

洋上風力発電のためのセミサブ浮体の構造最適化について

Structural Optimization of a Semi-Submersible Floating Structure for Offshore Wind Power Generating System

嶋田健司¹・宮川昌宏²・大山 巧³・難波治之⁴・石原 孟⁵・助川博之⁶

Kenji SHIMADA, Masahiro MIYAKAWA, Takumi OHYAMA, Haruyuki Namba
Takeshi ISHIHARA and Hiroyuki SUKEGAWA

The authors previously proposed a semi-submersible floating structure for offshore wind power generation system, which is mainly composed of three vertical base floaters and horizontal connecting beams. The present study attempts a structural optimization of the draft depth of the connecting beams by a cumulative fatigue damage analysis. Although the wave induced motion was varied according to the draft depth, it does not interfere the operation of wind turbines, however, fatigue damage was much more influenced by the draft depth. The optimum depth of 30 m has been obtained from the viewpoints of structural safety.

1. はじめに

著者らは、洋上風力発電用の浮体構造として、図-1に示すセミサブ型式を提案し、非線形減衰力を考慮した動揺解析および模型実験によりその波浪動揺特性の把握を行なった(大山ら, 2006)。本構造において、連結部材の喫水深が浅い場合には連結部材に作用する波浪荷重が大きくなるため、構造安全性を確保するためには頑強な構造とする必要が生じる。一方、喫水深を深くすると波浪荷重は小さくなるが、風車基礎浮体の部材量が増加するとともに風車基礎浮体に作用する波浪荷重に対応した変動モーメントが大きくなる。すなわち、連結部材については経済的に優れた喫水位置が存在することになる。そこで、本研究では、連結部材の喫水深をファクターとして、風車性能に影響を及ぼす波浪動揺特性、および疲労損傷に対する構造安全性の観点から、経済性に優れた浮体構造の最適化を行うことを目的とする。

2. 構造体の特徴

図-1に本研究で対象としたセミサブ浮体を示す。風車は定格出力 2.4 MW (ローター直径: 92 m, ハブ高さ: 70 m) を 3 基搭載している。本浮体構造は、風車基礎浮体 3 基と中央浮体 1 基、および各浮体を連結する

梁部材から構成されている。波浪動揺量の低減のため、6 自由度運動に対する復元剛性を低くして固有周期の長期化を図っている。具体的には、まず、係留システムとして中間シンカー方式を導入し、水平面内の運動モード (Surge, Sway, Yaw) に対する係留剛性を低く設定した。また、風車基礎浮体の水線面積を没水部の断面よりも小さくし、Heave, Roll, Pitch 運動における復元剛性を低減させた。以下の検討では、浮体の連結部材には直径 3 m, 肉厚 30 mm の鋼管を使用することを前提とし、喫水深を 10 m から 50 m まで段階的に変化させた。

3. 気象・海象条件の設定

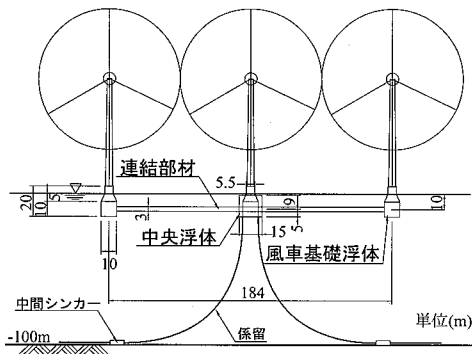
(1) 設定方針

浮体の疲労解析のための荷重ケースは、風速をベースとして設定した。風速としては、ハブ高さの 10 分間平均風速を代表にとり、カットイン風速 (風車が発電を開始するハブ高さにおける最小の風速) 3 m/s とカットアウト風速 (風車がローターの回転を停止し、発電停止するハブ高さにおける風速) 25 m/s の間を等間隔に 2 m/s ピッチで 11 ケースを設定した。また、カットアウト以上の風速域については 27 m/s と 34 m/s の 2 ケースを、さらにカットイン風速以下について 1 ケースの、合計 14 ケースを設定した。解析に際して想定海域での気象・海象条件は、海上技術安全研究所の「日本近海の波と風

