

# 潮流発電用の集流装置付き衝動タービンに関する研究

2023年2月

佐賀大学大学院工学系研究科

システム創成科学専攻

生産物質科学コース

坂口 優希

# 目 次

## 記号表

第1章 序 論.....	1
1.1 海洋再生可能エネルギーの特徴.....	1
1.2 潮力エネルギー利用技術の種類.....	3
1.2.1 潮流エネルギー発電.....	3
1.2.2 海流エネルギー発電.....	4
1.2.3 潮汐エネルギー発電.....	7
1.3 潮流エネルギー利用技術の先行研究と課題.....	7
1.4 研究の目的.....	10
1.5 本論文の構成.....	11
第2章 実験装置の概要および性能評価.....	12
2.1 実験装置と性能評価式.....	12
2.2 固定案内羽根付き衝動ロータ.....	14
2.3 不確かさの推定.....	14
第3章 数値解析方法.....	23
3.1 数値解析の基礎方程式.....	23
3.2 乱流モデル.....	26
3.2.1 標準 $k$ - $\epsilon$ モデル.....	26
3.2.2 RNG $k$ - $\epsilon$ モデル.....	27
3.3 周期境界条件.....	27
3.4 アクチュエータディスクモデル.....	28
3.5 接続境界モデル.....	29
3.6 格子依存性の評価.....	30
第4章 往復流型集流装置付き衝動タービンの性能.....	32
4.1 本章の目的.....	32
4.2 実験装置および実験方法.....	32
4.2.1 実験装置.....	32
4.2.2 固定案内羽根付き衝動タービン.....	35
4.2.3 実験条件.....	35

4.3	実験結果と考察.....	38
4.4	ブロッキング比の影響.....	42
4.5	ハブ比の影響.....	47
4.6	本章のまとめ.....	51
第5章	らせん羽根付き集流装置の効果.....	52
5.1	本章の目的.....	52
5.2	数値解析方法.....	52
5.2.1	数値解析条件.....	52
5.2.2	数値解析方法.....	54
5.3	数値解析結果と考察.....	57
5.4	実験装置および実験方法.....	59
5.4.1	実験装置.....	59
5.4.2	実験条件.....	60
5.5	実験結果と考察.....	60
5.6	本章のまとめ.....	64
第6章	らせん羽根付き集流装置と衝動タービンの流れ解析.....	65
6.1	本章の目的.....	65
6.2	数値解析方法.....	65
6.2.1	数値解析条件.....	65
6.2.2	数値解析方法.....	65
6.3	数値解析結果と考察.....	67
6.4	実験結果と数値解析結果の妥当性.....	73
6.5	本章のまとめ.....	76
第7章	結 論.....	77
	謝 辞.....	78
	参考文献.....	80

## 記号表

$A$	タービンロータ断面積	( $\text{m}^2$ )
$AVR$	速度比	(-)
$B$	正確度	
$C$	アクチュエータディスク圧力降下係数	(-)
$C_f$	軸力係数	(-)
$D$	タービンロータケーシング直径	( $\text{m}$ )
$\Delta p$	圧力降下	( $\text{Pa}$ )
$F_a$	タービンが受ける軸方向の力	( $\text{N}$ )
$L$	角運動量	( $\text{Nm}$ )
$P$	精密度	
$P_{FS}$	実機予測出力	( $\text{kW}$ )
$Q$	体積流量	( $\text{m}^3/\text{s}$ )
$r$	タービンロータ半径	( $\text{m}$ )
$r_c$	ケーシング半径	( $\text{m}$ )
$r_h$	ハブ半径	( $\text{m}$ )
$T$	タービンロータトルク	( $\text{Nm}$ )
$U$	不確かさ	
$u^*$	周速度	( $\text{m/s}$ )
$v_a$	軸流速度	( $\text{m/s}$ )
$v_m$	主流速度	( $\text{m/s}$ )
$v_t$	旋回速度	( $\text{m/s}$ )
$\eta$	タービン効率	(-)
$\nu$	ハブ比	(-)
$\rho$	流体の密度	( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$\tau$	トルク係数	(-)
$\phi$	流量係数	(-)
$\psi$	圧力降下係数	(-)
$\omega$	角速度	( $\text{rad/s}$ )

# 第1章 序 論

## 1.1 海洋再生可能エネルギーの特徴

近年、日本は膨大なエネルギーを消費している。しかし、2019年度の国内エネルギー自給率は、原子力を含めても12.1%程度である。これは、我が国が化石燃料資源に恵まれていないことを示し、化石燃料資源の輸入が不安定（石油危機等）になれば、エネルギー不足に陥り、経済活動に大きな打撃が生じることを示している。そのため、我が国はエネルギー不足を引き起こさないように、化石燃料に代わるエネルギーとして原子力等を導入し、エネルギー供給源の多様化を行ってきた。しかし、化石燃料の枯渇、原子力発電への不信感、地球温暖化などが危惧され、再生可能エネルギーの一つである海洋エネルギーへの注目とともに利用に関する技術開発が日本そして世界各国で進められている<sup>[1]</sup>。

海洋エネルギーは、波力、海洋温度差、潮力（海流を含む）、塩分濃度差等が挙げられる。国際再生可能エネルギー機関（IRENA）の報告<sup>[2]</sup>によれば、海洋エネルギーを利用した総発電容量は、534.7 MWである。内訳は、波力発電2.31 MW、海洋温度差発電0.23 MW、潮力発電532.1 MW、塩分濃度差発電0.05 MWで、海洋エネルギーの大部分を潮力が占めているのが現状である<sup>[1]</sup>。

波力発電は波のエネルギーを利用した発電システムである。波力発電は、振動水柱型、可動物体型、越波型の3種類に区分される。振動水柱型は、海面の上下運動により生じる空気の往復流を使用し、それによって生じる圧力差で空気タービンを回転させ発電する方式である。可動物体型は、海面の上下運動によって物体を運動させ、物体内の油圧モータ等を動作させて発電する方式である。越波型は、波を貯水池などに越波させて貯留し、貯水面と海面との高低差を利用して海に排水する際に、タービンを回転させ発電する方式である<sup>[3]</sup>。

海洋温度差発電は表層海水と深層海水との温度差を利用する発電システムである。海洋温度差発電は、オープンサイクル、クローズドサイクル、ハイブリッドサイクルの3種類に区分される。オープンサイクルは、表層海水から作り出した水蒸気を作動流体とし、作動流体がサイクル内を循環しない方式である。クローズドサイクルは、アンモニアと水の混合媒体を作動流体とし、作動流体がサイクル内を循環する方式である。ハイブリッドサイクルは、オープンサイクルと

クローズドサイクルを組み合わせたシステムである<sup>[2]</sup>。

潮力発電は月と太陽の引力で引き起こされる周期的な流れの変動を利用して発電するシステムである。引力によって規則正しく変動するため、長期にわたって予測が可能であり、信頼性の高いエネルギー源とみなされている。潮力発電は、運動エネルギーによる潮流発電と位置エネルギーによる潮汐エネルギーに区分される。潮流発電は、一般的に潮流によってタービンを回転させ発電し、風力発電技術と同様に水平軸型と垂直軸型が存在する。設置形式には、海底設置式と浮体式があり、様々な海域の環境に適した設置が可能である。潮汐発電は、潮汐に伴う潮位差を利用してタービンを回転し、発電する方式である。水力発電技術と同様の原理を用いて、潮位差が大きく表れる湾や河口の入り口などにダムと水門を建設し、水位差によって発電する<sup>[3]</sup>。潮力発電については、本博士論文の研究対象であるため、1.2 章、1.3 章および 1.4 章で詳細を記述する。

海流発電は太陽熱と偏西風によって引き起こされる大洋の循環流れを利用して発電するシステムである。一般的に海流からのエネルギー変換装置には、運動エネルギーを回転に変えるためにタービンが用いられる。海流は、ほぼ一定の方向に流れており、幅 100 km、水深数百 m 程度と大規模なため、安定した信頼性の高いエネルギー源とみなされている<sup>[4]</sup>。しかし、流速の早い海流は陸地から数 km 以上離れており、水深も深いため、設置やメンテナンスに対して多くの課題が残されている<sup>[1]</sup>。

塩分濃度差は海水と淡水の塩分濃度の差における圧力ポテンシャルを利用する発電システムである。塩分濃度差発電は、浸透圧発電と逆電気浸透圧発電の 2 種類に区分される。浸透圧発電は、海水チャンバーと淡水チャンバーが半透膜で分離されており、海水に淡水が流れ込むと、チャンバー内の圧力が上昇し、タービンが回転し発電する。逆電気透析発電は、電気透析の逆の動作を行なうことである。電気透析は、陽イオン交換膜と陰イオン交換膜に海水を流し、両端の電極に電圧をかけてイオン交換を行ない脱塩水取り出す技術である。そのため逆の動作を行なえば、膜全体に電圧が発生し、発電する<sup>[2]</sup>。

## 1.2 潮力エネルギー利用技術の種類

### 1.2.1 潮流エネルギー発電

潮流エネルギー発電は、1.1 節でも記述したように、月と太陽の引力で引き起こされる周期的な変動エネルギーである潮流による発電システムである。日本では、表 1-1 に示すように多くの潮流エネルギーを賦存している<sup>[1]</sup>。この潮流エネルギーを電気に効率良く変換できれば、国内の電力需要に貢献できると考えられる。

Table 1-1 Potential of tidal current energy in the Japanese strait <sup>[1]</sup>

	Maximum velocity (m/s)	Maximum average velocity (m/s)	Cross-sectional area (m <sup>2</sup> )	Potential (MW)
Naruto strait	5.1	3.8	93,000	1,110
Kurushima strait	4.6	3.1	77,000	498
Kanmon strait	3.5	2.6	12,920	49
Akashi strait	3	2.2	264,000	611
Ohata strait	3.2	2.4	48,300	145
Hayasaki strait	2.8	2.1	286,000	576

図 1-1 は、地球規模での干満差の変動を示している<sup>[2]</sup>。潮流エネルギーの利用可能性が最も高い地域は、アルゼンチン、中央アメリカ、フランス、北アメリカ、韓国、ロシアおよびイギリスが挙げられる。潮流エネルギーは、高潮域で最も大きくなり、地形（狭い海峡および島の間）によっては増速効果によってさらに大きくなる。例としては、カナダのファンディ湾とスコットランドのオークニー諸島にあるテストセンターが挙げられる。

これまでに、潮流エネルギーを利用した発電システムの研究開発が日本そして世界各国で行なわれており、その海域と需要を満たすような図 1-2 の代表的な発電システムが研究開発されている<sup>[2,5-8]</sup>。また潮流エネルギーについては、54%は良好に動作、18%は失敗、14%は撤退、14%が予測した発電量を下回ったという現状が報告されている<sup>[9]</sup>。1.3 章で様々な調査の現状を記述する。

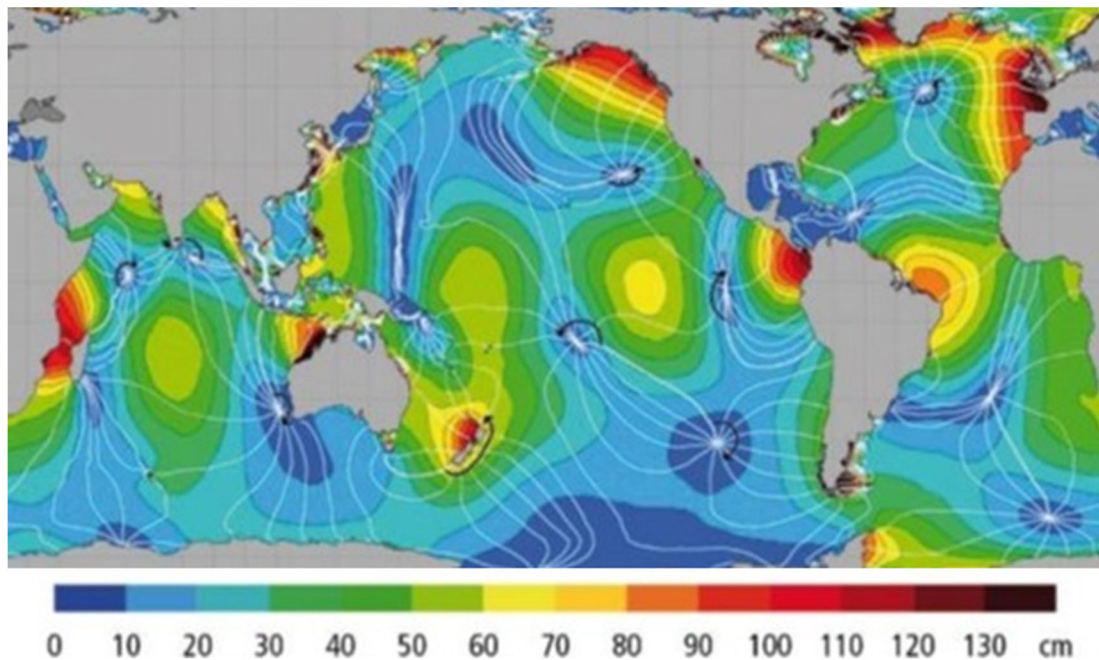


Fig. 1-1 Global tidal range <sup>[2]</sup>

### 1.2.2 海流エネルギー発電

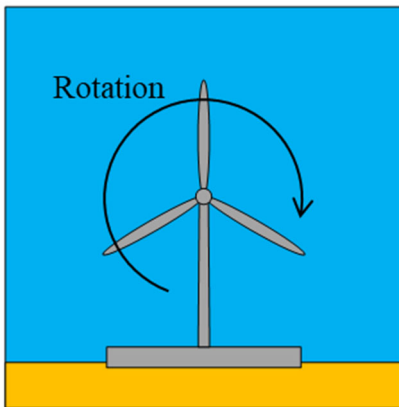
海流エネルギー発電は、1.1節でも記述したように、太陽熱と偏西風によって引き起こされる大洋の循環流れを利用して発電するシステムである。

これまでに、図 1-2 に示すように様々な海流エネルギー発電が提案されている。例を挙げると、株式会社 IHI による黒潮を利用した係留型発電システム（かいりゅう）で 100 kW の発電を達成している<sup>[10]</sup>。南ら<sup>[11]</sup>は発電コスト削減のために、タービン翼に可変ピッチ機構を有しない弾性タービンを利用した発電システムを提案している。Shirasawa ら<sup>[12]</sup>は浮体式海流シングルタービンを開発し、浮体式の欠点であるシステム姿勢の不安定さをカウンターウェイトを利用し制御している。

また水中においては、キャビテーションの影響を考慮する必要がある。そのため、Bahaj ら<sup>[13]</sup>は海流タービンの翼先端速度およびピッチ角の調整によりキャビテーションの抑制が可能であることを確認している。

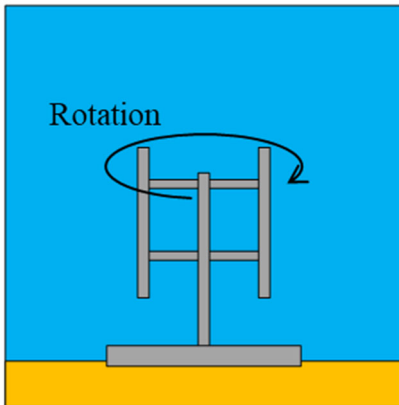
さらに、海流タービンの回転に伴う騒音低減のために、Dang ら<sup>[14]</sup>はタービン翼表面にマイクログループを設置した海流タービンを提案している。それによって、海洋生物への影響を低減している。





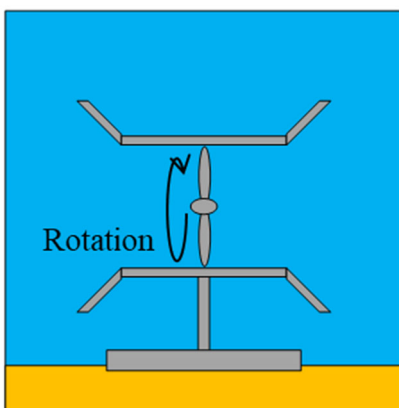
- ・最も普及している型である。
- ・往復流れに対応するために、180度回転するか翼ピッチ角を制御する必要がある。
- ・キャビテーションの影響を避けるために、タービン直径に制限がある。
- ・着床式および浮体式がある。
- ・Seaflow、Seagen、Sea Snail など<sup>[16]</sup>が開発されている。

(a) Horizontal axis turbine



- ・流れの方向に関係なく回転し、発電する。
- ・起動性に劣り、低流速では回転しない。
- ・着床式および浮体式がある。
- ・Exim、ENERMAR、EnCurrent Vertical Axis Hydro Turbine など<sup>[16]</sup>が開発されている。

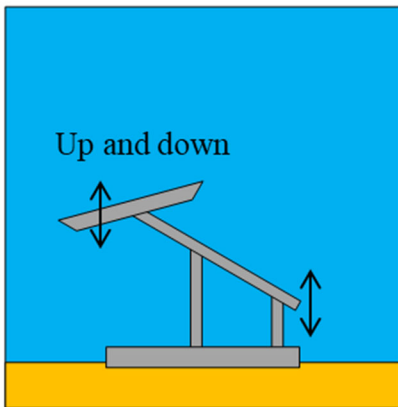
(b) Vertical axis turbine



- ・ダクトによって流れが集流され、流れが増速する。
- ・キャビテーション限界までタービン直径を大きくし、ダクトでさらに出力を増加させることが可能である。
- ・RTT、Open-Centre Turbine、Tidal turbine generator など<sup>[16]</sup>が開発されている。

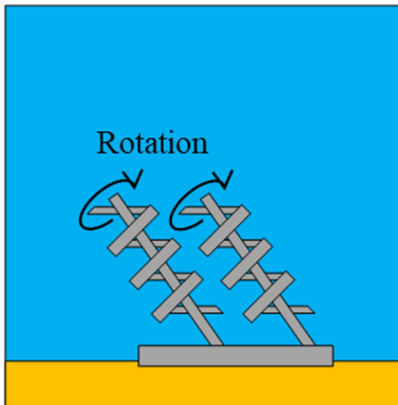
(c) Ducted horizontal or vertical axis turbine

Fig. 1-2 Tidal and ocean current energy power generation <sup>[2, 16]</sup>



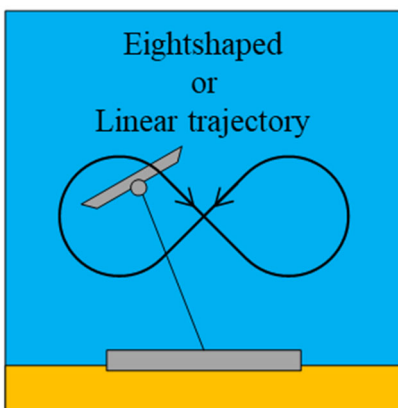
- ・アームに取り付けられた振動する翼を使用する。
- ・翼の上下運動によってシャフトまたはピストンが駆動し発電する。
- ・可動部が多くメンテナンス性に劣る。
- ・Stingray など<sup>[16]</sup>が開発されている。

(d) Oscillating airfoil



- ・流れがらせん状のタービンを通り回転し発電する。
- ・支持部が傾くため往復流れに対応する。
- ・傾き幅が大きいため設置場所が限られる。
- ・Flumill (Flumill 社) などが開発されている。

(e) Archimedes screw



- ・海底に凧を係留し、8の字の軌道で流れの中を移動する。
- ・凧が移動する際に、凧に取り付けられたタービンが回転し発電する。
- ・相対速度の増加に伴って出力が増加する。
- ・Minesto など<sup>[2]</sup>が開発されている。

(f) Kite

Fig. 1-2 Tidal and ocean current energy power generation (Continued) [2, 16]

### 1.2.3 潮汐エネルギー発電

潮汐エネルギー発電は、1.1 節でも記述したように、潮汐に伴う潮位差を利用してタービンを回転し発電するシステムである（図 1-3）。

潮汐からの電力抽出は、中世にまでさかのぼる。20 世紀には、数多くの提案と理論的發展があり、最大の發展はそれぞれ 1966 年と 2011 年にオープンしたランス潮力発電所（フランス）、と始華湖潮力発電所（韓国）である<sup>[15]</sup>。また、潮力を利用した発電では最も利用が多く、発電量も多くなっている。

しかし、ダムのような大規模な発電施設が多く、景観や環境への影響が懸念される発電方法である。

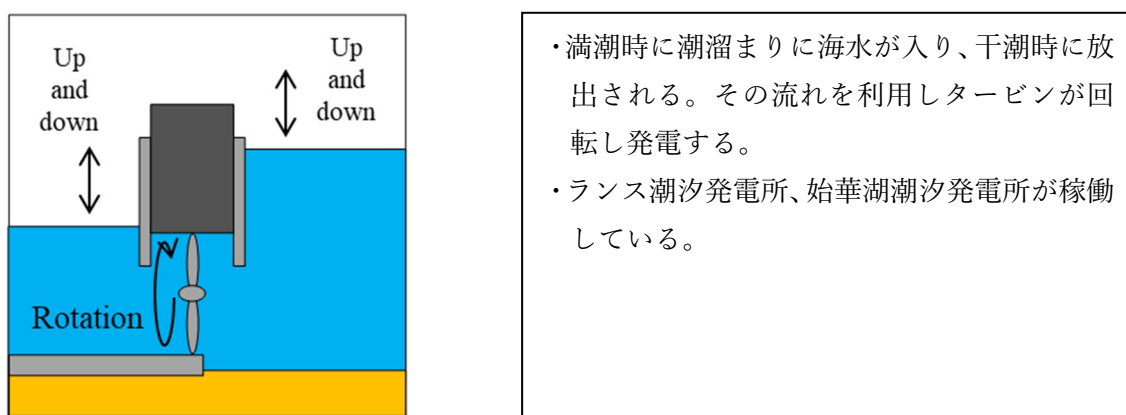


Fig. 1-3 Tidal energy power generation <sup>[2]</sup>

### 1.3 潮流エネルギー利用技術の先行研究と課題

1.2.1 項で潮流エネルギーの概要を記述した。本節では現在までに行なわれている先行研究を記述する。

まず潮流エネルギーを利用するには、適切な場所を選択する必要がある。1.2.1 項では、日本そして世界の様々な海域で潮流エネルギーが発生することを述べたが、利用するには海域の詳細な調査が必要である。日本では、五島列島および排他的経済水域等での海域調査が報告されている<sup>[17~19]</sup>。世界では、イギリスのウェールズ、フランスのウェサン島、チリのチャカオ運河、イランのペルシャ湾およびオマーン海などでの海域調査が報告されている<sup>[20~23]</sup>。特に潮流流速および地形は出力に大きく関わってくる。また、海域によっては、潮流発電システム

への海洋付着物が問題視されている。Walker ら<sup>[24]</sup>はタービン翼にフジツボ等の海洋付着物によって、発電能力が低下することを懸念している。そのため海域調査の目的は様々であるが共通している点は、その海域に適した発電システムを設置することが重要な点である。

潮流発電が環境に及ぼす影響についても報告がされている。吉田ら<sup>[25]</sup>および Copping ら<sup>[26]</sup>は潮流発電システムの設置によって、生物衝突、付近の流れの変化、海洋生物の生息域変化および移動ルートの阻害、騒音、送電ケーブルからの電磁波および海洋生物の巻き込みなどの課題があることを指摘している。Stuart ら<sup>[27]</sup>はタービン翼をバイオベースまたはリサイクル可能な樹脂の使用を推奨し、製造の段階から見直すことが環境への負荷を低減するために重要であることを提案している。

潮流発電システムの開発については、様々な特徴と形状を備えたシステムが研究されている。ここで示す水平軸と垂直軸は現在までの主な発電システムである。

水平軸型においては、風力発電システムと同様の形状<sup>[28, 29]</sup>をしたものが一般的で、設計についても翼素運動量理論が多く用いられている<sup>[30-32]</sup>。風力タービンと同様に騒音が指摘されるため Huang ら<sup>[33]</sup>は航空機のエンジンのように水平軸タービン後方にローブを設置し、騒音の低減および出力の増加を数値解析により確認している。Amelio ら<sup>[34]</sup>および Barbarelli ら<sup>[35]</sup>は多翼型水平軸タービンを海岸から係留するタイプのモデル実験を実施している。姿勢の制御においてはシステム中央部にスタビライザーを設け高効率化を図っている。水平軸タービンにおいては、タービンを複数備えたタイプも存在する。タービンを複数備える理由は、システム 1 台分の出力を上げると同時に、タービンをそれぞれ逆回転させることによって、姿勢の制御（安定化）を行なっている。例としては、Samura ら<sup>[36]</sup>の係留型相反転タービンシステムおよび Dorado ら<sup>[37]</sup>の浮体式ツイインタービンシステムが挙げられる。タービン翼の先端形状についても研究されており、航空機の翼に用いられるウイングレットを備えてエネルギー変換効率を向上させる研究も Ren ら<sup>[38]</sup>によって行なわれている。複数設置にも対応しているが、風力タービンと同様に後流の影響があるため、適切な距離を Pinter ら<sup>[39]</sup>および Lee ら<sup>[40]</sup>が提案している。また、大型のタービンは低流量では発電しないため、タービンを小型化し複数並べて大型タービンに並ぶ発電システムの構

築を Tarver ら<sup>[41]</sup>が調査している。

垂直軸型においては、経塚<sup>[42]</sup>は橋脚にダリウスおよびサボニウスタービンを混合した多段タービンを設置し起動を確認している。潮流用ダリウスタービンに増速器を設置し高出力化を図る研究が上野ら<sup>[43]</sup>によって行なわれている。またダリウス型は起動性が劣ることが一般的に知られているが、起動性を改善するためにタービン翼に傾斜を設けたり、ヘリカル翼にする研究が Marsh ら<sup>[44]</sup>および Satrio ら<sup>[45]</sup>によって行なわれている。抗力型の起動性の良いローテーションフロー垂直軸タービンなども南條<sup>[46]</sup>および SHEN ら<sup>[47]</sup>によって調査されており、起動性の向上はなお垂直軸型の課題である。さらにダリウス型は流れに対して失速しやすい。それを改善するために Hoerner ら<sup>[48]</sup>はタービン翼にフレキシブル翼を用い、翼まわりの流れを制御している。それに対し Xie ら<sup>[49]</sup>および Behrouzi ら<sup>[50]</sup>は、タービン翼に開閉機構を設ける、タービン翼それぞれをヒンジ（蝶番）で接続し回転中に翼が機械的に動作する機構を設ける等を行なっている。そのため両者では流れをタービン翼に効率よく当てることが可能である。複数設置にも対応しており、適切な配置方法を Patel ら<sup>[51]</sup>が提案している。

振動翼型は、潮流の中に翼を設置し、揚力による上下運動により発電する方式である。他の発電方式と比較し研究実績が少ないが、Kinsey ら<sup>[52]</sup>によって上下に運動するタンデム水中翼を用いて回転式のタービンに近い出力を確認している。また、Hai ら<sup>[53]</sup>は翼をスパン方向に増やすことで出力が向上することを示している。

ここまで、それぞれの発電システムの特徴を紹介してきたが課題も多く残されている。水平軸型においては、キャビテーション<sup>[54,55]</sup>の影響を避けるために、限られたタービン直径での運転が求められる。ここでローブおよびスタビライザーの設置、タービンの複数設置（相反転タービン、ツインタービン）による高出力化が挙げられたが、可動部や部品点数の多さは、海水特有の不具合等を引き起こし、メンテナンス性の悪さから長期的な運転が見込めない。またウイングレットを備えることにより、抗力が増加し構造の高コスト化が懸念される<sup>[15]</sup>。垂直軸型においては、多段タービンの設置、ヘリカル翼、フレキシブル翼、タービン翼に開閉機構を設けたりと様々な工夫がされているが、高出力には至っていない。また、可動部が多く水平軸型と同様にメンテナンス性が懸念される。振動翼型はさらに可動部が多く同様の懸念がある。

