薄板構造補強リブの最大剛性設計*

山崎 光悦^{*1}, 青木 昭裕^{*2}Minimum Compliance Design Technique of Stiffener Shape and Layout
for Stiffened Thin Plate Structures

Kouetsu YAMAZAKI and Akihiro AOKI

A minimum compliance design problem of stiffener shape and layout for the stiffened thin plate structures is treated. The stiffened plate structures are discretized into the isoparametric finite shell elements, and an optimum design technique for the stiffener heights and positions subjected to the total volume is formulated by introducing the design sensitivity analysis. By applying this technique, the optimum distributions of stiffener heights for the square plates loaded uniformly under rigid support of central circular region and fixed supports of four corner points are decided numerically. The optimum stiffener layout and heights of square plate under concentric and eccentric concentrated load are also discussed for simple supports of four corner points.

Key Words: Design Engineering, Minimum Compliance Design, Stiffened Plate Structure, Stiffener Layout, Quadratic Programming, Finite Element Method

1. 緒 言

平板や殻構造物に補強リブを付けた構造形態を採用することが実際上多く、その補強や剛性の強化を目的としたリブの最適配置形態やリブ形状を決定することは重要な問題である。しかし、この方面の従来の研究としては、補強リブが平板の上下に無数に付いた理想的なモデルに対して補強リブ配置形態を論じた、Cheng らの一連の研究⁽¹⁾⁽²⁾および著者らの研究⁽³⁾、またある特定の実用構造物を対象として全体を通してのリブ寸法や配置間隔などを設計変数とした二、三の研究⁽⁴⁾⁽⁵⁾がみられる程度である。このような現状に対し著者らは先に、与えられたリブ形態の下で、各位置のリブ丈を変数とする補強リブ最大剛性設計の一般解法を、アイソパラメトリック・シェル要素と感度解析法を併用した数値計画法を用いて提案し、ワッフル板の最適リブ形状決定に適用した⁽⁶⁾。

そこで本研究では、補強リブ付き薄板構造の最大剛性設計問題を対象として、前報の手法を拡張し、あらかじめ仮定したリブ形態から出発して体積制約下の最

適リブ配置およびリブ丈分布を同時に決定する設計手法を提示する。

さらに本手法を、種々の基本的な荷重条件、支持条件の下でのリブ付き薄板構造に適用して、手法および最適設計結果の有効性について検討した結果について述べる。

2. 最大剛性設計法

2.1 設計問題の定式化 図1に示すような厚さ t の平板の片面に、一様厚さ t_s の補強リブが付いた構造を対象とし、このリブ丈 b_x および、補強リブ配置 b_z, b_y を設計変数とする最大剛性設計を考える。具体的にはこの設計モデルを8節点二次のアイソパラメトリック・シェル要素を用いて離散化し、リブ丈の設計変数としてリブ要素の平板に結合しない隅節点の z 座標値をとり、リブ配置の設計変数としてリブ要素隅節点の x, y 座標値をとることとする。ただし、リブ要素は平板に垂直であるとする。

規定された支持条件、荷重条件のもとで、リブ総体積とリブ丈、リブ位置などの幾何学的な制約条件を課した最大剛性設計問題は、次式の外力仕事を最小とすることと等価である。 p を平板に負荷される分布荷重、 w を z 方向のたわみとすると、目的関数は次式とな

* 平成元年3月11日 東海支部第38期総会講演会において講演、原稿受付 昭和63年7月11日。

*1 正員、金沢大学工学部 (〒920 金沢市小立野2-40-20)。

*2 学生員、金沢大学大学院。

る。

$$f = \frac{1}{2} \int_{\Omega_p} p w(b) d\Omega \rightarrow \min \quad (1)$$

ここで積分は、平板上面の領域 Ω_p に関する面積積分を表す。式(1)は、負荷重が一点集中荷重の場合には負荷点でのたわみを最小とすることと、また、一様分布荷重の場合には平均的な剛性を最大とすることと等価である。

最大剛性設計問題では、同一体積条件下での剛性の比較を行うために、体積制約を設ける。また、解析精度の低下を防ぎ、解析可能なモデルの形状を維持するために、設計変数の上限、下限の制約を課す。

