

# ダリウス型水車発電システムの出力特性に及ぼす ディフューザの影響

別府 克哉<sup>a)</sup>・大賀 博文<sup>b)</sup>・林 則行<sup>c)</sup>

## Influence of a Diffuser on the Output Characteristic of the Power Generation System of the Darrieus Turbine

Katsuya BEPPU、 Hirofumi OHGA、 Noriyuki HAYASHI

### Abstract

Now, wind power generation is bearing the pillar as a clean power generation system using the flow of air. However, since wind direction and wind velocity are unstable, the stable power generation output is hard to be obtained. Moreover, the lowness of energy density also become problem. Then its attention is paid to the flow of water with high density. The flows of water are comparatively regular flow, such as a river, an ocean current, a tidal current, and are suitable for power generation. Moreover, fluid power has the feature proportional to the 3<sup>rd</sup> power of the flow velocity like a wind generation system. It is purposed to develop an efficient power generation system in this research. The structure on which the flow called diffuser is centralized was installed in the Darrieus turbine.

**Keywords:** Diffuser, Darrieus Turbine, Power generation system using the flow of the water,

### 1. はじめに

近年、地球温暖化や化石燃料の枯渇化に伴った地球環境問題対策、及び代替エネルギーの確保が急務となっている<sup>1)</sup>。風力発電は空気の流れを利用するクリーンな発電システムとして、その柱を担っているが風向や風速が絶えず不規則に変化するため、安定した発電電力が得られにくい<sup>2)</sup>。また、エネルギー密度の低さも問題となる。そこで空気より高密度な水の流れに着目する。水流には、河川や沿岸海流、潮流<sup>4)</sup>など比較的定常な流れのものが多く、特にまだ実用段階に至っていない潮流を利用する発電は、潮汐現象を起因とした海水の流れであるため周期的な流速変化を持っており、他の自然エネルギー利用発電に比べ系統連係し運用する際に非常に優れている<sup>3)</sup>。また風力発電と同様の発電方式を用いるため、同様に流れによる流体パワーは流速の3乗に比例する特徴を持つ<sup>6)</sup>。

本研究では、ディフューザと呼ばれる集水構造体<sup>7),8)</sup>を、垂直軸形状のダリウス型水車<sup>9),10),11)</sup>の周辺に設置することで、高効率な集水式水車発電システムの構築を対象とする。集水構造体によって流れてくる流れを局所集中することにより整流効果、及び流速加速効果に期待できる。また、ダリウス型は構造設計が容易で流向に関係なく回転する。更に周速度性能に優れ高速回転に期待できるため、実験用

発電水車には最適である。しかし、ブレード投影面積が小さく起動性に乏しいことが叫ばれる。この周囲にディフューザを設置することで、その集水加速効果より起動性の改善、及び発電能力の飛躍的増加が見込める。ここでは、作成する集水式水車の流速増加特性、及び水車性能評価をCFD(Computational Fluid Dynamics)を使用した数値解析より行う。また水車に対するディフューザの最適寸法の定義がされておらず、その寸法変化が及ぼす水車性能への影響も検証した。以上、数値解析の結果に基づいて作成した集水式水車の流水試験を行い、ディフューザの集水効果もたらす水車発電システムの発電能力への影響を検討した。

### 2. 集水式ダリウス型水車の諸元

水車ブレードは対称二次元翼 NACA0018 型<sup>12)</sup>を採用し、ブレード弦長 30 mm、ブレードの長さ 180 mm とする。そのブレードを 4 枚一組で垂直軸状に設置しダリウス型とする。材質はアルミ素材である。それら 4 枚のブレード上面に円盤状アクリル板で固定する。この時、水車の高さはブレード長さとなる。回転半径 90 mm の接線上の互いに 90 deg の間隔で取り付ける。図 1 にその全景を示す。

図 2 にダリウス型水車周辺にディフューザを設置した集水式水車の概要を示す。使用するディフューザは、最適寸法調査を行うため、その長さ、高さ寸法を変えている。形状は円弧形状、幅は  $W_D=50$  mm、長さ  $L_D=90, 180, 360$  mm、高さ  $H_D=90, 180, 360$  mm とする。これらディフュー

a) 電気電子工学専攻大学院生  
b) 電気電子工学科学部生  
c) 電気電子工学科教授

一ザの長さ、高さ寸法は以下のような水車に対する倍率より選定した。

ディフューザの高さ・・・ $H_D=(1/2H_T, H_T, 2H_T)$

ディフューザの長さ・・・ $L_D=(1/2D, D, 2D)$

ダリウス型水車と二つの円弧形状ディフューザの間には10mmの間隔幅を持たせる。



図1. 作成したダリウス型水車の全景

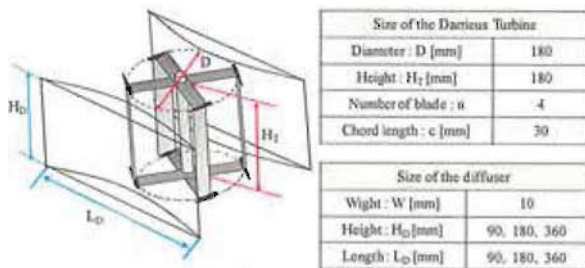


図2. 集水式ダリウス型水車の概要

### 3. ディフューザ最適寸法に関する解析概要

流れに対し質量保存則と運動量保存則に関する支配方程式が有限要素法によって解かれるFLUENTを使用する。図3にディフューザを設置した集水式ダリウス型水車の数値解析モデル、及び解析モデルの計算領域の概要を示す。

