九州大学学術情報リポジトリ
Kyushu University Institutional Repository

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開発研究

上野, 正樹

https://doi.org/10.15017/1398414

出版情報：九州大学, 2013, 博士（工学）, 課程博士
バージョン：
権利関係：全文ファイル公表済

KYUSHU UNIVERSITY

付加物による増速効果を利用した
ダリウス形水車の開発研究

平成25年7月

上 野 正 樹

目次

第 1 章　緒言　1

1-1 研究背景　1
1-2 潮流・海流発電　1
1-3 本研究での潮流発電と潮流発電用水車　5
1-4 研究目的　7

第 2 章　研究手法　8

2-1 模型実験概要　8
2-1-1　実験水槽（回流水槽）　8
2-1-2　実験用模型用水車（ダリウス形水車）　8
2-1-3　実験器具　8
2-1-4　実験方法･水車性能評価方法　10
2-2 理論解析概要　12
2-2-1　単一流管理論(Single Streamtube Theory)　12
2-2-2　固定後流渦モデル　14
2-2-3　翼素理論(Blade Element Theory)　15
2-2-4　各理論による水車性能の計算結果の検討　16
2-3 CFD による数値計算概要　17
2-3-1　CAD によるモデルの作成　18
2-3-2　数値計算条件　18
2-3-3　水車性能算出方法　24
2-3-4　数値計算結果の検討　24

第 3 章　ダリウス形水車単体の性能　26

3-1 ソリディティの違いによる 4 枚翼水車の実験結果　26
3-1-1　ソリディティの違いによる 4 枚翼水車の水車効率　26
3-1-2　ソリディティの違いによるトルク変動の違い　29
3-2 σ=0.25 の 4 枚翼水車（CFD による数値計算）　39
3-2-1　取り付け角度の違いによる水車効率　39
3-2-2　一回転中のトルク変動　40
3-2-3　静止時（λ=0）のトルク　57
3-3 まとめ　62

第 4 章　増速器つきダリウス形水車の性能　63

4-1 増速器　63

4-1-1　付加物の各平面形状　63

4-1-2　各平面形状における水車効率の計算　66

4-2 円弧形状増速器つきダリウス形水車の性能　67

4-2-1　円弧形状増速器の増速率　67

4-2-2　円弧形状増速器つきダリウス形水車の水車効率　69

4-2-3　増速器を追加したときの水車のトルク変動への影響　72

4-2-4　増速器つき水車の静止時のトルク　76

4-3 まとめ　80

第 5 章　実海域における増速器つき水車　81

5-1 実海域実験概要　81

5-1-1　実証実験用増速器つきダリウス形水車　81

5-1-2　計測用器具　82

5-1-3　計測方法・計測期間　84

5-2 観測結果　84

5-2-1　水位と水温　84

5-2-2　流速　85

5-2-3　回転数、発電電力、周速比　93

5-3 まとめ　107

第 6 章　結言　108

参考文献　109

謝辞　110

付録　111

第1章 緒言

1-1 研究背景

エネルギーは人類の生活の発展と持続に欠かせないものである。年々、世界の人口は増加し、世界人口白書 2011 によると 2011 年の世界の人口推計は 70 億人を突破したとされている。人口増加に加え、地球温暖化をはじめとする環境問題や原子力発電所事故により、エネルギー確保の手段を考えることにますます関心が高まっている。その中で、再生可能エネルギーの利用はエネルギー確保の手段として重要である。わが国でも 2012 年に再生可能エネルギー固定価格買取制度が導入され、再生可能エネルギー事業を取り組む事業者にとっては追い風となってきている。

再生可能エネルギーの中でも自然エネルギーは温室効果ガスを発生せず、持続可能なエネルギーであるので環境にやさしい魅力的なエネルギーである。しかし、自然エネルギーは自然の力を利用するので、ほとんどの場合、非常にエネルギーの変動が不安定で予測不可能なエネルギーという欠点をもつ。自然エネルギーなので変動することは仕方のないことであるが、その変動が予測可能であれば、制御しやすく、発電量も見積もりやすく、有効利用しやすい自然エネルギーである。そのようなエネルギーの確保手段として海流発電や潮流発電が挙げられる。海流・潮流は月と太陽の相互作用により発生するものなので周期的に変化するため、出力変動の予測が可能であるからである。

わが国において、海流・潮流発電の導入目標値は掲げられていない。日本の海洋エネルギー資源利用推進機構(OEA-J)が作成した、2050 年に向けた海洋エネルギー開発ロードマップにおいて、海流・潮流発電については 2020 年までに 130[MW]、2030 年までに 760[MW]、2050 年までに 7600[MW]の発電規模が想定或いは期待されるとしている。

わが国で、潮流発電はまだ実用化されていない段階なので、これから研究・開発を積極的に行わなければならない。本研究では、この潮流発電について取り扱う。

1-2 潮流・海流発電

まず、潮流発電と海流発電について簡単に説明する。潮流発電は月と太陽と地球の間に働く万有引力と地球の公転運動による遠心力により発生する潮流の流れを利用して発電するものである。海流発電は地球の自転運動による慣性力で発生する黒潮などの一方向流を利用して発電するものである。いずれにしても海水の流れの運動エネルギーを利用して発電するものである。同じ水を利用するものに潮汐発電・水力発電があるが、それらは落差による位置エネルギーを利用するもので、潮流発電・海流発電とは原理が異なる。潮流発電・海流発電の原理は、流れの運動エネルギーを利用するという点で風力発電と似ている。潮流発電・海流発電の主な特徴を以下にまとめる。

長所としては、

①天体の相互作用による流れを利用するので変動が周期的であるため、出力変動の予測が可能であり、計画的に発電が可能である。
②水面下に沈めてしまうので騒音や景観の変化の影響が少ない。
③潮流発電は沿岸部で発電ができるため、発電した電力を陸地に送電することが容易である。
短所としては、
①海の中に設置するので、海洋生物の付着などによって水車の性能が低下する。
②設置場所が海であるのでメンテナンスを行うことが大変である。

次に、潮流発電と海流発電の事例[1] について以下にまとめる。

(a)SeaGen（イギリス）

イギリスのMarine Current Turbines(MCT）社は、海中に支柱を立てて、メンテナンス時には空中に出るような昇降機能を備えたプロペラ式潮流発電装置の開発を行っている。2003年5月にイギリス海峡のプリマスにおいて、直径11[m]の2翼のプロペラ式タービンを備える発電出力300[kW]の潮流発電システムを設置し、Seaflowと呼ばれる実証プロジェクトを行った。このプロジェクトは、SeaGenプロジェクトに引き継がれており、2008年から最大出力1.2[MW]で営業運転を開始した。SeaGenは、Fig. 1-2-1のようなものでアイルランド北部のストランフォード海峡の海岸線から約400メートル沖合の海底に設置されたものである。これは世界初の商用規模の系統連系型潮流発電システムであり、発電した電力はアイルランドのESB Independent社が購入している。

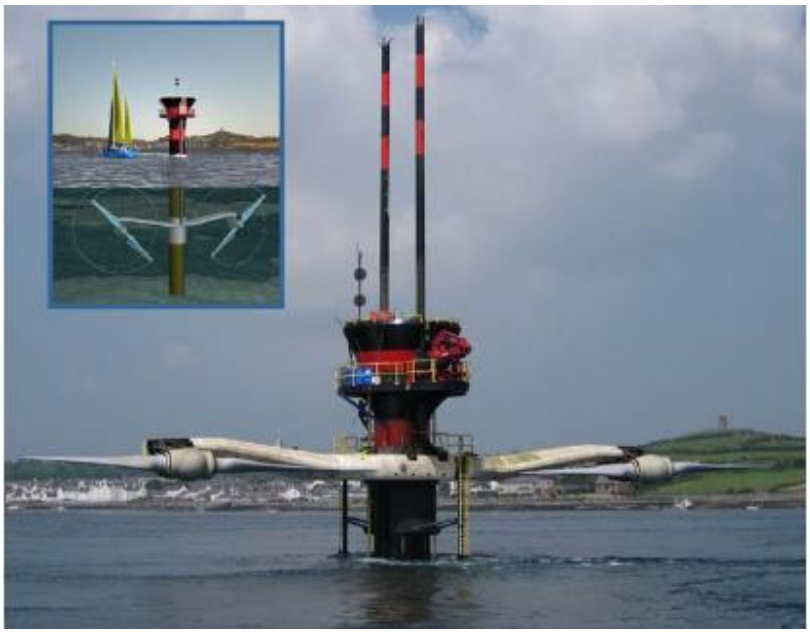


Fig. 1-2-1　SeaGen 潮力システム

(b)UldolMoks潮流発電プロジェクト（韓国）

また、Fig. 1-2-2に示すように、韓国南西部の珍島と本土の間にあるUldolmok水道には、2005年から2009年までの4年間をかけて1[MW]の実証プラントが建設された。これは韓国で最初の潮流発電プラントであり、このプロジェクトは2013年までに90[MW]に拡張する予定である。

このプラントは、Fig. 1-2-3のようなジャケットフレームの中に韓国海洋研究所(KORDI : Korea Ocean Research and Development Institute)が研究開発したFig. 1-2-4に示す垂直軸型ヘリカルタービンが設置されている構造となっている。

Fig. 1-2-2　Uldolmok の発電プラント

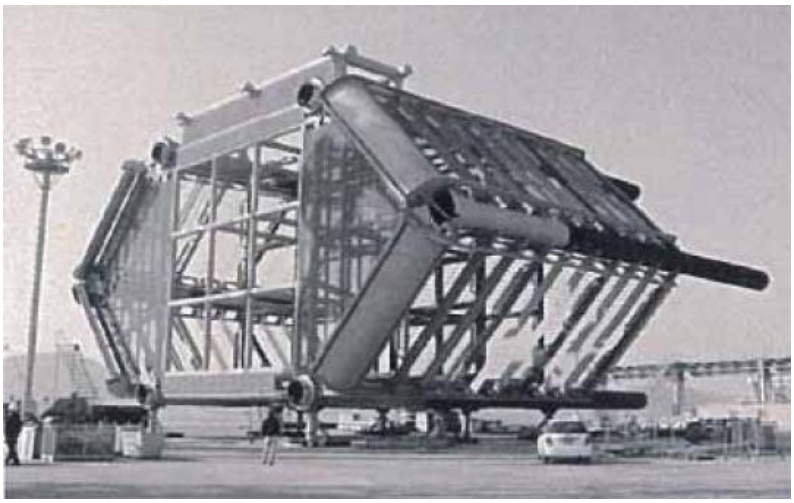


Fig. 1-2-3　ジャケットフレーム

Fig. 1-2-4 ヘリカルタービン

(c)ノヴァエネルギーの水流タービン（日本）

株式会社ノヴァエネルギーは、マグロ型の水流タービンを開発している。タービン内部は空洞で、海水が自由に出入りするため深海部でも浮力、重力、圧力の影響をうけることなく、流れに対して常に平衡を保つことが可能である。また、海藻やクラゲ等、海中の浮遊物が衝突しても破損しにくいデザインとなっている。2008 年、ノヴァエネルギーは、兵庫県淡路市の岩屋港沖で、明石海峡の潮流を利用して小型ボートの船底に取り付けた長さ 1.2[m]、直径 65[cm]の同型タービンの試験運転を韓国海洋大学と共同して実施し、約 3 ノットの潮流で約 200[W]の出力を得ることに成功している。ただし、2011 年 12 月にタービンの流出事故を起こし、実海域実験は中止を余儀なくされた。

Fig. 1-2-5　NOVA WAER TUNA 水流タービン

1-3 本研究での潮流発電と潮流発電用水車

(a)既往の研究

九州大学大学院総合理工学府大気海洋環境システム学専攻沿岸海洋環境学研究室では、Fig. 1-3-1 のように平成 18 年から長崎県平戸市生月町の辰ノ瀬戸海峡にある生月大橋の橋脚横に、潮流発電装置を設置し、実証実験を行っている。橋脚の横なので計測やメンテナンスが容易となっている。辰ノ瀬戸海峡は、幅は約 700[m]、最大流速 1.5[m/s]程度、水深 20[m]前後で、橋脚横の水深は約 7[m]前後である。そのため、流れの方向に無関係に回転できる鉛直軸型水車を用いている。さらに、鉛直軸型水車の中でも比較的高速で回転するダリウス形水車を採用している。また、ダリウス形水車単体では、自己起動性が低いので自己起動性の高い抵抗利用形のサボニウス形水車をつけてダリウス形水車の自己起動性を補っている。しかし、それでも小潮時にほとんど回転しないなどの問題があった。そこで、少しでも起動性を克服するため、ダリウス形水車の翼枚数を 2 枚から 4 枚に変更することを考えた。

(b)本研究の内容

潮流発電における水車の出力は流速の 3 乗に比例するので、流速が増加すれば大きな水車出力の大きな増加を期待できる。そこで、4 枚翼水車に増速器を追加して流速を増加させることを考えた。増速器を追加することで水車出力が増加するので、水車を小型化することも期待できる。水車を小型化できれば、翼の強度が安定し、増速器の素材を安くできれば、コスト面でも有利となる。さらに、流入流速が増加することで起動性の改善につながることも期待できる。

潮流発電は流れの運動エネルギーから発電しようとするもので、原理的には風力発電、海流発電と同じである。これまでに、海流発電と風力発電においてディフューザを用いた増速器の提案がなされている。

海流発電用鉛直軸水車の増速器の例としては、ブエノスアイレス大学の F.L.Ponta 教授らによって、Fig. 1-3-2 のような水車の両脇に置くタイプのものが報告されている。[3] この増速器は模型スケールで全長 2[m]程度で、入り口がノズル、出口がディフューザでその間がストレートという構成になっている。これらの 3 つの基本構成を残したまま、ディフューザ部の後端部の大きさや形状を変更することで、流速 1[m/s]を 1.3～1.7[m/s]まで増速させることができることを示した。

風力発電用鉛直軸水車の増速器の例としては、高橋による曲面風レンズ[5]が報告されている。風レンズ[4]とは九州大学大学院応用力学研究所の大屋裕二教授らが開発した水平軸用風力発電装置の増速器と言えるものである。ディフューザとその後端部にあるつばにより下流側に渦を発生させ上流側と下流側で生じた圧力差により、流速を増加させるものである。曲面風レンズとは、その風レンズの断面を用いて直線形状にし、Fig. 1-3-3 のように、鉛直軸風車の両隣に 2 本立てたものである。これによって、最大風車効率を約 1.8 倍増加させることができることを示した。[5]

本研究では，鉛直軸水車を用いるのでこれらの二つの例を参考にして、水車の両隣に2 つ付加物をつけるタイプの増速器を置くことを考えた。また、前述の二つの例では、増速器はいずれもディフューザを用いており、前後で形状が違うので一方向流に対応したものであるが、潮流は往復流であるので、それに対応して、増速器の形状は水車部を中心に前後対称とした。

本論文では、この前後対称とした増速器を取り入れたことによる水車の性能への影響について報告する。

Fig. 1-3-1　生月大橋の橋脚横に設置されている潮流発電用水車

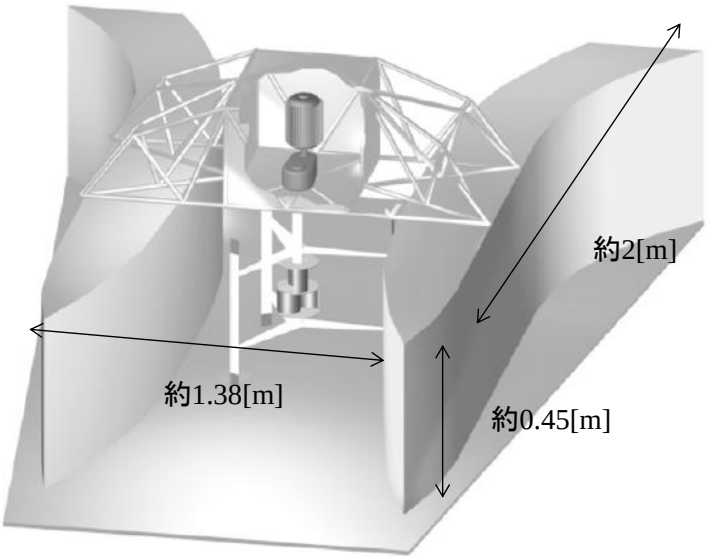


Fig. 1-3-2　F.L.Ponta らによる鉛直軸水車用増速器（ブエノスアイレス大学）.

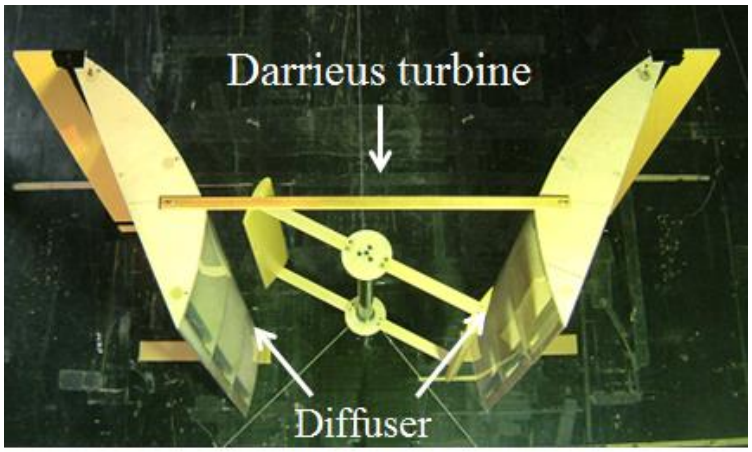


Fig. 1-3-3　高橋らによる鉛直軸風車用増速器（応用力学研究所）.

1-4 研究目的

本研究は、往復流に対応した潮流発電用ダリウス形水車用の増速器を開発し、評価することを目的とする。したがって、具体的には、以下のことを調べた。

①ダリウス形水車単体の性能評価

ダリウス形水車単体の性能について評価し、増速器をいれる前の水車の評価をし、増速器を入れた水車との比較対象とする。

②増速器つきダリウス形水車の性能評価

増速器の評価や増速器つきダリウス形水車の評価をし、水車単体と比較する。

③実海域における増速器つきダリウス形水車の性能

①、②で調べた模型実験用水車を実海域スケールの水車に拡張したときの評価を行う。

第2章 研究手法

ここでは、本研究で用いた研究手法についての概要を以下に示す。詳細な条件などは各項目で述べる。

2-1 模型実験概要

2-1-1 実験水槽（回流水槽）

応用力学研究所の施設内にある回流水槽の概要図を Fig. 2-1-1 に示す。この水槽は観測部長さ 4.4[m]・幅 1.5[m]・水深 1.6[m]の 2 インペラ方式の回流水槽（V2-30A 型、西日本流体技研社製）である。2 つの駆動モータがインペラとつながっており、駆動モータによってインペラが回転する。回転するインペラによって水が押し出されてガイドベーンをつたって、観測部を流れ、インペラまで戻ってくる。この装置から流速は直接測定できないため、別に流速計が必要となる。

2-1-2 実験用模型用水車（ダリウス形水車）

本実験で使用したダリウス形水車を Fig. 2-1-2 に示す。Fig. 2-1-2 のように水車は回転軸、アーム、翼で構成されている。上下のアームで翼を挟んで両側をネジで留めて固定する形となっている。アームと回転軸の材質はステンレスである。使用した翼型は NACA0018 対称翼であり、スパン長方向に直線翼となっている。水車全体としては比較的単純な構造となっている。風車でいうとジャイロミル形風車に近い形状といえる。
ダリウス形水車についての特徴を長所、短所に分けて簡単にまとめると以下のとおりとなる。
ダリウス形水車の長所は、
(a)回転軸が流れに対して垂直で、流れの方向に無関係に回転する無指向性を持つ。
(b)揚力型水車で、抗力型水車に比べると高速で回転するので発電向きである。
ダリウス形水車の短所は、
(a)静止時のトルクが小さいので、自己起動性が悪い。
(b)1 回転中のトルク変動が激しい。

2-1-3 実験機器

本実験で使用した実験機器全体の接続概略図を Fig. 2-1-3 に示す。模型実験用のダリウス形水車は、DC サーボモーターとトルクコンバータが同軸上でつながっており、図に示すフレームで軸を受けている。動作の仕組みを簡単に説明すると、モーターで水車に強制回転を与え、そのときの回転数を回転数制御装置によって制御する。また、水車の回転角度を知るためにトルク計ボックスの壁面に光センサ（フォトインタラプタ）、水車とトルク計の間のフランジに突起物を取りつけている。水車が回転し、この突起物が光センサを通過したとき、1 パルスの信号が出る。本実験では水車の回転角度が 90[deg]になる位置でそれらを取り付けた。パルスとトルク計と流速計の信号を AD 変換

器に通して、PC に取り込んでいる。実際にはトルクコンバータにラグが生じるので、付録に示す明氏の実験結果[2]によるトルクコンバータの位相差の補正を行う。

使用した測定機器は以下のとおりである。

(a)トルク計：小野測器（TS2700、定格トルク 100Nm、時定数 63ms）

(b)AD 変換機(Condition catcher、サンプリング周期 1[ms])：九州共販

(c)電磁流速計：ケネック・VMT2-50-08PSL

また、水の流れの中で水車を回転させることによってモータがマイナスの負荷になる（発電機になる）恐れがあるので、回転数制御装置に備えられている回生機構によって負荷は制御されている。

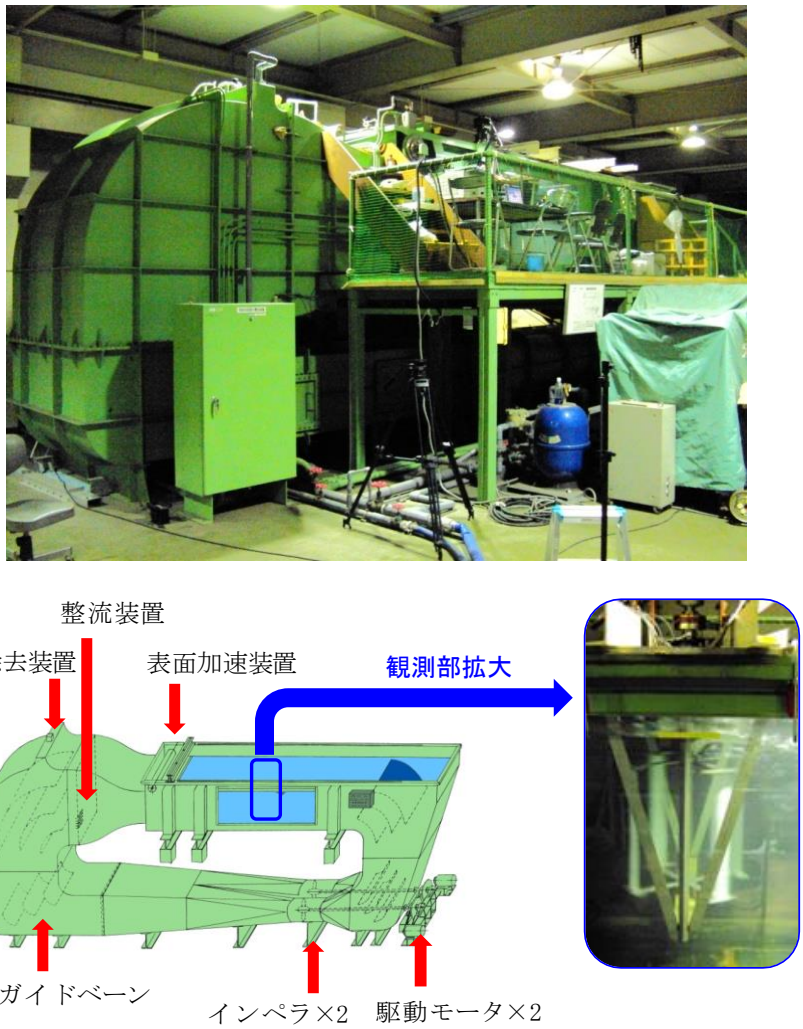
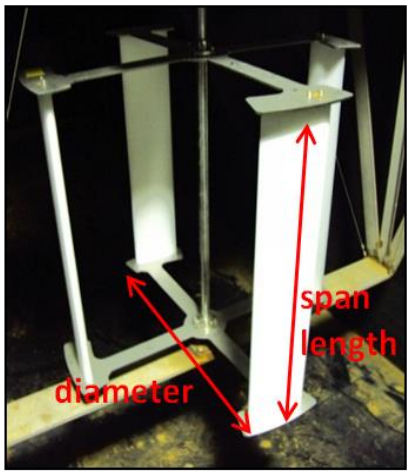


Fig. 2-1-1　回流水槽（応用力学研究所）



number of blade	1	4
shape of blade	NACA0018	
chord length[m]	0.1178	0.07045、0.09025、0.1178
span length[m]	0.6	
diameter[m]	0.6	

Fig. 2-1-2　模型実験用ダリウス形水車

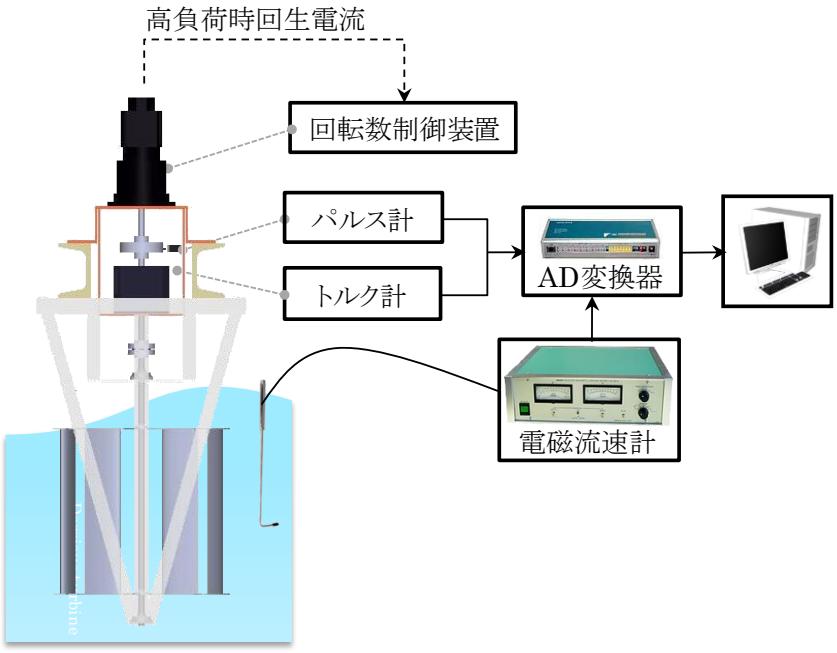


Fig. 2-1-3 実験機器接続概略図

2-1-4　実験方法･水車性能評価方法

流速 U[m/s]の流れを与え、流れの中で水車を強制回転させる。その回転数を変化させることで以下に示す周速比 λ に変化を与える。

$$\lambda = \frac{r\omega}{U} \tag{2.1.1}$$

ただし、ω：水車の回転角速度[rad/s]、r：水車半径[m]である。周速比を変化させたとき、トルク、流速、パルス信号（回転角度用）のデータを測定する。一つの周速比に対しての計測で、コンディションキャッチャーによりサンプリング周期 1[ms]で 40[s]間のそれらのデータをとった。そのため、一つの周速比において 4 万のトルク、流速、パルス信号（回転角度用）のデータがコンディションキャッチャーに蓄積される。この 4 万のデータのうち任意のパルス信号間の一回転分のデータを抽出する。（そのため、選んだ一回転分のデータにより、実験結果の誤差が多少発生する。）この一回転分のトルクデータから、トルク係数、水車効率（パワー係数）を以下の方法で算出することにより、水車性能を評価する。

まず、トルク計から得られたある回転角度でのトルクの値 T_i から、そこでの局所トルク係数 Cti を以下の式から求める。

$$Cti = \frac{Ti}{0.5\rho rAU^2} \tag{2.1.2}$$

ただし、ρ：流体の密度[kg/m^3]、A：水車の投影面積[m^2]である。
ダリウス形水車は一回転中のトルクデータ数 n 個の平均値で評価する。

$$Ct = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} Cti \tag{2.1.3}$$

周速比がλのときのダリウス形水車の水車効率は、以下の式で求まる。

$$Cp = \frac{P}{0.5AU^3} = \frac{\omega T}{0.5AU^3} = Ct \times \lambda \tag{2.1.4}$$

ただし、P=ωT：水車出力[W]で、このようなトルク係数、水車効率といった無次元数でトルクや水車出力を表現することで、大きさの異なる水車同士で比較をすることができるメリットがある。

また、本研究でのダリウス形水車の回転角度 θ・取り付け角度 β の定義を Fig. 2-1-4 示す。回転角度、取り付け角度においてそれぞれ図中の矢印の向き正の向きである。
また、水車の性能評価の指標としてソリディティは重要である。ソリディティとは、ダリウス形水車の場合、回転円周に対しての翼の占有率を表していて、本研究ではソリディティ σ を次式のように定義する。文献によっては、nc/r と定義している場合もある。

$$\sigma = \frac{nc}{2\pi r} \tag{2.1.5}$$

一般に、水車はまたは風車はそのソリディティが異なるとその性能が異なってくる。ソリディティが大きければ大きいほど低速回転し周速比の変化に対してトルクのピーク位置は低周速側になり、小さければ小さいほどその逆となる。そのため、ソリディティが大きいほど、水車効率のピークも低周速比側になりやすく、ソリディティが小さいほ

どその逆となりやすい。

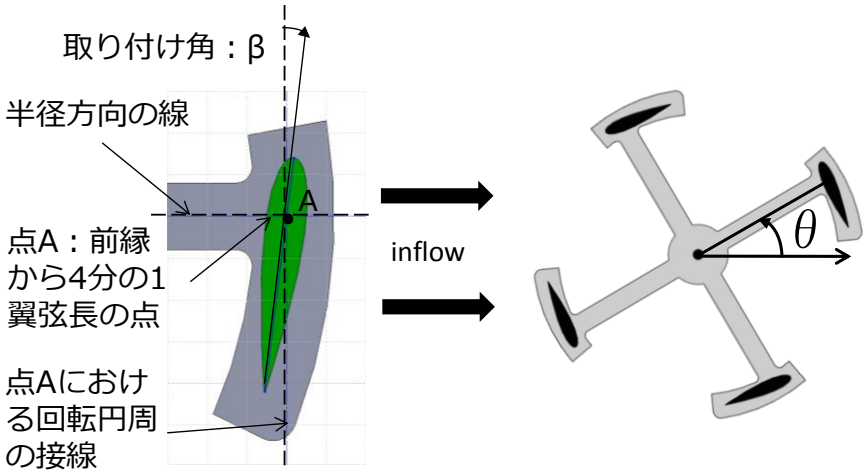


Fig. 2-1-4　取り付け角度 β と回転角度 θ の定義

2-2　理論解析概要

ダリウス形水車の理論解析にはさまざまな種類の手法があるが、本研究では 3 つの手法を取り上げる。

2-2-1　単一流管理論(Single Streamtube Theory)[5],[6]

単一流管理論は運動量理論と翼素理論の組み合わせからなる。運動量理論の概念図を Fig. 2-2-1 に示す。

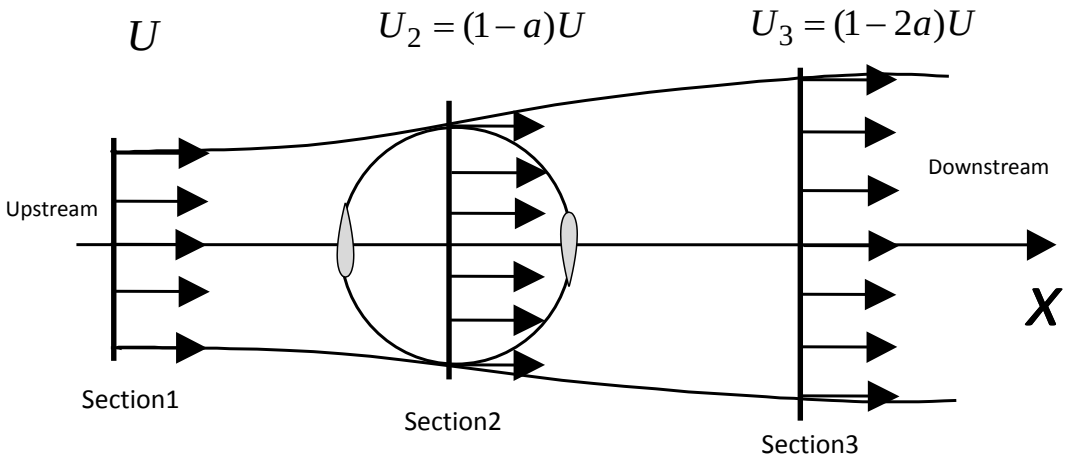


Fig. 2-2-1　運動量理論

Fig. 2-2-1 では無限上流断面（Section1）、水車断面（Section2）、無限下流断面（Section3）の 3 つの断面に分かれている。それぞれでの断面上で流速は一様でその大きさはで示すとおりとなっているとする。水車断面と無限上流での減速率 a を以下のように定義する。

$$a = \frac{U - U_2}{U} \tag{2.2.1}$$

水車の抵抗力 Fx は、流体の密度を ρ、水車断面積を A とすると、運動量とエネルギー保存則より、次式で表される。

$$F_x = 2\rho A U^2 a(1-a) \tag{2.2.2}$$

水車の抵抗係数は以下の式で表される。

$$C_{Fx} = \frac{F_x}{0.5\rho A U^2} \tag{2.2.3}$$

式(2.2.2)、(2.2.3)より、以下の a の関係式が得られる。

$$C_{Fx} = 4a - 4a^2 \tag{2.2.4}$$

式(2.2.4)だけでは C_{Fx} が分からないため、a が求まらない。そこで Fig. 2-2-2 に示す翼素理論から、C_{Fx} を求める。Fig. 2-2-2 から、迎角 α が回転角度 θ との幾何学的な関係から求まる。また、流入角度 φ_1 は、Fig. 2-1-4 の取り付け角度 β の定義と Fig. 2-2-2 の迎角の定義から、それらを足したものとなる。よって、流入角度は次式のようになる。

$$\phi_1(\theta) = \tan^{-1}\left(\frac{(1-a)\cos\theta}{\lambda + (1-a)\sin\theta}\right) + \beta \tag{2.2.5}$$

ただし、λ は周速比で、式(2.1.5)のとおりに定義されている。
また、回転している水車の翼への相対流速 W は、Fig. 2-2-2 から幾何学的に以下のように求まる。

$$W(\theta) = U\sqrt{\{\lambda + (1-a)\sin\theta\}^2 + \{(1-a)\cos\theta\}^2} \tag{2.2.6}$$

さらに、揚力、抗力のデータを実験などから用意し、それらを用いて、次式のように局所水車抵抗係数を求め、それを一周積分し平均をとることで C_{Fx} が求まる。

$$C_{Fx} = \frac{nc}{4\pi R}\int_0^{2\pi}\left(\frac{W}{U}\right)^2 \left(C_L\cos(\phi+\theta) + C_D\sin(\phi+\theta)\right)d\theta \tag{2.2.7}$$

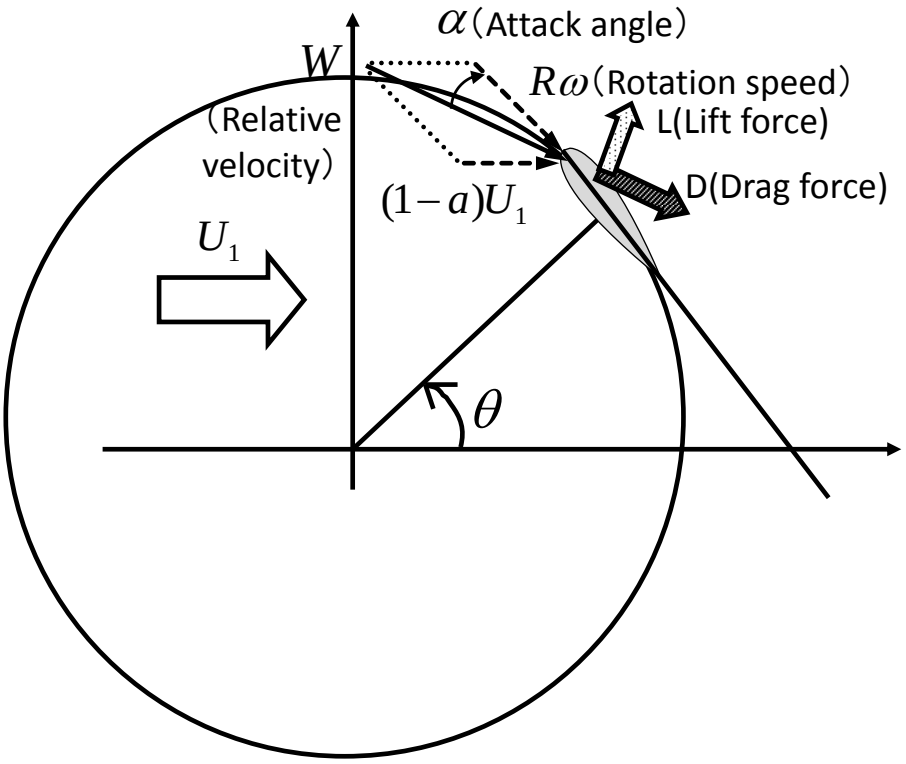


Fig. 2-2-2　翼素理論

式(2.2.4)～(2.2.7)を繰り返し計算することで *a* が求まる。求めた *a* を用いて下記の式より、トルク係数 Ct が求まる。

$$Ct = \frac{nc}{4\pi R}\int_0^{2\pi}\left(\frac{W}{U}\right)^2 \left(C_L \sin\phi - C_D \cos\phi\right) d\theta \tag{2.2.8}$$

2-2-2　固定後流渦モデル[6],[7],[8],[9],[10]

渦理論と単一流管理論に対する運動量法を組み合わせたものである。固定後流渦モデル(Fixed Wake Vortex Model、以下 FWVM と略す)の概念図を Fig. 2-2-3 に示す。Fig. 2-2-3 の上流側の BC 間で束縛渦 Γ_u により渦層 γ_u を発生し、下流側の AD 間で循環 Γ_D の束縛渦、強さ γ_D の渦層を発生したとする。循環 Γ_u と Γ_D の比は渦層の強さの比を用いて次のように表される。

$$\frac{\Gamma_u}{\Gamma_D} = -\frac{\gamma_u}{\gamma_D} \tag{2.2.9}$$

半無限の渦層 AB と CD による上流側の速度の跳び、および強さ(γ_u+γ_d)の 2 つの半無限の渦層による下流側の速度の跳びはそれぞれ以下のようになる。

$$U - U_2 = \frac{\gamma_u}{2} = a_u U \tag{2.2.10}$$

$$U - U_3 = \frac{\gamma_u}{2} + \frac{\gamma_u + \gamma_D}{2} = a_D U \tag{2.2.11}$$

強さ(γ_u+γ_d)の 2 つの無限後流による遠方後流の速度の跳びは、以下のとおりである。

$$U - U_4 = \gamma_u + \gamma_D = 2aU \tag{2.2.12}$$

a_u、a_D はそれぞれ上流側、下流側の減速率である。式(2.2.9)～ (2.1.12)より次の 2 つの関係式が得られる。

$$a_D - a_u = a \tag{2.2.13}$$

$$\frac{a_D}{a_u} = 2 - \frac{\Gamma_D}{\Gamma_u} \tag{2.2.14}$$

式(2.1.13)の a は単一流管の運動量理論により求めた値を用いる。式(2.2.13)、(2.2.14)からもとまった a_u、a_D をそれぞれ上流側、下流側に、式(2.2.6)の相対流速 W にそれぞれ適用し、求まった W を次式に適用することで、それぞれ上流側、下流側の局所束縛渦の循環が求まる。

$$\Gamma = 0.5WcC_L \tag{2.2.15}$$

式(2.2.15)から、上流側と下流側での局所束縛渦の循環のそれぞれでの平均をとることで循環 Γ_u、Γ_D が求まる。式(2.2.13)～(2.2.15)を繰り返し計算することで a_u、a_D が定まる。求まった a_u、a_D を上流側、下流側にそれぞれ分けて式(2.2.5)に適用してトルク係数が求まる。

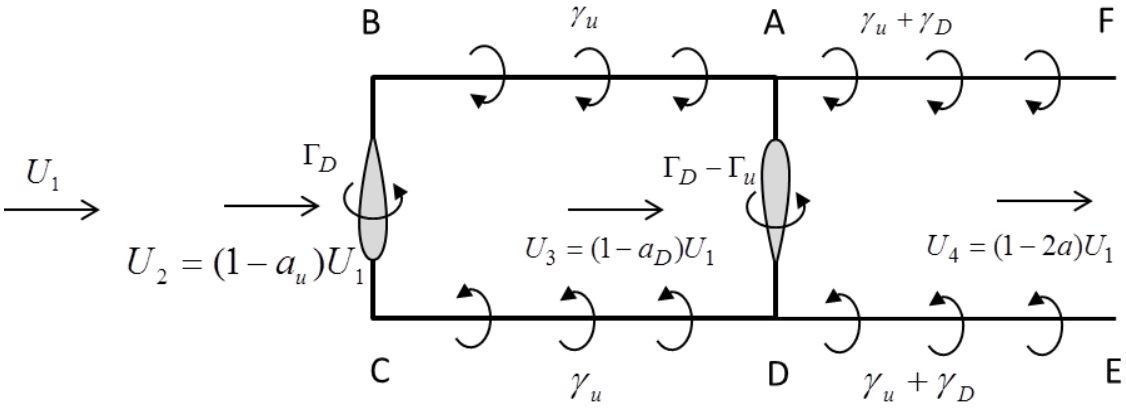


Fig. 2-2-3　固定後流渦モデル

2-2-3　翼素理論(Blade Element Theory)

単一流管理論での翼素理論の式(2.2.5)～式(2.2.8)に a=0 を代入し計算する。それらの計算結果と実験などから用意した揚力、抗力のデータを用いて、式(2.13)を計算することでトルク係数が求まる。

2-2-4　各理論による水車性能の計算結果の検討

前述した SSTT と固定後流渦モデル(Fixed wake vortex model、以下 FWVM と略す)と翼素理論(Blade Element Theory、以下 BET と略す)の三つの理論解析によって β=7.5[deg]の翼弦長 0.1178[m]の一枚翼ダリウス形水車の水車性能を計算した。揚力、抗力データにはそれぞれ Fig. 2-2-4 に示す応用力学研究所の風洞実験による $Re=2.28\times10^5$ のときのデータを用いた。ここで Re はレイノルズ数で、相対流入流速 W[m/s]、翼弦長 c [m]、動粘性係数 ν を用いて次のような式で定義している。

$$\mathrm{Re}=\frac{Wc}{\nu} \tag{2.2.16}$$

λ を変化させ、三つの理論を用いて求めたトルク係数 Ct を式(2.1.4)に適用して水車効率 Cp を求めた。その結果を実験結果と合わせて Fig. 2-2-5 に示す。Fig. 2-2-5 から三つの理論とも実験結果と良好な一致は見られない。また、同じ翼弦長の 4 枚翼水車の理論計算においては λ=1 から減速率 a が求まらなかったので、Cp の値は求まらなかった。理論計算による手法により本研究で用いる水車の Ct または Cp を計算することは実用上問題があるため、本研究で水車性能の Cp の予測に理論計算は適用しない。この Cp の理論計算の精度や限界については本論文の付録でもう少し議論する。

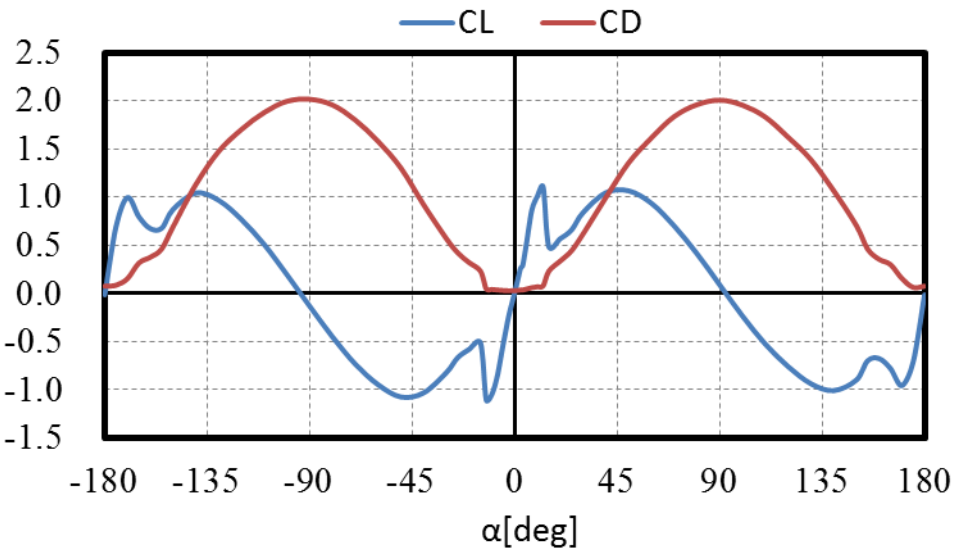


Fig. 2-2-4　NACA0018 の揚力係数、抗力係数データ(Re=228000)[18]

Fig. 2-2-5　一枚翼ダリウス形水車の各理論解析結果(Re=228000 使用)と実験結果[18]

2-3 CFD による数値計算概要

理論解析で水車性能を予測することは精度の問題上できない。原因のひとつとして水車の回転による流れ場の変化を考慮できていないことが挙げられる。そのことを考慮して CFD による数値計算を行った。

数値計算には、三次元熱流体解析ソフトの SCRYU/Tetra を用いた。SCRYU/Tetra は Pre 処理、Solver 処理、Post 処理がパッケージ化された株式会社クレイドル社製のソフトウェアである。Pre 処理は、数値解析に必要なデータ作成を扱う。Solver 処理は Pre 処理で作成されたデータを数値解析する。Post 処理は解析結果から、流れ場の可視化などの結果表示を行う。

SCRYU/Tetra は形状モデルとして CAD で作成された形状を用いることができるが、そのためには CADthru というソフトウェアの CAD データから SCRYU/Tetra 用のデータに変換する機能が必要となる。本研究ではこの CADthru を用いて CAD の形状データを取り込み、SCRYU/Tetra の解析モデルとして用いている。SCRYU/Tetra の Pre ソフトウェアにおいてもモデル形状は作成可能であるが、CAD の形状データはいろいろな利点があり、

(a)水車の形状の変更をする際に CAD 上での操作のほうが容易である
(b)多くの格子点を用いることで、精度の高い翼形状を作成できる
(c)2 次元の図面として表示することも可能である
(d)形状データを NC 工作機械に取り込むことで、自動加工が行える

などがあるため CAD の形状データを用いた。CAD ソフトウェアと熱流体解析ソフトウェアの効率よく設計から製作・解析まで行えるので、企業においてよく用いられている。

2-3-1 CAD によるモデルの作成

CAD には商用ソフトの Solidworks を用いた。CAD で翼断面を描く際、スプライン曲線で正確に描くために 2 次元平面（水車軸方向に垂直な面）にデカルト直交座標系を定義したときに 2000 の翼断面の座標点をプロットした。実際には 2000 点もの翼断面座標をプロットするとき、一つ一つ座標入力を手作業で行うと大変な作業であり、時間がかかる上座標の入力ミスが発生する可能性がある。一方、Solidworks は vba(visual basic for application)上でエクセルとの間で API(Application program interface)関数が組み込まれており、それを用いて二つのアプリケーションのマクロを連動させることが可能である。実際にはミスを少なくし、作業を短縮化するため、API 関数を用いたマクロを利用し、自動で CAD への座標入力を行った。

