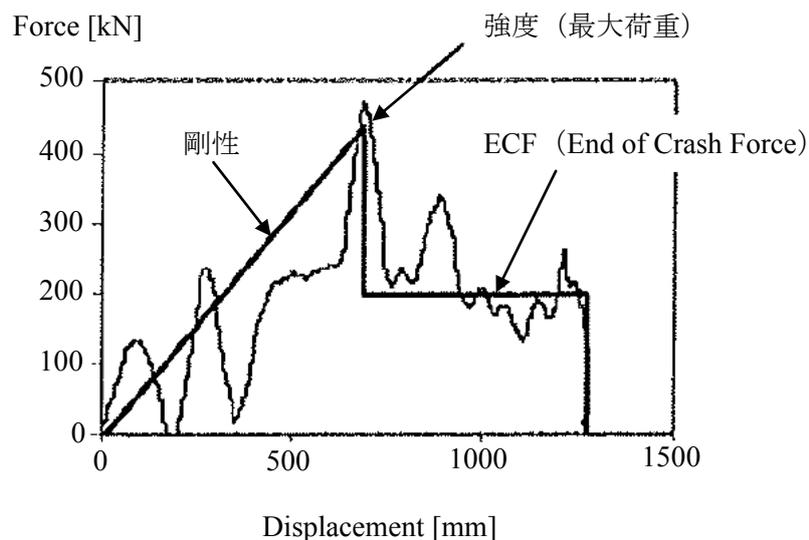


図 2.14 荷重変形量線図と模式図

対車両前面衝突の多くの課題の一つに、その衝突現象を分析するための衝突荷重と車体変形量との評価方法の不備があったが、本章で開発した評価方法によりその課題が解決できる。しかし、図 2.3, 2.15 に示すように加速度から推定した衝突荷重には実測値に比べて加速度に特有と考えられる若干の振動が含まれている。これは、主に両車両の車体骨格が複雑に絡み合いながら多段階に座屈をしながら変形をするので衝突現象をとおして加速度が振動するものと考えられる。図 2.16 に推定した衝突荷重と推定に用いた加速度の時刻歴線図を示すが、推定に用いた加速度の振動に同期して衝突荷重が振動しているのが見てとれる（図 2.16 中 a~d）。そのため、衝突現象の分析や衝突性能向上効果などの検証に用いるのには有用であるが、時刻・変形歴での極値の絶対値評価などには適さず、衝突性能設計には固定壁試験で計測した衝突荷重と車体変形量による定量評価が必要であると考えられる。

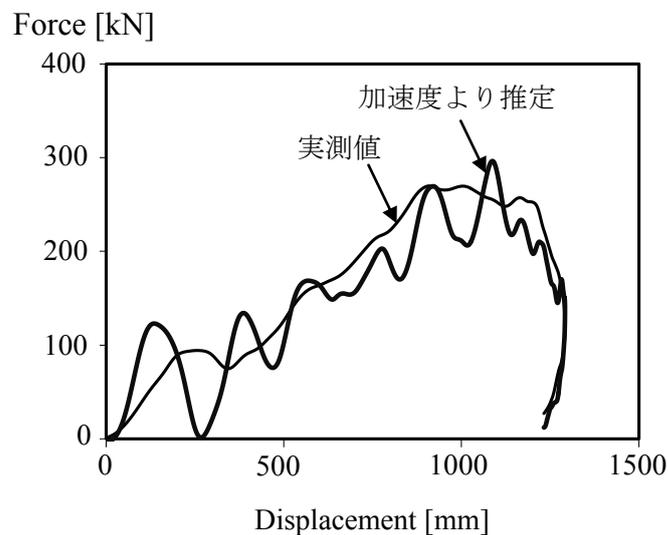


図 2.15 計測した衝突荷重と推定した衝突荷重との荷重変形量線図の比較

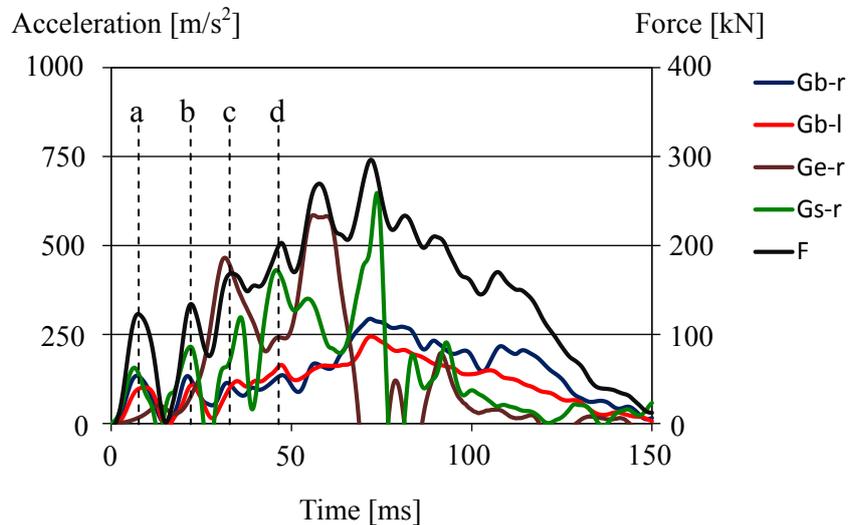


図 2.16 推定した衝突荷重と推定に用いた加速度との時刻歴線図

また、本手法のさらなる発展として、よりリアルワールドでの衝突事故を模擬した対車両斜め前面衝突や衝突速度の違い、衝突速度の異なる車両どうしの衝突現象の分析が可能な評価手法への検討が今後必要であると考ええる。

さらに対車両前面衝突の多くの課題の一つに本研究で注視する対車両前面衝突時における車両間相互作用の度合いを評価できる手法の開発がある。具体的には評価車両を固定壁に衝突させて取得した物理量から車両前部構造の相互作用の度合いを定量的に評価する手法である。この評価方法の確立を目的に、第1章の緒言で述べたように現在欧米等の研究機関が主導で様々な試験方法や評価指標の検討が行われているが、本研究では（次章以降）相互作用度合いの定量化手法と車両前部構造部材の一例との系統的な検討を示す。

2.8 結言

- (1) 対車両前面衝突実験における衝突荷重と車体変形量を，各車両に設置した複数の加速度計で計測した加速度をもとに推定する手法を開発した。
- (2) 固定バリア実験における実測荷重値との比較や対車両前面衝突実験におけるエネルギー変化をもとに，衝突荷重と車体変形量の推定手法の妥当性を検証した。
- (3) 同手法により求めた荷重変位線図をもとに，小型車両と大型車両との前面衝突におけるコンパティビリティ問題について分析し，エネルギー吸収分担や最終的な変形量が二台の車両の前部剛性や強度（最大荷重）さらには最大荷重以降の車体圧潰荷重により決まることを明らかにした。
- (4) 車両衝突における荷重変形量線図の概観は，衝突初期の剛性と最大荷重，そして最大荷重以降の荷重により決定されることを示した。
- (5) 対車両前面衝突における荷重変形量線図の分析から，両車両の機構部品の相互作用により，車両の加害，被害の度合いが変わることを示唆した。

参考文献

- (2.1) 水野幸治, Janusz, Kajzer, 米澤英樹, “コンパティビリティの現状と課題”, 自動車技術, Vol.53, No.11, (1999).
- (2.2) Zobel, R., “Demands for compatibility of passenger vehicles”, *16th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Vol. 1, N0.98-S3-O-10, (1998), pp 729-741.
- (2.3) Appel, H., Deter, T., “Crash compatibility of passenger cars achievable, but how? ”, *Proc. of International Conference on Vehicle Safety 2000*, held in London, England, 07/07-06/09 (2000), pp 55-61.
- (2.4) Steyer, C., Dubos, A., “Renault’s proposal to improve compatibility”, *EEVC WG15 Document*, Doc No. 31, (1997).

- (2.5) Edwards, M., Happian-Smith, J., Byard, H., Davies, H., Hobbs, C., “Compatibility – the essential requirements for cars in frontal impact”, *Proc. of International Conference on Vehicle Safety 2000*, held in London, England, 07/07-06/09 (2000), pp 3-17.
- (2.6) Delannoy, P., Diboine, A., “Structure Front Unit Global Approach”, *Proc. 17th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, No.199, (2001).

第3章

車両間相互作用の分析・評価手法

第3章 車両間相互作用の分析・評価手法

3.1 緒言

対車両前面衝突におけるコンパティビリティ問題^{(3.1)~(3.9)}の主な要因として、車両質量・車体剛性・車体形状などが広く知られている。車体形状とは、例えばバンパやフロントサイドメンバなどのエネルギー吸収部材の位置を意味する。車体形状に起因する衝突現象の問題として相手車両とのエネルギー吸収部材の不一致による相手車両への乗り上げ、潜り込みや車幅方向でエネルギー吸収部材がかみあわずに作用しない現象（フォークエフェクト）があるが、その発生は車体形状のみならず、二車両間での車体剛性の差も関係している。また、乗り上げ、潜り込みやフォークエフェクトは相手車両への加害性ばかりでなく自車の被害性にも影響することになる。すなわち、第2章で述べたように対車両前面衝突での車両前部構造の相互作用は加害性、被害性の両面で重要である。

そこで本章では、相互作用度合いの高い車両前部構造を有する車両のエネルギー吸収部材は、衝突の初期から等質の広い衝突接触面積を生じることで両車両のエネルギー吸収部材の引っ掛かり（相互作用）が良くなると考え、このようなエネルギー吸収部材および車両前部構造を均質構造と仮定し、その構造の均質性の度合いと加害性・被害性の両方を定量的に評価・分析できる手法を開発する。均質構造とは、エネルギー吸収部材等で構成される車両前部構造の衝突接触面内における強度の等質性を意味する。

均質性を評価するパラメータとしてある瞬間での分布荷重を設定し、その分布荷重をはかる手段として多分割ロードセルバリアを用い、個々のロードセルへの荷重の広がりを求める。その荷重の広がりである分布荷重を用いて、統計的に統計量を求めることで均質性の尺度を検討する。さらに高次の統計量により車両前部構造の加害、被害の度合いも定量的に評価、分析できる手法も検討する。

本手法の妥当性は、論理的物理量モデルや単純な構造物などを用いた例題

(FEA) を解くことにより検証を行う.

3.2 主な記号

ここでは本章で使用する主な記号を一覧する。

<数式に使用する式>

μ [kN]	平均荷重
x [kN]	各ロードセル荷重
σ^2 [kN ²]	分散 (Variance). 平均荷重に対する分布荷重の散らばりの指標
m_n	確率変数の重心回りの N 次モーメント
S_{kew}	ゆがみ (Skewness). 分布荷重を奇数三次と偶数二次モーメントで無次元化した指標
F_{lat}	扁平度 (Flatness). 分布荷重を偶数四次と二次モーメントの無次元化した指標
$\mu_{row,l\sim n}$ [kN]	多分割ロードセル縦列の各々における平均荷重
$\sigma^2_{row,l\sim n}$ [kN ²]	多分割ロードセル縦列の各々における分散
$S_{row,l\sim n}$	多分割ロードセル縦列の各々におけるゆがみ (Skewness)
$F_{row,l\sim n}$	多分割ロードセル縦列の各々における扁平度 (Flatness)
$\sigma^2_{row,mean}$ [kN ²]	多分割ロードセル縦列全体 (m 個) の平均分散
$S_{row,mean}$	多分割ロードセル縦列全体 (m 個) の平均ゆがみ (Skewness)
$F_{row,mean}$	多分割ロードセル縦列全体 (m 個) の平均扁平度 (Flatness)
$\sigma^2_{col,mean}$ [kN ²]	多分割ロードセル横列全体 (n 個) の平均分散
$S_{col,mean}$	多分割ロードセル横列全体 (n 個) の平均ゆがみ (Skewness)
$F_{col,mean}$	多分割ロードセル横列全体 (n 個) の平均扁平度 (Flatness)

3.3 均質構造

3.3.1 均質構造の考え方

対車両前面衝突において加害性、被害性を両立させるには、車両前部構造の相互作用を向上させ、お互いの衝突エネルギーを十分に吸収させる必要がある。

図 3.1 に相互作用度合いの高い車両と低い車両とが固定壁（多分割ロードセルバリア）に衝突した際の分布荷重のイメージ図を示す。図 3.1 左半分に示すように、エネルギー吸収部材の軸力主体で衝突荷重を発生する相互作用の度合いが低い車両は、部分的に荷重が集中するのに対して、図 3.1 右半分に示すような均質な広い面で衝突荷重を発生する相互作用の度合いの高い車両は、荷重が比較的一様になると考えられる。このような均質な構造にすることで、対車両衝突のみならず立木や電柱（ポール）などの車両前面に対して少ないラップ率の衝突対象物に対しても、均質な広い面でのエネルギー吸収部材の作用が可能となる。すなわち、均質構造とは衝突対象物の大小や形状にかかわらずそれらの接触面積に応じて衝突エネルギーの吸収が可能な構造と考える。

さらに図 3.2 を用いて均質構造のイメージを示す。図 3.1 左半分の車両どうしの対車両前面衝突の場合、主なエネルギー吸収部材が部分的に集中する分布荷重を生じながら作用をするのでお互いのエネルギー吸収部材が引っ掛かり（相互作用）づらく、両車両のエネルギー吸収部材の作用による衝突エネルギー吸収が十分に行われない。一方、対車両前面衝突におけるいずれかの車両が均質構造（図 3.1 右半分）の場合、エネルギー吸収部材が衝突の初期から均質な広い面の衝突荷重を生じながら作用をするのでお互いのエネルギー吸収部材が引っ掛かり（相互作用）やすくなり、両車両のエネルギー吸収部材の作用による衝突エネルギー吸収が十分に行われる。

本章では均質性の評価パラメータとして、ある瞬間での分布荷重を取り上げる。分布荷重を測定する手段として多分割ロードセルバリアを用いることとし

た (図 3.3).

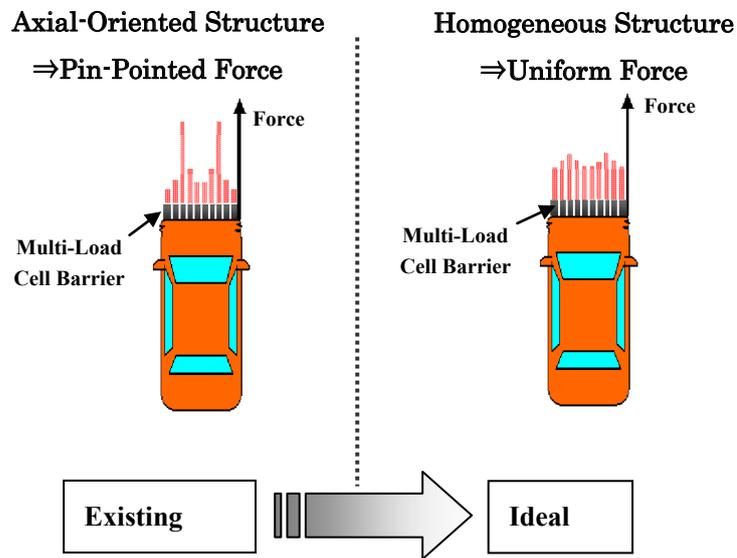


図 3.1 相互作用度合いの高い車両と低い車両とが多分割ロードセルバリアに生じる分布荷重のイメージ図

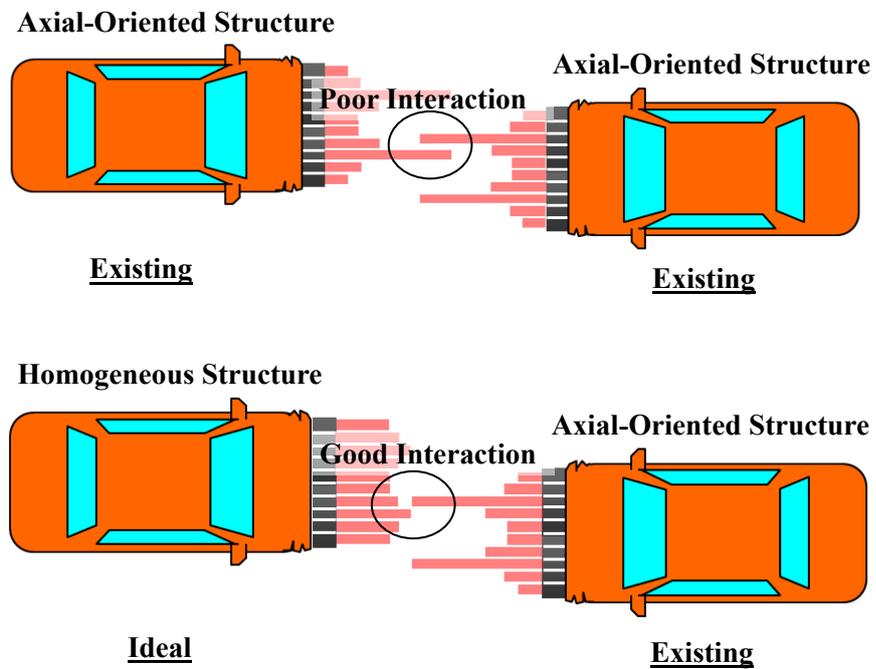


図 3.2 相互作用度合いの高い車両と低い車両の対車両前面衝突のイメージ図

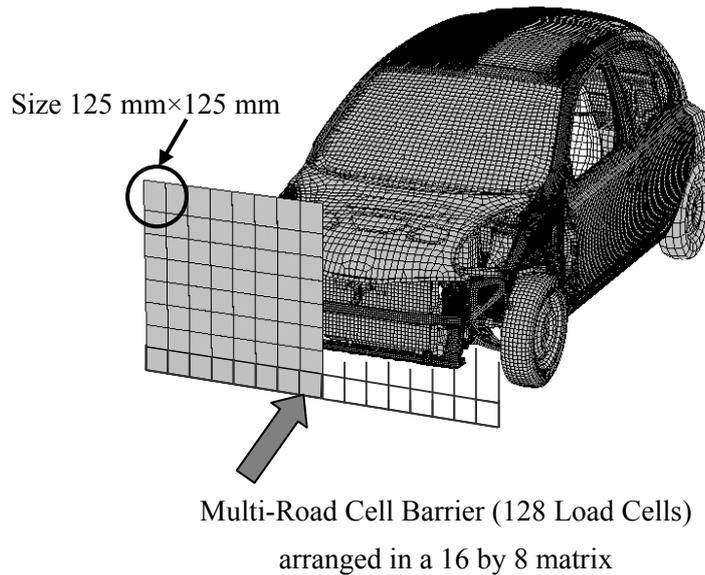


図 3.3 多分割ロードセルバリアと小型車両の有限要素モデル (FEA)

