

令和4年度博士後期課程学位論文

薄肉衝突エネルギー吸収体とその逐次
部分塑性加工法に関する研究

梁 狄

埼玉工業大学 大学院

工学研究科 機械工学専攻

目 次

第1章 序 論.....	1
1.1 研究の背景と目的.....	2
1.2 従来の研究成果.....	4
1.3 本研究の概要.....	7
1.4 本論文の構成.....	9
第2章 エネルギー吸収体開発に適用する薄肉構造とその検討手法.....	11
2.1 エネルギー吸収体に適用する折紙構造.....	12
2.1.1 折紙構造の幾何学構成.....	12
2.2 折紙構造の衝突エネルギー吸収性能.....	14
2.3 折紙構造の加工方法と問題点.....	18
2.3.1 加工工程のシミュレーション手法.....	19
2.4 薄肉エネルギー吸収体に適用する軸対称なCAP構造.....	19
2.4.1 CAP構造の幾何学構成.....	20
2.4.2 CAP構造の力学特性.....	21
2.5 CAP構造加工方法と問題点.....	22
2.5.1 CAP構造の加工工程のシミュレーション手法.....	24
2.6 薄肉エネルギー吸収体に適用する軸対称なCAP構造.....	24
2.6.1 最適設計モデル.....	24
2.6.2 補間法による最適化解析法.....	25
2.6.3 衝突エネルギー吸収性能の評価モデル.....	28
2.6.4 設計変数と補間関数.....	29
2.7 本章のまとめ.....	31
第3章 反転ねじり型折り紙構造とその部分加熱回転加工法.....	32
3.1 反転ねじり型折り紙構造と部分加熱回転加工法.....	33
3.2 部分加熱回転加工法の解析モデル.....	35
3.3 成形精度検討のための測点設定.....	39
3.4 部分加熱温度と成形精度の検討.....	40

3.5	部分加熱温度の変化による成形荷重への影響.....	42
3.6	成形工程における回転角度の設計.....	43
3.7	衝突エネルギー吸収性能の検討.....	46
3.8	反転ねじり型の衝突エネルギー吸収構造の試作実験による検証.....	51
3.9	考 察.....	55
3.9.1	RTO の圧潰変形性能について.....	55
3.9.2	RTO の衝突エネルギー吸収性能について.....	57
3.10	本章のまとめ.....	59
第 4 章	突起付き円筒型エネルギー吸収構造と逐次部分張り出し塑性加工法.....	61
4.1	突起付き円筒型エネルギー吸収構造とその加工法.....	61
4.2	部分張り出し加工法の解析モデル.....	64
4.2.1	材料特性.....	65
4.2.2	圧縮距離と成形精度の検討.....	68
4.3	成形した CAP 構造の品質検討.....	72
4.3.1	板厚分布.....	72
4.3.2	ゴム直径の変化による成形荷重への影響.....	75
4.4	衝突エネルギー吸収性能の検討.....	76
4.4.1	圧潰しわに対する誘導効果.....	78
4.5	CAP 型の衝突エネルギー吸収構造の試作実験による検証.....	80
4.6	衝突エネルギー吸収性能に関する考察.....	85
4.7	本章のまとめ.....	89
第 5 章	CAP 構造のエネルギー吸収性能の最適化.....	91
5.1	CAP のパラメータ化.....	91
5.2	設計パラメーターの最適化条件.....	94
5.2.1	設計変数と設計サンプル点.....	94
5.2.2	制約条件.....	95
5.2.3	補間法による目的関数.....	95
5.3	最適化結果と考察	97
5.4	衝突エネルギー吸収性能に関する考察.....	98
5.4.1	初期ピーク反力.....	99

5.4.2 エネルギー吸収安定性.....	99
5.4.3 エネルギー吸収量.....	99
5.4.4 衝突エネルギー吸収性能.....	101
5.5 調整可能なバルジ成形法の提案とその実用化.....	101
5.6 弾性ゴムを利用した自由張り出し成形実験.....	101
5.6.1 成形した品質検討.....	102
5.7 調整可能なバルジ成形法.....	105
5.8 成形過程のシミュレーションと加工パラメータの設定.....	107
5.8.1 調整可能なバルジ加工法の解析モデル.....	107
5.8.2 圧縮距離とゴム直径の設計.....	109
5.9 調整可能なバルジ成形装置の開発と成形試作実験.....	111
5.10 成形した CAP の品質検討.....	116
5.11 考 察.....	119
5.12 本章のまとめ.....	121
第6章 結 論.....	123
参考文献.....	127
業績書.....	134
謝 辞.....	135

第1章 序論

近年、現代の科学技術の進歩により、さまざまな交通手段（車両、列車、航空機、船など）が人々の日常生活を支えているが、それに伴い、さまざまな衝突事故が多発している。あらゆる種類の交通安全事故の中で、道路車両による安全上の問題が最も深刻である。

交通事故によって引き起こされる莫大な損失は、衝突安全に関してもまだ解決できていない課題が多数存在し、それらの課題を解決するために、新しい衝突エネルギー吸収構造を検討する必要がある。従来の研究調査結果によれば、自動車の衝突事故の中で、前面衝突が最も多く、約 52%を占めており[1-3]、前面衝突は自動車の衝突安全に関する研究の基本となり非常に重要である。走行中の自動車が持っている運動エネルギーは、運動する部分の重量と速度の二乗に比例して一定と考えても良いが、車両が衝突する時、その運動エネルギーの大部分が車体の塑性変形や乗員の傷害などによって吸収される。車体構造に関する衝突安全性を考える角度から、出来るだけ多くの衝突エネルギーを車両前部の塑性変形に吸収させ、後方に伝わるエネルギー量は比較的に少なくなることによって、運転室の生存空間を確保することができれば理想的な設計目標となっている[4-5]。

現在、エネルギー吸収体の研究は主に構造と材料のほうを含んでおり、合理的な構造設計と材料の適用が、衝突事故で人員と重要な部品を効果的に保護することができる。適切に設計されたエネルギー吸収要素は、エネルギー吸収プロセスを制御可能で予測可能な方法で進行させることができるため、衝突エネルギーを安定に吸収することができる。つまり、設計に必要な衝突エネルギーを完全に吸収できるだけでなく、衝突反力を特定の範囲内に制御する必要がある。こうして衝突反力とエネルギー吸収安定性を同時に考慮した新しい薄肉衝突エネルギー吸収体の衝突安全性に関する研究課題は、まだ十分に検討されていないのは現状である。

本研究では、薄肉衝突エネルギー吸収体開発のニーズに合わせて、その実用化と高性能化を実現するために提案されている突起部が有する構造と折紙構造の高度化を実現させ、新しい逐次塑性加工法を中心に検討を行い、その実用化を目指す研究を実

施する。

1.1 研究の背景と目的

現在、衝突エネルギー吸収体には、主に薄肉金属チューブやハニカム材料などが含まれており、薄肉チューブは最も広く使用されているエネルギー吸収体である[6-17]。自然エネルギーの不足により、省エネルギーおよび特殊製品の厳しい品質要件により、軽量化が工業製品設計のトレンドであり、軽量化設計の主な方法の1つは、コンポーネントをより薄く、中空にし、小型化し、複合化することである。必然的に、コンポーネントの剛性、強度、耐衝撃性の低下につながる。したがって、材料自体の機械的特性を変えることなく、構造体の局所的な強度と全体的な剛性を調整することにより、構造の耐衝撃性を向上させる必要がある。

耐衝撃性とは、衝突時の衝撃荷重を緩衝し、突然または特定の衝突イベントにおけるエネルギー吸収体の座屈、破壊、およびその他の塑性変形に依存することによって衝撃エネルギーを吸収し、それによって安全を保護する構造の能力を指す。車両運転の安全性、武器装備の輸送、および宇宙船の着陸はすべて、耐衝撃性の要件を満たす構造を必要とするため、衝突エネルギー吸収体の使用は、耐衝撃性を満たすための重要な手段である [18-21]。

衝撃エネルギー吸収体として設計される工業製品はよく見受けられる。例えば、自動車の前面衝突用のエネルギー吸収部材として、エンジンを左右から挟むように設置されているサイドメンバーという中空の細長い角柱構造は、前面衝突時に横へ折れ曲がる現象が生じやすく、一旦それが発生すると、衝突エネルギー吸収量は極端に下がる。それに起因して、圧潰変形途中で、圧潰反力の初期ピーク荷重は低く、横へ折れ曲がる現象が生じることはなく、できるだけ圧潰変形を長く続けることは重要な設計課題である [22-32]。

ただし、提案された折紙構造の軽量化かつ高い衝突エネルギー吸収性能などの優れた特性があることが確認されるにもかかわらず、3次元複雑形状を持つことによる加工困難の問題は十分に解決されていなく、折紙構造が実際に採用される例はまだ見受けられていないのは現状である。このような現状を踏まえて、本研究では、エネルギー吸収体の軽量化と衝突安全性の観点から、エネルギー吸収体の構造設計問題を取

扱い，エネルギー吸収体の衝突安全設計問題と加工問題に対して，それぞれ折紙構造と CAP (cylindrical absorber with protrusion) の 2 種類の薄肉構造に適用し，その軽量化および高い衝突エネルギー吸収性能に関する検討を行い，特に大量生産を目指す加工問題について研究し，それを実現することを主な目的とする．

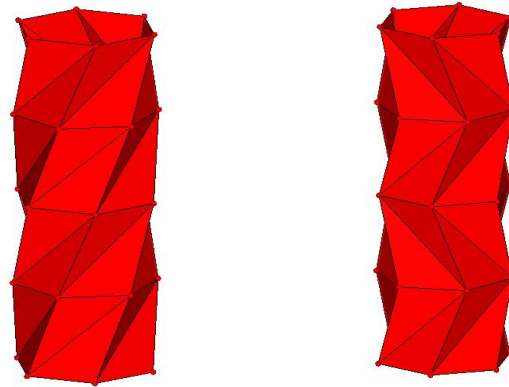
1.2 従来の研究成果

自動車のエネルギー吸収構造のサイドメンバーとして，自動車が衝突時に出来るだけ多く衝突エネルギーをサイドメンバーに吸収させる目標を実現するために，中沢 [33] は横断面に四つの補強リーブがあるサイドメンバー構造を提案したが，この構造は確かに衝突エネルギー吸収性能が改善されたが，補強リーブを作るためサイドメンバー構造の重量も多くなっている．Rusinek [34] はサイドメンバー横断面の衝突エネルギー吸収性能の影響要因を研究して，充填構造により衝突エネルギー吸収性能を向上することを考え，サイドメンバー構造の構成パラメータに関する最適化を行い，衝突エネルギー吸収量が向上したサイドメンバー構造を求めて，得られた最適化構造は高い衝突エネルギー吸収性能があるが，ただし，サイドメンバー構造が重いので軽量化の特性が低減された．

サイドメンバーの衝突エネルギー吸収量を多くするため，圧潰変形途中で横へ折れ曲がることはなく圧潰変形を続けることを実現するように，北川と萩原 [35] は，圧潰変形する時のサイドメンバーの座屈波長を求め，座屈の節点にビード切欠きを入れることによって，確実にアコーディオン型の圧潰変形の形状実現を得ている．ただし，自らの嵩張りのためサイドメンバー全長の 70% 以上の圧潰変形長さを得ることは難しいことが判った．

一方，野島 [36] は折紙の折り畳み法を利用し初めて平板と円筒折紙構造をモデル化して典型的な折紙構造を提案して，さらに，野島 [37-38] は折紙構造を工学への応用が考え，円筒構造の側面を折紙構造にすると，小さい荷重でも構造物を折れ畳めることが判った．そして，野島 [39] は折紙工学の考え方に基づいて，色んな折紙構造を検討した結果，反転らせん型折紙構造を提案した．その後，永島 [40]，萩原 [41] は折紙工学から得た知見を活かして作った折紙構造に対する数値解析を行い，折線の条件を理論値よりわずかにずらすことにより平均圧潰荷重も大きく変わることが明らかにな

った。



(a) spiral origami structure (b) reverse spiral origami structure

Figure 1.1 Origami structure tube [36]

そこで、萩原ら[42]は折紙工学から得た収縮展開できる特性を活かして図 1.1 に示す反転らせん型折紙構造をサイドメンバー構造設計に適用することを提案して、側面に適当に折り線を入れることによって、圧潰長さは常にサイドメンバー全長の 90% 以上続けられる特性を得ており、得られたサイドメンバー自身の重量が従来の矩形断面サイドメンバーとほぼ同じであったが、しかし圧潰変形に対する反力は低くなっており、現行の矩形断面のサイドメンバー構造より衝突エネルギー吸収量を上げることはできなかった。奥ら[43]は反転らせん型折紙構造を自動車サイドメンバーに適用する改良方法について検討したが、依然として問題が解決されなかった。

これを改善するために、呉ら[44]は幾何学形状を細分化し滑らかな曲面が得られるサブディビジョン法を反転らせん型折紙構造に適用し、その最大圧潰荷重や平均荷重など圧潰特性の改良に関する検討を行ったが、現行構造に勝る衝突エネルギー吸収性能をもつ構造を得ることはできなかった。

そこで、趙ら[45]は応答曲面法による最適化技術を反転らせん型折紙構造に適用し、折紙構造の上下段の回転角度、らせん型折紙構造の軸方向に沿う段数、正多角形断面の辺数とサブディビジョンの計算回数を設計変数とした条件下で、衝突エネルギー吸収量の最大化を目的とした最適化解析を実施し、現行の矩形断面のサイドメンバーと同重量で比較して圧潰エネルギーが約 1.37 倍多く吸収できる新しいサイドメンバー構造の検討を行ったが、折紙構造の圧潰モードは回転するアコーディオンモードなの

で、現行構造に勝る衝突エネルギー吸収安定性をもつ構造を得ることはできなかった。

ただし、薄肉エネルギー吸収構造体として折紙構造には、設計と加工について問題がある。加工問題に対して、その薄肉角筒に近い形状特徴からハイドロフォーミング法が適用できることが容易に思われるが、大型な加工装置と複雑な成形用金型が必要であり、その加工コストは最も大きな問題として解決されておらず、如何に反転らせん型折紙構造を安価で製造できる方法を開発することは大きな研究課題となっている。

これに対して、萩原[46]は反転らせん型折紙構造の加工方法について有限要素法によるシミュレーションで検討し、Kong[47]はハイドロフォーミング成形後の肉厚ができるだけ均一になることを目的とした最適化解析を行うが、実際に反転らせん型折紙構造の加工問題の解決に至っていない。

設計問題に対して、現行構造に勝る圧潰変形モードをもつ薄肉エネルギー吸収体を開発する必要がある。薄肉エネルギー吸収体をよく理解し、エネルギー吸収体としての可能性を十分に探求するため、円形、正方形、六角形、八角形、シルクハットなどのさまざまな断面形状についてシミュレーションと実験の手法を使用して数多くの研究が行われてきた。例えば、図 1.4 に示すのは、衝突時に円形[48-51]、長方形[52-55]、正方形[56-59]、六角形[60-63]、八角形[64-66]、および楕円形[67-69]の断面など、いくつかの異なる断面形状を持つ薄肉チューブの耐衝撃性が調査され、以前の研究では、断面構成が薄壁構造のエネルギー吸収性能に大きな影響を与えることが示されている。

さらなる研究により、圧潰時、円管の方が安定した折り変形モードになりやすい、一般的にエネルギーを吸収する効率的な方法と考えられている。それで、円形の薄肉チューブの耐衝撃性の研究は、大きな注目を集めている。Andrews[70]、FC Bardi[71]、Al Galib[72]、SR Guillow[73]は圧潰実験を行った、円管の圧潰変形モードは、材料特性と幾何学的寸法に依存し、対称（六角形または環状）モード、非対称（菱形または混合）モード、およびオイラーモード（グローバル座屈）の 3 つの異なるモードになる。

円管はエネルギー吸収性能と軽量化に大きな利点があるが、その圧潰変形モードは

幾何学的寸法と製造上の欠陥の影響を受けやすい、一般的に過大なピーク圧潰反力に関連している。通常の場合に、理想的なエネルギー吸収体の衝突プロセスは、最大の衝突エネルギーを安定に吸収すると予想される。Abdewi[74], Eyvazian[75]は圧潰実験を通じて、円管のエネルギー吸収性能と圧潰変形モードに対する波形構造の影響を調査した。研究結果により波形構造が変形モードをより予測可能で制御可能にすることができていることを示している。この観点から、波形構造は制御可能なエネルギー吸収構造を開発するための重要な研究対象であると考えられている。

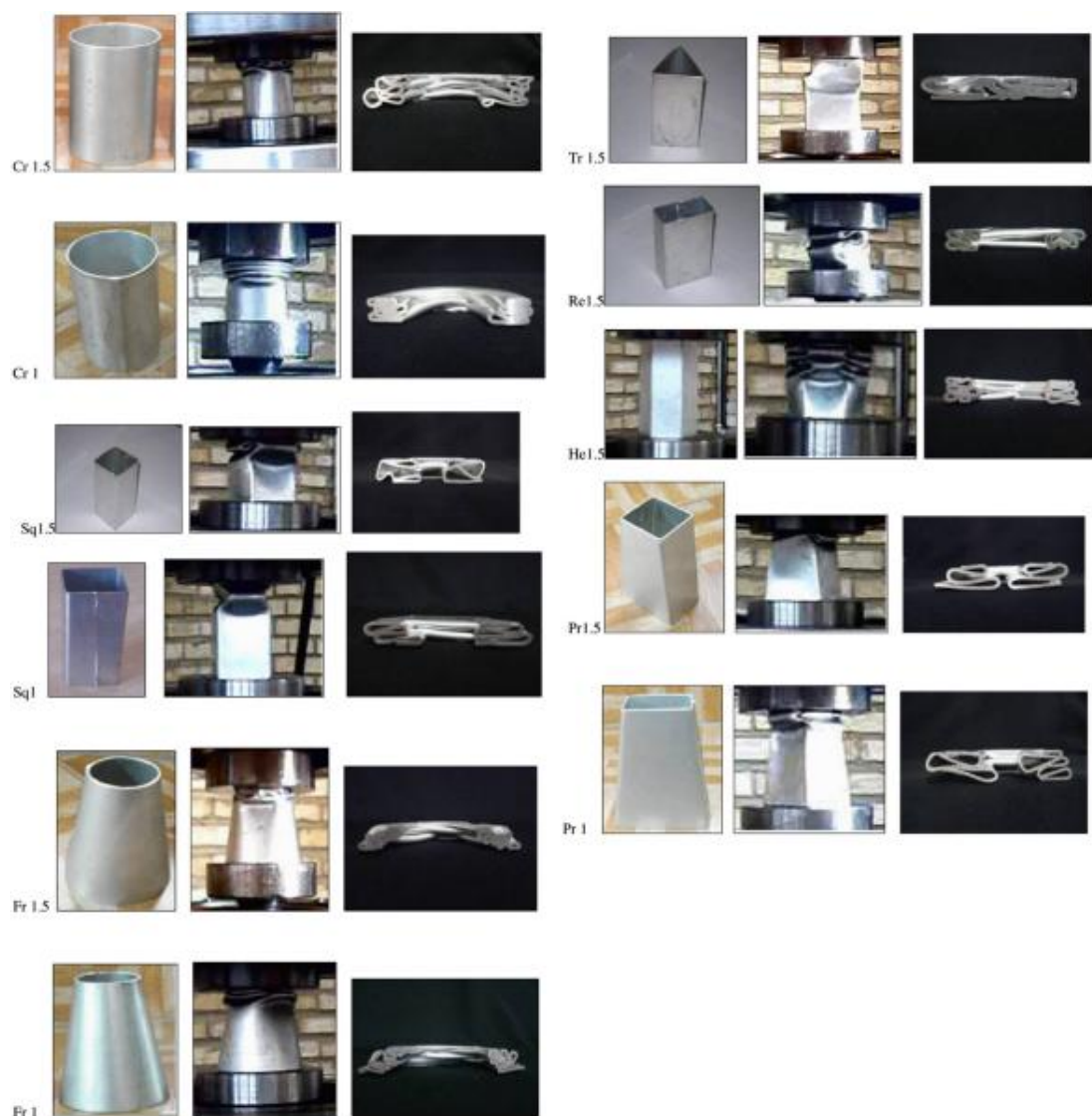


Figure 1.2 Crushing experiment results of different sections [57]

Singace[76]は波形構造の圧潰実験を行った。その結果により、波形構造は有効に座屈しわの発生を誘導して、塑性変形は管軸に沿って所定の間隔で発生し、衝突エネルギー吸収の安定性を向上することが実現できた。Deng[77]は横波状構造の圧潰実験を行った、その結果により、単位質量あたり衝突エネルギー吸収量を向上することが実現できた。

Chen と Ozaki [78]は有限要素法(FEM)を使用して、波形構造を持つ円形チューブの非線形弾塑性変形を研究した。以上の研究結果は、波形が有する円管の変形モードと荷重-変位曲線の変動に影響を与える主な要因であることを示している。

ただし、圧潰変形モードとエネルギー吸収特性に関する波形構造のサイズと分布、および加工問題に関する研究内容は非常に少なく、以上が波形構造の現在の研究状況である。

すなわち、エネルギー吸収体を開発するために提案された 2 種類の薄肉エネルギー吸収体に適用する反転ねじり型折紙構造と CAP 構造に関する研究は、現行のエネルギー吸収体より優れた力学性能を持ち、新しい構造開発に実用化することが出来ればエネルギー吸収性能が大きく改善する可能性が十分にあることが確認されておらず、それぞれの実用化展開に加工困難な問題があるのは現状である。

1.3 本研究の概要

本研究では、薄肉エネルギー吸収体開発に適用する折紙構造と CAP 構造の加工問題を中心に、大量生産をベースとした新しい製造方法について検討する。具体的には、以下の 3 つの課題と検討内容を中心に研究を進める。

(1)ハイドロフォーミング法を利用して反転らせん型折紙構造を加工する場合、複雑な油圧システムを含めた大型成形機械および成形金型が必要であり、その成形品としての反転らせん型折紙構造の製造コストが高い問題がある。さらに、パイプ素材の内側にある液圧力による張り出し変形モードが存在するため、成形した反転らせん型折紙構造の部分的に著しく板厚が薄くなってしまう問題がある。これらの問題を改善するため、本研究では、図 1.1 に示すように反転らせん型折紙構造の軸方向に沿って単純な形状を繰り返し構成されたことに着目して、ハイドロフォーミング法のように成形品全体を同時に作るではなく、軸方向に沿って段に分けて一段ずつ成形するような

部分加熱回転成形法を考案して、折紙構造ありきではなく、単純な部分回転により自然にできた新しい反転ねじり型折紙構造を提案する。この新しい成形法および得られる反転ねじり型折紙構造の主な利点としては、ハイドロフォーミング法のような張り出し塑性成形モードは存在しないため、成形品の板厚が比較的均一となるだけでなく、段に分けて逐次に成形することで容易に加工システムを構成することができ、製造コストが低い利点から、本研究の提案する部分加熱回転成形法を容易に実用化にし、長年の自動車業界の懸案課題を解決する可能性が高いと考えられる。そのため、本研究では、円筒素材の外側のみ固定治具を設置して、部分加熱温度装置の設計と適切な部分加熱温度の設定、固定治具と角筒素材の接触面の滑り変位に関する定量的解析とコントロール技術を検討する。さらに、部分加熱回転用の装置を製作して、実際の折紙構造の試作実験を行い、シミュレーションと成形試作実験の結果を比較しながら、本研究の提案する部分加熱回転成形法の成形品質とその成形法から得られた成形品が従来の反転らせん型折紙構造より良い衝突エネルギー吸収性能を持つか等の問題について詳しく検証する。

(2)衝突時に折紙構造は圧潰プロセス中に構造は変形しながら、回転する現象があり、場合により不安定な圧潰モードから構造の衝突エネルギー吸収安定性が弱くなることがあることにより、全体の衝突エネルギー吸収性能が小さくなる可能性が考えられる。この問題を改善するため、本研究では、円筒素材の軸方向に沿って一定の間隔で部分張り出しの突起部を設けることで、折紙型エネルギー吸収体と同様に圧潰反力の初期ピーク荷重を低減し、圧潰しわの発生パターンがコントロールできることを目指し検討する。さらに、従来のハイドロフォーミング法で加工する場合に、成形素材の内部に加えられる液圧の代わりに、独自の発想に従い、CAPを簡易かつ安価で加工するように、ゴムの弾性を利用した部分張り出し成形法を提案し、実際の専用加工装置を開発し、試作実験で得たCAPの測定結果とFEM解析結果を用いて、CAPのエネルギー吸収性能とそれを加工する新しい成形法の有効性を検証する。

(3)圧潰時に、CAP構造の平均的な圧潰反力値は円筒より低くなる可能性があることにより、全体の衝突エネルギー吸収性能が小さくなる可能性が考えられる。その問題を解決するために、円筒部と突起部の最適な組み合わせを求め、CAP構造の設計パラメータ化して、得られた設計パラメータをそれぞれ設計変数とし、成形したCAP構

造の反力分布が出来るだけ均一になるように、エネルギー吸収安定率を最小化することを目的関数とした最適設計を行い、今まで十分に解決できなかった部分張り出し成形法による CAP 構造の設計問題を解決することを目指す検討を進める。

1.4 本論文の構成

本論文では、「薄肉衝突エネルギー吸収体とその逐次部分塑性加工法に関する研究」を題にして、以下に示すように第 1 章から第 6 章まで構成される。

第 1 章の「序論」では、本研究の研究背景を述べ、薄肉エネルギー吸収体の設計開発と折紙構造に関する従来の研究成果を概説し、また、薄肉エネルギー吸収体に適用する角状の反転らせん型折紙構造と円状 CAP 構造の 2 種類の折紙構造に分けて、それぞれの実用化研究の重要性と従来の研究成果をまとめ、本研究の研究目的、研究内容及び本論文の構成について概説する。

第 2 章の「薄肉衝突エネルギー吸収体開発とその検討手法」では、本研究第一歩として、薄肉衝突エネルギー吸収体開発に適用する反転らせん型折紙構造と CAP 構造の 2 種類の薄肉構造の幾何学構成、反転らせん型折紙構造と CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能とそれらの加工方法についてそれぞれ検討を行い、さらに圧潰過程に関する有限要素解析手法と、設計パラメータ分布に関する最適設計法について検討し、次章からの折紙構造と CAP 構造について加工工程の実用化および CAP 構造のエネルギー吸収性能の最適化検討のために必要な基礎理論と技術準備を用意する。

第 3 章の「反転ねじり型折紙構造の提案とその実用化」では、ハイドロフォーミング法が複雑な大型成形設備を有する必要があることと加工コストが高い問題に対して、新しい反転ねじり型折紙構造とそれを加工する部分加熱回転成形法を提案する。まず、部分加熱回転成形法の成形原理とシステム構成および反転ねじり型折紙構造の幾何学構成を検討し、それから、有限要素法による成形過程のシミュレーションを行い、適切な成形加工パラメータを求めるために、固定治具と成形素材の滑り変位および成形素材の性質による部分加熱温度の設定について検討を行った上で、実際に部分加熱回転成形装置を開発する。さらに、成形した反転ねじり型折紙構造の板厚分布、部分加熱温度の変化による成形性能への影響、圧潰しわに対する誘導効果および衝突エネルギー吸収性能について詳しく検討を行い、また、有限要素法によるシミュレー

シヨンの解析結果に基づき、反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造成形用装置を制作する。更に、実際の反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造の試作実験を行い、シミュレーションと成形試作実験の結果を比較しながら、本研究の反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造による部分加熱回転成形法の有効性と妥当性を検証する。

第4章の「突起部を有するCAP構造とゴム弾性を利用して部分張り出し加工法」では、圧潰時に反転ねじり型折紙構造は不安定な圧潰モードから構造の衝突エネルギー吸収安定性が弱くなる問題を改善するため、独自に提案する円筒素材の軸方向に沿って等間隔で突起部を設ける形で新たなCAP構造とその加工方法及び衝突エネルギー吸収性能などについて検討する。まず、CAP構造の幾何学構成を検討し、それから、部分張り出し加工法によるCAP構造の成形過程をシミュレーションして、その結果により適切な成形加工パラメータを求める。さらに、成形したCAP構造の品質評価および衝突エネルギー吸収性能について詳しく検討を行う。

第5章の「CAP構造のエネルギー吸収性能の最適化」では、第4章で提案したCAP構造の衝突エネルギー吸収性能を向上する。まず、CAP構造の解析モデルを検討し、それから、汎用有限要素法解析ソフトウェアABAQUSを使い圧潰過程を解析し、さらに応答曲面法による最適化手法を利用して、CAP構造のエネルギー吸収性能の最適な設計パラメータ構成を求め、調節可能なバルジ成形法を使いCAP構造を加工することが可能であるかを確認した上で、得られたCAP構造の板厚分布、加工荷重経路による影響、成形品質および衝突エネルギー吸収性能について詳しく検討を行う。

第6章の「結論」では、本研究から得られた結論をまとめる。

第2章 エネルギー吸収体開発に適用する薄肉構造とその検討 手法

衝突する際に、衝突エネルギー吸収体の圧潰反力の分布は一般に図 2.1 の青い線に示すような分布になる。初期ピーク荷重はエネルギー吸収体の初期座屈が発生する時の座屈荷重に決められ、衝撃による傷害を減らすため、通常、初期ピーク荷重が低くなるようにエネルギー吸収体を設計する。図 2.1 では、圧潰反力グラフと横軸の挟む面積は衝突エネルギー吸収量に相当するため、理想的なエネルギー吸収体としては、赤い線で示すように、比較的低い初期ピーク荷重を持ち、圧潰変形途中では圧潰反力レベルを保ちながら安定的な圧潰変形を長く続けることが求められる。

薄肉管を直接に衝突エネルギー吸収体として適用し、その軸方向に沿って衝突荷重を加える場合、圧潰反力の初期ピーク荷重が比較的高く、圧潰変形途中で生じる圧潰しわの変化により衝撃エネルギー吸収性能は不安定であることが考えられる。

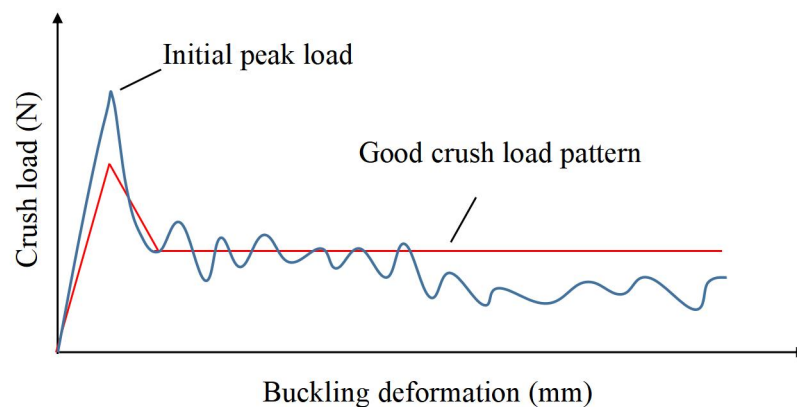


Figure 2.1 Change of crash load during deformation

本研究では、理想的な圧潰荷重分布の特性を目指し、衝突エネルギー吸収性能を向上するために開発している薄肉エネルギー吸収構造と省エネ化及び実用化のために開発している折紙構造を研究対象として、それぞれの幾何学構成、力学特性および加工方法を検討する。また、次章からの詳しい検討に必要な加工工程シミュレーション手法と最適設計法についても検討を行う。

2.1 衝突エネルギー吸収体に適用する折紙構造

一般的なエネルギー吸収体が細長い薄肉構造であるため，衝突時によく横へ折れ曲がる座屈変形して衝突エネルギー吸収量が極端に落ちる可能性がある．そこで，出来るだけアコーディオン状に近い形で圧潰変形が長く続けられるように，収縮展開できる性質をもつ折紙構造を適用することは非常に有利と思われる．

2.1.1 折紙構造の幾何学構成

折紙構造形状は図 2.2 に示す方法で構成される．まず，図 2.2 の左図に示すような角筒を用意し，それから角筒を軸方向に沿って段に分けて，上端面または下端面から偶数断面，すなわち図示の Edge2, Edge4… で示す断面だけを，図示の矢印方向へある角度のねじり変形させることによって，最後に図 2.2 の右図に示す折紙構造が得られる．片端面から軸方向に沿って，三角形と直線分で構成する壁面部分形状が段毎に逆方向に回転される形になっていることから折紙構造の名前が付けられた．

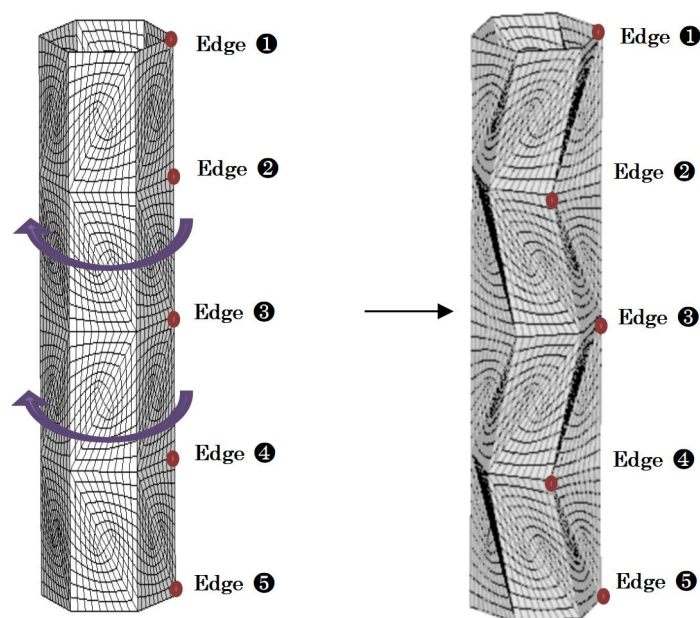


Figure 2.2 Design of reverse spiral origami structure

一方，折紙構造の幾何学構成および圧縮展開特性を定量的に検討するため，図 2.2 の右図に示す折紙構造を図 2.3 に示すように展開して，その斜め辺の挟む角度 α と β ，

正六角形横断面の辺数 m_n の間に式(2-1)と(2-2)の関係が存在し、折紙構造が軸力を受ける時に立体から平面に折り畳むことができる[40].

$$\alpha = \frac{\pi}{m_n} \quad (2-1)$$

$$\frac{\pi}{4} - \frac{\pi}{2m_n} < \beta < \frac{\pi}{2m_n} \quad (2-2)$$

実際に折紙構造を設計する時、図 2.3 に示すように、まず平板の上に平行四辺形の並べた形状を描いて、それから実線は紙面の外への山折り、点線は紙面の奥への谷折りのように平板を折って、最後に折った平板の左右の辺を繋がり閉じるように接合させて行けば、直接に折紙構造が得られる．ここでは、平行四辺形の底辺の長さは折紙構造の横断面の正六角形の辺長になり、角度 α と β を変えることによって折紙構造の幾何学形状を調整することができる．

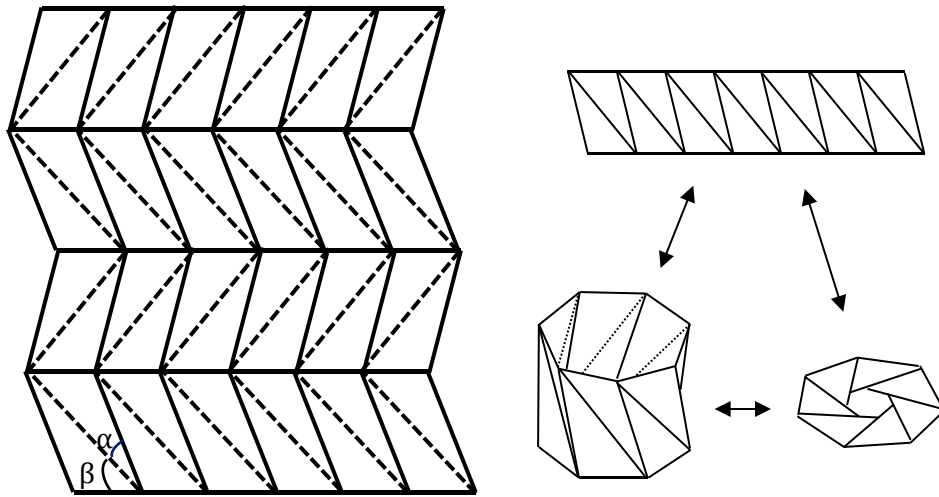


Figure 2.3 The development of unfolded reverse spiral origami structure

さらに、折紙構造の形状変更をパラメータ化するために、折紙構造が図 2.2 に示すように矩形状のユニットから片辺を回転させて構成されたと考える．ここで、図 2.2 の捩じり角度 θ と図 2.3 の折紙構造の構成角度 α, β との関係は、図 2.4 に示す三角形 $A_1B_1B_0$ の幾何学的関係を利用して以下の式(2-3)で与えられる．

$$h^2 + \left(2R \sin \frac{\theta}{2}\right)^2 = \left(\frac{L \sin \beta}{\sin \alpha}\right)^2 \quad (2-3)$$

ここで、 h はユニットの高さ、 L は多角形横断面の辺長、 R は円筒折紙構造の多角

形断面頂点での回転直径である。

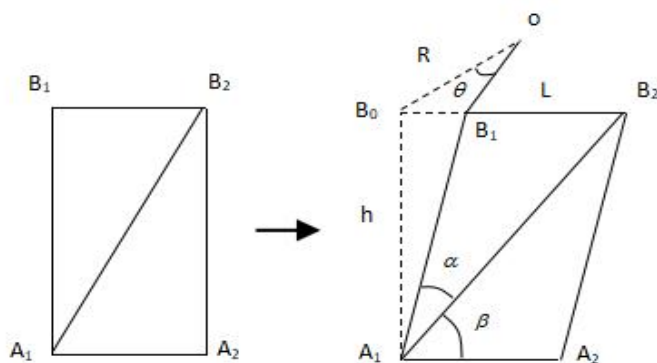


Figure 2.4 Original and folding strip structure

図 2.2 の右図に示す折紙構造が収縮展開できる特性を持つことで、軸方向に衝突荷重を受けた時に、全体的に横へ折れ曲がるオイラ座屈変形が避けられるが、圧潰変形に対する反力値が低下して衝突エネルギー吸収量も小さくなる可能性があり、これを改善するために、式(2-1)と(2-2)に示す折り畳む条件を満たさないような折紙構造を検討する必要がある。

2.2 折紙構造の衝突エネルギー吸収性能

折紙構造は、側面壁に沿って折り辺があり、軸方向に衝撃荷重を受ける時、折り辺に沿って圧潰変形を発生しやすいため、折紙構造の圧潰変形に対する剛性の低減する現象がよく見られ、ただし、斜め方向に配置する折り辺は互いに支え合う 3 次元トラス構造に近い構成にすれば、構造全体の圧縮剛性が向上される可能性が得られる。すなわち、折り辺の配置を適切に調整して、軸方向に衝撃荷重を受ける時に発生する座屈しわを有効に誘導すると同時に、如何に軸方向の圧縮剛性を向上するかが折紙構造を設計する大きな課題となっている。この問題を解決するため、趙ら[45]は、折紙構造の形状特徴を分析して、その形状変更をパラメータ化した上で、LS-DYNA による衝突解析シミュレーションと応答曲面法による最適化技術を適用して、その衝突エネルギー吸収量の最大化を目的とした最適化解析を実施し、図 2.5 に示す新しい反転らせん型サイドメンバー構造を得た。

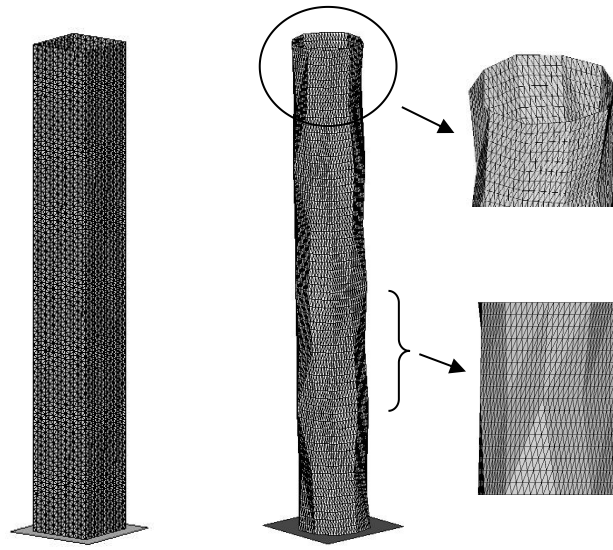
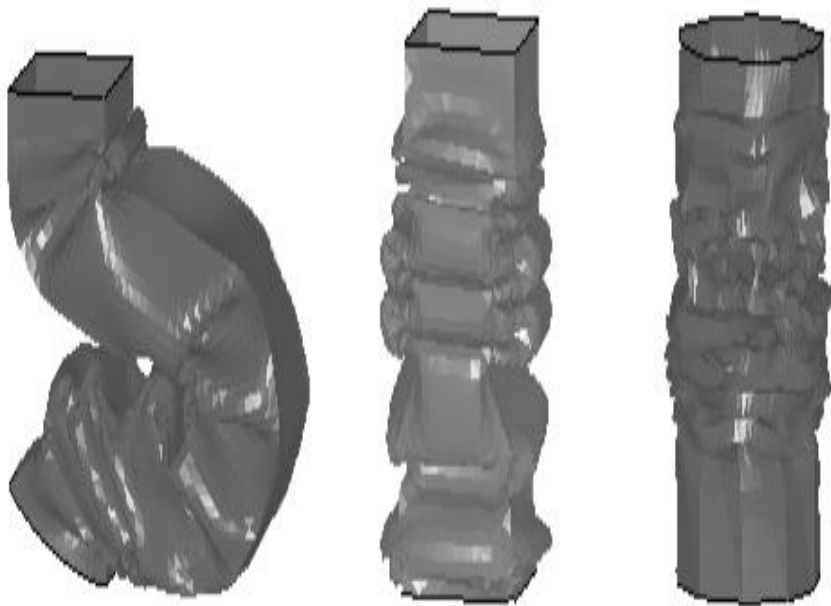


Figure 2.5 Reverse spiral origami structure [45]



(a) Original case (1) (b) Original case (2) (c) Optimal structure

Figure 2.6 Crash deflection of each structure [45]

検討のため、現行サイドメンバー構造の矩形断面と図 2.5 に示す折紙構造に対して、同じ条件の下で、それぞれ衝突解析を行い、その圧潰変形の解析結果を図 2.6 に示す。図 2.6(a)に実際によく見られる矩形断面構造が圧潰変形途中で倒れるケース(1)、図 2.6(b)に矩形断面構造の解析メッシュや計算条件の対称性などをよく調整して実際にほとんど見られない最後までアコーディオン状の座屈変形を続けたケース(2)と、折紙構造との圧潰変形が後半に進んだ同じ時刻の座屈変形の様子をそれぞれ示している。

図 2.6(a)に示す現行構造のケース(1)では、途中で倒れた構造の大部分は中心軸から外れてエネルギー吸収に貢献できない形になっている。図 2.6(b)の現行構造は、各条件が理想的に揃えることによって、圧潰変形がアコーディオン状で最後まで続けることができたが、図 2.6(c)の折紙構造では、事前に適当に設置した折り線の影響で、現行構造より細かい皺を持つアコーディオン状で折り畳まれ、軸方向に沿う座屈変形を続けている。

一方、図 2.6 の(b)と(c)を比べると、(b)は矩形断面として最高に潰れる場合であるため最終的な変形量は(c)と同程度であるが、(b)が圧潰し終っても、(c)はまだ圧潰変形途中であり、より長い時間をかけて圧潰するという衝突特性を向上させる特性を有することが判る。

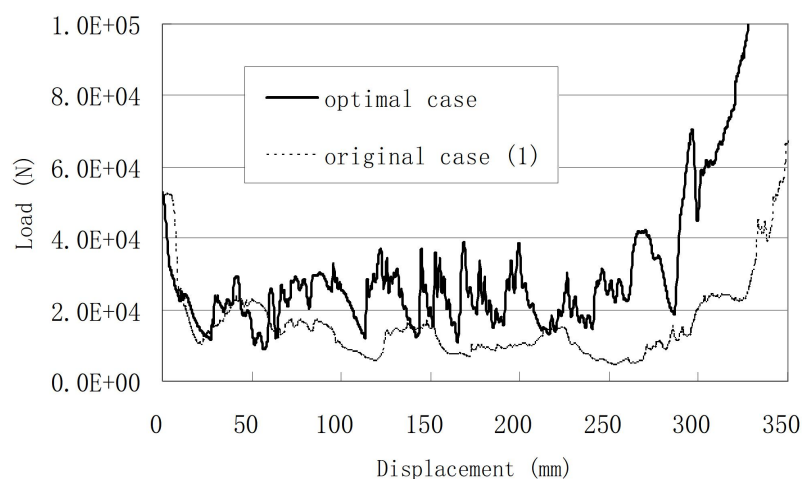


Figure 2.7 Load difference of original case (1) and optimal case [45]

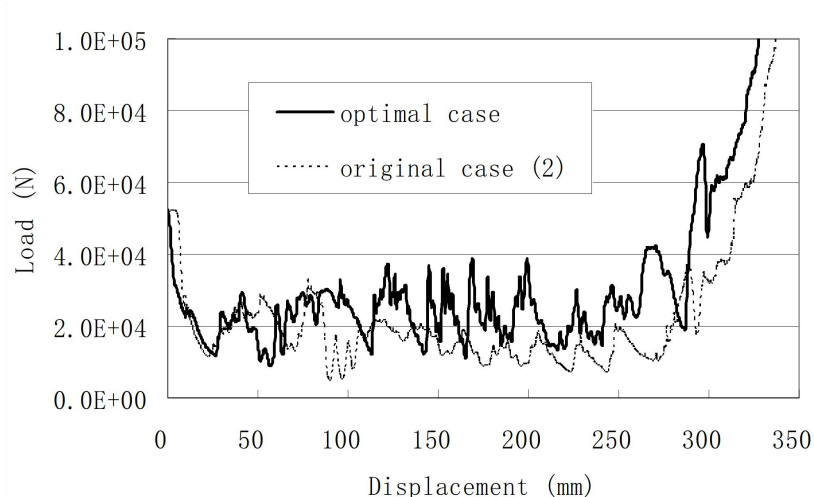


Figure 2.8 Load difference of original case (2) and optimal case [45]

図 2.7 では折紙構造と現行構造のケース(1), 図 2.8 では折紙構造と現行構造ケース(2)の圧潰変形途中の荷重特性の比較を示している. 図中により, 衝突の初期段階では, 初期構造の 2 ケースは折紙構造とほぼ同じレベルの荷重値を続けるが, 圧潰変形の後半に入ってから折紙構造の圧潰荷重値が高くなって, 現行構造より高い値を保ち続けて最後まで進行する傾向がはっきり見える. 一方, 現行構造の荷重変化グラフ (図 2.7 と図 2.8) と比べ, 折紙構造の荷重値は比較的高い値レベルを維持しながら上下変化の回数が増える傾向が見られる. これは図 2.5(b)に示したように折紙構造が軸方向に沿って段階的に折り線を入れることによって, 座屈変形の皺数をより多く増やし, 圧潰エネルギー吸収部位を軸方向へ分散させる効果があると考えられる. これは図 2.6 の(b)と(c)に示すような圧潰変形皺数の違いと吸収エネルギー量の大きな差からその効果を検証することができる.