2-3-2 数値計算条件

CFD による数値計算で共通して用いた条件を Table 1 に示す。

Table 1 共通の計算条件

CFD コード	SCRYU/Tetra for Windows V7(Software Cradle)
解析領域	幅 1.5m、高さ 1.2m、奥行き 3.5m
解析手法	有限体積法
マトリックス解法	MILUCG-STAB 法（不完全 LU 分解前処理つき）
格子	非構造格子（4 面体、5 面体(境界層要素)） （アドバンシングフロント法による自動格子作成）
要素数	静止メッシュ領域約 10 万要素 回転メッシュ領域約 700 万要素
解析	3 次元非定常解析
流入境界条件	流速条件 1.0[m/s]
流出境界条件	表面圧力条件（流出面に 0[Pa] ）
壁面応力条件	底面、側面、翼表面：no slip の壁面条件 上面：Free Slip 条件
要素移動	ALE 法（回転移動）
解析対象の方程式	SST $k-\omega$ モデル（低レイノルズ数乱流モデル）

計算条件の事項についてそれぞれ以下に説明する。

(a)解析領域と境界条件

Fig. 2-3-1 に解析対象の解析領域と境界条件を示している。この図に示すとおり解析

対象はダリウス形水車のアームと軸と翼であり、解析領域のサイズは長さ 3.5[m]、幅 1.5[m]、深さ 1.2[m]で実験水槽サイズと同じになるようにしており、円柱の外部と内部の領域に分かれている。円柱外部は静止メッシュとなっており、円柱境界で不連続接合である。解析領域全体のメッシュのサイズは 0.06[m]程度を基本としており、水車の翼面に近づくほど細かくなっている。水車の翼表面でのメッシュサイズは 0.00125[m]程度である。解析領域全体の四面体要素数は約 800 万である。また、回転移動の表現をするため、円柱内部に ALE 法(Arbitrary Lagrangian eulerian method)を適用している。なお、Fig. 2-3-1 は水車単体の場合の計算領域を示しており、増速器をつけた場合の計算領域は 4 章で別に示す。

境界条件については、静止領域の左側面から垂直に 1.0[m/s]の流速 U を規定して流入させている。静止領域の六面体の側面と底面を no-slip の壁面条件にし、上面を free-slip 条件とした。

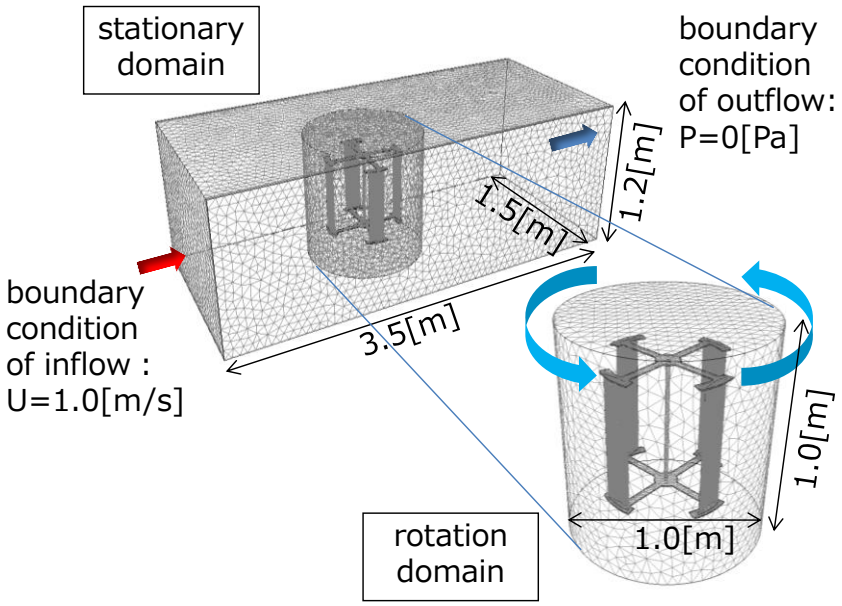


Fig. 2-3-1　水車単体の計算領域

流れが乱流の場合、壁面近傍の速度分布は Fig. 2-3-2 のようになり、壁からの無次元距離 $y_1^+=u^*y/\rho$ を用いて次のように表現される。

対数領域($30 \leqq y_1^+ < 1000$)では、

$$\frac{u}{u^*} = \frac{1}{\kappa}\ln\frac{u^* y}{\nu} + D \tag{2.3.1}$$

ここで、

κ ：カルマン定数(=0.4)

D ：定数(=5.5)

y ：壁からの距離

u ：y の位置における流速

u^* ：摩擦速度(=$\sqrt{\tau_0 / \rho}$)

τ_0 ：せん断力

粘性低層(y_1^+<30)では、

$$\frac{u}{u^*} = \frac{u^* y}{\nu} \tag{2.3.2}$$

である。

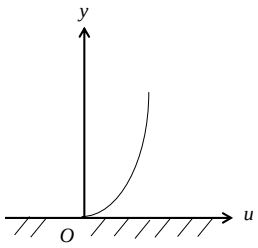


Fig. 2-3-2　壁面近傍の流速分布

(b)非構造格子

非構造格子は、格子配列が規則正しく並んでいない格子系で、計算領域の境界に格子を適合させるのに非常に向いている。この格子系では一般に任意の形状のコントロールボリューム、つまり任意のセル面を持つものを用いることができる。通常、2 次元では三角形または四角形が用いられ、3 次元では四面体または六面体が用いられる。四面体の形状の場合、h 比（アスペクト比）:hr が重要となる。ここで四面体の hr は以下のように定義されている。

$$hr = \frac{\text{四面体の内接球の半径}}{\text{四面体の外接球の半径}} \tag{2.3.3}$$

hr が大きいほど、四面体の形状は良質（正四面体に近い）でその最大値は 1/3 である。つまり、四面体要素は hr を 1/3 に近づけることが大切である。

(c)自動格子生成

SCRYU/Tetra では自動でメッシュを生成することが可能である。メッシュの大きさは八分木によって決定され、自動メッシュ分割の方法はアドバンシングフロント法に基づいている。自動でメッシュを生成する方法はいくつかあるが、そのうちの 2 種類を次に紹介する。

(1)アドバンシングフロント法

まず、対象領域の表面をなんらかの方法を用いて要素分割した後、その表面上の分割結果と内部に新たな節点を設定することで、表面から内部に向かって順次四面体要素や六面体要素を作成し、領域の内部をこれら要素で埋め尽くす。SCRYU/Tetra の Pre 処理ではこの方法を採用している。

(2)デローニー分割法

まず、対象領域内の節点で任意の四面体で対象領域全体が埋まるように分割し、領域内に新しい点を発生させ、その点がどの四面体に含まれるかを探す。その四面体付近の四面体の外接球がその新しい点を含むかどうかをすべて判定（デローニー判定）し、このとき、新しい点を外接球が含む四面体と新しい点を含む四面体の共有面を取り除いて多面体領域を作り、その多面体領域の面と新しい点とを結ぶことで四面体分割する方法である。

(d)ALE 法[11]

水車周りの流れの解析を行うので、移動境界問題を扱う必要がある。そこで、ALE（Arbitrary Lagrangian Eulerian）法と呼ばれるメッシュ処理法を用いる。ALE 法はラグランジュ法とオイラー法を数値計算上で複合させ一律に解く手法である[10]。オイラー法のみで移動境界を表現しようとする場合、重合格子などの特殊な格子を用いて解くことが多い。ALE 法は、計算格子を流体粒子の流速とは独立に移動できるという条件を持ち、かつ格子移動先の流体情報を得るように計算できるという特徴をもつ。

本問題では、Fig. 2-3-1 に示した解析領域内の回転領域を移動格子、静止領域を固定格子と設定することで、ALE 法によって回転領域問題を解決できる。

ALE 法に基づく連続の式および運動量方程式は、3 次元問題、非圧縮性を考慮し次のようになる。

$$\nabla \cdot u = 0 \tag{2.3.4}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla p + ((u - \hat{v}) \cdot \nabla) u - \frac{1}{\mathrm{Re}} \nabla^2 u = 0 \tag{2.3.5}$$

基礎方程式との変更点は、格子の移動速度（メッシュ速度）$\hat{v}$ を考慮しているだけで、すなわち移流速度がメッシュ速度との相対速度に置き換わっているだけである。

ALE 法により回転領域が回転することで、静止領域と回転領域の境界に位置するメッシュが不連続に接合する面が生じる。すなわち円柱状のこの不連続接合面は、不連続接合面として Pre ソフトウェアにて指定することで自動的に処理することが可能である。

(e)SST k-ω モデル[12],[13],[14],[15],[16]

SST k-ω モデルはレイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式(RNS)の乱流モデルである。壁面近傍で k-ω モデルを解き、主流域外層に向かって k-ε モデルと同等な方程式に移行させるものである。k-ε モデルと k-ω モデルの有効な適用範囲を Table 2 に示す。それぞれの有効な適用範囲を生かして k-ε モデルと k-ω モデルを主流域外層、内層にそれぞれシフトさせている。k-ε モデルと k-ω モデルはともに 2 方程式モデルである。また、

k-ε モデルでは、レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式を変形し、次式のような乱流運動エネルギーk、乱流散逸率 ε を用いる。

$$k = \frac{1}{2}\frac{\partial \overline{u_i'^2}}{\partial x_j} \tag{2.3.6}$$

$$\varepsilon = \nu\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}\right)^2 \tag{2.3.7}$$

Table 2 各モデルの有効な領域

	k - ε モデル	k - ω モデル
外層主流	◎	○
翼近傍（壁面近傍）	△	◎

k-ε モデルの k についての方程式を式(2.3.8)、ε についての方程式を式(2.3.9)にそれぞれ示す。また、式中の各定数については Table 3 に示す。

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] + Gs - \rho\varepsilon \tag{2.3.8}$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right] + C_1\frac{\varepsilon}{k}G_S - C_2\frac{\rho\varepsilon^2}{k} \tag{2.3.9}$$

k-ω モデルの k についての方程式を式(2.3.10)、単位エネルギーあたりの乱流散逸率(乱流振動数)ω についての方程式を式(2.3.11)にそれぞれ示す。

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] + Gs - \rho Ctk\omega \tag{2.3.10}$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \omega}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_i}\right] + \frac{\gamma_1 \rho}{\mu_t}G_S - \rho\beta_1\omega^2 \tag{2.3.11}$$

ただし、

$$G_S = \mu_t\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right)\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \tag{2.3.12}$$

$$\mu_t = \rho Ct\frac{k}{\omega} \tag{2.3.13}$$

$$\gamma_1 = \frac{\beta_1}{Ct} - \frac{\kappa^2}{\sqrt{Ct\sigma_{\omega 1}}} \tag{2.3.14}$$

Table 3　SST k-ω モデルの各定数.

σ_{k1}	1.18
σ_{k2}	1
$\sigma_{\omega 1}$	2
$\sigma_{\omega 2}$	1.17
Ct	0.09
β_1	0.075
β_2	0.0828
κ	0.41

k-ε モデルの式を $\varepsilon=k\omega$ とおいて変形すると、次のような式になる。

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] + Gs - \rho Ctk\omega \tag{2.3.15}$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \omega}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_i}\right] + \frac{\gamma_2 \rho}{\mu_t} G_S - \rho\beta_2\omega^2 + 2\frac{\rho}{\sigma_{\omega 2}\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} \tag{2.3.16}$$

ただし、

$$\gamma_2 = \frac{\beta_2}{Ct} - \frac{\kappa^2}{\sqrt{Ct\sigma_{\omega 2}}} \tag{2.3.17}$$

ここで、混合関数 F_1 を以下の式のように定義する.

$$F_1 = \tanh\left(\arg_1{}^4\right) \tag{2.3.18}$$

ただし、

$$\arg_1 = \max\left(\min\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, 0.45\frac{\omega}{\Omega}\right), \frac{400\nu}{y^2\omega}\right) \tag{2.3.19}$$

式 (2.3.10)×F_1+ 式 (2.3.15)×(1-F_1) より、式 (2.3.20) のようになり、式 (2.3.11)×F_1+ 式 (2.3.16)×(1-F_1)より、式(2.3.21)のようになり、SST k-ω モデルの方程式は次式のとおりとなる.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t}+\frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right]+Gs-\rho Ctk\omega \tag{2.3.20}$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t}+\frac{\partial u_i \rho \omega}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_i}\right]+\frac{\gamma\rho}{\mu_t}G_S-\rho\beta\omega^2+2(1-F_1)\frac{\rho}{\sigma_{\omega 2}\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} \tag{2.3.21}$$

式(2.3.10)、(2.3.11)の各定数を $\varphi_1(1/\sigma_{k1}$ 、…)、式(2.3.15)、(2.3.16)の各定数を $\varphi_2(1/\sigma_{k2}$ 、…)とすると式(2.3.20)、式(2.3.21)の各定数 φ は以下の通りとなる.

$$\phi=\phi_1+(1-F_1)\phi_2 \tag{2.3.22}$$

また、SST k-ω モデルでは渦粘性係数については以下の式を用いる.

$$\mu_t=\rho\frac{a_1 k}{\max(a_1\omega,\Omega)} \tag{2.3.23}$$

この SST k-ω モデルは混合関数 F_1 を用いることで、k-ε モデルと k-ω モデルの相互の移行を滑らかにすることができる。k-ε モデルで必要であった減衰関数を用いなくても、壁面近傍の平均流速分布、圧力分布を捉えることができる。また、逆圧力勾配下での流れを正しく評価でき、剥離をとらえることができる。

(f)時間間隔

反復計算のための時間間隔 Δt は次式に基づき決定した。

$$\Delta t=\frac{\Delta L}{u}\times C \tag{2.3.24}$$

ただし、C はクーラン数で C≦1、u は想定される解析領域での最大流速、ΔL は解析領域での最小メッシュサイズである。

2-3-3 水車性能算出方法

非定常解析で、解析を開始した直後からしばらくは不安定な結果を与えているので、解析開始直後から解析が安定するまでは結果としては用いない。よって結果として扱うのは、解析が安定してからの 1 周期を用いる。

数値計算によって得られた翼表面にかかる圧力による力と粘性応力による力の水車の軸回りにおけるモーメントの和をとることによってトルクを算出する。このトルクの 1 周期分のデータの平均値をとり、トルク係数を算出し、それに周速比をかけることにより、水車効率を算出する。

2-3-4 数値計算結果の検討

周速比を変化させた CFD 計算の結果から、λ=0.5～2.5 まで求めた水車のトルク係数 β=7.5[deg]の 4 枚翼ダリウス形水車のトルク係数を算出した。。CFD 計算の結果から、周速比を変化させた β=7.5[deg]の 4 枚翼ダリウス形水車のトルクを算出した。トルクの値

と式(2.1.4)から、水車効率を計算した結果を実験結果と合わせて Fig. 2-3-3 に示す。Fig. 2-3-3 から、CFD の計算による Cp の曲線は、全体的に、実験による Cp の曲線より少し高周速比側にずれているものの曲線の形状は捉えていることが分かる。

すべての理論計算とも、4 枚翼水車の Cp を計算できず、1 枚翼水車で Cp の理論計算も実験値と比較すると、精度が悪かった。本研究では、4 枚翼水車の特性をある程度捉えられる CFD による数値計算をダリウス形水車の性能の予測に用いる。

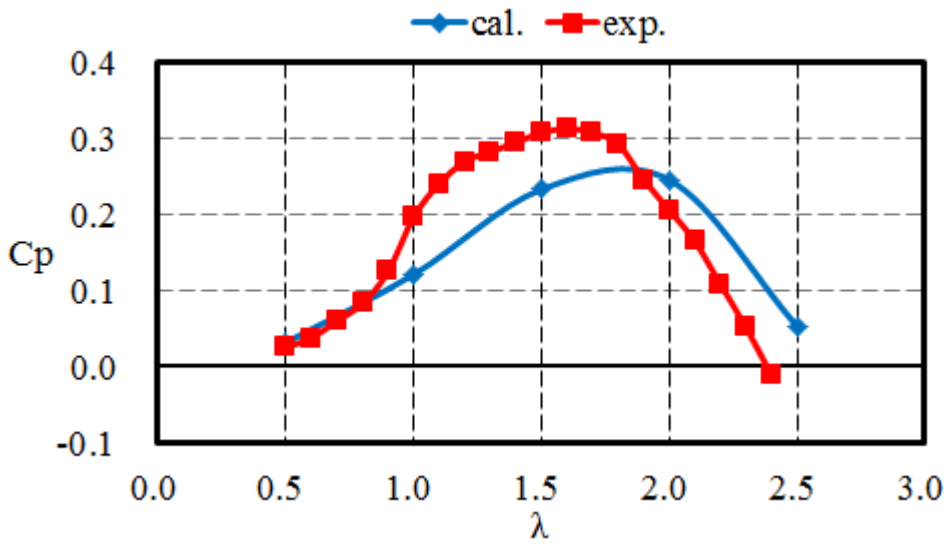


Fig. 2-3-3　水車効率の CFD と実験結果の比較.

第3章　ダリウス形水車単体の性能

増速器つきダリウス形水車の性能と比較するために、ダリウス形水車単体の性能を調べた結果を以下に示す。本章で調べた水車の仕様を Table3-1-1 に示す。NACA0018 対称翼は、日本大学の木方教授らの研究で調査されて用いられた。[17]当研究室でも NACA0012 翼との比較が行われたが、厚翼のほうが失速角の点で有利であることから NACA0018 を採用した。

Table3-1-1　　水車の仕様(3-1～3-2 節の結果で用いたもの)

項目	水車の仕様		
翼型	NACA0018		
翼弦長[m]	0.07065	0.0943	0.1178
翼枚数	4		
ソリディティ	0.15	0.20	0.25
取り付け角度[deg]	0.0, 2.5, 5.0, 7.5 ,9.0		

3-1　ソリディティの違いによる 4 枚翼水車の実験結果

3-1-1　ソリディティの違いによる 4 枚翼水車の水車効率

前述したように、ソリディティが大きいほど、水車効率のピークが低周速比側になりやすく、ソリディティが小さいほどその逆となりやすい。ここではそのことを確認し、そのピークの大きさやピーク周辺での周速比に対しての変化をみる。回流水槽実験により Table3-1-1 で示した 3 種類のソリディティについての水車効率を調べた。また、翼素理論の式からも直感的にわかるように、翼の取り付け角度は水車効率に影響を与えると考えられる。そこで、各ソリディティの水車すべてにおいて取り付け角度を Table3-1-1Table3-1-1 に示す通りにそれぞれ変えて実験を行った。σ=0.15 の水車性能についての結果を Fig. 3-1-1、σ=0.20 の水車性能についての結果を Fig. 3-1-2、σ=0.20 の水車性能についての結果を Fig. 3-1-3 にそれぞれ示す。

まず、各ソリディティの水車ごとに取り付け角を変化させ場合に得られるそれぞれの特徴を以下に示す。

①　σ=0.15 の水車について

(a)β=2.5～9.0[deg]の場合、おおよそ λ=1.3 より低周速側では水車効率がほぼ 0 であり、そこから水車効率が増加し始める。β=0.0[deg]の場合、立ち上がりが遅れている。

(b)β=7.5、9.0[deg]の水車効率の曲線は β=0.0～5.0[deg]に比べて異質である。β=7.5、9.0[deg]の場合を除いて、水車効率は最大になるまで単調に増加するが。β=7.5、9.0[deg]の場合、λ=1.5 ぐらいから水車効率が一度一定になり再び最大まで増加している。

(c)最大水車効率になる周速比が取り付け角度によって若干異なっている。最大水車効率

になる周速比は、β=0.0、2.5[deg]のときで λ=2.1、β=5.0、7.5[deg]のときで λ=2.2、β=9.0[deg]のときでλ=2.3 くらいになっている。

(e)最大水車効率になる周速比が取り付け角度によって若干異なっている。最大水車効率になる周速比は、β=0.0、2.5[deg]のときで λ=2.1、β=5.0、7.5[deg]のときで λ=2.2、β=9.0[deg]のときでλ=2.3 くらいになっている。

(f)周速比に対しての最大水車効率が最も大きい場合の取り付け角度βは9.0[deg]で約0.3である。

② σ=0.20 の水車について

(a)どの取り付け角度の場合でも、おおよそ λ=0.8 まで低周速側では水車効率はほぼ 0 であり、そこから水車効率が増加し始めている。

(b)σ=0.15 のときと同様、 β=7.5[deg]、9.0[deg] の水車効率の曲線がそれ以外と傾向が異なっている。β=0.0～5.0[deg]の場合、水車効率は最大まで単調に増加し、β=7.5、9.0[deg]の場合、λ=1.2 くらいから水車効率が一定になっており、そのあと増加している。

(c)水車効率が最大になる周速比が取り付け角度によって少し異なっている。水車効率が最大になる周速比は、β=0.0～5.0[deg]のときで λ=1.8、β=7.5[deg]のときで λ=1.8、β=9.0[deg]のときでλ=1.9 となっている。

(d)周速比に対しての最大水車効率が最も大きい場合の取り付け角度βは7.5[deg]であり、そのときの水車効率はおおよそ 0.3 である。

③ σ=0.25 の水車について

(a)σ=0.15、0.20 のときと異なり、どの取り付け角度の場合でも、おおよそ λ=0.6 まで低周速側では水車効率はほぼ 0 であり、そこから水車効率が増加し始めている。

(b)どの取り付け角度の場合でも、水車効率の曲線は似たような形となっており、水車効率が最大になる周速比は、λ=1.7 程度となっている。

(c)周速比に対しての最大水車効率が最も大きい場合の取り付け角度は β=5.0～9.0[deg]でほとんど変わらないが、わずかにβ=9.0[deg]で高い。そのときの水車効率はおおよそ 0.34 である。

次に、上記の 3 つの結果を踏まえた上、三種類のソリディティの水車について比較し、分析する。最大水車効率が最も大きくなる場合の取り付け角度の σ=0.15、0.20、0.25 の水車のそれぞれの水車効率を比較すると、Fig. 3-1-4 のとおりとなる。三つの水車の水車効率の曲線がそれぞれピークになる周速比を比較すると、前述したとおり、ソリディティが大きいほど、水車効率のピークも高周速比側になっていることが確認できる。また、三つの水車の場合での水車効率のピークの大きさを比較すると、あまり差はないが、σ=0.25 の水車の場合が一番大きいことがわかる。また、σ=0.15、σ=0.20 の二つ水車の水車効率は水車効率のピーク付近において、周速比の変化に対して大きく減少する。そのため、σ=0.25 の水車が周速比の変化に対して最も安定している。総合的に判断すると、ソリディティの違いの水車に関してはこの中で σ=0.25 の水車の性能が最も良いと考え

られる。

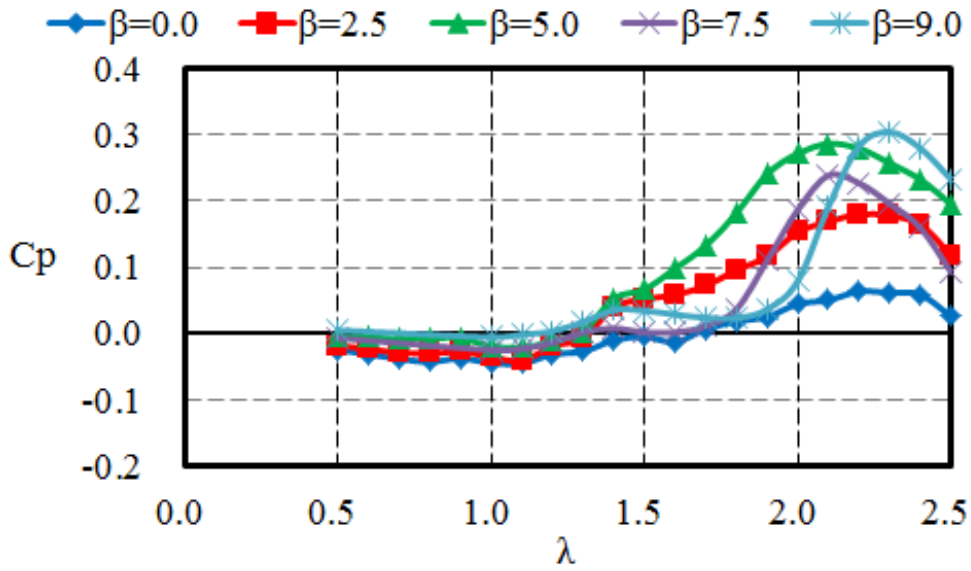


Fig. 3-1-1　σ=0.15 の水車の水車性能(実験結果).

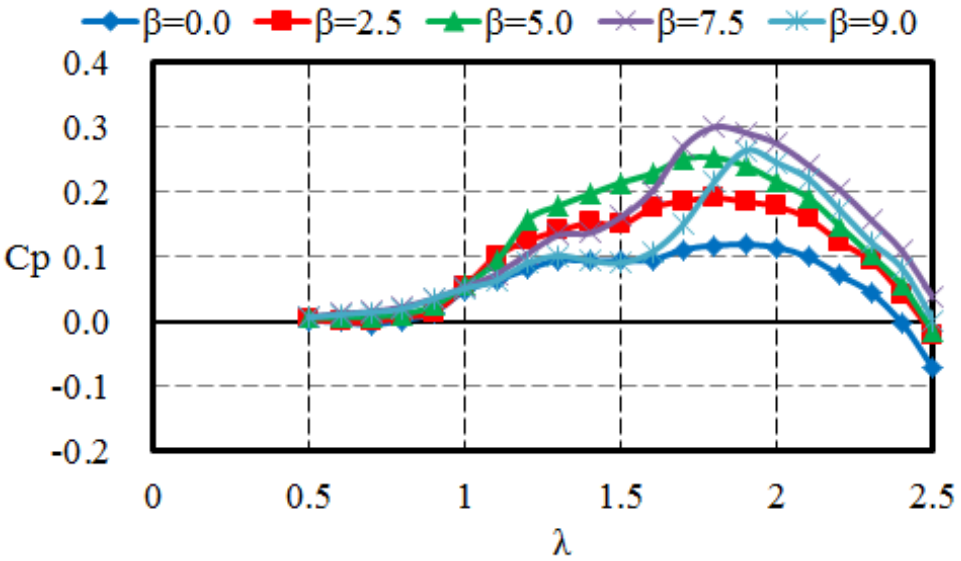


Fig. 3-1-2　σ=0.20 の水車の水車性能(実験結果).

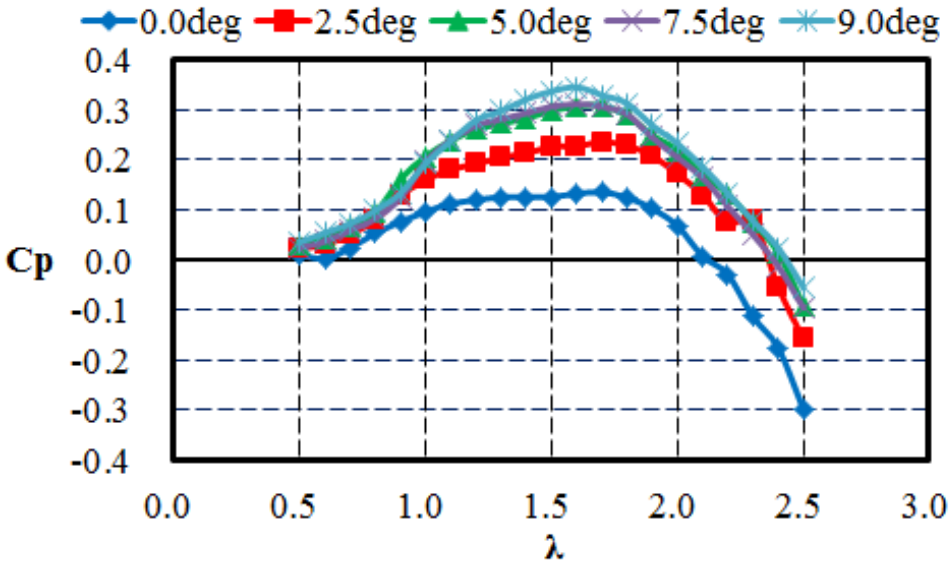


Fig. 3-1-3　σ=0.25 の水車の水車性能(実験結果).

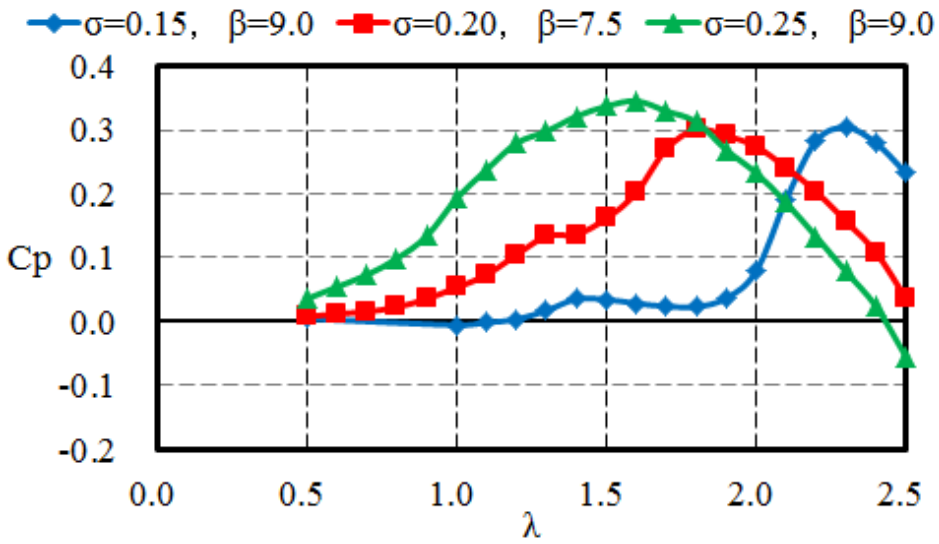


Fig. 3-1-4　ソリディティ違いの三つの水車(σ=0.15、σ=0.20、σ=0.25)の水車効率の比較.

3-1-2　ソリディティの違いによるトルク変動の違い

前述したように、ダリウス形水車は一回転中のトルク変動が激しいので、一回転中のトルク変動を評価しておくことは重要である。前節で示した結果は、水車の一回転中のトルクの平均値をとって周速比を乗じたものであり、一回転中のトルク変動を表すものではない。そこで、σ=0.15、0.20、0.25 の 4 枚翼水車について、取り付け角度 β を 0.0[deg]、2.5[deg]、5.0[deg]、7.5[deg]、9.0[deg]としたときの 1 回転中の回転角度 θ によるトルクの変化について述べる。Fig. 3-1-5～Fig. 3-1-9、Fig. 3-1-10～Fig. 3-1-14、Fig. 3-1-15～Fig.

3-1-19 はそれぞれ σ=0.15、0.20、0.25 の 4 枚翼水車の取り付け角度をすべて β=0.0～9.0[deg]に変化させた場合のトルク変動をそれぞれ表す。また、それぞれのグラフにそれらのトルク変動の最大値 Ctmax、最小値 Ctmin とそれらの差（トルク変動の大きさ）Ctmax-Ctmin、さらに λ=0.5～2.5 のそれら 3 つについての平均値を合わせてそれぞれ示す。それぞれのソリディティごとに得られる水車のトルク変動についての知見を以下に示す。

①σ=0.15 の 4 枚翼水車（Fig. 3-1-5～Fig. 3-1-9）

(a)β=5.0、7.5[deg]で λ=2.0 の場合と β=9.0[deg]における λ=2.5 の場合で、1 回転中に負のトルクが発生せず正のトルクを維持している。それらの場合を除いて、ある回転角度で負のトルクが発生している。

(b)β=0.0、2.5、5.0、7.5、9.0[deg]の水車のトルクのピークが最も大きくなる周速比は、それぞれ λ=1.5、1.5、2.0、2.0、1.5 の場合であり、トルクの谷が最も小さくなる周速比は、すべて λ=1.0 の場合である。

(c)β=0.0、2.5、5.0、7.5、9.0[deg]の水車のトルク変動の大きさがもっとも大きくなる周速比は、それぞれ λ=1.0 の場合であり、トルク変動の大きさがもっとも小さくなる周速比は、すべて λ=2.5 の場合である。

(d)λ=0.5～2.5 の周速比において最もトルクの最大値と最小値の差の平均が大きくなる取り付け角度は β=0.0[deg]である。

②σ=0.20 の 4 枚翼水車（Fig. 3-1-10～Fig. 3-1-14）

(a)β=2.5～9.0[deg]のおける λ=2.0 の場合と β=5.0[deg]における λ=1.5 の場合で、1 回転中に負のトルクが発生せず正のトルクを維持している。それらの場合を除いて、ある回転角度で負のトルクが発生している。

(b)β=0.0、2.5、5.0、7.5、9.0[deg]の水車のトルクのピークが最も大きくなる周速比は、それぞれ λ=1.0、1.0、1.5、1.5、1.0 の場合であり、トルクの谷が最も小さくなる周速比は、すべて λ=0.5 の場合である。

(c)β=0.0、2.5、5.0、7.5、9.0[deg]の水車のトルク変動の大きさがもっとも大きくなる周速比は、すべて λ=1.0 の場合であり、トルク変動の大きさがもっとも小さくなる周速比は、すべて λ=2.0 の場合である。

(d)λ=0.5～2.5 の周速比において最もトルクの最大値と最小値の差が大きくなる取り付け角度は β=9.0[deg]である。

③σ=0.25 の 4 枚翼水車（Fig. 3-1-15～Fig. 3-1-19）

(a)1 回転中に負のトルクが発生せず、正のトルクを維持している場合の周速比は、β=2.5～9.0[deg]で λ=1.5、β=5.0～9.0[deg]で λ=2.0、β=7.5～9.0[deg]で λ=1.0 である。

(b)β=0.0～9.0[deg]の水車のトルクのピークが最も大きくなる周速比は、すべて λ=1.0 の場合であり、トルクの谷が最も小さくなる周速比は、すべて λ=2.5 の場合である。

(c)β=0.0、2.5、5.0、7.5、9.0[deg]の水車のトルク変動の大きさがもっとも大きくなる周

速比は、すべて λ=1.0 の場合であり、トルク変動の大きさがもっとも小さくなる周速比は、それぞれ λ=2.5、2.5、2.5、2.5、2.0 の場合である。

(d)λ=0.5～2.5 の周速比において最もトルクの最大値と最小値の差が大きくなる取り付け角度は β=0.0[deg]である。

以上のことに加え、Fig. 3-1-5～Fig. 3-1-19 から、三つのソリディティ水車のトルク変動の全体的な特徴を以下にまとめる。

(a)4 枚翼で一回転中に 4 回ピークが発生していることが確認できる。一枚につき一回ピークが発生していると予測できる。

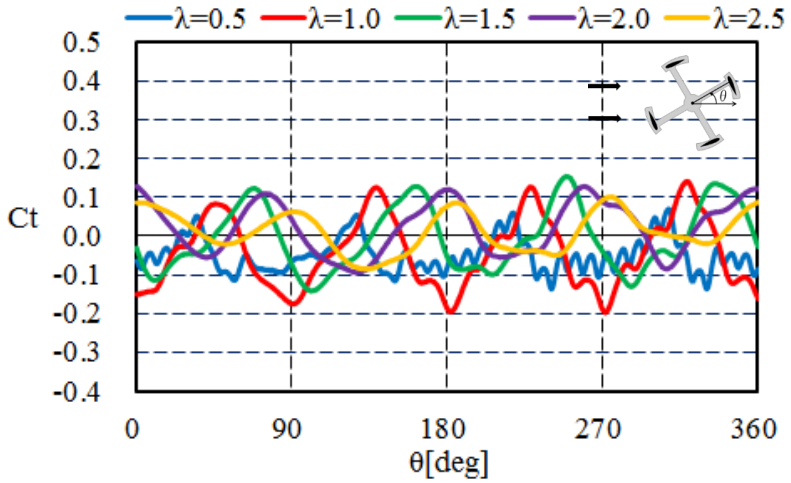
(b)一回転中のトルク変動は激しく、回転角度、周速比、取り付け角度によってはトルクが 0 や負になったりする。これらから、取り付け角度を変更すると水車効率に違いが生じたのは、取り付け角度を変化させたことで水車の負のトルクに影響を与えたことが大きな原因と考えられる。

(c)β=0.0～9.0[deg]すべての取り付け角度で、周速比によってトルクのピーク位置が異なる。

(d)いずれの周速比、取り付け角度の場合でも、翼弦長を大きくすると、全体的にトルク変動が大きくなる。

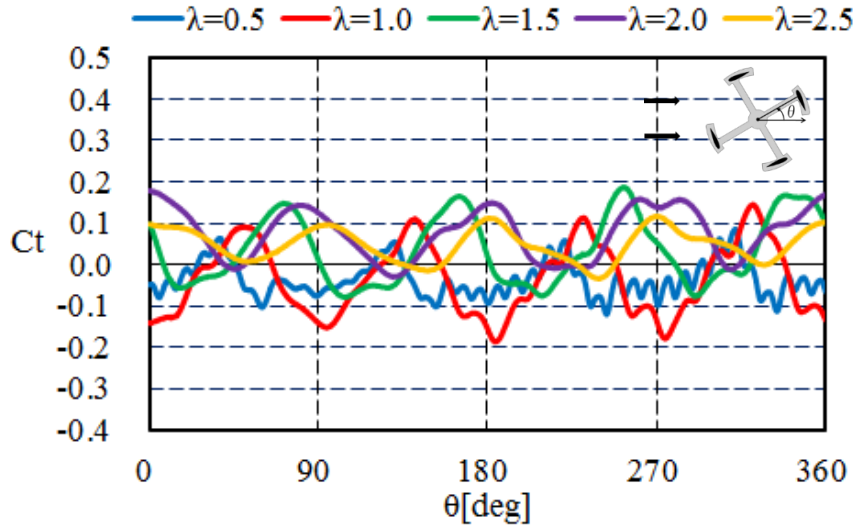
(e)σ=0.15 から σ=0.25 へとソリディティを大きくしていくと、1 回転中で正のトルクを維持できる取り付け角度の範囲、周速比帯が増えていく傾向があることがいえる。

(f)取り付け角度を変化させてもトルク変動が最も大きくなる周速比にほとんど影響を与えず、それは λ=1.0～1.5 の間であると考えられる。



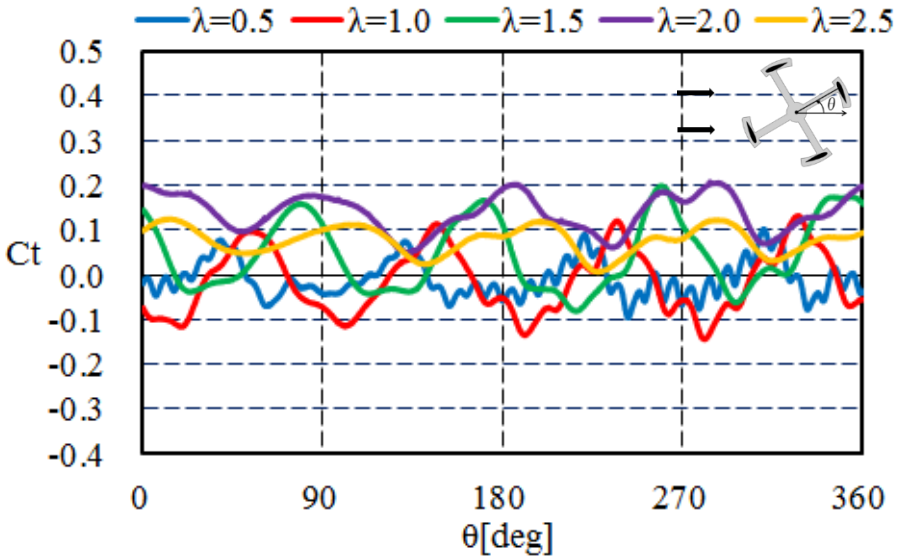
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.06982	0.14148	0.15463	0.12926	0.10185	0.11941
Ctmin	-0.13667	-0.19796	-0.14241	-0.09426	-0.08574	-0.13141
Ctmax-Ctmin	0.20649	0.33944	0.29704	0.22352	0.18759	0.25082

Fig. 3-1-5　σ=0.15、β=0.0[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



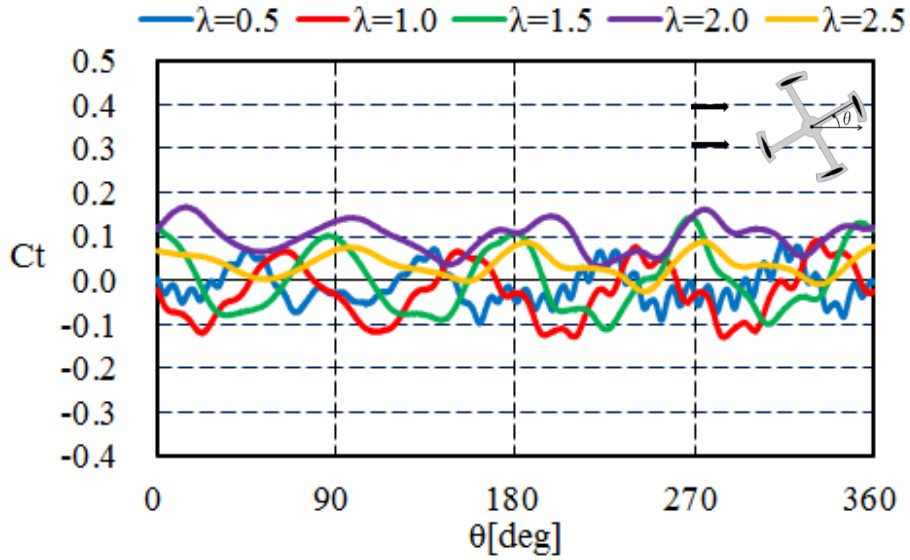
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.08574	0.14519	0.18759	0.17907	0.11685	0.14289
Ctmin	-0.12074	-0.18667	-0.07833	-0.03019	-0.03389	-0.08996
Ctmax-Ctmin	0.20648	0.33186	0.26592	0.20926	0.15074	0.23285

Fig. 3-1-6　σ=0.15、β=2.5[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



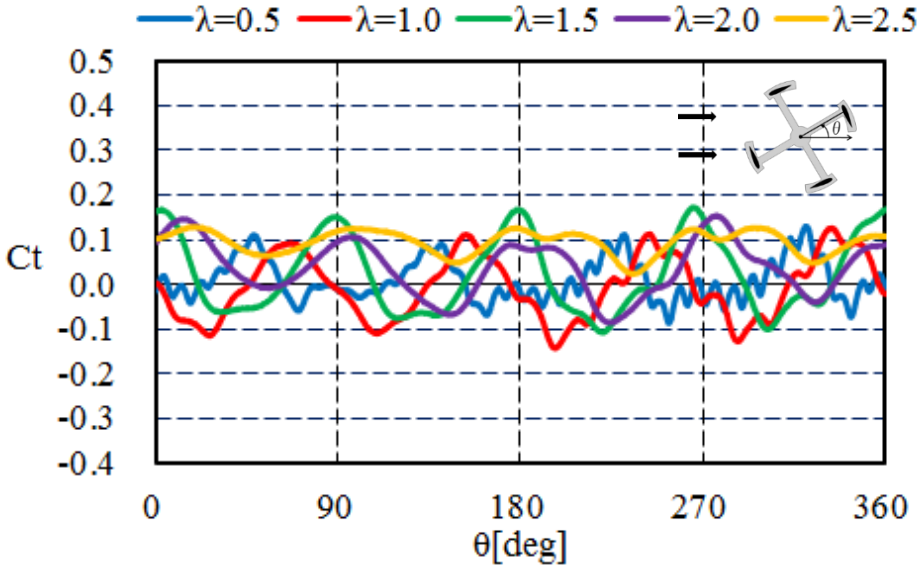
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.10185	0.13204	0.19889	0.20741	0.12444	0.15293
Ctmin	-0.09611	-0.14426	-0.08204	0.05000	0.00574	-0.05333
Ctmax-Ctmin	0.19796	0.27630	0.28093	0.15741	0.11870	0.20626

Fig. 3-1-7　σ=0.15、β=5.0[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



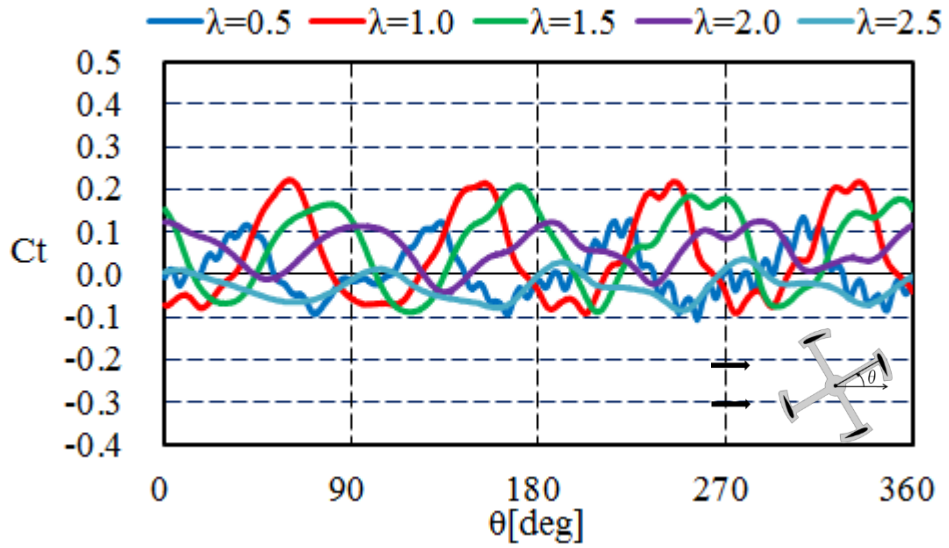
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.08296	0.09148	0.14426	0.16870	0.08963	0.11541
Ctmin	-0.09815	-0.13019	-0.11222	0.03111	-0.02648	-0.06719
Ctmax-Ctmin	0.18111	0.22167	0.25648	0.13759	0.11611	0.18259

Fig. 3-1-8　σ=0.15、β=7.5[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



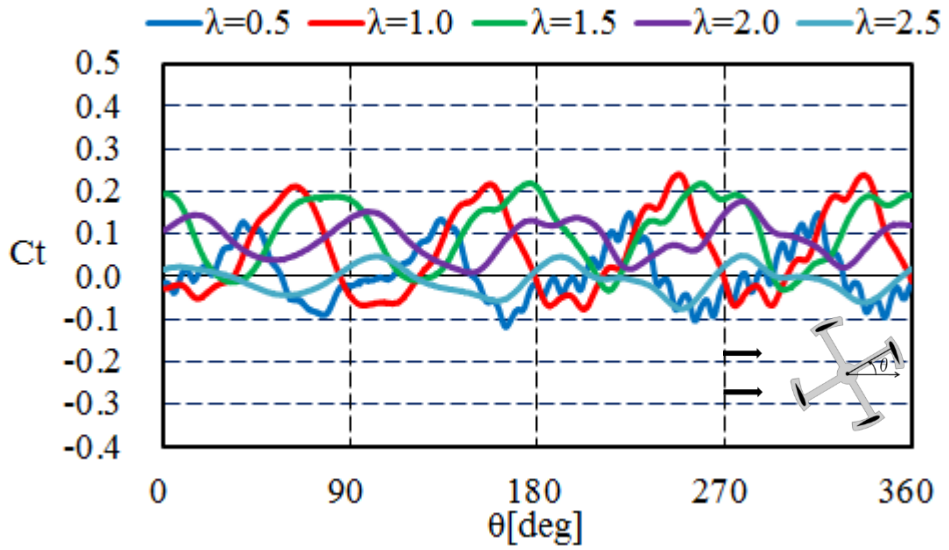
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.13019	0.12630	0.17259	0.15463	0.12926	0.14259
Ctmin	-0.08667	-0.14241	-0.10741	-0.08574	0.02352	-0.07974
Ctmax-Ctmin	0.21686	0.26871	0.28000	0.24037	0.10574	0.22233

