

静剛性と固有周波数の制約を満足する
サンドイッチパネルを対象とした
2段階設計に関する研究

2 Step Design for Sandwich Panel Structure
Satisfying with Restriction of Static Stress and
Eigen Frequency

2024年3月

佐々木 伸

目次

第 1 章 序論

1.1 研究背景

1.1.1 自動車産業の課題

1.1.2 自動車構造の分類と進化

1.1.3 自動車の車体と車体フロアに求められる機能

1.2 車体構造の軽量化と機能向上に向けた課題

1.3 本研究の目的

第 2 章 最適化手法の検討

2.1 目的

2.2 全応力設計

2.2.1 全応力設計の得失

2.2.2 静荷重曲げ変形における応力の最適化

2.2.3 静応力に対する全応力設計の計算手順

2.2.4 固有振動時の正規化応力の最適化の狙い

2.2.5 固有振動における正規化応力の導出方法

2.2.6 固有振動における正規化応力の最適化

2.2.7 正規化応力に対する全応力設計の計算手順

2.3 遺伝的アルゴリズム

2.3.1 遺伝的アルゴリズムの得失

2.3.2 遺伝的アルゴリズムの計算手順

2.4 2 段階設計の必要性

2.5 提案手法

2.5.1 2 段階最適化の進め方

2.5.2 2段階最適化の手順

2.6 結言

第3章 2段階設計による格子型サンドイッチパネル最適化の検討

3.1 目的

3.2 サンドイッチパネル選定の理由

3.3 最適化問題の設定

3.3.1 モデルの仕様

3.3.2 設計変数, 目的関数, 制約条件

3.3.3 遺伝的アルゴリズム GA の設定条件

3.3.4 設計変数の表現 (遺伝子配列)

3.3.5 拡張目的関数 AOF の仕様

3.4 1st Step 静曲げ荷重時応力に対する全応力設計 FSD の適用

3.4.1 静曲げ荷重時応力に対する FSD の計算結果

3.5 1st Step 固有振動時正規化応力に対する FSD の適用

3.5.1 固有振動時正規化応力に対する FSD の計算結果

3.5.2 固有振動時正規化応力の分布

3.5.3 固有振動時正規化応力の度数分布

3.5.4 1st Step で得られた個体の性能

3.6 2nd Step 遺伝的アルゴリズム GA による数値計算結果

3.6.1 Proposed method の結果 従来手法との比較

3.6.2 結果の検証～3Elites と乱数による個体群の比較

3.6.3 結果の検証～適正基準正規化応力の妥当性

3.6.4 設計変数 (スティフナ板厚) の分布

3.6.5 応力の分布 (Proposed method 適用前後)

3.7 対称構造の検討

- 3.7.1 目的
- 3.7.2 対称構造を活用した設計変数削減の検討
- 3.7.3 最適化の結果
- 3.8 結言

第4章 実構造への適用検討

- 4.1 目的
- 4.2 サンドイッチパネルの実車体適用時の効果
 - 4.2.1 対象とする車体の仕様
 - 4.2.2 性能が等しい単板パネルとサンドイッチパネルの仕様
 - 4.2.3 両パネルに生じる静応力と正規化応力
- 4.3 サンドイッチパネル，及び第3章提案手法による軽量化効果
- 4.4 バッテリーパックを想定した周期構造の検討
 - 4.4.1 検討の狙い
 - 4.4.2 周期構造モデルの概要
 - 4.4.3 最適化の結果
- 4.5 結言

第5章 結論

参考文献

出版物

謝辞

第1章 序論

1.1 研究背景

1.1.1 自動車産業の課題

温暖化は、海面の上昇や種の多様性維持に困難をもたらす等地球環境への影響は大きい。その原因と考えられる温室効果ガス CO₂ の排出量削減への取り組みを産業界は強く求められている。図 1-1[1]に示されるように、2020 年の世界の温室効果ガスの総排出量は 54.5 億トンで過去 30 年間増加の傾向が続いている。

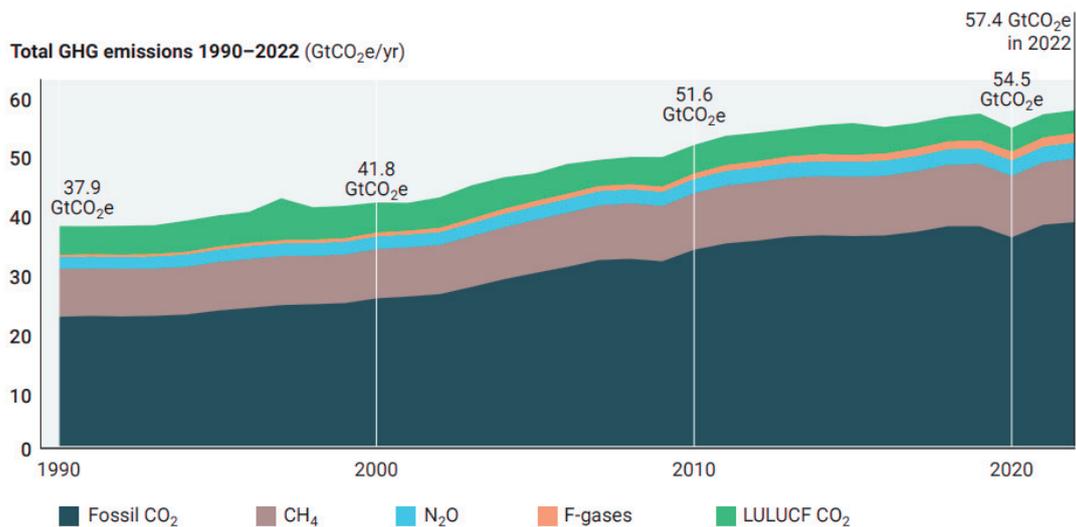


Fig. 1-1 Trend of global greenhouse gasses emission (UNEP)

図 1-2[2]に示されるように、日本における各部門の CO₂ 年間排出量は、2021 年度、10 億 6400 万トンで、その中で運輸部門は全体の 17.4%に当たる 1 億 8500 万トンを占める。自家用乗用車の CO₂ 年間排出量は、この運輸部門中 44.3%の 8191 万トンであった。図 1-3[3]に日本の自家用乗用車の車両重量と CO₂ 排出量の関係が示されている。ここで得られる一次近似式を用いると、車両一台の車両重量が 1kg 軽量化されることにより、WLTC モードで CO₂ が 13.8g/km 削減可能となることが分かる。

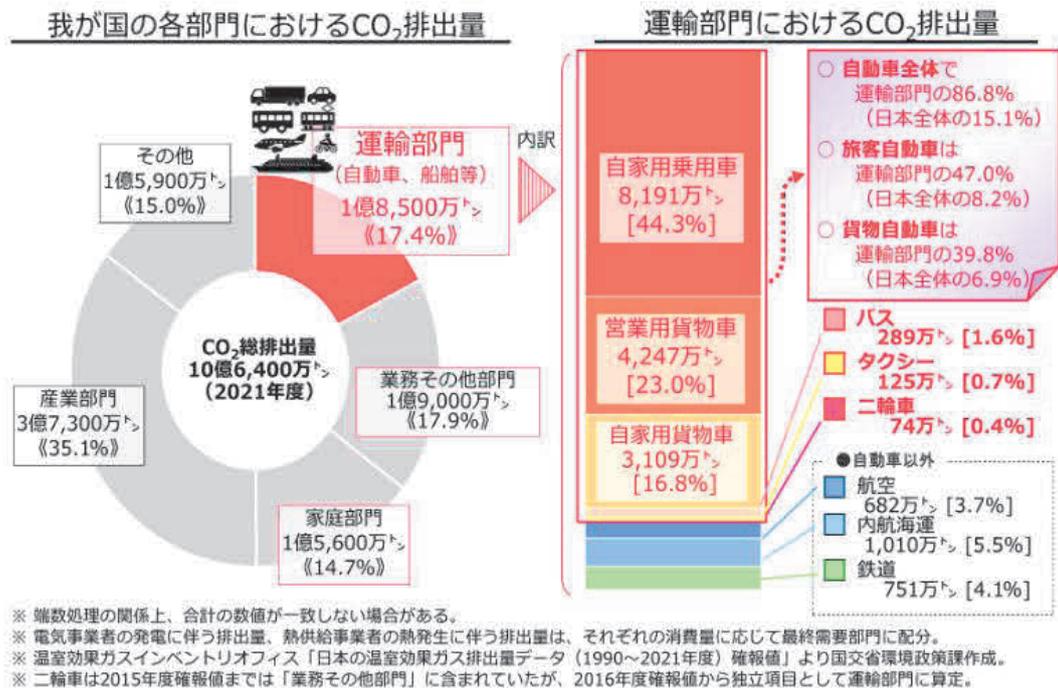


Fig. 1-2 Carbon dioxide emissions from the transportation sector in Japan (Kokudo Kotsusho)

2022年度の日本国内の自家用乗用車の1年間の総走行距離は、7.7億人km [4]であるので、仮に日本国内の全乗用車が10kg軽量化すると仮定すると、日本国内のCO₂排出量は、1年間で約10万トン削減できる。これは、上述の1年間の乗用車のCO₂排出量の0.13%に相当する。自動車の軽量化によって、CO₂排出量低減に直接貢献することが可能であり、またそれが求められている。

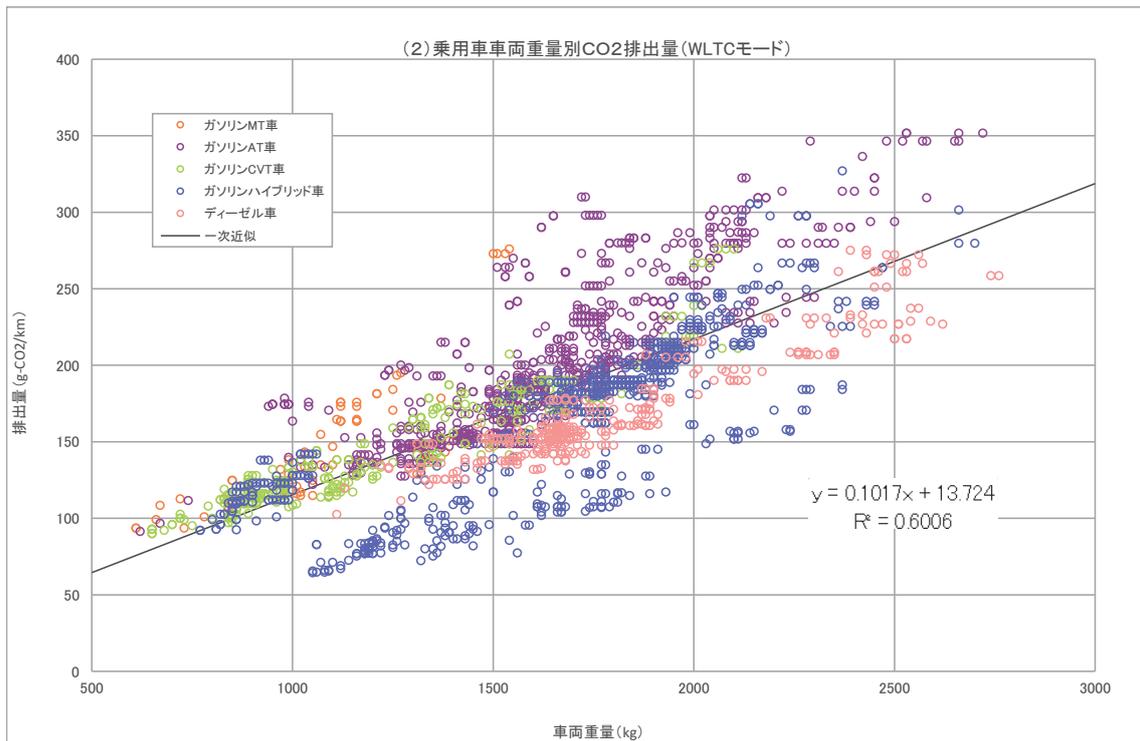


Fig. 1-3 Relation between passenger car's mass and CO2 emission

1.1.2 自動車構造の分類と進化

-狙い

自動車構造の今後の進化を考えるうえで、シャーシフレーム構造とモノコック構造について述べ、今後の変動要素、固定要素について考察する。

-シャーシフレーム構造とモノコック構造

馬車に起源を持つ自動車の構造は、当初シャーシフレーム上に運転席と客室、または荷台が搭載されるシャーシフレーム構造から始まった。シャーシフレーム構造

[5][6]は、ラダー型に代表される強固な台車（シャーシフレーム）の上にゴム・ダンパー・マウント等を介してキャビンと荷室・荷台（ボックス）を搭載するので、これら上部構造の自由度が高い。上部構造は、キャビンであれば、2ドアまたは4ドアに1.5mのショートボックスから2m越えのロングボックスが組み合わさったもの、さらに定員10人以上のバスやキャンピングカー等種類のシャーシフレーム上に様々な用途の構造を選択できる。一方、発動機と駆動伝達装置、動従輪、懸架装置（サスペンション）を備えた台車となる下部構造は、耐荷重性や悪路走破性の設定を上部構造とは独立して自由度高く設定できる。このようにシャーシフレーム構造は、様々な商用ニーズに対応可能であることから、小型から大型の商用車のほとんどに採用され今日に至っている。また、ピックアップ（トラック）は、USでは販売台数が多く、乗用車用途で用いられることも多いが、区分としては乗用車ではないトラックカテゴリーに分類される。

乗用車に関しては、フレームとキャビンが一体となったモノコック構造が一部の大型車種を除き現在の乗用車の構造の主流となっている。乗用車では、シャーシフレーム構造は悪路走破性に特化したSUVで見られるが市場での数量は少ない。乗用車でモノコック構造が主流となった理由は、シャーシフレーム構造では、長手方向に対する短手方向に複数の梁（ラダー）を備えるため、シャーシフレーム上面の地上高（約300mm）より下に乗員スペースを持ってない。それに対し、モノコック構造のフレーム（サイドシル）は、車体上部構造と一体で一つのシェル構造を形成するので、乗員スペースを含むキャビン全体をフレームより低く、地上高の許す高さまで下げることができる。乗用車では、乗降性や日常の使い勝手、スタイル面から、全高を低くする要求がある。そのため「全高は低く、居住・荷室空間は広い」室内空間効率が重視される。モノコック構造では、フロア面はフレーム（サイドシル）に対する上下方向の配置に自由度があり、フレーム上端面より下に配置が可能であるので室内空間効率を重視する乗用車の要求に応えやすい。キャビン内の乗員の足

元の地上高は、自動車の最低地上高（ランニングクリアランス）にフロアパネルの板厚と断熱遮音材、カーペットの厚さを合計した寸法で規定される。

-車体フロアパネルの役割

図 1-4 の側面図に示すように、シャーシフレーム構造では、フレームは略直線的に配置され、左右のフレームはラダーで連結されているので、フロアパネルはフレームの上面に接するように配置され、それより下部には、乗員スペースや荷室は配置できない。それに対し、モノコック構造では、フレーム配置に自由度がある。図中、左のシャーシフレーム構造では、後席乗員のヒールポイントがフレームの上面のパネル上に接しているのに対し、モノコック構造では、前後輪間では、フレームは最低地上高近くまでフレームの下端を下げる事が出来るので、それに伴い後席乗員のヒールポイントを下げることが出来る。従って、同じ条件でシャーシフレーム構造とモノコック構造を比較すると、車体フロアパネル前端では、モノコック構造がシャーシフレーム構造より高さ寸法 (h_a-h_b) ほど低い設定が可能になる。尚、多人数乗車、3列シートを備えるミニバン等の大型2ボックス車では、車室内にドライバーヒールポイントから荷室後端まで、連続したフロア面を備える構造が多く採用されている。この場合、モノコック構造ながら、ドライバーヒールポイントからフロア面を支持するために左右フレーム間がラダーで接続され、フレームはシャーシフレームのように側面視で連続的に屈曲なく配置される。

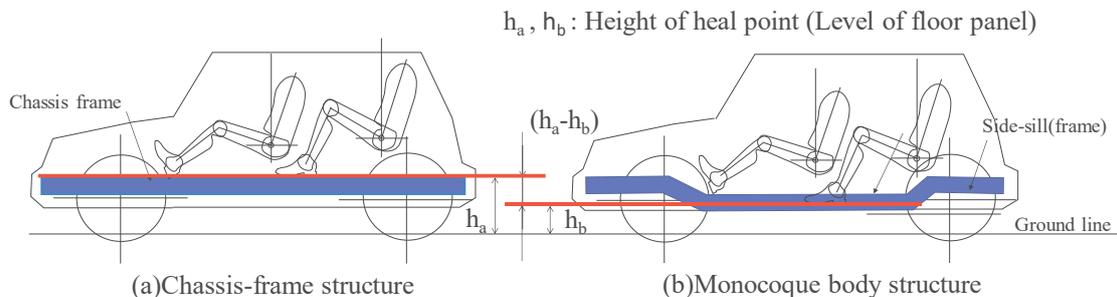


Fig. 1-4 Frame and floor panel of chassis-frame and monocoque body structure

従来の内燃機関エンジン搭載車では、燃料タンクは、安全性の観点からホイールベース間への配置が現在の標準となっている。燃料タンクは、通常、4-5人乗り乗用車の場合、後席下且つ後輪の前方に配置される。その場合、後席乗員の足下のフロアパネル高さを最低地上高近くまで下げることが出来るので、空間効率が高い。このため、1959年に生産開始されたオースティンミニ[7]以降のエンジン前置き前輪駆動乗用車（以下 FF 車）の標準的なレイアウトとなっている。電動エンジン搭載車（以下 EV）では、電池の搭載位置は、液体燃料タンクと同じく安全性のため、及び操安性（質量が大きいため低重心化と回転慣性モーメント減）のため、ホイールベース間の床下が主流となっている。現在主流のリチウムイオンバッテリーで、航続距離を ICE 車並みの 500km 以上とするためには、バッテリーパックは燃料タンク以上の容積が必要である。大型バッテリーパックをフロアパネル下へ格納する場合、バッテリーの厚さ分、後席足下フロア面が上方へ移設となり、室内空間寸法が目減りする、あるいはルーフ高のアップ等諸元の見直しが必要になる。図 1-5 に、側面から見た従来燃料タンク搭載車と床下バッテリーパック搭載車のフロアパネル地上高の違いを示す。

自動車は、ユーザーがどのように自動車を使用するかで、車体のボックス形態とエンジン搭載位置、及び車輪の駆動方式が決まり、その中で、居住空間と荷室空間は適度な大きさの空間を確保し、それ以外の駆動装置、燃料タンク、バッテリー等のハードウェアは可能な限り小さくすることを目指して進化してきた。この観点から、人体寸法や積載物と関係する居住・荷室空間は不変要素であり、乗員からは見えないその他の部分のハードウェアは小型化に向かう変動要素である。今後燃料タンク、またはバッテリー搭載位置、エンジン・モーター搭載方式と車輪の駆動方式は、変わらないと考えられるが、これらハードウェア部分の小型軽量化、キャビン構造のハード部分の合理化は引き続き進化し続けると考えられる。

上記乗用車の構造レイアウト面から、車体フロアパネルは居住空間下部の隔壁として、室内空間の大きさを決定する大きな要素であることについて述べた。

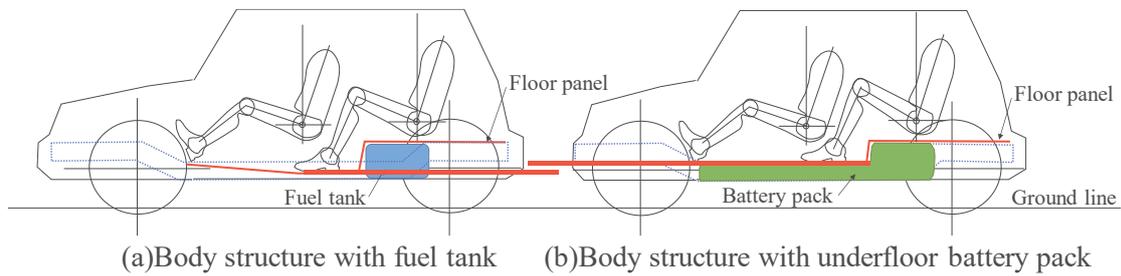


Fig. 1-5 Difference of floor panel heights of body structure with fuel tank and that with underfloor battery pack

自動車の用途によって、ボックス形状とエンジン・モーター、駆動方式が決まり、シャーシフレーム構造かモノコック構造かの選択、バッテリーパックの有り無しによって、車体フロアパネルの設定高さが決まり、居住空間と荷室空間が影響を受ける。

1.1.3 車体と車体フロアに求められる機能

最終消費財である自動車は多くの静的要求と動的要求を満足する必要がある。その中で、車体に求められる動的機能と静的機能を図 1-6 に示す。これらの機能のうち、車体フロアに関係する項目は、動的機能の全項目と視界視認性、操作性、外観見栄え以外の静的機能と関係している。さらに車体フロアと直接関係する機能には、動的機能では、強度・剛性、操縦安定性、振動・乗り心地、静粛性がある。静的機能では、居住性、乗降性、積載性がある。この中で、剛性と操縦安定性は、車体フロアの静剛性向上、及び振動については、車体フロアの固有周波数（共振周波数）向上がこれらの性能向上に結び付いている[8][9]。従って、車体フロアパネルの静剛性と固有周波数を高めることは操縦安定性と振動乗り心地の向上につながる。

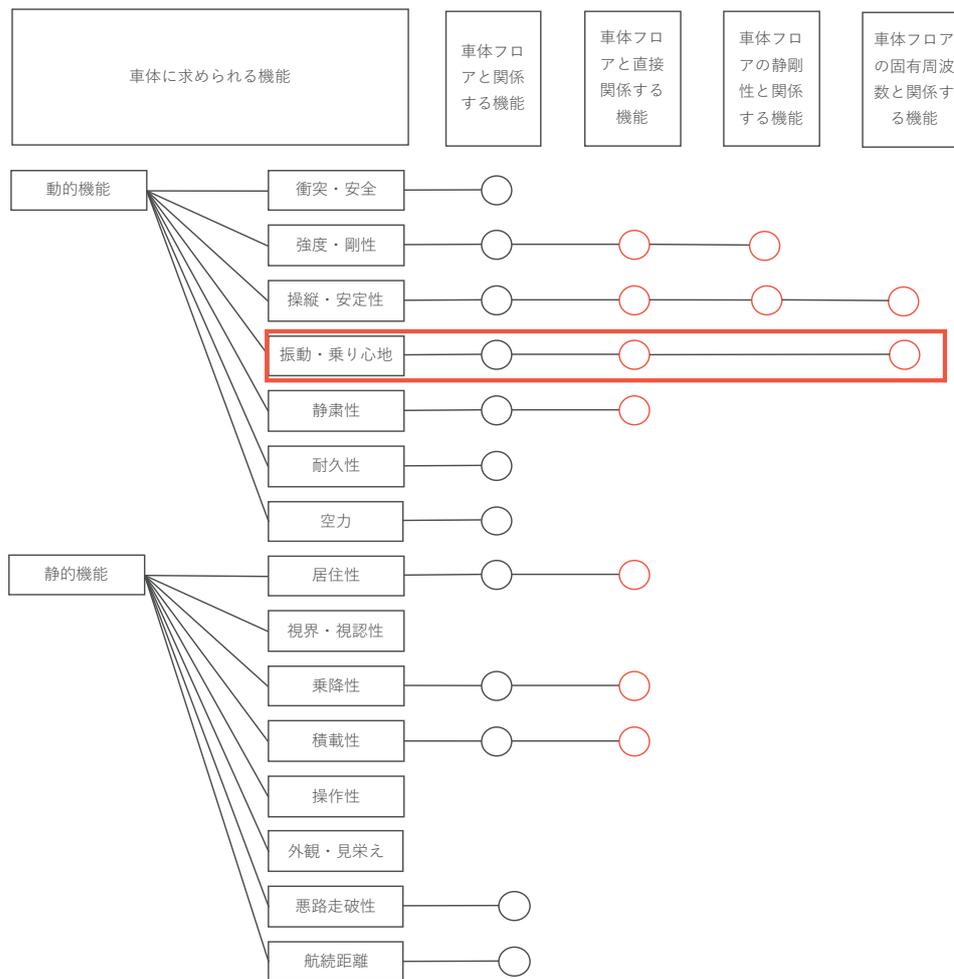


Fig. 1-6 Dynamic and static function required by body and body floor

-乗り心地の位置づけ

ここで車体フロアの動的機能と関係のある乗り心地に対して、消費者がどの程度重視しているかについて述べる。図 1-7[10]に示すように、日本の四輪車保有者中、購入時重視点の中で、「乗り心地のよさ」は、若年層では重視度が 65%で 29 項目中 6 番目と高い。全体でも重視度が 52%と平均を上回る。このことから、日本市場では、「乗り心地」に対する顧客の感度が高いと考えられる。従って、魅力品質として注力する対象として乗り心地は妥当と考えられる。

今後購入時の重視度【四輪自動車保有世帯】

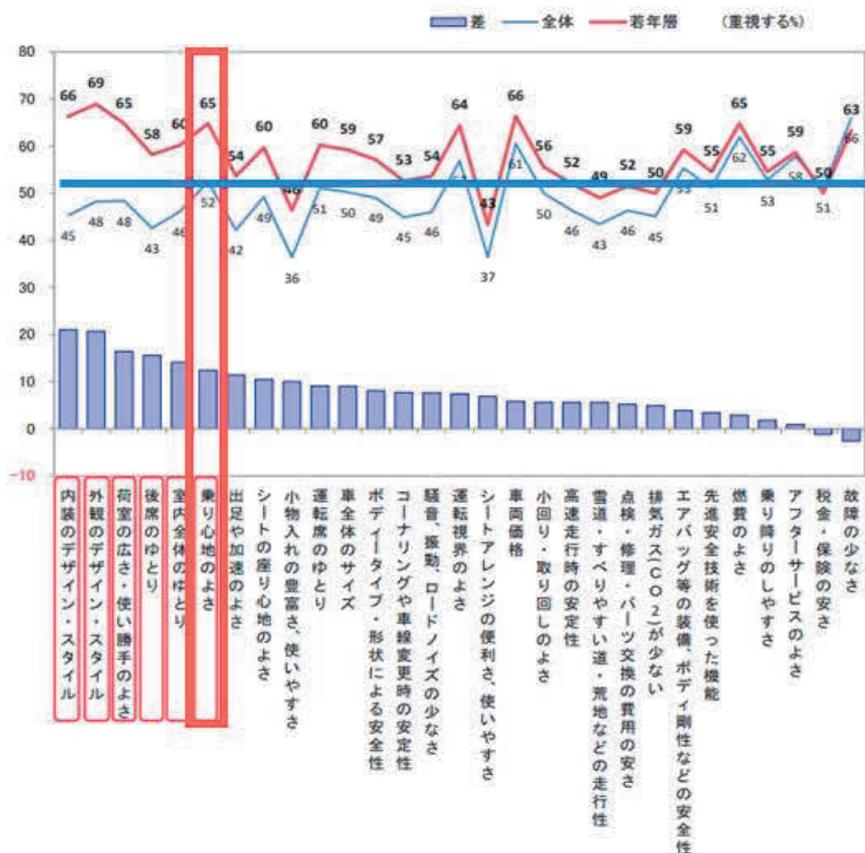


Fig. 1-7 Consideration factors at the time of purchase for all customers and those of the young generation

1.2 車体構造の軽量化と機能向上に向けた課題

乗用車の主要構造体である車体の軽量化は大きな技術課題である。車体は、車両全体の範囲を規定するパネルと骨格部材で構成されている。その中で乗員居住空間構造（キャビン）の下部構造であるフロアパネルは静的機能では居住荷室空間を決めるキーとなる部材である。動的機能としては、パネル構造を含むフロア部での曲げ変形や振動が大きいと操安性や乗り心地が悪化するため、これらの性能を質量最小で両立することは、環境への対応と共に商品性上の課題となっている[11][12]。

