

博士論文

水中浮遊式海流発電システムの開発と
実海域実証試験

Development of a floating-type ocean current turbine system
and actual sea area demonstration test

横浜国立大学大学院
理工学府

百々 泰

Dodo Yasushi

2024年3月

目次

第 1 章	序論	1
1.1.	我が国における再生可能エネルギー政策	1
1.2.	海洋由来の再生可能エネルギー源、黒潮と海流発電	4
1.3.	海洋由来の再生可能エネルギー利用の課題	8
1.4.	研究目的	9
第 2 章	水中浮遊式海流発電システム	11
2.1.	水中浮遊式海流発電システムのコンセプト	11
2.2.	要素技術開発	14
2.2.1.	海中での浮遊安定性確認試験	14
2.2.2.	タービンプレードの製造可能性確認と強度試験	15
2.2.3.	浮体耐圧構造の検証	16
2.3.	実証試験機「かいりゅう」の開発	18
2.3.1.	設計コンセプト	18
2.3.2.	設計強度	21
2.3.3.	FEMによる浮体固有振動数の推定	22
2.3.4.	建造と検査、試運転	24
2.3.5.	実証試験機の計測機器	26
第 3 章	実海域実証試験	28
3.1.	実海域実証試験の概要	28
3.2.	船団構成	29
3.3.	実海域実証試験	30
3.3.1.	第一回 実海域実証試験	30
3.3.2.	第二回 実海域実証試験	31
3.3.3.	第三回 実海域実証試験	31
3.4.	実海域実証試験結果	32
3.4.1.	第一回実証試験の結果概要	32
3.4.2.	第三回実証試験の結果概要	35
3.5.	設備利用率の推定	38

第 4 章	浮体の応力	41
4.1.	モックアップ試験	41
4.2.	実証試験機のポッドの応力	44
4.2.1.	左右ポッドに作用する荷重について	44
4.2.2.	浮体の応力計測の精度	47
4.2.3.	海水圧による局所的な浮体応力	47
4.3.	ポッド応力の実測	54
4.3.1.	タービンが回転していない時のポッド応力	54
4.3.2.	最大水深時のポッド応力	56
4.3.3.	緊急停止時のポッド応力	58
4.4.	タービン回転の影響	60
4.4.1.	タービン回転時のポッド応力波形のフィルタ処理	60
4.4.2.	タービン回転時の右ポッド応力のスペクトル分析	60
4.4.3.	ポッド応力に対するタービン回転の影響	63
4.4.4.	ポッド円筒部応力の成分分析	68
第 5 章	結論	75
	謝辞	76
	参考文献	77
	本研究に関連した発表論文	79

目次

- 図 1.1.1 再生可能エネルギー導入推移
- 図 1.1.2 世界と日本の太陽光発電・風力発電のコスト推移
- 図 1.1.3 銚子沖に建設された洋上風力発電
- 図 1.2.1 日本近海を流れる黒潮
- 図 1.2.2 高木らによる水中浮遊式二重反転プロペラ発電システムのイメージ
- 図 1.2.3 Shirasawa らによるシングルローター式海流発電モデル
- 図 1.2.4 台湾 Tsai らによる双発式海流発電装置モデル
- 図 1.4.1 実証試験機「かいりゅう」
- 図 2.1.1 水中浮遊式海流発電システムのコンセプト
- 図 2.1.2 発電ファームの構想図
- 図 2.1.3 海流発電システムの送電とメンテナンス基地構想
- 図 2.2.1 水中浮遊性確認試験機
- 図 2.2.2 タービンプレード荷重試験の様子
- 図 2.2.3 浮体モックアップモデルによる耐圧試験
- 図 2.3.1 実証試験機「かいりゅう」の三次元設計モデル
- 図 2.3.2 実証試験機(正面図)
- 図 2.3.3 実証試験機(平面図)
- 図 2.3.4 実証試験機(側面図)
- 図 2.3.5 浮体の固有振動数(1)
- 図 2.3.6 浮体の固有振動数(2)
- 図 2.3.7 浮体の固有振動数(3)
- 図 2.3.8 実証試験機「かいりゅう」
- 図 2.3.9 ポッド単体耐圧試験の様子
- 図 2.3.10 浮体外部でのサブ組み立ての様子
- 図 2.3.11 実証試験機全体吊り上げの様子
- 図 3.1.1 実証試験フィールド
- 図 3.2.1 実証試験の船団構成
- 図 3.2.2 実証試験の船団(写真)
- 図 3.3.1 第一回実海域実証試験 係留試験
- 図 3.4.1 第一回実海域実証試験の様子
- 図 3.4.2 パワーカーブの検証(第一回実証試験)
- 図 3.4.3 設置工事の様子
- 図 3.4.4 「かいりゅう」後方に集まる小魚の様子

- 図 3.4.5 第三回実海域実証試験の様子
- 図 3.4.6 パワーカーブの検証(第三回実証試験)
- 図 3.4.7 発電量と流速の関係
- 図 3.4.8 実証試験時の深度とロール
- 図 3.5.1 流速の実測とシミュレーション比較
- 図 3.5.2 事業海域の流速発生頻度分布
- 図 3.5.3 推定する事業海域(足摺岬沖)の流速分布
- 図 4.1.1 モックアップと浮体構造の関係
- 図 4.1.2 モックアップの FEM の結果
- 図 4.1.3 モックアップ試験の水深の変化
- 図 4.1.4 モックアップの歪ゲージ取り付け位置
- 図 4.1.5 FEM と実測の歪の比較
- 図 4.2.1 ポッドに作用する発電タービンの力と海水圧
- 図 4.2.2 ビーム後流の影響
- 図 4.2.3 不均一な海流の流れの影響
- 図 4.2.4 タービン翼と中央ポッドの相互干渉
- 図 4.2.5 左右発電ポッド後部の内部構造
- 図 4.2.6 歪ゲージの取り付け位置
- 図 4.2.7 ポッド外殻構造の局部変形の様子
- 図 4.2.8 FEM の拘束条件
- 図 4.2.9 FEM 結果(ミーゼス応力のコンター図と変形)
- 図 4.2.10 FEM 結果(拡大図)
- 図 4.2.11 FEM 結果(YZ 面)
- 図 4.2.12 FEM 結果(中央部拡大)
- 図 4.2.13 歪ゲージ取り付け位置の解析要素の上面・下面応力
- 図 4.3.1 地上設置時の実証試験機
- 図 4.3.2 右ポッドの軸方向応力
- 図 4.3.3 最大水深時の右ポッド上側の応力
- 図 4.3.4 右ポッドの応力と水深の関係
- 図 4.4.1 定格運転時の右ポッド応力の FFT 結果
- 図 4.4.2 タービン翼の歪ゲージの FFT 結果
- 図 4.4.3 タービン回転数 15rpm 付近の右ポッド左側軸方向応力の FFT 結果
- 図 4.4.4 タービン回転数 10rpm 付近の右ポッド左側軸方向応力の FFT 結果
- 図 4.4.5 タービン回転数 5rpm 付近の右ポッド左側軸方向応力の FFT 結果
- 図 4.4.6 応力計測位置における成分応力
- 図 4.4.7 タービン回転数 15rpm 付近の右ポッド軸方向応力の成分応力の FFT 結果

- 図 4.4.8 タービン回転数 10rpm 付近の右ポッド軸方向応力の成分応力の FFT 結果
- 図 4.4.9 タービン回転数 5rpm 付近の右ポッド軸方向応力の成分応力の FFT 結果
- 図 4.4.10 Test.3 の時のタービン翼歪の正規化図
- 図 4.4.11 Test.6 の時のタービン翼歪の正規化図

表目次

表 1.1.1	日本の再生可能エネルギーの発電コストと設備利用率
表 1.3.1	海洋由来の再生可能エネルギー活用に関する課題
表 2.3.1	解析荷重ケース
表 3.1.1	実証試験の時期と目的
表 3.4.1	運転条件と消費電力
表 4.4.1	稼働条件

第1章 序論

1.1. 我が国における再生可能エネルギー政策

我が国における再生可能エネルギーの電源構成比率は図 1.1.1 に示すとおり、2011 年度に 10.4% (1,131 億 kWh) だったのに対し 2020 年度は 19.8% (1,983 億 kWh) と大幅に拡大している¹⁾。これには技術的な進歩のみならず 2012 年に導入された FIT 制度 (固定価格買い取り制度) などが大きく影響していると考えられ、特に設置しやすい太陽光発電については 0.4%→7.9%と急激に拡大している。

しかし日本政府は 2030 年度の温室効果ガスを 46%削減するという目標に向けて、これをさらに拡大させる方針である。特に新エネルギーミックスのための施策強化などが実現した場合の野心的目標として、再生可能エネルギーの電源構成比率 36-38%という高い数値を掲げている。このため太陽光では 2020 年度の約 2 倍 (7.9%→14-16%)、風力発電では約 5 倍 (0.9%→5%) に発電量を拡大させる計画で、このためには技術的な進歩のみならず、制度的にも大規模な変革が必要である。

＜再エネ導入推移＞

	2011年度	2020年度		2030年ミックス	
再エネの 電源構成比 発電電力量:億kWh 設備容量:GW	10.4% (1,131億kWh)	19.8% (1,983億kWh)		36-38% (3,360-3,530億kWh)	
太陽光	0.4%	7.9%		14-16%程度	
		61.6GW	791億kWh	104~118GW	1,290~1,460億kWh
風力	0.4%	0.9%		5%程度	
		4.5GW	90億kWh	23.6GW	510億kWh
水力	7.8%	7.8%		11%程度	
		50GW	784億kWh	50.7GW	980億kWh
地熱	0.2%	0.3%		1%程度	
		0.6GW	30億kWh	1.5GW	110億kWh
バイオマス	1.5%	2.9%		5%程度	
		5.0GW	288億kWh	8.0GW	470億kWh

図 1.1.1 再生可能エネルギー導入推移¹⁾

しかしこのように国策による技術開発、制度改革によって太陽光発電や風力発電の導入が大幅に増加したとは言え、図 1.1.2 に示すように日本における発電コストは近年頭打ちとなっており、依然として世界には追いつけない状況が続いている¹⁾。

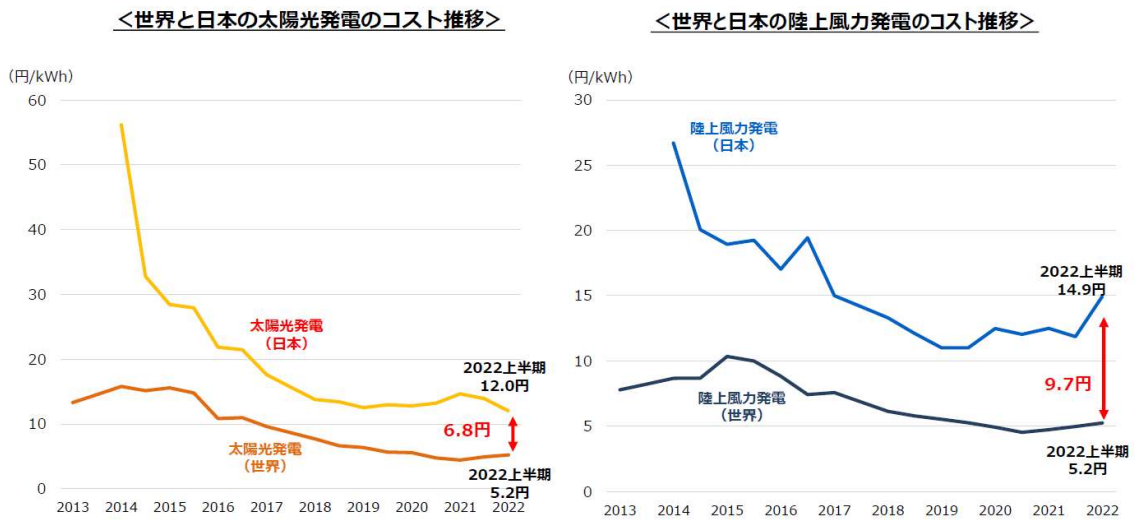


図 1.1.2 世界と日本の太陽光発電・風力発電のコスト推移¹⁾

また太陽光発電には、こうした技術的、制度的な限界だけでなく、平地の少ない我が国においてはその拡大にも限界があり導入数も頭打ちになってきている¹⁾。同様に、近年開発が進められている図 1.1.3 に示すような洋上風力発電²⁾でも、欧州と比較して近海に遠浅な地形が少ない我が国では、漁業海域や海運航路との干渉という物理的な問題も発生し限界が指摘されている²⁾³⁾。



図 1.1.3 銚子沖に建設された洋上風力発電²⁾

こうした状況の中で更に、太陽光発電や風力発電に共通する特徴として設備利用率が低いという問題もある。経済産業省によると⁴⁾表 1.1.1 に示すように日本における設備利用率は太陽光が 13.8-17.2%、陸上風力発電が 25.4%、洋上風力発電でも 30%程度で、いずれもその日の天候や風速などの自然変動によって発電量が大きく左右され稼働率があげられない状況である。したがって、電力需要の変化に対して安定して電力を供給するためには、気象条件の良い時に発電した電力を蓄電する技術や、効率の良い送電技術の開発も必要不可欠になっている。

表 1.1.1 日本の再生可能エネルギーの発電コストと設備利用率⁴⁾

	陸上 風力	洋上 風力	太陽光 (事業用)	太陽光 (家庭用)	地熱	バイオマス (混焼、5%)	バイオマス (専焼)
発電コスト (円 / kWh)	19.8	30.3	12.9	17.7	17.4	13.2	29.8
設備利用率 (%)	25.4	30	17.2	13.8	83	70	87

このように太陽光発電、風力発電が頭打ちとなっている現状に対して政府は、設備利用率が高い地熱やバイオマスを活用した発電にも注力する政策を取っている。しかしこれらの発電する電力量は図 1.1.1 に示したように 2020 年度が 3.2%程度（地熱 0.3%、バイオマス 2.9%）に対して 2030 年度の目標でも 6%程度しか想定されておらず、更に新しい再生可能エネルギー発電技術への期待が高まっている。

1.2. 海洋由来の再生可能エネルギー源、黒潮と海流発電

1.1 節のような背景の中で周辺を海に囲まれた我が国においては、特に海洋由来の再生可能エネルギー利用技術に注目が集まっている。国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) では、2011 年頃より波力発電、潮流発電、海洋温度差発電など、さまざまな新技術開発を行ってきた⁵⁾⁶⁾。中でも日本近海を流れる海流、とりわけ図 1.2.1 に示す黒潮を利用した海流発電は新たなエネルギー源として期待されている。

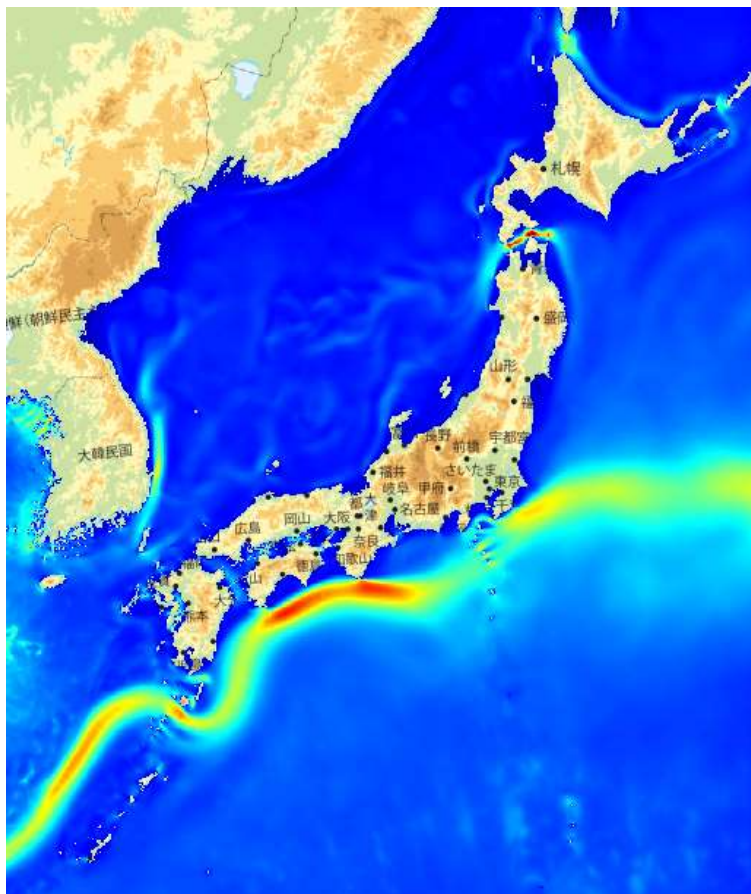


図 1.2.1 日本近海を流れる黒潮

〈画像出典：海洋エネルギーポータルサイト Marine Energy-web GIS〉

黒潮は世界でも有数の強い海流であり、昼夜や季節による流れの速さ、向きなどの変動が比較的少なく、安定して高い設備利用率が期待できると考えられている。NEDO によるとそのエネルギーポテンシャルは 205 GW に達し、このうち地理的条件を考慮し実際に取り出すことが出来るエネルギーだけでも 4 GW 程度と試算されている⁷⁾。ここから発電効率などを推定して年間の総発電量を試算すると 31 TWh となり日本の総電力量の約 3% に相当する。この値は前述した地熱発電の三倍にも達し、開発が進めば日本の電力の一翼を担う技術として期待できる。

この海流をエネルギー源とする発電技術については、さまざまな研究がなされている⁸⁾。このエネルギーを取り出す機構として水平軸式タービンと垂直軸式タービンがあるが、垂直軸式タービンについてはダリウス形水車を用いたものや⁹⁾、小型の試験機を製作して実証試験を行ったものもある⁸⁾。しかし海上に設置するこのような機械は、安価に設置できるもののフジツボなどの生物付着によって機能維持のためのメンテナンスが問題となり実用化には至っていない。

そこで現在ではよりエネルギー変換効率がよく、波浪の影響も受けにくく大型化が可能な水中での水平式タービンによる発電技術の開発が主流になっている。この分野では従来からの船用プロペラ推進器の性能向上とあいまって様々な研究がなされているが、亀本ら¹⁰⁾はマリーントービン(海流発電用水車)を考案、設計して水槽試験を行い、実際に水平式タービンによる発電実験を行って成果をあげている。またこのように海流の中に水平式タービンを設置してエネルギーを取り出す場合、どのように海流の向きにプロペラを向き合わせるか、また水中でプロペラの反トルクをどのように支えるかが課題となるが、これに対して高木ら¹¹⁾は、水中浮遊式の二重反転プロペラを提案してその海中運動などを研究している。この方式は図 1.2.2 のように発電装置を海底に係留することによって海中を浮遊させ、変化する海流の流れに吹き流すように追従させるコンセプトである。このことによってプロペラの向きを積極的に制御することなく海流に向き合わせることが可能で、本研究でもこの方式を採用する。

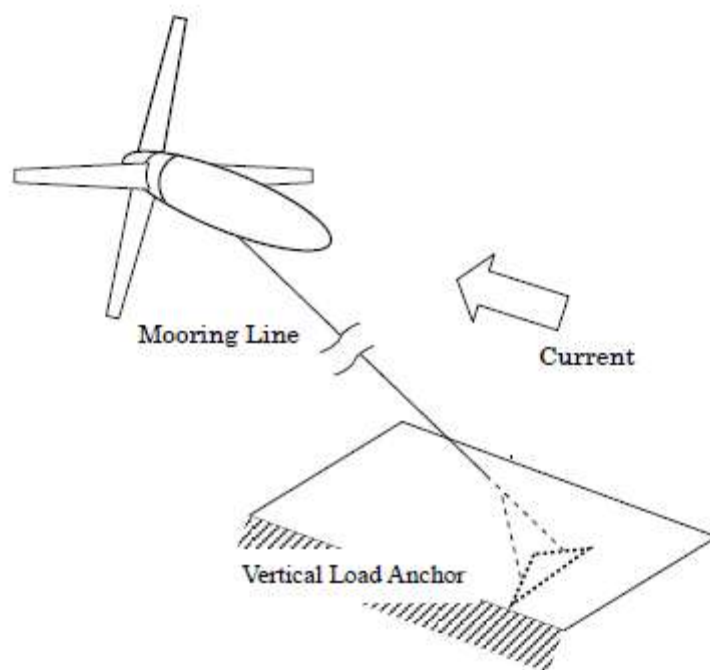


図 1.2.2 高木らによる水中浮遊式二重反転プロペラ発電システムのイメージ¹¹⁾

また Shirasawa ら¹²⁾は発電タービンのトルクを二重反転プロペラではなく、フロートの浮力によって相殺する図 1.2.3 に示すような単発タービン式の発電システムを考案している。このようにすることで複雑な機構を廃止して装置を単純化することが可能となるが、これは時々刻々変化する海流の流速によって構造物全体の姿勢が変化してしまい、実際にどのような発電特性を得られるかは判明していない。

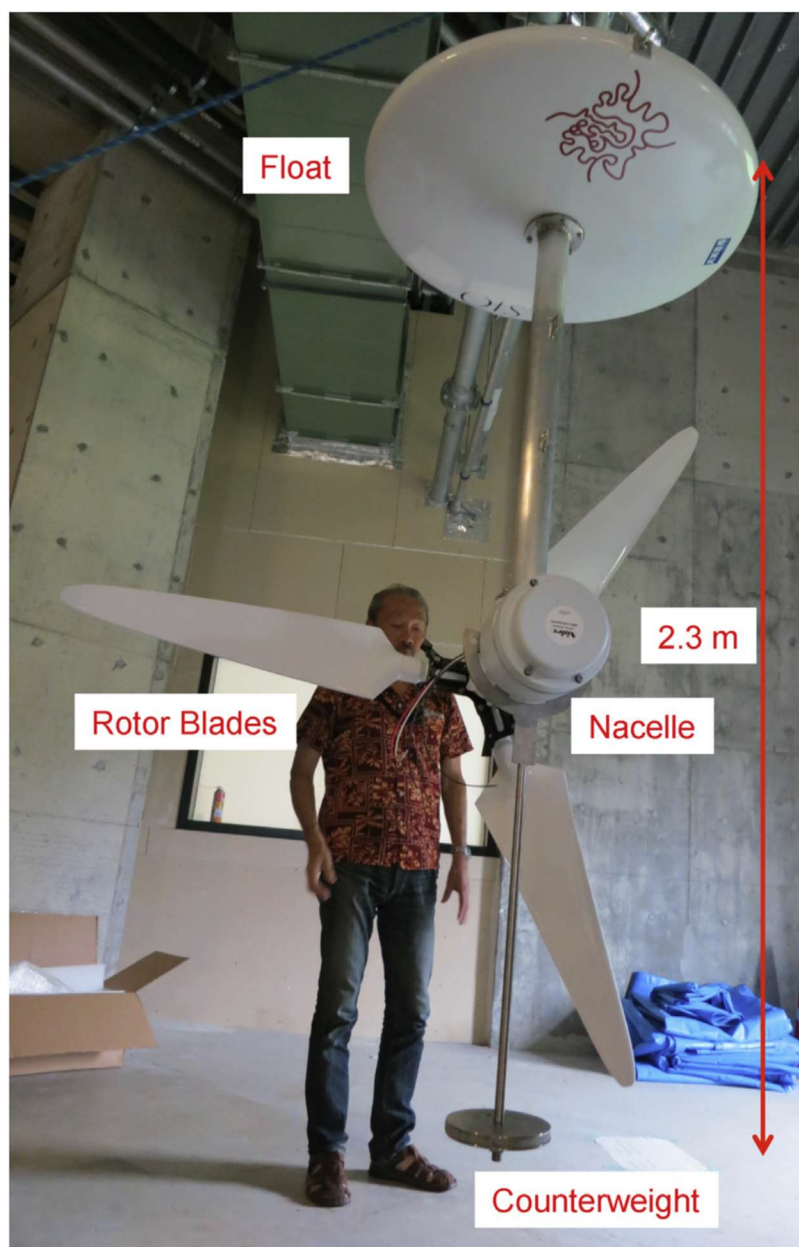


図 1.2.3 Shirasawa らによるシングルローター式海流発電モデル¹²⁾

一方海外でも日本と同じように近海に強い海流がある台湾や米国において様々な研究が行われている。その中で Yeh ら¹³⁾は海流中に設置した直径 10 m 近い流路の中央を絞って流速を高め、小さなタービンで効率よくエネルギーを回収するシステムを提案している。しかしこれはまだ数値シミュレーション段階であり、このように大きな構造物をどのように設計製作し、海流中に保持するかなどは検討されていない。これに対して Tsai ら¹⁴⁾や Wu ら¹⁵⁾は図 1.2.4 に示すような海流中に浮遊する翼型のフロートを備えた双発タービン発電機を提案し、この流体性能を検証する実験も行っている。しかし翼型によって揚力を発生し、タービンスラストに対する浮力を補助する考えは、一様な流れの中では安定した姿勢を実現するよう見えるが、多様な渦を含んだ自然海流の複雑な流れの中で実際にどのような挙動を示すかは不明である。更に黒潮以外の海流利用では Finkl ら¹⁶⁾がフロリダ沖の海流によって発電を行う案について詳しく分析している。しかしこれも想定する発電装置は仮想の物であって、実際の装置効率や内部消費電力までは考慮されていない。



図 1.2.4 台湾 Tsai らによる双発式海流発電装置モデル¹⁴⁾

またこのような海中の発電システムを実用化する際のタービン翼は、低い流速でも効率よくエネルギーを回収するために大口径化することが求められる。しかし高木らの調査によると¹⁷⁾自然界における海流の流れは一様ではなく、様々な流速の流れを含んでいる。よって大口径のタービン翼の回転面積を考えれば、机上検討のようにその流れが一様であることは考えにくい。このような事情から、海中におけるタービン翼（船舶でいうプロペラ）には理論だけでは想定できない様々な力が作用することが懸念される。しかし、これらの荷重や船体への影響について詳しく研究された例は見当たらない。

1.3. 海洋由来の再生可能エネルギー利用の課題

このように海洋由来の再生可能エネルギー発電は我が国のエネルギー源として期待され、海外でもさまざまな技術が研究されているが、実際にこのエネルギーを活用するためには様々な課題がある。

例えば、機械装置にとって海水は金属を腐食させる有害な物質であるばかりでなく、フジツボなどの海中生物付着によって機能低下や様々なトラブルの発生も懸念される。更に近年では前例の無いような強力な台風が我が国を襲って、海上や沿岸の構造物に大きな被害をもたらしている。海洋環境で稼働する発電装置には、こうした厳しい自然環境で安定して稼働する堅牢さも要求される。

またこうした物理的な問題だけでなく、様々な方面で海を利用してきた我が国にとって海上や海岸に新たに巨大な施設を建設することは、漁業や海運との干渉や、観光やレジャーのための景観を損ねるといった課題もある。

