

薄肉多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす
形状因子の影響とその最適化

2007年 12月

中澤 嘉明

目次

第1章 序論

1.1 自動車産業の歴史と取り巻く環境	1
1.2 自動車車体構造の変遷	5
1.3 自動車用鉄鋼材料の変遷	5
1.4 車体軽量化への技術取り組み	7
1.5 衝突安全性とその技術開発	9
1.6 衝撃エネルギー吸収機構と従来の研究	15
1.6.1 塑性座屈変形による衝撃エネルギー吸収	15
1.6.2 塑性座屈変形と形状に関する従来の研究	18
1.6.3 初期座屈荷重低減に関する従来の研究	20
1.6.4 衝撃エネルギー吸収と材料特性に関する従来の研究	20
1.7 本研究の目的	22
1.8 本論文の構成	23
参考文献	24

第2章 薄肉正多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす断面形状因子の影響

2.1 緒言	31
2.2 対象部材の概要	32
2.3 解析方法	33
2.3.1 解析モデル	33
2.3.2 材料特性	34
2.3.3 境界条件	36
2.4 解析結果および考察	36
2.4.1 稜線数 N_r の影響	36
2.4.2 平面部幅 W_p の影響	40
2.4.3 稜線部円弧長 L_r の影響	43
2.4.4 平面部幅 W_p と稜線部円弧長 L_r の最適設計	45
2.4.5 高性能化のために具体的設計指針	47
2.5 結言	48
参考文献	49

第3章 薄肉正多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす板厚の影響

3.1 緒言	51
3.2 対象部材の概要	52

3.3 解析方法	53
3.3.1 解析モデル	53
3.3.2 材料特性	54
3.3.3 境界条件	54
3.4 解析結果および考察	54
3.4.1 板厚 t の影響	54
3.4.2 板厚 t と平面部幅 W_p の相互作用	56
3.4.3 板厚 t と稜線部円弧長 L_r の相互作用	59
3.4.4 薄肉多角形部材設計指針	62
3.5 結言	63
参考文献	64

第4章 薄肉多角断面部材の塑性座屈挙動に及ぼす断面凹型化の効果

4.1 緒言	66
4.2 対象部材	67
4.3 解析方法	69
4.3.1 解析条件	69
4.3.2 材料特性	71
4.3.3 境界条件	71
4.4 解析結果および考察	71
4.4.1 凹導入の効果	71
4.4.2 凹部深さ d_g の影響	76
4.4.3 凹底幅 W_g の影響	80
4.4.4 塑性座屈挙動のさらなる安定化のための凹部設計指針	82
4.5 結言	85
参考文献	86

第5章 薄肉多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす切欠き導入の効果

5.1 緒言	87
5.2 対象部材の概要	88
5.3 解析方法	90
5.3.1 解析モデル	90
5.3.2 材料特性	91
5.3.3 境界条件	91
5.4 解析結果および考察	92
5.4.1 荷重履歴に及ぼす切欠きの影響	92

5.4.2 エネルギー吸収量 U に及ぼす切欠きの影響	96
5.4.3 塑性座屈変形モードに及ぼす切欠きの影響	98
5.4.4 扁平部材への切欠き導入の考え方	100
5.5 結言	105
参考文献	106

第6章 最適な断面形状設計技術に基づく新しい薄肉多角形部材の開発

6.1 緒言	107
6.2 クラッシュボックスの設計要件と現行部材	108
6.2.1 実車搭載状態と設計要件	108
6.2.2 現行クラッシュボックスの衝撃吸収性能	109
6.3 新しい薄肉多角形部材の断面設計	112
6.4 部材製作および実験条件	116
6.4.1 供試材	116
6.4.2 成形加工, 組立て方法	119
6.4.3 衝撃吸収性能評価方法	120
6.5 数値解析方法	122
6.6 実験結果	123
6.6.1 落錘型衝撃実験結果と数値解析結果との比較	123
6.6.2 断面設計技術の普遍性	125
6.6.3 実衝突環境での衝撃吸収性能(台車式衝撃実験結果)	127
6.7 開発部材のロバスト性	128
6.7.1 材料特性の影響	128
6.7.2 溶接条件の影響	132
6.7.3 衝撃荷重入力方向の影響	135
6.8 開発部材の効果検証	138
6.9 結言	142
参考文献	143

第7章 結論

結論	145
本研究に関する発表および講演論文	148
本研究に関する特許	150
謝辞	152

第1章 序論

1.1 自動車産業の歴史と取り巻く環境

自力で動くことができる自-動 (auto-mobile) 車は、現代社会において人間と物の効率的な輸送手段として人々の生活に密接し、なくてはならないものとなっている。自動車は、1876年にニコラウス・アウグスト・オットー (Nikolaus August Otto) によって開発された 4 ストローク・エンジンと 1885 年頃からのゴットリープ・ダイムラー (Gottlieb Daimler)、カールベンツ (Karl Benz) らによるエンジンの走行機械への応用によって、その原型が作られ、約 120 年あまり経った現在においてもその基本原理が適用¹⁾されている。現在では、自動車の需要は先進国だけでなく発展途上国にまでも広がっており、2004 年度の全世界での自動車生産台数は、乗用車 44,099,632 台、トラック・バス 19,856,783 台で、計約 6,400 万台の規模²⁾となっている。また全世界の四輪車の保有台数は、2004 年度に 8 億 5,478 万台となり、人口 1,000 人当たり 134 台、7.5 人に 1 台普及している²⁾。今後も自動車の普及率は、発展途上国を主体にさらに高まるものと予想される。

このように人々の生活に密着した自動車には、現在まで、めまぐるしく変化する社会情勢を敏感に反映して、進歩、改良することが求められてきた。例えば、1968 年の交通事故多発を背景とした安全規制強化への対応、1973 年、1979 年の 2 度のオイルショックに対応した省燃費化、さらには 1990 年から国際的優先課題となった省エネルギーに対する要求など、自動車の技術開発は常に社会環境とともに歩んできており、社会的関心の中心に位置づけられているといっても過言ではない。

上述のように、社会環境に対応して技術進歩を遂げてきた自動車であるが、近年自動車産業界には、地球温暖化に端を発した環境保護意識の高まりと増加する交通事故死者数を背景として、環境保護と衝突安全性の向上に対するさらなる技術革新^{3), 4)}が求められている。環境保護に対しては、1997 年に京都で開催された COP3 会議 (The 3rd Session of the Conference of the Parties to the United Nations Framework Convention on Climate Change) で締結された「京都議定書」に基づき 2010 年度の温室効果ガス排出量を基準年 (1990 年) 比 6% 削減することである。図 1-1⁵⁾に示すように、産業部門に次ぎ多い CO₂ 排出量を示す運輸部門には、基準年 (1990 年) 比 17% 増までにとどめることが目標値とされている。特に、図 1-2⁵⁾に示すとおり、運輸部門の中で、約 9 割を占める自動車の CO₂ 排出量削減は、最重要課題となっている。また衝突安全性の向上に対しては、たとえば日本政府が表明したように交通事故死者数の半減を図ることである。

このようなことから、環境保護を目的とした CO₂ 排出量を削減するために、様々な燃費向上の技術対策が行われている。動力の分野では、希薄燃焼のリーンバーンエンジンやガソリン直噴エンジンに代表されるように、燃焼効率が高いガソリンエンジンが開発されてきている。また、ディーゼルエンジンにおいては緻密な電子制御が可能な蓄圧装置と応答性に優れたインジェクターによって、運転状況に合わせ燃料噴射量を最適に制御する「コモンレールシステム」が開発され、より完全燃焼に近づけることで排出ガス、燃費が改善されている。さらに、内燃機関と電気モーターの二種の動力源を持つハイブリッドカー、排気がクリーンでエネルギー効率の良い電気自動車、水素自動車、燃料電池自動車が開発されてきている。また、動力以外の分野では、ボディー形状の改良による空気抵抗の低減、無段変速機の適用による駆動部品の抵抗低減、タイヤ等の転がり抵抗低減が図られている。さらに、図 1-3 に示すように、CO₂ 排出量は、車両質量と密接な関係を有しているため、車両質量を低減するための軽量化⁵⁾⁶⁾についても精力的に取り組まれており、様々な視点から省燃費化を目指した検討が行われている。一方、衝突安全性の向上に対しては、危険を予知し、その危険を回避して事故を未然に防ぐ予防安全(アクティブセーフティ)と万一事故が発生した時に傷害を最小限に抑える衝突安全(パッシブセーフティ)の両面からの対策が行われている。アクティブセーフティの施策としては、スタビリティコントロールなどが適用され、またパッシブセーフティの施策としては、エアバックの標準装備、衝突安全ボディーの開発、補強部材の追加等⁷⁾が行われている。しかし、CO₂ 排出量の目標達成の目処は得られておらず、さらに、衝突安全性に対する要求は、車対障害物から、車対人、車対車など衝突形態の多様化も含め年々高度化しており、そのための対策が必要となっている。また、環境保護、衝突安全性に対する意識が自動車購入ユーザーに十分浸透し、各自動車に有するそれらの特性が、購入動機に影響を及ぼすようになってきている。

以上のように、自動車産業界には、地球環境保護を背景とした CO₂ 排出量削減を可能とする省燃費化ならびに衝突安全性の向上に対し、さらなる技術革新が必要である。なかでも、ボディー構造に関しては、車体軽量化と衝突安全性の向上の相反する要求を満足するための技術開発が、自動車車体設計技術の中で最も望まれている。

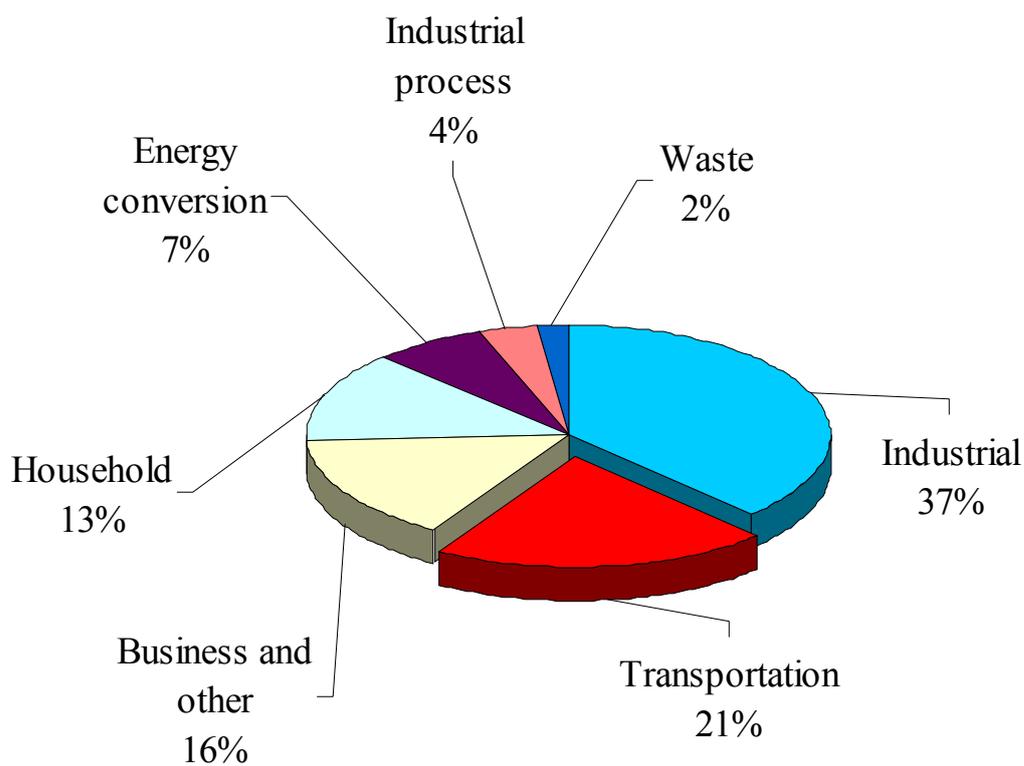


Fig. 1-1. Sector ratio of CO₂ output⁵⁾.

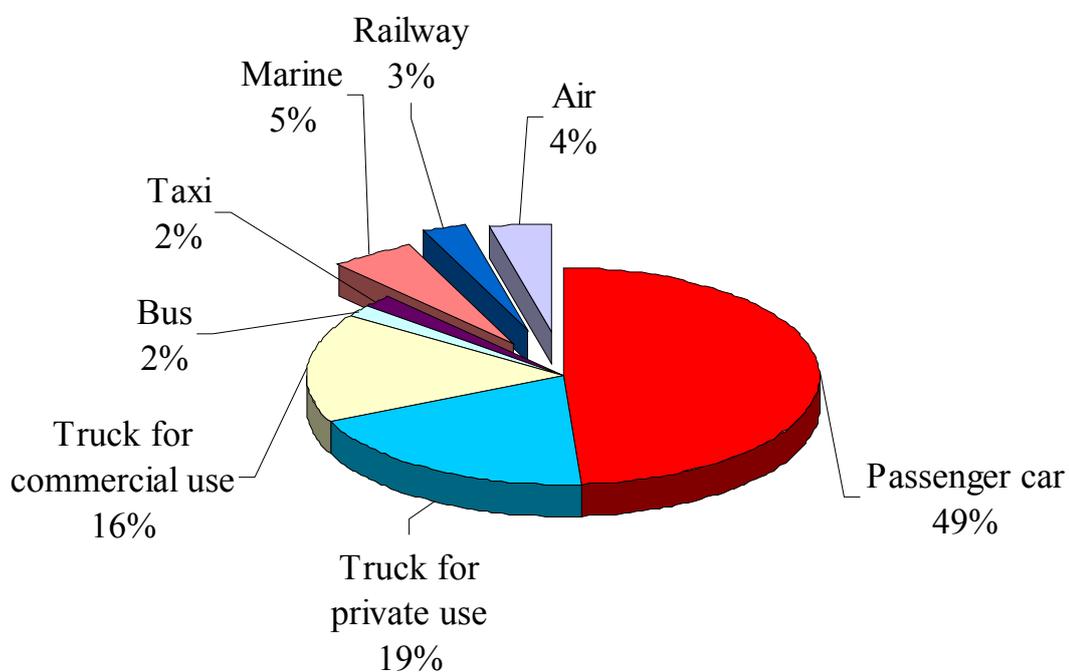


Fig. 1-2. Analysis sheet of CO₂ output in transport sector⁵⁾.

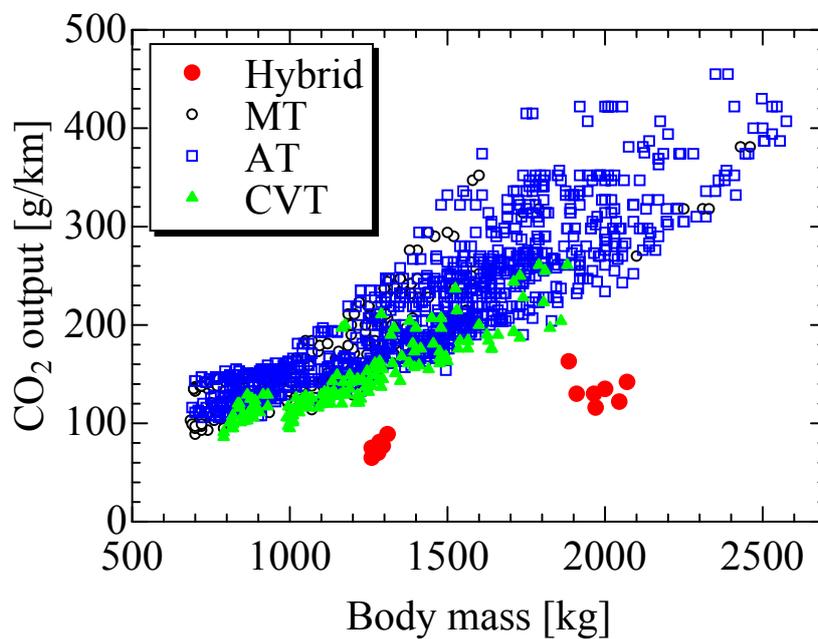


Fig. 1-3. Relationship between body mass and CO₂ output⁵⁾.

1.2 自動車車体構造の変遷

初期の自動車は、馬車の車体にエンジンを取り付けただけのものであり、馬車メーカーが車体を製造していた。ところが、1912年にはじまった第一次世界大戦は自動車の車体に大きな影響を及ぼした。この時代は、鉄鋼生産の大躍進時代だったからである。ドイツ側も連合国側も自国の生産能力をフルに活用して、鋼製品である艦船と大砲や弾薬を作り続けた。この戦争が終わると、各国とも当然製鉄の設備能力が余り、この余力を活用して自動車のボディーを馬車屋の木製から鋼板で作るようになったと言われている。とくに大砲や軍艦を作っていた工場が、プレス機械を開発・改良していったことも現在のボディー構造が生まれる原因のひとつであると言われている。さらに1930年には、鋼板に短時間で高い電流を流し、その熱で溶接する電気抵抗溶接(スポット溶接)が開発され、より薄い鋼板の結合が可能となった。これより、プレス成形品をスポット溶接でつなぎ合わせた構造、すなわちモノコック構造が開発された。現在の自動車においてもその構造が適用され¹⁾、薄く美しい曲面を持ち、剛性が高くて頑丈なスチールボディーが主体となっている。

1.3 自動車用鉄鋼材料の変遷

自動車には、鋼材、非鉄金属、樹脂およびガラス等の様々な種類の素材が適用されている。なかでも鋼材は、エンジン部品、車体、クランクシャフトなど広範囲に用いられており、自動車原材料構成比の中で70%超の比率⁸⁾を占める最も重要な素材である。さらに鋼材の中でも鋼板は、最も多く車体部品に適用され、自動車産業のその時々ニーズに応える技術課題に対応しながら、自動車産業とともに発展してきた。

鋼板に求められた第1番目の技術課題は、薄鋼板を用いて曲面状のボディー部品をプレス機械によるプレス成形法⁹⁾によって、破断せずに所望の成形パネルを得ることであった。この技術課題に対し、1950年代の後半から1960年代の前半にかけて、軟質で良く絞れる鋼板¹⁰⁾(深絞り鋼板)として低炭素アルミキルド鋼板¹¹⁾が開発、量産され、ボディー部品に多数適用されるようになった。この低炭素アルミキルド鋼板とは、箱焼鈍中に析出する窒化アルミ(AIN)を活用して再結晶集合組織を制御することで、深絞り性を向上させたものである。

第2番目の技術課題は、1973年、1978年に起きたオイルショック、米国で1990年に降に制定されたCAFE(Corporate Average Fuel Economy:27.5 mile/gallon)規制、PNGV(Partnership for New Generation of Vehicle:80 mile/gallon)プロジェクトに対応

するために、自動車の燃費を向上させることであった。この技術課題に対し引張強度が高い材料を使い、板厚を低減するという材料設計の概念が構築され、高強度鋼板に注目が集まり、自動車部材への適用が要望された。そこで、高強度鋼板の欠点であるプレス成形性を改善するための研究開発が精力的になされ、リン添加アルミキルド高強度鋼板¹²⁾、焼付硬化特性を有するBH(Bake Hardening)高強度鋼板¹³⁾⁻¹⁶⁾、飛躍的に深絞り性を向上させた極低炭素IF(Interstitial Free)型高強度鋼板¹⁷⁾⁻²⁰⁾などが開発された。

第3番目の技術課題は、交通事故の多発を背景として、1968年に米国で安全規制FMVSS(Federal Motor Vehicle Safety Standards)が施行され、この規制に対応するために自動車の衝突安全性を向上させることであった。そこで、この技術課題に対して、高強度鋼板の車体部品への適用が急速に加速した。

第4番目の技術課題は、1978年に提示されたカナダコード²¹⁾などの寒冷地域における融雪塩による鋼板腐食を防止することであった。この技術課題に対し、合金化溶融亜鉛メッキ鋼板²²⁾⁻²⁵⁾「GA」(Galvannealed)をはじめとする各種表面処理鋼板が開発された。

自動車産業界を取り巻く最近の技術課題としては、1.1節で論じたように第1には1997年の京都議定書に基づいたCO₂排出量削減を図るために車体軽量化を促進することであり、第2には年々強化、高度化される衝突安全規制に対応するために衝突安全性をさらに向上させることである。これらの課題に対し、現在もなお高強度鋼板に関する研究は、継続的に行われてきており、種々の鋼板が開発²⁶⁾⁻³¹⁾されている。

図1-4³²⁾に、ホワイトボディー「BIW」(Body in White)への高強度鋼板の適用比率と、そのボディー質量の変遷を示す。高強度鋼板の適用比率は、1970年代の後半から急激に増加し、1985～1995年でほぼ一定値となったものの、1995年以降再び増加していることがわかる。一方、ボディー質量は、1990年頃までは高強度鋼板の適用比率の増加と連動して、順調に軽量化されてきた。ところが、1992年以降は、高強度鋼板の適用比率が増加しているものの、ボディー質量は低下せず、むしろ増加する傾向にある。これは、衝突安全性の向上を図るために補強部材の追加等を行ったためである。すなわち、高強度鋼板の適用のみでは、車体軽量化と高度化する衝突安全性に対する要求を満足できないことを示唆している。換言すれば、高強度鋼板への材料置換のみではなく、車体軽量化と衝突安全性の向上を両立させるための新たな技術開発が必要であることを意味している。

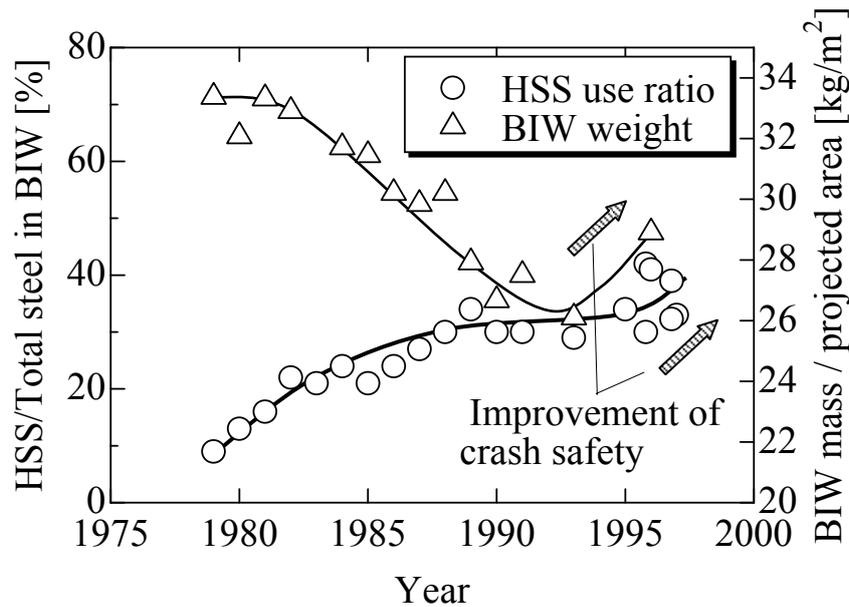


Fig. 1-4. Transition of HSS use ratio and BIW weight³²⁾.

1.4 車体軽量化への技術取り組み

自動車の車体軽量化への技術取り組みとしては、二つの手法が存在する。一つは、材料設計によるものであり、もう一つは車体構造の変更である。材料設計による軽量化手法は、鋼材を比重の小さいアルミニウム等の軽金属に置換^{33), 34)}することと、前節で述べた材料設計概念「薄肉の高強度鋼板を適用する」ことである。ところが、鋼材からアルミニウムへの材料置換は素材コストの上昇を招くほかに、成形性ならびに溶接性が劣化することから、「部品原価の高い高級車などの特定の車種と成形が比較的容易な少数の部品に限定し適用されている³³⁾」。従って、薄肉の高強度鋼板を適用する方法が、現在も軽量化を図るための材料設計の主流となっている。表 1-1 に、自動車車体の代表的な部品と求められる性能を示す³⁵⁾。同表に示すように、要求される性能は、部品によって様々である。例えば、パネル類には剛性が、構造部材には疲労や衝撃吸収特性が最も求められている。剛性は、形状、板厚、ヤング率、ポアソン比に支配され、また疲労強度や衝突強度は、上記特性の他に降伏強度、引張強度に支配される。このことは、高強度鋼板が、衝突安全性を必要とする部品には有効であることを示している。以上のことから、衝撃吸収部材には、薄肉の高強度鋼板が多数適用されるようになった。ところが、前節のとおり高強度鋼板への材料置換だけでは、軽量化と衝突安全性の向上を両立するに至っていない。これは、部品性能が材料特性の他に、部材形状の影響を受けるためである。換言すれば、形状によって部品性能に及ぼす高強度化の効果は、異なることを意味する。

Table 1-1. Requirement performances of various parts³⁵⁾.

	Parts Name	Performance			
		Rigidity	Dentability	Fatigue	Crash
Outer Panels	Door	◎	○	△	○
Inner panel	Floor	◎	△	○	○
Structural Parts	Cross member			○	◎
	Side member			◎	◎
	Door beam			○	◎

◎ : Seriously important
○ : Important
△ : Less than ○

一方、車体構造の変更による軽量化技術としては、近年、テーラードブランク「TWB」(Tailor Welded Blank)技術が、図 1-5³⁶⁾に示すような車体部品に幅広く適用されるようになってきている。TWB とは、プレス成形前に切断した板「ブランク」を複数用いて、溶接でつなぎ合わせる技術を指す。TWB を用いてプレス成形を行うことにより、ひとつのプレス部品の中で、必要に応じて板厚、強度を変化させた部位を容易に設けることが可能となる。従って、強度が必要な箇所は、容易に高強度化でき、また剛性が必要な箇所は、容易に板厚を増加でき、必要最小限の面積で強度、剛性を付与することが可能となる。具体的には、部品内で強度が必要な部位には、高強度、厚肉のブランク材を、その他部位では、薄肉のブランク材をそれぞれ用いることによって、材料の強度、板厚を部品内で必要性能に合わせ適材適所に配置し、軽量化と部品性能の維持ならびに向上を可能³⁷⁾⁻⁴⁰⁾とする。以上のように、軽量化手法としては、高強度鋼板への材料置換と TWB の適用が現在も行われている。ところが、軽量化と衝突安全性向上に対する要求は満足されておらず、新たな視点での技術開発が望まれている。

そこで本研究においては、上述の手法とは異なる観点から、衝撃吸収性能を高め、かつ軽量化を可能とする技術的視点に着目した。すなわち、部材性能を材料特性とともに支配する形状である。なお、上述の手法と最適な形状を組み合わせることによって、軽量化ならびに衝突安全性に対する効果は、さらに大きくなることが推察される。

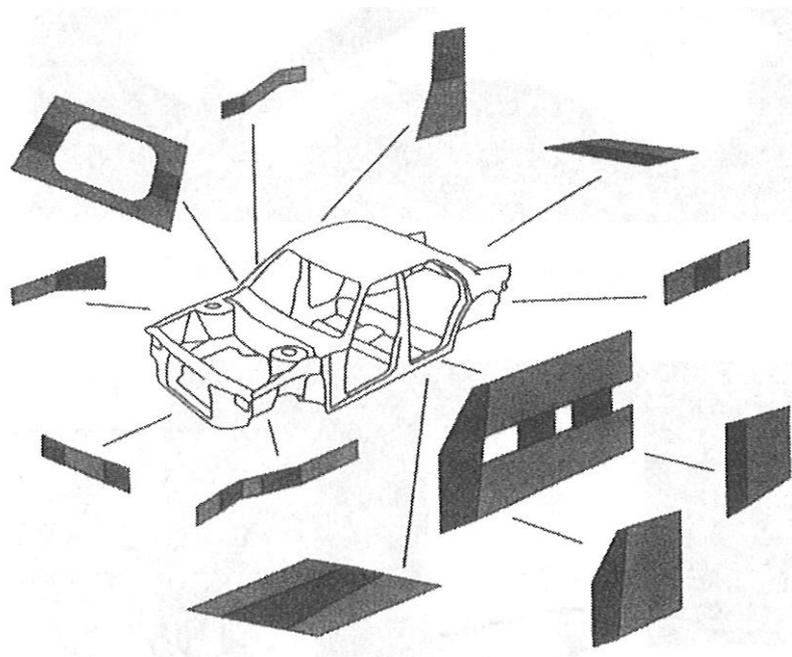


Fig. 1-5. Schematic drawing of application of TWB technology to BIW³⁶⁾.

1.5 衝突安全性とその技術開発

自動車の衝突安全性の向上の観点には、1.1 節で述べたように、アクティブセーフティとパッシブセーフティがある。ここでは、本研究が対象としたパッシブセーフティに焦点を絞り、その技術動向について述べる。

衝突安全性に関する法規制は、交通事故ならびに交通事故死者数の増大を受けて年々厳しくなっている。また、各国で衝突安全性に関するアセスメント結果の公開、さらには自動車保険費用が車体安全性によって決定されるようになり、社会全体が衝突安全性に対し高い関心をもって取り組む環境になってきている。表 1-2 に、日本、アメリカ、ヨーロッパにおける衝突アセスメントの条件を示す。各国とも、衝突事故の独自の分析から、前面ならびに側面衝突の条件を設定している。前面衝突においては、NASVA⁴¹⁾ (National agency for Automotive Safety & Victims' Aid)ならびに NHTSA⁴²⁾ (National Highway Traffic Safety Administration)では、衝突速度 55 km/h 程度で、剛体バリアに車の前部がすべてバリア部に重なる(フルラップ)衝突条件を設定しているのに対して、EURO-NCAP⁴³⁾ (European New Car Assessment Program)ならびに IIHS⁴⁴⁾ (Insurance Institute for Highway Safety)では、その衝突速度よりも速い 64 km/h の速度で、車の前部の一部が変形体のバリア部に重なる(オフセット)衝突条件

を設定している。一方、側面衝突条件は、NASVA⁴¹⁾、EURO-NCAP⁴³⁾および IIHS⁴⁴⁾が衝突速度 50 km/h で、車側面に可動台車が衝突する条件を設定しているのに対して、NHTSA⁴²⁾では、62 km/h の衝突速度であり、NASVA⁴¹⁾、EURO-NCAP⁴³⁾、IIHS⁴⁴⁾よりも速い衝突速度を設定している。すなわち、世界各国で販売される自動車には、このような各国・各機関での衝突試験条件においても優れた衝突安全性を示す車体構造が求められている。

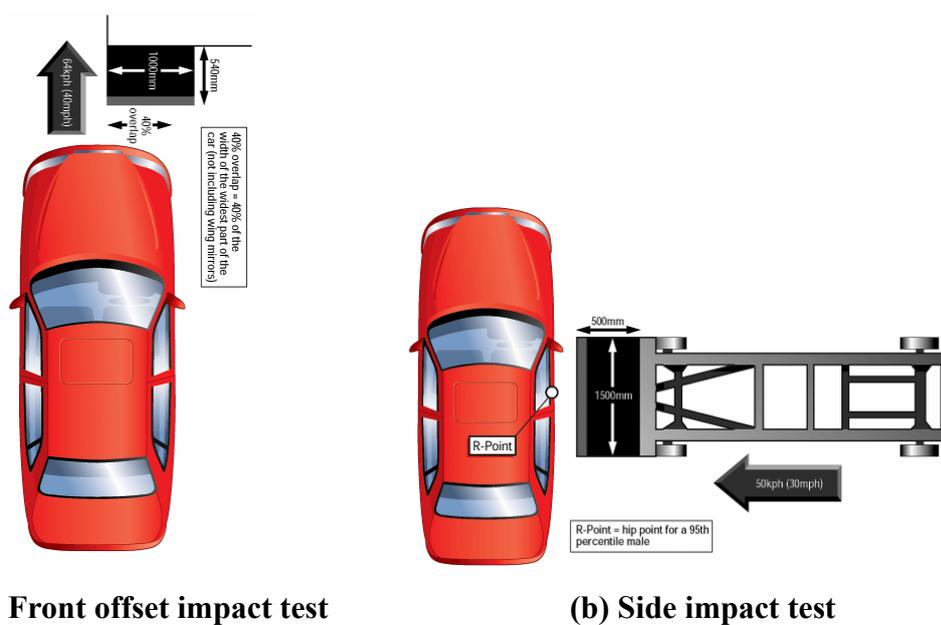
つぎに、EURO-NCAP を例として衝突安全性の評価手法について述べる。図 1-6 に、EURO-NCAP における衝突試験条件の模式図を表す。前面衝突では、自動車を速度 64 km/h で、固定したアルミハニカム製のバリア⁴⁵⁾に 40%オーバーラップさせた条件で衝突させ、側面衝突では、アルミハニカム製のバリアを備えた台車を速度 50 km/h の条件で、固定した自動車に衝突させる。そして、車内にセットしたダミー人形⁴⁶⁾の損傷の程度およびキャビンの変形量をそれぞれ測定し、車体の衝突安全性を☆の数で評価する。☆の数が多い車ほど、衝突安全性に優れた車を指す。

さらに最近では、上記のような高速衝突した際の人員保護に対する衝突安全性の他に、自動車保険払い料の高騰を背景として、軽衝突時の補修性⁴⁷⁾(リペアビリティ)が要求されるようになってきている。図 1-7 に、RCAR⁴⁷⁾(Research Council for Automobile Repairs)にて制定された軽衝突時の補修性を評価する衝突試験条件の模式図を示す。ここでは、車の前面・後面が、車の長手方向に対し、10 deg.方向に速度 15 km/h で衝突した場合の車体の損傷程度を評価する。この評価によって、例えば、高価なラジエターが損傷した場合は補修性に劣るという結果になり、自動車の保険費用が高くなる。

以上のように、自動車には現在多種多様な衝突性能が求められ、特に、車の前部、後部に装着された衝撃吸収用の構造部材には、高速衝突(55 km/h, 64 km/h)ならびに軽衝突(15 km/h)においても確実に衝撃エネルギーを吸収することが要求されている。なお、これら要求性能は、車体軽量化とともに達成しなければならない技術課題である。

Table 1-2. Crash assessment procedure.

Facilities	Test procedure	Detail conditions
NASVA (JAPAN)	Front Impact Test	Rigid Barrier, Full Lap, $V=55\text{km/h}$
	Side Impact Test	Moving Barrier, $V=50\text{km/h}$
NHTSA (US)	Front Impact Test	Rigid Barrier, Full Lap, $V=56\text{km/h}$
	Side Impact Test	Moving Barrier, $V=62\text{km/h}$
EURO-NCAP (EU)	Front Impact Test	Deformable Barrier, Offset, $V=64\text{km/h}$
	Side Impact Test	Moving Barrier, $V=50\text{km/h}$
IIHS (US)	Front Impact Test	Deformable Barrier, Offset, $V=64\text{km/h}$
	Side Impact Test	Moving Barrier, $V=50\text{km/h}$

**Fig. 1-6. Procedure of impact test in EURO-NCAP⁴³⁾.**

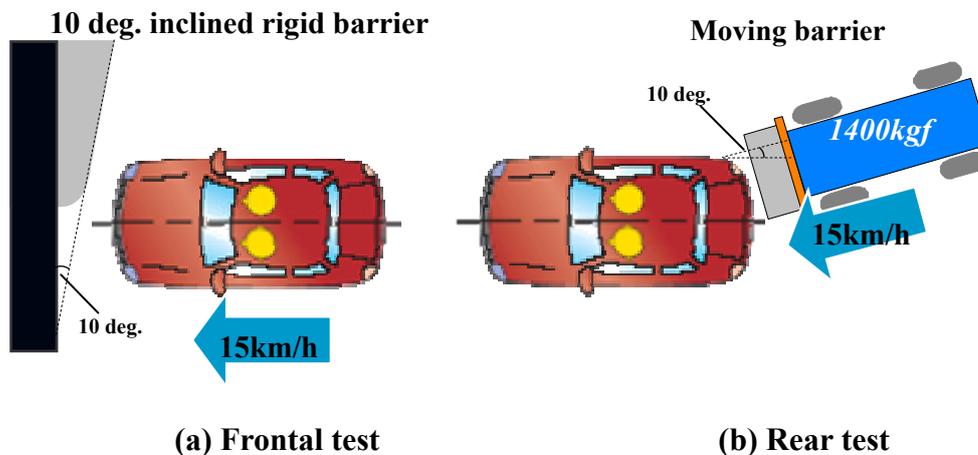


Fig. 1-7. Procedure of impact test in RCAR⁴⁷⁾.

上述のような衝突安全性に対応する車体構造としては、1959年に発売されたメルセデスのタイプ 220¹⁾で、はじめてその原型が作られた。この車の設計コンセプトは、車体の端部は衝撃を吸収するために潰れやすくし、キャビンは生存空間を確保するために潰れにくくすることである。すなわち、車体の端部は、軸方向の衝撃荷重を受けて、蛇腹状の軸圧壊変形(塑性座屈変形)を発生し、その結果、衝撃エネルギーを吸収するという考え方に基づいている。その設計コンセプトは、現在の車においても受け継がれ、衝突安全ボディー構造の基本的な考え方となっている。

図 1-8 に、現行の自動車の BIW と各衝突形態においてキャビンを保護する構造部材の模式図を示す。前、後面衝突の場合は、衝撃荷重がバンパーレイフォースメントを通して、衝撃吸収部材のクラッシュボックス、サイドメンバーに入力され、これらの部材が軸方向への圧壊と曲げ変形を生じることによる塑性仕事、さらにアッパーレールが曲げ変形を発生することによる塑性仕事によって、衝撃エネルギーが吸収される。また、側面衝突の場合は、センターピラー、ルーフレール、サイドシルに衝撃荷重が入力され、これら部材が曲げ変形を発生することによる塑性仕事によって、衝撃エネルギーが吸収される。従って、衝突形態に応じ、衝撃エネルギーを吸収するための部品を対象に、材料置換ならびに最適な設計が検討されている。なかでも、最も多い衝突形態である前面衝突時の性能確保に関しては、様々な視点から技術開発が精力的に行われている。その一例を図 1-9⁴⁸⁾に示す。この車体は、2001年に市場に投入された新型車である。図は、車の前部の衝撃用構造部材を側面から観たものである。図で、フロントサイドメンバーは、車の前方からキャビンに向かって配置される衝撃吸収用の骨格部材であり、ダッシュパネルは乗員の足下に位置する部材である。また、図 1-9 (a)

はダッシュパネルが1重の場合であり、図1-9(b)はダッシュパネルを2重構造として衝突安全性を高めた場合をそれぞれあらわす。ダッシュパネルが1重構造の場合は、衝撃荷重によってダッシュパネルの後退が生じ、フロントサイドメンバーの屈曲部(図中の破線)の曲がり変形を誘発する。そのため、フロントサイドメンバーに効果的に衝撃荷重を作用させることができず、その前部は軸方向に蛇腹状の圧壊を生じることができない。ところが、ダッシュパネルを2重構造とすることでその後退を防ぎ、上記屈曲部での曲がりを抑制することが可能となる。これによって、フロントサイドメンバーの前部に、効果的に軸方向の衝撃荷重を作用させることができ、蛇腹状の圧壊が可能となる。このように、部材が蛇腹状に圧壊するときには、いわゆる塑性座屈変形が連続的に生じ、曲げ変形の場合よりも荷重が高く、塑性仕事量は大きくなる。すなわち、吸収可能な衝撃エネルギー量は大きくなる。

以上のように、軸方向荷重が作用した場合の衝突安全性向上の技術的視点としては、蛇腹状の塑性座屈変形を実現することを目指した技術開発が現在まで行われてきている。

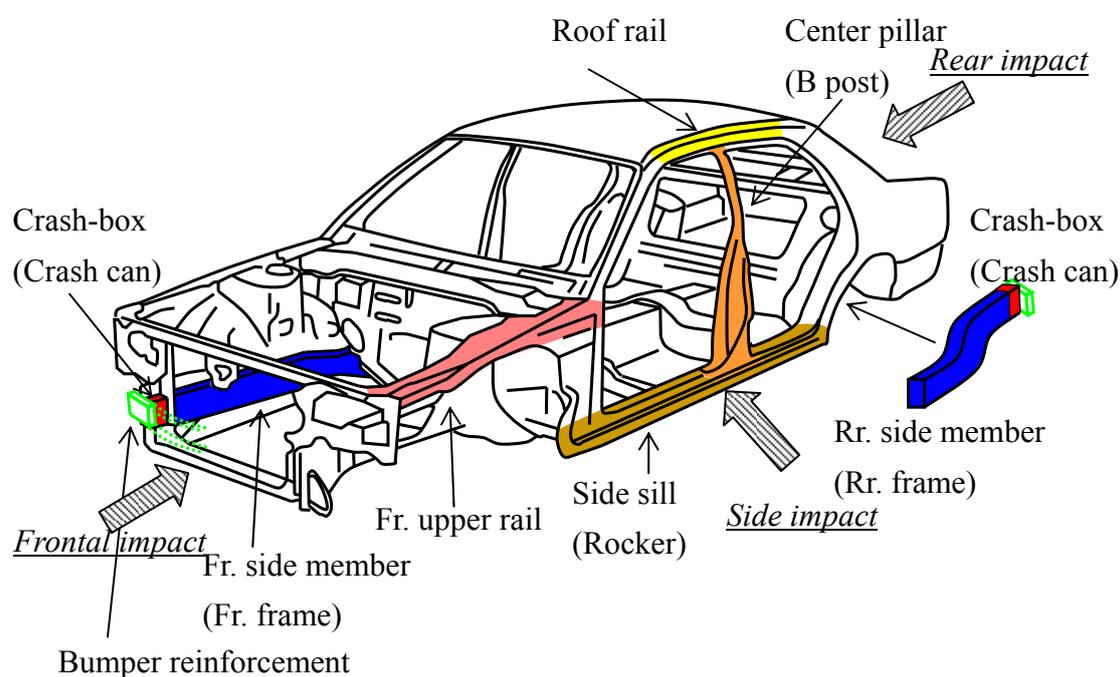


Fig. 1-8. Schematic drawing of structural parts to protect passenger by absorbing crash energy when crash is happened.

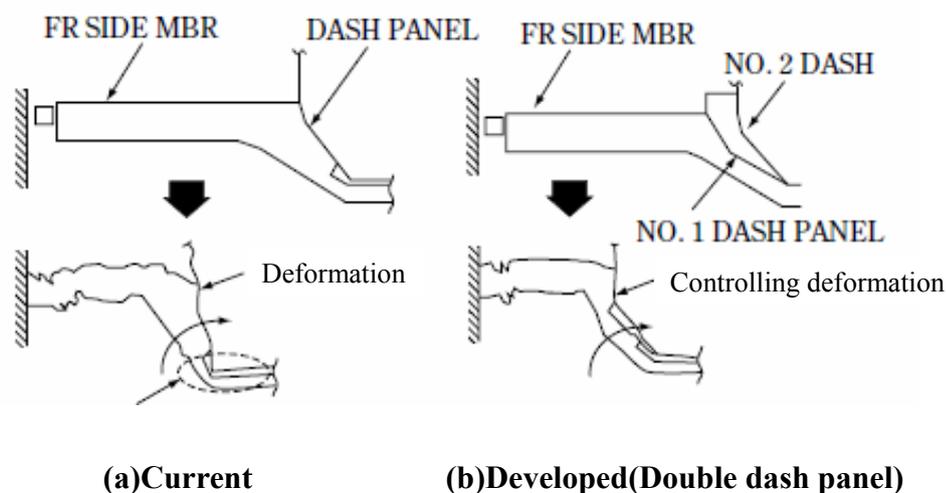


Fig. 1-9. Schematic drawing of structural design to control axial collapse mode⁴⁸⁾.

つぎに、補修性の向上を目的に近年自動車に装着されるようになったクラッシュボックスに求められる衝撃吸収性能について説明する。図 1-10 に、車前部における側面視を拡大した模式図を示す。クラッシュボックスは、フロントサイドメンバーにボルトオンで締結されている。15 km/h の軽衝突の場合には、全衝撃エネルギーをクラッシュボックスのみですべて吸収し、フレーム等の損傷を抑制することが求められる。これによって、バンパーレインフォースメントとクラッシュボックスの交換で修理を完了させることができ、補修費用を低く抑えることが可能となる。また高速衝突の場合には、このクラッシュボックスがフレームと連携して全衝撃エネルギーを吸収し、乗員を保護することが求められる。すなわち、クラッシュボックスには、衝突速度ならびに荷重入力方向によらず、確実に衝撃エネルギーを吸収する特性、換言すれば、様々な衝突条件においても蛇腹状に安定して圧壊することが必要とされる。

そこで、本研究では、多様な衝突条件に対応が求められるクラッシュボックスを対象とし、蛇腹状の圧壊変形、いわゆる連続的な塑性座屈変形を発生させることに焦点を絞り検討を行った。

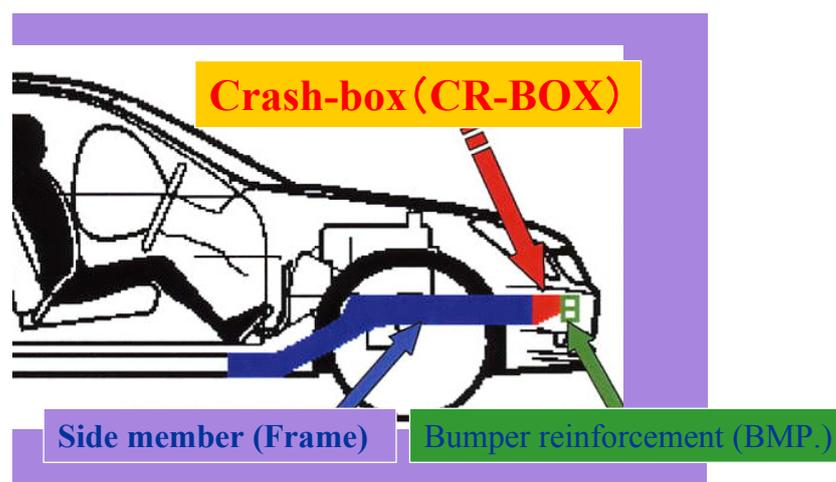


Fig. 1-10. Schematic drawing of Crash Box mounted with Frame.

1.6 衝撃エネルギー吸収機構と従来の研究

1.6.1 塑性座屈変形による衝撃エネルギー吸収

図 1-11 に、基本的なハット部材において塑性座屈変形を発生する場合の変形図と、荷重－変位曲線の模式図を示す。衝撃エネルギーは、塑性座屈変形によって生じる塑性仕事として吸収され、塑性座屈変形によって発生した荷重の変形量による積分値に相当する。ところが、自動車用の衝撃吸収部材の場合、前後に他部材が結合されており、高いエネルギー吸収を目的に座屈荷重の絶対値を過度に高めると、衝撃吸収部材に繋がる他部材を損傷することが懸念される。この衝撃吸収部材に繋がる他部材が塑性変形する場合は、軸方向の衝撃荷重を衝撃吸収部材に対して効果的に作用させることができず、対象とする衝撃吸収部材の塑性座屈変形が抑制され、部材全体で曲がりを引き起こすことがある(図 1-9 と同様)。従って、図中の実線で示すように、特定の上限荷重以下で、荷重が変動なく推移する台形状の履歴となるように、変形時に発生する荷重を制御することが求められる。特に、車の前部に装着されるクラッシュボックスにおいては、自身が確実に塑性座屈変形し、衝撃エネルギーを吸収することが必要とされるため、荷重の絶対値に対しては、他部材よりも厳密な制御が必要とされる。

衝撃荷重が作用した場合の部材の断面は、図 1-12 に示すように、断面において剛性の低い平面部(稜線間)は、軸方向荷重により弾性的なたわみ(面外変形)を生じ、剛性の高い稜線部(円弧部)は、軸方向に圧縮ひずみを生じる。その後、圧壊量の増

大とともに、稜線部の板厚方向で圧縮ひずみの発達挙動に差が生じ、稜線部の面外変形、いわゆる塑性座屈（稜線部が折れる）が発生する。衝撃吸収部材においては、このような変形が繰り返し異なる断面で生じ、連続的な塑性座屈変形を発生させる。すなわち、図 1-13 に示すように、稜線にて生じた第 1 番目の塑性座屈後、稜線部座屈起点から平面部にかけて、しわが成長することで平面部において曲げ変形を生じ、その後平面部のしわは圧壊の進行とともに押しつぶされ、しわが重なり、他の稜線部位における座屈発生へと移行する挙動を示す^{49), 50)}。この変形挙動と対応して、荷重は、塑性座屈変形の発生直前で極大値（変形図(1)）を示した後、荷重は急激に低下し（変形図(2)）、座屈によって生じたしわを積み重ねる瞬間で極小値を示した後、ふたたび荷重は上昇（変形図(3)）し、次の座屈発生へ移行する履歴を示す。換言すれば、部材内で発生する塑性座屈変形の波長（座屈周期）に応じて、荷重の極大、極小値をくり返し生じる^{49), 50)}。従って、理想の荷重曲線に近づけるためには、荷重変動を最小限にし、座屈波長を限りなく短くすることが必要となる。具体的には、荷重変動を小さくするために同じ座屈荷重で座屈変形が繰り返され、また数多くの座屈が連続的に発生する（短座屈波長）ように、変形を制御することが求められる。

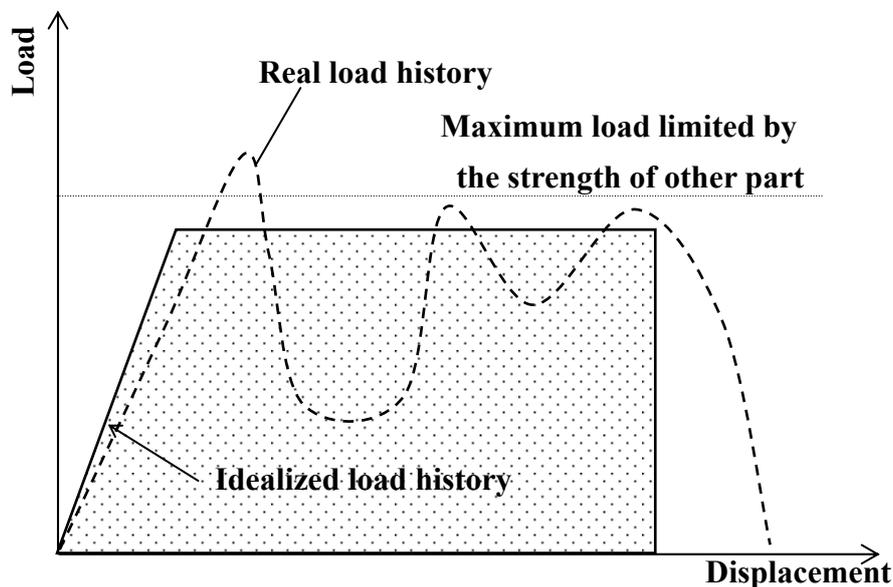


Fig. 1-11. Schematic drawing of the load-displacement responses of hat channeled box during axial collapsing.

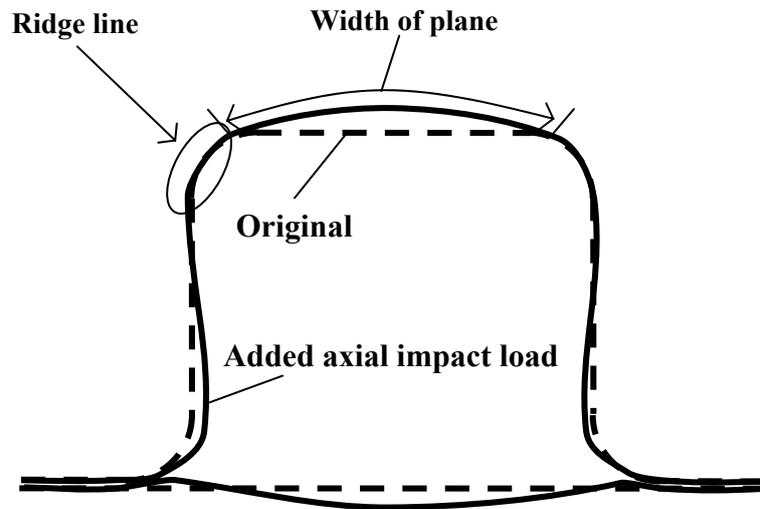


Fig. 1-12. Schematic drawing of the comparison of cross sectional shape before and after added axial impact load.

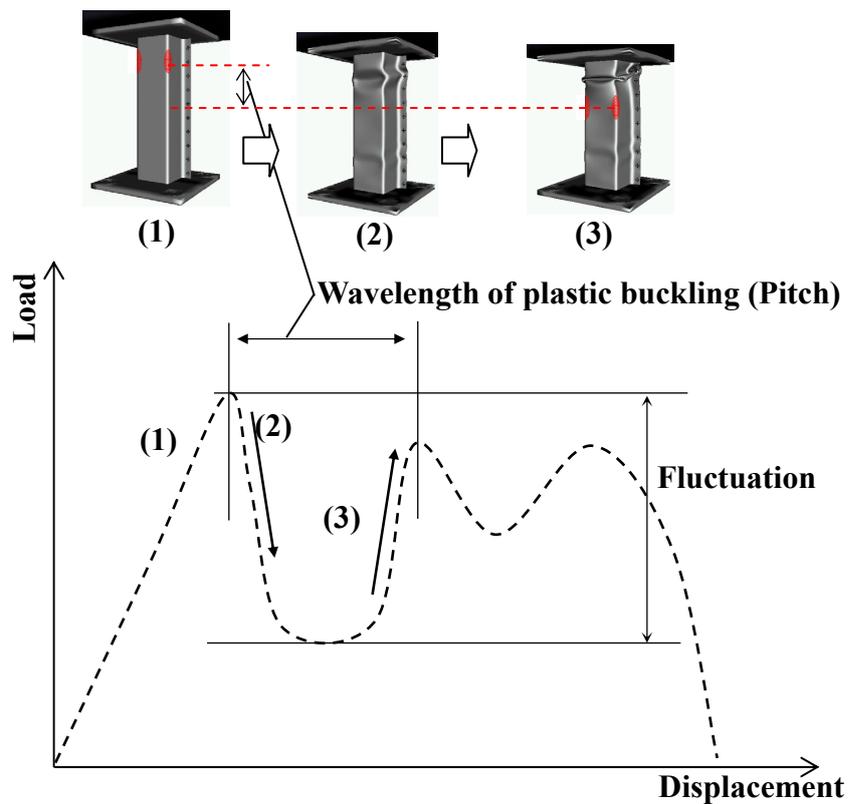


Fig. 1-13. Schematic drawing of deformation mode and load-displacement responses of hat channeled box during axial collapsing.