Fig. 3-1-9　σ=0.15、β=9.0[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



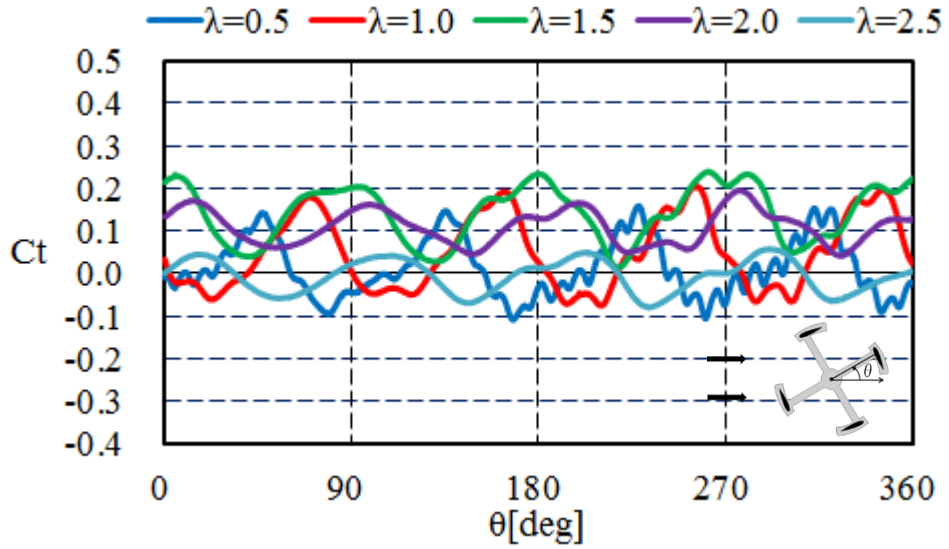
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.13482	0.22259	0.20926	0.12630	0.03778	0.14615
Ctmin	-0.10648	-0.09148	-0.08870	-0.04241	-0.08481	-0.08278
Ctmax-Ctmin	0.24130	0.31407	0.29796	0.16871	0.12259	0.22892

Fig. 3-1-10　σ=0.20、β=0.0[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



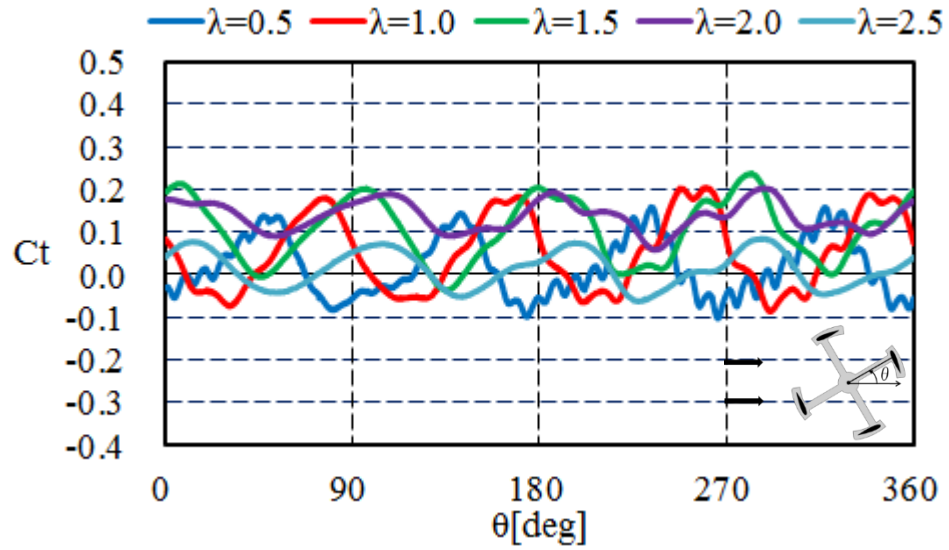
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.15000	0.24130	0.22056	0.17722	0.05000	0.16781
Ctmin	-0.11889	-0.07741	-0.03389	0.00852	-0.07630	-0.05959
Ctmax-Ctmin	0.26889	0.31871	0.25445	0.16870	0.12630	0.22741

Fig. 3-1-11　σ=0.20、β=2.5[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



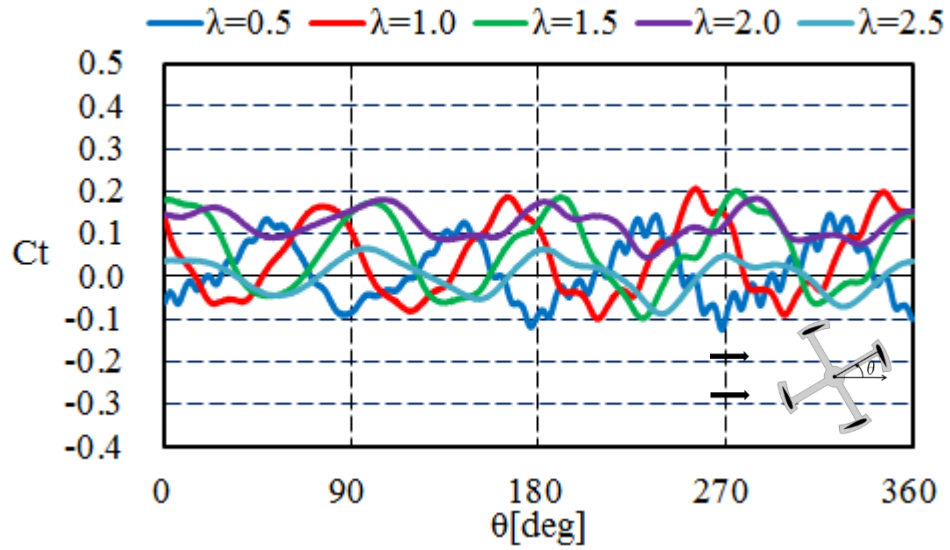
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.15926	0.20556	0.24037	0.19519	0.05852	0.17178
Ctmin	-0.10852	-0.07537	0.01315	0.04148	-0.07926	-0.04170
Ctmax-Ctmin	0.26778	0.28093	0.22722	0.15370	0.13778	0.21348

Fig. 3-1-12　σ=0.20、β=5.0[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



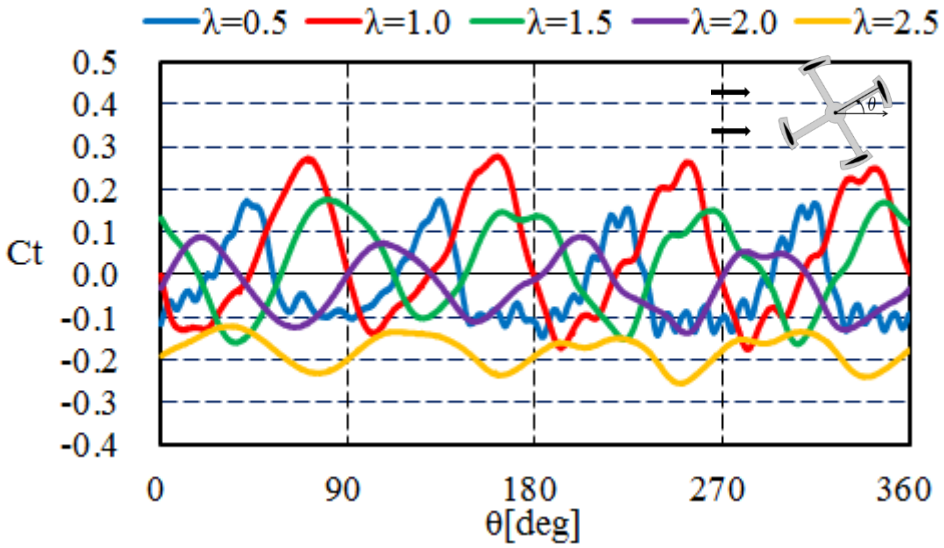
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.15926	0.20463	0.23852	0.20370	0.08482	0.17819
Ctmin	-0.10278	-0.08667	-0.03685	0.05759	-0.06315	-0.04637
Ctmax-Ctmin	0.26204	0.29130	0.27537	0.14611	0.14797	0.22456

Fig. 3-1-13　σ=0.20、β=7.5[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



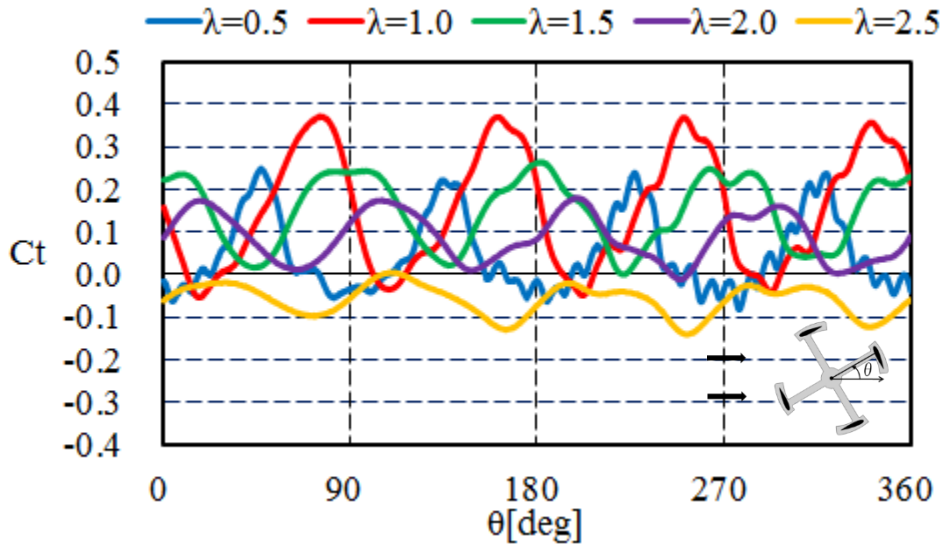
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.14704	0.20741	0.20278	0.18482	0.06704	0.16181
Ctmin	-0.12537	-0.10000	-0.09815	0.04426	-0.08778	-0.07341
Ctmax-Ctmin	0.27241	0.30741	0.30093	0.14056	0.15482	0.23522

Fig. 3-1-14　σ=0.20、β=9.0[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



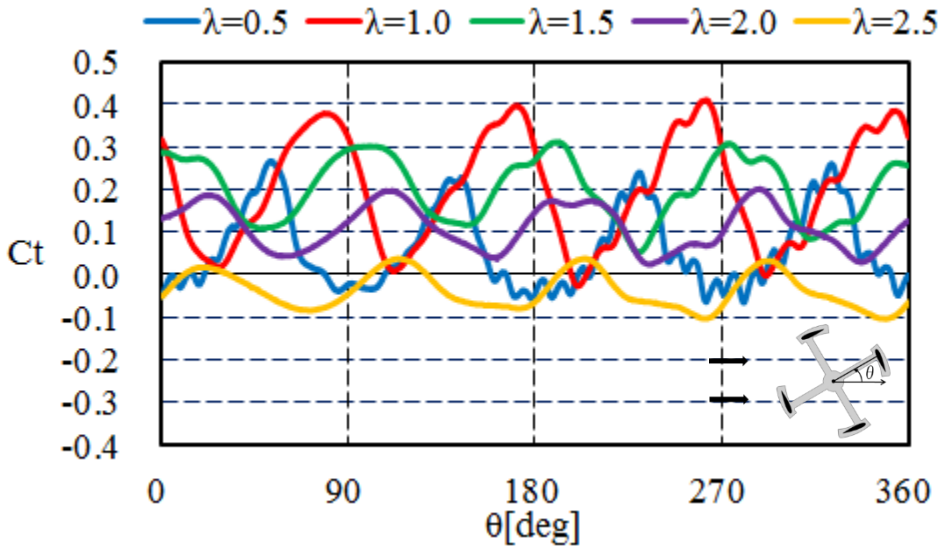
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.17537	0.278148	0.177222	0.08963	-0.12074	0.11993
Ctmin	-0.14704	-0.1763	-0.16407	-0.13759	-0.25648	-0.17630
Ctmax-Ctmin	0.32241	0.454448	0.341292	0.22722	0.13574	0.29622

Fig. 3-1-15　σ=0.25、β=0.0[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



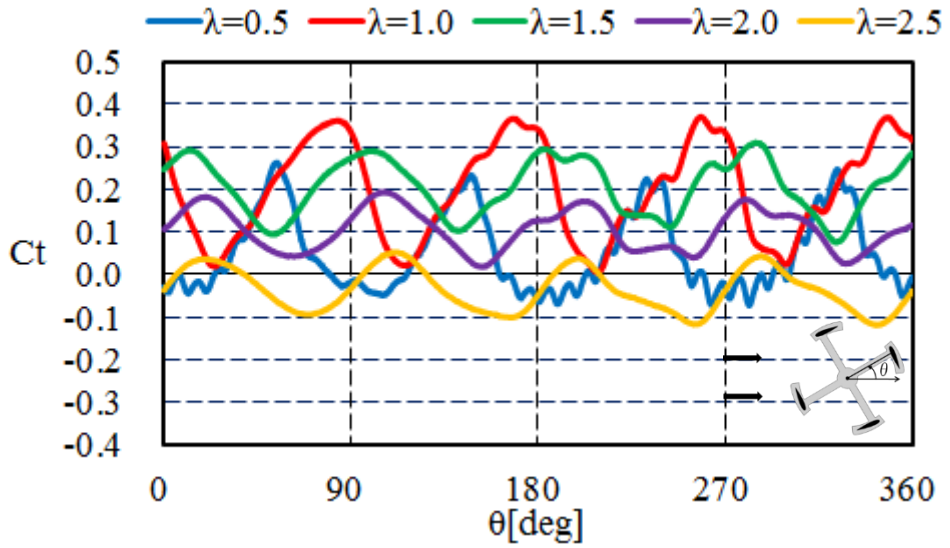
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.24982	0.37241	0.26500	0.18111	0.00574	0.21481
Ctmin	-0.08204	-0.05370	0.00000	-0.01222	-0.14148	-0.05789
Ctmax-Ctmin	0.33186	0.42611	0.26500	0.19333	0.14722	0.27270

Fig. 3-1-16　σ=0.25、β=2.5[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



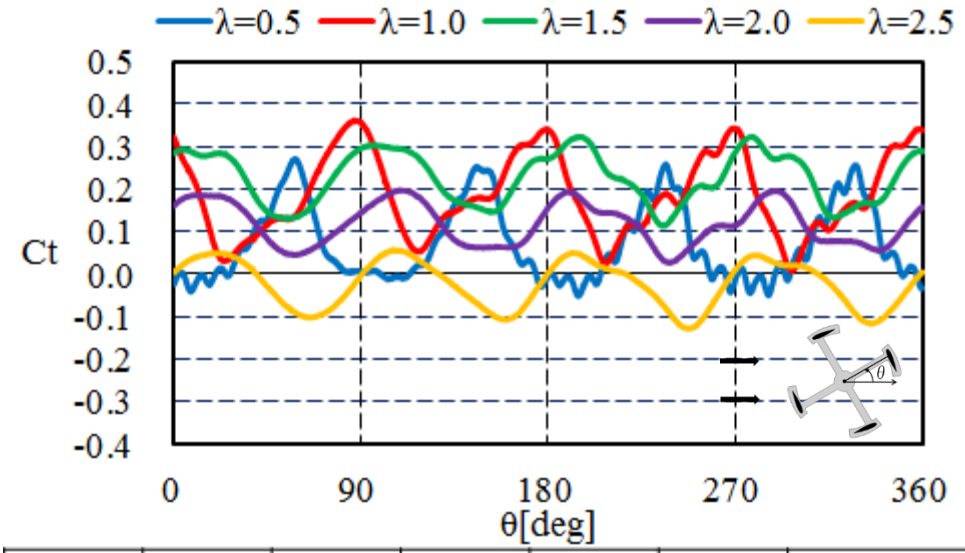
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.26685	0.41019	0.31204	0.20185	0.03778	0.24574
Ctmin	-0.06593	-0.02741	0.05185	0.02352	-0.10463	-0.02452
Ctmax-Ctmin	0.33278	0.43760	0.26019	0.17833	0.14241	0.27026

Fig. 3-1-17　σ=0.25、β=5.0[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.26315	0.37056	0.31111	0.19519	0.05278	0.23856
Ctmin	-0.07259	0.00463	0.07537	0.01796	-0.11889	-0.01870
Ctmax-Ctmin	0.33574	0.36593	0.23574	0.17722	0.17167	0.25726

Fig. 3-1-18　σ=0.25、β=7.5[deg]の水車のトルク変動(実験結果).



λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	Average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.27148	0.36204	0.32333	0.19796	0.05852	0.24267
Ctmin	-0.05185	0.00667	0.11315	0.02648	-0.12815	-0.00674
Ctmax-Ctmin	0.32333	0.35537	0.21019	0.17148	0.18667	0.24941

Fig. 3-1-19　σ=0.25、β=9.0[deg]の水車のトルク変動(実験結果).

3-2　σ=0.25 の 4 枚翼水車（CFD による数値計算）

ソリディティに対して、最も水車性能が良かった σ=0.25 の 4 枚翼ダリウス形水車について主に流速場・圧力場・トルク変動などを詳しく調べるために、CFD による数値計算を行った。数値計算における計算領域は 2-3 節に示した通りで、翼周りのメッシュサイズを 0.00125[m]、時間進行の刻み幅を 0.001[s]としている。

3-2-1　取り付け角度の違いによる水車効率

前節より、取り付け角度を変更して σ=0.25 の水車効率を実験により求めた結果、最大水車効率は β=9.0[deg]が最も大きかった。本節では、CFD 数値計算により、翼取り付け角度を変更したときの水車性能を確認する。Table3-1-1 に示すように取り付け角度を変更し、CFD による数値計算を行い、水車効率を求めた結果を Fig. **3-2-1** に示す。Fig. 3-1-3 の実験結果と比較すると水車効率の大きさは多少ちがうものの、水車効率の曲線そのものはよく似ている。CFD による数値計算結果から、水車効率のピークの大きさを取り付け角度ごとに比較すると、β=5.0～9.0[deg]でほとんど差はないが、わずかに 7.5[deg]で高い。水車効率のピークが最大になる取り付け角度が Fig. 3-1-4 の実験結果と少し異なった。しかし、β=5.0～9.0[deg]で水車効率のピークの大きさの差がわずかであることを考えると、実験の誤差によるものが大きな原因だと考えられる。そのため、実験の誤差と CFD の計算結果を考慮して、取り付け角度 β=7.5[deg]が適当であると判断した。

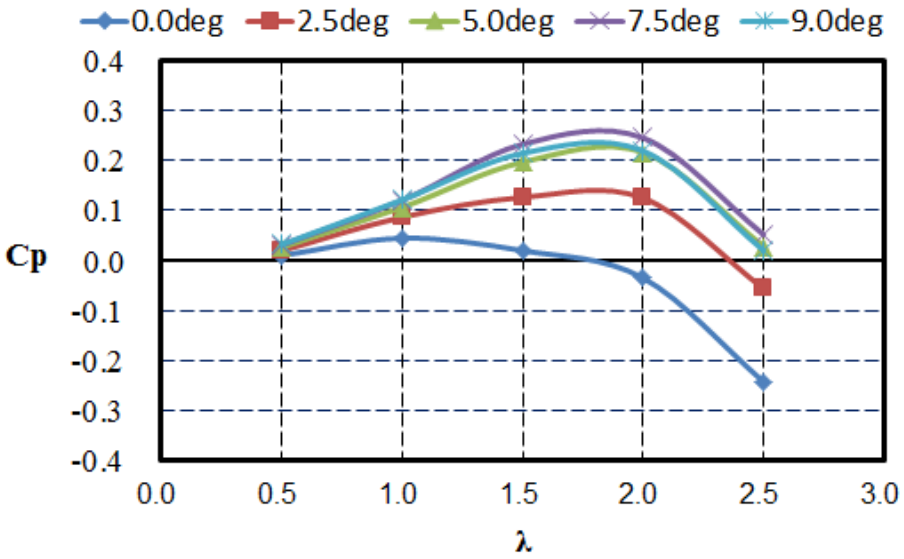


Fig. 3-2-1　σ=0.25 の水車効率（CFD による数値計算）.

3-2-2　一回転中のトルク変動

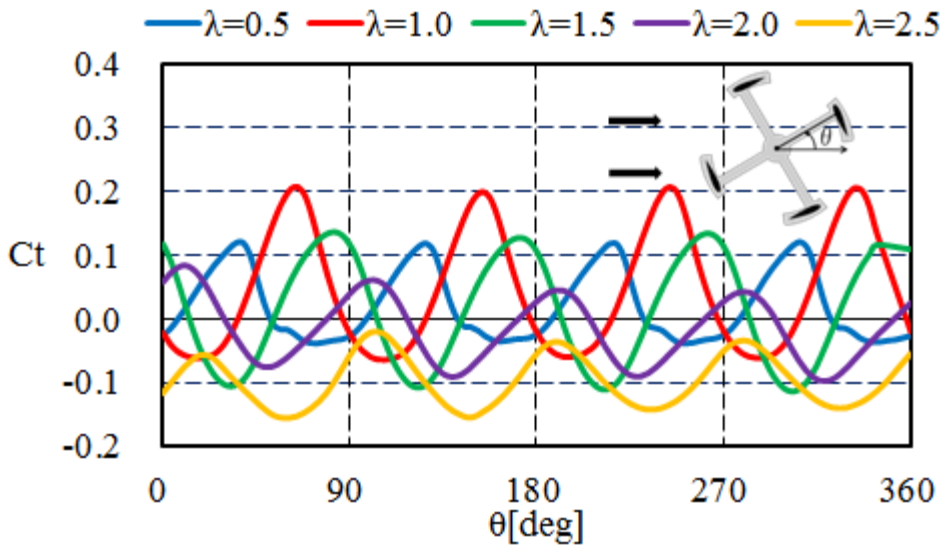
Fig. 3-2-2～Fig. 3-2-6 は σ=0.25 の 4 枚翼ダリウス形水車について、各取り付け角度の一回転中のトルク変動を CFD による数値計算で求めた結果をそれぞれ示す。

これらトルク変動の数値計算結果をトルク変動の実験結果（Fig. 3-2-2～Fig. 3-2-6）と比較して得られる知見を以下に示す。

(a)全体的に数値計算結果は実験結果よりトルク変動がやや小さくでており、曲線が滑らかにでていることが分かる。

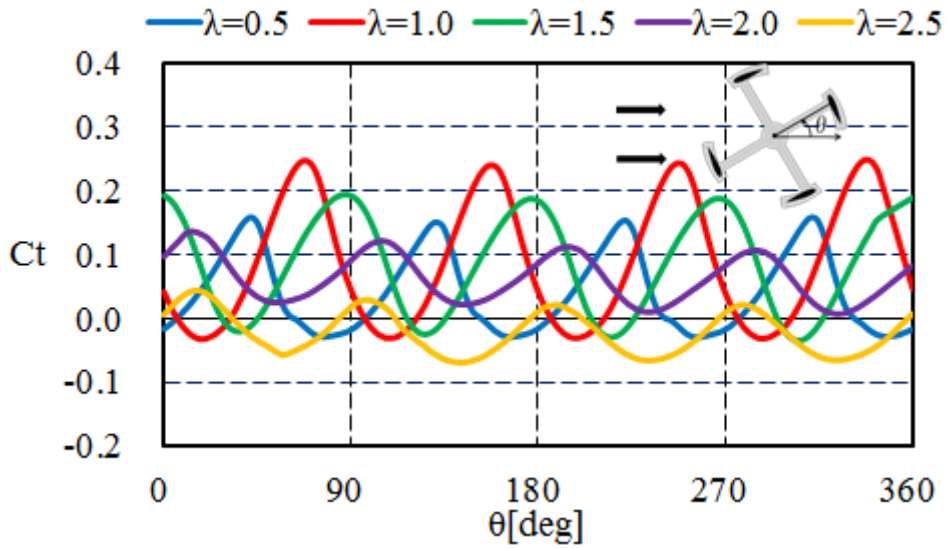
(b)トルクのピークや谷になる回転角度はおおよそ一致しており、波形も似ていることが分かる。

数値計算では、水車の質量を考慮していないので水車の回転による慣性力や摩擦力が考慮されていなく、それらの力が流体力に加算されないので、トルクの曲線が滑らかになったと考えられる。トルクの大きさを正確にとらえることはできていないが、トルクのピークや谷になる回転角度はおおよそ一致しており、波形も似ており、周速比の変化に対して定性的にも一致しているのでトルク変動の特徴をとらえることはできている。そのため、数値計算では後述する翼一枚のトルク変動と流速場・圧力場はその点を考慮したうえで評価する。



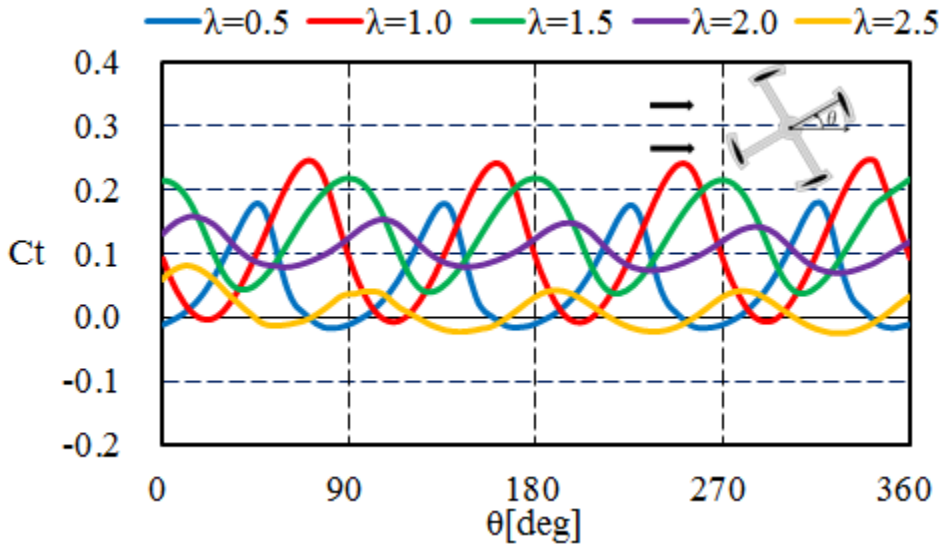
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.12003	0.20650	0.13602	0.08369	-0.02059	0.10513
Ctmin	-0.03892	-0.06447	-0.11416	-0.09767	-0.15567	-0.09418
Ctmax-Ctmin	0.15895	0.27096	0.25019	0.18136	0.13508	0.19931

Fig. 3-2-2　σ=0.25、β=0.0[deg]の水車の一回転中のトルク変動.



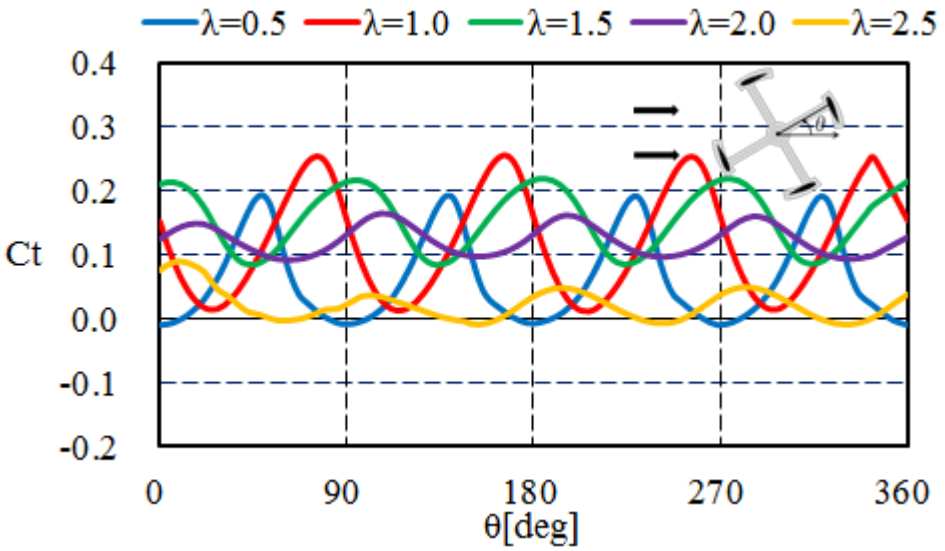
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.15799	0.24814	0.19353	0.13604	0.04339	0.15582
Ctmin	-0.02964	-0.03240	-0.03484	0.00667	-0.06952	-0.03194
Ctmax-Ctmin	0.18763	0.28053	0.22837	0.12936	0.11291	0.18776

Fig. 3-2-3　σ=0.25、β=2.5[deg]の水車の一回転中のトルク変動.



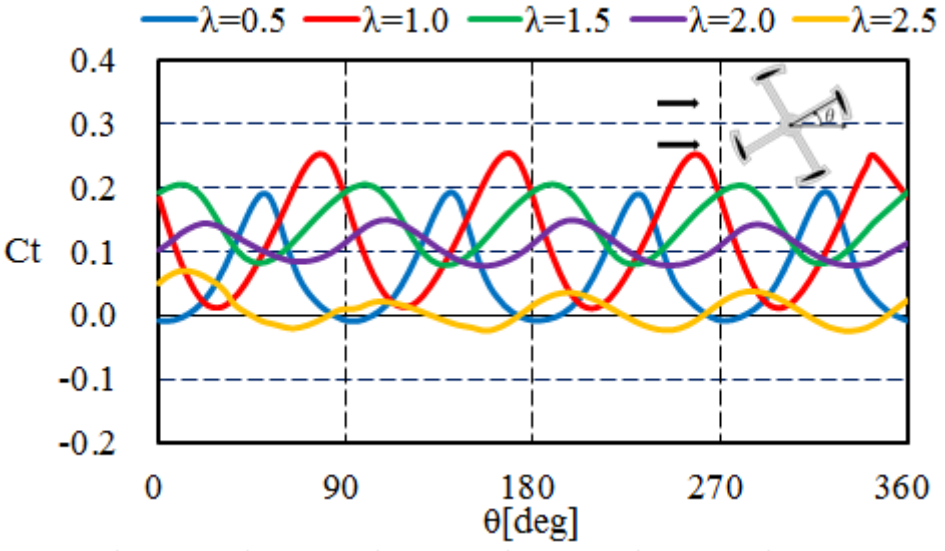
λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.17866	0.24681	0.21782	0.15810	0.08080	0.17644
Ctmin	-0.01715	-0.00758	0.03730	0.06955	-0.02514	0.01140
Ctmax-Ctmin	0.19581	0.25439	0.18051	0.08855	0.10595	0.16504

Fig. 3-2-4　σ=0.25、β=5.0[deg]の水車の一回転中のトルク変動.



λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.19283	0.25478	0.21835	0.16430	0.08879	0.18381
Ctmin	-0.01074	0.01084	0.08373	0.09140	-0.00970	0.03311
Ctmax-Ctmin	0.20357	0.24394	0.13463	0.07290	0.09849	0.15071

Fig. 3-2-5　σ=0.25、β=7.5[deg]の水車の一回転中のトルク変動.



λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.19255	0.25366	0.20520	0.14933	0.06978	0.17410
Ctmin	-0.00946	0.01127	0.07833	0.07726	-0.02457	0.02657
Ctmax-Ctmin	0.20201	0.24239	0.12686	0.07207	0.09435	0.14754

Fig. 3-2-6　σ=0.25、β=9.0[deg]の水車の一回転中のトルク変動.

Fig. 3-2-2～Fig. 3-2-6 では、4 枚翼なのでそれぞれの翼のトルクが重なっており、翼 1 枚のトルクがピークになる回転角度が明確でない。そこで、各取り付け角度におけるダ

リウス形水車の翼 1 枚のトルク変動を数値計算で求めた結果をそれぞれ Fig. 3-2-7～Fig. 3-2-11 に示す。また、翼一枚にかかるトルクと流速場、圧力場との関連付けをするため、各取り付け角度、周速比における流速ベクトル場を Fig. 3-2-12～Fig. 3-2-16、圧力場を Fig. 3-2-17～Fig. 3-2-21 にそれぞれ示す。

Fig. 3-2-7～Fig. 3-2-21 から得られる一回転中の水車に関する特徴を以下分析する。

まず、いずれの取り付け角度の場合でも共通している特徴とそれに対しての考察も加えてまとめる。

(a)上流側で翼一枚のトルクはほとんど正になっており、下流側でほとんど 0 か負になっている。これは、Fig. 3-2-12～Fig. 3-2-16 の流速分布図をみればわかるように、上流側の翼が流れを減速させているので、下流側の翼への流入速度が翼の移動速度に対してかなり小さくなり揚力に対し、抗力が大きくなったためと考えられる。

(b)θ=90[deg]前後のトルクは θ=270[deg]前後のトルクより小さいことが分かる。これは、翼の向きが主流方向と同じになるので、流入角度がかなり小さいためほとんど揚力が発生しなく、かつ θ=270[deg]前後では翼が主流に沿って移動し、θ = 90[deg]前後では主流に逆らいながら移動したため、両者の回転角度を比べたとき θ = 90[deg]の場合のほうで相対流速が大きくなり抗力が大きくなったことが大きな理由と考えられる。

(c)Fig. 3-2-12～Fig. 3-2-16 から周速比が大きいほど水車の回転領域内の流速が全体的に小さくなっていることが分かる。これは、主流の流速に比べて水車の回転数が上昇することによって、主流の流れが遮断されやすくなっているためと考えられる。つまり、高速で回転しているダリウス形水車は円柱が回転しているのとほぼ同じ状態であると考えられる。

(d)Fig. 3-2-7～Fig. 3-2-11 から λ=0.5～1.0 では θ=180[deg]より前でトルクが低下している。これは、翼の前方部に接する負圧がなくなることにより起こったものと考えられる。Fig. 3-2-17～Fig. 3-2-21 から、λ=0.5 の場合に注目すると、θ=150[deg]で翼に接する負圧が離れ始め、θ=180[deg]においてはそれが完全に離れているのに対し、Fig. 3-2-7～Fig. 3-2-11 から、θ=150[deg]でトルクが低下の途中となっていることより、このことが確認できることが分かる。λ=1.0 の場合においても同様のことが確認できる。

(e)Fig. 3-2-2～Fig. 3-2-6 の 4 枚翼のトルク変動と Fig. 3-2-7～Fig. 3-2-11 の翼 1 枚のトルク変動を比較すると、1回転中のトルクのピークの大きさが最も大きくなる周速比は、4 枚翼の場合と翼 1 枚の場合とで異なることが分かる。これは Fig. 3-2-5 のトルク変動を示す翼にそれと他の 3 枚の翼を足すことによって生じたものであると考えられる。特に、β=7.5[deg]の 4 枚翼水車について、この 3 枚の翼のうち、Fig. 3-2-5 のトルク変動を示す翼のトルクがピークになるとき、この翼の 90[deg]前方に位置する翼は λ=1.0 では Ct ≒0.03 で λ=1.5 では Ct ≒-0.02 となっており、およそ 0.05 の差が生じており、この翼が 4 枚翼で最も影響を与えていると考えられる。

次に、取り付け角度の違いによって得られるトルク変動の特徴を以下にまとめる。

(a)Fig. 3-2-17～Fig. 3-2-21 から、取り付け角度を大きくすると、水車の回転円周内の負圧の領域が小さくなっていることが分かる。特に、λ=2.5 に注目するとそれが顕著であることが分かる。

(b)Fig. 3-2-7～Fig. 3-2-11 から、翼 1 枚のトルクのピークの大きさはβ=7.5～9.0[deg]でどの周速比でも最も大きくなっている。この翼 1 枚のトルクのピークの大きさが、水車効率に大きな影響を与えていると考えられる。

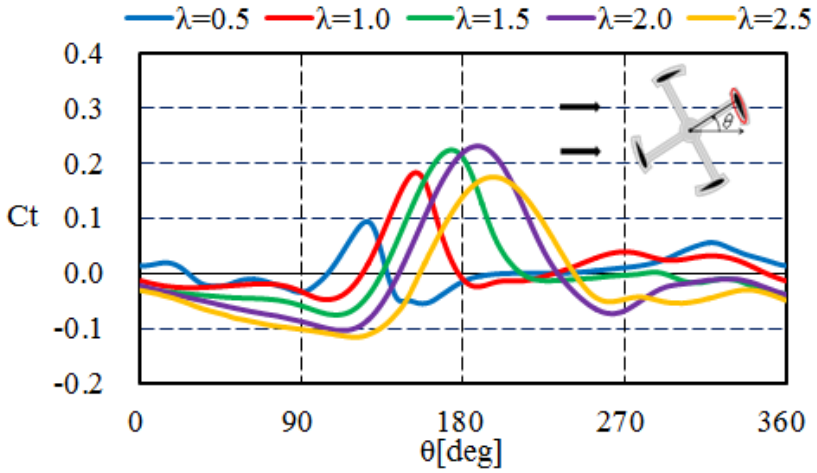


Fig. 3-2-7　σ=0.25、β=0.0[deg]の水車の翼一枚の一回転中のトルク変動.

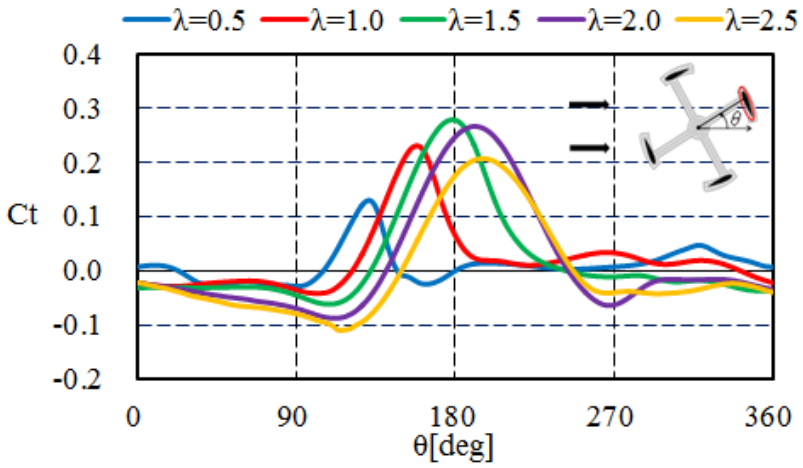


Fig. 3-2-8　σ=0.25、β=2.5[deg]の水車の翼一枚の一回転中のトルク変動.

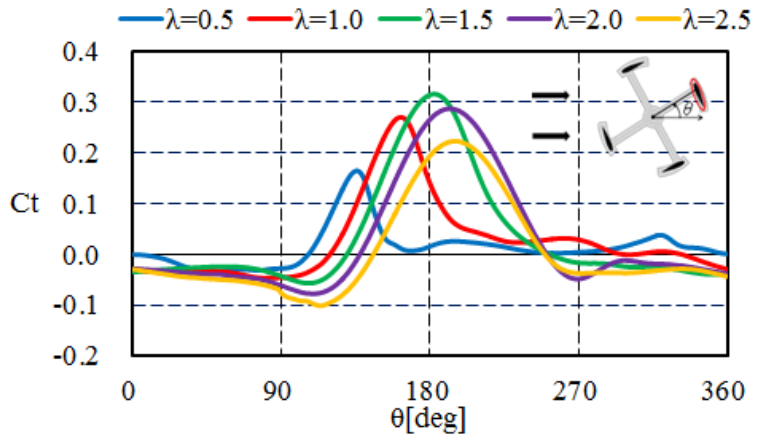


Fig. 3-2-9　σ=0.25、β=5.0[deg]の水車の翼一枚の一回転中のトルク変動.

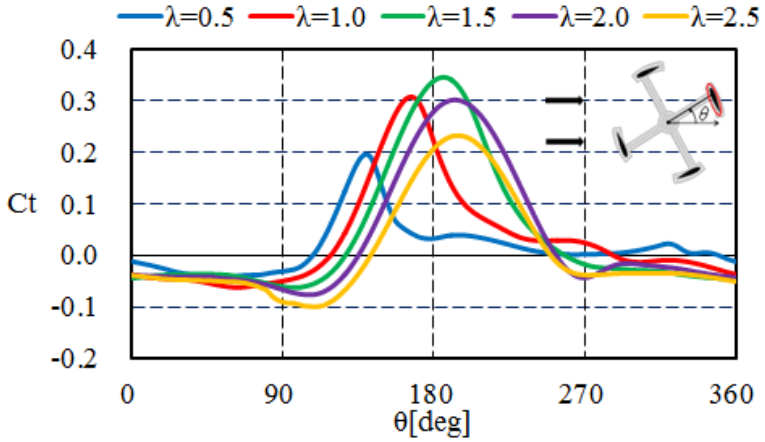


Fig. 3-2-10　σ=0.25、β=7.5[deg]の水車の翼一枚の一回転中のトルク変動.

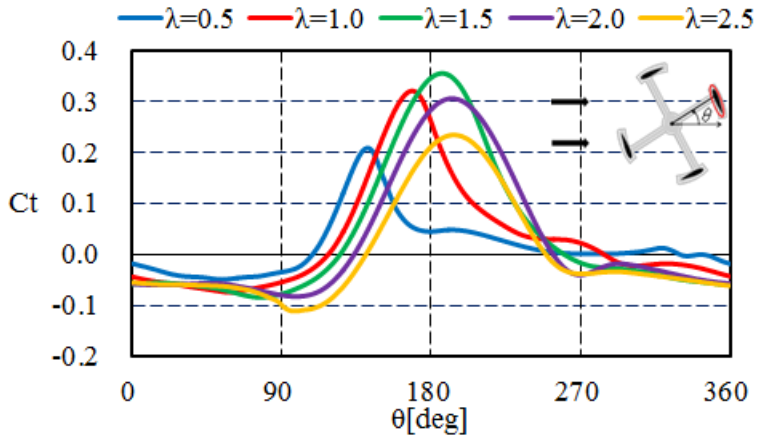


Fig. 3-2-11　σ=0.25、β=9.0[deg]の水車の翼一枚の一回転中のトルク変動.