計算領域は水車寸法に対して、長さ20倍、高さ10倍の計算領域を用いる。水車性能評価には、式(1)のような実際に得られるトルクの割合を示すトルク係数 $C_t$ などの無次元特性係数を用いる。式(2)に周速比の算出式を示す。これは、翼先端速度と初期流速の比で定義される。この周速比と式(3)の関係式より、水車の出力効率であるパワー係数 $C_p$ を算出し、これより水車性能評価を行う。

$$C_t = T / (1/2 \rho A R U^2) \quad (1)$$

ただし、 $T$  [Nm] : 得られるトルク、 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] : 流体密度、 $A$  [m<sup>2</sup>] : 翼投影面積、 $U$  [m/s] : 初期流速。

$$\lambda = R \omega / U \quad (2)$$

ただし、 $R$  [m] : 水車半径、 $\omega$  [rad/s] : 角速度。

$$C_p = \omega T / (1/2 \rho A U^3) = C_t \cdot \lambda \quad (3)$$

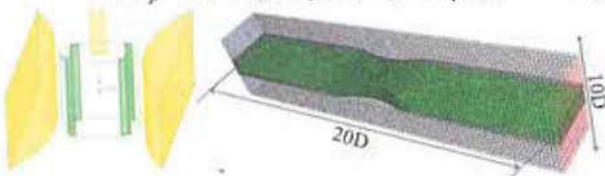


図3. 解析モデル(左)、及び計算領域(右)の概要

### 3.1 高さ寸法変化に伴う水車性能

海水の物性値に設定した流体を、初期流速1.0 m/sで流水した時の増速特性を見る。ディフューザ高さ寸法変化に伴う内部流速強度の分布を図4に示す。この時、ディフューザの長さ $L_D=90$  mmとする。黒色のプロットがモデル全体の流速強度、青色の点線が水車を通過する流速強度とする。また、モデルの色別は0 m/s (青)→3.5 m/s (赤)のように示す。解析モデルを見ると水車とディフューザの間、壁面部で特に高い流速強度であることが分かる。また、水車通過時の流速は最大1.53 m/sである。各ディフューザ寸法時のその高さに対する流速強度を図5に示す。各寸法時の最大流速を見ると約1.53 m/sである。高さ寸法変化を行っても、最大流速に著しい変化が無いことが分かる。

各周速比に対するトルク係数を図6に示す。トルク係数は周速比の増加、つまり水車回転数の増加に伴って減少することがわかる。ディフューザ各高さ寸法時を見ると、水車高さ以下の寸法選定時( $H_D=1/2H_T$ )に水車単独時とほとんど変わらない。また水車高さ程度になるとトルク性能が約1.2倍上昇することが分かる。

各周速比に対するパワー係数を図7に示す。水車高さ以上のディフューザ寸法時( $H_D=2H_T$ )の係数は約54%、水車単独時は約28%と水車性能が約2.0倍上昇する。また水車高さ以下の寸法選定時( $H_D=1/2H_T$ )は約26%の水車性能であることから、むしろディフューザの設置で性能を落としてしまう。水車高さ程度のディフューザ寸法選定が良好であることが分かるが、それ以上の寸法を大きくしても更なる性能向上が期待できない。

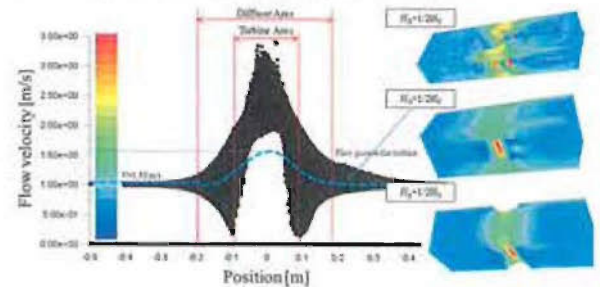


図4. ディフューザ高さ寸法変化に伴う内部流速分布

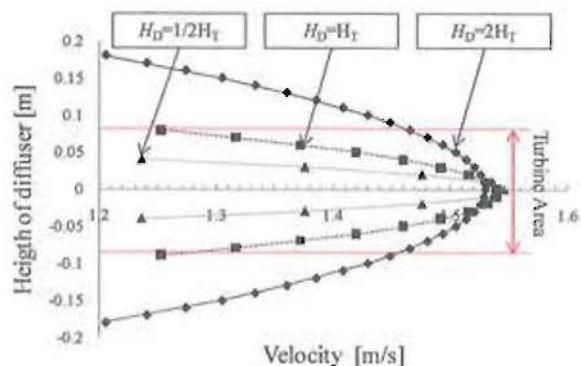


図5. ディフューザ高さに対する内部流速

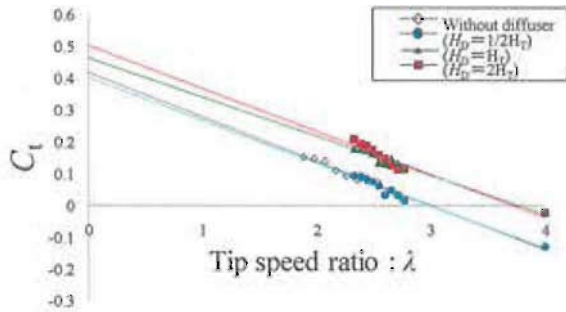


図 6. 周速比に対するトルク係数(高さ寸法変化時)

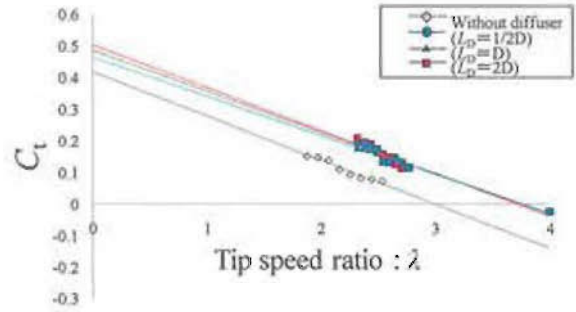


図 9. 周速比に対するトルク係数(長さ寸法変化時)