1.6.2 塑性座屈変形と形状に関する従来の研究

円筒や角筒の特定部材に関する塑性座屈挙動と荷重履歴に関する研究の歴史は古く、数多くの研究がなされている。厚肉の円筒部材の場合には、初期の軸対称座屈の形状を保ったまま座屈が進行し、座屈回数に応じ極大値を有する荷重履歴となるが、薄肉の円筒部材の場合においては、非軸対称座屈に分岐し、荷重の絶対値が低くなり、また極大値を有さない荷重履歴となることが示されている⁵¹⁾。その他に、円筒部材に関する研究としては、初期座屈荷重^{52), 53)}や平均荷重^{54), 55)}、圧壊過程で生じる円筒内の割れ⁵⁶⁾に関するものなどが多数報告されている。さらに、所定の衝撃吸収性能を得るための構造設計に関するものとしては、森ら⁵⁷⁾の研究が報告されており、円筒部材が座屈する際に生じるピーク荷重、平均荷重は、円筒の肉厚 t と半径 r の比 t/r と加工硬化係数 E_s 、縦弾性係数 E の比 E_s/E によって一意的に決まることが示され、これらの因子を設計することで、所定の衝撃吸収性能を得る方法が提案されている。

一方、角筒部材の塑性座屈に関するものとして、綾ら⁵⁸⁾は、自動車の車体を構成する箱形断面部材を模擬したハット部材を用いて静的な圧壊試験を行い、軸方向圧縮時の変形挙動を詳細に調査し、箱断面部材の角の部分(稜線)では、大きな軸方向荷重を受け持ち、板中央部(平面部)では、その荷重が小さいことを示し、荷重およびエネルギー吸収量は、板厚の $5/3$ 乗、断面の一辺の長さの $1/3$ 乗、および降伏応力の $2/3$ 乗に比例することを示している。また、谷ら⁵⁹⁾は、薄肉箱断面部材の静的ならびに動的(衝撃条件)での圧縮試験を行い、断面形状因子、フランジ部溶接条件、歪み速度依存性を考慮した上で平均塑性座屈荷重を予測する実験式を提案している。また、大久保ら⁶⁰⁾によって、箱形断面部材の平均塑性座屈荷重を、有効幅理論⁶¹⁾を用いて解析的に求める手法が提案されている。さらに、円筒部材のように、連続的な塑性座屈変形の途中での変形モードの挙動変化に関する研究としては、Mahmood⁶²⁾らの研究があり、板厚の角筒断面の一辺長さに対する比が 2% よりも小さくなると等間隔で折りたたまれない Non-Compact モードが発生することが示されている。また、その他に、自動車用構造部材に類似の形状である角筒部材に関しては、多数の研究が行われており、高い衝撃吸収性能を得るための荷重特性および塑性座屈変形挙動の制御等、数多くの研究結果が示されている⁶³⁾⁻⁶⁸⁾。

このような特定形状の円筒や角筒部材に関する研究は、過去多数なされているものの、軽量化と高衝撃吸収性能を両立させる部材設計技術としては確立されていない。さらに最近、荷重を受け持つ稜線が多数存在する多角形断面とし、衝撃吸収性能の向上を狙った研究も行われている。例えば、山下⁶⁹⁾らは、数値解析を用いた検討によって、板厚が小さい場合は、多角形の角数を多くすることによって、座屈荷重の増加

割合が顕著であることを示しており、薄肉材で高衝撃吸収性能を得るための方向性が示されている。しかし、多角形部材の塑性座屈変形のメカニズムと衝撃吸収性能の因果関係については明らかにされておらず、衝撃吸収部材の設計指針は体系化されていない。

以上のように、塑性座屈変形に関し様々な研究がなされているものの、現行の衝撃吸収部材「クラッシュボックス」には、結果として、図 1-14 に示すように、座屈変形の起点となる衝撃軸方向（部材長手方向）に対して直行した溝部（クラッシュビード^{70), 71)}が設けられる等の工夫で対応されているのが実態である。このクラッシュビードは、その他部位に比べて低い荷重で変形するため、軸方向の衝撃荷重が部材に作用した際、クラッシュビードを起点として容易に蛇腹状の塑性座屈変形を生じる。従って、このクラッシュビードによって、初期座屈時に生じる荷重を低く制御することで後続のフレームの損傷を抑制し、かつ、クラッシュビード部での連続的な塑性座屈変形を発生させることを目的とした考えに基づいている。ところが、初期座屈以降においても、この強度が低いクラッシュビードを起点に塑性座屈を生じるため、エネルギー吸収量は、クラッシュビードが未導入の部材に比べて小さくなることもある（詳細は、6 章にて後述）。

このようなことから、クラッシュビード導入技術とは異なり、軽量化と衝撃吸収性能の向上を可能とする新たな設計技術が必要である。

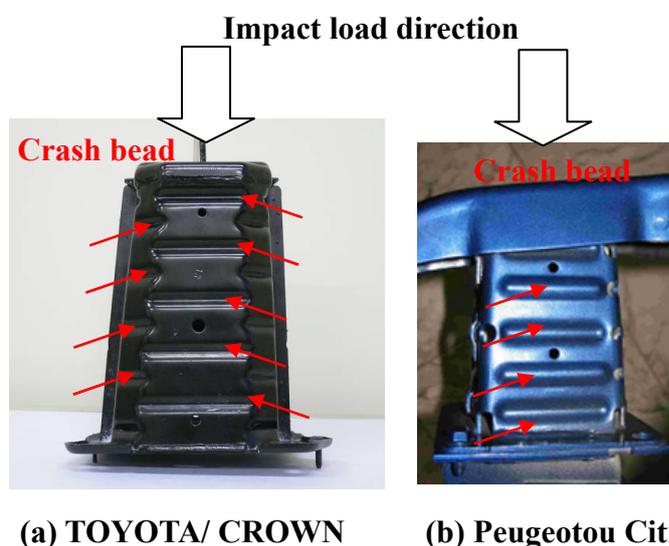


Fig. 1-14. Exterior of current crash boxes with crash bead.

1.6.3 初期座屈荷重低減に関する従来の研究

クラッシュビードの他に、初期座屈荷重を抑制する方法としては、衝突端部に切欠き⁷²⁾を導入する手法がある。これは、衝突端の断面周長を短くすることで座屈荷重を低下させる方法である。ところが、実際に設計する際に必要な切欠き部の設計要件が明らかにされていないとともに、切欠きが衝撃吸収量に及ぼす影響については研究されておらず、実際に自動車部品には適用されていない。また最近では、部材軸方向(長手方向)にテーパーを設ける研究⁷³⁾⁻⁷⁷⁾がなされている。部材軸方向にテーパーを設けることによって、初期座屈は断面周長の短い衝突端付近で確実に発生させ、低い初期座屈荷重を実現し、その後は断面周長の長い断面で順に塑性座屈変形を発生させることで、エネルギー吸収量を高めるというものである。ところが、本技術においても、最適なテーパー角度は、断面積、部材長によって変化することが想定される。さらに、実際の自動車においては、他部材から制約される設計要件によって過度に大きい角度のテーパーは設けられず、設計自由度確保の観点で課題が存在する。

以上のように、1.6.2ならびに1.6.3に示した塑性座屈挙動と部材形状の従来の研究においては、クラッシュボックスが要求する特性、すなわち、軽量で、かつ、上限荷重以下で、短い座屈波長の塑性座屈変形を発生させ、優れた衝撃吸収性能を得るための設計技術に関しては、具体的に明らかになっていない。

1.6.4 衝撃エネルギー吸収と材料特性に関する従来の研究

前項までは、構造設計(形状)と塑性座屈変形挙動および衝撃吸収性能に関する従来の研究について論じたが、材料設計(材料特性)の観点からも研究は継続されている。

自動車の衝突によって部材に生じるひずみ速度は、 $10^2 \sim 10^3 \text{ s}^{-1}$ と考えられており、このひずみ速度における各種材料の動的変形強度に関する研究⁷⁸⁾⁻⁸²⁾や、フレーム形状を模擬したハットチャンネル部材を用いた衝撃実験にて、衝撃吸収性能に及ぼす材料特性の影響を明らかにする試みがなされている⁸³⁾⁻⁸⁵⁾。

$10^2 \sim 10^3 \text{ s}^{-1}$ のひずみ速度で塑性変形を発生させる転位運動は、熱的活性化機構に支配⁸⁶⁾され、転位が熱的活性化過程で障害物を越える運動の影響を受ける。このようなことから、静的強度の高い、いわゆる高強度鋼板は、固溶強化、析出強化、変態強化等によって強度が高められているため、転位運動によって超えることが可能な短範囲障害物(熱的障害物)に対し、転位運動によって超えることが不可能な長範囲障

害物(非熱的障害物)の割合が多く、軟質な鋼板(軟鋼板)に比べ、ひずみ速度依存性が小さいことが報告されている。

図 1-15 に、軟鋼板を用いた Campbell らの実験データ⁸⁷⁾とともに、著者が行った検力ブロック式高速引張⁸⁸⁾により得られたひずみ速度と降伏強度の試験結果を示す。検力ブロック式試験から得られた軟鋼板のひずみ速度依存性は、Campbell らの実験データ⁸⁷⁾と同様であり、ひずみ速度の増加に伴って降伏強度は高くなる。ところが、この軟鋼板とともに行った 590MPa 級高張力鋼板(590MPa-HT)の結果では、ひずみ速度の増加に伴う降伏強度の変化は、軟鋼板に比べて小さいことがわかる。すなわち、衝突時に生じるひずみ速度 $10^2 \sim 10^3 \text{s}^{-1}$ においては、高強度鋼板による強度上昇効果は、静的な場合に比べて小さく、高強度鋼板への材料置換による衝撃強度増大化の効果が小さいことを示唆する。このようなことから、鋼板の降伏強度および引張強度以外の材料特性に着目し、衝撃吸収量の向上を目指した研究も行われている。例えば、合金成分を特定することにより室温でオーステナイトを残留させた鋼は、残留オーステナイトが加工誘起変態塑性「TRIP」(Transformation-induced plasticity)⁸⁹⁾を生じ、高い加工硬化特性を示す。これにより、部材が塑性座屈変形を生じる際の塑性仕事量が大きくなり、同一強度の他の鋼種よりも衝撃吸収性能が 10%程度高くなることが報告されている^{90),91)}。

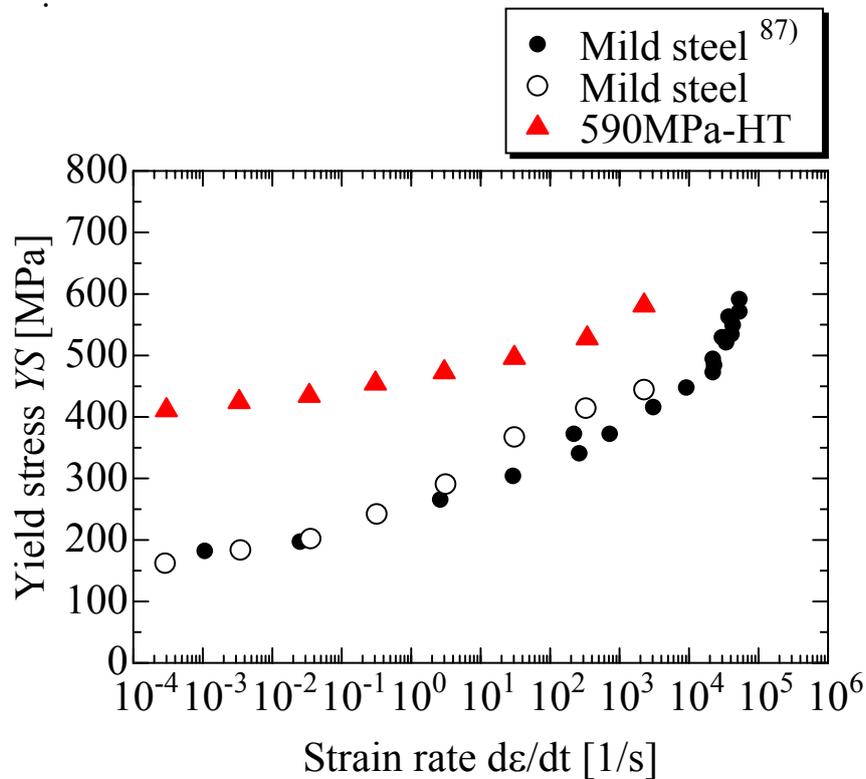


Fig. 1-15. Comparison of strain rate sensitivity of yield strength, YS between mild steel and 590MPa-HT.

以上のように、材料特性の観点からも衝撃吸収性能の向上を目的として種々の研究がなされている。しかし、衝撃吸収量に及ぼす降伏強度、引張強度の影響よりも、板厚の影響の方が大きいことが示されている⁸⁵⁾。換言すれば、衝撃吸収部材の素材を高強度鋼板に材料置換するのみでは、薄肉化と高衝撃吸収性能を両立させることに限界がある。これは、図 1-4 で示した BIW 質量と高強度鋼板の適用比率の変化の関係を裏付けることにつながる。すなわち、材料特性の観点に加え、塑性座屈挙動に大きな影響を及ぼす形状の観点からの研究開発が必要であることが示唆されている。

そこで、本研究では下記を着眼点とした塑性座屈挙動に関する研究を行った。

- (1) 単なる座屈荷重の上昇ではなく、クラッシュボックスにも適用できる、すなわち、特定の上限荷重以下で、高い衝撃エネルギー吸収量を得るための設計技術を確立する。具体的には、短い座屈波長と小さい荷重変動の履歴を得る設計技術を検討する。
- (2) 従来研究のように、特定形状の円筒部材や角筒部材に限定せず、大幅な形状変更も可能とし、衝撃吸収性能を高めるための形状に関し基礎的な研究を行う。
- (3) その中で、座屈荷重を支配する稜線が6つ以上の多角形部材に着目する。
- (4) 多角形部材の塑性座屈挙動と断面形状因子の関係を定量化し、塑性座屈変形挙動の制御を可能とする設計パラメータとその設計手法を確立する。
- (5) 各種材料、各種設計要件に適用可能な汎用性の高い設計技術を完成させる。

1.7 本研究の目的

本研究は、自動車に搭載される衝撃用の構造部材(衝撃吸収部材)を対象とし、自動車の省燃費化と衝突安全性向上を背景とした、軽量化と衝撃吸収性能の増大化を可能とする設計技術を確立することを目的とする。すなわち、衝突によって生じる塑性座屈変形挙動と部材設計因子の因果関係について詳細に研究し、軽量で優れた衝撃吸収性能を示す衝撃吸収部材の新しい設計思想を体系化することである。具体的には、それら部材の中でも、様々な衝突条件で、衝撃吸収性能が要求される「クラッシュボックス」を取り上げ、有限要素法(FEM)による数値解析と衝撃実験の両面から、衝撃吸収性能と形状に関する基礎的、かつ、新商品開発を目的とした研究を行う。下記に、本研究の目的の詳細内容を示す。

- (1) 薄肉多角形部材の断面形状因子が塑性座屈挙動に及ぼす影響を定量化。
- (2) 短い座屈波長と小さい荷重変動を実現するための薄肉多角部材設計指針の確立とその設計技術の汎用性確保。

- (3) クラッシュボックスへの適用を想定し、低い初期座屈荷重と高い衝撃吸収量を実現するための設計技術の確立.
- (4) 現行クラッシュボックスよりも軽量, かつ, 優れた衝撃吸収性能を有する新製品の開発.

以上の研究目的を達成することで、地球環境保護を背景とした CO₂ 排出量削減のための車体軽量化と、衝突安全性の向上が必要な自動車産業界への貢献を果たすことが可能となる。

1.8 本論文の構成

本論文は、7章からなり、本章と結論である第7章以外の第2章から第6章が本文である。以下に各章の概要を述べる。

第2章では、自動車の衝撃吸収部材への適用を想定した薄肉多角形部材を対象として、板厚を固定した上で、まず断面を構成する稜線数、稜線間の平面部の幅、稜線部の形状などの断面形状パラメーターが塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすることを試みた。なお、検討には FEM による数値解析を用い、個々の形状因子ごとの影響について定量化するとともに、各因子間の相互作用についても考察し、薄肉多角形部材の実用的な設計指針を得るべく検討を行った。

第3章では、第2章と同様の薄肉多角形部材を対象として、部材の板厚が塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすることを試みた。加えて、第2章で検討した断面形状パラメーターである平面部幅、稜線部円弧長と板厚との相互作用についても考察した。なお、検討には FEM による数値解析を用い、板厚の影響を定量化するとともに、薄肉多角形部材の実用的な設計指針を体系化することを目的とした検討を行った。

第4章では、前章にて体系化した設計技術の自由度のさらなる改善を図ることを目的として、実車に装着されているクラッシュボックスを想定した薄肉多角形部材に対して、前章までの知見を応用した凹型形状を断面の一部に導入し、凹部導入が衝撃吸収性能に及ぼす影響を明らかにすることを試みた。なお、検討には FEM による数値解析を用い、導入した凹型形状が塑性座屈挙動に及ぼす影響について定量化した。また、その検討結果から、前章までの知見に基づいた衝撃吸収部材の設計指針の妥当

性を検証するとともに、断面の一部に凹部を有する新しい薄肉多角形部材を提案した。

第5章では、初期座屈荷重低減を図るための切欠きに着目し、第2章、第3章で示した薄肉多角形部材と同様の8角形部材を対象として、衝突端への切欠き部の導入が、塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすることを試みた。なお検討には、FEMによる数値解析を用い、荷重履歴ならびにエネルギー吸収量に及ぼす切欠き形状の影響を定量化した。さらに、実際の自動車に装着されるクラッシュボックスに数多く見られる扁平な断面を用いて、切欠き導入パターンが塑性座屈挙動に及ぼす影響について考察した。

第6章では、排気量1,000~3,000cc(小型車~大型車)の普通車に装着されるクラッシュボックスを対象として、前章までの知見を用いて、実部材を設計、製作し、実験と数値解析の両面からその部材の衝撃吸収性能について検証した。実験では、落錘型衝撃実験と台車式衝撃実験を行い、実部材の塑性座屈変形挙動と衝撃吸収性能を評価した。また、数値解析と落錘型衝撃実験にて、衝撃荷重の入力方向が衝撃吸収性能に及ぼす影響について評価した。さらに、開発部材の衝撃吸収性能に及ぼす材料特性、溶接条件の影響について、実験により詳細に評価し、開発技術の汎用性と妥当性を検証した。そして最後に、市販車に搭載されているクラッシュビードを有する現行品を用いて比較実験を行い、開発技術、開発品の優位性を明らかにした。

第7章では、第2章から第6章で得られた主要な結果を総括してまとめるとともに、本研究によって得られた成果を検証した。

参考文献

- 1) Eckerman, E. (松本 廉平 訳), 自動車の世界史, 株式会社グランプリ出版, (1981), 289p.
- 2) 社団法人日本自動車工業会, オンライン, 入手先 (http://www.jama.or.jp/world/world/world_2.html), (参照 2006-09-01).
- 3) 大聖泰弘, “自動車の燃費改善と排出ガス対策に関する技術開発動向”, 自動車技術, Vol.59, No.2, (2005), pp.10-16.

- 4) 上玉利恒夫, “自動車の衝突安全に関する最近の動向”, 自動車技術, Vol.53, No.11, (1999), pp.4-9.
- 5) 国土交通省資料, オンライン, 入手先 (<http://www.mlit.go.jp/>), (参照 2007-08-20).
- 6) 近田敏弘, “CAR(E) FOR THE EARTH”, 2000 材料フォーラム, (社)自動車技術会, (2000), 2004231.
- 7) 滝澤純一, 大和正明, “乗用車の車体構造・ボデー”, 自動車技術, Vol.41, No.8, (1987), pp.870-871.
- 8) 社団法人日本自動車工業会, 自動車生産原材料構成比調査資料.
- 9) 吉田清太, “自動車車体の薄鋼板とプレス成形の戦後小史”, 日本機械学会誌, Vol.84, No.748, (1981), pp.261-267.
- 10) 中川威雄, 阿部邦雄, 林豊, 薄板のプレス加工, 実教出版株式会社, (1977), pp.99-153.
- 11) Leslie, W. C. (幸田成康 監訳, 熊井浩, 野田龍彦 訳), レスリー鉄鋼材料学, 丸善株式会社, (1985), pp.152-171.
- 12) 松岡孝, 高橋守雄, 山森格之助, 増井淑郎, “冷延高張力鋼板の開発”, 住友金属, Vol.26, (1974), pp.170-181.
- 13) 林豊, 岡本篤樹, 岩崎誠夫, 梅原有二, “焼付硬化型絞り用高強度鋼板の開発と実用化”, 塑性と加工, Vol.23, No.262, (1982), pp.1034-1040.
- 14) 岡本篤樹, 竹内孝一, “塗装焼付硬化のメカニズム”, 自動車用材料特集号, 住友金属, Vol.41, No.2, (1989), pp.321-332.
- 15) 小嶋啓達, 水井直光, 谷奥俊, “極低炭素鋼による焼付硬化性合金化溶融亜鉛めっき鋼板の開発”, 薄板特集号, 住友金属, Vol.45, No.5, (1993), pp.12-19.
- 16) 山田正人, 徳永良邦, 伊藤亀太郎, “Nb・Ti 複合添加極低炭素鋼板の開発”, 製鉄研究, Vol.322, (1986), pp.90-98.
- 17) 岡本篤樹, 水井直光, “極低炭素 Ti 添加冷延鋼板の再結晶集合組織に及ぼす Mn, P の影響”, 鉄と鋼, Vol.76, No.3, (1990), pp.422-429.
- 18) 細谷佳弘, 占部俊明, 田原健司, 今藤秀司, 安東均, “390~440N/mm² 級超深絞り用冷延鋼板”, NKK 技報, No.145, (1994), pp.17-24.
- 19) 藤田毅, 北野総人, 山崎雄司, 占部俊明, 日朝道人, “自動車ボディパネル用微細粒型高張力冷延鋼板の開発”, まてりあ, Vol.41, (2002), pp.123-125.
- 20) 中澤嘉明, 西尾康一, 中居修二, “セミ極低炭素高成形性高張力鋼板の開発”, CAMP-ISIJ, Vol.3, No.321, (1997), p.515.

- 21) Canadian Department of Consumer and Corporate Affairs, “Federal / Provincial Anti-Corrosion Code for motor Vehicles”, March, (1978).
- 22) Sendzimer, T., U.S Patent, 2110893, (1938).
- 23) 稲垣淳一, 櫻井理孝, 渡辺豊文, “合金化溶融亜鉛めっき鋼板製造プロセスにおける合金化反応と皮膜構造”, CAMP-ISIJ, Vol.5, (1992), pp.1633-1636.
- 24) 中森俊夫, 足立吉隆, 矢川敦久, “合金化溶融亜鉛めっき鋼板の皮膜組成と性能”, 薄板特集号, 住友金属, Vol.45, No.5, (1993), pp.3-11.
- 25) 中山元宏, 金丸辰也, 沼倉行雄, “合金化溶融亜鉛めっき鋼板の合金化挙動と成形特性”, CAMP-ISIJ, Vol.5, (1992), pp.1665-1668.
- 26) 野村茂樹, 中澤嘉明, 中居修二, 水井直光, “最近の特徴ある自動車用ハイテン”, 自動車材料特集号, 住友金属, Vol.48, No.4, (1996), pp.132-139.
- 27) 秋末治, 羽田隆司, “自動車用鋼板の開発と未来”, 日鐵技報, Vol.354, (1994), pp.1-5.
- 28) 坂田敬, 松岡才二, 瀬戸一洋, “高度組織制御による良成形性自動車用鋼板”, 川崎製鉄技報, Vol.34, No.2, (2002), pp.54-58.
- 29) 田村享昭, 向井陽一, “超高強度冷延鋼板の車体部材への適用”, 神戸製鋼技報, Vol.52, No.3, (2002), pp.6-9.
- 30) 占部俊明, 細谷佳弘, “自動車用高強度冷延鋼板の現状と展望”, 塑性と加工, Vol.46, No.534, (2005), pp.16-20.
- 31) Nakazawa, Y., Hirose, Y., Nakata, M. and Mizui, N., “Development of High Tensile Strength Steel with Good Press-Formability and Shape Control Technology”, *Proceedings of the 21st Biennial Congress of the IDDRG*, (2001), pp.77-86.
- 32) 栗山幸久, 高橋学, 大橋治, “高強度鋼材を用いた車の軽量化の現状と今後の動向”, 自動車技術, Vol.55, No.4, (2001), pp.51-57.
- 33) 竹島義雄, “軽量化材料アルミニウム合金の動向”, 塑性と加工, Vol.44, No.506, (2003), pp.51-55.
- 34) 福水良太, 小池正俊, “軽量化材料としての高強度鋼板とアルミニウム合金板の適用”, 塑性と加工, Vol.46, No.534, (2005), pp.46-50.
- 35) 中澤嘉明, 芳賀純, 勝信一朗, “さらなる車両軽量化を可能とする新しい高張力鋼板とその活用”, 2003 材料フォーラム, (社)自動車技術会, (2003), pp.17-22.
- 36) Auto/Steel Partnership, Tailor weld blank design and manufacturing manual, (1995), 3, (<http://www.a-sp.org/publications.htm>), (参照 2006-09-01).
- 37) 定村一洋, 戸田宗敬, 夏見文章, “結合素材によるボデーパネル一体化”, 自動車技術, Vol.48, No.11, (1994), pp.27-32.

- 38) 内原正人, 泰山正則, 福井清之, “テーラードブランク溶接技術”, 溶接学会第184回溶接法研究委員会資料, (2003), No.SW-2946-03.
- 39) 糸井功, 杉原康雄, 長山良明, 須永行, 矢端志津男, “新型レガシィ軽量・高強度・高剛性車体構造の開発”, スバル技報, (2003), pp.27-33.
- 40) 黒田明浩, “ハイテンテーラードブランクによる車体の軽量化”, 自動車技術, Vol.59, No.11, (2005), pp.63-67.
- 41) NASVA, (<http://www.nasva.go.jp/>), (参照 2006-09-01).
- 42) NHTSA, (<http://www.nhtsa.dot.gov/>), (参照 2006-09-01).
- 43) EURO-NCAP, (<http://www.euroncap.com/>), (参照 2006-09-01).
- 44) IIHS, (<http://www.iihs.org/>), (参照 2006-09-01).
- 45) 上野昌範, “アルミハニカムの静動特性”, 自動車研究, 日本自動車研究所, Vol.28, No.6, (2003), pp.225-230.
- 46) 久保田正美, “新しい衝突用ダミーの開発の経緯”, 自動車研究, 日本自動車研究所, Vol.25, No.1,(2003), pp.29-34.
- 47) 株式会社自研センターニュース, Vol.353, (2005), pp.6-7.
- 48) 奥山浩之, “衝突安全性能向上のための車体構造”, 自動車技術, Vol.56, No.11, (2002), pp.48-53.
- 49) Wierzwicki, T. and Abramowicz, W., “On the crushing mechanics of thin walled structures”, *J. Appl. Mech. (Trans. ASME)*, Vol. 50, No.4a, (1983), pp.727-734.
- 50) 中澤嘉明, 田村憲司, 吉田経尊, 高木勝利, 加納光寿, “高効率クラッシュボックスの開発(第1報)”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.26-05,(2005),pp.9-12.
- 51) Timoshenko, S.P. and Gere, J.M., *Theory of Elastic stability*, 2nd, Ed, McGraw-Hill, (1961).
- 52) 牛島邦晴, 春山繁之, 陳玳珩, “円筒の軸圧潰における初期ピーク応力の評価”, 日本機械学会論文集(A編), Vol.70, No.700, (2001), pp.1695-1702.
- 53) Ushijima, K., “Energy Absorption of Circular Tubes under Axially Compressive Load”, *Proc. FDAM2004, China Machine Press*, (2004), pp.404-411.
- 54) Abramowicz, W. and Jonesm, N., “Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes”, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.3, (1984), pp.263-281.
- 55) Wierzwicki, T., Bhat, T., Abramowicz, W. and Brodikin, D., “Alexander Revisited-A Two Folding Elements of Progressive Crushing of Tubes”, *International Journal of Solid and Structures*, Vol. 29, No. 24, (1992), pp. 3269-3288.

-
- 56) Ushijima, K., Haruyama, S., Hanawa, H. and Chen, DH., “Study on Strain Concentration for Cylindrical Tubes under Axial Compressive Loading”, *Computer Technology and Applications*, PVP-Vol.482, (2004), pp.125-131.
- 57) 森健司, 春山繁之, 牛島邦晴, 陳玳珩, “肉厚と変形を変化させた円筒の衝突エネルギー吸収特性”, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.3, (2005), pp.91-96.
- 58) 綾紀元, 高橋邦弘, “車体のエネルギー吸収特性(第1報)”, 自動車技術会論文集, Vol.7, (1974), pp.60-66.
- 59) 谷正紀, 舟橋明男, “車体構造部材の塑性変形によるエネルギー吸収”, 自動車技術会論文集, Vol.16, (1978), pp.75-82.
- 60) 大久保嘉, 赤松瑩圀, “白沢和大:閉じたハット断面部材の平均圧壊荷重”, 自動車技術会論文集, Vol.7, (1974) pp.49-53.
- 61) 林毅, 軽構造の理論とその応用(下), JUSE 出版社, (1966).
- 62) Mahmood, H.F. and Paluszny, A., “Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management-Their Strength and Mode of Collapse”, *Trans. SAE. 90, Section 4*, 4039-4050, (1981), paper no.811302.
- 63) Abramowicz, W. and Jones N., “Dynamic axial crushing of square tubes”, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.2, (1984), pp.179-208.
- 64) Otubushin, A., “Development Validation of a Non-Linear Finite Element Code Using Dynamic Axial Crushing of Square Tube”, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.21, No.5, (1998), pp.349-368.
- 65) 佐藤健太郎, 小田明, 富沢浩紀, 三上寿夫, 菅沼浩, 則岡明仁, 渡邊正昭, “衝突時の安全性能に関するボデー構造研究-第1報: 衝突解析における材料のひずみ速度依存性について -”, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No.965, (1996), pp.1-4.
- 66) 菅沼浩, 小田明, 富沢浩紀, 三上寿夫, 則岡明仁, 佐藤健太郎, 渡邊正昭, “衝突時の安全性能に関するボデー構造研究- 第4報: 薄肉ハット型曲がり部材の効果的な構造設定法 -”, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No.965, (1996), pp.13-16.
- 67) 技術報告シリーズ 8, 薄肉曲がり部材の崩壊特性, 自動車技術会, (1989).
- 68) 技術報告シリーズ 27, 衝突時の安全性能に関するボデー構造研究, 自動車技術会, (1997).
- 69) 山下実, 澤入安彦, 後藤學, “多角形断面をもつ筒状体の軸衝撃圧潰特性の数値的検討”, 平成 14 年度 塑性加工春季講演会, (2002), pp.461-462.

-
- 70) 北川裕一, 萩原一郎, “衝突シミュレーション”, 自動車技術, Vol.47, No.4, (1993), pp.57-61.
- 71) 住友金属工業, 吉田経尊, 岡村一男, 衝撃緩和部材, 特開平 2002-139086.
- 72) 川崎重工業, 田口真, 車両の衝突エネルギー吸収構造, 特開平 2002-316642.
- 73) Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., and Viegelnahn, G. L., “The axial crushing of thin PVC tubes and frustra of square cross-section”, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.8, No.3, (1989), pp.241-264.
- 74) Karbhari, V. M. and Chaoling, X., “Energy Absorbing characteristics of circular frustra”, *International Journal of Crashworthiness*, Vol.8, No.5, (2003), pp. 471-478.
- 75) Reid, S. R. and Reddy, T. Y., “Static and dynamic crushing of tapered sheet metal tubes of rectangular cross-section”, *International Journal of Mechanical Science*, Vol.28, No.9, (1986), pp. 623-637.
- 76) Mamalis, A. G., Manolankos, D. E., Ioannidis, M. B., Kostazos, P. K. and Hassiotis, G., “Finite element simulation of the axial collapse of thin-wall square frustra”, *International Journal of Crashworthiness*, Vol.6, No.2, (2001), pp. 155-164.
- 77) Nagel, G. M. and Thambiratnam, D. P., “Dynamic simulation and energy absorption of tapered tubes under impact loading”, *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 9, No. 4, (2004), pp. 389-399.
- 78) 福井清之, 山本三幸, 水井直光, 広瀬洋三, 小嶋啓達, “衝突安全用高度薄鋼板の開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.976, (1997), pp.255-258.
- 79) Kojima, N., Nakazawa, Y. and Mizui, N., “COMPRESSION FLOW STRESS OF ULTRA LOW CARBON STEEL AT HIGH STRAIN RATE”, *Impact Engineering and Application, Proceedings of the fourth International Symposium on Impact Engineering*, pp.439-444.
- 80) Miura, K., Takagi, S., Hira, T. and Furukimi, O., “High strain rate deformation of high-strength sheet steels for automotive parts”, *Society of Automotive Engineers*, International Congress and Exposition, February 1998. Detroit, MI, USA, Session: New Steel Sheet Products and Processing For Automotive Applications.
- 81) Oliver, S., Jones, T.B. and Fournalis, G., “Dual phase versus TRIP strip steels: Microstructural changes as a consequence of quasi-static and dynamic tensile testing”, *Materials Characterization*, Vol.58, (2007), pp.390-400.

- 82) 三浦和哉, 高木周作, 比良隆明, 古君修, 小原隆史, 谷村真治, “衝撃吸収用 590MPa 級高張力鋼板の開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.976, (1997), pp.251-254.
- 83) 高橋学, 上西朗弘, 吉田博司, 栗山幸久, “高強度鋼板による衝撃エネルギー吸収能の向上(第1報) -鋼材の高速変形特性に及ぼす予加工と焼き付け硬化の影響-”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.106-02, (2002), pp.1-4.
- 84) 吉田博司, 上西朗弘, 高橋学, 栗山幸久, “高強度鋼板による衝撃エネルギー吸収能の向上(第2報)-鋼材の高速変形特性を利用した部材形状の最適化技術-”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.106-02, (2002), pp.5-8.
- 85) 佐藤健太郎, 比良隆明, 吉武明英, “高強度鋼板を適用した自動車部材の高速変形特性”, 塑性と加工, Vol.46, No.534, (2005), pp.641-645.
- 86) 武智弘, 高橋学, 伊藤耿一, 遠藤孝雄, 友田陽, “自動車用鉄鋼材料の金属組織と高速変形挙動”, 鉄と鋼, Vol.88, No.11, (2002), pp.1-12.
- 87) Campbell, J. D. and Ferguson, W. G., “The Temperature and Strain-Rate Dependence of the Shear Strength of Mild Steel”, *Philosophical Magazine*, Vol.21, No. 169, (1970), pp. 63-82.
- 88) Tanimura, S., Mimura, K. and Takada, S., “Development of Dynamic Testing Apparatus with a Sensing Block and Its Applications”, *Proc. Annual Meeting of JSME/MMD*, Vol.B, No. 98-5, (1998), pp.303-304.
- 89) Zackay, V.F., Parker, E.R., Fahr, D. and Busch, R., “The Enhancement of Ductility in High Strength Steels”, *Trans ASM*, Vol. 60, (1967), pp.252-259.
- 90) 水井直光, 福井清之, 小嶋啓達, 山本三幸, 川口喜昭, 岡本篤樹, “高張力鋼板の適用による車体の正面衝突安全性向上の基礎検討”, CAMP-ISIJ, Vol.6 討48, (1996), pp.1100-1103.
- 91) 中澤嘉明, 野村茂樹, 中居修二, 水井直光, “高衝撃吸収用残留オーステナイト高張力鋼板の開発”, CAMP-ISIJ, Vol.6, No.480, (1996), p.1350.

第2章 薄肉正多角形部材の塑性座屈挙動 に及ぼす断面形状因子の影響

2.1 緒言

衝撃吸収用の構造部材(衝撃吸収部材)は、部材軸方向が自動車の長手方向となるように自動車に装着される。衝撃吸収部材には、前後面衝突によって発生した衝突エネルギーを所定の部材長の中で数回の塑性座屈変形を生じることによって吸収¹⁾することが求められる。近年、このような衝撃吸収部材には、車体軽量化を可能とする部材板厚の低減への要望と、衝突安全性向上を両立するために薄肉で高い衝撃吸収性能を有する部材の開発が期待されており、相反する要望を満足するための新たな衝撃吸収部材の設計技術が必要とされている。

吸収可能な衝撃エネルギーは、塑性座屈変形による座屈荷重と変形量の積分値に相当し、その変形により生じる荷重履歴によって決定される。従って、部材の衝撃吸収性能(衝撃エネルギー吸収量)を高めるためには、座屈によって生じる荷重を増大させ、変動が小さい荷重履歴を実現することが必要となる。ところが、座屈によって生じる荷重履歴は、第1章で示したように(図1-13)座屈が発生するまでは荷重が高まり、座屈発生直前で極大値を示し、その後座屈の発生とともに荷重は急激に低下する、すなわち、大きな変動を伴う。衝撃エネルギー吸収量を高めるためには、座屈荷重の上昇とともに、所定の変形量で生じる座屈の回数(荷重の極大値の個数)を増加させる、いわゆる座屈波長を短くすることと、例えば全断面が同時に座屈を生じるのではなく、同一断面において座屈の発生条件を変化させ、荷重の急激な上昇、低下を制御して変動を小さくする、いわゆる座屈位相を制御することの二つの観点から検討することが有効であると考えられる。

塑性座屈に関する研究としては、これまで円筒や角筒を対象として、数多くの研究²⁾⁻⁹⁾がなされてきた。たとえば、半径の板厚に対する比が小さい円筒部材の場合は、連続的な対称座屈を生じ、明瞭な極大値を有する荷重履歴を示すが、その比が大きい場合は、非対称な座屈モードとなり荷重の絶対値は低く、また極値を有さない荷重履歴となることが示されている。また、自動車の衝撃吸収用構造部材として幅広く適用されている角筒部材(たとえば、ハット形状)に関しては、断面を構成する辺長によって座屈のピッチが決定¹⁰⁾される。さらに、矩形部材の座屈荷重は、有効幅理論¹¹⁾に基づいた理論式で予測できることなどが示されている。しかし、これまでの研究は、主に円筒や角筒の特定形状に関するものであり、より設計自由度が高く、高い座屈荷重を得

るために有効となる稜線が多数存在する多角形部材の塑性座屈挙動に関しては、ほとんど論じられていないのである。

このようなことから、本章では、自動車の衝撃吸収部材への適用を想定した薄肉多角形部材を対象として、断面を構成する稜線数、稜線間の平面部の幅、稜線部の形状などの形状パラメーターが塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすることを試みた。なお、検討には FEM による数値解析を用い、個々の形状因子ごとの影響について定量化するとともに、各因子間の相互作用についても考察し、薄肉多角形部材の実用的な設計指針を得るべく検討を行った。

2.2 対象部材の概要

図 2-1 に、正 6 角形部材を例として、本研究で扱った薄肉多角形部材の模式図を示す。ここでは、正多角形部材の外接円半径を R 、全長を H 、稜線数を N_r 、曲率半径 R_r によって形成された稜線部の円弧長を $L_r (= 2\pi R_r / N_r)$ 、平面部幅（稜線間の距離）を W_p 、断面周長を $L (= N_r(L_r + W_p))$ とし、それぞれの形状パラメーターが塑性座屈挙動に及ぼす影響について検討した。この際、部材に作用する変形荷重を F 、載荷点変位を δ 、変形荷重 F の n 番目の極大値を F_n とし、 $\delta = 0 \sim 160$ mm での荷重 F の平均値を F_{ave} とした。また、部材に生じた座屈の個数（座屈波長）を D_b とした。なお、下付きの添え字 r は稜線を、 p は平面を、 max は最大値を、 ave は平均値を、 b は座屈をそれぞれ意味する。

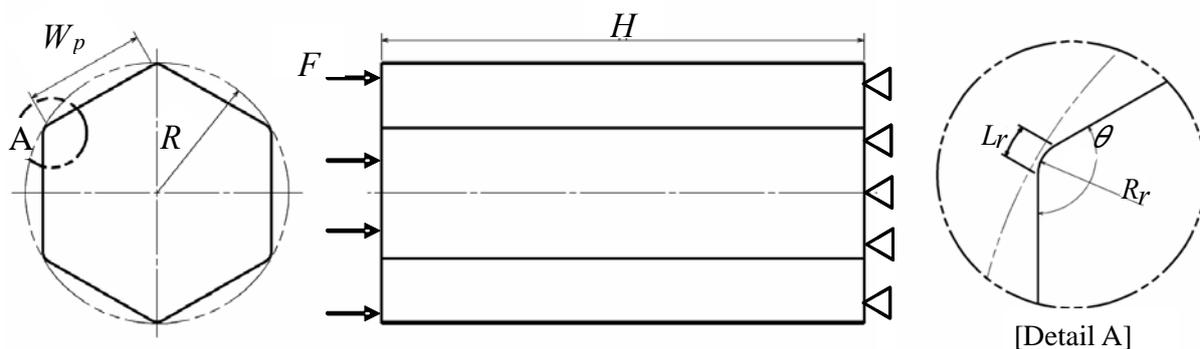


Fig. 2-1. Schematic drawing of a thin-walled polygonal shell member ($N_r=6$).

2.3 解析方法

2.3.1 解析モデル

本章では、動的陽解法汎用 FEM コード Pam-Crash ver.2001.1¹²⁾を用い、個々の形状パラメーターが塑性座屈挙動に及ぼす影響とそれらの相関性を考察するための多角形部材の全体解析モデルと、稜線部の形状のみに着目するための部分解析モデルの二つについて、検討を行った。ここでは、部材軸方向である x 軸方向に、速度 $V=15$ km/h(4.17 m/s)にて、剛体壁を衝突させ、部材に生じる塑性座屈挙動を評価した。

図 2-2 に全体解析モデルの概観を示す。最初に、稜線数 N_r が塑性座屈挙動に及ぼす影響を検討するために、外接円半径 R を 60 mm に固定し、稜線数 N_r を 4~18 の場合について解析を行った。次に、平面部幅 W_p が塑性座屈挙動に及ぼす影響を検討するために、外接円半径 $R = 30, 60, 120$ mm, 稜線数 $N_r = 4, 6, 8$ の場合について解析を行った。なお、いずれのモデルにおいても、稜線部の曲率半径 R_r は、4 mm, 部材長さ H は 220 mm とした。

図 2-3 に部分解析モデルの概観を示す。部分解析モデルでは、稜線部円弧長 L_r が塑性座屈挙動に及ぼす影響を検討するために、稜線部の曲率半径 $R_r = 4$ mm, 稜線部の内角 $\theta = 30 \sim 150$ deg.の場合について解析を行った。平面部幅 W_p (部分解析モデルの辺長さ)は十分に長い 100 mm とし、 a, b で設定する境界条件が稜線部の塑性座屈挙動に影響を与えないように配慮した。また、部材長さ H は 100 mm とした。

なお、本章で取り扱った解析モデルに用いた板厚 t は、すべて 1.6 mm とした。

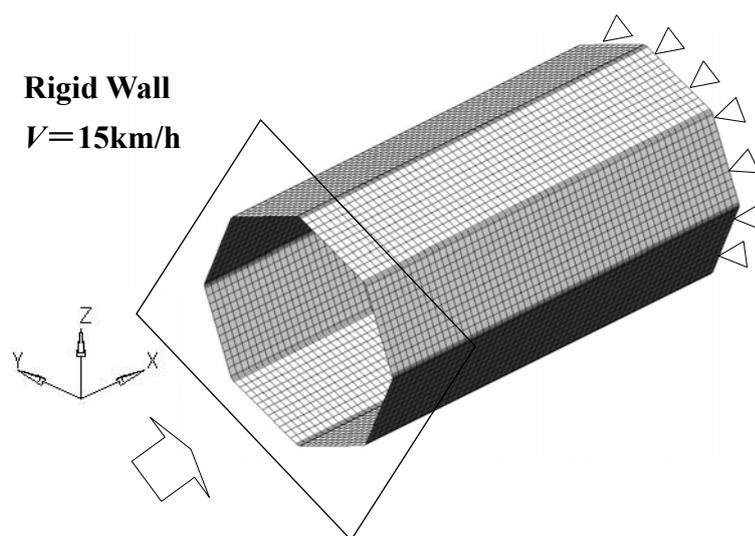


Fig. 2-2. Global FEM model of thin-walled polygonal shell member ($N_r=8$).

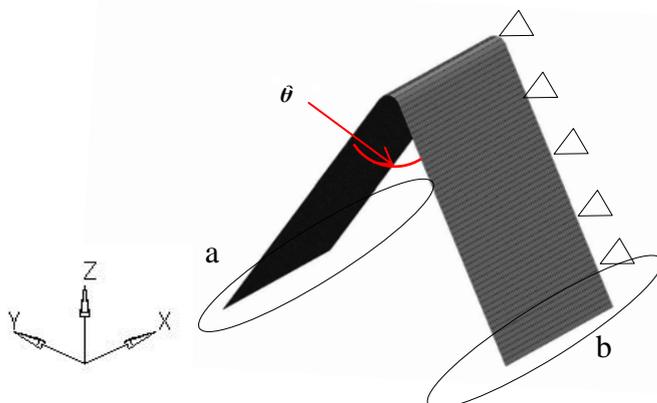


Fig. 2-3. Partial FEM model of thin-walled polygonal shell member ($\theta=60$ deg.).

2.3.2 材料特性

解析には、自動車の構造部材として一般に広く使われている JSC590Y¹³⁾ 相当の 590 MPa 級の複合組織型高張力鋼板を想定した材料特性を用いた。図 2-4 に JIS5 号試験片を用いた静的な引張試験 (ひずみ速度 10^{-3}s^{-1}) にて得られた相当応力-相当塑性ひずみ線図を示す。図 2-4 に示すように、本材料は 250 MPa 程度の低い降伏応力を示す。なお、降伏応力は比例限界値を採用し、解析に用いた相当応力-相当塑性ひずみの関係は、Swift 型硬化式等による近似式を適用せず、引張試験にて得られた結果を用い、多直線近似によって相当応力増分を定義した。高速変形時の特性は、検力ブロック式の高速度引張試験機¹⁴⁾によってひずみ速度を 10^{-2} から 10^3 s^{-1} まで変化させた試験を行い決定した。図 2-5 に相当塑性ひずみ $\varepsilon_p=0.002\sim 0.08$ 時の相当応力とひずみ速度の関係を示す。本材料は、図 2-5 に示すようにひずみ速度の上昇に伴い相当応力が増加する、いわゆるひずみ速度依存性を示す。そこで、式(2-1)の Cowper-Symonds 則によってひずみ速度依存性を考慮し、解析に用いる応力-ひずみ関係を決定した。表 2-1 に解析に用いた材料定数の一覧を示す。

$$\overline{\sigma}_D = \overline{\sigma}_S \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}_p}{D} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \quad (2-1)$$

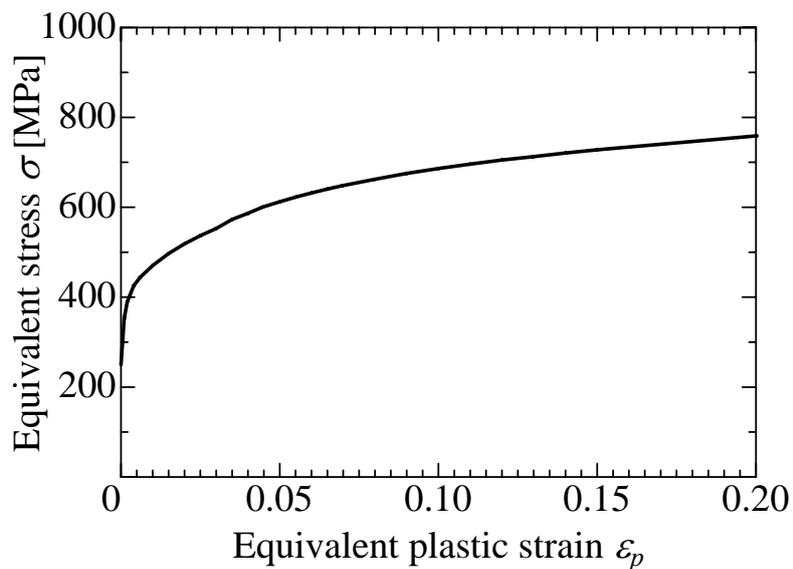


Fig. 2-4. Equivalent stress - equivalent plastic strain curve of the material ($d\epsilon/dt = 10^{-3} \text{ s}^{-1}$).

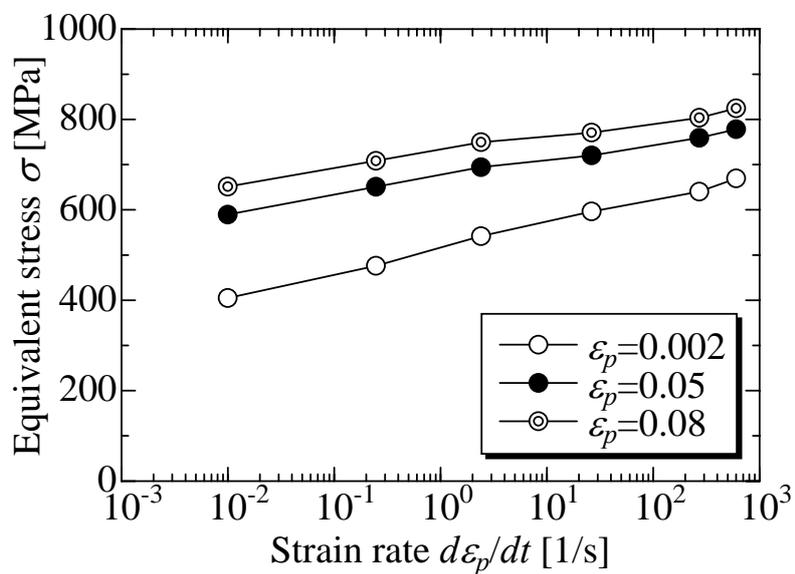


Fig. 2-5. Strain rate dependence of equivalent stress of the material.

Table 2-1. Mechanical properties of the material.