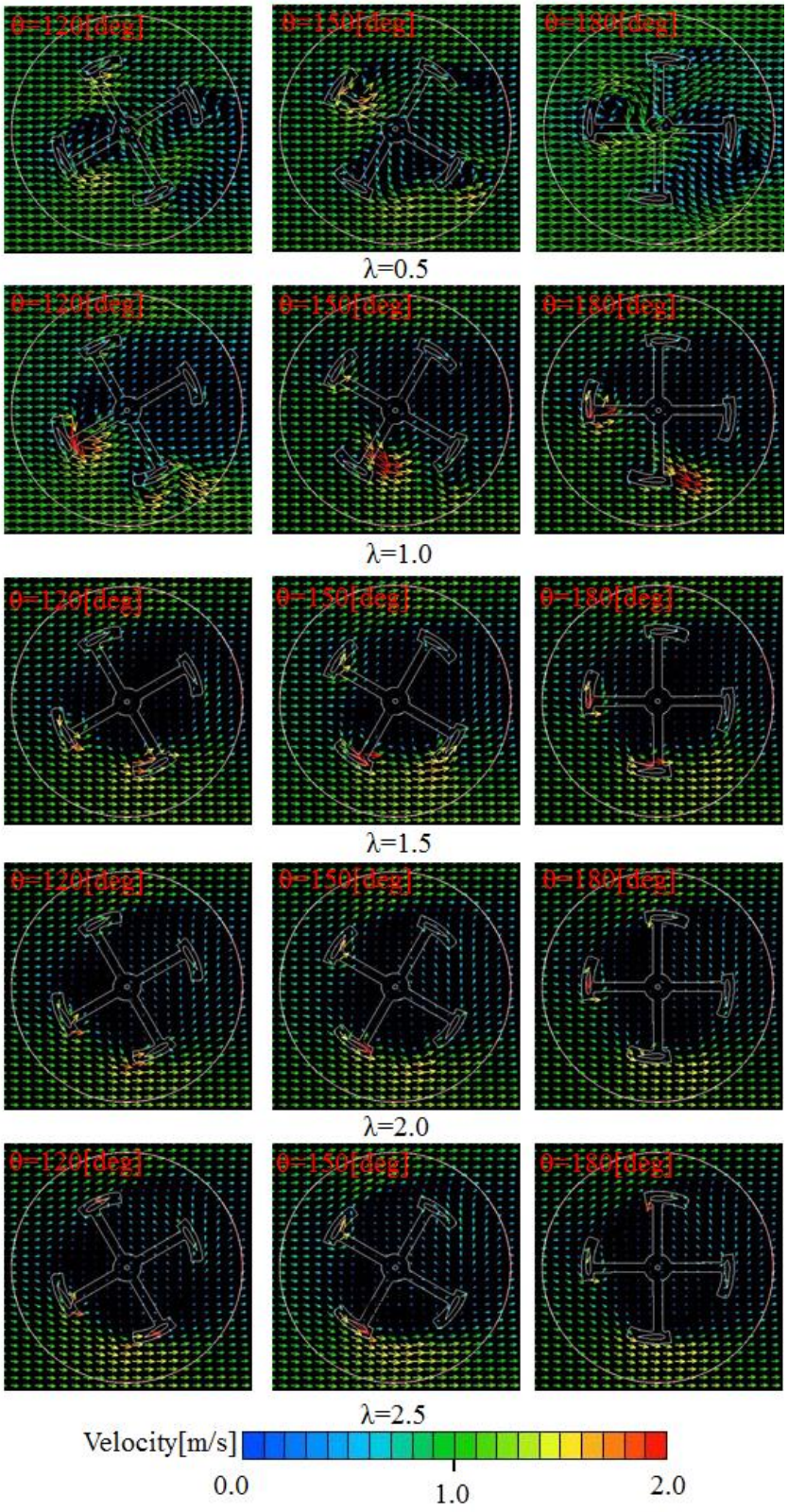


Fig. 3-2-12　σ=0.25、β=0.0[deg]の水車付近の流速ベクトル場

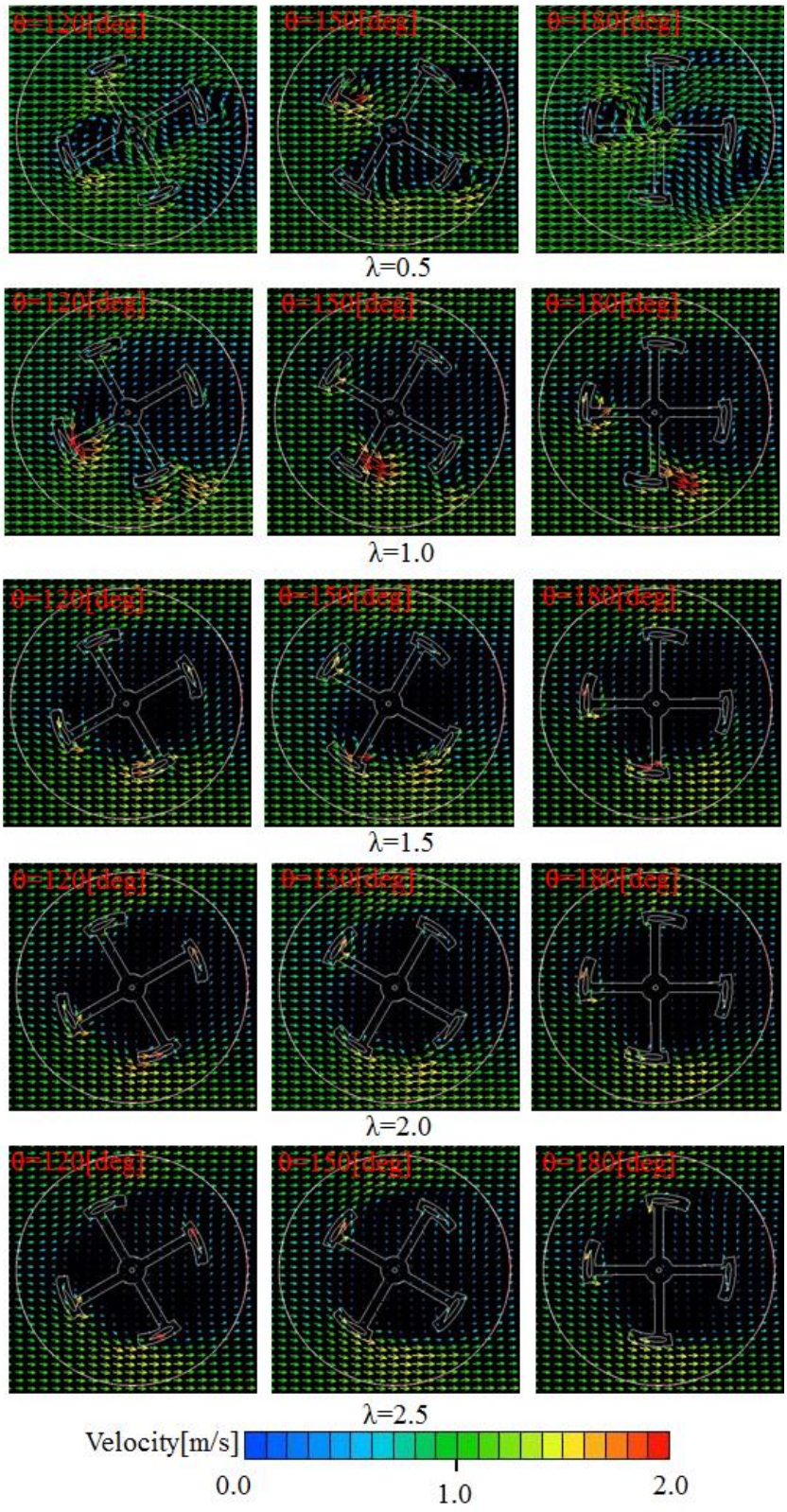


Fig. 3-2-13　σ=0.25、β=2.5[deg]の水車付近の流速ベクトル場

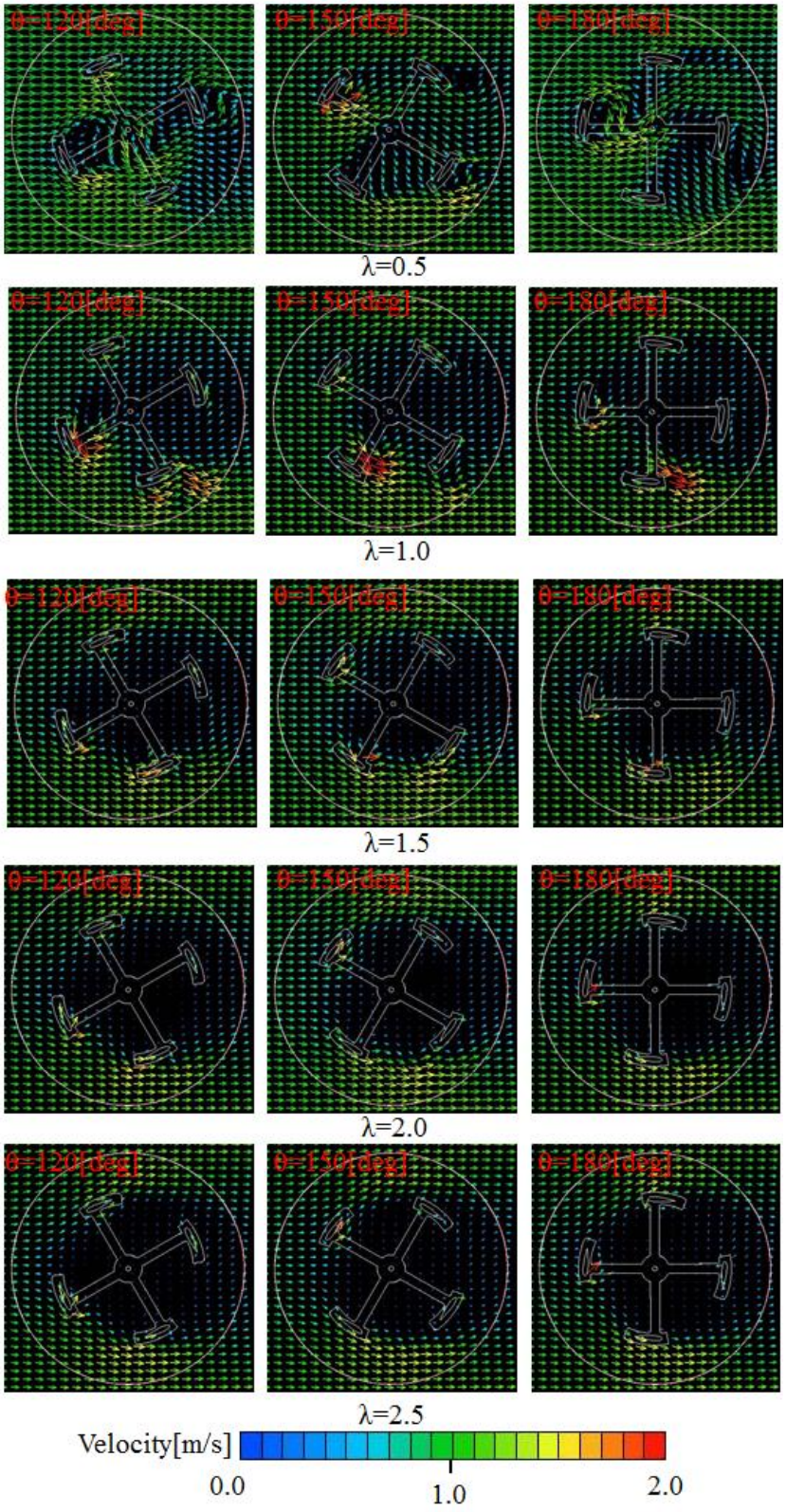


Fig. 3-2-14　σ=0.25、β=5.0[deg]の水車付近の流速ベクトル場

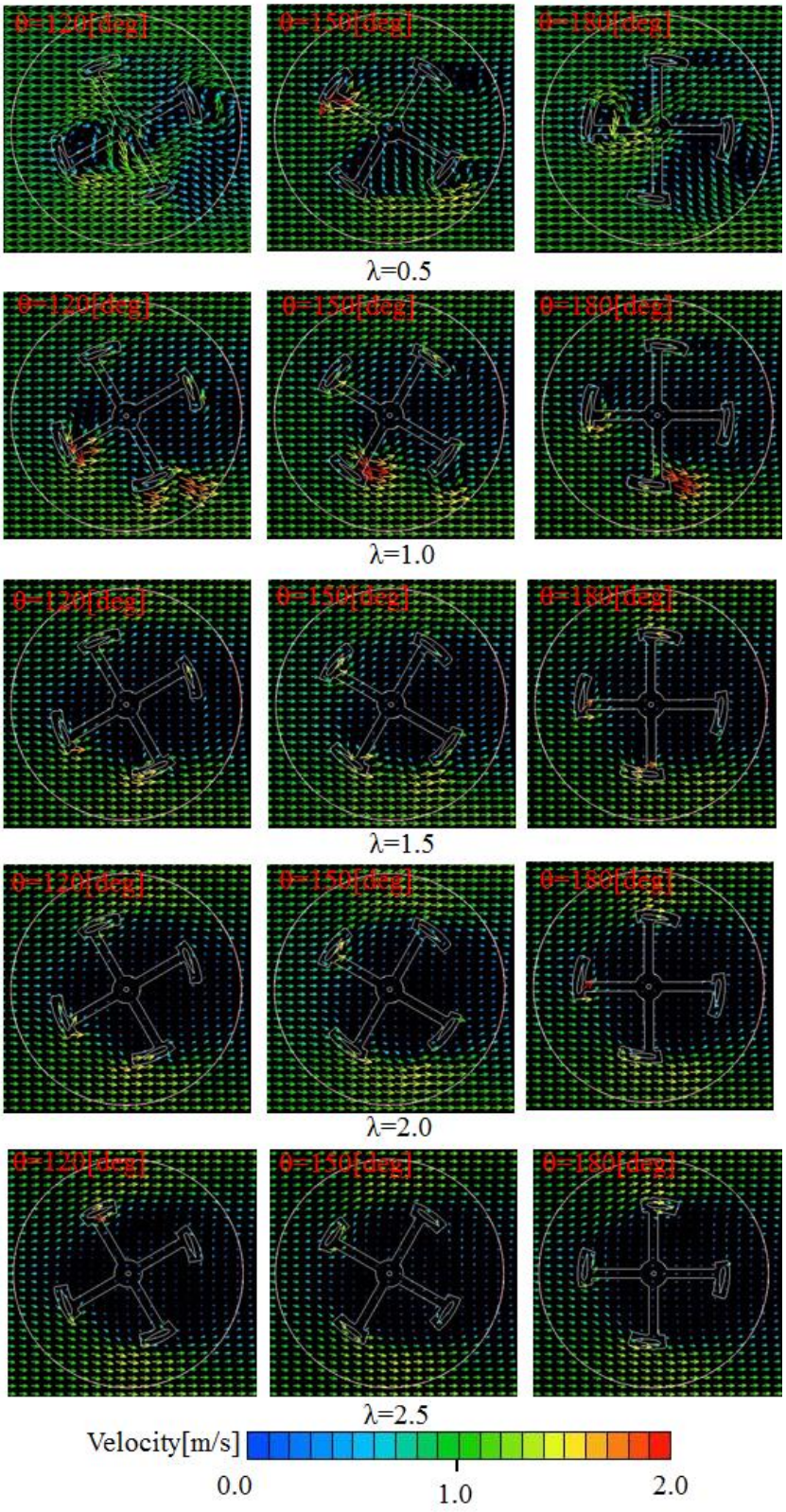


Fig. 3-2-15　σ=0.25、β=7.5[deg]の水車付近の流速ベクトル場

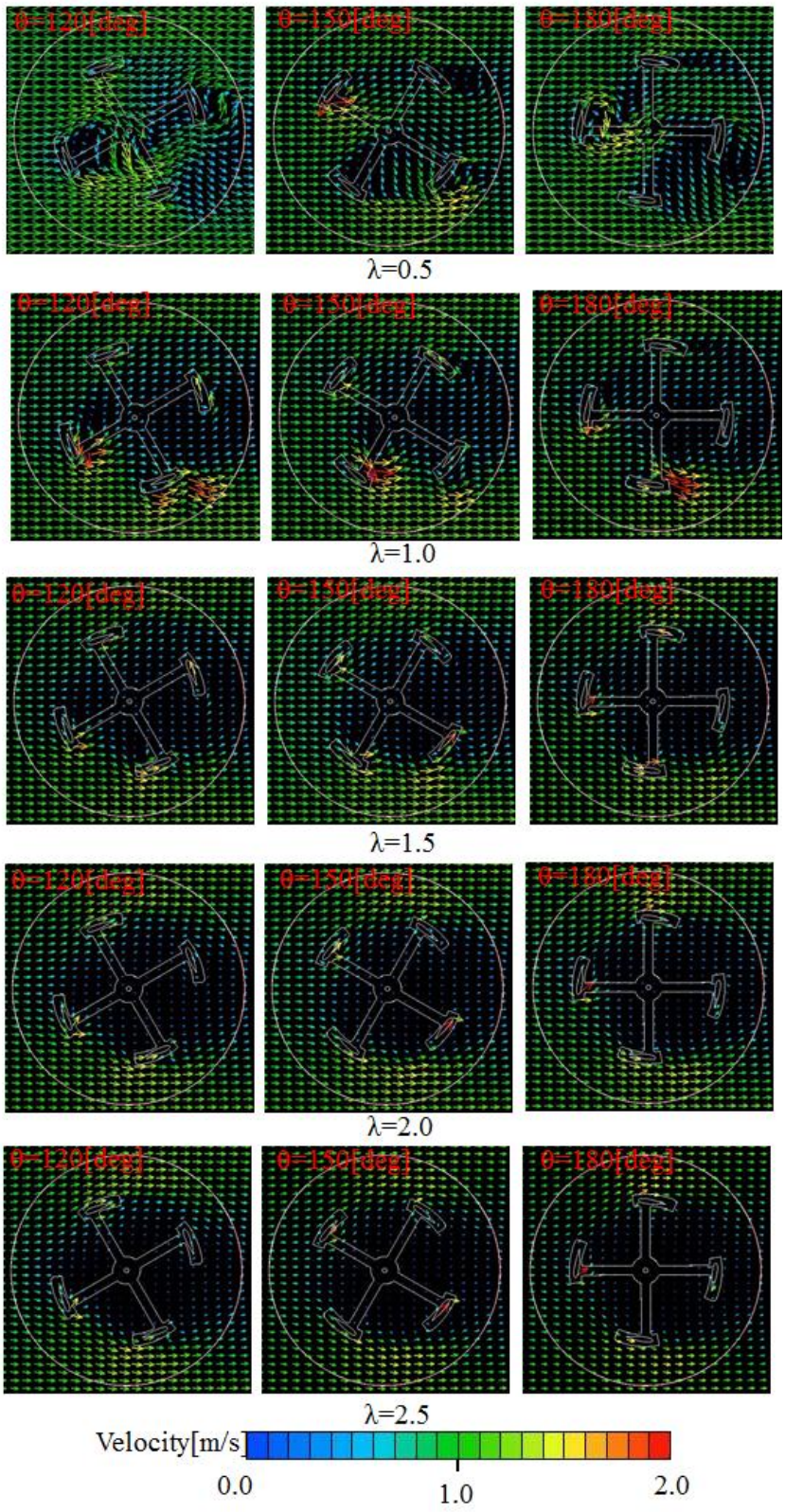


Fig. 3-2-16　σ=0.25、β=9.0[deg]の水車付近の流速ベクトル場

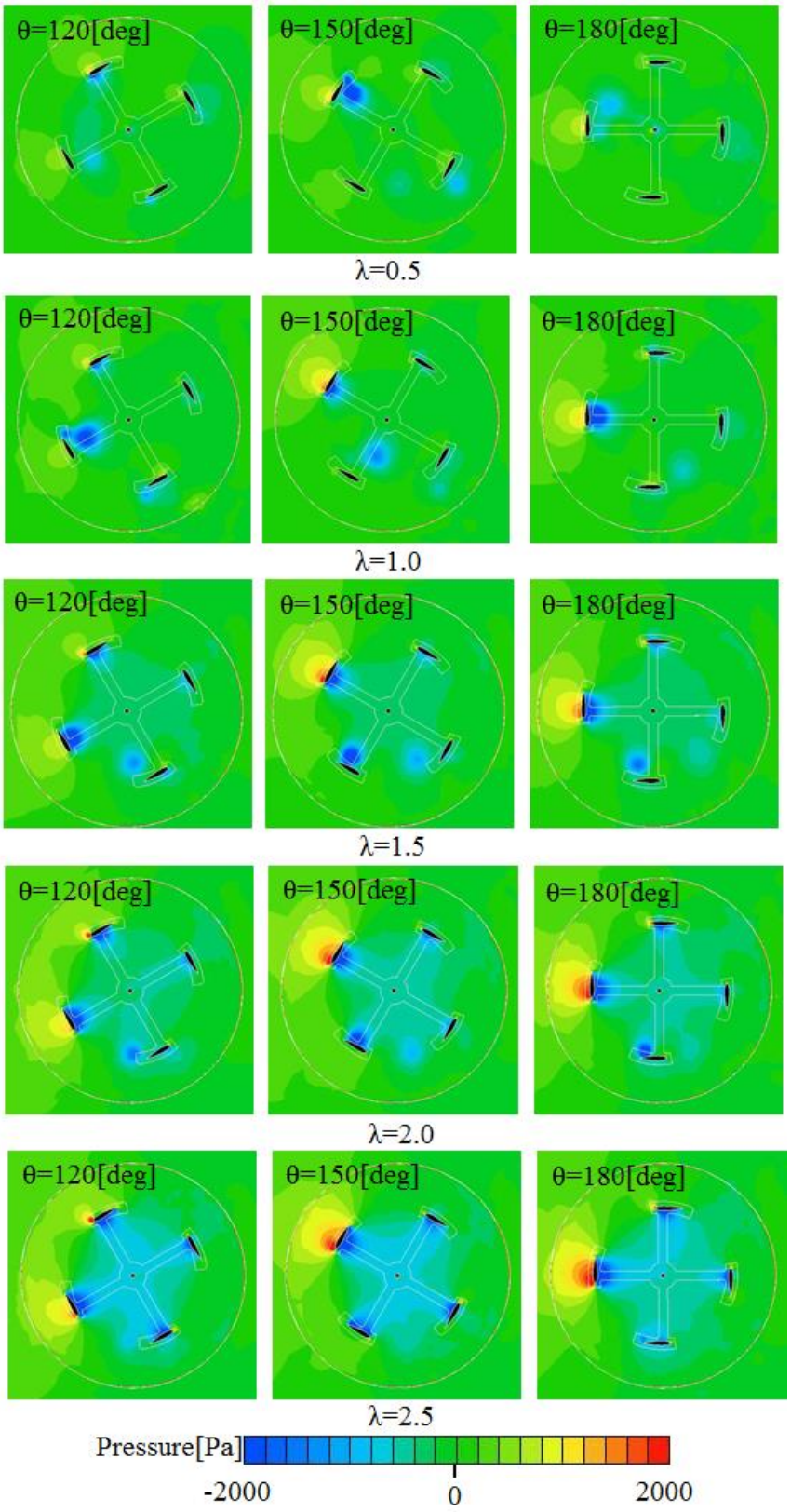


Fig. 3-2-17　σ=0.25、β=0.0[deg]の水車付近の圧力場

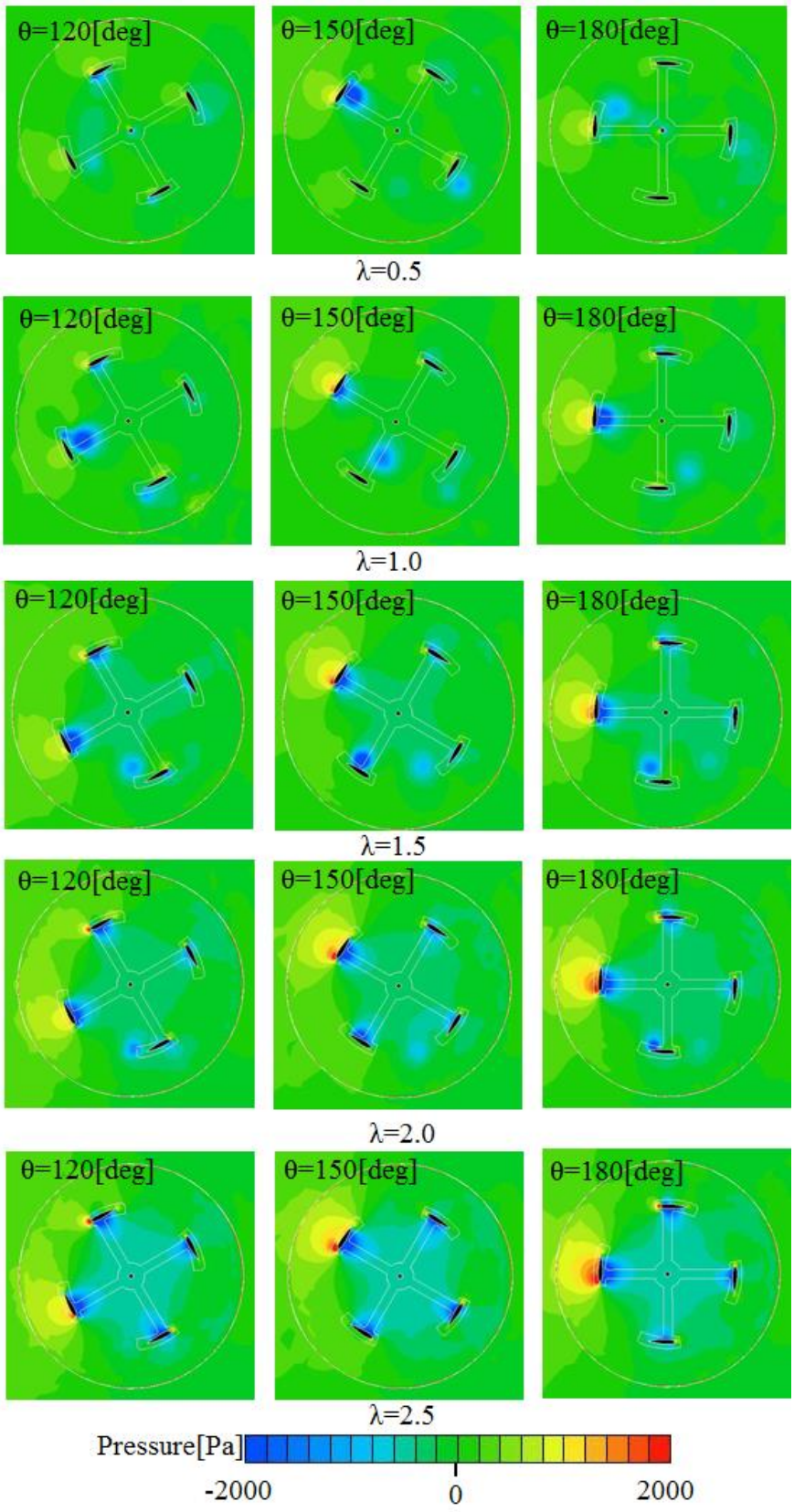


Fig. 3-2-18　σ=0.25、β=2.5[deg]の水車付近の圧力場

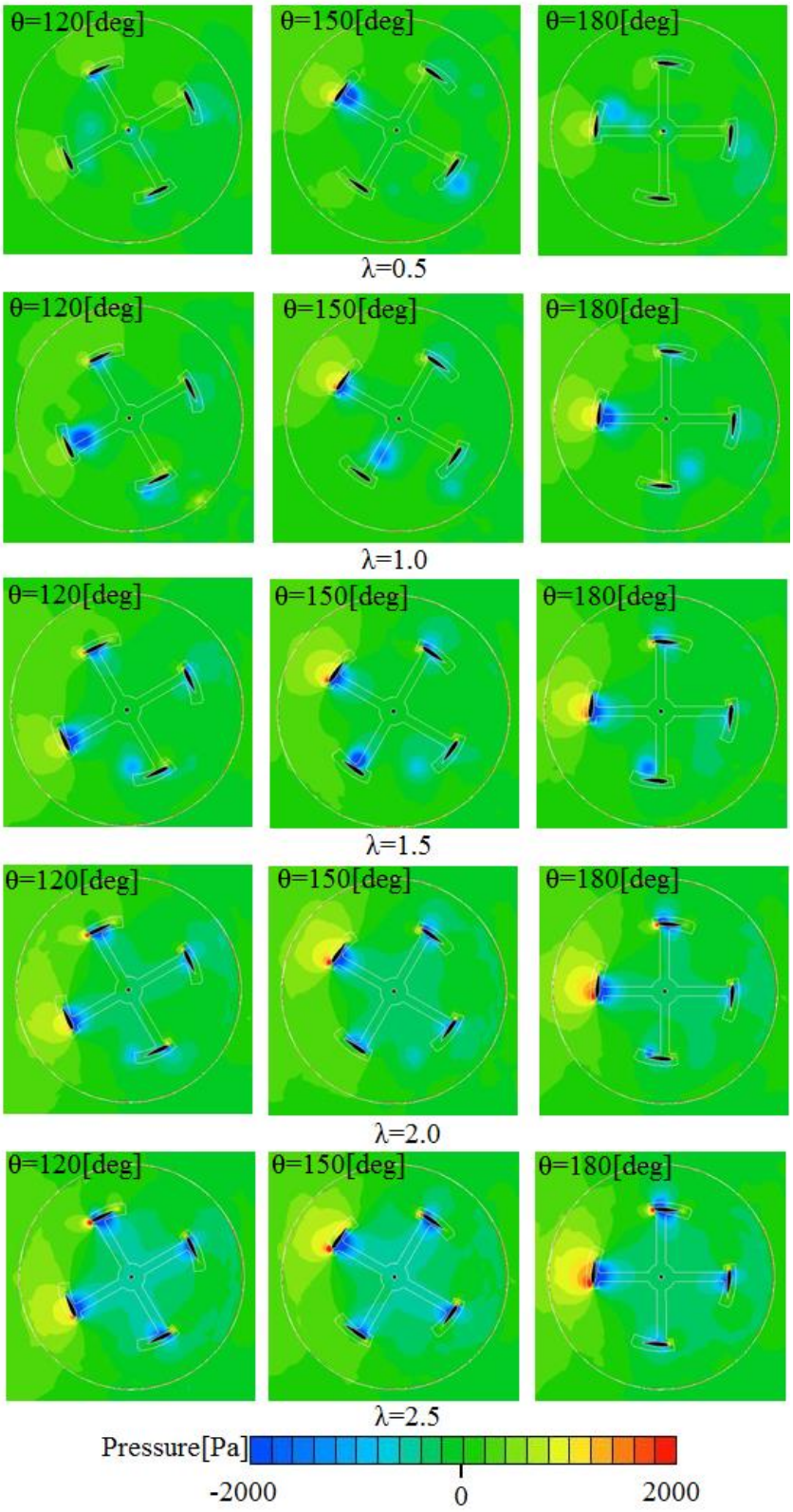


Fig. 3-2-19　σ=0.25、β=5.0[deg]の水車付近の圧力場

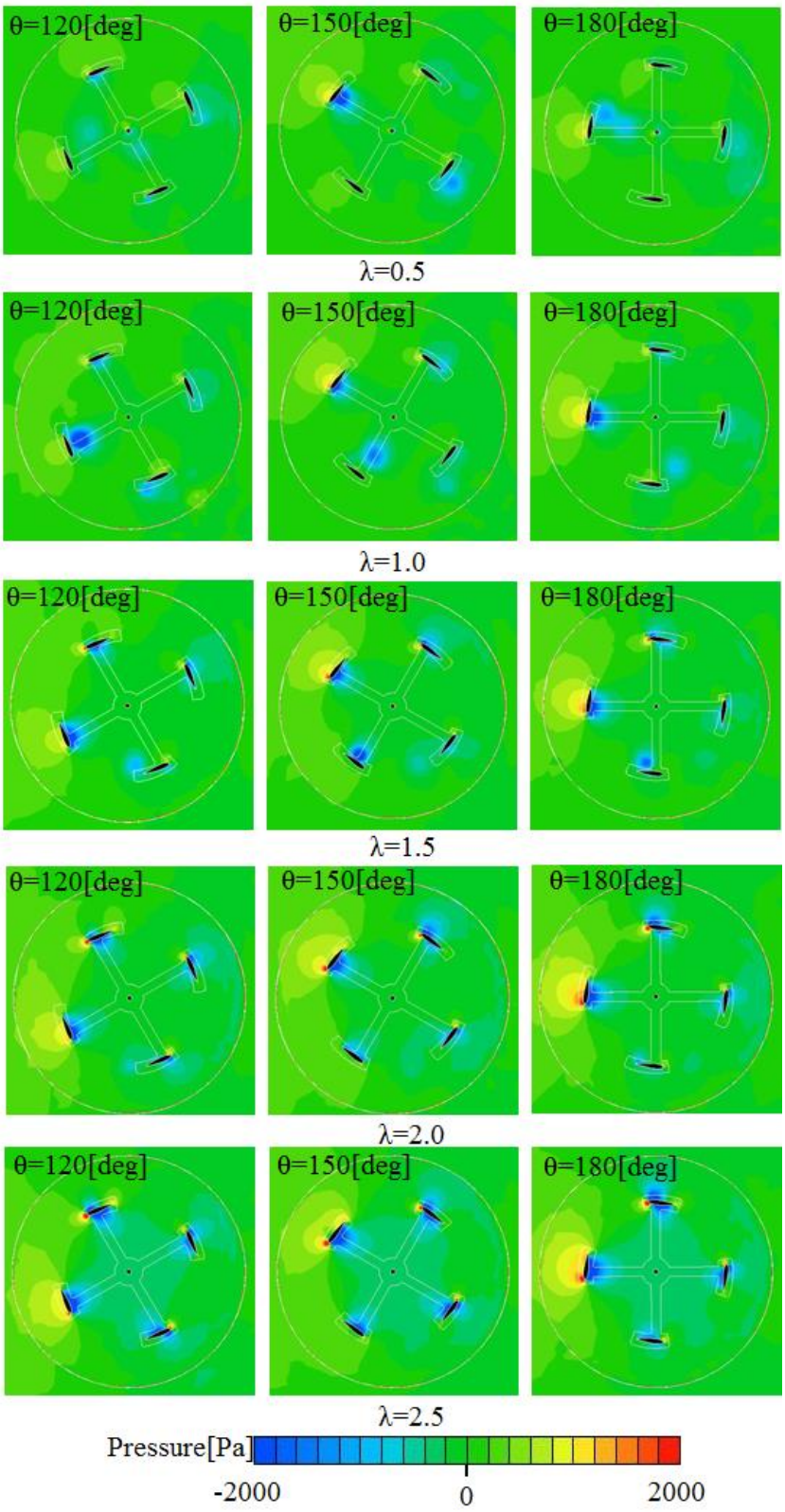


Fig. 3-2-20　σ=0.25、β=7.5[deg]の水車付近の圧力場

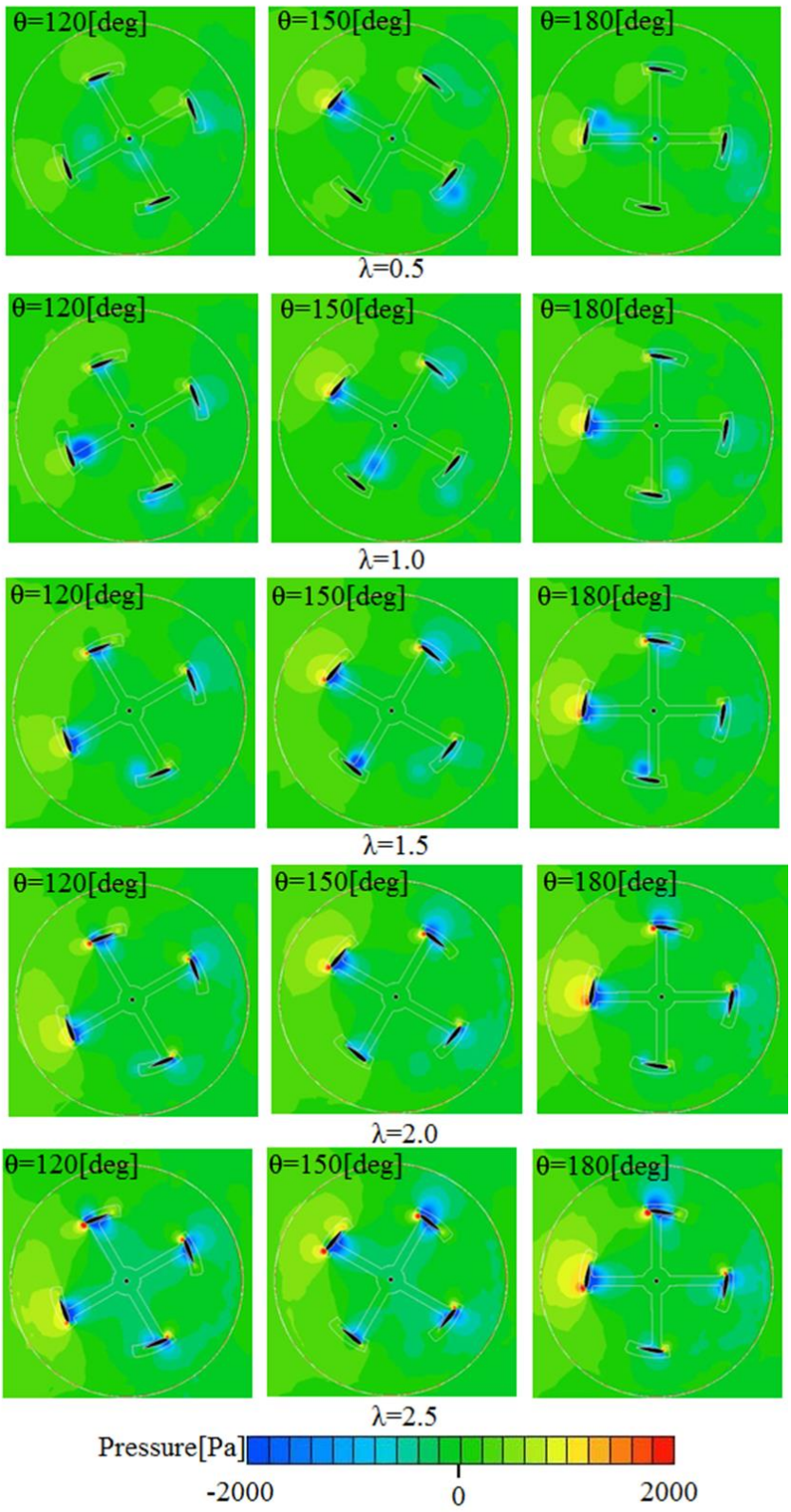


Fig. 3-2-21　σ=0.25、β=9.0[deg]の水車付近の圧力場

ここで、周速比λ=2.0 を代表して取り付け角度の違いによる翼一枚のトルク変動の違いを比較する。Fig. 3-2-22 はそのことを示したグラフで、以下のことが分かる。

(a)取り付け角度を大きくするほど 30～300[deg]のトルクは大きくなり、逆にその角度の範囲以外のトルクは小さくなる傾向があることが分かる。

(b)トルクがピークになる回転角度 θ は取り付け角度の変化に対してほとんど変化しない。

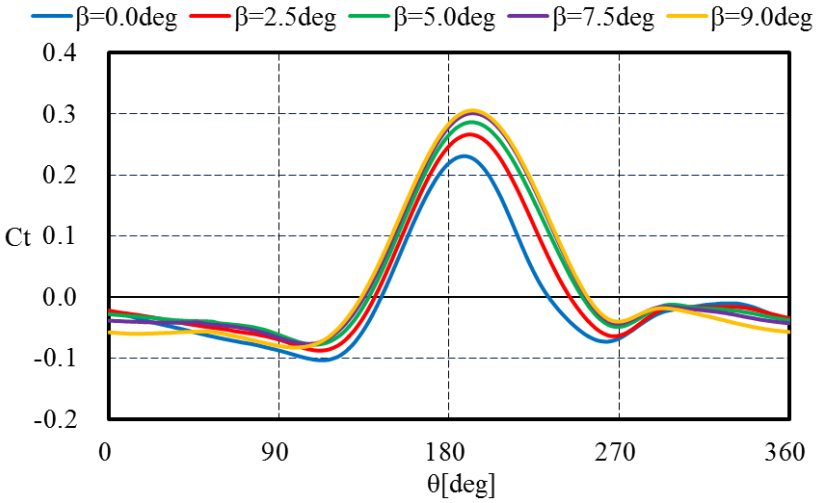


Fig. 3-2-22　σ=0.25 の水車の翼一枚のトルク変動（λ=2.0）

3-2-3 静止時（λ=0）のトルク

前述したようにダリウス形水車は、静止したとき（λ=0）のトルクが小さいので自己起動しにくいことが欠点である。そのため、ダリウス形水車の静止時のトルクを評価しておくことは重要である。

CFD によって λ=0 のときの β=7.5[deg]、σ=0.25 の 4 枚翼水車のトルクを計算した。λ=0 であると、水車が止まっている状態なので、一回転中のトルクの平均を算出するために解析領域を一回転中の回転角度ごとに複数用意する必要がある。4 枚翼水車なので解析領域は、θ=0.0～80.0[deg]だけ用意すれば幾何学上一回転分を用意したことになる。そのため、Fig. 3-2-23 のような θ=0.0[deg]の場合と別に θ=10～80[deg]の場合を 10[deg]間隔で解析領域を用意した。λ =0 のとき水車が回転しないため解析領域は静止領域のみとなっており、メッシュサイズや領域の大きさは、水車単体の計算の場合と同じとした。方程式は前述したものと同じ SST k-ω モデルを用い、定常解析を行った。境界条件は、Fig. 3-2-23 に示すように水車単体の場合と同じにした。

Fig. 3-2-24 は、λ=0 のときの各回転角度におけるトルク係数の大きさの CFD 計算の結果を示す。このグラフから得られる知見を以下に示す。

(a)各回転角度によってトルクの大きさが異なり、θ=70、160、250、340[deg]付近で負のトルクが発生し、そこ以外の回転角度で正のトルク係数になっている。

(b)全体としてトルク係数はかなり小さく、一番大きな正の局所トルク係数でもおよそ 0.059 で 0.1 も超えていない。

(c)局所トルク係数の一回転分の平均を取れば 0.03867 なので正のトルク係数となっている。

以上より、4 枚翼水車は回転時に比べればかなり小さいが静止時においても平均的に正のトルクが発生していることが分かる。Fig. 3-2-24 のグラフでは、4 枚のうちのどの翼がトルクがどの位置でトルクを発生しているのか不明確なので、Fig. 3-2-25 に一回転中の 4 枚のうちの翼一枚のトルク変動を示す。このグラフから得られる知見を以下に示す。

(a)翼一枚が正のトルクを発生しているのは、θ=110～230[deg]と θ=270～360[deg]の範囲であり、その範囲以外は負となっている。

(b)θ=210[deg]付近と θ=340[deg]付近で正のトルクのピークが発生している。

ここで、水車の回転の方向と流れの方向から考えて、翼一枚のトルクに関して θ =180[deg]～360[deg]で正になり、θ =0～180[deg]で負になることが予想される。全体的にそのような傾向となったが、θ=110[deg]～180[deg]で正のトルクとなったことと θ=240[deg]付近で負のトルクが発生したことが予想と異なった。以下、これらのことについて翼回りの圧力分布から分析する。

Fig. 3-2-26 は、θ=220、250、280[deg]についてのそれぞれの翼近傍の圧力分布図を示し、トルクが負となった θ=250[deg]前後を表す。ただし、流れの向きは図の左から右の方向である。この図から以下のことが分かる。

(a)θ=220～280[deg]で、翼の後ろ側に正の圧力が発生している。
(b)θ=220～280deg]で、翼の後縁で負の圧力が発生しているが、特にθ=250[deg]で大きな負の圧力が発生している。

これらのことから、θ=220～280[deg]では正の圧力によって翼が水車回転方向に押されているが、θ=250[deg]では翼の後縁に発生した大きな負圧がその正の圧力による力以上で翼が引っ張られて負のトルクが発生したと考えられる。

また、Fig. 3-2-27 は、θ=150、180、210[deg]についてのそれぞれの翼近傍の圧力分布図を示し、流れの向きに対して水車の翼の向きが反転するθ=180[deg]前後について表している。ただし、流れの向きは図の左から右の方向である。これらの図から以下のことが分かる。

(a)θ=150～210[deg]の水車外側の翼表面付近で正の圧力が発生しているが、回転角度によって翼周りの正の圧力の分布が異なる。その正の圧力は θ=150[deg]では翼の前方部、θ=180[deg]では、翼の中央部、θ=210[deg]では翼の後方部に分布する。
(b)θ=150～210[deg]の水車内側の翼表面付近に負の圧力が発生している。翼の向きが反転しても翼後端のこの負の圧力に大きな差は見られなかった。

これらのことから、150～210[deg]で負の圧力分布に大きな差がなかったにもかかわらず、正の圧力がθ=150[deg]で翼前方に発生しており、負の方向にトルクが発生していると考えられる。

そのため、θ=110～180[deg]で正のトルクが発生した原因は翼近傍の圧力分布図のみから説明できない結果となった。

この圧力分布図だけでは、翼面上にかかる圧力がはっきり分からないので、もう少し詳しく分析するために翼面上の圧力分布をグラフにして求めた。Fig. 3-2-28 はθ=150[deg]、Fig. 3-2-29 はθ=180[deg]、Fig. 3-2-30 はθ=210[deg]の位置での翼面上の圧力分布を示している。それぞれのグラフの横軸を水車の回転円周の接線とし、縦軸を圧力としており、赤の曲線が水車内側の翼の圧力分布、青の曲線が水車外側の翼の圧力分布を示している。これらのグラフから、次のことが分かる。

(a)水車外側の翼後方の正圧は、θ=150[deg]、180[deg]、210[deg]の順に大きくなっている。翼前方についてはその逆の傾向となっている。これらの傾向は圧力分布図からも理解できる。
(b)水車内側の翼後方の負圧は、ほとんど大きさに差は無いが、翼前方はθ=210[deg]、180[deg]、150 [deg]の順に大きくなっている。

以上のことから、θ=150[deg]でトルクが正になったのは、水車内側の翼前方部の負圧が大きかったことによると考えられる。つまり、流れの向きに逆らう回転方向になるθ=110～180[deg]でトルクが正になったのは、水車内側の翼前方部の負圧の引っ張る力が大きくなったことが主な原因と考えられる。

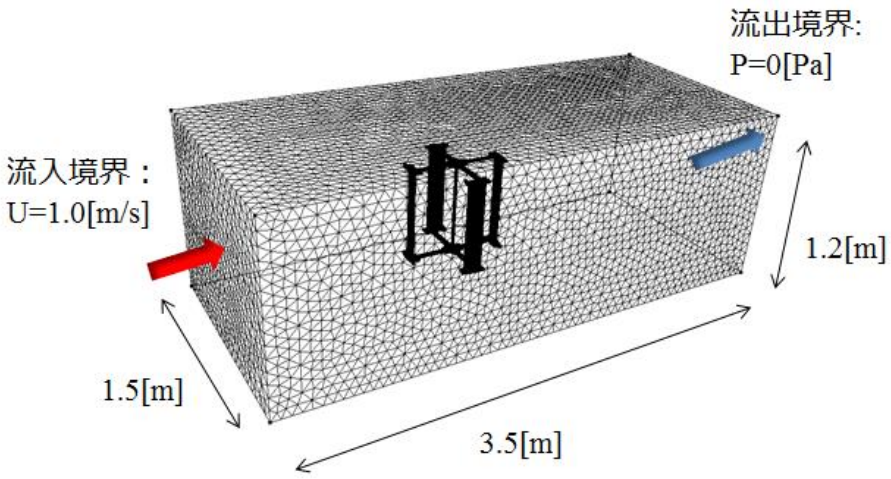


Fig. 3-2-23　静止トルク計算用の解析領域(θ=0[deg]、β=7.5[deg]）.

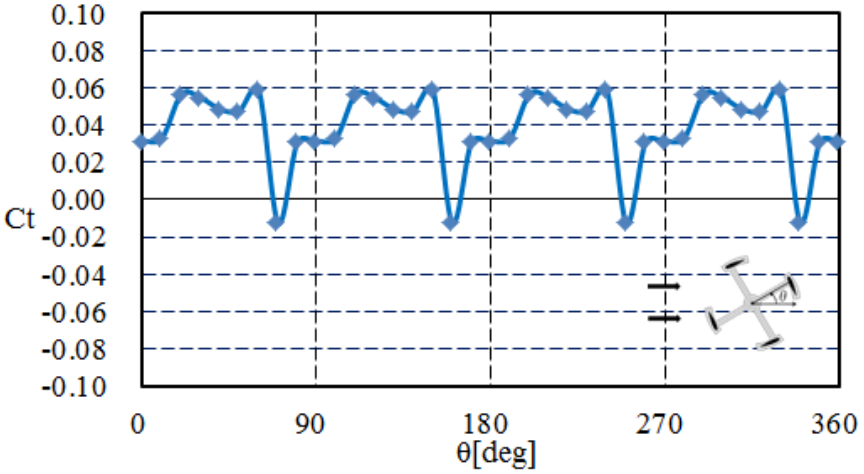


Fig. 3-2-24　各回転角度におけるトルク係数の計算結果（λ=0、β=7.5[deg]）.

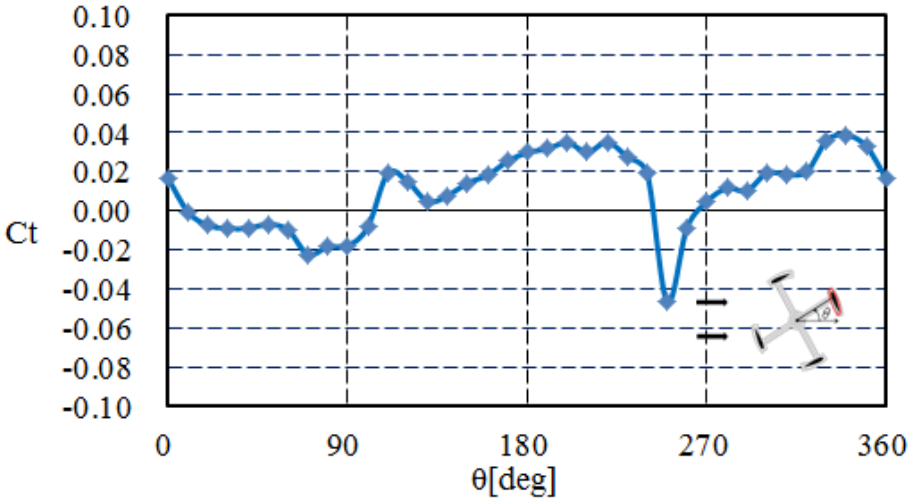


Fig. 3-2-25　各回転角度における翼一枚のトルク係数の計算結果(λ=0、β=7.5[deg]）.

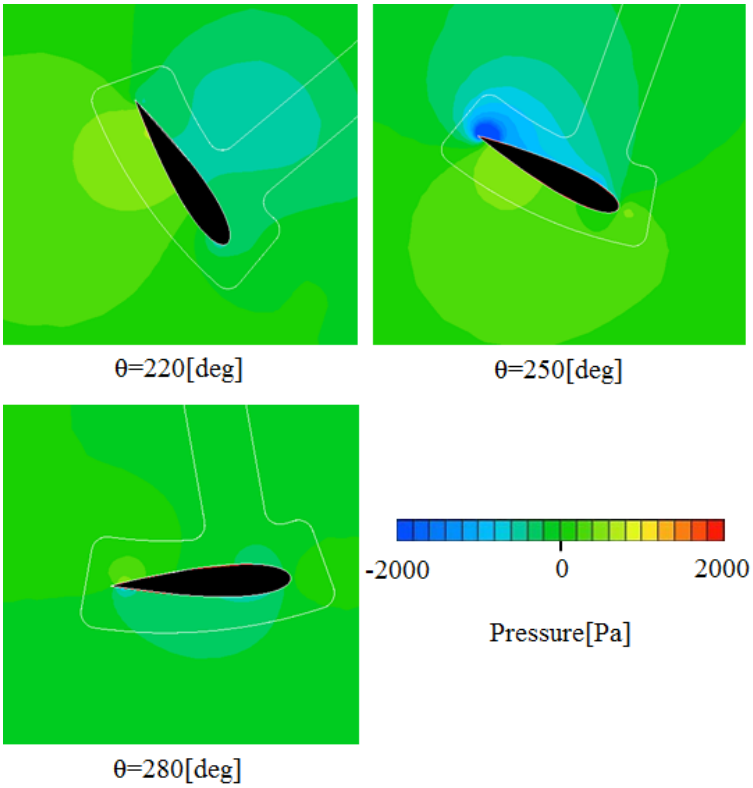


Fig. 3-2-26　θ=220[deg]、250[deg]、280[deg]の位置における翼回りの圧力分布（β=7.5[deg]）.

