

アイソグリッドCFRP円筒殻の最適構造設計

日大生産工(院) ○望月 裕太 日大生産工 邊 吾一
日大生産工 坂田憲泰

1. 緒言

アイソグリッド構造とは、正三角形の格子状の補強材と表板から構成される軽量薄肉構造であり、特に軽量化と強度が要求される航空宇宙分野に応用されている。金属製アイソグリッド構造の製造技術は確立されており、使用例にロケットのペイロードフェアリングや燃料タンク、ISS日本実験棟「きぼう」の与圧壁が挙げられる。アイソグリッド構造を金属材料で製造すると、材料の使用効率が悪い、製造工程が多いなどの問題がある。その問題点を解消するために、アイソグリッド構造を比強度・比剛性に優れたCFRP (Carbon Fiber Reinforce Plastics, 炭素繊維強化プラスチック)で代替したCFRP製のアイソグリッド構造がある。この構造は金属製よりさらなる軽量化を実現することができると考えられている。著者らはこれまで、アイソグリッドCFRP円筒殻を成形する方法を開発し¹⁾、さらに成形したCFRP円筒殻の静的軸圧縮実験の結果はFEM解析結果と良好な一致を示した²⁾。本研究では、応答曲面法と遺伝的局所探索法を用いて、アイソグリッドCFRP円筒殻の最適構造設計を実施した結果について報告する。

2. 最適構造設計手法の検討

2.1 CFRP製アイソグリッド円筒殻の設計変数

CFRP製のアイソグリッド円筒殻は表面層と補強材からなる構造で、それぞれに検討しなければならない設計変数が存在する。その変数をTable 1に示す。表面層は積層数、積層角度の二つが変数となるが、積層数の増加に伴って積層角度が選択可能となるため、変数が積層数に比例する。よって積層数が増えるに従い、多峰性の複雑な解空間になると考えられる。補強材は積層角度、幅、積層数、本数、オフセット量の五つが変数となり、表面層と同様に設計変数が多い。また、本研究ではCFRP製アイソグリッド円筒殻の軸方向に圧縮荷重を負荷させている為、軸圧縮座屈荷重によって評価を行っている。そのため、表面層と

補強材の相互作用によって、座屈荷重の応答が変化し、より多峰性の強い複雑な解空間になると考えられる。そこで本問題の目的を補強材形状の最適化とし、設計変数の限定を行った。限定した変数は表面層の積層数と補強材の角度である。表面層の積層数は前述した目的のために表面層の影響を一定にした為である。しかし2[ply]でも積層角度は選択可能であることや補強材との相互作用があるため、積層角度は設計変数とした。補強材の角度は、アイソグリッド構造の前提条件から、補強材がなす三角形は正三角形となっている為、30[°]とした。その他の変数で、オフセット量は最適な補強材形状を決定するのに不可欠な変数と考えられたが、数値実験により変数の座屈荷重への影響を調べたところ、他の変数に比べて、その影響力が小さいことが分かったため、変数は3[mm]と一定値とした。

Table 1 Design variable

Skin	Winding angle [°]	x_1
	Number of layers [ply]	2 ply
Rib	Winding angle [°]	30°
	Width of rib [mm]	x_2
	Number of layers [ply]	x_3
	Number of reinforcement	x_4
Structure	Offset [mm]	3 mm
	Radius [mm]	55 mm
	Axial length [mm]	150 mm

2.2 最適化問題の定式化

最適化条件は、①座屈荷重 $[N_{cr}]$ が一定値以上の時の重量 $[W]$ を最小値にする問題(以下、条件①)、②重量が一定値以下の時の座屈荷重を最大値にする問題(以下、条件②)の二つとした。

設計変数は2.1項の検討より、表面層積層角度 $[x_1]$ 、補強材幅 $[x_2]$ 、補強材積層数 $[x_3]$ 、フープ補強材本数 $[x_4]$ の四つとなる(Table 1)。 x_4 は円筒軸方向にフープ補強材が何本存在するかを示す