そこで、本研究の対象でもある集流装置について考える。集流装置は、一般的にはダクト、ディフューザおよびシュラウドと呼ばれており、水平軸型および垂直軸型において広く研究されている。風力タービンでも使用されており、実際に風レンズ風車として設置されている<sup>[56]</sup>。このダクトは出力の増加を目的に設置される。そのため、タービン直径をキャビテーションが発生する限界まで大きくし、ダクトを設置することでより高出力が期待できる。また従来のタービンと比較して小さいタービンで同じ出力を生成できる<sup>[57]</sup>。さらに、従来のタービンにダクトを取り付けるだけであるため、全体の構造も比較的単純である。

これまでに様々なダクト付きタービンシステムが調査されている。Maduka ら<sup>[58]</sup>はフランジ付きダクトを備えた潮流タービンの出力を大幅に改善することを確認している。Ambarita ら<sup>[59]</sup>および Luquet ら<sup>[60]</sup>はディフューザ角度の最適化を Coiro ら<sup>[61]</sup>はディフューザと潮流タービンの最適化を行なっている。Borg ら<sup>[62]</sup>はダクトが流れに対して傾いている場合ダクトの能力が低下し、ダクトの能力を引き出すためにはできるだけ流れに正対すべきだと述べている。Coiro ら<sup>[63]</sup>および Guo ら<sup>[64]</sup>は、浮体式ダクト付きツインタービン潮流発電システムを提案し、その中で Coiro ら<sup>[63]</sup>は数値解析によりダクトの有効性を示している。Guo ら<sup>[64]</sup>は実際にプロトタイプを運転させ優れた安定性と発電を確認している。Song ら<sup>[65]</sup>は、ハブのないダクトタービンを調査し、ハブが無いことで後流が改善されることを示している。しかしダクト付きタービンは、チップクリアランスによって発電量が変化するため注意が必要である<sup>[66]</sup>。

## 1.4 研究の目的

これまで潮流発電の課題を示してきたが、本研究ではダクトによる高出力化に注目する。

高出力の潮流タービンを目指すには、タービンロータ直径を超えた受流面積の増大が有効であり、そのためにタービンロータまわりに集流装置を設置して集流による高出力化を目指すことを目的とする。潮流は、規則的に流れ方向が反転する往復流であるが、水平軸のプロペラ式風力タービンと同様に、既存の水平軸のプロペラ式潮流タービンは往復流に対応して向きを反転させており、水の流動抵抗により少なからぬ動力を費やしている。そこで本研究では固定されたまま双方向流れに対応できる往復流対応の集流装置とタービンロータを採用す

る。

さらに、往復流対応の集流装置とタービンロータの高出力化を目指すために、タービンロータのエネルギー変換を考える。タービンロータにおける流体エネルギーから機械エネルギーへの変換は、タービンロータ入口と出口の角運動量変化に基づいた、オイラーの式で決まる。現在の潮流タービンは自由流れにタービンロータをさらして機械エネルギーへ変換しているため、タービンロータ入口の角運動量はゼロであり、予旋回なし条件と呼ばれる。そのためタービンロータのまわりに設置する集流装置の内部に旋回流れを促す工夫を施せば、タービンロータにおける角運動量変化を増すことができ、タービンの高出力化を目指すことができる。そこで本研究では、潮流タービンを高出力化するための、往復流対応のらせん羽根付き集流装置を提案する。

## 1.5 本論文の構成

第2章では、実験装置の概要、特に構成について説明している。また、計測の不確かさについても記述する。

第3章では、数値解析の方法について説明する。乱流モデルおよび境界条件についても記述する。

第4章では、提案した往復流型集流装置が衝動タービンに及ぼす影響について説明し、集流装置が有効であることを記述する。

第5章では、4章の集流装置に旋回流れを発生させるらせん羽根付き集流装置を設置し、タービンロータに及ぼす影響について説明する。また、実験を行なうためにアクチュエータディスクモデルを用いた数値解析を行なう。

第6章では、5章の実験結果とタービン流れとの関連性を解明するために数値解析によりらせん羽根付近およびタービンロータ付近の流れを調査する。

第7章では本論文の結論を述べる。

## 第2章 実験装置の概要および性能評価

### 2.1 実験装置と性能評価式

実験には、佐賀大学海洋エネルギー研究所の回流水槽および九州大学応用力学研究所の曳航水槽を用いる。

回流水槽は、第4章の往復流型集流装置付き衝動タービンの性能、第5章のらせん羽根付き集流装置の効果で使用している。曳航水槽は、4.4章のブロックレージ比の影響で使用している。実験装置の詳細はそれぞれの章で記述している。

実験で用いる値は、6台の計測器によって計測される。詳細は表2-1に示す。また、計測の不確かさが生じるため2.3節において不確かさの推定を行なう。

Table 2-1 Instrument detail

Manufacturer	Model number	Accuracy (%)	Measured value
KYOWA	PD-100GA	0.3606	Velocity of circulating water tank: $v_m$
VALIDYNE	DP1522N1S4A	0.25	Axial velocity in the turbine: $v_a$
KEYENCE	SV-M040CK	0.1	Turbine rotor speed: $\omega$
VALIDYNE	DP1522N1S4A	0.25	Turbine pressure drop: $\Delta p$
UNIPULSE	UTMII-2Nm	0.04243	Turbine torque: $T$
NISSHO	LMC-3504-200N	0.2828	Axial force: $F_a$

実験により得られた計測値は以下に示す性能評価式により算出する。ここで、流量係数を $\phi$ 、速度比を $v_a/v_m$ 、圧力降下係数を $\psi$ 、タービン効率を $\eta$ 、軸力係数を $C_f$ 、トルク係数を $\tau$ 、実機予測出力 $P_{FS}$ とする。

$$\phi = \frac{v_a}{u^*} \quad (2-1)$$

$$AVR = \frac{v_a}{v_m} \quad (2-2)$$



$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho u^{*2}}{2}} \quad (2-3)$$

$$\eta = \frac{T\omega}{\Delta p Q} = \frac{\tau}{\phi\psi} \quad (2-4)$$

$$C_f = \frac{F_a}{\frac{\rho u^{*2} A}{2}} \quad (2-5)$$

$$\tau = \frac{T\omega}{\frac{\rho u^{*2} A}{2}} \quad (2-6)$$

$$P_{FS} = \frac{\tau \rho u_{FS}^* A_{FS}}{2} \quad (2-7)$$

ここで、 $A$  は流路断面積 ( $= 1.16 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ )、 $u^*$  はタービンロータ翼先端周速度である。 $A$  の算出にはハブ比  $\nu$  を、 $u^*$  の算出にはケーシング半径  $r_c$  を用いる。

$$A = \frac{\pi D^2 (1 - \nu^2)}{4} \quad (2-8)$$

$$r_c = \frac{D}{2} \quad (2-9)$$

$$u^* = r_c \omega \quad (2-10)$$

$$\nu = \frac{D_h}{D} \quad (2-11)$$

## 2.2 固定案内羽根付き衝動ロータ

本実験は、供試タービンとして空気タービンである固定案内羽根付き衝動ロータを使用している。固定案内羽根付き衝動ロータの特徴は、固定案内羽根が衝動ロータ前後に設けてあるため往復流において動作する。また、ロータが衝動型であるため小さいトルクで起動し起動性の高いタービンといえる。図 2-1 に詳細を示す。

これまでに、振動水柱型の波力発電用タービンとして広く研究されており Maeda ら<sup>[67]</sup>によって最適な形状が示されている。また、高尾ら<sup>[68]</sup>によって波力発電用の二次変換装置として採用され、実海域試験が行なわれた実績がある。

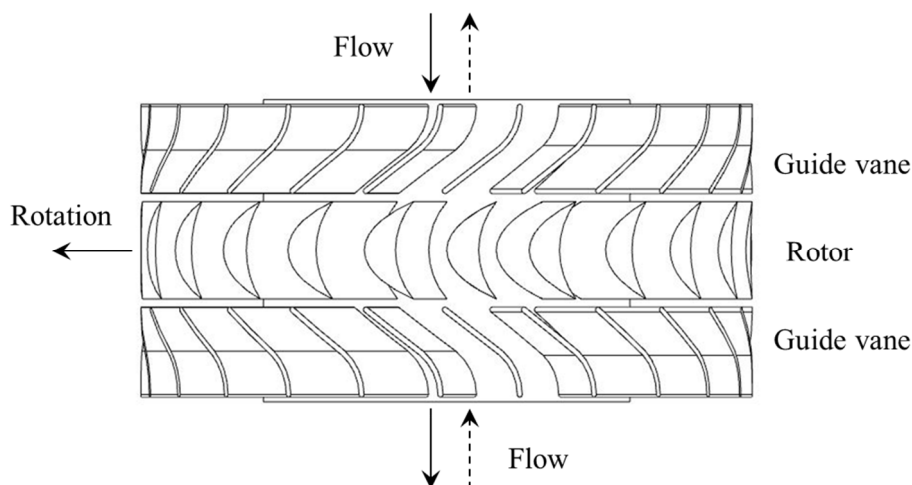


Fig. 2-1 Impulse rotor with fixed guide vane

## 2.3 不確かさの推定

本研究は、実験により性能を評価している。そのため、計測においては不確かさが生じており、性能評価式の不確かさを推定する必要がある。不確かさの推定については、笠木ら<sup>[69~71]</sup>によってその重要性が述べられており、実験を行なうにあたっては必要な作業である。本研究では、Coleman ら<sup>[72]</sup>の手順を参考にして

本研究では、計測器において回流水槽の流速  $v_m$ 、タービン内部の軸流速度  $v_a$ 、タービンロータの回転数  $\omega$ 、タービン圧力降下  $\Delta p$ 、タービントルク  $T$ 、軸力  $F_a$  の

値を計測している。計測した値は 2.1 章の性能評価式に代入され、性能評価される。そのため、本章では計測値が含まれる以下の式の不確かさを推定する。なお計測値については、4 章の値が使用されている。

(A) 回流水槽の流速の不確かさの推定

性能評価における回流水槽の流速は以下の式から計算される。

$$v_m = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2-12)$$

偏微分形に置き換えると、

$$U_{v_m}^2 = \left(\frac{\partial v_m}{\partial \Delta p}\right)^2 U_{\Delta p}^2 + \left(\frac{\partial v_m}{\partial \rho}\right)^2 U_{\rho}^2 \quad (2-13)$$

偏微分項に式 (2-12) の偏微分形を代入すると、

$$\left(\frac{U_{v_m}}{v_m}\right)^2 = \frac{1}{4}\left(\frac{U_{\Delta p}}{\Delta p}\right)^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{U_{\rho}}{\rho}\right)^2 \quad (2-14)$$

となる。ここで、表 2-1 計測器の精度および第 4 章の計測値より、

$$U_{\Delta p} = [B^2 + P^2]^{1/2} = [(244.2672 \times 0.003606)^2 + 0.983552^2]^{1/2} = 1.320 \text{ (Pa)}$$

$$\Delta p = 244.2672 \text{ (Pa)}$$

$$U_{\rho} = [B^2 + P^2]^{1/2} = [0.905^2 + 0^2]^{1/2} = 0.905 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho = 999.138 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

となる。式 (2-14) に代入すると、回流水槽の流速の不確かさは、95%信頼区間およびスチューデントの  $t$  分布  $t=2$  より、0.2740%である。

(B) タービン内部の軸流速度の不確かさの推定

性能評価におけるタービン内部の軸流速度は以下の式から計算される。

$$v_a = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2-15)$$

偏微分形に置き換えると、

$$U_{v_a}^2 = \left(\frac{\partial v_a}{\partial \Delta p}\right)^2 U_{\Delta p}^2 + \left(\frac{\partial v_a}{\partial \rho}\right)^2 U_{\rho}^2 \quad (2-16)$$

偏微分項に式 (2-15) の偏微分形を代入すると、

$$\left(\frac{U_{v_a}}{v_a}\right)^2 = \frac{1}{4}\left(\frac{U_{\Delta p}}{\Delta p}\right)^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{U_{\rho}}{\rho}\right)^2 \quad (2-17)$$

となる。ここで、表 2-1 計測器の精度および 4 章の計測値より、

$$U_{\Delta p} = [B^2 + P^2]^{1/2} = [(165.5735 \times 0.0025)^2 + 0.955729^2]^{1/2} = 1.042 \text{ (Pa)}$$

$$\Delta p = 165.5735 \text{ (Pa)}$$

$$U_{\rho} = [B^2 + P^2]^{1/2} = [0.905^2 + 0^2]^{1/2} = 0.905 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho = 999.138 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

となる。式 (2-17) に代入すると、タービン内部の軸流速度の不確かさは、95 % 信頼区間およびスチューデントの  $t$  分布  $t=2$  より、0.3180 % である。

(C) タービンロータ周速度の不確かさの推定

性能評価におけるタービンロータ周速度は以下の式から計算される。

$$u^* = r_c \omega \quad (2-10)$$

偏微分形に置き換えると、

$$U_{u^*}^2 = \left( \frac{\partial u^*}{\partial r_c} \right)^2 U_{r_c}^2 + \left( \frac{\partial u^*}{\partial \omega} \right)^2 U_{\omega}^2 \quad (2-18)$$

偏微分項に式 (2-10) の偏微分形を代入すると、

$$\left( \frac{U_{u^*}}{u^*} \right)^2 = \left( \frac{U_{r_c}}{r_c} \right)^2 + \left( \frac{U_{\omega}}{\omega} \right)^2 \quad (2-19)$$

となる。ここで、表 2-1 計測器の精度および 4 章の計測値より、

$$\begin{aligned} U_r &= [B^2 + P^2]^{1/2} = [(0.085 \times 0.0001)^2 + 0^2]^{1/2} = 8.5 \times 10^{-6} \text{ (m)} \\ r_c &= 8.5 \times 10^{-2} \text{ (m)} \\ U_{\omega} &= [B^2 + P^2]^{1/2} = [(5.759587 \times 0.0001)^2 + 0^2]^{1/2} = 5.760 \times 10^{-4} \text{ (rad/s)} \\ \omega &= 5.759587 \text{ (rad/s)} \end{aligned}$$

となる。式 (2-19) に代入すると、タービンロータ周速度の不確かさは、95 %信頼区間およびスチューデントの  $t$  分布  $t=2$  より、0.01414 % である。

#### (D) 流量係数の不確かさの推定

性能評価における流量係数は以下の式から計算される。

$$\phi = \frac{v_a}{u^*} \quad (2-1)$$

偏微分形に置き換えると、

$$U_{\phi}^2 = \left( \frac{\partial \phi}{\partial v_a} \right)^2 U_{v_a}^2 + \left( \frac{\partial \phi}{\partial u^*} \right)^2 U_{u^*}^2 \quad (2-20)$$

偏微分項に式 (2-1) の偏微分形を代入すると、

$$\left(\frac{U_\phi}{\phi}\right)^2 = \left(\frac{U_{v_a}}{v_a}\right)^2 + \left(\frac{U_{u^*}}{u^*}\right)^2 \quad (2-21)$$

となる。ここで、

タービン内部の軸流速度の不確かさ 0.3180 (%)

タービンロータ周速度の不確かさ 0.01414 (%)

となる。式 (2-21) に代入すると、流量計数の不確かさは、95%信頼区間およびスチューデントの  $t$  分布  $t=2$  より、0.3183%である。

(E) 圧力降下係数の不確かさの推定

性能評価における圧力降下係数は以下の式から計算される。

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho u^{*2}}{2}} \quad (2-3)$$

偏微分形に置き換えると、

$$U_\psi^2 = \left(\frac{\partial \psi}{\partial \Delta p}\right)^2 U_{\Delta p}^2 + \left(\frac{\partial \psi}{\partial \rho}\right)^2 U_\rho^2 + \left(\frac{\partial \psi}{\partial u^*}\right)^2 U_{u^*}^2 \quad (2-22)$$

偏微分項に式 (2-3) の偏微分形を代入すると、

$$\left(\frac{U_\psi}{\psi}\right)^2 = \left(\frac{U_{\Delta p}}{\Delta p}\right)^2 + \left(\frac{U_\rho}{\rho}\right)^2 + 4\left(\frac{U_{u^*}}{u^*}\right)^2 \quad (2-23)$$

となる。ここで、表 2-1 計測器の精度および 4 章の計測値より、

$$U_{\Delta p} = [B^2 + P^2]^{1/2} = [(578.2182 \times 0.0025)^2 + 1.173185^2]^{1/2} = 1.862 \text{ (Pa)}$$

$$\Delta p = 578.2182 \text{ (Pa)}$$

$$U_{\rho} = 0.905 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho = 999.138 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

タービンロータ周速度の不確かさ 0.01414 (%)

となる。式 (2-23) に代入すると、圧力降下係数の不確かさは、95%信頼区間およびスチューデントの  $t$  分布  $t=2$  より、0.3357%である。

(F) トルク係数の不確かさの推定

性能評価におけるトルク係数は以下の式から計算される。

$$\tau = \frac{T\omega}{\rho u^{*3} A} \quad (2-6)$$

偏微分形に置き換えると、

$$U_{\tau}^2 = \left(\frac{\partial \tau}{\partial T}\right) U_T^2 + \left(\frac{\partial \tau}{\partial \omega}\right) U_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial \tau}{\partial \rho}\right) U_{\rho}^2 + \left(\frac{\partial \tau}{\partial u^*}\right) U_{u^*}^2 + \left(\frac{\partial \tau}{\partial A}\right) U_A^2 \quad (2-24)$$

偏微分項に式 (2-6) の偏微分形を代入すると、

$$\left(\frac{U_{\tau}}{\tau}\right)^2 = \left(\frac{U_T}{T}\right)^2 + \left(\frac{U_{\omega}}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{U_{\rho}}{\rho}\right)^2 + 9\left(\frac{U_{u^*}}{u^*}\right)^2 + \left(\frac{U_A}{A}\right)^2 \quad (2-25)$$

となる。ここで、表 2-1 計測器の精度および 4 章の計測値より、

$$U_T = [B^2 + P^2]^{1/2} = [(0.29054 \times 0.0004243)^2 + 0.005513^2]^{1/2} = 5.514 \times 10^{-3} \text{ (Nm)}$$

$$T = 0.29054 \text{ (Nm)}$$

$$U_\omega = 5.760 \times 10^{-4} \text{ (rad/s)}$$

$$\omega = 5.759587 \text{ (rad/s)}$$

$$U_\rho = 0.905 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho = 999.138 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

タービンロータ周速度の不確かさ 0.01414 (%)

$$U_A = [B^2 + P^2]^{1/2} = [(0.014526724 \times 0.0001)^2 + 0^2]^{1/2} = 1.453 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A = 1.453 \times 10^{-2} \text{ (m}^2\text{)}$$

となる。式 (2-25) に代入すると、トルク係数の不確かさは、95%信頼区間およびスチューデントの  $t$  分布  $t=2$  より、1.901%である。

#### (G) タービン効率の不確かさの推定

性能評価におけるタービン効率は以下の式から計算される。

$$\eta = \frac{T\omega}{\Delta p Q} \tag{2-4}$$

偏微分形に置き換えると、

$$U_\eta^2 = \left(\frac{\partial \eta}{\partial \tau}\right)^2 U_\tau^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \phi}\right)^2 U_\phi^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \psi}\right)^2 U_\psi^2 \tag{2-26}$$

偏微分項に式 (2-4) の偏微分形を代入すると、

$$\left(\frac{U_\eta}{\eta}\right)^2 = \left(\frac{U_\tau}{\tau}\right)^2 + \left(\frac{U_\phi}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{U_\psi}{\psi}\right)^2 \tag{2-27}$$

となる。ここで、



トルク係数の不確かさ 1.901 (%)  
 流量係数の不確かさ 0.3183 (%)  
 圧力降下係数の不確かさ 0.3357 (%)

となる。式 (2-27) に代入すると、タービン効率の不確かさは、95 %信頼区間およびスチューデントの  $t$  分布  $t=2$  より、1.956 %である。

#### (H) 軸力係数の不確かさの推定

性能評価における軸力係数は以下の式から計算される。

$$C_f = \frac{F_a}{\frac{\rho u^{*2} A}{2}} \quad (2-5)$$

偏微分形に置き換えると、

$$U_{C_f}^2 = \left(\frac{\partial C_f}{\partial F_a}\right)^2 U_{F_a}^2 + \left(\frac{\partial C_f}{\partial \rho}\right)^2 U_{\rho}^2 + \left(\frac{\partial C_f}{\partial u^*}\right)^2 U_{u^*}^2 + \left(\frac{\partial C_f}{\partial A}\right)^2 U_A^2 \quad (2-28)$$

偏微分項に式 (2-5) の偏微分形を代入すると、

$$\left(\frac{U_{C_f}}{C_f}\right)^2 = \left(\frac{U_{F_a}}{F_a}\right)^2 + \left(\frac{U_{\rho}}{\rho}\right)^2 + 4\left(\frac{U_{u^*}}{u^*}\right)^2 + \left(\frac{U_A}{A}\right)^2 \quad (2-29)$$

となる。ここで、表 2-1 計測器の精度および 4 章の計測値より、

$$U_{F_a} = [B^2 + P^2]^{1/2} = [(163.1394 \times 0.002828)^2 + 0.185473^2]^{1/2} = 0.4972 \text{ (N)}$$

$$F_a = 163.1394 \text{ (N)}$$

$$U_{\rho} = 0.905 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho = 999.138 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\text{タービンロータ周速度の不確かさ } 0.01414 \text{ (\%)}$$

$$U_A = 1.453 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A = 1.453 \times 10^{-2} \text{ (m}^2\text{)}$$

となる。式 (2-29) に代入すると、トルク係数の不確かさは、95%信頼区間および学生t分布の  $t$  分布  $t=2$  より、0.3194%である。

よって、(A) ~ (G) の不確かさの推定をまとめると表 2-2 になる。

Table 2-2 Measurement uncertainty

Subject to uncertainty	Unit	Uncertainty (%)
Velocity of circulating water tank: $v_m$	m/s	0.2740
Axial velocity in the turbine: $v_a$	m/s	0.3180
Turbine rotor peripheral speed: $u^*$	m/s	0.01414
Flow rate coefficient: $\phi$	-	0.3183
Pressure drop coefficient: $\psi$	-	0.3357
Torque coefficient: $\tau$	-	1.901
Turbine efficiency: $\eta$	-	1.956
Axial force coefficient: $C_f$	-	0.3194

## 第3章 数値解析方法

### 3.1 数値解析の基礎方程式

ANSYS Fluent 2019 R1 による流体の数値解析においては、質量保存方程式（連続の式）および運動量保存式（ナビエ・ストークス方程式）の2つの基礎方程式（支配方程式）が使用される。しかし、コンピュータでは、連続的な量を扱うことが不可能なため、基礎方程式に対して離散値を用いて近似する必要がある。この動作を一般的に離散化と呼び、代表的な離散化方法に、有限体積法、有限差分法および有限要素法などが挙げられる。

3.1 節では、本数値解析で使用した基礎方程式である質量保存方程式と RANS 方程式（レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式）および離散化の方法としての有限体積法について記述する<sup>[73~75]</sup>。

質量保存方程式（連続の式）は、微分形で式 (3-1) のように記述できる。式 (3-1) は、質量保存方程式の一般的な形式であり、非圧縮性流れおよび圧縮性流れに有効である。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3-1)$$

ここで、ソース項  $S_m$  は、外部からの力などの発生源（ソース）の項を示す。

運動量保存式（ナビエ・ストークス方程式）は、式 (3-2) のように記述できる。

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3-2)$$

ここで、 $p$  は静圧、 $\rho \vec{v} \vec{v}$  および  $\vec{\tau}$  はテンソル、 $\rho \vec{g}$  と  $\vec{F}$  は、それぞれ重力、体積力および外部体積力である。

$$\vec{\tau} = \mu \left[ \left( \nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (3-3)$$

RANS（レイノルズ平均ナビエ・ストークス）方程式は、空間的、時間的に平均化を行うため、計算資源の削減が可能である。さらに、二次元解析、定常解析も可能であるため、広く用いられている。

RANS 方程式では、ナビエ・ストークス方程式の解が平均（集合平均または時間平均）成分と変動成分に分解することを考える。まず、速度成分については、

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (3-4)$$

と表される。ここで、 $\bar{u}_i$ は平均速度成分、 $u'_i$ は変動速度成分を示している。

さらに、圧力などのスカラー量についても速度成分と同様に、平均成分と変動成分に分解することを考えると、

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3-5)$$

と表される。ここで、 $\phi$ は圧力などのスカラー量を示している。

これらの式を瞬間的な質量保存方程式と運動量保存式に代入し、時間平均をとると、集合平均運動量方程式が得られる。これを次のように直交座標のテンソル形式で記述でき、ここで乱流の影響を表す項以外の平均化を簡略化すると、

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3-6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (3-7)$$

と表される。

式 (3-7) には、乱流の影響を表す項 $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ が含まれている。これは、レイノルズ応力と呼ばれ、式 (3-7) を解くためにはモデル化 (3.2 節に詳細を記述) が必要になる。

有限体積法は、質量保存方程式および運動量保存式を検査体積法を用いて離散化するための一方法である。離散化を用いることで、数学的に厳密に解くことが不可能な解を近似的に解くことが可能となる。

ここで支配方程式の離散化（スカラー量 $\phi$ に関する保存方程式）を考える。始めに任意の図 3-1 に示す検査体積  $V$  について、以下の式 (3-8) の積分形式が成り立つ。

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (3-8)$$

式 (3-8) は、計算領域内の各検査体積に適用される。次に検査体積内のセルで式 (3-8) を離散化すると式 (3-9) が導出される。

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (3-9)$$

よって、上記のように各積分点で積分することで離散化され、連立方程式を解くことにより、最終的な解が導出される。また、任意の多面体で構成される多次元の非構造格子にも容易に適用可能である。

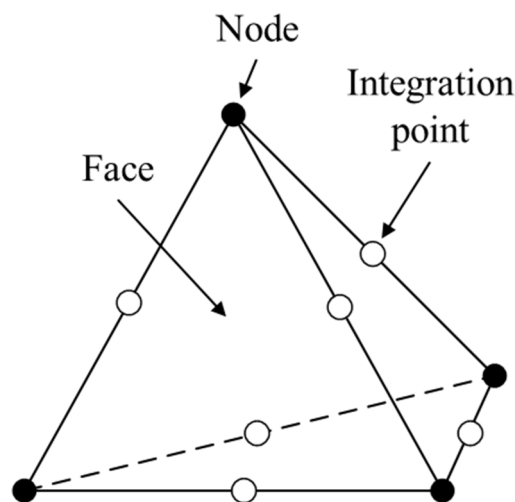


Fig. 3-1 Control volume

## 3.2 乱流モデル

3.1 節で述べたように RANS 方程式を解くには、モデル化が必要になる。そのため乱流モデルを RANS 方程式に適用し、解の導出を行なう。本数値解析では、乱流の運動エネルギー  $k$  とその散逸率  $\varepsilon$  の輸送方程式を持った RNG  $k$ - $\varepsilon$  乱流モデルを採用している。そのため 3.2 節では、乱流モデルとして、標準  $k$ - $\varepsilon$  乱流モデルおよび RNG  $k$ - $\varepsilon$  乱流モデルについて記述する。

