

小水力発電用の低回転ボルテックス水車における 動作効率改善に関する研究

Study of Improvement in Conversion Efficiency of Low Rotation Gravitation Vortex Water-turbine for Use in Small Hydro generation

上坂 博亨 中川 慎二¹ 谷口達也² 伊藤 宗康³

UESAKA Hiroyuki NAKKAGAWA Shinji TANIGUCHI Tatsuya Muneyasu Ito

ゴミ対策と耐久性に極めて優れ、設置工事が少なく魚道が不要などの利点の多い「渦巻き利用型発電用水車（低回転ボルテックス水車）」は、水車の力学的動作機序が不明で、発電効率が低く、信頼性のある装置設計ができないという問題がある。本研究では水車実験機を試作して基本性能を測定するとともに、数値シミュレーションによる動作機序検討結果に基づいてブレード（水車羽根）条件などを変更しながら水車効率の改善を行った。

キーワード： 小水力発電、ボルテックス水車、渦水流、発電効率、シミュレーション

1. はじめに

東日本大震災とそれに引き続く原発事故により、従来型の電力供給システムへの不安感の高まりと再生可能エネルギーを用いた新しいエネルギー確保の未来像が広く議論されるようになった。これに呼応して再生可能エネルギーの固定価格買取制度（FIT 制度）は、再生可能エネルギーによって発電された電気を一定の固定価格で一定の期間電気事業者調達を義務づけるもので、2012年7月1日にスタートした[1]。本制度により再生可能エネルギーを用いた電力生産の経済性が予測可能となり、特に太陽光発電に関しては爆発的とも言える勢いで設備認定が進んできている。しかし表 1-1 から明らかな様に中

表 1-1. FIT 制度による設備認定の状況

発電形態	認定容量(万kW)
太陽光（住宅）	515
太陽光（非住宅）	7,550
風力	304
中小水力	79
地熱	8
バイオマス	403
合計	8,859

出典：資源エネルギー庁再エネ設備認定状況より
(2016年10月)

¹ 富山県立大学工学部（〒939-0398 富山県射水市黒河 5180）

² 富山県立大学大学院機械システム工学専攻修士課程 2016年3月修了

³ 川端鉄工株式会社（〒938-0082 富山県黒部市生地芦区 247）

小水力発電と地熱発電については認定設備容量が伸び悩んでいる[2]。この原因として①許認可までのリードタイムが太陽光や風力に対して長い、②設備が大がかりで初期費用が大きい、③地域資源の既利用者への影響への懸念などが一般的に挙げられている。しかし小水力と地熱による発電は太陽光、風力と比較して電力供給の安定性が高く系統電力への攪乱作用が少ない事から、小水力発電への期待は大きく、普及を目指した方策や装置開発は重要な課題となっている。

水力発電に用いられる水車には、それが利用する水力エネルギーの様態により重力水車、反動水車、衝動水車に分類される。本研究が対象とする低回転ボルテックス水車は、円筒形の水車容器内の流速と排水時に生ずる渦の力によって回転すると考えられるが、その動作機序の詳細は未だ明らかではない。原型はヨーロッパで1960年代に考案されており、低落差での発電が可能でゴミ対策と耐久性に非常に優れ、低コストで発電システムを構築できる等の利点が示されている。しかし発電効率が低い事から余り普及せず、特に高い発電効率を追求してきた我が国の水力発電



図1-1 シェーフトランド (スイス) のボルテックス水車

事業からは受け入れられなかった。一方、水力発電が電力需要の約60%を占めるスイスでは既に低回転ボルテックス水車の実用化が進められており、2010年9月にはシェーフトランドにて自然河川を利用した渦巻き式発電所が運用を開始した(図1-1)。渦を発生するたらいの直径は6.5m、毎秒0.8~2.2m³/sの河川水を利用して9~12kWの発電出力を得ているとされる[3]。また本水車はインドへも技術移転されて実用化されているとの報告もある[4]。現在、我が国でも地域における小規模なエネルギー自給と活用への社会的要求が高まる中、未利用の小河川や用水路などにおいては出力3kW程度から10kW程度の小規模発電用水車の実用化要求は高まっている。しかしボルテックス水車はサイズの小規模化によって著しく発電効率が低下するため、国内事情に合わせて開発された小型のボルテックス水車は国内ではほとんど普及していない。一方、小河川・用水路ともに落ち葉や雑草などの流下塵芥が多いため従来の高回転型の水車では塵芥対策費用がかさむことが問題となっている。この点でゴミに強い低回転ボルテックス水車は極めて大きな利点を持っているといえる。海外で実用化されている低回転ボルテックス水車を、効率を低下させずに日本の流況に合わせて小規模化することは小水力発電普及の点からも重要である。本報告では、実験用の小規模なボルテックス水車を試作してたらい内部に発生する渦水流の形状や部分流速を明らかにし、水のエネルギーを回転エネルギーに変換するブレード(水車羽根)形状を変化させて動作効率を高めるための検討を行った。また数値シミュレーションによってブレード周辺の乱流発生状況と速度分布を明らかにして、小規模ボルテックス水車の動作効率改善条件を見出すことを目的とした。

2. 研究方法

2.1. 実験装置

本研究における実験のために図2-1-1に示す還流型実験装置を製作して利用した。本装置は上部に給水タンク、その下部に実験用ボルテックス水車、さらにその下部に排水タンクを配置して、水中ポンプを利

用して排水タンクから給水タンクに水を循環させる還流型装置である。上部の給水タンクには常時約 2m^3 の水が維持されるよう水中ポンプ (IWAKI Magnet Pump Model MXM442 (吐出量 $200\text{L}/\text{min}$) 1台、SANSO Magnet Pump Model PMD-37013B (吐出量 $550\text{L}/\text{min}$) 2台) によって、最大約 $21.6\text{L}/\text{sec}$ の能力で還流した。実験時には約 $70\text{m}^3/\text{s}$ ($19.4\text{L}/\text{s}$) の流量を維持する事とした。

