

潮流発電装置群周辺流場の実用モデルを用いた数値解析法
に関する研究

平成 29 年 1 月

日本大学大学院理工学研究科博士後期課程

海洋建築工学専攻

渡 邊 由 香

目 次

| | |
|------------------------------------|----|
| 第 1 章 序論 | 1 |
| 1.1 研究背景 | 2 |
| 1.2 研究目的 | 6 |
| 1.3 論文構成 | 7 |
| 第 2 章 水車理論と数値モデル | 8 |
| 2.1 運動量理論 | 9 |
| 2.2 エネルギー損失を考慮した水車の数値モデル化 | 12 |
| 2.2.1 ファンモデルの特性 | 12 |
| 2.2.2 ポーラスメディアの特性 | 15 |
| 第 3 章 ファン・ポーラスメディアの適用 | 19 |
| 3.1 単機水平軸型水車の流場特性 | 20 |
| 3.1.1 解析法 | 20 |
| 3.1.2 解析条件 | 21 |
| 3.1.3 解析結果および考察 | 26 |
| 3.2 ファン・ポーラスメディアによる流場解析 | 36 |
| 3.2.1 解析条件 | 36 |
| 3.2.2 ファン・ポーラスメディアモデルの検証 | 41 |
| 3.2.2.1 実験概要 | 41 |
| 3.2.2.2 解析条件 | 42 |
| 3.2.3 解析結果 | 44 |
| 3.3 まとめ | 48 |
| 第 4 章 複数配置による流場特性 | 49 |
| 4.1 計算概要 | 50 |
| 4.1.1 水路幅の設定 | 50 |
| 4.2 解析結果および考察 | 54 |
| 4.3 まとめ | 59 |
| 第 5 章 結論 | 60 |

参考文献

図 表 一 覧

- 図 2.2 ファンの圧力コンターと流速ベクトル
- 図 2.3 典型的なファンの性能曲線とモデル線形近似直線
- 図 2.4 ファンモデルの概略図
- 図 2.5 ファンモデルの流速強度
- 図 2.6 ファンとポーラスメディア前後の流れの様子と圧力の関係
- 図 2.7 ファン・ポーラスメディアの流速強度
- 図 3.1 水平軸型水車の計算領域
- 図 3.2 水平軸型水車の計算メッシュ図
- 図 3.3 水車モデル
- 図 3.4 ファン・ポーラスメディアの計算領域
- 図 3.5 ファン・ポーラスメディア計算メッシュ図
- 図 3.6 水車とファン・ポーラスメディアの流況比較
- 図 3.7 単機水車の流速コンター
- 図 3.8 ファン・ポーラスメディアの流速コンター
- 図 3.9 タービン前後の平均流速分布 (x-y)
- 図 3.10 ファン・ポーラスメディア前後の平均流速分布 (x-y)
- 図 3.11 x・y 方向流速の回転ベクトル図(y-z 断面)
- 図 3.12 検討モデルのレイアウト
- 図 3.13 直列配置モデル 2 機間の後流速度
- 図 3.14 並列配置モデル 2 機間の後流速度
- 図 3.15 千鳥配置の後流速度
- 図 3.16 Myers ら¹⁾による水路実験
- 図 3.17 メディア間の y-z 断面図
- 図 3.18 0.5D 間の流場特性
- 図 3.19 1.0D 間の流場特性
- 図 3.20 1.5D 間の流場特性
- 図 4.1 潮流発電が設置される長崎県五島沖市 (出典: 環境省⁸⁾)
- 図 4.2 32 機配置の計算領域
- 図 4.3 58 機配置の計算領域
- 図 4.4 水車設置の断面図
- 図 4.5 鉛直方向の流速分布(平成 27 年度潮流発電技術実用化推進事業報告書¹⁹⁾より作成)
- 図 4.6 32 機の流速分布
- 図 4.7 32 機の流場特性 流速コンター
- 図 4.8 32 機の流速減衰率

図 4.9 58 機の流速分布

図 4.10 58 機の流場特性 流速コンター

図 4.11 58 機の流速減衰率

表 1.1 イギリスの潮流発電ファーム化プロジェクト

表 1.2 水車の後流モデリング (A. Olczak et al.¹⁶⁾より作成)

表 3.1 水車モデルのメッシュ数

表 3.2 水平軸型水車の計算条件

表 3.3 ファン・ポールスメディアモデルの計算条件

表 3.4 ファン・ポールスメディアの計算条件 (実験比較)

表 4.1 32 機と 58 機配置時の計算条件

表 4.2 四季の流速結果比較(平成 27 年度潮流発電技術実用化推進事業報告書¹⁹⁾より作成)

第 1 章

序論

1.1 研究背景

潮流発電に関する研究開発は水槽実験だけでなく、実機を想定した実海域での実証試験から実用化、商用化へと進展している。特にヨーロッパでは潮流エネルギーのポテンシャルが高いため、次の技術開発のステップとして潮流発電装置のファーム化が検討されている。なかでも、英国のスコットランド政府は2020年までには年間の総電力供給比率を再生可能エネルギー資源の分野で100%にする目標が設定されている¹⁾。Strategic Initiative for Ocean Energy (SI Ocean)によると欧州では2020年までに最大10機の試験用アレイにファイナンスがつくよう国家資金支援基準を作成し、研究開発や設計等を促進させ、発電効率の向上をもたらす技術革新を加速させる目標を掲げている。また、海洋プロジェクトに関しては既に送電網接続が行われている海域だけでなく、送電網を波力や潮流のエネルギー資源のある海域まで拡張するとしている^{2), 3)}。

これらの背景により、スコットランドでは代表的なプロジェクトとして10MW級や86MW級の潮流発電ファームを計画している。表1.1にイギリスのスコットランドにおける潮流発電ファーム化プロジェクトを示す。Scottish Power Renewables (SPR社)は英国で初の1GW級陸上風力発電装置の設置実績があり、現在はスコットランド西海岸のSound of Islayで世界初となる10MW(10機)の潮流発電ファーム化計画が実施されている^{4), 5)}。このプロジェクトで使用する水車はもともとHammerfest Storm社によって2003年から2009年にノルウェー最北端で行われた実海域試験で使用された海底設置型3枚翼を用いた後継機のものとなる。

また、Mey Gen社は86MW(86機)のファーム化プロジェクトをスコットランド、オークニー諸島のPentland Firthで実施する予定である⁶⁾。第一段階として、2016年までに変電所やグリッド接続、送電線などを含んで設置する予定である。この装置が稼働した場合にはHighland地域の約40%(42,000世帯)を補うことができる。さらに、第二段階として、2020年代に398MW級の潮流発電ファームを建設する計画である。

その他にもフランスの北西部Raz Blanchardでは、フランスの電力・ガス事業のGDF Suez(現ENGIE)とAlstom社による定格出力1.4MWを4機設置した5.6MW級の20年間の稼働を目標とした計画や、Open Hydro社の潮流発電装置を7機設置した14MW級の計画を2018年に実施する予定である⁷⁾。

表 1.1 イギリスの潮流発電ファーム化プロジェクト

| 種類・場所 | 発電容量 MW (可能性) | 開発企業 | |
|------------------------------|-------------------|------|---|
| スコットランド 西海岸 | Sound of Islay | 10 | Scottish Power Renewable UK Limited社, Hammerfest Storm UK社 |
| | Westray South | 200 | DP Marine Energy Ltd社 |
| Pentland Firth/ オークニー諸島周辺 | Brims Tidal Array | 200 | SSE Renewable Holdings Ltd社, OpenHydro Site Development Ltd社 |
| | Inner Sound | 400 | Atlantis Resources Corporation PTE Ltd社 |
| | Ness of Duncansby | 100 | Scottish Power Renewable UK Ltd社 |
| | Brough Ness | 100 | Marine Current Turbines Ltd社 |

このように海外では既に潮流エネルギーを活用したファーム化計画が進行している。しかし、日本国内の海洋再生可能エネルギーの動きは、欧州と比較して遅れており、その中でも潮流発電用水車は未だに技術開発段階である。

平成 25 年に改定された第 2 次海洋基本計画では、海洋再生可能エネルギーの実用化に向けた技術開発と事業化の促進が謳われており、これを受けて環境省は平成 28 年度の潮流発電技術実用化推進事業として、長崎県五島市沖、五島列島の奈留島と久賀島の間にある奈留瀬戸海域で単機では国内最大級となる実証試験の計画を発表した⁸⁾。ここで用いられる水車は Open Hydro 社による海底固定式のタービンで、出力は 2MW を想定している。その他にも独立行政法人新エネルギー・産業技術総合機構 (NEDO)の海洋エネルギー技術研究開発として参画している IHI (水中浮遊式海流発電), 中国電力 (橋脚・港湾構造利用式発電), アイム電機工業 (相反転プロペラ式)等が挙げられるが、いずれも単機の水車技術開発であり、ファーム化を想定した複数配置時の検討は含まれていない。ファーム化は、装置の生産コストや電気設備の共有、工事の集中化等により一機あたりの設備コストの低減に繋がる。したがって、今後のファーム化の検討は必然である。

ファーム化のための重要な検討項目の一つとして装置間の干渉や水車後流状況という水車周辺の流場特性の把握がある。これは、潮流発電設備等によって生じる環境影響の要因の一つとして、発電設備の周りに生じる流況変化が挙げられるためである。

これまでもアレイ方法 (装置の配置方法) に関する評価法について、実験的研究やシミュレーションによって報告されている。Myers et al.⁹⁾はアクチュエータディスクを複数用いた水路実験を行い、ディスク間の干渉影響とウェーク領域の特性について検討した。その結果、ディスクを並列に配置した場合にはディスク間の噴出流は流入速度よりも速くなることを確認した。また、Malki et

al.¹⁰⁾は3枚翼の水平軸型水車を想定した複数機配置のデバイス間干渉についてBEM (Blade Element Momentum)-CFDを用いて評価した。その結果、水車を直列に配置した場合には40D (Dは水車直径)後方で上流速度の82.8%になることを示した。これについては、水車の配置間隔について参考にすることができる。しかし、いずれも小規模の装置での実験やシミュレーションであり、実機サイズでの検討は行われていない。

ここで、具体的な水車の後流モデリング解析法の特徴を表1.2に示す。運動量理論やBEM理論では計算コストが低いものの、局所的な流場の状態や負荷分布など、水車特性に及ぼす影響を見積もることができず、水車周辺の流場解析には不向きである。そこで、水車周辺の流れ解析で一般的に扱われている方法は、流場の運動を記述するNavier-Stokes (N-S)方程式を直接解く数値流体力学的手法 (Computational Fluid Dynamics: CFD)である。しかし、数値計算においては、詳細な水車の翼の形状を表現した水車のモデルが必要であり、この水車のモデルを含めた計算格子により、水車の回転運動と流体の流れを再現する必要がある。したがって、膨大なメッシュ数が必要となることから流場解析には膨大な計算労力を要する。Salunkhe et al.¹¹⁾による水車ウェーク領域の詳細な特性についてのシミュレーションには37日間にも及ぶ計算時間を要した。水車を数十から数百機という数を配置した場合には、その計算労力を含む計算コストが膨大になり、結果的に実用に供する計算とは言えなくなる。そのため、水車や水車近傍の流体のモデル化の工夫が必要となる。

そこで本研究では、このような計算労力を低減する方法として、ファンモデルとポーラスメディアを組み合わせる方法を考案した。従来から、ポーラスメディアは、潮流発電装置の流場特性の評価に適用されてきた。水車を直接的に水車としてモデル化する方法と比較すると、水車の翼表面の境界層を解く必要がないため、大幅な計算労力の低減が図れる。したがって、水車を複数配置する場合には適した解析法である。Chime et al.¹²⁾やBai et al.¹³⁾は、このポーラスディスクを用いて、水平軸型水車を再現し、水路幅の閉塞率による流場特性について評価している。ただし、この方法では翼による回転影響などの局所流場の状態を再現することができない。そこで、Sørensen et al.¹⁴⁾は3次元N-Sソルバーに各ロータブレードに沿って放射状に力を分布する手法を組み合わせたアクチュエーターライン法により、風車の後流域に発生する旋回流を考慮した。この手法では、BEM理論によりブレードに作用する力を決定しているが、ポーラスメディアを用いたモデリングよりも計算労力が必要となる。

一方、翼周りの動作をそのまま再現せずに、ファン周囲の流れを簡易的に模擬できる方法に、ファンモデルがある¹⁵⁾。しかし、通常のファンモデルは、流れを作り出すためのモデルであるため、そのままでは、流速が水車モデルとして置いたファン部分を通過後に流速が増加し、水車でのパワー吸収を適切に表現することはできない。すなわち、水車に流入する流れに対応した後方の流況が正しく解析されない。そこで、ファンモデルを用いて水車前後の圧力差と流量を、実際の水車が設置された状況に近づけて周辺流場を再現するために、ポーラスメディアを用いて、数値的に流速を減衰させることで水車によるパワー吸収をモデル化した。本手法を用いることで、計算時間は格段に短縮しさらに水車後方に発生する旋回流を考慮できるため、水車が多数並ぶファームの検討を行う際に重要となる水車周辺の流れ解析が期待できる。

表 1.2 水車の後流モデリング (A. Olczak et al.¹⁶⁾より作成)

| 方法 | 予測 | | | | モデリング | | | |
|---------------------|------|-------|-----|-----|-------|--------|------|-------|
| | 平均荷重 | 非定常荷重 | 遠伴流 | 近伴流 | 旋回流 | 初期せん断流 | 初期乱流 | 計算コスト |
| 運動量理論 | | | | | × | | | 低 |
| 翼素運動量理論 | ○ | | | | × | | | 低 |
| RANS ポーラスディスク | | | | | × | ○ | × | 中 |
| BEM-CFD (RANS-BEM) | ○ | | ○ | | ○ | ○ | × | 中 |
| RANS アクチュエーターライン | ○ | | ○ | ※ | ○ | ○ | × | 高 |
| LES アクチュエーターライン | ○ | ○ | ○ | ※ | ○ | ○ | ○ | 最高 |
| RANS blade resolved | ○ | ○ | ○ | ※ | ○ | ○ | × | 最高 |
| LES blade resolved | ○ | ○ | - | ※ | ○ | ○ | ○ | 最高 |

※妥当性の検証が必要

1.2 研究目的

潮流発電のファーム化を想定して、発電装置を複数配置した発電装置間の流体干渉および装置の後流状況を解析すると共に、計算労力において実用的な数値計算手法を提案することである。提案に際しては、その有用性と共に、ファーム内の水車周辺の流場特性を把握し、水車の配置方法によるパワー吸収量の相違を明らかにすることを目的とする。

本研究の具体的な実施目標は以下の2つである。

ファンおよびポーラスメディアの複合モデルにより、潮流発電装置を簡易的に評価できる手法を提案し、水車が複数配置された潮流発電ファームの流場特性を明らかにする。

特定の水路幅に対して、水車の配置数による流場の変化を明らかにし、運動量理論を用いて配置方法による個々の水車とファーム全体のエネルギー吸収量の相違の評価を実施する。

1.3 論文構成

本章では、本研究の概要について特に海外における潮流発電の事例や複数配置の課題について述べ、さらに本研究の目的と目標について述べた。

各章の構成とその概要は下記のとおりである。

(1) 2章(水車理論と数値モデル)

水車で扱われる運動量理論についてまとめ、本研究の主となるエネルギー損失を考慮した水車のモデル化に関する基本的な特性について述べた。ここでは、ファンモデルとポーラスメディアの実用例やその特性、さらにファンとポーラスメディアを組み合わせた際の流場特性について述べた。

(2) 3章(ファン・ポーラスメディアの適用)

水車の後流状況の数値モデル化を実施するために、まず単機の水平軸型水車が存在する流況を把握した。つづいて、ファンとポーラスメディアを組み合わせたモデルと水車でモデル化した際の流況と比較しファン・ポーラスメディアの妥当性について検証した。その結果をもとに、複数配置するための基本特性を把握するために、ファンとポーラスメディアのモデルを直列と並列方向に配置した場合の装置間の流速特性について評価した。そして、ファン・ポーラスメディアのモデルの検証として、単機の水平軸型水車との比較以外に海外論文を参考に、水路実験との比較も行い、本手法の妥当性について示した。

(3) 4章(複数配置による流場特性)

ファン・ポーラスメディアを用いて、特定の水路幅で本モデルを複数配置した場合の流場特性について検討し、配置場所によるパワー吸収量の相違について評価した。

(4) 5章

本研究で行ったことについて総括し、本論で得られた結論をまとめた。

第 2 章

水車理論と数値モデル

2.1 運動量理論

運動量理論は風車や水車の解析に用いられ、最も歴史が古く単純な理論である。図 2.1 に示すように運動量理論では流れの中で風車の代わりにアクチュエータディスク(作動円盤)を考える。このロータは厚みのないものとして扱われ、以下の仮定を用いる。

- 1) 流体は非粘性、非圧縮性の完全流体
- 2) ブレード枚数は無限大
- 3) ロータ面は一様流
- 4) ロータによる後流回転はなし

ここで、流れが通過する断面積を A 、流速 u 、圧力 p とし、添え字は無限前方の範囲を ∞ 、アクチュエータディスク断面を d 、後方のウェーク範囲を w とする。

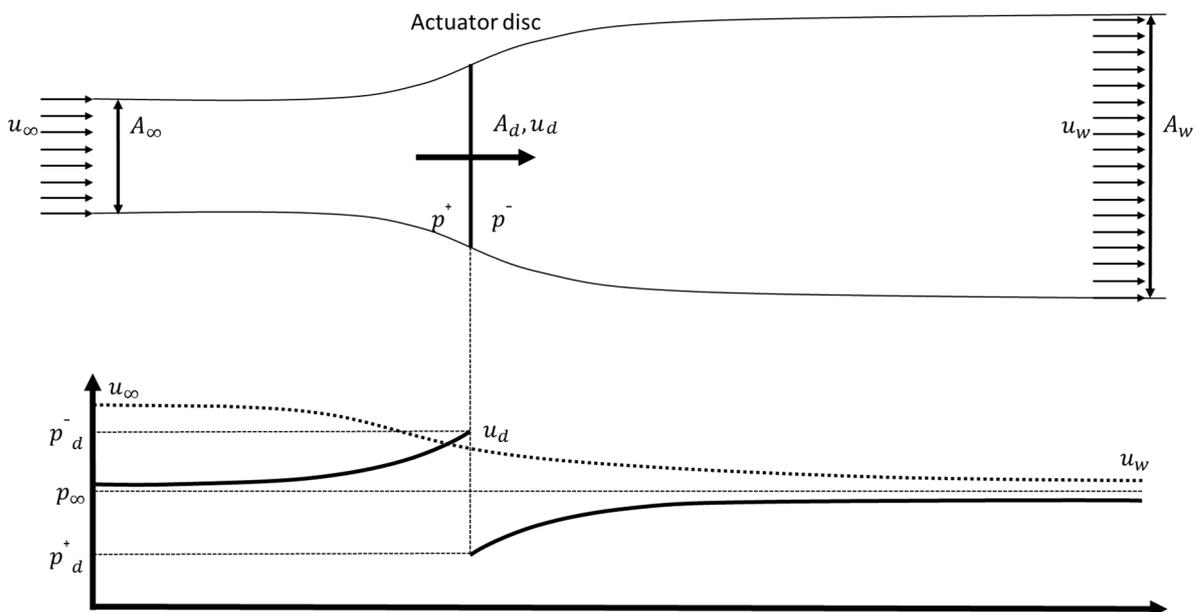


図 2.1 水車前後の流れの様子と圧力の関係

質量保存則により、各位置における質量流量は等しくなる。そこで、流体密度が変化しないと仮定すると、次式が得られる。

$$u_\infty A_\infty = u_d A_d = u_w A_w, \quad (2.1)$$

ロータへの推力は流入する流れと流出する流れの運動量の変化によって次式で表わされる。

$$T = \rho u_{\infty}^2 A_{\infty} - \rho u_w^2 A_w, \quad (2.2)$$

圧力は、ベルヌーイの式を用いて式(2.3)、式(2.4)で表わされる。

$$p_{\infty} + \frac{1}{2} \rho u_{\infty}^2 = p_d^+ + \frac{1}{2} \rho u_d^2 \quad (2.3)$$

$$p_w + \frac{1}{2} \rho u_w^2 = p_d^- + \frac{1}{2} \rho u_d^2 \quad (2.4)$$

式(2.3)、式(2.4)より、ロータ前後の圧力差は次式になる。

$$p_d^+ - p_d^- = \frac{1}{2} \rho (u_{\infty}^2 - u_d^2) \quad (2.5)$$

ロータに対する推力は、圧力差と面積の積で求まるので次式で表わせる。

$$T = \frac{1}{2} \rho A_d u_{\infty}^2 \left[1 - \left(\frac{u_w}{u_{\infty}} \right)^2 \right] = A_d (p_d^+ - p_d^-) \quad (2.6)$$

式(2.6)を、式(2.1)と式(2.2)で比較すると、次式のようにになる。

$$u_d = \frac{1}{2} (u_{\infty} + u_w) \quad (2.7)$$

これは、ロータを通過する流速は無限前方の流速より遅くなることを表わす。

ここで、軸方向の誘導係数 a は次式で定義される。誘導係数 a は、水車が存在することによる流れの増減の割合を示している。

$$a = \frac{V}{u_\infty}, \quad (2.8)$$

$$V = u_\infty - u_d \quad (2.9)$$

流管の断面ごとの流速と軸方向の誘導係数の関係は次のようになる。

$$u_d = u_\infty(1-a), \quad (2.10)$$

$$u_w = u_\infty(1-2a). \quad (2.11)$$

ロータによって抽出されるパワー P とパワー係数 C_p は次式のようにになる。

$$P = Tu_d = \frac{1}{2} \rho u_\infty^3 A_d [4a(1-a)^2] \quad (2.12)$$

$$C_p = \frac{P}{1/2 \rho u_\infty^3 A_d} = 4a(1-a)^2. \quad (2.13)$$

ここで、軸方向の誘導係数で表わされたパワー係数は、水車の効率を表すことになり、誘導係数 $a=0$ または $a=1$ の場合、パワーは 0 となる。

一般にベッツ係数とよばれるのは、 $a=1/3$ を適用した場合で、そのパワー係数の最大値は $16/27 \doteq 0.593$ となる。この 0.593 が水車パワーの理論的最大値となる。