### 3.2.1 標準 $k$ - $\varepsilon$ モデル

標準  $k$ - $\varepsilon$  モデルの 2 方程式モデルは、2 つの輸送方程式の解によって、乱れ速度と長さのスケールを個別に決定できるモデルである。また、半経験的なモデルであるため、モデル方程式の導出は、現象論的考察と経験則に基づいて行なわれる。乱流の運動エネルギー  $k$  とその散逸率  $\varepsilon$  は、

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3-10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3-11)$$

の 2 つの輸送方程式から得られる。ここで、 $G_k$  は平均速度勾配による乱流運動エネルギーの生成、 $G_b$  は浮力による乱流運動エネルギーの生成および  $Y_M$  は圧縮性乱流の膨張変動の散逸率への寄与を表す。 $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$  および  $C_{3\varepsilon}$  は定数である。 $\sigma_k$  と  $\sigma_\varepsilon$  は、 $k$  と  $\varepsilon$  に対する乱流プラントル数であり、 $S_k$  と  $S_\varepsilon$  はソース項である。

ここで、乱流粘性係数  $\mu$  は  $k$  と  $\varepsilon$  より式 (3-12) で表される。 $C_\mu$  は定数である。

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3-12)$$

### 3.2.2 RNG $k$ - $\varepsilon$ モデル

標準  $k$ - $\varepsilon$ モデルが使用されていく中で、いくつかの問題が挙げられてきた。それらの問題を解決するために、改良型の RNG  $k$ - $\varepsilon$ モデルが誕生した。RNG  $k$ - $\varepsilon$ モデルは、くりこみ群の理論（統計的手法）を用いて導出されている。大きな特徴として、標準  $k$ - $\varepsilon$ モデルは、高レイノルズ数モデルであるが、RNG 理論は、低レイノルズ数の影響を含めた解析が可能である。そのため RNG  $k$ - $\varepsilon$ モデルは、様々な流れに対し、高い精度の解析結果を得るためのモデルといえる。RNG  $k$ - $\varepsilon$ モデルの2つの輸送方程式は、標準  $k$ - $\varepsilon$ モデルの輸送方程式 {式 (3-10) および式 (3-11)} と類似しており、乱流の運動エネルギー  $k$  とその散逸率  $\varepsilon$  は、

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3-13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3-14)$$

の2つの輸送方程式から得られる。ここで、 $G_k$  は平均速度勾配による乱流運動エネルギーの生成、 $G_b$  は浮力による乱流運動エネルギーの生成および  $Y_M$  は圧縮性乱流の膨張変動の散逸率への寄与を表す。 $\alpha_k$  と  $\alpha_\varepsilon$  は、 $k$  と  $\varepsilon$  に対する有効プラントル数の逆数であり、 $S_k$  と  $S_\varepsilon$  はソース項である。

ここで、乱流粘性係数  $\mu$  は  $k$  と  $\varepsilon$  より式 (3-12) で表される。

### 3.3 周期境界条件

周期境界条件は、解析する物理的形狀と流れの予想パターンが周期的に繰り返される性質を持つ場合にのみ適用が可能な境界条件である。図 3-2 (a) に示すように、数値解析前に解析モデルの分割モデルを作製し、境界面に周期境界条件を適用することで全周を解析した場合と同じ結果を導出できる。数値解析後は図 3-2 (b) に示すように、分割モデル解析結果を全周に渡って配置すれば、全周の流れの結果が確認できる。また、分割モデルを採用することで、解析領域が大

幅に削減されるため計算資源の削減につながる。

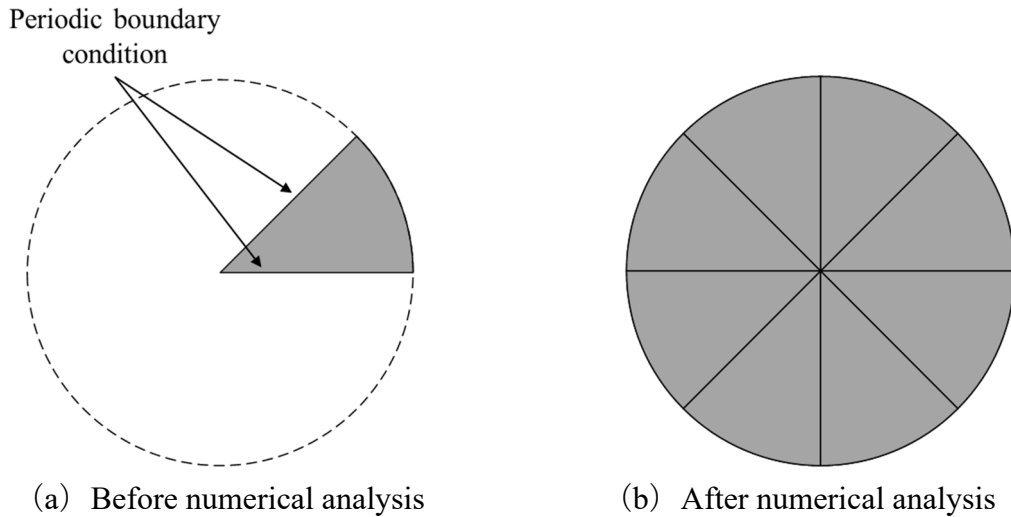


Fig. 3-2 Periodic boundary condition

### 3.4 アクチュエータディスクモデル

アクチュエータディスクモデルは、ANSYS Fluent においては、多孔質ジャンプモデルと呼ばれる。このモデルにより、タービンロータなどの形状を薄い多孔質壁とみなし、解析モデルの簡素化を行なうことが可能である。図 3-3 に示すように、タービンロータをアクチュエータディスクに置き換える。それにより、数値解析の簡便化につながる。圧力損失 $\Delta p$  は式 (3-14)、圧力係数  $C$  は式 (3-15) から導出される。ここで、 $\psi$  は実験で得られる圧力降下係数、 $\phi$  は実験で得られる流量係数である。しかし、タービンロータの翼間流れは再現できず、そのためには 3.5 節の接続境界モデルを採用する必要がある。

$$\Delta p = C \frac{\rho}{2} v^2 \quad (3-14)$$

$$C = \frac{\psi}{\phi^2} \quad (3-15)$$



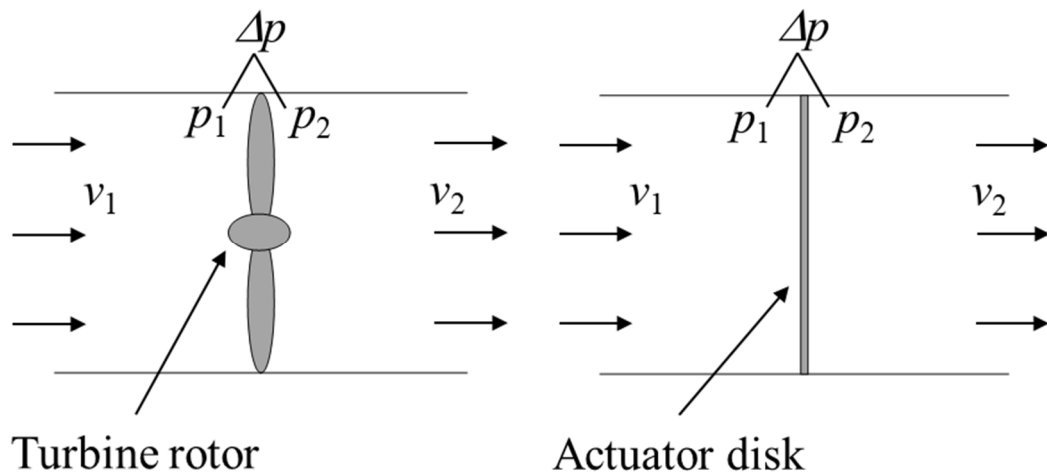


Fig. 3-3 Difference between turbine rotor and actuator disk

### 3.5 接続境界モデル

接続境界モデルは、相対運動する複数の領域を通る流れを解析するためのモデルである。

一般的に回転を伴う解析は非定常計算であるため、収束解を得るまでに多くの計算が必要になる。しかし、接続境界モデルは図 3-4 に示すように、座標系を回転系 (Rotor) と静止系 (Stator) に分けて考え、接続境界面 (Mixing plane) において流れが混合され、非定常性が取り除かれる。そのため、解析結果として定常状態となる。結果として得られる解は、時間平均化された流れ場の近似解を得ることができるため、非定常計算よりも効率的である。

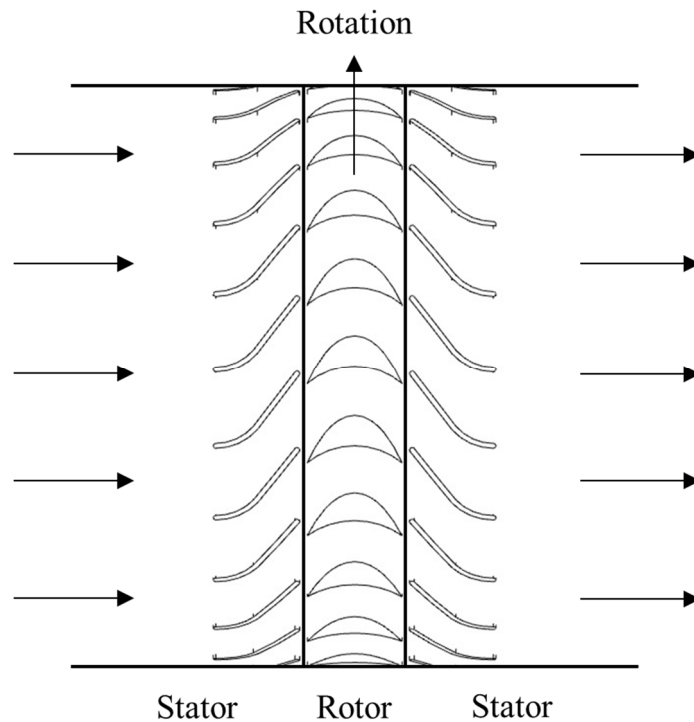


Fig. 3-4 Mixing plane model applied to impulse turbine

### 3.6 格子依存性の評価

数値解析の格子依存性について、図 3-5 および図 3-6 に示す。

図 3-5 はアクチュエータディスクモデルでの結果を示す。格子サイズ 5 mm、5.5 mm、6 mm、6.5 mm および 7 mm において角運動量  $L$  がどれだけ差があるかを示している。どの格子サイズにおいても同様の角運動量を示しており、格子依存性の影響は無いと判断した。

図 3-6 は接続境界モデルでの結果を示す。格子サイズ 3.5 mm、4.5 mm および 6 mm において軸流速度およびタービンロータトルクがどれだけ差があるかを示している。格子サイズの減少に伴い値の変化量が減少しており、格子依存性は十分小さいと判断した。

なお格子依存性については、第 5 章および 6 章の数値解析結果より評価している。

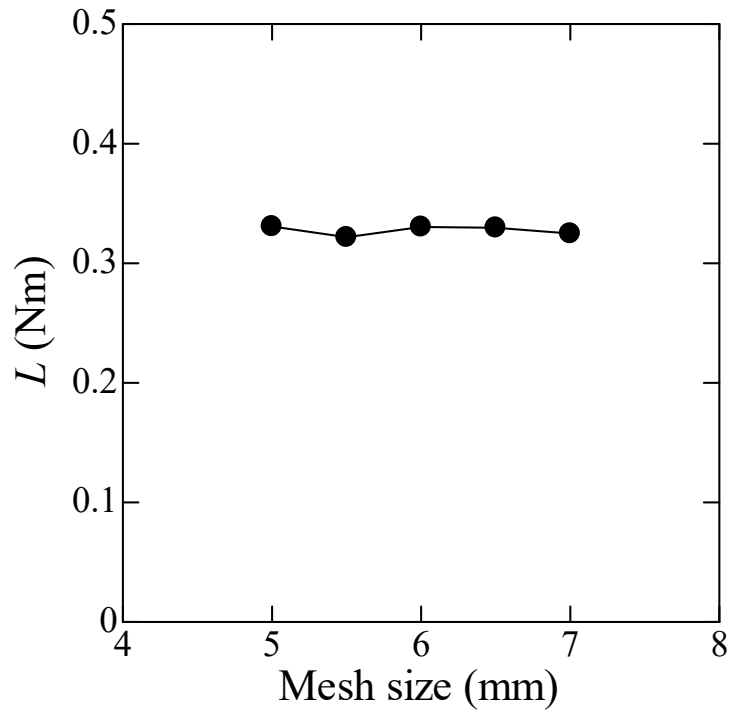


Fig. 3-5 Mesh dependency of calculation for actuator disk model

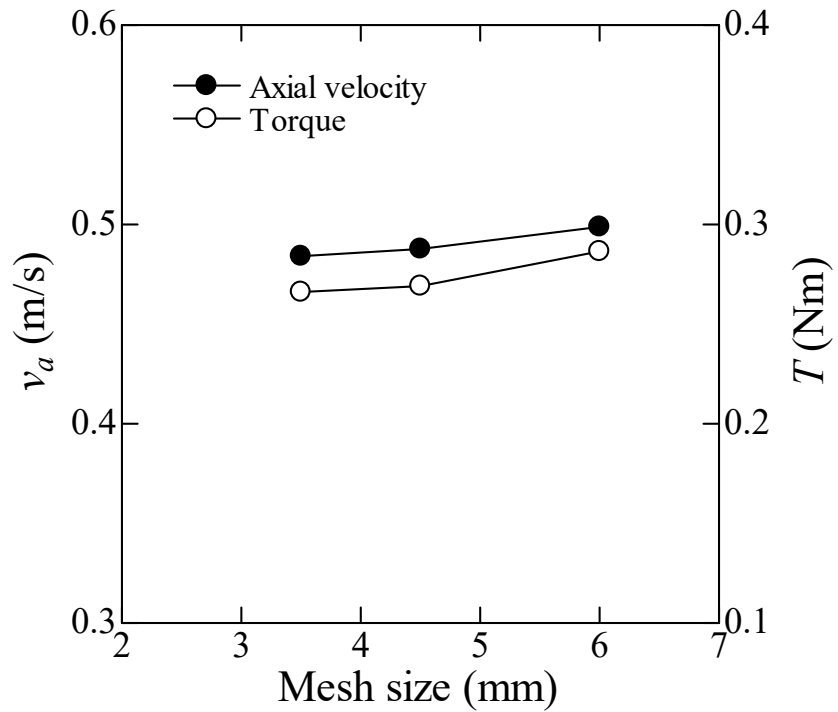


Fig. 3-6 Mesh dependency of calculation for mixing plane model

## 第4章 往復流型集流装置付き衝動タービンの性能

### 4.1 本章の目的

本章では、往復流型集流装置付き衝動タービンの性能について述べる。本実験は佐賀大学海洋エネルギー研究所の回流水槽を用いて定常状態での実験を行なった。本実験では、双方向流れに対応した2種類（および集流装置無し）の形状の異なる集流装置を有する潮流発電システムの性能比較を行ない、最適な集流装置形状を調査した。また、本実験ではそれぞれの集流装置形状に対する性能に及ぼすブロッケージ比の影響及びハブ比の影響を調査した。なお、ブロッケージ比の影響については、九州大学応用力学研究所の曳航水槽を用いて実験を行なった。

### 4.2 実験装置および実験方法

#### 4.2.1 実験装置

実験で使用した回流水槽を図4-1に示す。本実験は、佐賀大学海洋エネルギー研究所の回流水槽において行なわれた。潮流タービン試験装置は、全長約2.5 m、幅1.0 m、水深0.7 mの回流水槽上部観測部に設置した。回流水槽内の実験における状態は、上流側の主流流速  $v_m$  を一定に保ち、タービンロータを15 rpm~80 rpmの回転数の範囲で段階的に変更して実験を行なった。回流水槽は、主流速度  $v_m$  を0.1 m/s~1.5 m/sの範囲で流速を設定できる。ただし実験では、主流速度  $v_m$  を別途用意したピトー管を用い、タービンロータ回転中心面から1 m上流側、水底から0.35 m上の位置で計測し、0.8 m/s程度の流速で実験を行なった。

また実験では、図4-2に示す計測機器によって、タービン前後の壁面静圧差  $\Delta p$ 、タービンに加わる軸方向の力  $F_a$ 、出力トルク  $T$  およびタービンロータ角速度  $\omega$  およびタービンロータ上流の軸流速度  $v_a$  を測定した。所定のタービンロータ回転数毎の計測時間は1分間で、サンプリング周波数は20 Hzである。 $v_a$ の計測においては、高さ方向に一様とみなし、スパン中央の値を用いている。タービンロータ前後の壁面静圧はタービンロータ回転中心面から60 mm上流側および60

mm 下流側で計測した。

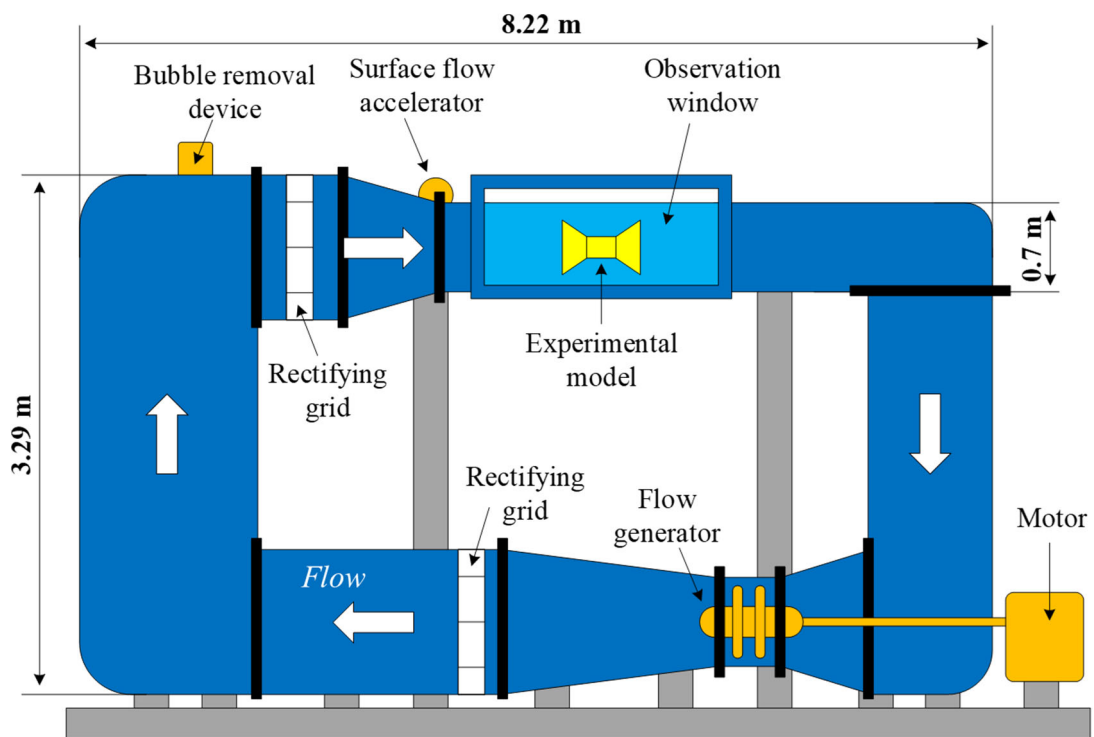


Fig. 4-1 Circulating water tank

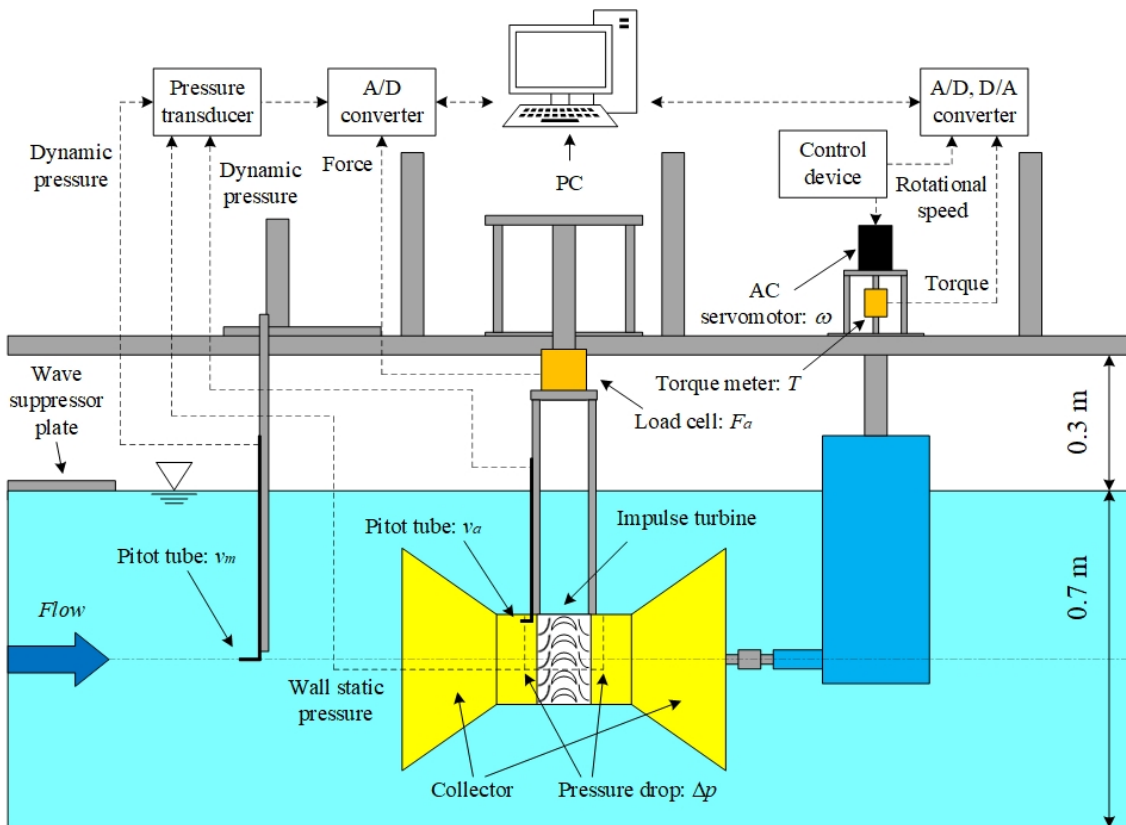


Fig. 4-2 Measuring equipment for circulating water tank

## 4.2.2 固定案内羽根付き衝動タービン

本実験の潮流タービンには、図 4-3 に示す翼列形状固定案内羽根つき衝動タービンロータを採用した。なお図に示すタービンロータは、ハブ比 0.6 である。

供試タービンロータは、ハブ比 0.6、動翼 23 枚、固定案内羽根 24 枚である。ハブ比の違いによる調査の詳細は 4.5 節にて記述する。タービンロータの翼先端直径 169.4 mm、翼先端隙間 0.3 mm、入口（出口）角度  $\gamma = 50 \text{ deg.}$  は共通である。タービンロータ前後の固定案内羽根角度についても、 $\theta_g = 37.5 \text{ deg.}$ 、厚さ 1.5 mm で共通である。

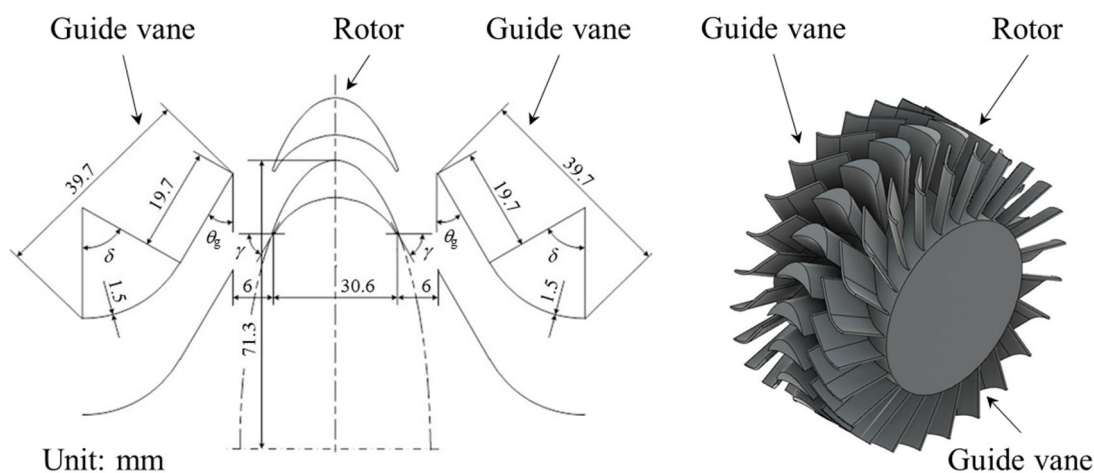


Fig. 4-3 Impulse turbine with fixed guide vane

## 4.2.3 実験条件

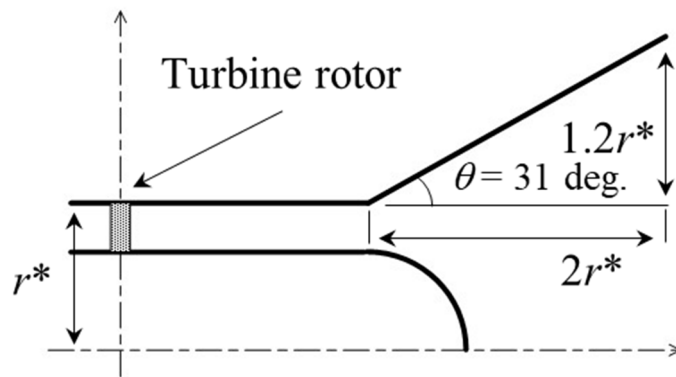
実験装置は 4.2.1 項に示す回流水槽を使用し、回流水槽の主流速度  $v_m$  は 0.8 m/s の定常実験とする。

潮流発電システムの集流装置は、表 4-1、図 4-4 および図 4-5 に示すように 2 種類（および集流装置無し）を用いた。集流装置は円錐形状で、開き角 31 deg. の集流装置（Type I）および開き角 45 deg. の集流装置（Type II）である。集流装置無し（Without collector）の場合も比較のために実験を行なっている。

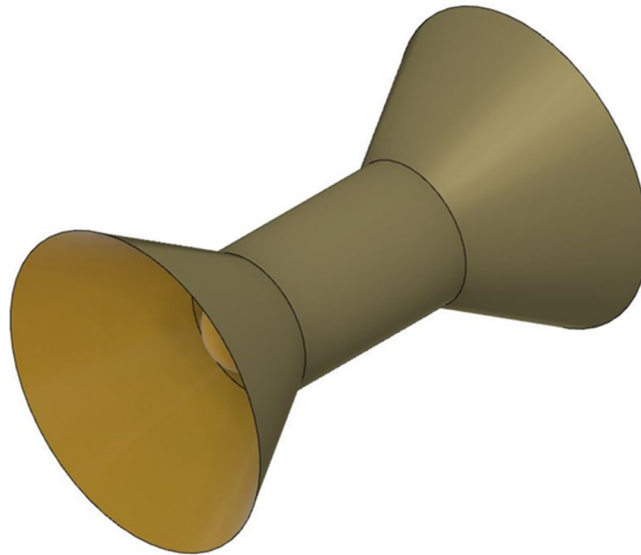
また、このタービンは元々空気用として開発されたものであるため、空気タービン（Air turbine）を水用に適用可能かどうかとも検討する。

Table 4-1 Specifications of flow collector

	Full length (mm)	Maximum diameter (mm)	Minimum diameter (mm)	Opening angle (deg.)
Type I	170	374	170	31
Type II		510		45