また, 図 2.5(b)の部分拡大図に示すように折紙構造の外表面において, 軸方向に沿って段階的に斜め方向に折り線を入れていることによって, 3 次元トラス構造と似たような補強効果が生じることが考えられる. これに起因した圧潰荷重の増大によって, 理論的に圧潰荷重と圧潰変形量の積で表現される折紙構造のエネルギー吸収量を高くすることに非常に重要である.

その結果, 現行構造と同重量の条件下で比べて, 折紙構造のエネルギー吸収量は, 通常よく見られる圧潰途中で倒れるケース(1)と比べて約 1.91 倍, 最も理想的に最後まで座屈変形を続けるケース(2)と比べても約 1.37 倍多くなった. 従って, 衝突エネ

ルギー吸収量の立場から見れば、折紙構造の方は断然に有利であることが明らかになった。

2.3 折紙構造の加工方法と問題点

中空薄肉パイプの形状特徴から折紙構造の加工にはハイドロフォーミング法を適用することが容易に思われる。

ハイドロフォーミング法とは、金型の中に入れたパイプ状素材の内部に高圧液体を加え、必要に応じてパイプの端部から押し込みを行いながら塑性変形させ、金型に沿ってパイプを成形する加工法である[79-80]。現在、この技術は自動車の車体構造部品の加工を中心に数多く応用され、図 2.9 にその代表的な実用例を示し、排気システムの構成品、モーター、クロス、サイドメンバー、ルーフフレーム、ビラーなどが含まれる。ハイドロフォーミング法の成形流れは図 2.10 に示すように 4 つの工程に分けられる。第 1 工程では、成形品の形状に彫った分割した金型にパイプ素材をセットする。第 2 工程では、分割した金型を中心方向に移動し、左右のピストンが前進しパイプ素材の両端を密閉する。第 3 工程では、パイプ素材の中に高圧の液体を注入して、パイプ素材を膨らめることによってパイプ素材を金型表面に貼り付けるように塑性変形させる。第 4 工程では、金型を開き、ピストンを後退し、成形品を取り出し、成形工程が完了する。ハイドロフォーミング法の内部液压による成形力は均一なので、パイプ素材の材料が流れやすい利点がある。ただし、加工複雑と加工コスト高い問題を解決するため、第 3 章では、それぞれ独自に新しい加工法と改善対策を提案して検討を進める。

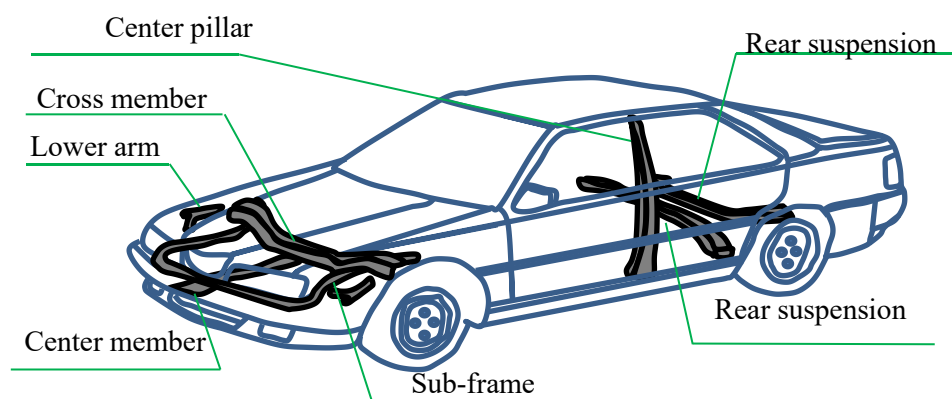


Figure 2.9 Vehicle parts processed by hydroforming

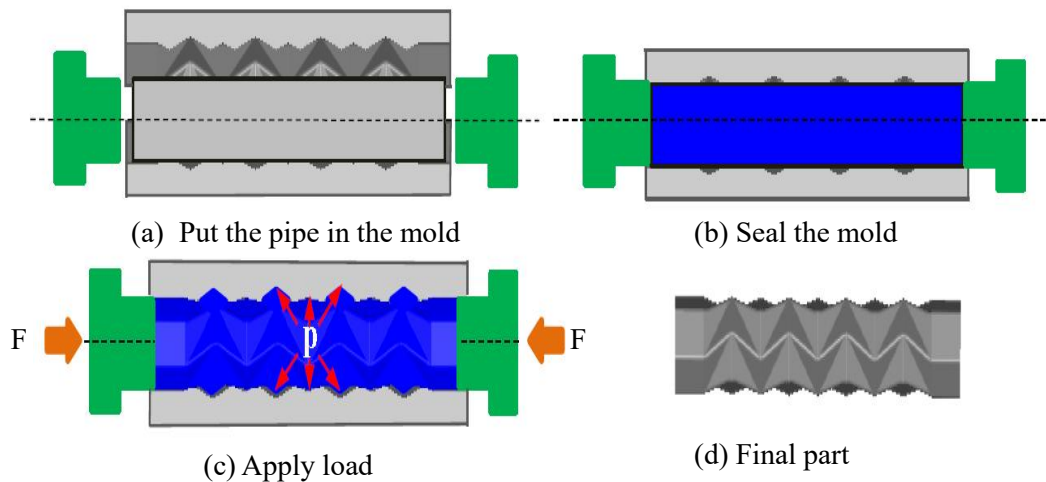


Figure 2.10 Hydroforming process

2.3.1 加工工程のシミュレーション手法

本研究の取扱う反転らせん型折紙構造の加工問題を解決するために、部分加熱回転成形法を提案し、それぞれ装置を開発して成形品の試作実験を行う方法で検討を進めて行けば、最も確実な研究方法であるが、しかし成形工程の初期検討段階において、加工パラメータなどの組み合わせによるたくさんの試作成形案が存在しており、それらに対して1つずつ装置を開発して試作実験を実施することは現実ではないため、試作実験の代わりに数値解析による加工工程のシミュレーションを行うことは非常に重要である。

本研究では、汎用有限要素法解析ソフトウェア LS-DYNA を利用して、折紙構造の部分加熱回転成形法による加工過程に対し詳細なシミュレーション検討を行う。

2.4 薄肉エネルギー吸収体に適用する軸対称な CAP 構造

衝突時によく横へ折れ曲がる座屈変形して衝突エネルギー吸収量が極端に落ちる問題がある。通常、出来るだけアコーディオン状に近い形で圧潰変形が長く続けられるように、収縮展開できる性質をもつ反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造を適用することが判る。ただし、折紙構造を加工する際に、複雑な加工設備が必要であり、成形過程をコントロールすることは非常に複雑であるため、加工コストも高く、簡単に

実用化することは困難である。また、折紙型衝突エネルギー吸収構造の非軸対称性により、圧潰プロセス中に構造は変形しながら、回転する現象がある場合により不安定な圧潰モードから構造の衝突エネルギー吸収性能にも影響があることが考えられる。本研究では、安定な圧潰変形が長く続けられるように、軸対称な要素をもつ CAP 構造を適用することは非常に有利と思われる。

2.4.1 CAP 構造の幾何学構成

前節の検討により、反転らせん型折紙構造は主に折線と三角形平面から構成され、その衝突エネルギー吸収性能に大きく影響しており、また折線を配置することで、折線に沿う方向に曲げ剛性が大きくなり、逆に折線の垂直方向に沿って曲げ剛性が小さくなる特性が存在する。実際に反転らせん型折紙構造を設計する時、軸方向と斜め方向または垂直方向に沿って配置した折線により座屈しわの発生を誘導する効果を持たせて、軸方向に沿って配置した折線により圧潰変形に対する反力を補強する効果を持たせることによって、反転らせん型折紙構造の衝突エネルギー吸収量を向上する効果が確認できる。

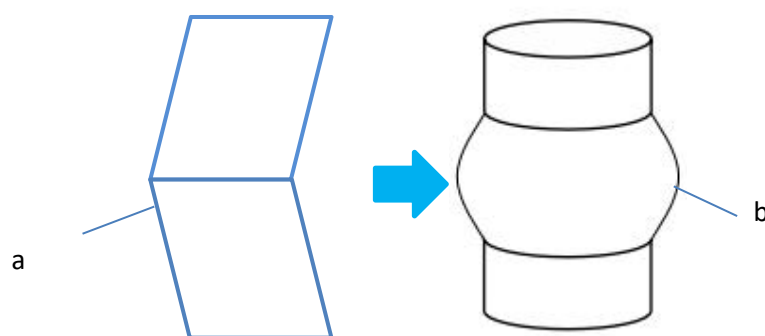


Figure 2.10 Surface elements for structures

本章では、反転ねじり型折紙構造の設計法と発想に従い、軸方向と斜め方向または垂直方向に沿って配置した折線の特性を活かし、図 2.10 に示すように円筒素材の軸方向に沿って等間隔で突起部を設ける形で新たな CAP を提案する。前章の部分加熱回転加工法で成形した折紙構造と比べて、折紙構造は非軸対称要素から、CAP 構造は軸対称要素に変わっていることが判る。ただし、新しく提案した CAP 構造については、

2つほど問題点があり確認する必要がある．1つはCAP構造の加工方法を検討し実用化することで，もう1つは加工されたCAP構造が十分な衝突エネルギー吸収性能をもつかを検証することである．

2.4.2 CAP 構造の力学特性

CAPは軸方向に沿って等間隔で複数の突起部から構成され，軸対称的環状曲面と球面要素構成された安定なエネルギー吸収体となる．圧潰時に軸対称曲面要素は圧潰力を均一に伝達するため，変形は荷重点周辺に集中することではなく，連続的な曲面要素を通してCAP構造の全面に分散して行く特性が観察できる．

CAP構造の力学特性を検証するため，折紙構造を比較対象として，図2.11に示す圧潰の数値解析問題を設定し，CAP構造と折紙構造に対して，それぞれ解析モデルを作成して，同じ条件の下で解析した応力の結果を比較して，CAP構造と折紙構造の力学特性を評価し検証する．

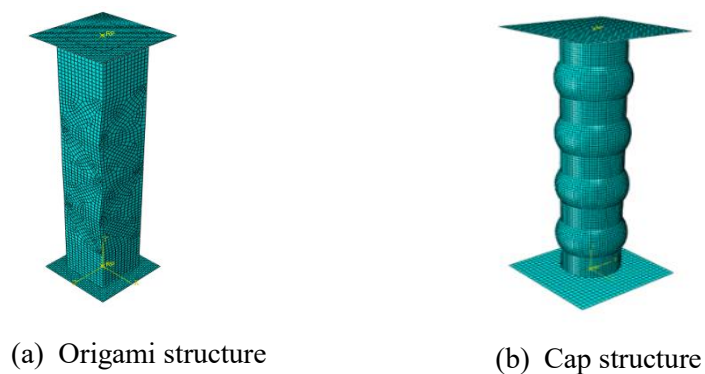


Figure 2.11 Crush model of FEM

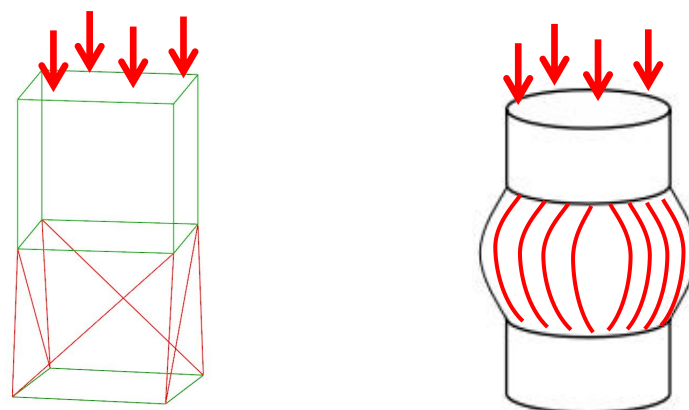


Figure 2.12 Crushing force transmission

図 2.12 に、それぞれ CAP 構造と折紙構造について圧潰力の伝達過程を示し、図中より折紙構造の応力が荷重点の下に局所的に集中することに対して、CAP 構造の応力のほうは明らかに曲面の全面に分散されている傾向が見える。それに起因して、CAP 構造の軸対称曲面要素は力をより適切に伝達できることが判った。

2.5 CAP 構造加工方法と問題点

本研究では、CAP 構造の加工法として、図 2.13 に示す逐次部分張り出し加工法を提案する。まず、円形断面の薄肉角筒素材を用意し、それから、軸方向に沿って決められた間隔に置き成形金型で円筒素材を固定して、円筒素材の中に円柱状のゴムと金属丸棒を入れて、両端から円筒素材の中にある金属丸棒に圧力を加えて、円柱状のゴムを外側へ膨らませることによって、円筒成形素材の一部だけを外側にある金型に貼り付けるように塑性変形させることによって、一段の CAP 構造が成形できる。図 2.13(a)に示すのは、第 1 段目の CAP 形状の成形概要図であり、金型の成形部位①では、ゴムが膨らんで最初の CAP 形状が成形される。図 2.13(b)に示すのは、次の任意段目の CAP の成形概要図であり、型締めをして、既に成形した CAP 形状を金型位置①に密接に合わせることによって、円筒成形素材が正確な成形位置にセットされる。両端から円筒成形素材の中にある金属丸棒に圧力を加えて、金型の成形部位②における円柱状のゴムを外側へ膨らませることによって、次の CAP が得られる。このような成形工程を軸方向へ逐次繰り返して、最終的な CAP が得られる。

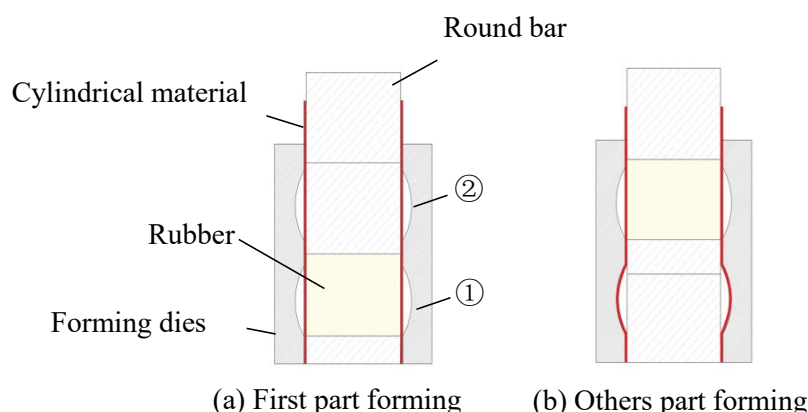


Figure 2.13 The sequential partial bulging plastic forming method using the rubber

2.5.1 CAP 構造の加工工程のシミュレーション手法

第 5 章の調節可能なバルジ成形法を検討するために、それぞれ実験装置を開発して成形品の試作実験を行う方法で検討を進めて行けば、最も確実な研究方法が得られるが、しかし成形工程の初期検討段階において、加工パラメータなどの組み合わせによるたくさんの試作成形案が存在しており、それらに対して 1 つずつ装置を開発して試作実験を実施することは現実ではないため、試作実験の代わりに数値解析による加工工程のシミュレーションを行うことは非常に重要である。

本研究では、汎用有限要素法解析ソフトウェア ABAQUS を利用して、CAP 構造の調節可能なバルジ成形法による加工過程に対し詳細なシミュレーション検討を行う。

2.6 CAP 構造の設計パラメータの最適設計

本研究の CAP 構造の設計パラメータにおいては、突起部の直径と円筒部の長さおよび突起部の長さ設計パラメータを同時に存在し、互いに影響し合いエネルギー吸収性能を左右しており、それらの組合せを適切に選択し設定すること困難であり、さらに初期ピークが大きすぎる場合を強制的に排除することが要求されているため、最適化法を利用して、ハイパフォーマンス CAP 構造について設計パラメータの最適設計が行われることは非常に重要である。

2.6.1 最適設計モデル

最適化問題を解析する前に、設計変数、目的関数および制約条件を含める最適設計モデルを設定する必要がある。設計変数とは最適化解析過程において自由に調整できるパラメータである。目的関数とは最適化目標を数式的に表すものである。制約条件とは、強制的に満足させる性能に関する制約式である。目的関数と制約条件は、それぞれ設計変数の関数あるいは直接に計算式で表せない陰関数となる。一般に、目的関数は 1 つだけで、設計変数と制約条件は多数ある[80-81]。

最適化解析とは、全ての制約条件を強制的に満足させた上で、各設計変数を調整して、目的関数の最大化または最小化を実現することである。

本研究の CAP 構造の設計パラメータについて最適化を行うための最適設計モデル

を次式のように数式的表すことができる.

$$\begin{aligned}\vec{x} &= (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \\ \text{Min } &F(\vec{x}) \\ \text{S.T. } &g_j(\vec{x}) \leq 0 \quad (j = 1, 2, \dots, J)\end{aligned}\tag{2-4}$$

式(2-4)中では, 設計変数の $(x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ は, CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能における設計パラメータなどからなる. 目的関数の $F(\vec{x})$ は, 圧潰反力の分布が均一になるように, 各瞬間の圧潰反力と初期ピーク力の差を取り, その最小化を求めることとする. 制約条件の $g_j(\vec{x}) \leq F(\text{MAX})$ は, エネルギー吸収の安定性と耐衝撃性を確保することを含め, 初期ピーク力は特定の基準値を超えてはならない.

2.6.2 補間法による最適化解析法

本研究の最適化問題式(2-4)では, 目的関数および制約条件は設計変数との関係が数式で表せなく, 1 組の設計変数を与えて, その目的関数値または制約条件値を求めるために, 有限要素法解析ソフトウェア ABAQUS を用いる成形工程のシミュレーションが必要であり, 相当解析時間がかかることが容易に判る. よって, 通常の数値計画法など最適化手法で直接に最適化問題を解析することは困難である. そのため, 本研究では, 非線形最適化問題に適用する補間法を利用し, 最適化問題を解析する.

補間法は, ある変域内でいくつかの変数値に対する関数値が知られているとき, 同じ変域内の他の変数値に対する関数値を推定し, 近似値を求める方法である. ここでは, 設計変数と目的値および制約条件の近似関数を求められれば, 設計範囲内でサンプリング設計点に対する目的値との関係は近似関数で示されている.

最適化解析過程において, 目的関数と制約条件の計算時間が長い問題を解決するため, 事前に幾つかの設計可能な領域にあるサンプリング設計点を設定して, それからこれらのサンプリング設計点に対して解析を行い, 目的関数値と制約条件値を計算して, それらの対応関係を利用して, 設計変数と目的関数の近似計算式を求める[48]. それから, 通常の数値計画法などの最適化手法を用いて解析を行い, ただし, 目的関数値と制約条件値を計算するには近似計算式を利用することで, 簡単に最適化問題の近似解が求められる.

補間法を使い最適化問題を解析する利点としては, サンプリング設計点に対する解

析が事前に決められた解析回数で実施するだけで、近似関数から確実に最適解が得られるが、その欠点としては、最適化解析に補間法を使ったので、傾向的な特徴が捉える近似的な最適解しか得られない。ただし、本研究のような CAP 構造について設計パラメータの最適化問題では、細かいデータの精度より各設計パラメータからエネルギー吸収性能の影響など傾向的な結論がもっと重要なので、本研究では補間法による最適化手法を利用することとした。

実際に、本研究に適用する補間法を用いた CAP 構造について設計パラメータを最適化する解析流れは図 2.14 に示している。具体的に次の計算手順を踏まえて行われる。

(1) 最適化条件を入力する。本研究では、CAP 構造の各設計パラメータを、目的関数には衝突エネルギー吸収安定率を、制約条件には衝突反力の初期ピーク値が設定した基準値より低いことなどを適用する。

(2) 設計パラメータの数および変更範囲に従い、設計変数の設計範囲の下限值と平均値および上限値を選択して、複数のサンプルデータを生成する。

(3) 各サンプルデータに対応する設計パラメータを使い、それらに対応する CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能に対してそれぞれ解析を行い、得られた結果から最適化に必要なエネルギー吸収安定率などの情報を抽出する。

(4) 補間法を利用して、設計パラメータと目的関数および制約条件の近似関数式を作成する。

(5) 設計変数の範囲内でランダムに 10 点の検査点を選び、それぞれ解析値と関数値を算出し、誤差分析を行い、誤差が許容範囲内であれば、近似関数の適合度が高いことを意味し、得られた近似関数を使用して最適化計算できる。

(6) 通常の数値計画法と得られた近似関数を組合せて最適化計算を行い、計算された最適化結果が得られる。

(7) 最適化結果を出力する。必要に応じて、得られた最適な設計パラメータを使い衝突解析を行い、近似関数ベースで得られた最適解の精度を確認しても良い。

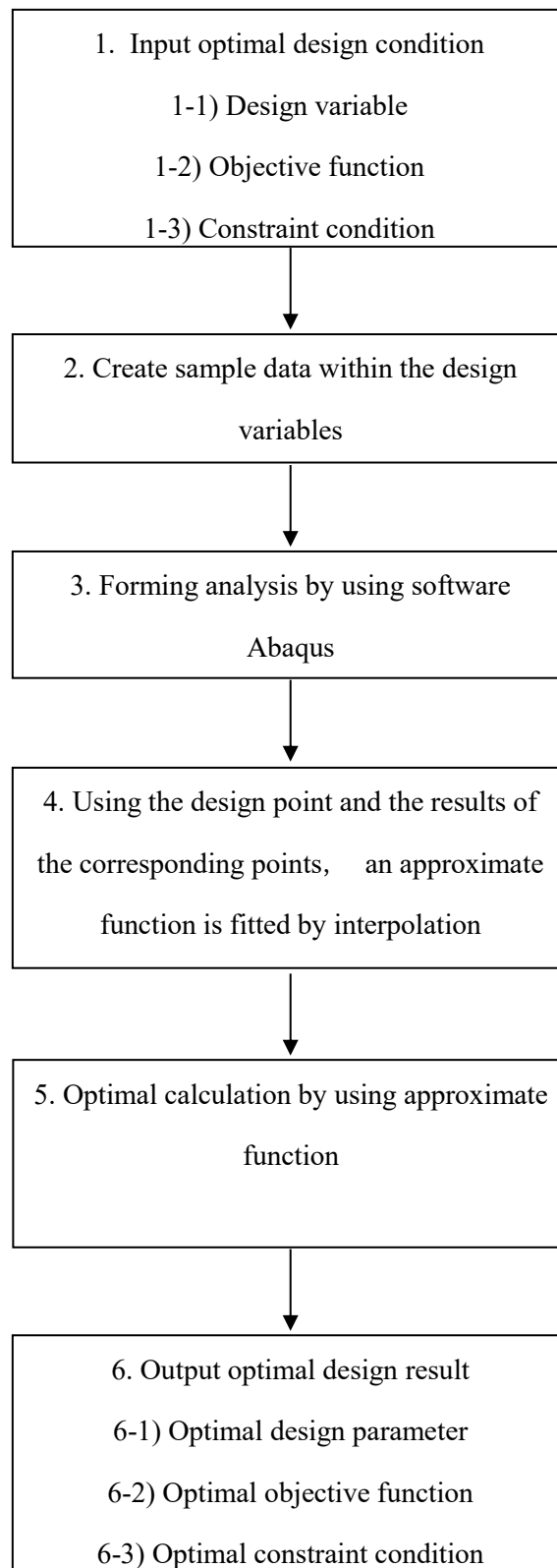


Figure 2.14 Analytical steps of optimization method

2.6.3 衝突エネルギー吸収性能の評価モデル

補間法を用いて近似関数の作成問題に対して、本研究の最適化問題について衝突エネルギー吸収性能の評価モデルを作成し、通常、衝撃荷重を受ける構造物の圧潰変形と衝撃荷重の関係は図 2.15 に示す。 n_i は、初期座屈が生じた後、衝撃荷重が初めて極小値が生じる時の計測点番号、 N は圧潰変形の最後段階で構造物は一つの塊になって、衝突荷重が無限大になり始まる時の計測点番号である。 F_0 は衝撃荷重の初期ピック値、 F_a は圧潰変形の後半で n_i から N までの衝撃荷重の平均値である。

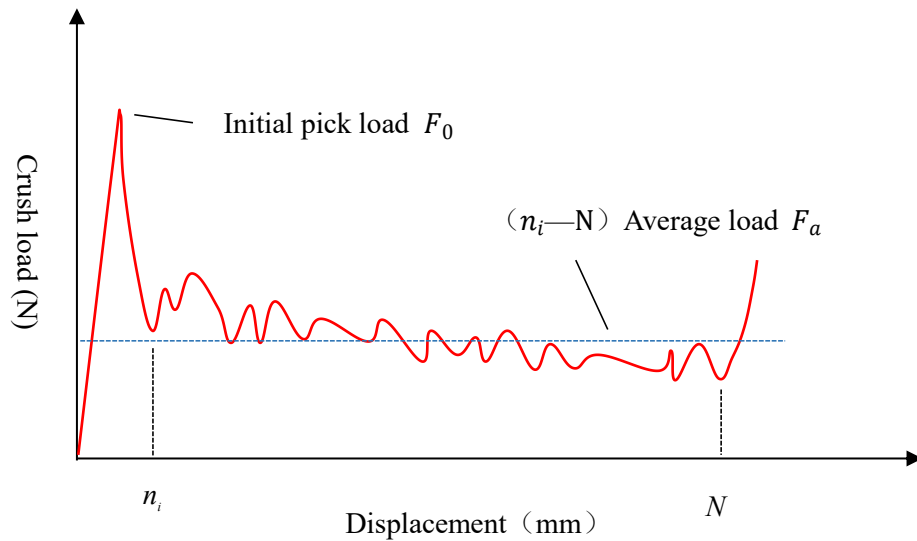


Figure 2.15 The relationship between load and displacement

図 2.17 に示す衝撃荷重の分布は、初期ピック荷重 F_0 をあるレベルの値として、後続平均荷重 F_a をできるだけ平坦になるように設計すれば最も理想的である。

ここでは、式(2-5)で衝突エネルギー評価値を定義する。

$$S = \left(1 - \frac{F_0}{F_{0t}}\right)^2 + \left(1 - \frac{F_a}{F_{at}}\right)^2 \quad (2-5)$$

ただし、 F_{0t} と F_{at} は、それぞれ事前に与えた初期ピック荷重 F_0 と後続平均荷重 F_a の目標値である。 よって、評価値 S を最小化にするようになれば、理想的な衝突荷重変更パターンが実現できる。

2.6.4 設計変数と補間関数

本研究の最適化問題には、CAP 構造の設計パラメータ化した後で、設計パラメータの数は 3-6 程度であり、設計変数の水準数は変更範囲の最小値、平均値と最大値の 3

つの値を使用する 3 水準に統一して、本研究の応答曲面による最適化には、式(2-6)中の各列に設計パラメータを振り分け、数字 1, a, u はそれぞれ対応する列の設計パラメータの最小値、平均値と最大値に与えられる。式(2-4)に示すのは、各行には 3 または 9 個のサンプルデータのリストを示している。

設計変数 B , H に対して、次のように、それぞれサンプル点を設定する。

$$\begin{aligned} B &\rightarrow [B_l, B_a, B_u] \\ H &\rightarrow [H_l, H_a, H_u] \end{aligned} \quad (2-6)$$

式(2-6)の設計変数のサンプリング点を使い、その組み合わせにより、次のように、サンプリング解析ケースを設定し、FEM 解析を行い、式(2-7)を使いそれぞれ衝突エネルギー評価値を求める。

$$\begin{aligned} P_1 &= [B_1, H_1] = [B_l, H_l] \rightarrow S_1 \\ P_2 &= [B_2, H_2] = [B_l, H_a] \rightarrow S_2 \\ P_3 &= [B_3, H_3] = [B_l, H_u] \rightarrow S_3 \\ P_4 &= [B_4, H_4] = [B_a, H_l] \rightarrow S_4 \\ P_5 &= [B_5, H_5] = [B_a, H_a] \rightarrow S_5 \\ P_6 &= [B_6, H_6] = [B_a, H_u] \rightarrow S_6 \\ P_7 &= [B_7, H_7] = [B_u, H_l] \rightarrow S_7 \\ P_8 &= [B_8, H_8] = [B_u, H_a] \rightarrow S_8 \\ P_9 &= [B_9, H_9] = [B_u, H_u] \rightarrow S_9 \end{aligned} \quad (2-7)$$

ここでは、設計変数 B と H の添え字は式(2-8)の関係がある。

$$\begin{aligned} B \rightarrow i &= [1,2,3,4,5,6,7,9] = [l, l, l, a, a, a, u, u, u] \\ H \rightarrow i &= [1,2,3,4,5,6,7,9] = [l, a, u, l, a, u, l, a, u] \end{aligned} \quad (2-8)$$

設計変数 B と H に関する最適化評価値（目的関数値または制約条件値）の近似推定式を考え、できるだけ少ないサンプル解析結果を用いて近似推定式が作成できるように、評価値を次の式(2-9)二次補間関数とする。

$$S(B, H) = \alpha_0 + \alpha_1 B + \alpha_2 H + \alpha_3 BH + \alpha_4 B^2 + \alpha_5 H^2 \quad (2-9)$$

ただし、 $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ は未定係数である。これらの未定係数を定めるため、次の式(2-10)のように、補間関数の予測値 $S(B_i, H_i)$ と解析値 S_i の誤差を表す関数を定義する。

$$\bar{S} = \sum_{i=1}^9 [S(B_i, H_i) - S_i]^2 \quad (2-10)$$

さらに、式(2-11)に示す関数 \bar{S} の最小値を求めることによって、補間関数式(2-9)の未定係数を求めることができる。そのため、次の式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{S}}{d\alpha_0} &= 2 \sum_{i=1}^9 [S(B_i, H_i) - S_i] = 0 \\ \frac{d\bar{S}}{d\alpha_1} &= 2 \sum_{i=1}^9 [S(B_i, H_i) - S_i] B_i = 0 \\ \frac{d\bar{S}}{d\alpha_2} &= 2 \sum_{i=1}^9 [S(B_i, H_i) - S_i] H_i = 0 \\ \frac{d\bar{S}}{d\alpha_3} &= 2 \sum_{i=1}^9 [S(B_i, H_i) - S_i] B_i H_i = 0 \\ \frac{d\bar{S}}{d\alpha_4} &= 2 \sum_{i=1}^9 [S(B_i, H_i) - S_i] B_i^2 = 0 \\ \frac{d\bar{S}}{d\alpha_5} &= 2 \sum_{i=1}^9 [S(B_i, H_i) - S_i] H_i^2 = 0 \end{aligned} \quad (2-11)$$

式(2-11)を展開して、次の未定係数 $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ に関する一次連立方程式が得られる。

$$\begin{aligned} 9\alpha_0 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i\right)\alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i\right)\alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i B_i\right)\alpha_3 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i^2\right)\alpha_4 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^2\right)\alpha_5 &= \sum_{i=1}^9 S_i \\ \left(\sum_{i=1}^9 B_i\right)\alpha_0 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i^2\right)\alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i B_i\right)\alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i^2 H_i\right)\alpha_3 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i^3\right)\alpha_4 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^2 B_i\right)\alpha_5 &= \sum_{i=1}^9 B_i S_i \\ \left(\sum_{i=1}^9 H_i\right)\alpha_0 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i B_i\right)\alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^2\right)\alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^2 B_i\right)\alpha_3 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i^2 H_i\right)\alpha_4 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^3\right)\alpha_5 &= \sum_{i=1}^9 H_i S_i \\ \left(\sum_{i=1}^9 H_i B_i\right)\alpha_0 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i B_i^2\right)\alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i H_i^2\right)\alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^2 B_i^2\right)\alpha_3 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i^3 H_i\right)\alpha_4 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i H_i^3\right)\alpha_5 &= \sum_{i=1}^9 H_i B_i S_i \\ \left(\sum_{i=1}^9 B_i^2\right)\alpha_0 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i^3\right)\alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i B_i^2\right)\alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i^3 H_i\right)\alpha_3 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i^4\right)\alpha_4 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^2 B_i^2\right)\alpha_5 &= \sum_{i=1}^9 B_i^2 S_i \\ \left(\sum_{i=1}^9 H_i^2\right)\alpha_0 + \left(\sum_{i=1}^9 B_i H_i^2\right)\alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^3\right)\alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^3 B_i\right)\alpha_3 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^2 B_i^2\right)\alpha_4 + \left(\sum_{i=1}^9 H_i^4\right)\alpha_5 &= \sum_{i=1}^9 H_i^2 S_i \end{aligned}$$

(2-12)

連立方程式(2-12)を解き，未定係数 $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ を求めて，式(2-9)に代入して，衝突エネルギー評価値 S の補間式が決められる．さらに，次式で表す設計変数 B, H に関する一次連立方程式(2-13)を解く．

$$\begin{aligned}\frac{dS}{dB} &= \alpha_1 + \alpha_3 H + \alpha_4 B = 0 \\ \frac{dS}{dH} &= \alpha_2 + \alpha_3 B + \alpha_5 H = 0\end{aligned}$$

(2-13)

次式(2-14)のように，衝突エネルギー吸収構造の最適なパラメータ B, H が求められる．

$$\begin{aligned}B &= \frac{\begin{vmatrix} -\alpha_1 & \alpha_3 \\ -\alpha_2 & 2\alpha_5 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 2\alpha_4 & \alpha_3 \\ \alpha_3 & \alpha_5 \end{vmatrix}} \\ B &= \frac{\begin{vmatrix} 2\alpha_4 & -\alpha_1 \\ \alpha_3 & -\alpha_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 2\alpha_4 & \alpha_3 \\ \alpha_3 & 2\alpha_5 \end{vmatrix}}\end{aligned}$$

(2-14)

以上の計算手順を全ての設計変数に対して順番に行い，その結果，最適化評価値に関する近似補関関数を生成することが出来る．

2.7 まとめ

本章では，薄肉エネルギー吸収体開発に適用する折紙構造と CAP 構造およびその加工方法について検討するために必要な基礎理論と問題点を概説して，それらの衝突エネルギー吸収性能を向上するために開発している反転らせん型折紙構造と CAP 構造を研究対象として，それぞれの幾何学構成，力学特性および加工システムを検討する．

さらに次章からの研究展開に必要な成形工程のシミュレーション方法と成形工程における加工パラメータに関する最適化手法についても検討を行った．

(1)非軸対な称薄肉エネルギー吸収体に適用する反転らせん型折紙構造の幾何学構成特徴と形状設計方法を検討して，それに基づき設計された反転らせん型折紙構造の

衝突エネルギー吸収性能の評価とその衝突エネルギー吸収メカニズムを分析して、さらに実際に自反転らせん型折紙構造の加工方法と問題点についても検討を行った。

(2)軸対称な薄肉エネルギー吸収体に適用する CAP 紙構造の幾何学構成特徴と形状設計方法を検討して、それに基づき設計された CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能の評価とその衝突エネルギー吸収メカニズムを分析して、さらに実際に CAP 構造の加工方法と問題点についても検討を行った。

(3)衝突反力をできるだけ平坦になることを目標とした最適化問題を設定して、圧潰過程における設計パラメータの最適な組合せを求めるために補間法による最適化手法を検討した。

第3章 反転ねじり型折り紙構造とその部分加熱回転加工法

前章では、反転らせん型折り紙構造の加工法およびその衝突エネルギー吸性能について検討し、ハイドロフォーミング法で加工した反転らせん型折り紙構造の性能向上を実現することができたが、依然としてハイドロフォーミング法の製造設備が複雑で加工コストが高く、さらに加工して得られた反転らせん型折り紙構造の板厚分布が不安定などの問題は解決されていない。よって、反転らせん型折り紙構造の実用展開に至っていないのは現状である。

本章では、従来の反転らせん型折り紙構造の考え方と異なる発想により、反転らせん型折り紙構造の代わりに、新たに反転ねじり型折り紙構造とそれを簡易的に成形できる部分加熱回転加工法を提案して、今まで解決できていない加工コストが高いなどの問題を解決することを目的として検討を行う。また、ねじり塑性変形部分だけに対し加熱する方法を適用することによって、小さな加工荷重で加工できると同時に角パイプ素材を固定する治具の簡素化も実現できる。部分加熱ねじり加工法の主な利点としては、従来の加工法で利用される高圧の油圧システムなど複雑な加工設備は不要で、部分的に単純な捩じり成形だけで済むので加工コストの大幅な節減が得られ、さらに内部の高い液圧による張り出し変形しないため局所的に肉厚が大幅に薄くなる問題も回避できると期待される。本章はRTOを部分加熱ねじり加工法で成形する問題点や成形品質等と、得られたRTOは十分な衝突エネルギー吸収性能を持つかについて検討を行い、実用化に向けた知見をまとめる。

3.1 反転ねじり型折り紙構造(RTO)と部分加熱回転加工法

前章の検討結果により、反転らせん型折り紙構造は主に折線と三角形平面から構成され、その衝突エネルギー性能に大きく影響しており、また折線を配置することで、折線に沿う方向に曲げ剛性が大きくなり、逆に折線の垂直方向に沿って曲げ剛性が小さ

くなる特性が存在する。実際に反転らせん型折紙構造を設計する時、軸方向と斜め方向または垂直方向に沿って配置した折線により座屈しわの発生を誘導する効果を持たせて、軸方向に沿って配置した折線により圧潰変形に対する反力を補強する効果を持たせることによって、反転らせん型折紙構造の衝突エネルギー吸収量を向上する効果が確認できる。ただし直な折線と部分的な三角形平面から構成される反転らせん型折紙構造を精度よく加工することは非常に困難であることが予測できる。

一方、軸方向に衝突荷重を受ける時、反転らせん型折紙構造が横へ折れ曲がることはなくアコーディオン状に座屈しわを重ねながら圧潰変形が進行し続けることは理想的な圧潰変形モードであり、このような座屈しわの発生を誘導するために設けた折線は直線状に限らず、多少湾曲にしても同様な座屈しわを誘導する効果が変わらないと思われる。さらに折紙構造の三角形面要素を直線面から曲線面まで変えて、圧潰変形に対する剛性が向上できる可能性も寄与される。

本章では、従来の反転らせん型折紙構造が軸方向に沿って単純な三角形を繰り返し構成される形状特徴に着目して、軸方向に沿って段に分けて、一段ずつ順番にねじり変形させることによって、図 3.1 に示すように左図の角筒パイプから右図の反転ねじり型折紙構造(RTO)を作成する方法を提案する。従来のハイドロフォーミング法で成形した反転らせん型折紙構造と比べて、反転ねじり型折紙構造の局所的な違いを図 3.2 に示すようになるが、反転らせん型折紙構造は直辺の三角形面要素から、反転ねじり型折紙構造は湾曲辺の三角形面要素に変わっていることが判る。ただし、新しく提案した反転ねじり型折紙構造については、2 つほど問題点があり確認する必要がある。1 つは反転ねじり型折紙構造の加工方法を検討し実用化することで、もう 1 つは加工された反転ねじり型折紙構造が十分な衝突エネルギー吸収性能をもつかを検証することである。