また一般に海流や潮流など海の流れを利用する場合、静止している海底より離れている海上付近の方が流れが速く利用価値が高い。しかし我が国の近海は急峻で深い海域が多く、海底に装置を設置するには技術的にもコスト的にも大きな課題がある。更に水深が深いということは、発電した電力を送るためのケーブルが長くなることを示しており、ケーブルの耐水圧性能が要求されるばかりでなく、大幅なコストアップにもつながる。

これら海洋由来の再生可能エネルギー活用に関する課題を表 1.3.1 に整理した。この表を見ると、現在開発が進められている洋上風力発電にも技術的、社会的課題が多く存在することがわかる。また、潮流発電や波力発電にも同様に克服しなければならない課題が多く存在すると思われる。

表 1.3.1 海洋由来の再生可能エネルギー活用に関する課題

技術的な課題	機械装置としての課題	海水による腐食
		水生生物付着
		巨大台風に耐える堅牢さ
社会的な課題	海域利用の課題	漁業との干渉、生態系への影響
		海運との干渉、海域占有
		レジャー、景観への影響
経済的な課題	コスト、運用性の課題	深海での設置性、メンテ性
		送電ケーブルのコスト、設置性

1.4. 研究目的

そこで本研究では、表 1.3.1 の課題を克服する水中浮遊式海流発電システムの開発を目指す。その手法として以下のステップを経る中で図 1.4.1 に示す大型の実証試験機を建造し、実際に自然海流の中で実証試験を行うことで知見を蓄積していく。本論文では、これらの研究成果をまとめ、実用化のための一助とすることを目的とする。

- STEP.1 … 表 1.3.1 の課題を克服する実証試験機的设计 → 2.1 節で説明
- STEP.2 … 自然海流の中で安定して浮遊する発電装置の建造 → 2.2, 2.3 節で説明
- STEP.3 … 自然海流の中で実際に発電して本コンセプトの実現可能性を検証する
実証試験の実施 → 第3章 第一回実証試験で説明
- STEP.4 … 係留シンカーの設置、ケーブル敷設、地上基地との通信制御を含めた
本コンセプトの工事性の検証 → 第3章 第二回実証試験で説明
- STEP.5 … 発電装置の長期信頼性、安定性の確認、具体的な設備利用率の算出による
事業性の評価 → 第3章 第三回実証試験で説明
- STEP.6 … 自然海流の中で運用する大口径タービンから浮体に作用する荷重の分析
→ 第4章で説明



図 1.4.1 実証試験機「かいりゅう」

STEP. 1, 2 の実証試験機の設計では、世界初となる水中浮遊式の回転タービン発電機を実現させるためにさまざまな基礎実験を経て開発を行った。当初は五之治ら¹⁸⁾が提案する双発式海流発電装置を参考に水中浮遊式海流発電システムのコンセプトをまとめて開発を進めた。その内容について述べるとともに、実証試験機の建造に関する生産技術的な取り組みについても述べる。このように実証試験機を具体的に設計・建造・運用することで実用化に向けた様々な知見が得られると考えた。

また STEP. 3 の実海域実証試験では、さまざまな流れを含んだ実際の黒潮流域で実証試験を実施することで、水槽試験では得られない自然の海流の変化の中での浮遊安定性を検証し、実際に海流からエネルギーを得て発電することでコンセプトの実現可能性を検証できると考えた。

次に STEP. 4, 5 では更に実用的な観点から、敷設工事の実現性、長期運用性などを検証した。またより具体的な運用を検討することで事業性評価の重要な指標である設備利用率を具体的に算出した。今まで高い設備利用率が見込まれるとされていた海流発電という技術について、実測値から具体的に設備利用率を算出した例はなく、これを確認することは重要であると考えた。

最後に STEP. 6 では、この実証試験において実際の浮体の歪を計測することで、設計時に想定できなかった海流による浮体への荷重について調査、分析する。本研究のように大口径のタービンを自然海流の中で運用した例はなく、浮体への荷重を計測、分析することは実用機設計の際の大きな知見となると考えた。

以上のことから、将来の海洋由来の再生可能エネルギー源として期待されている黒潮を利用した水中浮遊式海流発電システムの実用化に向けて本論文をまとめる。特に机上計算やシミュレーションによる検討だけでなく、実際に自然海流の中で運用する発電装置を設計、建造し、本物の自然を相手に実証試験を行いそのデータで設備利用率を試算し、前例の無い大口径タービンの浮体への影響をまとめておくことは、将来本技術を実用化する際の大きな知見になると期待する。

なおこの成果は、国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の協力のもと 2014~2017 年度は共同研究事業として、2018~2021 年度は助成事業(JPNP18007)として実施した結果得られたものである。また具体的な研究開発を行うにあたっては、(株)IHI 技術開発本部を中心とした各位の努力無しには達成し得なかったものであり、この場を借りて深く感謝申し上げます。

第2章 水中浮遊式海流発電システム

2.1. 水中浮遊式海流発電システムのコンセプト

水中浮遊式海流発電システムのコンセプトを図 2.1.1 に示す。

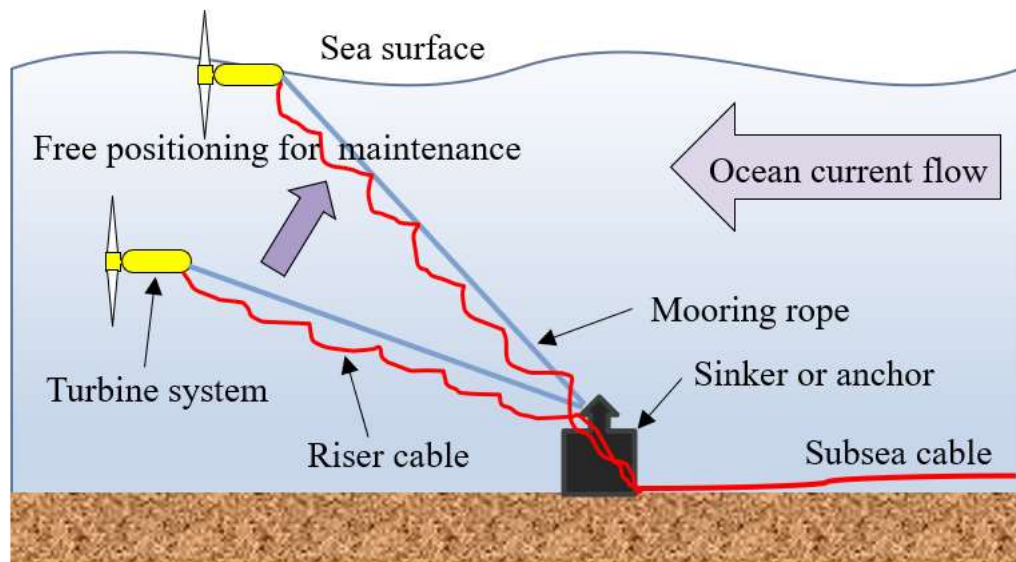


図 2.1.1 水中浮遊式海流発電システムのコンセプト

水中浮遊式海流発電システムはその名の通り、タービンを備えた発電装置を海底に係留し、海中で凧揚げをするように自由に浮遊させる発電システムである。発電装置を海流の流れに沿って吹き流すように構成するため、海流の向きが変化しても自由に追従して効率の良い発電が可能である。

また海中に浮遊させることで、表 1.3.1 の技術的な課題であった台風などの海象条件にも左右されない安定した発電が可能であり、水深が深い海域でも海底から構造物を建設する必要がないなどの利点もある。更に社会的な課題であった、海運船舶などの海上航行を妨げることもなく景観を損ねることもない。更に経済的な課題であったメンテナンス性についても、遠隔操作で海上に浮上しコネクターなどでケーブルから切り離すことで浮体そのものを最小限のコストと時間で交換することが出来る。そして、メンテナンス作業そのものは陸揚げ後、海象に影響されない工場で安全に時間的余裕をもって実施することが出来る。またこの時同時に付着した水生生物の清掃や、腐食部分の補修なども行えば技術的な課題を克服出来ると考えられる。更に係留アンカー（またはシンカー）の設置という最小限の海底作業だけで浮体を設置することが出来、発電した電力は係留索に沿わせた海底ケーブルで地上に送るよう構成することで、こちらも必要最小限で建設が可能である。

このような発電システムを複数機設置した将来の発電ファームの構想図を図 2.1.2 に示す。実際には発電装置と地上を各々送電ケーブルで接続することはコストアップになるので、数機ごとにまとめて海中にハブ基地を設け、そこで集めた電力をまとめて送電するようになると思っている。この時の構想図を図 2.1.3 に示す。

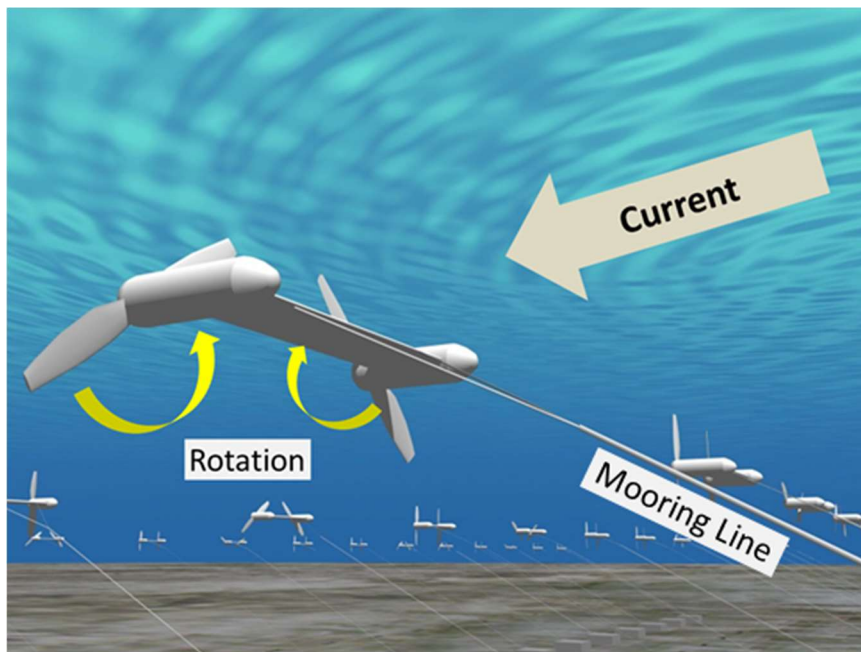


図 2.1.2 発電ファームの構想図

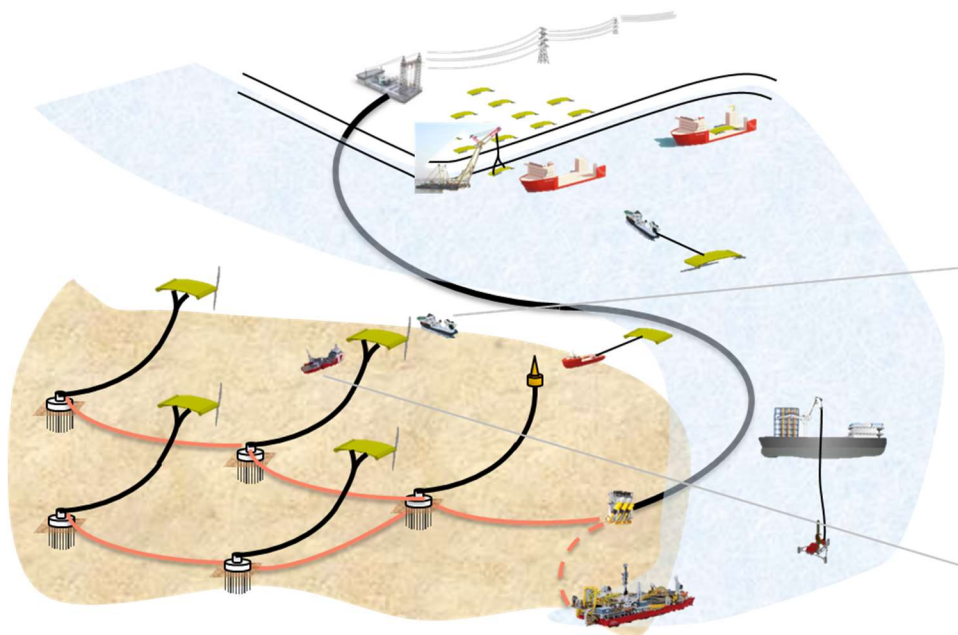


図 2.1.3 海流発電システムの送電とメンテナンス基地構想

図 2.1.2 のような発電ファームでは、海流の流れによって隣の発電システムと干渉しないように数百メートルから数キロ四方に 1 機という割合で装置を配置する。またこのように隣接した数機でファームを構成し海中ハブで集電した後、一本のケーブルで地上に電力を送ることでケーブルコストの最小化を図る。

またメンテナンスについては図 2.1.3 で示すように予備機を設けて交換し、近隣の地上基地や浮きドックへ運んで作業することを想定している。大型の浮体を移動させる手間を考えれば、発電地点の洋上でメンテナンスの方が効率が良さそうだが、台風などの気象条件に左右され計画的に作業を進めることが困難であるばかりでなく、冬季の北太平洋は波高が高く安全にメンテナンスすることも困難と考えられる。そこで、予備機を準備することで海上作業を最小限にし、陸上基地で次回交換の時期まで計画的にメンテナンスすることを考えている。またメンテナンスサイクルを長くすることで、数機のファームで毎年 1 機ずつ交換すれば海象の安定している夏場にメンテナンス作業が集中することも避けることができる。

また新規にシンカーやアンカーを設置しケーブルを敷設する場合は大型の作業船が必要で高コストになるが、メンテナンスのために浮体を交換して曳航するだけであれば小型の作業船でも実施出来て安価である。更に将来発電機に搭載する部品が進化して、より低コストの変電設備や高性能なセンサーなどが開発された場合や、浮体の老朽化などで更新が必要になった場合でも、装置全体の交換も同様の方法で簡単に行うことが出来る。

このように水中浮遊式海流電システムは、海洋という非常に厳しい環境の中でも設置やメンテナンスが容易に行え、再生可能エネルギーによる発電が可能なデバイスとして有望であると考えられる。

2.2. 要素技術開発

水中浮遊式海流発電システムを実現するためには前例のないいくつかの技術開発が必要であった。そこで、2.1 節のコンセプトを実証する実証試験機的设计に先立ってこれら要素技術の開発を行った。この中では、実際に実物大の試験機やモックアップなどを製作して試験を行い設計知見を得た。これら要素試験について本論文では詳細は割愛するが、以下に概略を述べる。

2.2.1. 海中での浮遊安定性確認試験

水中浮遊式海流発電システムのコンセプトである、水中での浮遊について実験を行った。当初安定した浮遊姿勢を保つためには複数個所で係留し船体の向きや傾きにある程度方向性を与えた方が良いという考え方もあった。また内部に姿勢を調整するアクチュエーターを搭載し、常に制御する必要があるとも考えていた。しかし、近年大蛇行などが観測される黒潮では海流の向きが変化することが容易に想定され、これに追従させるためには一点での係留が最適であった。また海流発電システムの浮体は原理的に双胴であることが望ましく、この観点からも一点での係留には工夫が必要であった。

そこで、一本の係留索を途中分岐させ双胴浮体のそれぞれ二か所で接続する係留構成を検討し実験を行った。基礎的な先行研究として中條ら²⁰⁾が行った浮遊式水平軸型海流発電の水槽実験の結果をもとに図 2.2.1 に示すような試験機を製作して実際の海域で曳航する実験を行った。この試験機は実用機に想定されるタービンの約 1/25 の直径のタービンを 2 機備えていてコンセプトと同様に双胴式である。全長は約 1.8 m 全幅は約 2.0 m で、実用機で想定している重心を移動させて姿勢を調整するシステムを搭載している。

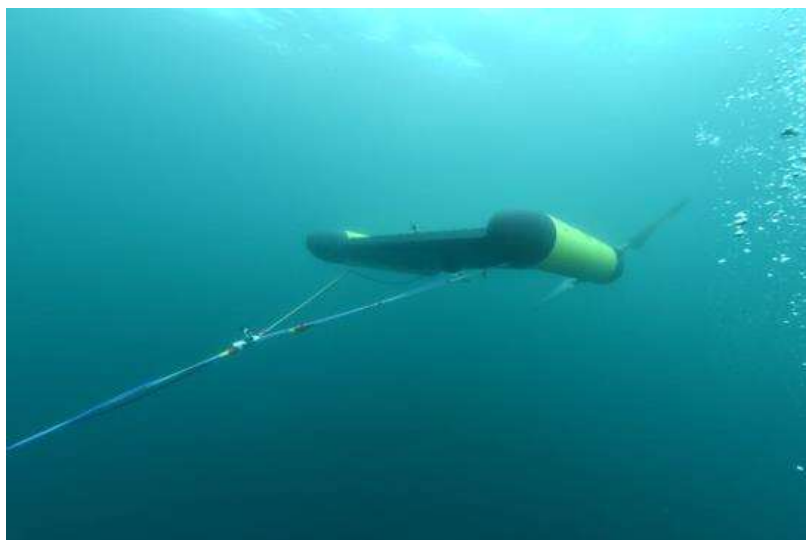


図 2.2.1 水中浮遊性確認試験機

この試験機を用いてまず初めに水槽にて曳航する試験を実施したところ、姿勢制御性などで計画どおりの結果が得られた。しかし、その後実海域において曳航した場合、海中で浮体が反転してしまうという現象が発生した。これは、水槽のように流れが無い場所での曳航では想定通りの結果が得られるが、様々な渦や、流速、流向の変化が混在する自然海流の中では想定外の力が浮体に作用して容易に反転してしまう可能性があることを示した。

浮体には様々な機器を搭載する予定であるが、電子機器をはじめ、増速機や空調設備、油圧機器など浮体が反転すると問題となるものが多く存在する。そこで搭載機器の最大許容傾斜角度を±5度と定めこれに対応した搭載機器を選定するとともに、この実験の結果から実証機での挙動をシミュレーションし、必要となる重心変化量と復原力を割り出して設計に反映した。具体的には後述する姿勢制御装置の設計、及び浮心と重心の差として実証試験機の復原力の設計に生かされている。

2.2.2. タービンブレードの製造可能性確認と強度試験

海流からエネルギーを得るタービンブレードの形などについては、風力発電の物を参考にした。また材質も、風力発電で広く利用されている GFRP を適用し、海中での使用を想定して漁船などの船体に多く利用される材料から検討した。しかし大径タービンを製造するためには材料や翼型だけでなく、その強度や耐久性、製造品質の確保などについても検証する必要があった。そこでこの大型タービンブレードについても、実物の 1/3 のモックアップを製造して疲労強度などの試験を行った。その強度試験の様子を図 2.2.2 に示す。

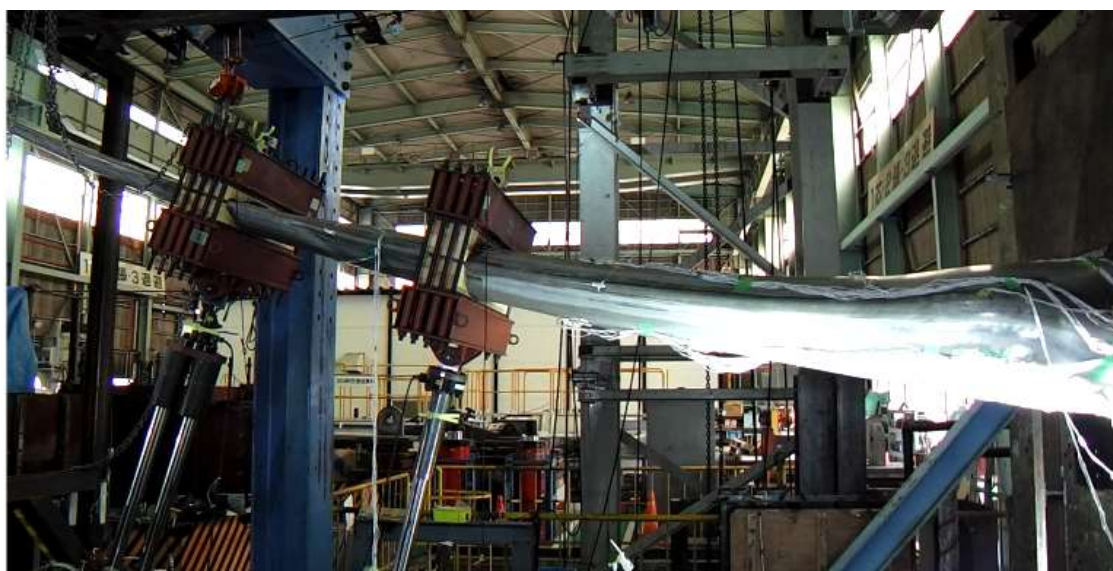


図 2.2.2 タービンブレード荷重試験の様子

空気より密度の高い海水の流れを受けるブレードには、風力発電より高い面圧が作用する。このため外形的には風力発電と近い形状とは言え、強度的にはより高強度なものが要求される。よって風力発電のブレードが空洞であるのに対して、海流発電のタービンブレードは内部に骨格材を埋め込み強度を確保する設計とした。また、体積が大きな部分については一部空洞であるが、この部分では海水圧に耐えるために肉厚な構造とした。

これによって内部骨格材と G-FPR 材の接着性や、製造工程での気泡混入などによる強度低下を懸念し、大型のブレードを製造して検証する必要がある。したがって図 2.2.2 で示した荷重試験用ブレードの他にも、実証試験機建造の際には実物大のブレードを製作し、試験機で想定される定格荷重にて強度試験を実施した。この結果、少なくとも予定していた実証試験期間の疲労寿命を確保していることが検証され、実際に大口径の海流発電用タービンブレードが所定の強度で製作できることを確認して試験機に使用した¹⁹⁾。

2.2.3. 浮体耐圧構造の検証

海流発電実証試験機の浮体は海水圧に耐えるため薄板による円筒溶接構造とした。更に内部に搭載する機器の大きさから、その直径を 3 m と定めた。しかし、内部にある電子機器が日進月歩で進化することを考えると、その組み立て性やメンテナンス性を考慮した場合、これらは容易に交換出来る必要があった。また実証試験機は運用時には無人であるが、試運転調整時やメンテナンス時には内部に人が入って作業することもあり、このためのメンテナンスハッチも必要であった。

そこで海流発電の浮体は、メンテナンスの際には陸上でドライアップし、これら内部の機器を交換するため全開するハッチが必要であると考えた。更に検査・調整などで内部に人間が入るためのメンテナンスハッチや、左右の浮体前方などの半球状の部分の耐圧性も確認が必要であった。

そこで図 2.2.3 に示すような浮体構造の実物大モックアップを製作して耐圧性確認試験を行った。設計では、運用深度 30~50 m に対して二倍以上の安全率を確保するよう設計し、水深 100 m での耐圧性を持つようにした。そこでこのモックアップ試験では実際に水深 100 m まで沈降させて耐圧性を確認するとともに、内側に取り付けた歪ゲージを用いて設計時の FEM 解析との比較も行った。この結果については詳しく後述するが、水漏れなどは確認されず、また FEM の結果ともよく一致して設計の妥当性が確認され実証試験機の設計に活かされた。



図 2.2.3 浮体モックアップモデルによる耐圧試験

2.3. 実証試験機「かいりゅう」の開発

2.2 節で説明した要素技術開発の結果をもとに、実際に黒潮海域において発電を行い、水中浮遊式海流発電システムのコンセプトを実証する実証試験機を開発した。名称は、後に実証試験を行う鹿児島県十島村の子供たちから募集し「かいりゅう」と名付けられた。

2.3.1. 設計コンセプト

設計した実証試験機「かいりゅう」の三次元設計モデルを図 2.3.1 に示す。

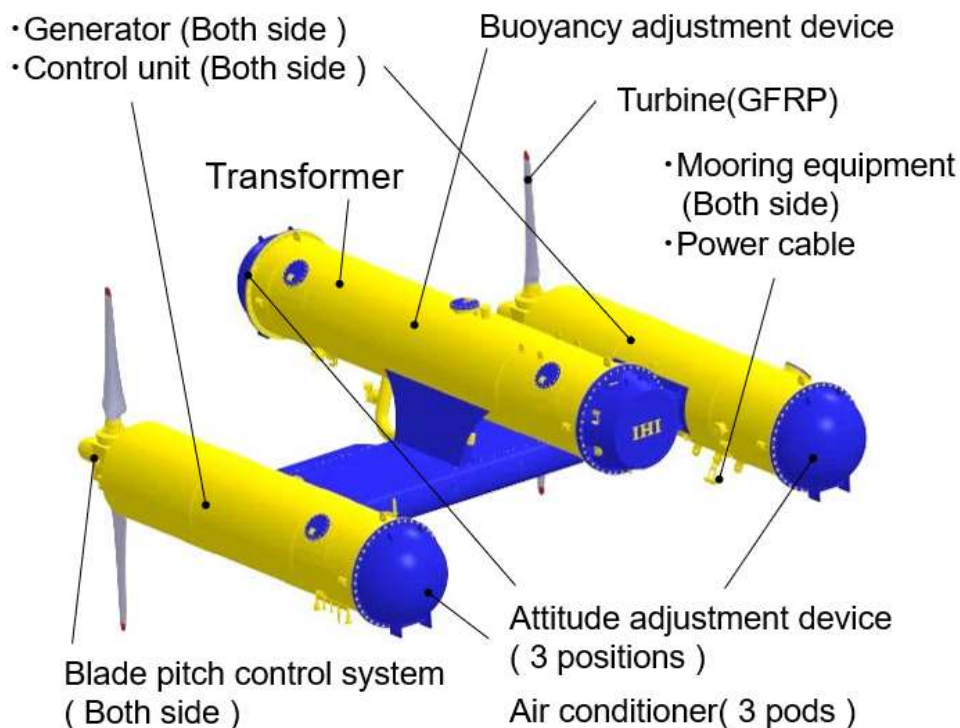


図 2.3.1 実証試験機「かいりゅう」の三次元設計モデル

この実証試験機「かいりゅう」は2つの発電タービン(1つのタービンに翼2枚)を備え、互いに相反する方向に回転させることで発電トルクを相殺する構造にした。またそれぞれのタービン翼は個別にピッチ角度を調整出来るようにして、海流の強さや姿勢に応じて安定した発電が出来るよう制御する。更にこれら発電タービンを支え、内部に発電機を備えた2つの円筒形の部分を左右ポッドと呼び、中央の少し高い位置にも同じく円筒形の中央ポッドを備え、合計3つの円筒形ポッドとそれらを接続するビームで構成している。

またこの左右ポッドにはそれぞれ電気制御機器などを収める他、中央ポッドには海水をバラストタンクに吸い込んで浮力を調整する浮力調整装置と、発電した電力を送電するために昇圧する変電設備などを搭載している。更に左右ポッドの前方と中央ポッドの後方には半球形をした油圧タンクを備えており、これら3つのタンクの油をお互いにやり取りす

ることで装置全体の重心を移動し姿勢を調整するようにした。この他、係留索は左右ポッドの前側にそれぞれ接続されており、送電ケーブルはこの係留索に沿わせて海底のシンカーへと繋がっている。