2.2 エネルギー損失を考慮した水車の数値モデル化

エネルギー損失を考慮した水車の数値モデル化としてポーラスメディアが挙げられるが、ポーラスメディアの場合、モデル後方の流速域は水車による回転影響が考慮されない。そこで、ファンモデルとポーラスメディアの詳細について述べる。

2.2.1 ファンモデルの特性

ファンモデルは、数値流体力学的手法(CFD)の解析ソフトとして利用されており、これは複雑な形状を有するファン、例えば電子機器などの冷却用ファンなどの解析に扱われる^{17),18)}。本モデルは、仮想障害物によって幾何学的に存在し得る範囲の領域のみを定義することでファンを再現できるものである。すなわち、翼まわりの動作をそのまま再現せずにファン周囲の流れを簡易的に模擬できるという特徴を有する。

モデル化の方法は、運動効果のみを運動量ソースと抵抗を与えることでできる。さらに、このファンモデルは旋回流速度と軸流量速度の両成分を生じさせることができる。よって、ファン周辺の流れを簡便に効率よく計算することが可能である。

本モデルの定義について以下に挙げる。

- 幾何形状は、回転軸に対して軸対称形状を想定
- ファンを円筒状の回転領域として定義
- 幾何形状は、仮想障害物として領域のみを定義
- 体積的な閉塞効果は無視

モデルで定義する仮想障害物は、外半径 R 、内半径 r 、厚さ L の直円筒形状の領域が想定される。図 2.2 にファンの圧力コンターと流速ベクトルを示す。

さらに、幾何学的な効果以外に本モデル特性を決定するパラメータには回転速度 S_d 、ブレードがもたらす流体運動を制御する適応係数 A_d 、および軸流量を制御する B_d がある。ここで、 A_d および B_d の値は、実験結果などから合わせることになる。ファンの性能はブレードの詳細な形状やサイズ、またはブレード数に左右される。これらを含めて全体的な特性の指標となる性能曲線を基準にパラメータを調整する。その典型的な性能曲線の例を図 2.3 に示す。この性能曲線は、装置全体の厚さにわたる角運動量ソースを等価圧力損失と関連付けて、

断面全体にわたって流量を平均化することで算出される。式(2.14)が圧力差 ΔP となる。

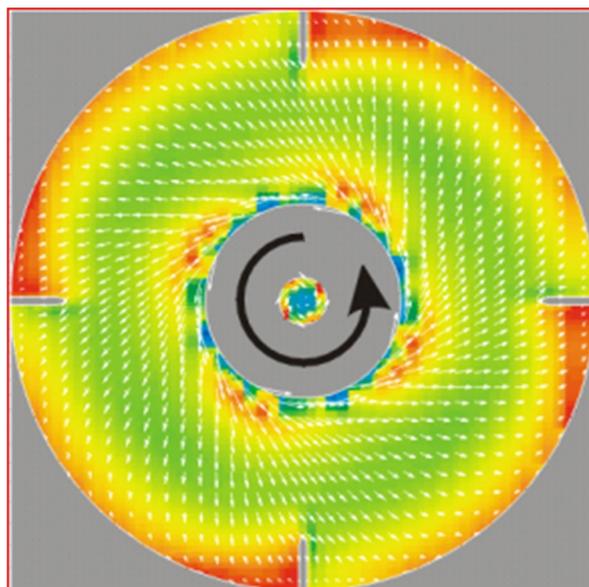


図 2.2 ファンの圧力コンターと流速ベクトル

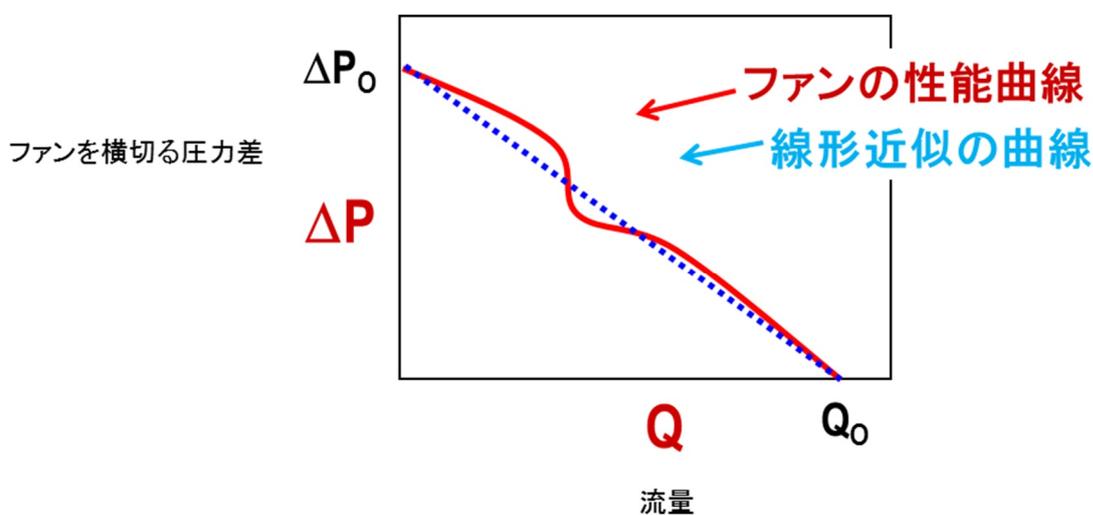


図 2.3 典型的なファンの性能曲線とモデル線形近似直線

$$\Delta P = \rho L A_d \left(\frac{2}{3} S_d B_d R \left(1 - \frac{r^3}{R^3} \right) - \frac{Q}{\pi R^2} \right) \quad (2.14)$$

ここで、正味の流量は Q とする。式(2.14)の関係から、 y 切片が ΔP_0 、 x 切片が Q_0 の線形曲線が与えられる。これらの値は式(2.15)と式(2.16)により算出される。

$$\Delta P_0 = \rho L \left(\frac{Q_0}{\pi R^2} \right) A_d \quad (2.15)$$

$$Q_0 = \frac{2}{3} \pi (R^3 - r^3) S_d B_d \quad (2.16)$$

図 2.4 にモデルの特性を把握するために、ファンモデルのみを設置した際の概略図を示す。赤い円筒形状のものが仮想障害物となるファンモデルである。このときの後流速度の流速ベクトルを図 2.5 に示す。流速を 1m/s とし、回転速度 S_d は 3.3rad/s, 適応係数 A_d を 2.0, 軸流量係数 B_d を 2.0, 外半径 R および内半径 r をそれぞれ 9m と 10m とした。

図 2.5 は x-z 断面におけるファンモデルの流速強度を示しており、ファン通過直後の流速は上昇していることが確認できる。

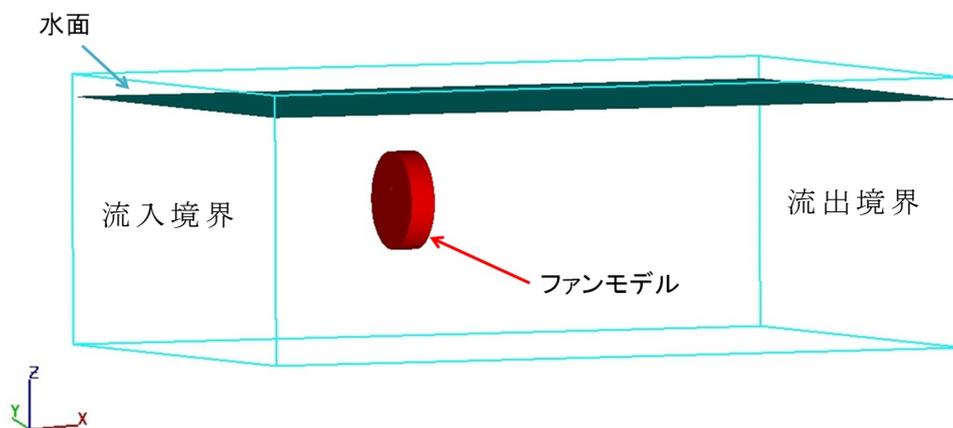


図 2.4 ファンモデルの概略図

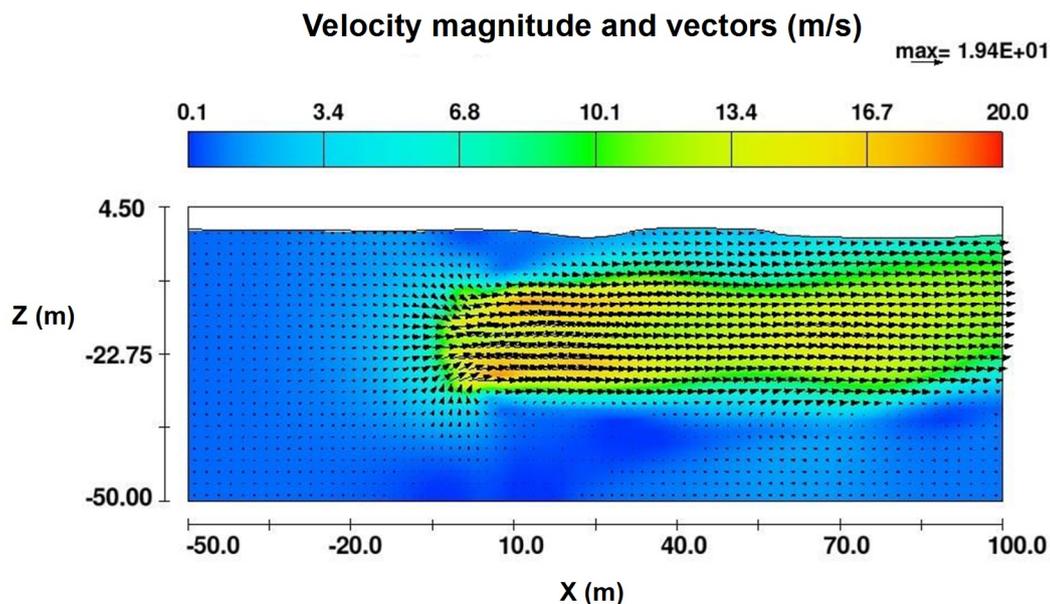


図 2.5 ファンモデルの流速強度

2.2.2 ポーラスメディアの特性

ポーラスメディアはスリット、防風フェンスや土の中などの細かい個体部と空間が混合しており、流体が中を流れることができる固体物質である。また、このポーラスメディアの多孔度(ポロシティ)は、開放領域の体積を合計体積で割った値として定義される。その関係式を式(2.17)に示す。

$$Porosity \equiv V_f \quad (2.17)$$

例えば金属フィルタなどの物質は、ほとんど完全な開放状態であり、この場合のポロシティは 1.0 となる。

多孔質物質の連続体モデルを構築し、各エリアのボリュームを平均化することで、通常の保存方程式が得られる。その時の質量保存則は式(2.18)で表わされる。

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f U) = 0 \quad (2.18)$$

ここで、 U は微視的な流れ速度である。ポーラスメディアを通る単一方向の流量は、適用される圧力差に比例するということから次式のようになる。

$$V_f U = -\frac{K}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2.19)$$

ここで、係数 K は物質の比透過性または固有透過性である。例えば、一般的な砂利の K 値は、 10^{-7} から 10^{-9}m^2 、粘土が 10^{-13} から 10^{-16}m^2 である。透過性の値が小さければ小さいほど流れに対する抵抗は大きくなり、この抵抗はポーラスメディアのモデルでは抗力という。

ポーラスメディアにおける流れへの抵抗は、Navier-Stokes 方程式で、速度に比例する抵抗の項として表され、次式に示す。

$$b = F_d U \quad (2.20)$$

ここで、 F_d はポーラスメディアの抵抗係数である。透過性 K は、抵抗係数 F_d を次式によって表わされる。

$$K = \frac{V_f \mu}{\rho F_d} \quad (2.21)$$

以上の特徴から、ファンとポーラスメディアを組み合わせた際の前後の流れの様子と圧力の関係を図 2.6 に示す。

ここで、流れが通過する断面積を A 、流速 u 、圧力 p とし、添え字は無限前方の範囲を ∞ 、ファンモデル断面を f 、ファンとポーラスメディア間を m 、ポーラスメディア断面を p 、後方のウェーク範囲を w とする。

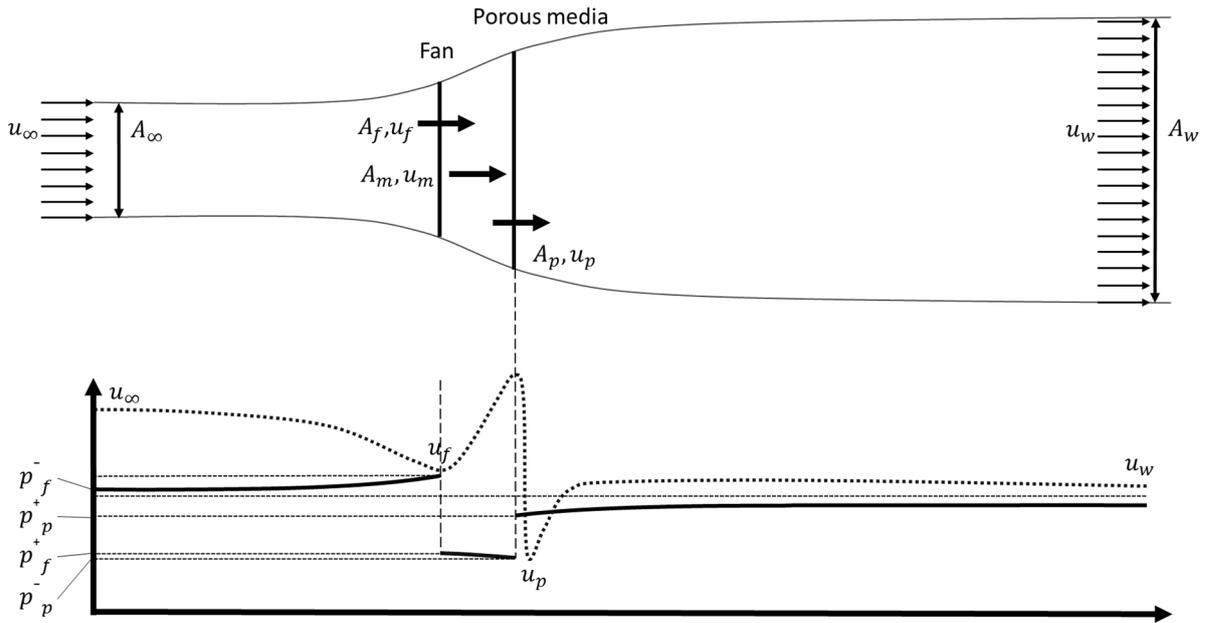


図 2.6 ファンとポーラスメディア前後の流の様子と圧力の関係

無限前方 ∞ からメディア間 m までを水車上部, メディア間 m から後方ウェーク w までを水車下部とした場合, 誘導係数 a はそれぞれ次式の関係となる。

$$a_f = \frac{V_1}{u_\infty}, \quad a_p = \frac{V_2}{u_m}. \quad (2.22)$$

$$V_1 = u_\infty - u_f, \quad V_2 = u_m - u_p \quad (2.23)$$

上流部 u と下流部 d におけるパワー P_u , P_d は次式のようにになる。

$$P_u = \frac{1}{2} \rho u_\infty^2 A_\infty u_\infty - \frac{1}{2} \rho u_m^2 A_\infty u_m, \quad (2.24)$$

$$P_d = \frac{1}{2} \rho u_m^2 A_m u_m - \frac{1}{2} \rho u_w^2 A_w u_w, \quad (2.25)$$

ここで, ロータによって抽出されるパワー P は, 上流部と下流部の和となることから, 次式のようにになる。

$$P = P_u + P_d \quad (2.26)$$

ここで、パワー係数 C_P 式(2.13)と同様に次のようになる。

$$C_P = \frac{P}{1/2\rho u_\infty^3 A_m} \quad (2.27)$$

ファンとポーラスメディアを組み合わせた際の特徴として、後流速度の傾向を図 2.7 に示す。このときの計算条件はファンモデルの特性で用いたものと同条件である。この結果から、ポーラスメディアを設置することでエネルギー減衰を人工的に与え、モデル後方側の流速を抑えることが可能となる。

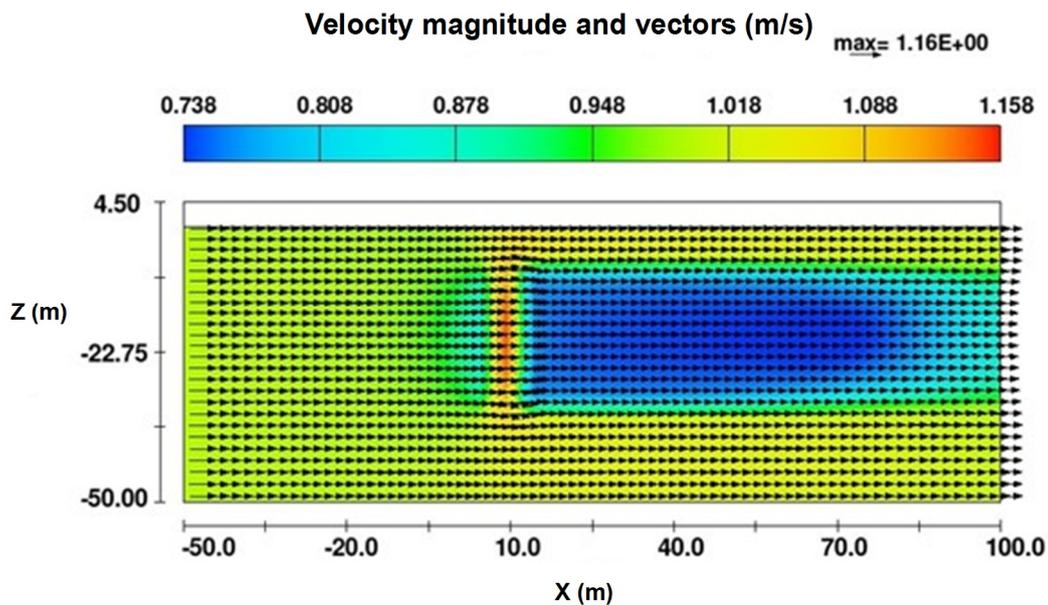


図 2.7 ファン・ポーラスメディアの流速強度

第 3 章

ファン・ポースメディアの適用

3.1 単機水平軸水車による流場特性

水車の流況状況の数値モデル化を実施するために、まずはじめに単機の水平軸型水車の流場特性の把握を実施した。本検討では、一様流に単機水車を設置した流況状況を、流体—剛体運動練成計算をもとに実施し、流場をシミュレーションすることで単機水車の存在する流況を把握した。つづいて、ファン・ポラスメディアを組み合わせたモデルと水車でモデル化した際の流況を比較し、ファン・ポラスメディアの妥当性について検証した。

3.1.1 解析法

流体解析には汎用流体解析ソフト FLOW 3D[®] Ver.11.1 を用いた¹⁵⁾。これは自由表面解析機能や柔軟でロバスト性が高い移動物体の取り扱いによく使用されている。運動方程式には Navier-Stokes(N-S)方程式が用いられており体積力、粘性力等の付加項がついている。FLOW 3D[®]は生成が容易な直行格子に強力な形状表現力を持つ自由度の高い FAVOR 法と呼ばれる格子生成手法を採用しており、物理形状に表面メッシュを作成することなく、空間格子と物理表面形状を完全に独立して定義することができる。ここでは、流体を一定の温度の非圧縮性流体として取り扱った。また、自由表面の追跡手法には気体側の運動特性を自由表面上の境界条件に置き換える VOF 法を用いて解析を実施した。

非圧縮に対する流れの基礎式を式(3.1)に示し、質量保存式として、N-S 方程式(3.2)が用いられる。

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)u = G - \frac{1}{\rho} \nabla(\nabla \cdot u) + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 u \quad (3.2)$$

ここで、 u : 流速、 t : 時間、 ρ : 流体密度、 μ : 粘性係数、 P : 圧力、 G : 単位質量あたりに働く外力である。

3.1.2 解析条件

1 流体非圧縮性の粘性流れとして、 x 座標の最小側から 3m/s の流速を設定した。図 3.1 に水平軸型水車の計算領域の概略図、図 3.2 に計算メッシュ図を示す。 x 座標最小側を流入境界、最大側を流出境界、 z 座標最大側を水面圧力境界、その他を対称境界とし、この時の密度 ρ を 1000kg/m^3 、粘性係数 μ を $1.0\text{e-}3\text{Pa}\cdot\text{s}$ とした。

水車の直径を 18m 、ハブの直径を 2m 、水車密度を 4000kg/m^3 とし、翼形状は NACA4412 を用いた。このときの水車の設置水深は 50m とした。

計算領域を長さ 700m 、幅 100m 、深さ 100m とした。計算メッシュはマルチブロック境界とし、水車近傍のメッシュブロックを 4 つ設けた。水車周りのメッシュ幅は x 軸 y 軸ともに 0.2m 四方の総セル数が $120,000$ である。メッシュ詳細については表 3.1 に示す。また、図 3.3 に本計算で用いた水車モデルと表 3.2 に計算条件の詳細を示す。

