

高強度・薄板中空フレーム曲げ強度の
質量効率を向上させるための
断面形状と設計プロセスに関する研究

(A Study on Cross-Sectional Shape and Design Process for Improving Mass Efficiency
of High-Strength, Thin Plate Hollow Frame Bending Strength)

2022年3月

広島大学大学院工学研究科輸送・環境システム専攻

本田正徳

第1章 序論

1・1 研究背景

- 1・1・1 自動車を抱える課題
- 1・1・2 燃費向上のための軽量化の必要性
- 1・1・3 自動車の質量
- 1・1・4 自動車ボディに求められる機能

1・2 ボディフレームにおける曲げ強度の質量効率を高めるための課題

1・3 本研究の目的とアプローチ

第2章 工学的な観点に基づく断面形状の検討

2・1 薄板の座屈に関する先行研究

2・2 薄板の面内曲げ座屈後強度に関する理論

2・3 薄板の周辺構造の形状が面内曲げ座屈強度に与える影響の検討

2・3・1 解析条件

2・3・2 解析結果

2・4 周辺構造によらず縦板の面外変形を抑制する方策の検討

2・4・1 新たな支持機能

2・4・2 縦板自身の形状で線状の拘束機能を具現化する検討

2・5 最適な縦板形状の検討

2・6 本章の結論

第3章 数学を活用した最適断面形状の検討

- 3・1. 断面形状の最適化に関する先行研究
- 3・2 断面形状最適化のプロセス
 - 3・2・1 設計変数と目的関数
 - 3・2・2 形状最適化のフロー
- 3・3 形状最適化の結果
- 3・3 統計解析によるデータマイニング
 - 3・3・1 寄与が高い因子の抽出と方向性の分析
 - 3・3・2 断面設計の指針の分析
- 3・5 最適化および統計分析結果の工学的な解釈
- 3・4 本章の結論

第4章 設計画像データを用いて特徴量を抽出する手法の検討

- 4・1 画像データから特徴量を抽出する手法に関する先行研究
- 4・2 解析方法
 - 4・2・1 題材とするデータセット
 - 4・2・2 全章までに得た断面形状の重要部位に関する知見
 - 4・2・3 解析方法
- 4・3 解析結果
 - 4・3・1 前処理
 - 4・3・2 解析結果（スパースモデルによるモデル化）
 - 4・3・3 解析結果（特徴量の抽出）結果
- 4・4 本章の結論

第5章 実験による効果検証

5・1 設計指針に基づくフレーム構造の設計

5・2 3点曲げによる評価

5・2・1 3点曲げによる評価

5・2・2 3点曲げ強度の評価結果

5・3 軸曲による評価

5・3・1 軸曲げによる評価

5・3・2 軸曲げ強度の評価結果

5・4 本章の結論

第6章 本論文の結論

第7章 今後の展望

参考文献

謝辞

第 1 章 序論

1・1 研究背景

1・1・1 自動車を抱える課題

サステイナブルな世界の実現のためには、世界が協調し、温室効果ガスの増大による気候変動をコントロールしていく必要がある。1988年に創設された国連気候変動に関する政府間パネル IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) の第 6 次報告書によると、人類の影響が大気・海洋及び陸域を温暖化させてきたことには疑う余地がないとされている。温室効果ガスに対する寄与は、二酸化炭素（以下、CO₂）76.7%、メタン 14.3%、一酸化二窒素 7.9%、オゾン層破壊物質でもあるフロン類(CFCs, HCFCs)1.1%と報告されており、CO₂ 排出量の抑制は喫緊の課題である。

世界の CO₂ 排出の総量^[1]は、2018 年を例にとると年間 315 億トンである。このうち、最も多いのが中国（28%）、次いで米国（15%）、日本は 5 番目（3%）となっており（Fig.1）、日本が世界で果たすべき役割は大きい。

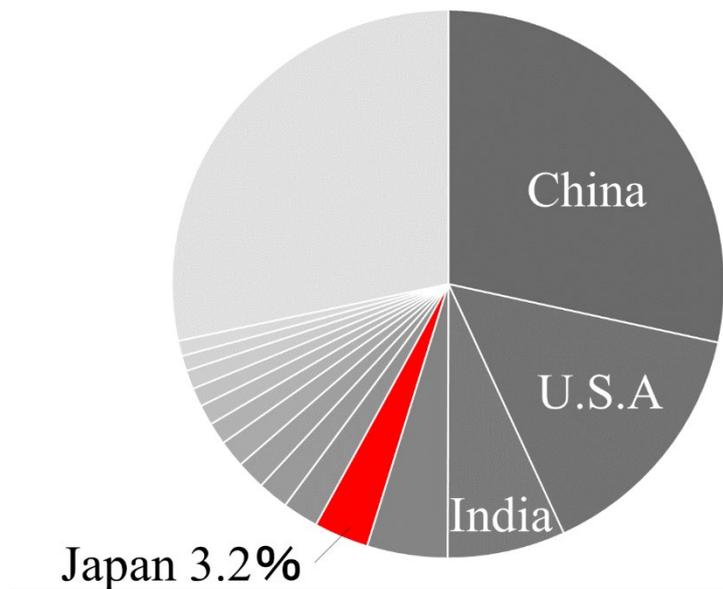


Fig.1 CO₂ emissions by country (2018)

Fig.2 は、日本における部門別の CO₂ 排出量の割合（2018 年）^[2]を示す。最も多いのは、工場もしくは事業所で消費されるエネルギーである産業部門（45%）であり、次いで人や物の輸送や運搬に消費されるエネルギーである運輸部門（20%）である。この運輸部門の CO₂ 排出の 86%は自動車に占めており、この自動車における内訳^[3]を Fig.3 に示す。図から、主に家庭用で用いられる乗用車と軽自動車に約半分を占めていることが分かる。現在、これらの動力源の殆どは内燃機関であり、内燃機関車の燃費（燃料当たりの走行距離）を向上させることは自動車業界における最大の課題の一つである。また、近年台数が増えている電気自動車（BEV）においても電費（電力あたりの走行距離）を向上させることは、発電所にて発生する CO₂ 排出量の抑制に繋がるため、重要な課題であることは同様である。

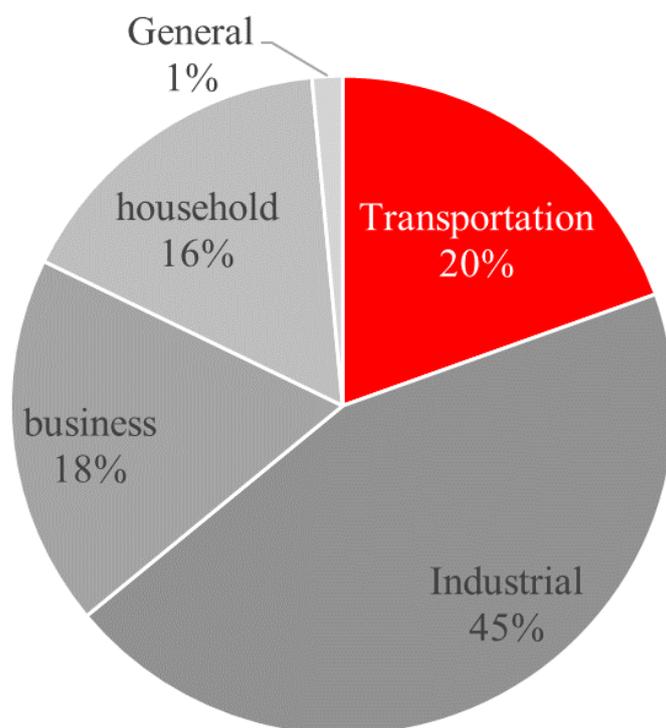


Fig.2 CO₂ emissions by country by sector (2018)

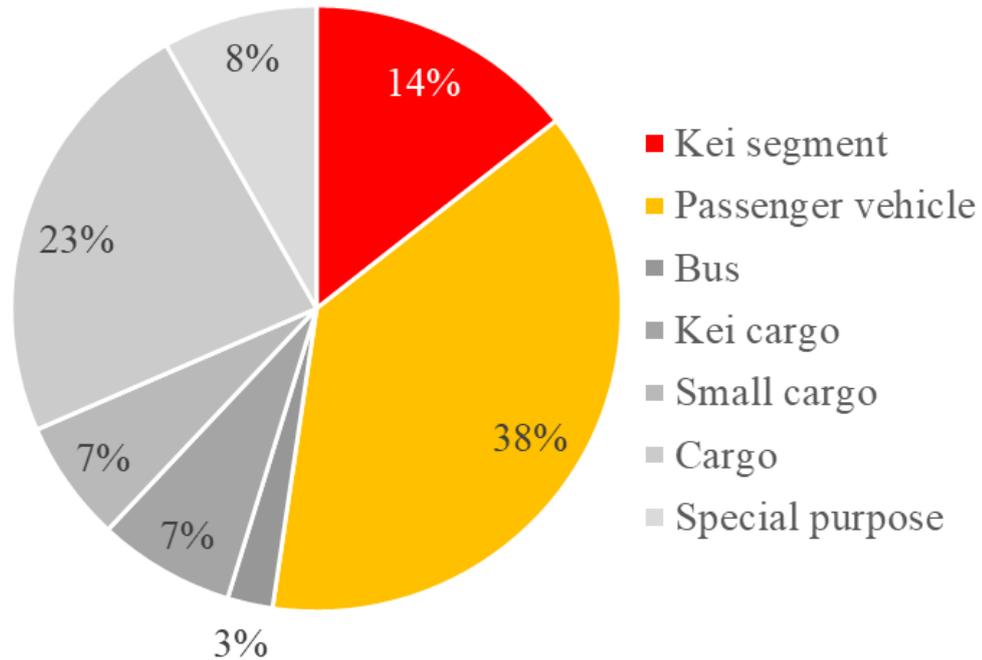


Fig.3 CO₂ emissions by country by vehicle type (2018)

1・1・2 燃費向上のための軽量化の必要性

自動車の燃費向上には、駆動源の効率向上のための燃焼効率の向上やモーターなどの電気駆動力とのハイブリッド化と、車両の走行抵抗の低減という 2 つのアプローチがある。走行抵抗は、式(1)で表現される。この式から、走行抵抗低減のためには、タイヤの転がり抵抗低減、空気抵抗低減、そして車両質量の抑制すなわち軽量化が重要であることが分かる。

$$F_{Req} = f_R F_z + C_D A \frac{\rho_{AIR}}{2} v^2 + p F_z + (e_1 m_{curb} + m_{add}) a_x \quad (1)$$

F_{Req} : 走行抵抗, f_R : タイヤの転がり抵抗, F_z : 路面への接地加重, C_D : 空気抵抗係数, A : 走行方向に対する投影面積, ρ_{AIR} : 空気の密度, v : 車速, m_{curb} : 車両質量, m_{add} : 積載質量, a_x : 加速度

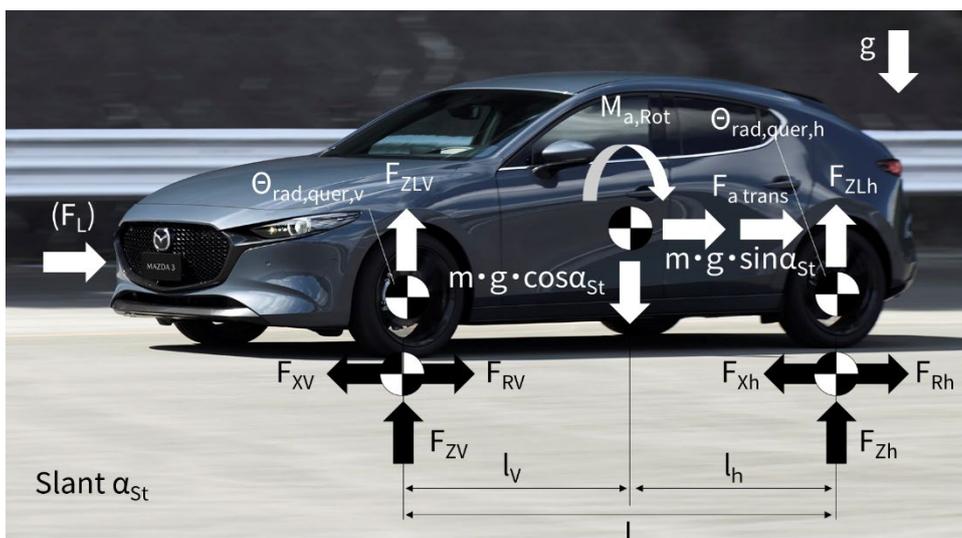


Fig.4 Driving resistance of automobiles

Fig.5 は、2021 年度に日本国内で販売されている乗用車と軽自動車の車両質量と 1 km 走行による CO₂ 排出量 (WLTP モード) の関係^[4]を、Fig.6 はエンジンの総排気量と CO₂ 排出量の関係^[4]を、Fig.7 は車両質量とエンジンの総排気量の関係^[4]を示している。Fig.5 から分かるように、車両質量の増大に伴い、前述の走行抵抗が増大し CO₂ 排出量が増大する。同様に、Fig.6 と Fig.7 より、エンジンの総排気量と CO₂ 排出量、また、車両質量とエンジン総排気量も正の相関が存在することが分かる。これらの関係から、車両質量を軽量化すると、走行抵抗の低減に加えて、総排気量も小さくすることができ、更なる CO₂ 排出量抑制を期待できることが分かる。また、エンジンの排気量を削減して小型化することは、エンジンルーム内のエンジン本体や補器類のレイアウトの自由度が拡大し、ボディ構造を合理化できる。更には、エンジン質量が低減されることで、ボディやシャーシ部品への負担が低減するため、ボディに必要とされる耐久・強度特性を適正化でき、ボディやシャーシ部品を更に軽量化できる。このように、車両質量を軽量化すると、更に二次的な軽量化の波及効果が得られる。更に、車両質量の低減は材料使用量の削減から素材製造時の CO₂ も抑制できる、加えて、走行性能の向上にも貢献できる。

以上から、自動車開発において、軽量化は最も重要な技術の一つである。

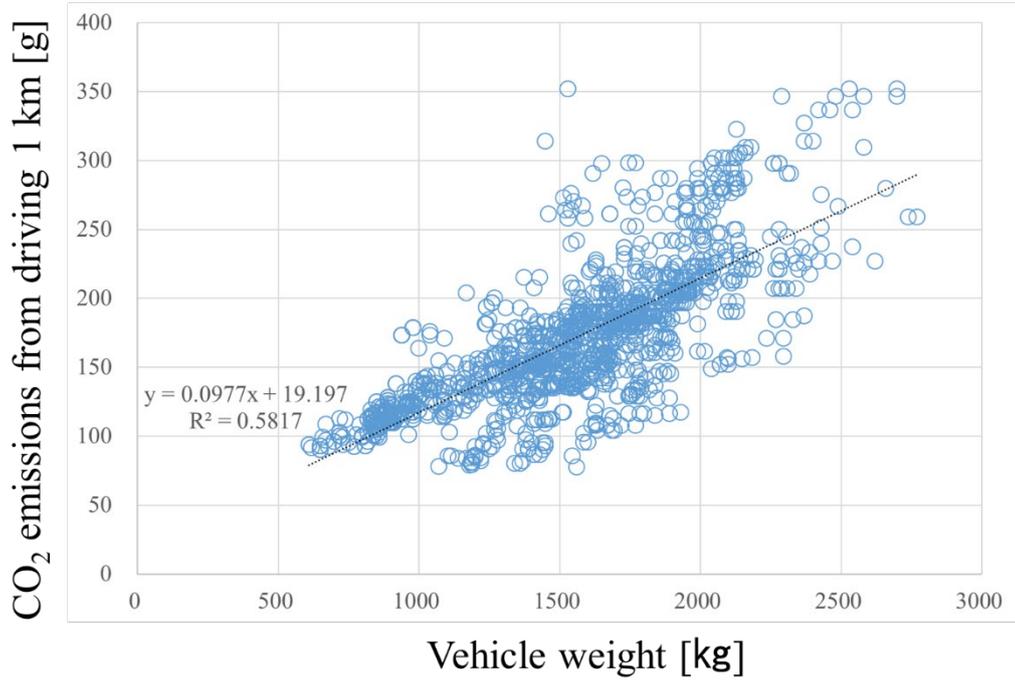


Fig.5 Relationship between the mass of passenger cars and Kei vehicles in Japan and CO₂ emissions per 1 km of driving in Japan (WLTP mode)

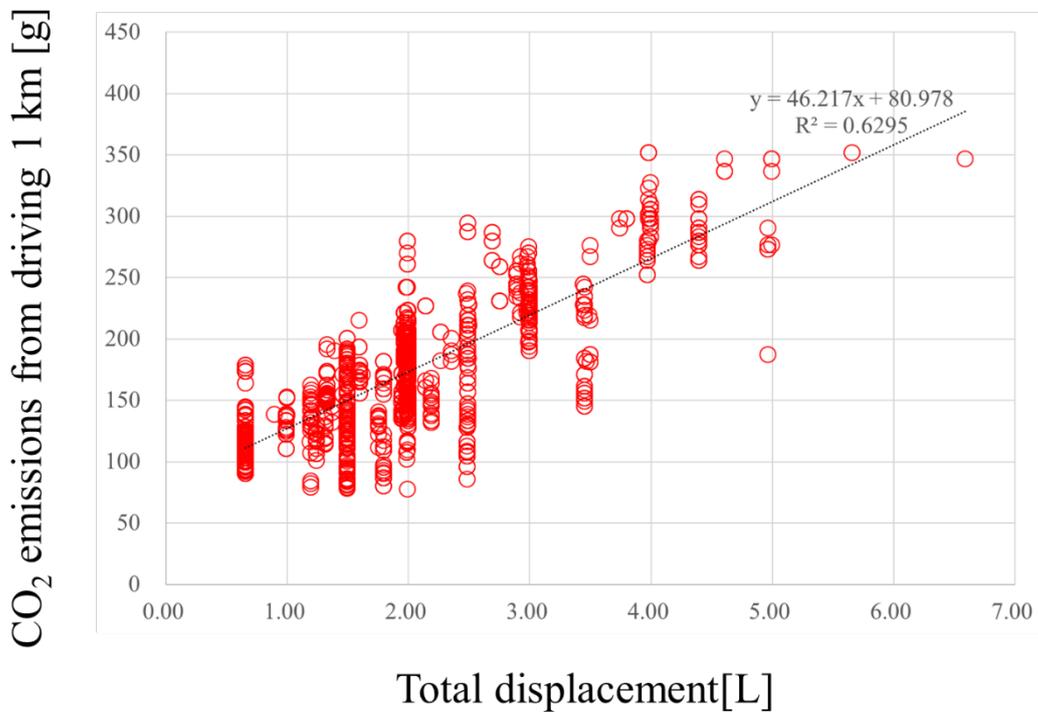


Fig.6 Relationship between Total Displacement of Passenger Cars and Kei Vehicles in Japan and CO₂ emissions per 1 km of driving in Japan (WLTP mode)

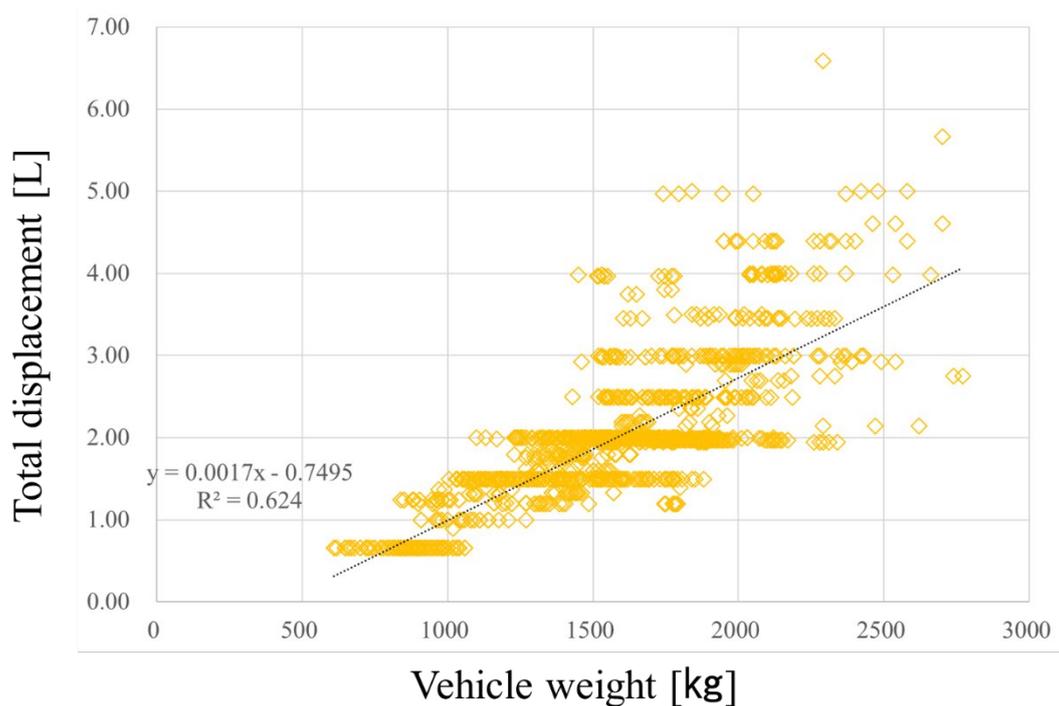


Fig.7 Relationship between Mass and Gross Displacement of Passenger Cars and Kei Vehicles in Japan

1・1・3 自動車の質量

Fig.8 に、代表的な、日本メーカー（以下、国産 C カー）および、ドイツメーカー（以下、欧州 C カー）における C セグメントカーを事例にとった質量の変遷を示す。大局的に見ると、いずれも車両質量は増大しており、かつては 800 kg 程度だったが、現在では、1200 kg を超えるものになっている。すなわち、この 40 年で約 400 kg の質量増加があることが分かる。ただし、欧州 C カーにおいては、1997 年のモデルをピークに段階的に軽量化できている。一方、Fig.9 は、車両質量を凡その体積（車幅×全長×車高）で除した値の、2013 年の国産 C カー比である。欧州 C カーにおいては、1997 年にピーク値で 1.2 程度まで上昇したものの、両者ともに 2012 年においては、ほぼ 1.0 に収束している。すなわち、質量増加の要因は車両サイズが拡大したことが主要因であり、その理由は、衝突時の衝撃吸収のための距離を確保するため、また、居住快適性のためである。

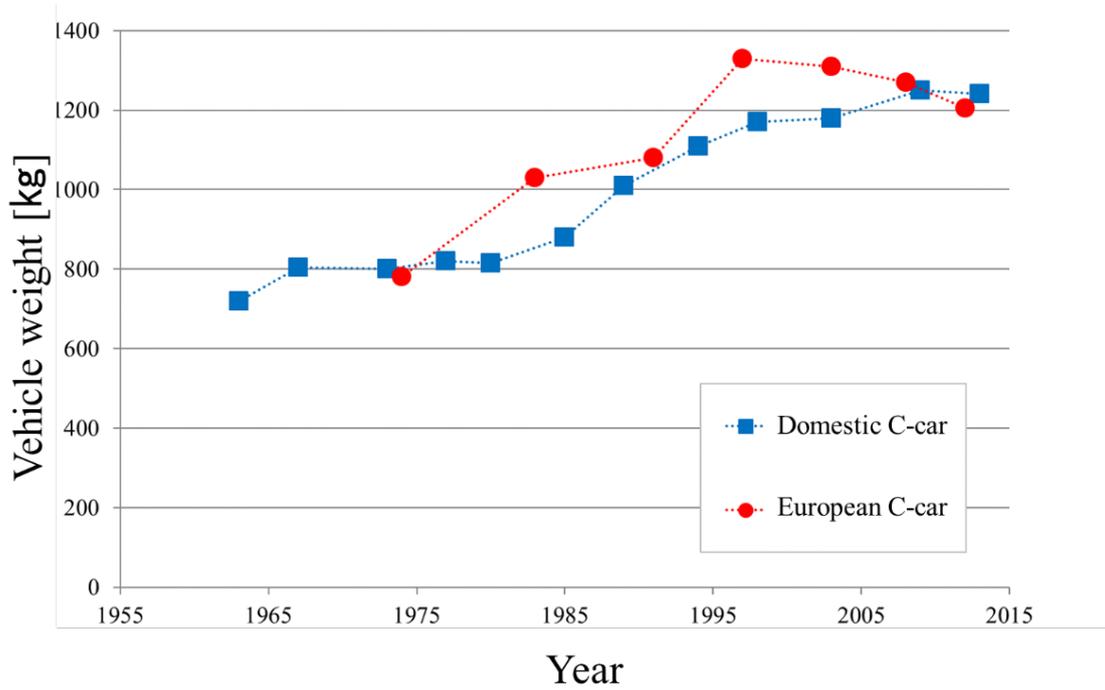


Fig.8 Transition of mass in passenger cars (C-segment cars)

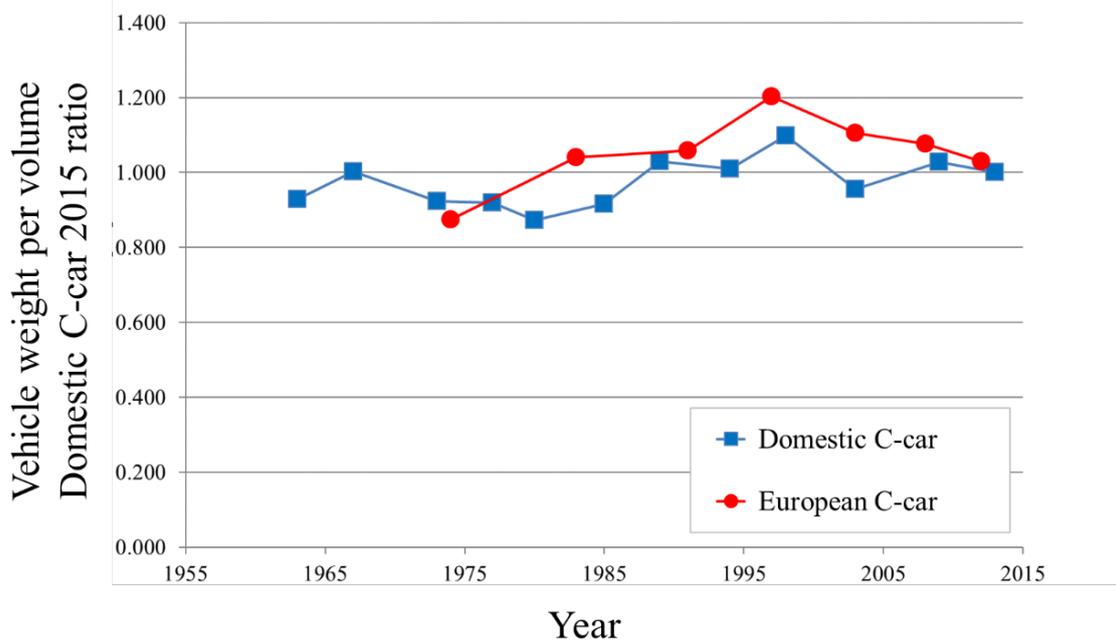


Fig.9 Transition in mass per volume in passenger cars (C-segment cars)

Fig.10 に国産 C カーにおける質量内訳を示す. 車両質量全体のうち, ボディユニットが占める割合が 37%であり, そのうち, 21%がフレーム部材である. Fig.11 に代表的なボディ構造の例を示す. 現代のボディ構造の多くは, 薄板鋼板をプレス成型した部品を, スポット溶接や構造用接着剤などで接合して形成されるモノコック構造である. すなわち, 薄板鋼板で形成されるボディフレームを軽量化する技術が極めて重要である.

