

タンデムプロペラ型潮流発電ユニットの 研究開発

2015 年 3 月

臼 井 祐 太

目次

主要記号	vii
------	-----

第 1 章 序論

1.1	研究背景	
1.1.1	社会の要請と日本の現状	2
1.1.2	潮流エネルギー	7
1.2	潮流発電の現状	
1.2.1	潮流発電の種類	11
1.2.2	潮流発電の設置方式	16
1.2.3	国内外の潮流発電技術開発	22
1.2.4	潮流発電の優位性と課題	26
1.3	本研究の目的と意義	28
1.4	本研究の概要	29

第2章 相反転方式潮流発電ユニットの着想

2.1	緒言	33
2.2	発電機の二重回転電機子化	33
2.3	相反転方式潮流発電ユニットの着想	36
2.4	本潮流発電ユニットの優位性	38
2.5	タンデムプロペラに関する従来研究	40
2.6	結言	42

第3章 相反転方式潮流発電ユニットの基本特性

3.1	緒言	44
3.2	モデル相反転方式潮流発電ユニット	44
3.3	タンデムプロペラの準備	
3.3.1	プロペラの設計理論	46
3.3.2	供試ブレードの設計	54
3.4	実験装置と実験方法	
3.4.1	水流実験	62
3.4.2	風洞実験	66

3.5	本潮流発電ユニットの出力特性と運転状態	68
3.6	結言	71

第4章 パイル式による設置

4.1	緒言	74
4.2	実験装置と実験方法	75
4.3	パイルに働く力	
4.3.1	水流方向の抗力	80
4.3.2	垂直方向の抗力	83
4.4	発電ユニットの動バランスの影響	84
4.5	後方水面への影響	89
4.6	結言	92

第5章 新たな係留方式による設置

5.1	緒言	95
5.2	新たな係留方法の着想	95

5.3	実験装置と実験方法	100
5.4	係留式発電ユニットの実証と運転挙動	103
5.5	安定運転に向けた指針	113
5.6	結言	117

第 6 章 潮流発電用タンデムプロペラの高効率化

6.1	緒言	119
6.2	数値シミュレーション法	120
6.3	翼形状の好適化	
6.3.1	計算領域と解析条件	121
6.3.2	翼形状による翼型特性の変化	123
6.3.3	好適な翼型形状の提案	135
6.4	翼負荷分布の好適化	
6.4.1	計算領域と解析条件	137
6.4.2	好適な翼負荷分布の提案	138
6.5	潮流発電用タンデムプロペラの設計	
6.5.1	前段プロペラ用ブレード	141

6.5.2	後段プロペラ用ブレード	144
6.6	効率向上の確認	147
6.7	キャビテーションを考慮した翼形状の提案	148
6.8	結言	153

第7章 相反転方式潮流発電ユニットの構築

7.1	緒言	155
7.2	水深に応じたタンデムプロペラの準備	155
7.3	内外二重回転電機子方式発電機の準備	160
7.4	発電ユニットの封水	163
7.5	結言	168

第8章 結論

8.1	本研究で得られた成果	170
8.2	今後の展望と課題	176

謝辞	178
----	-----

参考文献	180
------	-----

主要記号

A	: プロペラ受風面積	$[\text{m}^2]$
A_i	: 加速度 $i = X, Y, Z$	$[\text{m/s}^2]$
C	: 翼弦長	$[\text{mm}]$
C_D	: 抗力係数	$[-]$
C_L	: 揚力係数	$[-]$
C_M	: トルク係数 $[= T / (d_F \rho A V^2 / 4)]$	$[-]$
C_N	: $[= (C_L^2 + C_D^2)^{1/2}]$	$[-]$
C_P	: 出力係数 $[= P / (\rho A V^3 / 2)]$	$[-]$
C_p	: 翼面圧力係数 $[= p / (\rho V^2 / 2)]$	$[-]$
d	: プロペラ直径	$[\text{mm}]$
D	: パイルに働く抗力	$[\text{N}]$
D_{RF}	: 前後段ロータ径比 (d_R/d_F)	$[-]$
f	: 周波数	$[\text{Hz}]$
f_D	: 干渉周波数	$[\text{Hz}]$
f_K	: カルマン渦周波数	$[\text{Hz}]$
F	: 揚力と抗力の合力	$[\text{N}]$
F_D	: 抗力	$[\text{N}]$
F_i	: 加速度から算出した力 $[= M A_i, i = X, Y, Z]$	$[\text{N}]$
F_L	: 揚力	$[\text{N}]$
F_N	: F の軸方向成分	$[\text{N}]$
F_T	: F の回転方向成分	$[\text{N}]$
h	: 波高	$[\text{mm}]$
l	: 軸間距離	$[\text{mm}]$

L	: 無次元軸方向距離 ($= l / d_F$)	[-]
M	: 質量	[kg]
N	: プロペラ回転速度	[min ⁻¹]
p	: 翼面圧力	[Pa]
P	: 出力	[W]
r	: 半径方向距離	[mm]
R	: 無次元半径方向距離 ($= 2r / d_F$)	[-]
Re	: レイノルズ数	[-]
S_t	: ストローハル数	[-]
T	: 回転トルク	[N-m]
v	: 絶対速度	[m/s]
v_m	: 軸方向速度	[m/s]
V	: 風速	[m/s]
w	: 相対速度	[m/s]
z	: プロペラティップから水面までの距離	[mm]
Z	: 翼枚数	[-]
α	: 迎え角	[deg.]
β	: ブレード取付け角	[deg.]
γ	: F と F_D のなす角	[deg.]
ε	: 揚抗比 [$= C_L / C_D$]	[-]
θ	: ブレードひねり角	[deg.]
λ	: 周速比	[-]
ρ	: 密度	[kg/m ³]
ϕ	: 相対流入角	[deg.]

【添字】

F : 前段

R : 後段

T : 前後段の相対的な和

X : 水流方向/軸方向

Y : 水流に対して水平直角方向

Z : 水流に対して垂直直角方向

max : 最高値

rms : 二乗平均平方根

第1章

序論

1.1 研究背景

1.1.1 社会的要請と日本の現状

1.1.2 潮流エネルギー

1.2 潮流発電の現状

1.2.1 潮流発電の種類

1.2.2 潮流発電の設置方式

1.2.3 国内外の潮流発電技術開発

1.2.4 潮流発電の優位性と課題

1.3 本研究の目的と意義

1.4 本論文の概要

1.1 研究背景

1.1.1 社会的要請と日本の現状

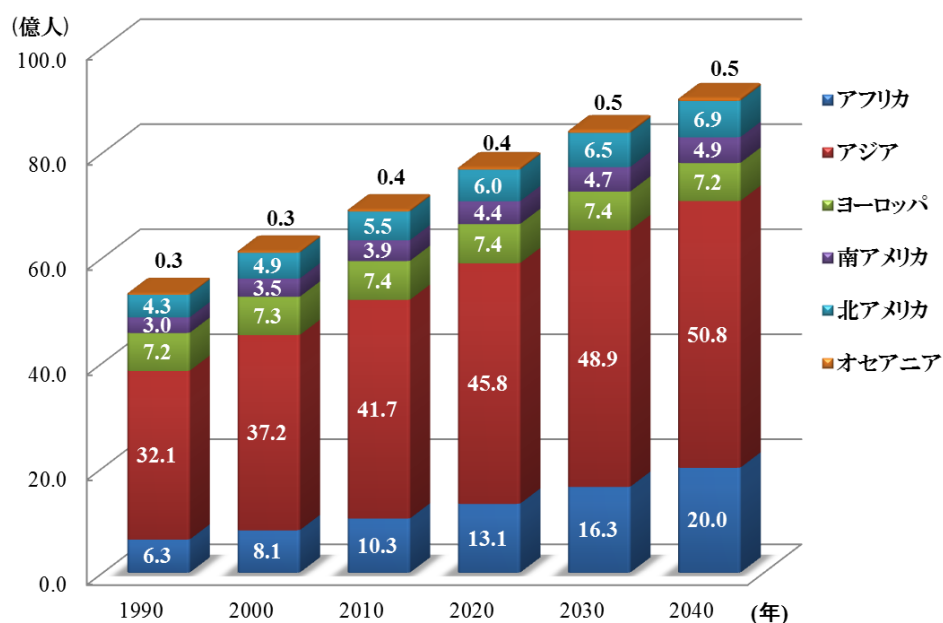
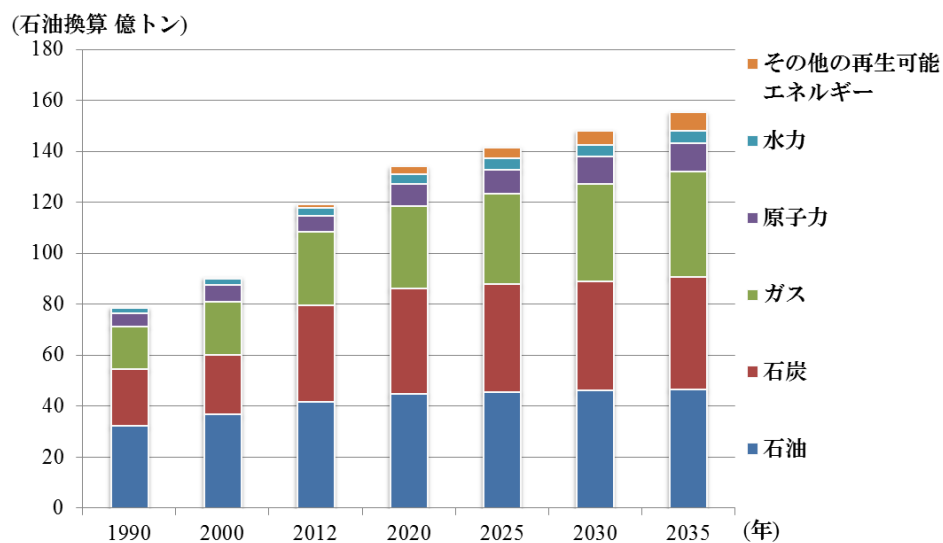
近年の世界人口増加や発展途上国の経済発展に伴うエネルギー需要の増加(図 1-1⁽¹⁾, 1-2⁽²⁾参照), エネルギー資源の中核を担う化石燃料の枯渇など, 人類にとって致命傷でもあるエネルギー危機が訪れるのは必至であり, 石油や天然ガスといった資源のほとんどを輸入に頼る日本は, 世界で最初にエネルギー危機を迎えることになるかもしれない. これに加え, 地球温暖化などの地球環境問題も深刻化しており, 2005 年に発行された「京都議定書⁽³⁾」を初めとして世界各国で低環境負荷への対策が進められている. したがって, 今後の人類, 地球を救うためにも, 非再生資源依存型からクリーンな再生可能(循環型)資源依存型への転換に向けて早急に行動すべきである. この要請に応えるには, 近年特に注目されている再生可能な自然エネルギー資源を利用した発電の大量導入が望まれる. 日本においては, 2011 年 3 月 11 日に発生した東日本大震災による福島第一原子力発電所の一連の事故に起因する原子力発電所削減の気運の高まりや, 「電気事業者による再生可能エネルギー電気の調達に関する特別措置法」⁽⁴⁾による「再生可能エネルギーの固定価格買取制度」の開始により, 自然エネルギーへの注目がより一層強くなっている.

自然エネルギーには, 水力や風力といったものがあるが, その中でも地球表面の 2/3 以上を覆っている海洋は膨大な潜在エネルギーを有しており, 将来のエネルギー問題の打破に向けて大いに期待できる. 表 1-1 に示すように, International Energy Agency (IEA)の World Energy Outlook 2012 において, 現在ほぼ皆無の海洋エネルギーによる発電容量(海洋温度差発電を除く)は, 2035 年には 15,000MW に達すると試算されており⁽⁵⁾, 今後の技術開発によりさらなる導入量増大の可能性を秘めている. 一方で, 海洋エネルギーを利用した発電は, 水力発電や風力発電といった従来技術の延長線上で対応できるほど楽観的なものではなく, 将来に向けてそれぞれの海洋環境に適した

技術を準備しないと、取らぬ狸の皮算用になりかねない。

近年、英国やノルウェーといった欧州諸国をはじめとして、各国で波力、潮汐、潮流、海流、温度差発電等の開発が試みられている（図 1-3⁽⁶⁾、1-4⁽⁷⁾）が、万民が認める技術は未だ登場していない。International Electrotechnical Commission（IEC）では海洋発電に関する規格化⁽⁸⁾を早々に進めているが、日本は実績不足で傍観的立場にある。また、隣の韓国は、10 台のバルブ水車で 260MW の出力が可能な世界最大の Shiwa 湖潮汐発電所（図 1-5）を 2011 年から運転開始するなど、国を挙げて海洋開発に乗り出している⁽⁹⁾、⁽¹⁰⁾。このバルブ水車はスイスの VA TECH HYDRO GmbH が設計開発し、製造は中国で行われているなど、日本企業の参入/進出が遅れている現状がある。

このような現状を打破すべく、我が国では 2008 年 3 月に海洋に関する施策についての基本方針等が記載されている「海洋基本計画」⁽¹¹⁾が初めて閣議決定され、2009 年 3 月には「海洋エネルギー・鉱物資源開発計画」⁽¹²⁾が策定されるなど、海洋資源開発の推進及び強化が行われ始めている。さらに、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）において、大学と民間企業の連携により海洋エネルギー発電技術の迅速な実用化の実現及び海外進出を目指す「海洋エネルギー技術研究開発」プロジェクト事業が 2011 年度から開始される⁽¹³⁾など、各研究機関や企業での研究開発が活発化している。

図 1-1 世界人口の推移⁽¹⁾図 1-2 世界の燃料別エネルギー需要⁽²⁾表 1-1 再生可能エネルギーの発電容量試算[MW]⁽⁵⁾

	2010年	2015年	2020年	2025年	2030年	2035年
海洋エネルギー	0	1,000	1,000	3,000	7,000	15,000
太陽光発電	38,000	153,000	266,000	378,000	491,000	602,000
風力発電	198,000	390,000	586,000	760,000	924,000	1,098,000
バイオマス・廃棄物発電	72,000	98,000	135,000	170,000	208,000	252,000
地熱発電	11,000	14,000	20,000	29,000	38,000	46,000
太陽熱発電	1,000	6,000	14,000	24,000	40,000	72,000



図 1-3 波力発電装置 (Pelamis Wave Power) ⁽⁶⁾



図 1-4 潮流発電装置 (ANDRiTZ Hydro Hammefest) ⁽⁷⁾



図 1-5 Sihwa 湖潮汐発電所^{(9), (10)}

1.1.2 潮流エネルギー

海洋資源には、波力や潮汐、潮流、海流、海洋温度差、海洋濃度差など様々なものがある。その中でも潮流は、月や太陽、地球の引力と天体運動で生じる周期的な変動の潮汐によって起こる潮の流れであり、海峡や瀬戸、水道といった水域断面が減少する地形で特に速い流速を得ることができる。また、潮流は潮の干満によって規則的に発生する（図 1-6⁽¹⁴⁾）ため、発電に利用する場合には長期にわたって発電量の予測が可能であり、太陽光や風力のような不規則なエネルギーとは異なり、天候にほとんど影響されず、信頼性の高いエネルギー源と見なすことができる。

図 1-7 に世界の潮位分布を示す⁽¹⁵⁾。上記したように、潮流は潮汐により生じる海水の流れであるため、潮位差の大きい中国/韓国付近の海域や欧州、北米の広い海域で、高いエネルギーを持っており、世界全体の潮流エネルギー賦存量は約 3000GW と試算されている⁽¹⁶⁾。この賦存量のうち、流速や地理的条件から発電に利用できるのは 3% 程度といわれている⁽¹⁶⁾が、今後の技術革新により利用可能範囲の拡大も望むことができる。潮流速度は、海洋地形の影響により様々であり、世界最高潮流速度はカナダの Seymour 海峡で約 7.7m/s と非常に速い潮流を得ることができる。周辺を海に囲まれている日本においても、鳴門海峡や来島海峡、関門海峡などで最速 5m/s 程の速い潮流が観測されている⁽¹⁴⁾。図 1-8 は日本近海の潮流速度、図 1-9 は潮流エネルギー密度を示す⁽¹⁷⁾が、潮流が強い地域は、前述したような瀬戸内海と九州西岸に集中しており、津軽海峡でも強い潮流がみられる。日本における潮流エネルギーの賦存量は約 22GW、導入に適した流速（1m/s 以上）やエネルギー開発技術等を考慮した導入ポテンシャルは約 1.9GW で年間発電電力量は 6TWh と試算されている⁽¹⁷⁾。これは、2013 年度末時点で稼働中の再生可能エネルギー発電（水力を除く）の発電量⁽¹⁸⁾の 1/3 程度ではあるが、現在開発済みエネルギーが皆無である潮流エネルギーは、大量導入の可能性を大いに秘めている。

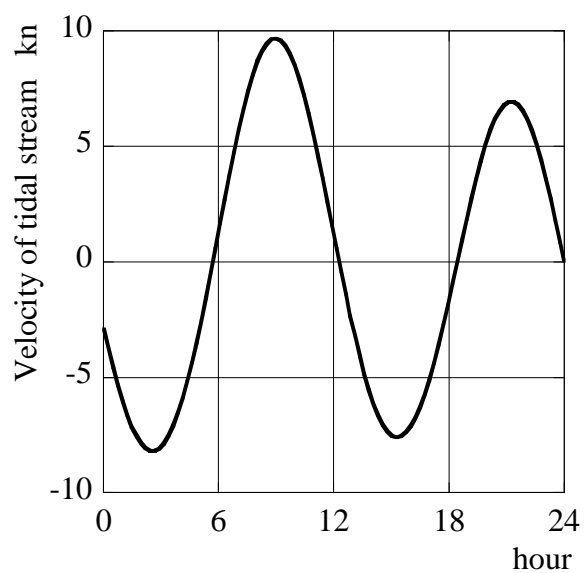


図 1-6 来島海峡における 1 日の潮流速度の変化⁽¹⁴⁾

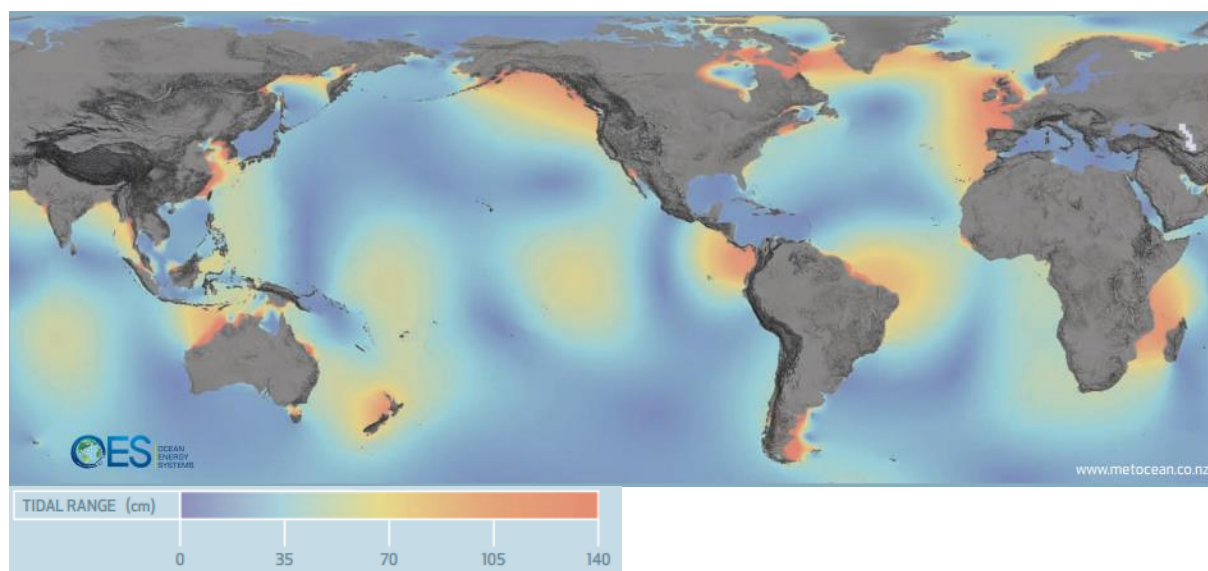
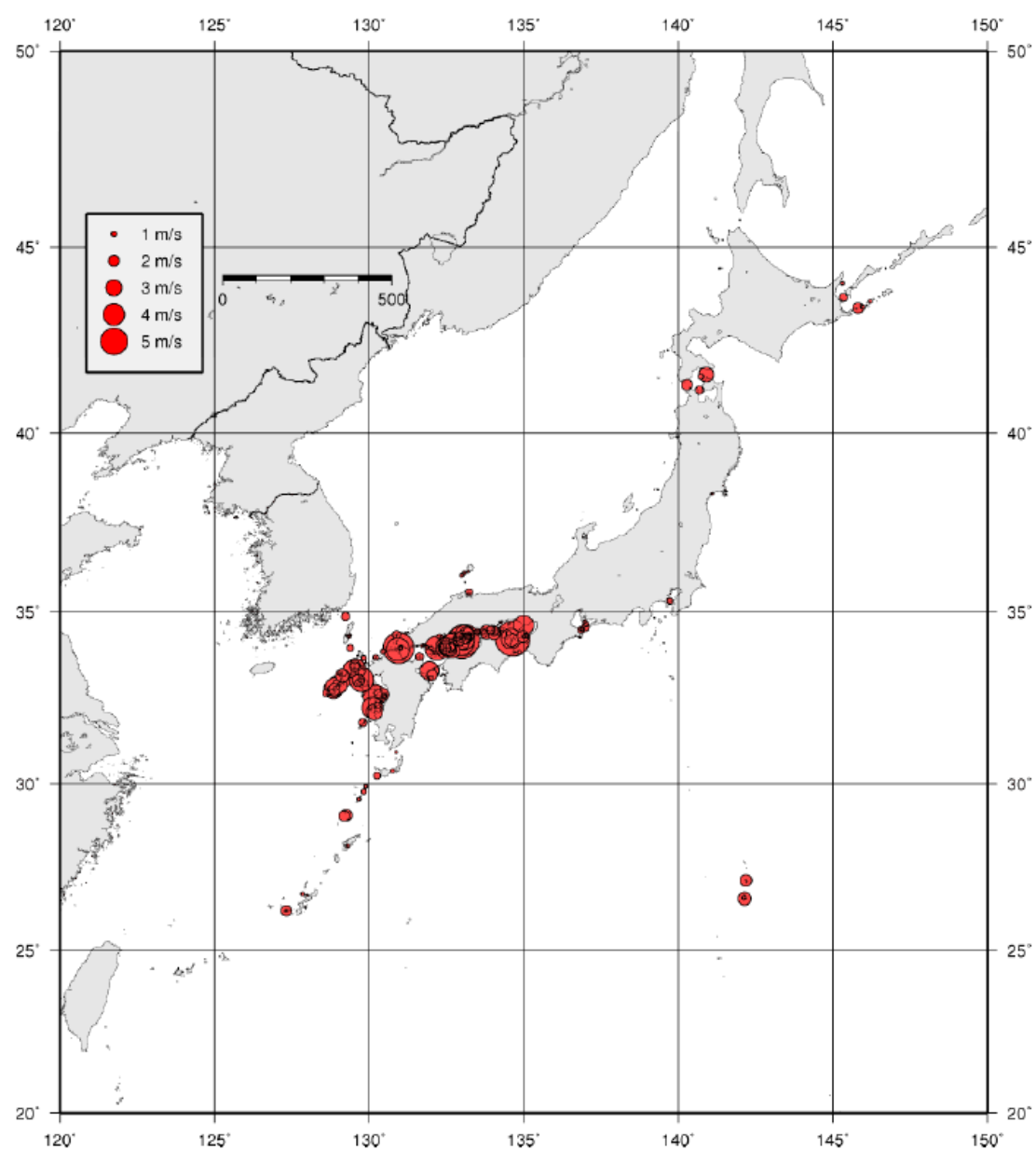
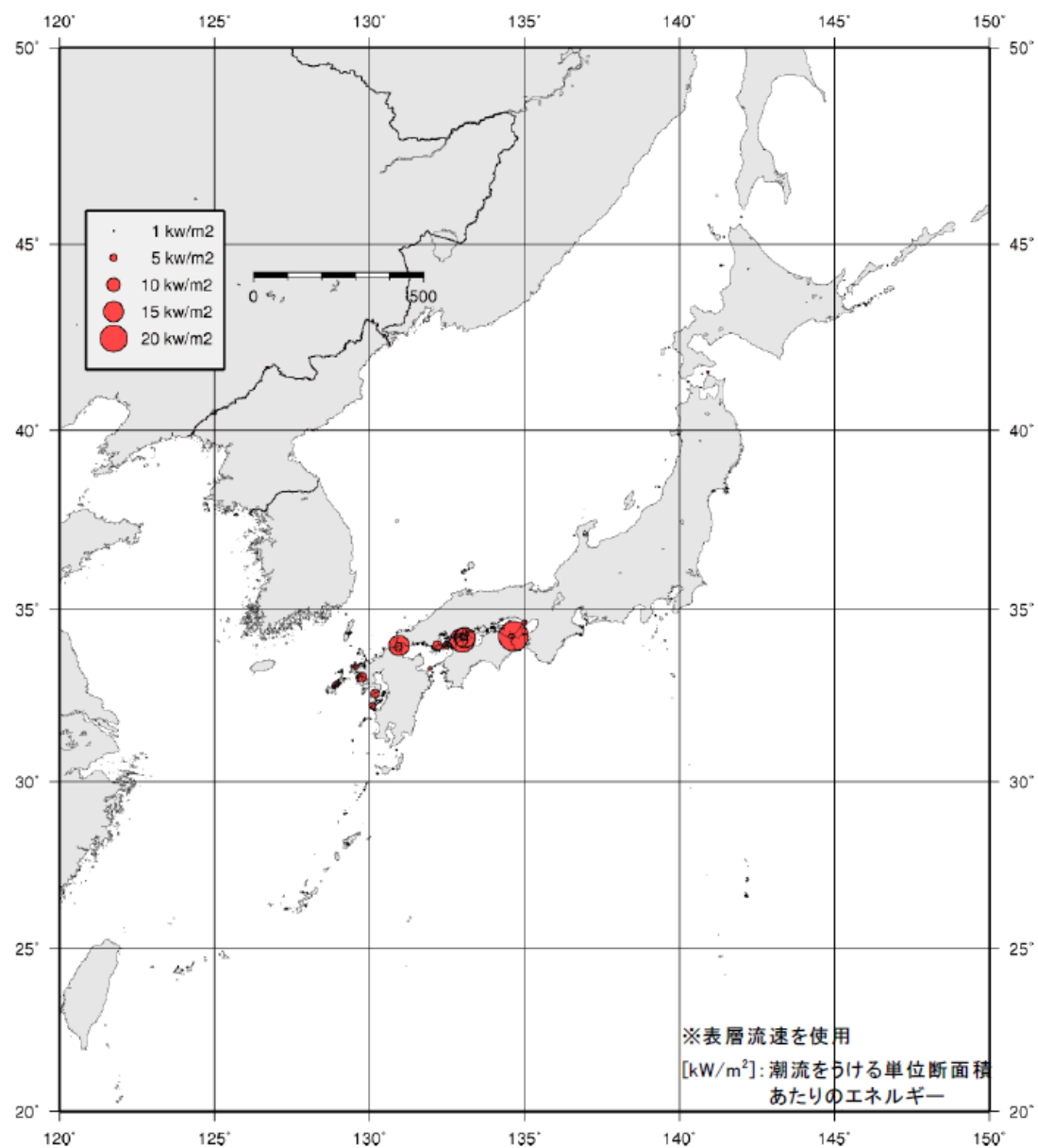


図 1-7 世界の潮位分布⁽¹⁵⁾

図 1-8 日本の潮流速度⁽¹⁷⁾

図 1-9 日本の潮流エネルギー密度⁽¹⁷⁾

1.2 潮流発電の現状

1.2.1 潮流発電の種類

潮流発電の発電方式は，大別すると2種類ある．一つは潮流の運動エネルギーを自由流中に設置しているタービン（水車）によって回転エネルギーに変換して発電する方式（タービン方式），もう一方は潮流によって水中翼の角度が変わり，水中翼で発生する揚力と抗力により振動エネルギーに変換して発電する方式（水中翼方式）がある．図 1-10 に潮流発電方式の分類を示す^{(19), (20)}．

(1)タービン方式

タービン方式で用いる潮流発電用タービンは，潮流と同様に自由流中に設置して利用される風車を応用または改良した技術を用いられることが多い．タービンの回転軸の方向により「水平軸型」と「垂直軸型」に大別され，さらにタービンの作動原理により「揚力型」と「抗力型」に分類することができる．

● 水平軸型タービン

水平軸型タービンは，タービンの回転軸が水流の向きに対して平行となる駆動方式であり，タービンで発生する揚力を利用して回転する揚力型のプロペラ式や抗力を利用して回転する抗力型の多翼式などがある．また，プロペラ式については，タービンの回転面がナセルやパイル（タワー）の上流側にあるアップストリーム方式とタービンの回転面がナセルの下流側にあるダウンストリーム方式がある（図 1-11 参照）．水平型タービンの特徴を下記に示す．

- ・ 構造が比較的簡単である．
- ・ 垂直軸型に比べて効率が高く，大型化が容易である．

- ・ アップストリーム方式の場合，プロペラがタワーの上流にあるため，タワーによる水流の乱れの影響を受けないが，プロペラの回転面を水流方向に向けるヨー制御が必要である．
- ・ ダウンストリーム方式の場合，水流から受ける抗力により自動的にプロペラ回転面を水流に追従させるためヨー制御が不要であるが，タワーからの影響を大きく受ける．
- ・ 発電機や制御機構といった重量物をナセル内に設置する必要がある．

● 垂直軸型タービン

垂直型タービンは，タービンの回転軸が水流の向きに対して垂直となる駆動方式で，揚力型のダリウス式や抗力型のサボニウス式がある．垂直軸型タービンの特徴を下記に示す．

- ・ タービンに使用するブレードの製造がプロペラ式に比べて容易である．
- ・ どの方向からの水流も利用可能な無指向性である（ヨー制御が不要）．
- ・ 水平軸型に比べて効率が低く，設置面積も大きい．
- ・ 回転起動時に大きな起動トルクが必要であり，回転数制御が難しい．

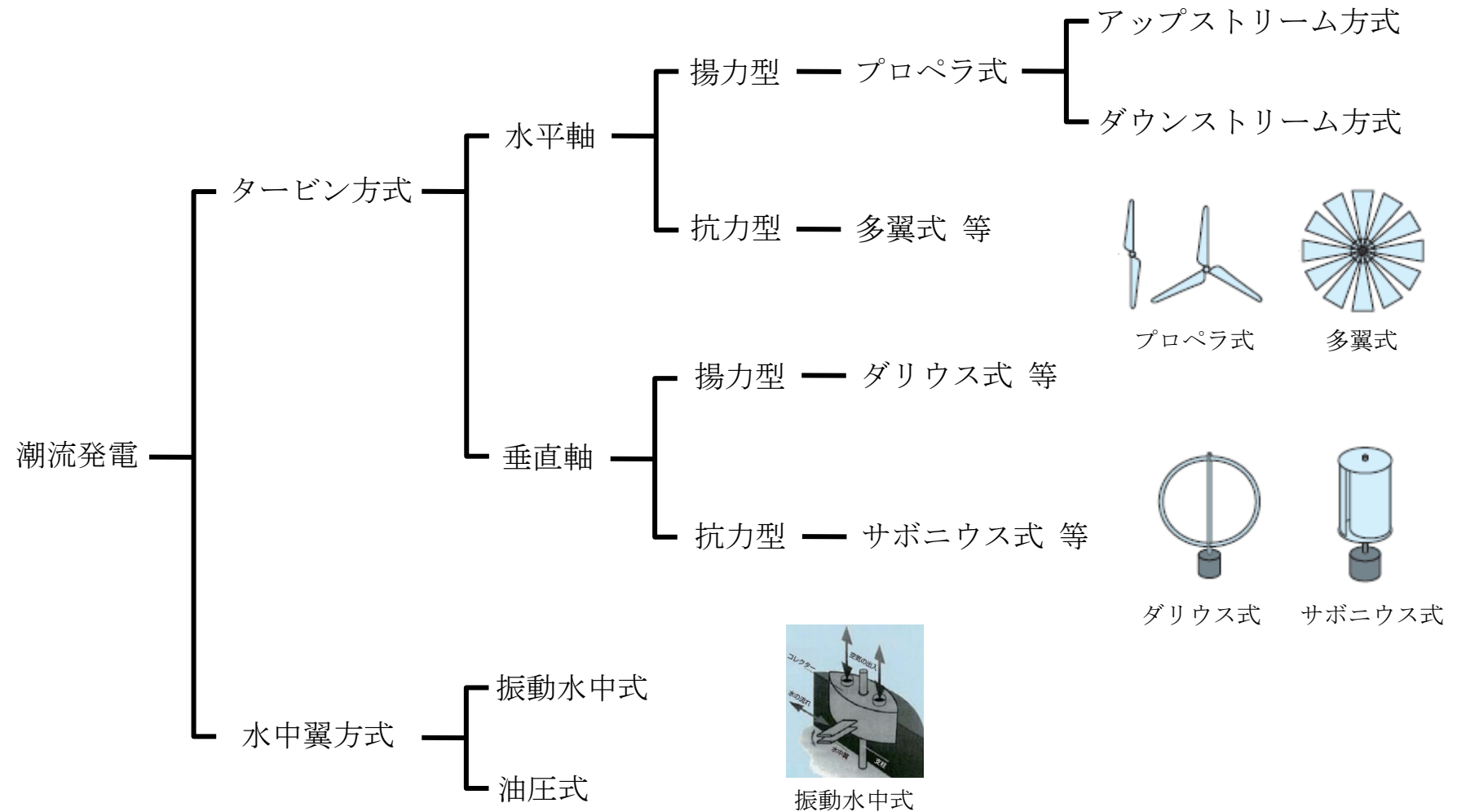
● 揚力型，抗力型

抗力型タービンは，発生する回転トルクが大きいものの，水流速度以上の周速度で運転できないため，潮流発電にはあまり利用されていない．空気に比べて密度が大きい水を作動流体とし，大きな回転トルクの発生が見込める潮流発電においては，流速の数倍の周速度で運転可能な揚力型が主流となっている．

(2)水中翼方式

水中翼方式は、反転可能な水中翼を用いて潮流の運動エネルギーから生じた振動エネルギーを使い、空気を介して空気タービンを運転するもの（振動水柱式、波力発電に使用される振動水柱：OWC に似ている）や、油圧に変換して油圧モーターで発電機を回転させるもの（油圧式）などがある⁽²⁰⁾。水中翼方式の特徴を下記に示す。

- ・水中翼から発生する渦が少なく、周辺環境への影響が小さい。
- ・振動水柱式の場合、半没水式のコレクターの上下運動により出入りする空気の速度が水の20～30倍になるため、タービンは高い周速度で作動する。しかし、コレクターが水面にあるため、波の影響を受ける。
- ・油圧式の場合、装置全体が完全に水没しているため、波の影響を受けにくく、航行船舶の障害にならない。

図 1-10 潮流発電の種類^{(19), (20)}

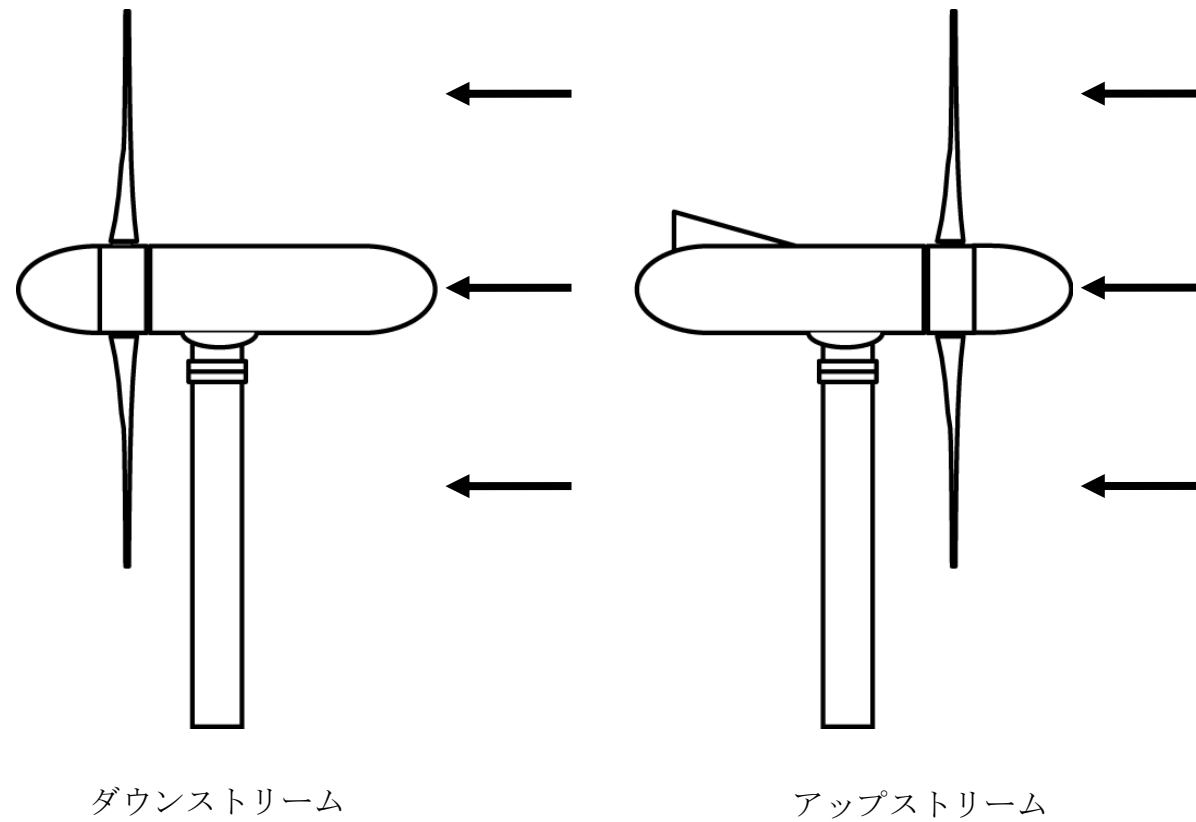


図 1-11 アップストリーム方式とダウンストリーム方式

1.2.2 潮流発電の設置方式

潮流発電装置は，風力発電の風力に比べて流体から受ける抗力が大きく，かつ潮流や波などの厳しい海象条件と様々な海底地形に対応させて，海中に設置する必要がある．したがって，発電装置の設置形式の選定が非常に重要であり，これは建設コストにも大きく影響を及ぼす．潮流発電の設置方法としては，重力式基礎，モノパイル式基礎，ジャケット式基礎，懸架式基礎，浮体式，係留式などがある⁽²⁰⁾．

(1) 重力式基礎

図 1-12 に重力式基礎による設置の概略図を示す．重力式基礎は支持地盤（岩盤等）が浅い場合に用いられ，コンクリート製フーチングの重量により転倒や滑動に抵抗する設置方法である．構造が比較的単純であるという特徴を持つが，基礎掘削や埋戻しなどの水中作業が多く，波浪条件や潮流条件が厳しい海域では施工が難しい．また，局所洗掘に対する防止対策が必要である．

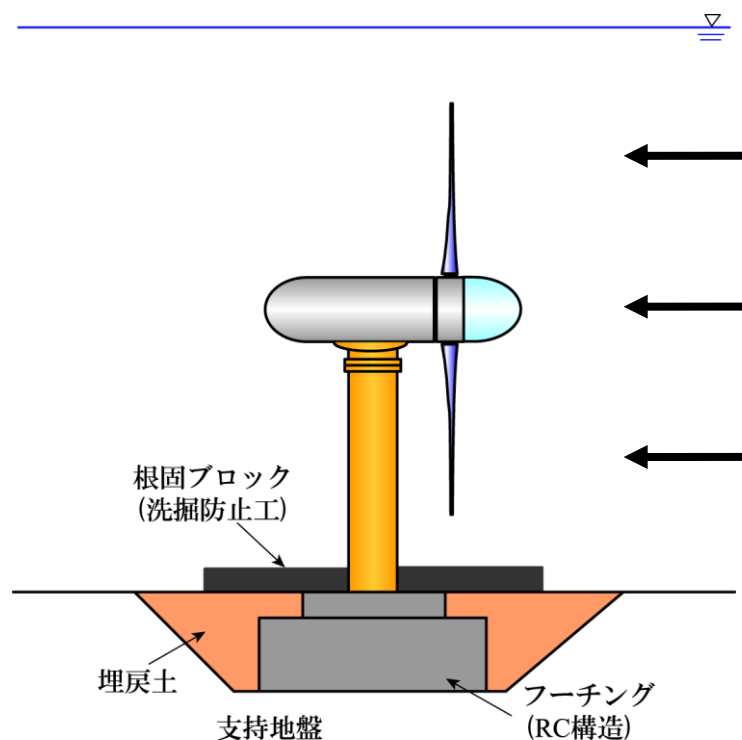


図 1-12 重力式基礎

(2)モノパイル式基礎

図 1-13 にモノパイル式基礎による設置の概略図を示す。モノパイル式基礎は支持地盤が比較的深い場合にも適用することができ、モノパイルと呼ばれる一本の杭で支持する構造である。近年，導入が進んでいる洋上風車で最も多く用いられている基礎形式である。工種が少なく施工が容易であるが，モノパイル周辺の局所洗掘対策が必要であることやモノパイルとナセルの接合部分の最適構造設計が課題となる。

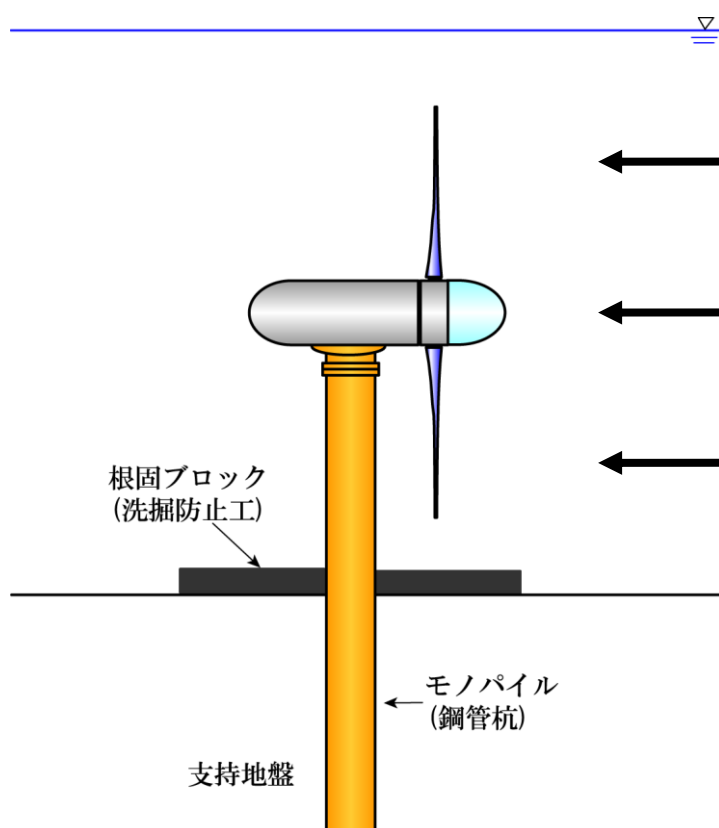


図 1-13 モノパイル式基礎

(3) ジャケット式基礎

図 1-14 にジャケット式基礎による設置の概略図を示す。ジャケット式基礎は支持基盤が比較的深い場合にも適用することができ、前後に計 4 本の支持杭を持つので、水平の流体力に対して支持杭の押込みと引抜き力によって抵抗する方法である。工場で製作するジャケットを用いるため、現地作業が比較的少ないが、ジャケット接合部の疲労や強度検討が必要である。また、重力式基礎と同様に波浪、潮流条件が厳しい海域での施工が難しく、局所洗掘対策も必要である。

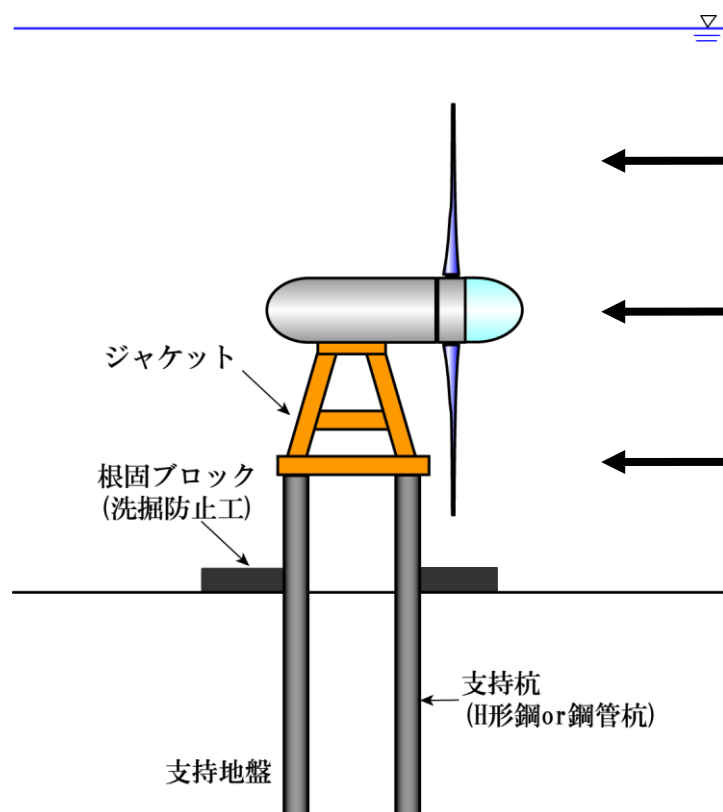


図 1-14 ジャケット式基礎

(4)懸架式基礎

図 1-15 に懸架式基礎による設置の概略図を示す。懸架式基礎は門型の架台から発電機を吊り下げる構造で、支持構造が海上に位置し、架台上にステージを設けることができるため、メンテナンス等が比較的容易となる。また、既設の護岸や防波堤等の施設を活用することができる。しかし、支持構造が海面上に表れるため、景観を乱す恐れがある。

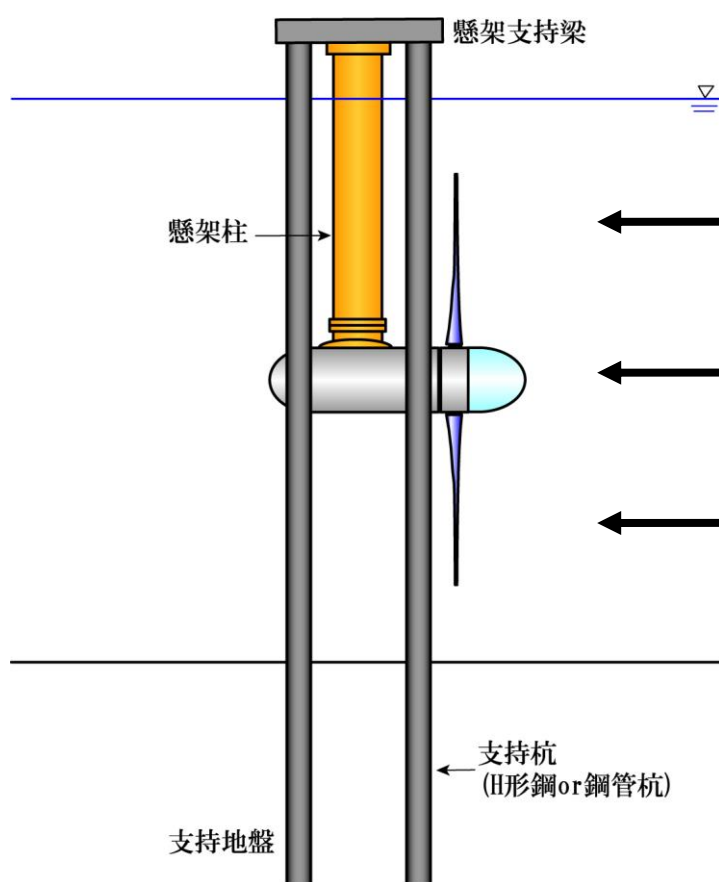


図 1-15 懸架式基礎

(5)浮体式

図 1-16 に浮体式による設置の概略図を示す．浮体式は海面にフローター（浮力体）を浮かべ，発電機を水中に懸架する構造である．フローターをチェーンやワイヤー等で係留できればよいので，大規模な土木工事が不要で水深の深さや地盤条件に影響されことなく設置できる．発電施設の導入において，コストの大部分が施設の建設コストとなるため，大幅なコスト削減が期待できる．また，発電施設の移設や撤去が容易という特徴を持つが海象条件の厳しい海域では，浮体物の安定を保つことが難しい．