3.3.2 均質性の評価・分析手法

次に均質性の評価方法を以下に示す。多分割ロードセルバリアにおけるある瞬間での分布荷重を評価する指標として、分散 (Variance)、ゆがみ (Skewness)、扁平度 (Flatness) といった統計量を取りあげる。

下式 (3.1) ~ (3.5) の確率密度関数 $p(x)$ には、多分割ロードセルバリアへのある瞬間での分布荷重を設定した。ここで、 x は個々のロードセルでの荷重で、 μ は評価時間での分布荷重の平均荷重を与える。

$$\mu = \int xp(x) dx \quad (3.1)$$

分散 σ^2 は、平均荷重 μ を重心とした分布荷重の拡がりの指標である。

$$\sigma^2 = \int (x - \mu)^2 p(x) dx \quad (3.2)$$

本論では、相互作用の度合いの高い均質な車両は、荷重が比較的一様になると考える。したがって、この分散の評価値は均質度合いの尺度になりうると考

える．例えば車両前端部を構成する骨格部材や骨格部材どうしの連結部などの剛性や強度を評価できる．

ここで，確率変数の分布のゆがみや扁平度は，さらに高次のモーメントにより特徴づけられる．なお，確率変数の重心回りの N 次モーメントは， N 次モーメント m_n ：

$$m_n = \int (x - \mu)^n p(x) dx \quad (3.3)$$

ゆがみ S_{kew} ：

$$S_{kew} = (\int (x - \mu)^3 p(x) dx) / (\int (x - \mu)^2 p(x) dx)^{3/2} \quad (3.4)$$

扁平度 F_{lat} ：

$$F_{lat} = (\int (x - \mu)^4 p(x) dx) / (\int (x - \mu)^2 p(x) dx)^2 \quad (3.5)$$

となる．

ここで， S_{kew} ：ゆがみは，奇数三次と偶数二次モーメントで無次元化した指標を表し， F_{lat} ：扁平度は偶数四次と二次モーメントの無次元化した指標を表す．

一般に，分散や扁平度などの偶数次のモーメントが分布の広がりを表し，ゆがみなどの奇数次のモーメントが分布の対象性を与える．そこで本章では，評価の対象となる車両は加害，被害の要素のどちらが強いかを，ゆがみの大小により分析し，その要素の度合いを扁平度の大小をもって評価できると考えた．いずれの評価値も少ないほうの均質性が高く，また，加害性，被害性の傾向，ならびにその度合いも低いとみなせる．

3.4 論理的検証

3.4.1 均質性の評価・分析手法の検証

本章で提案する分布荷重の評価，分析方法の妥当性を検証するために，机上で考えた三つの代表的な分布荷重の物理量モデル図 3.4～3.6 を作成し，計算を試みた．物理量モデルの分布荷重の合計と平均とはそれぞれが同じになるように設定し，本章で用いる指標が分布荷重の特徴を捉えることができるか判断できるように配慮した．なお，この検証に用いる多分割ロードセルバリアは，複

数のロードセルを一直線上に横一列に配置したものを想定した。

図 3.4 は均質性が高く，加害，被害の要素が少ないと想定される一様分布である．例えば，ガードレールのような質量が一様に分布している剛な平面が多分割ロードセルバリアに衝突するような場合に相当すると考えられる．

また，図 3.5 は均質性，および加害，被害の要素が中程度と想定される正規分布を有する分布荷重の並びである．例えば，ガードレールとその支柱など，質量が一様ではないが剛性に連続性が見られる場合に相当すると考えられる．

さらに，図 3.6 は均質性が低く加害，被害の要素が多く含まれると想定される分布とした．加害，被害の要素が多いとは，例えば電柱の衝突など，一点に荷重が集中する場合を想定した．

図 3.7 に物理量モデルにおける各指標の計算結果を示す．分散，ゆがみ，扁平度のいずれの評価値も，物理量モデル作成時に想定した高低順になる．すなわち本手法は，衝突物の均質性を評価・分析する手法として妥当性を有するとみなすことができる．

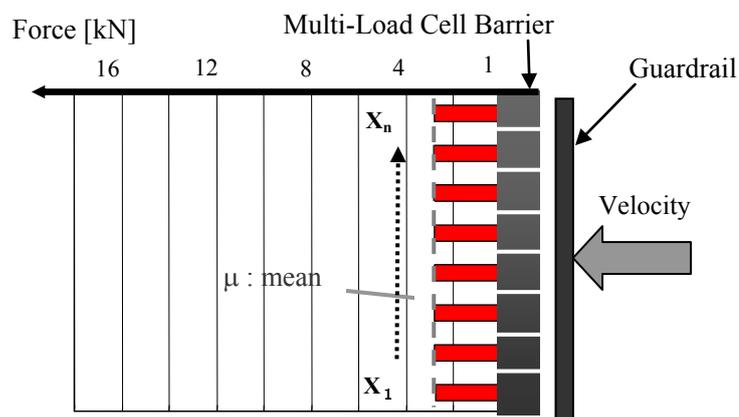


図 3.4 一様分布
(ガードレールが衝突した時の分布荷重のイメージ図)

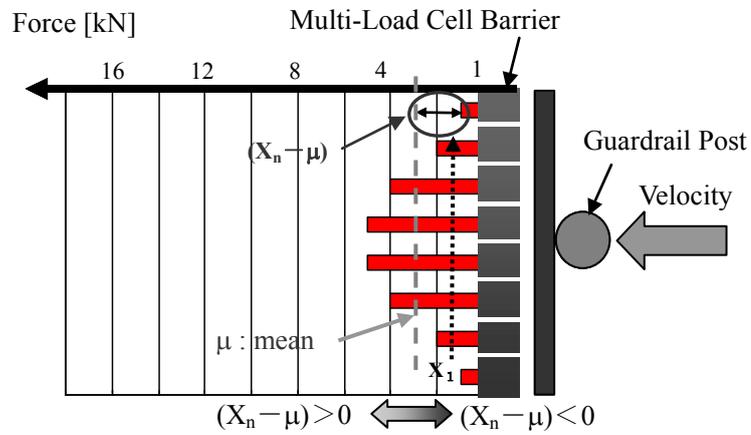


図 3.5 正規分布
(ガードレールとその支柱が衝突した時の分布荷重のイメージ図)

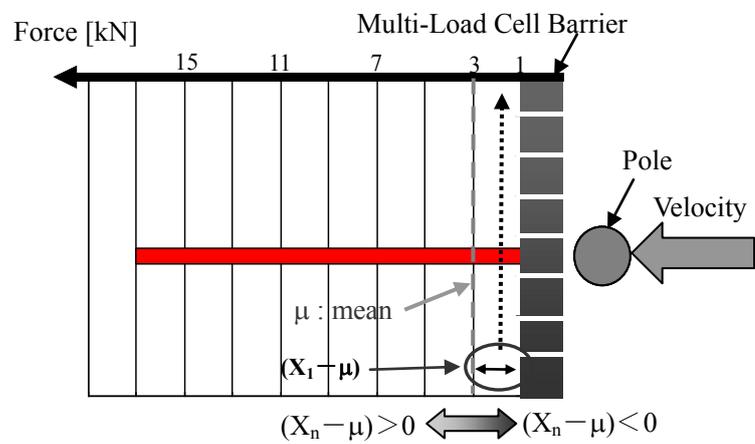


図 3.6 局所への集中荷重
(電柱が衝突した時の分布荷重のイメージ図)

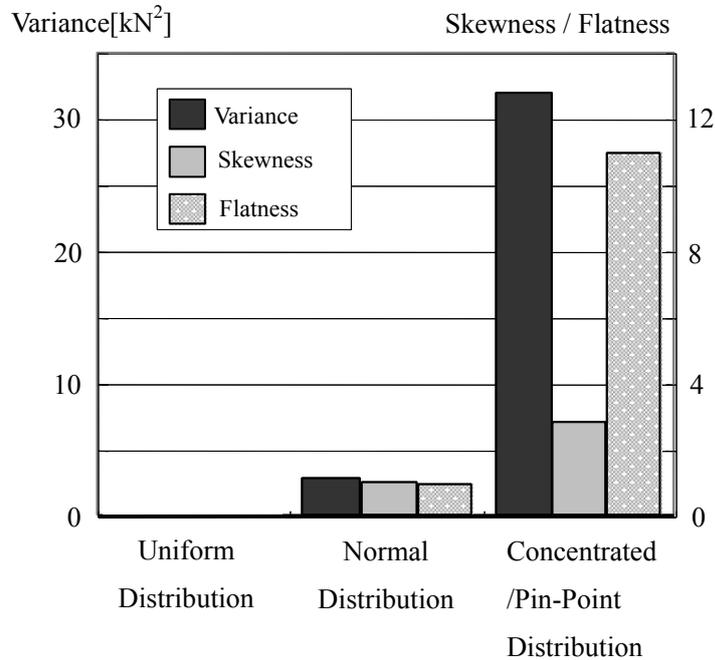


図 3.7 分布荷重（物理量モデル）の評価結果

さらに、図 3.8, 3.9 に示す物理量モデルを用いて本章で用いる高次統計量の統計量の有意さについて述べる。この二つの物理量モデルは、前記モデルで同じとした分布荷重の合計や平均といった一次成分のほかに、平均荷重の二次モーメントとなる分散をも同等とした。二つの分布荷重を比較すると、均質性の評価指標となる分散が同等にもかかわらず、図 3.8 では高い曲率を有する弓形に、もう一方の図 3.9 では低い曲率を有する弓形となるなど分布の形態に差異が見られる。本章では、図 3.4 のような一様な分布荷重を理想の形態としており、その観点から、図 3.9 の方が比較的に良い形態とみなせる。

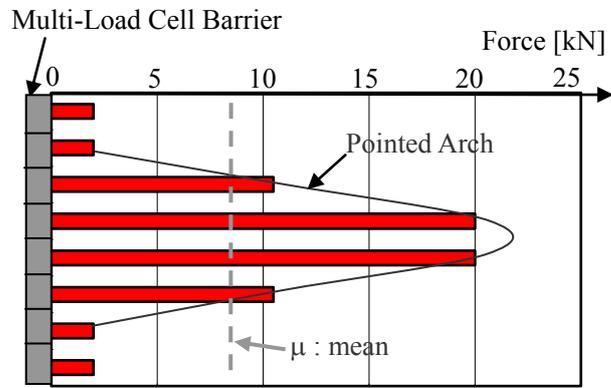


図 3.8 高い曲率を有する弓型の分布荷重モデル

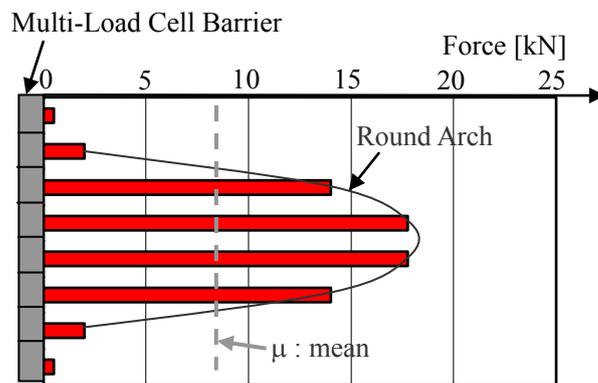


図 3.9 低い曲率を有する弓型の分布荷重モデル

次に、前記検討で用いた図 3.8, 図 3.9 の物理量モデルにおける各指標の評価結果を図 3.10 に示す。ゆがみ、扁平度といった高次統計量に着目すると、図 3.9 の低い曲率を有する分布荷重（物理量モデル）のほうが相対的に加害の要素とその度合いが低くなり、想定した高低順で評価値に差異がみられる。

すなわち、平均荷重の二次モーメントによるばらつきの評価のみでは分布荷重の詳細な特徴を捉えることは困難であるが、高次統計量を用いることで、定量的にその特徴を捉えることが可能となる。

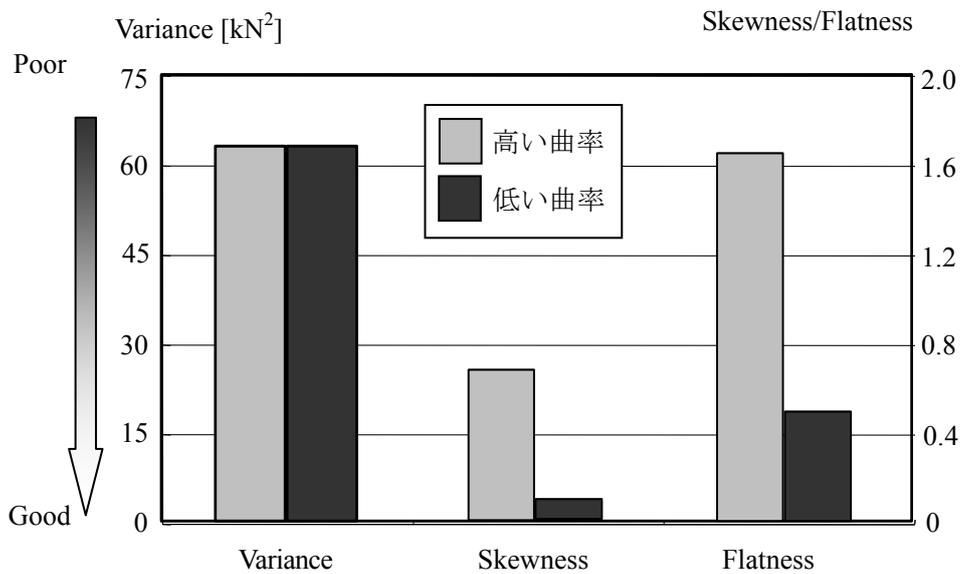


図 3.10 分布荷重（物理量モデル）の評価結果

本検討で用いた横一列の多分割ロードセルバリアに車両が衝突した場合を想定すると、均質性が高く、加害、被害の度合いが低い車両前部構造は、前述で理想とした図 3.4 の一様な分布荷重を生ずると考えられる。しかしながら、図 3.4 の衝突物の例で示したような平面部材を車両前部に設置することは質量の増加やデザインの自由度が損なわれるなどの理由から困難であり、現実には車両の生ずる分布荷重は図 3.8, 3.9 に近いと考える。その際、本章での物理量モデルを用いた検証結果（図 3.7, 3.10）から、分散、ゆがみ、扁平度の評価値が ± 0 に近いほうの均質性が高く、加害、被害の度合いが低い車両前部構造とみなせる。

3.4.2 FEA 解析^(3.10)での検証

自動車の衝突問題への本手法の実用性について検証するために、単純な構造物を用いた固定バリア解析を行った。

解析に用いた構造物（Radioss Crash 陽解法有限要素モデル）は、小型車両のエネルギー吸収部材を想定した形状とし、大きさ、材料特性もそれに合わせた。有限要素モデルは前述したような図 3.8, 3.9 の分布荷重となるような単純な構造物を二仕様用意した。一つは、図 3.11 に示すように均質性が低く、かつ軸力主体で作用するように部材が座屈することで衝突荷重を発生する構造とした。

もう一方は、図 3.12 に示すように比較的均質性が高くなるように衝突荷重（分布荷重）が広い面に均一に発生する構造とした。その具体例の一つとしてエネルギー吸収部材の前端部の形状に曲率を与えるとともに、その部材が衝突接触面積を増加させながら前端から徐々に変形するように強度に連続性をもたせるなどの工夫をした（特許第 4103758, 特許第 4103811）。