Material grade	JSC590Y ¹³⁾	
Young's modulus	E [GPa]	206
Poisson's ratio	ν	0.30
Yield stress	YS [MPa]	250
Cowper-Symonds	D [1/s]	2.14×10^5
parameter	P	2.68

2.3.3 境界条件

全体解析においては、衝突端側は x 軸方向並進成分以外のすべての自由度を拘束し、固定端側はすべての自由度を拘束した。一方、部分解析においては、図 2-3 中の a, b 部は、 x 軸方向並進成分以外のすべての変位を拘束した上で、衝突端側、固定端側に全体解析の場合と同様の境界条件を与えた。また全体解析の場合の圧壊量は 160 mm とし、部分解析の場合は 30 mm とした。さらに、要素分割は 2 mm \times 2 mm を基本条件とし、非軸対称の座屈モードの変形挙動ならびに細かい座屈しわを表現できるように配慮した。なお、使用した要素はいずれも Belytschko-Wong-Chiang¹²⁾ シェルであり、板厚方向に 5 個の積分点を設けた。

2.4 解析結果および考察

2.4.1 稜線数 N_r の影響

図 2-6 に外接円半径 $R=60$ mm、稜線数 $N_r=4, 8, 12$ の全体解析モデルの解析結果を示す。図中で、横軸は載荷点変位 δ 、縦軸は単位周長あたりの荷重 F/L である。また、太実線、太破線、太一点鎖線はそれぞれ稜線数 $N_r=4, 8, 12$ の場合の正多角形部材の解析結果であり、細破線は比較のために示した円筒部材の解析結果である。図から、最初の荷重ピーク以前は荷重-変位曲線の形態が稜線数 N_r にほとんど依存しないのに対して、第 2 ピーク以降は荷重-変位曲線の形態が稜線数 N_r に強く依存することがわかる。特に、荷重極大点に着目すると、稜線数 N_r の増加に伴って、極大点での荷重は大きくなりその間隔(波長)は短くなることがわかる。また、稜線数 $N_r=8, 12$ の部材は、円筒部材よりも極大点での荷重が大きく、優れた衝撃吸収性能を有する

ことが示唆された。

図 2-7 に外接円半径 $R=60$ mm, 稜線数 $N_r=4\sim 18$ の場合の全体解析モデルの解析結果をまとめたものを示す。図中で, 横軸は稜線数 N_r , 縦軸は単位周長あたりの荷重 F の載荷点変位 $\delta=0\sim 160$ mm の領域での平均値 F_{ave}/L である。図 2-7 に示すように, 平均荷重 F_{ave}/L は稜線数 N_r の増加に伴って上昇し, $N_r=12$ の条件で最大となった後, 低下する傾向を示した。また, $6\leq N_r\leq 16$ の条件で円筒部材よりも優れた平均荷重を示すことも判明した。

図 2-8 に, 半径 $=60$ mm の円筒部材, 外接円半径 $R=60$ mm, 稜線数 $N_r=4, 8, 12$ の場合の全体解析モデルの載荷点変位 $\delta=30, 80, 120$ mm の変形図を比較して示す。図から, 本解析条件の円筒部材(半径 $=60$ mm, 板厚 $t=1.6$ mm)は, 半径の板厚に対する比が小さいことを反映して, 変形途上で座屈モードが対称から非対称に変化することがわかる。また, 多角形部材の座屈しわの生成挙動は, 稜線数 N_r によって変化し, $N_r=4$ の部材の場合は大きいサイズのしわを生成するのに対して, 稜線数 N_r が増加するとそのサイズは小さくなることがわかる。

以上の結果から, 薄肉正多角形部材の塑性座屈変形における平均荷重および変形挙動は, 稜線数 N_r に強く依存することが明らかになった。また, 稜線数 N_r を大きくすることによって座屈波長が短くなることが認められた。これより, 軸対称座屈から非軸対称に変形モードが変化する薄肉円筒部材よりも優れた衝撃吸収性能を示す稜線数 N_r の条件が存在することが明らかになった。本章で取り扱った解析条件においては, $6\leq N_r\leq 16$ が, 円筒部材よりも優れた衝撃吸収性能を示す。

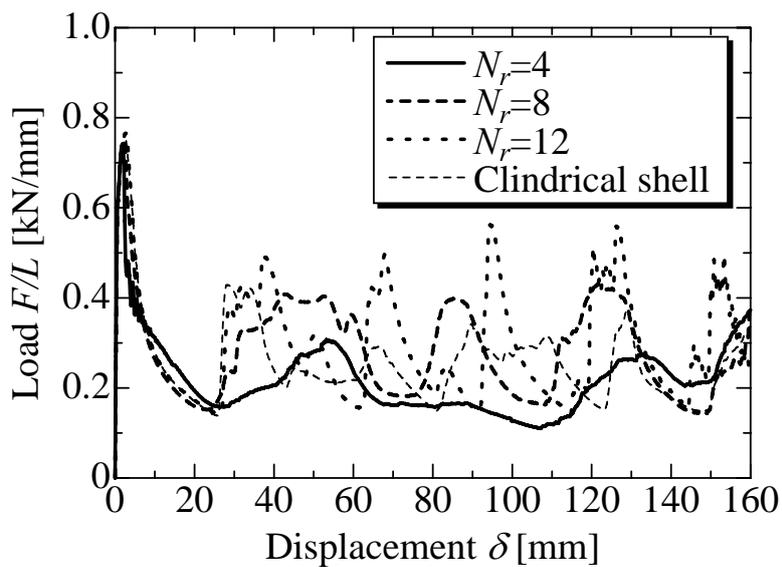


Fig. 2-6. Comparison of load-displacement responses obtained by the global analysis models with respect to the number of ridgelines, N_r .

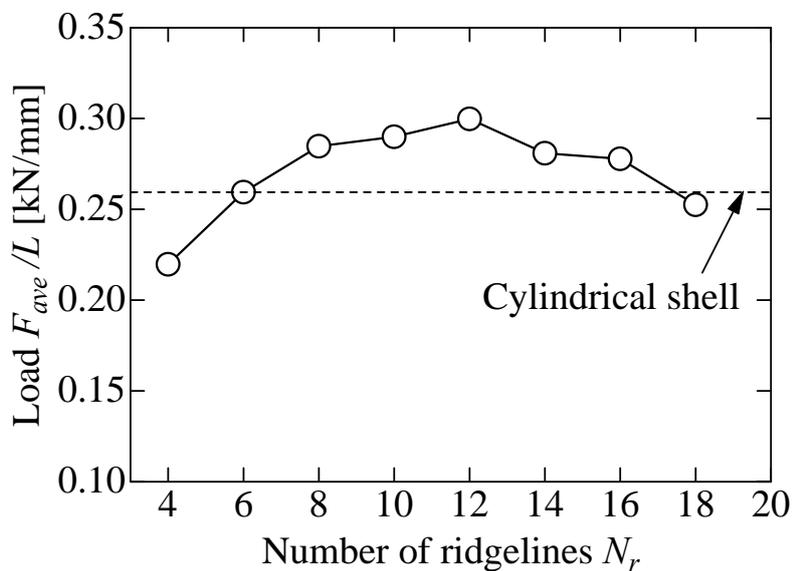
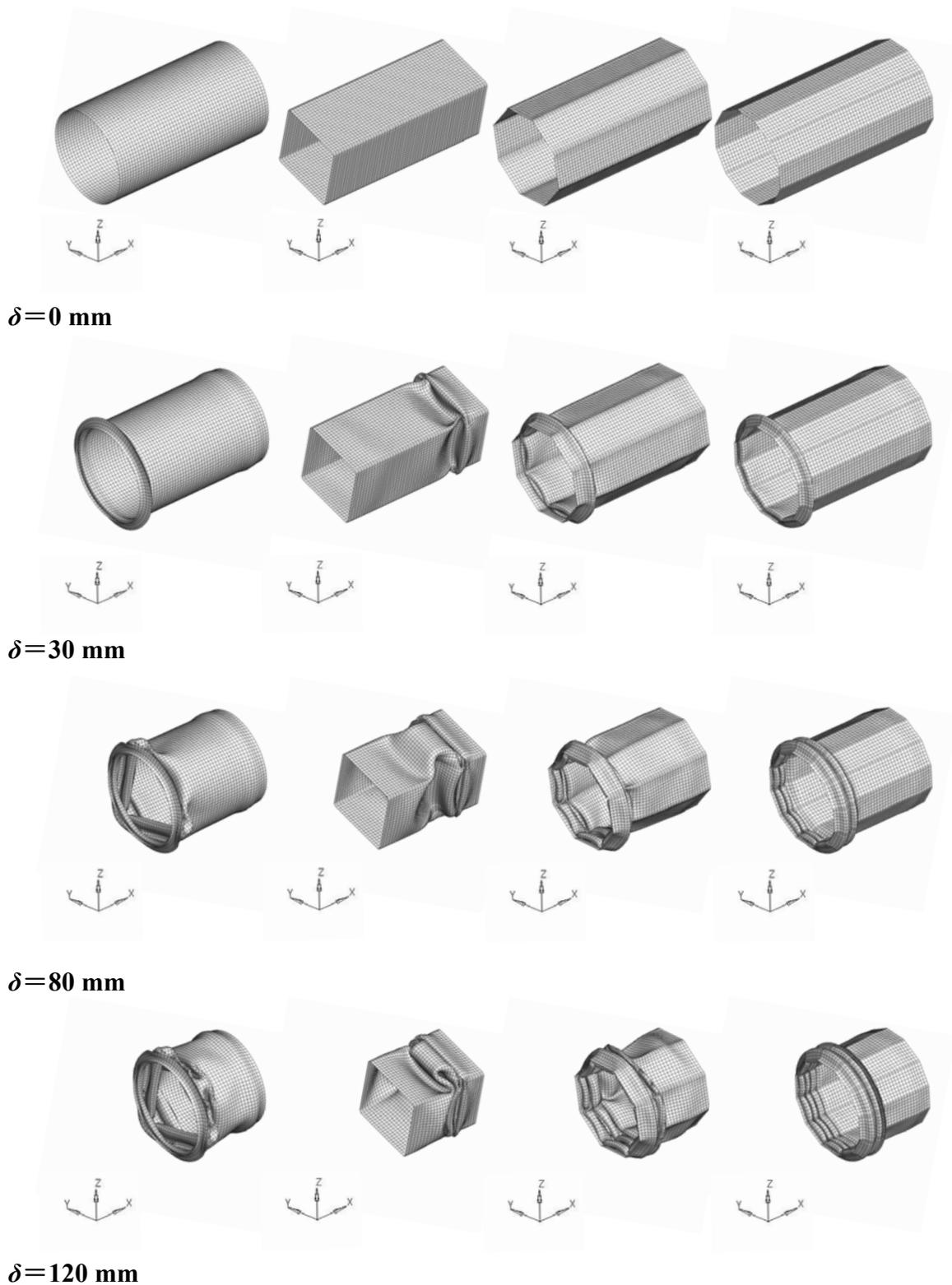


Fig. 2-7. Effect of the number of ridgelines, N_r , on the average load, F_{ave}/L , obtained by the global analysis models.



(a) Cylindrical shell (b) $N_r=4$ (c) $N_r=8$ (d) $N_r=12$

Fig. 2-8. Comparison of deformation modes obtained by the global analysis models with respect to the number of ridgelines, N_r .

2.4.2 平面部幅 W_p の影響

図 2-9 に外接円半径 $R=30, 60, 120$ mm, 稜線数 $N_r=8$ の場合の全体解析モデルの解析結果を示す. 図中で, 横軸は載荷点変位 δ , 縦軸は単位周長あたりの荷重 F/L である. また, 実線, 破線, 点線はそれぞれ外接円半径 $R=30, 60, 120$ mm の場合の解析結果であり, それぞれ平面部幅 $W_p=21.5, 43.0, 86.0$ mm に相当する. 図 2-9 から, 荷重-変位曲線の形態が平面部幅 W_p に強く依存することがわかる. また, 前節での検討と同様, 荷重極大点に着目すると, 平面部幅 W_p の増加に伴って, 極大点での荷重は小さくなりその波長は長くなることがわかる.

図 2-10 に外接円半径 $R=30, 60, 120$ mm, 稜線数 $N_r=4, 6, 8$ の場合の全体解析モデルの解析結果をまとめたものを示す. 図中で, 横軸は平面部幅 W_p , 縦軸は単位周長あたりの荷重 F の載荷点変位 $\delta=0\sim 160$ mm の領域での平均値 F_{ave}/L および座屈ピッチ(座屈波長) D_b である. 図 2-10 に示すように, 稜線数 N_r が異なる場合においても, 平面部幅 W_p が短くなると平均荷重 F_{ave}/L は上昇し, 座屈波長 D_b の短い変形形態が得られることが判明した. すなわち, 稜線数 N_r によらず平面部幅 W_p を短くすると, 座屈波長 D_b が短い変形形態が得られ, 衝撃吸収性能が向上することが示唆された.

図 2-11 に外接円半径 $R=60, 120$ mm, 稜線数 $N_r=6, 8$ の場合の載荷点変位 $\delta=30, 80, 100$ mm における全体解析モデルの変形図を比較して示す. 図で, $N_r=8$ の場合の載荷点変位 $\delta=80$ mm における変形図に着目すると, 外接円半径が大きく平面部幅が長い($R=120$ mm)部材は, 外接円半径が小さく平面部幅が短い($R=60$ mm)部材に比べて, 平面部で生じている座屈しわのサイズが大きいことがわかる. また図から, $R=60$ mm の場合は 3 個の座屈しわが重なっているのに対し, $R=120$ mm の場合は 2 個となっており, 部材全体で生じている座屈回数が異なることがわかる. この結果は, 変形形態が変形途上で大きく変化する $N_r=6$ の場合においても認められる. これは, 平面部幅が大きい場合は, 平面部幅が小さい場合に比べて, 平面部で生じる座屈しわのサイズが大きくなるため, 座屈しわを重ね, 次の座屈を生じるまでの間隔, いわゆる座屈波長が長くなるためであると考えられる. すなわち, 座屈波長は, 平面部で生成する座屈しわのサイズによって支配されることを意味するのである.

以上の結果から, 薄肉正多角形部材の塑性座屈変形における荷重履歴ならびに変形挙動は, 平面部幅 W_p によって一意的に決定されることが明らかになった. また, 平面部幅 W_p を小さくすることによって, 短い座屈波長と高い荷重を得ることができ, 優れた衝撃吸収性能を有する部材を実現できることが明らかになった.

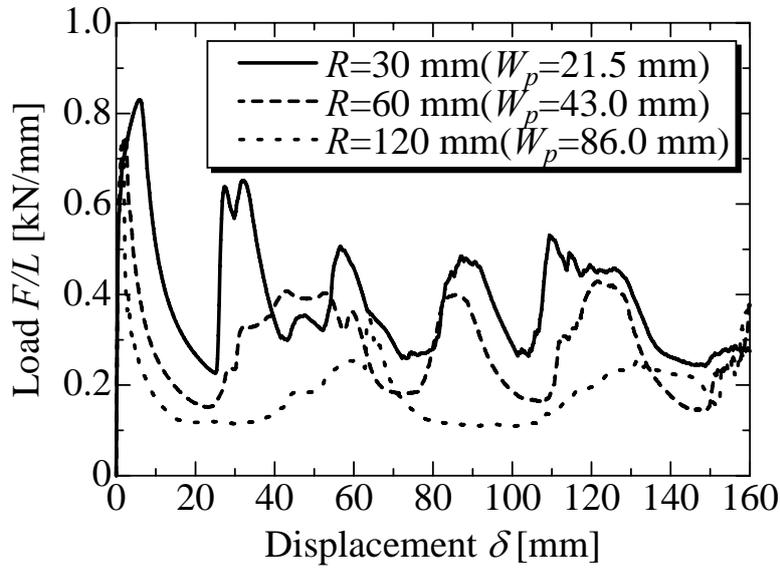


Fig. 2-9. Comparison of load-displacement responses obtained by the global analysis models with respect to the width of plane, W_p .

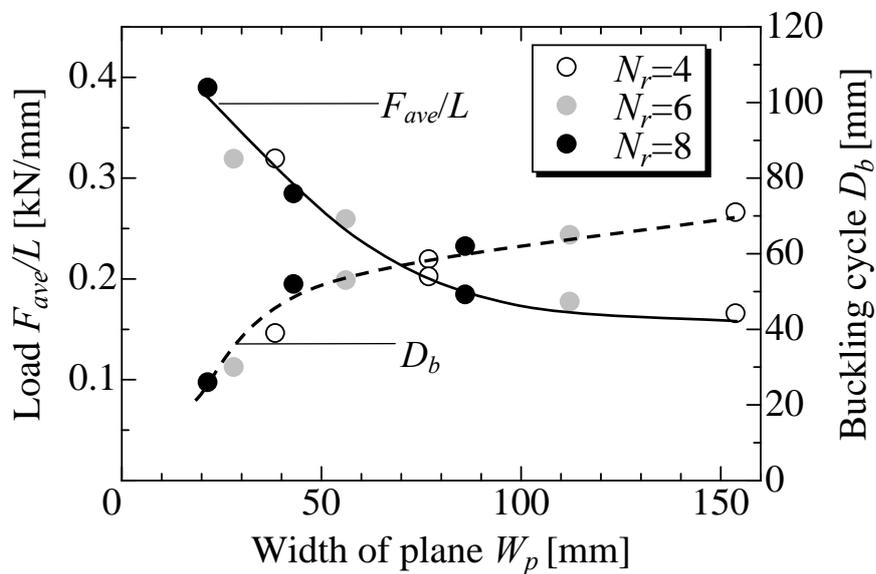


Fig. 2-10. Effect of the width of plane, W_p , on the average load, F_{ave}/L , and the buckling cycle, D_b , obtained by the global analysis models.

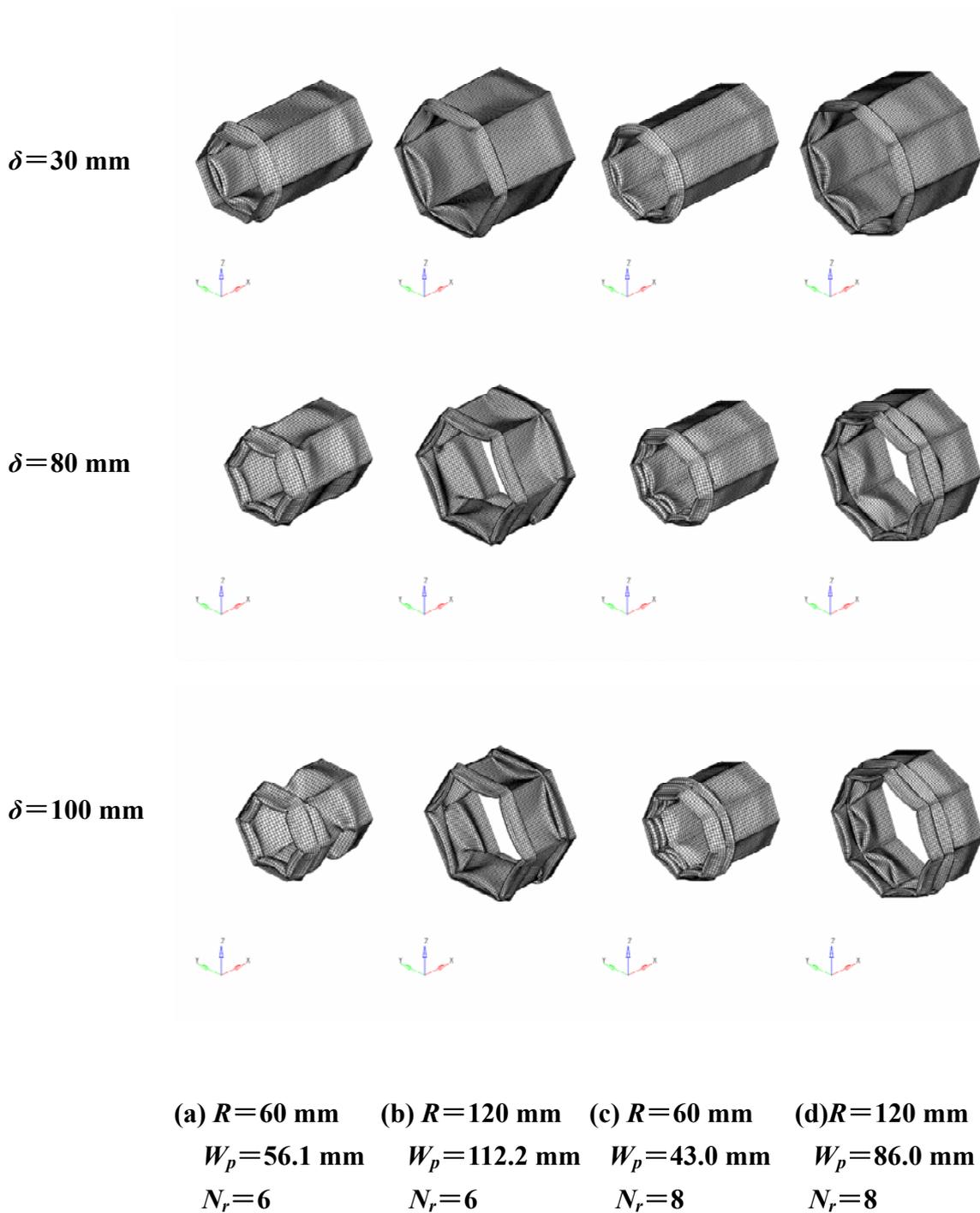


Fig. 2-11. Comparison of deformation mode obtained by the global analysis models with respect to the width of plane, W_p .

2.4.3 稜線部円弧長 L_r の影響

次に、多角形部材の断面を平面部とともに構成する稜線部の形状が、塑性座屈挙動に及ぼす影響を検討するため、図 2-3 に示す部分解析モデルの検討を行った。

図 2-12 に稜線部の内角 $\theta = 30, 60, 150$ deg. の場合の部分解析モデルの解析結果を示す。図中で、横軸は載荷点変位 δ 、縦軸は荷重 F である。また、実線、破線、点線はそれぞれ稜線部の内角 $\theta = 30, 60, 150$ deg. の場合の解析結果であり、それぞれ稜線部円弧長 $L_r = 7.73, 6.93, 2.07$ mm に相当する。図 2-12 から、荷重 F は、載荷点変位 δ の増大に伴い上昇し $\delta = 1$ mm 未満の微小変位にて最初の極大値 F_1 をとり、その後 2 番目の極大値 F_2 (最大値 F_{max}) をとった後、低下する傾向を示すことがわかる。この際、極大値 F_1 は稜線部円弧長 L_r によらず一定であるが、 F_{max} は稜線部円弧長 L_r が長いものほど大きく、 $L_r = 7.73$ mm の場合には、 $L_r = 2.07$ mm の場合と比べておおよそ 30 kN 高い値を示した。また、 F_{max} に対応する載荷点変位 δ も大きい結果となった。

図 2-13 にすべての部分解析モデルの解析結果をまとめたものを示す。図中で、横軸は稜線部円弧長 L_r 、縦軸は荷重 F の最大値 F_{max} である。図 2-13 からわかるように、最大荷重 F_{max} は L_r の増加に伴って増大することが認められ、稜線部の座屈荷重は稜線部円弧長 L_r に支配されることが判明した。ここで、第 1 ピークでの荷重 F_1 が稜線部円弧長 L_r によらずほぼ一定であるにもかかわらず、最大荷重 F_{max} に差異が生じた理由について考察する。部分解析モデルでは、図 2-3 中の a, b 部は、y および z 軸方向の変位を拘束しているため、変形初期には稜線部円弧長 L_r によらず同様の弾性変形が生じている。これにより、弾性座屈への分岐荷重に相当する F_1 は稜線部円弧長 L_r によらず一定となったと考えられる。しかし F_1 以降は、稜線部の剛性が稜線部円弧長 L_r に依存するため、変形の進行に伴う塑性変形量に差を生じたものと考えられる。すなわち、稜線部円弧長 L_r が長い場合には、短い場合に比べて稜線部が高い剛性を有しているため、塑性座屈発生までに軸方向圧縮によって生じる圧縮ひずみ量が大きくなる。これによって、最大荷重値 F_{max} の増大とピーク荷重発生時の載荷点変位 δ を高変位側にシフトさせたものと考えられる。

以上の結果から、座屈荷重は稜線部円弧長 L_r によって一意的に決定され、稜線部円弧長 L_r が長いほど座屈荷重は高くなると言える。すなわち、稜線部円弧長 L_r を大きくすることによって、高い荷重を得ることができ、優れた衝撃吸収性能を有する部材を実現できる。また、稜線部円弧長 L_r は本モデルのように稜線部の曲率半径 R_r が一定の場合には、稜線部の内角 θ を制御することによって座屈荷重を調整することも可能である。第 3 章にて座屈挙動と稜線部円弧長 L_r の関係について詳細に後述する。

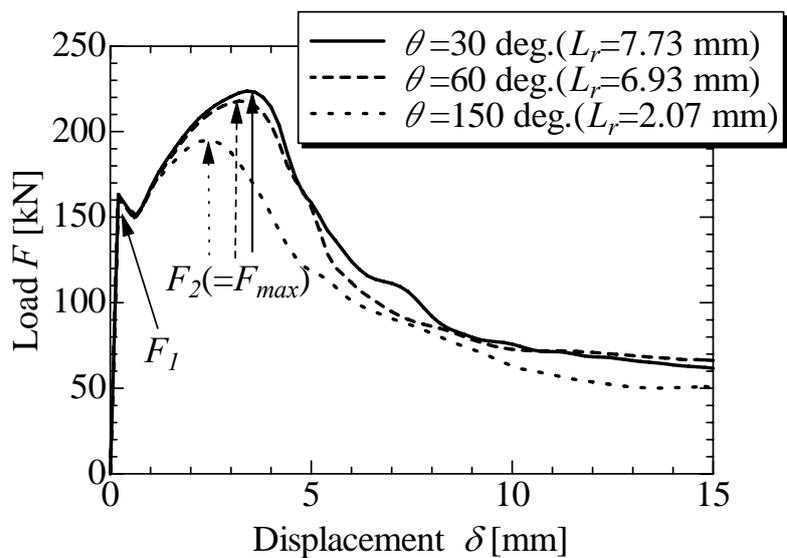


Fig. 2-12. Comparison of load-displacement responses obtained by the partial analysis models with respect to the arc length of ridgelines, L_r .

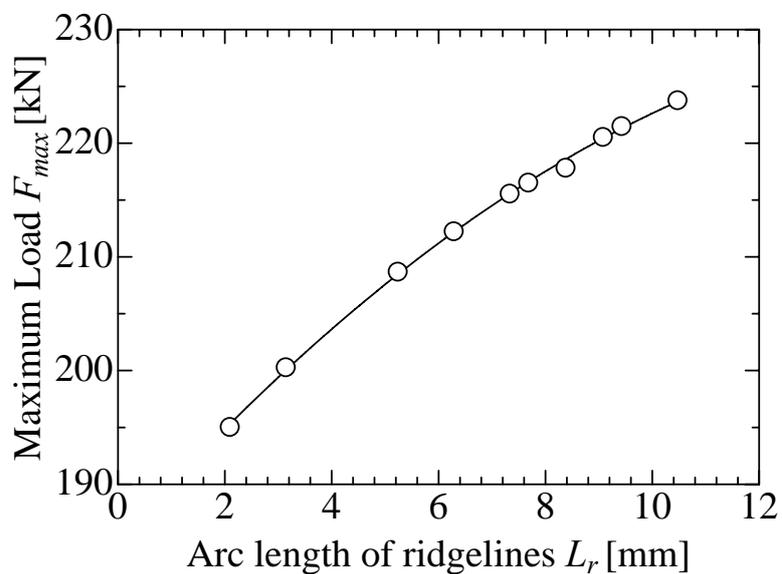


Fig. 2-13. Effect of the arc length of ridgelines, L_r , on the maximum load, F_{max} , obtained by the partial analysis models.

2.4.4 平面部幅 W_p と稜線部円弧長 L_r の最適設計

前節までの検討で、薄肉正多角形部材の塑性座屈挙動に影響を及ぼす形状パラメータの影響を明らかにすることができた。ここでは、2.4.1 で用いた外接円半径 $R = 60$ mm の正多角形部材の解析結果を再度用いて、衝撃吸収性能に優れた多角形部材を得るための最適設計(平面部幅 W_p と稜線部円弧長 L_r の最適化)について検討する。また、稜線数 N_r が衝撃吸収性能に及ぼす影響についても再度考察する。

図 2-14 に、外接円半径 $R = 60$ mm, 稜線数 $N_r = 12$, 平面部幅 $W_p = 28.92$ mm, 稜線部円弧長 $L_r = 2.09$ mm の正 12 角形部材と、外接円半径 $R = 60$ mm, 稜線数 $N_r = 16$, 平面部幅 $W_p = 21.50$ mm, 稜線部円弧長 $L_r = 1.57$ mm の正 16 角形部材の荷重-変位曲線を比較した結果を示す。図から、 $N_r = 16$ の部材では、 $N_r = 12$ の部材に比べて、 $\delta < 100$ mm の領域においては、短い座屈波長で変形が進行していることがわかる。一方、 $\delta > 100$ mm の領域においては、 $N_r = 12$ の部材が $\delta < 100$ mm の領域と同等の荷重で変形が進行しているのに対し、 $N_r = 16$ の部材では、荷重の極大値が徐々に小さくなっていくことがわかる。これは、 $N_r = 16$ の部材では、低変形領域においては、 $N_r = 12$ の部材に比べて平面部幅 W_p が小さいために、短い座屈波長で変形が進行するのに対し、高変形領域においては、 $N_r = 12$ 部材に比べて稜線部円弧長 L_r が小さいために、稜線部の塑性座屈荷重が低く、塑性座屈変形の進行過程で生じる荷重の変動に対し、安定した塑性座屈変形を維持できなかったためと考えられる。

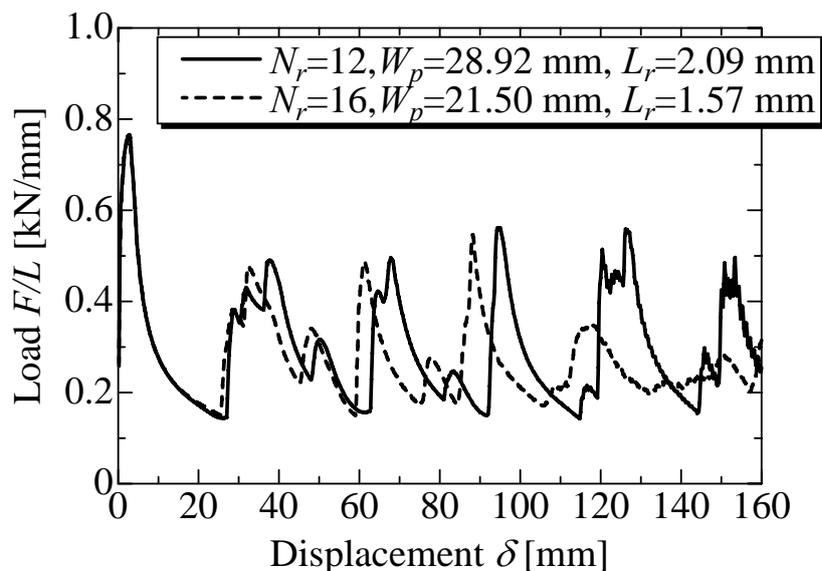


Fig. 2-14. Comparison of load-displacement responses between dodecagon ($N_r = 12$) and hexadecagon ($N_r = 16$) models.

図 2-15 に外接円半径 $R=30$ mm, 稜線数 $N_r=8$, 平面部幅 $W_p=21.50$ mm, 稜線部円弧長 $L_r=3.14$ mm の正 8 角形部材と外接円半径 $R=60$ mm, 稜線数 $N_r=16$, 平面部幅 $W_p=21.50$ mm, 稜線部円弧長 $L_r=1.57$ mm の正 16 角形部材の荷重-変位曲線を比較した結果を示す. 図から, 平面部幅 W_p が等しいことを反映して, $N_r=8$ の部材と $N_r=16$ の部材では, ほぼ同等の座屈波長で変形が進行していることがわかる. 一方, $N_r=16$ の部材は, $N_r=8$ の部材に比べて稜線部円弧長 L_r が小さいため, $N_r=8$ の部材より著しく低い荷重で変形が進行していることがわかる.

以上の結果から, 薄肉多角形部材の塑性座屈変形において, 座屈波長は平面部幅 W_p に, 荷重および座屈挙動の安定性は稜線部円弧長 L_r に支配されるという結論が得られる. また, このことを踏まえて, 図 2-7 の結果を再考すると, 稜線数 N_r が小さい領域 ($N_r \leq 12$) では, N_r の増加に伴って平面部幅 W_p が減少し座屈波長が短くなるため, 平均荷重 F_{ave}/L は上昇する傾向を示したと言える. 一方, 稜線数 N_r が過度に大きい領域 ($N_r > 12$) では, N_r の増加に伴って稜線部円弧長 L_r が減少し稜線部の剛性が小さくなるため, 平均荷重 F_{ave}/L は低下する傾向を示したと言える. すなわち, 優れた衝撃吸収性能を有する薄肉多角形部材を設計するためには, 下記のような考慮が必要である.

- (1) 座屈波長を短くするために平面部幅 W_p を十分に小さくする.
- (2) 高い座屈荷重と座屈挙動の安定性を維持するために稜線部円弧長 L_r を十分に大きくする.

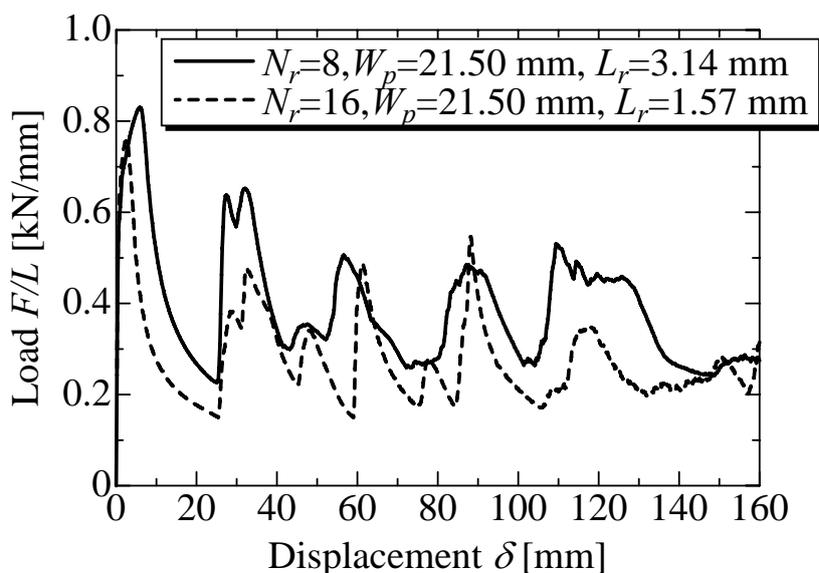


Fig. 2-15. Comparison of load-displacement responses between octagon ($N_r=8$) and hexadecagon ($N_r=16$) models.

2.4.5 高性能化のために具体的設計指針

最後に、本研究で実施した全ての正多角形部材の解析結果を再度整理し、具体的な設計値を例示する。

図 2-16 に、解析を行った全ての部材の平面部幅 W_p と単位周長あたりの平均荷重 F_{ave}/L との関係を示す。図中で、○は $L_r > 3.0$ mm, ●は $2.0\text{mm} < L_r < 3.0$ mm, ●は $L_r < 2.0$ mm, 破線は円筒部材の解析結果である。

本研究では、自動車用構造部材への適用を前提に解析条件を設定したが、図からわかるように、平均荷重 F_{ave}/L は概ね平面部幅 W_p に依存し、 $W_p < 50$ mm の範囲に設定することで、円筒部材よりも優れた衝撃吸収性能が得られることが明らかになった。ただし、 $W_p < 50$ mm の範囲においても、稜線部円弧長 L_r が小さい場合には、座屈挙動の安定性を維持できず、 $L_r < 2.0$ mm の範囲において、平均荷重 F_{ave}/L は、 $L_r > 3.0$ mm の場合に比べて著しく低下し、その傾向は、 $W_p < 20$ mm の範囲で非常に顕著であった。すなわち、本研究で扱った部材に関しては、平面部幅 W_p を 20~50 mm 程度とし、稜線部円弧長 L_r を 3.0 mm 以上とすることで、優れた衝撃吸収性能が得られることが明らかになった。

以上の構造設計指針を適用すれば、例えば、実際の自動車のように車種によって構造部材の断面寸法が異なる場合においても、統一した考えに基づいた効率的な設計が可能であり、短期間で高性能な部材を容易に得ることができる。加えて、本構造設計指針を適用すれば、現状の基本設計手法である潰れビード¹⁵⁾(クラッシュビード)の適用無しに、安定した蛇腹状の変形形態を得ることができると考えられる。

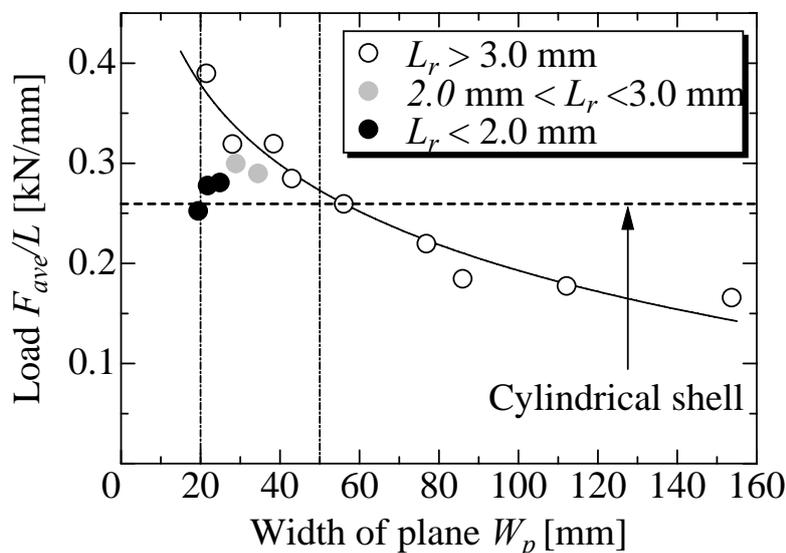


Fig. 2-16. Effect of the width of plane, W_p , and the arc length of ridgelines, L_r , on the average load, F_{ave}/L .

2.5 結 言

自動車の衝撃吸収部材への適用を想定した薄肉多角形部材を対象として、断面を構成する稜線数、稜線間の平面部幅、稜線部の形状などの形状因子が塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすべく FEM による数値解析を行った。得られた知見は、以下のようにまとめられる。

- (1) 薄肉多角形部材の塑性座屈波長は、平面部幅 W_p によって一意的に決定され、 W_p が小さいほど座屈波長は短くなる。
- (2) 薄肉多角形部材の塑性座屈荷重は、稜線部円弧長 L_r によって一意的に決定され、 L_r が大きいほど座屈荷重は高くなる。
- (3) 薄肉多角形部材の塑性座屈挙動の安定性は、稜線部円弧長 L_r に支配され、 L_r が小さ過ぎる場合には座屈挙動は不安定になる。
- (4) 上記のような知見を考慮することによって、自動車用衝撃吸収部材の具体的な部材形状を決定することが可能である。

参考文献

- 1) 渡邊憲一, “自動車用材料の高速変形に関する研究会成果報告書”, 日本鉄鋼協会, 東京, (2001), 25.
- 2) 谷正紀, 舟橋明男, “車体構造部材の塑性変形によるエネルギー吸収”, 自動車技術会論文集, Vol.16, (1978), pp.75-82.
- 3) Timoshenko, S.P. and Gere, J.M., Theory of Elastic stability, 2nd , Ed, McGraw-Hill, (1961).
- 4) Mao, R. and Lu, G., “Plastic buckling of Circular Cylindrical Shells under Combined in-Plane Loads”, *International Journal of Solid and Structures*, Vol. 38 (2001), pp.741-757.
- 5) Horton, W.H., Bailey, S. C. and Edwards, A. M., “Nonsymmetric Buckle Patterns in Progressive Plastic Buckling”, *Proc. Soc. Exp. Stress Analy.*, Vol.23, No.2 (1990), pp.433-444.
- 6) 森健司, 春山繁之, 牛島邦晴, 陳玳珩, “肉厚と変形を変化させた円筒の衝突エネルギー吸収特性”, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.3 (2005) pp.91-96.
- 7) 大久保嘉, 赤松瑩圀, 白沢和大, “閉じたハット断面部材の平均圧壊荷重”, 自動車技術会論文集, Vol.7, (1974), pp.49-53.
- 8) 山崎光悦, 韓晶, 石川秀樹, “円筒の衝撃座屈圧潰吸収エネルギー最大化設計に関する研究”, 日本機械学会論文集 (A編), Vol.64, No.620 (1998), pp.239-245.
- 9) Toi, Y., Yuge, K., Obata, K. and Nagayama, T., “Finite Element Crushing Analysis of Structural Components and Experimental Validations”, *SAE Paper*, (1987), 871246.
- 10) 綾紀元, 高橋邦弘, “車体のエネルギー吸収特性(第1報)”, 自動車技術会論文集, Vol.7, (1974), pp.60-66.
- 11) 林毅ほか, 軽構造の理論とその応用(下), JUSE 出版社, (1966).
- 12) PAM-CRASH Solver Notes Manual, ESI GROUP, (2002).
- 13) The Japan iron and Steel Federation, JFS A 2001(Cold Rolled Steel Sheets and Strip for Automobile use), (1998).
- 14) Tanimura, S., Mimura, K. and Takada, S., “Development of Dynamic Testing Apparatus with a Sensing Block and Its Applications”, *Proc. Annual Meeting of JSME/MMD*, Vol.B, No.98-5, (1998), pp.303-304.

- 15) 北川裕一, 萩原一郎, “衝突シミュレーション”, 自動車技術, Vol.47, No.4, (1993), pp.57-61.

第3章 薄肉正多角形部材の塑性座屈挙動 に及ぼす板厚の影響

3.1 緒言

薄肉多角形部材を対象として、薄肉で優れた衝撃吸収性能を示す部材を実現するために、第2章ではFEMによる数値解析を用いて、断面形状パラメーターが薄肉多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす影響を検討した。その結果、薄肉多角形部材の座屈波長は断面を構成する平面部幅 W_p に、座屈荷重の絶対値および連続的に発生する塑性座屈の安定性は稜線部円弧長 L_r にそれぞれ支配されることを明らかにした。しかし、部材を設計するためには、上記パラメーターの他に板厚 t を決定する必要がある。また板厚 t は、塑性座屈変形時に生じる荷重の絶対値を変化させるだけでなく、塑性座屈変形モードに影響を及ぼすことが知られている。特に、本研究が対象とする進行性座屈によって、部材の必要性能である衝撃エネルギー吸収量が決定される場合においては、板厚 t が変形モードに及ぼす影響を理解することは重要である。

塑性座屈挙動に及ぼす板厚 t の影響に関する研究としては、円筒や角筒部材の特定形状について過去数多くの研究¹⁾⁻⁹⁾がなされてきている。たとえば、変形モードに関しては、円筒部材の場合は、板厚 t を低減すると塑性座屈変形挙動が軸対称モードから非軸対称モードへと変化する事、また角筒部材の場合は、板厚 t を低減すると塑性ヒンジの減少の原因になる Non-Compact モードが現れる¹⁰⁾ことなどが明らかにされている。さらに、進行性座屈にて吸収できるエネルギー量(平均座屈荷重)に及ぼす板厚 t の影響としては、円筒部材を対象とした森ら¹¹⁾の研究、角筒部材を対象とした谷らの研究²⁾があり、板厚によって平均座屈荷重が大きく変化することが示されている。

ところで、これまでの研究は円筒や角筒の特定形状に対して、板厚 t が塑性座屈挙動に及ぼす影響について論じたものが多数であり、各種断面形状に対して荷重変動が小さく、短い座屈波長を有する塑性座屈挙動を実現するための板厚設計指針ならびに稜線数が6つ以上の薄肉多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす板厚 t の影響については、論じられていないのが現状である。

そこで本章では、衝撃吸収部材への適用を想定した薄肉多角形部材を対象として、部材の板厚 t が塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすることを試みた。加えて、第2章で検討した断面形状パラメーターの平面部幅 W_p 、稜線部円弧長 L_r と板厚 t との相互作用についても考察した。なお検討にはFEMを用い、個々の因子の影響を定量化するとともに、薄肉多角形部材の設計指針を提示することを目的とした。

3.2 対象部材の概要

図 3-1 に正 6 角形部材を例として、本研究で扱った薄肉多角形部材の模式図を示す。ここでは、正多角形部材の板厚を t 、外接円半径を R 、全長を H 、稜線数を N_r 、稜線部の曲率半径 R_r によって形成された稜線部の円弧長を $L_r (= 2\pi R_r / N_r)$ 、平面部幅(稜線間の距離)を W_p 、断面周長を $L (= N_r(L_r + W_p))$ とし、板厚 t とそれぞれの形状パラメーターが塑性座屈挙動に及ぼす影響について検討した。この際、部材に作用する荷重を F 、載荷点変位を δ とし、 $\delta = 0 \sim 160$ mm での荷重 F の平均値を F_{ave} とした。なお、下付きの添え字 r は稜線を、 p は平面部を、 ave は平均値をそれぞれ意味する。

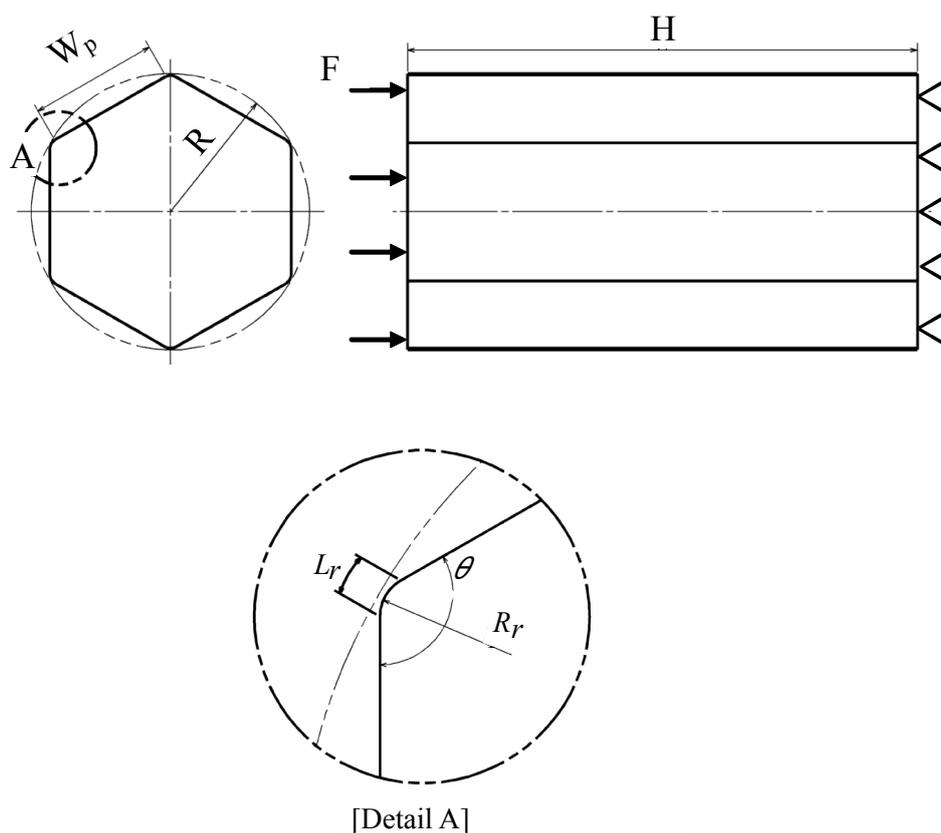


Fig. 3-1. Schematic drawing of a thin-walled polygonal shell member ($N_r=6$).

3.3 解析方法

3.3.1 解析モデル

本章では、動的陽解法汎用 FEM コード Pam-Crash ver.2001.1¹²⁾を用い、板厚 t とそれぞれの断面形状パラメーターが塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすべく多角形部材について検討を行った。ここでは、部材軸方向である x 軸方向に、速度 $V=15$ km/h (4.17 m/s) にて剛体壁を衝突させ、部材が生じる塑性座屈挙動を評価した。

図 3-2 に検討に用いた数値解析モデルの概観を示す。最初に、塑性座屈挙動に及ぼす板厚 t の影響を検討するために、外接円半径 R を 60 mm、稜線数 N_r を 8 に固定し、板厚 $t=1.0, 1.6, 2.0$ mm の場合について解析を行った。次に、平面部幅 W_p と板厚 t との相互作用を検討するために、外接円半径 $R=30, 60, 120$ mm、稜線数 $N_r=4, 6, 8$ ($W_p=21.5\sim 153.7$ mm)、板厚 $t=1.0, 1.6, 2.0$ mm の場合について解析を行った。さらに、稜線部円弧長 L_r と板厚 t との相互作用を検討するために、外接円半径 R を 60 mm に固定し、稜線数 $N_r=4\sim 18$ ($L_r=1.40\sim 6.28$ mm)、板厚 $t=1.0, 1.6, 2.0$ mm の場合について解析を行った。なお、いずれの解析においても、稜線部の曲率半径 R_r は 4 mm、部材長さ H は 220 mm とした。

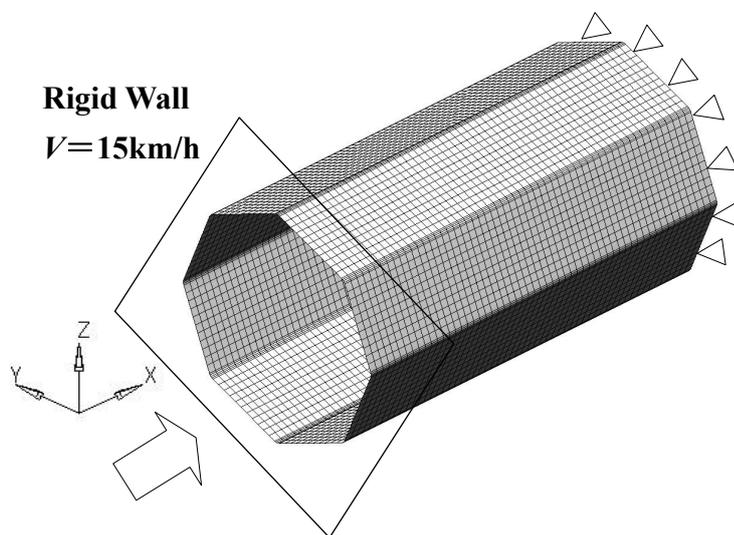


Fig. 3-2. Global FEM model of thin-walled polygonal shell member ($N_r=8$).

3.3.2 材料特性

解析には、第2章と同じJSC590Y¹³⁾相当の590 MPa級の複合組織型高張力鋼板を想定した材料特性を用いた。表3-1に解析に用いた材料特性の一覧を示す。

Table 3-1. Mechanical properties of the material.

Material grade		JSC590Y ¹³⁾
Young's modulus	E [GPa]	206
Poisson's ratio	ν	0.30
Yield stress	YS [MPa]	250
Cowper-Symonds	D [1/s]	2.14×10^5
parameter	P	2.68

3.3.3 境界条件

解析においては、第2章の全体解析モデルと同様の境界条件を適用した。変位境界条件は、衝突端側はx軸方向並進成分以外のすべての自由度を拘束し、固定端側はすべての自由度を拘束した。また、試験体の圧壊量は160 mmとした。さらに、要素分割は2 mm×2 mmを基本とし、細かい座屈しわを表現できるように配慮した。また、使用した要素はいずれもBelytschko-Wong-Chiang¹²⁾シェルであり、板厚方向に5個の積分点を設けた。また、座屈変形の進行に伴う部材の自己接触を模擬するため、各要素には部材の板厚を考慮した接触判定機能を適用した。

3.4 解析結果および考察

3.4.1 板厚 t の影響

図3-3に外接円半径 $R=60$ mm, 稜線数 $N_r=8$, 板厚 $t=1.0, 1.6, 2.0$ mm の場合の解析結果を示す。図中で、横軸は載荷点変位 δ , 縦軸は単位断面積あたりの荷重 F/Lt である。また、実線、破線、点線はそれぞれ板厚 $t=1.0, 1.6, 2.0$ mm の場合の解析結果である。図から、板厚 $t=1.6, 2.0$ mm の場合には、最初の荷重極大点以降においても極大点が明瞭であるのに対して、板厚 $t=1.0$ mm の場合には、載荷点変位 δ

=30mm 以降において極大点は不明瞭であり荷重変動は小さいことがわかる。また、断面積で規格化しているにもかかわらず、極大点における荷重 F/Lt は、板厚 t によって変化することがわかる。

以上の結果から、薄肉多角形部材の塑性座屈過程における荷重履歴は、第2章で論じた断面形状因子(稜線数 N_p , 平面部幅 W_p , 稜線部円弧長 L_p)のほか、板厚 t に依存することが明らかになった。すなわち、塑性座屈過程における荷重履歴は、単に板厚 t に対して比例的に変化するだけでなく、断面形状因子との相互作用の影響を受けることが判明した。

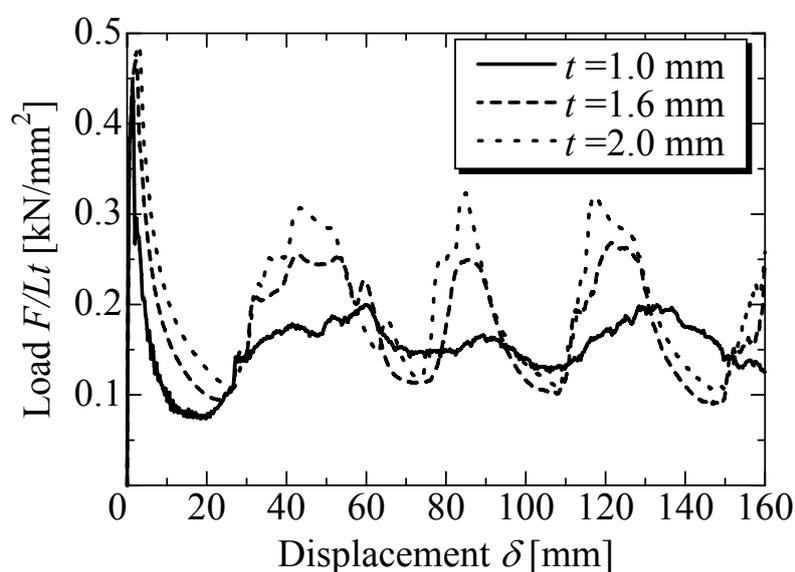


Fig. 3-3. Comparison of load-displacement responses obtained by finite element analyses with respect to the thickness, t ($N_r=8$, $R=60$ mm).

3.4.2 板厚 t と平面部幅 W_p の相互作用

図 3-4 に外接円半径 $R=30, 60, 120$ mm, 稜線数 $N_r=8$, 板厚 $t=1.0$ mm の場合の解析結果を示す. 図中で, 横軸は載荷点変位 δ , 縦軸は単位断面積あたりの荷重 F/Lt である. また, 実線, 破線, 点線はそれぞれ外接円半径 $R=30, 60, 120$ mm の場合の解析結果であり, それぞれ平面部幅 $W_p=21.5, 43.0, 86.0$ mm に相当する. 図から, $W_p=43.0, 86.0$ mm の場合には, 最初の荷重極大点以降に明瞭な極大点が認められないのに対して, $W_p=21.5$ mm の場合には, 荷重極大点は明瞭であり, 極大点での荷重 F/Lt も $W_p=43.0, 86.0$ mm の場合に比べて著しく大きいことがわかる. すなわち, 薄肉の板厚 $t=1.0$ mm においても, 平面部幅 W_p を低下させると, 荷重の極大点が明瞭になることが判明した. 換言すれば, 塑性座屈挙動は, 平面部幅 W_p と板厚 t の両方の影響を受けることが示唆された.

