

## 二基の潮流発電機における相互干渉の水槽実験

福島, 総士  
九州大学大学院総合理工学府大気海洋環境システム学専攻

<https://hdl.handle.net/2324/4372161>

---

出版情報：九州大学, 2020, 修士, 修士  
バージョン：  
権利関係：

令和2年度

九州大学総合理工学府

大気海洋環境システム学専攻修士論文

二基の潮流発電機における

相互干渉の水槽実験

氏名 福島 総士

指導教員 胡 長洪 教授

# 目次

<b>第一章 序論</b> .....	<b>1</b>
1.1 背景 .....	1
1.1.1 地球温暖化 .....	1
1.1.2 エネルギー問題 .....	3
1.1.3 再生可能エネルギー .....	4
1.1.4 海洋エネルギー .....	4
1.1.5 潮流発電 .....	6
1.1.6 本研究の目的 .....	8
<b>第二章 基礎式</b> .....	<b>10</b>
2.2 パワー係数 .....	10
<b>第三章 実験装置</b> .....	<b>12</b>
3.1 実験装置概要 .....	12
3.2 タービン本体 .....	13
3.2.1 ナセル .....	14
3.2.2 支柱・脚部 .....	22
3.2.3 翼 .....	25
3.3 仮底 .....	29
3.3.1 床板 .....	31
3.3.2 浮力材・フェアリング .....	32
3.4 その他製作物 .....	33
3.5 実験装置完成図 .....	34
<b>第四章 単基タービンの解析</b> .....	<b>36</b>
4.1 運動量理論を用いた単基タービンの性能解析 .....	36
4.1.1 運動量理論 .....	36
4.1.2 翼素理論 .....	40
4.1.3 翼素運動量理論 .....	41

4.1.4 翼詳細と計算条件 .....	42
4.2 計算結果 .....	44
<b>第五章 水槽実験.....</b>	<b>45</b>
5.1 実験概要 .....	45
5.2 実験方法.....	46
5.3 流速分布測定 .....	47
5.4 タービン 1 基の曳航実験.....	50
5.4.1 実験結果（波無し） .....	52
5.4.2 実験結果（波有り） .....	54
5.5 タービン 2 基の曳航実験.....	60
5.5.1 実験結果（波無し） .....	62
5.5.2 実験結果（波有り） .....	64
<b>第六章 結論.....</b>	<b>68</b>
6.1 総括.....	68
6.2 今後の課題.....	69
参考文献 .....	70
謝辞.....	71

# 第一章 序論

## 1.1 背景

### 1.1.1 地球温暖化

地球温暖化とは、地球の平均気温が上昇する現象である。気温の科学的な観測と統計は 19 世紀から始まっており、1906 年から 2005 年の 100 年間で地球の平均気温は  $0.74^{\circ}\text{C}$ （誤差は  $\pm 0.18^{\circ}\text{C}$ ）上昇し、気候システムが温暖化していることには疑う余地はない。特に最近 50 年間（1956～2005 年）の温度上昇の傾向は 10 年間に  $0.13^{\circ}\text{C}$  も上昇し、これは過去 100 年間の（1906～2005 年）上昇傾向のほぼ 2 倍に相当している。（Figure1.1）

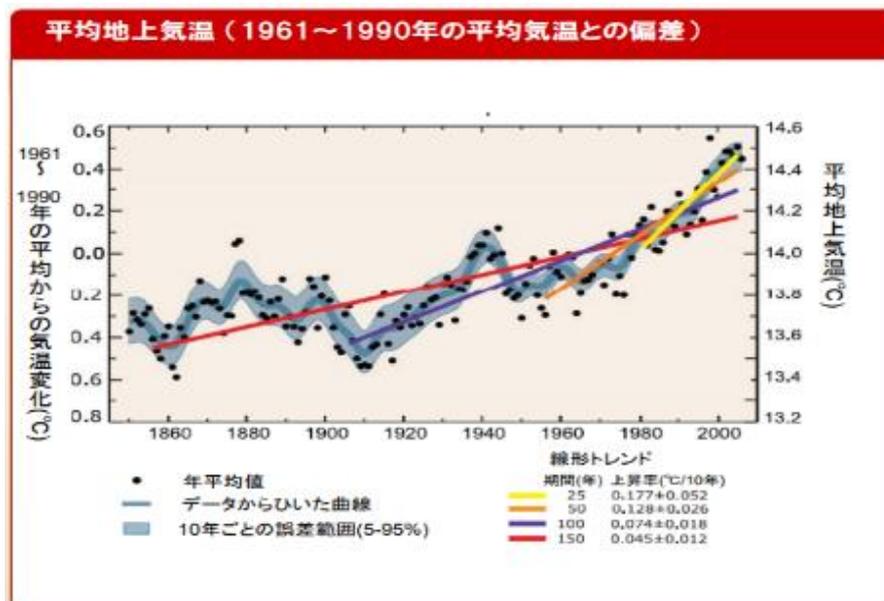


Figure1.1 平均地上気温の推移<sup>[1]</sup>

地球温暖化が与える影響としては様々なものがあり、代表的な現象として以下を述べる。

- ・世界平均海面水位の上昇

温暖化により海水の熱膨張や、氷河、極域の氷床融解により海面水位が上昇するといわれている。結果、海岸線の後退による国土の減少や沿岸災害の激化などが懸念されている。<sup>[1]</sup>

- ・気候変化への影響

物理・生物環境の変化に関する 29000 以上のデータのうち、89%以上が温暖化への反応として予測される方向性と一致した。<sup>[1]</sup>

- ・水循環への影響

上記の気候変化により、気温の上昇、降水量の変化により河川流量の変化や湖沼水位の変化が懸念されている<sup>[1]</sup>

- ・生態系への影響

温暖化により、動植物の極方向への生息範囲の拡大や、鳥類における産卵時期の早期化など生態系への影響も懸念されている<sup>[1]</sup>。

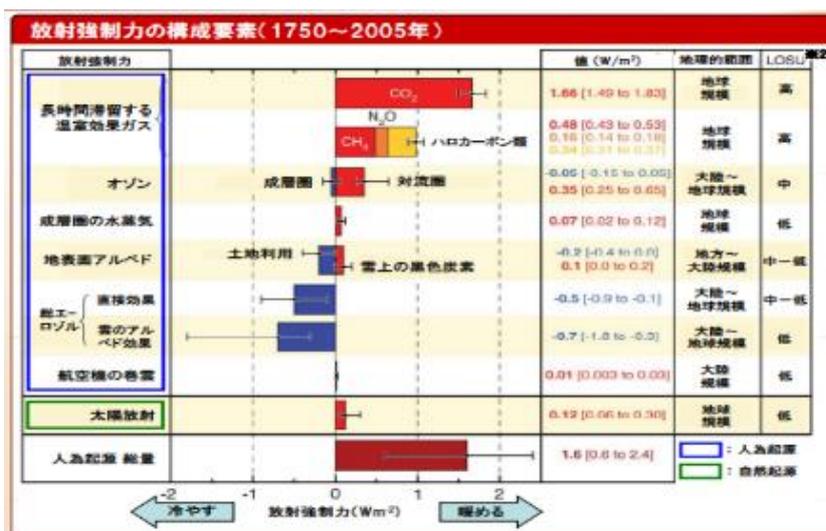


Figure1.2 放射強制力の構成要素<sup>[1]</sup>

温室効果の評価に放射強制力があり、正の値が高いほど地球温暖化を促進する効果があるとされている。放射強制力の構成要素（1750～2005年）の内訳では人為起源の温室効果ガスの項目が最も多い。（Figure1.2）これにより、1750年以降の人間活動が温暖化を増進させてきたことについては、確信度が非常に高いと言われている<sup>[1]</sup>。

IPCCの4次評価報告書では二酸化炭素が最も多く人為起源により排出されている温室効果ガスであり、部門別ではエネルギー供給が排出起源とされている割合が全体の約26%を占めていると述べられている<sup>[1]</sup>。

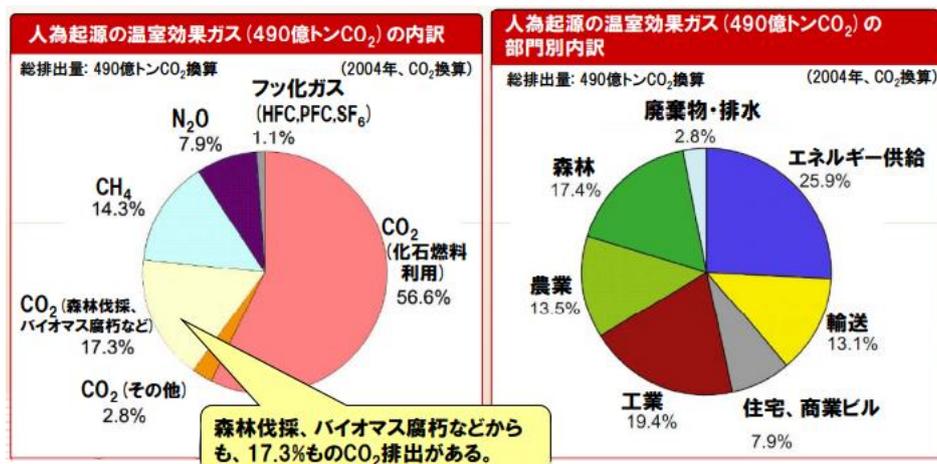


Figure1.3 人為起源の温室効果ガス<sup>[1]</sup>

### 1.1.2 エネルギー問題

現在、世界の人口は 70 億人を突破し、約 77 億人になっている。国連の予測では今後も増加の一途をたどり、21 世紀末までに 100 億を突破すると言われている。この人口を支えるため、世界のエネルギー消費量は年々増加している (Figure1.4) <sup>[2]</sup>。

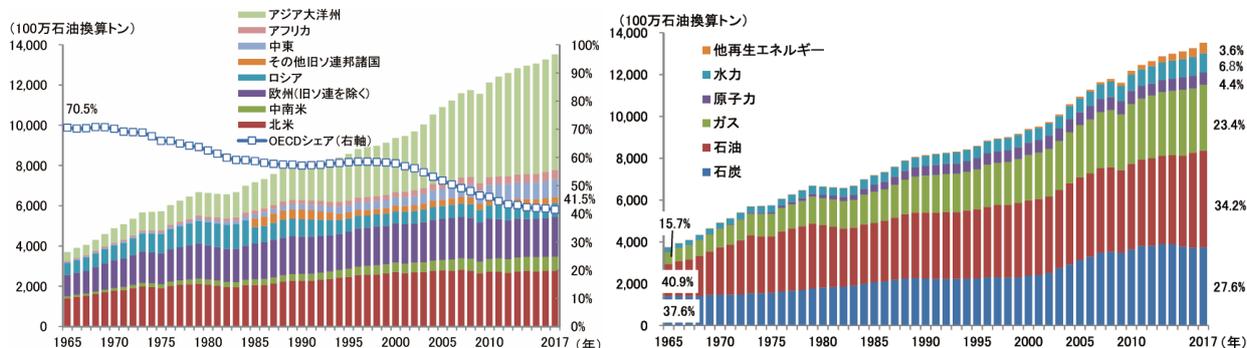


Figure1.4 世界の地域別エネルギー消費量<sup>[3]</sup> (左) Figure1.5 世界の利用エネルギー内訳<sup>[3]</sup> (右)

近年における、世界のエネルギー生産の中核を担っている発電方法は石油、石炭、天然ガスなどの化石燃料を用いた火力発電であり、エネルギー需要の約 85%をこれらによって賄っている (Figure1.5) <sup>[3]</sup>。しかし、化石燃料は有限であり、現在使用されている化石燃料はいずれに関しても 200 年も持たない恐れがある (Figure1.6) <sup>[4]</sup>。また、これらの発電方法は発電時に大量の二酸化炭素を排出する。これは前述した地球温暖化の問題とも密接に関わっているため、発電時に二酸化炭素を排出せず、化石燃料にたよらない再生可能エネルギーを用いた発電方法に注目が集まっている。

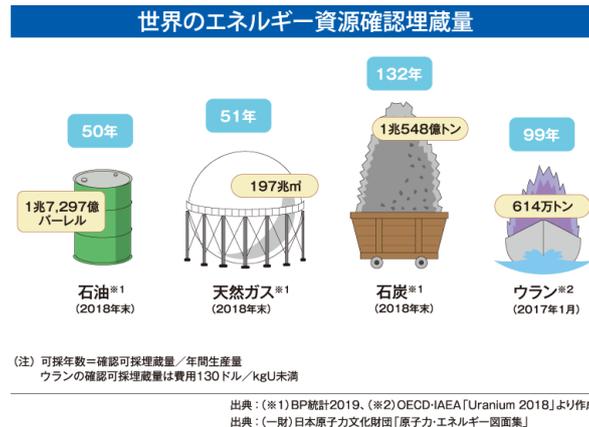


Figure1.6 世界のエネルギー資源確認埋蔵量<sup>[4]</sup>

### 1.1.3 再生可能エネルギー

化石燃料の代替エネルギーとして注目を集めているのが再生可能エネルギーである。国内の法律<sup>※</sup>では「エネルギー源として、永続的に利用することができると認められるもの」と記されており、太陽光、風力、水力、地熱、太陽熱、大気中の熱、その他の自然界に存在する熱、バイオマスが規定されている。化石燃料を利用して得られる枯渇性のエネルギーとは異なり、定常的に補填されるエネルギー源である。地球上に広く分布している他、火力発電と比較してほとんど二酸化炭素を排出しないという優れた利点を持っている。世界中で再生可能エネルギーの導入が進んでおり、その一つである風力発電による発電量は世界全体で、ここ数年において5000万kW増加し、太陽光発電による発電量も大幅に伸びている。加えて世界で新設される電源の過半数が再生可能エネルギーによるもので、その投資額も世界全体で伸び続けている。

(※) エネルギー供給事業者による非化石エネルギー源の利用及び化石エネルギー原料の有効な利用の促進に関する法律

### 1.1.4 海洋エネルギー

海洋エネルギーは海洋に蓄えられたエネルギー全般を指し、利用形態がいくつかあり、海洋温度差発電、波力発電、潮汐力発電、潮流発電等が挙げられる。海洋エネルギーも再生可能エネルギーの一種であり、海洋の運動は周期的な動きがみられるため、発電量の予測が容易であるという点、さらには高いポテンシャルをもっているという点が他の再生可能エネルギーとの大きな違いである。このような利点から、海洋エネルギーの利用開発は欧米を中心に各国で行われている。特に欧州は世界的に見て海洋エネルギーポテンシャルが最も高い地域の一つであり、その中でも海洋エネルギーに最も恵まれているのはイギリスである。ゆえにイギリスは比較的早い段階から海洋エネルギーの利用開発に着手し、現在で

はこの分野で世界をリードしている。

日本においてもイギリス同様に四方を海に囲まれており、大きな排他的経済水域を有している<sup>[5]</sup>。この水域においては水産資源だけでなく、海流などの自然エネルギーの開発が認められているため、我が国は海洋エネルギーを利用するには非常に適した環境にあり、これを利用しない訳にはいかない。こうした中、既に複数の日本企業も海洋エネルギーの開発に向けて動き出している。政府としても、2014年7月、実際に実証フィールドが選定された。選定された海域は新潟県粟島浦村沖、佐賀県唐津市加部島沖、長崎県五島市久賀島沖及び杵島沖、西海市江島及び平島沖、沖縄県久米島町の4県6海域となっている<sup>[6]</sup> (Figure1.7、Table1.1)。

Table1.1 日本で行われている海洋エネルギーを用いた再生可能エネルギー発電

都道府県	海域	エネルギーの種類
新潟県	粟島浦村沖	海流（潮流）、波力、浮体式洋上風力
佐賀県	唐津市 加部島沖	潮流、浮体式洋上風力
長崎県	五島市 久賀島沖五島市杵島沖	潮流、浮体式洋上風力
沖縄県	久米島町	海洋温度差

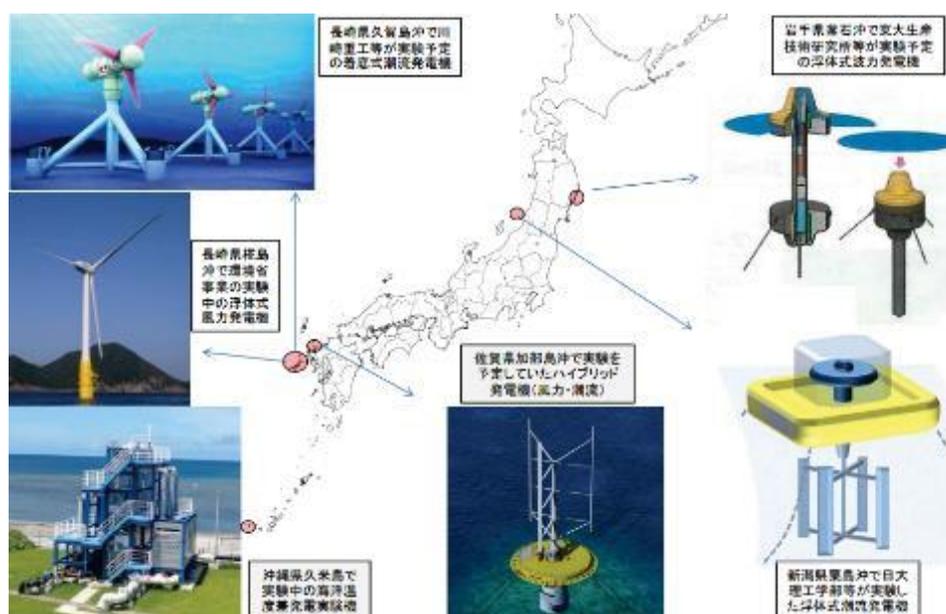


Figure1.7 海洋エネルギー発電を用いた国内プロジェクト

### 1.1.5 潮流発電

潮流発電は海水の流れるエネルギーを利用した発電方法である。海水の密度は $1035 \text{ kg/m}^3$ であり、これは空気の密度である $1.293 \text{ kg/m}^3$ と比較して約 800 倍もの大きさを持つ。同じ大きさの風力発電と比較した場合、流速が遅くても潮流発電では多くのエネルギーが得ることができるという特徴をもつ。再生可能エネルギーの短所であるエネルギーの発電の予測が難しい点も潮流発電は潮汐現象を利用しているため、天候に左右されることがなく、他の再生可能エネルギーと比較して安定的なエネルギー供給が見込める。

一般的には潮汐が大きいほど潮流の流速は大きくなる。しかしながら、これらの関係性は場所によって異なり、潮汐は大きいものの潮流が微弱な場所や、逆に潮汐は小さいものの潮流が極めて強い場所等も存在する。潮流のポテンシャルは大きい但实际上に発電を行うとなると設置場所の適合条件が限られるため、地域性が非常に強いエネルギーであるという弱点もある (Figure1.8)。

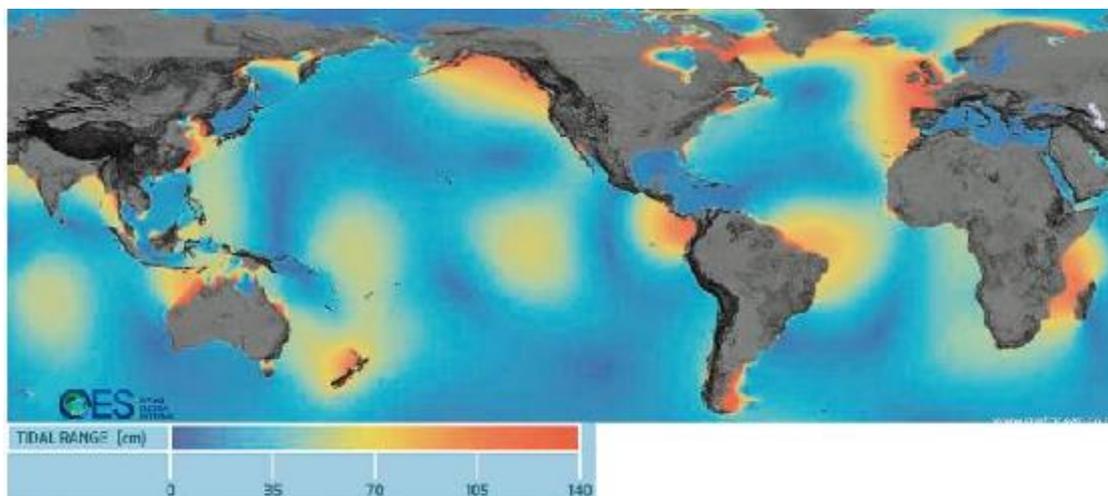


Figure1.8 海洋の潮流ポテンシャル<sup>[7]</sup>

潮流発電にはいくつかの種類が存在し、潮流発電のタービンの回転軸の方向によって「水平軸型」と「垂直軸型」に分別される。(Figure1.9)

#### (1) 水平軸型タービン

風力発電と同じ形式であり、潮流の流れの変化に対してタービンの回転面が垂直になるような技術が必要である。発電効率は 40～50%である。

#### (2) 垂直軸型タービン

サボニウス式 … 複数の半円形バケットからなる抗力形水車であるので、低速で変動的な潮流でも対応することができる。回転トルクが小さいので流速が遅くても発電はできるが、発電効率は 20～30%である。

ダリウス式 … 揚力型で高回転が可能である。サボニウス式と同様に全方向の潮流に対して一方

向にのみ回転する。タービンが縦長（長方形）で受風面積が大きいいため多くの潮流をとらえることができる。しかし、回転トルクが大きいので流速が小さいと稼働しない。発電効率は30～45%である。

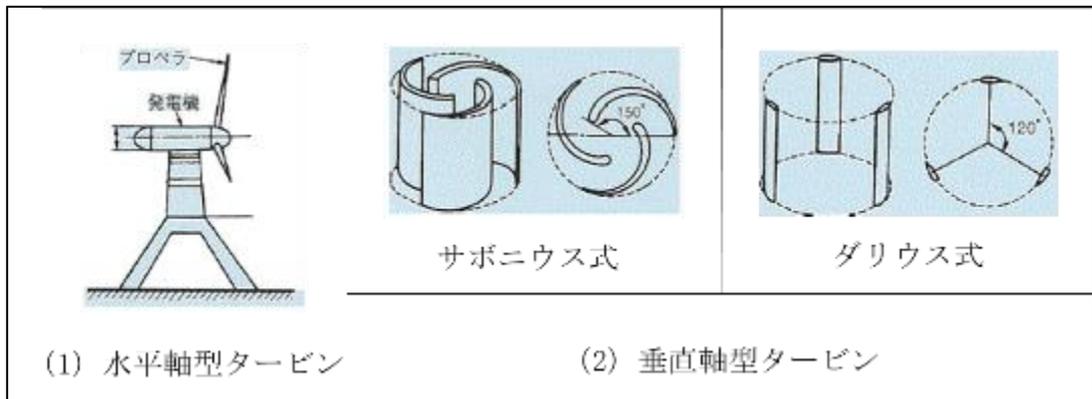


Figure1.9 潮流発電機の種類

## 先行事例

### 1) イギリス

イギリスの南西部に位置するブリストル湾奥のセヴァーン河三角洲は、世界第二位の干満差が観測されるため、潮流発電への発展が見込まれている地域である。イギリスの潮流発電を行っている Marine Current Turbines 社は、2003年にデボン沖で直径11mの2翼のタービンを備えた発電出力300kWのSeaflowと呼ばれる実証プロジェクトを行い、これは、後にSeaGen S、及びUシステムへ引き継がれている。2008年2月には商業用としては世界初となる潮力発電であるSeaGen S、及びUシステムを設置する計画が発表された。Sシステムとは一つの支柱から両端に取り付けられた対のタービンから構成され、1.2 MWの発電容量を確保し、定期的な保守点検の際に海中から引き上げることができる（Figure1.10）。0.66 m/sの潮流で発電が始まり、その回転エネルギーがギアボックス装置を經由して発電機を駆動する。同年5月に現地へ設置、7月には試運転を開始し、150 kWの電力を生産した<sup>[7][8]</sup>。



Figure1.10 SeaGenS<sup>[7]</sup>

## 2)日本

日本では川崎重工業株式会社の着底式潮流発電装置を用いたプロジェクトのプロジェクトが沖縄電力と川崎重工の共同で NEDO(New Energy and Industrial Technology Development Organization) の実証実験プロジェクトに採択された。潮流発電のプロジェクトはベンチャー企業によるものが多い中、大手の重工企業の参入は世界的にも注目を集めていたがコストの問題で現在この事業は頓挫した。しかし、このプロジェクトを九電みらいエナジー株式会社や新日鉄住金エンジニアリング株式会社等が引き継いでいる<sup>[9]</sup>。九電みらいエナジー社は2021年の1月に長崎県五島市において、水深約40メートルに500キロワットの出力を有する高さ23メートルの水平軸型タービンの発電機を設置し、2か月間の発電状況を確認する実証実験を予定している。(Figure1.11)<sup>[10]</sup>



Figure1.11 公開された潮流発電機<sup>[18]</sup>

### 1.1.6 本研究の目的

日本国内において潮流発電に適している場所は、前述した長崎県の五島列島周辺海域など、狭隘で浅い海域というのが特徴である。このような海域での設置構想は多くの発電機を密集して配置し、効率よくエネルギーを取り出す小規模な潮流発電ファームの構想である。その際、設置された発電機がこのような周辺環境に及ぼす影響を事前に調査する必要がある、最適な風車配置なども考慮しなければならない。

周辺環境への影響評価や風車の最適配置の検討のため、風車後流の流速や乱流の強さを把握する必要がある。これには CFD によるファームの大規模な解析が必須である。しかし、ファーム全体の解析となると複数水車の干渉、海底地形、海面うなりの影響を複雑に考慮した CFD の広域モデルの開発が求められる。

本研究室では現在、科学研究費助成事業として、「潮流発電の実用化開発に必要な高精度広域 CFD 解析手法の開発」というプロジェクトを進めている。潮流発電の実用化開発に必要な流体解析ツールの提

供を目的としており、高い並列性能を有する解適合格子法に基づく非圧縮性流体ソルバーを開発し、実務への利用が可能な計算負荷で小規模潮流ファーム全体に対する数値解析が行える広域 CFD モデルを構築することを目指している。