多分割ロードセルバリアは、複数のロードセルを一直線上に横一列に配置したものを有限要素によりモデル化し、さらに個々のロードセルのサイズは、車幅方向（横）での分布荷重の広がり詳細にわかるように 125mm（縦）×125mm

(横) とした。

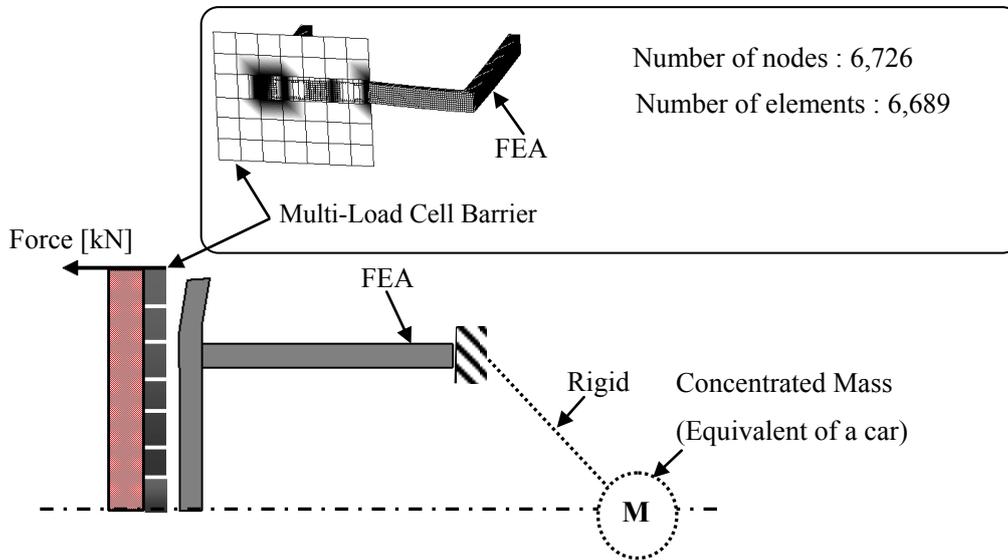


図 3.11 均質性の低いエネルギー吸収部材

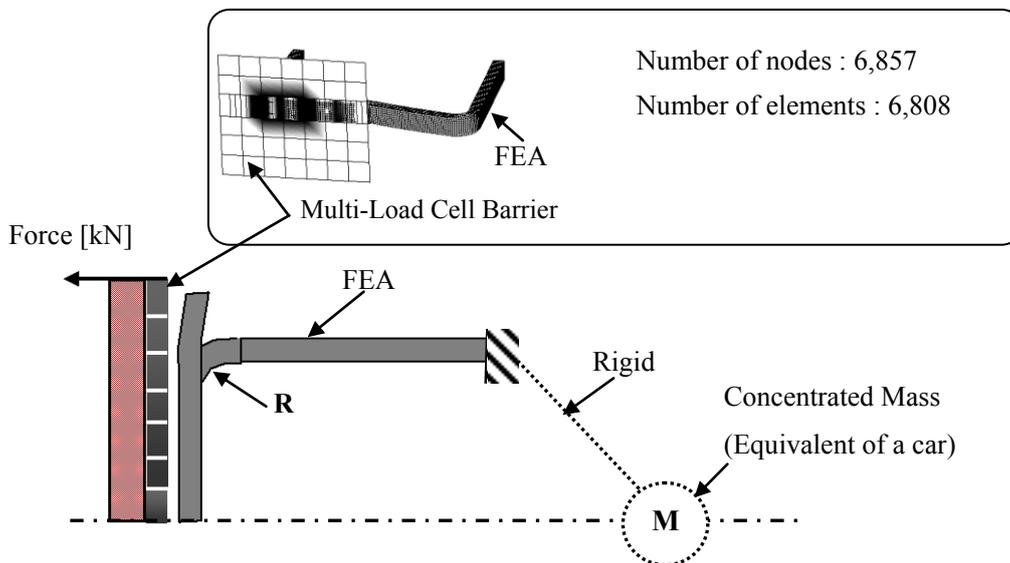


図 3.12 均質性の高いエネルギー吸収部材

図 3.13 に分散，図 3.14 にはゆがみ，さらに図 3.15 には扁平度の計算結果を示す。ゆがみと扁平度は，有限要素モデルの作成時に想定した高低順になっている。しかし分散は，衝突初期（図 3.13“A”部）では想定した高低順になるが，衝突後半（図 3.13“B”部）ではその傾向が逆転する。これは，均質性の高い有限要素モデルは，衝突後半で均質性が悪化するものの加害性の要素が相対的に少なくその度合いも低いことを意味する。

以下に分散の評価値が逆転する推定原因を述べる。図 3.12 の曲げ部材が作用する領域は約 141mm 付近までとなるため，衝突初期（図 3.13“A”）では想定した高低順となるが，それ以降（約 188mm）では，曲げ部材の支持部材が高い荷重を生じながら軸力主体で作用するため，後半荷重（図 3.13“B”）では分散の高低順が転ずると考えられる。

一方，図 3.11 の部材は，衝突初期（図 3.13“A”）では高い座屈荷重を生じながら軸力主体で作用し，後半荷重（図 3.13“B”）では部材が横に倒れるなどの変形形態となり，衝突初期に対して衝突荷重が低く，衝突接触面積が広がると想定される。なお，ゆがみ，扁平度は，二つのモデルが底をつく約 235mm 付近で同等となる。

車両前部構造の均質性を評価する指標として分散は有効である。しかしながら，加害や被害などの平均荷重に対する分布荷重の強弱の分析を行うには，前述したように分散のみならずゆがみや扁平度といった高次統計量の指標が有効かつ必要であると考えられる。

ゆがみは平均荷重に対する分布荷重の対象性により，加害か被害かの要素を定量的に把握し，その要素の度合いを扁平度により定量化できる。そのため，車両前部構造の均質化を図る上で，定量的に具体的な指針を示すことが可能となるため，本手法は自動車の衝突問題における，車両前部構造の均質性を評価，分析する手法として妥当であると考えられる。

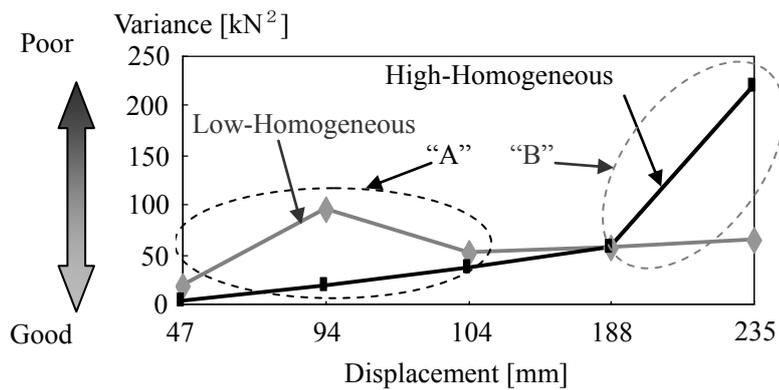


図 3.13 均質度合いが異なるエネルギー吸収部材の分散変形量線図の比較 (FEA)

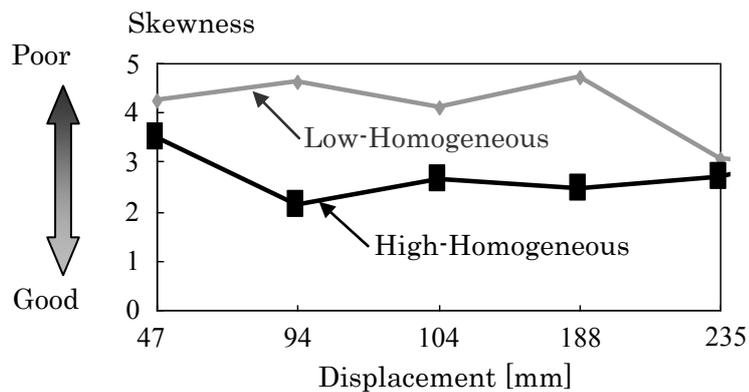


図 3.14 均質度合いが異なるエネルギー吸収部材のゆがみ変形量線図の比較 (FEA)

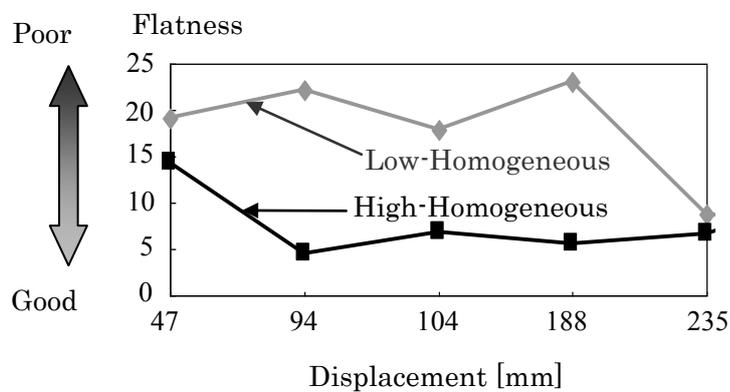


図 3.15 均質度合いが異なるエネルギー吸収部材の扁平度変形量線図の比較 (FEA)

3.5 考察

様々な大きさや質量をもつ車両群の間でのコンパティビリティ問題は、単一車両だけで論じることはできない。一般論としてリアルワールドで走行している様々な車両群の中で相対的に小さく軽い車両は車体変形量が大きく、被害性が高くなる傾向にあることは想像される。

このような衝突条件の違いによる加害性、被害性の両方を低減する手法の一つとして、お互いの車両のエネルギー吸収部材を十分に作用させる工夫が必要であると考える。その方策の一つとして、お互いの車両の主にエネルギー吸収部材どうしの相互作用度合いを高めるために、少なくとも一方の車両の車両前部構造が均質構造であることが望ましいと考える。例えば、フロントサイドメンバなどのエネルギー吸収部材を複数化し、さらにそれぞれの部材間のせん断結合部の剛性や強度を上げるなどが考えられる。

本章では、机上で考えた物理量モデル（理論的検証）や、単純な有限要素モデルを用いて同評価、分析手法の検証を行った。しかし、自動車の衝突試験では縦と横の軸からなる二次元の多分割ロードセルバリアを用いる。すなわち、自動車の衝突問題に本手法を適用するためには二次元での評価が必要である。

そこで同手法を用いた二次元での評価の考え方を以下に述べる。図 3.16 に示すような多分割ロードセルバリアの縦と横のそれぞれの列（縦（Column） m 列，横（Row） n 行）について、分散、ゆがみ、扁平度を求めることで二次元での均質性の評価、分析が可能である。その一例として、縦の各々の列について平均荷重（ $\mu_{row,1\sim n}$ ）、およびその重心回りの分散（ $\sigma^2_{row,1\sim n}$ ）、ゆがみ（ $S_{row,1\sim n}$ ）、扁平度（ $F_{row,1\sim n}$ ）を求める。次に m 個の縦方向のそれぞれの統計量の平均を求める（ $\sigma^2_{row,mean}$ 、 $S_{row,mean}$ 、 $F_{row,mean}$ ）。そうすることで車両の幅方向における均質性および加害、被害の要素ならびにその度合いの評価ができる。また、横の各々の行についても同様に n 個の横方向のそれぞれの統計量の平均（ $\sigma^2_{col,mean}$ 、 $S_{col,mean}$ 、 $F_{col,mean}$ ）を求めることで、車両の高さ方向での均質性および加害、被害の要素ならびにその度合い

の評価ができる。

前記の考えより，車両の高さ方向の均質性が低い場合，乗り上げ，潜り込みが生じやすい傾向であることが想定される．また，車両の幅方向の均質性が低い場合，相手車両とのエネルギー吸収部材の不一致，かつ剛性の低い部分にお互いのエネルギー吸収部材が衝突し合い十分に部材が作用しない現象（フォークエフェクト）のみならず，立木や電柱（ポール）などの車両前面に対して少ないラップ率の衝突対象物に対してエネルギー吸収部材が作用しない現象が発生しやすい傾向であることが想定される．

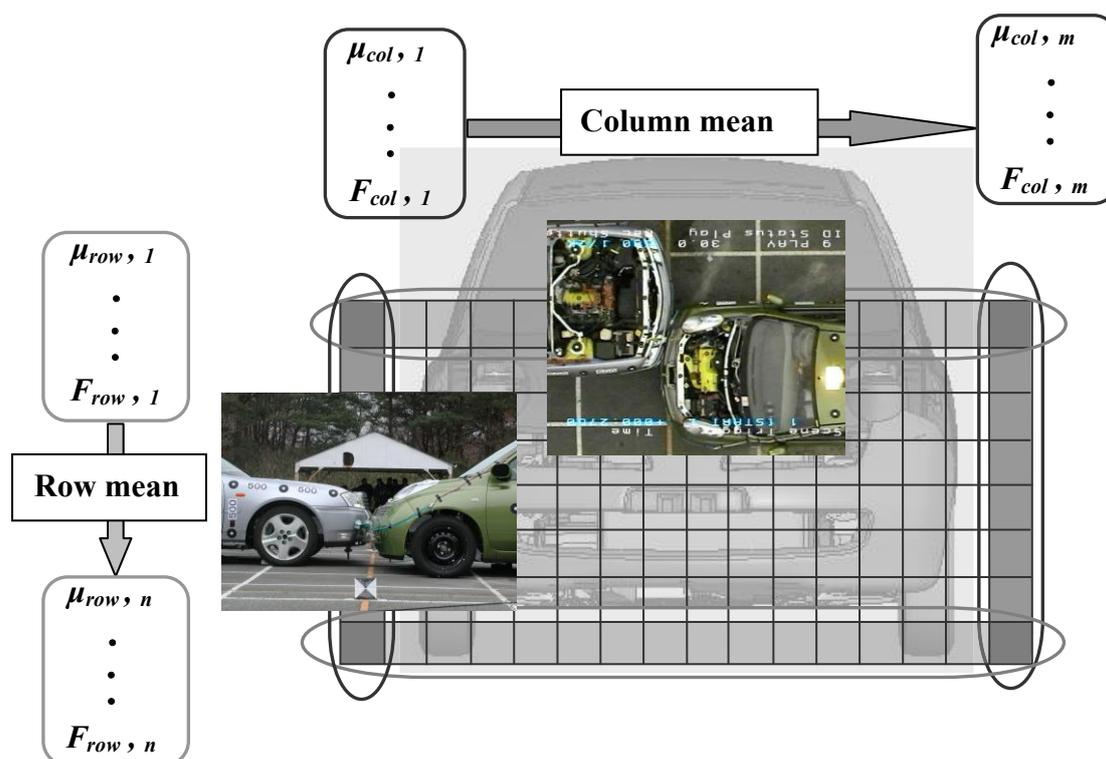


図 3.16 二次元での均質性評価方法の考え方

3.6 結言

- (1) 対車両前面衝突コンパティビリティにおける車両間相互作用の度合いを均質性の高低で評価すべきであると考え、その均質性を統計的手法により分析・評価する方法を開発した。
- (2) 分散・ゆがみ・扁平度の統計的係数により均質性の評価・分析を行った。分散は均質性の評価の尺度とした。ゆがみは加害性の要素の有無を分析する指標とし、扁平度はその要素の度合いを分析する指標とした。
- (3) 前記指標を均質性の異なる物理量モデル（論理的検証）や小型車両のエネルギー吸収部材を想定した FEA を作成し、比較検討することで本手法の妥当性を検証した。
- (4) 本章では基礎検討として一次元での検討結果を示した。また、その検討結果の応用として、縦横の多分割ロードセルバリア（二次元）における分布荷重の評価について考え方を示した。

参考文献

- (3.1) Zobel, R., *Proc. of 16th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Vol. 1, (1998), pp. 729-741.
- (3.2) Appel, H., et al., *Proc. of International Conference on Vehicle Safety 2000*, London, England, 07/07-06/09 (2000), pp. 55-61.
- (3.3) Edwards, M., et al., *Proc. of International Conference on Vehicle Safety 2000*, London, England, 07/07-06/09 (2000), pp. 3-17.
- (3.4) Edward, M., et al., "The Essential Requirements For Compatible Cars in Frontal Collisions", *17th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, (2001).

- (3.5) Summers, S., et al., “NHTSA’s Compatibility Research Program Update”, *SAE Paper*, No.2001-01-1167, (2001).
- (3.6) Delannoy, P., et al., Structural Front Unit Global Approach, (2001), ESV.
- (3.7) 水野幸治, 他., *JARI Research Journal*, Vol.23, No.9, (Sept.2001),pp. 442-448.
- (3.8) Edward, M., et al.,“Development of Test Procedures and Performance Criteria to Improve Compatibility in Cars Frontal Collisions”, *SAE Paper*, (2001).
- (3.9) Edward, M., et al.,“Development of Test Procedure and Performance Criteria to Improve Compatibility in Car Frontal Collisions”, *18th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, (2003).
- (3.10) *Radioss Crash Theory and User’s Manual*.