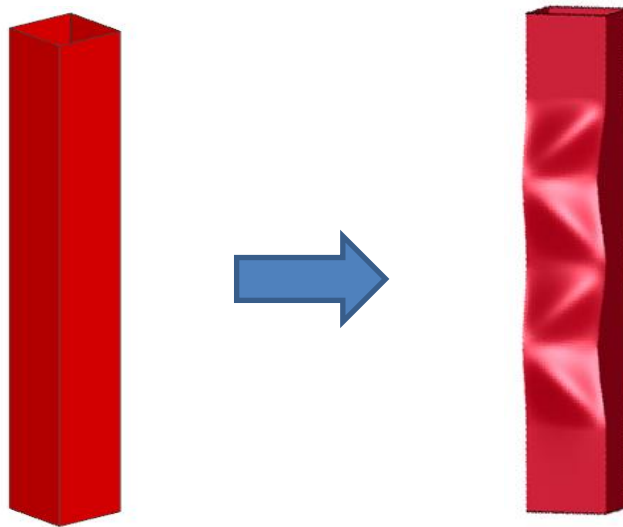


Figure 3.1 Reverse torsion origami structure

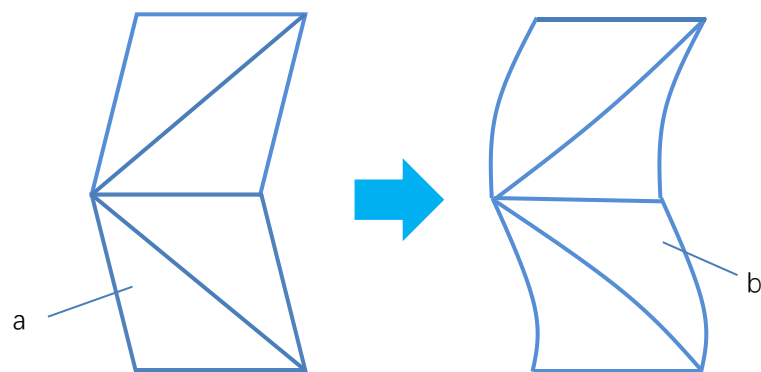


Figure 3.2 Surface elements for origami structure

ここでは、反転ねじり型折紙構造の加工法として、図 3.3 に示す部分加熱回転加工法を提案する。まず、正多角形断面の薄肉角筒素材を用意し、それから、軸方向に沿って決められた間隔に置き固定治具で角筒素材を固定して、片方の固定治具を中心軸のまわる方向へ回転させて、固定治具と固定治具の間にある角筒素材を塑性変形させることによって、一段の反転ねじり型折紙構造が成形できる。更に、同様な成形法を軸方向に沿って左右交代しながら捩じり塑性変形を行って行けば、最終的に図 3.3 の右側に示すような反転ねじり型折紙構造が得られる。

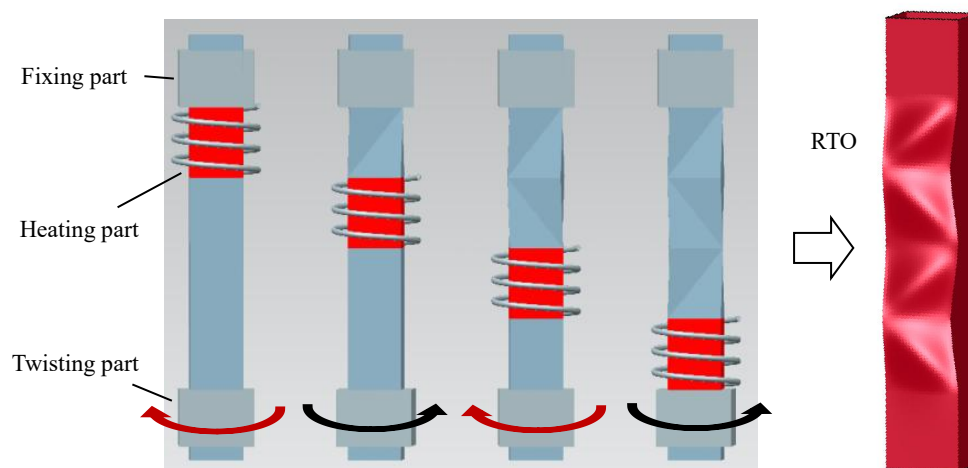


Figure 3.3 The partial heating rotation processing method

ただし、外側から固定治具を使うだけで角筒素材をしっかり固定することは難しく、細長い角筒の内部にも固定治具を設置することが必要となる可能性がある。しかし、これは極めて困難と思われるため、本章では、図 3.3 に示すように、ねじり塑性変形の局部のみに対して高周波誘導加熱(IH : Induction Heating)することによって、比較的小さいトルクを用いても角筒パイプ素材の部分ねじり塑性加工が可能と考えられる。さらに外側からの固定治具のみで四角形断面形状の角筒素材を固定する方法を適用する。ただし、この固定方法を適用する場合、固定治具と角筒素材の間に生じる相対変位と、塑性変形部分の角筒パイプ素材に与える加熱温度を検討する必要がある。

3.2 部分加熱回転加工法の解析モデル

図 3.3 に示す部分加熱回転加工法の成形工程を検討するため、図 3.4 に示す解析モデルを使い成形解析を行う。解析モデルには、固定部分、加熱部分と回転部分が含まれる。まず、分割した金型が移動し閉じて、固定部分と回転部分の治具により角筒素材をしっかり固定する。それから、ねじり変形部分に対して加熱しながら、回転部分の治具を回転させて、一段のねじり成形工程を解析する。次に、固定治具を外して上に移動して、前の成形工程と同様に、逆方向へ回転部分の固定治具を回転させて、次

の段の捩じり成形工程を解析することができる。また、同じように部分回転による成形作業を繰り返して、最後に反転ねじり型折紙構造全体までの成形解析結果が得られる。実際の成形解析モデルの要素数は 12750，節点数は 13056，成形素材要素の平均寸法は 1.0mm であり，治具要素の平均寸法は 1.0mm である。成形に使用する素材の寸法は，長さ 90mm，段差 30mm， 周長 120mm，板厚 1.0mm である。

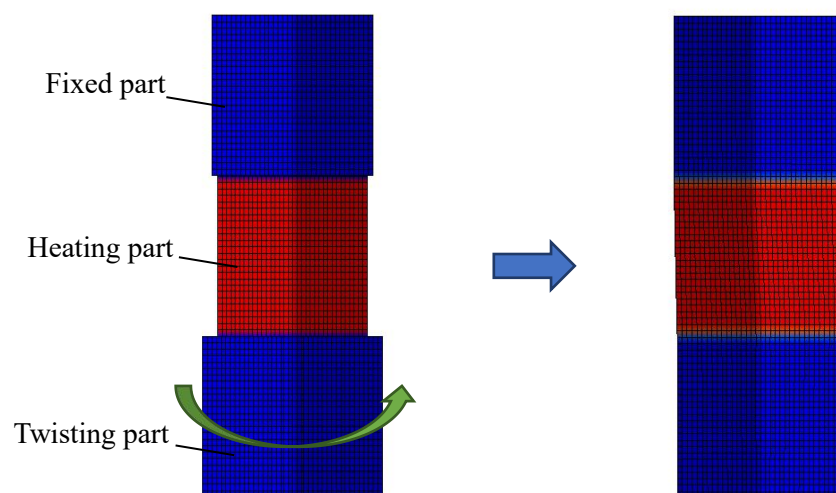


Figure 3.4 FEM model of partial heating torsion method

図 3.5 に示すのは，本章の成形解析に用いる角筒パイプ素材の応力と塑性ひずみの関係グラフである。また加熱による温度の変化に伴う材料のヤング率と降伏応力の温度依存関係については，図 3.6 と図 3.7 に示す軟鋼材のデータを用いる。

一方，高周波誘導加熱の温度については，軟鋼材の熱間塑性加工特性と加工の安定性を参考に 950 度とした。本章の提案する部分加熱回転加工法に適用する時，式(3-1)に従い高周波誘導加熱のコイルの電気抵抗や渦電流などを設計することができる。

$$T = \frac{I^2 R t}{m C} \quad (3-1)$$

ただし，T は温度，R はコイルの電気抵抗，I は流れる渦電流，m は加熱する角筒部分の質量，C は比熱，t は加熱時間である。

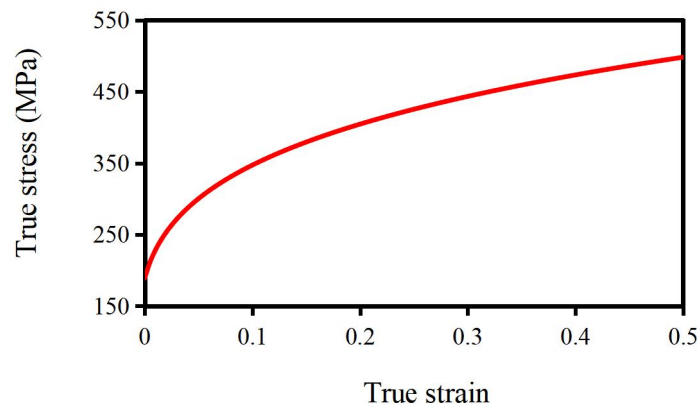


Figure 3.5 True stress and true plastic strain

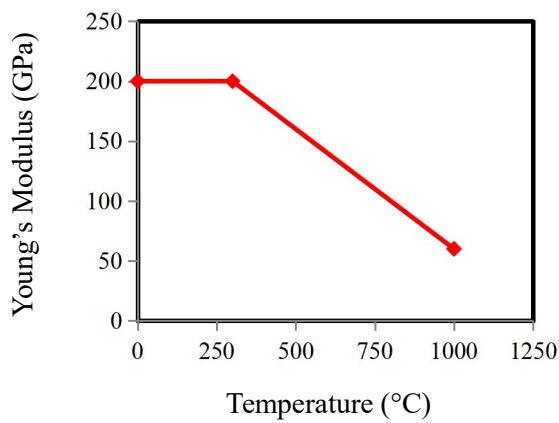


Figure 3.6 Temperature and Young's modulus

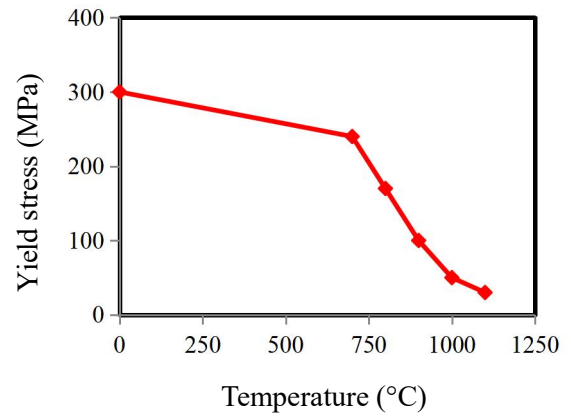


Figure 3.7 Temperature and yield stress

角筒パイプ素材に与える時系列の成形荷重経路を図 3.8 に示す。0～0.02 秒では、3 つに分かれた固定治具をそれぞれ中心軸方向へ 5mm 移動し角筒素材をしっかり締め付ける。それから 0.02～0.04 秒では、治具と治具の間にある角筒パイプ素材を加熱しながら、回転する部分の治具で角筒素材を締め付けたまま回転させ、それをねじり塑性変形させる。

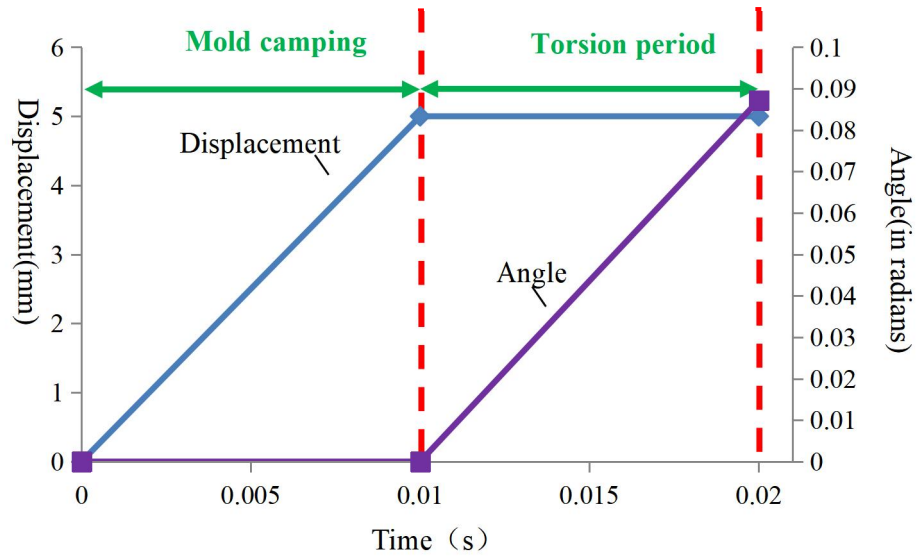


Figure 3.8 Load curve for torsion forming

図 3.9 に示すのは、回転角度 5° で成形した結果である．ここでは、回転角度に合わせて、成形する時に加熱温度から成形精度への影響はとても重要であるので、次節から、部分加熱回転成形法の加工パラメータ及び成形精度に及ぼす影響要因などについて詳しく検討する．

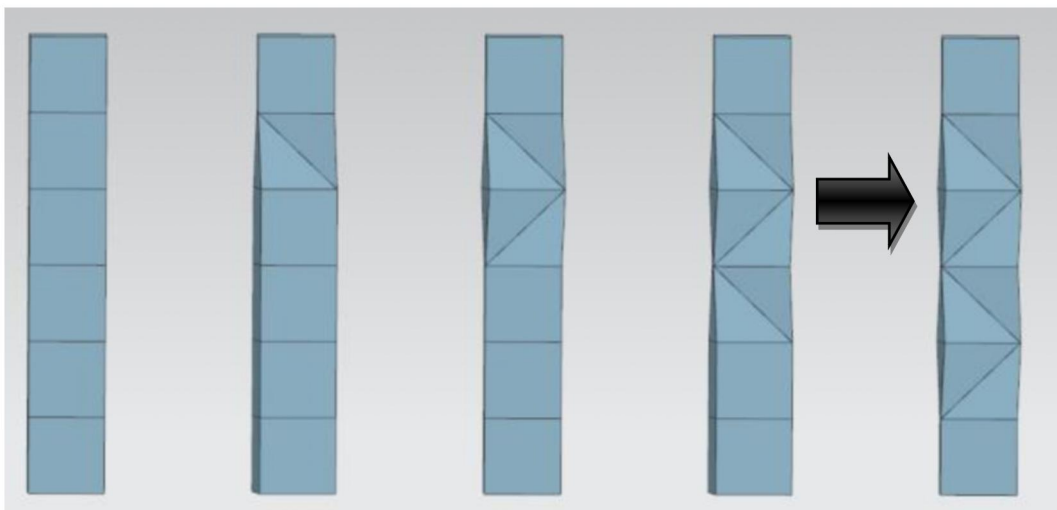


Figure 3.9 Result of formed structure

3.3 成形精度検討のための計測点設定

塑性変形部分だけに対して加熱しながら成形させることで、小さい加工荷重を加えても成形が可能となることで、2つの利点があると考えられる。1つは、加熱しない部分を固定して加熱する部分を捩じり変形させるので、角筒パイプ素材の内側の固定治具を省略して、外側の固定治具だけを使い加工する可能性がある。もう1つは、加熱される部分の塑性変形に対する抵抗力は小さくなり、また成形後の弾性回復(スプリングバック)も小さくなるため成形精度向上に有利となる。

本章では、図 3.10 に示すように、金型とパイプ間の成形前後の相対変位を利用して、成形の精度を確認することができる。図 3.10 の中に節点 A1, A2, A3, A4 がある。A1 と A4 は固定治具の節点、A2 と A3 はパイプ素材の節点であり、節点 A1, A2 は回転金型部分の成形精度を確認するため選択節点で、その二つ節点の成形前後の距離で回転部分成形の精度を表すことができる。A3, A4 は固定金型部分の成形精度を確認するため選択節点で、その二つ節点の成形前後の距離で固定部分成形の精度を表すことができる。このモデルを利用して、違う温度で加工する反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造の精度を確認した。具体的には、本章の成形検討に用いる角筒パイプ素材の辺長 60mm で、捩じり角度を θ とすれば、ペア節点の変位差 δ と捩じり円弧長さ $d\theta$ を用いて、次式のように成形誤差 λ を定義することができる。

$$\lambda = \frac{\delta}{d\theta} \times 100\% \quad (3-2)$$

ここでは、もし成形誤差 $\lambda = 0$ であれば、治具とパイプ素材の相対変位が 0 になるため、完全に捩じり塑性変形ができたと考えても良いが、逆に成形誤差 λ が大きくなればなるほど、治具とパイプ素材の相対変位が大きくなり、捩じり成形品質も悪くなると考えられる。

一方、加熱温度より成形精度への影響を調べるため、塑性成形部分に与える加熱温度を 20℃, 150℃, 350℃, 550℃, 750℃と 950℃として、それぞれ成形解析を行い、

図 3.10 に示すペア節点の変位差を使い成形精度を検討する.

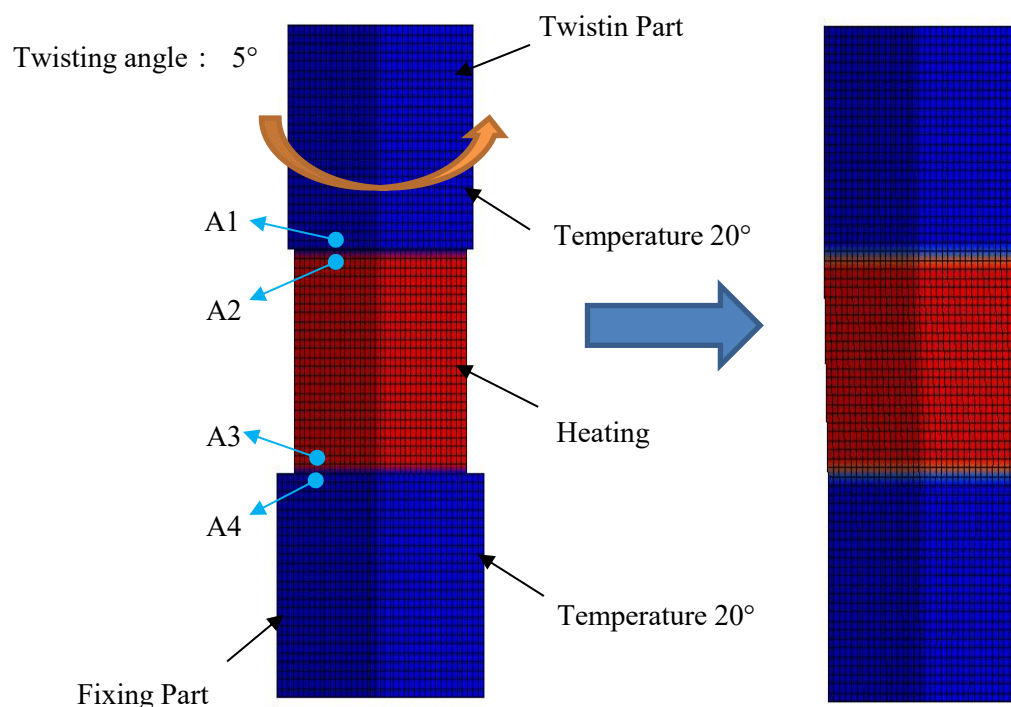


Figure 3.10 Relative displacement before and after molding

3.4 部分加熱温度と成形精度の検討

以上までの解析条件を使い成形解析を行い、得られた結果を整理し、図 3.11 と表 3.1 に示す。これらの結果により、成形前後の加熱温度と選択節点変位差の関係である。温度が増えて、選択節点の変位差がだんだん減少することがわかる。しかし、850℃以後、温度が増えても、選択節点の変位差はほぼ一定となる。そして、実際加工する時、温度が下がる可能性があることを考えて、加熱温度を 950℃に設定する。

Table 3.1 Distance between points in different temperature (torsion angle:5°)

Temperature	Location	Distance before (m m)	Distance before (m m)	Relative distance (m m)	Forming error(%)
20°C	TwistingPart	1.408	1.308	0.100	3.82
	Fixing Part	1.407	1.306	0.101	3.86
150°C	TwistingPart	1.407	1.310	0.093	3.55
	Fixing Part	1.406	1.308	0.098	3.75
350°C	TwistingPart	1.406	1.318	0.086	3.29
	Fixing Part	1.404	1.316	0.088	3.36
550°C	TwistingPart	1.404	1.327	0.077	2.94
	Fixing Part	1.402	1.327	0.075	2.87
750°C	TwistingPart	1.399	1.354	0.044	1.68
	Fixing Part	1.398	1.353	0.045	1.72
950°C	TwistingPart	1.386	1.367	0.019	0.73
	Fixing Part	1.385	1.366	0.019	0.73

3.5 部分加熱温度の変化による成形荷重への影響

部分回転加工法を用い反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造を成形するための部分加熱の温度設定は非常に重要な加工ポイントになる．ここでは，部分加熱の温度変化による成形荷重への影響を検討する．

部分加熱によって，ねじり塑性変形に必要な加工荷重が小さくなることが予測できるが，外側の固定治具だけで角筒パイプ素材を固定した場合のねじり塑性加工性能を評価するために，部分回転加工法の解析モデルを使い，他の解析条件と同じ条件で，ねじり塑性変形部分に対する加熱なしと加熱ありの2つ解析ケースに分けて，それぞれ成形解析を行い，ねじり塑性変形に必要な加工荷重に相当する回転トルクの解析結果を図 3.12 にまとめる．

ただし，加熱なしの場合，角筒パイプ素材の内部に固定治具を設置しない条件で成形解析したが，外側の固定治具と角筒素材の間の相対滑り変位が大きく，ねじり塑性加工は不能となったため，ここで，ねじり塑性変形に必要な回転トルクを解析することを目的とする前提で，固定治具と角筒素材の間にある接触条件を剛的結合として解析を行った．

図 3.12 により，部分回転加工を開始すると，固定治具が移動し 0.01 秒後に角筒パイプ素材の固定が終了する．従って，0.01 秒までは，ねじり塑性加工トルクは 0 となっているが，0.01 秒を超えてから，ねじり塑性加工が開始し，トルクが 0 から急に増加して，その後，多少トルクの値が変動する傾向が見えるが，双方のトルクの平均値を比較すると，部分加熱をすることによって，常温でねじり塑性加工に必要な平均トルク値 229.67Nm に対し，加熱 950 度でのトルク値は 69.32Nm であり，約 3.31 倍小さくなったことが判る．

ここでは，部分加熱により加工トルクが小さくなることによって，2 の有利点があると考えられる．1 つは，ねじり塑性加工トルクが小さくなって，固定治具と角筒パイプ素材の間にある相対変位も小さくなり，角筒パイプ内部の固定治具が省略

でき、外側の固定治具だけで確実に角筒パイプ素材を固定することができるようになる。もう 1 つは、角筒素材の他の部分と比べて、加熱された部分が局所的に塑性変形

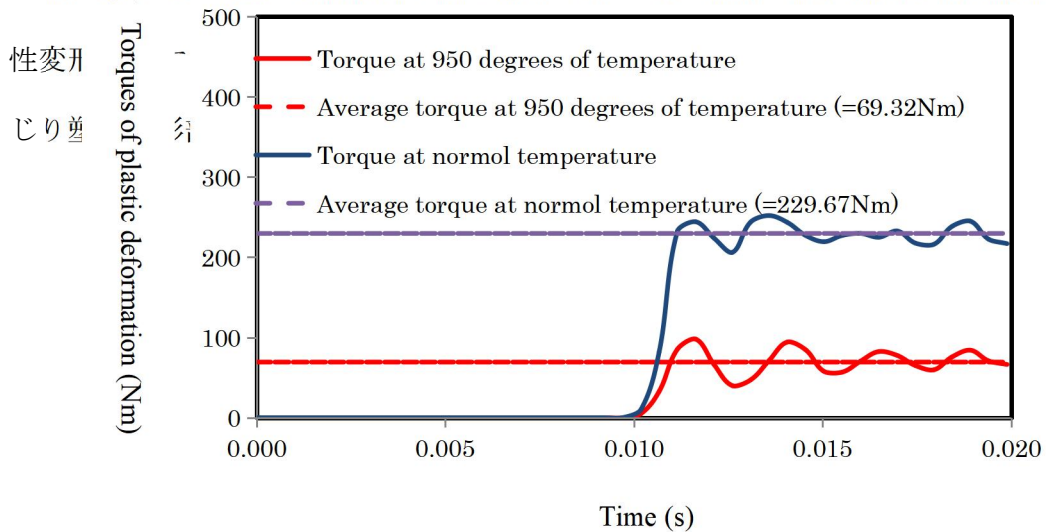


Figure 3.12 Comparison of torsional plastic deformation torque with and without heating

3.6 成形工程における回転角度の設計

反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造を構成する適切な回転角度は、衝突エネルギー吸収量が最大になるように決めたほうが良いである。ここでは、適切な回転角度を決めるため、幾つかの回転角度をもつ反転ねじり型折紙構造の解析モデルをそれぞれ作成し衝突解析を行い、比較しながら検討を進める。図 3.13 に示すのは反転ねじり型折紙構造の衝突解析モデルである。横断面の周長は 180 mm、軸方向の長さは 375mm、板厚は 1mm である。衝突剛体には辺長 2.0mm の 3 節点剛体シェル要素を、反転ねじり型折紙構造には辺長 1.5mm の 3 節点シェル要素を適用して、要素数は 65285、節点数は 32851 である。境界条件としては、反転ねじり型折紙構造の上面境界に軸方向変位をフリーして、ほかの変位を拘束して、底面境界に完全拘束する条件を与える。

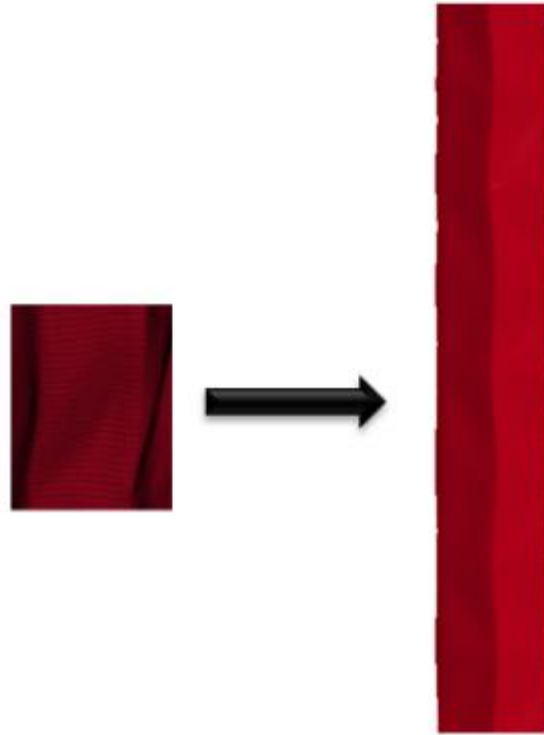


Figure 3.13 Reverse torsion origami structure

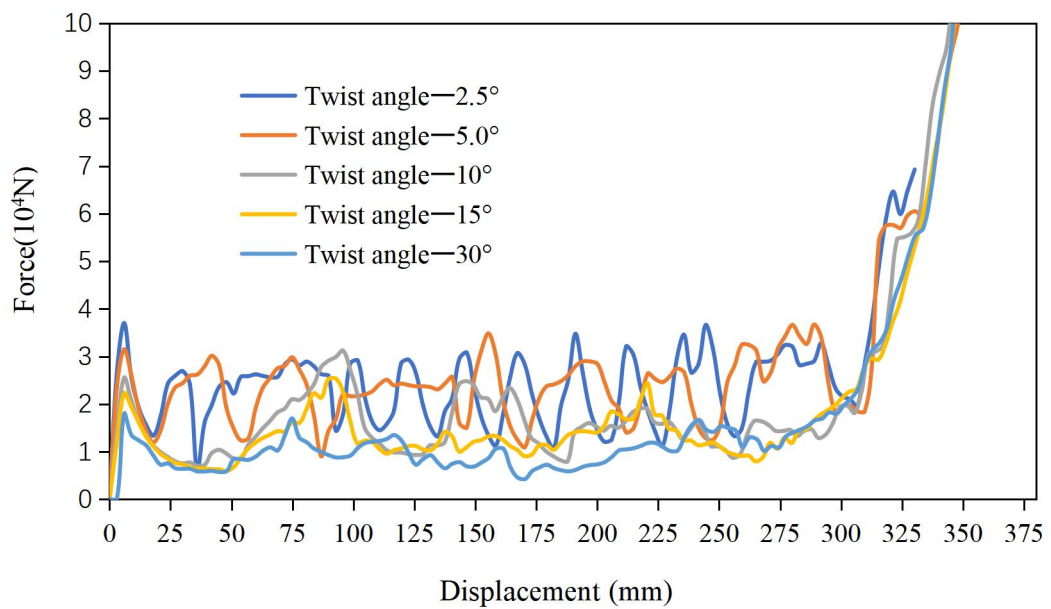


Figure 3.14 Different Angles of RTO

図 3.14 に示すのは圧潰変形と反力の関係グラフである．図中により，回転角度 5° を超えてから，回転角度の増加に伴い圧潰変形に対する反力は段々と小さくなる．回転角度 15° と 30° 時，折線の挟む角度が大きくなることによって，結構の剛性

と反力が低くなって、グラフも徐々に平坦になる傾向が見える。

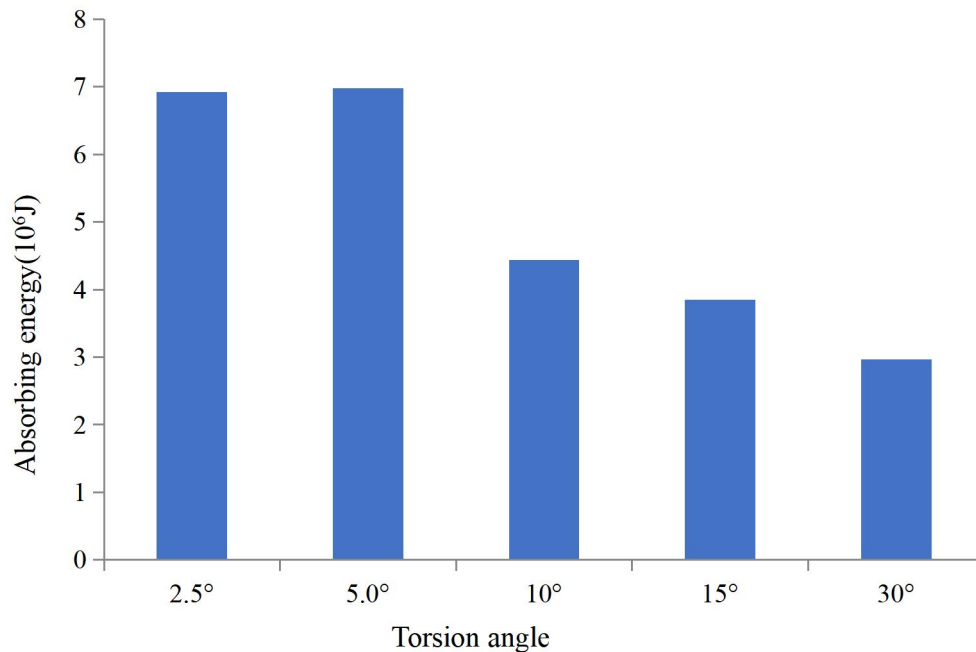


Figure 3.15 Energy absorption of origami structure

図 3.15 に示すのは衝突エネルギー吸収量の比較結果である．図中より，衝突エネルギー吸収量が一番多いのは回転角度 5° の折紙構造で，その衝突エネルギー吸収量は $6.83 \times 10^6 \text{J}$ である．回転角度 2.5° の折紙構造は，5° の折紙構造に近い衝突エネルギー吸収量を持っているが，図 3.16 に示すように折線から座屈しわの誘導効果がほとんど表れないので，折紙構造がさらに細長くなる場合，圧潰変形は横へ折れ曲がる可能性があると思われる．回転角度 5° 以上の折紙構造は，折線による反力が低減するため衝突エネルギー吸収量が低くなっていくことが確認できる．

よって，折線による座屈しわの誘導効果を確保した上で，なるべく高い反力が維持できる立場から，本章の提案する反転ねじり型折紙構造の回転角度を 5° と設定したほうが妥当であると思われる．



Figure 3.16 Results of crushing deformation at a rotation of 5°

3.7 衝突エネルギー吸収性能の検討

衝突エネルギー吸収性能を検討するため、ハイドロフォーミング法で成形した反転らせん型折紙構造と部分加熱回転加工法で成形した反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造に対して、それぞれ解析モデルを作成する。構造の長さは 375mm，断面周長は 180mm，捩じり角度を 5 度と同様に設定し，双方の成形解析で得られた板厚分布結果と材料特性をそれぞれの衝突解析モデルに反映させ，要素数は 65285，節点数は 32851 であり，折紙構造の上端面に 1000kg の集中質量をつけ衝突速度 15m/s の同じ解析条件の下で衝突解析を行い，結果を図 3.17～3.19 に示す。

図 3.17 に示すのは 2 種類の折紙構造と衝突後の圧潰変形の様子であり，同図に示されるように衝突荷重を受ける 2 種類の折紙構造の圧潰変形はよく似ており，横へ折れ曲がることはなく，折線に誘導されることによって，座屈しわが衝突端から順番に積み重なるアコーディオン型の圧潰変形モードになっていることが判る。

従来の研究結果により，理想的な衝突エネルギー吸収性能向上の圧潰変形パターンは，最初の座屈しわが生じる際の初期ピーク荷重を出来るだけ低く抑えて，横へ折れ曲がらない圧潰変形を出来るだけ長く続けると同時に，圧潰反力を出来るだけ一定に保つことである．

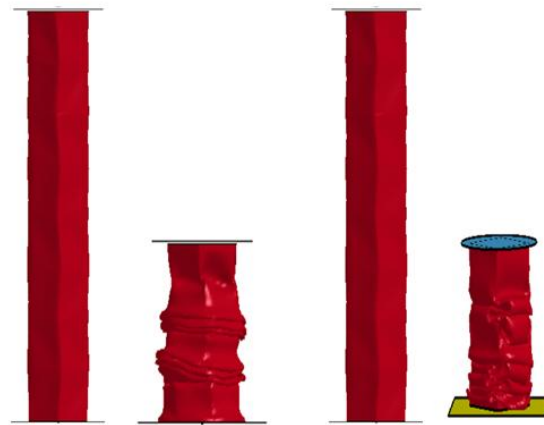


Figure 3.17 Two types of reverse torsion origami structure

図 3.18 に圧潰反力の変化を示す．同図により，反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造の初期ピーク荷重は 30878N で，反転らせん型折紙構造の 33324N よりやや低く，圧潰変形の過程において，2 種類の折紙構造の圧潰反力は，座屈しわが生じることに伴い多少波打ちしたりしているが，構造全長の 375mm に対して，320mm(約 85%)までほぼフラットな圧潰反力を持ち続けることが確認できる．

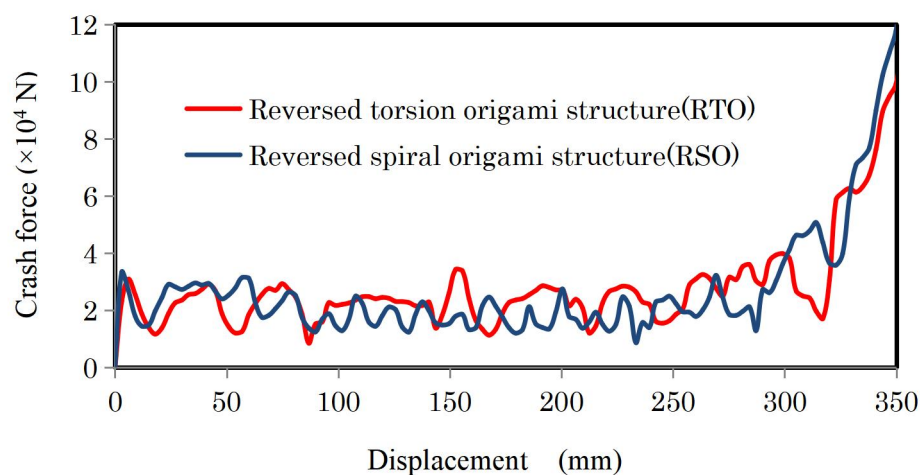


Figure 3.18 Comparison of crash forces of RSO and RTO

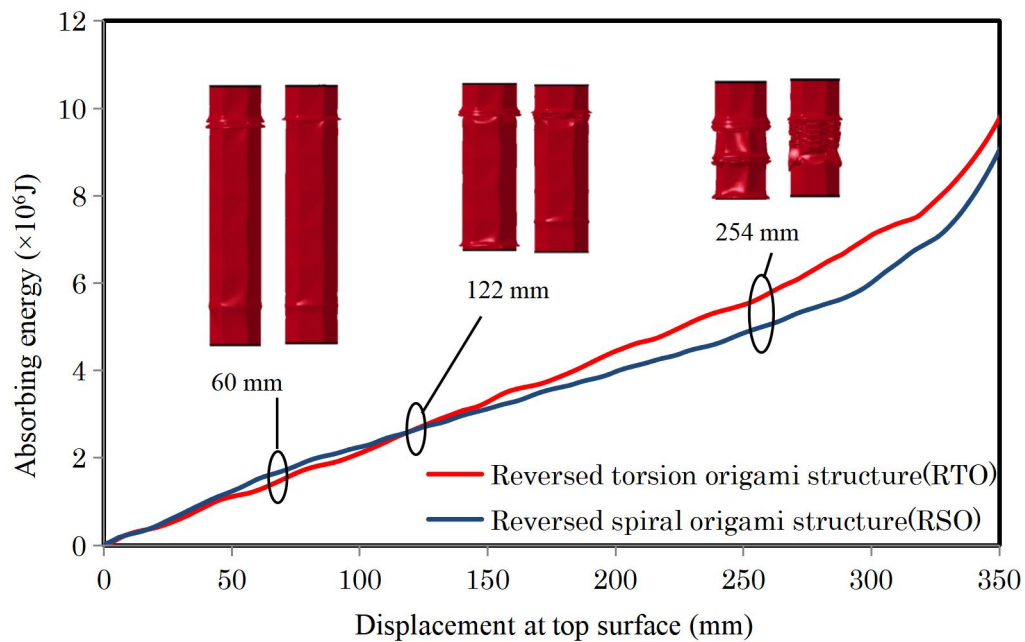


Figure 3.19 Change in impact energy absorption

また図 3.18 に示すグラフの 1 つの谷部は 1 つの座屈しわが生じることに対応すると考えられる．捩じり塑性変形で得た湾曲な側面の反転ねじり型折紙構造に比べ，フラットな三角形側面の反転らせん型折紙構造のほうが，図 3.14 にも確認されるように比較的多くの小さい座屈しわを重ねて圧潰変形が進行して行く傾向が存在し，その影響で，反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造の圧潰反力の平均値 23406N は，反転らせん型折紙構造の平均値 20364N より高く，それによって，反転ねじり型折紙構造の衝突エネルギー吸収量も反転らせん型折紙構造より高くなると思われる．

図 3.19 に圧潰過程における衝突エネルギー吸収量の変化を示す．同図により，圧潰変形は 0～120mm の初期段階(全長の 1/3 程度)では，反転らせん型折紙構造の衝突エネルギー吸収量はやや多く見えるが，圧潰変形 120mm 以後は，反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造のエネルギー吸収量は逆転して明らかに大きくなっている．この現象を調べるため，圧潰変形が 60mm, 122mm, 254mm に進展した時の構造変形の様子を図 5.18 に示し，それぞれ左側には本章提案の反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造，右側には反転らせん型折紙構造を示している．同図により，圧潰変形 60mm に進展した初期段階では，反転ねじり型折紙構造のほうは湾曲な側面に起因し，衝突力

の初期ピーク値が抑えられたことで、衝突エネルギーの初期吸収量もやや低くなる。ただし、初期段階を超えてから、反転ねじり型折紙構造の衝突エネルギー吸収量は徐々に多くなり、圧潰変形 122mm に進展した時に反転らせん型折紙構造の衝突エネルギー吸収量を超えて、その後ずっと最後まで高いエネルギー吸収性能を保ち続けており、座屈しわのパターンも反転らせん型折紙構造の 1 カ所に座屈しわが集中するのと違い、軸方向に沿ってより分散した座屈しわが発生する傾向が見える。

従って、従来の反転らせん型折紙構造の衝突エネルギー吸収性能と比べて、本章の提案する反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造の方は、衝突の初期段階では、より柔軟に初期ピーク衝突力を受け止めて、初期の衝突による傷害を緩和する効果があると考えられ、更に衝突変形の進展に伴い、徐々に衝突エネルギー吸収量を増加する特性を有する。以上により、衝突エネルギー吸収体としては非常に優れた特性を示している。

更に、2 種類の折紙構造の衝突エネルギー吸収性能を比較するため、衝突圧潰変形過程における圧潰反力のピーク値 PRF(Peak Reaction Force)、式(5-3)に示す、荷重値のフラット性を現す衝突荷重効率値 CFE(Crash Force Efficiency)と式(5-4)に示す単位質量あたり衝突エネルギー吸収量(SEA-specific energy absorption)を使い詳しく検討する。

$$CFE = \frac{F_{mean}}{F_{peak}} \times 100\% \quad (5-3)$$

$$SEA = \frac{E_{absorb}}{m} \quad (5-4)$$

ここで、 F_{mean} は圧潰反力の平均値、 F_{peak} は圧潰反力のピーク値、 E_{absorb} は衝突エネルギー吸収量、 m は構造質量である。同条件で 2 種類の折紙構造の圧潰過程における衝突エネルギー吸収性能を比較して、表 3.2 に整理する。同表により、本章の提案する反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造は、反転らせん型折紙構造と比べて、圧潰反力のピーク値 PRF は 7.21% 低く、衝突荷重効率値 CFE は 10.66% 高い、単位質量あたりの衝突エネルギー吸収量 SEA は 9.97% 高いことが確認できる。

Table 3.2 Crash performance of reverse spiral origami and reverse torsion origami structures.