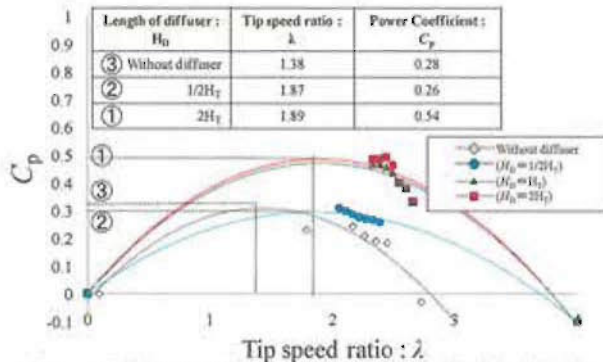


図 7. 周速比に対するパワー係数(高さ寸法変化時)

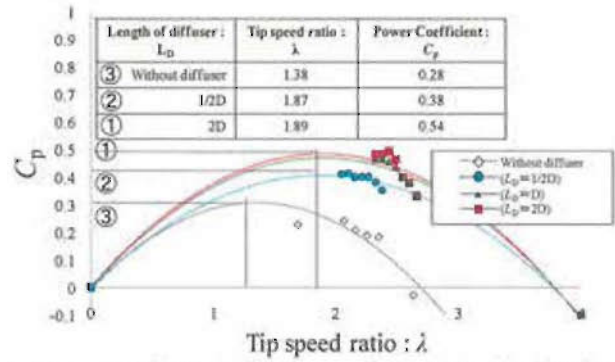


図 10. 周速比に対するパワー係数(長さ寸法変化時)

### 3.2 長さ寸法変化に伴う水車性能

高さ寸法変化と同様、海水の物性値に設定した流体を初期流速1.0 m/sで流水した時に伴う増速特性を見る。各ディフューザ長さ時のその長さに対する流速強度を図8に示す。この時ディフューザ高さ $H_D=90$  mmとする。各長さ寸法に置いて、最大流速は約1.53 m/sである。長さ寸法変化を行っても、最大流速に著しい変化はないが、長さが小さくなるに伴って最大流速を取る位置が出口付近になることが分かる。

各寸法最大流速域で水車設置の際、各周速比に対するトルク係数を図9に示す。水車単独時と比較して、どの長さ寸法のディフューザを設置してもトルク性能が上昇することが分かる。その上昇率は約1.2倍である。

各周速比に対するパワー係数を図10に示す。どの長さ寸法ディフューザでも水車性能が上昇する。高さ寸法同様、水車直径以上の寸法増加を行っても更なる性能向上へは期待できない。

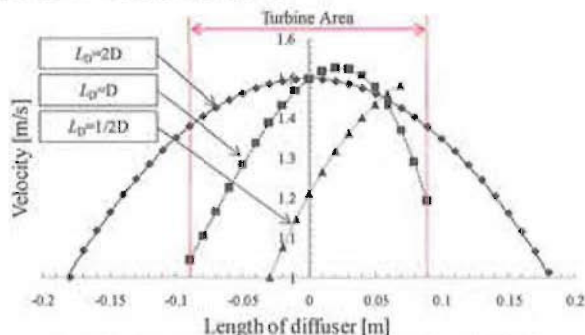


図 8. ディフューザ長さに対する内部流速

### 4. 集水する流れに対する翼の最適迎え角

ダリウス形状は、揚力型垂直形状に分類される。翼にかかる力には、図11に示すように翼から見た流れ方向に対して垂直方向に働く揚力 $F_L$  [N]と、水平方向に働く抗力 $F_D$  [N]に分けられる。流れには粘性があり、その影響で翼の周りに循環する流れが発生する。この循環流の速度 $u_0$ とすると、翼の上表面には $U+u_0$ 、下表面には $U-u_0$ となり、下側が高圧側、上表面が低圧側になり、翼を持ち上げる揚力が働く。また、抗力には翼表面の摩擦力を加えたものとなり、揚力が抗力を上回ると全体で上向きの力が働き回転の駆動力となる。これら翼の性能を示す無次元特性係数には揚力係数 $C_L$ 、抗力係数 $C_D$ があり、以下の式(4)、(5)のように表す。

$$C_L = F_L / (0.5 \rho A U^2) \quad (4)$$

$$C_D = F_D / (0.5 \rho A U^2) \quad (5)$$

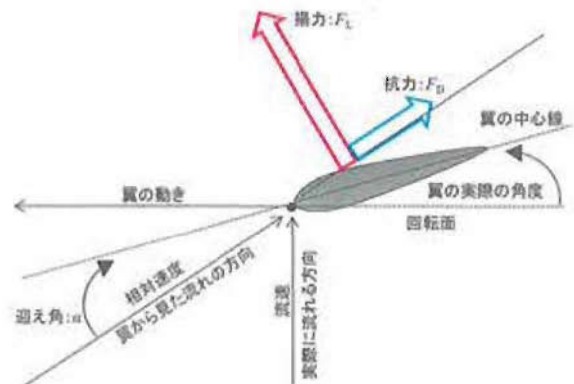


図 11. 回転する翼に働く力

揚力型に分類されるダリウス形状は、揚力をなるべく大きく、抗力を小さく抑えることで、翼の回転性能の飛躍的向上に期待できる。つまり式(6)で示す揚抗比と呼ばれる値を上昇させることが重要である。

