

下掛け式開放周流形水車の出力特性に関する実験的研究

佐々木壮一*・黒川由美**・大宅雄一郎**・三宅頼人***

Experimental Study on Output Characteristics of an Opened Circumferential Flow Type Undershot Water Turbine

by

Soichi SASAKI*, Yumi KUROKAWA**, Yuichiro OYA** and Yorito MIYAKE***

In order to recovering the small hydraulic energy that of enough flow rate but the low potential head, the output characteristics of an opened circumferential flow type undershot water turbine was evaluated by the model test and the numerical simulation. In this experiment, the output performance of the water turbine which is the number of blades 8 and the pitch angle -30° was the highest. When the rear inclined impeller rotated one pitch after touching to the water surface, the circumferential momentum and the wetting length of the impeller became larger than the forward inclined impeller. In the case of the undershot water turbine, we scoped that it is effective to design the number of blades appropriately small number in order to not impede the conversion of the momentum to the rotational motion for the blade in the water.

Key words: *Open Channel, Water Turbine, Impeller, Blade, Numerical Simulation*

1. はじめに

国内には低落差ではあるが、流量が豊富にあるといった適地が数多く存在する⁽¹⁻²⁾。このような低落差の小水力エネルギーは開放周流形水車によって回収されてきた。この水車は、精米、かんがい用の揚水、製糸・榨油業などの動力源として広く利用されていた⁽³⁾。これらの在来水車は、蒸気機関や原動機が明治の中ごろから普及し始めたために、昭和初期をピークに急速に消滅した。このため、昭和初期から現在に至るまで、開放周流形水車の動力機械としての研究開発は国内ではほとんどなされていない。しかし、例えば、小水力発電所の放流水のように、流量は十分にあるが落差のない水路における水力エネルギーの二次利用では、下掛け式開放周流形水車の利用が有効である。この水車の機械性能に関する国内の先行研究は、谷萩・西らの

下掛け式クロスフロー水車の研究⁽⁴⁾や、菊池・木綿らの流雪溝による投げ込み式の下掛け水車に関する研究⁽⁵⁾を除いてほとんど見当たらない。一方、山梨県の都留市には、ハイドロワット社（ドイツ）の開放周流形水車が設置されている⁽⁶⁾。この水車の発電量は 8.8 k W、水量は 2.0 m³/s、有効落差は 2.0 m、羽根車直径は 6 m、羽根枚数は 36 枚である⁽⁷⁾。これらのデータから水車の効率を算出すると 22.4% になり、この数値は国内の先行研究の効率と同程度になる。しかし、先行開発された胸掛け水車やクロスフロー水車の設計条件が、低落差の下掛け水車にそのまま適用できるかについては不明である。

そこで本研究では、低落差ではあるが十分な流量の小水力エネルギーを有効に回収することが可能な水車の開発を目的として、下掛け式開放周流形水車の出力

平成30年6月20日受理

* システム科学部門 (Division of System Science)

** 株式会社西日本流体技研 (West Japan Fluid Engineering Laboratory Co., Ltd.)

*** 株式会社エリス (elis Inc.)

性能を数値シミュレーションと模型試験によって解析する．主に，実機の性能試験に基づいて，羽根車の設計条件が水車の性能に及ぼす影響について議論する．

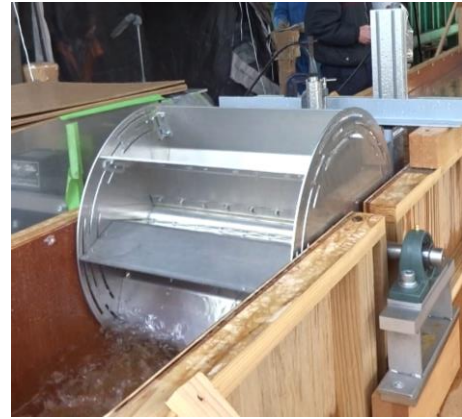
おもな記号

A ; 流路面積 (m²)
 C_p ; 出力係数
 D_o ; 外径 (m)
 D_i ; 内径 (m)
 H ; 流路高さまたは水深 (m)
 ΔH ; 水位差 (m)
 L ; スパン長さ (m)
 L_{wet} ; 羽根車の濡れ長さ (m)
 M ; 運動量
 Q ; 流量係数 (m³/sec)
 R ; 羽根車半径 (m)
 T ; トルク (N m)
 V ; 主流速度 (m/s)
 W ; 流路幅 (m)
 Z ; 羽根枚数
 α ; ピッチ角 (°)
 β ; 反り角 (°)
 γ ; 取り付け角 (°)
 θ ; 回転位相角度 (°)
 ε ; 食い違い角 (°)
 λ ; 周速比
 ω ; 角速度 (rad/s)