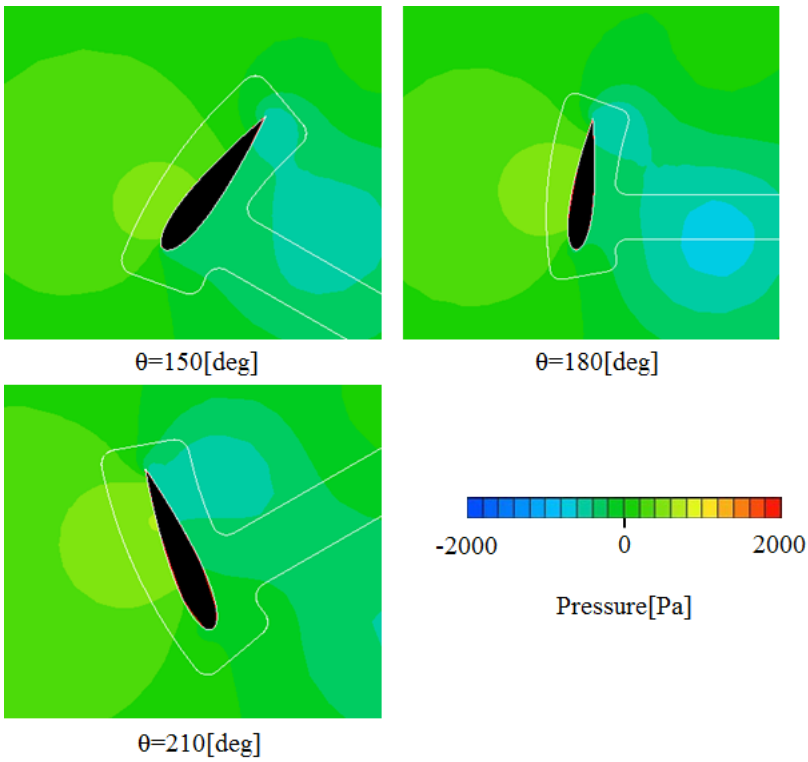


Fig. 3-2-27　θ=150[deg]、180[deg]、210[deg]の位置における翼回りの圧力分布（β=7.5[deg]）.

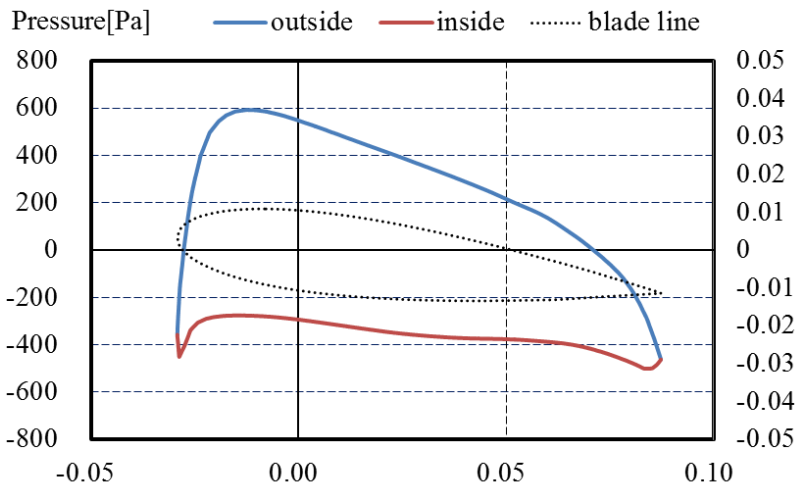


Fig. 3-2-28　θ=150[deg]の翼周りの圧力分布図.

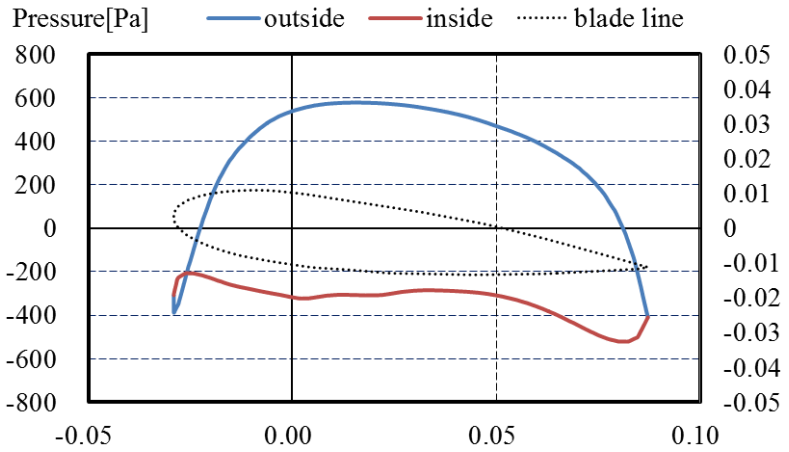


Fig. 3-2-29　θ=180[deg]の翼周りの圧力分布図.

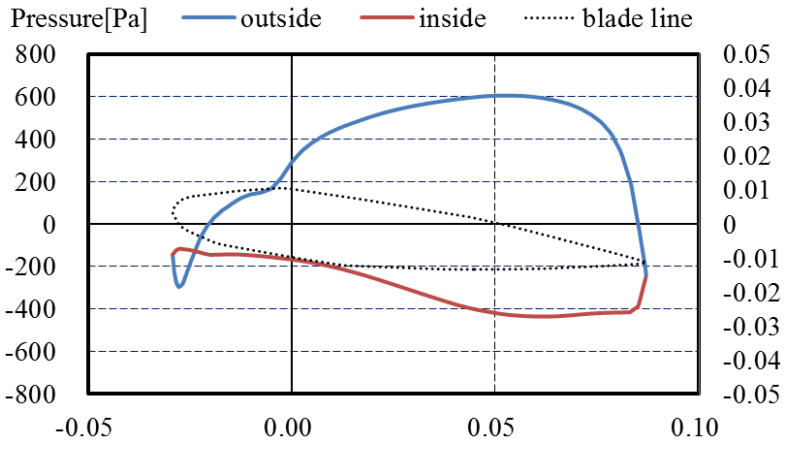


Fig. 3-2-30　θ=210[deg]の翼周りの圧力分布図.

3-3　まとめ

(a)ソリディティの違う σ=0.15、0.20、0.25 の 4 枚翼水車の Cp の実験結果の比較を行うと、σ=0.25 の場合で最大水車効率が最も良い結果となり、その水車効率が周速比の変化に対して最も安定している結果となった。

(b)実験と CFD 計算より、σ=0.25 の 4 枚翼水車の翼の取り付け角度が 5.0～9.0[deg]の場合で Cp が最も大きくなる結果となり、周速比の変化に対してトルク変動も正のトルクを維持しやすい結果となった。

(c)実験結果より、3 つのソリディティの 4 枚翼ダリウス形水車の一回転中のトルク変動は、周速比を変化させると位相が変化し、ソリディティを大きくするとトルク変動の大きさが大きくなる結果となった。

(d)CFD 計算の結果より、σ=0.25 の 4 枚翼ダリウス形水車の翼一枚のトルクは、上流側で正となり、下流側で負または 0 に近い値となる結果となった。

(e)CFD 計算の結果より、σ=0.25 の 4 枚翼ダリウス形水車の静止時の翼一枚のトルクは、回転角度によって大きさは異なり、θ=110～230、270～360[deg]で正のトルクを発生し、θ=210[deg]付近と θ=340[deg]付近でそれがピークになる結果となった。つまり、水車の回転が止まった位置によって起動しやすさは異なることが分かった。

(f)CFD 計算の結果より、σ=0.25 の 4 枚翼ダリウス形水車の一回転中の静止トルクの平均値は、非常に小さな値であるものの正となることが分かった。

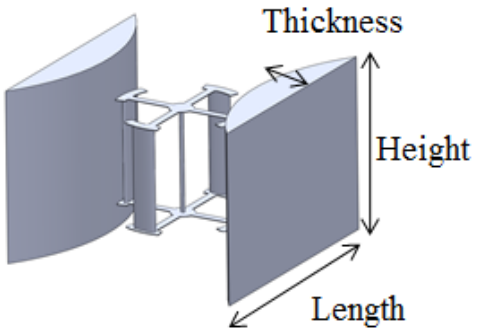
第4章 増速器つきダリウス形水車の性能

4-1 増速器

二つの付加物を配置して、狭水路を作り、そこに速い流れを実現できれば効率の良い発電が可能となる。問題はどのような形状の付加物が良いかということになるが、潮流発電という往復流において双方向に使用できるという制限から主流に対して前後対称形状が望ましい。そのため、付加物は前後対称形状として、そのうえで付加物の平面形状の側面輪郭線について議論する。

4-1-1 付加物の各平面形状

Fig. 4-1-1 のような向きで水車の両脇の位置に主流方向左右対称に 2 つの付加物を配置した。ダリウス形水車に配置する付加物の基本的な寸法は Fig. 4-1-1 のとおりである。奥行き長さと水車位置での厚み幅を固定して、平面形状の側面輪郭線を 5 つのパターンに変更した。以下にそれぞれの平面形状の側面輪郭線について図とともに解説する。



Principal dimensions

Thickness : t [m]	0.2
Height : h[m]	1.0
Length : L[m]	2.0

Fig. 4-1-1 付加物の基本寸法.

(a)カテナリー曲線

音響理論において音を効率よく拡散させるために、拡声器などの断面形状の輪郭線に指数関数を用いている。これの可逆性によって効率よく流れを集めようとしたため、指数関数形状を側面形状に適用した。流れと波動は無関係とも思われるが、波長が無限大の波動は流れであるとも解釈できるので、この理論を用いた。そして、前後対称と指数関数の形状の両方を満たす関数として双曲線関数を考え、Fig. 4-1-2 のように xy 平面を定義し、次式で形状を与えた。

$$y = b\cosh(kx) - b + d \tag{4.1.1}$$

ただし、d は xy 平面上において原点から付加物までの最短距離である。式(4.1.1)を xy 平面上に描くと Fig. 4-1-2 のようになる。また、k (>0)は変数であり、付加物の長さを L、付加物の厚みを t とすると、b は Fig. 4-1-2 の付加物の端の点(L/2、d+t)と任意の k の値

を与えることによって以下の式で求まる。

$$b = \frac{t}{\cosh\left(\frac{kL}{2}\right) - 1} \tag{4.1.2}$$

カテナリー1 とカテナリー2 の側面輪郭線の形状は式(4.1.1)、(4.1.2)に基づいて求めた。式(4.1.1)、(4.1.2)の k について、k = 3.0 にした場合の形状が Fig. 4-1-3 のカテナリー曲線 1 で、k = 1.0 にした場合の形状が Fig. 4-1-4 カテナリー曲線 2 である。

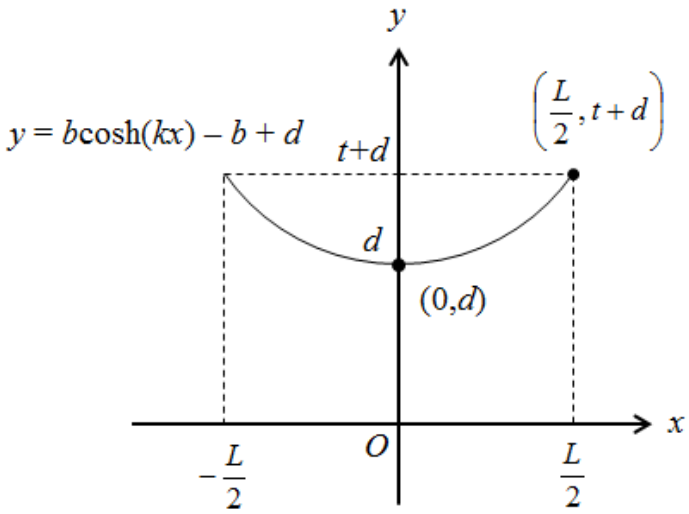


Fig. 4-1-2　xy 平面上のカテナリー曲線.

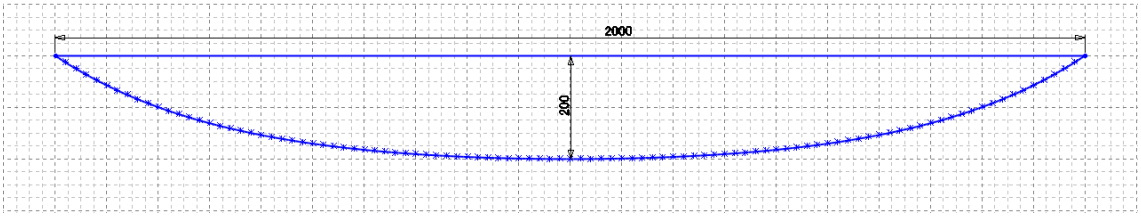


Fig. 4-1-3　カテナリー曲線 1(k=3.0).

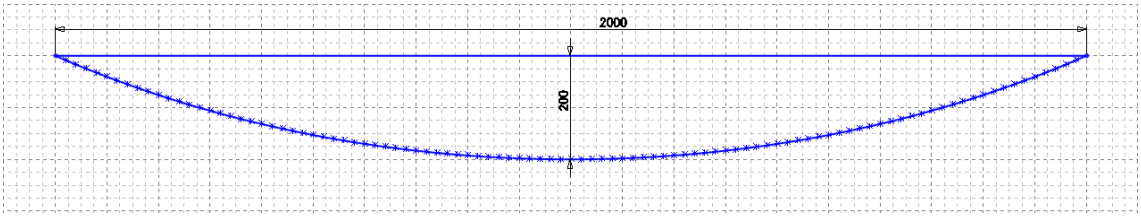


Fig. 4-1-4　カテナリー曲線 2(k=1.0).

なお、カテナリー曲線の式 k を大きくすると輪郭線が膨み、k を 0 に近づけると円弧に近づく。後者に関しては次のように近似式を使って説明できる。

カテナリー曲線の式は x≦1 かつ k<1、もしくは x<1 かつ k≦1 ならばマクローリン展開を用いて以下のように 4 次以上の項を無視して近似できる。

$$y = b\cosh(kx) - b = b\left(1 + \frac{k^2}{2!}x^2 + \frac{k^4}{4!} + \cdots\right) - b \approx \frac{bk^2}{2}x^2 \tag{4.1.3}$$

また、x 軸に接する中心(0,r)、曲率半径 r の円弧の式は、x<1 かつ r≧1、もしくは x=1 かつ r≫1 ならばマクローリン展開を用いて以下のように 3 次以上の項を無視して近似できる。

$$y = -\sqrt{r^2 - x^2} + r = -\left(r - \frac{1}{2!}\frac{1}{r}x^2 - \frac{1}{3!}\frac{1}{r}x^3 + \cdots\right) + r \approx \frac{1}{2r}x^2 \tag{4.1.4}$$

本研究の付加物の形状の条件では x≦1 かつ r≫1 なので k が限りなく 0 に近ければ、式(4.1.3)、(4.1.4)の両方が成立し、円の曲率半径 r を $1/bk^2$ とするとこれらの式は等しくなる。よって、

$$b\cosh(kx) - b \approx -\sqrt{r^2 - x^2} + r \tag{4.1.5}$$

以上より、k が 0 に限りなく小さければ、カテナリー曲線は円弧と近似的に等しくなることが分かる。

(b)円弧

円弧は付加物の両端の 2 点(±L/2、d+t)と付加物の最大厚みとなる位置となる中央の点の 3 点を円弧で結んで作成した。前述したように、円弧はカテナリー曲線の係数 k を極限まで 0 に近づけた形状といえる。

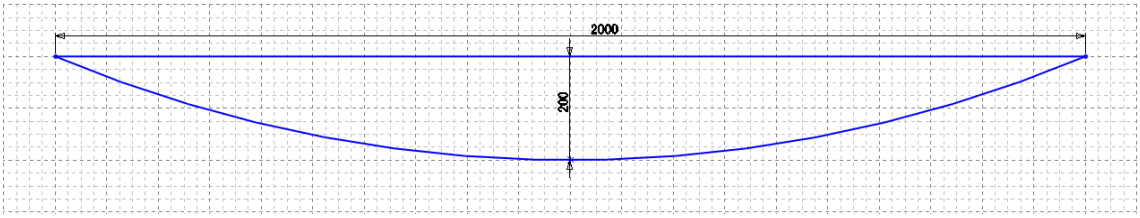


Fig. 4-1-5　円弧.

(c)台形

Fig. 4-1-3 の台形形状については、その両端の点からの 25[deg]の角度方向への延長線と付加物の側面の輪郭線の主流方向に平行な直線とを曲率半径 5[m]の円で滑らかに正

接接続したものである。

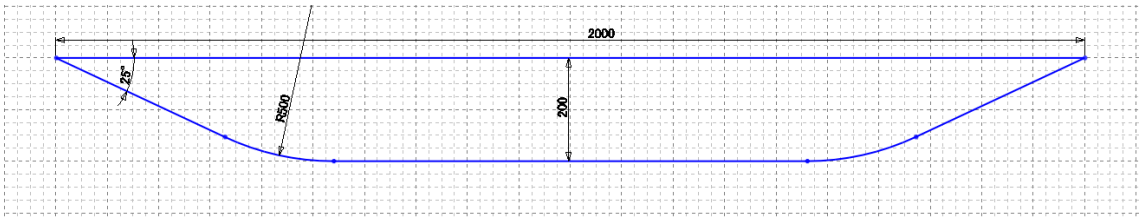


Fig. 4-1-6　台形形状

(e)凹形状

凹形状は、付加物両端を 25[deg]のエッジにし、水車通過部を直線にした形状である。台形形状の側面輪郭線である直線部をエッジから順番に曲率半径 5[m]、4[m]、5[m]の円で滑らかに接続し、凹形状になるような曲線に変更したものである。カテナリー曲線の係数 k を大きくし、入り口をとがらせるとこのような形状となる。

この凹形状は他の 4 つの形状と比べ異質である。これは、Fig. 3-2-7～Fig. 3-2-11 の結果から、ダリウス形水車の翼一枚の一回転中のトルクが θ=90[deg]、270[deg]の位置で小さく、上流側で正になることが分かったので、θ=90[deg]、270[deg]で流速を小さくし、上流側で流速を大きくしようと考えたためである。

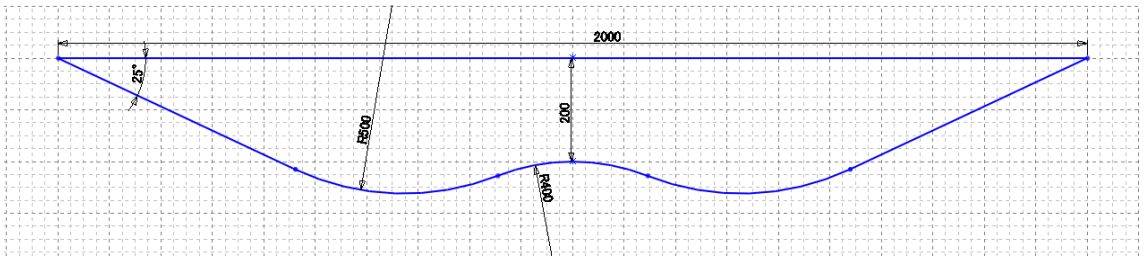


Fig. 4-1-7　凹形状

4-1-2　各平面形状における水車効率の計算

付加物の平面形状を変更し、それぞれの付加物について β=0.0[deg]の 2 枚翼ダリウス形水車を追加した状態で CFD 計算により λ=1.5 のときの水車効率を求めた。計算領域は Fig. 4-1-8 のとおり水車単体で用いた解析領域のサイズと同じで数値計算の計算条件は付加物をノンスリップの壁面として入れたこと以外は変更していない。

Fig. 4-1-9 はその計算結果を示し、これら 5 つの形状の中で、Cp についてほとんど差は無いがカテナリー2、円弧が最も良いことが分かる。さらに、この両者について形状の単純さを考えると円弧がよいと考え、円弧をダリウス形水車用増速器の付加物平面形状

として選択した。

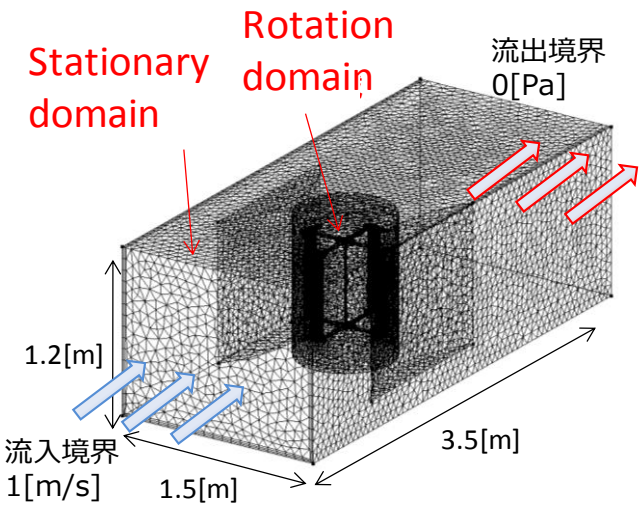


Fig. 4-1-8　増速器つきダリウス形水車.

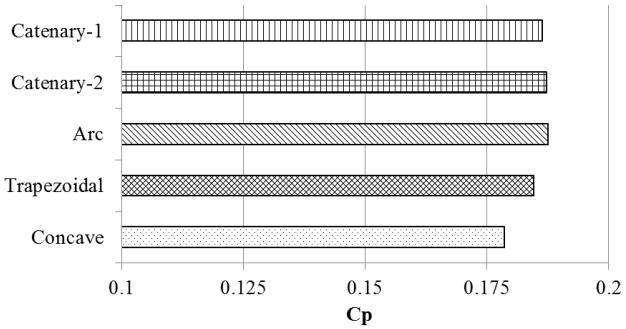


Fig. 4-1-9　5 つの平面形状の増速器つきダリウス形水車の Cp の比較（λ =1.5、 β =0.0[deg]）.

4-2　円弧形状増速器つきダリウス形水車の性能

4-2-1　円弧形状増速器の増速率

円弧形状増速器つきダリウス形水車の水車性能の結果を示す前に、この増速器がどれほど流速を増加させるのかを示す。そのために、円弧型増速器を入れた際、付加物間の流速分布を CFD による数値計算によって求めた。計算領域全体のサイズはダリウス形水車単体を計算した場合と同じで、メッシュサイズも水車以外の部分以外は基本的に同じである。ただし、増速器の境界面のメッシュサイズを 0.01[m]とした。境界条件も、水車単体の場合と基本的には同じであるが、増速器の表面を壁面条件とし、方程式は SST k-ω モデルを用いて定常計算を行った。

CFD による数値計算で、解析領域の底から高さ 0.6[m]の位置の付加物間の断面の流速

分布を求めた結果を Fig. 4-2-2 に示す。図中の左は流速の大きさのコンター図を示し、右図は流れの方向をわかりやすくするために流速のベクトル図を示している。Fig. 4-2-2 から分かるように、付加物の厚みが最も大きくなるところで流速が最も大きくなっている。流速分布が一様でないので、この増速器がどれほど増速させたかを評価しにくい。そこで、Fig. 4-2-2 に示すようなダリウス形水車の回転軌道円周上の流速の平均値をとって増速効果を評価する。Fig. 4-2-3 は、流入流速 U を与えたときの付加物間の回転円周上の流速の平均値 U'の計算結果を表している。また、それらの計算結果を最小二乗法によって一次近似した結果とその式も示している。Fig. 4-2-3 より、流入流速を変化させても平均流入流速は水車の回転円周部で約 1.3 倍増加することが分かる。そのため、水車出力は流速の 3 乗に比例するので約 2.2 倍増加することが予想される。

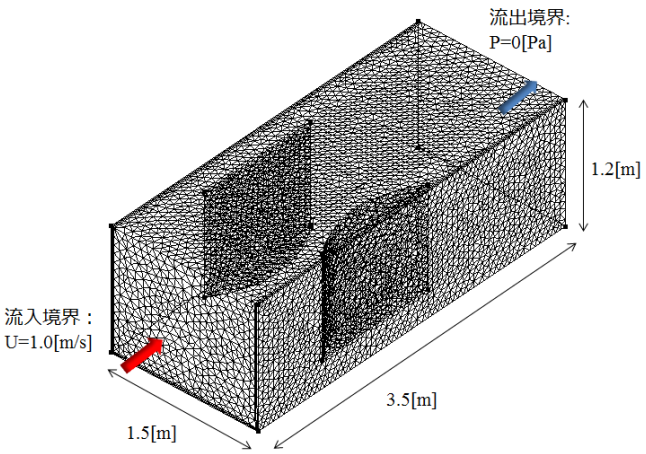


Fig. 4-2-1　円弧形状増速器単体の場合の計算領域.

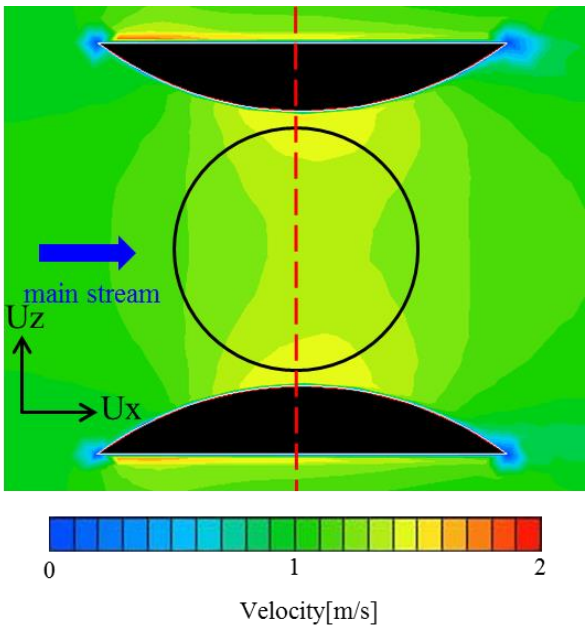


Fig. 4-2-2　円弧形状付加物間の流速分布.

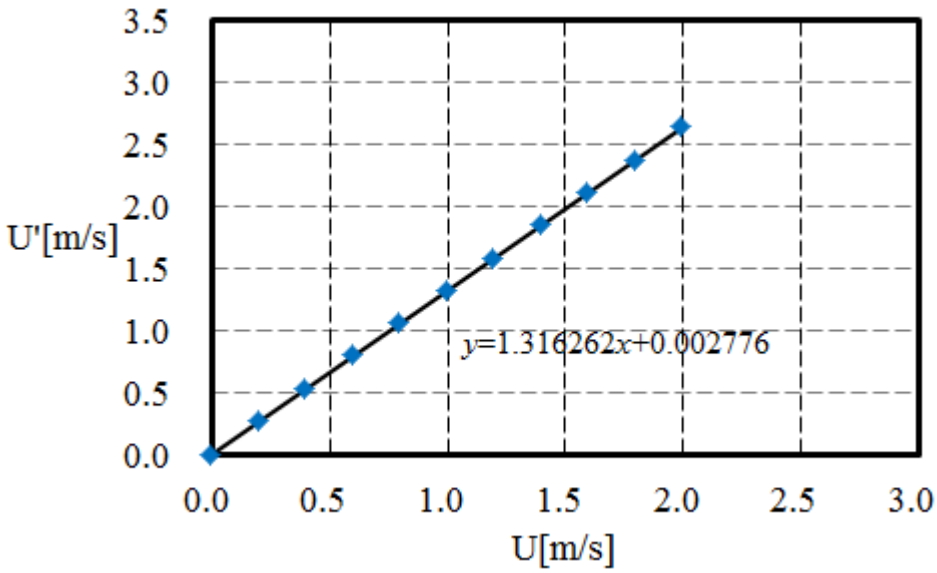


Fig. 4-2-3　円弧形状付加物による水車回転円周上の平均流速.

4-2-2　円弧形状増速器つきダリウス形水車の水車効率

円弧形状増速器を取り付けたダリウス形水車の水車性能を確認するための模型実験を行った。模型実験には円弧形状増速器と前述した回流水槽、模型実験装置を用いており、Fig. 4-2-4 に装置の写真と実験に用いた付加物の寸法を示す。実験装置の都合上、実験装置の都合上、長さと高さを小さくしたが、付加物の厚みは数値計算と同じにした。この影響については付録 C-1 で記述しているが、L=2[m]から 0.6[m]に変更したことについてはほとんど水車効率に影響はないと考えている。また、水車単体でも確認されたよ

うに水車性能は翼の取り付け角度に依存するので、増速器をつけた場合の水車でも取り付け角度を変更して水車性能を確認する。

Fig. 4-2-5 は、模型実験により得られた水車の性能を示し、増速器を追加したダリウス形水車の性能について得られる知見を以下に示す。

(a)周速比に対しての水車効率のピークが最も大きい場合の取り付け角度は、2.5～5.0[deg]となっており、水車単体のときと異なっている。これは増速器を入れたことによる翼への流入角度の変化や増速器を挿入したことによる水槽内の流速分布の変化によるものであると考えられる。

(b)各取り付け角度における水車効率のピークになる周速比は水車単体のときと違い、β=0.0～5.0[deg]のとき λ=2.2 となっている。そのため、水車単体のときより水車効率のピークになる周速比が高周速側となっている。

水車単体に比べピークが高周速側になったことについては、増速器によって水車近傍の流速が大きくなっていることが原因と考えられる。もし、最大水車効率になる周速比が水車単体と増速器を加えた場合とで等しかったとすると、その周速比 λ_p は、

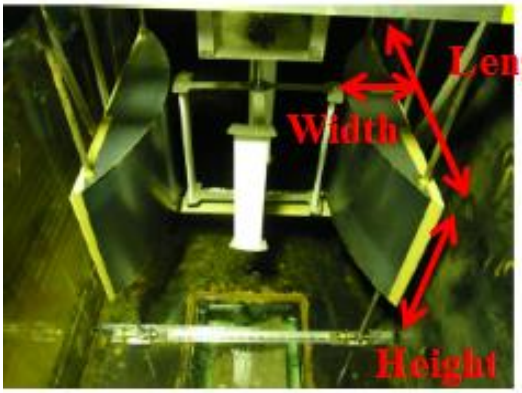
$$\lambda_p = \frac{r\omega_1}{U_1} = \frac{r\omega_a}{U_a} \tag{4.1.6}$$

と表される。ただし、添え字の 1 は水車単体の場合、a は増速器を加えた場合をそれぞれ示す。Fig. 4-2-6 の結果では、増速器を加えた場合、周速比の分母に U_1 を用いていたので、このときの水車効率が最大になる周速比 λ_{pa} は、

$$\lambda_{pa} = \frac{r\omega_a}{U_1} = \frac{r\omega_a}{U_a}\frac{U_a}{U_1} = \lambda_p \frac{U_a}{U_1} \tag{4.1.7}$$

となる。$U_a > U_1$ より、$\lambda_{pa} > \lambda_p$ となるので、付加物を付けた場合の最大水車効率になる周速比は水車単体の場合に比べると高周速側になったと考えられる。

Fig. 4-2-6 は水車単体の場合と増速器をつけた場合で、それぞれ水車効率が最大となった取り付け角度において比較した結果である。この結果から、適度な取り付け角度に調整して、増速器をつければ水車効率は約 1.8 倍増加する結果が得られた。この結果は、前節の増速率の計算結果より求めた水車出力の増加率より少し小さくなったが、これは、水車を入れたことによって付加物に流れにくくなったことが影響していると考えられる。



Principal dimensions

Width[m]	0.2
Height[m]	0.6
Length[m]	1.2

Fig. 4-2-4　増速器つきダリウス形水車の回流水槽実験.

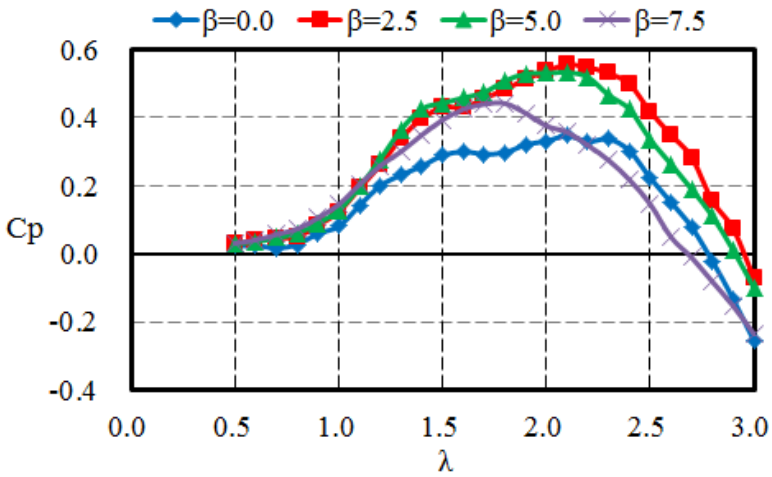


Fig. 4-2-5　取り付け角度の違いによる増速器つきダリウス形水車の水車効率.

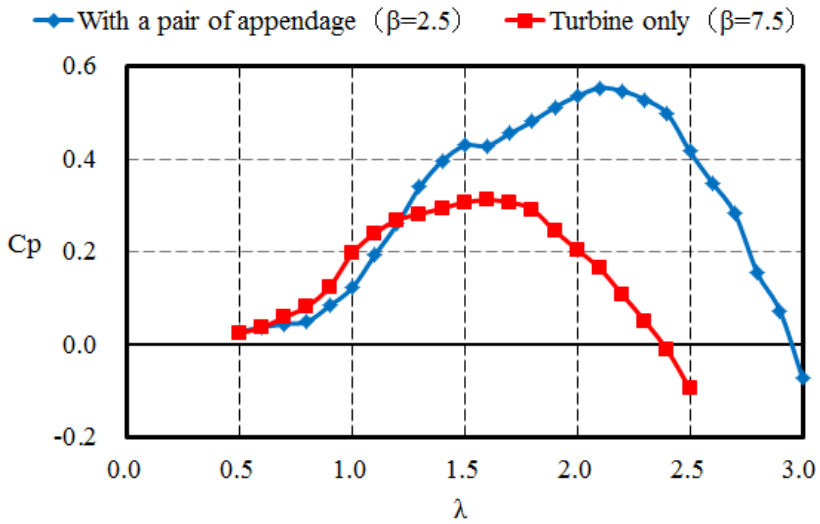


Fig. 4-2-6　水車単体と増速器つきダリウス形水車の水車効率の比較.

4-2-3 増速器を追加したときの水車のトルク変動への影響

水車単体のときと同様、最大水車効率が最も大きかった β=2.5[deg]の場合の増速器つきダリウス形水車のトルク変動を詳しく調べるために、CFD による数値計算を λ=0.5～2.5 で行った。解析領域の付加物は、実験結果の性能を確認するために模型実験と同じサイズにし、メッシュサイズの設定と計算条件も平面形状の計算の場合と同じにした。Fig. 4-2-7 に β=2.5[deg]の増速器つきダリウス形水車の一回転中のトルク変動の数値計算結果を示す。また、同図に λ=0.5～2.5 の各周速比における一回転中の局所トルク係数の最大値 Ctmax、最小値 Ctmin、それらの差（トルク変動の大きさ）Ctmax-Ctmin とそれぞれの平均値も示す。

Fig. 4-2-7 から増速器を加えたときのトルク変動についての知見を以下に示す。

(a)増速器を加えた場合でも水車単体の場合と同様に、トルクのピークは一回転中に 4 回発生していることが確認できる。

(b)トルクのピークの大きさは、β=7.5[deg]の水車単体の場合(Fig. 3-2-10)に比べると増速器つきダリウス形水車の場合のほうが各周速比でそれぞれ大きくなっている。

(c)1 回転中に負のトルクが発生せず、正のトルクを維持している場合の周速比は、λ=1.5～2.5 である。

(d)トルクのピークが最も大きくなる周速比は、λ=1.0 の場合であり、トルクの谷が最も小さくなる周速比も、λ=1.0 の場合である。

(e)水車のトルク変動の大きさがもっとも大きくなる周速比は、λ=1.0 の場合であり、トルク変動の大きさがもっとも小さくなる周速比は、λ=2.5 の場合である。

これらより、水車単体と比較すると全体的な傾向としてトルクの大きさは変化するものの、トルクの変動の大きくなる周速比などのトルク変動の特徴は似たような傾向となっていることが分かる。まだ一回転中の水車の翼一枚のトルクのピークの回転角度が不明確なので、4 枚の翼うちの 1 枚の翼のトルク変動を Fig. 4-2-8 に示す。

Fig. 4-2-8 から増速器をつけた場合の翼一枚のトルク変動の特徴を Fig. 3-2-10 の β=7.5[deg]の水車単体の翼一枚のトルク変動と比較しながら以下にまとめる。

(a)増速器をつけた場合でも、λ=0.5 から 2.5 と大きくなるにしたがって、トルクがピークになる回転角度が遅れていることが分かる。

(b)水車単体の場合と同様に、λ=0.5～2.5 のいずれの場合でも、一回転中のうち大きな正のトルクが一回発生しており、それは上流側で発生している。

以上より、増速器をつけた場合でもトルク変動は水車単体とおおよそ似たような傾向を示していることがわかる。

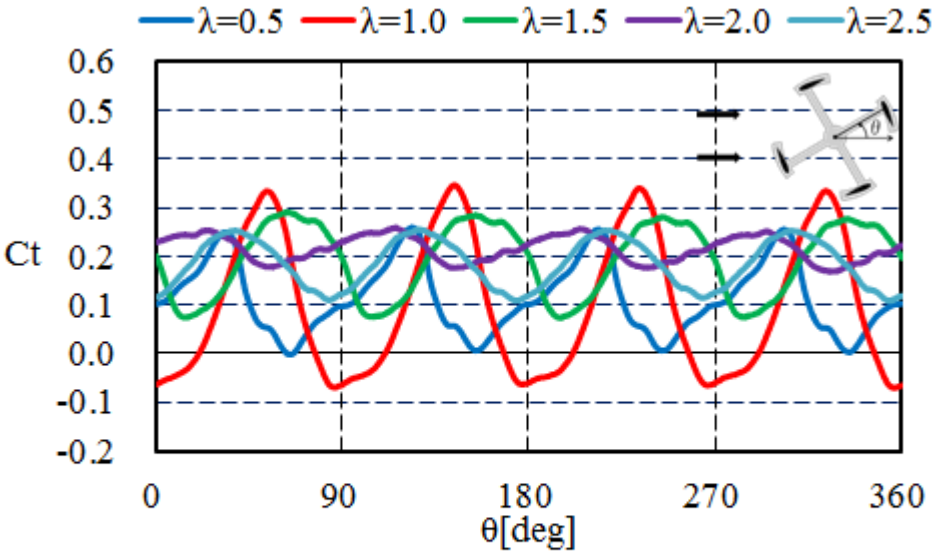
この増速器つき水車のトルク変動を水車単体のトルク変動と比較して分析する。前述した水車単体のトルク変動は、高速回転（高周速比）と低速回転（低周速比）の場合で異なる特徴を示した。そこで、Fig. 4-2-9、Fig. 4-2-10 に、低速回転の場合を代表した λ=1.0、高速回転の場合を代表した λ=2.0 の場合の増速器つきダリウス形水車の一回転中の

トルク変動を水車単体の場合とあわせてそれぞれ示している。Fig. 4-2-9 から、λ=1.0 の場合、増速器をつけたことでトルク変動の大きさが大きくなり負のトルクが発生するようになっており、トルクのピークの位相が増速器を付けた場合と水車単体の場合で異なることが分かる。それに対して Fig. 4-2-10 では、λ=2.0 の場合、増速器をつけてもトルク変動の大きさやトルクのピークの位相はほとんど変わらないが、トルクの曲線が全体的に縦軸 *Ct* の正方向にシフトする形となっている。

Fig. 4-2-11、Fig. 4-2-12 にそれぞれ λ =1.0、2.0 の翼 1 枚のトルク変動に分解した結果を示す。これらのグラフから、低速回転の λ =1.0 と高速回転の λ =2.0 の場合についてそれぞれ次に議論する。

低速回転における λ =1.0 では、増速器つき水車の下流側のトルクの全体的な大きさは、水車単体の場合より大きくなっていることが分かる。特に、下流側で θ=320[deg]付近のそれらのトルクの大きさの差が顕著である。低速回転の場合において、4 枚の翼を重ねたときその θ=320[deg]付近の下流側のトルクのピークと θ=140[deg]付近の上流側のトルクのピークが足しあわされることによって、Fig. 4-2-11 の低速回転の場合での付加物付き水車のトルクのピークが水車単体の場合と比べ大きくなり、トルク変動も大きくなったと考えられる。

高速回転における λ =2.0 の場合、Fig. 4-2-12 から増速器つき水車の翼 1 枚のトルクのピーク位置や下流側の翼 1 枚のトルクの全体的な大きさは水車単体の場合に比べほとんど変わらないが、翼 1 枚のトルクは上流側における θ=120[deg]～210[deg]で大きくなっており、その範囲以外ではほとんど変わらないことが分かる。そのため、翼を 4 枚重ねたとき Fig. 4-2-12 においてトルクの曲線全体が上昇する方向にシフトしたと考えられる。



λ	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	average (λ=0.5~2.5)
Ctmax	0.25993	0.34673	0.29119	0.25994	0.25596	0.28275
Ctmin	-0.00204	-0.07077	0.07308	0.16849	0.10820	0.05539
Ctmax-Ctmin	0.26198	0.41750	0.21811	0.09146	0.14776	0.22736

Fig. 4-2-7　増速器つきダリウス形水車の一回転中のトルク変動(β=2.5[deg]).

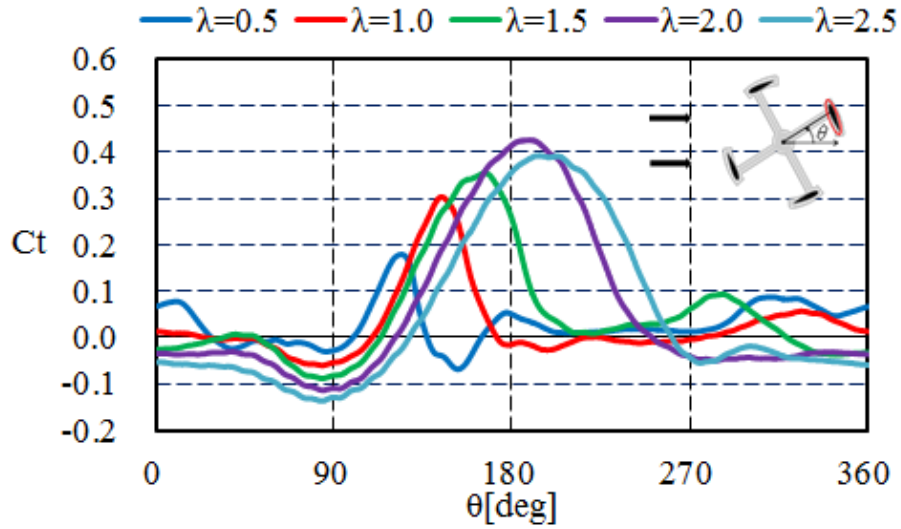


Fig. 4-2-8　増速器つきダリウス形水車の翼一枚のトルク変動(β=2.5[deg]).

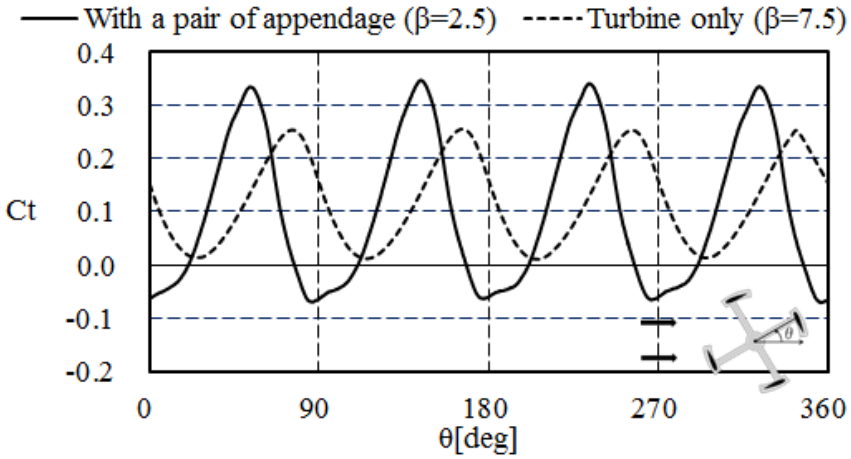


Fig. 4-2-9　増速器つき水車と水車単体の一回転中のトルク変動の比較（λ=1.0）.

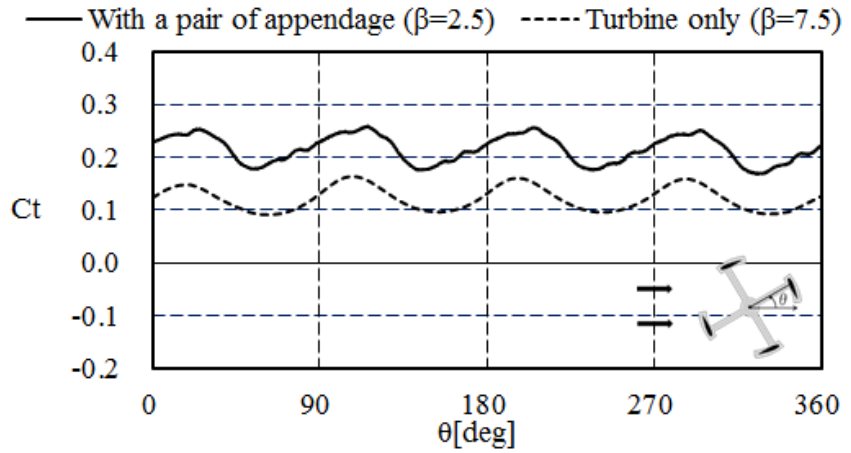


Fig. 4-2-10　増速器つき水車と水車単体の一回転中のトルク変動の比較（λ=2.0）.

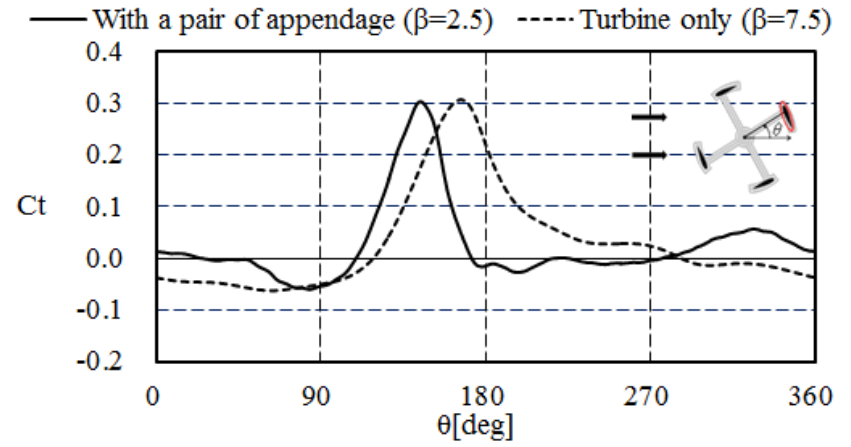


Fig. 4-2-11　増速器つき水車と水車単体の翼一枚のトルク変動の比較（λ=1.0）.

