

第3章 クロスフロー水車の開水路流れへの適用に関する実験

1. はじめに

クリーンエネルギーの開発・実用化は、地球環境保全と経済活動保持の点から世界的に最重要課題の一つである。この趨勢下において、河川や水路にある多数の堰が作り出す低落差の水力および水路内の流れが持つ流水力を地域エネルギーとして広く利用することの重要性への認識が高まっている。しかし、既存の水利施設本来の役割の維持が重視されていることや、低落差水車では得られる出力が小さく、電力に変換した場合のエネルギー需要への貢献度が小さいことなどの理由から、ダムや堰における放流水などの未利用水力の開発はあまり進められていないのが現状である。

しかしながら、既に沖縄の北部ダムにおいては、河川維持用水として放流している流水エネルギーを利用してポンプ逆転水車を駆動させ、この水車軸にコンプレッサーを直結させて圧縮空気を製造し、ダム湖の水質改善に使用するというエアレーションシステム(DAS)の研究開発が開始されている^{1), 2), 3), 4)}。このように、エネルギーを抽出することなく放出している流水は至る所に見られるものであり、これらの無駄に捨てられているエネルギーを有効に利用するためには、対象とする水域環境に応じた水車を開発しておくことが重要である。

一般に、利用可能な水の運動エネルギーには、上水道管のような管水路流と、河川流や下水道流のような開水路流の2種類が存在するが、上水道流の本来の目的は高所や遠方へ水を輸送することにあるため、途中でエネルギーを抽出することは考え難い。開水路流は通常は特に早い流速を確保する必要は無く、むしろ流速を低減させて水衝部の安定を図る必要があるため、今後開水路流の流水エネルギーの利用を目指すことが重要と考えられるが、この場合、流れを制御するための大掛かりな施設を新たに導入することは経済的にも技術的にも得策では無いと思われるため、これらの未利用水力の開発・利用には、直接に流水エネルギーを抽出することが合理的であると思われる。ただし、流れの運動エネルギーは流速の2乗に比例するため、僅かな装置の設置が流速や流量の増加をもたらす場合には、付帯設備の付加は積極的に考えるべきであろう。

開水路流れを利用する水車は、古くから揚水、製粉、脱穀用の動力源として普及してきた“流し掛け水車”⁵⁾が有名である。しかし、流し掛け水車は、水深に対して羽根車の径が大きく、水路上部の空間を大きく占有するため、設置空間に制限のある既存施設への導入は困難を伴う。その他の形式の水車としては、大規模な水力発電用に使用されるペルトン水車、フランス水車およびプロペラ水車や、クロスフロー水車^{6), 7), 8), 9)}があり、多くの知見が蓄積されてきている¹⁰⁾が、これらは本質的には管水路用である。揚力水車にはダリウス水車¹¹⁾があり、開水路での使用が可能であるが、風車としての研究はかなり進んでいる反面、水車としての特性は必ずしも明白になっていないと思われる。

そこで本研究では、低落差発電に使用されるクロスフロー水車を用いて開水路の流水エネルギーの利用を図るための基礎的な研究を行うが、一般にクロスフロー水車は導流管やガイドベーンを通して水流を管路流れの状態に調節するとともに、羽根車からの流出部に落差工を設けて使用される。

これに対して、本研究では、既存の水利施設への導入を考慮して水車システムの小型化や汎用化を図るため、落差工を設けない平坦な開水路へ、導水管を使用しないでケーシングと羽根車から構成される簡潔な構造のクロスフロー水車を直接に設置する形式を追求する。この際、水車軸が水平および鉛直の2種類の水車が考えられるため、両者を製作し、それぞれについて実験を行い、周辺の流況場および水車のトルクと出力を解析することにより、流況と出力特性の関係を考究する。

2. クロスフロー水車の構造

本研究で使用したクロスフロー水車の断面図を図-1に示す。水車は、ケーシング、羽根車およびカバーなどの主要部品で構成される。羽根車は24枚の円弧翼を円盤状の2枚の側板で挟み込んだ円筒かご形である。円の接線と円弧翼のなす角は外周側（入口角）で約 30° 、内周側（出口角）で約 90° とした。円弧翼の曲率半径は約0.81mである。流れはケーシングに沿って羽根車の外周から侵入し、羽根車中心部を貫流して、再度羽根を押して外周へ流出する。流れは2度羽根車に作用するため、エネルギーを効率的に抽出することが可能となる。ただし、ケーシングやカバーの形状および羽根枚数や配置角度などを適切に設定する必要がある^{6), 7), 8), 9)}。実験で用いた水車の寸法は表-1に示す通りである。ここでは、クロスフロー水車の開水路流れ適用実験の第一段階として、有効落差数メートル以上で使用される一般的なクロスフロー水車を参考に類似した条件を設定した。今後、高出力を得る最適な水車条件を見出すことが課題である。

本研究では、表-1に示す水車を羽根車の軸が水平になるよう横向きに設置した場合および軸が鉛直になるよう縦向きに設置した場合の2つの使用形態を考慮して実験を行った。写真-1(a)および(b)は、それぞれ水平軸型水車および鉛直軸型水車を示す。(a)の水平軸型の場合は、導流管や落差工を使用しない点を除けば、従来のクロスフロー水車の使用形態と同じである。(b)の鉛直軸型水車は羽根車上部に設置した発電等のシステムへの動力の伝達が容易で、水路上部空間を有効活用することが可能である。実際に水車を施設する場合、周辺の状況に応じて設置形態を変えることにより、本水車の適用性が向上すると期待される。

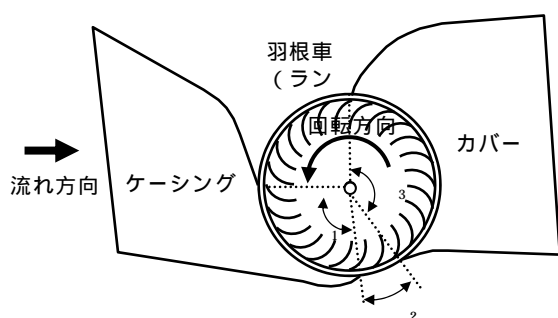


図-1 クロスフロー水車の断面図

表-1 モデル水車の寸法

水車諸元	水平軸型水車	鉛直軸型水車
水車の全長/全幅	1.47/0.89m	1.34/0.90m
羽根車の外径/内径/長さ	0.54/0.40/0.60m	
ケーシング入口の幅/高さ	0.60/0.69m	0.69/0.60m
カバー出口の幅/高さ	0.60/0.74m	0.74/0.60m
羽根枚数	24	
羽根の弦長/厚さ	89/4mm	
開き角度	1/ 2/ 3	100/20/150°