Optimum Structural Design for CFRP Isogrid Stiffened Cylindrical Shells

Yuta MOCHIZUKI, Goichi BEN, Kazuhiro SAKATA

変数であり、それに応じてヘリカル補強材本数も変化する。その他の変数は一定値とした。円筒殻の寸法は軸圧縮実験に用いた試験体と同様に、半径は55[mm]、軸長は150[mm]とした。制約条件や設計変数範囲をTable 2に示す。なお、本問題では設計変数の数が多く、今後考慮すべき設計変数が増える事も考慮して、応答曲面法と遺伝的局所探索法を組み合わせた手法を用いた。

Table 2 Optimization conditions

条件①	条件②
find $x = [x_1, x_2, x_3, x_4]$	find $x = [x_1, x_2, x_3, x_4]$
minimize W	maximize N_{cr}
subject to	subject to
$\begin{cases} N_{cr} \geq 60, 90, 120 & [\text{kN}] \\ 0 \leq x_1 \leq 90 & [^\circ] \\ 1 \leq x_2 \leq 6 & [\text{mm}] \\ x_3 = \{1, 2, \dots, 24\} & [\text{ply}] \\ x_4 = \{3, 5, 7\} \end{cases}$	$\begin{cases} W \leq 0.49, 0.59, 0.69 & [\text{N}] \\ 0 < x_1 < 90 & [^\circ] \\ 1 \leq x_2 \leq 6 & [\text{mm}] \\ x_3 = \{1, 2, \dots, 24\} & [\text{ply}] \\ x_4 = \{3, 5, 7\} \end{cases}$

2.3 固有値座屈解析

設計変数による座屈荷重や重量を予測するために有限要素法解析ソフトのANSYS ver.12.0を用いた。解析モデルは周期対称モデルとし、表面層をSHELL181、補強材をSOLID185で要素分割した複合モデルとした。表面層と補強材の接着部は完全固着と仮定した。使用材料物性値(三菱レイオン製TR50S)をTable 3に示す。また補強材の交差点は交差点以外の部分と同様の高さとしてある。また、ANSYSには解析方法に固有値座屈解析と非線形座屈解析の二種類の方法がある。固有値座屈解析は理想化された線形弾性構造物の理論座屈強度を予測できる。実構造物の評価には固有座屈値で本来の挙動を予測することができないため、初期不整や塑性挙動などの非線形性を考慮できる非線形座屈解析による評価を行うべきである。しかし、今回の最適化では固有値解析により各設計変数によるアイソグリップCFRP円筒殻の座屈強度の相対評価は可能と考えられること、非線形解析より計算コストが低いことを考慮し、固有値座屈解析により座屈荷重の評価を行った。

Table 3 Material Properties of CFRP

Longitudinal modulus [GPa]	E_x	142
Transverse modulus [GPa]	E_y	8.8
	E_z	8.8
Shear modulus [GPa]	G_{xy}	4.2
	G_{yz}	3.3
	G_{xz}	4.2
Poisson's ratio	ν_{xy}	0.32
	ν_{yz}	0.40
	ν_{xz}	0.32

X: Longitudinal Direction
Y: Transverse Direction
Z: Thickness Direction

2.4 応答曲面法

応答曲面法(Response Surface Method 以下RSM)は設計変数とその応答の関係が具体的な関数形で与えられていない問題に対して、近似関数を与える最適設計法である³⁾。本問題での応答は重量と座屈荷重である。

重量は補強材の変数 $[x_2, x_3, x_4]$ の変化に伴って増減すると考えられる為、近似関数に式(1)の二次多項式を用いた。 $y(x)$ は応答、 x は設計変数、 β は未知係数ベクトル、 ε は誤差、 n は設計変数の数を表す。

座屈荷重は表面層の変数 $[x_1]$ と補強材の変数 $[x_2, x_3]$ の相互作用によって多峰性を示すと考えられた為、二次多項式ではなく、式(2)の移動最小二乗法(moving least-square approximation 以下MSLA)を用いて近似精度の向上を図った。 $y(x)$ は応答、 $p(x)$ は基底関数で二次基底を用いた。 $w(r)$ は重み関数を表しQuartic spline functionを用いた。また r は評価点と計算点の距離を表し、距離の算出にはL2 normを用いた。 u は計算点の応答値ベクトル、 N は計算点数である。

$$y(x) = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \dots (1)$$

$$y(x) = p(x)^T a(x) = p(x)^T A^{-1}(x) B(x) u \dots (2)$$

$$\begin{cases} A(x) = \sum_{i=1}^N w(r_i) p(x_i) p(x_i)^T \\ B(x) = \{w(r_1) p(x_1), w(r_2) p(x_2), \dots, w(r_N) p(x_N)\} \\ u = \{u_1, u_2, \dots, u_N\} \end{cases}$$