第4章

車両前部構造における解析・実験による
均質度合いの確認および曲率の影響

第 4 章 車両前部構造における解析・実験による均質度合いの確認および曲率の影響

4.1 緒言

対車両前面衝突のコンパティビリティ問題^{(4.1)~(4.3)}における, 主に加害性の評価を主な目的とした, 欧米の研究機関などで試験方法や評価指標の検討^{(4.4)~(4.8)}に対し, 第 3 章では, 加害性・被害性を低減することのできる均質性の高い車両部材の評価, 分析が可能な手法の開発を行った.

本章では, 小型車両のエネルギー吸収部材を基に均質性の高い構造を検討し, その部材を解析, 実験で評価をした. さらに, その部材の均質性を第 3 章で開発した手法を用いて評価を行い, 部材と同評価手法が車両に適用できることも併せて検証する.

均質性の高い構造とは, エネルギー吸収部材等で構成される車両前部構造の衝突接触面内における強度の等質性を意味する. 均質性を向上させる手法としては, エネルギー吸収部材の先端部に曲率を与え(特許第 4103758, 特許第 4103811), その曲率の有効性を有限要素モデルでの机上検討 (FEA) と試作実験とで確認する. なお, 比較対象には既存のエネルギー吸収部材の一部を用いる.

考察では, 本章における有限要素モデルを用いた衝突性能予測検討の妥当性の検証と曲率が衝突性能に及ぼす影響の検討事例とを示す.

4.2 主な記号

ここでは本章で使用する主な記号を一覧する。

$M[\text{kg}]$	車両慣性質量
$\sigma^2[\text{kN}^2]$	分散 (Variance). 平均荷重に対する分布荷重の散らばりの指標
S_{kew}	ゆがみ (Skewness). 分布荷重を奇数三次と偶数二次モーメントで無次元化した指標
F_{lat}	扁平度 (Flatness). 分布荷重を偶数四次と二次モーメントの無次元化した指標

4.3 均質構造の検討

ここでは、第 3 章で均質化の具体策の一つとして提案したエネルギー吸収部材の先端部への曲率の付与の有効性を有限要素モデルでの机上検討 (FEA) と試作実験とで検討した。以下にその内容を紹介する。

4.3.1 有限要素モデルでの検討

均質性の検討に用いる部材は、小型車両のエネルギー吸収部材を想定した大きさとし、材料特性もそれに合わせた。また、その形状は車両のエネルギー吸収部材の単体台車実験に用いる試験部品を想定した。

代表として用いた有限要素モデルは二仕様用意した。一つは、図 3.10 に示すように多分割ロードセルバリア面に対してエネルギー吸収部材が垂直に衝突し、軸力主体で衝突荷重を発生する均質性の低い構造とした。もう一方の図 3.11 は、衝突過程で衝突接触面積が増加しながら変形するように、エネルギー吸収部材の先端部に曲率を付与し、比較的均質性が高くなるように衝突荷重 (分布荷重) が広い面に均一に発生する構造とした。さらに、その部材の先端部から徐々に変形するように強度に連続性をもたせる工夫をした。

解析の条件として、衝突速度は初速度をあたえ、前記の慣性質量： M は小型車両に合わせた。また、衝突荷重や荷重の広がり計測するのに用いる多分割ロードセルバリアは、便宜上複数のロードセルを一直線上に横一列に配置したものを想定した。二つの有限要素モデルの総質量は、均質性への曲率の影響を分析しやすいようにモデル後部剛体質量： M であわせた。

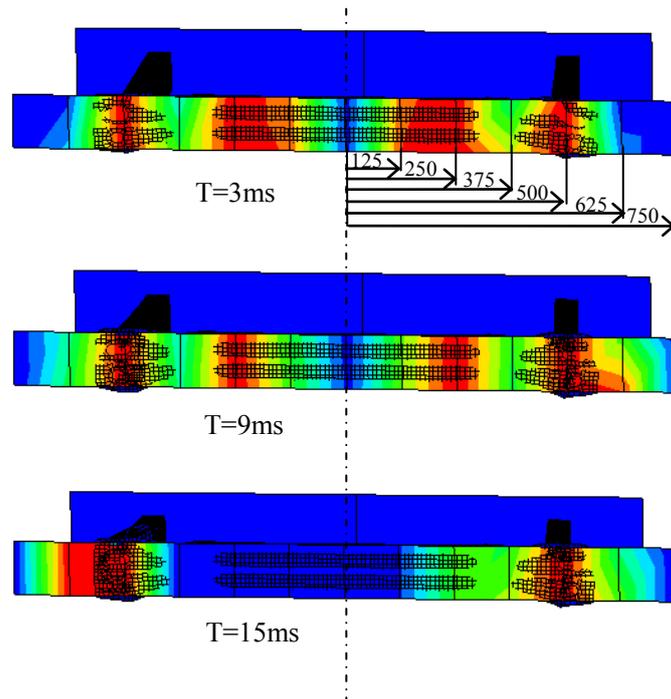


図 4.1 曲率を付与しないエネルギー吸収部材の分布荷重の時刻歴 (FEA)

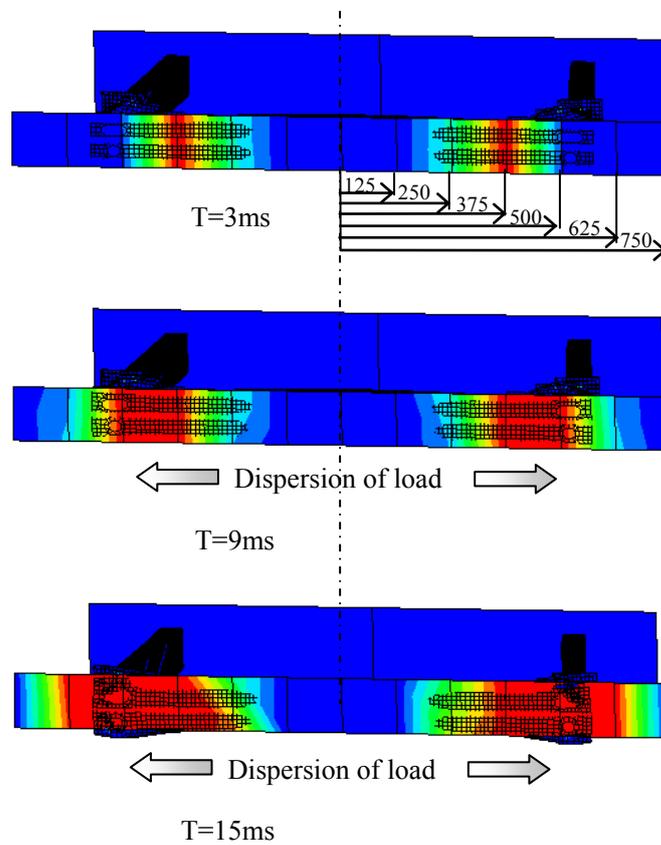


図 4.2 曲率を付与したエネルギー吸収部材の分布荷重の時刻歴 (FEA)

多分割ロードセルバリアへの荷重の広がりの様子を三段階の時刻歴(3ms, 9ms, 15ms)で図4.1, 図4.2にそれぞれ示す。図4.1の曲率を付与しない有限要素モデルでは、エネルギー吸収部材の軸力主体で衝突荷重を発生するため分布荷重の広がり度合いを表す黒い部分の広がりがほとんど見られないのに対し、曲率を付与したもう一方では、曲率部分(部材)が先端から後端へ車両の幅方向に広がるように変形が進むため、図4.2に示す図では分布荷重がエネルギー吸収部材の外側に広がるとともに面積が増加している様子が見て取れる。すなわち、車両前部構造の均質化のための一つの手法としてエネルギー吸収部材の先端部への曲率の付与は有効であると考えられる。

4.3.2 試作実験での検討

有限要素モデルで検討に用いた、二つの仕様のエネルギー吸収部材を試作(図4.3, 図4.4)し、図4.5に示すような台車実験を行った。その際、試作部品の材料特性や大きさ、形状も小型車両のエネルギー吸収部材に合わせた。また、計測装置と試験部品を含んだ台車の総質量は小型車両に合わせ、衝突の初速度は試験部品の潰れ長を考慮して35km/hに設定した。試験部品の評価バリアには縦8列、横16列の計128個のロードセルより構成される多分割ロードセルバリアを用いた。

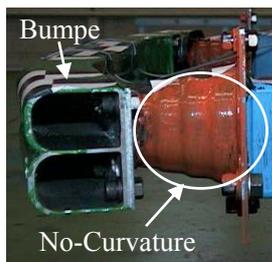


図4.3 曲率を付与しないエネルギー吸収部材の試験部品

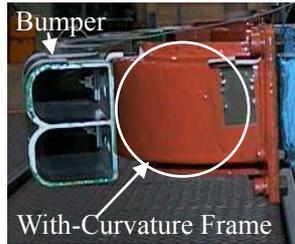
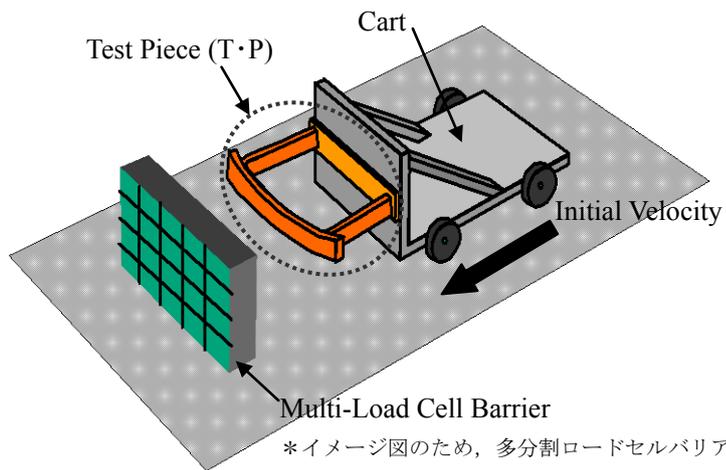


図 4.4 曲率を付与したエネルギー吸収部材の試験部品



*イメージ図のため、多分割ロードセルバリアのロードセルと試験片
(エネルギー吸収部材) との大きさの相対関係は実物とことなる

図 4.5 台車実験の概要図

図 4.6, 図 4.7 に多分割ロードセルバリアへの分布荷重の広がりや強さの変化を示す。縦軸は時刻で、横軸の横一列ごとにおけるロードセルのある瞬間の分布荷重を五段階 (0~3ms, ..., 12~15ms) であらわす。分布荷重は七段階 (5~15kN, ..., 65~75kN) で強さを表現し、さらにその強さ毎の広がりや面積で表現する。

ここで、左右対称の試験部品を用いたにもかかわらず分布荷重が左右非対称になっている理由としては、実験台車の走行時のぶれや試験部品の初期不整などの実験現場でのいくつかの要因によるものと考えられる。

軸力主体で衝突荷重を発生する均質性の低い試験部品は、局所に高い荷重が集中する傾向が強く分布荷重の広がりが少ない (図 4.6A 部)。一方、エネルギー吸収部材の先端部に曲率を付与した比較的均質性の高い試験部品は、局所への荷重の集中度合いが低く分布荷重が車幅方向に広がりながら変形する (図 4.7 B 部)。また、衝突初期から 5~15kN, 15~25kN の低い荷重領域での面積が比較的多く、65~75kN の面積が少ないのが明確である。加えて、衝突の初期 (0~3ms, 3~6ms) からの高い荷重 (65kN~75kN) が発生しづらい傾向であることが確認できた。すなわち、分布荷重の広がる範囲は均質傾向が高く、その範囲に衝突対象物が衝突した場合にエネルギー吸収部材は有効に作用すると考えられる。

また、有限要素モデルを用いた解析での分布荷重の広がり方と試験部品を用いた試作実験での分布荷重の広がり方が対応しているのが確認できる。

前述したように、均質性の低い仕様では荷重の広がりが少なく局所に高い荷重が集中するのに対して、もう一方の仕様では、荷重中心が外側に移動しながら分布荷重が車幅方向に広がる様子が解析・実験での両方の結果の傾向として見て取れる。

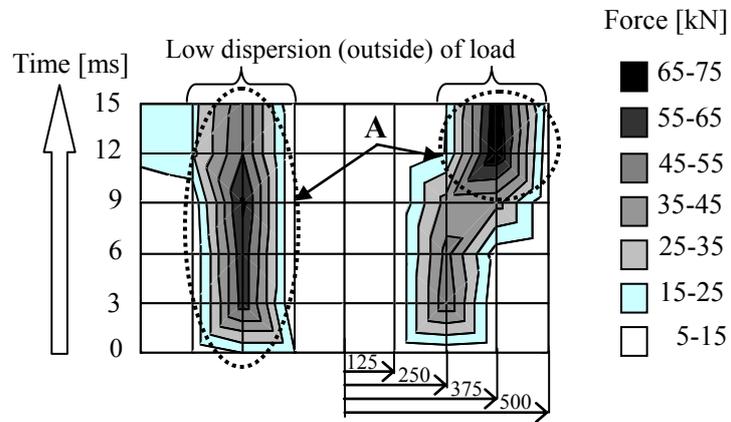


図 4.6 曲率を付与しないエネルギー吸収部材の実験による分布荷重の時刻歴

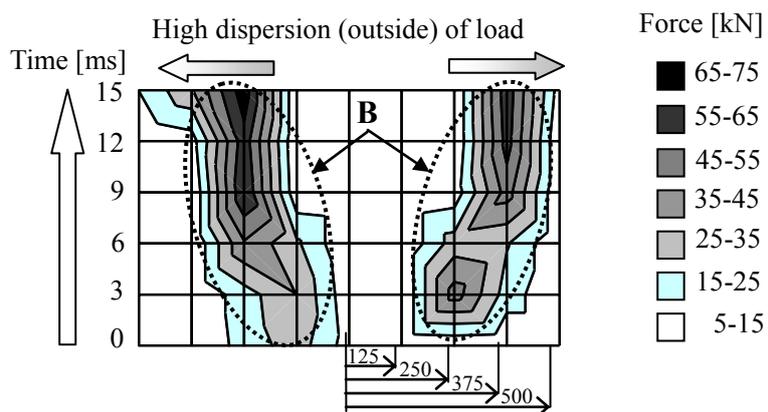


図 4.7 曲率を付与したエネルギー吸収部材の実験による分布荷重の時刻歴

4.3.3 均質性の評価

次に前記実験の多分割ロードセルバリアで計測した分布荷重を，第 3 章で検討した指標，分散 (σ^2 : Variance)，ゆがみ (S_{kew} : Skewness)，扁平度 (F_{lat} : Flatness) を用いて評価を試みた。

図 4.8 に分散，図 4.9 にはゆがみ，さらに図 4.10 には扁平度の計算結果を示す。なお，実験での分布荷重は 0.1ms 毎に取得したが，ここでは実験データの処理方法にあわせて約 1.5ms 毎に平均した分布荷重を用いた。均質性の指標となる分散は，15mm 付近の衝突初期では若干軸力主体で荷重を生じる試験部品のほうが良くなるものの，それ以後では曲率を付与した試験部品のほうが総じて均質性が高い傾向になる。さらに加害性の要素の有無，およびその強さの尺度となるゆがみと扁平度とは，衝突初期（15mm 付近）では曲率の無い部材が良くなるものの，総じて曲率を付与した試験部品のほうが加害性の度合いが低い傾向である。

この衝突初期に評価値が想定をしていた結果に対して逆転した原因は，図 4.6，図 4.7 の 0-3ms の領域での分布荷重の比較からわかるように，本実験による初期不整の影響であると考えられる。曲率の試験部品（図 4.7）は初期不整が大きいため，片側のエネルギー吸収に衝突の初期で高い衝突荷重（25-35kN）が生じたのに対し，軸力主体で荷重が生じる試験部品は初期不整が少ないため，衝突の初期から左右のエネルギー吸収部材に均等に衝突荷重が入力し，衝突初期の最大荷重が低くなった。そのため，衝突の初期においては各評価値が反転したと考えられる。

初期不整が原因と考えられる，実験結果の一部に予測に反するものはあったものの，エネルギー吸収部材の先端部に曲率を付与することで，均質性が高くなることが，実験と解析により確認できた。この結果から，車両に曲率を付与した部材を適用することで，対車両衝突における加害性，被害性を低減できる車両前部構造を構成できると考えられる。