(a) 水平軸型水車（横置き）



(b) 鉛直軸型水車（縦置き）

写真 - 1 実験に用いたクロスフロー水車

3 . 水平軸型クロスフロー水車の実験

3.1 実験方法および条件

実験は国土交通省国土技術政策総合研究所の河川屋外高流速水路で行った．図 - 2 に実験水路の平面図を示す．低水路内に水車軸が水平になるよう羽根車を横向きに設置した．水路は羽根車の長さに合わせて止水板で仕切り，羽根車側のみ通水した．通水幅は 0.60m である．水路床の縦断勾配は水車の上流側で約 1/230，下流側で 1/180 である．一定流量 $Q_n = 0.20\text{m}^3/\text{s}$ を通水した時の水車周辺の水深や流速，羽根車の回転数および軸トルクを計測した．

トルクは次の方法で計測した．水車軸に取付けた半径 0.17m の円盤の外周溝に直径約 3mm のワイヤーを掛けて，その一端はロードセルに固定し，他端に錘を取付けた．錘の重量を変化させることで，回転に対する負荷を調節した．水車が回転する際，ワイヤーは円盤溝内で滑りながら引張られる．張力と錘の重量の差から円盤外周に働く摩擦力を求め，円盤半径を掛けて軸トルクを算出した．水車の出力 $P(\text{W})$ は次式を用いて算出した．

$$P = \omega \cdot T = 0.105 T \cdot N \quad (1)$$

ここで， ω (rad/s) は羽根車の角速度， T (Nm) は軸トルク， N (rpm) は回転数である．

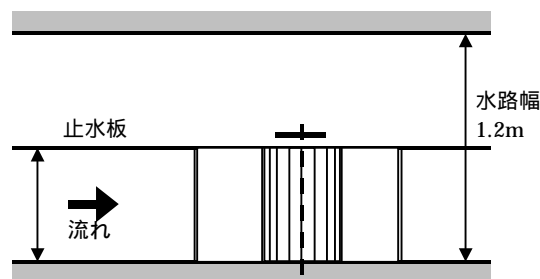


図 - 2 実験水路の平面図

3.2 水車周辺の流況特性

水平軸型水車周辺の水面形および水車下流の流況を図 - 3 および写真 - 2 に示す。流れはケーシングに沿って羽根車の下部から侵入し、羽根車中心部を貫流して、再度羽根を押し外周へ流出する。その後、水位は急激に低下し、カバー出口の断面の直下流でほぼ限界水深となり、さらに 0.64m 下流の断面において射流状態になる。

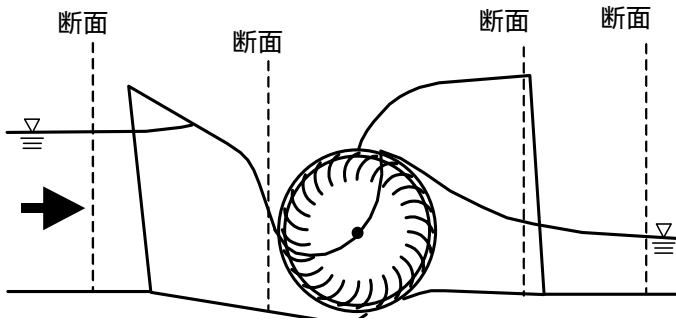


図 - 3 水平軸型水車の縦断面と水面形



写真 - 2 水車下流部の流況

図 - 4 に断面、断面および断面の平均水深 h_1 、 h_3 および h_4 の羽根車回転数に対する変化を示す。水車内部の流れは羽根車に押し上げられるようにして流出するため、回転数が速いほど流出水の水位は上昇する。回転数が低下するにつれて、水車上流の水深 h_1 は増加し、直下流部の水深 h_3 は減少するため、水位差は増加する。さらに下流の水深 h_4 はほぼ一定値をとる。水車上流の断面における平均流速は U_0 0.66m/s、フルード数は 0.3 前後である。

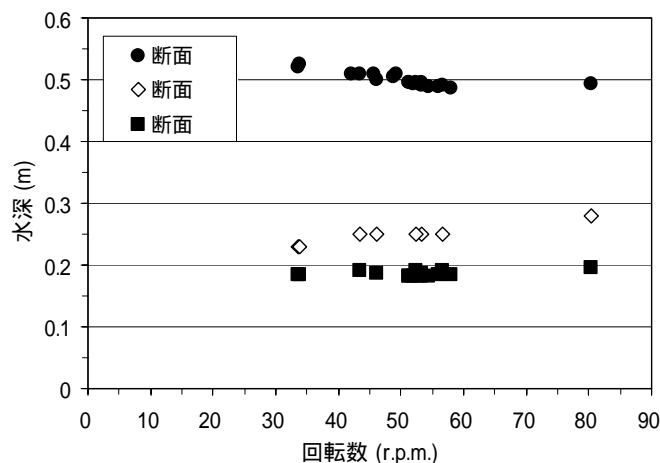


図 - 4 回転数に対する水車上下流の水深変化

図 - 5 (a) および (b) に、断面と断面における速度・位置水頭および有効落差をそれぞれ示す。基準面は断面の水路床とする。有効落差 H は断面と断面の間における比エネルギーの差で定義

したものである。流入側では位置水頭が支配的である。流れはケーシング内で収縮されて断面 で約約 $2U_0$ まで加速されるため、羽根車に衝突する際速度水頭は断面 の約 4 倍まで増加する。羽根車直上流において速度水頭と位置水頭の比は約 1:2 になる。断面 と断面 でエネルギー保存を仮定すると、圧力水は速度水頭の約 2 倍であることが分かる。クロスフロー水車は一般的に速度水頭により駆動される衝動水車の特性を強く有するが¹¹⁾、本水車は速度水頭より大きな圧力水頭を受けて回転しており、反動水車の特性を合わせ持つ。