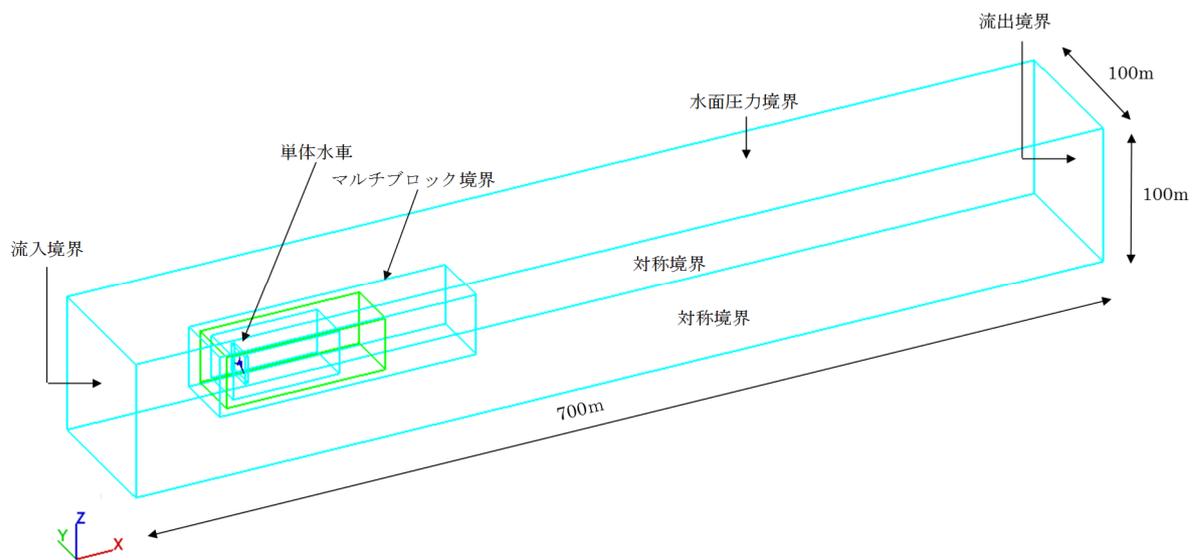


図 3.1 水平軸型水車の計算領域

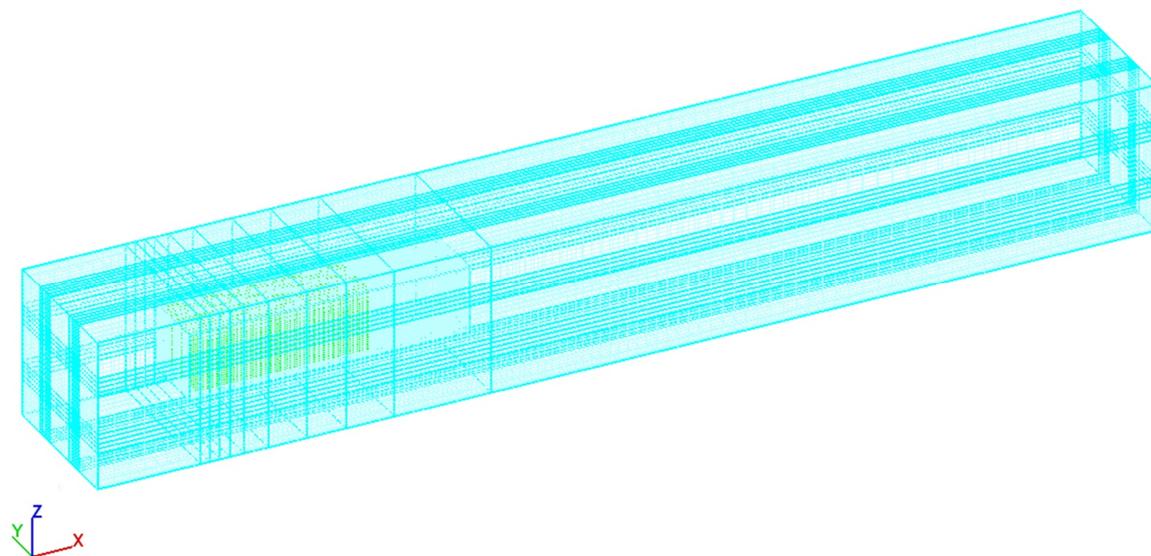


図 3.2 水平軸型水車の計算メッシュ図

表 3.1 水車モデルのメッシュ数

| | メッシュ幅 | セル数 |
|-------------|-------|-----------|
| Mesh Block1 | 3.2m | 163,296 |
| Mesh Block2 | 1.6m | 90,944 |
| Mesh Block3 | 0.8m | 331,776 |
| Mesh Block4 | 0.4m | 1,228,800 |
| Mesh Block5 | 0.2m | 120,000 |
| 計 | | 1,934,816 |

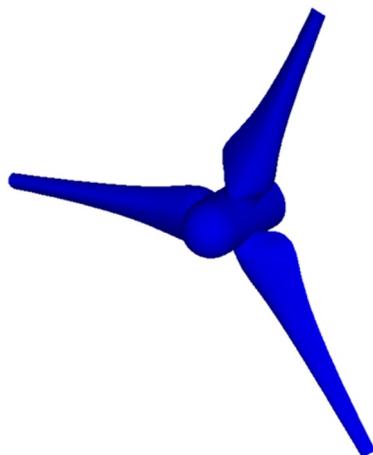


図 3.3 水車モデル

表 3.2 水平軸型水車の計算条件

| パラメータ | 条件 | |
|--------------|------------------------|--------|
| 流速 U | 3.0 m/s | |
| 計測時間 t | 500 s | |
| 流体の密度 ρ | 1000 kg/m ³ | |
| 計算領域 | 長さ L | 700 m |
| | 幅 B | 100 m |
| | 深さ h | 100 m |
| 境界条件 | x 座標最小側 | 流入境界 |
| | x 座標最大側 | 流出境界 |
| | z 座標最大側 | 水面圧力境界 |
| | その他 | 対称境界 |
| 水車直径 D | 18 m | |
| 水車の設置水深 | 50 m | |

つづいて、単機水車の流況状況に近づけるためにファンとポーラスメディアを用いた計算を実施し、流場特性を比較した。このときのファンの直径を 18m、ポーラスメディアの直径を 20m とし、ポーラスメディアの多孔度を 0.8、ファンの回転数を 1.3rad/s とした。また、ファンとポーラスメディアの厚さをそれぞれ 6.4m とし、メディア間の距離も 6.4m とした。図 3.4 にファンとポーラスメディアの計算領域を示し、計算メッシュを図 3.5 に示す。表 3.3 にファンとポーラスメディアモデルの計算条件を示す。

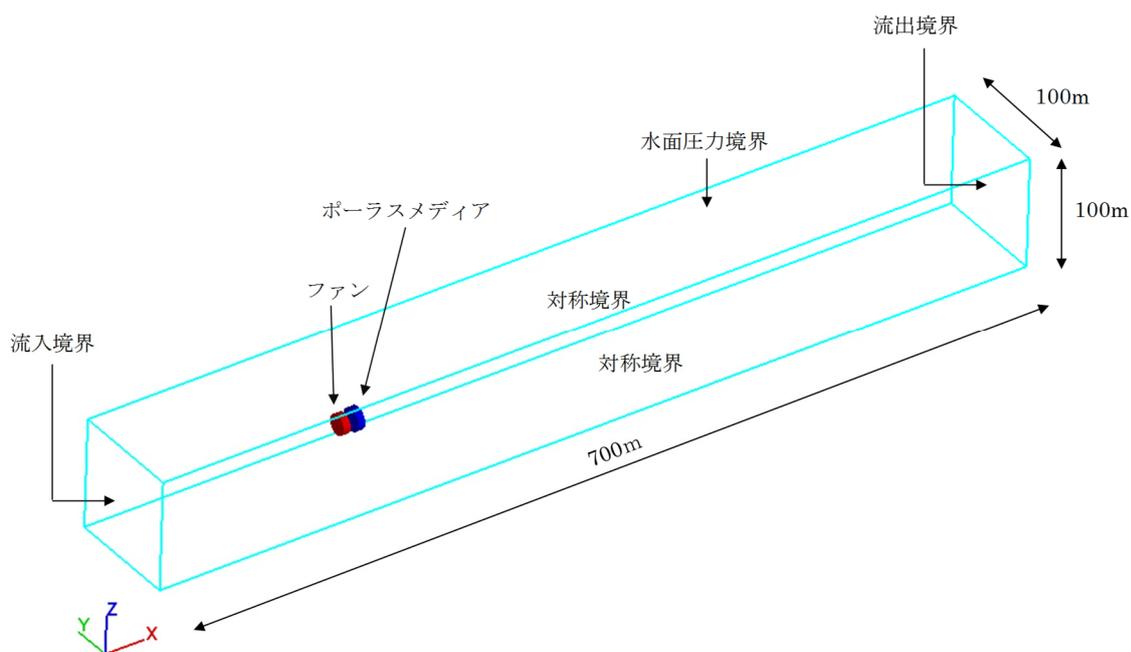


図 3.4 ファン・ポーラスメディアの計算領域

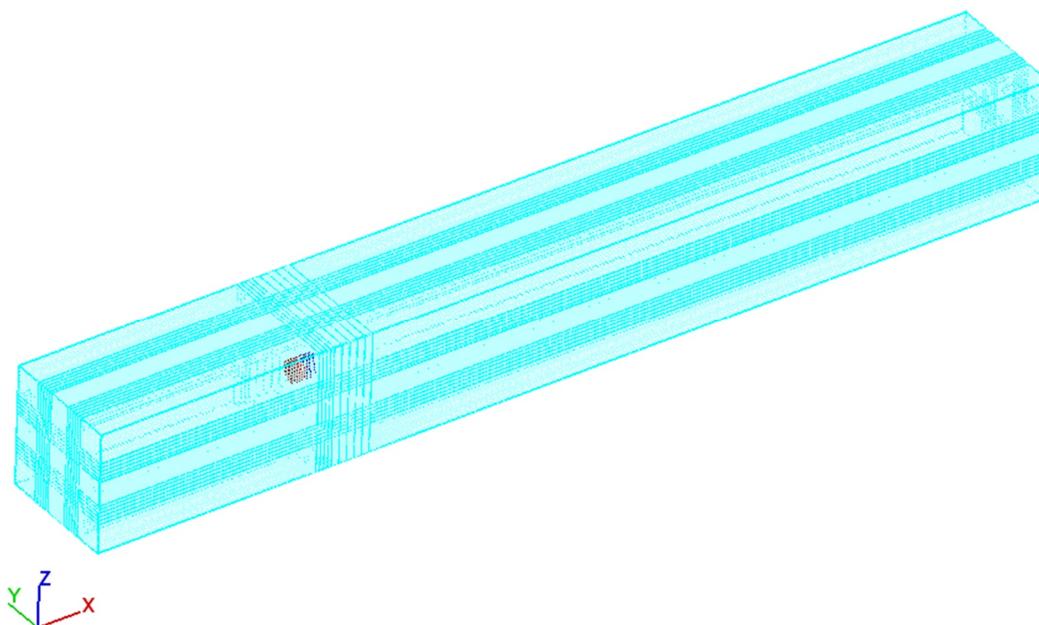


図 3.5 ファン・ポーラスメディア計算メッシュ図

表 3.3 ファン・ポーラスメディアモデルの計算条件

| パラメータ | | 条件 |
|------------------|--------|------------------------|
| 流速 U | | 3.0 m/s |
| 計測時間 t | | 500 s |
| 流体の密度 ρ | | 1000 kg/m ³ |
| 計算領域 | 長さ L | 700 m |
| | 幅 B | 100 m |
| | 深さ h | 100 m |
| 境界条件 | x座標最小側 | 流入境界 |
| | x座標最大側 | 流出境界 |
| | z座標最大側 | 水面圧力境界 |
| | その他 | 対称境界 |
| ファン・ ポーラスメディア | 直径 D | 18 m・20m |
| | 厚さ R | 6.4m |
| | 設置水深 | 50 m |

3.1.3 解析結果および考察

潮流発電は、潮流エネルギーを吸収し発電を行うため、その後流は減速領域の形成を伴う流況影響が生じる。本検討では潮流発電によって形成される減速領域を概略評価した。また、本検討で用いた水車モデルには機械的な摩擦抵抗を導入しておらず、エネルギー損失であるパワーテイクオフを考慮していない状態とする。

図 3.6 に水平軸型水車とファン・ポーラスメディアの流況状況を示す。このときの、流速は水車およびポーラスメディアの直径の範囲内の流速を平均して算出している。ここで、HAMT (Horizontal Axis Marine Turbine)は単機の水平軸型水車を示す。また、横軸はモデル直径で示し、縦軸は自由流速の流速絶対値 U_0 とモデル配置した場合の流速絶対値 U で無次元化した。

水平軸型水車とファンの設置位置は $0D$ (D :モデル直径) としており、水車通過直後の流速は通過直前の流入速度と比較し約 5%の減速が確認され、約 $3D$ 後方から流速が回復傾向にある。一方、ファン・ポーラスメディアの場合、ファンの直前流速は水車モデルと比較すると一定であり、ポーラスメディア通過直後の流速は水車モデルよりも早い流速回復となるが、 $22D$ 後方では水車モデルと良好な一致を示していることが確認できた。

このときの水車とファン・ポーラスメディアの設置水深の中心位置における x-y 断面の流速コンターを図 3.7 と図 3.8 に示す。

図 3.7 の水車モデルの流速場から水車の中心軸の後方直後は流速が顕著に下がるが、約 $10D$ 後方では流速が一定となる。一方、ファン・ポーラスメディアの流速コンターでは約 $3D$ 地点で一定となる。また、ファンモデル設置直後の流速が流入速度となることが確認できる。この詳細の流速分布については図 3.9 と図 3.10 に示す。

図 3.9 は x-y 断面における水車に流入する $5D$ 前後地点での流速分布を示しており、図 3.10 も同様にファンに流入する $5D$ 前方からポーラスメディア通過後 $5D$ 後方までの流速分布を示している。このときの横軸は流入速度とウェーク領域の速度の無次元値とし、縦軸はモデル直径で表している。また、このときの流速はモデル範囲の平均値を y 方向断面で示した。

図 3.9 より、水車直前の流速は水車の中心軸で低減し、モデル通過 $5D$ 後方までその傾向が確認できる。これはハブが障害物となって流速が減速するためである。しかし、流速低減の範囲は水車の直径までは確認できない。

図 3.10 に示すファンモデルからポーラスメディア前後の平均流速分布では、

ファン通過 5D 前方からファンとポーラスメディア間までは、メディア直径の範囲で流速低減が確認できる。しかし、ポーラスメディアの中では流速が急激に増加し、ポーラスメディア通過直後から流速が減少傾向にある。これは 2 節で挙げたファンモデルの特性により、ファンによって噴出された流速をポーラスメディアによりエネルギーを減衰させたためである。ただし、流速低減の範囲が水車モデルと比較すると 5D 後方地点で、ファン・ポーラスメディアの検討モデルでは拡大していることが確認できる。これはポーラスメディアの直径範囲で空隙量を設定したため、その範囲全体で流速の低減が生じてしまったと考えられる。ただし、本検討では実機サイズを想定した水車モデル後方の流況状況を把握することであるため、水車近傍の局所的な場所における流速の変化は考慮しないが、今後はより現実的な状態に合わせられるための調整が必要となる。

本検討モデルであるファン・ポーラスメディアでは、HAMT と本手法の計算時間を同条件化でメッシュ幅や計算領域を比較すると、ファン・ポーラスメディアにおいて 1/12 時間で流場特性を求めることができ、計算時間の短縮が図れることが確認できた。

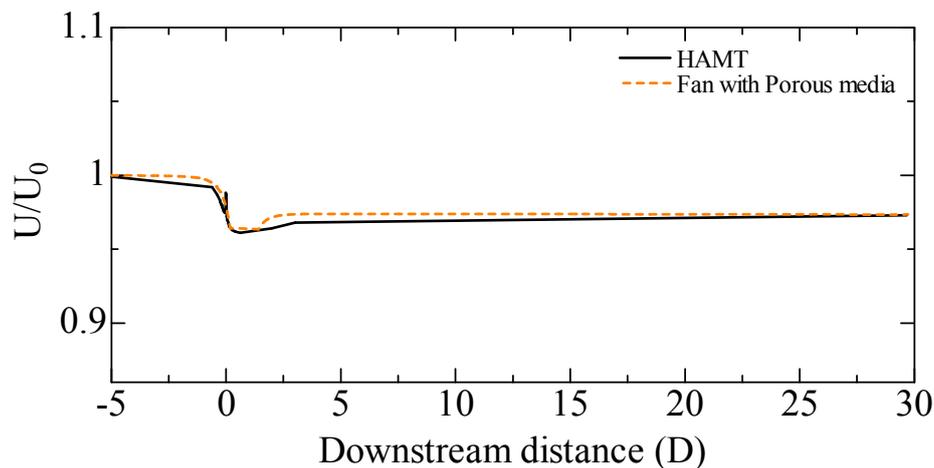


図 3.6 水車とファン・ポーラスメディアの流況比較

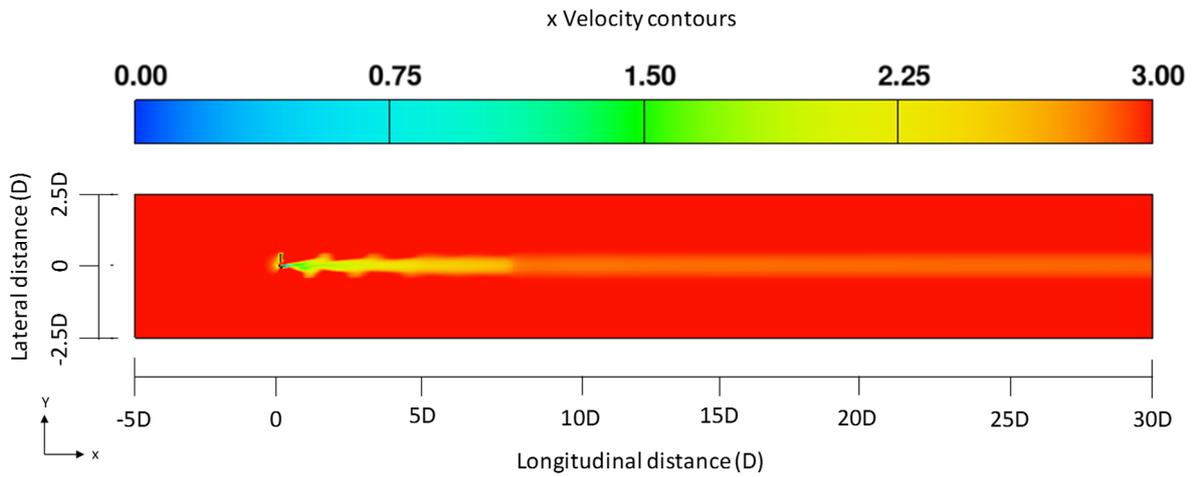


図 3.7 単機水車の流速コンター

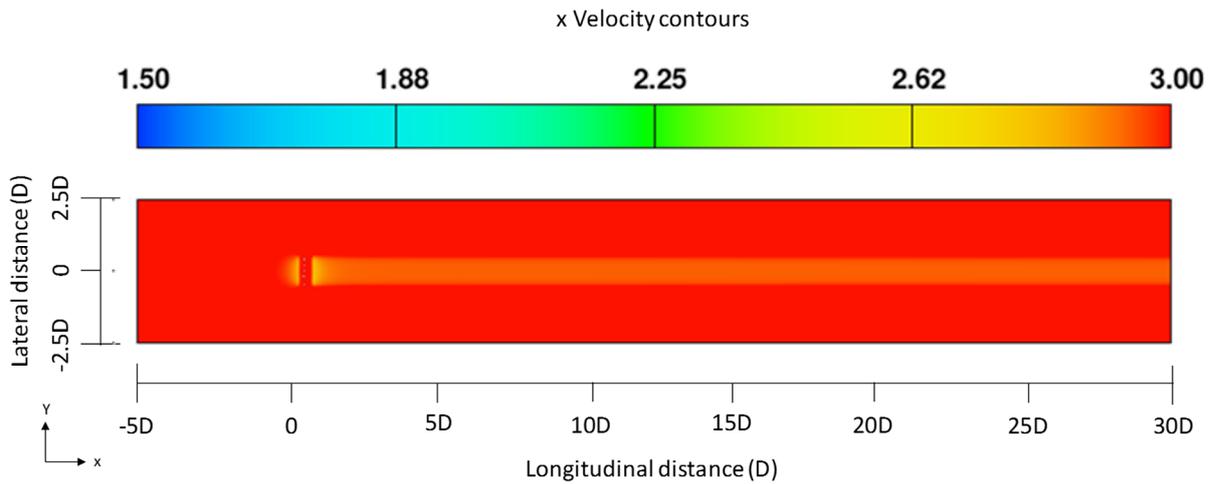


図 3.8 ファン・ポーラスメディアの流速コンター

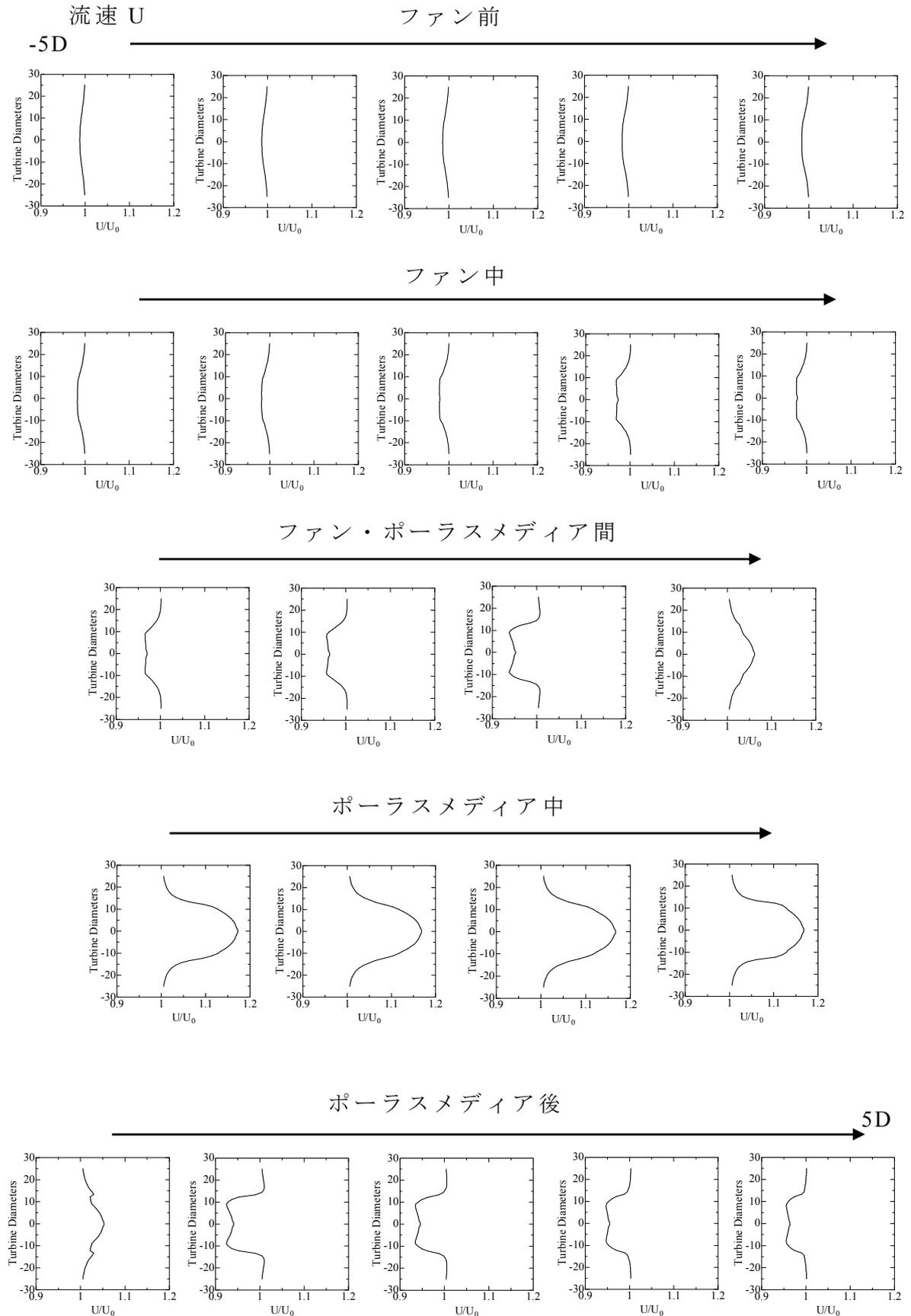


図 3.10 ファン・ポーラスメディア前後の平均流速分布 (x-y)