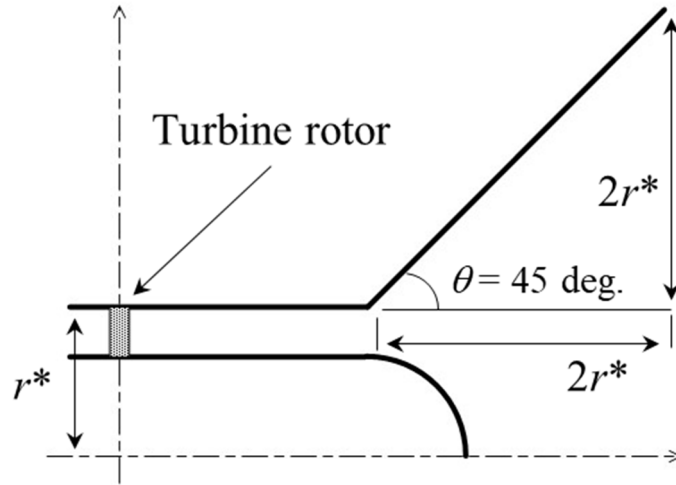
(a) Measurement of flow collector



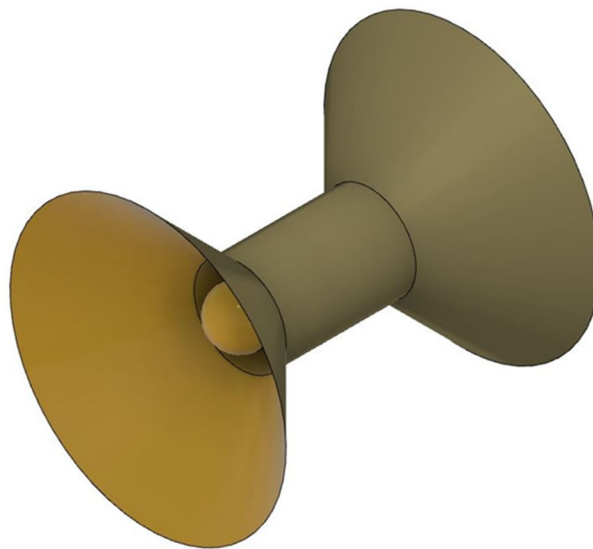
(b) Appearance of flow collector

Fig. 4-4 Flow collector of Type I





(a) Measurement of flow collector



(b) Appearance of flow collector

Fig. 4-5 Flow collector of Type II

### 4.3 実験結果と考察

回流水槽で行なった集流装置形状の流量係数 $\phi$ に対する実験結果を図 4-6~4-11 に示す。図 4-6 は速度比  $AVR$ 、図 4-7 は圧力降下係数 $\psi$ 、図 4-8 はタービン効率 $\eta$ 、図 4-9 は軸力係数 $C_f$ 、図 4-10 はトルク係数 $\tau$ 、図 4-11 は実機予測出力 $P_{FS}$ である。実機予測出力のタービン直径は 10 m とし潮流速度 3 m/s は長崎県五島列島の潮流発電実証実験サイトの最大潮流速度を参考値として用いた<sup>[76]</sup>。なお、2.1 節に示す性能評価式より値を算出する。

図 4-6 の装置上流の流速に対する装置内部の軸流速度の比である速度比については、Type II が最も大きい値を示している。速度比が大きいことは集流効果が大きいことを示しているため、Type II が最も集流効果が高いといえる。

図 4-7 の圧力降下係数については、流量係数が高くなるにつれて差があるが、Type I よりも Type II が低くなっている。圧力降下係数は大きいほうがタービンロータ前後の圧力差が大きくなり好ましいため、集流装置を設置する場合は Type I が適しているといえる。しかし、Type II についても集流装置無しと比較し圧力降下係数は大きいため、集流装置の効果は高いといえる。

図 4-8 のタービン効率については、低流量係数域では全てにおいて同様のタービン効率を示すが、 $\phi=1.5$  以上の高流量係数域では Type II が大きく、集流効果がタービン効率に寄与していると考えられる。

図 4-9 の軸力係数については、Type I が低い値を示している。海水は空気と比較して密度が大きいため、流れの中に物体を設置すると抵抗が大きくなる。そのため、海底に固定設置をする場合は軸力係数が小さい方が好ましい。

図 4-10 のトルク係数については、Type I、Type II とともに高いことから、集流装置無しと比較して集流装置は、トルクの増大に寄与していると考えられる。

図 4-11 の実機予測出力については、Type II が最も高い出力を示し、集流装置の最大径に比例して出力の増大を図ることが可能であるといえる。しかし、図 4-9 の軸力係数が集流装置の最大径に比例して大きくなるため、軸力係数または出力どちらを犠牲にするのか、潮流の状態を考慮して決定する必要がある。本研究では、出力の増大を目的としているため、本章での集流装置の最適形状は最大径が最も大きい Type II とする。

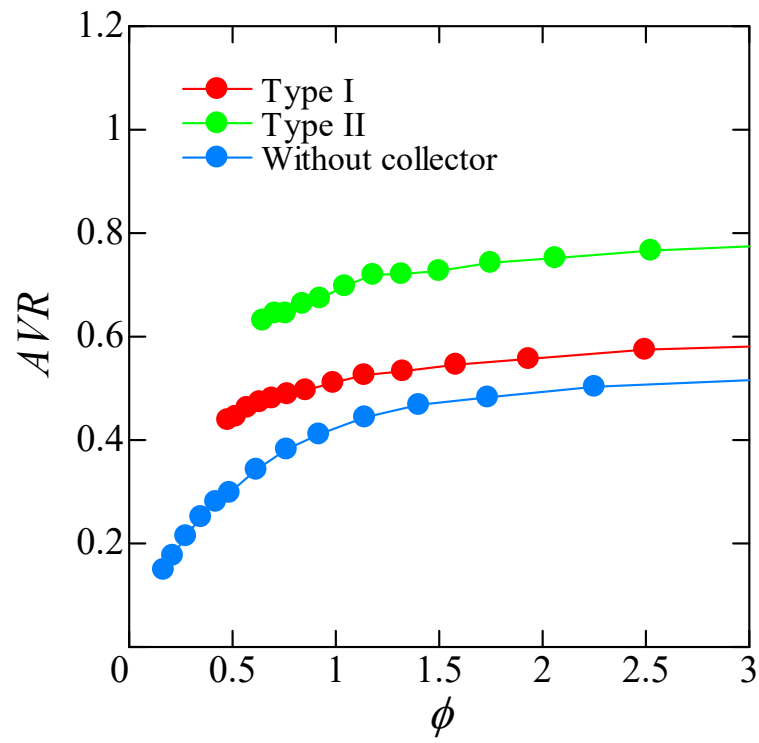


Fig. 4-6 Axial velocity ratio

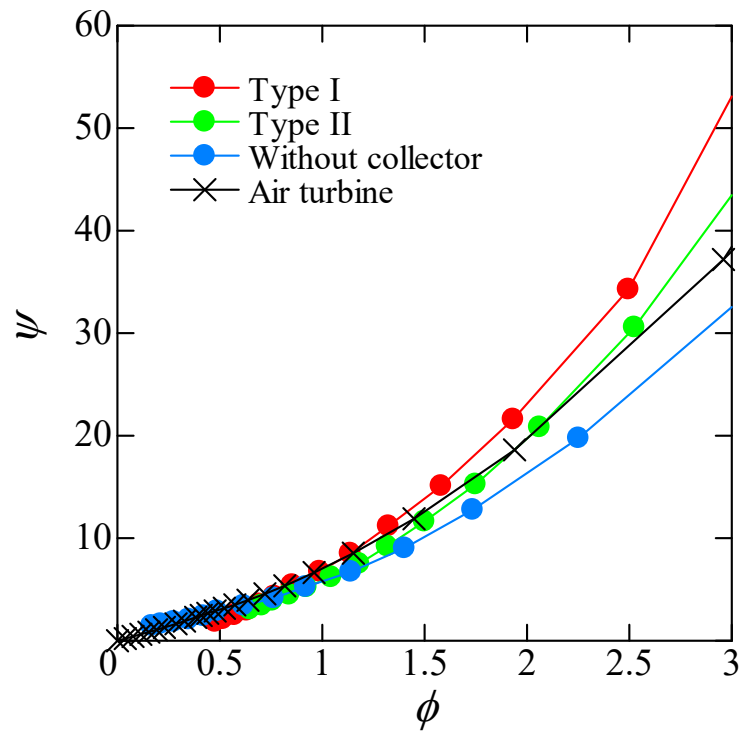


Fig. 4-7 Pressure drop coefficient

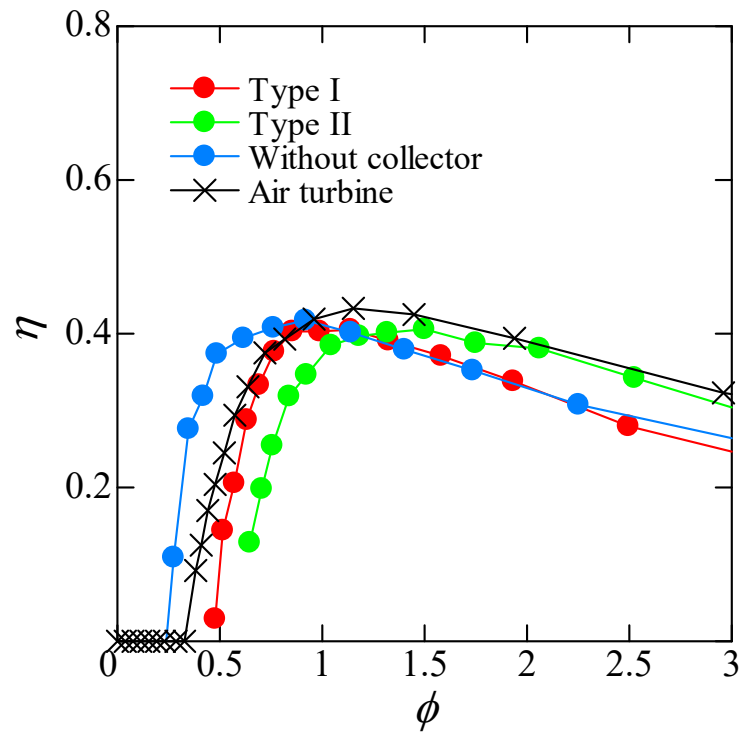


Fig. 4-8 Turbine efficiency

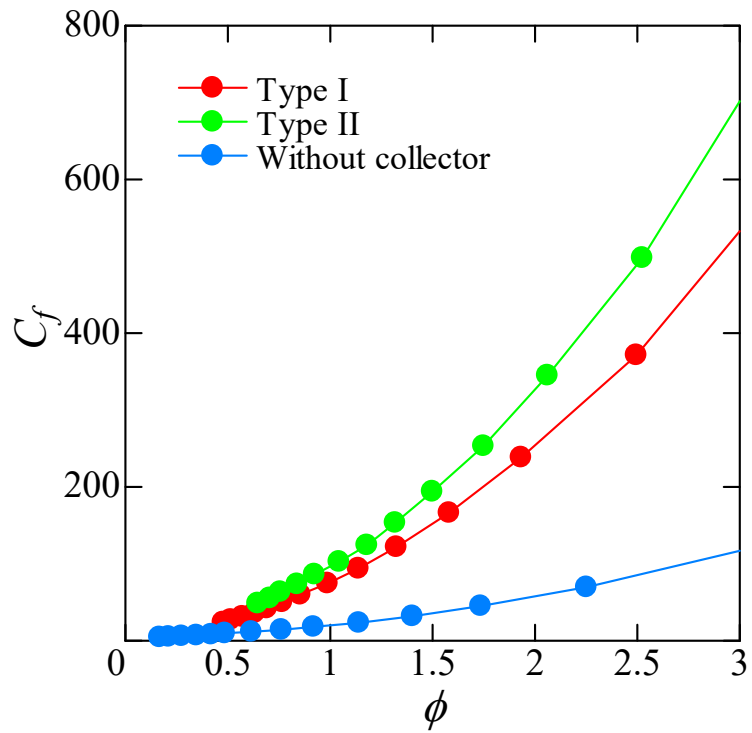


Fig. 4-9 Axial force coefficient

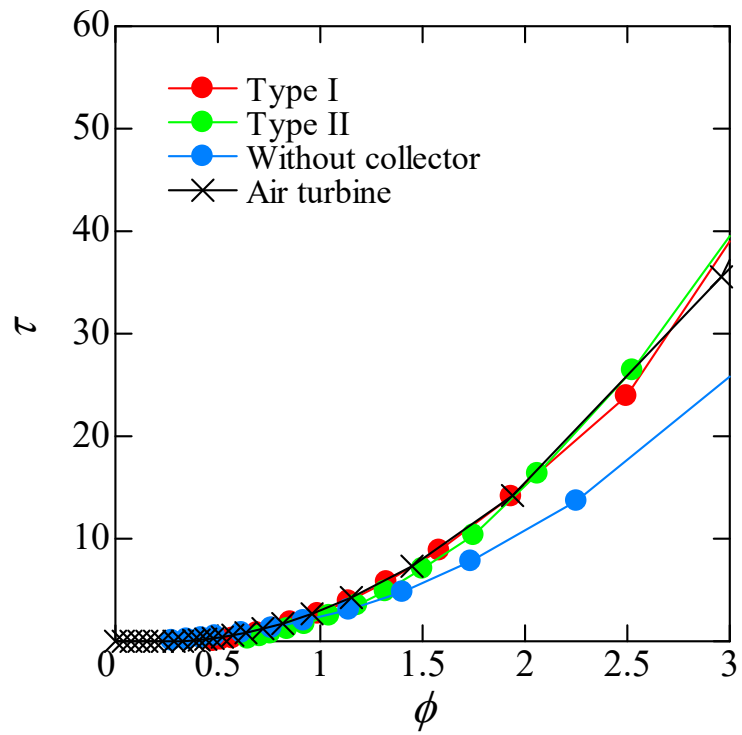


Fig. 4-10 Torque coefficient

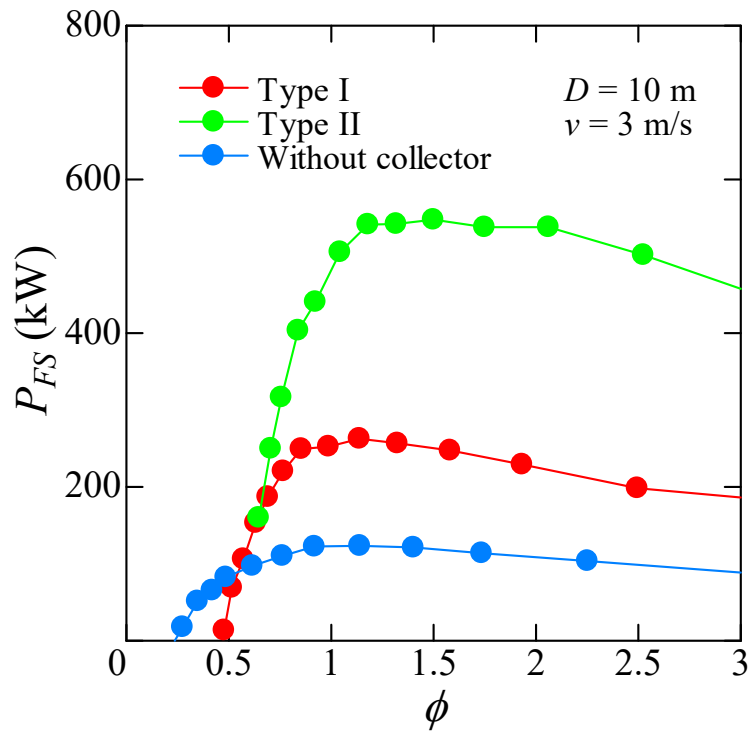


Fig. 4-11 Predicted full-scale power

空気タービンとの比較については空気タービン実験装置の構成上、圧力降下係数、タービン効率およびトルク係数のみの実験結果となる。結果としては、僅かな差があるが概ね同じであるといえる。レイノルズ数については、空気中の実験で約 7.8 万、水中の実験で約 4.0 万である。

#### 4.4 ブロッキング比の影響

本節ではブロッキング比の影響について調査している。ブロッキング比は、流路断面積の大きさに関するものである。流路断面積が無限の場合と流路断面積が有限の場合で流路の流れに違いが発生することが知られている。そのため、本実験装置のように、有限な大きさを持った回流水槽の流路においては、その影響を調査する必要がある。また、ブロッキング比の影響の理論的な導出については Garrett ら<sup>[77]</sup>が提案している。ブロッキング比は、

$$B = \frac{A_c}{A_f} \quad (4-1)$$

と表される。ここで、 $A_c$ は集流装置最大面積、 $A_f$ は流路断面積を示している。

図 4-12 に回流水槽流入側から見た集流装置 Type I および Type II を示す。図 4-12 (a) が Type I、図 4-12 (b) が Type II である。それぞれのブロッキング比は、Type I で  $B = 0.16$ 、Type II で  $B = 0.29$  である。また、ブロッキング比の影響に関する数値解析を Nishino ら<sup>[78]</sup>が報告しており、本実験のブロッキング比はその報告の範囲内である。

ブロッキング比の影響を調査するために、流路断面積が無限大とみなせる水槽が必要である。そのため、本実験では図 4-13 に示す九州大学応用力学研究所の曳航水槽を用いた。曳航水槽は十分な流路断面積を確保可能なため流路断面積を無限大とみなした。

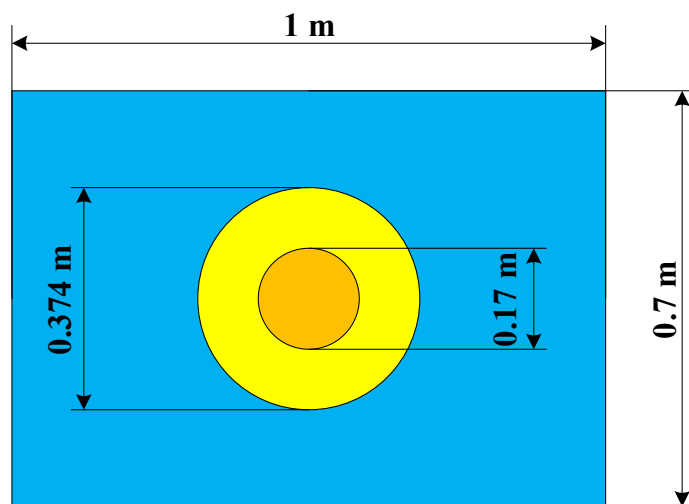
曳航水槽での実験結果を図 4-14~図 4-17 に示す。なお 4.3 節で得られた回流水槽での実験結果と比較している。図は、Type I での速度比  $AVR$  およびタービン効率  $\eta$ 、図は、Type II での速度比  $AVR$  およびタービン効率  $\eta$ を示している。

Type I の速度比については、全流量係数域で値がほぼ一致した。それに対しタ

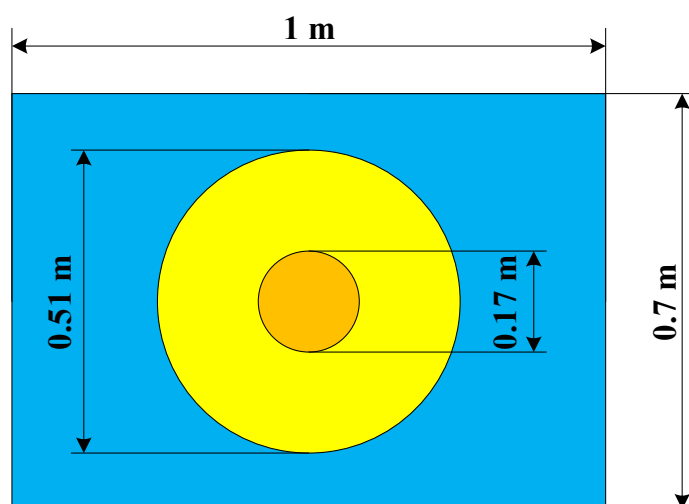
タービン効率は、高流量係数域で僅かに差が生じたが概ね一致しており、ブロッキング比の影響は無いと判断した。

Type II の速度比については、全流量係数域で僅かに差が生じた。それに対しタービン効率は、全流量係数域で値がほぼ一致した。よって、Type II も同様にブロッキング比の影響は無いと判断した。

これらの結果より、回流水槽でのブロッキング比の影響は無いと判断した。



(a) Type I-0.16



(b) Type II-0.29

Fig. 4-12 Blockage ratio

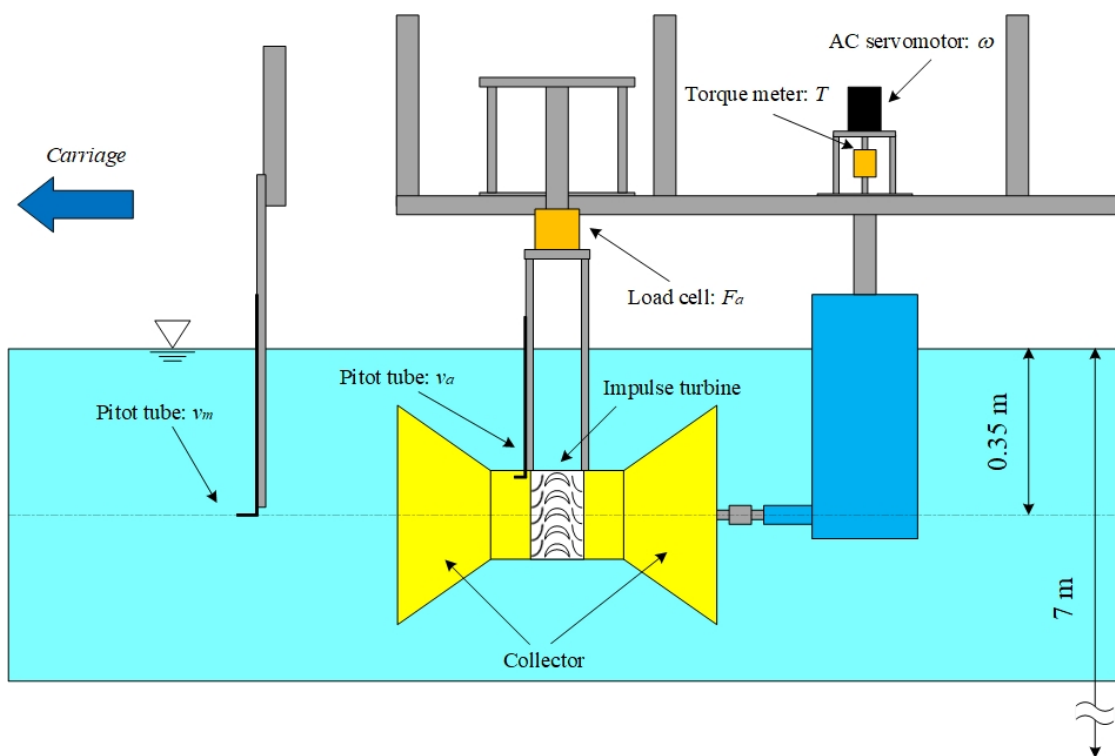


Fig. 4-13 Towing water tank



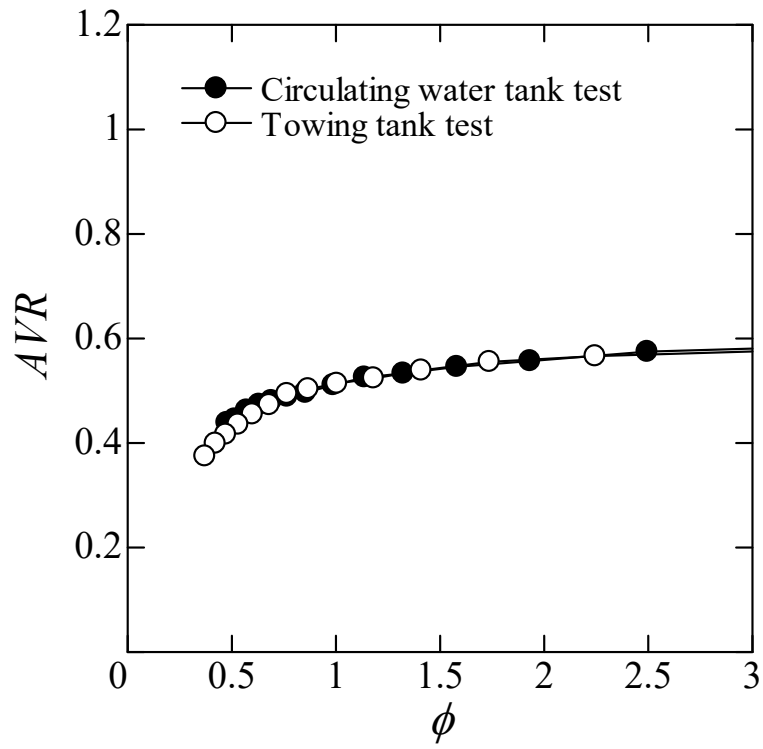


Fig. 4-14 Axial velocity ratio (Type I)

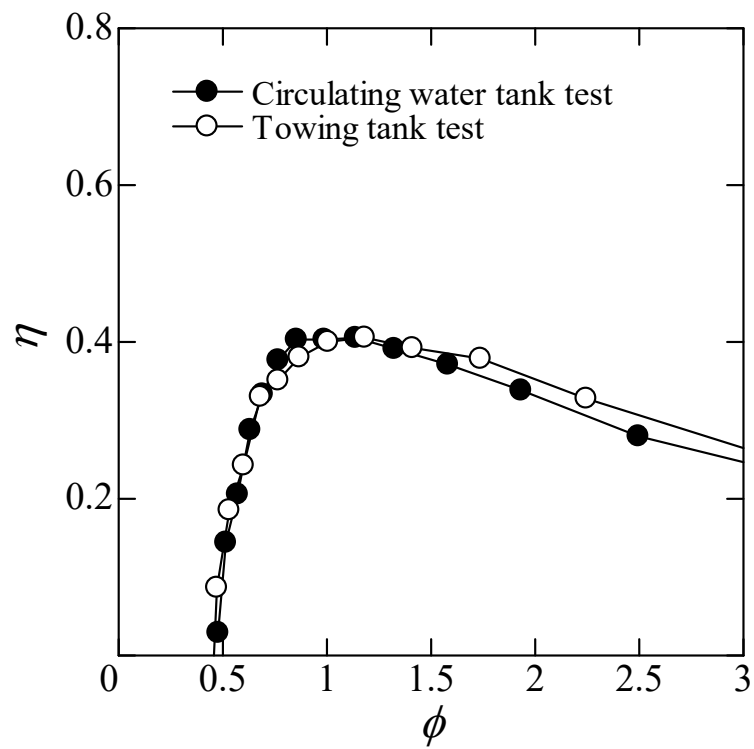


Fig. 4-15 Turbine efficiency (Type I)