羽根車流出側の断面 では、速度水頭と位置水頭は同程度になる。流出側の両水頭は比較的回転数の影響を受けにくい。流入側は回転数による変化が大きい。回転数が低下するにつれて、有効落差 H は増加傾向を示す。これは、断面 の比エネルギーはほぼ一定であるが、回転数の低下に伴い羽根車上流の水位の堰上げが顕著になるためである。

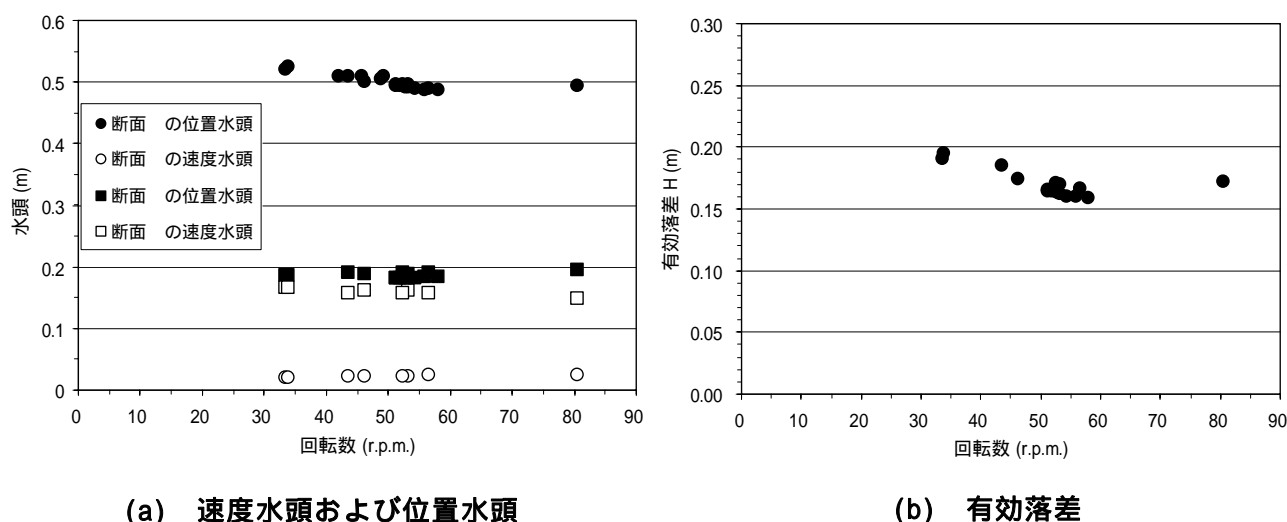


図 - 5 回転数に対する水頭および有効落差の変化

3.3 水車の軸トルクおよび出力特性

羽根車の回転数と軸トルクの関係を示す図 - 6 に示す。無負荷の状態では回転数は最高約 80rpm になるが、軸トルクはゼロである。負荷の増加に伴って回転数は低下するのに対して、トルクは増加する。ここでは、低速回転域 (30rpm 以下) での計測値が不足したため、便宜上 3 本の近似直線を図中に描いた。各直線は計測値を基に最小自乗法で求めたもので、直線 a は全ての計測値、直線 b は無負荷の計測値を除外、直線 c は高トルク値を除外した計測値に対するものである。最適な近似直線の傾きは低回転数で急に、高回転数で緩くなる傾向がある。この傾向は後述する鉛直軸型水車の場合にも見られる。

図 - 7 は回転数と水車出力の関係を示す。図中には、軸トルクおよび出力と有効落差の関係を示す図 - 8 に示すトルクの近似直線を用いて(1)式より計算した出力曲線を表示した。回転数が減少するにつれて水車出力は増加し、最大値に達した後に減少する。最大出力 166W が回転数 34rpm の時に発生した。また、計算出力曲線から推測すると、最大出力が得られる回転数は 34rpm から 40rpm

