セミサブメガフロートの構造重量最適化に関する研究

正員 鈴木 英之* 学生員 中 條 俊 樹*
長 田 章 秀**

Study on the Optimization of Structural Weight of Semi Submersible type Mega-Float (SSMF)

by Hideyuki Suzuki, *Member* Toshiki Chujo, *Student Member*
Akihide Osada

Summary

To realize the semi submersible type mega-float (SSMF), it is very important to reduce the cost, which is higher than one of pontoon mega-float. Because the building cost leads to much of SSMF's initial cost, to reduce the structural weight is well meaning. In this study, we tried to optimize SSMF in order to minimize the structural weight, under the condition that the maximum bending stress is less than the allowable stress. We inspected the results by VODAC and got the knowledge between the structural weight and deck depth D , column radius R and column number N .

1. 結 言

現在、超大型浮体の実現を目指して、さまざまな研究が進められている。特にポンツーン型では、メガフロート技術研究組合により、平成7年度より平成12年度にかけて実機レベルでの研究が行われた。また、安澤らによる溶接コストも考慮した建設コストの最適化に関する研究も行われている。¹⁾ ポンツーンメガフロートは離島、沖合、湾口部等の海象条件の厳しい海域においては防波堤等の海域制御施設が必要となり、セミサブ型の方が有利な点が多いと考えられている。

セミサブ型に関しては、運輸施設整備事業団委託研究『セミサブメガフロートの実用化のための基礎的研究』において概念設計が行われ、それに基づいた詳細解析が行われ、成立性が確認されている。²⁾ その他、数々

の研究がなされているが、ポンツーン型に比べると成立性以外の、軽量化等の最適化に関する技術的検討が十分でないのが実状である。また、セミサブメガフロートはポンツーン型に比較してコストが高いとされており、このことが実現化への大きな障害と考えられている。

本研究では、カラム支持型のセミサブメガフロートに対し、コストの大部分を占める建造費のうち材料費を押さえるために、部材に働く最大応力を許容応力以下に抑さえつつ構造重量を最小にする最適化を行い、コスト削減の可能性を探った。

2. 想定浮体及びコスト

2.1 想定浮体と設計条件

本研究での想定浮体は、浮体式滑走路を必要とする離島への旅客輸送を想定し、国内線での運行が中心となるBOEING737-400型機の運用が可能な規模とし、Table1に示す規模の浮体を検討の対象とした。³⁾ 本研究では浮体設置海域は特に設定しない。しかし、日本近海の比較的厳しい海象条件を考慮し、大部分の外洋に適用でき

* 東京大学

** 株式会社キーエンス

る値として有義波高、有義波周期を決定した。基本海象条件を Table2 に示す。また、水深と波浪に関する条件のみを周辺環境条件として考慮する。

Table1 Size of Floating Structure

Length	2200m
Width	300m
Length of Runway	2000m

Table2 Wave Condition

Water Depth	200m
Significant Wave Height	12.5m
Wave Period	15.0sec

2.2 セミサブメガフロートのコスト

本研究で想定した規模の供用年数 50 年の浮体にかかるコストは『セミサブメガフロートの実用化のための基礎的研究』によると、おおよそ 4 分の 3 を建造費が占めている。³⁾ このことから、コスト削減のためには上部構造および下部構造の建造費を押さえることが重要であり、これに直接関係している構造重量を最小化することが大きな意味を持つことがわかる。

3. セミサブメガフロートの構造重量

3.1 上部構造重量

セミサブメガフロートの上部構造は Fig.1 のように、DECK PLATE、BOTTOM PLATE、BULKHEAD、FLOOR とそれぞれの補強材で構成されている。各々の部材寸法を Table3 のように定義する。ただし X,Y,Z はそれぞれ Fig.2 のように定める。

