

科学研究費助成事業（科学研究費補助金）研究成果報告書

平成25年 6月 3日現在

機関番号：16101

研究種目：基盤研究（C）

研究期間：2010～2012

課題番号：22560171

研究課題名（和文） 高効率・高通過性ポンプ逆転水車によるマイクロ水力利用の研究

研究課題名（英文） Study on utilization of micro hydropower using high efficiency and non clog pump reverse water turbine

研究代表者

福富 純一郎（FUKUTOMI JUNICHIRO）

徳島大学・大学院ソシオテクノサイエンス研究部・教授

研究者番号：30035646

研究成果の概要（和文）：マイクロ水力利用において水車に流入する木の葉や小枝などが羽根車流路を閉塞し、出力低下や運転不能状態を引き起こすため大きな課題となっていた。本研究では汚水用ポンプとして実績のある一枚羽根ポンプを逆転水車として利用し、ポンプ特性と水車特性の関係及び内部流れを実験及び数値解析により明らかにした。続いて二枚羽根ポンプ逆転水車により高効率化とラジアルスラストの低減化を達成するとともに羽根車内部流れを明らかにした。

研究成果の概要（英文）：It has been a major challenge that twigs and leaves flowing into the water turbine block the impeller passage, causing non operating condition or output reduction state in the micro hydropower utilization. By using the single-blade sewage pump as reverse water turbine, it was clarified by numerical analysis and experiment the internal flow and relationship of water turbine characteristics and pump characteristics in this study. Moreover, it was found to be able to achieve high-efficiency and the reduction of the radial thrust by using the two-blade reverse water turbine.

交付決定額

（金額単位：円）

	直接経費	間接経費	合計
2010年度	1,500,000	450,000	1,950,000
2011年度	800,000	240,000	1,040,000
2012年度	1,100,000	330,000	1,430,000
総計	3,400,000	1,020,000	4,420,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・流体工学

キーワード：ポンプ逆転水車、マイクロ水力、再生可能エネルギー、流体機械

1. 研究開始当初の背景

近未来のエネルギーについて、石油系化石燃料の枯渇、CO₂輩出に伴う温暖化による地球環境の悪化、人口増加の著しい発展途上国のエネルギー利用の問題等を考えるとき、再生可能でクリーンである自然エネルギー利用の更なる研究開発は急務である。小水力は

風力に比べてエネルギー密度が高く変動が少ないという大きな利点があるものの、建設コストが割高になるため、その普及が遅れていたが、オイルショック以降、小水力・マイクロ水力用としてクロスフロー水車やポンプ逆転水車が開発され利用されてきた。しかし、多数枚の羽根を持つこれらの羽根車では、

マイクロ水力利用の環境下において水車に流入する木の葉や小枝、砂利等が、羽根車流路を閉塞し、出力低下や運転不能状態を引き起こすため、マイクロ水力利用における大きな課題となり、ブレイクスルーが強く要望されている。

2. 研究の目的

これまで研究開発し汚水用ポンプとして実績のある、一枚羽根ポンプを逆転水車として利用し、安価でメンテナンスが容易な高効率・高通過性水車を開発することによって、マイクロ水力利用を大いに促進するものであり、以下のことを明らかにする。

(1) 逆転水車の内部流れと特性の解明

本羽根車は幾何学的に非対称な一枚羽根であるため、その内部流れは極めて複雑であり、逆転水車としての内部流れと水車特性を明らかにする。水車モード時の最高効率とポンプモード時の最高効率の関係、また水車の最高効率点の流量および落差とポンプとしての最高効率点の流量および全揚程の関係、水車運転時に発電不能となる小流量域の特定などによって、ポンプ特性から水車特性を見積もることができるようにする。

(2) 羽根枚数および羽根車形状の変化によるポンプ逆転水車の高効率化

水車としての羽根車入口流れが羽根角に沿うとともに、羽根車出口において旋回成分を持たずに羽根車から流出する観点から羽根枚数および羽根車形状の変化について検討し、水車としての高効率化を図る。