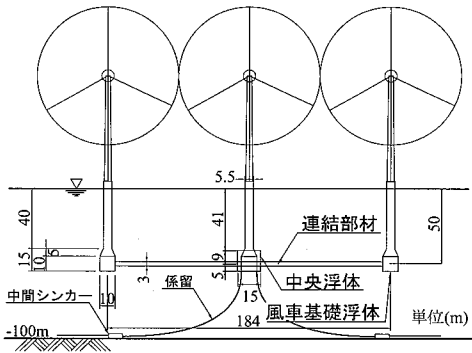
表-1 喫水ごとの浮体の諸元

喫水(m)	排水量(kN)	重心位置(m)
10	115,335.94	- 5.75
20	122,535.22	- 14.8
30	129,734.50	- 23.6
50	144,130.03	- 40.4

- | | | |
|-------|----|---|
| 1 正会員 | 工博 | 清水建設(株)技術研究所, 主任研究員 |
| 2 正会員 | | 清水建設(株)土木技術本部社会基盤統括部水域構造グループ, グループ長 |
| 3 正会員 | 工博 | 清水建設(株)技術研究所, グループ長 |
| 4 非会員 | 工博 | 清水建設(株)エンジニアリング事業本部, 原子力本部, 原子力計画部, グループ長 |
| 5 正会員 | 工博 | 東京大学大学院工学系研究科総合研究機構, 准教授 |
| 6 正会員 | 工修 | 東京電力(株)技術開発研究所, 主任 |



(a) 喫水 10m



(b) 喫水 50m

図-1 セミサブ浮体立面図

データベース」(海上技術安全研究所, 2006) を参考に設定した。波高の頻度分布は風速と相関性が高い風波による成分と, 相関性が低いうねりによる成分が混在しているが, ここでは前者に着目して風速と波高の関係を設定した。各荷重ケースの代表波高は, SMB 法で吹送距離を風速の関数とした式(1)~式(3)により与えた。ただし波高は風速が 10 m 以下では一定値を示す傾向があることから 1.5 m を下限値とした。

$$H_{1/3} = \max[1.5, H_SMB(U_{10})] \dots\dots\dots (1)$$

$$H_SMB(U_{10}) = \frac{0.3[1 - \{1 + 0.004\sqrt{gF(U_{10})/U_{10}^2}\}^{-2}]}{g} U_{10}^2 \quad (2)$$

$$F(U_{10}) = 0.059U_{10}^3 - 2.4U_{10}^2 + 33U_{10} + 49 \dots\dots (3)$$

ここで, U_{10} : 海面 10 m 高さにおける風速である。また, 代表周期は JONSWAP の関係式に基づき式(4)のように評価した。

$$T_{1/3} \approx 14\sqrt{H_{1/3}/g} \dots\dots\dots (4)$$

図-3 および図-4 には式(1)~(4) から求めた有義波高および有義波周期と, データベースから求めた発生頻

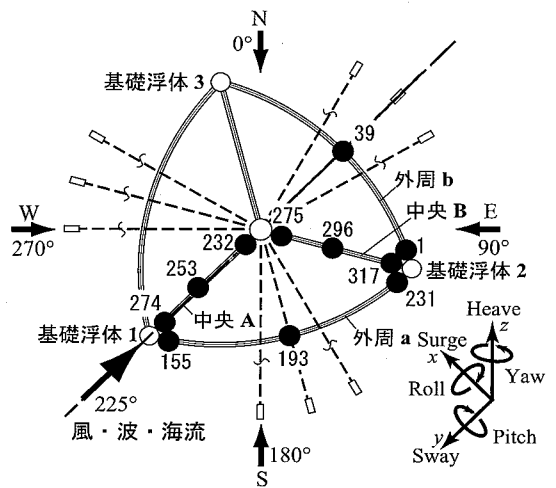


図-2 風, 波, 海流の向き・部材番号 (疲労照査位置)