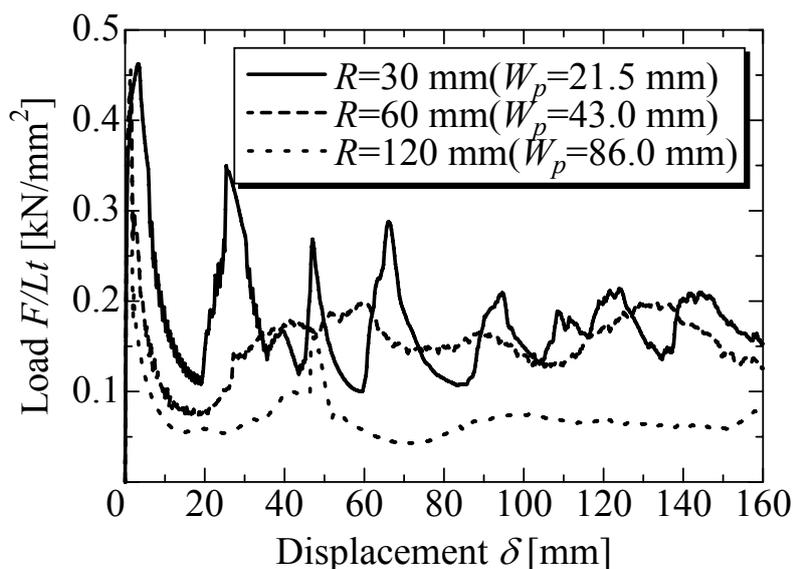


Fig. 3-4. Comparison of load-displacement responses obtained by finite element analyses with respect to the width of plane, W_p ($N_r=8, t=1.0$ mm).

図 3-5 に外接円半径 $R=30, 60, 120$ mm, 稜線数 $N_r=4, 6, 8$, 板厚 $t=1.0, 1.6, 2.0$ mm の場合の解析結果をまとめたものを示す. 図中で, 横軸は平面部幅 W_p , 縦軸は $\delta=0\sim 160$ mm の領域での単位断面積あたりの平均荷重 F_{ave}/Lt である. また, 実線, 破線, 点線は, それぞれ板厚 $t=1.0, 1.6, 2.0$ mm 部材の平均荷重と平面部幅 W_p の相関を示す曲線であり, \circ, \odot, \bullet は, それぞれ稜線数 $N_r=4, 6, 8$ の場合の解析結果である. 図 3-5 に示すように, 平均荷重 F_{ave}/Lt は平面部幅 W_p の増加にともなって低下する傾向を示すことがわかる. また, この際, 平均荷重 F_{ave}/Lt は板厚毎に平面部幅 W_p で整理でき, 平面部幅 W_p が同一である場合, 板厚 t が小さいほど平均荷重 F_{ave}/Lt が小さいことがわかる.

以上の結果を踏まえて, 図 3-6 に図 3-5 の結果を, 平面部幅と板厚の比 W_p/t で再整理した結果を示す. なお, 図中の実線は次式で表される関数である.

$$F_{ave}/Lt = k \times \left(\frac{W_p}{t} \right)^{-0.5} \quad (3-1)$$

図 3-6 に示すように, すべての解析結果について, 単位断面積あたりの平均荷重 F_{ave}/Lt は, W_p/t をパラメータとする単一曲線によって整理できることが判明した. なお, 式(3-1)中の W_p/t は, 薄板座屈時の体積エネルギーを考慮して算出した座屈圧縮応力 σ_{cr} ⁹⁾ 式中の板厚と辺長さの比で表される項と同様であり, 平面部の曲げ剛性を支配する幾何学的因子の一つである. また, 式(3-1)中の k は, 材料特性と境界条件に依存するパラメータであり, ここでは $k=0.923$ であった.

以上の結果から, 薄肉多角形部材の塑性座屈過程における平均荷重 F_{ave}/Lt は, 平面部の曲げ剛性を支配する因子である平面部幅と板厚の比 W_p/t によって一意的に決定されることが明らかになった. すなわち, 設計要件に応じて平面部幅 W_p もしくは板厚 t を適切にコントロールすることによって, 所望の衝撃吸収性能を有する部材を実現できることが示唆された.

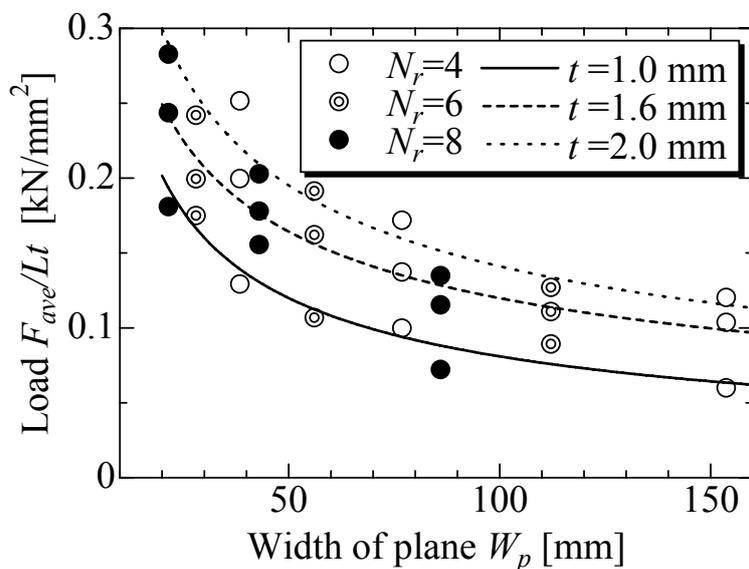


Fig. 3-5. Effect of the width of plane, W_p , and the thickness, t , on the average load, F_{ave}/Lt .

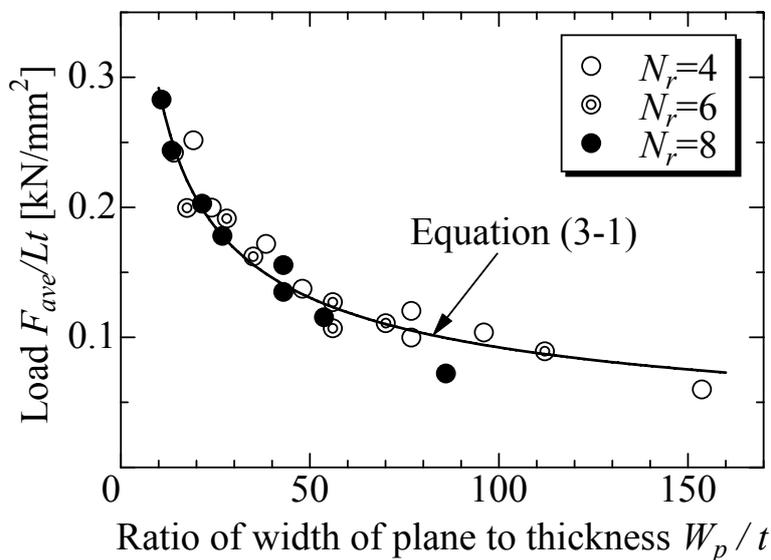


Fig. 3-6. Relationship between the thickness ratio of plane region, W_p/t , and the average load, F_{ave}/Lt ($N_r=4-8$).

3.4.3 板厚 t と稜線部円弧長 L_r の相互作用

図 3-7 に検討を行った全ての部材の解析結果を示す(図 3-6 の結果に $N_r > 10$ の結果を追加). 図中で, 横軸は平面部幅の板厚に対する比 W_p/t であり, 縦軸は $\delta = 0 \sim 160$ mm の領域での単位断面あたり平均荷重 F_{ave}/Lt である. また, ○は稜線数 $N_r = 4, 6, 8$ (稜線部円弧長 $L_r > 3.0$ mm), ●は稜線数 $N_r = 10 \sim 18$ (稜線部円弧長 $L_r < 3.0$ mm) の場合の解析結果である. また, 実線は式(3-1)で与えられる関数である. 図から, 稜線部円弧長 $L_r < 3.0$ mm の場合の平均荷重 F_{ave}/Lt は, 同じ平面部幅板厚比 W_p/t の稜線部円弧長 $L_r > 3.0$ mm の場合に比べて低いことがわかる. また平均荷重 F_{ave}/Lt と W_p/t との関係は, $L_r > 3.0$ mm の場合には式(3-1)を満足するのに対し, $L_r < 3.0$ mm の場合には式(3-1)から外れることがわかる.

図 3-8 に $L_r < 3.0$ mm の部材に対する解析結果を再整理する. 図中で, 横軸は稜線部の円弧長 L_r , 縦軸は単位断面あたりの平均荷重 F_{ave}/Lt である. また, ○, ◎, ●は板厚 $t = 1.0, 1.6, 2.0$ mm の部材の解析結果である. 図から, 単位断面あたりの平均荷重 F_{ave}/Lt は, 板厚 t と稜線部円弧長 L_r に依存し, 板厚 t , 稜線部円弧長 L_r が小さいほど低下することがわかる. また, 薄肉材ほど平均荷重 F_{ave}/Lt におよぼす稜線部円弧長 L_r の影響が大きい. すなわち, 図 3-7 において, $L_r < 3.0$ mm の部材の解析結果が式(3-1)で与えられる曲線から外れた理由として, 稜線部円弧長 L_r が小さい領域では, 平均座屈荷重 F_{ave}/Lt は W_p/t 以外に稜線部円弧長 L_r の影響を受けるためであると考えられる.

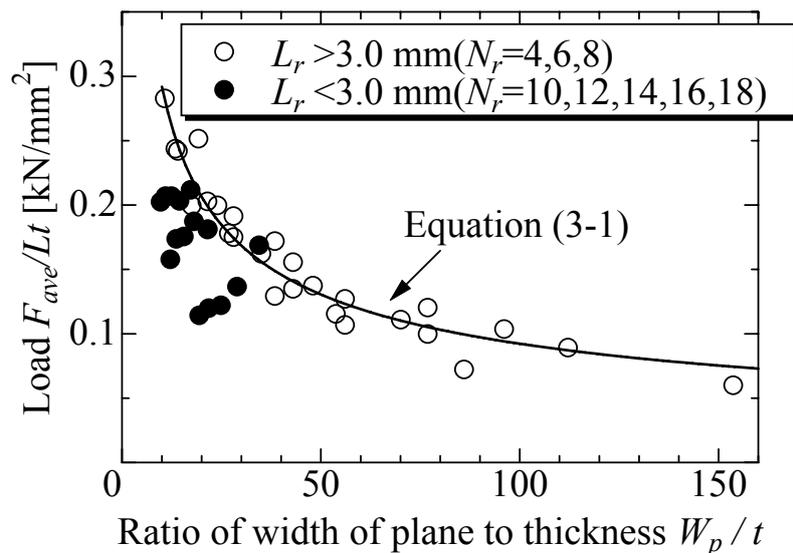


Fig. 3-7. Relationship between the ratio, W_p/t , and the average load, F_{ave}/Lt ($N_r = 4-18$).

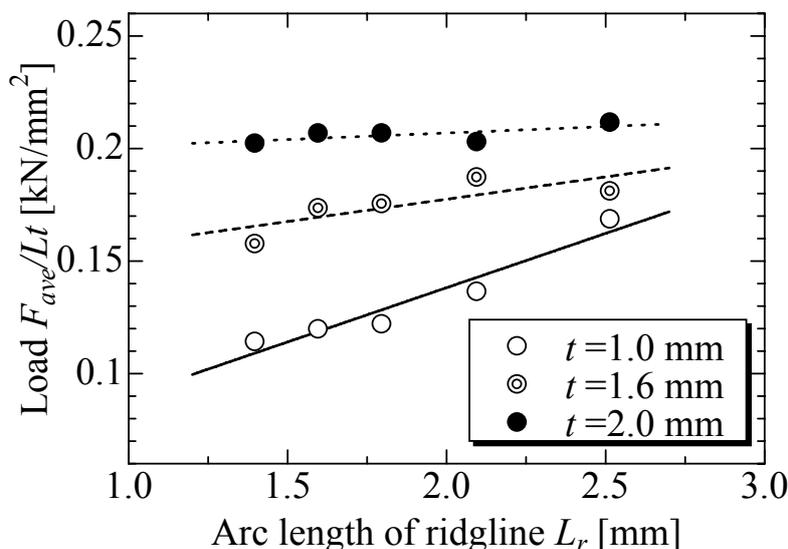


Fig. 3-8. Effect of the arc length of ridgelines, L_r , and the thickness, t on the average load, F_{ave}/Lt .

図 3-9 に、外接円半径 $R=60$ mm, 稜線数 $N_r=4\sim 18$, 板厚 $t=1.0, 1.6, 2.0$ mm の部材の解析結果を, 式(3-1)に基づいて次式で規格化した結果を示す.

$$Z^* = \frac{F_{ave}/Lt}{k \times \left(\frac{W_p}{t} \right)^{-0.5}} \quad (3-2)$$

図中で、横軸は稜線部の断面積 $L_r t$, 縦軸は規格値 Z^* である。また、○, ◎, ●は板厚 $t=1.0, 1.6, 2.0$ mm の部材の解析結果である。図から、稜線部断面積 $L_r t$ の増加に伴い規格値 Z^* は増大し、 $L_r t=5$ mm² でほぼ $Z^*=1$ に近づくことがわかる。すなわち、稜線部断面積 $L_r t$ が十分に大きければ、薄肉多角形部材の座屈荷重は、平面部幅板厚比 W_p/t のみで支配されることを意味する。ただし、 $L_r t < 5$ mm² での挙動は、板厚 t によって異なっており、板厚 $t=1.6, 2.0$ mm の部材では、規格値 Z^* は稜線部断面積 $L_r t$ に対して単調に増加し $Z^*=1$ に近づくのに対して、板厚 $t=1.0$ mm の部材では、 $L_r t=3$ mm² 付近に $Z^*=1$ を超える領域が存在した。

図 3-10 に、板厚 $t=1.0, 2.0$ mm, $N_r=8$ 部材の载荷点変位 $\delta=50$ mm における変形図を比較して示す。図から、 $t=1.0$ mm の場合は $t=2.0$ mm の場合に比べ、生成した座屈しわの曲げ半径が小さいことがわかる。また、薄肉ほど軸方向荷重によって生じる

座屈波形の波長は短いために、 $t=1.0\text{mm}$ の場合の後続の座屈起点は、 $t=2.0\text{mm}$ の場合に比べよりしわ集積部近傍位置する。その結果、 $t=1.0\text{mm}$ の場合は座屈起点における周長増加がしわ集積部によって拘束された状態で生じる。これによって、一様な周長増加を必要とする軸対称座屈を連続的に発生することができず、薄肉円筒部材において生じる非軸対称モードに近い塑性座屈挙動となった。従って、他の部材とは異なる挙動を示したのである。

以上の結果から、薄肉多角形部材の塑性座屈過程における平均荷重 F_{ave}/Lt は、基本的には、平面部幅板厚比 W_p/t によって一意的に決定されるものの、稜線部の剛性が非常に小さい場合には、稜線部断面積 $L_r t$ にも依存することが明らかになった。すなわち、式(3-1)で与えられる衝撃吸収性能を達成するためには、稜線部の剛性を十分に確保する必要があることが示唆された。

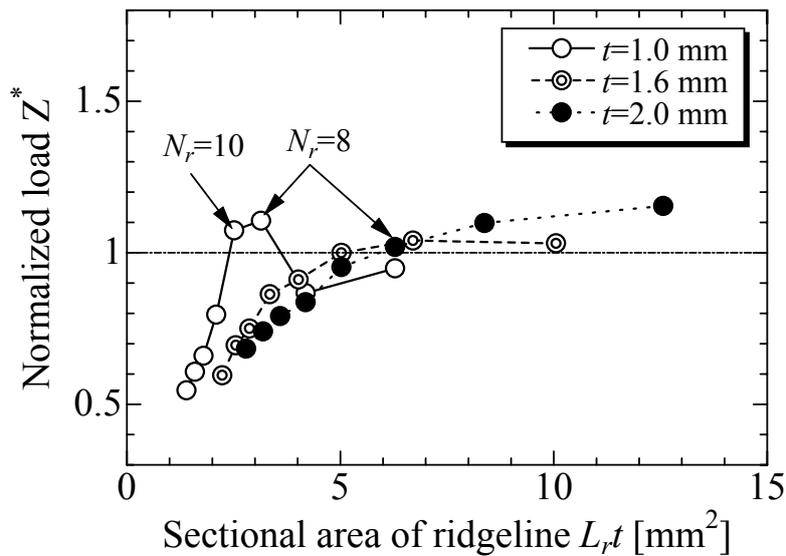


Fig. 3-9. Relationship between the sectional area of ridgeline, $L_r t$, and the normalized load, Z^* , defined by Eq. (3-2).

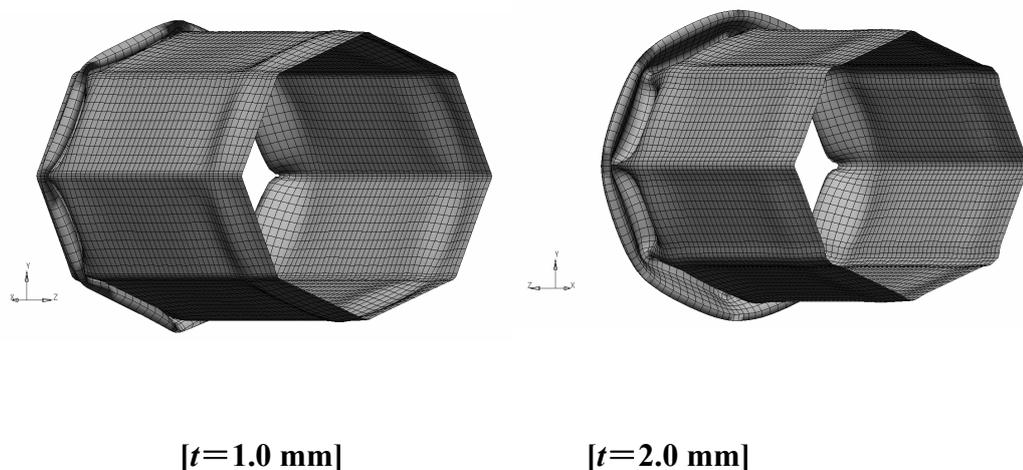


Fig. 3-10. Comparison of the deformation behaviors between $t=1.0$ mm and $t=2.0$ mm of octagonal models ($N_r=8$).

3.4.4 薄肉多角形部材設計指針

最後に、本研究で実施した全ての正多角形部材の解析結果を再度整理し、具体的な設計指針を例示する。

図 3-11 に、解析を行った全ての部材について、単位断面積あたりの平均荷重 F_{ave}/Lt を平面部幅板厚比 W_p/t および稜線部断面積 $L_r t$ をパラメータとして整理する。図中で、○～◎は平均荷重 F_{ave}/Lt のレベルをそれぞれ示す。図から、平均荷重 F_{ave}/Lt は、平面部幅板厚比 W_p/t が小さく、稜線部断面積 $L_r t$ が大きいほど大きくなる傾向にあることがわかる。塑性座屈挙動に及ぼす荷重入力方向、部材長の影響に関しては議論の余地はあるが、本章で扱った条件の場合、 $W_p/t \leq 20$, $L_r t \geq 5 \text{ mm}^2$ 程度に設計することによって、 $F_{ave}/Lt > 0.20 \text{ kN/mm}^2$ の優れた衝撃吸収性能を実現できることがわかる。

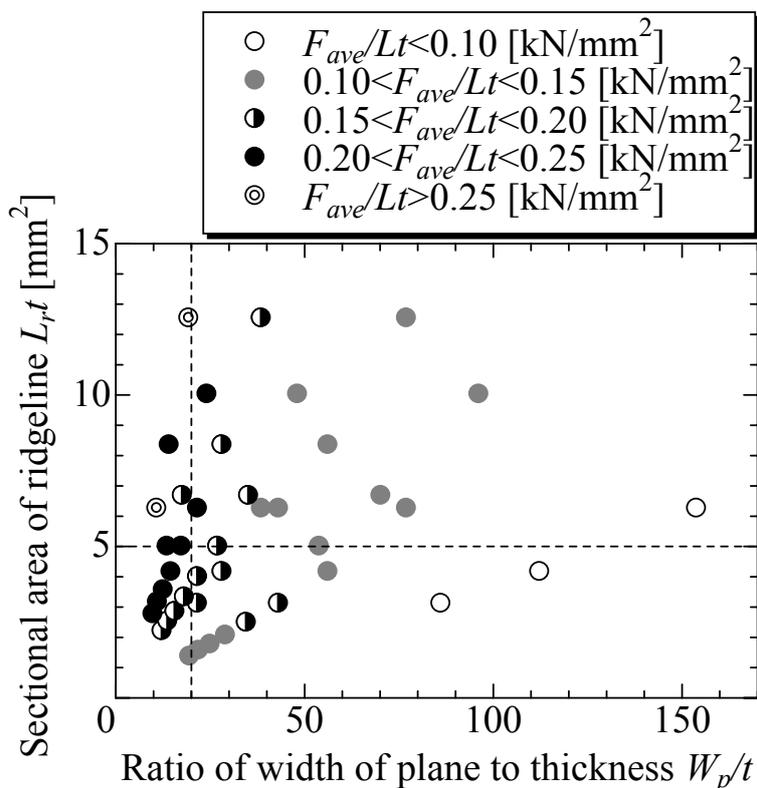


Fig. 3-11. Effect of the thickness ratio of plane region, W_p/t , and the sectional area of ridgeline, $L_r t$, on the average load, F_{ave}/Lt .

3.5 結 言

自動車用の衝撃吸収部材への適用を想定した薄肉多角形部材を対象として、部材の板厚が塑性座屈挙動に及ぼす影響ならびに断面形状パラメーターと板厚との相互作用についてFEMを用いた定量的な解析を行った。得られた知見は、以下のようにまとめられる。

- (1) 薄肉多角形部材の塑性座屈過程における荷重履歴は、断面形状因子(稜線数 N_r , 平面部幅 W_p , 稜線部円弧長 L_r)のほか、板厚 t に依存する。
- (2) 薄肉多角形部材の塑性座屈過程における荷重履歴は、単に板厚 t に対して比例的に変化するだけでなく断面形状因子との相互作用の影響を受ける。

- (3) 薄肉多角形部材の塑性座屈過程における平均荷重 F_{ave}/Lt は、基本的には、平面部幅板厚比 W_p/t によって一意的に決定されるものの、稜線部の剛性が非常に小さい場合には、稜線部断面積 $L_r t$ にも依存する。
- (4) 本章で扱った材料の場合、平面部幅板厚比 $W_p/t \leq 20$ 、稜線部断面積 $L_r t \geq 5 \text{ mm}^2$ に制御することで、単位断面積あたりの平均荷重 $F_{ave}/Lt > 0.20 \text{ kN/mm}^2$ の優れた衝撃吸収性能有する部材を実現できる。

参考文献

- 1) 綾紀元, 高橋邦弘, “車体のエネルギー吸収特性(第1報)”, 自動車技術会論文集, Vol.7, (1974), pp.60-66.
- 2) 谷正紀, 舟橋明男, “車体構造部材の塑性変形によるエネルギー吸収”, 自動車技術会論文集, Vol.16, (1978), pp.75-82.
- 3) Mao, R. and Lu, G., “Plastic buckling of Circular Cylindrical Shells under Combined in-Plane Loads”, *International Journal of Solid and Structures*, Vol.38, (2001), pp.741-757.
- 4) Horton, W.H., Bailey, S. C. and Edwards, A. M., “Nonsymmetric Buckle Patterns in Progressive Plastic Buckling”, *Proc. Soc. Exp. Stress Analy.*, Vol.23, No.2, (1990), pp.433-444.
- 5) Abramowicz, W. and Jones, N., “Dynamic axial crushing of square tubes”, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.2, (1984), pp.179-208.
- 6) 大久保嘉, 赤松瑩圀, 白沢和大, “閉じたハット断面部材の平均圧壊荷重”, 自動車技術会論文集, Vol.7, (1974), pp.49-53.
- 7) 山崎光悦, 韓晶, 石川秀樹, “円筒の衝撃座屈圧潰吸収エネルギー最大化設計に関する研究”, 日本機械学会論文集(A編), Vol.64, No.620, (1998), pp.239-245.
- 8) Toi, Y., Yuge, K., Obata, K. and Nagayama, T., “Finite Element Crushing Analysis of Structural Components and Experimental Validations”, *SAE Paper*, (1987), 871246.
- 9) Timoshenko, S.P. and Gere, J.M., *Theory of Elastic Stability*, 2nd, Ed, McGraw-Hill, (1961).

- 10) Mahmood, H.F. and Paluszny, A., “Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management—Their Strength and Mode of Collapse”, *Trans. SAE. 90 Section 4*, 4039-4050, (1981), paper no.811302.
- 11) 森健司, 春山繁之, 牛島邦晴, 陳玳珩, “肉厚と変形を変化させた円筒の衝突エネルギー吸収特性”, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.3, (2005), pp.91-96.
- 12) PAM-CRASH Solver Notes Manual, ESI GROUP, (2002).
- 13) The Japan Iron and Steel Federation, JFS A 2001(Cold Rolled Steel Sheets and Strip for Automobile Use), (1998).

第4章 薄肉多角断面部材の塑性座屈挙動 に及ぼす断面凹型化の効果

4.1 緒言

自動車用衝撃吸収部材には、地球環境保護を背景とした省燃費化のための部材質量低減^{1), 2)}と衝突安全性のさらなる向上^{3), 4)}が求められ、薄肉で優れた衝撃エネルギー吸収性能を示す部材が求められている。この要望を満足するために、鋼板製の部材の場合は、おもに引張強度の高い材料に置換する手法(高強度鋼板の適用)⁵⁾⁻⁹⁾が用いられている。ところが、形状によって衝撃吸収性能に及ぼす材料置換の効果は異なる。また、近年自動車の衝突安全性向上に対する要求は多様化してきおり、自動車の車体構造は年々変化してきている。なかでも、クラッシュボックス(第1章の図1-10)は、15 km/hの軽衝突における修理費低減¹⁰⁾と64 km/hの高速衝突時において乗員を保護することが求められる部品で、1990年代の後半から自動車に適用されるようになってきた。クラッシュボックスは、設計上の制約から部材長が短いために、小さい変形量で高い衝撃エネルギー吸収量を発揮する特性が求められ、自動車に装着される衝撃吸収用の部材の中で、衝撃吸収性能に対する要求がもっとも厳しい部品である。

これまでに本研究では、部材全長にわたり塑性座屈変形を繰り返し発生させ、衝撃吸収性能を高める部材設計技術に関して論じてきた。第2章、第3章では、FEMによる数値解析を用いて、薄肉正多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす板厚 t 、平面部幅 W_p および稜線部円弧長 L_r の影響を検討した。その結果、ある程度の稜線部剛性を確保すれば、薄肉多角形部材の座屈波長が断面を構成する平面部幅の板厚に対する比(W_p/t)によって一意的に決定されることが明らかになった。すなわち、稜線部にある程度の剛性を確保する設計条件と W_p/t を小さくする設計条件を両立することで、座屈波長の短い塑性座屈挙動が得られ、高い衝撃吸収性能を有する薄肉多角形部材が実現可能となることが判明した。これらの知見は、単純な正多角形断面形状を持つ部材に関して得られたものであるが、座屈挙動の支配要因が平面部幅、稜線部の円弧長と板厚であるということを勘案すると、その結論が、正多角形断面以外にも適用でき、実際のクラッシュボックスを設計する技術として適用できると考えられる。

このようなことから本章では、第2章、第3章で検討した研究結果を発展させ、実車に装着されているクラッシュボックスを想定した薄肉多角形部材に対して、限られた断面の中で平面部幅を適正範囲に制御でき、かつ座屈荷重を支配する稜線が多数配

置可能となる凹型形状を断面の一部に導入し、衝撃吸収性能と設計自由度のさらなる改善を図ることを試みた。なお、検討には FEM による数値解析を用い、導入した凹型形状が塑性座屈挙動に及ぼす影響について検討し、塑性座屈挙動に及ぼす凹部深さ、凹底幅の影響について定量化した。また、その検討結果から前章までの知見に基づいた衝撃吸収部材の設計指針の妥当性を検証するとともに、断面の一部に凹部を有する新しい薄肉多角形部材を提案する。

4.2 対象部材

図 4-1 に、本研究で扱った薄肉多角形部材を示す。ここでは、自動車用の衝撃吸収部材(クラッシュボックス)のほとんどがアスペクト比 1~2 程度の矩形断面であることを考慮し、アスペクト比が大きい、すなわち長い平面部幅を有し塑性座屈挙動がもっとも不安定となるアスペクト比 2 程度の場合(長辺 150 mm, 短辺 76 mm の矩形断面)を基本外郭形状として検討を行った。図 4-1(a)は、第 2 章, 第 3 章までの知見をもとに、基本外郭形状の四隅を面取りし衝撃吸収特性の改善を図った 8 角形部材であり、図 4-1(b)は、基本となる 8 角形部材の側面に、それぞれ 2 本の凹型形状を導入した凹部導入 8 角形部材である。なお、凹部導入 8 角形部材の具体的な寸法は、図 4-2 に示すとおりであり、第 2 章, 第 3 章までの知見をもとに、稜線部の円弧長が 5 mm 以上、平面部幅が 20~30 mm となるように設計した。 t , H はそれぞれ部材の板厚および全長、 d_g , W_g , θ_g はそれぞれ凹部深さ、凹底幅、凹部形成角であり、 L は断面全体の周長である。 F , δ はそれぞれ部材軸方向に作用する荷重および載荷点変位であり、 F_n は荷重 F の n 番目の極大値、 F_{ave} は $\delta = 0 \sim 120$ mm 領域での荷重 F の平均値である。また、 w は平面部の面外方向の変位である。

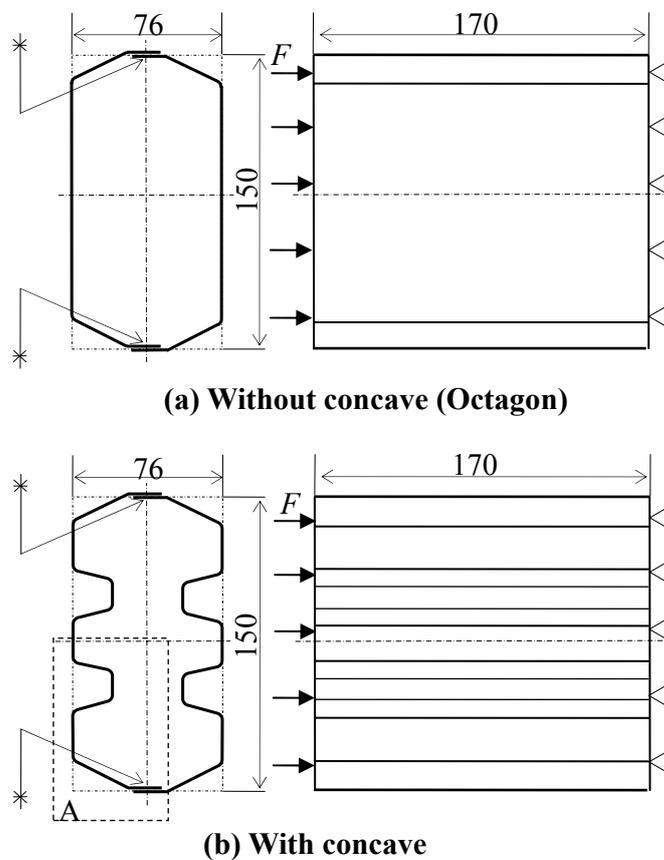


Fig. 4-1. Schematic drawing of crash boxes.

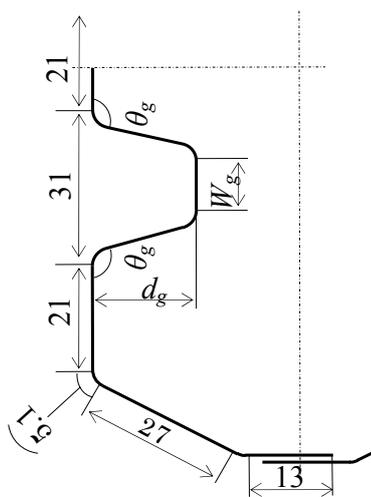


Fig. 4-2. Detail of concave geometry.

4.3 解析方法

4.3.1 解析条件

解析は、動的陽解法汎用 FEM コード LS-DYNA ver.970¹¹⁾を用いて、表 4-1 に示す凹部形状を有するモデルの塑性座屈挙動に関して検討した。ここでは、部材軸方向である x 軸方向に、速度 $v=15$ km/h (4.17 m/s) にて剛体壁を衝突させ、部材が生じる塑性座屈挙動を評価した。

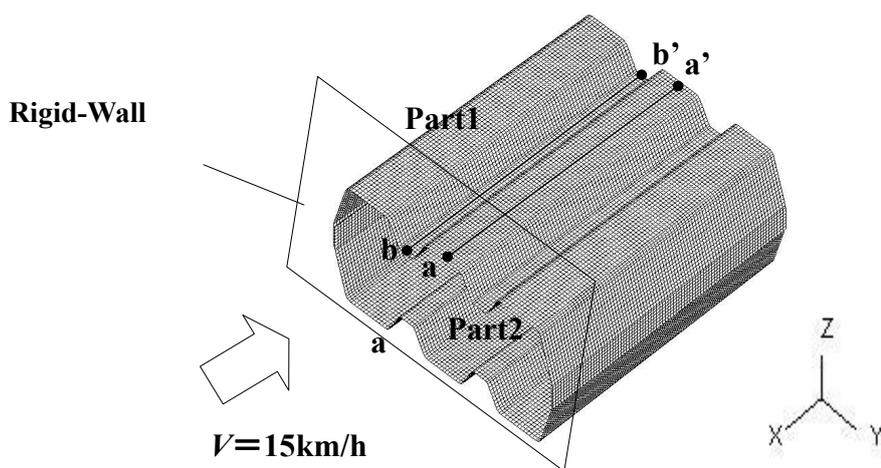
図 4-3 に解析モデルの一例 (M11) を示す。凹部形状は凹部深さ d_g 、凹底幅 W_g を主パラメータとして、それぞれ 0.0~30.0 mm まで、0.0~17.7 mm までの範囲で値を変化させた。表 4-1 中の B1 のケースは基本となる扁平な 8 角形部材である。

また凹部形成角 θ_g は、凹部深さ d_g 、凹底幅 W_g の値に応じて決定される。なお、 (d_g, W_g) の 4 種類の組み合わせ (10.0 mm, 13.0 mm), (15.0 mm, 10.0 mm), (20.0 mm, 8.0 mm), (25.0 mm, 6.3 mm) の場合は、凹部形成角 θ_g が外郭の稜線部内角と同じ値 106.9 deg. となるケースである (表 4-1 中の太字)。また、すべてのケースとも、稜線部の曲率半径は 4 mm、板厚 t は 1.0 mm とし、部材長さ H は 170 mm とした。

解析では、先ず基本となる 8 角形部材 (表 4-1 中の B1) の座屈挙動を動的陽解法による FEM 解析によって求めた。次に凹部深さ $d_g=20.0$ mm、凹底幅 $W_g=8.0$ mm、凹部形成角 $\theta_g=106.9$ deg. のケース (表 4-1 中の M11) の塑性座屈挙動を求め、塑性座屈挙動に及ぼす凹部形状導入の効果を吟味した。続いて、それ以外のケースについての解析を行い、その結果を対比することで、衝撃吸収性能に及ぼす凹部の幾何形状の影響を定量的に評価した。また、塑性座屈挙動に及ぼす凹断面化の効果を定量的に把握するため、部材幅方向中央位置 a-a' ラインと隣接する凹部の溝底中央位置 b-b' ラインの形状 (面外変位 w) を比較し、考察を加えた。なお、クラッシュボックスが、ふたつの半割成形品をプレス成形にて製作した後、スポット溶接して組み立てることを考え、解析では半割品の部材 1 (Part1) と部材 2 (Part2) を 25 mm ピッチの条件で、スポット溶接を模擬したビーム要素で結合した。

Table 4-1. List of FEA models with different concaved geometry.

Model no.	d_g [mm]	W_g [mm]	θ_g [deg.]	Notes
B1	0.0	0.0	0.0	Without concave
M2	5.0	8.0	153.6	With concave
M3	10.0	8.0	131.2	
M4		13.0	106.9	
M5		17.7	90.0	
M6	15.0	0.0	130.2	
M7		4.0	124.5	
M8		8.0	117.6	
M9		10.0	106.9	
M10		17.7	90.0	
M11	20.0	8.0	106.9	
M12		17.7	90.0	
M13	25.0	0.0	115.0	
M14		4.0	110.4	
M15		6.3	106.9	
M16		8.0	105.4	
M17		17.7	90.0	
M18		30.0	17.7	

**Fig. 4-3. Schematic drawing of new crash box for FEA.**

4.3.2 材料特性

解析には、第2章と同じJSC590Y¹²⁾相当の590 MPa級の複合組織型高張力鋼板を想定した材料特性を用いた。表4-2に解析に用いた材料特性の一覧を示す。

Table 4-2. Mechanical properties of the material.

Material grade		JSC590Y ¹²⁾
Young's modulus	E [GPa]	206
Poisson's ratio	ν	0.30
Yield stress	YS [MPa]	250
Cowper-Symonds	D [1/s]	2.14×10^5
parameter	P	2.68

4.3.3 境界条件

解析においては、前章までと同様の境界条件を適用した。いずれのモデルとも、衝突端側はx軸方向並進成分以外の変位を拘束し、固定端ではすべての変位を拘束した。また、試験体の圧壊量は140 mmとした。解析モデルの要素サイズは、2 mm×2 mmを基本条件とし、細かい座屈しわを表現できるように配慮した。なお、使用した要素はいずれもBelytschko-Wong-Chiang¹¹⁾シェルであり、板厚方向に5個の積分点を設けた。

4.4 解析結果および考察

4.4.1 凹導入の効果

凹部深さ $d_g=20.0$ mm, 凹底幅 $W_g=8.0$ mmの凹部材(M11)と8角形部材(B1)の荷重-変位曲線を図4-4に、載荷点変位 $\delta=0\sim 100$ mmにおけるそれら部材の変形形態を比較した結果を図4-5にそれぞれ示す。図4-4で、横軸は載荷点変位 δ , 縦軸は単位断面積あたりの荷重 F/Lt である。また、実線は凹部深さ $d_g=20.0$ mm, 凹底幅 $W_g=8.0$ mmの凹部材(M11), 破線は基本となる8角形部材(B1)の場合の解析結果をそれぞれあらわす。図4-4から、凹部材(M11)の1番目の荷重の極大値 F_1 は、8角形部材(B1)と同等であるが、 F_1 以降の載荷点変位 δ においては、明瞭な極大値

を有する荷重履歴を示し、8角形部材(B1)の約2倍の荷重 F/Lt を示すことがわかる。また図 4-5 から、8角形部材(B1)が载荷点変位 δ の増大に伴い平面部で大きな座屈しわを生成するのに対して、凹部材(M11)は衝突端側から順に数多くの座屈しわを生成することがわかる。すなわち、凹導入によって短い座屈波長の塑性座屈挙動が得られることが示唆された。

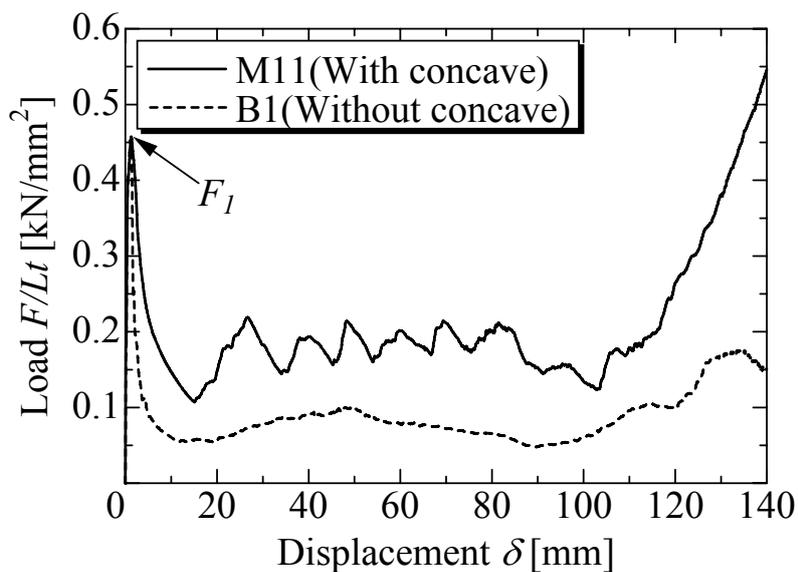


Fig. 4-4. Comparison of load-displacement responses of thin-walled polygonal shells with and without concave.

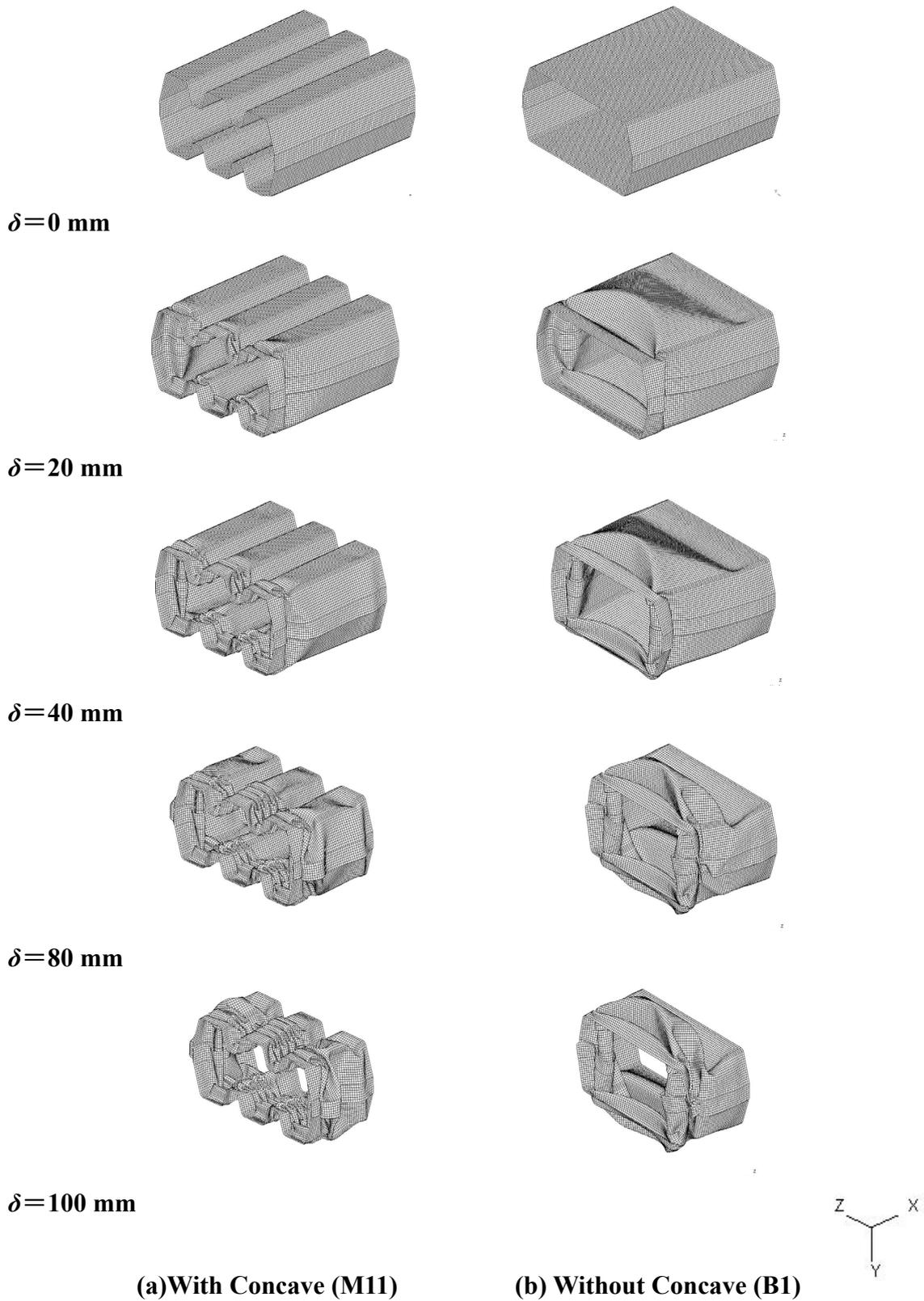


Fig. 4-5. Comparison of the plastic buckling behavior of thin-walled polygonal shells with and without concave.

図 4-6 に荷点変位 $\delta = 20$ mm における部材幅中央位置 a-a'ラインの変形後の形状を比較した結果を示す。図で、横軸は衝突端側からの部材長手方向への相対距離 x 、縦軸は面外変位 w である。また、実線は凹部材 (M11)、破線は 8 角形部材 (B1) の場合の解析結果をそれぞれあらわす。図から、凹部材 (M11) は 8 角形部材 (B1) に比べ座屈しわの生成位置が衝突端側に位置しており、また面外変形量が小さいことがわかる。

図 4-7 に凹部材 (M11) の平面部と平面部に隣接する凹部での変形挙動差に着目し、荷点変位 $\delta = 60$ mm における部材幅中央位置 a-a'ライン (図 4-3 参照) と隣接する凹部の溝底中央位置 b-b'ラインの形状を比較した結果を示す。図で、横軸は衝突端側からの部材長手方向への相対距離 x 、縦軸は面外変位 w である。また、実線は a-a'ライン (凸部)、破線は b-b'ライン (凹部) をそれぞれあらわし、図中の矢印は座屈が完了し、座屈しわが重なった部位をあらわす。図から、凸部は外側に面外変形を生じ、一方、凹部においては内側に面外変形を生じることによって座屈しわを生成、集積していくことがわかる。さらに、凹部は、凸部に比べ座屈の進行が早く、荷点変位 $\delta = 60$ mm では凸部が 2 回の塑性座屈を完了しているのに対し、凹部では 3 回の塑性座屈が完了していることがわかる。換言すれば、平面部とそれに隣接する凹部は、それぞれ反対方向に面外変形を生じ、お互いの面外変形を拘束しながら変形が進行し、座屈の位相が平面部とそれに隣接する凹部ではほぼ $1/4$ 周期分異なることが示唆された。すなわち、凹部以外の平面部が座屈を生じ荷重が低下しているとき、凹部では座屈が生じておらず、高い荷重が維持されている状態であることを意味する。

以上の結果から、薄肉多角形部材に凹部を導入することによって、短い平面部幅が実現でき、短い座屈波長の塑性座屈挙動が得られると言える。また凹部と凹部以外の部位でお互いの面外変形を拘束しながら異なった位相で座屈変形が進行するようになり、高い荷重 F/Lt を実現できる。すなわち、この塑性座屈挙動によって凹部のない部材に比べ高い衝撃吸収性能が得られる。

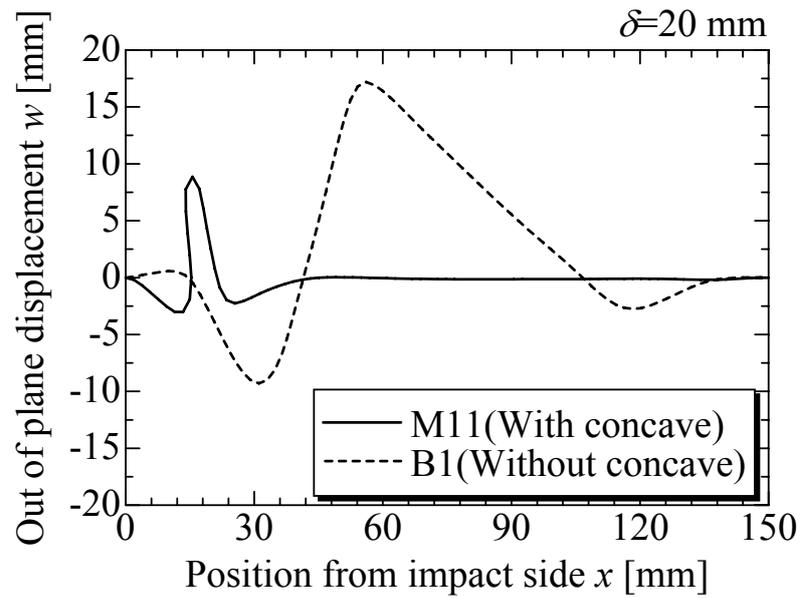


Fig. 4-6. Effect of concave shape on out-of-plane displacement, w along a-a' line.

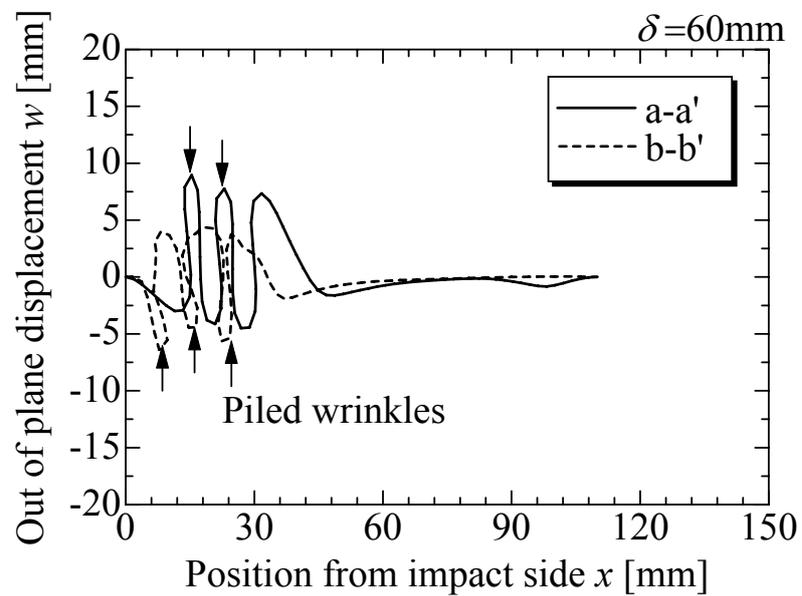


Fig. 4-7. Comparison of out-of-plane displacement, w between a-a' and b-b' lines for model M11 at $\delta=60$ mm.

4.4.2 凹部深さ d_g の影響

図 4-8 に凹底幅 $W_g=8.0$ mm で、凹部深さ $d_g=5.0$ mm の凹部材 (M2) と、 $d_g=20.0$ mm の凹部材 (M11) の荷重—変位曲線を比較して示す。図で、横軸は載荷点変位 δ で、縦軸は単位断面積あたりの荷重 F/Lt である。また、実線は凹部深さ $d_g=5.0$ mm の凹部材 (M2)、破線は凹部深さ $d_g=20.0$ mm の凹部材 (M11) の場合の結果をそれぞれあらわす。図から、凹部深さ $d_g=20.0$ mm の凹部材 (M11) の 1 番目の荷重の極大値 F_l は、凹部深さ $d_g=5.0$ mm の凹部材 (M2) と同等であるが、 F_l 以降の荷重 F/Lt は凹部深さ $d_g=5.0$ mm の凹部材 (M2) に比べ高いことがわかる。

図 4-9 に凹底幅 $W_g=8.0$ mm 一定で、凹部深さ $d_g=5.0\sim 25.0$ mm と変化させた凹部材 (M2, M3, M8, M11, M16) と、凹底幅 $W_g=17.7$ mm 一定 (凹部形成角 $\theta_g=90$ deg. 一定) で、凹部深さ $d_g=10.0\sim 30.0$ mm と変化させた凹部材 (M5, M10, M12, M17, M18) の場合の結果をまとめて示す。なお、凹底幅 $W_g=8.0$ mm の凹部材は、凹部深さ $d_g=5.0\sim 25.0$ mm に対応して、凹部形成角 $\theta_g=105.4\sim 153.6$ deg. まで変化した形状である。図で横軸は凹部深さ d_g 、縦軸は荷重 F の載荷点変位 $\delta=0\sim 120$ mm の領域での平均値 F_{ave} を断面積で除した平均荷重 F_{ave}/Lt である。また、○は $W_g=8.0$ mm、●は $W_g=17.7$ mm の凹部材の場合の結果をそれぞれあらわす。また、一点鎖線は比較のために示した基本となる 8 角形部材 (B1) の結果である。図から、単位断面積あたりの平均荷重 F_{ave}/Lt は、凹部深さ $d_g=10.0$ mm で 8 角形部材を凌駕し、凹部深さ $d_g=20.0$ mm で極大値を示すことがわかる。ところが、凹部深さが浅い $d_g=10.0$ mm の場合の結果に着目すると、凹底幅 $W_g=17.7$ mm の凹部材 (図中●) よりも $W_g=8.0$ mm の凹部材 (図中○) の方が平均荷重は低いことがわかる。すなわち、平均荷重は凹部深さ d_g 以外に凹部を構成する形状因子 (凹底幅 W_g と凹部形成角 θ_g) の影響を受けることが示唆された。

図 4-10 に $d_g=10.0$ mm で、凹底幅 W_g 、凹部形成角 θ_g が異なる凹部材 (M3, M5) と、 $d_g=20.0$ mm の凹部材 (M11) の各々の変形図を比較して示す。図は、図 4-3 の凹部材の半割品 (Part1) のみを表示したものである。また図で、View A (XY 平面視) は半割品を内側から凹部の変形を、View B (YZ 平面視) は軸方向から断面の変形をそれぞれ観察したものである。XY 平面視の変形図から、凹部深さ $d_g=10.0$ mm で、凹底幅 $W_g=8.0$ mm の凹部材 (M3) は、凹底幅 $W_g=17.7$ mm の凹部材 (M5) ならびに凹部深さ $d_g=20.0$ mm の凹部材 (M11) に比べ、Y 方向への変形が大きいことがわかる。また凹部材 (M3) は、凹形状に関係なく凹部で大きな曲がりが発生していることがわかる。一方、凹部深さ $d_g=20.0$ mm の凹部材 (M11) は幅方向の変形も小さく、凹部の幅内で細かい座屈 (図中矢印) が生じていることがわかる。一方、YZ 平面視の変形図からは、

凹部深さ $d_g=10.0$ mm で, 凹底幅 $W_g=8.0$ mm の凹部材 (M3) は, 凹底幅 $W_g=17.7$ mm の凹部材 (M5) ならびに凹部深さ $d_g=20.0$ mm の凹部材 (M11) に比べ, Z 方向への変形が大きいことがわかる. すなわち, 凹部深さが浅くて凹部形成角が大きい場合, 換言すれば凹部剛性が低い場合 (M3) は, 凹部で安定した塑性座屈を生じないことが示唆された.