図 2-1-2 に実験および数値シミュレーションに使用したボルテックス水車の外観と諸元を示す。水車は内径 1m 高さ 550mm の容器部分と容器中心部に設置したランナー (羽根車) からなり、ランナーのシャフトが上部に設置したギアおよび発電機に接続する構造としている。ランナーには数枚 (3枚~6枚程度) のブレード (水車羽根) が取り付けられており、これが水流を受けてトルクを発生する機構となっている。水車容器には内径 208mm のパイプが接続されておりここから水が容器内部に流入する。容器底面には内径 216mm の排水口がありパイプで排水タンクに接続されている。流入過剰になった場合には容器上部に設けたオーバーフロー溝から漏出する構造とし、オーバーフロー高は 500mm とした。

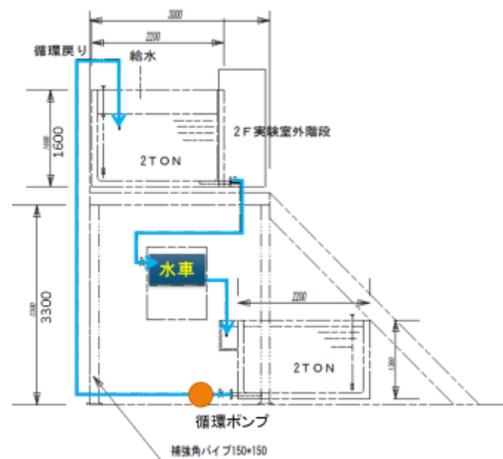


図 2-1-1 左図 (写真) は還流装置の外観を示す (①は給水タンク、②は水車本体、③は排水タンク) 右図は装置の立面図を示し、水色の矢印は水の循環経路を示す。



項目	諸元 [mm]
容器内径	1,000
容器高さ	550
流入口内径	208
排出口内径	216
オーバーフロー高	500

図 2-1-2 写真左はボルテックス水車の外観を示す。水は写真左下部から流入し、容器内部で渦を形成して中央のブレード下の排水口から流出する。写真中央は注水後に形成された渦水流を示す。右表は装置諸元を示す。

2.2. 渦流速・軸トルク・発電出力の計測方法

渦水流の部分流速を計測するために3次元電磁流速計（㈱KENEK社製、VP3000/VPT3-200-13P）を使用した。本装置のセンサー部は3成分6方向の同時検出が可能で、最大流速200cm/sまで測定可能である。3次元流速の座標は、水車容器への水の流入方向をX軸、それと直行する水平方向をY軸、重力方向をZ軸とした。測定に当たっては装置のセンサー部を水車容器上部に構築した支持アームに固定し、10秒間の平均流速を記録した。なお、渦水流の表面近くにおいてセンサー部が完全に水中に没する事ができない場合は測定値が異常値を示すため、この値は集計から除外している。

軸トルク測定にはひずみゲージ式トルクセンサー（UTMⅡ、ユニパルス社製）を用い、ディスクブレーキを用いて機械的に回転数を制御してトルクを計測した。水車の発電実験のためには永久磁石式コアレス発電機（SKY-HR160、㈱スカイ電子社製）を使用した。適切な発電力を発揮させるために必要に応じてギアを使用して4倍~10倍に増速した。電気回路には可変抵抗器を用いて負荷を与え、電流と電圧を計測することによって発電電力を測定した。

2.3. 数値シミュレーションの方法

数値計算にはオープンソース CFD ソフトウェアである OpenFOAM を使用し、たらい式水車内の気液混相流を対象とした数値シミュレーションを実施した。図2-3に使用した数値モデルを示す。流入部、たらい部、流出、およびオーバーフロー流路は静止しており静止した計算セルを充てた。セル数は約50万とし、回転する水車羽根の周囲には羽根とともに回転する領域を設けた。静止部と回転部との界面に AMI (Arbitrary Mesh Interface) を設定した。

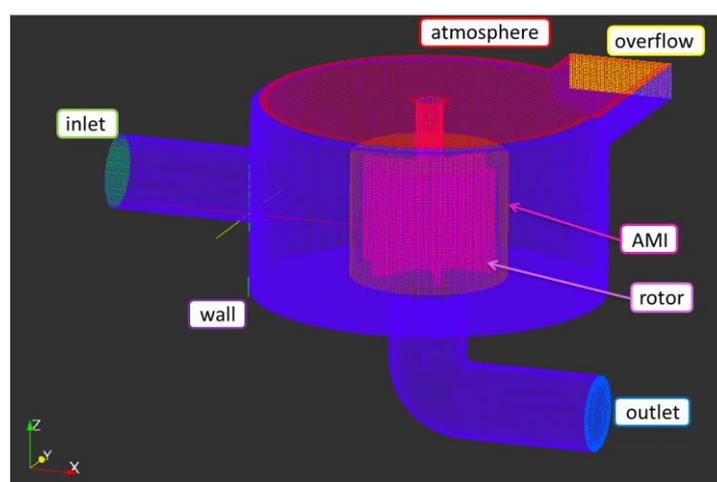


図2-3 数値シミュレーションモデル。AMI面の内部にあるセルは水車羽根とともに回転し、AMI面の外側にあるセルは静止している。(引用文献 [5]より)

基礎式は連続の式(1)と表面張力項に CSF (Continuous Surface Force) モデルを採用したナビエ-ストークス方程式(2)とした。計算セル内の液体体積分率 γ によって水および空気の流れを扱う VOF 法(3)を採用した。乱流モデルとして $k-\epsilon$ 乱流モデルを採用し壁面では壁関数により境界条件を与えた。

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \rho \vec{V} = -\nabla p + \mu_{eff} \nabla^2 \vec{V} + \rho f + \rho \sigma \kappa \nabla \gamma \quad (2)$$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} + \nabla \cdot (V \gamma) + \nabla \cdot (V_r \gamma (1 - \gamma)) = 0 \quad (3)$$