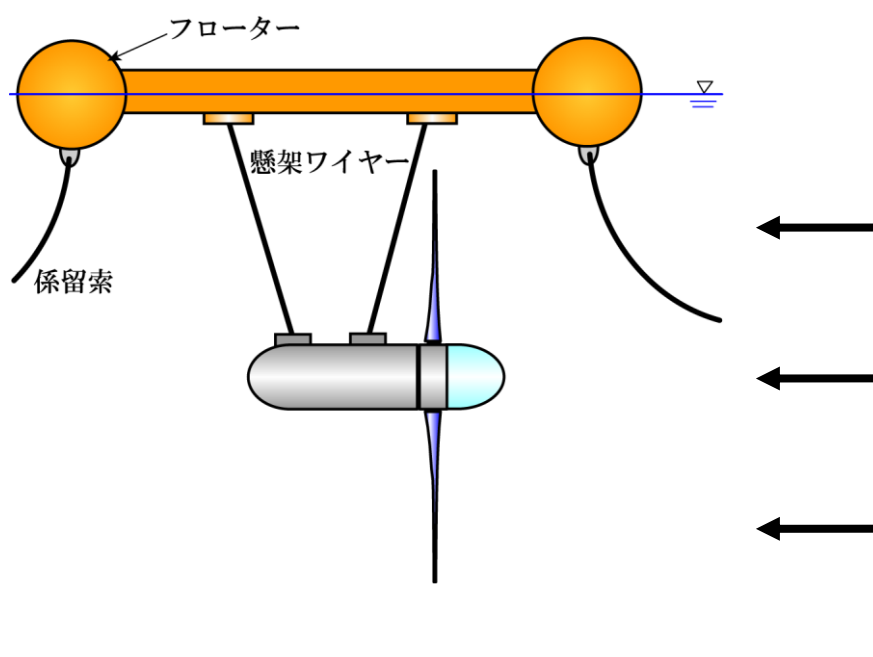


図 1-16 浮体式

(6)係留式

図 1-17 に係留式による設置の概略図を示す。係留式はワイヤやチェーン、ケーブル等の係留索を用いて橋脚のような上部、または海底や海岸といった下部側から設置する方式であり、浮体式同様、水深の深さや地盤条件に影響されることなく設置できる。また、特別な構造物等も不要であるため、施工が極めて単純となり、浮体式による設置よりもさらに発電施設導入コストの削減が期待できる。

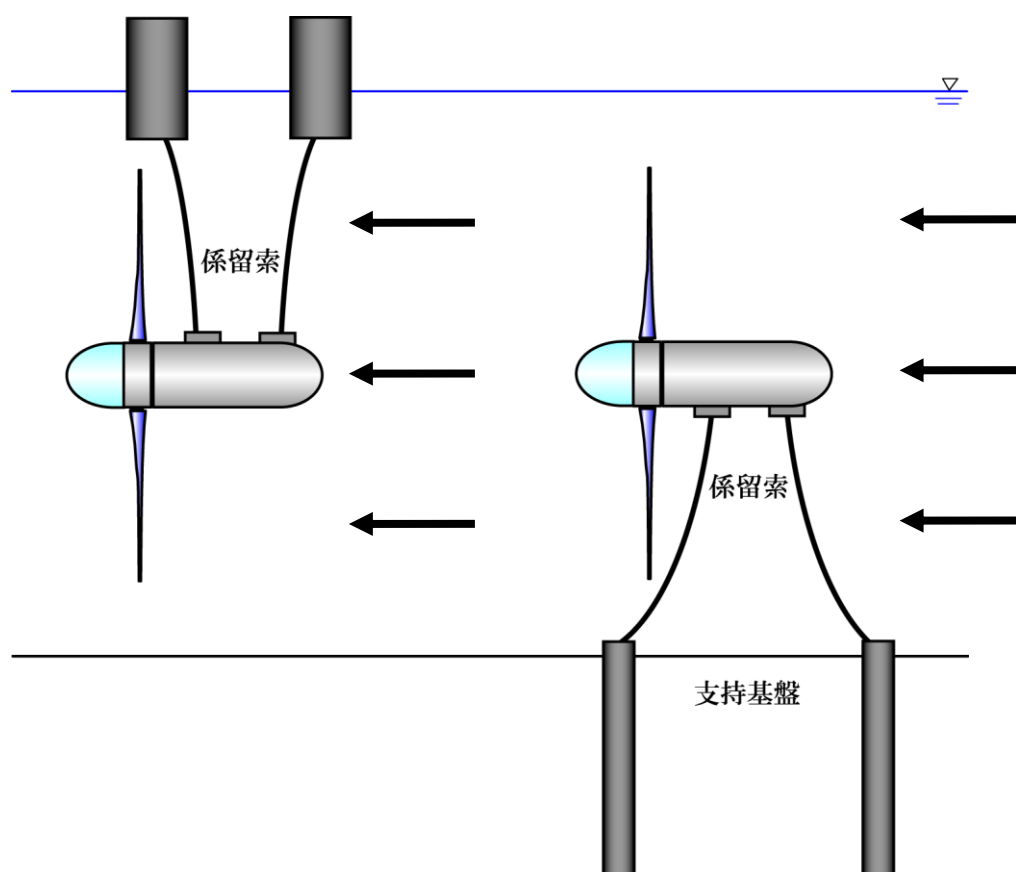


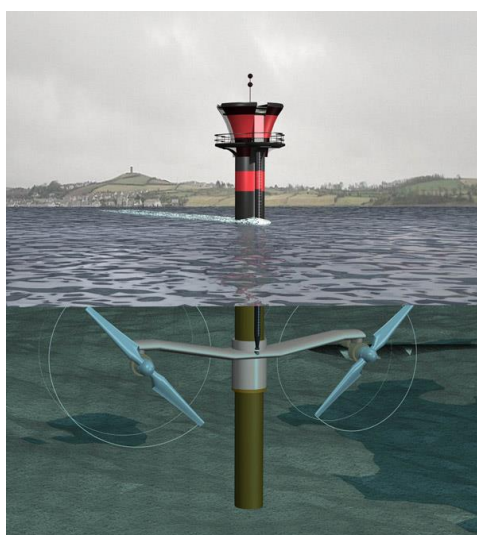
図 1-17 係留式

1.2.3 国内外の潮流発電技術開発

現在，欧米諸国を中心に世界各国で積極的に潮流発電の技術開発が行われており，商業発電も間近となっている．英国の Marine Current Turbines 社は二枚翼のプロペラ式発電機をモノパイルの左右に配置したツインタービン方式の潮流発電機”SeaGen”の開発を行っている[図 1-18 (a)]^{(21), (22)}．潮流発電の場合，1 日に 4 回変わる潮流の向きに対応する必要があるが，この潮流発電システムでは，ヨー制御ではなく翼のピッチ角を変化させることで 2 方向の潮流に対し常にタービンが回転できるようになっている．また，設備メンテナンス時には，水中での作業を無くすため，タービン部分を海上まで引き上げる機能を備えている[図 1-18 (b)]．2008 年には 1.2MW の SeaGen 潮流発電システムを北アイルランドの Strangford Lough に設置し，約 9,000MWh の発電を行った実績を持つ⁽²¹⁾．英国の Lunar Energy 社は双方向流れでも運転可能なプロペラ式潮流タービンが，前後対称のダクト内に収納されている Lunar Tidal Turbine (LTT) の開発を行っている[図 1-19 (a)]^{(23), (24)}．この潮流発電システムはタービン及び発電機部が前後ダクトから脱着できる機構となっており，メンテナンス時にはダクトから取り外し，タービン及び発電機部のみ海上へと引き上げることが可能である[図 1-19 (b)]．2015 年までに，韓国沿岸の海底に 1MW の商用潮流発電システムを 300 台設置した世界最大の潮流発電施設を建設，運転する計画がある．

日本国内においても，潮流エネルギーの利用に向けて，水槽実験や実海域での実証試験等の研究開発が数多く行われている．1983 年から 1988 年までの間，日本大学の研究グループが来島海峡においてダリウス式潮流発電の実証試験を行い，世界で初めて潮流エネルギーを利用した発電に成功している⁽²⁵⁾．この成功により，ダリウス式タービンが特に注目されるようになり，九州大学と西日本流体技研は，ダリウス型タービンの起動トルクが小さいという問題点を解消するべく，サボニウス式タービンと組み合わせたダリウス・サボニウス潮流発電装置を開発している^{(26), (27)}．この装置は 2012

年に長崎県平戸市の生月大橋の橋脚に設置され、実証実験が行われた。また、九州工業大学と北九州市は一對のダリウス式タービンを互いに逆方向に回転させ、本研究でも用いる相反転方式発電機（後述）を運転する潮流発電装置を提案し、関門海峡において 2012 年に実証試験を実施するなど、研究開発が行われている（図 1-20）⁽²⁸⁾。水平軸式タービンとしては、川崎重工が 3 枚翼のプロペラ式潮流発電ユニットの研究開発を行っており、ピッチ・ヨー制御により 2 方向の潮流に対応する構造となっている（図 1-21）^{(29), (30)}。

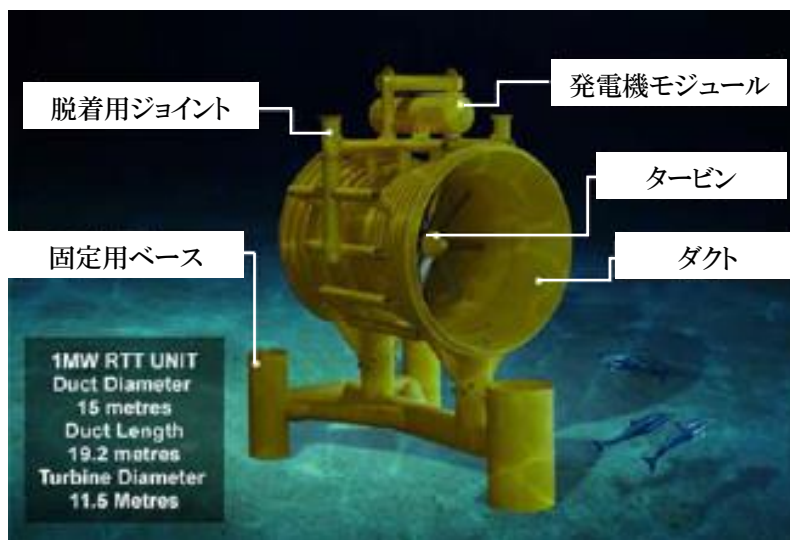


(a) 発電時



(b) メンテナンス時

図 1-18 SeaGen (Marine Current Turbines)^{(21), (22)}



(a) 発電時



(b) メンテナンス時

図 1-19 Lunar Tidal Turbine (Lunar Energy)^{(23), (24)}

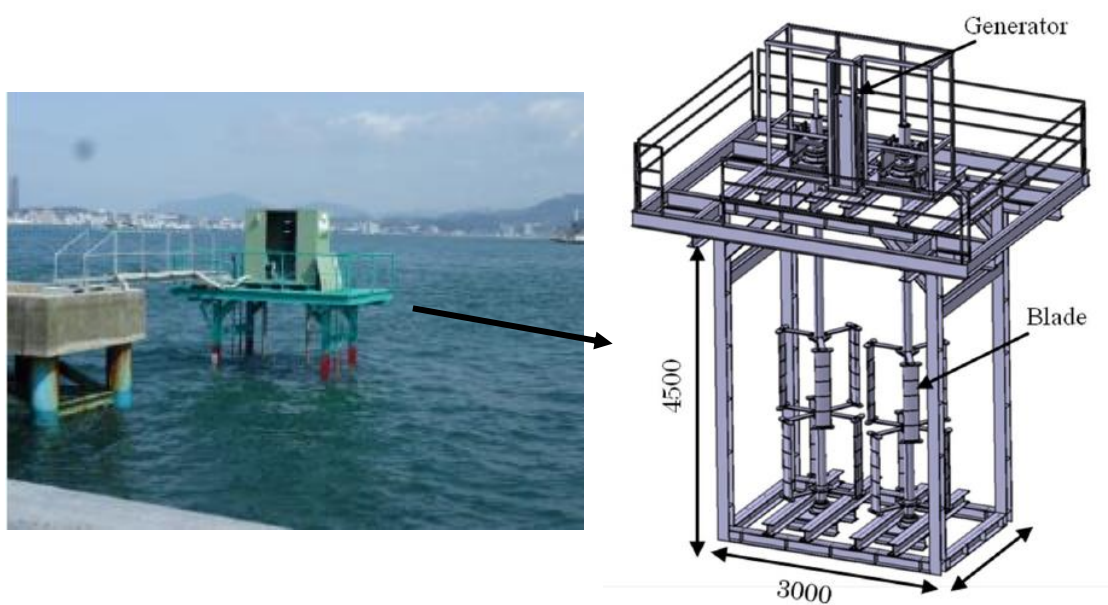


図 1-20 ツインダリウス式潮流発電 (九州工業大学, 北九州市)⁽²⁸⁾



図 1-21 着床式潮流発電 (川崎重工業)^{(29), (30)}

1.2.4 潮流発電の優位性と課題

前述したように、世界各国の企業、研究機関で潮流発電の研究開発が積極的に進められており、今後、潮流発電施設の導入に向けてより一層活発化することが予想される。このように潮流発電が注目されている理由として、他の再生可能エネルギーによる発電と比較して以下のような優位性を持つことがあげられる。

- 潮流発電の優位性

- ・風力エネルギーや波力エネルギーのように気象条件によるエネルギー量の変動がなく、安定した電力供給が期待できる。
- ・海水密度は空気密度の 800 倍以上（海水：1025 kg/m³，空気 1.205 kg/m³）であり，潮流発電装置の翼面積あたりの発電能力は風力発電に比べて大きい。
- ・発電施設を密に配置することができ，所要発電量に対する施設面積を小さくすることが可能である。
- ・発電施設の設置の際，海上に突出する構造物は小さい，または海中に完全に没水するため，景観上の支障が少ない。

これらの優位性は大きな期待がもてるものの，太陽光発電や風力発電に比べて潮流発電の導入・商用化は進んでおらず，大きく遅れている実状がある。これは，潮流発電装置に克服すべき技術的課題が数多く残っているためであり，潮流発電の実現に向けて，その解決が必要である。潮流発電に必要な技術としては，発電・運転技術や送電技術，建設・据付技術，発電装置の維持管理技術等があげられる。その中でも発電・運転技術は，発電装置及び施設のコンセプトそのものであり，このコンセプトによって発電システム全体の決定および関連技術の内容や重要度が異なってくるため，最も重要な技術となる。そこで，ここでは発電・運転技術に着目し，以下にその課題を記す。

- 潮流発電・運転技術の課題

- ・時々刻々と変化する潮流速度及び1日に4度生じる潮流方向の逆転に対応するため、双方向流れでも運転可能なタービン形状またはピッチ制御やヨー制御等の運転制御機構を必要とする.
- ・海中で運転する潮流発電装置はイルカや魚といった海洋生物と共生できるよう配慮する必要がある. 特に, タービンで発生する渦やキャビテーションは海洋生物に悪影響を及ぼすため, 発生抑制が必須である.
- ・発電装置や施設の大きさは, 可能な限り小さくし, 周辺の海洋環境や景観を保護しなければならない.
- ・各海洋環境及びいかなる海象条件においても, 潮流発電装置の安全な運転を保証する必要がある.

1.3 本研究の目的と意義

本研究では、膨大な潜在エネルギーを有しながら開発が極めて遅れている海洋資源に着目し、その中の一つの潮流エネルギーを有効利用する新たな発電技術を世界に先駆けて、提供することを目的とする。

潮流発電を導入するためには、前述したような技術課題があげられ、これらを解決できる発電技術の登場が望まれる。すなわち、自然環境の海洋を対象とするため、(1)潮流特有の流れに対応し、(2)周辺の海洋環境ならびに海洋生物と共生でき、かつ(3)高出力・高性能な潮流発電装置が必要である。

以上を踏まえ、海洋がもつ運動エネルギーの代表格、潮流エネルギーの有効利用に向けて、筆者らは、前後二段のプロペラが従来型発電機の外側固定子をも回転子とした二重回転電機子方式発電機の内外回転子を互いに逆方向に駆動する全く新しい潮流発電ユニットを提案し、実用化に向けた研究開発を目的とする。その第一段階として、(a)水中における発電ユニットの基本性能を把握し、(b)設置に向けた設計資料の収集を行う。さらに、発電ユニットの高性能化に向けて(c)前後段プロペラの好適化を目指す。

1.4 本研究の概要

本論文では、下記のような研究を遂行し、前述の目的を達成した。

第1章では、本研究の背景と目的を述べた。膨大な潜在エネルギーを有する海洋資源は将来のエネルギー問題の打破に向けて非常に注目されており、その中の一つ、潮流発電は長期にわたって発電量の予測が容易であるなど信頼性の高いエネルギーのため、早期導入が望まれる。しかし、潮流エネルギーを有効利用するためには、下記のような技術課題がある。

- (1) 変化する潮流速度や流向に対応する必要がある。
- (2) 海洋生物と共生できるよう、渦やキャビテーションの抑制を必要とする。
- (3) 周辺環境や景観を保護しなければならない。
- (4) いかなる海洋環境や海象条件においても、発電装置の安全な運転を保証する必要がある。

潮流発電の普及のためには、これらの問題点を解決した新しい発想の潮流発電ユニットが必要である事を示している。

第2章では、前後二段のプロペラからなるタンデムプロペラと、二重回転電機子方式発電機を組み合わせた相反転方式潮流発電ユニットへの着想を述べている。本提案の潮流発電ユニットは、

- (1) 発電機の二重回転電機子化によって、磁界を切る相対回転速度が増加するため、起電圧の増加や発電機径の縮小（発電装置の小型化）、回転速度の減少（キャビテーション対策に有利）などが可能である。
- (2) 回転トルクが発電ユニット内で相殺されるため、外部に反力をもたず、ワイヤやチェーン一本による係留が実現できる。

- (3) 前後段プロペラの回転トルク（角運動量変化）が等しいため、旋回流を持たない
上流の流れはプロペラを通過した下流でも旋回成分を持たず、自然の潮流を乱さない。

以上のように、本潮流ユニットは、前章で述べた技術的課題を克服できる可能性を秘めている。

第3章では、前章の着想に基づいて、モデル相反転方式潮流発電ユニットを準備し、基本特性や運転状態の把握を行った。具体的には、先行して行った相反転方式風力発電ユニットの研究成果を踏まえ、前後段プロペラのブレード枚数を前段3枚、後段5枚、前後段プロペラ直径比（= 後段直径 / 前段直径）0.84 のタンデムプロペラが、摩擦トルクを利用した模擬発電機を運転するモデル発電ユニットを準備し、風洞実験と水路実験により、所望の性能を示すことを確認した。同時に、発電ユニットは安定運転領域となる高周速域で主に運転され、運転にあった最適な外部負荷を与える必要があることを示している。

第4章では、本潮流発電ユニットをパイル式で設置することを想定し、前章のモデル発電ユニットをパイルに搭載した際のパイルや後方水流への影響を調べた。従来技術の単段プロペラは、一方向に偏った流れに垂直方向の定常力を持つのに対し、本潮流発電ユニットのタンデムプロペラは、回転トルクが相殺されるため、垂直方向の定常力がパイルに働かないことを実証した。また、本発電ユニットの運転に際し、発電ユニットの動バランスや各プロペラの回転及び両者の相互干渉がパイルに影響することを示している。更に、発電ユニットを水面から遠い水深深くに設置することで、発電ユニット後方の水面への影響を小さくすることができることを示した。

第5章では、前章の実験結果を踏まえ、ワイヤやチェーン一本を用いて、発電ユニット子午面上にあるピッチングモーメント中心の位置で係留する新たな係留方法の着想を述べ、この係留方法が実現できることを実験的に検証した。また、係留式モデル発電ユニットの運転中の挙動を把握し、発電ユニットの抗力が大きいほど安定運転が可能であることを示した。

第6章では、前章までの成果を踏まえ、数値シミュレーションを用いてタンデムプロペラの高効率化を図った。高性能が期待できる翼型形状の一例として、翼厚が薄く大きくそらせた翼型形状を提案し、この翼型を用いたプロペラブレードの半径方向の翼負荷分布の好適化を行った。翼負荷分布の好適化については、海中生物に悪影響を及ぼしかねないブレード端渦の抑制を考慮した。以上をふまえて、潮流発電用タンデムプロペラを新たに設計し、効率が向上することを実験的に確認した。さらに、潮流発電用プロペラは、効率向上とともにキャビテーション抑制も重要となるため、上述の翼型形状を改良し、両者が同時に期待できる新たな翼型形状を提案した。

第7章では、これまで設計してきたタンデムプロペラからなる潮流発電ユニットの実用機を構築した。すなわち、海中におけるキャビテーションの発生を抑制しつつ高効率を得られるタンデムプロペラ、このタンデムプロペラが駆動する二重回転電機子方式同期発電機、没水する発電機を外界から完全に遮断する新しい技術の完全密封型低トルクメカニカルシールを導入した発電ユニットの姿を示した。

第8章では、本研究で得られた成果および今後の展望を述べている。

第2章

相反転方式潮流発電ユニットの着想

- 2.1 緒言
- 2.2 発電機の二重回転電機子化
- 2.3 相反転方式潮流発電ユニットの着想
- 2.4 本潮流発電ユニットの優位性
- 2.5 タンデムプロペラに関する従来研究
- 2.6 結言

2.1 緒言

序論でも述べた通り、膨大な潜在エネルギーを有する海洋資源の中の一つ、潮流エネルギーを有効利用するためには、潮流特有の流れに対応し、海洋環境と共生できる新しい潮流発電技術が望まれる。そこで、本研究では、前後二段のプロペラと従来型発電機の外側固定子をも回転子とした二重回転電機子方式発電機によって構成される全く新しい潮流発電ユニットを提案する。

2.2 発電機の二重回転電機子化

前述したように、潮流発電を導入する際の技術課題として、海洋環境への共生があげられ、周辺環境や海洋生物への影響を考慮し、発電施設の小規模化を目指す必要がある。この小規模化のためには、発電施設及び構造物の規模決定に大きく影響する発電装置の小型簡素化が望まれる。しかし、出力電力の質を保つためには送電ロスを考慮して起電圧を高める必要があり、起電力は回転子が磁界を切る相対速度に比例することから、増速機を設けるか、発電機の大径化 / 多極化をしなければならず、どの場合においても発電装置の大型化を避けることは不可能である。そこで、この問題点を解決するため、従来型発電機の外側固定子[図 2-1 (a)参照]をも回転子とし、内外二重回転電機子を互いに逆方向に回転させる新たな発電機、二重回転電機子方式発電機を採用した[図 2-1 (b)]。本発電機は、二重回転電機子化により、次のような特徴を持つ。

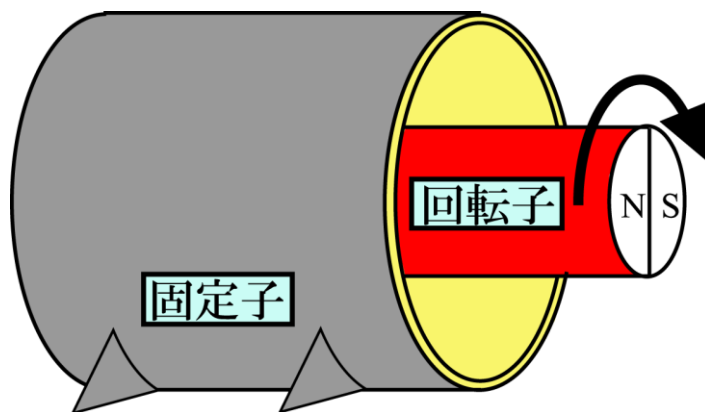
- (1)内外回転電機子が互いに逆回転し、相対回転速度の増加により、磁界を切る相対回転速度が増加するため、起電圧の増加、極数の減少、発電機径の縮小、回転速度の減少が可能となる。

(2)内外回転電機子に働く相反回転トルクが一致する点で運転され、その時の回転速度は任意であり、本研究においては、両回転電機子に直結した前後段プロペラとの連携によって自動的に決定される。

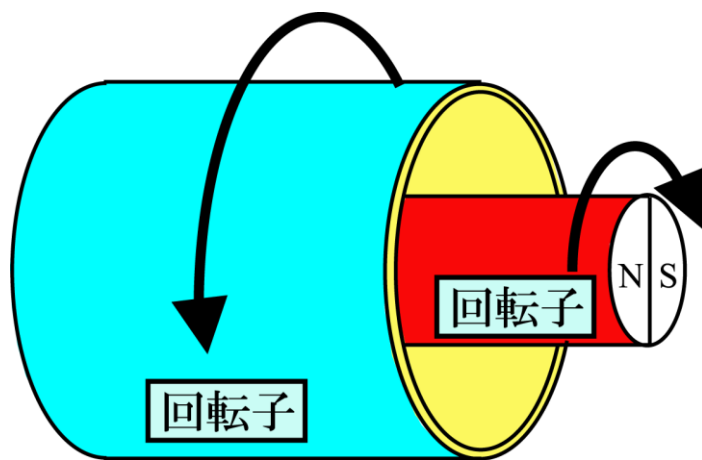
(3)内外回転電機子に働く回転トルクが相殺されるため、外部に対して反作用としての回転トルクが働かない。これは、頑丈な据え付けベッド等が不要であり、大規模な土木工事なしで発電機の設置が可能となる。さらに言い換えると、本発電機を備えた潮流発電ユニットはワイヤやケーブル一本による係留が可能となる（後述）。

この発電機と前後段プロペラを組み合わせることで、一般的なプロペラ式発電装置に比べて、2.2.4 節で述べるような優位性を発揮する。

過去の研究としては、二重回転電機子方式発電機を水力発電に適用し、実際に高出力が得られた例がある⁽³¹⁾。また、本研究で提案する潮流発電ユニットの先行研究として、筆者らは二重回転電機子方式発電機の特徴を風力発電に活かしたタンデムロータ型インテリジェント風力発電ユニットを提案している^{(32)~(34)}。この風力発電ユニットは、大径の前段風車ロータと小径の後段風車ロータから成るタンデム風車ロータによって発電機内の内外回転電機子を駆動するものであり、タンデム風車ロータと内外回転電機子方式発電機の連携により、従来技術の風車では持ち得ない特徴・優位性を発揮した^{(32)~(34)}。さらに、序論でも述べたように内外回転電機子方式発電機と一對のダリウス式タービンを組み合わせた潮流発電装置も提案され、実証試験が行われるなど、様々な技術への応用、導入が進んでいる⁽²⁸⁾。



(a) 従来型発電機



(b) 二重回転電機子方式発電機

図 2-1 発電機概念図

2.3 相反転方式潮流発電ユニットの着想

前述した二重回転電機子方式発電機の特徴を潮流発電でも利用するため、先行研究である風力発電ユニットの研究を踏まえ、前後二段のプロペラからなるタンデムプロペラを提案した（図 2-2 参照）。すなわち、前後に配置した二段のプロペラによって二重回転電機子方式発電機の内外回転子を互いに逆方向に駆動し、このときの回転トルクは回転速度に関係なく内外回転電機子あるいは前後段プロペラ間で相殺されるため、後述するような優位性を発揮し、潮流発電の抱える技術的課題を解決できる可能性を秘めている。

本研究で提案した相反転方式潮流発電ユニットの概要図を図 2-2 に示す。上述したように前後二段のプロペラ（タンデムプロペラ）と二重回転電機子方式発電機から構成されており、前後段プロペラは内外回転電機子にそれぞれ直結され、タンデムプロペラの回転がそのまま内外回転電機子に伝達されるような構造となっている。

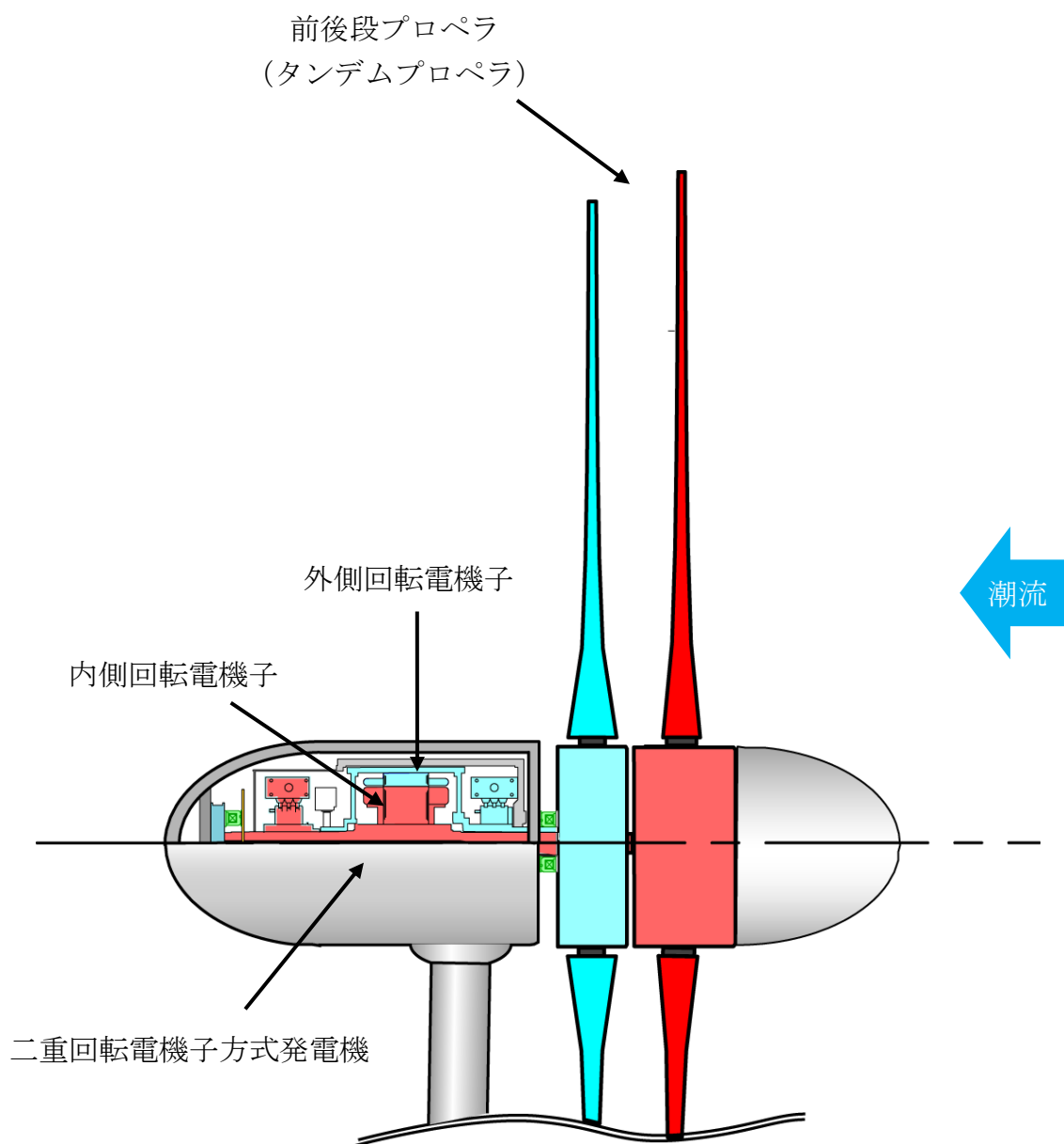


図 2-2 相反転方式潮流発電ユニットの概要図

2.4 本潮流発電ユニットの優位性

本潮流発電ユニットの最大の特徴は、前後段プロペラ（タンデムプロペラ）と二重回転電機子方式発電機の的確な連携プレーであり、これにより従来の発電技術では実現できないような特筆すべき特徴、優位性が期待できる。以下にその特徴、優位性を示す。

- (1) 内外回転電機子が互いに逆方向に回転するため、磁界を切る相対速度が速くなり、回転電機子径を従来型発電と同じにした場合、相対速度の増加に伴って起電圧も増加する。
- (2) 従来発電機で得られる起電圧と同じ起電圧を本発電ユニットで得ようとする場合、両回転電機子の相対速度が増加しているので、回転電機子径の縮小、または極数の減少を可能とする。これは、発電機径の縮小に直結するものであり、潮流発電装置全体の小型化につながる。
- (3) 発生起電圧と発電機径を従来発電機と同じにした場合、本発電機の内外回転電機子の相対回転速度が従来発電機の回転電機子と同じ回転数となればよいため、内外回転電機子それぞれの回転速度は減少することになる。すなわち、内外回転電機子を駆動する各プロペラの回転速度を減少することができる。この回転速度の減少は、水中におけるキャビテーション発生対策に非常に有利に働く。
- (4) 前後段プロペラの回転速度の選定は任意であるため、いかなる海洋環境にも対応することができる。
- (5) 前後段プロペラ間及び内外回転電機子間で回転トルクが相殺されるため、発電機の外部に反力が働かず、頑丈な据え付け基礎や大規模工事が不要となる。これは発電施設建設において大きな割合を占める建設費の削減が可能となるだけでなく、最も簡単には、海底や海岸、既設の橋脚等からワイヤやチェーン一本で容易に係留して発電を行うことができる。

- (6) 前後段プロペラが発生する回転トルクが等しいということは、言い換えると前後段プロペラの角運動量変化が等しいことになる。すなわち、図 2-3 に示すように、旋回流を持たない上流の流れ ($v_1 = v_m$) は前後段プロペラを通過した下流でも旋回成分を持たずに軸方向流出し ($v_4 = v_m$)、自然の潮流を乱さない。
- (7) 本発電機は二重回転電機子から構成されればよいので、発電機の形式（同期，誘導）を選ばない。すなわち，独立電源としての小規模発電から系統連系する大規模発電まで対応することができる。

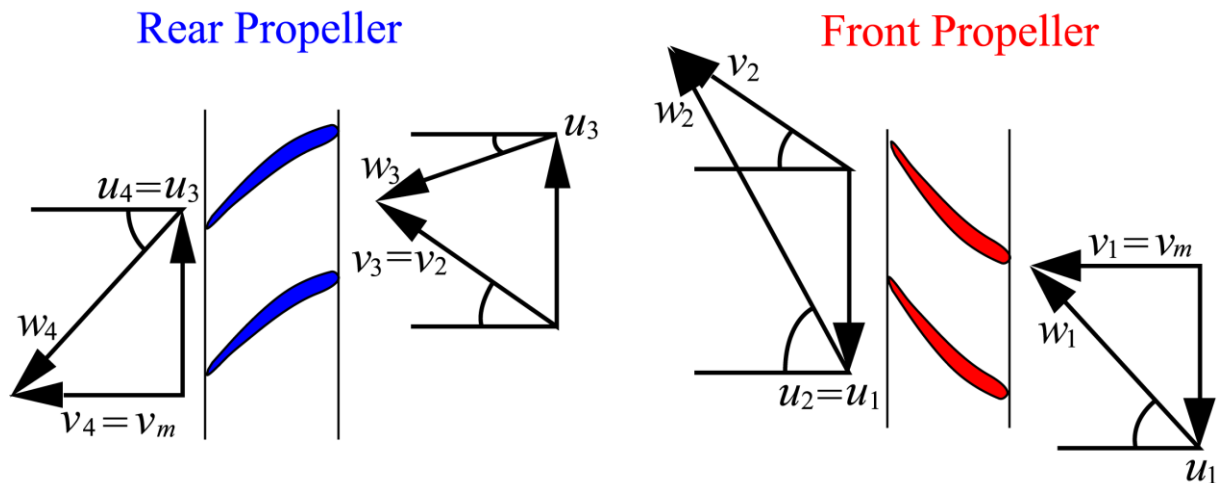


図 2-3 プロペラ周りの速度三角形

2.5 タンデムプロペラに関する従来研究

本潮流発電ユニットは二段のプロペラが互いに逆方向に回転する二重反転型プロペラを有しており、このような二重反転型プロペラ（羽根車）についてはこれまでに様々な分野で研究されている。二重反転型羽根車のアイデアは 19 世紀前半の英国で J. Ericsson によって船舶用として発表された⁽³⁵⁾。船舶において、単段のプロペラを運転する際には、水力を生み出す軸方向の直進流と同時に、ロスとなる旋回流も発生してしまうが、二重反転型プロペラでは前方プロペラから排出される回転エネルギーを逆方向に回転する後方プロペラで回収し、推力に変えることできるため、プロペラ性能向上が期待できる⁽³⁶⁾。しかし、当時の技術では構造が複雑で所望する程の性能向上が得られず、前後二段が互いに反転することで回転トルクが相殺され、艇の直進性が向上するという二重反転型の利点を活かして、小型船外機や魚雷といった小型プロペラでの使用が主であった。その後、研究開発と技術進歩により、1980 年代末に、日本の製造メーカーによって大型船舶用として二重反転プロペラが実用化され^{(37), (38)}、その省エネ効果は通常のプロペラに比べて約 15%であることが確認されている。船舶分野以外にも、航空機やヘリコプター⁽³⁹⁾、軸流送風機⁽⁴⁰⁾、軸流ポンプ^{(41), (42)}など様々な分野にわたって省エネ効果、高効率化の報告が行われている。一方で、二重反転式プロペラは騒音が比較的大きくなってしまおうと言われており⁽⁴⁰⁾、Hanson は自由空間内の干渉騒音についての理論式を提示し、両プロペラの干渉によって様々な周波数の干渉騒音が発生することを見出している⁽³⁹⁾。また、Janardan - Gilebe は干渉騒音について (1) 前段動翼の後流と後段動翼の干渉、(2) ポテンシャル干渉、(3) 前段動翼の翼端渦と後段動翼の干渉の 3 種類があり、(3) の干渉が放射騒音にもっとも大きな影響を与えることを示した⁽⁴³⁾。さらに児玉らによって、前後段の翼枚数を互いに素数にすることによって動翼間の干渉騒音を大幅に低減できることが報告され⁽⁴⁴⁾、乱流騒音の予測⁽⁴⁵⁾や騒音低減化⁽⁴⁶⁾に向けての研究も数多く進められている。潮流発電において

は、プロペラから発生する騒音が海洋生物へ悪影響を及ぼすことが懸念されるため、注意が必要となる。

発電分野において、二重反転型プロペラは、特に風力発電を中心に適用及び研究開発が進められており、1994年に David. A. Spar によって初めて風車への応用が発表された⁽⁴⁷⁾。その後多くの研究者によって研究が行われ、小径の前段プロペラと大径の後段プロペラから成る風車^{(48) ~ (50)}や同径の前後段プロペラから成る風車^{(51), (52)}を用いて、風洞実験や実風況下による実証試験を実施し、従来発電技術の単段プロペラに比べて出力向上が確認されている。

近年は潮流発電においても二重反転型プロペラの導入を目指す研究開発が行われつつあり、J.A. Clarke らは3枚翼の前段プロペラと4枚翼の後段プロペラ（前後段プロペラ径 0.82m）の二重反転式プロペラを用い、水槽における牽引試験により 40%を越えるプロペラ効率が得られたと報告している⁽⁵³⁾。さらにこの二重反転式プロペラの直径 2.5m にスケールアップしたモデルを用いた実験や数値シミュレーションも行われている^{(53), (54)}。しかし、この潮流発電ユニットは二重反転プロペラが固定子に面した磁気ロータをそれぞれ駆動する方式であり、二重反転プロペラを互いに逆回転させるものの、その仕事はそれぞれ独立して行うものであるため、本潮流発電ユニットの着想とは異なるものである。

2.6 結言

本章では、相反転方式潮流発電ユニットの着想を述べるとともに、その特徴及び優位性を記した。以下に、要約を記す。

- (1) 二重回転電機子方式発電機の内外回転子が互いに逆方向に回転するため、磁界を切る速度が速くなり、起電圧の増加、極数の減少、発電機径の縮小、回転速度の減少を可能とする。特にこの回転速度の減少は水中におけるキャビテーション対策に非常に有利となる。
- (2) 前後段プロペラの回転速度の選定は任意であるため、いかなる海洋環境にも容易に対応できる。
- (3) 前後二段プロペラ間と内外回転電機子間で回転トルクが相殺されるため、外部に反力が働かず、頑丈な据え付け工事等が不要となる。すなわち最も簡単には、ワイヤ/チェーン一本のみを使用して係留することが可能である。
- (4) 前後段プロペラが発生する回転トルク（角運動量変化）が等しいため、上流の旋回流を持たない流れはプロペラを通過した下流でも旋回成分を発生せず、自然の潮流を乱さない。
- (5) 本発電機は二重回転電機子から構成されればよいので、発電機の形式（同期、誘導）を選ばず、独立電源としての小規模発電から、系統連系する大規模発電まで対応できる。

第3章

相反転方式潮流発電ユニットの基本特性

- 3.1 緒言
- 3.2 モデル相反転方式潮流発電ユニット
- 3.3 タンデムプロペラの準備
 - 3.3.1 プロペラの設計理論
 - 3.3.2 供試ブレードの設計
- 3.4 実験装置と実験方法
 - 3.4.2 水流実験
 - 3.4.3 風洞実験
- 3.5 本潮流発電ユニットの出力特性と運転状態
- 3.6 結言

3.1 緒言

前章で述べた相反転方式潮流発電ユニットの実現に向けて、本章ではモデル相反転方式潮流発電ユニットを準備し、本潮流発電ユニットの基本特性及び運転状態を把握することにした。

3.2 モデル相反転方式潮流発電ユニット

図 3-1 に準備したモデル相反転方式潮流発電ユニット（アップストリーム方式）の概略図を示す。本潮流発電ユニットは、先行して行ったタンデムロータ型風力発電ユニットの研究成果を基にプロペラのブレード枚数や形状、直径などを決定している⁽³²⁾~⁽³⁴⁾。前段プロペラ直径は $d_F = 350 \text{ mm}$ ，後段プロペラ直径は $d_R = 294 \text{ mm}$ で，前後段プロペラの直径比は $D_{RF} = d_R / d_F = 0.84$ としている。前後段プロペラは後述する供試ブレードを有しており，それぞれのブレード枚数は，前段 $Z_F = 3$ 枚，後段 $Z_R = 5$ 枚である。また，前後段プロペラの軸間距離は $l = 35 \text{ mm}$ （無次元距離： $L = 2l / d_F = 0.2$ ）とした。これらの諸元は，風力発電ユニットとして最適化された値を採用している。前後段プロペラは二重回転電機子方式発電機の代わりに，相互作用させる接触面をもつ内軸及び外軸に接続されている。この接触面はボルトの位置に応じたばねの圧縮力により摩擦力，すなわち負荷を変化させることができる構造となっており，二重回転電機子方式発電機を模擬している。

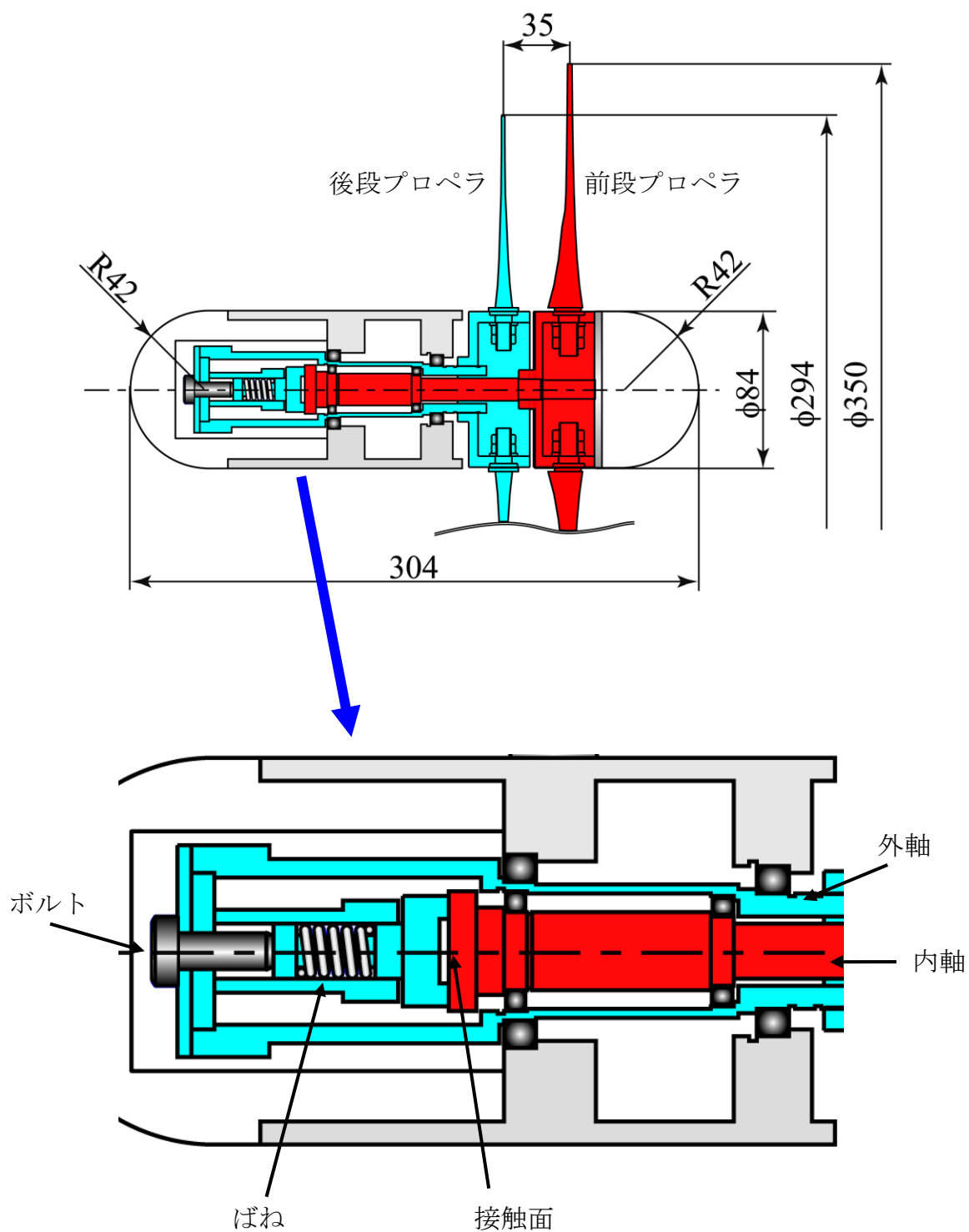


図 3-1 モデル相反転方式潮流発電ユニットの概略図と内部構造

3.3 タンデムプロペラの準備

3.3.1 プロペラの設計理論

プロペラ式潮流発電装置のプロペラ設計は、一般的に風力発電の流体力学的理論に基づく設計手法を応用される。そこで本研究では最も基本的で広く用いられている翼素運動量理論を利用してタンデムプロペラの設計を行った。

(1) 運動量理論

運動量理論は、プロペラを均質一様な作動円板として、プロペラ回転面での運動量、角運動量変化によってプロペラの軸力やトルクを求める方法である⁽⁵⁵⁾。図 3-2 にプロペラを通過する流れをモデル化したものを示す。ここでの流れは旋回方向への運動はなく、軸方向と半径方向の速度のみと考える（軸方向運動量理論）。図 3-2 に示す流管を検査体積として、質量保存の法則から、次式が得られる。

$$\rho A_1 V_1 = \rho A V_{ax} = \rho A_2 V_2 \quad (3.1)$$

プロペラから流体が受ける力 F_N' は、運動量保存則より次式で表される。

$$F_N' = \rho A_2 V_2^2 - \rho A_1 V_1^2 \quad (3.2)$$

ここで、プロペラが流体から受ける力 F_N は F_N' の反作用であり、式(3.1)と式(3.2)より、

$$F_N = \rho A V_{ax} (V_1 - V_2) \quad (3.3)$$

また、プロペラが流体から受ける力 F_N は、プロペラ面にわたる圧力差として表すことができる。

$$F_N = (p^+ - p^-) A \quad (3.4)$$

つづいて、プロペラ前後の圧力 p^+ 、 p^- は、ベルヌーイの式で見出すことができる。

プロペラ前方

$$p + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = p^+ + \frac{1}{2} \rho V_{ax}^2 \quad (3.5)$$

プロペラ後方

$$p + \frac{1}{2} \rho V_2^2 = p^- + \frac{1}{2} \rho V_{ax}^2 \quad (3.6)$$

式(3.5)と式(3.6)より,

$$p^+ - p^- = \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_2^2) \quad (3.7)$$

式(3.4)と式(3.7)より, プロペラが流体から受ける力 F_N は次のようになる.

$$F_N = \frac{1}{2} \rho A (V_1^2 - V_2^2) \quad (3.8)$$

式(3.3)と式(3.8)より, V_{ax} の関係式が得られる.

$$V_{ax} = \frac{1}{2} (V_1 + V_2) \quad (3.9)$$

ここで, 次式で表されるような, 軸方向誘導係数 a を導入する.

$$V_{ax} = V_1 (1 - a) \quad (3.10)$$

式(9)と式(3.10)より, 以下の下流速度が与えられる.

$$V_2 = V_1 (1 - 2a) \quad (3.11)$$

プロペラが吸収したエネルギーは, 次式で表される.

$$P = F_N V_{ax} = \frac{1}{2} \rho A V_{ax} (V_1^2 - V_2^2) \quad (3.12)$$

式(3.10)を式(3.12)に代入すると,

$$P = \frac{1}{2} \rho A V_1^3 \cdot 4a(1-a)^2 \quad (3.13)$$

式(3.13)より, P が最大値をとるときの a は, 次式の解として得られる.

$$\frac{dP}{da} = \frac{1}{2} \rho A V_1^3 [4(1-a)(1-3a)] = 0 \quad (3.14)$$

ここで, $a < 1$ であるため, $a = 1/3$ で P が最大値となる. これを式(3.13)に代入すると, P の最大値が得られる.

$$P = \frac{16}{27} \times \frac{1}{2} \rho A V_1^3 \quad (3.15)$$

式(3.15)中の $\rho A U_0^3 / 2$ は流体の持つエネルギーを示しているので, プロペラ出力の理論的最大値は $16/27 \cong 0.593$ となり, これは **Betz 限界** と呼ばれる.