以上の結果から, 凹断面化した薄肉多角形部材の塑性座屈挙動は, 凹部の剛性の影響を受けると言える. すなわち, 平均荷重 F_{ave}/Lt を高めるためには, ある程度凹部深さ d_g を深くして凹部の剛性を高める必要がある.

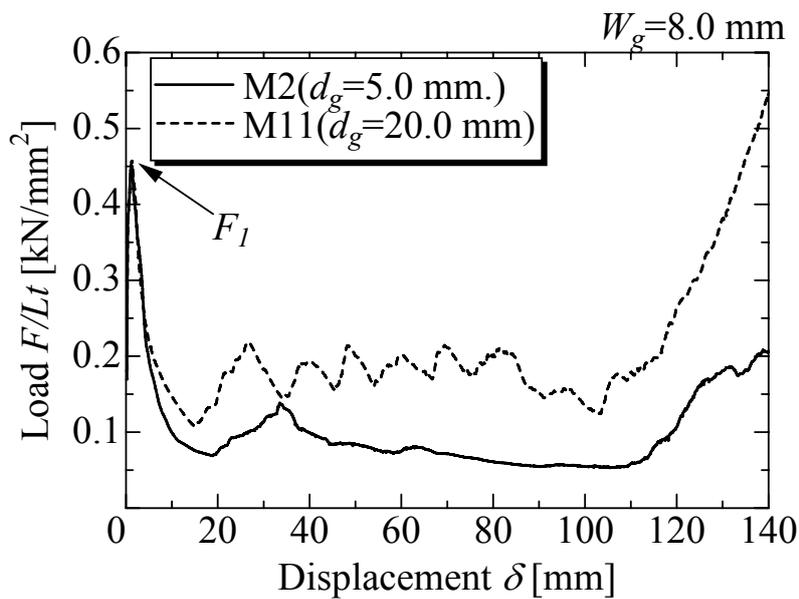


Fig. 4-8. Comparison of load-displacement responses with respect to the depth of concave geometry, d_g .

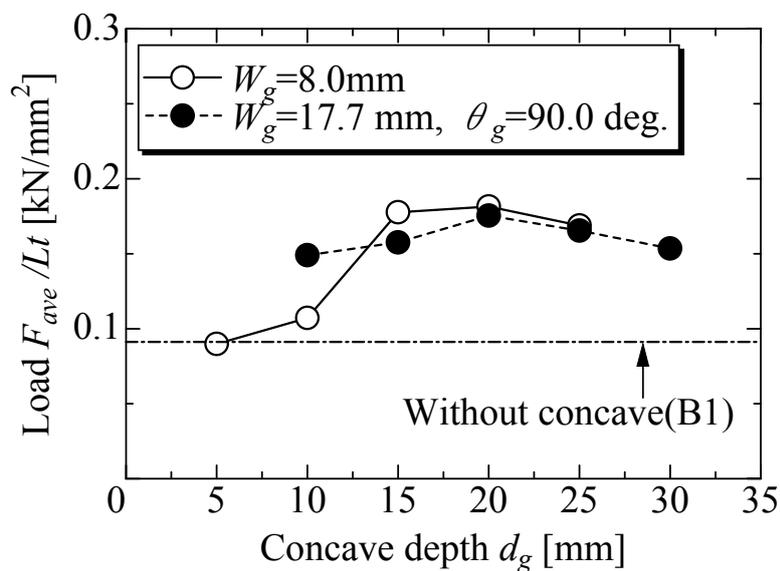


Fig. 4-9. Effect of the depth of concave geometry, d_g on the average load, F_{ave}/Lt .

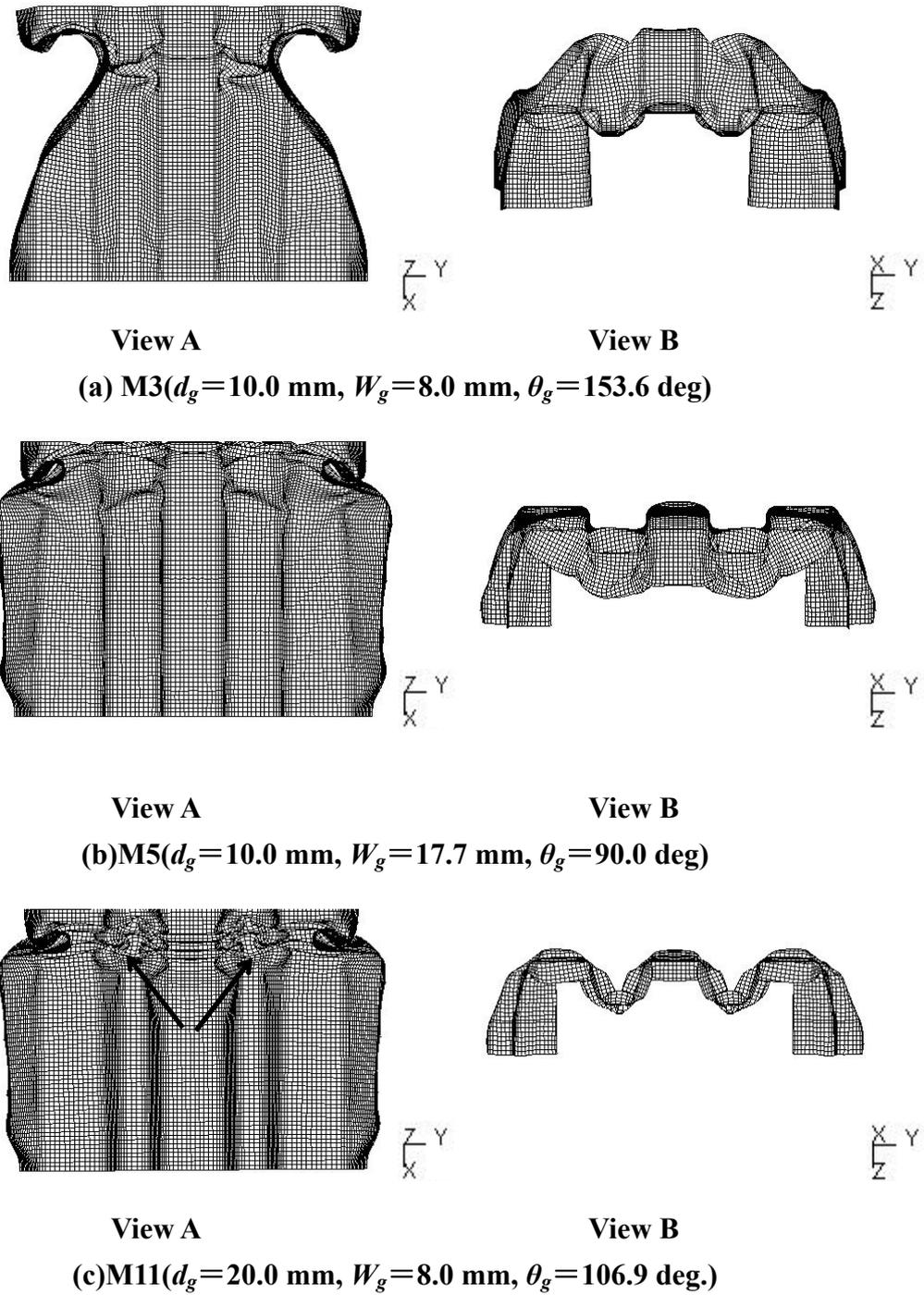


Fig. 4-10. Comparison of deformation mode with respect to the concave width and concave depth of concave geometry.

4.4.3 凹底幅 W_g の影響

図 4-11 に凹部深さ $d_g=10.0$ mm と $d_g=15.0$ mm で、凹底幅 W_g を 8.0, 17.7 mm と変化させた凹部材 (M3, M5, M8, M10) の荷重—変位曲線を比較して示す。図で、横軸は載荷点変位 δ 、縦軸は単位断面積あたりの荷重 F/Lt である。また、太実線、太破線は、凹部深さ $d_g=10.0$ mm で、凹底幅 $W_g=8.0, 17.7$ mm の凹部材 (M3, M5) の場合の結果をそれぞれあらわし、細実線、細破線は、凹部深さ $d_g=15.0$ mm で、凹底幅 $W_g=8.0, 17.7$ mm の凹部材 (M8, M10) の場合の結果をそれぞれあらわす。図から、1 番目の荷重の極大値 F_1 はすべての凹部材とも同等であるが、 F_1 以降の載荷点変位 δ においては、凹部深さ $d_g=15.0$ mm の場合は、凹底幅 $W_g=8.0, 17.7$ mm の凹部材 (M8, M10) 間で、荷重 F/Lt の差が小さいのに対して、凹部深さ $d_g=10.0$ mm の場合は、凹底幅が大きい $W_g=17.7$ mm の凹部材 (M5) の荷重 F/Lt は、凹底幅が小さい $W_g=8.0$ の凹部材 (M3) に比べ高いことがわかる。

図 4-12 に凹部深さ $d_g=10.0, 15.0, 25.0$ mm で、凹底幅 W_g を変化させた場合の結果をまとめて示す。図中で、横軸は凹底幅 W_g 、縦軸は荷重 F の載荷点変位 $\delta=0 \sim 120$ mm の領域での平均値 F_{ave} を断面積で除した平均荷重 F_{ave}/Lt である。また○, ◎, ●は、凹部深さ $d_g=10.0, 15.0, 25.0$ mm の凹部材の場合 (M3~M10, M13~M17) の結果をそれぞれあらわす。図から、単位断面積あたりの平均荷重 F_{ave}/Lt は、凹部深さが浅い $d_g=10.0$ mm の場合においては、凹底幅 W_g の増加に伴い増大することがわかる。ところが、凹部深さが深い $d_g=15.0, 20.0$ mm の場合においては、凹底幅 W_g の増加に伴う平均荷重 F_{ave}/Lt の変化は小さいことがわかる。これは前節で示した凹部材の塑性座屈挙動に及ぼす凹部の剛性の影響によるものと考えられ、凹部の剛性が低い、すなわち、凹部深さ d_g が浅い場合は、凹底幅 W_g の増加 (凹部形成角 θ_g が低下) に伴い凹部の剛性が高まることによって塑性座屈挙動が安定化し、平均荷重 F_{ave}/Lt が増大する。一方、凹部深さ d_g が深い場合には、短い座屈波長の安定した座屈挙動を生じるために必要な凹部の剛性を既に有しているため、凹底幅 W_g の増加に伴う座屈挙動の変化は小さく、平均荷重 F_{ave}/Lt の変化も小さくなったものと推察される。

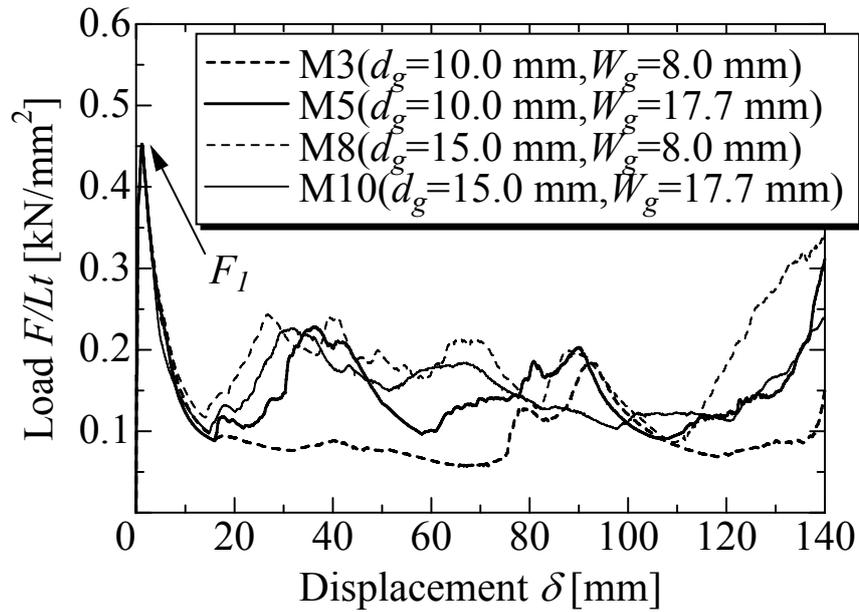


Fig. 4-11. Comparison of load-displacement responses with respect to the width of concave geometry, W_g .

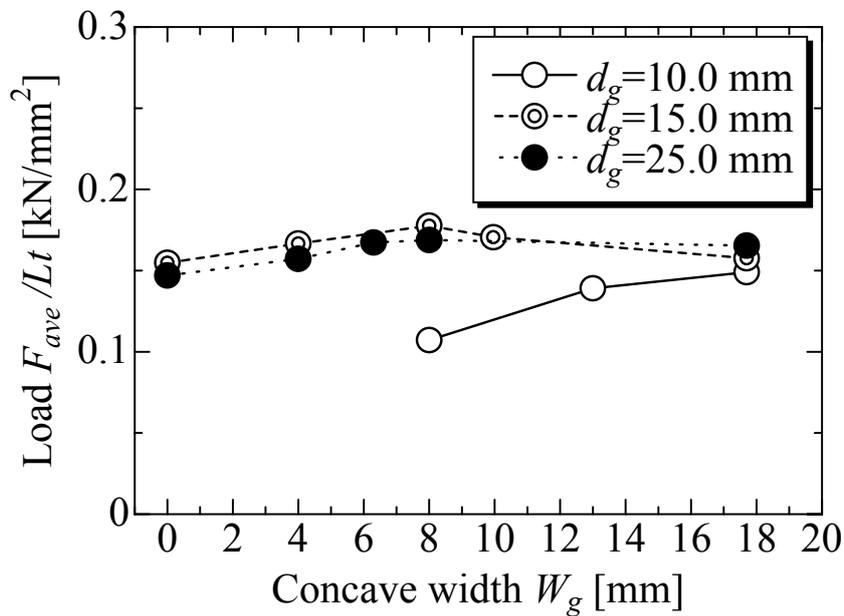


Fig. 4-12. Effects of the width and the depth of concave geometry, W_g , d_g on the average load, F_{ave}/Lt .

4.4.4 塑性座屈挙動のさらなる安定化のための凹部設計指針

図 4-13 に凹部深さ $d_g=20.0$ mm で, 凹底幅 $W_g=8.0$ mm, 凹部形成角 $\theta_g=106.9$ deg. の凹部材(M11)と, 凹底幅 $W_g=17.7$ mm, 凹部形成角 $\theta_g=90.0$ deg.の凹部材(M12)の荷重履歴を, 図 4-14 にそれら部材の載荷点変位 $\delta=5\sim 25$ mm における変形図を比較してそれぞれ示す. ただし, 図 4-14 は, 内側から凹部の変形を観察するために, 図 4-3 の凹部材の半割品(Part1)のみを表示したものである. 図 4-13 から, 1 番目の荷重の極大値 F_1 は両部材とも同等であるが, F_1 以降の載荷点変位 δ における荷重履歴は異なり, 2 番目の極大値 F_2 を示す載荷点変位 δ は, 凹底幅 $W_g=8.0$ mm, 凹部形成角 $\theta_g=106.9$ deg. の凹部材(M11)の方が, 凹底幅 $W_g=17.7$ mm, 凹部形成角 $\theta_g=90.0$ deg.の凹部材(M12)よりも小さく, また荷重の絶対値においても, 凹部材(M11)の方が, 凹部材(M12)よりも大きいことがわかる. さらに, 荷重の極大値の個数においても, 凹部材(M11)の方が, 凹部材(M12)よりも多いことがわかる.

図 4-14 において, 凹部の変形挙動に着目すると, それらの部材において凹部の変形挙動が大きく異なることがわかる. 凹部材(M11)は, 載荷点変位 $\delta=5$ mm の小さい変位において溝幅が大きく絞られており, 凹部材(M12)に比べ凹部の変形の進行が早いことがわかる, また載荷点変位 $\delta=10$ mm の変形図に見られるように, 凹部材(M11)は溝幅が絞られる過程で凹底中央部に稜線状の形状(図中矢印)を軸方向に生成することがわかる. すなわち, 同じ凹部深さ d_g の場合においても, 凹底幅 W_g , 凹部形成角 θ_g の制御によって座屈の進行をさらに早め, 換言すれば座屈波長をさらに短くでき, また, 第 2 章で示した座屈荷重を支配する稜線を変形中に生成できることが明らかになった.

以上の結果から, 凹部深さ d_g が深い場合においても, 凹部を形成する凹部深さ d_g と凹底幅 W_g の幾何学的関係を制御することによって, 凹部材の座屈波長をさらに短くし, また座屈荷重を高める稜線を, 凹部に変形中に生成できると言える.

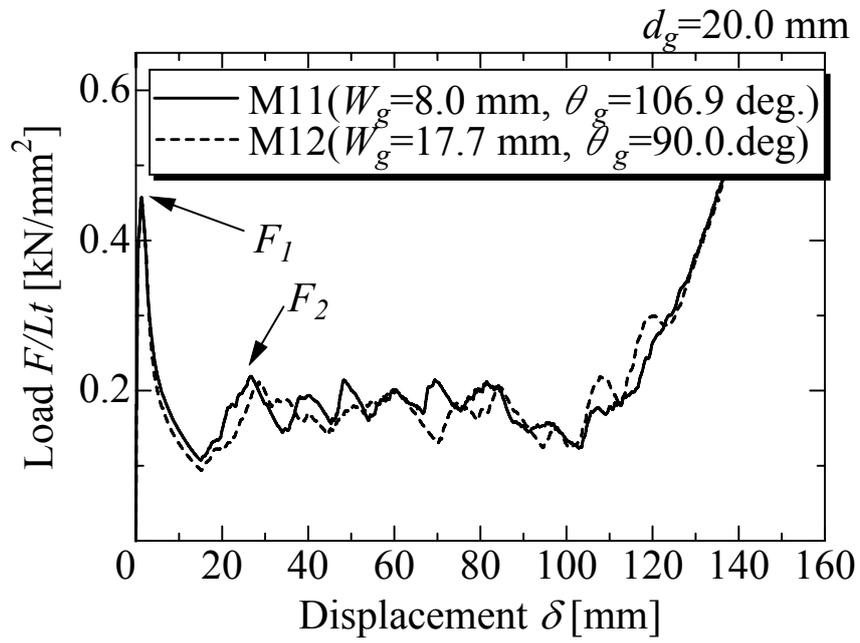
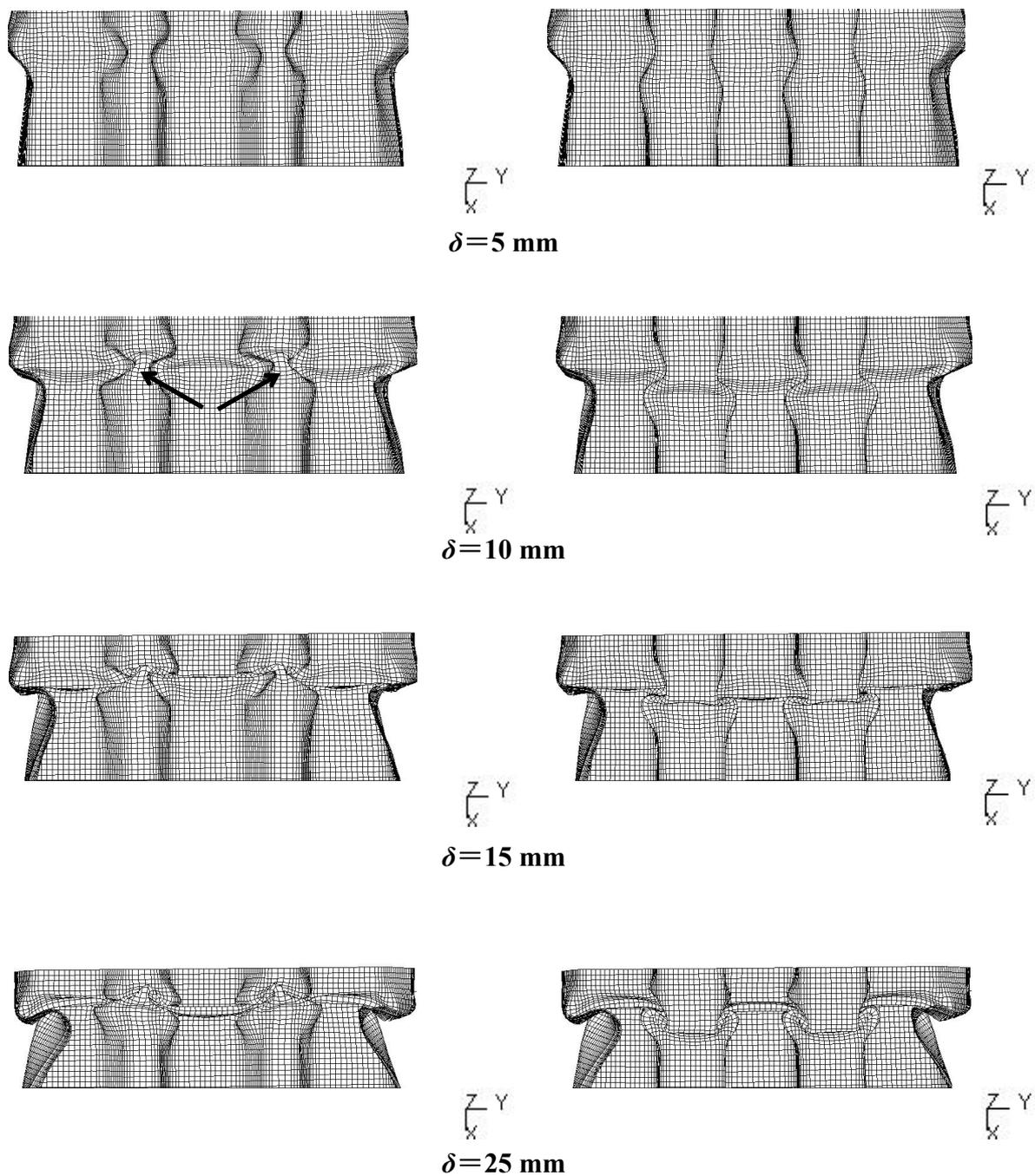


Fig. 4-13. Comparison of load-displacement responses with respect to the balance of concave width, W_g and concave angle, θ_g .



(a) M11 ($d_g = 20.0 \text{ mm}$, $W_g = 8.0 \text{ mm}$, $\theta_g = 106.9 \text{ deg.}$)

(b) M12 ($d_g = 20.0 \text{ mm}$, $W_g = 17.7 \text{ mm}$, $\theta_g = 90.0 \text{ deg.}$)

Fig. 4-14. Comparison of deformation phase of concaved crash box geometry.

4.5 結言

クラッシュボックスを想定した薄肉シェル部材に対して、凹型形状を導入し、衝撃吸収性能と設計自由度のさらなる改善を図ることを試みた。得られた知見は、以下のよう
にまとめられる。

- (1) 薄肉多角形部材に凹部を導入することによって、短い平面部幅が実現でき、短い座屈波長の塑性座屈挙動が得られる。
- (2) 凹部と凹部以外の部位でお互いの面外変形を拘束しながら、異なった位相で座屈変形が進行するようになり、荷重 F/Lt を高めることができる。
- (3) 凹断面化した薄肉多角形部材の塑性座屈挙動は、凹部の剛性の影響を受ける。
- (4) 平均荷重 F_{ave}/Lt を高めるためには、ある程度凹部深さ d_g を深くして凹部の剛性を高める必要がある。
- (5) 凹部深さ d_g が浅い場合においては、凹底幅 W_g の増加に伴い凹部剛性が高まるために、短い座屈波長の安定した座屈挙動が得られるようになり、平均荷重 F_{ave}/Lt は増大する。すなわち、凹部深さ d_g が浅い場合は大きな凹底幅 W_g を確保する必要がある。
- (6) 凹部深さ d_g が深い場合においても、凹部を形成する凹部深さ d_g と凹底幅 W_g の幾何学的関係を制御することによって、凹部材の座屈波長をさらに短くし、また座屈荷重を高める稜線を凹部に変形中に生成できる。

以上より、第2章、第3章の知見に基づいた平面部幅と稜線円弧長に着目した衝撃吸収性部材の設計手法は、高い設計自由度を有することが立証された。また、断面への凹導入による高衝撃吸収性能部材の設計指針が提示され、優れた衝撃吸収性能を有する新しい多角形部材が開発された。

参考文献

- 1) 近田敏弘, “CAR(E) FOR THE EARTH”, 2000 材料フォーラム, (社)自動車技術会, (2000), 2004231.
- 2) 大聖泰弘, “自動車の燃費改善と排出ガス対策に関する技術開発動向”, 自動車技術, Vol.59, No.2, (2005), pp.10-16.
- 3) 奥山浩之, “衝突安全性能向上のための車体構造”, 自動車技術, Vol.56, No.11, (2002), pp.48-53.
- 4) 上玉利恒夫, “自動車の衝突安全に関する最近の動向”, 自動車技術, Vol.53, No.11, (1999), pp.4-9.
- 5) 国重和俊, “自動車用高張力鋼板の最近の進歩と展望”, 材料, Vol.50, No.1, (2001), pp.47-54.
- 6) Mizui, N., Fukui, K., Kojima, N., Yamamoto, M., Kawaguchi, Y. and Okamoto, A., “Fundamental Study on Improvement in Frontal Crashworthiness by Application of High-Strength Sheet Steels”, *SAE Technical Paper*, (1997), 970156.
- 7) 武智弘, 高橋学, 伊藤耿一, 遠藤孝雄, 友田陽, “自動車用鉄鋼材料の金属組織と高速変形挙動”, 鉄と鋼, Vol.88, No.11, (2002), pp.1-12.
- 8) 吉田博司, 上西朗弘, 高橋学, 栗山幸久, “高強度鋼板による衝撃エネルギー吸収能の向上(第2報)-鋼材の高速変形特性を利用した部材形状の最適化技術-”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.106-02, (2002), pp.5-8.
- 9) 佐藤健太郎, 比良隆明, 吉武明英, “高強度鋼板を適用した自動車部材の高速変形特性”, 塑性と加工, Vol.46, No.534, (2005), pp.641-645.
- 10) 株式会社自研センターニュース, Vol.353, (2005), pp.6-7.
- 11) LS-DYNA Version970 User's Manual, LSTC, (2003).
- 12) The Japan Iron and Steel Federation, JFS A 2001(Cold Rolled Steel Sheets and Strip for Automobile Use), (1998).

第5章 薄肉多角形部材の塑性座屈挙動 に及ぼす切欠き導入の効果

5.1 緒言

自動車に搭載される衝撃吸収部材には、衝突エネルギーを塑性座屈変形の仕事量¹⁾として吸収することが求められ、その結果、乗員の保護および衝撃吸収部材以外の車体部品の損傷を抑制することが可能となる。この衝撃吸収部材のなかで、近年もっとも注目されているのがクラッシュボックス(第1章の図1-10)である。クラッシュボックスが、車の衝突事故発生時に、車体の他の部材に優先して軸方向に圧壊し、衝突エネルギーを吸収することによって、他の部材の損傷が抑制されるとともに客室が保護されることが期待されている。すなわち、クラッシュボックスには、優先して軸方向に圧壊するために部材強度が他の部材よりも低いことと、確実に客室を保護するために衝撃吸収性能が高いことが要求される。

これまで本研究では、塑性座屈変形を繰り返し発生させることで、高い衝撃吸収性能を実現することに主眼を置き、塑性座屈挙動を制御するための断面設計技術に関して論じてきた。第2章、第3章では、塑性座屈挙動に及ぼす断面形状因子、板厚の影響を明確にし、衝撃吸収性能を高めるために稜線間の平面部幅(W_p)の板厚(t)に対する比と稜線部の断面積を所定範囲にとどめる設計を具体的な正多角形部材で示した。さらに、第4章では、第2章、第3章で得られた知見を実際のクラッシュボックス相当の扁平断面に適用して、その断面の一部に凹部を導入する設計技術を示し、凹部を有する新しい断面の多角形部材を提案した。そして、適正な形状の凹部を有した多角形部材は、高い衝撃吸収性能を有することを示した。以上の研究によって、クラッシュボックスの衝撃吸収性能を高めるための部材設計指針は確立された。ところが、クラッシュボックスのもう一つの要求性能である「他の部材よりも優先して軸方向に圧壊する」に関しては、前章までの知見のみでは、その要求性能を満足させることができない。すなわち、クラッシュボックスに適用可能な設計技術を完成させるためには、当部材に繋がる他部材の損傷を抑制する設計技術を検討する必要がある。

ところで、現行のクラッシュボックスには、上述の要求性能に対応するためにクラッシュビード技術^{2), 3)}が適用されている。この技術は、意図的に強度の弱い断面(ビード部)を設け、低い荷重で座屈変形を容易に発生させるものである。これにより、初期座屈荷重を低く抑えることが可能となる。ところが、初期座屈以降の座屈挙動についても本ビードによって制御されるため、ビードを有さない部材に比べ、衝撃吸収性能が劣ることがある。また、斜め方向から衝撃荷重が入力され、部材にモーメントが作用した場合は、クラッシュビード部から

折れ曲がり, 所望の衝撃吸収性能を満足できないことがある. このようなことから, 近年, 低い初期座屈荷重と高い衝撃吸収性能の実現を目指した研究がなされている. 例えば, 部材の軸方向にテーパ形状を設け, 衝突端を他の断面よりも小さくし, すなわち衝突端の周長を他の部位よりも短くすることで低い荷重で初期座屈を発生させ, その後の変形は, 周長増加により座屈荷重を高めるものである⁴⁾⁸⁾. ところが, 最適なテーパ角度は, 断面積, 部材長によって変化するため, 設計自由度が求められる自動車用の衝撃吸収部材には, 容易に本技術を適用することは困難である. また, 初期座屈荷重の低下のみに着目した技術としては, 衝突端の一部に切欠きを導入する設計技術⁹⁾が知られている. ところが, 切欠きに関するこれまでの研究では, 部材強度を制御するための具体的な設計値は示されておらず, また切欠き部が初期座屈以降の塑性座屈挙動に及ぼす影響についても明らかにされていない.

そこで本章では, 衝突端以外には前章までの知見の適用を前提とし, クラッシュボックスの設計技術として必要な初期座屈荷重低減を可能とする切欠きに着目し, 第2章, 第3章で示した薄肉多角形部材と同様の8角形部材を対象として, 衝突端への切欠き部の導入が塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすることを試みた. なお検討には, FEMによる数値解析を用い, 荷重履歴ならびに衝撃エネルギー吸収量に及ぼす切欠き形状の影響を定量化した. さらに, 実際の自動車に装着されるクラッシュボックスの断面として数多く見られる扁平な8角形断面を用いて, 切欠き導入パターンが塑性座屈挙動に及ぼす影響についても考察した.

5.2 対象部材の概要

図5-1に正8角形部材とその衝突端側に切欠き部を導入した切欠き部材, 図5-2に扁平8角形部材とその衝突端の長辺側に切欠きを導入した長辺切欠き部材ならびに短辺側に切欠きを導入した短辺切欠き部材の模式図をそれぞれ示す.

図5-1(a)の正8角形部材の稜線数を $N_r (=8)$, 外接円の半径を R , 全長を H , 平面部幅(稜線間の距離)を W_p , 衝突端の断面周長を L とし, その衝突端側の平面部に深さ h_n , 幅 W_n の切欠き部を交互に設けた. その場合, 図5-1(b)に示すように切欠き部材は, 衝突端の断面周長が $L_n (=L - W_n N_r / 2)$ となり, 切欠き部を有する平面部の残余幅は $2W_r (= (W_p - W_n))$ となる. また, 図5-2(b)に示す深さ h_n , 幅 W_n の切欠き部を長辺側ならびに短辺側平面部に設けた部材の平面部の幅も同様に $2W_r (= (W_p - W_n))$ となる. なお, すべての部材の稜線部の曲率半径 R_r は4 mmとし, それぞれ部材に作用する荷重, 載荷点変位を F, δ , 荷重 F の n 番目の極大値を F_n , 衝撃吸収性能(エネルギー吸収量)を U とした.

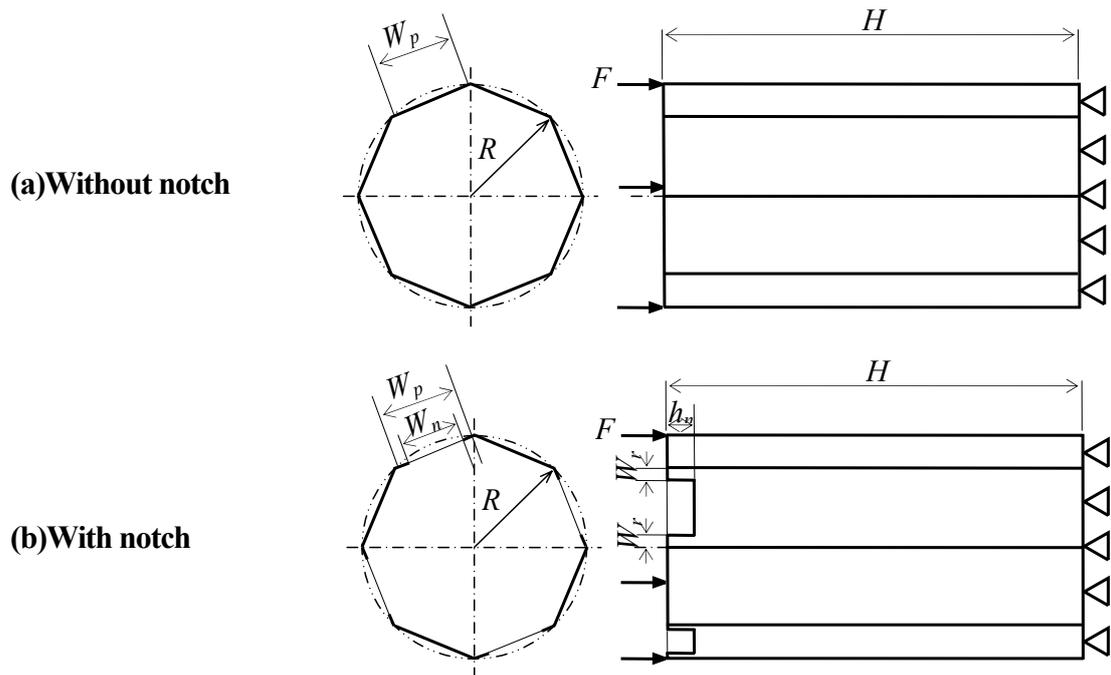


Fig. 5-1. Schematic drawing of thin-walled octagonal shell members with and without notch.

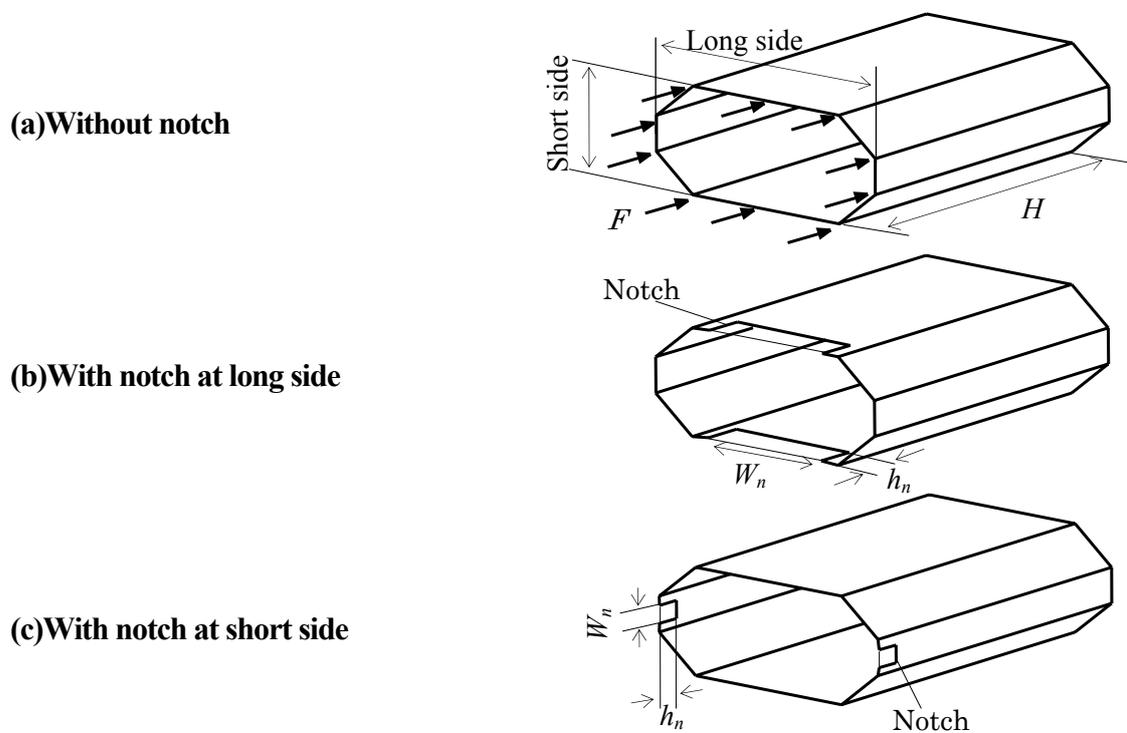


Fig. 5-2. Schematic drawing of thin-walled flat octagonal shell members with and without notch.

5.3 解析方法

5.3.1 解析モデル

本章では、衝突端に切欠きを導入した8角形部材を対象として、動的陽解法汎用FEMコード LS-DYNA ver.970¹⁰⁾を用いた数値解析を行った。ここでは、部材軸方向である x 軸方向に、速度 15 km/h (4.17 m/s) にて剛体壁を衝突させ、部材が生じる塑性座屈挙動を評価した。

図 5-3 に正 8 角形部材に切欠きを導入した解析モデルの概観を示す。解析モデルは、前章までとは異なり、そのモデルの衝突端に切欠き部を設け、切欠きが塑性座屈挙動に及ぼす影響について解析した。最初に、外接円半径 $R=60$ mm の正 8 角形部材の衝突端に、深さ $h_n=5\sim 46$ mm, 幅 $W_n=7\sim 34$ mm の切欠き部を導入した部材についての解析を行い、切欠き形状(切欠き部の深さ h_n , 幅 W_n)が塑性座屈挙動に及ぼす影響を検討した。つぎに、実際のクラッシュボックスを想定したアスペクト比 2 の扁平 8 角形部材を用いて、切欠き導入パターンが塑性座屈挙動に及ぼす影響について検討した。なお、いずれの解析モデルとも部材長さ H は 220 mm とした。また板厚 t は、正 8 角形部材の場合は 1.0, 1.6 mm の 2 種類とし、扁平 8 角形部材の場合は 1.6 mm を用いた。

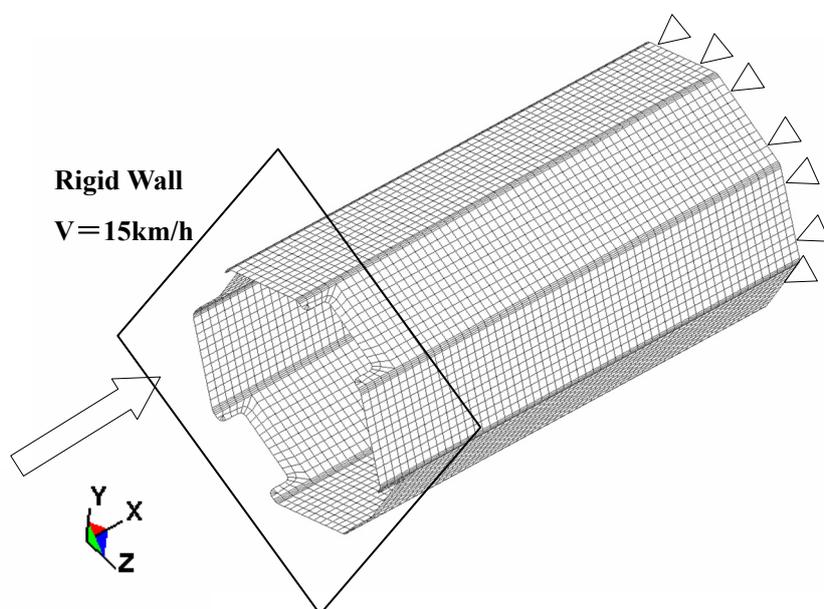


Fig. 5-3. FEM model of a thin-walled octagonal shell member with notch ($h_n=11$ mm, $W_n=34$ mm).

5.3.2 材料特性

解析には、第2章と同じ JSC590Y¹¹相当の 590 MPa 級の複合組織型高張力鋼板を想定した材料特性を用いた。表 5-1 に解析に用いた材料特性の一覧を示す。

Table 5-1. Mechanical properties of the material.

Material grade		JSC590Y ¹¹
Young's modulus	E [GPa]	206
Poisson's ratio	ν	0.30
Yield stress	YS [MPa]	250
Cowper-Symonds parameters	D [1/s] P	2.14×10^5 2.68

5.3.3 境界条件

解析においては、前章までと同様の境界条件を適用した。すべての解析とも、衝突端側は軸方向(x 軸)の並進成分以外のすべての自由度を拘束し、固定端側はすべての自由度を拘束した。また試験体の圧壊量は 160 mm とした。また、要素分割は複雑な座屈変形モードと細かい座屈しわを表現できるように配慮して、切欠き境界部ならびに稜線部はその他の領域よりも細かくした。具体的には、平面部は 4.0 mm × 4.0 mm, 切欠き部は 4.0 mm × 2.0 mm, 座屈の起点となる稜線部は 4.0 mm × 0.8 mm とした。なお、使用した要素はいずれも Belytschko-Wong-Chiang¹⁰シェルであり、板厚方向に 5 個の積分点を設けた。なお、座屈変形の進行に伴う部材の自己接触を模擬するため、各要素には部材の板厚 t を考慮した接触判定機能を適用した。

5.4 解析結果および考察

5.4.1 荷重履歴に及ぼす切欠きの影響

図 5-4 に外接円半径 $R=60$ mm の正 8 角形部材と、その部材の衝突端に切欠き深さ $h_n=22$ mm で、切欠き幅 $W_n=7\sim 34$ mm の切欠き部材の載荷点変位 $\delta=0\sim 30$ mm における荷重履歴を比較して示す。なお、これら部材の板厚 t は 1.6 mm である。また図で、横軸は載荷点変位 δ 、縦軸は荷重 F である。また太実線、太破線、太点線、細実線は、切欠き幅 $W_n=7$ mm、切欠き幅 $W_n=21$ mm、切欠き幅 $W_n=34$ mm の切欠き部材、正 8 角形部材（切欠き無し）の解析結果をそれぞれあらわす。図から、切欠き部材の 1 番目の荷重の極大値 F_1 （初期座屈荷重）は、正 8 角形部材に比べて低いことがわかる。また、初期座屈荷重 F_1 は切欠き幅 W_n に依存して変化し、幅 $W_n=34$ mm の切欠きを衝突端に導入することで、初期座屈荷重 F_1 を約 100 kN 低減できることがわかる。さらに、初期座屈荷重 F_1 を生じる載荷点変位 δ は、切欠き幅 W_n の増加に伴い小さくなることがわかる。

図 5-5 に外接円半径 $R=60$ mm の正 8 角形部材の衝突端に、幅 $W_n=34$ mm で深さ $h_n=11$ mm と 46 mm の切欠きを導入した、切欠き部材の載荷点変位 $\delta=0\sim 30$ mm における荷重履歴を比較して示す。なお、部材の板厚 t は 1.6 mm である。図で、実線、破線は、深さ $h_n=11$ mm、46 mm の切欠き部材の場合の結果をそれぞれあらわす。図から、図 5-4 で示した初期座屈荷重に及ぼす切欠き幅 W_n の影響よりは小さいものの、初期座屈荷重 F_1 は切欠き深さ h_n の影響も受け、切欠き深さ h_n を増加させると、初期座屈荷重 F_1 は低下することがわかる。

図 5-6 に外接円半径 $R=60$ mm の正 8 角形部材と、その部材の衝突端に深さ $h_n=5\sim 46$ mm、幅 $W_n=7\sim 34$ mm の切欠きを導入した切欠き部材の初期座屈荷重 F_1 を、衝突端の断面周長 L 、 $L_n(=L-W_nN_p/2)$ で、整理した結果を示す。図で、◎は $5\text{ mm}\leq h_n<10\text{ mm}$ 、○は $10\text{ mm}<h_n<30\text{ mm}$ 、●は $30\text{ mm}<h_n\leq 46\text{ mm}$ の切欠き部材の結果をそれぞれあらわす。図から、初期座屈荷重 F_1 は断面周長 L 、 L_n に依存して、換言すれば、切欠き幅 W_n に伴ってほぼ線形的に変化することがわかる。また、初期座屈荷重 F_1 は切欠き深さ h_n の影響も受けるものの、その影響は小さいことがわかる。

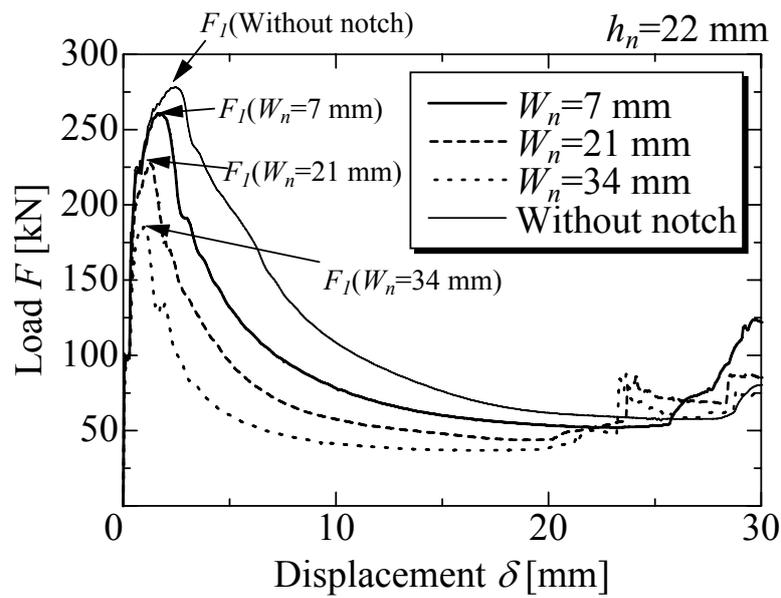


Fig. 5-4. Comparison of the first buckling load of octagonal shell members between with and without notch.

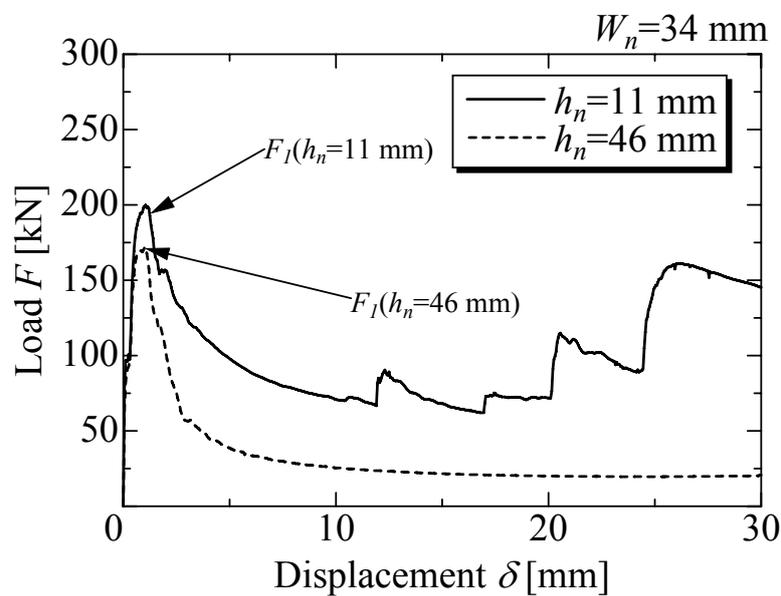


Fig. 5-5. Comparison of the first buckling load of octagonal shell members between with $h_n=11$ mm and $h_n=46$ mm.

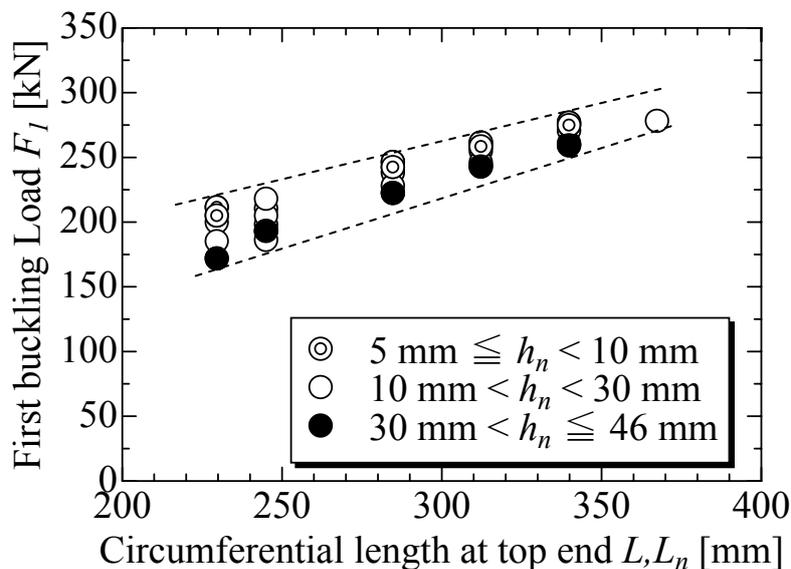


Fig. 5-6. Effect of the circumferential length at top end, L, L_n of octagonal shell members on the first buckling load, F_1 .

図 5-7 に外接円半径 $R=60 \text{ mm}$ の正 8 角形部材の衝突端に、切欠き幅 $W_n=34 \text{ mm}$ で、切欠き深さ $h_n=11, 46 \text{ mm}$ の切欠きをそれぞれ導入した切欠き部材の荷重点変位 $\delta=0 \sim 160 \text{ mm}$ における荷重履歴を、図 5-8 にそれら切欠き部材のエネルギー吸収量 U の履歴をそれぞれ比較して示す。図で、横軸は荷重点変位 δ 、縦軸は荷重 F ならびにエネルギー吸収量 U である。また図で、実線、破線、点線は正 8 角形部材、 $h_n=11 \text{ mm}$ 、 $h_n=46 \text{ mm}$ の切欠き部材の場合の解析結果をそれぞれあらわす。

図 5-7 から、切欠き部を導入することで、また導入した切欠き部の形状によって、初期座屈以降 (F_1 以降) の荷重履歴が変化することがわかる。切欠き深さが小さい $h_n=11 \text{ mm}$ の切欠き部材は、正 8 角形部材および切欠き深さが大きい $h_n=46 \text{ mm}$ の切欠き部材に比べ、2 番目の荷重の極大値を生じる荷重点変位 δ が小さく、また座屈波長が短い塑性座屈挙動を示す。その結果、図 5-8 に示すように、 $h_n=11 \text{ mm}$ の切欠き部材のエネルギー吸収量は、変形初期の荷重点変位 $\delta < 20 \text{ mm}$ の領域においては、切欠きによる初期座屈荷重の低減を反映して正 8 角形部材よりも小さいが、最終的 ($\delta=0 \sim 160 \text{ mm}$) には、座屈波長の短い塑性座屈挙動を反映して、正 8 角形部材よりも高くなることわかる。

以上の結果から、初期座屈荷重は衝突端に導入した切欠き部の幅 W_n によって容易に変更でき、他部材の強度を考慮しながら導入する切欠き部の幅 W_n を決定することで衝撃吸

収部材を優先的に塑性座屈変形させることが可能になると言える。また、衝突端への切欠き部の導入は初期座屈以降の塑性座屈挙動にも影響を及ぼす。

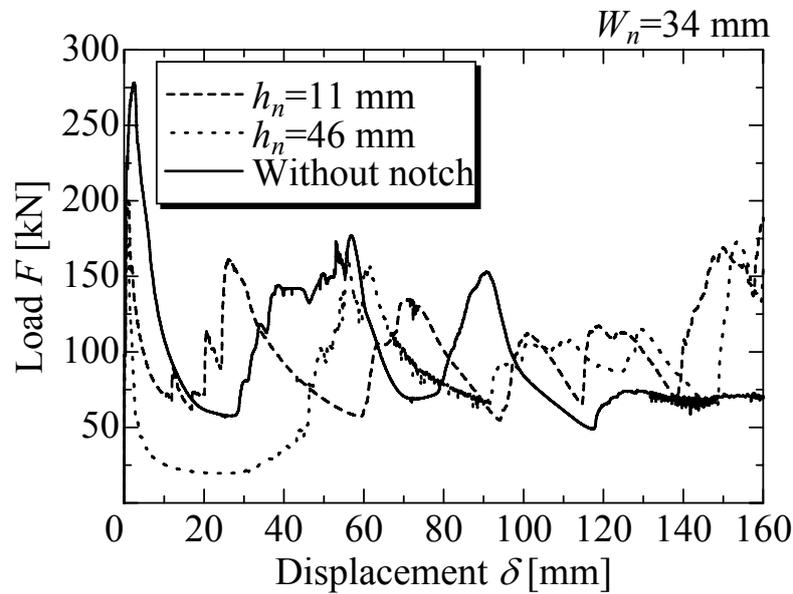


Fig. 5-7. Comparison of the load-displacement responses of octagonal shell members between with and without notches during axial collapsing.