$$\text{lift - drag ratio} = C_L / C_D \quad (6)$$

これらの係数は、翼から見た流れの方向に対する翼の向きを表す迎え角  $\alpha$  に依存する関係にある。

本解析では、ディフューザを設置することで流れを局所集中する効果があり、その影響によって増速をもたらすことを明らかにした。つまり、ディフューザの設置時と無い場合とでは、翼から見た流れの方向が異なり、それに対する翼の迎え角も異なると予想できる。ここでは、図12のような対称二次元翼 NACA0018 型、弦長 30 mm、翼の長さ 180 mm のモデルを作成し、揚抗比の最大値を取るような最適迎え角の検討を行った。このモデルに対して海水を模擬した流体を流速 1 m/s で流水し、翼の迎え角を 0~360 deg と回転させる。この時の揚力、抗力を元に揚抗比を算出し、これの最大値を取る時の迎え角を最適とする。また最適迎え角選定時のトルク係数、及びパワー係数を算出し、翼の迎え角の最適化が及ぼす水車性能への影響を調査する。

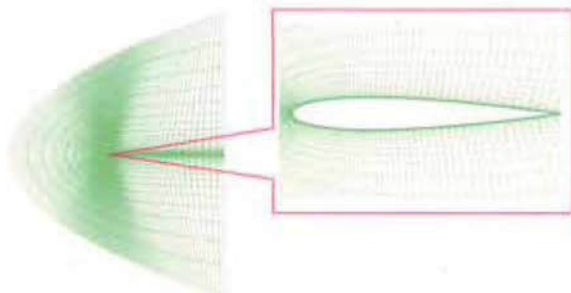


図12. NACA0018 型の解析モデル

#### 4.1 迎え角変化が翼に及ぼす性能特性

水車単独時の迎え角に対する揚力、抗力の関係を図13に示す。抗力係数を見ると、迎え角 90 deg 付近で最大を取ることが分かる。また揚力係数を見ると、迎え角 10 deg 付近で最大を取ることが分かる。これらの比である揚抗比を算出したものを図14に示す。それぞれ水車単独時とディフューザ設置時と比較する。それぞれの最大点を見ると、その時の迎え角の値が異なることが分かる。水車単独時には  $\alpha=7.0$  deg、集水式水車時には  $\alpha=5.0$  deg 付近が良好である。また揚抗比の最大点はディフューザを設置することで上昇する。

最適迎え角選定時の周速比に対するトルク係数を図15、パワー係数を図16に示す。トルク係数、パワー係数共にディフューザを設置することで性能向上していることが分かる。それぞれ最適迎え角を取ることで、トルク性能、出力性能共に約 1.2 倍の更なる性能向上を行うことができた。

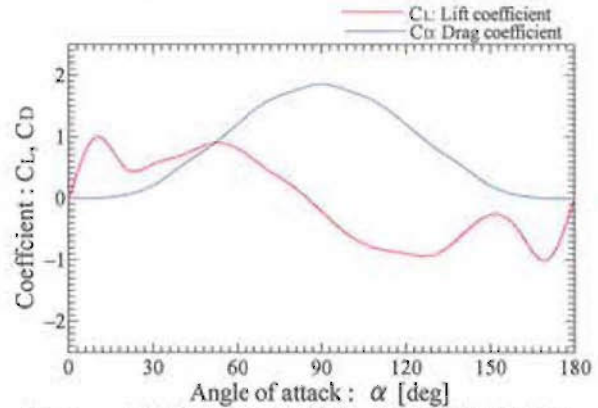


図13. 迎え角に対する揚力・抗力(水車単独時)