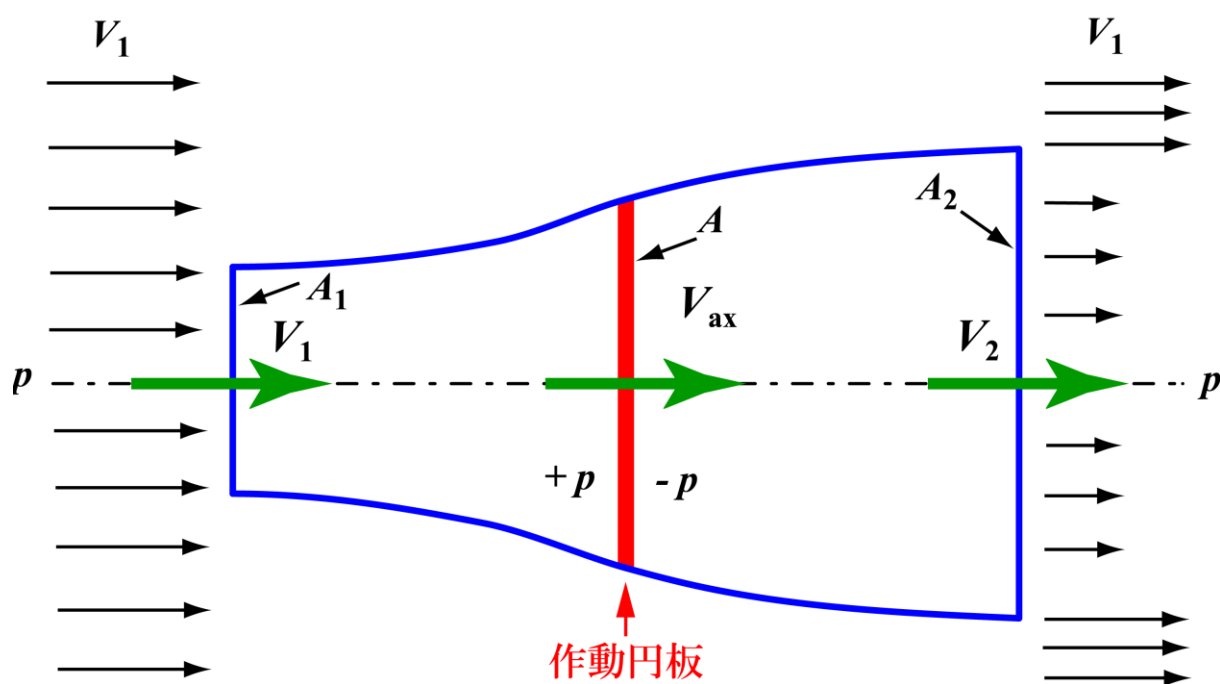


図 3-2 軸方向運動量理論における作動円板と検査体積

回転するプロペラは角運動量（トルク）の発生があるため、これまで述べたプロペラの上流及び下流の完全軸方向流れの理想モデルは修正する必要がある．そこで図3-3に示すように、半径 r 、幅 dr の環状流管モデルを用いる⁽⁵⁶⁾．プロペラを通過する流れの角速度は、 Ω から $\Omega + \omega$ に増大するため、接線方向の誘導係数 a' を導入する．

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \quad (3.16)$$

この誘導係数 a' を用いると、プロペラに作用する軸方向力は次のように表される⁽⁵⁶⁾．

$$dF_N = 4a'(1+a') \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 2\pi dr \quad (3.17)$$

この式(3.17)と軸方向運動量理論から導かれた式(3.8)は等置できる．ここで、軸方向誘導係数 a を用いて環状断面のみに着目すると式(3.8)は以下のようなになる．

$$dF_N = 4a(1-a) \frac{1}{2} \rho V^2 2\pi dr \quad (3.18)$$

式(3.17)と式(3.18)より次のような関係式が得られる．

$$\frac{a(1-a)}{a'(1+a')} = \frac{\Omega^2 r^2}{V^2} = \lambda_r^2 \quad (3.19)$$

ここに λ_r は局所周速比（ $\lambda_r = \Omega r / V$ ）を表す．また、角運動量保存則によりプロペラで発生するトルク T は次の式であらわされる．

$$dT = 4a'(1-a) \frac{1}{2} \rho V \Omega r 2\pi r^2 dr \quad (3.20)$$

この式(3.20)よりプロペラ全体で発生する出力 P は以下のようなになる．

$$P = \frac{1}{2} \rho A V^3 \times \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda a'(1-a) \lambda_r^3 d\lambda_r \quad (3.20)$$

ここに λ は周速比（ $\lambda = \Omega R / V$ 、 R はプロペラ半径）を表す． $a'(1-a)$ の最大値を得るため、式(3.19)を用い $a'(1-a)$ を微分して 0 とおいたものを変形すると次式の関係が含まれることとなる．

$$a' = \frac{1-3a}{4a-1} \quad (3.21)$$

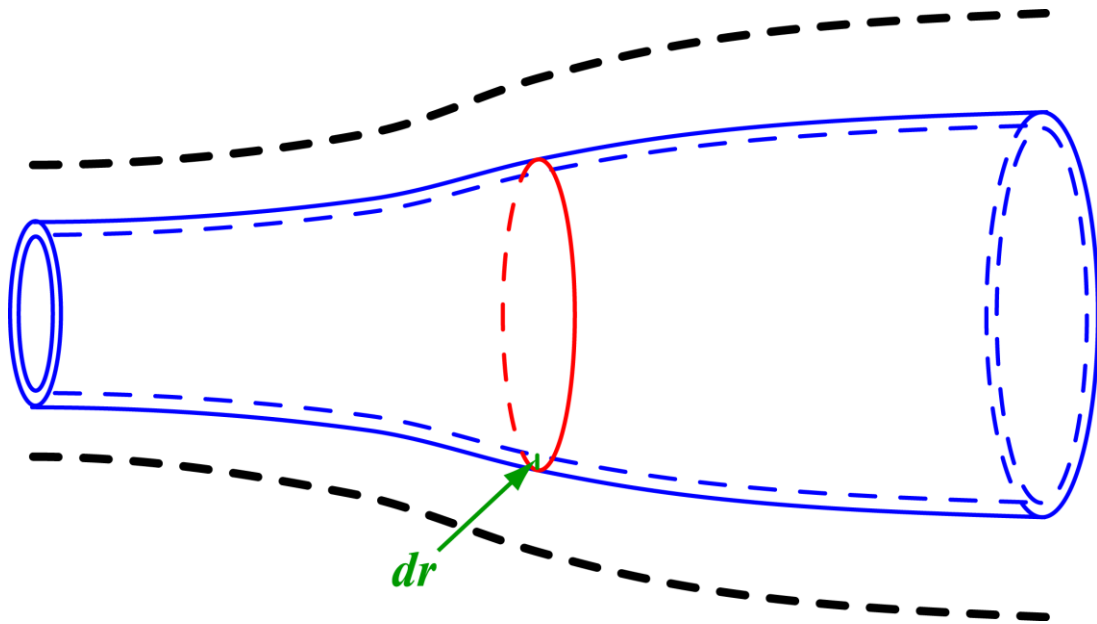


図 3-3 環状流管モデル

(2) 翼素理論

翼素理論(Blade element theory)は、プロペラのブレードをスパン方向（半径方向）の細い帯状の翼素 (Blade element) に分割し、各翼素に作用する力をその局所的な流れ場の状態と翼素断面形状の揚力係数及び抗力係数から算出することで、プロペラ全体の軸力及びトルクを導出する手法である⁽⁵⁷⁾。前述の運動量理論と以下で述べる翼素理論を結びつけることで、プロペラの形態（ブレード枚数、プロペラ形状など）と性能の関係を導くことができる。

半径 R 、翼枚数 Z を有するプロペラを想定し、翼弦長を c 、ピッチ角（ひねり角）を θ 、プロペラの回転速度を Ω 、上流の一様流の風速を V 、軸方向の誘導係数を a とする。半径 r において、微小翼素（スパン方向の幅 dr ）に流入する相対速度 w は、次式で表される。

$$w = \sqrt{\{V(1-a)\}^2 + \{(1+a')\Omega r\}^2} \quad (3.22)$$

ここで、運動量理論の場合とは異なり、プロペラを微小スパン方向幅 dr の作動円環が組み合わされたものとして扱う。図 3-4 に示すように相対速度 w のロータ回転面に対する流入角を ϕ とすると、以下の式が成り立つ。

$$\sin \phi = \frac{(1-a)V}{w} \quad (3.23)$$

$$\cos \phi = \frac{(1+a')\Omega r}{w} \quad (3.24)$$

したがって、微小翼素の迎え角 α は次式により求められる。

$$\alpha = \phi - \theta \quad (3.25)$$

つづいて、図 3-4 に示す微小翼素に働く揚力 F_L および抗力 F_D は、その迎え角に対する揚力係数、抗力係数を C_L 、 C_D として、

$$dF_L = C_L \cdot \frac{1}{2} \rho c w^2 dr \quad (3.26)$$

$$dF_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \rho c w^2 dr \quad (3.27)$$

幅 dr の微小翼素に作用する軸方向力 dF_N とトルク dT は、

$$dF_N = dF_L \cos \phi + dF_D \sin \phi \quad (3.28)$$

$$dT = (dF_L \sin \phi - dF_D \cos \phi) r \quad (3.29)$$

式(3.26)～式(3.29)より、翼枚数 Z のプロペラで発生する dF_N とトルク dT は次のようになる。

$$dF_N = Z \frac{1}{2} \rho c w^2 (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) dr \quad (3.30)$$

$$dT = Z \frac{1}{2} \rho c w^2 (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) r dr \quad (3.31)$$

式(3.30)と式(3.31)が翼素理論から求まる軸方向力とトルクとなる。

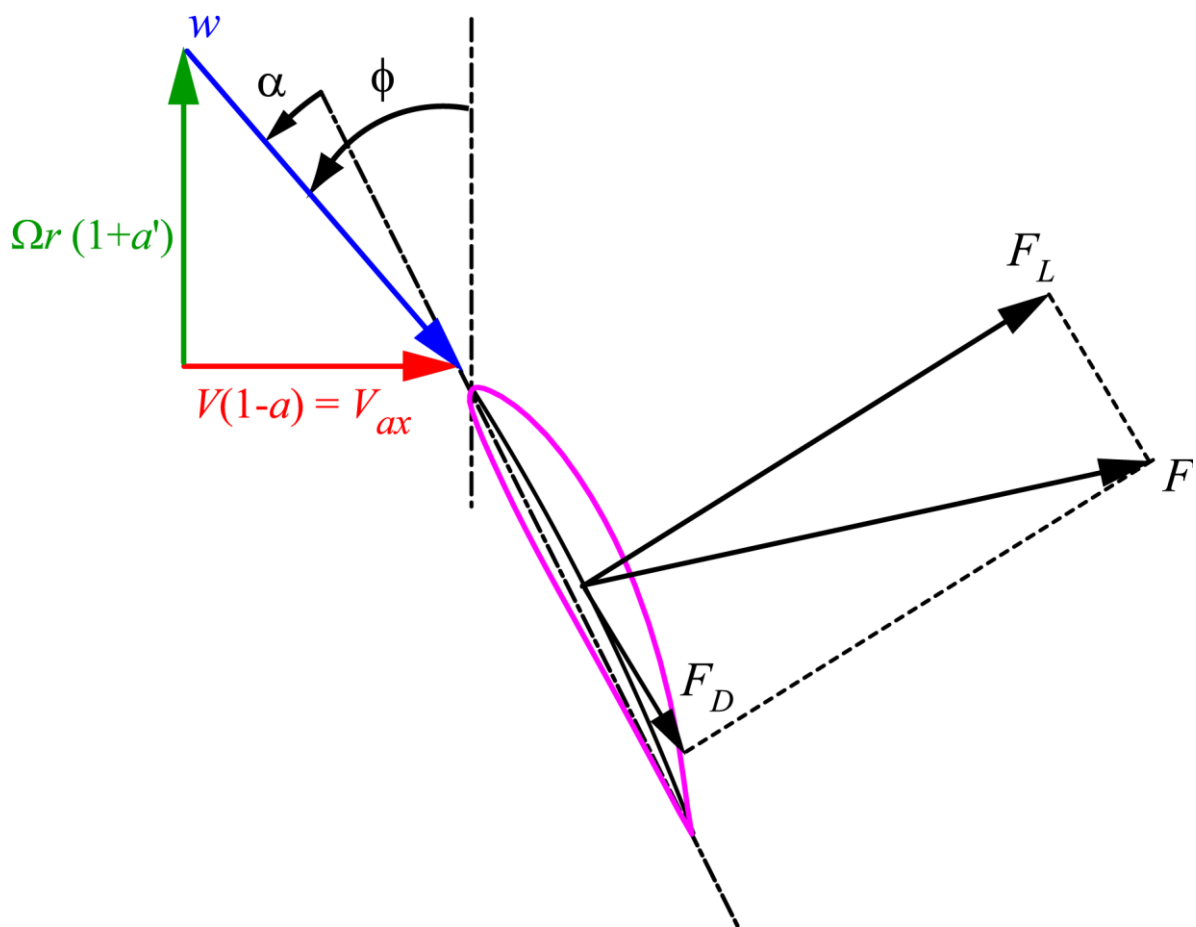


図 3-4 プロペラの翼素まわりの速度三角形

(3) 翼素運動量理論

運動量理論で得られた軸方向力及びトルクと翼素理論で得られた軸方向力及びトルクを結びつける．軸方向力に関する式(3.18)と式(3.30)より，

$$\frac{4a}{1-a} = \sigma C_L \frac{\cos \phi}{\sin^2 \phi} \left(1 + \frac{C_L}{C_D} \tan \phi\right) \quad (3.32)$$

トルクに関する式(3.20)と式(3.31)より，

$$\frac{4a'}{1+a'} = \frac{\sigma C_L}{\cos \phi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \frac{1}{\tan \phi}\right) \quad (3.33)$$

ここに， σ は局所ソリディティを表し，次式で定義される．

$$\sigma = \frac{BC}{2\pi r} \quad (3.34)$$

小さな翼弦長の近似範囲内においては，形状抵抗はブレード自身における誘導速度は含まないため^{(58), (59)}，抗力項は無視して誘導係数 a, a' を計算すると次のようになる⁽⁵⁶⁾．

$$\frac{4a}{1-a} = \sigma C_L \frac{\cos \phi}{\sin^2 \phi} \quad (3.35)$$

$$\frac{4a'}{1+a'} = \frac{\sigma C_L}{\cos \phi} \quad (3.36)$$

式(3.36)に式(3.21), (3.34)を代入すると翼弦長に関する次式が得られる．

$$C = \frac{8\pi r}{BC_L} (1 - \cos \phi) \quad (3.37)$$

また，式(3.35), (3.36)および式(3.21), (3.23), (3.24)から周速比と流入角 ϕ の関係式が得られる．

$$\lambda_r = \frac{\sin \phi (2 \cos \phi - 1)}{(1 - \cos \phi)(2 \cos \phi + 1)} \quad (3.38)$$

上記の式は以下のように簡単化できる．

$$\phi = \frac{2}{3} \tan^{-1} \frac{1}{\lambda_r} \quad (3.39)$$

3.3.2 供試ブレードの設計

本潮流発電ユニットで採用するタンデムプロペラは、前後に並んでプロペラが配置されるため、従来設計法の翼素運動量理論に加えて、後述する独自の設計法を用いて設計を行う。ここでは第一段階として、本研究の先行研究であるタンデムロータ型風力発電ユニットに搭載されているタンデム風車ロータを参考に、風車用として設計しているプロペラブレードを用いる。

(1) 前段プロペラ用ブレード Front Blade A

上述したように、本潮流発電ユニットは前後二段のプロペラを持ち、前段プロペラを通過した流れによって後段プロペラを運転させるため、各プロペラで吸収するエネルギーのバランスがタンデムプロペラの出力向上の重要な鍵を握る。プロペラが運転する際、半径の大きい範囲での仕事が非常に重要であり、半径の小さい領域で発生する回転トルクは極めて小さい。そこで、前段プロペラ用ブレードは、回転トルクの発生にあまり寄与しない半径の小さい範囲においてはプロペラでトルクを発生させず、前段プロペラで吸収されるべきエネルギーをあえてそのまま後段プロペラへ受け流す設計を行う。これにより、後段プロペラに流入するエネルギーの増大が期待できる。

図 3-5 に前段プロペラの半径 r の大きい範囲（半径の約 50%以上の範囲）におけるブレード前後の速度三角形を示す。ここに u は周方向速度（回転速度 $r\omega$ ）、 v は絶対速度、 v_m は軸方向速度、 w は相対速度、 α は迎え角、 ϕ は相対流入角、添え字 1, 2 は入口、出口断面の値を示す。図 3-5 に示すように、出入口の相対速度 w_2 , w_1 のベクトル平均に平行な抗力 F_D とそれに垂直な揚力 F_L がブレード上に発生し、これらの合力 F の回転方向成分 F_T によって風車ロータが回転する。したがって、揚高比 ($\varepsilon = F_L / F_D$) が大きいほど F_T 、すなわち回転トルクが大きくなり、高出力が得られる。前段プロペラの半径 r が大きいティップ側では、従来通り大きな回転トルクが得られるよう反り

をもつ翼型を採用し、半径位置によらず高い揚高比が得られる好適な迎え角 α となるようブレードに半径方向の捻りを与える（図 3-5）。

一方、回転トルクの発生にあまり寄与しない半径の小さいハブ側では極力抗力の小さい翼素を採用して無負荷状態とし、前段プロペラの半径の小さい範囲では仕事をさせず水流を通り抜かせ、後段プロペラに上流のエネルギーをそのまま受け渡す。図 3-6 に前段プロペラの半径 r の小さい範囲（半径の約 50% 以下の範囲）におけるブレード前後の速度三角形を示す。この図に示すように、前段プロペラに流入する軸方向流れ（ $v_1 = v_{m1}$ ）が流れ方向を変えずにそのまま軸方向に流出（ $v_2 = v_{m2}$ ）するように設計すれば、流体が前段プロペラを通過する際に流れの角運動量変化が生じないことになる。すなわち、前段プロペラは無負荷状態となり流体のエネルギーを吸収しない。このような流れを実現するためには、図 3-6 に示すように、翼素に働く揚力 F_L と抗力 F_D の合力 F が軸方向に向き、 F の回転方向成分が $F_T=0$ となるようにすればよい。ここで、揚力と抗力の関係は速度三角形と相似となるため、揚抗比 ε および合力と抗力のなす角 γ は下記の式で表される。

$$\varepsilon = \frac{F_L}{F_D} = \frac{u}{v_{m1}} \quad (3.40)$$

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{F_L}{F_D} = \tan^{-1} \varepsilon \quad (3.41)$$

式(3.41)から得られる合力と抗力のなす角 γ と式(3.39)から得られる流入角 ϕ が $\gamma + \phi = 90 \text{ deg.}$ にすることで、翼素に働く合力が軸方向を向くことになる。翼素に働く揚力と抗力、すなわち揚高比 ε は迎え角 α によって決定されるため、 $\gamma + \phi = 90 \text{ deg.}$ を保つ最適な迎え角となるようにブレードにひねりを与える必要がある。このとき、軸方向を向いている合力 F は軸方向の運動量変化、すなわち軸方向速度の減少を招き、後段プロペラへ受け渡すエネルギーの減少を引き起こす。したがって、合力 F すなわち抗力 F_D が極力小さい迎え角及び翼素を採用したほうが望ましい。図 3-6 には例として対称翼型を示しているが、反りを持つ翼型でも本目的は達成できる。

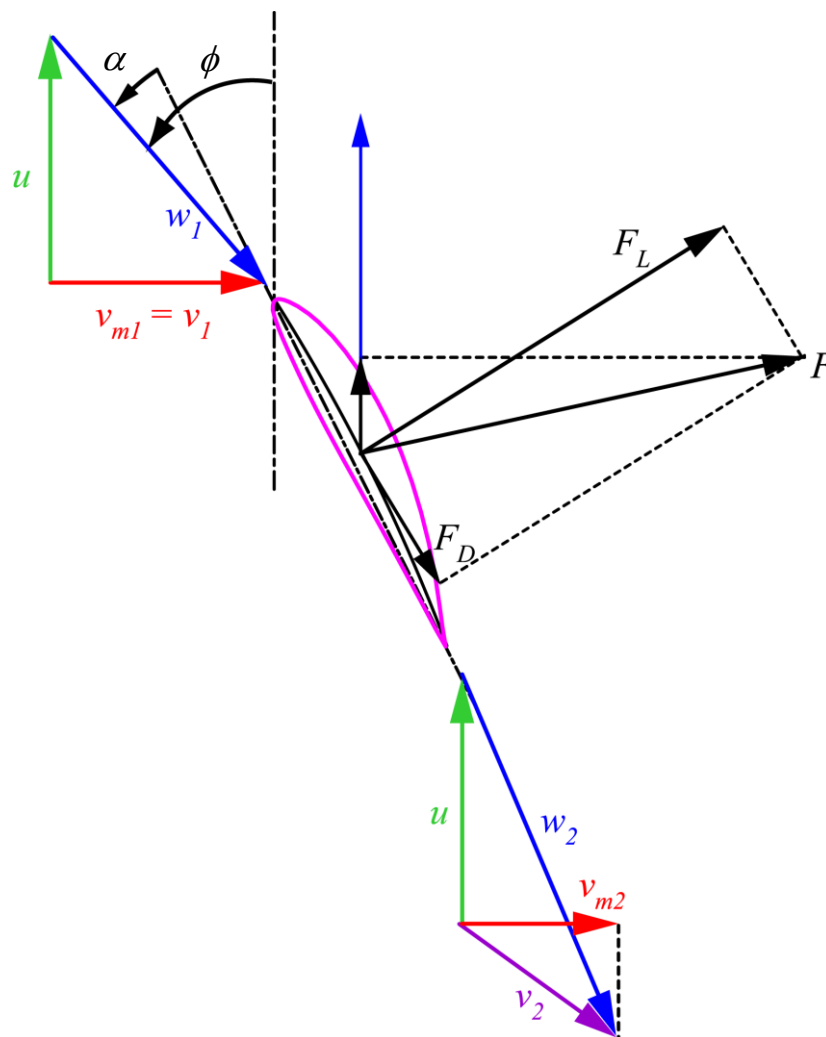


図 3-5 通常のプロペラ翼素まわりの速度三角形

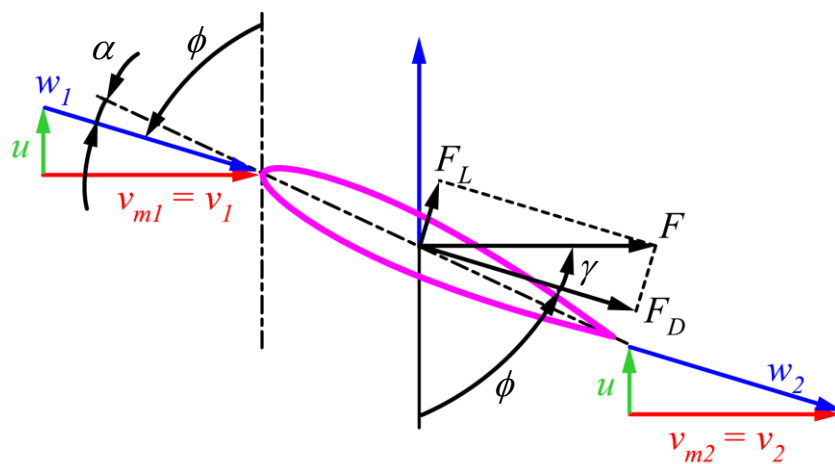


図 3-6 無負荷状態を実現するためのプロペラ翼素まわりの速度三角形

前述したような設計法と翼素運動量理論により、前段プロペラ用供試ブレードの設計を行った。設計潮流速度を $V = 1\text{m/s}$ と設定し、過去の風車用ブレードの研究成果⁽⁶⁰⁾を参考に設計周速比を $\lambda_F = 5.2$ [= (ティップ位置での周速) / (風速 V)] とした。本設計の前段プロペラは、半径の大きいブレードティップ側で大きな仕事をさせ、半径の小さいハブ側では無負荷状態を実現するため、ハブ側とティップ側で異なる翼型を採用する。すなわち、半径の大きい範囲では、大きな揚高比を得るため、風車用翼型として産業総合技術研究所で開発された反りを持つ MEL002 翼型⁽⁶¹⁾を用い、半径の小さい範囲では抗力が小さい対称翼の NACA0015 翼型⁽⁶²⁾を用いた。ここで、プロペラに働く軸方向力 F_N を表す無次元数 C_N を導入すると、揚力と抗力の合力が軸方向を向いた場合、 C_N は下記の式で表される。

$$C_N = \sqrt{C_L^2 + C_D^2} \quad (3.42)$$

この C_N になるべく小さい翼型及び迎え角を採用すれば、流体へ働く軸方向力が小さくなり、後段プロペラに流入するエネルギーが増大する。図 3-7 に MEL002 翼型⁽⁶¹⁾と NACA0015 翼型⁽⁶²⁾の迎え角 α に対する揚抗比 ε 及び上述の C_N の関係を示す。図に示すように、反りを持つ MEL002 翼型の方が大きな揚高比が得られる。また、 C_N 値も MEL002 翼型の方が局所的には小さい値を示すが大差はなく、全体的には対称翼の NACA0015 翼型の方が小さくなっており、どちらの翼型も使用可能であることが分かる。ここでは、設計点以外での運転も考慮し、NACA0015 翼型を採用している。

以上を考慮して設計、製作した前段プロペラ用ブレード **Front Blade A** の概略図を図 3-8 に示し、このブレードのひねり角 θ 及び迎え角 α 分布を図 3-9 に示す。半径の大きい範囲 $R > 0.6$ (R : 無次元半径, $R = 2r / d_F$, d_F : 前段プロペラ直径)では、大きな仕事をさせるため、MEL002 翼型を用いて半径位置によらず大きな揚高比 ε が得られる好適な迎え角 $\alpha = 7 \text{ deg.}$ で一定となるようにひねりを与えた。ここで、MEL002 翼型の最大揚抗比が得られる迎え角は $\alpha = 8 \text{ deg.}$ であるが、半径の小さい範囲との接続、及び低

回転時の失速を考慮して迎え角 $\alpha = 7 \text{ deg.}$ と設定している．無負荷となる半径の小さい範囲 $R < 0.5$ では，NACA0015 翼型を採用して，前述した $\gamma + \phi = 90 \text{ deg.}$ を保つ最適な迎え角 α を決定し，この迎え角が得られるようにひねりを与えた．これらをつなぐ $0.5 < R < 0.6$ の範囲では，無負荷部と負荷部を結合するため，ひねり角の急激な変化によって迎え角が急増している．また，断面形状も対称翼の NACA0015 翼型から反りを持つ MEL002 翼型へと徐々に変化させている．翼弦長は式(3.37)を参考にハブ側からティップ側にかけて減少させている．

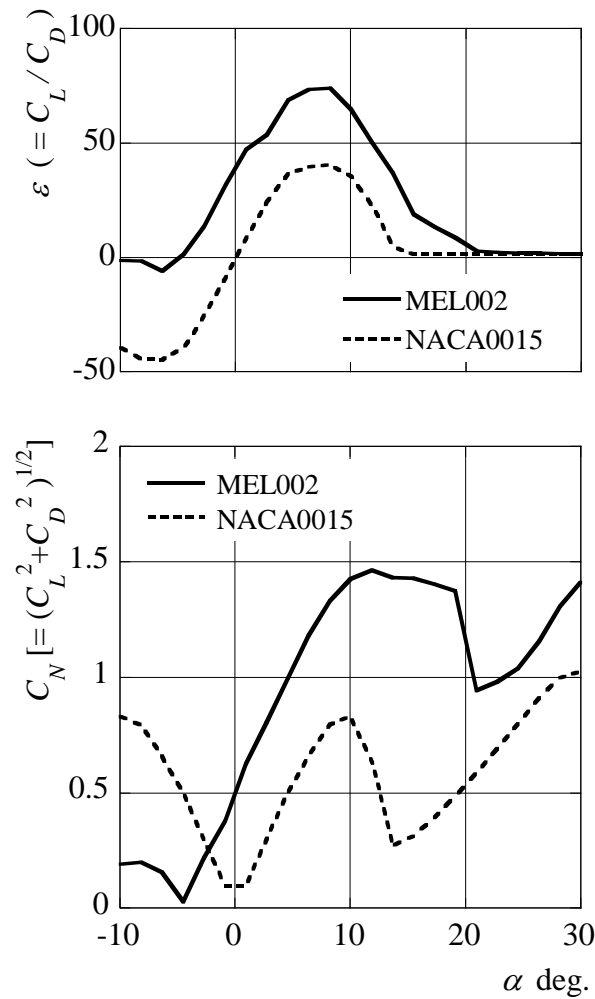


図 3-7 揚高比 ε ，軸方向の抗力係数 C_N と迎え角の関係

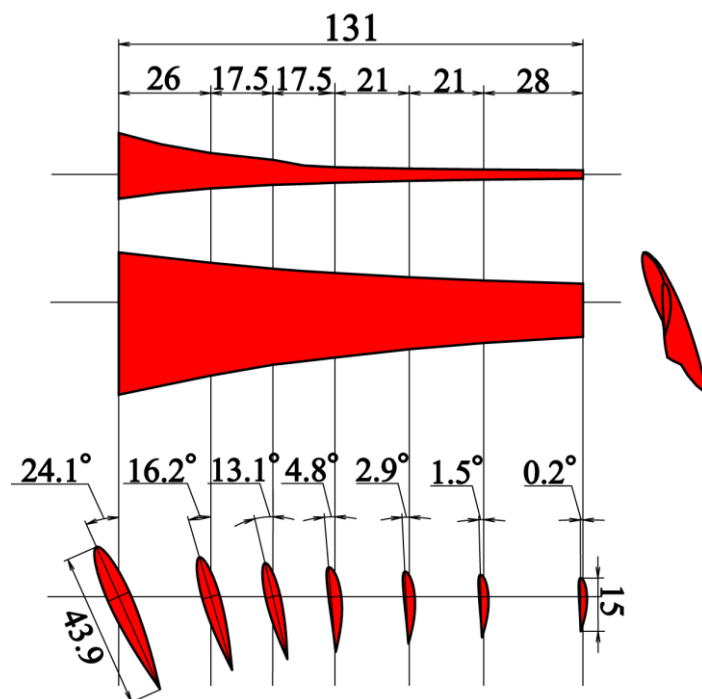


図 3-8 Front Blade A の概略図

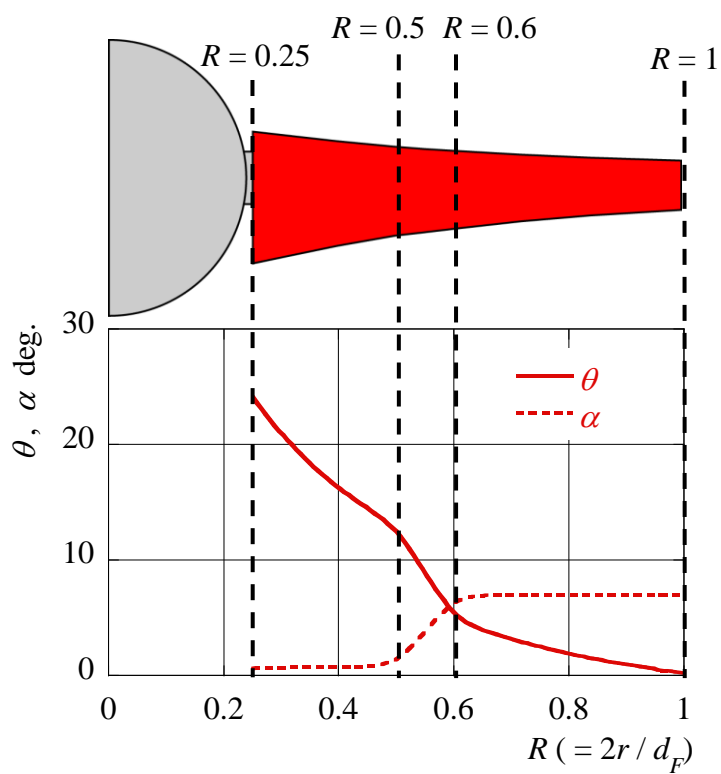


図 3-9 Front Blade A のひねり角と迎え角分布

(2) 後段プロペラ用ブレード Rear Blade B

後段プロペラ用ブレードも前段プロペラ同様、過去の風車用ブレードの研究成果⁽⁶⁰⁾を参考に風車用として設計した。設計周速比は $\lambda_R = 5.9$ である。図 3-10 に設計した Rear Blade A の概略図、図 3-11 にひねり角と迎え角分布を示す。Front Blade A の半径の大きい範囲と同様に、MEL002 翼型⁽⁶¹⁾を採用し、前述の Front Blade A を単段プロペラとして運転した時のプロペラ直後の流れを流入条件として、半径位置によらず最大揚抗比が得られる最適な迎え角 $\alpha = 8 \text{ deg.}$ で一定となるようにひねりを与えた。また、式 (3.37)を参考にハブ側からティップ側にかけて翼弦長を減少させている。

これ以降、表記の単純化のため、例えば前段プロペラに Front Blade A、後段プロペラに Rear Blade A を使用した場合、Tandem Propeller AA と表記することとする。

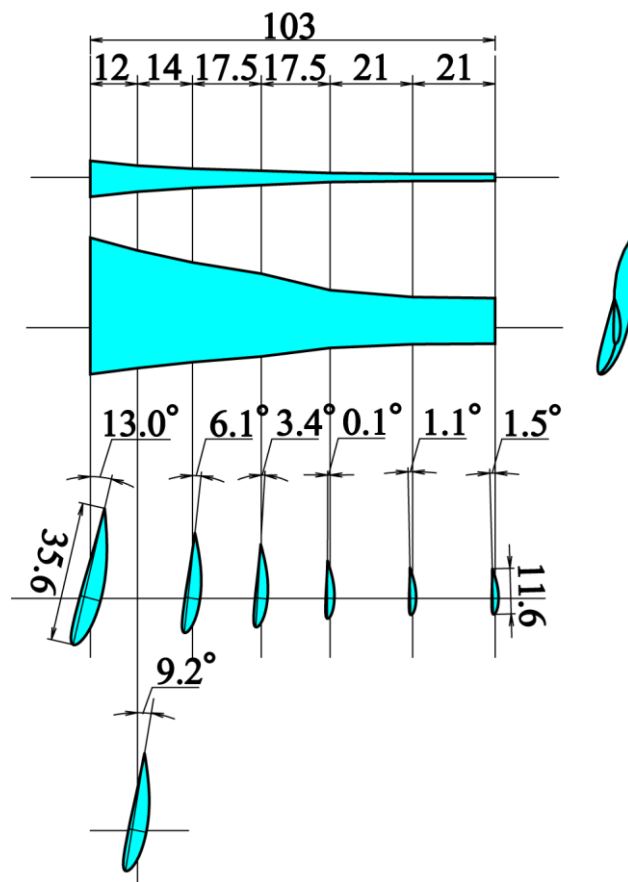


図 3-10 Rear Blade A の概略図

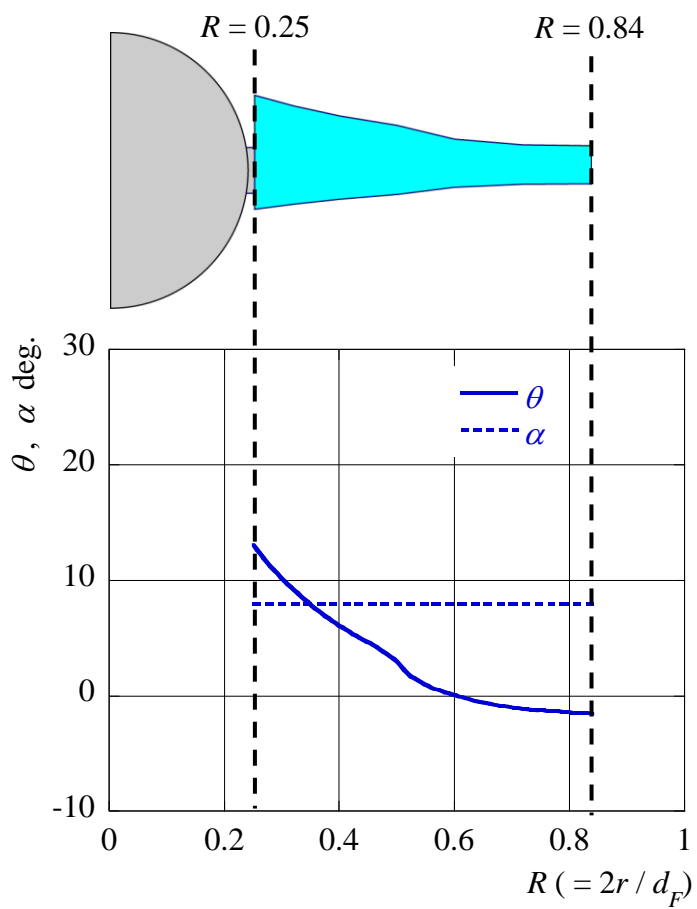


図 3-11 Rear Blade A のひねり角と迎え角分布

3.4 実験装置と実験方法

3.4.1 水流実験

水流実験は図 3-12 に示すような台形断面用水路（上面幅：2.08m，下面幅：1.55m，水深：1.1m）の自然流を用いて行った．ここでは，本潮流発電ユニットの基本的な性能を把握するため，次章でも述べるパイル式による設置を想定して実験を実施した．用水路の上部のベッドに長さ 900mm のパイル（一辺 20mm の正方形断面）を固定し，このパイルの下端に前述したモデル発電ユニットを設置した．このとき，水面から前段プロペラのティップ位置までの距離は $z = 0.175 \text{ m}$ ($2z / d_F = 1.0$) としている．また，モデル発電ユニットに搭載する前述の各プロペラ用ブレードは，ティップ位置において周方向（回転方向）から測った取付角 β_F , β_R を自由に変更できる構造となっている（図 3-13）．

用水路の流速は上流に設置したプロペラ流速計を用いて測定し，潮流発電ユニットの実験範囲において，用水路断面の幅方向，深さ方向にほぼ一様流であることを確認している．実験における前段プロペラティップ位置での平均レイノルズ数 ($Re = WC / \nu$, W : 相対流入速度, C : 翼弦, ν : 動粘度) は約 $Re = 5.5 \times 10^4$ と幾分低い値を示しているが，用水路の主流は十分な乱れ成分を含んでおり，基本特性を把握するうえで特に問題ないと考えられる．

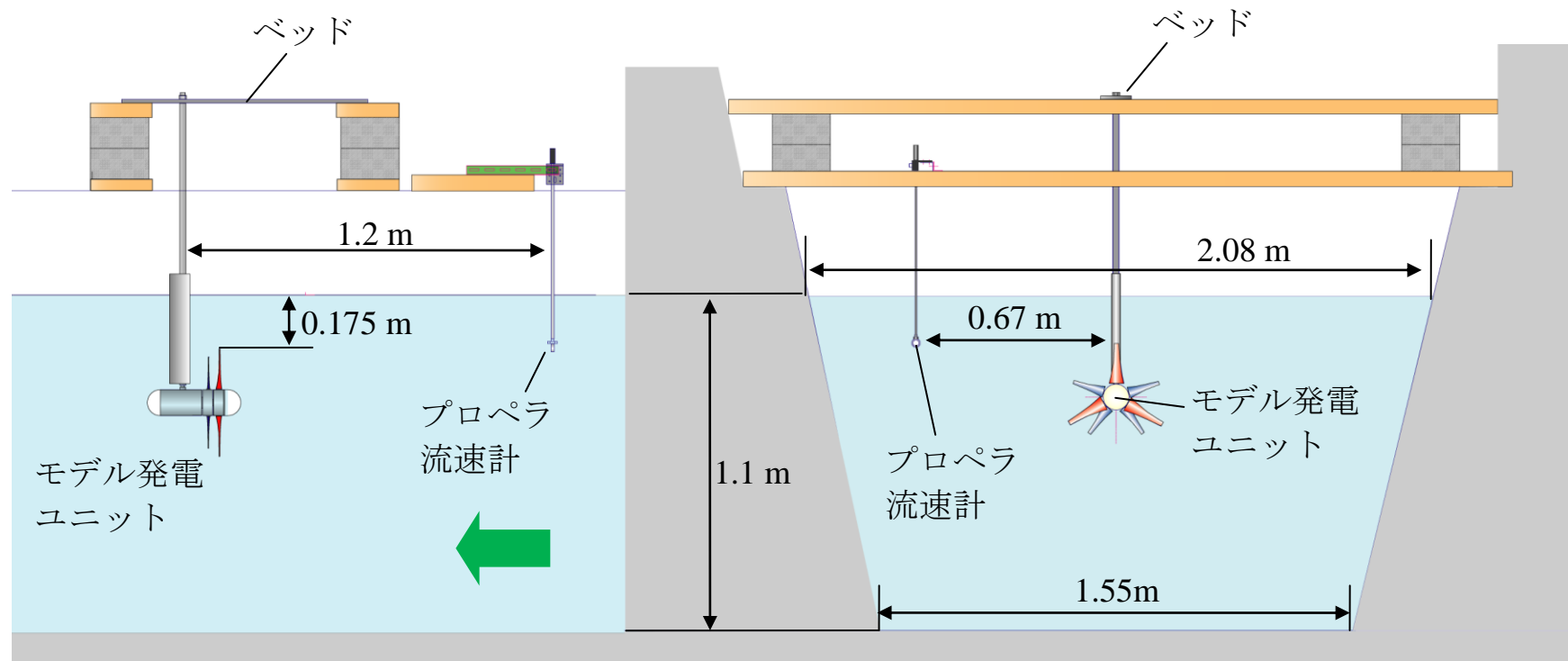


図 3-12 水流実験概略図

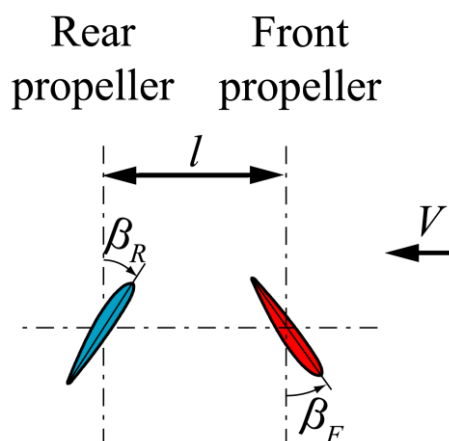


図 3-13 ブレード取付角

実験では、前述したようにボルト位置に応じたばねの圧縮力により接触面の摩擦力、すなわち負荷を変化させて運転を行った。このとき、ばねの圧縮力とプロペラの回転速度によって、接触面の摩擦トルク（回転トルク）が決定されるため、図 3-14 に示すトルク校正実験を別途実施した。図に示すように、モデル発電ユニットの回転軸にインバータで回生制動できる電動機を接続し、水流実験で得られた回転数とばねの圧縮力を与えることで、プロペラで発生していた回転トルクをトルク検出器により測定する。このとき、本ユニットは前後段プロペラが互いに逆方向に回転する二重軸構造となるため、外軸はプーリとタイミングベルトを介して別軸に接続している。これらの軸系の機械損失トルクを予め計測して実験値に加味することで両プロペラで発生する真の回転トルクを評価した。

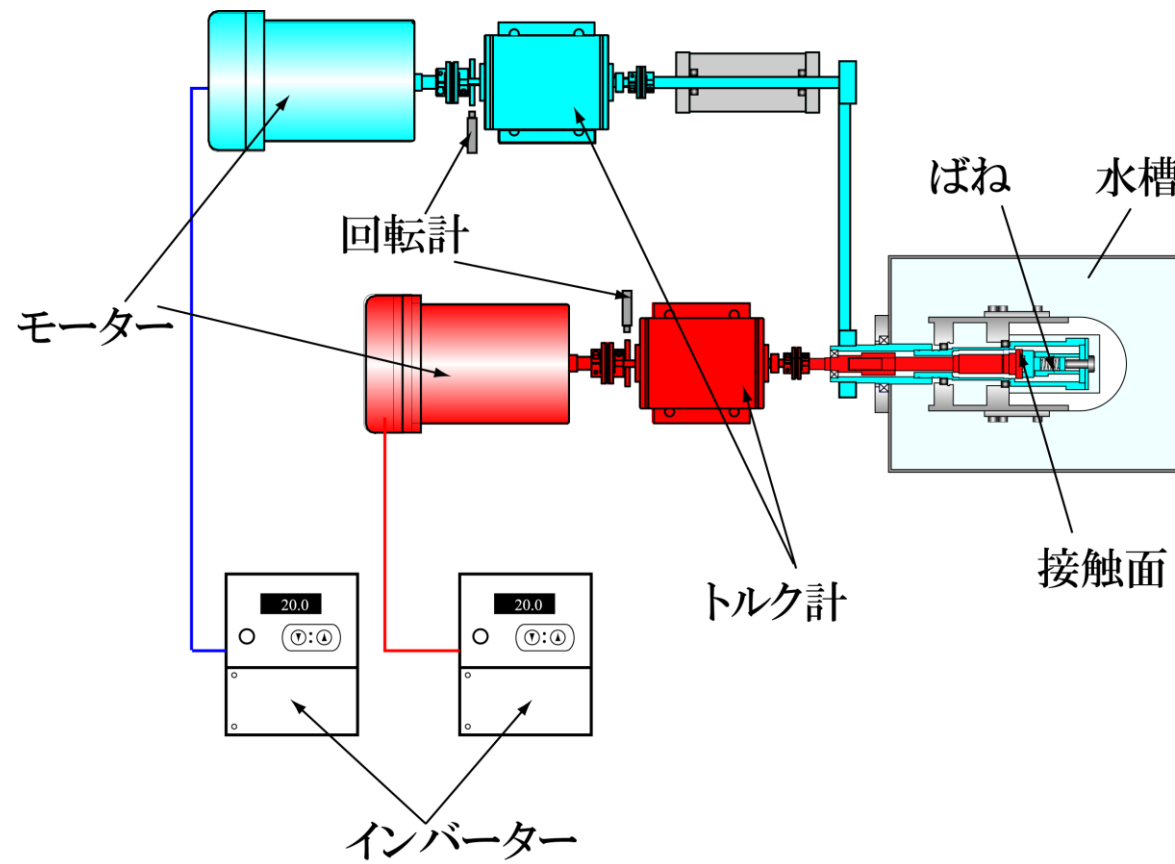


図 3-14 トルク校正実験装置

3.4.2 風洞実験

タンデムプロペラの出力特性を調べるため、水流実験に加えて、風洞実験も行った。タンデムプロペラをノズル直径 800mm の風洞出口に設置し、前述のトルク校正実験と同様に両プロペラがそれぞれ別軸で回生制動のできる電動機を用いて、プロペラの発生動力を吸収させた（図 3-15）。風洞実験は、本潮流発電ユニットの実際の運転状態を考慮して、一定風速下において前後段プロペラの回転トルクが一致する点を運転点とし、前段プロペラティップ位置におけるレイノルズ数が前述の水流実験と同程度になるよう風速とプロペラの回転数を設定した。なお、トルク校正実験同様、軸径の機械トルクは事前に測定され、測定値に加味して評価する。

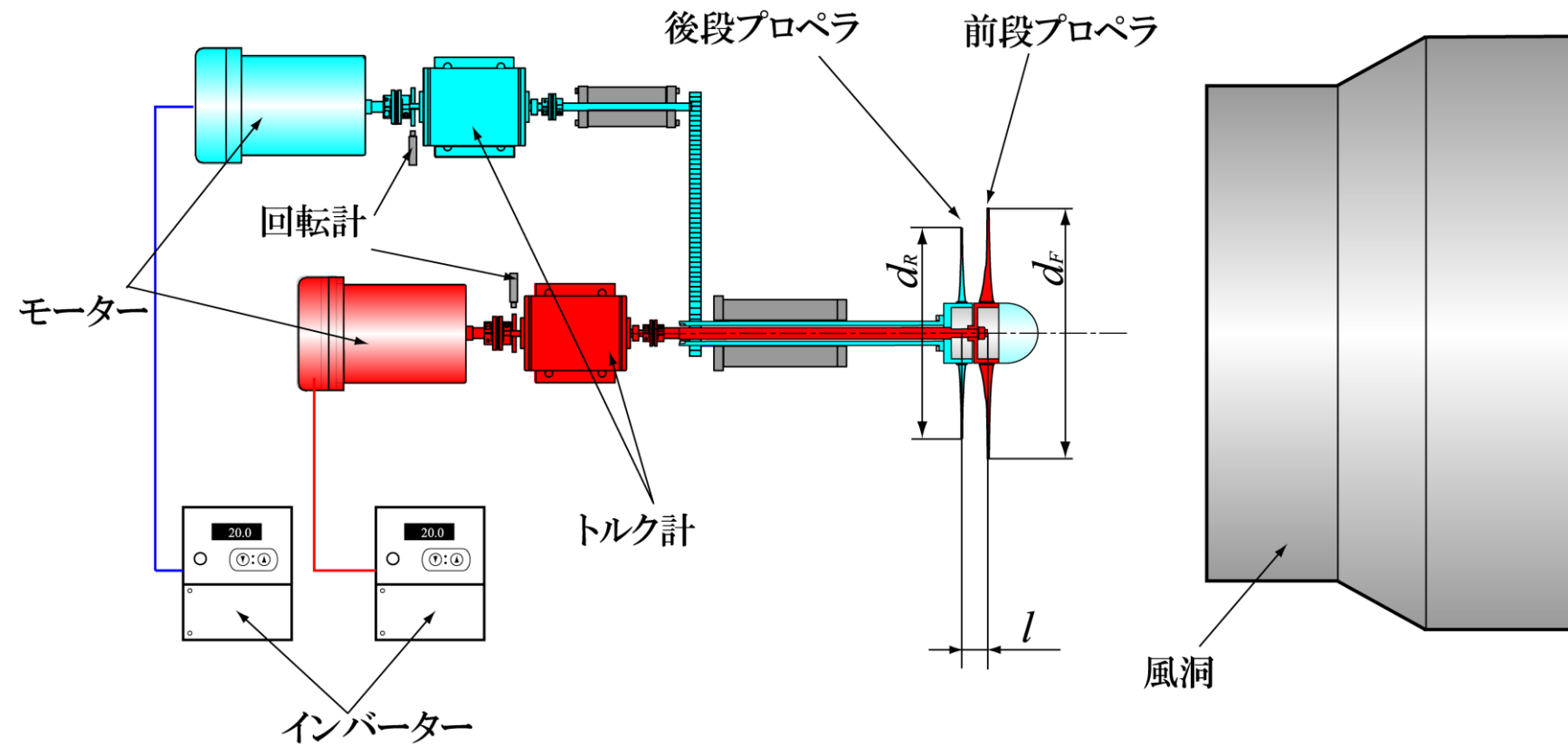


図 3-15 風洞実験装置

3.5 本潮流発電ユニットの出力特性と運転状態

Front Blade A と Rear Blade A を最適な取付角 $\beta_F = 5 \text{ deg.}$, $\beta_R = 10 \text{ deg.}$ に設定した時の本潮流発電ユニットの出力特性を図 3-16 に示す. ここに, 出力係数は $C_P = P / (\rho A V^3 / 2)$ [P : 出力, ρ : 密度, V : 流速, A : 受流面積 ($A = \pi d_F^2 / 4$)] から算出し, λ_T は相対周速比 [= (ティップ位置での相対周速) / (風速 V)] を示す. また, 黒丸プロットは水流実験結果, 白丸プロットは風洞実験結果を示す. レイノルズ数 Re がほぼ等しい ($\lambda_T = 4$ で $Re = 4.8 \times 10^4$) 水流実験と風洞実験の結果より, Tandem Propeller AA は従来の単段プロペラ同様, 周速比に対して最高出力係数が得られるような出力曲線を描いており, 相対周速比約 $\lambda_T = 8$ で最高効率約 $C_P = 34\%$ が得られた. 今回使用している Front Blade A と Rear Blade A は風車用として設計しているため, 最高効率を得られる相対周速比が若干高い値を示している. 本潮流発電ユニットは前後二段のプロペラを回転させているため, それぞれの回転速度は従来技術の単段プロペラに比べて遅くなる. しかし, 水中で高速回転するプロペラはキャビテーションの発生が懸念されるため, 潮流発電用プロペラとして設計する際には, 翼弦を大きくするなどして高速回転を避ける設計が必要となるであろう.