1.3 本研究の目的

序論では、自動車の軽量化と CO2 削減に関する社会的意義との関係性について述べた。自動車の今後大きく変わってゆく変動要素と普遍的な固定要素について、シャーシフレーム構造とモノコック構造を比較しながら述べた。車体構造の中で、車体フロアパネルとフレームの高さ位置関係によって自動車の使い方が決定される。顧客への提供価値に、動的、静的機能両面で車体フロアがどのように関わっているかについて述べた。そこで、顧客が車に求める価値と自動車のパネル構造の基本性能の観点から自動車パネル構造の課題を述べた。

以下の第 2 章では、最適化手法として、局所最適手法では全応力設計、全体最適手法では遺伝的アルゴリズムを取り上げ、その得失と適用の具体手順について述べる。さらに先行研究をもとに、局所最適と全体最適の手法を組み合わせる手法を考察する。そして、最も有効な組み合わせ方法として、先に局所最適（全応力設計）を行い、次の段階で全体最適（遺伝的アルゴリズム）を組み合わせる 2 段階設計を提案する。全応力設計では、固有周波数向上の手段としてこれまで検討例の無かった「正規化応力の均一化」を行う手法を採用している。

第 3 章では、第 2 章で提案した 2 段階設計を、簡易モデル（サンドイッチパネル）に適用し、この手法が有効であるか検証を試みる。自動車のパネル部材に求められる基本性能のうち、曲げ剛性と一次固有振動数（ねじりモード）の 2 性能を制約条件とし、体積最小化（質量最小化）を目的関数とする問題を対象とする。固有振動時の正規化応力に対して全応力設計を適用した結果、正規化応力は平準化され、全応力設計が狙い通り機能するか検証する。提案手法の 1st Step で得られる 3 個体のエリートについて、質量（板厚総和）、静剛性、固有周波数の特性が異なることを示す。提案手法が最適解を導出するまでの計算時間短縮に有効であるか、異なる基準正規化応力で得られたエリート個体を用いた GA 計算結果と比較検証する。また、計算時間短縮を目的とし、荷重条件から、軸対称構造を利用した設計変数の削減に

取り組む。簡易モデルを対象に、設計変数を 40 から 22 へ減らすことによって、曲げ剛性と一次固有振動数（ねじりモード）の 2 性能を維持しつつ、軽量化に費やされる計算時間を比較検証する。

第 4 章では、市販されている小型自動車の車体前部フロアパネルを対象に、サンドイッチパネルを適用した場合の軽量化効果について考察する。自動車のパネル部材に求められる基本性能のうち、曲げ剛性と一次固有振動数（ねじりモード）の 2 性能について、単板パネルとサンドイッチパネルが等価となる場合の質量の違いから、サンドイッチパネルによる軽量化効果の導出を試みる。また、今後市販がますます進むと考えられる車体下部取付タイプのバッテリーパックを想定し、それを格納する機能を付与すると仮定したサンドイッチパネルを検討する。ここでは、量産性を考慮し周期構造を適用する。24 個のスティフナからなる単位ユニットを平面的に 25 個連結させて 600 個のスティフナを持つサンドイッチパネルとする。曲げ剛性と一次固有振動数を制約条件とし、GA による軽量化を行う。

第 2 章 最適化手法の検討

2.1 目的

局所最適手法として全応力設計，全体最適手法として遺伝的アルゴリズムを取り上げ，その特徴について述べる．両者の得失を踏まえた上で両者を組み合わせた 2 段階設計を提案する．

2.2 全応力設計

2.2.1 全応力設計の得失

全応力設計 (Fully Stressed Design. 以下 FSD) は，「最適な設計は，最小寸法でないすべての部材がその上限まで負荷されている」という考え方にに基づき，各部材が等しく負荷を分担することを目標とし各部材に生じる応力の均一化を目指す[13]. 中村らは，「すべての部材について応力に関する制約条件がちょうど満足されるような解はほぼ最小重量解である」という FSD の考え方を梁の断面設定のプロセスに組み込み，薄肉軽量の梁構造を導出した[14]. FSD のメリットは，少ない反復計算で全応力解が求められることにある[15]. しかし，FSD から求まる構造は，応力の均一化を目的とした局所解であるため，静剛性，動剛性等をはじめとする制約条件のすべてを必ずしも満足しない．従って，FSD は，最適化の途中段階でその方向性を得るために用いられることが期待される．FSD 以外の方法では，最適性基準法 (Optimality Criterion Method, 以下 OCM) が挙げられる．OCM は目的関数に対する最適条件をあらかじめ導出し，その条件を満足するように設計変数を変更する手法

である[16]. OCMは適用が比較的簡便である一方、感度の符号が変化するため振動問題には適用困難というデメリットがある.

2.2.2 静荷重曲げ変形における応力の最適化

FSDは、部材に生じる応力が許容応力等ある決められた応力に等しくなるように設計変数を決定する方法である. FSDは、部材に生じる応力の分布を部材全体に必要最小限かつ均一に配分することで、質量を最小にとどめることができる. FSDの対象は応力であるので、剛性や固有周波数は直接最大化されない. 本手法では、まず設計変数に全応力設計を適用することで、Step k で要素 n に発生する静荷重時のミーゼス応力（以下応力と呼ぶ）が既定の値（基準応力）に近づくように設計変数（要素 n の板厚）の最適化を行う. 定式を以下に示す. 式 (2-1) に示すように、Step k のとき、要素 n に加えられる荷重 $F_n^{[k]}$ によって要素 n に生じる応力を $\sigma_n^{[k]}$ 、板厚を $t_n^{[k]}$ 、基準応力を σ^{st} として、式 (2-2) に代入し、Step $k+1$ のときの要素 n の板厚 $t_n^{[k+1]}$ を設定する.

$$[\text{Step } k] \quad \sigma_n^{[k]} = \frac{F_n^{[k]}}{t_n^{[k]}} \rightarrow F_n^{[k]} = t_n^{[k]} \sigma_n^{[k]} \quad (2-1)$$

$$[\text{Step } k+1] \quad \sigma^{st} = \sigma_n^{[k+1]} = \frac{F_n^{[k]}}{t_n^{[k+1]}} \rightarrow t_n^{[k+1]} = \frac{F_n^{[k]}}{\sigma^{st}} = t_n^{[k]} \frac{\sigma_n^{[k]}}{\sigma^{st}} \quad (2-2)$$

2.2.3 静応力に対する全応力設計 FSD の計算手順

図 2-1, 及び以下に FSD の計算手順を示す.

- (0) 設計変数 (スティフナ板厚) を初期化する.
- (1) モデルに曲げ静荷重を与え, 各設計要素 n に生じるミーゼス応力 を計算する.
- (2) (1) の応力 とあらかじめ設定した基準の応力値 から, 式 (1) と式 (2) を適用して各設計要素 n の次の計算回の板厚を決める.
- (3) 各設計要素 n の板厚 t_n が計算イタレーション間で同じであれば, 計算が収束したと判定する.
- (4) (3) で計算の収束と判定された場合, 計算を終了とする. 個体 (FSD-Bending, 設計変数 = スティフナ板厚の組み合わせ) を確定する.

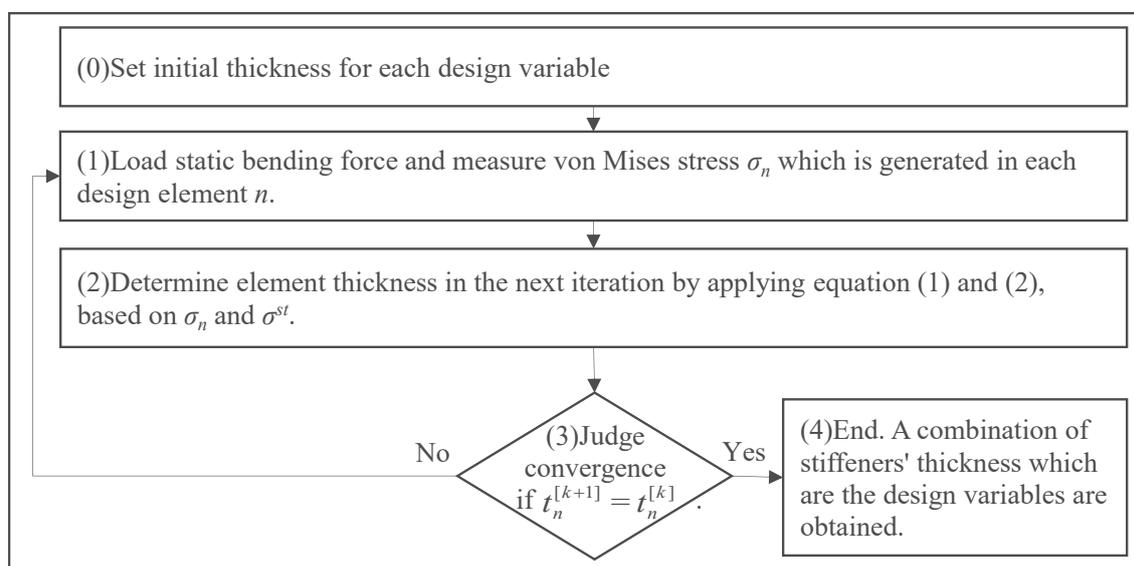


Fig. 2-1 Flow of Fully Stressed Design (FSD) applied to static loads

2.2.4 固有振動時の正規化応力の最適化の狙い

これまで、固有周波数問題（または固有値問題）に関しては、固有値そのものを対象に感度解析を適用し、領域の位相を固定したまま境界を移動させる力法による形状最適化[17][18]や均質化法によるトポロジー最適化[19]等の研究がなされてきた。しかし、固有振動で生じる正規化された動的応力を平準化（一様化）することによって、固有周波数、または動的剛性の維持向上を意図した研究は、筆者らの知る限りこれまで行われていない。仮に板厚の配置が適切でなければ、モード変形時の動的応力が平準化されず、正規化されたモード変形量の部位別比率が変わることによって、動的剛性が悪化し、固有周波数は下がる。FSDは、この動的応力をもとに直接設計変数に変更を加えることでモード変形を抑制し、その結果固有周波数の維持、または向上を図ることが可能である。

2.2.5 固有振動における正規化応力の導出方法

一般に外力が働かない状態での運動方程式は以下で与えられる。

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{0\} \quad (2-3)$$

ここで、 $[M]$ は質量マトリクス、 $[C]$ は減衰マトリクス、 $[K]$ は剛性マトリクス、 $\{\ddot{X}\}$ は加速度ベクトル、 $\{\dot{X}\}$ は速度ベクトル、 $\{X\}$ は変位ベクトルである。固有振動を不減衰状態とすると $[C]=0$ となり、式(2-3)から一般的な固有値問題の形は以下の様に表される[20]。

$$([K] - \omega^2[M])\{\Phi\} = \{0\} \quad (2-4)$$

式 (2-4) 中, ω^2 が固有値を, Φ が固有ベクトルを表す. したがって, モード質量に関する正規化条件は以下のように与えられる[21][22][23][24].

$$\{\Phi\}^T [M] \{\Phi\} = 1, \quad (2-5)$$

$$\{\Phi\}^T [K] \{\Phi\} = \omega^2$$

式 (2-5) から正規化された固有ベクトル $\{\Phi\}$ (以下正規化固有ベクトル) を導出し, さらに正規化されたミーゼス応力 (以下正規化応力) を導出する. 本研究での正規化固有ベクトルや正規化応力に関する FEM 計算には, 使用する商用アプリ (MSC Nastran) に実装されている Lanczos 法が適用される.

2.2.6 固有振動における正規化応力の最適化

Step k で得られた要素 n に発生する固有振動時の正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{[k]}$ をもとに, Step $k+1$ で正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{[k+1]}$ が既定の値 (基準正規化応力) $\tilde{\sigma}^{st}$ に近づくように, 式 (2-6) で設計変数 (要素 n の板厚) $t_n^{[k+1]}$ を導出する.

$$[\text{Step } k + 1] \quad t_n^{[k+1]} = t_n^{[k]} \frac{\tilde{\sigma}_n^{[k]}}{\tilde{\sigma}^{st}} \quad (2-6)$$

2.2.7 正規化応力に対する全応力設計 FSD の計算手順

図 2-2 及び以下に、固有振動時の正規化応力を対象とした FSD の計算手順, Method 3, 及び Proposed method を示す.

(0) スティフナの板厚 t の範囲は, $t_{min} \leq t \leq t_{max}$ とする. 全設計変数が最低板厚 t_{min} のみのモデルをモデル T_{min} , 最大板厚 t_{max} のみのモデルをモデル T_{max} とする.

(1) モデル T_{min} とモデル T_{max} について, 固有振動時に各モデルの設計要素 n に生じる正規化応力をそれぞれ $\tilde{\sigma}_n(T_{min})$, $\tilde{\sigma}_n(T_{max})$, それらの最小値を $\tilde{\sigma}_{n-min}(T_{min})$, $\tilde{\sigma}_{n-min}(T_{max})$, 及び最大値を $\tilde{\sigma}_{n-max}(T_{min})$, $\tilde{\sigma}_{n-max}(T_{max})$ とする.

(2) モデル T_{min} とモデル T_{max} の正規化応力の重複する部分の下限值と上限値を求め, それぞれを基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_{n-L}^{st}$, $\tilde{\sigma}_{n-H}^{st}$ とする.

(3) (2) で得られた下限値と上限値の平均値を基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_{n-Average}^{st}$ とする. 以上の関係を式 (2-7) に示す.

$$\left\{ \begin{array}{l} \tilde{\sigma}_{n-L}^{st} \equiv \max(\tilde{\sigma}_{n-min}(T_{min}), \tilde{\sigma}_{n-min}(T_{max})) \\ \tilde{\sigma}_{n-H}^{st} \equiv \min(\tilde{\sigma}_{n-max}(T_{min}), \tilde{\sigma}_{n-max}(T_{max})) \\ \tilde{\sigma}_{n-Average}^{st} \equiv \text{average}(\tilde{\sigma}_{n-L}^{st}, \tilde{\sigma}_{n-H}^{st}) \end{array} \right. \quad (2-7)$$

(4) (3) で得られた 3 つの基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_{n-L}^{st}$, $\tilde{\sigma}_{n-H}^{st}$, $\tilde{\sigma}_{n-Average}^{st}$ を, それぞれ初期化したモデルに式 (2-6) を適用して板厚を最適化する. この最適化計算は板厚総和 a_1 , 静剛性 a_2 , 及び一次固有周波数 a_3 の全てまたはいずれかが収束するまで実行する.

(5) (4) で得られた 3 個の基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_{n-L}^{st}$, $\tilde{\sigma}_{n-H}^{st}$, $\tilde{\sigma}_{n-Average}^{st}$ 下での板厚総和 a_1 , 静剛性 a_2 , 固有周波数 a_3 について, a_1 , a_2 , a_3 それぞれを 2 つずつ組み合わせた 3 つの 2 軸グラフ ((a_1, a_2) , (a_2, a_3) , (a_3, a_1)) を作成し, 直線で近似した一次近似式を導出する.

(6) (5) で得られた三元一次連立方程式の解である基準正規化応力を求める. ここで得られた基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{st}$ は他と区別するため, 適正基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{tst}$ と呼ぶ.

(7) モデルの設計変数を初期値 (又は (9) の板厚 t_n) とし, 固有振動時各設計要素 n に生じる正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{[k]}$ を計算する.

(8) (7) の正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{[k]}$ と (7) で設定した適正基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{tst}$ から, 式 (2-6) を適用して各設計要素 n の次の計算回の板厚を決める.

(9) 各設計要素 n の板厚 t_n が計算イタレーション間で同じであれば, 計算が収束したと判定する. 収束でなければ (7) に戻る.

(10) (9) で計算が収束したと判定された場合, 計算を終了とする. 個体 (FSD-EigenF, 設計変数 = スティフナ板厚の組み合わせ) を確定する.

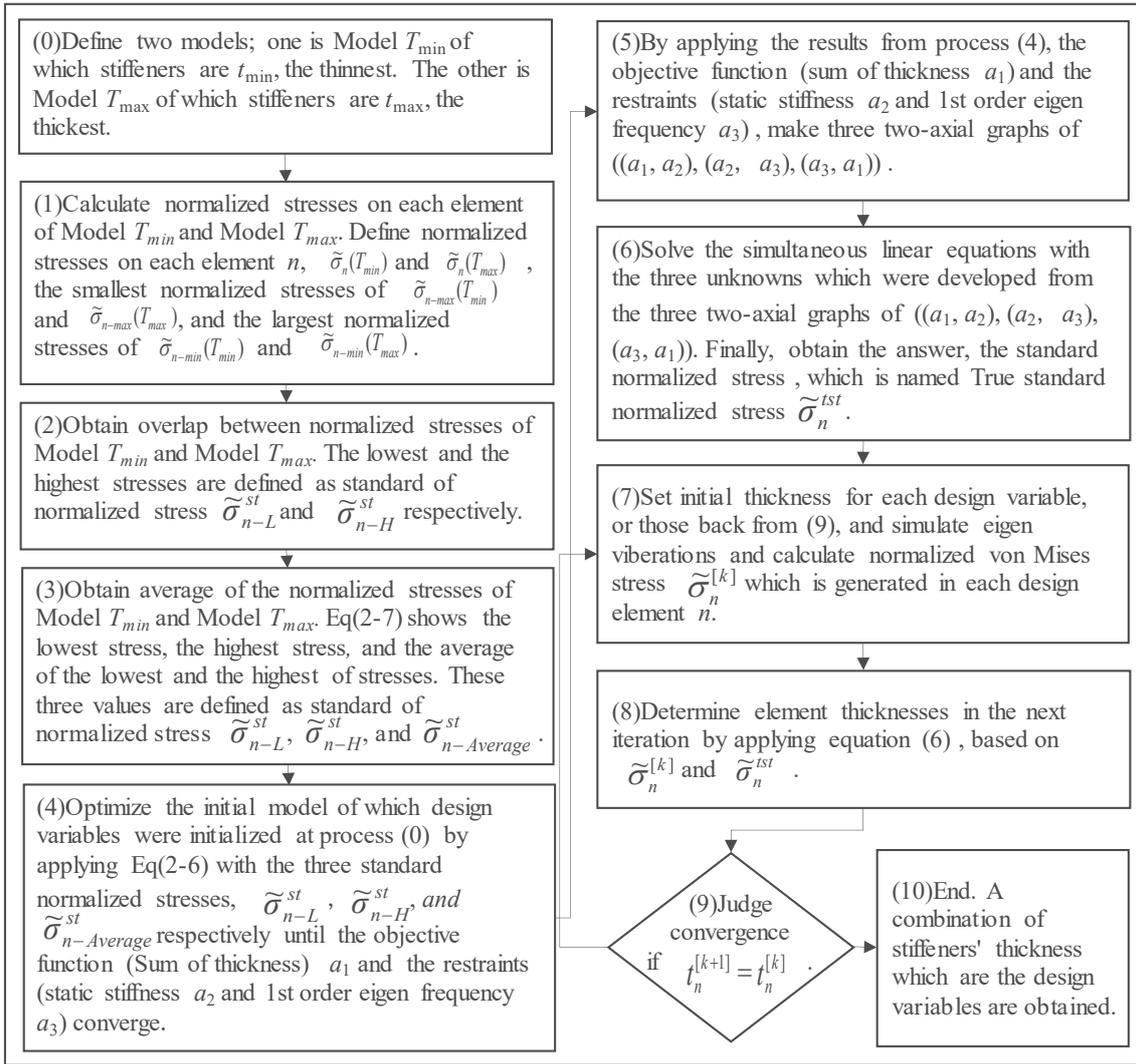


Fig. 2-2 Flow of Fully Stressed Design Applied to Eigen Vibration

2.3 遺伝的アルゴリズム

2.3.1 遺伝的アルゴリズムの得失

多点同時探索を行って大域的に解を得ることが可能な手法として遺伝的アルゴリズム(Genetic Algorithm. 以下 GA)が挙げられる。GA は進化型最適化手法に位置付けられ、生物の進化過程を模擬した選択、交叉、突然変異等の遺伝的操作を毎世代繰り返す[25][26][27]。GA は多数の解から構成される個体群を用いた確率的な多点探索により高い大域的探索能力を持っているので、これまで多目的最適化設計に数多く用いられてきている[28][29][30]。しかし、GA には様々な性能の最適化に対応できるメリットがある反面、乱数を用いた多大の反復計算を要するため、局所的最適化手法と比較して、最適解を導出するまでの探索にかかる計算コストが大きいというデメリットがある[31]。

2.3.2 遺伝的アルゴリズム GA の計算手順

設計変数 \mathbf{x} は n 個の板厚 $t_1 \sim t_n$ で表される。目的関数を $f(\mathbf{x})$ の最小化、制約条件を $g_1(\mathbf{x}) \leq 0$, $g_2(\mathbf{x}) \leq 0$ とする。式 (2-8) ~ (2-10) にこれらの関係を示す。

$$\mathbf{x} = (t_1, t_2, \dots, t_n) \quad (2-8)$$

$$\text{Minimize } f(\mathbf{x}) \quad (2-9)$$

$$\text{Subject to } g_1(\mathbf{x}) \leq 0, \quad g_2(\mathbf{x}) \leq 0 \quad (2-10)$$

図 2-3, 及び以下に GA の計算手順を示す.

- (1) 計算開始時, 個体を, 乱数を用いて生成する.
- (2) 個体毎に性能を計算し制約条件 $g_1(\mathbf{x}), g_2(\mathbf{x})$ に対する達成量 (未達量) を求める. この未達量に基づいてペナルティ関数 $p(\mathbf{x}, r)$ を計算する. 式 (2-11) に示すように, 目的関数 $f(\mathbf{x})$ とペナルティ関数 $p(\mathbf{x}, r)$ をもとに個体 \mathbf{x} ごとの拡張目的関数 (Augmented Objective Function. 以下 AOF) $F(\mathbf{x}, r)$ を求める. r はペナルティ係数を示す[32][33].

$$\text{Minimize} \quad F(\mathbf{x}, r) = f(\mathbf{x}) + p(\mathbf{x}, r) \quad (2-11)$$

- (3) (2) で求めた AOF をもとに全個体 $m+h$ 個を順位付けし, 上位 m 個をエリート個体として選抜し次世代にそのまま残す.
- (4) 終了条件を満たしているかどうかを判定する. 本研究では総世代数を終了条件としたが, 収束条件を設定することもできる.
- (5) GA の操作 (トーナメント法, 一点交叉, 突然変異) を行う.

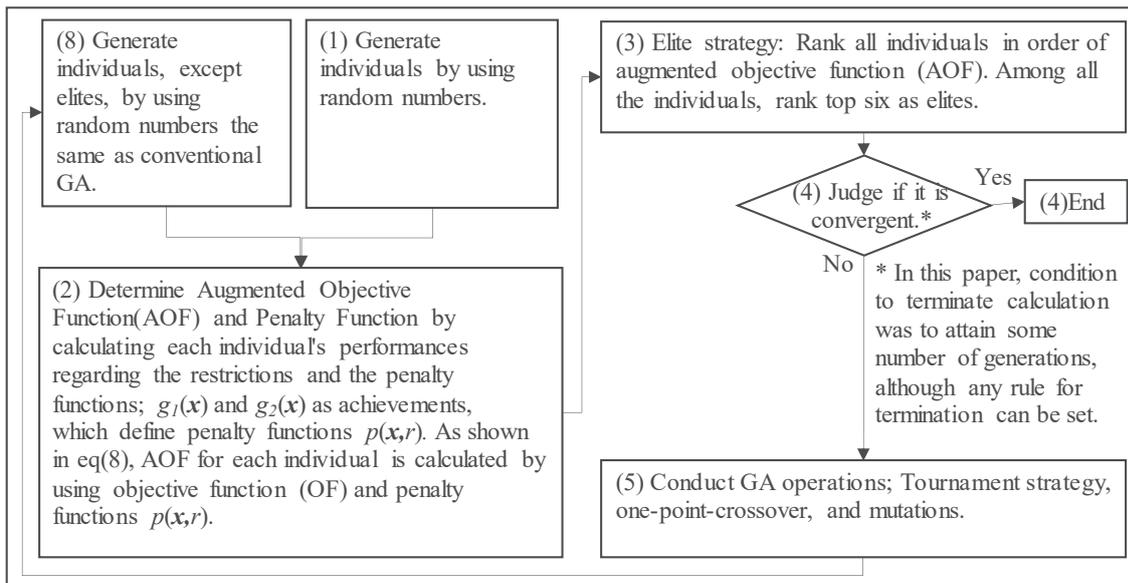


Fig. 2-3 Flow of Genetic Algorithm

2.4 2段階設計の必要性

以上のような背景から最適解探索の効率を向上させ計算コストを下げるために、多点探索手法である GA に、局所解法の FSD や OCM を組み合わせる研究が種々行われている。朝山らは、トラス構造を対象に GA と FSD を組み合わせ、解への収束に要する時間についての評価を行い、この組み合わせが有効である可能性を指摘している[34]。坂本らは、まず GA を使って FSD に用いるパラメータを導出し、パネル構造要素に生じる静応力に基づき、その板厚を FSD で最適化するサイクルを提案した[35]。複数種類の設計変数を持つ場合、GA と FSD の特質を生かし、離散変数には GA、連続変数には FSD を用いることで計算コスト削減につなげた例もみられる[36][37]。このように設計変数の種類や最適化の形態によって、GA と FSD をどのように組み合わせるか選択する必要がある。構造の最適化が位相（要素の配置）の変更を伴う場合、先に位相を多点探索で求め、次に連続構造の板厚等を局所解法で求める手法が考えられる。坂本らは、トラス構造に対し、まず GA を用いて位相が異なる構造候補を導出し、次に OCM を用いて断面積を最適化し不要な梁を削除（位相変更）した後、OCM で収束させた[38]。逆に、位相を固定とする場合は、先に局所解法を使い、次に、他の制約条件も満足させる多点探索を行うのが合理的である。梶原らは、「GA の進化の原動力を淘汰によるスキマタのしぼり込みと考えると、より性能のよいアルゴリズムを構築するためには、親となる世代から少しでもよい解となる可能性の高い個体を数多く生み出すことが重要になってくる」と考え、GA に局所解探索能力をもった突然変異アルゴリズムを導入した[38]。本研究もこの考え方を採択し、最初に FSD を用いて静応力のみを平準化し、次に、前段階で得た「よりよい解となる可能性の高い個体」を GA の開始時点でエリートとして扱い最適化を行う 2 段階設計法を提案した[40]。

2.5 提案手法

2.5.1 2段階最適化の進め方

本論文での提案手法 Proposed Method である 2 段階最適化手法について説明する。最初の 1st Step では、事前準備としてまず FSD によって性能のよいエリートの導出を図り、次の 2nd Step でそのエリートを利用して GA により最適化を行う。

1st Step では、設計変数である板厚を静的荷重下で FSD を用いて基準応力値に応じた数値へ変換する。また固有振動状態では、同じく FSD を用いて基準正規化応力値に応じた数値へ変換する。FSD を最初に適用する理由は、制約条件である静的曲げ荷重、または固有周波数に対して、有利な設計変数の組み合わせを得ることが期待できるからである。よりよい性能が見込まれる設計変数の組み合わせ（個体とそれに含まれる遺伝子）が得られることで、2nd Step で最適解への到達が早められることが期待される。

2nd Step では、目的関数を体積最小化、制約条件を静曲げ剛性、及び一次固有周波数とし、GA を用いた最適化を行う。1st Step で得られた静荷重と固有周波数に対してそれぞれ有利な個体から供給される優良な遺伝子によって、GA による最適化が加速されることが期待される。