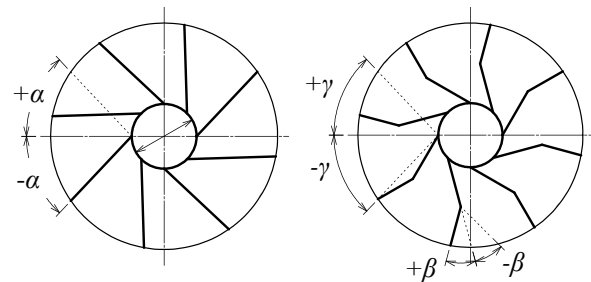
2. 実験装置および測定方法

図 1 には，模型試験用の羽根車の形状が示されている．この羽根車の主要諸元が表 1 に整理されている．供試羽根車の寸法は実機水車の 1/3 である．羽根車の外径は 467mm，羽根幅は 400mm である．ピッチ角 α は羽根車の半径方向と翼弦との成す角と定義する．反り角 β は，根元側と先端側の羽根との成す角と定義する．また，羽根の翼弦と羽根車外径の法線との成す角を，ピッチ角と区別するために，取り付け角 γ と定義する．以下の説明では，ピッチ角を有する羽根をピッチ羽根，ピッチ角と反り角を有する羽根をピッチフラップ羽根と呼ぶことにする．水車回転軸から底面までの距離は 267mm，羽根車外径と水底面との距離は 33.3mm である．

図 2 には，水車の性能試験装置の全体図が示されている．水車の性能は高架水槽に試験水路と供試模型を連結させて計測される．水流は定格流量 20m³/min のポンプによってつくられる．高さ 12m，直径 4m の高架



(a) overall view of the impeller



(b) design parameter of the impeller

Fig.1 Test impeller

Table 1 Main dimensions of the impeller

Outer diameter, D_o (mm)	467
Inner Diameter, D_i (mm)	89
Span, L (mm)	400
Number of blades, Z	6, 8, 12, 16, 20
Pitch angle, α (°)	-40, -30, 0, 30
Chamber angle, β (°)	40, 0, -20, -40

水槽に蓄えられた水が塩ビパイプの配管とバフファタングを介して試験水路に搬送される．水車の性能試験では，上流側の水位が 200mm となるように調整されている．上流側の水位 H_1 は，水車の回転軸から上流側 983mm における水位である．その水位は容量式波高計（ケネック，CHT4-40）を用いて水路の幅方向の中心で計測される．下流側の水位 H_2 は，回転軸から下流側 1030mm の位置で測定される． H_1 と H_2 の差 ΔH が水車の有効落差であると定義した．水車のトルク計（小野測器，SS-200）で測定され，回転数は磁気式回転検出器（小野測器，MP981）で測定される．水車の回転数