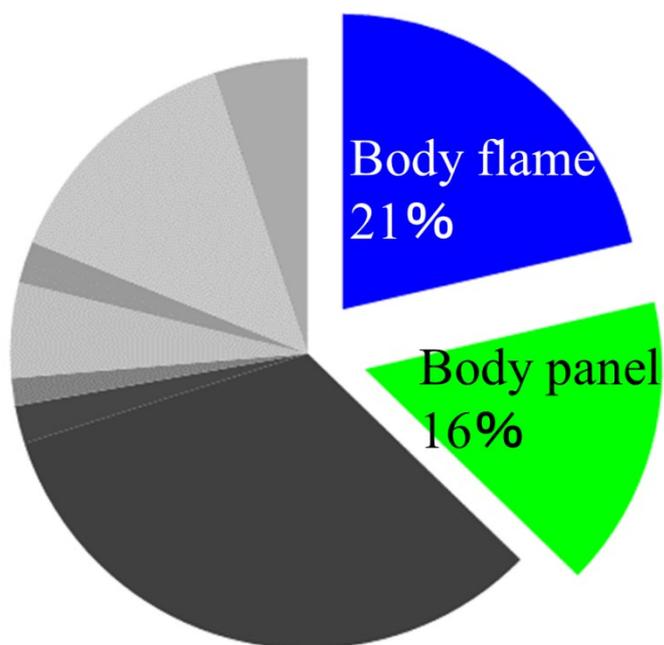


Fig.10 Mass percentage of passenger cars (C-segment cars)



Fig.11 Example of body structure in a passenger car

1・1・4 自動車ボディに求められる機能

自動車のボディは、自動車の効用を発揮する上で大きな役割を持つ。Fig.12 は、ボディ設計の観点から、両側に関連する車両性能・特性を示し、それらからボディに求められる役割・機能を中央に整理したものである^[5]。ボディの第一の役割は、フレームの形成、形状の維持、強度耐久性の確保であり、そのためにボディには剛性・強度・耐久性と防錆性能が必要となる。また、前項までに述べたボディの軽量化による燃費向上や車両性能向上も重要な役割である。しかしながら、剛性・強度・耐久性能と軽量化は、一般的に背反する。その他の全ての役割も満足させながら、この背反を解消し、ボディの軽量化を実現するためには、材料の進化（高張力鋼板、軽合金材料、樹脂材料）と、構造の合理化が求められる。

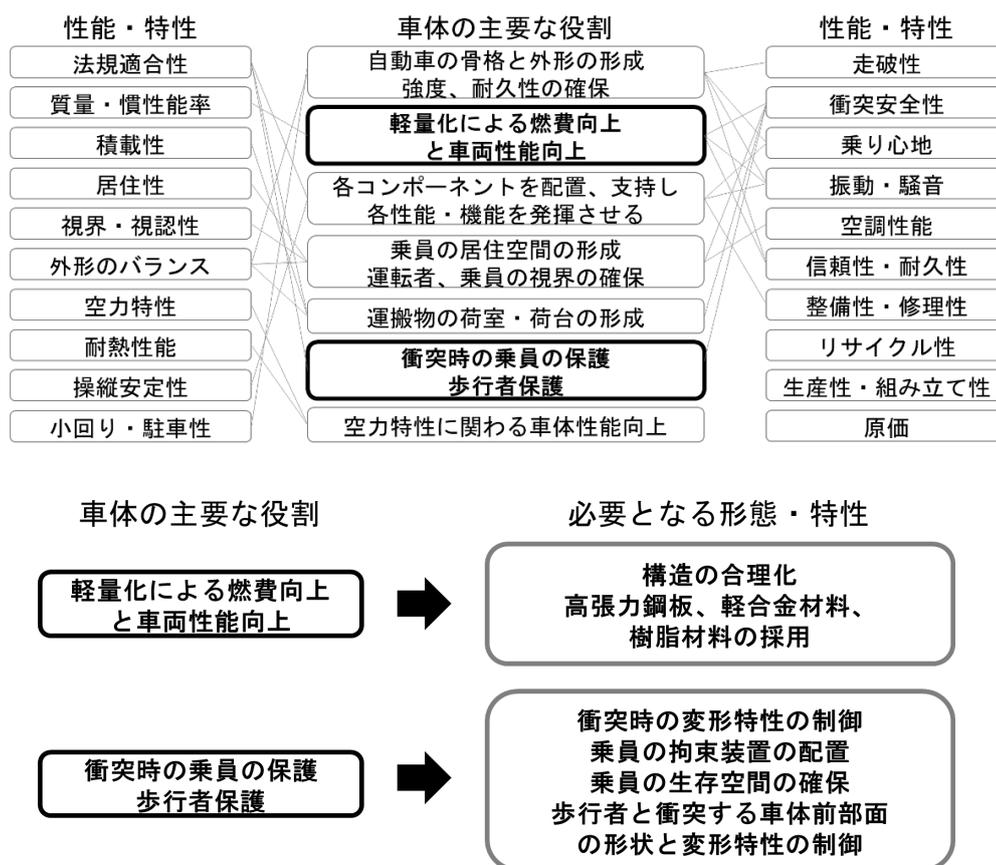


Fig.12 Functions required of an automobile body

先述した車両質量の変遷からも言えるが、特に、衝突時に乗員を保護する衝突安全性能は車両質量と密接な関係があり、これらを両立させる技術が極めて重要である。Fig. 13 にボディの側面図と、ボディに必要な2つの衝突安全上の重要な機能を示す。1つ目は、乗員が存在するキャビンエリアに求められるもので、衝突時においても乗員が生存できる空間（生存空間）を確保する機能である。そのため、キャビンエリアのフレームには、極めて大きな衝突エネルギーが入力した場合でも、それをキャビンフレームの全体に分散し、フレームの形状を維持する機能、すなわち、曲げやねじり、軸圧縮方向の入力に対する、高い強度機能が求められる。2つ目は、エンジンルームや荷室などの、クラッシュブルエリアと呼ばれるエリアに関する機能である。このエリアには、衝突で入力したエネルギーをボディの変形で発生する歪エネルギーへ変換し、乗員への衝撃を緩和する機能が求められる。そのためには、このエリアに配置された複数のフレームに対する軸圧縮、または曲げ荷重によって、座屈大変形する挙動と反力特性を時刻歴に緻密に制御し、エネルギー吸収する機能が必要である。

上記から、軽量化と衝突安全性能を高次に両立させるには、質量あたりのフレーム強度および、エネルギー吸収機能を向上させる必要があり、これらをフレーム強度および、エネルギー吸収の質量効率と定義する。

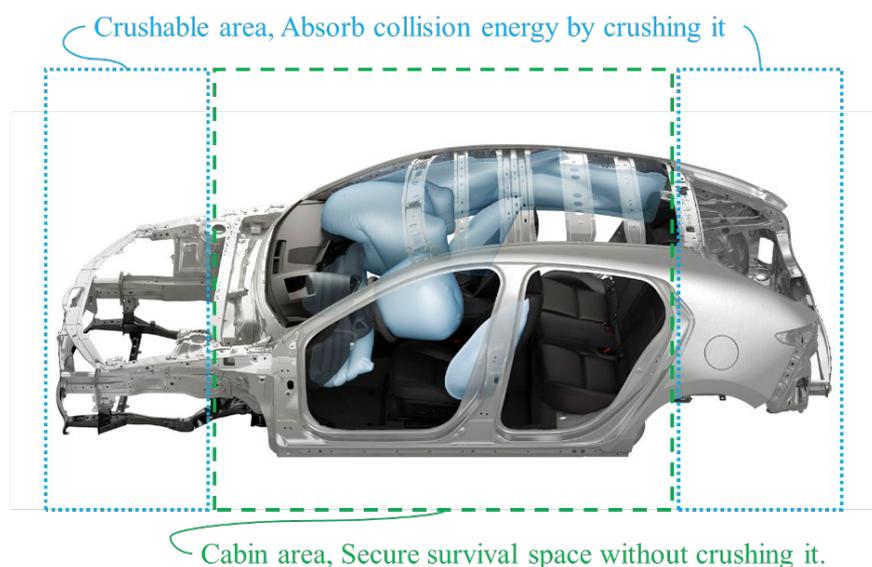


Fig.13 Collision safety functions required for automobile bodies

Fig.14 に代表的な事例として、車両の側面衝突時におけるボディフレームの変形挙動を示す。これは、大型 SUV 車を想定した 1500 kg の質量を持つバリア（模擬的な衝突車両）が、側方から時速 50 km で衝突する際の車両の衝突安全性能を評価する試験の事例である。図から分かるように、側面から大きな運動エネルギーを持ったバリアが侵入してくることで、B ピラーやサイドシルと言われる主要なボディフレームに曲げモーメントが伝達し、フレーム断面を形成する薄板鋼板の座屈による断面崩壊を伴う曲げ変形が発生することが多い^[6]^[7]。これは、前面・後面・ロールオーバー衝突など、他の衝突形態においても同様であり、入力荷重に対して軸方向に配置されたフロントフレームやリアフレーム以外のフレームは、荷重位置と図心にずれ（距離）が発生することが多いため、それによるモーメント荷重が作用した後に、曲げ座屈で変形するものが大半である。以上より、衝突安全性能と軽量化を両立するには、薄肉中空であるボディフレームの曲げ強度質量効率の向上が極めて重要である^[8]。

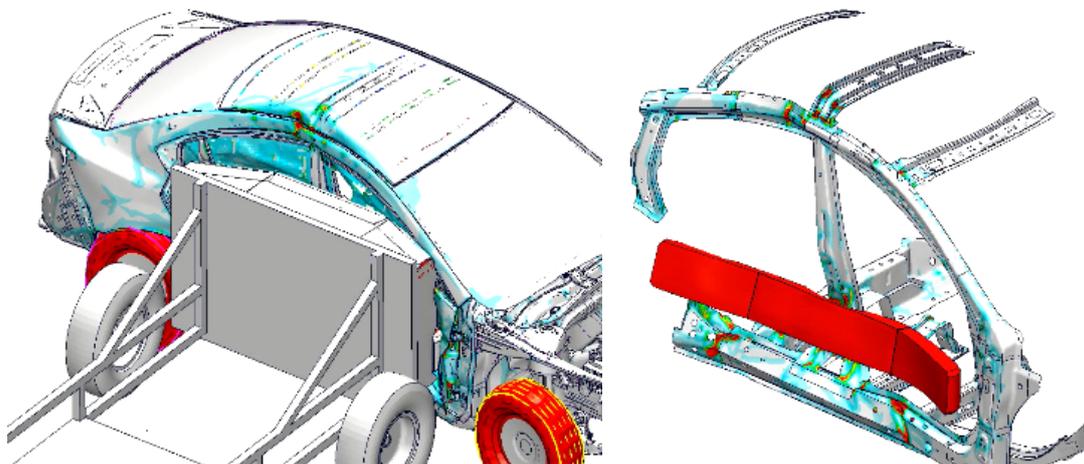


Fig.14 Deformation behavior of the car body frame during side impact

1・2 ボディフレームにおける曲げ強度の質量効率を高めるための課題

フレーム曲げ強度に関する構造力学の基礎的な理論では、フレームの曲げ強度は、全塑性モーメント $M_p = Z_p \cdot \sigma_{TS}$ にて求められる。ここで、 Z_p は塑性断面係数、 σ_{TS} は材料の最大引張応力である。この式は、自動車ボディのような薄肉の中空フレームでも、断面崩壊が発生せずに、フレームの断面全体に材料の最大引張応力が発生している状態を表している (Fig.15)。これは、断面を構成する全ての鋼板材料が、その限界となる性能を発揮している状態であり、質量効率の観点からは、理想的と考える。しかしながら、薄肉中空フレームにおける実際の曲げ強度は、梁全体が座屈する現象と、中空フレームを形成する板要素が薄板座屈する現象が連成して発現することが知られており、薄板座屈の発生によって理想的な強度が発現できない場合が多い。

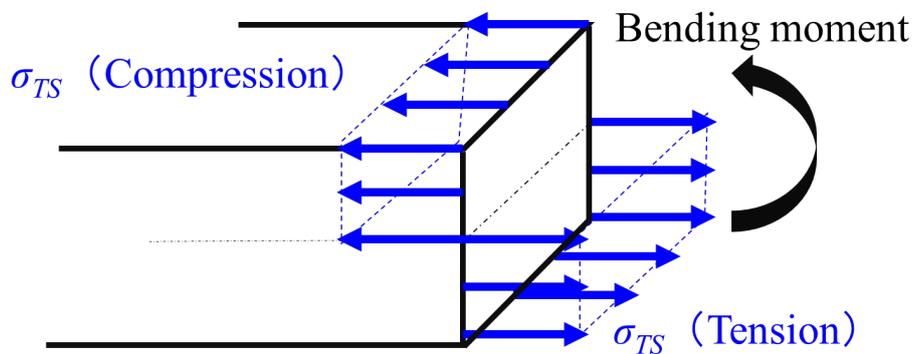


Fig.15 Ideal state of frame bending strength (fully plastic state)

実際のボディフレームを切り出して曲げ強度を 3 点曲げで評価した際の挙動を Fig.16 に示す。建築構造などと比べ、1.0mm~2.0mm 程度の極めて薄肉の鋼板で形成された自動車ボディのフレームは、鋼板の薄板座屈による断面崩壊が発生してしまい、理想的な全塑性モーメントに達する前に大きく荷重低下する。これは、高性能な自動車用の抗張力鋼板が本来有する強度特性を最大限には活用できておらず、フレーム強度の質量効率を高める上での問題となる。

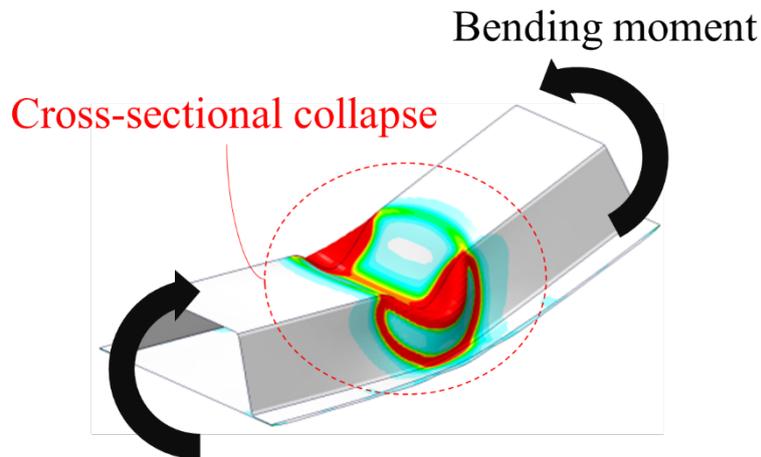


Fig.16 Example of bending deformation behavior of automotive frame made of thin steel plate

この現象は、材料の高性能化に伴って最大引張強度 σ_{TS} が高まるほど、また、軽量化のために鋼板の板厚が薄くなるほど顕著になる。Fig.18の横軸は、フレームの断面幅 b に対する板厚 t の比、縦軸は、全塑性モーメント M_p と、実際に発生する最大モーメント M の比を示す。最大モーメント M は、汎用の FEM ソフト LS-DYNA を用い、Fig.17 に示すような条件で、矩形中空フレームの 4 点曲げ評価をして算出したものである。この評価では、断面幅 b を 30 mm から 120 mm、板厚 t を 0.6 mm ~ 2.3 mm、材質を 440MPa 級と 980MPa 級の高張力鋼板と、条件を変化させた。図より、 t/b が小さいほど、材料強度が高いほど、 M/M_p が小さくなるのがわかる。これは、鋼板を高張力化しても、 t/b が小さくために薄板座屈が発生すると、高機能な鋼板のポテンシャルを十分に引き出せなくなる可能性を示している。

以上より、高性能な鋼板のポテンシャルを最大限活用し、フレーム曲げ強度の質量効率を高めるためには、板厚 t / 板幅 b が小さい条件においても、全塑性モーメントと同等の最大曲げ強度を発現させる必要がある。これより、今後、材料技術の進化と軽量化の要求から、ますます鋼板の高強度化と薄板が進む中で、フレーム断面を構成する高強度鋼板の薄板座屈を制御することが極めて重要な課題となる。

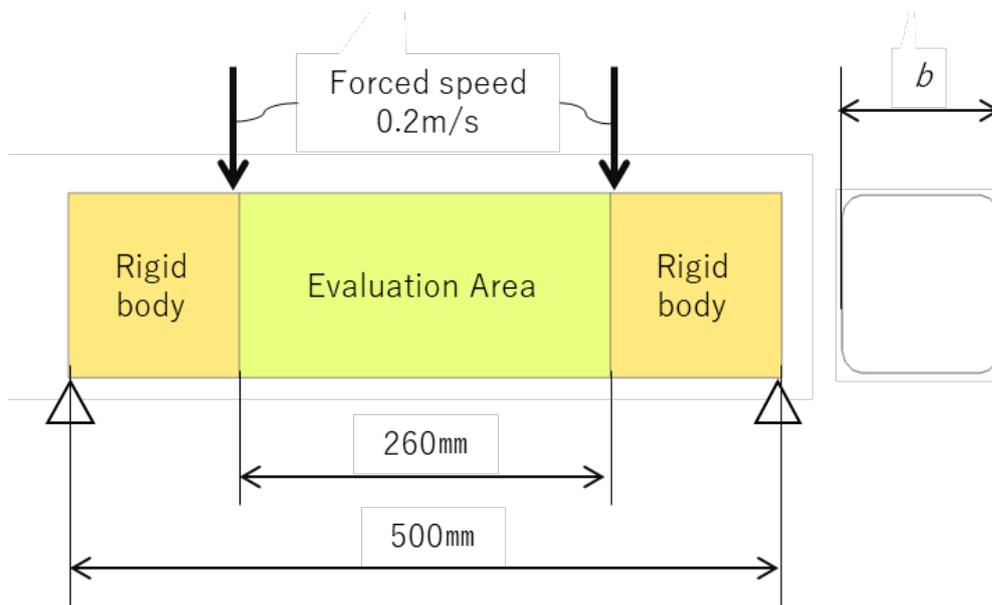


Fig.17 Evaluation method of frame bending strength by 4-point bending.

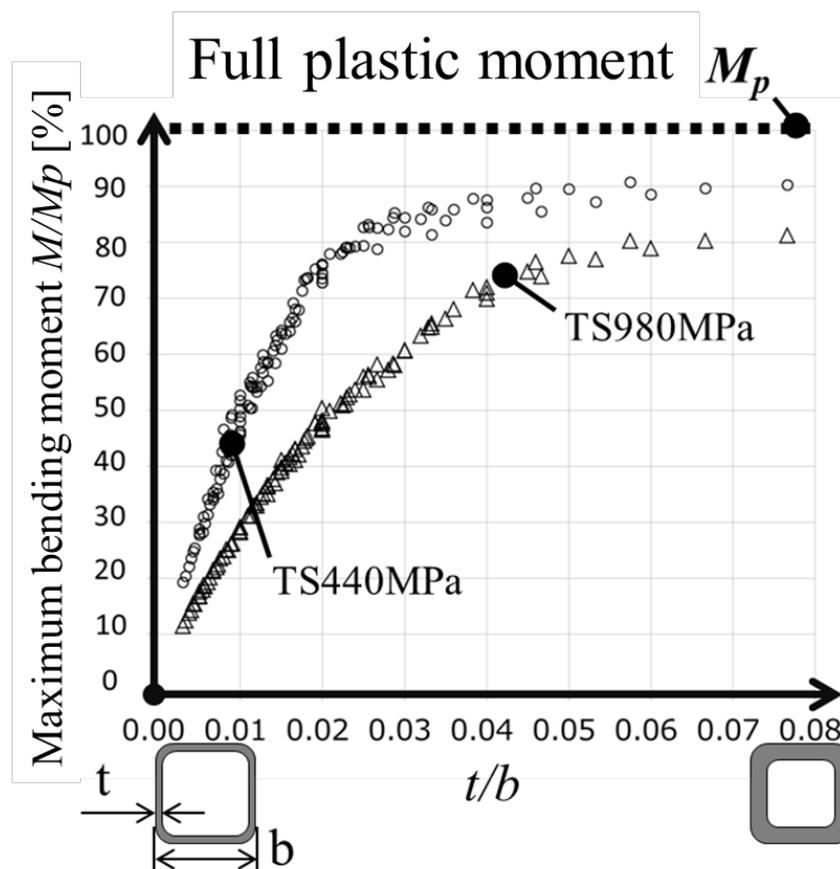


Fig.18 Relationship between the ratio of the cross-sectional width b to the thickness t and the ratio of the maximum bending strength to the total plastic moment.

1・3 本研究の目的とアプローチ

本研究では、上記に述べた課題に対して、フレーム構造の合理化によって解決することを目的とする。この構造合理化を追求するため、薄板座屈に関する工学的な基礎検討を行って基本方針を明らかにした上で（第2章）、機械学習による構造最適化技術も活用し、曲げ強度の質量効率を徹底的に高める。更に、単一の最適形状を得るだけでなく、汎用的に活用できる設計指針を導くため、構造最適化解析で得られる設計因子とフレーム機能に関するビッグデータを統計分析でデータマイニングする（第3章）。更に、設計画像（断面形状）とフレーム機能の関係を直接モデリングして重要部位を特定する新たな解析手法についても提案する。最後に、これらの机上検討で得られた知見から創発するフレーム構造を試作し、その効果を実証する（第4章）。このように、工学（薄板構造力学）と数学（機械学習や統計解析）両面でアプローチすることが本研究の特徴である。

以上の取り組みから、高強度薄肉中空フレームの曲げ強度質量効率を高める新しい断面形状と、機械学習や統計解析などを駆使した新たな構造設計のプロセスを導出する。

第2章 工学的な観点に基づく断面形状の検討

2・1. 薄板の座屈に関する先行研究

一般的に、自動車ボディにおけるフレームは、1.0 mm～2.0 mm程度の薄板鋼板からプレス成型した部品を複数組み合わせた中空構造である。また、鋼板のプレス成型に伴い、稜線部に成型 R がついているというのが特徴である。この薄肉中空フレームの断面変形を抑制し鋼板の性能を引き出すためには、曲げモーメントの負荷で断面上板に発生する面内の圧縮応力および、断面の縦板に発生する面内の曲げ応力 (Fig.19) による座屈を制御する必要がある。

この薄板の面内圧縮・面内曲げの座屈強度は古くから研究されており^[9]、例えば、座屈が発生した後の最大強度（以下、座屈後強度）を求めることができる理論式が提案され^{[10] [11]}、薄板の板厚と板幅の比率だけでなく、板の支持条件も薄板の座屈強度について影響が大きいことが知られている^[12]。しかし、上述した特徴を持つ自動車フレームでは、薄板鋼板を支持する境界条件にあたるのは、その薄板と隣接する薄板や先述の稜線 R 部であり、支持部自体が座屈し易い。そのため、理論で取り扱われるような、完全拘束や単純拘束の前提で算出される座屈強度よりも低下すると想定される。また、薄板座屈までを考慮した中空フレームの座屈挙動や強度性能については、開発初期の企画段階における設計精度向上のための理論が体系的に研究されている^{[13] [14] [15] [16] [17] [18] [19] [20]}。また、これらの理論的な研究に加えて、フレーム強度やエネルギー吸収の質量効率を向上させる構造設計に関する研究も多い。特に、軸圧縮荷重による大変形挙動を制御し、衝突エネルギー吸収の効率を向上させる研究が盛んである。その中で、フレームの軸圧縮、すなわち鋼板の面内圧縮による座屈強度の質量効率を高めるには、フレーム壁面に凹型の形状を付与することで板厚幅比を増大させることが有効と報告されている^{[21] [22] [23]}。同様に、薄板の面内曲げに対しても、その板幅を縮小することで座屈の制御は可能な一方

で、板断面の全塑性モーメントが低下してしまうことから、総合的には質量効率は低下してしまうことも多い。そのため、全塑性モーメントを低下させることなく、面内の曲げ座屈を制御することで、薄板鋼板の面内曲げ座屈強度の質量効率を向上させる構造設計に関する技術が必要となる。しかしながら、このような設計技術は十分に研究されているとは言えず、薄肉中空フレームの座屈による断面崩壊を完全に制御できる基盤が整っている状況ではない。

以上から、本章ではボディフレームを構成する薄板の面内曲げ座屈を対象とし、板そのものの形状に加え、それと隣接する薄板や R 部（以下、周辺構造）の形状が座屈特性に与える影響を明らかにする。そして、薄板座屈を制御して鋼板の高性能な強度特性を効率良く活用するための設計の指針と最適形状を導出することを目的とする。具体的には、第 2 節では、先行研究^{[10] [11]}における薄板の座屈後強度の理論式を用いた検討から基本的な制御指針を得た上で、第 3 節では、有限要素法 (FEM) にて周辺構造の影響を解析的に明らかにする。最後に、第 4 節では薄板の周辺構造に依存せずに薄板の支持力を向上させる新たな手法について検討し、第 5 節で最適形状を導き出す。

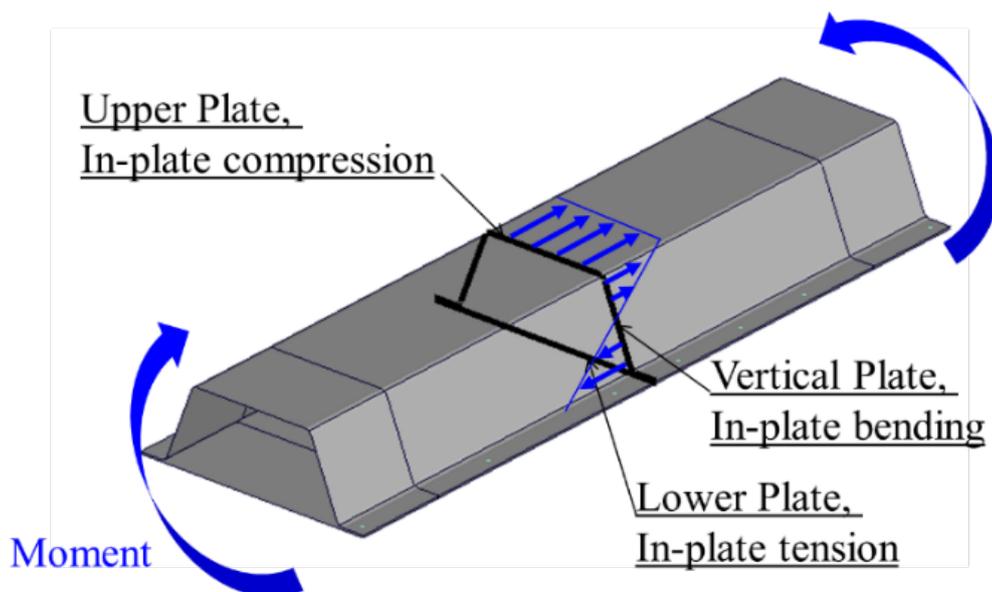


Fig.19 Stress generated in the frame cross section by bending moment.

2・2. 薄板の面内曲げ座屈後強度に関する理論

本節では、薄板の面内曲げ座屈の理論式から、フレーム断面における縦板の面座屈の制御の基本方針を明らかにする。木村ら^{[10][11]}によると、面内曲げを負荷された板厚 t 、板幅 b 、材料の降伏応力 σ_{YP} 、比例限度の応力 σ_{PL} である薄板の座屈強度は、換算幅厚比 λ^* と弾性限界幅厚比 λ_e^* の値によって場合分けされ、式 (2) の弾塑性座屈の式もしくは、式 (3) の座屈後強度の式にて求められる。ここで、 λ_p^* は塑性限界幅厚比とし、板厚で無次元化された有効幅である。

式 (2) の M_p は、材料の強度性能を最大活用した理想状態である全塑性モーメントを示しており、塑性断面係数 Z_p と σ_{TS} の積で算出される。軽量設計の観点からは、補剛部材の追加などの座屈抑制のための対策に要する質量増加なしに、この値に近づけることが理想的である。式 (2) (3) における因子から考えると、フレームの曲げ強度を全塑性モーメントに近づけるための因子は、板厚 t 、板幅 b 、座屈係数 k であることが分かる。ここで、座屈係数 k は、薄板のアスペクト比や負荷条件、支持条件、曲率などで決定する値である^[26]。

i) $\lambda^* \leq \lambda_e^*$ の場合、弾塑性座屈の式

$$M_p = Z_p \sigma_{TS} = \frac{tb^2}{4} \sigma_{TS}, \quad \frac{M}{M_p} = (\alpha - 1) \left(\frac{\lambda^*}{\lambda_e^*} \right)^2 + 1, \\ \alpha = \sigma_{PL} / \sigma_{YP}, \quad \lambda^* = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_{TS}}{kE}}, \quad \lambda_e^* = \sqrt{\frac{0.9}{\alpha}} \quad (2)$$

ii) $\lambda^* \geq \lambda_e^*$ の場合、座屈後強度の式

$$\frac{M}{M_p} = \frac{\lambda_e^*}{\lambda^*}, \quad \lambda_p^* = \frac{\lambda_e^*(3\alpha - 1)}{2\alpha} \quad (3)$$

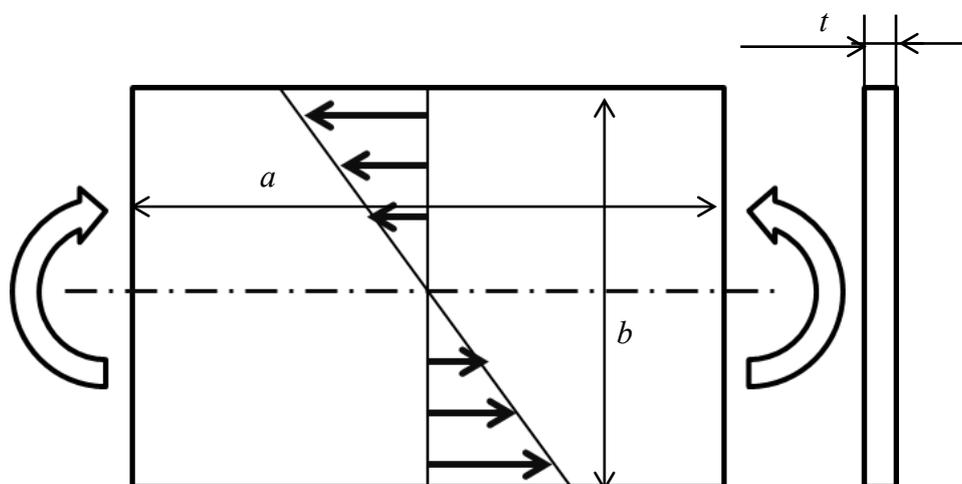


Fig.20 In-plane bending of thin sheet.

Fig.21 に、式 (2) (3) を用いて実施したパラメータスタディの結果を示す。グラフの横軸は板厚 t /板幅 b 、縦軸は、算出した薄板の曲げ座屈強度を質量で除した値（以下、薄板の曲げ座屈強度の質量効率）を示す。想定する材料特性は、現在、自動車用鋼板として実用化されている中で最高強度である 1800MPa 級のホットスタンプ材^[25]とし、ヤング率 $E=205,900\text{MPa}$ 、ポワソン比 $\nu=0.3$ 、降伏応力 $\sigma_{YP}=1,267\text{MPa}$ 、最大引張応力 $\sigma_{TS}=1,882\text{MPa}$ 、比例限度力 $\sigma_{PL}=977\text{MPa}$ として計算した。この材料特性のもと、板長さ $a=150\text{mm}$ の条件で、板厚 b と座屈係数 k を変数としてパラメータスタディを実施した。具体的には、板幅 b の値は 25mm/50mm/75mm、座屈係数 k の値は 8/16/32 と変化させた。ここで、座屈係数の基準とした $k=16$ は、四辺単純支持の場合の値である。

図より、材料特性が一定のもとで、曲げ座屈強度の質量効率を向上させるには、板幅 b を拡大して全塑性モーメント M_p を向上させた上で、板厚 t 、もしくは座屈係数 k を増大し、理論的な限界強度である M_p からの低下を抑制することが有効と分かる。しかし、実際のボディフレーム構造の設計では、板厚 t の増大は軽量化と背反し、板幅 b の増大は、設計空間が限られていることを考慮

すると選択できない場合が多い。一方で、座屈係数 k は、薄板のアスペクト比や曲率、荷重条件が一定の場合においては、板の支持条件で制御できる。したがって、軽量化や設計空間の設計上の制約を満たしつつ、フレームの断面形状の工夫によって面内曲げ座屈強度の質量効率を向上させるには、板の支持条件の工夫によって座屈係数 k を増大させることが有効な方策であると言える。しかしながら、実際のボディフレーム構造では、断面縦板の周辺も座屈しやすい薄板構造（断面上板やコーナーR部）であるため、それらの形状因子の影響や支持力を高める技術が必要となる。

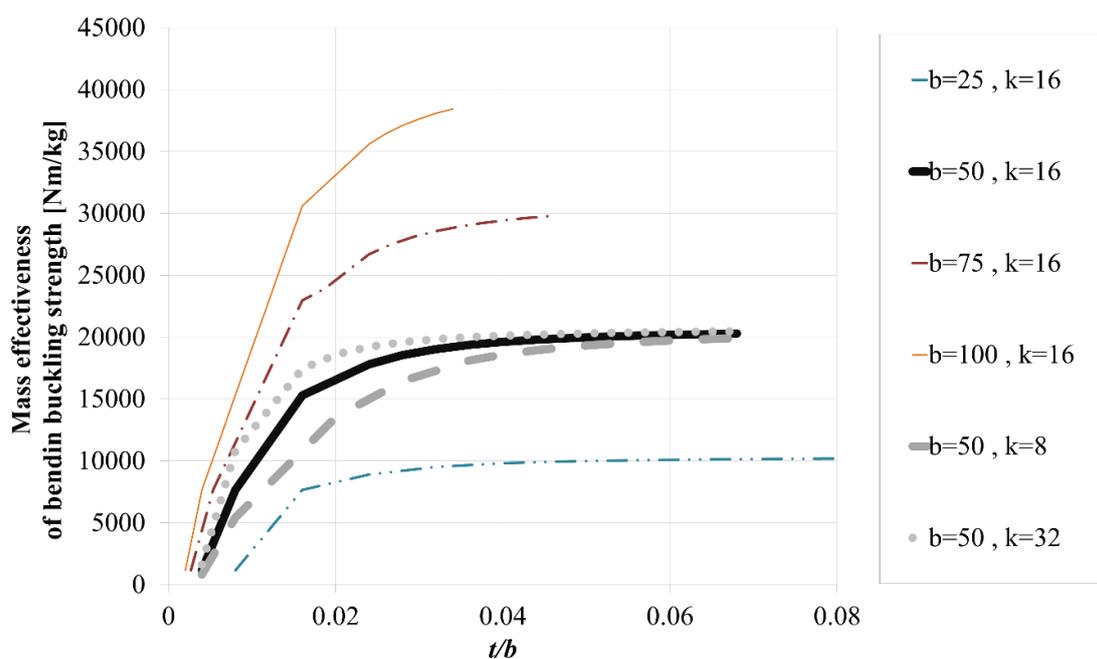


Fig.21 Effect of each factor on mass efficiency of in-plane bending buckling strength of thin sheet steel.