ここで t は時間[s]、 ρ は密度[kg/m³]、 V は速度[m/s]、 p は圧力[Pa]、 μ_{eff} は動粘度[m²/s]、 f は体積力による加速度[m/s²]、 σ は表面張力[N/m]、 κ は界面曲率である。水車の回転数は 53rpm とし、水車羽根とその周囲回転領域セルを回転させた。流量を毎時 70t とした。流入面には流量を面積で除した速度を一定値として与えた。羽根を構成する各面に働く圧力および粘性力による力は、OpenFOAM の functionObject 機能を利用して算出した[5]。

3. 結果

3.1. 渦水流の水面形状と流速分布

発電実験に先立ち、ランナーを挿入しない渦水流の特性を、水面形状と部分流速について確認した(図 3-1-1)。部分水位は流入口の極座標位置を 0 度方向として 45 度間隔で同心円状に 32 点について計測した。なお水深の計測は物差しで行った。その結果、水面形状は外周部から中心部にむかって上に凸の緩やかな曲線を示すすり鉢状であることが確認された。また渦の中心は流入の影響を受けて 270 度～315 度方向にやや偏心していることも確認された。渦表面には外周の壁面からの反射の影響とみられる定常波(凹凸)も 2～4 箇所確認された。

渦水流に 3 次元電磁流速系を没入して部分流速を計測した結果を図 3-1-2 に示す。前述したとおり、円筒形の水車容器において水の流入方向を X 軸、それと直行する水平方向を Y 軸、また鉛直方向を Z 軸としたとき、部分流速の最大値は 3 方向の合成速度である。このようにして合成速度の分布を求めた結果が図 3-1-2-①である。グラフの横軸は測定半径を示し、ゼロの位置は容器中心を表している。ここで容器中心に近い距離 100mm の点で部分流速が最も高く外周になるにつれて速度が減少する結果が得られた。すなわち、渦水流は外周から内周に向かって落ち込みながら加速して中心部から排出されることがわかる。これを水平方向と垂直方向の速度成分に分解して表したものが図 3-1-2-②、および図 3-1-2-③である。水平方向の部分流速は X 方向と Y 方向の合成速度とし、垂直速度は Z 方向の速度としてあらわされている。これによると水平速度の分布の傾向は全方向の合成速度の分布に非常に近似した傾向を示し、中心に近い部分(半径 100mm)で最も水平速度が高く 1.5～2.8m/s、外周に近い部分(半径 400mm)で最も遅い結果が得られ 0.6～1.5m/s であった。その一方で垂直方向の部分流速は、半径 100mm の測定点の一部で高い値を示したものの、ほとんどの測定点において -0.2～+0.8m/s の範囲の比較的小さな値を示す結果が得られた。これらの事から水車容器内部での渦水流は、流入後中心部に行くにしたがってほぼ一定速度で徐々に沈降しながら周方向の水平速度を高めながら容器底面の排出口に流れ込んでいると思われる。