浮体の構成について、2.2.1章の試験機が2ポッド式であったのに対して今回の実証試験機を3ポッド式としたのは、実海域試験に臨むにあたり要素試験の結果から海中での復原力についてより高い安定性を確保するようにしたためである。即ち発電機や増速機などを搭載した左右ポッドを重く、バラスタタンクなどを搭載した中央ポッドを軽量にして高い位置に配置することで、浮心と重心の距離を作り水中での復原力を確保して安定した姿勢を保つように設計した。他にも今回の実証試験機は、海流発電そのもののコンセプトを実証することを目的に設計したため、長期運用性及び効率、建造コストの最適化よりも試験データをより多く取得し確実に持ち帰ることを優先し、電気制御機器やセンサーの冗長化、多重の水密シール構造やアクチュエーターの二重化、各内部機器の発熱に配慮した各ポッドの冷却エアコンなど、幾重にも安全対策を講じた。

更に本研究はNEDOの共同研究事業、及び助成事業として行われたため、事業が採択し設計開始から実証試験開始まで実質2年間で完了させることを要求されていた。このためその建造に対しては高度な生産技術が必要であり、プロトタイプの実証機であるにもかかわらず、現場での手直しや改造は最小限にしなければならなかった。そこでこの実証試験機の設計はすべて三次元CADを用いて行い、事前に仮想空間で細かい検証をすることによって最短の日数で予定通り建造した。

またこの実証試験機は国土交通省海事局によって策定が進められている、潮流・海流発電システムの認証に関するガイドラインに沿って設計し、日本海事協会から潮流・海流発電デバイスとして初めてプロトタイプ認証を取得した。

以下にこの実証試験機の主な諸元を示すとともに、図2.3.2に正面図、及び浮上した時の左右ポッドの水深を、図2.3.3に平面図、図2.3.4に側面図をそれぞれ示す。

●実証試験機「かいりゅう」諸元

- ・定格出力 … 100 kW (50 kW × 2機)
- ・定格流速 … 1.5 m/s (約3ノット)
- ・発電流速 … 0.5 ~ 2.0 m/s
- ・タービン … 直径約11 m (想定する実用機の1/5~6程度。1軸に2翼) × 2軸
- ・全長全幅 … 約20 m × 約20 m
- ・空中重量 … 約380 ton
- ・運用水深 … 20 ~ 50 m
- ・アクチュエーター … 翼変節装置、浮力調整装置、姿勢調整装置、冷却エアコン
- ・想定メンテナンス周期 … 1年
- ・想定耐用年数 … 20年

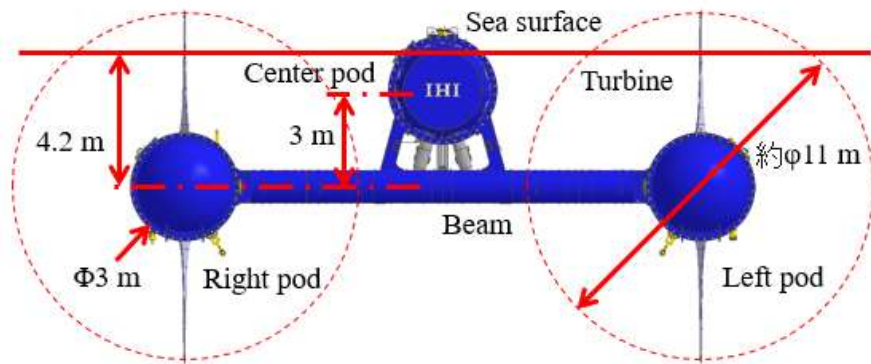


図 2.3.2 実証試験機(正面図)

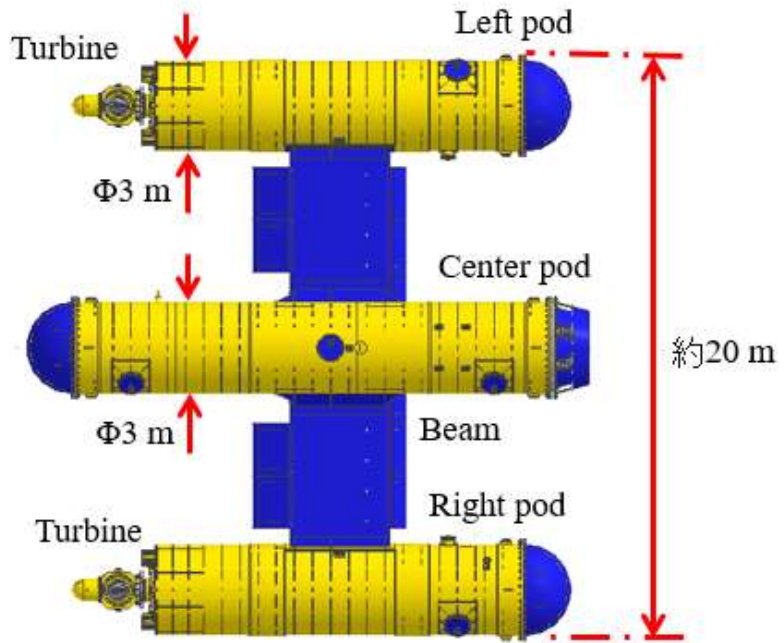


図 2.3.3 実証試験機(平面図)

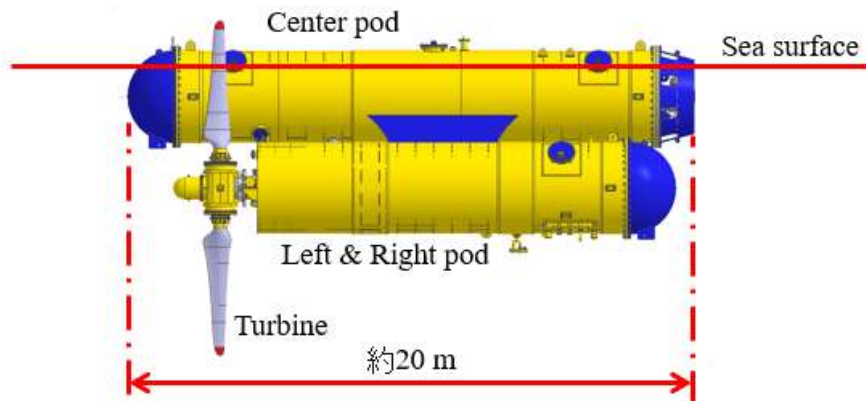


図 2.3.4 実証試験機(側面図)

2.3.2. 設計強度

浮体に作用する荷重は、潜航時の静水圧の他、浮力、自重、係留力などさまざまなものがある。このうち静水圧については「JIS B 8265 圧力容器の構造」の外圧が作用する圧力容器の設計を基本として、トランスリングの影響をFEMによって線形座屈解析し、運用最大水深 50 m 時の水圧に対し球殻部では荷重倍率 20 以上、円筒部では荷重倍率 10 以上を確認して設計した。

この他の荷重については、実証試験で想定される状況の一つ一つを整理し、それぞれに対する荷重条件を設定して強度評価した。具体的には中條ら²⁰⁾が行った外力条件の設定を参考に、表 2.3.1 のようにさまざまな荷重条件を設定して FEM を行い強度評価した。

表 2.3.1 の波浪条件は、設置サイト近傍の中之島名瀬港の長期計測データより通常波高(再現期間 1 年の有義波高:5.91 m)と極値波高(再現期間 10 年の有義波高:8.05 m)を想定した。また水流(海流)については定格流速 1.5 m/s の時を通常流速とし、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 NEDO の「海洋エネルギー発電技術共通基盤研究(性能評価手法及びポテンシャルの調査)」で得られたデータをもとに開設されている海洋エネルギーポータルサイトから得た極値流速(再現期間 10 年の流速 2.162 m/s)を想定して荷重条件とした。また浮体の位置が水中の時には、より安全サイドの設計となるように運用最大水深 50 m での外圧を想定して FEM 解析を行って設計した。

表 2.3.1 解析荷重ケース

考慮すべき状態	有義波高	水流流速	位置	その他の条件
1) 起動中	5.91m	1.5m/s	水面近傍	バラストタンク最大水量
2) 発電中	5.91m	1.5m/s	水中	通常発電
3) 発電中の故障、又は電力系統接続の喪失	5.91m	1.5m/s	水中	翼折損による軸への過大負荷、アンバランス
4) 通常停止	5.91m	1.5m/s	水中	通常発電
5) 緊急停止	5.91m	1.5m/s	水中	最大負荷運転中のスラスト力喪失
6) 海上待機	8.05m	2.162 m/s	水面	波浪による係留力変化
7) 待機中の故障、又は電力系統接続の喪失	8.05m	2.162 m/s	水中	5)と同じ
8) 曳航、設置、保守	個別に設定		陸上台船上	①吊荷重、②吊荷重+風、③陸上水平設置、④台船上で傾斜設置(横・縦)
9) 発電中の異常発生	5.91m	1.5m/s	水中	係留索 1 本破断
10) 待機中の異常発生	8.05m	2.162 m/s	水面水中	係留索 1 本破断

2.3.3. FEMによる浮体固有振動数の推定

前節の強度評価の際、浮体の固有振動数についても解析した。その結果を図 2.3.5、図 2.3.6、図 2.3.7に示す。これを見ると1次3.2 Hzから6次8.1Hzまで様々なモードの固有振動数が確認できる。しかし、この解析モデルは計画設計段階のものであり、内部に搭載する機器の質量やタービン翼とそれを支えるハブ、また係留索のけん引力などは考慮されていない。しかし例えこれらの設計値を正確にモデルに反映させたとしても、離散化誤差や付加水質量計算の誤差、また浮体の寸法公差や初期たわみなどさまざまな要素を考えると、固有振動数の解析精度を上げることは困難である。従って現状ではここまでの解析に留めた。

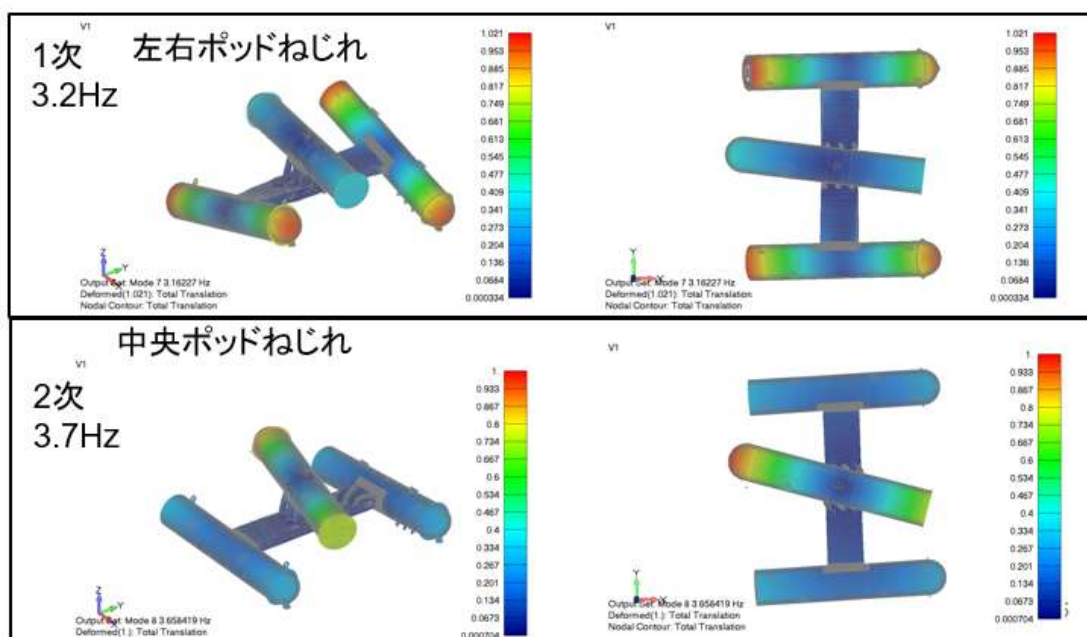


図 2.3.5 浮体の固有振動数(1)

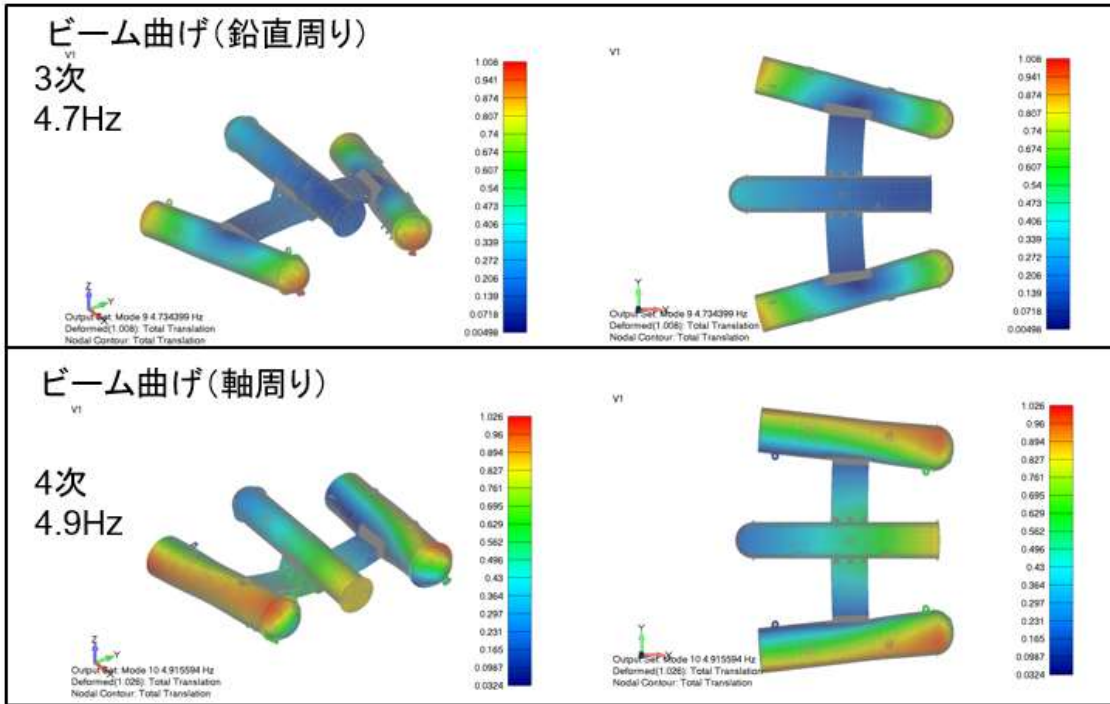


図 2. 3. 6 浮体の固有振動数(2)

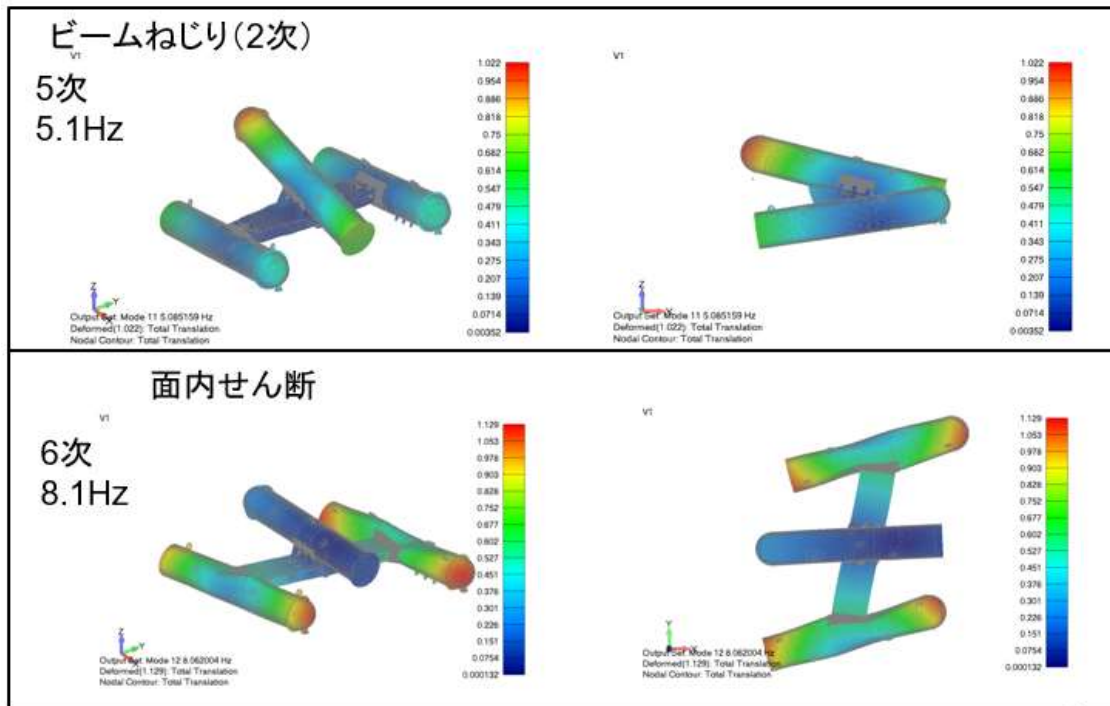


図 2. 3. 7 浮体の固有振動数(3)

2.3.4. 建造と検査、試運転

本実証試験機は㈱IHI 横浜工場、およびジャパン マリンユナイテッド㈱横浜事業所で建造した。耐圧ポッドについては原子力部門の工場が担当し、内部搭載機器は産業機械部門の工場が担当、最後にジャパン マリンユナイテッド㈱のドック内で全体を組み立てて進水した。建造した実証試験機の外観を図 2.3.8 に示す。



図 2.3.8 実証試験機「かいりゅう」

耐圧ポッドは海水圧に耐えて水密性を確保しなければならない重要な部品である。またドックで進水した際に水漏れが発見されても容易に修理できない。そこで図 2.3.9 のように他の内部構造機器を搭載する前に、耐圧ポッド、及び各種ハッチを仮組み立てし事前に水密性の検査を行った。検査は内部を 0.7MPa に加圧することで実施し、長時間保持して減圧がないことを確認するとともに、溶接部に石鹼水を塗布して空気漏れがないことを確認した。

また内部搭載機器については、浮体がトンネル状で天井クレーンなどが使えないこと、非常に狭く作業性が良くないこと、三方を壁に囲まれ長時間の作業は酸欠、及び有毒ガス対策の管理が必要になることなどから、図 2.3.10 のように事前に浮体の外で台車の上に組み立てし、浮体内にレール構造を設けて搬入する方式をとった。この設計により将来メンテナンスで内部機器を交換する際にも、この台車を引き出すことで一式交換が可能になっている。

更に完成後の検査、試運転については可能な限り地上で行い、バラストポンプや水中のセンサーなど海中でなければ稼働できないものについてのみ、図 2.3.11 のように全体を吊り上げて海中に沈めたのち検査を行った。



図 2.3.9 ポッド単体耐圧試験の様子



図 2.3.10 浮体外部でのサブ組み立ての様子



図 2.3.11 実証試験機全体吊り上げの様子

2.3.5. 実証試験機の計測機器

実証試験機「かいりゅう」では運転のために必要となるセンサーの他、発電特性、浮遊特性、荷重状態などを観測するさまざまなセンサーを設置した。浮力調整装置や姿勢調整装置、翼ピッチ変節機構や空調設備など各アクチュエーターの状態を監視するセンサーは当然のこと、発電に関して電力やタービン回転数だけでなく合わせて曳航時の相対流速を計測することで発電パワーカーブを作成できるようにした。また、水中での傾きや水深を計測して自身の状態を記録する他、メンテナンスハッチやセンサーケーブル取り込みフランジなどの漏水検知や内部の湿度や温度を監視し異常発見につなげる様工夫した。

加えて今回はタービン翼荷重が船体に及ぼす影響を分析するため、ポッド外板内側に歪ゲージを設置した。この歪ゲージの設置については詳しく後述する。実際にはこの他にも多くのセンサーを設置したが本論文に關係する物のみ抜粋し概略仕様とサンプリング周波数などを以下にまとめる。

●実証試験機の計測精度とサンプリング周波数

・主軸回転数（発電機搭載の回転数計）

三層同期電動機（富士電機）4096 パルス、増速比 69.59

※計測精度 … $\pm 2/69.59/4096/0.1 = \pm 0.0042 \text{ rpm}$

※サンプリング周波数 … 10 Hz

・船体相対流速（実証試験機搭載の ADCP 流速計）

Signature500 (Nortek AS 社)

※計測精度 … 0.1 sec 音波×60 ping 発信し 10 秒で平均化

※更新周波数 … 10 sec

・深度（実証試験機搭載の水圧計）

Level-Transmitter PAA-PR-36XW (KELLER 社)

※計測精度 … 計測レンジ 10 bar の $\pm 0.01\%$ FS より

$\pm 0.1 \text{ kPa} = \pm 10 \text{ mm}$

※サンプリング周波数 … 10 Hz

・船体姿勢（実証試験機搭載のジャイロセンサー）

QUADRAN / 光ファイバー コンパス モーションセンサー (ixblue 社)

※計測精度 … $\pm 0.01^\circ$

※サンプリング周波数 … 10 Hz

- 船体応力計測（実証試験機に設置した歪ゲージ）
歪ゲージ:KFGS-2-120-C1-11 L10M3R（共和電業）
ブリッジボックス:DBB-120A（共和電業）
計測ロガー:EDX-200A-4H（共和電業）
電流電圧変換機:M2YV-A6-M（エムシステム技研）
※計測精度…設定レンジ 1000 μst で使用
精度は $\pm 0.5\%$ なので計測精度は $\pm 5 \mu st$
※サンプリング周波数 … 50 Hz

第3章 実海域実証試験

3.1. 実海域実証試験の概要

水中浮遊式海流発電システムの実現可能性を実証するため、実際の自然海域において発電を行う実海域実証試験を行った。この実海域実証試験は表 3.1.1 に示すように、2017～2021年の間に合計 3 回実施した。2017 年の第一回実証試験はコンセプトの実現性を確認することを第一に実施した。2019 年の第二回実証試験は 1 年間の長期連続運用を計画した。第三回実証試験は 2021 年に実施し、さまざまなデータを取得し計画を達成した。

場所は図 3.1.1 に示すとおり、主に鹿児島県谷山港を基地港として、内閣府総合海洋政策推進事務局が推薦する実証フィールドに選定された鹿児島県十島村口之島海域を中心として、その周辺海域で行った。以下にこれらの状況をまとめる。

表 3.1.1 実証試験の時期と目的

	時期	目的
第一回	2017年7～8月	水中浮遊式海流発電システムの実現可能性確認
第二回	2019年7～11月	長期連続運用による設備利用率の実測
第三回	2021年6～9月	長期信頼性、設備利用率推定、事業性評価

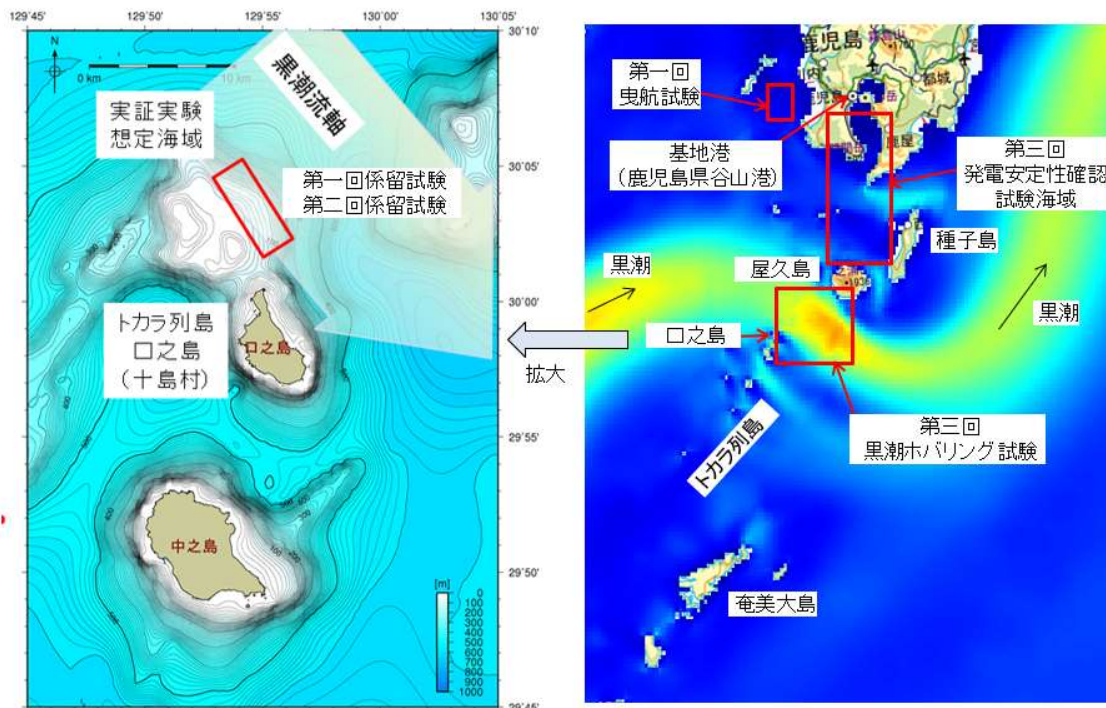


図 3.1.1 実証試験フィールド

3.2. 船団構成

3.1 節で説明したように今回の実証試験では、様々な流速で制御パラメーターを調整し発電特性の計測を行う必要があった。また黒潮流域の複数個所を移動してその都度定点保持し、流速特性や発電特性を観測する必要もあった。このため本システムは本来海底に係留して発電するコンセプトであるが、今回の実証試験では主に図 3.2.1 に示すような船団構成で、台船から水深約 100 m に吊架したシンカーに実証試験機に係留し、これら全体を曳航することで海流を模擬することにした。またこの時の実証試験機の制御は台船上に設置した制御室から行い、発電した電力は係留索に沿わせた送電ケーブルから台船上に回収して計測した。更に台船の位置や速度は前方の曳船が制御し、黒潮ホバリング試験の時にはこの台船を GPS で監視して黒潮海流上で定点保持するように試験を行った。実際の船団の写真を図 3.2.2 に示す。

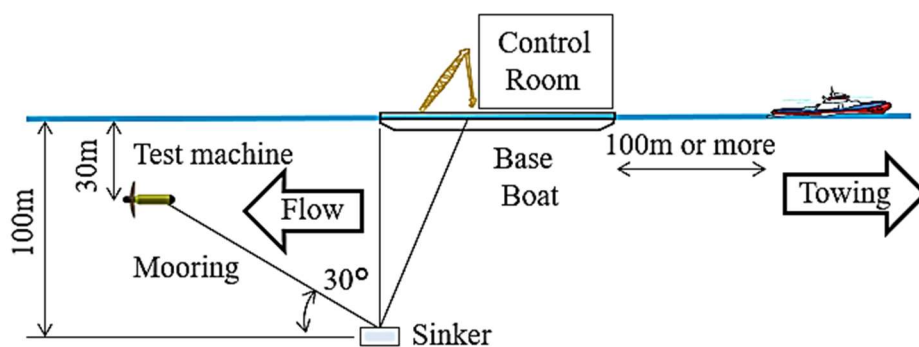


図 3.2.1 実証試験の船団構成



図 3.2.2 実証試験の船団(写真)