体積制約は、あらかじめ規定するリブ体積の上限値を V_0 とすると

$$\int_{\Omega_s} b_z t_s ds \leq V_0 \quad (2)$$

ただし、積分はリブ配置に沿った線積分とする。

また、設計変数の上限、下限を b^u, b^l とすると

$$b^l \leq b \leq b^u \quad (3)$$

なお、有限要素法への具体的な離散化法については前報⁽⁶⁾にゆずる。

2.2 最適化法と感度解析 各設計変数の変化に対する目的関数値、制約条件の効果を知らることができるならば、漠然と設計変数の値を変化させるより、より効果的な最適化を行うことができる。この目安となるものが感度であり、設計変数による微係数により、各感度を算出し設計変数値を修正する。

最適化の具体的な手法として、Pshenichny の線形化法(PLM 法)⁽⁷⁾を用いる。この手法は、逐次二次計画法の一種で設計点近傍で目的関数を二次近似、制約条件を一次近似し、その停留条件より設計変数の修正ベクトルを求め、設計変数を順次修正してゆく方法である。この手法では、目的関数および制約条件の一階微係数(設計感度)のみを用いて二次の収束性が得られる。以下、目的関数および制約条件の設計感度の定式

図1 設計モデル

化を示す。

有限要素に離散化した場合、式(1)の目的関数は平板要素の各節点の外力の等価節点力と節点のたわみの積の総和により与えられる。したがって目的関数 f の n 番目の設計変数 b_n による微分すなわち設計感度は、平板上の節点 i での分布荷重の等価節点力を p_i 、 z 方向変位を w_i とすると

$$\frac{\partial f}{\partial b_n} = \frac{1}{2} \sum_i p_i \frac{\partial w_i}{\partial b_n} \quad (4)$$

すなわち、目的関数の設計感度は、外力とたわみの設計変数による微分、つまり、たわみの設計感度との積の総和によって与えられる。このたわみの設計感度は、有限要素法における全体剛性方程式より導かれる次式により求めることができる。

$$K \frac{\partial d}{\partial b_n} = - \frac{\partial K}{\partial b_n} d \quad (5)$$

ここで、 K は全体剛性マトリックス、 d は変位ベクトルである。式(5)の右辺は、擬似荷重ベクトルと呼ばれ、剛性マトリックスの設計変数による微分と変位ベクトルの積により表される。この剛性マトリックスの設計変数による微分は

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial b_n} = & \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \left\{ \left(\frac{\partial [B]}{\partial b_n} \right)^T [D] [B] \right. \\ & + [B]^T [D] \frac{\partial [B]}{\partial b_n} \Big| J | \\ & \left. + [B]^T [D] [B] \frac{\partial |J|}{\partial b_n} \right\} d\xi d\eta d\zeta \end{aligned} \quad (6)$$

ただし、 $|J|$ はヤコビアン、 $[D]$ は応力-ひずみマトリックスで、 $[B]$ は以下のものである。

$$[B] = [B_1 \theta^T, C_1 \theta^T \phi \theta^T, \dots, B_1 \theta^T, C_1 \theta^T \phi \theta^T, \dots]$$

ここで

$$[B_i] = \begin{bmatrix} B_i & 0 & 0 \\ 0 & B_{11} & 0 \\ B_i & B_{11} & 0 \\ 0 & 0 & B_i \\ 0 & 0 & B_{11} \end{bmatrix}, \quad [C_i] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ C_i & 0 & 0 \\ 0 & C_i & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_i = A_{11} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} + A_{12} \frac{\partial N_i}{\partial \eta}$$

$$B_{11} = A_{21} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} + A_{22} \frac{\partial N_i}{\partial \eta}$$

$$C_i = A_{33} N_i$$

ξ, η を板要素中央面内にとった正規座標、 N_i を変位の内挿関数とし、 $A_{11}, A_{12}, A_{21}, A_{22}, A_{33}$ は要素内にとった局部座標系と、全体座標系の方向余弦 $[\theta] = [v_1 \ v_2 \ v_3]$ (v_3 は板要素に垂直な方向とする)を用いて得られる次式の成分とする。

$$[A] = [\theta]^T [J]^{-1}$$

式(6)の計算には, $[J]$ の設計変数による微分 $\partial[J]/\partial b_n$ を必要とし, これは次のように算出することができる. 平面要素では平面内でベクトル v_3 は, 一定であるから四角形要素の (x_i, y_i) を節点座標, R_i ($i=1, 2, 3, 4$) を形状関数として

$$[J] = \begin{bmatrix} \sum_i \frac{\partial R_i}{\partial \xi} x_i & \sum_i \frac{\partial R_i}{\partial \xi} y_i & \sum_i \frac{\partial R_i}{\partial \xi} z_i \\ \sum_i \frac{\partial R_i}{\partial \eta} x_i & \sum_i \frac{\partial R_i}{\partial \eta} y_i & \sum_i \frac{\partial R_i}{\partial \eta} z_i \\ \frac{t_s}{2} v_{3x} & \frac{t_s}{2} v_{3y} & \frac{t_s}{2} v_{3z} \end{bmatrix} \quad \dots (7)$$