Fig.1 Deck Structure³⁾

Fig.2 Coordinates and Angle of Incident Wave

上部構造重量（デッキ重量） W_{deck} は、一般的に以下のようにあらわすことができる。

$$W_{deck} = V_{deck} \times \rho_{material} \quad (3-1)$$

ここに V_{deck} は上部構造の体積であり、 $\rho_{material}$ は鋼材の密度である。さらに、

Table3 Figures of Deck Structure Elements³⁾

PART	SIZE (mm)	x-interval(mm)	y-interval(mm)	z-interval(mm)
DECK PLATE	t_{DPT}			
DECK LONGL	$W_{DLG} \times f_{DLG} \times t_{wDLG} / t_{fDLG}$		y_{DLG}	
FLOOR	t_{FLR}	x_{FLR}		
STIFF	$W_{FLR} \times t_{wFLR}$		y_{FLR}	
LONGL BULKHEAD	t_{BHD}		y_{BHD}	
STIFF	$W_{BHD} \times f_{BHD} \times t_{wBHD} / t_{fBHD}$			z_{BHD}
BOTTOM PLATE	t_{BPT}			
BOTTOM LONGL	$W_{BLG} \times f_{BLG} \times t_{wBLG} / t_{fBLG}$		y_{BLG}	

$$\begin{aligned}
V_{deck} = & L \times B \times t_{DPT} \\
& + (w_{DLG} \times t_{wDLG} + f_{DLG} \times t_{fDLG}) \times L \times B / y_{DLG} \\
& + B \times D \times t_{FLR} \times L / x_{FLR} + \\
& w_{FLR} \times D \times B / y_{FLR} \times L / x_{FLR} \\
& + L \times D \times t_{BHD} \times B / y_{BHD} \\
& + (w_{BHD} \times t_{wBHD} + f_{BHD} \times t_{fBHD}) \times L \times B / y_{BHD} \\
& + L \times B \times t_{BPT} \\
& + (w_{BLG} \times t_{wBLG} + f_{BLG} \times t_{fBLG}) \times L \times B / y_{BLG} \\
= & L \times B \times \left\{ (t_{DPT} + \frac{w_{DLG} \times t_{wDLG} + f_{DLG} \times t_{fDLG}}{y_{DLG}} \right. \\
& + t_{BPT} + \frac{w_{BLG} \times t_{wBLG} + f_{BLG} \times t_{fBLG}}{y_{BLG}}) \\
& + \left(\frac{t_{FLR}}{x_{FLR}} + \frac{w_{FLR} \times t_{wFLR}}{y_{FLR} \times x_{FLR}} + \frac{t_{BHD}}{y_{BHD}} \right. \\
& \left. \left. + \frac{w_{BHD} \times t_{wBHD} + f_{BHD} \times t_{fBHD}}{z_{BHD} \times y_{BHD}} \right) \times D \right\} \quad (3-2)
\end{aligned}$$

となる。 L は浮体長さ、 B は浮体幅、 D はデッキ型深さをそれぞれ表す。

y 軸周りの断面 2 次モーメント I には、DECK PLATE および DECK LONGL、BULKHEAD、BOTTOM PLATE および BOTTOM LONGL が寄与しているとすると、式 (3-3) のようになる。

$$\begin{aligned}
I = & B \times t_{DPT} \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\
& + (w_{DLG} \times t_{wDLG} + f_{DLG} \times t_{fDLG}) \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 \times \frac{B}{y_{DLG}} \quad (3-3) \\
& + \frac{t_{BHD} \times D^3}{12} \times \frac{B}{y_{BHD}} + B \times t_{BPT} \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\
& + (w_{BLG} \times t_{wBLG} + f_{BLG} \times t_{fBLG}) \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 \times \frac{B}{y_{BLG}}
\end{aligned}$$