3.3. 実海域実証試験

3.3.1. 第一回 実海域実証試験

第一回実海域実証試験の目的は水中浮遊式海流発電システムのコンセプトの実証である。このため実際の黒潮流域で安定して浮遊させ、実際に海底に係留して自然海流からエネルギーを得て発電する必要がある。よって試験は装置の調整を主目的とする曳航試験と、実際に海底にシンカーを設置して係留し発電する係留試験に分けて実施した。

場所は図 3.1.1 に示す鹿児島県一木串木野市の串木野漁港と、谷山港を基地港として、鹿児島県の西側の甑（こしき）海峡と、十島村口之島北側にて実施した。期間は 2017 年 6 月から 8 月末までの約 2 カ月間で、途中台風からの退避や補給のための帰港を挟みながら行った。

曳航試験は、様々な流速や深度における実証試験機の制御方法を調整するもので、実際にアクチュエーターを動作させて船体の挙動を見ながらゲインを調整する試験である。したがって流速を任意に変化させて試験を行う必要があるが、自然の海流では任意の流速が得られない。そこで、図 3.2.1 のように台船から海中に吊架したシンカーに実証試験機に係留し、この台船を曳船によって任意の速度に制御することで海流を模擬し試験した。

係留試験は、実際の水中浮遊式海流発電システムのコンセプトと同様に、実証試験機に係留したシンカーを海底に設置して実際の黒潮によって発電を行うものである。本来であれば海流の流速が早い場所で行うべきであるが、水深が深くなると設置コストがかかるので、黒潮流域で比較的水深が浅い口之島北側の水深 100m 程度の場所を選んだ。また実際には送電ケーブルを地上の施設に接続して送電網と連結させるコンセプトであるが、今回はケーブルの設置コストを下げため、図 3.3.1 のようにシンカーから 2 km ほど離れた地点に台船を定置保持し、そこから制御を行った。

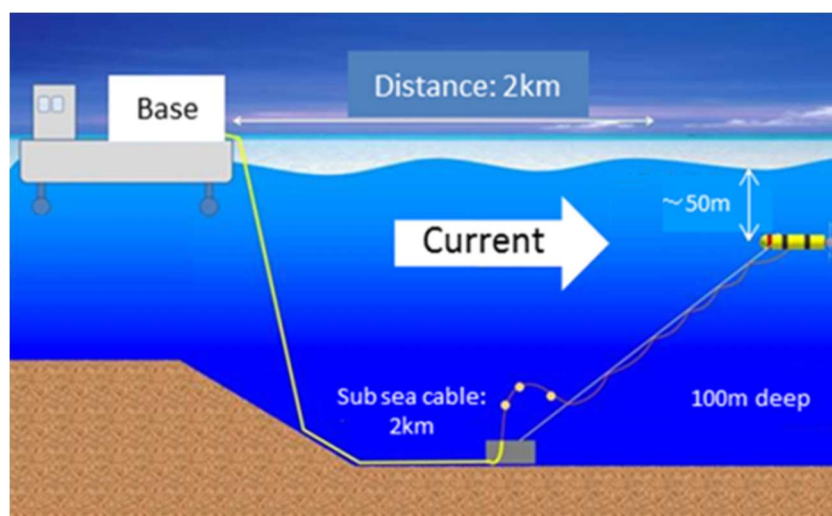


図 3.3.1 第一回実海域実証試験 係留試験

3.3.2. 第二回 実海域実証試験

第二回実海域実証試験の目的は実際の黒潮流域で海流発電システムを長期に運用し、実際の設備利用率を推定することである。このため安全かつ最小限のコストで試験が行えるように、第一回と同様に黒潮流域で水深が比較的浅く、かつ口之島の陸地にも近く地上基地までの送電コストを抑えられる地点として、図 3.1.1 に示す鹿児島県十島村口之島北側に実施した。期間は2019年6月から11月までの約6カ月間で、実際に実証試験機をシンカーに係留し地上まで送電ケーブルを接続して地上の施設から制御を行った。

実際に海底ケーブルを設置して陸上から制御した経験は他にない。しかし2019年は台風の当たり年で、設置工事の開始から連続して巨大な台風に見舞われ十分な成果は得られなかった。

3.3.3. 第三回 実海域実証試験

第三回実海域実証試験の目的は、第二回で果たせなかった長期信頼性の確認と、実測したデータから設備利用率を推定し事業性を評価することであった。そこでまず発電装置を長期運用する想定地点に流速計を設置して一年間にわたって実際の黒潮の流速、流向の計測を行った。それとは別に図 3.2.1 のような船団を構成して様々な場所や条件で試験を行い、海流発電の機能を検証した。

場所は図 3.1.1 に示す鹿児島県谷山港を基地港として、鹿児島県十島村口之島海域周辺と、屋久島北側海域、及び鹿児島湾内にて実施した。期間は2021年7月初旬から9月末までの約3カ月間で、その間台風からの退避やメンテナンスのための帰港を挟みながら断続的に試験を行った。試験の内容は大きく2つに分かれていて、発電安定性確認試験と黒潮ホバリング試験である。

発電安定性確認試験は、様々な流速において安定して効率良く発電を行うための制御方法を調整する試験である。したがって、流速を自由に変化させて試験を行う必要があり、第一回と同様に曳航式で行った。また特に流速が安定した海域で実証試験機を曳航し、その曳航速度を変化させることで海流を模擬して試験を行った。

また黒潮ホバリング試験は、時々刻々変化する自然海流の中で安定して発電を行い、実際に事業化した際にどれほどのエネルギーを得ること出来るかを推定する試験である。したがって実際に黒潮が流れている海域に実証試験機を定点保持し、一定期間計測を行う。また事業性評価の観点から、この定点保持する場所は黒潮本流の最も流速が早い地点だけではなく、黒潮沿岸部や蛇行している部分など特性の異なる数か所それぞれで最低24時間定点保持し計測を行った。

3.4. 実海域実証試験結果

3.4.1. 第一回実証試験の結果概要

図 3.4.1 に第一回実海域実証試験の様子を示す。本試験では実際に海底に係留した実証試験機を自然海流中で安定して浮遊させ、実際に黒潮からエネルギーを取り出して発電することに世界で初めて成功した。実際に取り出した発電量は 30 kW ほどであったが、これほど大口径のタービンを自然の海流の中で運用し、実際にエネルギーを取り出して発電したことは他に例がない。



図 3.4.1 第一回実海域実証試験の様子

また実際に発電装置を自然海流の中で運用することで、たくさんの知見を得た。特に発電については、効率良く海流からエネルギーを取り出すため海流速度とタービンの周速の比を一定にする制御を行ったが、水槽試験とは異なり様々な流れが存在する自然海流での流速計測値のばらつきが大きく、発電電力がそれに左右されて大きく変化することも分かった。この時得られたパワーカーブを図 3.4.2 に示す。これを見ると流速 0.7 m/s 程度から設計カーブに近い性能で発電出来ていることが確認できる。しかし発電量のばらつきも大きく発電機の過剰負荷防止の観点から発電容量を定格の 100kW から 80~90kW 程度に落として運用した。この点は、発電した電力を供給する際の電力品質とも関係するので、改善すべき課題となった。

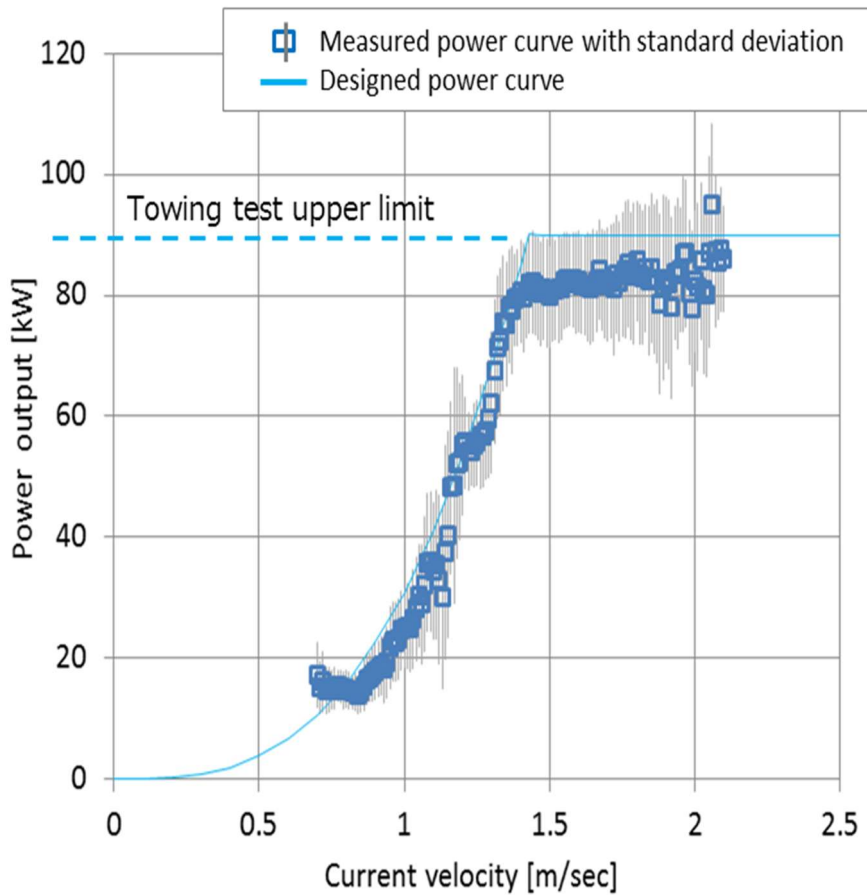


図 3.4.2 パワーカーブの検証(第一回実証試験)

また発電以外の部分でも、図 3.4.3 に示す船団を構成するための設置工事や海底ケーブルやシンカーの敷設など、海象を確認しながらの海上作業は自然を相手に計画通り工事を進めることの難しさを経験し、大きな知見となった。

また実証試験中では、当初懸念されていた自然環境への配慮についてモニターによる目視確認を行い、小魚などが多く観測され騒音やタービンとの衝突などの害は無いものと思われた。むしろ強い黒潮の流れの中で係留固定された浮体は、小魚たちにとって漁礁の役目を果たし、図 3.4.4 に示すように非常に多くの魚が観測された。



図 3.4.3 設置工事の様子



図 3.4.4 「かいりゅう」後方に集まる小魚の様子

3.4.2. 第三回実証試験の結果概要

図 3.4.5 に第三回実海域実証試験の様子を示す。本試験ではさまざまな結果が得られたが、中でも実海域において安定した浮遊状態を保ちながら、各流速に対する発電能力を示すパワーカーブを実測により検証したことは前例が無い。このデータを設計値と比較したものを図 3.4.6 に示す。これによりほぼ設計値通りの出力が得られていることが確認出来る。また第一回実証試験で課題となった発電品質を改善し、定格発電能力 100 kW を達成していることも確認できる。



図 3.4.5 第三回実海域実証試験の様子

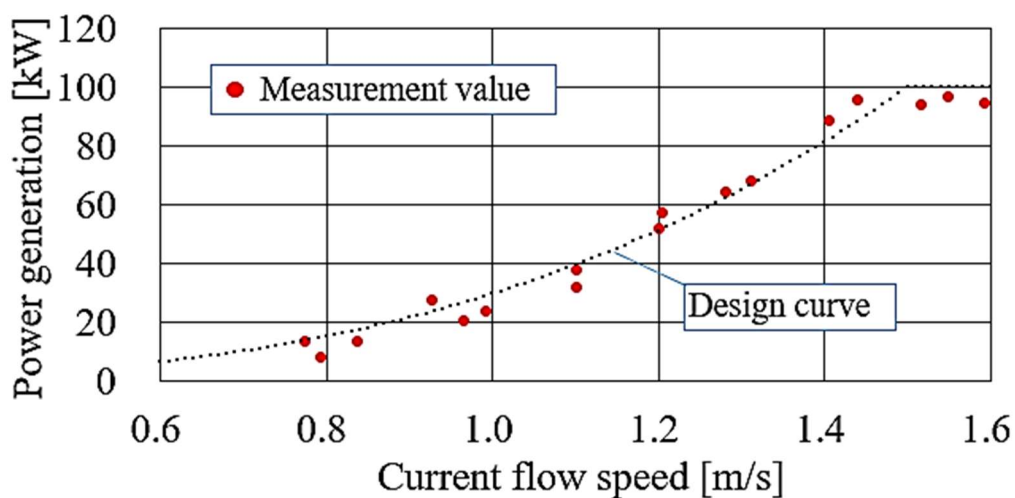


図 3.4.6 パワーカーブの検証(第三回実証試験)

また一方で、自然海流の中で安定して発電装置を運用するためには、流速が遅くなって海上待機する場合や、台風通過に伴い海中に留まって待機する場合など、運転条件の違いによる内部消費電力の把握も重要である。したがって今回の実証試験では様々な運転状態を模擬してこの内部消費電力、すなわち各アクチュエーターの消費電力を計測した。その中の主な結果を表 3.4.1 にまとめる。この表を見ると主電動機以外の消費電力は運転条件によってあまり変化しないことが分かる。これは姿勢の変化や水深の変化に対して浮体を安全に保つための消費電力は運転モードによってあまり差が無く、主電動機以外は流速に依存しないことを示している。

表 3.4.1 運転条件と消費電力

Current speed	Normal (kW) (Power generation)	Low (kW) (Standby underwater)	Low (kW) (Standby on surface)
Main motor(Generator)	0.00	30.44	1.26
Control equipment	1.74	1.74	1.74
Buoyancy adjustment	0.16	0.16	0.16
Attitude adjustment	0.16	0.16	0.16
Air conditioner	0.00	0.00	0.00

ここで発電中のある時刻の発電量と流速の関係を図 3.4.7 に、同時刻の浮体深度とロールの変化を図 3.4.8 に示す、

図 3.4.7 を見ると概ね流速の変化に応じて発電電力も変化していることが分かる。流速の変化が一定値を保持して階段状になるのは、2.3 節に示した通り流速計測値を 10 秒毎に平均化しているためである。これに対して発電電力は変動するものの概ね追従していると言える。

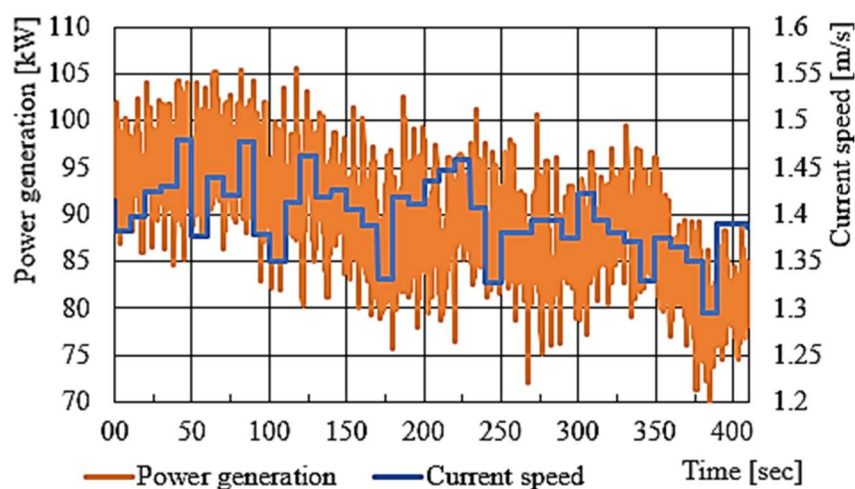


図 3.4.7 発電量と流速の関係

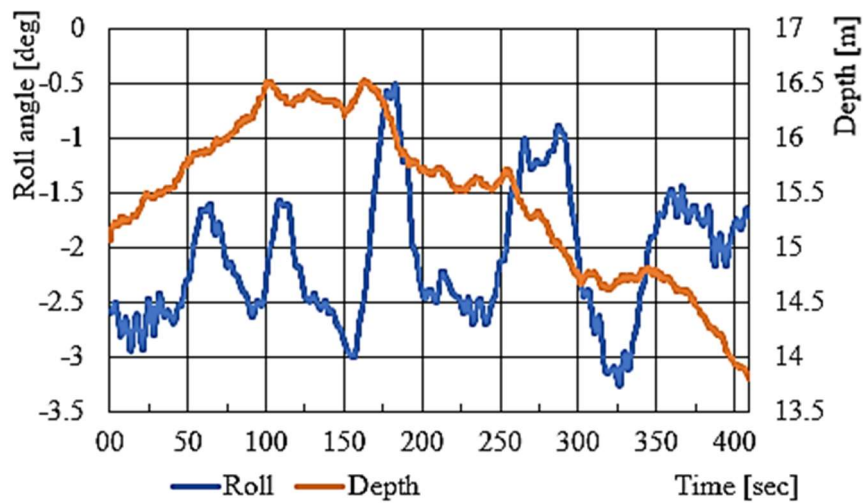


図 3.4.8 実証試験時の深度とロール

また図 3.4.8 を見ると深度はこの計測時間内でおおよそ 2.5 m 程度変動している。この値は係留索の長さや船体の大きさを考えればほぼ一定と言えるので、深度を補正するアクチュエーターは使用しないよう調整した。一方ロールについても 50 秒程度の周期で最大 2.5 度ほど変化しているが、浮体は元々復原力を持つよう設計されているので、この程度の変化は運用上問題ないと考えた。

このことによって主軸以外のアクチュエーターの消費電力は極力抑えることが出来た。このため表 3.4.1 に示すように流速変化による消費電力の差が無くなったと考えられる。

したがって、最も内部消費電力が大きくなるのは主軸を高速で回転して海中に留まる水中待機の状態であり、次いで主軸を低速回転する海上待機となる。本実証試験では実際の黒潮流域において大型の試験機を運用することで、これら運転条件の違いによる消費電力の差を初めて表 3.4.1 のように定量的に整理した。この運転状態はメンテナンスや潜航、浮上などの過渡運転期を除いて流速によって決まるので、各流速に対する内部消費電力を整理したとも言える。

3.5. 設備利用率の推定

設備利用率は再生可能エネルギーによる発電を評価するうえで重要な指標の一つである。しかし、定格出力の定義や発電所内部消費電力の扱いなど公に規定された計算式はない。そこで本実証試験の設備利用率は次の(1)式によって計算することとした。

$$\text{設備利用率 [\%]} = \frac{\text{総発電電力量 [kWh]}}{\text{定格出力 [kW]} \times \text{期間 [h]}} \quad (1)$$

この(1)式で総発電電力量は、現地海域の実測流速を1時間ごとに平均し、その流速での発電電力量をパワーカーブから求め、同時に表 3.4.1 から得られる内部消費電力量を差引いたものを想定期間全体（今回は1年）にわたって足し合わせて求める。

ただし、本実証試験において流速を計測した地点で事業性評価を行うわけではないので、設備利用率の算定においては想定する事業海域の流速をシミュレーションから得て試算することとした。

まずは本実証試験で実測した流速と同地点の計算結果を比較した。このシミュレーションは鹿児島大学の協力のもと DREAMS で行った。その結果を図 3.5.1 に示す。

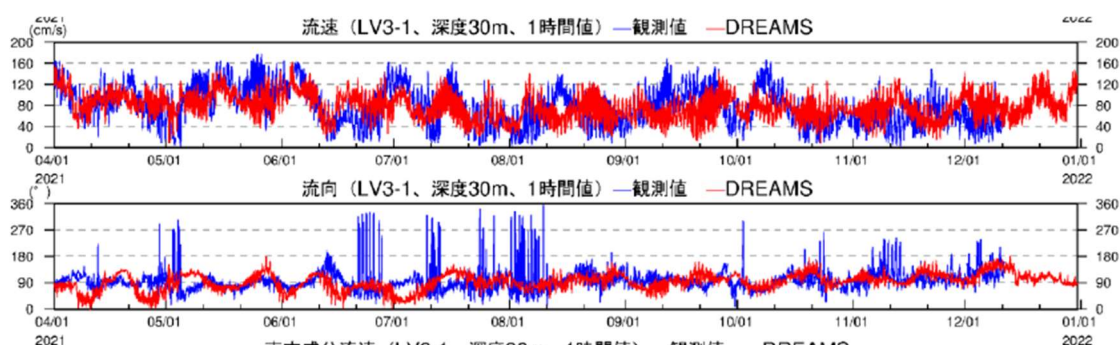


図 3.5.1 流速の実測とシミュレーション比較

この結果を見るとシミュレーションの方が実測より流速が遅くなることが分かった。これはこのシミュレーションが 4 km 四方の大きなメッシュで解析しているため流速が平均化されてしまっていることや、海底地形などを完全に再現したシミュレーションではないためと考えられる。そこでこの差が事業海域でも発生するものと仮定して流速毎の補正値を割り出し、事業海域の流速をこの値で補正して設備利用率を試算する。

事業海域の流速については独立行政法人海洋研究開発機構(JAMSTEC)の JCOPE-T¹³⁾ を使用し 2002～2008 年の 6 年間のデータを元に流速毎の年間の発生頻度分布を求めて利用した。その発生頻度分布を図 3.5.2 に示す。なお本研究では事業海域を仮に図 3.5.3 に示す高知県足摺岬沖 53 km 地点、年間平均流速 1.27 m/s の黒潮流域に設定した。

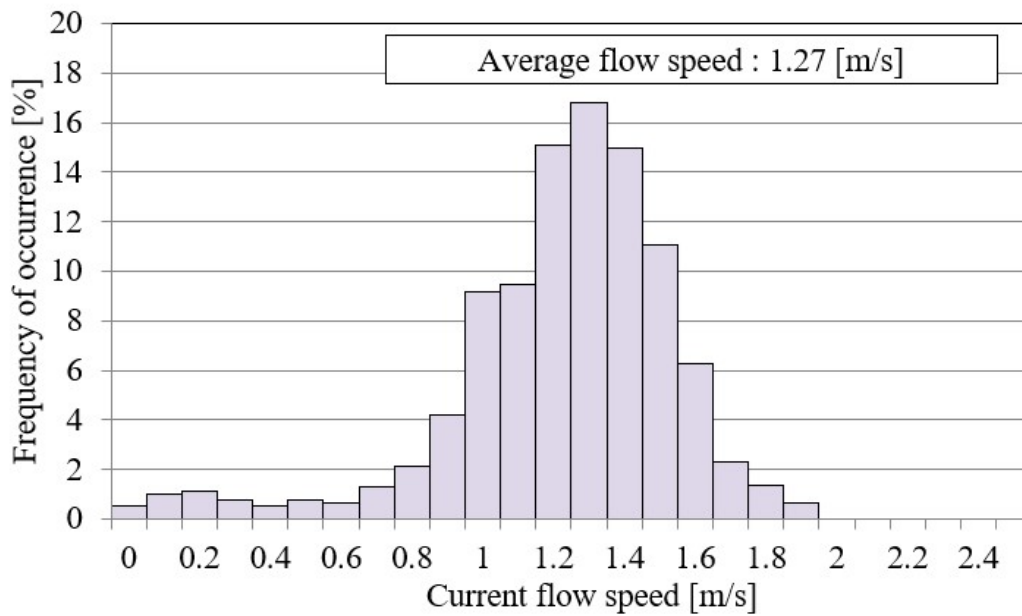


図 3.5.2 事業海域の流速発生頻度分布

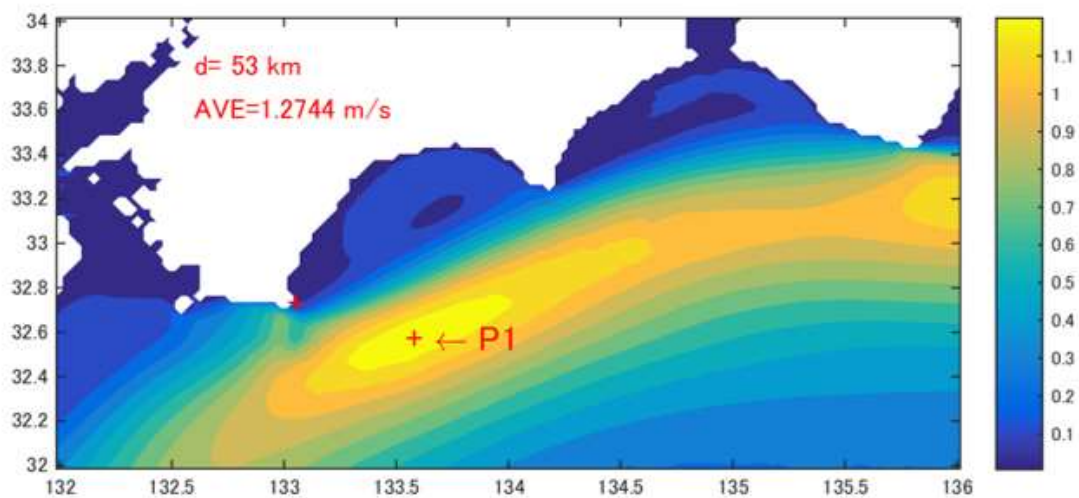


図 3.5.3 推定する事業海域(足摺岬沖)の流速分布

今仮にこのシステムが実用化された際の浮体仕様を定格流速 1.5 m/s で 2 MW とすると、図 3.5.2 の発生頻度分布に図 3.5.1 から推定した流速毎の補正値を掛け合わせて、さらに表 3.4.1 から推定した内部消費電力を差し引いて年間総発電量を計算し、これを(1)式に代入して設備利用率を計算すると 65.2% となった。

当然、定格流速が低い実用機を建造する方が設備利用率は高くなると言える。しかし、1.2 節で説明した海流発電による総発電量が日本の総電力量の約 3%に相当する試算⁷⁾の条件が流速 1.0 m/s 以上、沖合係留離岸距離 100 km 以内なので、この設備利用率試算の条件として設定した事業海域の年間平均流速 1.27 m/s の高知県足摺岬沖 53 km 地点で 2 MW 機を運用する想定は十分合理的といえる。

したがって当初想定していた海流発電システムの設備利用率 50～70 % は十分に達成出来るものと考えられる。

第4章 浮体の応力

4.1. モックアップ試験

実証試験を遂行するためにはポッドの強度、水密性はたいへん重要である。また 2.2.3 節で説明したように、ポッドにはメンテナンス用の耐圧フランジ面や点検用のハッチ、耐圧ドームなどの開放構造がある。これらが海水圧によって浸水しないように設計するために実物大のモックアップを製作して、実際に海中に沈めて応力を計測する試験を行った。