図 3-17 に前段プロペラの周速比 λ_F に対する迎え角 α_F を示す. 一定流速下にあるプロペラは, 非常に大きな迎え角 (例えば図 3-17 に示すように約 85 degrees) で回転を開始し, 回転速度の増加に伴って迎え角は減少するため, 迎え角が $\alpha > 8 \text{ degrees}$ の範囲ではプロペラの揚抗比 ε ($= C_L / C_D$) が増加し (MEL002 翼型の揚高比特性の図 3-7 参照), 回転トルクも増加する. さらに回転速度が増加し, 迎え角が $\alpha = 8 \text{ degrees}$ 付近で揚高比 ε は最大値をとり, さらに迎え角が減少, つまり回転速度が増加するにつれて揚高比 ε が減少する領域 ($\alpha < 8 \text{ degrees}$) で安定運転域となる. すなわちこの領域では, 何らかの外因で負荷が増加すると回転速度は減少して迎え角が大きくなり, 元の状態に復元する. また, 負荷が減少すると回転速度の増加により迎え角が小さくな

り、元の状態に復元する．これに対し、迎え角の範囲が $\alpha > 8$ degrees では、不安定運転となる⁽⁶³⁾．自然流の水路実験では回転速度は水流と負荷によって自動的に定まるため、低負荷で高速回転して $\alpha < 8$ degrees の安定領域運転に達し、負荷を大きくすると $\alpha > 8$ degrees の不安定領域となり、負荷にプロペラの発生トルクが賄い切れず回転速度が急減して運転不能となる．すなわち、回転速度に対して適度な負荷が存在し、図 3-16 で水流実験結果が高周速比に偏っているのはこのためである．一方、風洞試験ではモータを介して強制的に回転させているため、迎え角の大きい低周速域のデータも取得できている．

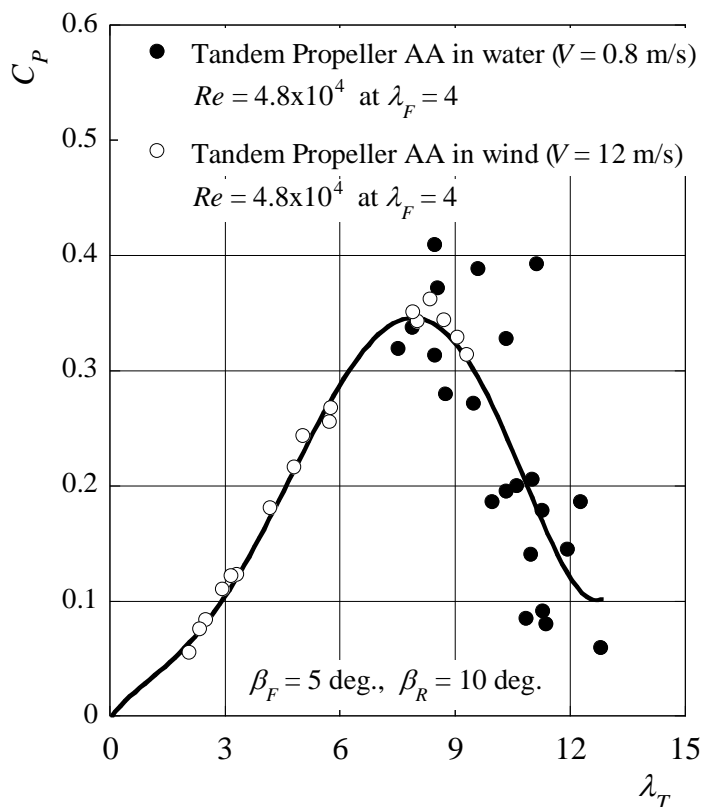


図 3-16 相反転方式潮流発電ユニット（Tandem Propeller AA）の出力特性

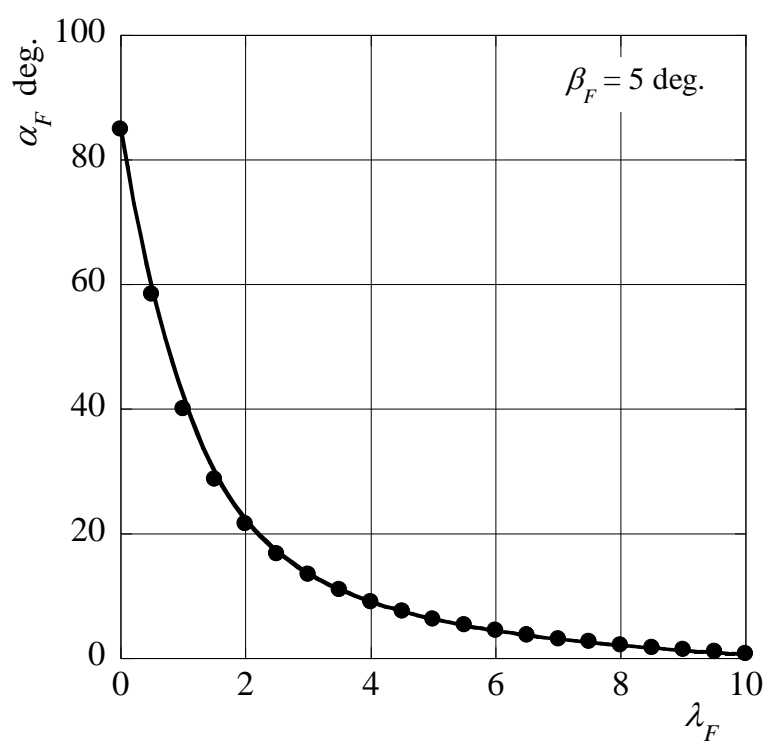


図 3-17 迎え角と周速比の関係

3.6 結言

前章で述べた相反転方式潮流発電ユニットの基本特性を把握するため、モデル発電ユニットと実験装置の準備を行った。すなわち、

- (1) 3枚翼の前段プロペラと5枚翼の後段プロペラ（前後段直径比 $D_{RF} = 0.84$ ）が互いに接触面を持つ内外軸をそれぞれ駆動するモデル発電ユニットを準備した。この接触面はばねの圧縮力により摩擦トルク、つまり負荷を変化させることができ、二重回転電機子方式発電機を模擬している。
- (2) 先行して行った風力発電ユニットの研究成果を基に、前後段プロペラ用ブレードの設計を行った。前段プロペラ用ブレード **Front Blade A** は半径の小さい領域では抗力の小さい対称翼を用いて無負荷状態として流れのエネルギーを吸収せず、半径の大きい領域で大きな仕事をするようそりを持つ翼型を用いた設計法を適用している。また、後段プロペラ用ブレード **Rear Blade A** は、前述の **Front Blade A** 後流の流れに対し、大きな仕事を行うように、そりを持つ翼型を用いて設計を行った。

このようなモデル発電ユニットを用い、水流実験と風洞実験によりその基本性能や運転状態を把握した。得られた成果を以下に示す。

- (1) 水流実験と風洞実験の結果より、タンデムプロペラは、従来の単段プロペラと同様に、相対周速比に対して最高出力係数が得られるような出力曲線を示し、相対周速比約 $\lambda_T = 8$ で最高効率が得られた。この前後段ブレードは風車用として翼弦を短く設計しているため、幾分高い相対周速比で最高効率が得られている。

- (2) 発電ユニットの運転は安定運転領域となる高周速域で主に運転され，運転には最適な外部負荷があることを示した．

第4章

パイル式による設置

- 4.1 緒言
- 4.2 実験装置と実験方法
- 4.3 パイルに働く力
 - 4.3.1 水流方向の抗力
 - 4.3.2 垂直方向の抗力
- 4.4 発電ユニットの動バランスの影響
- 4.5 後方水面への影響
- 4.6 結言

4.1 緒言

2章で述べたように、本潮流発電ユニットはタンデムプロペラと二重回転電機子方式発電機の連携により、従来の発電技術では実現できないような様々な優位性を示す。その中でも特に、2.4項で示した優位性(5)“前後段プロペラ間及び内外回転電機子間で回転トルクが相殺され、発電機の外部に反力が働かない”は発電ユニットを海中に設置する際に非常に有利に働く。すなわち、本潮流発電ユニットは図4-1に示すように、懸架式やモノパイル式などのパイルによる設置の際、ナセルやパイル等の設計製作及び設置時の土木工事等の簡素化が期待できる。

そこで本章では、本潮流発電ユニットをパイルに搭載することを想定し、パイルに働く力や発電ユニットの運転による影響などを把握することにした。

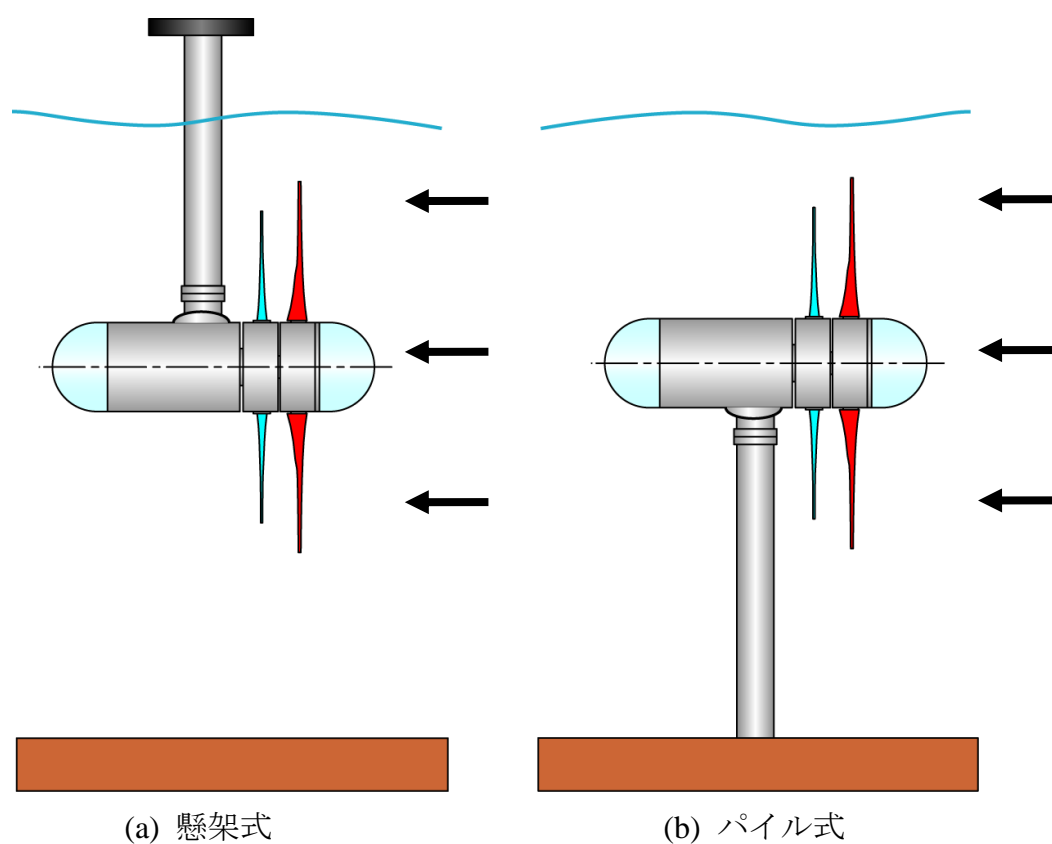


図 4-1 相反転方式潮流発電ユニットの設置

4.2 実験装置と実験方法

前章でも述べたように、水流実験は長さ 900 mm（一辺 20 mm の正方形断面）のパイル下端にモデル発電ユニットを設置して行った（図 3-12 参照）。ここで、後流へのパイルの影響を極力避けるため、パイル水没部分には図 4-2 に示すように、対称翼型のカバー（翼弦長：70 mm，翼厚：25 mm）を設置して実験を行った。

パイルに働く力は、ひずみゲージを用いて測定した（図 4-2 参照）。ひずみゲージはひずみを受けるとその電気抵抗値が変化する性質を利用したものであり⁽⁶⁴⁾，被測定物がひずみ ε を受感したとき，貼り付けたひずみゲージの抵抗値が R_g から $R_g + \Delta R_g$ に変化したと，以下の関係が成り立つ。

$$K_s = \frac{\Delta R_g}{R_g} / \varepsilon \quad (4.1)$$

この K_s をゲージ率と呼び，被測定物に接着されたひずみゲージの感度を表す。

ひずみゲージを利用する際，ひずみにより生じる電気抵抗の変化は極めて小さいため，これを電気信号として取り出すために，一般的にホイートストンブリッジ回路が使用される。ブリッジ回路は図 4-3 に示すように， R_1 ， R_2 ， R_3 ， R_4 の 4 つの抵抗辺からなり，接続点 1，3 がブリッジ電源，接続点 2，4 が出力端とする。ここで，ブリッジ各辺の抵抗値が

$$R_1 \times R_3 = R_2 \times R_4 \quad (4.2)$$

の条件を満たすとき，ブリッジの出力電圧 e は電源 E によらず $e = 0$ となり，ブリッジが平衡状態にあることになる。抵抗 R_1 から R_2 へ流れる電流を I_1 とすると，オームの法則より以下の式が成り立つ。

$$I_1 = \frac{E}{R_1 + R_2} \quad (4.3)$$

a 点の電位は $E_a = R_1 I_1$ であるので，式(4.2)より，

$$E_a = \frac{R_1}{R_1 + R_2} \cdot E \quad (4.4)$$

同様に、b 点の電位 E_b は以下のようなになる．

$$E_b = \frac{R_4}{R_3 + R_4} \cdot E \quad (4.5)$$

出力電圧 e は a 点と b 点の電位差であるので、

$$e = E_a - E_b = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \cdot E \quad (4.6)$$

初めに式(4.1)の関係でブリッジが平衡していれば、ひずみによる出力電圧 e は下記で表され、抵抗変化率、すなわちひずみに比例した出力電圧が得られる．

$$e = \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \cdot E \quad (4.7)$$

ひずみゲージでブリッジ回路を構成する場合、目的に応じて 1, 2, 4 ゲージ法が用いられるが、本実験では曲げ計測の際によく用いられる 4 ゲージ法を採用した．4 ゲージ法は、ブリッジの 4 辺の抵抗をすべてひずみゲージによって構成する方法（図 4-4⁽⁶⁵⁾）であり、各辺のひずみゲージのゲージ率 K_s 及び抵抗値が等しく（ $R_{g1} = R_{g2} = R_{g3} = R_{g4}$ ），それぞれに $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ のひずみが生じたとすると、式(4.1)と式(4.7)より次式が成り立つ．

$$e = \frac{K_s}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \cdot E \quad (4.8)$$

ここで、被測定物（パイル）の表裏に図 4-5⁽⁶⁵⁾に示すようにひずみゲージを配置した場合、各ゲージに生じるひずみは、 $\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = -\varepsilon_2 = -\varepsilon_4$ （ $= \varepsilon_0$ とおく）となるので、出力電圧 e_0 は次式のようなになる．

$$e = K_s \cdot \varepsilon_0 \cdot E \quad (4.9)$$

水流実験では、水流方向を X、水流に対して垂直方向を Y として、ひずみゲージをパイル上部の表裏面にそれぞれ設置（表裏 2 枚ずつの 2 方向、計 8 枚）して、パイルに作用する力を測定した（図 4-2 参照）．ここで、ひずみゲージからの電圧はデータロガーにより 20 msec.毎に記録し、時間平均した結果である．図 4-6 にひずみゲージの

出力電圧 e とパイルに働く力 D の関係を示す．ここに，水流方向の力を D_x ，水流に対して垂直方向の力を D_y で表し， D_y は上流から見て右方向（下端での前段プロペラの回転方向）を正としている（図 4-2 参照）．また，ここでの力はパイル下端に集中荷重として与えており，パイルにモデル発電ユニットを固定した時のタンデムプロペラに作用する抗力（流体力）によって発生する力を模擬したものとなっている．ひずみゲージの出力電圧とパイルに働く力は比例関係であり，この校正値によりパイルに働く力を算出した．実際の実験では，パイルの水没部分に作用する流体力も含まれるが，この力を予め測定して実験値に加味することで，タンデムプロペラの設置により発生する真の力を評価することにした．

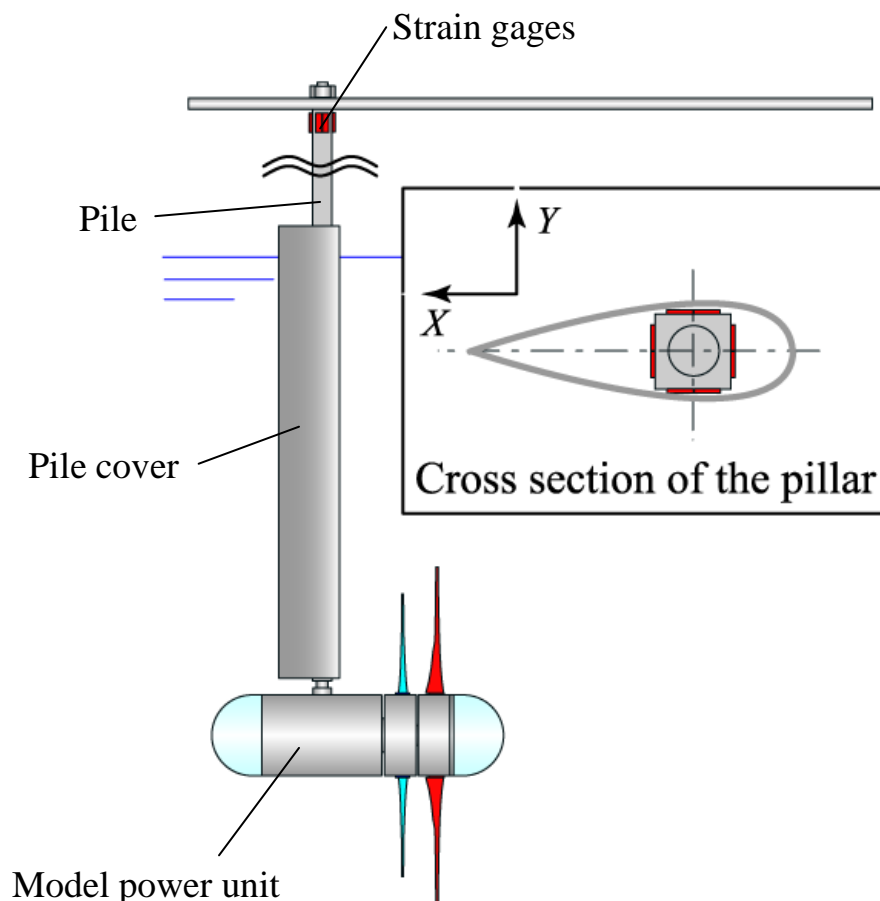


図 4-2 パイル式水流実験装置の概略図

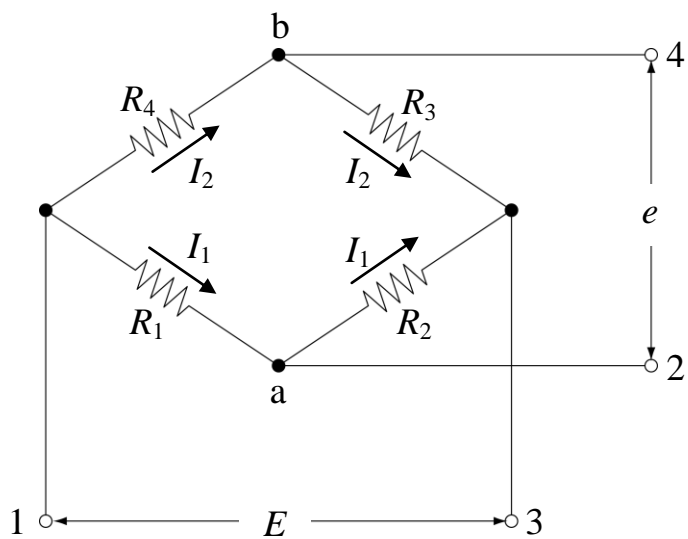
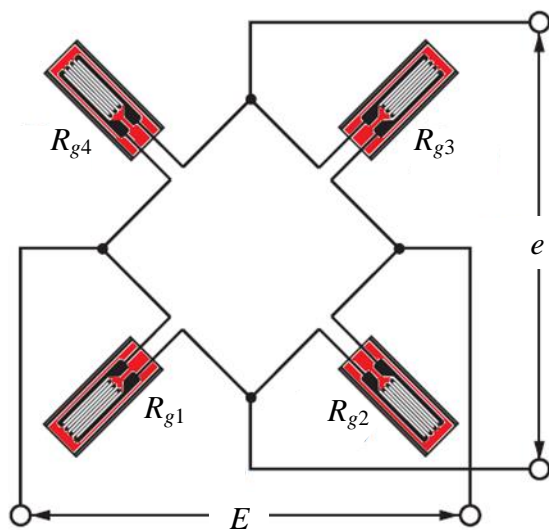


図 4-3 ホイートストンブリッジ回路

図 4-4 ひずみゲージのブリッジ回路⁽⁶⁵⁾

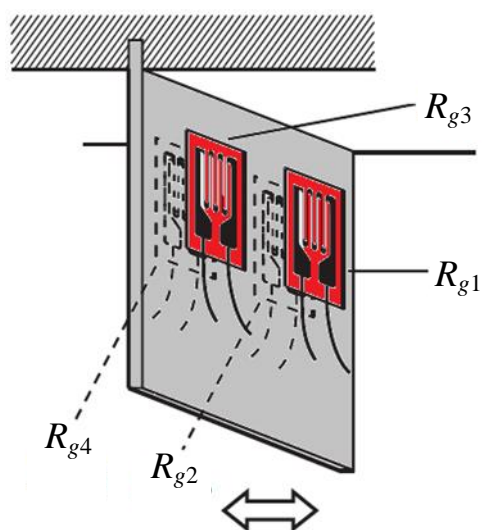
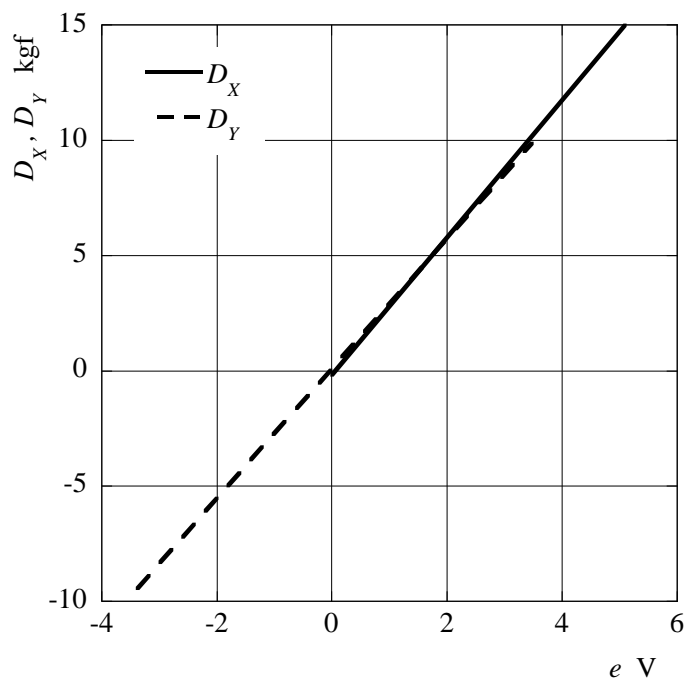
図 4-5 ひずみゲージの設置方法⁽⁶⁵⁾

図 4-6 ひずみゲージの出力電圧とパイルに作用する力の関係

4.3 パイルに働く力

4.3.1 水流方向の抗力

本潮流発電ユニットを搭載する支持パイルの設計資料を得るため、パイルに働く水流方向の抗力の測定を行った。図 4-7 は、Tandem Propeller AA のブレード取付角 $\beta_F = 5 \text{ deg.}$, $\beta_R = 10 \text{ deg.}$ において、流速 V を変化させたときの水流方向の抗力 D_X を示す。流速が増加するにつれて、水流方向の抗力は当然ながら速度の 2 乗に比例して増加していることが確認できる。すなわち、式(3.26)や式(3.27)に示したような速度と力の関係式 ($F = C \cdot \rho_f S V^2 / 2$, C : 係数, ρ_f : 流体密度, S : 代表面積) を満たしている。

流速を $V = 0.8 \text{ m/s}$ の一定にしたときの、相対周速比 λ_T に対する水流方向の抗力係数 $C_{DX} [= D_X / (\rho A V^2 / 2)$, D_X : 水流方向の抗力]を図 4-8 に示す。最大抗力係数 C_{DXmax} は相対周速比約 $\lambda_T = 11$ のとき、 $C_{DXmax} = 0.83$ であった。最大抗力係数 C_{DXmax} が得られる相対周速比 λ_T は、最高出力係数 C_{PTmax} が得られる相対周速比 (約 $\lambda_T = 8$) より大きく、高周速域ではほぼ一定となっている。回転速度が速い高周速域では、迎え角が小さく、プロペラで発生する揚力 F_L と抗力 F_L の合力 F がよりプロペラ回転軸方向 (水流方向) を向くようになるため、高い抗力係数が得られると考えられる (図 3-5 参照)。

表 4-1 に、各ブレード取付角における水流方向の抗力係数を示す。ここに、タンデムプロペラの後段プロペラを取り除き、前段プロペラのみ (Single Propeller A) で運転させたときの結果もあわせて示す。パイルに働く水流方向の力はプロペラ取付角の影響を受け、取付角が増加するにつれて、抗力係数は減少する。すなわち、ブレード取付角が増加するにつれて、プロペラで発生する揚力 F_L と抗力 F_L の合力 F はよりプロペラ回転方向を向くようになり、水流方向成分が減少するため (プロペラの抗力が減少)、抗力係数は小さくなる。また、タンデムプロペラと単段プロペラを比較すると、前段プロペラのプロペラブレード取付角が同じ場合 (例えば、タンデムプロペラ: $\beta_F = 0 \text{ deg.}$, $\beta_R = 0 \text{ deg.}$ と単段プロペラ: $\beta_F = 0 \text{ deg.}$) , 単段プロペラに比べてタン

デンプロペラの抗力係数の方が大きくなるが、後段プロペラの取付角が増加するにつれてタンデンプロペラの抗力係数は減少し、単段プロペラの抗力係数値に接近する。とくに、タンデンプロペラの最適な取付角 $\beta_F = 5 \text{ deg.}$, $\beta_R = 10 \text{ deg.}$ と単段プロペラとしての最適取付角 $\beta_F = 0 \text{ deg.}$ に着目すると、タンデンプロペラの方が抗力係数は小さく、後段プロペラの付加による水流方向の抗力増大の懸念は低いと考えられる。

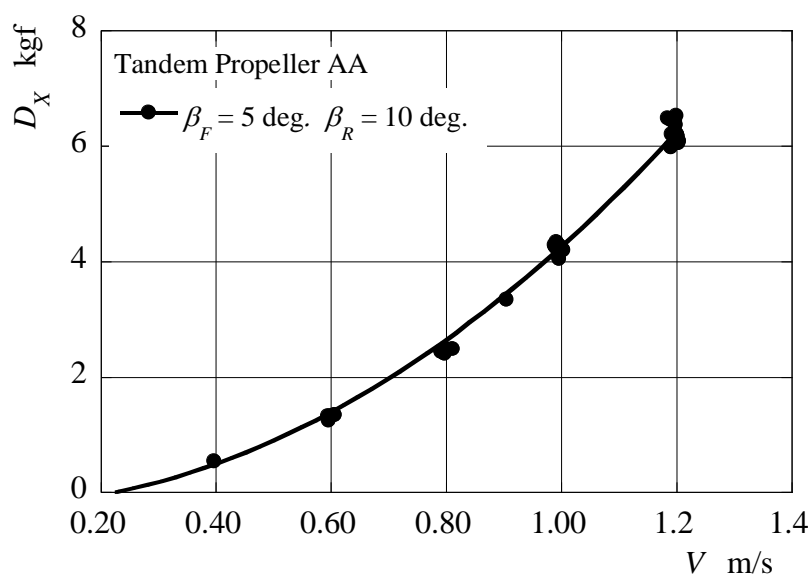


図 4-7 パイルに働く水流方向の力に及ぼす流速の影響

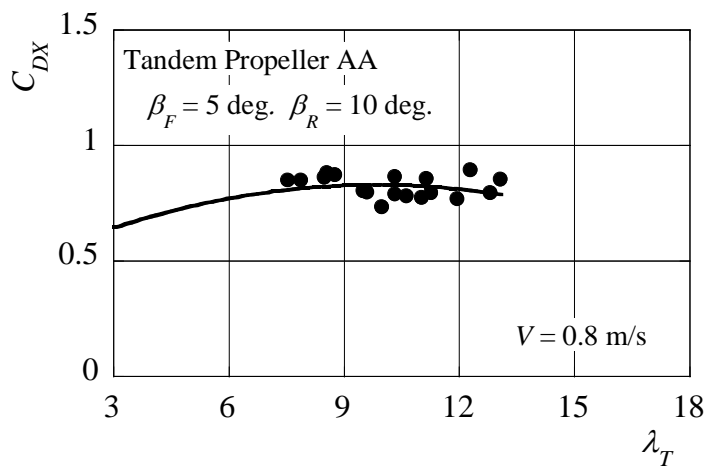


図 4-8 水流方向の抗力係数

表 4-1 各ブレード取付角における抗力係数

	β_F	β_R	C_{DX}
Tandem Propeller AA	0	0	1.86
	5	10	0.83
	5	15	0.78
Single Propeller A	0	/	1.37
	5		0.59

4.3.1 垂直方向の力

図 4-9 は、流速を $V = 0.8 \text{ m/s}$ の一定にしたときの、水流に対して垂直方向の力係数 $C_{DY} [= D_Y / (\rho A V^2 / 2)$, D_Y : 垂直方向の力]を示す．ここに、前段プロペラのみで運転させたときの結果もあわせて示す．前段プロペラのみ、つまり従来発電技術の単段プロペラを最高出力が得られる最適なブレード取付角 $\beta_F = 0 \text{ deg.}$ で運転させた場合、一方向に偏った垂直方向力が働いていることが確認できる．すなわち、単段プロペラで発生する回転トルクの反作用トルクがパイルへと伝わり、前段プロペラの回転方向に偏った力が作用している．一方、本潮流発電ユニットで採用しているタンデムプロペラは、回転速度が増加しても垂直方向の力がほとんど発生していないことが確認できる．これは、タンデムプロペラは回転トルクを相殺し、発電ユニットの外部、つまりパイルに反作用が働いていないことを示している．

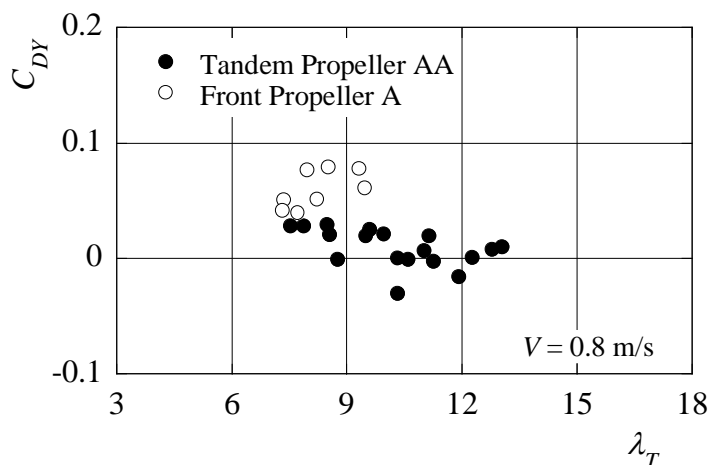


図 4-9 水流に対して垂直方向の力係数

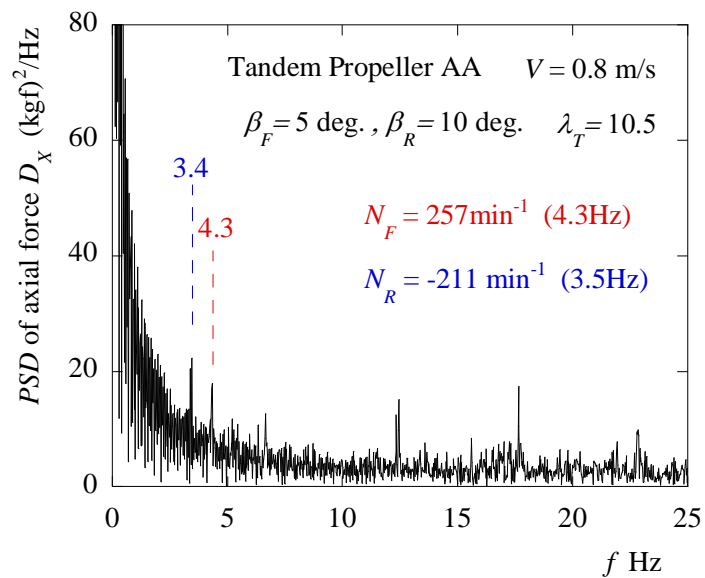
4.4 発電ユニットの動バランスの影響

本潮流発電ユニットに用いるタンデムプロペラの回転及び動バランスがパイルに及ぼす影響を調べるため、パイルに作用する力の周波数分析を行った。分析は高速フーリエ変換（Fast Fourier Transform : FFT）^{(66), (67)}を用いて行った。図 4-10 は Tandem Propeller AA の動バランスが不釣合いのときのパイルに働く (a) 水流方向、及び (b) 垂直方向の力のスペクトル密度分布（Power Spectrum Density : PSD）を示す。図に示すように、パイルに働く力は卓越周波数 $f = 4.3, 3.4 \text{ Hz}$ をもっていることが確認できる。これらの卓越周波数は前段プロペラの回転数 N_F ($N_F = 257 \text{ min}^{-1} : f_F = 4.3 \text{ Hz}$) と後段プロペラの回転数 N_R ($N_R = 211 \text{ min}^{-1} : f_R = 3.5 \text{ Hz}$) にほぼ一致した値となっている。これは、各プロペラの動バランスの不釣合いが引き起こしていると考えられる。

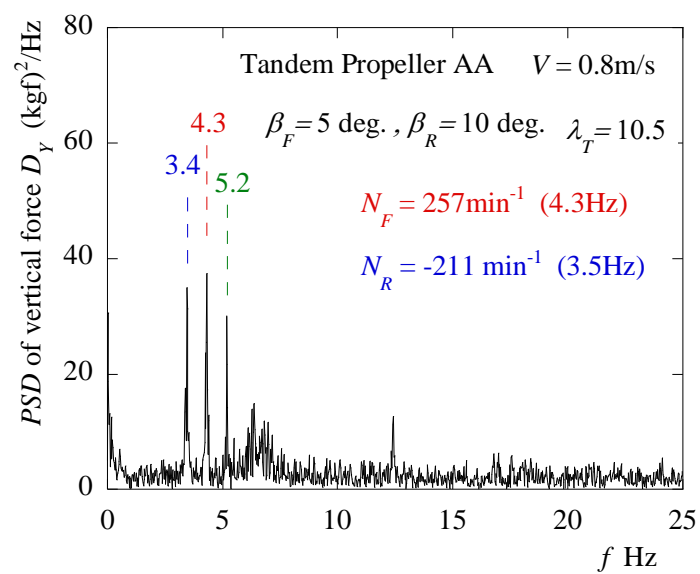
また、図 4-10 (b)に示した水流に対して垂直方向の力において、各プロペラの回転に起因する周波数以外に、卓越周波数 $f = 5.2 \text{ Hz}$ が確認できる。これは、パイルに設置した対称翼型のカバーから発生するカルマン渦の影響と考えられる。ここで、カルマン渦の発生周波数 f_K は以下の式で与えられる。

$$f_K = \frac{S_t V}{l} \quad (4.10)$$

ここに、 S_t はストローハル数、 l は代表長さを示す。パイルに設置した対称翼型カバー ($S_t = 0.16^{(68)}$, $l = 25 \text{ mm}$) について、式(4.10)により得られるカルマン渦周波数は $f_K = 5.1 \text{ Hz}$ であり、図中の卓越周波数とほぼ一致している。すなわち、タンデムプロペラの回転のみならず、パイルから発生するカルマン渦周波数も発生する。



(a) パイルにかかる水流方向の力



(b) パイルにかかる垂直方向の力

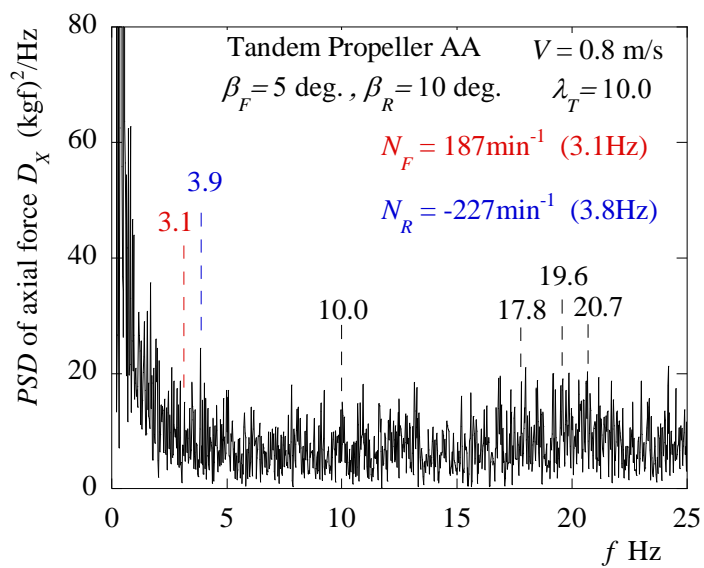
図 4-10 動バランスが不釣り合いの場合のスペクトル密度分布

図 4-11 はタンデムプロペラの動バランスの不釣合いを予め修正し、釣合わせたときのパイルに働く(a) 水流方向、及び(b) 垂直方向の力のスペクトル密度分布 (Power Spectrum Density : PSD) を示す。動バランスを釣合わせた場合、各プロペラの回転にともなう卓越周波数 (前段プロペラ $N_F = 187 \text{ min}^{-1} : f_F = 3.1 \text{ Hz}$, 後段プロペラ $N_R = 227 \text{ min}^{-1} : f_R = 3.8 \text{ Hz}$) は弱まっており、タンデムプロペラの動バランスがパイルの振動に大きく影響することが確認できる。また、水流に対して垂直方向の力において、前述した対称翼型パイルカバーから発生するカルマン渦周波数 ($f_K = 5.0 \text{ Hz}$) も発生している。

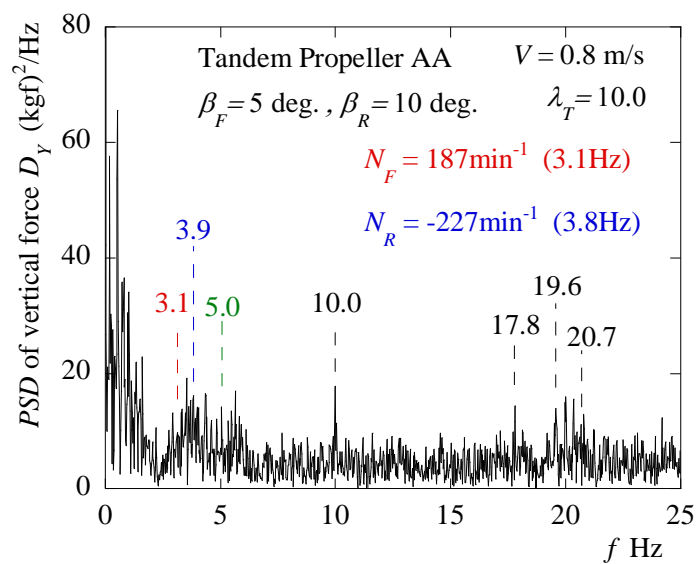
図中には、上述した各プロペラの回転及びパイルカバーから発生するカルマン渦周波数とは異なる周波数も現れている。Hanson は自由空間内にある二重反転プロペラの干渉周波数 f_D は、次式で与えられることを見出している⁽³⁹⁾。

$$f_D = |mZ_R N_R + kZ_F N_F| \quad (4.11)$$

ここに、 m は自然数、 k は整数 ($-\infty \sim +\infty$)、 Z_F は前段プロペラのブレード枚数、 Z_R は後段プロペラのブレード枚数を表す。表 4-2 に式(4.11)から求まる周波数を示す。表に示した周波数は、図中の卓越周波数とよく一致している。すなわち、発電ユニットを設置するパイルは、各プロペラの回転だけでなく、前後段プロペラの干渉も影響し、パイルの設計の際には、これらの周波数とパイルから発生するカルマン渦周波数との共振も考慮する必要がある。



(a) パイルにかかる水流方向の力



(b) パイルにかかる垂直方向の力

図 4-11 動バランスが釣り合っている場合のスペクトル密度分布

表 4-2 Hanson の式から算出した干渉周波数

Sound Harmonic	Load harmonic	Frequency
m	k	f_D Hz
3	-5	10.0
4	-6	19.6
	-10	17.8
9	-16	20.7

4.5 後方水面への影響

序論でも述べたように、潮流エネルギーの開発では、周辺の海洋環境への配慮が必要となる。そこで、本発電ユニットを設置した際、ユニット後方の水面への影響を調べた。図 4-12 に示すように、前段プロペラのブレードティップから水面までの距離を z 、発電ユニット後方の水面高さの差を h とする。ブレード取付角 $\beta_F = 5 \text{ deg.}$, $\beta_R = 10 \text{ deg.}$ の Tandem Propeller AA において、流速 V を変化させたときの水面高さの差 h を図 4-13 に示す。ここで、水面高さの差 h は、前段プロペラの直径 d_F で無次元化した値 h / d_F を用い、前段プロペラのブレードティップから水面までの距離は前章で述べたように $z = 0.175 \text{ m}$ ($z / d_F = 0.5$) の一定とした。前述したパイルに働く水流方向の力と同様に、流速が増加するにつれて、発電ユニット後方の水面高さの差は速度の 2 乗に比例して増加していることが確認できる。すなわち、タンデムプロペラの抗力が後方水面に影響する。

表 4-3 に流速が $V = 1.2 \text{ m/s}$ のとき、各ブレード取付角における発電ユニット後方の無次元化した水面高さの差 h / d_F を示す。パイルに働く力同様、ブレード取付角が増加、すなわちプロペラの抗力が減少すると水面高さの差も小さくなる。

図 4-14 に流速及び相対周速比を一定に保ち、前段プロペラのブレードティップから水面までの距離を変化させたときの結果を示す。プロペラと水面までの距離が遠くなるにつれて、水面高さの差は減少する。この水面高さの差 h は周辺環境、特に海上における船舶等の運航に影響を与えてしまう。したがって、周辺環境への影響を小さくするためには、発電ユニットを水面から離れた海中深くに設置したほうが望ましい。

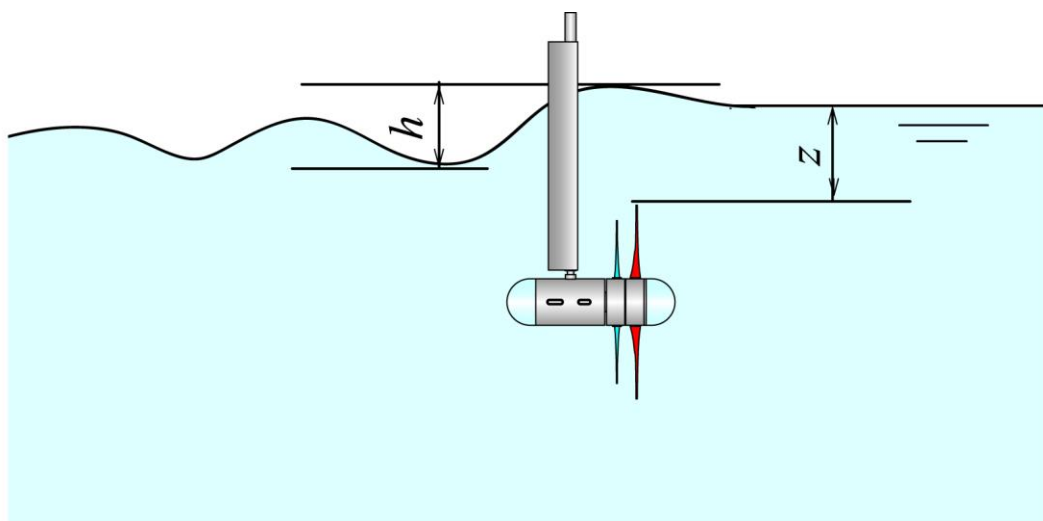


図 4-12 水面からブレードティップまでの距離 z と発電ユニット後方の水面高さの差 h

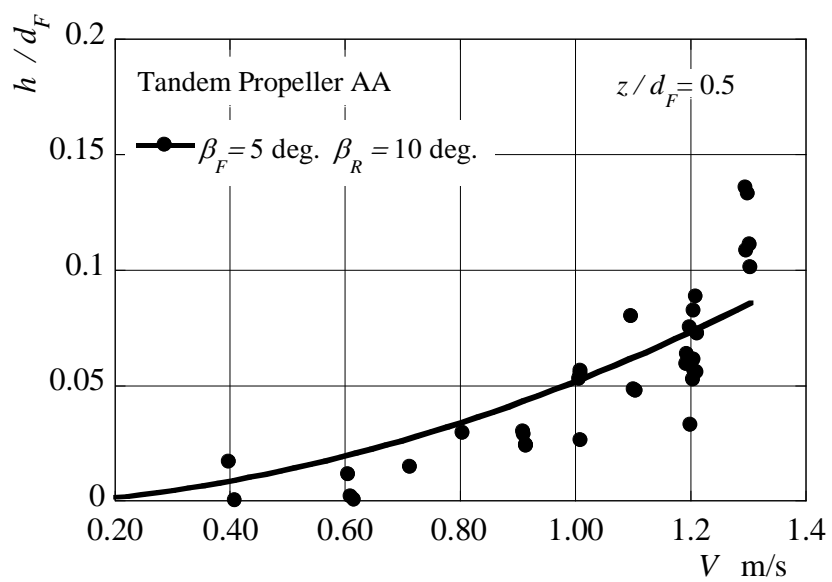


図 4-13 発電ユニット後方の水面高さの差に及ぼす流速の影響

表 4-3 各ブレード取付角における発電ユニット後方の水面高さの差

	β_F	β_R	h / d_F
Tandem Propeller AA	0	0	0.24
	5	10	0.07
	5	15	0.05
Single Propeller A	0	/	0.17
	5		0.03