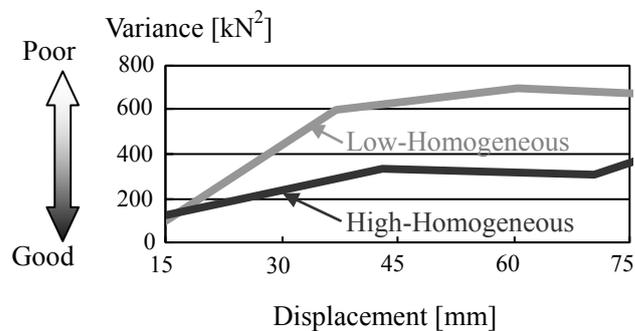


図 4.8 質度合いが異なるエネルギー吸収部材の分散変形量線図の比較（実験）

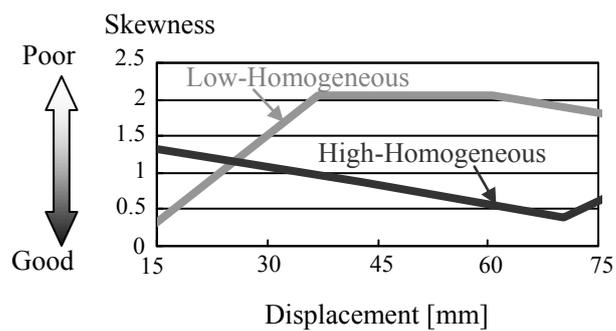


図 4.9 質度合いが異なるエネルギー吸収部材のゆがみ変形量線図の比較（実験）

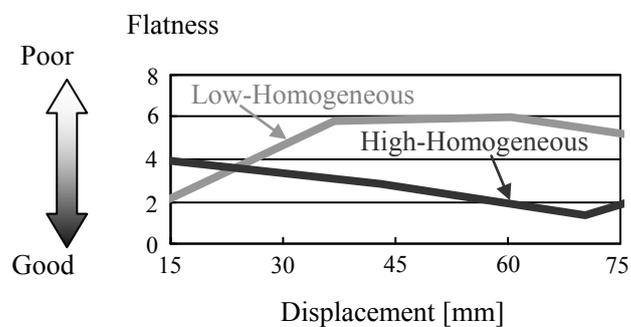


図 4.10 質度合いが異なるエネルギー吸収部材の扁平度変形量線図の比較（実験）

4.4 考察

リアルワールドで走行している様々な車両群の中で相対的に小さく軽い車両は車体変形量が大きく、被害性が高くなる傾向にあることは想像される。また、同一車両でも、相対的に車高を変えて対車両前面衝突試験を実施すると、乗り上げ、潜り込みが発生し、乗り上げられた車両の車体変形が大きく、被害性が高くなると言われている^(4.9)。このような衝突条件の違いによる加害性、被害性の両方を低減する手法の一つとして、お互いの車両のエネルギー吸収部材を十分に作用させることが考えられる。その具体策の一つとして、どちらか一方の車両前部に強度が一様（均質）な剛の障壁の設置が考えられる。エンジン冷却性能や意匠等の観点から障壁を設置するのは難しいとしても、現実な対応としては、相互作用度の高い均質な構造が望ましいと考える。

本章では、均質構造の一例として、フロントサイドメンバなどのエネルギー吸収部材の先端部に曲率を付与して検討を行った。曲率の有効性を確認するために精度の高い有限要素モデルを用いて机上検討を行い、さらに実験にて証明した（特許第 4103758，特許第 4103811）。

机上検討と実験との衝突荷重の比較を図 4.11 に示す。荷重波形の全体的な最大荷重のレベルや発生時刻などほぼ対応している。さらには分散（図 4.12）、ゆがみ（図 4.13）、扁平度（図 4.14）の評価結果は、前述の荷重変形量線図ほどの整合はみられないが、傾きなどの全体的な傾向はほぼ対応していると判断する。

ここまでの精度の高い有限要素モデルを用いての実験の衝突性能予測検討や曲率の均質性への影響など、本章の検討は、現実的な構造を検討する上で有効であると考えられる。

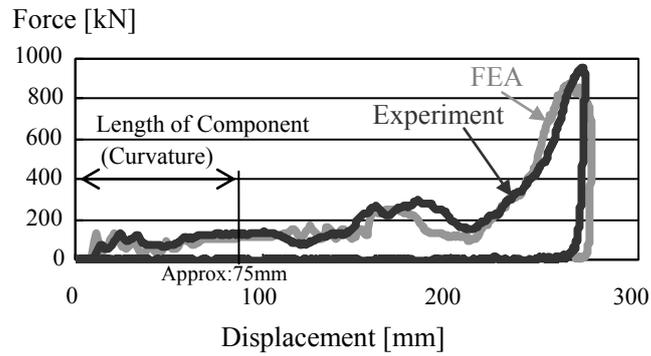


図 4.11 FEA と実験との荷重変形量線図の比較

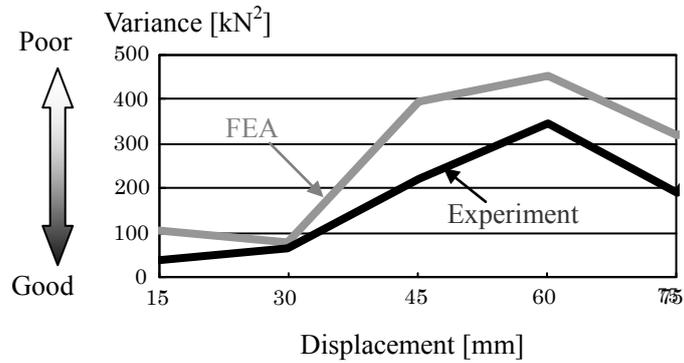


図 4.12 FEA と実験との分散変形量線図の比較

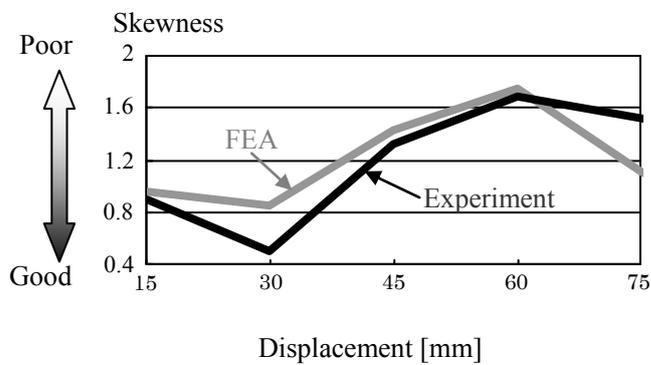


図 4.13 FEA と実験とのゆがみ変形量線図の比較

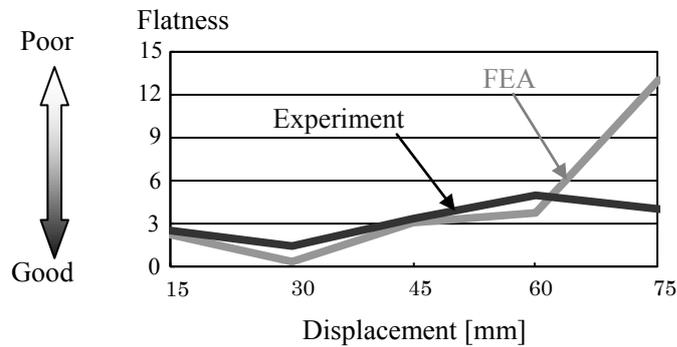


図 4.14 FEA と実験との扁平度変形量線図の比較

実験の衝突性能予測検討の一例として、本章に用いた試験部品の曲率（代表値:約 1.5%）より 54%上げたもの、50%下げたものとのあわせて三仕様での分布荷重の広がり进行比较した。分布荷重の広がり、各仕様の衝突接触面積内の分布荷重中心の移動量とした。

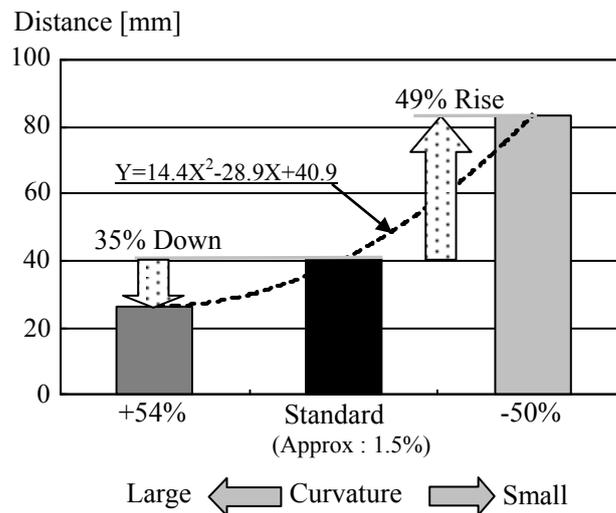


図 4.15 曲率違いによる分布荷重中心の移動量

その評価結果を図 4.15 に示す。この解析条件において、曲率が大きいと分布荷重の広がりが少なく（35%減少）、逆に曲率が低いと分布荷重の広がりが多く（49%増加）なり、曲率と分布荷重の広がりとはいずれも非線形の関係になった。加えて、曲率が小さくなると平均荷重が下がる傾向になった。この結果より、すなわち、曲率の大きさが分布荷重の広がりと単位面積あたりの荷重の強さに対して重要な要因になると考えられる。

ここで、4.3.1 で用いた有限要素モデルの曲率の有無での衝突荷重の比較を図 4.16 に示す。本章の条件においては曲率を付与したほうが衝突の初期から総じて衝突荷重が高い傾向となっている。これは、曲げ部材の作用により均質な分布荷重が車幅方向に拡散したため、その積算となる衝突荷重が高くなったと判断できる。すなわち、エネルギー吸収部材の先端部への曲率の付与は均質性の向上のみならず、衝突の初期から高い衝突荷重（剛性）を得るのにも有効であると考えられる。

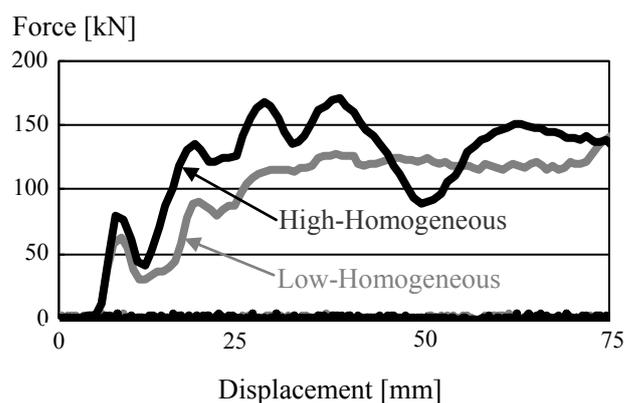


図 4.16 均質性が異なるエネルギー吸収部材の荷重変形量線図比較（FEA）

リアルワールドにおいて車両と衝突相手とは、NCAP に代表される衝突安全評価試験のようにかならずしも車両前後中心軸に対して垂直に衝突するわけではない。衝突角度などの多様な条件においても安定した衝突性能を得るには、従来のエネルギー吸収部材の作用のさせかたや形状、各車体骨格部材の構成や、その部材どうしの連結方法などを工夫する必要があると考える。

その一例として、本章で用いた二つの仕様のエネルギー吸収部材を斜めの剛壁に衝突させた。その結果、従来のエネルギー吸収部材では、バンパとの連結部付近に斜めに局所的な変形が生じるために軸潰れ変形が不安定傾向になるのに対し、もう一方の仕様では曲率を付与した部材全体のたわみで局部への応力集中が緩和するため、比較的曲率部材より後方の部材の軸潰れ変形が安定傾向であり、その結果衝突時のエネルギー吸収量が増加した。

最後に、本章で検討したエネルギー吸収部材への曲率の付与は、新たな部材の増設による質量増加や部材が大型化せずに最も簡単に車両に組み込むことのできる均質化の具体策の一つであると考えられる。

4.5 結言

- (1) 前面衝突コンパティビリティにおける車両前部構造の対車両相互作用を向上させるには均質な構造が必要であると考え、その具体策の一つとして、エネルギー吸収部材の先端部に曲率を付与し、その有効性を FEA および実験にて確認した（特許第 4103758，特許第 4103811）。
- (2) 曲率の有効性の評価には、統計量により均質性を分析、評価する手法^(4.10)を用いるとともに、同手法の有効性を具現的な車両構成部品の試作実験の結果処理に適用することで検証した。
- (3) 前述より、エネルギー吸収部材への曲率の付与と均質性評価手法との考え方が車両前部構造に応用できることを確認した。
- (4) さらに、エネルギー吸収部材への曲率の付与は最も簡単に車両に組み込むことのできる均質化の具体策の一つであることを示唆するとともに、曲率の大き

さが分布荷重の広がりや単位面積あたりの荷重の強さに対して重要な要因になることを紹介した。

参考文献

- (4.1) Zobel, R., *Proc. of 16th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Vol. 1, (1998), pp.729-741.
- (4.2) Appel, H., et al., *Proc. of International Conference on Vehicle Safety 2000*, London, England, 07/07-06/09 (2000), pp. 55-61.
- (4.3) Edwards, M., et al., *Proc. of International Conference on Vehicle Safety 2000*, London, England, 07/07-06/09 (2000), pp. 3-17.
- (4.4) Edward, M., et al.,“The Essential Requirements For Compatible Cars in Frontal Collisions”,*17th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles* , (2001).
- (4.5) Summers, S., et al.,“NHTSA’s Compatibility Research Program Update”, *SAE Paper*, No.2001-01-1167, (2001).
- (4.6) Delannoy, P., et al.,“Structural Front Unit Global Approach”, *17th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles* , (2001).
- (4.7) Edward, M., et al.,“Development of Test Procedure and Performance Criteria to Improve Compatibility in Car Frontal Collisions”, *18th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles* , (2003).
- (4.8) Edward, M., et al.,“Development of Test Procedures and Performance Criteria to Improve Compatibility in Cars Frontal Collisions”, *SAE Paper*, (2001).
- (4.9) 水野幸治, 他, *JARI Research Journal*,Vol.23, No.9, (Sept.2001), pp.442-448.
- (4.10) Makita, Masashi, Kitagawa, Yuichi and Pal, Chinmoy,“Evaluation and Research of Structural Interaction between of two cars in Car to Car Compatibility”, *IBEC*, (2003).

第 5 章

車両部材の均質性の評価・分析手法を用いた 最適な曲率形状の抽出

第5章 車両部材の均質性の評価・分析手法を用いた最適な曲率形状の抽出

5.1 緒言

第4章では、車両前部構造の対車両相互作用を向上させるために、エネルギー吸収部材の先端部に曲率を付与する最も簡単に車両に組み込むことのできる均質化の具体策の一つを示すとともに、第3章で示した均質性評価手法^(5.1)の考え方が車両前部構造の評価に適用できることを確認した。

本章ではその検討結果の車両前部構造設計への応用検討として、図5.1に示すような遺伝的アルゴリズムに基づいた手法を用いて、前記小型車両のエネルギー吸収部材を想定した部材の最適形状の検討を試みる。最適化のための目的関数には、前記均質性の分析・評価で指標として用いた、分散、ゆがみ、扁平度といった統計量の他に、質量、衝突荷重といった設計上での要素も設定する。最適化の対象となる部位には、単純な設計パラメータを用いて形状ができるように三次元はり要素を用い、目的関数を同時に最大化、または最小化できるような多目的な形状の検討を行う。

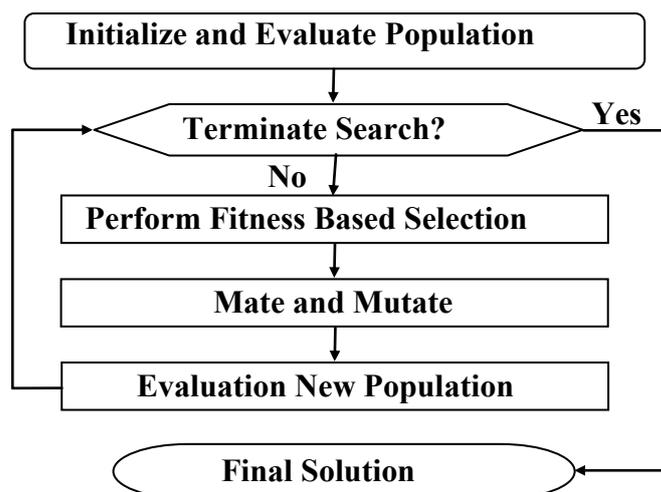


図 5.1 遺伝的アルゴリズムに基づく最適解抽出の流れ

最後に検討結果からサンプル形状を抽出し，それらを小型車両のエネルギー吸収部材に組み込み評価を行う（特許第4123012, 特許第4123013, 特許第4123014）.