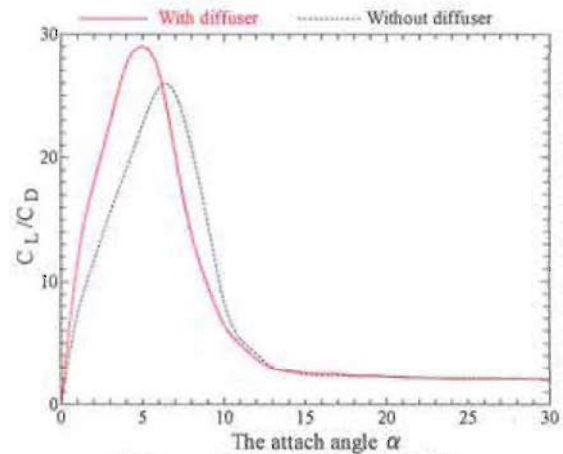


図14. 迎え角に対する揚抗比

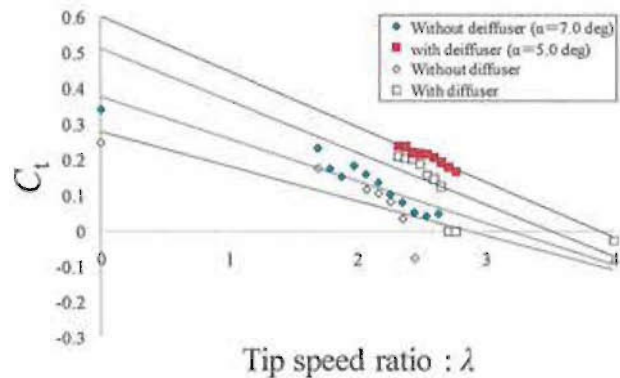


図15. 迎え角選定時のトルク係数

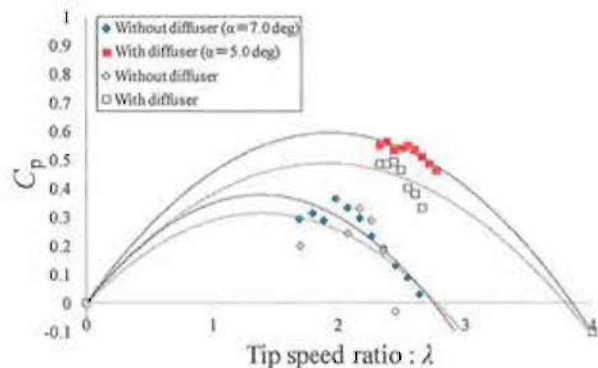


図16. 迎え角設定時のパワー係数

## 5. 作成水車に流水試験による発電特性調査

作成水車の発電特性調査を行うため、水車のアクリル天盤中心に直径20 mmの回転軸を取り付け、軸はベアリングで支持する。軸の最上部には50 W級の発電機を取り付け、発電出力を取り出せるようにする。水車実験用水車の流水試験の様子を図17に示す。流水装置にはインバータで制御される水槽内下部のプロペラを回し、流れを発生させる回流水槽を用いる。水槽寸法は幅300 mm、長さ600 mm、高さ200 mmのものである。その回流水槽の設定インバータ周波数に伴う、発生流速を図18に示す。発生流速は最大1.18 m/sで、これ以上のインバータ周波数増加を行うと定在波の影響により、水面で大きなうねりを発生させてしまう。流水試験時のディフューザの寸法は解析結果に基づいて、高さ180 mm、長さ180 mm (水車寸法の2倍)を用いる。

発電特性試験に伴う試験装置の概略を図19に示す。発電機から発生する出力は三相交流を単相直流に変換するため、三相ブリッジ回路を接続する。ここでは無負荷試験を行い、水車の回転特性、及び起動特性調査を行った。また負荷試験を行い、負荷抵抗を10~200  $\Omega$ まで変化した時の発電出力特性の調査を行った。



図 17. 実験用水車の流水試験の様子

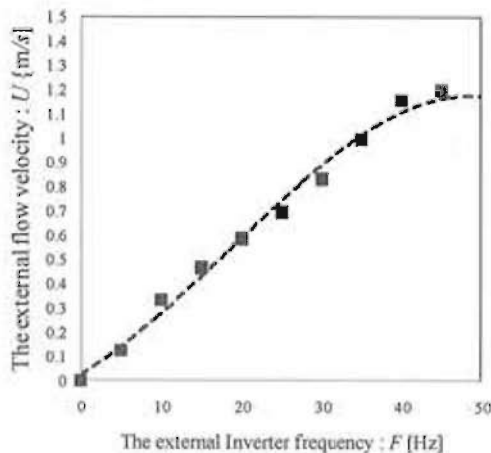


図 18. 実験用水車の流水試験の様子

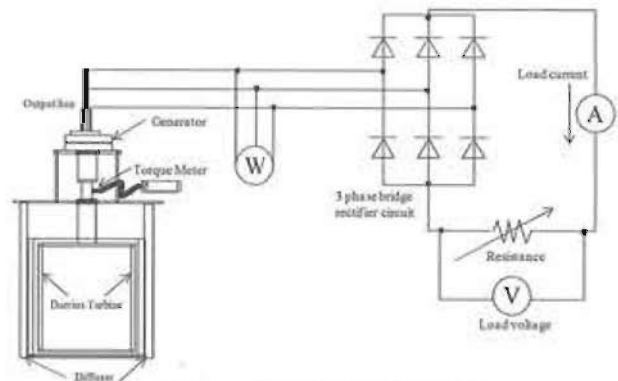


図 19. 発電特性試験の概略

### 5.1 無負荷試験

作成水車の最上部に取り付けた発電機の発電電圧、及び水車回転数の特性を調査する。水車単独時の設定流速に対する水車回転数、及び周速比を表1に示す。またディフューザを設置した集水式時を表2に示す。ただし、 $\times$ ・・・全く起動しない。

$\Delta$ ・・・水車の起動は見られるが回転しない。また解析結果に基づいて、水車円盤の接線上から水車単独時では迎え角  $\alpha=7.0$  deg、ディフューザを設置した集水式水車時では  $\alpha=5.0$  deg に設定し取り付ける。

水車単独時では、設定流速 0.13 m/s から 0.59 m/s の間で起動せず、水車の回転を確認できない。設定流速 0.70 m/s で水車が起動し、回転することを確認した。この時、水槽発生限界流速では、水車回転数 62 rpm 得られた。集水式水車時では、設定流速 0.13 m/s から 0.37 m/s の間で起動せず、水車の回転を確認できない。設定流速 0.47 m/s で水車が起動し回転した。また水槽発生限界流速で 155 rpm 得られた。これらの結果より、ディフューザの設置によって回転数が約 2.5 倍上昇し、水車単独時では水車の回転が確認できなかった低い設定流速でも回転に至った。また、それぞれ最適迎え角を設定することで回転数の上昇を確認できた。回転性能の向上、及び起動性の改善が行われることが分かる。

設定流速に対する水車回転数の関係を図20に示す。設定流速と水車の回転数は比例の関係にあり、設定流速の増加に伴って水車の回転数も増加の傾向にある。水車の回転数に対する発電電圧の関係を図21に示す。これは使用する発電機の発電電圧特性であり、回転数の増加に伴って発電電圧も比例に増加する傾向にある。この結果より、発電電圧は式(6)で求めることができる。

$$V = 0.14N + 0.86 \quad (6)$$

設定流速に対する発電電圧の関係を図22に示す。設定流速の増加に伴って発電電圧も増加する。その水車単独時と比較した増加率は約 4.0 倍、集水式水車の方が高いことが分かる。

表1. 設定流速に対する水車回転数(水車単独時)