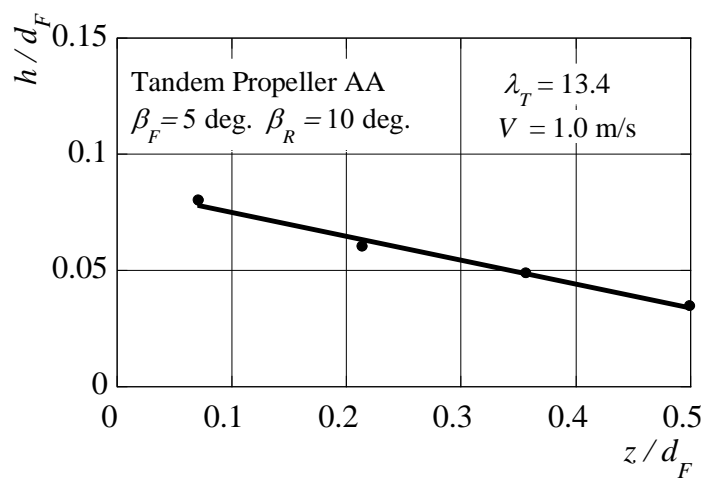


図 4-14 発電ユニット後方の水面高さの差に及ぼす水面とブレードティップの距離の影響

4.6 結言

本潮流発電ユニットをパイルによって設置することを想定し、パイルに働く力や発電ユニットの運転の影響などを把握した。得られた知見は以下の通りである。

- (1) 流速が増加するにつれて、パイルにかかる水流方向の抗力は速度の2乗に比例して増加し、最高出力が得られる相対周速比よりも高い相対周速比で最大抗力係数が得られる。
- (2) パイルに働く水流方向の抗力は、ブレード取付角の影響を受け、取付角が増加するにつれて抗力係数は減少する。また、前段プロペラのブレード取付角が同じ場合、単段プロペラに比べてタンデムプロペラの方がパイルにかかる力は大きくなるが、タンデムプロペラの最適な取付角 $\beta_F = 5 \text{ deg.}$, $\beta_R = 10 \text{ deg.}$ と単段プロペラの最適な取付角 $\beta_F = 0 \text{ deg.}$ を比較すると、タンデムプロペラの方がパイルに働く力は小さい。
- (3) 単段プロペラの場合、一方向に偏った流れに垂直方向の力がパイルに働く。一方、タンデムプロペラは垂直方向の力がほとんど発生しておらず、本潮流発電ユニットの優位性である回転トルクを相殺し、外部に反力を持たないことを確認した。
- (4) 発電ユニットの動バランスや前後段プロペラの各回転及び両者の干渉がパイルの振動に影響していることを確認した。また、パイルから発生するカルマン渦の影響もあるため、パイルの設計の際にはこれらの共振も考慮する必要がある。

-
- (5) 発電ユニット後方の水面高さの差への影響は、パイルに働く水流方向の力と同様の傾向を示し、プロペラの抗力が大きいほど水面高さの差は高く、影響が大きい。また、発電ユニットの設置位置が水面に近づくにつれて、水面高さの差は大きくなることから、発電ユニットをできるだけ深い位置に設置する方が海洋環境への影響が小さい。

第5章

新たな係留方式による設置

- 5.1 緒言
- 5.2 新たな係留方法の着想
- 5.3 実験装置と実験方法
- 5.4 係留式発電ユニットの実証と運転挙動
- 5.5 安定運転に向けた指針
- 5.6 結言

5.1 緒言

前章では、本潮流発電ユニットをパイルに搭載することを想定して、その特性の把握を図ったが、本潮流発電ユニットの優位性を最大限に活かす方法は係留方式による設置である。すなわち、独自の係留方式を採用することにより、従来技術の単段プロペラでは実現できないワイヤやチェーン一本による係留を可能にする。

そこで本章では、本潮流発電ユニット独自の新たな係留方法を提案し、係留式発電ユニットが運転する際の挙動を把握することにした。

5.2 新たな係留方法の着想

本潮流発電ユニットの特徴を最大限に活かすため、ワイヤやチェーン一本による新たな係留方法を提案する。ここで、係留式発電ユニットは、潮流の流れ方向の変化に対応するため、発電ユニットの抗力によって自動的に向きを変えることができるダウンストリーム方式を採用する。以下にその詳細を説明する。

(1) 回転モーメント（ローリングモーメント）の相殺

従来技術の単段プロペラは、前章の図 4-9 で実証したように、プロペラの回転によって回転モーメントが発生し、このモーメントの反力がナセルやパイル等に働く。すなわち、単段プロペラを係留式によって固定するには、プロペラがもつ回転モーメントを支持するために、2 本以上のワイヤーやチェーンを用いる必要がある。一方、本潮流発電ユニットの前後段プロペラは互いに逆方向に回転し、回転モーメントが一致する点で運転されるため、両回転モーメントが相殺され、外部に反力をもたない（図 4-9 参照）。すなわち、本潮流発電ユニットは回転モーメントの支持が不要となる。

(2)子午面モーメント（ピッチングモーメント）の相殺

水流中で運転している発電ユニットには、回転モーメントだけでなく、浮力や水流から受ける抗力等により、子午面方向のモーメント（ピッチングモーメント）も発生する。図 5-1 は水流中にある発電ユニットに働く力を示している。ここに、 B は浮力、 D は水流から受ける抗力、 W は発電ユニットの重量を示しており、ここでは浮力より重量の方が大きい ($B < W$) 状態を表している。これらの力は、発電ユニットにかかるピッチングモーメントとなるため、水流に対して発電ユニットの姿勢を崩す要因となる。そこで、発電ユニットに働くピッチングモーメントがバランスし、0 となるピッチングモーメント中心に注目する。図 5-1 に示すように、発電ユニットに働く抗力の作用線上の点を点 C とすると、点 C まわりのピッチングモーメント M_C は以下の式で表される。ここに、 x_1 は点 C と浮力中心までの距離、 x_2 は点 C と重心までの距離を示す。

$$M_C = Bx_1 - Wx_2 \quad (5.1)$$

すなわち、式(5.1)のピッチングモーメントが $M_C = 0$ となる点 C がピッチングモーメント中心であり、このピッチングモーメント中心の位置で係留することにより、発電ユニットは水流に対して水平姿勢を崩すことなく安定して運転することが可能となる。流速が変化した際は、発電ユニットにかかる抗力のみが変化し、当然ながら発電ユニットの重量や浮力には全く影響しないため、抗力の作用線上にあるピッチングモーメント中心 C で支持した発電ユニットは、流速によらず常に水平姿勢を保つことができる（図 5-2）。つまり、潮流が止まっているときには、発電ユニットはワイヤの支持点の下部で静止し、流速が速くなるにつれて発電ユニットにかかる抗力が大きくなるため、後方へ移動するが、水平姿勢は保ったまま安定運転を行う。また、浮力より重量の方が大きい場合 [$B < W$: 図 5-2] は、浮体物や橋脚等から、重力より浮力の方が大きい場合 [$B > W$: 図 5-3] は、海底や沿岸等から係留することが可能である。

以上のような係留方法により，本潮流発電ユニットは従来の単段プロペラ式発電ユニットでは実現できないワイヤやチェーン一本による係留を可能とする．このワイヤ/チェーン一本による係留は，ヨー方向の拘束がないため，水流から受ける抗力によってプロペラの回転面を自動的に水流方向に追従させることができる．図 5-4 に潮流方向が変化した時の発電ユニットの挙動を示す．ここに， D は発電ユニットの抗力， S はピッチングモーメント中心 C で係留している係留索（ワイヤやチェーン等）の張力を示す．発電ユニットにおいて潮流から受ける抗力は主にプロペラに作用するため，図に示すように，発電ユニットの抗力の作用点はピッチングモーメント中心よりプロペラ側となる．潮流方向が変化したとき[図 5-4 右中央(①)]，抗力 D と抗力の反力となる張力 S によりヨー方向のモーメント M が発生し，発電ユニットは徐々に回転して逆方向を向くようになる．発電ユニットの方向が逆転後，潮流が斜めから流入した場合[図 5-4 左上(⑤)，左下(③)]は，発電ユニットを潮流方向に向けるような方向のモーメントが作用し，潮流に対して発電ユニットが水平になると[図 5-4 左中央(④)]，モーメント M は発生せず，安定運転となる．

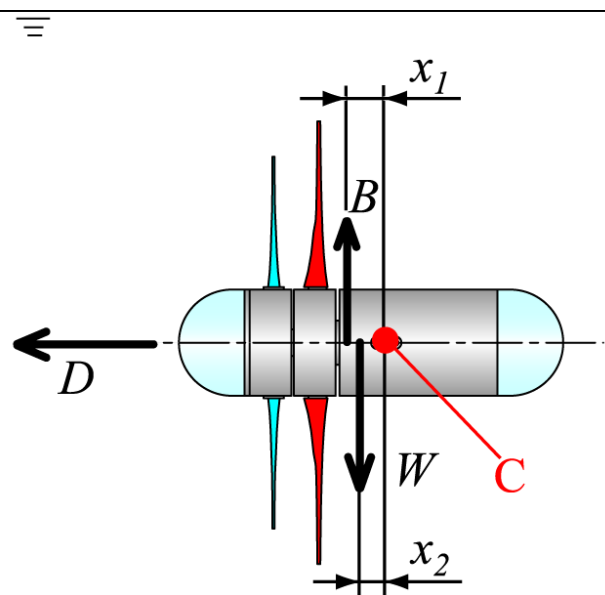


図 5-1 水流中における発電ユニットに作用する力

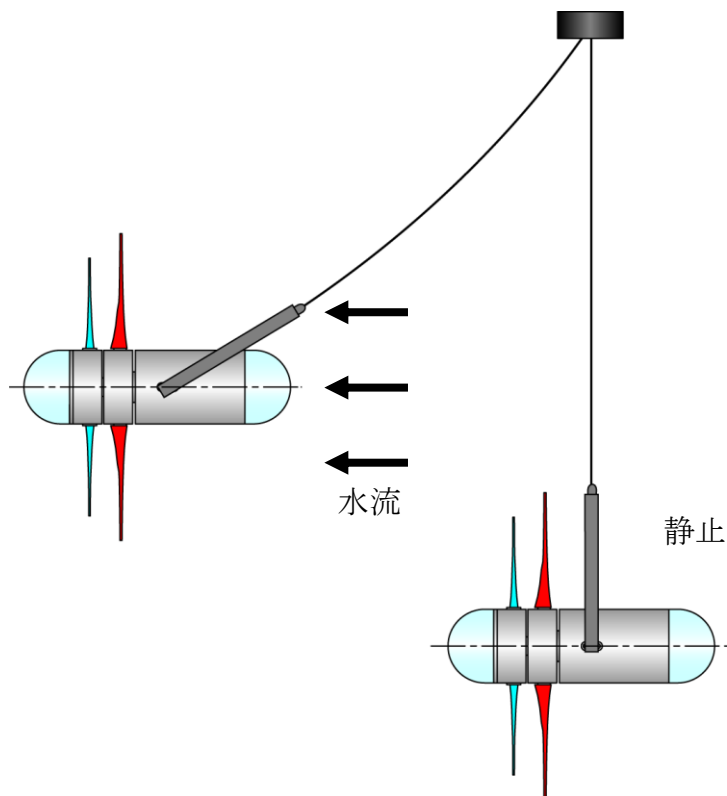


図 5-2 各流速における係留状態 ($B < W$)

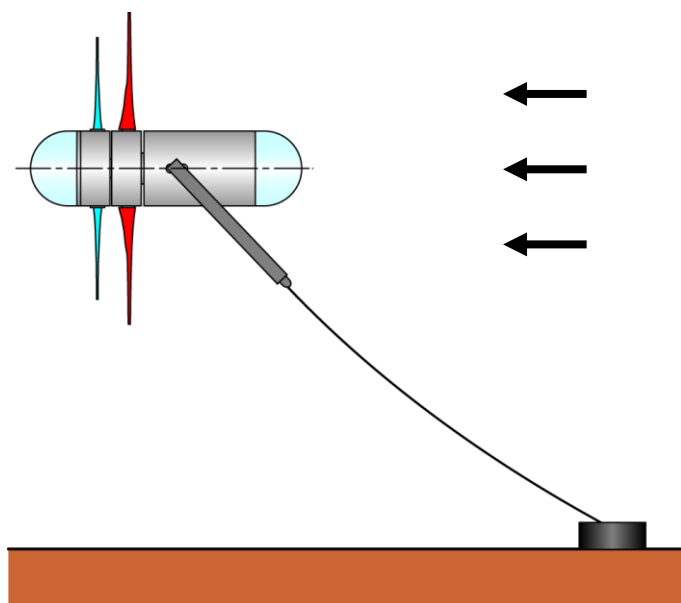


図 5-3 海底からの係留状態 ($B > W$)

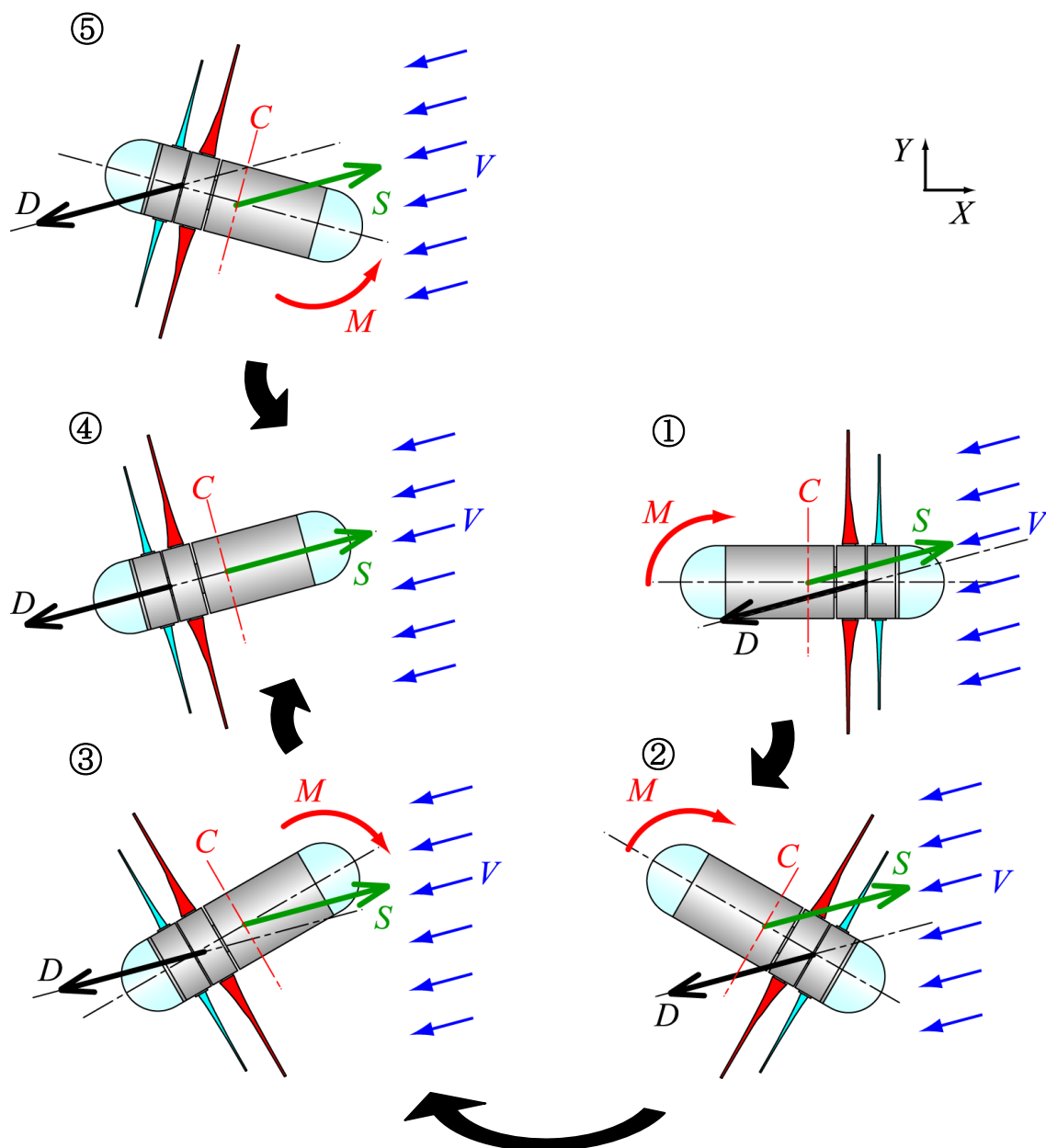


図 5-4 流れ方向の変化への対応

5.3 実験装置と実験方法

前述したように係留式発電ユニットは、発電ユニットの抗力によって自動的に向きを変えることができるダウンストリーム方式を採用する。そこで、アップストリーム方式として準備したパイル式モデル発電ユニット（図 3-1 参照）をダウンストリーム方式へと変更して、係留式モデル発電ユニットとした（図 5-5）。すなわち、前後段プロペラはそれぞれ接触面を持つ外軸と内軸にそれぞれ接続され、運転を行う。また、前章で示したように、動バランスの影響を避けるため、あらかじめ釣合わせて実験を行った。

係留式発電ユニットの基本的な運転挙動を把握するため、水流実験は 3, 4 章と同様に台形断面の用水路を用い（図 3-12 参照）、一方向流での実験を行った。係留式モデル発電ユニットは、図 5-6 に示すようにパイル式発電ユニットの支持用パイル下端に固定した長さ 580 mm の係留用ワイヤを用いて設置し、前述したピッチングモーメント中心の位置（ノーズコーン先端から 147 mm の位置）で係留を行っている。

係留式モデル発電ユニットの水流中における挙動を把握するため、ナセル内にジャイロセンサーと加速度センサーを設置した（図 5-5 参照）。図 5-7 にジャイロセンサー及び加速度センサーの各計測軸の概略図を示す。両センサーは発電ユニットとともに移動するので、軸方向（シャフト方向）を X 、 X に対して水平直角方向を Y 、 X に対して垂直直角方向を Z として、係留式モデル発電ユニットの加速度 (A_x, A_y, A_z) と角速度 ($\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z$) を測定した。また、発電ユニットの抗力を調べるため、前章と同様に、パイル上部に接着したひずみゲージにより、パイルに働く力の測定を行った。各センサー及びひずみゲージのデータはデータロガーにより 20 msec.毎に記録した。

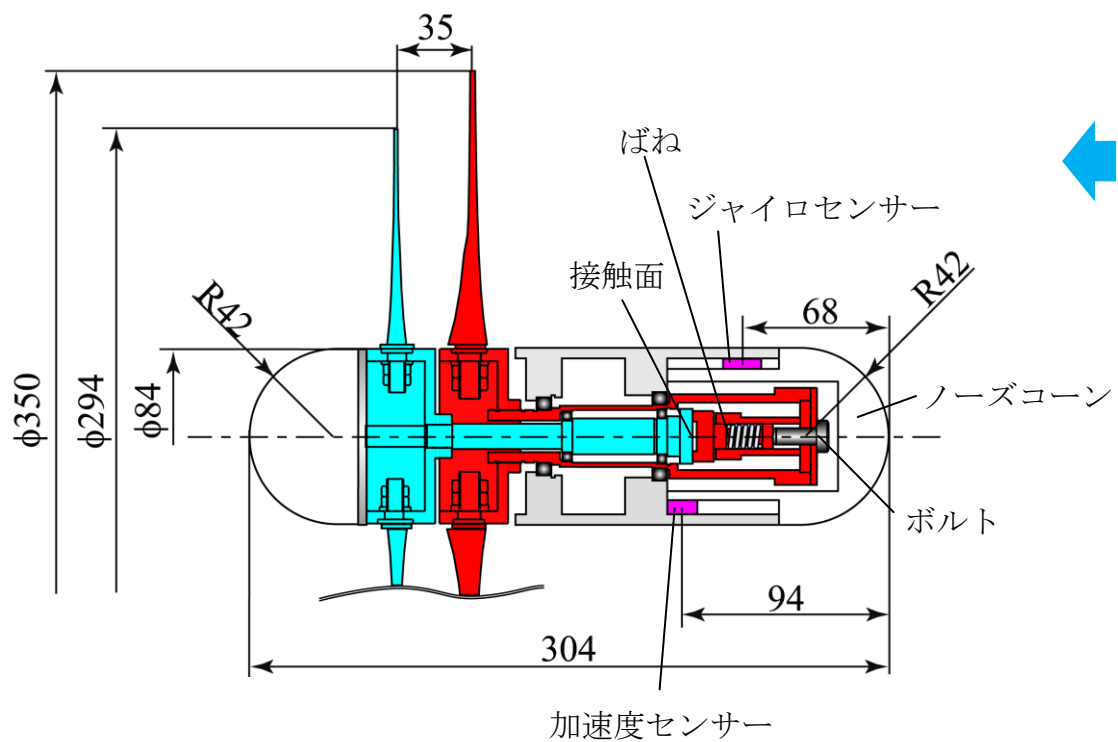


図 5-5 係留式モデル発電ユニットと内部構造

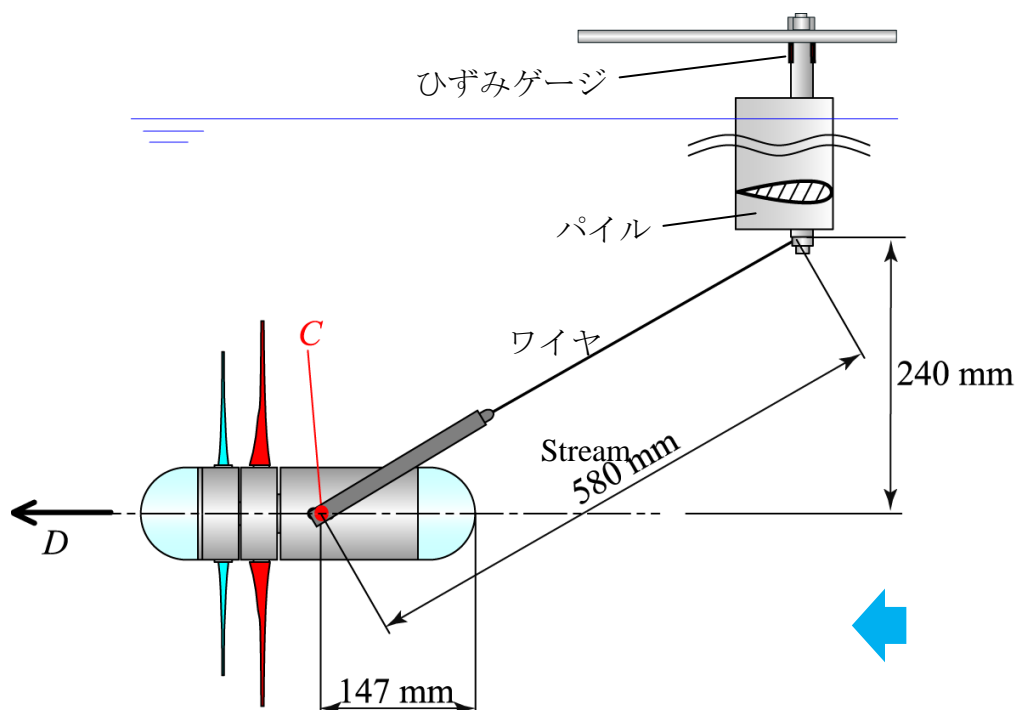


図 5-6 係留式モデル発電ユニットの設置

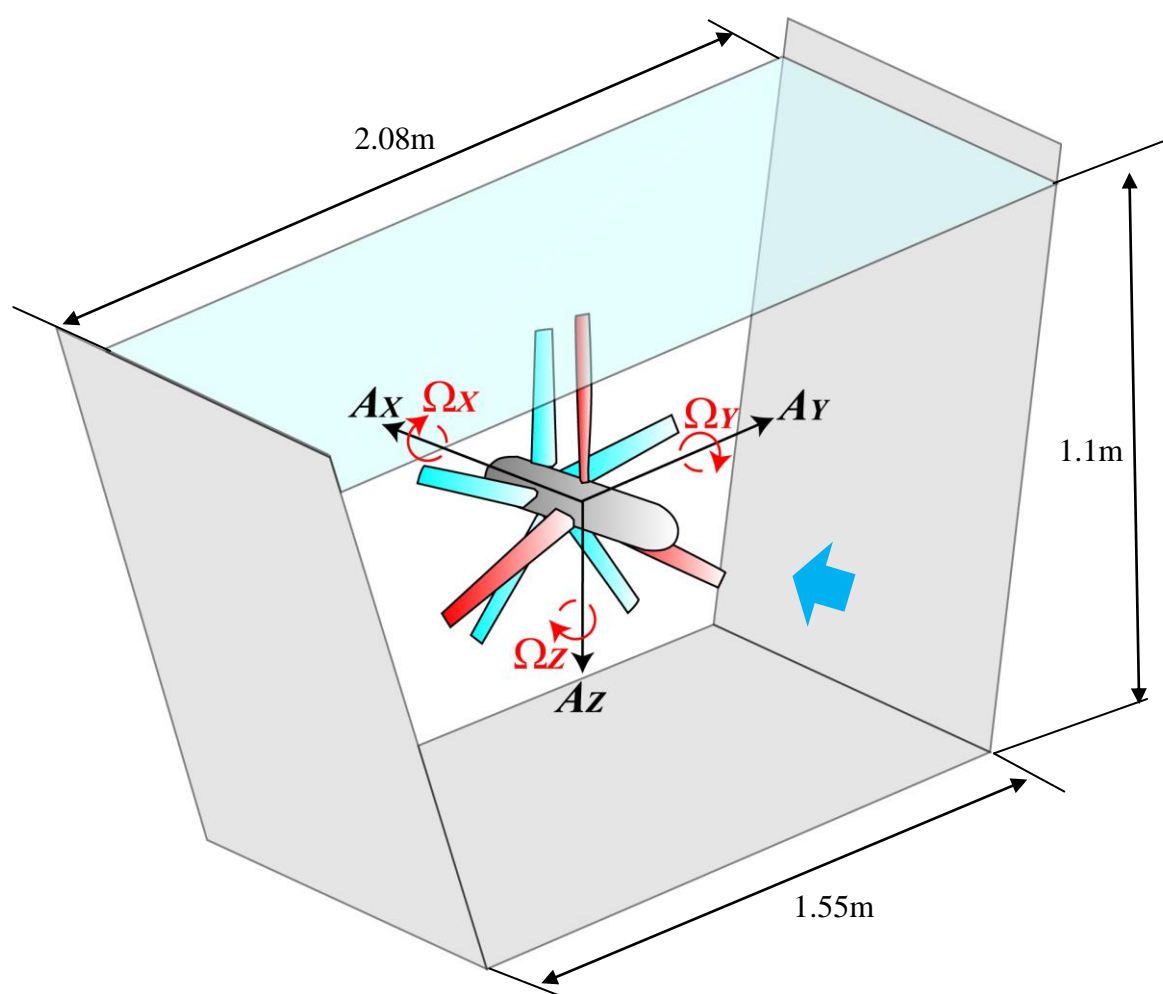


図 5-7 各センサーの測定軸

5.4 係留式発電ユニットの実証と運転挙動

本潮流発電ユニット独自の係留方式が実現可能であることを係留式モデル発電ユニットを用いて実証する．図 5-8 に加速度センサーから得られた係留式発電ユニットの挙動の時間変化を示す．ここに， F_X ， F_Y ， F_Z ，は各軸の加速度から算出した力（ $F_X = MA_X$ ， $F_Y = MA_Y$ ， $F_Z = MA_Z$ ， M ：発電ユニットの質量）， t は時間を表す．もし従来技術の単段プロペラであれば，プロペラで発生する回転トルクにより，一方向に大きく変化して，運転不能となるが，タンデムプロペラを持つ本潮流発電ユニットは，図に示すように，正負方向に微振動，すなわち，元の位置への復元力をもって運転し続けている．水流の影響を直接受ける水流方向の力 F_X の振幅は，水平直角方向の力 F_Y 及び垂直直角方向の力 F_Z の振幅に比べて大きく，前後段プロペラの回転や干渉により，発電ユニットの抗力が変動して大きく振動している．一方，垂直直角方向は係留ワイヤによって発電ユニットの振動が抑えられるので，水平直角方向の力 F_Y に比べて垂直直角方向の力 F_Z の振幅方が小さくなっている．

図 5-9 は各相対周速比 λ_T における加速度から算出した力の二乗平均平方根 ΔF_{Xrms} ， ΔF_{Yrms} ， ΔF_{Zrms} （Root Mean Square：RMS）を示す．ここに，力の二乗平均平方根は図 5-7 に示した様な時系列データを正負に分けて平均化した値である．本潮流発電ユニットのタンデムプロペラは周速比によらず正負方向への同じ大きさの振幅であり，上述したように復元力を持って運転していることが確認できる．

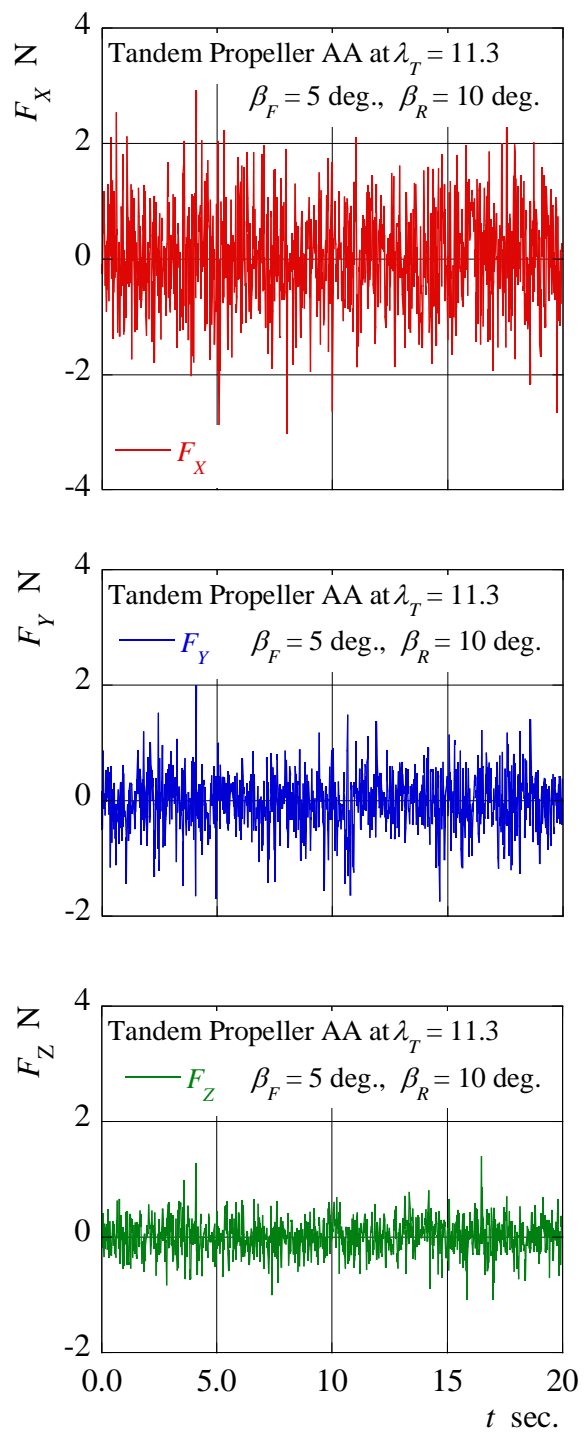


図 5-8 加速度から算出した力の時間変化

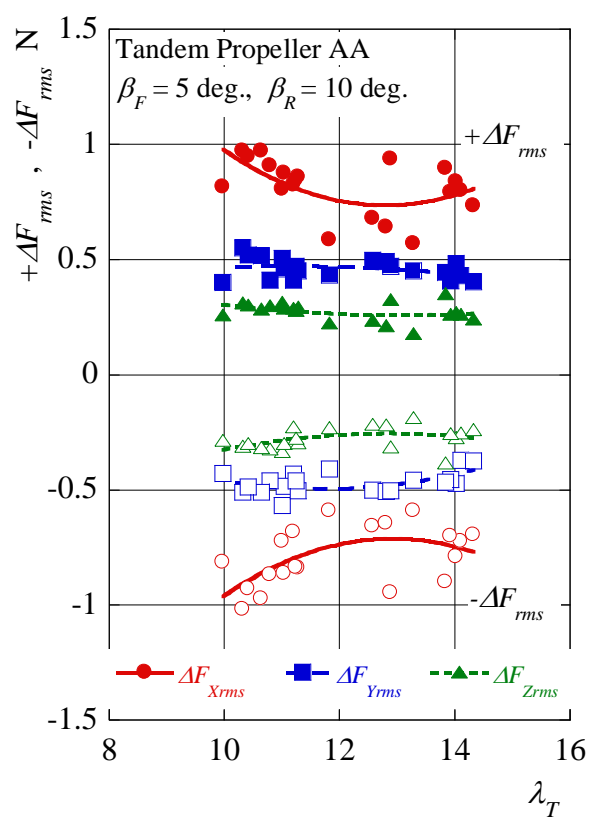


図 5-9 相対回転速度に対する加速度から算出した力の振幅

図 5-10 はジャイロセンサーから得られた係留式発電ユニットの角速度 Ω_x , Ω_y , Ω_z の時間変化を示す. 図 5-8 と同様に, 発電ユニットは一方向のみに変化するのではなく, 正負方向に復元力をもった運転を行っていることが確認できる. 特に, Ω_x はプロペラの回転方向となるため, 他の角速度 Ω_y , Ω_z に比べて振幅は大きい, 本潮流発電ユニットの特徴である両プロペラが回転モーメントが相殺され, 停止することなく運転し続けている.

図 5-11 は各相対周速比 λ_T における角速度の二乗平均平方根 $\Delta\Omega_{xrms}$, $\Delta\Omega_{yrms}$, $\Delta\Omega_{zrms}$ を示す. ここに, 角速度の二乗平均平方根は角速度の時系列データ (図 5-10 が一例) を正負に分けて平均化した値である. 角速度も前述の力と同様に, 周速比によらず正負方向への同じ大きさの振幅を持って運転している.

以上のように, 本潮流発電ユニットは, 平行移動運動と回転運動のどちらも一方向へ偏った運動を行うのではなく, 元の位置への復元力を持って安定的に運転し続けることができる. すなわち, 本潮流発電ユニットは従来技術では行うことができない独自の係留法のワイヤー一本による係留が実現可能である.

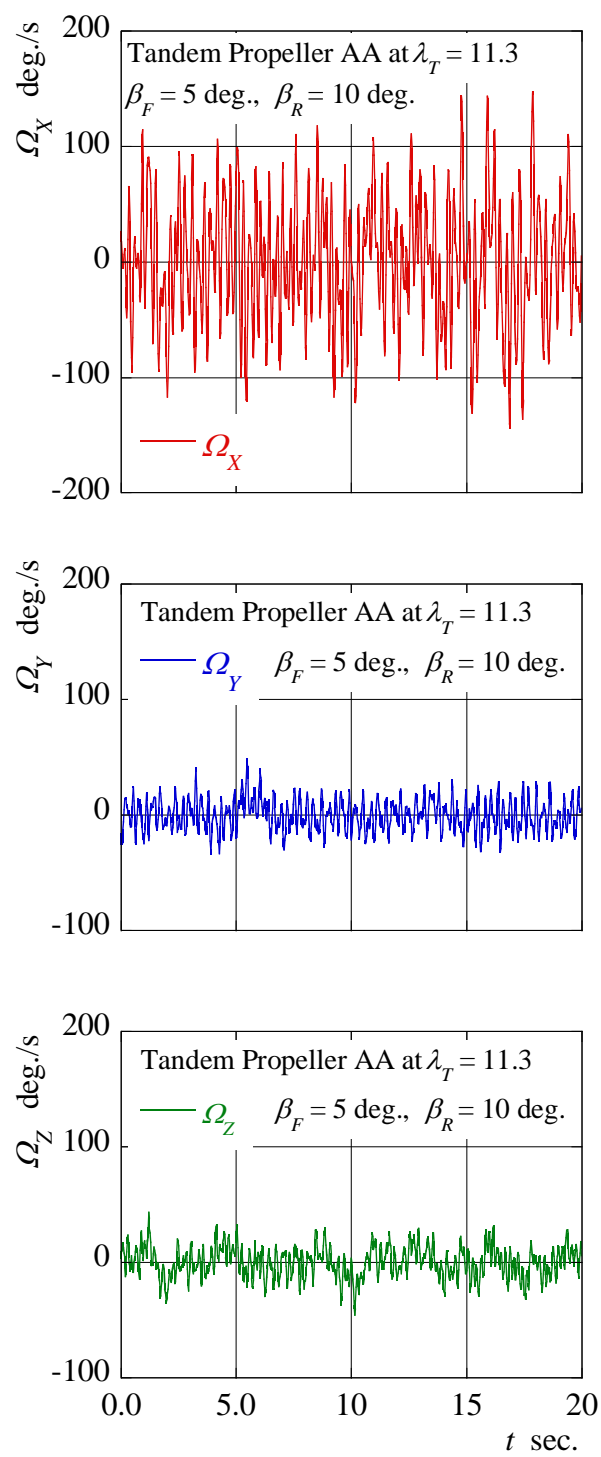


図 5-10 角速度の時間変化

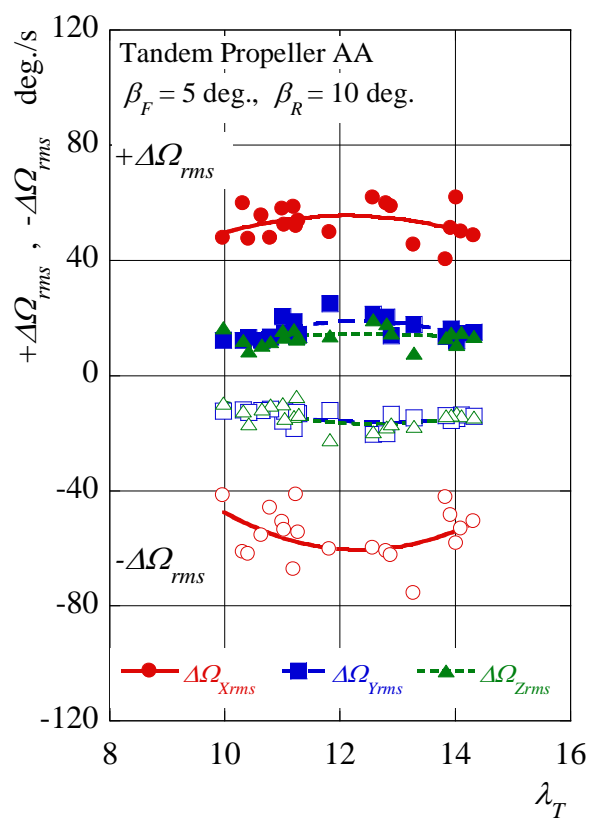


図 5-11 相対回転速度に対する角速度の振幅

図 5-12 に図 5-8 から算出した力のスペクトル密度分布を示す. また, 表 5-1 は Hanson の式(4.11)から求まる周波数を示す. 図中に示した周波数は, パイルに働く力と同様に (図 4-11 参照), 各プロペラの回転数 (前段プロペラ $N_F = 308 \text{ min}^{-1} : f_F = 5.1 \text{ Hz}$, 後段プロペラ $N_R = 205 \text{ min}^{-1} : f_R = 3.4 \text{ Hz}$) や表 5-1 に示した前後段プロペラの干渉周波数とよく一致しており, 係留式発電ユニットの平行運動は前後段プロペラの回転や相互干渉による抗力の変化によって, 振動していることが確認できる. 一方, 図 5-13 は図 5-10 から算出した角速度のスペクトル密度分布を示すが, 角速度は前後段プロペラの相互干渉周波数に比べ, 各プロペラの回転周波数に主に卓越している. すなわち, 係留式発電ユニットの回転振動は, 前後段プロペラの相互干渉による水流から受ける抗力の変化よりも各プロペラの回転の影響が大きい.

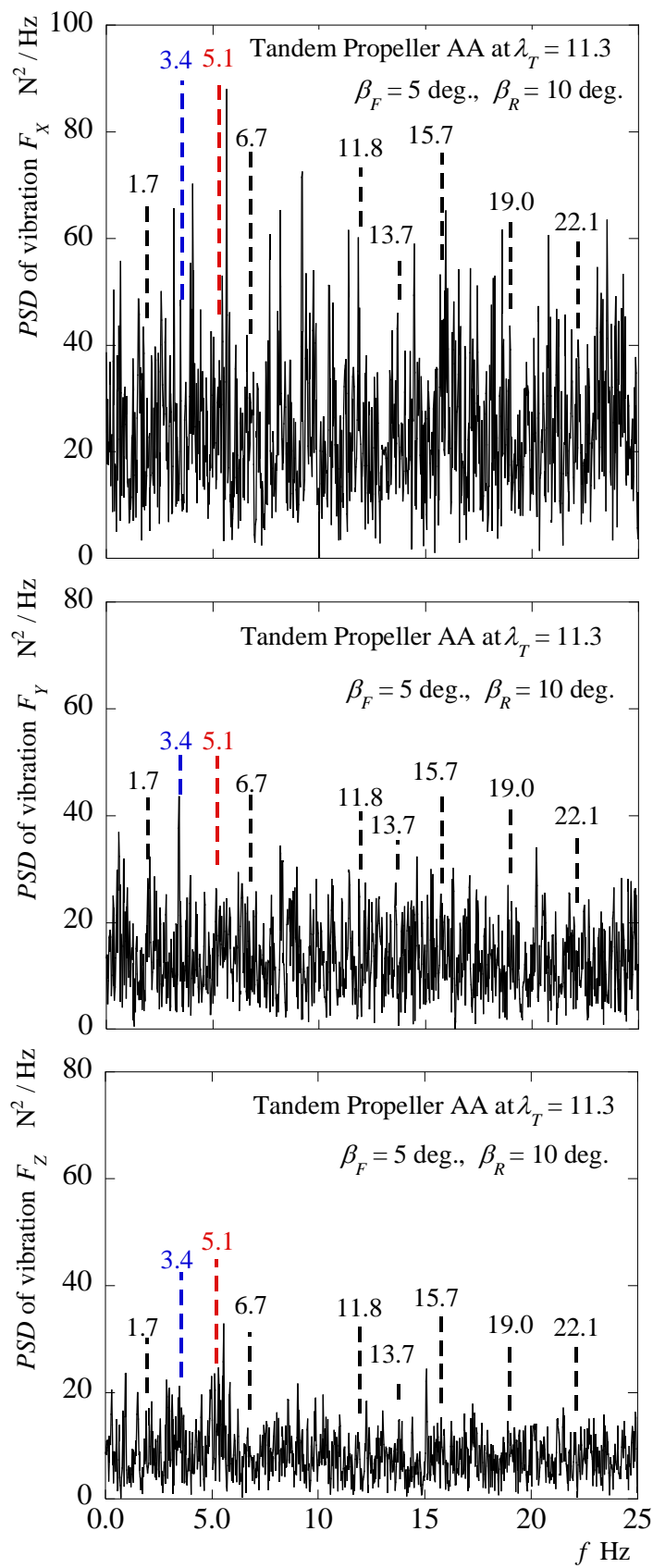


図 5-12 加速度から算出した力のスペクトル密度分布

表 5-1 Hanson の式から算出した干渉周波数

Sound Harmonic	Load harmonic	Frequency
m	k	f_D Hz
1	-1	1.7
	-2	13.7
4	-3	22.1
	-4	6.7
7	-7	11.8
	-9	19.0
9	-11	15.7

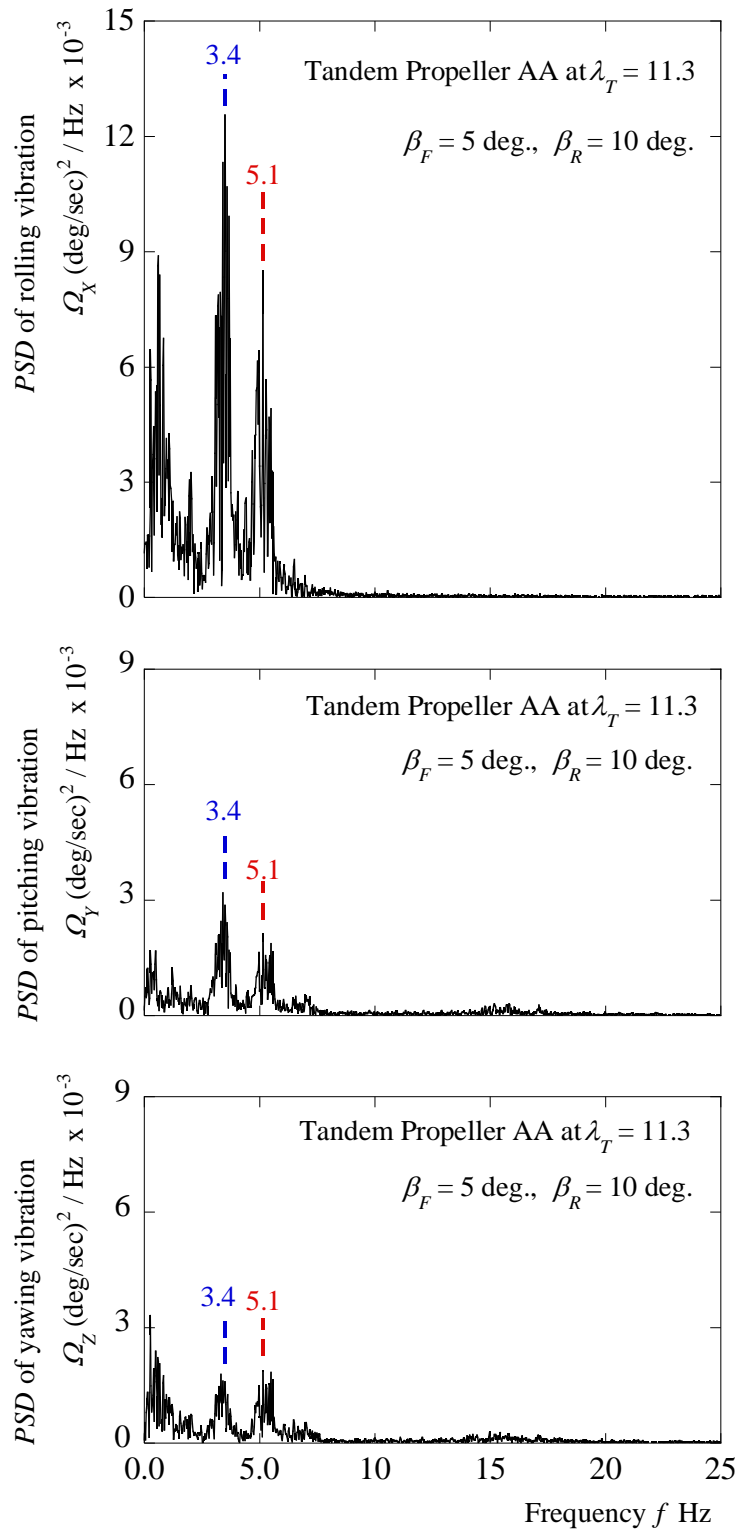


図 5-13 角速度のスペクトル密度分布

5.5 安定運転に向けた指針

図 5-14 に図 5-10 の角速度を積分して算出した係留式発電ユニットの姿勢角 Θ_X , Θ_Y , Θ_Z (図 5-15) を示す. ここで, 計算では時刻 n 及び $n+1$ における角速度 Ω_n , Ω_{n+1} の間を線形に変化すると仮定して, 以下の式を用いた.

$$\Theta_{n+1} = \Theta_n + \frac{1}{2}(\Omega_n + \Omega_{n+1})\Delta t \quad (5.2)$$

$t=0$ のとき, 式(5.2)は

$$\Theta_{t=0} = \Omega_{t=0}\Delta t \quad (5.3)$$

ピッチングモーメント中心で係留しているため, 係留式発電ユニットの姿勢は片方向に隔たるのではなく, 水流方向に対して姿勢角 0 deg.付近で小さく振幅しながら運転している. この振幅は, ロール方向の安定性の高い浮遊物で発生するダッチロール⁽⁶⁹⁾や回転体で発生するジャイロ効果⁽⁷⁰⁾といった現象が複雑に組み合わさって発生していると考えられる. このような姿勢角の変化, 特にピッチ角 Θ_Y とヨー角 Θ_Z は, 水流に対する発電ユニットの傾きとなるため, プロペラの受流面積が減少することとなる. つまり, 水流から受けるエネルギー量の減少を招いてしまうことから, 実際に海中に設置する際には, 姿勢の変化が極力小さい安定した係留運転が望まれる.