2・3. 薄板の周辺構造の形状が面内曲げ座屈強度に与える影響の検討

本節では、薄板の境界条件によって座屈係数 k を制御することを目指し、周辺構造である断面上板とコーナーR部形状の影響を解析的に明らかにする。具体的には、ボディフレームの中でも曲げ強度が必要とされる代表例としてBピラーフレーム断面を選定し、その断面の縦板と、それを支持する周辺構造を抽出し、縦板に対する面内曲げ荷重による座屈強度の変化をCAEにて解析する。

2・3・1 解析条件

Fig.23に、板の曲げ座屈強度の評価に用いるFEMモデルを示す。これは、自動車のボディにおいて、側面衝突時に最も大きな曲げ荷重が入力するBピラーフレーム(Fig.22)の断面から、面内曲げが生じる縦板と、その隣接する上板と下板および、コーナーR部を抽出したものである。この抽出した部材の両端を剛体化し、一端の変位 X, Y, Z と回転 R_x, R_z 方向を拘束(回転支持)、一端の変位 Y, Z と回転 X, Z を拘束し(ローラー支持)、その両端に $0.1^\circ/\text{msec}$ の強制回転を付与して面内の曲げ座屈を誘発させる。その際の曲げ座屈強度 M は、10mmピッチの計14か所で計測する断面通過モーメントの平均値から算出する。FEMは、汎用ソフトのLS-DYNAを用い、メッシュサイズは1mmの一次要素とした。また、先行研究^{[10][11]}から、薄板の曲げ座屈後強度については、初期不整の影響は無視できると判断したため、今回は考慮しない。

本評価で用いる材料モデルは、多直線近似等方弾塑性モデルとし、2節と同様に1800MPa級のホットスタンプ材を意識したモデルとした。具体的には、先行研究^[25]に示されている降伏応力と最大引張応力を参考にし、Ramberg-Osgoodの式から算出した、Fig.24に示す歪-応力特性を用いた。

この条件で、周辺構造がない平板のみ($b=40\text{mm}$)のFEMモデルで算出した最大座屈強度を、式(2)~(3)で算出した理論値と比較し、大きな差異がない(19%)ことを確認した。従い、本FEMモデルは妥当であると判断できる(Fig.25)。

具体的な計算ケースを説明する．最初に理論値と実際の支持力の影響を明らかにすべく，縦板に最大の圧縮応力が発生する上端の変位 Y と回転 R_x, R_y, R_z を拘束したものと，コーナーR が無く隣接する上板のみをモデル化したもの，そしてコーナーR 部をモデル化したものを比較する．この際，コーナーR の大きさの違いによる影響も検証する．また，一般的な寸法としてコーナーR を 5mm と固定した上で，上板の板幅，角度を変化させ，その影響を検証する．

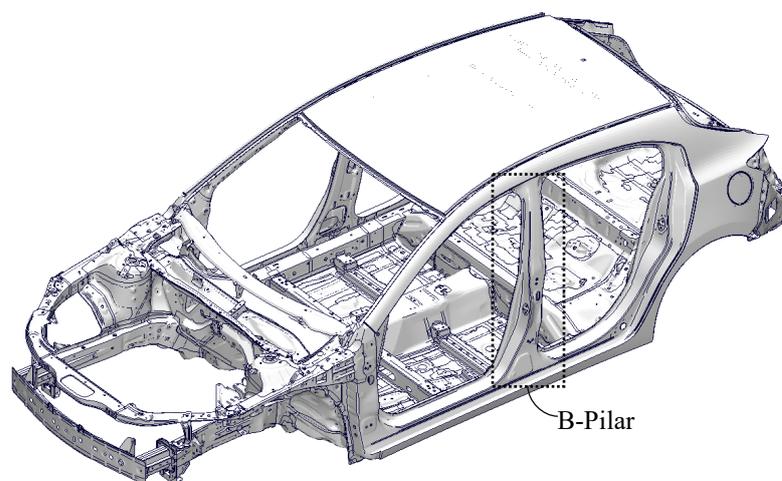


Fig.22 Vehicle body structure and B-pillar frame.

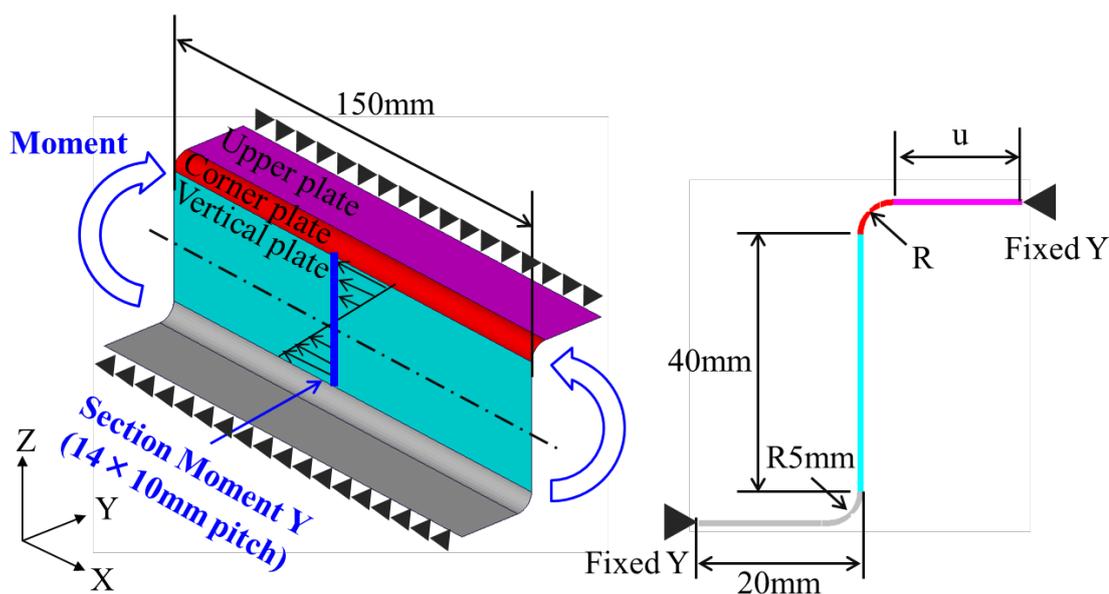


Fig.23 FEM model that extracts the vertical surface and peripheral structure of the B-pillar cross section.

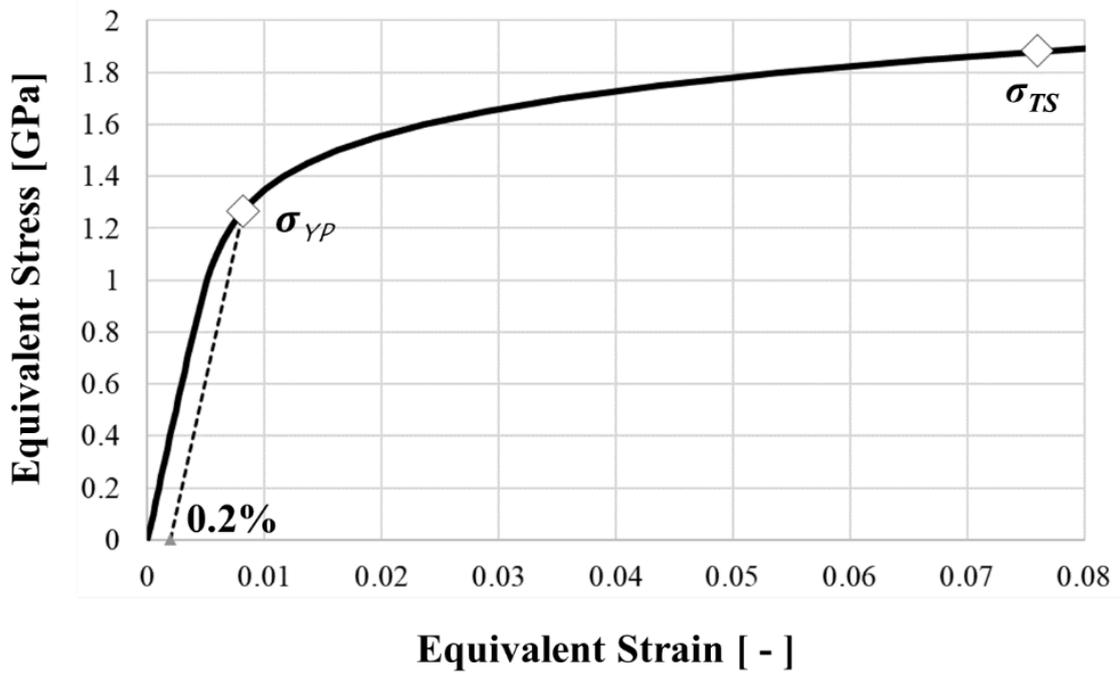


Fig.24 Material Model for FEM

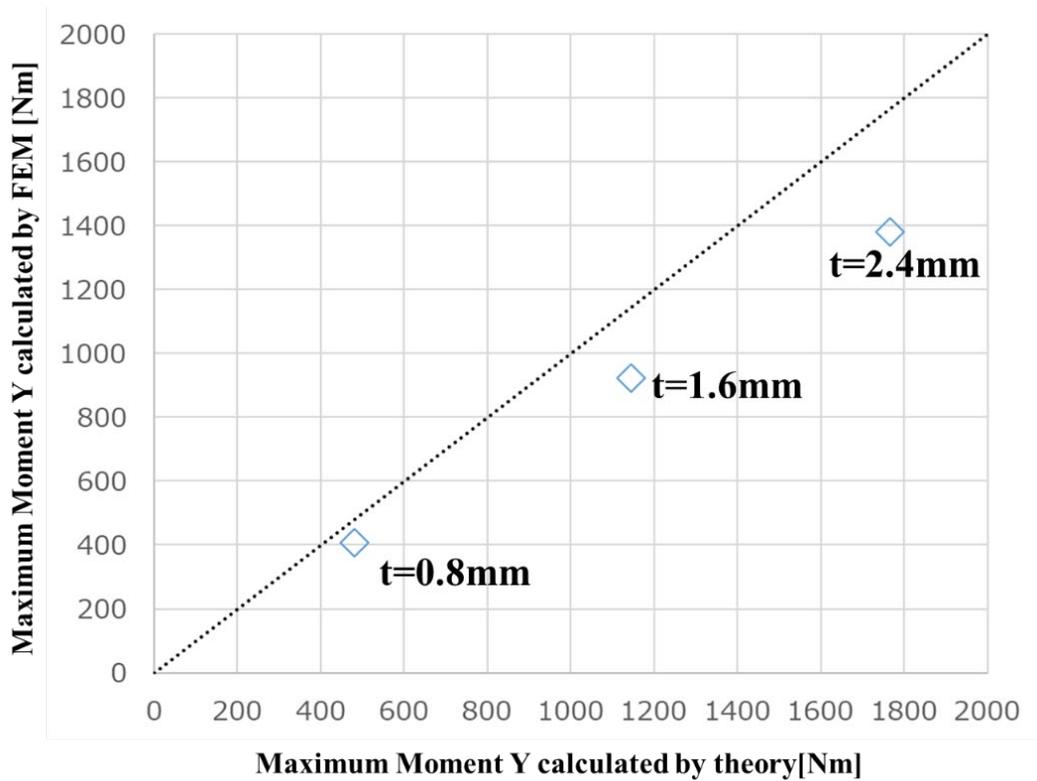


Fig.25 Maximum Moment Y Theory vs FEM

2・3・2 解析結果

2・3・2・1 コーナーR部の形状による影響

Fig.26 に、縦板の上端を直接拘束したものと、 $u=20\text{mm}$ の上板との間に 5mm のコーナーR を付与した周辺構造で支持したもの（ベース仕様）との荷重特性の比較を示す。いずれも、板厚 $t=1.6\text{mm}$ の場合である。横軸はモーメントを負荷した点の回転角、縦軸は縦板の断面を通過するモーメント（14カ所で計測した値の平均値）を示す。図から分かるように、隣接する上板とコーナーR部が存在することで、例えば、回転角 θ が 10° までに発現する板の曲げ最大モーメントが 11% 低下した。両仕様が、最大モーメントを発現した時点の変形挙動を Fig.27 に示す。上板の上端を直接拘束した仕様は、より広範囲で $2,000\text{MPa}$ 程度の高い応力が発生している。一方で、薄板で形成される周辺構造で支持したものは、支持部そのものが圧縮力によって座屈変形することで、縦板部に発生する応力が高まる前に面外座屈が誘発されていることが分かる。

Fig.28 は、コーナーR と板幅 b の値を変化させた結果である。図から分かるように、コーナーR が付与され、それが大きくなると、縦板の座屈強度は大幅に低下する。一般的なボディフレーム設計の要件として、プレス成型の品質を確保するためには、最低でも 3mm 以上の R が必要とされているが、今回の検討では、僅か 3mm の R 形状を付与するだけでも座屈強度が低下することが明らかになった。また、座屈強度の低下は、構造体の板厚が小さいほど顕著であることも確認した。

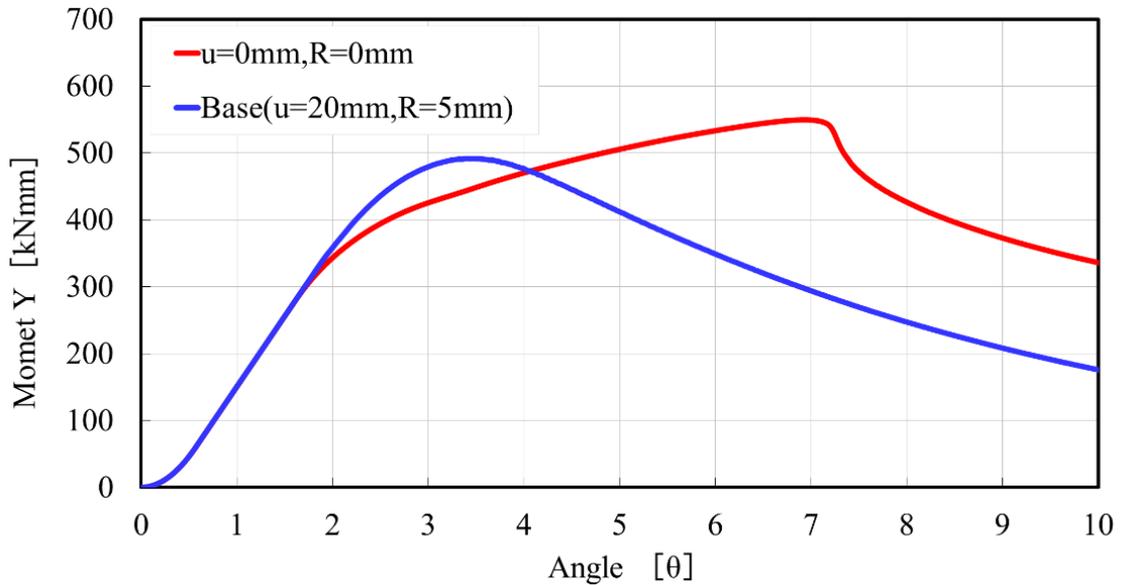
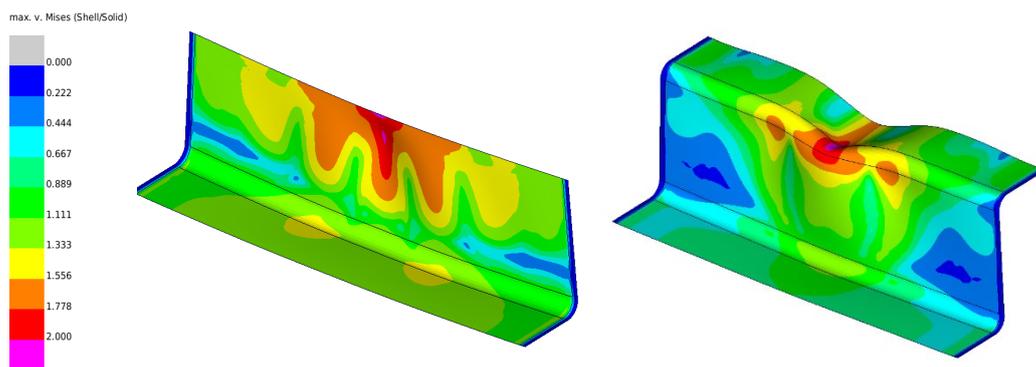


Fig.26 Load characteristics of a plate that completely restrains the edges and a plate that is supported by a peripheral structure (corner R5 mm). The upper plate and corner R reduced the maximum moment by 11%.



(a) Without peripheral structure. (b) Supported by peripheral structure.

Fig.27 Deformation behavior of the plate that completely restrains the edges and the plate that is supported by the peripheral structure (corner R5 mm). The one with a constrained upper end exhibits high stresses over a wide area.

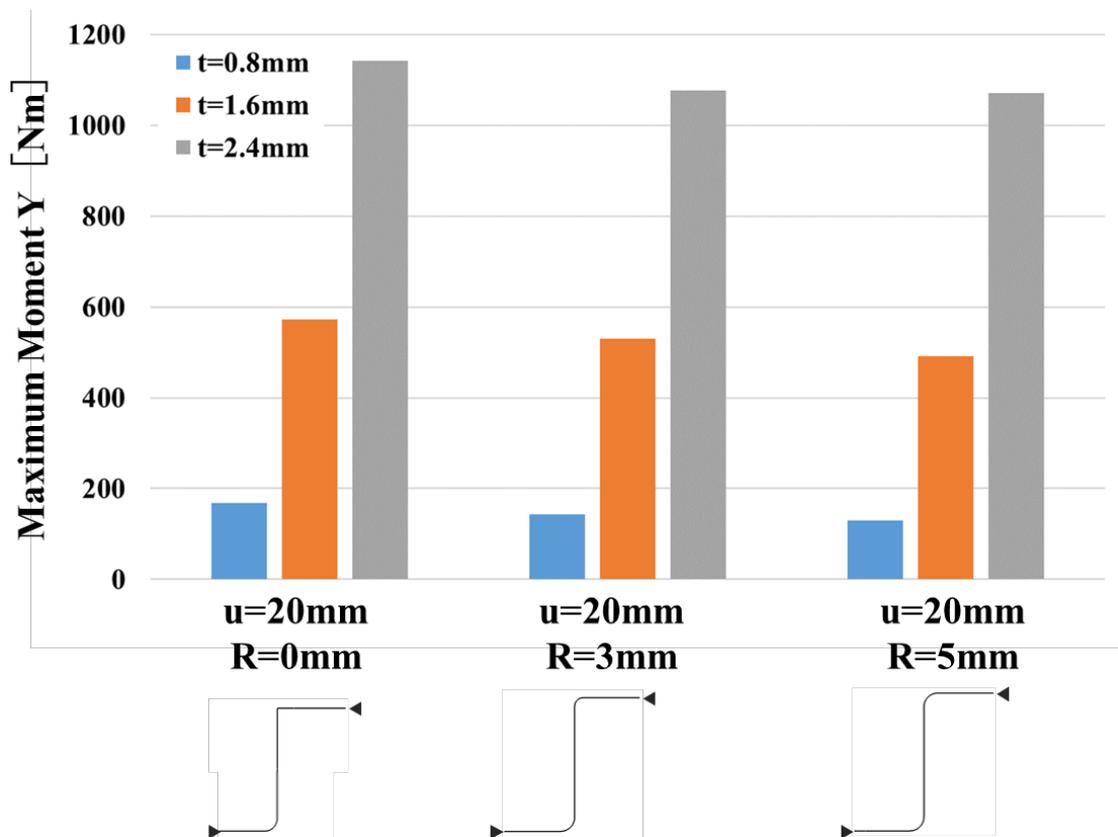


Fig.28 Relationship between corner R and bending buckling strength.

2・3・2・2 断面上板の形状による影響調査

Fig.29 に、断面縦板を支持する断面上板の幅を変化させた場合の、縦板の曲げ座屈強度を示す。図から、上板の板幅が大きくなると、上板の面内曲げ剛性と共縦板の支持力が向上することから、縦板の座屈強度が向上する傾向がある。一方、板幅が過大になると、上面の面内圧縮の座屈強度が低下することで縦板の支持力が低下し、縦板の面内座屈強度が低下することが明らかになった。すなわち、縦板の長さには、最も質量効率良く縦板を支持できる適値が存在し、本ケースでは $u=10\text{mm}$ が最適であることを確認した。Fig.30 には、コー

ナーR を 5mm に固定した上で、縦板と上板との角度 α を変化させた結果を示す。 α を 90° より小さく、つまり鋭角にすると、全ての板厚で縦板の曲げ座屈強度が向上することを確認した。

以上で述べた検討結果から、フレーム断面縦板の曲げ座屈強度は、周辺構造（隣接する断面上板とコーナーR）形状の影響が極めて大きいことが分かった。また、検討結果から、コーナーR を縮小し、上板の幅を適値化（今回の結果で $u=10\text{ mm}$ ）した上で、上板と縦板の成す角を鋭角にすることで質量を増加させずに曲げ座屈強度を向上できると言える。しかしながら、実際のボディフレーム設計においては、上板の幅やコーナーR の大きさには、設計や製造上の制約が多く、必ずしも自由度は大きくない。すなわち、周辺構造の形状最適化と併せて、縦板自体の形状も最適化し、座屈変形を抑制することが必要である。

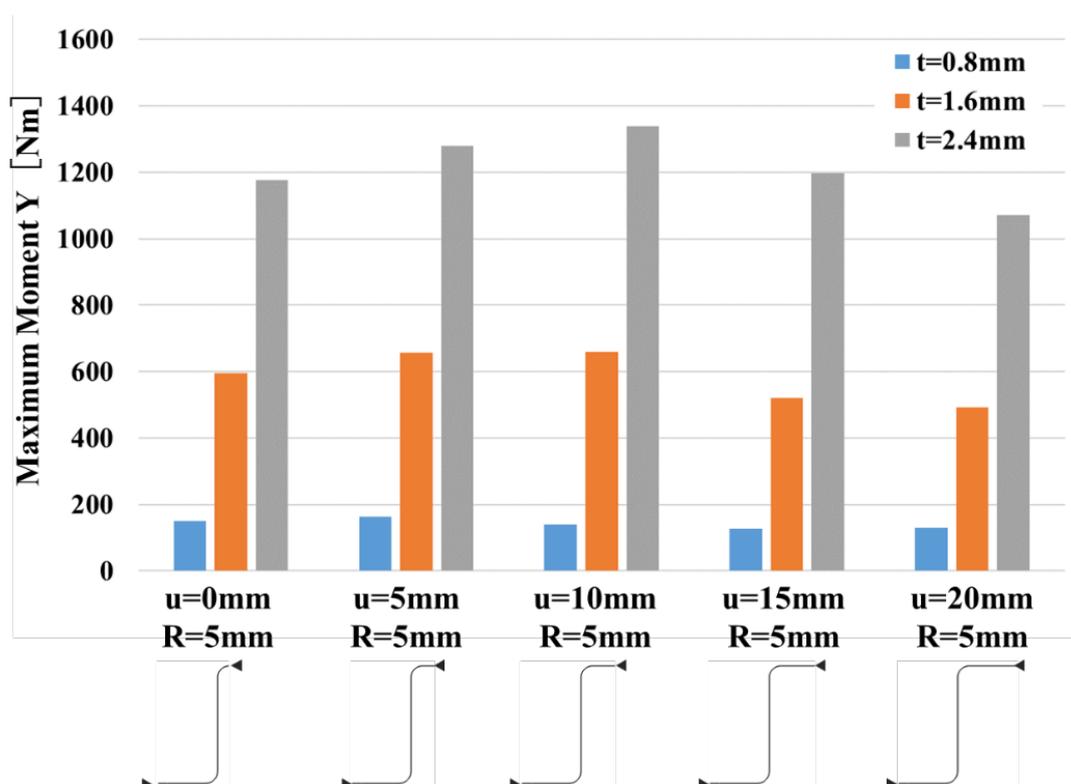


Fig.29 Relationship between upper plate width and bending buckling strength.

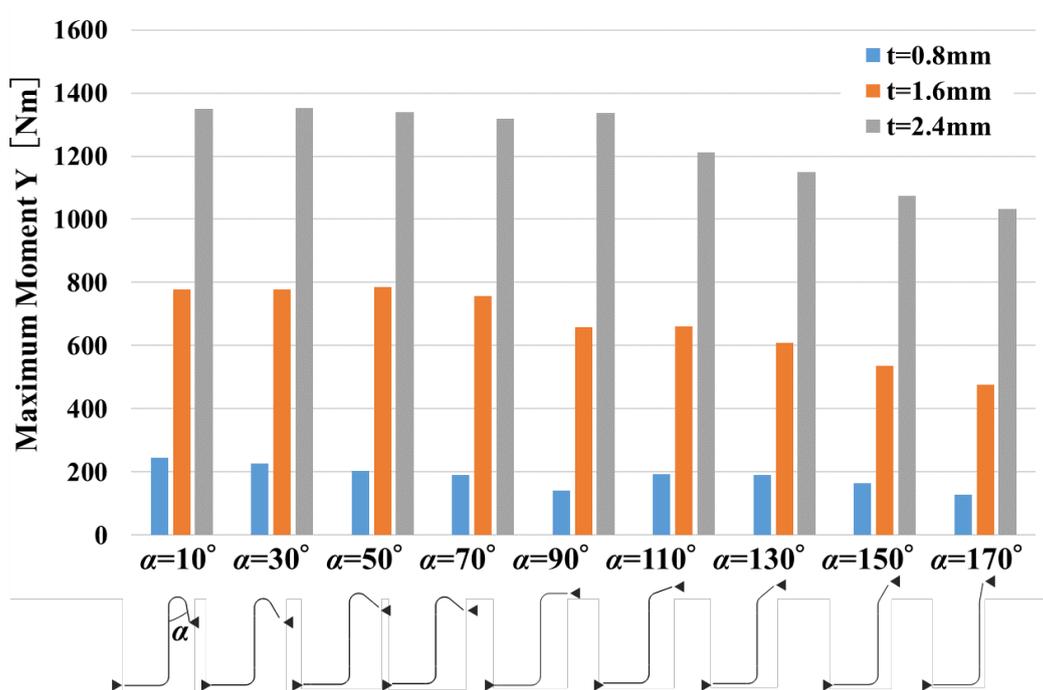


Fig.30 Relationship between the angle θ formed with the upper plate and the bending buckling strength.

2・4. 周辺構造によらず縦板の面外変形を抑制する方策の検討

2・4・1 新たな支持機能

本節では、コーナーRの縮小や上板幅の最適化と併せて、新しい着眼点から、縦板自身の形状によって座屈強度を高める方針を導出する。板の面外座屈を抑制するためには、板全面において、その面外変位を抑制（面拘束）する境界条件を付与することが有効であるが、対策質量なしに具現化することは困難である。そこで、我々は、縦板の平面部において、直線状に新たな支持力を付

与する（線拘束）方策を考案した．具体的には，Fig.31 に示すように，縦板の任意の高さにおける面外方向の変位を線状に拘束するものである．

Fig.32 は，上板の幅が $u=20\text{mm}$ ，コーナーR が 5mm の条件でモデル化した仕様を基に，上端部の支持力の低下を抑制するために，上板幅を 10mm まで縮小した上で，縦板の圧縮座屈側の中央位置（高さ 37.5mm ）に，FEM の境界条件で線状の拘束を付与した仕様の荷重-変位特性を比較したものである（板厚 $t=1.6\text{mm}$ ）．図から分かるように，上端部の支持力を上面の形状で向上させた上で，新たな支持機能を付与することで，縦板の圧縮側の座屈を抑制できており，縦板の面内曲げ座屈強度を大幅に高められることを確認できた．

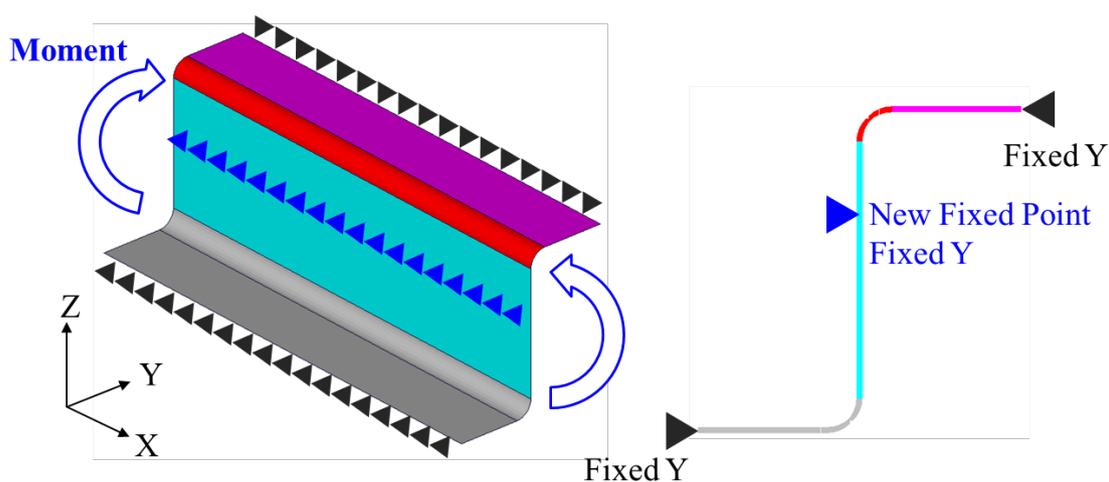


Fig.31 Support function newly added to the vertical surface.

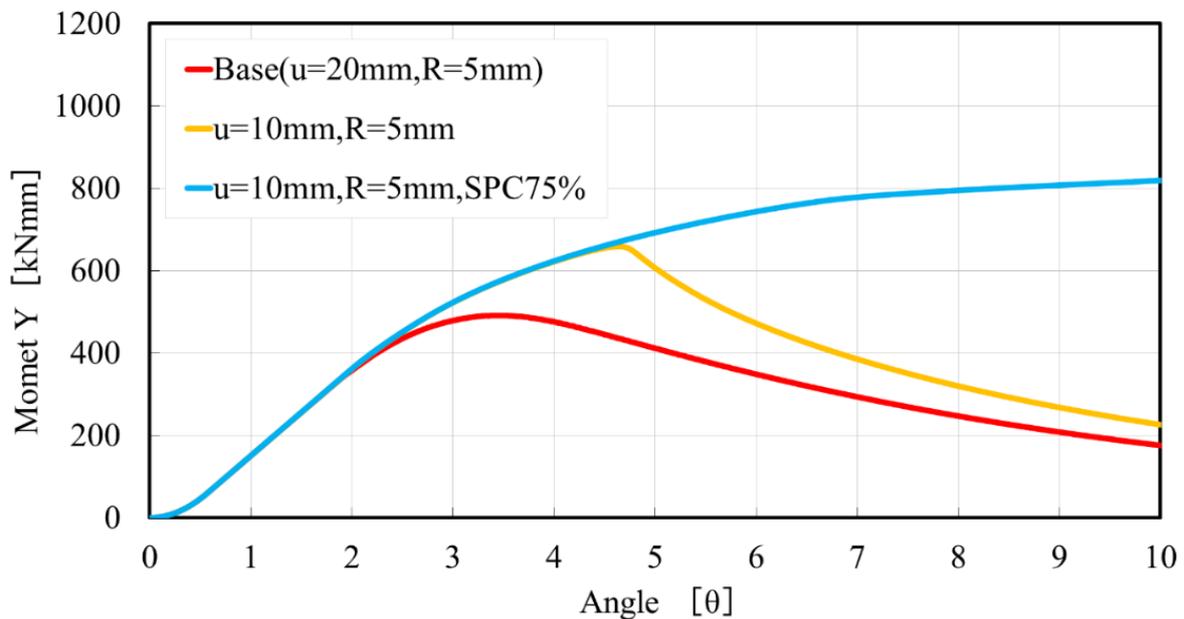


Fig.32 Bending buckling strength improvement effect by new support function.