ここで、上部構造重量をデッキ型深さ D で表現する。座屈防止のために FLOOR と LONGL BULKHEAD の

板厚を D とともに増加させている。⁴⁾ $D=2m$ における各々の要素の値を Table4 に示す。

以下同様に D の値を 4m、6m、8m、10m、12m と変えて計算を行い、Fig.3 にデッキ深さとデッキの単位面積当たりの重量との関係を示す。

Fig.3 Deck Depth and Deck Weight per Unit Area³⁾

式(3-2)において D の関数として表現できるものは FLOOR、LONGL BULKHEAD の t_{FLR} 、 t_{BHD} および D 自身であるので、デッキの単位面積当たりの重量 k_{deck} を D の 2 次式で近似すると、

$$k_{deck} = 0.0017D^2 + 0.0204D + 0.4344 \quad (3-4)$$

を得る。

以上の結果から、デッキ重量 W_{deck} を次式で推定することが可能になる。

$$W_{deck} = (0.0017D^2 + 0.0204D + 0.4344) \times L \times B \quad (3-5)$$

3.2 下部構造重量

デッキと同様に、下部構造、すなわちカラムの重量についての推定を行う。カラムは円柱とし、『セミサブメガフロートの実用化のための基礎的研究』での R 付き角柱カラムの検討例を参考に円柱カラムの重量推定を行

Table4 Size of Deck Structure Elements (D=2m)³⁾

PART	SIZE (mm)	x-interval(mm)	y-interval(mm)	z-interval(mm)
DECK PLATE	25			
DECK LONGL	250×90×10/15		0.75	
FLOOR	10	6		
STIFF	200×15		0.75	
LONGL BULKHEAD	10		20	
STIFF	250×90×10/15			1
BOTTOM PLATE	20			
BOTTOM LONGL	250×90×10/15		0.75	

った。

カラムは Fig.4 のように SHELL および FLOOR によって構成されており、それぞれ SHELL PLATE と LONGL, DECK PLATE, LONGL, TRANS&GIRDER に分割することができる。

Fig.4 Column³⁾

SHELL に関しては水線面付近の値を代表値として用い、カラム半径 R の関数としてカラム重量 W_{column} の推定を行った。カラムを構成する部材の体積 V_{column} を以下の式で表現する。

$$V_{column} = 2\pi R \times H \times 0.014 + 0.00555 \times H \times \frac{R}{17} \times 46 \\ + \left\{ \pi \left(\frac{R}{2} \right)^2 \times 0.012 + 0.0066 \times R \times \frac{R}{17} + 0.01305 \times R \times 4 \right\} \\ \times \left(\frac{H}{5} + 2 \right) \quad (3-6)$$

ここで H はカラム高さである。

この式をもとにカラム半径 R とカラムの単位側面積当たりの重量 k_{column} との関係を表すと、Fig.5 を得ることができる。

Fig.5 Column Radius and Column Weight per Unit Side Area³⁾

ここから、カラム単位側面積当たりの重量 k_{column} を

$$k_{column} = 0.0213R + 0.1831 \quad (3-7)$$

と得ることが出来、カラム部分の重量 W_{column} は

$$W_{column} = (0.0213R + 0.1831)2\pi RHN \quad (3-8)$$

と推定することができる。ただし N はカラム本数である。

3.3 セミサブメガフロートの総重量

以上の式 (3-5) および式 (3-8) から、セミサブメガフロートの総重量 W が

$$W = W_{deck} + W_{column} \\ = (0.0017D^2 + 0.0204D + 0.4344) \times L \times B \\ + (0.0213R + 0.1831)2\pi RHN \quad (3-9)$$

と推定することが可能になった。

4. 最適化

4.1 最適化の手法

本研究では、最適化の目的は構造重量を最小化することであるため、目的関数は浮体の構造重量であり、その変数は式(3-9)から D, R, H, N となる。ここで波に対するエアギャップ（デッキ下面－静水面間距離）を一定とする。これによって独立変数間に従属関係が生じる。浮体の排水量 Δ は以下の式に従って計算され、これは浮体の構造重量 W と等しくなる。

$$\Delta = \rho \{ \pi R^2 (H - C) N \} = W_{deck} + W_{column} \quad (4-1)$$

ここで ρ は海水の密度であり、 C はデッキ下面－静水面間距離である。

よってこの式(4-1)、式(3-5)および式(3-8)から H を他の3つの変数で置き換え、変数を4個から3個に減ずる。 D, R, N の範囲はこれまでの研究例から現実的な値として Table 5 のように定義する。⁵⁾