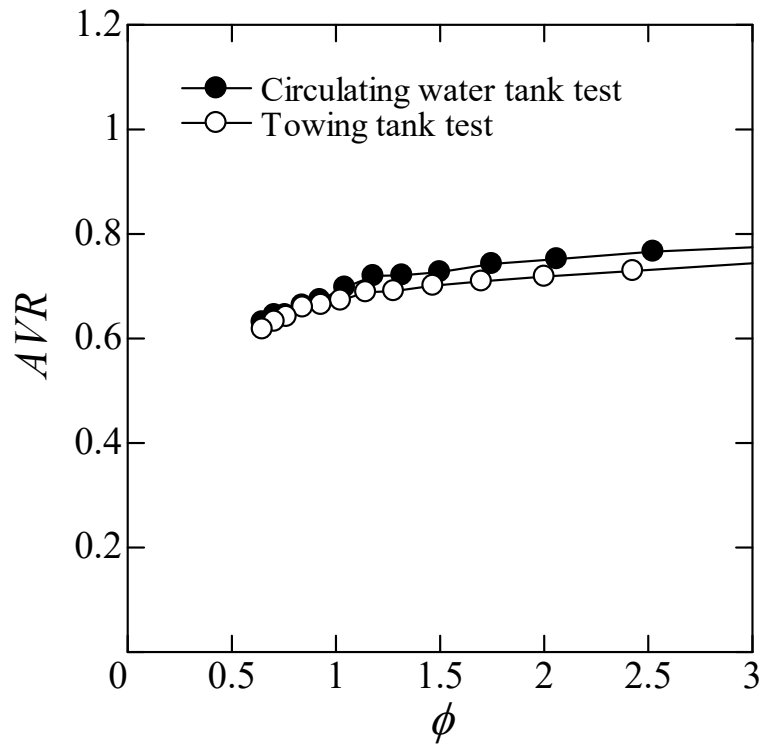


Fig. 4-16 Axial velocity ratio (Type II)

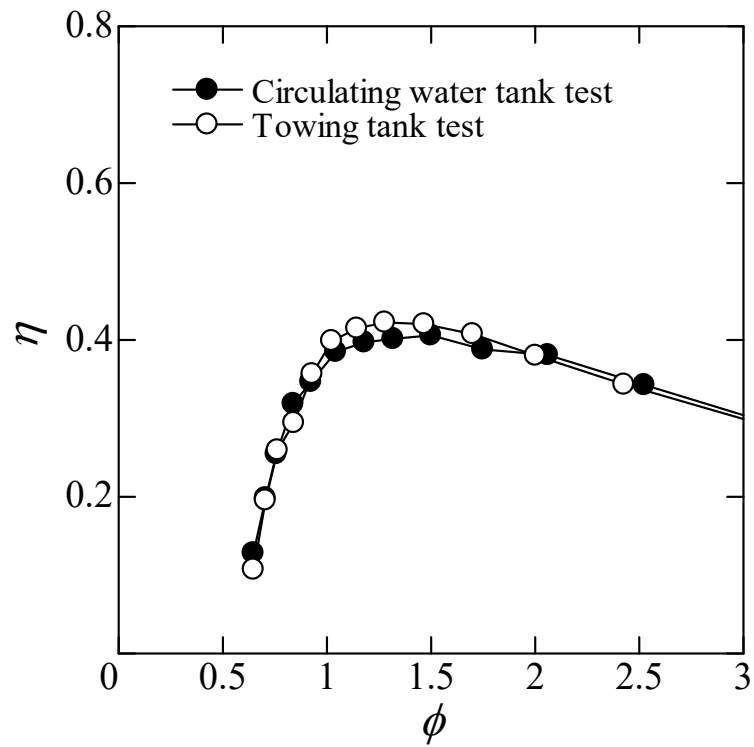


Fig. 4-17 Turbine efficiency (Type II)

## 4.5 ハブ比の影響

4.3 節ではハブ比 0.6 についての実験結果を示したが、本章ではハブ比 0.5 および 0.7 における結果を記述する。ハブ比は $\nu$ の式 (2-11) で表され、 $D_h$  はハブ直径、 $D$  はケーシング直径である。

$$\nu = \frac{D_h}{D} \quad (2-11)$$

ハブ比を変更することにより、流路面積が変化するためタービンロータへの流量が変化する。よって本章ではハブ比の違いによる影響を調査し、最適なハブ比を検討した。また、ハブ比の変更に伴いソリディティを一定にするために、表 4-2 に示す変化が生じる。

Table 4-2 Number of rotor blades and fixed guide vanes for different hub ratio

Hub ratio	Blade (Number)	Fixed guide vane (Number)	Cross sectional area (m <sup>2</sup> )
0.5	21	23	0.0170
0.6	23	24	0.0145
0.7	24	26	0.0116

Type I および Type II のハブ比の影響を図 4-18~図 4-23 に示す。ハブ比 0.5 の場合は速度比が他のハブ比より小さく、同じ速度比であれば、タービンロータに流入する流体エネルギーは流路断面積が大きい方、ハブ比 0.5 の方が有利である。しかし、実機予想出力はハブ比 0.7 の場合よりわずかに大きい程度である。また、ハブ比 0.6 よりも小さく、3 通りのハブ比の実験結果を比較すると、最も実機予想出力が大きいハブ比 0.6 が使用するハブ比として最適である。

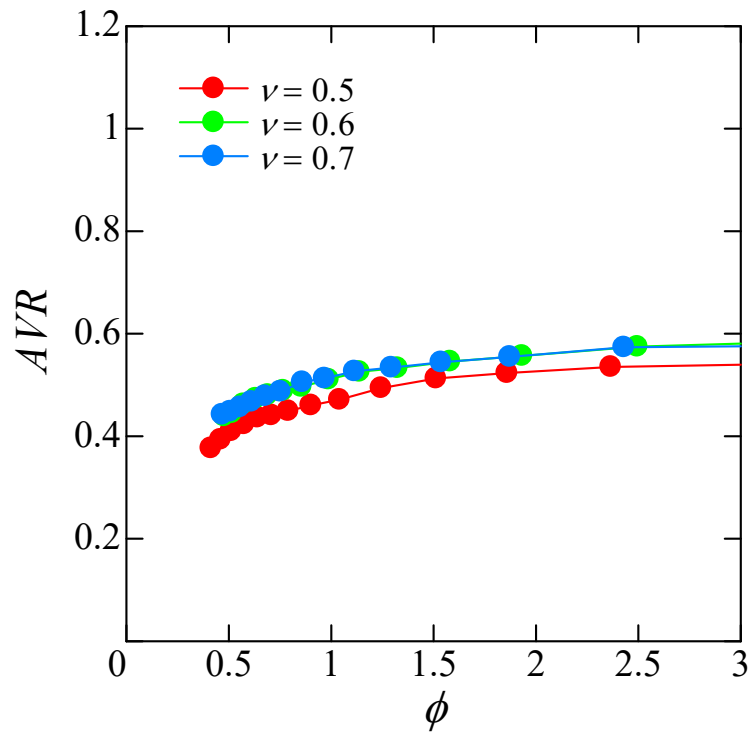


Fig. 4-18 Axial velocity ratio (Type I)

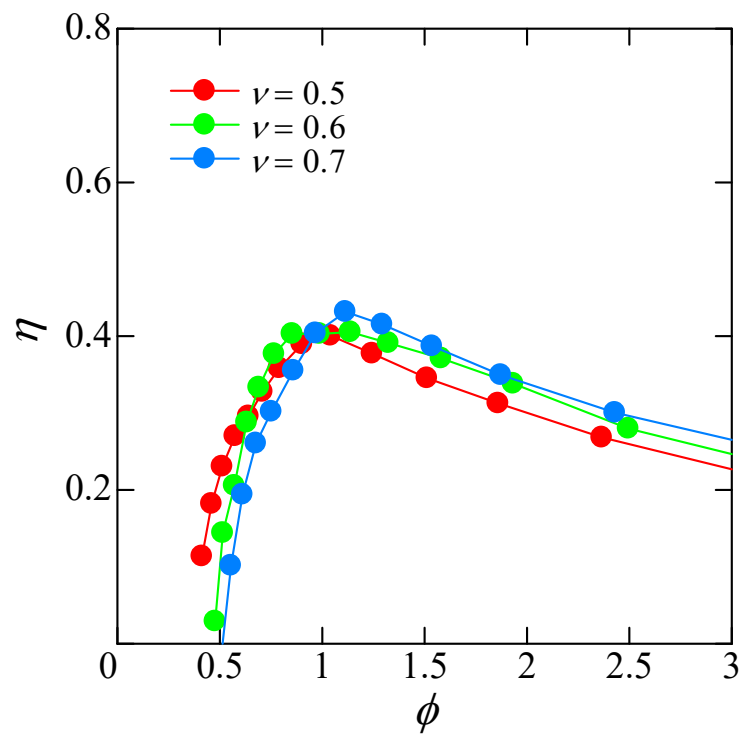


Fig. 4-19 Turbine efficiency (Type I)

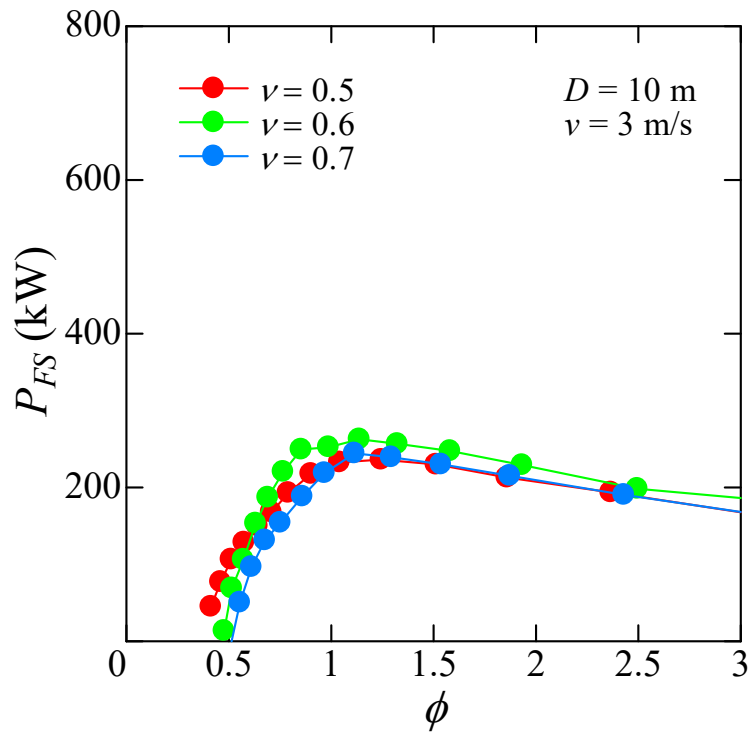


Fig. 4-20 Predicted full-scale power (Type I)

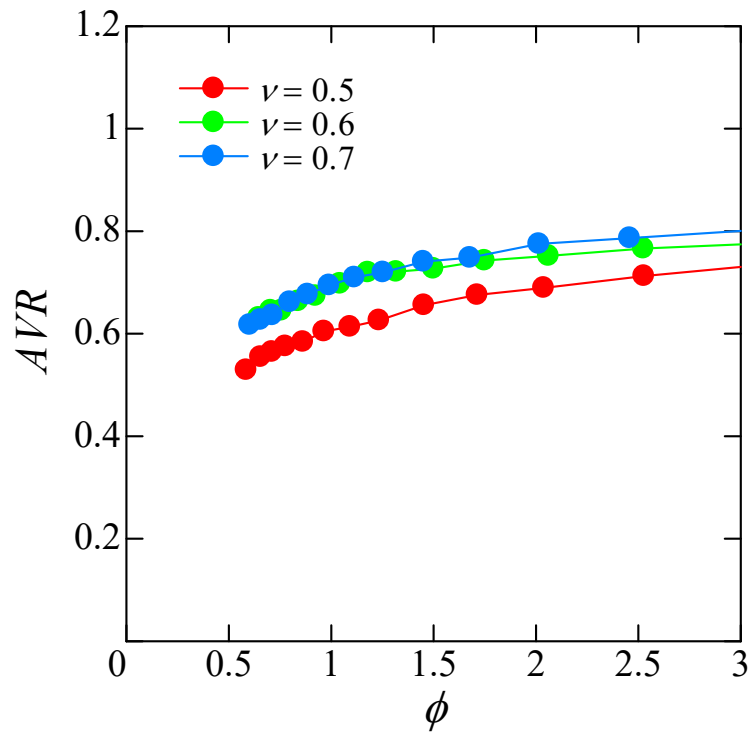


Fig. 4-21 Axial velocity ratio (Type II)

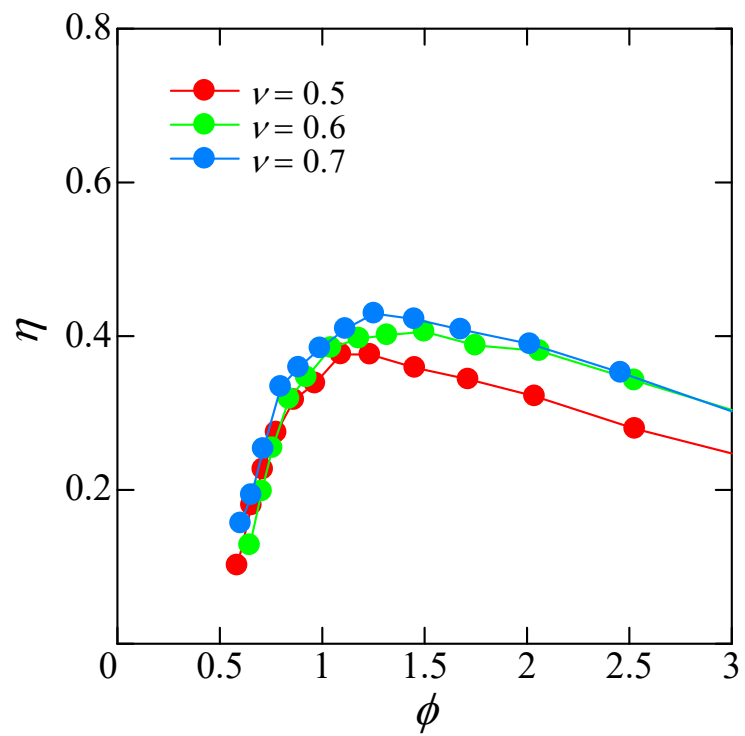


Fig. 4-22 Turbine efficiency (Type II)

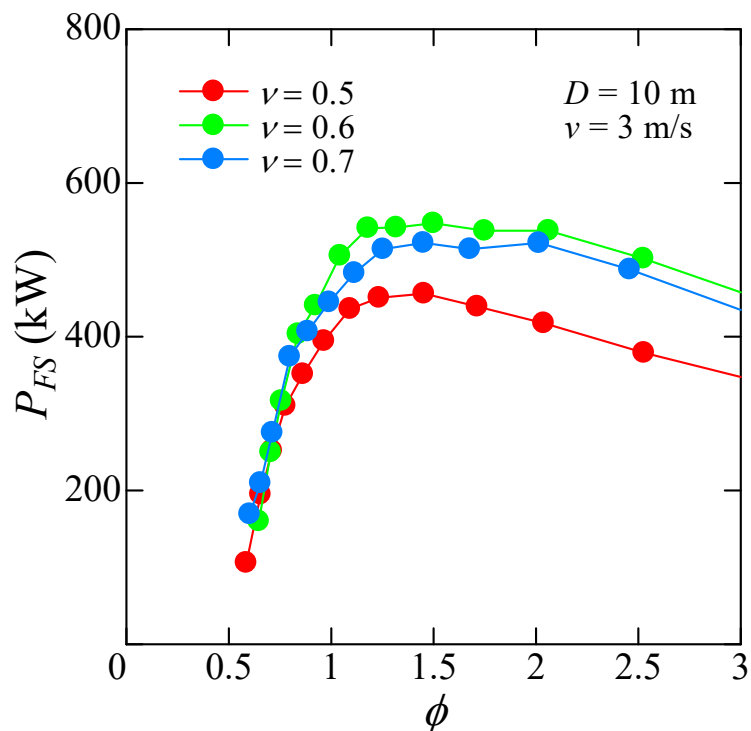


Fig. 4-23 Predicted full-scale power (Type II)

#### 4.6 本章のまとめ

本章では、往復流型集流装置付き衝動タービンの性能についてまとめている。

回流水槽で行なった集流装置形状の実験においては、集流装置を設置することで速度比が増加し集流の効果が確認された。また受流面積の大きい Type II は最も出力の生成に寄与することが示された。

ブロッキング比の影響については、回流水槽と曳航水槽の実験において比較された。回流水槽では流路が狭いためブロッキング比の影響が懸念された。しかし、曳航水槽の実験値との差はごく僅かでブロッキング比の影響は無いと言える。

ハブ比の影響については、ハブ比 0.6 の場合が最も実機予想出力が大きく、使用するハブ比として最適である。

## 第5章 らせん羽根付き集流装置形状の効果

### 5.1 本章の目的

本章では、らせん羽根付き集流装置形状の効果について記述する。タービンロータにおける流体エネルギーから機械エネルギーへの変換は、タービンロータ入口と出口の角運動量変化に基づいたオイラーの式 (5-1) で決定される。

$$H_{th} = \frac{1}{g}(u_1 v_{t1} - u_2 v_{t2}) \quad (5-1)$$

ここで  $H_{th}$  はタービンのオイラーヘッドである。現在広く調査されている潮流タービンは風力タービンと同様に自由流れにタービンロータを置き機械エネルギーへ変換している。その場合タービンロータ入口の角運動量はゼロとなり、予旋回なしの流れとなる。そのため、第4章で示した集流装置に図5-1に示す旋回流れを促すらせん羽根を設置する工夫を行えばタービンロータにおける角運動量を増すことが期待でき、結果的に潮流発電システムの高出力化を実現できる可能性がある。そこで本章では、潮流発電システムを高出力化するためにらせん羽根付き集流装置を提案する。

本実験は第2章で示した回流水槽を用いて定常状態での実験を行なった。本実験では、第4章で得られた結果を基に、集流装置 Type II にらせん羽根を取り付けた。また、実験を行なう前に最適な形状を把握するために、らせん羽根のねじり角度  $\theta$  の影響について数値解析を行なった。らせん羽根付き集流装置は第4章と同様に双方向流れに対応している。しかし、製作コスト削減のために、らせん羽根は上流側の集流装置にのみ取り付けている。

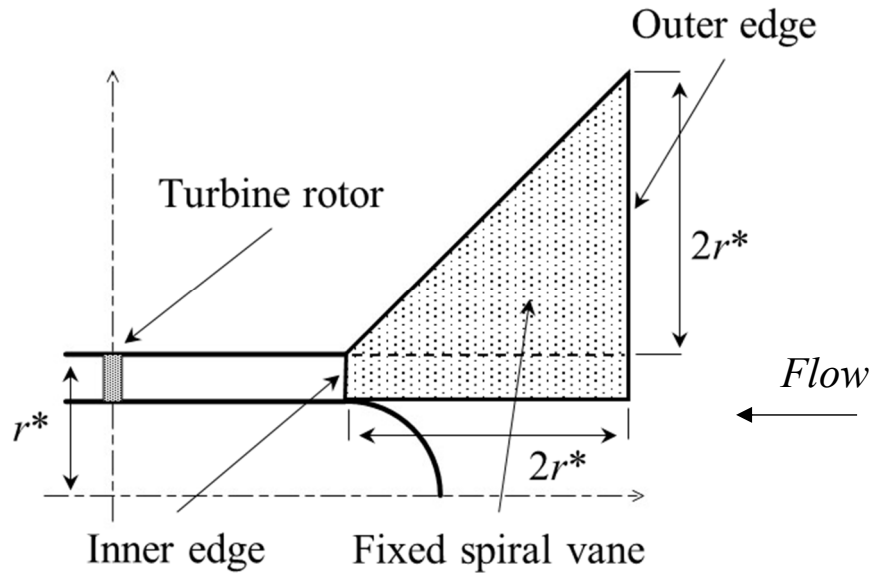
### 5.2 数値解析方法

#### 5.2.1 数値解析条件

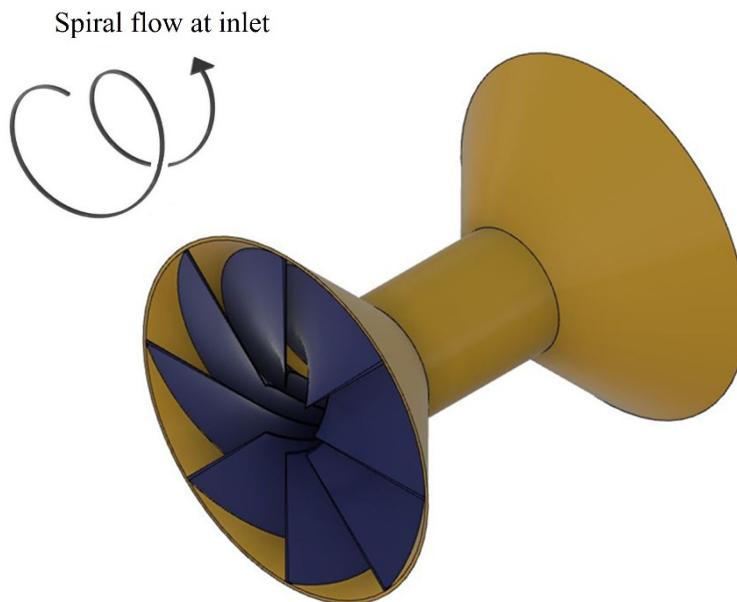
本章では、第4章の結果を基に数値解析を行なう。数値解析を行なうにあた



って、図 5-1 に示す集流装置 (Type II) 内にらせん羽根を設置したらせん羽根付き集流装置を提案した。図に示すように上流側の集流装置で旋回流れが発生する設計になっている。



(a) Measurement of collector with spiral vane



(b) Appearance of collector with spiral vane

Fig. 5-1 Collector of Type II (With spiral vane)

表 5-1 に Type II に設置するらせん羽根のねじり角度を示す。

Table 5-1 Skew angle of spiral vane

Skew angle of spiral vane (deg.)							
45	90	135	180	225	270	315	360

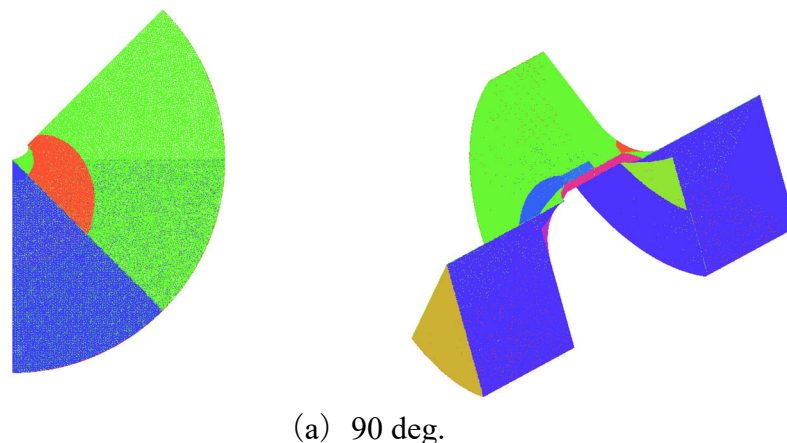
### 5.2.2 数値解析方法

本章では、第 3 章で示した周期境界条件とアクチュエータディスクモデルを用いて数値解析を行なう。数値解析手順は、形状作製、格子生成、基礎方程式の解析の順に進める。アクチュエータディスクモデルを使用した数値解析については、Fleming ら<sup>[79]</sup>のダクト付き潮流タービンの論文で報告されている。

形状作製は、Fortran プログラムを用いて全周モデルを周期境界条件が適用可能な 1/8 モデルを作製した。タービンロータ部はアクチュエータディスクモデルとするために平板とした。

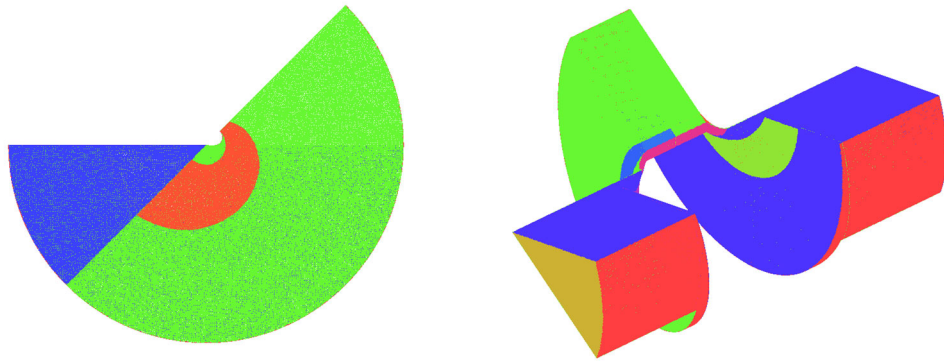
格子生成は、ICEMCFD を用いて図 5-2 に示すように、格子サイズ 6 mm の解析モデルを作製した。

基礎方程式の解析は、Fluent を用いて図 5-3 に示すように、それぞれ境界条件を設定して解析を行なった。

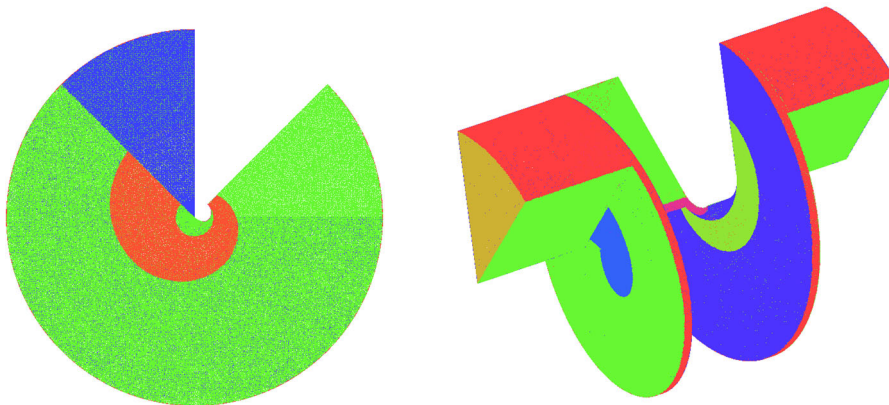


(a) 90 deg.

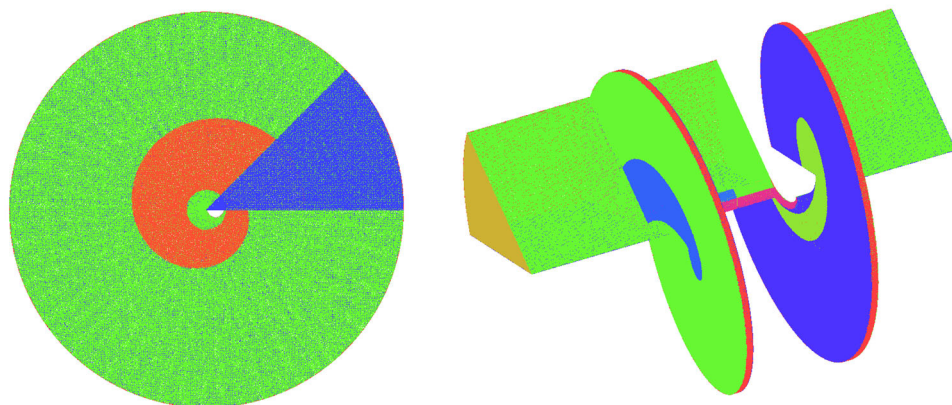
Fig. 5-2 Type II-1/8 analysis model



(b) 180 deg.