	RSO	RTO	Change
PRF ($\times 10^4$ N)	3.33	3.09	-7.21%
CFE (%)	65.17	75.83	10.66%
SEA (kJ/g)	12.84	14.12	9.97%
Absorb energy ($\times 10^6$ J)	8.11	8.92	9.97%

よって、2種類の折紙構造が衝突される際に部分的な座屈しを有効な方向へ誘導する効果が同様に存在しているものの、構造側面に沿って捩じり変形により得られる反転ねじり型折紙構造のほうが、衝突エネルギー吸収体としてはより有利になる可能性が高いと考えられる。

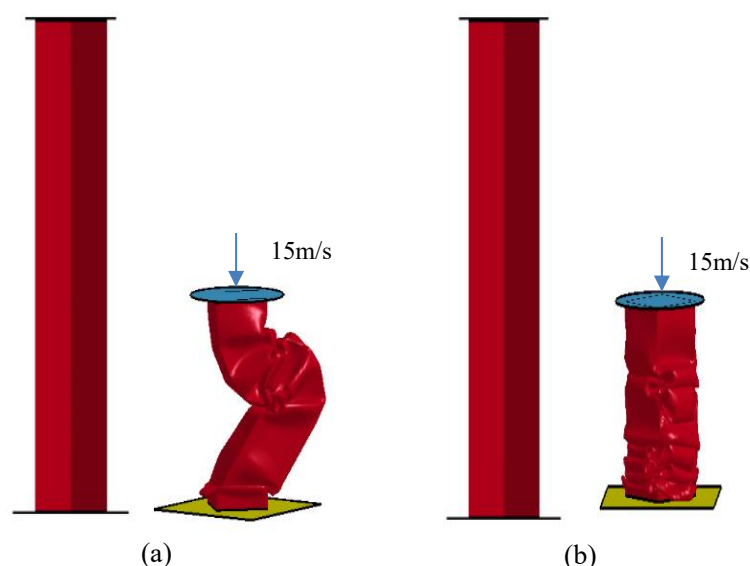


Figure 3.20 Crash deformation mode of the square cross section structure

さらに、本章の提案する反転ねじり型折紙構造と同条件で、現在、エネルギー吸収材として最も使用されている矩形断面角筒構造の衝突解析を行い、その結果を図 3.19 に、衝突エネルギー吸収特性を表 3.3 に示す。図 3.20 に示すように、オイラー座屈が生じやすいため矩形断面角筒構造の衝突圧潰変形のほとんどは同図(a)に示す変形途中で横へ折れ曲がるケース(I)と、まれに解析中に構造形状は正確に対称性が保たれて最後まで圧潰変形が続けられるケース(II)が存在している。

Table 3.3 Crash performance of square cross section structure and torsion structure

	Square case (I)	Square case (II)	RTO
PRF ($\times 10^4$ N)	4.68	4.68	3.09
CFE (%)	30.13	33.76	75.83
SEA (kJ/g)	7.08	7.95	14.12
Absorb energy ($\times 10^6$ J)	4.47	5.02	8.92

表 3.3 の比較結果より，提案する反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造は矩形断面角筒構造より非常に良い衝突エネルギー吸収性能を持ち，通常の横へ折り曲がるケース(I)より 1.99 倍，最も理想的に最後まで圧潰変形を続けるケース(II)に比較しても 1.77 倍多く衝突エネルギーを吸収することができるため，反転ねじり型折紙構造が衝突エネルギー吸収材としての有用性を示している。

3.8 反転ねじり型の衝突エネルギー吸収構造の試作実験による検証

提案する RTO の部分加熱ねじり加工性能を検証するため，実際に図 3.21 に示すような部分加熱ねじり加工の実験装置を開発した．図中に示すように，実験装置は主に加工装置本体，成形用角パイプの固定治具と IH 加熱器の 3 つの部分から構成される．

加工装置本体のメインフレームの上に 1 対の回転ロールがあり，回転ロールの中央に成形角パイプの固定治具を設置する．成形角パイプは回転ロールの中央に固定される．IH 加熱器はコントローラー，加熱器本体と加熱コイルから構成される．加熱器本体は水平レールの上に設置して，加熱コイルの中央に角パイプを通してある．

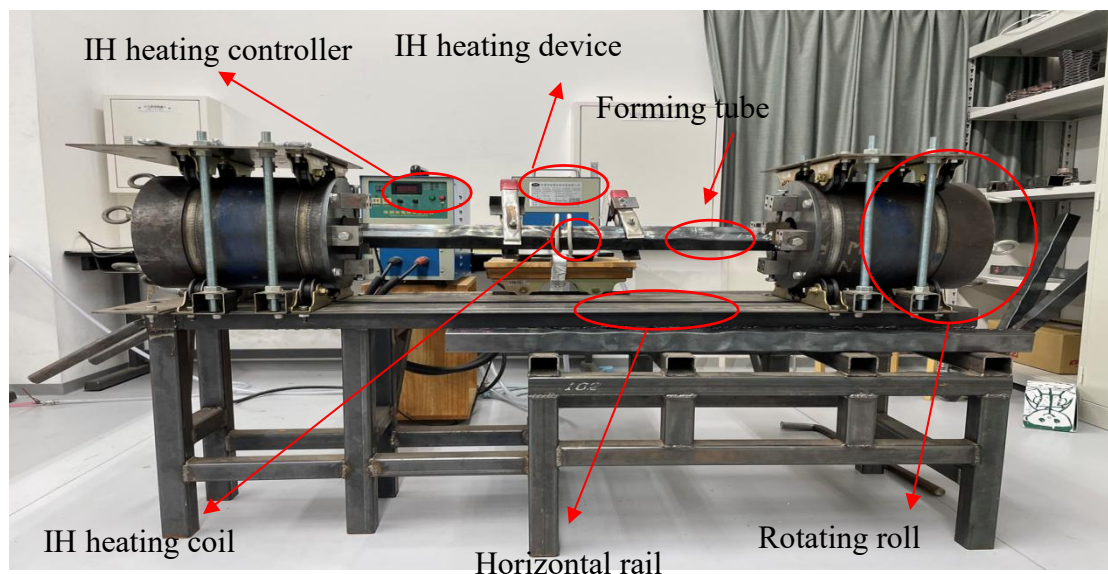


Figure 3.21 Experimental equipment for partial heating torsion forming method

図 3.21 に示すのは, 実際に RTO を部分加熱ねじり加工法で成形する様子である. 具体的には, 次の手順に従い RTO の成形作業を進めて行く.

(1)加熱コイルを通した成形用の角パイプを回転ロールの中央部にセットし, IH 加熱器を移動しながら成形位置に合わせて調整する(図 3.22(a)).

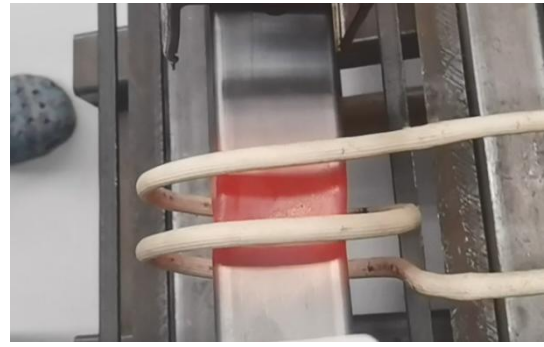
(2)IH 加熱コントローラーを使い加熱温度を成形過程において 950℃前後に保つように設定する(図 3.22(b)).

(3)固定治具で成形用の角パイプを回転ロールの中央に固定する(図 3.22(c)).

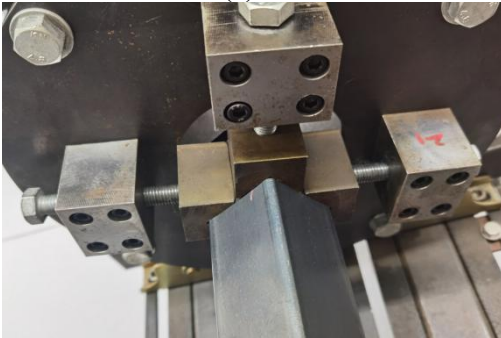
(4)回転ロールの片側の端部を回転ないように実験装置のメインフレームに固定する(図 3.22(d)).



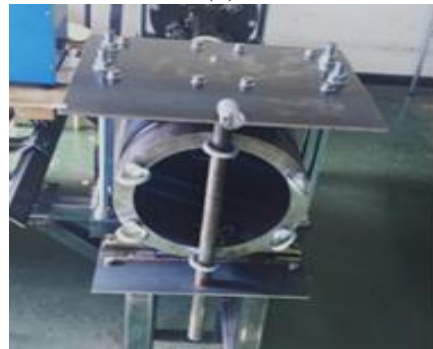
(a)



(b)



(c)



(d)



(e)



(f)



(g)



(g)

Figure 3.22 The forming flow of partial heating torsion

(5)加熱コイルを角パイプの成形部位に合わせて、ねじり角度を示すインジケータを調整する(図 3.22(e)).

(6)レーザ温度測定器を使い、加熱された成形部位の局部温度を計測して、約 50 秒程度で 950°C前後に温度上昇することが確認される(図 3.22(f)).

(7)バールを使い人力で回転ロールを回して、インジケータに示されたねじり角度位置までに角パイプの部分ねじり塑性成形を行う(図 3.22(g)).

(8)角パイプの部分ねじり塑性成形が完了した後、ブロワーバキュームを使いねじり成形した部位を冷却させる(図 3.22(h)).

角パイプの軸方向に沿って、各成形段に対し順番に同様な部分加熱ねじり成形作業を行い、最終的に RTO 構造が得られる.

実際に部分加熱ねじり加工法で得られる成形部分の形状は、金型無しで空中で自然に形成される 3 次元的形状であり、その形状加工精度を確認するため、部分加熱ねじり成形で得られた RTO 形状を 3 次元 CAD 形状及び部分加熱成形解析して得られた RTO 形状と比較して、その結果を図 3.23 に示す.

図 3.23(a)に示すのは CAD で作成した形状、図 3.23(b)に示すのは成形解析で得られた形状、図 3.23(c)に写真で示すのは実際に試作実験で得られた形状である. その 3 次元的形状の代表寸法として側面要素の対角線の長さを比較して、CAD 形状での長さは 73.72mm、解析で得た形状での長さは 73.42mm、試作成形品形状での長さは 73.00mm であり、その誤差は全て 1%以内となった.

よって、部分加熱ねじり加工法の形状加工精度は比較的に高いことが示されている. また、成形された RTO の稜線に沿って丸みが付けられており、それによって RTO 構造の衝突エネルギー吸収性能が向上される傾向が寄与できる.

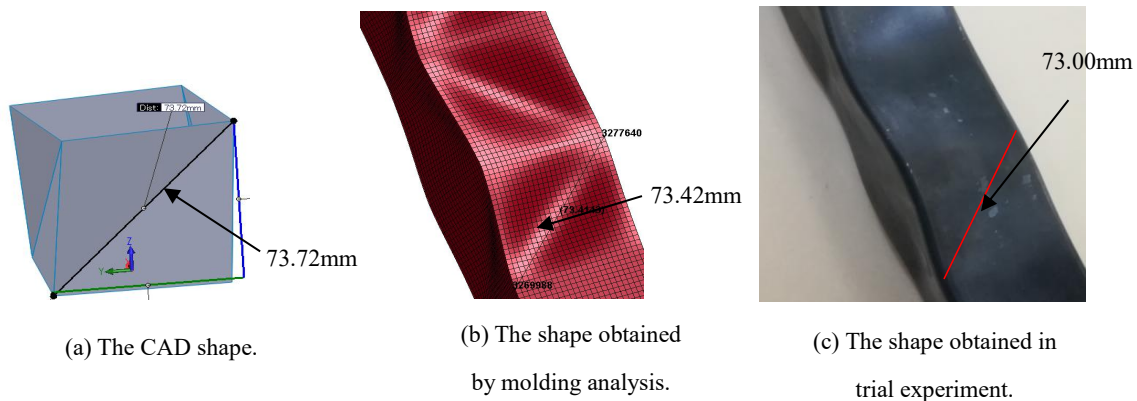


Figure 3.23 Verification of shape processing accuracy by partial heating torsion forming method

3.9 考 察

3.9.1 RTO の圧潰変形性能について

RTO の圧潰変形性能を検証するため、部分加熱ねじり成形法で得られた RTO に対してオートグラフ試験機による圧潰試験と FEM 圧潰解析をそれぞれ行い、その結果を比較する。

図 3.24(a)に示すのはオートグラフ試験機による圧潰試験の様子である。圧潰試験に使用するオートグラフ試験機は島津社製の AG-X/R300KNG であり、軸方向に圧縮荷重を与えるように、圧潰試験の前に、部分加熱ねじり成形法で得られた RTO の両端の横断面を平らに機械加工しておく。オートグラフ試験機の圧縮治具を移動速度 5mm/s に設定して強制変位の形で圧縮荷重を与える。

図 3.24(b)に示すのは FEM 圧潰変形解析モデルである。RTO の下端面に固定の境界条件を与え、上端面に圧潰試験と同様に強制変位の形で圧縮荷重を与える。

図 3.25(a)に圧潰試験で得られた RTO 圧潰変形後の形状を示し、図 3.23(b)に FEM 圧潰解析で得られた RTO 圧潰変形の形状を示す。図中により双方の圧潰変形パターンは似ていることが判る。さらに比較するために、図 3.26 と図 3.27 にそれぞれ圧潰試験と FEM 圧潰解析で得られた荷重変位線図を示す。



(a)Machine of crushing test



Forced displacement

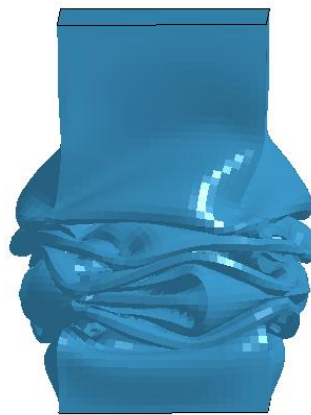


(b)RTO crush deformation analysis model.

Figure 3.24 Verification test of crushing deformation performance of RTO.



(a)Experimental



(b)FEM

Figure 3.25 Results of crushing deformation of RTO.

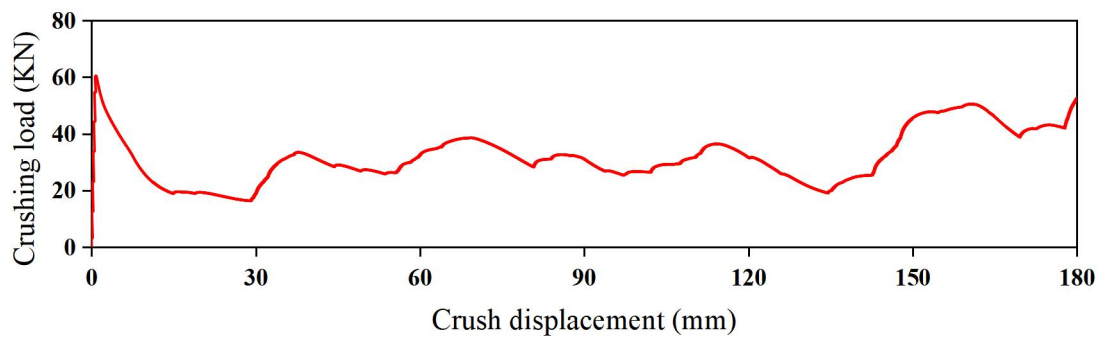


Figure 3.26 The experiment result of RTO.

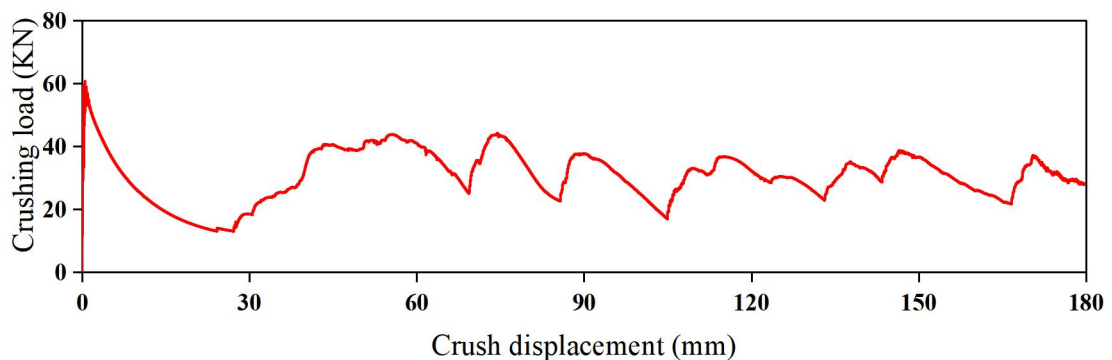


Figure 3.27 The analysis result of RTO

図 3.26 と図 3.27 の圧潰変形荷重の結果を比較して、圧潰変形荷重の変化傾向は似ており、初期ピック荷重値は比較的小さく、その後の荷重値も大きく落ちることはなく、比較的に長く圧潰変形が続ける特徴が見える。この結果により、図 2.1 に示すような理想的な圧潰変形パターンに近づけることを示している。

図 3.26 に示す圧潰試験で得た圧潰荷重の初期ピック値は 60.48KN, 平均値 31.91KN である。一方、図 3.27 に示す FEM 解析で得た圧潰荷重の初期ピック値は 60.53KN, 平均値 30.78KN である。よって、2 つの異なる方法で得た初期ピック荷重値と平均値はかなり近いことで、得られた圧潰変形荷重が妥当であることが判る。

3.9.2 RTO の衝突エネルギー吸収性能について

RTO の衝突エネルギー吸収性能を確認するため、RTO と従来の研究で取り扱っている衝突エネルギー吸収体構造に対して、同じ解析条件の下でそれぞれ FEM 衝突解

析を行い比較する。

比較解析の対象を RSO(趙ら, 2010)及び正方形断面の角筒として, 出来るだけ同じ条件の下で比較解析を行うため, 構造の長さは 375mm, 断面周長は 180mm, RTO と RSO の捩じり角度を 5 度と同様に設定し, 成形解析で得られた板厚分布結果と材料特性をそれぞれの衝突解析モデルに反映させる. 解析モデルの上端面に 1000kg の集中質量をつけ衝突速度 15m/s の同じ条件の下で衝突解析を行う.

衝突後の圧潰変形の様子を図 3.28 に示す. ただし, 正方形角筒の場合は, 横へ折り曲がる圧潰変形するパターンと最後まで圧潰変形が続けられるパターンの 2 つの結果が存在する. FEM 衝突解析で得られた衝突エネルギー吸収量の比較結果を表 3.4 に示す.

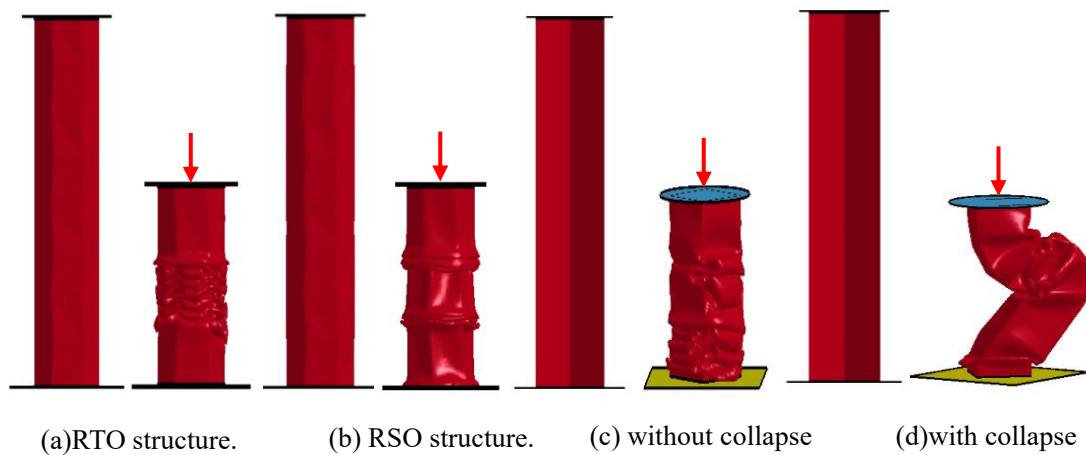


Figure 3.28 States of crushing deformation

Table3.4 Comparison of crash energy absorption between RTO and other thin cylinders

	RTO	RSO	Non collapse	Collapse
Crash energy absorption	8.92	8.11	5.02	4.47

図 3.28 により，衝突変形途中では，RTO の変形パターンは他の構造に比べて，比較的細かい座屈しわが順番に積み重ねながら変形を進める特徴が見える．これは表 2 に示すように RTO の衝突エネルギー吸収量は最も多い原因の一つになると思われる．

3.10 まとめ

本章では，従来の衝突エネルギー吸収体の性能向上および加工困難の問題を解決するため，新たに安価な方法で加工できる部分加熱ねじり加工法とそれによって得られる RTO を提案し，以下の結果が得られた．

(1)本章の提案した RTO は部分加熱ねじり加工法を用い安価に加工することができ，従来のハイドロフォーミング加工法のような張り出し変形モードはなく，単純ねじり塑性変形だけで成形するため，得られる成形品の板厚はほとんど元の板厚と変わらず，安定的に成形できることを示した．さらに，軸方向に沿って段毎に成形していくため，必要な加工設備は簡単に用意できるものであり，また軸方向に沿う長さの制限はないので，従来の塑性加工法より，大型成形機械と金型が省略可能なことから，本章の提案する部分加熱ねじり成形法の優位性が明らかになった．

(2)シミュレーションの検討結果により，本章の提案した RTO は，圧潰反力の初期ピーク値や荷重値のフラット性などの特性においては理想的な圧潰変形パターンに近づけており，従来の衝突エネルギー吸収体より多くエネルギーを吸収することが確認できた．

(3)RTO は側面に沿って折線配置により座屈しわの分布を調整することができ，衝突されて圧潰変形過程において安定的にアコーディオン型の圧潰変形を最後まで続ける特性をもつことが確認できた．また，金型無しで自然に形成される RTO の折線に丸みが付いてあるため，衝突エネルギー吸収性能の向上に有利であることが明らかになった．

ただし、部分加熱回転加工法で反転らせん型折紙構造を加工する際に、複雑な加工設備が必要であり、加工工程を実現するには、加熱温度を成形過程において制御、加熱された成形部位の局部ゾーン、毎回のねじり力、毎回のねじり角度、いわゆる 4 種類加工要件を統合的に設計しコントロールすることは非常に複雑であるため、加工コストも高く、簡単に実用化することは困難である。また部分加熱回転加工法で加工して得られる反転ねじり型衝突エネルギー吸収構造の非軸対称性により、圧潰プロセス中に構造は変形しながら、回転する現象があり、場合により不安定な圧潰モードから構造の衝突エネルギー吸収性能にも影響があることが考えられる。これらの問題について引き続き検討して行く必要がある。

第4章 突起付き円筒型エネルギー吸収構造と逐次部分

張り出し塑性加工法

前章では、反転ねじり型折紙構造とそれを加工する部分加熱回転加工法を検討し、部分加熱回転加工法で加工した反転ねじり型折紙構造の性能向上を実現することができたが、依然として部分加熱回転加工法の製造過程が複雑であり、さらに、加工して得られた非軸対称構造の不安定な圧潰モードなどの問題は解決されていない。よって、反転ねじり型折紙構造の実用展開に至っていないのは現状である。

本章では、従来の反転ねじり型折紙構造の考え方と異なる発想により、反転ねじり型折紙構造の代わりに、新たに突起付き円筒型エネルギー吸収体とゴム弾性を利用した逐次部分張り出し塑性加工法を提案して、今まで解決できていない加工困難と不安定にエネルギー吸収などの問題を解決することを目的として検討を行う。

4.1 突起付き円筒型エネルギー吸収構造とその逐次部分張り出し塑性加工法

衝突する際に、エネルギー吸収体の圧潰反力の分布は一般に図 4.1 の青い線に示すような分布になる。初期ピーク荷重はエネルギー吸収体の初期座屈が発生する時の座屈荷重に決められ、衝撃による傷害を減らすため、通常、初期ピーク荷重が低くなるようにエネルギー吸収体を設計する。図 4.1 では、圧潰反力グラフと横軸の挟む面積は衝突エネルギー吸収量に相当するため、理想的なエネルギー吸収体としては、赤い線で示すように、比較的低い初期ピーク荷重を持ち、圧潰変形途中では圧潰反力レベルを保ちながら安定的な圧潰変形を長く続けることが求められる。

前章の検討結果により、反転らせん型折紙構造は主に折線と三角形平面から構成され、その衝突エネルギー性能に大きく影響しており、また折線を配置することで、折線に沿う方向に曲げ剛性が大きくなり、逆に折線の垂直方向に沿って曲げ剛性が小さくなる特性が存在する。実際に反転らせん型折紙構造を設計する時、軸方向と斜め方向または垂直方向に沿って配置した折線により座屈しわの発生を誘導する効果を持たせて、軸方向に沿って配置した折線により圧潰変形に対する反力を補強する効果を持たせることによって、反転らせん型折紙構造の衝突エネルギー吸収量を向上する効

果が確認できる。

本章では、反転ねじり型折紙構造の設計法と発想に従い、軸方向と斜め方向または垂直方向に沿って配置した折線の特徴を活かし、図 4.2 に示すように円筒素材の軸方向に沿って等間隔で突起部を設ける形で新たな CAP を提案する。図 4.3 に示すように前章の部分加熱回転加工法で成形した反転ねじり型折紙構造と比べて、反転ねじり型折紙構造は非軸対称要素から、CAP 構造は軸対称要素に変わっていることが判る。ただし、新しく提案した CAP 構造については、2 つほど問題点があり確認する必要がある。1 つは CAP 構造の加工方法を検討し実用化することで、もう 1 つは加工された CAP 構造が十分な衝突エネルギー吸収性能をもつかを検証することである。

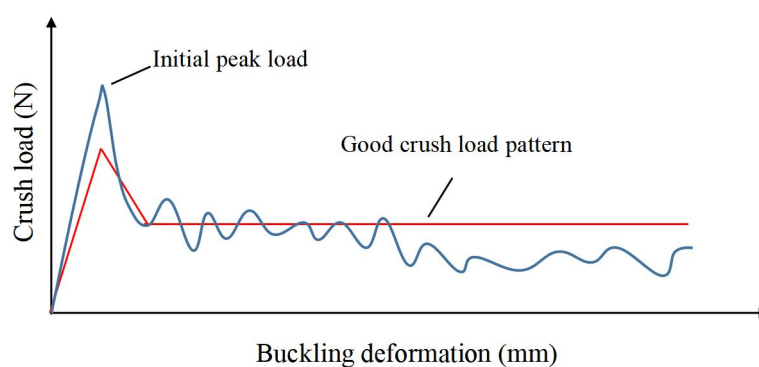


Figure 4.1 Change of crush load during buckling deformation

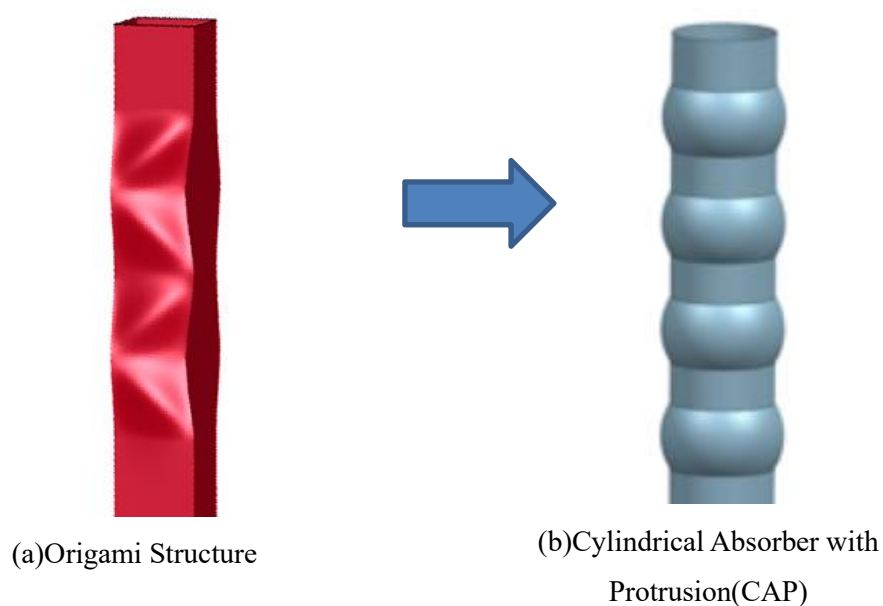


Figure 4.2 Structural comparison

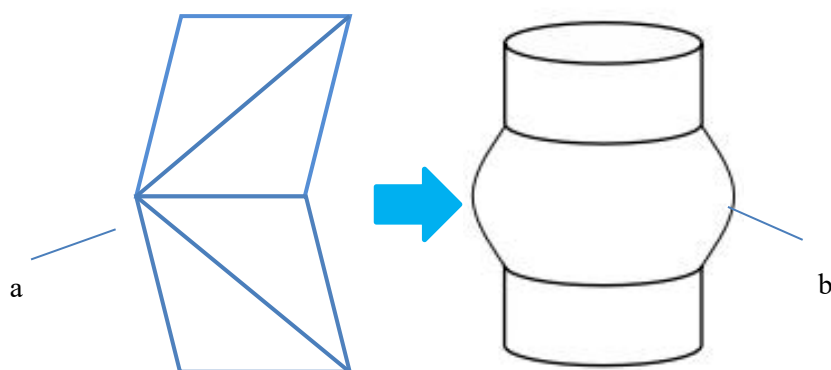


Figure 4.3 Surface elements for structures

ここでは、CAP 構造の加工法として、図 4.4 に示す逐次部分張り出し加工法を提案する。まず、円形断面の薄肉角筒素材を用意し、それから、軸方向に沿って決められた間隔に置き成形金型で円筒素材を固定して、円筒素材の中に円柱状のゴムと金属丸棒を入れて、両端から円筒素材の中にある金属丸棒に圧力を加えて、円柱状のゴムを外側へ膨らませることによって、円筒成形素材の一部だけを外側にある金型に貼り付けるように塑性変形させることによって、一段の CAP 構造が成形できる。図 4.4(a) に示すのは、第 1 段目の CAP 形状の成形概要図であり、金型の成形部位①では、ゴムが膨らんで最初の CAP 形状が成形される。図 4.4(b) に示すのは、次の任意段目の CAP の成形概要図であり、型締めをして、既に成形した CAP 形状を金型位置①に密接に合わせることによって、円筒成形素材が正確な成形位置にセットされる。両端から円筒成形素材の中にある金属丸棒に圧力を加えて、金型の成形部位②における円柱状のゴムを外側へ膨らませることによって、次の CAP が得られる。このような成形工程を軸方向へ逐次繰り返して、最終的な CAP が得られる。

ただし、ゴムがチューブ内で圧力を受けている場合、ゴムが膨張する領域と膨張の仕方を予測することは困難であるため、ゴムが膨張する領域を制限する必要がある。非変形領域を制御するために金型内に固定領域が必要であり、逐次部分張り出し成形法が可能と考えられます。ただし、この種の金型を使用して加工する場合は、圧縮時にゴムの相対変位と塑性変形時に金型にかかる最大荷重を検討する必要がある。

図 4.2 に示す CAP 構造を図 4.4 に示す逐次部分張り出し成形法で加工することを実現

するために、その成形性能を左右する圧縮距離とゴムと金型の相対位置、そして、逐次部分張り出し成形法を適用した場合、CAP 構造の成形性能を検討する必要がある。

4.2 部分張り出し加工法の解析モデル

部分張り出し加工法の成形性能を検証するため、FEM を使い成形過程のシミュレーションを行った解析モデルを図 4.5 に示す。成形解析モデルは円柱状ゴム、円筒素材と金型の 3 つの部分から構成される。まず、円柱状ゴムを円筒素材の内部に挿入して、金型の下成形部分にゴムの膨張する部分を置いて、金型が移動し閉じる。それから、ゴムの下端面を固定して、ゴムの上端面に下向きの強制変位を加えて、一段の張り出し成形工程を解析する。次に、金型を外して、ゴムを上に移動して、金型の上成形部分にゴムの膨張する部分を置いて、前の成形工程と同様に、同じな方向へゴムの上端面に強制変位を加えて、次の段の張り出し成形工程を解析することができる。また、同じように部分張り出しによる成形作業を繰り返して、最後に CAP 構造全体までの成形解析結果が得られる。

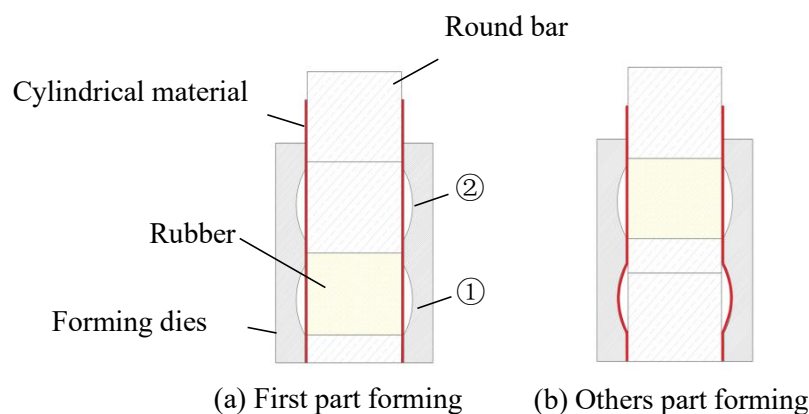


Figure 4.4 The sequential partial bulging plastic forming method using the rubber

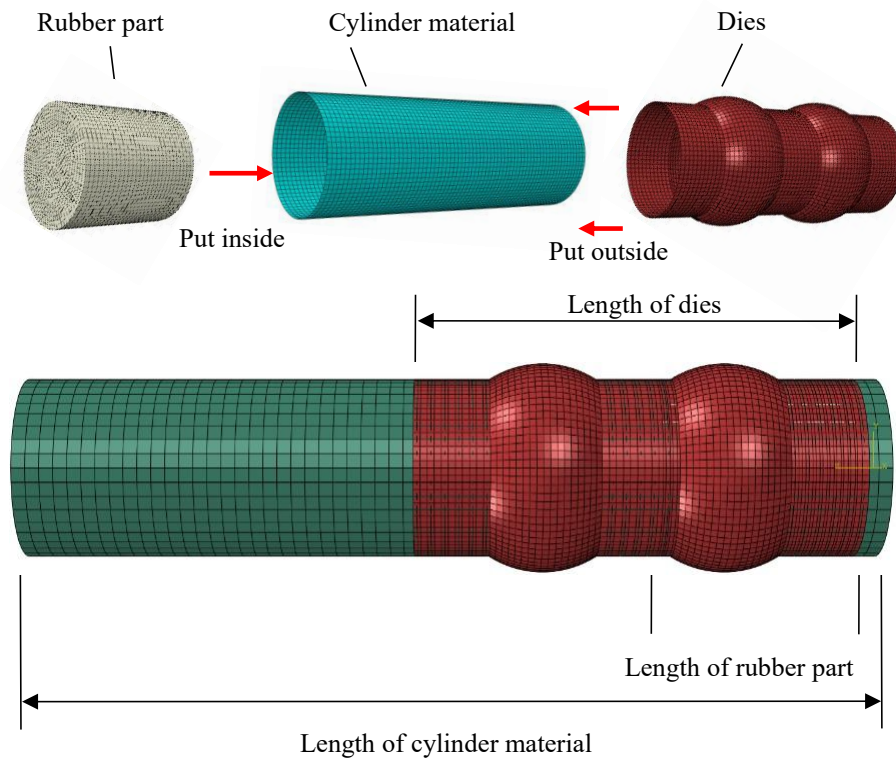
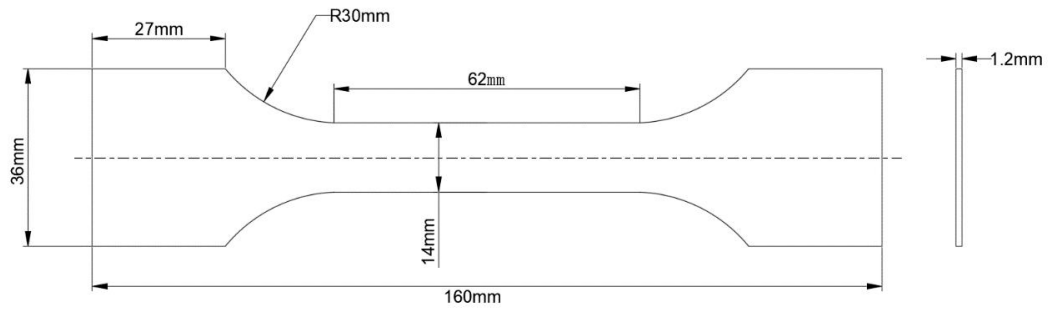


Figure 4.5 Model used for finite-element simulation of the CAP

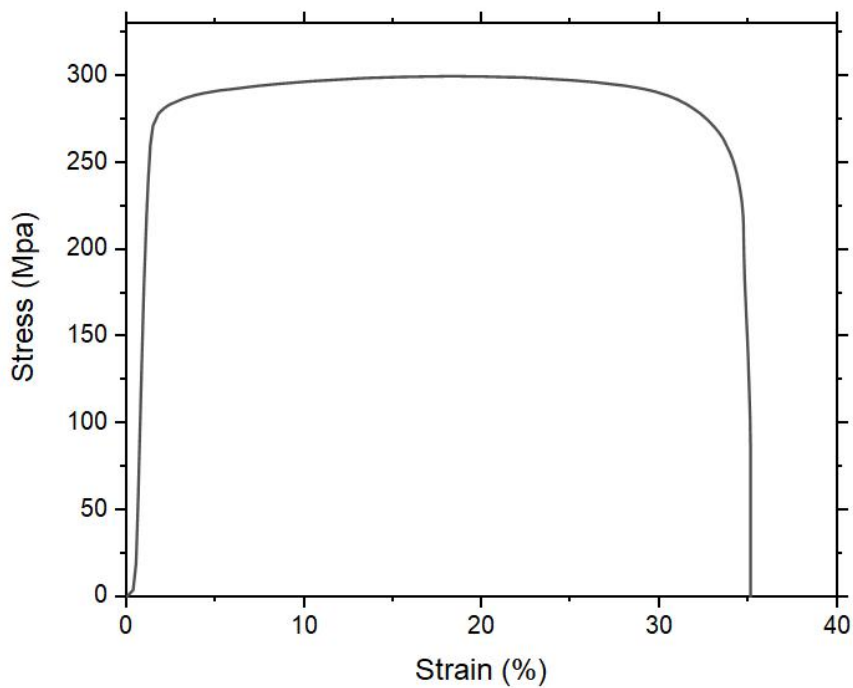
各部品の接触面に接触解析条件を適用し、その摩擦係数を 0.15 とする．成形加工の荷重条件としては、円柱状ゴムの上端から強制変位 15mm を加える．その内、金型には剛体モデル、円柱状ゴムには Mooney-Rivlin 材料モデル、円筒素材には弾塑性材料モデルをそれぞれ適用する．解析モデルの総節点数は 141368，総要素数は 54477 である．

4.2.1 材料特性

本章では、すべてのサンプルが鉄 STKM11A であり、ASTM E8M-2004 規格に従って引張試験機で応力-ひずみ特性を試験した．サンプルはワイヤーカットで加工されており、寸法公差は図 4.6(a)に示すように $\pm 20\mu\text{m}$ 以内．試験機と試験片、および実験データを処理して得られた応力-ひずみ曲線を図 4.6(b)に示す．サンプルのパラメータは密度 $\rho=7.8 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ ，ヤング率 $E = 213 \text{GPa}$ ，ポアソン比 $\mu=0.3$ ，降伏応力 270MPa，極限応力 295.8MPa．



(a)



(b)

Figure 4.6 Stress and strain experiment

(a)Size of test piece (b)Stress-strain curve

円筒パイプ素材に与える時系列の荷重を図 4.7 に示す. 0~0.01 秒では, 2 つに分かれた金型をそれぞれ中心軸方向へ 3mm 移動し円筒素材をしっかり締め付ける. それから 0.01~0.02 秒では, ゴムの下端面を固定して, ゴムの上端面に下向きの強制変位を加えて, 張り出し部分の金型で円筒素材を締め付けたまま膨張させ, それを張り出し塑性変形させる. 各解析過程における解析モデルを図 4.7 に示している.