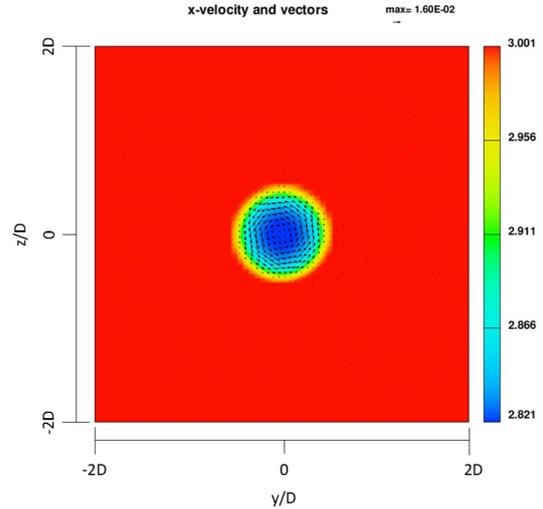
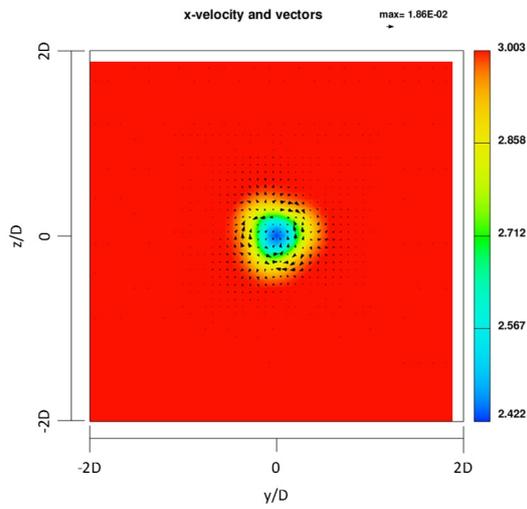
図 3.11 に水車とファン・ポーラスメディアの後流域における x と y 方向の速度成分の回転ベクトル図を示す。この流速ベクトルはモデル後方 5D から 20D までの 5D 毎に示している。図 3.11a) と b) に示す後方 5D における回転ベクトルを比較すると、水車モデルの場合は、実際の翼が回転している影響により y 軸と z 軸方向に歪みが生じている。一方、後方になるに従い速度が分散され、円形状の分布となる。

ファン・ポーラスメディアの場合、後方 5D 地点で水車モデルと比較すると回転がより強く生じていることが確認できる。また、20D 地点では水車とファン・ポーラスメディアを比較すると本検討モデルでは後方でも旋回流が残る傾向にあるが、これは流速 3m/s に対して 0.02m/s と微小の範囲であるため、マクロ的に捉えた場合、実用上問題ないと考える。

水車モデルでは水車周りの流速は後方域になるに従い流速が速くなり、その範囲が広くなることが確認できる。しかし、本検討モデルでは水車に比べ流速の回復範囲が狭く、さらにモデル中心位置での流速が広い範囲で遅いことが確認できる。これについてはファンとポーラスメディアのサイズを今後調整する必要がある。

水平軸型水車

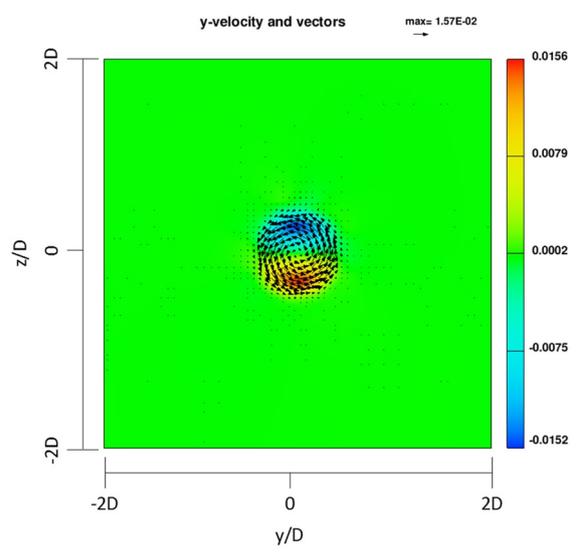
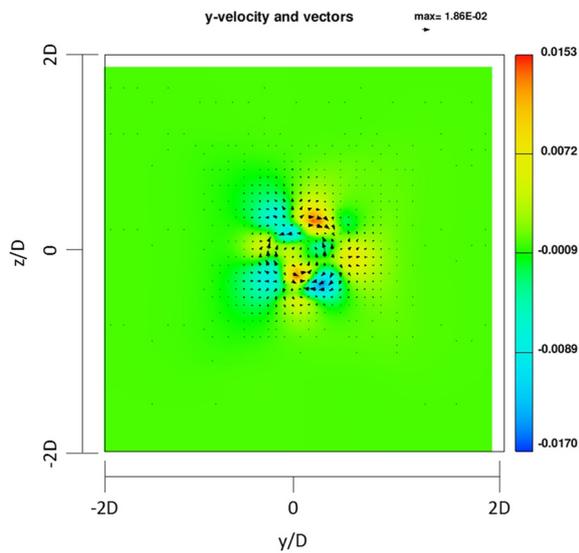
ファン・ポラスメディア



a) x 方向流速ベクトル図 $X=5D$

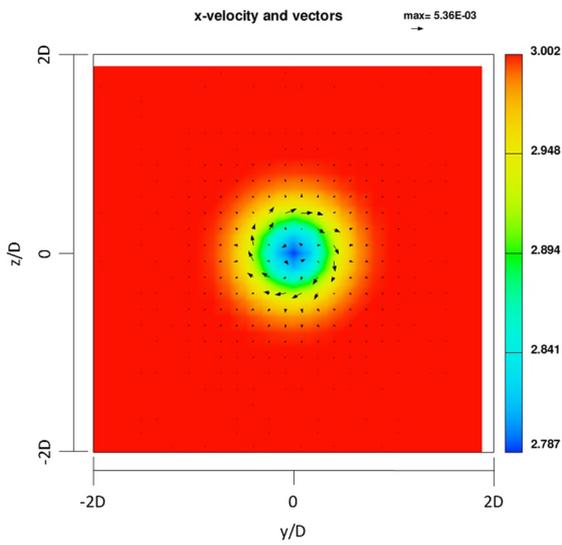
水平軸型水車

ファン・ポラスメディア

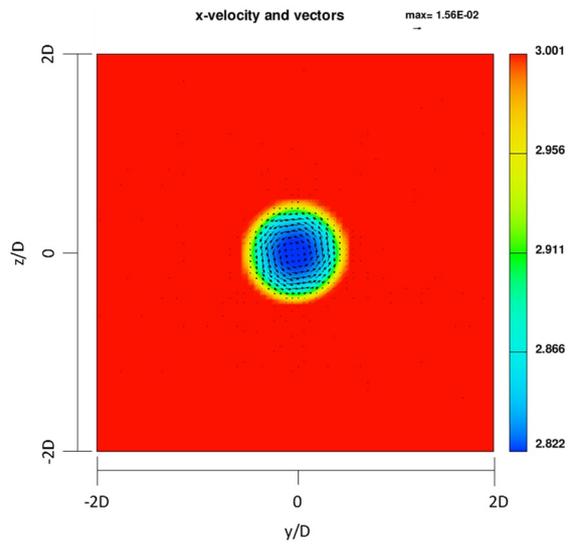


b) y 方向流速ベクトル図 $X=5D$

水平軸型水車

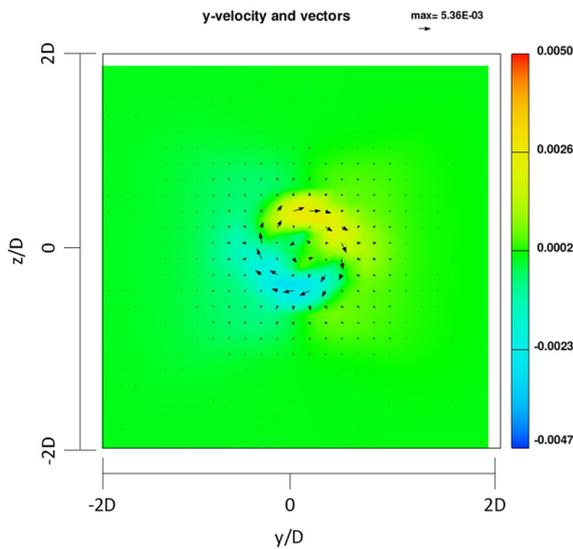


ファン・ポラスメディア

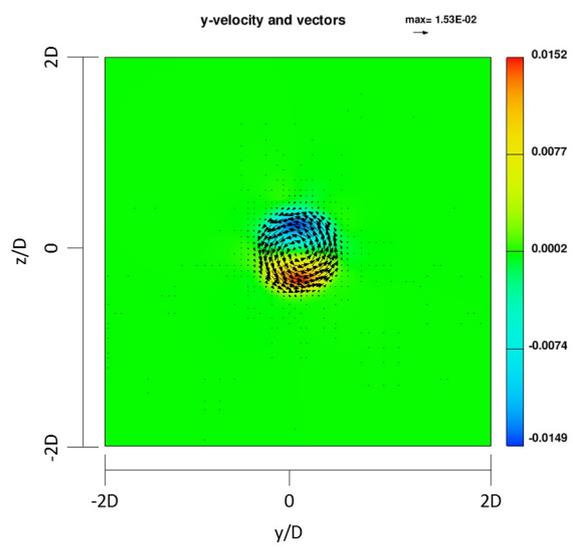


c) x 方向流速ベクトル図 X=10D

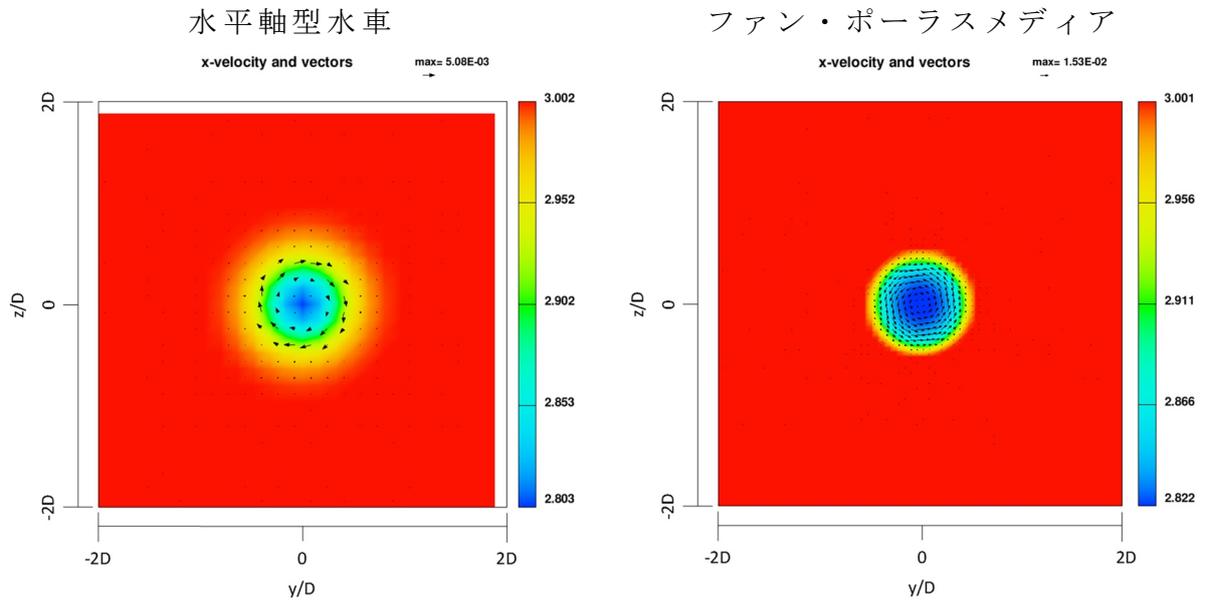
水平軸型水車



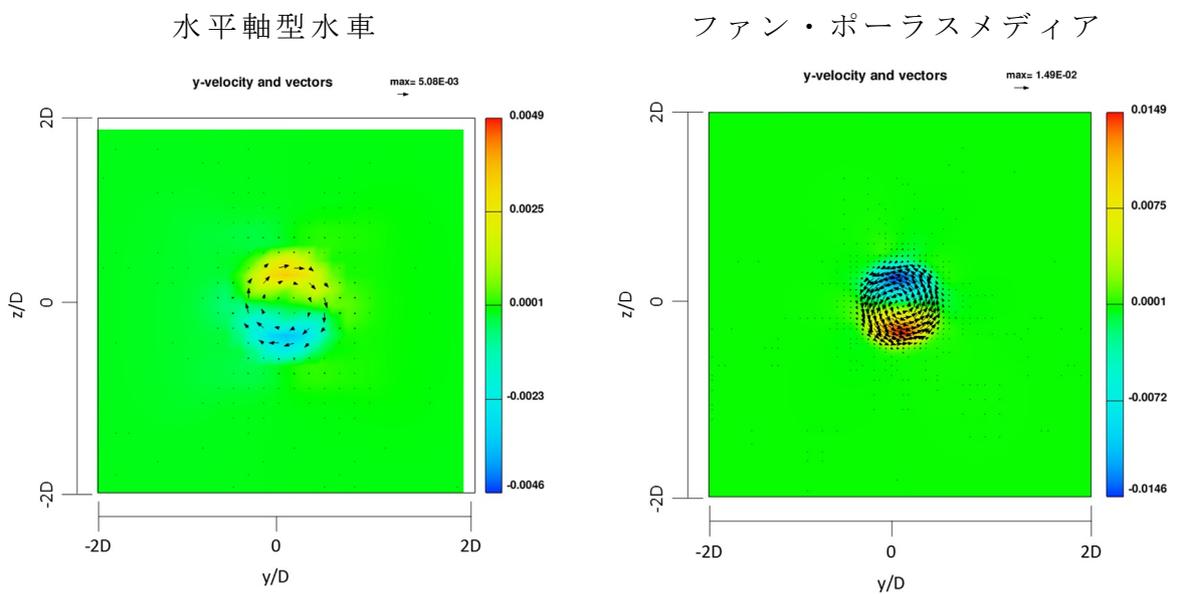
ファン・ポラスメディア



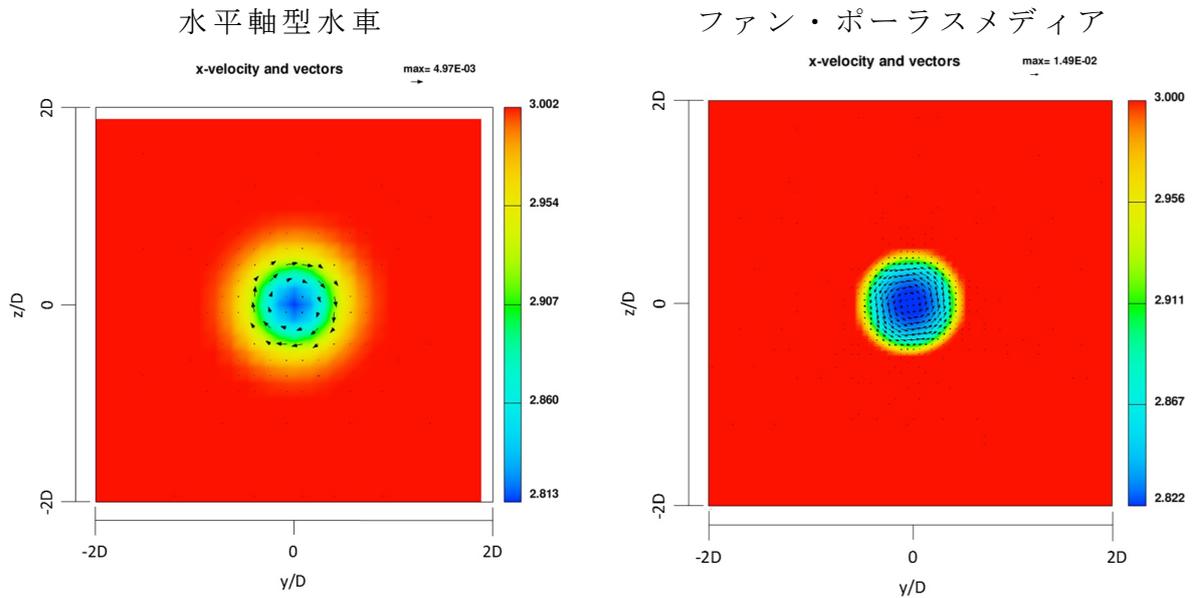
d) y 方向流速ベクトル図 X=10D



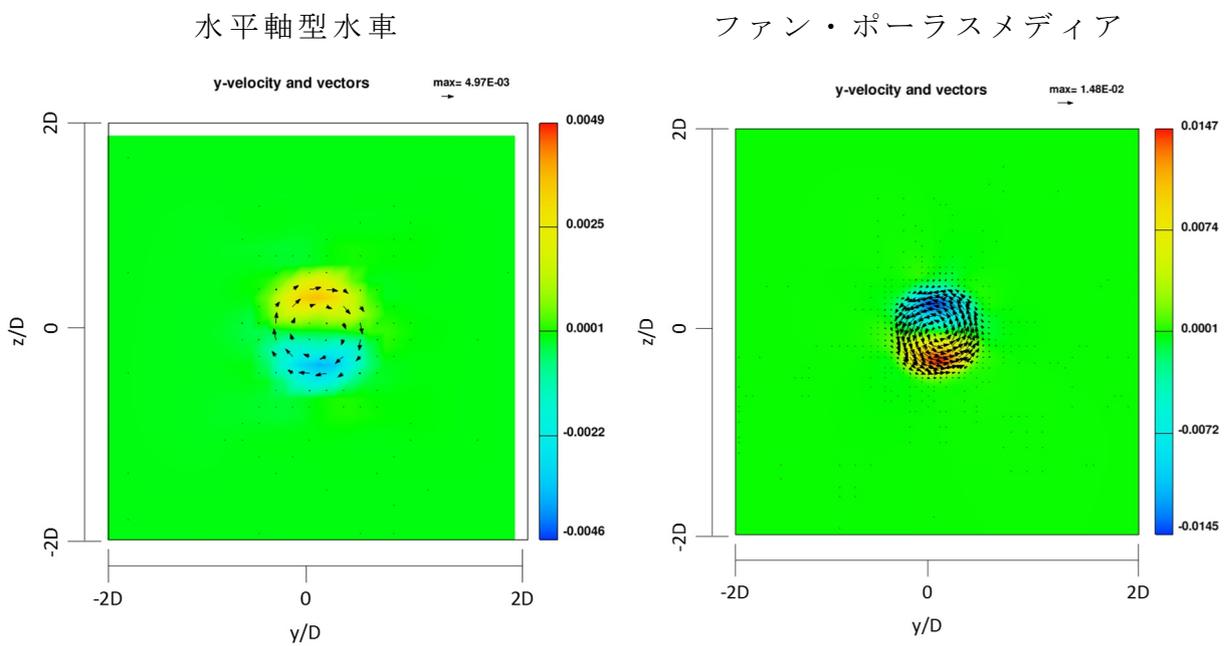
e) x 方向流速ベクトル図 X=15D



f) y 方向流速ベクトル図 X=20D



g) x 方向流速ベクトル図 X=20D



h) y 方向流速ベクトル図 X=20D

図 3.11 x・y 方向流速の回転ベクトル図 (y-z 断面)