2.5.2 2段階最適化の手順

2nd Step では、上記提案手法(Proposed method)と、比較のための 3 つの手法(Method 1, Method 2, Method 3) の計 4 つのケースを実施する。以下、2nd Step での GA を用いた最適化では、エリート総数 m 、エリート以外の個体の総数 h とした。

1) Method 1 : 設計変数であるスティフナ板厚が全て等しいモデルを Base とする。制約条件は Base の性能と同等かそれ以上とする。Base を GA 開始時の全エリート

m 個中の 1 個体として GA による最適化計算を開始する。Base をエリートとする理由は、初期個体群中では Base は優良であるためである。Base は 2 つの制約条件を満足しており、後述のペナルティ関数は 0 となるため、目的関数と AOF は同じ値である。

2) Method 2 : 1st Step で、静曲げ剛性荷重時の発生応力を対象とした FSD を用いて 1 個体 (FSD-Bending) を導出する。Base と合わせた 2 個体をエリート個体中に含んだ状態で GA 最適化計算を開始する。FSD-Bending をエリートとする理由は、FSD-Bending は、目的関数、及び制約条件の一つである静曲げ剛性は過達しているからである。一方で固有周波数は未達のため、AOF は目的関数より大きい。FSD-Bending をエリートにすることが、GA 最適化の計算コスト減につながることは、先行研究に示されている [39]。

3) Method 3 : 1st Step で、固有振動時の正規化応力を対象とした FSD を用いて 1 個体 (FSD-EigenF) を導出する (導出方法の詳細は 4・2 で述べる)。Base と合わせた 2 個体をエリートに含んだ状態で GA 最適化計算を開始する。FSD-EigenF をエリートとした理由は、FSD-EigenF は、目的関数、及び制約条件の一つである固有周波数の過達が期待されるからである。図 2-4 に Method 3 の最適化の流れを示す。

4) Proposed method : 上記 3 つの計算パターンを合わせたもので、3 個体 (Base, FSD-Bending, FSD-EigenF) を開始時点のエリートに含めた状態で GA 計算を開始する。図 2-5 に Proposed method の最適化の流れを示す。

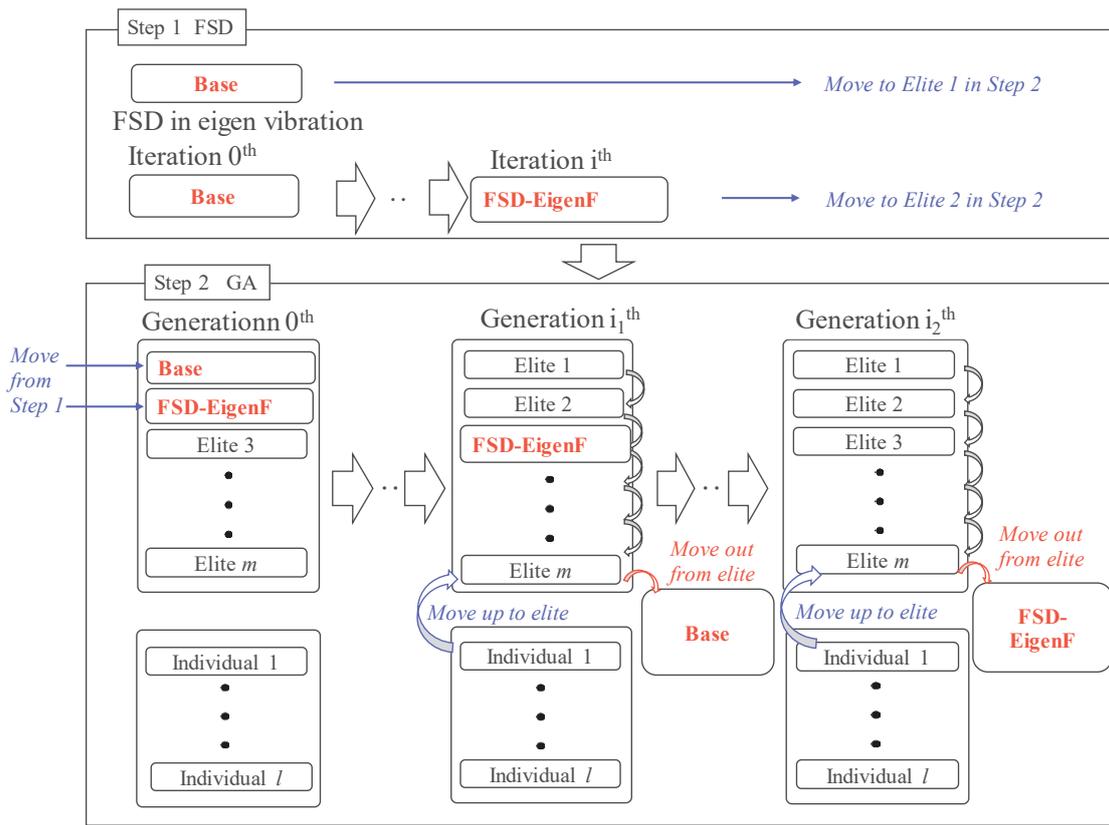


Fig. 2-4 Schematic flow of optimization for Method 3

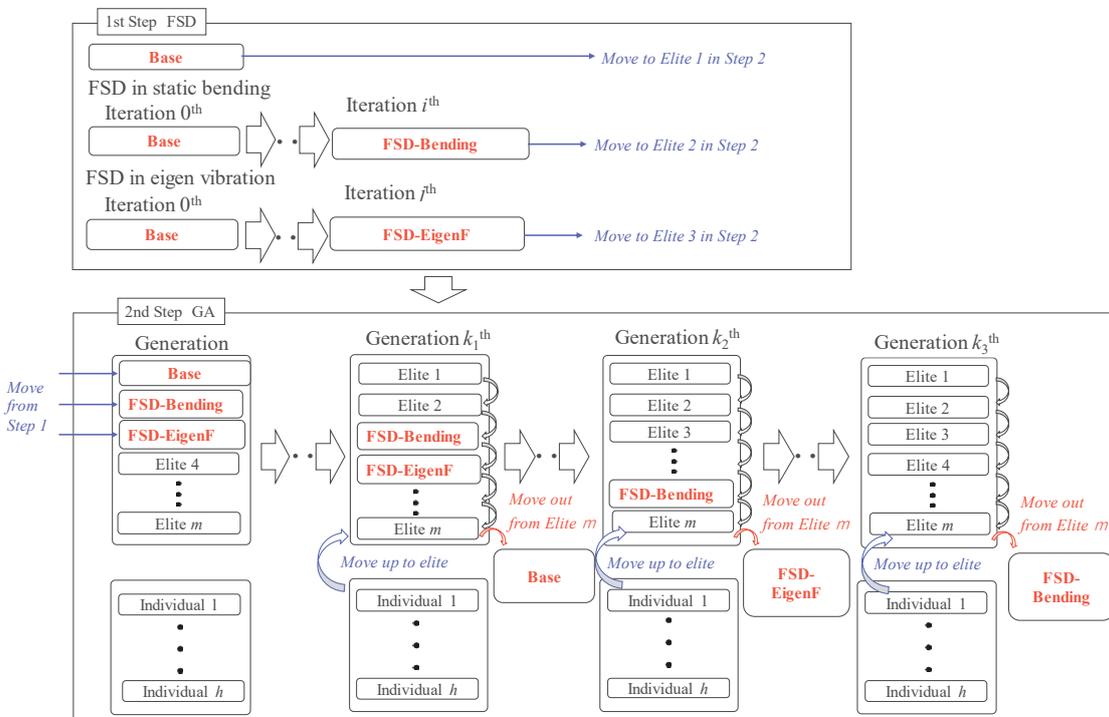


Fig. 2-5 Schematic flow of optimization for Proposed method

2.6 結言

最適化手法として、局所最適手法では全応力設計、全体最適手法では遺伝的アルゴリズムを対象として取り上げ、その得失と適用の具体手順について述べた。先行研究をもとに、局所最適と全体最適の手法を組み合わせる手法を考察した。そして、最も有効な組み合わせ方法として、先に局所最適（全応力設計）を行い、次の段階で全体最適（遺伝的アルゴリズム）を組合せる2段階設計を提案した。先に局所的最適化を実施し、そこで得られた優良な個体（遺伝子）を対象に選択的広域的最適化を行うことで、計算時間の短縮が期待される。全応力設計では、固有周波数向上の手段としてこれまで検討例の無かった「正規化応力の均一化」を行う手法を採用している。

第3章 2段階設計による格子型サンドイッチパネル最適化の検討

3.1 目的

2段階設計手法を簡易モデルに適用し、手法の有効性について検証する。

本検討は、自動車のパネル部材に求められる基本性能のうち、曲げ剛性と一次固有周波数（ねじりモード）の2性能を制約条件とし、体積最小化を目的関数とする問題を対象とする。この問題を第2章で述べたFSDとGAを組み合わせて解く2段階最適化手法を実施し、その有効性を検証する。最初に、FSDの適用によって、制約条件である静曲げ剛性と固有周波数、それぞれの性能に対し有利な個体の導出が期待される。特に固有周波数への適用では、固有振動の基準正規化応力の導入によって、設計要素に生じる正規化応力が平準化され、優良な個体を得られる。これら優良な個体をGAの開始時にエリートとして取り込んだ後、遺伝的操作を行うことで、より少ない計算時間で解に到達することが期待される。

3.2 サンドイッチパネル選定の理由

剛性向上を目的としたパネル構造としてサンドイッチパネルが挙げられる[41]。建築物の床[42]、列車のフロアや航空機の翼への適用等[43]が挙げられるが、適用の目的は、主に剛性・強度向上[44]となっている。従来、生産性の観点から、中間層に補強構造を持つサンドイッチパネルは、ハニカム型や格子型等の周期構造を前提として考えられてきた。一方で、軽量化と剛性向上を目的に個々の格子型補強部材の配置と厚さの最適化の取り組みも見られる[45]。また、パネルとフレームで構成される補強構造の剛性向上を目的としてパネル要素の離散的板厚配置の最適化が行われている[46]。このように格子型補強材をコアとするサンドイッチパネルは、個々の格子補強板の厚さを調整することで、剛性荷重時応力の分散を適正化することが

期待できる。また、パネルと格子型補強スティフナを組み合わせた構造では、パネルとスティフナ板厚の均一でない配置によって振動を打ち消すことで、意図的に固有振動が存在しない周波数帯の設定が可能になる[47]。Wang, Xue らは、トポロジー最適化から導出した密度分布に基づきハニカム構造の板厚を差厚化することで、固有周波数を向上させた[48]。Wang, Xin らは、質量、固有周波数、減衰係数を目的関数として波板補強型サンドイッチパネルの中間層の断面構造や上下複層パネル層の厚さを最適化した[49]。前2者は非周期構造、後者は周期構造であるが、このようにサンドイッチパネルは、固有振動や振動減衰にも有効であることが示されている。

従来建材等では、ハニカム補強型のサンドイッチパネルが、その生産性の高さから採用されてきているが、曲げ剛性に関しては、正方格子型のサンドイッチパネルが、ハニカム型よりも有利であるとの報告がされている[50]。

以上を踏まえ筆者らは、図 3-1 に示すような正方格子型補強材をコアとするサンドイッチパネルを研究の対象に選んだ。

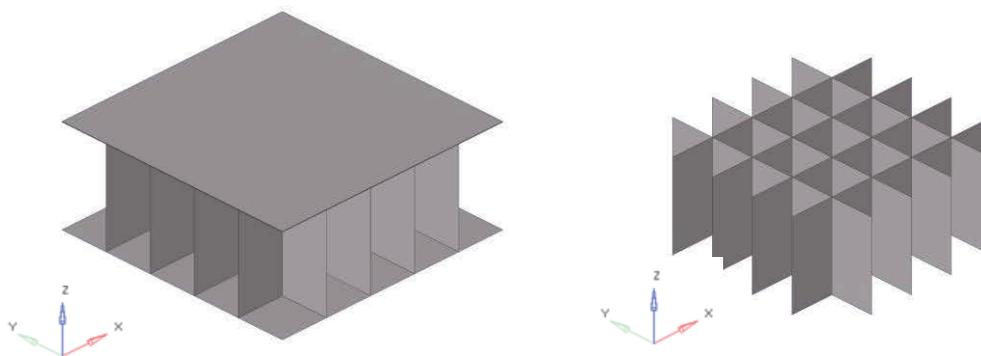


Fig. 3-1 A sandwich panel in the left and its lattice stiffeners in the right.

3.3 最適化問題の設定

3.3.1 モデルの仕様

本研究において最適化の対象とする FE モデルを図 3-2 に示す。本モデルは単純な六面体の簡易モデルで、外形寸法は、縦 50 mm×横 50 mm×高さ 20 mm である。モデルの外形は、正方形の上下パネルとその周囲を長方形の側壁パネル 4 枚によって囲み、内部は 40 枚からなる格子状スティフナで補剛されている。1 枚のスティフナは計 50 個のシェル要素（横 5 個×縦 10 個）により形成されている。初期 FE モデルは全て同じ寸法（長さ $L=2.0$ mm, 幅 $W=2.0$ mm, 高さ $H=1.0$ mm）のシェル要素で構成されている。スティフナの板厚は 1 メッシュの高さ H と同じ 1.0 mm である。要素の材質は全て鉄（ヤング率 $E=1.96 \times 10^5$ MPa, 密度 $\rho = 8.01 \times 10^{-6}$ kg/mm³, ポアソン比 $\nu = 0.3$ ）とした。

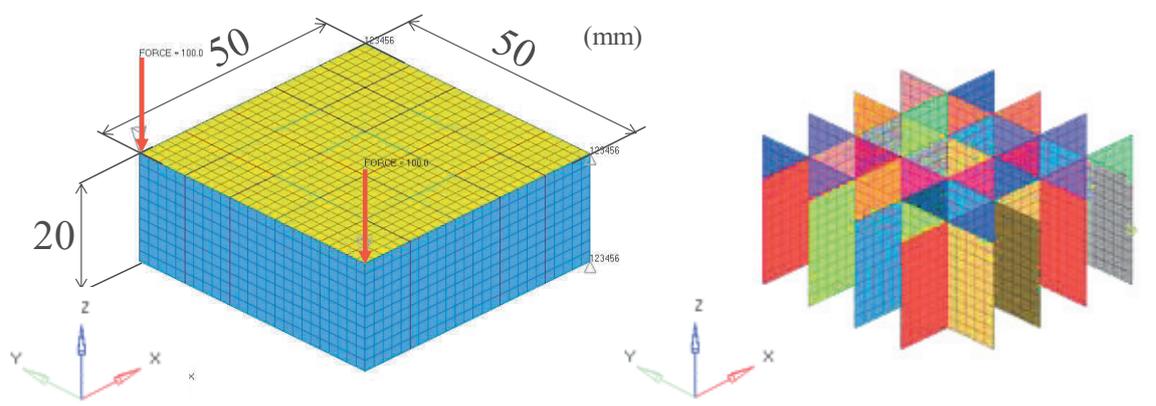


Fig. 3-2 The FE model's outer shell in the left and inside stiffeners in the right

車両全長が 4.5 m 程度の小型乗用車の場合、ドライバー下のフロアパネルの概略寸法は、進行方向 1000 mm×車幅方向 500 mm×高さ（インシュレータを含む厚さ）

20 mm である。実際の車体への適用の際は、モデルの各寸法は車体フロアの大きさに合わせ、材質も生産要件等を考慮して選定される。

3.3.2 設計変数，目的関数，制約条件

設計変数 \mathbf{x} は、総数 40 枚のサンドイッチパネル中間層の格子型スティフナの板厚 t_i から構成される。板厚 t_i は 0.2 mm 刻みで、次の 8 つの数値からの選択になる；0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8 mm。スティフナ 1 枚当たりの外形寸法は、横 10 mm, 高さ 20 mm である。

目的はスティフナの体積の最小化である。スティフナの面積は全て同一なので、式 (3-1) に示すように、目的関数 $f(\mathbf{x})$ はスティフナの板厚総和の最小化と置くことができる。全てのスティフナ板厚が 1 mm であるモデルを Base と置き、制約条件は、Base の静曲げ剛性と一次の固有周波数とした。式 (3-2) に曲げ剛性の制約条件を示す。個体 \mathbf{x} の静曲げ剛性荷重時、基準点の z 方向変位量 $u(\mathbf{x})$ は、スティフナ板厚が 1.0 mm 均一の時の z 方向変形量 u_0 (=0.01824 mm) に対しそれ以下とした。固有周波数の制約条件を、式 (3-3) に示す。固有周波数 $\nu(\mathbf{x})$ は、スティフナ板厚 1.0 mm 均一の時の固有周波数 ν_0 (=479 Hz) に対しそれ以上とした。

境界条件は、曲げ剛性では構造体の側壁一面の 4 頂点を固定し、固定端の反対の 2 つの頂点に垂直 (z 方向) に荷重をかけた。このときの垂直方向のたわみ量 (2 頂点の変位量の平均) を剛性の指標とした。固有周波数計測時は、拘束なしとし、変形モードは一次のねじりモードを指定した。性能計算は MSC 社 NASTRAN を用いて 1 案ずつ剛性解析 (SOL101) と固有値解析 (SOL103) を行った。

$$\text{Minimize} \quad f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{40} t_i \quad (3-1)$$

$$\text{Subject to} \quad \mathbf{u}(x) \leq \mathbf{u}_0 \rightarrow \mathbf{g}_1(x) = \mathbf{u}(x) - \mathbf{u}_0 \leq 0$$

$$\mathbf{u}_0 = 0.01824 \text{ (mm)} \quad (3-2)$$

$$\mathbf{v}(x) \geq \mathbf{v}_0 \rightarrow \mathbf{g}_2(x) = \mathbf{v}_0 - \mathbf{v}(x) \leq 0$$

$$\mathbf{v}_0 = 479 \text{ (Hz)} \quad (3-3)$$

3.3.3 遺伝的アルゴリズム GA の設定条件

GA の主な設定条件を表 3-1 に示す。一世代あたりの個体総数（人口）を 20 個体，エリート数を 6 個体，一点交叉を採用し，交叉の適用率である交叉率 c を 80%，突然変異の発生率 q を 3% とした。

個体毎に静解析と固有値解析を実施するため，1 個体あたりの計算時間に約 1.5 分要し，1 世代あたりの計算時間は 30 分程度であった。本研究では，1 回当たりの GA 計算を 50 世代実行し，約 25 時間要した。個体総数を 20 に設定した理由は，1 世代あたりの計算時間を抑えるためである。固有値解析は，板厚が薄くなると固有モードの次数が上がる傾向にあり，その際，不安定化して計算が停止する場合がある。計算が途中で停止した場合，計算が停止した世代から再計算する必要があるが，1 世代あたりの個体総数が多いと再計算に要するコストが大きくなる。また，筆者らの

これまでの先行研究, 及び本研究では, 個体総数 20 個体をはじめ, 表 1 及び次に述べるペナルティ関数は同じ係数で設定されており, この設定によって GA の進化計算が順調に機能していることも, 個体総数を 20 としている理由である.

Table 3-1 Parameters for Genetic algorithm

GA Parameter	Numerical number
Number of individuals(population) $h+m$	20
Number of elites m	6
Number of crossing sites	1
Probability of crossover c	80%
Probability of mutation q	3%

3.3.4 設計変数の表現 (遺伝子配列)

設計変数である板厚 t_n は 1 遺伝子あたり 2 進数 3bit で表され, 1 設計変数の遺伝子長は 120 (=3×40) bit である. 1 遺伝子 3bit は, 0 から 7 までの整数で表される. 設計変数を遺伝子で表現したものを図 3-3 に示す.

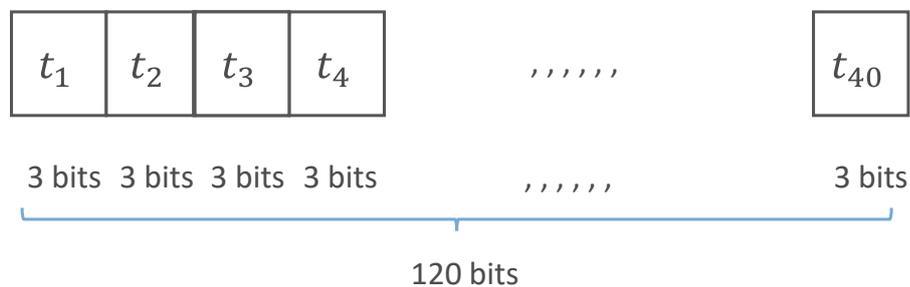


Fig. 3-3 Structure of design variables. The design variables are represented by genes. A thickness is represented by 3 bits of a gene so that the overall length of a gene (=a design variable) is 120(=3×120) bits.

3.3.5 拡張目的関数 AOF の仕様

本研究では，2nd Step の GA による最適化計算では，個体の順位付けを AOF に基づいて行っている．各個体の AOF は目的関数を基に 2 種類のペナルティ係数を用いて算定される．一つは，全個体にかかるペナルティ係数 r である．世代 $k=0$ の時の $r=3.0$ から毎世代 0.2 増分し，世代 $k=10$ に $r=5.0$ に到達以降は一定となる．もう一つは，2 つの制約条件の未達量に基づくペナルティ関数 $g_1(x)$ ， $g_2(x)$ である．制約条件を満たさない場合，それぞれペナルティである $P_w=0.2$ ， $P_f=0.2$ が課される．AOF の算出方法を以下の式 (3-4) ～ (3-7) に示す．

$$r = 3.0 + 0.2 \times k \quad (k = 0, 1, \dots, 10), \quad r = 5.0 \quad (10 \leq k) \quad (3-4)$$

$$p_w = 0 \quad (\text{for } g_1(x) \leq 0), \quad p_w = 0.2 \quad (\text{for } g_1(x) > 0) \quad (3-5)$$

$$p_f = 0 \quad (\text{for } g_2(x) \leq 0), \quad p_f = 0.2 \quad (\text{for } g_2(x) > 0) \quad (3-6)$$

$$F(\mathbf{x}, r, p_w, p_f) = f(\mathbf{x}) \times \left\{ 1 + r \times \left(\frac{p_w + p_f}{2} \right) \right\} \quad (3-7)$$

3.4 1st Step 静曲げ荷重時応力に対する FSD の計算結果

3.4.1 静曲げ荷重時応力に対する FSD の計算結果

静荷重時に発生するミーゼス応力に対し FSD による最適化を行った[39]. スティフナ板厚の総和について、4 イタレーションまでの最適化結果を図 3-4 に示す.

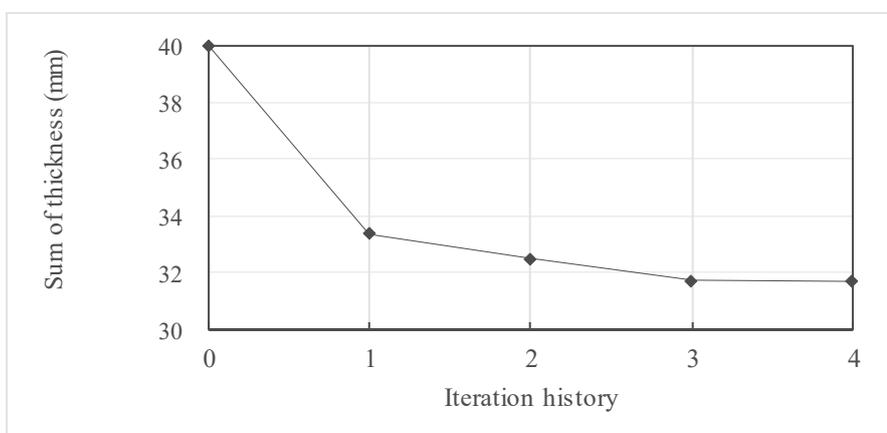


Fig. 3-4 History of sum of design variables' thickness until the 4th iteration. Sum of thickness of both the 3rd and the 4th iteration are 31.7 which shows that the calculation attains convergence.

第 3, 第 4 イタレーションでスティフナ板厚の総和は同値となり, 収束した状態を示している. 図 3-5 にイタレーション毎の各スティフナの板厚配置を示す. 初期板厚が 1.0 mm で均一な状態からイタレーションが進むに従い, 内側のスティフナは最低板厚の 0.4mm と薄く, 最外側のスティフナは 1.0mm 以上から上限の 1.8mm までと厚い. ここで得られた 4 世代目の個体を FSD-Bending とし, 次ステップでエリートとして用いる.

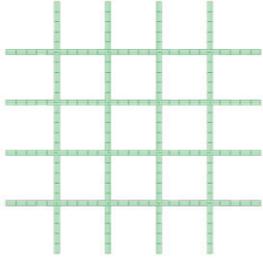
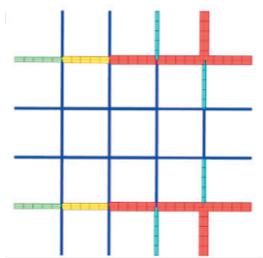
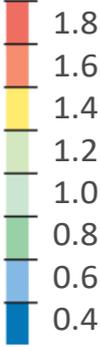
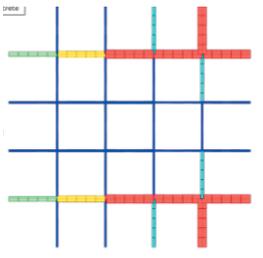
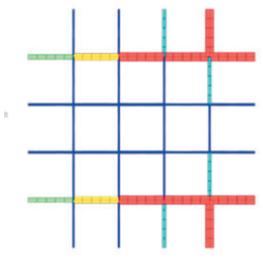
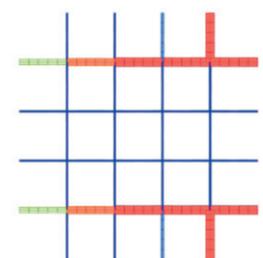
iteration	Stiffeners' thicknesses	Legend
0th	40.0 	Thickness (mm)
1st	33.4 	
2nd	32.5 	
3rd	31.7 	* Number in the boxes shows sum of thickness (mm) of the stiffeners
4th	31.7 	

Fig. 3-5 Iteration history of combinations of stiffeners' thickness. The design variables began to show a condition which all thicknesses were 1.0 mm at the 0th iteration. After that, thicknesses of the inner stiffeners became the minimum thickness 0.4 mm shown in blue, while those of the outer stiffeners became the maximum number 1.8 mm shown in red.