The created Darrieus Turbine ( $\alpha=7.0$ deg)			
設定流速	水車回転数N[rpm]	N [rps]	$\lambda$
0.13 m/s (5 Hz)	×	×	×
0.34 m/s (10Hz)	×	×	×
0.47 m/s (15Hz)	×	×	×
0.59 m/s (20Hz)	△	△	△
0.70 m/s (25Hz)	21	0.35	0.40
0.83 m/s (30Hz)	36	0.60	0.68
1.00 m/s (35Hz)	50	0.83	0.94
1.16 m/s (40Hz)	62	1.03	1.17

表2. 設定流速に対する水車回転数(集水式水車時)

The Darrieus Turbine with diffuser ( $\alpha=5.0$ deg)			
設定流速	水車回転数N[rpm]	N [rps]	$\lambda$
0.13 m/s (5 Hz)	×	×	×
0.34 m/s (10Hz)	×	×	×
0.47 m/s (15Hz)	30	0.50	0.57
0.59 m/s (20Hz)	61	1.02	1.15
0.70 m/s (25Hz)	89	1.48	1.68
0.83 m/s (30Hz)	120	2.00	2.26
1.00 m/s (35Hz)	150	2.50	2.83
1.16 m/s (40Hz)	155	2.58	2.92

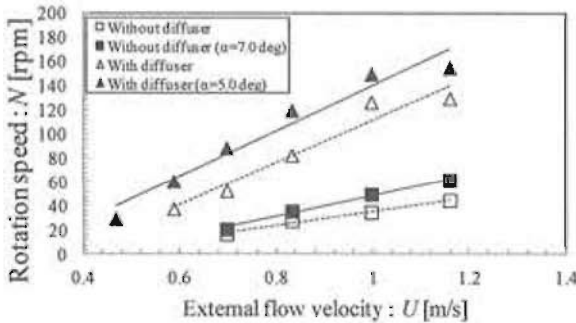


図20. 設定流速に対する水車回転数

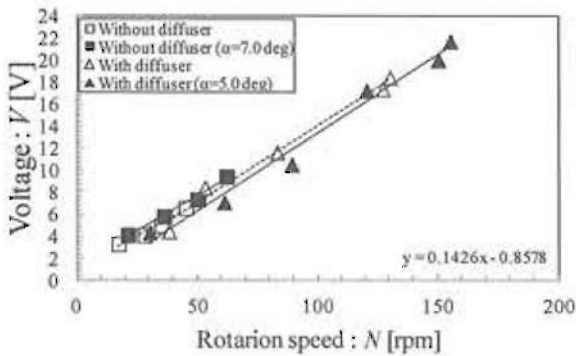


図21. 水車回転数に対する発電電圧

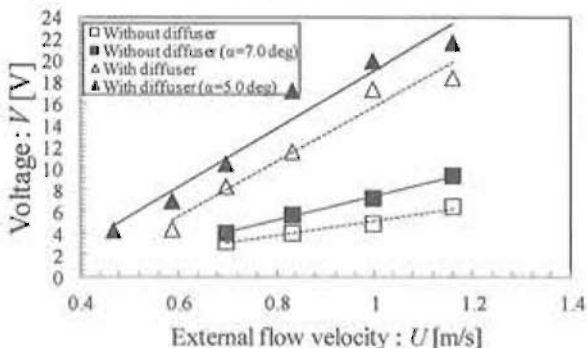


図22. 設定流速に対する発電電圧

## 5.2 ディフューザ設置時の良好な水車位置

ディフューザを設置した時の水車の最適な設置位置として、水槽内の水車軸の位置に対する水車回転数から検討する。各設定流速時の水車軸の位置に対する水車回転数の関係を図23に示す。水槽の中心、及びディフューザの中心を( $L=0$ )とし、そこから入口、出口に向かっての距離を横軸とする。水槽入口( $L=-30$  mm)からディフューザ( $-18$  mm  $\leq L \leq 18$  mm)を各設定流速の水が通過した時の水車回転数をプロットする。水槽出口は( $L=30$  mm)である。

この結果より、以下のことが分かる。

### 【設定流速 0.48 m/s の場合】

- ① 水槽入口からディフューザの入口付近までに水車軸を設置しても、起動性は見られない。
- ② ディフューザ中心( $L=0$ )付近で起動性が見られ、その出口から水槽出口間では起動性が見られない。
- ③  $U=0.48$  m/s 時、水車回転数 34 rpm ( $L=0$ )が良好。

### 【設定流速 1.16 m/s の場合】

- ① 水槽入口からディフューザの中心付近までに水車軸を設置しても、起動性は見られない。
- ② ディフューザ出口付近で起動性が見られ、水槽出口付近で水車回転数が良好であった。
- ③  $U=1.16$  m/s 時、水車回転数 155 rpm ( $L=20$ )が良好。

以上のように設定流速の増加に伴って、最大水車回転数も増加する。また設定流速が増加するに伴って、良好な回転数が得られる水車軸の位置は、ディフューザの中心 → 出口付近 → 水槽出口付近に存在することが分かる。

ここで負荷特性試験を行うが、最大発電出力よりディフューザの効果の検討を行いたいため、設定流速を水槽発生限界流速の  $U=1.16$  m/s とし、水車軸の位置を水槽中心から 20 cm 出口に向かった位置に設置し、流水試験を行う。