ここに v_{3x}, v_{3y}, v_{3z} は v_3 ベクトルの成分とする. さらに, b_{ki} を要素内節点番号 i の座標移動方向 k ($k=1, 2, 3$) に対する設計変数とし, リブ要素が平板に垂直であるという仮定を考慮すると, 設計変数による $[J]$ の微分は

$$\frac{\partial[J]}{\partial b_{ki}} = \begin{bmatrix} \delta_{k1} \frac{\partial R_i}{\partial \xi} & \delta_{k2} \frac{\partial R_i}{\partial \xi} & \delta_{k3} \frac{\partial R_i}{\partial \xi} \\ \delta_{k1} \frac{\partial R_i}{\partial \eta} & \delta_{k2} \frac{\partial R_i}{\partial \eta} & \delta_{k3} \frac{\partial R_i}{\partial \eta} \\ \frac{t_s}{2} \frac{\partial v_{3x}}{\partial b_{ki}} & \frac{t_s}{2} \frac{\partial v_{3y}}{\partial b_{ki}} & 0 \end{bmatrix} \quad \dots (8)$$

ここで δ_{ki} は, クロネッカーのデルタである. したがって, 要素剛性マトリックスの設計変数による微分は式(7), (8)を用いて式(6)より算出できる. これより式(5)の擬似荷重ベクトルを計算し, 式(4)より目的関数の設計感度を求めることができる.

次に体積制約条件の設計感度を求める. 式(2)のリブ体積制約は各要素体積の総和で与えられる.

リブ要素の隅節点番号を順に 1~4 (ただし, 節点番号 1, 4 は, 平板に接する点とする) とすると, 要素 j のリブ体積 V_j は, 次式で示される.

$$V_j = \frac{t_s}{2} Z_j L_j \quad \dots (9)$$

ただし, $L_j = \sqrt{(x_1 - x_4)^2 + (y_1 - y_4)^2}$, $Z_j = z_2 - z_1 + z_3 - z_4$ である. したがって, 体積制約の設計変数による微分は, 式(9)より次のようになる. x, y 方向微分は

$$\partial V_j / \partial \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \end{Bmatrix} = \pm \frac{t_s}{2} \cdot \frac{Z_j}{L_j} \begin{Bmatrix} x_1 - x_4 \\ y_1 - y_4 \end{Bmatrix}$$

正符号は $i=1$, 負符号は $i=4$ の場合に対応する. 一方, z 方向微分は

$$\frac{\partial V_j}{\partial z_i} = \pm \frac{t_s}{2} \cdot L_j$$

正符号は $i=2, 3$, 負符号は $i=1, 4$ の場合に対応する.

3. リブ付き平板の最大剛性形状・形態

上述の定式化を応用して, 補強リブが付いた薄板構造物の最大剛性設計を種々の荷重条件, 支持条件の下で行った. 以下では, 等分布荷重を受ける円柱支持正方形板, 四隅固定支持正方形板, および一点集中荷重

図 3 リブ配置形態 (モデル 2)

図 2 リブ配置形態 (モデル 1)

図 4 リブ配置形態 (モデル 3)

を受ける四隅単純支持正方形板の最大剛性設計を試みた結果について示す。

設計変数は、前者二つの例題ではリブ丈 b_z を、また四隅単純支持正方形板では、リブ位置 b_x, b_y も設計変数に取り入れた。

3・1 円柱支持正方形板 一辺 $2a$ 、板厚 $t=t_s=0.0176a$ の正方形板の中央、直径 d ($d/a=0.5$) の部分を固定支持され一様分布荷重 q を受けるモデルを考える。図2～4に示すような、モデル1～3のリブ配置形態をそれぞれ初期形状として、リブ丈を設計変数とする最大剛性リブ形状を求めた。リブ総体積の制約条件として、式(2)の V_0 を以下のように定めた。

$$V_0 = 0.475a^2t \dots\dots\dots (10)$$

このとき、初期形状の一樣リブ丈 b_0 は、図2～4のモデルでそれぞれ $b_0=0.25a, 0.13a, 0.09a$ となる。また、リブ丈の上下限値を $0.1 \leq b/b_0 \leq 3.0$ とした。解析は、いずれのモデルも対称性より $1/4$ 領域を対象とした。