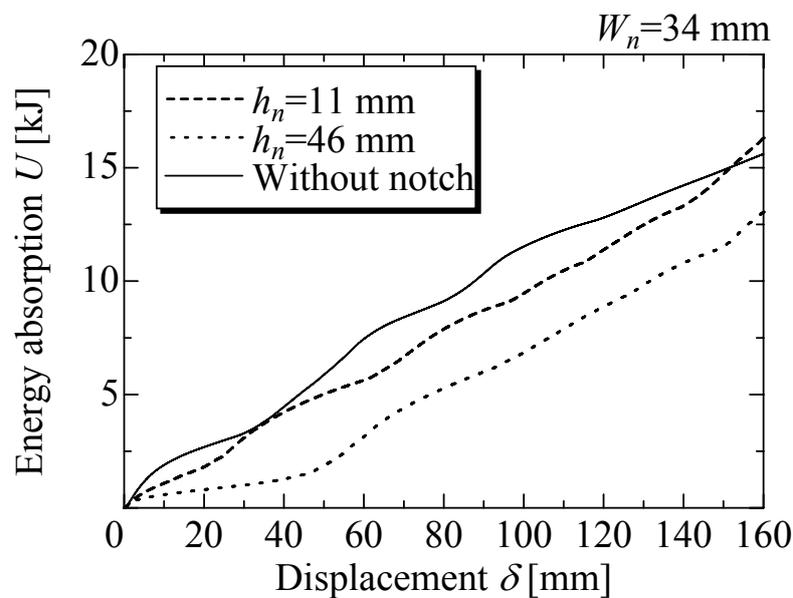
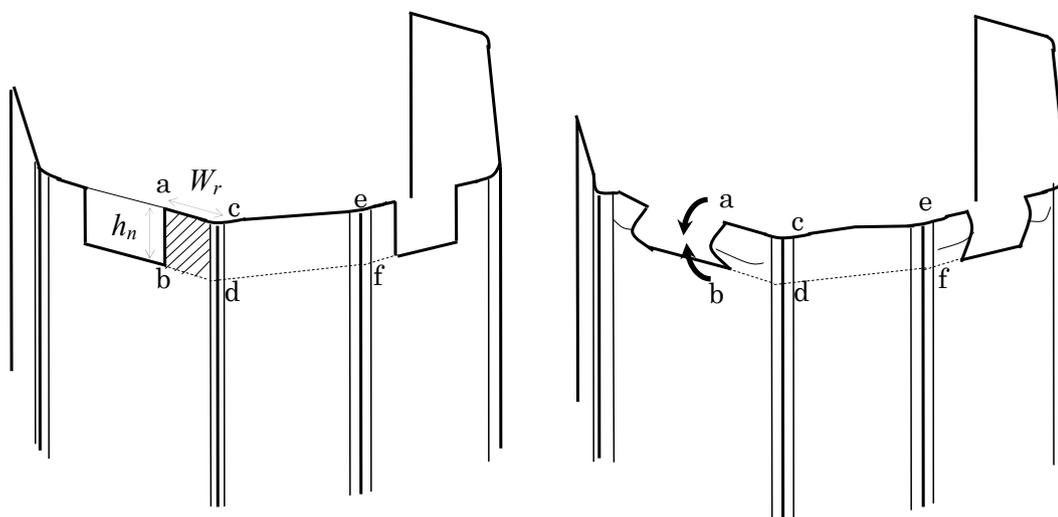


Fig. 5-8. Comparison of the energy absorption, U of octagonal shell members between with and without notches during axial collapsing.

5.4.2 エネルギー吸収量 U に及ぼす切欠きの影響

前節で示した図 5-7, 図 5-8 のとおり, 切欠き深さ $h_n=11$ mm とすると荷重変動が比較的少なく, 座屈波長の短い塑性座屈挙動が得られ, かつ衝撃吸収性能が向上することが判明した. ただし, 切り欠くことにより, 変形が衝突端側の限られた領域に集中するため, 変形初期の小さい荷点変位 δ における荷重低下は免れない. 従って, この荷重低下を抑制するためには, 切欠き深さ h_n は極力小さくする方が望ましいことが推察される.

図 5-9 に切欠き部材の衝突端部の模式図を示す. 切欠き部材の稜線 (c-d, e-f) は, 切欠きによってその一端は残余の平面部幅 $W_r (= W_p - W_n)$ と長さ h_n で構成される矩形領域 (図中の斜線: a-b-d-c) の変形によって拘束される条件となっている. 換言すれば, 荷重 F_i はこの矩形領域 (a-b-d-c) で生じる塑性変形によって変化する. すなわち, 衝突端側が変形する時, 切欠きによって残った矩形領域 (a-b-d-c) が曲げ変形を生じ, この曲げ強度によって荷重 F は定まる. その際, 切欠き深さ h_n は曲げ変形のスパンとなり, h_n が大きい場合は変形ストロークが長くなり, 大きい荷点変位 δ まで低荷重を示す. また W_r が大きい場合は (切欠き幅 W_n が小さい場合), 曲げ強度が高いために切欠き導入に伴う変形初期でのエネルギー吸収量の低下が抑制されることが考えられる.



(a) Before deformation

(b) After deformation by impact load

Fig. 5-9. Schematic drawing of the deformation at top end of octagonal shell members with notch.

以上の考察に基づき、外接円半径 $R=60$ mm の正 8 角形部材の衝突端に深さ $h_n=5\sim 46$ mm, 幅 $W_n=7\sim 34$ mm の切欠き部を有する切欠き部材のエネルギー吸収量と, 切欠きによって生じた残余の矩形領域の形状 (h_n, W_r) で整理した結果を図 5-10 に示す. 図で, 横軸は稜線の変形を拘束する矩形領域における長さ h_n の残余の平面部幅 W_r に対する比 h_n/W_r であり, 縦軸は切欠き部材のエネルギー吸収量 U_n の切欠きの無い部材のエネルギー吸収量 U に対する比 U_n/U である. なお, 算出に用いたエネルギー吸収量 U, U_n は, 載荷点変位 $\delta=0\sim 160$ mm において生じた塑性座屈変形によって吸収したエネルギー量である. また, 同図には板厚 $t=1.0$ mm の場合の解析結果も併せて示している.

図から, エネルギー吸収量比 U_n/U は, 板厚によらず切欠きによって残存した矩形領域の形状因子 h_n/W_r に支配されることがわかる. また, $h_n/W_r \leq 0.8$ では, 切欠きの無い部材よりもエネルギー吸収量は高くなることがわかる.

以上の結果から, 衝突端へ導入する切欠き部の形状を制御することによって, 初期荷重を所定範囲にとどめつつ, エネルギー吸収性能の低下を極力抑制することが可能となる. 具体的には, 図 5-6 をもとに初期荷重を制御するための周長 L, L_n を決定し, 図 5-10 をもとにその切欠き部の深さ h_n と幅 $W_n (= W_p - 2W_r)$ のバランスを考慮して, $2h_n/(W_p - W_n) \leq 0.8$ に制御する設計を行えばよいと言える.

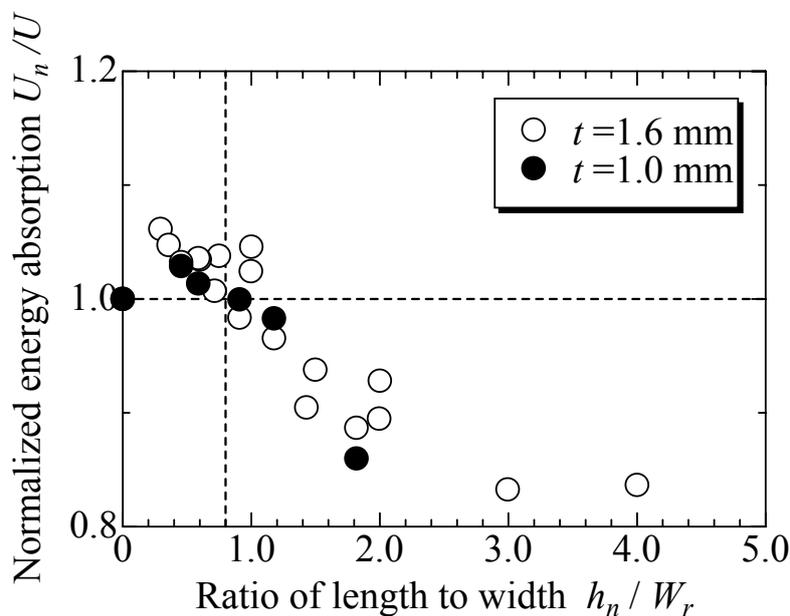


Fig. 5-10. Effect of the ratio of length to width in area which is notched other than notched rejoin on crash energy absorption.

5.4.3 塑性座屈変形モードに及ぼす切欠きの影響

図 5-11 に 5.4.1 で示した正 8 角形部材とその部材の衝突端に深さ $h_n=11$ mm, 幅 $W_n=34$ mm の切欠き部材の荷重点変位 $\delta=20\sim 100$ mm における変形状態および塑性ひずみ分布を比較して示す. 同図で, $\delta=20$ mm の変形図に着目すると, 切欠きが無い場合は, 衝突端側のほかに反衝突端の部材後端側においても塑性ひずみを生じるのに対して, 切欠き部材の場合は, 衝突端のみに塑性ひずみが集中していることがわかる. また切欠きが無い場合は, 荷重点変位 δ の増加に伴って, 反衝突側で塑性座屈変形を生じるのに対して, 切欠きを有する場合は衝突端側から, 順に塑性座屈変形を繰り返すことがわかる. すなわち, 切欠き部は, 塑性座屈の発生条件に影響を及ぼすのである. ここで, そのメカニズムについて考察する.

図 5-12 に正 8 角形部材とその部材の衝突端に切欠きを導入した場合の衝突初期の変形状態を模式的に示す. 衝突端に切欠きを導入すると, 残余の矩形領域は強度が低く, 容易に曲げ変形を生じるようになる. その結果, 切欠きによって変形が拘束された稜線部の座屈を誘発し, 塑性座屈変形を生じる. この初期座屈が, いわゆるトリガー機能となって, 衝突端から順次塑性座屈変形を生じるようになるのである.

以上の結果から, 衝突端に切欠き部を導入することで衝突端での変形が誘発される. すなわち, 切欠き部は塑性座屈変形のトリガーとして作用し, 部材の変形モードに影響を及ぼすと言える.

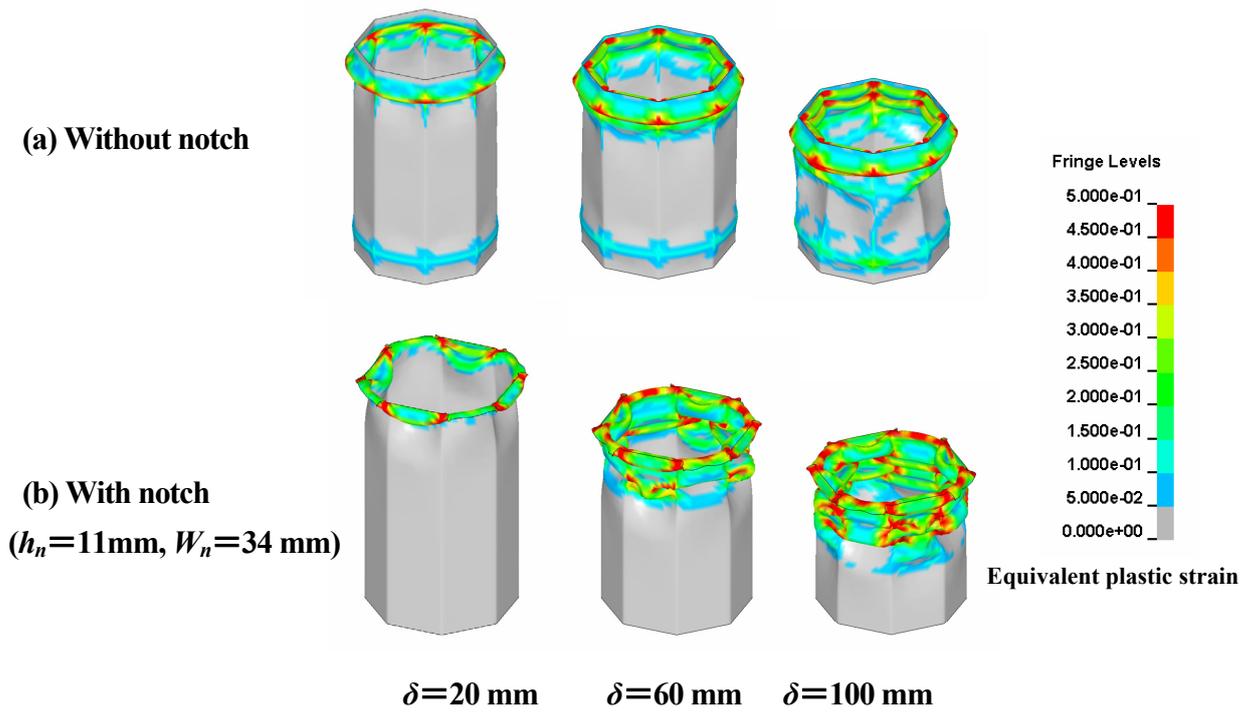


Fig. 5-11. Comparison of the deformation mode of octagonal shell members between with and without notch during axial collapsing.

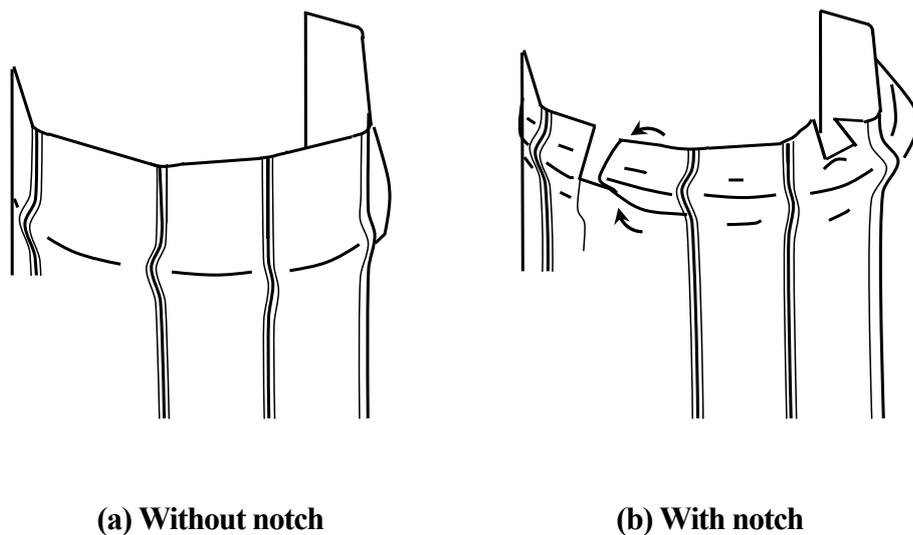


Fig. 5-12. Schematic drawing of the deformation at top end of octagonal shell members between with and without notch.

5.4.4 扁平部材への切欠き導入の考え方

図 5-13, 図 5-14 に扁平な 8 角形部材 (アスペクト比=2) と, その部材の長辺側に深さ $h_n = 10$ mm, 幅 $W_n = 118$ mm の切欠きを導入した長辺側切欠き部材と, 短辺側に $h_n = 10$ mm, 幅 $W_n = 7$ mm の切欠きを導入した短辺側切欠き部材の荷重履歴ならびにエネルギー吸収量の履歴を比較してそれぞれ示す. なお, いずれの部材とも切欠き導入によって, 生成した稜線の変形を拘束する残余の平面部幅 W_r は, 18 mm で同一である. 図で, 横軸は載荷点変位 δ で, 縦軸は荷重 F とエネルギー吸収量 U である. また図で, 実線, 点線, 破線は, 切欠き無し部材, 長辺側切欠き部材, 短辺側切欠き部材の場合の結果をそれぞれあらわす. 図 5-13 から, 扁平部材において切欠きを導入する場合, 切り欠く辺によって荷重履歴が変化することがわかる. 短辺側切欠き部材は, 初期座屈以降ほぼ一定の荷重推移を示すのに対して, 長辺側切欠き部材は, 載荷点変位 δ がおよそ 40 mm 付近において, 短辺側切欠き部材よりも高い荷重の極大値を示し, $\delta = 120$ mm 付近では短辺側切欠き部材よりも低い荷重を示す. また図 5-14 から, 短辺側切欠き部材のエネルギー吸収量は, 切欠き無し部材, 長辺側切欠き部材に比べて大きいことがわかる. すなわち, 扁平部材の断面の短辺側へ切欠きを導入することによって, エネルギー吸収性能が切り欠く前の部材よりも高まるのである.

図 5-15 に, これらの部材の変形状態および塑性ひずみ分布を比較して示す. 図から, 扁平な 8 角形部材の場合は, 切欠き導入の有無, 切欠き条件に関わらず, 衝突端から塑性座屈変形を開始することがわかる. ところが, 変形形態は, 最終的に切欠き有無, 切欠き条件によって大きく異なることがわかる. 長辺側平面部の変形挙動の変化に着目すると, $\delta = 20$ mm では, 切欠き無し部材と短辺側切欠き部材が, 長辺側平面部において軸方向に湾曲した座屈しわを生じているのに対して, 長辺側切欠き部材は, 衝突端の切欠き部が外側に倒れる変形を示している. また $\delta = 60$ mm では, 長辺側切欠き部材のみ, その長辺側平面部は断面内側に大きく凹んでおり, 他部材よりも大きな面外変形を生じている. さらに, $\delta = 100$ mm では, 長辺側切欠き部材, 切欠き無し部材では, 長辺側平面部に大きな面外変形を生じていることがわかる. すなわち, 短辺側切欠き部材のみ, 衝突端側から順次塑性座屈を生じ, かつ長辺側平面部においても大きな面外変形を発生しないのである. 換言すれば, 短辺側に切欠きを導入すれば, 変形中の面外変形が小さい変形挙動を維持できるのである. この挙動は, 平面部と稜線部に作用する応力状態で, 以下のように説明できる.

図 5-16 に長辺側ならびに短辺側に切欠きを導入した部材の載荷点変位 $\delta = 10$ mm における主応力ベクトル図を, 図 5-17 に変形模式図をそれぞれ示す. 図 5-16 に示すように, 切欠きによって残存した矩形領域は, 曲げ変形を生じ切欠き境界部の断面が外側に広がり,

その変形によって周方向の引張応力を発生していることがわかる。また図で、切欠きによって変形が拘束される稜線(図中太破線矢印)には、上記と同様の引張応力が作用しており、切欠きが存在する平面部にて、発生する応力の影響を受けていることがわかる。すなわち、図 5-17 の模式図に示すように、まず切欠きによって残存した矩形領域が、曲げ変形を生じるため、断面が外側に広がり周方向の引張応力を発生する。その後、切欠き部は、さらに外側に大きな面外変形を生じ、切欠き部を起点として、周方向の引張応力は増大し、切欠き部近傍の稜線の変形に影響を与えるようになる。すなわち、長辺側に切欠きを導入した場合は、長辺側切欠き部が外側に大きく曲げられようになり、曲げ部によって生じた引張応力によって、近傍の稜線を長辺側に引っ張る。その結果、切欠き部近傍の稜線が長辺側に移動し、長辺側平面部においては、断面内側に大きくたわむ変形(面外変形)を生じるようになる。この影響を受け、長辺側で生じる座屈しわのサイズは、さらに大きくなる。一方、短辺側に切欠きを導入した場合は、短辺側切欠き部の変形によって生じた引張応力によって、長辺側平面部を短辺側に引っ張るような挙動を示す。この引張力によって、長辺側平面部の面外変形が抑制され、長辺側平面部で生成する座屈しわのサイズが小さくなる。以上の切欠き部を起点とした変形挙動の差の影響を受け、長辺側に切欠きを導入した場合には、長辺側平面部における大きな面外変形の発生により大きな座屈しわを生成する。すなわち、座屈起点が変動しやすい不安定な挙動を示すようになる。ところが、短辺側に切欠きを導入した場合は、短辺側切欠き部の変形の影響によって、長辺側平面部は短辺側に引っ張られることで、その面外変形は抑制され、その結果、座屈しわのサイズも小さくなり、短い座屈波長での塑性座屈変形を繰り返すようになる。

以上の結果から、扁平な 8 角形部材の場合は、衝突端の短辺側に切欠きを導入することで、切欠き部の変形によって生じた引張応力が、長辺側平面部の面外変形を抑制し、扁平部材の塑性座屈挙動を安定させ、衝撃エネルギー吸収性能を高めることが可能になると言える。

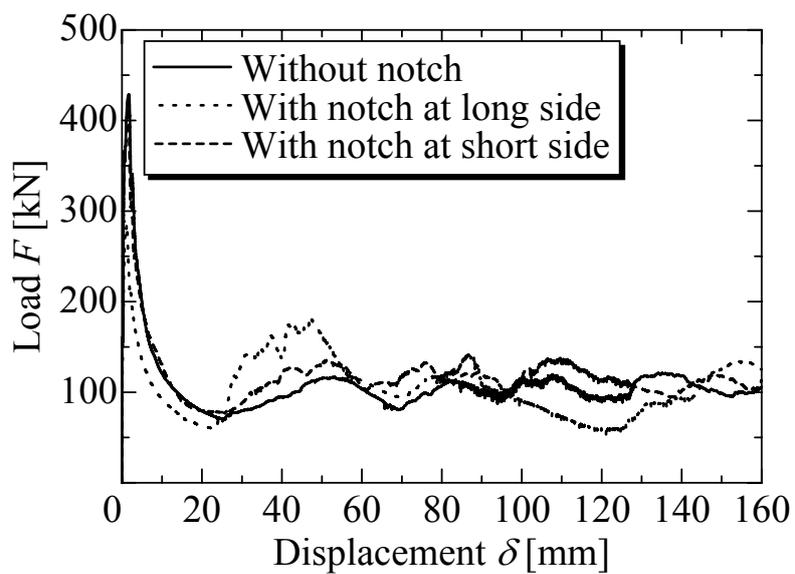


Fig. 5-13. Comparison of the load-displacement responses of thin walled octagonal flat shell members with respect to the notch patterns.

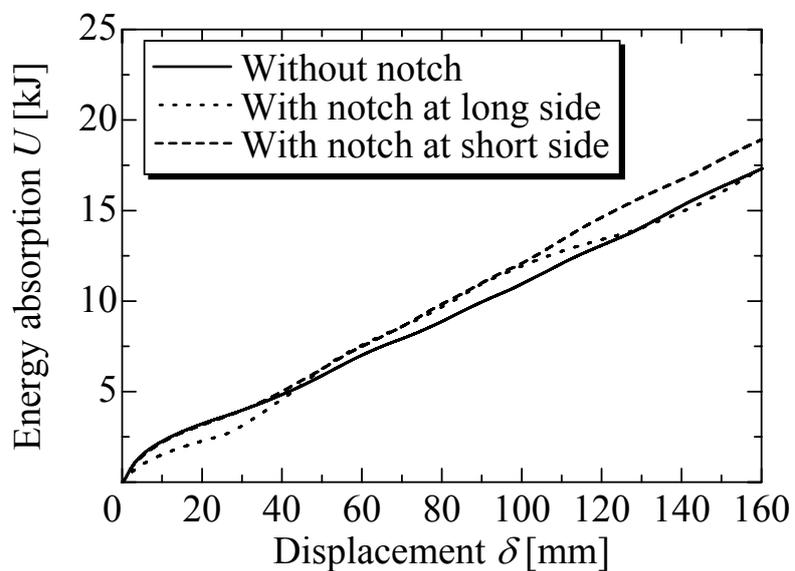


Fig. 5-14. Comparison of the energy absorption, U of thin walled octagonal flat shell members with respect to the notch patterns.

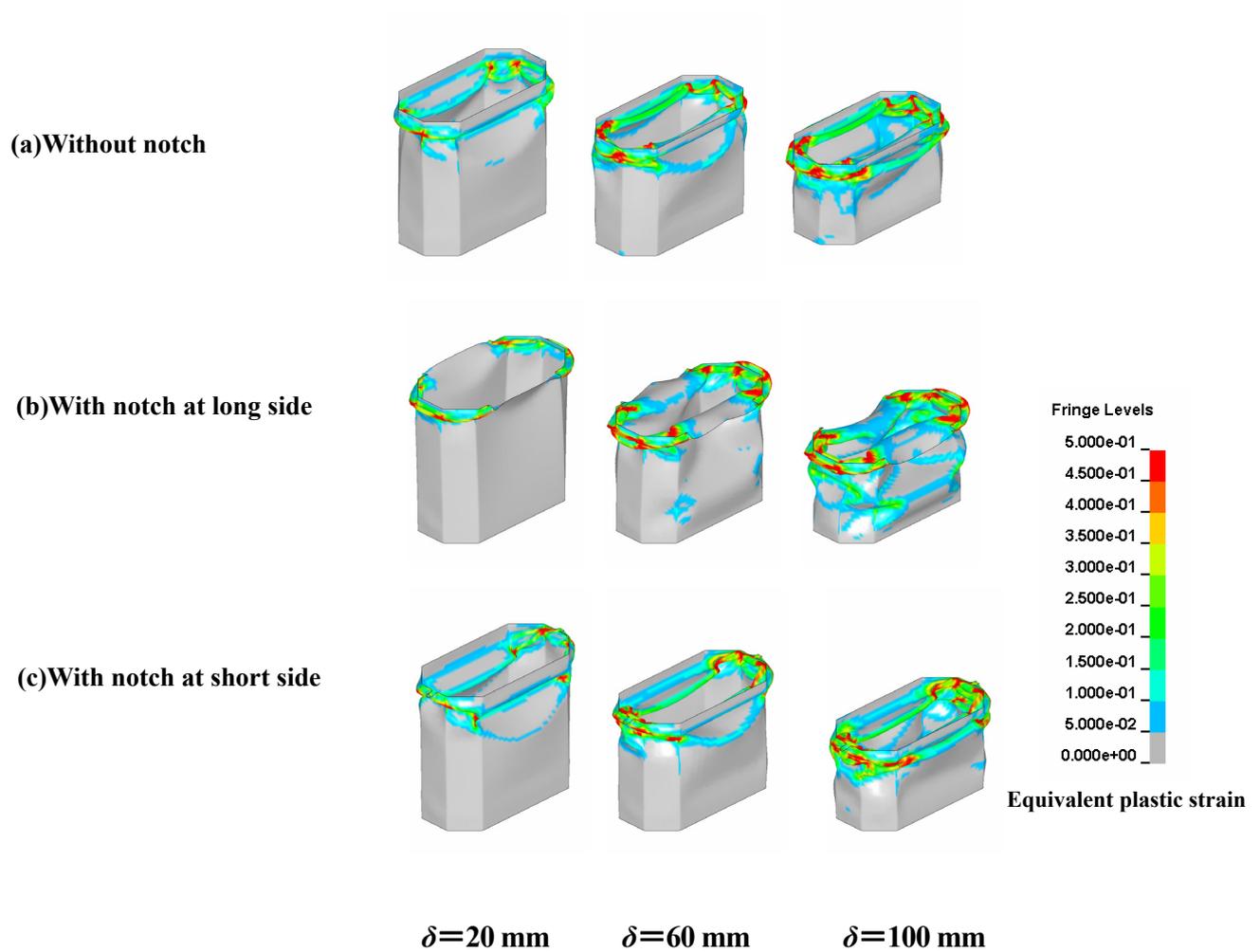


Fig. 5-15. Comparison of the deformation mode of thin walled octagonal flat shell members with respect to the notch patterns.

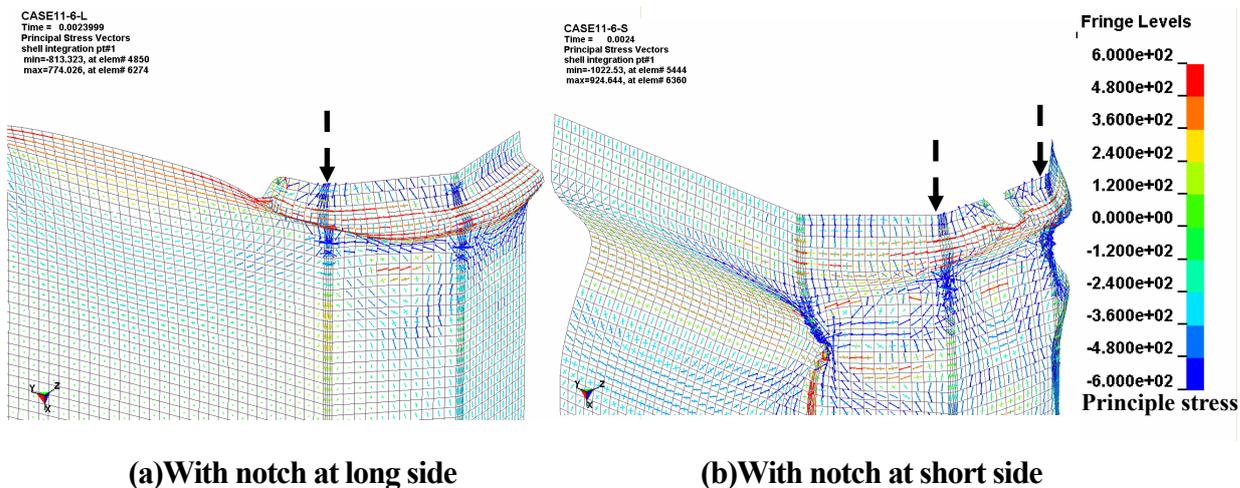


Fig. 5-16. Comparison of the principle stress distribution of thin walled octagonal flat shell members with respect to the notch patterns.

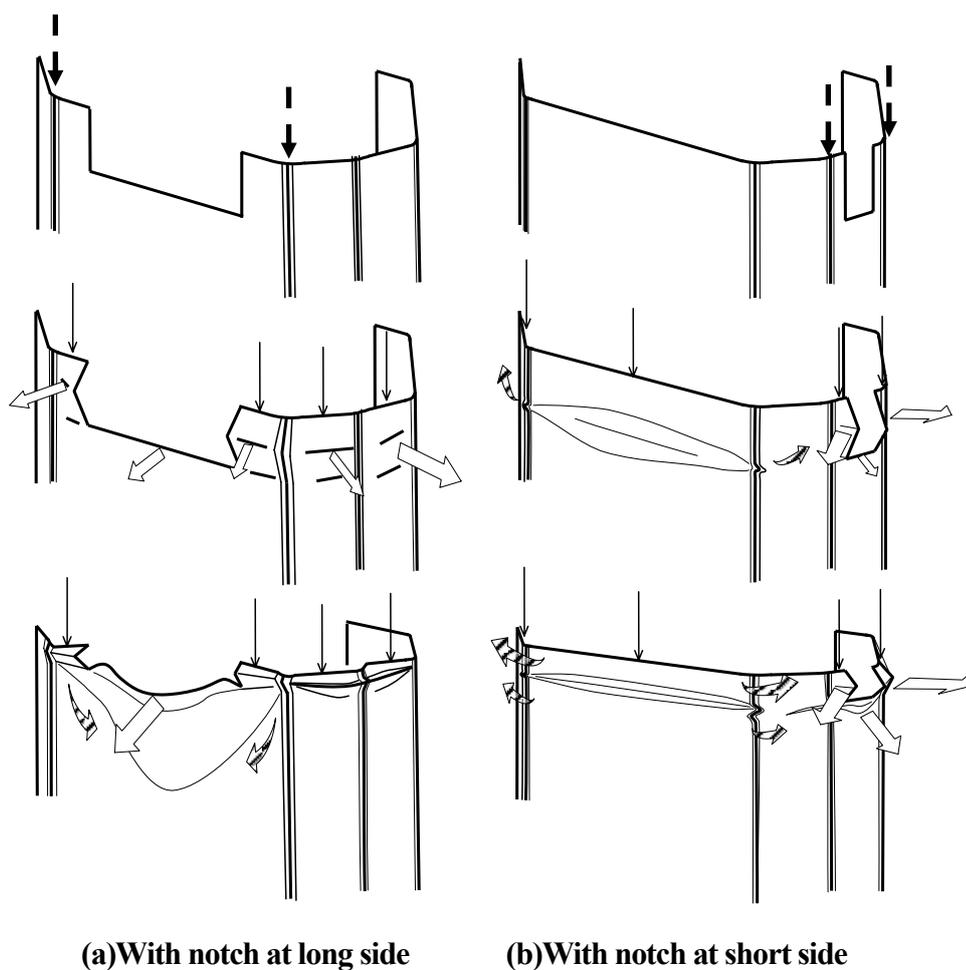


Fig. 5-17. Schematic drawing of the change of deformation at top end of octagonal flat shell members with respect to the notch patterns.

5.5 結言

クラッシュボックスに求められる初期座屈荷重を所定範囲にとどめる設計技術を確立するために、第2章、第3章で示した薄肉多角形部材と同様の8角形部材を対象として、衝突端への切欠き部の導入が塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすべくFEMによる数値解析を用いた検討を行った。得られた知見は、以下のようにまとめられる。

- (1) 初期座屈荷重 F_1 は、衝突端部に導入した切欠き部の幅 W_n を決定することによって容易に制御できる。
- (2) 他部材の強度を考慮しながら、導入する切欠き部の形状を決定することで、衝撃吸収部材を優先的に塑性座屈変形させることが可能となる。
- (3) 切欠き導入によって初期荷重を所定範囲にとどめつつ、エネルギー吸収性能の低下を抑制させるためには、初期荷重を制御するための切欠き部の幅 W_n を決定し、深さ h_n とのバランスを考慮して、 $2h_n / (W_p - W_n) \leq 0.8$ に制御する必要がある。
- (4) 衝突端に導入された切欠き部は塑性座屈変形のトリガーとして作用し、塑性座屈変形を容易に発生させ、変形モードに影響を及ぼす。
- (5) 扁平な8角形部材の場合は、衝突端短辺側に切欠きを導入することで、切欠き部の変形によって生じた引張応力が長辺側平面部の面外変形を抑制し、扁平部材の塑性座屈挙動を安定させ衝撃エネルギー吸収性能を高めることが可能となる。

以上より、前章までの高衝撃吸収性能を確保する設計技術に加え、クラッシュボックスが要求する初期座屈荷重を所定範囲にとどめる技術として、衝突端へ切欠き部を導入する設計技術を確立した。また、この切欠き部は、初期座屈荷重低減効果の他に、塑性座屈変形のトリガー作用と塑性座屈変形挙動の安定化に寄与するため、衝撃荷重の入力方向が変動する実際の衝突環境において、有効となることが期待される。

参考文献

- 1) 武智弘, 高橋学, 伊藤耿一, 遠藤孝雄, 友田陽, “自動車用鉄鋼材料の金属組織と高速変形挙動”, 鉄と鋼, Vol.88, No.11, (2002), pp.1- 12.
- 2) 北川裕一, 萩原一郎, “衝突シミュレーション”, 自動車技術, Vol. 47, No.4, (1993), pp.57-61.
- 3) 住友金属工業. 吉田経尊, 岡村一男, 衝撃緩和部材, 特開平 2002-139086.
- 4) Mamalis, A. G., Manolakos, D. E. and Viegelaahn, G. L., “The axial crushing of thin PVC tubes and frusta of square cross-section”, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.8, No.3, (1989), pp. 241-264.
- 5) Karbhari, V. M. and Chaoling, X., “Energy Absorbing characteristics of circular frustra”, *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 8, No.5, (2003), pp. 471-478.
- 6) Reid, S. R. and Reddy, T. Y., “Static and dynamic crushing of tapered sheet metal tubes of rectangular cross-section”, *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 28, No.9, (1986), pp.623-637.
- 7) Mamalis, A. G., Manolankos, D. E., Ioannidis, M. B., Kostazos, P. K. and Hassiotis, G., “Finite element simulation of the axial collapse of thin-wall square frusta”, *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 6, No.2, (2001), pp. 155-164.
- 8) Nagel, G. M. and Thambiratnam, D. P., “Dynamic simulation and energy absorption of tapered tubes under impact loading”, *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 9, No.4, (2004), pp. 389-399.
- 9) 川崎重工業, 田口真, 車両の衝撃吸収構造, 特開平 2002-316642.
- 10) LS-DYNA Version970 User's Manual, LSTC, (2003).
- 11) The Japan Iron and Steel Federation, JFS A 2001(Cold Rolled Steel Sheets and Strip for Automobile Use), (1998).

第6章 最適な断面形状設計技術に基づく 新しい薄肉多角形部材の開発

6.1 緒言

近年、地球環境保護を背景とした車体質量^{1), 2)}の低減とともに交通事故死者数半減を目的とした衝突安全性の向上から、衝撃吸収用の構造部材には軽量で優れた衝撃吸収性能を有する部材³⁾⁻⁸⁾が求められている。また一方では、新型車のタイムリーな市場への投入およびコスト競争力向上を図るために、設計～評価～量産の自動車開発期間を短縮することが求められている。すなわち、軽量かつ優れた衝撃吸収性能を有する部品を短期間で設計する技術が望まれている。ところが、衝撃エネルギー吸収量は、塑性座屈変形⁹⁾⁻¹²⁾により生じる荷重履歴によって決定されるため、現状では、設計段階で高精度に衝撃吸収性能を予測することができず、再設計、再評価を繰り返しており、上述の二つの要望は両立されていない。

これまでに本研究では、FEMによる数値解析を用い、座屈荷重が高く、変動が小さい荷重履歴を実現するための設計技術について論じてきた。第2章、第3章では、薄肉多角形部材の断面形状因子に着目し、塑性座屈挙動に及ぼすそれら因子の影響を定量化し、優れた衝撃吸収性能を示す薄肉多角形部材の断面設計指針を明らかにした。第4章では、その指針に基づき断面の一部に凹部を有する新しい薄肉多角形部材を提案した。さらに第5章では、衝突端の形状に着目し、衝突端に適正な形状の切欠き部を設けることで、初期荷重を低減できかつ塑性座屈挙動の安定化をもたらすことができることを示した。以上のように、低い初期座屈荷重と高い衝撃吸収性能が要求される衝撃吸収部材「クラッシュボックス」の設計思想は体系化された。

これらの設計思想は、形状、材料特性をはじめ、部材に生じる衝撃荷重の入力方向においても変動のない理想的な条件を前提として確立したものである。ところが、実際の衝撃吸収部材には、部材製作上の形状誤差ならびに材料特性の変動とともに、衝突時に生じる衝撃荷重の入力方向が変化することが想定される。さらに、自動車に装着されるクラッシュボックスは、車種毎に設計する断面の大きさ、使用する材料ならびに要求される衝撃吸収性能が異なり、その部材設計技術には、多種多様な設計条件に対応可能であること、すなわち、汎用性が必要とされる。

そこで本章では、排気量 1,000～3,000 cc(小型車～大型車)の普通車に装着されているクラッシュボックスを対象として、前章までの知見を用いて実部材を設計、製作し、実際の使用環境を想定した衝撃実験と数値解析の両面から、その部材の衝撃吸

収性能を検証した。実験では落錘型衝撃実験「DWT」(Drop Weight Test)と台車式衝撃実験を行い、実部材の塑性座屈変形挙動を評価した。また、数値解析と落錘型衝撃実験にて、衝撃荷重入力方向が衝撃吸収性能に及ぼす影響について評価した。さらに、開発部材の衝撃吸収性能に及ぼす材料特性、溶接条件の影響について、実験により評価し、確立した衝撃吸収部材の設計技術の汎用性と妥当性を検証した。また、市販車に搭載されているクラッシュビード^{13), 14)}を有する現行品との比較実験を行い、開発技術、開発品の効果を検証した。

6.2 クラッシュボックスの設計要件と現行部材

6.2.1 実車搭載状態と設計要件

図 6-1 に、自動車フロント側に装着されたクラッシュボックスの搭載状態の模式図を示す。図に示すように、クラッシュボックスは、バンパーレインフォースメントとフレームの間に配置される¹⁵⁾。また断面寸法は、エンジンやタイヤなどの他部品の設計スペースによって制約を受けるだけでなく、フレームに効率よく衝撃荷重を伝播させるために、フレームと同じ断面積が必要とされる。すなわち、クラッシュボックスの衝突端側の断面寸法はバンパーレインフォースメントで、またもう一方端は、フレームの断面寸法でそれぞれ制約される。さらに実部材の断面は、扁平(アスペクト比で1.1~2.0程度)な場合が多く、またその寸法は、車種毎に様々である。

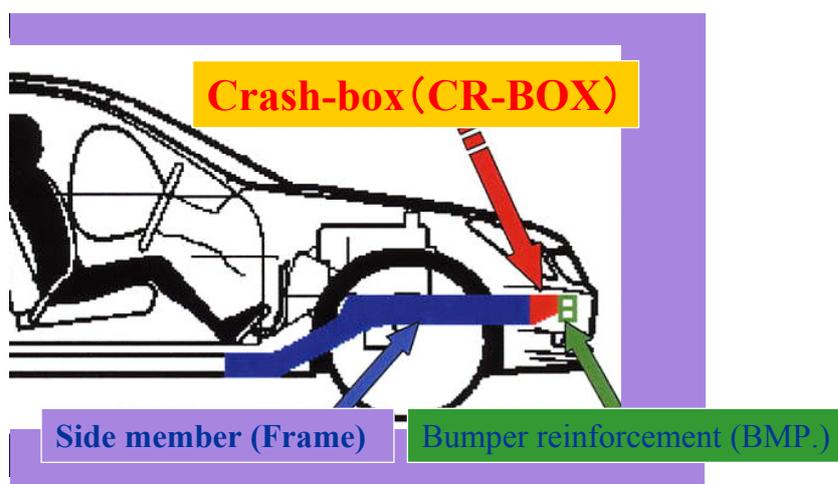


Fig. 6-1. Schematic drawing of Crash Box mounted with Frame.

6.2.2 現行クラッシュボックスの衝撃吸収性能

現行のクラッシュボックス(第1章の図 1-14)には、衝撃軸方向(部材長手方向)に対して直行した溝部(クラッシュビード)が設けられており、そのクラッシュビードの断面は他の部位に比べて小さくなっている。ここでは、まず現行品に適用されている類似のクラッシュビードが塑性座屈挙動に及ぼす影響を解析し、クラッシュビードによる衝撃吸収性能の制御技術を整理した。

図 6-2 に、現行品を模擬してモデル化した 6 角形部材と、その部材に代表的なビード形状のクラッシュビードを付与した部材を示す。クラッシュビード A は、ウェブ面に凹形状のビード、クラッシュビード B は、ウェブ面に凸形状のビードと縦壁部においては凹の形状のビードをそれぞれ備えている。それら部材を用いて、前章までと同様(荷重は x 軸方向に入力、衝突端は x 軸方向以外の並進成分を拘束、反衝突端はすべての自由度を拘束、使用要素は Belytschko-Wong-Chiang¹⁶⁾シェル、積分点は板厚方向に 5 個)の衝突解析を行った。解析には、現行クラッシュボックスに幅広く適用されている 440 MPa 級固溶強化型高張力鋼板¹⁷⁾を想定した材料特性を採用した。表 6-1 に、用いた特性の一覧を示す。なお板厚 t は、現行クラッシュボックスにあわせ 1.60 mm(Part a), 1.20 mm(Part b)とした。

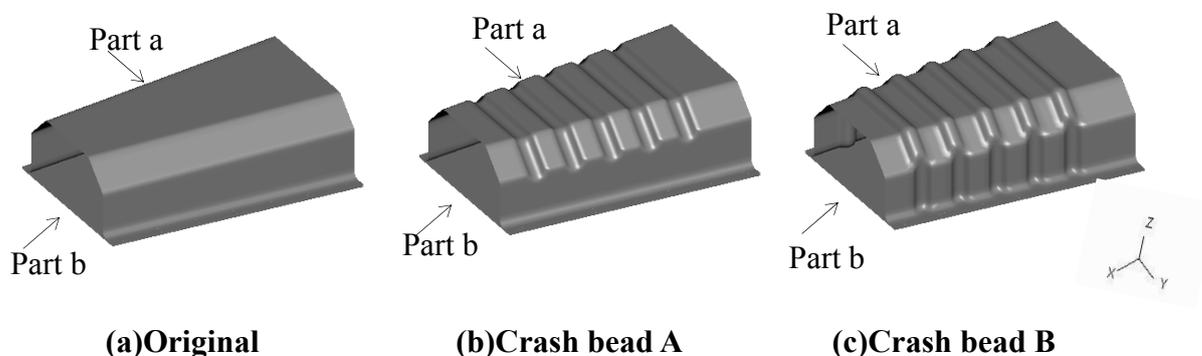


Fig. 6-2. FEM models of current crash box with crash bead.

Table 6-1. Mechanical properties of the material for numerical analysis.

Material grade	JSC440W ¹⁸⁾	
Young's modulus	E [GPa]	205.9
Poisson's ratio	ν	0.30
Yield stress	YS [MPa]	333
Cowper-Symonds parameter	D [1/s]	1.56×10^5
	P	5.67

図 6-3, 図 6-4 に, 6 角形部材と, その部材にクラッシュビードを導入した部材の荷重履歴ならびにエネルギー吸収量を比較した結果をそれぞれ示す. 図で, 横軸は載荷点変位 δ , 縦軸は荷重 F , 荷重-載荷点変位曲線の面積から算出されたエネルギー吸収量 U である. また, 実線, 破線, 点線は, それぞれ 6 角形部材, クラッシュビード A 部材, クラッシュビード B 部材の場合の解析結果をそれぞれあらわす. 図から, クラッシュビード部材の初期座屈荷重は, クラッシュビードのない 6 角形部材に比べて低いことがわかる. また初期座屈以降においては, クラッシュビード品の荷重は, クラッシュビードのない 6 角形部材に比べて低く, 変動もなくほぼ一定で推移することがわかる. その結果, 図 6-4 に示すように, クラッシュビード部材は, クラッシュビードのない 6 角形部材に比べて, エネルギー吸収量 U が低くなる.

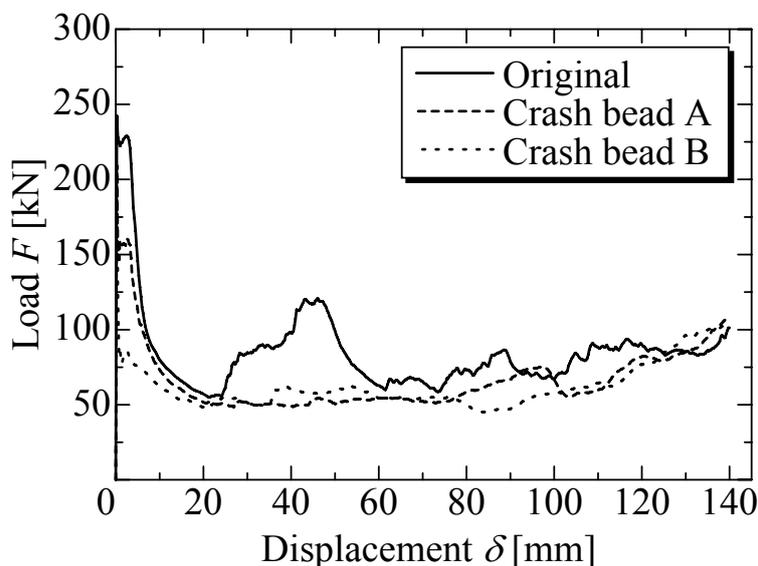


Fig. 6-3. Comparison of the load-displacement responses of thin-walled hexagonal crash boxes between with and without crash bead.

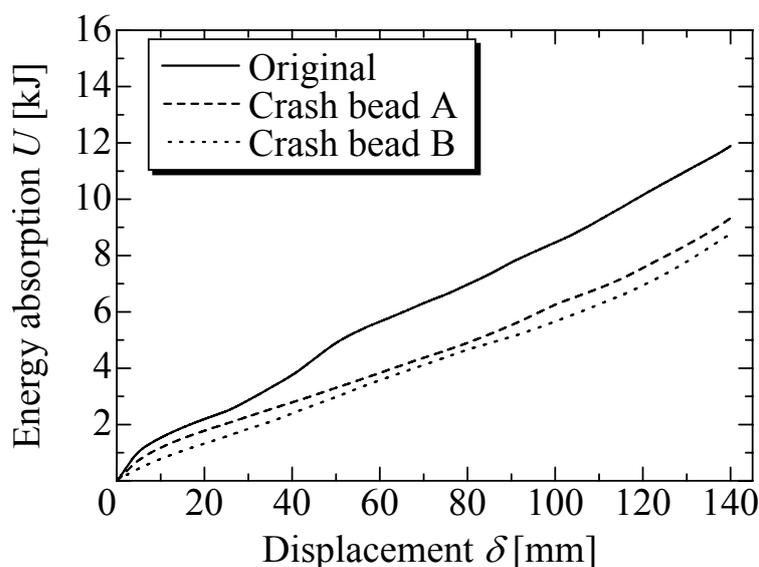


Fig. 6-4. Comparison of the energy absorption, U of thin-walled hexagonal crash boxes between with and without crash bead.

以上の結果から、クラッシュビードが衝撃吸収性能に及ぼす効果をまとめると図 6-5 のようになる。図で、破線はクラッシュビードを導入する前の荷重履歴、実線はクラッシュビード導入後の荷重履歴の模式図をそれぞれあらわす。

クラッシュビードを導入すると、最弱部のクラッシュビード部から塑性座屈変形を生じるためにビードのない状態に比べ、初期座屈荷重は低下する。また初期座屈以降においても、クラッシュビード部を起点として順次塑性座屈変形を生じるために、荷重の絶対値は低くなる。一方、座屈波長は、クラッシュビードの大きさとクラッシュビードの間隔によって制御されるため、座屈荷重の変動は抑制される。しかし、クラッシュビード部材のエネルギー吸収量 U は、座屈荷重が低下することを反映してビードを導入していない部材に比べて小さくなる。すなわち、現状のクラッシュビード技術において衝撃吸収性能を高めるためには、部材の板厚を増加させる等の対策が必要となり、軽量化との両立は困難であると考えられる。さらに、部材に適用するクラッシュビードの最適な形状ならびに配置条件は、断面の大きさ、部材長などによって異なることが予想される。また、最弱部のクラッシュビード部が存在しているため、例えば、斜め方向から荷重が入力された場合は、部材にモーメントが作用しクラッシュビードが不安定に折れ、安定した塑性座屈変形が得られないことが懸念される。

以上のように、クラッシュビード技術では、軽量化を目的とした板厚のさらなる低減と衝撃吸収性能の向上を両立することが困難であると考えられる。

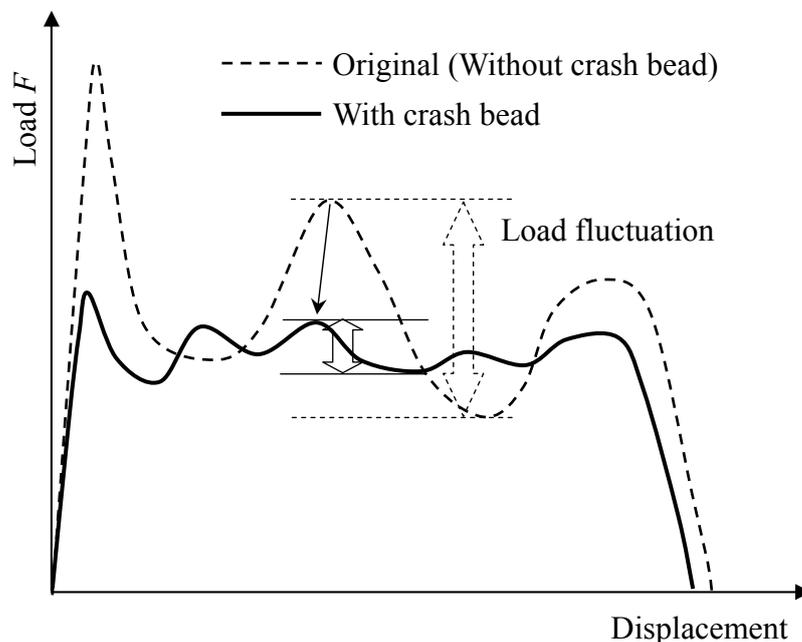


Fig. 6-5. Schematic drawing of controlled the load–displacement response of hexagonal crash boxes by crash bead.