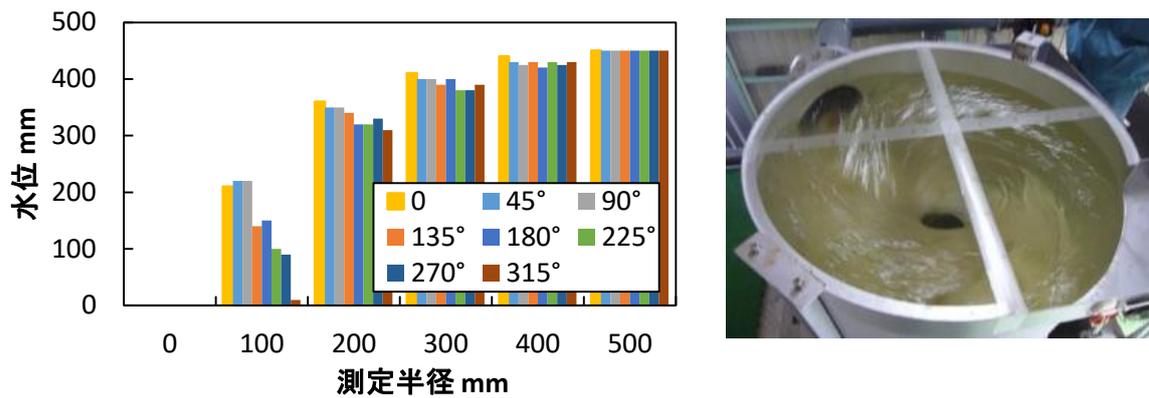


図 3-1-1 渦水流の形状：左図は渦の水深分布。右図は渦水流の外観。

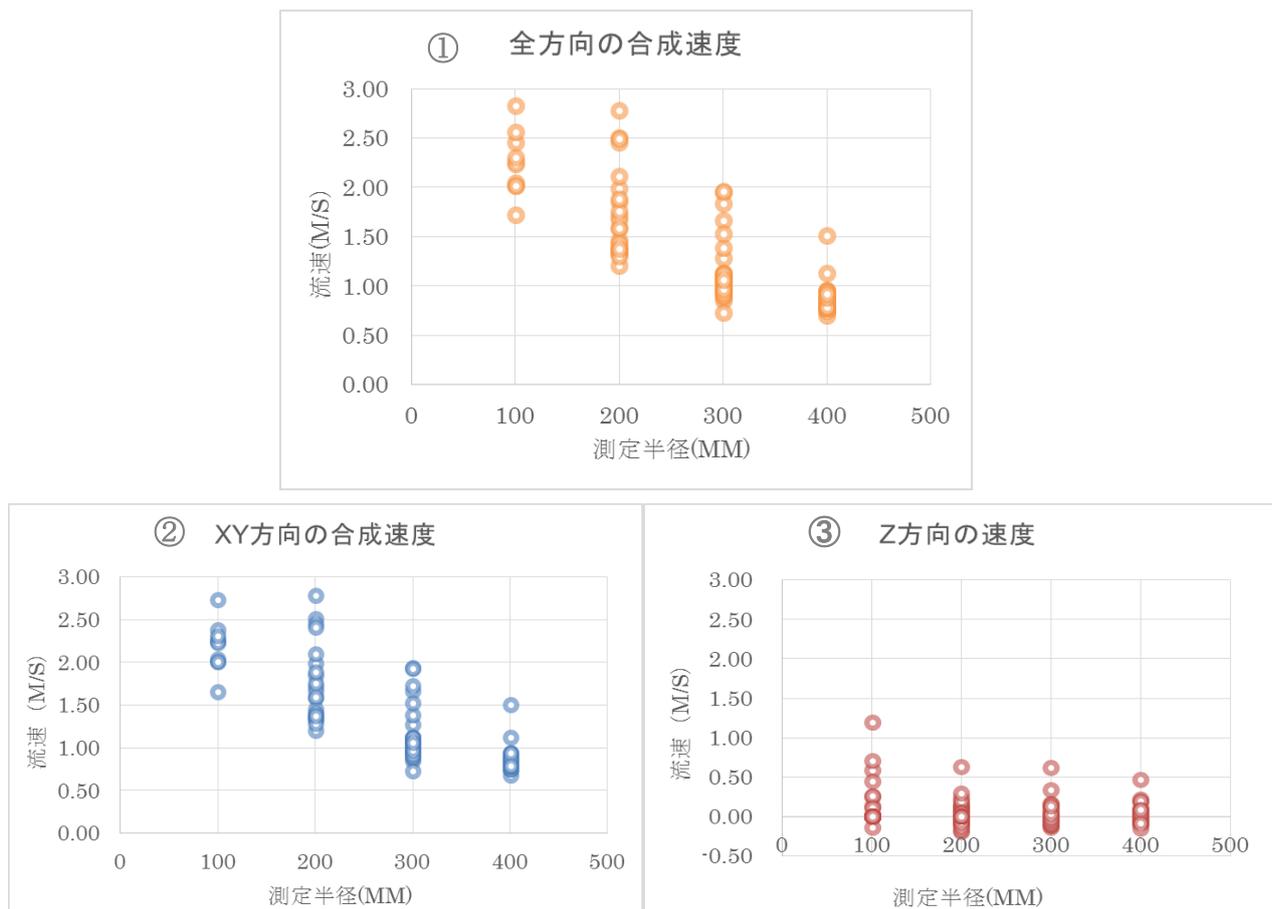


図 3-1-2 渦水流の部分流速：8方向の渦中心からの半径に沿って3次元流速を測定した。

①は全方向の合成速度、②はXY方向の合成速度、③はZ方向の速度

3.2. 発生トルクと電氣的出力へのランナーブレード枚数の影響

以上のような特性の渦水流にランナーを挿入して得られる回転力を軸トルクとして、また最終的な発電出力を各種抵抗に通電した場合の消費電力として測定した。ランナーの回転力の測定は回転軸に抵抗を与えながらひずみゲージ式のトルクセンサを用いて行った。また発電出力はランナー回転軸に増速用のギアを介して発電機を取り付け、発電機から得られる電流と電圧を計測することで行った。本実験では増速率は4倍とした。水車のランナーに取り付けたブレード枚数を3枚、4枚、6枚と変えて発生トルクを計測すると、トルク計軸の回転数が100回転付近で最も大きなトルクが得られ300回転付近でトルクが得られなくなった。この時いずれの回転数でもブレード枚数が多い方が大きなトルクを得る事ができ、トルクの最大値はブレード6枚仕様で139rpmの時に2.05Nmが得られた(図3-2-1, 上左図)。

電氣的出力についてもトルクの場合と同様にブレード枚数の多いランナーから大きな出力が得られた(図3-2-1, 上右図)。最大出力は発電機軸の回転数が150~200rpm付近で得られており、実験値としての最大値はブレード6枚仕様の場合の156rpmの回転数で、32Wを得る事ができた。使用した発電機(SKY-HR160)の定格出力はメーカーカタログより100W/500rpmとされており、今回の実験条件では定格回転数まで回転を上げる事ができなかったため出力は定格の30%程度にとどまった。この点では水車の効率を高めトルク出力を高めることでさらに高い電氣的出力が得られる可能性がある。

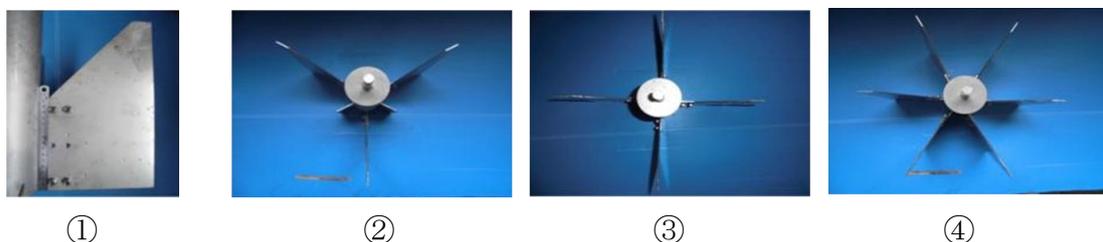
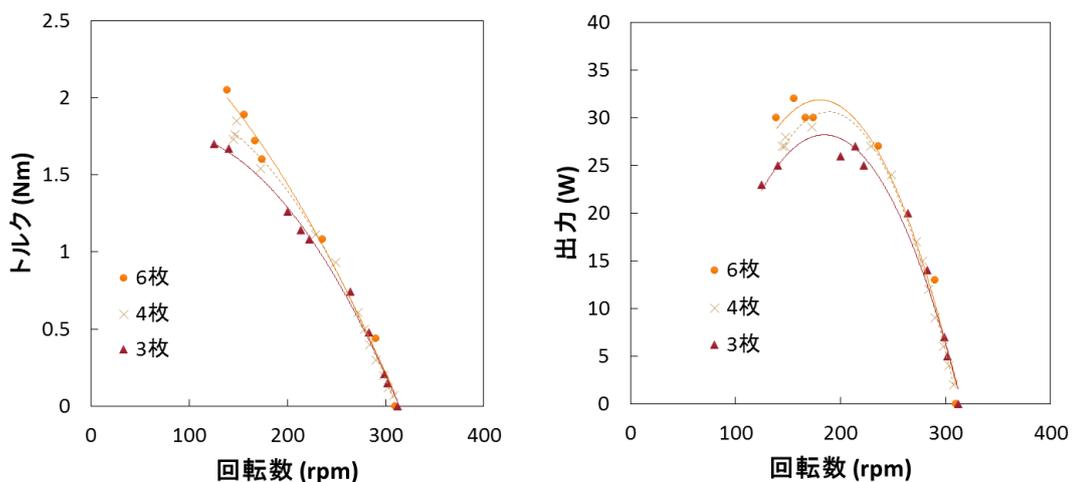