放射状に8本のリブで補強されるモデル1では、20回の繰返しの後、目的関数は $f/f_{eq}=4.918 \times 10^{-2} \rightarrow 3.025 \times 10^{-2}$ (f_{eq} は、リブ体積をすべて平板とした等価板厚平板の目的関数) に減少し、38.5%の剛性の向上がみられた。

16本のリブで補強されたモデル2では、24回の繰返しの後、目的関数は $f/f_{eq}=8.712 \times 10^{-2} \rightarrow 3.202 \times 10^{-2}$ へ減少し63.2%剛性が向上した。

一方、モデル3は、放射状リブと交差するリブを有するモデルで、 $\bar{a}=3a/8, \bar{a}=(4\sqrt{2}-1)a/8$ とした。11回の繰返しの後、 $f/f_{eq}=2.521 \times 10^{-1} \rightarrow 6.405 \times 10^{-2}$ となり、74.6%剛性が向上した。この結果、正方形板の周辺に位置するリブは消滅する傾向がみられたため、周辺リブを取り除き再分割を行い、これを再び初期形状として最適化を行った。最終形状では、モデル3の初期形状より87.3%剛性が増加した。モデル1～3の

表1 円柱支持正方形板の結果

Model No.	1	2	3
$b_{\max} / a$	0.606	0.339	0.446
$f_0 / f_{eq} (\times 10^{-2})$	4.918	8.712	25.21
$f_{fin} / f_{eq} (\times 10^{-2})$	3.025	3.202	3.202
$1 - \frac{f_{fin}}{f_0} (\%)$	38.5	63.2	87.3

図5 円柱支持正方形板の最終リブ形状

図6 リブ配置形態 (モデル1)

図7 リブ配置形態 (モデル2)

解析結果を表1に、最終形状を図5に示す。これらの結果より、リブ数の少ないモデル1が最も剛性の高いリブ形状が得られた。

3・2 四隅固定支持正方形板 次に一辺 $2a$ 、板厚 $t=t_s=0.0176a$ の四隅を固定支持した正方形板が等分布荷重 q を受ける場合を考えた。平板の片面に格子状のリブの付いた、図6のワッフル板(モデル1)と、図7のようなリブ形態のモデル2のリブ寸を設計変数とする設計を行った。リブ体積制約の上限値 V_0 を以下のように定め、

$$V_0 = 0.5a^2t \dots\dots\dots (11)$$

対称性より1/4領域を設計対象とした。このとき初期形状のリブ寸 b_0 は、モデル1,2でそれぞれ $b_0 = 0.10a, 0.08a$ となり、リブ寸の上下限制約を $0.1 \leq b/b_0 \leq 6.0$ とした。モデル1では5回の繰返しの後、目的関数は $f/f_{eq} = 1.507 \times 10^{-1} \rightarrow 8.822 \times 10^{-2}$ へ減少し、41.5%剛性が向上した。

周辺リブに加え、固定支持部より放射状に伸びるリブを含むモデル2では、7回の繰返しの後、目的関数は $f/f_{eq} = 1.445 \times 10^{-1} \rightarrow 4.994 \times 10^{-2}$ へ減少し、65.4%剛性が向上した。モデル1,2の解析結果を表2に、最

終形状を図8に示す。モデル2のほうが、43.4%剛性が高いという結果が得られた。またリブ形状は、いずれのモデルも固定支持点と平板中央部で高くなっている。

3・3 四隅単純支持正方形板 リブ寸、リブ位置の両方を設計変数とする例題として、一点集中荷重 P を受ける一辺 $2a$ 、板厚 $t_s (t_s/a = 0.0176)$ の正方形板を取り上げた。図9に示すワッフル板(モデル1)と図10に示す対角線状のクロスリブ(モデル2)を初期形状として、集中荷重 P が板中央と中央から $a/3$ 対称軸上に偏心負荷される二つの場合を考えた。 $t=t_s$ としてリブ体積の上限値 V_0 を次のように規定した。