6.3 新しい薄肉多角形部材の断面設計

図 6-6 に、設計したクラッシュボックスの断面を示す。本章で取り扱った設計断面の寸法は、実際に普通車に装着されているフレームならびにバンパーの断面寸法を計測して、3種の断面設計寸法を設定した。排気量 3,000 cc の普通車に搭載されている長辺 150 mm, 短辺 76 mm で、アスペクト比がおおよそ 2.0 の大断面と、排気量 1,600 cc の普通車の一般的なサイズである長辺 110 mm, 短辺 60 mm, アスペクト比がおおよそ 1.8 の中断面, そして排気量 1,000 cc の小型車に装着される長辺 92 mm, 短辺 55 mm, アスペクト比がおおよそ 1.7 の小断面である。これら 3 種の設計断面に対して、前章までの知見に基づき、平面部幅 W_p は 20~30 mm を狙い、凹部を断面の一部に導入する設計を行った。具体的には、大断面 (Design A) には、凹部深さ $d_g=20$ mm の二つの凹部を二組導入することで、すべての平面部幅 W_p を 20~30 mm とし、中断面 (Design B), 小断面 (Design C) には、凹部深さ $d_g=15$ mm の一つの凹部を二組導入することで平面部幅 W_p を 20~30 mm とした。なお、中断面 (Design B), 小断面 (Design C) において凹部深さ $d_g=15$ mm とした理由は、曲げ成形¹⁹⁾によるプレス成形によって部材製作が可能となることを前提としたためである。すなわち、凹部の稜線①

が外郭の部材合わせ部の稜線②よりも Z 方向で高い位置としなければ成形が困難となるからである。

以上のように設計した種々の断面は、結果的に大断面の場合は座屈の起点となる稜線数 N_r を 24 個有し、中断面、小断面の場合は稜線数 N_r を 16 個有する多角形断面となる。

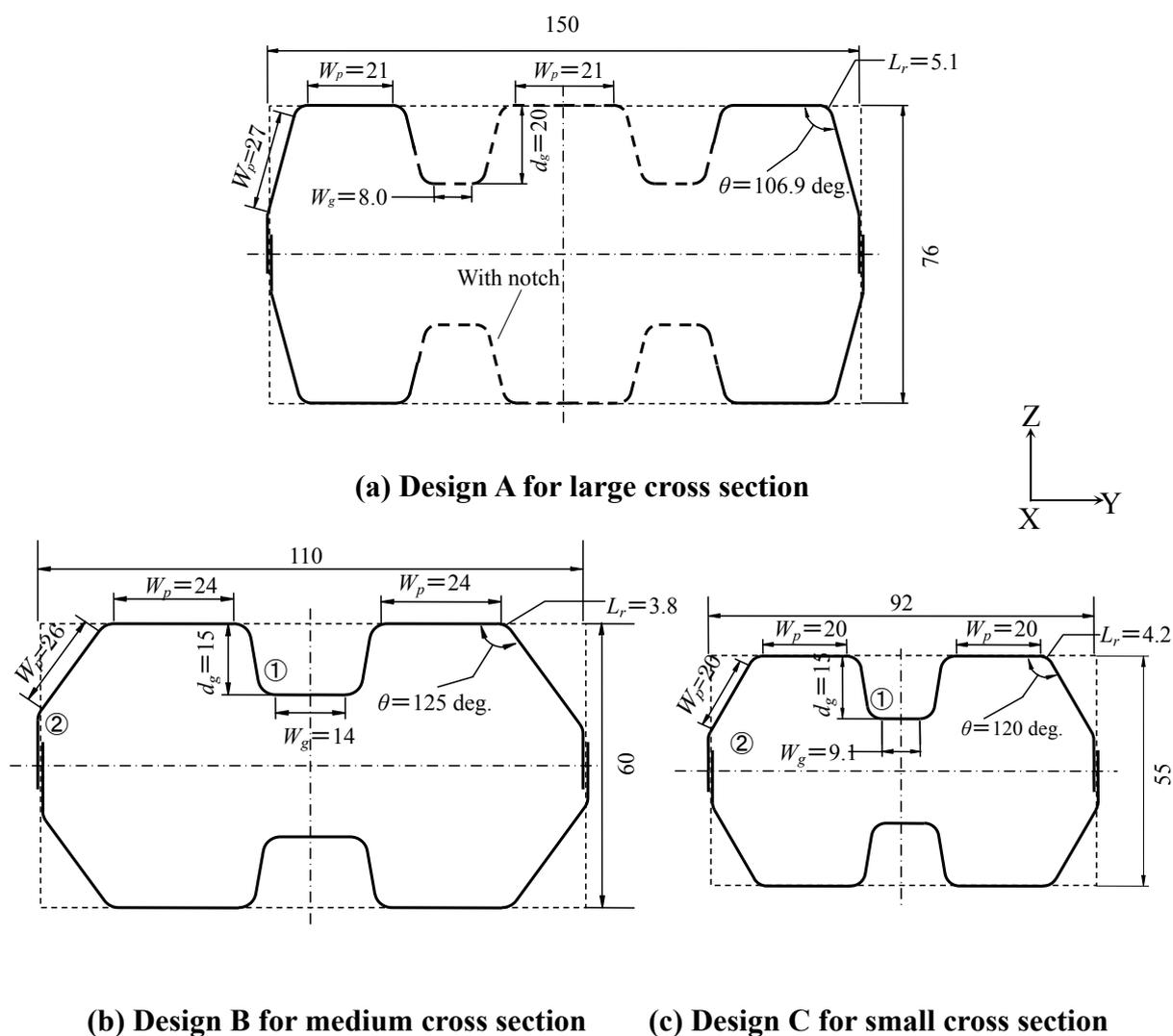


Fig. 6-6. Schematic drawing of cross sectional shape of designed crash boxes with concave.

設計した断面形状因子と、第3章、第4章で示した設計パラメーターを再度用い、その関係を図6-7～図6-10に示す。設計した断面の平面部幅 W_p の板厚に対する比 W_p/t は、約20～30の範囲となっており、また稜線部円弧長 L_r は $>3.0\text{mm}$ で、さらに外郭稜線の断面積 $L_r t$ は $3\sim 6\text{mm}^2$ の範囲となっている。なお、算出に用いた板厚 t は、本章で部材製作に適用した $0.8\sim 1.2\text{mm}$ の範囲としている。また、断面に導入した凹部の深さ d_g は、15, 20 mm で、凹底幅 W_g は $8\sim 14\text{mm}$ の範囲となっている。これらの設計値は、いずれも高い荷重 F_{ave}/Lt を示す設計範囲を満足している。さらに、大断面部材に関しては、初期座屈荷重低減のために第5章で得られた知見を反映し、最も短い平面部に深さ $h_n=10\text{mm}$ の切欠き部を導入した(図6-6の(a)中の太破線の領域)。詳細図は、部材の製作条件、数値解析条件のところで示す。

以上のように、本設計思想は、種々の大きさの設計断面に対しても導入する凹部の個数を変化させることで、容易に狙いとする設計値を得ることが可能であり、汎用性に富んでいると言える。

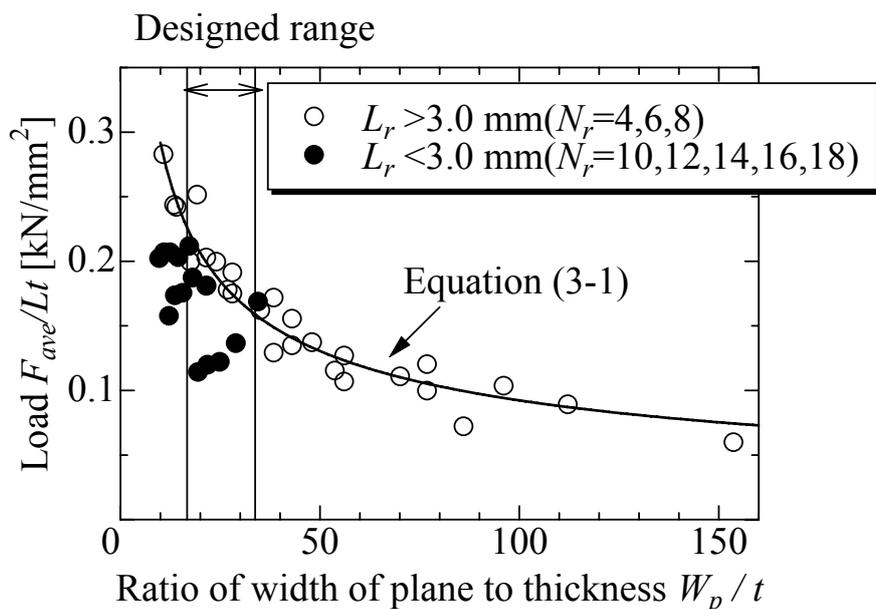


Fig. 6-7. Design range of the thickness ratio of plane region, W_p/t of crash boxes with concaves.

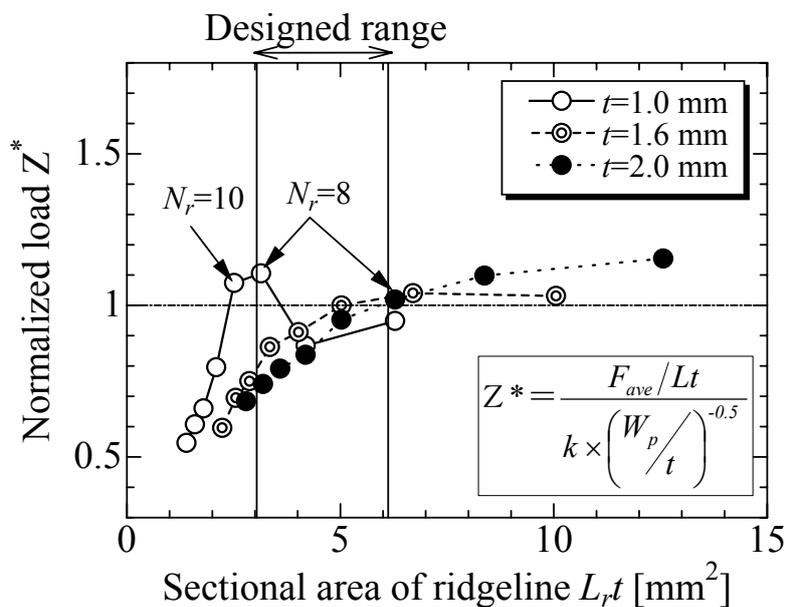


Fig. 6-8. Design range of the area of ridgeline, $L_r t$ of crash boxes with concaves.

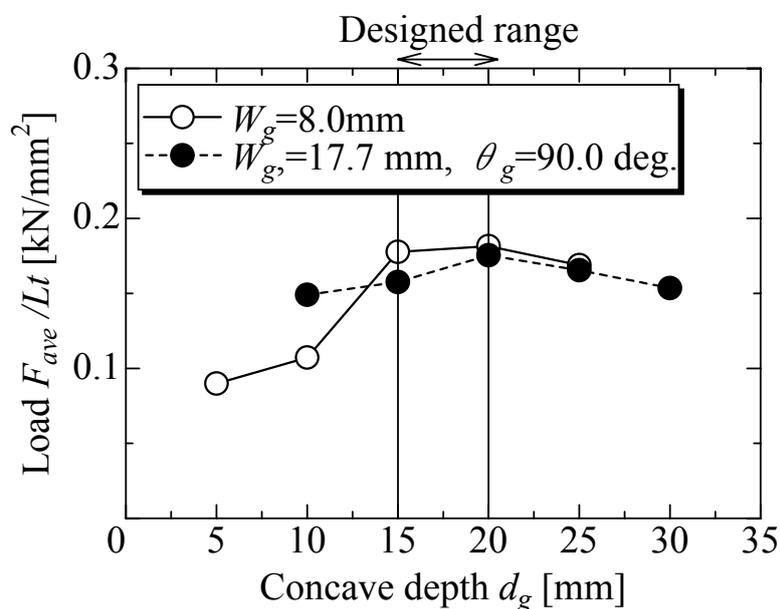


Fig. 6-9. Design range of the depth of concave, d_g of crash boxes with concaves.

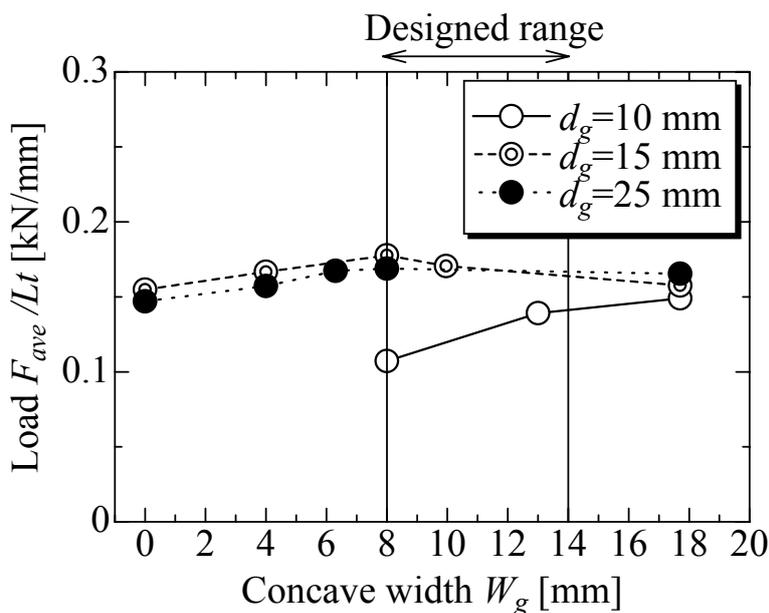


Fig. 6-10. Design range of the width of concave, W_g of crash boxes with concaves.

6.4 部材製作および実験条件

6.4.1 供試材

表 6-2, 表 6-3 に, 6.3 節で設計した凹断面クラッシュボックスの部材製作に用いた薄鋼板の化学組成と, JIS5 号試験片による圧延直角方向の引張試験結果をそれぞれ示す. 本実験には, 自動車用部品に適用されている 10 種類の鋼, 2~4 種類の板厚の計 27 条件の薄鋼板を用いた. 鋼 A は, 連続焼鈍にて製造されたフェライト単相組織の低炭アルミキルド鋼²⁰⁾であり, 鋼 B は, 鋼 A と同様にフェライト単相組織であるが, 鋼中の C, S, N を析出物として析出させ, 鋼中に固溶する C, S, N をゼロとした深絞り性が良好な (r 値が高い) 極低炭素 IF (Interstitial free) 鋼²¹⁾である. また, 440MPa, 590MPa 級の高張力鋼板としては, 鋼 C は, Mn の固溶強化を利用して強度を高めた 440MPa 級固溶強化型高張力鋼板¹⁷⁾, 鋼 D, E は, 固溶強化に加え, Nb を添加し微細な析出物 (NbC) によって転位の移動を抑制することで強度を高めた 440MPa, 590MPa 級析出強化型高張力鋼板¹⁷⁾である. さらに, 590MPa, 780MPa, 980MPa 級の高張力鋼板としては, 鋼 F, H, J はオーステナイトからマルテンサイトに変態する機構を活用して, 軟質なフェライト相と硬質なマルテンサイト相を含む複合組織とした複合組織型鋼板²²⁾「DP」(Dual Phase)であり, 鋼 G, I は加工誘起変態塑性「TRIP」

(Transformation-induced plasticity)²³⁾を有する残留オーステナイト鋼板である。なお鋼板の表面は、冷間圧延後、焼きなまし焼鈍を行ったままであり、合金化溶融亜鉛めっき²⁴⁾「GA」(Galvannealed)等の表面処理は施していない。

部材製作に用いた薄鋼板の引張特性は、表 6-3 に示すように降伏強度 $YS=180\sim 710\text{MPa}$, 引張強度 $TS=300\sim 1,100\text{MPa}$, 伸び $EL=15\sim 53\%$ の範囲である。また組織の特徴を反映して、鋼 A は大きい r 値, 鋼 G, I は同一強度の鋼 E, F ならびに鋼 H に比べて高い EL を示している。なお、表 6-3 中の n 値は加工硬化指数, r 値はランクフォード値をあらわし、それぞれ 5-15%, 15%伸びにて評価した値である。

Table 6-2. Chemical compositions of the materials for this study. (mass %)

	Standard	Steel type	C	Si	Mn	P	S	Others
A	JSC270D ¹⁸⁾	Al killed	0.043	0.010	0.170	0.012	0.006	B
B	JSC270D ¹⁸⁾	Interstitial free	0.0028	0.010	0.100	0.016	0.006	Ti,Nb
C	JSC440W ¹⁸⁾	Solid Solution	0.100	0.040	1.040	0.015	0.002	
D	JSC440R ¹⁸⁾	Precipitation	0.064	0.120	0.360	0.029	0.007	Nb
E	JSC590R ¹⁸⁾	Precipitation	0.095	0.780	1.410	0.014	0.004	Nb
F	JSC590Y ¹⁸⁾	Dual phase	0.075	0.060	2.380	0.009	0.002	
G	590TRIP ¹⁸⁾	TRIP	0.094	1.330	1.460	0.006	0.001	Al
H	JSC780Y ¹⁸⁾	Dual Phase	0.097	0.660	2.540	0.007	0.001	
I	780TRIP ¹⁸⁾	TRIP	0.180	1.720	1.490	0.007	0.001	Al
J	JSC980Y ¹⁸⁾	Dual Phase	0.150	0.120	2.540	0.007	0.001	Mo,V

Table 6-3. Mechanical properties of the materials for this study obtained by JIS.**No.5 specimen. [Transverse direction =90 deg.]**

		<i>t</i> [mm]	<i>YS</i> _{0.2%} [MPa]	<i>TS</i> [MPa]	<i>El</i> [%]	<i>n</i> _{5-15%}	<i>r</i> _{15%}
A1	JSC270C	0.78	189.6	323.1	46.0	0.233	2.33
A2		0.98	188.9	314.5	48.1	0.233	2.39
A3		1.18	221.3	336.5	44.3	0.190	1.87
B1	JSC270D	0.80	160.3	306.4	50.4	0.270	2.51
B2		1.00	156.0	301.8	52.2	0.276	2.39
B3		1.20	160.1	291.0	52.7	0.272	2.26
C1	JSC440W	0.79	347.7	467.1	36.8	0.196	1.37
C2		1.00	390.9	452.0	34.8	0.203	1.23
C3		1.18	338.6	447.7	39.9	0.205	1.39
C4		1.61	330.3	461.3	37.4	0.191	1.25
D1	JSC440R	0.80	411.3	457.2	34.3	0.158	1.03
D2		1.00	390.9	452.0	34.8	0.203	1.23
D3		1.19	343.8	446.8	35.6	0.181	1.36
E1	JSC590R	0.79	472.8	602.7	32.1	0.189	1.06
E2		1.00	464.6	608.6	28.6	0.170	1.06
E3		1.20	425.0	604.2	32.4	0.188	1.14
F1	JSC590Y	1.00	409.8	628.8	30.9	0.169	0.94
F2		1.21	436.4	652.2	35.8	0.189	1.36
G1	590TRIP	1.01	404.9	636.4	38.0	0.217	1.24
G2		1.22	408.8	632.6	38.5	0.208	1.38
H1	JSC780Y	0.81	518.4	876.2	23.3	0.164	0.87
H2		1.20	505.0	861.0	22.7	0.156	0.84
I1	780TRIP	0.82	490.8	842.5	34.3	0.238	1.13
I2		1.02	507.9	804.5	37.3	0.243	1.23
I3		1.23	488.7	804.5	37.1	0.250	1.21
J1	JSC980Y	0.99	710.0	1086.7	16.3	-	-
J2		1.18	707.4	1102.6	15.0	-	-

6.4.2 成形加工, 組立て方法

実部材の製作方法としては、設計断面の半割品をそれぞれプレス成形し、それらの半割品を溶接して組立てる一般的な手法を前提として考えた。まず薄鋼板をプレス成形加工して、次に成形品を溶接して組立て断面を有する部材とし、その後組立て部品の衝突ならびに反衝突端に端板を溶接して完成させた。プレス加工および組立ての条件は、生産性ならびにコストの観点から、プレス成形は材料歩留りが良好な曲げ成形とし、溶接は最も安価なスポット溶接を基本とした。なお、スポット溶接は、凹部が存在しない側面をナゲット径 $5\sqrt{t}$ mm, ピッチ 25 mm の条件で行った。また、部材の衝突端の端板は、大型断面 (Design A), 小型断面 (Design C) の場合は、実際に自動車に装着された状態を想定し、バンパーとの締結を図るための部品を製作した後、組立てた部品にアーク溶接して取り付け、中型断面 (Design B) の場合は、バンパーに対し斜め取付けの可能性を考え、部材に対し 10° の角度を持つ端板をアーク溶接して取り付けた(図中紙面方向奥行き側に 10 deg.)。一方、反衝突端は衝撃試験機への取付け条件に合わせた。以上のように製作したクラッシュボックスは、図 6-11 のようになる。また、大型断面 (Design A) の衝突端には、第 5 章で得られた知見に基づき短辺部を切欠く形で、切欠き部を導入している。なお、部材長さ H は、対象とした実部材と同様、大断面部材 (Design A) は $H=170, 200 \text{ mm}$, 中断面 (Design B) は $H=190 \text{ mm}$, 小断面部材 (Design C) は $H=120 \text{ mm}$ とした。さらに、衝撃吸収性能に及ぼす溶接条件の影響について調査するために、スポットピッチを 35 mm, 45 mm と変化させた大断面部材 (Design A) と、スポットに代わり連続溶接である YAG レーザーによって組立てた大断面部材 (Design A) を用意した。



(a) Design A for large size (b) Design B for medium size (c) Design C for small size

Fig. 6-11. Exterior of developed crash boxes with concaves.

6.4.3 衝撃吸収性能評価方法

(1) 落錘型衝撃実験

図 6-12 に落錘型衝撃試験の模式図を示す. 実験は, 部材の軸方向に向かって衝突させる基本条件と, 実際の衝突で生じる斜め方向からの荷重入力を想定した斜め衝突条件で実施した. 具体的には, 図に示すように, 製作したクラッシュボックスを試験機にボルトで締結した後, 850kg の錘体(インパクター)を衝突速度 23 km/h (6.39 m/s) の条件で試験体に上記 2 種の方向から衝突させ, その衝突によって部材が生じる塑性座屈変形の荷重を計測して評価した. なお斜め衝突条件は, クラッシュボックスの断面で, 長辺側方向に 10 deg.傾けた条件で試験機に取り付けることで実現した. また, 軸圧壊(塑性座屈変形)中の荷重 F は試験体の下部に取り付けた圧電式のロードセルにて, 載荷点変位 δ はレーザー変位計を用いてインパクター移動距離をそれぞれ計測した. 図 6-13 にハット部材を用いた試験状況の一例を示す. 試験開始とともにインパクターがガイドレールに沿って自由落下して試験体に衝突する. この時インパクターが有していた位置エネルギーは, 部材が塑性変形することにより生じた塑性仕事量として消費され, インパクターは停止する. この試験によって, 試験体は軸方向に塑性座屈変形を生じ, 蛇腹状に圧壊した形態となる.

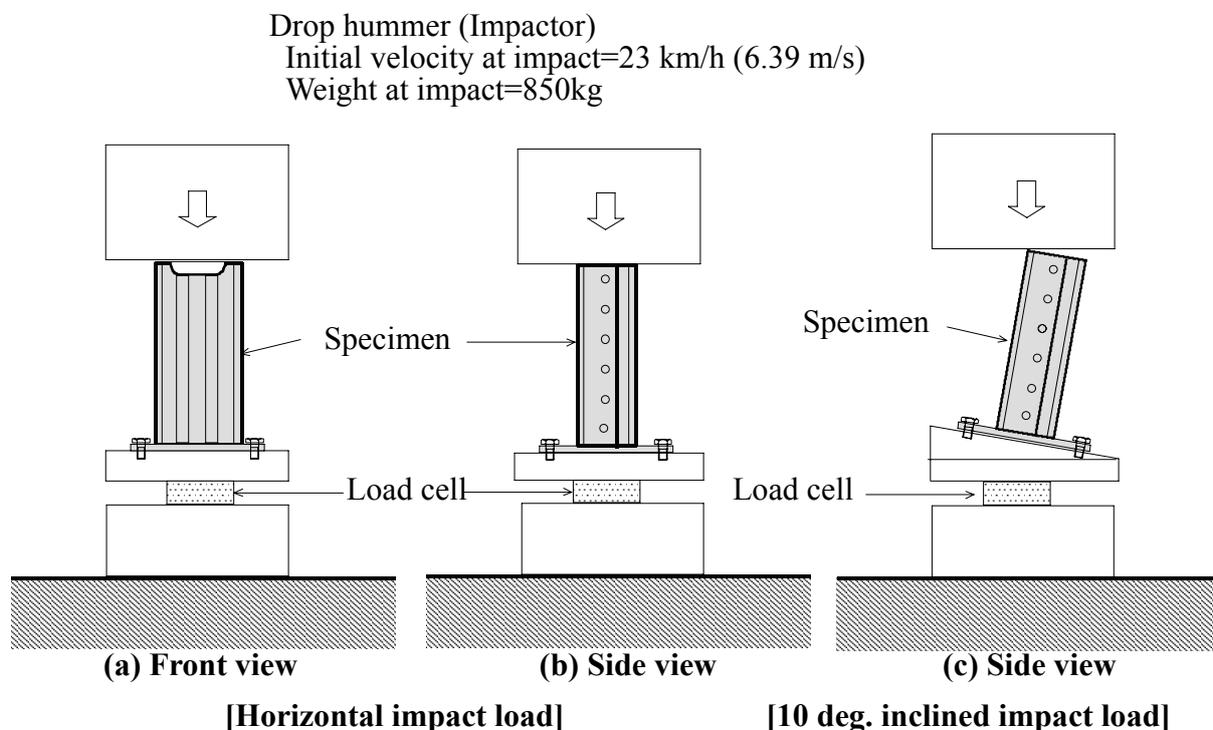


Fig. 6-12. Schematic drawing of drop weight testing, DWT to evaluate impact energy absorption of crash boxes.

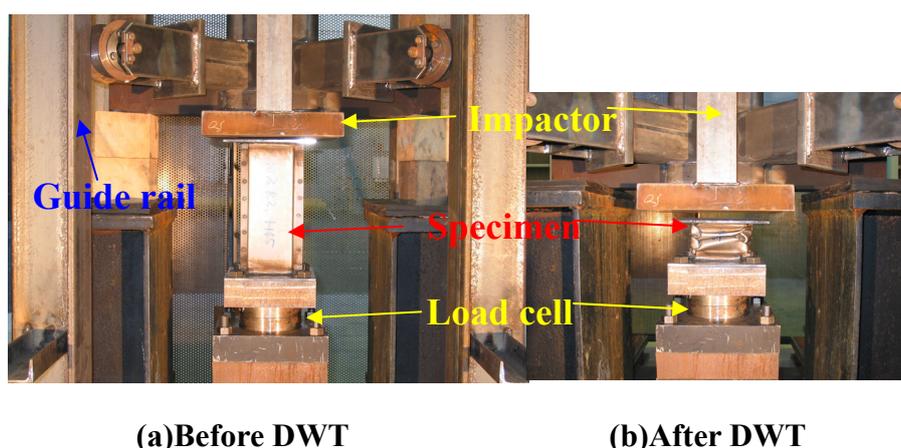


Fig. 6-13. Appearances of specimen before and after testing by DWT.

(2)台車式衝撃実験

自動車が発生する際、慣性によって、ヨーイングならびにピッチングモーメントが生じる。すなわち、実際の衝突においては、落錘試験のように荷重入力方向が一定方向に限定されず、変形中にその方向が変化する。そこで、落錘型衝撃試験の他に、実際の衝突に即した条件における衝撃吸収性能の評価を行った。

図 6-14 に、台車式衝撃実験の模式図を示す。実験は、台車に製作したクラッシュボックスをバンパーレイフォースメントとともに取り付け、その台車を走行させて剛体バリアに衝突させた。なおバンパーレイフォースメントは、設計断面が対象とする市販車種のものを用いた。なおバリア条件は、RCAR²⁵⁾の衝突試験に準拠したものとした。また衝撃吸収性能の評価は、一般的に用いられている条件にあわせ、剛体バリアにおいて計測された荷重値は SAE180 の条件でフィルタリング処理を行い評価した。

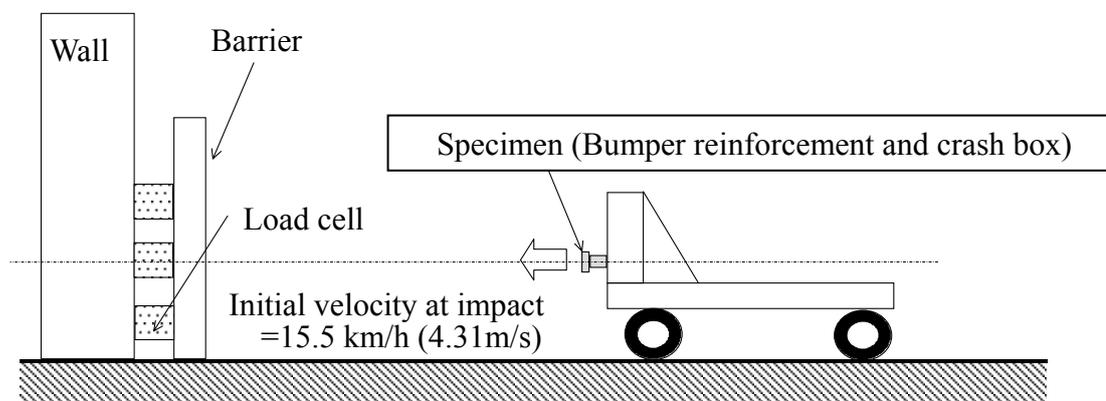
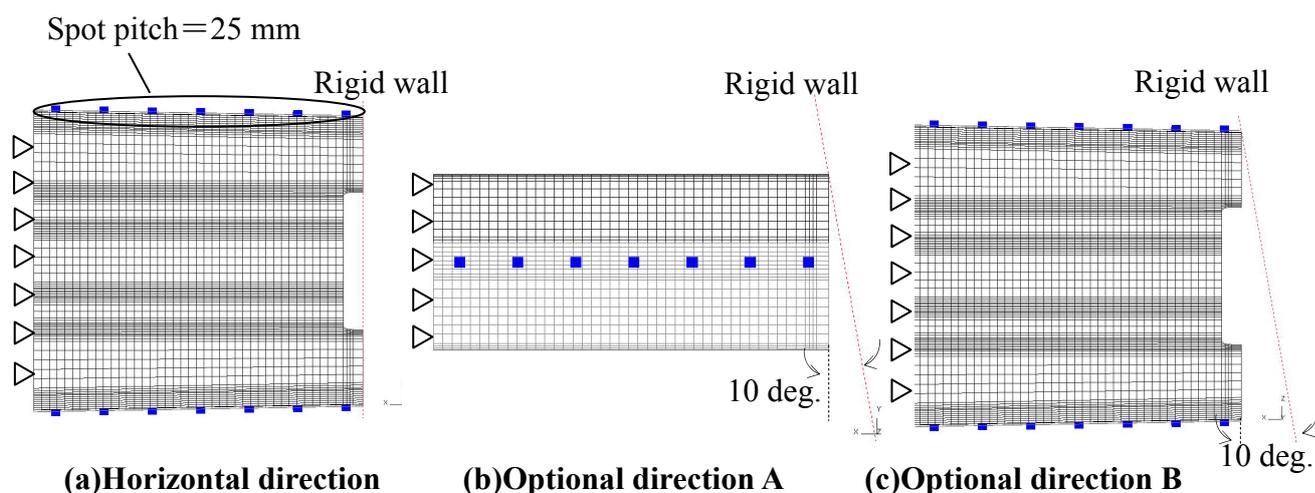


Fig. 6-14. Schematic drawing of sled crash test to evaluate impact energy absorption of crash boxes.

6.5 数値解析方法

数値解析は、LS-DYNA ver.970²⁶⁾を用い、大断面部材 (Design A) の塑性座屈挙動に及ぼす衝撃荷重入力方向の影響について評価した。

図 6-15 に解析モデルの概況を示す。解析モデルの先端には、実部材と同様に深さ $h_n=10$ mm, 幅 $W_n=75$ mm の切欠き部を設けた。ここでは、落錘型衝撃実験と同様に、部材軸方向への衝突を想定した水平な剛体壁と、斜め衝突を想定した 10 deg. の角度をもつ剛体壁を、部材に衝突させた。衝突速度は、落錘型衝撃実験では、変形中の速度低下を抑制するために、錐体重量を用いて算出される投入エネルギーから 23km/h (6.39 m/s) で実施したが、数値計算では、衝突レギュレーションの条件に従い 15 km/h (4.17m/s) の速度とした。また、それら剛体壁の移動量は、いずれも部材軸方向に 140 mm とした。解析における境界条件は、前章までの数値解析条件と同様に、衝突端側は x 軸方向並進成分以外の変位を拘束し、固定端側はすべての変位を拘束する条件を採用した。また要素分割は 4 mm×4 mm 角を基本条件とし、座屈の起点となる稜線部においてはさらに細かくした。なお使用した要素はいずれも Belytschko-Wong-Chiang²⁶⁾シェルであり、板厚方向に 5 個の積分点を設けた。さらに半製品の結合部は、25 mm ピッチでスポット溶接を模擬したビーム要素で溶接位置を結合した。解析に用いた材料特性は、第 2 章から第 5 章で取り扱ったものと同様の板厚 1.0 mm の 590MPa 級複合組織型鋼板 (表 6-3 中の F1 と同一) とした。表 6-4 に解析に用いた材料特性の一覧を示す。



(a)Horizontal direction (b)Optional direction A (c)Optional direction B
Fig. 6-15. FEM models of designed crash box to evaluate the effect of direction of impact load on crash energy absorption.

Table 6-4. Mechanical properties of the material for numerical analysis

Material grade		JSC590Y ¹⁸⁾
Young's modulus	E [GPa]	206
Poisson's ratio	ν	0.30
Yield stress	YS [MPa]	250
Cowper-Symonds	D [1/s]	2.14×10^5
parameter	P	2.68

6.6 実験結果

6.6.1 落錘型衝撃実験結果と数値解析結果との比較

図 6-16 に、大断面凹導入部材 (Design A) の落錘型衝撃実験と、FEM 解析により得られた荷重履歴および塑性座屈変形後の形態を比較して示す。用いた部材は、板厚 $t=1.0$ mm の 590 MPa 級複合組織型高張力鋼板(表 6-3 中の F1)で製作したものであり、部材長 H は 170 mm である。また、衝撃実験によって生じたしわ形態の評価は、図 6-17 に示すように、試験後の試験体を反衝突側の部材後端で切断し、部材内部からしわの形態を観察した。

図から、大断面凹導入部材の荷重履歴は、落錘型衝撃実験および FEM 解析のいずれの場合においても荷重変動が小さいことがわかる。また、実験によって得られた荷重は、数値解析結果とほぼ同等であることがわかる。さらに、得られた試験体の座屈しわの形態を比較すると、いずれの結果とも数多くの細かい座屈しわを生成していることがわかる。これは、軸方向の衝撃荷重によって複数回の塑性座屈変形を生じたことを意味し、短い座屈波長で変形が進行したことを裏付けるものである。また、数値解析結果は、座屈しわの個数においても実験結果と同等であることがわかる。換言すれば、本研究で取り扱った数値解析手法は、荷重だけでなく、塑性座屈変形の形態についても精度よくシミュレートできることを意味しており、部材の塑性座屈挙動解析に対し妥当性が高いことを示すものである。また設計した断面は、実験と数値解析結果において、同様の塑性座屈変形を生じた(波長等)ために高い相関を示したと解釈できる。

以上の結果から、設計した断面は、実部材においても座屈波長の短い塑性座屈挙動を有し、変動が小さい荷重履歴を示すと言える。すなわち、本研究における衝撃吸収部材の設計思想の妥当性は、実部材においても立証された。さらに、本設計形状は FEM による数値解析によって、高精度な予測が可能である。

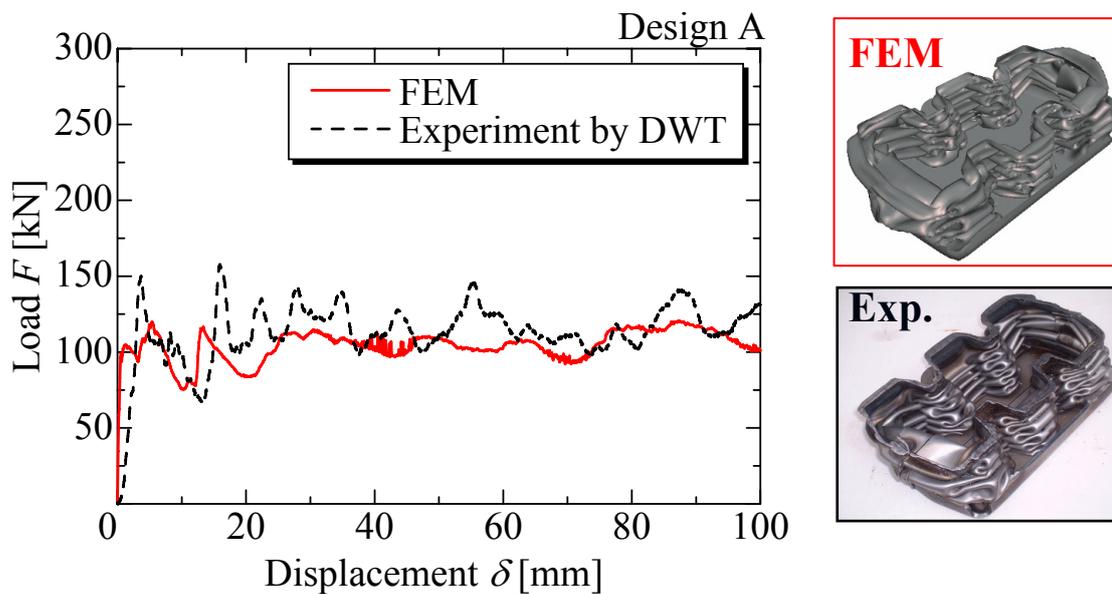


Fig. 6-16. Comparison of the load-displacement responses and the deformation mode of designed crash box for large size between experiment and FEM.



Fig. 6-17. Condition of the cut line to observe generated wrinkles by plastic buckling.

6.6.2 断面設計技術の普遍性

図 6-18, 図 6-19 に二つの凹部を二組導入した大断面凹導入部材 (Design A) と、一つの凹部を二組導入した中断面凹導入部材 (Design B) の落錘型衝撃実験によって得られた荷重履歴およびエネルギー吸収量 U を比較して示す。部材製作に用いた材料は、いずれも板厚 $t=1.2$ mm の 590 MPa 級複合組織型高張力鋼板 (表 6-3 中の F2) である。なお、大断面凹導入部材 (Design A)、中断面凹導入部材 (Design B) の部材長 H は、それぞれ 200 mm, 190 mm である。図で、横軸は載荷点変位 δ 、縦軸は荷重 F とエネルギー吸収量 U である。また図で、実線は大断面凹導入部材 (Design A)、破線は中断面凹導入部材 (Design B) の場合の結果をそれぞれあらわす。図から、一つの凹部を二組導入した Design B は、二つの凹部を二組導入した Design A 比べて、断面周長が短いことを反映して荷重の絶対値は低いものの、Design A と同様、載荷点変位 $\delta=130$ mm まで、変動が小さい荷重履歴を示すことがわかる。なお、変形初期の $\delta < 20$ mm における荷重履歴の差は、部材先端部の形状に起因しており、Design B の衝突端には、斜めの端板を取付けているため、衝突と同時に全断面に荷重が入力されないためである。また、エネルギー吸収量は、凹部の個数によらずいずれも載荷点変位の増加に伴い比例的に増加する傾向を示すことがわかる。

以上の結果から、設計した凹断面部材は、凹部の個数によらず、変動が小さい荷重履歴を示すと言える。換言すれば、凹部の個数が荷重履歴に直接的な影響を与えるのではなく、凹部導入によって制御された平面部幅と稜線部断面積が、荷重履歴を支配することを立証するものである。すなわち、本研究で確立した設計思想は、断面サイズによって制約されることなく、様々な断面にも適用可能であり、普遍性に富んだものである。

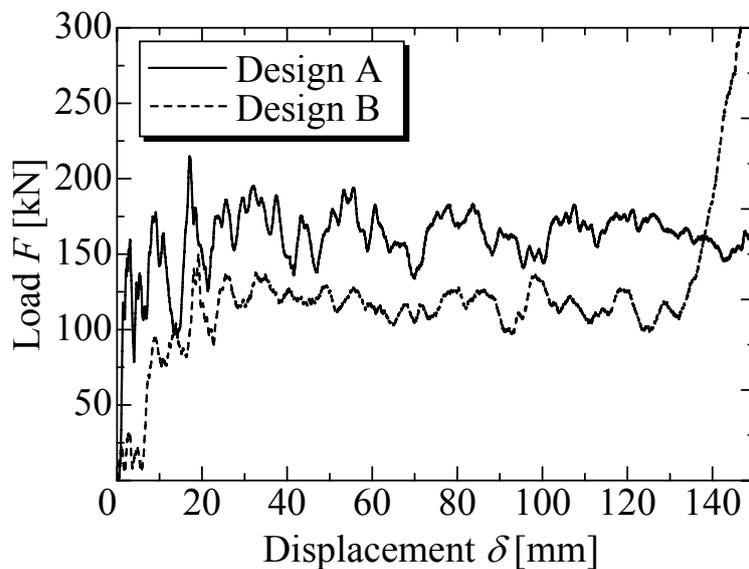


Fig. 6-18. Comparison of the load-displacement responses of designed crash boxes between a groove type and two grooves type obtained by DWT. ($V=23.7\text{km/h}$)

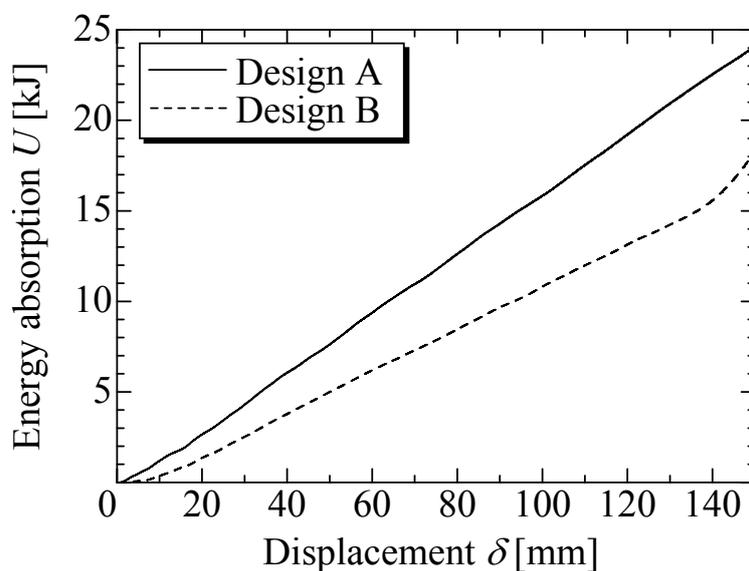


Fig. 6-19. Comparison of the energy absorption, U of designed crash boxes between a groove type and two grooves type obtained by DWT. ($V=23.7\text{km/h}$)

6.6.3 実衝突環境での衝撃吸収性能(台車式衝撃実験結果)

図 6-20 に、大断面凹導入部材(Design A)と、小断面凹導入部材(Design C)の台車式衝撃実験における荷重履歴の結果を比較して示す。なお、各車種の要求する荷重にあわせ、Design A は板厚 $t=1.0$ mm の 590 MPa 級複合組織型高張力鋼板(表 6-3 中の F1)、Design C は板厚 $t=1.2$ mm の 440 MPa 級固溶強化型高張力鋼板(表 6-3 中の C3)を用いて、それぞれ部材を製作した。また、Design A および Design C の部材長 H は、それぞれ 200, 120 mm である。図で、横軸は載荷点変位 δ であり、縦軸は荷重 F である。また、実線は大断面凹導入部材(Design A)、破線は小断面凹導入部材(Design C)の場合の結果をそれぞれあらわす。図から、凹導入部材は、断面の大きさならびに凹部の個数によらず、いずれも荷重変動が小さい履歴を示すことが確認され、台車式衝撃実験においても、落錘型衝撃実験で得られた結果と同様に、優れた衝撃吸収性能を有することがわかる。すなわち、凹導入部材は、部材軸方向のみに荷重が作用する落錘型衝撃実験の場合だけでなく、実際の衝突に即し、あらゆる方向から荷重が作用するような台車式衝撃実験の場合においても、変動が小さい荷重履歴を示すことが立証された。

以上の結果から、本研究で確立した衝撃吸収部材の設計思想は、実際の衝突相当の条件においても有効であることが立証されたと言える。

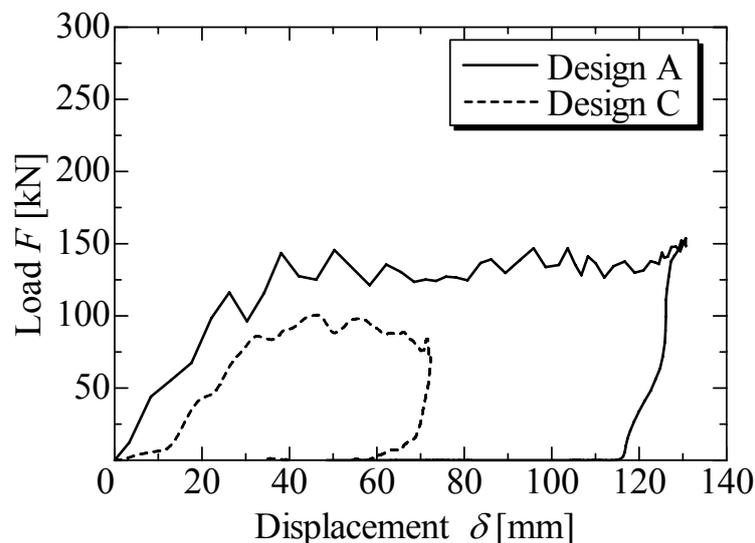


Fig. 6-20. Comparison of the load-displacement responses of crash boxes with concave between a groove type and two grooves type obtained by sled crash test ($V=15.5\text{km/h}$).

6.7 開発断面のロバスト性

6.7.1 材料特性の影響

図 6-21 に、板厚 $t=1.0$ mm の引張強度 270~780 MPa 級の各種鋼板を用いて製作した大型断面凹導入部材 (Design A) の落錘型衝撃実験によって得られた荷重履歴を、図 6-22 に、それら部材の実験後の形態を、比較してそれぞれ示す。図 6-21 で、横軸は載荷点変位 δ で、縦軸は荷重 F である。また、実線、破線、点線、一点鎖線は、270MPa 級極低炭素 IF 鋼(表 6-3 中の B1), 440MPa 級固溶強化型高張力鋼板(表 6-3 中の C1), 590MPa 級析出強化型高張力鋼板(表 6-3 中の E1), 780MPa 級複合組織型高張力鋼板(表 6-3 中の I1)を用いて製作した部材の場合の結果をそれぞれあらわす。図 6-21 から、荷重の絶対値は材料強度に依存して変化し、高強度材を用いた場合ほど高くなることがわかる。ところが、荷重変動は、材料によらずほぼ同等であることがわかる。また図 6-22 から、落錘試験後の形態においては、材料によらず同じ個数の細かい座屈しわを生じていることがわかる。すなわち、大型断面凹導入部材の塑性座屈挙動は、材料によらず安定していることが立証された。換言すれば、本形状の衝撃吸収性能は、鋼種選択おける制限を有さないことを意味し、材料選択条件を変化させることで所望の荷重に合わせ容易に対応可能であることを示唆する。

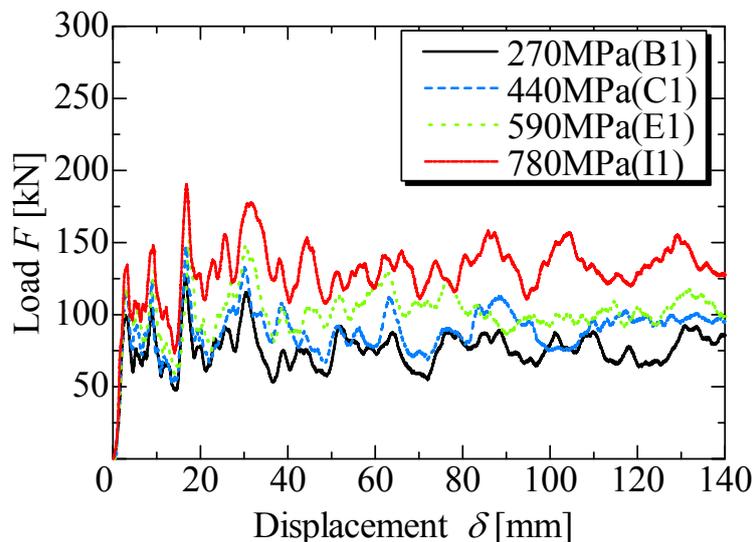


Fig. 6-21. Comparison of the load-displacement responses in DWT of developed crash boxes with concave which is made of several steel sheets. ($V=23.7$ km/h)

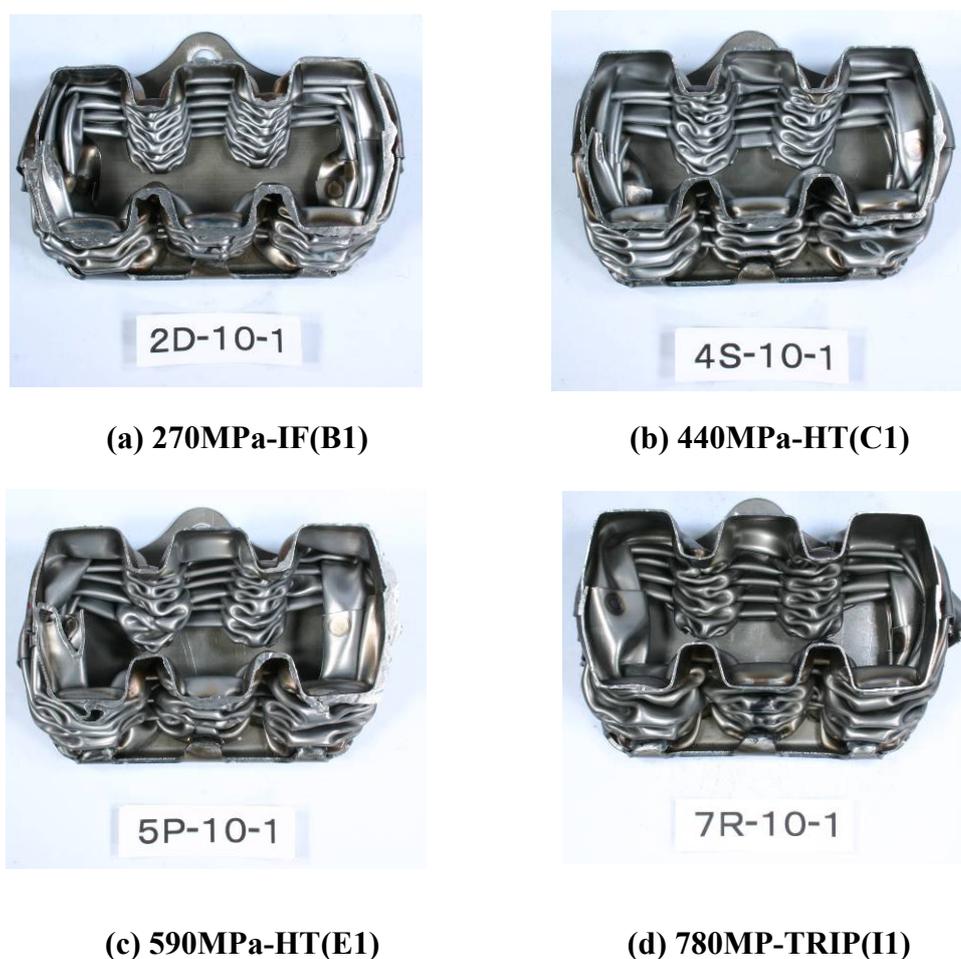


Fig. 6-22. Comparison of the plastic buckling modes in DWT of developed crash boxes with concave which is made of several steel sheets. ($V=23.7\text{km/h}$)

図 6-23 に、上記実験結果を、降伏強度 $YS_{0.2\%}$ 、引張強度 TS 、板厚 t にて整理した結果を示す。図で、横軸はそれぞれ降伏強度 $YS_{0.2\%}$ 、引張強度 TS であり、縦軸は載荷点変位 $\delta=0\sim 120\text{ mm}$ でのエネルギー吸収量 $U_{\delta=0-120\text{ mm}}$ である。また、○、◎、●は、公称板厚 $t=0.8, 1.0, 1.2\text{ mm}$ の結果をそれぞれあらわす。図から、エネルギー吸収量 $U_{\delta=0-120\text{ mm}}$ は、降伏強度 $YS_{0.2\%}$ 、引張強度 TS の増大に伴い単調に増加することがわかる。また、引張強度 TS の方が、降伏強度 $YS_{0.2\%}$ よりもエネルギー吸収量 $U_{\delta=0-120\text{ mm}}$ との相関が強いことがわかる。これは、エネルギー吸収量 $U_{\delta=0-120\text{ mm}}$ が稜線座屈時の塑性仕事量と、座屈しわを重ねる際に生じる曲げ変形の塑性仕事量との和からなるためであり、ある程度大きい塑性ひずみ域までの応力に支配されるからである。また、エネルギー吸収量 U と TS の相関関係は、下記式(6-1)～式(6-3)にてあらわされ、エネル

ギー吸収量は、引張強度 TS の約 0.55 乗に比例する板厚毎の単一曲線にて整理されることがわかる。

$$t = 0.8 \text{ mm} : U = 0.2234 \times TS^{0.5643} \quad (6-1)$$

$$t = 1.0 \text{ mm} : U = 0.4182 \times TS^{0.5340} \quad (6-2)$$

$$t = 1.2 \text{ mm} : U = 0.5714 \times TS^{0.5398} \quad (6-3)$$

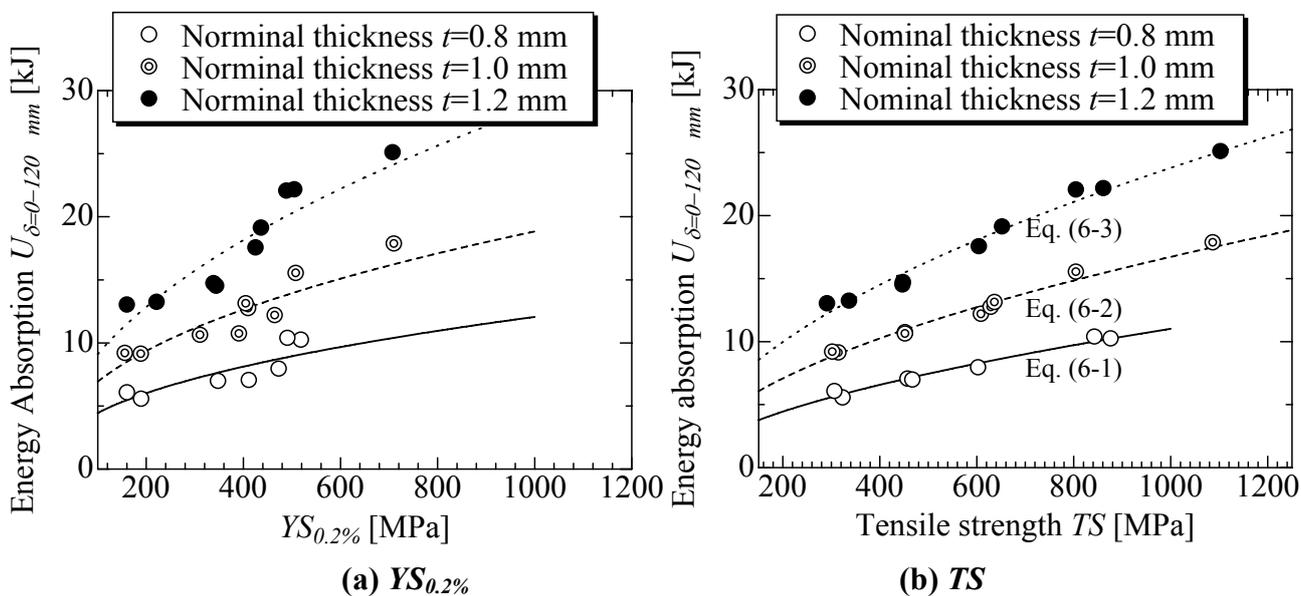


Fig. 6-23. Effects of yield strength, $YS_{0.2\%}$, tensile strength, TS and thickness, t on the energy absorption, $U_{\delta=0-120 \text{ mm}}$ of designed crash boxes with concave obtained by DWT ($V=23.7\text{km/h}$).