3.5 1st Step 固有振動時正規化応力に対する FSD の適用

3.5.1 固有振動時正規化応力に対する FSD の計算結果

先の 2.2.5 節で示した手法に従い，対象の FE モデルに生じる正規化応力に式 (2-6) を適用し最適化した．設計変数であるスティフナ板厚の範囲は，0.4 mm 以上 1.8 mm 以下であるため，全板厚が最小板厚 0.4 mm のモデルを T_{min} ，最大板厚 1.8 mm のモデルを T_{max} とした．

両モデルについて固有値解析を行い，各要素に生じる正規化応力を求めた．図 3-6 に計算結果を示す．全板厚が最小板厚 0.4 mm のモデル T_{min} の正規化応力は 4437 以上 14219 以下，最大板厚 1.8 mm のモデル T_{max} の正規化応力は 2504 以上 7924 以下となる．これより両モデルの重複する正規化応力の範囲は，4437 以上 7924 以下となり，その平均は 6181 となる．

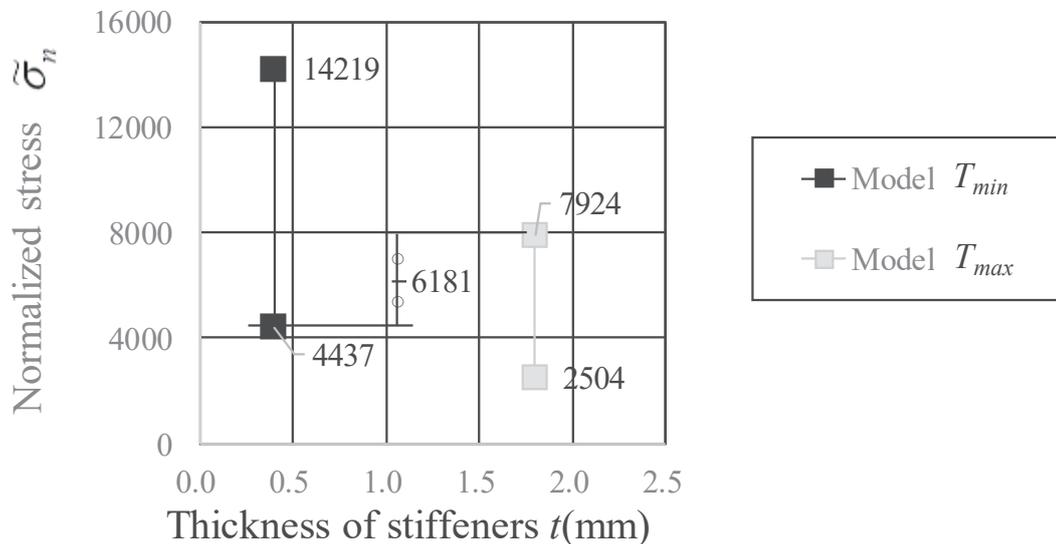


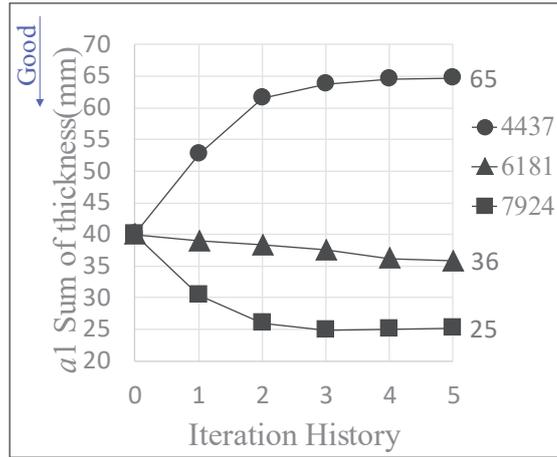
Fig. 3-6 Thicknesses of stiffeners and ranges of Normalized stress on the stiffeners of two models.

式 (3-8) にモデル T_{min} とモデル T_{max} の正規化応力の重複する範囲を示す. この結果導出した 3 個の基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_{n-L}^{st}$, $\tilde{\sigma}_{n-H}^{st}$, $\tilde{\sigma}_{n-Average}^{st}$ を式 (3-9) に示す.

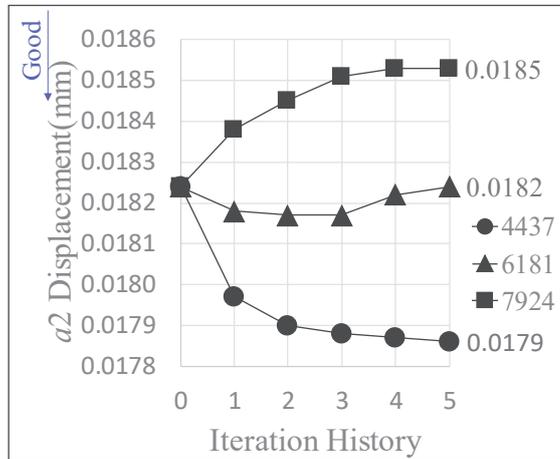
$$\begin{aligned} 4437 &\leq \tilde{\sigma}_n(T_{min}) \leq 14219 \\ 2504 &\leq \tilde{\sigma}_n(T_{max}) \leq 7924 \end{aligned} \quad (3-8)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \tilde{\sigma}_{n-L}^{st} &\equiv \max(\tilde{\sigma}_{n-min}(T_{min}), \tilde{\sigma}_{n-min}(T_{max})) = 4437 \\ \tilde{\sigma}_{n-H}^{st} &\equiv \min(\tilde{\sigma}_{n-max}(T_{min}), \tilde{\sigma}_{n-max}(T_{max})) = 7924 \\ \tilde{\sigma}_{n-Average}^{st} &\equiv \text{average}(\tilde{\sigma}_{n-L}^{st}, \tilde{\sigma}_{n-H}^{st}) = 6181 \end{aligned} \right. \quad (3-9)$$

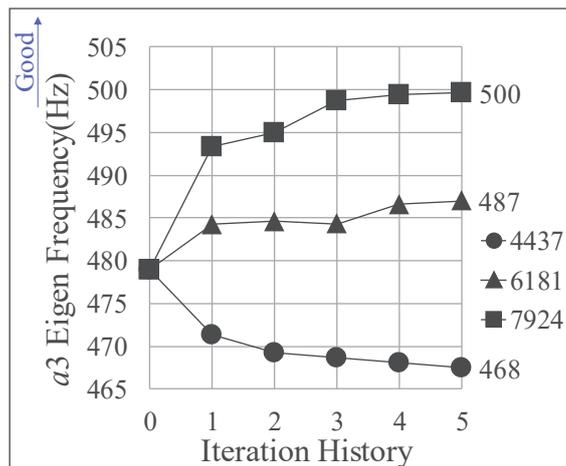
初期板厚 1.0mm のモデル (Base) に, 式 (3-9) で得られた 3 つの基準正規化応力 4437, 6181, 7924 をそれぞれ適用し, FSD を実施した. 板厚総和を a_1 , 曲げ荷重変形量を a_2 , 固有周波数を a_3 として, これらの関係性を調べる. 板厚総和 a_1 が収束した 5 イタレーションで計算を終了した. 図 3-7 に示すように, 基準正規化応力が低いほど, 目的関数である板厚総和 a_1 は基準より厚くなり (悪化), 曲げ剛性 a_2 は基準よりも高くなる (改善) が, 逆に固有周波数 a_3 は低くなる (悪化). 逆に, 基準正規化応力が高いと上記 3 項目は逆の現象を示す. 従って, 板厚総和 a_1 と固有周波数 a_3 は併存関係であるのに対し, 板厚総和 a_1 と曲げ剛性 a_2 , 及び固有周波数 a_3 と曲げ剛性 a_2 は背反関係にある. 各項目を組み合わせた 3 つの 2 軸グラフ ((a_2, a_3) , (a_2, a_1) , (a_3, a_1)) を図 3-8 に示す.



(a) Iteration history of sum of thickness

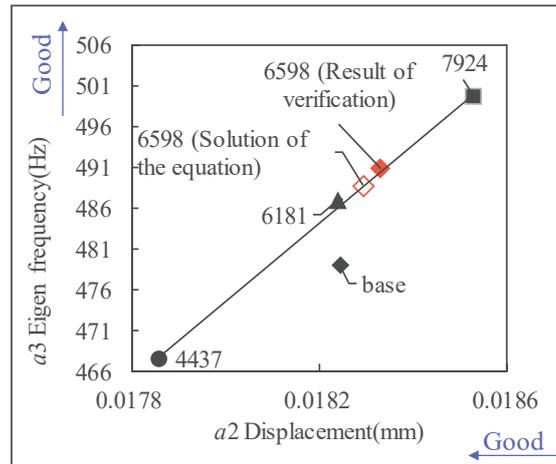


(b) Iteration history of stiffness (displacement)

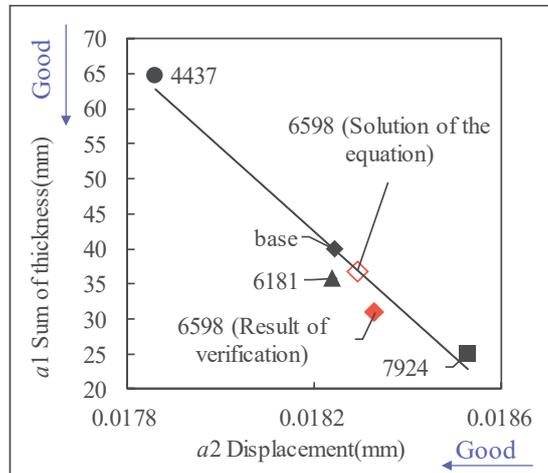


(c) Iteration history of eigen frequency

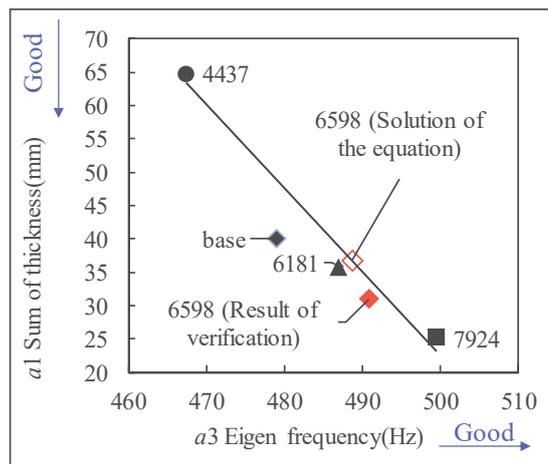
Fig. 3-7 Iteration history of sum of thickness, stiffness (displacement), and eigen frequency by applying the three standard normalized stresses 4437, 6181 and 7924.



(a) Stiffness(Displacement) vs Eigen Frequency



(b) Stiffness(Displacement) vs Sum of thickness



(c) Eigen frequency vs Sum of thickness

Fig. 3-8 Relation between a_1 : sum of thickness, a_2 : displacement, and a_3 : eigen frequency.

上記 $((a_2, a_3), (a_2, a_1), (a_3, a_1))$ の関係は、それぞれ式 (3-10) で示される三元一次方程式で表される。その解は式 (3-11) に示すように、板厚総和 $a_1=36.8$ mm, 曲げ荷重変形量 $a_2=0.018294$ mm, 固有周波数 $a_3=488.7$ Hz である。

図 3-9 に板厚総和 a_1 と基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{st}$ の関係を示す。両者は式 (3-12) で示されるように直線近似され、 $a_1=36.8$ から、適正基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{st} = 6598$ が求められる。

$$\begin{cases} a_3 = 48101a_2 - 391.2 \\ a_1 = -59987a_2 + 1134.2 \\ a_1 = -1.2551a_3 + 650.24 \end{cases} \quad (3-10)$$

$$\begin{cases} a_1 = 36.8 \\ a_2 = 0.018294 \\ a_3 = 488.7 \end{cases} \quad (3-11)$$

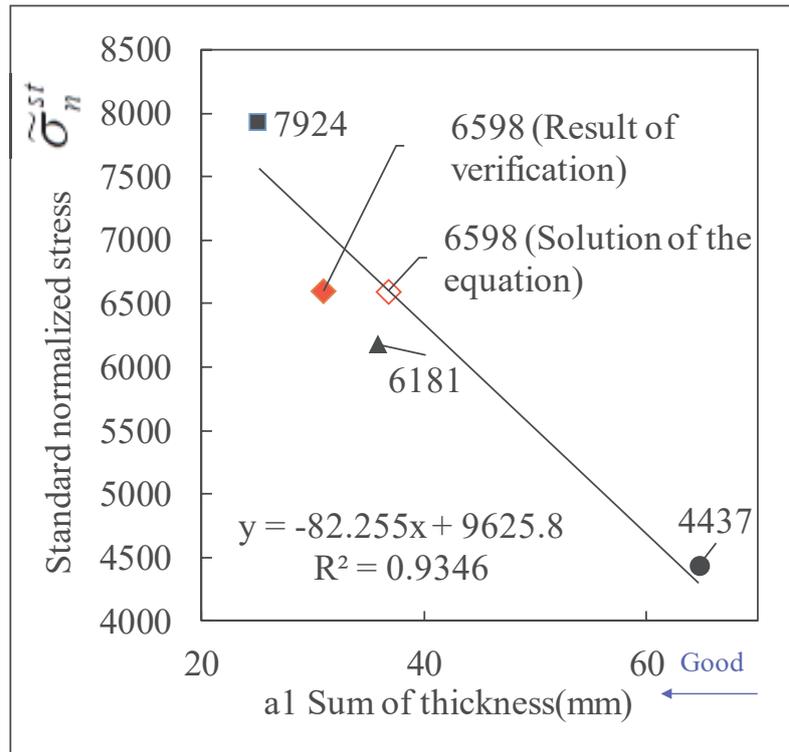


Fig. 3-9 Relation between sum of thickness a_1 and standard normalized stress $\tilde{\sigma}_n^{st}$. A linear approximate equation of $(a_1, \tilde{\sigma}_n^{st})$ is shown as equation (3-12). Since sum of thickness $a_1(=36.8)$ is shown in equation (3-11), standard normalized stress $\tilde{\sigma}_n^{st}$ 6598 to be named “true standard normalized stress” is obtained by equation (3-12), which is shown as the red open diamond-shaped point in the graph. The red solid diamond-shaped point shows the result of verification by using the true standard normalized stress $\tilde{\sigma}_n^{st}$ 6598.

$$\tilde{\sigma}_n^{tst} = -82.255a_1 + 9625.8 \quad (3-12)$$

図 3-10-1 に、導出された適正基準正規化応力値 $\tilde{\sigma}_n^{tst}$ 6598 を適用して FSD による板厚最適化を実施したときの 0th~6th イタレーションの板厚総和、図 3-10-2 に 5th イタレーションの板厚配置を示す。

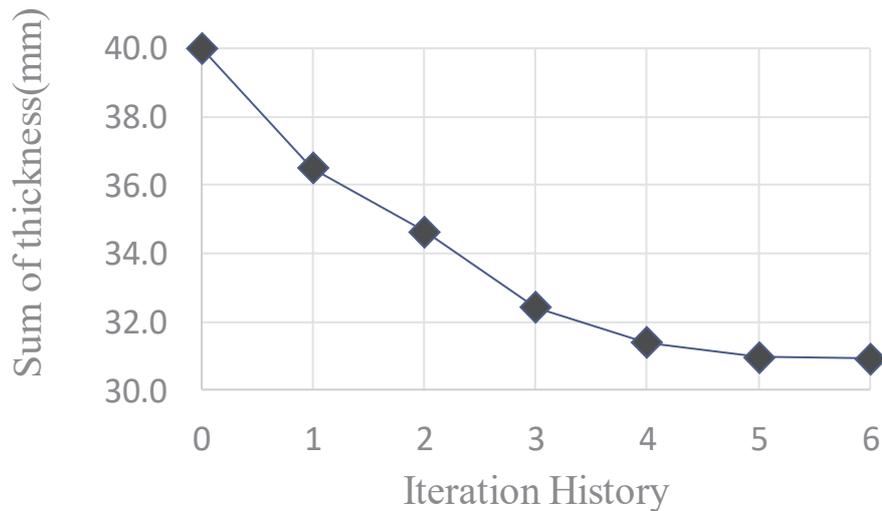


Fig. 3-10-1 Iteration history of sum of stiffeners' thickness at 6598 of the true standard normalized stress $\bar{\sigma}_s^{true}$.

3.5.2 固有振動時正規化応力の分布

図 3-11 に 5th イタレーションのモデル外殻の応力分布 (a) とスティフナの応力分布 (b), スティフナの板厚配置 (c) を示す. 図 3-11 は, 正規化された最大変位の状態を示している. 図 3-11(a)に示されるように, 一次固有振動は, ねじりモードである. 図 3-10 に示される板厚配置では, 最適化はねじりモードをキャンセルするように, 図中左上から右下へ引いた対角線を中心軸にスティフナの板厚は略対称となる. 中心部の板厚は薄く, それを口の字状に取り囲む部分の板厚が厚くなり, 逆 L 字の部分では赤で示される最大板厚 1.8 mm となる. この逆 L 字の板厚が赤の部分は, 図 3-11 (c) に示されるようにねじり変形の右半分の赤で示される板厚部分と同一である. 図 3-11 (a) に示される外殻の応力分布と図 3-11 (b) に示される内部スティフナの応力分布は, (モデルの中心を通る z 方向軸で左右に 2 分割したとすると) 左側の応力は右側より高いことから, 左側の変形量が大きく, 右側が小さい.

このことは先に述べた図 3-10 と図 3-11 (c) スティフナの板厚配置において, 逆 L 字部分の板厚が大きいことと合っている.

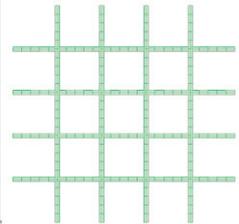
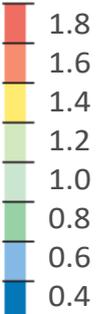
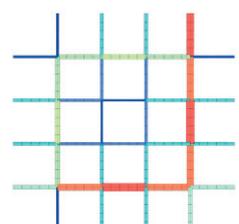
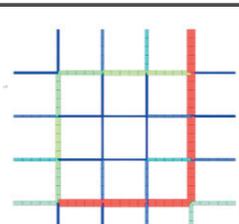
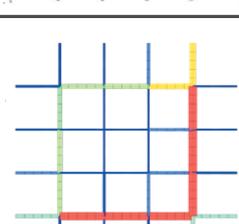
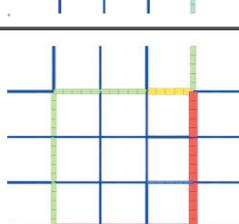
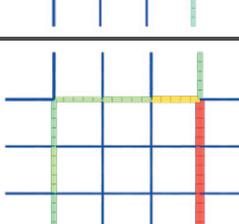
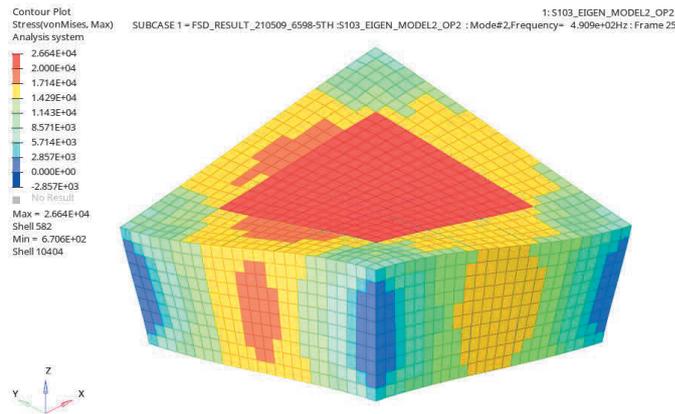
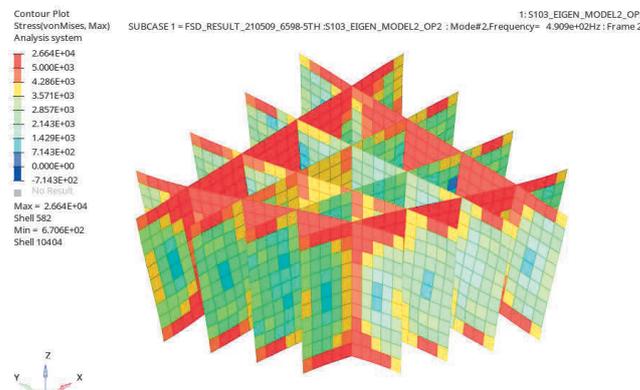
iteration	Stiffeners' thicknesses	Legend	
0th	40.0 	Thickness (mm) 	
1st	36.5 		
2nd	34.6 		
3rd	32.4 		* Number in the boxes shows sum of thickness (mm) of the stiffeners
4th	31.4 		
5th	31.0 		

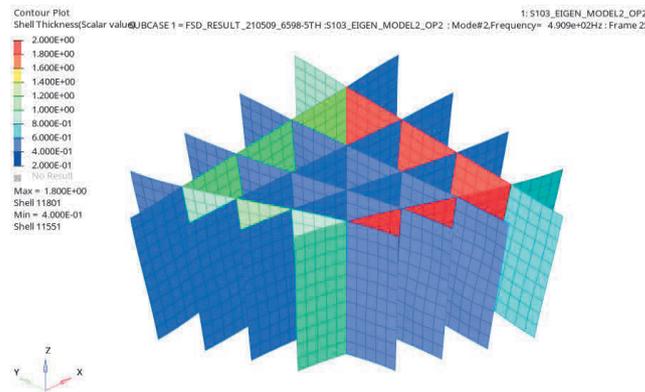
Fig. 3-10-2 Iteration history of stiffeners' thickness at 6598 of the true standard normalized stress. $\tilde{\sigma}_n^{tst}$



(a) Distribution of normalized stress of the model's outer panels



(b) Stiffness(Displacement) vs Sum of thickness



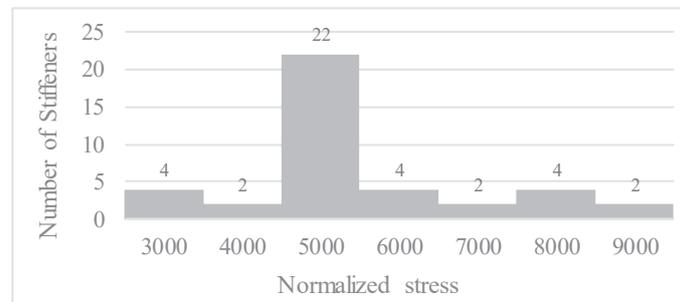
(c) Distribution of normalized stress of the stiffeners

Fig. 3-11 Distribution of normalized stress of the model's outer panels in the top (a), that of stiffeners in the center (b) and stiffeners' thickness distribution in the bottom (c). They are results of the 5th FSD iteration based on the true standard normalized stress $\bar{\sigma}_n^{1st}$ 6598 and in motion of the 1st eigen torsional vibration.

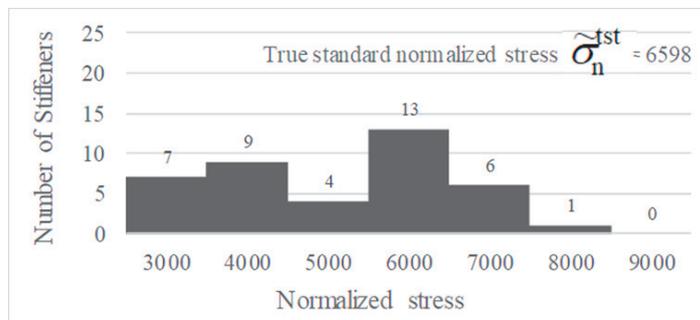
3.5.3 固有振動時正規化応力の度数分布

図 3-12 (a) に Base, 図 3-12 (b) に図 3-11 に示される個体 FSD-EigenF のスティフナに生じる正規化応力の度数分布を示す. Base では 5000 台で度数 22 と高いピークを示した. FSD 適用によりピークは 4000 台 (度数 9) と 6000 台 (度数 13) に 2 分されながら, 正規化応力の分布範囲は狭まり, 同時に全体の度数レベルは高まっている. 表 3-2 に示すように, Base から FSD-EigenF では, 正規化応力の最大値, 最小値, 最大値と最小値の差 (分布範囲) は, それぞれ 14.2 %, 13.7%, 14.5%低下し, その結果平均は 7.6 %低下している.

以上より, FSD を適用したことにより, Base に生じる正規化応力の分布範囲が狭まると同時にそのレベルが低められながら平準化され, その結果平均が下がったと考えられる. ここで得られた 5thイタレーション計算結果の板厚配置の個体を Method 3, 及び Proposed method の 2nd Step での GA のエリートとする.



(a) Normalized stress level of base ($\forall t=1.0\text{mm}$)



(b) Normalized stress level of results of FSD

Fig. 3-12 Histograms of calculated normalized stress level of stiffeners

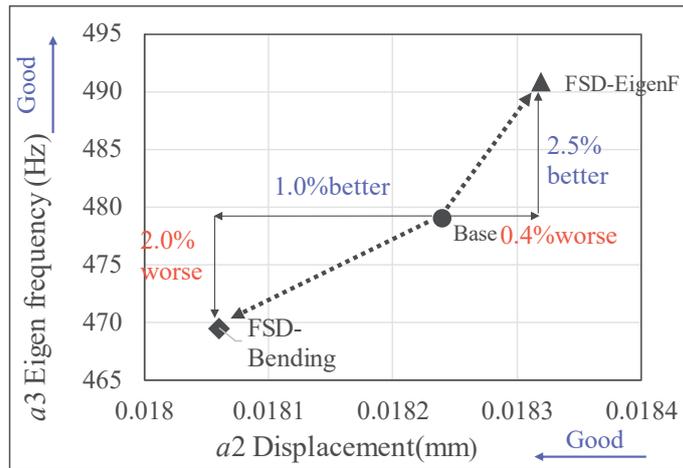
Table 3-2 Maximum, minimum, |max. -min. | and average of normalized stresses

	(1)Base($\forall t=1.0\text{mm}$)	(2)True standard normalized stress $\bar{\sigma}_n^{\text{1st}} 6598$	Difference = (2)/(1)-1
Maximum	9334.0	8011.0	-14.2 %
Minimum	3707.0	3198.0	-13.7 %
Max.-Min.	5627.0	4813.0	-14.5 %
Average	5898.1	5561.2	-5.7 %

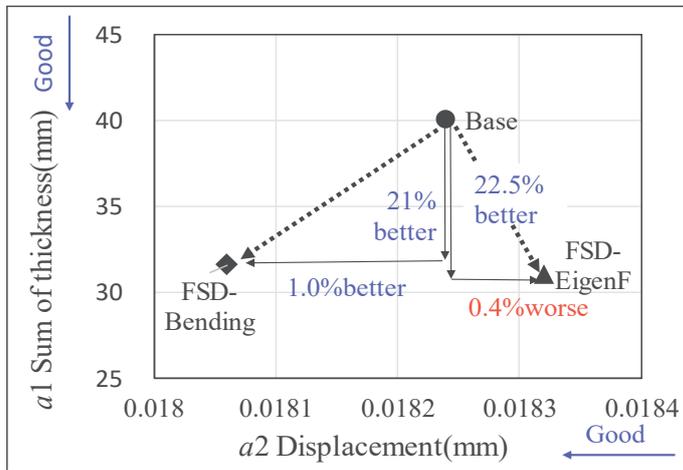
3.5.4 1st Step で得られた個体の性能

Proposed method は， Base と 1st Step の FSD で得られた FSD-Bending と FSD-EigenF の計 3 個体を 2nd Step の GA 開始時点のエリートとする． この中の Base を基準とすると， 目的関数である板厚総和に関し FSD で得られた 2 個体とも Base から改善しており， FSD-Bending は 21.0%， FSD-EigenF は 22.5%それぞれ良い． 制約条件である 2 性能に関し， FSD-Bending は Displacement（静剛性）が 0.01806mm であるので Base の 0.01824 mm を 2.5%上回るが， 逆に固有周波数では 469 Hz と Base の 479 Hz を 2.0 % 下回る． FSD-EigenF は， Displacement は 0.01832 mm と Base に対し 0.4 %悪化するが， 固有周波数は， 491 Hz と 2.5 %良い．

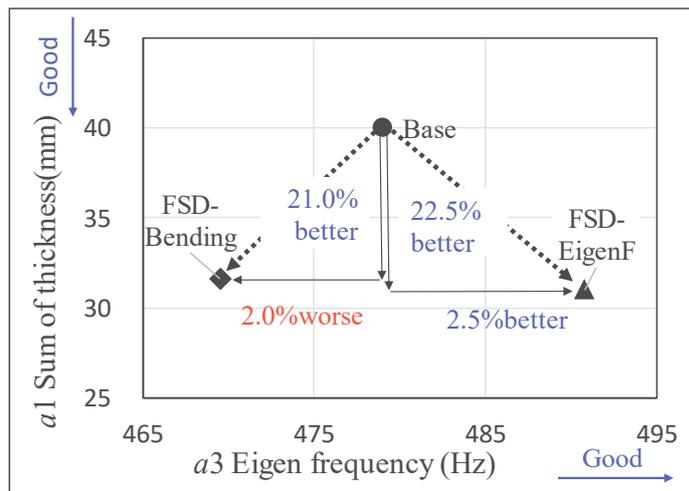
以上の関係を図 3-8 と同様， 3 つの 2 軸グラフで表したものを図 3-13 に示す． このように 3 個体同士を比較すると， 板厚総和， 静剛性， 固有周波数の 3 項目に関し， 他の個体に優っている項目と劣っている項目が併存している． 制約条件に対する未達度を考慮した AOF を含めた一覧を表 3-3 に示す． AOF で 3 個体を比較すると， Base の AOF は目的関数と同じ 40.0 mm に対し， FSD-Bending の AOF は 42.0mm と 5.0 %劣り， 同 FSD-EigenF は 40.5 mm と 1.3 %劣る．



(a) a_2 Stiffness(Displacement) vs a_3 Eigen Frequency



(b) a_2 Stiffness(Displacement) vs a_1 Sum of thickness



(c) a_3 Eigen frequency vs a_1 Sum of thickness

Fig. 3-13 Relation between a_1 : sum of thickness, a_2 : displacement, and a_3 : eigen frequency of Base, FSD-Bending, and FSD-EigenF.