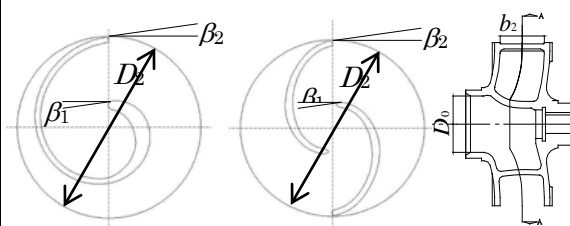
(3) 逆転水車利用時のラジアルスラストの見積もり

単一通路の羽根車であるため、ラジアルスラストが大きいと予想されるが、ポンプモード時のラジアルスラストと水車モード時のラジアルスラストの関係を明らかにし、軸受け設計の資料とする。また、羽根枚数を含む羽根車形状の変化によってラジアルスラストの低減を図る。

3. 研究の方法

(1) 供試羽根車

本研究では、汚水ポンプとして開発された一枚羽根および二枚羽根遠心羽根車を用いる。その羽根車の概略図を図1に、設計パラメータを表1に示す。ポンプとしての設計諸元は、流量 $Q = 0.7$ [m³/min]、全揚程 $H_0 = 11.5$ [m]、回転数 $n = 1800$ [min⁻¹]、相対速度減速比を 1.7、吸込み速度減速比を 0.35 とし寸法を算出した。二種類の羽根車は羽根枚数が異なるだけで他の設計諸元は同じである。また一枚羽根および二枚羽根の通過粒径は入口から出口まで、それぞれ 56 [mm]、48 [mm] を確保している。



(a) 1-blade (Type A) (b) 2-blade (Type B)

Fig.1 Test impeller

Table.1 Impeller parameter

記号	Type A	Type B
Z:羽根枚数[枚]	1	2
D0:吸込み口径[mm]	67	67
D1:羽根入口径[mm]	58	58
D2:吸込み口径[mm]	1964	1964
b1:羽根入口幅[mm]	56	56
b2:羽根出口径[mm]	56	56
β_1 :羽根入口角[deg]	13	13
β_2 :羽根出口角[deg]	8	8

(2) 解析方法および条件

数値解析には、汎用数値解析コード CFX 14.0 を用いて三次元非圧縮非定常解析を行った。乱流モデルには SST モデルを用い計算した。メッシュ数は羽根車を 69 万点、ケーシングを 46.2 万点、ケーシングと羽根車の隙間を 37.8 万点、配管を 25.4 万点とした。計算条件として入口に流速一定、出口にゲージ圧 0 [Pa] を与えた。計算流量は、 $\phi = 0.010$ 、0.025、0.039、0.050、0.061 の 5 流量点とした。

(3) 主な記号

b_2 : 羽根出口幅

C_p : 圧力係数 $C_p = (p - p_s) / (\rho u_2^2 / 2)$

D_2 : 羽根車外径

f : ラジアルスラスト

F : ラジアルスラスト係数

$F = f / (\rho u_2^2 b_2 r_2 / 2)$

H_t : 有効落差

L : 軸動力

p : 圧力

p_s : 吸込口圧力

Q : 流量

u_2 : 羽根車外周速度

ϕ : 流量係数 $\phi = Q / (\pi D_2 b_2 u_2)$

ψ : 揚程係数 $\psi = H / (u_2^2 / 2g)$

λ : 動力係数 $\lambda = L / (\rho \pi D_2 b_2 u_2^3 / 2)$

η : 水車効率 $\eta_t = L / (\rho g Q H_t)$

4. 研究成果

(1) 供試羽根車のポンプ特性と逆転水車特

性の比較

実験により得られたポンプと水車特性を図2に示し、TypeAの実験結果と解析結果の比較を図3に示す。横軸に流量係数 ϕ 、縦軸に揚程係数 ψ 、軸動力係数 λ 、効率 η を示す。またこれより得られた水車とポンプの特性値の比を表2に示す。表2のポンプと水車の効率比に注目すると、効率比が0.822、1.023となり、TypeAではポンプ効率に比べて水車効率は小さいが、TypeBにおいては両者の効率は、ほぼ同等となっている。次に最高効率点流量に達する流量比に注目すると、流量比が1.60、1.67となり、大流量側で水車は最高効率点をとる。これは、水車運転時の流入状態とポンプ運転時の流出する状態が滑りの影響によりマッチング点がずれることが原因と考えられる。そこで、Wiesnerの式より滑り係数を算出し、オイラーの式より滑りを考慮した流量比を算出するとTypeA、