3.2 ファン・ポーラスメディアによる流場解析

3.1 節では水平軸型水車の流場特性を把握し、ファン・ポーラスメディアを用いて実際の水車の流況状況と比較した。本節では本手法を用いて複数配置するための基本特性を把握するために、装置間の流場特性について評価した。

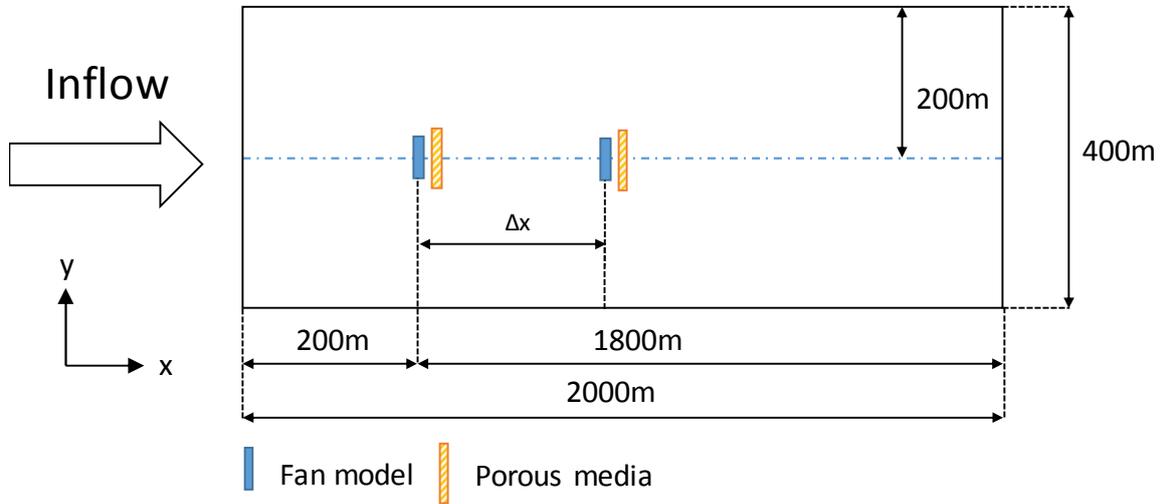
3.2.1 解析条件

本検討では、水平軸型水車の流場特性の把握の際の条件と同様に 1 流体非圧縮性の粘性流れとし、x 座標最小側を流速境界、最大側を流出境界、z 座標最大側を水面圧力境界、その他を対称境界とし、この時の密度 ρ を 1000kg/m^3 、粘性係数 μ を $1.0\text{e-}3\text{Pa}\cdot\text{s}$ とした。ただし、本検討では x 座標の最小側から 1m/s の流速を設定した。

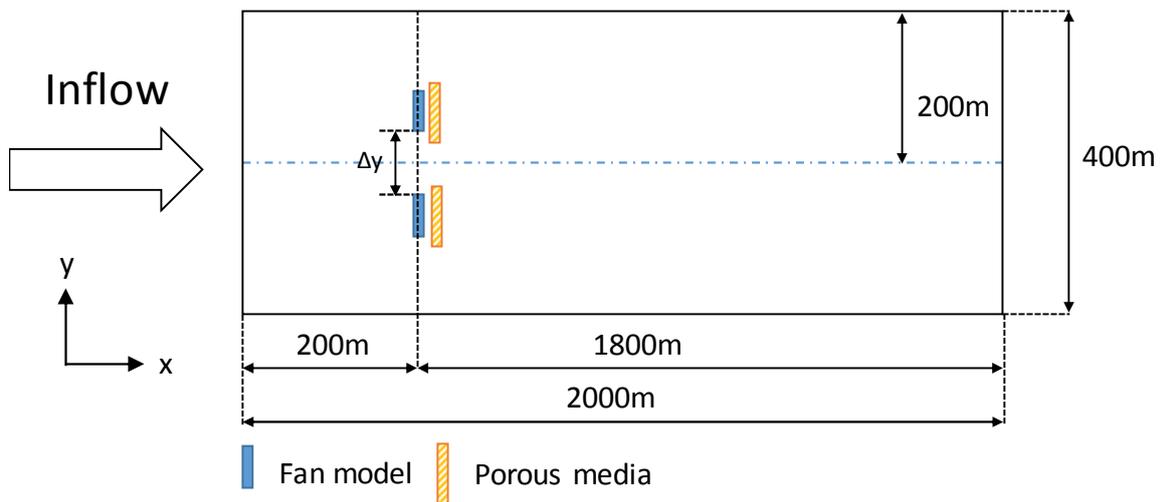
図 3.12 に検討モデルのレイアウトを示す。図 3.12a) は流入方向に対して水平に配置した直列配置と、図 3.12b) は流入方向に対して垂直に配置した並列配置を示している。また、図 3.12c) は前列に 2 機配置し、後方に 1 機配置した千鳥配置したものを示す。

このときのモデル間距離は直列配置で Δx を $10D$ から $40D$ とし、並列配置で Δy を $0.5D$ から $3.0D$ の $0.5D$ 間隔の 6 ケースとした。さらに、千鳥配置したモデルでは前列の配置間隔 Δx と後方の配置間隔 Δy は図 3.12a) と b) と同様とした。

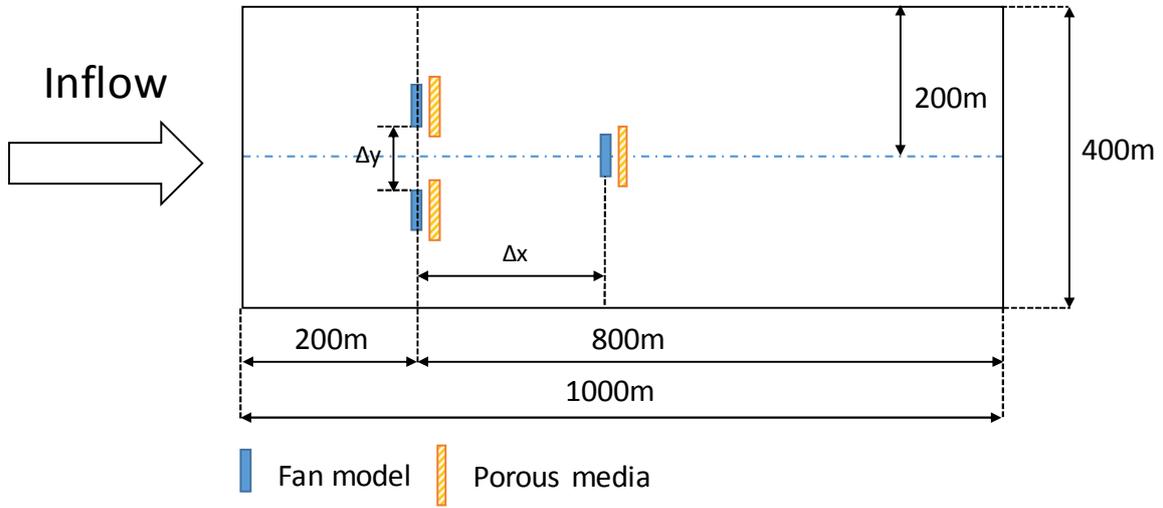
計算領域はいずれも長さ 2000m 、幅 400m 、深さを 100m とし、モデルの設置水深を 50m とした。また、1 機目を流入境界から 200m の位置に設置している。ここで、ファンモデルの直径を 18m 、ポーラスメディアの直径を 20m とし、多孔度を 0.8 、抵抗係数を 0.001 とした。さらに、ファンとポーラスメディアの厚みをそれぞれ 6.4m 、メディア間を 6.4m とし、モデル全体の長さを 19.2m とした。



a) 直列配置



b) 並列配置



c) 千鳥配置

図 3.12 検討モデルのレイアウト

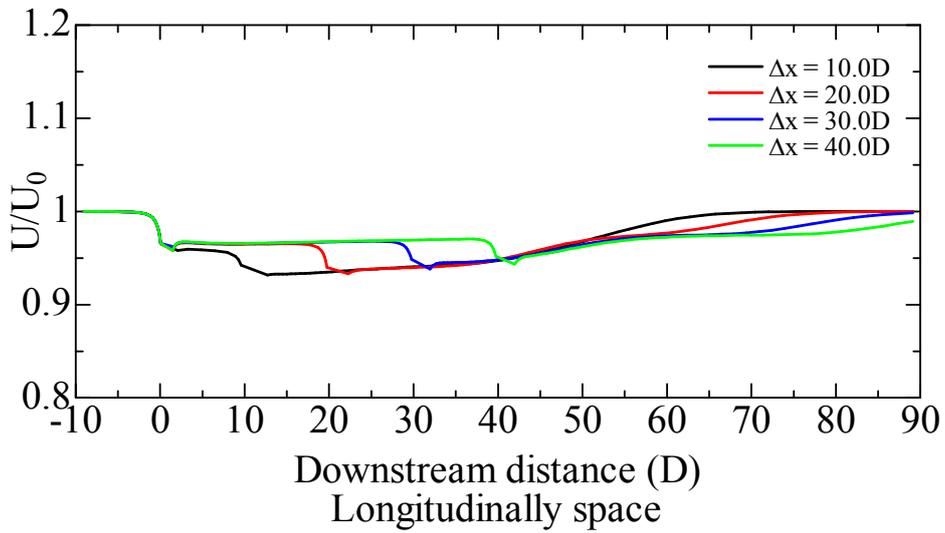
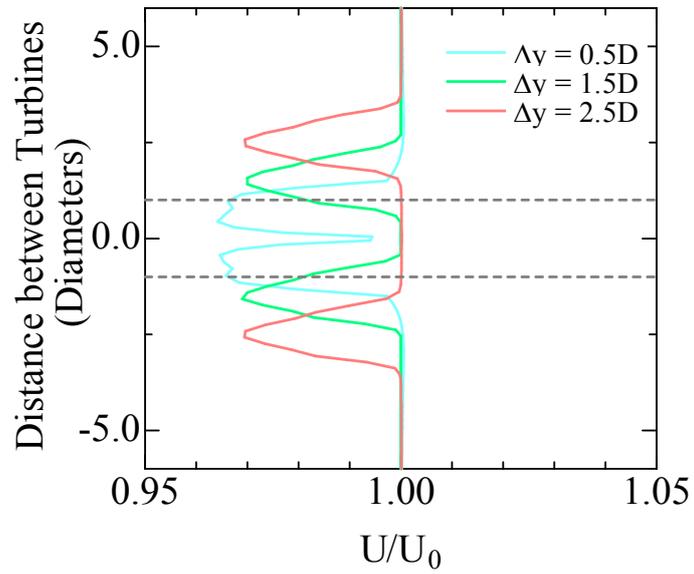
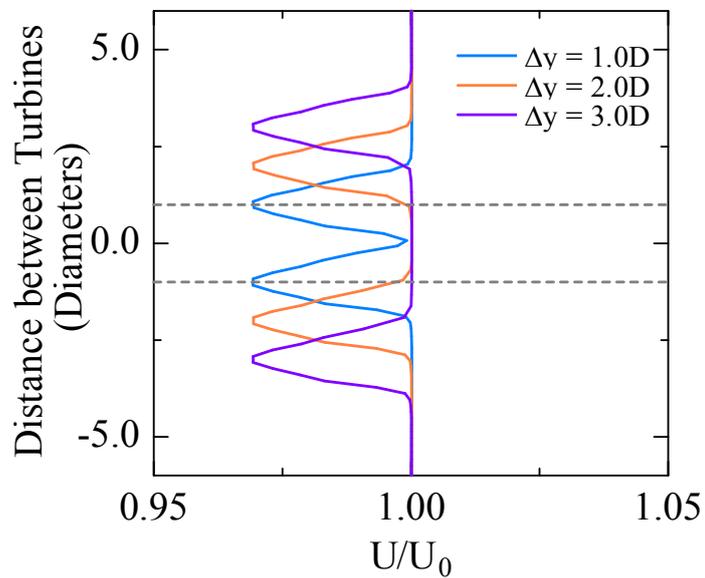


図 3.13 直列配置モデル 2 機間の後流速度



a) $\Delta y = 0.5D$ から $\Delta y = 2.5D$



b) $\Delta y = 1.0D$ から $\Delta y = 3.0D$

図 3.14 並列配置モデル 2 機間の後流速度

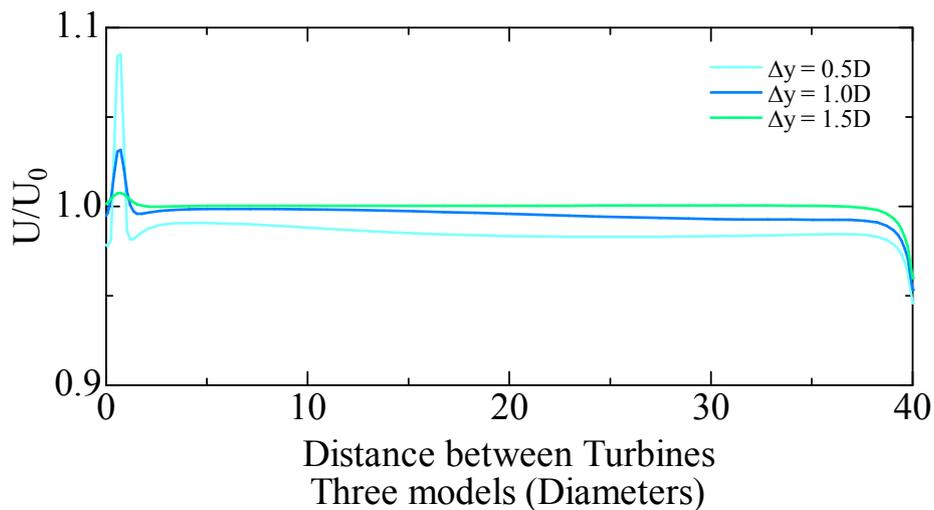


図 3.15 千鳥配置の後流速度

本計算ではモデルの配置影響による流況変化について3つのレイアウトから明らかにした。図 3.13 は流入方向に対して水平に配置した直列配置モデルの後流速度の結果を示す。ここで、横軸はモデル直径で示し、最前列に設置したモデル位置を 0D とする。モデル間隔を 10D にした場合、2 機目に流入する流速は流入速度の 95% になるのに対して、20D 以上距離を離れた場合には 98% となる。さらに配置間隔を 20D にした際の 2 機目以降の後流速度は、55D で流入速度と同じになることが確認できた。

図 3.14 は流入方向に対して垂直に配置した際の後方 20D の装置間の流速を示す。点線はモデル直径の範囲を示している。装置間が 0.5D から 1.5D の場合、20D 後方では装置幅内で流速が回復しないことが確認できた。特に、装置間が 0.5D の場合では最も流速の回復が遅いことが確認できた。そこで、図 3.12c) に示すように前列は垂直に 2 機配置し、後方 40D の中心位置に配置した合計 3 機の千鳥配置型の後流影響の結果を図 3.15 に示す。その結果、前列に 2 機配置した装置間を 0.5D にした場合、後方 40D では流入速度の 98% になるのに対して、装置間を 1.5D にした場合、流入速度とほぼ同じになることが確認できた。

以上の結果より、モデルを複数配置する場合には、垂直配置の間隔を 2D 以上にし、2 列目以降の配置間隔を 20D 以上に設置することで、流入速度と同じになり、水車のパワー効率を上げるには最も良い配置間隔であると考えられる。

3.2.2 ファン・ポースメディアモデルの検証

本モデルの妥当性として、単機の水平軸型水車との比較以外に海外論文の Myers et al.⁹⁾によるアクチュエータディスクを用いた水路実験と比較した。

3.2.2.1 実験概要

実験はサウサンプトン大学の水路長さ 21m, 幅 1.35m, 水深は 0.5m で実施された。この時の乱流強度は 6%から 8%とした。実験で用いられたアクチュエータディスクの直径は 100mm で、ディスクに作用するスラスト力を増幅する可変回転機構を組み込んだリグが使用されている。このときの計測水深は 0.3m としている。また、ディスクの多孔度は 0.48 としており、ディスクの設置間距離によってスラスト係数 C_t は 0.91 から 1.08 となった。図 3.16 に水路実験の様子を示す。

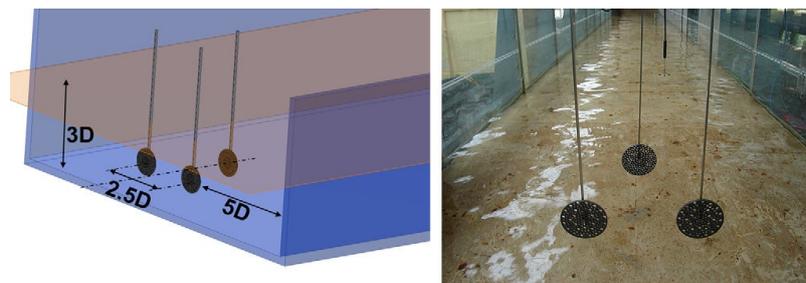


図 3.16 Myers et al.⁹⁾による水路実験

タービン性能はスラスト係数によって表される。ここで、スラスト係数 C_t は次式でもとまる。

$$C_t = \frac{K}{(1+0.25K)^2} = 4a(1-a) \quad (3.3)$$

K は抗力係数、 a は軸誘導係数である。

また、アクチュエータディスクの空隙率（多孔度）は次式で表される。

$$\theta^2 = \frac{1}{(1+K)} \quad (3.4)$$

水車理論最大値であるベッツ係数は、前章で記したとおり、 $a=1/3$ のときに

パワー係数は 0.593, $C_{lmax}=0.89$ となる。よって, スラスト係数 C_t は, 抗力係数 K を式(3.4)により算出される。

3.2.2.2 解析条件

Myers et al.⁹⁾の実験では, 流入方向に対して垂直に 2 機配置した並列配置の流場特性について検証した。そこで, 本計算も同様の装置数と配置条件で実施した。本計算では 1 流体非圧縮性の粘性流れとし, x 座標最小側を流速境界, 最大側を流出境界, z 座標最大側を水面圧力境界, その他を対称境界とし, この時の密度 ρ を 1000kg/m^3 , 粘性係数 μ を $1.0\text{e-}3\text{Pa}\cdot\text{s}$ とした。本検討では x 座標の最小側から 3m/s の流速を設定した。

計算領域は, 長さ 1200m , 幅 250m , 水深 60m とし, ファン・ポーラスメディアの設置水深を 30m とした。図 3.17 にメディア間の y - z 断面図を示し, 表 3.4 に実験比較のためのファン・ポーラスメディアの計算条件を示している。このとき, メディア設置間隔 Δy を $0.5D$ から $1.5D$ としている。

また, ファンモデルの直径を 18m , ポーラスメディアの直径を 20m とし, 多孔度を 0.48 , 抵抗係数を 0.6 , ファンとポーラスメディアの厚みをそれぞれ 6.4m , メディア間 6.4m とし, モデル全体の長さを 19.2m とした。さらにファンの回転数を 1.3rad/s とした。また, モデルの設置位置は流入境界から 200m とした。

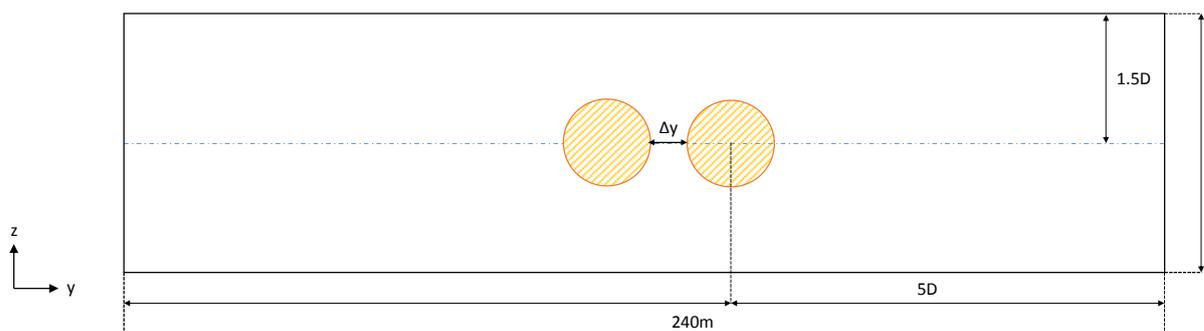


図 3.17 メディア間の y - z 断面図

表 3.4 ファン・ポーラスメディアの計算条件 (実験比較)

| パラメータ | 条件 | |
|--------------|------------------------|----------|
| 流速 U | 3.0 m/s | |
| 計測時間 t | 900 s | |
| 流体の密度 ρ | 1000 kg/m ³ | |
| 計算領域 | 長さ L | 1200 m |
| | 幅 B | 250 m |
| | 深さ h | 60 m |
| 境界条件 | x座標最小側 | 流入境界 |
| | x座標最大側 | 流出境界 |
| | z座標最大側 | 水面圧力境界 |
| | その他 | 対称境界 |
| ファン・ポラスメディア | 直径 D | 18 m・20m |
| | 厚さ R | 6.4 m |
| | 設置水深 | 30 m |