このモックアップは図 4.1.1 に示すように実証試験機浮体の複数ある開放部を同一形状の部分はまとめて一つの円筒ポッドになるよう設計した。

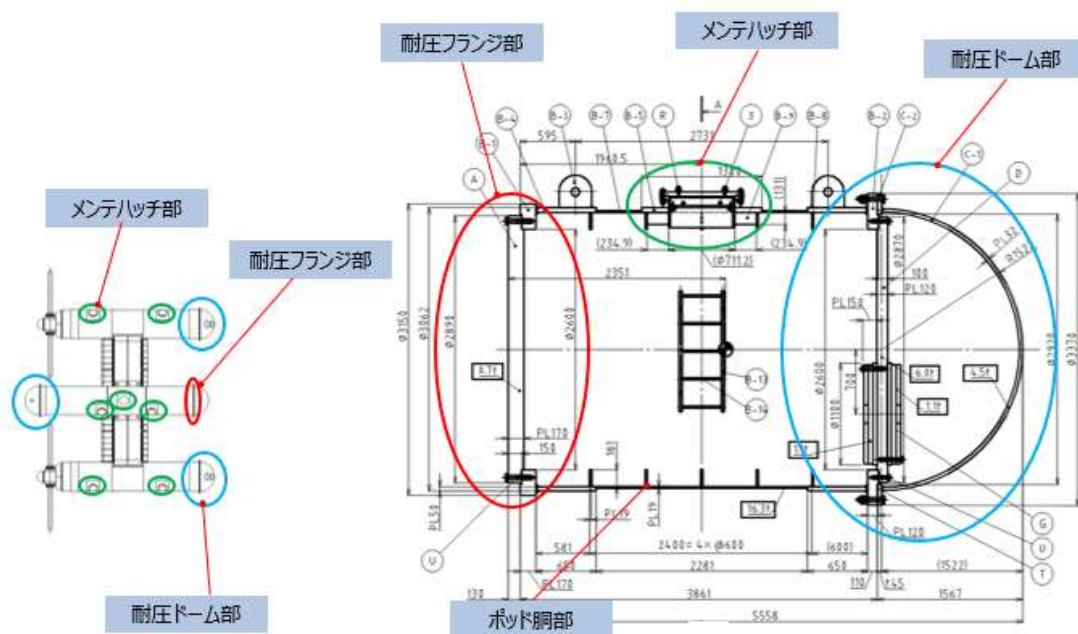


図 4.1.1 モックアップと浮体構造の関係

モックアップには内部に歪ゲージを取り付け、海中に沈めた時の歪を計測し記録した。その位置はモックアップの胴部やフランジ近傍、ハッチ近傍など、別途行った FEM 解析で応力が高かった部分とした。その FEM の結果を図 4.1.2 に示す。

実際の実証試験機の運用深度は 30～50 m である。したがって耐圧性だけを考えれば最大水深の 50 m 時の静水圧が最大荷重となる。しかし、実際には静水圧だけでなく、海流の流れの影響や制御上のオーバーシュートなども考えられる。そこで 2.3.2 節の強度評価については安全率 2 以上の余裕を取るよう設計しており水深 100 m でも耐えられるように設計している。そこでこのモックアップ試験では水深 100 m を目標に沈めるよう試験した。

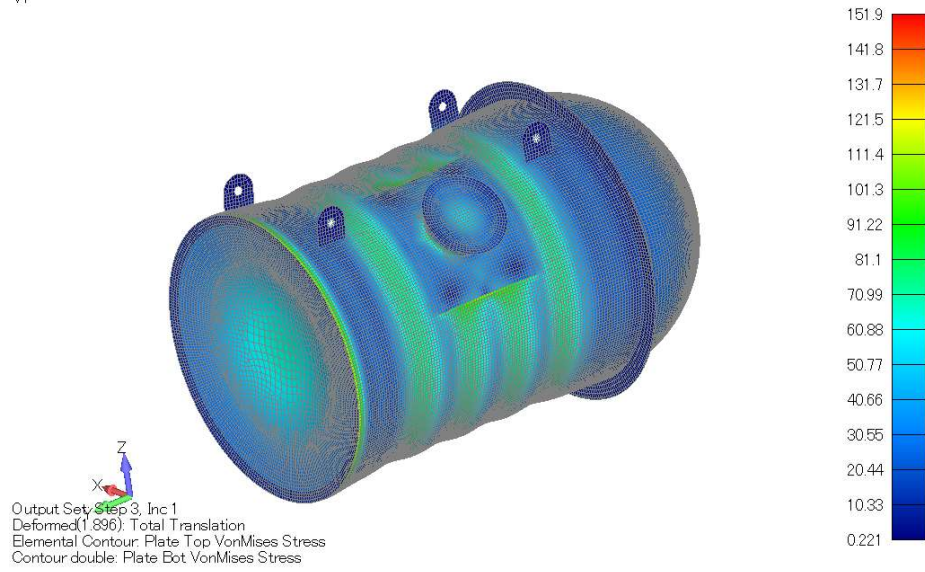


図 4.1.2 モックアップのFEMの結果

この試験では水深の変化を明確に記録するため、モックアップを海中で2回昇降している。この際の深度変化の様子を図 4.1.3 に示す。これを見ると実際の最大水深は 113 m であった。

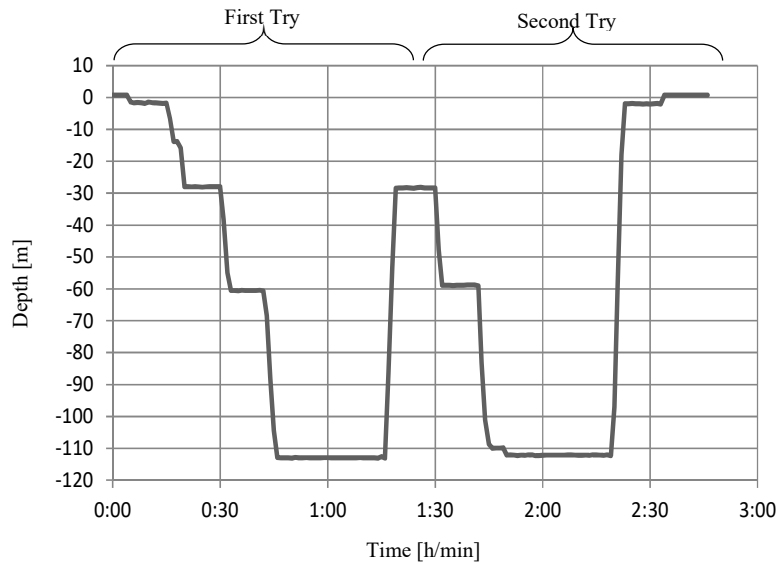


図 4.1.3 モックアップ試験の水深の変化

図 4.1.2 は水深 113 m の時の海水圧をモックアップに作用させた時の FEM 解析の結果である。また図 4.1.4 に歪ゲージの取り付けを示し、図 4.1.5 に FEM と実測値の比較を示す。この図を見るとおおむね FEM 解析の結果とよく符合していることがわかる。

しかし、フランジのジョイント部（図 4.1.5 中の Cylindrical body of Pressure-resistant flange, Ch9-16）やハッチ付近溶接部の板の厚さが変わる部分（図 4.1.5 中の Plate thickness change part(The axial direction), Ch3,4)などは多少異なっている。これはフランジの肉厚やそれに付随する溶接脚長などの影響、または板厚が徐々に変化していく影響などと考えられる。ただし、歪の値としては FEM による解析の方が大きめに出ており、この強度評価の方法が安全側の計算になっている。よってこの設計方法は妥当であると判断し実証機の設計に反映した。

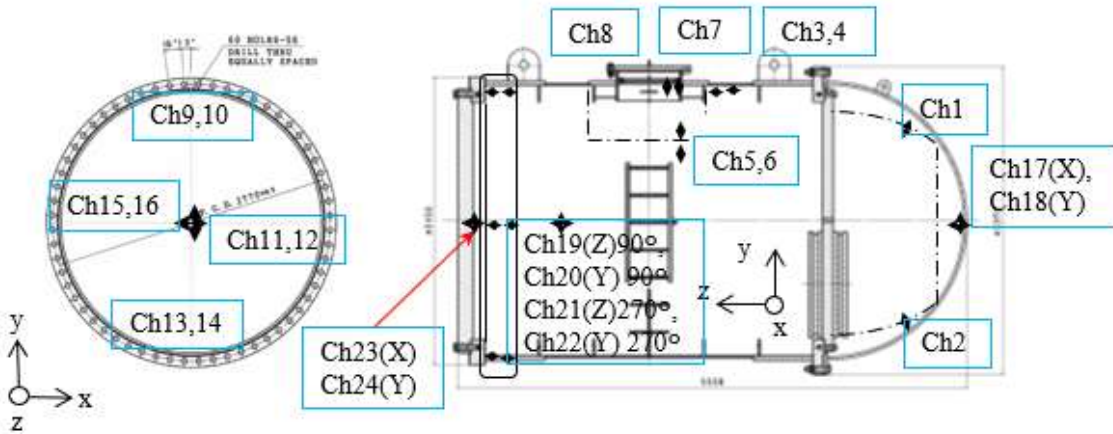


図 4.1.4 モックアップの歪ゲージ取り付け位置

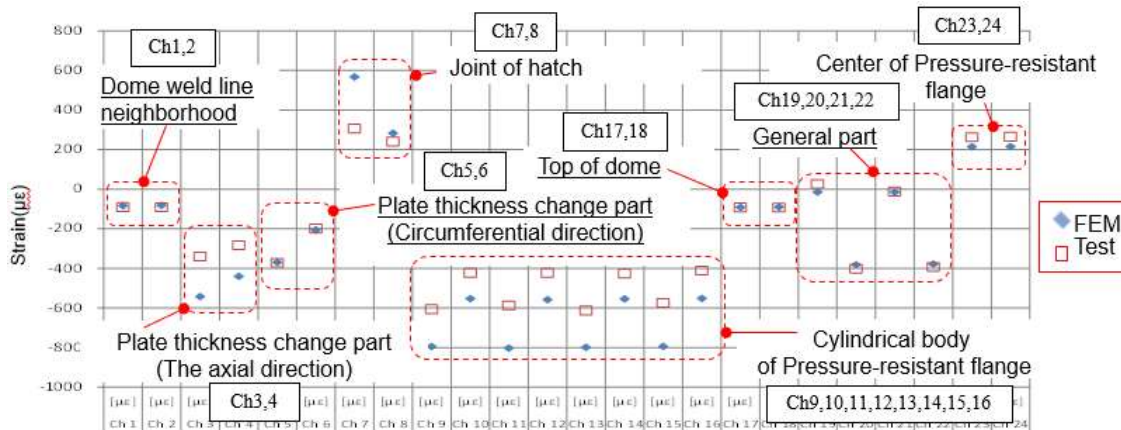


図 4.1.5 FEM と実測の歪の比較

4.2. 実証試験機のポッドの応力

4.2.1. 左右ポッドに作用する荷重について

実証試験機の浮体に作用する荷重は、4.1 節で検証した静水圧の他、浮力、自重、係留力など様々なものがある。しかし本研究においては特に、他の研究では見られない海流中で運用される大径タービンの浮体への影響について詳しく検討する。

このタービンの荷重は発電によって図 4.2.1 に示すように発電トルクとスラスト力となって浮体に作用する。もしタービン翼が理想的に製作されていて、海流も理想的に均一であればスラスト力は左右ポッドの鉛直後方に一様な引っ張り力となって作用するはずである。したがって 2.3.2 節で設計強度を評価した際にも、タービンからの荷重は理想的であると仮定して、鉛直後方に一様な引っ張り力を仮定して設計した。

しかし、実際には対になるタービン翼も製造上の誤差を含んでおり全くの対称形状ではない。また本実証試験機は図 4.2.2 のように、構造上ビーム後流によって翼が陰に隠れるダウンウィンドになっている。よってこの時には片翼だけ流体力が弱まることが考えられる。更に別の条件として図 4.2.3 のように、浮上することでタービン翼先端が海上に出る場合や、タービン回転面内の流速にむらがある場合は、翼の回転に伴って偏荷重が発生し、これがベアリングを伝わって浮体に作用する可能性がある。

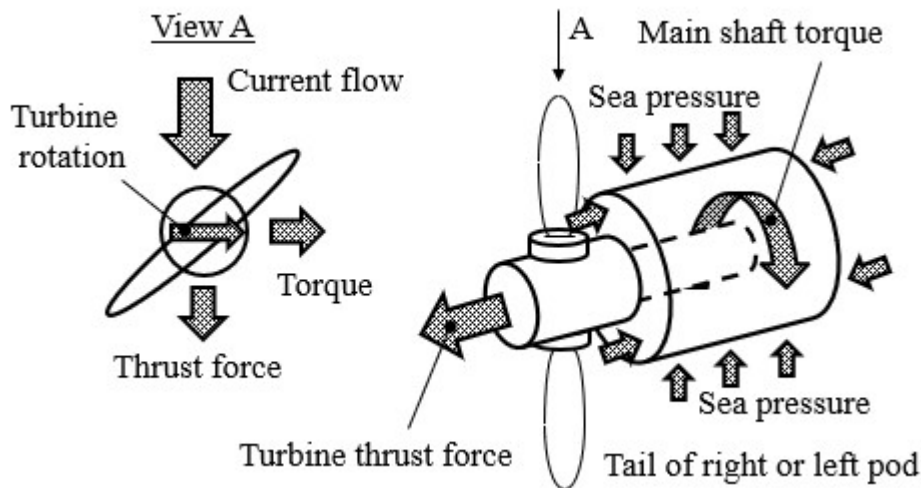


図 4.2.1 ポッドに作用する発電タービンの力と海水圧

Behind a beam area
(Current flow reduction about the beam)

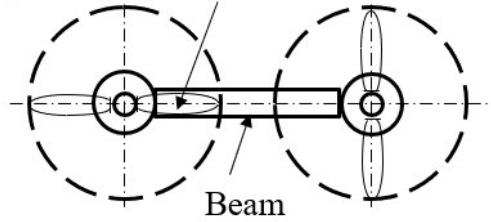
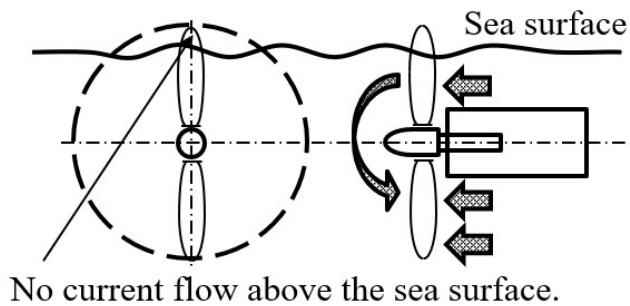


図 4.2.2 ビーム後流の影響



Non-uniform flow distribution
generates unbalanced force.

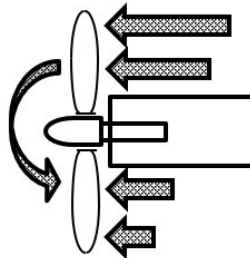
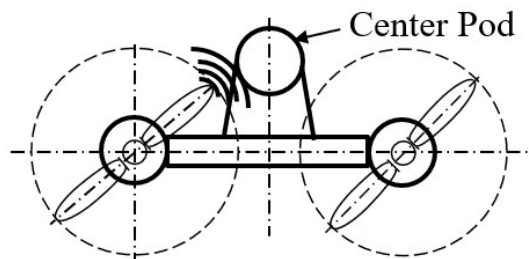


図 4.2.3 不均一な海流の流れの影響

また船舶においては、プロペラまわりに生じる変動圧力が水中を伝播して船体と相互干渉を起こすことがよく知られている。本実証試験機も図 4.2.4 に示すようにタービン翼が中央ポッドに接近する位置で同じような現象が発生する可能性が懸念される。



Mutual Interference of water pressure
at the center pod direction.

図 4.2.4 タービン翼と中央ポッドの相互干渉

そこでこれらの荷重に対する浮体の応答を計測するため、図 4.2.5、図 4.2.6 に示すように左右ポッド円筒部外板の内面に歪ゲージを設置した。タービン翼を支える主軸はポッド内部の 2 個のベアリングによって支持されており、増速機を介して発電機に接続されている。更に主軸を支えるベアリング軸箱や増速機を支える部分はトランスリングと一体になったリブや、それと直交する方向の放射状のリブで構造強度を確保している。しかし、このすぐ前の区間は図 4.2.6 に示すように縦の補強リブもなく完全に円筒になっている。そこで、この円筒部の上下左右 4 か所に浮体軸方向、及び周方向の歪ゲージを設置した。これによりタービンからの荷重によって発生する歪を観測する。また同時にこの歪によってポッド端面に作用する海水圧や円筒部に作用するフープ応力、更にはポッド後部の重量による曲げ荷重、浮力による上向きの曲げ荷重も合わせて検証する。

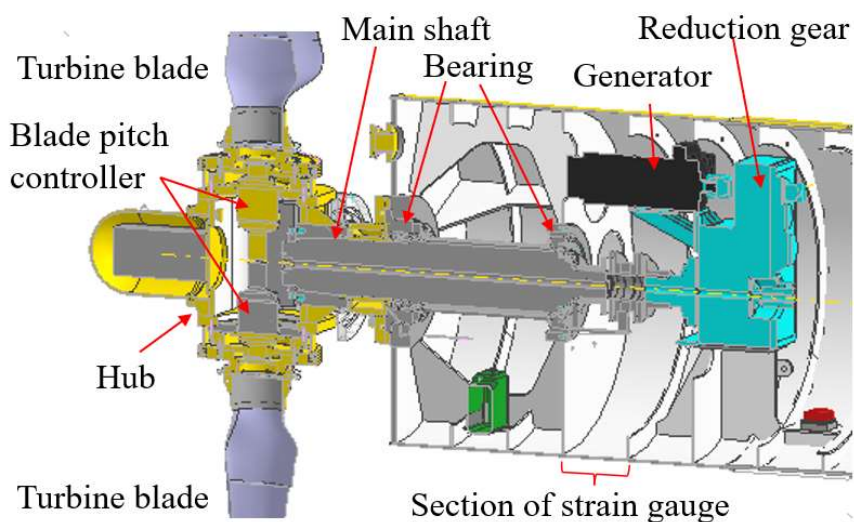


図 4.2.5 左右発電ポッド後部の内部構造

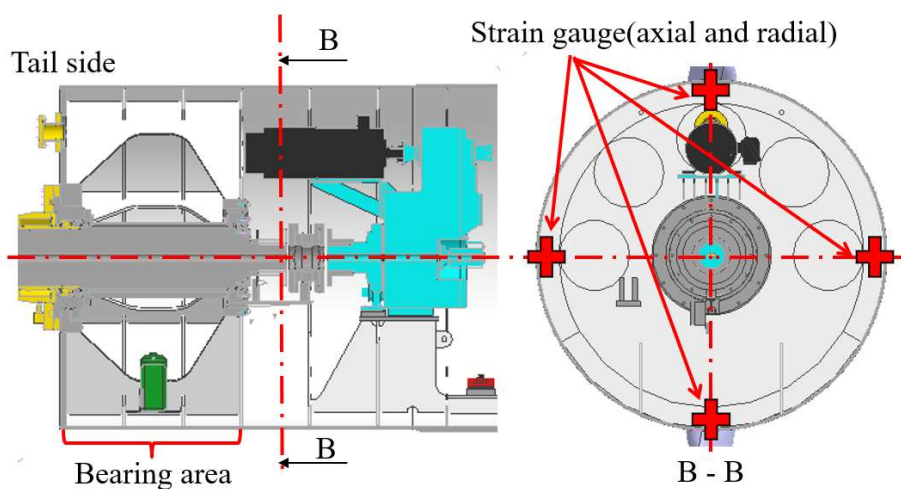


図 4.2.6 歪ゲージの取り付け位置

4.2.2. 浮体の応力計測の精度

計測された歪から平面応力状態の応力歪関係式を用いて応力が求まる。この式でヤング率を 206 GPa、ポアソン比を 0.3 として、2.3.3 節で示した歪の計測精度 $\pm 5 \mu st$ を当てはめると図 4.3.5 で示したポッド円筒部応力の計測精度は $\pm 1.47 \text{ MPa}$ となる。この値は浮体の強度を検討する上では問題無いと考えた。

しかし、別途求めたタービン翼が発生する理論上のスラスト力は定格運転時一軸あたり 82.4 kN であり、この値からポッド円筒部の単純引張応力を計算すると 0.463 MPa となる。よってタービンの荷重特性を評価する上ではこの精度では十分とは言えない。よって荷重の傾向を読み取って浮体への影響を考える限りにおいて利用することとした。

4.2.3. 海水圧による局所的な浮体応力

左右ポッド円筒部の応力について、まずは海水圧による応力を考える。今実証試験機のように薄板で構成された円筒の浮体が一様な外圧によって圧縮される時、その軸方向応力 σ_z 、周方向応力 σ_t はそれぞれ(2)式、(3)式のように 1 : 2 の比率で表される。ただし応力は引張を正、圧縮を負で表し、円筒の長さは非常に長く周方向応力は円筒端面の影響を受けないものとする。

また図 2.3.2 のように浮体が海面で浮遊している状態を例に左右ポッドに一様な圧力が作用する場合を考えると、その中心の水深 4.2 m で海水の比重を 1.025 とすると外圧は 0.0422 MPa、 r を円筒外板の半径 1500 mm、 t を一般円筒部の板厚 19 mm とすると各応力は次のようになる。

$$\sigma_z = -\frac{\pi r^2 p}{2\pi r t} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{r p}{t} = -\frac{1500 \times 0.0422}{2 \times 19} = -1.67 \text{ MPa} \quad (2)$$

$$\sigma_t = -\frac{r p}{t} = -\frac{1500 \times 0.0422}{19} = -3.33 \text{ MPa} \quad (3)$$

しかし実際のポッド円筒部は図 4.2.7 のようにトランスリングが取り付けられており、外圧によって波打つような局所変形をするため、歪ゲージの計測値は(2)式、(3)式の値にはならない。

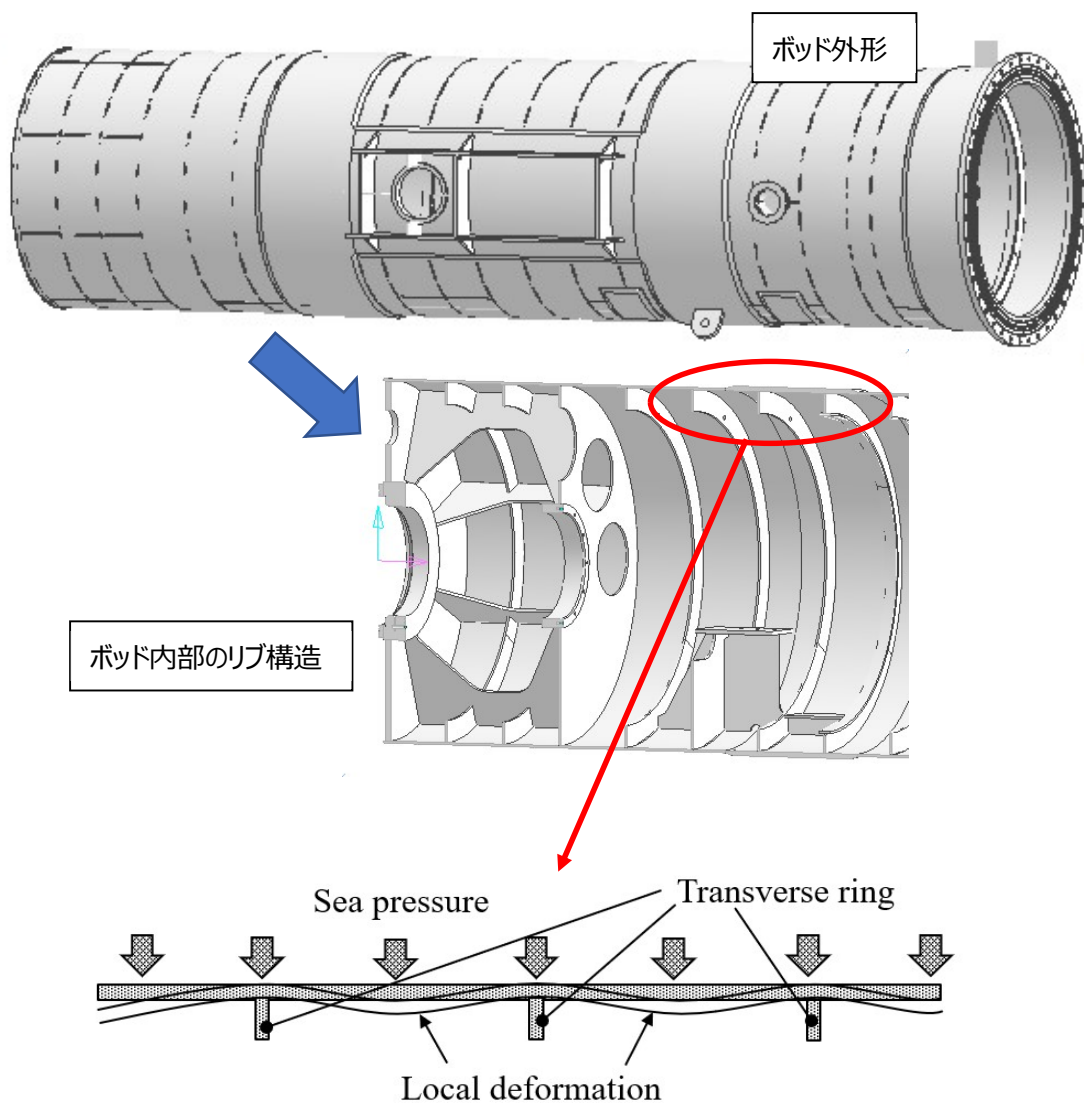


図 4. 2. 7 ポッド外殻構造の局所変形の様子

そこで、左右ポッド円筒部についてトランスリングによる局所変形の影響を明らかにするため FEM 解析を行った。モデルは円筒の半分の形状で、軸方向はトランススペース (600 mm ピッチ) の $1/2+1+1/2 = 2$ 倍で 1200 mm をモデル化した。この解析条件を次に示す。またこの解析の拘束条件を図 4. 2. 8 に、解析結果のミーゼス応力のコンター図と変形図を図 4. 2. 9 に、その一部を拡大して図 4. 2. 10 に示す。