図 5-16 は係留式発電ユニットの角速度と係留用ワイヤを固定しているパイルに働く水流方向の抗力係数 C_{DX} の関係を示す. この図によると, 抗力係数が大きくなるほど, 角速度の振幅は減少する傾向を示している. すなわち, 発電ユニットの抗力が大きいほど, 姿勢の変化が小さく, 水流に対して係留式発電ユニットの安定した運転が期待できる.

また, 序論でも述べたように, 潮流発電として利用する場合には, 発電ユニットの安全で安定した運転だけでなく, 潮流方向の変化に対応することが必須となる. 図 5-17 は係留式発電ユニットの加速度から算出した力とパイルに働く水流方向の抗力係数 C_{DX} の関係を示すが, 抗力係数が増加するにつれて加速度から算出した力も増加

している。これは、発電ユニットの抗力が大きいほど、水流の影響を受けて発電ユニットが移動しやすくなることを表しており、流れの方向が変化する潮流発電においては重要な作用となる。

以上の結果を踏まえると、発電ユニットの抗力係数を大きくすることで、潮流方向の変化に発電ユニット自身で容易に対応し、かつ潮流のエネルギーをより多く吸収する運転が期待できる。

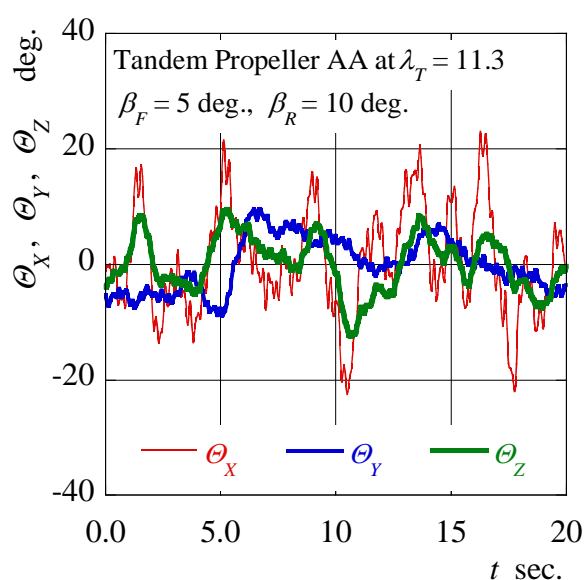


図 5-14 係留式発電ユニットの姿勢角の時間変化

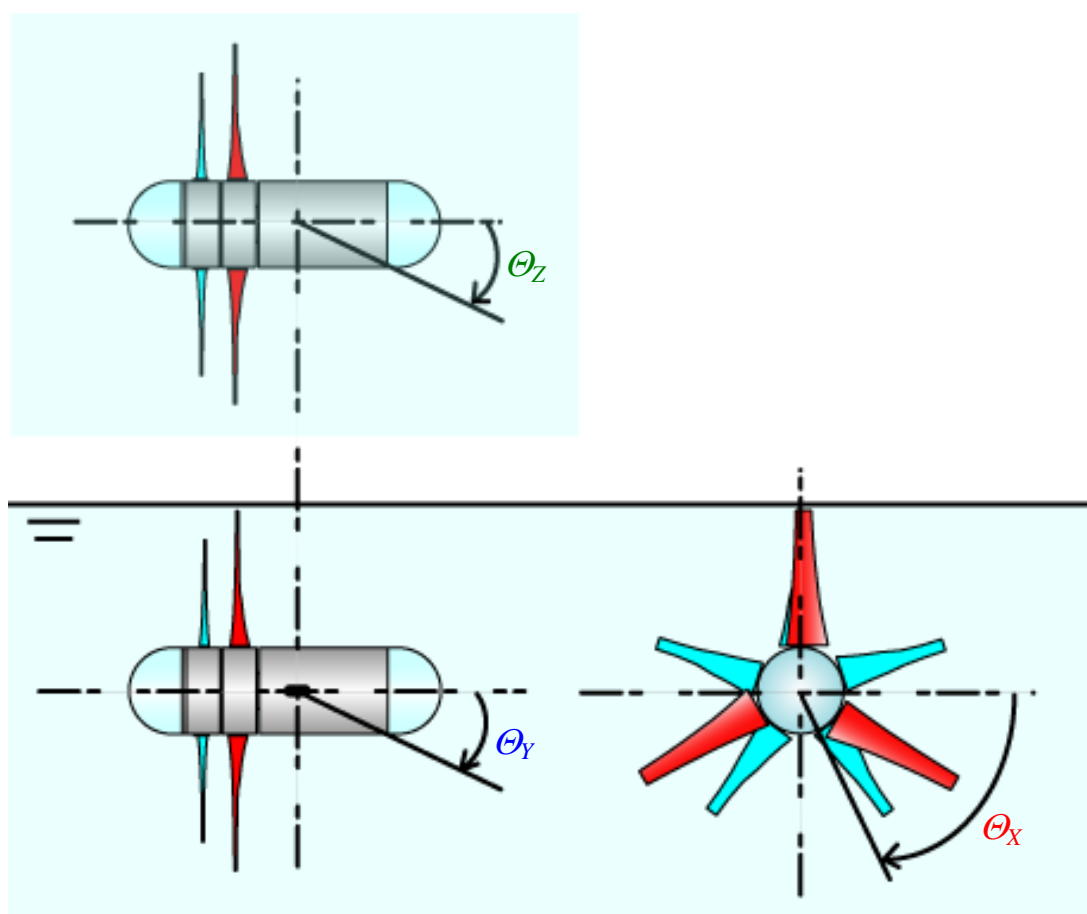


図 5-15 係留式発電ユニットの姿勢角

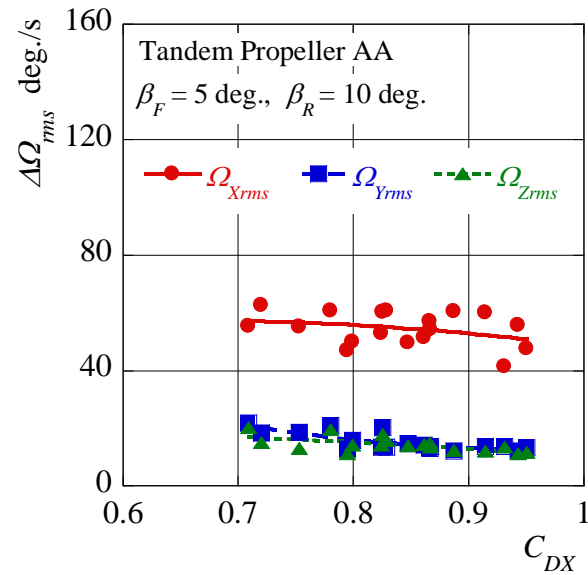


図 5-16 係留式発電ユニットの角速度と抗力係数の関係

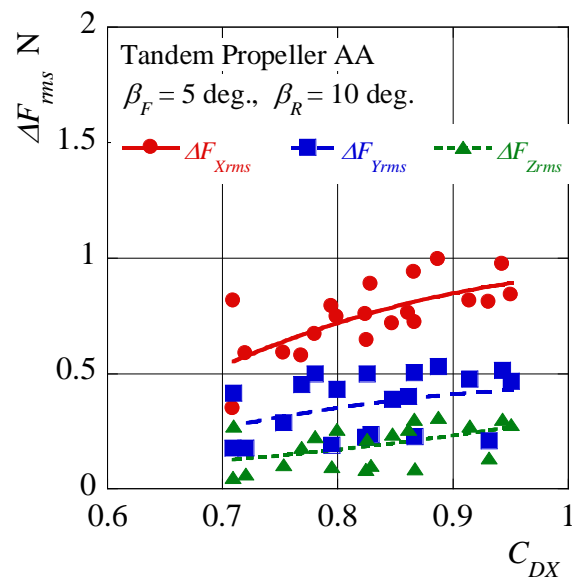


図 5-17 係留式発電ユニットの加速度から算出した力と抗力係数の関係

5.6 結言

本章では、本潮流発電ユニットの優位性を最大限に利用した独自の係留方式を着想した。すなわち、タンデムプロペラによる回転モーメントの相殺と、ピッチングモーメント中心位置で係留することによるピッチングモーメントの相殺を行うことで、本潮流発電ユニットはワイヤやチェーン一本による係留が可能となる。

この係留方式を用いて設置した係留式モデル発電ユニットの運転挙動を把握した。得られた知見は以下の通りである。

- (1) 加速度センサーとジャイロセンサーを用いて係留式発電ユニットの運転挙動を測定し、平行移動運動と回転運動のどちらも一方向へ偏った運動を行うのではなく、元の位置への復元力を持って安定的に運転し続けることを確認した。
- (2) 加速度から算出した力、つまり発電ユニットの平行移動運動の振動は、パイル式発電ユニットと同様に、前後段プロペラの回転周波数や干渉周波数に一致する卓越周波数を有している。一方、発電ユニットの回転運動の振動は、相互干渉周波数に比べて各プロペラの回転数周波数に主に卓越しており、各プロペラの回転の影響が大きい。
- (3) 発電ユニットの抗力係数が大きくなるにつれ、加速度の振幅は増加し、角速度の振幅は減少する傾向にある。すなわち、発電ユニットの抗力係数を大きくすることで、潮流方向の変化に容易に対応し、かつ潮流のエネルギーをより多く吸収する発電ユニットの運転が可能である。

第6章

潮流発電用タンデムプロペラの高効率化

- 6.1 緒言
- 6.2 数値シミュレーション法
- 6.3 翼形状の好適化
 - 6.3.1 計算領域と解析条件
 - 6.3.2 翼形状による翼型特性の変化
 - 6.3.3 好適な翼型形状の提案
- 6.4 翼負荷分布の好適化
 - 6.4.1 計算領域と解析条件
 - 6.4.2 好適な翼負荷分布の提案
- 6.5 潮流発電用タンデムプロペラの設計
 - 6.5.1 前段プロペラ用ブレード
 - 6.5.2 後段プロペラ用ブレード
- 6.6 効率向上の確認
- 6.7 キャビテーションを考慮した翼形状の提案
- 6.8 結言

6.1 緒言

これまでの実験で使用したタンデムプロペラは、先行して行った風力発電ユニットの研究成果を踏まえ、風車用として翼型および短い翼弦を決定し、高周速域で最高出力が得られた。しかし、潮流発電においては、水中特有のキャビテーションの発生を考慮したプロペラ設計が必要であり、キャビテーションはプロペラの回転速度の増加に伴う流体の圧力低下によって発生するため、翼弦長を大きくして高速回転を避け、低周速域で高効率を得られる設計手法が望まれる。また、プロペラブレード端から発生する翼端渦は海中生物に悪影響を及ぼす可能性があるため、渦の発生をできるだけ抑える必要がある。

以上を踏まえ、本章では市販の流体解析コードを用いた数値シミュレーションにより、潮流発電用タンデムプロペラの高効率化を図る。

6.2 数値シミュレーション法

計算機の高性能化・大容量化に伴い数値流体力学（Computational Fluid Dynamics : CFD）は飛躍的に発展し、様々な分野で数値シミュレーションの活用が行われている。乱流の数値シミュレーション手法としては、乱流中に時間平均速度が存在することを仮定し、乱れをモデル化することで流れ場を決定する RANS（Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation）^{(71),(72)}やスケールの大きな渦は直接解き、スケールの小さな渦をモデル化する LES（Large Eddy Simulation）⁽⁷³⁾、Navier-Stokes 方程式を直接解く DNS（Direct Numerical Simulation）⁽⁷⁴⁾などがあるが、本章では、RANS に基づく定常数値解析を行った。解析プロセスは、形状の作成、計算格子生成、境界条件設定、計算、計算結果処理である。本解析の計算格子は、市販の格子生成ツールの ANSYS-ICEM CFD および ANSYS-TurboGrid を用いてすべての計算領域に構造格子を適用し、ソルバーとして汎用熱流体解析コード ANSYS-CFX を使用した。ANSYS-CFX は、Navier-Stokes 方程式を有限体積法に基づき離散化しており、連立方程式で表現される流体力学系全体を全グリッド・ノードにわたって同時に解くため、高速なソルバー環境を実現できる⁽⁷⁵⁾。また、グリッドを各プロセッサに適した大きさに自動分割して並列計算を行う機能を持つなどパラレル性能に優れ、省メモリ・高速・高精度・高ロバスト性を備える。乱流モデルには、 $k-\epsilon$ モデルを適用した。

6.3 翼形状の好適化

6.3.1 計算領域と解析条件

潮流発電用タンデムプロペラの高効率化に向けた第一段階として、二次元翼の数値シミュレーションにより翼形状の高性能化を行う。図 6-1 に二次元翼数値シミュレーションの計算領域を示す。翼型の翼弦長を $C = 10 \text{ mm}$ とし、計算領域は翼型中心から上流側に $3C$ 、下流側に $7C$ 、上下方向に各 $2.5C$ とした。前述したように、計算格子には構造格子を採用し、翼面周りに C 型計算格子を配置している（図 6-2）。なお、計算格子点数は約 20 万点である。境界条件は、入口に一様流速、出口に静圧を与えた。また、翼面及び上下面にはすべりなしの壁面境界を与え、側面には対称境界を与えて二次元翼解析を想定した。ここで、本潮流発電ユニットは、プロペラ直径 7m の実用機を想定し、プロペラのハブからティップまでの半径の違いやプロペラ回転数により、レイノルズ数は $Re = \rho CV / \mu = 1.0 \times 10^5 \sim 5.5 \times 10^6$ 程の範囲になることが予想される。そこで本解析では、入口流速を変化させ、乱流への遷移域付近である $Re = 10^5$ と十分に発達した乱流域と予想される $Re = 10^6$ を中心に解析を行った。

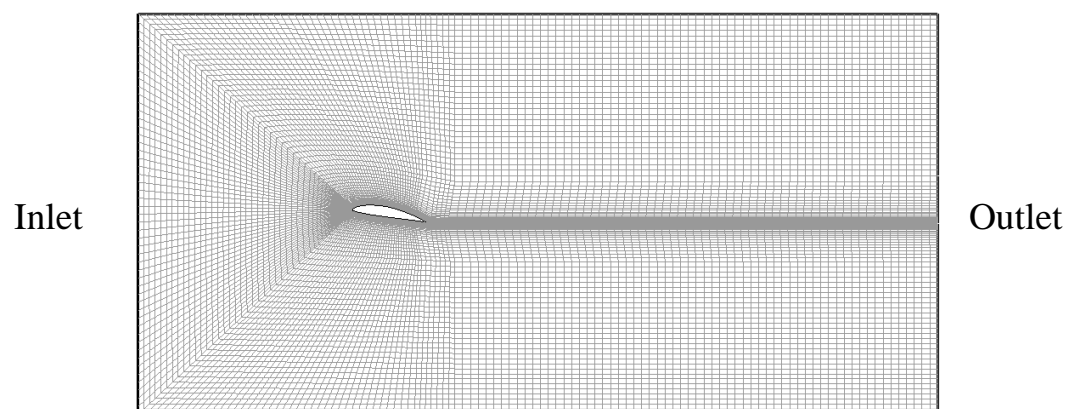


図 6-1 二次元翼解析の計算領域

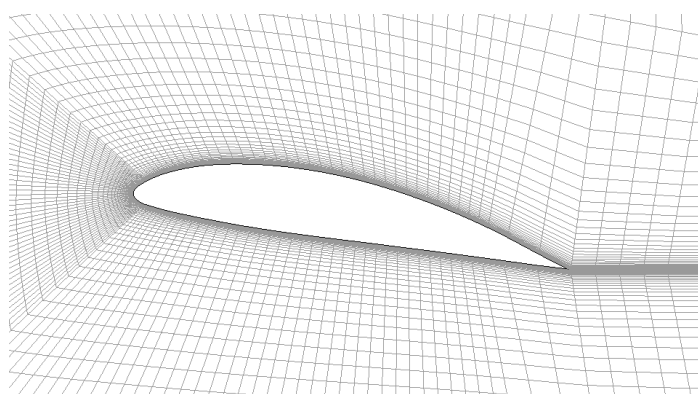


図 6-2 翼面周りの計算格子

6.3.2 翼形状による翼型特性の変化

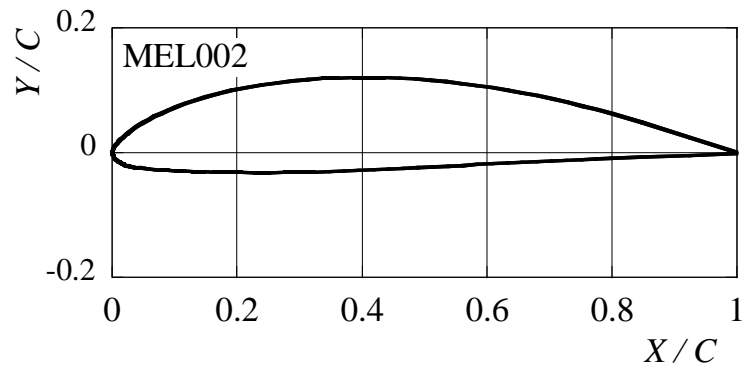
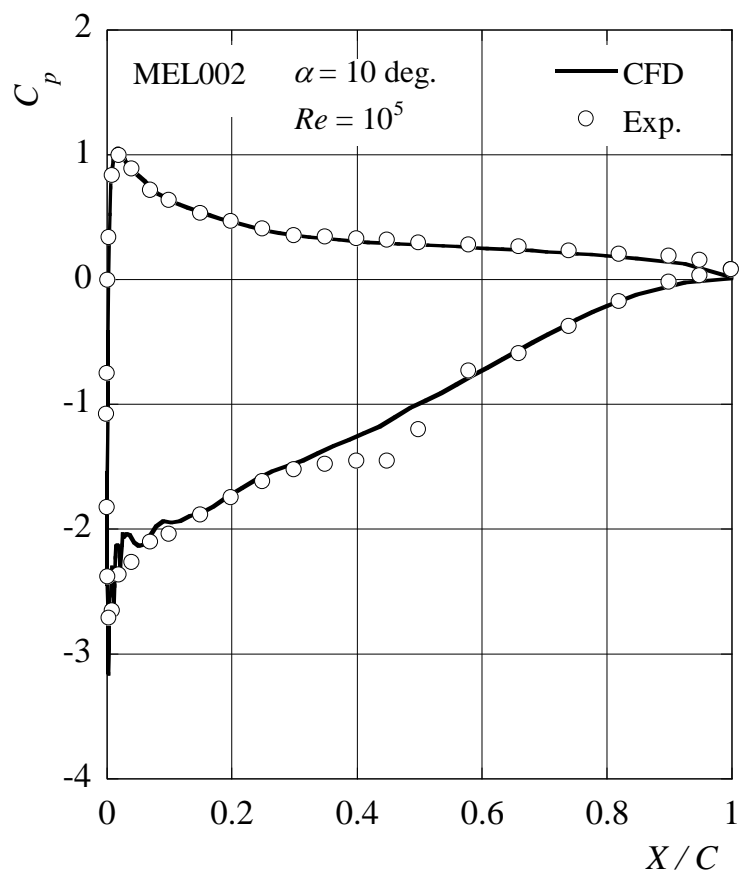
まず、水路実験で使用した産業総合技術研究所の MEL002 翼型⁽⁶¹⁾を用いて、実験結果と数値シミュレーション結果の比較を行った。図 6-3 は翼弦長 C で無次元化した MEL002 翼型の形状を示し、図 6-4 はレイノルズ数 $Re = 10^5$ のときの翼面圧力分布を示す。ここに、 C_p は翼面圧力係数を示し、以下の式で与え、 p は翼面圧力、 p_0 は静圧を示す。

$$C_p = \frac{p - p_0}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (6.1).$$

数値シミュレーション結果を線、実験結果をプロットで示すが、数値シミュレーション結果は実験結果と比較的よく一致しており、良好な結果が得られているといえる。また、この翼面圧力の差が大きいほど、大きな揚力を得ることができる。

図 6-5 は迎え角に対する揚力係数 C_L 、抗力係数 C_D 、及び揚抗比 ε の解析結果を示す。数値シミュレーションの揚力係数が得られる迎え角は、実験結果に比べて若干大きくなっているものの、おおよそ同様の傾向を示しており、良好な結果が得られている。しかし、揚抗比の解析結果は実験結果に比べて非常に小さくなっている。これは、もともと非常に小さな値である抗力係数の実験値に対し、数値シミュレーション結果がわずかに大きく見積もられたことに起因している。このような誤差は、他の翼型形状においても同様の傾向を示しており、最大揚抗比が得られる迎え角もほぼ一致していることから、定性的には問題ないと判断した。

そこで、翼形状の好適化に向け、NACA 翼型のいくつかの代表的な翼型について数値シミュレーションを実施し、翼形状の変化が翼型特性に及ぼす影響を調査した。

図 6-3 MEL002 翼型の無次元座標⁽⁶¹⁾図 6-4 MEL002 翼型の翼面圧力分布の比較⁽⁶¹⁾

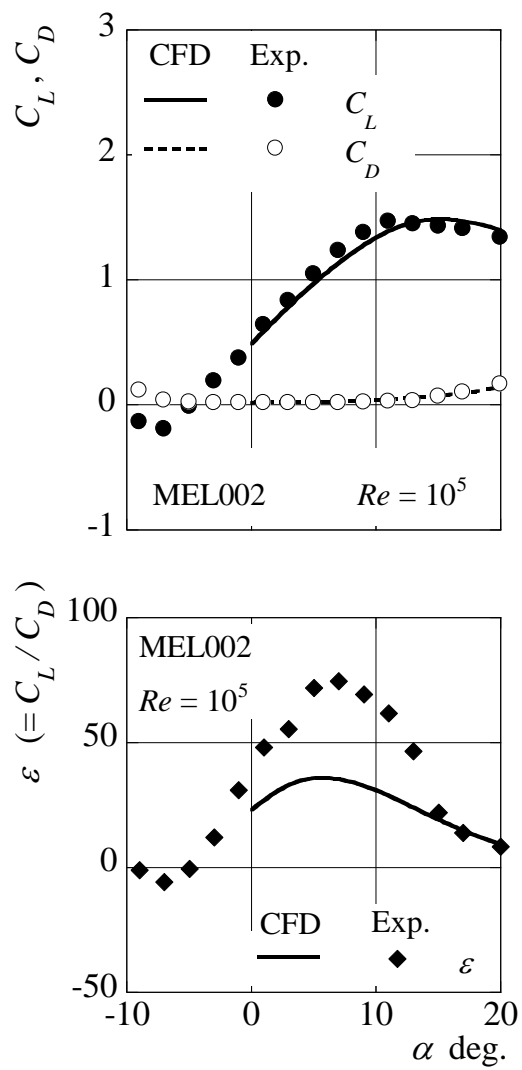


図 6-5 MEL002 翼型の翼型特性の比較

(1) 翼厚の影響

翼厚の影響を把握するため、反り比や最大反り位置は一定に保ち、厚み比 t_h を 12% ~ 21% に変化させた翼型 (NACA4412 ~ NACA4421) について解析を行った。図 6-6 に各翼型の無次元座標を示し、図 6-7 に迎え角 $\alpha = 10 \text{ deg.}$ 、レイノルズ数 $Re = 10^5$ のときの翼面圧力分布を示す。正圧面、負圧面ともに翼厚が大きくなるほど圧力が低下している。また、翼厚が大きいほど、負圧面の前縁直後の圧力低下が緩やかとなり、最低圧力点後の圧力上昇勾配は大きくなっている。正圧面においても同様に最大圧力の低下、及び最大圧力点後の圧力減少勾配が大きくなっている。これは前縁半径が大きく、流れが翼面に沿ってスムーズに流入するため、前縁からの圧力減少が緩やかとなり、翼厚が小さいと流れが翼面を沿わず剥離するため圧力の急減が生じている。また、最低圧力点後は翼面の反りが大きいために大きく速度が変化し、圧力上昇勾配が大きい。

図 6-8 はレイノルズ数 $Re = 10^5$ 、 10^6 のときの各厚み比 t_h における翼型特性を示す。翼厚が小さいほど揚力係数、揚抗比共に増加しており、レイノルズ数の大きい $Re = 10^6$ のとき、揚抗比の増加がより顕著に現れている。

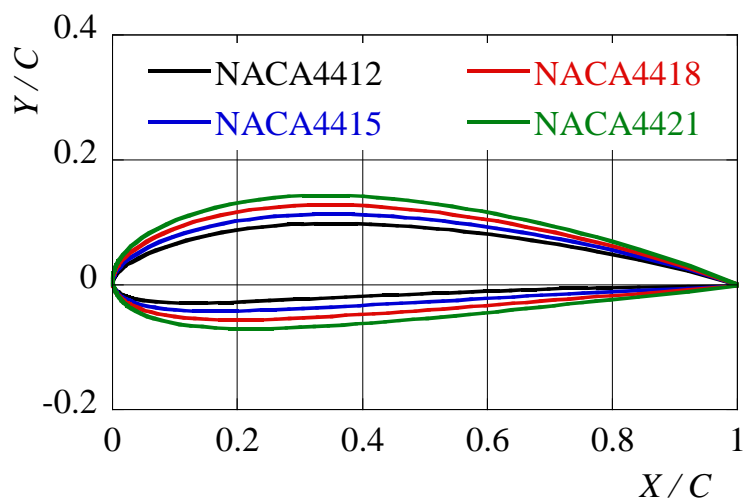


図 6-6 厚み比を変化させた NACA 翼型の無次元座標

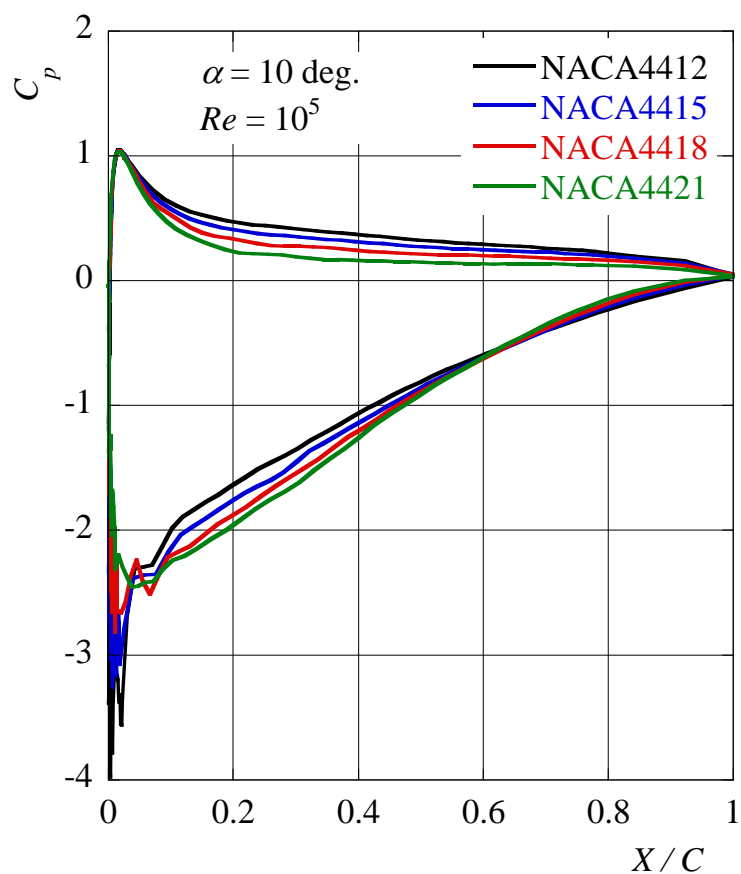


図 6-7 厚み比の翼面圧力分布への影響

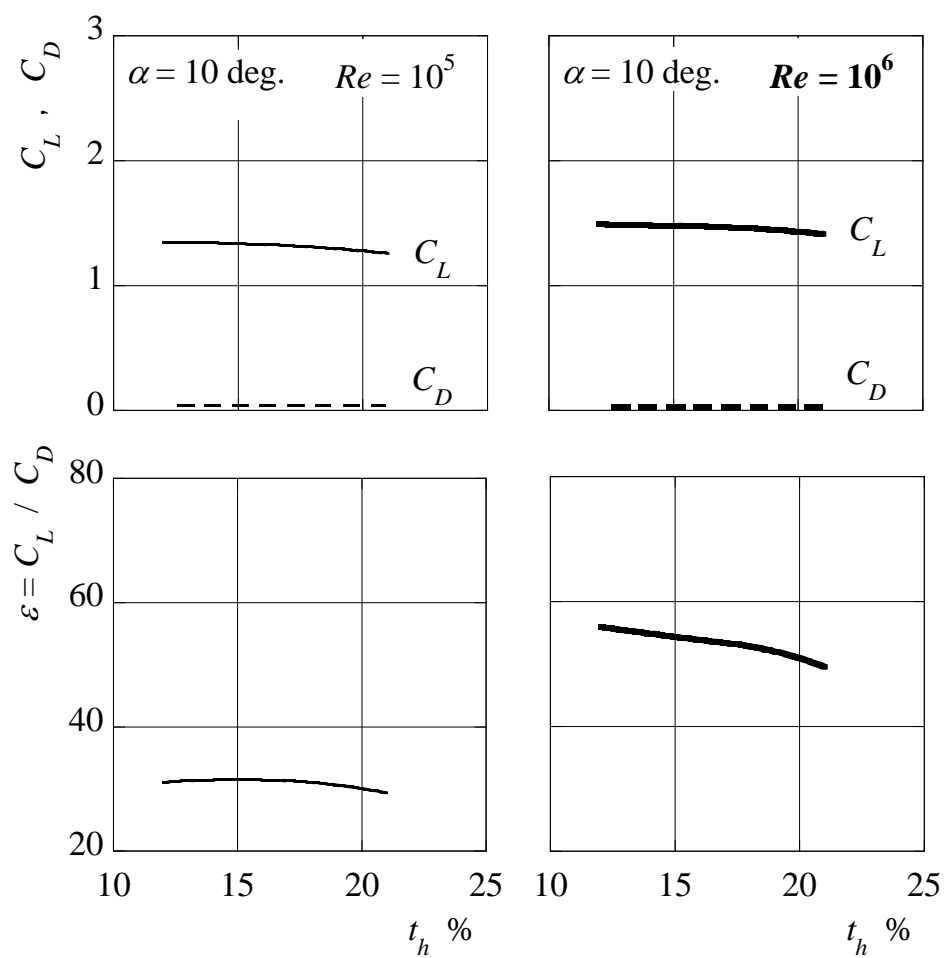


図 6-8 厚み比の翼型性能への影響

(2) 反りの影響

次に、翼厚比や最大反り位置は一定に保ち、反り比 C_a を 2% ~ 8% に変化させた翼型 (NACA2418 ~ NACA8418) について解析を行った。図 6-9 に解析を行った各翼型の無次元座標を示し、図 6-10 に翼面圧力分布を示す。反り比が大きくなるほど正圧面と負圧面の翼面圧力差が大きくなっており、大きな揚力が発生する。また、反り比が大きいほど、翼面に沿った流れの流入ができ、前縁から緩やかな圧力減少となっている。

図 6-11 はレイノルズ数 $Re = 10^5, 10^6$ のときの各反り比 C_a における翼型特性を示す。前述した通り、反り比が大きいほど高い揚力係数が得られるが、同時に抗力係数も増加してしまうため、揚高比としては $C_a = 4 \sim 6\%$ 付近で最大となっている。

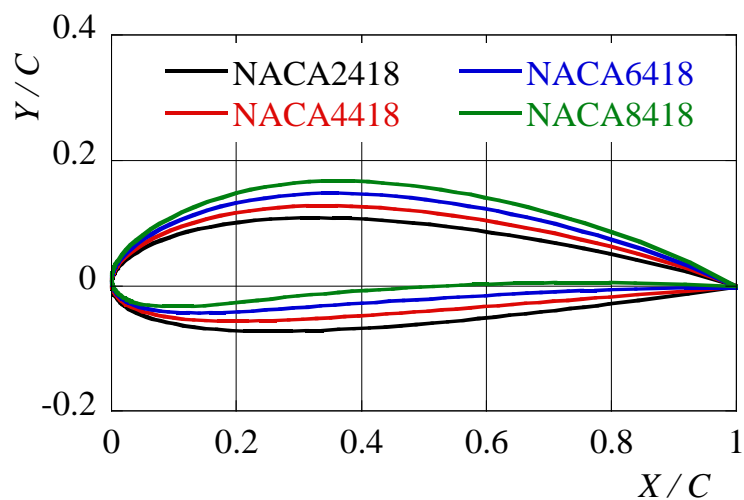


図 6-9 反り比を変化させた NACA 翼型の無次元座標

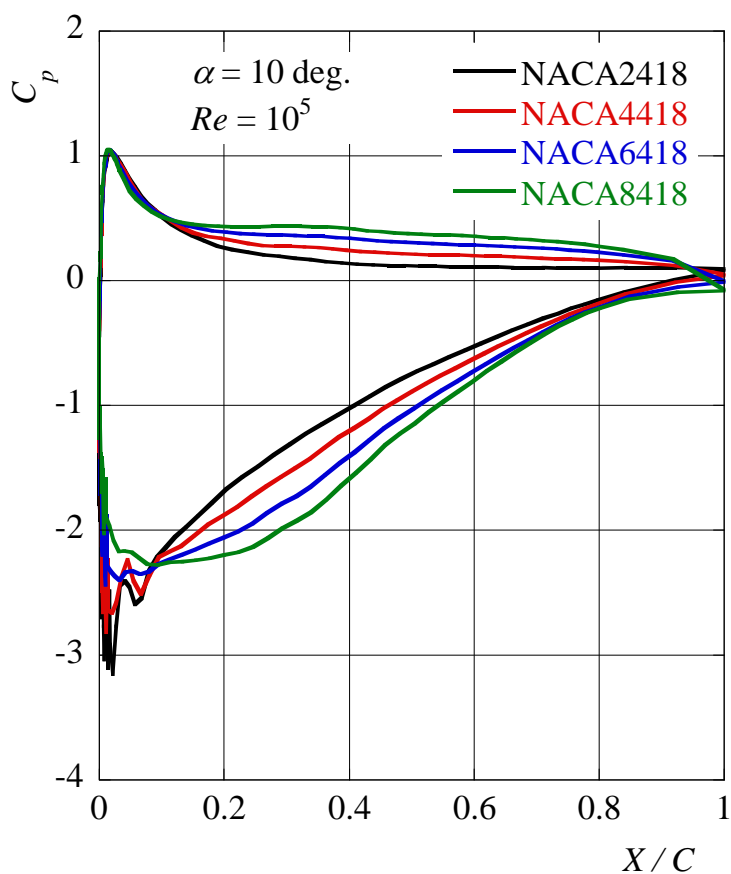


図 6-10 反り比の翼面圧力分布への影響

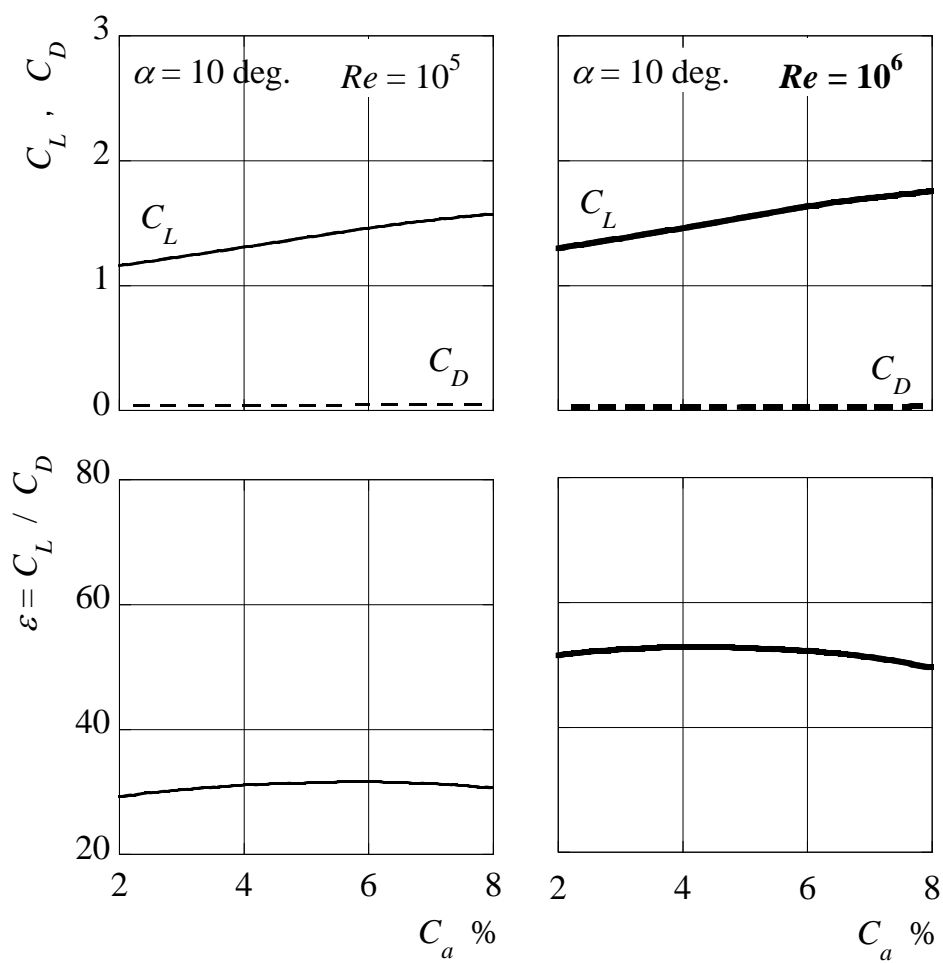


図 6-11 反り比の翼型性能への影響

(3) 最大反り位置の影響

続いて、翼厚比や反り比は一定に保ち、最大反り位置 x_{ca} を前縁から 20% ~ 80% の位置に変化させた翼型 (NACA4218 ~ NACA4818) について解析を行った。図 6-12 に各翼型の無次元座標を示し、図 6-13 に翼面圧力分布を示す。各翼型の最大反り位置での翼面圧力の増加と減少が発生しており、各最大反り位置以外の部分においては、最大反り位置が後縁に近づくほど差圧が大きい傾向にある。また、最大反り位置が前縁に近づくにつれて前縁付近の圧力低下が小さくなっている。

図 6-14 はレイノルズ数 $Re = 10^5, 10^6$ のときの各最大反り位置 x_{ca} における翼型特性を示す。揚力係数は最大反り位置が後縁に近づくにつれて大きくなっており、揚高比も増加している。

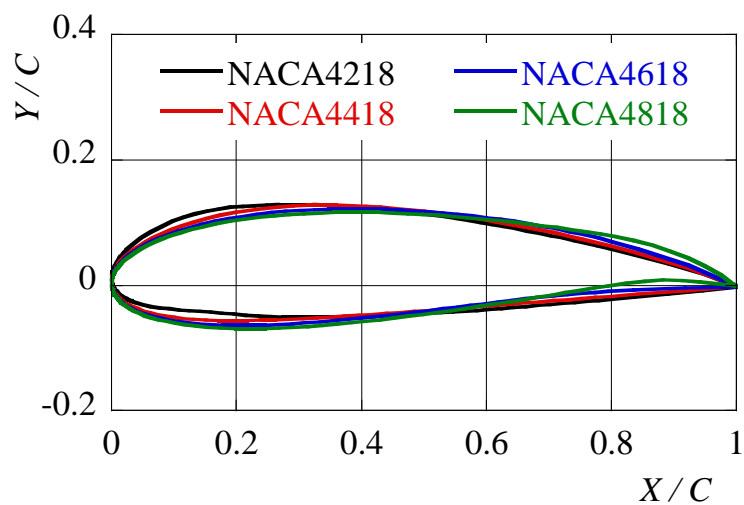


図 6-12 最大反り位置を変化させた NACA 翼型の無次元座標

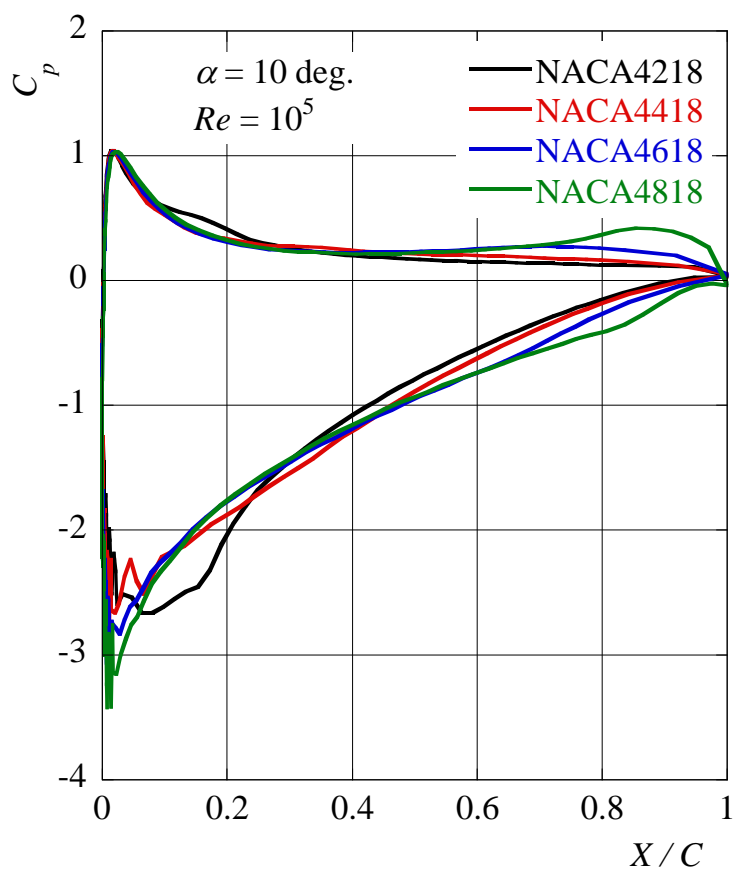


図 6-13 最大反り位置の翼面圧力分布への影響

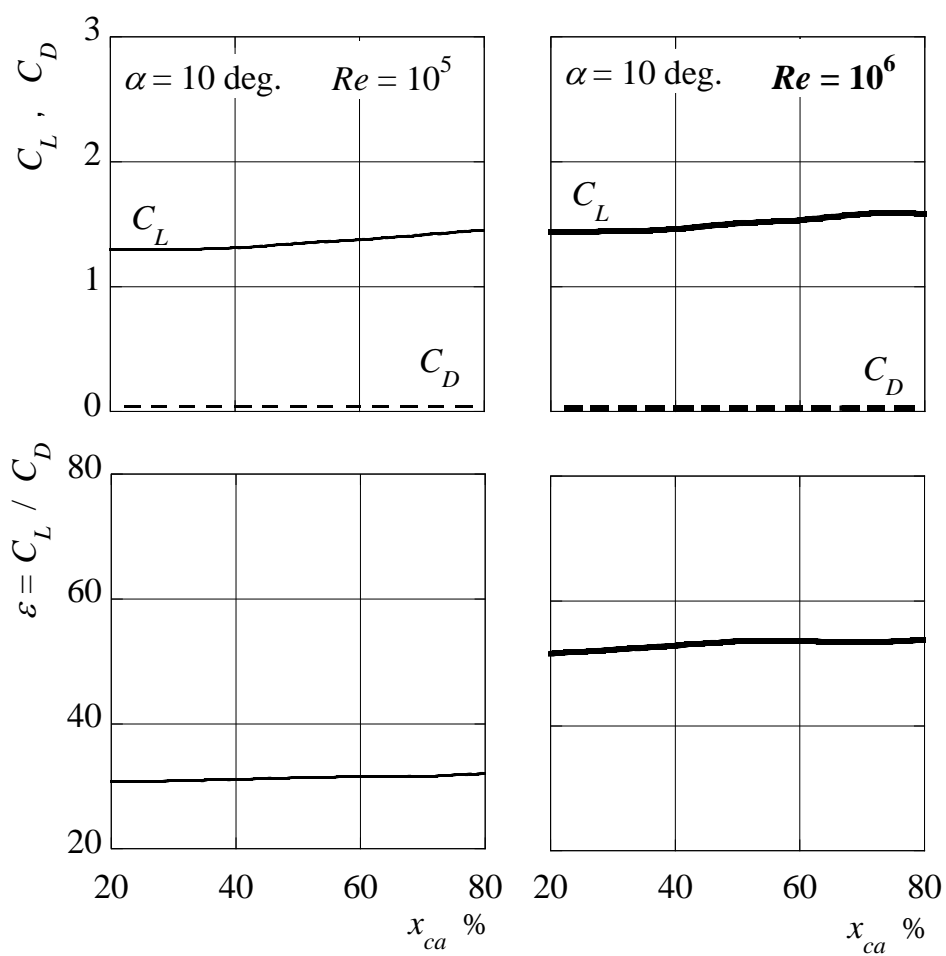


図 6-14 最大反り位置の翼型性能への影響

6.3.3 翼形状の好適化

前節の数値シミュレーションの結果を踏まえ、高性能が期待できる翼型形状を求める。数値シミュレーション結果から、高い揚抗比が期待できる翼型形状として以下のようなものがあげられる。

- 翼厚はうすい方が抗力が小さく、大きな揚力も得られることから、なるべくうすい形状が望ましい。
- 反り比は大きいほど、正圧面と負圧面の差圧が大きくなり、高揚力が得られるが、同時に抗力も増加するため、反り比 $C_a = 4 \sim 6$ %程がよい。
- 最大反り位置は後縁側に近づくにつれ、高揚力が得られるが、同時に抗力も増加するため、反り位置 $x_{ca} = 50 \sim 80$ の位置でほぼ一定の高揚抗比が得られる。

以上を考慮し、高性能が期待できる翼型形状の一例として図 6-15 に示すような Hydrofoil A を提案した。翼厚を薄くし、抗力の増加も考慮しつつ大きな反りを与えるような形状としている。

図 6-16 に Hydrofoil A と MEL002 翼型の翼型特性の比較を示す。ここに、図 6-16(a) は、迎え角に対する翼型特性、図 6-16(b)は Hydrofoil A の最大揚高比が得られた迎え角 $\alpha = 6 \text{ deg}$.において、各レイノルズ数に対する翼型特性を示す。MEL002 翼型に比べ Hydrofoil A は、抗力係数が若干増加したものの、揚力係数が大幅に増加したため、揚高比の増加が得られている。また、レイノルズ数が大きくなると揚力係数は増加し、抗力係数は減少している。すなわち、発電ユニットを大型化し、高レイノルズ数とすることで、より高い出力が期待できる。

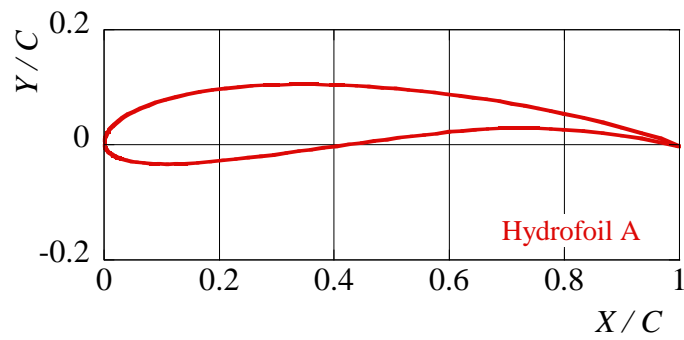
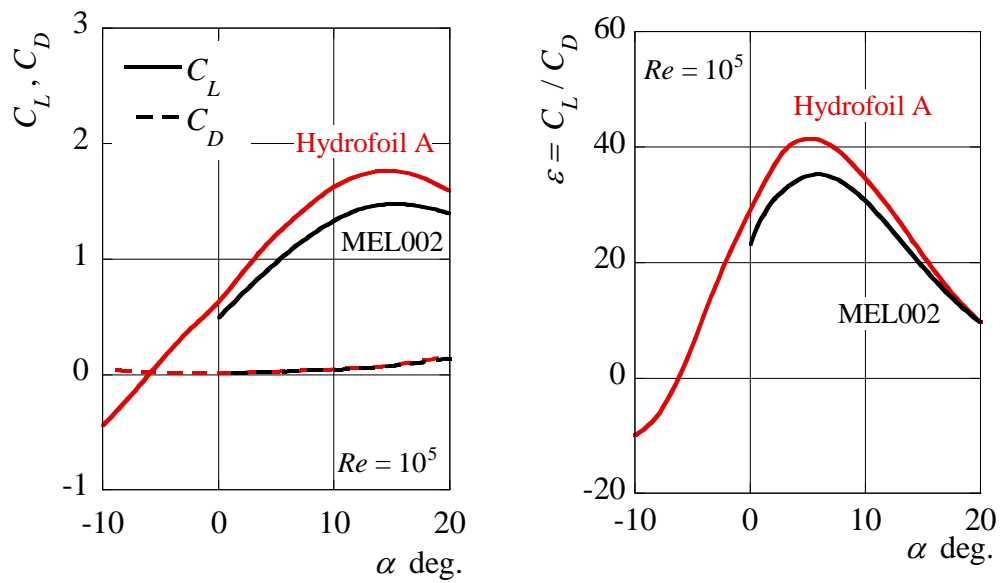
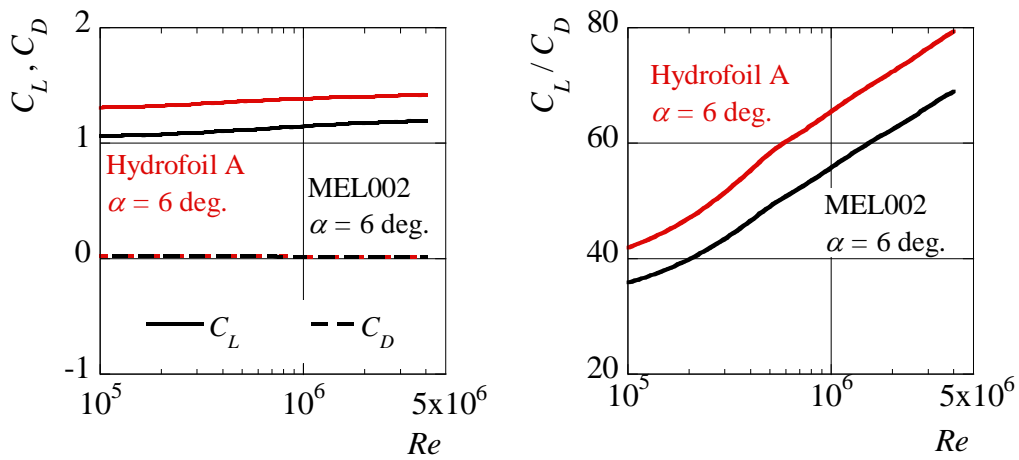