Fig.33 は、縦板における線拘束の高さ位置の違いによる影響を確認したものである。図から分かるように、縦板において圧縮応力が発生する領域（図の上側）に線拘束機能を付与した場合には座屈強度の向上効果が確認でき、その最適値は、座屈による面外変位量が最大となる圧縮側の中央部であることが明らかになった。一方で、引張応力が発生している領域（図の下側）においては、線拘束を付与しても座屈強度の変化は小さい。

以上から、縦板に、曲げ入力によって圧縮座屈が発生する領域の中央となる高さに、新しい境界条件として線拘束機能を付与することで、自動車のフレームのような極めて板厚幅比が小さい条件でも鋼板の強度特性を活用できる可能性を確認できた。

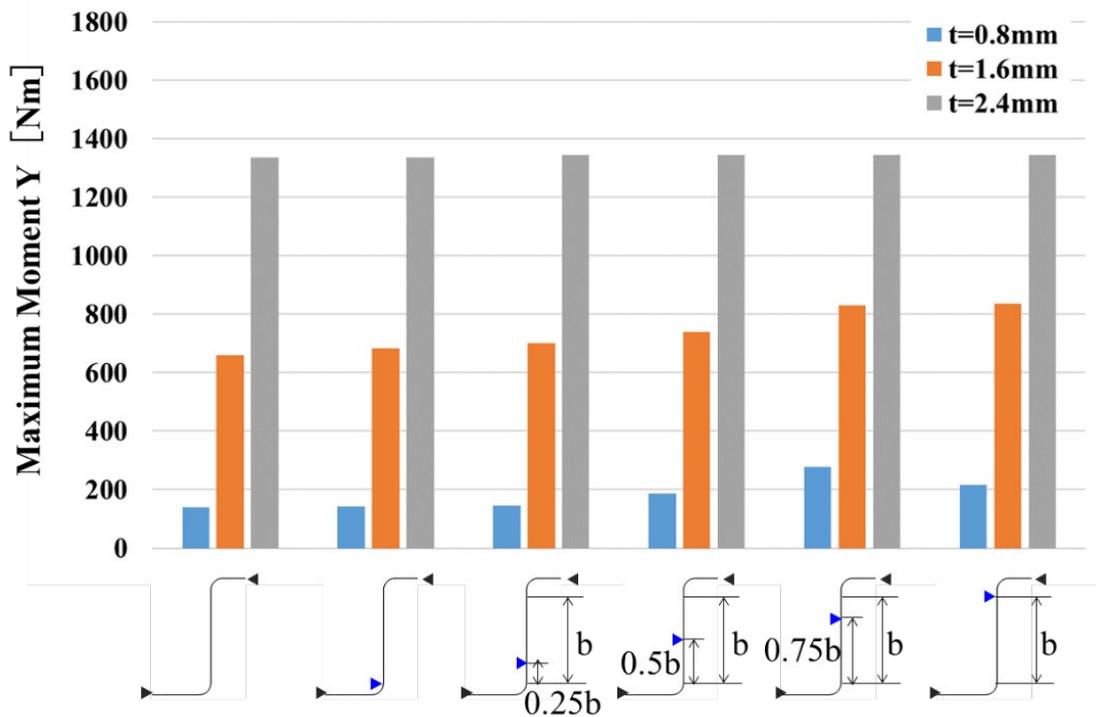


Fig.33 Optimal position for height of support function.

The best height for the line constraint is to place it at 75% of the height of the plate.

2・4・2 縦板自身の形状で線状の拘束機能を具現化する検討

本節では、前節に述べた線状の拘束機能を、縦板そのものの形状で再現した新しい板形状を提案する。具体的には、Fig.34 に示すように、縦板に角度の変化点（稜線）を付与することを考案した。これにより、縦板に伝わる面内力が板角度の変化点で分解され、変化点から下面側に配置される板の面内力を活用して、縦板全体の面外変形を制御することを狙う。この考案した手法による座屈抑制の効果を、Fig.35 に示す FEM モデルにて検証した。具体的には、 $b=40\text{mm}$ の縦板と、 $u=10\text{mm}$ の上板、 $R=5\text{mm}$ である周辺構造のうち、曲げによ

る圧縮応力が発生する部分のみを抜き出し，その両端に接合した剛体壁の下端をピン支持（変位 X, Y, Z , 回転 R_x, R_z ）した上で， $0.1^\circ/\text{msec}$ となるように上端部に強制変位を与える．その後，縦板を通過する断面力 F_x の最大値を断面積で除した値を比較し，圧縮の応力にて誘発される座屈を，縦板そのものの形状で抑制する効果を検証する．この場合の形状変化点の位置は，前節の検討で最適と分かった圧縮応力側の中央位置（縦板高さの 75%位置）とした上で，板角度の変化点における角度 β の影響を検証した．

Fig.36 に検証した結果を示す．板角度の変化点の無いもの (0°) と比較して，変化点のあるものは，縦板の面内曲げ座屈強度が向上しており，狙い通りの面外変形を拘束する機能を再現できていることが分かった．また，座屈抑制について，十分な効果を得るには，その板厚に関係なく 30° 以上の角度の変化が必要であることも明らかとなった．

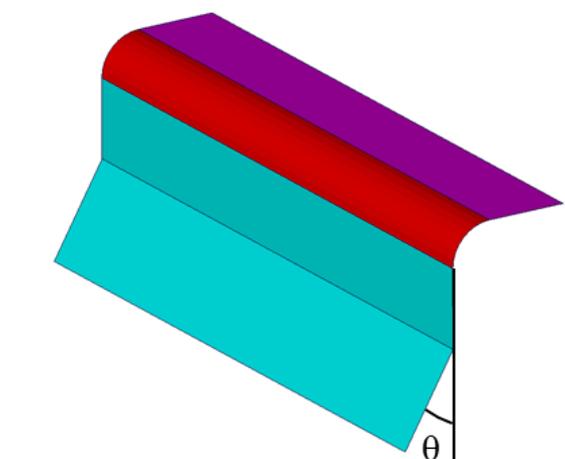


Fig.34 Plate shape that realizes line restraint function.

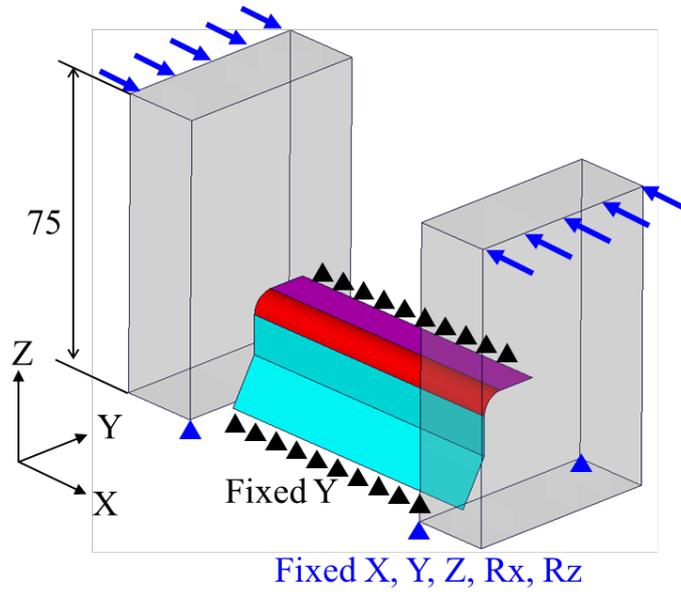


Fig.35 Verification model of line constraint function.

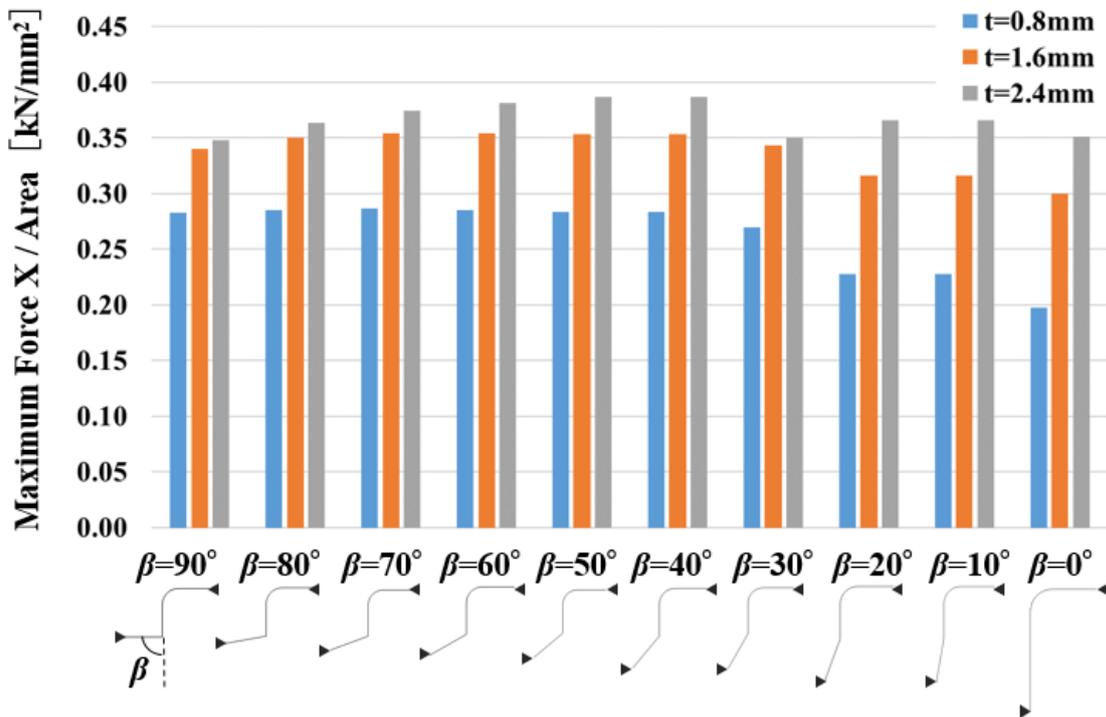


Fig.36 Effect of improving buckling strength by shape change point.

2・5. 最適な縦板形状の検討

前節までで得た知見を統合し、縦板を支持する周辺構造（上板とコーナーR部）および、縦板自身の形状因子について、最適と考えられるものを2つ考案した（Fig.37）。いずれも、ベース形状から断面上板の幅を縮小（10mm）、上板と縦板の角度を鋭角化（70°）し、更にコーナーRを3mmまで縮小することで、縦板の上端部の支持力を向上させる。更に、縦板の高さ75%の位置に、30°の角度変化点を付与して、縦板の面外変形を抑制する線状の支持力を発揮させることを狙っている。新形状Bは、許容される設計自由度が限られている際に、フレーム断面の幅を抑制するために、縦板に引張応力が発生している高さ25%の位置にも角度変化点を付与した。

Fig.38に、ベース仕様と考案した2つの新形状における荷重－変位特性を比較する。図より、いずれの新形状も、縦板の座屈に起因する荷重低下が抑制され、大幅に曲げ座屈強度が向上している。Fig.39は、板厚を変化させた場合の効果の比較である。ここでは、形状による座屈後強度の向上効果のみを見るために、最大曲げ座屈強度を、塑性断面係数で除した値を比較してえる。図より、いずれの新形状も、座屈が顕著な $t=0.8\text{mm}$ と $t=1.6\text{mm}$ の条件において、大幅な座屈強度向上が確認できた。

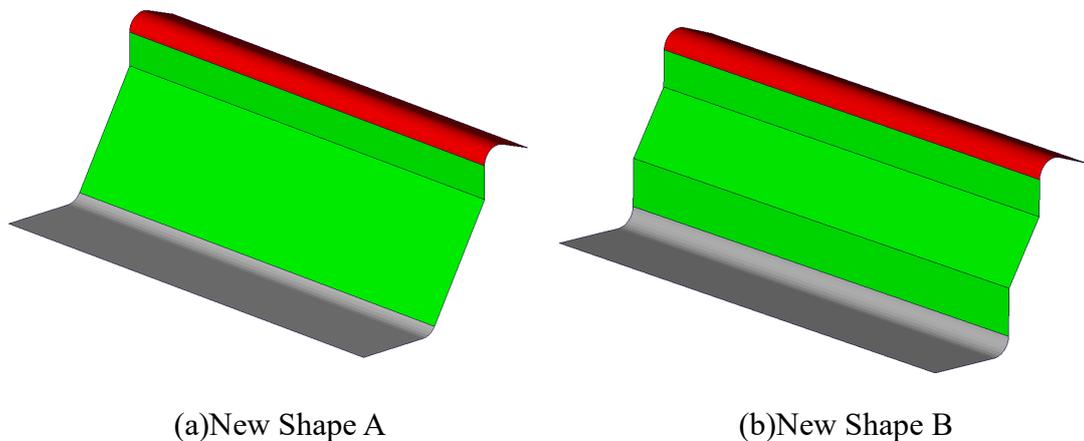


Fig.37 New shape devised.

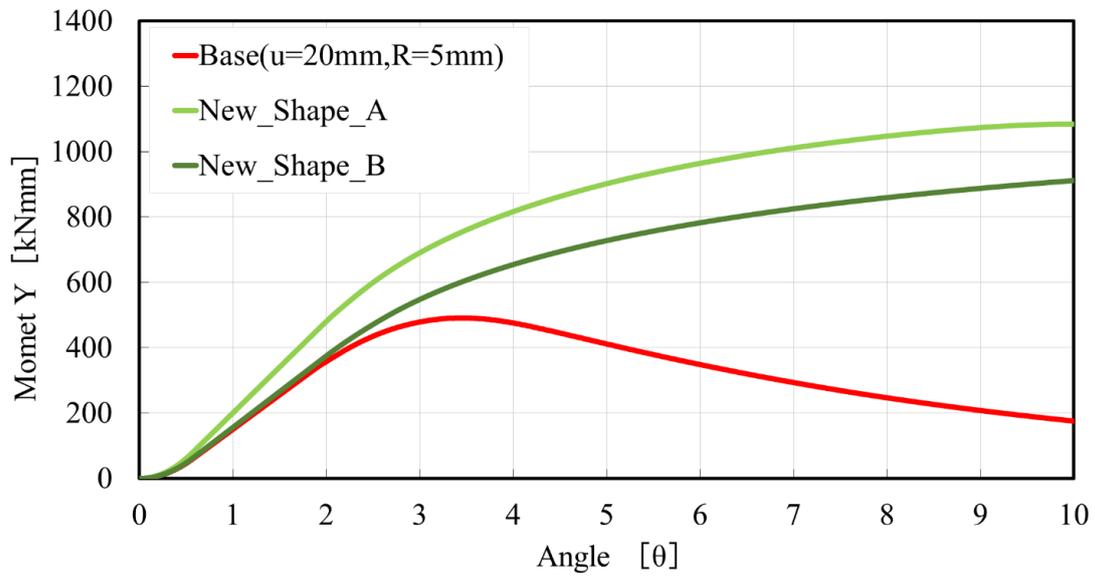


Fig.38 Effect of improving bending buckling strength by the devised shape.

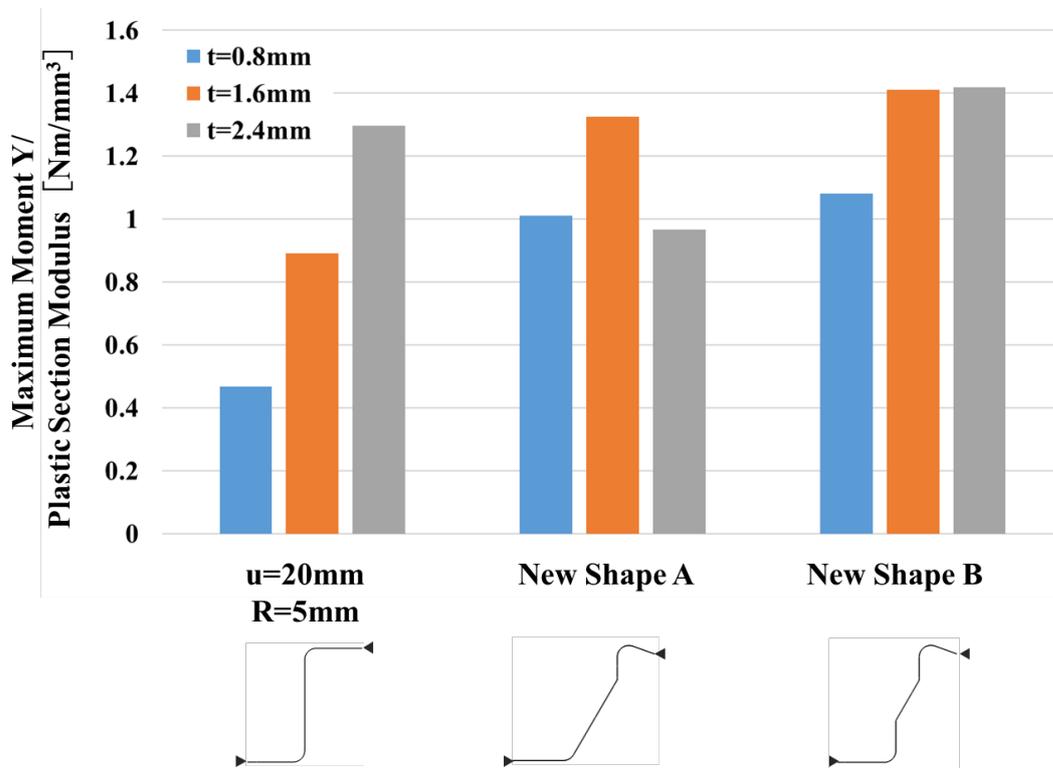


Fig.39 Difference in bending buckling strength improvement effect due to the devised shape.

2・6. 本章の結論

自動車ボディフレームの断面を構成する薄板のうち、断面の縦面における面内曲げ座屈を対象とし、高張力鋼板の材料強度を十分に引き出すための縦面を支持する周辺構造の形状と、縦面そのものの形状について検討した。

第2節では、木村らが提唱する薄板の座屈後耐力の理論式を用いたパラメータ検討を行い、面内曲げ座屈の質量効率を向上させるには、薄板の支持条件を制御し、理論式における座屈係数を増大させることが有効との知見を得た。

第3節では、縦板の支持条件を決定する断面上板とコーナーR部の形状と、縦板の面内座屈強度の関係性を解明した。その結果、上板の幅を適値にした上で、コーナーRはできるだけ小さく、また、縦板と上板の角度を鋭角にすることで、支持条件が改善され、縦板の面内曲げ座屈強度が向上することを明らかにした。

第4節では、縦板の形状に着目し、その平面部に線状の拘束機能を付与することで、縦板の面内曲げ座屈強度を大きく向上できることと、その機能を板の角度変化（稜線）で具現化できること示した。そして、以上の全ての知見を併せた最適形状を第5節で導出し、周辺を直接拘束する座屈強度の理論値と同等の性能を発揮することを確認した。

次章では、上記で得られた知見を基に、曲げ強度質量効率を高めるフレームの基本断面を設計した上で、更に質量効率を高めるために数値最適化アルゴリズムによる形状最適化を施す。更に、その過程で得られたCAEビッグデータを統計解析などでマイニングして、単一の最適解ではなく、汎用性のある設計指針を抽出する。

第3章 数学を活用した最適断面形状の検討

3・1. 断面形状の最適化に関する先行研究

自動車のボディフレーム設計を改善するために、数値最適化アルゴリズムを用いた断面形状最適化手法が古くから提案されている^{[26][27][28][29][30][31][32][33]}。稲積ら^[8]は、次世代鋼製環境対応車（FSV：Future Steel Vehicle）の設計において、複数の構造最適化手法を駆使し、鋼板の高強度化と構造の合理化を併せて大幅な軽量化を実現した。特に、サイドシル（ロッカー）部材の断面形状においては、多角形断面の複数の頂点部分を設計変数、ポール側突を考慮した3点曲げ強度を目的関数とした形状最適化を実施し25%の軽量化を達成した。しかし、これらの研究では、目的関数を改善する新形状が得られたものの、最適形状の力学的側面を解釈することができなかった。実際のボディ構造設計においては、製造などの他の多くの制約を考慮する必要があるため、最適化解析で得られた形状のまま図面化することは稀である。そのため、最適化結果の力学的側面を解釈した上で、汎用的な設計の指針や原理を抽出することが極めて重要である。また、いくつかの研究^{[34][35][36]}では、板や梁などの単純な離散要素を用いて、最適な構造の力学的側面を理解することに焦点を当てているものがあるが、これらの研究は線形弾性解析に限定されており、自動車のボディフレームの衝突安全性などの非線形性能の最適化には適用できない。一方、近年、ヒューリスティック最適化アルゴリズムの効率化のために、データマイニングに基づく戦略を適用する研究が盛んに行われている^{[37][38][39][40]}。しかし、これらの研究の多くは、最適解の力学的側面を分析することなく、最適化の効率に焦点を当てている。

以上より、最適化によって得られたビッグデータに対して、数学的な分析と工学的な解釈に基づいて、目的関数を向上させるための汎用的な設計指針を導き出すことができる設計プロセスが求められている。

本章では、上記の点を考慮し、最適化によって得られた様々な設計候補から新

たな設計指針を抽出するプロセスを構築する。より具体的には、以下の手順で研究を進める。(i) 第2章におけるフレーム強度に関する基礎的な研究の知見を考慮した、フレーム断面形状の最適化を実施する。(ii) 最適化の過程で得られた設計形状と目的関数である曲げ強度質量効率のデータ群を、平滑化スプライン分散分析 (SS-ANOVA)、主成分分析 (PCR)、自己組織化マップ (SOM) の手法で分析し、目的関数を高めるための重要な設計変数を特定する。また、断面形状と目的関数との関係を明らかにするために、階層的なクラスタリングを採用した。(iii) (i)で得られた最適形状と、(ii)で分析した重要因子や相関関係を工学的に解釈し、汎用的な設計指針を抽出する。

3・2 断面形状最適化のプロセス

3・2・1 設計変数と目的関数

フレームの曲げ強度は、市販ソフトウェア LS-DYNA を用いて、Fig.40 に示す3点曲げの非線形有限要素解析により、圧子の最大反力から算出した。第2章と同様に、この際の材料モデルは多直線近似等方弾塑性モデルとし、1800MPa 級のホットスタンプ材を意識したモデルとした。具体的には、先行研究^[25]に示されている降伏応力と最大引張応力を基に、Ramberg-Osgood 式から算出した歪-応力特性 (Fig.24) を用いた。

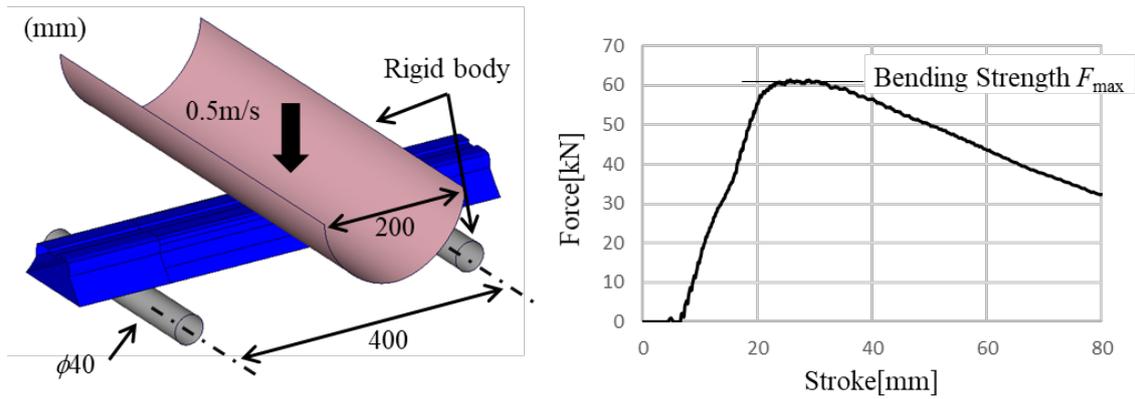


Fig.40 Evaluation model of the bending stiffness of the frame.

3・2・2 形状最適化のフロー

フレームの初期形状は、第2章で得た知見から、断面上板と縦板に複数の稜線（形状変化点）を配置した多角形状とし（Fig.41）、設計変数は7つの頂点における面内座標とした。目的変数は、フレームの曲げ強度と質量の比である曲げ強度の質量効率とした。Fig.42に断面形状最適化のフローチャートを示す。本研究では、計算コストを考慮して、動径基底関数（RBF）によるメタモデルを導入した。RBFでは、式(4)に示すように、応答 b はRBFの加重和で近似される。ここで、 N はRBFの数、 a_i は各RBFの中心、 w_i は重みである。RBFとして、Gaussian (式(5))、Multiquadric (式(6))、Inverse quadratic (式(7))、Inverse multiquadric (式(8))を用い、すべてのRBFを使用してメタモデルが構築し、誤差が最小のものを選択する。

$$b(a) = \sum_i^N w_i \phi(\|a - a_i\|) \quad (4)$$

$$\phi(r) = e^{-(\epsilon r)^2} \quad (5)$$

$$\phi(r) = \sqrt{1 + (\epsilon r)^2} \quad (6)$$

$$\phi(r) = \frac{1}{1+(\epsilon r)^2} \quad (7)$$

$$\phi(r) = \frac{1}{\sqrt{1+(\epsilon r)^2}} \quad (8)$$

具体的には、設計空間において均等にデータを取得するために、ラテン超方格サンプリング法^[41]を用いて初期の断面形状のサンプル群を作成し、FEMにて各断面形状に対応する曲げ強度と質量を算出する。最適化の反復では、まず、FEMの結果に基づいてRBFを構築または更新する。次に、生成されたRBFモデルを用いて、GAにて設計変数を更新し、パレートフロントを形成する。そして、得られたパレートフロントの近傍に、新しい断面形状のサンプル群を作成し、次の反復でRBFを更新するためにFEMを実行する。このプロセスを複数回繰り返す。RBFによる近似値は、GAによる最適化の過程でのみ導入するため、最終的には、FEM結果に基づく高精度なデータセットを構築できる。

今回の事例では、計算コストと設計変数の数を考慮して初期サンプル数は100とした。また、目的関数である曲げ強度と質量の比、すなわち曲げ強度の質量効率が最小と最大のもの比が約2倍と、広い範囲でデータを取得できていると判断したため、最適化プロセスの繰り返し数は5回とした。

3・3 形状最適化の結果

上述した最適化プロセスを経て、最終的に合計640個のFEM解析結果を取得した (Fig.43)。このデータセットは、最終的に高めたいフレーム曲げ強度の質量効率に関して、高いものから低いものまで幅広く分布している。また、GAによる最適解の探索を実施したことで、例えば、Fig.44に示すように、初期形状から曲げ強度が約3割程度高い断面形状導出できた。しかしながら、Fig.44およびFig.45には、本プロセスで得られた、曲げ強度質量効率が高い形状群と、低い形状群を示すが、この形状比較から、設計の制約条件などが変化

しても、ロバストに高い質量効率な断面形状を設計できる汎用的な設計指針を得ることは困難である。

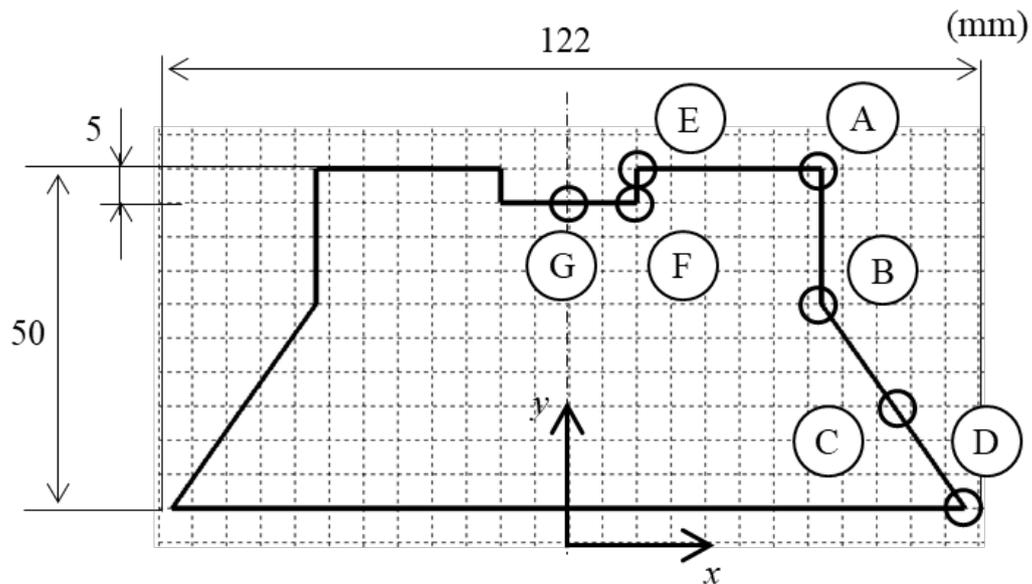


Fig.41 Cross-sectional view of the initial shape of the frame.

The coordinates of the design variables have been defined as follows: d_1 and d_2 are the x and y coordinates of Point A, d_3 and d_4 are the x and y coordinates of Point B, d_5 and d_6 are the x and y coordinates of Point C, d_7 is the x coordinate of Point D, d_8 and d_9 are the x and y coordinates of Point E, d_{10} and d_{11} are the x and y coordinates of Point F, and d_{12} : y of Point G.

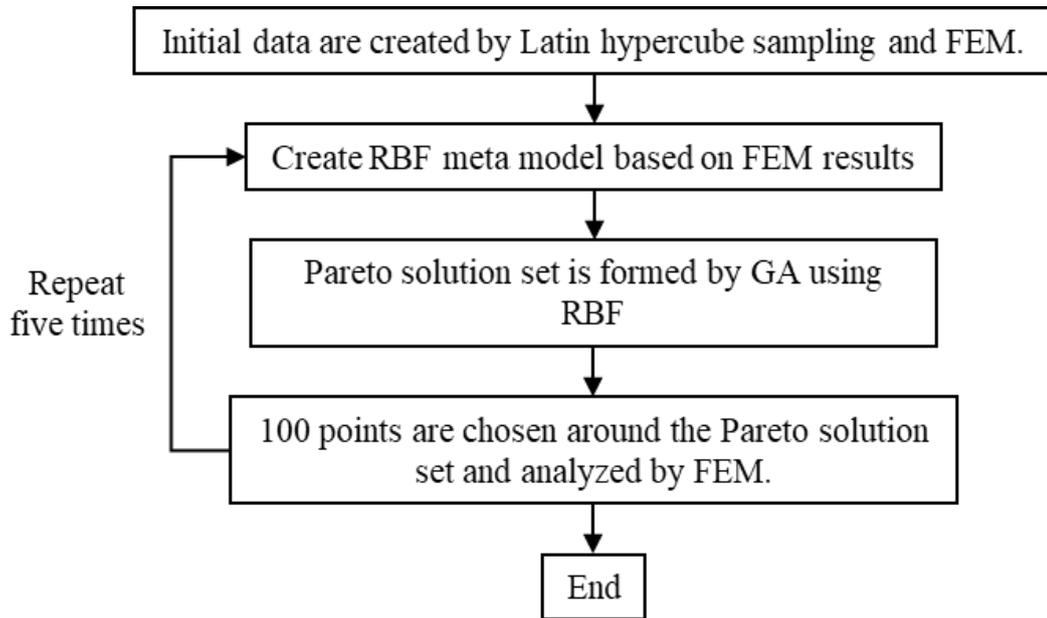


Fig.42 Flowchart of the optimization process.