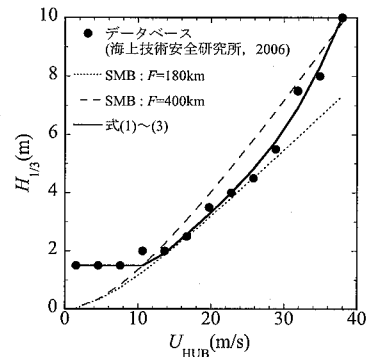


図-3 風車ハブ高さの 10 分間平均風速と有義波高の関係

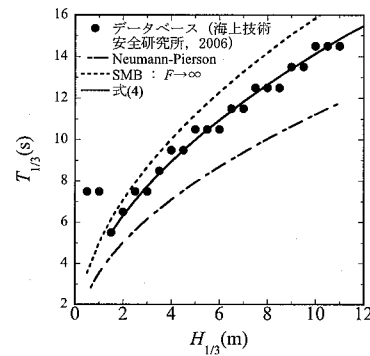


図-4 有義波高と有義波周期の関係

度が最も高い値との比較を示す。

(2) 海流向き, 海流速度の設定

海流条件は, 「日本近海海流統計図―季節別―」(日本海洋データセンター, 2001) を参考に設定した。海流向きは卓越方位である 225° (図-2 参照) とし, 海流速度としては 0.85 m/s を与えた。なお, 風向は波向きと相

関性が高いため、風向と波向きは同じにし、風向、波向きおよび海流向きは同一の225°の1方位とした。なお、疲労損傷度は外力の方向にも依存し、すべての部材で225°1方位に全発生頻度を集約する載荷方法が安全側の評価になるとは限らない。ただし、紙面の都合で詳しくは示さないが、疲労損傷度が最も大きくなる部材に関しては、このことは安全側の評価になることを確認している。

4. 解析方法および解析条件

(1) 波浪動揺解析

動揺解析では風力、海流力、波漂流力は定常外力として作用させ、変動外力としては波力のみを考慮した。波力は、グリーン関数法によって得られた浮体表面上の波圧分布を、構造解析用に浮体を分割したビーム要素に集約し、その要素にかかる部材荷重とした。

係留系はカテナリー係留を想定した。定常外力によって得られる釣合い位置におけるケーブルの変位・荷重関係から、線形バネ定数を算出し、等価線形バネとして係留バネをモデル化した。

動揺解析および部材要素等に作用する流体力の算定においては、部材の弾性変形の影響を無視し、剛体6自由度運動に対して行なった。なお時刻歴解析の時間刻みは $\Delta t=0.1s$ として、評価時間は60分間と設定した。

(2) 構造解析

構造解析は、剛体モデルの動揺解析結果から、各部材に作用する部材荷重（慣性力、Diffraction および Radiation 流体力、変動浮力による復元力）の時刻歴を求め、これを弾性体モデルに作用させることで行なった。部材の公称応力度は、影響関数を用いて式（5）により算定した。

$$\sigma_i = \sum_j \mathbf{I}(i, j) \cdot \mathbf{F}(j) \cdots \cdots (5)$$

ここに σ_i は浮体上の i 部材要素の応力度、 $\mathbf{F}(j) = F_x \mathbf{i} + F_y \mathbf{j} + F_z \mathbf{k}$ は j 部材要素の部材荷重、 $\mathbf{I}(i, j) = I_{xx} \mathbf{i} + I_{yy} \mathbf{j} + I_{zz} \mathbf{k}$ は i 部材要素の垂直応力度に関わる j 部材要素の部材荷重の影響関数である。構造解析モデルは、係留の定着点（浮体重心位置）を仮想的な支持点とし、支持形式は6自由度に対して完全固定とした。なお、構造解析は弾性解析で、部材の座屈や塑性化は考慮していない。

(3) 疲労解析

疲労損傷の解析では、構造解析の結果得られる公称応力の評価時間60分の変動時刻歴から、レインフロー法により、供用期間20年あたりの累積疲労損傷度を算出した。累積疲労損傷度の算定には式（6）に示す線形累積損傷則を適用し、供用期間20年あたりの累積疲労損傷度を算定した。