Table 3-3 Comparison between Base, FSD-Bending, and FSD-EigenF

Item	Base	FSD-Bending	FSD-EigenF
OF(mm)	40.0 (base)	31.6 (21.0%better)	31.0 (22.5%better)
AOF(mm)	40.0 (base)	42.0 (5.0%worse)	40.5 (1.3%worse)
Displacement(mm)	0.01824 (base)	0.01806 (1.0%better)	0.01832 (0.4%worse)
Eigen frequency(Hz)	479 (base)	469 (2.0%worse)	491 (2.5%better)

3.6 2nd Step 遺伝的アルゴリズム GA による数値計算結果

3.6.1 Proposed method の結果 従来手法との比較

提案手法を含む4つの計算手法 (Method1, Method2, Method3, Proposed method) による結果を図 3-14 に示す。計算にあたっては、3種類の乱数表を用いて1手法につき計3回ずつ最適化計算を行い、それぞれの手法の各世代20個体中、2つの制約条件を満たした個体のうち板厚総計が最小の個体を世代順にプロットした。

FSD の結果をエリートに含めない Method 1 は、計算開始から 5 世代目 (5th generation) まで初期値からの改善は見られない。それに対し、他の 3 つの手法はいずれも 5 世代目では板厚総和 31.0 mm 以下と初期板厚から 20.0 %以上改善している。5 世代目での板厚総和の順位は, Proposed method が 28.4 mm で最小板厚となり, 2 番目に Method 2 の 29.4 mm, 3 番目に Method 3 の 31.0 mm となった。20 世代以降, 順位は変動していない。

Method1 以外の 3 ケース (Method2, Method3, Proposedmethod) は、5 世代以降の改善率は緩やかに推移する。それに対し、Method 1 は、計算回毎の改善率は上位 3 モデルよりも高く推移し、徐々に追いついている。この理由は、上位 3 モデルは、いずれも 1st Step で得られた優良個体を最初のエリートに加えたため、優良遺伝子によって 5 世代まで改善効果が顕著に発揮された。5 世代目以降は、優良遺伝子による改善効果が薄れ、改善率が低下したと考えられる。

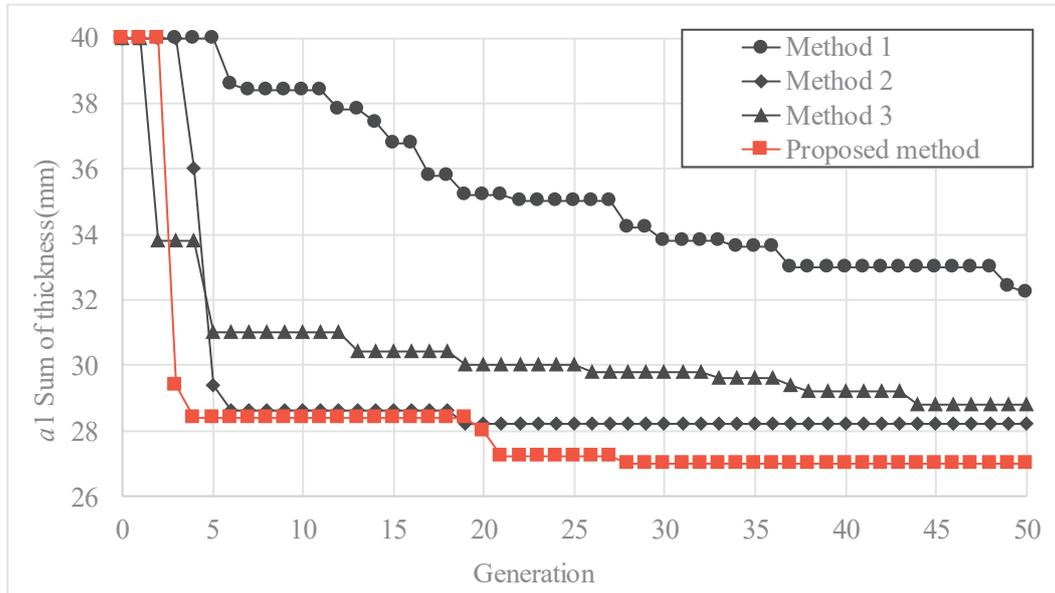


Fig. 3-14 GA's results of the four methods

表 3-4 に Method1~3, 及び Proposed method の 50 世代目での目的関数が最小値 (ベスト値) となった個体の板厚総和, 剛性 (Displacement), 固有周波数(Eigen Frequency)を示す.

3.6.2 結果の検証~3Elites と乱数による個体群の比較

図 3-15 は Step1 での図 3-13 を元図とし, 検証のために, 2nd Step での GA 最適化から得られた個体を追記している. 図 3-8, 図 3-13 と同様, 板厚総和を a_1 , 曲げ荷重変形量を a_2 , 固有周波数を a_3 として, 各項目を組み合わせた 3 個の 2 軸グラフ ((a_2, a_3) , (a_2, a_1) , (a_3, a_1)) を示している.

1st Step で得られた Method1~3 の Elite に関しては, 図 3-13 と同じ表記: Base : ●, FSD-Bending : ◆, FSD-EigenF : ▲である.

GA の結果得られた各手法のベスト値 (図 3-14 中の 50 世代時個体の性能) を次の表記で示す: Method 1 : ●, Method 2 : ◆, Method 3 : ▲, Proposed method : ■. Proposed method の GA 開始時に Elite の 3 個体以外の乱数 (3 種類の乱数表) で生成した個体 (個体数 $51=17\times 3$) を図中×としている. また, 制約条件を満足し, 目的関数が Base 以上の目標領域 (Objective Area) を薄黄色で示している.

図 3-15(a)では, 横軸に Displacement (静剛性), 縦軸に Eigen Frequency (固有周波数) を示す. 乱数で生成された図中×で示される個体の群 (以下乱数による個体群) に着目すると, 両制約条件を満たし目標領域に入っているのは 6 個体で, その他は標記領域外に広く分散している. 乱数による個体群の広がりを扇の広げた面とし, Base をこの扇の中心と見ると, 1st Step で得られた FSD-Bending と FSD-EigenF は, この広げた扇の両端部に位置している.

図 3-15(b)では, 横軸に Displacement (静剛性), 縦軸に Sum of thickness (板厚総和), 図 3-15(c)では, 横軸に Eigen Frequency (固有周波数), 縦軸に Sum of thickness (板厚総和), を示す. 両図において, FSD-Bending と FSD-EigenF は, それぞれ静

剛性 a_2 と固有周波数 a_3 に関し、GA 開始時の乱数による個体群に対し明確に優れた性能であることを示している。すなわち、FSD-Bending と FSD-EigenF は、それぞれ静剛性と固有周波数に関し、乱数による個体群に対し突出していると言える。従って、Method 1 が、他の 3 つの Method と比較して、最も最適化の速度が遅かった理由が、FSD-Bending と FSD-EigenF を含まないことが原因であるとする、最適化を速めるエリートの条件は、FSD-Bending と FSD-EigenF のように、①「2 制約条件のどちらかが突出して有利な性能を有していること」、及び②「目的関数の達成度が平均以上であること」と考えられる。このときエリートの性能が突出しているか、平均を上回るかの基準となるのは、GA の最初期の乱数による個体群のレベルである。

GA を適用する 4 つの手法の 50 世代目の最良値が Proposed method : ■, Method 1 : ●, Method 2 : ◆, Method 3 : ▲で示されている。これらは、図 3-15(a)の 2 軸平面状では、目標領域の右端軸上（剛性制約の下限）に集まって位置している。4 つの手法の結果が剛性制約の下限軸上に集まった理由は、2 制約条件中、剛性制約を維持することが、固有周波数を維持するより難易度が高いためと考えられる。

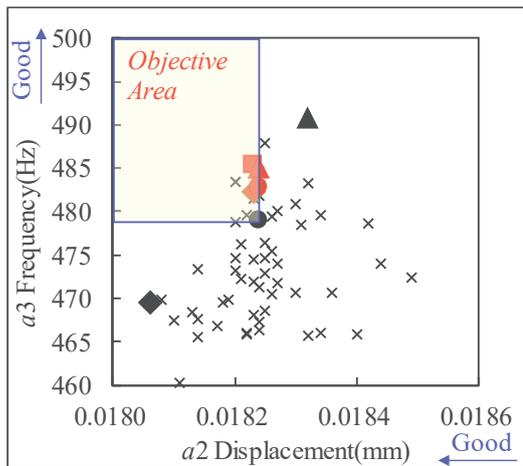
図 3-15(b)では、横軸に Displacement（静剛性）、縦軸に目的関数である板厚総和を示す。乱数による個体群の目的関数：板厚総和はほとんどが Base の 40.0 mm 以上に固まって分布している。分布の範囲の大きさは、2 制約条件で整理された図 3-15(a)より小さい。このうち 6 個体の板厚総和が Base の 40.0 mm 以下であるが、どれも剛性制約を満たしていない。図 3-13(b)で示したように、FSD-Bending と FSD-EigenF は Base に対し、それぞれ 21.0 %、22.5 %改善しているが、これは両エリート個体の乱数による個体群に対しての優位を示している。GA を適用した 4 つの手法の 50 世代目の最良値は、Proposed method を筆頭に、剛性の境界線上である Displacement=0.01824 の線上に集まって並んでいる。

図 3-15(c)は、横軸に Frequency（固有周波数）、縦軸に目的関数である板厚総和を示す。乱数による個体群の分布は、図 3-15(b)と同じく図 3-15(a)に比べ比較的小さ

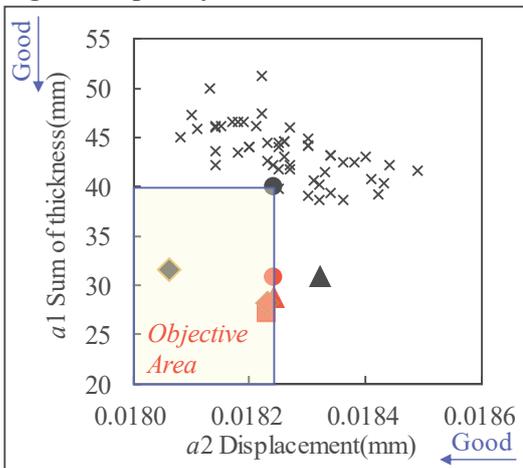
い. 相違点は, 図 3-15(b)では剛性制約に対し, それを満たす個体と未達の個体の数は半々であったが, 固有周波数制約に対してのそれは, 満たす個体数は全体の約 1/3 で, 残りの約 2/3 は, 未達である.

Table 3-4 Results of the 50th generation of Method 1, 2, 3, and Proposed method

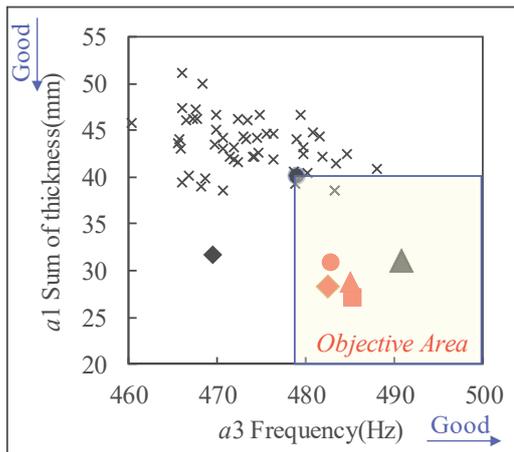
Item	Standard	Method 1	Method 2	Method 3	Proposed method
Elite	-	Base	FSD-Bending	FSD-EigenF	Base FSD-Bending FSD-EigenF
OF(mm)	40.0 (base)	32.2 (19.5%better)	28.2 (29.5%better)	28.8 (28.0%better)	27.0 (32.5%better)
Displacement (mm)	0.01824 (base)	0.01824 (base)	0.01823 (0.1%better)	0.01824 (base)	0.01823 (0.1%better)
Eigen frequency (Hz)	479 (base)	483 (0.8%better)	482 (0.6%better)	485 (1.3%better)	485 (1.3%better)



(a) a_2 Stiffness(Displacement) vs a_3 Eigen Frequency



(b) a_2 Stiffness(Displacement) vs a_1 Sum of thickness



(c) a_3 Eigen frequency vs a_1 Sum of thickness

Legend

- The best result of Proposed method
- Base
- The best result of method 1 including Base as a starting elite
- ◆ FSD-Bending
- ◆ The best result of method 2 including FSD-Bending as a starting elite
- ▲ FSD-EigenF
- ▲ The best result of method 3 including FSD-EigenF as a starting elite
- × Individuals generated by using a random number list at the beginning generation

Fig. 3-15 Relation between a_1 : sum of thickness, a_2 : displacement, and a_3 : eigen frequency of the best result, Base, FSD-Bending, FSD-EigenF, and individuals generated by using a random number list at the beginning generation.

3.6.3 結果の検証～適正基準正規化応力の妥当性

Proposed method で導出した適正基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{fst}$ 6598 が有効であるかどうかの検証を行った。図 3-16 に結果を示す。比較検証のため、基準正規化応力が図 3-6 (式 (3-8)) より得られた 4437 以上 7924 以下の範囲にある 7 つの値 ($\tilde{\sigma}_n^{st}=4500, 5000, 5500, 6000, 6500, 7000, 7500$) を比較のケースとした。それぞれ FSD による板厚の最適化計算を行ない、得られた個体を FSD-EigenF とした。この FSD-EigenF に Proposed method と同じく Base, 及び, FSD-Bending を加えた 3 個体を GA 開始時のエリートとし、50 世代までの GA による最適化計算を行った。横軸が基準正規化応力、縦軸が 50 世代時の板厚総和で、塗りつぶし■■がそれぞれの基準正規化応力での最良値、中抜き□□が平均値を表している。また、Method 1, 2, 3 のベスト値をそれぞれ灰色の長点線、一点鎖線、二点鎖線で示した。Proposed method は、最良値が 27.0、平均値が 27.8 であった。これに対し、比較したケース中の最良値は 6500 と 7000 の 27.2、平均値では 6500 の 28.0 であり、Proposed method が最良値と平均値両方で最も良い結果を示した。

また、上記 7 ケースを、Method 1, 2, 3 のベスト値と比較すると、基準正規化応力が 4500, 5000, 5500, 6000 のケースは、平均値ベスト値とも Method 1 ベスト値より板厚総和は薄く良好であるが、Method 2&3 よりは厚い。一方で基準正規化応力が 6500, 7000, 7500 のケースは、それぞれのベスト値は Method 1, 2, 3 のベスト値より薄く良好な性能を示したが、平均値では、6500 のみ薄い結果だった。

以上から、適正基準正規化応力 $\tilde{\sigma}_n^{fst}$ 6598 を用いた Proposed method は有効であると考えられる。また、Proposed method 以外の基準正規化応力では 6500 も有効であることが分かった。

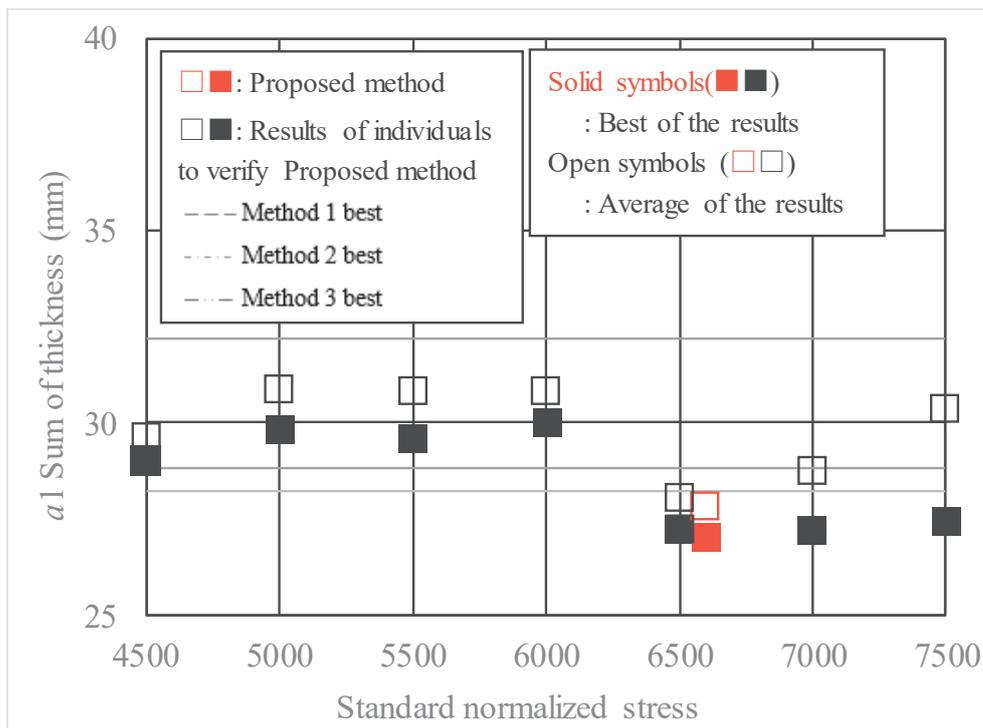


Fig. 3-16 Results of verification if Proposed method of which true standard normalized stress $\tilde{\sigma}_n^{1st}$ 6598 is effective.

3.6.4 設計変数（スティフナ板厚）の分布

図 3-17 は、4 つの手法について、0、10、25、50 世代において、両制約条件を満たし、かつ板厚総和が最小のモデルの板厚の XY 平面配置を示している。図中各枠内の数値は、図中に板厚配置が示されているモデルの板厚総和を示し、3 試行中最小（＝最良）の板厚を示している。Proposed method の 50 世代目（図中右端最下段）の板厚配置は板厚総和 27.0 mm で、比較モデル中、最も最適化が進んだ状態を示している。中心部の上から第二行と第三行の板厚が 0.4～0.6 mm と最小を示し、その上下の第一行と第四行の板厚が最大板厚 1.8 mm を含み比較的厚い。これは、固有振動時の正規化応力に対して最適化した図 3-10 の結果より、静曲げ剛性荷重の発生応力に対して最適化した図 3-5 の結果に近い結果になっている。したがって、本研

究で対象とした曲げ剛性と固有周波数の2制約条件では、曲げ剛性の制約がより強く結果に影響していると考えられる。

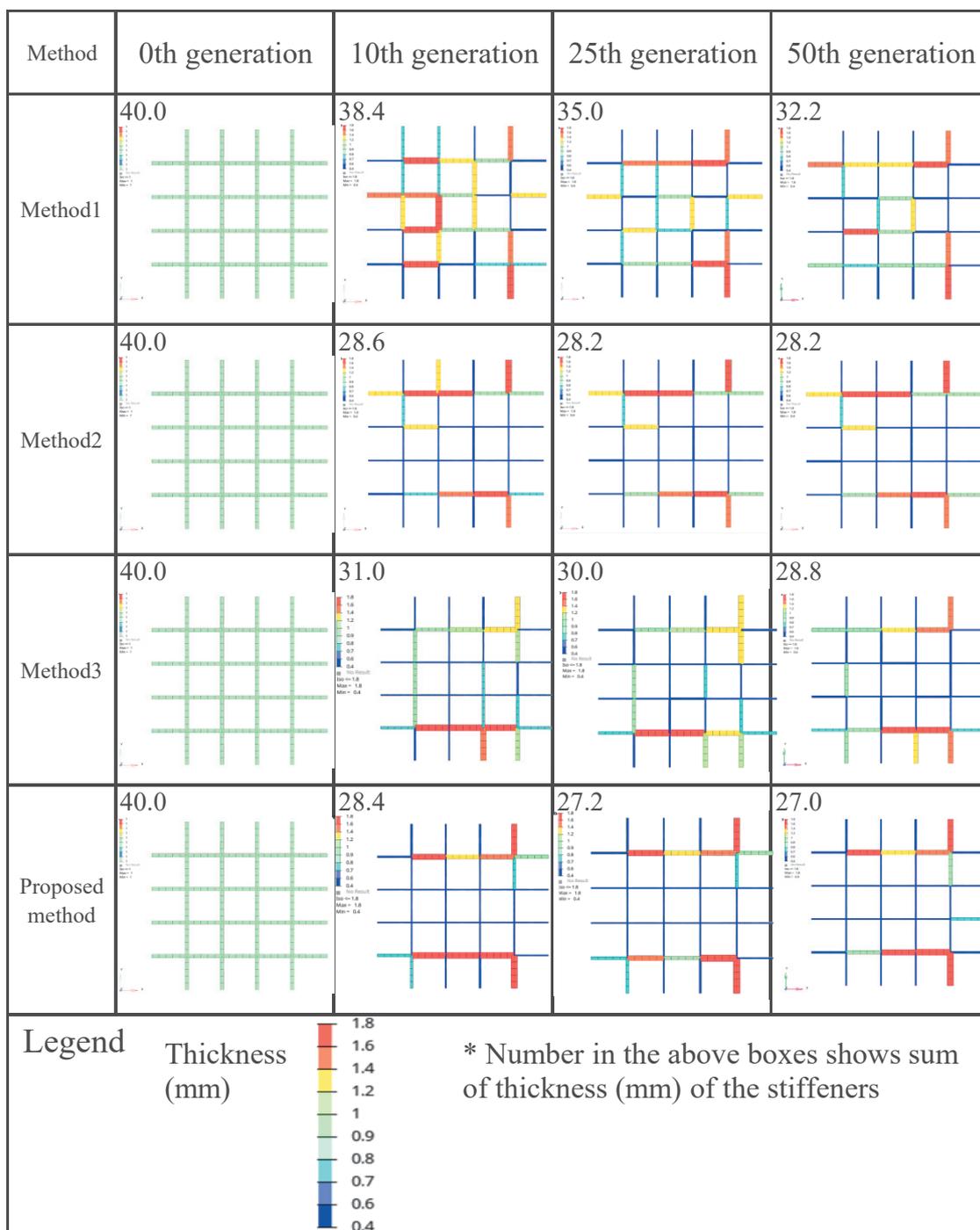


Fig. 3-17 Distribution of stiffeners' thicknesses of the four Methods(Method 1, Method2, Method 3 and Proposed method) at the 0th, the 10th, the 25th and the 50th iteration.

3.6.5 応力の分布 (Proposed method 適用前後)

図 3-18 は，Proposed method の結果得られた，両制約条件を満たし，かつ板厚総和が最小のモデルの 0 世代目 (Base と同じ) と 50 世代目の個体の外郭とスティフナの応力分布を示している．図 3-17 中，最下段の 0 世代 (Base) と 50 世代の板厚配置が示されている個体に対応している．0 世代 (Base) と 50 世代の応力分布を比較すると，静荷重時，及び固有振動時共に，外郭の前面や上面の前後の部分の応力のレベルがやや高まっている．

図 3-19 に示されるスティフナの板厚は，外郭の応力が増した部分に接する部分は最低板厚の 0.4mm または 0.6mm と 0 世代 (Base) の 1.0mm から薄くなっており，そのため同部分のスティフナの応力が増している．スティフナの応力の分布は，両荷重条件下で，中心部分が比較的 low，それを取り囲む外側部分が高い．このことは，3.6.4 節で述べた「中心部の上から第二行と第三行の板厚が 0.4～0.6mm と最小を示し，その上下の第一行と第四行の板厚が最大板厚 1.8mm を含み比較的厚い」ことが原因と考えられる．

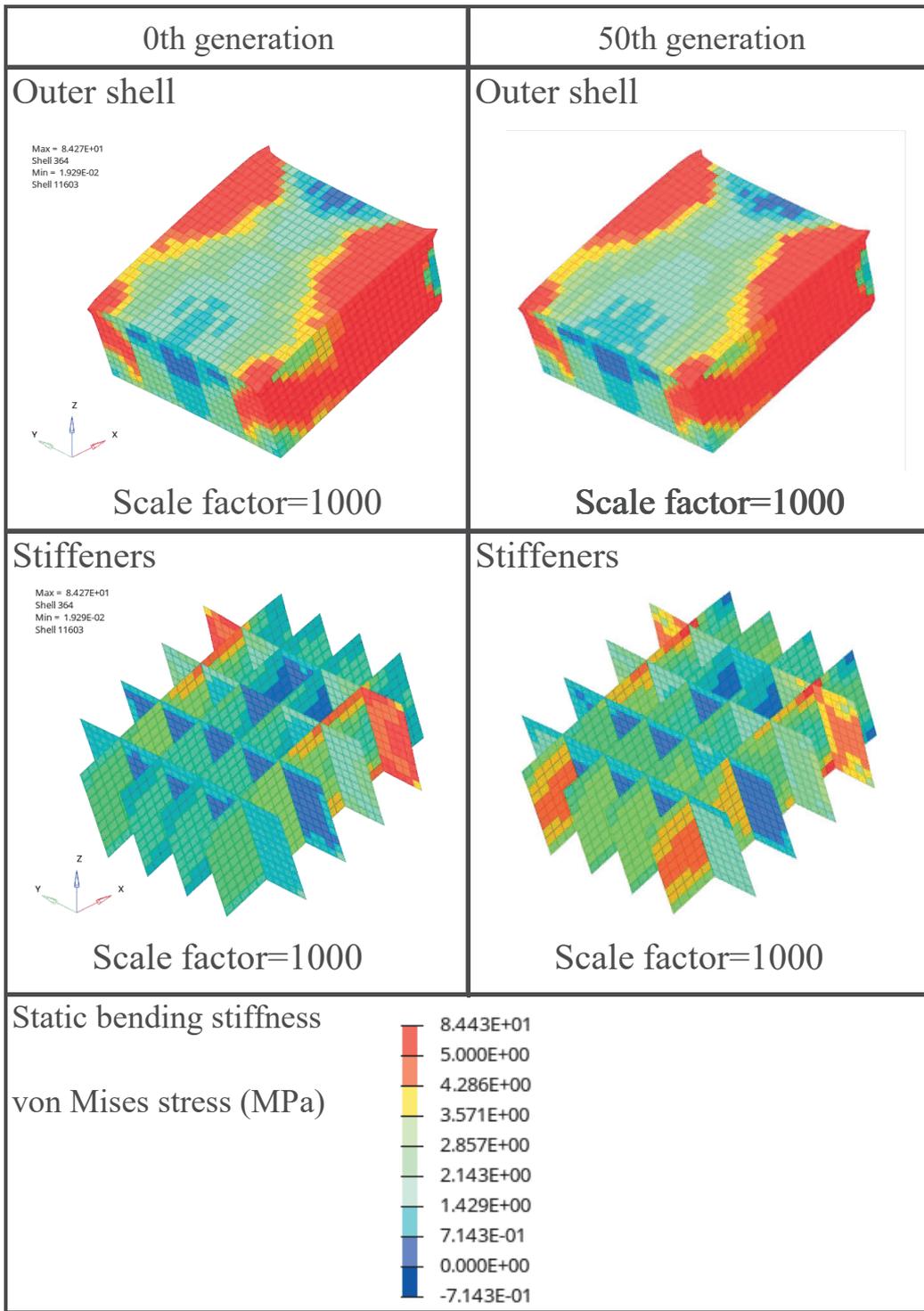


Fig. 3-18 Distributions of von Mises stresses at static bending load and normalized von Mises stresses at eigen vibration at the 0th and the 50th generation, that is before and after Proposed method was applied.