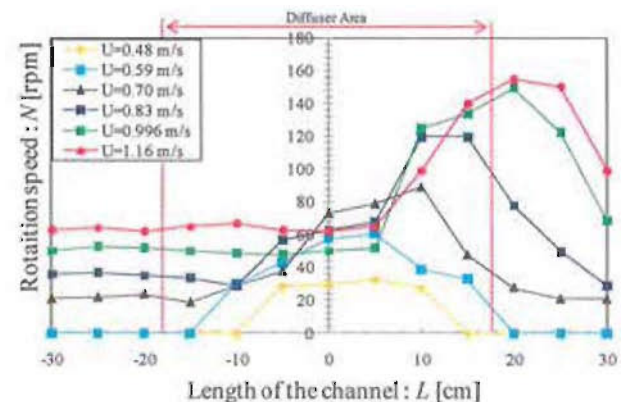


図23. 各流速時の水車軸の位置に対する回転数

### 5.3 負荷試験による発電特性試験

良好な回転数を得られた設定流速 1.19 m/s での負荷変動試験を行う。使用する負荷抵抗は  $R=10\sim 200\ \Omega$  とする。図 24 に発電機から三相交流の出力を三相整流ブリッジ回路を通して、直流単相に変換した時の直流変換電流と負荷電圧の関係を示す。同期発電機の出力特性に関しては、出力電流が増加するに従って出力電圧が低下してしまう。出力電力は、(出力電圧×出力電流)であるため、より多くの出力を得ようとして電流を増加させても電圧が低下してしまうため、出力電力に限界がある。また、ディフューザを設置した方が水車単独時と似たような傾向にあるが、負荷電圧、負荷電流ともに多く得られることが分かる。

図 25 に直流変換電流と負荷出力の関係を示す。この結果を見ると、水車単独時では電流 0.17 A 時に 0.86 W、集水式水車時では電流 0.37 A 時に 4.09 W の最大出力を取ることが分かる。

図 26 に負荷抵抗と負荷出力の関係を示す。先程の最大出力値を取る負荷抵抗の値は、水車単独時で  $R=80\ \Omega$ 、集水式水車時で  $R=60\ \Omega$  である。つまり、最大出力と取り出すためには、それぞれの場合で以上の負荷抵抗を選定するべきである事が分かる。

表 3 に最適負荷抵抗を接続した時の各機器の出力、及び変換効率を示す。

ただし、 $P_W$  : 水車入力、 $P_{W-out}$  : 水車出力、 $\eta_G$  : 発電機効率、 $P_{G-out}$  : 発電機出力、 $\eta_B$  : 変換機効率、 $P_{B-out}$  : 総発電出力。

設定流速 1.16 m/s で流水した場合、得られた回転数は水車単独時で 62 rpm、集水式水車時で 155 rpm。この時の発電電圧は、水車回転数の急激な低下に伴い、無負荷試験時に比べ約 50% 減少した。また発電機の変換効率は約 84.2%、ブリッジ回路の変換効率は約 93.3% であった。水車の出力性能であるパワー係数を見ると、ディフューザを設置することで約 2.0 倍上昇する。これは数値解析と同様の結果となった。また負荷出力の値を見ると、水車単独時と比較して集水式水車の方が約 4.8 倍発電量が増加することを確認した。これは、ディフューザの集水加速効果に伴い、その 3 乗倍に増加した水車入力の向上、及び水車の出力性能の向上より得られた発電性能の増加だと考えられる。

また解析結果で得られた水車効率に比べ、実測結果をそれよりも低い値となった。これは流水試験で負荷を接続した際、水車の回転数が急激に落ち、その影響でロータ前後で大きな水位差が発生した。これより、水車後流部では水車翼の一部が水上に上がってしまった。解析上では完全に水車を沈めている条件であるため、これらが実測結果との異なりだと考えられるが、その条件の異なりより実測結果と解析結果を比較はできない。

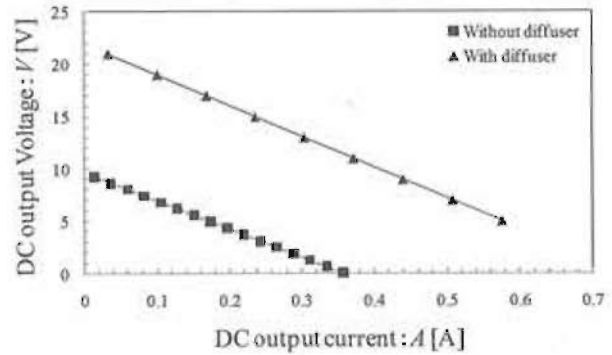


図 24. 直流変換電流と負荷電圧の関係

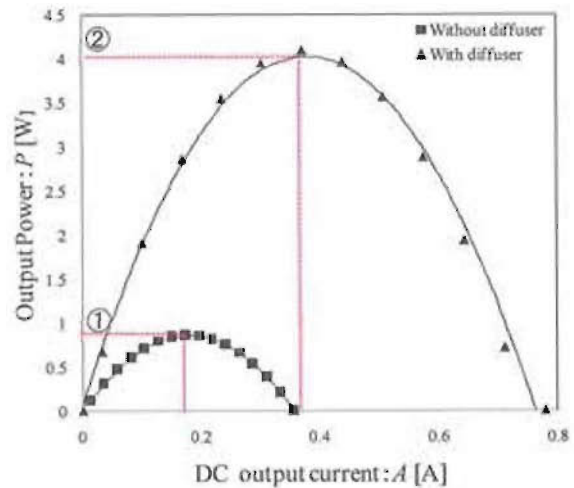


図 25. 直流変換電流と負荷出力の関係

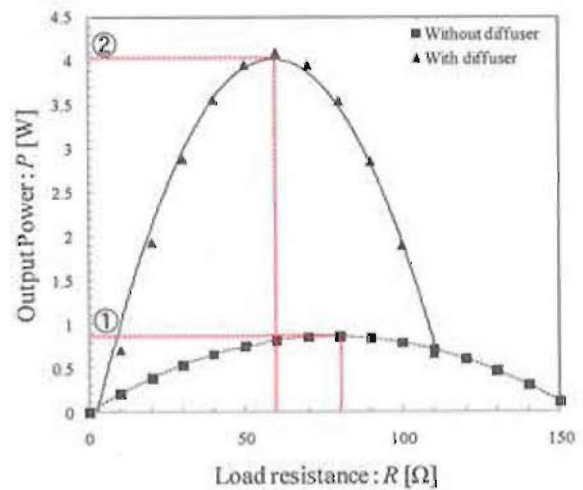


図 26. 負荷抵抗と負荷出力の関係

表 3. 各機器効率と出力の結果

The created Darrieus Turbine (R=80 Ω)							
The control flow velocity	$P_w$ [W]	$C_p$	$P_{G-out}$ [W]	$\eta_G$	$P_{B-out}$ [W]	$\eta_B$	P [W]
1.16 [m/s] (40 Hz)	5.80	0.38	1.07	0.84	0.90	0.92	0.83