ここで、流速の減衰率 U deficit は次式で求める。

$$U \text{ deficit} = 1 - \frac{U \text{ wake}}{U \text{ freestream}} \quad (3.5)$$

$U \text{ wake}$ はディスク後方の流速、 $U \text{ freestream}$ 自由流速である。

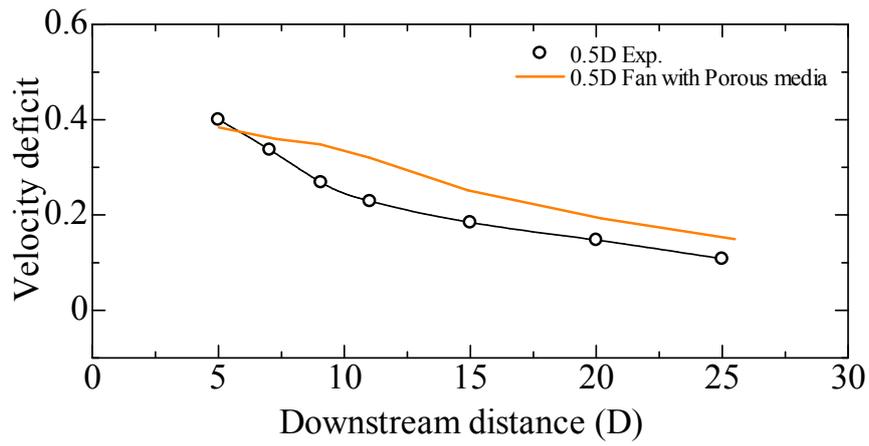
3.2.3 解析結果

図 3.18 から図 3.20 は装置間を 0.5D から 1.5D にした際の流場特性を示しており、a) は装置間の中心位置における後流速度の減衰率、b) は 3D 後方地点の流速減衰率を y 方向で示し、c) は x-y 上における流速コンターを示している。

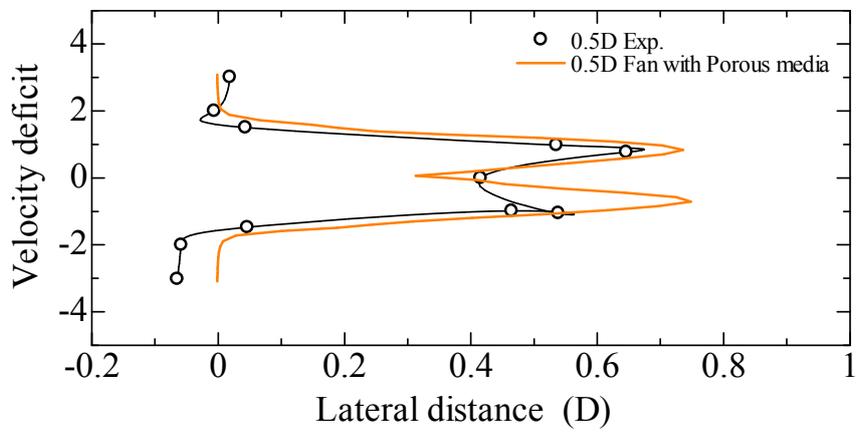
図 3.18a) から図 3.20a) に示す結果から、装置間 0.5D の場合、本モデルは後方側になるにしたがい減衰率が実験値に近くなることが確認できる。一方、1.0D の場合、実験値では減衰率が後方側で下がるのに対し、本モデルでは約 5% 向上することが確認できる。また、1.5D の場合は相対的に減衰率が実験値に比べ高くなるが、同じ傾向を示している。

図 3.18b) から図 3.20b) では、配置間距離に依存せずモデル後方の流速減衰率は本モデルでは高くなり、その範囲も広くなることが確認できる。これは、ポーラスメディアの多孔度を実験値と同様の 0.48 としており、ファンによる流速増加を減衰させるための空隙率を低く設定する必要があると考える。しかし、流速分布の傾向は近似していることが確認できる。

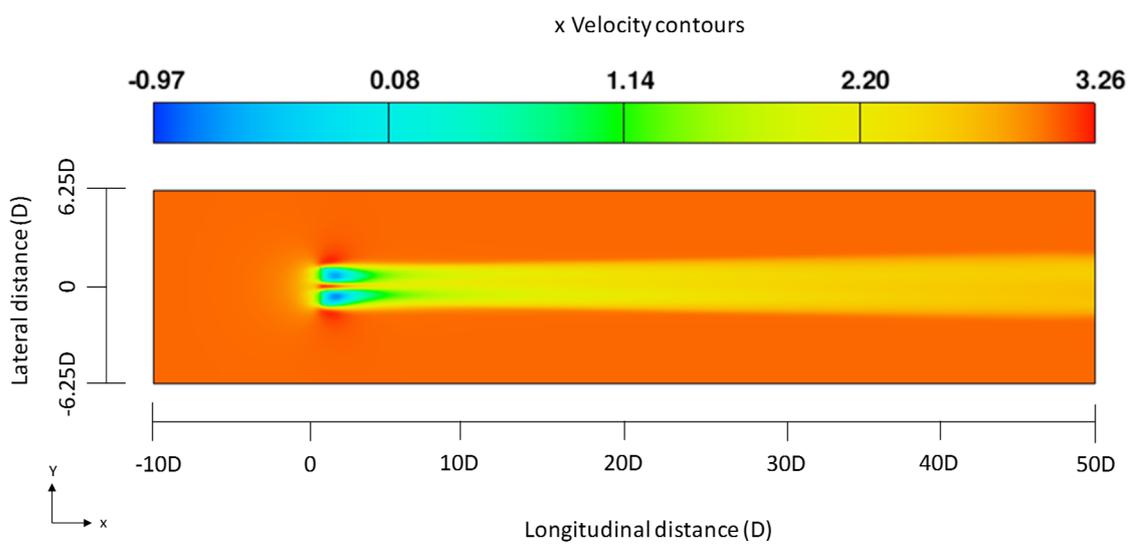
図 3.18c) から図 3.20c) に示す流速コンターから、0.5D と 1.5D を比較した場合、1.5D では後方 50D でもウェークが分離していることが確認できる。一方、0.5D の場合、ウェーク領域での流速は分離せず、流速が低下する領域が後方 50D で広がることを確認できる。さらに、ポーラスメディアの抵抗係数や多孔度を変えた場合でも並列配置における間隔を 1.5D 以上にした場合には、ウェーク領域での流速が分離し、装置間の干渉影響が少ないことが確認できた。



a) 後流速度の減衰率

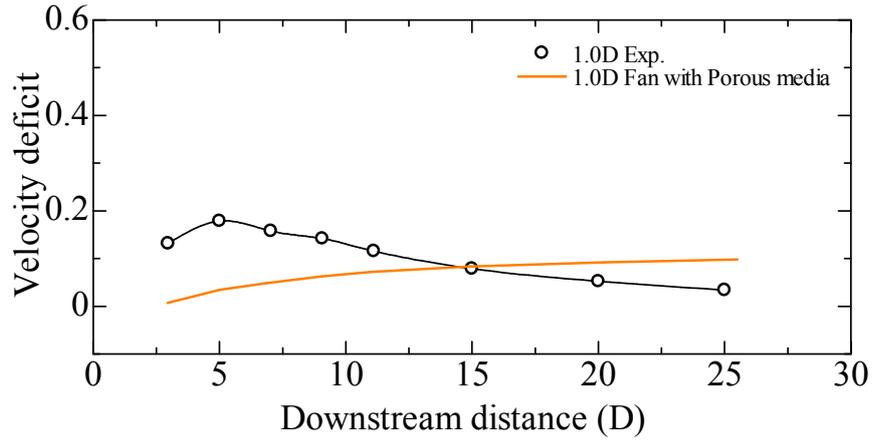


b) 3D 後方の流速減衰率

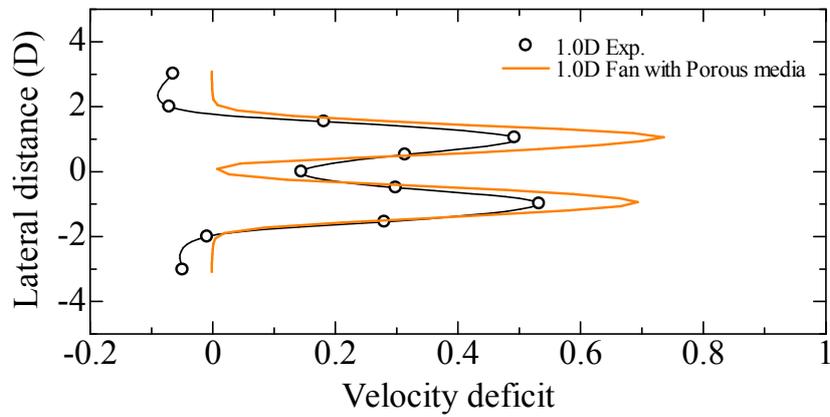


c) 流速コンター

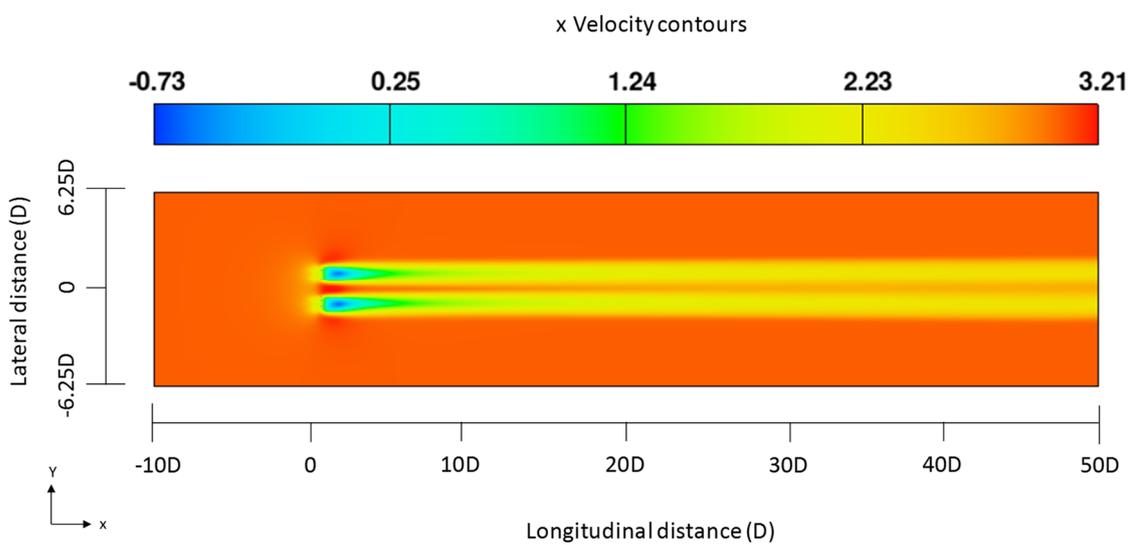
図 3.18 0.5D 間の流場特性



a) 後流速度の減衰率

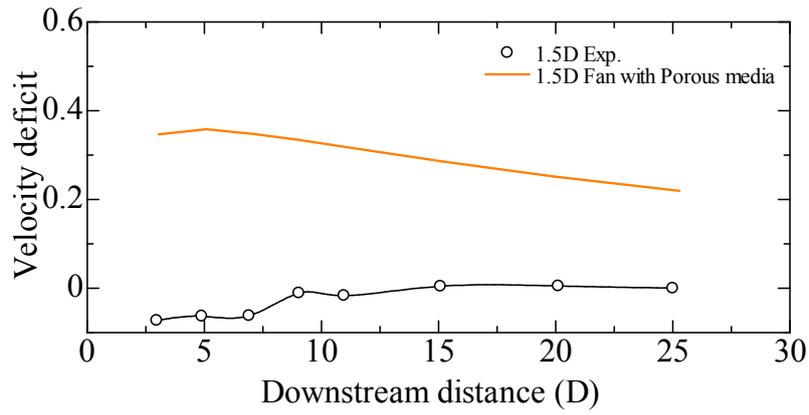


b) 3D 後方の流速減衰率

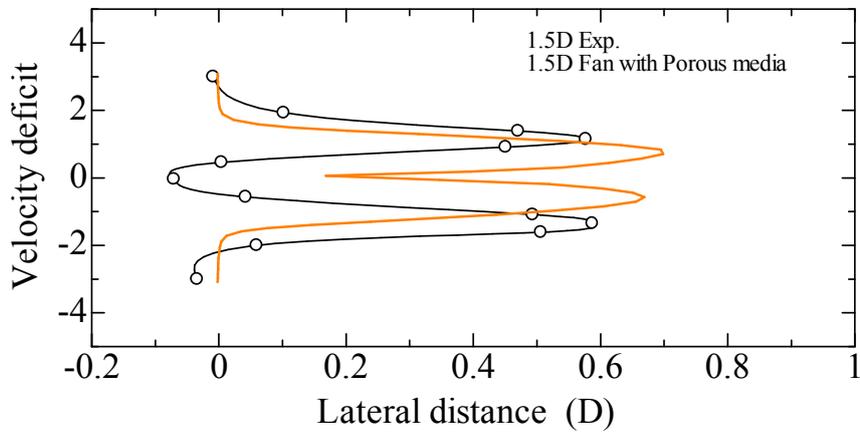


c) 流速コンター

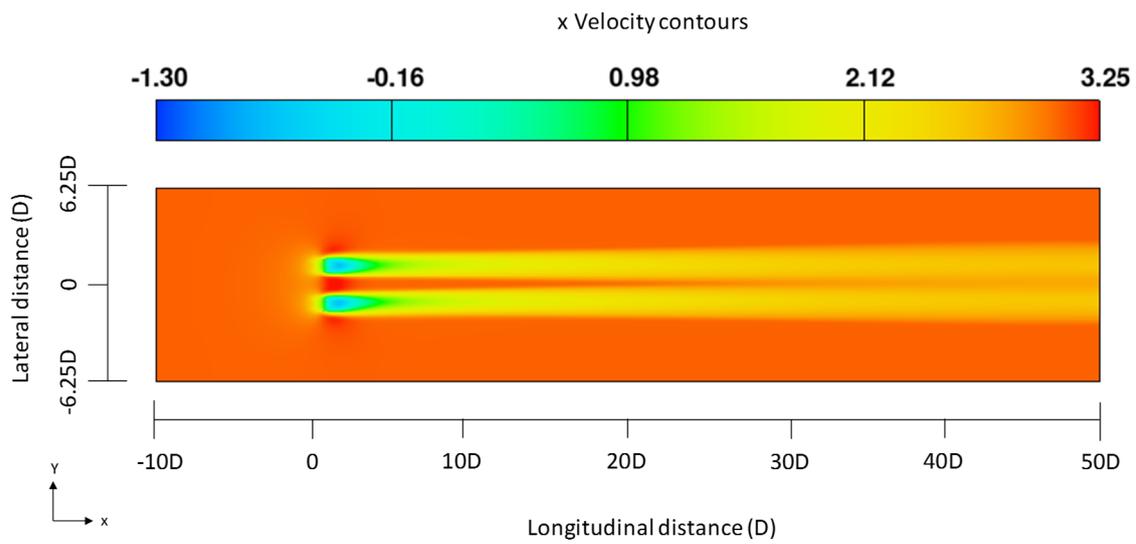
図 3.19 1.0D 間の流場特性



a) 後流速度の減衰率



b) 3D 後方の流速減衰率



c) 流速コンター

図 3.20 1.5D 間の流場特性

3.3 まとめ

本章では、ファン・ポーラスメディアを実際の水車の流況に近づけるために、水平軸型水車の流場に本モデルを適応させた。また、本モデルを用いて複数配置するための初期検討として、モデルを直列と並列に設置した際の装置間の流況状況について考察した。さらに、本モデルの検証として水路実験との比較を実施した。

本章の結果を下記のとおりを示す。

- 1) 水平軸型水車とファン・ポーラスメディアモデルの流場特性の比較により、水車後方 $22D$ 以降で流速の傾向は良好な一致となることが示された。
- 2) メッシュ幅や計算領域を同条件下で水平軸型水車と本モデルの計算時間を比較すると、本モデルはブレードを有するモデルの $1/12$ の時間で流場特性を求めることができる。
- 3) 水車による回転影響については、ブレード付水車モデルとファン・ポーラスメディアと比べファン・ポーラスメディアでは、旋回流が残る傾向にあるが微小の範囲内でありマクロ的に考えた場合、実用上問題ない。
- 4) 本モデルを用いて直列・並列に配置して装置間の流況について検討した結果、並列に $1.5D$ (D は直径) 以上にし、直列に $20D$ 以上に設置することで2列目以降に流入する流速は1列目と同じになることが確認できた。これにより、複数配置する場合はこの配置間隔を参考にする。
- 5) 水路実験との比較により、本モデルは実験値より流速の減衰率が高くなるが、流速傾向は近似していることを示した。

以上により、ファン・ポーラスメディアを用いた流場解析は簡易的に評価できることを示した。

第 4 章

複数配置による流場特性

4.1 計算概要

特定の水路幅にファン・ポーラスメディアを複数配置した場合の流場特性について検討し、水車の配置による個々の水車とファーム全体のパワー吸収量の相違について評価した。

4.1.1 水路幅の設定

水路幅を設定するために、長崎県の五島列島で実証試験が実施される海峡と平成 27 年度潮流発電技術実用化推進事業で対象とした淡路市の岩屋漁港の海域を参考にした^{8),19)}。図 4.1 に潮流発電が設置される長崎県五島沖市を示す。奈留島と久賀島に挟まれた奈留瀬戸は幅が 1.9km, 長さが 6.5km からなる。また, 北側の開口部で水深 70m, 中央部で 40m から 50m となり, 上げ潮時では 3m/s 超の流速となる⁸⁾。そこで本検討では水路幅 600m, 長さ 2,200m, 深さ 50m とし, 流速を 3m/s を想定した。

計算条件は 3 章の流場解析と同様に 1 流体非圧縮性の粘性流れとして, x 座標の最小側から 3m/s の流速を設定した。図 4.2 に 32 機配置した場合と図 4.3 に 58 機配置した場合の計算領域の概略図を示す。x 座標最小側を流入境界, 最大側を流出境界, z 座標最大側を水面圧力境界, その他を対称境界とし, このときの密度 ρ を 1000kg/m^3 , 粘性係数 μ を $1.0\text{e-}3\text{Pa}\cdot\text{s}$ とした。

本検討で用いたファンの直径を 18m, ポーラスメディアの直径を 20m とし, ポーラスメディアの多孔度を 0.48 のファンの回転数を 1.3rad/s とした。このときの水車のモデル性能は 20% を想定している。また, ファンとポーラスメディアの厚さをそれぞれ 6.4m とし, メディア間の距離も 6.4m とした。表 4.1 に 32 機と 58 機配置の計算条件を示す。



図 4.1 潮流発電が設置される長崎県五島沖市 (出典: 環境省⁸⁾)

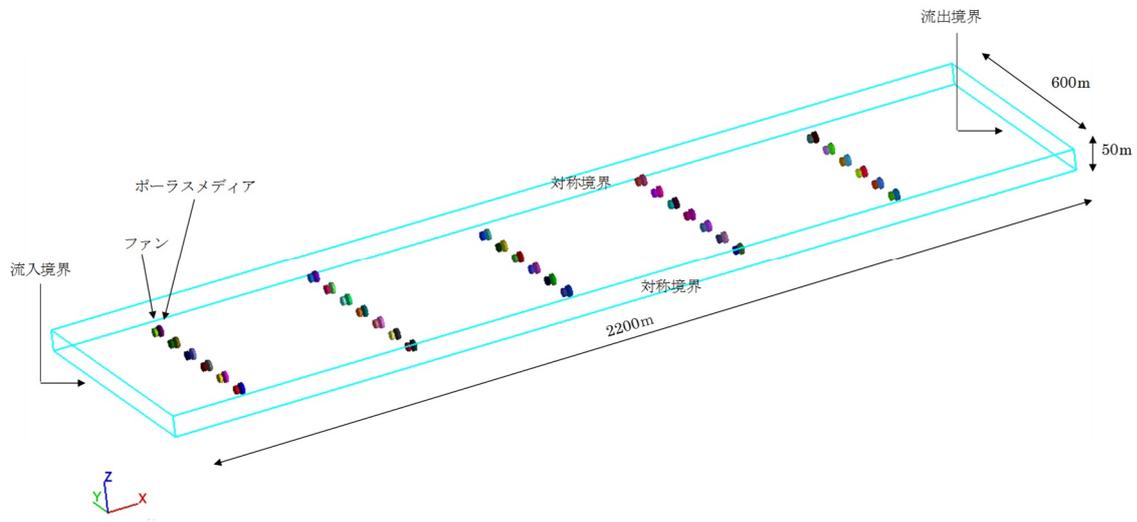


図 4.2 32 機配置の計算領域

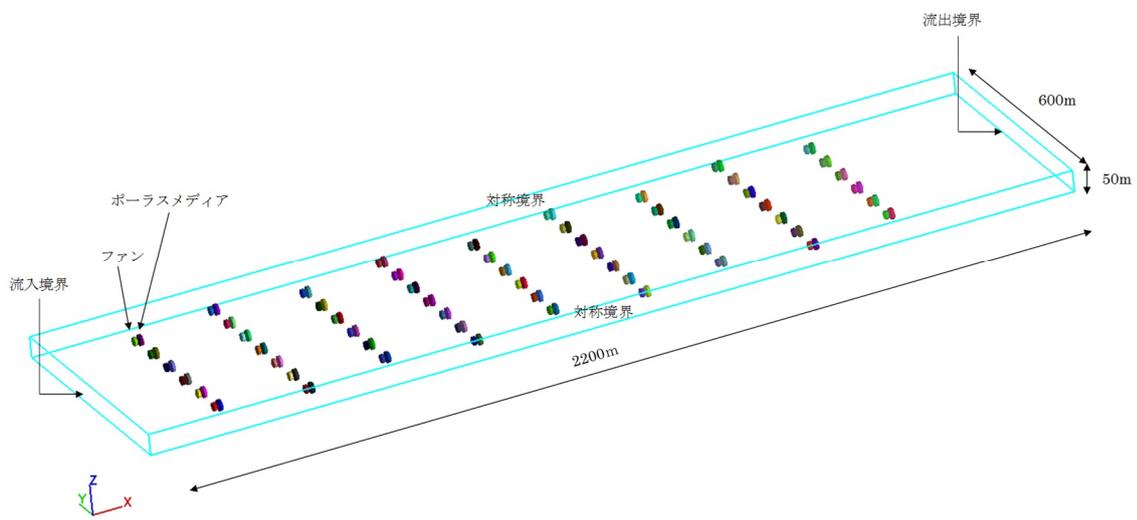


図 4.3 58 機配置の計算領域

表 4.1 32機と58機配置時の計算条件

| パラメータ | | 条件 |
|--------------|--------|------------------------|
| 流速 U | | 3.0 m/s |
| 計測時間 t | | 500 s |
| 流体の密度 ρ | | 1000 kg/m ³ |
| 計算領域 | 長さ L | 2200 m |
| | 幅 B | 600 m |
| | 深さ h | 50 m |
| 境界条件 | x座標最小側 | 流入境界 |
| | x座標最大側 | 流出境界 |
| | z座標最大側 | 水面圧力境界 |
| | その他 | 対称境界 |
| ファン・ポラスメディア | 直径 D | 18 m・20 m |
| | 厚さ R | 6.4 m |
| | 設置水深 | 30 m |
| | 設置数 | 32機・58機 |