●FEM 解析条件

- 解析コード … NASTRAN / Femap
- モデル要素数 … 14400 個 (Shell 要素)
- メッシュサイズ … 25 mm 程度 (円弧 1 度の長さと同様)
- 材料 … ヤング率 206 GPa、ポアソン比 0.3 (SM400 想定)
- 拘束条件 … 図 4.5.2 の破線で囲った端面に図示の拘束条件を与えた。
更に剛体変位を拘束するため点 O を Y 方向に支持した。
- 荷重条件 … 外圧を 0.0422 MPa として与え、
更に端面荷重は単位長さあたり以下の荷重で付与した。

$$\frac{p \cdot \pi r^2}{2\pi r} = 31.65 \text{ [N/mm]}$$

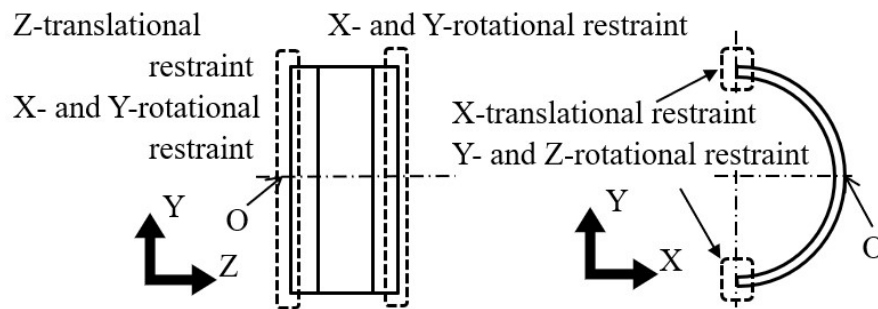


図 4.2.8 FEM の拘束条件

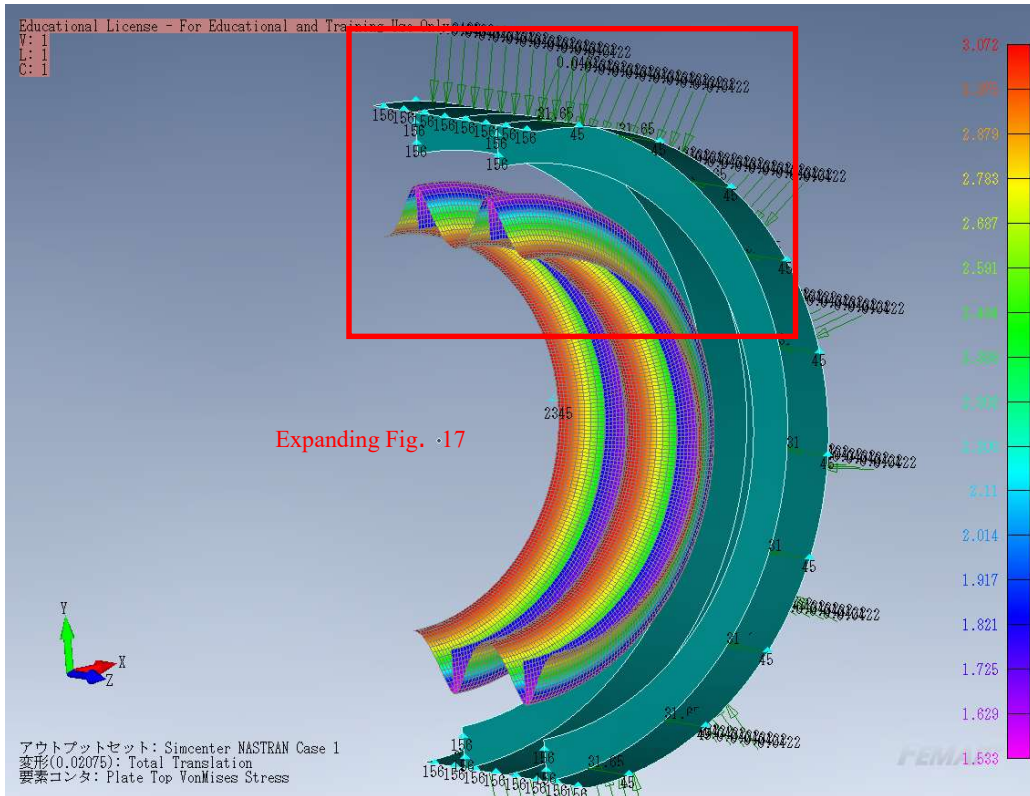


図 4.2.9 FEM 結果（ミーゼス応力のコンター図と変形）

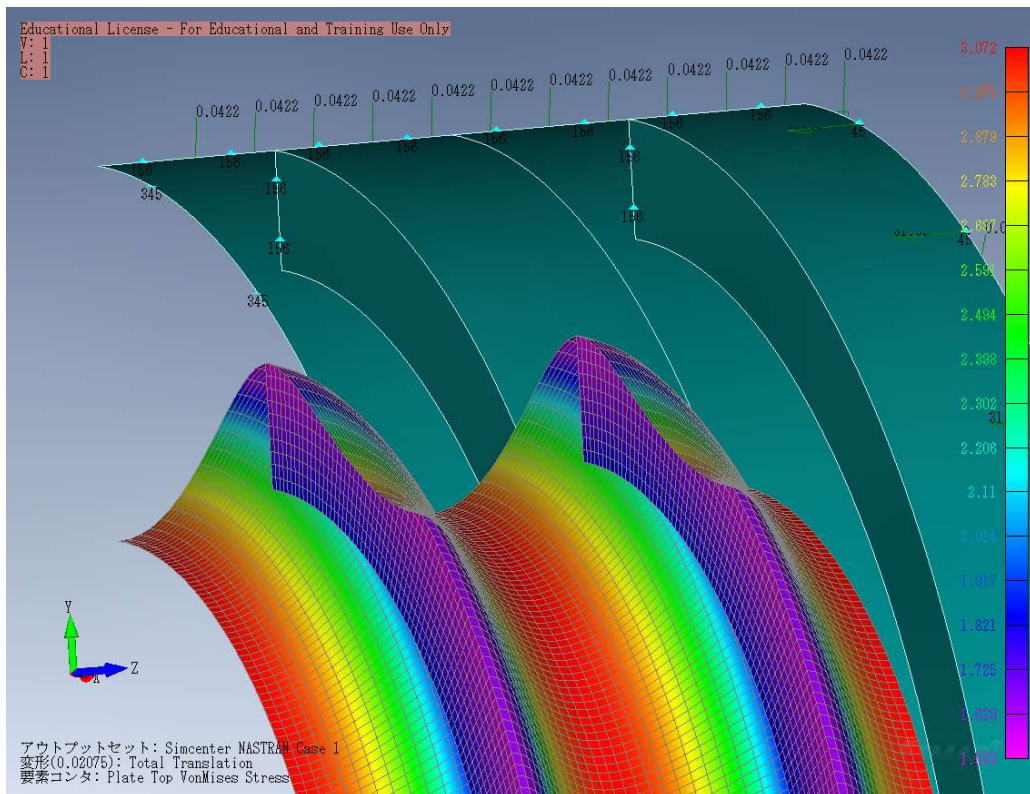


図 4.2.10 FEM 結果（拡大図）

この図 4.2.9、図 4.2.10 を見ると軸方向、周方向が水圧によって圧縮されているのが分かる。また同時に図 4.2.7 で想定したようにトランスリングの影響で局所的な変形もしていることが分かる。

そこでこの解析結果から歪ゲージの位置に相当する要素を抜き出し応力を読み取る。図 4.2.9 において Y-Z 平面の 0 点方向から見た図を図 4.2.11 に示す。本解析の外圧は周上で一定としたので上下左右どの歪ゲージの位置でも値は同じであるが、この図 4.2.11 の中央部分の要素を選ぶことにした。図 4.2.11 の中央の拡大を図 4.2.12 に示す。

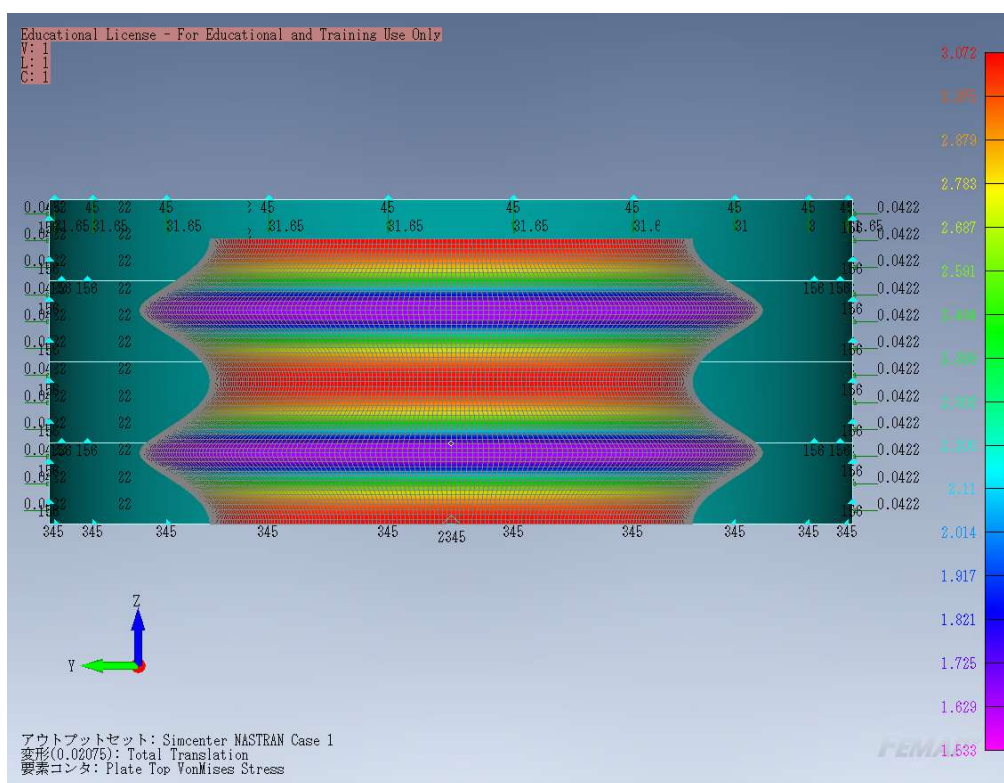


図 4.2.11 FEM 結果(YZ 面)

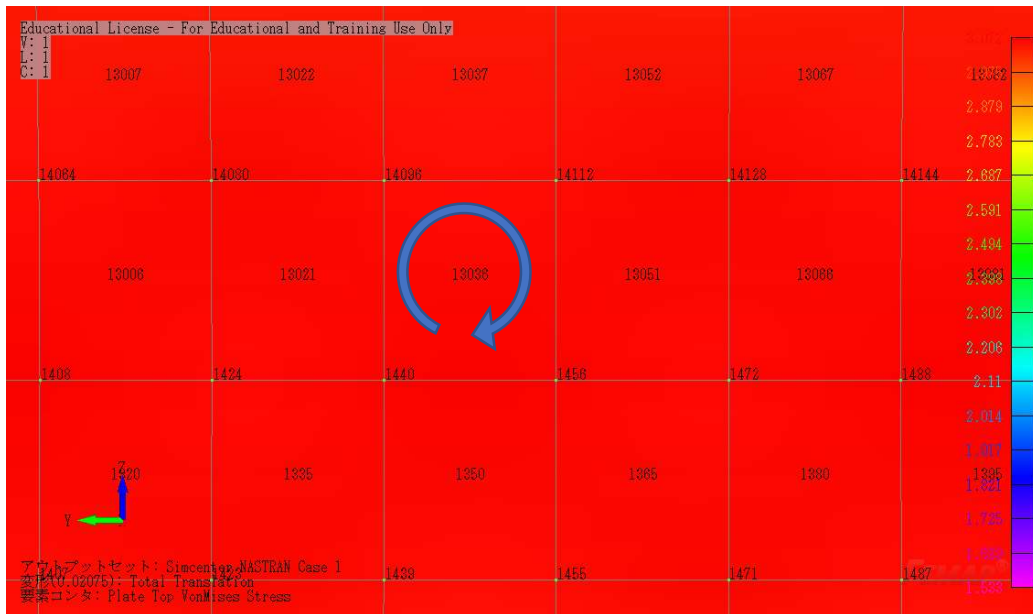


図 4. 2. 12 FEM 結果(中央部拡大)

図 4. 2. 12 で解析要素 No. 13036 が完全に中央になるので、この要素を抜き出して値を読み取る。この図はポッド円筒の内側から見たものになるので、図の上下方向がポッドの軸方向、図の左右が周方向である。また図 4. 2. 12 より接点の順序は 1440→14096→14112→1456 で右回りとなるので、見えている側（円筒内側側）が解析上の BOT 面、ポッド外側側が TOP 面となる。この要素を抜き出して値を読み取ったものが図 4. 2. 13 である。

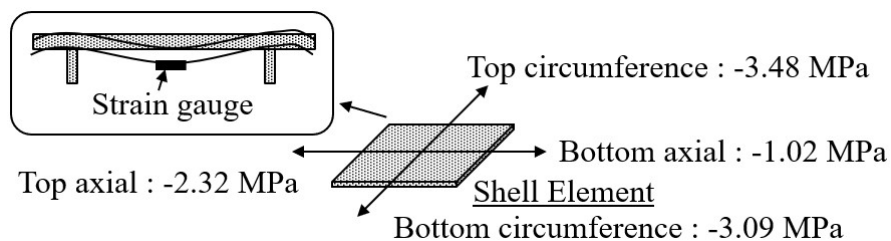


図 4. 2. 13 歪ゲージ取り付け位置の解析要素の上面・下面応力

図 4. 2. 13 を見ると軸方向応力の Top axial (-2.32 MPa) と Bottom axial (-1.02 MPa) の平均は -1.67 MPa となり (2) 式に一致する。同様に周方向応力 Top circumference (-3.48 MPa) と Bottom circumference (-3.09 MPa) の平均も -3.28 MPa で (3) 式の値に近いが、こちらは幾分小さくなっている。

これは変形図にみられるように、周方向のみ設置されているトランスリングによって荷重が支えられた影響と考えられる。よって図 4.2.7 で想定したトランスリング間の曲げの影響はトランスリングによって支えられない軸方向応力に顕著に現れており、歪ゲージを設置した円筒内側の垂直応力とこの曲げを考量しない垂直応力の比は軸方向、周方向それぞれ次のようになる

- ・ 円筒内側軸方向 … $R_z = -1.02 / -1.67 = 0.61$ (4)

- ・ 円筒内側周方向 … $R_t = -3.09 / -3.33 = 0.93$ (5)

したがって、歪ゲージから計測される応力は、静水圧による応力のみについて考える場合、トランスリング間の曲げを考慮しない計算値に対して、軸方向で 61%、周方向で 93%に小さくなると考えられる。

4.3. ポッド応力の実測

4.3.1. タービンが回転していない時のポッド応力

4.2 節で計算したポッド円筒部の応力について、実際に計測した実証試験機の歪から計算した応力と比較する。まずはより単純な荷重状態を考えるためタービンが回転していない状態を取り上げる。その例として船体の水密性を検査するために、図 4.3.1 のように実証試験機が地上にある状態からクレーンで吊上げて、海中に没するまでの過程で計測した値を検討する。すなわち歪ゲージの位置には、吊り上げた時には張り出した部分の重量で曲げ荷重が作用し、海中に没した時には浮力によって支えられ、その後海水圧によって圧縮力が作用する現象を観測した。図 4.3.2 はその時の右ポッド上下左右 4 か所の歪から計算した軸方向応力を示している。

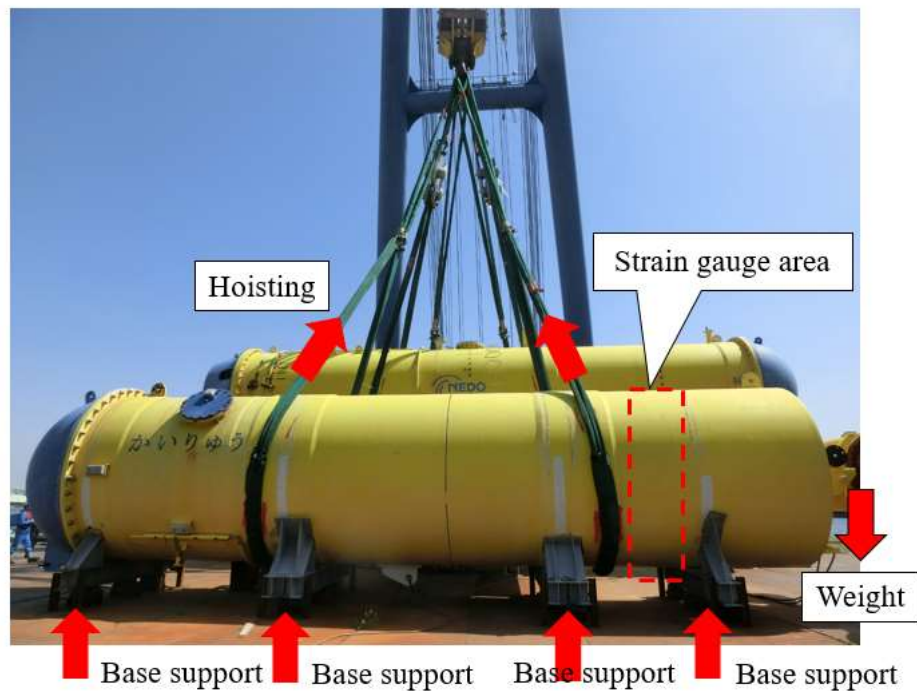


図 4.3.1 地上設置時の実証試験機

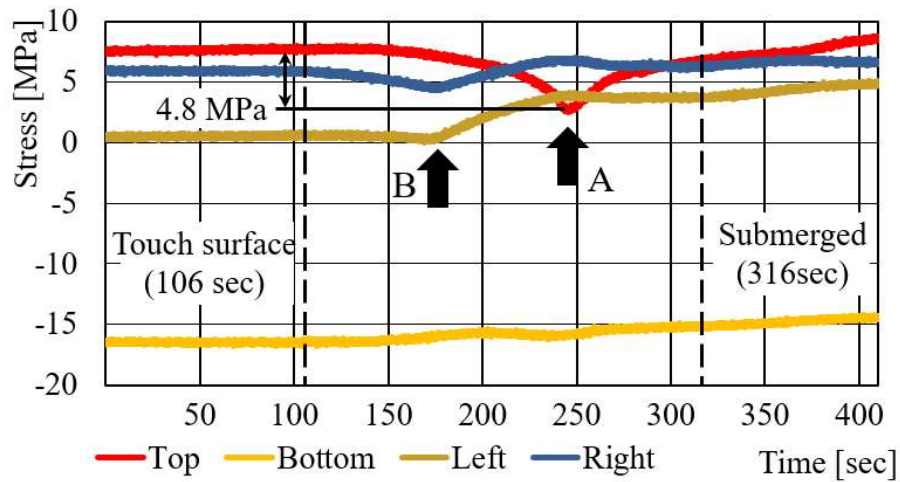


図 4.3.2 右ポッドの軸方向応力

図 4.3.2 の横軸の時間は船体が吊り上げられ空中にある状態で開始して、その後着水して海面で浮遊しクレーンのスリングが完全に緩むまでの時間である。着水や没水は目視で観測して時計で記録した時間を示している。また応力波形と発生したタイミングから推測して左右ポッド上側が完全に没した時を A、ポッド中央付近まで半分没した状態を B とした。

これを見ると上側の応力は着水から A の時刻まで圧縮側に变化している。一方左右の応力も着水から B の時刻まではやや圧縮側に变化しているが、その変化量は上側の応力より小さい。更に下側の応力は着水から徐々に引っ張り側に变化している。よっていずれの計測値も重力によって発生していた曲げ応力が、没水後浮力によって減少する傾向を再現していると言える。

今、ハブなどの重量から歪ゲージ位置の空中での曲げ応力を計算すると 3.94 MPa となる。同様に水中で浮力を加味して計算すると 1.93 MPa となり没水によって減少する応力は約 2 MPa と考えられる。これは図 4.3.2 から読み取ることが出来る 4.8 MPa と比較すると 42% 異なる値であるが、絶対値としては小さく、4.2.2 節で示した計測精度や、着水によって浮体が暖められた温度変化による影響など、誤差が大きい可能性がある。

4.3.2. 最大水深時のポッド応力

4.3.1節では4.2.2節で検討したセンサーの計測精度に対して小さな応力変化を検証したため、船体に最も大きな荷重が作用する最大水深まで潜航した時の応力についても考察する。すなわち実証試験期間中最も深い水深まで潜航した時を取り上げ、その歪ゲージの値から上側の軸方向、及び周方向の応力を計算したものを図4.3.3に示す。

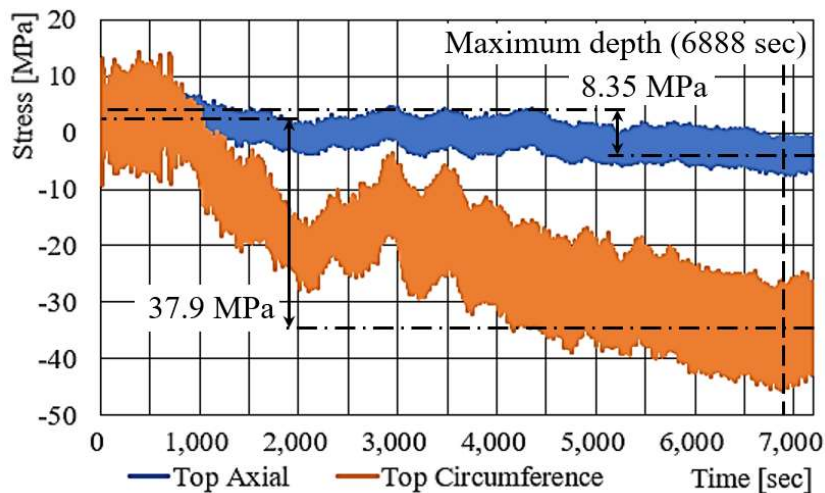


図 4.3.3 最大水深時の右ポッド上側の応力

図 4.3.3 を見て分かるようにタービンが回転した時のポッド応力のデータは非常に振動的である。そこで、潜航開始前海上に浮遊している状態の 410 秒間の平均値を潜航前応力とし、最大深度を観測した時刻前後の 410 秒間の平均値を最大水深時の応力として図中に中心線を引いた。するとこの応力の差は軸方向で 8.35 MPa、周方向で 37.9 MPa であることが分かった。ここで最大深度 53 m の時のポッド中心の水深は 57.2 m となるから、海水の比重を 1.025 とすると外圧は 0.575 MPa となる。式(2)、式(3)にこの値を適用して計算するとそれぞれの応力は次のように求められる。

$$\sigma_{z57.2} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{rp}{t} = -\frac{1500 \times 0.575}{2 \times 19} = -22.7 \text{ MPa} \quad (6)$$

$$\sigma_{t57.2} = -\frac{rp}{t} = -\frac{1500 \times 0.575}{19} = -45.4 \text{ MPa} \quad (7)$$

これらの値から 4.2.3 節で計算した海面で浮遊している時の応力を差し引いて変化分を算出し、更にトランスリング間の曲げを考慮して式(4)、式(5)の R_z 、 R_t を掛け合わせると次のようになる。

- ・歪ゲージ位置の軸方向計算応力

$$\sigma_{zm} = (-22.7 - (-1.67)) \times 0.61 = -12.8 \text{ MPa} \quad (8)$$

- ・歪ゲージ位置の周方向計算応力

$$\sigma_{tm} = (-45.4 - (-3.33)) \times 0.93 = -39.1 \text{ MPa} \quad (9)$$

このように周方向応力では計算値-39.1 MPa に対し実測値-37.9 MPa で 3% 程度(1.2 MPa)の差となり非常に近い値となった。また軸方向応力も計算値-12.8 MPa に対し実測値-8.32 MPa 程度と 35% 程度(4.5 MPa)の差があるとは言え、潜航によって圧縮応力が増加していく傾向は再現できていると言える。

4.3.3. 緊急停止時のポッド応力

4.3.2 節で見られた軸方向応力の実測値と計算値の差が大きい原因としては、ここまでの計算で考慮していなかったタービンが発生するスラスト荷重の影響である可能性がある。そこでタービン回転の影響がより明確に分かるように、発電安定性確認試験の中で行った緊急停止時のポッド応力について考える。

この緊急停止とは装置運用上重大な異常を認めたと際に行う動作で、発電中のタービン翼は直ちに海流の力を受け流すフェザリング状態のピッチ角度に制御され、それに伴って入力トルクを失った主軸は安全に停止し、浮体はタービンのスラスト力を失って徐々に浮上する動作である。したがって緊急停止前のタービンは回転状態であり、後は停止している。この時の歪ゲージの値から計算した上側の軸方向、及び周方向の応力を図 4.3.4 に示す。また浮体深度の変化も同じグラフに示した。横軸の時間は緊急停止時を概ね 0 秒と置いて、その前後約 205 秒を切り出したものである。

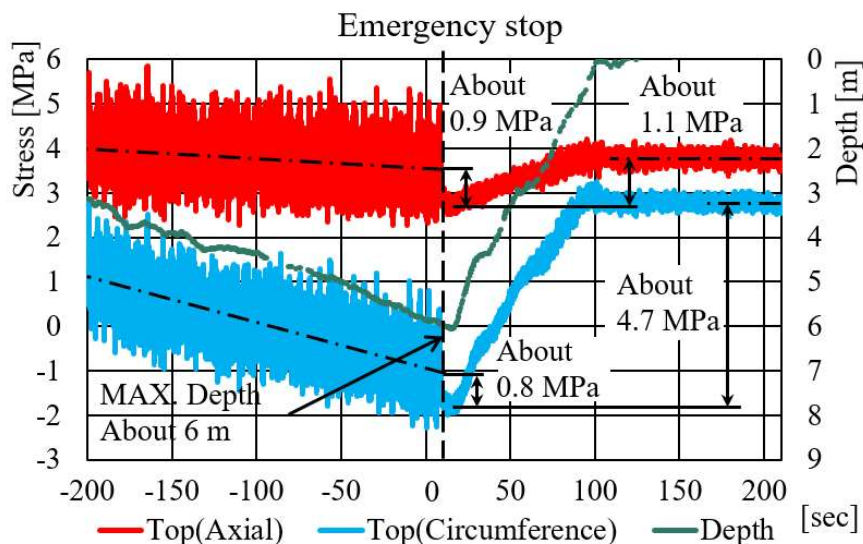


図 4.3.4 右ポッドの応力と水深の関係

このグラフを見ると概ね水深に合わせて応力が変化しているのが分かる。そこで緊急停止直後タービンが停止した時と、海上に浮上した時の応力の差を読み取ると軸方向が 1.1 MPa、周方向が 4.7 MPa 程度であった。

ここで 4.3.2 節と同様の方法で深度 6 m (ポッド中心の水深 10.2 m) と海上に浮上した際の応力の差を計算すると軸方向は 1.46 MPa、周方向は 4.46 MPa となりどちらも近い値となった。よってタービンが停止した後の応力変化は理論計算と同様の傾向にあると言える。

しかし緊急停止前後の波形を比較すると停止前は非常に振動的であり、その振動の中心は軸方向、周方向の両方ともタービン停止直後に圧縮側に変化している。その量は軸方向が 0.9 MPa 程度、周方向が 0.8 MPa 程度で、これがタービンがフェザリング状態となって停止した影響である可能性がある。

したがって浮体円筒部の応力は概ね水深による外圧によって変化し、その値は理論計算によって傾向を再現できる。ただしタービン回転による影響は別途考慮しなければならないと考える。

4.4. タービン回転の影響

4.4.1. タービン回転時のポッド応力波形のフィルタ処理

図 4.3.3、図 4.3.4 で見たようにタービン回転時のポッド応力は非常に振動的で、多くのノイズを含んでいる可能性がある。そこでより明確にタービン回転の影響を考察するため、その応力波形についてフィルタ処理を行う。