前後であり，計測結果は最大出力を捉えていると考えられる．

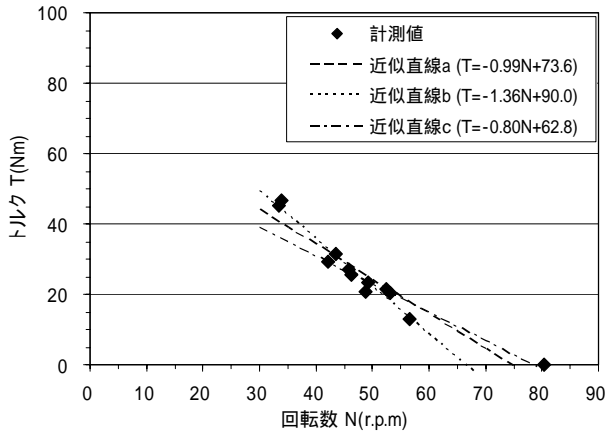


図 - 6 回転数に対する軸トルクの変

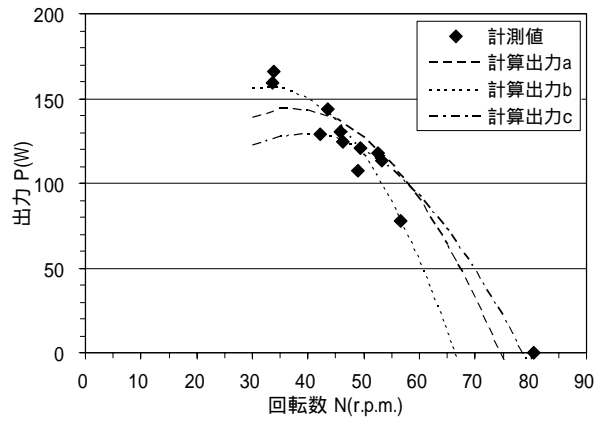


図 - 7 回転数に対する出力の変化

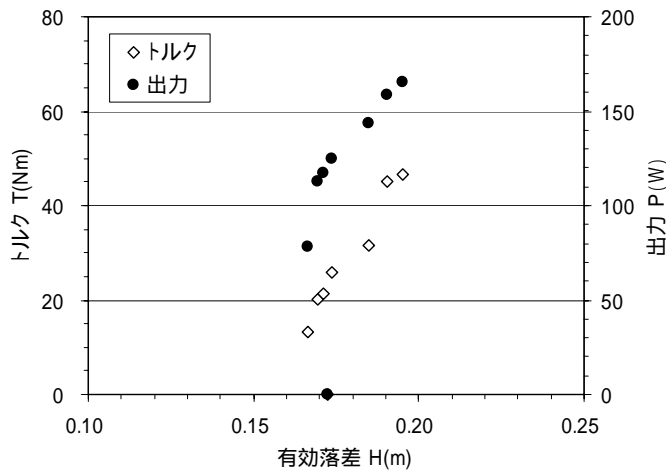


図 - 8 トルク・出力と有効落差の関係

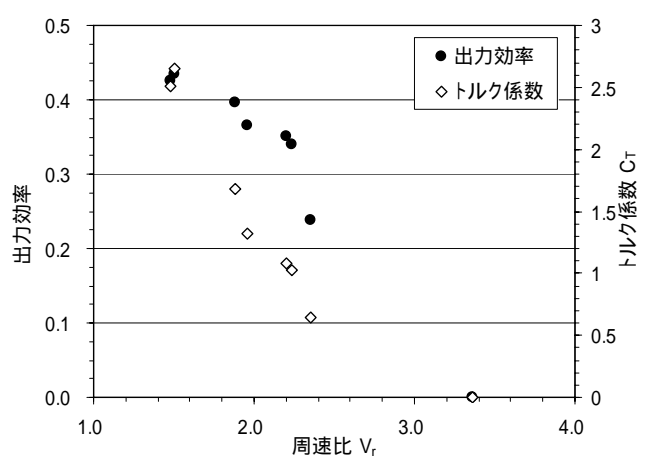


図 - 9 出力効率と比回転数の関係

3.4 出力効率

図 - 8 は，先に述べたように，軸トルクおよび出力と有効落差の関係を示すが，有効落差が増加するにつれて，トルク，出力ともに増加する傾向を示す．これは，回転数の減少に伴い有効落差が増加するためである．図 - 9 に水車の出力効率およびトルク係数と周速比の関係を示す．出力効率，トルク係数 C_T および周速比 V_r は次の式で定義される．

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H} \quad (2)$$

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 A R} \quad (3)$$

$$V_r = \frac{\omega R}{U_0} \quad (4)$$

ここに、 ρ は水の密度、 g は重力加速度、 A は羽根車の縦断面積（直径×高さ）である。 R は羽根車の半径であり、周速比 V_r は羽根の先端速度と水路の平均流速 U_0 の比を表す。

出力効率は周速比の減少に伴って増加する傾向を示し、周速比が1.5の時に最大効率0.43に達する。これは、風車として主に使用される羽根車単体のクロスフロー風車の最大効率（ η_{\max} 0.1程度¹²⁾）と比べると高い。ケーシングやカバーを用いた流れの制御の効果により高い効率が得られているが、低落差発電用に開発された一般的なクロスフロー水車の出力効率（ η_{\max} 0.7 - 0.8^{6), 7), 8), 9)}）に比べると低い。この要因の1つは、開水路流れで行った本実験の有効落差が従来水車の適用範囲と大きく異なるためであろう。従来、クロスフロー水車は有効落差が数m以上の場合に用いられたのに対して、本実験の有効落差は0.2m以下である。有効落差が羽根車の半径未満であり、羽根車内部での流れのかくはん損失が相対的に大きいと予想される。

開水路流れ状態の極低落差へのクロスフロー水車の適用にあたり、出力効率の向上が課題であるが、本水車は、開水路の同様な流れ条件下で使用される流し掛け水車とほぼ同じ出力効率⁵⁾は確保している。さらに、羽根車内部の流れの解析を行い、開水路流れに適した羽根車、ケーシングおよびカバーの形状条件を見出すことで、出力効率の向上が期待される。

4．鉛直軸型クロスフロー水車の実験

4.1 実験方法および条件

水平軸型水車実験と同じ水路内に、回転軸が鉛直になるよう羽根車を縦向きに設置して実験を行った。図-10に示すように、流れは左岸寄りを通り、羽根車は時計回りに回転する。羽根車への流入形態は次の2つの場合を想定した。幅1.20mの水路内に幅0.89mの水車を単体で設置した場合（Case 1）、およびケーシング入口幅に合わせて水寄せする場合（Case 2）である。

羽根車の高さと同程度の水位を得るために、水路の全流量はそれぞれ0.30m³/sと0.20m³/sとした。水車ケーシングへ流入する実質的な流量は回転数に対して僅かに変化するものの、それぞれ $Q_{v1} = 0.13\text{m}^3/\text{s}$ および $Q_{v2} = 0.17\text{m}^3/\text{s}$ 前後であった。なお、Case 2で用いた水寄せ板の隙間から漏水が生じたため、Case 2の場合でも実質流量は全流量より少ない。実質流量は、ケーシング入口断面で縦横5×5点で計測した流速分布から求めたものである。各流量条件下、周辺の水深、流速および水車の回転数や軸トルクを計測した。計測は100秒間行い、その平均値で結果を整理した。

4.2 水車周辺の流況特性

図-11は鉛直軸型水車周辺の水面形の概略図であり、写真-3は羽根車の出口の流況を示す。羽根車直上流のケーシング内においても、自由水面流れの状態にある。流れが羽根車を貫流する際に、水位が急激に低下し、カバー下流端の断面においては射流状態にある。羽根車を貫流した水の大部分は左岸寄りのカバーに沿って流出した。流出水の水位は左岸寄りで高く、右岸寄りで低い。水