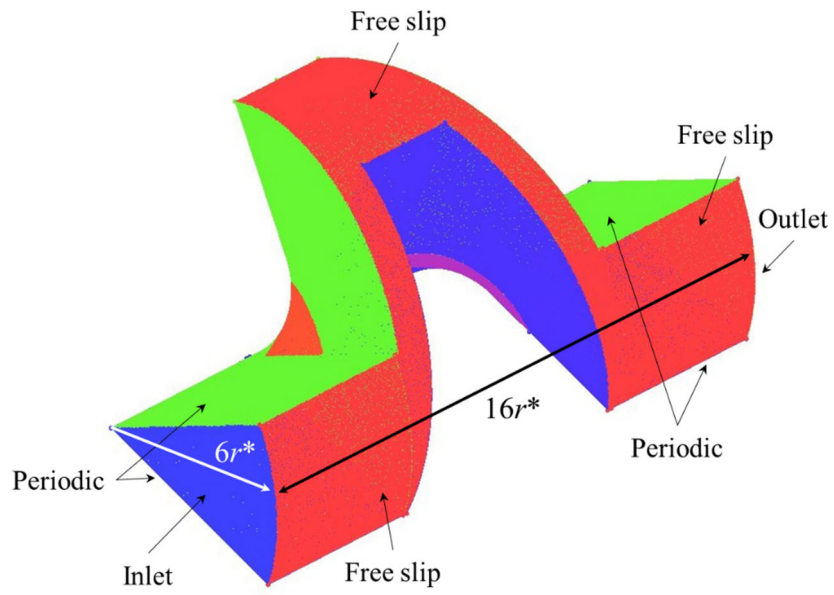


(c) 270 deg.

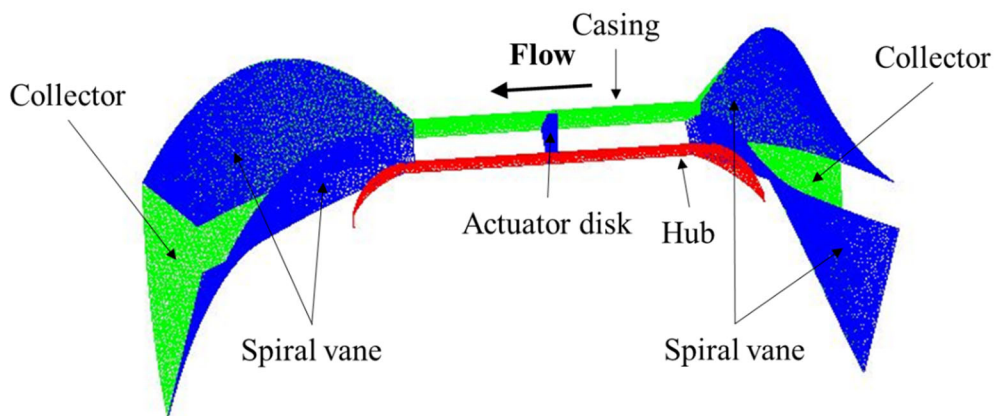


(d) 360 deg.

Fig. 5-2 Type II-1/8 analysis model (Continued)



(a) External boundary condition



(b) Internal boundary condition

Fig. 5-3 Boundary condition

### 5.3 数値解析結果と考察

図 5-4~5-6 に数値解析結果を示す。図 5-4 は、らせん羽根出口とタービンロータ入口の中央位置での軸流速度  $v_a$ 、図 5-5 は、らせん羽根出口とタービンロータ入口の中央位置での旋回速度  $v_t$  の周方向平均値を示している。図 5-6 は軸流速度と旋回速度を使用し、らせん羽根のねじり角度  $\theta_s$  の違いによって生成されたタービンロータ入口と出口における角運動量を示している。角運動量は式 (5-2) から導出される。ここで、 $r$  の積分範囲は  $0.051 \leq r \leq 0.085$  m である。また、式 (3-15) の圧力係数  $C$  は、第 4 章の実験結果より算出した値である。ここでは、実験の流量と概ね一致させるために 2 つの圧力係数  $C=1.73$  (50%の  $C$ ) と  $2.59$  (60%の  $C$ ) の場合で解析を行なった。

$$L = 2\pi r \rho \int_{r_1}^{r_2} v_a v_t r^2 dr \quad (5-2)$$

図 5-4 より軸流速度はねじり角度が小さいほど大きく、図 5-5 より旋回速度はねじり角度が大きいくほど大きくなる。よって軸流速度と旋回速度の両方の結果より図 5-6 の角運動量は、ねじり角度 180 deg. でピーク値を示す。

ねじり角度の軸流速度に関しピーク値は、45~135 deg. ではスパン中央にあり、一方で 270~360 deg. ではスパン中央およびケーシングの近くで減少する。ねじり角度が 270~360 deg. の範囲では、らせん羽根を通過する流量が減少し、流体はらせん羽根のない領域の中心を流れると考えられる。旋回速度に関しピーク値は、45~135 deg. ではケーシング付近にあり、180~360 deg. ではスパン中央で増加する。

以上の結果より作製するらせん羽根付き集流装置のらせん羽根ねじり角度を 180 deg. に決定した。

実験結果と数値解析結果の妥当性については圧力係数  $C = 1.73$  において、実験結果による流量  $Q = 8.21 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 、数値解析結果による流量  $Q = 7.03 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  と差が出たが概ね一致したと判断した。

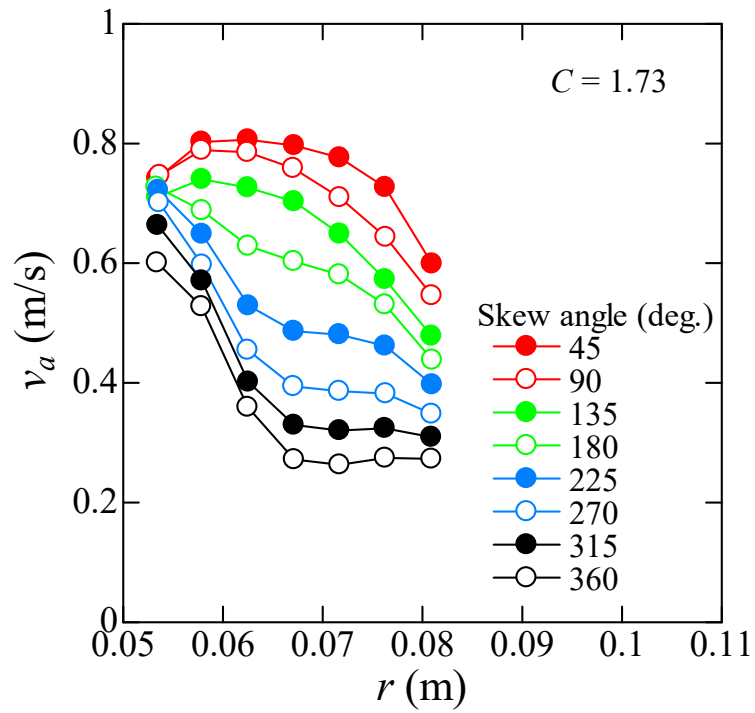


Fig. 5-4 Axial velocity

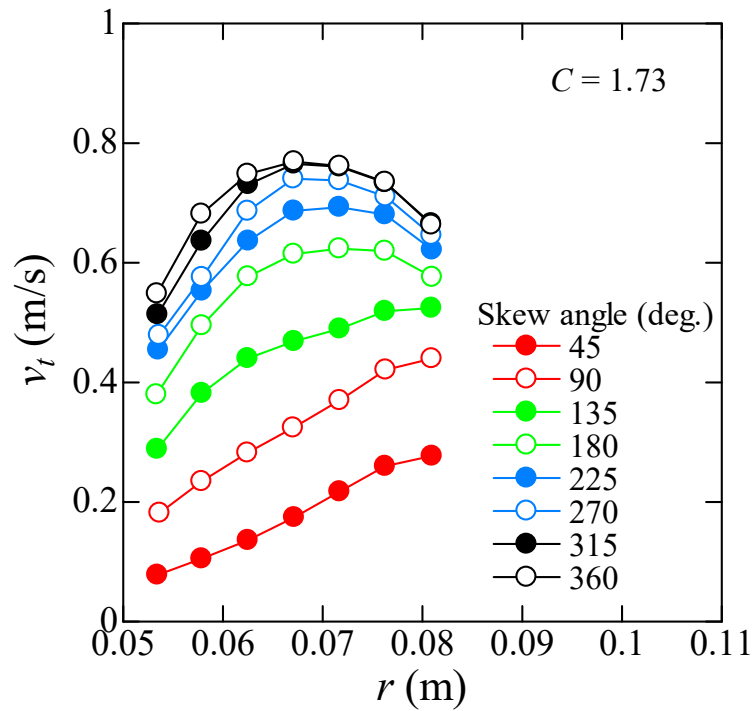


Fig. 5-5 Tangential velocity

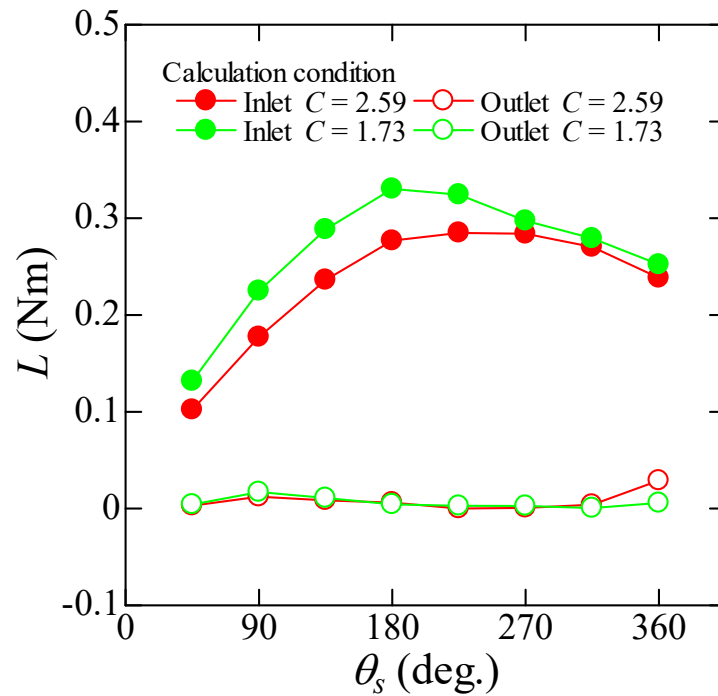


Fig. 5-6 Angular moment

## 5.4 実験装置および実験方法

### 5.4.1 実験装置

実験で使用した回流水槽を図 5-7 に示す。実験装置の大部分は 4.2.1 項と同様である。変更点としては、集流装置内にらせん羽根の取り付けを行なった。また、4.2.1 項の実験装置では、タービンロータ入口にて軸流速度を計測していたが、本章の実験装置では、らせん羽根により上流で旋回流れが発生し軸流速度の計測が困難である。そのため、旋回流れ成分を取り除くためにタービンロータ出口に整流格子 (Rectifying plate) を設け、その下流にピトー管を再配置し軸流速度の計測を行なった。また、ピトー管の位置は連続の式が成り立つと仮定して上流および下流で差は無いとした。

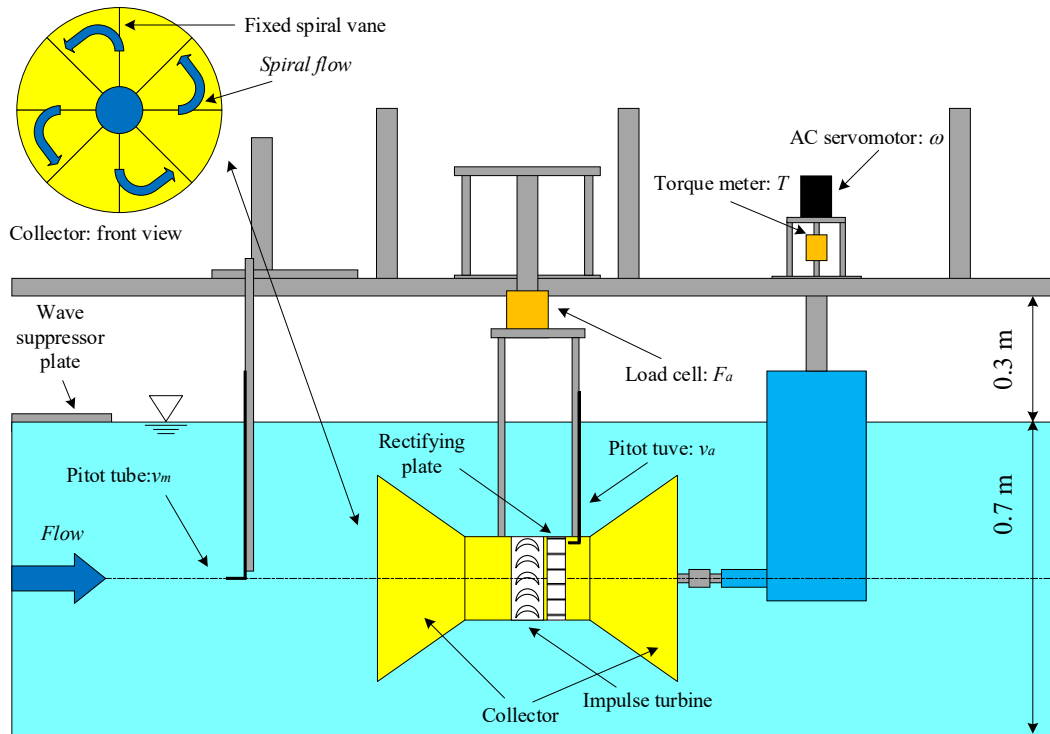


Fig. 5-7 Circulating water tank

## 5.4.2 実験条件

実験条件は、5.3 節の数値解析結果を基に最も角運動量が生成されたらせん羽根角度 180 deg.が設置された集流装置を作製し、実験を行なった。図 5-7 に示す回流水槽を使用し、回流水槽の主流速度  $v_m$  は 0.8 m/s の定常実験とする。

## 5.5 実験結果と考察

らせん羽根付き集流装置の実験結果を図 5-8 から図 5-13 に示す。

図 5-8 の速度比については、Type II (with spiral vane) が最も大きい値を示している。速度比が大きいことは集流効果が大きいことを示しているため、らせん羽根は集流効果を高めるといえる。

図 5-9 の圧力降下係数については、Type II (with spiral vane) が最も低くなっている。圧力降下係数はタービンロータ前後の圧力差を示すため、できるだけ大きいほうが好ましく、集流装置を設置する場合は Type I が適しているといえる。

図 5-10 のタービン効率については、Type II (with spiral vane) が最も低い値を



示している。原因としては、タービンロータ入口角度とらせん羽根で生成された旋回流れの方向がタービンロータ入口に対し適切でなかったためだと考えられる。

図 5-11 の軸力係数については、Type II (with spiral vane) が Type I とほぼ同様の値を示している。そのため、らせん羽根設置による大幅な軸力係数の増加は確認されなかったため、海底に固定設置をすることに適しているといえる。

図 5-12 のトルク係数については、Type II (with spiral vane) が最も低い値を示している。これは図 5.5-3 と同様に、タービンロータ入口角度とらせん羽根で生成された旋回流れの方向がタービンロータ入口に対し適切でなく、トルクに結び付いていないためだと考えられる。

図 5-13 の実機予測出力については、Type II に次ぐ出力を示したが、らせん羽根の有用性を示すにあたってはさらなる改善が必要である。現状では Type II が最も高いを示すことが確認された。この原因を解明するために第 6 章では、らせん羽根付き集流装置と衝動タービンの流れ場を数値解析により調査する。

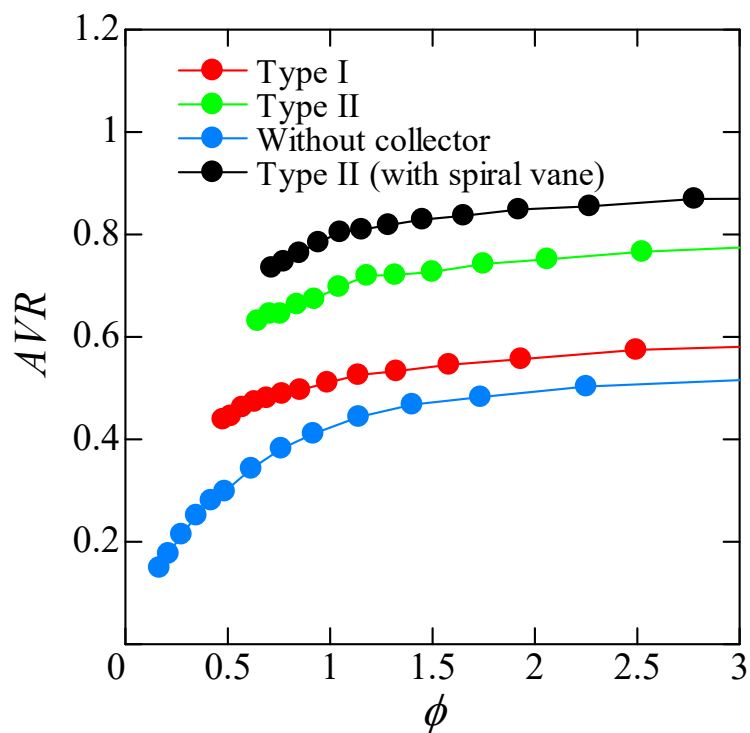


Fig. 5-8 Axial velocity ratio

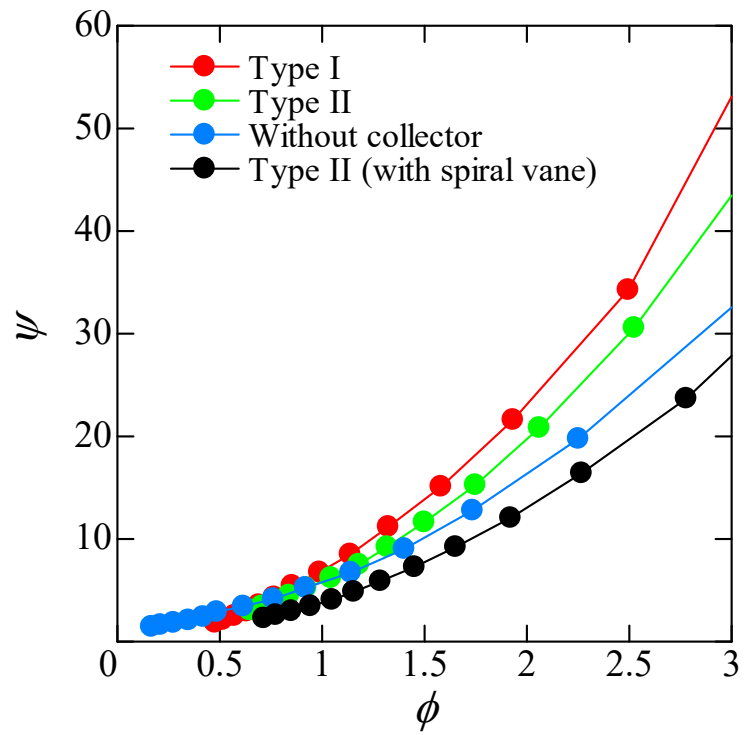


Fig. 5-9 Pressure drop coefficient

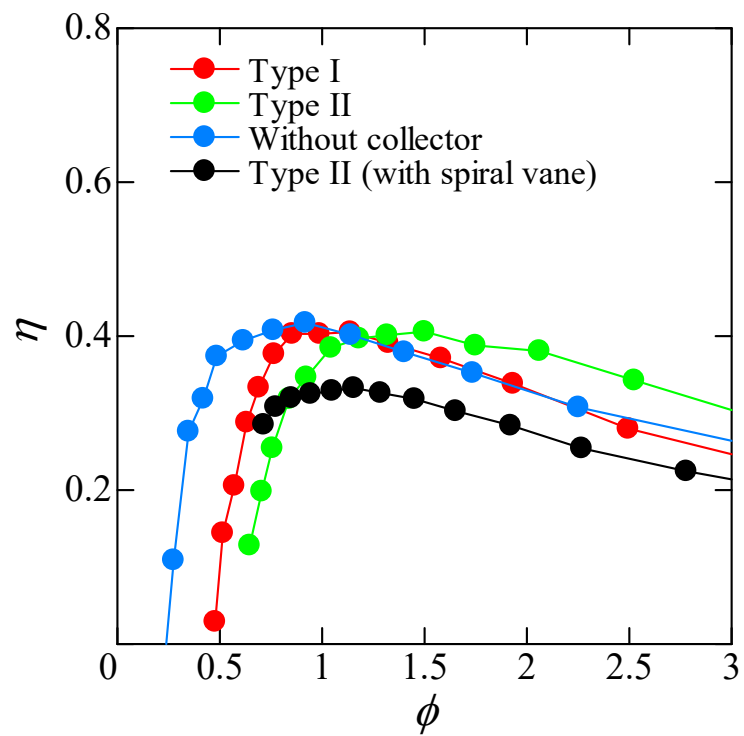


Fig. 5-10 Turbine efficiency

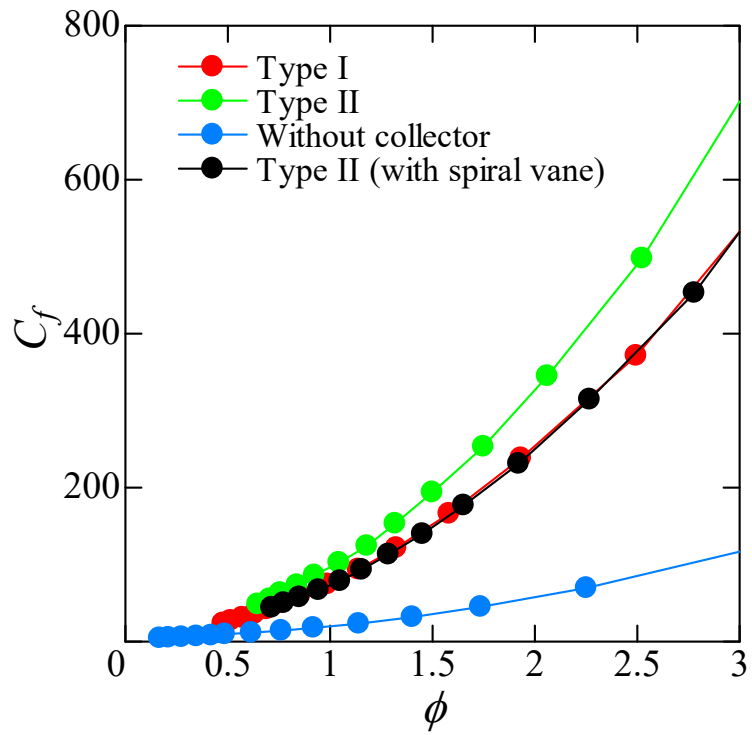


Fig. 5-11 Axial force coefficient

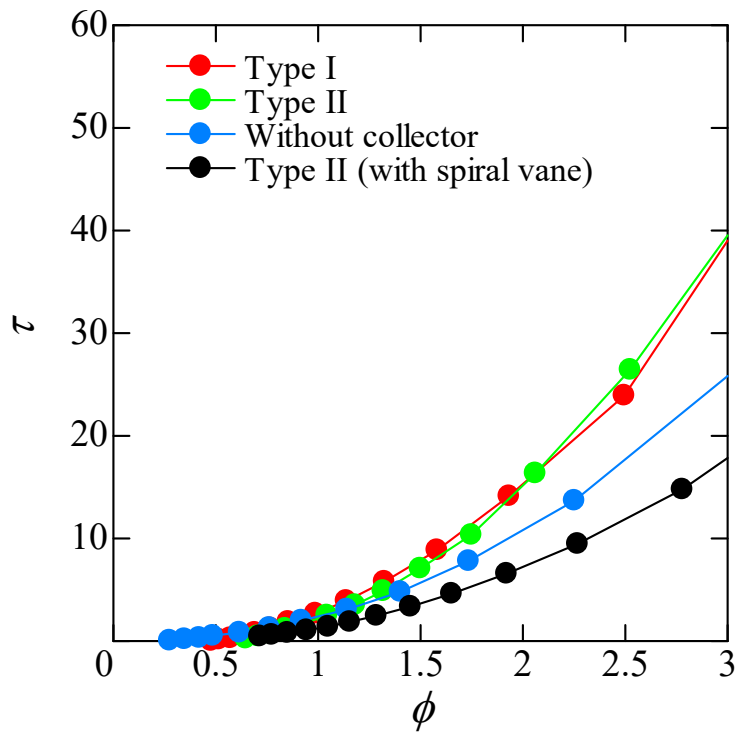


Fig. 5-12 Torque coefficient

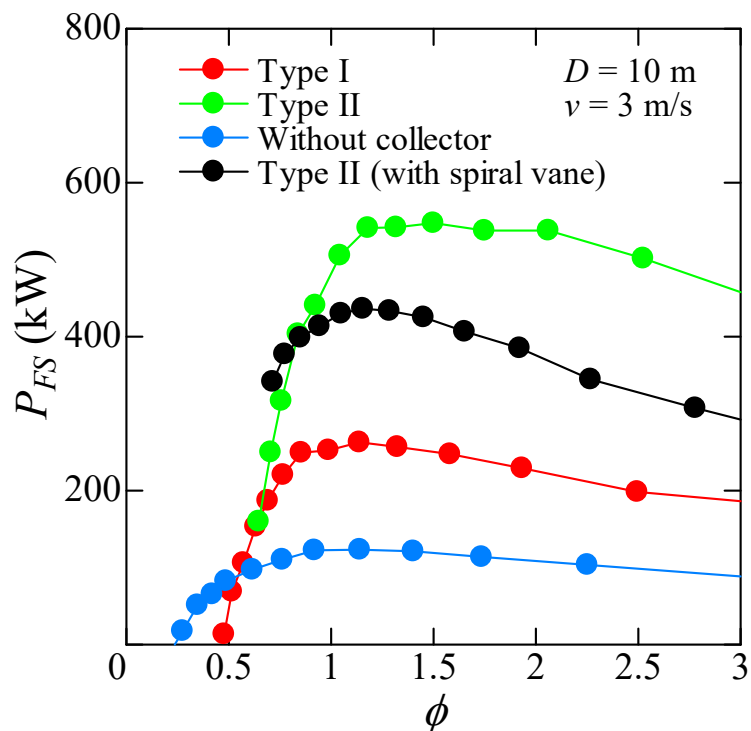


Fig. 5-13 Predicted full-scale power

## 5.6 本章のまとめ

本章では、第4章の結果を基に集流装置 Type II にらせん羽根を取り付けた、らせん羽根付き集流装置形状の効果についてまとめている。

数値解析によりらせん羽根ねじり角度の効果を調査した結果 180 deg.において最も大きい角運動量を示した。45 deg.は軸流速度の増加に伴う旋回速度の低下、360 deg.は旋回速度の増加に伴う軸流速度の低下が見られ、らせん羽根の角度としては最適ではなかった。

実験においては、らせん羽根を取り付けたことにより速度比は改善された。しかし、らせん羽根で生成された旋回流れとタービンロータとの整合性に課題が残り、トルクに結び付かず Type II には届かなかった。そのため、らせん羽根の有用性を示すにあたってはさらなる検討が必要である。

## 第 6 章 らせん羽根付き集流装置と衝動タービンの流れ解析

### 6.1 本章の目的

本章では、らせん羽根付き集流装置と衝動タービンの流れ解析を行なう。第 5 章の実験では、らせん羽根付き集流装置の有用性が十分には示されなかった。そのため衝動タービンを含めた数値解析を行ない詳細な内部流れの調査を行なう。この調査を行なうことで、らせん羽根付き集流装置と衝動タービンロータの整合性の改善を検討する。また、らせん羽根で生成された旋回流の角度が把握できるため、今後の改善につながる。

### 6.2 数値解析方法

#### 6.2.1 数値解析条件

本章では、第 5 章の結果を基に数値解析を行なう。第 5 章では、Type II にらせん羽根を設置したが、Type II を上回る出力が確認されなかった。そのため原因を把握するために、Type II (with spiral vane) の全周モデルの数値解析を行なう。また、らせん羽根を設置したことによる影響を調査するために、図 6-2 に示すらせん羽根を設置した場合と設置していない場合の数値解析も行なう。