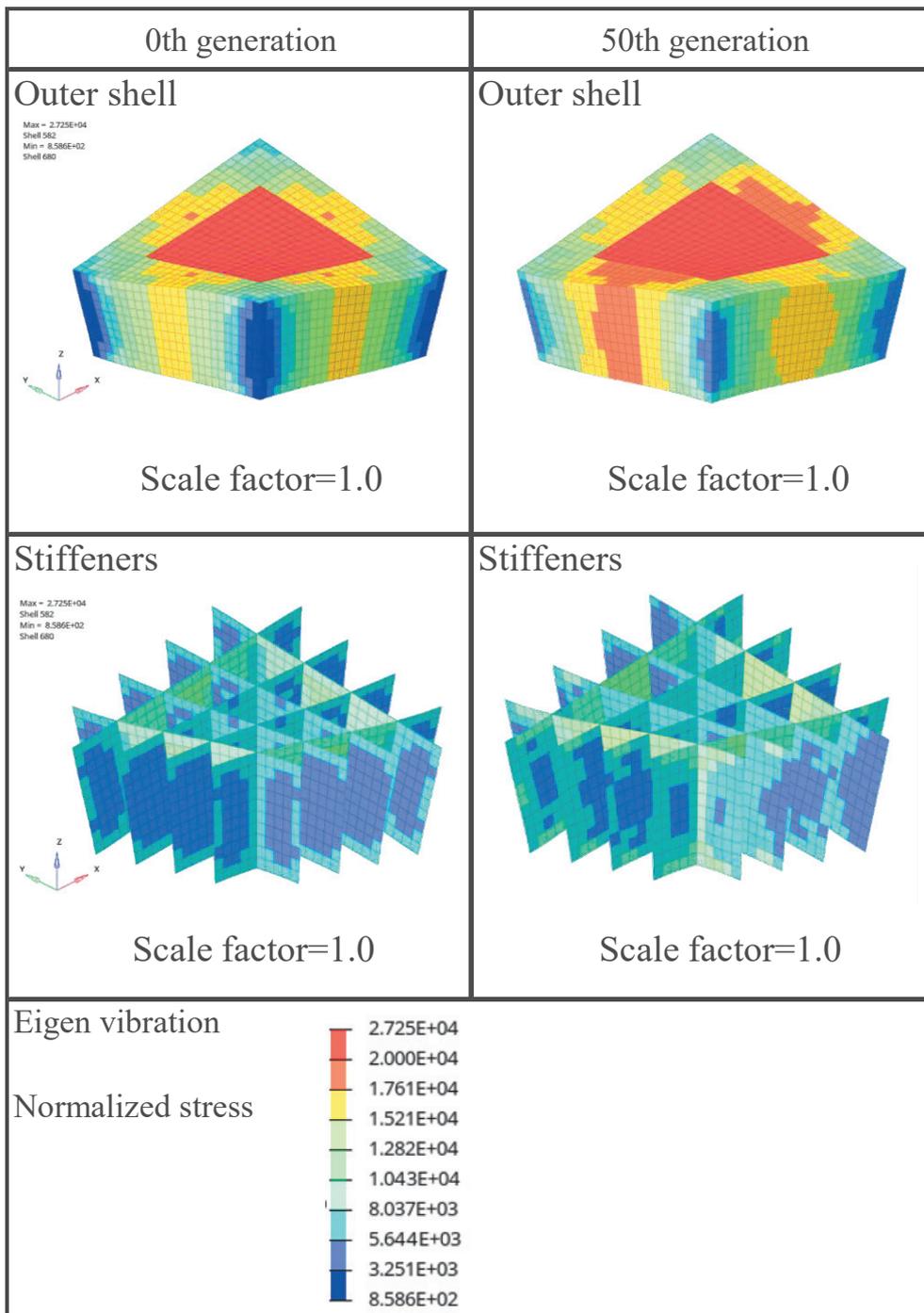


Fig. 3-19 Distributions of normalized von Mises stresses at eigen vibration at the 0th and the 50th generation, that is before and after Proposed method was applied

3.7 対称構造の検討

3.7.1 目的

計算時間短縮を目的とする。組み合わせ最適化問題で、簡易モデルを対象に荷重条件の対称性を利用し設計変数を削減に取り組む。

3.7.2 対称構造を活用した設計変数削減の検討

ここで扱うモデルは、図 3-2 に示される簡易モデルを用いる。目的関数は板厚総計の最小化、制約条件は、静曲げ剛性と固有周波数とし、モデルの仕様、荷重条件、境界条件は、第 3 章の簡易モデルに適用した条件に準じる。図 3-20 に示すように、静荷重時の荷重条件、及び境界条件は、青点線で示されるモデルの中心を通る平面を境として対称である。従って、この境界面を対称として設計変数を以下の様に見直した。図 3-21(a)に設計変数見直し前、図 3-21(b)に見直し後のモデルを示す。モデルは Y 方向 Y0 軸を中心に上下対称であるので、設計変数は、当初の 40 から 22 へ減少する。設計変数の削減により、GA の探索範囲が狭められ、最適解に早く到達することが期待される。適用する GA の仕様は、表 3-1 に示したものに準じる。ペナルティ関数 AOF は、式 (3-4) ~ (3-7) を用いる。GA 開始時のエリートは、乱数で発生させた 20 個体から AOF の上位 6 位までの個体を選ぶ。人口 20 人として 300 世代計算を実行する。

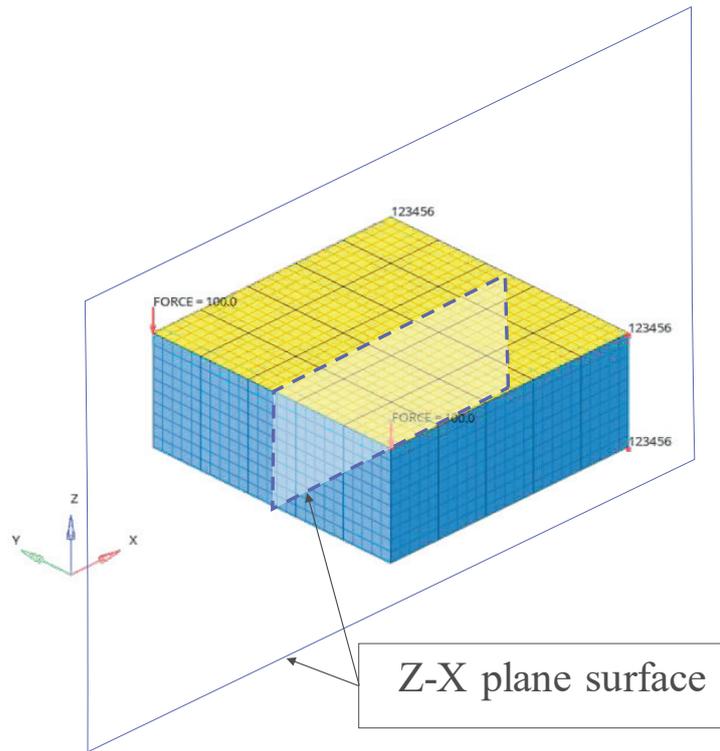
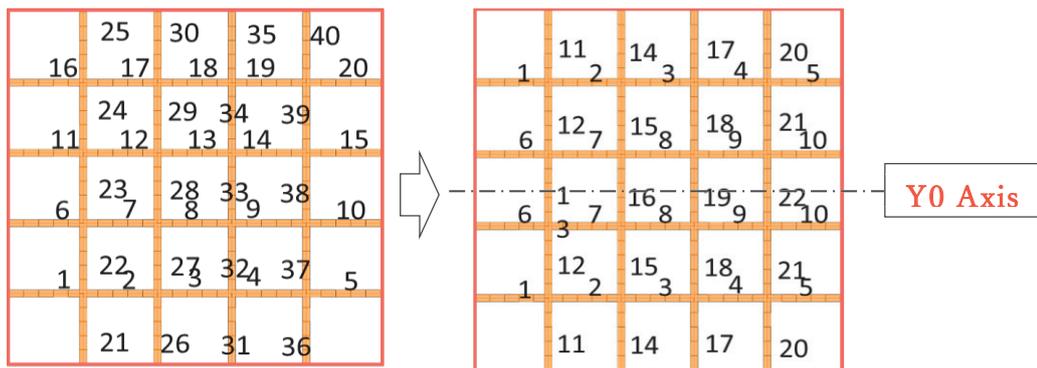


Fig. 3-20 Load and boundary conditions at bending, which is divided into two even portions by a Z-X plane.



(a) Number of design variables = 40 (b) Number of design variables = 22

Fig. 3-21 Design variables. (a) is before reduction of number of design variables. (b) is after reduction which the number of design variables are reduced from 40 to 22.

3.7.3 最適化の結果

図 3-22 に、設計変数 40 のモデル A と同 22 のモデル B に GA を適用したときの最適化結果である板厚総和を示す。最適化の結果、設計変数 40 のモデル A が、総板厚 27.6mm でベースから 31.0%軽量化であるのに対し、設計変数 22 のモデル B は、25.8mm とベースから 36.0%軽量化とモデル A より 5.0%軽量化率が大きい。

図 3-23 に両モデルの板厚総和の最小値の履歴を示す。第 0 世代から第 7 世代までは、モデル A とモデル B の板厚総和の減少率は差が小さく、略同じ軽量化の速度で進む。7 世代目で両モデルの板厚総和が 40.2mm と一致した後は、設計変数 22 のモデル B が終始モデル A を上回る率で軽量化が進む。その後、モデル B は、187 世代目で板厚総和が 25.6mm に達した後は、その値のまま 113 世代平衡状態が続き 300 世代に到達する。平衡状態が 100 世代以上続いたことから、この板厚総和 25.6mm がこの条件での最適化の解に近いと考えられる。一方、モデル A は、約 100 世代目までは、モデル B に比べ 1 世代あたりの軽量化量が小さく、モデル B に遅れて軽量化が進む。モデル A は 255 世代目に 27.6mm に達した後そのまま 300 世代まで変わらなかった。モデル B は 27.6mm には 59 世代目で到達しており、モデル A より 196 世代早い。図 3-24 に 300 世代目での両モデルの板厚の平面配置を示す。図 3-24 (a) が、モデル A、図 3-24(b)がモデル B を示す。以上より、荷重条件から導出された軸対称を用いた設計変数の削減は、計算時間の短縮に有効であると言える。

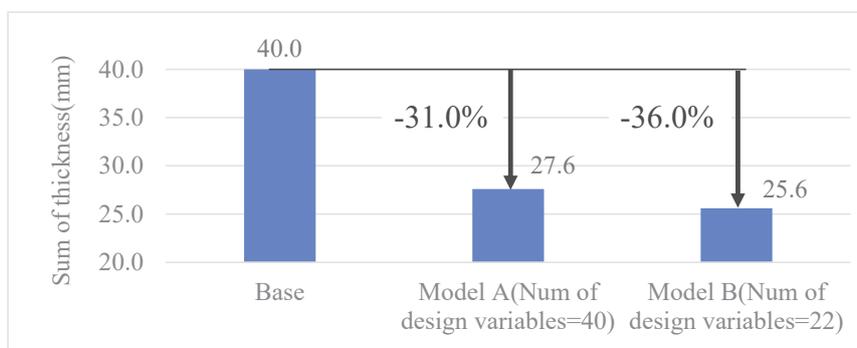


Fig. 3-22 Results of optimization. Sum of stiffeners' thickness of the models at the 300th generation

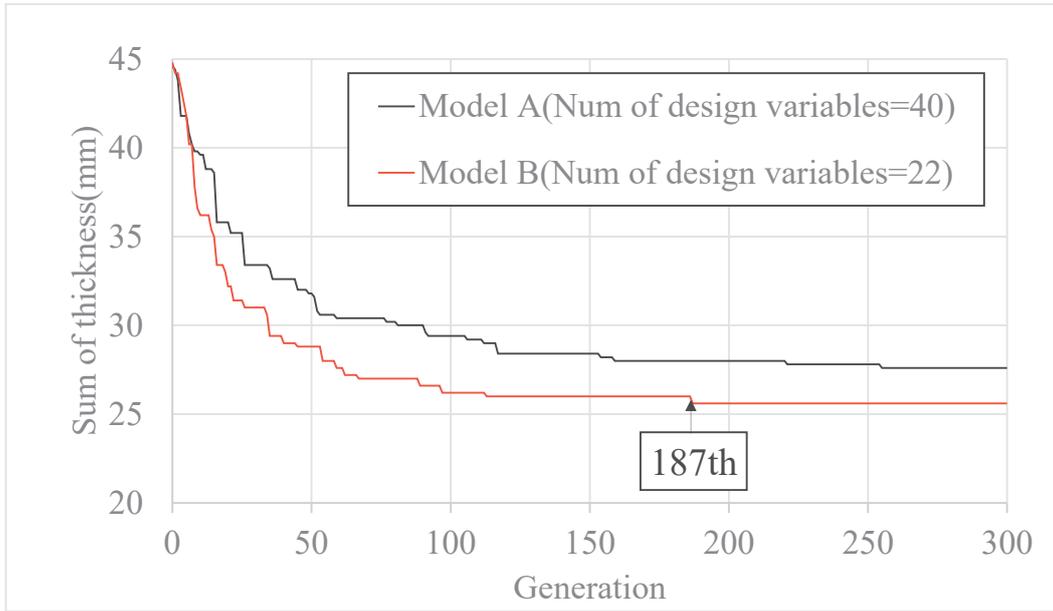


Fig. 3-23 Generation history of two models of which number of design variable are 40 and 22.

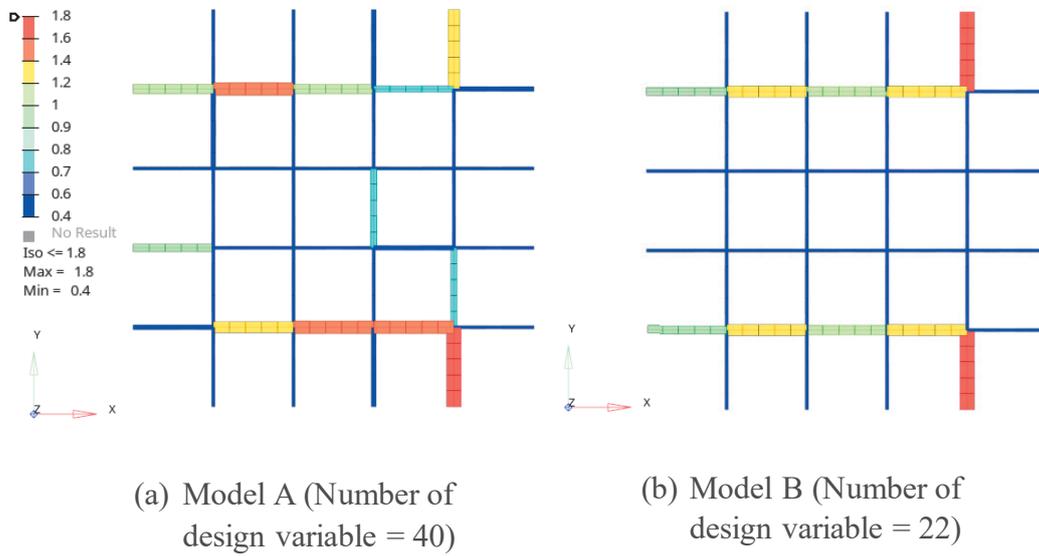


Fig. 3-24 Results of optimization. Distribution of stiffeners' thickness at the 300th generation

3.8 結言

局所的な全応力設計と大域的な遺伝的アルゴリズムを段階的に組み合わせることで、複雑な多目的問題の収束を早めることを目指して取り組み、以下の結果を得た：

(1)板厚の制約範囲から得られる3つの基準正規化応力に全応力設計を適用することで、目的関数（体積）と複数の制約条件（静剛性，固有周波数）の関係式を得た。それをもとに新たな基準正規化応力（適正基準正規化応力）を導出した。この適正基準正規化応力を用いることで，固有周波数制約に最も有利な設計変数が導出できることを示した。これら一連の最適化手法を構築した。

(2)固有振動で生じる正規化された動的応力を平準化することによって，固有周波数の制約を満足することが可能であることを示した。

(3)複数制約を両方ともに満足する個体，及びいずれかの制約条件への適応度が高い個体，これら3個体を遺伝的アルゴリズム最適化開始時のエリートとして適用することで，より短い計算時間で最適解が得られることを示した。

(4)最適化を速めるエリートの条件は，2制約条件のどちらかが突出して有利な性能を有していること，及び目的関数の達成度が平均以上であると考えられる。このときエリートの性能が突出しているか，平均を上回るかの基準となるのは，GAの最初期に乱数で得られる個体群のレベルである。

(5)本検討で得られたサンドイッチ（二層）パネル間の補剛構造は，2性能の制約を満足しつつ，目的である軽量化が可能であることが示された。

(6)計算時間短縮を目的とし，荷重条件から，軸対称構造を利用した設計変数を削減した。簡易モデルを対象に，設計変数を40から22へ減らすことによって，曲げ剛性と一次固有振動数（ねじりモード）の2性能を維持しつつ，軽量化に費やされる計算時間を比較検証した。その結果，軸対称による設計変数の削減によって，制約条件を満足しつつ，早い収束を示した。

第 4 章 実構造への適用検討

4.1 目的

乗用車車体のフロアパネルにサンドイッチパネルを適用したときの軽量化効果がある仮定に基づいて考察する。

4.2 サンドイッチパネルの実車体適用時の効果

4.2.1 対象とする車体の仕様

サンドイッチパネルを車体の前部フロアパネル（以下 F フロアパネル）に適用する場合を考察する。この例題の対象を全長約 4.5 m，車両質量約 1300 kg，車体の全質量約 370 kg のエンジン前置き前輪駆動（FF）小型乗用車とする。図 4-1 に示すように，F フロアパネルは，前後輪間の車体中心軸に置かれたトンネルを挟んで左右対称に配置され，2 枚のパネルで構成される。このパネルの板厚は，左右それぞれ 0.6 mm，左右合わせた質量は 6 kg（単板。材質：普通鋼。車体質量の 1.6 %）である。



Fig. 4-1 Floor panels in an auto body structure

© 2024 Mazda Motor Corporation

4.2.2 性能が等しい単板パネルとサンドイッチパネルの仕様

ここで、この F フロアパネルの機能が見直され、F フロアパネルと平面投影面積が略同等（全長 1150mm× 全幅 500mm×2 枚）、且つ板厚（高さ）8.5mm、合計質量 78 kg の単板パネルが適用されると仮定する。この単板パネル 1 枚の静曲げ剛性は、2.0 N 荷重時の面外変形量は 2.0mm、固有周波数（一次振じり）は 1.7 Hz である。

この単板パネルに対し、平面投影面積が等しく、静曲げ剛性と固有周波数が同等以上となるサンドイッチパネルを検討する。その結果得られたサンドイッチパネル 1 個の仕様は、全高 10.0mm となり、板厚 1.0mm の上下パネル 2 枚、側板パネル 4 枚、及び板厚 2.0mm のスティフナ 408 枚を備え、質量は 26kg（材質は全て普通鋼）である。従って、78kg のフロアパネル（単板パネル）を 26kg のサンドイッチパネルに代替したとすると、67%の軽量化となる。

2.0 N 荷重時の面外変形量は 1.9 mm、固有周波数は 2.9 Hz であった。

単板モデルの外観寸法を図 4-2 に、サンドイッチパネルの外観と外観寸法を図 4-3 に、サンドイッチパネルのスティフナと外壁を図 4-4、スティフナの拡大図と 1 区画の XY 寸法を図 4-5 に示す。図 4-6 に荷重条件と境界条件を示す。短辺上の節点を全て SPC 拘束し、その反対側の 2 頂点の鉛直方向に 1.0 N ずつ負荷する。表 4-1 に単板モデルの諸元、表 4-2 にサンドイッチパネルの諸元を示す。表 4-3 に、単板モデルとサンドイッチパネルの質量と性能の一覧を示す。

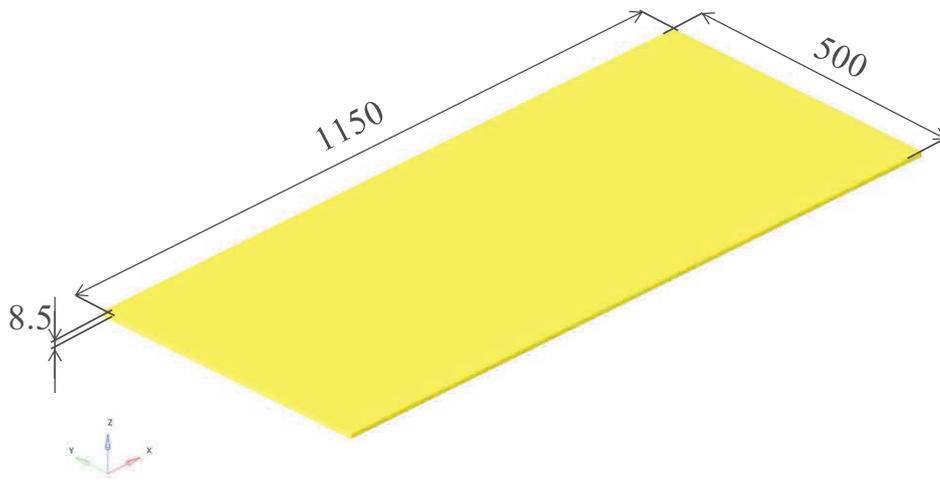


Fig. 4-2 Single panel model

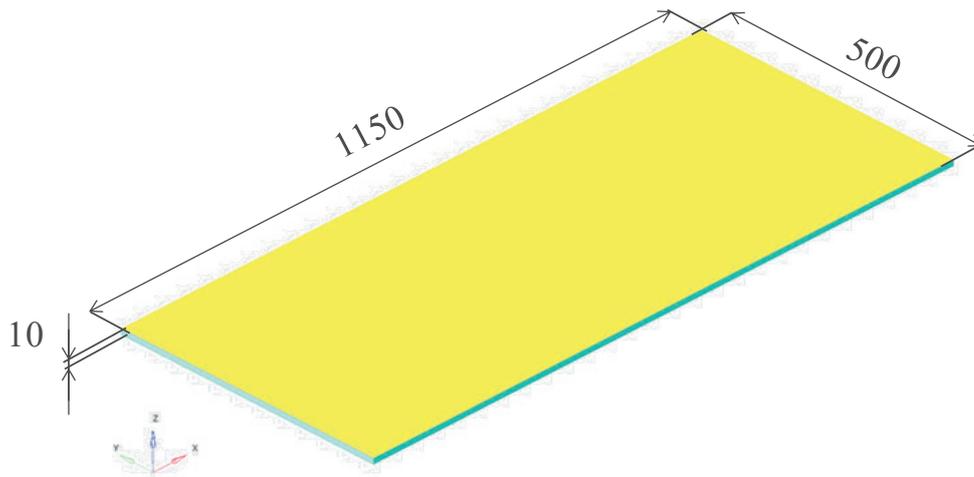


Fig. 4-3 Sandwich panel model

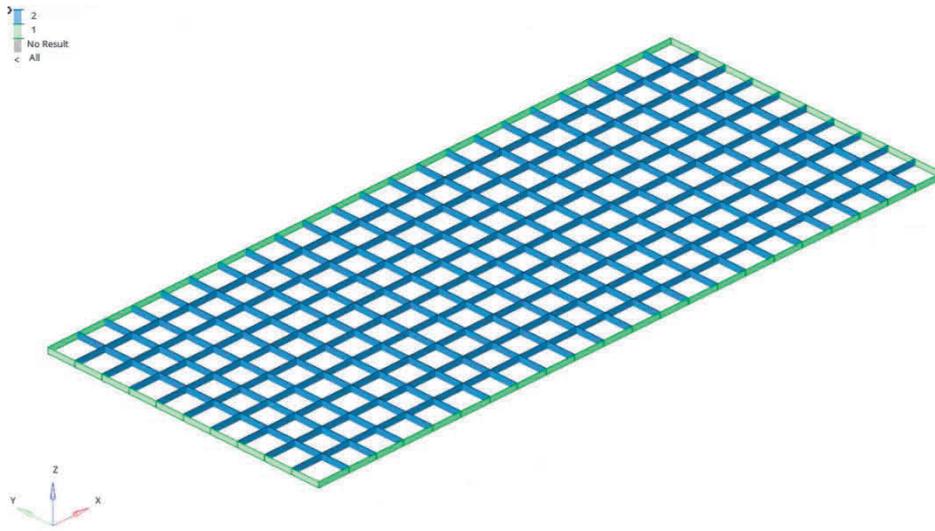


Fig. 4-4 Stiffeners in the Sandwich panel model

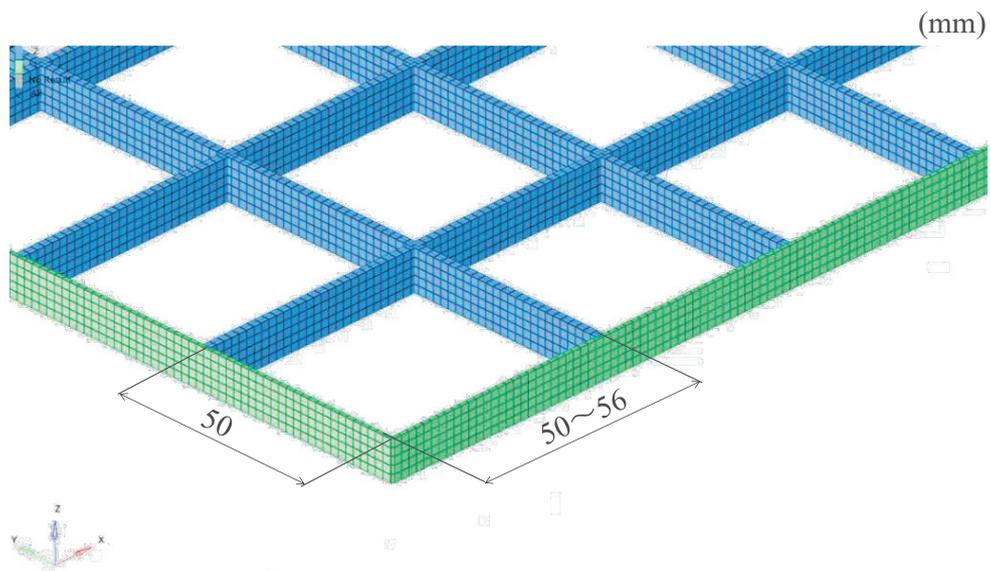


Fig. 4-5 Dimension of a section of stiffeners



Fig. 4-6 Boundary and load conditions for the models

Table 4-1 Specification of Single-panel model

	Length	Width	Area	Number of pieces	Thickness	Sum of volume
	mm	mm	mm ²		mm	mm ³
Panel	1,150	500	575,000	2	8.5	9,775,000

Table 4-2 Specification of Sandwich-panel model

	Length	Width	Area	Number of pieces	Thickness	Sum of volume
	mm	mm	mm ²		mm	mm ³
UP&LWR panels	1,150	500	575,000	2×2	1.0	2,300,000
Side panels	1,150	10	11,500	2×2	1.0	46,000
Side panels	500	10	5,000	2×2	1.0	20,000
Stiffener A	50	10	500	210×2	2.0	414,000
Stiffener B	50~ 56	10	500~ 560	198×2	2.0	420,000
Total						3,200,000

Table 4-3 Comparison of the two models' mass and performances

		A: Single-panel model	B: Sandwich-panel model	B/A-1
Mass	kg	78	26	-67%
Displacement	mm	2.0	1.9	-5%
Eigen Frequency	Hz	1.7 (The 2 nd order)	2.9 (The 3 rd order)	71%

4.2.3 両パネルに生じる静応力と正規化応力

図 4-7 (a) に単板パネル, 図 4-7 (b) にサンドイッチパネル上面の静荷重時に生じたミーゼス応力の分布を示す. 両パネルとも, 静荷重時の面外変形量は, 同等であるので, 荷重時に生じる応力の分布に差は見られない. 両者とも荷重側の応力が低く, 固定端に近づくほど発生する応力が高まっている. 図 4-8 にサンドイッチパネルの上面パネルを外した時のスティフナと下面パネルに生じる応力分布を示す. (a) は全体ビューで, (b) は (a) の一部を拡大したものである. スティフナに生じる応力は, 全体に均一で低い. 右端の固定端と左端の荷重端の間の長手方向のスティフナは, 中間の高さの応力が上下に較べ小さい. 上面パネルと下面パネル間で生じるせん断力の方向が中間の高さで逆転していると考えられる.