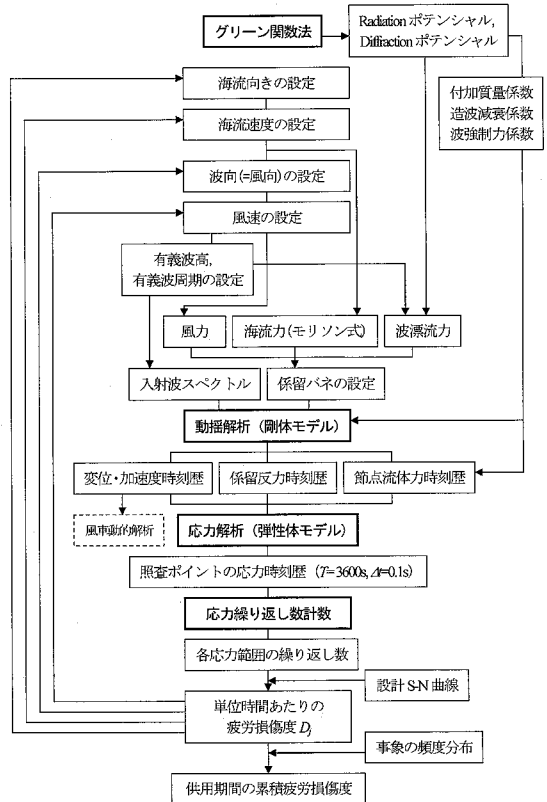


図-5 流体力・動揺・構造・疲労解析のフロー

表-2 解析モデルの要素数

喫水(m)	流体力解析パネル数	構造解析部材数
10	1870	495
20	2032	507
30	2176	519
50	2464	543

$$D = \frac{T_L}{T_S} \sum_j \beta_j D_j = \frac{T_L}{T_S} \sum_j \beta_j \sum_i \frac{n_{s,i}^m S_i^m}{a} \cdots \cdots (6)$$

ここに、 D ：供用期間あたりの累積疲労損傷度、 D_j ：荷重ケースごとの累積損傷度、 β_j ：荷重ケースの時間比、 S_i^m ：応力範囲、 $n_{s,i}^m$ ：応力繰返し数、 T_S ：解析時間、 T_L ：供用期間、 m 、 a ：材料特性に依存する正の定数である。設計S-N曲線としては、DNV指針(DNV, 2005)のClass-C（完全溶け込み溶接による海水中の鋼管管継手、電気防食および研磨による止端仕上げあり、 $N < 10^6$ ： $m=3$, $\log a=12.192$, $N > 10^6$ ： $m=5$, $\log a=16.32$)を用いた。図-5には以上の一連の解析のフローを、表-2には解析モデルの要素数を示す。

5. 解析結果

(1) 動揺特性の喫水による変化

図-6には、連結部材の喫水深に対する固有周期の変

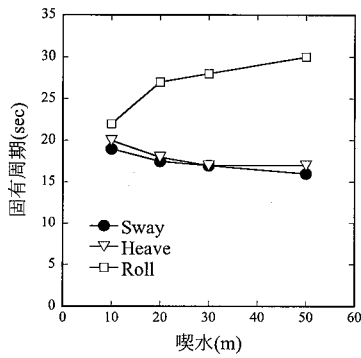
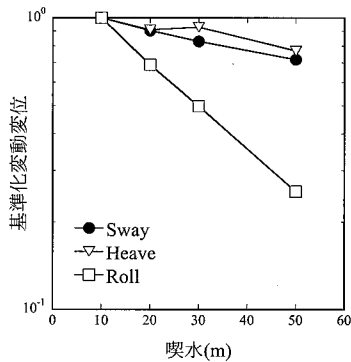


図-6 浮体-係留系の固有周期の喫水による変化


 図-7 浮体重心位置の基準化変動変位の喫水による変化
(風車ハブ高さ 10 分間平均風速 $U_{HUB}=34\text{m/s}$, $H_{1/3}=8\text{m}$, $T_{1/3}=12.7\text{s}$)

化を示す。喫水深が大きくなると、Sway と Heave の周期は短く、Roll の周期は長くなる傾向がある。ただし、各モードの固有周期は、対象海域での定格時の有義波周期 (6.3 s) に比べて十分に長い。

図-7 には、浮体重心位置での基準化変動変位 (変位の標準偏差を喫水 10 m のときの標準偏差で基準化) の喫水深に対する変化を示す。いずれの成分も喫水が深くなると低減する傾向が見られるが、Roll に関して特にその傾向が顕著である。