そこで本研究では、1 MW級の発電機の 1/50 スケールで作成した発電機を 2 基製作し、応用力学研究所が所有する曳航装置で曳航する (Figure1.12)。曳航試験では主に 1 基単体の場合と 2 基並列に設置した場合での発電効率を表すパワー係数の測定を行う。また、タービンの設置深度や波の有無などがパワー係数に与える影響を考察し、得られた実験データを上記で述べた開発予定の CFD モデルの精度検証として提供する事を本研究の目的とする。

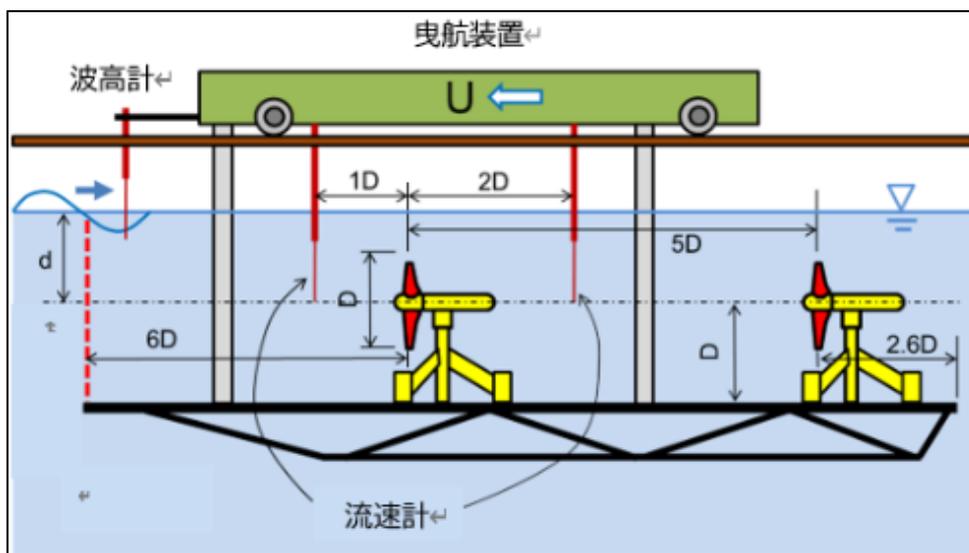


Figure1.12 曳航試験概要図

本論文の各々の章及び研究の流れは以下のようになる。第 1 章では、世界の環境問題、エネルギー問題、潮流発電について触れ、本研究の必要性や目的を述べる。第 2 章では、今回の実験で使用する式や潮流発電機の基礎理論について述べる。第 3 章では、実験をする際に製作した土台や潮流発電機の模型について述べる。第 4 章では、作成した模型の精度確認のため行った翼素運動量理論による性能解析と回流水槽で行った試験について述べる。第 5 章では、深海水槽で行った水槽実験とその結果について述べる。

## 第二章 基礎式

### 2.1 パワー係数

潮流発電機は潮流の運動エネルギーをブレードによって機械的エネルギーから電気エネルギーとして取り出す発電する方法である。したがって、そのエネルギーの変換過程には様々な損失が発生する。ここで、潮流のもつエネルギーを機械的動力に変換する効率のことをパワー係数という。以下ではより具体的にパワー係数を導出する過程を説明する。

一般的に質量  $m$  の物体 が  $V$  という速度を持っている場合、運動エネルギーは次の式で与えられる。

$$E = \frac{1}{2} m V^2 \quad (2.1)$$

パワーは単位時間当たりのエネルギーを表すので、上記の式は以下の様に変えることができる。

$$P = \frac{1}{2} \frac{dm}{dt} V^2 [W] \quad (2.2)$$

ここで Figure2.1 に示す検査領域を取り、発電機の受風面積を  $S$  とする。

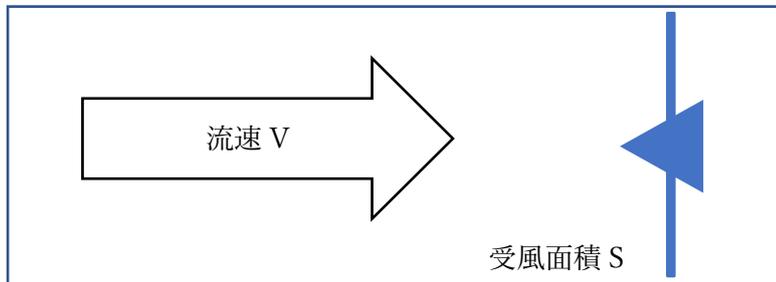


Figure2.1 検査領域

$\rho$  を作動流体の密度とすると式(2.2)の  $\frac{dm}{dt}$  は質量流量となり、 $\rho S V$  と表せる。よって、(2.2)式は

$$P = \frac{1}{2} \rho S V^3 [W] \quad (2.3)$$

となる。(2.3)より、発電機が受けるパワーは作動流体の3乗に比例することがわかる。

発電機が発電する際に利用できたパワーはタービン本体に作用したパワーに等しい。回転運動の仕事をタービンに作用したトルク  $Q$  を用いて表すと

$$dW = Q d\theta [J] \quad (2.4)$$

パワーは仕事の時間変化より、角速度 $\omega$ を導入すると

$$dp = \frac{dw}{dt} = Q \frac{d\theta}{dt} = Qd\omega [W] \quad (2.5)$$

よってタービンに作用したパワーは以下になる。

$$P = Q\omega [W] \quad (2.6)$$

パワー係数 ( $C_p$ ) とは作動流体が持つ全エネルギー (2.3) と実際にタービンにより取り出したエネルギー (2.6) の比であるため

$$C_p = \frac{Q\omega}{\frac{1}{2}\rho SV^3} \quad (2.7)$$

となる。以上よりタービンの角速度、タービンに作用したトルク、流速が決まればパワー係数を求めることが可能である。パワー係数の測定のため、以上の物理量を計測することが可能な潮流発電機の模型を作製した。次章では作成した模型やその他製作物について説明する。

## 第三章 実験装置

### 3.1 実験装置概要

実験で再現したタービンは水平軸型を採用している。翼の枚数は3枚とであり、1 MW 級の潮流発電機の 1/50 スケールとした。本体の内部にはオリエンタルモーター製のモーターが内蔵されている。ブレードの回転数をモーターによって制御し、トルクをロードセルから測定する。以下では作成したタービンや土台について解説していく。

#### 3D プリンター

実験模型の製作については、応用力学研究所所有の3Dプリンターを用いた。紫外線硬化樹脂をインクジェット方式で一層ずつ積層させる MJP (Multi Jet Printing) 方式を採用したものであり、細かい造形物についても印刷可能である。

Table3.1.1

3DSYSTEMS 社 ProJet3500 HD Professional 3D Printers	
プリント方式	インクジェット方式
ビルド面積	298×185×203 mm
レイヤー厚み	32 μm
印刷材質	アクリル系樹脂
精度	25.4 (1 インチ) 寸法あたり 0.025、0.05 mm



Figure3.1.1 ProJet3500 HD Professional 3D Printers

### 3.2 タービン本体

タービンはナセル（本体）、支柱、土台、ブレードの四つから構成されており、地面から頂点まで 45 cm、土台の幅は 64 cm、ナセルの軸先端から後方までの長さは 40 cm である。(Figure3.2.1-3.2.2) ナセル本体と支柱は中空構造となっており、モーターが内蔵されている。以下にタービンの寸法を示す (Table3.2.1)

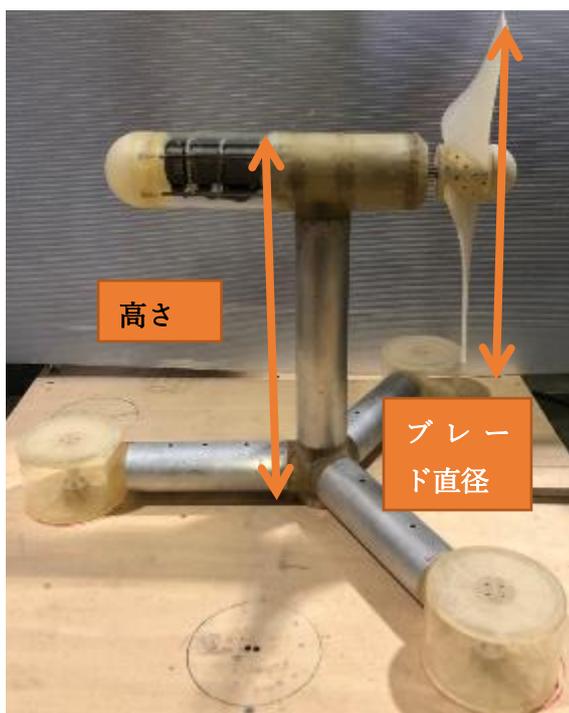


Figure3.2.1 タービン側面図

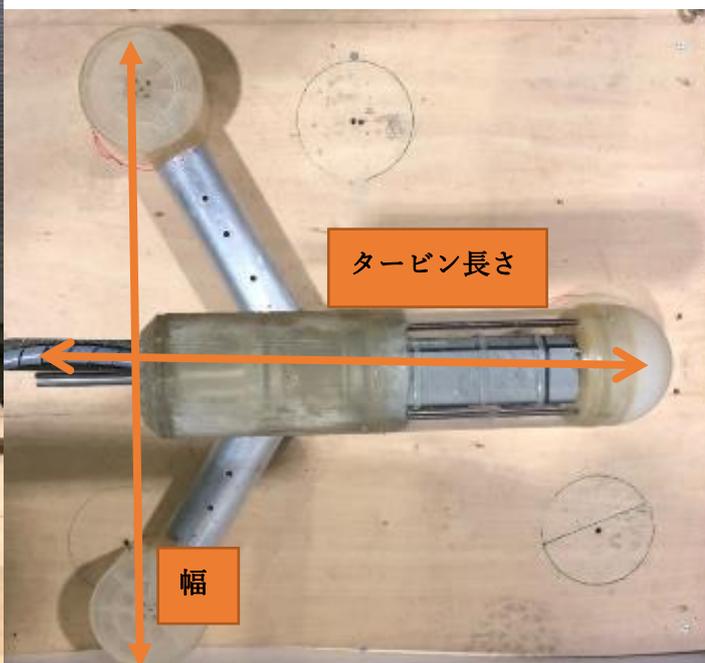


Figure3.2.2 タービン上面図

Table3.2.1 タービン寸法

高さ (mm)	450
幅 (mm)	640
タービン長さ (mm)	400
ブレード直径 (mm)	400

### 3.2.1 ナセル

ナセル内部はブレードを回転させる役割を持つインナーローター部、モーターによりインナーローターに駆動力を伝える部分の OUTERローター部の二層になっている。精密機械を内蔵している関係上、インナーローターと OUTERローターは完全に隔てられており、防水性を保持している (Figure3.2.3)。

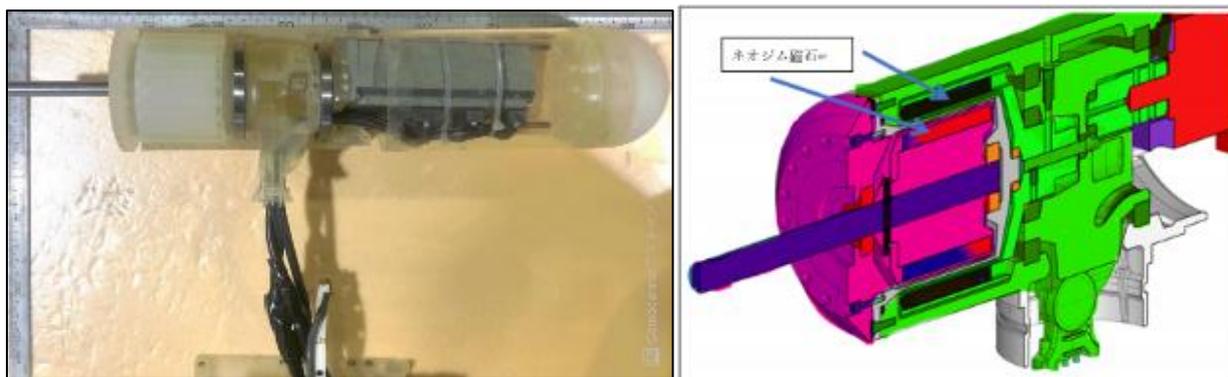


Figure3.2.3 セル内部概要図 インナーローターと OUTERローター

※ 紫と黄緑色のエリアは完全に隔離されて独立している。

#### ・ OUTERローターと駆動伝達部

OUTERローターはいくつかのギアを通してモーターの駆動を伝えている。モーターと OUTERローターの最終的なギア比は 2 : 1 になるように設定している。また、OUTERローターとインナーローターの外周には 20 個のポケット上になっている構造がある。ここにはハルバツハ配列で、ネオジム磁石が挿入されている (Figure3.2.4)。この配列は磁極の方向を最適化し、で磁力を一部に集中することができる。OUTERローターとインナーローターは隔壁され、直接ギアで駆動を伝えることができないため、この方法によるトルクの伝達方法を採用した。

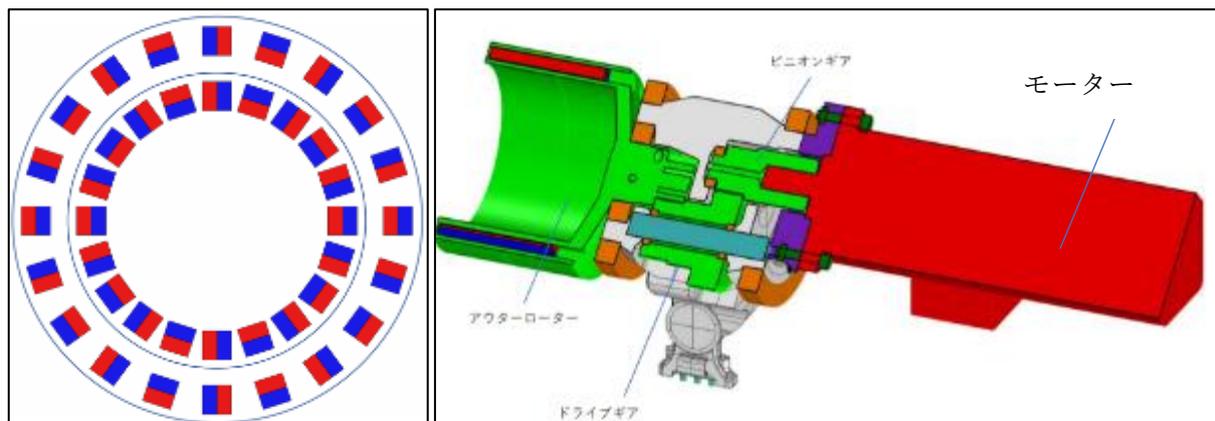


Figure3.2.4 ハルバツハ配列 (左) とナセル内部概要図 OUTERローターと駆動伝達駆動部 (右)

・アウターローターと駆動伝達部の使用部品と各寸法

アウターローターと駆動伝達部の使用部品と各寸法を Figure3.6 から 3.11 に示す。

Figure3.2.5 アウターローター

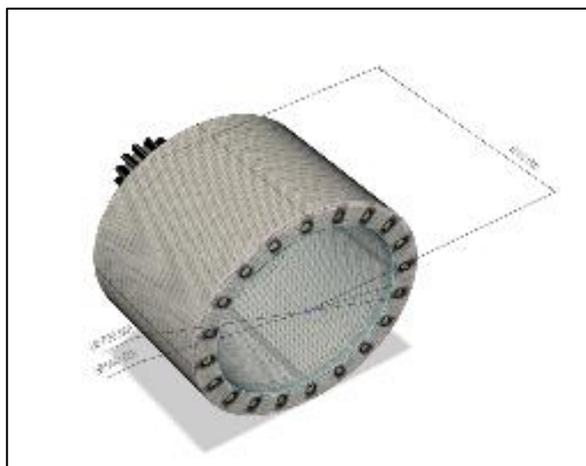


Table3.2.2 アウターローター寸法

最大幅(mm)	80
最大径(mm)	70

Figure3.2.7 ドライブギア

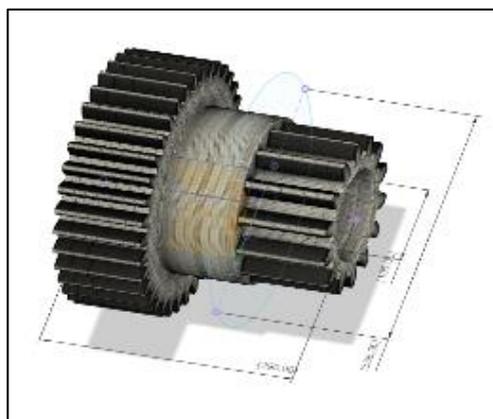


Table3.2.4 ドライブギア寸法

最大幅(mm)	29
最大径(mm)	33.6

Figure3.2.6 ピニオンギア

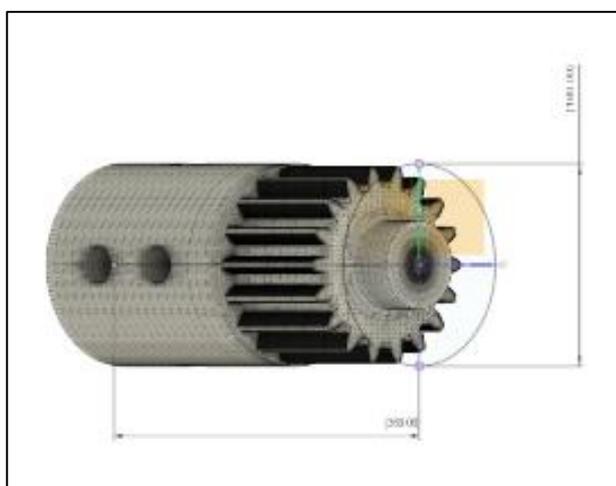


Table3.2.3 ピニオンギア寸法

最大幅(mm)	36
最大径(mm)	18

Figure3.2.8 インナーコア

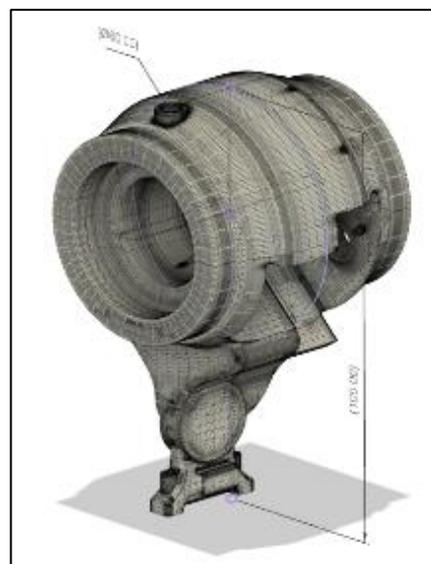


Table3.2.5 インナーコア寸法

最大幅(mm)	57
最大径(mm)	60
最大高さ(mm)	100



Figure3.2.9 アウターローター



Figure3.2.10 インナーコアとモーター

### ・インナーローター

インナーローター (Figure3.2.11-3.2.12) はアウターローターからの駆動力をブレードへ伝える。アウターローターと同じくネオジム磁石を挿入する 20 個のポケット上の構造がある。

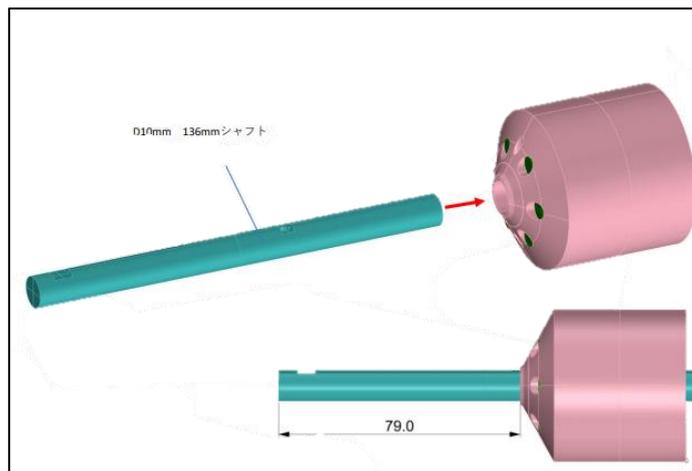


Figure3.2.11 インナーローター概要図



Figure3.2.12 インナーローター全体図

・インナーローターの使用部品と各寸法

インナーローターの部品と各寸法を (Figure3.13、Table3.2.6) に示す。

Figure3.2.13 インナーローター

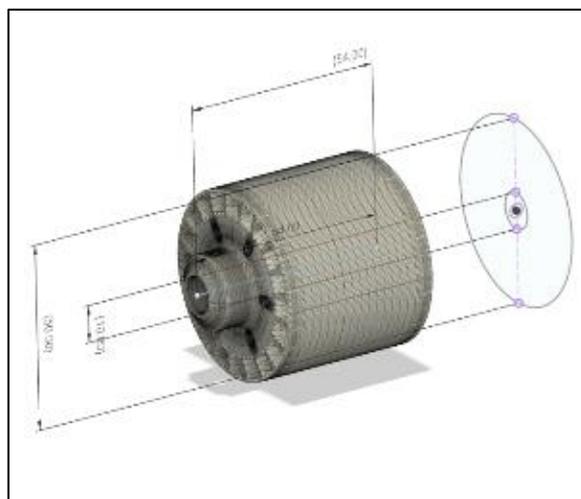


Table3.2.6 インナーローター

最大幅(mm)	54
最大内径(mm)	10
最大径(mm)	50
シャフト： 径、長さ(mm)	10,136

・主要胴体

胴体類はセパレーター、上下隔壁、前後キャップ、バルクヘッド、セパレーター、アクリル筒から構成される。防水性に最も気を付けなければならないため、パーツの洗浄や研磨を行うことによりかみ合わせを確かめながら慎重に組み立てを行った (Figure3.2.14)。特に赤線の部位は浸水が懸念されるため、シリコンによる隙間の埋め合わせをしている。

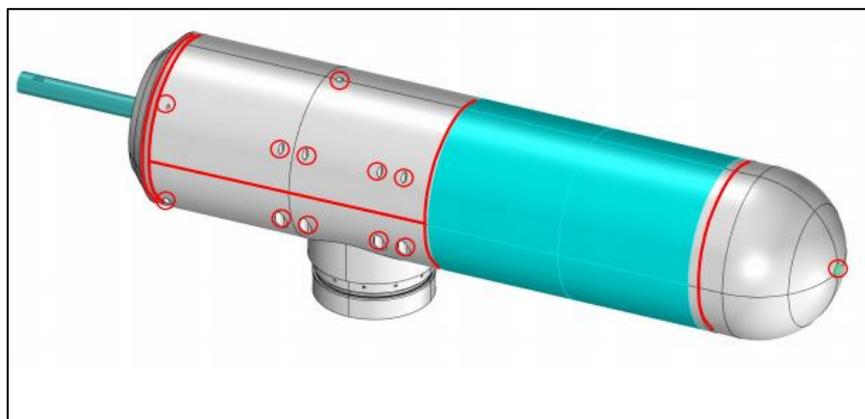


Figure3.2.14 胴体類概要図

胴体類の概要と各寸法を示す (Figure3.2.15-3.2.22、Table3.2.7-3.2.13)。

Figure3.2.15 上部隔壁

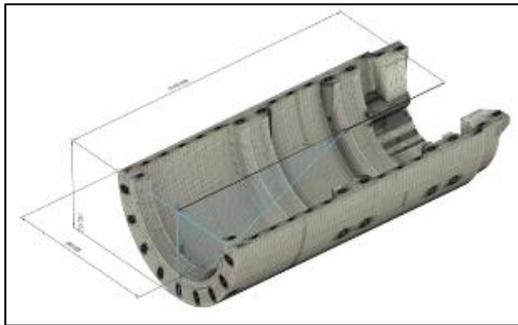


Table3.2.7 上部隔壁寸法

最大幅(mm)	80
最大奥行き(mm)	148
最大高さ(mm)	40

Figure3.2.16 下部隔壁

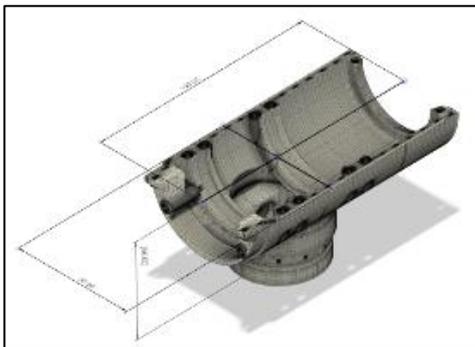


Table3.2.8 下部隔壁寸法

最大幅(mm)	80
最大奥行き(mm)	148
最大高さ(mm)	66

Figure3.2.17 後部キャップ

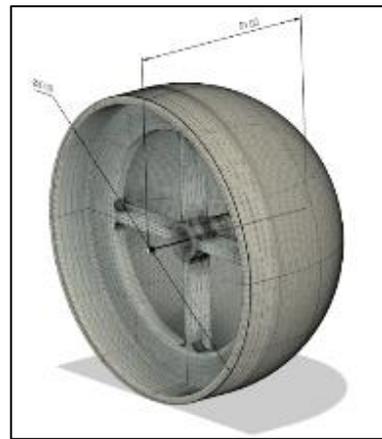


Table3.2.9 後部キャップ寸法

最大幅(mm)	51
最大径(mm)	80

Figure3.2.18 前部キャップ

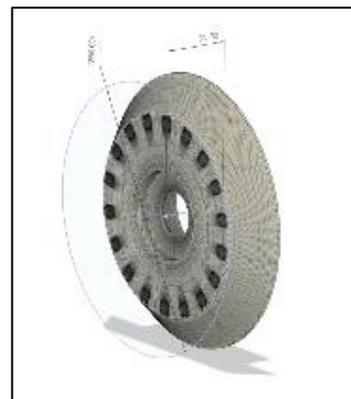


Table3.2.10 前部キャップ寸法

最大幅(mm)	20
最大径(mm)	80

Figure3.2.19 後部バルクヘッド

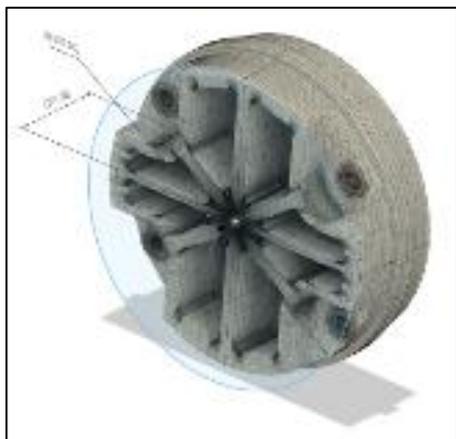


Table3.2.11 後部バルクヘッド寸法

最大幅(mm)	25
最大径(mm)	80

Figure3.2.21 アクリル筒

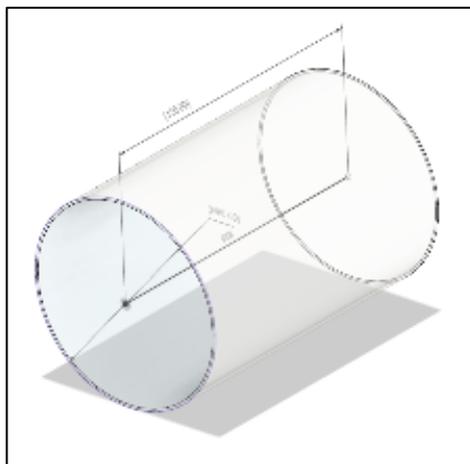


Table3.2.13 アクリル筒寸法

奥行き(mm)	120
外径(mm)	80
厚み(mm)	2

Figure3.2.20 セパレーター

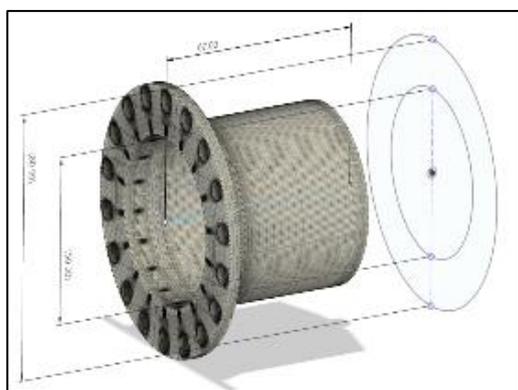


Table3.2.12 セパレーター寸法

最大幅(mm)	67
最大径(mm)	80



Figure3.2.22 ナセル本体

### ・トルク計測部

トルクの計測には共和産業のロードセル (LMA-A-100N) を使用した (Figure3.2.23)。ブレードに加わるトルクがインナーコアを介してロードセルを押し込み、トルクを検出できる構造になっている (Figure3.2.24)。また、ロードセルはスプリングで常に押し込まれる仕組みとなっており、0 ポジションを調整する事で引っ張りトルク (マイナストルク) を計測することも可能である。トルク計測部の各寸法とロードセルの取付位置を示す (Figure3.2.26-3.2.28、Table3.2.14-3.2.15)。