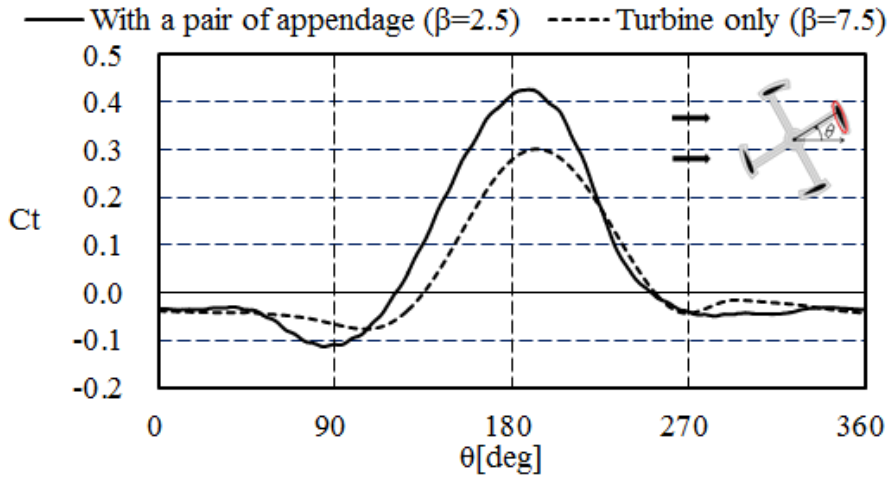


Fig. 4-2-12　増速器つき水車と水車単体の翼一枚のトルク変動の比較（λ=2.0）.

4-2-4　増速器つき水車の静止時のトルク

ダリウス形水車単体の場合の静止時のトルクについて前章で評価したので、本章でも同様に増速器を追加したダリウス形水車の静止時のトルクがどのようになるのかを CFD による数値計算により評価する。解析領域は Fig. 4-2-13 に示す θ=0.0[deg]の場合のものと別に θ=10～80[deg]のうち 10[deg]間隔ずつのものを作成した。計算条件は水車単体の場合と同じで、方程式に SST k-ω モデルを用い、定常解析を行った。境界条件は、増速器の表面を壁面条件とし、その他は水車単体の場合と同じにした。Fig. 4-2-14 に β =2.5[deg]の増速器付きダリウス形水車の各回転角度におけるトルク係数を β =7.5[deg]の水車単体の場合と合わせて示す。このグラフから得られる知見を以下に示す。

(a)増速器つき水車の場合、θ=70、160、250、340[deg]で負、それらの角度以外では正となっており、局所トルク係数の最大値はおよそ 0.1156 で、最小値はおよそ-0.07960 である。水車単体の場合と比較すると回転角度に対してのトルクの変動は激しくなっている。

(b)増速器をつけたとき、一回転中の平均をとったトルク係数は 0.05104 であり、水車単体の場合に比べ約 1.3 倍増加している。特に、θ=10～40[deg]での局所トルク係数の増加が目立つ。

以上より、増速器をつけることで、静止トルクを向上させることができる結果となった。また、Fig. 4-2-14 のグラフでは、翼一枚のトルクのピークと回転角度の関係が明確でないので、前述と同様、Fig. 4-2-15 に一回転分の翼一枚のトルクを示す。このグラフから得られる知見を以下に示す。

(a)増速器を追加すると、翼一枚のトルクは θ=110～270[deg]で低下、θ=0～100、280～360[deg]で上昇している。特に、θ =300[deg]で大きく上昇している。

(b)増速器付き水車の場合、トルクは θ=110～240[deg]、270～360[deg]で正、θ=10～100、

250～260[deg]で負となっている。
以上より、増速器を追加したとき、翼一枚のトルクは、回転角度によって大きくなったり小さくなったりすることが分かる。このことについて、前述と同様に翼周りの圧力分布から考察する。
Fig. 4-2-16 は増速器を追加した際にトルクが大きくなった回転角度の代表としてθ=300[deg]の圧力分布図を示す。この図から、増速器をつけると、翼後方の回転円周外側の負圧が大きくなるが、その負圧が翼前縁にまで及んでいる。同時に翼後方の回転円周内側の正圧も大きくなっていることが分かる。これらの力を足し合わせて、全体として正のトルクの方向にかかる力がおおきくなったと考えられる。
また、Fig. 4-2-17 は増速器を追加した際にトルクが小さくなった回転角度の代表としてθ=180[deg]の圧力分布図を示す。この図から、増速器を追加すると翼後方の回転円周内側の負圧が大きくなっており、この圧力が翼を回転と逆方向に引っ張り、大きな負のトルクを発生したと考えられる。翼中央の回転円周外側の正の圧力増加も見られるが全体としてこの負圧のほうが大きかったのでトルクが減少したと考えられる。

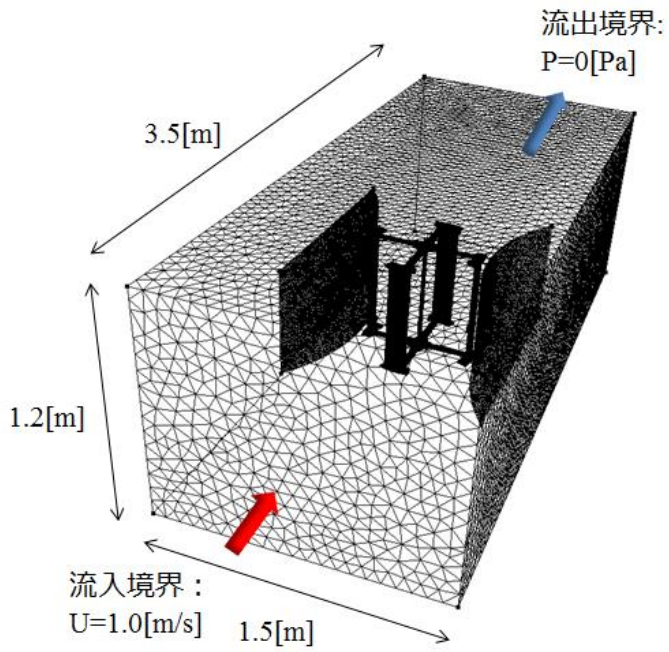


Fig. 4-2-13　増速器つき水車の静止時のトルク計算用の解析領域(θ=0[deg])

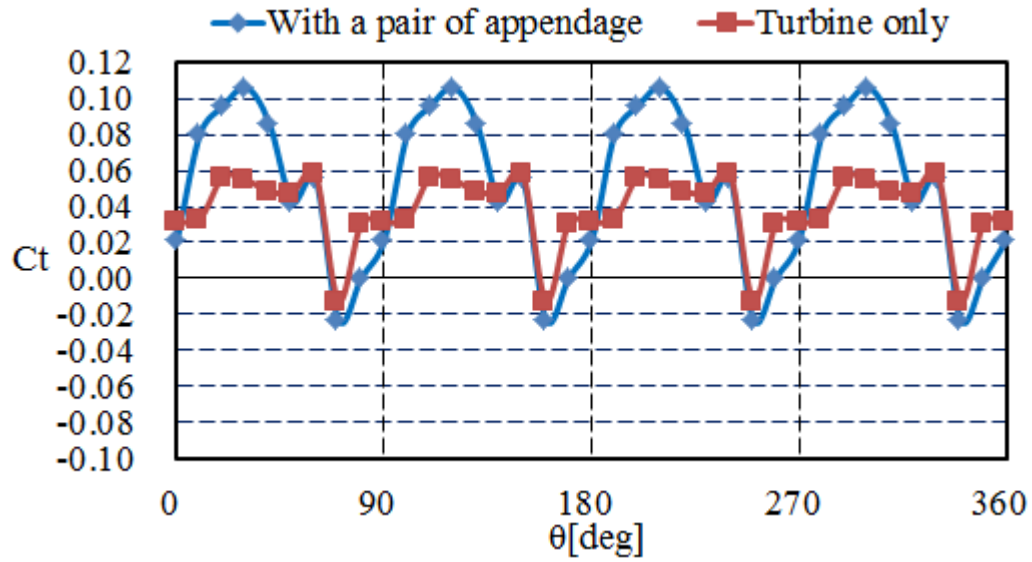


Fig. 4-2-14　付加物つき水車の静止時の各回転角度におけるトルク

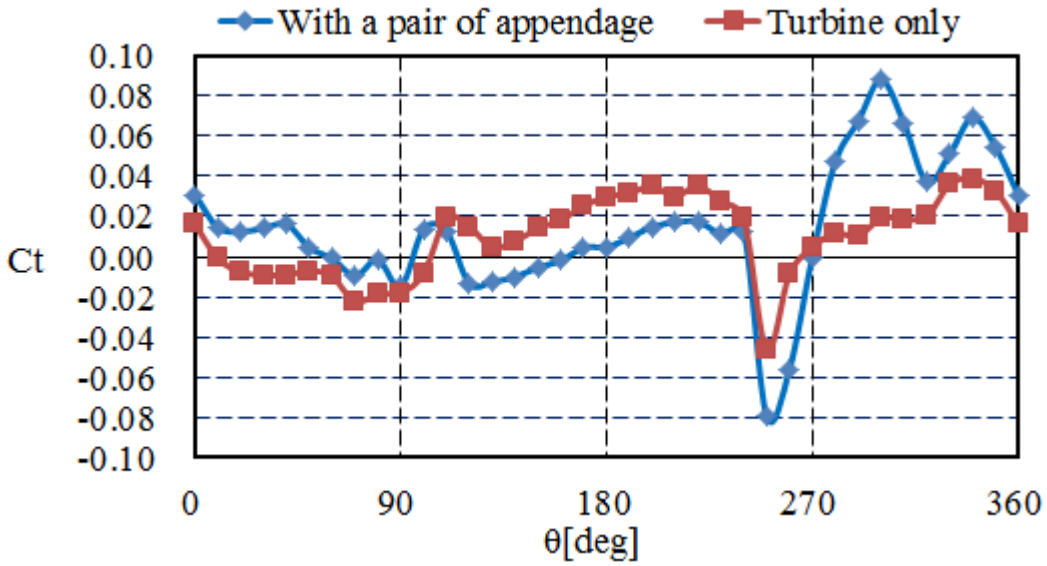


Fig. 4-2-15　増速器つき水車の静止時の各回転角度における翼一枚のトルク

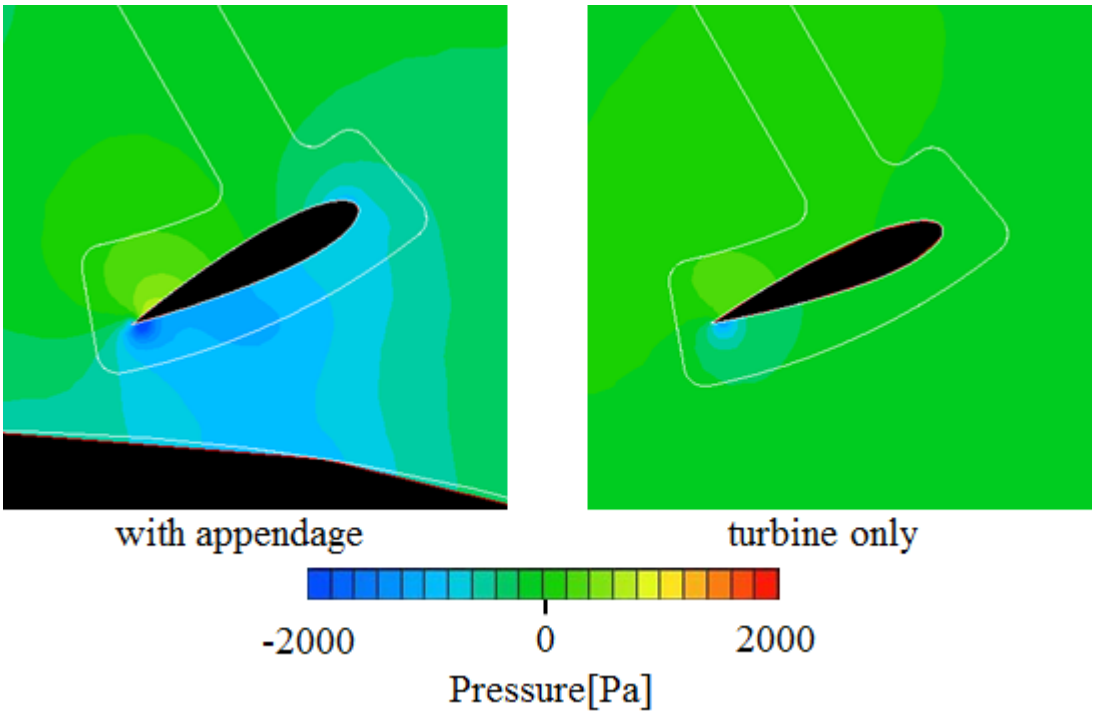


Fig. 4-2-16　静止時の θ =300[deg]での増速器付き水車（左）と水車単体（右）における圧力分布

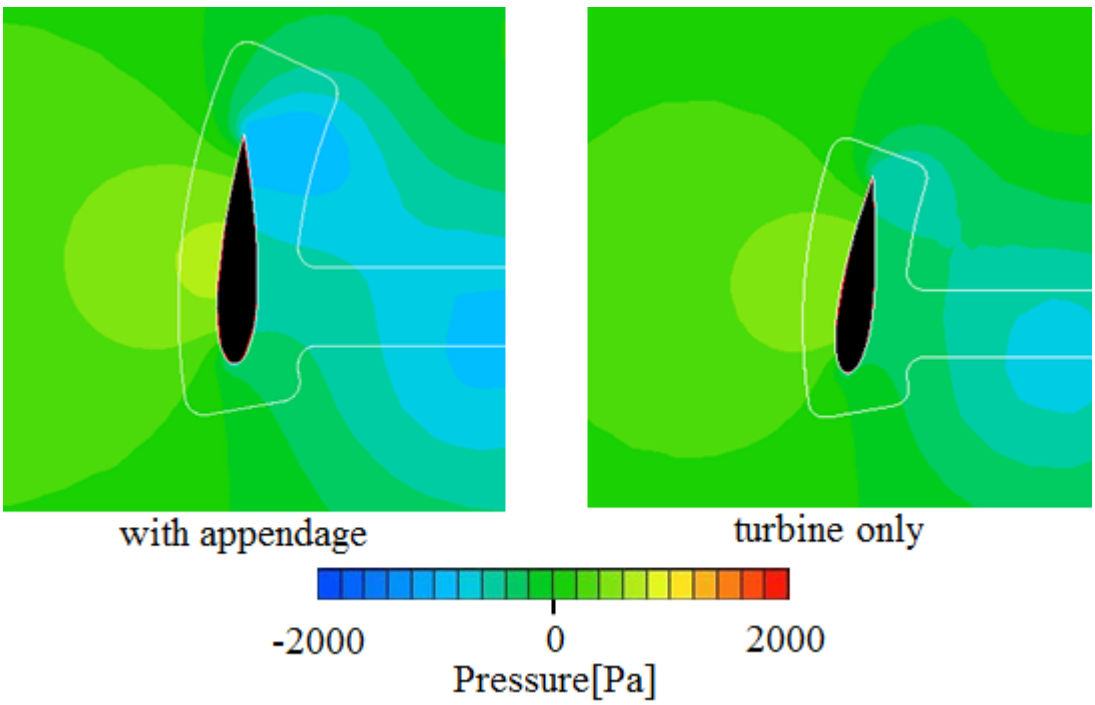


Fig. 4-2-17　静止時の θ =180[deg]での増速器付き水車（左）と水車単体（右）における圧力分布

4-3　まとめ

(a)CFD 計算結果より、ダリウス形水車の両脇に置く増速器の平面形状について、凹型以外は水車効率にほとんど影響を与えなかったので、形状が簡単な円弧形状を選択した。

(b)模型実験より、円弧型増速器を追加した場合、最適な取り付け角度は2.5[deg]となり、水車単体時の最適な取り付け角度と異なる結果となった。

(c)模型実験より、円弧型増速器を追加し、最適な取り付け角度に調整することで最大水車効率が約 1.8 倍増加する結果となった。

(d)CFD 計算結果より、円弧型増速器を追加したときのトルク変動への影響について、この増速器を追加すると、低速回転時には、トルクの平均値はほとんど変化せず、トルク変動の大きさが大きくなり、高速回転時には、トルクの平均値が大きくなり、トルク変動の大きさはほとんど変化しない結果となった。

(e)CFD 計算結果より、水車単体の場合と増速器つき水車でそれぞれ取り付け角度を最適化した場合で静止トルクの平均値を比較すると、円弧型増速器をつければ約 1.3 倍増加する結果となった。

第5章 実海域における増速器つき水車

5-1 実海域実験概要

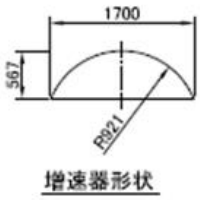
5-1-1 実証実験用増速器つきダリウス形水車

前述したように九州大学大学院総合理工学府大気海洋環境システム学専攻沿岸海洋環境学研究室では、長崎県平戸市生月町の辰ノ瀬戸にある生月大橋の橋脚横に潮流発電装置を設置しており、その潮流発電用水車に増速器をつけることを考えた。Fig. 5-1-1 に 2012 年 8 月に実海域に設置した増速器をつきダリウス形水車を示す。この Fig. 5-1-1 からもわかるように、この水車は、模型実験で性能評価した増速器つきダリウス形水車を回転面方向に相似に拡大したものである。ただし、ダリウス形水車のスパン長さは 3[m]である。また、このダリウス形水車単体のみでは、起動力に不安があるので同軸であるが、ダリウス形水車の外側にサボニウス形水車をつけている。サボニウス形水車を追加すると起動トルクは大きくなるが、水車効率全体としては低下する。そこでサボニウス形水車がダリウス形水車にくらべ半径が小さく、サボニウス形水車の周速比の定義における半径は中心から回転端部までの距離の半分であるので、トルクの大きさの関係上ダリウスのみ増速器をつけることで、なるべく水車効率が低下しないように配慮した。また、生物付着の影響を抑えるため、水車の翼の表面にシリコン系塗料を塗っており、ダリウス形水車の回転軸と同軸上に定格出力 3[kW]の発電機をつけている。

実海域に増速器つき水車の設置図を Fig. 5-1-2 に示す。この実海域の橋脚横の水深は平均 7[m]であり、設置した増速器つき水車は全長 7[m]を超えていて水面から出てしまうため、水車自身を横置きにしている。水車の回転速度では発電できないので、5 倍の増速ギアを発電機と水車にとりつけ、発電機の回転数を水車の回転数の 5 倍にしている。

principal dimension of Darrieus turbine

number of blade	4
shape of blade	NACA0018
chord length[m]	0.3329
span length[m]	1.0×3
diameter[m]	1.7



増速器形状

Fig. 5-1-1　増速器つきダリウス形水車（実海域実験用）

5-1-2 計測用器具

生月大橋の橋脚上に設置している潮流発電の計測システム全体の概要図を Fig. 5-1-3 に示す。生月側の計測の全体的な仕組みとしては、発電機から負荷抵抗に電流を流すことで発電電圧を計測し、ADCP から流速、水温、水深などを計測し、それらの計測したデータをマルチファンクションモジュールに入力し一本化して、HS あとーるに出力してデータを無線で送信することになっている。

FIG は各計測用器具を示し、それについての各説明を以下に示す。

(a)ADCP(Aqua dopp current profiler：アクアドップ流速プロファイラー、ノルテック社)

超音波を発生させ、水中に浮遊する粒子（たとえば動物プランクトンあるいは浮遊堆積物）から反射させ、ドップラー効果により流速を計測するものである。本研究で用いた ADCP は、内部メモリ・コンパス・圧力センサ・温度センサ・ソフトウェアなどを備えている。

(b)メモリハイロガー(HIOKI)

発電電圧、回転数などさまざまな計測データを波形としてリアルタイムにモニター表示することができるデータロガーである。そのため、現地において各計測器具のテストにもちいることが可能である。

(c)マルチファンクションモジュール(HIOKI)

複数の計測データを入力することができ、それを有線 LAN で出力することができる遠隔監視装置である。その有線 LAN を HS あとーるの送信側に接続している。

(d)HS あとーる

NTT ドコモが提供する FOMA データ通信カードとあわせて利用できる携帯電話網へのゲートウェイ装置である。これを利用することで遠隔地でのデータを無線通信で取得することができる。

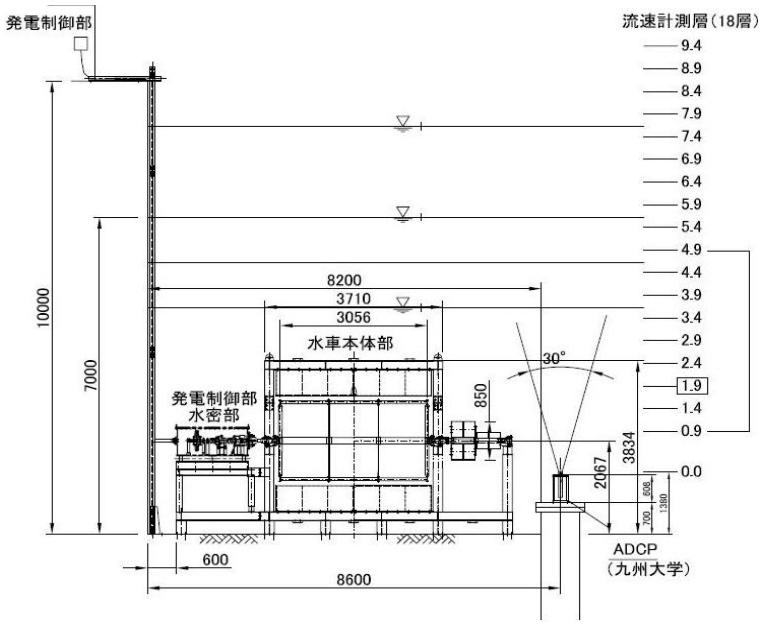


Fig. 5-1-2　橋脚横の増速器つき水車設置図

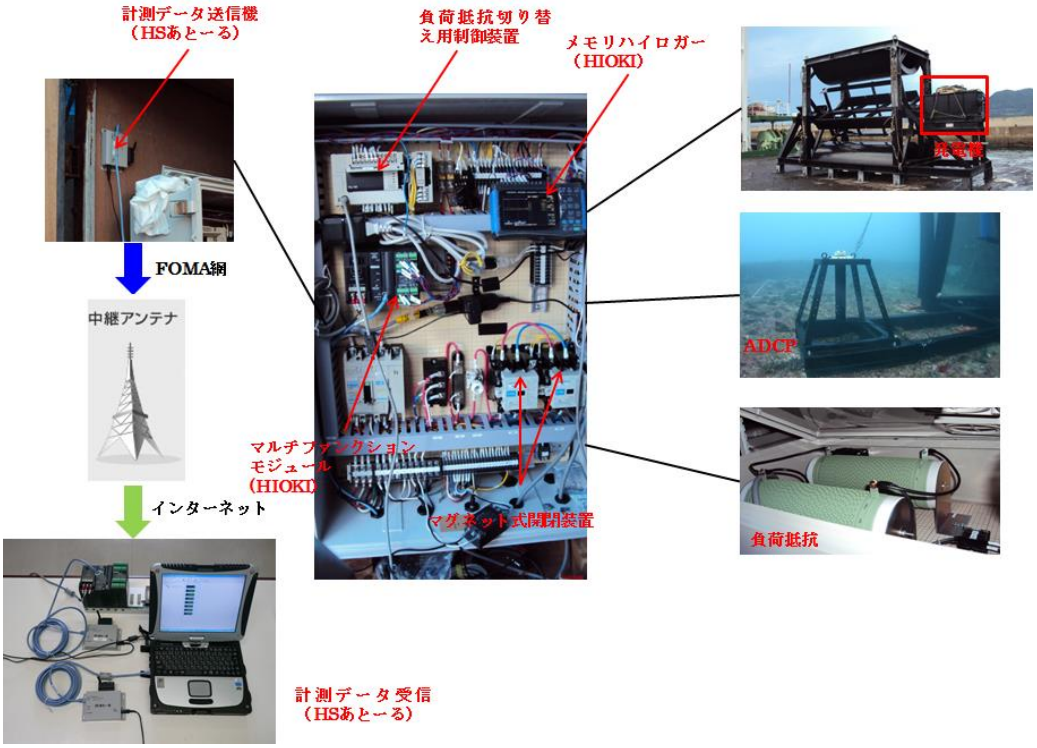


Fig. 5-1-3　潮流発電計測システム

5-1-3　計測方法・計測期間

Fig. 5-1-2 に示すように、ADCP は海底からの高さ 1.38[m]のところにセンサーがあり、そこより 0.9[m]のところから 0.5[m]間隔で 20 層の測定を 5 分間隔でそれぞれ行うように設定した。ADCP による計測項目は水深、圧力、流速、温度である。また、発電機ボックスから水車の回転数と負荷抵抗を通して発電電圧を計測した。

ADCP による計測期間は、2012 年 8 月 23 日 11 時 00 分～2012 年 11 月 26 日 23 時 55 分までで 5 分ごとに計測した。その間のうち 2012 年 9 月 13 日 11 時 00 分～2012 年 11 月 24 日 23 時 59 分まで発電電圧、回転数を 1 分ごとに計測した。

5-2　観測結果

各種潮流発電用計測器具から得られた結果を以下に示す。

5-2-1　水位と水温

橋脚付近の水位は一日におきる満潮、干潮や一か月におこる大潮、小潮により変化する。一か月の潮流の流速を知るためにも、まず水位がどこまでさがるのかが重要となる。なぜなら、たとえば平均水深は約 7[m]海底から高さ 6.5[m]の位置の潮流の一か月のデータを得ようと考えたとき、干潮のときに水位がさがると流速の測定対象の位置より水位が低くなることもありうるのでデータが得られないこともあるからである。よって、まず水位についての結果から分析する。発電装置付近の水位のデータは ADCP から得られた。ADCP による計測期間のうち、切りの良い 9 月、10 月の一か月分の水位のデータを同時に得られた水温のデータとともにそれぞれ Fig. 5-2-1、Fig. 5-2-2 に示す。

Fig. 5-2-1、Fig. 5-2-2 から得られる知見を以下にまとめる。

(a)9 月、10 月は冬に移行しているので日数の経過とともに水温が低下しているのが確認できる。9 月初めから 10 月末までに水温は約 4[℃]下がっている。2 か月間で変化した温度は 4[℃]なのでほとんど海水の密度には影響はないと考えられる。

(b)9 月と 10 月の水位の変化のデータから最も水位が低いのは大潮時で 5[m]と 6[m]の間である。そのため、最低水位を 5[m]とみることができる。

(c)9 月、10 月の平均水位はそれぞれ約 7.09[m]、約 7.11[m]で、平均水温はそれぞれ約 25.3[℃]、約 22.7[℃]である。

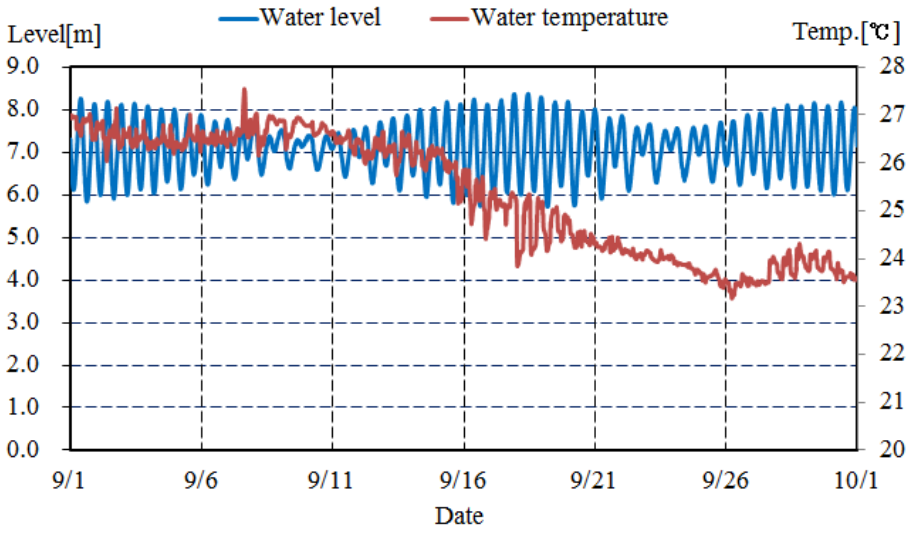


Fig. 5-2-1　9 月の水位、水温の変化

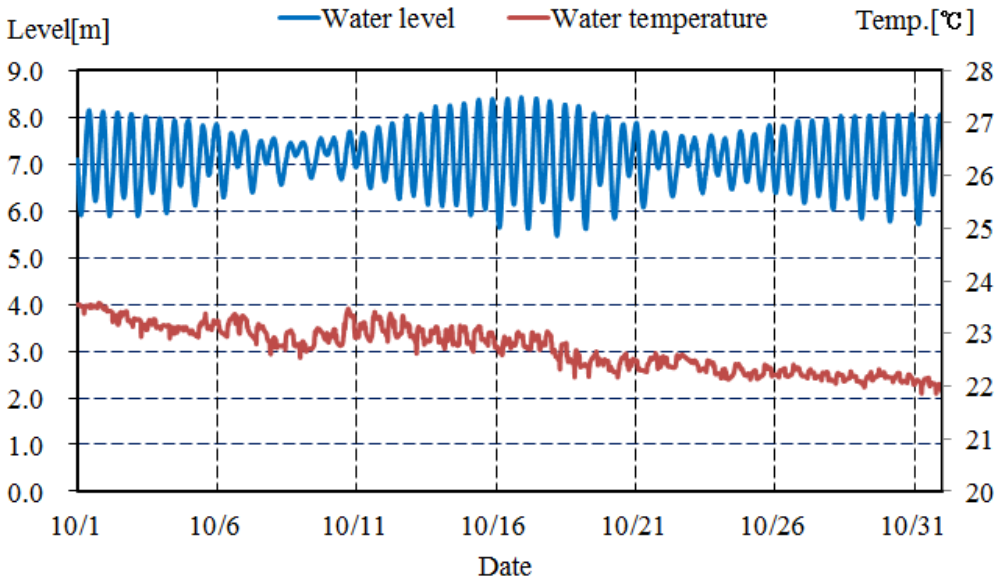


Fig. 5-2-2　10 月の水位、水温の変化

5-2-2　流速

最低の水位が 5[m]とわかったので、その水位以下での潮流を調べることにした。潮流の一か月のデータとして、代表する海底からの高さ h を 3.28[m]とした。h=3.28[m]の位置の 9 月、10 月の潮流の東西方向の流速 u をそれぞれ Fig. 5-2-3、Fig. 5-2-6、南北方向の流速 v をそれぞれ Fig. 5-2-4、、Fig. 5-2-7 鉛直方向の流速 w をそれぞれ Fig. 5-2-5、Fig. 5-2-8 に示す。コンパスは磁気によって測るので近くに鋼製構造物があると誤差が生じるおそれがある。ただし、今回は正確に計測できているようなので省く。

Fig. 5-2-3～Fig. 5-2-8 から得られる潮流の特徴を以下にまとめる。

(a)9 月、10 月の東西方向と南北方向の流速の正負を比べてみると、ほとんどの場合、東西方向が正のとき南北方向が負になっており、東西方向が負のとき南北方向が正になっており、互いに正負が反対になっている。Fig. **5-2-9**、Fig. **5-2-10** に東西南北方向のホドグラフを示しており、この図からもこのことが理解できる。

(b)鉛直方向の流速の大きさは 9 月、10 月の間ずっと 0.1[m/s]以下でかなり小さく、ほとんど鉛直方向に流れは発生していない。

(c)9 月と 10 月の東西方向、南北方向の流速のグラフを比較すると、9 月 16～17 日と 10 月 16～17 日のところ以外では、一か月を通してほぼ同じような波形を示している。9 月 16～17 日と 10 月 16～17 日のところで差が生じたのは、9 月 16～17 日に台風 16 号が平戸近辺に上陸した影響のためと考えられる。

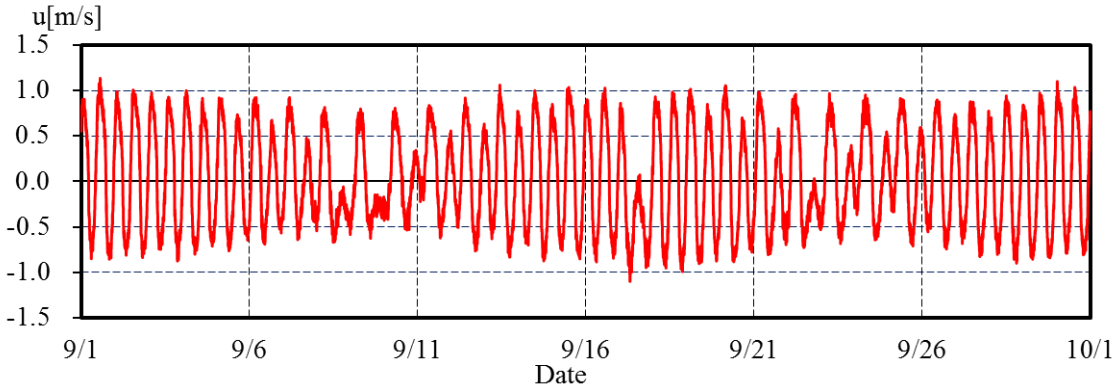


Fig. 5-2-3　9 月の東西方向の流速 u

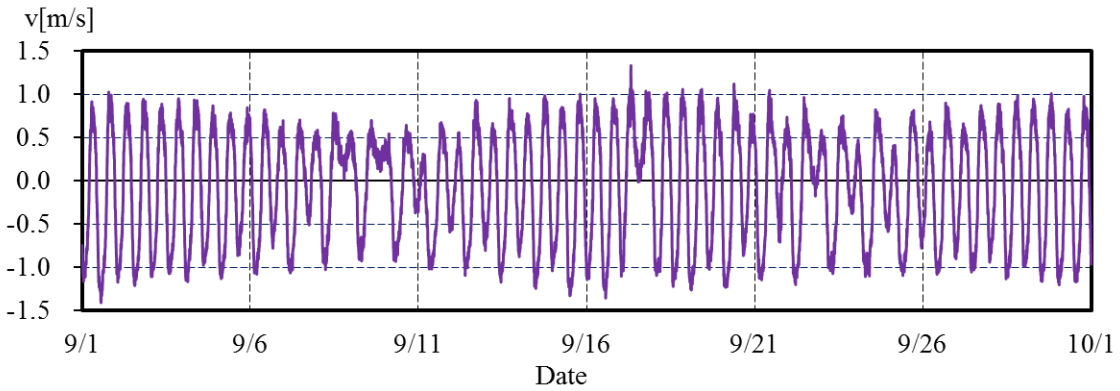


Fig. 5-2-4　9 月の南北方向の流速 v

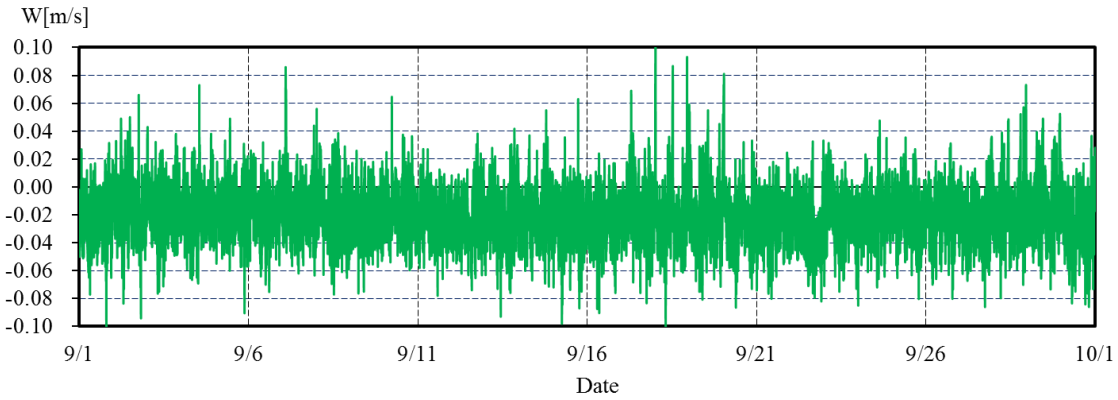


Fig. 5-2-5　9 月の鉛直方向の流速 w

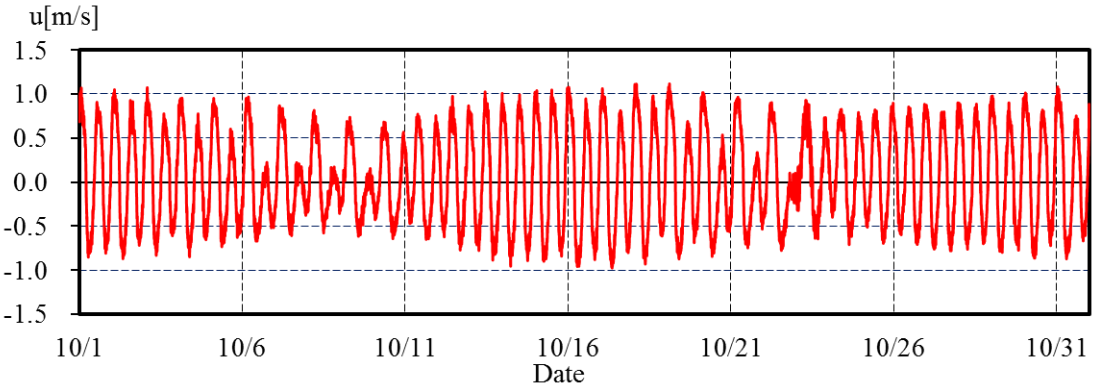


Fig. 5-2-6　10 月の東西方向の流速 u

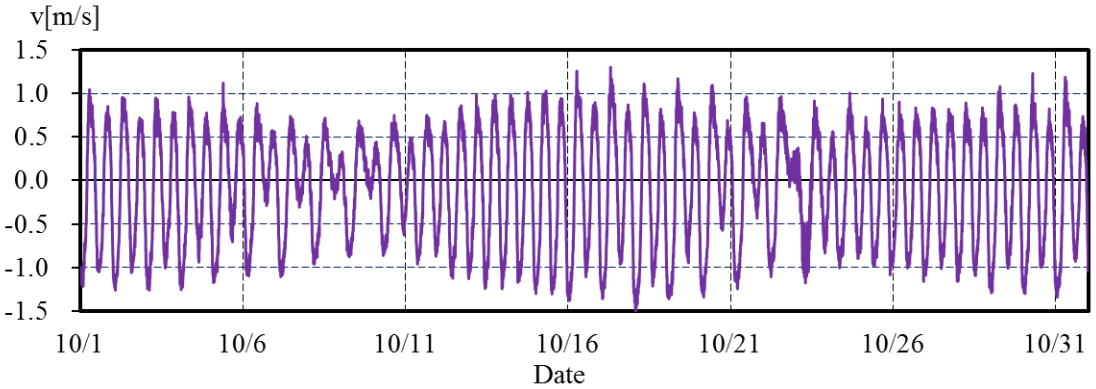


Fig. 5-2-7　10 月の南北方向の流速 v

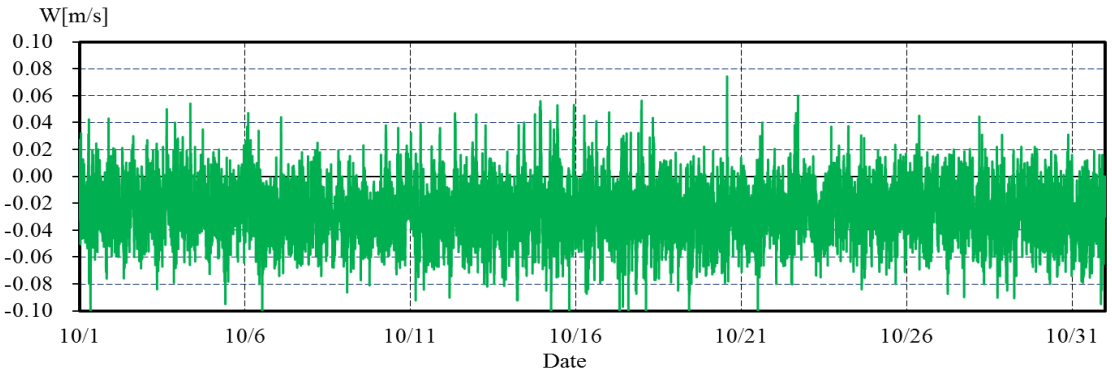


Fig. 5-2-8　10 月の鉛直方向の流速 w

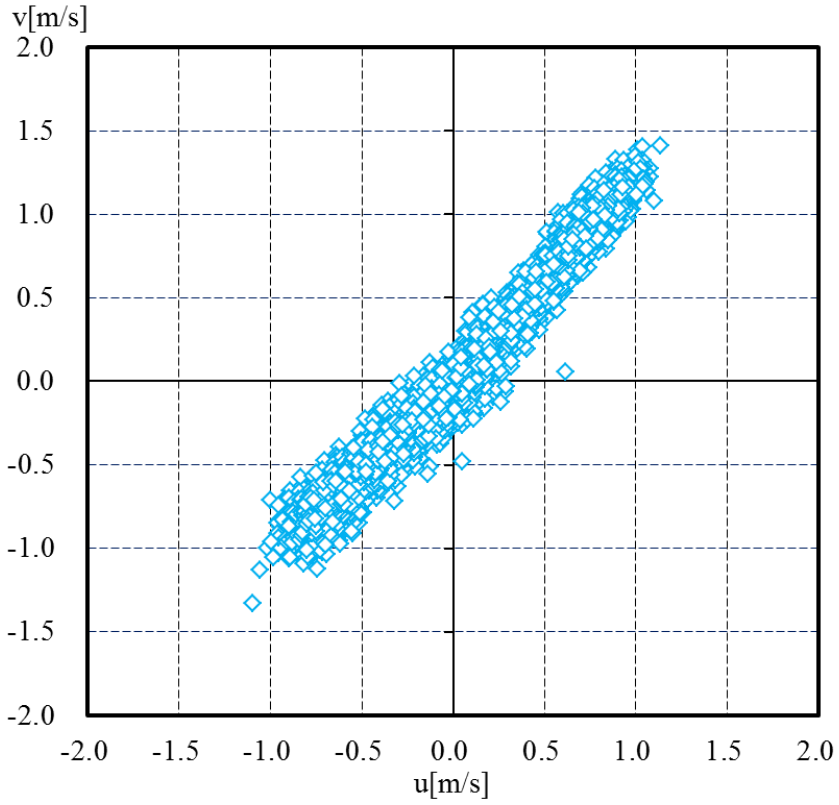


Fig. 5-2-9　9 月の流速のホドグラフ（一ヶ月）

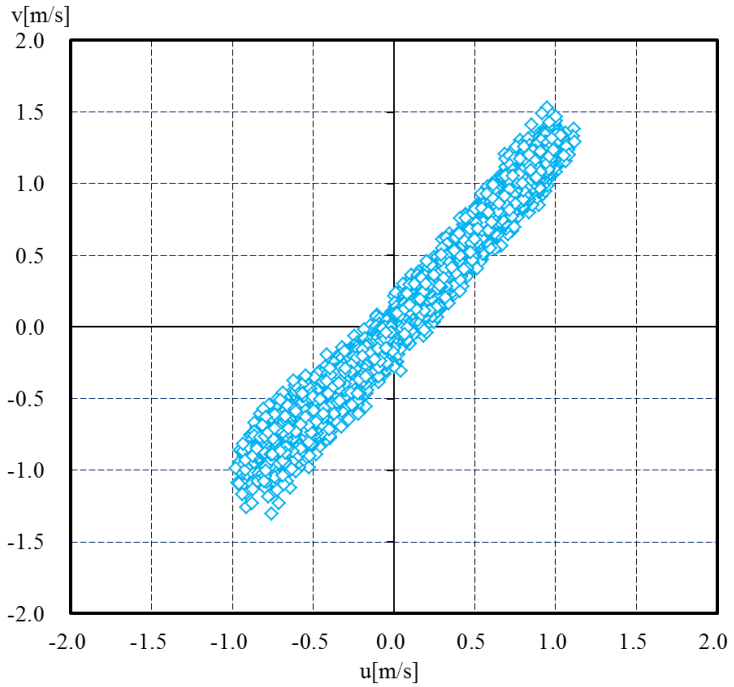


Fig. 5-2-10　10 月の流速のホドグラフ（一ヶ月）

以上より、鉛直方向の流れは非常に小さいので鉛直成分を無視し、流速の大きさを東西方向と南北方向の 2 つの成分の 2 乗の和をとってそれの平方根をとることで求める。9 月、10 月の流速の大きさを求めた結果をそれぞれ Fig. 5-2-11、Fig. 5-2-12 に示す。これらのグラフから 9 月も 10 月も流速が大きくなるのは大潮の時で 9 月の最大流速は約 1.81[m/s]、10 月の最大流速は約 1.80[m/s]であることがわかる。

9 月、10 月の流速の大きさの最大値はいずれも 1.8[m/s]程度、最小値はいずれも 0[m/s]程度なので 0.0～2.0[m/s]の間で 0.1[m/s]刻みで Fig. 5-2-11、Fig. 5-2-12 を流速の大きさのヒストグラム（度数分布）にするとそれぞれ Fig. 5-2-14、Fig. 5-2-15 のとおりになる。

Fig. 5-2-14、Fig. 5-2-15 から、得られる知見を以下にまとめる。

(a)9 月と 10 月の流速の平均値を求めると、それらはともに約 0.77[m/s]である。

(b)9 月でもっとも頻度の高い流速帯は 1.0[m/s]より大きく 1.1[m/s]以下のところであり、10 月でもっとも頻度の多い流速帯は、0.7[m/s]より大きく 0.8[m/s]以下のところである。

(c)9 月、10 月の両方とも、度数分布は左右非対称で、度数が全体的に左側（低流速）に偏っている。

また、潮流の鉛直プロファイルを考える。Fig. **5-2-13** は h=3.28[m]のところで流速が最も速くなった 9 月 1 日の 13 時 35 分についての流速の大きさの鉛直分布を示す。このグラフの縦軸（海底からの高さ h）について、最大値はこのグラフの時点での潮位が 6.208[m]なのでそれを超えない一番大きな海底からの高さ（h=5.78[m]）で、最小値は

ADCP が測定できた最小の海底からの高さ（h=2.28[m]）である。また、データの間隔は 0.5[m]である。このグラフから、h=2.2[m]から h=3[m]付近まで高さが上昇するにつれて流速が上昇し、3[m]以上から海面までは 1.8[m/s]前後となっていることが分かる。

ここで、今後の生月大橋の橋脚横での海域における研究のための基礎データを示すために、一ヶ月の各流速帯の流れがどれくらいの確率で発生しているのか（相対度数または出現確率）を考える。9 月、10 月の度数分布は左右非対称で、度数が全体的に左側（低流速）に偏っており、これを関数形で表すのに適したものの一つとしてワイブル分布関数（確率密度関数）があげられる。この関数は、風況を予測するのによく用いられ、次式のように表現される。

$$f(V)=\frac{k}{c}\left(\frac{V}{c}\right)^{k-1}\exp\left[-\left(\frac{V}{c}\right)^{k}\right] \tag{5.2.1}$$