水車の設置断面については、図 4.4 に示す。水車の直径を 20m とした場合、ブレード下部と海底のクリアランスを 10m とし、船舶航行に必要な上端の水深を 10m 以上確保した。よって、ファン・ポラスメディアの設置水深は 30m の位置となる。

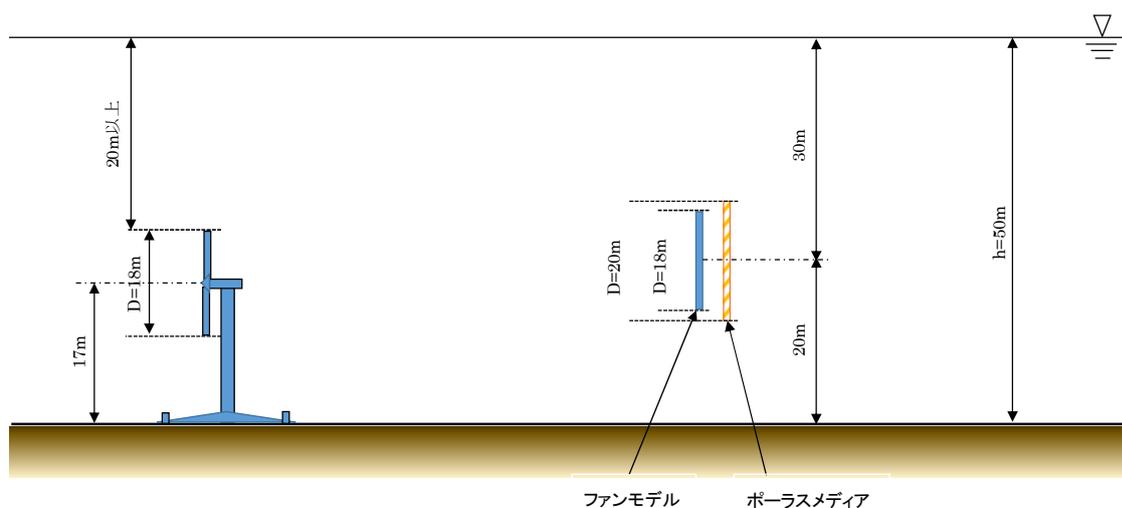


図 4.4 水車設置の断面図

また、鉛直方向における平均と最大流速の分布を図 4.5、四季の流速比較を表 4.2 に示す。北流と南流で最大流速の傾向は水深によって変化することが確認できる。しかし、本モデルは海底からの距離 20m の位置に設置することとし、水深による流速の変化を考慮しないものとする。

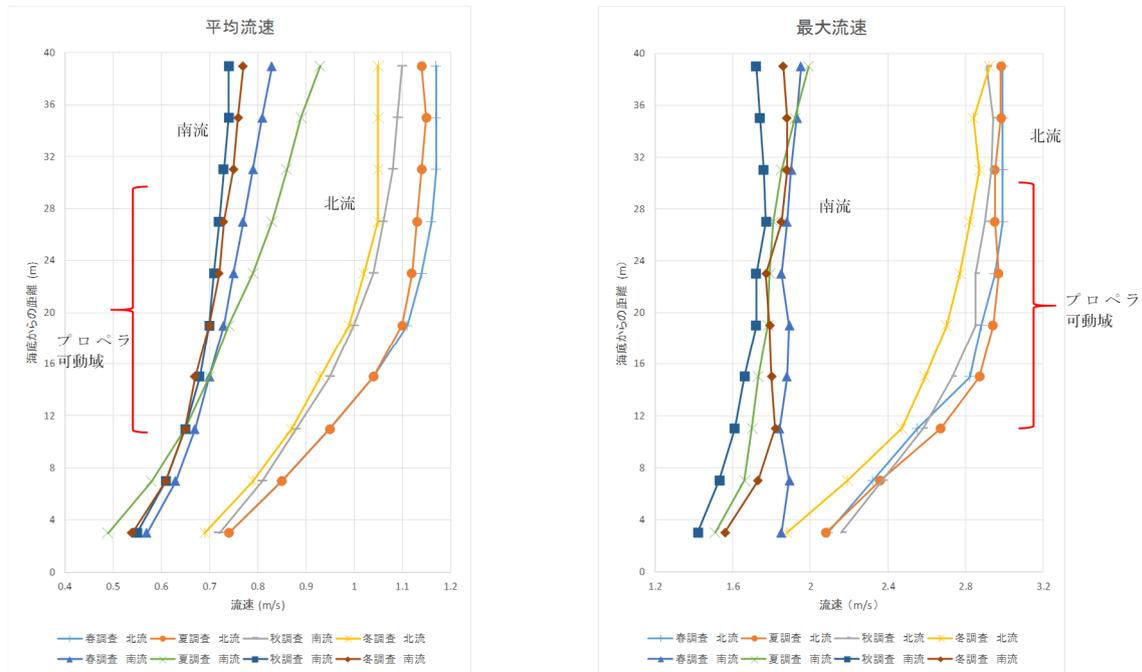


図 4.5 鉛直方向の流速分布

(平成 27 年度潮流発電技術実用化推進事業報告書¹⁹⁾ より作成)

表 4.2 四季の流速結果比較

(平成 27 年度潮流発電技術実用化推進事業報告書¹⁹⁾ より作成)

| 水深 (m) | プロベラ可動範囲 | 平均流速 (m/s) | | | | | | | | | | | | | | | | 最大流速 (m/s) | | | | | | | |
|-------------|----------|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------------|------|------|------|--|--|--|--|
| | | 全データ単純平均 | | | | 北流 | | | | 南流 | | | | 北流 | | | | 南流 | | | | | | | |
| | | 春 | 夏 | 秋 | 冬 | 春 | 夏 | 秋 | 冬 | 春 | 夏 | 秋 | 冬 | 春 | 夏 | 秋 | 冬 | 春 | 夏 | 秋 | 冬 | | | | |
| 39 | | 1.00 | 1.04 | 0.92 | 0.91 | 1.17 | 1.14 | 1.1 | 1.05 | 0.83 | 0.93 | 0.74 | 0.77 | 2.99 | 2.98 | 2.91 | 2.92 | 1.95 | 1.99 | 1.72 | 1.86 | | | | |
| 35 | | 0.99 | 1.02 | 0.91 | 0.90 | 1.17 | 1.15 | 1.09 | 1.05 | 0.81 | 0.89 | 0.74 | 0.76 | 2.99 | 2.98 | 2.94 | 2.84 | 1.93 | 1.92 | 1.74 | 1.88 | | | | |
| 31 | | 0.98 | 1.00 | 0.91 | 0.90 | 1.17 | 1.14 | 1.08 | 1.05 | 0.79 | 0.86 | 0.73 | 0.75 | 2.99 | 2.95 | 2.93 | 2.87 | 1.90 | 1.85 | 1.76 | 1.88 | | | | |
| 27 | | 0.96 | 0.98 | 0.89 | 0.89 | 1.16 | 1.13 | 1.06 | 1.05 | 0.77 | 0.83 | 0.72 | 0.73 | 2.99 | 2.95 | 2.90 | 2.82 | 1.88 | 1.81 | 1.77 | 1.85 | | | | |
| 23 | | 0.95 | 0.95 | 0.88 | 0.87 | 1.14 | 1.12 | 1.04 | 1.02 | 0.75 | 0.79 | 0.71 | 0.72 | 2.95 | 2.97 | 2.85 | 2.77 | 1.85 | 1.79 | 1.72 | 1.77 | | | | |
| 19 | | 0.92 | 0.92 | 0.85 | 0.84 | 1.11 | 1.10 | 1.00 | 0.99 | 0.73 | 0.74 | 0.70 | 0.70 | 2.88 | 2.94 | 2.85 | 2.70 | 1.89 | 1.78 | 1.72 | 1.79 | | | | |
| 15 | | 0.87 | 0.87 | 0.81 | 0.8 | 1.04 | 1.04 | 0.95 | 0.93 | 0.70 | 0.70 | 0.68 | 0.67 | 2.82 | 2.87 | 2.73 | 2.59 | 1.88 | 1.73 | 1.66 | 1.80 | | | | |
| 11 | | 0.81 | 0.80 | 0.77 | 0.76 | 0.95 | 0.95 | 0.88 | 0.87 | 0.67 | 0.65 | 0.65 | 0.65 | 2.55 | 2.67 | 2.58 | 2.47 | 1.84 | 1.70 | 1.61 | 1.82 | | | | |
| 7 | | 0.74 | 0.71 | 0.71 | 0.7 | 0.85 | 0.85 | 0.81 | 0.79 | 0.63 | 0.58 | 0.61 | 0.61 | 2.32 | 2.36 | 2.37 | 2.19 | 1.89 | 1.66 | 1.53 | 1.73 | | | | |
| 3 | | 0.66 | 0.6 | 0.64 | 0.61 | 0.74 | 0.74 | 0.72 | 0.69 | 0.57 | 0.49 | 0.55 | 0.54 | 2.09 | 2.08 | 2.16 | 1.88 | 1.85 | 1.51 | 1.42 | 1.56 | | | | |
| プロベラ可動範囲の平均 | | 0.88 | 0.87 | 0.82 | 0.81 | 1.04 | 1.03 | 0.96 | 0.94 | 0.71 | 0.72 | 0.68 | 0.68 | 2.75 | 2.79 | 2.71 | 2.59 | 1.87 | 1.75 | 1.67 | 1.79 | | | | |

4.2 解析結果および考察

32機の配置間隔は3章のファン・ポラスメディアによる流場解析の配置を参考に流入方向に対して並列に配置する間隔を2Dとし、直列方向に20D離れた。図4.6に32機配置した際の1機毎の流速分布および水車パワー、図4.7に32機の流場特性を流速コンターで示している。図4.6に示す流速は自由流速の流速絶対値とモデルを配置した場合の流速絶対値で無次元化した。このときの流速は、モデル直径20m範囲での平均流速となる。1列目と2列目に流入する流速は自由流速より1%下がる。また、3列目と4列目では3%下がり、最終列では流入速度に対して4%下がることが確認できる。図4.7に示す流速コンターからもその変化は確認でき、特に、1, 2列目と3, 4列目の後方流速は遅くなることが確認できる。また、水車のパワーは1, 2列目で21~22%、3, 4列目で20~21%、5列目で19~20%である。両端に設置している水車は装置間によって生じる流体干渉の影響を受けにくいため、水車パワーは中心部に設置しているモデルよりも効率が高くなる。

図4.8は1列、3列、5列のモデル前後の流速減衰率を示しており、横軸が流速減衰率、縦軸がy方向を直径で示している。このときの流速はモデル設置位置である水深30mとする。1列目のモデル前後を比較すると、モデル通過後には流速減衰率が下がっていることが確認できる。また、3列目と5列目のモデル前方と後方の流速減衰率を比較した場合、いずれもモデル前方のほうが後方に比べ流速が速くなることが確認できる。これは前段による流速の減衰影響とファンモデルによる流速の増加によるものと考えられる。また、モデル後方の流速の減衰率は5列目で2%であり、水車を模擬した本モデルは水車の流況評価を行う上で十分扱える。

58機の配置間隔は32機の場合と同様に流入方向に対して並列に配置した間隔を2Dとし、直列方向には10D間隔とした。図4.9から1列目と2列目に流入する流速は自由流速の1%減であるが、7列目から中心位置に設置したモデルは両端に設置しているモデルに通過する流速よりも速いことが確認できる。とくに最終列では中心位置で流入速度の7%減になるのに対して、両端では8%減となる。また、水車パワーも32機の場合と同様に最前列で21~22%となり、最後列では17~18%となることが確認できた。一機ごとの水車パワーを比較すると端部に設置した水車パワーは中心位置のものと比較し、効率が低いことが確認できる。ここで、32機と58機配置した場合の1機当たりの平均水車パワーは58機で5.04%の減衰となった。