Table 5 Range of D, R and N

D [m]	5.0～15.0
R [m]	7.0～17.0
N[number]	200～400

最適化の手法にはさまざまな方法があり、それぞれに長所と短所が存在する。本研究ではペナルティ法を使用した。^{6) 7)}

4.2 制約条件

本研究における最適化での制約条件は以下の3つである。

- ① 1000 波最大応力を許容応力以下に抑える
 - ② 同調を避けるためにヒープの固有周期を高周波数側に避ける
 - ③ 特性周波数⁸⁾を低周波数側に避ける
- 以上を目的関数に組み込むと、以下の式が得られる。

$$f(D, R, N) = W + P1 + P2 + P3 \quad (4-2)$$

ただし、

$$P1(\sigma_{allow} - \sigma_{max}) = \begin{cases} 0 & \text{if } \sigma_{allow} > \sigma_{max} \\ r1 \times (\sigma_{allow} - \sigma_{max})^2 & \text{if } \sigma_{allow} < \sigma_{max} \end{cases} \quad (4-3)$$

$$P2(\omega_0) = \begin{cases} 0 & \text{if } \omega_0 > 0.79 \\ r2 \times (\omega_0 - 0.79)^2 & \text{if } \omega_0 < 0.79 \end{cases} \quad (4-4)$$

$$P3(\omega_s) = \begin{cases} 0 & \text{if } \omega_s < 0.30 \\ r3 \times (0.30 - \omega_s)^2 & \text{if } \omega_s > 0.30 \end{cases} \quad (4-5)$$

$P1, P2, P3$ は制約条件にペナルティ係数 $r1, r2, r3$ を組み込んだ関数である。

この目的関数 $f(D, R, N)$ を最小化する。

ここで、 σ_{allow} は鋼鉄の許容応力を表し、 σ_{max} は 1000 波最大波における曲げ応力の最大値を表し、

$$\sigma_{max} = 3.872 \sqrt{\sigma_{st}} \quad (4-6)$$

$$\sigma_{st} = \int_0^\infty \sigma(\omega)^2 S(\omega) d\omega \quad (4-7)$$

ただし $\sigma(\omega)$ は浮体を弾性支床上の梁モデルとして近似した場合の浮体中央部に生じる曲げ応力であり、

$$\sigma(\omega) = \frac{E\eta\kappa^2 f}{\sqrt{(-m\omega^2 + 2Et\eta^2\kappa^4 + k_c)^2 + c_v^2\omega^2}} \quad (4-8)$$

である。弾性支床上の梁モデルによる近似は非常に簡単ではあるが、このモデルの特徴、浮体中央部に生じる曲げ応力をよく表現することができ、この値を浮体に生じる曲げ応力の代表値として用いることができる。⁸⁾

ここで

$$m = m_0(1 + c_a)$$

m_0 : 浮体質量

c_a : 付加質量係数

E : ヤング率

t : 板厚

η : 断面 2 次モーメントを求める際の中心距離

c_v : 粘性減衰係数

f : 起振力振幅

また、 $\sigma_{allow} = 2.4 \times 10^8 [N/m^2]$ とした。

$S(\omega)$ は JONSWAP のスペクトルであり、

$$S(\omega) = \frac{\alpha H_{1/3}^2}{T_p^4 (\omega/2\pi)^5} \exp\left[-\frac{5}{4} \left(\frac{2\pi}{T_p \omega}\right)^4\right] \times \gamma^{\exp\left\{\frac{-(T_p \omega/2\pi - 1)^2}{2\omega^2}\right\}} \quad (4-9)$$

ただし

$$\alpha = \frac{0.06238}{0.230 + 0.0336\gamma - 0.185(1.9 + \gamma)^{-1}} \times (1.094 - 0.01915 \ln \lambda)$$