定格容量：100N

直径：20mm (100N～1kN)

非直線性：±1%RO 以内



Figure3.2.23 ロードセル



Figure3.2.24 トルク測定概要

・胴体類の使用部品と代表寸法

Figure3.2.25 ロードセルベース

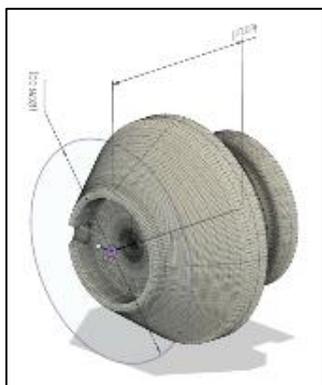


Table3.2.14 ロードセルベース寸法

最大奥行き (mm)	20
最大径(mm)	26

Figure3.2.26 ロードセルストッパー

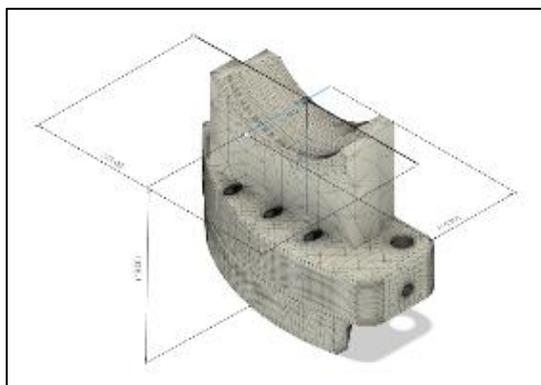


Figure3.2.15 ロードセルストッパー寸法

最大奥行き (mm)	10.5
最大幅(mm)	28
最大高さ	19

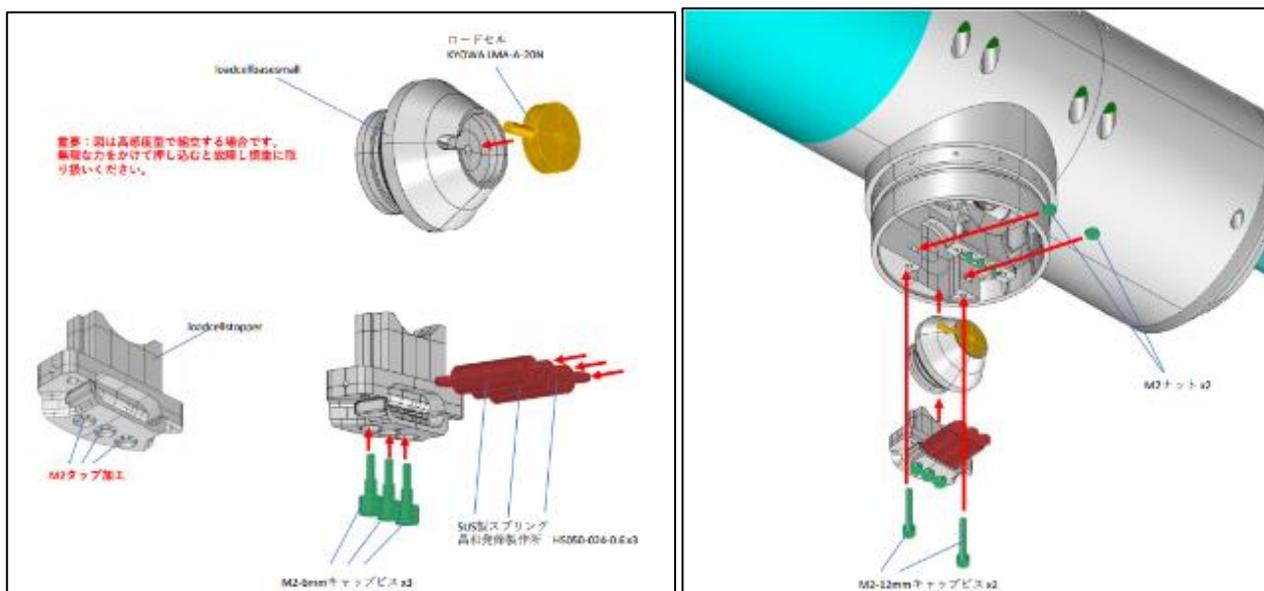


Figure3.2.27 ロードセル組み込み位置

### 3.2.2 支柱・脚部

支柱・脚部はナセル本体を支える役割をもつ。3点で地面に対して固定されている (Figure3.2.28)。支柱・脚部の各寸法と概要を示す (Figure3.2.29-3.2.39、Table3.2.16-3.2.25)。



Figure3.2.28 脚部

#### ・支柱・脚部の使用部品と代表寸法 (1/2)

Figure3.2.29 支柱アルミパイプ

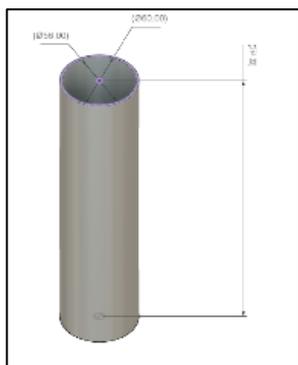


Table3.2.16 支柱アルミパイプ寸法

最大高さ(mm)	274
最大外径(mm)	60
最大厚さ(mm)	2

Figure3.2.30 タワーインナー

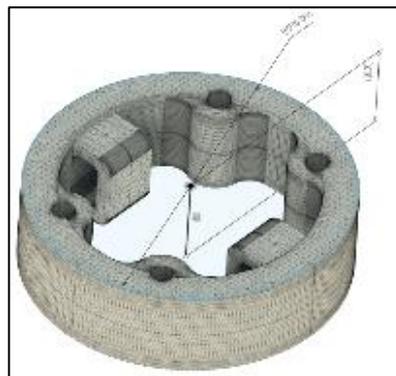


Table3.2.17 タワーインナー寸法

最大高さ(mm)	20
最大径(mm)	55

Figure3.2.31 アンカーベース

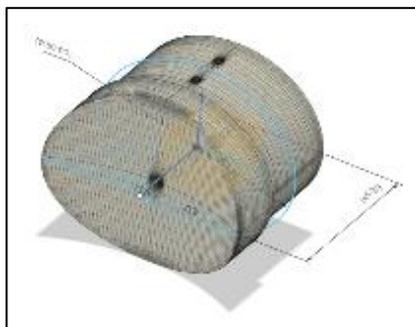


Table3.2.18 アンカーベース寸法

最大奥行き (mm)	45
最大径(mm)	60

Figure3.2.32 レッグベース

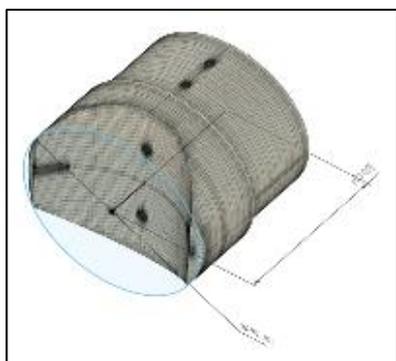


Table3.2.19 レッグベース寸法

最大奥行き (mm)	53
最大径(mm)	60

Figure3.2.33 タワーベース

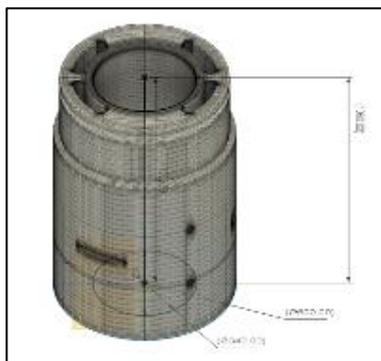


Table3.2.20 タワーベース寸法

最大高さ (mm)	108
最大外径(mm)	60
最大内径(mm)	34

Figure3.2.34 アンカーコア

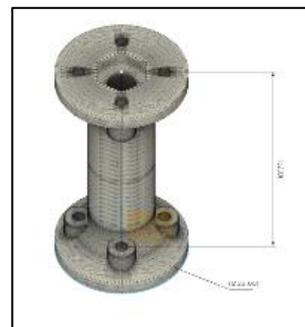


Table3.2.21 アンカーコア寸法

最大高さ (mm)	52
最大径(mm)	28

Figure3.2.35 アンカープレート

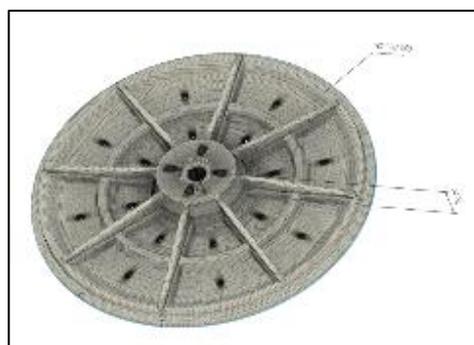


Table3.2.22 アンカープレート寸法

最大高さ (mm)	14
最大径(mm)	120

Figure3.2.36 アンカーベースインナー

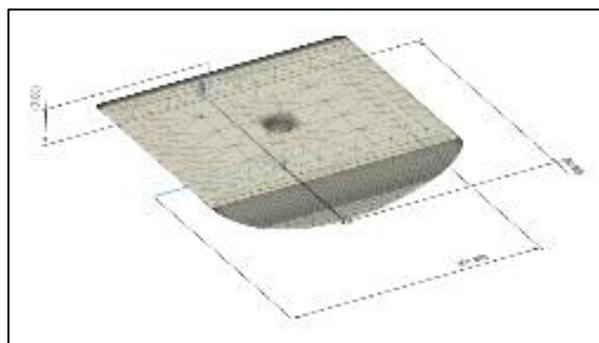


Table3.2.23 アンカーベースインナー寸法

最大高さ (mm)	9
最大幅(mm)	56
最大奥行き (mm)	51.5

Figure3.2.37 アクリル円筒×3

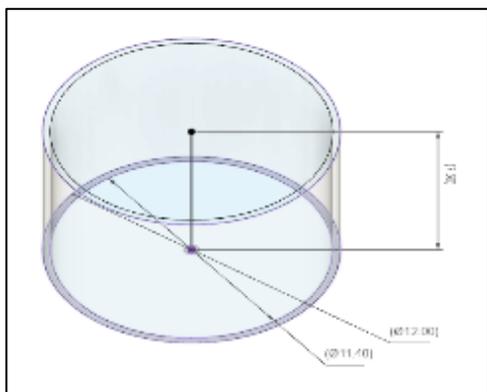


Table3.2.24 アクリル円筒×3

高さ(mm)	76
径(mm)	120
厚さ(mm)	3

Figure3.2.38 脚部アルミパイプ

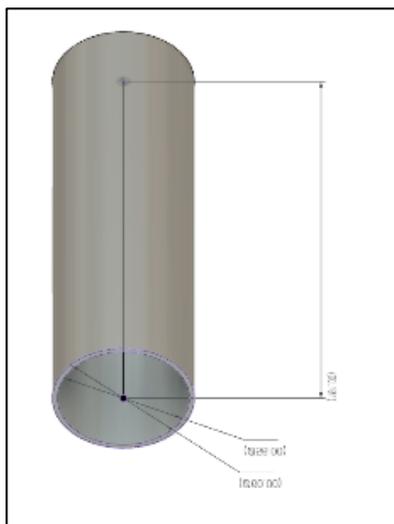


Table3.2.25 脚部アルミパイプ

高さ(mm)	191
径(mm)	60
厚さ(mm)	2



Figure3.2.39 ナセル本体、支柱、脚部 全体図

### 3.2.3 翼

翼形状には NACA4412 を採用した。今回の研究では翼の性能を限界まで追求して最適なタービンを設計することに重きを置いていないため、これまでの潮流発電の実験などで使用例のあった一般的な NACA 翼としている。NACA 翼は NASA の前身 NACA が設計した翼であり、4桁の数字の1桁目が最大キャンバー、2桁目が最大キャンバー位置、3桁目と4桁目が翼厚比である。キャンバーは翼弦と中心線の差であり、NACA4412 翼は前身から 40%の所に最大キャンバーが存在する (Figure3.2.30)。

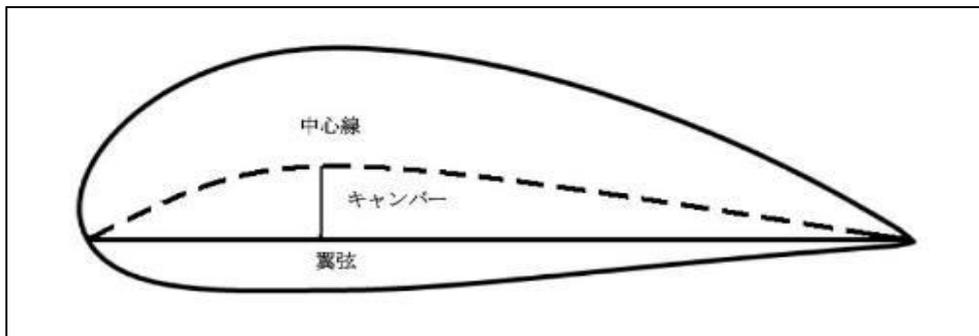


Figure3.2.30 NACA 翼概要図

翼の設計には「風車工学入門 牛山泉 著 : 森北出版株式会社」で紹介されている簡易的な設計法が用いられている。設計に際して以下4つの係数の設定が必要である。

**R:**ロータ半径

**$\lambda_d$ :**設計周速比

**N:**ブレード枚数

**$C_{Ld}$ :**設計揚力係数

**$\alpha_d$ :**設計揚力係数に対応する迎角

係数と以下4つの式を用いて、ブレードの取付角と翼弦長を決定する。式に登場する角度は Figure3.2.31 参考。

$$\text{翼弦長} : A = \frac{8\pi r}{N C_{Ld}} (1 - \cos\varphi) \quad (3.1)$$

$$\text{ブレード取付角} : \beta = \varphi - \alpha \quad (3.2)$$

$$\text{流入角} : \varphi = \frac{2}{3} \tan^{-1} \frac{1}{\lambda_{rd}} \quad (3.3)$$

$$\text{局所周速比} : \lambda_{rd} = \frac{\lambda_d r}{R} \quad (3.4)$$

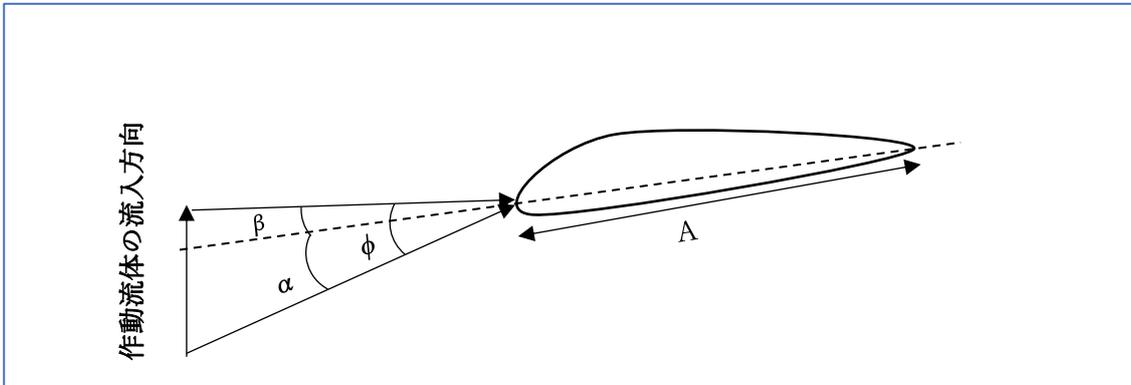


Figure3.2.31 翼に対する流体流入角

以下に使用した翼の係数を示す。

ローター半径 : 0.2m

設計周速比 : 4

ブレード枚数 : 3

設計揚力係数 : 1.063

設計揚力係数に対する迎角 : 5.4°

ただし、今回の実験模型製作では3Dプリンターを用いるため、翼に対し、ある程度の大きさと厚みを持たせる必要がある。そのため、翼弦長には1.42倍の補正係数が掛けられている。以下では翼の概要と寸法を示す (Figure3.2.32-3.2.38、Table3.2.25-3.2.29)。



Figure3.2.32 ブレード概要図

Figure3.2.33 ブレード

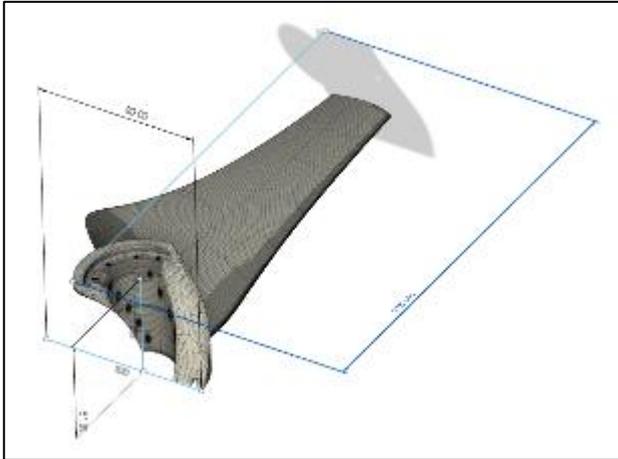


Table3.2.25 ブレード寸法

最大高さ(mm)	51
最大幅(mm)	80
最大奥行き(mm)	218.141
翼形	NACA4412

Figure3.2.35 ハブインサート

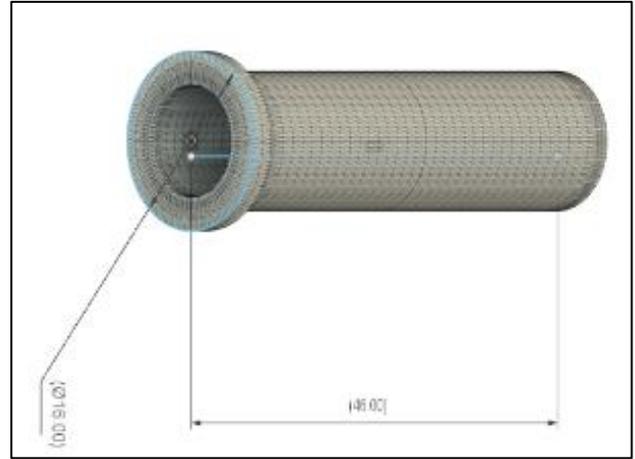


Table3.2.27 ハブインサート寸法

最大奥行き(mm)	46
最大径(mm)	16

Figure3.2.34 ハブコア

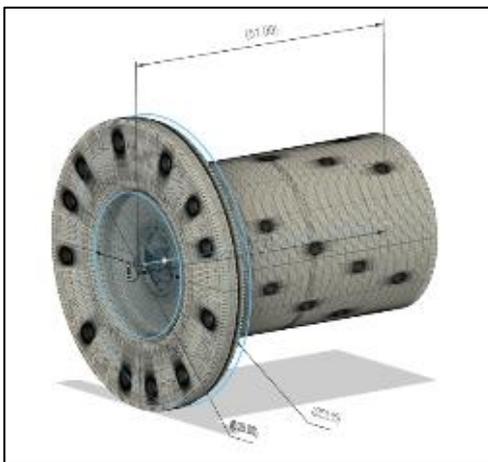


Table3.2.26 ハブコア寸法

最大奥行き(mm)	51
最大径(mm)	50

Figure3.2.36 ハブキャップ

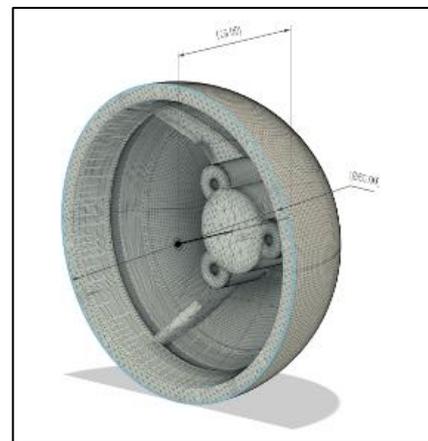


Table3.2.28 ハブキャップ寸法

最大奥行き(mm)	29
最大径(mm)	60

Figure3.2.37 ハブフロント

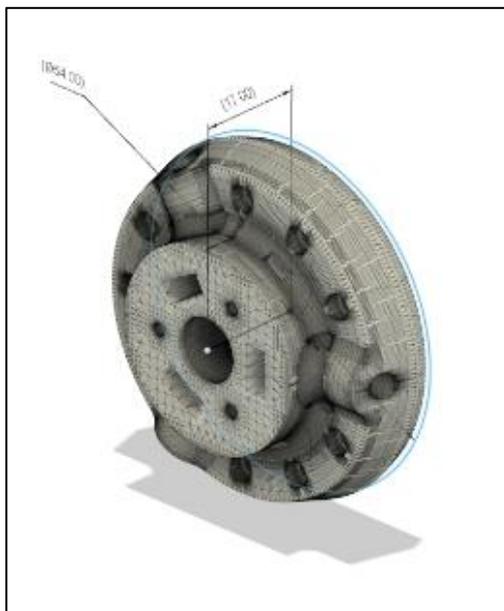


Table3.2.29 ハブフロント寸法

最大奥行き(mm)	17
最大径(mm)	54



Figure3.2.38 翼取り付け全体図

### 3.3 仮底

曳航装置で曳航する仮底について解説する。仮底の簡単な概要を以下に示した後に組み立てや使用したパーツについて解説する。仮底の概要と全体図は以下（Figure3.3.1-3.3.2、 Table3.3.1）に示す。

Table3.3.1 仮底諸元

幅(mm)	2810
奥行き(mm)	5360
高さ(mm)	1970
全重量(kg)	430
素材	アルミニウム

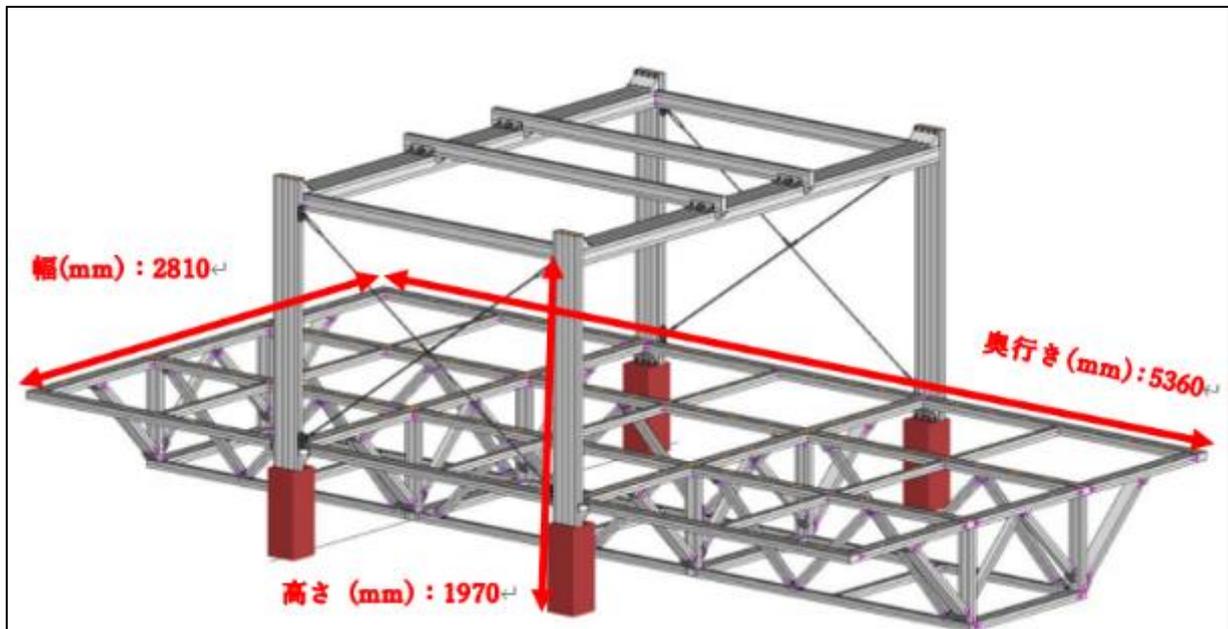


Figure3.3.1 仮底概要図

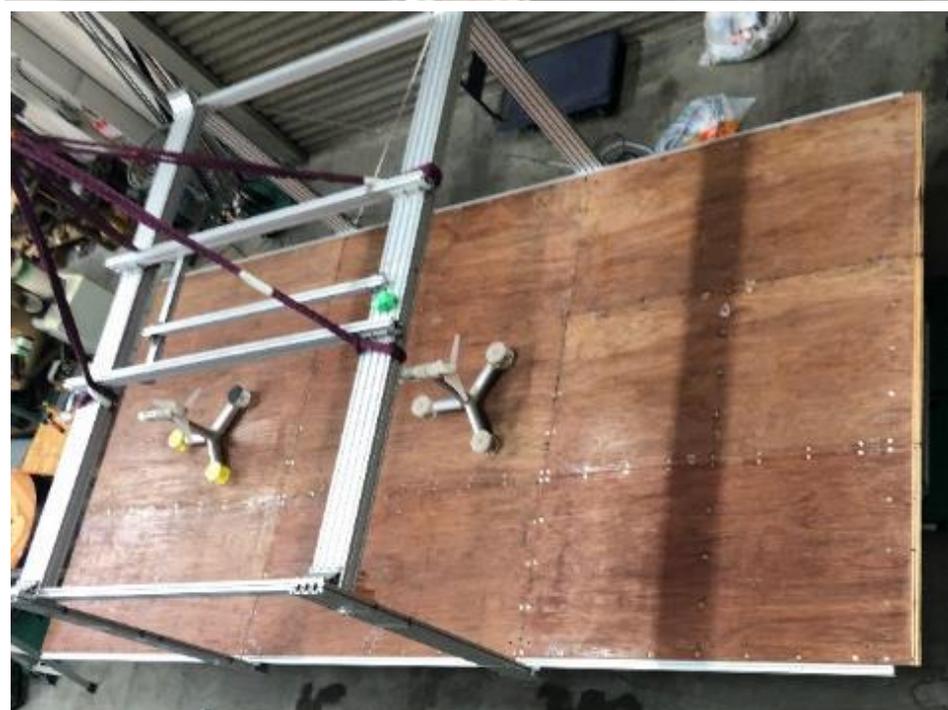


Figure3.3.2 仮底全体図

### 3.3.1 床板

ベニヤ板9枚を床底として仮底に取り付けた。水にさらされる部分のため、表面には防水塗料を2重で塗布し、腐食を防止している (Figure3.3.4)。また、仮底前面部のベニヤ板3枚は主流を乱さないようにエッジ加工を施した (Figure3.3.5)。ベニヤ板の概要と寸法を (Figure3.3.3、Table3.3.2) に示す。