図 6-15 Hydrofoil A



(a) 各迎え角における翼型性能



(b) 各レイノルズ数における翼型性能

図 6-16 最大反り位置の翼型性能への影響

6.4 翼負荷分布の好適化

6.4.1 計算領域と解析条件

ブレード端から発生する翼端渦は海中生物に悪影響を及ぼす可能性があるため、その抑制が必要となる。そこで、数値シミュレーションを用いて渦の発生が少ない翼負荷分布の好適化を図る。解析は、Hydrofoil A を用いた単ブレードを対象に実施し、ブレードの翼弦長の長さをブレード半径方向に変化させることで、異なる翼負荷分布を得た。図 6-17 に翼負荷分布の好適化で用いた単ブレード数値シミュレーションの計算領域を示す。計算領域は、ブレード中心から上流 100 mm，下流 200 mm，高さ 237.5 mm，幅 70 mm とし、前後段ブレード（前段ブレード長さ：187.5 mm，後段ブレード長さ：147.5 mm）が十分に含まれるように設定した。計算格子は、前回と同様に構造格子を採用し、計算格子点数は約 74 万点である。境界条件は、入口にブレードの半径位置によって相対速度が変化することを考慮した速度分布，出口に静圧を与えた。また、ブレード面及び上下面にはすべりなしの壁面境界を与え，側面には対称境界を与えた。

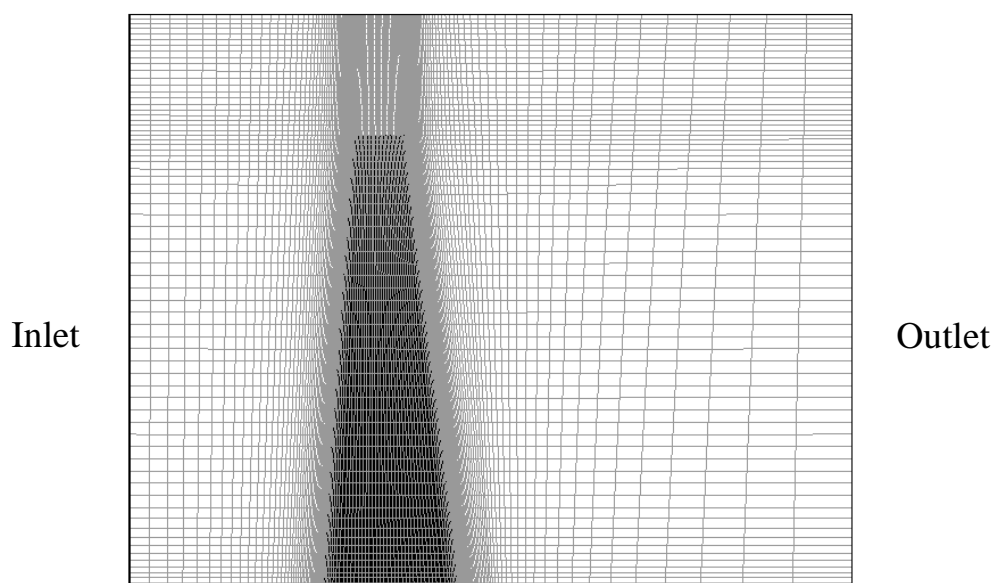


図 6-17 単ブレードの計算領域

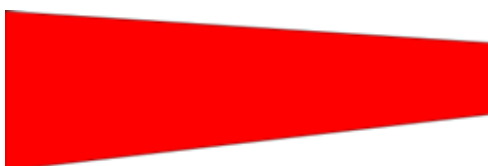
6.4.2 好適な翼負荷分布の提案

翼負荷分布の変化によって、ブレード端渦の発生にどのような影響を及ぼすか把握するため、図 6-18 に示すような翼弦長の異なる 4 種のブレードについて数値シミュレーションを行った。比較のため、この 4 種のブレードは、ブレード全体で発生するトルク T_{total} が等しくなるように翼弦長を調整しており、これらのブレードの半径方向の翼負荷分布（トルク分布）を図 6-19 に示す。ここに、縦軸はブレード全体で発生するトルク T_{total} で無次元化した値である。ブレード端から発生する渦の評価は渦度 Vor ($=\sqrt{\xi^2 + \eta^2 + \zeta^2}$, ξ : x 軸まわりの渦度, η : y 軸周りの渦度, ζ : z 軸周りの渦度) を用いて行った。図 6-20 にブレードティップ位置の後縁からの距離 x に対する渦度 Vor を示す。ここに、縦軸の渦度 Vor は図 6-18 (a) のブレード (No. 1) の $x = 0$ における渦度 Vor_{max} で無次元化した値である。図 6-19 と図 6-20 より、ブレードティップ側での翼負荷が大きい程、渦度が大きく、逆に半径内側の負荷分布が大きいと渦度が小さいという傾向を示す。

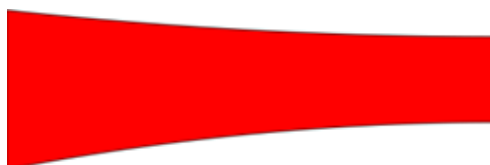
以上の結果を考慮すると、前段プロペラ用ブレードの場合、3 章で述べたように半径の小さい領域では仕事をしないような設計法を適用するため、半径の小さいハブ側での大きなトルク発生を避け、かつ渦の発生も幾分抑えられる図 6-18(b) のブレード形状 No.2 のような一定の割合で翼弦長が減少する形状を採用する。一方、後段プロペラ用ブレードは、半径の小さい領域で前段プロペラから通過してくるエネルギーを十分に受け取り、かつ渦の発生を抑制する図 6-18(d) のブレード形状 No.4 のような半径内側で大きな負荷を受ける形状を採用する。



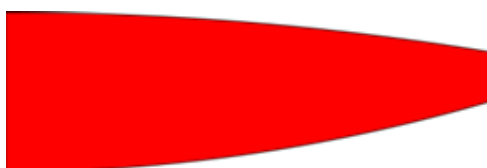
(a) ブレード形状 No.1



(b) ブレード形状 No.2



(c) ブレード形状 No.3



(d) ブレード形状 No.4

図 6-18 各ブレードの翼弦形状

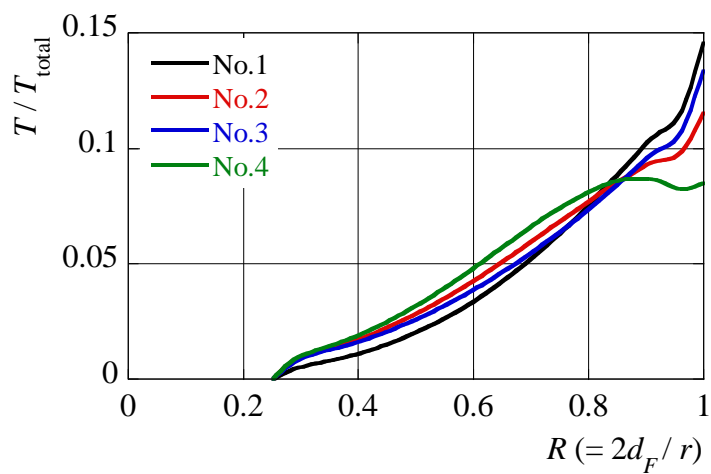


図 6-19 各ブレードの翼負荷分布

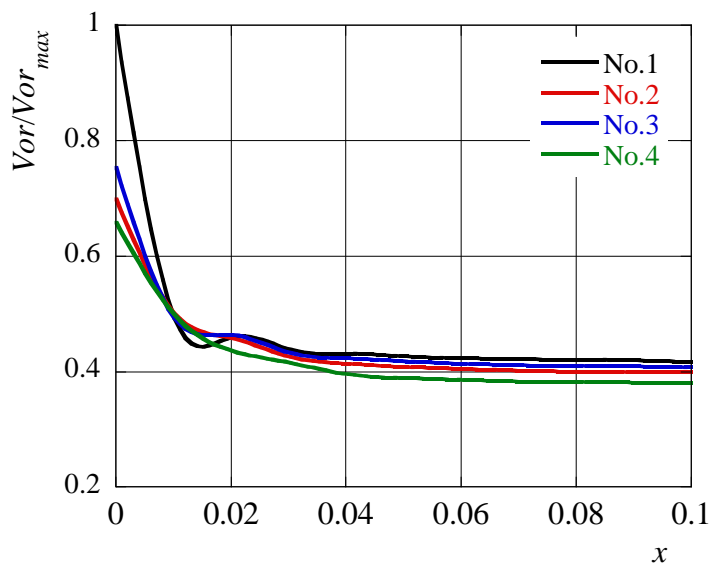


図 6-20 各ブレード端における渦度

6.5 潮流発電用タンデムプロペラの設計

6.5.1 前段プロペラ用ブレード

前段プロペラ用ブレードの設計法は、3章で述べたように、半径の小さい領域では仕事をさせず流れのエネルギーをそのまま受け流し、半径の大きい領域で大きな回転力を得るというものである。前回設計の **Front Blade A** は半径の小さい領域で対称翼型（NACA0015）、大きい領域で反りを持つ翼型（MEL002）の2種を組合せて設計したが、本設計法は半径の小さい領域でブレードを無負荷状態とすれば良いので、反りをもつ翼型にも適用することができる。そこで、本章で提案した **Hydrofoil A** を用いて、前段プロペラ用ブレードの設計を行った。

今回の設計は前段プロペラ直径 $d_F = 7\text{m}$ の実用機を想定した 1/14 スケールモデル（直径 $d_F = 500\text{ mm}$ ）とし、水中におけるキャビテーション発生を考慮して設計周速比を $\lambda_F = 3.9$ と設定した（次章で詳しく述べる）。半径の小さい範囲では、仕事をしない無負荷状態となるようにひねり・迎え角を与え、半径の大きい範囲では高トルクを得るために **Hydrofoil A** の最適な迎え角 $\alpha = 6\text{deg.}$ となるようひねりを与えている。図 6-21 に設計したひねり角 θ_F と迎え角分布 α_F を示す。図に示すように、半径の小さい範囲（ $0.25 < R < 0.45$ ）では、マイナスの迎え角を与えて無負荷状態とし、半径の大きい範囲（ $0.7 < R < 1$ ）は迎え角 $\alpha = 6\text{deg.}$ の一定となっている。また、前回設計の **Front Blade A** では、半径の小さい領域と大きい領域の接合部分にひねり角の急変が生じ、この部分から放出渦発生懸念があるため、ひねり角及び迎え角の急変が無いよう滑らかに接続している（ $0.45 < R < 0.7$ ）。

上記のひねり角と、前項で述べた翼負荷分布により好適化した前段プロペラ用ブレード **Front Blade B** の概略図を図 6-22 に示し、このブレードの翼弦長分布及び数値シミュレーションにより得られた翼負荷分布を図 6-23 に示す。所望した通り、半径の小さい領域ではトルクの発生がほとんどなく、半径の大きい領域で仕事をしている。

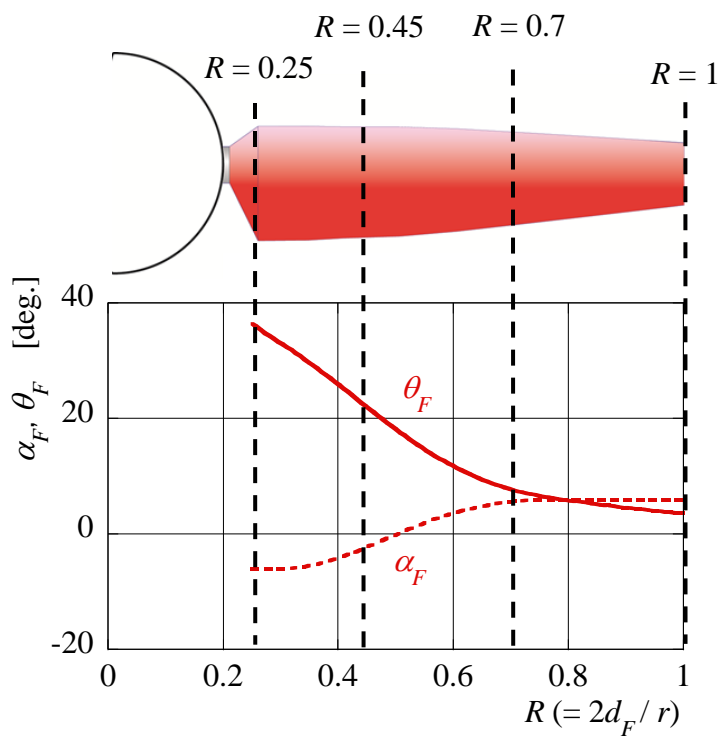


図 6-21 Front Blade B のひねり角と迎え角分布

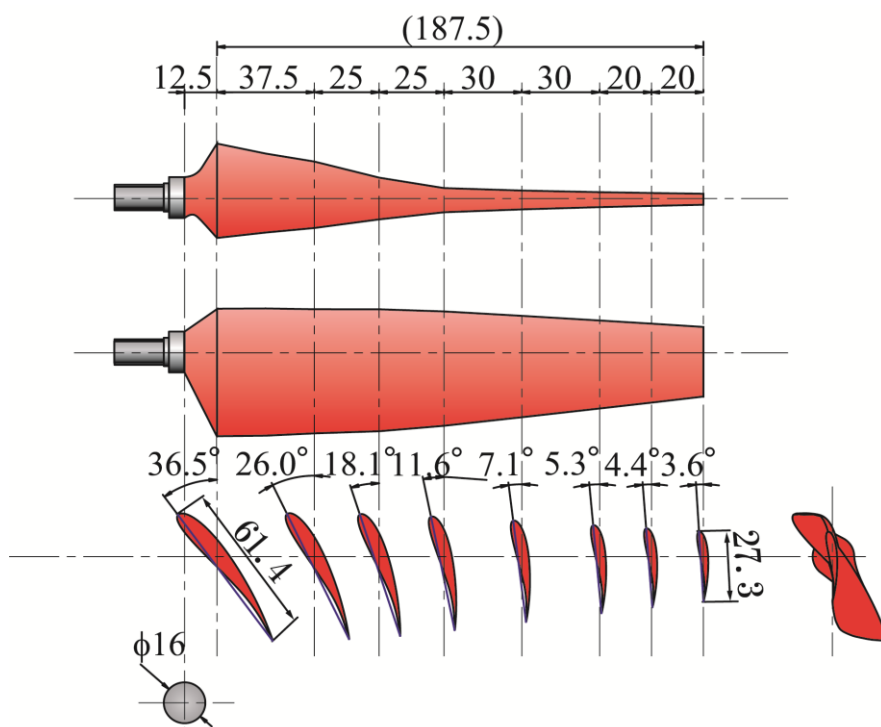


図 6-22 Front Blade B

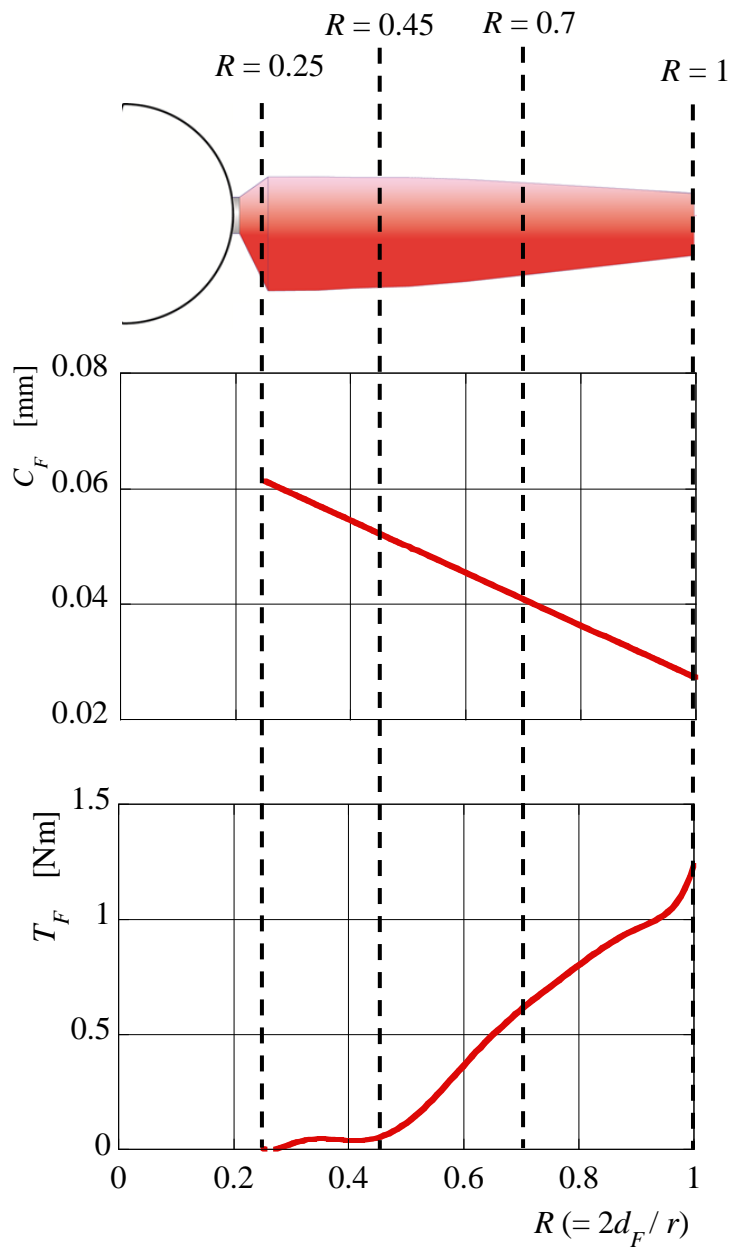


図 6-23 Front Blade B の翼弦長分布と翼負荷分布

6.5.2 後段プロペラ用ブレード

次に, Hydrofoil A を用いた後段プロペラ用ブレードの設計を行った. こちらも前段プロペラ同様, 潮流発電ユニット実用機を想定し, 1/14 スケールモデル (後段直径 $d_R = 420$ mm, 前後段直径比 $D_{RF} = 0.84$) とし, 潮流発電用として水中におけるキャビテーション発生を考慮して設計周速比 $\lambda_R = 4.0$ を設定した (次章で詳しく述べる). 前述の Front Blade B の後流を流入条件とし, 半径位置によらず最大揚抗比が得られる最適な迎え角 $\alpha = 6$ deg. となるようにひねりを与えた. 図 6-24 にひねり角と迎え角分布を示す.

上記のひねり角と, 前項で述べた翼負荷分布により好適化した後段プロペラ用ブレード Rear Blade B の概略図を図 6-25 に示し, このブレードの翼弦長分布及び数値シミュレーションにより得られた翼負荷分布を図 6-26 に示す. 後段プロペラ用ブレードは半径の小さい領域でエネルギーをより吸収して大きなトルクを発生するよう, 翼弦を大きくとり, 半径の大きいティップ側は負荷を小さくして, 翼端渦の発生を少なくするよう配慮している.

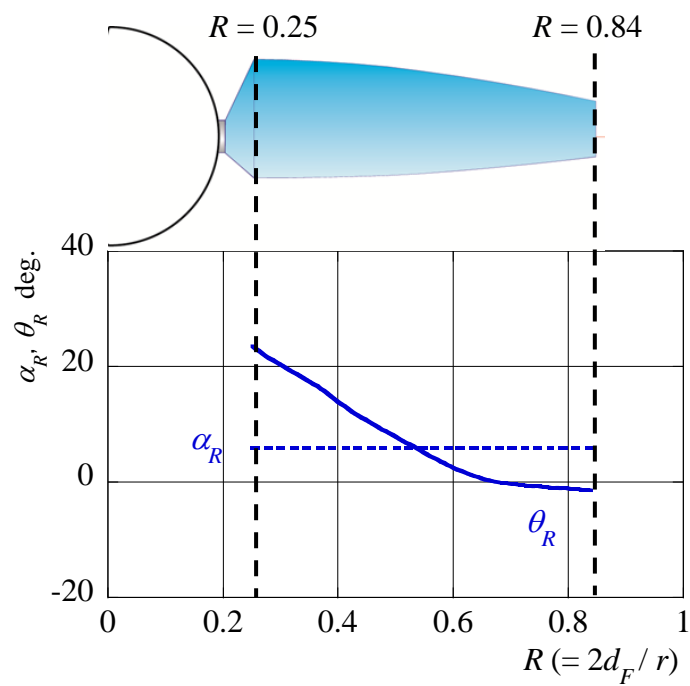


図 6-24 Rear Blade B のひねり角と迎え角分布

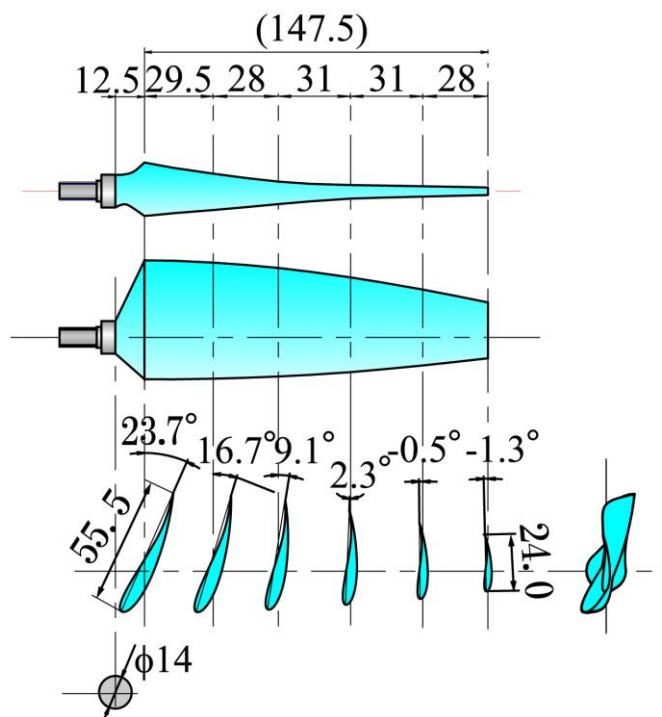


図 6-25 Rear Blade B

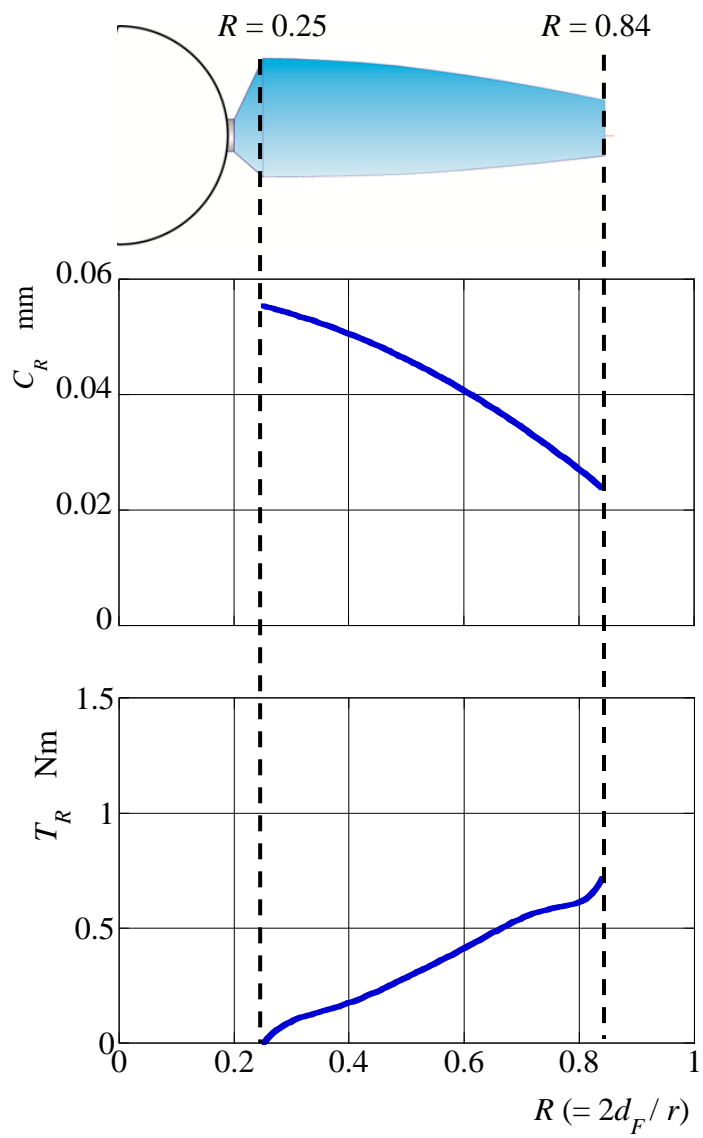


図 6-26 Rear Blade B の翼弦長分布と翼負荷分布

6.6 高効率化の確認

潮流発電用として新たに設計した Front Blade B と Rear Blade B を用いた Tandem Propeller BB と風車用の Tandem Propeller AA の性能比較を行った. 図 6-27 に最適な取付角における出力特性を示す. ここに, Tandem Propeller BB は風洞実験結果である. Tandem Propeller BB は Tandem Propeller AA にくらべ, 大幅に出力増加しており, 新たな翼型を用いた設計法が有効である事を示している. また, 所望した通り, 最高出力係数が得られる相対周速比も減少しており, キャビテーション特性も良好な潮流発電用タンデムプロペラの設計が行えている.

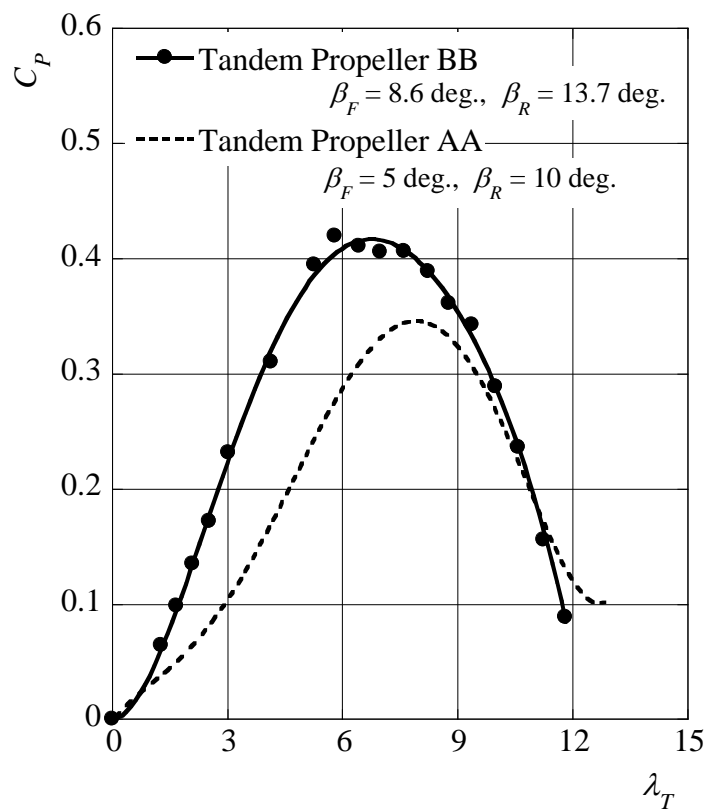


図 6-27 Tandem Propeller BB の出力特性

6.7 キャビテーションを考慮した翼形状の提案

前項では、出力向上に主眼を置いた翼形状を提案したが、潮流発電用としてはプロペラ性能とともにキャビテーションの抑制が重要である。そこで、前述の二次元翼解析結果において、キャビテーション発生が最も生じやすい最低翼面圧力係数 C_{pmin} に着目する。図 6-28, 図 6-29, 図 6-30 に二次元翼解析結果から抽出した厚み比, 反り比, 最大反り位置の変化による最低翼面圧力係数への影響を示す。これらの図から、翼面圧力係数の低下を抑えることができる翼型形状として以下のようなものがあげられる。

- 翼厚は厚い程、流体が翼面に沿ってスムーズに流入し、翼面圧力の急減が解消されるため、最低翼面圧力が上昇する。
- 反り比も翼厚同様、前縁後の翼面圧力の低下が緩やかとなる。
- 最大反り位置は前縁に近づく程、最低翼面圧力が上昇する。

上記に示した形状は、翼面圧力の低下が生じる負圧面側に主に適した形状と言える。したがって、翼面圧力の低下を抑制するため、主に負圧面側を改良し、正圧面では前回設計の Hydrofoil A を踏まえて、より大きな揚力が得られるよう翼面圧力の増加を目指した。

以上の指針をもとに数値シミュレーションを用いてキャビテーション特性と高性能の両立が期待できる翼型形状を設計した。設計した翼形状 Hydrofoil B を図 6-31 に示す。負圧面側の厚みと反りを大きくとり、正圧面ではより高い圧力を得られるよう改良している。

図 6-32 に新たに設計した翼型 (Hydrofoil B) と前回設計の翼型 (Hydrofoil A) の迎え角 $\alpha = 6 \text{ deg.}$ における翼面圧力分布を示す。所望した通り Hydrofoil B の翼面圧力の急低下は抑制され、最低圧力係数が上昇していることが確認できる。また、正圧面の圧力が Hydrofoil A に比べて高く、大きな揚力が発生していることを暗示している。

図 6-33 に各迎え角に対する翼型特性の比較を示す．ここに、 C_{pmin} は最低翼面圧力係数を示す．Hydrofoil B は反りと厚みを大きくした分、抗力係数は若干増加したが、それ以上の揚力係数の増加により、最大揚抗比も増加している．また、最低翼面圧力係数は圧力低下が大きい高迎え角の領域で改善されており、所望した通りキャビテーション特性が向上している．すなわち、この翼型を用いることでタンデムプロペラの高効率とキャビテーション特性の両立が期待できる．

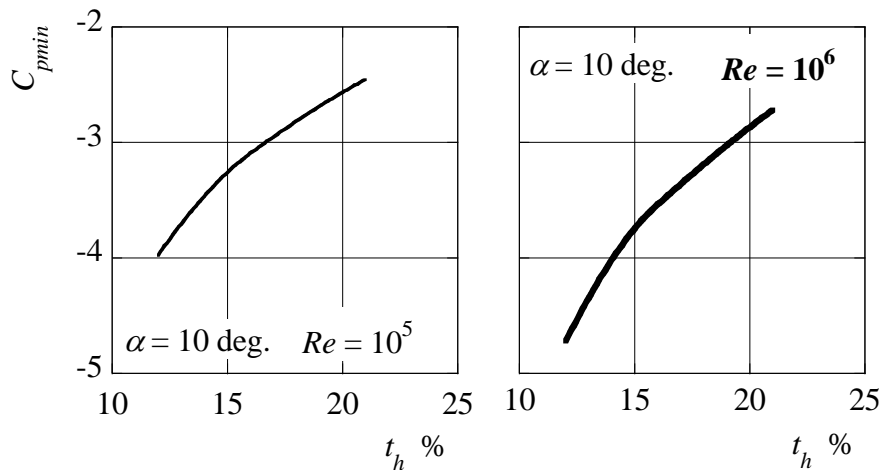


図 6-28 厚み比の変化による最低翼面圧力への影響

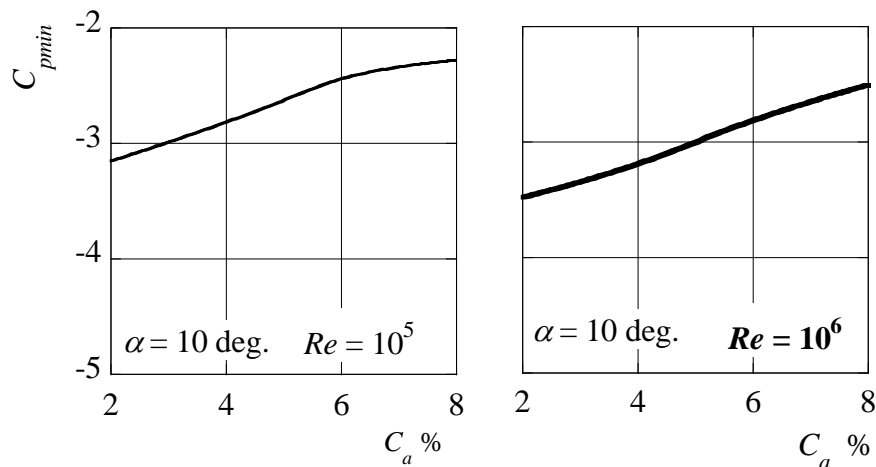


図 6-29 反り比の変化による最低翼面圧力への影響

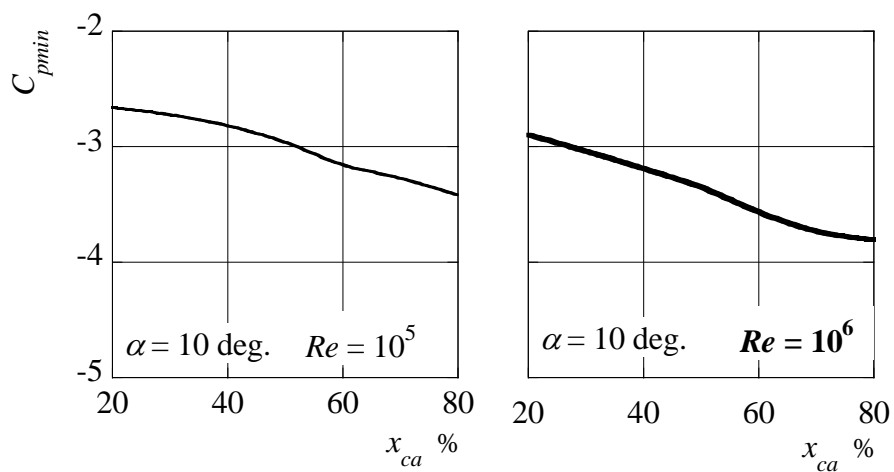


図 6-30 最大反り位置の変化による最低翼面圧力への影響

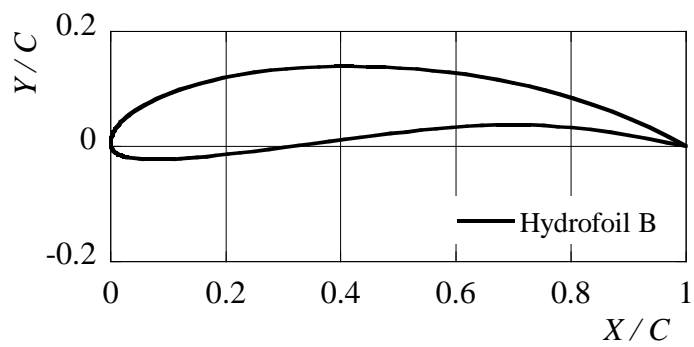


図 6-31 Hydrofoil B

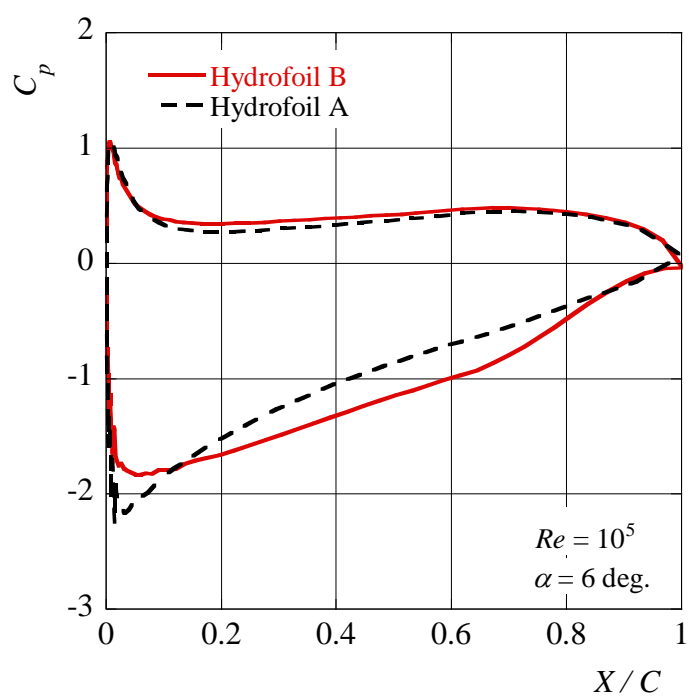


図 6-32 Hydrofoil B の翼面圧力分布

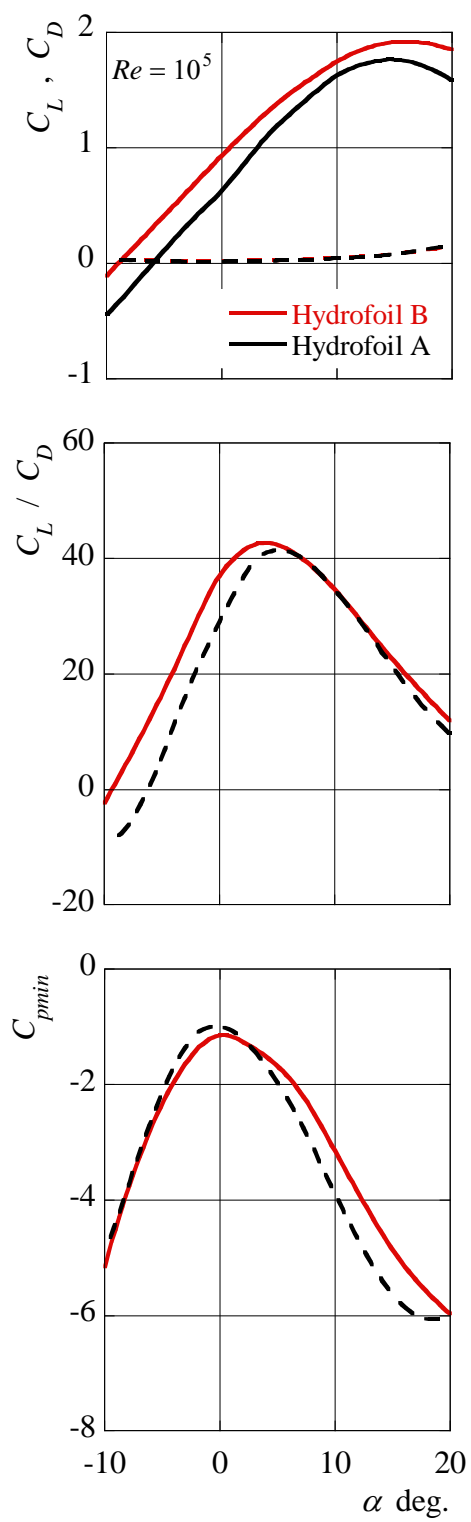


図 6-33 Hydrofoil B の翼型特性

6.6 結言

本章では、タンデムプロペラの高効率化のため、高性能が得られる新しい翼型の提案や、ブレード端渦の抑制を考慮した翼負荷分布の最適化を行い、これらの結果を踏まえた潮流発電用タンデムプロペラを新たに設計し、その有効性を示した。さらに、上述の新しい翼型を改良し、キャビテーション特性とプロペラ性能の両立が期待できる翼型形状を提案した。本章で得られた成果は以下の通りである。

- (1) 種々の翼型における翼型特性を調べた結果、大きな揚抗比が得られる翼型形状は、翼厚がうすく、反り比は4～6%程度で、最大反り位置 $x_{ca} = 50 \sim 80$ である事を示した。これをふまえ、高性能が期待できる翼形状を提案し、所望通りの高揚抗比が得られた。
- (2) ブレード端の翼負荷が大きいほど、翼端渦の発生が大きく、ハブ側の半径の小さい範囲で翼負荷が大きい分布が翼端渦の抑制に適していることを示した。この結果をもとに、前後段プロペラのそれぞれに適した翼負荷分布を決定した。
- (3) 上記の新たな翼形状と翼負荷分布を用い、キャビテーションの発生を考慮した潮流発電用タンデムプロペラの設計を行い、風洞実験により所望した性能が得られることを確認した。
- (4) 種々の翼型における最低翼面圧力係数を調べた結果、翼面圧力の低下が小さい形状としては、翼厚が厚く、反り比が大きく、最大反り位置は前縁に近い形状であることを示した。これをふまえ、上述の翼型を改良し、キャビテーション特性とプロペラ性能の両立が可能な新たな翼型形状を提案し、その有効性を示した。

第7章

相反転方式潮流発電ユニットの構築

- 7.1 緒言
- 7.2 水深に応じたタンデムプロペラの準備
- 7.3 内外二重回転電機子方式発電機の準備
- 7.4 発電ユニットの封水
- 7.5 結言

7.1 緒言

本論文ではこれまでに、タンデムプロペラに主眼を置いて基本性能の把握や各設置方法における安定運転に向けた設計資料の収集を行った。また、翼形状と翼負荷分布を好適化により、潮流発電用タンデムプロペラの高効率化を行い、本潮流発電ユニットの実用化に近づきつつある。

そこで本章では、これまで設計してきたタンデムプロペラからなる潮流発電ユニットの実用機の構築を行った。

7.2 水深に応じたタンデムプロペラの準備

本潮流発電ユニットは、前章でも述べたように前段プロペラ直径 7m の実用機を想定している。この実用機に用いる潮流発電用プロペラは、キャビテーションの発生を考慮した設計が必要であり、設置する水深によって水圧、つまり周辺環境の絶対圧が変化するため、キャビテーションの発生も大きく異なる。そこで、本潮流発電ユニットにおいては、水深に応じてキャビテーションが発生し得るプロペラ回転速度を予測し、それを基に設計回転速度を設定して設計を行ったタンデムプロペラを用いる。

前段プロペラのティップ位置が水深 z となるように発電ユニットを設置し、プロペラが回転速度 N で回転している場合を考える。プロペラの回転により、プロペラ翼面の圧力が飽和蒸気圧 p_s となり、キャビテーションが発生しているとき、発電ユニット上流（流速 V 、大気圧 p_0 ）とプロペラティップにおいて、ベルヌーイの式を用いると以下ようになる。ここに、 w はティップ位置における相対速度を示す。

$$p_0 + \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho g z = p_s + \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (7.1)$$

ティップ位置の相対速度は以下の式で与えられる。ここで、 u はプロペラティップ位

置の周速 ($= r 2\pi N$) , プロペラ流入流速はベッツの限界を考慮し, 式(3.10)から求める減速した流速としている.

$$w = \sqrt{\left(\frac{2}{3}V\right)^2 + u^2} = \sqrt{\left(\frac{2}{3}V\right)^2 + (2\pi r N)^2} \quad (7.2)$$

式(7.1)と式(7.2)より, キャビテーション発生回転数 N_C は以下の式のようになる.

$$N_C = \frac{1}{2\pi r} \sqrt{\frac{p_0 + \rho g z - p_s}{\rho/2} + \frac{5}{9} V^2} \quad (7.3)$$

式(7.3)より, 各水深における前後段プロペラのキャビテーション発生回転数 N_{CF} , N_{CR} を図 7-1 に示す. 水深が増加するにつれ, 当然ながらキャビテーション発生回転数は増加し, 前段プロペラに比べて小径の後段プロペラティップ位置は水深が深くなる分, 回転速度は大きい.