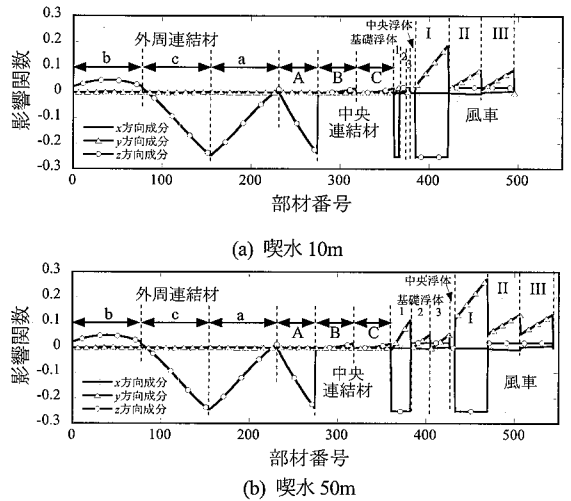


図-9 部材 No.232 の影響関数

(2) 疲労損傷度の喫水による変化

代表的な部材要素の疲労損傷度の連結部材の喫水に対する変化を図-8 に示す。いずれの部材要素でも喫水深が 20 m 以浅では喫水深の増加とともに疲労損傷度は急激に小さくなる。ただし、喫水深がさらに深くなると、損傷度が増加に転じる部材要素がある。

疲労損傷は応力度の変動に起因するが、浮体各部の部材荷重からの寄与を考察するために、図-9 には中央連結材上の部材要素 No. 232 (中央連結材 A と中央浮体との接合部付近、図-2 参照) の垂直応力度の影響関数を、喫水 10 m と 50 m の場合について示す。影響関数は、定義式 (5) からわかるように、着目している部材の応力度に与える各部材荷重の寄与を表す。喫水が深くなると、鉛直部材 (風車および風車基礎浮体) の影響が大きくなり、風車に作用する慣性力および基礎浮体に作用する慣性力および流体力の影響が、喫水が深くなるほど大きくなることわかる。一方、水平部材の影響関数は、鉛直方向成分 (z 方向成分) の影響が水平方向成分に比べて大きい、その値は喫水によって変わらないことか

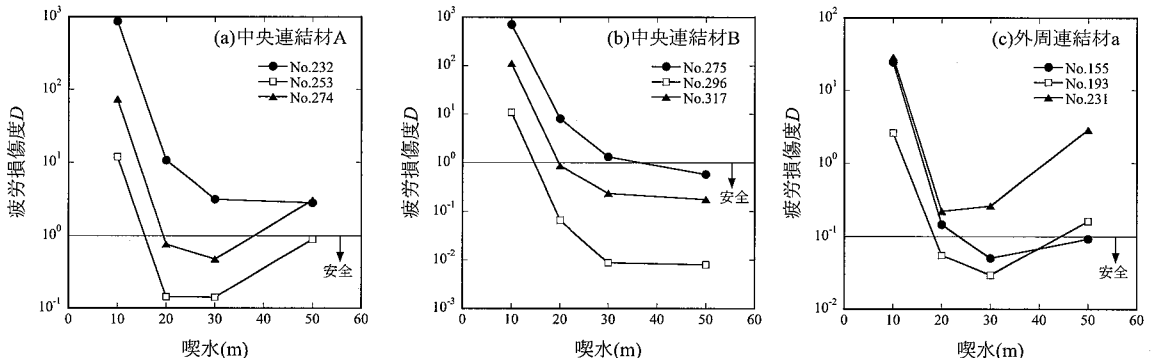
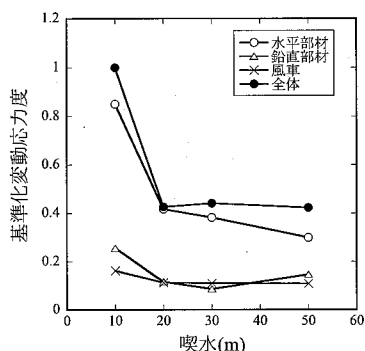