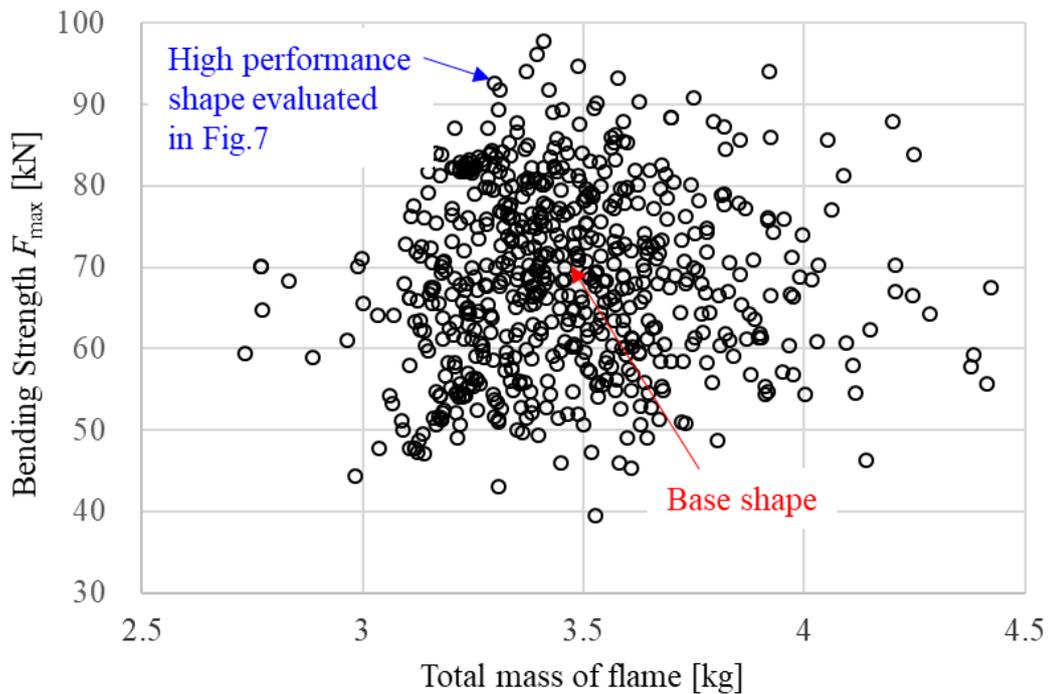


Fig.43 Dataset for shape and bending strength from the optimization process in Fig.42.

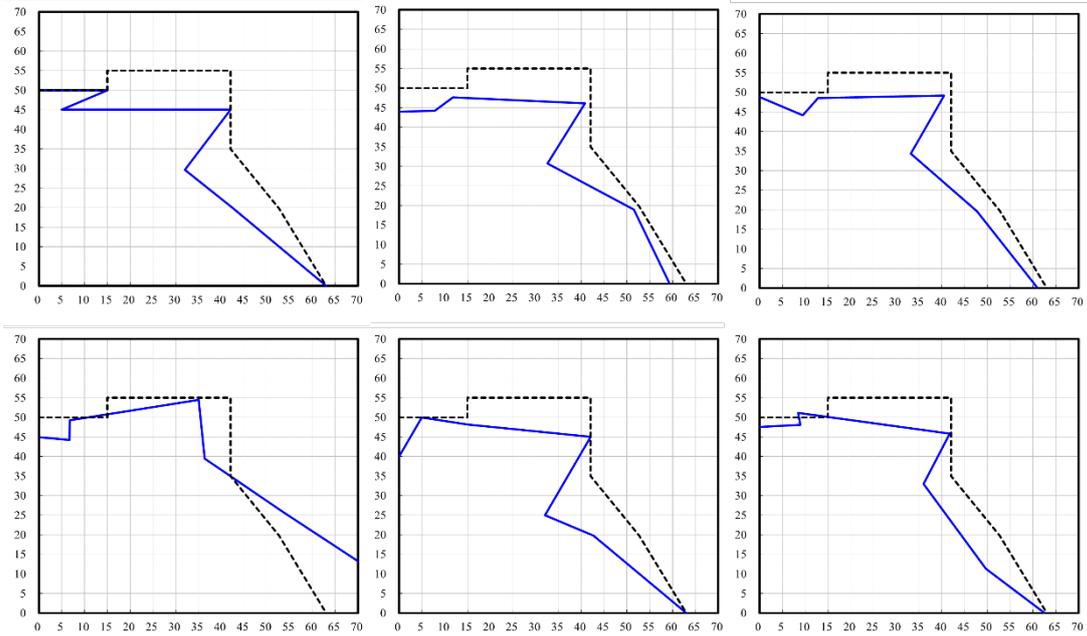


Fig.44 Example of high performance shapes.

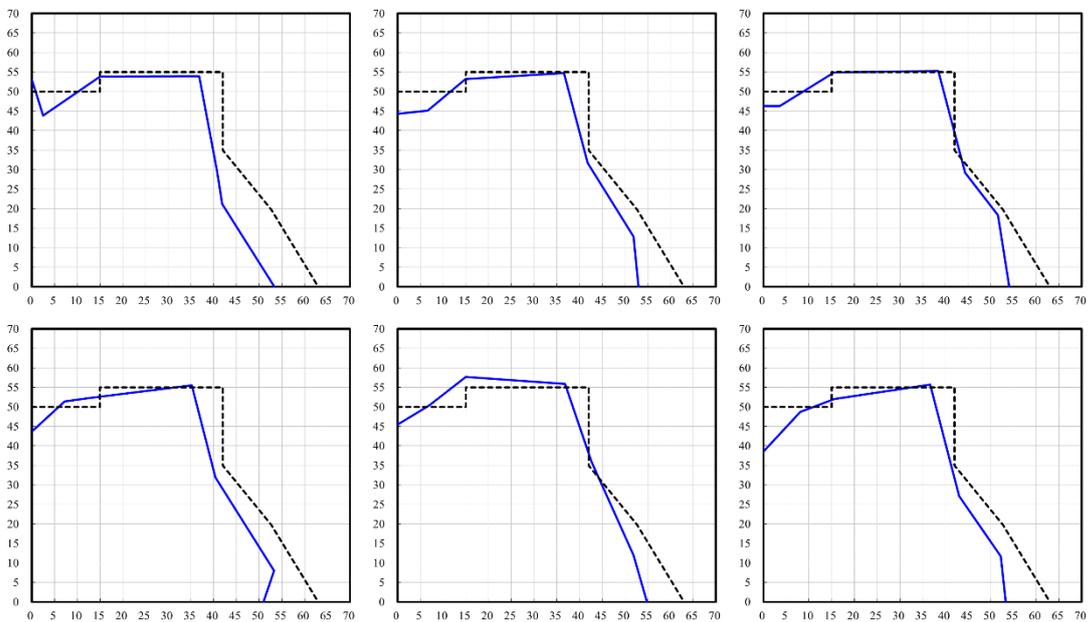


Fig.45 Example of low performance shapes.

3・3. 統計解析によるデータマイニング

3・3・1 寄与が高い因子の抽出と方向性の分析

本項では、最適化プロセスで得られた 640 の断面形状に関する 12 の設計因子と、フレーム曲げ強度質量効率の関係性を統計分析の手法で明らかにし、着目すべき重要な因子を抽出する。

まず、SS-ANOVA 法^[42]を用いて、各設計因子のフレーム曲げ強度質量効率に対する寄与度を明らかにした。この手法は、計算負荷を軽減するために、各設計変数と目的関数の関係を平滑化した上で、分散を分析するために用いられる。SS-ANOVA では、N 番目のデータセット (x_i, y_i) を近似する平滑化関数 $f(x)$ は、以下の最適化問題を解くことで得られる。今回は、各設計因子の主効果と、2 次の交互作用までを計算した。

$$\underset{f}{\text{minimize}} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (f(x_i) - y_i)^2 + \lambda \int \left| \frac{d^2 f}{dx^2} \right|^2 dx \quad (9)$$

ここで、 λ は平滑化項の重み付け係数である。近似関数 f を求めた後、目標ベクトル f は、 i 番目の設計変数に対応する成分 f_i の和として近似される。変数に対応する成分 f_i の総和として近似される。

$$f = \sum_i^N f_i \quad (10)$$

i 番目の設計変数の寄与率は、 $f_i \cdot f / f \cdot f$ として計算される。結果を Fig.46 に示す。これより、因子 d2 (点 A の y 座標)、d9 (点 E の y 座標)、d3 (点 B の x 座標)、d11 (点 F の y 座標) の寄与率が高いことが明らかになった。

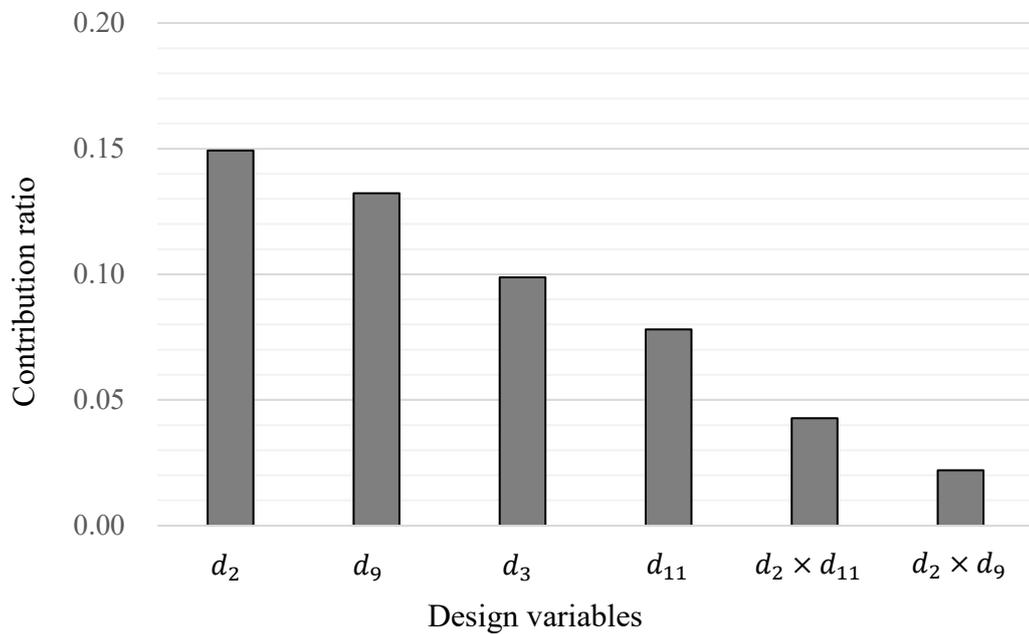


Fig.46 Result of SS-ANOVA Analysis.

次に、設計変数と最適解のセット全体の傾向を把握するために主成分分析（以下、PCA）^[43]を行う。PCAは、互いに相関している多変量情報を、相互に無相関な少数の特性値にまとめる次元削減法である。多変量の変化をなるべく反映させた、少数の独立した線形結合を作成する。入力するデータセットのベクトルは以下のように表される。

$$X = (d_1, d_2, \dots, d_{12}, F_{max}/Mass, F_{max}/Mass, F_{max}/Height) \quad (11)$$

ここで、Heightはフレーム断面の高さを表す。また、各項目は0-1の範囲で正規化する。PCAは、共分散行列 $X^T X$ の固有値分析に基づいて行った。各解に対応する各設計変数ベクトルは、固有ベクトルからなる行列による座標変換によって固有ベクトル空間にマッピングされた（このプロセスは振動解析における

モーダル法と同様である)。本プロセスでは、上記の 12 の変数の関係は、第一主成分と第二主成分からなる二次元平面に単純化される。

PCA を実行して得られた結果を Fig.47 に示す。矢印は、式 (11) の入力ベクトル成分に対応する第 1 および第 2 の固有ベクトル成分からなるベクトルを表している。これらの因子の意味は明確ではないが、式 (11) の入力ベクトル成分に対応する第 1 および第 2 固有ベクトル成分からなるベクトルを示している。この結果のうち、目的関数のベクトルの方向に近い設計因子をプロットし、その強さと方向性から、目的関数に対する各因子の影響度を明らかにできる。

図より、目的関数 $F_{max}/Mass$ の矢印は長く、第一主因子の正の方向に向いている。これより、目的関数は第一主成分に支配されていると考えられる。さらに、 d_2 (点 A の y 座標)、 d_3 (点 A の x 座標) の矢印は、第一主成分に支配されている。また、 d_2 (点 A の y 座標)、 d_3 (点 B の x 座標)、 d_9 (点 E の y 座標) の矢印は、目的関数の矢印と同様の方向を持っている。すなわち、これらの設計変数が目的関数に大きな影響を与えることが明らかになった。

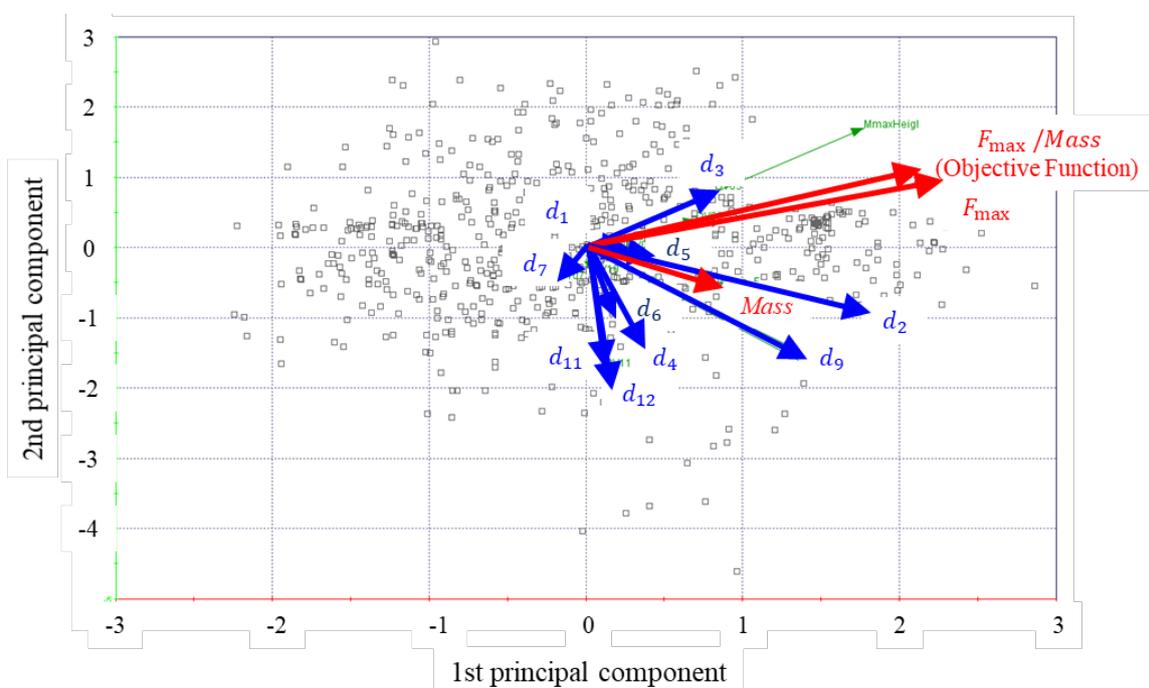


Fig.47 Result of PCA.

最後に、目的関数の値に基づき、式 (11) で表されるベクトルを用いて、自己組織化マップ（以下、SOM）^[44]を形成する。SOM は、設計変数の類似性を 2 次元のマップ空間で表現したものである。

Fig.48 は、SOM を六角格子状に表現したもので、入力ベクトルと参照ベクトルを比較し、入力ベクトルの座標を、地図上で入力ベクトルに最も近い参照ベクトルを持つノードの座標に変換したものである。図には、各ベクトルにおける目的関数と各設計変数成分の値の分布が示している。類似した分布を持つ設計変数は、目的関数に対して同様の効果を示すことができる。ここでは、(d3, d8), (d4, d9), (d5, d7), (d11, d12)を類似した傾向を持つ設計変数の組み合わせとした。(d3, d8)は x 方向に対応する設計変数、(d4, d9)は y 方向に対応する設計変数、(d5, d7)は隣接点の x 方向に対応する設計変数、(d11, d12)は隣接点の y 方向に対応する設計変数である。これが類似性の理由であることは確かである。その中で、d2 (A 点の y 座標)、d3 (B 点の x 座標)、d9 (E 点の y 座標) は、目的関数と類似した分布を示しており、影響度が大きいと考えられる。これらの結果は、Fig.47 に示した PCA の結果と一致する。

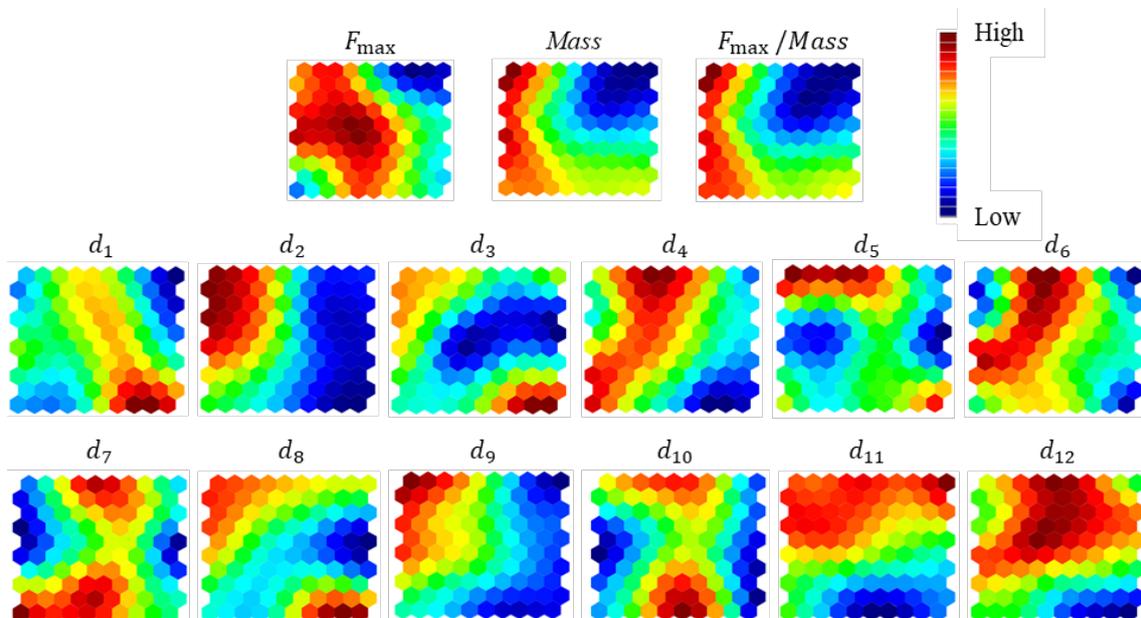


Fig.48 Result of SOM.

3・3・2 断面設計の指針の分析

前節では、目的関数を大きくするために重要な設計変数を明らかにした。本節では、設計変数と目的関数との関係を調べるための解析手法について説明し、断面形状の設計指針を検討する。分析手法としては、フレームの質量と曲げ強度の2つの因子を用いて全データをクラスター化し、この2つの因子に基づいて8つのサブセットに分割した。クラスター分析では、データセット内の結果を同質的なサブセットを特定する。サブセットの分布に基づいて、目的関数を改善するために必要な設計変数の有効値の範囲を検討する。本研究で用いたクラスタリング手法は、ユークリッド距離を指標とする Ward 法に基づく階層型クラスタリング手法である^[45]。クラスタリングの結果を Fig.49 に示す。

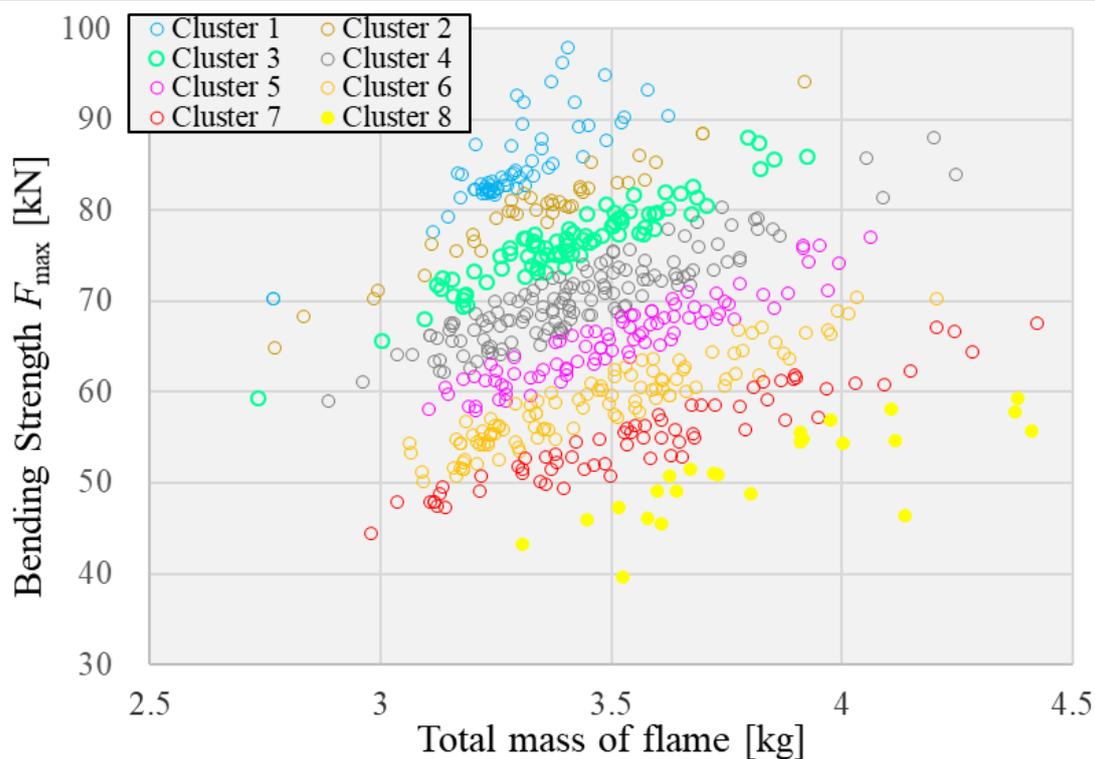


Fig.49 Result of clustering analysis.

次に、各設計変数の傾向を分析するために、高性能クラスター（以下、高クラスター）、中性能クラスター（以下、中クラスター）、低性能クラスター（以下、低クラスター）に対応する値の範囲を平行座標表にプロットした。高、中、低のクラスターに対応する値の範囲を平行座標表にプロットして、各デザイン変数の傾向を分析する。Fig.50 は、各設計変数に対応する目的関数の正規化値の範囲を示したものである。クラスター1では、影響の大きい設計変数の範囲、すなわち、 d_2 （点 A の y 座標）、 d_3 （x 座標 A 点の y 座標）、 d_3 （B 点の x 座標）、 d_9 （E 点の y 座標）の範囲は狭いが、その値は大きい。つまり、目的関数を向上させるためには、これらを増大する必要がある。このようにして得られた設計指針を図示したものが Fig.51 である。

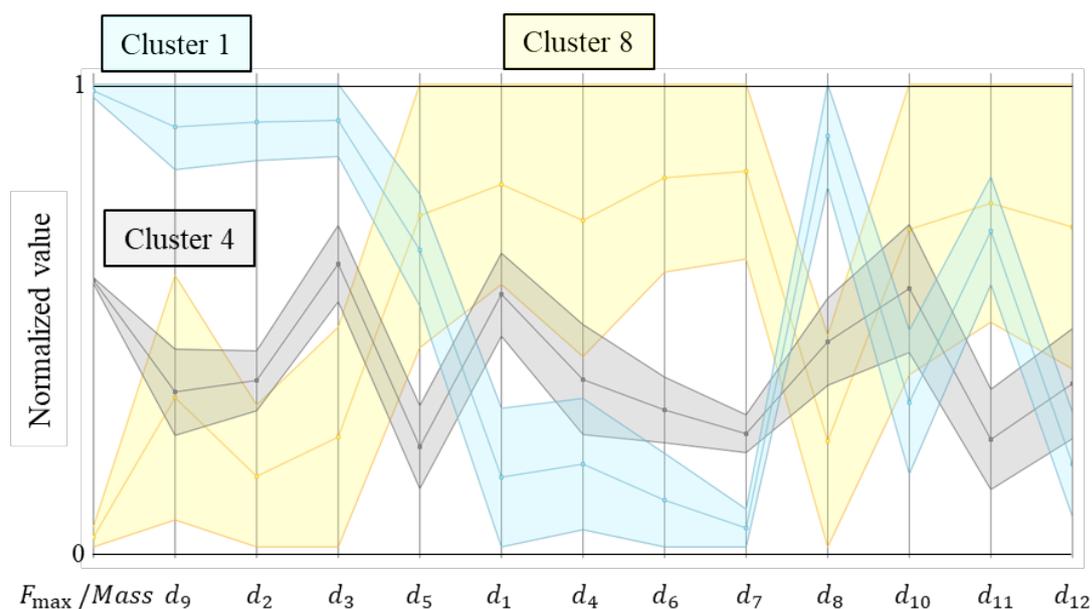


Fig.50 Parallel coordinates chart. The cluster numbers are identical to those in Fig.49

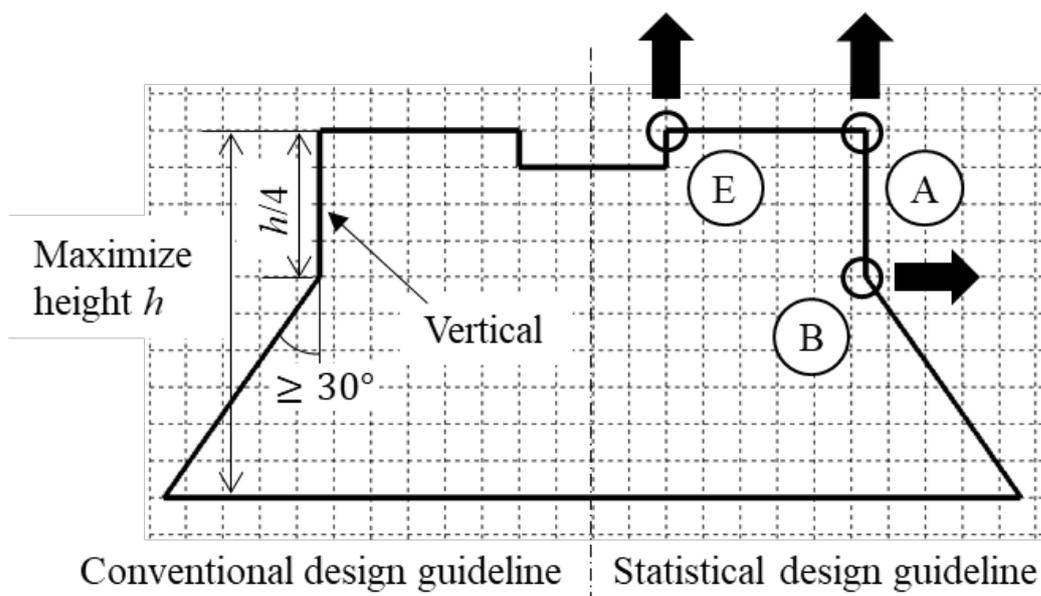


Fig.50 Comparison between the conventional design guideline (left side) and the statistically obtained design guideline (right side)

3・4 最適化および統計分析結果の工学的な解釈

本節では、前節の統計解析で得られた設計情報を工学的な観点から分析する。一般に、フレームの曲げ強度は、次のように表される全塑性モーメント M_p によって評価される^[46]。

$$M_p = \sigma_{TS} Z_p \quad (12)$$

ここで、 σ_{TS} は材料の最大引張強度、 Z_p は塑性断面係数である。複雑な形状を持つ自動車フレームの塑性断面係数を解析的に導き出すことは難しいが、一般的な設計指針としては、断面二次モーメントと同様に、曲げモーメントの加わる方向と同じ垂直方向に断面形状を拡大することが挙げられる。この設計指針は、d2(A 点の y 座標)と d9(E 点の y 座標)を大きくすべきという統計結果と一致する。一方、自動車のフレームのように薄い鋼板で構成された中空フレームの場合、薄い鋼板の座屈が支配的になり、全塑性モーメントに達する前に座屈変形が発

生し、これが最大強度を決定する。つまり、フレームを構成する薄板の座屈を抑制することが重要となる。このため、第2章に述べた基礎研究から導いた、薄板の座屈を抑制するための設計要件を合わせて Fig.50 に示す。従来の設計指針では、フレーム内の鉛直板の形状が座屈効果に影響すると考え、鉛直方向の配置や傾斜板の角度などを規定していた。一方で、Fig.50 右側に示す統計分析で得られた設計指針では、A 点、E 点の位置の指針は従来のものと一致しているが、B 点の位置の指針は従来のものに反しているように見える。

そこで、B 点の位置の設計指針を分析するために、最適解の詳細な変形を検証した。Fig.51 は、圧子のストロークと反力の関係を示すとともに、最適解と従来のベース形状の代表的な変形を示したものである。最適な形状の傾斜壁は、変形によって垂直になり、従来の設計よりも高い反力に寄与していることが確認できた。この変形挙動を考慮すると、縦板の配置は非常に合理的であると考えられる。このような設計指針は、本章で取り組んだ統計的手法にて初めて得られた。

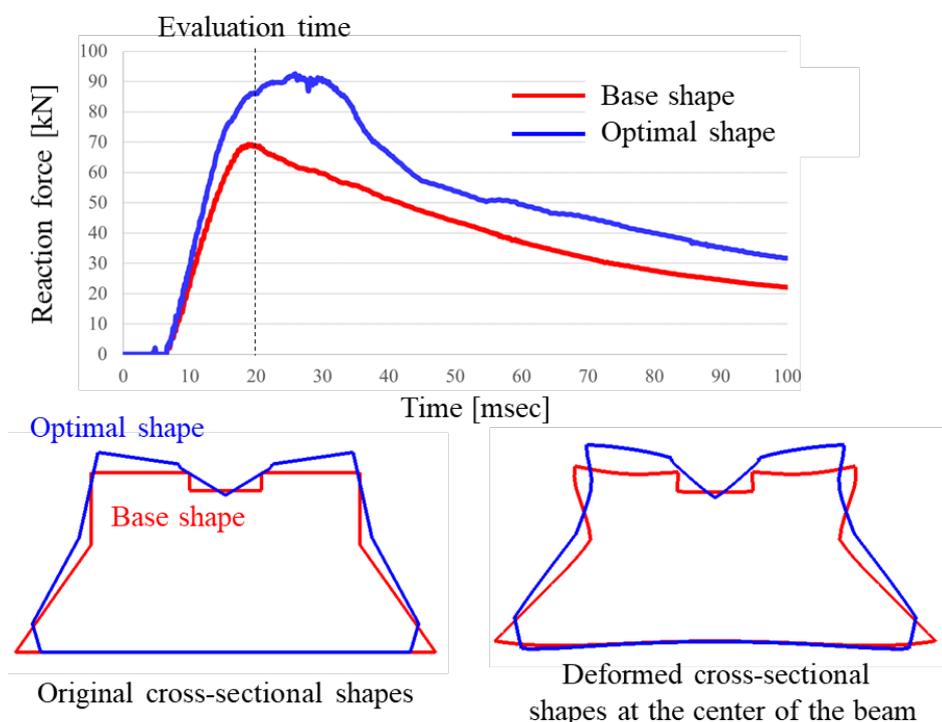


Fig.51 Reaction force histories and the deformation diagrams of the base frame shape and the optimal shape. The deformation diagrams were chosen at the analysis time of 20 ms

3・5 本章の結論

本章では、RBF 法と GA による最適化過程で得られた大量のデータを、SS-ANOVA, PCA, SOM, クラスタリングといった統計的アプローチで分析することにより、曲げ強度質量効率を高めるための、自動車用フレームの断面形状の設計指針を再構築した。

具体的には、SS-ANOVA を用いて、12 の設計変数のフレーム性能への寄与を明らかにした。また、PCA を、設計変数のセット全体と最適解の傾向を把握するために用いた。更に、SOM を用いて設計変数の類似性を識別し、最後に、設計変数と最適解の間の定量的な関係を調べるために、クラスタリングを行った。