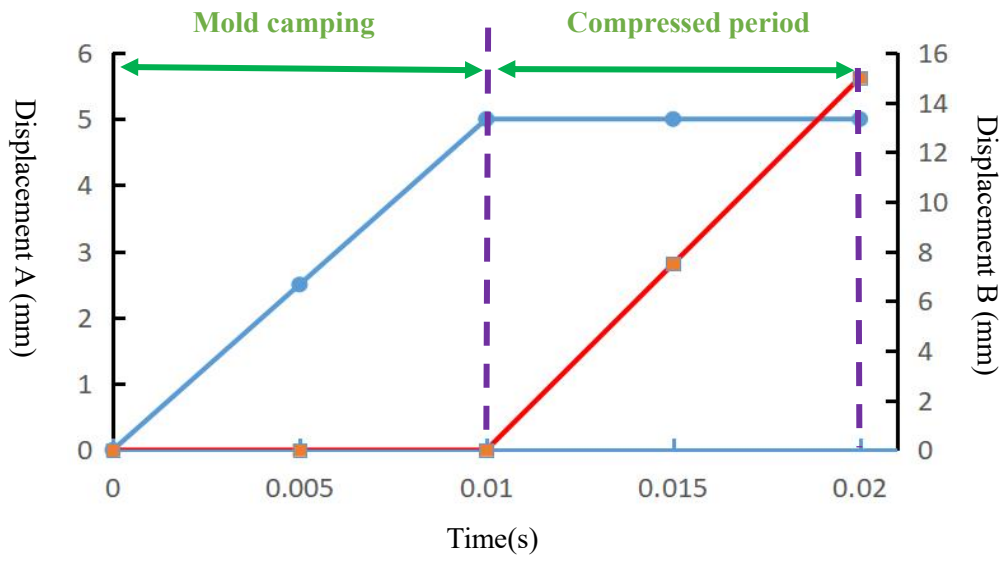


Figure 4.7 Progress of FEM

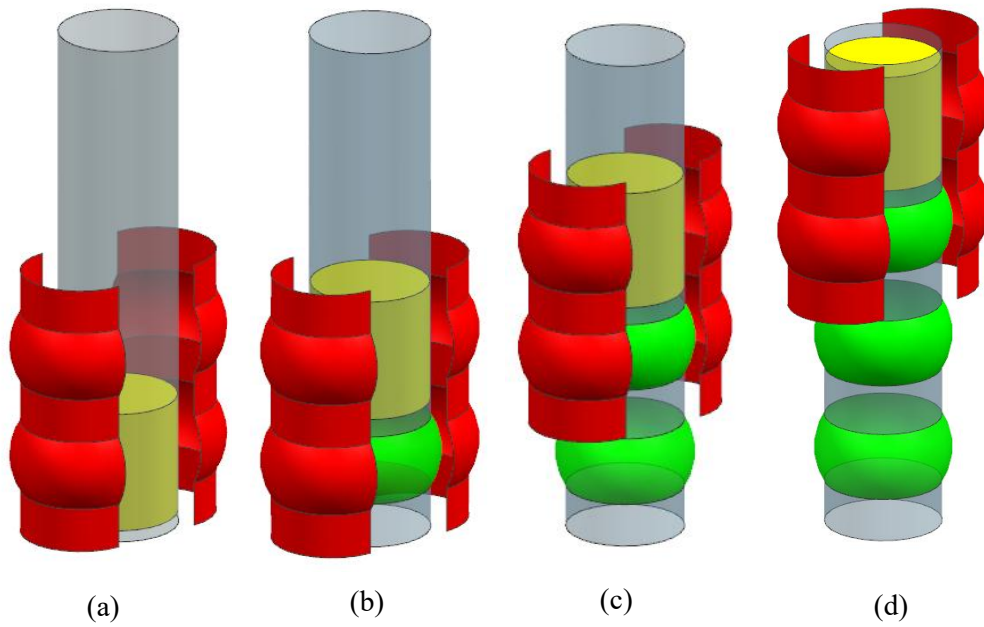


Figure 4.8 Forming process successive partial rubber-bulging method

(a) First step (b) Second step (c) Third step (d) Fourth step

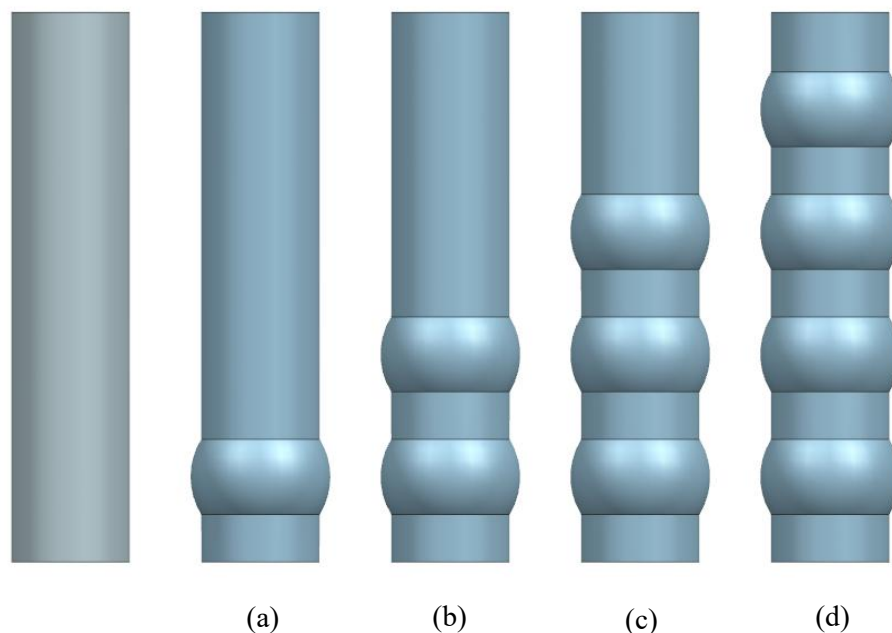


Figure 4.9 Formed structure

(a) First step (b) Second step (c) Third step (d) Fourth step

図 4.9 に示すのは、ゴム 48mm で成形解析した結果である。ここでは、ゴムの長さに合わせて、成形する時に圧縮距離から成形精度への影響はとても重要であるので、次節から、部分張り出し成形法の加工パラメータ及び成形精度に及ぼす影響要因などについて詳しく検討する。

4.2.2 圧縮距離と成形精度の検討

塑性変形部分だけに対してゴムを膨張しながら成形させることで、小さい加工荷重を加えても成形が可能となることで、2つの利点があると考えられる。1つは、ゴムの膨張はポリマー材料であり、ゴムは圧力下で膨張した後も軸対称に変形するため、ゴムの加工精度と金型のシール性は非常に高くする必要がなくで、また成形後の弾性回復なので、ゴムは再利用できる可能性がある。もう1つは、ゴムの硬度が低いため、塑性加工後の材料表面への損傷は非常に少なくで、成形精度向上に有利となる。

図 4.10 に示すように成形前後で節点 A1 と金型の距離は $d1$ と $D1$ を使い左側膨張

部分の成形精度を，A2 と金型の距離は d_2 と D_2 を使い真ん中膨張部分の成形精度を，A3 と金型の距離は d_2 と D_2 を使い右膨張部分の成形精度を評価する．具体的には，本章の成形検討に用いる円筒パイプ素材の平均直径 51.5mm で，成形後節点と金型の距離を用いて，次式のように成形誤差 λ を定義することができる．

$$\lambda = \frac{d-D}{d} \times 100\% \quad (4-1)$$

ここでは，もし成形誤差 $\lambda=0$ であれば，金型の成形部分と突起部外側の隙間が 0 になるため，完全に張り出し塑性変形ができたと考えても良いが，逆に成形誤差 λ が大きくなればなるほど，隙間が大きくなり，張り出し成形品質も悪くなると考えられる．

一方，圧縮距離より成形精度への影響を調べるため，塑性成形部分に与える圧縮距離 t を 10mm，11mm，12mm，13mm，14mm と 15mm とし，それぞれ成形解析を行い，図 5.11 に示すペア節点の変位差を使い成形精度を検討する．

以上までの解析条件を使い成形解析を行い，得られた結果を整理し，表 4.1 と図 4.11 に示す．これらの結果により，圧縮距離の増加に伴い成形誤差も小さくなり，圧縮距離が 13mm になった時に，最大成形誤差 λ が 1%以下になったため，本章の提案する部分張り出し成形法の圧縮距離を 13cm とする．

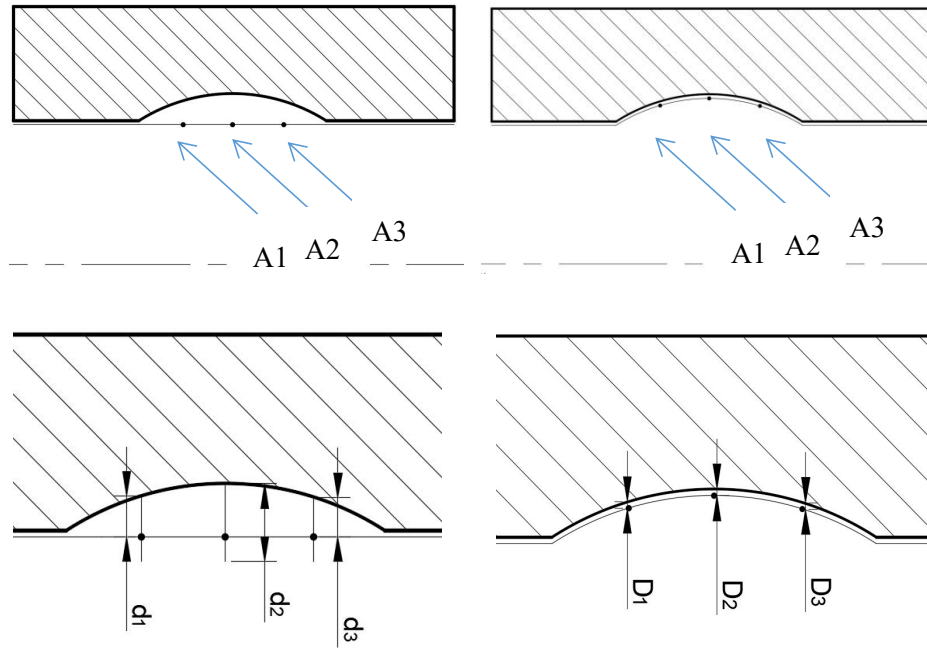


Figure 4.10 Model of successive partial rubber-bulging

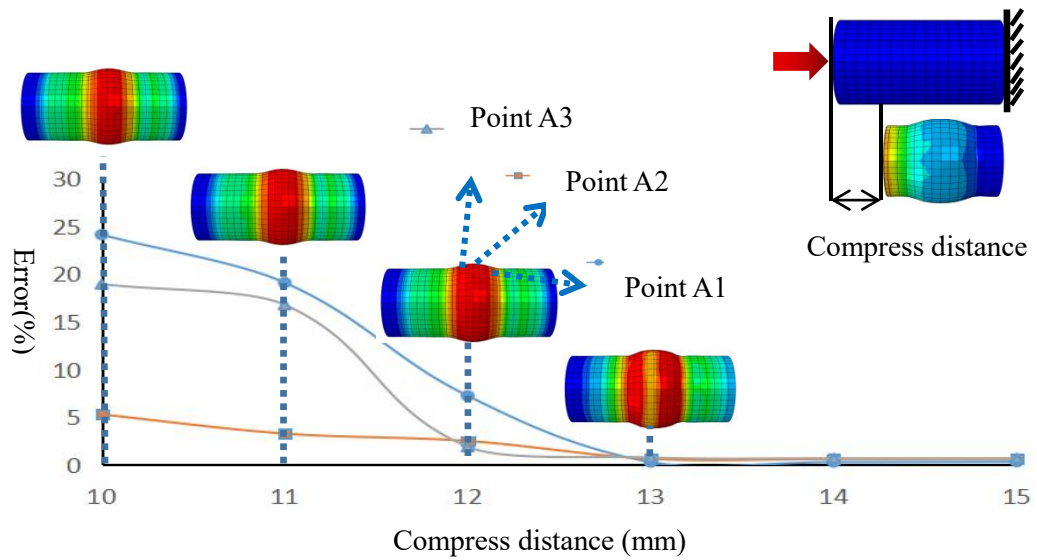


Figure 4.11 Relationship between compressed distances and error (λ)

Table 4.1 Distance between points in different compressed distances

Compression distance	Measuring point	Distance/d (mm)	Distance/d (mm)	Relative distance (mm)	Error/λ (%)
10mm	A1	2.65	2.011	0.639	24.11
	A2	4.5	4.262	0.238	5.29
	A3	2.45	1.986	0.464	18.94
11mm	A1	2.65	2.144	0.506	19.09
	A2	4.5	4.352	0.148	3.29
	A3	2.45	2.039	0.411	16.78
12mm	A1	2.65	2.458	0.192	7.25
	A2	4.5	4.387	0.113	2.51
	A3	2.45	2.403	0.047	1.92
13mm	A1	2.65	2.642	0.008	0.30
	A2	4.5	4.471	0.029	0.64
	A3	2.45	2.431	0.019	0.78
14mm	A1	2.65	2.641	0.009	0.34
	A2	4.5	4.472	0.028	0.62
	A3	2.45	2.433	0.017	0.69
15mm	A1	2.65	2.641	0.009	0.34
	A2	4.5	4.472	0.028	0.62
	A3	2.45	2.433	0.017	0.69

4.3 成形した CAP 構造の品質検討

4.3.1 板厚分布

前章で部分張り出し成形法による CAP 構造成形過程に対して成形解析を行い，成形性能等を比較し検討する．図 4.12(a)に部分張り出し成形法による CAP 構造の成形解析モデルを示す．節点数は 141368，角筒素材の要素の平均寸法は 2.0mm，要素数は 22050 であり，治具の要素の平均寸法は 1.0mm，要素数は 20148 である．成形法に使用する素材の寸法は同様とし，長さ 210mm，周長 150mm，板厚 1.2mm である．

図 4.12(b)に部分張り出し成形法の成形荷重グラフを示し，0～0.02 秒では，2 つに分かれた金型をそれぞれ中心軸方向へ 5mm 移動し円筒パイプ素材をしっかりと締め付ける．それから 0.02～0.04 秒では，張り出し部分の金型で円筒素材を締め付けた後で，ゴムを 13mm 圧縮させ，それを張り出し塑性変形させる．

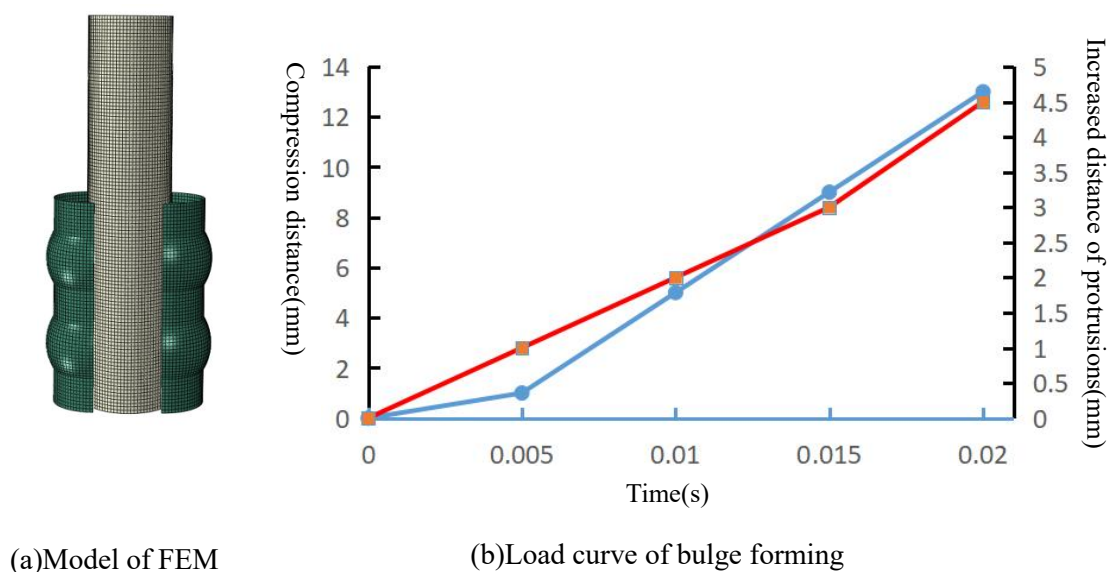


Figure 4.12 Forming progress of FEM

以上の条件の下でそれぞれ成形解析を行い，得られた成形品の形状と板厚分布を図 4.13 に示す．同図で，コンター図の赤い部分は板厚が薄いことを示し， T_{\max} と T_{\min} はそれぞれ最大と最小の板厚を示している．部分張り出し加工法で成形した CAP 構造の最小板厚は 1.0953mm で，元の板厚より僅か 8.7%減少となった．よって，部分張り出し加工法のほうがより安定的に成形できることが示されている．

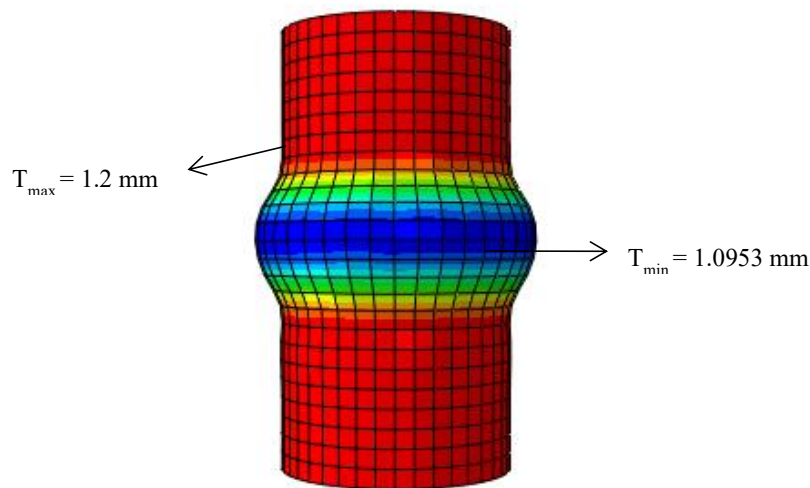


Figure 4.13 Thickness distributions for origami structures

ここでは，塑性成形メカニズムの観点から，本章の提案した部分張り出し加工法でつくった CAP 構造の板厚分布を検討して見る．部分張り出し成形途中の 0.007, 0.009 と 0.100 秒における横断面形状と成形品の 2 段部分の板厚分布を図 4.14 に示す．同図で，青色は板厚が薄く，赤色は板厚が厚くなることを示している．

図 4.15 により,部分張り出し成形法は3つの成形過程に分けられると考えられる．まず，同図(a)に示すように，成形の初期段階では，3つに分けられた金型は外側から中心軸方向へ変位で移動し円筒パイプ素材を締め付け，金型が円筒パイプ素材の A 点近傍を部分的に接触し押し付けることにより，一部の板厚がやや厚くなる傾向が見える．

次に，同図(b)に示すように，成形の中間段階では，金型の B 点の近傍にある円筒パイプ素材は，内部の液圧 P を受けて張り出し変形をすることによって，B 点の近傍の板厚が比較的薄くなる傾向が容易に見える．

最後に，同図(c)に示すように，成形の最終段階では，円筒パイプ素材が金型表面に

しっかり貼り付けられるように円筒パイプ素材に面内張力 M が生じ、それらの作用によって、突起部の真ん中部分是最も薄くなり、他の部分は中央の両側に沿っており、肉厚減少率は小さくなることが理解できる。

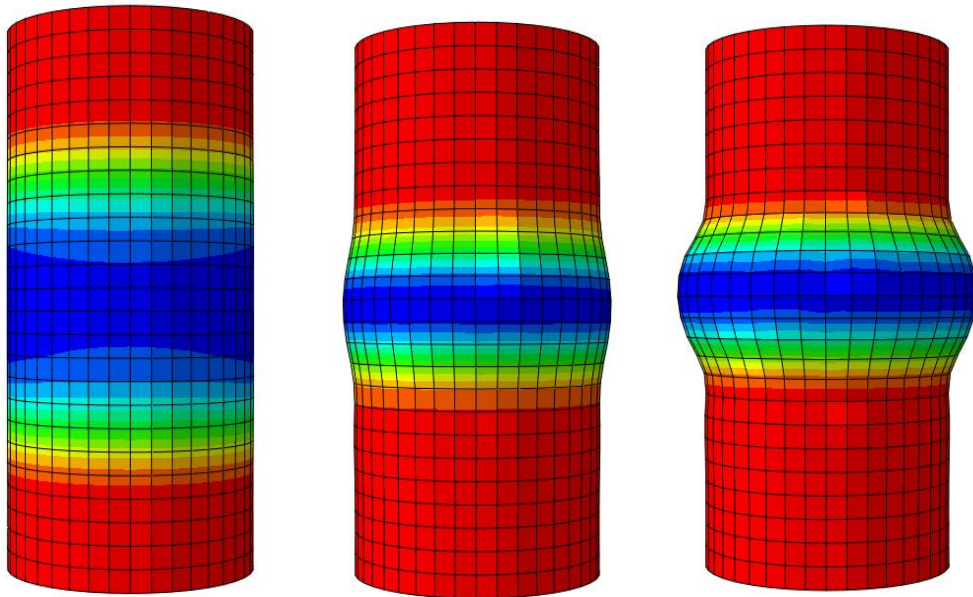


Figure 4.14 Thickness distributions for CAP.

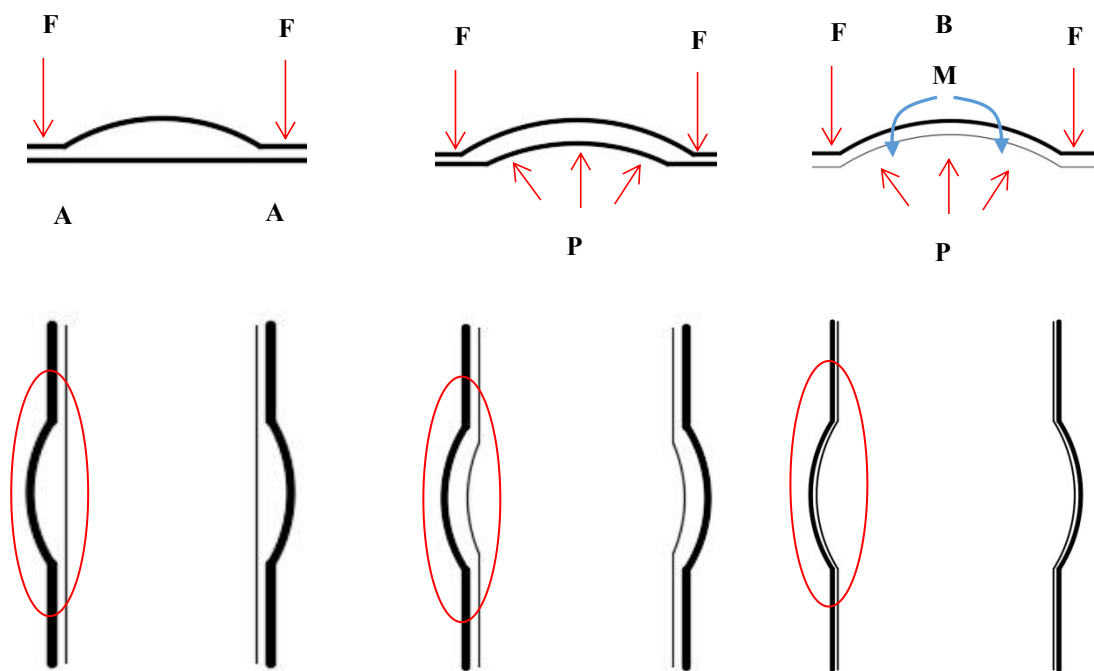


Figure 4.15 Forming mechanism of successive partial rubber-bulging method

4.3.2 ゴム直径の変化による成形荷重への影響

部分張り出し加工法を用い CAP 構造を成形するためのゴム直径の設定は非常に重要な加工ポイントになる。ここでは、ゴム直径の変化による成形荷重への影響を検討する。

ゴム直径より成形精度への影響を調べるため、塑性成形部分に与えるゴム直径 r を 46cm, 46.5cm, 47cm, 47.5cm, 48cm と 48.5cm とし、部分張り出し加工法の解析モデルを使い、他の解析条件と同じ条件で、それぞれ成形解析を行い、部分張り出し塑性変形に必要な加工荷重に相当するゴム直径の解析結果を図 4.16 にまとめる。

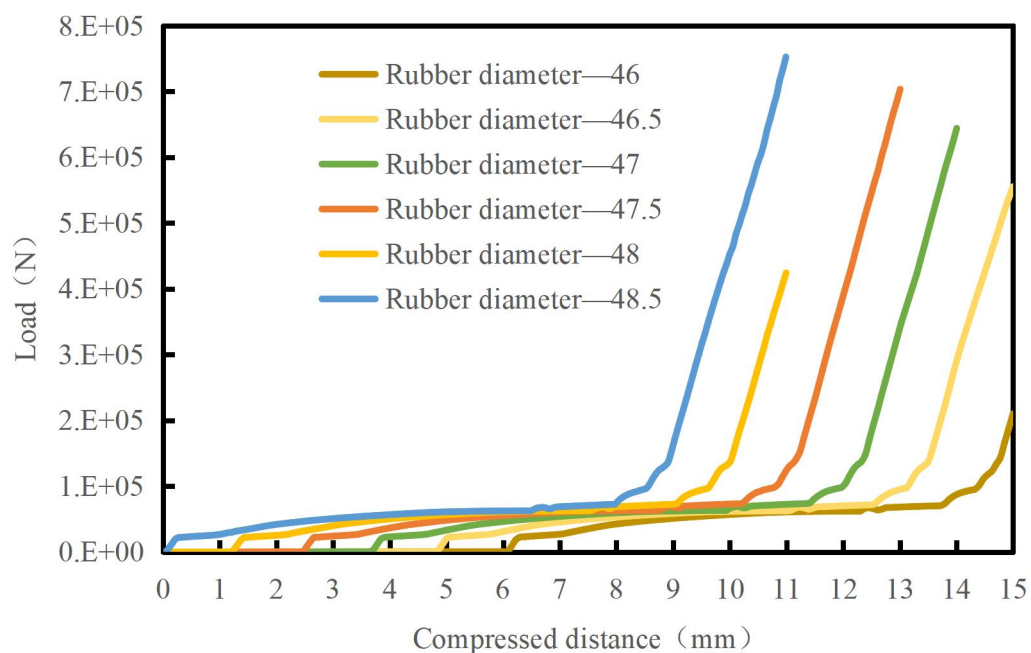


Figure 4.16 Thickness distributions for CAP

加工中、圧縮量の増加に伴い、ゴムとパイプ壁が密着し、圧力の継続的な増加は摩擦力の増加につながり、加工に必要な圧力値も増加し、この状況は、塑性変形が発生する前だけでなく、塑性変形の途中にも発生することが予測できる。

図 4.16 により、部分張り出し加工を開始すると、金型が移動し 0.01 秒後に円筒パイプ素材の固定が終了する。従って、0.01 秒までは、張り出し塑性加工の圧力は 0 となっているが、0.01 秒を超えてから、ゴムの圧縮が開始し、張り出し塑性加工が開始し、圧力が 0 から急に増加して、その後、多少圧力の値が変動する傾向が見えるが、それらの圧力の平均値を比較すると、部分張り出しをすることによって、張り出し塑

性加工に必要となる最小さい圧力値 140.44kN に対し，ゴムの直径値は 48mm であることが判る．

ここでは，ゴム直径の調整により加工荷重が小さくなることによって，2つの有利点があると考えられる．1つは，ねじり塑性加工荷重が小さくなって，加工中に円筒素材の外部摩擦力が低下すると，塑性加工における材料が流れやすくなり，肉厚減少率が低下になる．もう1つは，加工時のゴムの摩耗を軽減し，繰り返し加工時の安定性を向上することが考えられる．

4.4 衝突エネルギー吸収性能の検討

本研究の検討する CAP の寸法を図 4.17 に示す．成形しない円筒部の直径は 50 mm，部分張り出す突起部の直径は 60 mm であり，円筒部の長さは 22 mm，突起部の長さは 33 mm であり，成形する前の円筒素材の肉厚は 1.2 mm である．

衝突エネルギー吸収性能を検討するため，部分張り出し加工法で成形した CAP 構造に対して，作成した解析モデルを図 4.18 に示す．解析モデルの寸法は図 4.17 と同様であり，成形解析で得られた板厚分布結果と材料特性をそれぞれの衝突解析モデルに反映させ，総節点数は 3001，総要素数は 2867 である．CAP の上下底部を剛体平板に固定し，CAP の上部から剛体平板で軸方向に沿って下へ強制変位で押し付ける．以上の解析条件を用い衝突解析を行い，結果を図 4.20～4.22 に示す．

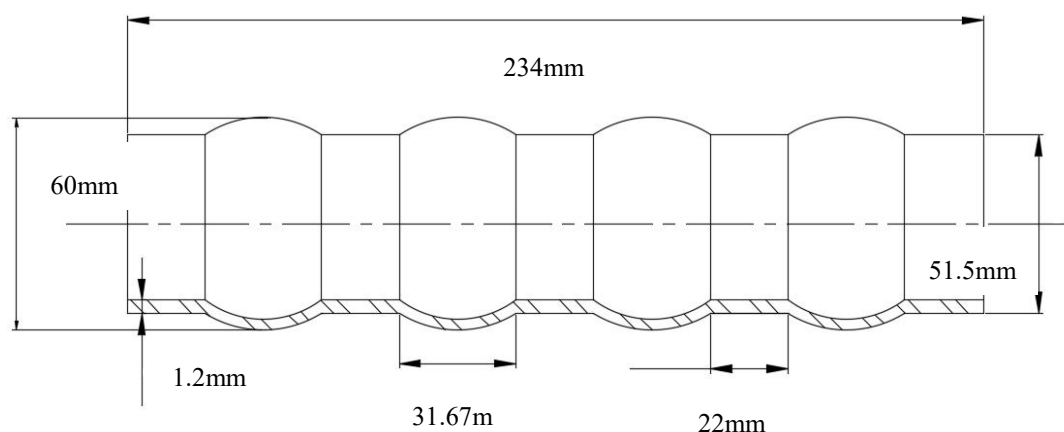


Figure 4.17 Sizes of CAP

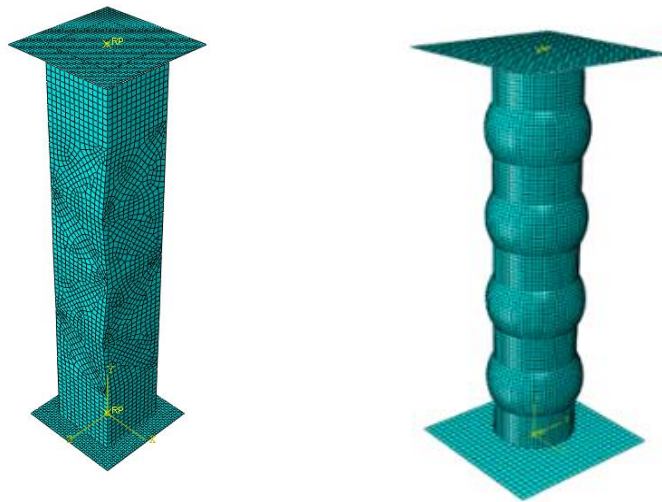


Figure 4.18 Crush model of CAP.

4.4.1 圧潰しわに対する誘導効果

上述のように，自動車サイドメンバーの衝突エネルギー吸収性能を向上するため，萩原らは，図 4.19 に示す，自動車のエネルギー吸収材であるサイドメンバー構造において，矩形断面の縦と横の寸法 a ， b に対して，間隔 $(a+b)/2$ を置き，切欠きまたは突起を入れる方法を提案した．その結果，切欠きと突起は有効に座屈しわの発生を誘導して，構造全体の座屈変形がアコーディオンのように横へ倒れることなく，座屈しわを順番に重ねて行くことによって，より多くの衝突エネルギーを吸収することが実現できた．

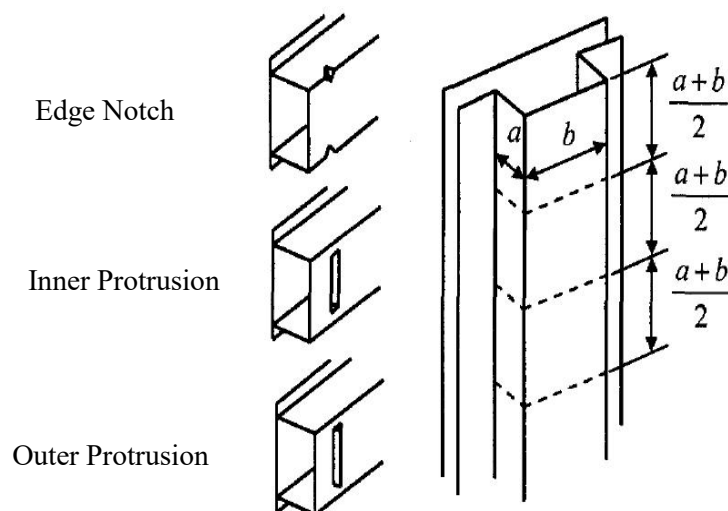


Figure 4.19 Modified side member (Hagiwara, et al, 1991).

一方、前章まで検討した反転らせん型折紙構造では、主に湾曲辺の三角形面要素から構成され、その衝突エネルギー性能に大きく影響しており、また折線を配置することで、折線に沿う方向に曲げ剛性が大きくなり、逆に折線の垂直方向に沿って曲げ剛性が小さくなる特性が存在する。圧潰時、軸方向と斜め方向または垂直方向に沿って配置した折線により座屈しわの発生を誘導する効果を持たせて、軸方向に沿って配置した折線により圧潰変形に対する反力を補強する効果を持たせることによって、反転らせん型折紙構造の衝突エネルギー吸収量を向上する効果が確認できる。

ただし、圧潰プロセス中に、折紙構造は軸対称構造ではないため、力は主に湾曲辺を介して伝導され、力が均一に伝導されないという事実にもつながる。前章で折紙構造の反力曲線から明らかなように、グラフの峰部と谷部にある反力が不均一になっている傾向があり、それによって、反転ねじり型折紙構造の圧潰変形に対する反力が変化し、衝突エネルギー吸収性能にも影響があることが考えられる。

解析した結果を図 4.20 に示す。折紙構造の応力分布は同じな水準面で応力分布は均一ではなくで、段の境界部にローカル応力集中が生じて、CAP 構造の応力分布を均一に分布することが容易に見える。よって、本報の提案する CAP 構造の軸対称曲面要素は力をより適切に伝達できるため、応力分布がより均一になる。図 4.21 に示すように圧潰変形の進行に伴い、CAP の中心軸に沿って互いに直角で交差する部分壁構造 (Partial Wall Structure, 以下 PWS) が自然に形成される現象が確認できる。この PWS が互いに支えることで、圧潰変形が比較的長く続けられ、衝撃エネルギー吸収性能改善に有利と思われる。

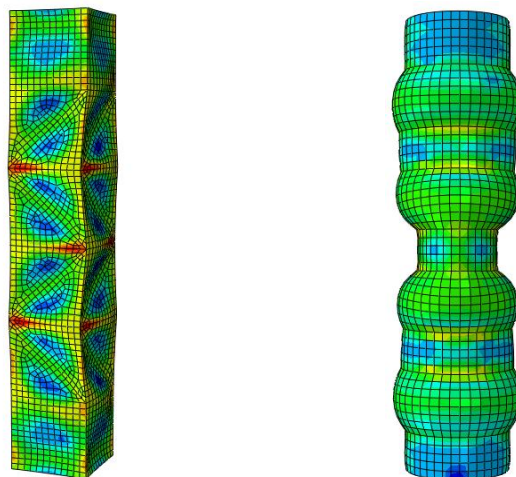


Figure 4.20 Result of crush model .

圧潰変形の初期段階では、軸方向の圧縮力により初期座屈が発生する初期ピーク荷重が現れ、その後、CAP の圧潰しわは部分張り出し成形部分に誘導され、自然に形成された直交に交差する PWS が互いに支え合う影響で、CAP の圧潰反力は 25 kN 前後で安定するようになる。さらに圧潰変形が 100 mm を過ぎた後半になって、各段の形成した PWS が互いに接触し始めてから、圧潰反力が再び高くなる特徴が確認できる。

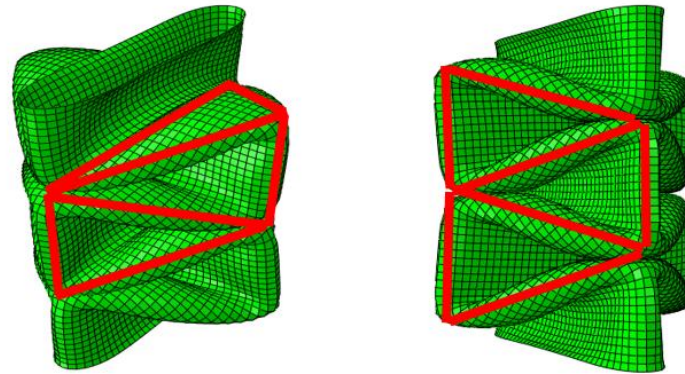


Figure 4.21 Partial truss configuration with orthogonal wall

図 2.1 に示す理想的なエネルギー吸収体の圧潰反力グラフと比較して、図 4.22 の圧潰反力グラフはほとんど同じ特徴を持つことを示しており、さらに圧潰変形の後半においては、圧潰反力が再び高くなるが見える。

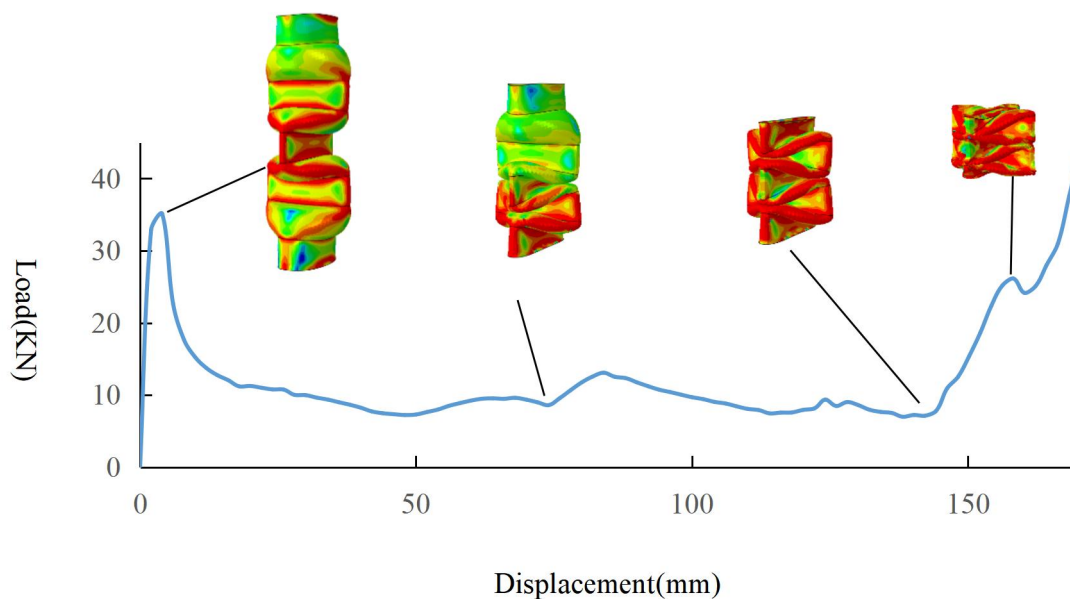


Figure 4.22 Crushing load distribution of the cylinder and its states during its deformation

4.5 CAP 型の衝突エネルギー吸収構造の試作実験による検証

図 4.23 に示すのはゴム弾性を利用した逐次部分張り出し成形装置の設計案である。図示のように、成形装置は、油圧ジャッキ、固定治具、金型部分と架台から構成される。金型テーブルは、フレーム中央のガイド レール部分にあり、4 つの回転プーリで支えられている。

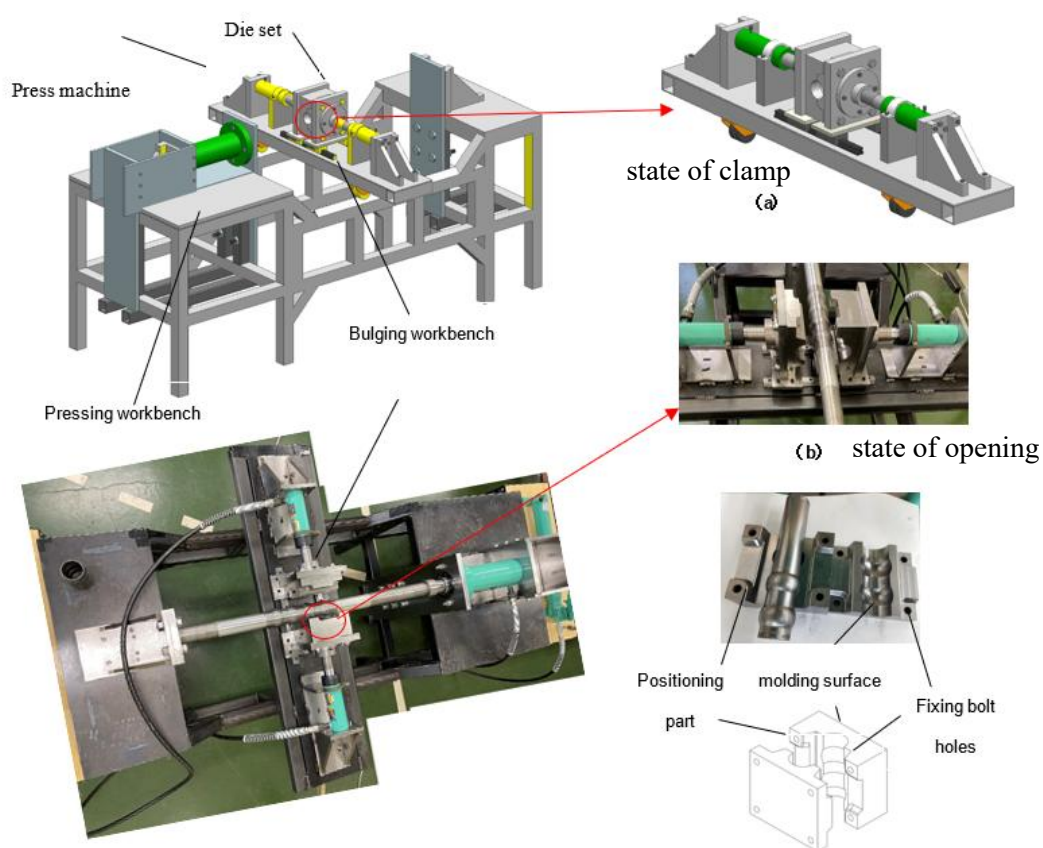


Figure 4.23 Mold setting and device used for the successive partial rubber-bulging method.

図 4.24 に示すのは、実際に CAP を部分張り出し加工法で成形する様子である。具体的には、次の手順に従い CAP の成形作業を進めて行く。

(1)成形用の円筒素材の中に金属丸棒とゴムをセットし、金型テーブルを移動しながら成形位置に合わせて調整する(図 4.24(e)).

(2)固定用油圧ジャッキを使い、金型が移動し閉じ、固定圧力を成形過程において 25MPa 前後に保つように設定する(図 4.24(f)).

(3)成形用油圧ジャッキを使い, 手動の増圧ポンプで液圧シリンダーに圧力を加えて, 制限変位パッドを徐々に下に移動させて, 制限面と円管を接触して, 成形した第1段CAPを得られた(図 4.24(a)).

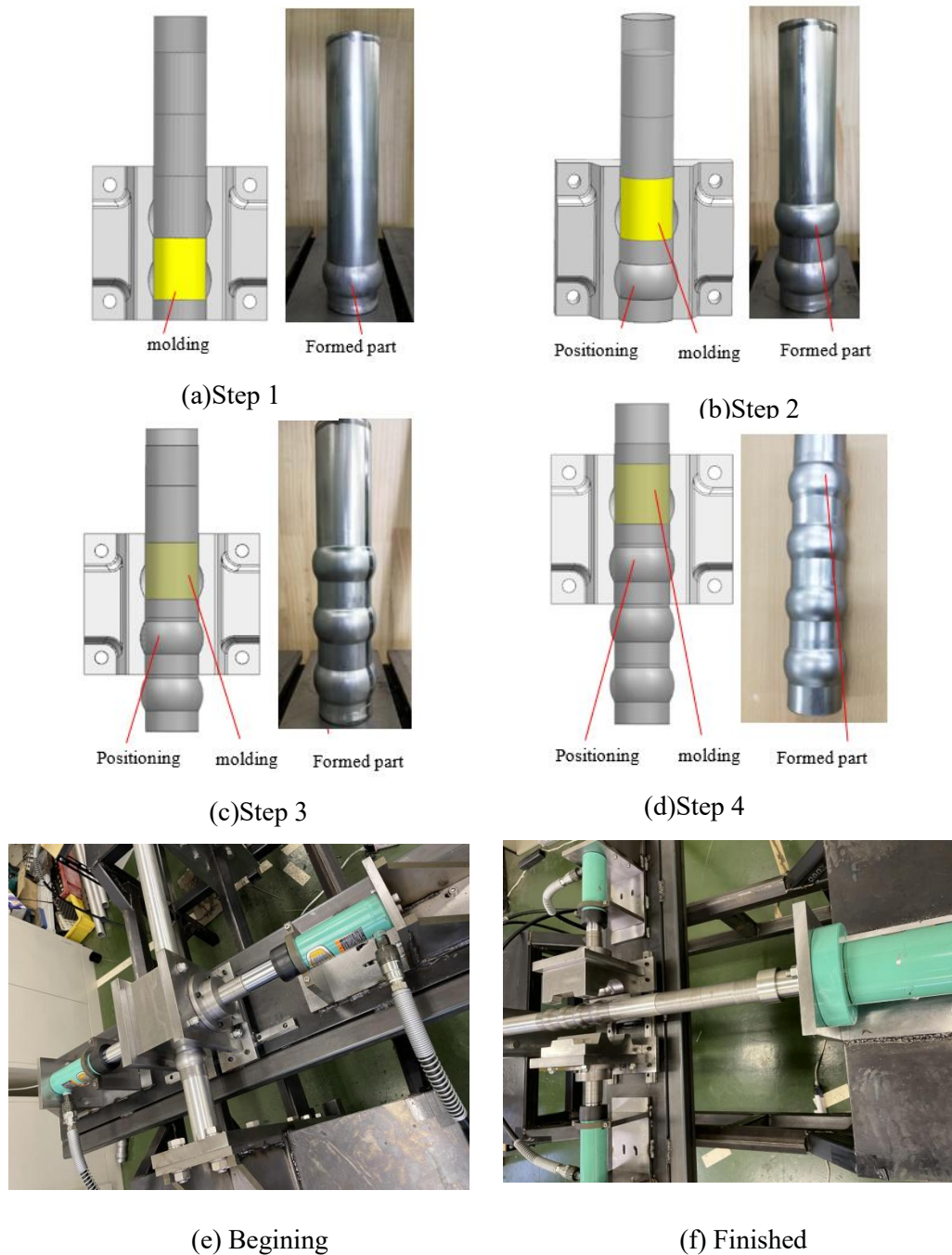


Figure 4.24 Progress of manufacturing.

(4) 液圧シリンダーの圧力を抜き出し、金属丸棒とゴムの位置を調整し、金型テーブルを移動しながら成形位置に合わせて調整し、同様な塑性成形を行う塑性成形を行う(図 4.24(a)-(c)).

(5) 円パイプの軸方向に沿って、各成形段に対し順番に同様な部分張り出し成形作業を行い、最終的に CAP 構造が得られる(図 4.24(d)).