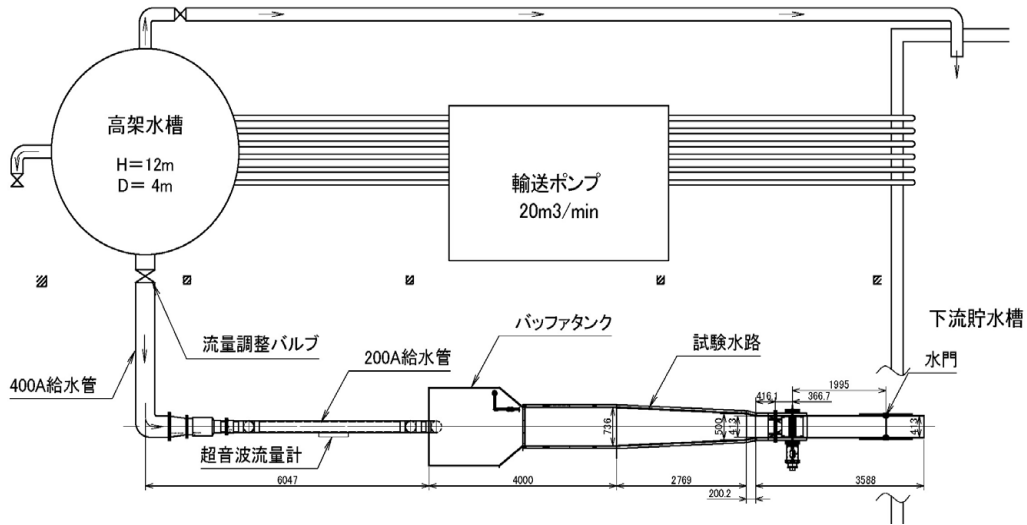


Fig. 2 Experimental apparatus of the water turbine

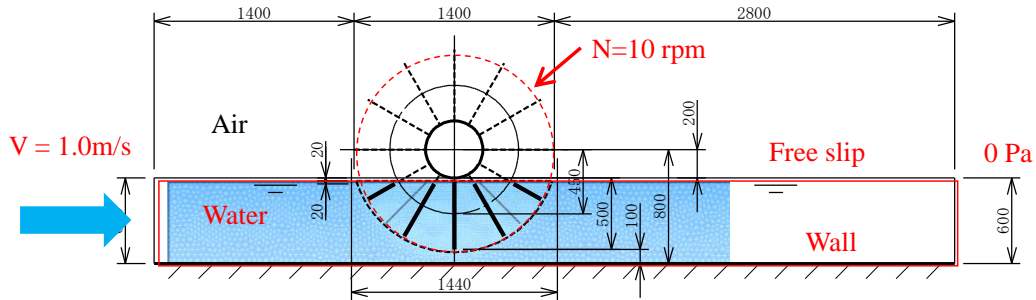


Fig. 3 Schematic model for the numerical simulation

Table 2 Main dimensions and the driving condition of the actual water turbine

Flow rate	Q	(m^3/s)	0.8
Channel width	W	(mm)	1300
Channel height	H	(mm)	600
Channel area	A	(m^2)	0.78
Main flow velocity	V	(m/s)	1.03
Outer diameter	D_o	(mm)	1400
Span	L	(mm)	1200

はパウダーブレーキ (小倉クラッチ, OPB250F) によって制御される。水路の流量 Q は、パツファタンク上流の塩ビ配管に超音波流量計 (富士電機, PORTAFLOW-C) を取り付けて計測される。水車の特性は、式(1)の周速比 λ と出力係数 C_p の関係で評価されている。

$$\lambda = \frac{R\omega}{V}, \quad C_p = \frac{2T\omega}{\rho g Q \Delta H} \quad (1)$$

ここで、 R は羽根車半径、 ω は角速度、 V は水位 H_1 の計測位置における断面平均流速である。

図 3 は流れの数値シミュレーションの解析モデルを示したものである。表 2 には実機水車の基本仕様が整理されている。流路や羽根車の設置寸法は岡山県津山市に設置された実機水車と同じである。設計流量は $0.8\text{m}^3/\text{s}$ 、主流の平均流速は約 1.0m/s である。羽根車の回転数は 10rpm に設定されている。上流側の境界には平均速度が与えられ、下流側境界には大気圧の条件が与えられている。この数値シミュレーションでは、水車性能は定常 ALE 法によって解析されている。水車の動力は体積要素の水の回転運動による理論動力によって見積もられる。