この過程で得られた 2 つの設計指針は次の通りである。(i) 断面フレームの高さを高くして塑性断面係数を向上させること、(ii) 断面の垂直壁を傾斜させること。第一の指針は、従来の構造力学に基づく設計指針と一致しているが、2 番目の指針はそれに反するものであった。そこで、最適な形状の詳細な変形を分析することで、傾斜した壁は、その変形過程で垂直になることが明らかになった。これにより、従来の形状よりも反力を大きくする効果があることがわかった。

このような設計指針は、統計的アプローチと力学的アプローチを統合することで初めて見出すことができ、一般的な構造物の設計にも有効であると考えられる。

第4章 設計画像データを用いて特徴量を抽出する手法の検討

4・1 画像データから特徴量を抽出する手法に関する先行研究

第2章では、断面を構成する薄板鋼板のうち、縦板の面内曲げ座屈のメカニズムを解明し、縦板に角度の変化点を設けることで、縦板自身の形状で面外方向の座屈変形を制御することを提案した。また、第3章では、その知見に基づいて設計した多角形断面を初期形状とした形状最適化解析と、その過程で得られるCAE結果のビッグデータをマイニングすることで、更に曲げ強度の質量効率を高めるための断面形状の設計指針を得ることができた。これらの取り組みから、曲げ強度質量効率の向上に重要な物理現象のメカニズムを深く理解した上で、最適化解析の過程で得た広い設計空間におけるCAE結果のデータ群を統計的に分析することで、従来の理論や既知のメカニズムからだけでは導出できない新しい設計指針を導出できる可能性を示した。

上述のプロセスの重要なプロセスであるデータマイニングにおいて、より良い知見を導出するためには、元々設計者が想定できてない、未知の重要なデータの特徴（以下、特徴量）を導くことが有効である。しかし、第3章の検討では、あらかじめ、設計者が、多角形断面における各頂点の座標を設計因子として設定しており、設計の検討過程で得られる膨大なデータに含まれる情報を十分に活用できているとは言えない。これを解決するには、例えば、断面形状の画像データといった、より情報量が多いデータを活用することが有効と考える。

そこで、フレームを設計する上で作成する画像情報を学習データとして、それとフレームの機能量（曲げ強度の質量効率）の関係を直接定式化した上で、機能を向上するために重要な画像上の特徴量を抽出するモデリング技術が有効と考えた。一般的には、画像データをインプットデータとするモデリング手法として、例えば、機械学習の一つである畳み込みニューラルネットワーク（CNN）が知られており、CNNで学習したモデルに対してGrad-CAMという手法を適用するこ

とで、画像上の重要な部位を明らかにできることが報告されている^{[47][48]}。しかしながら、この手法を構造設計に関する画像に応用した事例はない上、同手法ではその部位をどのように改良すべきかの指針までを得ることはできない。一方で、多量にある説明変数の中から、本質的に重要な変数だけを取捨選択するモデル推定法として、スパースモデリング (Sparse Modeling) があり^[49]、これを設計時に得られる画像データに適用すると、フレームの機能量を向上させるために重要な特徴量を抽出できる可能性がある。

以上より、本章では、ボディフレームの断面形状の設計画像のビッグデータと、フレーム曲げ強度の質量効率 (機能量) の関係を、スパースモデリングでモデル化することで、機能を向上させるために重要な、設計画像上の特徴量を抽出する手法を提案する。

4・2 解析方法

4・2・1 題材とするデータセット

スパースモデリングによる重要部位の解明と可視化手法を検討するための題材とするデータセットは、第3章で取得した、自動車のボディフレームの断面形状に関する画像データと、フレーム質量当たりの曲げ強度 (以下、曲げ強度質量効率) を有限要素法 (FEM) で算出した 640 のデータセットとした。

第3章で取得したデータセットは、目的であるフレーム曲げ強度の質量効率について、低いものから高いものまで幅広く取得できた。また、GAを用いた最適化のプロセスを施したことで、例えば、Fig.44 に示すように、初期の形状から曲げ強度の質量効率が約3割程度高い形状も含むことができたため、本検討の題材として好適と考える。

4・2・2 全章までに得た断面形状の重要部位に関する知見

本節では、第2章および第3章で明らかにした、フレーム曲げ強度質量効率の観点から断面形状で重要と考えられる部位について再整理する。

薄板座屈の基礎検討（第2章）の結果からは、曲げモーメントで圧縮応力が発生する断面上板と縦板においては、薄板の座屈を抑制するための角度変化点（稜線）を設けることが有効であり、特に、縦板については、縦板の高さ $3/4$ の位置に、 30° 以上の角度の変化点を付与することが重要である。一方、第3章で行った断面形状最適化と、その過程で得られるCAEビッグデータを主成分分析などの統計的手法で分析した結果として、Fig.50における点Bのx座標、点AおよびEのy座標が重要であることが分かる。

すなわち、いずれの観点においても、フレーム断面形状において重要な部位は、点A、E、Bである。次節から述べる、スパースモデリングで明らかにする重要部位と、上述の知見を比較することで、提案手法の妥当性を検証する。

4・2・3 解析方法

4・2・3・1 スパースモデリング

スパースモデリング（Sparse Modeling, 疎性モデリング）とは、機械学習などの統計的なモデリングを行う際に、過学習を抑えるために、係数が大きくなることに対してペナルティを与える「正則化法」を用いて、多量にある説明変数における係数の中から、本質的に必要な変数だけを取捨選択するために、不要な係数を“0”とするモデル推定の方法論である。この手法は、比較的サンプル数が少ないデータからでも、目的に応じて潜在した価値を引出すのに優れている。

以下に、スパースモデリング（特に、Elastic net）の背景にある数学の理論を説明する。

$\mathbf{x} = [x_1, \dots, x_p]^T \in \mathbb{R}^p$ を p 次元の説明変数（今回のような画像の場合、全ての画素値を一行に並べたものに相当）、 $\mathbf{y} \in \mathbb{R}$ を目的変数として、 N 組のデータセット $\{(y_i, x_{i1}, \dots, x_{ip}) \mid i = 1, \dots, N\}$ を得たとする。この際、線形回帰モデル

$$y_i = \beta_0 + \sum_{j=1}^p \beta_j x_{ij} + \varepsilon_i \quad (i = 1, \dots, N) \quad (12)$$

を考える。簡単のため、 N 次元目的変数ベクトル $\mathbf{y} = [y_1, \dots, y_N]^T \in \mathbb{R}^N$ は平均を 0 に基準化しており、各 N 次元の説明変数ベクトル $[x_{1j}, \dots, x_{Nj}]^T \in \mathbb{R}^N$ ($j = 1, \dots, p$) は平均が 0、ノルムが 1 に基準化されるとする：

$$\sum_{i=1}^N y_i = 0, \quad \sum_{i=1}^N x_{ij} = 0, \quad \sum_{i=1}^N x_{ij}^2 = 1 \quad (j = 1, \dots, p).$$

これにより、一般性を失うことなく $\beta_0 = 0$ として扱って良い。また、 $\mathbf{x}_i = [x_{i1}, \dots, x_{ip}]^T \in \mathbb{R}^p$ ($i = 1, \dots, N$) を p 次元説明変数の各データ、 $\mathbf{X} = [\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_N]^T \in M_{N \times p}(\mathbb{R})$ を $N \times p$ 計画行列、 $\boldsymbol{\varepsilon} = [\varepsilon_1, \dots, \varepsilon_N]^T \in \mathbb{R}^N$ を N 次元誤差ベクトル、 $\boldsymbol{\beta} = [\beta_1, \dots, \beta_p]^T \in \mathbb{R}^p$ を p 次元係数ベクトルとする。この場合、式(1)は $\mathbf{y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon}$ と書ける。これに対して、正則化最小二乗法を適用して $\boldsymbol{\beta}$ をデータから推定する問題を考える時、

$$\begin{aligned} \text{誤差二乗和 : } \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\varepsilon} &= (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}) = \sum_{i=1}^N (y_i - \mathbf{x}_i^T \boldsymbol{\beta})^2 \\ &\rightarrow \min \quad \text{subject to} \quad \sum_{j=1}^p |\beta_j| \leq t \end{aligned} \quad (13)$$

なるタイプの制約付き最小化問題を「 L_1 正則化 Lasso 回帰」（或いは、ラッソ回帰、スパース推定）と呼び、

$$\begin{aligned} \text{誤差二乗和 : } \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\varepsilon} &= (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}) = \sum_{i=1}^N (y_i - \mathbf{x}_i^T \boldsymbol{\beta})^2 \\ &\rightarrow \min \quad \text{subject to} \quad \sum_{j=1}^p \beta_j^2 \leq t \end{aligned} \quad (14)$$

なるタイプの制約付き最小化問題を「L₂ 正則化 Ridge 回帰」（もしくは、リッジ回帰）と呼ぶ。特に、式(13)では、 $\boldsymbol{\beta}$ の幾つかの成分を完全に“0”に推定可能となる。実際に、調整パラメータ $t > 0$ の値が小さければ $\boldsymbol{\beta}$ の成分のうち“0”になる個数が多くなってスパース（疎）な解が得られ、逆に十分大きければ通常の最小二乗法による解と近くなる。一方、式(14)では、一般的にスパースな解は得られず $\boldsymbol{\beta}$ の全ての成分が生き残る。

さて、Lagrange の未定乗数法により、 $\lambda > 0$ を Lagrange 乗数として式(13)は、

$$(\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}) + \lambda \sum_{j=1}^p |\beta_j| \rightarrow \min \quad (15)$$

なる制約なし最小化問題に、(14)は

$$(\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}) + \lambda \sum_{j=1}^p \beta_j^2 \rightarrow \min \quad (16)$$

なる制約なし最小化問題に、それぞれ等価に書き換えられる。正則化法において、 λ は「正則化パラメータ」と呼ばれる。ここで、式(14)と式(15)のバランス取りができる拡張を考え、 $0 \leq \alpha \leq 1$ なるパラメータ α を用いて

$$\frac{1}{N} (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}) + \lambda \left\{ \frac{1-\alpha}{2} \sum_{j=1}^p \beta_j^2 + \alpha \sum_{j=1}^p |\beta_j| \right\} \rightarrow \min \quad (17)$$

なる最小化問題としたものを「Elastic net」と呼ぶ。 α は Ridge 回帰と Lasso 回帰のバランスを $(1 - \alpha) : \alpha$ に配分する「Elastic net 混合比率パラメータ」と呼ばれる。

尚、本研究では、式(17)を満たすような β の値は λ, α を固定して座標降下法 (Coordinate Descent Algorithm) に基づいて推定し、 λ の値は 10 分割交差検証法を用いて自動選択する、という一般的なアプローチを適用した。

一方で、 α の値は設計者が任意に変更できるようにすることで、推定精度の確保と同時に、人が理解しやすい特徴量の可視化ができるようにするという、独自のアプローチでモデル化した。

4・2・3・2 重要部位の可視化手法

前項で述べたスパースモデリング手法を用いて、説明変数 x をフレームの断面設計の画像における全ての画素値を一行に並べたもの、目的変数 y を FEM から求めたフレーム曲げ強度の質量効率とする。回帰した後のスパースモデルにおいて係数の値が大きい画素は目的変数に対する正の寄与が高い、係数が負で小さいものは負の寄与が高い、係数がゼロのものは寄与がないと解釈することができる。

上述の計算結果を設計者が理解しやすく可視化する方法として、係数がゼロの画素はブラック、正の画素はマゼンタ、負の画素はシアンに色付けした上で、二次元の画像として復元する。これによって、フレーム曲げ強度質量効率に対して、断面形状における重要な部位（特徴量）を直観的に理解できるように可視化でき、正の寄与（マゼンタ）の領域に材料を多く配置し、負の寄与（シアン）の領域には配置しないという設計の方向性を獲得できる。また、学習データとして使用した各断面形状と、上述の二次元画像が重なる部位だけを可視化すると、各断面形状のどの部位に配置した材料が性能に寄与したのかを考察でき、メカニズム解明を支援できると考える。

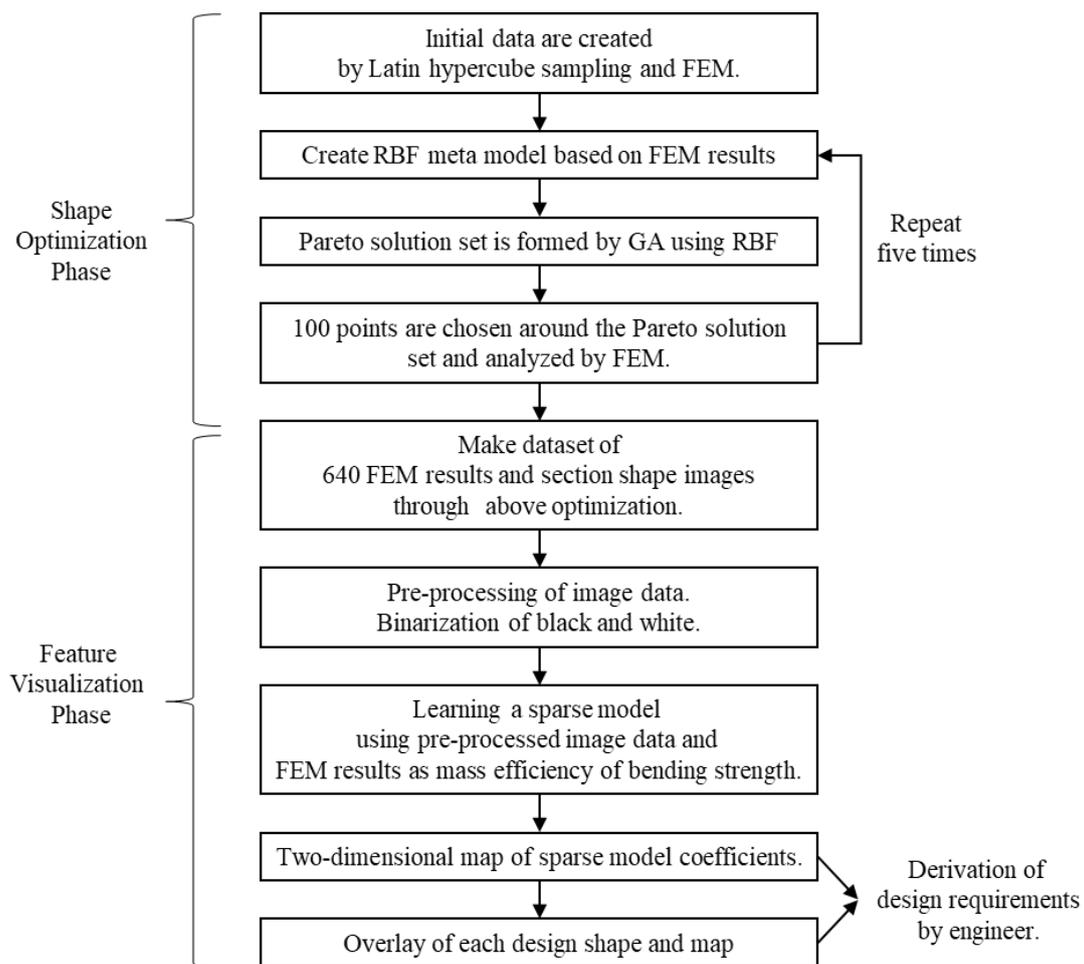


Fig.52 Flowchart of sparse modeling.

4・3. 解析結果

4・3・1 前処理

前節で説明したスパースモデルで学習させるため、設計した断面形状の画像データに前処理を施した。具体的には、Fig.53 に示すように、断面形状の画像について、 $x=0$ を対象軸とした線対称形状であるため、画像の右側部分のみを抽出した上で、特徴部位を明瞭に可視化するために断面を描写する線を太く

(3 ピクセル以上) し，材料を配置した部位を“1”，配置していない部位を“0”とするために白黒を反転した．画像の解像度は，計算コストと形状の再現性を考慮して，64×64 ピクセルとした．

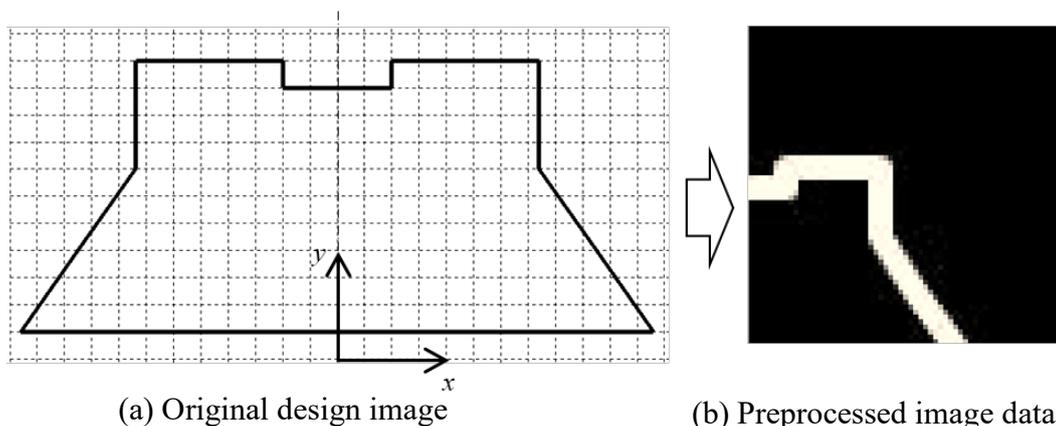


Fig.53 Pre-processing of cross-sectional images.

また，最適化で取得したデータセットは 640 サンプルであったが，目的変数である質量効率の視点で見た際に，質量効率が高いデータや低いデータはサンプル数が少なく，平均的な値のデータが多いという分布になっていた．今回の目的である設計上の重要部位を抽出するためには，目的変数の値が高い，または低い領域における予測精度を高める必要がある．そのため，今回は，640 のデータセットを曲げ強度質量効率で 7 段階にクラスタリングした上で，各クラスターのデータ数がおおよそ同数になるようにデータを水増しした．

4・3・2 解析結果（スパースモデルによるモデル化）

前節で説明したスパースモデリングにおける Elastic net の混合比率パラメータ α を，条件を 3 水準 ($\alpha=0.01, 0.1, 1.0$) と変化させて学習させた．Fig.54, Fig.55, Fig.56 に，学習に使用したデータ（真値）と，スパースモデルによる推定値を比較した結果を示す．いずれの α の条件においても， R^2 値が 0.9 以上となっていることから，推定精度が十分に高いことを確認した．

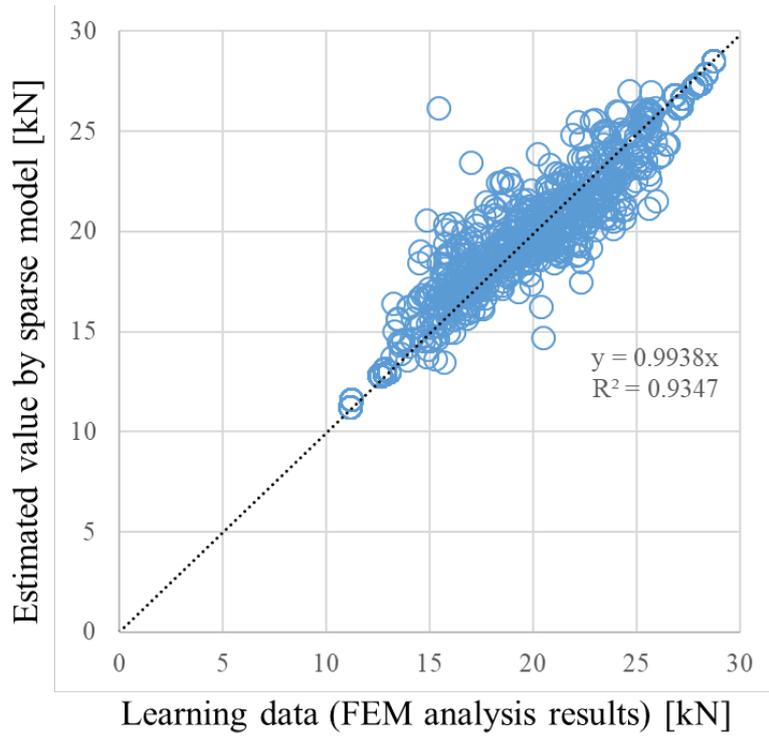


Fig.54 Comparison of sparse model and FEM results ($\alpha=0.01$).

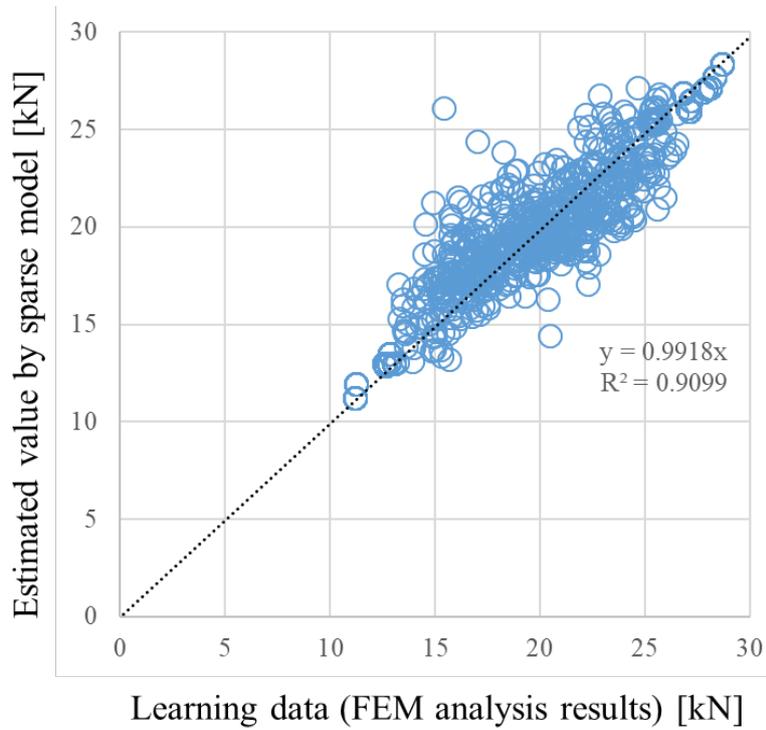


Fig.55 Comparison of sparse model and FEM results ($\alpha=0.10$).

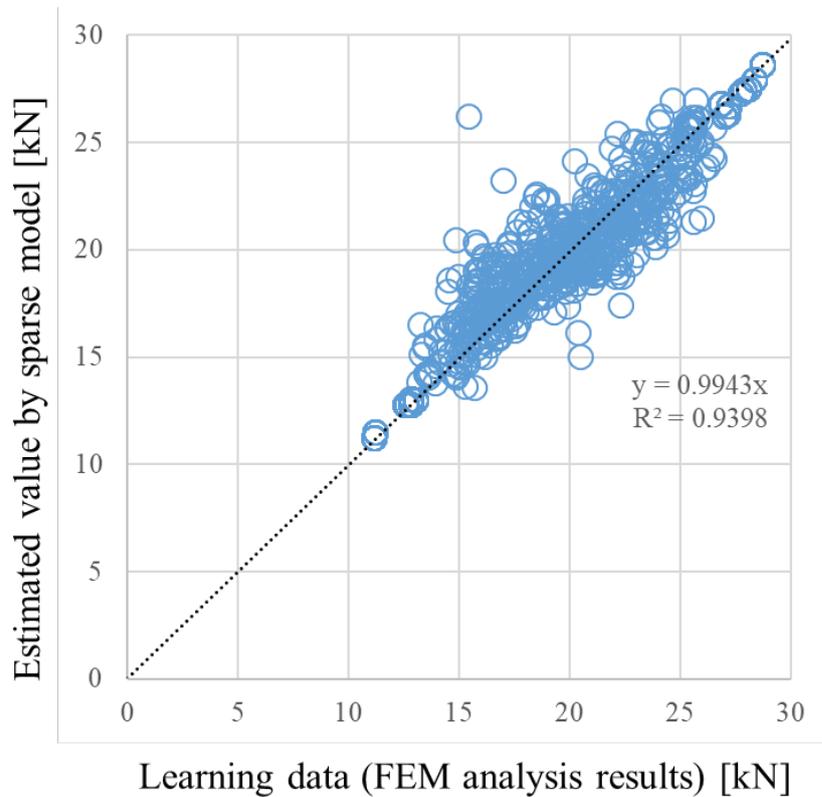


Fig.56 Comparison of sparse model and FEM results ($\alpha=1.00$).

各条件にて学習したスパースモデルにおける各画素値（説明変数）にかかる係数の値を Fig.57, Fig.58, Fig.59 に示す. 図より, α の値が大きくなるほど, かかる係数がゼロになる画素の量が増え, 係数がゼロでないものは, 係数の絶対値が大きくなる傾向を確認できた. すなわち, α が大きくなるほど, 画像上の重要部位が絞り込まれていくことになる.

Coefficients for each explanatory variable

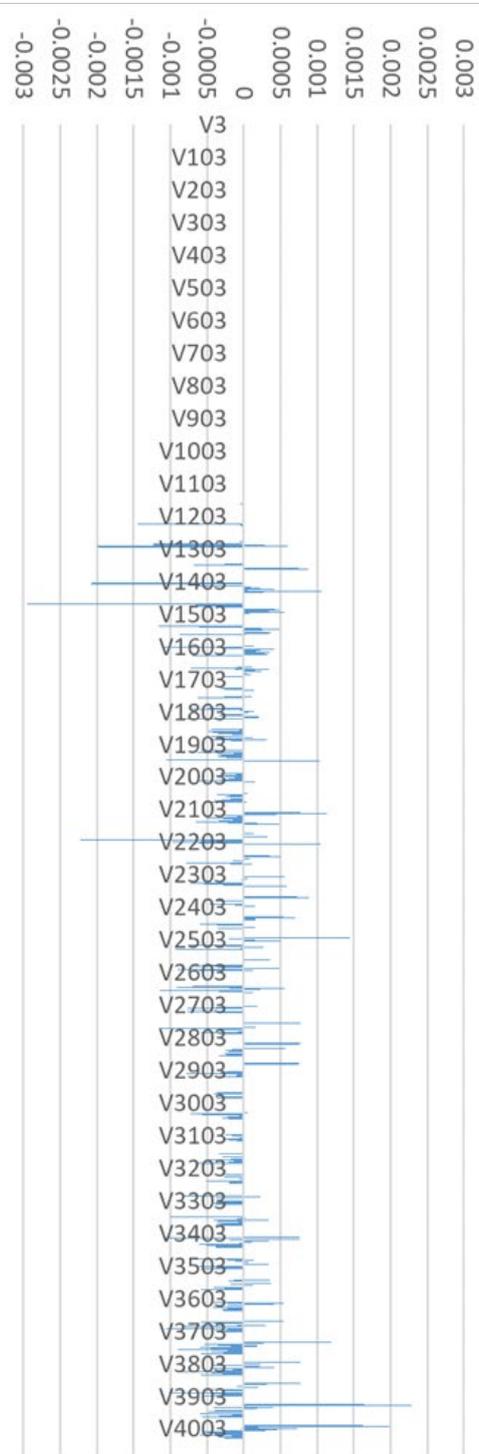


Fig.57 Coefficient value in the sparse model ($\alpha=0.01$).

Coefficients for each explanatory variable

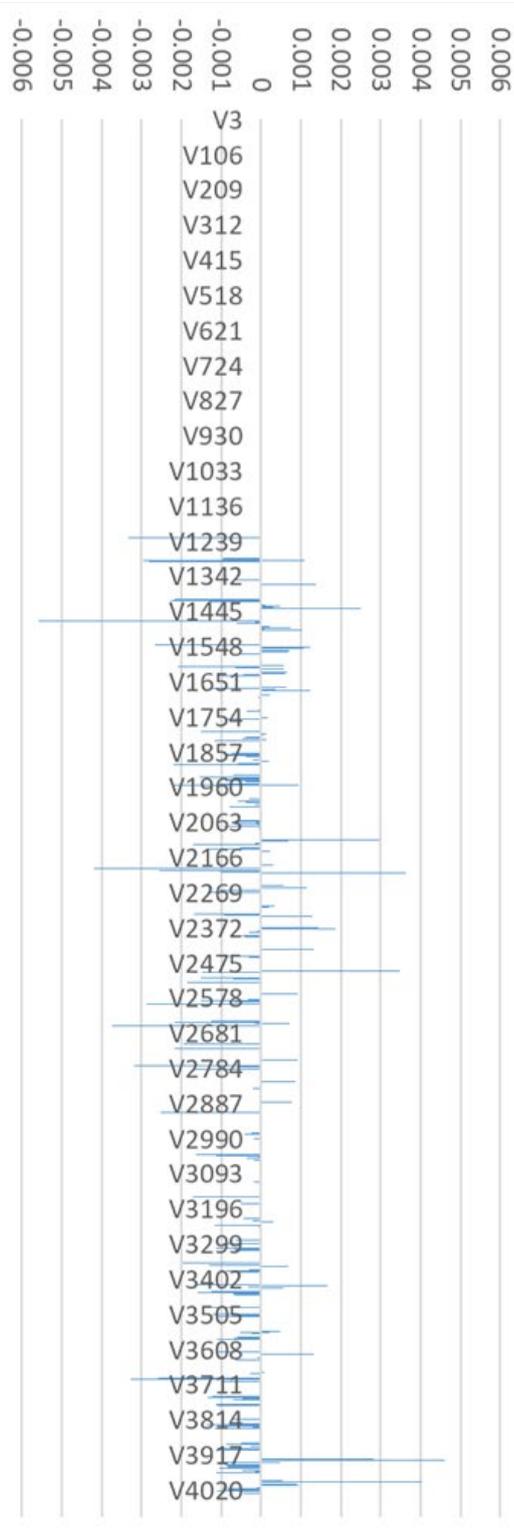


Fig.58 Coefficient value in the sparse model ($\alpha=0.10$).

Coefficients for each explanatory variable

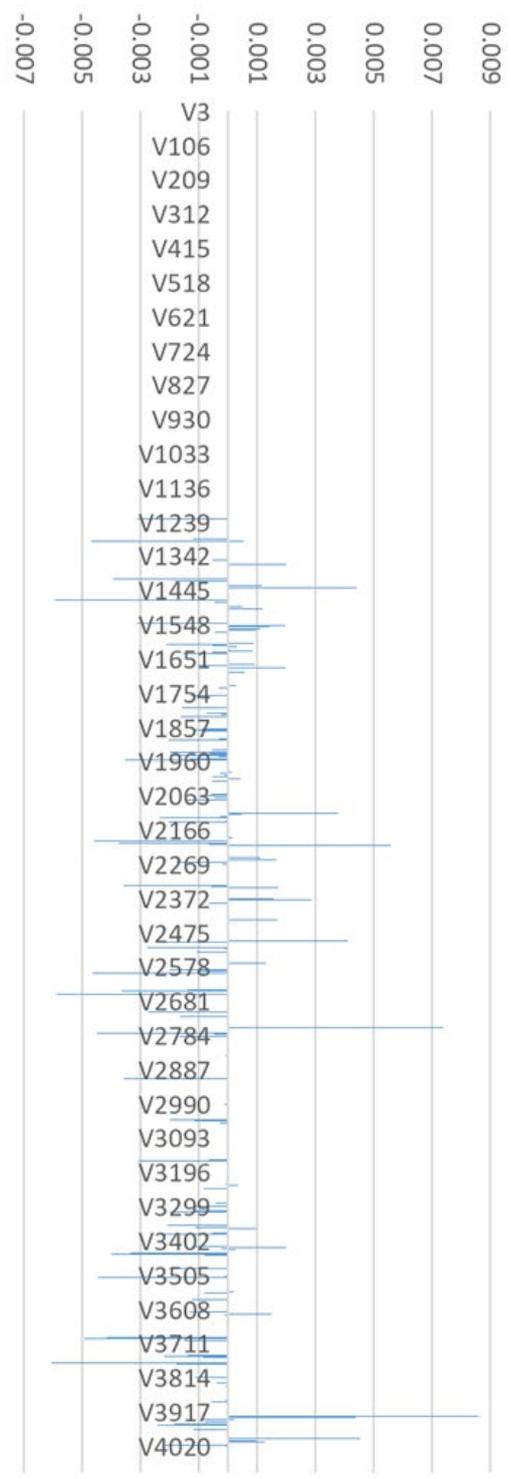


Fig.59 Coefficient value in the sparse model ($\alpha=1.00$).