これをワイヤーカットで加工し、管壁は軸方向に沿って測定され、同じ水準で、3つのグループに分け、各グループで直径と肉厚を測定のために点が取られる。測定点は 1 から順に並べてあり、横軸は通し番号であり、縦軸は通し番号の点に対応する肉厚さ値であり、測定結果をそれぞれ図 4.25 と図 4.26 に示す。図 4.27 に突起部半径の変化グラフを示す。

円周方向の肉厚さ変化 図 4.25 に示すように、ZX1, ZX2, ZX3 は、それぞれ突起の真ん中と左側と右側にある。中間位置に近づくほど、突起部の最大半径が大きくなり、管の肉厚さが薄くなり、肉厚さ減少率が高くなる。計算後、円周方向で肉厚変化率の最大値が 3.88% であり、平均変化率 1.82% が得られた。

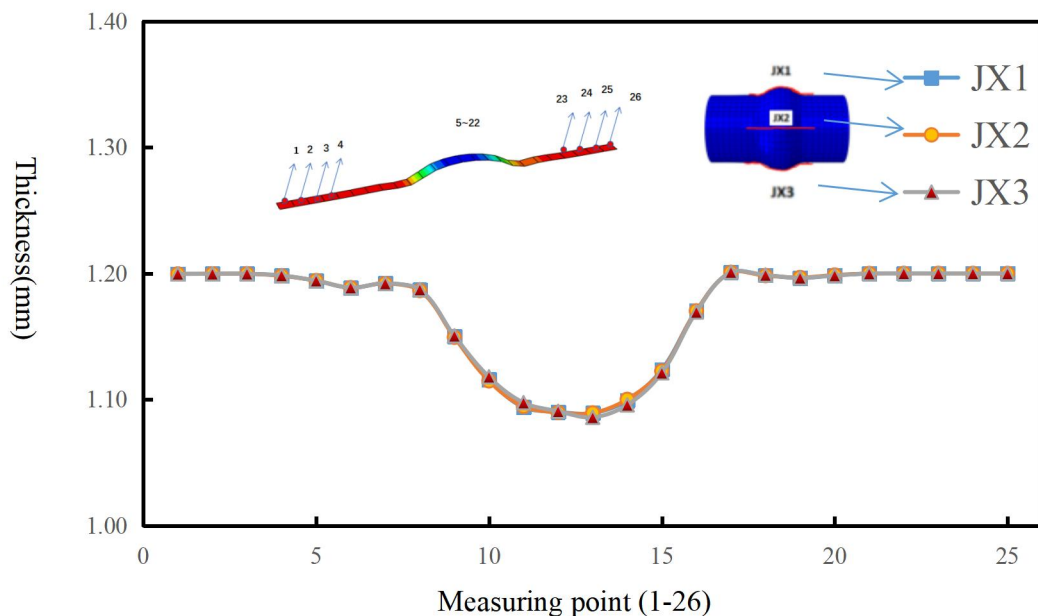


Figure 4.25 Result of thickness(Axial)

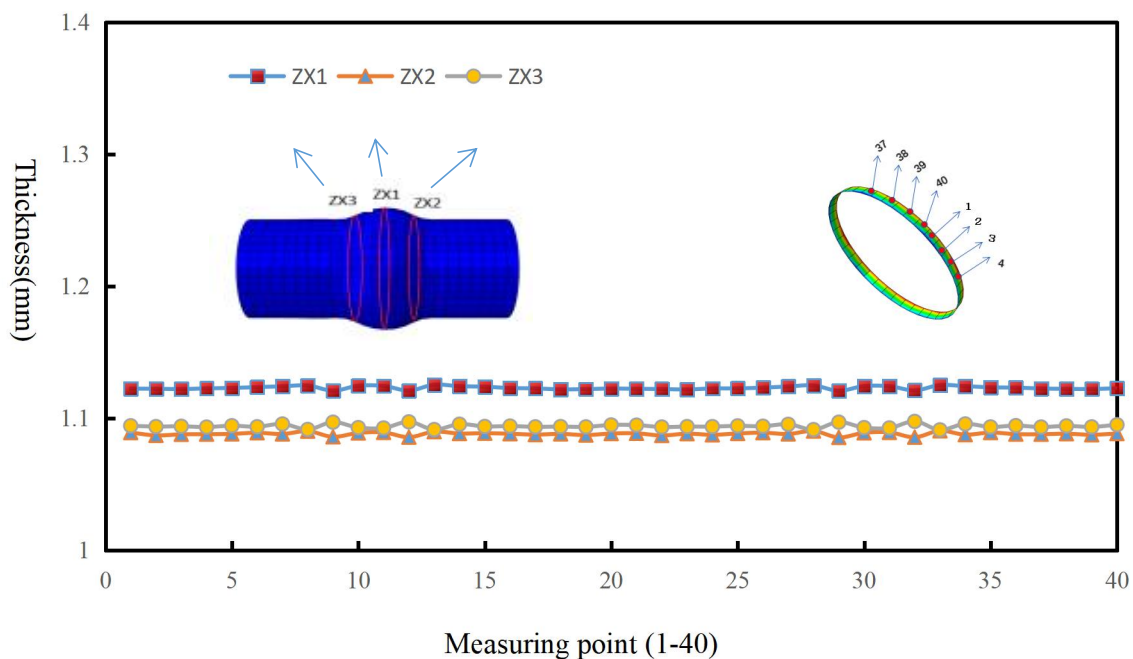


Figure 4.26 Result of thickness(Circumferential)

管の軸方向で肉厚の測定始点と終点は同じ水平面上にあり、互いに平行であり、測定結果を図 4.26 に示す。肉厚さの変化は円周方向と一致しており、突起の中心に近づくほど肉厚さが小さくなり、肉厚さ減少率が高くなる。計算後、円周方向の肉厚変化率は最大値 3.69%であり、平均変化率 1.12%が得られた。円周方向で突起部半径増加量の変化図 4.27 に示すように、突起の中心に近づくにつれて増加量が大きくなっている。半径の変化率は 1.69%であり、平均変化率は 0.78%である。上記の結果を表 4.2 にまとめる。

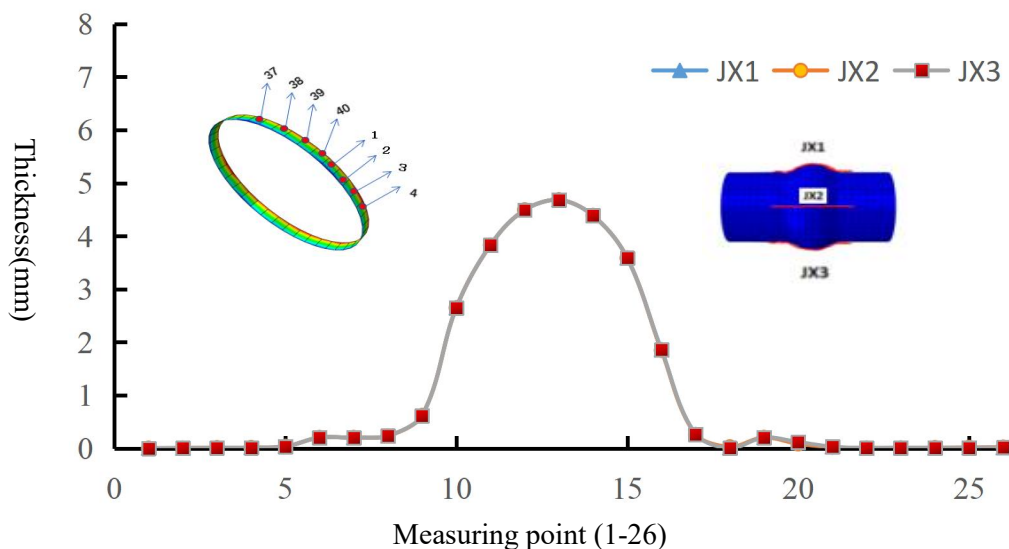


Figure 4.27 Result of increased radius(Axial)

Table 4.2 Forming quality evaluation index(successive partial rubber-bulging method)

Variable	Thickness change rate(radial direction)	Thickness change rate(circumference direction)	Radius increase(radial direction)
Max value(%)	3.88	3.69	1.69
Average value(%)	1.82	1.12	0.78

解析して得られたCAPの軸方向に沿って円筒素材板厚分布の結果を図4.28に示す。赤い線は解析結果、青い線は実験結果を示す。○または△の標記は板厚測定点を示し、CAPの測定位置を図4.28の写真で示す。

図4.28により、得られた解析値と測定値は傾向的に一致しており、最も薄くなったのは部分張り出しによる突起部の中央にあり、その最小板厚の解析値 1.083 mm、測定値 1.090 mm である。成形前の板厚 1.20 mm に対して、測定値を用い計算した相対板厚減少率は $(1.20 - 1.09) / 1.20 = 10.1\%$ であり、提案するゴム弾性による逐次部分張り出し成形法は安定的にCAPを加工することがわかる[81-82]。

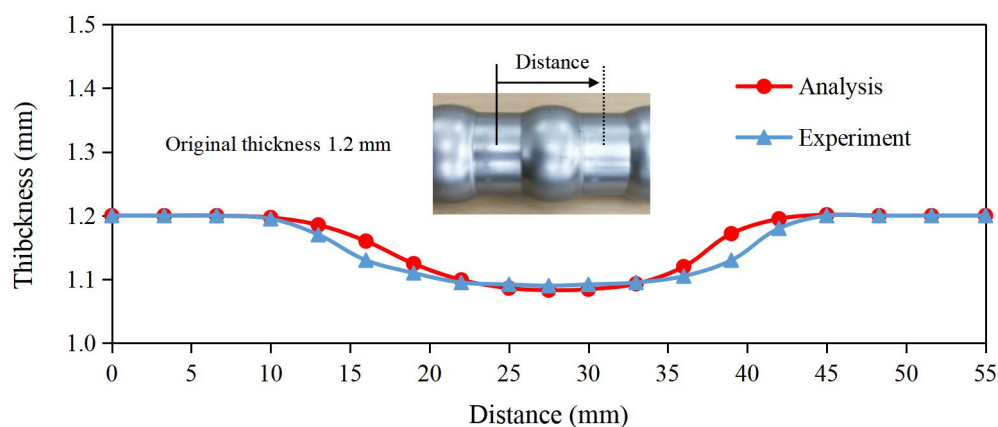


Figure 4.28 Thickness distribution of the formed CAP

4.6 衝突エネルギー吸収性能に関する考察

CAP の圧潰変形性能を検証するため、部分張り出し成形法で得られた CAP に対してオートグラフ試験機による圧潰試験と FEM 圧潰解析をそれぞれ行い、その結果を比較する。

図 4.29(a)に示すのはオートグラフ試験機による圧潰試験の様子である。圧潰試験に使用するオートグラフ試験機は島津社製の AG-X/R300KNG であり、軸方向に圧縮荷重を与えるように、圧潰試験の前に、部分加熱ねじり成形法で得られた CAP の両端の横断面を平らに機械加工しておく。オートグラフ試験機の圧縮治具を移動速度 5mm/s に設定して強制変位の形で圧縮荷重を与える。

図 4.29(b)に示すのは FEM 圧潰変形解析モデルである。CAP の下端面に固定の境界条件を与え、上端面に圧潰試験と同様に強制変位の形で圧縮荷重を与える。

図 4.29(a)に圧潰試験で得られた CAP 圧潰変形後の形状を示し、図 4.29(b)に FEM 圧潰解析で得られた CAP 圧潰変形の形状を示す。図中により双方の圧潰変形パターンは似ていることが判る。さらに比較するために、図 4.30 にそれぞれ圧潰試験と FEM 圧潰解析で得られた荷重変位線図を示す。

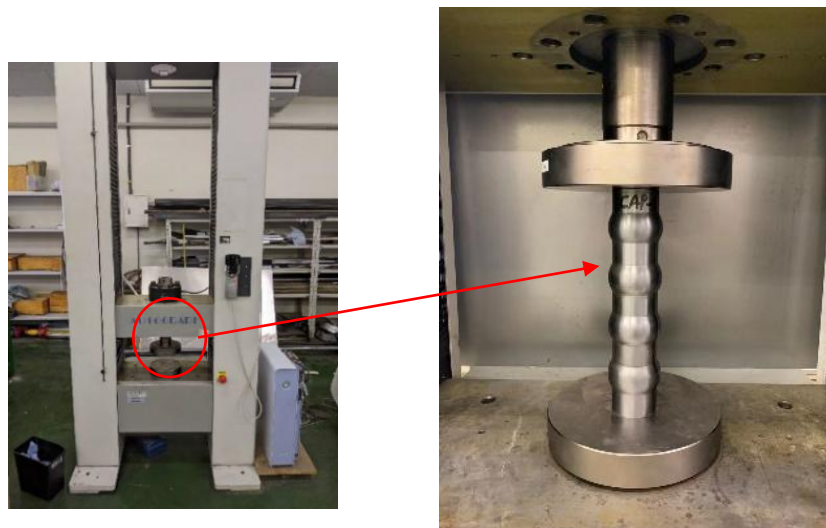


Figure 4.29 Crushing experiment



Figure 4.30 Experimental configuration and various crushed states of the CAP during its deformation.

図 4.31 に示すように，CAP は軸方向の圧縮力を受ける時，側面壁の円筒部は圧潰変形により，円形断面から楕円形断面に変わり，徐々に複数の PWS(Partial Wall Structure)が順番に形成される．細長い PWS が下へ突起部を押し付ける際に，図 4.31 に示すような曲げモーメントが生じることで，その下にある円筒部を直交方向に沿う新しい PWS が形成させられることがわかる．

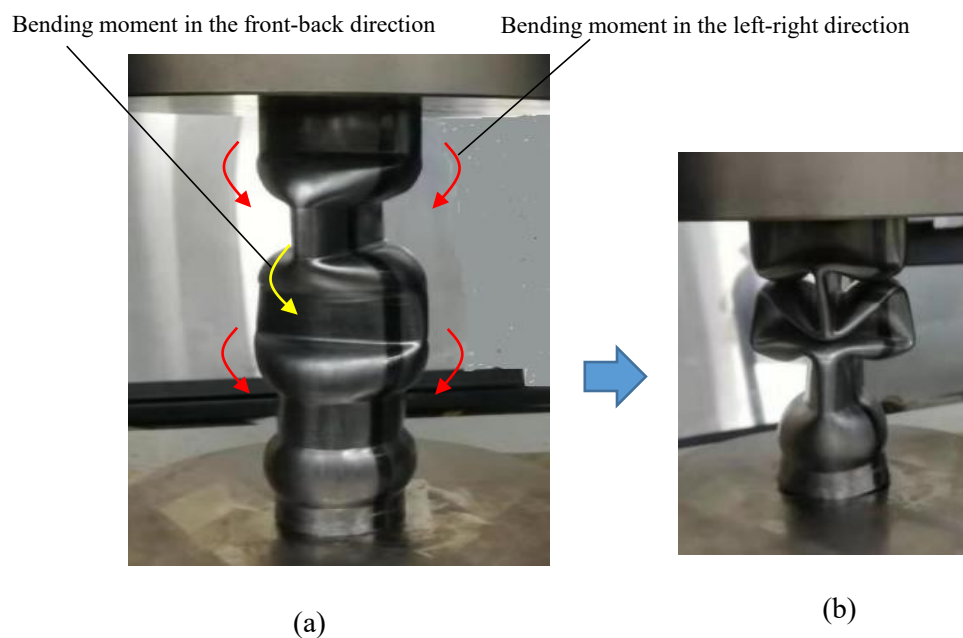


Figure 4.31 Orthogonal partial wall structures in the crush deformation of CAP

このような形で繰り返して圧潰変形が進行し、全ての突起部が押しつぶされた後、互いに直交し交差する PWS 同士だけで圧潰変形を続けて行い、図 4.31(a)に示すように PWS の折りエッジに沿って赤線で示すように空間トラスのように互いに支え合う構造になり、さらに PWS の中央部において新たな座屈変形が生じることによって、図 4.31(b)に示すように圧潰変形の後半では、圧潰荷重が再び高くなる原因と思われる。

図 4.30 に圧潰試験で得られた CAP 圧潰変形後の形状を示す。さらに比較するために、図 4.32 にそれぞれ圧潰試験と FEM 圧潰解析で得られた荷重変位線図を示し、圧潰解析で得られた CAP 圧潰変形の形状を示す。図中により双方の圧潰変形パターンは似ていることが判る。

一方、図 4.32 に示すように、CAP は軸方向の圧縮力を受けて圧潰変形が発生する初期段階では、完全な CAP から最初の座屈変形が発生するために少し大きい初期ピーク荷重が現れる。

一般に衝撃荷重が小さく、初期ピーク荷重より低い場合、CAP は普通のばねと同様に弾性変形をしてエネルギー吸収体の役割を果たせるが、衝撃荷重が大きくなり、初期ピーク荷重を超える場合、CAP は初めて座屈現象が発生し、しわを積み重ねながら圧潰変形を続けることにより、衝撃エネルギーを吸収する安全装置の役割を果たせると言っても良い。

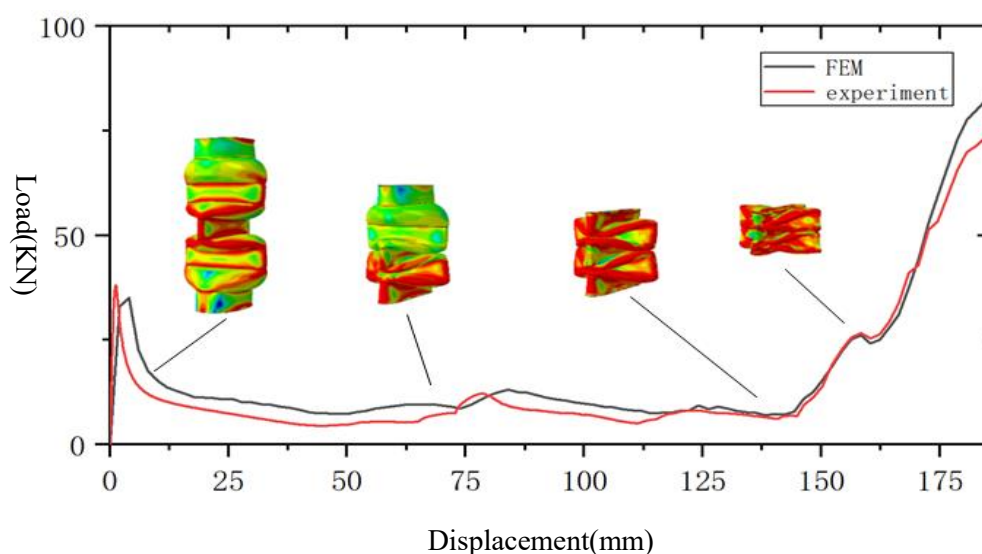


Figure 4.32 Comparison of FEM and experiment

CAP の圧潰変形性能を詳しく検討するため、図 4.9 に示す CAP を加工する前の円筒素材を対象に、同じ条件で圧潰数値解析を行い、その結果を図 4.34 に示す。

図 4.33 に示すのは円筒素材の圧潰変形実験の様子である。円筒素材の円周方向に沿って細かい座屈しわを積み重ねて、圧潰変形が進行する特徴を示している。

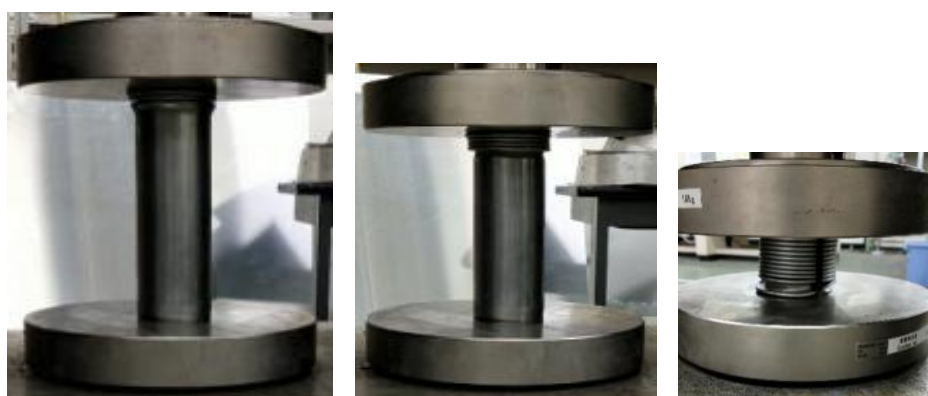


Figure 4.33 The crushing experiment of the cylinder and states during its deformation

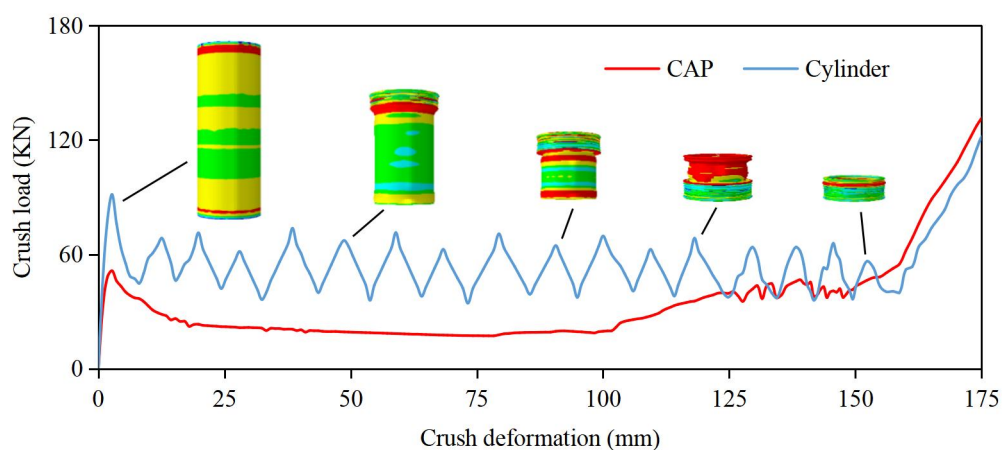


Figure 4.34 The crushing load distribution of the cylinder and states during its deformation

図 4.34 に示すのは円筒素材と CAP の圧潰変形の解析結果を比較した結果である。円筒素材の圧潰変形の初期段階における初期ピーク荷重は比較的大きく、初期ピーク荷重を過ぎてから、圧潰反力は大きな振幅で上下に変動しながら、比較的不安定な圧潰変形が進展することが確認でき、その一回の圧潰反力の上下変動を一つの座屈しわが

生じることに対応していると考えられる。

一方、CAP の圧潰反力分布のほうは、圧潰反力の初期ピーク荷重を減らすことが見えて、その初期ピーク荷重を過ぎてから、圧潰反力は大きな上限変動はなく、比較的にフラットな圧潰変形を長く続けることが確認できる。

4.7 まとめ

本章では、より安定的なエネルギー吸収体を求めるために、新たな突起付き円筒型エネルギー吸収体 CAP を考案し、実際にゴムの弾性を利用した部分張り出し成形法を用いた CAP の加工装置を開発して、数値解析と試作実験による性能検証を行い、以下の結論を得た。

(1)円筒をエネルギー吸収体として使用するには、初期ピーク荷重が大きく、圧潰変形途中における圧潰反力が上下変動しエネルギー吸収性能が不安定となる問題が生じる。それら問題点を改善するため、円筒の軸方向に沿って一定の間隔で部分張り出し成形によって突起部を設けることによって得た CAP を提案した。圧潰変形実験と数値解析を行い、確実に初期ピーク荷重を低減し、安定的な圧潰変形を長く続けるエネルギー吸収体の圧潰変形パターン特性をもつことが確認できた。

(2)できるだけ簡易かつ安価な工法で CAP を加工するために、ゴムの弾性を利用した部分張り出し成形法を提案した。加工工程のシミュレーションを使い成形特性を検証したうえで、実際に開発した金型および加工装置を使った試作実験を行った CAP の板厚分布を測定し、その実測値と解析値の結果はほぼ一致しており、成形した CAP の最も板厚の薄い部位の板厚減少率は 10.1 %であり、非常に安定的に成形が行われることが確認できた。

(3)CAP の圧潰変形の後半においては、CAP の円筒部が圧潰変形により PWS となり、その下に繋がる突起部に対する曲げモーメントが生じることで、互いに直交し交差する PWS が自然に形成され、その PWS の折りエッジからなる空間トラスに近い構造により、CAP の圧潰反力が再び高くなるしくみを初めて明らかにした。

ただし、突起部を設けることにより、CAP の平均的な圧潰反力値は円筒より低くなり、一部の大きな衝撃荷重を受け、できるだけ多くの衝突エネルギー吸収量を追求するエネルギー吸収体の設計開発には不利になることがあると考えられる。また、円筒

の圧潰しわの生じるパターンは使用条件に影響されやすく，事前に衝撃エネルギー吸収量を予想しにくいため，実際に円筒を直接にエネルギー吸収体として使用する例は少ない．

一方，本研究の提案する CAP の圧潰しわの生じるパターンは事前に設計できる．また円筒部と突起部の組み合わせを調整することにより，CAP の初期ピーク荷重がコントロールできて，より安定的かつソフトなエネルギー吸収体を求めるエネルギー吸収体の設計開発に適用できると思われる．

さらに，部分逐次張り出し塑性加工法で突起部が有する CAP 構造を加工する際に，金型を使用して突起の寸法を制御するためにより，金型と材料の間で摩擦力があり，材料の流動性が影響を受けるため，板厚分布が不均一になり，加工後期に加工荷重が大幅な増加が発生する．それで，ゴムを利用した部分逐次張り出し塑性加工法を改進が必要である．

特に CAP の圧潰変形途中で自然に形成する PWS の検討を進める中，さらなる CAP の緩衝性能向上を目指す設計改善に寄与できる．

第5章 CAP 構造のエネルギー吸収性能の最適化と調整可能な バルジ成形法

前章では、CAP 構造とそれを加工する部分張り出し加工法を検討し、部分張り出し加工法で加工した CAP 構造の性能向上を実現することができたが、ただし、突起部を設けることにより、CAP の平均的な圧潰反力値は円筒より低くなる。また、円筒の圧潰しわの生じるパターンは使用条件に影響されやすく、事前に圧潰エネルギー吸収量を予想することが困難である。それから、部分張り出し加工法では、1つの金型が1つ CAP 構造のサイズに対応し、加工前に金型の必要があるため、突起のサイズを調整したい場合は、設計した CAP のエネルギー吸収性能を検討には不利になることがある。さらに、加工して得られた板厚さ分布の不均一や加工不安定などの問題は解決されていない。よって、CAP 構造の実用展開に至っていないのは現状である。

本章では、CAP 構造の最適化を取扱い、非線形有限要素法解析ソフトウェア ABAQUS による衝突のシミュレーションと、補間法による最適化解析を行い、CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能と実用性を向上させることを主な研究目的として検討を進めていく。よって、CAP 構造の実用展開に至っていないのは現状である。今まで解決できない加工問題を解決することを目的として検討を行う。

5.1 CAP のパラメータ化

前章の結果により、ゴム弾性を利用した逐次部分張り出し法で加工した CAP 構造の軸方向に沿って一定の間隔で部分張り出しの突起部を設けるので、初期ピーク荷重を低減することが判った。圧潰変形途中における圧潰反力が上下変動しエネルギー吸収性能が不安定となる問題が生じる。それら問題点を改善するため、衝突中にエネルギー吸収安定性を向上するために部分張り出し突起部の直径、円筒部の長さ、突起部の長さの3種類の設計パラメータの組合せを適切に設計する必要がある。

ここでは各サンプルデータに対応する設計パラメータを使い、それらに対応する CAP 構造に対してそれぞれ衝突解析を行い、得られた結果から最適化に必要な圧潰変形モードに与える影響などの情報を抽出する。式 5-1 に示すパラメータの間に次の関

係がある.

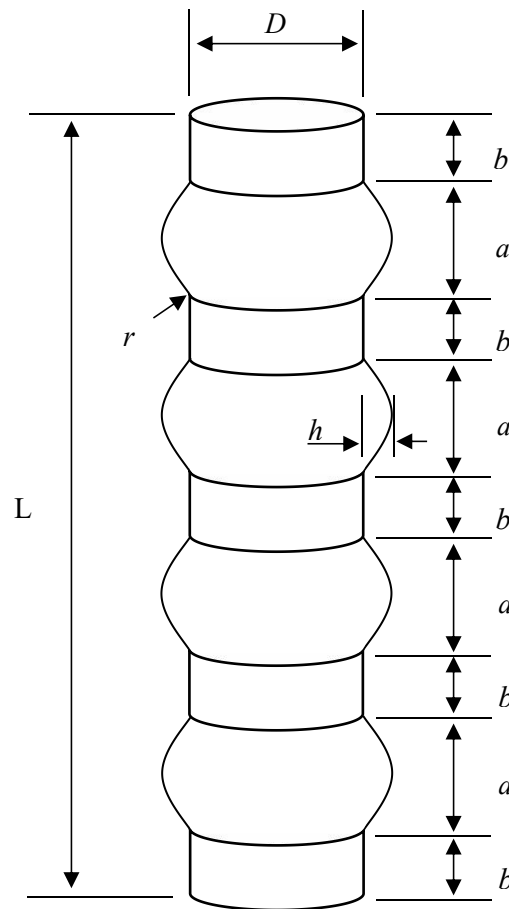


Figure 5.1 Design parameters of CAP

設計変数 a と b に対して，ある一定値を与えれば，式(5-1)を利用して，図 5.1 に示す部分張り出し成形部品の形状が決められる．

$$L=4a+5b \quad (5-1)$$

図 5.2 に示す設計パラメータの数および変更範囲に従い，複数のサンプルデータを生成し，これらのサンプルをシミュレーションし，CAP の圧潰モードは主に混合モードと PWS モードである．また，9 種類の CAP 構造の変形モードを整理して図 4.18 に示す．○または△の標記は圧潰時に変形モードを示し，変数は $b < 28$ と $b > 34$ である場合，変数 h に関係なく，圧潰は混合モードで示される．変数は $h < 5.5$ である場

合，変数 b に関係なく，圧潰は混合モードが支配的である．ただし，一般的には変数 $b > 27$ で混合モードから PWS モードに変化し始めり，変数 $b > 34$ で PWS モードから混合モードに変化し始める．大体において，変数 $29 \leq b \leq 34$ と変数 $2 \leq h \leq 5$ では PWS モードが支配的である．

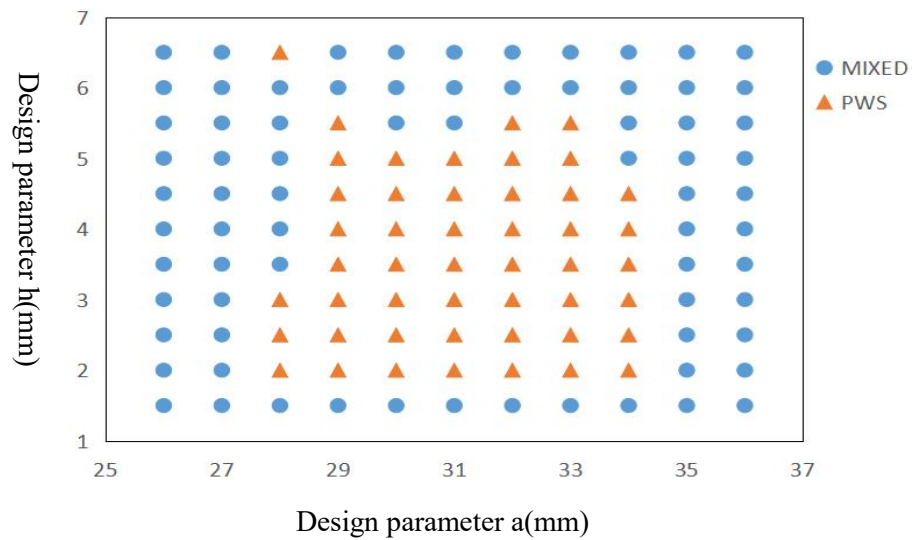


Figure 5.2 The distribution of collapse modes of 121

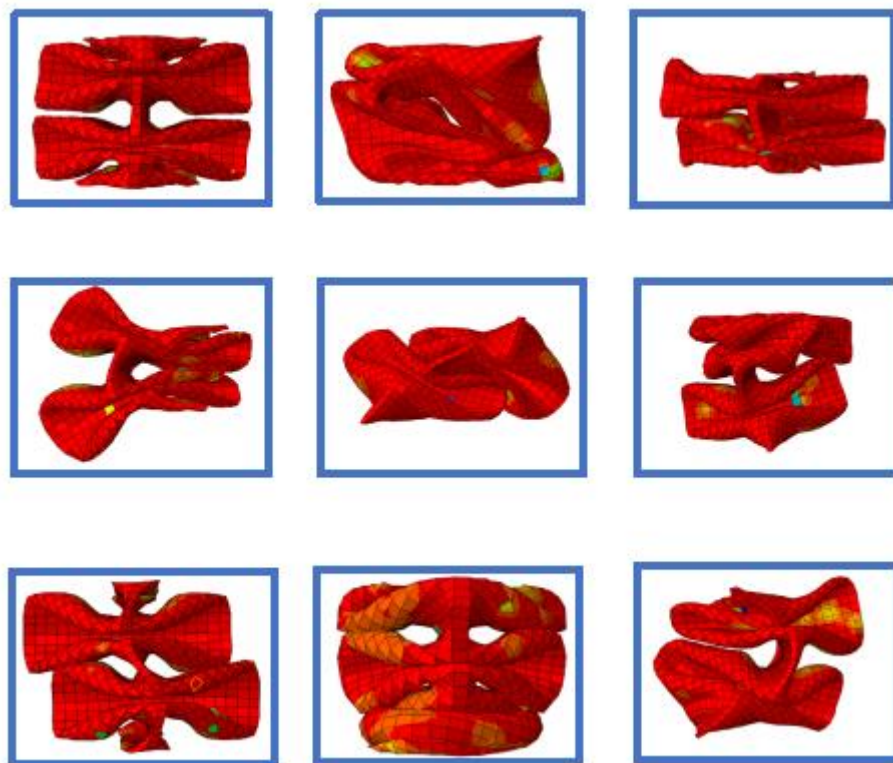


Figure 5.3 The collapse modes of different design parameters

5.2 設計パラメータの最適化条件

前節の解析結果により，PWS 変形モードに対応する設計パラメータ範囲を判るが，最適な設計パラメータの組み合わせを確認することができないので，この問題を改善するため，CAP 構造の設計パラメータに関する最適設計を行う．

5.2.1 設計変数と設計サンプル点

本章で突起部の半径増加値 h ，円筒部の長さ a ，突起部の長さ b の 3 種類の設計パラメータを利用し，また，寸法を基準として，式(5-2)を利用して，次の無次元した設計変数とを定義し， B と H に設計変数として最適設計解析を行うこととする．また，PWS モードが支配エリアと式(5-1)利用して，表 5.1 を示すのは，設計変数 B と H の範囲を確認できる．第 2 章の最適化について設計法を使用して，設計サンプル点のパラメータに基づいて有限要素シミュレーションが実行され，サンプル点に対応する評価値が得られ，表 5.2 を示すのは，本章の設計サンプル点を得られた．

$$B=b/a$$

$$H=h/a \quad (5-2)$$

Table.5.1 Variable scope of B and H

B			H		
B(min)	B(avg)	B(max)	H(min)	H(avg)	H(max)
1.221	1.582	1.943	0.063	0.1745	0.286

Table.5.2 Design sample points of optimization

Number of sample	B(i)	H(i)	Evaluation value S(i)	B(i)	H(i)
1	B(min)	H(min)	425.01716	1.221	0.063
2	B(min)	H(avg)	409.451707	1.221	0.1745
3	B(min)	H(max)	411.543535	1.221	0.286
4	B(avg)	H(min)	429.32337	1.582	0.063
5	B(avg)	H(avg)	445.689028	1.582	0.1745
6	B(avg)	H(max)	451.69776	1.582	0.286
7	B(max)	H(min)	434.533139	1.943	0.063
8	B(max)	H(avg)	435.190046	1.943	0.1745
9	B(max)	H(max)	439.777814	1.943	0.286

5.2.2 制約条件

エネルギー吸収体として, CAP はできるだけ安定した状態で衝突エネルギーを吸収する必要があることが期待される. したがって, この章では, 安全性の観点からは, 衝突時に IPCF が小さいほど減速度が小さくなり, 安全性が向上するため, IPCF を最小限に抑える必要がある. 最適化を行う時, 次式を制約条件式(5-3)として最適化解析に適用する.

$$F \text{ (IPCF)} \leq 45\text{KN} \quad (5-3)$$

5.2.3 補間法による目的関数

近似関数式を作成するため, 前節のサンプルのデータに基づいて, 第2章補間法が行い, 未定係数 $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ を計算し, 目的関数の近似補間式が決められ

る．二次補間関数 $S(B,H)$ の適合精度を検証するために，層化抽出法を使用して，変数範囲内で追加の 10 個検証ポイントを生成され，次の式(5-4)ように相対誤差(RE)によって評価された．ここで， F_f は検証ポイント S 値， f_k は確立された二次補間関数 $S(B,H)$ モデルから得られた対応する近似値である．図 5.4 は CAP に対する二次補間関数 $S(B,H)$ モデルの代用精度を示す．すべての RE が 3%未満であることがわかる．

$$RE = \left| \frac{F_f(x) - F_k(x)}{F_f(x)} \right| \quad (5-4)$$

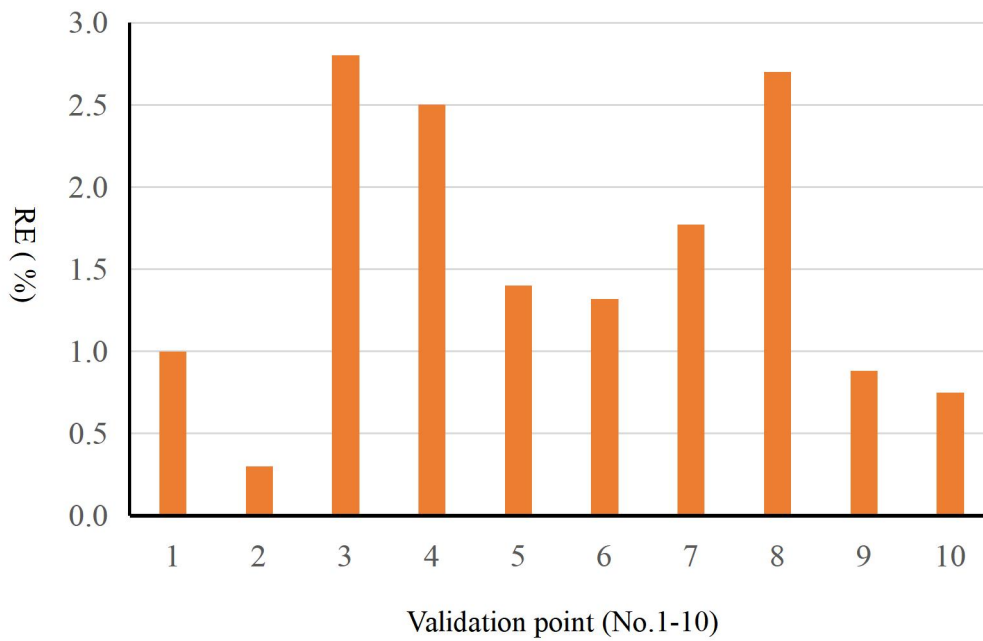


Fig.5.4 The results of accuracy assessment

以上までの検討をベースに本章の最適化モデルは次式(5-5)のようにまとめられる．

$$\begin{aligned}
 &\text{Find} \quad \vec{x} = [B, H]^T \\
 &\text{Min} \quad S = F(\vec{x}) \\
 &\text{S. T.} \quad \begin{cases} \text{IPCF} \leq 48 \\ 1.221 \leq B \leq 1.943 \\ 0.063 \leq H \leq 0.286 \end{cases}
 \end{aligned} \quad (5-5)$$

式(5-5)中では、 \vec{x} は設計変数であり、CAPの突出部の幅、円筒部の長さ、突出部の長さを含まれる。 $S = F(\vec{x})$ は目的関数であり、CAPの衝突エネルギー吸収安定性である。制約条件には、 $IPCF \leq 48$ は、図4.32に示す圧潰反力曲線で圧潰荷重の初期ピーク値であること及び各設計変数の限界値制約を含まれる。最後に、得られた目的関数を利用して、最適化した設計パラメータを計算することができる。計算した結果を表5.3に示している。

Table 5.3 Design parameter (B, H) before and after optimization

Variable	B	H
Before optimization	0.733	0.142
After optimization	0.762	0.144

5.3 最適化結果と考察

補間法による最適化法とABAQUSによる成形解析を組み合わせ、最適化問題(5-5)を解析して、通常的设计方法に従い設計したCAPのパラメータからなる初期設計案から最適化解析をスタートして、繰返し計算を経て、全ての制約条件を満足した最適解が得られる。最適解から得られた設計パラメータを表5.4に示している。最後に、式5-14から得られた結果と式5-2を利用して、最適化した設計パラメータを計算することができる。計算した結果を表5.4に示している。

Table 5.4 Design parameter (a, b, h) before and after optimization

Variable	a(mm)	b(mm)	h(mm)
Before optimization	31.67	23.23	4.5
After optimization	29.89	22.78	4.3

5.4 衝突エネルギー吸収性能に関する考察

最適化した CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能を確認するため、図 5.5 に示す解析モデルを使い、CAP の上下底部を剛体平板に固定し、CAP の上部から剛体平板で軸方向に沿って下へ強制変位で押し付ける。以上の解析条件を用い衝突解析を行う。具体的な衝突エネルギー吸収性能を比較するため、本章の最適化した CAP 構造と前章の CAP 構造を設定してそれぞれ衝突解析を行い、詳細な検討を実施する。

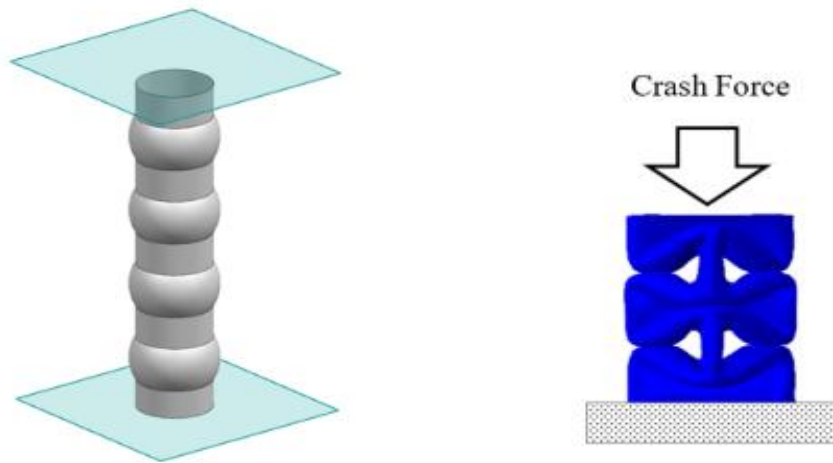


Figure.5.5 Crash model

2 種類の CAP 構造に対してそれぞれ衝突解析を行い、圧潰変形の進行に伴う圧潰反力の比較結果を図 5.6 に示す。2 種類の CAP 構造の曲面要素配置は同じなので、それに起因する圧潰しわの誘導効果は似ており、圧潰時に、2 種類の CAP 構造は同じな変形モード(PWS)であり、同様な圧潰しわを重ねながら圧潰変形を進行していることが確認できる。それから、2 種類の CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能を初期ピーク反力、エネルギー吸収安性、エネルギー吸収量の 3 種類について評価指標で比較して行う。

5.4.1 初期ピーク反力

さらに、詳しく検討するため、表 5.2 中より、最適化前の CAP に比べて、最適化した CAP の局部的曲率半径 r が小さくなり、圧潰時に、全体剛性が小さいため、塑性変形やシワが発生しやすい、圧潰反力曲線から初期ピーク力が小さくなることが判る。

5.4.2 衝突エネルギー吸収安定性

また、一般的に 1 個の圧潰しわが生じることに 1 回の座屈変形が生じることを対応して、毎回の座屈変形に対応して圧潰反力の変化率がエネルギー吸収の安定性を決定し、同じ座屈変形的前提下で比較して、座屈しわに対応して圧潰反力の変化率が低いほど、エネルギー吸収安定性が高くなることが一般に認識されている。それに従って、図 5.7 と表 5.5 に示すように最適化前の CAP 構造の衝突エネルギー吸収安定性は、最適化した CAP 構造より高い理由が判る。

5.4.3 衝突エネルギー吸収量

また、図 5.7 に示すように適化した CAP 構造により、塑性変形後に形成される圧潰モード(PWS) 対称性が高くなるため、圧潰の後期段階では、対称性に優れた PWS が平均反力の向上に有利となる。圧潰変形の断面図に示すように、全ての突起部が押しつぶされた後、互いに直交し交差する PWS 同士だけで圧潰変形を続けて行い、圧潰変形の後半では、図 5.8 の(a)と(b)を示すのは、完全な塑性変形後で、PWS の折りエッジに沿って赤線で示すように空間 A と空間 B が形成され、それらを比較して、最適化した CAP 構造の空間 B がより平坦であることがはっきりと判る。通常、衝突吸収エネルギー量は、平均反力と圧潰距離の積に等しくなる。同じ平均反力的前提下で比較して、圧潰距離の長い圧潰変形モードのほうがより多くエネルギー吸収できることが一般に認識されている。それに従って、最適化した CAP 構造の衝突エネルギー吸収量は、最適化前の CAP 構造より多い理由が判る。

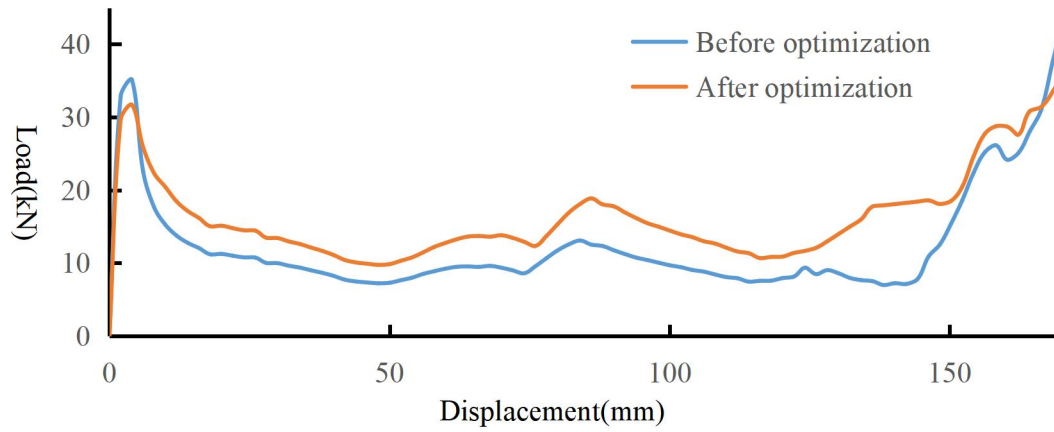
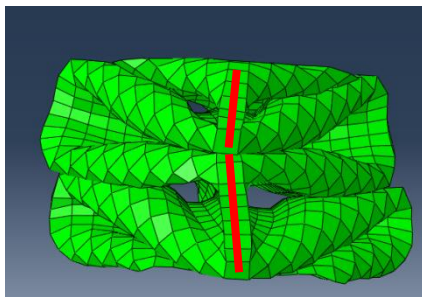
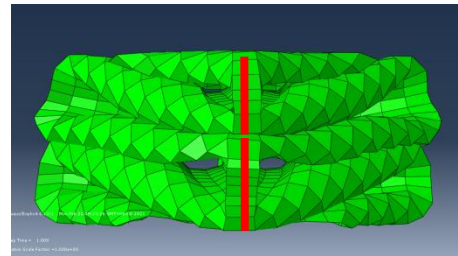


Figure.5.6 Comparison before and after optimization

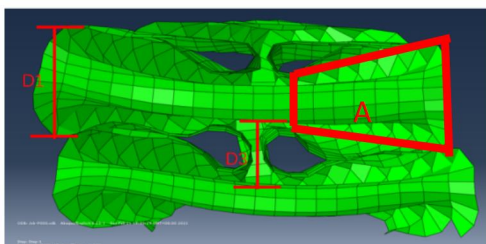


(a) Before optimization

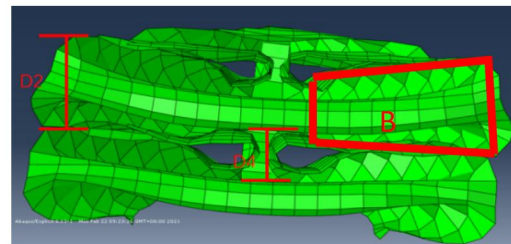


(b) After optimization

Figure.5.7 Deformation results of CAP structures



(a) Before optimization



(b) After optimization

Figure.5.8 Deformation results of CAP structures(sectional view)

5.4.4 衝突エネルギー吸収性能

最適化前の CAP 構造と最適化した CAP 構造を比較して、衝突エネルギー吸収性能について評価指標の 3 種類を整理して表 5.5 に示す. 本章の最適化した CAP 構造のほうは高いエネルギー吸収性能をもつことが判る. 前章の CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能を基準とすれば, 最適化した CAP 構造はエネルギー吸収量が 43.39%多くなり, エネルギー吸収安定率が 16.96%小さくなり, 圧潰反力の初期ピーク 9.71%小さくなることを示している.