寄せなしの場合，左岸寄りの平均水深は 0.30m，右岸は 0.20m 前後であった．また，断面 における平均水深は約 0.13m である．

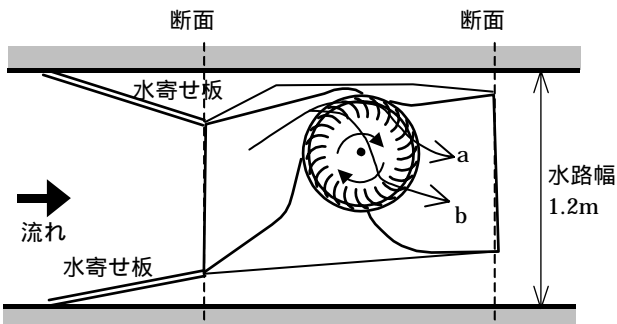


図 - 10 鉛直軸型水車の設置状況 (Case 2)



写真 - 3 羽根車出口の流況

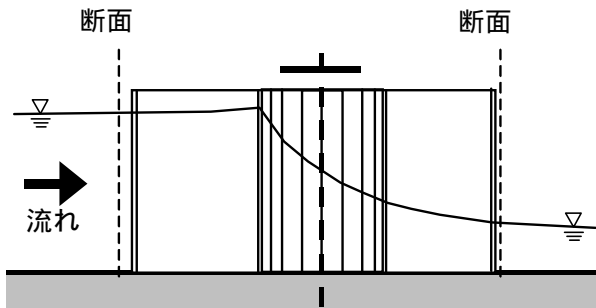


図 - 11 鉛直軸型水車の縦断面と水面形

回転数に対する断面 と断面 の平均水深 h_1 と h_2 の変化を図 - 12 に，有効落差 H の変化を図 - 13 に示す．有効落差は実質流量が大きいCase 2の方が大きい．回転数が低下するにつれて，両断面の水深は共に減少している．この原因は次のように考えられる．回転数が比較的速い状態では，流れは図 - 10 中の矢印aのように羽根を押しして通過するが，回転数が低下するに従って，矢印bのように羽根車中央部を貫流し，羽根に沿って漏洩する流れが増加する．流れaの流速は羽根の回転速度と同程度であるが，流れbは羽根車中央部で水面勾配が急であり，流出時も羽根の抵抗を

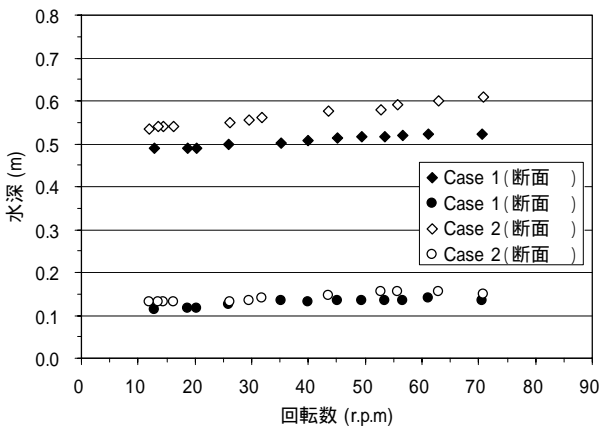


図 - 12 回転数に対する水車上下流の水深

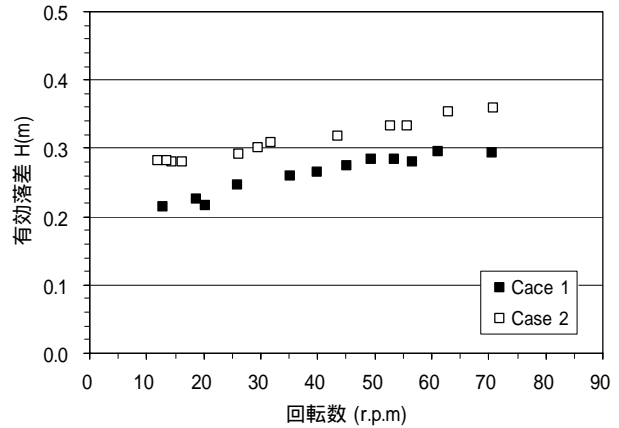


図 - 13 回転数に対する有効落差

受けにくいいため、流速は比較的速い。その結果、連続条件より流入・流出口の水位は回転数とともに低下したと考えられる。回転数が低下すると上流の水位が堰上がる水平軸型水車の場合とは性質を異にする。

Case 1, Case 2 とともに、水車の上流域における平均流速は約 0.44m/s, フルード数は 0.2 前後, 下流域の流速は 1.56m/s, フルード数は約 1.4 である。位置水頭に対して速度水頭は、断面 では数%に過ぎないが、羽根車下流の断面 でほぼ同程度になる。上・下流の水位差は、Case 1 では回転数に拠らずほぼ一定であるが、Case 2 では、回転数の減少に伴い減少傾向を示す。有効落差も回転数が低下するにつれて減少する。流れは回転の遅い羽根車を通過し易いため、上流域での堰上げ水量は減少し、流出水の流速は増加する。その結果、断面間の有効落差は回転数の低下により最大 30%程度減少する。

4.3 水車の軸トルクおよび出力特性

水車の軸トルクおよび出力と回転数の関係を図-14 に示す。軸トルクは回転数に反比例する。出力は回転数の低下に伴い増加し、最大値に達した後、減少する。実質流量が比較的大きい Case 2 の方が高回転、高トルクおよび高出力を得ることができる。Case 1 は回転数 35rpm の時、最大出力 147W であるのに対して、Case 2 は 32rpm で最大出力 187W を発生する。図 - 14(a)の最小自乗法で直線近似された軸トルクは回転数 40rpm 以上の範囲で計測値との誤差が大きい。これは Case 2 の方が顕著であり、同直線から計算される図 - 14(b)の出力曲線の誤差も大きい。その結果、最大出力の出現回転数は計測値 32rpm と計算値（予測値）37rpm で異なる。

水平軸型水車の結果と比較すると、鉛直軸型水車は、少ない実質流量で高トルク、高出力を得ていることが分かる。この原因は主に有効落差の違いにある。水平軸型実験の有効落差は 0.19m 以下であるが、鉛直軸型実験は 0.22m 以上、回転数により 0.3m 以上になる。鉛直軸の場合、羽根車出口の水位が比較的低下するため、上下流の水位差が増加する。水位差により生じる水圧を利用して羽