図 4-9 (a) に単板パネル, 図 4-9 (b) にサンドイッチパネル上面の固有振動時に生じた正規化応力の分布を示す. 両者とも一次ねじりモードを示している. 長手方向が短手方向の約 2 倍であるので, 両パネルともねじりが 2 個生じている. 2 個のねじりの中心部の正規化応力が低く, それを取り巻く周辺の応力が高い. サンドイッチパネルの応力は, 3.0 以上が広い範囲に分布し応力のレベルが高い. 一方, 単板パネルでは 2.1 以上の部分が見られず, サンドイッチパネルに較べ正規化応力のレベ

ルは低い. 図 4-10 にサンドイッチパネルの上面パネルを外した時のスティフナと下面パネルに生じる正規化応力分布を示す. (a)は全体ビューで, (b)は(a)の一部を拡大したものである. スティフナに生じる応力は, 静荷重のときと同様全体に均一で低い.

今回採用した格子型スティフナを持つサンドイッチ構造は, 静荷重, 固有振動両方において, 上下面の応力, 正規化応力の発生レベルに対し, スティフナに生じる両応力は, 全体に均一に分散しており, 比較的低い. サンドイッチパネルのスティフナの応力, または正規化応力を分散する機能によって, 静剛性と固有周波数両方で有利となっていると考えられる.

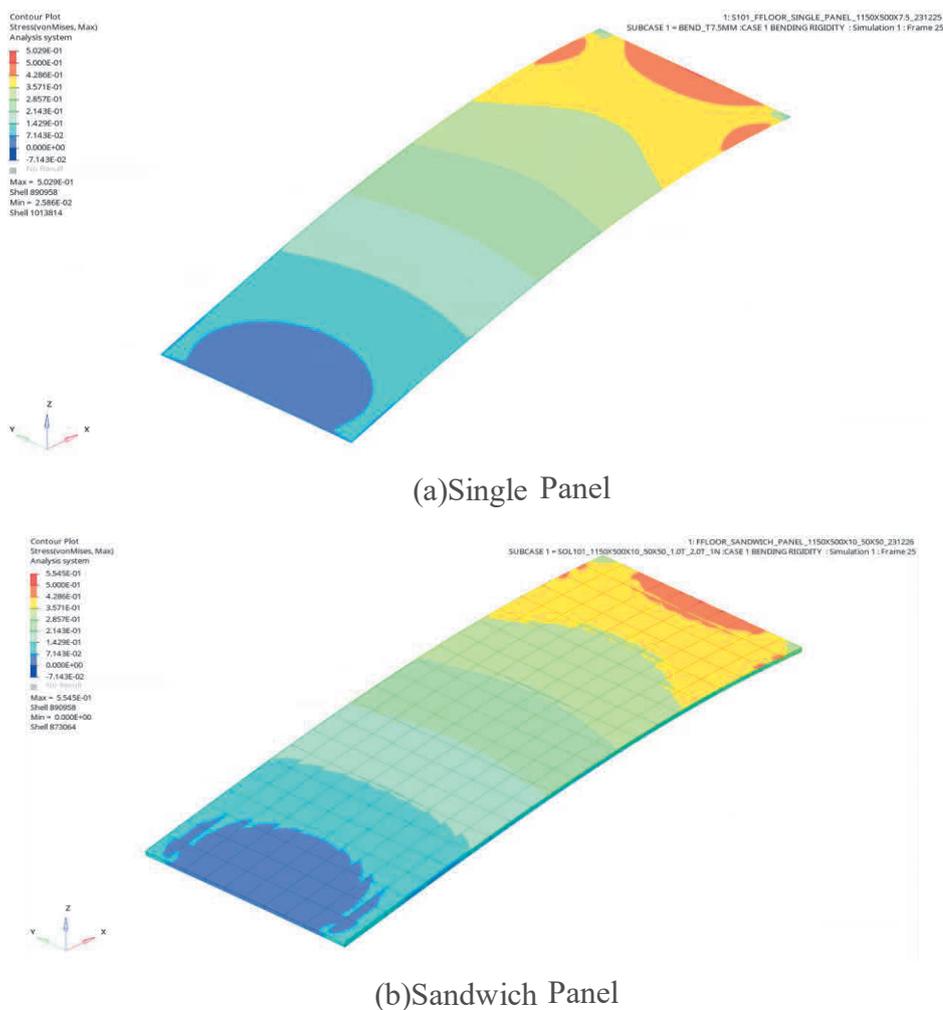
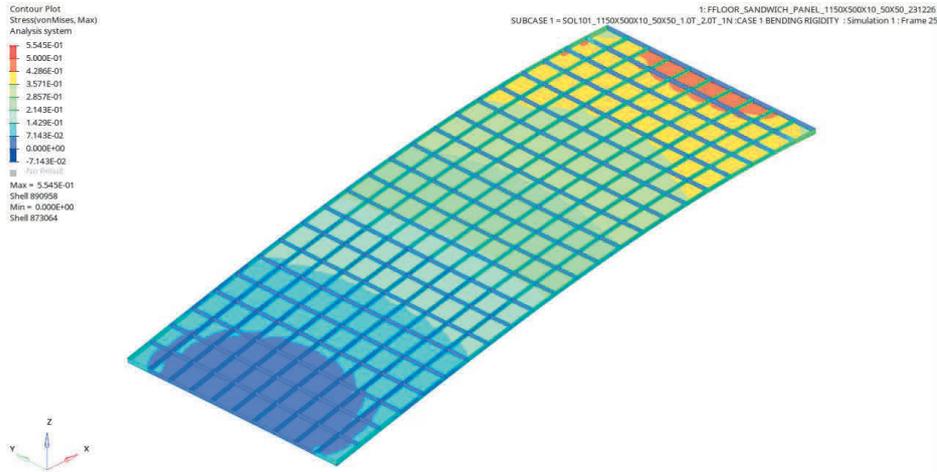
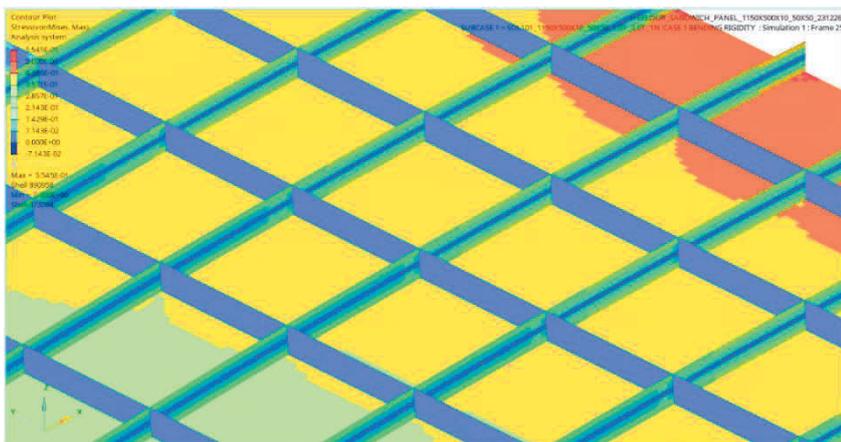


Fig. 4-7 Distribution of von Mises stress of bending displacement

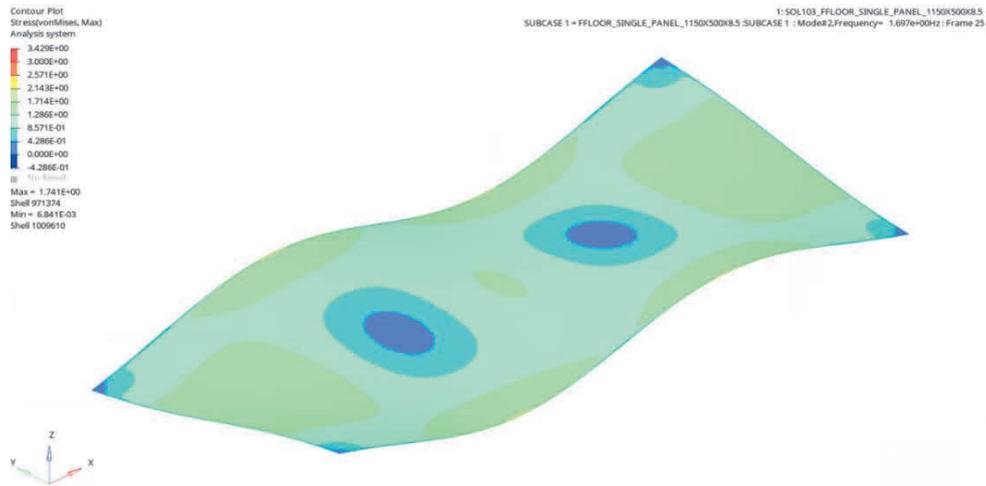


(a) Overall view of sandwich panels' stiffeners and bottom panel and side walls

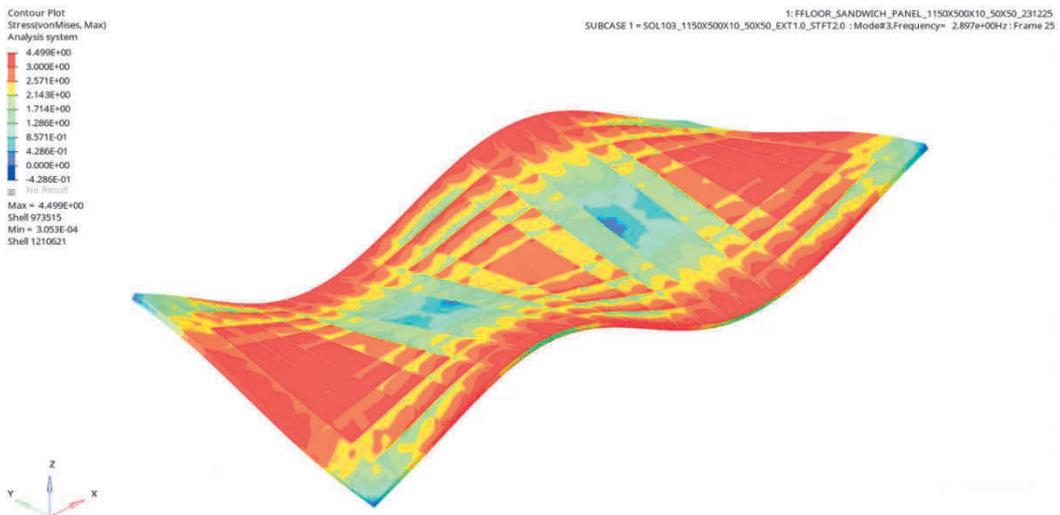


(b) Detailed view of sandwich panels' stiffeners

Fig. 4-8 Distribution of von Mises stresses on sandwich panel's stiffeners at bending load

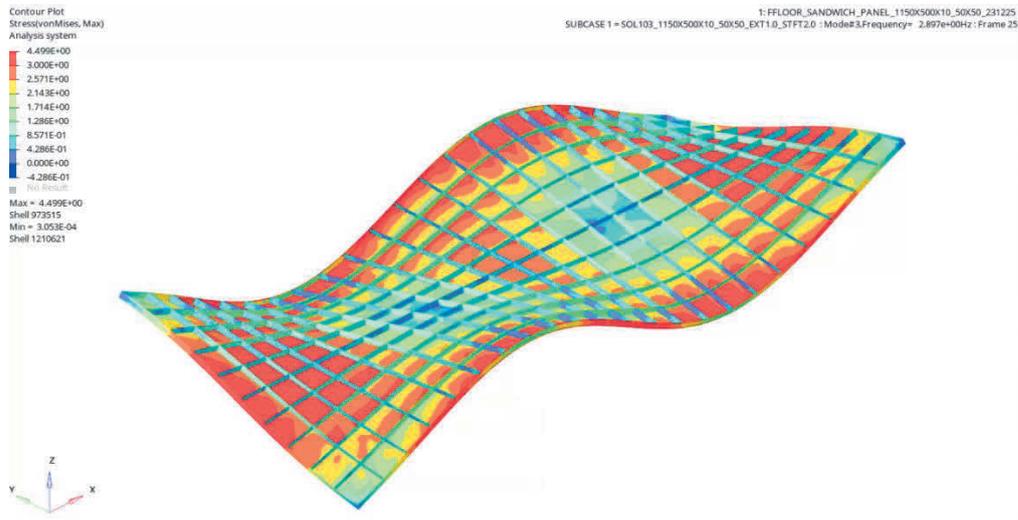


(a)Single Panel

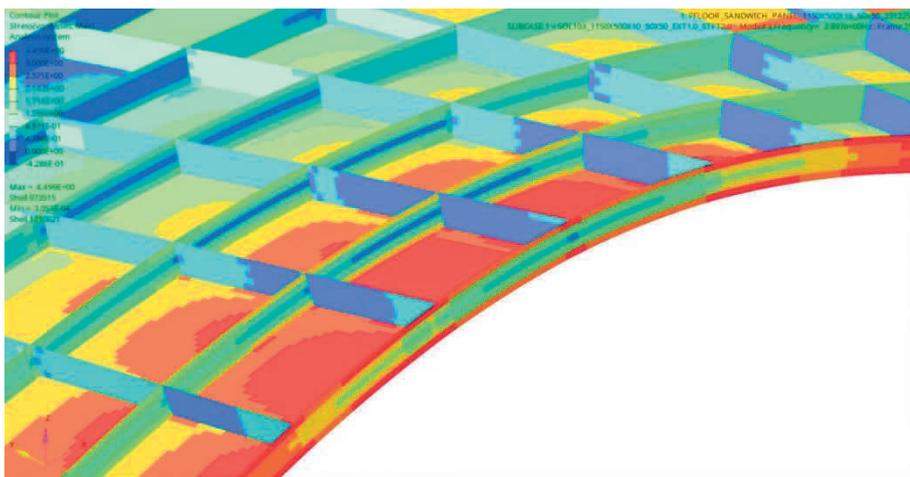


(b)Sandwich Panel

Fig. 4-9 Distribution of normalized von Mises stress of eigen vibration



(a) Overall view of sandwich panels' stiffeners, sidewalls and bottom panel



(b) Detailed view of sandwich panels' stiffeners, sidewalls and bottom panel

Fig. 4-10 Distribution of normalized von Mises stress in eigen vibration

4.3 サンドイッチパネル，及び第 3 章提案手法による軽量化効果

4.2.2 節で述べたように，78kg のフロアパネル（単板パネル）を 26kg のサンドイッチパネルに代替したとすると，67%の軽量化となる．

ここから，本論文の第 3 章で提案した 2 段階最適化をサンドイッチパネル中のスチーフナ（質量 7kg）に適用することにより，板厚の最適化によって，最大 33%（この章でのサンドイッチパネルでは未検証の期待値．）軽量化されると仮定する．その結果，フロアパネル（サンドイッチパネル）は，26kg から 2kg 軽量化されて 24kg となる．

4.4 バッテリーパックを想定した周期構造の検討

4.4.1 検討の狙い

ここで扱う課題は、サンドイッチパネル中間層の格子型スティフナ構造を周期構造としたものを対象とする。周期構造は、複数のスティフナで補剛された単位格子構造を面内方向に格子状に多数連結することで、より広い面積のサンドイッチパネルを形成するものである。

周期構造を対象とする理由は、序論で述べた電気自動車のフロアパネルに直接電池ユニットを搭載することを想定するからである。図 4-11 に示すように、仮に 16 個の電池ユニットを 1 単位ユニットと設定する場合、この 1 単位ユニットを多数集合させることで、大型の電池ケースを形成することができる。静剛性と固有周波数の性能に、バッテリー収納機能を付与することで、フロアに設定するサンドイッチパネルの多機能化の可能性を検討する。

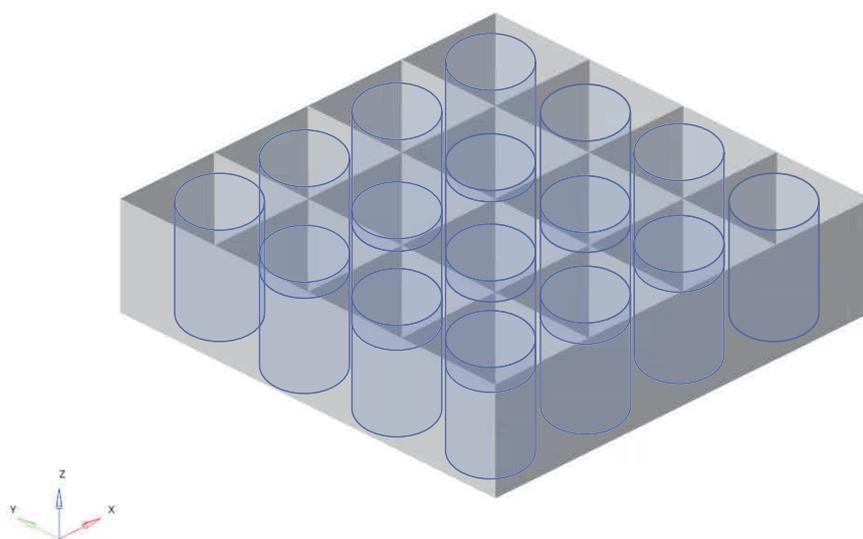


Fig. 4-11 An image of a battery pack unit

4.4.2 周期構造モデルの概要

図 4-12 に本研究で検討の対象とした周期構造サンドイッチパネルの FE モデルを示す。ここではコンセプトの検討に留めるため、簡易モデルとしている。左上に全体の外観、左下に 1 単位ユニット、右にサンドイッチパネルの構成を示す。右上最上段から下方向に順番に、上面パネル、単位ユニットを収容する区切り壁、単位ユニットスティフナの集合体、底板を示す。本モデルの外観は単純な六面体の簡易モデルで、外形寸法は、縦 200 mm×横 200 mm×高さ 10 mm で、前節で示した車体のフロア寸法縦 (1050 mm×横 500 mm) からは縮小している。図 4-13 に示すように、モデルの外形は、正方形の上下パネルとその周囲を長方形の側壁パネル 4 枚によって囲まれ、内部は、縦 40 mm×横 40 mm の同じ大きさの中格子により 25 区画 (= 縦 5 区画×横 5 区画) に区切られている。中格子の中は、縦 10 mm×横 10 mm の大きさの小格子で同じ大きさの 24 個のスティフナにより 16 区画 (= 縦 4 区画×横 4 区画) に区切られている。この中格子の中に配置される 25 個の小格子が周期構造の一単位となる。1 個のスティフナの平面寸法は、縦 10 mm×横 10 mm の正方形で、厚さは初期値 1.0 mm である。サンドイッチパネル構造の内部にあるこのスティフナの総計は 600 個 (= 24×25) となる。

初期 FE モデルは全て同じ寸法 (長さ $L=2.0$ mm, 幅 $W=2.0$ mm, 厚さ $t=1.0$ mm) のシェル要素で構成されている。スティフナの板厚は 1 メッシュの厚さ t と同じ 1.0 mm である。要素の材質は全て鉄 (ヤング率 $E=1.96 \times 10^5$ MPa, 密度 $\rho = 8.01 \times 10^{-6}$ kg/mm³, ポアソン比 $\nu=0.3$) とした。

最適化の目的関数はスティフナ板厚総計の最小化 (= 軽量化)、制約条件は、全スティフナ板厚が 1.0 mm のモデルを基準 (ベースモデル) とし、そのときの静曲げ変形量と一次ねじり固有周波数とする。最適化は GA を用い、第 4 章の簡易モデルに適用した GA の仕様に準じる。第 4 章では、設計変数が 40 個と 22 個だったが、本節では、24 個で GA を実施する。

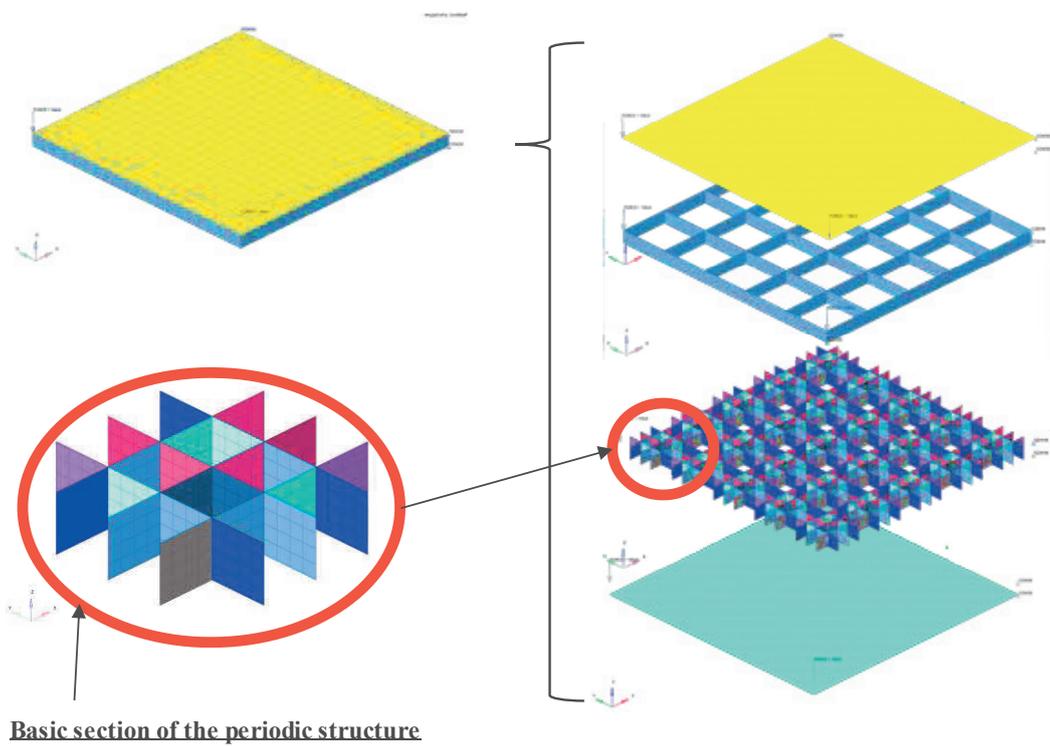


Fig. 4-12 A periodic structure.

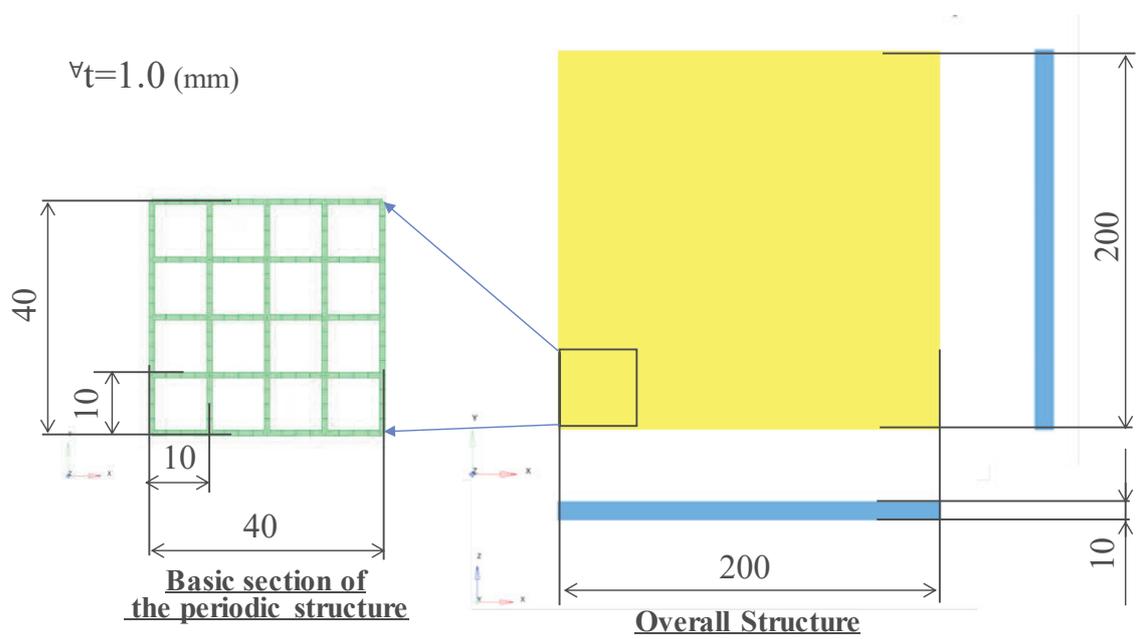


Fig. 4-13 Dimensions of the basic unit of the periodic structure.