Table3.3.2 ベニヤ板寸法

縦(mm)	910
横(mm)	1820
厚さ(mm)	12

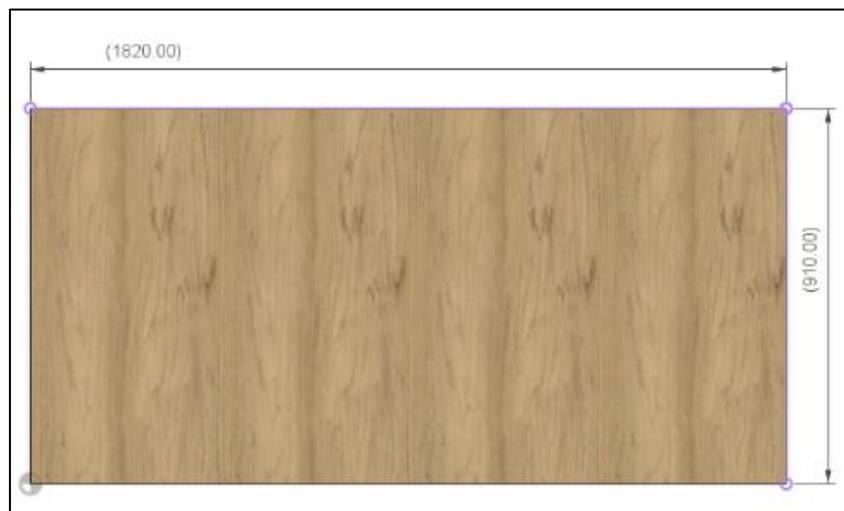


Figure3.3.3 ベニヤ板概要



Figure3.3.4 防水塗料を塗布している様子



Figure3.3.5 エッジ加工

### 3.3.2 浮力材・フェアリング

仮底の水中部重量を相殺する目的で 40mm 厚のスタイロフォームを浮力材とした。設計では水中重量は 163 kgf として以下計 6 枚の角型スタイロフォームを作製した。また、同時に仮底天井部を支える柱による流れへの乱れを防止するため、13本のフェアリングスタイロフォームも作成した。スタイロフォームの寸法と概要図を (Figure3.3.6-3.3.9、Table3.3.3-3.3.4) に示す。

Table3.3.3 四角形スタイロフォーム (計 6 枚) 寸法

縦(mm)	850,810,710
横(mm)	830
厚さ(mm)	40

Table3.3.4 フェアリングスタイロフォーム (計 13 本) 寸法

縦(mm)	1240
横(mm)	40
高さ(mm)	80

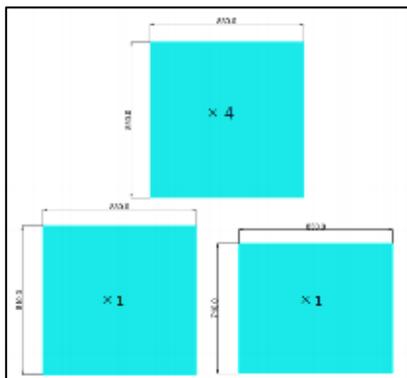


Figure3.3.6 四角形スタイロフォーム

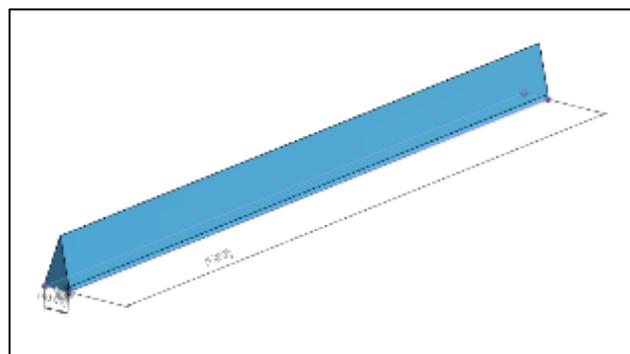


Figure3.3.7 フェアリングスタイロフォーム



Figure3.3.8 四角形スタイロフォーム取り付け



Figure3.3.9 フェアリングスタイロフォーム取り付け

### 3.4 その他製作物

制御盤：ナセル内部に組み付けたモーターを制御するための制御盤を製作した (Figure3.4.1)。

機能としては、回転数の制御のほか、モーターの全出力トルクの 20%以上の逆トルクが作用した場合にストップする安全機能や、シャフトのブレーキを任意解除できる機能をスイッチで制御可能にしている。万が一の緊急事態に備え、電源を強制カットする緊急停止ボタンも備えている。

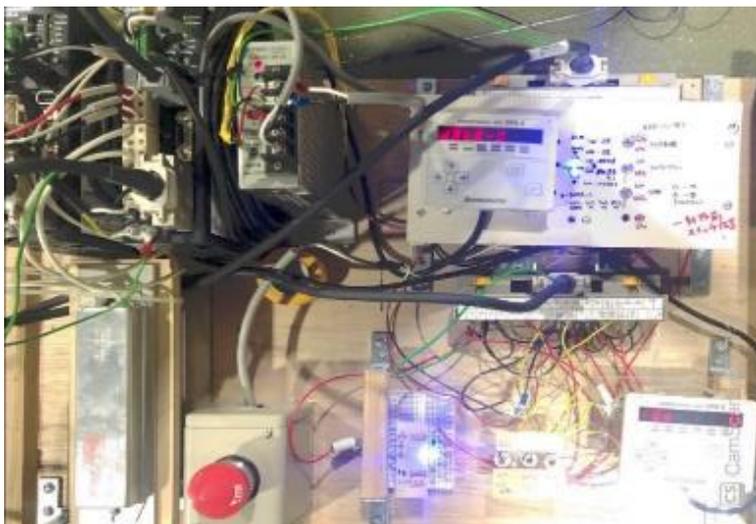


Figure3.4.1 制御盤

漏水検知装置・エアポンプ：ナセル内部に水が浸入した場合に備え漏水検知計とそれに連動したエアポンプ装置を作製した (Figure3.4.2)。水の検知には電極が水に触れることにより回路ができ、それをマイクロコンピューター (Arduino) で検知する。検知した際には圧電スピーカーによる警告音が鳴り、右のエアポンプがナセル内部に空気を送り込む仕組みになっている。



Figure3.4.2 漏水検知装置

### 3.5 実験装置全体像

仮底の全体像と水中で仮底を試走させた写真を載せる (Figure3.5.1-3.5.2)。



Figure3.5.1 土台完成図



Figure3.5.2 土台試走試験

## タービン全体像

今回の実験で使用する二つのタービン A、B の全体像を載せる (Figure3.5.3-3.5.4)。



Figure3.5.3 タービン A

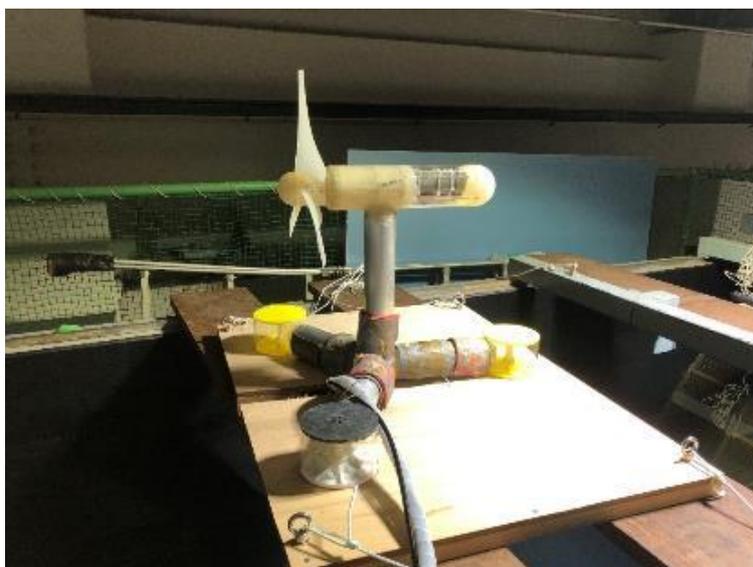


Figure3.5.4 タービン B

## 第四章 単基タービンの解析

### 4.1 翼素運動量理論を用いた単機タービンの性能解析

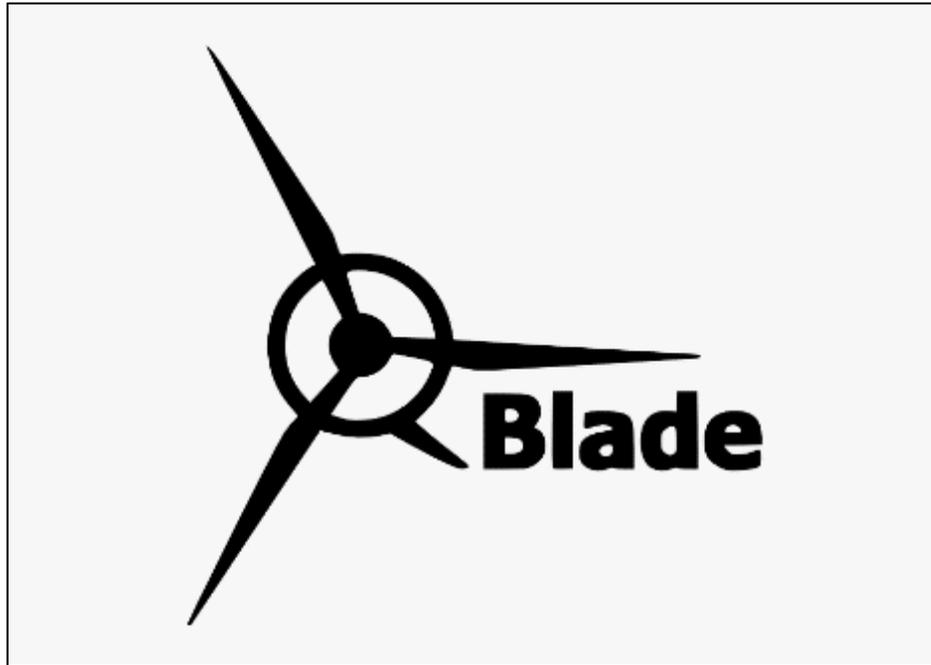


Figure4.1.1 QBlade(画像参照 <http://www.q-blade.org/>)

Q-Blade はベルリン工科大学で開発されたオープンソースのソフト (Figure4.1.1) であり、翼素運動量理論を用いて単基タービンの性能予測や解析を行うことが出来る。表面波の影響や二基タービンの相互干渉に関する解析を行うことは不可能であるが、今回作成したタービンの計測システムの精度確認のための判断材料として用いるには十分であるため、キャリブレーション用としてこのソフトウェアを用いた解析を行った。以下では解析に使われている運動量理論と翼素理論、翼素運動量理論を説明する。

#### 4.1.1 運動量理論

第二章では、作動流体がもつパワーを(2.3)で述べた。運動量理論では簡易的ではあるが、より詳細に発電機が作動流体から抽出できるエネルギーを述べる。運動量理論は風車の基礎理論であるが、潮流タービンへも応用できる。ローターの前後で以下のような流管を導入する (Figure4.1.2)。

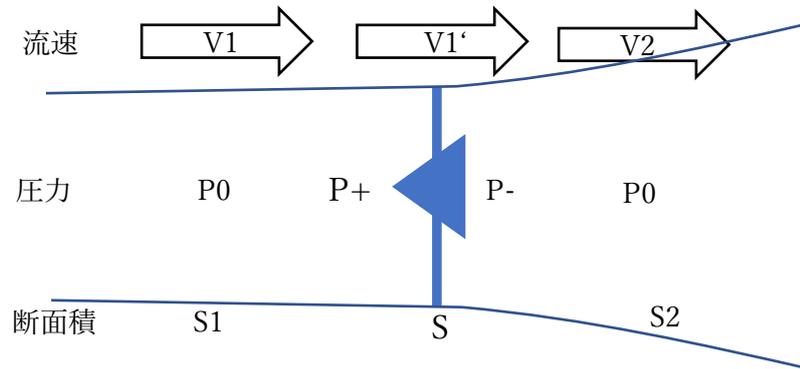


Figure4.1.2 流管

運動量理論では以下が仮定されている。

- 1) 流体は非圧縮性
- 2) ブレード枚数は無限大のアクチュエータディスク（円盤）を仮定
- 3) 後流はローター通過後回転流になっていない
- 4) ローター面の前後の無限遠方の静圧は乱されていない周囲の静圧に等しい
- 5) 一様流れ
- 6) 摩擦の抗力なし
- 7) ローター面全体にわたり一様な推力

上図で示されている流管の前後でベルヌーイの式を組み立てる  
前方

$$P_0 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = P_+ + \frac{1}{2}\rho V_1'^2 \quad (4.1)$$

後方

$$P_- + \frac{1}{2}\rho V_1'^2 = P_0 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 \quad (4.2)$$

式(4.1),(4.2)よりローター前後での圧力差が求まる。

$$P_+ - P_- = \frac{1}{2}(\rho V_1^2 - \rho V_2^2) \quad (4.3)$$

ローターに対する推力は圧力差にローター面積 S を掛けたものである。

$$T = S(P_+ - P_-) = \frac{1}{2}S(\rho V_1^2 - \rho V_2^2) \quad (4.4)$$

次に上図の流管から次の質量保存の法則が成り立つ。

$$\rho S_1 V_1 = \rho S V_1' = \rho S_2 V_2 \quad (4.5)$$

ローターに対する推力 T は作動流体の運動量の変化と(4.5)式を用いると以下のようになる。

$$T = \rho S_1 V_1^2 - \rho S_2 V_2^2 = \rho S V_1' (V_1 - V_2) \quad (4.6)$$

(4.4)と(4.6)を等値とすると次の関係を得る。

$$V1' = \frac{1}{2}(V1 + V2) \quad (4.7)$$

ここで軸方向誘導係数 $a$ を導入すると

$$V1' = V1(1 - a) \quad (4.8)$$

となり、 $V2$ は

$$V2 = V1(1 - 2a) \quad (4.9)$$

となる。ローターによって生み出されるパワーはローター面を流れる質量の運動量変化と等しくなる。よってパワーは以下になる。

$$P = \frac{1}{2}\rho SV1'(V1^2 - V2^2) \quad (4.10)$$

ここで、 $\rho SV1'$ はローターを通過する質量流量である。(4.8)と(4.9)式を用いると(2.13)は以下になる。

$$P = 4a(1 - a)^2 \frac{1}{2}\rho SV1^3 \quad (4.11)$$

$\frac{1}{2}\rho SV1^3$ はローターに作動する流体が本来持つパワーである。これを  $P_{th}$  とする。パワー係数は風車が得られるパワーと作動流体が本来持つパワーとの比であるため  $C_p$  は以下になる。

$$C_p = \frac{P}{P_{th}} = 4a(1 - a)^2 \quad (4.12)$$

$C_p$  の最大値は  $a = \frac{1}{3}$  の時に 0.593 を取る。つまり、ローターは作動流体のエネルギーから最大でも 59.3% の効率でしかエネルギーを取り出すことができない。これをベッツ限界と呼ぶ。

ローターは回転運動をしているため、角運動量の発生を内包している。これまでの解析に対して、ローターの前後方の流れのモデルを修正する必要がある。Figure4.1.3 のような環状ブレードのモデルを用いる。このモデルに対し、観測者はブレード共に旋回している視点で観測しているとする。半径を  $r$ 、厚さを  $dr$  とすると、環状断面積は  $2\pi r dr$  となる。このブレードに沿って含まれるパラメーターを考慮する。

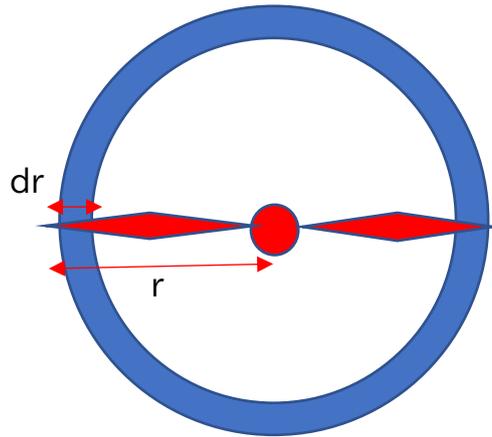


Figure4.1.3 回転するブレードのモデル

ブレードと共に運動する視点で観測すると、流入する流体は回転して角度がつくため、ローターの回転角速度とは相対的に異なる角速度を有する。ここでローター回転角速度を  $\omega$  [rad/s]、あるローター位置における作動流体との相対角速度を  $\Omega$  [rad/s] とおくと、角速度は  $\Omega$  から  $\Omega + \omega$  になる。まブレードと共に運動している視点のため、ベルヌーイの式を考えることができる。ブレード前後での圧力差は次式になる

$$P_+ - P_- = \frac{1}{2} \rho (\Omega + \omega)^2 r^2 - \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 = \rho \left( \Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \quad (4.13)$$

ここで接線方向誘導係数  $a' = \frac{\frac{1}{2}\omega}{\Omega}$  を導入する。ローター後流の回転運動に関して角運動量保存則を適用する。

したがって、ブレードの微小半径要素  $dr$  の円環に作用する推力  $T$  は次式を用いて次式で表せる。

$$dT = (P_+ - P_-) ds = \rho \left( \Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 2\pi r dr = \frac{4a'(1+a')}{2} \rho r^2 \Omega^2 2\pi r dr \quad (4.14a)$$

また、軸方向運動量理論で導いた圧力差の式(4.3)と(4.13)は等値であるため、(4.8)(4.9)の式に含まれる軸方向誘導係数を用いた方法で推力も次のように導ける

$$dT = (P_+ - P_-) ds = \frac{1}{2} (V_1^2 - V_2^2) 2\pi r dr = \frac{4a(1-a)}{2} \rho V_1^2 2\pi r dr \quad (4.14b)$$

微小半径要素  $dr$  の円環に作用するトルク  $Q$  はローターに作用した角運動量と後流に作用した角運動量が等しいという角運動量保存則を用いることで導くことが可能である。前回に導いた  $a$  と  $a'$  を用いてトルクを表すと

$$dQ = \omega r^2 d\dot{m} = \rho V_1' 2\pi r dr \omega r^2 = \frac{4a'(1-a)}{2} \rho V_1^2 \Omega r 2\pi r dr \quad (4.15)$$

となる。

## 4.1.2 翼素理論

前節で示された運動量理論は翼の形状による推力やトルクといった情報は含まれていない。そこで、次に翼素理論と呼ばれる理論を導入する。翼素理論において基礎となる過程は次の通りである。

- 1) 隣り合う翼同士の微小要素はお互いに干渉しない。
- 2) 翼の微小要素に作用する力は断面形状による揚力係数及び、抗力係数でのみ決まる。

翼素理論では微小翼素に作用する力をブレードの長さ全体にわたって積分し、翼の枚数を掛け合わせる。翼に流入する相対流を  $W$  とおく。

ここで翼素理論の翼断面と流体の流入方向の関係を表した図を示す (Figure4.1.4)。

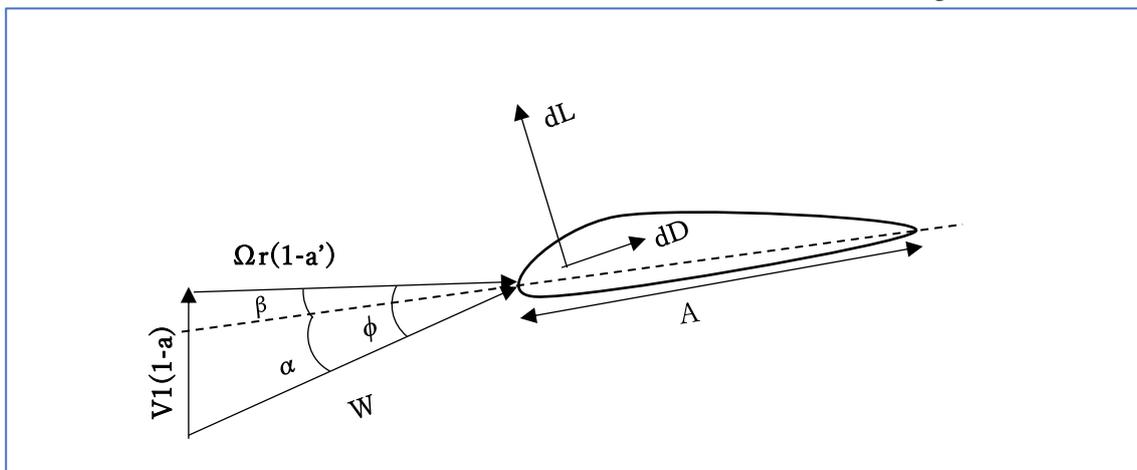


Figure4.1.4 翼断面モデルと流体の流入方向

翼素に作用する揚力  $L$  と抗力  $D$  は次式が用いられる。

$$dL = C_L \frac{1}{2} \rho W^2 A dr \quad (4.16)$$

$$dD = C_D \frac{1}{2} \rho W^2 A dr \quad (4.17)$$

ただし、 $A$  は翼弦長である。

翼素に作用する推力とトルクは次式になる。

$$dT = dL \cos \phi + dD \sin \phi \quad (4.18)$$

$$dQ = (dL \sin \phi - dD \cos \phi) r \quad (4.19)$$

ローターが  $N$  枚の翼を持つとすると、(4.18)、(4.19)は(4.16)、(4.17)を用いて次式のようなになる。

$$dT = \frac{N}{2} \rho W^2 (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) A dr \quad (4.20)$$

$$dQ = \frac{N}{2} \rho W^2 (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) A r dr \quad (4.21)$$

### 4.1.3 翼素運動量理論

上で示した相対流  $W$  を  $a$  と  $a'$  を用いて以下のように表せることができる。

$$W = \frac{(1-a)V1}{\sin \Phi} = \frac{(1+a')\Omega r}{\cos \Phi} \quad (4.22)$$

$$\tan \Phi = \frac{(1-a)V1}{(1+a')\Omega r} \quad (4.23)$$

局所ソリディティとして  $\sigma$  を以下のように定義する。

$$\sigma = \frac{NA}{2\pi r} \quad (4.24)$$

よって、翼素理論の推力とトルクは次式に変換できる。

$$dT = (1-a)^2 \frac{\sigma C_L \cos \Phi}{\sin^2 \Phi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \tan \Phi\right) \frac{1}{2} \rho V1^2 2\pi r dr \quad (4.25)$$

$$dQ = (1+a')^2 \frac{\sigma C_L \sin \Phi}{\cos^2 \Phi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \frac{1}{\tan \Phi}\right) \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 r 2\pi r dr \quad (4.26)$$

翼素理論から導かれた(4.25),(4.26)式と運動量理論から導かれた(4.14b),(4.15)式を用いて以下の関係式を得る。

$$\frac{4a}{1-a} = \frac{\sigma C_L \cos \Phi}{\sin^2 \Phi} \left(1 + \frac{C_D}{C_L} \tan \Phi\right) \quad (4.27)$$

$$\frac{4a'}{1+a'} = \frac{\sigma C_L}{\cos \Phi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \frac{1}{\tan \Phi}\right) \quad (4.28)$$

そして、パワーは  $dP = \Omega dQ$  に等しいため、パワー係数  $C_p$  は以下の式で書くことができる。

$$C_p = \frac{1}{\frac{1}{2} \rho V1^3 \pi R^2} \int_0^R \Omega dQ \quad (4.29)$$

以上により翼素運動量理論を用いてパワー係数を求めることができる。計算手順としては、翼の情報（揚抗比、取付角）から適当な  $a, a'$  を求める。そこから  $\frac{dQ}{dr}$  を求め、多数のブレードの位置  $r$  で同じ手順を繰り返す。そして数値積分のやり方でパワー係数  $C_p$  を求めることが可能である。この計算は Q-Blade で行う。

#### 4.1.4 翼詳細と計算条件

4.1.3で説明した通り、翼素運動量理論を用いた解析では多数の翼の情報が必要である。そこで前章にて採用した翼を21等分したモデルを作製して計算に用いた (Table4.1.1、Figure4.1.5)。翼型の詳しい説明は三章で説明しているため割愛する。