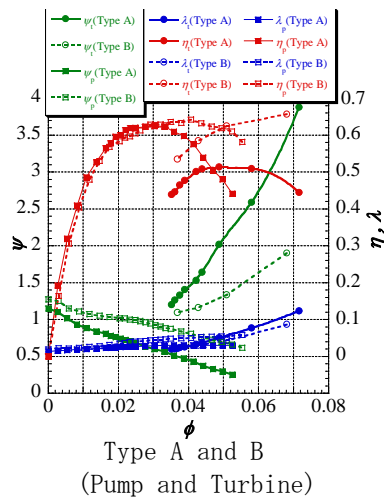


Fig. 2 Performance curves

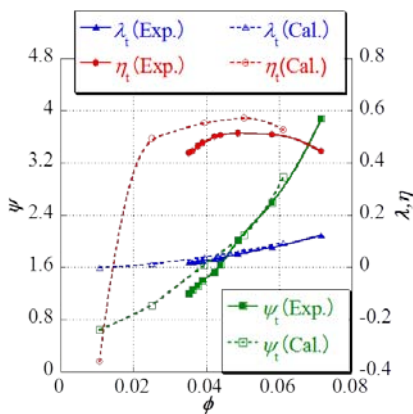


Fig. 3 Performance curves

Table. 2 The ratio of Turbine to Pump

	$\eta_t(\text{Exp.})/\eta_p(\text{Exp.})$	$\phi_t(\text{Exp.})/\phi_p(\text{Exp.})$	$\lambda_t(\text{Exp.})/\lambda_p(\text{Exp.})$	$\psi_t(\text{Exp.})/\psi_p(\text{Exp.})$
Type A	0.822	1.607	1.735	3.366
Type B	1.023	1.670	1.727	2.366

TypeBそれぞれの流量比は1.60、1.30となった。TypeAにおいては実験値と近い値を算出することができたが、TypeBにおいては予測値と異なる値となる。これは、本研究で使用しているケーシングはTypeAのケーシングとして設計されているためにTypeBでは羽根車とのマッチングが悪いことが原因と考えられる。TypeAとTypeBの水車特性を比較すると流量増加にともない、徐々に効率差が大きくなり、二枚羽根にすることにより効率が大きく上昇している。図2および図3より、 $\phi < 0.01$ では、水車運転時に発電不能となることが分かる。また図3よりTypeAの水車特性の実験値と解析をみると効率に差はあるものの流量に対する変化の傾向は一致している。また、動力と有効落差は定性的に実験値と一致しており、非定常解析の妥当性が伺える。

(2) CFDによる内部流れの解明

TypeAが最高効率をとる流量係数 $\phi=0.050$ におけるTypeAおよびTypeBの羽根車周りの相対速度ベクトル図を図4に示す。TypeAを見ると羽根に沿わずに流体が流入しており、羽根前縁で流れが剥離している。また羽根出口付近で羽根出口に向かう流れと入口側に逆流している流れに分かれている。さらに羽根出口において速度が大きい領域や渦を形成していることが確認でき、損失が発生している。一方、TypeBでは羽根前縁で剥離せず、やや流れが乱れながらも最後まで羽根に沿って流れている。また羽根出口付近に向けて徐々に速度が小さくなっていることから羽