図3-2-1 ブレード枚数を3枚、4枚、6枚としたランナーを用いた場合のトルク発生特性および出力特性。上左図：トルク特性、上右図：出力特性図。下段①は用いたブレードの立面写真 下段②は3枚ブレードの平面写真 下段③は4枚ブレードの平面写真 下段④は6枚ブレードの平面写真

3.3. 数値シミュレーションによる部分水流の解析

ランナーブレード近傍の渦水流の挙動を、乱流モデルを用いた数値シミュレーションで再現して確認した結果を図 3-3-1 に示す。ここではブレード先端から軸付近に向かう水の流れを再現し、ブレード枚数が 3 枚、4 枚、6 枚と多くなるに従って生ずる水流の向きと速度ベクトルの変化に着目して観察した。

ランナー周辺では複雑な水流が発生しながらブレードに作用している事が数値シミュレーションによって可視化できた。ブレード外周を流れる水流は最も速度が高く（赤色）これがブレード先端に作用することでブレードに回転力を与えていることが観察された。その後水流は中心に向かって速度を落としながら（黄色→緑→青色）回り込み排出口に流れ落ちていく。ブレードの枚数を 3 枚、4 枚、6 枚と変えて計算を行ったところ、ブレード間隔が広い場合（3 枚の場合）は排出口に向かう渦が大きく高速であり、4 枚、6 枚と狭くなるにつれて渦が小さくなり落ち込む速度も遅くなっていた。以上の結果よりブレード枚数が多いほど水流とブレードの干渉の機会が多く、また渦中心から排出される水流が乱されており水流がエネルギーを失っている可能性が示唆された。

次にブレードが水流から受ける圧力に着目してトルクの発生メカニズムを予測した（図 3-3-2）。ランナー周辺の速度ベクトルから、水流はまずブレードの前進面（前進回転を生み出す面）に衝突してブレード表面に圧力を生じており、これが正回転（前進回転）のトルクとなっていた。その一方で同じブレードの反対面では周囲の低速水流を押し分ける動きによって抵抗を受け、回転を妨げる圧力が生じていた。この圧力は