Table4.1.1 翼の詳細

r 半径[m]	$\beta$ 取付角[°]	A 翼弦長[m]	<b>0.10</b>	12.3	0.053
<b>0</b>	54.6	0.044	<b>0.11</b>	10.9	0.049
<b>0.01</b>	47.1	0.044	<b>0.12</b>	9.7	0.046
<b>0.02</b>	40.1	0.067	<b>0.13</b>	8.6	0.043
<b>0.03</b>	34.0	0.076	<b>0.14</b>	7.7	0.041
<b>0.04</b>	28.8	0.078	<b>0.15</b>	6.9	0.038
<b>0.05</b>	24.6	0.075	<b>0.16</b>	6.2	0.036
<b>0.06</b>	21.1	0.071	<b>0.17</b>	5.5	0.034
<b>0.07</b>	18.3	0.066	<b>0.18</b>	4.9	0.033
<b>0.08</b>	15.9	0.061	<b>0.19</b>	4.4	0.031
<b>0.09</b>	14.0	0.057	<b>0.20</b>	4.0	0.030

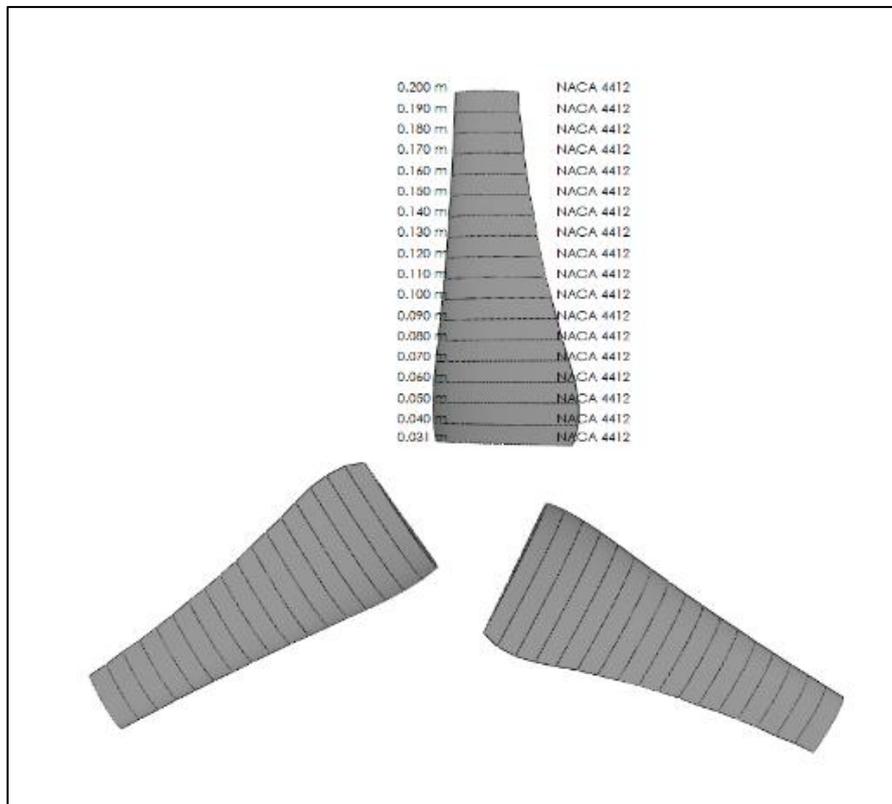


Figure4.1.5 翼の詳細

計算には各翼素に対する揚力係数 (Cl) と抗力係数 (Cd) が必要になる。しかし、あらゆるレイノルズ数に対するこれらの係数を実験的に求めるのは不可能であるため、揚力・抗力係数はXFOILを用いて計算を行った。レイノルズ数には代表長さとしてTable3.4の翼弦、流入速度は周速比から逆算した速度を用いている。周速比は実験条件と同じく、2~9を設定した。計算結果として、レイノルズ数は(最小30000~最大で100000)となった(Table3.6)。この各翼素に対してXFOILで計算した揚抗比(Figure3.7)を適用した。

※レイノルズ数 Re

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (4.30)$$

V: 物体の流れに対する相対的な平均速度[m/s]

L:特性長さ[m]

$\nu$  : 動粘性係数[m<sup>2</sup>/s]

※周速比  $\lambda$

$$\lambda = \frac{r\omega}{W} \quad (4.31)$$

W:流速 (0.5) [m/s]

r:ブレード半径[m]

$\omega$ :ブレード角速度[rad/s]

Table4.1.2 周速比に対する各翼素のレイノルズ数

r[m]	2	3	4	5	6	7	8	9	周速比
0.03	28565	30003	31907	34200	36809	39672	42738	45966	
0.04	30002	32486	35673	39395	43513	47926	52559	57360	
0.05	30117	33671	38095	43121	48562	54294	60233	66325	
0.06	29644	34198	39706	45825	52342	59124	66090	73188	
0.07	28958	34399	40816	47817	55180	62778	70535	78405	
0.08	28238	34444	41604	49306	57331	65560	73926	82386	
0.09	27560	34415	42181	50438	58981	67701	76538	85456	
0.1	26951	34356	42614	51314	60265	69370	78576	87850	
0.11	26418	34287	42945	52001	61277	70688	80186	89743	
0.12	25957	34217	43204	52548	62087	71743	81475	91258	
0.13	25559	34151	43411	52990	62742	72597	82519	92486	
0.14	25216	34090	43577	53351	63278	73297	83375	93492	
0.15	24920	34036	43713	53649	63722	73877	84084	94326	
0.16	24664	33988	43826	53898	64093	74362	84677	95023	
0.17	24442	33945	43920	54108	64407	74771	85177	95611	
0.18	24249	33907	44000	54286	64673	75119	85603	96112	
0.19	24079	33873	44068	54438	64901	75418	85968	96541	
0.2	23931	33843	44126	54570	65098	75675	86283	96911	

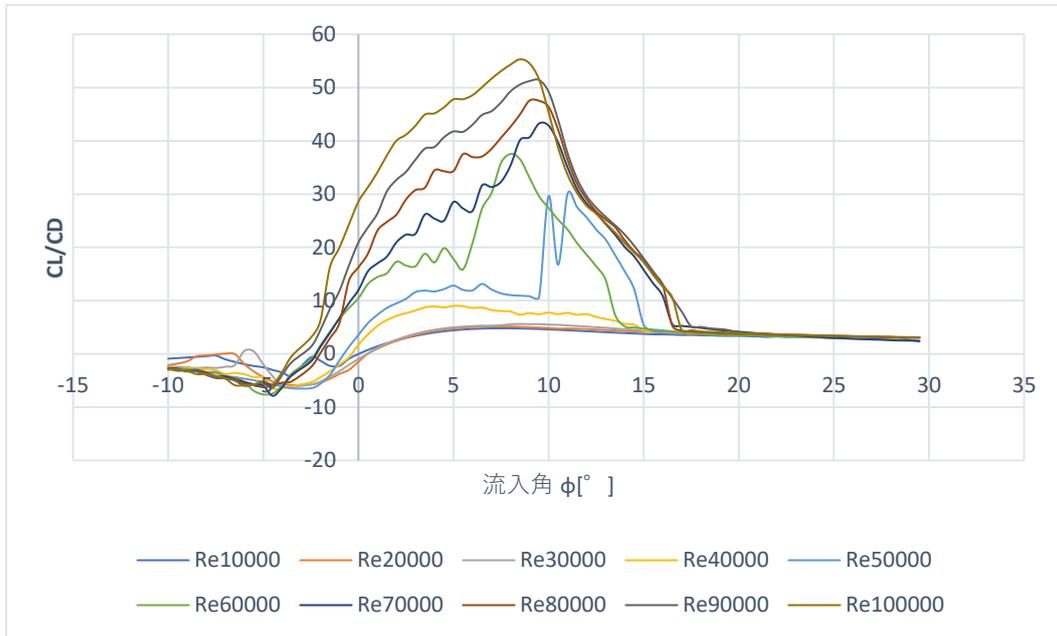


Figure4.1.6 レイノルズ数に対する NACA4412 の揚抗比

## 4.2 計算結果

計算結果を (Figure4.2.1) に示す。周速比が 4 の時にパワー係数が最大で 0.4 ほど得られ、一般的な水平軸型三枚翼の風車で見られるようなカーブを描いた。この結果は次章で実験精度の検証のために用いる。

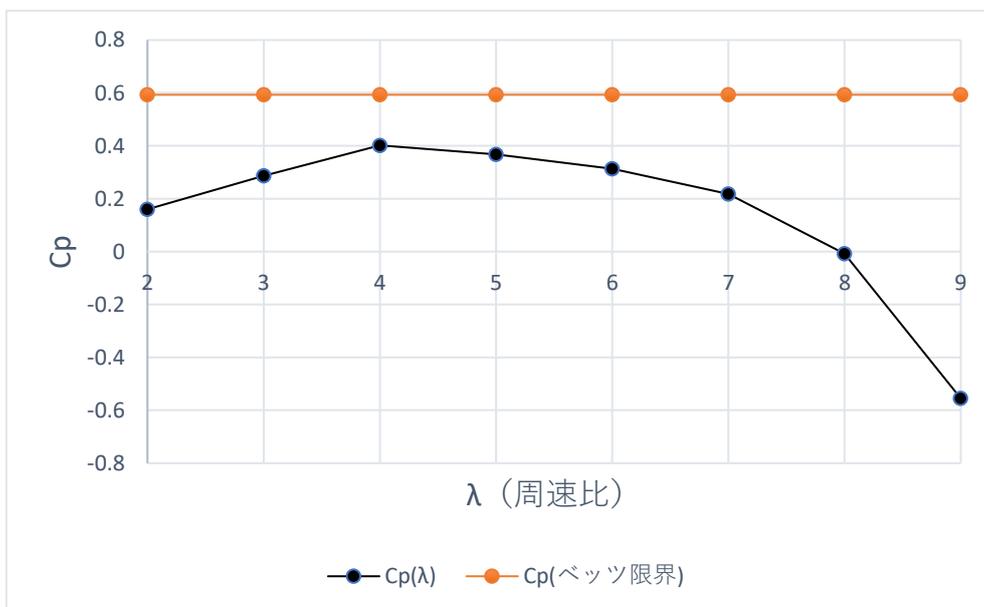


Figure4.2.1 翼素運動量理論を用いた計算結果(周速比-パワー係数)

# 第五章 水槽実験

## 5.1 実験概要

実験ではタービンを沈める深さ、表面波の有無、タービンの回転数を変えて実験を行った。タービンは一基の場合と二基の場合の二パターンで行った。

実験は九州大学応用力学研究所所有の深海機器力学実験水槽（長さ 65m、幅 5m、深さ 7.5m）で行った（以下、深海水槽を記す）。深海水槽では、水槽上に取り付けられた曳航装置によって実験装置を曳航する機能を備えている。曳航速度は制御室から指定された速度になるよう自動制御されている。また、10 分割されたプランジャー型の造波機で表面波を作ることが可能である。以下に深海水槽と曳航装置の概要と諸元を示す（Figure5.1.1-5.1.2、Table5.1.1）。



Figure5.1.1 深海水槽



Figure5.1.2 曳航装置

Table5.1 深海水槽、曳航装置、造波機の諸元

項目	仕様
水槽本体	長さ 65m、幅 5m、深さ 7.5m
造波機	10 分割プランジャー型 最大波高 0.3m (波種類：規則波、不規則波、方向波)
曳航装置	最高速度 3.0m/s、最大加速度 0.05G

## 5.2 実験方法

前章にて制作したタービンの模型を二基乗せた仮底を曳航装置に取り付け、0.5 m/s の速度で曳航する。前方のタービンをタービン A とし、後方をタービン B と呼ぶ (Figure5.2.1)。

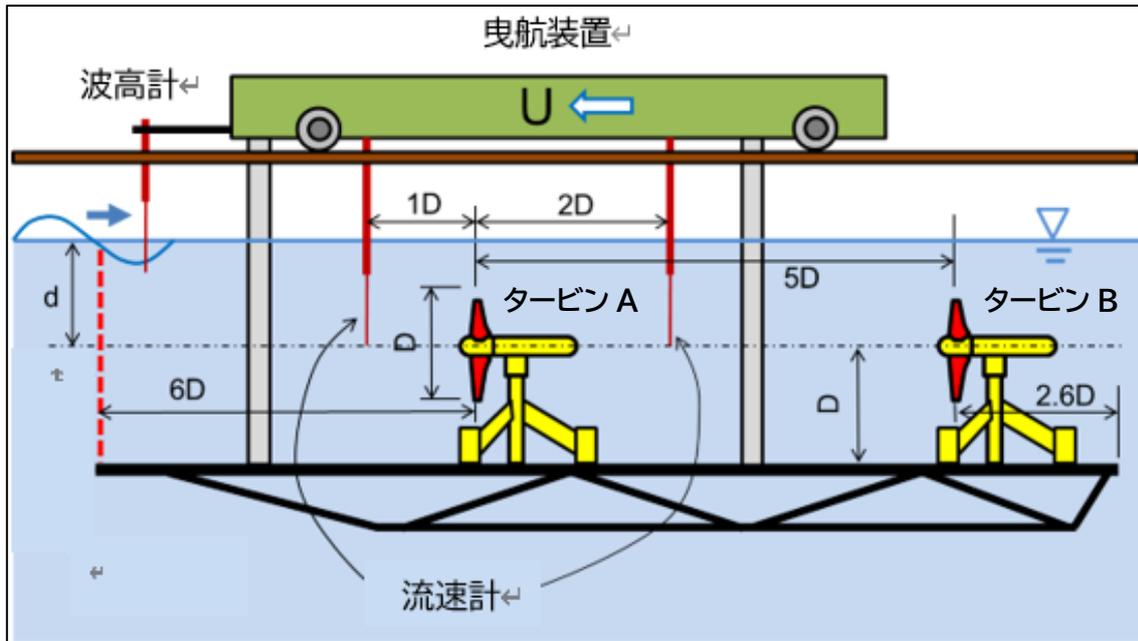


Figure5.2.1 実験概要図

曳航装置の速度は 0.5 m/s で固定しているため、タービンの回転数をモーターで変えることで周速比を 2~9 の範囲で設定する。設定された周速比ごとにトルクを測定し、パワー係数を算出する。周速比とパワー係数の式は以下の通りである。

$$\lambda = \frac{r\omega}{V} \quad (5.1)$$

$$C_p = \frac{Q\omega}{\frac{1}{2}\rho AV^3} = \frac{2\pi NT}{\frac{1}{2}\rho AV^3} \quad (5.2)$$

r : ブレード半径:0.2[m]

A : 水車掃過面積:0.127[m<sup>2</sup>]

$\rho$  : 流体密度:997[kg/m<sup>3</sup>]

N : 1 秒あたりの水車回転数:[1/s]

$\omega$  : ブレード角速度:[rad/s]

V ; 流入速度:0.5[m/s]

### 5.3 流速分布測定

流速分布を測定する際の概要図を示す (Figure5.3.1)。タービンを取り外しており、仮底のみを曳航装置に取り付けて走行した。

仮底先端からタービンまでの距離に対するレイノルズ数は  $1.2 \times 10^6$  になる。平板上の流れが層流から乱流に遷移する臨界レイノルズ数は一般的に  $1 \times 10^5$  である。そのため、平板上の乱流境界層がタービンに干渉し、想定と異なる流速でトルクが測定される恐れがある。二基の干渉実験を行う前に土台上の流速分布を計測した。仮底先端から  $6D$  を計測位置とし、 $0$  (床底) ~  $6\text{cm}$ 、 $75 \sim 80\text{cm}$  (水面) の  $10$  点は  $1\text{cm}$  間隔、 $6\text{cm} \sim 75\text{cm}$  の間ではランダムで  $10$  ポイントの計測を行った。測定時の様子を (Figure5.3.3) に示す。流速計はケネック社製の電磁流速計を用いており、流速計を取り付けている固定アルミフレーム部には流れを乱さないようにスタイロフォームで作成したフェアリングが取り付けられている (Figure5.3.2)。

乱流境界層の速度分布は経験的に以下の式で与えられる。 $n=7$  の場合、レイノルズ数が  $10^5 \sim 10^7$  の範囲で平面上の乱流速度分布の実験とよく一致することが知られている。

$$\frac{u}{U} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (5.3)$$

$$\delta = 0.37 \frac{x}{Re_x^{\frac{1}{5}}} \quad (5.4)$$

Y: 平板からの高さ

x: 平板先端からの距離

u: y における流速

U: 主流速度

$Re_x$ : (x, U) によるレイノルズ数

$\delta$ : 乱流境界層厚さ

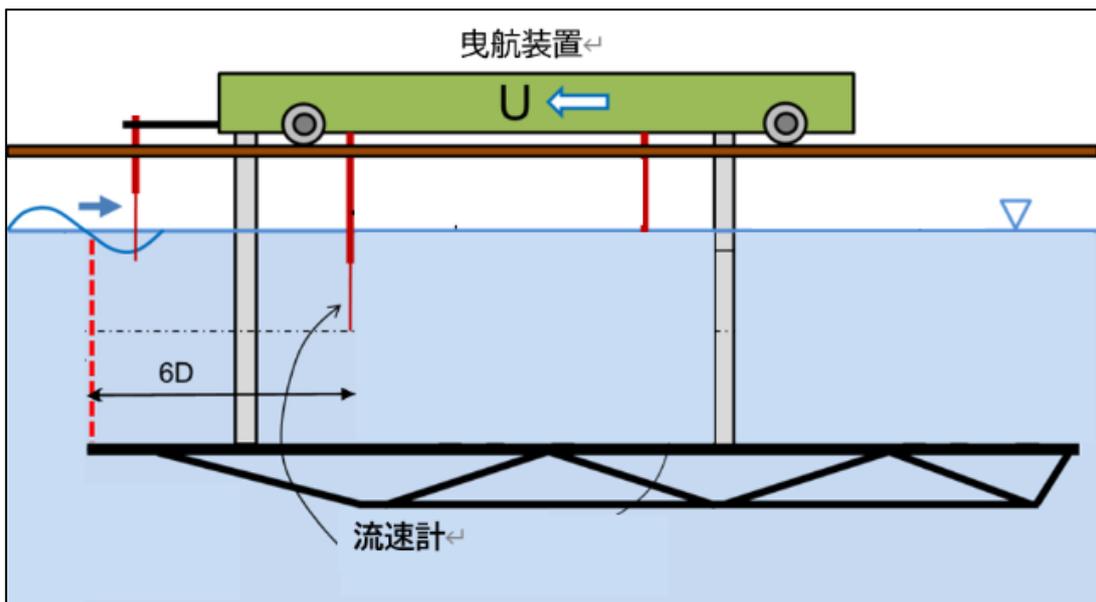


Figure5.3.1 流速分布測定概要図



Figure5.3.2 流速計



Figure5.3.3 測定の様子

【計測条件】

$U(\text{cm/s}) : 50$ 、 $x(\text{cm}) : 240(6D)$ 、 $Re_x : 1200000$ 、 $\delta(\text{cm}) : 5.54$

【計測結果】

計測結果を示す (Figure5.3.4-5.3.5)。一様流速のばらつきが激しく、曳航装置の速度より早い流速が測定された箇所が見られた。曳航装置の速度は全自動で制御されており、実験精度が重視される船体模型などの牽引に本来は使用されるため信頼性が非常に高い。従って、このばらつきは流速計の測定誤差であると考えられる。誤差の要因としては流速計の固定器具によって流れが乱された他、水の抵抗や曳航装置からの振動により精確な計測が出来なかったと考えられる。しかしながら、全体的には理論値と同様の形をした乱流境界層の分布が得られた。また、土台から 10 cm 以上では概ね一様流になる傾向がみられたため、前部のタービンの設置される高さである 20 cm 以上には底面乱流境界層による影響はない事が分かった。

Table5.3.1 計測結果

y (cm)	1	2	3	4	5	6	10.5	13.4	16.3	19.2	22.1
u(m/s)	0.41	0.45	0.49	0.50	0.51	0.52	0.52	0.53	0.53	0.52	0.53
y(cm)	27.1	32.1	42.1	52.1	62.1	75	76	77	78		
u(m/s)	0.53	0.52	0.53	0.52	0.50	0.52	0.53	0.51	0.51		

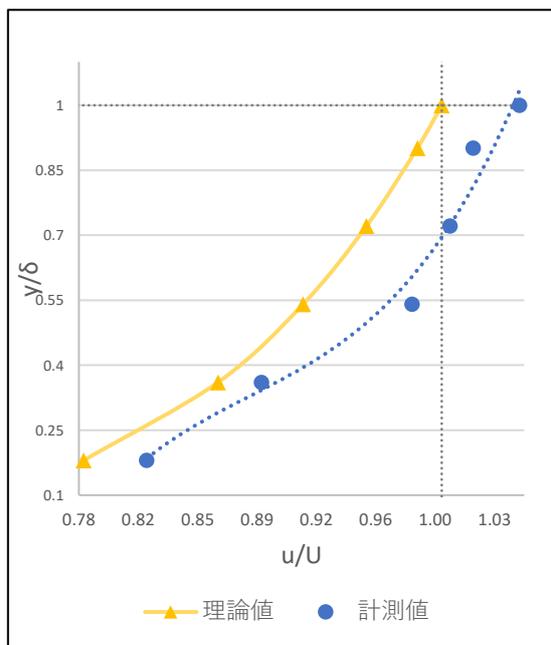


Figure5.3.4 理論値との比較

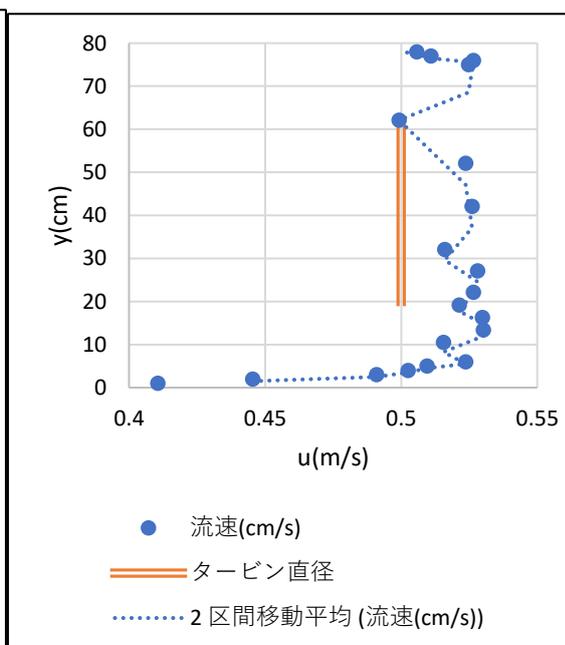


Figure5.3.5 土台からの高さ流速分布

## 5.4 タービン一基の曳航実験

タービン一基の曳航実験による概要図を示す (Figure5.4.1)。仮底の先端から 2.4m の位置にタービン A のみを取り付けて曳行した。また、その時の全体像を示す (Figure5.4.2)。

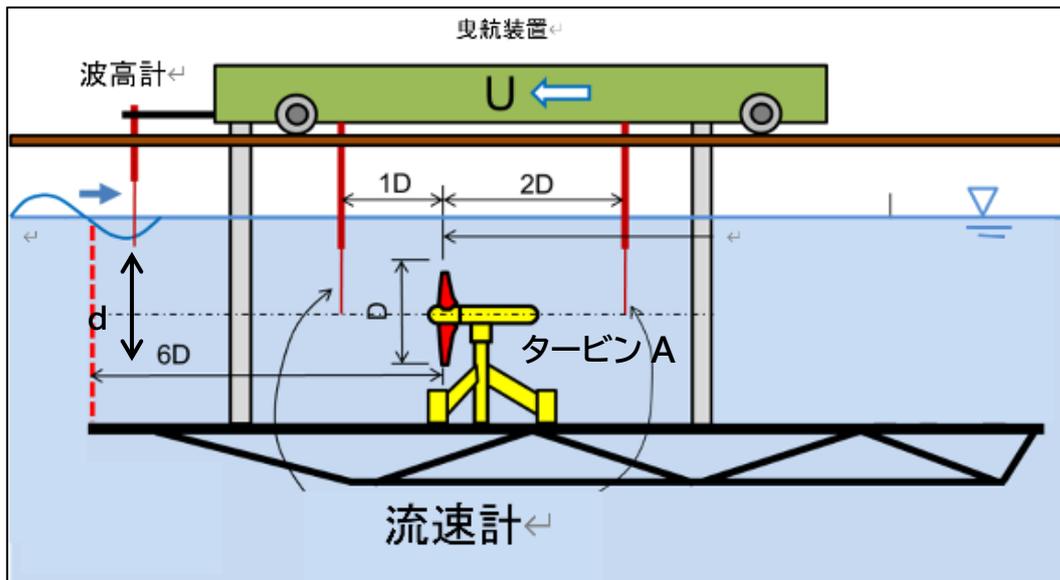


Figure5.4.1 タービン一基の曳航実験概要図



Figure5.4.2 タービン一基実験装置

実験の条件としては、波有り無しの状態に対して設置深さを 40cm、60cm と変えた 4 パターンに対し、周速比を 2~9 の範囲で 12 パターンの実験を行った。実験表と実験時の様子を示す (Table5.4.1、Figure5.4.3)。

【実験条件】

流速  $U$  ( m / s ) : 0.5  
 水面深さ (  $d$  ) : 1D 1.5D (D=0.4 m)  
 タービンと波高計間 (m) : 1.2  
 ローター回転数 : {タービンA 0.8~3.6  
 波 :  $\begin{cases} \text{無し} \\ \text{有り} \left\{ \begin{array}{l} \text{周期} : T_0 = 1.5 \text{ s} \\ \text{波高} : H = 0.06 \text{ m} \end{array} \right. \end{cases}$

Table5.4.1 タービン一基 曳航実験表

rps	回転数	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.8	3.2	3.6
$\lambda$	周速比	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	7	8	9
波無	1D	○	△	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	1.5D	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
波有	1D	○	△	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	1.5D	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