$H_{1/3}$: 有義波高

$$\sigma = \begin{cases} 0.07(\omega < \omega_p) \\ 0.09(\omega > \omega_p) \end{cases}$$

$$\gamma = \begin{cases} 1 & (\text{一般}) \\ 10 & (\text{特殊}) \end{cases}$$

である。⁹⁾

また、 ω_0 はヒープの固有周波数における角周波数（ヒープの角周波数）、 ω_s は特性周波数における角周波数（特性角周波数）であり、それぞれ以下のようにあらわすことができる。⁸⁾

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_c}{m_0(1 + C_a)}} \quad (4-10)$$

$$\text{ただし } k_c = \frac{\rho g \pi R^2 N}{LB} \quad (4-11)$$

$$\omega_s = \sqrt[3]{\frac{k_c g^4}{EI_0}} = \sqrt[3]{\frac{k_c g^4}{EtD^2}} \quad (4-12)$$

ヒープの固有角周波数 ω_0 については、波スペクトルの存

在する領域から高周波数側に避けるために、また、波スペクトルのある程度存在する周波数領域 ($\omega = 0.6 \sim 0.8 [\text{rad/sec}]$) において同調を避けるために下限値を設定し制約条件②において $\omega_0 > 0.79 [\text{rad/sec}]$ を設定する。³⁾

特性角周波数 ω_s においても同様に同調を避ける必要がある。できるだけ低周波側に特性周波数を配置するために制約条件③から $\omega_s < 0.30 [\text{rad/sec}]$ とする。³⁾

最適化においては通常、目的関数と制約条件を設定して最適化を行えば、最適解が得られる。本研究では、得られた解を用いて作られた浮体に対し超大型半潜式浮体波浪中構造応答解析プログラム VODAC による解析を行い端部のたわみ変位を計算しその結果により再び最適化を行うかどうかを判断する。

4.3 最適化の結果とその検証

以上より最適化を行い、得られた結果を Table 6 に示す。

Table6 Optimized Floating Structures

	Model1	Model2	Model3	Model4
D [m]	9.0	11.70	7.8	11.0
R [m]	8.0	8.103	7.0	7.0
N[number]	2880	288	200	280
Weight [ton]	610668	723200	542746	679323
$\sigma \text{ max} [\text{N/m}^2]$	3.733×10^8	3.058×10^8	2.378×10^8	2.385×10^8

Model1 は『セミサブメガフロートの実用化のための基礎的研究』における最終コンセプトモデルである。最大応力が許容応力を超えている。Model2 は長田の論文における最適解である。³⁾ 最大応力は許容応力に近いではいるが、まだ上回っており、構造重量も大きい。

Model3 および Model4 は本研究における最適化の結果である。1回目の最適化の結果である Model3 に対し、Model4 では上下変位を抑えるためにカラム本数の下限値を 280 に上げたものである。今回の最適化では、曲げ応力を許容応力以下に抑えることが第一の制約条件になっている。しかし、浮体式空港としての実用化の観点からは、上下変位も小さくなっている必要がある。そこで、上下変位を減らすためにデッキ型深さを増した。その結果、Model4 においても曲げ応力は許容応力以下に収まっているものの、構造重量は増加しており、Model はあまり改善されていない。これは次のように解釈する

ことができる。上下変位を減らすためにデッキ型深さを増して剛性を上げたが、その結果構造重量が増加し、またそれを支えるためのカラム本数が増えていると考えられる。

この両モデルに対し、超大型半潜式浮体波浪中構造応答解析プログラム VODAC による詳細な解析を行うことで最適化の確認を行う。

Model3 及び Model4 の VODAC による浮体中央部における最大応力と端部でのたわみ変位の周波数応答関数を Fig.6～Fig.11 に示す。

Fig.6 RAO of Bending Stress at the Center of Floating Body (Model3)

Fig.7 RAO of Bending Stress at the Center of Floating Body (Model4)

Fig.8 RAO of Z Displacement (0°) (Model3)