ただし、k は形状定数（shape parameter）、c[m/s]は尺度定数（scale parameter）であり、この c と k をワイブルパラメータと呼ぶ。式(5.2.1)から、0[m/s]からある流速 V_a[m/s]までの相対累積度数の関数 F は、

$$F(V_a)=\int_0^{V_a}\frac{k}{c}\left(\frac{V}{c}\right)^{k-1}\exp\left[-\left(\frac{V}{c}\right)^{k}\right]dV=1-\exp\left[-\left(\frac{V_a}{c}\right)^{k}\right] \tag{5.2.2}$$

となる。ワイブルパラメータの c と k は、実測に基づく各流速の相対累積度数を式(5.2.2)に代入し、最小二乗法によって求まる。

9 月、10 月の実測による潮流の流速の相対度数を Fig. 5-2-14、Fig. 5-2-15 からそれぞれ求めた。これらの相対度数をワイブル分布関数にそれぞれ適用させた。それらの結果を Fig. 5-2-16、Fig. 5-2-17 に示す。ただし、ワイブルパラメータは 9 月、10 月のそれぞれの月での各風速の相対累積度数から決定した。その結果、9 月では k≒2.053、c≒0.8939 で、10 月では k≒1.997、c≒0.8937 となり、ほとんど同じであった。

Fig. 5-2-16、Fig. 5-2-17 から、9 月、10 月の潮流のワイブル分布関数は両方とも相対度数分布と多少異なる部分はあるものの似たような曲線が得られた。このことから、辰ノ瀬戸の一カ月の潮流の相対度数分布はワイブル分布関数でおおよそ予想できると考えられる。さらに、9 月、10 月のワイブルパラメータがほとんど同じなので、辰ノ瀬戸の海底から 3.28[m]のところでの一カ月のワイブル分布関数におけるワイブルパラメータは k≒2.0、c≒0.89 と推測できる。

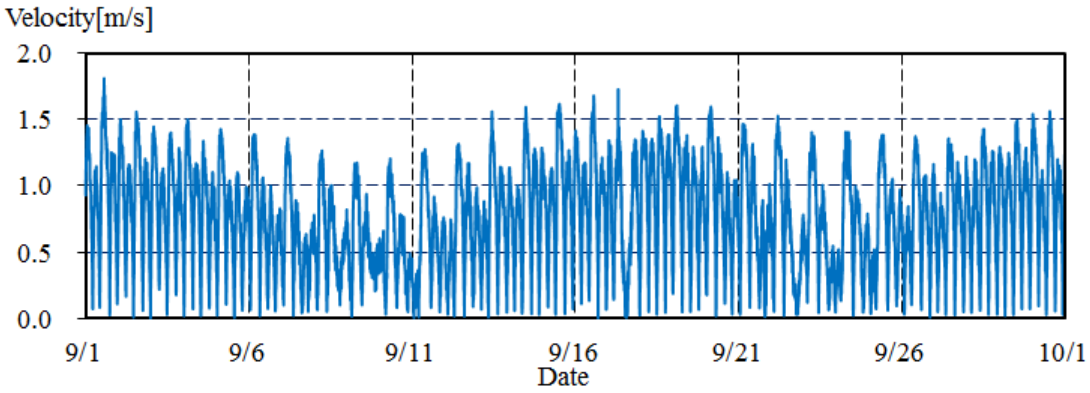


Fig. 5-2-11　9 月の流速の大きさの変化

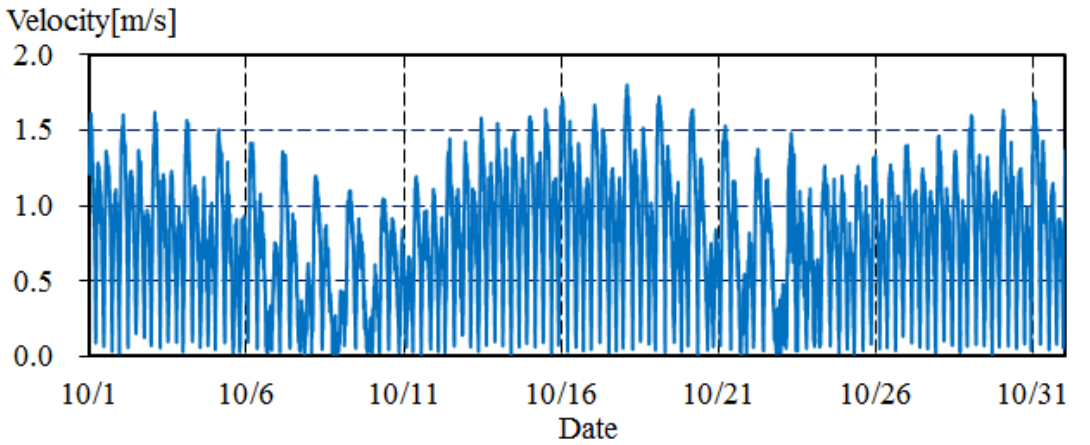


Fig. 5-2-12　10 月の流速の大きさの変化

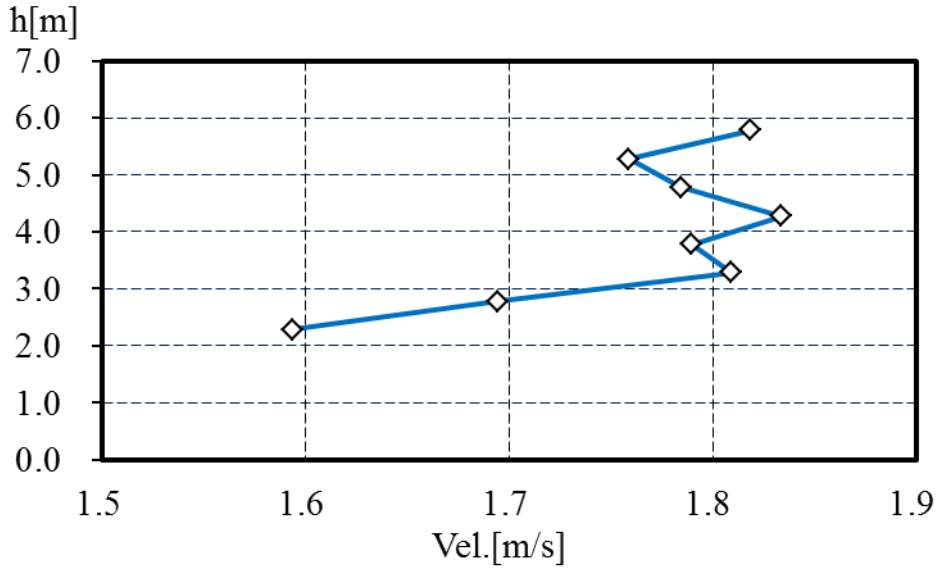


Fig. 5-2-13　流速の大きさの鉛直プロファイル（9 月 1 日の 13 時 35 分）

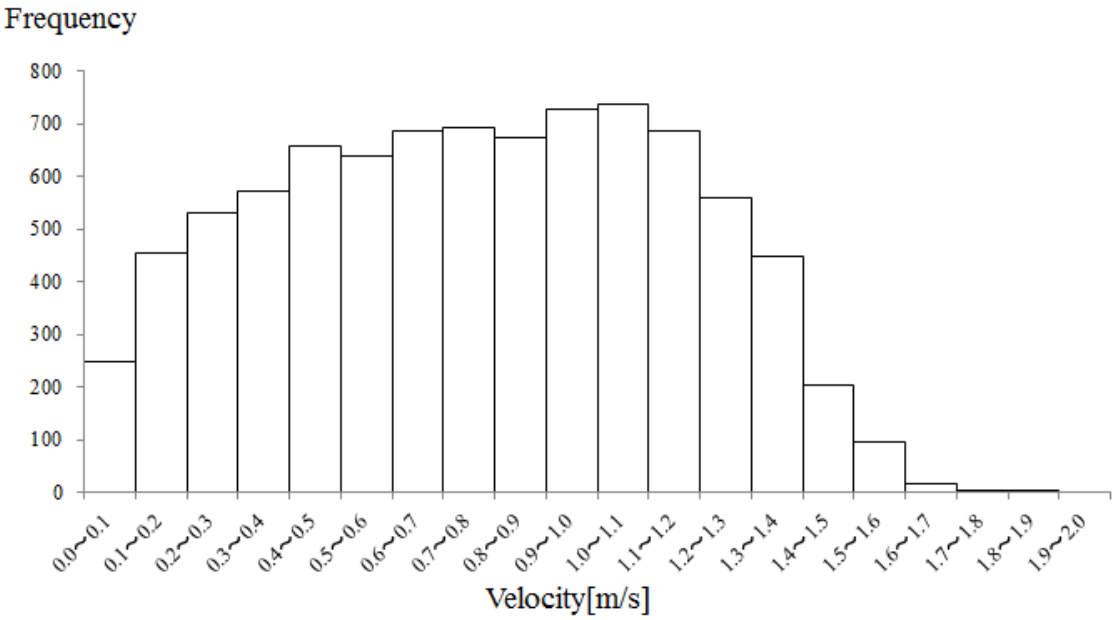


Fig. 5-2-14　9 月の潮流のヒストグラム

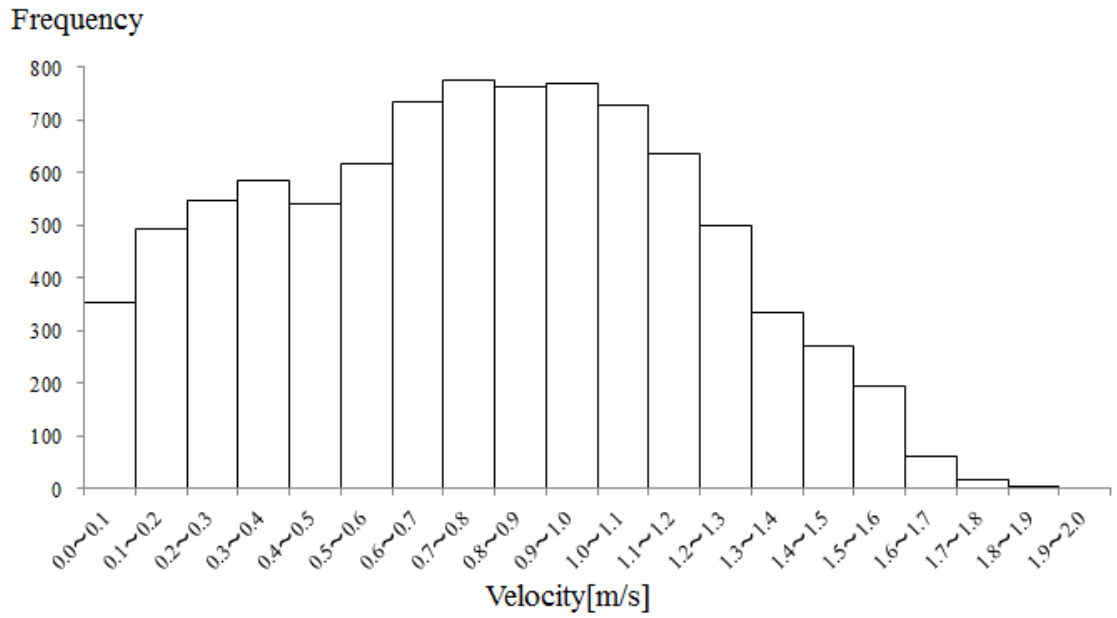


Fig. 5-2-15　10 月の潮流のヒストグラム

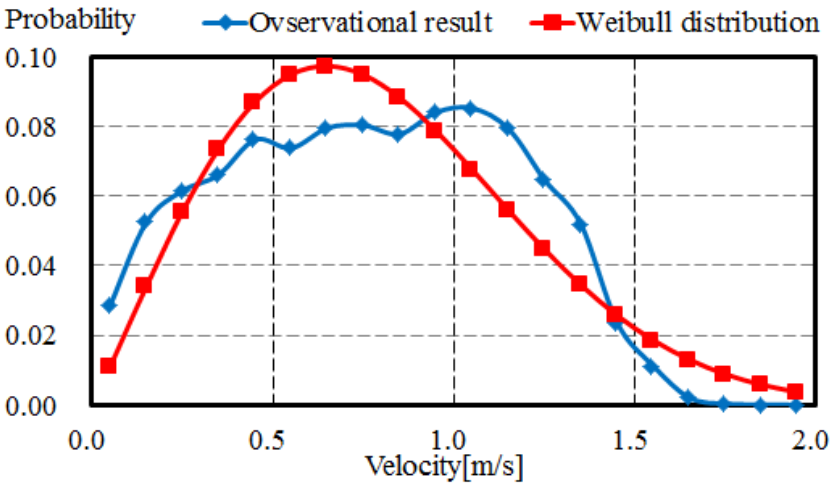


Fig. 5-2-16　9 月の潮流の相対度数分布とワイブル分布

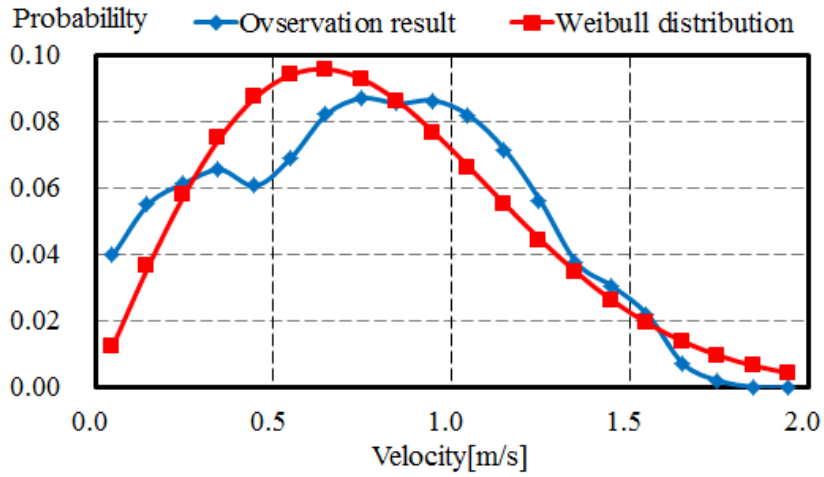


Fig. 5-2-17　10 月の潮流の相対度数分布とワイブル分布

5-2-3　回転数、発電電力、周速比

次に、増速器つきの水車の発電量、回転数の評価を行う。発電電圧、回転数は前述したように 2012 年 9 月 13 日 11 時 00 分～2012 年 11 月 24 日 23 時 59 分まで一分ごとに計測した。この期間に負荷抵抗を Table 4 のように変化させた。ただし、10 月 5 日からサボニウス形水車が回転軸から外れたので、ダリウス形水車のみで発電実験を行った。負荷抵抗を Table 4 に示すように変化させ、水車の回転数、発電電力の測定結果をそれぞれ Fig. 5-2-18～Fig. 5-2-22、Fig. 5-2-23～Fig. 5-2-27 に示す。ただし、水車の回転数、発電電力は流速と関係があるため、流速の観測結果もあわせてそれらの結果に示す。また、負荷抵抗を変化させたときその期間でもっとも大きかった水車の回転数、発電電力の値もそれぞれ Table 4 に示す。

Fig. 5-2-18～Fig. 5-2-27、Table 4 の水車の回転数、発電量についての結果から得られる

ことを以下にまとめる。

(a)発電実験期間で負荷抵抗 10[Ω]のとき最大発電電力 833.7[W]、負荷抵抗 20[Ω]のとき最大回転数 31.85[rpm]という結果となった。

(b)流速と回転数、発電電力を見ると大潮時は憩流時以外でほとんど回転し、発電しており、小潮時でも回転し、発電していることが分かる。ダリウス形水車の自己起動性はほぼ克服されていると考えらえる。

(c)無負荷のとき、予想に反して、水車が回転することはあったが、発電電力は得られなかった。このときの水車の最大回転数は 26.86[rpm]なので、発電機の軸の回転数は 134.3[rpm]である。つまり、この回転数以下では発電できなかったと考えられる。

(d)負荷抵抗 10、20、60[Ω]のとき、1[m/s]以上の流れが発生していれば、ほとんど発電できているが、発電できていないところもある。これは水車が停止したときの回転角度の差によることが原因のひとつであると考えられる。

Table 4　実海域の観測期間における実験条件と最大回転数、最大発電電力

Date	2012/9/13～10/4	2012/10/5～10/24	2012/10/25～11/15	2012/11/16～11/21	2012/11/22～11/24
Load[Ω]	20	10	20	60	∞
Turbine	Darrieus with Savo.	Only Darrieus	Only Darrieus	Only Darrieus	Only Darrieus
Max revolution[rpm]	30.7	29.92	31.85	30.70	26.86
Max electric power[W]	743.09	833.70	801.74	339.57	0

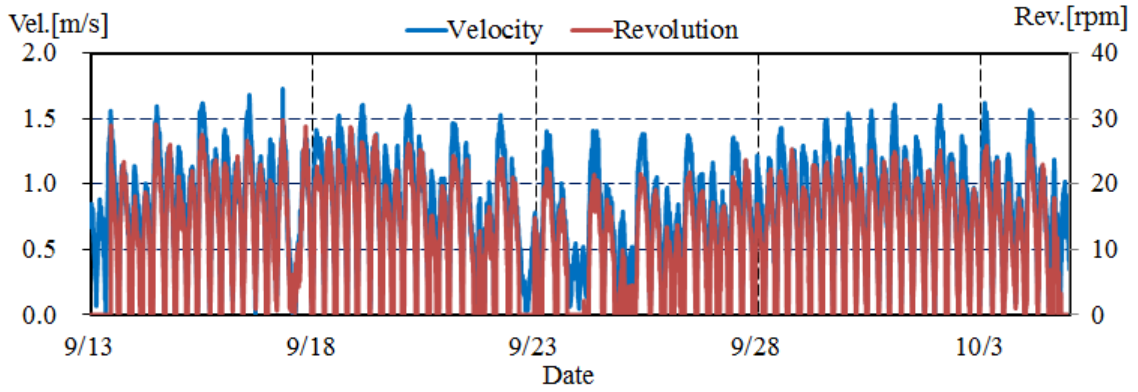


Fig. 5-2-18　負荷抵抗 20[Ω]におけるダリウス・サボニウス混合水車の回転数

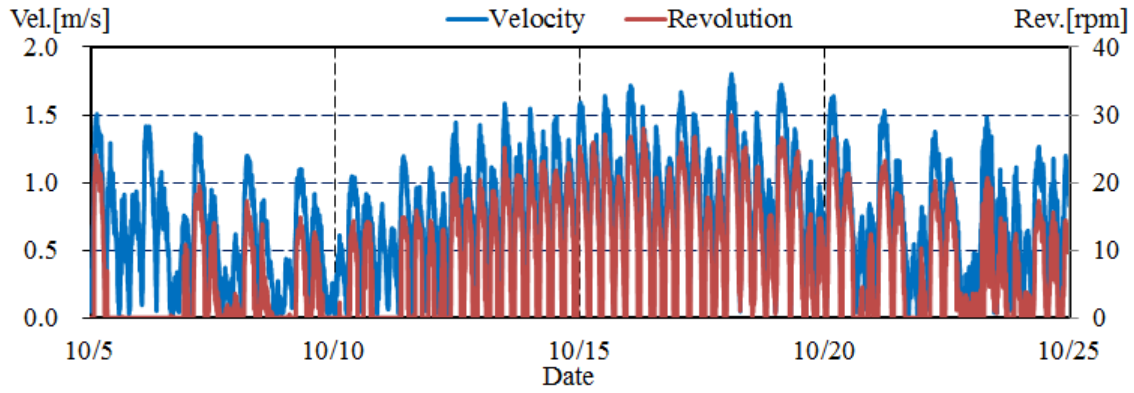


Fig. 5-2-19　負荷抵抗 10[Ω]におけるダリウス形水車の回転数

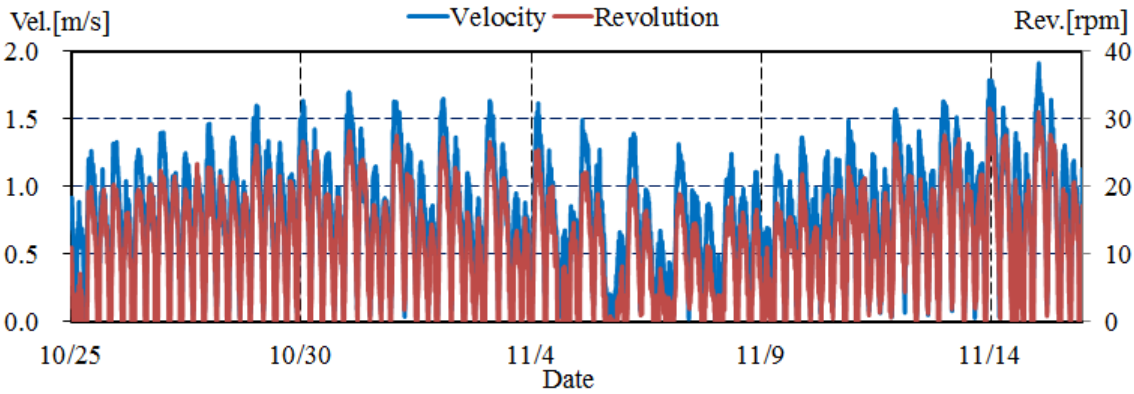


Fig. 5-2-20　負荷抵抗 20[Ω]におけるダリウス形水車の回転数

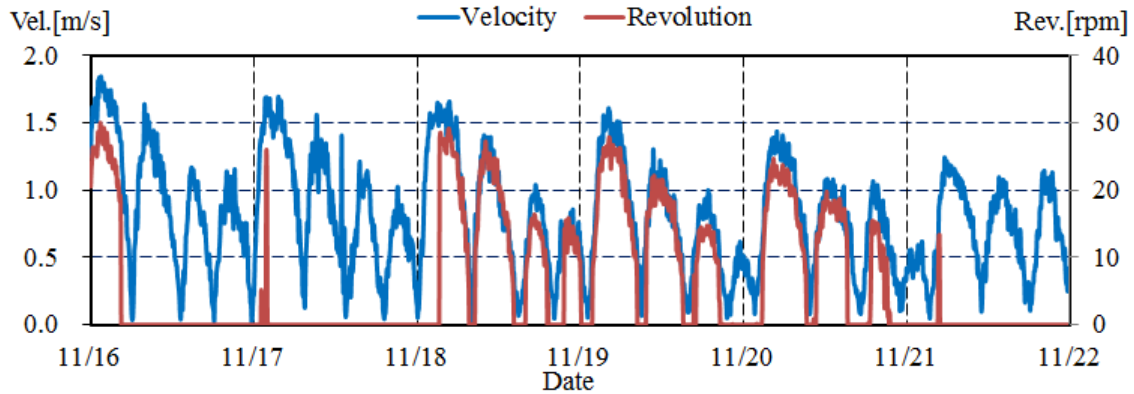


Fig. 5-2-21　負荷抵抗 60[Ω]におけるダリウス形水車の回転数

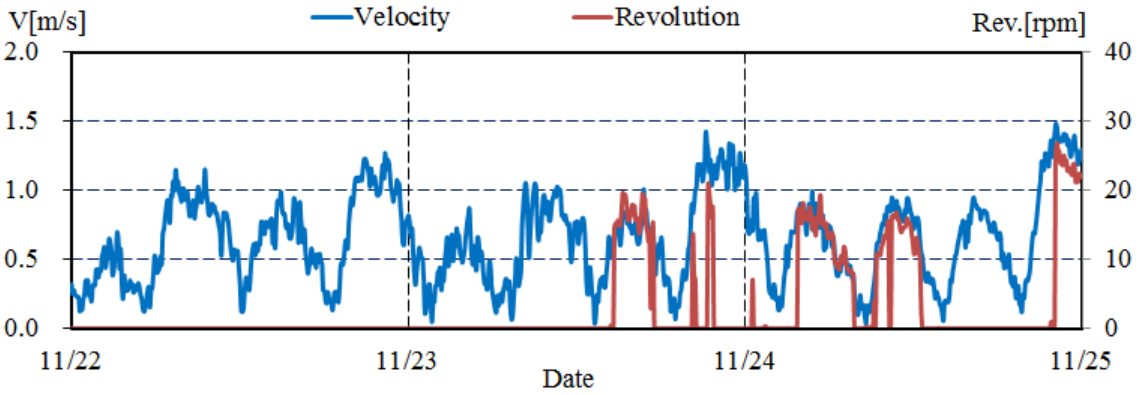


Fig. 5-2-22　無負荷におけるダリウス形水車の回転数

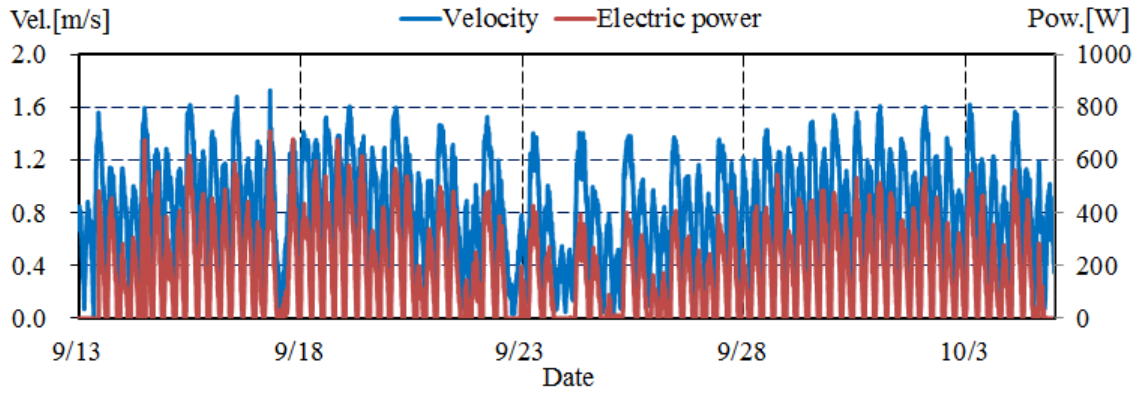


Fig. 5-2-23　負荷抵抗 20[Ω]におけるダリウス・サボニウス混合水車の発電電力

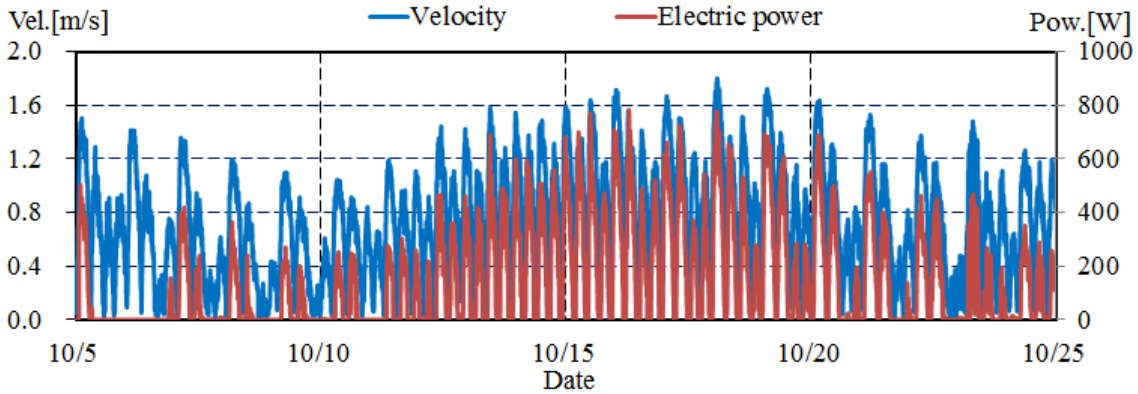


Fig. 5-2-24　負荷抵抗 10[Ω]におけるダリウス形水車の発電電力

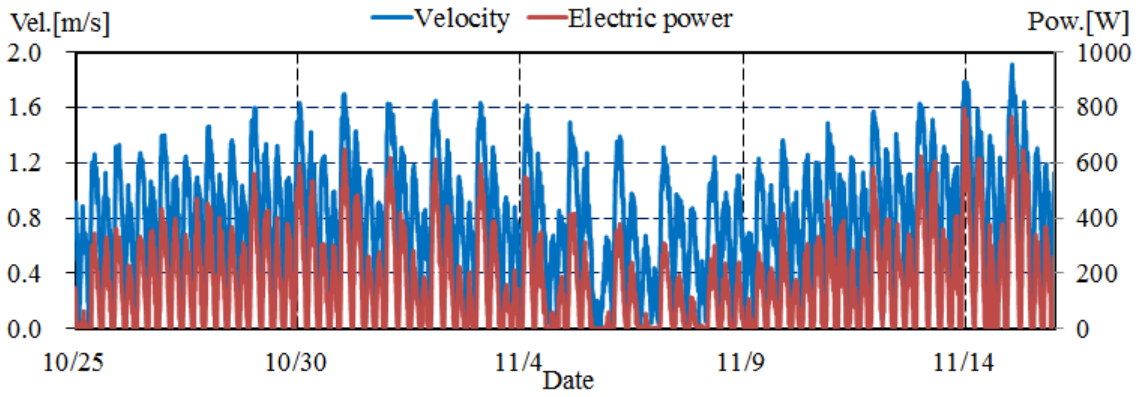


Fig. 5-2-25　負荷抵抗 20[Ω]におけるダリウス形水車の発電電力

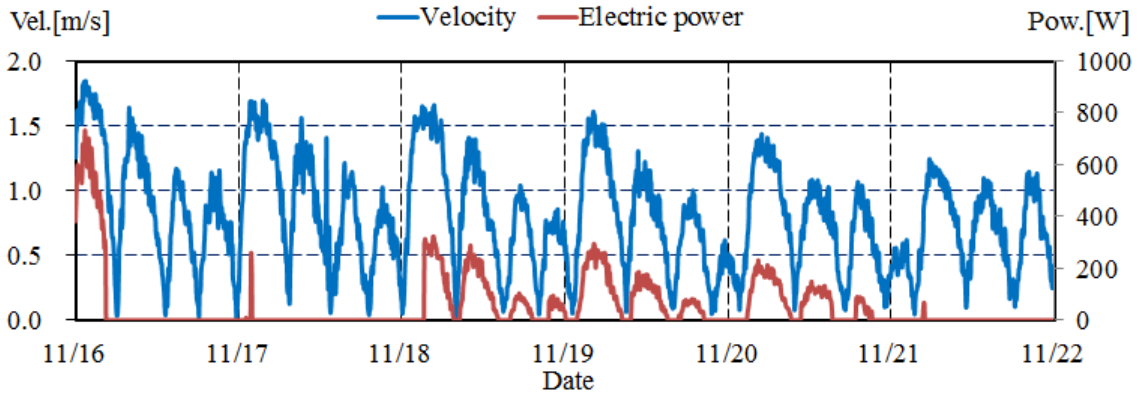


Fig. 5-2-26　負荷抵抗 60[Ω]におけるダリウス形水車の発電電力

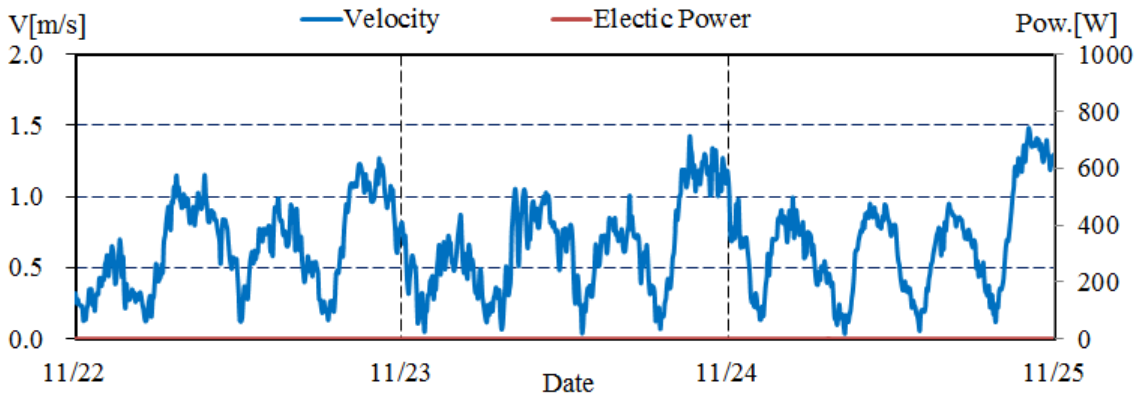


Fig. 5-2-27　無負荷におけるダリウス形水車の発電電力

次に、負荷抵抗による発電量の最適値について考える。Fig. 5-2-23～Fig. 5-2-27 のグラフから負荷抵抗の違いによって発電量がどのくらい違うのかを評価するのは難しい。なぜなら、これらのグラフは測定期間がすべて異なるからである。さらに、期間がそれ

ぞれ異なるなら発電量の平均値を求めることにより発電量を求めることが考えられるが、それぞれの負荷で実験している間に大潮、小潮の含まれる期間の長さに大きな差が生じているのでそれも難しい。そこで、大潮、小潮のサイクルは 2 週間であるので、それぞれの負荷での期間において、任意の連続した 2 週間をピックアップし、負荷を変えた時の発電量を評価する。ただし、この評価方法で行っても、同じ 2 週間であっても時期が異なるため多少の差は生じるがここではそれを無視できるとする。

Fig. 5-2-28～Fig. 5-2-30 はそれぞれの負荷抵抗に設定した期間から、Table 5 に示す連続した 2 週間をピックアップしたものを示す。Table 5 にそれぞれの期間における発電量を積分して求めた結果を示す。ただし、負荷抵抗 60[Ω]、無負荷に設定した期間についての発電量は、2 週間分のデータがないので算出していない。また、負荷抵抗 20[Ω]に設定した期間について、9 月 16 日、17 日は台風が上陸したため流速が乱れているので、それらの日を含まないように連続した 2 週間を選んでいる。Table 5 から、2 週間の発電量がもっとも多いのは負荷抵抗を 10[Ω]に設定したときであることが分かる。年間を通して潮流は周期的に変化するので、一ヶ月の潮流がこれらの 2 週間と同じように変化し負荷抵抗が 10[Ω]であったと仮定すると、この水車による潮流発電の一ヶ月間の発電量はおよそ 125[kWh]と推定される。これは、一ヶ月の 1 標準家庭の消費電力量より小さい。

また、2 週間の発電効率の平均値から負荷抵抗の違いによる発電効率を評価することができる。2 週間をとれば大潮・小潮のサイクルをちょうど一周期分とることが可能であるからである。

ある時刻での発電効率 C_{gi} はその時刻における発電電力 P_{gi} と流速 U_i を用いて、以下の式で表される。

$$C_{gi} = \frac{P_{gi}}{0.5\rho A U_i^{\,3}} \tag{5.2.2}$$

この発電効率の 2 週間分の平均値をとることで求めた各負荷抵抗での発電効率 C_g を Table 5 に示す。Table 5 より発電効率の平均値は、負荷抵抗 20[Ω]でダリウス・サボニウス混合水車の場合でもっとも大きくなっていることが分かる。このときの発電効率の値が 0.0579 となっている。一般に、発電効率と水車効率の関係は、増速ギアの伝達効率 η_{gb}、発電機効率 η_e を用いて次式で表される。

$$C_g = \eta_{gb}\eta_e C_p \tag{5.2.3}$$

この式から、η_{gb}=η_e=0.8 として、水車効率を求めると Cp≒0.0905 である。この結果は Fig. 4-2-5 の模型実験結果の β=2.5[deg]の最大水車効率 Cp に比べるとかなり小さい。この原因について、水車の周速比の面から考察する。

Fig. 5-2-18 の回転数、流速のデータから周速比を求めた。その際、回転数が 1 分ごとの

データに対し、流速は 5 分ごとのデータだったので、5 分おきに算出した。Fig. 5-2-31 は Table 5 に示す負荷抵抗 20[Ω]のときのダリウス･サボニウス混合水車の 2 週間の周速比のヒストグラムを示す。このグラフから、最も頻度が高いのは λ=0～0.1 で水車がほとんどとまっている状態のときである。λ=0.0～0.1 を除く水車の稼働中は、λ=1.3～1.4 の出現が最も多い。Fig. 4-2-5 の β=2.5[deg]の増速器つきダリウス形水車で λ=1.3 のとき、およそ Cp=0.3 なので、実海域での水車効率は、模型実験での増速器つきダリウス形水車の最大水車効率の 2 分の 1 程度に減少している。実海域のダリウス形水車の水車効率が低かったのは λ=2.1 付近まで回転数が増加できなかったことが一つの原因と考えられる。

もう一つの原因は、模型実験では水車を縦置きにしていたが、実海域では水車を横置きにしていたことにあると考えられる。このようにしたことによって、水車への流入方向、流速の大きさに影響が生じたと予想される。

まず、流入方向について考える。本来、鉛直軸水車は幾何学的に、縦置きにすれば水平面の流れに対して無指向性を生かすことができるが、横置きにすればその逆となる。それに対して、Fig. 5-2-32 は橋脚周りの流れと水車の設置位置の概念図（上面図）を示しており、この図から、水車の設置位置は橋脚横であるので、そこでの流れの向きが図のように変化していて、水車への流入方向は一様でなかったと予想される。また、Fig. 5-2-3～Fig. 5-2-8 の流速データから、橋脚横での流れはほとんど水平方向の流れのみとなっていたと考えられる。つまり、水車位置で水平面に対してのみ一様でない方向の流れとなっていると予想される。その結果、横置きにしたことにより、ダリウス形水車の無指向性の特徴を生かせなかったことが実海域での水車効率が低くなった原因のひとつと考えられる。

次に、流速の大きさについて考える。橋脚横での流速分布について、ポテンシャル流れの理論より、橋脚横で最も大きくなり、橋脚から離れるほど流速が小さくなっていく。このことから水車を横置きにすると、縦置きにした場合に比べ、橋脚から離れた部分が生じるので流速の大きさの平均をとると不利となる。これも水車効率が低くなった原因のひとつと考えられる。

以上のような縦置きを横置きにするデメリットがあったと考えられる。今回、水車高さの都合上、横置きにしたので、縦置きにする場合、水車高さを変更する必要がある。この横置きにするデメリットと水車高さの変更のデメリットをはかりにかけて検討することが今後の課題である。

Table 5　各負荷抵抗での 2 週間の発電量

Date	2012/9/21～10/4	2012/10/11～10/24	2012/10/25～11/7
Load[Ω]	20	10	20
Turbine	Darrieus with Savo.	Only Darrieus	Only Darrieus
Electricity generated[kWh]	54.5	62.7	52.3
Generating efficiency	0.0579	0.0551	0.00462

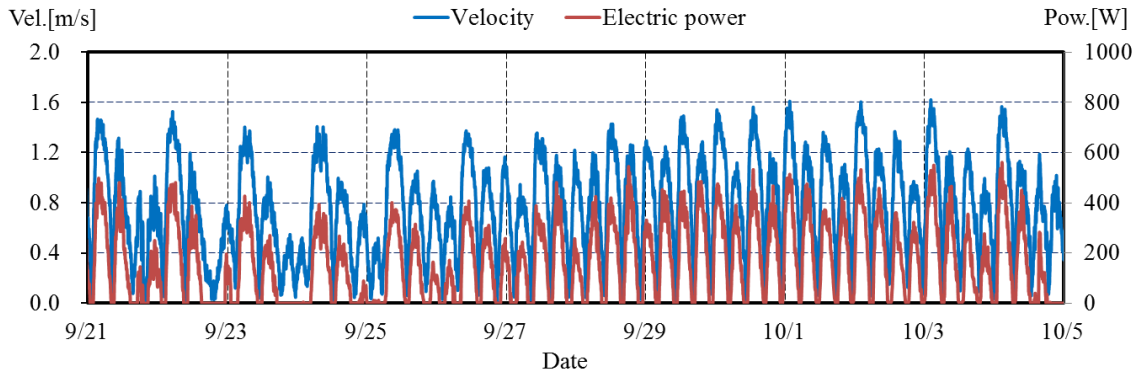


Fig. 5-2-28　負荷抵抗 20[Ω]におけるダリウス・サボニウス混合水車の発電電力 (2 週間)

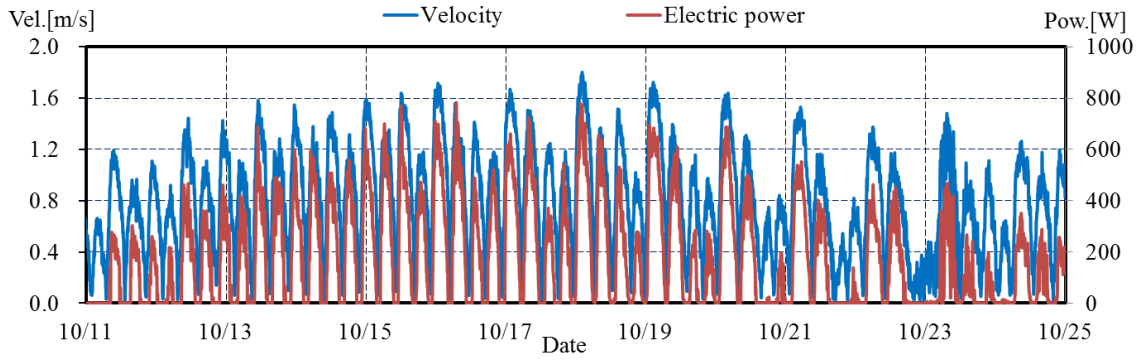


Fig. 5-2-29　負荷抵抗 10[Ω]におけるダリウス形水車の発電電力(2 週間)

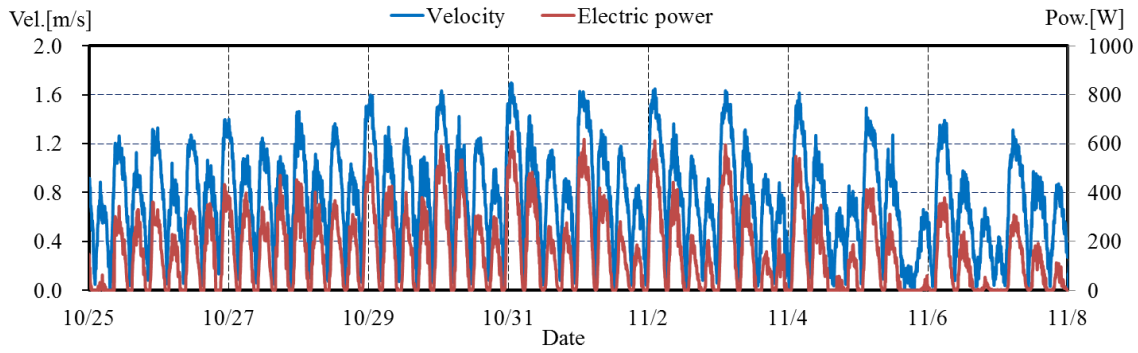


Fig. 5-2-30　負荷抵抗 20[Ω]におけるダリウス形水車の発電電力(2 週間)

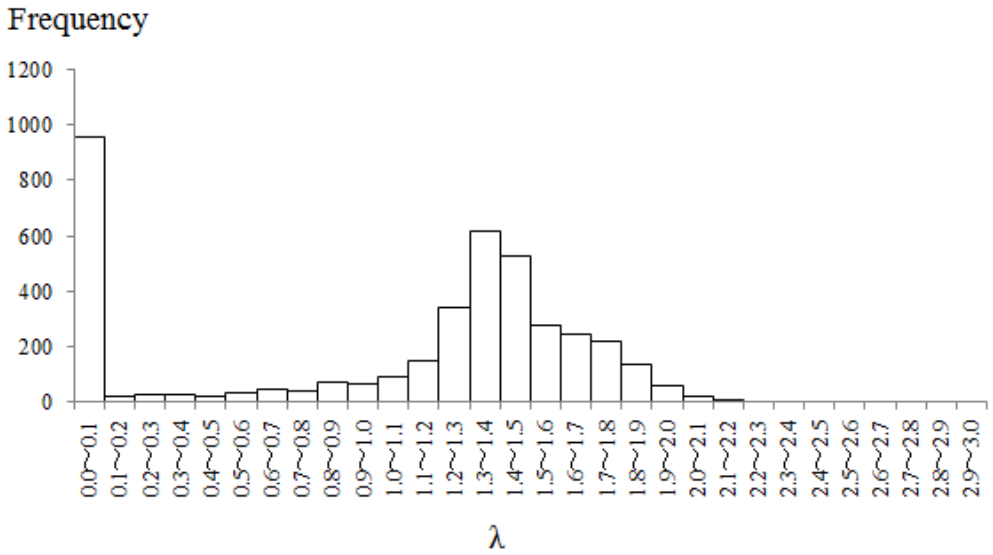


Fig. 5-2-31　負荷抵抗 20[Ω]でのダリウス・サボニウス混合水車の
周速比のヒストグラム

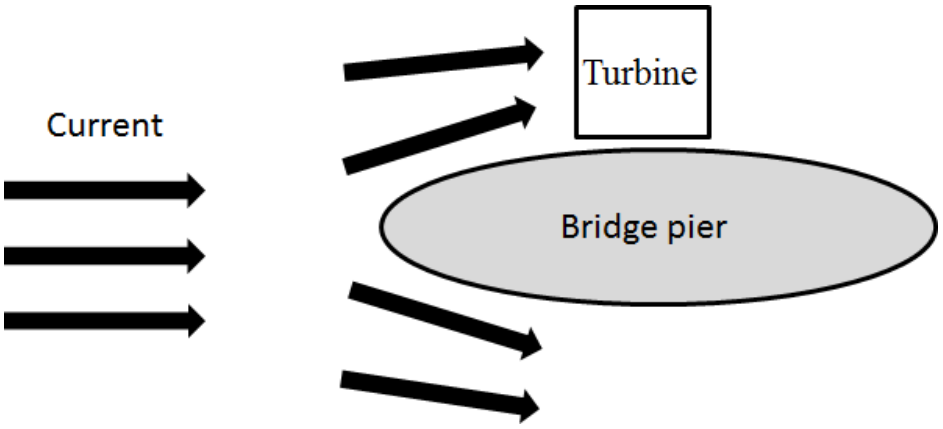


Fig. 5-2-32　橋脚横での流れと水車の位置の概念図.