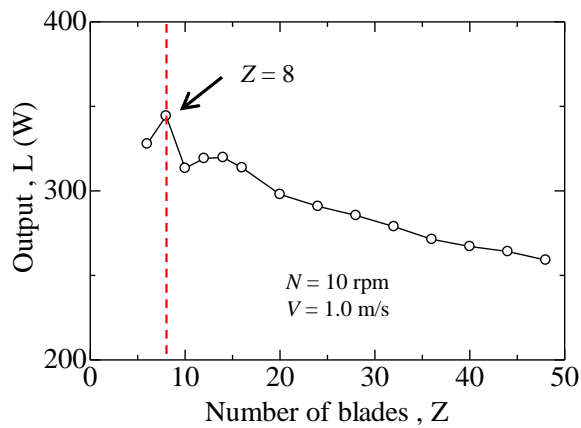


Fig. 4 Relationship between the number of blades and output power

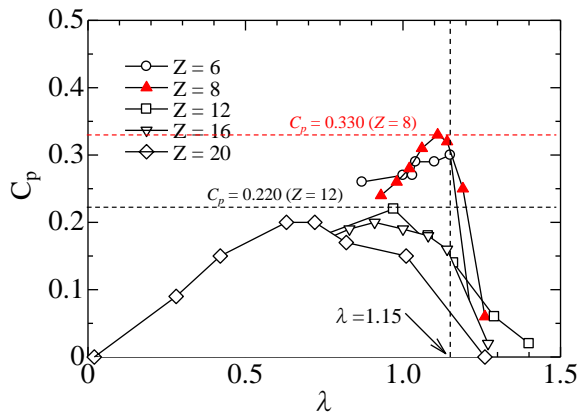


Fig. 5 Characteristics of output for the number of blades

3. 結果および考察

図4は数値シミュレーションによって解析された水車性能に及ぼす羽根枚数の影響を示したものである。数値シミュレーションでは、羽根枚数を6枚から48枚まで変化させた。数値シミュレーションの結果では、羽根枚数8枚の出力が最大になる。従来の胸かけ式の開放周流形水車の羽根枚数が20枚から40枚で設計されていたことを考えると、下掛け式水車の最適な羽根枚数は従来型よりも少ないことがわかる。図5は実機の水車の出力特性へ及ぼす羽根枚数の影響を示したものである。羽根車のピッチ角は全て0°に設定されている。羽根枚数12枚の出力係数は文献(7)の開放周流形水車の出力係数(0.224)と同程度である。本実験の範囲では、数値シミュレーションの結果と同じく、羽根枚数8枚の水車の出力が最も高くなった。このとき、羽根枚数8枚の水車の最大出力は羽根枚数12枚のものよりも約1.5倍向上する。以下の解析では、羽根枚数8枚の最高出力の

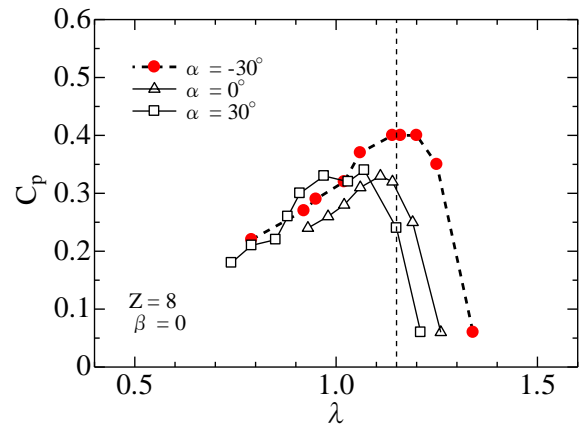


Fig. 6 Characteristics of output for the pitch angle

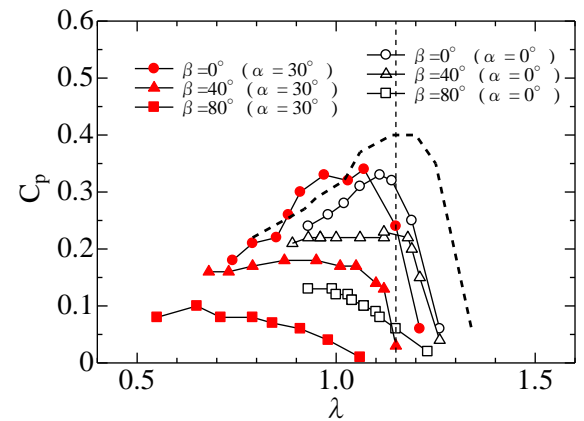


Fig. 7 Characteristics of the output for the chamber angle

周速比 ($\lambda=1.15$) を設計点に設定する。

図6は水車の出力特性に及ぼすピッチ角の影響を示したものである。この羽根車は羽根枚数8枚、反り角0°のピッチ羽根車である。ピッチ角-30°の出力係数は設計点で約0.40になる。この結果は、下掛け水車の羽根が流れに対して後退して取り付けられると、前傾羽根の出力よりも大きくなることを示すものである。一方、前傾したピッチ羽根の出力係数はほとんど上昇せず、その最高出力の周速比は小さくなる。図7には、水車の性能に及ぼす反り角の影響が示されている。図中の太い破線の特性は、本実験の範囲で得られた最高出力のピッチ羽根の特性である。白抜きの凡例がピッチ角0°の特性であり、中塗りの凡例がピッチ角30°の特性である。羽根の反り角が大きくなると、ピッチフラップ羽根の出力が低下する。また、この実験結果からも、前傾ピッチ羽根の出力特性が劣化することがわかる。