#### 6.2.2 数値解析方法

本章では、第 3 章で示した接続境界モデルを用いて数値解析を行なう。数値解析手順は、形状作製、格子生成、基礎方程式の解析の順で進める。

形状作製は、図 6-1 に示すように 3D CAD を用いて全周モデルを作製した。全周モデルは軸方向と半径方向の領域長さサイズは  $2,040 \text{ mm} (= 24r^*)$  と  $510 \text{ mm} (= 6r^*)$  である。

格子生成は、ANSYS ICEM CFD 2019 R1 を用いて、格子サイズ  $3.5 \text{ mm}$  の非構造格子を生成し、セル数は約 2,300 万である。

基礎方程式の解析は、ANSYS Fluent 2019 R1 を用いて定常 3 次元 NS 数値解析を行った。境界条件については、流入境界に軸流速度の実験値を与え、流出境界

に大気圧を与えた。乱流モデルによる乱流粘性係数の算定には、壁遠方での RNG  $k-\varepsilon$  の 2 方程式モデルと壁近傍領域に適した  $k$  の 1 方程式モデルを組み合わせた RNG  $k-\varepsilon$  モデルを採用した。

また、図 6-2 に示すようにタービンロータ部ではタービンロータのみ回転座標として、接続境界モデルを使用し、回転数を一定にした計算を行なった。らせん羽根については、実験と合わせて、上流側のみに設置されており、下流側にはらせん羽根なしの計算を行なっている。

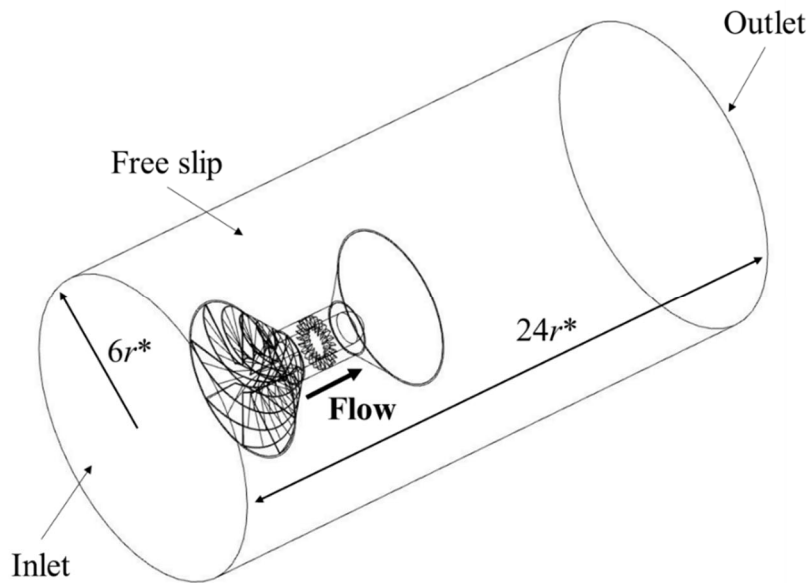


Fig. 6-1 External analysis model

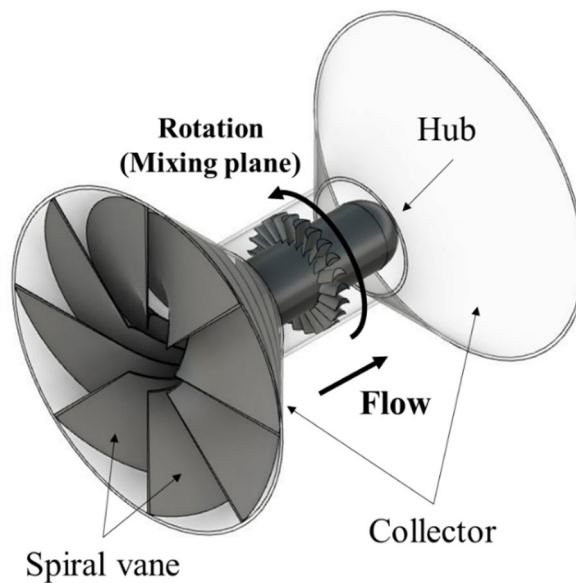


Fig. 6-2 Internal analysis model

### 6.3 数値解析結果と考察

外部流れの計算結果について、図 6-3 および図 6-4 にらせん羽根ありとなしの場合の速度のベクトルを示す。これらは、タービン効率が最大となる流量係数における計算結果である。

図より上流側の集流装置先端からはく離が発生し、渦が後方に発生していることが確認できる。本研究では出力の増加を目的とするため、集流装置の面積が大きい方が好ましい。しかし、本装置を海底に設置することを考えた場合は、流動抵抗の低減のために、はく離領域の小さい集流装置の提案が今後必要といえる。また、らせん羽根を設置したことによる影響はほぼないといえる。

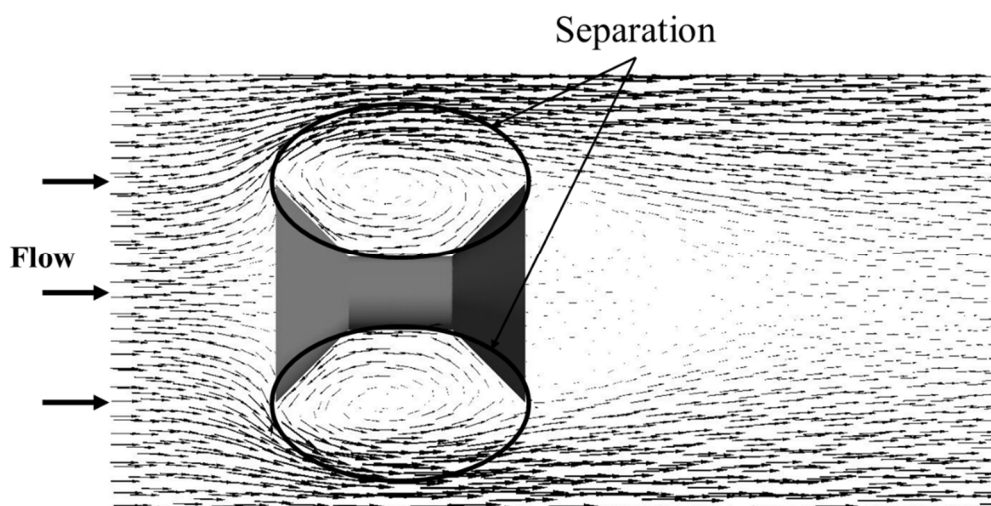


Fig. 6-3 External flow (With spiral vane in the collector)

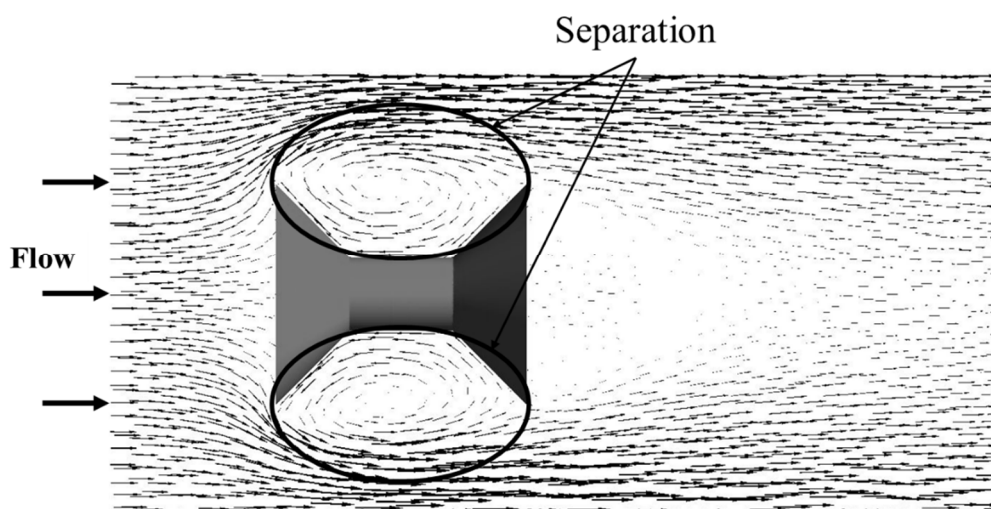


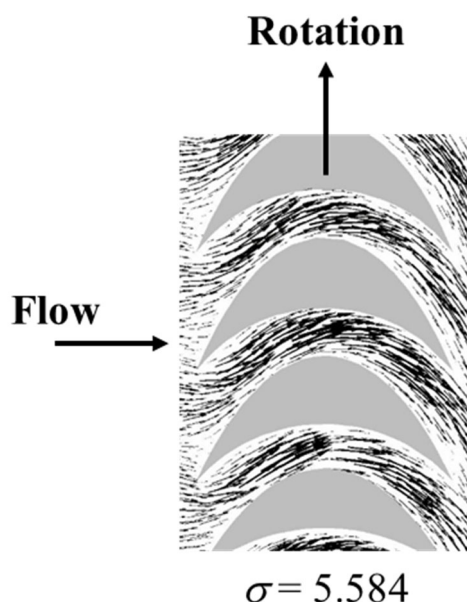
Fig. 6-4 External flow (Without spiral vane in the collector)

内部流れの計算結果について、図 6-4 に相対速度ベクトルを示し、タービンロータの翼先端側からの図である。

計算結果より、ハブから翼先端にかけて、タービンロータに流入する軸方向からの流入角度が小さいことが確認される。そのため、タービンロータのトルクが比較的小さく第 5 章の結果が実験で得られたと考えられる。

図 6-5 (a) および図 6-5 (b) では、はく離領域は確認されないが、図 6-5 (c) に示すように翼先端近くでは、はく離領域広がっていることが確認できる。これは、タービンロータに流入する角度が小さいことやタービンロータのソリディティが小さいことが影響していると考えられる。

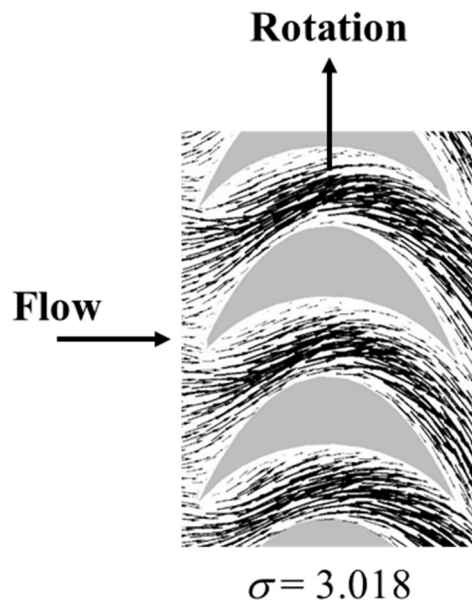
次にらせん羽根近くとタービンロータ近くの軸方向位置における  $v_a$  と  $v_t$  の差異が流入角に及ぼす影響を考える。図 6-6 はらせん羽根に近い位置（タービンロータ中心から流入側に 0.09 m）、図 6-7 にタービンロータに近い位置（タービンロータ中心から流入側に 0.03 m）の軸流速度  $v_a$  と旋回速度  $v_t$  を示す。図 6-6 と図 6-7 を比較すると、旋回速度  $v_t$  はらせん羽根に近い方が大きく、タービンロータに近づくにつれて小さくなっている。これは、らせん羽根で生成された旋回流れがタービンロータに到達する前に減少し、タービントルクに結び付かない原因になっていると考えられる。



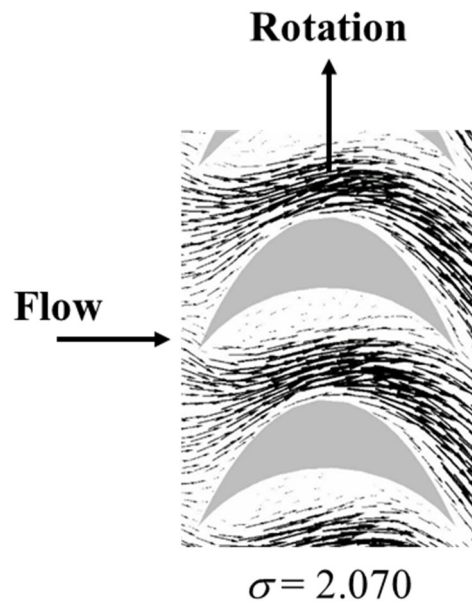
(a) Hub side

Fig. 6-5 Flow between turbine rotor blades





(b) Midspan



(c) Blade tip side

Fig. 6-5 Flow between turbine rotor blades (Continued)

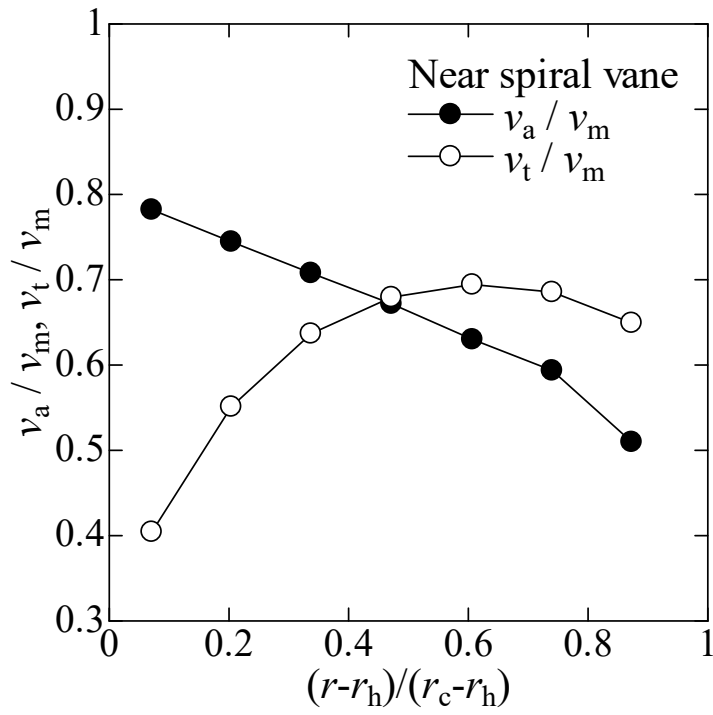


Fig. 6-6 Velocity near spiral vane

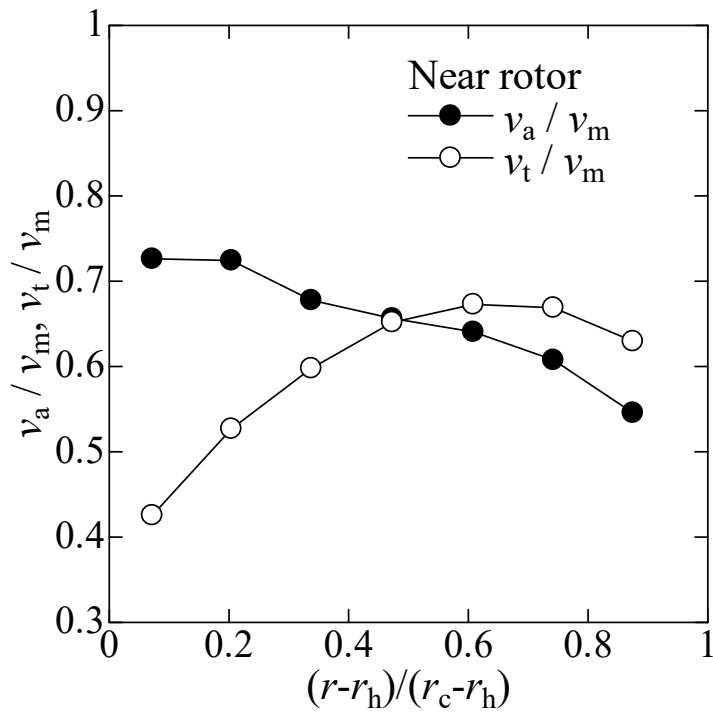


Fig. 6-7 Velocity near rotor

次に図 6-8 の速度三角形から得られる相対流入角 $\beta$ と絶対流入角 $\alpha$ について考察する。

図 6-9 からわかるように、ミッドスパンにおいて相対流入角 $\beta$ が大きく、ハブ近くと翼先端近くにおいて相対流入角 $\beta$ の減少が確認される。これは、ハブとケーシング壁面の影響を受けているためだと考えられる。また、ハブから翼先端にかけてらせん羽根近くの方が角度の大きい相対流入角を維持している。図 6-9 の破線はタービンロータ入口角 50 deg.を示している。

図 6-10 からわかるように、絶対流入角 $\alpha$ もらせん羽根近くが角度が大きくなっている。図 6-10 の実線はらせん羽根設計出口角 57.6 deg.を示している。また、絶対流入角はハブ付近において角度が小さくなっている。これはらせん羽根の影響がないハブ部の  $v_a$  が大きいことが原因であると考えられ、ハブ比をより小さくすることでらせん集流装置の流れ改善に伴うタービン性能の改善につながると考えられる。

本論文で検討する潮流発電システムの高性能化を実現するには、図 6-9 から図 6-10 からわかるように、らせん羽根に近い方が旋回速度が大きいため、らせん集流装置とタービンロータ部の距離を近づけることで性能改善が得られると考えられる。また、タービンロータのハブ比をより小さくすることにより、らせん集流装置の性能改善につながる。

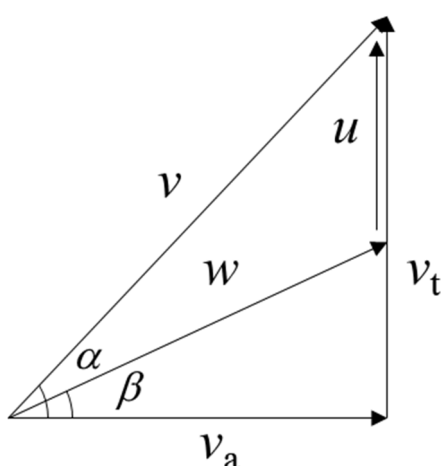


Fig. 6-8 Velocity diagram

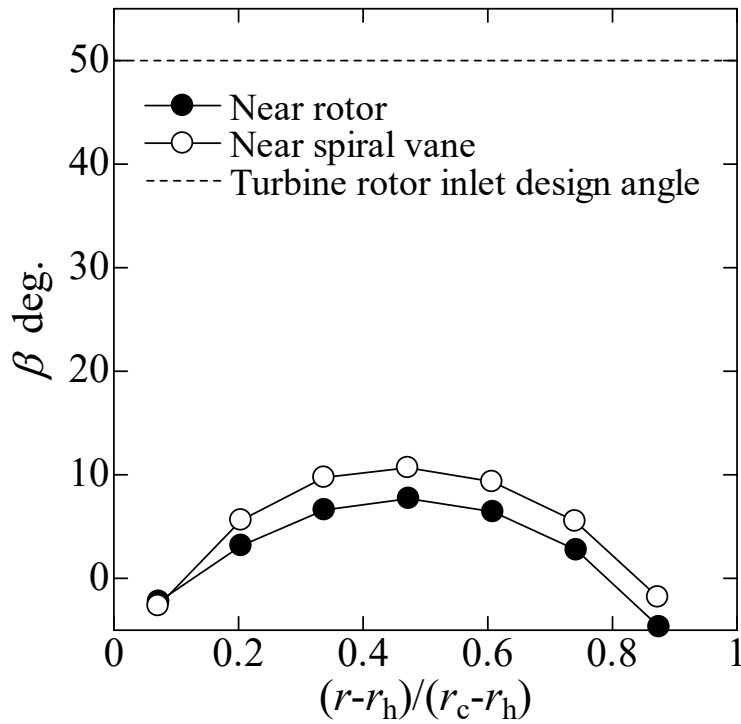


Fig. 6-9 Relative inflow angle

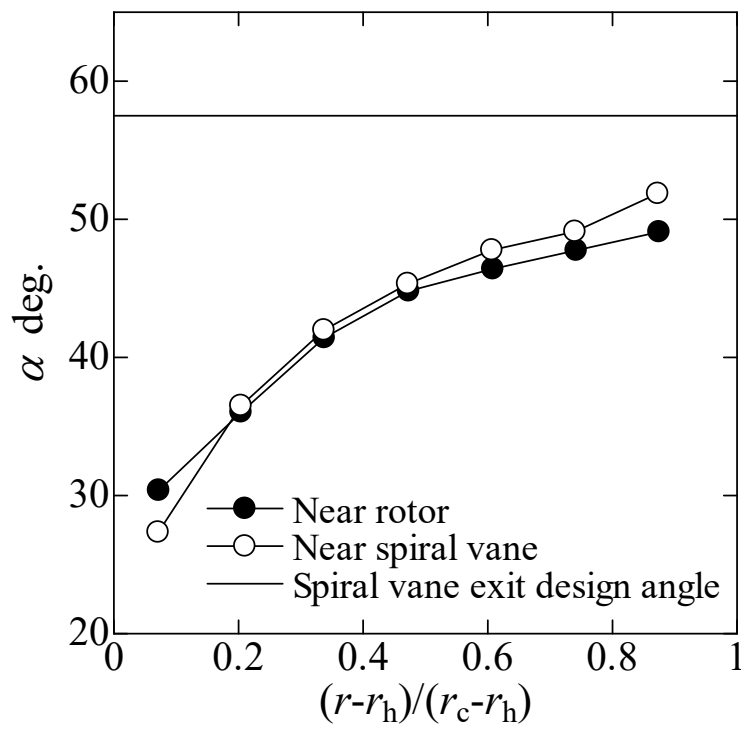


Fig. 6-10 Absolute inflow angle

## 6.4 実験結果と数値解析結果の比較

数値解析結果と実験結果の妥当性の比較のために図 6-11 から図 6-14 に計算結果を○印で流量係数 3 通りの計算結果を示している。

図 6-11 の速度比については、計算がやや実験を下回ったが、定性的な傾向をとらえている。差が生じた理由としては、実験と計算で流路断面形状が異なることが影響している可能性があると考えられる。

図 6-12 のタービン効率 $\eta$ については、他の結果と比較し数値解析と実験に差があるため、図 6-15 を作成して詳細に比較した。

図 6-13 の軸力係数および図 6-14 の実機予測出力については、計算と実験を比較すると実験値とほぼ同様な傾向を示しているといえる。

図 6-15 に 4 通りのタービン効率 $\eta$ を示す。図中の●印は整流格子あり・静圧差の場合の実験値、▲印は整流格子あり（圧力損失を補正）・静圧差の場合の実験値、△印は整流格子なし・静圧差の場合の計算値、および□印は整流格子なし・全圧差の場合の計算値である。

図 5-7 に示す整流格子（Rectifying plate）の影響について検討するために、らせん羽根とロータのない場合の整流格子のみの圧力損失を実測し、その圧力損失を差し引いてタービン効率 $\eta$ を算出したところ、図 6-15 の▲印に示すように、図 5-10 のタービン効率 $\eta$ とほぼ同程度の値を示した。そのため、らせん集流装置の実験のタービン効率 $\eta$ が低いのは、整流格子での圧力損失の影響が大きいと考えられる。

タービン効率 $\eta$ を算出する際の圧力差として全圧差を用いるべきであるが、本装置では計測が容易でないため実験値としては静圧差を用いている。その差異は数値解析の結果により最大 11.3 %である。

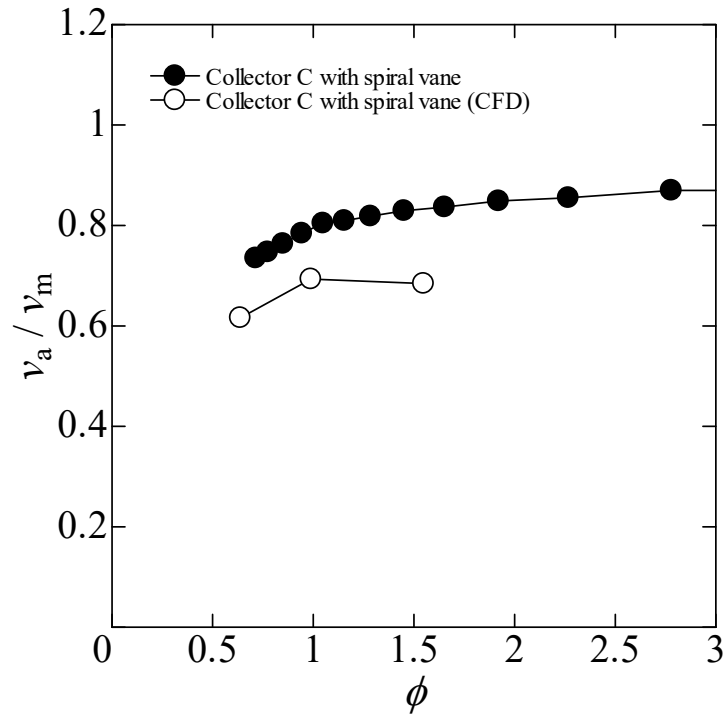


Fig. 6-11 Axial velocity ratio

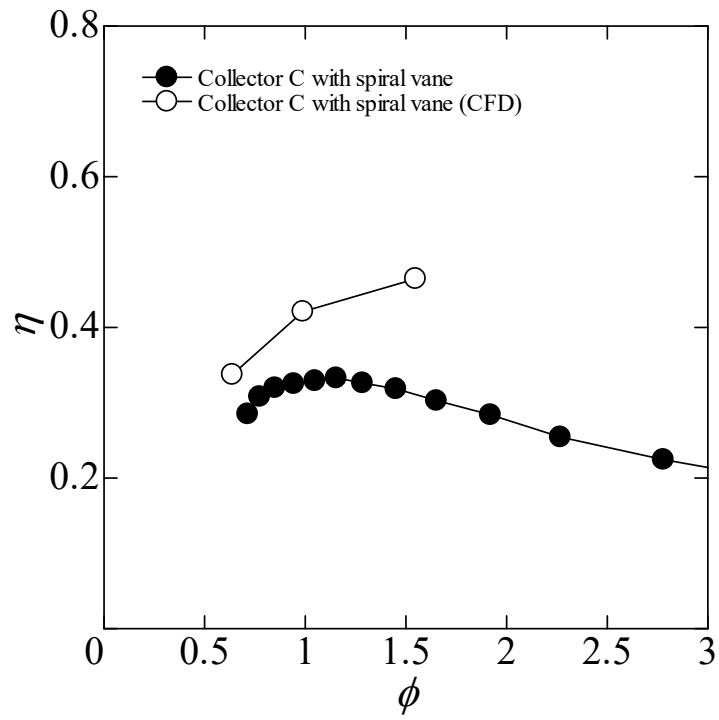


Fig. 6-12 Turbine efficiency

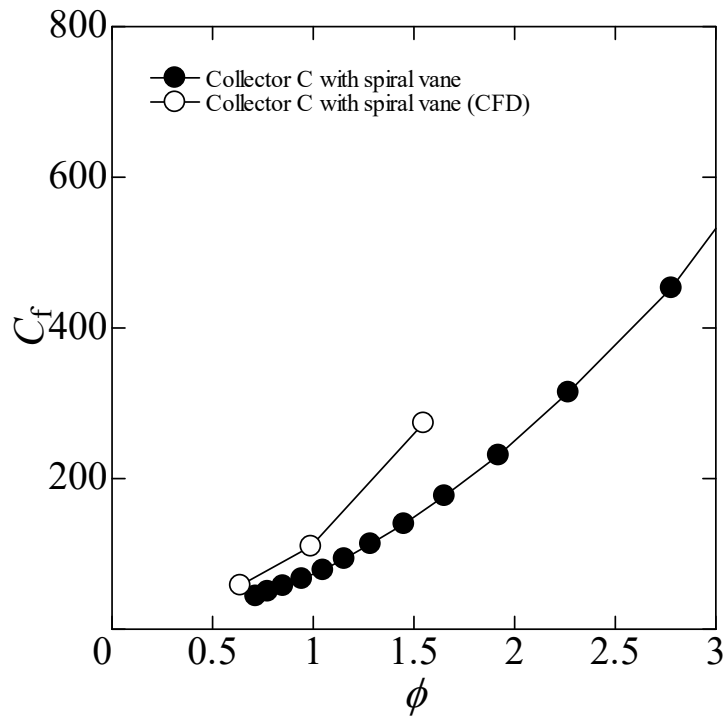


Fig. 6-13 Axial force coefficient

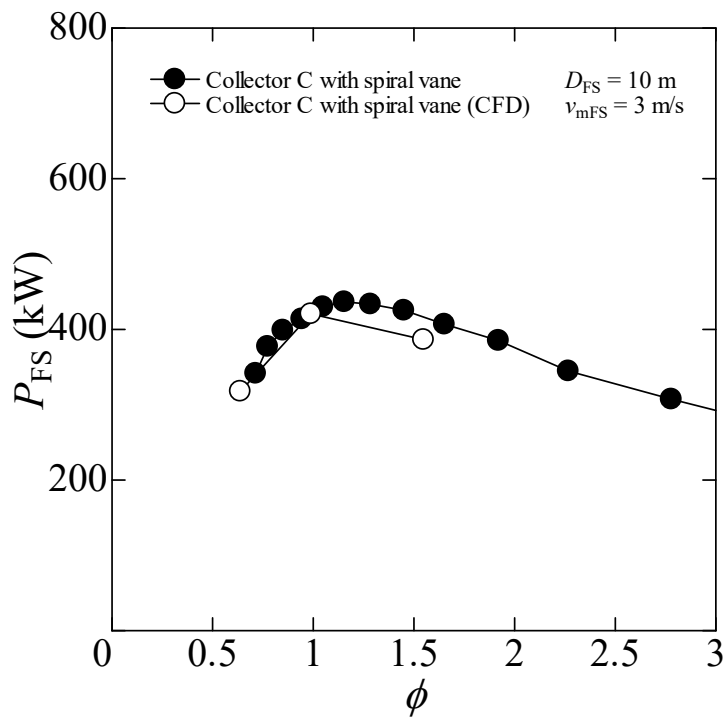


Fig. 6-14 Predicted full-scale power

Collector C with spiral vane			
●	▲	△	□
Experiment		CFD	
Static pressure			Total pressure
Rectifying plate	Rectifying plate Pressure loss correction	Without rectifying plate	