フープ補強材の本数 $[x_4]$ は変数間の不連続性が大きいと判断したため、個々に応答曲面を作成し、最適化を行った。MSLAの近似精度で重要になるのがサンプリング密度や影響半径の設定方法である。そこで最適化に際し、サンプリング方法はD最適規準計画⁴⁾を最適化基準として、Mitchell交換法のアルゴリズムによって決定した。影響半径の設定方法に正則性を判定する方法を用いている⁵⁾。この中の最終的な影響半径に関係するスケールファクタの値を決めるために、数値実験を行った。その範囲を1.1~2.0とし、50点のサンプリング点と各スケールファクタの応答曲面の平均近似誤差を算出し評価を行った結果、1.1が最も誤差が最小となったため、その値を使用した。また後に述べる最適化後に、ランダムに500点のサンプリング点の計算をし、作成した応答曲面との比較を行った。その結果、重量の平均誤差は

0.54[%], 座屈荷重の平均誤差は2.11[%]となり, 多峰性解空間においてMSLAの有効性が示された.

2.5 遺伝的局所探索法

最適化アルゴリズムは遺伝的局所探索法 (Genetic Local Search) を選択した. 遺伝アルゴリズムは単純GAを基本とした. その他の変更点として, 解の選択方法に解全体を対象とするのではなく, 新しく生成される解とその親のみ対象とする方法を用いた. これによって多様性の維持や初期収束の防止が図れると考えられる. また, 解が重複した場合にその重複した解を一つだけ残しそれ以外は重複解周辺の探索が行えるように, 正規分布による揺らぎを与えて新たな評価点とした. GA内の各パラメータはGrefenstetteが提示している式(3)のパフォーマンス指標⁶⁾を評価した. その結果, 集団の大きさは50[個], 交叉率は50[%], 突然変異率が3[%]と決定した.

$$\begin{aligned} \text{online } x_e(T) &= \frac{1}{T} \sum_{i=1}^T f_e(i) \\ \text{offline } x_e^*(T) &= \frac{1}{T} \sum_{i=1}^T f_e^*(i) \end{aligned} \quad \dots(3)$$

$f_e(i)$: 第*i*番目の個体の目的関数値

$f_e^*(i)$: 第*i*番目までの最良目的関数値

局所探索法は, 少ない改善数で効率よく探索が行えるように世代数に応じた近傍を設定した. また一定数の改善が行われなかった場合には近傍を広げる操作を加えた. 移動戦略には即時移動戦略を適用した.

収束判定条件は, 最適解の近似誤差が5[%]以内の暫定最適解を真の最適解として出力した. 5[%]以上20[%]以内は, 暫定最適解周辺の

未選択のサンプリング点の追加を行い, 暫定最適解周辺の近似精度を向上させ, 再度最適化を実行した. 20[%]以上は設計空間全体の未選択のサンプリング点を追加し, 全体的な近似精度を向上させ, 再度最適化を実行した.

3. 最適計算結果

最適化を行った結果をTable 3に示す. 設計変数の補強材幅と積層数は, 補強材の断面を考えると長方形なので断面二次モーメントも算出した. Table 3(a)にTable 2の条件①の結果を示す. 座屈荷重の応答は, 制約条件と同じ値になっていることが分かる. これは, 最適化アルゴリズム内の局所探索法による集中化によるもの⁷⁾で, 近傍や改善数の設定方法が妥当であると考えられる. 次に設計変数のフープ補強材本数は7本と変数の範囲の上限を示している. また断面二次モーメントは制約条件が厳しくなる毎にその値を上昇させることで満足していることが分かる. その時の補強材幅は, 約1[mm]と設計変数の下限を示していることが分かる. よって, フープ補強材本数と補強材積層数が構造の軽量化にとって重要な要因になることが分かった.