図8は取り付け角が水車出力に及ぼす影響を示した

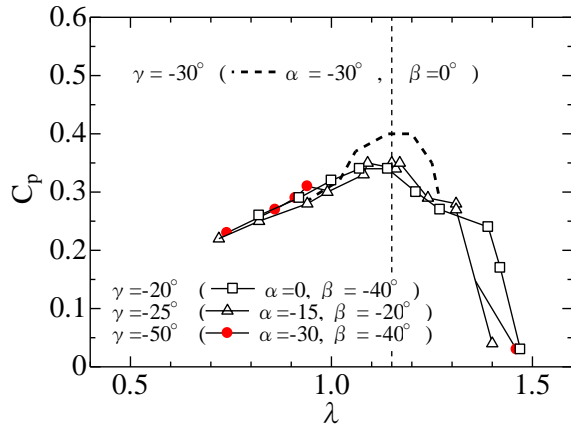


Fig. 8 Characteristics of the output for the setting angle

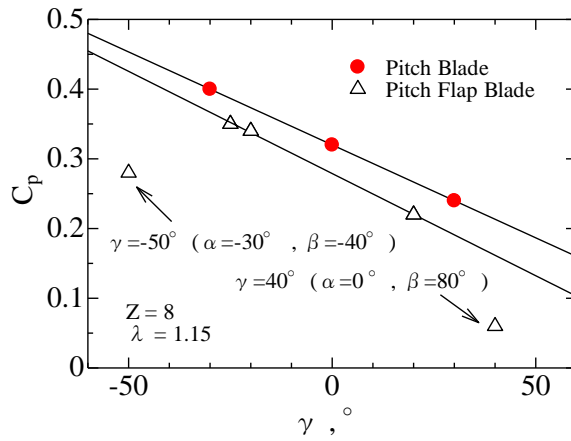


Fig. 9 Relationship between the setting angle and the output coefficient

ものである。取り付け角が -25° までのピッチフラップ羽根は、その最高出力をやや低下させるものの、その高周速比側の運転範囲を拡大させる。図9には、最高出力点近傍における取り付け角と水車出力の関係が整理されている。取り付け角 -50° の条件では、ピッチフラップ羽根のポケット内の水の自重による抵抗で出力特性が劣化する。また、取り付け角 40° のピッチフラップ羽根の場合、その出力はポケット形状の羽根が入水する際の浮力の抵抗によって低下すると考えらる。

図10は羽根まわりの流れの解析モデルを示したものである。ここでは、ピッチ羽根の前傾角と後退角の運動量について考察する。主流速度が V 、羽根の回転位相角度が θ 、その角度の基準位置が9時の方向であると定義する。主流の運動量は式(2)となる。