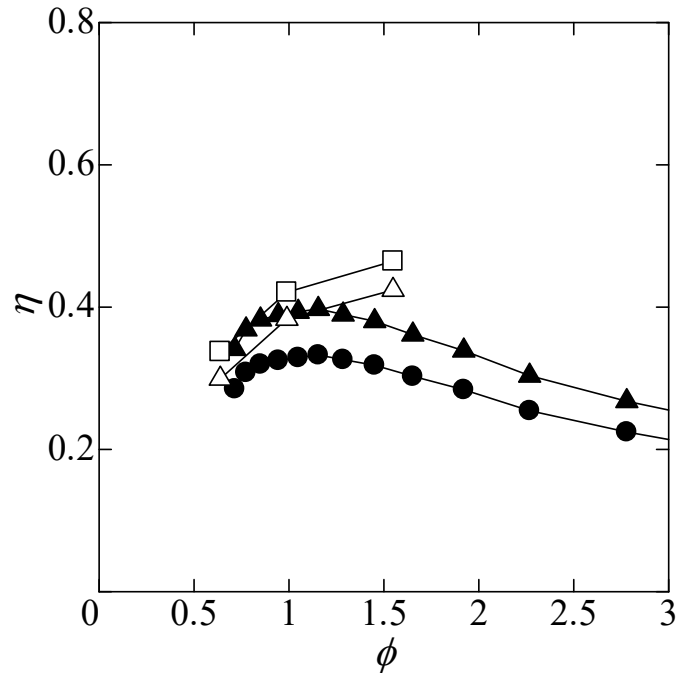


Fig. 6-15 Difference in turbine efficiency

## 6.5 本章のまとめ

本章では、らせん羽根付き集流装置と衝動タービンの流れ解析を行なった。

外部流れの計算結果について、上流側の集流装置先端からはく離が発生した。本研究では出力の増加を目的とするため、集流装置の面積を大きくしたが、はく離領域の小さい集流装置の提案が今後必要といえる。

本論文で検討する潮流発電システムの高性能化を実現するには、らせん羽根に近い方が回転速度が大きいいため、らせん羽根付き集流装置とタービンロータ部の距離を近づけることで性能改善が得られると考えられる。また、タービンロータのハブ比をより小さくすることにより、らせん羽根付き集流装置の性能改善につながる。



## 第7章 結 論

集流装置付き衝動タービンに関して、集流装置形状、ブロッケージ比およびハブ比について解明を行ない以下の結論を得た。

- (1) 集流装置を設置することで速度比が増加し集流の効果が確認された。また受流面積の大きい Type II が出力の増大に寄与するといえる。
- (2) ブロッケージ比の影響については、回流水槽と曳航水槽の実験において差は僅かでありブロッケージ比の影響は無いと言える。
- (3) ハブ比 0.6 の場合が最も実機予想出力が大きく、使用するハブ比として最適である。

らせん羽根付き集流装置に関して、実験と数値解析によりらせん羽根ねじり角度の影響の解明を行ない以下の結論を得た。

- (4) 数値解析によりらせん羽根ねじり角度の影響を調査した結果 180 deg.において最も大きい角運動量を示した。45 deg.は軸流速度の増加に伴う旋回速度の低下、360 deg.は旋回速度の増加に伴う軸流速度の低下が見られ、らせん羽根の角度としては最適ではない。
- (5) 実験においては、らせん羽根を取り付けたことにより速度比は改善された。しかし、らせん羽根で生成された旋回流がタービンロータとの整合性に課題があり、トルクに結び付かず Type II には及ばない。

らせん羽根付き集流装置と衝動タービンに関して、数値解析により外部および内部の流れの解明を行ない以下の結論を得た。

- (6) 上流側の集流装置先端からはく離が発生している。はく離領域が小さい集流装置の提案が今後必要といえる。
- (7) らせん羽根に近い方が旋回速度が大きいため、らせん羽根付き集流装置とタービンロータ部の距離を近づけることで性能改善が得られると考えられる。また、タービンロータのハブ比をより小さくすることにより、らせん羽根付き集流装置の性能改善につながる。

## 謝辞

本研究は木上洋一教授のご指導のもと、著者が佐賀大学大学院工学系研究科システム創成科学専攻生産物質科学コース在学中に行なったものです。本研究の遂行にあたり、終始ご指導頂いた皆様に感謝の意を表します。

海洋エネルギー研究所の木上洋一教授には、高専在学中および博士前期課程から博士後期課程までの8年に渡って、終始変わらぬご教示とご鞭撻を賜り心より感謝いたします。また、学生生活に対する温かいお心遣いに感謝いたします。

機械エネルギー工学コースの塩見憲正准教授には、博士前期課程から博士後期課程までの5年に渡って、研究に対する貴重なご意見を多くいただきました。心より感謝いたします。また、学生生活に対する温かいお心遣いに感謝いたします。

機械エネルギー工学コースの松尾繁教授、海洋エネルギー研究所の光武雄一教授には、お忙しい中審査を快くお受けいただき誠にありがとうございました。貴重なご意見をいただくことができました。

海洋エネルギー研究所の村上天元准教授には、実験の遂行において多大なるご協力およびご助言をいただきました。心より感謝いたします。

海洋エネルギー研究所の鶴若菜助教には、数値解析の遂行において多大なるご協力およびご助言をいただきました。また、様々なご相談にもご対応いただきました。心より感謝いたします。

松江工業高等専門学校機械工学科の高尾学教授、実践教育支援センターの奥原真哉氏には、高専在学中および博士前期課程から博士後期課程までの8年に渡って、研究に対する貴重なご意見を多くいただきました。心より感謝いたします。

原田記念財団におかれましては、私を奨学生としてご採用いただき、学生生活に対し多大なる援助をいただきました。心より感謝いたします。

米子工業高等専門学校機械工学科の権田岳教授、早水庸隆教授には、佐賀大学大学院で勉強する機会を与えていただきました。また、高専専攻科修了後も温かく見守っていただきました。心より感謝いたします。

大阪産業大学交通機械工学科の Ashraful Alam 教授には、高専在学中および博士前期課程から博士後期課程までの8年に渡って、研究に対する貴重なご意見

を多くいただきました。心より感謝いたします。

瀬戸口俊明佐賀大学名誉教授には、高専在学中から気にかけてくださり、研究に対してご意見を多くいただきました。心より感謝いたします。

九州トリシマの前田英昭氏には、高専在学中から気にかけてくださり、研究のみならず生活面においてもご助言をいただきました。心より感謝いたします。

文徳高等学校の森崎秀樹教諭、本田祐丞教諭、花田淳一郎教諭、境和樹教諭には、機械工学を志す最初の機会を与えていただきました。心より感謝いたします。

環境流動システム研究室の修了生の平山滉樹氏、卒業生の Abdul Muiz 氏、仲田裕輝氏、Wan Fatin Najah 氏の潮流グループの諸氏には、研究に対する様々な面で多大なるご協力をいただきました。誠にありがとうございました。

環境流動システム研究室の平成 30 年度から令和 4 年度までの修了生、卒業生の方と研究室で生活できたことは感慨深いものがあります。また、研究室諸氏には研究室の運営に多大なるご協力をいただき誠にありがとうございました。

2023 年 2 月 坂口 優希

## 参考文献

- [1] 独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構、「NEDO 再生可能エネルギー技術白書第2版」、2014.
- [2] International Renewable Energy Agency, “OCEAN ENERGY TECHNOLOGIES”, 2020.
- [3] 清水幸丸、吉田孝男、西川省吾、谷辰夫、菊山功嗣、瀬戸口敏明、上原春男、近藤俣郎、江原幸雄、「再生型自然エネルギー利用技術」、パワー社、2006.
- [4] P L Fraenkel, “Power from marine currents”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 216, pp. 1-14, 2002.
- [5] M. Nachtane, M. Tarfaoui, I. Goda and M. Rouway, “A review on the technologies, design considerations and numerical models of tidal current turbines”, Renewable Energy, Vol. 157, pp. 1274-1288, 2020.
- [6] Astrid Rokke and Robert Nilssen, “Marine Current Turbines and Generator preference. A technology review”, Renewable Energy and Power Quality Journal, Vol.1, No. 11, pp. 336-341, 2013.
- [7] M.J. Khan, G. Bhuyan, M.T. Iqbal and J.E. Quaiocoe, “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review”, Applied Energy, Vol. 86, pp. 1823-1835, 2009.
- [8] A. Roberts, B. Thomas, P. Sewell, Z. Khan, S. Balmain and J. Gillman, “Current tidal power technologies and their suitability for applications in coastal and marine areas”, Journal of Ocean Engineering and Marine Energy, Vol. 2, pp. 227-245, 2016.
- [9] S. Walker and P.R. Thies, “A review of component and system reliability in tidal turbine deployments”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 151, pp. 1-15, 2021.
- [10] 株式会社 IHI、「水中浮遊式海流発電システム 100 kW 級実証機かいりゅう」、IHI 技法、Vol. 57, No. 4, pp. 10-13, 2017.
- [11] 南佳成、村山英晶、鵜澤潔、和田博紀、「弾性タービンを用いた潮流・海流発電システムの開発」、日本機械学会 (B 編)、78 巻、787 号、pp. 390-394, 2012.
- [12] Katsutoshi Shirasawa, Kohei Tokunaga, Hidetsugu Iwashita and Tsumoru Shintake,

- “Experimental verification of a floating ocean-current turbine with a single rotor for use in Kuroshio currents”, *Renewable Energy*, Vol. 91, pp. 189-195, 2016.
- [13] A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin and W.M.J. Batten, “Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank”, *Renewable Energy*, Vol. 32, pp. 407-426, 2007.
- [14] Zhiago Dang, Baowei Song, Zhaoyong Mao and Guangyong Yang, “Performance analysis of a horizontal axis ocean current turbine with spanwise microgrooved surface”, *Renewable Energy*, Vol. 192, pp. 655-667, 2022.
- [15] Thomas A.A. Adcock, Scott Draper, Richard H.J. Willden and Christopher R. Vogel, “The Fluid Mechanics of Tidal Stream Energy Conversion”, *Annual Reviews*, pp. 287-310, 2021.
- [16] Aquatic Renewable Energy Technologies, “EU Leonardo Da Vinci Programme”, pp. 1-15, 2008.
- [17] S. Waldman, S. Yamaguchi, R. O’Hara Murray and D. Woolf, “Tidal resource and interactions between multiple channels in the Goto Islands, Japan”, *International Journal of Marine Energy* Vol. 19, pp. 332-344, 2022.
- [18] 鳥井正志、関田欣治、関和一、「日本の排他的経済水域における海流・潮流エネルギーの直線翼垂直軸型水流タービンによる回収」、海-自然と文化東海大学紀要海洋学部、6巻、1号、pp. 1-10, 2008.
- [19] 南佳成、「潮流・海流発電システムの高効率化に向けた研究開発」、混相流、25巻、4号、pp. 315-322, 2011.
- [20] Carwyn H. Frost, Paul S. Evans, Magnus J. Harrold, Allan Mason-Jones, Tim O’Doherty and Daphne M. O’Doherty, “The impact of axial flow misalignment on a tidal turbine”, *Renewable Energy*, Vol. 113, pp. 1333-1344, 2017.
- [21] Tony El Tawil, Jean Frédéric Charpentier and Mohamed Benbouzid, “Tidal energy site characterization for marine turbine optimal installation: Case of the Ouessant Island in France”, *International Journal of Marine Energy*, Vol. 18, pp. 57-64, 2017.
- [22] Maricarmen Guerra, Rodrigo Cienfuegos, Jim Thomson and Leandro Suarez, “Tidal energy resource characterization in Chacao Channel, Chile”, *International Journal of Marine Energy*, Vol. 20, pp. 1-16, 2017.

- [23] Soheil Radfar, Roozbeh Panahi, Teymour Javaherchi, Siyavash Filom and Ahmad Rezaee Mazyaki, “A comprehensive insight into tidal stream energy farms in Iran”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 79, pp. 323-338, 2017.
- [24] J.S. Walker, R.B. Green, E.A. Gillies and C. Phillips, “The effect of a barnacle-shaped excrescence on the hydrodynamic performance of a tidal turbine blade section”, *Ocean Engineering*, Vol. 217, pp. 1-11, 2020.
- [25] 吉田毅郎、周金鑫、朴相圭、北澤大輔、「潮流・海流発電の環境影響評価における現状の総説」、*環境アセスメント学会誌*、16 巻、2 号、pp. 41-51, 2018.
- [26] Andrea Copping, Molly Grear, Richard Jepsen, Chris Chartrand and Alicia Gorton, “Understanding the potential risk to marine mammals from collision with tidal turbines”, *International Journal of Marine Energy*, Vol. 19, pp.110-123, 2017.
- [27] Stuart R.J. Walker and Philipp R. Thies, “A life cycle assessment comparison of materials for a tidal stream turbine blade”, *Applied Energy*, Vol. 309, pp. 1-15, 2022.
- [28] 清瀬弘晃、高雄悟、胡長洪、「枯着底式潮流発電装置の開発」、*日本船舶海洋工学会論文集*、24 号、pp. 251-258, 2016.
- [29] W.M.J. Batten, A.S. Bahaj, A.F. Molland and J.R. Chaplin, “Hydrodynamics of marine current turbines”, *Renewable Energy*, Vol.31, pp. 249-256, 2006.
- [30] 佐々木紀幸、「潮流発電タービンの特性計算法について」、*日本マリンエンジニアリング学会誌*、47 巻、4 号、pp. 114-120, 2012.
- [31] C.R. Vogel, R.H.J. Willden and G.T. Houlsby, “Blade element momentum theory for a tidal turbine”, *Ocean Engineering*, Vol. 169, pp. 215-226, 2018.
- [32] Lei Chen, Paul A. J. Bonar, Christopher R. Vogel and Thomas A. A. Adcock, “A note on the tuning of tidal turbines in channels”, *Journal of Ocean Engineering and Marine Energy*, Vol. 5, pp. 85-98, 2019.
- [33] Bin Huang, Yincheng Gong, Rui Wu, Pengzhong Wang, Jiacheng Chen and Peng Wu, “Study on hydrodynamic performance of a horizontal axis tidal turbine with a lobed ejector”, *Ocean Engineering*, Vol. 248, pp. 1-17, 2022.
- [34] Mario Amelio, Silvio Barbarelli, Gaetano Florio, Nino Michele Scornaienchi, Giovanni Minniti, Antonino Cutrupi and Manuel Sánchez-Blanco, “Innovative tidal turbine with central deflector for the exploitation of river and sea currents in on-shore installations”, *Applied Energy*, Vol. 97, pp. 944-955, 2012.

- [35] S. Barbarelli, G. Florio, M. Amelio, N.M. Scornaienchi, A. Cutrupi and G. Lo Zupone, “Design procedure of an innovative turbine with rotors rotating in opposite directions for the exploitation of the tidal currents”, *Energy*, Vol.77, pp. 254-264, 2014.
- [36] Isao Samura, Kazuo Kuwano, Ryunosuke Kawashima, Taizo Oda , Takumi Imakyurei, Hideyuki Inoue, Yuuichiro Tokunaga, Toshiaki Kanemoto, Kazuyoshi Miyagawa, Toshihiko Miwa and Hiroshi Yamanokuchi, “Counter-rotating type tidal stream power unit: Excellent performance verified at offshore test”, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, pp. 1-9, 2019.
- [37] Eloy Díaz-Dorado, Camilo Carrillo, Jose Cidras, David Román and Javier Grande, “Performance evaluation and modelling of the Atir marine current turbine”, *IET Renewable Power Generation*, Vol. 15, pp. 821-838, 2021.
- [38] Yiru Ren, Bingwen Liu, Tiantian Zhang and Qihong Fang, “Design and hydrodynamic analysis of horizontal axis tidal stream turbines with winglets”, *Ocean Engineering*, Vol. 144, pp. 374-383, 2017.
- [39] Matevz Pintar and Athanasios J. Kolios, “Design of a Novel Experimental Facility for Testing of Tidal Arrays”, *Energies*, Vol. 6, pp. 4117-4133, 2013.
- [40] Seung Ho Lee, Sang Hyuk Lee, Kyungsoo Jang, Jungeun Lee and Nahmkeon Hur, “A numerical study for the optimal arrangement of ocean current turbine generators in the ocean current power parks”, *Current Applies Physics*, Vol. 10, pp. 137-141, 2010.
- [41] Benjamin T. Tarver, Johnny C. L. Chan<sup>1</sup> and Chul-H. Jo, “A new concept in tidal turbines”, *International Journal of Energy Research*, pp. 1-8, 2015.
- [42] 経塚雄策、「生月大橋の橋脚を利用した潮流発電について」、*海洋開発論文集*、24 巻、pp. 13-18, 2008.
- [43] 上野正樹、経塚雄策、「付加物による増速効果を利用した潮流発電用ダリウス形水車の性能」、*日本船舶海洋工学会論文集*、17 号、pp. 149-158, 2013.
- [44] Philip Marsh, Dev Ranmuthugala, Irene Penesis and Giles Thomas, “Numerical investigation of the influence of blade helicity on the performance characteristics of vertical axis tidal turbines”, *Renewable Energy* Vol. 81, pp. 926-935, 2015.
- [45] Dendy Satrio and I Ketut Aria Pria Utama, “Experimental investigation into the improvement of self-starting capability of vertical-axis tidal current turbine#, *Energy Reports*, Vol. 7, pp. 4587-4594, 2021.

- [46] 南條宏肇、「抗力型風力発電の力学的モデルと発電出力の最適化評価」、  
Journal of JWEA, Vol. 32, No. 4, pp. 102-108, 2008.
- [47] Jian SHEN, Akihiro HONDA, Shinji KIRIHARA, Takeshi KUBOTA and Hirota  
NANJO, “Feasibility Study on Small-scale Tidal Power Generation by Using Rotation  
Flow Turbine for Fishery Utilization on the Coast of Aomori Prefecture”, 水産工学、  
Vol. 55, No. 2, pp. 115-122, 2018.
- [48] Stefan Hoerner, Iring Kösters, Laure Vignal, Olivier Cleynen, Shokoofeh  
Abbaszadeh, Thierry Maître and Dominique Thévenin, “Cross-Flow Tidal Turbines  
with Highly Flexible Blades-Experimental Flow Field Investigations at Strong Fluid-  
Structure Interactions”, Energies, Vol. 14, pp. 1-17, 2021.
- [49] Jiaming Xie and Jianyun Chen, “Vertical-axis ocean current turbine design research  
based on separate design concept”, Ocean Engineering, Vol. 188, pp. 1-11, 2019.
- [50] Fatemeh Behrouzi, Adi Maimun, Mehdi Nakisa, Mohamad Hanafi and Jaswara, “An  
Innovative Vertical Axis Current Turbine Design for Low Current Speed”, Jurnal  
Teknologi, Vol. 66, No. 2, pp. 177-182, 2014.
- [51] Vimal Patel, T.I. Eldho and S.V. Prabhu, “Experimental investigations on Darrieus  
straight blade turbine for tidal current application and parametric optimization for  
hydro farm arrangement”, International Journal of Marine Energy, Vol. 17, pp. 110-135,  
2017.
- [52] T. Kinsey, G. Dumas, G. Lalande, J. Ruel, A. Méhut, P. Viarouge, J. Lemay and Y.  
Jean, “Prototype testing of a hydrokinetic turbine based on oscillating hydrofoils”,  
Renewable Energy, Vol. 36, pp. 1710-1718, 2011.
- [53] Nguyen Le Dang Hai, Hoon Cheol Park and Jin Hwan Ko, “Dynamic response  
estimation for a variable-camber NACA0012 hydrofoil of a flapping-type tidal stream  
turbine”, Journal of Marine Science and Technology, pp. 1-12, 2021.
- [54] 右近良孝、「海洋におけるキャビテーション」、ながれ、Vol. 20, pp. 270-277,  
2001.
- [55] Wislicenus G.F., “Hydraulic Theory of Cavitation in Turbomachinery”, Fluid  
Mechanics of Turbomachinery, pp. 362-371, 1965.
- [56] Yuji Ohya, Takashi Karasudani, Tomoyuki Nagai and Koichi Watanabe, “Wind lens  
technology and its application to wind and water turbine and beyond”, Renewable



- Energy and Environmental Sustainability, Vol. 2, No. 2, pp. 1-6, 2017.
- [57] Nasir Mehmood, Zhang Liang and Jawad Khan, “Diffuser Augmented Horizontal Axis Tidal Current Turbines”, Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, Vol. 4, No. 18, pp. 3522-3532, 2012.
- [58] M. Maduka and C.W. Li, “Numerical study of ducted turbines in bi-directional tidal flows”, Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, Vol. 15, No. 1, pp. 194-209, 2021.
- [59] Evi Elisa Ambarita, IR Harinaldi and Nasruddin, “Computational study on multi-objective optimization of the diffuser augmented horizontal axis tidal turbine”, Journal of Marine Science and Technology, Vol. 26, pp. 1237-1250, 2021.
- [60] R. Luquet, D. Bellevre, D. Fréchet, P. Perdon and P. Guinard, “Design and model testing of an optimized ducted marine current turbine”, International Journal of Marine Energy, Vol. 2, pp. 61-80, 2013.
- [61] Domenico P. Coiro, Elia Daniele and Pierluigi Della Vecchia, “Diffuser shape optimization for GEM, a tethered system based on two horizontal axis hydro turbines”, International Journal of Marine Energy, Vol. 13, pp. 169-179, 2016.
- [62] Mitchell G. Borg, Qing Xiao, Steven Allsop, Atilla Incecik and Christophe Peyrard, “A Numerical Swallowing-Capacity Analysis of a Vacant, Cylindrical, Bi-Directional Tidal Turbine Duct in Aligned & Yawed Flow Conditions”, Journal of Marine Science and Engineering, Vol. 9, No. 182, pp. 1-20, 2021.
- [63] Domenico P. Coiro, Giancarlo Troise and Nadia Bizzarrini, “Experiences in Developing Tidal Current and Wave Energy Devices for Mediterranean Sea”, Frontiers in Energy Research, Vol. 6, pp. 1-16, 2018.
- [64] Bin Guo, Dazheng Wang, Junwei Zhou, Weichao Shi and Xu Zhou, “Performance evaluation of a submerged tidal energy device with a single mooring line”, Ocean Engineering, Vol. 196, pp. 1-17, 2020.
- [65] Ke Song and Bangcheng Yang, “A Comparative Study on the Hydrodynamic-Energy Loss Characteristics between a Ducted Turbine and a Shaftless Ducted Turbine”, Journal of Marine Science and Engineering, Vol. 9, pp. 1-13, 2021.
- [66] Bao Ngoc Tran, Haechang Jeong, Jun-Ho Kim, Jin-Soon Park and Changjo Yang, “Effects of Tip Clearance Size on Energy Performance and Pressure Fluctuation of a

- Tidal Propeller Turbine”, *Energies*, Vol. 13, pp. 1-17, 2020.
- [67] H Maeda, S Santhakumar, T Setoguchi, M Takao, Y Kinoue and K Kaneko, “Performance of an impulse turbine with fixed guide vanes for wave power conversion”, *Renewable Energy*, Vol. 17, pp. 533-547, 1999.
- [68] 高尾学、鈴木正己、佐藤栄治、永田修一、豊田和隆、瀬戸口敏明、「波力発電用衝動タービンの実海域試験」、*ターボ機械*、36 巻、12 号、pp.46-52,2008.
- [69] 笠木伸英、長野靖尚、「計測における不確かさ解析の基礎と応用（第 1 回）」、*ターボ機械*、17 巻、4 号、pp. 54-61, 1989.
- [70] 笠木伸英、長野靖尚、「計測における不確かさ解析の基礎と応用（第 2 回）」、*ターボ機械*、17 巻、6 号、pp. 57-63, 1989.
- [71] 笠木伸英、長野靖尚、「計測における不確かさ解析の基礎と応用（第 3 回）」、*ターボ機械*、17 巻、8 号、pp. 52-58, 1989.
- [72] Hugh W. Coleman and W. Glenn Steele, “Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers SECOND EDITION”, WILEY INTER-SCIENCE, 1999.
- [73] ANSYS, Inc., “ANSYS Fluent 2021 R1 Theory Guide”, 2021.
- [74] ANSYS, Inc., “ANSYS Fluent 2021 R1 Tutorial Guide”, 2021.
- [75] ANSYS, Inc., “ANSYS Fluent 2021 R1 User’s Guide”, 2021.
- [76] Takumi Nagataki, Ko Kurokawa, Reiko Yamada and Daisaku Sakaguchi, “Optimization of a Horizontal Axis Tidal Current Turbine by Multi-Objective Optimization”, ASME 2019 38th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, 2019.
- [77] Chris Garrett and Patrick Cummins, “The efficiency of a turbine in a tidal channel”, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 588, pp. 243-251, 2007.
- [78] Takafumi Nishino and Richard H.J. Willden, “Effects of 3-D channel blockage and turbulent wake mixing on the limit of power extraction by tidal turbines”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 37, pp. 123-135, 2012.
- [79] Conor F. Fleming and Richard H.J. Willden, “Analysis of bi-directional ducted tidal turbine performance”, *International Journal of Marine Energy*, 16, pp. 162-173, 2016.