Table 3(b)にTable 2の条件②の結果を示す. こちらも同様に見ていくと, 制約条件付近までの解の集中化やフープ補強材本数と補強材幅が変数の範囲の制限値付近の値を示していることが共通している. よって, 二つの条件からフープ補強材本数と補強材積層数が重要な要因だということが判明した. Fig. 1に条件②の重量の制約条件が0.69[N]の時の最適形状と軸圧縮試験での試験体の補強材形状を示す.

なお, Table 4には本数毎の結果を載せる.

Table 3 Summary of optimization results

(a) Constrain of Buckling load								(b) Constrain of Weight								
	Buckling load [kN]	Weight [N]	Skin		Rib			Weight [N]	Buckling load [kN]	Skin		Rib				
			Fiber orientation angle [°]	Second moment of area [mm ⁴]	Width [mm]	Number of layers [ply]	Number of hoop reinforcement			Fiber orientation angle [°]	Second moment of area [mm ⁴]	Width [mm]	Number of layers [ply]	Number of hoop reinforcement		
			x_1	x_2	x_3	x_4	x_1			x_2	x_3	x_4				
Buckling load	60.0	60.1	0.44	74.6	0.08	1.0	4	7	0.49	0.49	130.5	71.2	0.28	1.0	6	7
load	90.0	90.0	0.47	59.9	0.16	1.0	5	7	0.59	0.59	161.1	75.3	0.69	1.0	8	7
limit [kN]	120.0	120.3	0.52	81.9	0.28	1.0	6	7	0.69	0.69	209.0	80.5	1.52	1.2	10	7

Table 4 Optimization results for each number of hoop reinforcement

(a) Constrain of Buckling load								(b) Constrain of Weight							
	Buckling load [kN]	Weight [N]	Skin		Rib			Weight [N]	Buckling load [kN]	Skin		Rib			
			Fiber orientation angle [°]	Second moment of area [mm ⁴]	Width [mm]	Number of layers [ply]	Number of hoop reinforcement			Fiber orientation angle [°]	Second moment of area [mm ⁴]	Width [mm]	Number of layers [ply]	Number of hoop reinforcement	
			x_1	x_2	x_3	x_4	x_1			x_2	x_3	x_4			
Buckling load	60.0	60.0	0.47	69.9	0.67	1.0	8	3	0.49	64.8	70.8	0.71	1.1	8	3
		60.0	0.46	54.4	0.16	1.0	5	5							
		60.1	0.44	74.6	0.08	1.0	4	7							
Buckling load	90.0	90.1	0.59	72.5	2.31	1.3	11	3	0.59	90.9	73.7	2.27	1.3	11	3
		90.0	0.49	71.4	0.45	1.0	7	5							
		90.0	0.47	59.9	0.16	1.0	5	7							
limit [kN]	120.0	120.2	0.70	84.3	5.72	1.6	14	3	0.69	117.6	89.9	3.99	1.8	12	3
		120.1	0.58	76.4	1.10	1.2	9	5							
		120.3	0.52	81.9	0.28	1.0	6	7							

次に、フープ補強材本数と補強材積層数が今回最適化した寸法に対して、どの程度の割合で使用されているかを調べた。調査に際し、二つの値を式(4)、(5)に設定した。式(4)の z_1 は半径に対する補強材高さの割合、式(5)の z_2 は軸長に対するフープ補強材幅の割合を示す。式(4)、(5)を各条件に適用した結果をTable 5に示す。