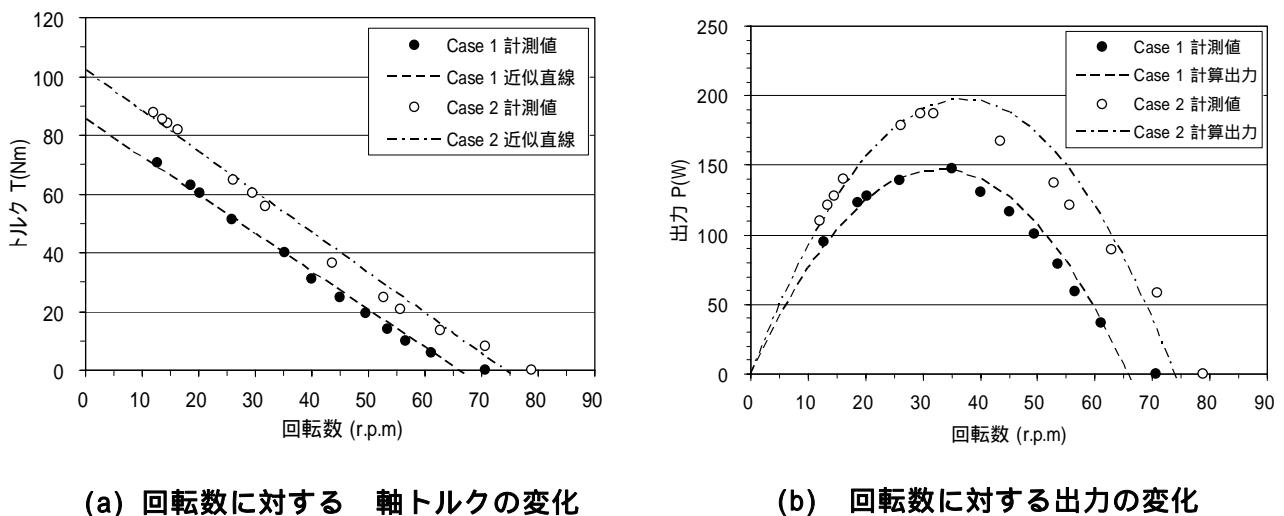


図-14 鉛直軸型水車の軸トルクおよび出力

根車が回転することで、少ない流量でも高トルク・高出力を得ることができる。一方、水平軸の場合には、羽根車からの流出口の幅は比較的狭いため、下流水位は高くなる。その結果、水車設置に伴う水位差は拡大しにくい状態にある。高出力を得るには、出力効率を上げるとともに、羽根車からの流出水の水位を下げ、高い有効落差を確保することが重要である。

4.4 出力効率

図 - 15(a)および(b)に、水車の軸トルクおよび出力と有効落差の関係をそれぞれ示す。有効落差は、回転数の減少に伴い低下するため、トルクは有効落差に反比例する。2つの場合を比べると、トルクと有効落差を直線近似した際の傾きはほぼ等しいことが分かる。水平軸水車の実験結果とは変化傾向が異なり、傾きの符号が反対である。高出力を発生するには、高トルクを得るために回転速度がある程度遅くしなければならないが、しかし、回転数が遅くなると有効落差が減少するため、効率が同じであるとする、高出力を発生しにくい状態になる。2つの要素の釣り合いがとれる条件で、最高出力が得られていると解釈できるだろう。

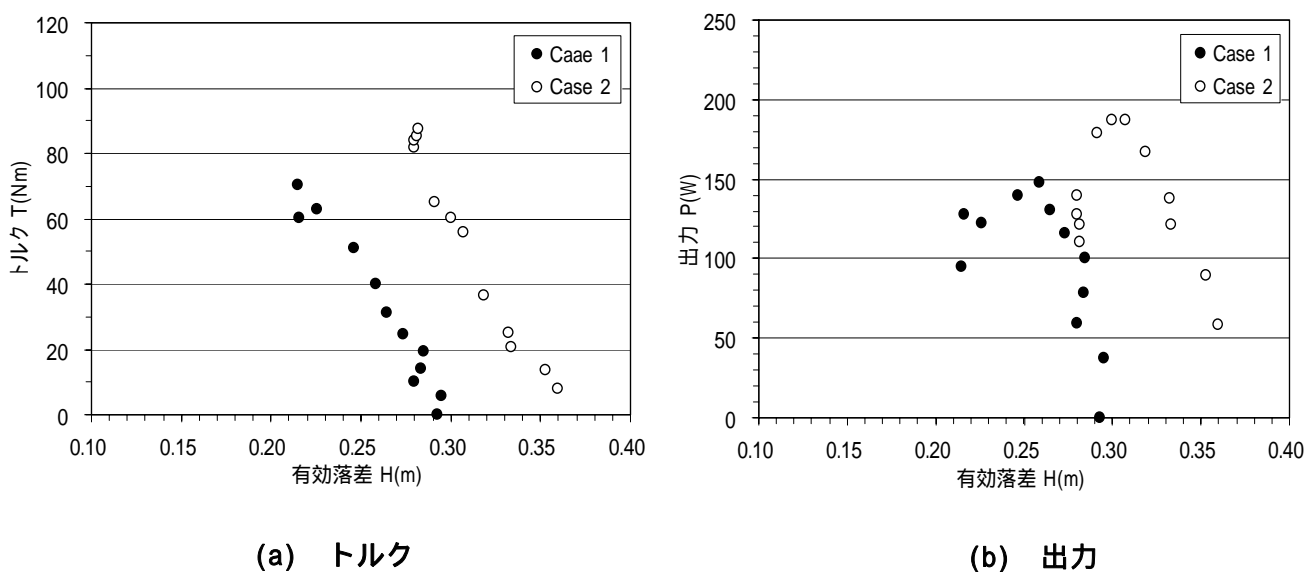


図-15 トルクおよび出力と有効落差の関係

図 - 16 は、水車出力と効率の関係を示す。負荷の増大に伴う両者の変化曲線はループ状になる。負荷の増大に伴い、出力と効率は共に増加するが、最高出力に達した時に効率も最大となる。その後、出力は低下するものの、効率は0.37前後で維持される。さらに負荷を増加し続けると、効率、出力ともに減少する。2つの場合を比べると、流量の違いにより出力の範囲は異なるが、最大効率はほぼ等しい。水平軸型水車に比べて最大効率は約1割低い。この原因としては、鉛直軸型水車実験の水位は羽根車の高さより低いために羽根車上部が十分に利用されていないこと、羽根車出口で流れは激しく攪乱し(図 - 11(b)参照)、カバー部におけるエネルギー損失が大きいことなどが考えられる。