評価には多分割ロードセルバリアによる応力場，PDB による変位場の固定壁 FEA を用い，車両前部構造の均質性の検討を行う．併せて，均質性の分析・評価手法の応力場，変位場での有効性の検証も行う．

さらには，その小型車両に比べ相対的に大型で重い車両との対車両前面衝突解析を行い，車両前端部構造の均質化による相互作用の向上効果も確認する．

5.2 主な記号

ここでは本章で使用する主な記号を一覧する。

$M[\text{kg}]$	車両慣性質量
$I_{xx}[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	車両重心車幅方向軸まわり慣性モーメント
$I_{yy}[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	車両重心上下方向軸まわり慣性モーメント
C_{p1}	車幅方向におけるベジエ曲線の曲率の制御点
C_{p2}	車両前後方向におけるベジエ曲線の曲率の制御点
$\sigma^2[\text{kN}^2]$	分散 (Variance). 平均荷重に対する分布荷重の散らばりの指標
S_{kew}	ゆがみ (Skewness). 分布荷重を奇数三次と偶数二次モーメントで無次元化した指標
F_{lat}	扁平度 (Flatness). 分布荷重を偶数四次と二次モーメントの無次元化した指標
$D_x[\text{mm}]$	曲げ部材の曲げ方向と量 (主に車両レイアウト) を決定する設計変数
$F_h[\text{mm}]$	曲げ部材の断面の幅を決定する設計変数
$F_w[\text{mm}]$	曲げ部材の断面の高さを決定する設計変数
$T_h[\text{mm}]$	曲げ部材の板厚を決定する設計変数
$M_c[\text{kg}]$	曲げ部材の質量
$\mu_{row,mean} [\text{kN}]$	衝突面の車幅方向における平均荷重
$\sigma^2_{row,mean} [\text{kN}^2]$	衝突面の車幅方向における分散 (Variance) 値
$S_{row,mean}$	衝突面の車幅方向におけるゆがみ (Skewness) 値
$F_{row,mean}$	衝突面の車幅方向における扁平度 (Flatness) 値

5.3 多目的な形状の検討

5.3.1 解析モデル^{(5.2), (5.3)}

衝突形態には NCAP を想定したフルラップ衝突、ODB 衝突のほかにリアルワールドでの前面衝突形態を考慮した図 5.2 の事故分析 (NASS-CDS) より導いた衝突頻度の高い斜め衝突も条件に加えた。本検討では衝突角度 15° を代表値とした。

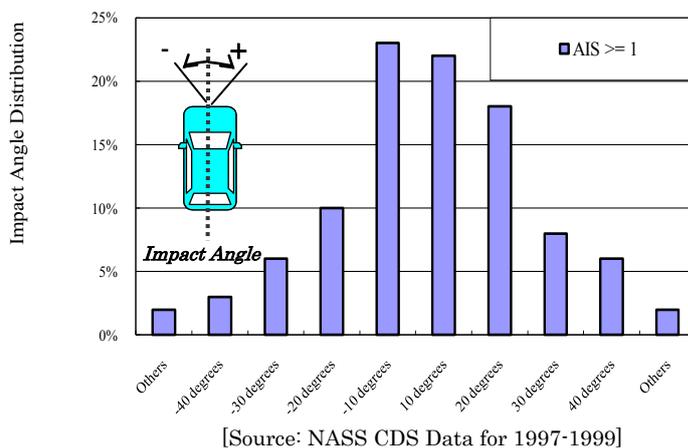
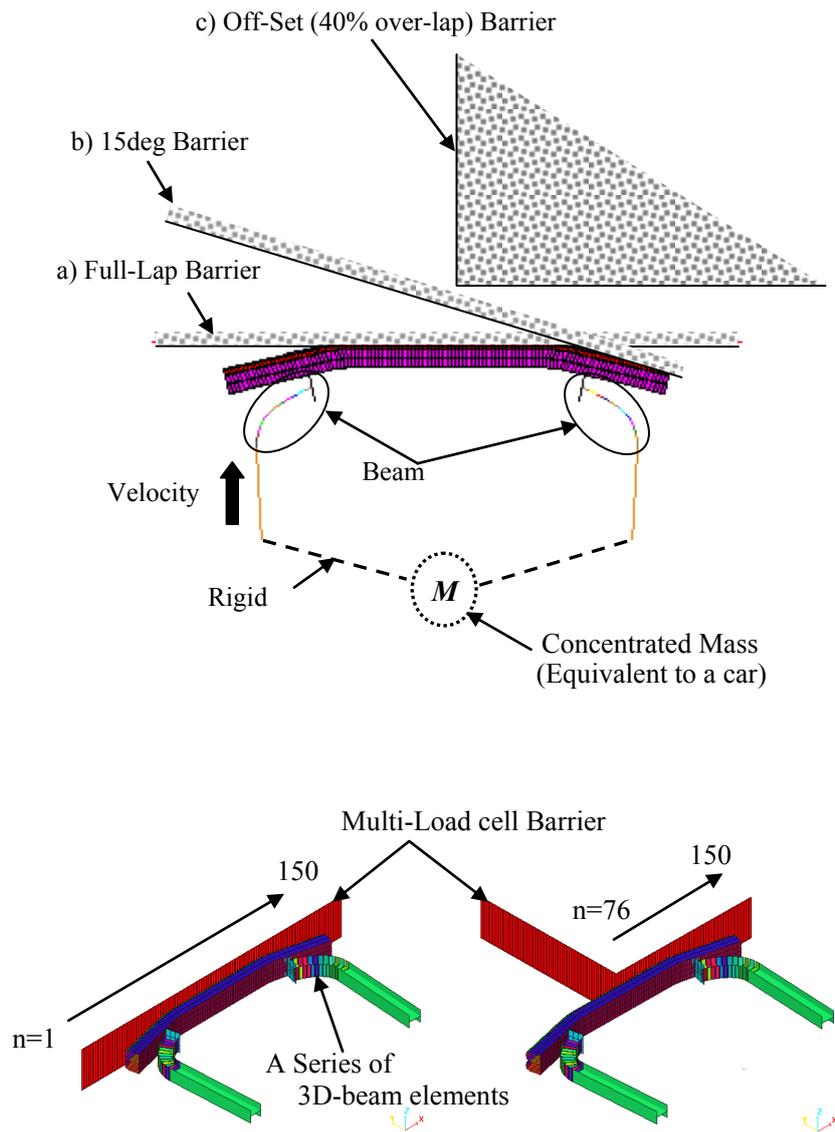


図 5.2 実社会の前面衝突における衝突角度の分布

次に検討の対象となるエネルギー吸収部材の質量 (M) および慣性モーメント (I_{xx}, I_{yy}) などは小型車両に合わせ、前記三つの固定壁 (バリア) への衝突速度は初速度 56km/h とした。いずれの固定壁も衝突接触面積内の分布荷重の広がりを詳細に分析できるように、車幅方向に一系列に配列した多分割ロードセルバリア (125mm×125mm) をさらに車幅方向に 25mm で細分化した固定壁を設定した。フルラップ、斜め 15° 衝突用固定壁は 150 分割で、ODB 衝突用ではその半分の 75 分割とした。

最適形状の検討には、第4章^(5.4)で用いた有限要素モデルを計算速度や計算結果の収束性などを考慮して、バンパ以外は図5.3に示すような単純な梁要素に置き換えたモデルを用いた。左右それぞれの曲げ部材は12分割（基準長：10mm）とし、それ以後の真っ直ぐな部材は一つの梁要素とした。



* ビーム要素を見やすくするために H 型断面で描画

図 5.3 最適形状検討の衝突条件と有限要素モデル

最適化の対象となる曲げ部材の曲率はベジエ曲線で定義し，対象外のそれより後方は剛体とした．

ベジエ曲線は，代表的なパラメトリック曲線の一つである．一般に n 次のベジエ曲線は $n+1$ 個の制御点から定義される．本章では，曲率部分を二次のベジエ曲線として定義できるように，以下のように制御点を設定する．

図 5.4 に示すように制御点 C_{p1} は車幅方向に伸びるバンパに平行な直線 AB 上を， C_{p2} は車両前後方向に設置されるエネルギー吸収部材の軸心の車両前方への延長線上 AC 上を計算過程で移動可能とし， C_{p1} ， C_{p2} のそれぞれの位置によって曲げ部材の形状が定義できるように設定した．

その一例として，図 5.5 (a) のように制御点がそれぞれ点 A に近接すると，その部分の曲率が局所で高くなる部材の形状となる．一方，それぞれの制御点が図 5.5 (b) に示すように点 B ， C に近接すると直線に近い全体に曲率の低い形状となる．

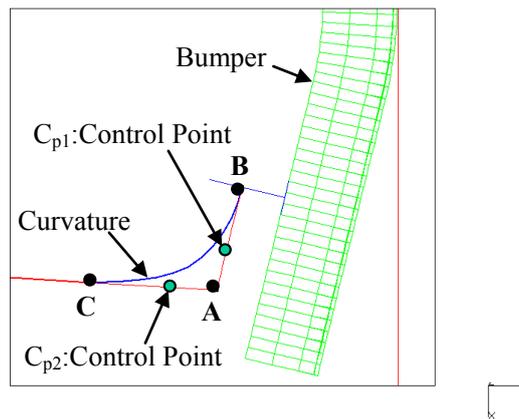
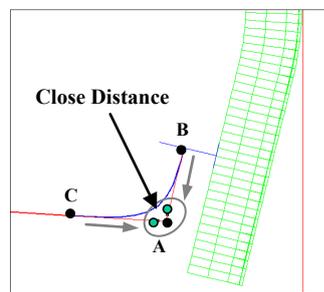
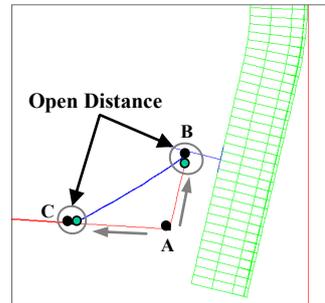


図 5.4 曲げ部材の曲率を制御する制御点 (C_p)の説明

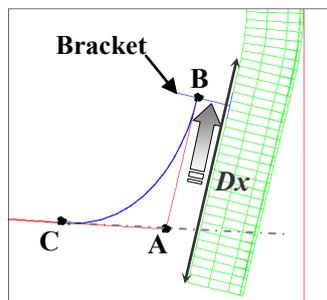


(a) Sharp Curvature

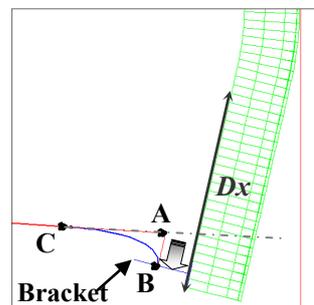


(b) Round Curvature

図 5.5 制御点 (C_p) を移動させた時の曲率変化 (極大、極小) の一例



(a) Inner-Curvature



(b) Outer-Curvature

図 5.6 ブラケットを移動させた時の曲げ方向変化の一例

さらに、図 5.6 に示すようにブラケットは計算過程でバンパの面に沿って移動が可能であり、図 5.6 (a) のようにエネルギー吸収部材の軸心より車両中心側に移動する場合、曲げ部材は車両中心側への曲げとなる。逆にブラケットが車両外側に移動する場合、図 5.6 (b) のように車両外側への曲げとなる。

この直線 AC の長さ、およびブラケットの移動距離が、車両前部構造に曲げ部材を適用する際の車両レイアウトから決まる許容寸法となる。ただし、本検討で用いる梁要素のベジエ曲線は、曲げ部材の基準中心線になるため、部材の縦横の断面寸法を考慮した上で許容寸法を決定する必要がある。

5.3.2 目的関数と設計変数

目的関数には、前記均質性の評価、分析の指標として用いた、分散、ゆがみ、扁平度といった統計量の他に、設計上の観点から軽量化を図りつつ衝突性能が向上できるように多分割ロードセルバリアの平均荷重と曲げ部材の質量とを設定した。ここで最適化の条件は、質量、分散、ゆがみを最小に、扁平度、平均荷重を最大とした。扁平度は評価値の低いほうを扁平度が高いとみなす。なお、本検討で抽出する曲げ部材は二次元曲げとなるため、ねじり強さを制御する目的関数は設定しない。

次に、設計変数について述べる。曲げ部材の基準線の因子として、図 5.4, 5.6 に示すように点 A, B 間の長さ D_x ($D_{x(\min)} \leq D_x$ (変動幅 210mm) $\leq D_{x(\max)}$) のほかに曲率の大小ならびに位置を決定する制御点 C_{p1} ($C_{p1(\min)} \leq C_{p1}$ (変動幅 0.5° イット) $\leq C_{p1(\max)}$) と C_{p2} ($C_{p2(\min)} \leq C_{p2}$ (変動幅 1.0° イット) $\leq C_{p2(\max)}$) とを設定した。さらに図 5.7 に示すように、曲げ部材の断面形状を決定する因子として、断面の高さ F_h ($F_{h(\min)} \leq F_h$ (変動幅 50mm) $\leq F_{h(\max)}$) と幅 F_w ($F_{w(\min)} \leq F_w$ (変動幅 40mm) $\leq F_{w(\max)}$) のほかに板厚 T_h ($T_{h(\min)} \leq T_h$ (変動幅 1.0mm) $\leq T_{h(\max)}$) とし、曲げ部材の断面寸法は、車両後方側に対して車両前方と同じ、もしくはそれ以下となるように条件を設定した。

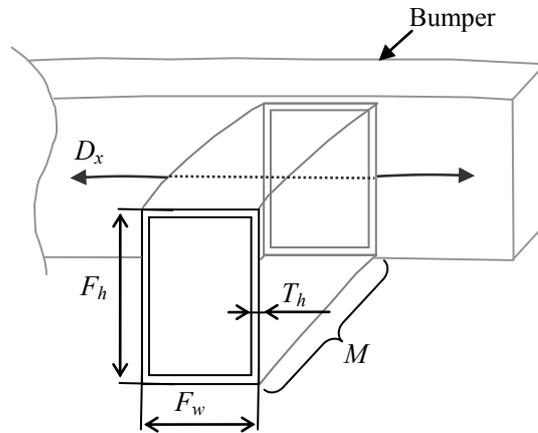


図 5.7 曲げ部材の設計変数説明図

5.3.3 計算結果

図 5.8 に計算結果の一例としてサンプル形状を示す．なお，サンプル形状の抽出の条件として平均荷重が高く，かつ高次統計量の扁平度が比較的に良いものに着目した．この扁平度に着目した理由は，第 3 章の物理量モデルの検討（図 3.9）で示したように，ゆがみ，扁平度の高次統計量であれば分布荷重の均質性の度合いが同等であっても微小の特徴を定量的に評価が可能であり，その中でも本研究においては各章のゆがみの評価値が加害の傾向を示し，その度合いを下げる事が本章では優先度が高いと考えて扁平度に着目した．そうすることで平均荷重が下がることなく均質性が高く，かつ加害の度合いが低いサンプル形状が抽出できると考えた．

まず，抽出した結果の曲げ部材の部分に着目すると，図 5.8(a) は一見，直線形状に見えるが全体に低い曲率を帯びた車両外側への曲げ形状となり，図 5.8(b) は全体に低い曲率を有した車両内側への曲げ形状，図 5.8(c) は曲げ部分の中間に高い曲率を有した車両内側への曲げ形状となった．

次に、各形状の目的関数の評価値（表 5.1）, 扁平度, 平均荷重, 質量の比較を行う。なお、この評価値は、1 ms ごとの値を衝突の初期から曲げ部材が潰れきるまでの時刻（約 10ms）での平均とする。

最初に 5.8(a) と 5.8 (b)とを比較すると、5.8(b) の質量が約 230 g 増えるが、加害、被害の度合いの指標となる扁平度は、46.2 ポイント良くなる。この質量が増える要因は、5.8 (a) に比べ 5.8 (b) のブラケットの移動量 (D_x) が多いことにより、曲げ部材が大型化（曲げ部材の基準中心線が長くなる）したためと考えられる。

次に、5.8 (b) と 5.8 (c)とを比較すると、5.8 (b) のほうが質量： M が約 70 g 少なく、さらに扁平度が 5.5 ポイント良くなる。この二つの形状の比較から、質量増加を伴わずに加害、被害の度合いを下げるためには、局所に高い曲率付与するのではなく、部材の全体に低い曲率を付与することが有効であることがわかった。

本検討において、単位面積あたりの平均荷重や質量などの設計の要件を満たし、かつ加害、被害をも軽減できる均質性の高い曲率部材は、局所に高い曲率を有するのではなく、部材の全体に低い曲率を有する形状が良いことがわかった。

表 5.1 計算結果の一例として抽出したサンプル形状の評価値の比較

	S_{kew}	F_{lat}	μ [kN]	M_c [kg]
5.8(a)	1203.8	150.4	4.2	0.53
5.8(b)	893.9	104.2	4.2	0.76
5.8(c)	897.5	109.7	4.2	0.83