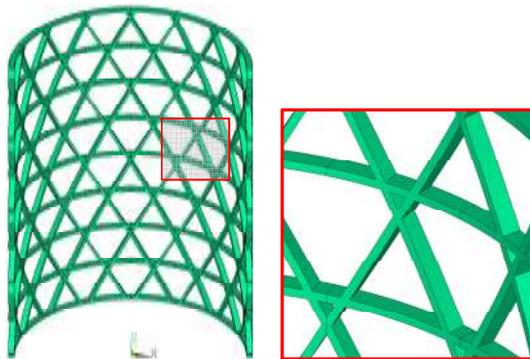


Fig.1 Isogrid Shape of optimal solution

$$z_1 = \frac{t_{opt}}{R} * 100 \dots (4) \quad z_2 = \frac{(n_{hoop,opt} + 2)(W_{opt})}{L} * 100 \dots (5)$$

t_{opt} : Optimal rib height
 R : Radius
 L : Axial length
 $n_{hoop,opt}$: Optimal number of hoop reinforcement
 W_{opt} : Optimal width

Table 5 Percentage of the optimal solution

(a) Constrain of Buckling load			(b) Constrain of Weight		
	z_1 [%]	z_2 [%]		z_1 [%]	z_2 [%]
Buckling load limit [kN]	60.0	1.8 6.1	Weight limit [N]	0.49	2.7 6.0
	90.0	2.3 6.0		0.59	3.6 6.2
	120.0	2.7 6.1		0.69	4.5 7.0

Table 5(a)より、今回の最適化条件の中で、フープ補強材が軸長に対して約6.0~6.1[%]存在し、補強材の高さは半径に対して約1.8~2.7[%]の割合を占めた。例えば構造寸法が半径55[mm]、軸長150[mm]の円筒殻において、座屈荷重が120[kN]以上になるためにはフープ補強材の割合が軸長に対して約6.1[%](9.2[mm])、半径に対して約2.7[%] (1.5[mm])になるまで補強材を積層すれば最小重量になる。

またTable 5(b)より、フープ補強材が軸長に対して約6.0~7.0[%]存在する中で、厚さは半径に対して約2.7~4.5[%]の割合を占めた。これも先ほどと同様に見ていくと、例えば構造寸法が半径55[mm]、軸長150[mm]の円筒殻において、重量が0.69[N](質量70[g])以下になるためにはフープ補強材の割合が軸長に対して約7.0[%] (10.5[mm])、半径に対して約4.5[%] (2.5[mm])になるまで補強材を積層すれば最大座屈荷重になる。

但し、表面層積層数は2[ply]、フープ補強材の幅は1[mm]、補強材の角度は30[°]、オフセット量は3[mm]とし、フープ補強材は等間隔に位置する必要がある。また式(6)にフープ補強材本数($n_{hoop,opt}$)、式(7)にヘリカル補強材本数($n_{heri,opt}$)を求める式を示す。

$$n_{hoop,opt} = \frac{L * z_2}{W_{opt} * 100} - 2 \dots (6)$$

$$n_{heri,opt} = 2(n_{hoop,opt} + 1) \dots (7)$$

今回の最適解のフープ補強材本数は設計変数の上限を示しているため、今後、設計変数の範囲を広げる必要があると考えられる。

4. 結言と今後の課題

今回の結果を以下にまとめる。

- 多峰性解空間に対し、移動最小二乗法の有用性が示された。
- 最適形状の傾向として、フープ補強材本数と補強材積層数が重要な要因だとわかった。
- 軸圧縮試験の試験体寸法に対する要因の割合を示した。

今後の課題として、

- 最適解のフープ補強材本数は設計変数の範囲の中で上限を示していたため、その範囲を広げる。その際、実際の成形性も加味する。
- 補強材形状の最適な要因を示すことができたが、表面層が2plyに固定した条件であった。そこで表面層との真の相互作用の確認のために、表面層の積層数を追加した最適化を行う。

参考文献

- 1) 岸谷, 邊: 構造強度に関する講演会講演集,(2007),pp157-159.
- 2) 竿尾, 邊: 複合材料シンポジウム講演要旨集,(2007),pp.17-18.
- 3) 山崎: 日本機械学会誌,109,1050,(2006),pp377-379.
- 4) 山崎: 日本機械学会最適化シンポジウム講演論文集,27,(2000),pp169-174.
- 5) 櫻井: 日本機械学会講演論文集,(2006),pp43-44.
- 6) J.J.Grefenstette: IEEE Trans,16,1,(1986),pp122-12
- 7) 望月, 邊, 坂田: 複合材料シンポジウム講演要旨集,(2010),pp217-218