Table 5.5 IPCF and S before and after optimization(FEM)

Variable	IPCF (KN)	S	Energy Absorption (KJ)
Before optimization	35.12	369.14	3.18
After optimization	31.71	306.54	4.56

5.5 調整可能なバルジ成形法の提案とその実用化

前節では、最適化した CAP の衝突エネルギー吸収性能について検討し、衝突エネルギー吸収性能向上を実現することができた. 本節では、従来の 1 つの金型が 1 つの構造に対応する考え方と異なる発想により、金型の代わりに、突起部があるチューブを簡易的に成形できる弾性ゴムを利用した調整可能なバルジ成形法を提案し新しい加工方法を提案し、この加工方法に適した装置を開発し、最適化した構造の試行実験を行う.

5.6 弾性ゴムを利用した自由張り出し成形実験

前章の検討結果により、CAP 構造の主な設計パラメータは a , b , h で構成され、衝突エネルギー性能に大きな影響を与える. 一方で突起部が軸対称であるという特徴がある. 連続加工法では、これらの金型の寸法を調整することで a , b , h パラメータを制御できる. しかし、CAP は軸対称構造であるため、金型の加工精度や型締制御に

対する要求が高く，加工安定性に大きく影響することが判る．そこで，次に金型を使わない加工方法の試行実験を行う．

図 5.9 に示すのはゴムが圧力下で軸に沿って対称的に変形するという原理を使用し，自由膨張実験が行われた．金型を使用しない場合でも確認しなければならないことがいくつかある．まず，成形された丸管が自由膨張後に軸対称状態を維持しているかどうかを確認する必要がある．

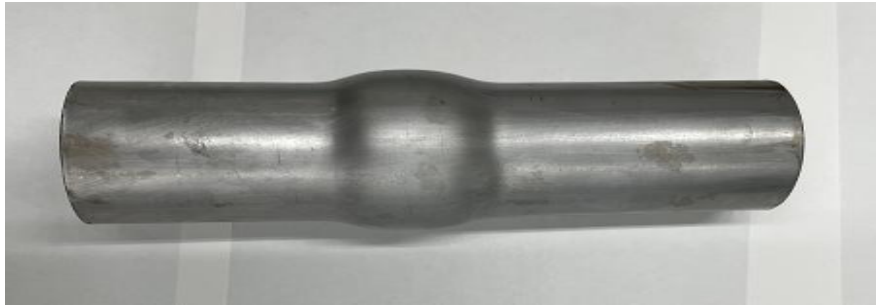
ここでは，直径 51mm，長さ 100mm，肉厚 1.2mm，長さ 55mm の円管とポリウレタンゴムを使用し，油圧ジャッキを使用し，管の中に鉄ブロックを追加することで，上部の鉄ブロックを加圧する．図 5.10 を示すのは実験結果である．



Fig.5.9 Free bulge experiment



(a)before form



(b)formed

Fig.5.10 Result of free bulge

5.6.1 成形した品質検討

本節では，自由膨張した円管の品質検討を行う．これをワイヤーカットで加工し，管壁は軸方向に沿って測定され，同じ水準で，3つのグループに分け，各グループで直径と肉厚を測定のために点が取られる．測定点は1から順に並べてあり，横軸は通し番号，縦軸は通し番号の点に対応する厚み値であり，測定結果をそれぞれ図5.11，図5.12に示す．図5.13に突起部半径の変化グラフを示す．

円周方向の肉厚さ変化図5.11に示すように，ZX1，ZX2，ZX3は，それぞれ突起の真ん中と左側と右側にある．中間位置に近づくほど，突起部の最大半径が大きくなり，管の肉厚さが薄くなり，肉厚さ減少率が高くなる．計算後，円周方向の肉厚変化率は最大値0.88%，平均変化率0.65%が得られた．管の軸方向で肉厚の測定始点と終点は同じ水平面上にあり，互いに平行であり，測定結果を図5.12に示す．肉厚さの変化は円周方向と一致しており，突起の中心に近づくほど肉厚さが小さくなり，肉厚さ減少率が高くなる．計算後，円周方向の肉厚変化率は最大値0.76%，平均変化率0.58%が得られた．円周方向で突起部半径増加量の変化図5.13に示すように，突起の中心に近づくにつれて増加量が大きくなっている．半径の変化率は0.86%，平均変化

率は0.55%である．今回は金型を使用しなかったため，膨張プロセス中に管の外部接触や外部摩擦がなく，材料の流動性が向上し，成形後で構造の軸対称性が高くなる．前章のゴム弾性を利用した逐次部分張り出し成形法より，今回の変化率を低減することが判る．表 5.6 に示すように，金型を用いずにゴムを膨張させた場合でも，変形後の構造が良好な軸対称状態を維持できることが確認できる．しかし，自由膨張であるため，加工時の変形幅や凸部の半径寸法をいかに効果的に制御するかが課題であった．

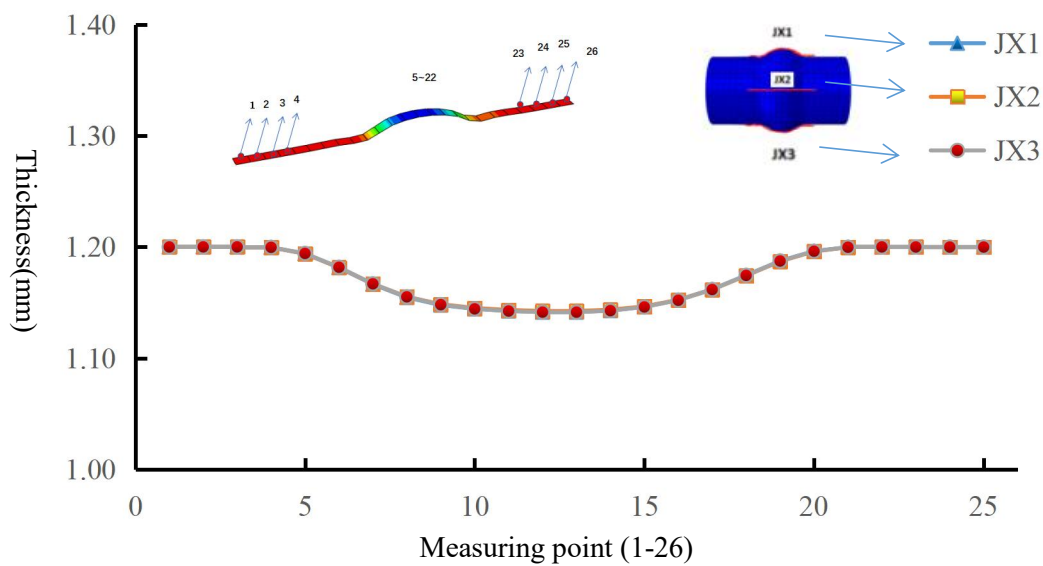


Figure 5.11 Result of thickness(Axial)

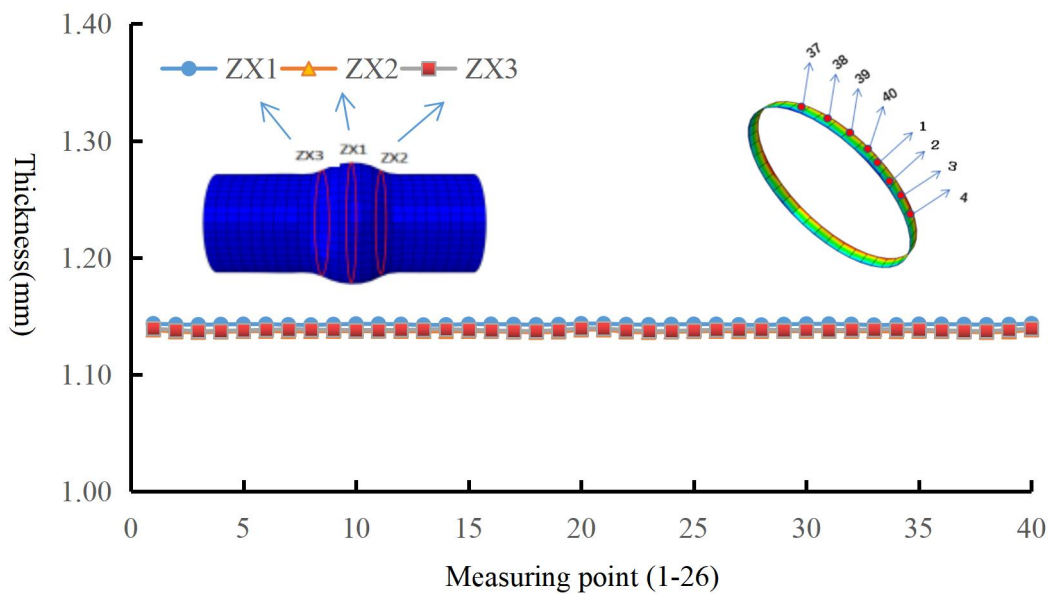


Figure 5.12 Result of thickness(Circumferential)

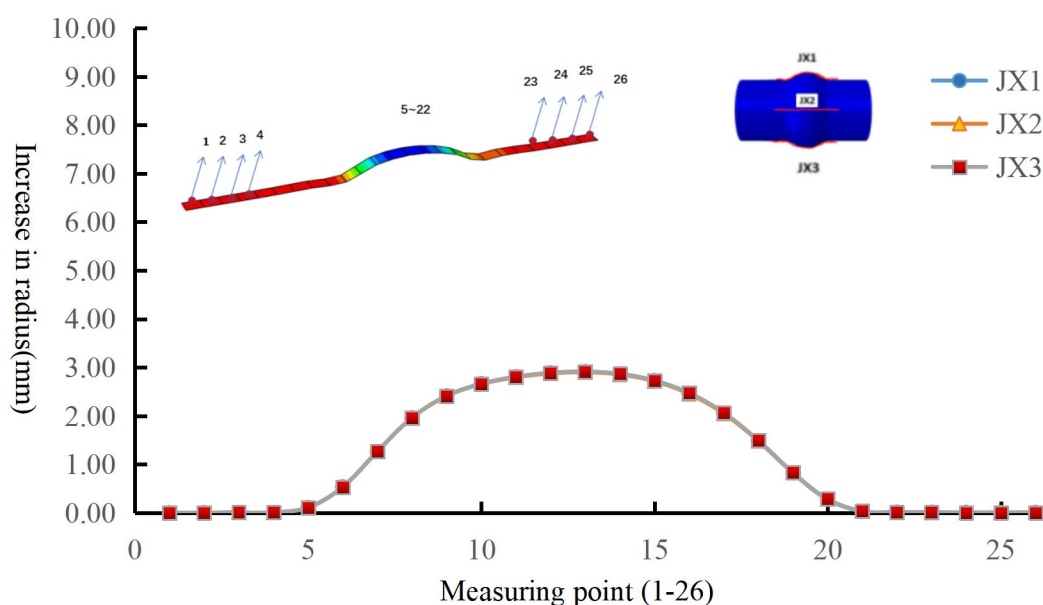


Figure 5.13 Result of increased radius(Axial)

Table 5.6 Forming quality evaluation index (Free bulge form)

Variable	Thickness change rate(radial direction)	Thickness change rate(circumference direction)	Radius increase(radial direction)
Average value(%)	0.88	0.76	0.86
Max value(%)	0.65	0.58	0.55

5.7 調整可能なバルジ成形法

前節では、ゴムの自由膨張形状を解析することで、膨張形状の軸対称特性を確認したことが判る。ただし、CAPの成形要件を満たすことはできない。本節では、図5.14に示すのは突起部の寸法を調整できる加工方法として、弾性ゴムを利用した調整可能なバルジ成形法を提案する。円管の外端を2つの固定治具で固定し、ゴムを真ん中に置き、油圧ジャッキの圧力でゴムを膨張させて塑性変形させる。このように治具の寸法や相対位置を調整することで、成形後の突起部のサイズや隣り合う突起部の間隔

を制御し、繰り返し加工を重ねて図 5.14(d)のような形に仕上げていく CAP 構造が得られる。しかし、弾性ゴムを利用した調整可能なバルジ成形法では金型を使用しないため、実際の加工では、突起部の半径 r をどのように制御するかが未解決の問題である。

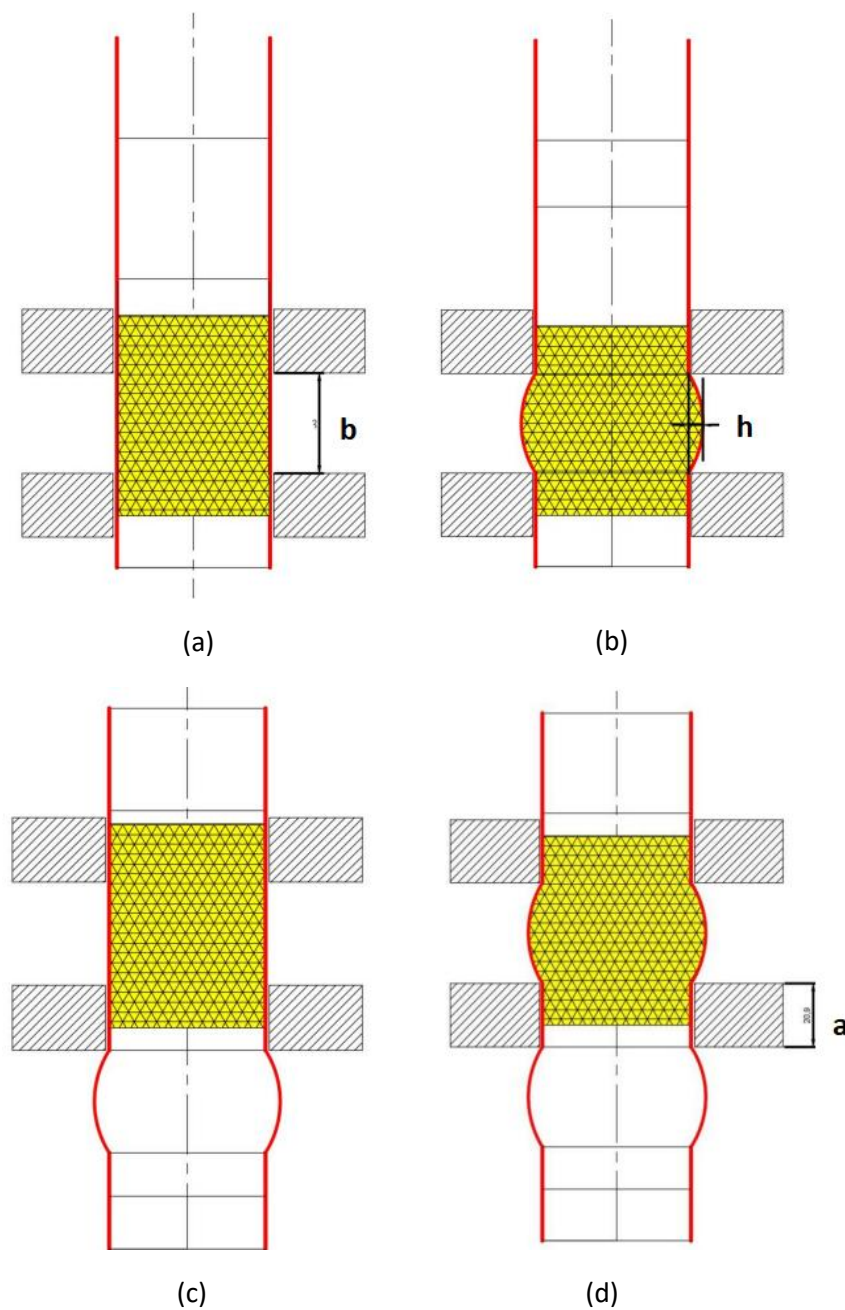


Figure 5.14 Adjustable bulge method

5.8 成形過程のシミュレーションと加工パラメータの設定

図 5.15 に示す最適化した CAP 構造を図 5.15 に示す弾性ゴムを利用した調整可能なバルジ成形法で加工することについて 2 つの利点があると考えられる．金型がなければ，成形プロセス中に材料と金型の摩擦を持たないため，成形品質を向上する可能性がある．もう 1 つは，金型がなければ，成形プロセス中加工荷重を減少する可能性がある．ただし，新しく提案した加工法については，2 つほど問題点を確認する必要がある．1 つは成形性能を左右する圧縮行程で，もう 1 つは成形性能を左右するゴムの直径である．そして，弾性ゴムを利用した調整可能なバルジ成形法を適用した場合，CAP 構造の成形性能を検討する必要がある．次節から，調整可能なバルジ成形法の加工パラメータ及び成形精度に及ぼす影響要因などについて詳しく検討する．

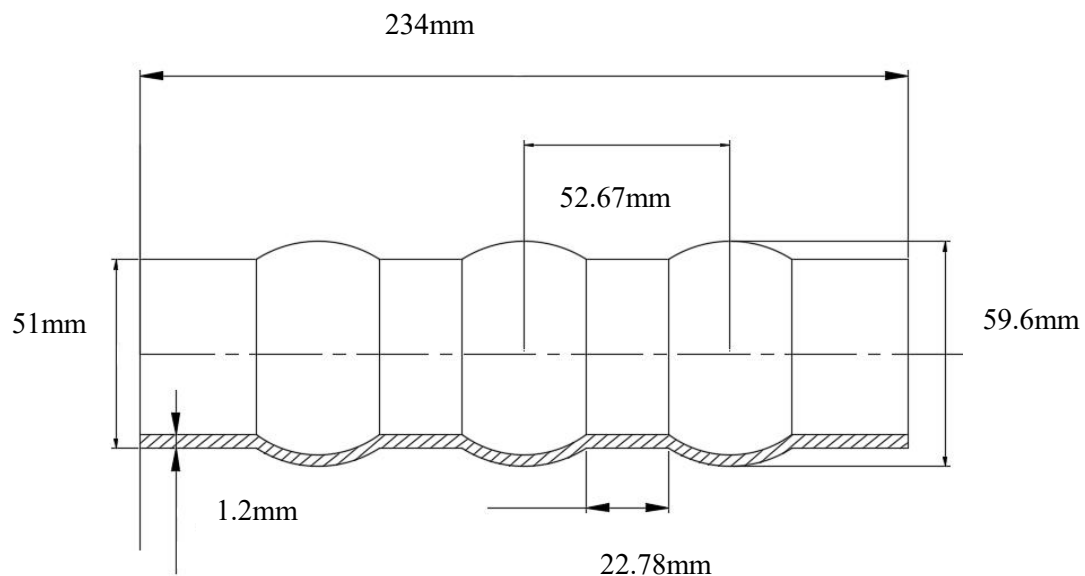


Figure 5.15 Size of CAD(After optimization)

5.8.1 調整可能なバルジ加工法の解析モデル

図 5.14 に示す弾性ゴムを利用した調整可能なバルジ成形工程を検討するため，図 5.16 に示す解析モデルを使い成形解析を行う．解析モデルには，固定部分，ゴム部分と加工部分が含まれる．まず，円管の上端と下端にある固定クランプを使用すると，

ゴムがチューブの中にある．固定治具を固定しながら，ゴムの両面に圧力を加えて，一段のバルジ成形工程を解析する．次に，固定治具を外して上に移動して，前の成形工程と同様に，加工部分のゴムの両面に圧力を加えて，次の段のバルジ成形工程を解析することができる．また，同じようにバルジによる成形作業を繰り返して，最後にCAP 構造全体までの成形解析結果が得られる．成形に使用する素材の寸法は，長さ 90mm，直径 51mm，板厚 1.2mm である．固定治具には辺長 2.0mm の 3 節点剛体シェル要素を，円管には辺長 2mm の 3 節点シェル要素を適用して，要素数は 65285，節点数は 32851 である．境界条件としては，円管の底面境界に軸方向変位を拘束して，ほかの変位をフリーして，ゴムの底面境界に完全拘束して，ほかの変位をフリーする条件を与える．

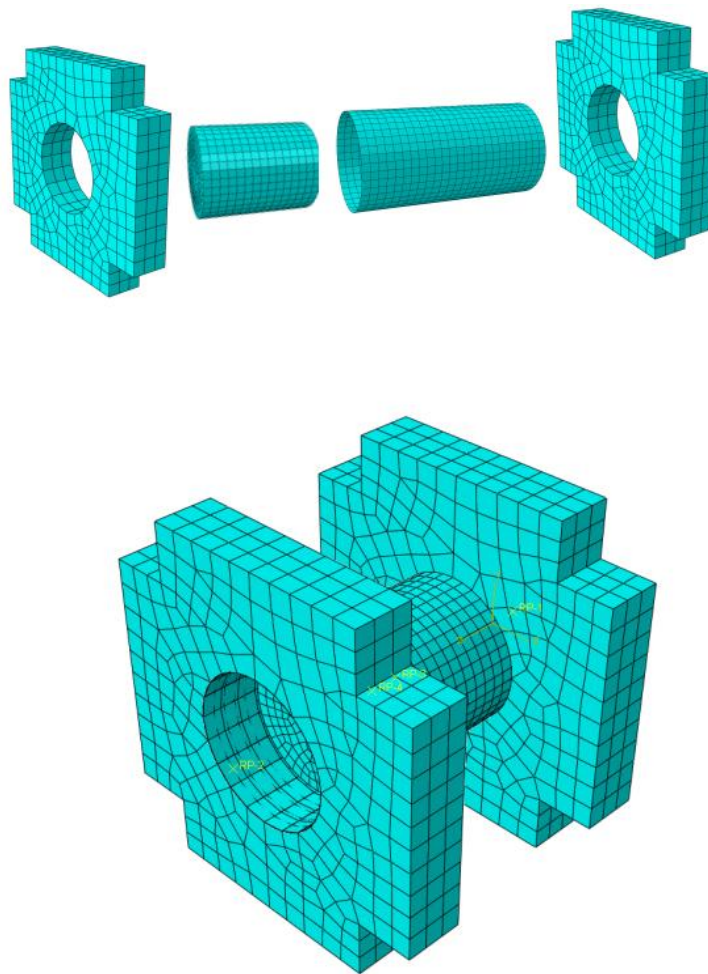


Figure 5.16 FEM model of adjustable bulge method

5.8.2 圧縮距離とゴム直径の設計

調整可能なバルジ成形法を使用して CAP を加工する場合、ゴムが圧縮される距離によって、突起部の最大局所半径 r が決まる。ここでは、適切な圧縮距離を決めるには有限要素解析の方法で確認する。まず、本章の提案した成形法に適用する時、異なる加工パラメータの組み合わせを調整することにより、有限要素解析でそれぞれを行い、最適化したモデルから得られた設計パラメータの結果を比較され、最適な圧縮距離とゴム直径の組み合わせを設計することができる。

図 5.17(a)と(b)に示すように成形前後で節点 K1 と金型の距離は t_1 と T_1 を使い左側膨張部分の成形精度を、K2 と金型の距離は t_2 と T_2 を使い真ん中膨張部分の成形精度を、K3 と金型の距離は t_2 と T_2 を使い右膨張部分の成形精度を評価する。具体的には、本章の成形検討に用いる円筒パイプ素材の平均直径で、成形後節点と金型の距離を用いて、次式(5-15)のように成形誤差を λ_a 定義することができる。

$$\lambda_a = \frac{t-T}{t} \times 100\% \quad (5-15)$$

ここでは、もし成形誤差 $\lambda_a = 0$ であれば、金型の成形部分と突起部外側の隙間が 0 になるため、完全に張り出し塑性変形ができたと考えても良いが、逆に成形誤差 λ_a が大きくなればなるほど、隙間が大きくなり、張り出し成形品質も悪くなると考えられる。

一方、圧縮距離とゴム直径より成形精度への影響を調べるため、塑性成形部分に与える圧縮距離 t を 12mm, 13mm, 14mm とし、ゴム直径 t を 47.5mm, 48mm と 48.5mm とし、それぞれ成形解析を行い、図 5.17(b)に示すペア節点の変位差を使い成形精度を検討する。

以上までの解析条件を使い成形解析を行い、得られた結果を整理し、表 5.7 に示す。これらの結果により、ゴム直径が 48.5mm 増加に伴い成形誤差も小さくなり、圧縮距離が 12mm になった時に、最大成形誤差が 3%以下になったため、本章の提案する部分張り出し成形法の圧縮距離 12mm とゴム直径 48.5mm とする。

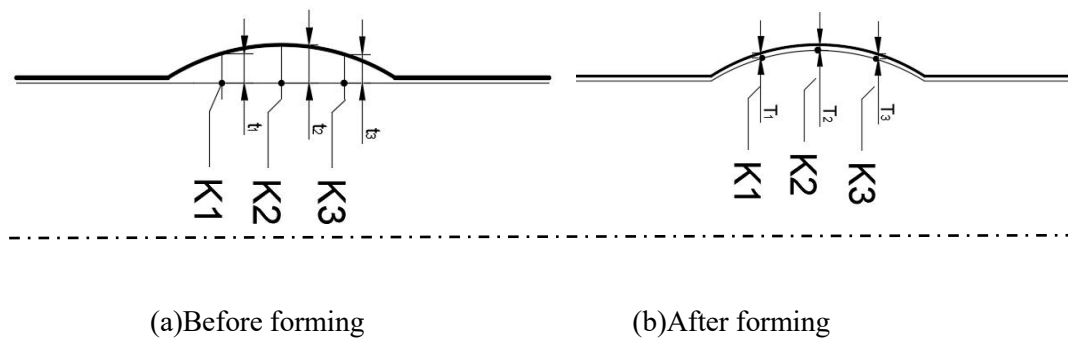


Figure 5.17 Model of adjustable bulge

Table 5.7 Distance between points in different compressed distances
and different rubber diameters

Rubber diameter	Compression distance	Measuring point	Distance/T (m m)	Distance/t (m m)	Relative distance (m m)	Error/ λ_a (%)
47.5mm	11mm	K1	2.38	2.08	0.3	12.61
		K2	4.3	3.66	0.64	14.88
		K3	2.48	2.03	0.45	18.15
	12mm	K1	2.38	2.13	0.25	10.50
		K2	4.3	3.89	0.41	9.53
		K3	2.48	2.15	0.33	13.31
	13mm	K1	2.38	2.17	0.21	8.82
		K2	4.3	4.08	0.22	5.12
		K3	2.48	2.21	0.27	10.89
48mm	11mm	K1	2.38	2.14	0.24	10.08
		K2	4.3	3.99	0.31	7.21
		K3	2.48	2.13	0.35	14.11

	12mm	K1	2.38	2.16	0.22	9.24
		K2	4.3	4.05	0.25	5.81
		K3	2.48	2.19	0.29	11.69
	13mm	K1	2.38	2.28	0.1	4.20
		K2	4.3	4.43	-0.13	-3.02
		K3	2.48	2.33	0.15	6.05
48.5mm	11mm	K1	2.38	2.18	0.2	8.40
		K2	4.3	4.02	0.28	6.51
		K3	2.48	2.19	0.29	11.69
	12mm	K1	2.38	2.32	0.06	2.52
		K2	4.3	4.32	-0.02	-0.47
		K3	2.48	2.41	0.07	2.82
	13mm	K1	2.38	2.45	-0.07	-2.94
		K2	4.3	4.48	-0.18	-4.19
		K3	2.48	2.54	-0.06	-2.42

5.9 調整可能なバルジ成形装置の開発と成形試作実験

前節で提案した調整可能なバルジ成形法の妥当性と成形した CAP の成形品質を検証するために、ここでは、前節でシミュレーションの結果を利用して、最適化した CAP に適用する実験装置を開発して、図 5.18 示すのは最適化したに適用する固定治具の図面である。本節の実験装置は、中空円筒パッド、固定治具、制限変位パッドの 3 つの部分で構成されている。中空円筒パッドの高さ a 、固定治具幅 b 、制限変位パッドの高さ h は、CAP の設計パラメータにおける突起部の幅、隣接する突起部間の距離、ゴムの圧縮距離に対応する突起部の直径 r 、圧縮距離とゴムについては、前節で説明した。

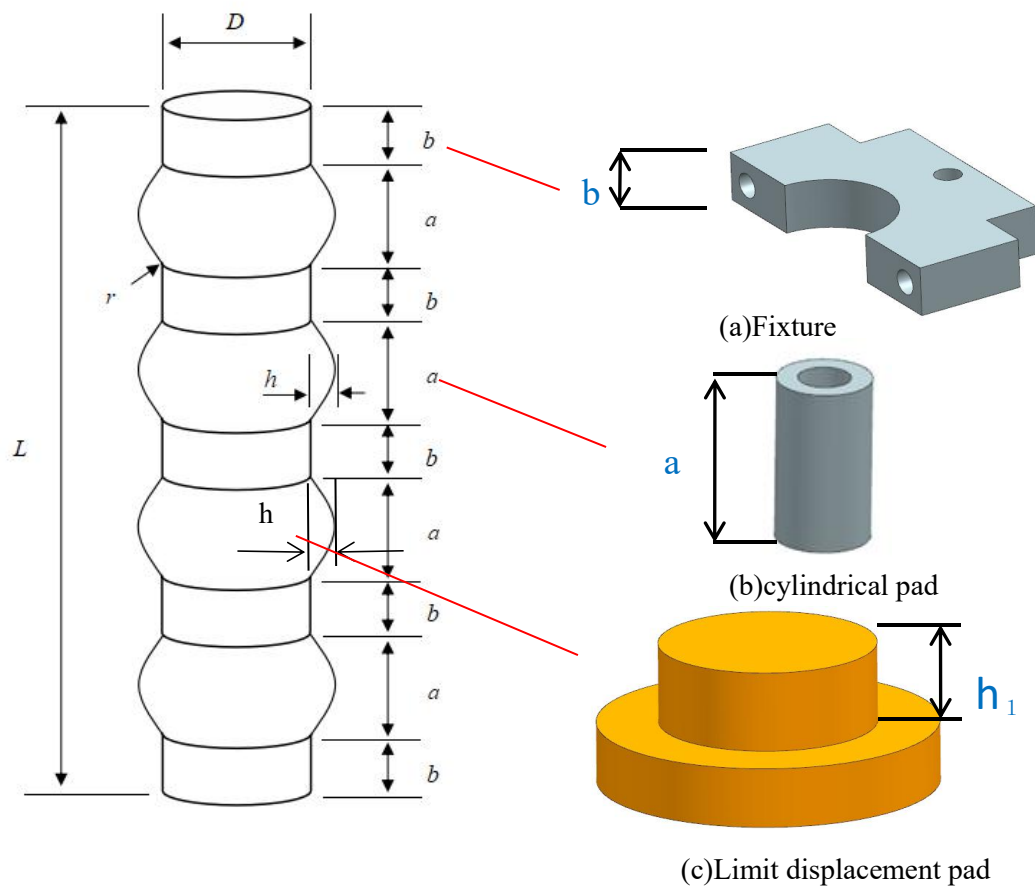


Figure 5.18 Part of manufacturing

中空円筒パッド，固定治具，制限変位パッドはワイヤーとフライスで加工されて，加工された部品はボルトで固定されている．図 5.19 を示すのは部品を組み立てた後，この実験に使用する装置が得られた．調整可能なバルジ成形用実験装置を手動式プレス機に取り付けて，最適化した CAP の試作成形実験を行い，詳細な成形性能検証を行う．

図 5.20(a)に示すのは，本章の最適化した CAP を検討するために開発した調整可能なバルジ成形装置である．図 5.20(b)に 30T 手動油圧プレス機に取り付けた実験装置である．実際にプレス成形を行う前に，ゴムの表面に潤滑油を塗り，円管は前節までの解析に用いた円管と同じ SPCC で，板厚は 1.2mm である．

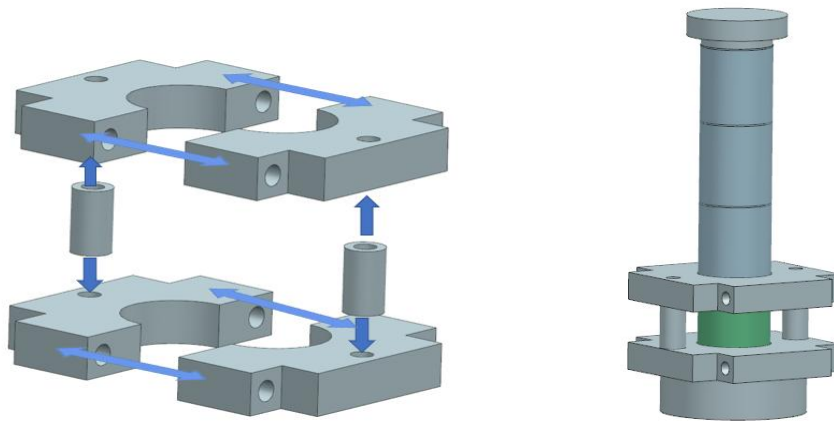
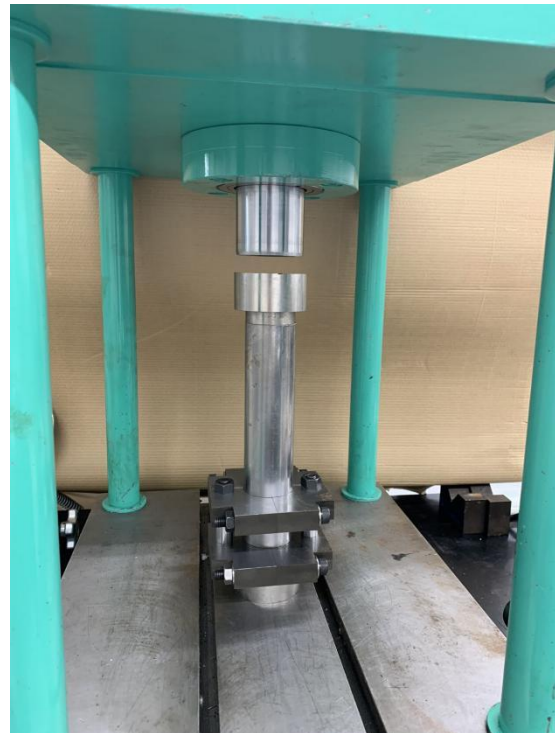


Figure 5.19 Model of manufacturing(CAD)

実際にバルジ成形を行う時，まず円管の中にゴムを第1段の成形位置に置き，鉄パッドをゴムの上下に置き，固定治具を円管の外側に置き，中空円筒パッドを2つ固定治具の中に置き，手動の増圧ポンプで液圧シリンダーに圧力を加えて，制限変位パッドを徐々に下に移動させて，制限面と円管を接触して，圧力を 10s 保持して，図 5.21 に示すのは，成形した第1段 CAP が得られた．

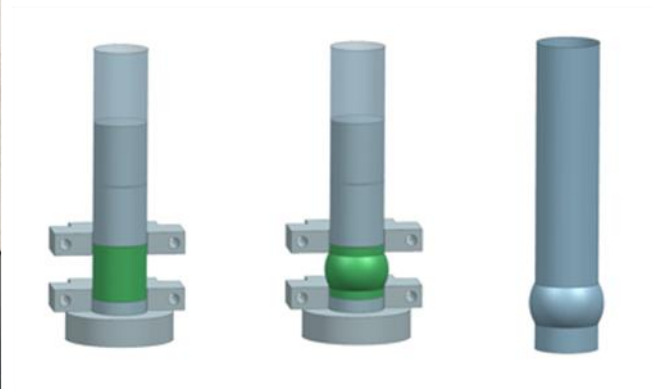


(a)



(b)

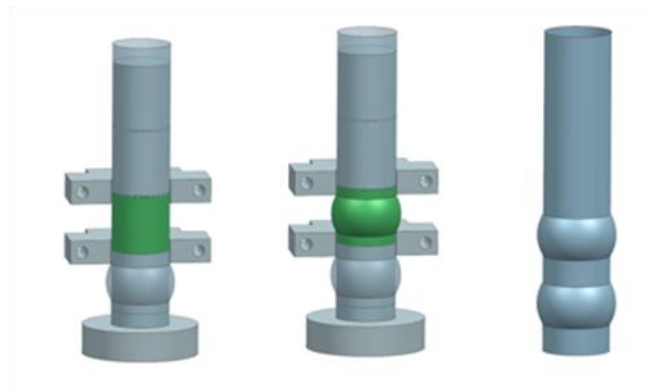
Figure 5.20 Model of manufacturing(Assembled)



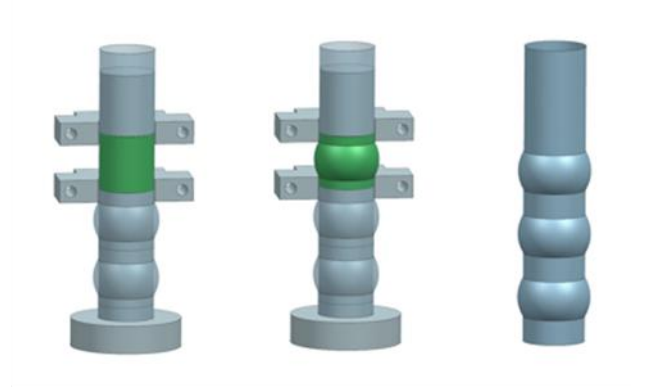
Step 1

Figure 5.21 Progress of manufacturing(Step 1)

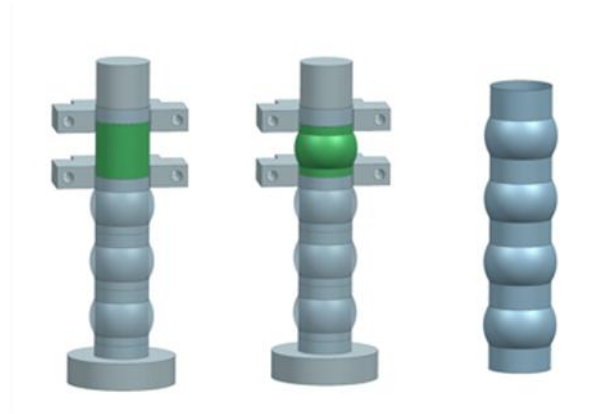
次に、液压シリンダーの圧力を抜き出し、制限変位パッドを上げてから、治具とゴムを 35mm 上げさせて、制限変位パッドを下へ押し付ける。図 5.22 に示すのは、下治具と第 1 段突起部が合わされるため、第 2 段突起部と第 1 段突起部の距離は、下治具の幅によって決定される。制限面と円管を接触して、成形した第 2 段 CAP が得られた。同じ方法が 2 回繰り返されて、最終の成形した CAP が得られた。



Step 2



Step 3



Step 4

Figure 5.22 Progress of manufacturing (Step 2~4)

全てのバルジ成形工程が終了した後，最終的に得られた CAP を図 5.23 に示す．図中により，本章の提案する調整可能なバルジ成形した CAP の全面にわたりき裂は発生しなく，正常に成形することが確認できる．