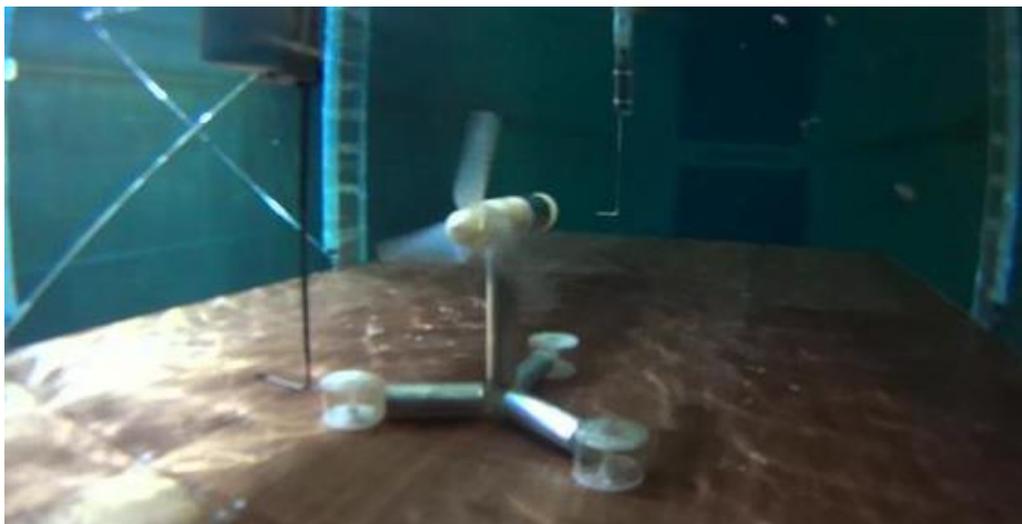


Figure5.4.3 タービン一基 実験様子

### 5.4.1 実験結果（波無し）

実験で得られたトルクの時系列データを示す (Figure5.4.4-5.4.5)。青い線が実験で計測した処理を施していないデータである。予想以上にノイズが大きかったため、フーリエ解析を行い、10 Hz 以上をノイズとしてカットした (Figure5.4.6-5.4.7)。カット後のデータをオレンジで重ねている。以降の実験では断りがない限りすべてのトルク計に対して 10 Hz 以上をカットし、時系列データは周速比 4 におけるデータを代表として示す。

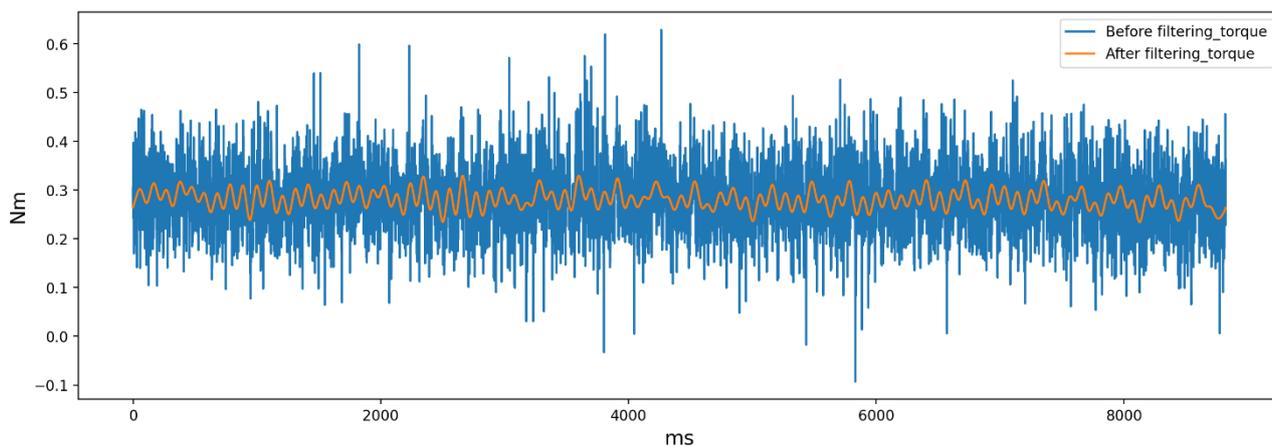


Figure5.4.4 (波無し、1D) トルク時系列データ

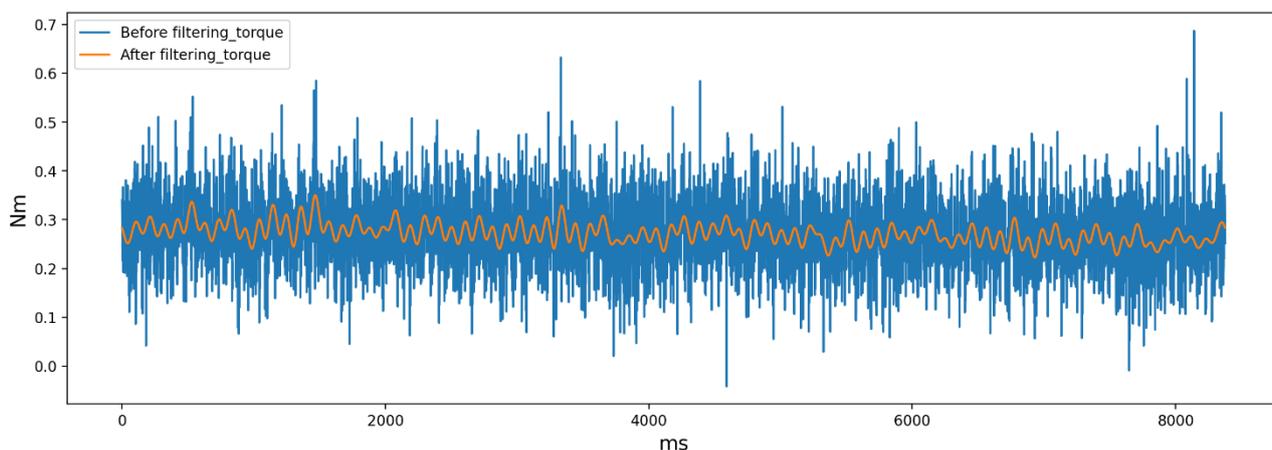


Figure5.4.5 (波無し、1.5D) トルク時系列データ

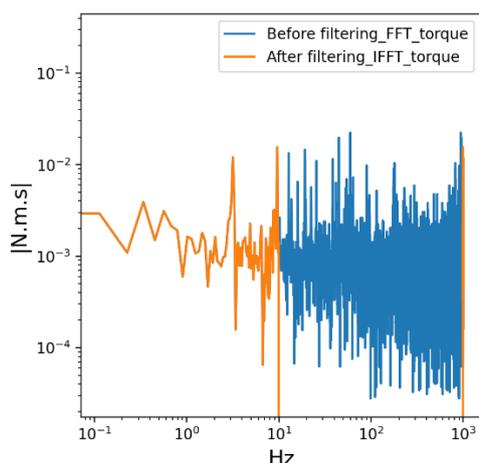


Figure5.4.6 (波無し、1D) トルク:スペクトル-周波数

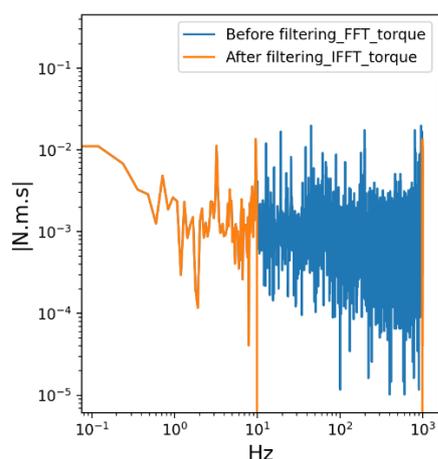


Figure5.4.7 (波無し、1.5D) トルク:スペクトル-周波数

タービンの深さ 1D、1.5D でそれぞれ得られたパワー係数の結果と翼素運動量理論（以下 BEM）を用いた解析を重ねたグラフを示す(Figure5.4.8)。

実験では周速比 3.5 付近において、1Dでは 0.38、1.5Dでは 0.37 の最大パワー係数が得られる結果となった。設置深さの違いに対してパワー係数は若干のばらつきは見られたが、ほとんど差異はなく測定誤差の範囲だと考えられる。流速分布の測定結果から考慮しても、仮底から 10cm 以上では流速が一樣になるためこの結果は当然であると考えられる。

BEM の方に関しては計測値より全体的に高くなる傾向が見られたが、これは BEM が 3 次元的な影響を無視していることを条件に計算されているためだと考えられる。本来であれば、翼端損失や回転流などによる影響を考慮しなければならない。しかしながら、全体的な傾向や曲線の概形などは実験結果とよく一致しており、今回の実験は十分な精度を持っていたと判断できる。

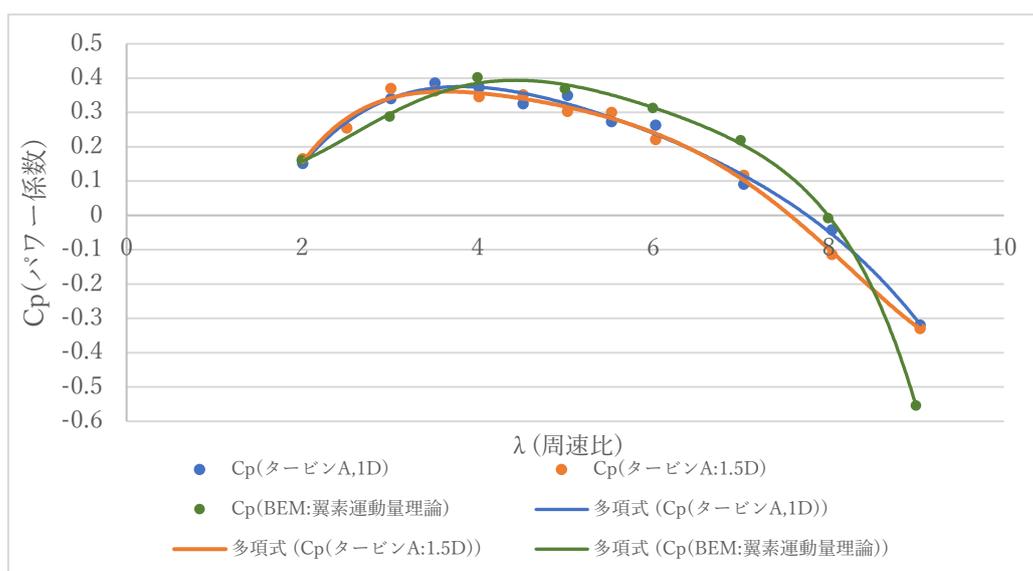


Figure5.4.8 (波無し) 周速比-パワー係数 まとめ

## 5.4.2 実験結果（波有り）

波有りの状態でタービンの深さを 1D、1.5D で変えた場合の実験結果を述べる。波有りの状況では明らかに波の影響を受けている様子が見受けられた (Figure5.4.9-5.4.12)。波は水の円運動と捉えることができるため、波高の最大と最小では水の円運動に対する接線速度の向きがタービンに対して水平に作用したためだと考えられる。

また、波高の最大最小に合わせてトルクも最大と最小を示し、トルクと波高計のスペクトルを比べるとトルクの振幅最大のピーク周波数は波の周期による周波数と一致した (Figure5.4.13-5.4.16)。

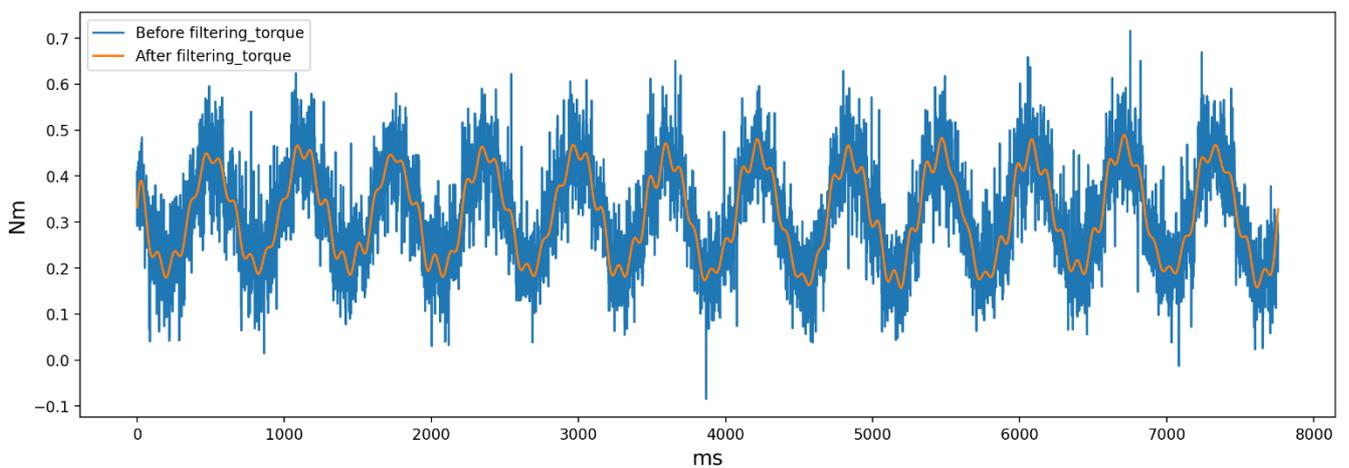


Figure5.4.9 (波有り、1D) トルク時系列データ

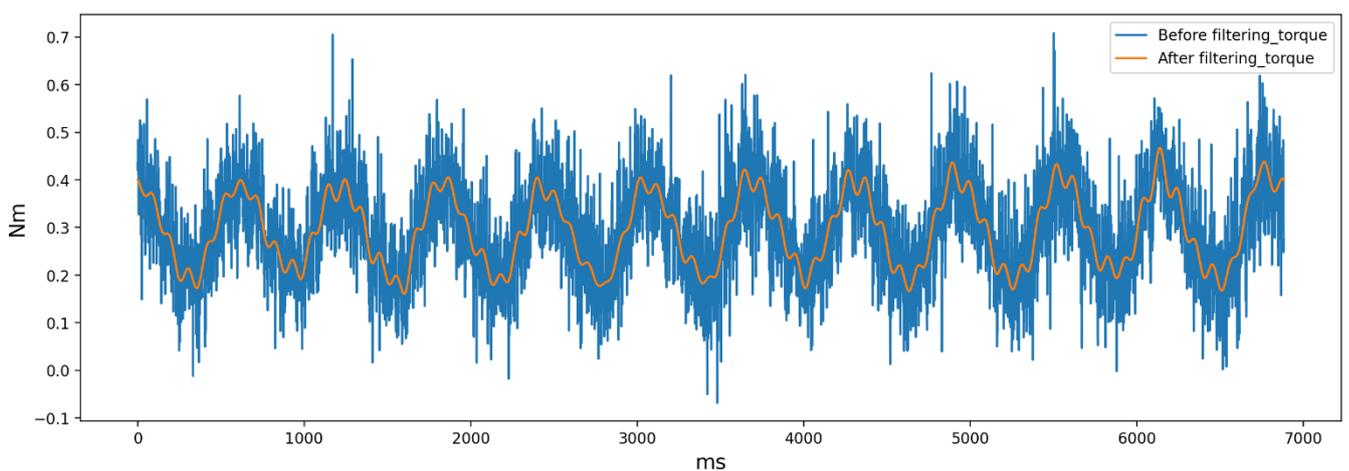


Figure5.4.10 (波有り、1.5D) トルク時系列データ

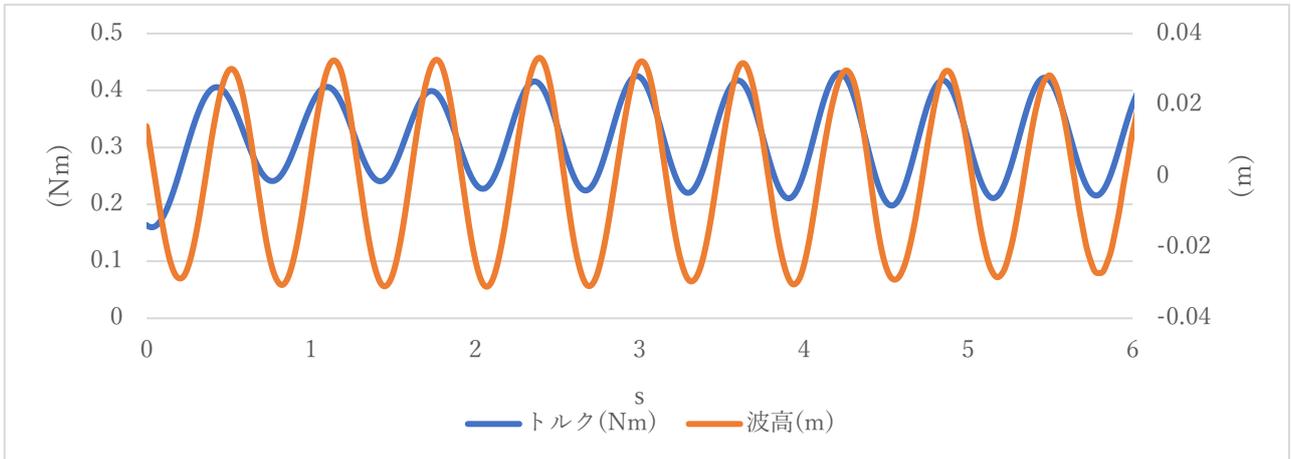


Figure5.4.11 (波有り、1.0D) 波高計-トルク-同位相の時系列データ (※トルクはスペクトルの周波数 5Hz 以降カット)

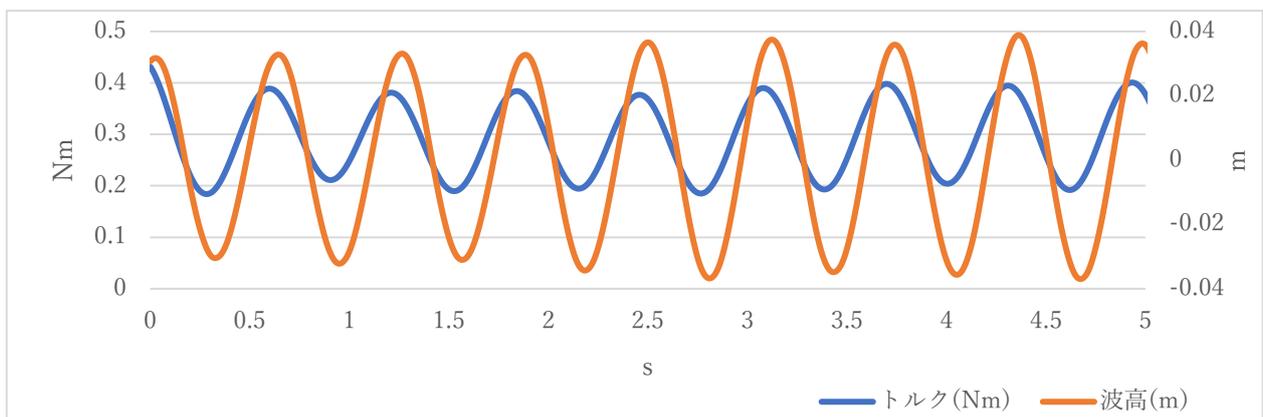


Figure5.4.12 (波有り、1.5D) 波高計-トルク-同位相の時系列データ (※トルクはスペクトルの周波数 5Hz 以降カット)

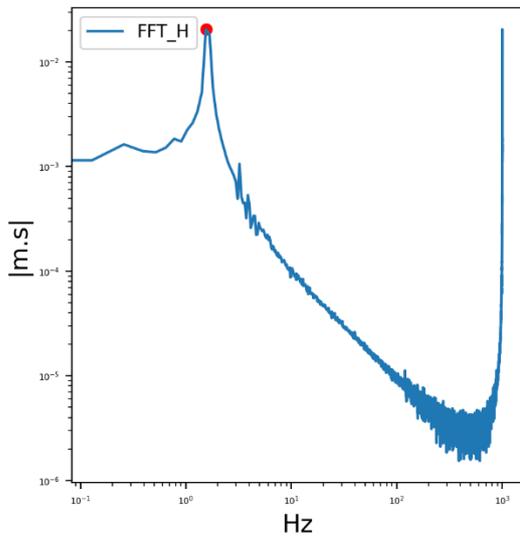


Figure5.4.13 (波有り、1D) 波高:スペクトル-周波数

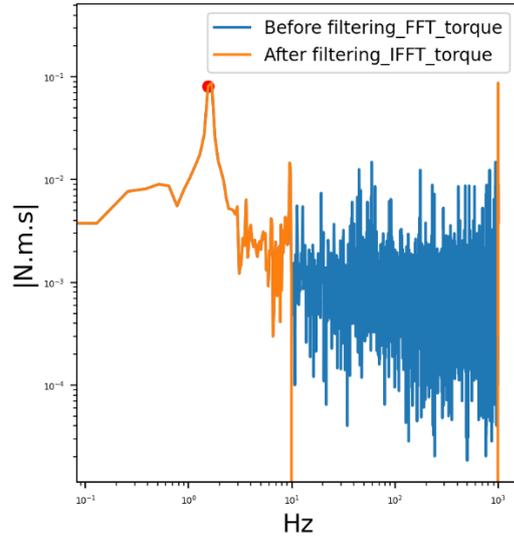


Figure5.4.14 (波有り、1D) トルク:スペクトル-周波数

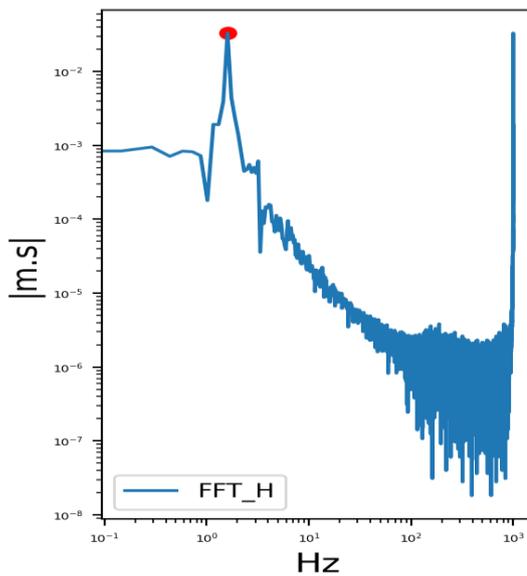


Figure5.4.15 (波有り、1.5D) 波高:スペクトル-周波数

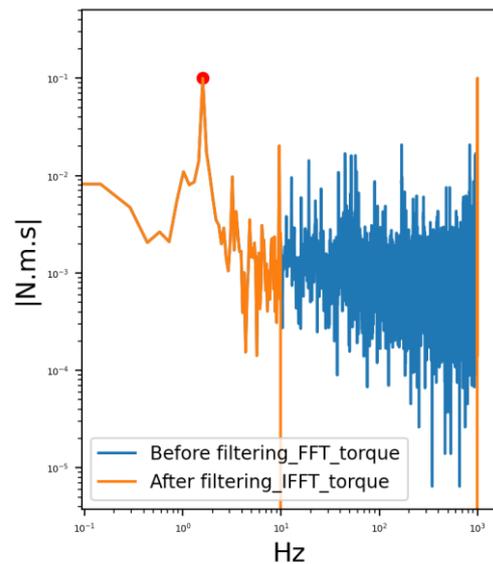


Figure5.4.16 (波有り、1.5D) トルク:スペクトル-周波数

各周速比に対するパワー係数は周期ごとにトルクの平均をとって流速 0.5 m/s を固定して算出した (Figure5.4.17-5.4.19)。また、エラーバーは計測データ全体の標準偏差を表しており、1D と 1.5D の標準偏差の比を示す (Figure5.4.20)。1.5D に対して 1D の方は 1.2 倍ほど標準偏差が大きくなる傾向がみとれる。これにより設置深度による波の影響が変わることが分かる。これも波による水の円運動が深度によって小さくなるためだと考えられる。