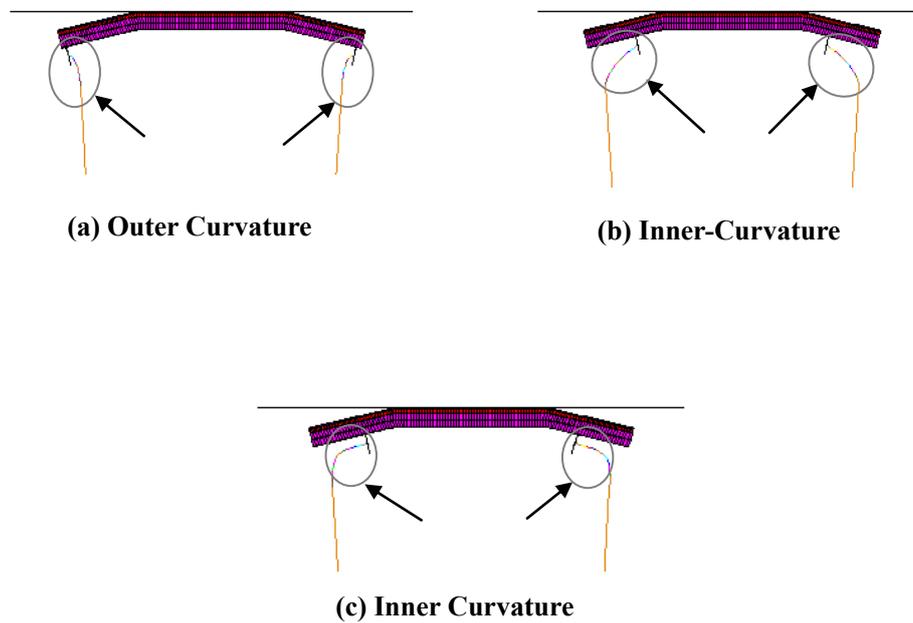


図 5.8 計算結果の一例として抽出したサンプル形状
 (Using RADIOSS-Crash and Mode-FRONTIER USER INTERFACE) ^{(5.2),(5.3)}

5.4 車両前部構造への適用

5.4.1 車両での均質性の評価・分析手法

自動車の衝突試験では縦と横の軸からなる二次元の多分割ロードセルバリアに生じる分布荷重の評価を行うが、本章では第 3 章 (3.5) で述べたように、縦と横のそれぞれを一次元の衝突現象とみなし、分布荷重を評価、分析することで二次元の評価を可能とする。

車両の高さ方向の均質性が低い場合、乗り上げ、潜り込みが生じやすい傾向であることが想定される。また、車両の幅方向の均質性が低い場合、相手車両とのエネルギー吸収部材の不一致、かつ剛性の低い部分にお互いのエネルギー吸収部材が衝突し合い十分に部材が作用しない現象（フォークエフェクト）のみな

らず、立木や電柱（ポール）などの車両前面に対して少ないラップ率の衝突対象物に対してエネルギー吸収部材が作用しない現象が発生しやすい傾向であることが想定される。

5.4.2 車両での最適形状の評価

前節で抽出した曲げ部材を上下に組合せた（特許第 4123012, 特許第 4123013, 特許第 4123014）, 小型車両のエネルギー吸収部材を想定した有限要素モデルを作成し, 多分割ロードセルバリアでの評価を試みた。

上側のエネルギー吸収部材の先端は車両内側への曲げ形状とし（5.8 (b)）, 下側の先端は車両外側への曲げ形状とした（5.8 (a)）。なお, 分布荷重の評価には前項（5.4.1）で述べた手法を用いた。

代表値として図 5.9 に車幅方向, 図 5.10 に車両上下方向の扁平度を 5ms（～75ms）ごとの時刻歴で示す。

車幅方向では, 衝突初期（5～10ms）の局所で曲率のない部材が良くなるものの, 総じて曲率を付与したほうの扁平度が良くなる。衝突初期の約 0～25ms は, 曲げ部材が作用したため相対的に均質性が高く, 加害被害の度合いが低くなる。それ以降は, エンジンブロックやサスペンションなどの機構部品, タイヤなどの分布荷重が加わるが, 衝突初期での曲げ部材の作用により, それより後方の軸力主体で作用するエネルギー吸収部材の初期の軸潰れ変形が横倒れなど不安定な変形モードにならずに安定したために, 従来のエネルギー吸収部材に比べて均質傾向になったと考えられる。

一方の車両上下方向では, 本検討で抽出した左右曲げの部材は車幅方向の均質化に作用するため, 曲げ部材が作用する衝突初期の約 0～25ms では 5～10ms, 15～20ms の局所で差がみられるものの総じて優劣の差は見られない。曲げ部材が潰れきる約 25ms 以降の 40～45ms で優劣の差が顕著であるが, 前述の車幅方向での曲げ部材の作用と同様に, 曲げ部材の作用により後方の上下のエネルギー吸収部材の軸潰れ変形が安定傾向になったために, 従来のエネルギー吸収部材よりも分布荷重が均質傾向となり, 曲げ部材を付与した車両の扁平度が良くなっ

たとえられる。

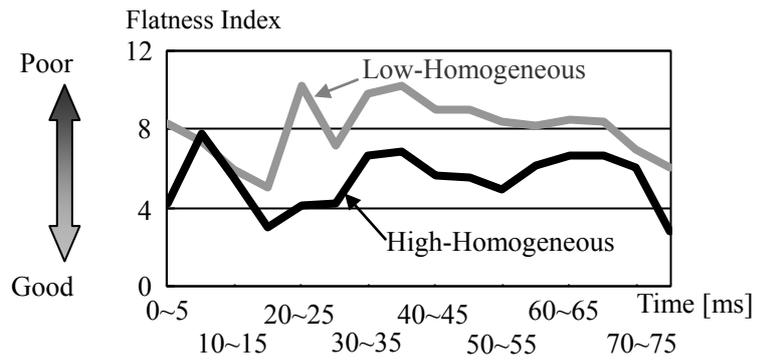


図 5.9 車幅方向における扁平度の比較

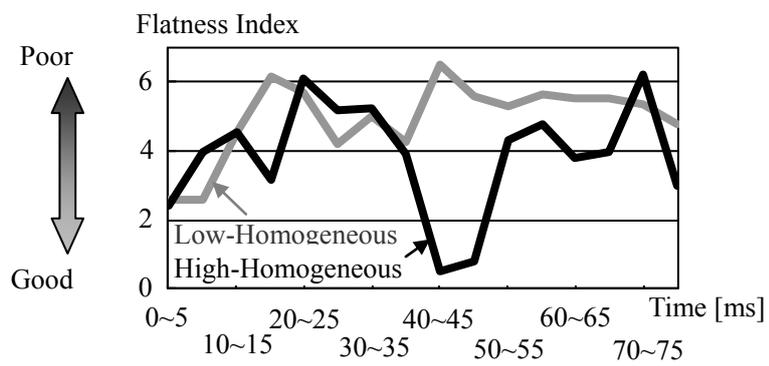


図 5.10 車両上下方向における扁平度の比較

以上のことから、車両モデルの検討においてもエネルギー吸収部材の先端への曲率の付与は車両前部構造の均質化に有用であることがわかった。曲げ部材そのものの効果のみならず、その部材（曲げ部材）より後方のエネルギー吸収部材の軸潰れ変形を安定させる前述の考えにもとづく作用により、車両前部構造の均質性を向上することがわかった。

すなわち、本検討で用いた車両は、エネルギー吸収部材の先端への曲げ部材の設置により、対車両前面衝突に対して均質性ならびに相互作用度合いの高い車両前部構造を有すると言える。

5.5 考察

様々な大きさや質量をもつ車両群の間でのコンパティビリティ問題は、単一車両だけで論じることができない。一般論としてリアルワールドで走行している様々な車両群の中で相対的に小さく軽い車両は車体変形量が大きく、被害性が高くなる傾向にある^(5.5)。このような衝突条件の違いによる加害性、被害性の両方を低減する手法の一つとして、お互いの車両のエネルギー吸収部材が十分に相互作用する構造が望ましいと考える。

本章では図 5.11 に示すような遺伝的アルゴリズムに基づいた手法を用いて、図 5.11 中①部分の最適化により前記小型車両のエネルギー吸収部材を想定した部材の最適形状の検討を試みた。最適化の条件として、均質性の評価、分析方法と設計で必要になると想定される因子を設計変数ならびに目的関数に設定した。

一般に、多目的最適化ではすべての目的関数に対応しうる完全最適解を得ることはできない。したがって、本章ではパレート最適解（図 5.11 中②部分）という概念を用いて解検索を行った。パレート最適解とは、ある目的関数の値を改善するためには少なくとも他の一つの目的関数の値を改善せざるを得ないような解と定義されており、複数存在する。今回、複数のパレート最適解から、加害・被害の分析、度合いの指標となる扁平度に重みをおいて結果の一例とし

てサンプル形状を抽出した。

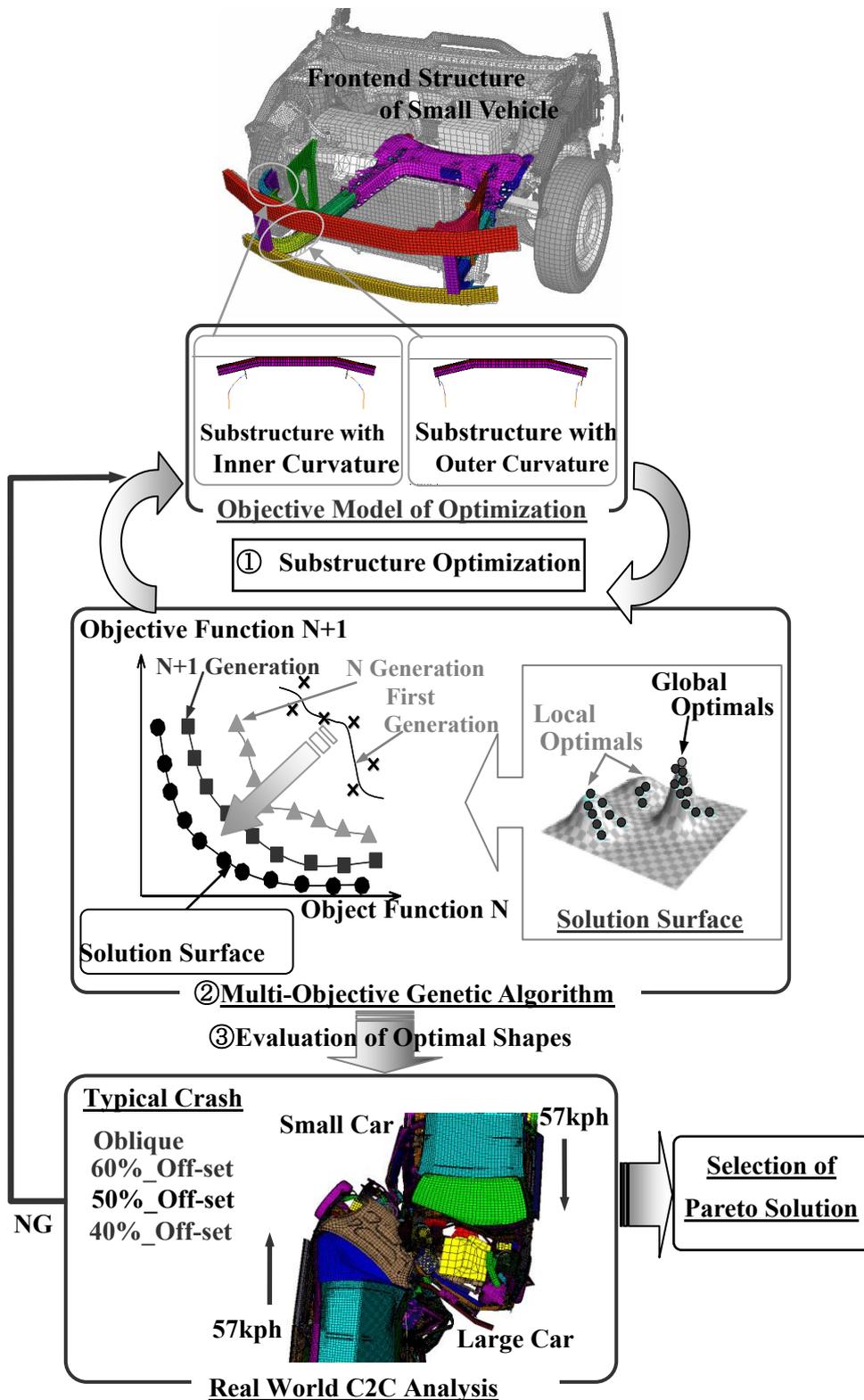


図 5.11 本稿で開発した曲げ部材検討入出力システムの概略図

本章では図 5.11 中③部分で抽出した形状を車両に適用する場合の一例として、小型車両の車両前部に、主に車幅方向での均質性を高めるために曲げ方向の異なる部材を上下で相対させたエネルギー吸収部材を設置し（5.4.2 で作成した車両モデル）、多分割ロードセルバリアに生じる分布荷重（応力場）の評価によりその均質性を検証した。

ここで PDB（Progressive Deformable Barrier）を用いて、バリアの変形度合いからも均質性の評価を試みる。衝突速度は 60kph とし、車両モデルの車幅に対してオーバーラップ率は 50%で衝突させた（図 5.12）。

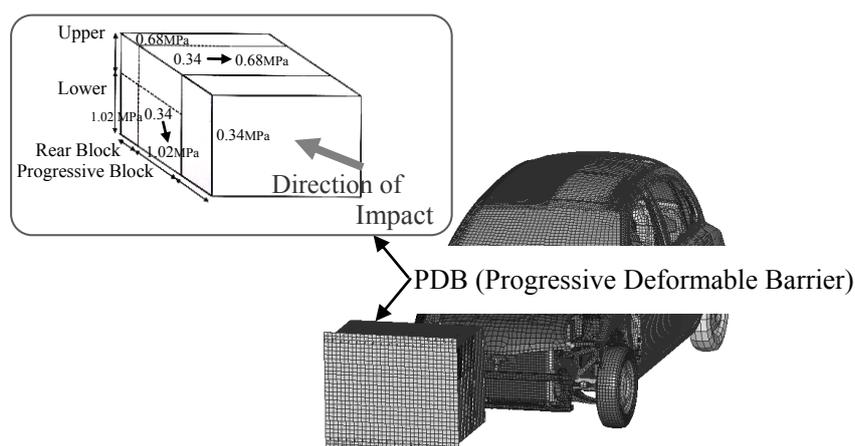


図 5.12 PDB_50% オフセット衝突解析

図 5.13 に衝突後のバリア変形の様子と、変形の深さ（深度）を見やすくするための断面図を示す。左側のバリア表面には変形深度の大小の差が視覚的に大きく見られるのに対し、右側の曲げ部材を有するほうは比較的少ない。また、断面図による最大変形量の比較でも、曲げ部材を有する右側のほうが少ない。

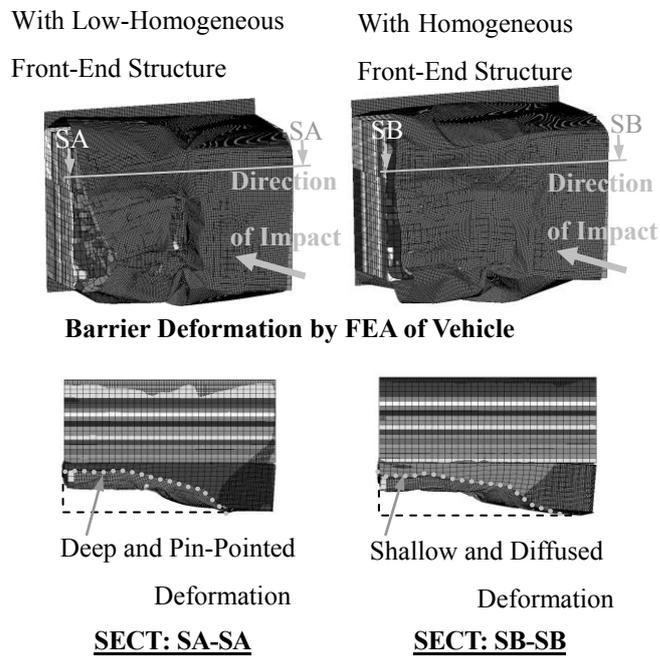


図 5.13 均質度合いが異なるエネルギー吸収部材の PDB 変形の比較図

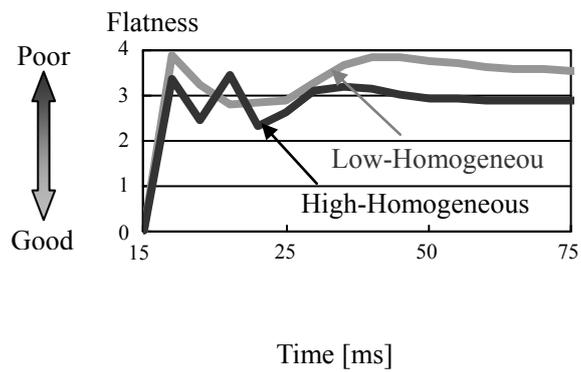


図 5.14 均質度合いが異なるエネルギー吸収部材の扁平度の比較（車幅方向）

次にバリアの深度を定量値として加害、被害の度合いの指標とする扁平度を図 5.14 に示す。約 25ms 付近に応力場の評価でもあった想定結果の逆転がみられるが、総じて想定した高低順であることが見てとれる。

すなわち、曲げ部材は、応力場での条件のみならず、変位場においても均質化に有効であるとともに、均質化の評価、分析手法は変位場の評価においても有効であると言える。

最後に、前記車両モデルを用いて対車両前面衝突解析を行い、均質性の向上に伴う車両前部構造の相互作用向上効果の確認を行う。相互作用向上の確認は、対車両衝突解析による荷重変形量線図の剛性（最大荷重までの傾き）を前記モデルと従来のエネルギー吸収部材を有するモデルとで比較することで検証した。この傾きが大きいほうがエネルギー吸収部材等の作用が向上し、車両前部でのエネルギー吸収量が増えたことになるため、相互作用が向上したと判断できる。