Figure 5.23 Formed structure

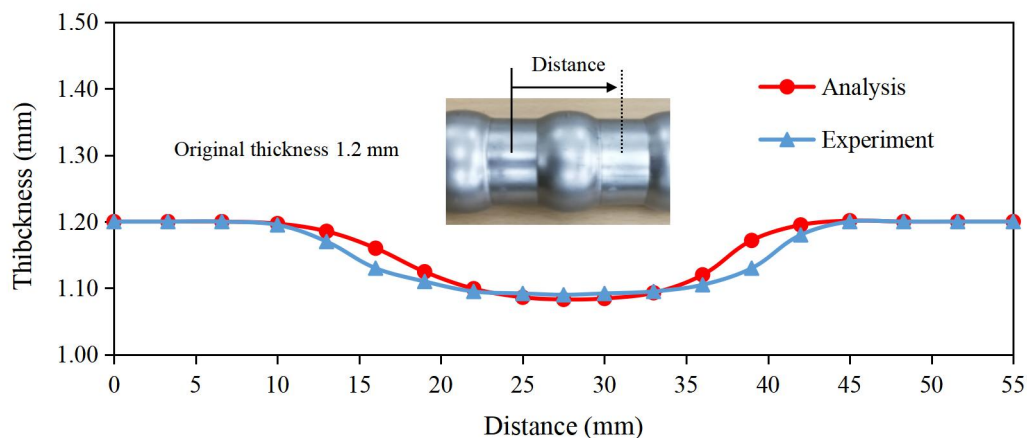


Figure 5.24 Thickness distribution of the formed CAP

ここで、成形品質を検討するため、試作試験で得た CAP を示す矢印方向に沿って切断して、その切断面に沿って代表点を取ってそれぞれ設計パラメータを測定して、さらに CAP 成形の解析結果と同じ代表点でのサイズを比較して、その CAP 部分の比較結果を図 5.24 に示す。

5.10 成形した CAP の品質検討

調整可能なバルジ成形法は金型を使用しないので、ゴムは膨張プロセス中に金型によって制限されないため、実際の加工では、CAP の寸法が設計図面と誤差があるかどうか、特に突起部の誤差が発生する可能性は高いことが容易に思われる。

ここでは、調整可能なバルジ成形法の成形品質を検証するため、管壁は軸方向に沿って測定され、同じ水準で、3 つのグループに分け、各グループで直径測定と肉厚さ測定のためにいくつか点が取られる。周方向直径変化と肉厚さ分布をそれぞれ図 5.25 と図 5.26 に示す。

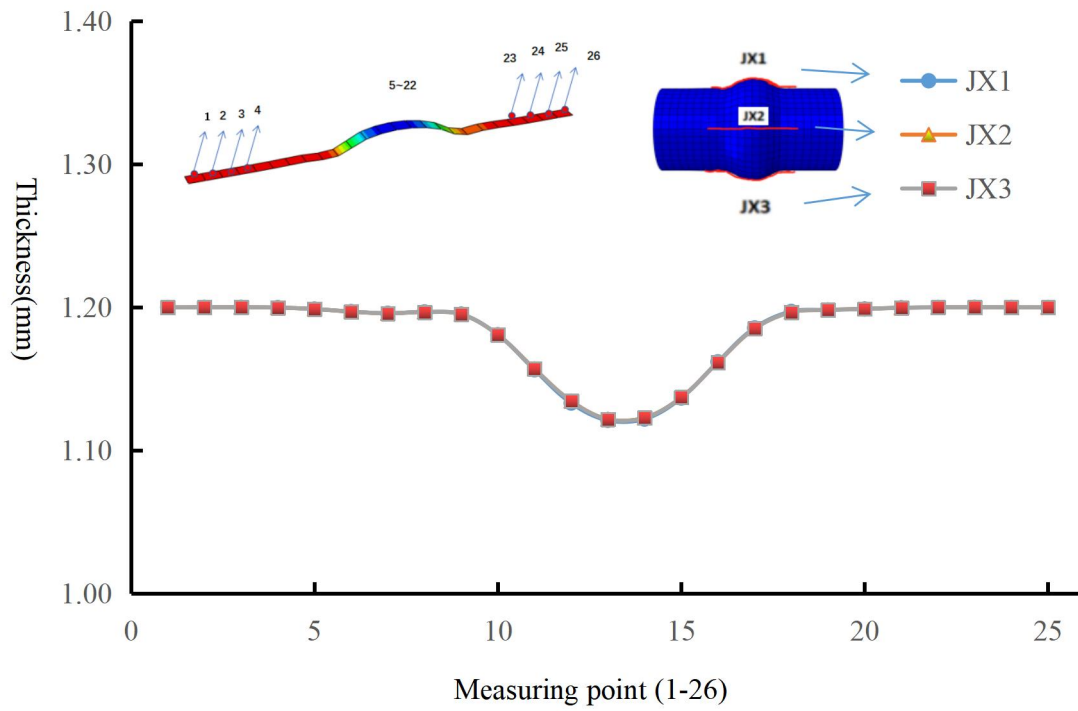


Figure 5.25 Result of thickness(Axial)

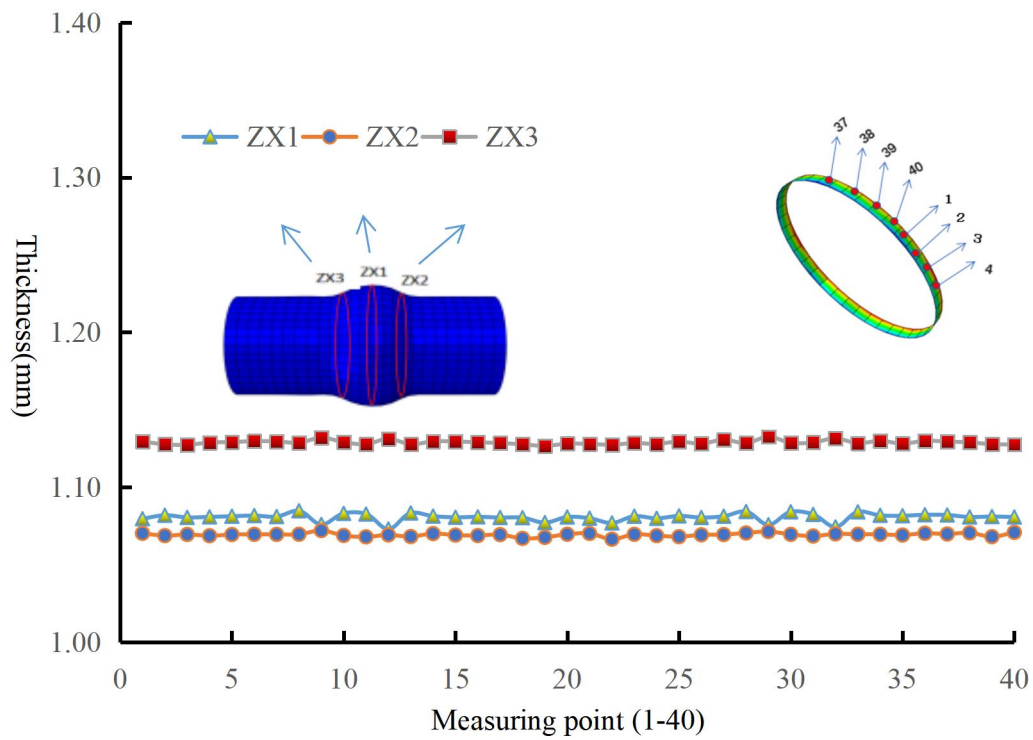


Figure 5.26 Result of thickness(Circumferential)

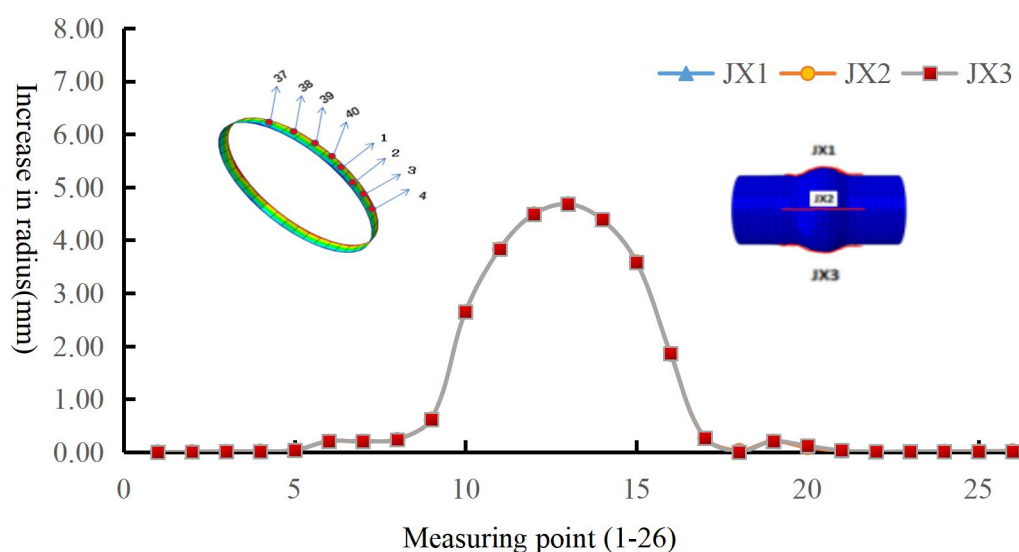


Figure 5.27 Result of increased radius(Axial)

管の軸方向で肉厚の測定始点と終点は同じ水平面上にあり，互いに平行であり，測定結果を図 5.25 に示す．肉厚さの変化は円周方向と一致しており，突起の中心に近づくほど肉厚さが小さくなり，肉厚さ減少率が高くなる．計算後，円周方向の肉厚変化率は最大値 1.26%，平均変化率 0.77% が得られた．円周方向の肉厚さ変化図 5.26 に示すように，ZX1，ZX2，ZX3 は，それぞれ突起の真ん中と左側と右側にある．中間位置に近づくほど，突起部の最大半径が大きくなり，管の肉厚さが薄くなり，肉厚さ減少率が高くなる．計算後，円周方向の肉厚変化率は最大値 1.88%，平均変化率 0.89% が得られた．円周方向で突起部半径増加量の変化図 5.27 に示すように，突起の中心に近づくにつれて増加量が大きくなっている．半径の変化率は 0.92%，平均変化率は 0.67% である．

今回は金型を使用しなかったため，膨張プロセス中に管の外部接触や外部摩擦がなく，材料の流動性が向上し，成形後で構造の軸対称性が高くなる．前章のゴム弾性を利用した逐次部分張り出し成形法より，今回の変化率を低減することが判る．以上の結果から，金型を用いずにゴムを膨張させた場合でも，変形後の構造が良好な軸対称状態を維持できることが確認できる．

前章のゴム弾性を利用した逐次部分張り出し成形法で得られた CAP 構造と本章の調整可能なバルジ成形法で得られた CAP 構造を比較して，成形品質について評価指標の 3 種類を整理して表 5.8 に示し．前章の CAP 構造の成形品質を基準とすれば，本

章の CAP 構造は円周方向で肉厚さの平均変化率が 51.55%小さくなり，突起部半径増加量が 65.85%小さくなり，軸方向で肉厚さの平均変化率で 45.56%小さくなることを示している．従って，本章の調整可能なバルジ成形法で得られた CAP 構造の軸対称性と板厚分布均一性が高くなることが判る．

Table 5.8 Forming quality evaluation index(adjustable bulge forming method)

Variable	Thickness change rate(radial direction)	Thickness change rate(circumference direction)	Radius increase(radial direction)
Max value(%)	1.88	1.26	0.92
Average value(%)	0.89	0.77	0.67

5.11 考察

CAP の圧潰変形性能を検証するため，部分張り出し成形法で得られた CAP に対してオートグラフ試験機による圧潰試験と FEM 圧潰解析をそれぞれ行い，その結果を比較する．

図 5.28 に示すのはオートグラフ試験機による圧潰試験の様子である．圧潰試験に使用するオートグラフ試験機は島津社製の AG-X/R300KNG であり，軸方向に圧縮荷重を与えるように，圧潰試験の前に，部分加熱ねじり成形法で得られた CAP の両端の横断面を平らに機械加工しておく．オートグラフ試験機の圧縮治具を移動速度 5mm/s に設定して強制変位の形で圧縮荷重を与える．

図 5.28(a)に示すのは FEM 圧潰変形解析モデルである．CAP の下端面に固定の境界条件を与え，上端面に圧潰試験と同様に強制変位の形で圧縮荷重を与える．

図 5.24(b)に圧潰試験で得られた CAP 圧潰変形前の形状を示す．さらに，比較するために，図 5.30 にそれぞれ圧潰試験と FEM 圧潰解析で得られた荷重変位線図を示す．

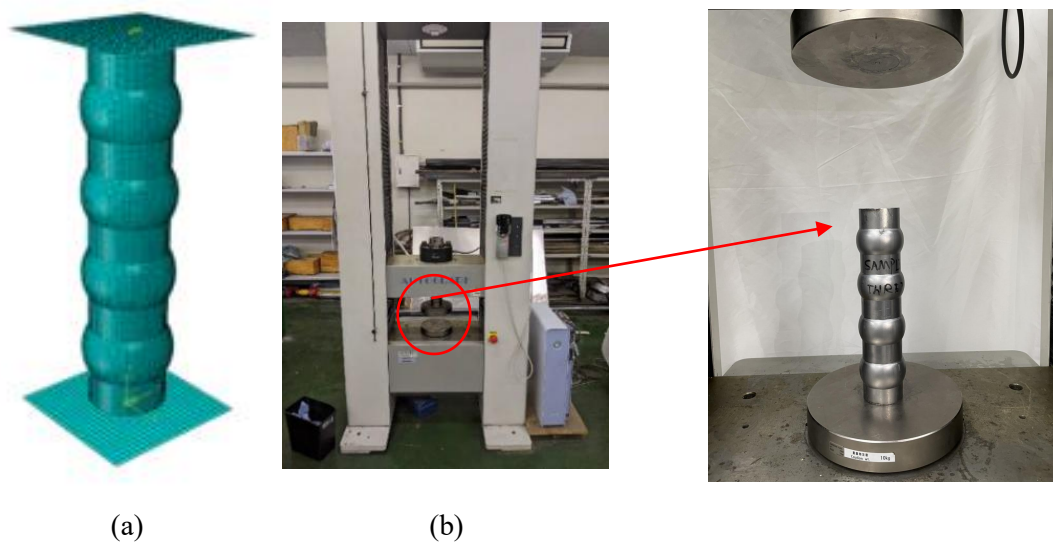


Figure 5.28 Crushing experimental

CAP の圧潰変形性能を詳しく検討するため、最適化前の CAP を対象に、同じ条件で圧潰実験を行い、その結果を図 5.29 に示す。



Figure 5.29 Experimental configuration and various crushed states of the CAP during its deformation

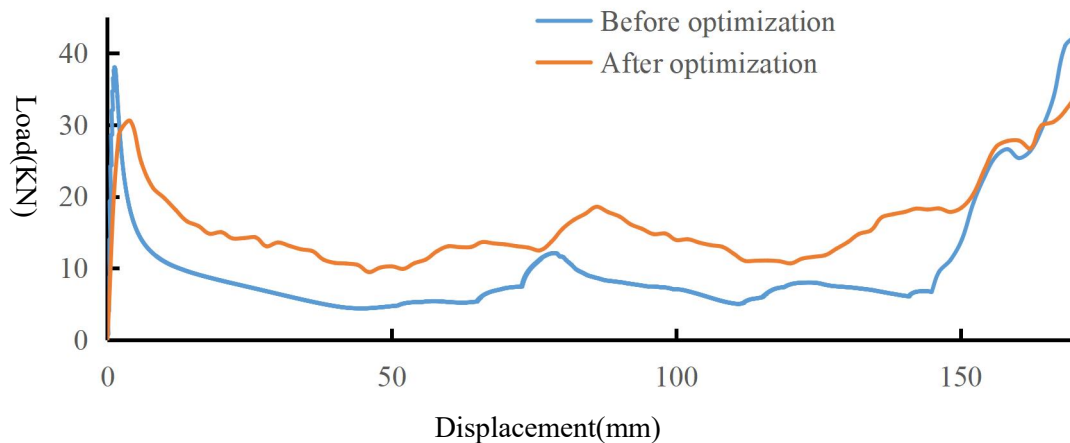


Figure 5.30 The crushing load distribution of formed CAP

最適化前の CAP 構造と最適化した CAP 構造を比較して、衝突エネルギー吸収性能について評価指標の 3 種類を整理して表 5.9 に示し、本章の最適化した CAP 構造のほうは高いエネルギー吸収性能をもつことが判る。前章の CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能を基準とすれば、適化した CAP 構造はエネルギー吸収量が 64.78%多くなり、エネルギー吸収安定率が 15.13%小さくなり、圧潰反力の初期ピーク 7.82%小さくなることを示している。

Table 5.9 Comparison of crashworthiness (experimental)

Variable	IPCF (KN)	S	Energy Absorption(KJ)
Before optimization	39.02	374.61	3.01
After optimization	31.97	317.95	4.96

5.12 まとめ

本章では、CAP の衝突エネルギー吸収性を向上するために、その衝突過程のシミュレーションを行い、さらに補間法による最適化法を使い、CAP の衝突過程における設計パラメータに関する最適化解析を行う。それから、今まで衝突エネルギー吸収体として開発されている CAP の加工困難の問題を解決するため、新たに、簡単な方法

で加工できる調整可能なバルジ成形法を提案して、調整可能なバルジ成形法の実用化および最適化した CAP の衝突エネルギー吸収性能に関する検討を行い、以下の結論が得られた。

(1)補間法を利用して衝突エネルギー吸収性能の最適化解析に適切であることが確認できた。

(2)本章の最適化解析で得られた CAP 構造は、初期ピック値は 39.02 KN から 35.97 KN に小さくなり、衝突エネルギー吸収安定率は 37.46%から 31.79%に減少されたことが判った。最適化前より 15.14%改善された。

(3)本章の提案する調整可能なバルジ成形法で得られる最適化した CAP 構造は前章の加工法より、軸対称性の向上することが確認する。最適化した CAP 構造の成形性能が良いことが判る。

(4)従来の逐次部分張り出し成形法に比べて、金型を使わないだけでなく、調整可能なバルジ成形法の加工誤差は 0.73%になって加工難度が低減された。

(5)圧潰変形の結果として、調整可能なバルジ成形法で得られる最適化した CAP 構造のエネルギー吸収量は従来の構造により 64.78%向上された。

本章の CAP 構造成形に対して、独自に提案した調整可能なバルジ成形法、得られた成形性能の数値解析法や試作実験による評価法などが今までされていない CAP 構造の実用化問題の解決に有効な手法となることが見込まれる。

今後の研究課題としては、調整可能なバルジ成形法の汎用化に関する検討を継続して行うと同時に、大量生産のための成形効率向上と自動化生産システムの構築に関する検討を展開する予定である。

第 6 章 結論

本研究では，エネルギー吸収構造の開発などに適用する折紙構造の加工問題を取り扱い，有限要素法による成形解析と試作成形実験等の検討手段を利用して，今まで解決されていない折紙構造の製造コストが高く，成形品の成形性能が不安定などの研究課題を中心にして，新しい折紙構造の加工手法として部分加熱回転成形法を提案して詳細な検討した．さらに，有限要素法による衝突解析，補間法による設計パラメータの最適化及び試作成形実験等の検討手段を利用して，エネルギー吸収構造として RTO の衝突エネルギー吸収性能が不安定の研究課題を中心にして，円筒素材の軸方向に沿って等間隔で突起部を設ける形で新たな CAP を提案した．また，新しい折紙構造の加工手法として逐次部分張り出し成形法と調節可能なバルジ成形法を提案して詳細な検討を行う．今まで十分に検討されていない折紙構造と CAP 構造の工学的実用化問題の解決を目指して，大量生産のための基礎技術に関する研究開発を中心に行った．

本論文では，新しい CAP 構造の力学性能向上のための幾何学形状構成分析と設計法の確立の関する検討を行い，独自に提案する CAP 構造と折紙構造の加工システムを実現するために，加工工程のシミュレーションと試作成形実験を実施し，主要な研究テーマに分けて詳細な検討結果をまとめた各章の主な成果は，次の通りである．

第 1 章は序論であり，本研究の研究背景を述べ，エネルギー吸収構造の開発などに適用する折紙構造とその加工問題に関する従来の研究成果を概説し，本研究の目的と研究内容を述べた．

第 2 章では，従来の折紙構造に関する加工方法とエネルギー吸収構造開発に適用する CAP およびその加工方法について検討するために必要な基礎理論と問題点を概説して，次章からの研究展開に必要な成形工程のシミュレーション方法と最適化手法についても検討を行った．

第 3 章では，今まで衝突エネルギー吸収体として開発されている反転らせん型折紙構造の加工困難の問題を解決するため，新たに単純な方法で加工できる部分加熱回転加工法とそれによって得られる反転ねじり型折紙構造を提案して，部分加熱回転加工法の実用化および折紙構造の衝突エネルギー吸収性能に関する検討を詳しく行った．

まず，本章の提案する部分加熱回転加工法は，軸方向に沿って段毎に成形していく

ため、必要な加工設備は簡単に用意できるものであり、また軸方向に沿う長さの制限はないので、従来のハイドロフォーミング法より、部分加熱回転加工法の優位性が明らかになった。また、本章の提案する反転ねじり型折紙構造は、従来の反転らせん型折紙構造と同様に折線配置により圧潰しわの分布を調整することができ、圧潰変形過程において、衝突エネルギー吸収性能向上に必要となる安定的にアコーディオン型の圧潰変形を最後まで続ける特性をもつことが確認できた。

次に、数値解析の結果より、本章提案の反転ねじり型折紙構造は、従来の反転らせん型折紙構造より、衝突エネルギー吸収量、圧潰反力のピーク値や荷重値のフラット性など全ての点において優れていることが確認でき、従来よく使用されている衝突エネルギー吸収体である中空矩形断面と比較しても、大型成形機械と金型が省略可能でしかも同程度の大量生産性もあることから、従来の衝突エネルギー吸収体の代わりに反転ねじり型折紙構造の適用は十分に可能性があることが明らかになった。

さらに、RTO は側面に沿って折線配置により座屈しわの分布を調整することができ、衝突されて圧潰変形過程において安定的にアコーディオン型の圧潰変形を最後まで続ける特性をもつことが確認できた。また、金型無しで自然に形成される RTO の折線に丸みが付いてあるため、衝突エネルギー吸収性能の向上に有利であることが明らかになった。

本章の研究結果により、3 次元的な形状をもつ折紙構造の加工困難な問題を解決することができ、折紙構造を衝突エネルギー吸収体として実製品に組み込む目的に一步前進したと考えられる。今後の研究課題としては、部分加熱ねじり加工法による固定治具や回転装置などの自動化を実現させ、実製品へ量産ベースで RTO を成形する応用展開を目指す研究開発を行う予定である。

第 4 章では、逐次部分張り出し塑性加工法で加工した成形品の突起部が低剛性となる特性を活かして、加工された CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能向上に関する検討を行った。

まず、前章で検討した部分加熱回転加工法で加工する反転ねじり型折紙構造の衝突エネルギー吸収性能を検証するため、軸対称な軸方向に沿って等間隔で突起部を有する CAP 構造を対象とした衝突解析を行い、その軸対称な突起部から衝突エネルギー吸収性能への影響について検討して、CAP 構造の全体のエネルギー吸収性能向上に有効であることが明らかになった。

次に、従来のハイドロフォーミング法に用いる成形金型をベースに、ゴム弾性を利用する CAP 構造の逐次部分張り出し成形法を提案して、その加工法に適用し CAP 構造の加工工程を解析して、本章の提案する加工法の妥当性と有効性が検証できた。

最後に、本章の提案する加工法で得られる軸対称な CAP 構造の衝突エネルギー吸収性能を確認するため、従来の円管と CAP 構造に対してそれぞれ衝突解析を行い、得られた衝突エネルギー吸収性能を比較すると、提案した構造のエネルギー吸収安定性は従来に構造により大幅に向上することができた。

第 5 章では、エネルギー吸収体として CAP 構造の設計問題を取扱い、その衝突過程に関するシミュレーションを行った上で、補間法による最適化法を使い、CAP 構造の衝突過程における設計パラメータに関する最適化解析を行った。

まず、最初の CAP をベースに、突起部の直径、円筒部の長さ、突起部の長さをそれぞれパラメータ化して、設定した範囲内で複数のサンプルを設計して、シミュレーション解析により PWS 圧潰モードの高確率のパラメータ範囲を確認できた。得られたパラメータを直接に最適化解析の設計変数として、3 種類の設計パラメータの組合せの最適化解析に適切であることが確認できた。

次に、圧潰反力の分布図を用い CAP 構造の圧潰過程における圧潰反力の初期ピーク荷重が増加しない制約条件を定義して、成形した CAP 構造のエネルギー吸収安定性を目的関数とした最適化解析を行い、CAP 構造の設計パラメータに関する最適化結果が得られることが確認できた。

本章の最適化解析で得られた CAP 構造は、初期ピーク荷重が増加しない制約条件を満足しており、最適化前のエネルギー吸収安定率 374.61 に対して、最適化した CAP 構造のエネルギー吸収安定率は 317.95 になって、最適化前の初期ピーク荷重 39.02KN に対して、最適化した CAP 構造の初期ピーク荷重は 35.97KN となる。エネルギー吸収性能を向上するため、本章の最適化解析で得た結果を用いて、CAP 構造の設計パラメータが確認することが可能であることが明らかになった。

最後に、従来の逐次部分張り出し成形法で設計した CAP の加工工程に比べて、本章の調節可能なバルジ成形法のほうは、円周方向の肉厚変化率と半径の変化率および管径方向の肉厚変化率を低減することができた。また、加工設備に対する金型を使用する必要がなくで、使用範囲が広がり、軸方向に沿って等間隔で突起部が有する中空薄肉チューブに使用できる。それにより、加工設備に対する精度など厳しい要求が緩

和されるだけでなく，加工コストの低減にも有利となることが判った．

今後の研究課題としては，継続して新エネルギー吸収体の開発などに適用する CAP 構造の力学特性向上問題とその加工問題を検討して，独自に提案したゴム弾性を利用した逐次部分張り出し成形法と調節可能なバルジ成形法の汎用化に関する検討を行い，加工システムの簡素化問題，製造コストの削減問題と成形した CAP 構造の板厚分布など品質安定化問題を検討し解決した上で，さらに将来的な大量生産のための成形効率向上と自動化生産システムの構築に関する検討を展開する予定である．

参考文献

- [1] 交通事故総合分析センター, 自動車の工作物への衝突事故, イタルダ・インフォメーション, No.82, 2010, pp.1-12.
- [2] 小野古志郎, 自動車の衝突安全について, 安全工学, 1994, pp.42-50.
- [3] 廣田幸嗣, 小笠原悟司, 電気自動車工学, 森北出版株式会社, pp.24-26.
- [4] Xue, X., Robinson, M., Schmid, F., & Smith, R. (2018). Development issues for impact safety of rail vehicles: Robustness of crashworthy designs, effect of structural crashworthiness on passenger safety and behaviour characterisation of vehicle materials. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 232(2), 461-470.
- [5] Gao, G. J., Zhuo, T. Y., & Guan, W. Y. (2020). Recent research development of energy-absorption structure and application for railway vehicles. *Journal of Central South University*, 27(4), 1012-1038.
- [6] Song, J., Xu, S., Xu, L., Zhou, J., & Zou, M. (2020). Experimental study on the crashworthiness of bio-inspired aluminum foam-filled tubes under axial compression loading. *Thin-Walled Structures*, 155, 106937.
- [7] Zhu, G., Zhao, Z., Hu, P., Luo, G., Zhao, X., & Yu, Q. (2021). On energy-absorbing mechanisms and structural crashworthiness of laterally crushed thin-walled structures filled with aluminum foam and CFRP skeleton. *Thin-Walled Structures*, 160, 107390.
- [8] Yalçın, M. M., & Genel, K. (2019). On the axial deformation characteristic of PVC foam-filled circular aluminium tube: Effect of radially-graded foam filling. *Thin-Walled Structures*, 144, 106335.
- [9] Cetin, E., & Baykasoğlu, C. (2019). Energy absorption of thin-walled tubes enhanced by lattice structures. *International Journal of Mechanical Sciences*, 157, 471-484.
- [10] Rajak, D. K., Mahajan, N. N., & Linul, E. (2019). Crashworthiness performance and microstructural characteristics of foam-filled thin-walled tubes under diverse strain rate. *Journal of Alloys and Compounds*, 775, 675-689.
- [11] San Ha, N., Lu, G., & Xiang, X. (2018). High energy absorption efficiency of thin-walled conical corrugation tubes mimicking coconut tree configuration. *International Journal of Mechanical Sciences*, 148, 409-421.

- [12] Xu, F., Zhang, X., & Zhang, H. (2018). A review on functionally graded structures and materials for energy absorption. *Engineering Structures*, 171, 309-325.
- [13] Luo, Y., & Fan, H. (2018). Energy absorbing ability of rectangular self-similar multi-cell sandwich-walled tubular structures. *Thin-Walled Structures*, 124, 88-97.
- [14] Hao, P., & Du, J. (2018). Energy absorption characteristics of bio-inspired honeycomb column thin-walled structure under impact loading. *Journal of the mechanical behavior of biomedical materials*, 79, 301-308.
- [15] Hu, D., Wang, Y., Song, B., Dang, L., & Zhang, Z. (2019). Energy-absorption characteristics of a bionic honeycomb tubular nested structure inspired by bamboo under axial crushing. *Composites Part B: Engineering*, 162, 21-32.
- [16] Fan, H., Luo, Y., Yang, F., & Li, W. (2018). Approaching perfect energy absorption through structural hierarchy. *International Journal of Engineering Science*, 130, 12-32.
- [17] Chen, B. C., Zou, M., Liu, G. M., Song, J. F., & Wang, H. X. (2018). Experimental study on energy absorption of bionic tubes inspired by bamboo structures under axial crushing. *International Journal of Impact Engineering*, 115, 48-57.
- [18] Aerospace Industries Association of America. Crashworthiness development program - Technical summary [R]. AIA-CDP-S, 1968.
- [19] Thomson R G, Caiafa C. Designing for aircraft structural crashworthiness [R]. *Journal of Aircraft*, 1982, 19(10): 868—874.
- [20] Abdullah, N. A. Z., Sani, M. S. M., Salwani, M. S., & Husain, N. A. (2020). A review on crashworthiness studies of crash box structure. *Thin-Walled Structures*, 153, 106795.
- [21] Xiong, F., Wang, D., Chen, S., Gao, Q., & Tian, S. (2018). Multi-objective lightweight and crashworthiness optimization for the side structure of an automobile body. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 58(4), 1823-1843.
- [22] 二塚貴之, 藤田毅, 山崎雄司, 占部俊明 : 衝突エネルギー吸収部材の開発, 自動車技術会論文集, 46, 4 (2015), 799.
- [23] Alghamdi, A.: Collapsible Impact Energy Absorbers, an Overview: *Thin-Walled Structures*, 39, 2 (2001), 189.
- [24] Baroutaji, A., Sajjia, M. and Olabi, A. : On the Crashworthiness Performance of Thin-walled Energy Absorbers: Recent Advances and Future Developments, *Thin-Walled Structures*, 118, (2017), 137.
- [25] 楊陽, 趙希祿, 戸倉直, & 萩原一郎. (2014). トラスコアパネルからなる軽量化構

- 造の衝突エネルギー吸収性能向上．日本機械学会論文集，80(815), SMM0191-SMM0191.
- [26] 孔呈海. (2018). 電気自動車車体に適用する折紙構造の実用化に関する研究.
- [27] Wu, Q., Zhao, X., & Hagiwara, I. (2018). Design of a half cut side member structure for optimal car crash energy absorption characteristics. *International journal of vehicle performance*, 4(4), 416-431.
- [28] 趙希祿, 胡亜波, & 萩原一郎. (2010). 折紙工学援用による半割り型自動車サイドメンバーの衝突圧潰エネルギー吸収性能に関する研究. 日本機械学会論文集 A 編, 76(769), 1131-1138.
- [29] 野島武敏, 折紙構造モデル, 応用数理, 114 巻 3 号, (2004), pp.270-271.
- [30] Hagiwara, I., Tsuda, M., Kitagawa, Y., and Futamata, T., Method of determining positions of beads, United States Patent, (1991), Patent Number: 5045345.
- [31] 永島豪, 野島武敏, 折りたたみ可能な円筒の製作とその伸縮特性, 日本機械学会第 7
- [32] 回機械材料, 機械加工技術講演論文集, (1999), pp.151-152.
- [33] Nakazawa, Y., Tamura, K., Yoshida, M., Development of crash-box for passenger car with high capability for energy absorption, VIII International Conference on Computational Plasticity, Barcelona, 2005.
- [34] Rusinek, A., Zaera, R., Forquin, P., Klepaczko, J.R., Effect of plastic deformation and boundary conditions combined with elastic wave propagation on the collapse site of a crash box, *Thin-Walled Structures*, Vol. 46, (2008), pp.1143–1163.
- [35] Hagiwara, I., Tsuda, M., Kitagawa, Y., and Futamata, T., Method of determining positions of beads, *United States Patent*, (1991), Patent Number: 5045345.
- [36] 野島武敏, 平板と円筒の折りたたみ法の折紙によるモデル化, 日本機械学会論文集 C 編, 66 巻 643 号, (2000), pp.1050-1056.
- [37] 野島武敏, 数理折り紙による構造モデル-折紙工学の提案, 京都新聞, 2002 年 11 月 27 日朝刊.
- [38] 野島武敏, 異なる要素形状の組合せからなる折りたたみ可能な筒状構造異型筒及び角錐の折紙によるモデル化, 日本機械学会論文集 C 編, 68 巻 667 号, (2002), pp.1009-1014.
- [39] 野島武敏, 折紙構造モデル, 応用数理, 114 巻 3 号, (2004), pp.270-271.
- [40] 永島豪, 野島武敏, 折りたたみ可能な円筒の製作とその伸縮特性, 日本機械学会第

- 7 回機械材料,機械加工技術講演論文集, (1999), pp.151-152.
- [41] 萩原一郎, 灘吉聡, 折り紙工学を利用した円筒構造物の圧潰解析, 自動車技術会論文集, 34 巻 4 号, (2003), pp. 145-149.
- [42] 萩原一郎, 自動車の事後衝突研究から折紙工学研究へ, 学術の動向, (2014), 19 巻 4 号 pp.18-23.
- [43] 奥尚人, 萩原一郎, 自動車サイドメンバーの折紙構造の検討, 計算力学講演会講演論文集, 18 巻 601 号,(2005), pp 103-104.
- [44] Wu, Z.Q ., Tao, X ., Hagiwara, I., A Consideration of Function and Design for Application Using Origami Structure and Subdivision Technology, Dynamics & Design Conference 2004, 2004.
- [45] 趙希祿, 胡亜波, 萩原一郎, 折紙工学を利用した円筒薄肉構造物の衝突圧潰特性の最適設計, 日本機械学会論文集 A 編, 376 巻 761 号, (2010), pp.10-17.
- [46] 萩原一郎, 折紙構造の自動車強度部材への適用検討, 応用数理, 14 巻 3 号, (2004), pp.271.
- [47] Kong, C., Zhao, X., & Hagiwara, I. (2017). Hydroforming process of manufacturing for reverse spiral origami structure. *International Journal of Vehicle Performance*, 3(4), 347-364.
- [48] Abramowicz, W., & Jones, N. (1984). Dynamic axial crushing of circular tubes. *International Journal of Impact Engineering*, 2(3), 263-281.
- [49] Bardi, F. C., & Kyriakides, S. (2006). Plastic buckling of circular tubes under axial compression—part I: experiments. *International journal of mechanical sciences*, 48(8), 830-841.
- [50] Bardi, F. C., Kyriakides, S., & Yun, H. D. (2006). Plastic buckling of circular tubes under axial compression—part II: analysis. *International journal of mechanical sciences*, 48(8), 842-854.
- [51] Reddy, B. D. (1979). An experimental study of the plastic buckling of circular cylinders in pure bending. *International Journal of Solids and Structures*, 15(9), 669-683.
- [52] Nagel, G. M., & Thambiratnam, D. P. (2005). Computer simulation and energy absorption of tapered thin-walled rectangular tubes. *Thin-walled structures*, 43(8), 1225-1242.
- [53] Nagel, G. (2005). Impact and energy absorption of straight and tapered rectangular tubes (Doctoral dissertation, Queensland University of Technology).

- [54] Baroutaji, A., Sajjia, M., & Olabi, A. G. (2017). On the crashworthiness performance of thin-walled energy absorbers: recent advances and future developments. *Thin-Walled Structures*, 118, 137-163.
- [55] Reid, S. R. (1985). Metal tubes as impact energy absorbers. In *Metal forming and impact mechanics* (pp. 249-269). Pergamon.
- [56] Alghamdi, A. A. A. (2001). Collapsible impact energy absorbers: an overview. *Thin-walled structures*, 39(2), 189-213.
- [57] Nia, A. A., & Parsapour, M. (2013). An investigation on the energy absorption characteristics of multi-cell square tubes. *Thin-Walled Structures*, 68, 26-34.
- [58] Reid, S. R. (1993). Plastic deformation mechanisms in axially compressed metal tubes used as impact energy absorbers. *International Journal of Mechanical Sciences*, 35(12), 1035-1052.
- [59] Yu, T. X., Xiang, Y. F., Wang, M., & Yang, L. M. (2015). Key performance indicators of tubes used as energy absorbers. In *Key Engineering Materials* (Vol. 626, pp. 155-161). Trans Tech Publications Ltd.
- [60] Nia, A. A., & Parsapour, M. (2014). Comparative analysis of energy absorption capacity of simple and multi-cell thin-walled tubes with triangular, square, hexagonal and octagonal sections. *Thin-Walled Structures*, 74, 155-165.
- [61] Rogala, M., Gajewski, J., & Górecki, M. (2021). Study on the effect of geometrical parameters of a hexagonal trigger on energy absorber performance using ann. *Materials*, 14(20), 5981.
- [62] Isaac, C. W., & Oluwole, O. (2018). Structural response and performance of hexagonal thin-walled grooved tubes under dynamic impact loading conditions. *Engineering Structures*, 167, 459-470.
- [63] Li, J., Liu, J., Liu, H., & Yang, J. (2020). A precise theoretical model for laterally crushed hexagonal tubes. *Thin-Walled Structures*, 152, 106750.
- [64] Wu, S., Sun, G., Wu, X., Li, G., & Li, Q. (2017). Crashworthiness analysis and optimization of fourier varying section tubes. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 92, 41-58.
- [65] Dong, H. P., Gao, G. J., Xie, S. C., & Li, J. (2015). Collision performance of bitubular tubes with diaphragms. *Journal of Central South University*, 22(9), 3657-3665.
- [66] Fan, Z., Lu, G., & Liu, K. J. E. S. (2013). Quasi-static axial compression of thin-walled

tubes with different cross-sectional shapes. *Engineering Structures*, 55, 80-89.

- [67] Fattahi, A., & Karimi, N. (2022). Numerical simulation of the effects of superhydrophobic coating in an oval cross-sectional solar collector with a wavy absorber filled with water-based $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-ZnO-Fe}_3\text{O}_4$ ternary hybrid nanofluid. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 50, 101881.
- [68] Liu, R., Wang, H., Yang, J., Liu, H., & Sun, Y. (2015). Theoretical analysis on quasi-static lateral compression of elliptical tube between two rigid plates. *Applied Mathematics and Mechanics*, 36(8), 1005-1016.
- [69] Kumar, P. (2019). Influence of plain end-cap on the energy absorption characteristics of cylindrical tubular structures for lateral impact vehicle collisions. *Thin-Walled Structures*, 138, 32-45.
- [70] Andrews, K. R. F., England, G. L., & Ghani, E. (1983). Classification of the axial collapse of cylindrical tubes under quasi-static loading. *International Journal of Mechanical Sciences*, 25(9-10), 687-696.
- [71] Bardi, F. C., Yun, H. D., & Kyriakides, S. (2003). On the axisymmetric progressive crushing of circular tubes under axial compression. *International Journal of Solids and Structures*, 40(12), 3137-3155.
- [72] Al Galib, D., & Limam, A. (2004). Experimental and numerical investigation of static and dynamic axial crushing of circular aluminum tubes. *Thin-Walled Structures*, 42(8), 1103-1137.
- [73] Guillow, S. R., Lu, G., & Grzebieta, R. H. (2001). Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43(9), 2103-2123.
- [74] Abdewi, E. F., Sulaiman, S., Hamouda, A. M. S., & Mahdi, E. (2008). Quasi-static axial and lateral crushing of radial corrugated composite tubes. *Thin-Walled Structures*, 46(3), 320-332.
- [75] Eyvazian, A., Akbarzadeh, I., & Shakeri, M. (2012). Experimental study of corrugated tubes under lateral loading. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 226(2), 109-118.
- [76] Singace, A. A., & El-Sobky, H. (1997). Behaviour of axially crushed corrugated tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 39(3), 249-268.
- [77] Deng, X., Liu, W., & Jin, L. (2018). On the crashworthiness analysis and design of a

lateral corrugated tube with a sinusoidal cross-section. *International Journal of Mechanical Sciences*, 141, 330-340.

- [78] Chen, D. H., & Ozaki, S. (2009). Numerical study of axially crushed cylindrical tubes with corrugated surface. *Thin-Walled Structures*, 47(11), 1387-1396.
- [79] 日本塑性加工学会 編：板材のプレス成形，コロナ社，(2020)，34.
- [80] 日本塑性加工学会 編：チューブフォーミング，コロナ社，(2019)，8.
- [81] 田村明久，最適化法，共立出版社株式会社，(2002)，pp.1-10.
- [82] 長尾智晴，最適化アルゴリズム，株式会社昭晃堂，(2000)，pp.1-4.

在学期間中の発表した査読付き学術論文一覧

[1] **梁狄**, 楊陽, 孔呈海, 景陽, 趙巍, 趙希祿, 萩原一郎, 反転ねじり型エネルギー吸収構造とその安価な部分加熱ねじり加工法, *日本機械学会論文集*, Vol.87, No.895, 2021 年. DOI: 10.1299/transjsme.20-00425 (本学位論文の第 3 章の内容に関係する)

[2] **梁狄**, 許文豪, 趙巍, 向井竜二, 趙希祿. (2022). 突起付き円筒型緩衝材とそれを加工する逐次部分張り出し加工法. *設計工学*, 57(8), 367-380. DOI: 10.14953/jjsde.2021.2942 (本学位論文の第 4 章の内容に関係する)

[3] **Di Liang**, Wenhao Xu , Jieliang Feng , Wei Zhao , Naoki Kawada and Xilu Zhao . A Cylindrical Crash Absorber with Discontinuous Protrusions and Its Manufacture Using a Successive Partial Rubber-Bulging Method[J]. *Applied Sciences*, 2021, 11(22): 10892. DOI: org/10.3390/app112210892 (本学位論文の第 4 章の内容に関係する)

謝 辞

本研究を進めるにあたり、終始懇切なるご指導並びにご鞭撻を賜りました埼玉工業大学院工学研究科機械工学専攻の趙希禄教授に深甚の謝意を表します。また、副査をお引き受け下さり、有益なるご助言とご討論を賜りました埼玉工業大学院工学研究科機械工学専攻の福島祥夫教授、上月陽一教授、河田直樹教授、長井力教授に深く感謝の意を表します。さらに発表論文のご指導を賜りました明治大学研究・知財戦略機構・特任教授（東京工業大学名誉教授）萩原一郎教授に深甚の謝意を表します。

また、埼玉工業大学大学院機械工学専攻趙研究室の修士課程の馮捷亮、許文豪ならびに皆様に心から感謝の意を表します。

最後に、本研究の遂行に終始応援して頂いた埼玉工業大学機械工学科趙研究室の皆様心から感謝の意を表します。