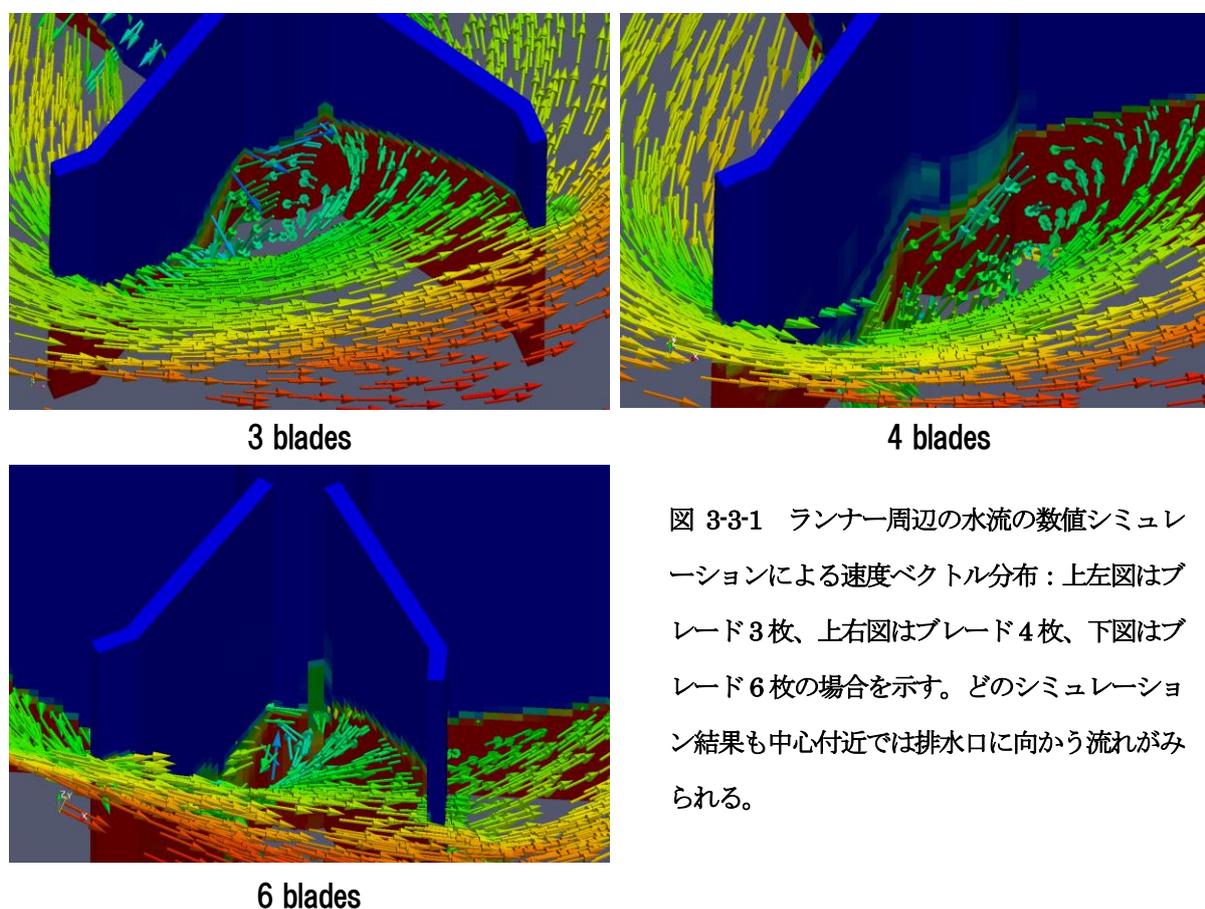


図 3-3-1 ランナー周辺の水流の数値シミュレーションによる速度ベクトル分布：上左図はブレード 3 枚、上右図はブレード 4 枚、下図はブレード 6 枚の場合を示す。どのシミュレーション結果も中心付近では排水口に向かう流れがみられる。

逆回転のトルクとなってランナーの回転を妨げることとなる。また正回転と逆回転の最大トルク発生位置は 60° 程度の位相差があり、図 3-3-1-②(a)の赤色のブレード位置 (矢印) において逆回転のトルク発生が最も大きく、②(b)の赤色のブレード位置 (矢印) において正回転のトルクが最も大きくなる事が数値シミュレーションによって見いだせた。一方ブレードの厚み方向の端面 (ブレード端部) では前進面や後進面の圧力に影響を与えるような大きなトルク発生は見られなかった。結果として正回転と逆回転のトルクの差分がトータルとしてのランナー回転力に寄与していると考えられた。これを時系列に示したものが図 3-3-2 ③である。青色で示す前進面のトルクが最も大きく、これに少し先行して赤色で示す後進面のトルクが表れている。端部のトルクは小さく全体に及ぼす影響は少ないがわずかに前進に寄与している。これらの合計が橙色で示す合計トルクとなる。総合すると前進の回転トルクが大きく、水車が回転する動力となっている。

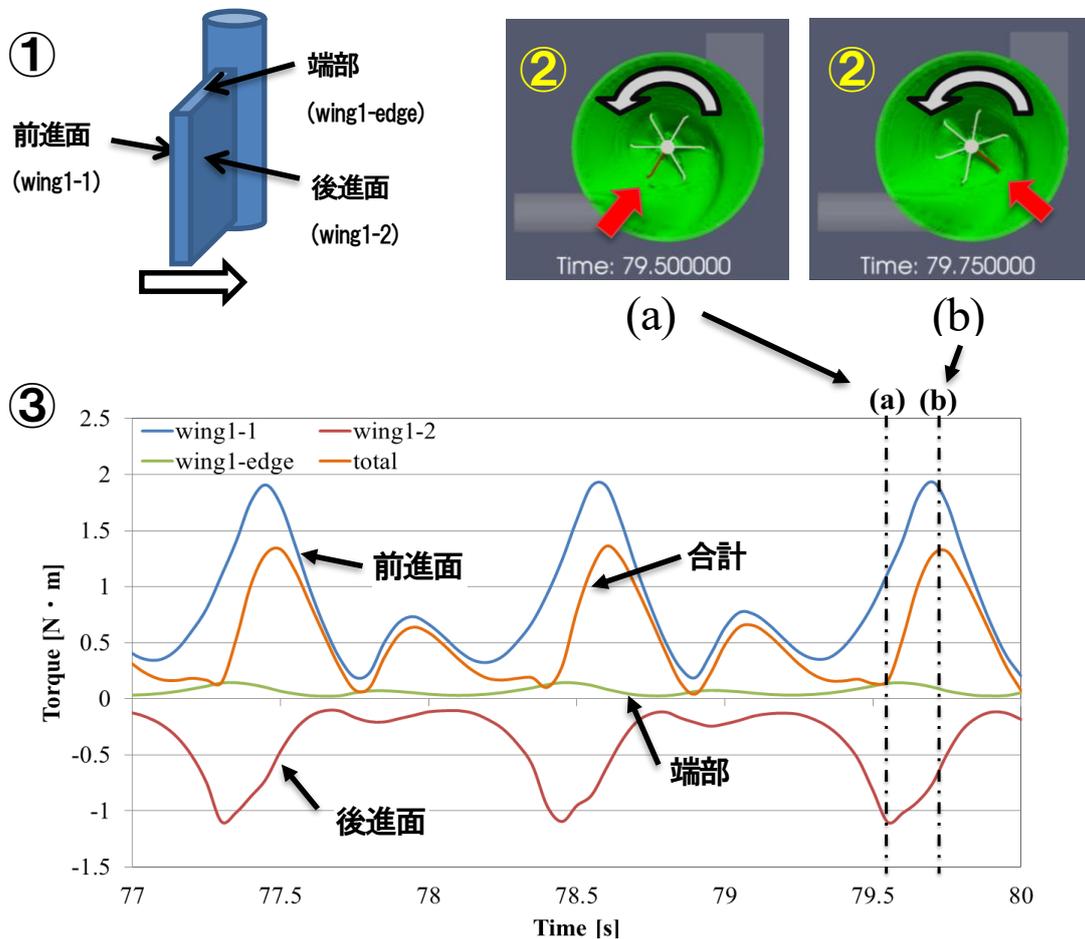


図 3-3-2 ブレードに発生するトルクの数値シミュレーション結果。①はブレード面の呼び名を示す模式図、②は比較対象とするブレード位置 (矢印) ③は各ブレード面で発生したトルクの時間変化