表2 四隅固定支持正方形板の結果

Model No.	1	2
$b_{\max} / a$	0.306	0.207
$f_0 / f_{eq} (\times 10^{-2})$	15.07	14.45
$f_{fin} / f_{eq} (\times 10^{-2})$	8.822	4.994
$1 - \frac{f_{fin}}{f_0} (\%)$	41.5	65.4

(a) モデル1

(b) モデル2

図8 四隅固定支持正方形板の最終リブ形状

図9 ワッフル板(モデル1)

図10 クロスリブ(モデル2)

表 3 四隅単純支持正方形板の結果

Loading Position	Concentric Loading		Eccentric Loading			
	1	2	1		2	
Model No.	1	2	1		2	
Design Variable	bz	bz	bx	bx, bz	bx	bx, bz
bmax / a	0.218	0.560	—	0.190	—	0.376
$f_0 / f_{eq} (\times 10^{-2})$	6.096	1.736	36.80	36.80	9.097	9.097
$f_{rin} / f_{eq} (\times 10^{-2})$	4.361	1.075	33.67	8.199	8.315	5.478
$1 - \frac{f_{rin}}{f_0} (\%)$	28.5	38.1	8.51	77.7	8.60	39.8

(a) モデル 1

(b) モデル 2

図 11 四隅単純支持正方形板の最終リブ形状 (中央負荷)

(a) ワッフル板 (モデル 1)

(b) クロスリブ (モデル 2)

図 12 四隅単純支持正方形板の最終リブ形態・形状 (偏心負荷)

$$V_0 = 0.441a^2t \dots \dots \dots (12)$$

このとき両モデルの初期リブ丈 b_0 は、モデル 1, 2 で $b_0 = 0.15a, 0.31a$ となる。中央負荷の場合には、リブ丈のみを設計変数に、また偏心荷重の場合にはリブ丈とリブ位置を設計変数とする最大剛性設計を行った。

中央負荷の場合、モデルの対称性のため 1/4 領域を解析対象とした。モデル 1 の場合、6 回の繰返しの後 $f/f_{eq} = 6.096 \times 10^{-2} \rightarrow 4.361 \times 10^{-2}$ へと減少し、28.5% 剛性が向上した。一方、モデル 2 の場合、5 回の繰返しの後 $f/f_{eq} = 1.736 \times 10^{-2} \rightarrow 1.075 \times 10^{-2}$ へと減少し、

38.1% 剛性が向上した。これらの設計の最終形状を図 11 に示すが、いずれのモデルも負荷点が最もリブ丈が高い形状となっている。

偏心負荷の場合に対しては、リブ位置のみを設計変数とする設計とリブ丈も設計変数に含めた設計を実施した。モデルの対称性から 1/2 領域を解析対象とし、モデル 1 のワッフル板は負荷点を通過しない中間リブの配置を、またモデル 2 のクロスリブでは、負荷点を通る対称軸上でのリブの交差点の位置をそれぞれ設計変数とし、初期位置からのリブの移動範囲およびリブ

丈に制約を設けた。すなわち、

$$|b_x| \leq a/3, \quad 0.1 \leq b/b_0 \leq 4.0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

モデル1ではリブ位置のみを設計変数とした場合、6回の繰返しの後、目的関数は $f/f_{eq} = 3.680 \times 10^{-1} \rightarrow 3.367 \times 10^{-1}$ に減少し、8.51%の剛性の向上がみられた。最終リブ位置は、荷重点 ($b_x = a/3$) を通過する形態となった。

また、リブ位置、リブ丈を設計変数とした場合は、22要素、77節点、13設計変数のモデルで解析し、112回の繰返しの後、目的関数は $f/f_{eq} = 2.228 \times 10^{-1} \rightarrow 1.252 \times 10^{-1}$ に減少した。この最終形状で、消滅する傾向にあるリブ要素を取り除き、20要素、71節点、9変数のモデルで解析を行ったところ、42回の繰返しで最終形状(図12(a))の目的関数は $f/f_{eq} = 1.004 \times 10^{-1} \rightarrow 8.199 \times 10^{-2}$ に減少し、初期形状と比較すると77.7%剛性が向上した。

一方、モデル2のクロスリブでは、リブ位置のみを設計変数とした場合、34回の繰返しの後目的関数は $f/f_{eq} = 9.097 \times 10^{-2} \rightarrow 8.315 \times 10^{-2}$ とわずか8.60%の剛性の向上にとどまった。このとき、リブの交差点は $b_x = 0.197a$ となり、荷重点 ($0.333a$) まで移動していない。