次に、各負荷におけるカットイン流速を Fig. 5-2-23～Fig. 5-2-27 から求めることを考える。ここでカットイン流速とは、発電をし始める潮流の流速のことである。カットイン流速を求めることは年間発電量を潮流データから見積もるためにも重要である。カットイン流速を求めるため、Fig. 5-2-23～Fig. 5-2-27 のグラフから Table 5 に示す期間における各負荷での発電電力対流速のグラフにした結果をそれぞれ Fig. 5-2-33～Fig. 5-2-35 に示す。また、参考のため、それぞれのグラフに、縦軸の発電出力の値を y、横軸の流速を x としとき、$y=a(x-b)^3$ の形の式で最小二乗法近似した曲線とその式も示す。近似に 3 次式を用いたのは、発電出力も流速の 3 乗に比例するからである。

これらのグラフから、カットイン流速は、負荷抵抗 20[Ω]のダリウス・サボニウス混合水車の場合でおよそ 0.4～0.8[m/s]、負荷抵抗 10[Ω]のダリウス形水車の場合でおよそ 0.5～0.9[m/s]、負荷抵抗 20[Ω]のダリウス形水車の場合でおよそ 0.4～0.8[m/s]となっていることが分かる。

これらの各負荷抵抗におけるカットイン流速は、幅がある結果となり、はっきりとしていない。これは水車の惰性により、流速の増加、減少に伴う水車の回転速度の加速、減速がスムーズに行われなかったことが原因と考えられる。そこで、Fig. 5-2-33～Fig. 5-2-35 のデータをそれぞれ水車の回転速度が加速する場合、減速する場合に分けたグラフをそれぞれ Fig. 5-2-36～Fig. 5-2-38、Fig. 5-2-39～Fig. 5-2-41 に示す。Fig. 5-2-36～Fig. 5-2-41 から、Fig. 5-2-33～Fig. 5-2-35 に比べて加速、減速いずれの場合でもカットイン流速の幅が小さくなりカットイン流速が少し明確になり、全体的に加速時のカットイン流速は減速時のそれより大きくなっていることが分かる。Fig. 5-2-36～Fig. 5-2-38 から、加速時のカットイン流速は負荷抵抗 20[Ω]のダリウス・サボニウス混合水車の場合でおよそ 0.45～0.7[m./s]、負荷抵抗 10[Ω]のダリウス形水車の場合でおよそ 0.6～0.85[m/s]、負荷抵抗 20[Ω]のダリウス形水車の場合でおよそ 0.45～0.8[m/s]であったことが分かる。また、Fig. 5-2-39～Fig. 5-2-41 から減速時のカットイン流速は負荷抵抗 20[Ω]のダリウス・サボニウス混合水車の場合でおよそ 0.4～0.7[m./s]、負荷抵抗 10[Ω]のダリウス形水車の場合でおよそ 0.55～0.8[m/s]、負荷抵抗 20[Ω]のダリウス形水車の場合でおよそ 0.4～0.75[m/s]であったことが分かる。

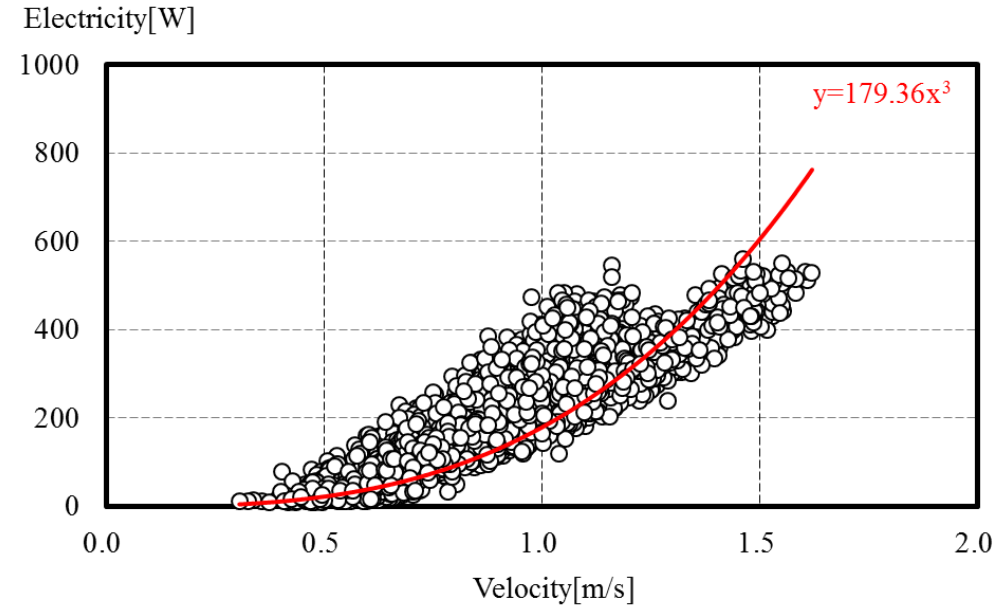


Fig. 5-2-33 負荷抵抗 20[Ω]でのダリウス・サボニウス混合水車の流速に対する発電電力

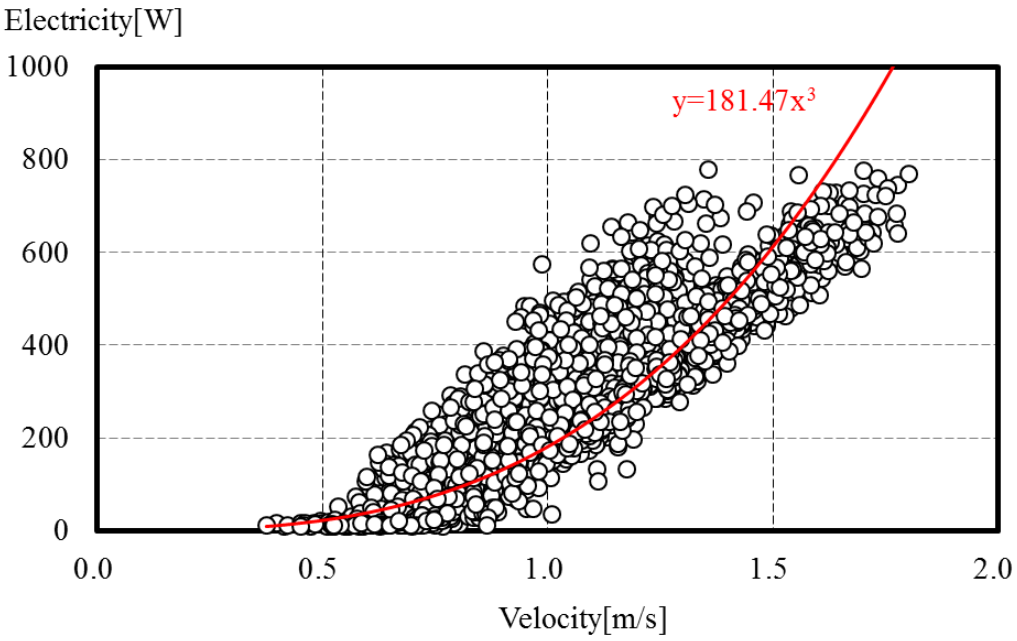


Fig. 5-2-34　負荷抵抗 10[Ω]におけるダリウス形水車の流速に対する発電電力

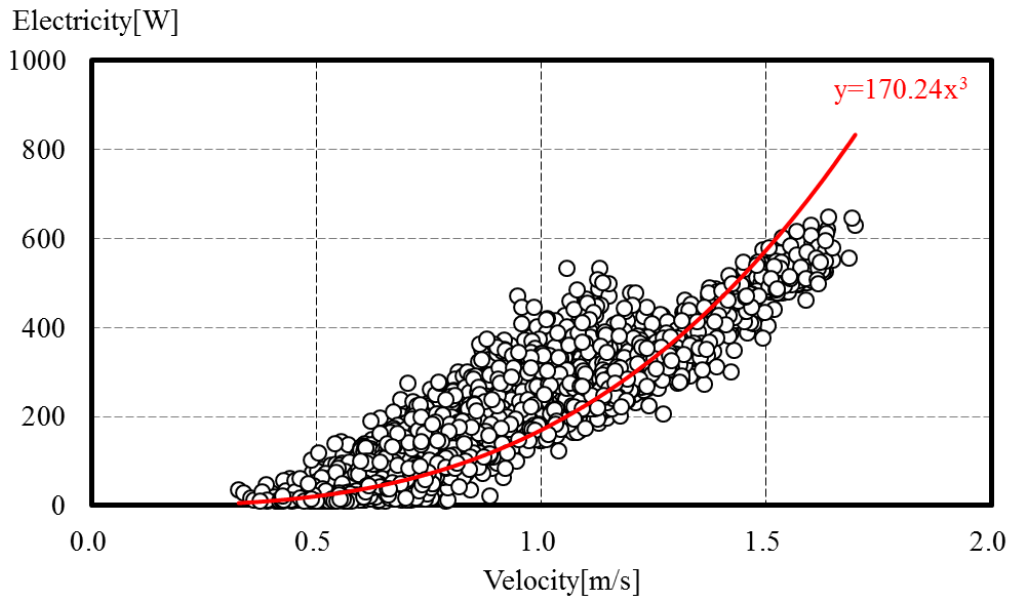


Fig. 5-2-35　負荷抵抗 20[Ω]におけるダリウス形水車の流速に対する発電電力

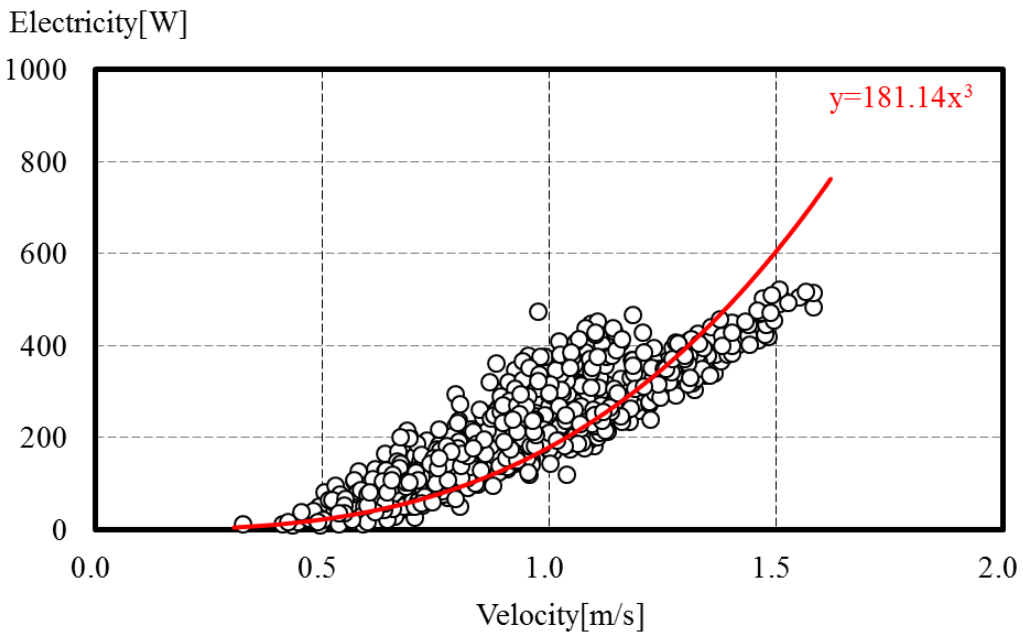


Fig. 5-2-36　負荷抵抗 20[Ω]でのダリウス・サボニウス混合水車の流速に対する発電電力（加速時）

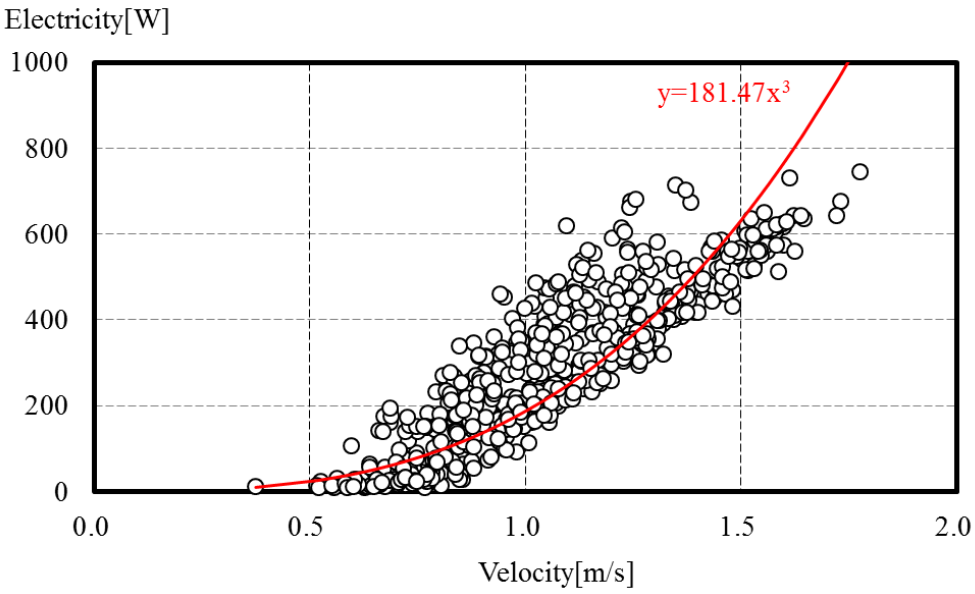


Fig. 5-2-37　負荷抵抗 10[Ω]におけるダリウス形水車の流速に対する発電電力(加速時)

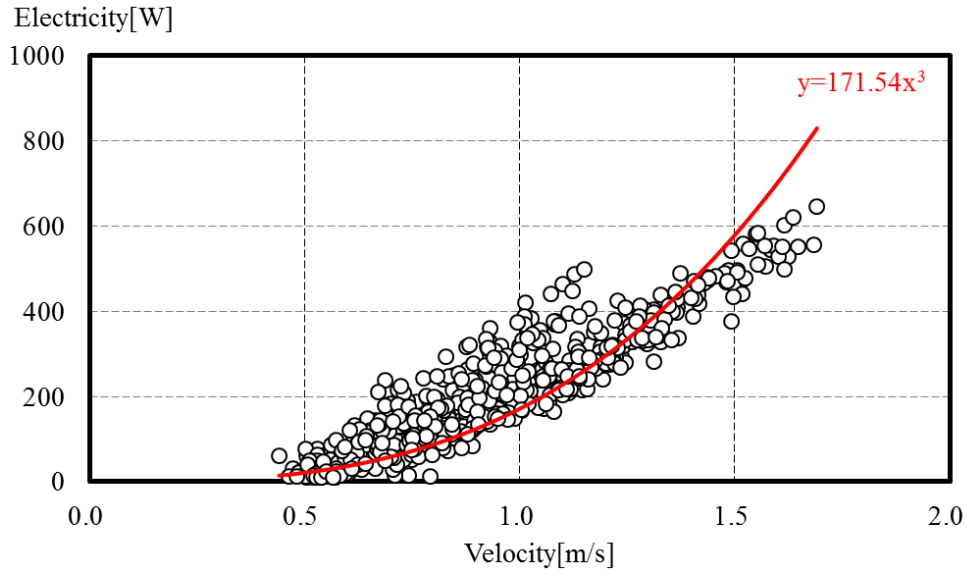


Fig. 5-2-38　負荷抵抗 20[Ω]におけるダリウス形水車の流速に対する発電電力(加速時)

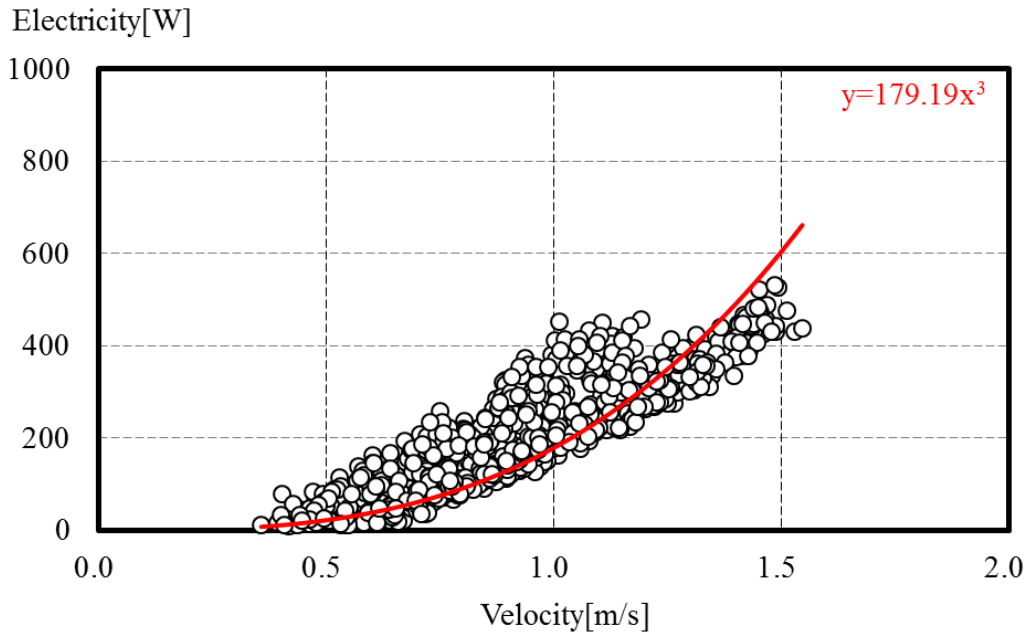


Fig. 5-2-39　負荷抵抗 20[Ω]でのダリウス・サボニウス混合水車の流速に対する発電電力（減速時）

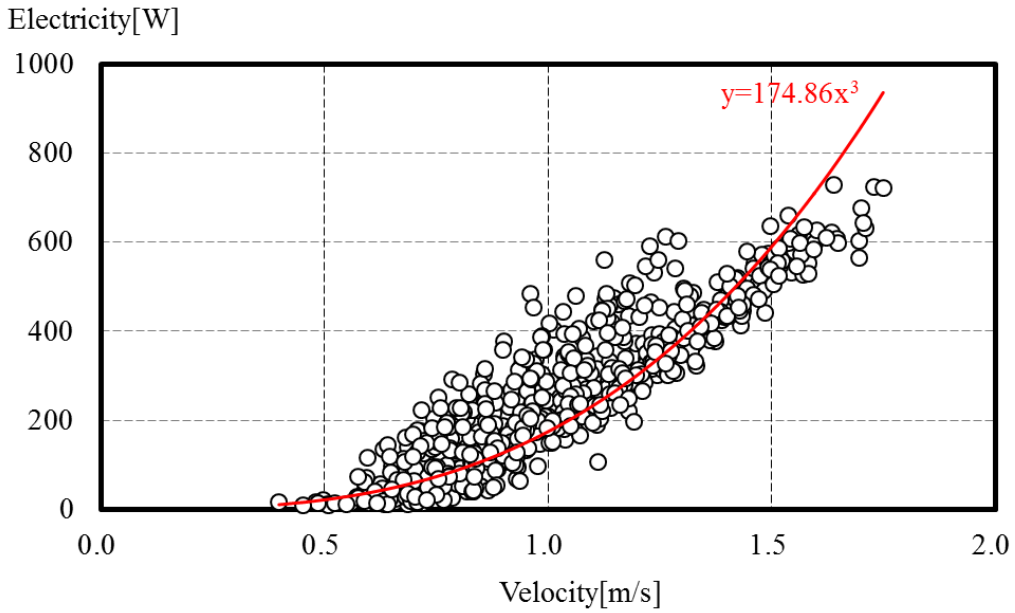


Fig. 5-2-40　負荷抵抗 10[Ω]におけるダリウス形水車の流速に対する発電電力(減速時)

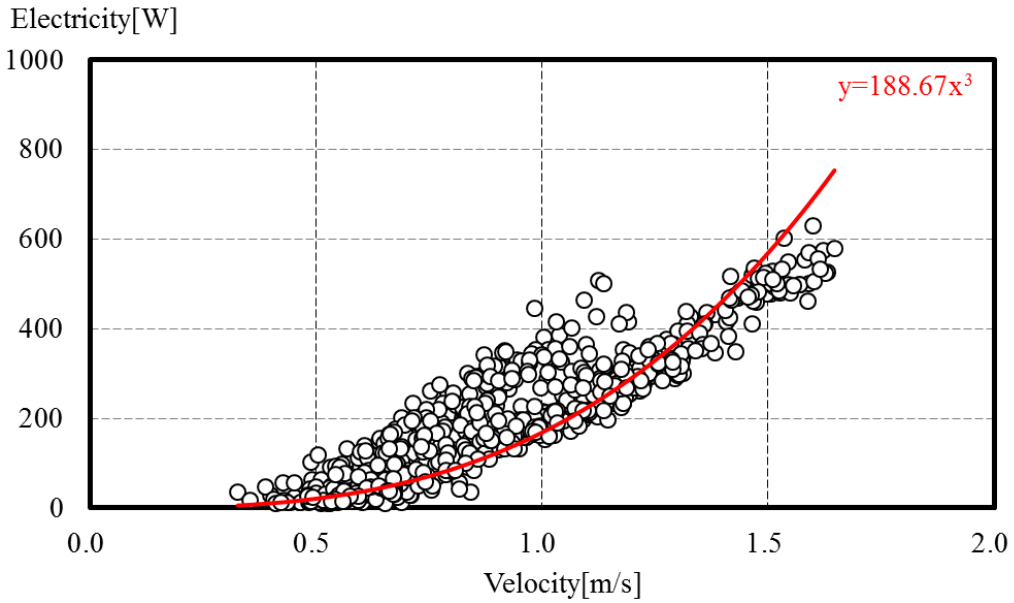


Fig. 5-2-41　負荷抵抗 20[Ω]におけるダリウス形水車の流速に対する発電電力（減速時）

5-3　まとめ

(a)9～10 月における実験装置を設置した海域での平均水深は約 7.1[m]、水深の最低値は 5～6[m]であった。

(b)9～10 月における海底から高さ 3.28[m]での最大流速は 1.8[m/s]で平均流速は約 0.77[m/s]であった。また、このときの流速の出現確率のヒストグラムをワイブル分布関数でおおよそ近似することができた。

(c)実海域に設置した増速器つきの潮流発電装置の最大発電電力は 833.7[W]（負荷抵抗、20[Ω]、ダリウス単体時）最大回転数は 31.85[rpm]（負荷抵抗 10[Ω]、ダリウス単体時）であり、小潮時でも発電することができた。

(d)カットイン流速は、負荷抵抗 20[Ω]のダリウス・サボニウス混合水車の場合でおよそ 0.4～0.8[m/s]、負荷抵抗 10[Ω]のダリウス形水車の場合でおよそ 0.5～0.9[m/s]、負荷抵抗 20[Ω]のダリウス形水車の場合でおよそ 0.4～0.8[m/s]となった。

第6章 結言

本論文では、ダリウス形水車単体時の性能を示し、その上で潮流発電用の増速器つきダリウス形水車の性能の評価を行った。このことより得られた結果で重要な部分をまとめると以下のとおりとなる。

①ダリウス形水車単体の性能評価

模型実験、CFD 計算によってダリウス形水車単体において性能評価をおこなった。CFD 計算は実験値に対して、定量的には不十分であるが、最適な翼取り付け角度などの性能をするには定性的に一致しており、トルク変動や圧力場、流速場の理解に有用であるので活用した。模型実験と CFD 計算の結果から、ソリディティは σ =0.25、取り付け角度は β =7.5[deg]としたとき、最もダリウス形水車単体の水車効率が良くなる結果となり、この水車の静止時のトルク係数はわずかな値であるが正となった。

②増速器つきダリウス形水車の性能評価

いくつかの側面形状の増速器をダリウス形水車に追加し、CFD 計算によって水車効率を求めたところ、円弧形状が最適であると結論付けた。また、模型実験で、 σ =0.25 のダリウス形水車にこの円弧形状の増速器を追加し、このときの最適な取り付け角度 β =2.5[deg]にすることで、最大水車効率が取り付け角度を最適化した σ =0.25 のダリウス形水車単体の約 1.8 倍増加する結果となった。このとき、CFD 計算により、水車の静止時の平均トルクは水車単体時に比べ約 1.3 倍増加する結果となった。

③実海域における増速器つきダリウス形水車

模型実験で調べた円弧形状の増速器つきダリウス形水車を実海域に沈め発電実験をおこなったところ、最大発電電力およそ 833[W]となり、さらに任意の 2 週間から、ギア効率、発電機効率をともに 0.8 とし、水車効率を計算するとおよそ 0.09 という結果となった。模型実験に比べ小さな値となったことについては、最大水車効率となる周速比までの速度で水車が回転しなかったことが主な原因と考えられた。しかし、小潮においても水車が回転し、発電することができた。

以上より、ダリウス形水車単体に増速器をつけることで、模型実験では最大水車効率は増加したが、実海域における実証実験では、水車の周速比が模型実験での最大水車効率に達することができず、水車効率がかなり小さくなる結果となった。また、増速器を追加すると CFD 計算で静止トルクは増加する結果となり、実証実験で前回の水車で回転しなかった小潮時でも水車が回転した。つまり、増速器をつけたとき、起動トルクは改善したと考えられる。

今後の課題としては、橋脚に近いほど流れが速い状況で橋脚付近にダリウス形水車を縦置きにしておいた場合と横置きにした場合とでさまざまなステータスでどのように変わるのかを調べることである。また、発電実験での周速比を上昇させるために、水車効率のバランスを考えながら、ソリディティの大きさを再検討することが重要である。

参考文献

[1] NEDO 再生可能エネルギー技術白書，2010 年.
http://www.nedo.go.jp/library/ne_hakusyo_index.html

[2] 明宏幸：ダリウス-サボニウス型潮流発電装置の流力特性に関する実験的研究，平成 19 年度修士論文，九州大学総合理工学府，2008.

[3] F.L.Ponta，P.M.Jacovkis ： Marine-current power generation by diffuser-augmented floating hydro-turbines，Renewable energy 33，2008，pp.665-673.

[4] Yuji Ohya，Takashi Karasudani : A Shrouded Wind Turbine Generating High Output Power with Wind-lens Technology，Energies，2010，3，pp.634-649.

[5] 高橋周平 : 直線翼垂直軸型風車に適した翼型および諸要素の検討と局面風レンズの適用による出力性能の向上，平成 17 年度修士論文，九州大学工学府，2006.

[6] イオン・パラキシブイユ：風車の理論と設計，インデックス出版，2007.

[7] David A.Spera : Wind turbine technology fundamental concepts of wind turbine engineering second edition，ASME PRESS，2009.

[8] R.E.Willson : Vortex sheet analysis of the Giromill，Journal of Fluids Engineering Vol.100，1978

[9] R.E.Willson，S.N.Walker：Fixed Wake Theory for Vertical Axis Wind Turbines

[10] 李展飞：渦モデルによる潮流発電用ダリウス形水車の流力特性について，平成 22 年度修士論文，九州大学総合理工学府，2011.

[11] 登坂宣好，宮田秀明，島崎洋治，野村卓史，志村正幸，畑中勝守：移動境界流れ解析，東京大学出版会，1995.

[12] 株式会社ソフトウェアクレイドル，SCRYU/TetraV7 ユーザーズガイド.

[13] F.Menter：Zonal Two Equation k-ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows，AIAA93-2906，1993.

[14] F.Menter : Improved Two-Equation k-ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows，1992.

[15] H.K.Versteeg & W.Malatasekera：数値流体力学，森北出版，2011，pp.96-98.

[16] David C.Wlcox：Turbulence Modeling for CFD，DCW Industries，Inc.

[17] 木方靖二，塩野光弘：来島海峡におけるダリウス形水車による潮流発電，電気学会論文集Ｄ，112 巻 6 号，1992，pp.530～538.

[18] 高橋幸平：CFD による潮流発電用水車の高性能化に関する研究，平成 22 年度卒業論文，九州大学総合理工学府，2010.

[19] 上野正樹：H22 船舶海洋工学会講演論文要旨.

[20] 牛山泉：風車工学入門，森北出版，2011，pp34-47.

[21] ワイブル定数についての補足（*NEDO* 風況精査マニュアルより）
http://app8.infoc.nedo.go.jp/nedo/Weibull.pdf

謝辞

本修士論文作成における研究で、模型実験や数値解析を遂行するにあたり、懇切丁寧な御指導、御助言を賜りました九州大学大学院総合理工学研究院、経塚雄策教授に深く感謝いたします。他大学から本専攻に進学して、私を5年間ゼミや講義で導いて下さった同教授に深く感謝いたします。

数値解析を行うに当たり、ソフトウェアクレイドル社大滝一友様には様々な便宜を図って頂き心より感謝申し上げます。模型実験用水車を組みたてるのにご協力して下さった応用力学研究所工作室の石井幸治技官に感謝いたします。

長崎県の生月大橋の橋脚横における増速器つきダリウス形実証実験を行うにあたり、西日本流体技術研究所をはじめとして多くの方々の協力を受け、無事に実験を行うことができました。感謝いたします。

また、長期間にわたり、研究室での生活において様々な面でサポートして下さった岩城由美子秘書、研究室のパソコン管理やサポート、WEB 管理をしてくださった山口創一助教に感謝いたします。

最後に、同じ研究室の仲間として研究生活を共にし、様々なアドバイスを提供していただいた沿岸海洋環境学研究室の皆様に感謝いたします。特に、同じ潮流発電の研究グループであった中村尚人氏、段敵氏、李展飞氏、宮原貴文氏、礒亀竜也氏、孫慧慧氏、山近健氏、白石侑大氏、藤川辰徳氏、松本聖馬氏、古賀寿和氏、伊田匡志氏、青柳洋平氏、瀬戸口敬彦氏、北島丈士氏らには深く感謝いたします。本当にありがとうございました。

付録

A. 理論解析の考察

SSTT による理論計算の精度について以下考察する。まず、翼へ適用した揚力、抗力データとレイノルズ数について考え直す。前述した SSTT による理論計算では、Re=160000 のデータをすべての周速比、回転角度の場合に適用した。つまり、どのような場合でも、レイノルズ数を一定と仮定した。

しかし、式(2.2.6)から、翼への相対流速は周速比や回転角度によって変化することが分かる。翼への代表流速を a=0 のときの相対流速と考えると、一回転中のレイノルズ数は Fig.A-1-1 に示すように回転角度、周速比の違いによって激しく変化する。また、Fig.A-1-2、Fig.A-1-3 に示すようにレイノルズ数によって揚力、抗力の特性は異なる。そのため、この一回転中のレイノルズ数の変化が水車性能の理論計算結果に影響を与えていると考えられる。

そこで、各回転角度における迎角とレイノルズ数に対応する揚力、抗力のデータを、Fig.A-1-2、A-1-3 の揚力、抗力のデータから補間して水車効率 *Cp* を求めた。Fig.A-1-4 はその一回転中のレイノルズ数の変化に対応した SSTT による *Cp* の計算値を実験結果とあわせて示しており、その計算値は λ=2 から正になりはじめ、単調に増加している。この結果より、*Cp* が正になり始める立ち上がりの周速比は Fig. 2-2-5 の結果に比べれば多少改善されたことが確認できる。しかし、まだ実験結果と近くはない。これについてはまだ詳細は不明であるが、流管モデルが流管内と外との流れの出入りが考慮されていないことや本報告の結果では翼の取り付け位置によるピッチモーメントが考慮されていないことが考えられる。

次に、SSTT による理論計算の限界について以下考察する。A-1-4 の計算において、λ=4 より大きな周速比では減速率 *a* の値が求まらなかった。これについては水車のソリディティの大きさが関係している。SSTT の計算では、式(2.2.4)は 2 次方程式で $a \leqq 0.5$ より解が次のとおりになる。

$$a = \frac{1-\sqrt{1-C_{Fx}}}{2} \tag{a}$$

式(a)より、C_{Fx} が 1 を超えると、*a* が求まらなくなることがわかる。これは運動量方程式の破綻を意味する。式(2.2.7)から、単純に考えると、C_{Fx} はソリディティの大きさと相対流速の 2 乗に比例する。相対流入速度は周速比、回転角度によって変化するため、ソリディティの大きさが重要となる。

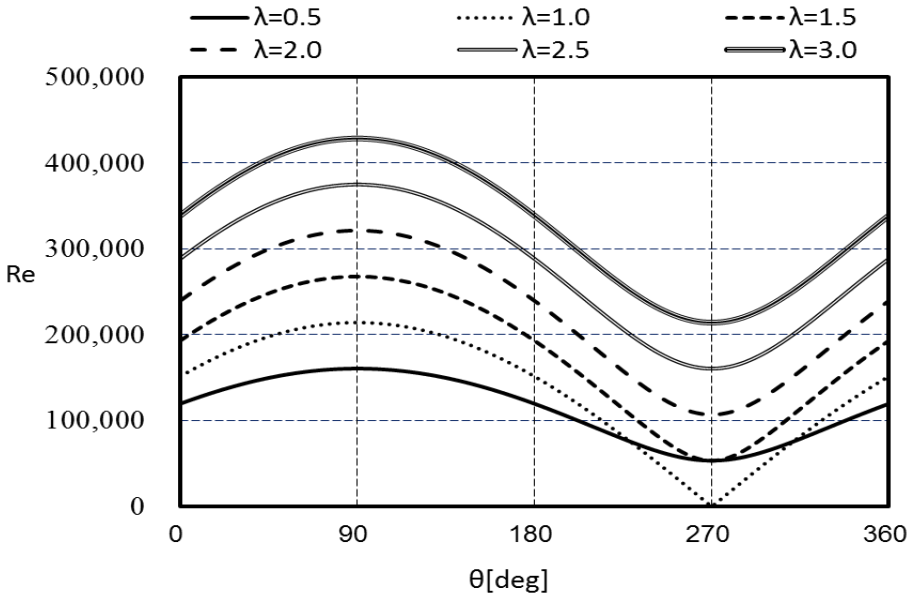


Fig. A-1-1　一回転中のレイノルズ数の変化.

例えば、λ=5 のときの C_{Fx} を考える。相対流速は a が大きくなると小さくなる。しかし、a は最大でも 0.5 で、このときの一回転中の相対流入速度の平均は 4.5[m/s]程度もあり、2 乗すると 20 を超える。C_{Fx} が 1 をこえてはいけないことを念頭に、式(2.2.7)から C_{Fx} の大きさについておおよそで考えると、(ソリディティ)×2π×(揚力の主流方向成分と抗力の主流方向成分の和の平均)の値は 0.05 を超えてはならないことになる。λ=4 のときの流入角度はおおよそ-4～18 度の間で変動する。レイノルズ数の平均が 480000 程度なので Fig.A-1-2、A-1-3 の揚力、抗力のデータの中で最もそれに近い Re=360000 のデータから揚力の主流方向成分と抗力の主流方向成分の和の平均を計算すると約 0.27 である。そのため、この条件下でのソリディティは 0.03 以下でなければならない。A-1-4 の計算で用いた 1 枚翼水車のソリディティは約 0.06 であり、その値より大きいので、a が求まらない。さらに、本研究で用いた 4 枚翼水車のソリディティは 0.25 であるので、SSTT の理論計算が適用できる周速比の上限はかなり小さくなる。

以上まとめると、SSTT の理論計算での精度は周速比、回転角度によるレイノルズ数の変化に対応させることで多少改善することができる。また、SSTT の理論計算は、ソリディティの大きさによって、運動量方程式が破綻するので、ソリディティについて考慮することが重要である。

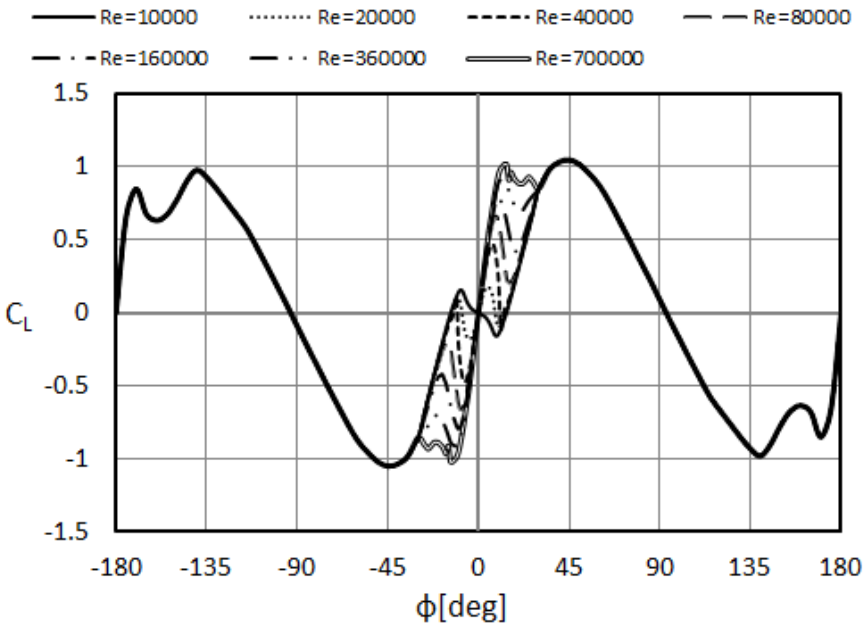


Fig. A-1-2　NACA0018 翼の揚力係数特性.[3)]

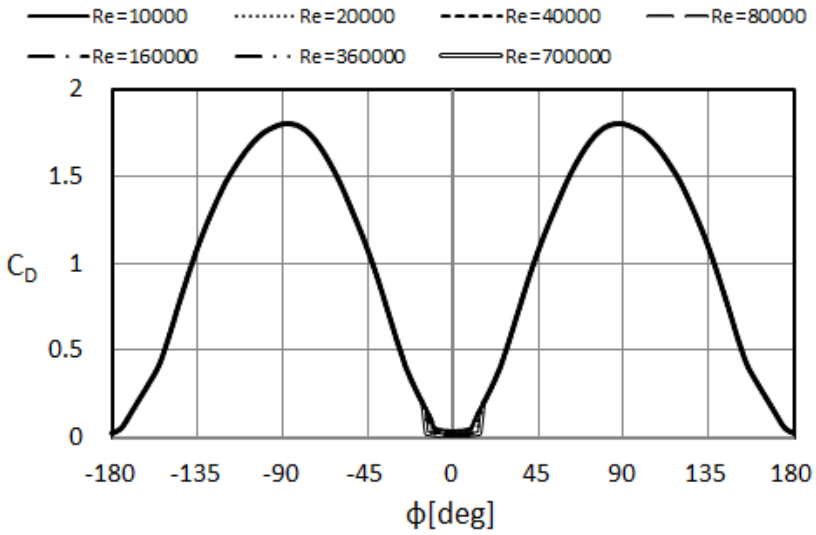


Fig. A-1-3　NACA0018 翼の抗力係数特性.[3)]

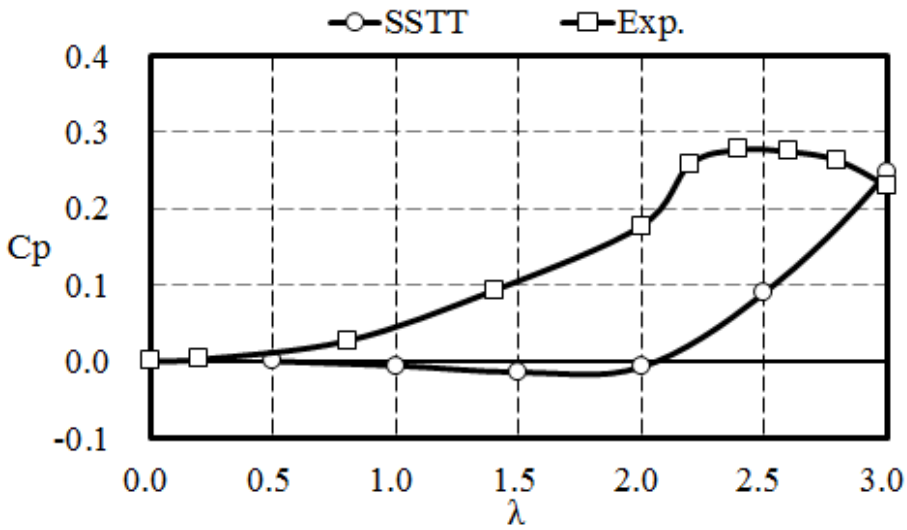


Fig. A-1-4　レイノルズ数変動に対応した理論解析による水車効率計算結果.

B. トルクコンバータの位相差

B-1　はじめに

この付録では、実験に用いたトルク計 (小野測器　TS-2700、トルクコンバータ)の位相遅れの修正について説明する。

B-2　実験

トルク計の設定には時定数τ =500ms、63ms があり、これによって実際のデータにフィルタがかかり、若干時間が遅れて計測される。Fig. B-2-1 に位相遅れを示す。

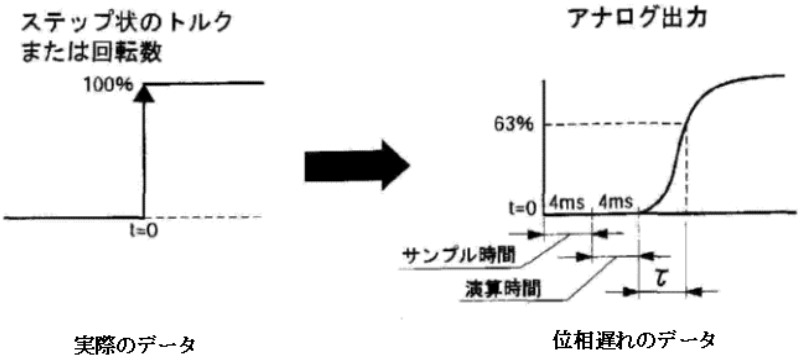


Fig. B-2-1　トルク計の応答遅延による位相遅れ

位相遅れの修正にはトルク計のトルクと光センサによるパルス信号を用いた。水車のアーム部分に負荷がかかると同時にパルス信号が発生するように計器を設置する。Fig.

B-2-2 に負荷の設置例を示す。負荷はビニールの板である。

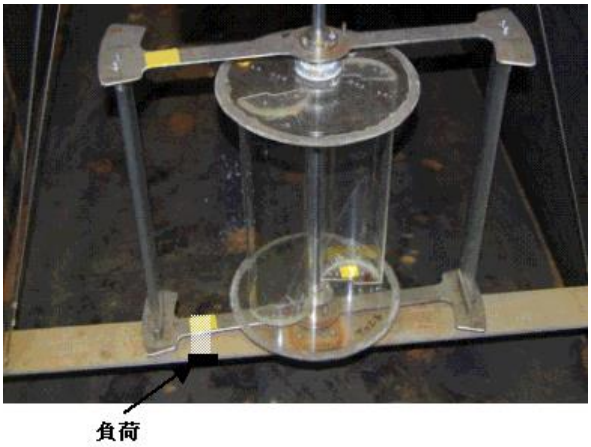


Fig.B-2-2 負荷設置例

電気パルスは瞬間的に発生する為、パルスが発生した時間を実際に負荷が発生した時間とし、トルク検出器がトルクを検出した時間との差によって位相遅れを修正する。
時定数τ=500ms、63ms で回転数 n [rpm]を変え位相遅れを計測した。
Fig. B-2-3 に各回転数における時定数τ=500 ms、63 ms の位相遅れを示す。

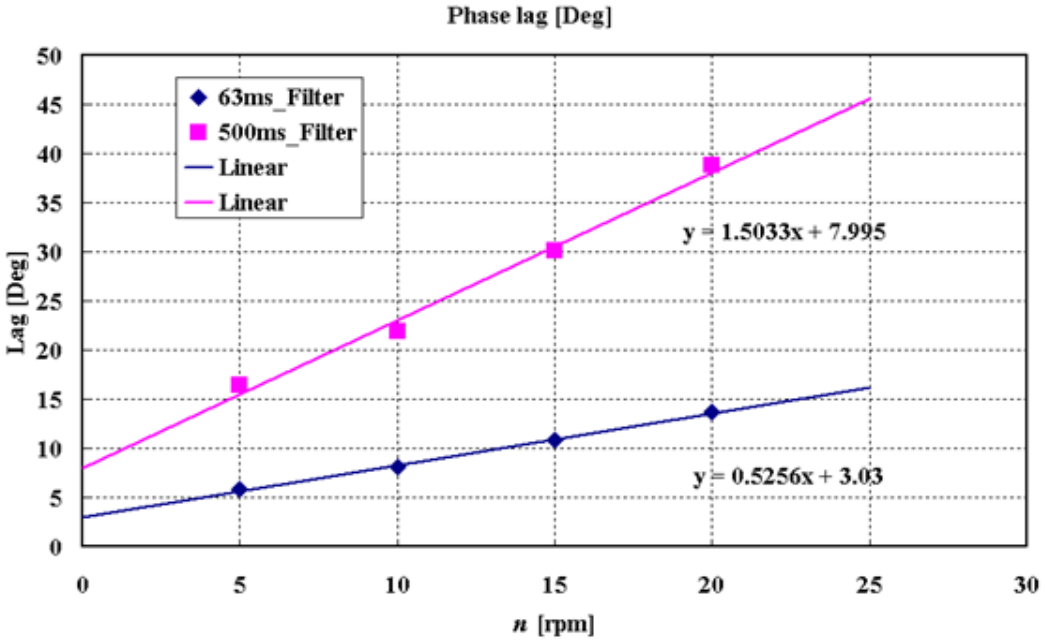


Fig. B-2-3　時定数τ=500ms，63ms の位相遅れ

C.増速器の長さとダリウス形水車の水車効率の関係 [18]

Fig.C-1 は、増速器の長さ L を変化させて、増速器を追加したダリウス形水車の水車効率を CFD 計算で求めた結果である。計算方法や条件については、本文で示した増速器を追加した CFD 計算の条件と同じである。Fig.C-1 から、増速器の長さを 0.4[m]から 2.0[m]まで変化させたとき、この範囲での長さの変化はダリウス形水車の水車効率にはほとんど影響を与えない結果となった。

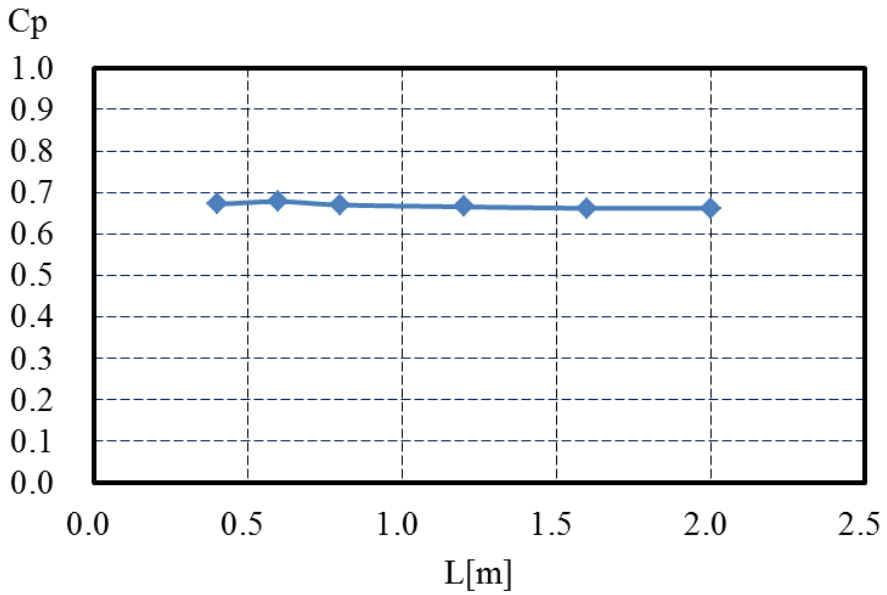


Fig. C-1-1　増速器の長さと水車効率の関係（β =7.5[deg]、λ =2.0）

D. 記号

本論文で使用した記号について下記に示す。

本文中で用いた記号の定義を以下に示す。

u_i'：擾乱テンソル

$\overline{u_i}$：平均流速テンソル

$r=0.3$：水車半径[m]

n：翼枚数

c：翼弦長

$\sigma=\frac{nc}{2\pi r}$：ソリディティ

A：水車の投影面積[m^2]

T：水車のトルク[Nm]

ω：水車の回転角速度[rad/s]

$P=\omega T$ ：水車の回転パワー[W]

ρ=1000：水の密度[kg/m^3]

Re ：レイノルズ数

L ：揚力[N]

D ：抗力[N]

$C_L=\dfrac{L}{0.5\rho AU^2}$ ：揚力係数

$C_P=\dfrac{P}{0.5\rho AU^3}=C_t\times\lambda$ ：抗力係数

$C_t=\dfrac{T}{0.5\rho rAU^2}$ ：トルク係数

$C_P=\dfrac{P}{0.5\rho AU^3}=C_t\times\lambda$ ：水車効率

$\lambda=\dfrac{r\omega}{U}$ ：周速比