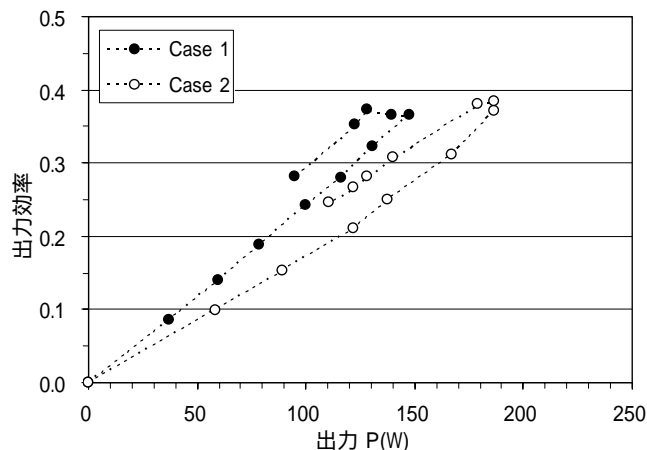


図-16 出力効率と出力の関係

図 - 17(a)および(b)は，周速比に対するトルク係数および出力効率の変化をそれぞれ示すが，両ケースのトルク係数，出力効率の周速比に対する変化は類似する．水平軸型水車に比べて，出力効率は少し低いものの，トルク係数は非常に高い．また，比較的広い周速比（回転数）域で高い効率が得られる．最大出力を発生する周速比は2前後である．ケーシング内の狭窄部で流速は入口流速の約2倍に加速されているので，羽根車外縁の周速は周辺流速と同程度になる条件で最大出力を発生することが分かる．

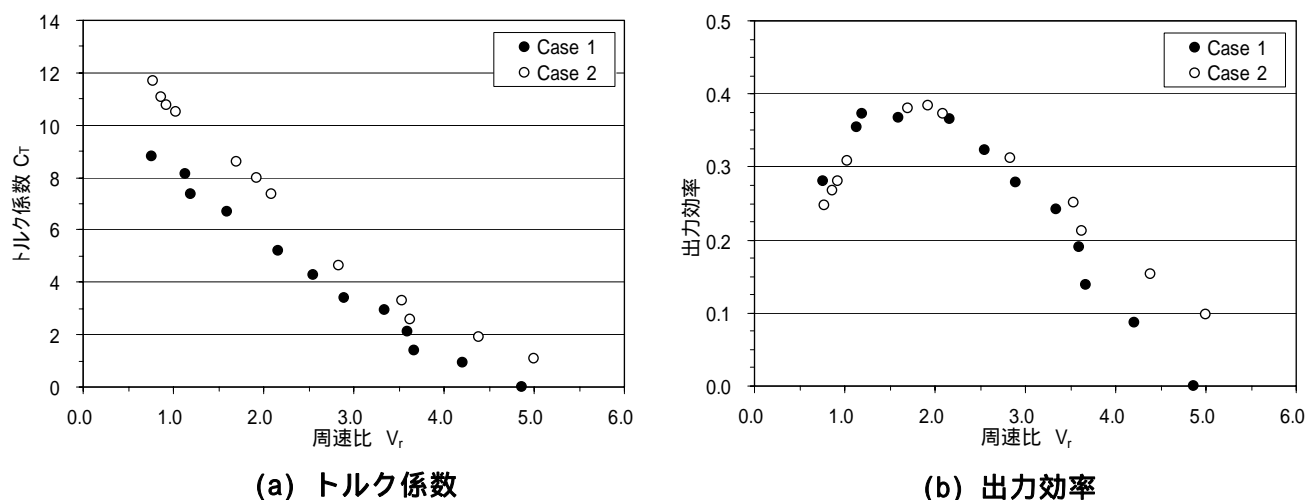


図-17 周速比に対するトルク係数，出力効率の変化

5. 水車性能と適用条件の比較

各実験の条件と水車能力を表 - 2 に整理した．一般に，水車の特性は羽根車や流れの条件などに依存するが，本実験で用いたほぼ同じ羽根車を持つ水平軸・鉛直軸の水車を比べると，次のような特徴が見られる．水平軸型水車は，流量の割に出力は比較的低いものの，最大効率は高い．鉛直軸型水車は，効率は比較的低いものの，少ない流量で大きな有効落差を得ることで，高い出力を発生

することが分かる。ただし、水車の最大出力・効率の出現する回転数は 26～35rpm の範囲にある。主流速に対する水車の回転周速比は水平軸型で約 1.5～1.7，鉛直軸型で約 1.6～2.2 である。水平軸型水車は比較的低速回転域で最大出力を，鉛直軸型水車は高速回転域で最大出力を発生する。

水車の比速度の範囲を表-3 に示す。ここで、比速度とは、1mの落差のもとで相似な状態で運転して 1kWを得る場合を仮想した時の水車の回転速度 N_s であり、次式で定義される¹¹⁾。

$$N_s = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (5)$$

なお、各値の単位はそれぞれ回転数 N (rpm)，出力 P (kW) および有効落差 H (m) とする。表-3 より、クロスフロー水車の適用範囲における比速度の一般的な範囲 $90 \sim 110$ と比べて、本実験では、水平軸型実験では比速度は高く、鉛直軸型実験では比速度は低く、適用条件がいずれも異なる。両水車の比速度を比べると、有効落差が同じ条件下で一定出力を得るのに、鉛直軸型水車は比較的遅い回転になるが、水平軸型水車は速い回転を必要とすることが分かる。