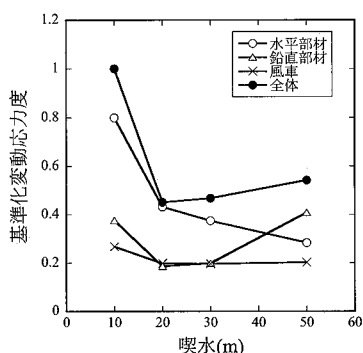
図-8 累積疲労損傷度の喫水による変化

ら、水平部材に作用する部材荷重からの影響は、水平部材に作用する部材荷重そのものの大きさに依存すると考えられる。

図-10には中央水平連結材 A 上の部材要素の基準化変動応力度（応力度の標準偏差を喫水 10 m の標準偏差で基準化）の喫水に対する変化を示す。同図には、水平部材、鉛直部材および風車それぞれに作用する部材荷重



(a) 中央連結部材 A 端部 (部材 No.232)



(b) 中央連結部材 A 中央部 (部材 No.253)

図-10 部材 No.232 の垂直応力度の標準偏差に及ぼす浮体各部の寄与 (風車ハブ高さ 10 分間平均風速 $U_{HUB}=34\text{m/s}$, $H_{1/3}=8\text{m}$, $T_{1/3}=12.7\text{s}$)

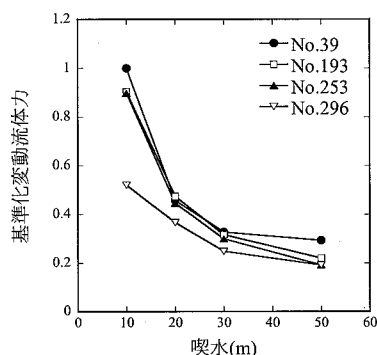


図-11 連結部材に作用する基準化変動流体力（鉛直方向成分）の喫水による変化 ($U_{HUB}=34\text{m/s}$)

ごとの寄与も示す。図-10(a) に示す部材要素 No. 232 では応力度全体に占める割合は、水平部材からの寄与が最も大きく、喫水が 20 m までは急激に減少する傾向を示しており、図-8(a) に示した傾向に一致する。図-11 には、水平部材に作用する変動波力の喫水による変化の例を示す。図では波力の鉛直方向成分の標準偏差を部材要素 No. 39 の標準偏差で基準化して示す。波動運動の鉛直分布に対応して、喫水が深くなると波力は低減される。また、30 m よりも深くなると低減傾向は弱くなっており、これらの傾向は部材要素 No. 232 の応力度の喫水変化と対応する。

一方、部材要素 No. 253 (中央連結材 A の中央部、図-2 参照) については基準化変動応力度は、喫水が 20 m よりも深くなると増加に転じる。これは、水平部材からの寄与は喫水が深くなると減少しているのに対し、風車基礎浮体ならびに中央浮体の鉛直部材からの寄与は喫水が 30 m を超えると反対に増加していることによるものと考えられる。

これらの結果から、水平連結材の疲労損傷度を低く抑えられ、かつ部材量が最も少ない喫水深は 30 m 程度と判断できる。なお、喫水深 30 m の場合、疲労損傷度がやや大きい部位に対しては断面を局部的に厚くすることで対処できることを確認している。

6. ま と め

洋上風力発電のためのセミサブ浮体を対象として、連結部材の喫水深に着目した構造最適化の検討を行なった。波浪動揺量は、喫水深さ 10 m ~ 50 m の範囲で変化するものの、風車性能の確保という点ではどの喫水でも問題がない。しかし、疲労損傷度は喫水深により大きく変化し、直径 3 m、肉厚 30 mm の鋼管を基本部材とした本検討の浮体では、30 m 程度の喫水が全体的に最も疲労損傷度を小さく抑えられることが確認された。

参 考 文 献

- 大山 巧・嶋田健司・石原 孟・ファバンフック・宮川昌宏・助川博之・鈴木英之(2006): 洋上風力発電のための軽量セミサブ浮体構造物の波浪動揺特性, 海洋工学論文集, No. 53(2), pp. 806-810.
- (独法)海上技術安全研究所(2006): 日本近海の波と風データベース(詳細版) http://www.nmri.go.jp/wwwjapan/namikaze_main.html, 参照 2007-06-25.
- 日本海洋データセンター海上保安庁水路部(2001): 日本近海海流統計図一季節別一, JP011-91-1, pp. 50-61.
- Det Norske Veritas (2005): Recommendation Practice DNV-RP-C203 Fatigue Design of Offshore steel Structures, 14p.