$$M_b = \rho Q^* V \quad (2)$$

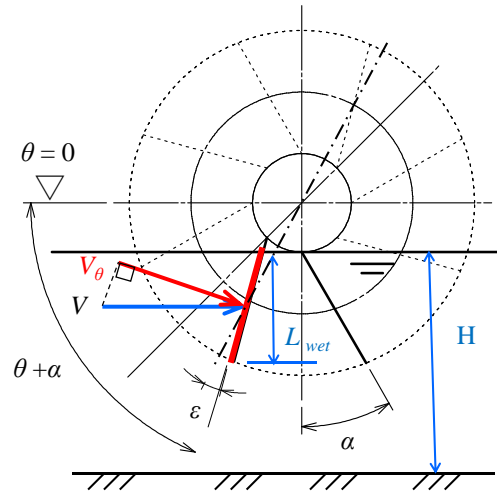


Fig. 10 Modeling of the momentum around the impeller

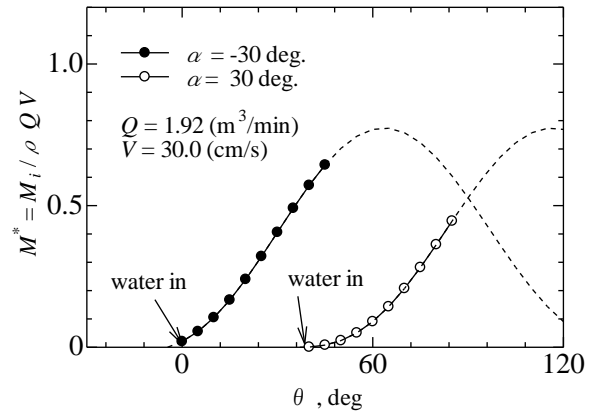


Fig. 11 Relationship between the phase angle and the normalized momentum for the rotation

このとき

$$Q^* = Q (L_{wet} / H)$$

ここで、 Q^* は羽根に作用する主流の部分流量、 L_{wet} は羽根の濡れ長さ、 H は主流の水深である。羽根に衝突する主流の運動量がそのまま水車の回転力に変換されると、水車の回転力は主流の運動量の周方向速度成分 V_θ によって与えられる。このとき、羽根に作用する周方向の運動量は式(3)となる。

$$M_b = \rho Q^* V \sin(\theta + \alpha) \quad (3)$$

さらに、水車の回転軸に作用する運動量については、食い違い角 ε の余弦成分を補正する必要がある。

$$M_i = M_b \cos \varepsilon \quad (4)$$

ここで、食い違い角 ε は回転軸法線方向と翼弦との成

す角である。式(4)はピッチ角が必要以上に大きく設計されると、回転力が小さくなることを意味する。

図 11 は羽根の位相角度と無次元化された回転力の関係を示したものである。図中の中塗りの凡例が後退羽根の回転力である。また、図中の凡例は羽根が浸水してから 1 ピッチ分の位相分布である。これ以上の位相では、上流側の羽根によって主流の運動量が阻害される。後退羽根の最大の回転力は前傾羽根よりも大きくなる。この結果は、後退羽根の浸水長さとピッチ角によって生じる周方向の運動量が前傾羽根よりも大きくなることを示すものである。

4. おわりに

低落差の小水力エネルギーを有効に回収することが可能な水車の開発を目的として、下掛け式開放周流形水車の性能を解析した。本実験の範囲では、羽根枚数 8 枚、ピッチ角-30°の水車の出力が最も大きかった。羽根が流れに対して後退して取り付けられると、その設計点の出力は前傾羽根の水車よりも大きくなった。流れの運動量の解析に基づいて、水中へ入水してから 1 ピッチ後の後退羽根の周方向の運動量が、前傾羽根よりも大きくなることを示した。下掛け水車の場合、この最大の運動量の回転運動への変換を阻害しないために、羽根枚数を適切に少なく設計することが有効である。

参考文献

- (1) 例えば, <http://www.pref.yamanashi.jp/energy-seisaku/syousuiryoku0001.html>, 小水力発電開発支援室 (山梨県), accessed 6. March 2018.
- (2) 例えば, <https://www.pref.nagano.lg.jp/nochi/kurashi/ondanka/shizen/hatsuden/index.html>, 長野県内の農業用水を利用した小水力発電 (長野県), accessed 25. July 2017
- (3) 藤原良樹, 門久義, 細川欽延, 日本の産業用在来水車に関する研究, 技術と文明, 3-2 (1987), pp.23-42.
- (4) 谷萩雄一郎, 西泰行, 岡崎貴司, 稲垣照美, 下掛け式クロスフロー水車の羽根車近傍の流れに基づく性能分析, 日本機械学会論文集, 82-841 (2016), 18 pages.
- (5) 菊池孝高, 木綿隆弘, 河野孝昭, 流雪溝における発電用下掛け水車性能に関するフィールド実験, 日本機械学会年 2013 年度次大会講演論文集, (2013), 5 pages.
- (6) 奈良泰史, 都留市における小規模水力導入の取り組み, ターボ機械, 42-7 (2014), pp. 465-474.
- (7) 小林久, 金田剛一, 事例に学ぶ小水力発電, オーム社, p.33.