表 - 2 各実験の条件と結果の比較

	水平軸型実験	鉛直軸型実験 (Case 1)	鉛直軸型実験 (case 2)
実質流量(m ³ /s)	0.20	0.13	0.17
有効落差(m)	0.17-0.19	0.22-0.30	0.28-0.36
主流速(m/s)	0.64-0.67	0.41-0.48	0.40-0.45
上流水深(m)	49-52.5	0.49-0.52	0.54-0.61
最大出力(W)	166	147	187
出現回転数(rpm)	34-40	26-35	26-32
最大効率	0.43	0.37	0.38
出現周速比	1.5	1.6-2.2	1.7-1.9

表 - 3 クロスフロー水車の比速

種 類	比速度の範囲(m・kW)
水平軸型クロスフロー水車	106～164
鉛直軸型クロスフロー水車(Case 1)	27～78
鉛直軸型クロスフロー水車(Case 2)	19～78
一般的クロスフロー水車 ¹¹⁾	90～110

6 . まとめ

開水路流れの流水エネルギーをクロスフロー水車を用いて回収するために、横置きと縦置きの2つの使用形態を考慮した模型実験を行い、羽根車の回転数と軸トルク、出力の基本特性および周辺の流況特性との関係について考察した。本研究で得られた主要な成果および今後の課題は、次のようにまとめられる。

() 水平軸型クロスフロー水車

- ・羽根車の軸を水平に設置した場合、水車上流の水位は回転数の低下に伴って堰上げが顕著になり、下流の水位は変化が小さいため、有効落差は回転数の低下に伴い最大で 20% 程度増加する。
- ・羽根車直上流のケーシング狭窄部における圧力水頭は速度水頭の約 2 倍であり、本水車は反動水車と衝動水車の 2 つの特性を合わせ持つ。
- ・水車の軸トルクは回転数に反比例する。出力は回転数の低下に伴い増加し、最大に達した後、減少する。有効落差約 0.2m に対して最大出力は約 166W を発生する。出力効率は最大で 0.43 に達す

る．その時の回転数は約 34rpm であり，周速比に換算すると約 1.5 である．

() 鉛直軸型クロスフロー水車

- ・羽根車の軸を鉛直に設置した場合，回転数が低いほど流れは羽根車内部を通過し易くなり，有効落差は約 30% 低下する．ケーシング上流部への導流板の設置の有無に関わらず同じ傾向を示す．
- ・水平軸型水車実験に比べて，鉛直軸型水車実験では水路幅が広く羽根車直下流の水位が低くなるため，少ない実質流量で大きな有効落差を得ることができる．
- ・有効落差約 0.3m に対して最大出力は 187W，出力効率は最大で 0.37～0.38 であり，周速比が約 1.6～2.2 の広い範囲で高い効率を維持することが可能である．
- ・水平軸型水車は低速回転域で高い有効落差を得て高出力を発生するのに対して，鉛直軸型水車は比較的高速回転域で高い有効落差を得て高出力を発生する．

() 今後の課題

本水車は，開水路流れに古くから使用されてきた流し掛け水車と同程度の出力効率を確保しているが，低落差発電用に使用されているクロスフロー水車の最高効率に比べると低く，出力効率の向上が期待される．水車内部の流れのかくはん損失や体積損失を抑えるため，開水路流れに適したケーシングやカバーの形状および羽根車の構造を見出す必要がある．また，一定流量から高出力を得るには，羽根車からの流出水を効果的に制御し，大きな有効落差を確保することも重要である．水車下流部の流況および水路条件と出力との関係を含めて，水車周辺・内部流れの解析が必要である．また，実用化に向けては，流下ゴミや土砂などの障害物への対策を検討することも大切である．

謝辞：本研究の推進に際しクロスフロー型水車の設計製作に当たり指導を賜った元金沢大学教授宮江伸一先生に感謝の意を表する．

参考文献

- 1) 石田 啓，高地 健，大貝秀司：波力水車とリニアクランク気筒による海中エアレーション装置の開発，海洋開発論文集，第 16 巻，pp.105 - 110，2000．
- 2) 石田 啓，川崎秀明，渡部敏男，高地 健，大貝秀司，榎田真也：新型水車による流水エネルギー抽出装置の開発と現地設置，海岸工学論文集，第 49 巻，pp.711 - 715，2002．
- 3) 高地 健，富澤洋介，榎田真也，川崎秀明，石田 啓：新型揺動羽水車の数値解析及び実験，ダム工学会第 15 回研究発表会講演集，pp.10 - 12，2004．
- 4) 高地 健，榎田真也，石田 啓，川崎秀明：揺動羽型水車の羽と流体の連成運動に関する数値解析，水工学論文集，第 49 巻，pp.841-846，2005．
- 5) 後藤真宏，天田高白，佐藤政良：矩形断面水路における流し掛け水車の出力特性，農業土木学会論文集，No.197，pp.91-99，1998．
- 6) 福富純一郎，中瀬敬之，山下弘之，蓮井伸二：クロスフロー水車に関する研究（ノズル出口弁による流量・出力制御），機械学会論文集（B），52 巻，473 号，pp.401-406，1986．

- 7) 福富純一郎, 中瀬敬之, 蓮井伸二: クロスフロー水車に関する研究 (羽根枚数および羽根出口角の影響), 機械学会論文集 (B), 52 巻, 473 号, pp.407 - 412, 1986.
- 8) 中瀬敬之, 福富純一郎, 新村剛: 管路内に組み込まれたクロスフロー水車に関する研究 (流出側ケーシング形状による影響), 機械学会論文集 (B), 53 巻, 487 号, pp.401-406, 1987.
- 9) 豊倉富太郎, 金元敏明, 北洞貴也, 白石典人: 貫流水車に関する研究 (続報, 低落差への適用), 機械学会論文集 (B), 53 巻, 491 号, pp.2078-2084, 1987.
- 10) 電気学会: 電気工学ハンドブック, 第 6 版, 25 編 3 章水車とポンプ水車, オーム社, 2001.
- 11) 高松康生, 古川明德, 大熊九州男, 下釜康彦: ダリウス形横流水車の流体性能に関する研究, 機械学会論文集 (B), 50 巻, pp.2368-2377, 1984.
- 12) 牛山泉: 風車工学入門・基礎理論から風力発電技術まで, 森北出版, 2002.