【32 機配置】

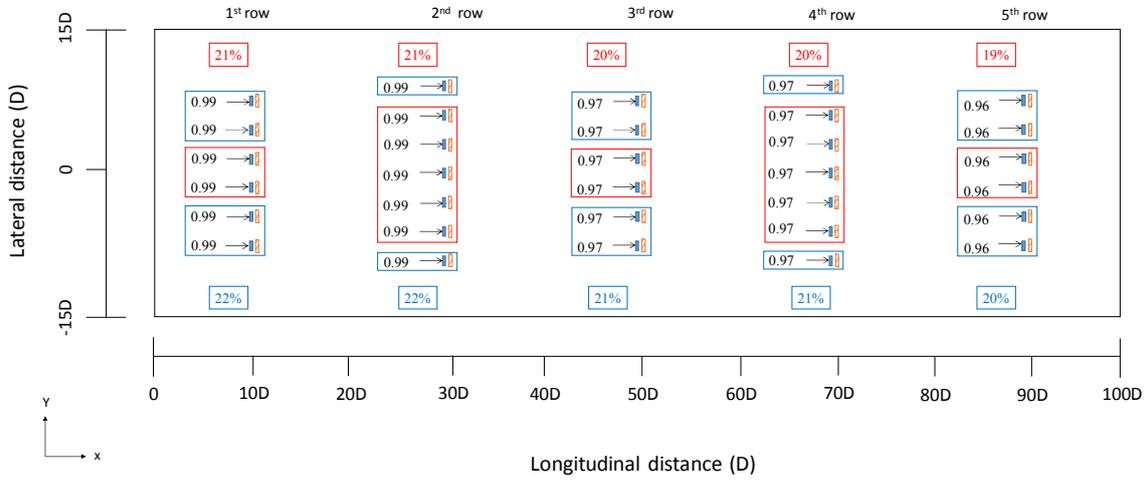


図 4.6 32 機の流速分布

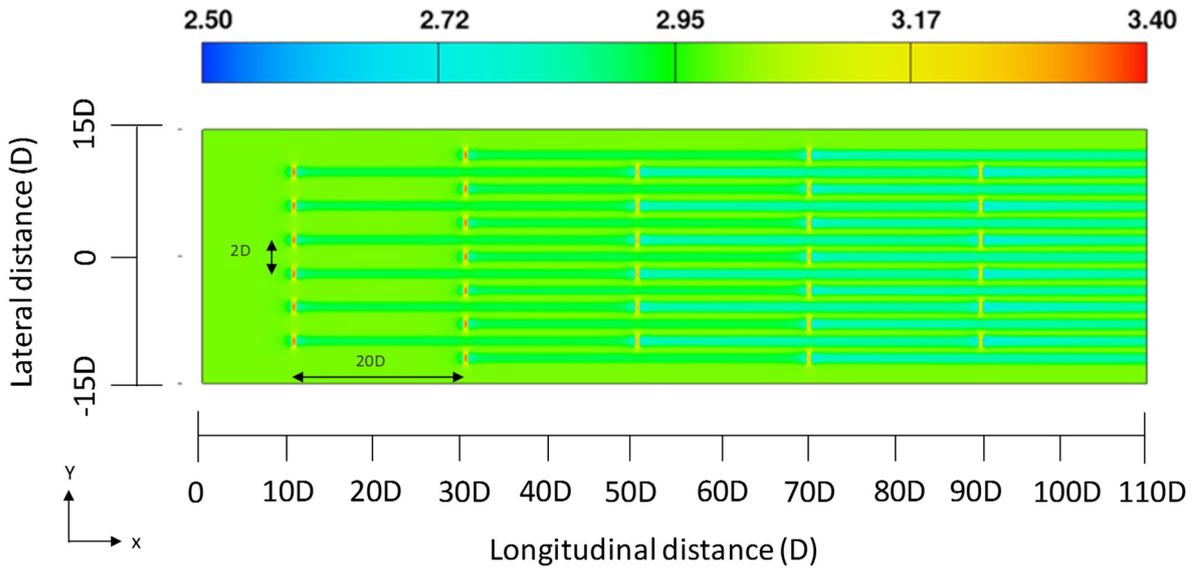


図 4.7 32 機の流場特性 流速コンター

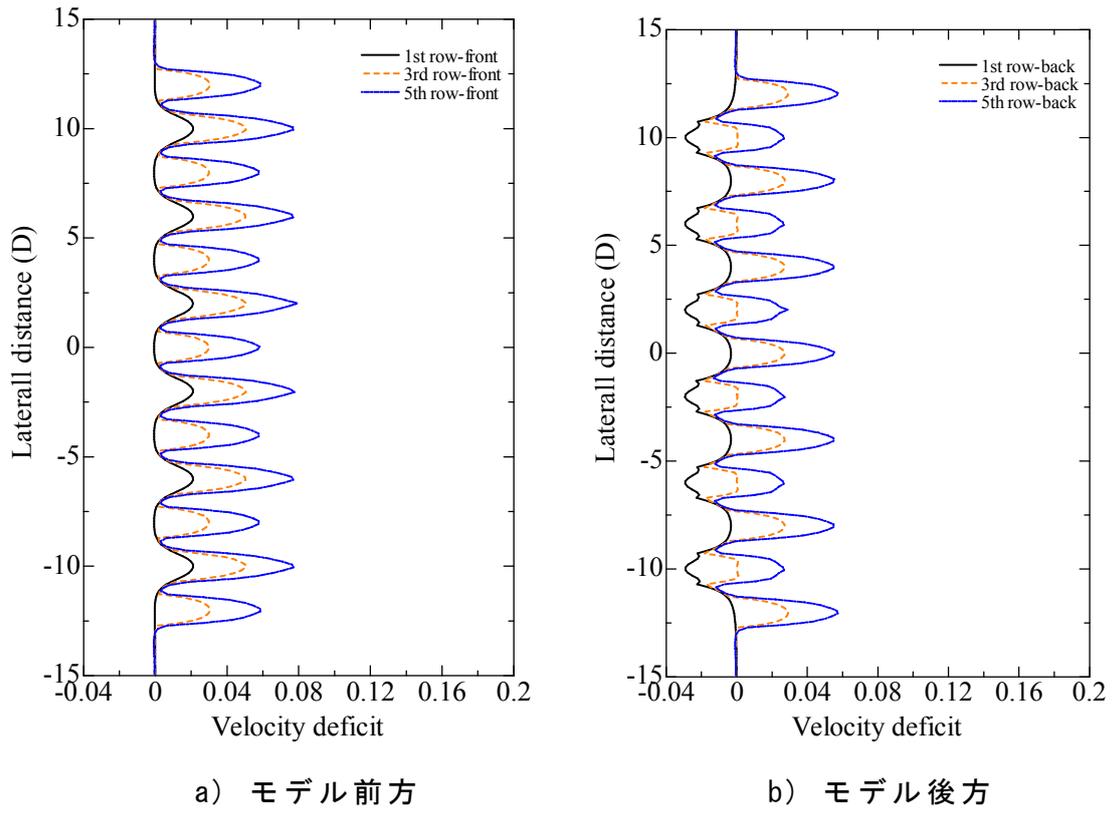


図 4.8 32 機の流速減衰率

【58 機配置】

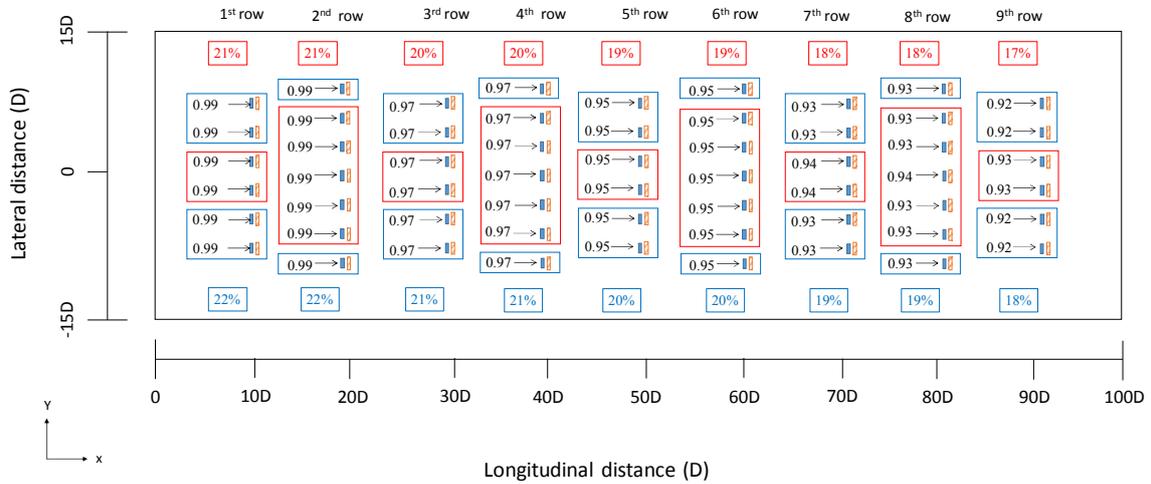


図 4.9 58 機の流速分布

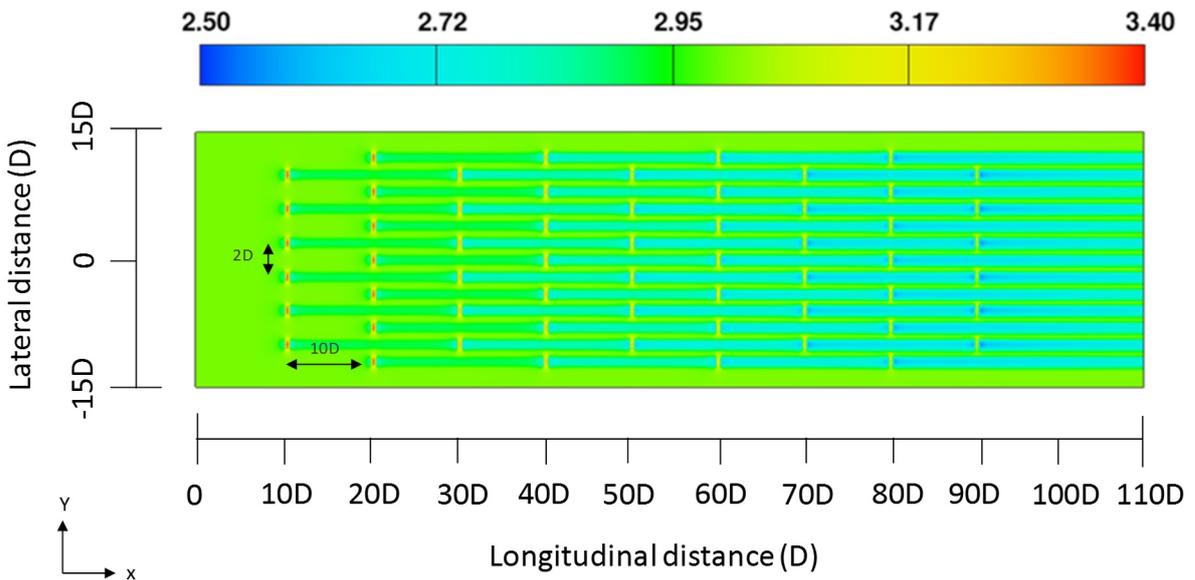
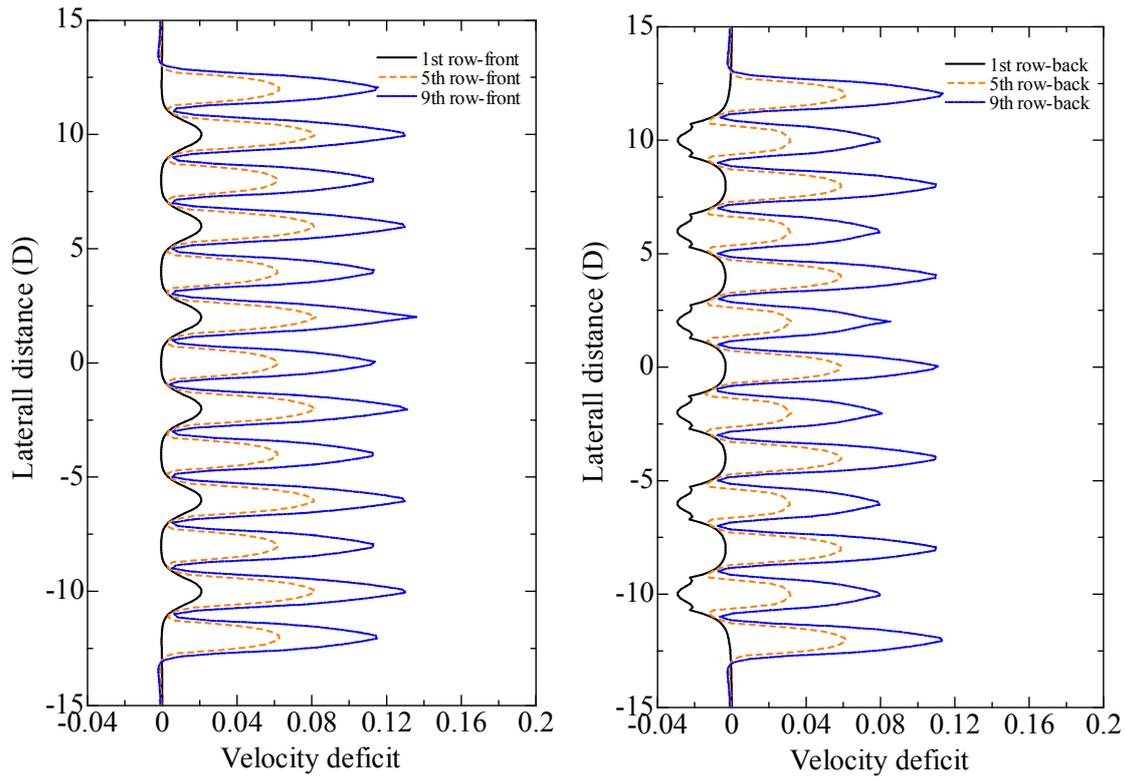


図 4.10 58 機の流場特性 流速コンター



a) モデル前方

b) モデル後方

図 4.11 58 機の流速減衰率

4.3 まとめ

本章では、特定の水路幅に対して前章のモデル配置間隔を参考に、32機と58機配置した場合の流場特性と水車の設置場所によるエネルギー量の相違について評価した。

本章の結果を下記のとおりを示す。

- 1) 32機配置した際の3列目では流入速度の97%、最終列では96%となり、58機配置した場合には3列目で97%、最終列では92%となることが確認できた。
- 2) 32機と58機配置した場合の水車パワーは最前列で最も高く21%から22%となり、最後列では32機の場合、19%から20%、58機の場合、17%から18%となることが確認できた。今後は水車効率を上げた場合の流場特性の検討が必要となる。
- 3) 配置数による水車パワーの相違を確認したところ、32機と58機配置した場合の1機当たりの平均水車パワーは58機で5.04%の減衰が確認できた。

以上により、特定の水路幅に対する複数配置した際の配置場所による水車パワーの相違について評価できた。

第 5 章

結論

結論

本研究で行ったことを以下に示す。

- 1) 水車の後流状況の数値モデル化を実施するために、単機の水平軸型水車が存在する流況を把握した。
- 2) 水車と水車をモデル化したファン・ポーラスメディアの妥当性について検証した。
- 3) 水車をモデル化したファン・ポーラスメディアを用いて複数配置するための基本特性を把握するために、直列および並列に配置した装置間の流速特性について評価した。
- 4) 単機の水車以外に水路実験とファン・ポーラスメディアの妥当性について検証した。
- 5) 特定の水路幅で本モデルを複数配置した場合の流場特性について検討し、配置場所による水車パワーの相違について評価した。

本論より得られた結果を以下に示す。

- 1) 潮流発電装置を簡易的かつ合理的に評価するためにファン・ポーラスメディアモデルを提案した。水平軸型水車とファン・ポーラスメディアの流場特性を比較することにより、本モデルの妥当性が確認された。
- 2) 本モデルでは、水平軸型水車と本手法の計算時間を同条件下でメッシュ幅や計算領域を比較した結果、ファン・ポーラスメディアモデルにおいて 1/12 時間で流場特性を求めることができた。
- 3) 水車による流体の回転影響については、ブレード付水車モデルとファン・ポーラスメディアモデルと比べ、ファン・ポーラスメディアでは旋回流が残る傾向にあるが微小の範囲内である。
- 4) ファン・ポーラスメディアモデルを直列および並列配置して装置間の流況について検討した結果、並列に対しては $2D$ (D は水車直径) 以上にし、直列に $20D$ 以上に設置することで 2 列目以降に流入する流速は 1 列目とほとんど同じになることが確認できた。
- 5) 水路実験との比較により、本モデルは実験値より流速の減衰率がモデル通過の範囲で高くなるが、流速の傾向は近似していることが確認できた。
- 6) 並列 $2D$ において、直列 $10D$ と $20D$ のそれぞれ 32 機と 58 機配置した場合の

1 機当たりの平均水車パワーは 58 機で 5.04%の減衰が確認できた。

参考文献

- 1) The Scottish Government, “2020 ROUTEMAP FOR RENEWABLE ENERGY IN SCHOTLAND UPDATE”, 17 September 2015.
- 2) SI OCEAN, “Wave and Tidal Energy Market Deployment Strategy for Europe”, June 2014.
- 3) Ocean Energy Forum, “OCEAN ENERGY STRATEGIC ROADMAP BUILDING OCEAN ENERGY FOR EUROPE”, November 2016.
- 4) Scottish Power Renewables (2013) Sound of Islay,
http://www.scottishpowerrenewables.com/pages/sound_of_islay.asp (閲覧 2015 年 5 月)
- 5) Islay Energy Trust Renewable Energy Projects for the Community
<http://islayenergytrust.org.uk/tidal-energy-project/> (閲覧 2015 年 6 月)
- 6) MeyGen, “Pentland Firth /Inner Sound”, 2016.
<http://www.meygen.com/the-project/pentland-firth-inner-sound/> (閲覧 2016 年 6 月)
- 7) ALSTOM “Alstom chosen to equip pilot tidal farm at raz Blanchard in France”
<http://www.alstom.com/press-centre/2014/12/alstom-chosen-to-equip-pilot-tidal-farm-at-raz-blanchard-in-france/> (閲覧 2015 年 6 月)
- 8) 環境省, <http://www.env.go.jp> (閲覧 2016 年 12 月)
- 9) L.E. Myers and A.S. Bahaj, “An experimental investigation simulating flow effects in first generation current energy convertor arrays”, *Renewable Energy*, 37, Elsevier, pp.28-36, January 2012.
- 10) Rami Malki, Ian Masters, Alison J. Williams, T. Nick Croft., “Planning tidal stream turbine array layouts using a coupled blade element momentum computational fluid dynamics model”, *Renewable Energy*, Elsevier, 63, pp.46-54, 2014.
- 11) Sanchit Salunkhe, Shanti Bhushan, David Thompson, Timothy O’ Doherty, “Analysis and Validation of Hydrokinetic Turbine Turbulent Wake Predictions”, *Proceedings of 3rd the Asian Wave & Tidal Energy Conference, AWTEC 2016, Marina Bay Sands, Singapore*, pp.755-764, 2016.
- 12) Arshiya Hoseyni-Chime and Philip C. Malte, “HYDROKINETIC TURBINES AT HIGH BLOCKAGE RATIO”, *Proceedings of the 2nd Marine Energy Technology Symposium, METS 2014, April 15-18, Seattle, WA*, 2014.
- 13) Luolin Bai, Roy R G Spence and Gregory Dudziak, “Investigation of the Influence of Array Arrangement and Spacing on Tidal Energy Converter (TEC) Performance using a 3-Dimensionla CFD

- Model”, Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, EWTEC 2009, Uppsala, Sweden, 2009.
- 14) J.N. Sørensen, W. Z. Shen, “Numerical Modeling of Wind Turbine Wakes”, Journal of Fluids Engineering, ASME, pp.393-399, 2002.
 - 15) FLOW-3D®, Ver.11.0, Flow Science Co. Ltd.
 - 16) A. Olczak, T. Stallard, T. Feng and P.K. Stansby, “Comparison of a RNAS blade element model for tidal turbine arrays with laboratory scale measurements of wake velocity and rotor thrust”, Journal of Fluids and Structures 64, Elsevier, pp.87-106, 2016.
 - 17) 中村元：電子機器熱設計のための空冷ファンモデル(PQ 曲線を用いたモデル化の問題点とその改善)，第 45 回日本伝熱シンポジウム講演論文，2008.5.
 - 18) 中村元：軸流ファンの無次元旋回力係数モデル障害物設置の影響，第 49 回日本伝熱シンポジウム講演論文集，2012.5.
 - 19) 潮流発電技術実用化推進事業(環境負荷低減を目指した国内適応型潮流発電実証事業)成果報告書 平成 27 年度，三菱重工業株式会社
 - 20) 津田宗男，倉原義之介，山口創一，経塚雄策，清瀬弘晃，長瀬浩，高島尚吾，栗原明夫：五島海域における潮流特性と潮流発電エネルギー賦存量，土木学会論文集 B3 (海洋開発)，71 (2)，I_120-I_125，2015.
 - 21) 國里立紀，加古真一郎，山城徹，中川智文，山本峻太郎，城本一義，武岡英隆，樋口明生：津軽海峡の海流及び潮流を利用した発電装置の開発，土木学会論文集 B3 (海洋開発)，71 (2)，I_109-I_114，2015.
 - 22) Annex IV 2016, “現状の科学報告書”，翻訳北澤大輔
 - 23) 鈴木徹，安藤駿，岩佐遼介，佐野史明，彦坂光希：潮流発電の可能性と漁業補償，早稲田社会科総合研究
 - 24) S. Draper & T. Nishino, “Centred and staggered arrangements of tidal turbines”, Journal of Fluid Mechanics, 739, pp.72-93, 2013.
 - 25) T. Nishino and R.H.J. Willden “The efficiency of an array of tidal turbines partially blocking a wide channel”, Journal of Fluid Mechanics, 708, pp.596-606, 2012.
 - 26) C. R. Vogel, G. T. Houlsby, and R.H.J. Willden, “The extractable power of a turbine array spanning a wide channel”, Journal of Fluid Mechanics, 2014.
 - 27) Van Thinh Nguyen, Sylvain S. Guillou, Jerome Thiebot and Alina Santa Cruz, “On the use of turbulence models for simulating the flow behind a tidal turbine represented by a porous media”, Proceedings of the 11th European Wave and Tidal

- Energy Conference, EWTEC 2015, Nantes, France, 2015.
- 28) A.S. Bahaj, L. E. Myers, M. D. Thomson and N. Jorge, “Characterising the wake of horizontal axis marine current turbines”, Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference, EWTEC 2007, Portugal, 2007.
 - 29) M. E. Harrison, W. M. J. Batten, L. E. Myers and A. S. Bahaj, “A comparison between CFD simulations and experiments for predicting the far wake of horizontal axis tidal turbines”, Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, EWTEC 2009, Uppsala, Sweden, 2009.
 - 30) Khilan Shah, Luke Myers and AbuBakr Bahaj, “EXPERIMENTAL MODELING OF A MULTIPLE ROW TIDAL TURBINE ARRAY”, GRAND RENEWABLE ENERGY2014, O-Oc-4-1, Proceedings of Grand Renewable Energy, 27-July-1 August, Tokyo Big Sight, Tokyo Japan, 2014.
 - 31) Stephen R. Turnock, Alexander B. Phillips, Joe Banks and Rachel Nicholls-Lee, “Modelling tidal current turbine wakes using a coupled RANS-BEMT approach as a tool for analysing power capture of arrays of turbines”, Ocean Engineering, Ocean Engineering 38, Elsevier, pp.1300-1307, 2011.
 - 32) Reza Ahmadian, Roger Falconer and Bettina Bockelmann-Evans, “Far-field modelling of the hydro-environmental impact of tidal stream turbines”, Renewable Energy 38, Elsevier, pp.107-116, 2012.
 - 33) Ian Masters, Rami Malki, Alison J. Williams and T. Nicholas Croft, “The influence of flow acceleration on tidal stream turbine wake dynamics: A numerical study using a coupled BEM-CFD model”, Applied Mathematical Modelling, Applied Mathematical Modelling 37, Elsevier, pp.7905-7918, 2013.
 - 34) Thomas A. A. Adcock, Scott Draper Guy T. Houlsby, Alistair G. L. Borthwick and Sena Serhadlioglu, “The available power from tidal stream turbines in the Pentland Firth”, Proceedings of the royal society, 2013.
 - 35) Guanghui Bai, Jun Li, Pengfei Fan and Guojun Li, “Numerical investigations of the effects of different arrays on power extractions of horizontal axis tidal current turbines”, Renewable Energy 53, Elsevier, pp.180-186, 2013.
 - 36) Justine Schluntz, Christopher R. Vogel and Richard H. J. Willden, “BLOCKAGE-ENHANCED PERFORMANCE OF TIDAL TURBINE ARRAYS”, 2nd Asian Wave and Tidal Energy Conference, AWTEC2014, 28th July-1th August 2014, Tokyo Big Sight, Japan, pp. 195-202, 2014.

- 37) Christopher R. Vogel, Richard H. J. Willden, and Guy T. Houlsby, “THE POWER POTENTIAL OF A TIDAL TURBINE ARRAY WITH TURBINE POWER CAPPING”, 2nd Asian Wave and Tidal Energy Conference, AWTEC 2014, 28th July-1st August 2014, Tokyo Big Sight, Japan, pp. 251-258, 2014.
- 38) Tim Divett, Ross Vennell and Craig Stevens, “CHANNEL SCALE OPTIMISATION OF LARGE TIDAL TURBINE ARRAYS IN PACKED ROWS USING LARGE EDDY SIMULATIONS WITH ADAPTIVE MESH”, 2nd Asian Wave and Tidal Energy Conference, AWTEC 2014, 28th July-1st August 2014, Tokyo Big Sight, Japan, pp. 343-349, 2014.
- 39) Qiang Guo, Lingjiu Zhou and Zhengwei Wang, “Comparison of BEM-CFD and full rotor geometry simulations for the performance and flow field of a marine current turbine”, Renewable Energy 75, Elsevier, pp.640-648, 2015.
- 40) Ross Vennell, Simon W. Funke, Scott Draper, Craig Stevens and Tim Divett,” Designing large arrays of tidal turbines: A synthesis and review”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 41, Elsevier, pp.454-472, 2015.
- 41) Ottavio A. Lo Brutto, Van Thinh Nguyen, Sylvain S. Guillou, Hamid Gualous and Bertrand Boudart,” Reanalyse of an Analytical Model for One Tidal Turbine Wake Prediction”, Proceedings of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference, EWTEC 2015, 6-11th Sept 2015, Nantes, France, 2015.
- 42) Zhaoqing Yang and Taiping Wang,” NUMERICAL MODELS AS ENABLING TOOLS FOR TIDAL-STREAM ENERGY EXTRACTION AND ENVIRONMENTAL IMPACT ASSESSMENT”, OMAE2016, Proceedings of the ASME 2016 35th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. OMAE2016-54223, June 19-24, Busan, South Korea, 2016.
- 43) Chris Garrett and Patrick Cummins, “The efficiency of a turbine in a tidal channel”, Journal of Fluid Mechanics, vol. 588, pp.243-251, 2007.
- 44) Ross Vennell, “Tuning turbines in a tidal channel”, Journal of Fluid Mechanics, vol. 663, pp.253-267, 2010.
- 45) Ross Vennell, “Tuning turbines in-concert to maximise farm efficiency”, Journal of Fluid Mechanics, vol. 671, pp.587-604.0, 2010.
- 46) Ross Vennell, “The energetics of large tidal turbine arrays”, Renewable Energy 48, Elsevier, pp.210-219, 2012.
- 47) Takafumi Nishino and Richard H. J. Willden, “The efficiency of an array of tidal

turbines partially blocking a wide channel”, Journal of Fluid Mechanics, vol. 708, pp.596-606, 2012.

謝辞

本研究は、多くの方の御指導と御協力を頂くことによって、ここにまとめることができました。感謝の意を表します。

本論文をまとめるに当たり、日本大学理工学部 居駒知樹教授には細部にわたる多くのご指導、ご助言を頂き、心より感謝いたします。居駒先生のご助力、励ましのお言葉によって本論文をまとめ上げることができました。

日本大学理工学部 増田光一特任教授には多大なるご指導、ご助言を頂き、心より感謝いたします。本研究を進める際に貴重なご意見を頂いたり、相談にも乗って頂いたりしました。

日本大学理工学部 惠藤浩朗准教授には研究を含め、研究室内において多岐にわたりご指導、ご助言を頂き、心より感謝いたします。

日本大学理工学部 前田久明客員教授、佐藤千昭氏にはミーティングや個別にもご指導頂き、心より感謝いたします。

日本大学理工学部 小林昭男教授には本論の細部にわたり重要なご指摘をして頂き、深く感謝いたします。

日本大学理工学部 近藤典夫教授には数値シミュレーションについてご相談に乗って頂き、心より感謝いたします。

日本大学理工学部 ジョセフファラウト准教授には本研究に関する英語の論文の添削をして頂き、深く感謝いたします。

九州大学大学院工学研究院 安澤幸隆教授には国際学会時や本研究に関するご助言を頂き、心より感謝いたします。

エムエムブリッジ㈱ 木原一禎氏には潮流発電に関するデータの提供など、多大なご協力をいただきました。心より感謝いたします。

忙しい時期にも関わらず、本論文の作成に協力して頂いた大学院生の小口篤大くん、岸田智之くん、岩松幸花さん、渋谷省吾くん、卒研生の大村奏さん、中村允くんには心より感謝いたします。

最後に、大学院への進学に対して応援し、温かく見守ってくださった両親、兄、姉に深い感謝の意を表します。