最初に評価時間内の応力の平均値をそれぞれの値から減算して変化量だけのデータにした。次にタービンの定格回転数は 15.6 rpm で翼は 1 軸に 2 枚取り付けられているので翼 1 次の起振振動数は最大 0.52 Hz 程度である。したがって 5 Hz でローパスフィルタしても 10 次程度まで高次の翼起振力を評価できるのでこれを採用した。更に平均値のずれや計測値のドリフトなどの緩やかな変動を除去するため 0.1 Hz でハイパスフィルタを適用した。もし流速が遅くなってタービン回転数が低下しても 5 rpm (0.17 Hz) を下回ると実質発電不能となるので 0.1 Hz 以下は評価しなくても問題無いと考えた。

4.4.2. タービン回転時の右ポッド応力のスペクトル分析

4.3 節の考察からタービン回転のポッド応力への影響について考える。まず最も一般的な運転として定格発電時を取り上げ、この時の右ポッドの歪ゲージの値から計算した各応力の FFT 結果を図 4.4.1 に示す。それぞれのサンプリング時間は、波形を見ながら出来るだけ一様な回転数となっている 410 秒間とし、4.4.1 節のフィルタ処理をした。この時の主軸回転数は 13.5~15.5 rpm で、翼が 2 枚あるので翼 1 次の起振振動数は 0.45~0.52 Hz の範囲が考えられる。

そこで図 4.4.1 を見るといずれにおいても確かにこの翼 1 次の起振振動数 0.5 Hz 付近、およびその 5 倍程度の 2.6 Hz 付近、更に左側、及び右側の周方向応力においては 7 倍程度の 3.5 Hz 付近にピークが観察される。この時、主軸以外のアクチュエーターは稼働していないので、これらのピークはやはりタービン回転の影響によるものと考えられる。そこで、この時の右ポッドのタービン翼内の歪センサーの値について FFT 解析を行った。その結果を図 4.4.2 に示す。なおこのタービン翼歪についてはサンプリング周波数が 10 Hz なので 4.4.1 節のフィルタ処理は行っていない。

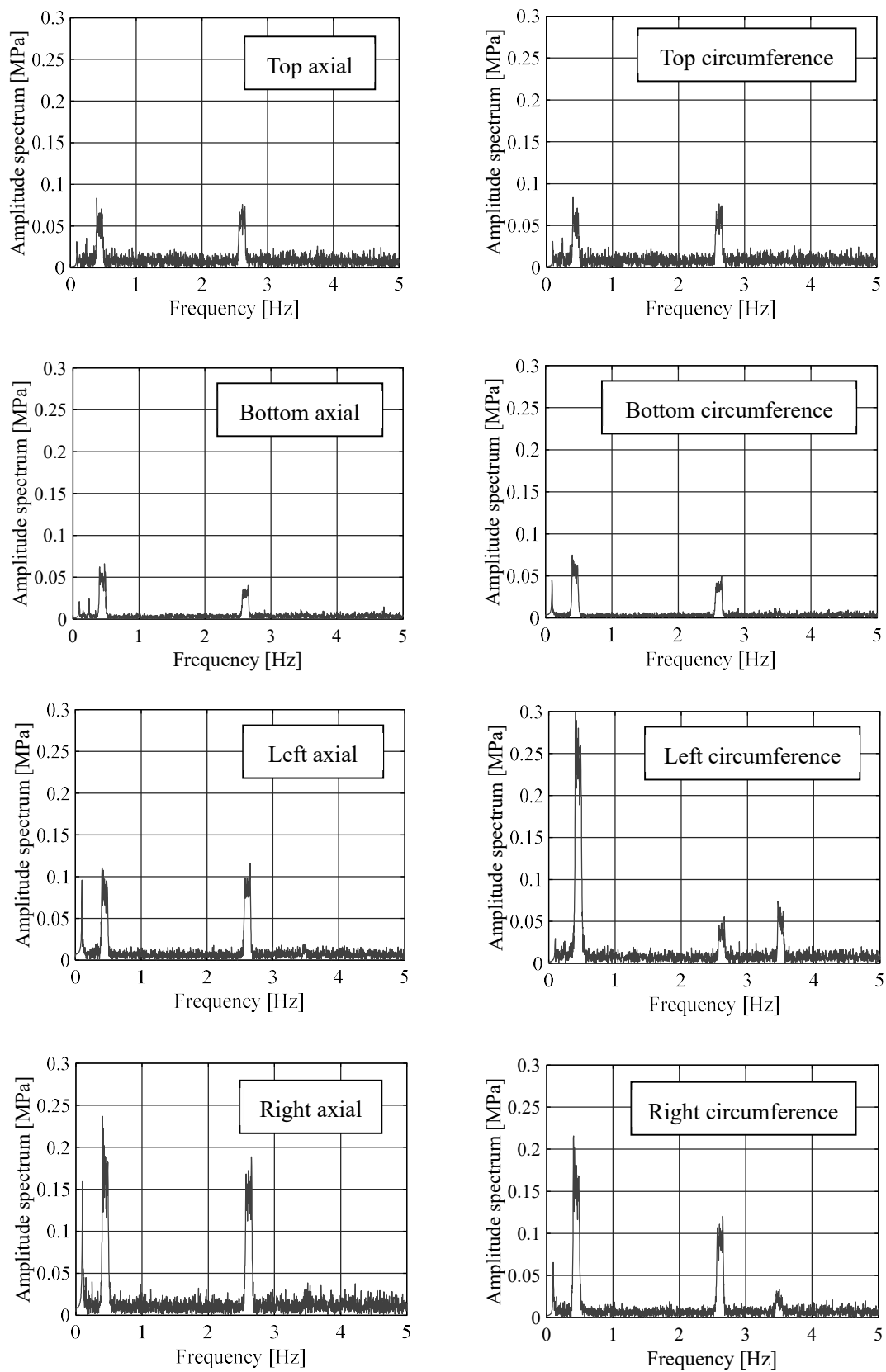


図 4.4.1 定格運転時の右ポッド応力の FFT 結果

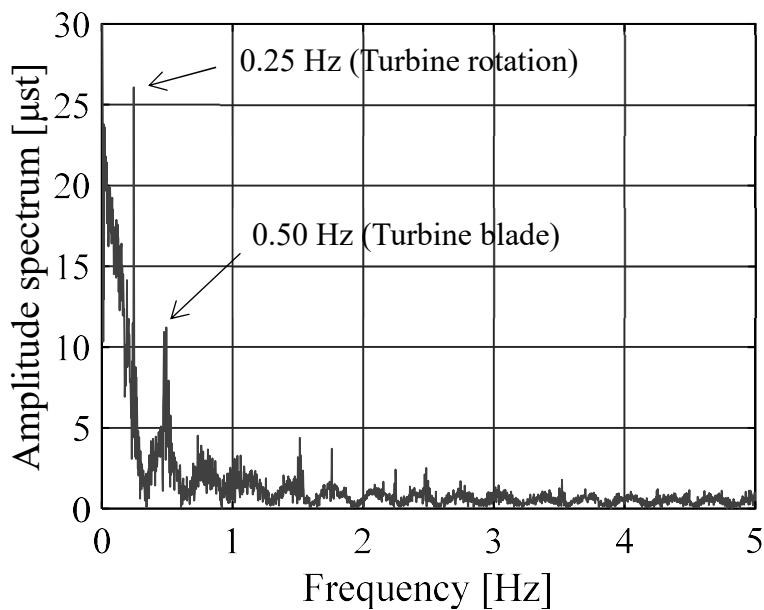


図 4.4.2 タービン翼の歪ゲージの FFT 結果

図 4.4.2 を見るとタービン回転数である 0.25 Hz やそのタービン翼数倍である 0.5 Hz に大きなピークが確認出来る。またこれらの整数倍の振動数についてもピークが観察されるので、図 4.4.1 に見られる翼振動数の 5 倍、7 倍のピークはタービン回転を起振源とした浮体の共振である可能性が考えられる。

また特に 3.5 Hz 付近のピークは軸方向ではなく周方向の左右にのみ観察されるので、2.3.3 節で見たように 2.6 Hz とは別の振動モードである可能性もある。そこでこのような現象を確認するため、更にポッド応力の振動周波数について詳しく解析する。

4.4.3. ポッド応力に対するタービン回転の影響

今回の実証試験ではさまざまな運転を行った。その中からタービン回転の影響について明らかにするため、条件の異なる複数の試験のポッド応力についてスペクトル分析を行う。取り上げた条件は海流を受けて発電を行う発電モード(Power generation mode)のタービン回転数の異なる 3 つの条件(Test. 1-3)と、流速が遅くタービンをプロペラとして回転させスラスト力を発生させることで姿勢を維持するモータリングモード(Motoring mode)の回転数の異なる 3 つの条件(Test. 4-6)、合計 6 つである。それぞれの 3 つの条件は Test の数字が大きくなるにつれて概ね 5、10、15 rpm 程度と 5 rpm ずつ回転数が大きくなる時間を選んだ。

これら Test. 1-6 の稼働条件を表 4.4.1 にまとめる。それぞれサンプリング時間は 4.4.2 節と同様に出来るだけ一様な回転数の 410 秒間とし 4.4.1 節のフィルタ処理をした。またこの期間の主軸回転数、およびその 2 倍のタービン翼による加振振動数を Turbine rotation / Turbine blade frequency として参考に記載した。なお Test. 3 が 4.4.2 節で示した定格発電時である。また今回はポッド応力の代表として 4.2.1 節で説明したダウンウィンドの影響を調べるため図 4.2.6 の左側の軸方向応力と周方向応力のみ解析する。

表 4.4.1 稼働条件

Power generation mode	Test.1	Test.2	Test.3
Turbine rotation [rpm]	4.5 - 5.4	9.2 - 10.5	13.5 - 15.5
Turbine blade frequency [Hz]	0.15 - 0.18	0.31 - 0.35	0.45 - 0.52
Peak frequency of turbine [Hz]	0.166	0.333	0.497
Depth [m]	-0.15 - 0.15	8.9 - 9.4	14 - 16.5
Current speed [m/s]	0.8 - 1.15	0.9 - 1.0	1.3 - 1.48
Motoring mode	Test.4	Test.5	Test.6
Turbine rotation [rpm]	5.5 - 6.4	9.6 - 10.3	13.6 - 14.4
Turbine blade frequency [Hz]	0.18 - 0.21	0.32 - 0.34	0.45 - 0.48
Peak frequency of turbine [Hz]	0.201	0.333	0.480
Depth [m]	0 - 0.2	8.7 - 11.5	5.5 - 9
Current speed [m/s]	0.3 - 0.5	0.6 - 0.8	0.1 - 0.5

まず初めに最も回転数が大きい15 rpm付近のTest 3およびTest 6の結果を図4.4.3に示す。これを見るとTest 3ではそのタービン翼による加振振動数である0.45-0.52 Hz付近の0.39~0.49 Hzで、Test 6では0.45-0.48 Hz付近の0.36-0.44 Hzでピークが確認出来る。これをタービン翼1次と考えると、Test 3ではその6次にあたる2.56-2.66 Hzのピークが見られTest 6でも6次にあたる2.61-2.70 Hzのピークが確認出来る。

また特にTest 6の軸方向やTest 3の周方向では8次の3.49 Hzのピークが確認出来る。

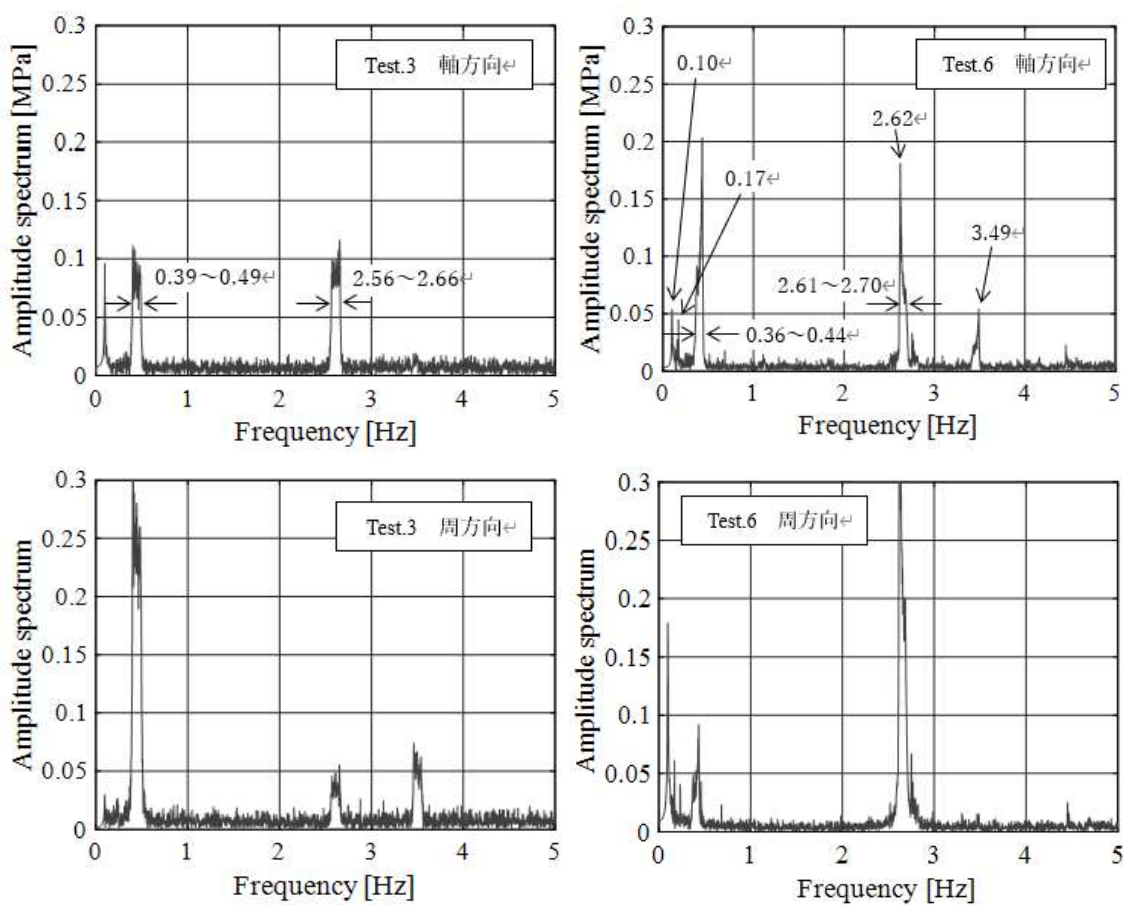


図 4.4.3 タービン回転数 15rpm 付近の右ポッド左側軸方向応力の FFT 結果

次にタービン回転数が 10rpm 前後の Test 2 および Test 5 の結果を図 4.4.4 に示す。これを見ると Test 2 については、タービン翼による加振振動数である 0.31-0.35 Hz 付近ではピークが確認出来ず、その 2 倍程度の 0.69-0.73 Hz や 7 倍程度の 2.33-2.37 Hz でピークが確認出来る。また同程度の回転数の Test 5 でもタービン翼による加振振動数である 0.32-0.34 Hz 付近ではピークが確認出来ないが、0.56 Hz のピークをタービン翼 2 次と考えると 9 次の 2.50 Hz にピークが確認できる。

また特に Test 2 の周方向では 11 次の 3.7 Hz 付近に、Test 5 の軸方向では 13 次の 3.61 Hz 付近にピークが確認出来る。

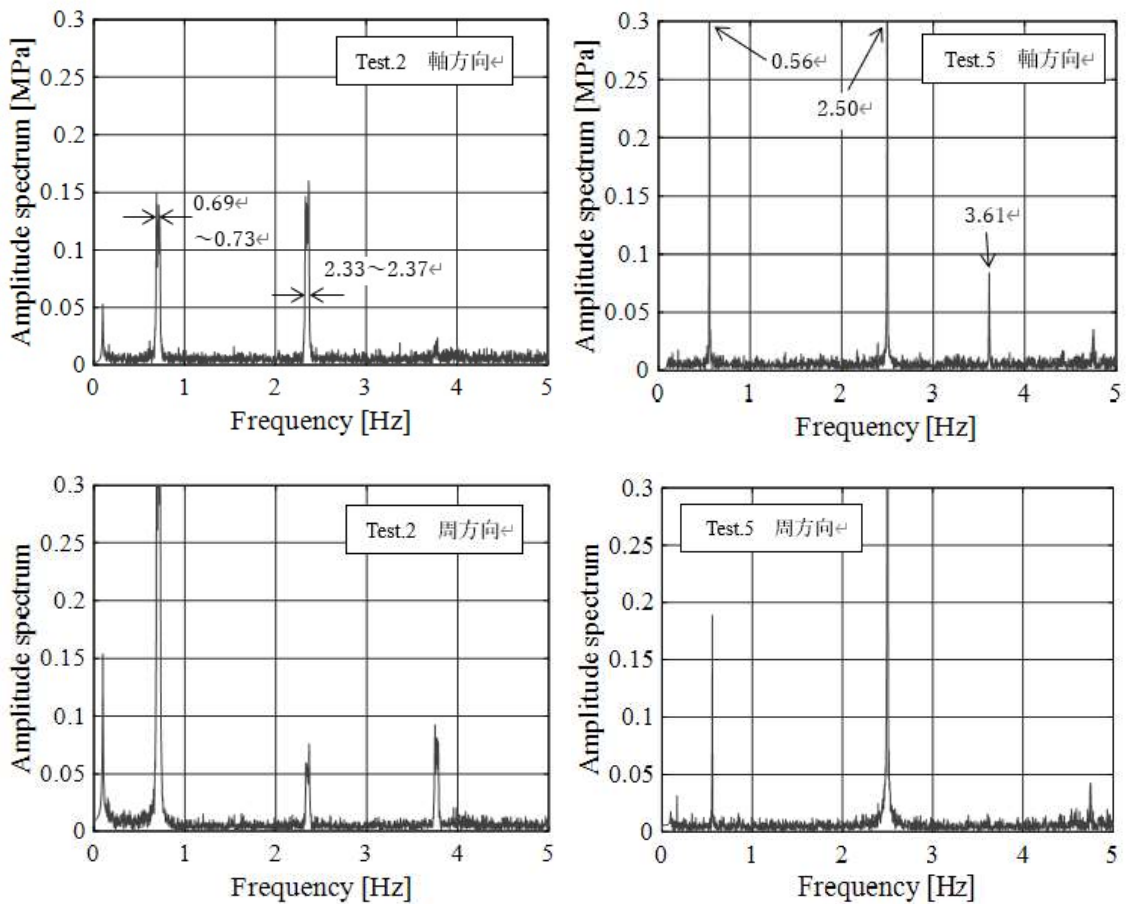


図 4.4.4 タービン回転数 10rpm 付近の右ポッド左側軸方向応力の FFT 結果

最後にタービン回転数が 5rpm 前後の Test 1 および Test 4 の結果を図 4.4.5 に示す。これを見るとタービン回転数 15 rpm や 10 rpm で見られたようなタービン翼による加振振動数に呼応するようなピークは観測されない。これは回転数の低い状態ではスラスト力も小さいため、ポッド応力に影響するほど大きな起振源とはなっていないためと考えられる。

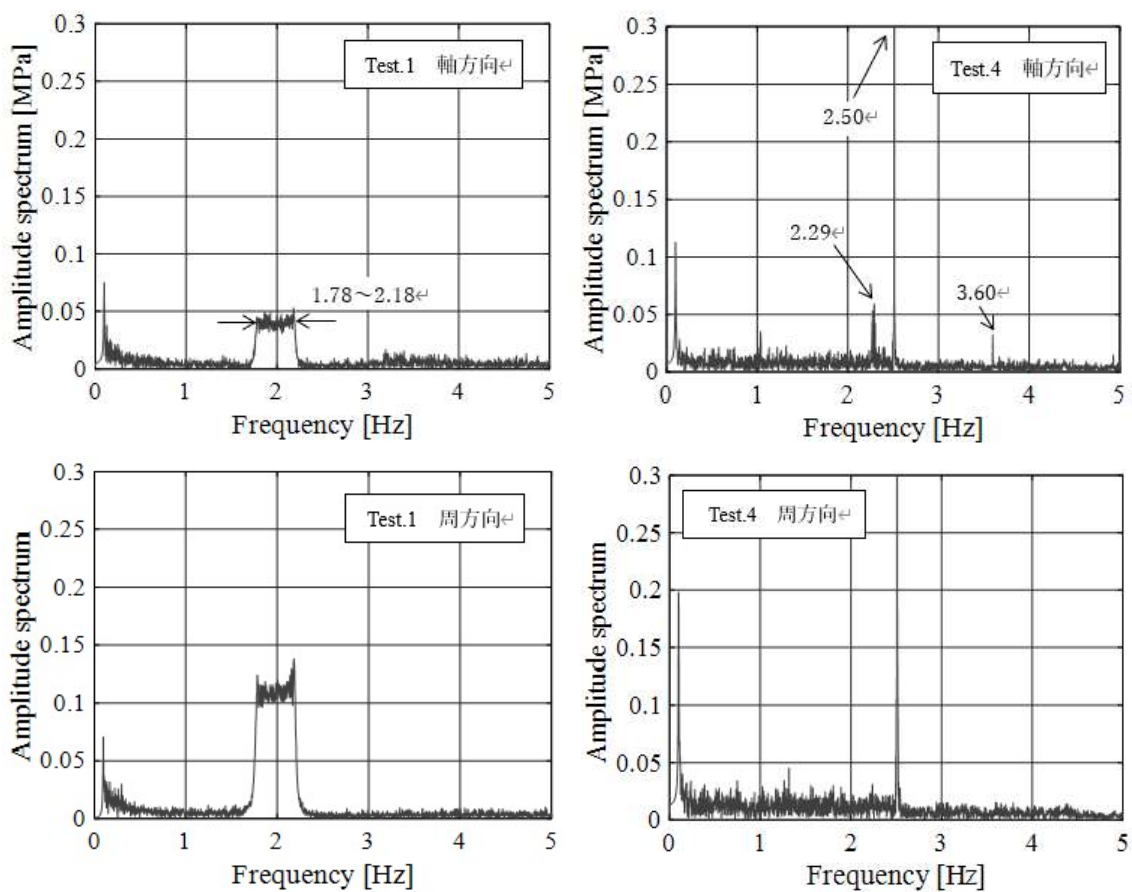


図 4.4.5 タービン回転数 5rpm 付近の右ポッド左側軸方向応力の FFT 結果

また表 4.4.1 で同じタービン回転数の Test 3 と Test 6 や Test 2 と Test 4 の運転条件を比較した場合、深度や流速が異なるにも関わらずどちらもタービン翼による加振振動数の整数倍付近で浮体が振動していることが分かる。したがってこれら浮体の振動はタービン回転を起振源とした浮体の共振と考えられ、2.3.3 節で示した FEM 解析による固有振動数とも近似していることから特に、特定の振動数においては高次の共振を発生させている可能性がある。

また特に Test 6 の軸方向の 3.49 Hz のピークや Test 5 の軸方向の 3.61 Hz のピーク、Test 4 の軸方向の 3.60 Hz のピークはいずれも発電モードの運転には見られないことから、モータリングモード特有の共振である可能性がある。

また逆に Test 3 の周方向の 3.49 Hz のピークや Test 2 の周方向の 3.9 Hz のピークはモータリングモードには見られないことから、発電モード特有の共振である可能性がある。

海流発電装置では起振源となるタービン回転数が海流の流速によって時々刻々変化する。よって起振源となる振動数も時々刻々変化して、その起振振動数やタービン翼によるより高次の加振振動数も変化する。その中で、ある特定の振動数において浮体応力の振動ピークが現れることは、その起振振動数が浮体の固有振動数に近くなって共振現象を起こしている可能性があると考えられる。

この応力振幅は今回の実証試験機においては問題とならない小さな値だが、将来の実用機はより大型になることが予想され、タービンが大径化してより大きな起振力となるだけでなく浮体の固有振動数も低下することからこの共振現象が設計上の重要な検討事項になることが予想される。

4.4.4. ポッド円筒部応力の成分分析

4.4.3節までの分析では右ポッドの左側軸方向応力を代表として、主にポッド応力のピーク周波数について論じてきた。しかし、大径タービンの浮体への影響を考えるには、このポッド円筒部の応力が軸応力なのか、曲げ応力なのかも重要な問題である。そこで、上下左右4カ所の軸方向応力を図4.4.6のように円筒部に作用する軸応力、水平曲げ応力、垂直曲げ応力、断面内の変形による応力の四つの成分応力に換算して、ポッドに作用する荷重について考察する。

断面内の変形による応力は周方向応力が主であるが、それに伴いポアソン比の影響により軸方向応力が発生する。したがって実測した応力からその成分も分離するため成分応力として加えた。

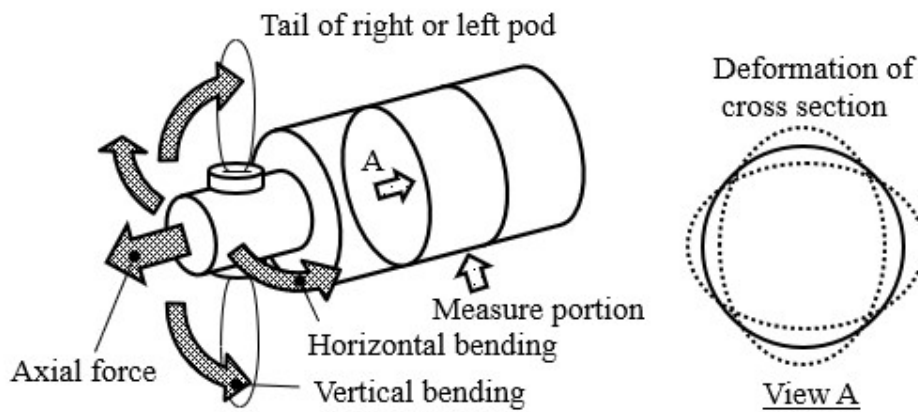


図 4.4.6 応力計測位置における成分応力

今、計測したそれぞれの軸応力を左側= σ_1 、上側= σ_2 、右側= σ_3 、下側= σ_4 とすると、ポッド円筒部に作用するそれぞれの応力は次の(10)式のように表すことができる。

$$\begin{pmatrix} \sigma_L \\ \sigma_H \\ \sigma_V \\ \sigma_T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{4} & \frac{1}{4} & \frac{1}{4} & \frac{1}{4} \\ \frac{1}{2} & 0 & -\frac{1}{2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{2} & 0 & -\frac{1}{2} \\ \frac{1}{4} & -\frac{1}{4} & \frac{1}{4} & -\frac{1}{4} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \end{pmatrix} \quad (10)$$

ただし各 σ は次のとおり。

- σ_L : ポッド円筒部の軸応力
- σ_H : ポッド円筒部の水平曲げ応力
- σ_V : ポッド円筒部の垂直曲げ応力
- σ_T : ポッド円筒部の断面内の変形による応力