ブレード枚数を3枚、4枚、6枚と変化させたときの、各ブレードに発生するトルクを数値シミュレーションにより解析した結果を表3-3-3に示す。1枚のブレードが発生するトルクは、5秒間の間に全ブレードが発生するトルクをブレード枚数で除して求めたものである。

全ブレードの総出力は3枚で2.57Nm、4枚で2.71Nm、6枚で2.94Nmとブレード枚数に応じて増加した。これは実験結果と一致する傾向であった。ブレード1枚が発生するトルクを求めると、ブレード3枚の場合には0.857Nmであるのに対して、4枚、6枚とするにしたがって1枚当たりの発生トルクは0.678Nm, 0.490Nmと減少していることが示唆された。

表3-3-3 ブレード枚数を変えた場合のトルクと出力の数値シミュレーション結果

	3 blades	4 blades	6 blades
Torque(1 blade) [N・m]	0.857	0.678	0.490
Torque (all blade) [N・m]	2.57	2.71	2.94
Power [W]	43.06	45.41	49.26

3.4. ブレード角度の発電効率への影響

数値シミュレーションの結果より、渦水流はランナーブレードの周囲から中心に向かって流れ込み、その際にブレードに後方から作用してブレードを前方に押し出すとともに向きを変え、一部が中心の排水口から流出することが数値シミュレーションから予測された。この時、中心の排水口近傍では下向きの速度ベクトルが高くなり、この流れはブレードに作用することなく流下している可能性がある。そこで、この部分の

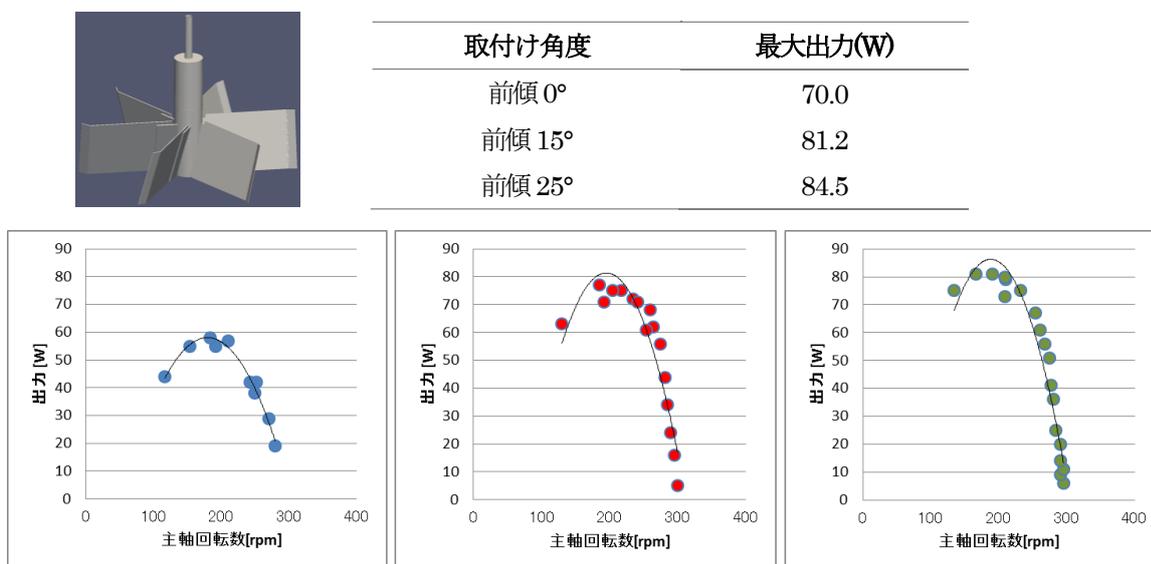


図3-4-1 ブレードの取り付け角度の水車出力に及ぼす影響: 左上のランナーの図はブレード前傾の模式図。右上の表は取り付け角度に対する最大出力。下のグラフは主軸回転数に対する電氣的出力の特性カーブを示す。左が前傾0度、中央が前傾15度、右が前傾25度の時の回転数に対する電氣的出力を示す。

流れを受けとめる工夫としてブレードに前傾の角度を設け、水車効率の改善を試みた。平板ブレードを6枚設置したランナーで、ブレードの前傾角度を0度、15度、25度としたものを試作して発電実験を実施した結果を図3-4-1に示す。前傾角度が0度（流量70m³/h）のケースでは出力のピークが150-200rpmで55-58Wを示したが、前傾角度を15度（流量80m³/h）のケースでピークが185-215rpmにおいて71-77Wを示し、さらに前傾角度25度（流量80m³/h）のケースでピークが170-210rpmにおいて73-81Wを示した。すなわち、ブレードの前傾を深めることによって大きな電氣的出力を得ることができた。以上によりブレードの前傾は水車効率の改善に効果的である可能性が示唆された。

4. 考察

4.1. 水車効率改善のためのランナーおよびブレードの形状について

ボルテックス水車の容器に流入する水は、流入後、渦を形成して水平速度を増しながら中心部に移動し、渦の中心軸に近い位置で最も回転速度を増して排水口に流れ込むことが3次元部分流速測定から明らかとなった（図3-1-2）。ブレードを挿入しない渦水流では鉛直方向の流速は排出口のごく近傍まではほとんど変化がなく、排水口付近において急速に高まる特徴も明らかとなった。また、渦水流がブレードに作用してランナーにトルクを発生させるメカニズムとして、前進面にかかる正回転の圧力と後進面にかかる水流を押し分ける際の抵抗による圧力が拮抗し、両面の差分としての圧力が寄与していることが数値シミュレーションから予測することができた。これらの事から渦水流にランナーブレードを挿入した際の挙動として、ランナー直径が小さい（ブレードの長さが短い）場合には回転数が高くなる一方でトルクが小さくなり、また逆にブレード直径が大きい場合には逆の効果が表れる事が示唆された。