なお、検証に用いる荷重変形量線図の作成には、第 3 章で開発をした車体加速度から衝突荷重を推定する手法^(5.5)を用いた。

対車両衝突解析の衝突相手車両は相対的に大きく重い車両を用い、図 5.11 の下部に示すように小型車両のオフセット量が 50%、初速度は 57Km/h に設定した。

図 5.15 に衝突荷重の比較線図を示す。推定した衝突荷重には加速度に特有と考えられる若干の振動が含まれているものの、サンプル形状として抽出した曲げ部材を設置した車両は剛性が高くなり（図 5.15 中“A”部）、車体の変形量は約 14%減少する。すなわち、曲げ部材により車両前部構造の均質性が高くなり、両車両のエネルギー吸収部材の相互作用が向上した。そのため、対車両前面衝突の系において両車両の前部構造のエネルギー吸収量が増えたために車体変形量が減少したと判断できる。また、コンパチビリティ問題に対する曲げ部材の有効性の検証も併せて確認することが出来た。

本章での検討により、リアルワールドで有用なエネルギー吸収部材の最適形状の抽出が可能な車体開発に応用できる入出力システムの構築が実現出来た。し

かし、よりリアルワールドでの対車両前面衝突を考慮すると、衝突速度や角度などは一定ではなく多様である。そのため、今後は特定の衝突速度や角度のみならず事故分析などを基に考慮した多様な条件の設定、さらには相互作用（剛性）のみならず車体強度をも考慮した入出力システムへの発展を検討する必要があると考える。

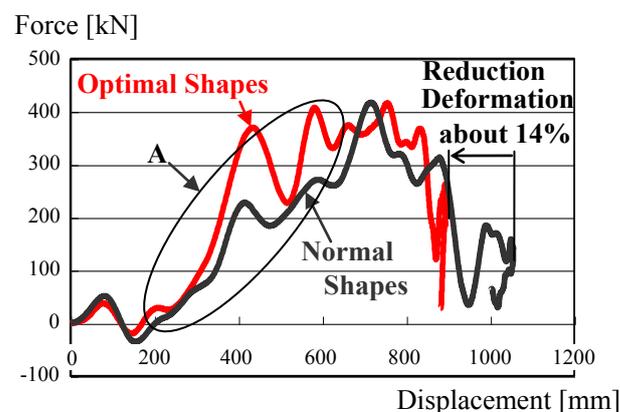


図 5.15 均質度合いが異なるエネルギー吸収部材の荷重変形量線図の比較

5.6 結言

本章では、リアルワールドにおける前面衝突性能を向上させる具体策の一つである曲率部材の最適形状の検討を、多目的最適設計ツールを用いて行った。

- (1) 最適形状の検討対象となる部分は、はり要素でモデル化をして計算を行った。目的関数と設計変数として、均質性評価方法での三つの指標と、平均荷重、質量、形状寸法などを設定した。
- (2) 本章の検討により、平均荷重、質量の設計要件を満たしつつ、加害、被害の度合いを示す扁平度を良くするには曲率部材の全体に低い曲率を付与することが有効であるという結果が得られた。
- (3) また、車両 FEA モデルを用いた衝突性能検討（応力場、変位場）において、

エネルギー吸収部材の先端への曲率の付与は、車両前部構造の均質化に有用であることがわかった。

- (4) 第4章で開発した均質部材，均質性の評価，分析手法は，変位場でも有効であることを確認した。
- (5) さらに，対車両前面衝突解析（FEA）においても，車両前部構造どうしの相互作用向上に，曲率部材が有用であることがわかった。
- (6) 最後に，リアルワールドのコンパティビリティ問題に有用と考えられる曲げ部材の最適形状の抽出が可能な，車体開発に応用できる入出力システムの構築が実現出来た。

参考文献

- (5.1) Makita, Masashi, Kitagawa, Yuichi and Pal, Chinmoy, “Evaluation and Research of Structural Interaction between of two cars in Car to Car Compatibility”, IBEC, (2003).
- (5.2) *Radioss Crash Theory and User's Manual.*
- (5.3) *Mode Frontier Theory and User's Manual.*
- (5.4) Makita, M., Pal, C., “Evaluation and Research of Structural Interaction between Two Cars in Frontal Compatibility” , *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.70, No.701, (2005), pp.58-63.
- (5.5) Kitagawa, Yuichi., Makita, Masashi and Pal, Chinmoy., “Evaluation and Research of Structural Interaction between of two cars in Car to Car Compatibility”, SAE, (2001).

第 6 章

結論

第6章 結論

国内での自動車事故による死傷者数は、昭和45年の16,765人をピークに徐々に減少に転じているものの依然4,612人（平成23年）と多い。また、負傷者数も平成16年のピーク（1,183,120人）から減少に転じているが、平成23年では852,094人で死者数と同じく依然多くなっており、自動車の安全性は車種を問わず大きな社会問題となっている。国家公安委員会は、第9次交通安全基本計画として、平成27年までに交通事故死傷者数を3,000人以下とし、世界一安全な道路を実現するという目標を掲げている。その交通事故による犠牲者数を減らすためには、事故の要因として考えられる環境・自動車・人の三つの視点から対策を講じる必要がある。

このうち、自動車メーカーが大きく関与する自動車の安全装置や構造に関しては、予防安全と衝突安全の二つの側面から技術開発が進められている。予防安全とは衝突を回避するためのものであり、具体的にはアンチロックブレーキや障害物認識装置などの車両に付加する電子および機械的な装備を指す。衝突安全とは、万一衝突事故が起こった場合に乗員が受ける傷害を最小限に抑えるためのものであり、具体的には衝突時のエネルギーを吸収するための車体構造や、乗員を保護・支持するためのシートベルトやエアバッグなどの装置を指す。衝突時の車体の塑性変形によるエネルギー吸収は電子部品などのように人為的に制御することが困難であるため、所定の変形挙動を得るためには構造力学的・材料力学的な考察が必要となる。

本論文では、まず最初に対車両前面衝突で直接計測が不可能な衝突荷重と計測が困難である車体変形量とを推定する手法を考案し、その手法から求めた荷重変形量線図を用いて対車両衝突の分析を行った。次に対車両前面衝突において車両の加害性、被害性を同時に低減するには車両前部構造どうしの相互作用の度合いを向上させることが必要であり、そのためには車両前部が均質構造であることが望ましいという仮説を起点に、その均質性と加害性、被害性の両方を定量的に評価・分析できる手法の提案と、質量を極力増加せずに最も簡単に均質性を向上できる部材の一例を示した。さらには、前記評価、分析手法で用いる評価指

標を目的関数とした最適形状設計ツールを開発し、その設計ツールで検討したエネルギー吸収部材の一例を用いて有効性を検証するとともに、対車両前面衝突において加害性、被害性の両方を低減させるには車両前部構造の相互作用度合いを向上させることが有効であることを示した。

本論文は6つの章で構成し、その各章を要約すると以下の通りである。

第1章は緒論であり、対車両前面衝突におけるコンパティビリティ問題に関して、米国の事故データベース（NASS - CDS : National Automotive Sampling System - Crashworthiness Data System）から、リアルワールドでの前面衝突は対車両前面衝突が最も多い事故類型であり、特に普通乗用車同士の事故件数が多く、その中でも相対的に軽い車両との衝突における乗員の受傷の割合が高いため極めて重要な課題であることを示した。さらに、この課題に関する日欧米の研究機関等による研究内容を概観し、その問題点と本研究の目的ならびに意義、内容について述べた。

第2章「車体剛性・強度の評価方法」では、対車両前面衝突における車体剛性・強度の評価方法を示した。具体的には、対車両前面衝突実験において直接計測が不可能な衝突荷重と、計測が困難である車体変形量とを、各車両に設置した複数の加速度計で計測した加速度をもとに推定する手法を考案した。

衝突荷重の評価は、衝突時の変形が大きい車体骨格と比較的変形の少ないエンジンやトランスミッション、サスペンションなどの車両部品とのそれぞれの各部位で計測をした加速度を用いて、車体骨格の圧潰荷重 (F_b) と車両部品の慣性力 (F_m) から衝突荷重 ($F = F_b + F_m$) を求める方法を提案した。本手法の妥当性は、小型車両を用いた固定壁試験に設置したロードセルで計測した衝突荷重と前記手法にて求めた衝突荷重との比較により検証した。

車体変形量は、二台の車両が衝突して変形する最中にも運動量保存則が成り立つとの仮定のもと、加速度計で計測した加速度の二回積分で求められる変位をそれぞれ

れの車両の変位量とし、それらから運動量保存則により得られる系の剛体変位 S を除去することにより車体変形量を得る手法を提案した。本手法の妥当性は、対車両実験の結果との整合により検証を行った。

さらには、同手法により求めた荷重変形量線図をもとに、小型車両と大型車両との前面衝突におけるコンパティビリティ問題について分析を行った。

得られた結果を以下に要約する。

- (1) 対車両前面衝突実験における衝突荷重と車体変形量を、各車両に設置した複数の加速度計で計測した加速度をもとに推定する手法を開発した。
- (2) 推定手法の妥当性は、固定バリア実験における実測荷重値との比較や対車両前面衝突実験における荷重変形量線図の分析により検証を行った。
- (3) 本手法により求めた荷重変形量線図をもとに、小型車両と大型車両との前面衝突におけるコンパティビリティ問題について分析し、エネルギー吸収分担や最終的な変形量が二台の車両の前部剛性や強度さらには最大荷重以降の車体圧潰荷重により決まることを明らかにした。
- (4) また、車両衝突における荷重変形量線図の概観として、衝突初期の剛性と最大荷重、そして最大荷重以降の荷重により決定されることを示した。
- (5) 対車両前面衝突における荷重変形量線図の分析から、両車両の機構部品の相互作用により、車両の加害、被害の度合いが変わることを示唆した。

第3章「車両間相互作用の分析・評価手法」では、対車両前面衝突における車両前部構造の相互作用度が均質性の評価に利用できると仮定し、その均質性を定量的に評価、分析が可能な統計的手法を開発した。本手法の妥当性は、物理量モデル（論理的検証）や小型車両のエネルギー吸収部材を想定した簡易モデルを用いてFEAにより検証した。その結果、車両を多分割ロードセルバリアに衝突させた際に生じる各ロードセルへの分布荷重を用いて、均質性の尺度は統計的な分散で求められ、高次の統計量であるゆがみは衝突車両の加害性と被害

性の要素を分析でき、扁平度はその加害性と被害性の度合いを分析できる指標となることを示した。

以下に結果を要約する。

- (1) 対車両前面衝突における車両前部構造の相互作用の度合いの尺度を均質性とし、その均質性を定量的に評価、分析する方法を開発した。
- (2) 分散は均質性の尺度とした。ゆがみは加害性、被害性の要素の有無を分析する指標とし、扁平度はその要素の度合いを分析する指標とした。
- (3) 本手法の妥当性は、物理量モデル（論理的検証）と小型車両のエネルギー吸収部材を想定した FEA を用いた検討により検証を行った。

第 4 章「車両前部構造における解析・実験による均質度合いの確認および曲率の影響」では、小型車両のエネルギー吸収部材を基準に、均質性の高い構造の具体策の一つとして、エネルギー吸収部材の先端部に曲率を付与し、その有効性を机上検討 (FEA) と試作実験にて確認した (特許第 4103758, 特許第 4103811)。

均質化に対する曲率の有効性の評価には、第 3 章で開発した統計量により均質性を分析、評価する手法を用いた。さらに、エネルギー吸収部材への曲率の付与と均質性評価手法との考え方が車両前部構造に応用できることを併せて確認した。

本検討をとおして、エネルギー吸収部材への曲率の付与は最も簡単に車両に組み込むことのできる均質化の具体策の一つであることと、その曲率の大きさが分布荷重の広がりや単位面積あたりの荷重の強さに対して重要な要因になることを示した。

得られた結果を以下に要約する。

- (1) 車両前部構造の相互作用を向上させる具体策の一つとして、エネルギー吸収部材の先端部への曲率の付与を提案し（特許第 4103758，特許第 4103811），その有効性を FEA および実験にて確認した。
- (2) 曲率の有効性の評価には，第 3 章にて開発した均質性の分析，評価手法を用い，本手法の有効性を具現的な車両構成部品の試作実験の結果処理に適用することで検証した。
- (3) 本検証により，エネルギー吸収部材への曲率の付与と均質性評価手法との考え方が車両前部構造に応用できることを示した。
- (4) さらに，エネルギー吸収部材への曲率の付与は最も簡単に車両に組み込むことのできる均質化の具体策の一つであることを示すとともに，曲率の大きさが分布荷重の広がりや単位面積あたりの荷重の強さに対して重要な要因になることを紹介した。

第 5 章「車両部材の均質性の評価・分析手法を用いた最適な曲率形状の抽出」では，遺伝的アルゴリズムに基づいた手法を用いて，均質性の分析・評価で指標として用いた，分散，ゆがみ，扁平度といった統計量の他に質量，衝突荷重といった設計上での要素も目的関数として，第 4 章で用いた小型車両のエネルギー吸収部材を想定した曲げ部材の最適形状の検討を行った。

一例として抽出したサンプル形状は，小型車両のエネルギー吸収部材に組み込み（特許第 4123012，特許第 4123013，特許第 4123014），多分割ロードセルバリアによる応力場，PDB による変位場の固定壁 FEA を用い，車両前部構造の均質性の検討を行った。併せて，均質性の分析・評価手法の応力場，変位場での有効性も示した。

最後に，相対的に大型で重い車両との対車両前面衝突解析を行い，車両前端部構造の均質化による相互作用の向上効果を確認した。

前記結果をふまえ、本検討で開発した汎用の衝突解析ソフトとグローバル最適化ソフトとを組み合わせた入出力システムは、車体開発に応用できるシステムであることを示した。

- (1) 均質性評価方法での三つの指標と、平均荷重、質量、形状寸法などの設計上の要素を目的関数として、エネルギー吸収部材の先端部に設置する曲げ部材の最適形状の一例として、サンプル形状を多目的最適設計ツールを用いて抽出した。
- (2) 本章の検討により、平均荷重、質量の設計要件を満たしつつ、加害、被害の度合いを示す扁平度を良くするには曲率部材の全体に低い曲率を付与することが有効であるという結果が得られた。
- (3) また、車両 FEA モデルを用いた衝突性能検討（応力場、変位場）において、エネルギー吸収部材の先端への曲率の付与は、車両前部構造の均質化に有用であることがわかった。
- (4) また、車両 FEA モデルを用いた衝突性能検討において、エネルギー吸収部材の先端への曲率の付与は、車両前部構造の均質化と対車両前面衝突における車両前部構造どうしの相互作用向上に、曲率部材が有用であることがわかった。
- (5) 第 3 章で開発した均質部材、均質性の評価、分析手法は、変位場でも有効であることを確認した。
- (6) 最後に、リアルワールドのコンパティビリティ問題に有用と考えられる曲げ部材の最適形状の抽出が可能な、車体開発に応用できる入出力システムの構築が実現出来た。

第 6 章は結論であり、本研究で得られた結果を各章ごとに要約した。

謝 辞

本論文は筆者が日産自動車株式会社 車両交通研究所（現，モビリティサービス研究所）において行った研究をまとめたものである。

本論文の執筆にあたり，東京都市大学 工学部 機械工学科 榎 徹雄 教授，櫻井 俊彰 講師より終始懇切なるご指導とご鞭撻を賜りました。この場を借りて厚く御礼申し上げます。

また本論文の審査において，東京都市大学 工学部 機械工学科 大上 浩 専攻主任教授，大塚 年久 主任教授，眞保 良吉 教授，三原 雄司 教授には，貴重な時間を割いて頂きましたこと，有益な助言を頂戴いたしましたことを深く感謝いたします。

日産自動車株式会社における研究の推進にあたり，窪塚 孝夫 車両交通研究所 前所長（現，自動車技術会 常務理事），木下 明生 第四技術研究所 前所長（現，カルソニックカンセイ（株） グローバルテクノロジー本部先行基盤開発センター長）には，研究の遂行ならびに論文作成の機会を与えて頂いたことを感謝致します。また，上司であった井上 秀明 主管研究員，チンモイ パル主任研究員（現，シニアエンジニア）には研究の詳細に至るまでの確なご指導を賜りましたことを深く感謝いたします。さらに，車両交通研究所の先輩であった北川 裕一 様（現，トヨタ自動車（株））には車両構造の衝突解析の基礎に関して懇切なるご指導，さらには本研究に関連する分野で様々な助言，助力をいただきましたことを感謝いたします。

最後に，会社での業務と本論文の作成のために多くの時間を割くことに理解をし，全面的に応援をしてくれた妻律子，長女朱加，長男亘史と，本論文の完成を心待ちにしてくれた牧田家と寺崎家の両親に心から感謝いたします。

2014年1月 牧田 匡史