図 6-24 に、上記 $U_{\delta=0-120\text{mm}}$ を下記式 (6-4) で規格化した規格値 U' と実板厚 t で整理した結果を示す。規格化にあたっては、式 (6-1) ~ (6-3) の相関式で得られた結果を用い、それら相関式中の TS のべき指数の平均値を採用している。

$$U' = \frac{U_{\delta=0-120\text{mm}}}{TS^{0.5461}} \quad (6-4)$$

図から、規格値 U' は、板厚 t の約 1.9 乗に比例することがわかる。従って、大断面凹導入部材のエネルギー吸収量 $U_{\delta=0-120\text{mm}}$ は、下記式 (6-5) にて表すことができる。

$$U = 0.3887 \times TS^{0.5461} \times t^{1.9322} \quad (6-5)$$

図 6-25 に、式 (6-5) を用いた算出値と実験によって得られた U との関係を示す。図から、予測値と実験結果は、良い相関を示すことがわかる。すなわち、大断面凹導入部材のエネルギー吸収量 $U_{\delta=0-120\text{mm}}$ は、式 (6.5) の実験式にて精度よく予測できることが判明した。これによって、設計段階で、エネルギー吸収量を見積もることが可能となる。

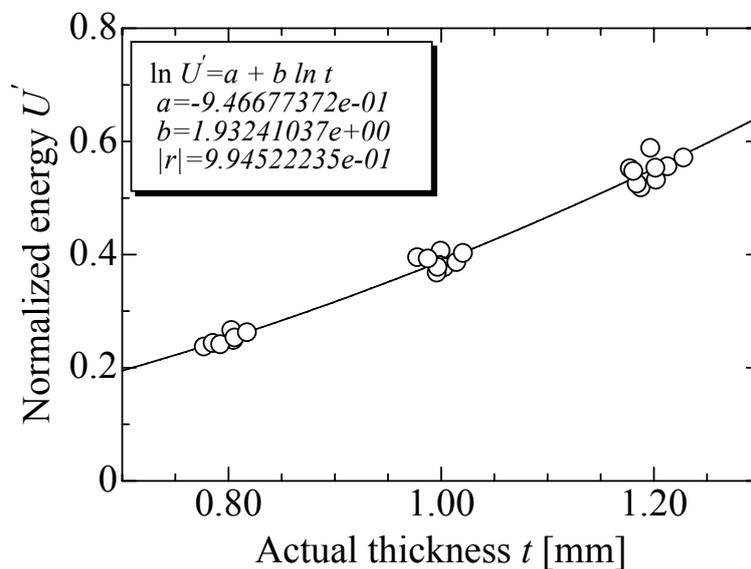


Fig. 6-24. Effect of actual thickness, t on normalized energy, U' .

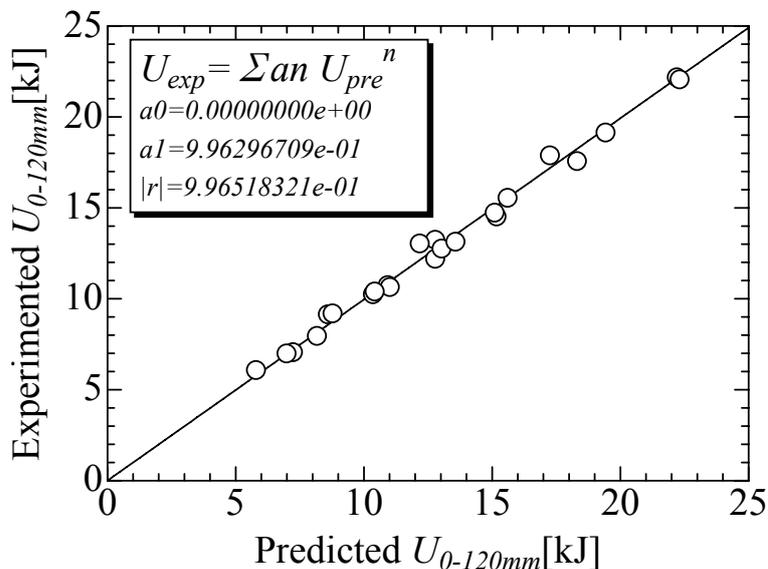


Fig. 6-25. Relationship between predicted U by eq.(6-5) and experimental results.

以上の結果から、開発した凹部を導入した新しい薄肉多角形部材は、材料特性によらず、短い座屈波長の塑性座屈挙動によって変動が小さい荷重履歴を示し、優れた衝撃吸収性能を有すると言える。すなわち、開発部材は材料特性の変化に対して、高いロバスト性を有している。また、その部材のエネルギー吸収量は、引張強度 TS の約 0.5 乗、板厚 t の約 1.9 乗に比例し、実験式にて精度よく見積もることが可能である。

6.7.2 溶接条件の影響

図 6-26 に、エネルギー吸収量に及ぼすスポット溶接ピッチの影響を整理した結果を示す。なお、評価に用いた部材は、板厚 $t=1.20$ mm, 440MPa 級析出強化型高張力鋼板(表 6.3 中の D3)をプレス成形し、スポット溶接して組立てた $H=200$ mm の大断面凹導入部材 (Design A) である。図で、横軸はスポット溶接ピッチで、縦軸は載荷点変位 $\delta=0\sim 120$ mm までのエネルギー吸収量 $U_{\delta=0-120\text{ mm}}$ である。図から、スポットピッチの増加に伴いエネルギー吸収量 $U_{\delta=0-120\text{ mm}}$ は低下するが、その低下量は 3%程度でわずかであることがわかる。

図 6-27 に、スポットとレーザー溶接で組立てられた凹導入部材の荷重履歴を比較した結果を、図 6-28 に、落錘型衝撃実験前後の部材側面の外観写真を、それぞれ比

較して示す。なお、評価に用いた部材は、板厚 $t=1.20$ mm, 440MPa 級固溶強化型高張力鋼板(表 6.3 中の C3)をプレス成形し、ピッチ 25 mm の条件でスポット溶接して組立てた部材と、YAGレーザーによって組立てた部材長さ $H=170$ mm の大断面凹導入部材(Design A)である。図 6-27 で、実線はスポット溶接部材、破線はレーザー溶接部材の場合の結果をそれぞれあらわす。

図 6-27 から、大断面凹導入部材(Design A)の荷重履歴ならびに荷重の絶対値は、溶接工法によらずほぼ同一であることがわかる。また図 6-28 から、落錘型衝撃実験後の形態は、スポット溶接の場合の方がレーザー溶接の場合よりも、むしろ側面でのふくれが小さいことがわかる。すなわち、開発した凹導入部材は、従来知見「スポット溶接(点溶接)に比べレーザー等の連続溶接の方が安定した変形挙動を示し、良好な衝撃吸収性能を発揮する²⁷⁾」とは異なり、溶接条件に影響されないことが確認された。

以上の結果から、開発した凹部を導入した新しい薄肉多角形部材は、溶接条件によらず、短い座屈波長の塑性座屈挙動によって荷重変動が小さい履歴を示し、優れた衝撃吸収性能を有すると言える。すなわち、開発部材は溶接条件に対して、高いロバスト性を有している。換言すれば、開発部材は、高価なレーザー溶接等を必要とせず、安価なスポット溶接での製作が可能となり、汎用性に富んでいる。

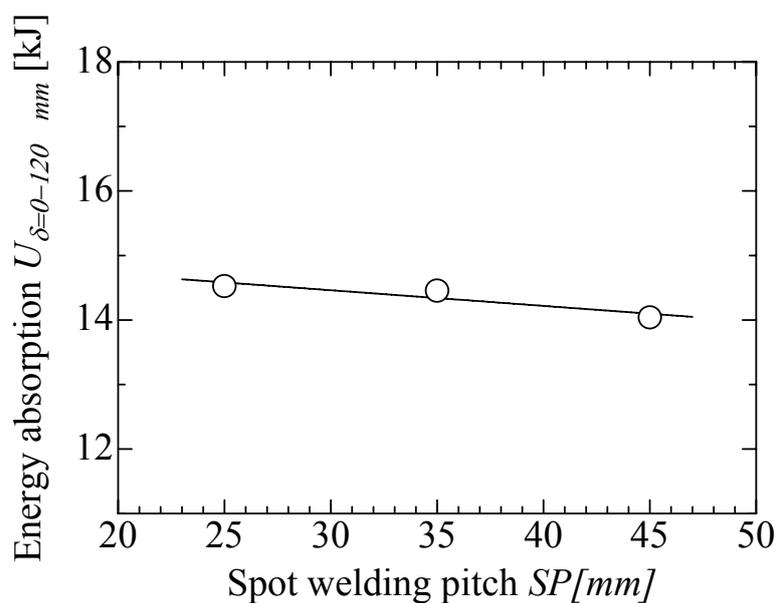


Fig. 6-26. Effect of spot welding pitch on crash energy absorption, U .

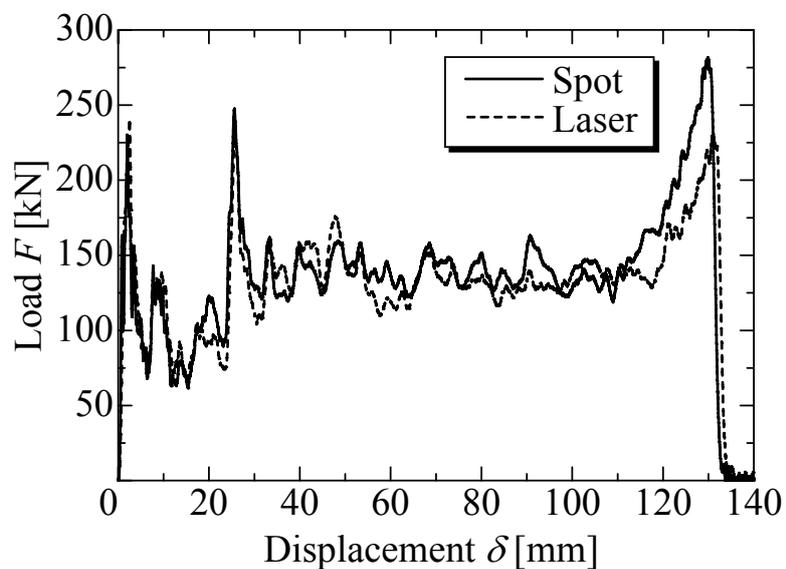


Fig. 6-27. Comparison of the load-displacement responses of designed crash boxes for large size between assembled by 25 mm pitch spot welding and assembled by laser welding.

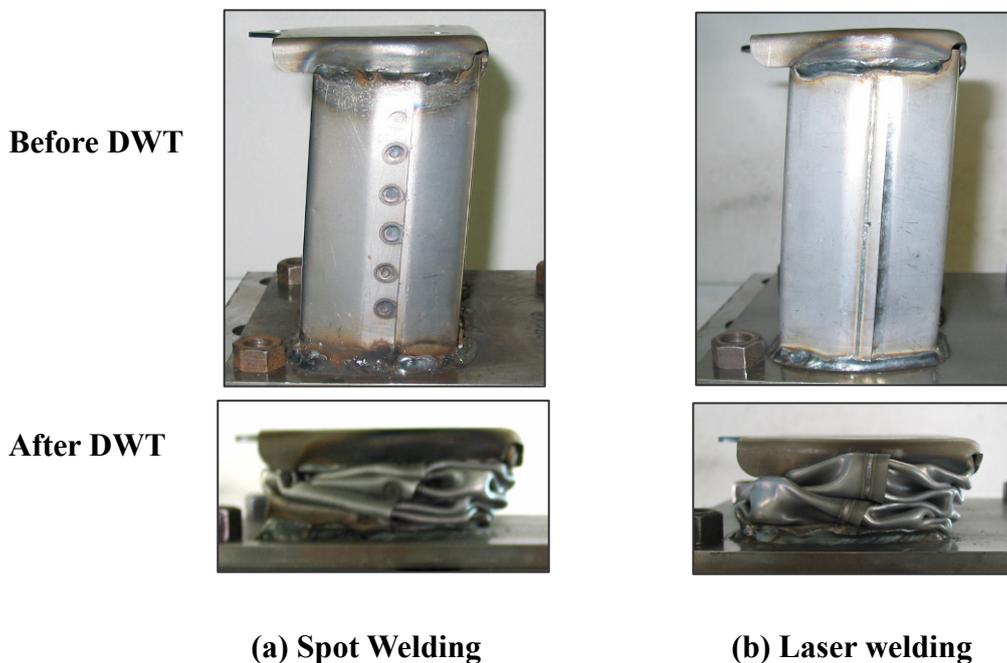


Fig. 6-28. Comparison of the deformation modes of designed crash boxes for large size between assembled by 25 mm pitch spot welding and assembled by laser welding.

6.7.3 衝撃荷重入力方向の影響

図6-29に、大断面凹導入部材(Design A)の荷重履歴に及ぼす荷重入力方向の影響について、FEMによる数値解析を行った結果を示す。図で、横軸は載荷点変位 δ で、縦軸は荷重 F である。また黒の実線、赤の破線、青の実線は、衝突端に剛体壁を水平に衝突させた場合(Horizontal)、長辺側に10 deg.の剛体壁を衝突させた場合(Optional direction A)、短辺側に10 deg.の剛体壁を衝突させた場合(Optional direction B)の解析結果をそれぞれあらわす。図から、載荷点変位 $\delta < 30$ mmの領域においては、剛体壁の衝突条件によって荷重履歴が異なるが、 $\delta > 30$ mmの領域においてはいずれも同等であり、荷重入力方向によらず同等の荷重履歴を示すことがわかる。

図6-30に、これら衝突条件における変形図を比較した結果を示す。図から、載荷点変位 $\delta = 20$ mmでは、Optional direction A、Optional direction Bについては、剛体壁が衝突した領域(衝撃荷重作用部)のみに座屈変形を発生しているが、 $\delta = 40$ mmでは、いずれの条件とも、全断面で同様な座屈変形を発生していることがわかる。すなわち、大断面凹導入部材(Design A)は、斜め荷重入力の条件においては衝突端側の荷重作用領域である特定箇所から座屈変形を生じ、変形の進行とともに断面内においてその変形領域を拡大していき、やがて全断面で座屈を順次生じながら、変形により生じた座屈しわを規則的に折り畳み重ねる塑性座屈挙動を示すことが認められた。

図6-31に、板厚 $t = 1.20$ mmの440MPa級固溶強化型高張力鋼板(表6-3中のC3)を用いて製作した小断面凹導入部材(Design C)の部材軸方向と、軸方向に対し10 deg.の斜め方向からインパクターを衝突させた落錘型衝撃実験の結果を比較して示す。図から、開発した凹断面部材は、斜め方向から衝撃荷重が入力された場合においても、軸方向に荷重が入力された場合と同様に、衝突端側から順に塑性座屈変形を生じる挙動を示すことがわかる。

以上の結果から、開発した凹部を導入した新しい薄肉多角形部材は、荷重入力方向によらず、短い座屈波長の塑性座屈挙動によって荷重変動が小さい履歴を示し、優れた衝撃吸収性能を有すると言える。すなわち、開発部材は、衝撃荷重入力方向に対して、高いロバスト性を有している。

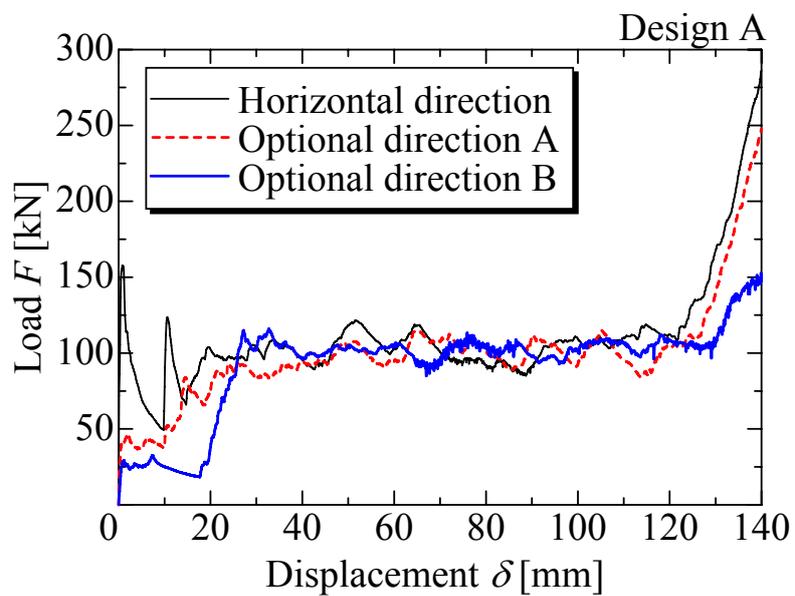
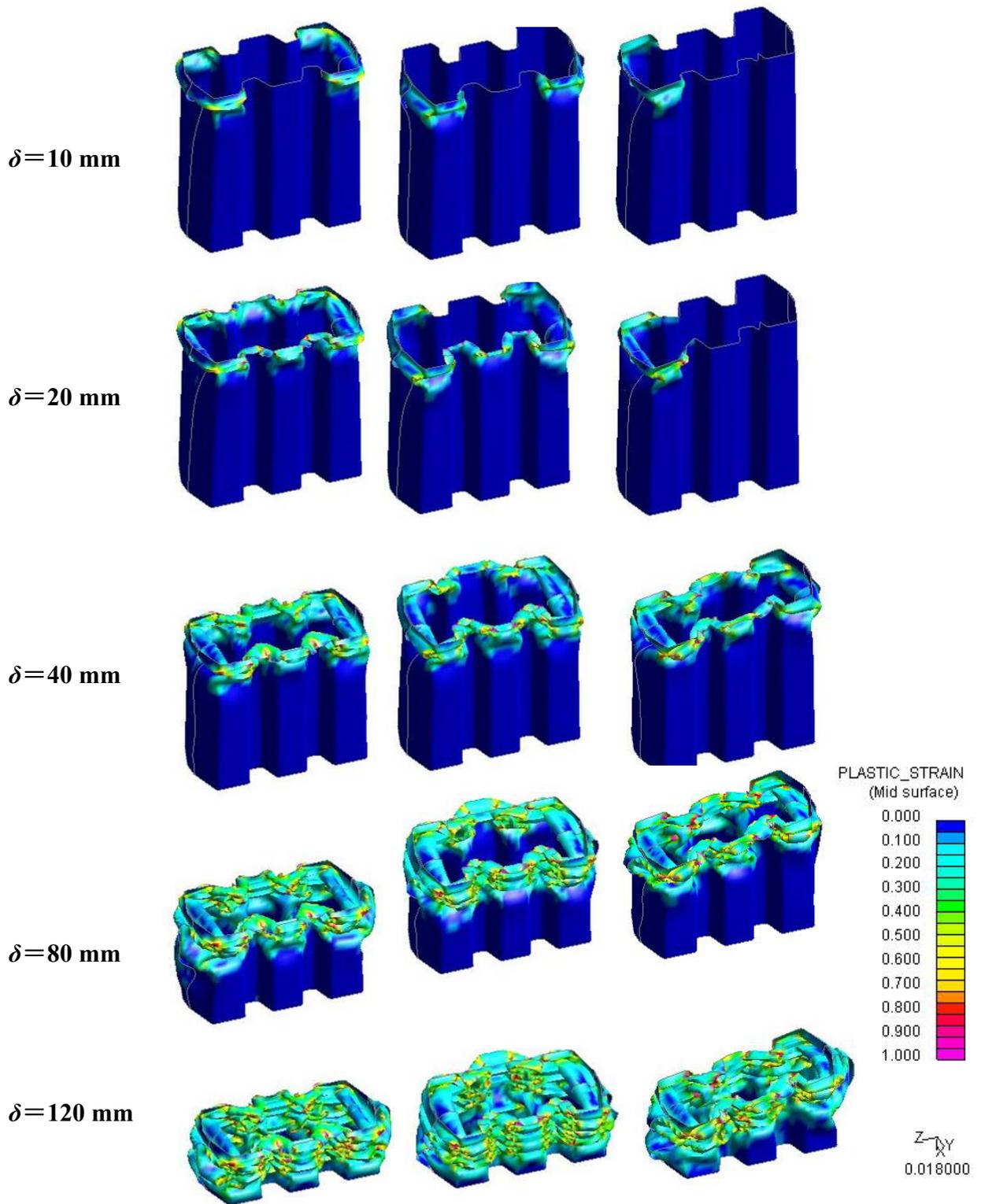


Fig. 6-29. Effect of the direction of impact load on load-displacement responses of designed crash box for large cross section, Design A obtained by FEM.



(a)Horizontal (b)Optional direction A (c)Optional direction B

Fig. 6-30. Effect of the direction of impact load on the deformation mode of designed crash box for large cross section, Design A obtained by FEM.



(a) Horizontal rigid wall condition (b) 10 deg. inclined rigid wall condition

Fig. 6-31. Effect of the direction of impact load on plastic buckling behavior of developed crash-box obtained by DWT¹⁵⁾.

6.8 開発部材の効果検証

図 6-32, 図 6-33 に, 板厚 $t=1.0, 1.18$ mm の 440MPa 級固溶強化型高張力鋼板 (表 6-3 中の C2, C3) を用いて組立てた部材長さ $H=200$ mm の大断面凹導入部材 (Design A) と, クラッシュビードが導入された現行品 ($t=1.60, 1.20$ mm の組み合わせ部材) の落錘型衝撃実験の結果を, 比較して示す. なお実験条件は, インパクターを部材軸方向に向かって水平に衝突させた. 図で, 横軸は載荷点変位 δ で, 縦軸は荷重 F ならびにエネルギー吸収量 U である. また図で, 実線, 破線は凹導入部材を, 点線は現行品をそれぞれあらわす. 図から, 凹導入部材は現行品に比べ薄肉にもかかわらず, 荷重の絶対値ならびにエネルギー吸収量が高いことがわかる.

図 6-34 に, 上記大断面凹導入部材 (板厚 $t=1.18$ mm) と現行品の台車式衝撃実験の結果を比較して示す. なお台車式衝撃実験には, 同じバンパーレインフォースメントを介して, それぞれの試験体を取り付けている. また図で, 実線は凹導入部材を, 破線は現行品をあらわす. 図から, 凹導入部材は落錘型衝撃実験結果と同様に, 現行品に比べ薄肉にもかかわらず, 高い荷重を示すことがわかる. また, 荷重変動に関しては, 凹導入部材が落錘型衝撃実験とほぼ同様の挙動であるのに対して, 現行品の場合は, 大きな荷重変動を生じていることがわかる.

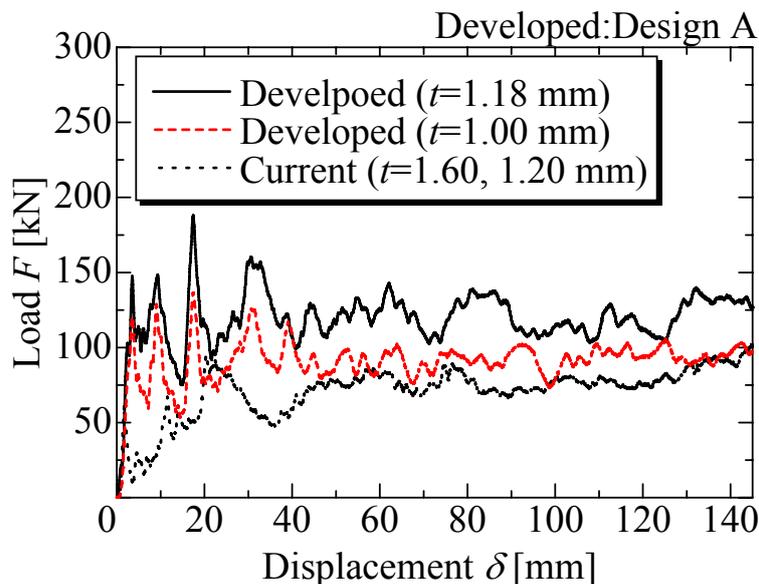


Fig. 6-32. Comparison of the load-displacement responses between developed crash box and current crash box obtained by DWT.

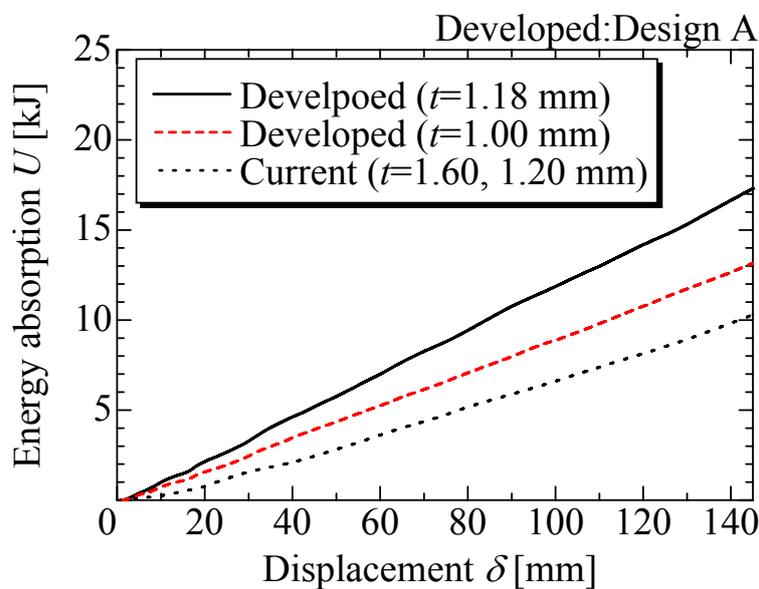


Fig. 6-33. Comparison of the energy absorption, U between developed crash box and current crash box obtained by DWT.

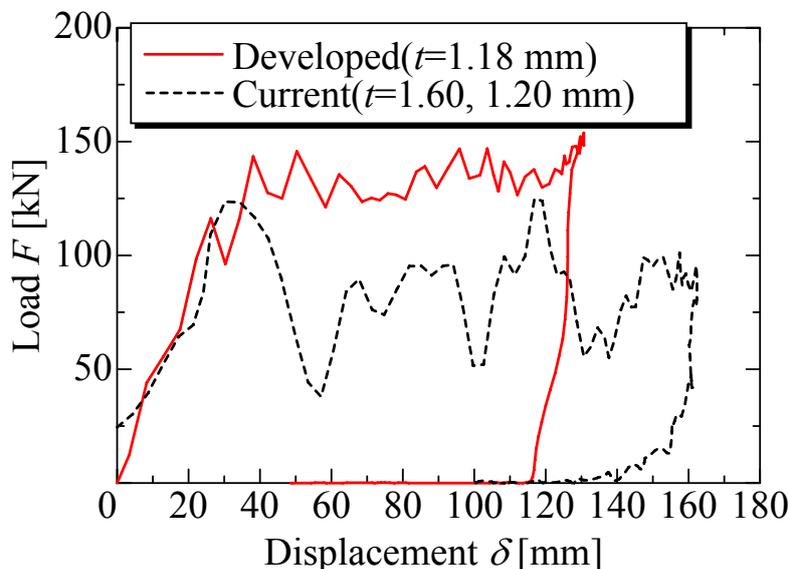


Fig. 6-34. Comparison of load-displacement responses between developed crash box and current crash box obtained by sled test.

上記の落錘型衝撃実験と台車式衝撃実験において明らかになったクラッシュビードが導入された現行品と凹導入部材の衝撃吸収性能の差は、以下のように説明できる。

クラッシュビードが導入された現行品は、荷重入力方向が一定となる落錘試験においては、ビードを起点として塑性座屈変形を生じるが、荷重入力方向が変動する台車衝突試験においては、狙いどおりにビードを起点とした塑性座屈変形を発生することができない。その結果、現行品の台車式衝撃実験における荷重変動は、落錘型衝撃実験の場合に比べて大きくなった。換言すれば、現行品においては、荷重入力条件が変動する衝突条件の場合は、衝撃吸収性能が変化することを意味する。一方、凹導入部材は、荷重入力方向によらず、同様の塑性座屈変形挙動を示すために、落錘型または台車式衝撃実験においても、同様の荷重履歴を示した。すなわち、凹導入部材の方が、現行品に比べて、実際の衝突環境(荷重入力方向の変動、衝突速度の変動)における衝撃吸収性能が優れている。これは、本研究で確立した衝撃吸収部材の設計思想が優位性を有していることを裏付ける結果である。

最後に、本研究成果の工業価値を評価する。図 6-35 に、大断面凹導入部材 (Design A) と現行品の衝撃吸収量と部材質量の関係を再整理して示す。図で、横軸は部材質量、縦軸は落錘型衝撃実験によって得られた $\delta = 0 \sim 120$ mm おけるエネルギー吸収量 $U_{\delta=0-120 \text{ mm}}$ である。また図で、●は開発した大断面凹導入部材 (Design A)、○はクラッシュビードが導入された現行品の場合の結果をあらわす。図から、開発した大断面凹導入部材は、現行品に比べ軽量で、かつエネルギー吸収 $U_{\delta=0-120 \text{ mm}}$ が高いことがわかる。すなわち、開発技術によって、衝撃吸収部材の軽量化と衝撃吸収性能の向上を両立させることが可能であることを示唆する結果である。

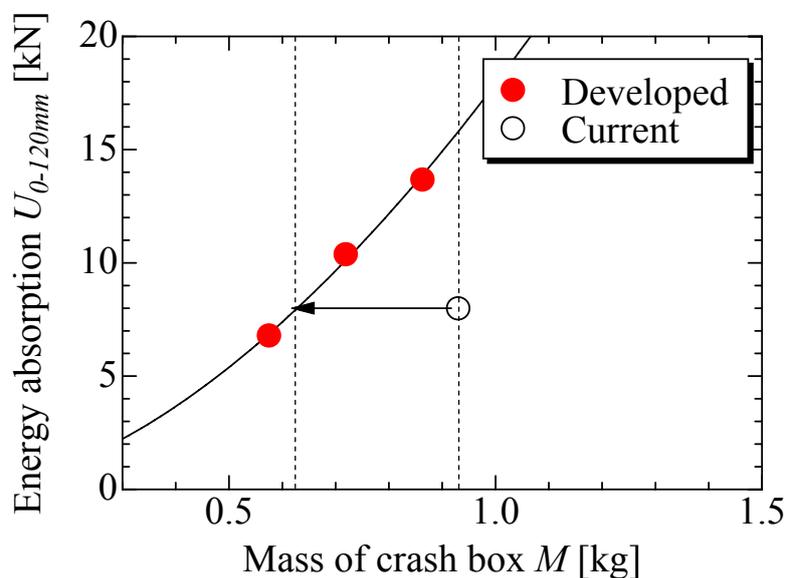


Fig. 6-35. Relationship between parts weight and impact energy absorption obtained by DWT.

6.9 結 言

小型車～大型車に搭載される衝撃吸収部材であるクラッシュボックスを対象として、実験と数値解析の両面から、前章までの研究成果に基づき設計した部材の衝撃吸収性能を検証した。得られた知見は、以下のようにまとめられる。

- (1) 断面凹型化による平面部幅を制御する設計手法は、種々の大きさの設計断面に対しても、導入する凹部の個数を変化させることで、容易に狙いとする設計値を得ることが可能な汎用性に富んだ設計思想である。
- (2) 設計した断面は、実部材においても座屈波長が短い塑性座屈挙動を有し、荷重変動が小さい履歴を示す。
- (3) 本設計形状の衝撃吸収性能は、FEM による数値解析によって高精度に予測することができる。
- (4) 本研究で確立した設計思想に基づいた凹断面部材は、凹部の個数、断面サイズによらず荷重変動が小さい履歴を示し、様々の断面においても優れた衝撃吸収性能を示す。
- (5) 本研究で確立した衝撃吸収部材の設計思想は、実際の衝突相当の条件においても有効であることが立証された。
- (6) 開発した凹部を導入した新しい薄肉多角形部材は、材料特性によらず短い座屈波長と変動が小さい荷重履歴を示し、優れた衝撃吸収性能を有する。
- (7) 開発した凹部を導入した新しい薄肉多角形部材は、溶接条件によらず短い座屈波長と変動が小さい荷重履歴を示し、優れた衝撃吸収性能を有する。
- (8) 開発した凹部を導入した新しい薄肉多角形部材は、荷重入力方向によらず短い座屈波長と変動が小さい荷重履歴を示し、優れた衝撃吸収性能を有する。
- (9) 開発した凹部を導入した新しい薄肉多角形部材は、クラッシュビードが導入された現行品に比べ高い衝撃吸収性能を示す。
- (10) 開発技術によって、衝撃吸収部材の軽量化と衝撃吸収性能の向上を両立させることが可能である。

以上より、序論で示した技術課題は、本研究により得られた技術知見によって解決できることが示され、衝撃吸収部材に関する設計技術の妥当性ならびに優位性が結論づけられた。また、本設計技術は、衝撃吸収性能を高めつつ、質量低減による自動車の省燃費化を可能とし、ひいては最重要課題である地球環境保護に貢献できるものと確信する。

参考文献

- 1) 近田敏弘, “CAR(E) FOR THE EARTH”, 2000 材料フォーラム, (社)自動車技術会, (2000), 2004231.
- 2) 大聖泰弘, “自動車の燃費改善と排出ガス対策に関する技術開発動向”, 自動車技術, Vol.59, No.2, (2005), pp.10-16.
- 3) 上玉利恒夫, “自動車の衝突安全に関する最近の動向”, 自動車技術, Vol.53, No.11, (1999), pp.4-9.
- 4) 奥山浩之, “衝突安全性能向上のための車体構造”, 自動車技術, Vol.56, No.11, (2002), pp.48-53.
- 5) 水井直光, 福井清之, 小嶋啓達, 山本三幸, 川口喜昭, 岡本篤樹, “高張力鋼板の適用による車体の正面衝突安全性向上の基礎検討”, CAMP-ISIJ, Vol.6 討48, (1996), pp.1100-1103.
- 6) 吉田博司, 上西朗弘, 高橋学, 栗山幸久, “高強度鋼板による衝撃エネルギー吸収能の向上(第2報)-鋼材の高速変形特性を利用した部材形状の最適化技術-”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.106-02, (2002), pp.5-8.
- 7) 佐藤健太郎, 比良隆明, 吉武明英, “高強度鋼板を適用した自動車部材の高速変形特性”, 塑性と加工, Vol.46, No.534, (2005), pp.641-645.
- 8) 中澤嘉明, 野村茂樹, 中居修二, 水井直光, “高衝撃吸収用残留オーステナイト高張力鋼板の開発”, CAMP-ISIJ, Vol.6, No.480, (1996), p.1350.
- 9) Timoshenko, S.P. and Gere, J.M., Theory of Elastic stability, 2nd, Ed, McGraw-Hill, (1961).
- 10) Abramowicz, W. and Jones N., “Dynamic axial crushing of square tubes”, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.2, (1984), pp.179-208.
- 11) Mahmood, H.F. and Paluszny., “Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management-Their Strength and Mode of Collapse”, *Trans. SAE*. 90 Section 4, 4039-4050, paper No.811302, (1981).
- 12) Abramowicz, W. and Jonesm, N., “Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes”, *International Journal of Impact Engineering*, Vol.2, No.3, (1984), pp.263-281.
- 13) 北川裕一, 萩原一郎, “衝突シミュレーション”, 自動車技術, Vol. 47, No.4, (1993), pp.57-61.
- 14) 住友金属工業, 吉田経尊, 岡村一男, 衝撃緩和部材, 特開平 2002-139086.

- 15) 加納光寿, 高木勝利, 田村憲司, 中澤嘉明, 吉田経尊, “高効率クラッシュボックスの開発(第2報)”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.26-05, (2005), pp.13-16.
- 16) PAM-CRASH Solver Notes Manual, ESI GROUP, (2002).
- 17) Leslie, W. C. (幸田成康 監訳, 熊井浩, 野田龍彦 訳), レスリー鉄鋼材料学, 丸善株式会社, (1985), pp.101-142.
- 18) The Japan Iron and Steel Federation, JFS A 2001(Cold Rolled Steel Sheets and Strip for Automobile Use), (1998).
- 19) 中川威雄, 阿部邦雄, 林豊, 薄板のプレス加工, 実教出版株式会社, (1977), pp.60-98.
- 20) Leslie W. C. (幸田成康 監訳, 熊井浩, 野田龍彦 訳), レスリー鉄鋼材料学, 丸善株式会社, (1985), pp.152-171.
- 21) 山田正人, 徳永良邦, 伊藤亀太郎, “Nb・Ti 複合添加極低炭素鋼板の開発”, 製鉄研究, Vol.322, (1986), pp.90-98.
- 22) 野村茂樹, 中澤嘉明, 中居修二, 水井直光, “最近の特徴ある自動車用ハイテン”, 自動車材料特集号, 住友金属, Vol.48, No.4, (1996), pp.132-139.
- 23) Zackay, V.F., Parker, E.R., Fahr, D. and Busch, R., “The Enhancement of Ductility in High Strength Steels”, *Trans ASM*, Vol. 60, (1967), pp.252-259.
- 24) Sendzimer, T., U.S Patent, 2110893 (1938).
- 25) 株式会社自研センターニュース, Vol.353, (2005), pp.6-7.
- 26) LS-DYNA Version970 User's Manual, LSTC, (2003).
- 27) 古迫誠司, 上西朗弘, 宮崎康信, “高強度鋼板の適用による衝撃エネルギー吸収能の向上”, 新日鉄技報, Vol.385, (2006), pp.32-35.

第7章 結論

近年、自動車産業界には、地球環境保護を背景とした CO₂ 排出量削減と衝突安全性のさらなる向上が求められている。これを受けて、自動車に装着される衝撃用の構造部材には、CO₂ 排出量削減に寄与する部材質量の低減とともに衝突安全性の向上を図るための衝撃吸収性能の改善が要求されている。ところが、その要求を満足する衝撃用構造部材の設計技術は明らかになっていない。

以上のようなことから、本研究では、自動車に装着される衝撃吸収用の構造部材に着目して、FEM による数値解析と衝撃実験の両面から、軽量化と優れた衝撃吸収性能を両立する設計技術の確立とその部材開発を目的とした。

第 1 章では、まず自動車を取り巻く社会環境および技術課題について述べ、自動車に数多く適用されて、かつ、本研究が対象とする衝撃吸収用の構造部材の材料でもある薄鋼板の開発の状況、および、材料の観点からの軽量化に対する取り組みについて論じた。次に、技術課題である軽量化と衝突安全性向上に関する取り組み内容と塑性座屈変形を用いた衝撃エネルギー吸収機構、および、これを用いた衝撃吸収に関する従来の研究について論じたうえで、本研究の着眼点と目的について述べた。

第 2 章では、自動車の衝撃吸収部材への適用を想定した薄肉多角形部材を対象として、板厚を固定した上で、断面を構成する稜線数、稜線間の平面部幅、稜線部などの断面形状因子が塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにすることを目的に、FEM による数値解析を試みた。その結果、薄肉多角形部材の座屈波長は、平面部幅によって一意的に決定され、平面部幅が小さいほど座屈波長は短くなることを示した。さらに、薄肉多角形部材の塑性座屈荷重と塑性座屈挙動の安定性は、稜線部円弧長によって一意的に決定され、円弧長が大きいほど座屈荷重は高く、かつ、塑性座屈挙動が変形後期まで持続(安定化)することを示し、多角形部材の塑性座屈挙動制御の基本的な設計指針を得た。

第 3 章では、第 2 章と同様の薄肉多角形部材を用いて、部材の板厚が塑性座屈挙動に及ぼす影響、および第 2 章で検討した断面形状因子と板厚との相互作用を明らかにすることを目的に、FEM による数値解析を試みた。その結果、薄肉多角形部材の塑性座屈における荷重履歴は、断面形状因子(稜線数、平面部幅、稜線部円弧長)と板厚の相互作用によって支配されることを明らかにした。また衝撃吸収性能は、平面

部幅の板厚に対する比によって一意的に決定されるものの、稜線部の剛性が非常に小さい場合には、稜線部断面積にも依存することを示した。以上により、優れた衝撃吸収性能を実現するための薄肉多角形部材の基本的な設計技術を完成させた。

第4章では、第2章、第3章で検討した研究結果を発展させ、実車に装着されているクラッシュボックスを対象として、限られた断面の中で平面部幅を適正範囲に制御でき、かつ、座屈荷重を支配する稜線が多数配置可能となる、凹型形状を断面の一部に導入することを提案し、薄肉多角形部材の衝撃吸収性能と設計自由度のさらなる改善を図ることを目的に、FEMによる数値解析を試みた。その結果、薄肉多角形部材に凹部を導入することによって、短い平面部幅が実現でき、短い座屈波長の塑性座屈挙動が得られることを示した。また本部材は、凹部と凹部以外の部位でお互いの面外変形を拘束しながら異なった位相で座屈変形が進行することを明らかにし、短い座屈波長の変形挙動に加え、さらに衝撃吸収性能を高める上で有効となる特徴的な変形挙動が得られることを示した。また、衝撃吸収性能に及ぼす凹部形状の影響についても定量的に解析した結果、凹部の剛性を支配する凹部深さが衝撃吸収性能に大きな影響を及ぼすことを明らかにした。

第5章では、衝撃吸収性能の他に、クラッシュボックスが要求する初期座屈荷重を所定範囲に制御する設計技術を確立することを目的に、部材先端への切欠き部の導入が塑性座屈挙動に及ぼす影響について、FEMによる数値解析を試みた。その結果、初期座屈荷重は、部材先端部に導入した切欠き部の形状を選択することによって、目的とする荷重に合わせ容易に制御できることを示した。また、切欠き部は初期座屈荷重に影響する他に、塑性座屈変形のトリガーとして作用することを示した。さらに、実部材相当の扁平な断面を用い、切欠き部の導入パターンが塑性座屈挙動に及ぼす影響を明らかにし、短辺側への切欠き導入が衝撃吸収性能の向上に対して効果的であることを示した。

第6章では、小型車～大型車に実際に搭載されているクラッシュボックスの設計断面を題材として、前章までの研究成果に基づき、実際に実部材を設計、製作し、実験と数値解析の両面から衝撃吸収性能を検証した。その結果、開発した部材が優れた衝撃吸収性能を有することを確認し、本研究で確立した衝撃吸収部材の設計技術の有効性を立証した。また、開発した部材は、断面の大きさによらず、すべて同様の座屈波長の短い塑性座屈変形挙動を示し、本研究で確立した設計技術は、種々の断面にも適用可能な汎用性に富んだものであることを立証した。さらに、開発した部材は、材

料特性、溶接条件に依存せず、かつ、荷重入力方向が部材に対して斜めの角度をもっている場合においても、安定した塑性座屈挙動を示し、ロバスト性が高いことを立証した。そして、クラッシュビードが導入された現行品との比較実験を行った結果、開発した新しい薄肉多角形部材は、現行品に比べ、軽量で高い衝撃吸収性能を有することを確認した。

以上で述べたように、本研究では、衝撃吸収性能を高める部材設計技術を確立し、自動車の衝撃吸収用構造部材の軽量化と衝撃吸収性能の向上に貢献できる技術を完成させた。

本論文にて確立した設計技術は、塑性座屈挙動を最も支配する断面形状因子に着目したものであり、鋼板以外の材料を用いた場合にも適用可能である。ただし、軸方向荷重が作用した際に生じる断面の変形は、ヤング率、降伏応力等の材料特性によって変化するため鋼板以外の材料、例えばアルミニウムの場合では、最適な設計値は鋼板の場合と多少の差異を生じる。

さらに、本論文では、自動車の衝撃吸収部材「クラッシュボックス」を対象として論じたが、この研究成果は自動車以外の輸送機や様々な構造物に装着された衝撃吸収部材、すなわち軸方向に衝撃荷重を受けて塑性座屈変形を生じ、衝撃エネルギーを吸収する部材に適用可能であることは明かである。

今後、本研究で得られた知見が有効に活用され、実部材設計への適用とその設計部材による社会環境へ貢献するとともに、本研究で得られた知見が塑性座屈変形に関する研究のさらなる発展に対し一助となることを期待する。

本研究に関する発表および講演論文

1. 第2章関連

- 中澤嘉明, 田村憲司, 日下貴之, 北條正樹, “薄肉多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす断面形状因子の影響”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 73, No. 727, (2007), pp. 331-337.

2. 第3章関連

- 中澤嘉明, 田村憲司, 日下貴之, 北條正樹, “薄肉多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす板厚の影響”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 73, No. 731, (2007), pp. 828-834.

3. 第4章関連

- 中澤嘉明, 田村憲司, 日下貴之, 吉田経尊, 北條正樹, “薄肉多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす断面凹型化の効果”, 日本材料学会[材料], Vol. 56, No. 11, (2007), pp. 1042-1048.

4. 第5章関連

- Tamura, K., Nakazawa, Y., Kusaka, T. and Hojo, M., “A Study on Introduction of Notch into Thin-Walled Polygonal Member to Control Plastic Buckling Behavior in Axial Collapse”, to be submitted to *International Journal of Impact Engineering*.

5. 第6章関連

- 中澤嘉明, 田村憲司, 吉田経尊, 高木勝利, 加納光寿, “新しい断面形状設計技術に基づく高効率クラッシュボックスの開発”, 自動車技術会論文集, Vol. 37, No. 3, (2006), pp. 43-48

- 中澤嘉明, 田村憲司, 吉田経尊, 高木勝利, 加納光寿, “高効率クラッシュボックスの開発(第1報)”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 26-05, 横浜, (2005), pp. 9-12.
- 加納光寿, 高木勝利, 田村憲司, 中澤嘉明, 吉田経尊, “高効率クラッシュボックスの開発(第2報)”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 26-05, 横浜, (2005), pp. 13-16.
- Nakazawa, Y., Tamura, K., Yoshida, M., Takagi, K. and Kano, M., “DEVELOPMENT OF CRASH-BOX FOR PASSENGER CAR WITH HIGH CAPABILITY FOR ENERGY ABSORPTION”, *Proceedings of Computational Plasticity/COMPLAS VIII*, CIMNE, Barcelona, (2005), pp. 577-580.

本研究に関する特許

- (1) 住友金属工業(株), 中澤嘉明, 中居修二, 野村茂樹, 高延性型高張力冷延鋼板と亜鉛メッキ鋼板, 特許第 3498504.
- (2) 住友金属工業(株), 中澤嘉明, 野村茂樹, 中川浩行, 高張力高延性亜鉛めっき鋼板の製造方法, 特許第 3596316.
- (3) 住友金属工業(株), 中澤嘉明, 田村憲司, 岡村一男, 吉田経尊, 衝撃吸収部材, 特開 2005-048855.
- (4) 住友金属工業(株), 中澤嘉明, 田村憲司, 岡村一男, 吉田経尊, 衝撃吸収部材, 特開 2005-048856.
- (5) 住友金属工業(株), 豊田鉄工(株), 田村憲司, 中澤嘉明, 吉田経尊, 高木勝利, 加納光寿, 衝撃吸収部材, 国際公開番号 WO2005/010396.
- (6) 住友金属工業(株), 豊田鉄工(株), 田村憲司, 中澤嘉明, 吉田経尊, 高木勝利, 加納光寿, 衝撃吸収部材, 国際公開番号 WO2005/010397.
- (7) 住友金属工業(株), 豊田鉄工(株), 田村憲司, 中澤嘉明, 吉田経尊, 高木勝利, 加納光寿, 衝撃吸収部材, 国際公開番号 WO2005/010398(日本:特許第3912422号).
- (8) 住友金属工業(株), 田村憲司, 中澤嘉明, 岡村一男, 吉田経尊, 阪本頼史, 竹本雄一, 合楽勝彦, 衝撃吸収部材, 特開 2006-207725.
- (9) 住友金属工業(株), 中澤嘉明, 田村憲司, 岡村一男, 吉田経尊, 阪本頼史, 竹本雄一, 合楽勝彦, 衝撃吸収部材, 特開 2006-207726.
- (10) 住友金属工業(株), 中澤嘉明, 田村憲司, 内原正人, 岡村一男, 吉田経尊, 阪本頼史, 竹本雄一, 合楽勝彦, 衝撃吸収部材用鋼板, 特開 2006-193781.

- (11)住友金属工業(株), 中澤嘉明, 田村憲司, 岡村一男, 吉田経尊, 阪本頼史, 竹本雄一, 合楽勝彦, 衝撃吸収部材, 特開 2006-159934.
- (12)住友金属工業(株), 吉田経尊, 中澤嘉明, 田村憲司, 岡村一男, 阪本頼史, 竹本雄一, 合楽勝彦, 衝撃吸収部材, 特開 2006-207724.
- (13)住友金属工業(株), 吉田経尊, 岡村一男, 田村憲司, 中澤嘉明, 竹本雄一, 阪本頼史, 合楽勝彦, 衝撃吸収部材, 特開 2006-009904.
- (14)住友金属工業(株), 豊田鉄工(株), 田村憲司, 中澤嘉明, 吉田経尊, 高木勝利, 加納光寿, 住友金属工業(株), クラッシュボックス及び衝撃吸収方法, 特開 2007-017003.

謝 辞

本論文をまとめるにあたり、御懇篤な御指導と御鞭撻を賜りました京都大学大学院工学研究科機械理工学専攻教授 北條 正樹博士に心より深甚なる謝意を表します。また、多くの有益な御助言と御指導を賜りました京都大学大学院工学研究科材料工学専攻教授 落合 庄治郎博士ならびに京都大学大学院工学研究科機械理工学専攻教授 宮崎 則幸博士に深く謝意を表します。

立命館大学理工学部機械工学科教授 日下 貴之博士には、ご多忙の中、衝撃座屈変形の挙動を理解するにあたり、浅学非才な著者と数多くの御討議ならびに過分な御指導を賜りました。心より、厚く御礼を申し上げます。

本研究の遂行に深い御理解と御支援を賜りました住友金属工業(株)取締役副社長 戸崎 泰之氏、常務執行役員 総合技術研究所長 外山 和男氏、副所長 内田 淳一氏、利用技術研究開発部次長 広瀬 洋三氏に深く感謝の意を表します。

住友金属工業(株)常務執行役員 高 隆夫氏、(株)リンテックス専務取締役 元住友金属工業(株) 浜田 重行氏には、研究途上ならびに論文作成の間、研究に関する深い御理解と心温まる激励、御支援を賜りました。深く感謝いたします。

住友金属工業(株)総合技術研究所利用技術研究開発部 田村 憲司博士には、関連論文の執筆と、衝撃実験ならびに研究内容に関する御討議を賜り、その中から新しい着想を得ることができました。ここに、深く感謝の意を表します。また、先進デザイン研究開発部部長研究員 岡村 一男博士、吉田 経尊氏には、数値解析に関する御指導、御助言を賜りました。深く感謝いたします。

京都工芸繊維大学大学院工芸科学研究科機械システム工学部門教授 元住友金属工業(株) 秋山 雅義博士には、本論文の全体構成から一貫して御指導を賜りました。心より、厚く御礼申し上げます。

豊田鉄工(株)第 2 製品開発部室長 高木 勝利氏、加納 光寿氏、住友金属工業(株)専務執行役員 奥田 秀雄氏、常務執行役員 西野 隆夫氏、薄板商品技術部 細野 勝也氏、守屋 哲也氏には、部材製作からその部品の実車への適用に至るまで多大なる御協力を賜り、厚く御礼申し上げます。

また、住友金属テクノロジー(株)研究支援事業部 鈴木 清一氏には、衝撃実験に関しまして、また、住友金属工業(株)総合技術研究所利用技術研究部 田坂 誠均博士には、座屈挙動解析に関しまして、プレスグループの皆様には、実験遂行に関しまして、多大なる御協力を賜りました。深く感謝いたします。

最後に私事ながら、本論文をまとめる長い間、陰ながら支えてくれた家族に対し、心より感謝の意を表します。