またリブ位置とリブ丈を設計変数としたモデルでは、11回の繰返しの後、目的関数は $f/f_{eq} = 6.272 \times 10^{-2} \rightarrow 5.478 \times 10^{-2}$ に減少し、リブ交差位置は荷重点に一致した。初期形状より39.8%、またリブ位置のみを設計変数とした場合より34.1%剛性が向上したことになる。最終形状を図12(b)に示す。これより最終形状は、負荷点で最も高いリブ形状となっている。さら

に、以上の結果を表3にまとめて示す。これより偏心負荷のある場合、図12(b)のクロスリブが最も剛性の高い形状・形態となっている。

4. 結 言

リブ丈およびリブ配置を設計変数とした薄板構造物の最大剛性設計問題を定式化し、アイソパラメトリック・シェル要素を用いて有限要素法への離散化を行った。また、数値計画法としてPLM法を用いた感度解析法の定式化を行い、種々の最適設計によりその有効性を確認し、各支持条件・荷重条件に対応したリブ形状・形態を得ることができた。分布荷重を受ける固定支持板の場合、支持点と平板中央部のリブ丈を高く、また集中荷重を受ける単純支持板の場合は、荷重点にリブを配置し、荷重点でのリブ丈を高くすることにより、剛性の高いリブ形状を得た。

最後に本研究を実施するに当たり、当時の卒業研究生、巧将司君の協力を得た。ここに記して感謝の意を表する。

文 献

- (1) Cheng, K. T., *Int. J. Solids Struct.*, 17-8 (1981), 795.
- (2) Cheng, K. T. and Olhoff, N., *Int. J. Solids Struct.*, 18-2 (1982), 153.
- (3) 山崎・小林, 機論, 54-501, A (1988), 1165.
- (4) Smits, G. J. and Ungbhakorn, V., *AIAA. J.*, 13-6 (1975), 750.
- (5) Patnaik, S. N. and Sankaran, G. V., *Int. J. Num. Methods Eng.*, 10-2 (1976), 283.
- (6) 山崎・永井, 機論, 54-503, A (1988), 1430.
- (7) Choi, K. K., ほか3名, *Trans. ASME, J. Mech. Trans. Autom. Des.*, 105-1 (1983), 91.

討 論

〔質問〕 久 納 孝 彦〔慶応義塾大学理工学部〕

(1) 設計変数の上・下限およびリブ総体積の制約条件を設定する際の方考え方を示していただきたい。

(2) 平板とリブの結合条件はどのようになっているのか。例えば、本文中の諸モデルにおいて、補剛平板のたわみ剛性にはリブのねじり剛性は関与するか。

(3) 固定支持点において、ねじりモーメントは拘束されるのか。

(4) 本文1888ページ右欄 2行め「またリブ形状は、いずれのモデルも固定支持点と平板中央部で高くなっている」とあるが、図8(a)の固定支持点ではそのようなになっていないように見えるがいかがか。

〔回答〕 (1) 設計変数の上・下限制約は、有限要

素法による解析精度を保持するために設けたもので、制約条件がアクティブとなった場合には、本文中のいくつかの例題で実施しているように要素分割自身を改めた。一方、リブ総体積制約は、各支持条件のもとでの剛性の比較を行うことから、支持条件ごとに体積制約が一定であれば結果の比較が可能である。また、最大剛性を得るためのリブ配置とリブ丈配分を知ることが目的であり、特に選んだ体積制約値には特別な意味はない。

(2) 本研究で用いた組立て構造の要素間では、すべての力がお互いに伝達される結合条件となっている。したがって、リブ付き平板のたわみ剛性に、リブ自身のねじり剛性が影響するモデルとなっている。しか

し、本文中の例題では偏心集中荷重を受けるモデルを除いて対称変形をするモデルとなっているため、その効果が直接現れていないものとする。

(3) (2)の回答で述べたようなモデルであるので固定支持点ではねじりモーメントが拘束される。

(4) ご指摘のとおり図8(a)の最終形状では、固定支持点と平板中央部のリブ丈は同図の平板の一辺の30.6%, 12.7%である。これに対し、対称軸上の中間点のリブ丈は、14.9%と平板中央部のリブ丈より若干高いリブ形状となっている。