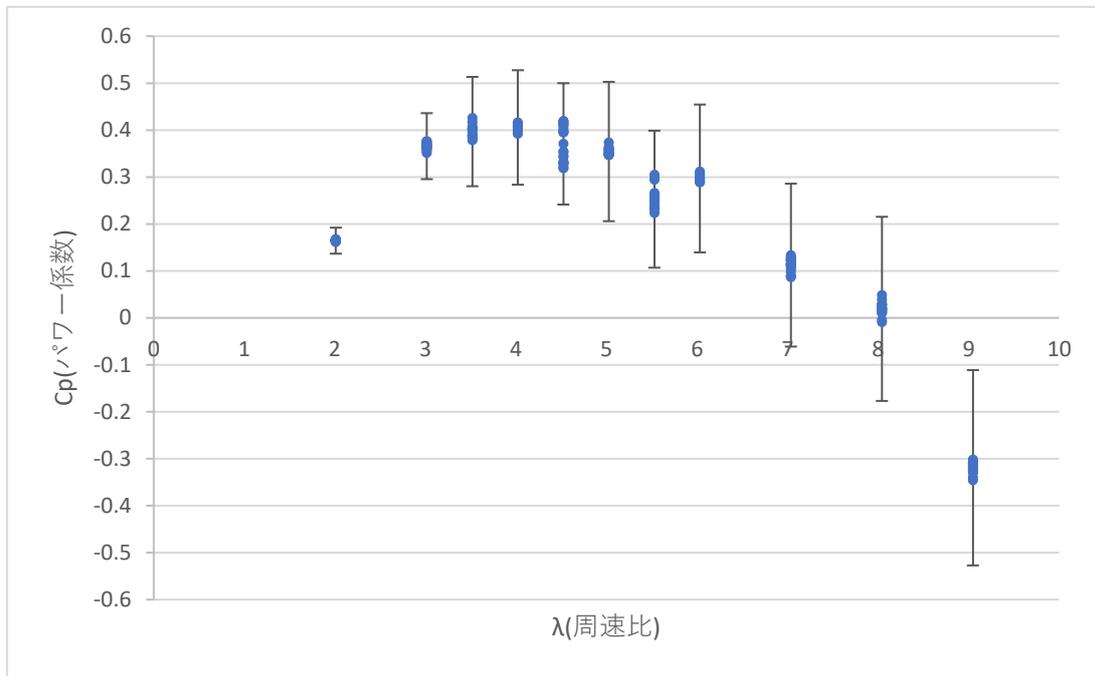


Figure5.4.17 (波有り、1D) 周速比-パワー係数

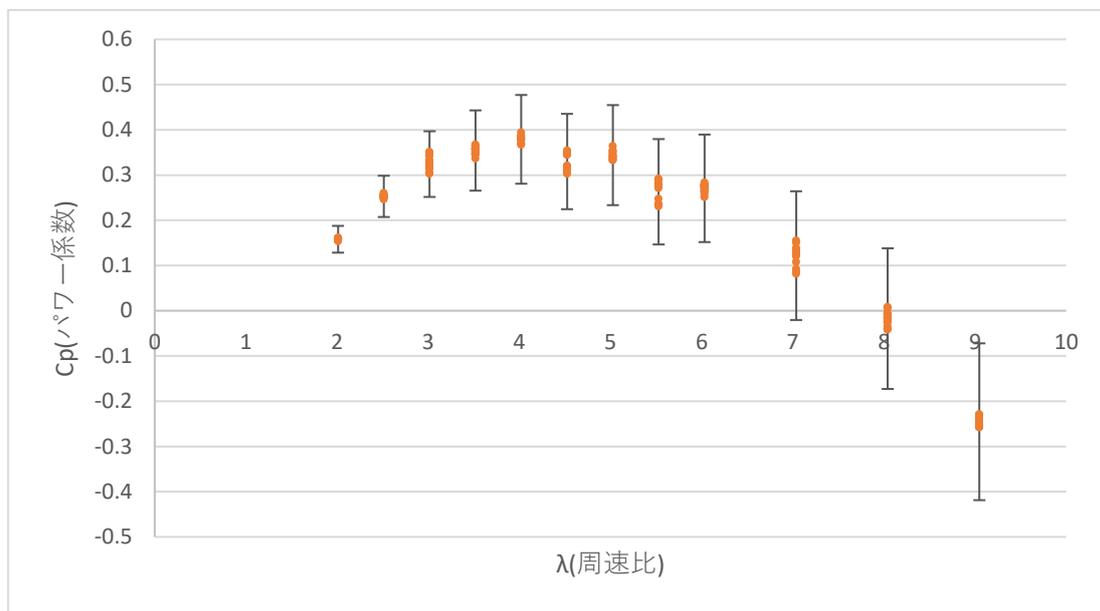


Figure5.4.18 (波有り、1.5D) 周速比-パワー係数

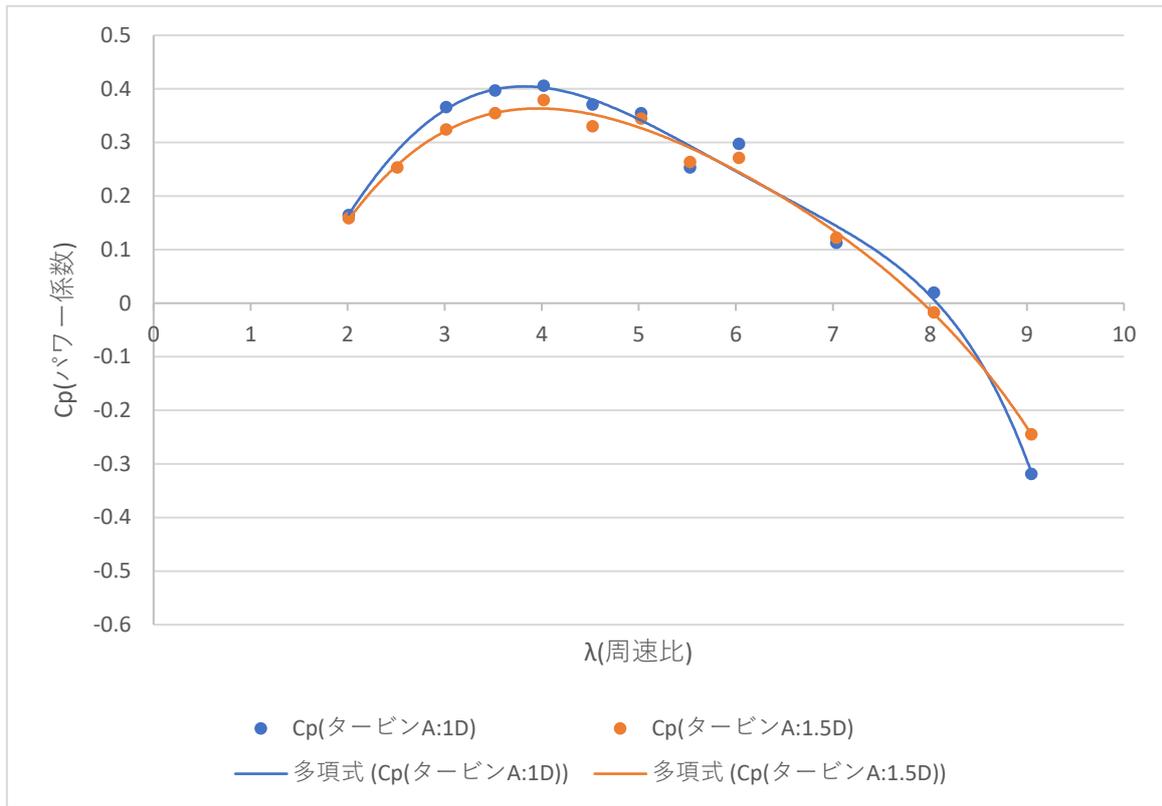


Figure5.4.19 (波有り) 周速比-パワー係数

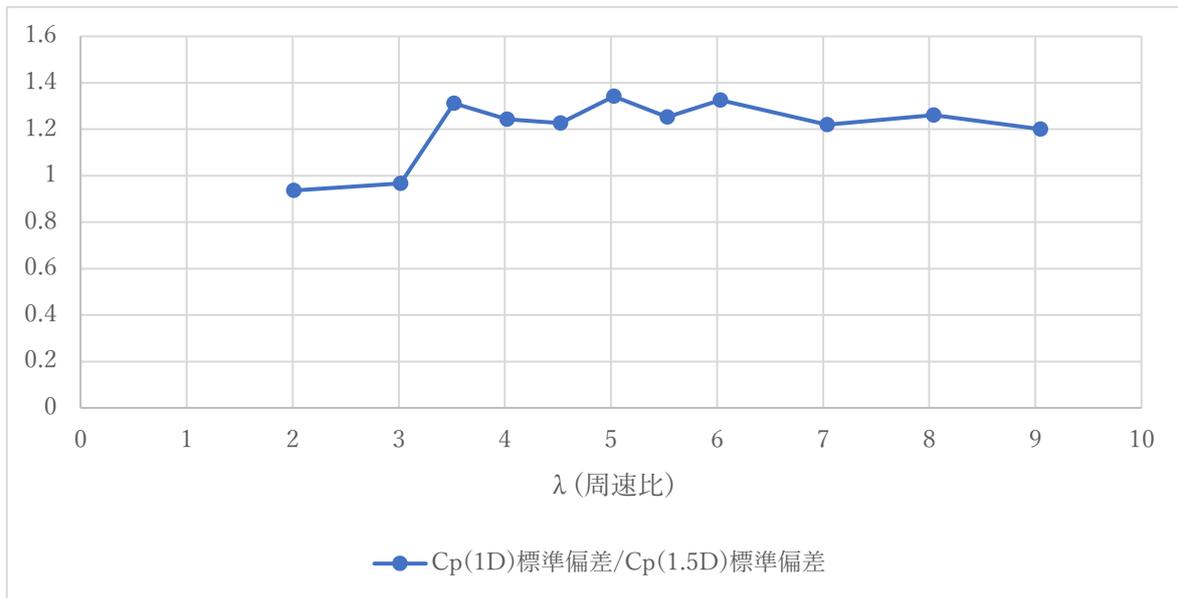


Figure5.4.20 (波有り) 周速比-標準偏差比

タービン一基に関する全ての実験で測定したパワー係数の平均値を示したグラフを示す (Figure5.4.21)。波有りの際に計測したパワー係数は波無しに対して大きく出る傾向がでた。しかしながら波有りの条件に対しても、時間平均値をとれば同じようなカーブになると思われる。この原因はパワー係数の算出を曳航装置の設定速度 0.5 m/s で固定して計算しているためだと考えられる。実験では造波装置による波の抵抗が仮底を通して曳航装置に伝わり、設定速度がわずかに変化したため、トルクの測定に影響を与えたと考えられる。本来であれば、流速計の値を使用すべきであるが、今回の電磁流速計では信用できる精度の測定ができなかったため、計算に取り入れていない。しかしながら、今回の結果により改めて流速計の必要性を認識した。

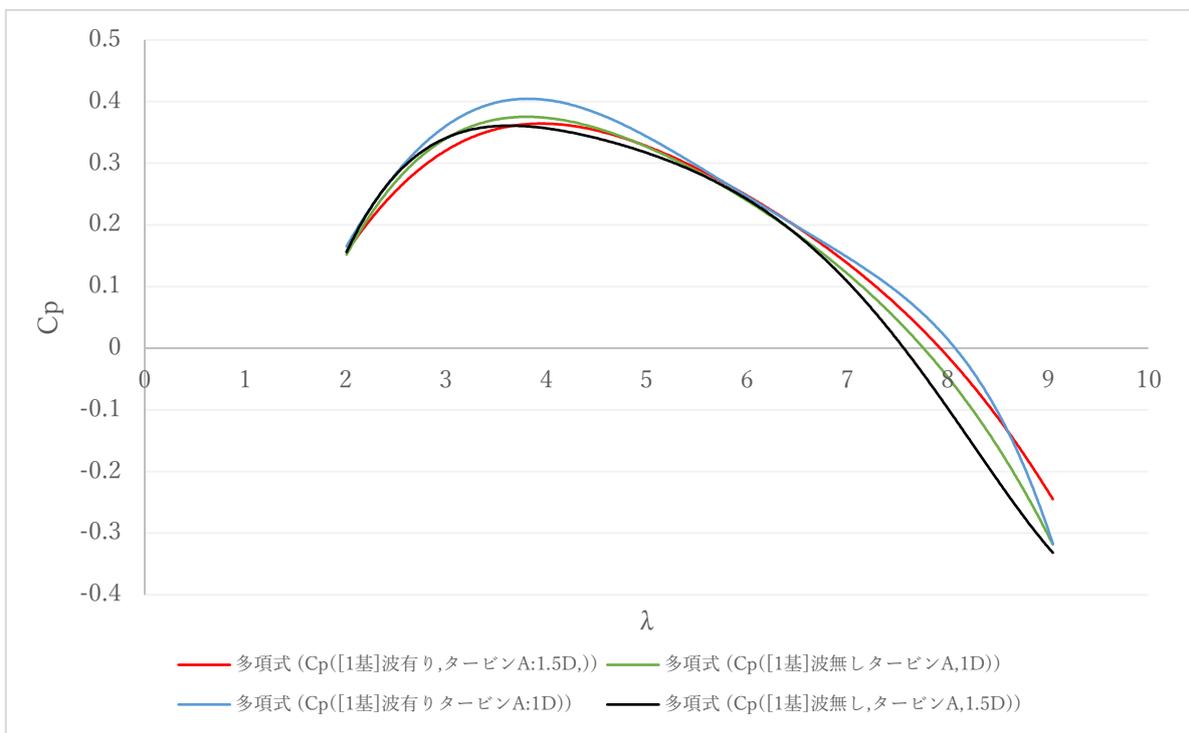


Figure5.4.21 (タービン一基 全実験比較) 周速比-パワー係数

## 5.5 タービン二基の曳航実験

タービン二基の曳航実験概要図を示す (Figure5.5.1)。仮底の先端から 2.4m の位置にタービン A を取り付け、さらにその 2m 後方にタービン B を設置している。(Figure5.5.2)。また実験時の様子を示す (Figure5.5.3)。

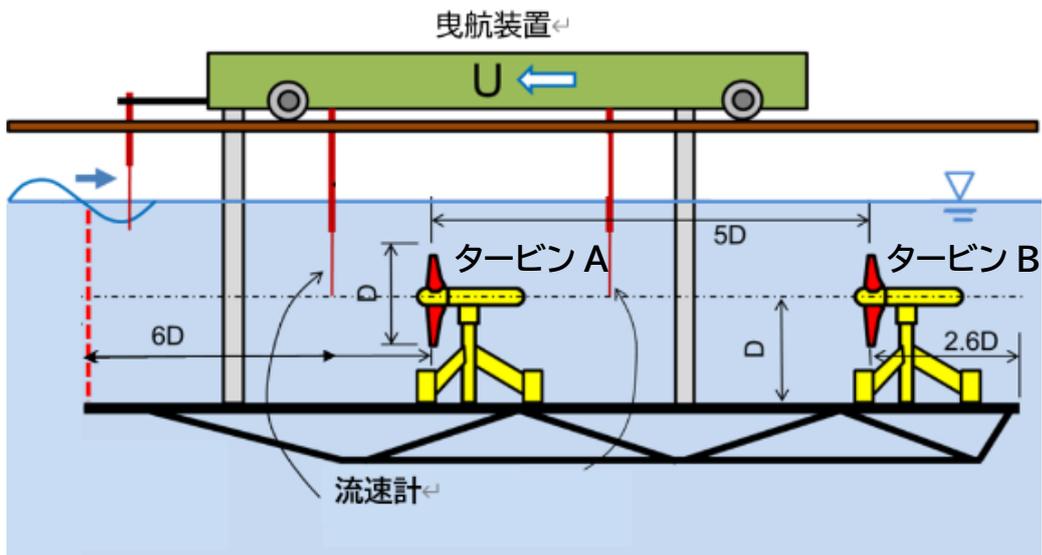


Figure5.5.1 タービン二基の曳航実験概要図



Figure5.5.2 タービン二基の曳航実験装置全体図

流速 (m/s) : 0.5

水面深さ d (m) : 1D (D=0.2m)

タービン AB 間隔 : 5D

ローター回転数 :  $\begin{cases} \text{タービンA: 0.8} \sim 3.6 \\ \text{タービンB: 0.8} \sim 3.6 \end{cases}$  ※同一回転数で回転

波 :  $\begin{cases} \text{無し} \\ \text{有り} \left\{ \begin{array}{l} \text{周期 : } T_0 = 1.5 \text{ 秒} \\ \text{波高 : } H = 0.06\text{m} \end{array} \right. \end{cases}$

Table5.5.1 タービン 2 基 曳航実験表

rps	回転数	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.8	3.2	3.6
$\lambda$	周速比	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	7	8	9
波無	1D	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	1.5D	斜線											
波有	1D	○	○	○	○	○	○	○	○	○	斜線	斜線	斜線
	1.5D	斜線											

斜線はタービンの故障により実験の継続が不可能であった

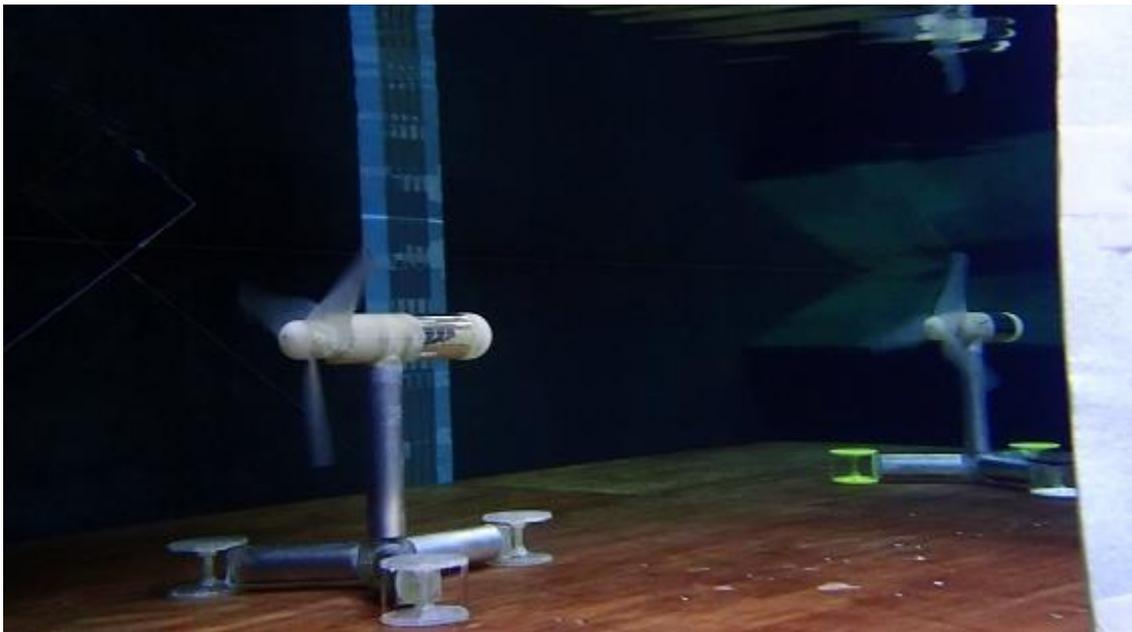


Figure5.5.3 タービン二基 実験様子

### 5.5.1 実験結果（波無し）

タービン A,B で計測した時系列のトルクとそのスペクトルを（Figure5.5.4-5.5.7）に示す。  
タービン A のトルクに若干の波が観測されたが、これは前の実験で残留した波が減衰しておらず、その影響だと思われる。

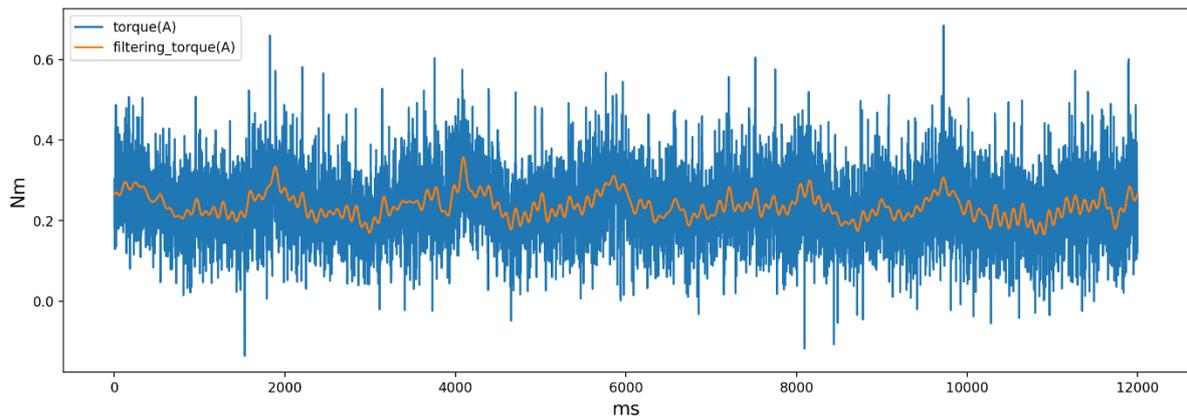


Figure5.5.4（波無し、1D）タービン Aトルク時系列データ

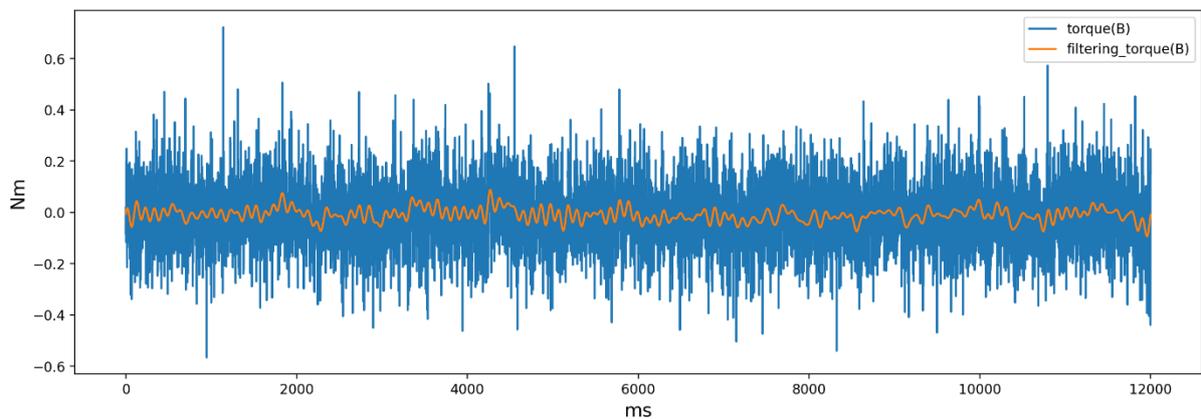


Figure5.5.5（波無し、1D）タービン Bトルク時系列データ

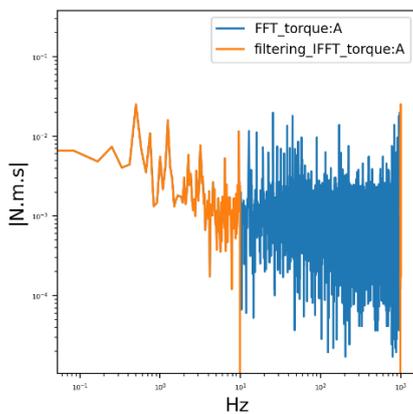


Figure5.5.6（波無し、1D）タービン Aトルクスペクトル-周波数

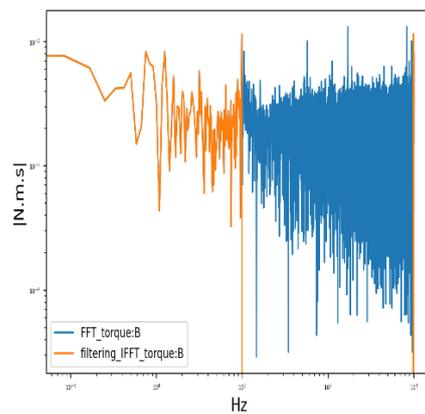


Figure5.5.7（波無し、1D）タービン Bトルクスペクトル-周波数

タービン A のパワー係数を青、タービン B を緑で示す (Figure5.5.8)。タービン A ではパワー係数がタービン 1 基の結果に比べ、非常に綺麗な曲線を示したことに加え、全体的に低い値を計測した。2 基の実験では流速計を取り外して計測を行ったため、流速計による後流の乱れがなくなったことが原因であると考えられる。今後は流速計の設置位置も再考する必要がある。

タービン B ではパワー係数がおよそ 0.06~0.7(周速比 2~9)と、A に比べて大幅に低い数値を示した。これは、タービン B が A と同じ角速度で回転しているのに対し、B への主流は A からの干渉を受けて流速が遅くなっているためである。そのため、B から計測されたトルクが小さくなったことが原因である。

タービン A とタービン B のパワー係数を合計した場合をオレンジの線で示す (Figure5.5.8)。二基でエネルギーを取り出すと仮定した場合、周速比が 3 の場合にパワー係数が 0.34 で最大を示した。A 単基では周速比 4 で最大 0.302 のため、タービン二基の方が一基よりも最大で 4% 効率が高い結果となった。

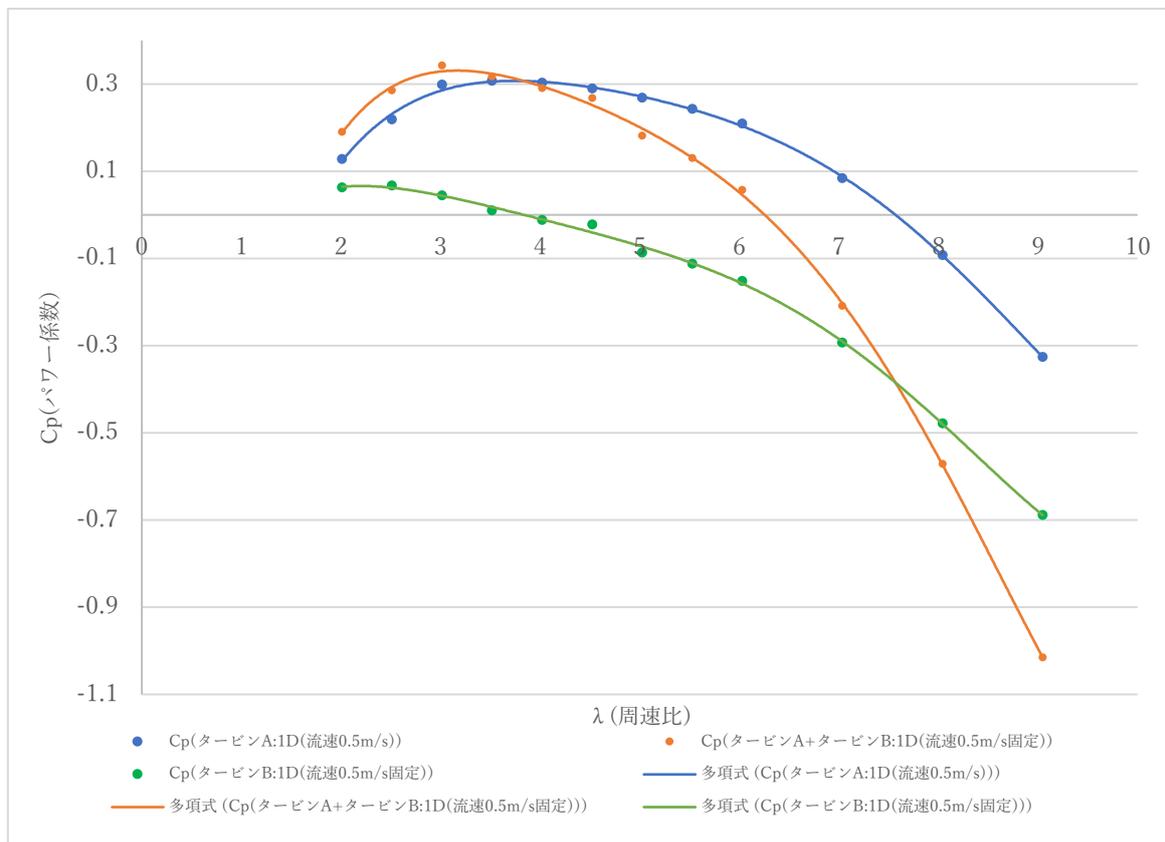


Figure5.5.8 (波無し、1D) 周速比-パワー係数

## 5.5.2 タービン 2 基の曳航実験（波有り）

トルクと波高計の時系列データを示す (Figure5.5.9-5.5.11)。一基の波有りの際と同様に波による影響が確認された。また、位相を合わせたトルクと波高計の時系列を示す (Figure5.5.12)。トルクも AB 共に波高の山と谷でトルクも山と谷が確認された。原因もタービン一基の波有り同様、波による水の円運動の接線速度が水平となり、主流への影響が最大となるポイントであるためだと考えられる。