4・3・3 解析結果（特徴量の抽出）結果

前項で Fig.57, Fig.58, Fig.59 に図示した各画素（説明変数）に対する係数を参照し、正の値の画素はマゼンタ、負の値の画素はシアンで色付けした結果を Fig.60(a)~(c)に示す。これにより、曲げ強度質量効率を高めるために重要で材料を配置すべき箇所をマゼンタ色で、材料を配置すべきでない箇所をシアン色で、一目瞭然に可視化できた。また、 α の値を大きくすると、より明確に重要な部位を絞り込み、可視化できることを確認した。

これらの特徴量を観察すると、マゼンタで示す正の寄与部位からは、フレーム曲げ強度の質量効率を高めるには、上板の中央部分は低く、端部は高くすること、また、縦板の上部は垂直に立て、下端部を広げすぎない断面形状が有効であると示唆される。逆に、シアンで示す負の寄与部位からは、上面の中央部を高くすること、縦面の上部を断面の中央側に寄せること、断面の下端部を広げすぎることは、フレーム曲げ強度の質量効率を低下させる可能性が高いと解釈できる。

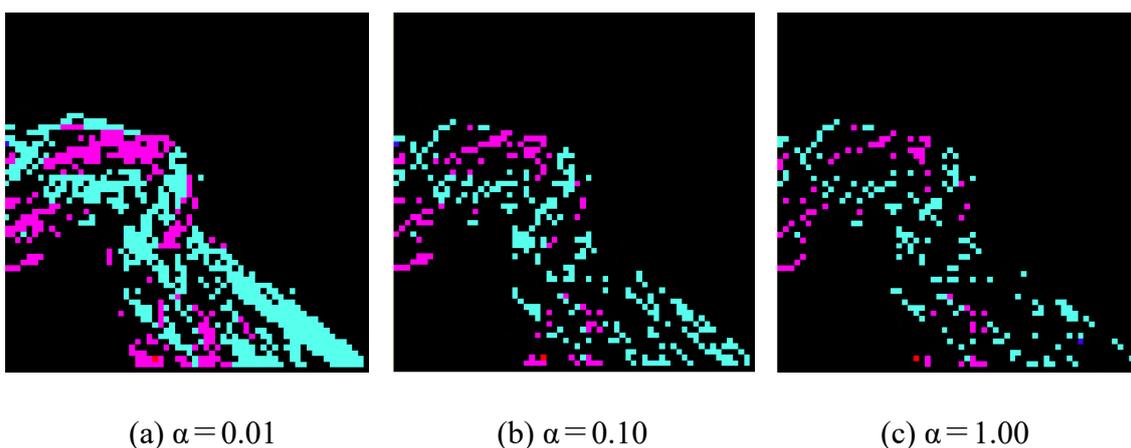
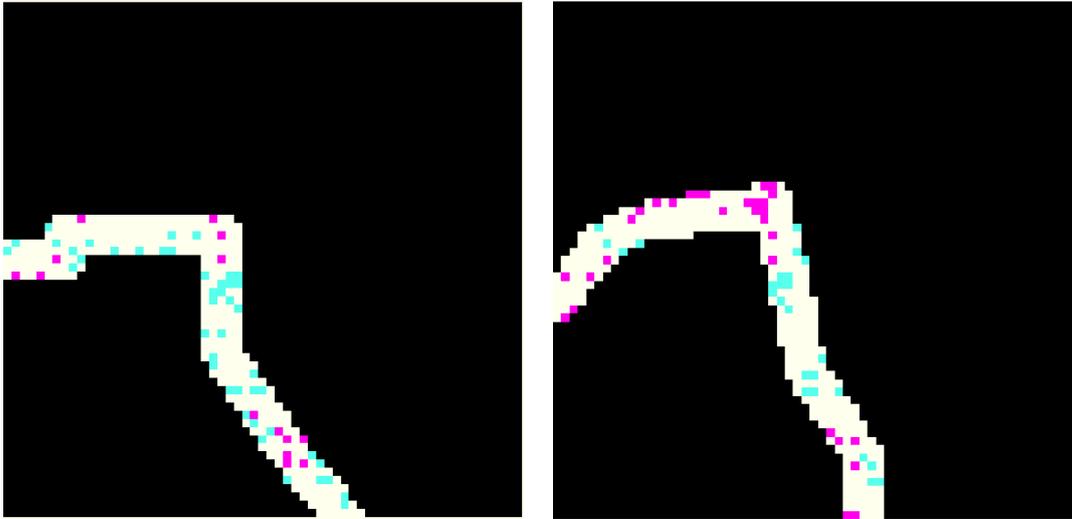


Fig.60 Visualization results of critical areas.

次に、最も重要部位を絞り込んでいる Fig.60(c)のマップと各設計形状が重なる部位のみを可視化した結果を示す。Fig.61 は、最適化の初期形状 (Base shape) と、最適化解析で得た曲げ強度質量効率が高い形状 (High performance shape) の例である。両者を比較すると、Base shape と異なり、High performance Shape は、断面の上板における中央部と端部 (稜線部) にて、高寄与な領域に材料を配置できていること、また、稜線部を直角とし、断面の下部にも角度の変化点を配置し、下端を断面の内側に材料を配置することで、フレーム曲げ強度の質量効率が高まっていると解釈できる。

Fig.62, Fig.63, Fig.64 には、曲げ強度の質量効率が高いクラスター (High performance cluster) と、中位レベルのクラスター (middle performance cluster), 低いクラスター (low performance cluster) における代表的な形状について可視化した結果を示す。High performance cluster については、いずれの形状に対しても、Fig.60 から解釈した知見と同様の傾向を確認できた。一方で、Low performance cluster は、断面上面における中央部の材料配置が高く、また、端部 (稜線部) の形状が鋭角すぎて縦板上部の材料が断面の中央側に配置されている、更には、縦板の下端部の幅が広すぎるため、負の寄与部に材料が配置されており、これらが要因となって質量効率が低いと解釈できる。

これらのスパースモデルを用いて抽出した特徴量に基づいて考察した結果について、2 節で整理した第 2 章、第 3 章で得られた知見と照合すると、断面上板の高さを確保しつつ、上面に稜線を配置することで、フレーム断面の塑性断面係数を高めつつ、上板の面内圧縮座屈を抑制する。また、上面の端部 (フレーム上部の稜線部) を直角形状とすることで、入力する曲げモーメントに対して縦板の面内力を発揮させる。また、縦板上側の角度の変化点を断面のやや外側に寄せることによる断面変形を抑制する。以上によって、上板の面内圧縮、縦板の面内曲げの座屈を効果的に抑制して、フレーム全体の曲げ強度を高めていると考察できる。一方で、縦板下端部を内側に寄せることで、フレームの質量を小さくして質量効率が高めるといふ、従来にはない知見も得られた。



(a) Base shape

(b) High performance shape

Fig.61 Visualization results of critical areas.

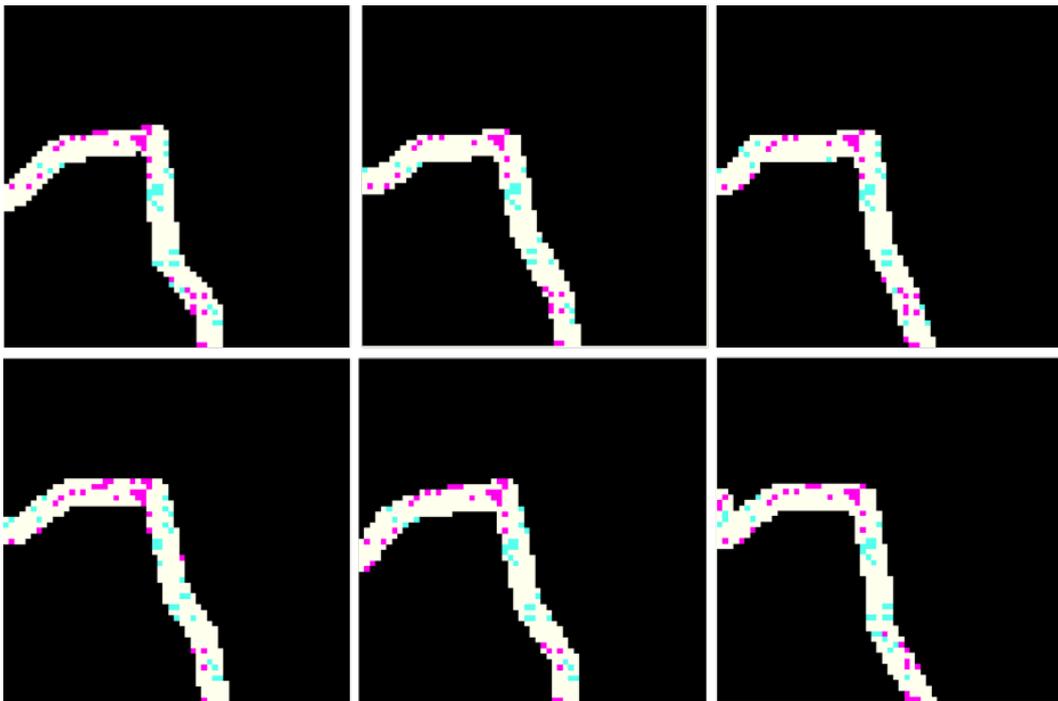


Fig.62 Visualization results of critical areas (high performance clusters).

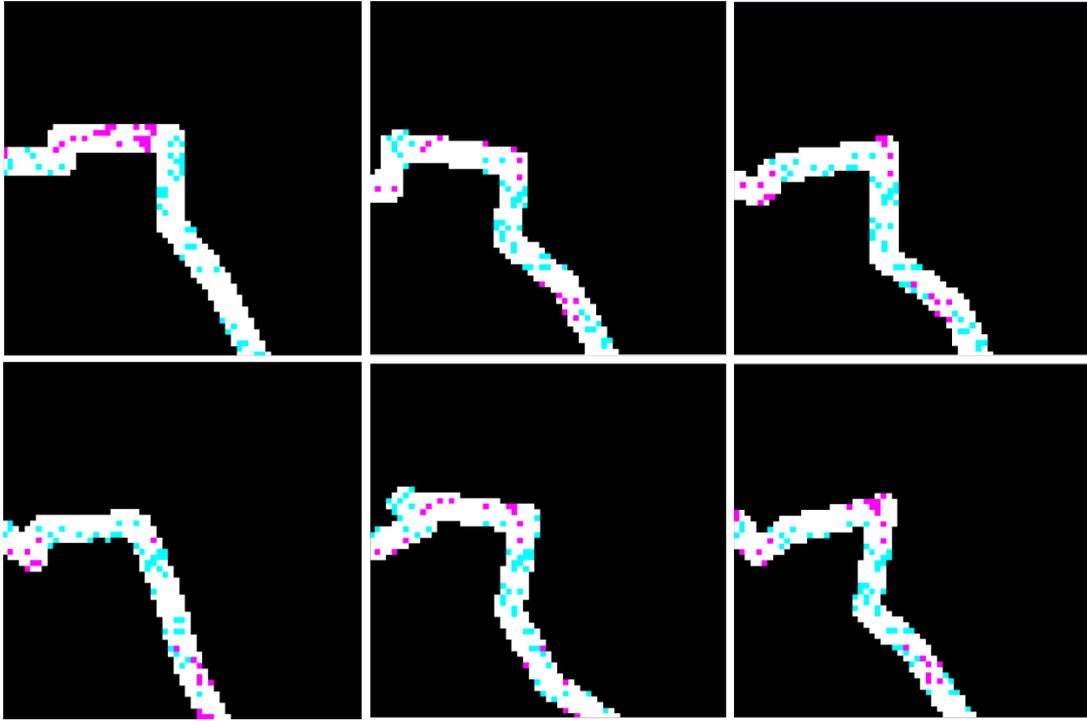


Fig.63 Visualization results of critical areas (middle performance clusters).

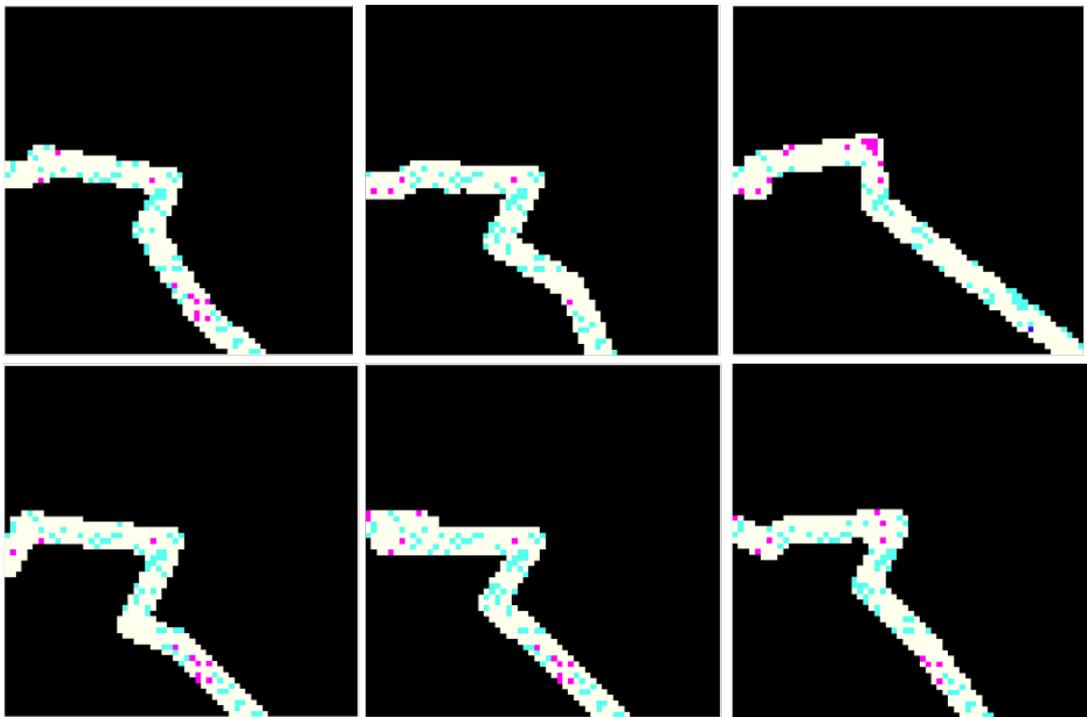


Fig.64 Visualization results of critical areas (low performance clusters).

4・4 本章の結論

本章では、CAE ビッグデータから、設計者が予め想定できない未知の設計因子を抽出することを狙い、自動車のボディフレームに関する設計画像データ（断面形状）、フレーム機能量（曲げ強度の質量効率）の関係を、機械学習の一種であるスパースモデリングで定式化することで、機能向上に重要な画像上の特徴量を抽出できる手法を開発した。

本手法で可視化したフレーム断面の形状における重要部位と、そこから解できた断面形状に関する設計の指針は、第2章や第3章で得られている知見とも合致した上、従来にはない、新たな知見も得ることができた。

本手法は、設計初期の形状だけでなく、CAE で取得できる、過渡的に変化する断面形状（断面変形）のデータも用いたモデリング手法や、板厚や材料特性等の形状以外の設計情報も考慮できるモデリング手法へと発展できる可能性がある。

第5章 実験による効果検証

5・1 設計指針に基づくフレーム構造の設計

本章では、前章までに明らかにしてきたフレーム断面形状の設計指針について、その妥当性を実験で検証する。題材とするのは、第2章と同様に、側面衝突時に曲げ荷重が入力する代表的な部材である B ピラーフレームの断面形状とした。Fig.65 は、従来の断面形状である。従来形状は、断面上面や側面が平面である台形形状をしている。また、断面は鋼板をプレス成型した 2 部品で構成されており、これらをフランジと呼ばれる平面部にてスポット溶接することで、中空構造を形成している。

一方、Fig.66 は前章までの検討から得られた設計指針に基づいて設計した新形状である。断面上面を M 型の形状として稜線を設けることで、上面の板幅を縮小することで上面の面内圧縮座屈に伴う縦面端部の拘束力低下を抑制する。また、縦面高さの約 3/4 の位置に稜線を配置し、3 点曲げ荷重による弾性域での断面変形を考慮して、最大曲げ荷重が発生するタイミングに、稜線から上の縦面が荷重に垂直に配置され、なおかつ、稜線の角度が 30° 以上になるように形状設計した。また、両者の断面積を揃えることで、試験体の質量を同一とした。

フレームを構成する鋼板の仕様を Table.1 に示す。圧縮荷重による座屈変形が発生するアウトパネル側の材質は、980MPa および、1180MPa 級高張力鋼板の 2 水準、引張荷重側であるインナーパネルは 590MPa とした。板厚はいずれも固定で、アウトパネルが 1.6 mm、インナーパネルが 1.0 mm とした。評価するサンプル数は、各仕様で 5 体とした。



Fig.65 Conventional B-pillar cross-sectional shape.

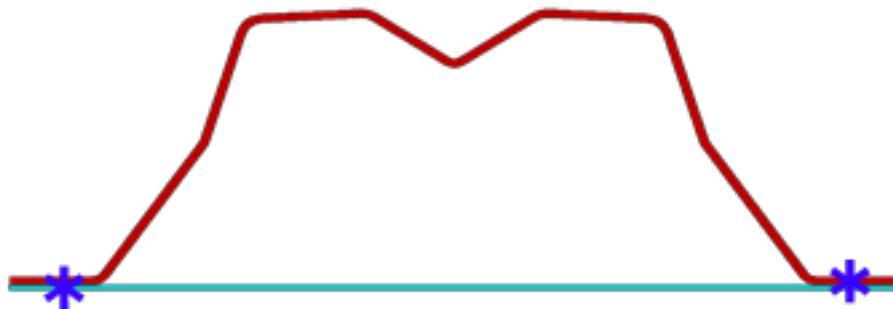


Fig.66 New shape designed according to design requirements.

Table1 Specifications of the steel plates that make up the frame.

	Material	Thickness
Outer panel	980MPa or 1180MPa	1.6mm
Inner panel	590MPa	1.0mm

5・2 3点曲げによる評価

5・2・1 3点曲げ強度の評価方法

評価は実験と CAE にて行った。フレーム評価部の長さは 465 mm とし、その両端部に剛体とみなすことができる治具を配置した。フレーム部端面と治具はアーク溶接で全周溶接している。3点曲げの支持部のピッチは 700 mm、圧子の直径は $\phi 100$ mm とし、圧子に発生する反力と変位を計測した。

CAE は、汎用の LS-DYNA を用い、フレーム評価部の構造は 3 mm のシェルメッシュで、材料特性は多直線近似等方弾塑性モデル (MAT24) を用いた。フレーム評価部ではない治具部、支持部、圧子部については、剛体要素とした。

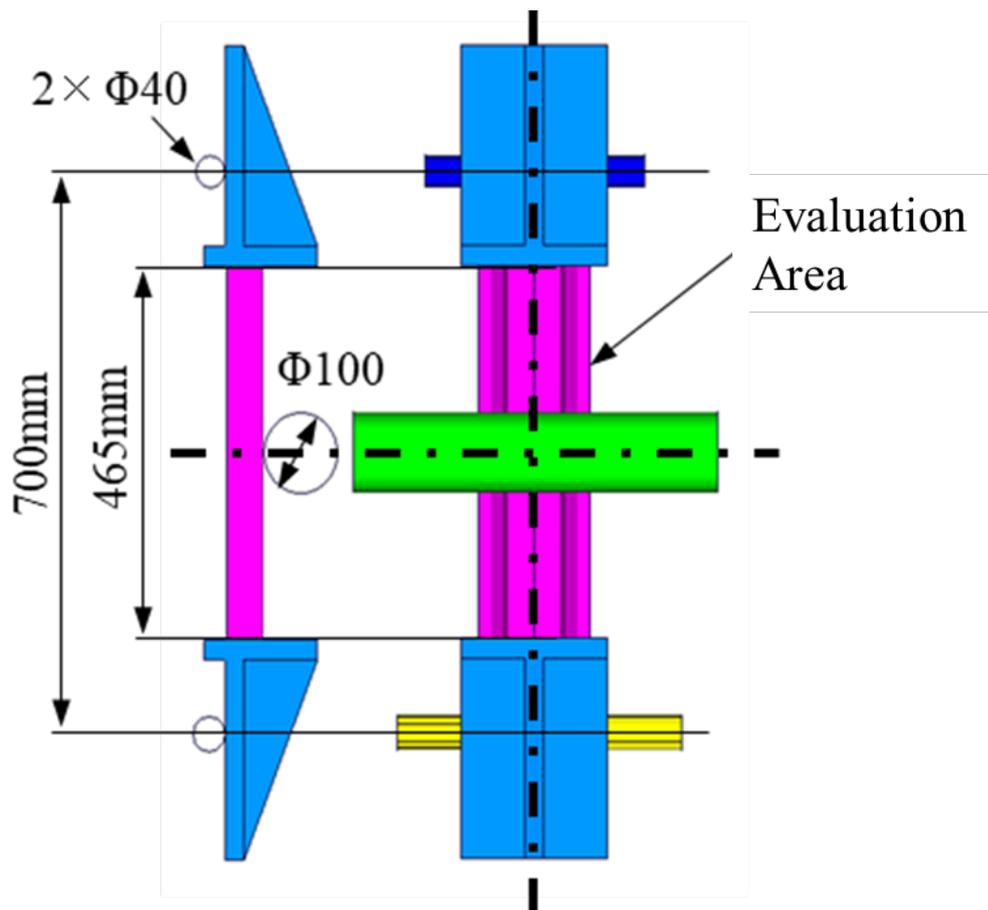


Fig.67 Test conditions for 3-point bending strength evaluation.

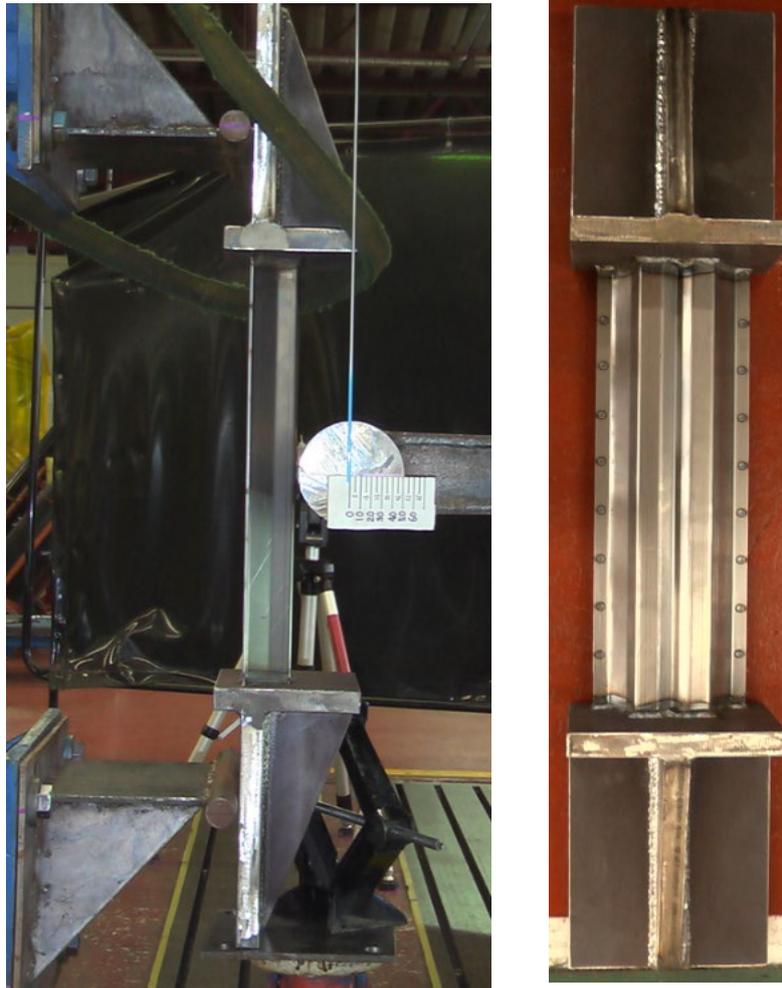


Fig.68 Prototype test object and test equipment

5・2・2 3点曲げ強度の評価結果

Fig.69 は、各仕様における実験・CAE で取得した、圧子の変位と反力を示している。黒の実線が CAE 結果で、その他は 5 体の試験体の実験結果である。まず、5 体の試験体の結果のバラツキは極めて小さく、実験の再現性が十分に高いことが分かる。また、CAE と実験の比較をすると、圧子反力の最大値で比較すると、2~4%の誤差で収まっている。加えて、Fig.70 は、ストローク毎の変形挙動を比較したものであるが、CAE は実験を良く再現できており、信頼性に問題ないことを確認できた。

圧子に発生する最大反力の違い、すなわちフレーム曲げ強度の違いを比較すると (Fig.71), 新形状は従来形状から, 980MPa 仕様では 46%, 1180MPa 仕様では 50%と, 曲げ強度が大きく向上していることを確認できた. 試験体の質量は全仕様で同一であるため, 導出した設計指針に基づいて設計された新しい断面形状により, フレーム曲げ強度の質量効率が大きく向上したと言える. また, その効果は, 鋼板が高張力になるほど増大することも確認できた.

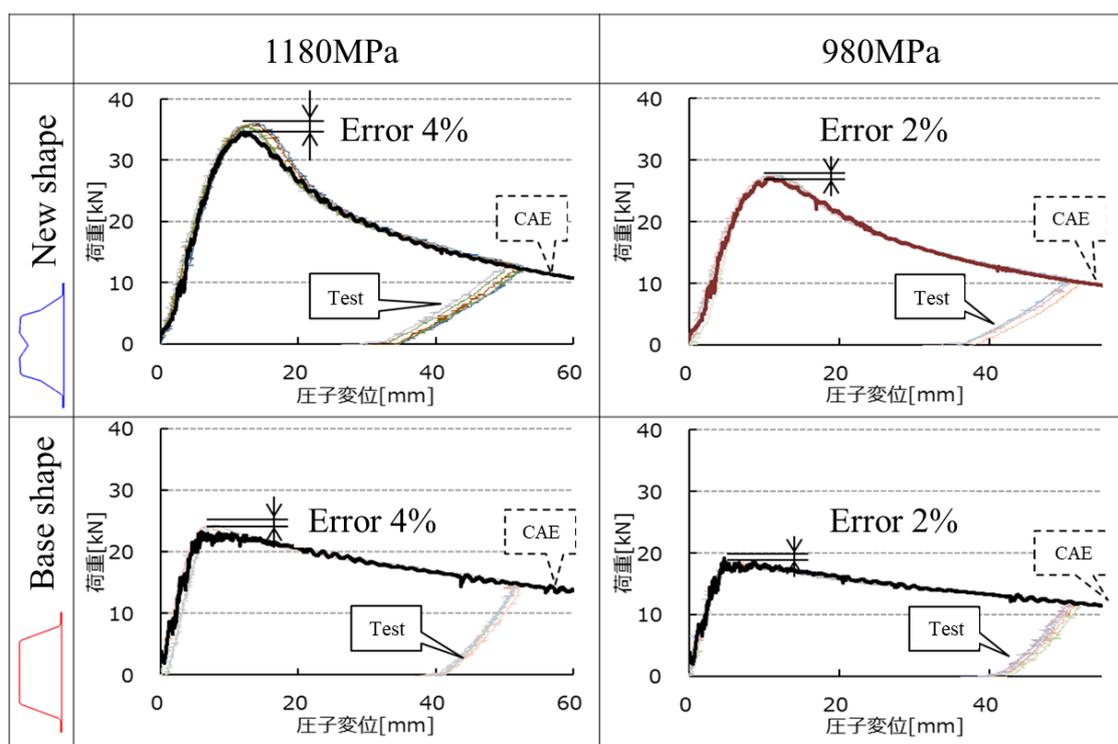


Fig.69 Comparison of displacement-reaction force characteristics in 3-point bending.

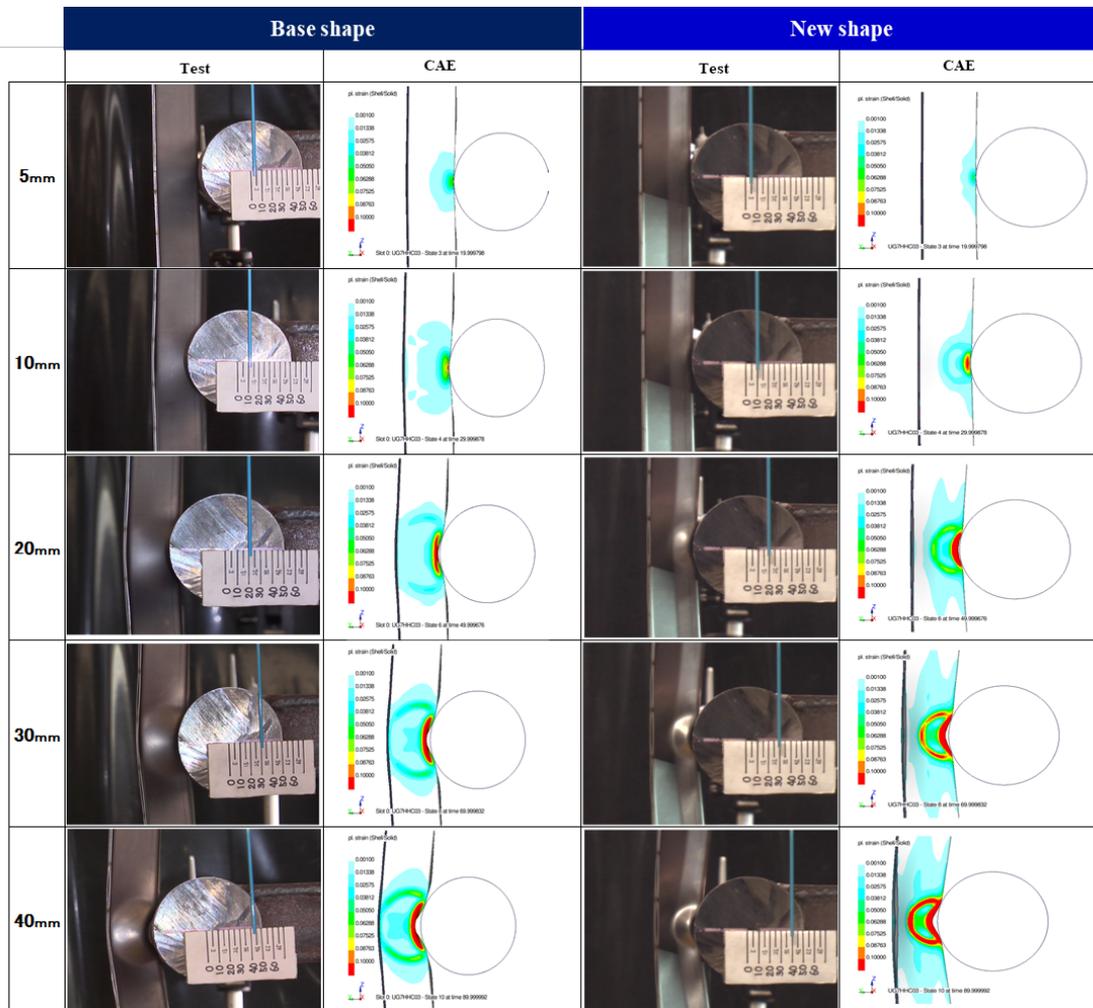


Fig.70 Comparison of deformation behavior in 3-point bending.