Fig.11 RAO of Z Displacement (30°) (Model4)

Fig.9 RAO of Z Displacement (0°) (Model4)

Fig.10 RAO of Z Displacement (30°) (Model3)

Fig.6 および Fig.7 の周波数応答関数と JONSWAP のスペクトルから式(4-7)式に基づいて 1000 波中最大応力を求めた結果、本研究で最適化を行ったモデルでは 1000 波最大応力がほとんどの周波数帯で許容応力以下に収まっており、それを超える場合でもわずかであることが確認できた。

Table7 Max. Stress in the Successive 1000 Waves

	$\theta=0^\circ$	$\theta=30^\circ$
Model3	1.75×10^8	2.52×10^8
Model4	1.75×10^8	2.61×10^8

また、Fig.6 と Fig.7、Fig.9 と Fig.11 をそれぞれ比較し、Model 4 では Model 3 と比較して高周波数領域でのピークがより高周波数側に移動しているのが確認できた。また、上下変位は浮体の両端で角周波数 $\omega = 0.65 \sim 0.85$ の範囲で比較的大きくなっている。

端部でのたわみ変位も抑えるように最適化した Model 4 だが、Fig.8 と Fig.9、Fig.10 と Fig.11 を比較した結果 Model 3 からの明確な改善は見られなかった。

本研究における最適化では浮体に働く最大応力を抑えることを第一の目的としているので、この点に関する最適化は成功していると考えられる。

5. 結論

離島空港を想定した中規模のセミサブメガフロートに対し、セミサブメガフロートの構造重量をデッキ深さ、カラム半径、カラム本数によって表現した。デッキ深さ、カラム半径、カラム本数を変数とし、浮体中央部に働く曲げ応力を許容応力以下に抑えつつ、構造重量を最小化する最適化を行い最適解を得ることができた。またその結果、以下の知見を得た。

- 1) 曲げ応力を抑えることはデッキ型深さ D を増加させることで対応し、カラム本数 N 、カラム半径 R は下限値に向かう。また、水線面積が同じ場合、カラム半径を小さくするよりもカラム本数を減らしたほうが構造重量は小さくなる事がわかり、カラム本数 N は下限値に向かう事がわかった。
- 2) 端部でのたわみ変位の応答を減らすためにデッキ型深さ D を増加させると構造重量が大きくなり、カラム本数が増加する。変位応答を減少させる最適化をうまく行うことはできなかった。

今後の課題として、最適化において制約条件に端部でのたわみ変位応答を組み込むこと、Trapped Mode の取り扱いを確立することが挙げられる。

参 考 文 献

- 1) 「初期構造設計におけるメガフロートの構造最適化」 安澤幸隆, 香川洸二, 石水信二, 笹島洋 第 16 回海洋工学シンポジウム pp.187-194, 2001
 - 2) 「セミサブメガフロートの実用化のための基礎的研究」 吉田宏一郎 鈴木英之 加藤俊司 杉本宏憲 加戸正治 森山厚夫 賀田和夫 窪田太 末田明 第 16 回海洋工学シンポジウム pp.235-240, 2001
 - 3) 「中規模セミサブメガフロートの応答特性および最適化に関する研究」 長田章秀 平成 12 年度 東京大学修士論文
 - 4) 「セミサブメガフロートの実用化のための基礎的研究」 運輸施設整備事業団委託研究
 - 5) 超大型浮体式構造物 (社)日本造船学会海洋工学性能委員会性能部会 成山堂書店
 - 6) 「構造システムの最適化」 土木学会編 土木学会 1988
 - 7) 「最適化手法の構造設計・解析への応用」 日本鋼構造協会編 培風館 1980
 - 8) 「超大型浮体の構造強度及び構造設計に関する考察」 鈴木英之 吉田宏一郎 日本造船学会論文集 第 178 号 pp.473-493, 1995
 - 9) 「船体と海洋構造物の運動学」 元良誠三 小山建夫 藤野正隆 前田久明 成山堂書店
-