フーリエ変換を行うと波の周期 (Figure5.5.13) より小さい周期で特徴的な山がタービン A B 共に確認された (Figure5.5.14-5.5.15)。今回の実験を行った際、仮底が波に合わせて不規則な揺れしている現象が観測された。これまでは確認されてこなかった揺れであったため、波による周期的な負荷により仮底のネジや固定部が緩んだためだと考えられる。今後は波有りの実験回数には制限を設ける必要が確認された。

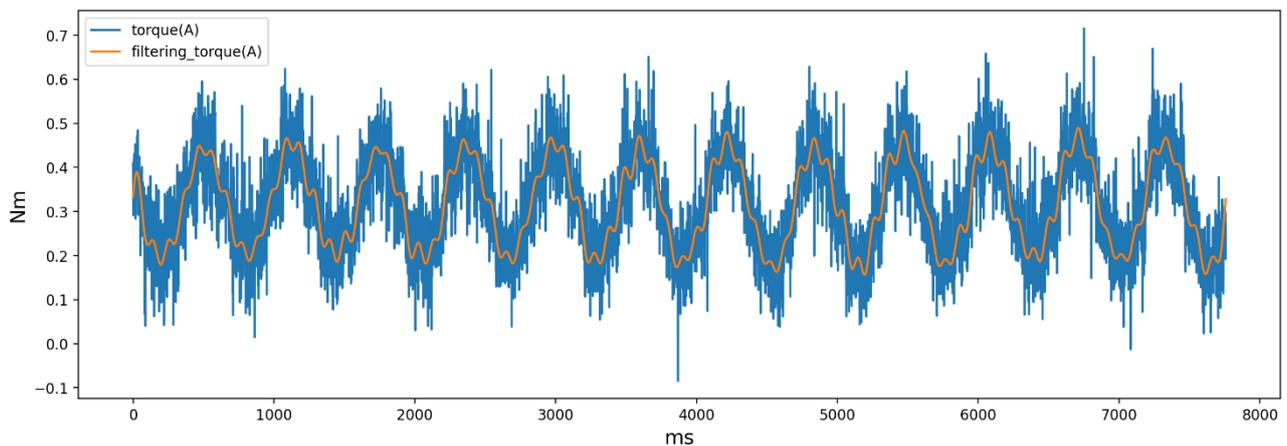


Figure5.5.9 (波有り、1D) タービン A トルク時系列データ

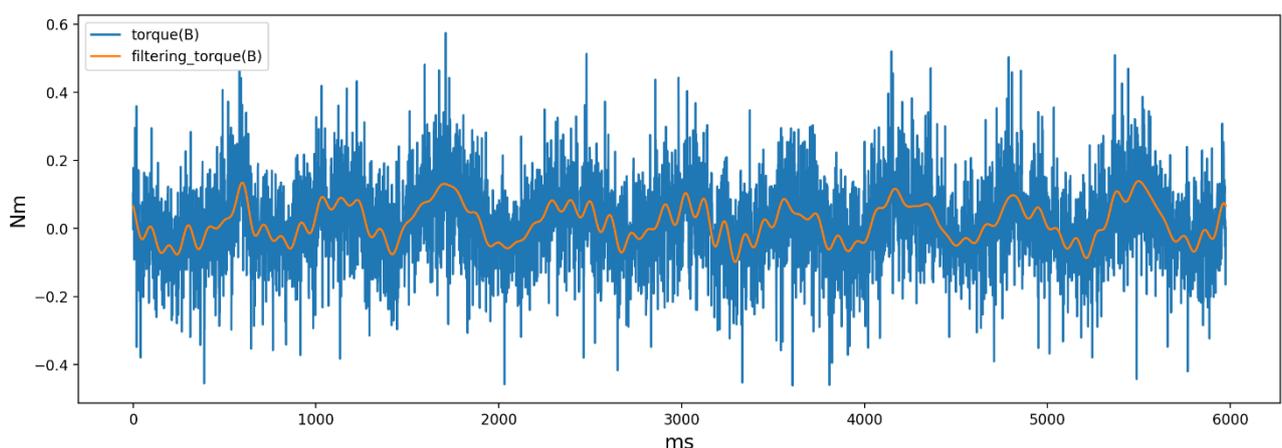


Figure5.5.10 (波有り、1D) タービン B トルク時系列データ

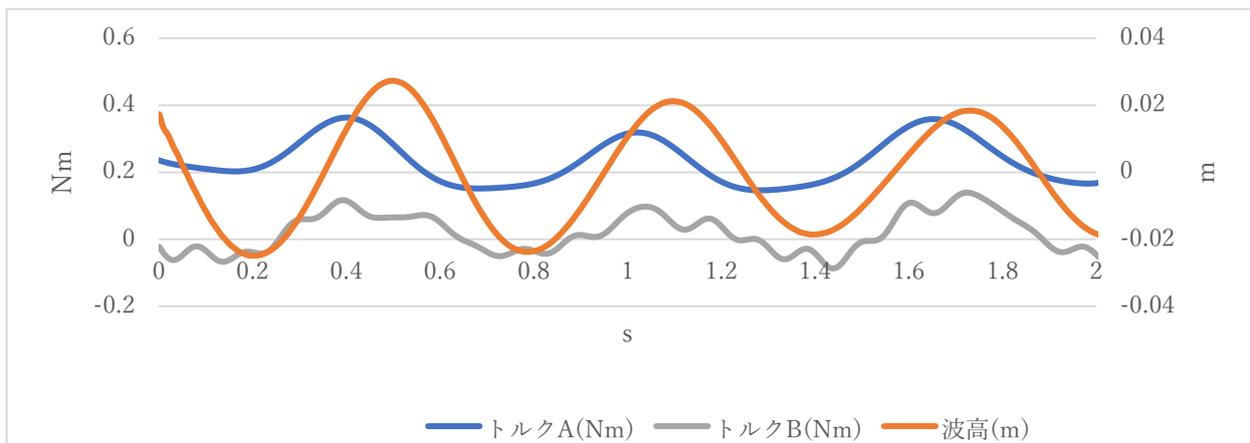


Figure5.5.11 (波有り、1.0D) 波高計-トルク-同位相の時系列データ(トルクはスペクトルの周波数 5Hz 以降カット)

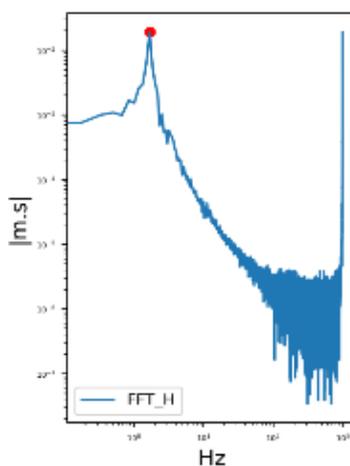


Figure5.5.12 (波有り、1D) 波高スペクトル-周波数

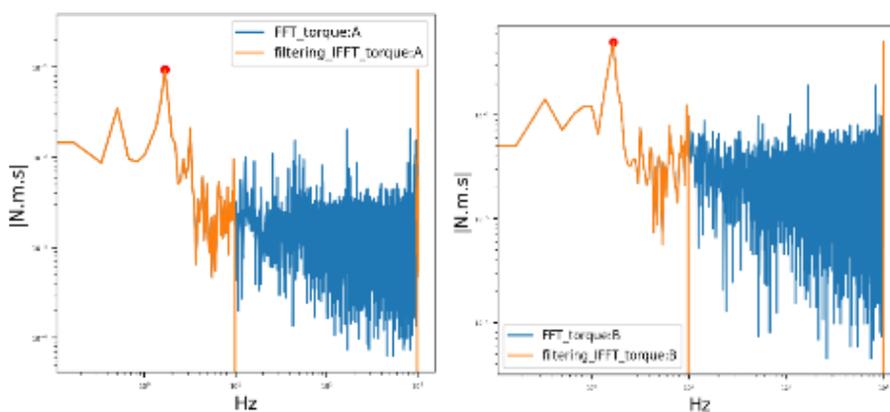


Figure5.5.13 (波有り、1D) タービン A トルクスペクトル-周波数 Figure5.5.14 (波有り 1D) タービン B トルクスペクトル-周波数

タービン A,B の周速比とパワー係数のグラフを示す (Figure5.5.16-5.5.17)。タービン一基と同様に波の周期毎に平均を取り、点をプロットしている。エラーバーは標準偏差を示す。

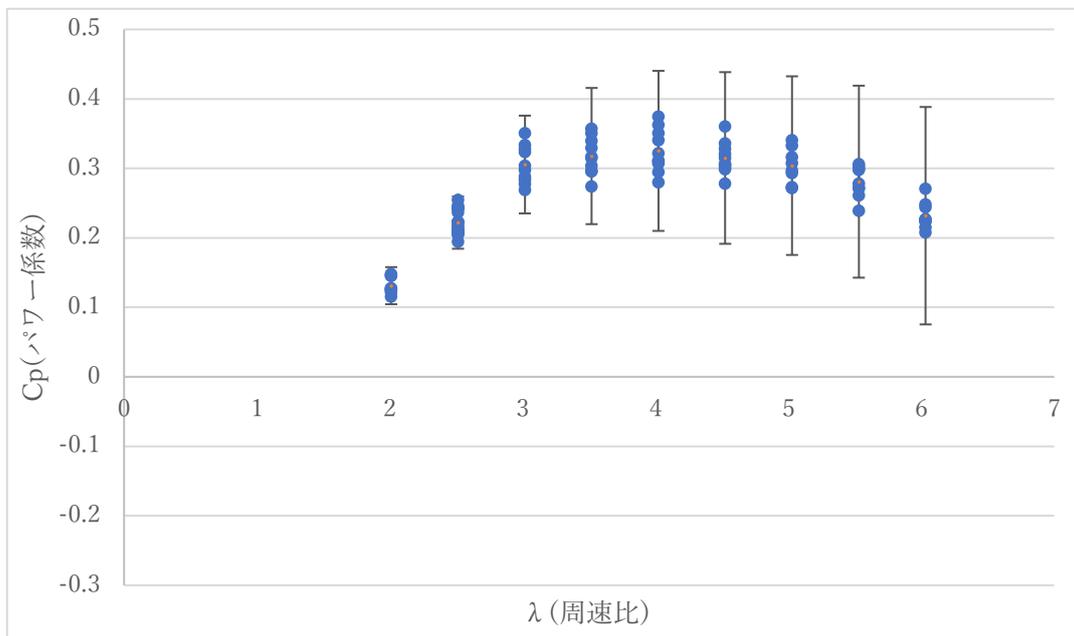


Figure5.5.15 (波有り、1D) タービン A 周速比-パワー係数

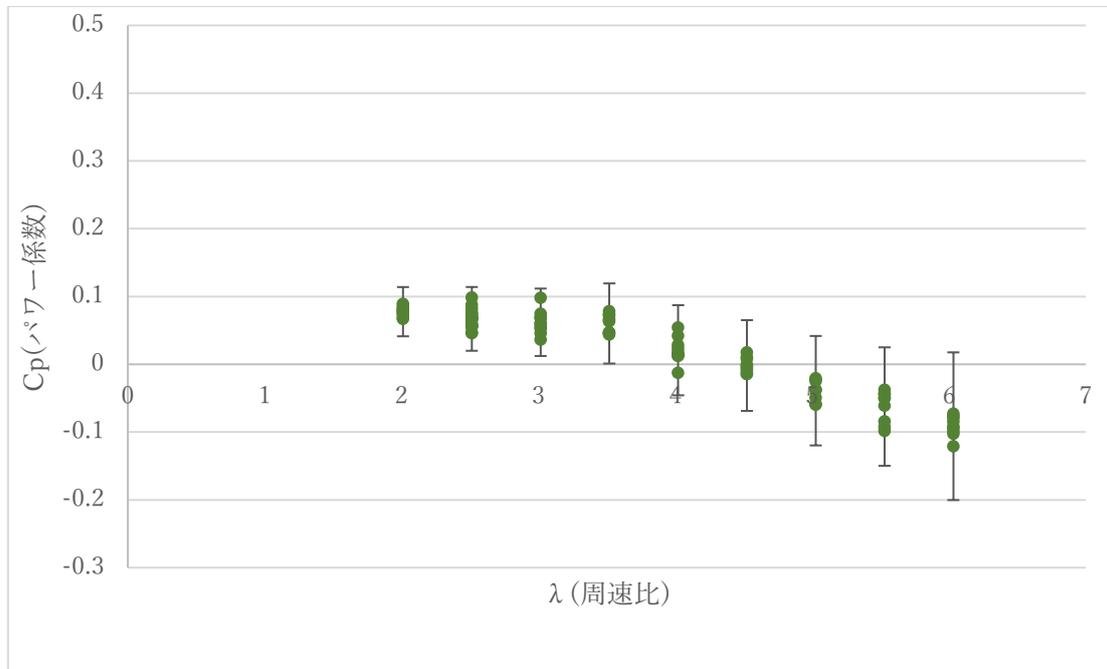


Figure5.5.16 (波有り、1D) タービン B 周速比-パワー係数

タービン A のパワー係数の平均を青線、タービン B のパワー係数の平均を緑線、A と B の合計をオレンジの線で示す (Figure5.5.17)。A 単体では周速比 4 でパワー係数が 0.377 と最大をとり、B では周速比 2 で最大 0.07 であった。B のパワー係数が極端に低い原因としては波無しの場合と同じく、A の干渉により主流の流速が回復していないためであると考えられる。

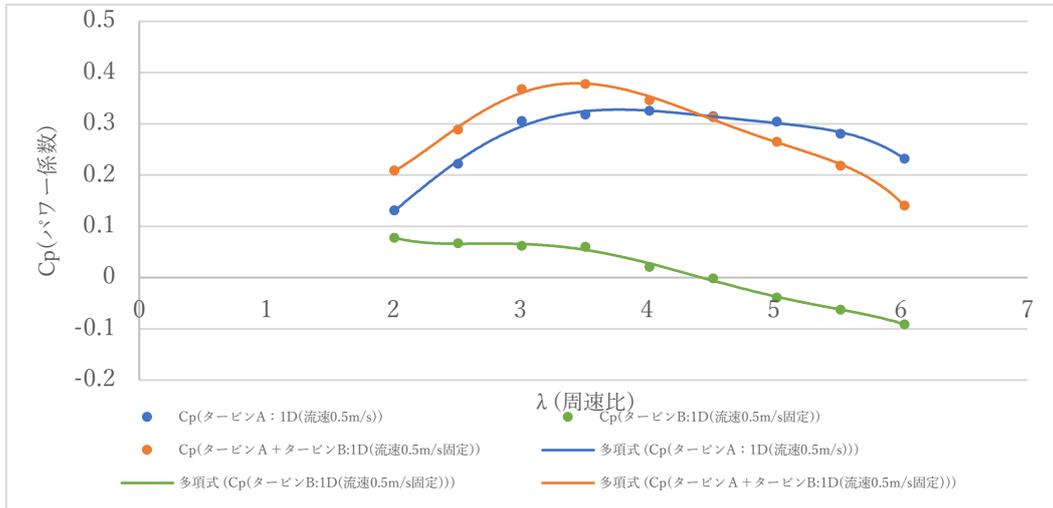


Figure5.5.17 (波有り、1D) 周速比-パワー係数

二基によるパワー係数の合計による効率は、周速比が 3 の場合にパワー係数が 0.378 で最大を示した。よって、A 単体に対し、タービン二基の方が最大で 5.3%効率が低い結果となった。

タービン二基で得られた全ての実験結果を示す (Figure5.5.18)。タービン一基の波有りによる実験と同様、1D による波有りではパワー係数が高い傾向になることがわかる。これも、一基の場合と同じく土台による波の影響を曳航装置が受けたために抵抗となり曳航装置の速度が変わったためであると考えられる。今回の実験では流速計が使用できなかったが、今後は流速計による流速の測定と設置位置の変更が実験精度向上のためにも重要であることが分かった。

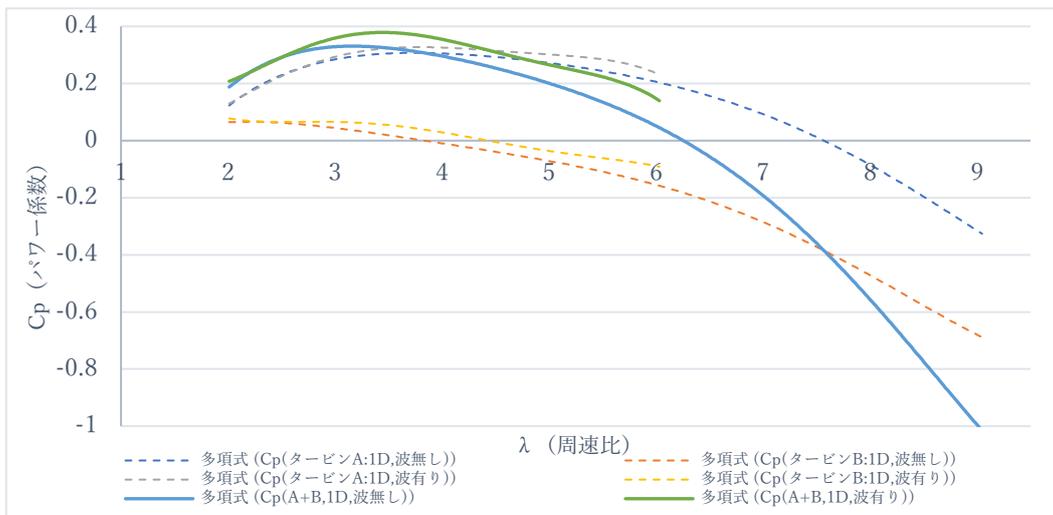


Figure5.5.18 (波有り、波無し、1D) 周速比-パワー係数

## 第六章 結論

### 6.1 総括

本研究では、海洋システム力学研究室で推進している科学研究費助成事業「潮流発電の実用化開発に必要な高精度広域 CFD 解析手法の開発」に関して、開発中の潮流ファームを解析する広域 CFD モデルの精度検証のために二基潮流発電用タービンの相互干渉に関する実験を行った。実験ではタービンのトルクを計測し、パワー係数を求めた。パワー係数は潮流発電機が取り出し可能なエネルギーの割合を意味する。以下に本研究の実施内容と得られた成果を説明する。

模型について、応用力学研究所所有の 3D プリンターを用いてパーツを出力し、1/50 スケールの潮流発電機二基を製作した。一般的に水車の性能測定を行う模型実験は、水面上から支えを入れ、上下反転している水車模型（ナセルとタービンのみを没水させる）に対して実験を行う。しかし、今回開発する広域 CFD はタービンの相互干渉を解析目的としており、タービンのみならず支柱構造の影響も重要である。そのため、精度検証用の水槽実験は土台を含める正確な水車模型を製作し、実験条件も実際の設置環境により近づけることを念頭に置いた。水車模型が完全に水面下にあるため、水濡れが厳禁とされる測定器やモーターなどが格納されている駆動部（ナセル）と回転するローター部を完全に隔離する方式をとった。そのため、ネオジム磁石による磁力を介して回転力を伝達する新しいカップリングシステムを採用した。また、密閉したナセル内部には漏水検知計、および漏水が検知された際空気をナセル内部に送り込む安全装置を設置した。

本実験前に仮底上の流速の鉛直分布を測定した。これは、底面境界層の影響を確認するためである。計測から地面から 10cm 以上になると、概ね一様流になっており、タービンは底面境界層に影響されないことが確認された。

実験は応用力学研究所の深海力学実験水槽で実施した。仮底は水槽の曳航装置に固定され、0.5m/s で曳航されることにより、0.5m/s の潮流速を模擬した。周速比はローターの回転数を制御することによって 2~9 の範囲に変化させ、トルクの計測を行った。タービン一基とタービン二基の 2 パターンと、タービンの設置深さ 1D と 1.5D の 2 パターン、および波有りと波無しの 2 パターン、計 8 パターンに対して実験を行う予定であったが、途中でタービン故障により、二基タービンでの深さ 1.5D に関する実験は行われず、実施できたのは 6 パターンであった。

以上の実験結果に対して解析を行い、得られた知見は以下の通りである。

1. タービン一基のみによる実験で計測されたトルクから得られたパワー係数の最大値は周速比 3~3.5 の範囲で 0.37~0.38 の値になった。これは翼素運動量理論を用いて計算したパワー係数と比較すると、概ね一致しており、水槽実験の精度を確認できた。
2. タービン一基の波無しの場合に対して、設置深度 1D と 1.5D での結果を比較したところ、パワー係数はほぼ同じ値になったため、この 2 つの設置深度の違いによる影響は無視できる。

3. タービン一基の波有りの場合の実験結果から、トルクの計測値が波の周期に合わせて変動することが分かった。その原因は、波の水粒子の円運動により、波高の最大、最小においてタービンに対する流速は最大と最小になり、トルクも最大と最小になることである。設置深さ 1D と 1.5D の計測結果の標準偏差を比較したところ、1D のトルクがおおよそ 1.5D の 1.2 倍になることを示したため、設置深度が浅いほど受ける波の影響が大きいことが分かった。このことから、このようなトルクの周期的変動は浅い海域にタービンを設置した場合に起こりやすく、タービンへ疲労負荷を与える恐れがある。
4. タービン二基（波無し、同回転数、2 基間隔 5D）の実験では、二基複合のパワー係数では周速比 3 で最大 0.378 のパワー係数が計測された。これは、上流側のタービン単体で得られた最大パワー係数(周速比 4,  $C_p=0.325$ )にくらべて 4%ほど大きい。また、波有りの実験では二基のトルクは共に波に影響され、周期的に変動することが見られた。タービン二基（波有り、同回転数、2 基間隔 5D）の実験では、二基複合のパワー係数では周速比 3.5 で最大 0.378 のパワー係数が計測され、上流側のタービン単体で得られた最大パワー係数(周速比 4,  $C_p=0.325$ )に比べて 5.3%ほど大きいことが分かった。

## 6.2 今後の課題

本研究ではタービンの故障が原因で実施できなかった実験があり、今後タービンを修理して、再実験を行う予定である。また、今回の実験で多くの問題が発見し、実験精度を向上させるヒントも得た。特に、今回の実験ではタービン前方に電磁流速計を使って流速を計測したが、流速計は流れ場に大きな乱れを与えることになったため、トルクの計測精度に悪い影響を与えた可能性が大きい。今後再実験を行う際、流速計の取付け位置について検討する必要がある。

もう一つは、今回はスケジュールの都合や回流水槽の破損などで、タービン B については本実験前のキャリブレーションを行うことができなかったため、タービン B のトルク計測の信頼性が保証できなかった。今後、タービン A と同様にタービン B のキャリブレーション実験の実施が必要と考えている。

## 参考文献

- [1]IPCC 第 4 次評価報告書統合報告書 <http://www.env.go.jp/earth/ipcc/4th/ar4syr.pdf>
- [2]国連広報センター  
[https://www.unic.or.jp/activities/economic\\_social\\_development/social\\_development/population/](https://www.unic.or.jp/activities/economic_social_development/social_development/population/)
- [3]省エネ工場  
<https://www.keyence.co.jp/ss/products/process/energy-saving/column/energy-consumption.jsp>
- [4]エネ百貨 <https://www.ene100.jp/zumen/1-1-6>
- [5] 社会実情データ図録 “世界の排他的経済水域面積ランキング”  
(<http://www2.ttcn.ne.jp/honkawa/9410.html>)
- [6]首相官邸 政策会議 “海洋再生可能エネルギー利用促進に関する今後の取組方針”  
([https://www.kantei.go.jp/jp/singi/kaiyou/energy/torikumihousin\\_gaiyou.pdf](https://www.kantei.go.jp/jp/singi/kaiyou/energy/torikumihousin_gaiyou.pdf))
- [7]NEDO(森北出版 2014):NEDO 再生可能エネルギー技術白書第 2 版
- [8]大森未菜(2015)：平成 27 年度 九州大学総合理工学府大気環境システム学 卒業論文  
水平軸発電装置の後流計測に関する研究
- [9]川崎重工 “潮流発電システムの開発に着手”  
([http://www.khi.co.jp/news/detail/20111019\\_2.html](http://www.khi.co.jp/news/detail/20111019_2.html))
- [10]九電みらいエナジーなどが長崎・五島沖で「潮流発電」の実証実験へ  
<https://www.sankei.com/life/news/210128/lif2101280053-n1.html>
- [11]風車工学入門 森北出版株式会社 牛山 泉
- [12]平山祐(2020)：令和 1 年度 九州大学総合理工学府大気歌謡環境システム学 卒業論文  
CFD による浮沈式潮流発電装置の成立性に関する研究
- [13]秋吉公貴(2015)：平成 27 年度 九州大学エネルギー科学科 卒業論文  
潮流発電用タービンブレードの開発に関する研究
- [14]小原健人(2017)：平成 29 年度 九州大学エネルギー科学科 卒業論文  
新型浮沈式潮流発電における成立性に関する基礎的研究
- [15]清瀬弘晃(2016)：平成 28 年度 九州大学 博士論文  
着床式潮流発電システムの 1MW 機実用化に関する総合的研究
- [16]“Luksa Luznik,Karen A.Flack,Ethan E Lust,Katharin Taylor”The effect of surface waves on the performance characteristics of a model tidal turbine Renewable Energy 58(2013)108-114.”
- [17]レンズ風車の相互干渉に関する数値的研究 内田考紀、高橋幸平、大屋裕二 風工学シンポジウム (2012)

# 謝辞

本研究を遂行するにあたり、多くの方々のご協力を得られたことを心より感謝申し上げます。中でも、1年間を通して丁寧な研究のご指導を頂いた胡長洪教授には大変お世話になりました。深く感謝の意を表します。また、実験を遂行するにあたり、実験装置の設計や組み立てに関して多大な援助を頂きました末吉誠先生、研究に関して助言を頂いた 渡辺勢也助教、Mohamed M.Kamra 助教の先生方にも感謝申し上げます。また、技術職員の野田穰次朗と瀧崎真洋さんには実験設備の使用や実験装置の加工など、あらゆる面でサポートを頂きましたことを厚くお礼申し上げます。本研究室の環境面において多大なご支援を頂いた吉津雅子秘書に対しましても深く感謝いたします。

そして同級生の藤崎真太郎君、岩木聡太君、森塚哲仁君、後輩である修士1年生の方々には実験のお手伝いだけでなく様々な場面で優しくサポートして頂きました。心から感謝しています。最後に、研究生生活をする上で生活面に関して不自由なく援助し、支えてくださった両親に対しましても心より感謝いたします。

2020年1月25日九州大学大学院総合理工学府筑紫キャンパス  
応用力学研究所4階 海洋システム力学研究室

**福島 総士**