ブレード枚数と発生トルクの関係を見ると、ブレード枚数が3枚、4枚、6枚と多くなるにしたがって大きなトルクが発生し、また電氣的出力も増大することが実験によって確認できた（図3-2-1）。この傾向は、数値シミュレーション結果と一致し、ブレード枚数が多いことによって水車の出力が大きくなる事が確認できた。しかし実験による電氣的出力は最大でもブレード3枚の場合には27W、4枚の場合に29W、6枚の場合には32Wであったのに対して、数値シミュレーションではいずれも40Wを上回る大きな値を示しており今後の精査が必要と考えている。

数値シミュレーションによってランナー周辺の世界ベクトル分布を可視化したところ、ブレードの後進面側の中心部では水位が著しく低くなりながら中心の排水口に向かって小さな渦となって落ち込む流れが観測された（図3-3-1）。この挙動については種村ら（2015）の報告でも指摘されており、ブレード20枚のランナーにおいてはさらに顕著で、エネルギーを吸収された流れが排水口に流れ落ちている挙動として報告されている[6]。ただし今回の研究で用いたブレード数の少ないランナーにおいては排水口付近においても流速がある程度維持されたまま無効水流として排水口に流れ込んでいると見ることもできた。そこで、ランナー組み付けるブレードの角度を0度、15度、25度と前傾して、水流が無効のまま排水口に達しないようにする試みを行った。その結果、前傾角度を増大するにしたがって出力が70.0W、81.2W、84.5Wと増加する結果が実験より得られた（図3-4-1）。この結果からブレードに前傾角度を与える事が無効水流を減少させる有効手段の一つである事が示唆された。

以上の結果を総合して、渦水流を利用したボルテックス水車における水車効率改善のための有効手法を整理する。まず水流の持つエネルギー回収においては、有効水頭 h をできるだけ大きくすることが望まし

い。流水の場合は $h = \frac{v^2}{2g}$ により水頭は速度 v の 2 乗に比例することから、できるだけ中心部の高速な水流を有効に活用する工夫が望ましいと考えられる。ただしランナーに発生するトルクはブレード前後面の圧力の積算値として得られる事が数値シミュレーションにより示されたため、ブレードが十分に水中に没するだけの長さ（直径方向）を確保する必要がある。以上によりブレードの長さが水車出力を特徴づける重要な要因である事が示唆され、最適の長さが存在することが予想された。

次に排水口付近で発生する無効水流をできるだけ少なくするためのブレード形状検討の必要性が数値シミュレーションより示唆された。本報告では無効水流を減じるための施策としてブレードそのものの前傾を試みたところ有効性が見出された。この他にもさらに効果的なブレード形状の検討、あるいは取り付け位置の検討などの研究が期待される。

4.2. ボルテックス水車の水車効率評価

ボルテックス水車の水車効率については綿引ら（2016）によって有効水頭を用いて理論水力を定義する方法が示されている[7]。これによれば有効水頭 H を以下(4)のように算出している。

$$H = h' + h_i + \frac{v_i^2}{2g} - \left(h_o + \frac{v_o^2}{2g} \right) \quad (4)$$

ここで h' は上流と下流の水路の高さの差、 h_i は上流の水深、 h_o は下流の水深、また $v^2/2g$ は流入と流出の速度水頭である。本報告の装置では水車容器内の水深を物差しで直接計測している事からこれをもって $h'+h_i-h_o$ と同等とし速度水頭を除く水深は 0.5m であった。また流入速度は、内径 208mm のパイプ内部で多少の変動があるものの実測により約 0.72m/s であったことから（部分流速の実測のため計算値とずれがある）速度水頭は $h=v^2/2g$ により 0.13m と算出される。流出速度については、実験装置では垂直の排出口から空気を含みながら重力によって自然流下するため流出速度は考慮しないものとする、有効水頭は $H=0.63m$ と算定できる。流量は実験条件として 70m³/h としたため、 $Q=0.0194$ m³/s となる。これをもって理論水力を概算すると、 $P=\rho gHQ$ により 119.8W と算出される。これに対して、水車の最大出力 P_e は、実験値である図 3-4-1 に示すブレード前傾 25 度の最大出力 $P_e=84.5W$ を採用するとすれば、水車の総合効率 $\eta = P_e/P$ により約 70.5% と推定することができる。これは大気開放型の重力水車としては十分な効率であると考えられる。

謝辞

本研究はJSPS科学研究費助成事業（課題番号：15K00643）の助成を受けて実施したものです。ここに感謝申し上げます。

5. 参考文献

- [1] 「固定価格買取制度」, 経済産業省, http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saiene/kaitori/index.html, (2017/3)

- [2] 「設備導入状況の公開」, 経済産業省, http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saiene/kaitori/nintei_setsubi.html, (2017 / 3)
- [3] Christine Lepisto, “Gravitational Vortex Power Plant is Safe for Fish”, <http://www.treehugger.com/renewable-energy/gravitational-vortex-power-plant-is-safe-for-fish.html>, (2007)
- [4] “Swiss hydro technology exported to India”, Swissinfo, http://www.swissinfo.ch/eng/energy-from-gravity_swiss-hydro-technology-exported-to-india/40528326, (2014 / 9)
- [5] 谷口達也, 「回転機械 (たらい式水車) の気液混相流解析」, 富山県立大学大学院機械システム工学専攻修士論文, (2015)
- [6] 種村知昭, 西泰行他, 「重力式水車の流れ場に関する研究」, 茨城講演会講演論文集, (23), pp189 - 190, (2015)
- [7] 綿引宏之, 西泰行, 稲垣照美, 「重力渦式水車の性能におよぼす流量の影響」, 日本機械学会関東支部総会講演会講演論文集, (22), pp"GS0523-1"- "GS0523-2", (2016)