この(10)式を用いて 4.4.3 節の実証試験の結果を各成分応力に換算した。そして更にその結果をスペクトル分析することで傾向を検討する。

まず初めにタービン回転数が大きく、スラスト力も大きいと考えられる Test 3、Test 6 の波形を成分応力に換算しスペクトル分析した結果を図 4.4.7 に示す。

この結果を見るとやはりタービン翼による加振振動数の整数倍付近でピークが見られる。特に 2.6-2.7 Hz 付近のピークは Test 3 も Test 6 もどの成分応力にも観測される。これは Test 3 のタービン回転数 13.5-15.5 rpm に Test 6 の回転数 13.6-14.4 rpm が含まれており、同じ振動モードのピークが現れたものと考えられる。また Test 6 に見られた 3.49 Hz 付近のピークは水平曲げ応力に顕著であり 2.6-2.7 Hz 付近とは別の振動モードであると考えられる。更にどのピークも他の成分応力に対して水平曲げ成分が大きくなっていることも分かる。このことからタービンの水平起振力が他の成分と比べて相対的に大きいことが推察される。

次にタービン回転数が 10 rpm 程度の Test 2、Test 5 の波形を成分応力に換算しスペクトル分析した結果を図 4.4.8 に示す。この結果を見ると Test 3、Test 6 と同様に複数のピークが確認できるが、やはり他の成分応力に対して水平曲げ成分が大きくなっていることが分かる。

また同様にタービン回転数が 5 rpm 程度の Test 1、Test 4 の波形を成分応力に換算しスペクトル分析した結果を図 4.4.9 に示す。しかし、こちらはタービン回転数 15 rpm や 10 rpm で見られたようなタービン翼による加振振動数に呼応するようなピークは観測されない。これは回転数の低い状態ではブレードの発生する力も小さいため、ポッド応力に影響するほど大きな起振源とはなっていないためと考えられる。

これらの結果から、タービン回転数が 15 rpm 付近の Test 3、Test 6 と、タービン回転数が 10 rpm 程度の Test 2、Test 5 の両方で水平曲げ成分が他の成分より相対的に大きくなっている傾向が確認できることから、タービン回転数が大きくなると左右ポッドには起振力が作用し、その中でも特に水平曲げ成分が相対的に大きな起振力であることが分かった。

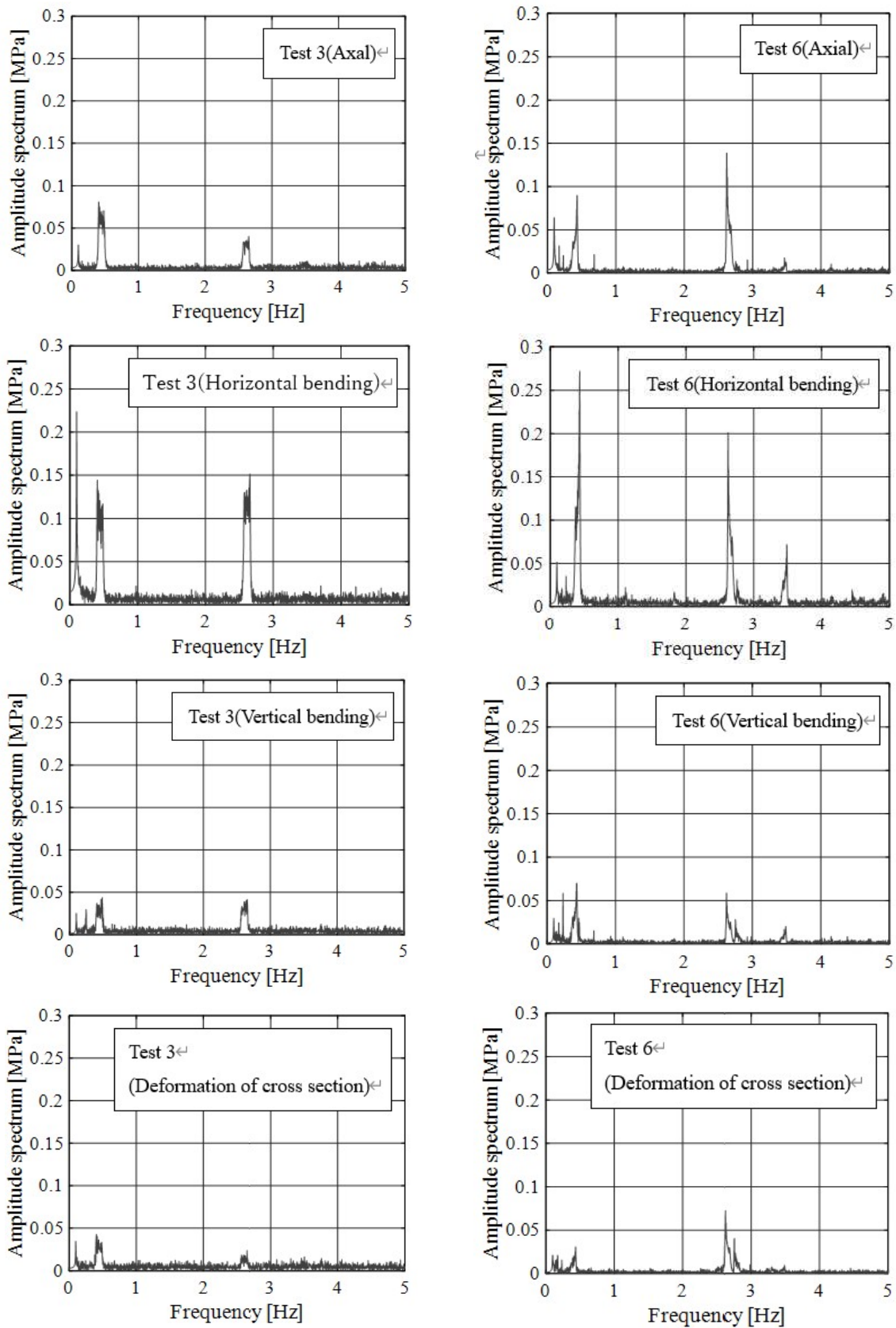


図 4.4.7 タービン回転数 15rpm 付近の右ポッド軸方向応力の成分応力の FFT 結果

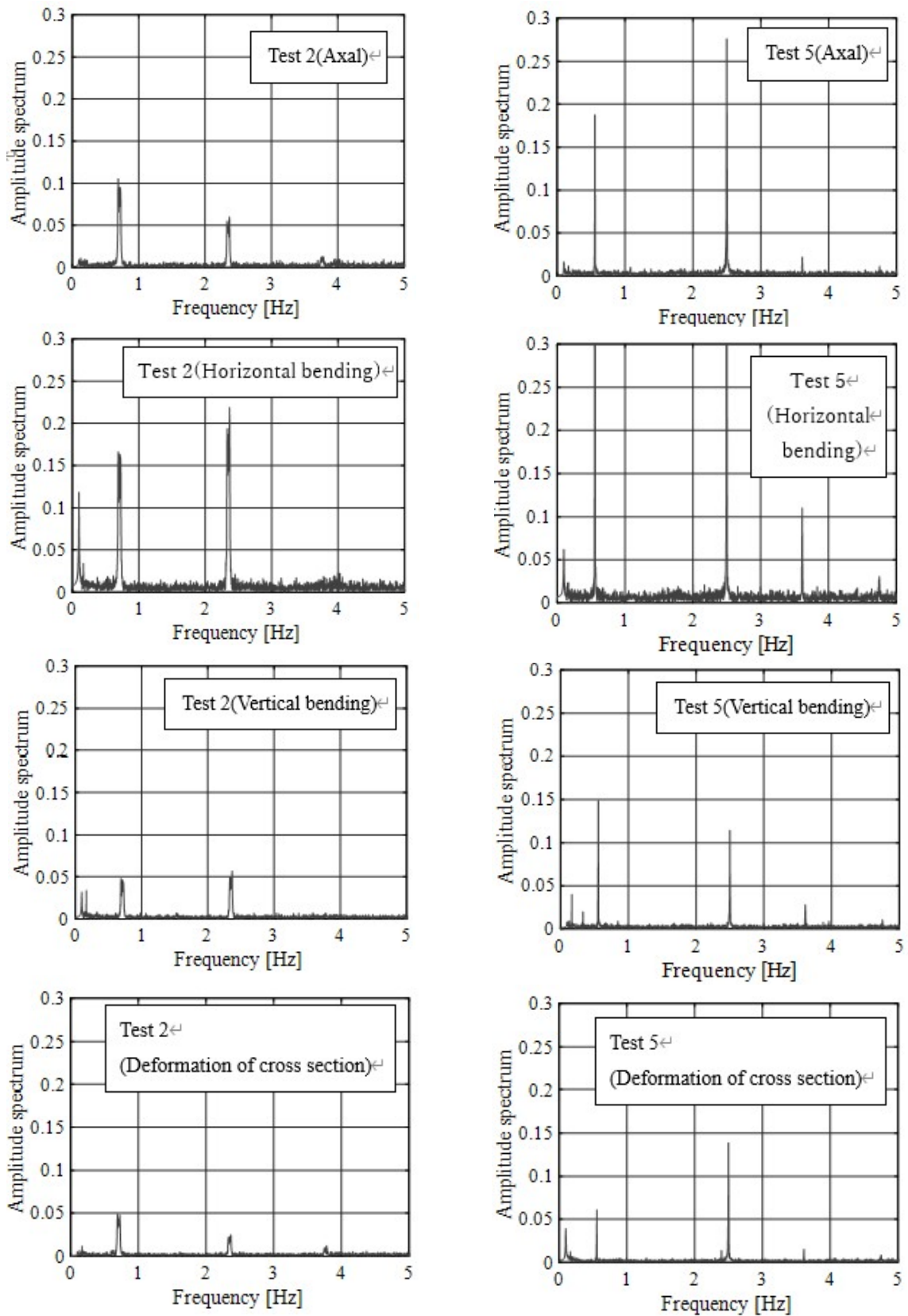


図 4.4.8 タービン回転数 10rpm 付近の右ポッド軸方向応力の成分応力の FFT 結果

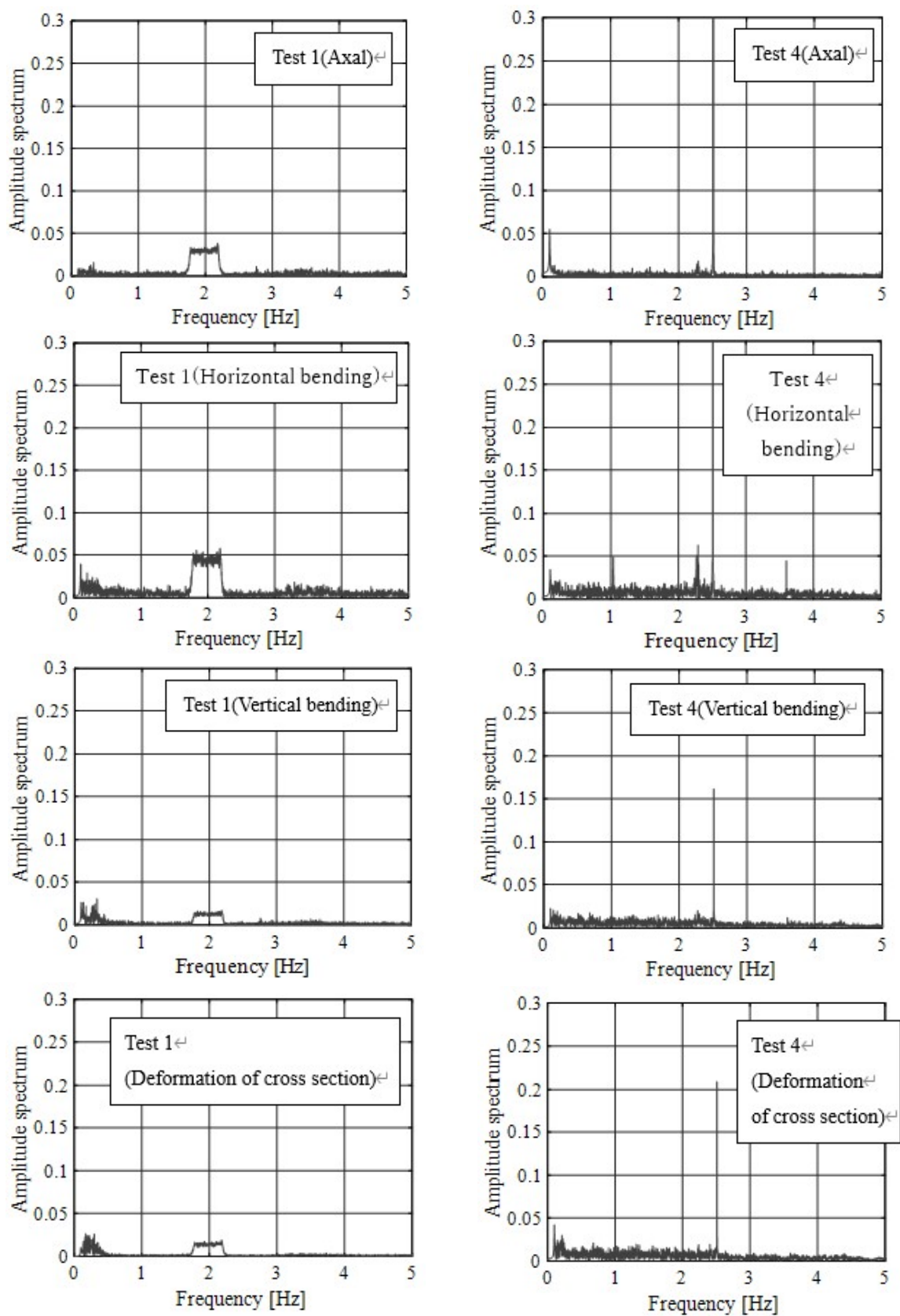


図 4. 4. 9 タービン回転数 5rpm 付近の右ポッド軸方向応力の成分応力の FFT 結果

他の成分と比較して水平起振力が大きくなる原因としては、海流の流れに対してタービン翼がビームの陰になるダウンウィンドの影響が考えられるが、流速が遅い状態(ダウンウィンドの影響が小さい状態)の Test 5、Test 6 でも同様の傾向が見られることから、ダウンウィンド以外の原因も想定される。

ここで図 4.4.10 に Test 3 の時のタービン翼歪の値をタービン回転角度で整理したものを示す。図 4.4.11 は同様に Test 6 の時のタービン翼歪の値を整理したものである。これらは定格運転の時のタービン翼歪の値を半径 1 として正規化したもので、図中の矢印が中央ポッドのある方向(ビームのある方向)を示し、L1,R1 はそれぞれ左ポッドの 1 翼目、右ポッドの 1 翼目を示している。

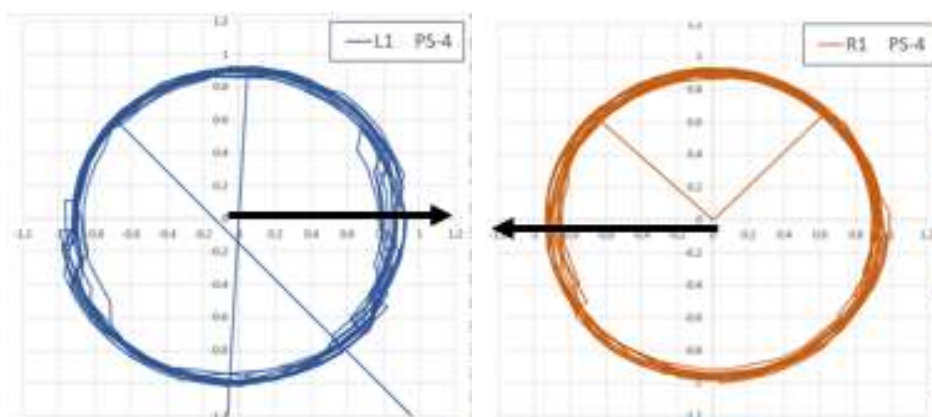


図 4.4.10 Test. 3 の時のタービン翼歪の正規化図

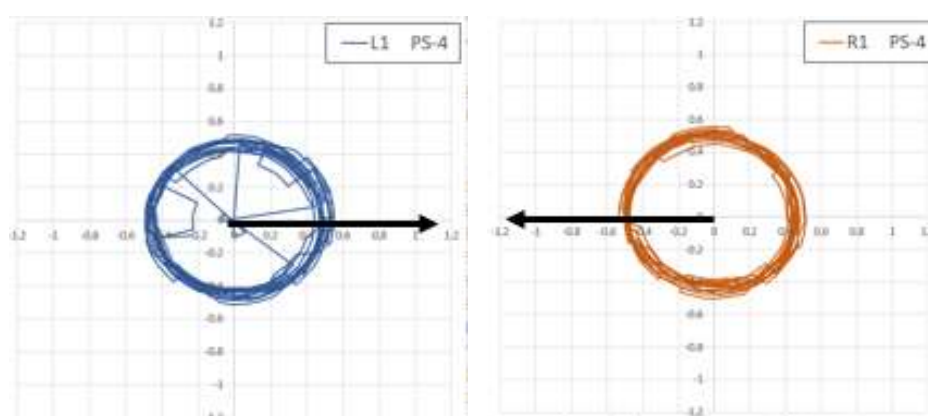


図 4.4.11 Test. 6 の時のタービン翼歪の正規化図

この図を見ると発電モードの図 4.4.10 では、確かにビームのある内側方向で歪が減少している傾向が確認できる。これは正にダウンウィンドの影響と考えられ、これが水平起振力の原因になっている可能性が考えられる。また同様にビームの無い外側では一部歪が拡大しているように見受けられるので、ダウンウィンドの影響で回転数が低下することにより、ビームの陰になっていない外側では海流の流れに対する翼の速度が低下して水流による抗力が増大し、更に水平起振力を増大させている可能性もある。

しかし反対にモータリングモードの図 4.4.11 を見ると、回転数は発電モードと同じでも海流の流れを受けて発電する場合とは異なる翼ピッチにしているため、水流による抗力が異なり歪の絶対値としては発電モードより小さな値になっている。しかし、左右どちらのタービン翼もビームのある内側のやや上方向で歪が大きくなっていることが確認できる。これは発電モードと同じ水平成分でもやや方向が異なっており、この方向は中央ポッドがある方向と考えられる。したがって、モータリングモードの水平起振力の原因は翼先端が中央ポッドに接近した時のタービン変動圧により相互干渉を起こし、翼歪に影響している可能性が考えられる。

したがって、発電モード、モータリングモードどちらも相対的に水平起振力が大きくなるが、その発生メカニズムは異なり、発電モードではダウンウィンドの影響が主で、モータリングモードではプロペラ変動圧による中央ポッドとの相互干渉が主な原因である可能性が確認できる。

この水平曲げ応力は小さな値で、今回の実証試験機においては問題とはならないが、将来の実用機で起振源となるタービンが大型化した際は、その起振力も大きくなることが考えられ、浮体への影響も重要な検討事項になる可能性がある。

また本実証試験機の左右ポッドは長さ方向中央付近のみをビームによって支持する構造になっており、タービンスラスト力に対して比較的構成が低い構造になっている。また、将来タービン直径の大型化して浮体がより大きくなった場合には、更に固有振動数が低下して共振現象が問題となる可能性がある。

したがって将来実用機を検討する場合には、このような共振やタービンの起振力に配慮し、必要に応じてより強固にポッドを支持するビーム構造や配置構成などを考えることが、設計上の重要な課題になると考えられる。

第5章 結論

水中浮遊式海流発電システムの開発について、実証試験機を開発し実海域実証試験を行って以下の成果が得られた。

- 1) 実際の黒潮流域で運用できる水中浮遊式海流発電システムの実証試験機を設計、建造し実海域実証試験を実施した。
- 2) 実海域実証試験において、水中浮遊式海流発電システムの実現可能性を示した。
- 3) 実海域実証試験において、本実証試験機のパワーカーブを検証するとともに、より実用的な制御方法を確立して内部消費電力を実測し、想定する事業海域における設備利用率を具体的に計算し、当初想定した 50-70% が達成できることを実証した。
- 4) 実際の黒潮の中で大口径タービンを用いて発電を行い、浮体への影響を実測した。その結果、タービン翼回転数の整数倍の振動数で浮体が共振している可能性があること、成分応力に換算すると他の応力に比べて相対的に水平曲げ応力が大きいことを明らかにし、ダウンウィンドの影響や中央ポッドとタービン翼の圧力干渉が懸念されることを示した。

この応力は本実証試験機では問題とはならないが、将来実用機が大型化して浮体の固有振動数が低くなることや、より大口径のタービンによって起振力が大きくなることを考えると設計上の重要な課題になる可能性がある。

もしこのように浮体の固有振動数が定格回転数の整数倍となるような場合には、それを避けるように浮体の構造を見直したり、プロペラの起振力が直接振動を助長するような振動モードにならないように各ポッドの連結構造を見直し全体を設計する必要があると考えられる。

謝辞

本研究開発の成果は、国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) の共同研究事業、及び助成事業 (JPNP18007) の結果得られたものである。よって特に技術評価委員会の横浜国立大学名誉教授亀本喬司委員長には多大なるご指導を賜り感謝申し上げます。

また水中浮遊式海流発電システムの基本コンセプトの研究でご協力いただいた東京大学大学院高木健先生をはじめ、具体的な研究開発を行うにあたっては㈱IHI 技術開発本部を中心とした各位の努力無には達成しえなかったものであり、関係諸氏、また実証試験機の建造、実証試験の実施に尽力いただいた関係各位にもこの場を借りて深く感謝申し上げます。

参考文献

- 1) 資源エネルギー庁:国内外の再生可能エネルギーの現状と今年度の調達価格等算定委員会の論点案,2022.10,https://www.meti.go.jp/shingikai/santeii/pdf/078_01_00.pdf,参照 2023.7
- 2) 石原 孟:わが国における洋上風力発電実証研究の現状と将来展望, *Journal of JWEA*, 134-136,2013
- 3) 牛山 泉:洋上風力発電の現状と将来展望, *海洋開発論文集*, 第 17 巻,2001.6
- 4) 資源エネルギー庁:発電コスト検証について, 令和 3 年 8 月 4 日, https://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/basic_policy_subcommittee/2021/048/048_004.pdf,参照 2023.7
- 5) 独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構:NEDO 再生可能エネルギー技術白書 平成 22 年 7 月, <https://www.nedo.go.jp/content/100116322.pdf>,参照 2023.2
- 6) TSC Foresight vol.28 海洋エネルギー分野の技術戦力策定に向けて,2018.7, <https://www.nedo.go.jp/content/100880816.pdf>,参照 2023.10
- 7) 山田博資, 中田喜三郎:日本の海洋エネルギーポテンシャルの評価, *Journal of Advanced Marine Science and Technology Society*,vol.19 No.1, pp.43-47, 2013
- 8) 平木講儒:潮流・海流発電について, *日本マリンエンジニアリング学会誌*, 第 50 巻 第 1 号, pp.36-41, 2015
- 9) 塩野光弘, 鈴木勝行, 木方靖二: 潮流発電に用いるダリウス形水車の特性, *電気学会論文誌 B(電力・エネルギー部門誌)*, 118 巻 7/8 号, pp.781-787, 1998
- 10) 亀本喬司, 松井純, 田中裕久, 佐藤恭一, 福田絃大: マリーントービンによる海流発電システムの開発, *日本機械学会[No.05-30]第 10 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集[’05.6.28,29 長崎]*, pp.61-64, 2005
- 11) 高木健, 松田和也, 須山友樹:二重反転タービン式海流発電装置の技術的成立性に関する研究, *日本船舶海洋工学会論文集* 第 17 号, pp.107-114, 2013.6
- 12) Katsutoshi Shirasawa, Kohei Tokunaga, Hidetsugu Iwashita, Tsumoru Shintake: Experimental verification of a floating ocean-current turbine with a single rotor for use in Kuroshio currents, *Renewable Energy* 91, pp.189-195, 2016

- 13) Po-Hung Yeh, Shang-Yu Tsai, Wei-Ren Chen, Shing-Nan Wu, Meng-Chang Hsieh, Bang-Fuh Chen: A Simple Nozzle-Diffuser Duct Used as a Kuroshio Energy Harvester, 1552, Processes 2021-9, <https://doi.org/10.3390/pr9091552>
- 14) Jing-Fa Tsai, Yi-Xuan Zeng, Forng-Chen Chiu: Study on the Hydrodynamic Performance of a Floating Kuroshio Current Turbine, Proceedings of the 3rd World Congress on Civil, Structural, and Environmental Engineering (CSEE'18) Budapest, Hungary-April 8-10, 2018, Paper No. ICESDP 113 DOI: 10.11159/icesdp18.113
- 15) Jo-Ti Wu, Jiahn-Horng Chen, Ching-Yeh Hsin, Forng-Chen Chiu: A computational study on system dynamics of an ocean current turbine, Journal of Hydrodynamics 30, pp.395-402, 2018
- 16) Charles W. Finkl, Roger Charlier: Electrical power generation from ocean currents in the Straits of Florida: Some environmental considerations, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13, 2597-2604, 2009
- 17) 牧野耕大,高木健,清松啓司,早稲田卓爾,門元之郎: 海流発電装置設計における流速活用手法, 日本船舶海洋工学会論文集 第22号, pp.207-215, 2015,12
- 18) 五之治孝明,高木健: 過渡状態における双発式海流発電装置の運動に関する研究, 日本船舶海洋工学会論文集 第20号, pp.157-164, 2014, 12
- 19) 嶋津恭弘, 村田祥, 長屋茂樹, 越智文俊, 百々泰: 海流発電実証試験における FRP ブレード翼の設計評価, 第13回日本複合材料会議, 2022, 3
- 20) 中條俊樹,羽田絢,石田茂資,松井亨介,二村正,松上俊司: 浮遊式水平軸型海流発電の安全性照査のため水槽模型試験, 日本船舶海洋工学会論文集 第31号, pp.195-203, 2020,6

本研究に関連した発表論文

- 1) 百々泰、岡田哲男:水中浮遊式海流発電システムの開発と実海域実証試験における応力計測, 日本船舶海洋工学会論文集 第 38 号, pp.141-154, 2023,12
- 2) 日本船舶海洋工学会 東部支部ワークショップ『海洋資源開発に関する現状の取り組みとこれからの展望』【講演 3】NEDO 海流発電システムの開発と実証試験について, 平成 31 年 1 月 15 日
- 3) Yasushi Dodo, Shigeki Nagaya, Tetsuo Okada, Makoto Toyoda, Akio Ito: Development and Design of a Floating Type Ocean Current Turbine System, Practical Design of Ships and Other Floating Structures: Proceedings of the 14th International Symposium, PRADS 2019, Yokohama, Volume III, pp.732-755, 2021
- 4) 百々泰, 長屋茂樹, 藤田穰, 齊藤宏幸: 海流発電開発プロジェクト実証試験の概要, 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 34 号, pp.559-562, 2022,6
- 5) 百々泰, 岡田哲男, 長屋茂樹, 石黒泰大: 実海域実証試験における海流発電ポッドの応力計測と評価, 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 34 号, pp.563-565, 2022.6