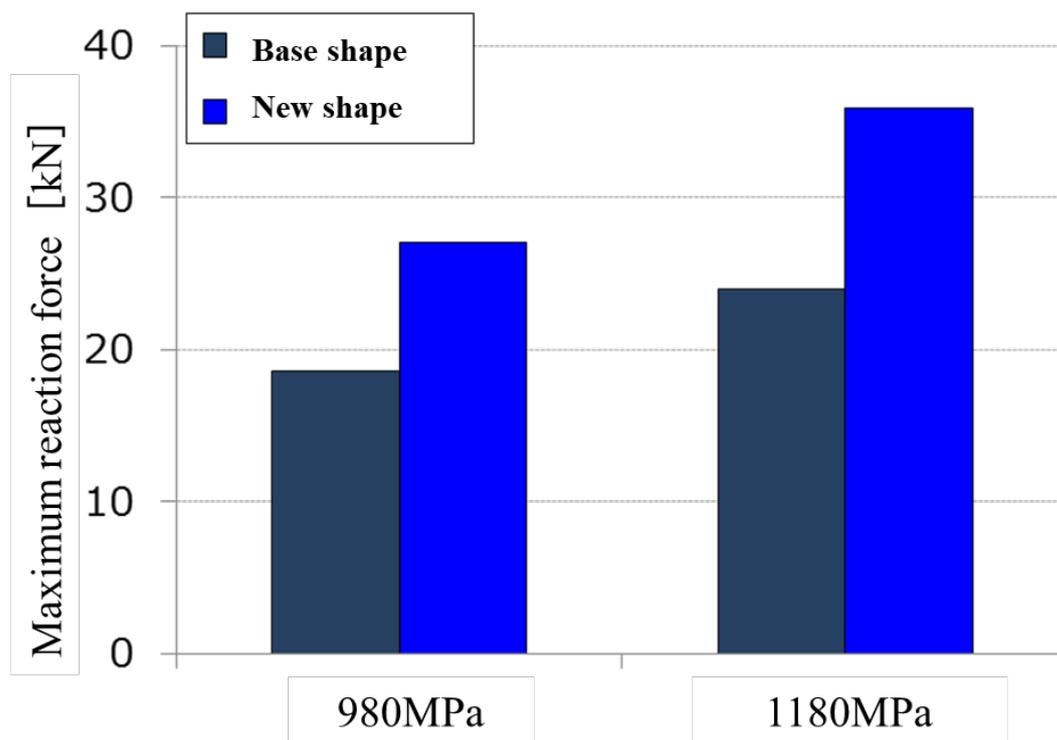


Fig.71 Comparison of mass efficiency of 3-point bending strength.

5・3 軸曲げによる評価

5・3・1 軸曲げによる評価方法

ここでは、設計した新形状が 3 点曲げの境界条件に特化したものではなく、他の境界条件による曲げ座屈でもロバストに効果を発揮することを検証するため、断面の図心からオフセットした位置に軸力が入力して曲げモーメントが入力される条件（以下、軸曲げ）での効果検証を行った。

フレーム評価部の長さは 465 mmとし、その両端部に剛体とみなせる治具を配置した。フレーム部端面と治具はアーク溶接で全周溶接している。治具端部の拘束条件は、片端は回転支点（ピン支点）、もう一端は移動支点（ローラー支点）とした。その上で、30mm/min の強制変位を移動支点側に付与し、その変位と反力を計測した。実験では、回転部における摩擦力を低減するためテフロンシー

トを治具間に配置した。

CAE は、3 点曲げと同様に汎用の LS-DYNA を使い、フレーム評価部の構造は 3mm のシェルメッシュで、材料特性は多直線近似等方弾塑性モデル (MAT24) を用いた。フレーム評価部ではない治具部、支持部、圧子部については、剛体要素とした。

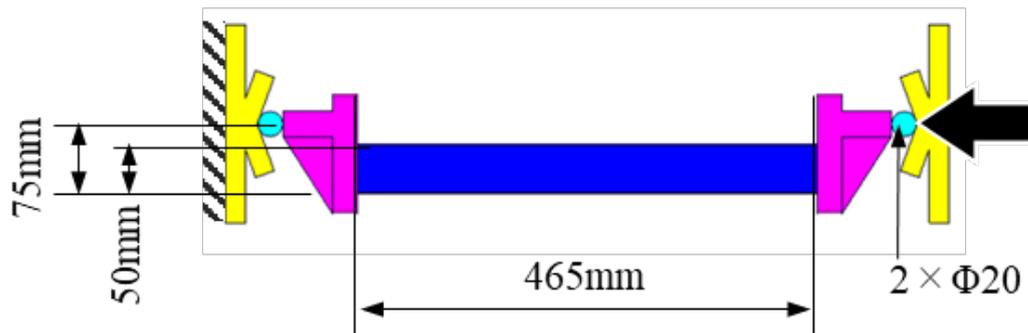


Fig.72 Test conditions for axial bending strength evaluation.



Fig.73 Prototype test piece and jig.

5・3・2 軸曲げ強度の評価結果

Fig.74 は、各仕様における実験・CAE で取得した、圧子の変位と反力を示している。黒の破線が CAE 結果で、その他は 5 体の試験体の実験結果である。3 点曲げ同様に、5 体の試験体の結果のバラツキは極めて小さく、実験の再現性が十分に高いことが分かる。また、CAE と実験の比較をすると、圧子反力の最大値で比較すると、1~6%の誤差で収まっている。加えて、Fig.75 は、ストローク毎の変形挙動を比較したものであるが、従来構造の場合、CAE は実験を良く再現できており、信頼性は十分である。一方で、新形状は、フレーム長手方向における座屈発生位置が異なることも確認できた。この差異は、本試験条件は、フレーム長手方向に発生する断面力が一定となるものであるため、試験体や試験条件の初期不整に起因すると考える。

その上で、最大反力の違い、すなわちフレーム曲げ強度の違いを比較すると (Fig.76)、新形状は従来形状から、980MPa 仕様、1180MPa 仕様とも、曲げ強度の質量効率が 50%向上していることを確認できた。以上より、本研究で明らかにした設計指針は、曲げ荷重入力境界条件が変わっても効果を発揮できることを実証できた。

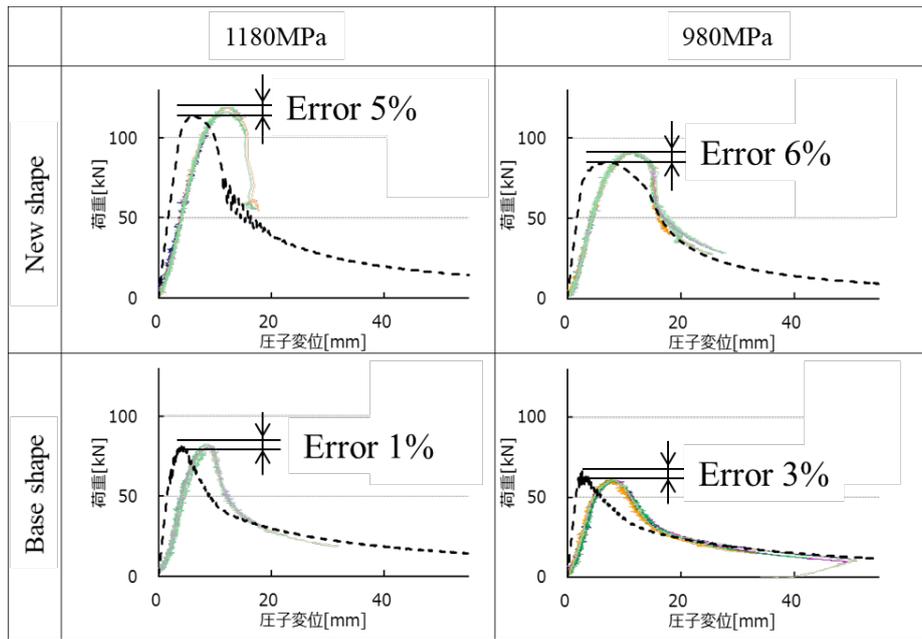


Fig.74 Comparison of displacement-reaction force characteristics in axial bending.

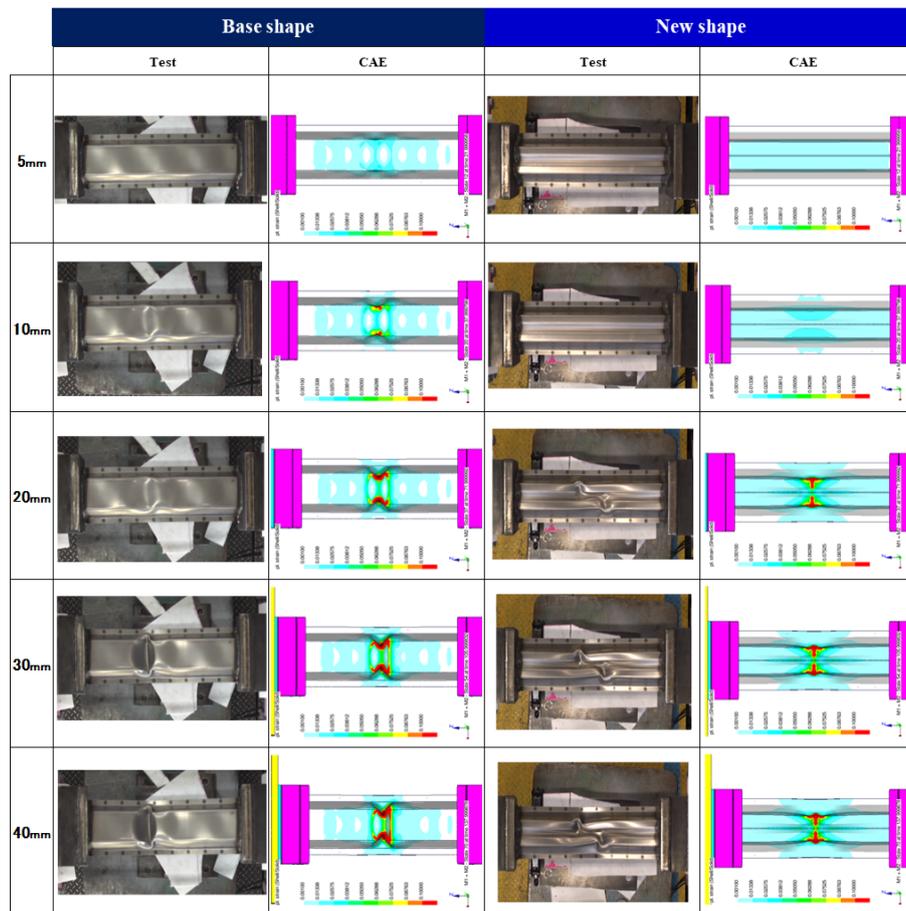


Fig.75 Comparison of deformation behavior in axial bending.

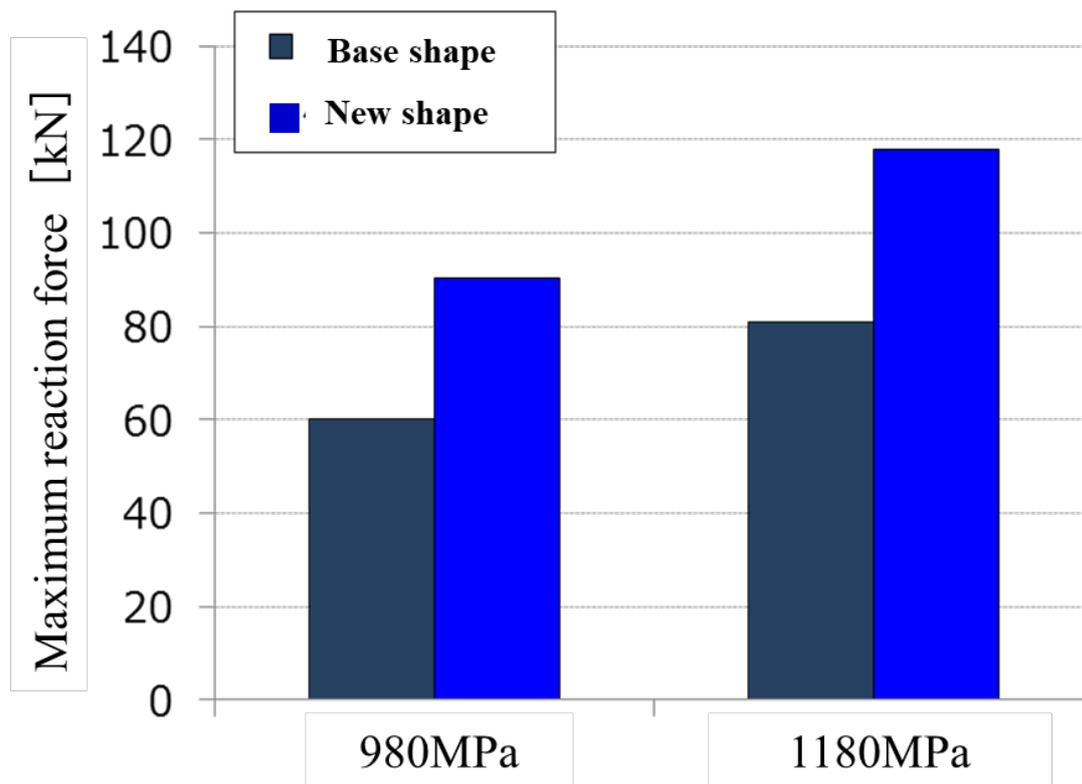


Fig.76 Comparison of mass efficiency of axial bending strength.

5・4 本章の結論

本章では、第4章までの工学・数学両面での検討から得られた、車体フレーム曲げ強度の質量効率を高めるための断面設計の指針に基づき、新しいBピラー断面形状を設計した上で、CAE・実験の両面で効果を、3点曲げ／軸曲げという2種類の境界条件で実証した。その結果、いずれの境界条件においても、従来の断面形状と同等の質量で約1.5倍の曲げ強度を確認することができた。

第6章 本論文の結論

本研究では、地球温暖化に繋がる温室効果ガスの一つである CO₂ 排出量低減のため、自動車の走行抵抗低減に繋がる自動車車体フレームの軽量化を実現する新しいフレーム構造合理化技術の構築に取り組んだ。特に、車体フレームの特徴である超薄板の高張力鋼板で形成された中空フレーム構造を対象とし、フレーム軽量化における最大の阻害要因である衝突安全性能において重要なフレーム曲げ強度の質量効率を高めることに焦点を絞り、フレーム断面形状の設計指針と新形状、また、工学と数学を融合した設計プロセスの構築に取り組んだ。

具体的には、第2章では、薄板座屈に関する工学的な基礎検討に取り組んだ。その結果、曲げ強度質量効率の低下要因である断面縦板の面内曲げ座屈強度を向上させるには、薄板の支持条件を制御し、理論式における座屈係数を増大させることが有効との知見を得た。また、その断面縦板の支持条件を制御するためには、上板の幅を適値にした上で、コーナーRはできるだけ小さく、また、縦板と上板の角度を鋭角にすることで、支持条件が改善され、縦板の面内曲げ座屈強度が向上することを明らかにした。更に、縦板そのものの形状にも着目し、その平面部に線状の拘束機能を付与することで、縦板の面内曲げ座屈強度を大きく向上できることと、その機能を板の角度変化（稜線）で具現化できること示した。そして、これらの知見に基づいて最適な板形状を導出し、周辺を直接拘束した座屈強度の理論値と同等の性能を発揮することを確認した。

また、第3章では、数値最適化アルゴリズムによる断面形状最適化を用い、曲げ強度の質量効率を徹底的に高めることに取り組んだ。更に、単一の最適形状を得るだけでなく、汎用的に活用できる設計指針を導くため、形状最適化解析で得られる設計因子とフレーム機能に関するビッグデータを統計分析でデータマイニングした。その結果、第1章で得られた知見と同様の傾向を統計的な分析からも確認することができた上で、最大曲げ強度を発現するまでの過程における縦板の弾塑性変形を逆算した初期形状に設計することで、更に曲げ強度の質

量効率が高められるという新たな知見を得ることができた。

また、第4章では、CAEビッグデータを更に活用し、設計者が予め想定できない未知の設計因子を抽出することを狙い、自動車のボディフレームに関する設計画像データ（断面形状）、フレーム機能量（曲げ強度の質量効率）の関係を、機械学習の1種であるスパースモデリングで定式化することで、機能向上に重要な画像上の特徴量を抽出できる手法を開発した。本手法で可視化したフレーム断面の形状における重要部位と、そこから解釈した断面形状に関する設計の指針は、第2章や第3章で得られている知見とも合致した上、新たな知見も得ることができた。

最後に、第5章では、第4章までの工学・数学両面での検討から得られた、車体フレーム曲げ強度の質量効率を高めるための断面設計の指針に基づき、実際に新しいBピラー断面形状を設計した上で、CAE・実験の両面で効果を、3点曲げ／軸曲げという2種類の境界条件で実証した。その結果、いずれの境界条件においても、従来の断面形状と同等の質量で約1.5倍の曲げ強度を確認することができた。

以上の検討から、高張力鋼板で形成される薄肉中空フレームの曲げ強度質量効率を高めるための断面形状の設計指針と、大幅に質量効率を高めた新しい断面形状および、それを効率的に実現できる統計解析や機械学習を用いた断面形状最適化とビッグデータ解析プロセスを構築できた。

参考文献

- [1] JCCCA 全国温暖化防止活動推進センター，データで見る温室効果ガス排出量（世界）， <https://www.jccca.org/global-warming/knowledge04> (2021 年 12 月 17 日)
- [2] 環境省，部門別 CO₂ 排出量の現状推計，
https://www.env.go.jp/policy/local_keikaku/tools/suikai.html (2021 年 12 月 17 日)
- [3] 環境省，運輸部門（自動車）CO₂ 排出量推計データ，
https://www.env.go.jp/policy/local_keikaku/tools/car.html (2021 年 12 月 17 日)
- [4] 国土交通省，自動車燃費一覧（令和 3 年 3 月），
https://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_000050.html, (2021 年 12 月 17 日)
- [5] 佐野彰一，自動車工学基礎講座講習会プログラム「ボディ設計」，技術者育成スタンダードコース自動車工学基礎講座テキスト(2005)，pp.24-53
- [6] 船田健介，渡辺憲一，自動車サイドシル単品評価試験方法の検討，自動車技術会論文集, Vol50, No.4 (2019), pp.1108-1113
- [7] 史陳勇，渡辺憲一，アルミ押出材及び高強度鋼板によるマルチマテリアル (MM)ボディ ビームの多目的最適化設計，自動車技術会論文集, Vol50, No.2 (2019), pp.417-423
- [8] 稲積透，栗山幸久，渡辺憲一，福井清之，次世代鋼製環境対応車 Future Steel Vehicle（第 2 報）－最適化手法を活用した構造設計－，自動車技術会論文集, Vol44, No.2 (2013), pp.517-522
- [9] 土木学会鋼構造委員会編(委員長 宇佐美勉)，座屈設計ガイドライン，鋼構造シリーズ 12，丸善(2005)，p.228.
- [10] 木村衛，金属部材を構成する板要素の有効幅についての一考察，日本建築学会構造系論文集，Vol. 77，No. 673(2012)，pp. 437-442.
- [11] 木村衛，井上 哲郎，谷口 元，橋村 徹，小松 健，薄板の座屈後強度，日本建築学会構造系論文集，Vol. 66，No. 545(2001)，pp. 135-140.

- [12]山口 貴吏, 板構造物に対する座屈評価手法の基礎検討, 日本機械学会論文集, Vol.84, No.857 (2018), DOI: 10.1299/transjsme.17-00327
- [13]古巢克也, 尼子龍幸, 中川稔章, 竹田英生, 浜辺勉, 長方形平板のせん断座屈後挙動, 日本機械学会論文集 A編, Vol.78, No.786 (2012), pp.171–178.
- [14]古巢克也, 尼子龍幸, 中川稔章, 浜辺勉, 青木典久, 箱形断面梁のねじり座屈の近似解法, 日本機械学会論文集 A編, Vol.79, No.801 (2013), pp.573–581.
- [15]古巢克也, 尼子龍幸, 中川稔章, 浜辺勉, 青木典久, 箱形断面梁の圧縮とねじりの複合荷重時の座屈応力関係式, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.816 (2014), DOI:10.1299/transjsme.2014smm0219.
- [16]古巢克也, 尼子龍幸, 中川稔章, 浜辺勉, 青木典久, エネルギー法による箱形断面梁の曲げ座屈, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.828 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00115.
- [17]古巢克也, 尼子龍幸, 中川稔章, 浜辺勉, 青木典久, 側辺の面内変位を許容した長方形平板の圧縮座屈後挙動, 日本機械学会 M&M2016 カンファレンス (2016), GS48.
- [18]古巢克也, 尼子龍幸, 中川稔章, 浜辺勉, 青木典久, 箱形断面梁の曲げによる弾性屈伏 (角筒におけるブラジール効果), 日本機械学会論文集, Vol.84, No.858, (2018) ,DOI: 10.1299/transjsme.17-00326
- [19]古巢克也, 尼子龍幸, 中川稔章, 浜辺勉, 青木典久, Karman の有効幅理論を基礎とした長方形平板の圧縮座屈後の応力および変位の評価, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.875 (2019) ,DOI: 10.1299/transjsme.19-00053
- [20]古巢克也, 尼子龍幸, 中川稔章, 浜辺勉, 青木典久, Timoshenko の近似式を用いた長方形平板のせん断座屈後の応力および変位の評価, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.887 (2020) ,DOI: 10.1299/transjsme.20-00118
- [21]中澤嘉明, 田村憲司, 日下貴之, 北條正樹, 薄肉多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす板厚の影響, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.73, No.731 (2007), pp.828-834

- [22]中澤嘉明, 田村憲司, 日下貴之, 北條正樹, 薄肉多角形部材の塑性座屈挙動に及ぼす断面形状因子の影響, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.73, No.727 (2007), pp.331-337
- [23]中澤嘉明, 田村憲司, 塑性座屈挙動に及ぼす断面内への凹部導入位置の影響, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.1, pp.87-92 (2013)
- [24]滝 敏美, 航空機構造解析の基礎と実際, プレアデス出版 (2012)
- [25]匹田 和夫, 西畑 敏伸, 菊地 祐久, 鈴木 貴之, 中山 伸之, TS1800MPa 級ホットスタンプ用鋼板の開発, まてりあ, Vol.52, No.2, p68-70 (2013), <https://doi.org/10.2320/materia.52.68>
- [26]Yoshimura, M., Nishiwaki, S., Izui, K. (2005). A multiple cross-sectional shape optimization method for automotive body frames. *Journal of Mechanical Design*, 127(1), 49–57. DOI 10.1115/1.1814391.
- [27]Chen, G., Shi, M. F., Tyan, T. (2009). Cross-section optimization for axial and bending crushes using dual phase steels. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 1(1), 537–547. DOI 10.4271/2008-01-1125.
- [28]Lim, H. S., Kim, Y.W., Koo, M. H., Gimm, H. I., Yoo, H. H. (2010). Two-stage design process of a framepanel land vehicle structure employing topology and cross section optimization. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 24(10), 1963–1967. DOI 10.1007/s12206-010-0702-z.
- [29]Wang, H., Li, G. Y., Li, E. (2010). Time-based metamodeling technique for vehicle crashworthiness optimization. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 199(37–40), 2497–2509. DOI 10.1016/j.cma.2010.04.002.
- [30]Chen, G., Shi, M. F., Tyan, T. (2012). Optimized AHSS structures for vehicle side impact. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 5(2), 304–313. DOI 10.4271/2012-01-0044.
- [31]Zuo, W. (2013). An object-oriented graphics interface design and optimization software for cross-sectional shape of automobile body. *Advances in Engineering Software*, 64, 1–10. DOI 10.1016/j.advengsoft.2013.04.003.

- [32] Bai, J., Li, Y., Zuo, W. (2017). Cross-sectional shape optimisation for thin-walled beam crashworthiness with stamping constraints using genetic algorithm. *International Journal of Vehicle Design*, 73(1–3), 76–95. DOI 10.1504/IJVD.2017.082582.
- [33] Ma, Y., Chen, R., Bai, J., Zuo, W. (2020). Shape optimization of thin-walled cross section for automobile body considering stamping cost, manufacturability and structural stiffness. *International Journal of Automotive Technology*, 21(2), 503–512. DOI 10.1007/s12239-020-0047-2.
- [34] Takezawa, A., Nishiwaki, S., Izui, K., Yoshimura, M., Nishigaki, H. et al. (2005). Concurrent design and evaluation based on structural optimization using structural and function-oriented elements at the conceptual design phase. *Concurrent Engineering*, 13(1), 29–42. DOI 10.1177/1063293X05050914.
- [35] Takezawa, A., Nishiwaki, S., Kitamura, M., Silva, E. C. N. (2006). Structural optimization using function-oriented elements to support conceptual designs. *Journal of Mechanical Design*, 128(4), 689–700. DOI 10.1115/1.2198257.
- [36] Takezawa, A., Nishiwaki, S., Izui, K., Yoshimura, M. (2007). Structural optimization based on topology optimization techniques using frame elements considering cross-sectional properties. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 34(1), 41–60. DOI 10.1007/s00158-006-0059-1.
- [37] Ortigosa, P.M., Garcia, I., Jelasity, M. (2001). Reliability and performance of uego, a clustering-based global optimizer. *Journal of Global Optimization*, 19(3), 265–289. DOI 10.1023/A:1011224107143.
- [38] Wang, Y. J., Zhang, J. S., Zhang, G. Y. (2007). A dynamic clustering based differential evolution algorithm for global optimization. *European Journal of Operational Research*, 183(1), 56–73. DOI 10.1016/j.ejor.2006.10.053.
- [39] Zhang, J., Chung, H. S. H., Lo, W. L. (2007). Clustering-based adaptive crossover and mutation probabilities for genetic algorithms. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 11(3), 326–335. DOI 10.1109/TEVC.2006.880727.

- [40] Xu, H., Chuang, C. H., Yang, R. J. (2015). A data mining-based strategy for direct multidisciplinary optimization. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 8(2), 357–363. DOI 10.4271/2015-01-0479.
- [41] McKay, M. D., Beckman, R. J., Conover, W. J. (1979). A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code. *Technometrics*, 21(2), 239–245. DOI 10.1080/00401706.2000.10485979.
- [42] Gu, C. (2013). *Smoothing spline ANOVA models*. New York: Springer.
- [43] Wold, S., Esbensen, K., Geladi, P. (1987). Principal component analysis. *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems*, 2(1–3), 37–52. DOI 10.1016/0169-7439(87)80084-9.
- [44] Willshaw, D. J., von der Malsburg, C. (1976). How patterned neural connections can be set up by selforganization *Proceedings of the Royal Society of London. Series B, Biological Sciences*, 194(1117), 431–445. DOI 10.1098/rspb.1976.0087.
- [45] Ward, J. H., Jr (1963). Hierarchical grouping to optimize an objective function. *Journal of the American Statistical Association*, 58(301), 236–244. DOI 10.1080/01621459.1963.10500845.
- [46] Ochshorn, J. (2009). *Structural elements for architects and builders*. Boston: Butterworth-Heinemann.
- [47] 乙田早希, 原田利宜, 深層学習を用いた日本人の顔形状の男らしさ／女らしさの特徴分析, *日本感性工学論文誌*, Vol. 20, No.1 (2021), pp.91-100.
- [48] 田中俊太郎, 原田利宜, 小野謙二, 畳み込みニューラルネットワークを用いた自動車の三次元モデルにおける各車種の特徴抽出と視覚化, *日本感性工学論文誌*, Vol.18, No.1 (2019), pp.113-121.
- [49] 山下義隆, 光用剛, 臼田隆之, スパースモデリングによるパンタグラフの揚力係数推定手法, *日本機械学会論文集*, Vol.84, No. 868 (2018) DOI: 10.1299/transjsme.18-00267.

出版物

<査読付き発表論文 3 編 (筆頭) >

1. 本田正徳, 目良貢, 河村力, 竹澤晃弘, 北村充, スパースモデリングを用いた 構造物の設計形状における重要部位の抽出手法に関する研究, 日本機械学会論文集, 印刷中
2. 本田正徳, 河村力, 竹澤晃弘, 北村充, 高強度・薄板中空フレーム曲げ強度の質量効率を向上させる断面形状の研究, 日本機械学会論文集, 2021 年, 87 巻, 900 号, pp. 21-00096
3. Honda, M., Kawamura, C., Kizaki, I., Miyajima, Y., Takezawa, A., Kitamura, M., Construction of Design Guidelines for Optimal Automotive Frame Shape Based on Statistical Approach and Mechanical Analysis, CMES-Computer Modeling in Engineering & Sciences, Vol.128, No.2, 2021, pp.731-742,

<査読付き発表論文 3 編 (共著) >

4. Ueda, M., Tasaki, Y., Kawamura, C., Nishida, K., Honda, M., Hattori, K., Miyanaga, T., Sugiyama, T., Estimation of axial compressive strength of unidirectional carbon fiber reinforced plastic considering local fiber kinking, Composites Part C: Open Access, Volume 6, October 2021, 100180
5. Guo, H., Takezawa, A., Honda, M., Kawamura, C., Kitamura, M., 2Finite element simulation of the compressive response of additively manufactured lattice structures with large diameters , Computational Materials Science (Volume175,109610)
6. 么振鐸, 大宮正毅, 杉山太志, 宮下朋之, 本田正徳, 河村力, 構造階層化概念による荷重伝達指標 $U_{star}(U^*)$ を用いた自動車ドア構造の位相最適化, 自動車技術会論文集, Vol.52, No.2(2021) pp.469-474

<国際会議プロシーディングス 1 編 (筆頭著者) >

7. Honda, M., Kawamura, C., Kizaki, I., Miyajima, Y., Takezawa, A., Kitamura, M.,
Research on the process of understanding structural optimization results from both
engineering and mathematical analysis, Asian Congress of Structural and
Multidisciplinary Optimization 2020 (2020) Paper No. P00311

<その他>

8. 本田正徳, 高い衝突安全性能と軽量化を実現する自動車車体フレームの構
造技術, 日本塑性加工学会 会報誌「ぷらすとす」2020 年 3 巻 27 号 p.
156-160

謝 辞

本研究は、広島大学大学院工学研究科博士課程後期輸送・環境システム専攻において、北村充教授のご指導の下で行われた成果です。懇切丁寧なご指導、ご鞭撻をいただき、研究者として多くのことを学ばせてもらいました。また、早稲田大学理工学術院 竹澤晃弘准教授には、研究活動全般に渡り、多大なご指導とご助力賜りました。心より御礼申し上げます。

本研究は、私が所属しているマツダ株式会社 技術研究所における、車両軽量化のための構造の合理化研究が研究の起点および骨格となっています。社会人博士課程への挑戦を後押しして下さった、高見明秀 技監（当時の技術研究所長）および、坂本和夫 技術研究所 副所長（当時の研究長）、また、共同で研究してくれた河村力 アシスタントマネージャー、目良貢 シニア・スペシャリスト、車両開発本部 木崎勇 アシスタントマネージャー、宮島陽一 シニア・スペシャリストへ、心よりお礼申し上げます。

最後に、プライベートを削って博士研究に挑戦することを応援してくれた妻・娘・息子にも感謝します。家族の支えがなければ、ゴールにたどり着けることはできませんでした。ありがとう。

2022年3月