The Darrieus Turbine with a diffuser (R=60 Ω)							
The control flow velocity	$P_w$ [W]	$C_p$	$P_{G-out}$ [W]	$\eta_G$	$P_{B-out}$ [W]	$\eta_B$	P [W]
1.16 [m/s] (40 Hz)	13.5	0.38	5.15	0.84	4.34	0.92	4.01

## 6. 結論

本稿では、集水構造体ディフューザを設置した垂直軸形状ダリウス型水車による高効率な集水式水車発電システムの研究開発を対象とした。起動性に乏しいと叫ばれるダリウス形状に対し、ディフューザの集水加速効果を用いるため、起動性の改善および発電性能の向上を実現できた。この結果は、以下に述べる CFD による数値解析、またそれに基づいて作成した水車の発電特性試験より導き出した。

### (1) ディフューザの効果が水車に及ぼす性能特性

初期流速 1 m/s での流水を条件とし、数値解析の結果より性能評価を行った。ディフューザの集水効果によって、設置部の流速が約 1.5 倍上昇し、それに伴いトルク性能の上昇、及びパワー回収性能の約 2.0 倍の上昇へとなる。

また最適迎え角は水車単独時で  $\alpha=7.0$  deg、ディフューザを設置した集水式水車時で  $\alpha=5.0$  deg となり、設定すべき迎え角が異なる。今回、円弧形状のディフューザを選定したが、選定するディフューザの形状によって最適な迎え角を設定し直す必要があると考えられる。

### (2) 水車に対するディフューザ寸法の最適化

水車に対するディフューザの最適な寸法は定義されておらず、数値解析を使用してディフューザの寸法変化が水車性能に影響するか評価した。その最適寸法の評価結果は、高さ・長さの寸法変化から行い、どちらの寸法に関しても、水車の直径・高さ程度の大きさから水車性能向上が見られた。しかし、それ以上の大きさを持って更なる性能向上へは繋がらない。

### (3) 流水試験による発電特性調査

無負荷試験では、水車の回転数および起動性に着目した。ディフューザの集水効果によって、水車回転数の増加に伴い、水車単独時では回転しなかった低い流速でも起動を確認した。その時の発電電圧は約 4.0 倍上昇した。つまり、ディフューザの設置によって、起動性の改善および発電性能の向上をもたらした。また水車入力時の流速の大きさに伴って、最適な水車設置位置が異なり、高流速ではディフューザの出口付近に設置するのが良好である。

負荷試験では、発電出力および発電効率に着目した。水車単独時では 0.84 W、集水式水車時で 4.01 W とディフューザの設置により約 4.8 倍の発電性能が向上。また水車効率はそれぞれ約 18.4%、約 38.2%と約 2.0 倍の性能向上を確認した。その時、ディフューザ設置時は選定する負荷抵抗が異なった。

## 参考文献

- 1) 経済産業省 資源エネルギー庁：平成 23 年度エネルギーに関する年次報告、2012。
- 2) (社)化学工学会：図解エネルギーのすべて、工業調査会、pp.14-19、2008。
- 3) 新名 滋：図解 新エネルギーのすべて、株式会社工業調査、p6、p104、p266、p133、2005。
- 4) (社)日本船舶海洋工業：海洋資源 7つの不思議と11の挑戦、海事プレス社、pp.29-31、2005。
- 5) Jack H, "The Analysis of Tidal Stream Power", WILEY-BLACKWELL, pp.75-80, 2008。
- 6) 柳父悟 他：エネルギー変換工学 地球温暖化の終焉へ向けて、東京電機大学出版局、pp.158-175。
- 7) T.Setoguchi : "Develop of two way diffuser for fluid energy conversion system", Renewable Energy 29, pp.1757-1771, (2004)。
- 8) F.L.Ponta, "Marine-current power generation by diffuser-augmented floating hydro-turbines", Renewable Energy 33, pp.665-673, 2008。
- 9) 大久保 大次郎：マイクロ風力発電の設計と製作、CQ 出版社、pp.13-85、2010。
- 10) 経塚 他：橋脚を利用した潮流発電について、Engineering Sciences Report, Kyushu University Vol.27 No.4, pp.361-366, 2006。
- 11) 経塚 他：潮流発電用ダリウス形水車の流力特性について、日本船舶海洋工学学会論文集、Vol.4, No5, pp.39-45, 2006。
- 12) K.Koki, "Theoretical Study Aerodynamic Characteristics of Horizontal Axis Wind Turbine: Application of Energy Momentum-Blade Element Combined Theory to NACA 44xx Aerofoil Blade", Symposium on Environmental Engineering, pp.363-366, 2005。

## 謝辞

本研究で用いた回流水槽の使用の快諾、並びに CFD 解析の使用に際して、その使用法、及び水車の作成などについて貴重なアドバイスを頂いた宮崎大学工学部機械システム工学科の菊池 正憲教授、平野 公孝名誉教授に感謝いたします。