4.4.3 最適化の結果

図 4-14 に最適化の履歴を示す。103 世代目でスティフナの板厚総計が 19.4 mm に達した後は 300 世代まで変わらなかった。図 4-15, 及び図 4-16 に最適化結果得られたスティフナの板厚総計 19.4mm の板厚の組合せを示す。図 4-16 中, 左に示される 1 単位ユニットの平面板厚配置の拡大図を見ると, 最中心部のスティフナは最低板厚 0.4 mm, または 0.6 mm と薄い。中心を通る横軸の 1 列ずつ上下のスティフナの板厚は, X 軸に沿って右方向に行くに従い厚みが増す。この理由は, 曲げ剛性荷重時, 構造の右端に固定端, 左端に Z 方向に荷重がかかることによると考えられる。第 3 章の静荷重に対する FSD の最適化 (図 3-5) 結果に近似している。また, 単位ユニットの中心を通り, 全 16 区画を上下に 2 分する X 軸と平行の軸 (横軸) を中心に上下のスティフナ板厚の配置が対称に近い。従って, 中心を通るこの横軸の軸対称に, 3.7 節で行った設計変数の削減を行った場合, 1 単位ユニットはより単純で作りやすい構造となり, 構造の合理化につながる可能性があるのではないかと考えられる。

図 4-17 に静曲げ荷重時に生じたミーゼス応力の分布を示す。上が外殻, 下がスティフナで, (a)が最適化前, (b)が最適化後を表す。最適化前後の外殻の応力分布の差は目視で分からないレベルである。図 4-18 に固有振動時の正規化応力の分布を示す。外殻の応力分布では最適化前後の差は見られない。スティフナは, 4 辺の各中央付近の正規化応力が高い。

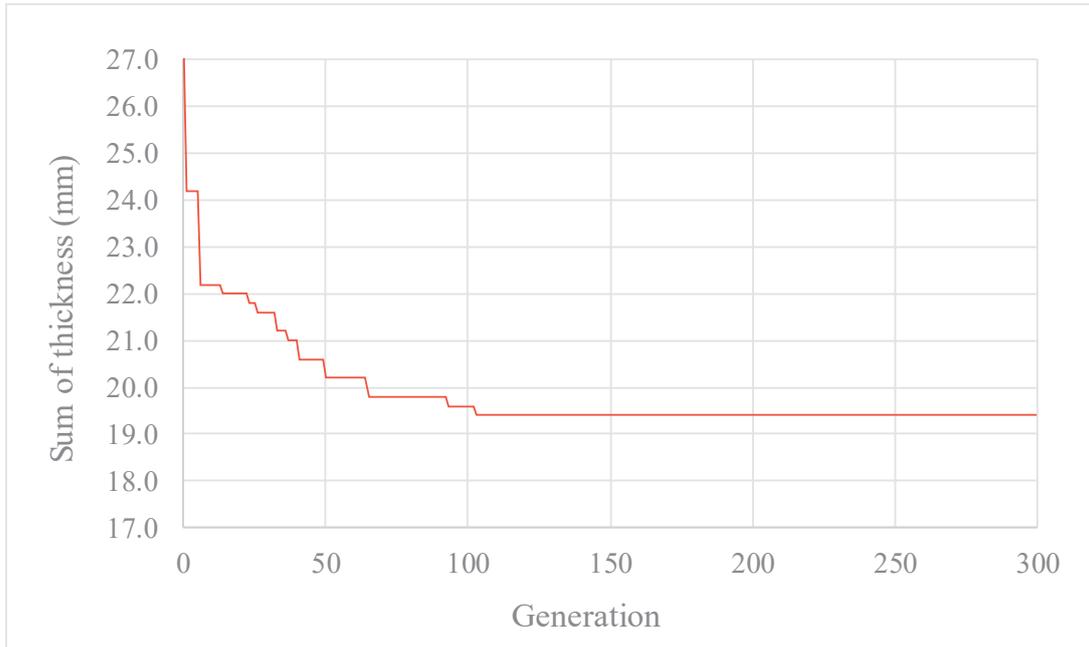


Fig. 4-14 Generation history of optimization

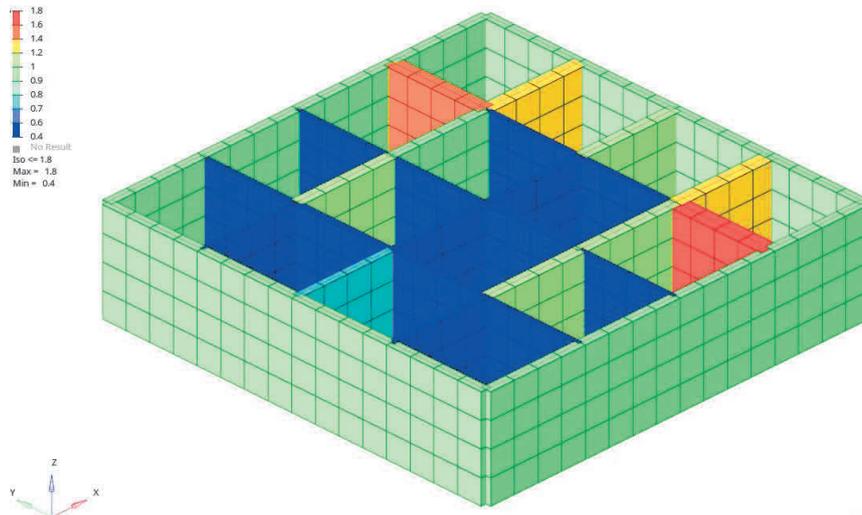


Fig. 4-15 Schematic view of the optimized basic unit of the periodical structure, which shows a result of optimization. Sum of the stiffeners is 19.4mm.

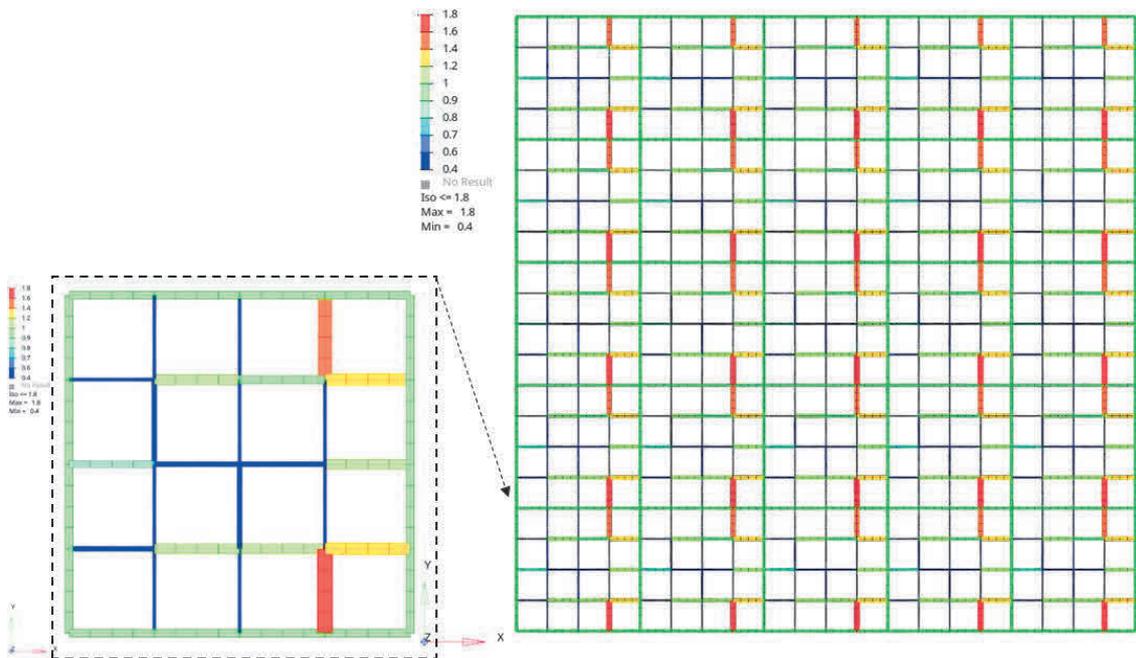
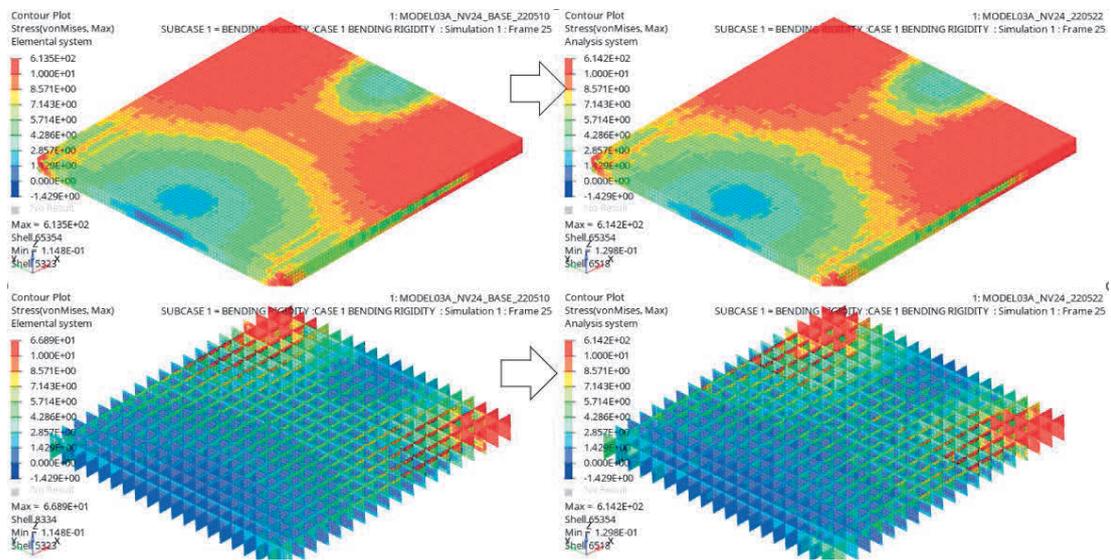


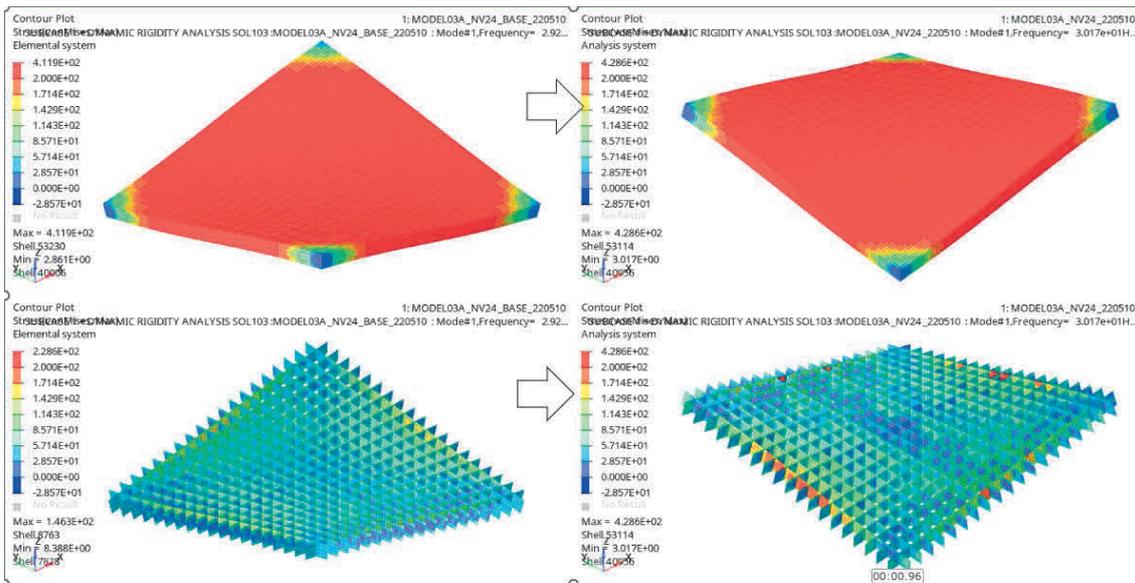
Fig. 4-16 Plan view of the optimized basic unit of the periodical structure. Sum of stiffeners is 19.4mm, the same as Fig. 4-15.



(a) Distribution of vonMises stress before optimization. Upper is outside shell and Lower is stiffeners inside.

(b) Distribution of vonMises stress after optimization at the 200th generation

Fig. 4-17 Before and after optimization for vonMises stresses.



(a) Distribution of normalized stresses before optimization. Upper is outside shell and Lower is stiffeners inside.

(b) Distribution of normalized stresses after optimization at the 200th generation

Fig. 4-18 Before and after optimization for normalized stresses.

4.5 結言

単板パネルからサンドイッチパネルに変更することで、曲げ剛性と固有周波数を維持しながら、軽量化が可能となる。その場合、単板パネルからサンドイッチパネルへ変更となることで、フロアパネルの高さ寸法が増す。本ケースでは、8.5mm厚の単板パネルから、サンドイッチパネルへ変更により、フロアパネルの高さ寸法は10.0mmと1.5mm増した。単板パネルからサンドイッチパネルに変更した後、サンドイッチパネルのスティフナを対象に第3章で提案した2段階最適化を用いれば、2%の軽量化が見込まれる。

車体のバッテリーパックへの適用を想定した周期構造を検討した。静曲げ剛性と固有周波数を維持しつつ、軽量化できる可能性がある。周期構造を用いることによって、多数の要素から成る構造においても多性能を両立しながら、より作りやすい合理的な構造で軽量化することが可能であることが示された。一方で、設計変数が少ないことで、設計自由度が減り、そのために軽量化量は全体が非周期構造に対して、小さくなる（＝目的関数の到達度は低くなる）と考えられる。設計要件を明確にした検討が課題と考えられる。

第 5 章 結論

CO2 削減の観点から自動車の軽量化は常に取り組むべき課題であり，自動車の軽量化によって CO2 削減に直接貢献できる．自動車の構造は，シャーシフレーム構造と，モノコック構造に大きく分類できる．シャーシフレーム構造は，強固な台車を備えるため，上部構造の自由度が高く，ほとんどの商用車に採用されている．一方のモノコック構造は，フレームと上部構造が一体となることで，シャーシフレーム構造に比べ，上部構造の自由度は低い．しかしモノコック構造は，フレーム（サイドシル）を介して車体の下部構造と上部構造が一体となることで，車体全体の構造はより軽く，室内空間はより広くとれる．そのため，モノコック構造は乗用車の標準的な構造となっている．車体フロアパネルは，シャーシフレーム構造では常にフレームの上面に設定されるが，モノコック構造では，下部構造次第で，フレーム高さより地上高を下げ設定が可能である．車体フロアパネルは，居住荷室空間と床下の機構とを区別する隔壁として機能し，上部の居住荷室空間の大きさを決める．従って車体フロアパネルは，乗用車の性格を決める重大な因子であると言える．自動車は，顧客に対し，動的要求と静的要求を満足させる必要がある．提供者はターゲット顧客の感度の高い項目で，顧客が要求（期待）を超えると感じさせ，且つそれを軽量の構造で提供することを目指す．多くの顧客の感度の高い項目に乗り心地が挙げられる．車体フロアパネルの静剛性と固有振動数を高めることは，乗り心地・振動の向上に寄与，さらに操縦安定性にもつながる．以上が本論文でパネルの静剛性と固有周波数を制約条件として軽量化に取り組む動機である．

第 2 章では，先行研究をもとに，局所的な全応力設計と大域的な遺伝的アルゴリズムの得失を述べた．全応力設計は，目的とする応力の平準化を 4-5 回の短イタレーションで終える一方，本来目的の軽量化や性能の維持を対象としない．遺伝的アルゴリズムは，制約条件を守りながら目的達成のため設計変数の最良の組合せを追求するが，計算時間がかかることが欠点である．そこで全応力設計と遺伝的アルゴ

リズムを段階的に組み合わせることで、複雑な多目的問題の収束を早めることを目指して取り組んだ。構造最適化の手法について、次の二点を新たに提案した。第一に、固有振動時の正規化応力を全応力設計 FSD によって平準化したこと、そのために基準正規化応力と適正基準正規化応力を新たに導入した。板厚範囲の制約を利用することで、基準正規化応力が求まり、それをもとに適正基準正規化応力が簡便に一義的に求められる手法を構築した。この適正基準正規化応力を用いた FSD によって、固有周波数の制約条件への適応度が高い個体が導出できることを示した。第二に、この固有周波数の制約条件への適応度が高い個体、及び静応力の制約条件への適応度が高い個体、さらに両制約をともに満足する個体、これら 3 つの性質の異なる優良な個体を GA 最適化開始時のエリートとして適用する手法を構築した。

第 3 章では、第 2 章での提案手法が、それを使わない場合に較べて、より短い計算時間で最適解が得られることを示した。そして、本検討で得られたサンドイッチ（二層）パネル間の補剛構造により、2 性能の制約を満足しつつ、目的である軽量化が可能であることを示した。固有振動時の正規化応力に対して全応力設計を適用した結果、正規化応力は平準化され、全応力設計が狙い通り機能するか検証した。提案手法の 1st step で得られる 3 個体のエリートについて、質量（板厚総和）、静剛性、固有周波数の特性が異なることを示した。最適化を速めるエリートの条件は、2 制約条件のどちらかが突出して有利な性能を有していること、及び目的関数の達成度が平均以上であると考えられる。提案手法が最適解を導出するまでの計算時間短縮に有効であるか、異なる基準正規化応力で得られたエリート個体を用いた GA 計算結果と比較検証し、提案手法の有効性を示した。計算時間短縮を目的とし、荷重条件の対称性から、軸対称構造を利用し設計変数を削減した。簡易モデルを対象に、設計変数を 40 から 22 へ減らすことによって、曲げ剛性と一次固有振動数（ねじりモード）の 2 性能を維持しつつ、軽量化に費やされる計算時間を比較検証した。その結果、軸対称による設計変数の削減によって、制約条件を満足しつつ、早い収束を示した。

第4章では、市販されている小型自動車の車体前部フロアパネルを対象に、サンドイッチパネルを適用した場合の軽量化効果について考察した。自動車のパネル部に求められる基本性能のうち、曲げ剛性と一次固有振動数（ねじりモード）の2性能について、単板パネルとサンドイッチパネルが等価となる場合の質量の違いから、サンドイッチパネルによる軽量化効果を導出した。また、今後市販がますます進むと考えられる車体下部取付タイプのバッテリーパックを想定し、バッテリーのユニットセル格納の機能を付与したサンドイッチパネルを検討した。ここでは、量産性を考慮し周期構造を適用した。24個のスティフナからなる単位ユニットを平面的に25個連結させて600個のスティフナを持つサンドイッチパネルとした。曲げ剛性と一次固有振動数を制約条件とし、GAによる軽量化を行い、周期構造によって合理的なバッテリーパック構造の可能性を示した。

文 献

- [1] Emissions Gap Report 2023, United Nations Environment Programme, 20 November 2023, <https://www.unep.org/resources/emissions-gap-report-2023> (accessed on 2023/12/23)
- [2] 運輸部門における二酸化炭素排出量, 国土交通省 HP, 令和 5 年 5 月 17 日更新, https://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/environment/sosei_environment_tk_000007.html (accessed on 2023/10/23)
- [3] 自動車燃費一覧 (令和 4 年 3 月) 乗用車の燃費・CO₂排出量, 国土交通省, <https://www.mlit.go.jp/jidosha/content/001474445.pdf> (accessed on 2023/10/13)
- [4] 自動車輸送統計年報, 第 60 巻第 13 号令和 4 年度(2022 年度)分, 国土交通省, <https://www.e-stat.go.jp/stat-search/files?tclass=000001065962&cycle=8&year=20221> (accessed on 2023/10/23)
- [5] 自動車技術ハンドブック 3 設計(デザイン・ボディ)編, 自動車技術会, (1991) pp.13-17.
- [6] 自動車技術ハンドブック 4 設計(デザイン・ボディ)編, 自動車技術会, (2016) pp.55-65.
- [7] ローレンス・ポメロイ, ミニ・ストーリー, 二玄社(1969), pp.55-62.
- [8] 嶋中常規, 中山伸之, 友貞賢二, 吉井群治, 渡邊雅哉, 新型マツダアクセラのダイナミック性能, マツダ技報, No.27 (2009), pp.60-65.
- [9] 富岡敏憲, 執行貴彦, 望月浩孝, CX-9 の車体剛性の開発, マツダ技報, No.25 (2007), pp.61-64.

- [10] 日本自動車工業会, 2021 年度乗用車市場動向調査報告書(2022), p.109, https://www.jama.or.jp/release/news_release/2022/1298/ (accessed on 2023/11/10)
- [11] 河内毅, 河越奈沙, 固有振動モードにおける構成部品の曲げ変形の定量的評価手法, 自動車技術会論文集, 53 巻 5 号(2022), pp.880-885.
- [12] 佐藤健一, 川野晃寛, 中内繁, 後藤英貴, 亀井丈広, 田中潤一, 新型 MAZDA3 の軽量・高剛性ボディ開発, マツダ技報, No.36(2019), pp.78-80.
- [13] 鈴木 克幸, 構造分野への最適化手法の適用: なぜ最適設計は実務に使われないか, 日本造船学会誌, 859 巻(2001), pp.65-71.
- [14] 中村壮志, 木下拓也, 藤井英二, 中村尚弘, 水島靖典, 鹿島孝, 池田周英, 鈴木琢也, 東城峻樹, 断面漸減探索と自動部材グルーピングを用いた鋼構造骨組の部材断面決定システム, 日本建築学会構造系論文集, Vol.82, NO.740 (2017), pp.1609-1619.
- [15] 西脇眞二, 泉井一浩, 菊池昇, トポロジー最適化, 丸善(2013), pp.2-7.
- [16] 山崎光悦, 佐藤一郎, 最適性規準による適応トラス構造の最適姿勢決定法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.640(1999), pp.4640-4646.
- [17] 吳志強, 畔上秀幸, 固有振動問題における領域最適化解析(力法によるアプローチ), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.583 (1995), pp.194-201.
- [18] 劉陽, 下田昌利, 薄板構造の固有振動問題に対する自由境界の形状最適化手法, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.79, No.805 (2013), pp.1340-1353.
- [19] 西脇 眞二, 関 勝載, 菊池 昇, Mary I. Frecker, 柔軟性を考慮した構造の最適化: 第 2 報, マルチモードの柔軟性と固有振動数の多目的最適化, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.617(1998), pp.209-217.
- [20] 日本機械学会, 計算力学ハンドブック Vol 1, 3rd ed. (2016), pp.32-38.
- [21] 長松昭男, モード解析入門, コロナ社(1993), pp.88-100.
- [22] 安田仁彦, 改訂 振動工学 基礎編, コロナ社(2000), pp.114-126,163-169.

- [23] 小林信之, 杉山博之, MATLAB による振動工学, 東京電機大学出版局(2008), pp.82-89.
- [24] 小松敬治, 機械構造振動学, 森北出版(2009), pp105-111.
- [25] Holland, J., Adaptation in natural and artificial systems, The University of Michigan press (1975), pp.66-161.
- [26] Goldberg, D., Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning, Addison-Wesley(1989), pp.1-88.
- [27] 山川宏, 遺伝的アルゴリズムを用いた設計の遺伝と進化に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.592 (1995), pp.4646-4652.
- [28] 山川宏編, 最適設計ハンドブック, 朝倉書店 (2000), pp.187-193.
- [29] Katoch, S., Chauhan, S. and Kumar, V., A review on genetic algorithm: past, present, and future, Multimedia Tools and Applications, Vol. 80 (2021), pp.8091–8126.
- [30] Deb, K., Multi-objective Optimization using Evolutionary Algorithms, John Wiley & Sons Ltd. (2001), pp.81-169.
- [31] 廣安知之, 三木光範, 上浦二郎, 実験計画法を用いた分散遺伝的アルゴリズムのパラメータ推定, 情報処理学会論文誌: 数理モデルと応用, Vol.43, No.SIG10(2002),pp.199-217.
- [32] 北村充, 信川寿, カハルディン・ジェノド, コンテナ船の構造設計に関する研究, 日本造船学会論文集, Vol.1999, No.186 (1999), pp.353-360.
- [33] 北村充, 数理計画法による最適化, 森北出版(2015), pp.111-129.
- [34] 朝山正輝, 長谷川浩志, GA を利用した応力制約化におけるトラス構造の寸法最適化に関する一数值実験, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.95, No.0521 (1996), pp.1234-1241.
- [35] 坂本博夫, 高田志郎, 伊藤順子, 宮崎政行, 村上敏英, 菅原恒彦, ハイブリッドGAによるフラットCRTの構造最適化, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.72, No.716(2006), pp.385-390.

- [36] 野波諒太, 北村充, 竹澤晃弘, Hybrid GA を用いたスティフナーを有する大型構造物の最適化に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.832 (2015), p.15-00437.
- [37] Putra, G.L. and Kitamura, M., Structural optimization of stiffener layout for stiffened plate using hybrid GA, Int. J. Naval Architecture and Ocean Eng., 11 (2) (2019), pp. 809-818
- [38] 坂本二郎, 尾田十八, 遺伝的アルゴリズムを利用した最適トラス形態決定法, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.59, No.562 (1993), pp.156-161.
- [39] 梶原逸朗, 佐々木泰貴, 長松昭男, 遺伝的アルゴリズムによる構造物の位相形状最適化 (計算効率の向上と実機構造の最適化), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.597 (1996), pp.83-90.
- [40] Sasaki, S., Kitamura, M. and Takezawa, A., Design of Sandwich Panel Structure by 2 Step Optimization of Fully Stressed Design and Genetic Algorithm, Asian Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization 2022, 3C3 Metaheuristics 2, p0007 (accessed on 25 May, 2022).
- [41] 宮入裕夫, サンドイッチ構造, 養賢堂 (2008), pp. 13-42.
- [42] 岡日出夫, 山田聖志, 五十嵐信哉, 水島 靖典, ALC パネルを芯材とする鋼板接着サンドイッチ床版の剛性と耐力, 日本建築学会構造系論文集, Vol.76, No.660(2011), pp.427-435.
- [43] 小林宏, ハニカム・サンドイッチ構造の設計, 日本航空宇宙学会誌, Vol.20, NO.217 (1972), pp.76-84.
- [44] 大場正一, 笹田智貴, 村田功二, 川井秀一, 各種配向性ファイバーボードをコアにしたサンドイッチパネルの曲げ性能の解析的研究, 材料, Vol. 62, No.4 (2013), pp.261-267.
- [45] 見上知広, 大崎純, 福島功太郎, 建築骨組の耐震補強格子ブロックの形状最適化, 日本建築学会構造系論文集, Vol.80 (2015), No.715.

- [46] 竹澤晃弘, 西脇眞二, 泉井一浩, 吉村允孝, 西垣英一, 鶴見康昭, 離散化構造要素を用いたトポロジー最適化, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.70, No.692(2004), pp.120-127
- [47] 竹澤晃弘, 最上克哉, 西脇眞二, 泉井一浩, 吉村允孝, 北村充, 離散構造要素を用いたバンドギャップ構造の最適化, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.74, No.740(2008), pp.780-788
- [48] Wang, Xue, Zhang, P., Ludwick, S., Belski, E. and To, A., Natural frequency optimization of 3D printed variable-density honeycomb structure via a homogenization-based approach, Additive Manufacturing, Vol. 20 (2018), pp.189-198, Elsevier.
- [49] Wang, Xin, Li, X., Yue, Z., Yu, R., Zhang, Q., Du, S., Yang, Z., Han, B., Lu, T., Optimal design of metallic corrugated sandwich panels with polyurea-metal laminate face sheets for simultaneous vibration attenuation and structural stiffeners, Composite Structures, Volume 256 , No.112994 (2021), Elsevier.
- [50] 後藤 文彦, 田部井 香月, 吹附 茜, 大竹 壯弥, 野田 龍, FEM と 3D プリンタを用いたハニカムパネルの挙動解析, 土木学会, 構造工学論文集 A/63A 巻 (2017), pp.28-35.

出版物

関連学術論文

査読付き発表論文 1 編

佐々木伸, 北村充, 竹澤晃弘, 静剛性と固有周波数の制約を満足するサンドイッチパネルを対象とした2段階設計, 日本機械学会論文集, Vol.90, No.931 (2024), DOI: 10.1299/transjsme.23-00252.

国際会議プロシーディングス 1 編

Sasaki, S., Kitamura, M. and Takezawa, A., Design of Sandwich Panel Structure by 2 Step Optimization of Fully Stressed Design and Genetic Algorithm, Asian Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization 2022, 3C3 Metaheuristics 2, p0007 (accessed on 25 May, 2022).

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（現特任教授，名誉教授）のご指導の下進められ得られた成果です。北村先生には，多大な時間をかけて懇切丁寧なご指導を賜りました。研究面で多くのことを学ばせていただき，成長させていただきました。心よりお礼申し上げます。早稲田大学理工学術院 竹澤晃弘教授には，本研究開始時に直接ご指導いただき，その後も引き続き研究面で多大のご支援を賜り感謝申し上げます。広島大学大学院先進理工系科学研究科 濱田邦裕教授には，論文執筆に際し，多大なご指導を賜りましたことに感謝申し上げます。同研究科構造創生研究室 片桐一彰教授には，研究全般に渡る様々な面でご支援いただき，感謝申し上げます。同研究室 山本剛大助教には，計算機器運用面でのご支援に感謝申し上げます。同研究科構造システム研究室 田中智行准教授には，本研究開始時に，文献調査や計算に関して様々なご助力をいただきました。感謝申し上げます。呉工業高等専門学校機械工学分野 野波諒太助教には，最適化プログラムの稼働が困難な時期，何回もご相談に応じていただき，解決に導いていただきました。心より感謝申し上げます。

私が所属するマツダ株式会社技術研究所の副所長 坂本和夫氏，及び次世代人間中心システム研究部門長 本田正徳氏には，入学以来様々な場面でご理解とご援助をいただきました。大変感謝しております。

私が社会人学生として所属させていただいた構造創生研究室の学生の皆様にはいつも気持ちよく接していただき，トラブルの時には助けてもらい，そのおかげで研究を最後まで無事に進めることが出来ました。ありがとうございました。

最後に，2019年10月入学以降コロナ禍とも重なりましたが，妻に支えられ子供たち家族の応援もあり無事に過ごし乗り切ることが出来ました。心より感謝の気持ちを送ります。

2024年3月