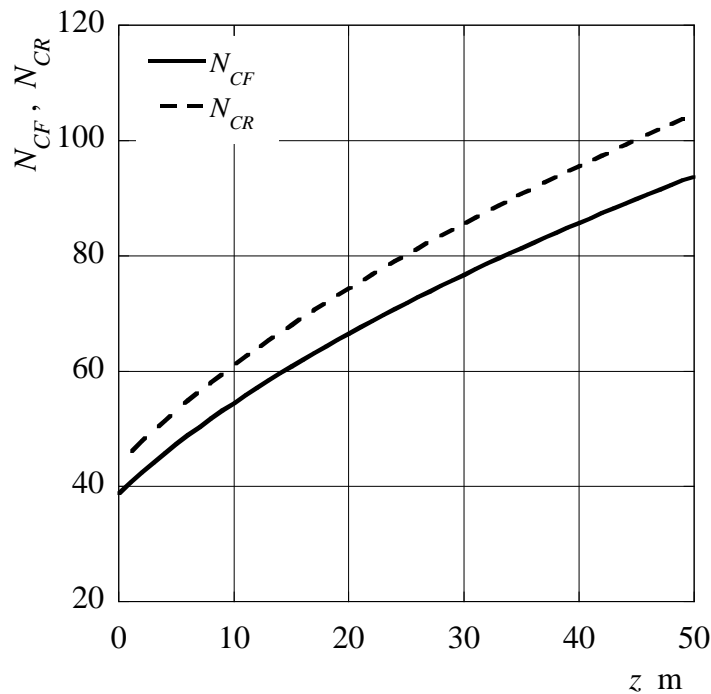


図 7-1 キャビテーション発生の予測回転数

設置場所の一例としてここでは、津軽海峡を想定する。津軽海峡の中でも幅が最も狭く、最大流速が得られる大間崎—汐首岬間(図 7-2 参照)の水深 z を図 7-3 に示す⁽⁷⁶⁾。大間崎—汐首岬間は、幅 18.7 km、最大水深約-270 m と幅広い範囲での発電が可能である。ここで、一般的な洋上風力発電を例にあげると、水深 60m 以浅の海域では着床式が主に採用され、水深が 60m 以深になると浮体式や係留式の方が経済的とされており⁽⁷⁷⁾、図 7-3 に示す大間崎—汐首岬間においては、本潮流発電ユニットで提案する係留式による設置が主となるであろう。また、この海域の最高潮流速度は約 3.6 m/s で、流速 1m/s 以上の導入ポテンシャルは 156MW⁽¹⁷⁾と非常に強いエネルギーが期待できる。

本潮流発電ユニットの前段プロペラタイプ位置が $z = 0$ m の場合、すなわちキャ

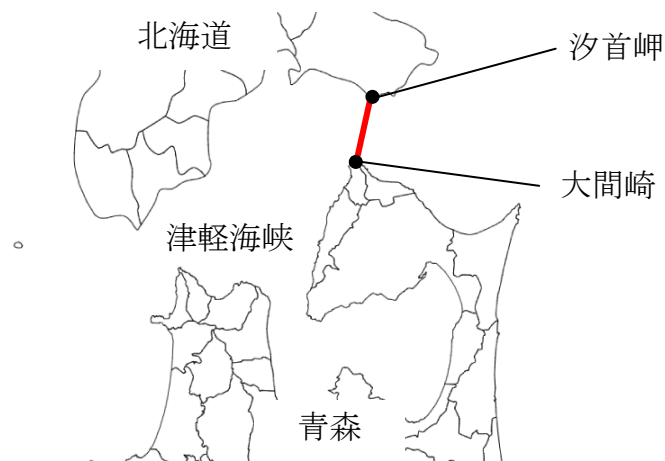


図 7-2 大間崎—汐首岬の位置

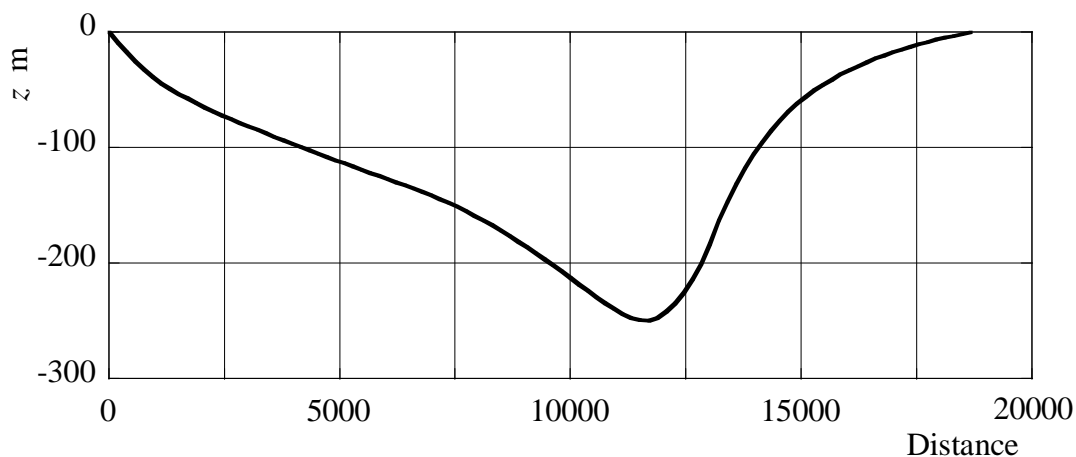
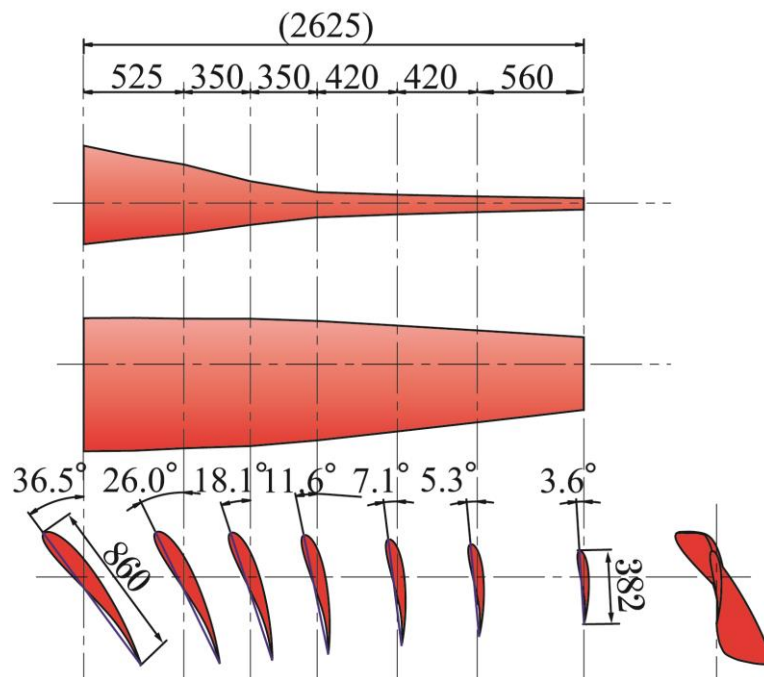


図 7-3 大間崎—汐首岬間の水深

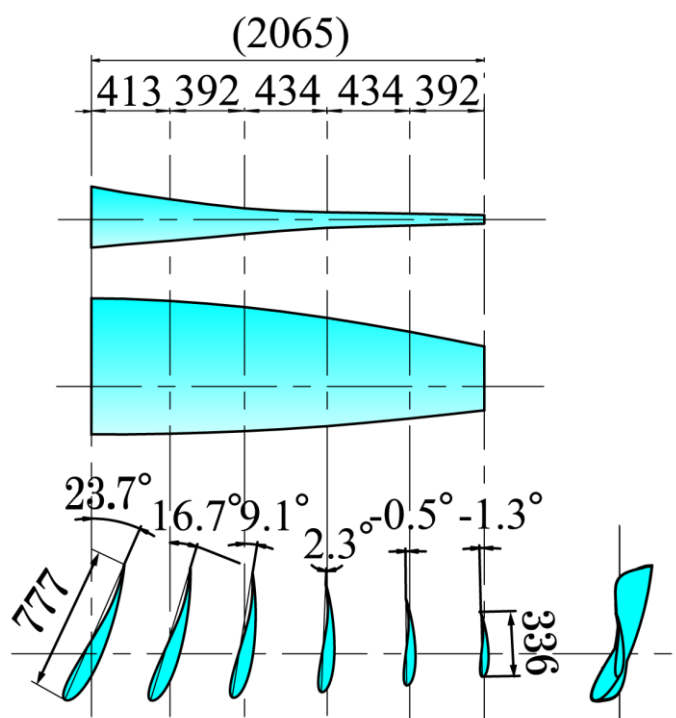
びテーションの発生を考慮する中で最も厳しい条件のとき、式(7.3)よりキャビテーション発生回転数は前段 $N_{CF} = 39 \text{ min}^{-1}$ 、後段 $N_{CR} = 44 \text{ min}^{-1}$ であり、流速 $V = 3.6 \text{ m/s}$ とし、周速比は $\lambda_{CF} = 4.0$ 、 $\lambda_{CR} = 4.5$ となる。この結果を踏まえ、キャビテーションの発生しない周速比 $\lambda_F = 3.9$ 、 $\lambda_R = 4.0$ を設計点として、設計した実用機の前後段プロペラ用ブレードを図 7-4 に示す。前章の Front Blade B (図 6-22) と Rear Blade B (図 6-25) はこの実用機用ブレードの 1/14 スケールモデルとしている。

実海域でティップ位置を水面に合わせて設置すると、自然の波から受ける影響や 4.2 項で示した発電ユニットの後方水面への影響の懸念もあることから、実際には水面よりも深い位置に設置することになり、キャビテーションはより発生しにくいと考えられる。また、潮流発電は海に設置するため、当然ながら船舶の通過も考慮する必要がある。津軽海峡は中央部分が公海となっており、外国船舶の航路に利用される国際海峡であるため、大型タンカーやコンテナ船などの通過もある。大型船の喫水⁽⁷⁸⁾などを考えると水深 25m 以深への設置が望まれ、その場合のキャビテーション発生周速比は $\lambda_{CF} = 7.3$ 、 $\lambda_{CR} = 8.2$ となり、キャビテーション発生の可能性が極めて低くなる。

以上のように、本潮流発電ユニットは、設置する海域の水深や流速に応じてキャビテーション発生周速比を予測し、これをもとにキャビテーション発生を抑制する設計を行ったタンデムプロペラを搭載する。



(a) 前段プロペラ用ブレード



(b) 後段プロペラ用ブレード

図 7-4 実用機用前後段ブレード

7.3 内外二重回転電機子方式同期発電機の準備

前述したように、本潮流発電ユニットにおいては、プロペラのキャビテーション発生を抑制するため、低速の設計回転速度で設計を行ったタンデムプロペラを用いる。したがって、このタンデムプロペラが駆動する低速回転対応の二重回転電機子方式同期発電機を準備した。

試作した二重回転電機子方式三相交流同期発電機の仕様を表 7-1 に示し、外観を図 7-5、構造を図 7-6 に示す。本発電機は前段プロペラ直径 $d_F = 7 \text{ m}$ の実用機の 1/7 スケールモデル（前段プロペラ直径 $d_F = 1 \text{ m}$ ，流速 2 m/s ）を想定した定格出力 1.5 kW ，定格回転数 320 min^{-1} [=160 (内側) + 160 (外側)] となっており，第 2 章で述べたように，従来の発電機の外側固定子をも回転子とし，内外回転電機子が互いに逆方向に回転する構造となっている。

本潮流発電ユニットは，タンデムプロペラがナセル内の内外二重回転電機子方式発電機を直接駆動する構造のため，発電機も含めて海中に設置する没水式となる。したがって，発電機を外部の海水から完全に遮断するため，新しい封水方法を利用するメカニカルシール（後述）を内軸と外軸にそれぞれ配置している（図 7-6 参照）。また，発電機の運転に伴う発熱により，密閉空間であるナセル内が高温になるため，ナセル内部と外部で熱交換を行うための熱交換器を設置している。このメカニカルシールと熱交換器により，二重回転電機子方式発電機の安定運転を実現する。

表 7-1 二重回転電機子方式同期発電機の仕様

タイプ	永久磁石三相交流同期発電機	
極数	6	
定格出力	[W]	1500
定格回転数	[min ⁻¹]	320 [= 160 (内側) + 160 (外側)]
定格電圧	[V]	150
定格出力周波数	[Hz]	16

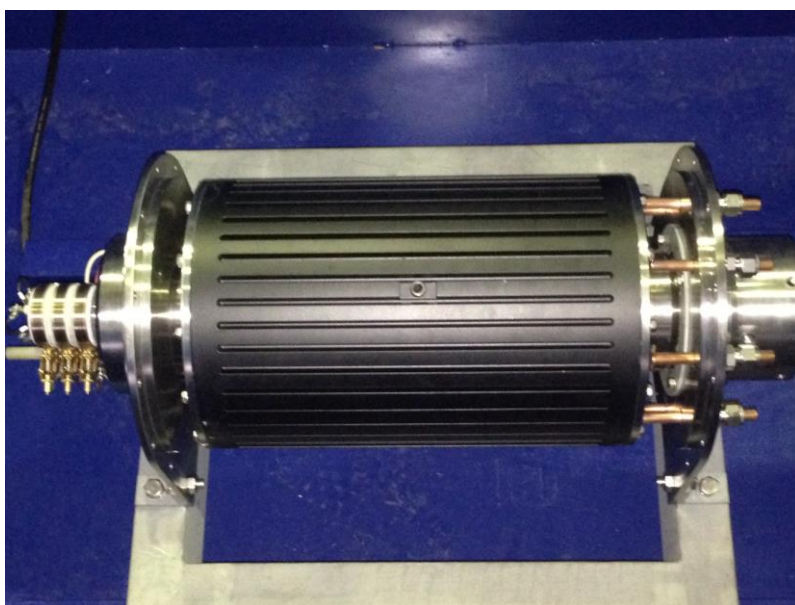


図 7-5 二重回転電機子方式同期発電機

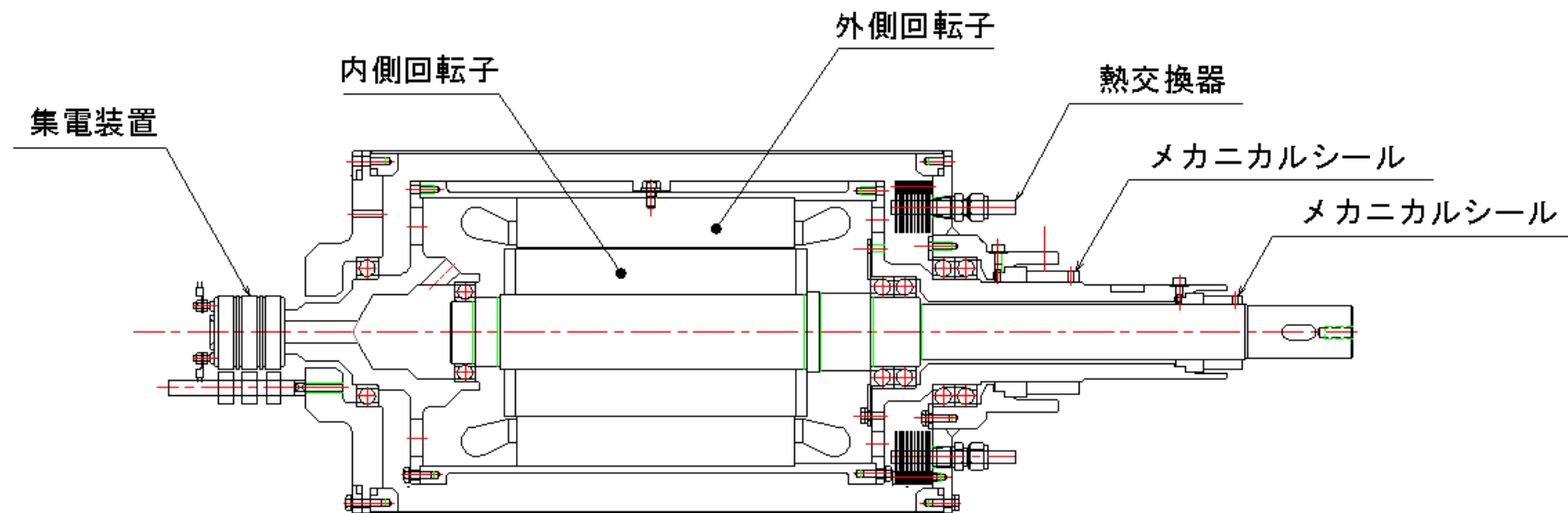


図 7-6 二重回転電機子方式同期発電機の構造

7.4 相反転方式潮流発電ユニットの封水

前述したように、本潮流発電ユニットは、発電機も含めて海中に設置する没水式を採用するため、潮流発電ユニットの発電機を外部の海水から完全に遮断し、保護する封水が重要な課題となる。軸封水技術の一つにメカニカルシールがあり、その概略図を図 7-7 に示す。一般的なメカニカルシールは、軸とともに回転する回転環とケーシングに固定されている固定環が互いに接触するしゅう動面において、混合潤滑により相対的に回転しながら流体の漏れを最小限に抑える働きをする。しかし、流体の漏れを完全に止めるわけではなく、僅かに内部に流入してしまうため、発電機を破損してしまう恐れがある。また、しゅう動面の潤滑である混合潤滑は、図 7-8 に示すように、回転速度や軸受圧力の条件によって摩擦係数の増大が生じるため⁽⁷⁹⁾、内外二軸を持つ本潮流発電ユニットにおいては、特に大きな損失になる可能性がある。そこで、本潮流発電ユニットの封水には、しゅう動面の表面テクスチャリングにより圧力分布制御を行い、完全密封が実現できるメカニカルシールを導入した⁽⁸⁰⁾。

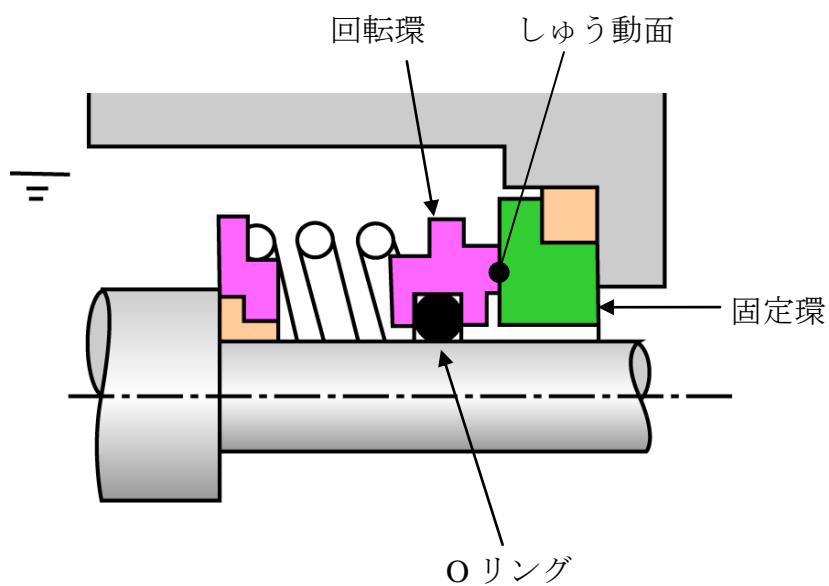
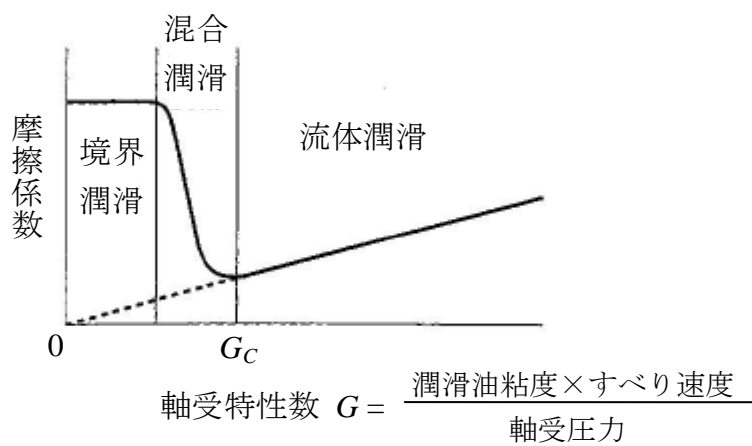


図 7-7 メカニカルシールの概略図

図 7-8 ストライベック曲線⁽⁷⁹⁾

メカニカルシールの周方向単位幅あたりの漏れ量 q は以下の式で表される。

$$q = \frac{r_i \omega^2 h^3}{40\nu} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \bigg|_{r=r_i} + \frac{V_{r_i}}{2} h \quad (7.4)$$

ここに、 ω は回転環の角速度、 h は隙間、 ν は動粘度、 η は粘性係数、 r はしゅう動面半径方向、 r_i はしゅう動面内径、 V_{r_i} は半径方向速度を示す。また、第一項が遠心力項、第二項が圧力項、第三項がせん断項を意味する。ここで、半径 r が小さく、半径方向速度 V_{r_i} もほとんど無いので、式(7.4)の第一項と第三項を省略して、以下のように表すことができる。

$$q = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \bigg|_{r=r_i} \quad (7.5)$$

式(7.5)より、メカニカルシールは隙間 h と半径方向の圧力差 $\partial p / \partial r$ の関係で漏れが発生するが、もし圧力差 $\partial p / \partial r$ が負圧となれば隙間 h が大きい場合でも漏れが生じることはない。この点に注目し、しゅう動面の圧力分布制御を行うメカニカルシールを図 7-9 に示し、しゅう動面の概略図を図 7-10 に示す。図に示すように、従来のメカニカルシールや動水圧型シールはしゅう動面全体にわたって正圧となる。一方、本潮流発電ユニットに導入するメカニカルシールは、しゅう動面に逆レイリーステップとレイリーステップを配置し（図 7-11）、半径内側の逆レイリーステップの領域で、キャビテーションを発生させて一定負圧にすることで封水を行うことができる。また、半径外側のレイリーステップ領域では流体動圧効果でしゅう動面を浮上させ、流体潤滑とすることができる。流体潤滑下では固体同士の接触がないため、低摩擦（低トルク）で摩耗が非常に少ない。

以上のような方法を用いた低トルク高耐久の完全密封型メカニカルシールにより、発電ユニットの封水を行う。

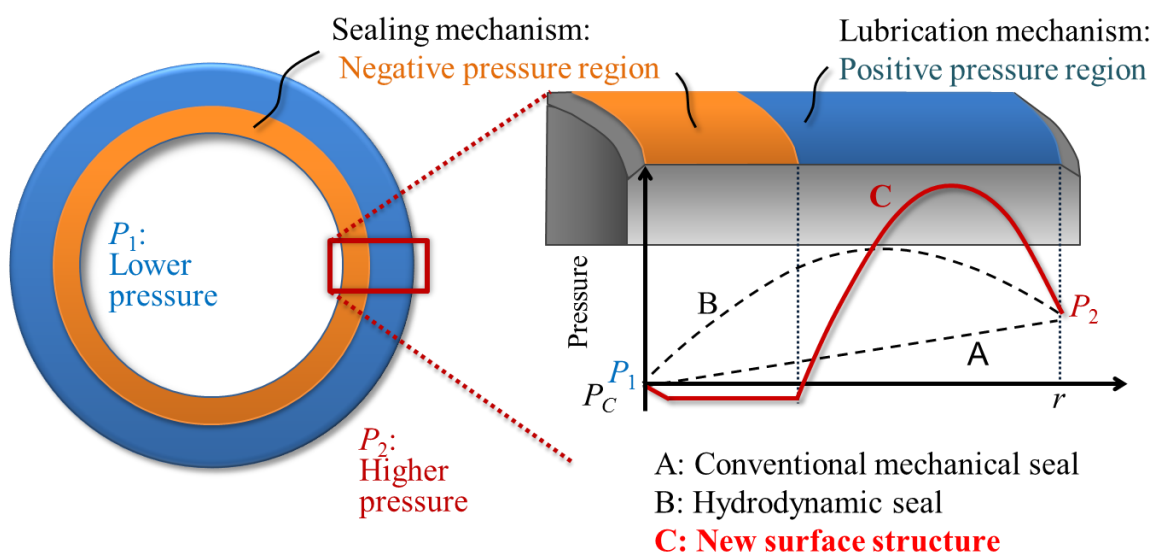
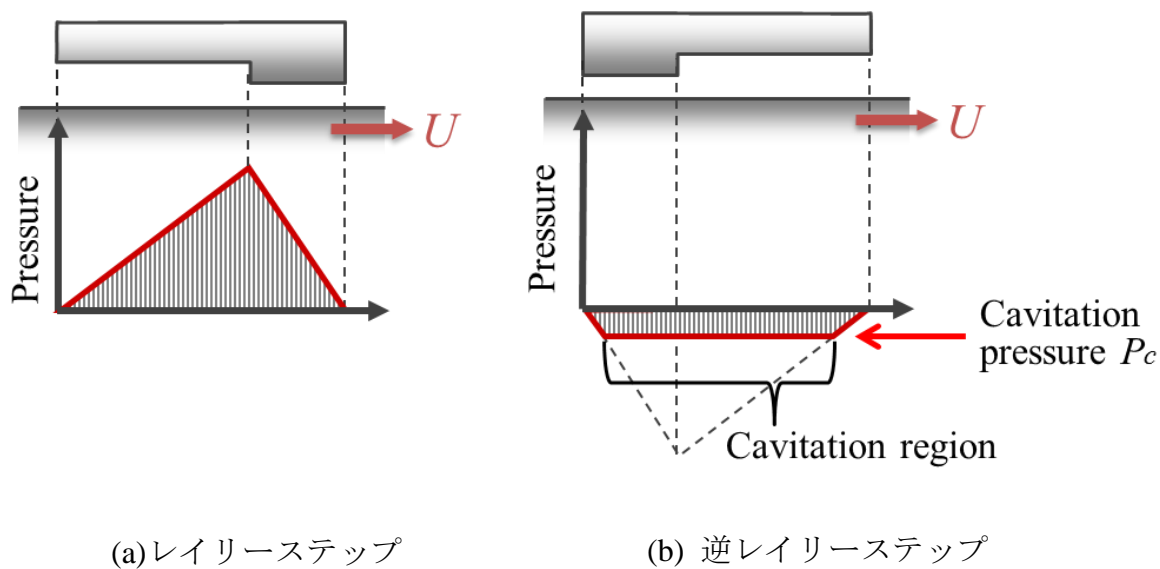


(a) メカニカルシールの概観



(b) テクスチャ形状

図 7-9 完全密封型メカニカルシール⁽⁸⁰⁾

図 7-10 しゅう動面の概略図と圧力分布⁽⁸⁰⁾図 7-11 レイリーステップと逆レイリーステップ⁽⁸⁰⁾

7.5 結言

本章では、相反転方式潮流発電ユニットの実用化に向け、実海域に設置する場合を想定した発電ユニットの実用機を構築した。以下に、要約を記す。

- (6) 津軽海峡に設置する場合を想定し、海中におけるキャビテーションの発生を抑制したタンデムプロペラの準備を行った。
- (7) 本潮流発電ユニットに搭載する、低回転速度対応の二重回転電機子方式同期発電機の試作機を準備した。
- (8) 没水式の本潮流発電ユニットの封水のため、完全密封が実現できるメカニカルシールを導入し、このメカニカルシールの封水方法について説明した。

第8章

結論

8.1 本研究で得られた成果

8.2 今後の展望と課題

8.1 本研究で得られた成果

膨大な潜在エネルギーを有し、クリーンな再生可能エネルギーである海洋資源は、エネルギー需要の増加や地球環境問題を背景に非常に注目されている。その中でも発電量の予測が容易で信頼性の高い潮流エネルギーは、逸早く開発されるべき重要なエネルギー資源である。潮流エネルギーを有効利用するため、近年、世界各国で積極的に研究開発がなされているが、未だ潮流発電の導入・商用化は進んでおらず、潮流発電特有の技術課題を克服した発電技術が望まれる。

そこで本研究では、この要求に応える一案として、前後二段のプロペラ（タンデムプロペラ）が従来型発電機の外側固定子をも回転子とした二重回転電機子方式発電機の内外回転電機子を駆動する全く新しい潮流発電ユニットを提案した。本潮流発電ユニットの特徴/優位性は、タンデムプロペラが両回転電機子を互いに逆方向に駆動するため、(a) 磁界を切る相対速度が速くなり、(b) 両回転電機子間及び両プロペラ間に働く回転トルクが相殺され、外部に反作用としての外力が働かないところにある。前者は、仮にそれぞれのプロペラ回転速度を従来発電装置と同じに保ち、起電圧を同じにとれば回転電機子径（発電機径）の半減、あるいは回転電機子径を同じにとれば起電圧の倍増に連なり、回転電機子径と起電圧を従来発電装置と同じにとれば、プロペラ回転速度を半減することができ、キャビテーション対策に有利となる。後者は、頑丈な据え付けベットや工事等が不要となり、最も簡単には、ワイヤやチェーン一本で容易に係留することが可能である。

本論文は、以上のような特徴を有する新たな潮流発電ユニットの実用化に向けた研究開発の成果を纏めたものである。以下に本論文で得られた成果を示す。

- I. 風力発電用として設計したタンデムプロペラを備えたモデル発電ユニットを用い、水路及び風洞による性能試験を実施し、タンデムプロペラの基本性能や運転状態を明らかにした。得られた知見を以下に示す。

(1) タンデムプロペラの基本性能

- A) 従来の単段プロペラと同様に、相対周速比に対して最高出力係数が得られるような出力曲線を示す。
- B) 風車用として翼弦の短いブレードを使用した場合、最高出力が得られる相対周速比は高くなる。

(2) 本潮流発電ユニットの運転状態

- A) プロペラの回転速度は水流と負荷によって自動的に定まり、低負荷では高速回転して安定領域運転、高負荷では不安定領域運転となって負荷にプロペラの発生トルクが賄い切れなくなると回転速度が急減して運転不能となる。つまり、最適な外部負荷を与える必要がある。

- II. 本潮流発電ユニットのパイル式による設置を想定し、モデル発電ユニットをパイルに設置して水流実験を行い、以下のような知見を得た。

(1) パイルに及ぼす影響

- A) パイルに働く水流方向の抗力は、流速の2乗に比例して増加し、最大抗力係数が得られる相対周速比は、最大出力係数が得られる周速比より高い。
- B) パイルに働く水流方向の抗力は、ブレード取付角の影響を受け、取付角が増加すると抗力係数は減少する。

- C) 単段プロペラの場合、一方向に偏った流れに対して垂直方向の抗力がパイルに作用するのに対し、タンデムプロペラは垂直方向の力がほとんど発生しておらず、本潮流発電ユニットの優位性である回転トルクの相殺を確認した。

(2) 発電ユニットの動バランスの影響

- A) 発電ユニットの動バランスが不釣り合いの場合、パイルに働く抗力は、各プロペラの回転に起因する卓越周波数をもつ。
- B) 発電ユニットの動バランスが釣り合っている場合、各プロペラの回転に起因する卓越周波数は弱まり、両プロペラの干渉の影響も現れる。
- C) パイルに働く垂直方向の抗力は、パイルから発生するカルマン渦周波数も現れており、パイルの設計の際にはタンデムプロペラとの共振にも注意を払う必要がある。

(3) 後方水面に及ぼす影響

- A) パイルに働く水流方向の力と同様に、プロペラの抗力が大きい程、発電ユニットの後方水面への影響は大きい。
- B) 発電ユニットの設置位置が水面に近づくにつれ、発電ユニット後方の水面高さの差への影響は大きく、発電ユニットをできるだけ深い位置に設置した方が周辺環境への影響は小さい。

III. 本潮流発電ユニットの優位性を最大限に利用した新たな係留方式を着想した。すなわち、(a) タンデムプロペラと二重回転電機子方式発電機の連携により、回転モーメントが発電ユニット内で相殺され、外部に反作用力が働かず、(b) 発電ユニットに作用する重量、浮力、水流から受ける抗力によりピッチングモーメントが発生するが、抗力の作用線上にあるピッチングモーメント中心位置で係留することによりこれらのピッチングモーメントを相殺し、本潮流発電ユニットをワイヤやチェーン一本で容易に係留することができる。この係留方式を用いてモデル発電ユニットを設置し、水流実験を行った。得られた知見を以下に示す。

(1) 係留式発電ユニットの運転挙動

- A) 係留式発電ユニットの平行移動運動と回転運動は、両者とも一方向に偏った運転を行っておらず、元の位置への復元力を持って安定的に運転し続けていることを確認した。
- B) 発電ユニットの平行移動運動の振動は、パイル式発電ユニットと同様に前後段プロペラの回転周波数や相互干渉周波数に一致する卓越周波数を有するが、回転運動の振動は、相互干渉周波数に比べて各プロペラの回転周波数が主に卓越し、影響が大きい。

(2) 係留式発電ユニットの安定運転化

- A) 発電ユニットの抗力が大きくなる程、加速度の振幅は増加し、角速度の振幅は減少することから、発電ユニットの抗力を大きくすることで、潮流エネルギーの吸収量減少を抑えつつ、潮流方向が変化した際には容易に追従することが可能である。

IV. タンデムプロペラの性能向上に向けて，翼形状や翼負荷分布の好適化を行い，以下のような知見を得た．

(1) 翼形状の好適化

- A) 種々の翼型における翼型特性を調べた結果，大きな揚抗比が得られる翼型形状としては，翼厚はうすく，反り比は4~6%，最大反り位置は50~80%である．
- B) 上記をふまえた新たな翼型形状を提案し，所望通りの高揚抗比を得た．

(2) 翼負荷分布の好適化

- A) ブレード端の翼負荷が大きいほど，翼端渦の発生が大きく，ハブ側の半径の小さい範囲で翼負荷が大きい分布が翼端渦の抑制に適している．
- B) 上記の結果をもとに，前後段プロペラのそれぞれに適した翼負荷分布を決定した．

(3) 潮流発電用タンデムプロペラの設計

- A) 好適化した翼形状と翼負荷分布を用い，キャビテーションの発生も考慮した潮流発電用タンデムプロペラの設計を行い，所望した性能が得られることを確認した．

(4) キャビテーション特性も考慮した翼形状の提案

- A) 種々の翼型における最低翼面圧力係数を調べた結果，翼面圧力の低下が小さい翼型形状としては，翼厚が厚く，反り比が大きく，最大反り位置は前縁に近い形状である．
- B) 上記をふまえ，上述の翼形状を改良し，キャビテーション特性とプロペラ性能の両立が可能な新たな翼型を提案し，その有効性を示した．

V. 本潮流発電ユニットの実用化に向け，実海域に設置する場合を想定した発電ユニットの実用機を構築した．以下にその要約を記す．

- A) 海中におけるキャビテーションの発生を抑制したタンデムプロペラを準備した．
- B) 上記のタンデムプロペラで駆動する低回転速度対応の二重回転電機子方式同期発電機を準備した．
- C) 本潮流発電ユニットの封水のため，完全密封が実現できるメカニカルシールを導入した．

8.2 将来への展望と課題

本論文では、新たな着想によるタンデムプロペラ型潮流発電ユニットを提案し、その着想の実現のため、本潮流発電ユニットの基本特性や各種設置方法により設置した際の影響の把握、ならびにタンデムプロペラの高性能化を示した。

本提案の潮流発電ユニットは、未だ開発が進んでいない潮流エネルギーを有効利用できる技術の一つとして、潮流発電の導入を推し進める可能性を秘めている。本潮流発電ユニットの実用化には、周辺環境や海中生物への影響も考慮する必要がある。本論文ではブレード端渦に着目し、その抑制を目指した設計を行った。この他にも、水中に設置した際の水中振動騒音が海中生物へ悪影響を及ぼすことが考えられる。本潮流発電ユニットは前後二段のプロペラを有するため、その水中騒音は前後段プロペラの干渉騒音や前段プロペラから放出された流れの乱れが後段プロペラに流入する主流乱れに起因する乱流騒音など、様々な要因が考えられる。したがって、タンデムプロペラから発生する水中騒音の発生メカニズムの究明、および騒音低減策の開発が必要である。

潮流発電におけるプロペラ設計では、本論文で行ってきた流体設計だけでなく、潮流から受ける流体力に耐える構造設計も重要な課題である。特に、本潮流発電ユニットにおいては係留式による設置も想定し、軽量かつ高強度が実現できる材料・構造設計が望まれる。また、プロペラから発生するキャビテーションは発電ユニットの振動につながることから、キャビテーションが発生した際の流体励振力を予測し、これに耐える構造及びその軽減策を講じる必要がある。

本潮流発電ユニットには、従来型発電機の外側固定子をも回転子とし、内外二重の回転電機子を互いに逆方向に回転させる新たな二重回転電機子方式発電機を用いる。したがって、実用化に向けては、本発電機の発電性能の把握および発電効率の向上、運転環境・設置環境に応じた負荷調整方法の決定等が必要である。同時に、本潮流発

電ユニットは没水式となるため、発電機の発熱に伴うナセル内温度上昇を考慮し、ナセル内温度変化による発電効率への影響の把握や、ナセル内の冷却のための最適設計等が重要である。

本潮流発電ユニット最大の優位性は、従来技術には実現できないワイヤやチェーン一本による係留運転であり、本論文では、新たな着想による係留運転が実現可能であることを示し、安定運転に向けた指針を示した。この係留方法による設置を想定した場合、ワイヤやチェーン一本による係留とダウンストリーム方式を採用することにより、潮流方向の変化に発電ユニットが自動的に追従することができるが、この発電ユニットの向きの逆転の際にプロペラと係留ワイヤが絡まる恐れがある。また、発電ユニットが潮流方向に追従する際、常に一方向に回転して方向転換した場合、係留ワイヤのねじれ及び送電用ケーブルの断線が生じてしまうため、これらの防止、および対策を行う必要がある。

多くの優位性を持つ本潮流発電ユニットの実用化に向け、今後の研究成果に期待したい。

謝辞

本研究の遂行にあたり、終始懇切丁寧なご指導、ご鞭撻を賜りました、九州工業大学大学院 工学研究院 金元 敏明 特任教授、ならびに九州工業大学大学院 工学研究院 平木 講儒 准教授に心より感謝し、厚く御礼申し上げます。また、私の博士前期課程早期修了および博士前期課程早期修了に際し、多大なるご尽力を賜り謹んで感謝申し上げます。

九州工業大学大学院 工学研究院 梅景 俊彦 教授、九州工業大学大学院 工学研究院 秋山 壽一郎 教授には、筆者が本論文をまとめるに際し、懇切丁寧なご指導を賜り深く感謝申し上げます。

九州工業大学大学院 工学研究院 吉田 幸一 博士、江口 英範 氏、Bin Huang 博士、Pin Liu 博士には、筆者が研究を遂行するにあたり、様々な困難に直面した際に多くのご意見、ご助言、ご協力を賜り心より感謝申し上げます。

また、本研究の潮流発電ユニットの構築に際し、有益なご教示、ご助言を賜りましたアイム電機工業株式会社 川嶋 竜之介 博士、今給黎 匠 氏、イーグル工業株式会社 井上 秀行 博士に深く御礼申し上げます。

九州工業大学 ターボ機械研究室に在籍された多くの大学院生ならびに学部生についても研究そして学生生活に多大なご協力を頂き、特に、実験や研究についてのご指導を賜りました、久保 幸一 氏、布谷 達郎 氏、実験を行うに当たりご協力を頂きました、高野 剛気 氏、稲井 沙知 氏、小戸 詞葉 氏、高田 知佳 氏、亀高 慎平 氏、種生 雄輔 氏、牧田 和将 氏、高木 康平 氏、山口 大輔 氏、Xuesong Wei 氏これら関係諸氏に対し深く感謝致します。

本研究の水路実験を行うにあたり、株式会社協和コンサルタンツ 左村 公 博士、大成建設株式会社 吉田 光毅 博士には多大なるご協力を賜り深く御礼申し上げます。

実験装置ならびに供試ブレード製作に際し有益なご助言を賜りましたプラスアルファ代表 和田 哲彦 氏，株式会社 マリンプラスチック研究所代表 細谷 明 氏，有限会社 山口基型製作所 吉野 秀樹 氏に厚く御礼申し上げます．

本研究の一部は，独立行政法人日本学術振興会科学研究費助成事業（特別研究員奨励費）によって遂行された事を付記し，深く感謝の意を表します．

最後になりましたが，学生としての生活を長期にわたり経済的，精神的に支援して頂きました，両親と家族に心から感謝するとともに，これからの更なる飛躍のための努力を怠らない事を誓い，ここに謝辞とさせていただきます．

参考文献

- (1) 世界の統計 2014, 総務省統計局 web site,
<http://www.stat.go.jp/data/sekai/pdf/2014al.pdf>
- (2) World Energy Investment Outlook 2014 Special Report, International Energy Agency (2014),
<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/weio2014.pdf>
- (3) 京都議定書目標達成計画, 環境省 web site,
<http://www.env.go.jp/houdou/gazou/5937/6699/2280.pdf>
- (4) 電気事業者による再生可能エネルギー電気の調達に関する特別措置法, 経済産業省, 資源エネルギー庁 web site,
http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saiene/kaitori/2011kaitori.pdf
- (5) World Energy Outlook 2012, International Energy Agency (2012),
<http://www.polsci.chula.ac.th/pitch/ep13/weo12.pdf>
- (6) Pelamis Wave Power web site,
<http://www.pelamiswave.com>
- (7) ANDRiTZ Hydro Hammerfest web site,
<http://www.hammerfeststrom.com>
- (8) Marine energy set to provide more power, e-tech, International Electrotechnical Commission web site, (2013),
http://www.iec.ch/etech/2013/etech_0713/tech-1.htm
- (9) World's Largest Tidal Power Plant-Shihwa Lake in Korea, Energy Korea web site,
<http://energy.korea.com/archives/6887>

- (10) Losbichler, L., Schneeberger, M., Jagersberger, H., Harb, W., Thaler, G. and Schlemmer, E., Bulb-Type Turbine, Generator Units for the World's Largest Tidal Power Plant, Proc. 14th International Seminar on Hydropower Plants, (2006), pp.455-464.
- (11) 海洋基本計画, 首相官邸 web site,
<http://www.kantei.go.jp/jp/singi/kaiyou/kihonkeikaku/080318kihonkeikaku.pdf>
- (12) 海洋エネルギー・鉱物資源開発計画, 経済産業省 web site,
http://www.meti.go.jp/committee/sougouenergy/shigen_nenryo/pdf/001_s02_00.pdf
- (13) 海洋エネルギー技術研究開発, NEDO web site,
http://www.nedo.go.jp/activities/ZZJP_100042.html
- (14) 海上保安庁海洋情報部,
<http://www1.kaiho.mlit.go.jp/>
- (15) An International Vision for Ocean Energy, Ocean Energy Systems, (2011)
http://www.oceanrenewable.com/wp-content/uploads/2011/05/oes_vision_brochure_2011.pdf
- (16) NEDO 再生可能エネルギー技術白書 第6章海洋エネルギー, NEDO, (2014),
<http://www.nedo.go.jp/content/100544821.pdf>
- (17) 海洋エネルギーポテンシャルの把握に係る業務, NEDO, (2011)
- (18) 電源別発電構成比, 電気事業連合会, (2014),
http://www.fepc.or.jp/about_us/pr/pdf/kaiken_s1_20140523.pdf
- (19) 発電・エネルギー設備 風力発電, 西華産業株式会社 web site,
<http://www.seika.com/product/power/recyclable/wind>
- (20) 日本海洋開発建設協会 海洋工事技術委員会, 21世紀の海洋エネルギー開発技術, 山海堂, (2006)

- (21) Marine Current Turbines web site,
<http://www.marineturbines.com>
- (22) Seagen Tidal Power Installation, Alternative Energy web site, (2007)
<http://www.alternative-energy-news.info/seagen-tidal-power-installation/>
- (23) Lunar Energy web site,
<http://www.lunarenergy.co.uk/history.htm>
- (24) 海洋エネルギー発電技術に関する情報収集分析, NEDO, (2012)
- (25) 木方靖二, 塩野光弘, 来島海峡におけるダリウス型水車による潮流発電, 電気学会論文誌 D, Vol. 112-D, No. 6, (1992), 530.
- (26) 経塚雄策, 明宏幸, 浦方悠一郎, 潮流発電用ダリウス・サボニウス混合水車の発電特性について, OTEC : 佐賀大学理工学部附属海洋熱エネルギー変換実験施設報告, Vol. 13, (2007), pp. 25-32.
- (27) Kyoizuka, Y., An Experimental Study on the Darrieus-Sabonius Turbine for the Tidal Current Power Generation, Journal of Fluid Science and Technology, Vol. 3, No. 3, (2008), pp. 439-449.
- (28) Hiraki, K., Wakita, R. and Kanemoto, T., Demonstrative Power Generation by Twin-Runner Darrieus Turbine in Kanmon Strait, Proceedings of the 22nd International Offshore and Polar Engineering Conference, (2012), 725-729
- (29) 潮流発電システムの開発に着手, 川崎重工業株式会社 web site,
https://www.khi.co.jp/news/detail/20111019_2.html
- (30) 着床式潮流発電装置, 平成 25 年度 NEDO 新エネルギー成果報告会, (2013)
<http://www.nedo.go.jp/content/100546658.pdf>
- (31) Tanaka, D. and Kanemoto, T., Counter-Rotating Type Hydroelectric Unit to Coexist with Natural Ecosystem, Proceedings of 22ns IAHR Symposium, Vol. B, (2004), B06-1.doc-1(7)-B06-1.doc-7(7).

- (32) Wei, T., ed. Wind Power Generation and Wind Turbine Design, WIT press, (2010).
- (33) Kubo, K. and Kanemoto, T., Development of Intelligent Wind Turbine with Tandem Wind Rotors and Double Rotational Armatures (2nd Report, Characteristics of Tandem Wind Rotors), Journal of Fluid Science and Technology, Vol. 3, No. 3, (2008), pp. 370-378.
- (34) Usui, Y., Kubo, K. and Kanemoto, T., Intelligent Wind Power Unit with Tandem Wind Rotors and Armatures (Optimization of Front Blade Profile), Journal of Energy and Power Engineering, Vol. 6, No. 11, (2012), 1791-1799.
- (35) 日本船主協会 web site,
http://www.jsanet.or.jp/seminar/text/seminar_251.html
- (36) Caricchi, F., Crescimbeni, F. and Santini, E., "Basic principle and design criteria of axial-flux PM machines having counter-rotating rotors", Rec. 1994 IEEE Ind. Appl. Conf: 29th IAS Annu. Meet., (1994), pp. 247-253
- (37) 二重反転プロペラ付き商船とよふじ 5, 三菱重工技報, Vol.25, No.6, (1988)
- (38) 37,000DWT 級二重反転プロペラ商船 JUNO, 石川島播磨技報, Vol. 29, No. 4, (1989), pp1-7
- (39) Hanson, D. B., "Noise of counter-rotating propellers", Journal of Aircraft, Vol. 22, No. 7, (1985), pp. 609-617
- (40) 児玉好雄・他 3 名, 二重反転式軸流送風機の流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究 (第 1 報, 軸間距離, 電動機支持形態の影響), 日本機械学会論文集 (B 編) , Vol. 60, No. 576, (1994), pp. 2764 - 2771
- (41) 古川明德 他 4 名, 二重反転形軸流ポンプに関する実験的基礎研究, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 67, No. 657, (2001), 1184-1190.
- (42) 重光亨 他 3 名, 二重反転形軸流ポンプの後段翼車設計に関する実験的考察, ターボ機械, Vol. 31, No. 2, (2003), pp. 20-26.

- (43) Janardan, B. A. and Gliebe, P. R., *Journal of Aircraft*, Vol. 27, No. 3, (1990), pp. 268-275
- (44) 児玉好雄・他 3 名, 二重反転式軸流送風機の流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究 (第 2 報, 動翼枚数の組み合わせ, ソリディティおよび翼端すきまの影響), 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 60, No. 576, (1994), pp. 2772 - 2779
- (45) 児玉好雄・他 3 名, 二重反転式軸流送風機の乱流騒音の予測, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 62, No. 595, (1996), pp. 1068 - 1076
- (46) 児玉好雄・他 3 名, 吸気ダクトによる二重反転式軸流送風機の乱流騒音の低減化, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 63, No. 606, (1997), pp. 569 - 576
- (47) David. A. Sper., *Wind Turbine Technology*, ASME Press, (1994), p. 93
- (48) Ushiyama, I., Shimota, T. and Miura, Y., An experimental study of the two staged wind turbines, *Proceedings of World Renewable Energy Conference*, (1996), pp. 909 - 912
- (49) Jang, T. J., and Heo, H. k., Study on the development of wind power system using mutually opposite rotation of dual rotors, *Proceedings of the Renewable Energy 2008*, (2008), CD-ROM O-WE-015
- (50) Jang, S. N., No, T. S. and Ryu, K. W., Aerodynamic performance prediction of 30kW counter-rotating wind turbine system, *Renewable Energy*, Vol. 30, No. 5, (2005), pp. 631-644
- (51) Appa, K., Counter rotating wind turbine system, *Energy Innovations Small Grant (EISG) Program Technical Report*, (2002)
- (52) Shen, W.Z., Zakkam, V.A.K., Sørensen, J.N. and Appa, K., Analysis of counter rotating wind turbines, *Journal of Physics : Conference Series*, 75(012003), (2007), pp. 1-9
- (53) Clarke, J.A., Connor, G., Grant, A.D., Johnstone, C.M. and Mackenzie, D., Development of a Contra-Rotating Tidal Current Turbine and Analysis of Performance, *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference*, (2007).

- (54) Clarke, J.A., Connor, G., Grant, A.D., Johnstone, C.M. and Ordonez-Sanchez, S., Contra-rotating Marine Current Turbines: Performance in Field Trials and Power Train Developments, Proceedings of the 10th World Renewable Energy Congress, (2008).
- (55) Betz, A., Wind-Energie und ihre Ausnutzung durch Windmuhlen (Wind energy and its utilization through windmills), Vandenhoeck & Ruprecht, (1926).
- (56) 牛山泉, 風車工学入門 基礎理論から風力発電技術まで, 森北出版, (2002).
- (57) Spera, D. A., Wind Turbine Technology, ASME Press, (1994)
- (58) Wilson, R.E., Lissaman, P. B. S. and Walker, S. N., Aerodynamic Performance of Wind Turbines, Oregon State University, (1976).
- (59) De Vries, O., Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion, Agard Publication AG243, (1979).
- (60) Nunoya, T., Takata, C., Makita, K. and Kanemoto, T., Field Test of Intelligent Wind Power Unit, Proceedings of the 2011 International Conference on Offshore Wind Energy and Ocean Energy, (2011), CD-ROM ICOWEOE-2011-21.
- (61) Performance and Geometry of Airfoils Supply System (PEGASUS), 産業技術総合研究所, Accessed January, 2012.
<http://riodb.ibase.aist.go.jp/db060/index.html>.
- (62) Sheldahl, R. E. and Klimas, P.C., Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections through 180-Degree Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines, Technical Report of Sandia National Laboratory, (1981).
- (63) 牛山泉, 三野正洋, 小型風車ハンドブック, パワー社, (1980).
- (64) 高橋賞, 河合正安, ひずみゲージによるひずみ測定入門 歴史から測定まで, 大成社, (2004).

- (65) ひずみゲージについて, 株式会社 共和電業 web site,
<http://www.kyowa-ei.com/>
- (66) Cooley, J. W. and Tukey, J. W., An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, *Mathematics of Computation*, Vol. 19, No. 90, (1965), pp. 279-301.
- (67) 佐川雅彦, 貴家仁志, 高速フーリエ変換とその応用, 昭晃堂, (1993).
- (68) Yarusevych, S., Sullivan, P. E. and Kawall, J. G., On Vortex Shedding from an Airfoil in Low-Reynolds-Number Flows, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 632, (2009), pp. 245-271.
- (69) 加藤寛一郎, 大屋昭夫, 柄沢研治, 航空機力学入門, 東京大学出版, (1982).
- (70) 小出昭一郎, 兵藤申一, 阿部龍蔵, 物理概論 上巻, 裳華房, (1983), p.87.
- (71) Turnock, S. R., Phillips, A. B., Banks, J. and Nicholls-Lee, R., Modelling Tidal Current Turbine Wakes Using a Coupled RANS-BEMT Approach as a Tool for Analyzing Power Capture of Arrays of Turbines, *Ocean Engineering*, Vol.38, No.11-12, (2011), pp.1300-1307.
- (72) Harrison, M. E., Batten, W. M. J., Myers, L. E. and Bahaj, A. S., A Comparison between CFD Simulations and Experiments for Predicting the Far Wake of Horizontal Axis Tidal Turbines, *IET Renewable Power Generation*, Vol.4, No.6, (2010), pp.613-627.
- (73) 和方吉信, 潮汐振動流により励起された海底乱流の数値シミュレーション, 第60回理論応用力学講演会論文集, (2011).
- (74) 岡林希依, 梶島岳夫, DNS を用いたキャビテーションによる乱流変調の解析, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.76, No.764, (2010), pp.60-69.
- (75) ANSYS TECHNICAL BRIEF, ANSYS web site,
<https://ansys.jp/assets/tech-briefs/cfx-numerics.pdf>
- (76) 渡辺満久, 中田高, 鈴木康弘, 小岩直人, 下北半島北西端周辺の地震性隆起海岸地形と海底活断層, 活断層研究, No.36, (2012), pp.1-10.

- (77) 海洋資源・エネルギーをめぐる科学技術政策, 三菱総合研究所, (2013), pp.7-52.
http://dl.ndl.go.jp/view/download/digidepo_8111680_po_20120603.pdf?contentNo=1
- (78) Japanese.CHINA.ORG.CN News,
http://japanese1.china.org.cn/business/txt/2013-03/04/content_28126482.htm
- (79) 山本雄二, 兼田楨宏, トライボロジー (第2版), 中央印刷, (2010), pp.1-10.
- (80) Tokunaga, Y., Inoue, H., Okada, K and Uemura, N., Improvement in sealing performance and friction reduction by laser surface texturing for mechanical seal, Proceedings of 21st International Conference on Fluid Sealing 2011, pp.91-102.