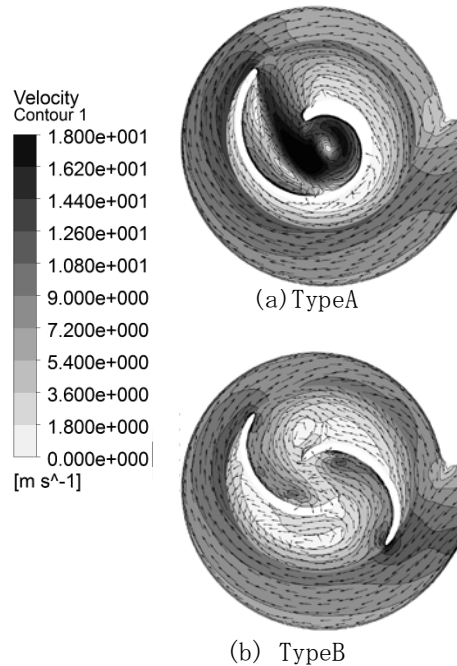
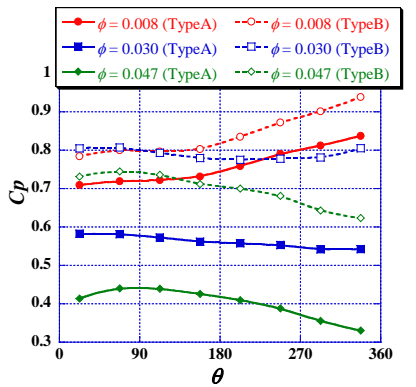


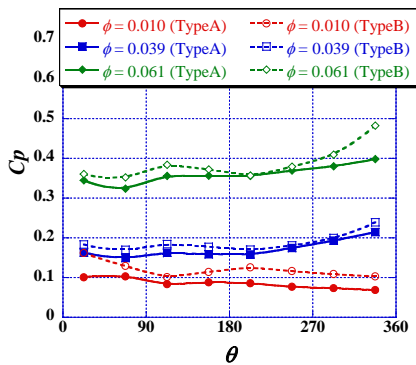
Fig. 4 Relative Velocity vector ($\phi=0.05$)

根が速度エネルギーを吸収していると考えられる。さらに、翼面上の相対速度ベクトル図では、TypeA では羽根前縁付近まで逆流領域が発生していることが確認できた。これは羽根が1枚であるため翼負荷が高く、減速度合いが大きいことにより流れが剥離していると考えられる。次に、羽根車吐出口における速度分布と廃棄損失分布をみると、TypeA は TypeB に比べ高い速度エネルギーを残したまま流出している。廃棄損失の全ヘッドに対する割合は TypeA、TypeB が、それぞれ 3%、1% となっており、TypeA の損失が大きいことが明らかとなった。

(3) ポンプ逆転水車に働くラジアルスラスト
ケーシング周方向における時間平均圧力分布を図5に示す。なお、ポンプ運転時は羽根端が舌部と重なる位置から周方向に反時計回りの角度を取っているのに対して、水車両運転時では周方向時計回りに角度を取っている。TypeA、TypeBともに周方向に対する変化は同じ傾向を示している。また、高流量域では θ が小さい領域で高圧で、低流量域では θ が大きい領域で高圧となる。次に、こうした不均一な圧力場の変動によって発生するラジアルスラストについて検討する。図6、



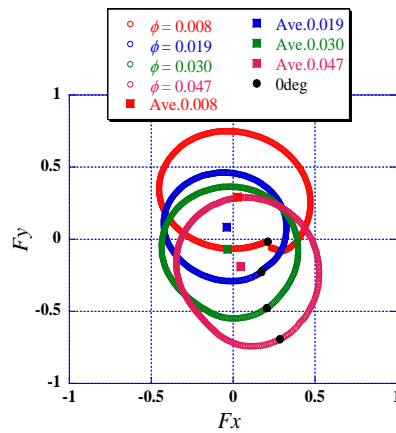
(a) Pump (TypeA and TypeB)



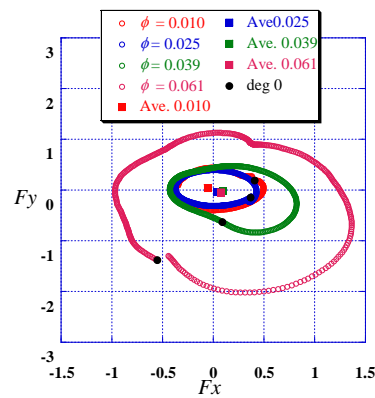
(b) Turbine (TypeA and TypeB)

Fig. 5 Time average C_p distribution

7に両運転時に働くラジアルスラストを表したリサージュ図形を示す。両運転時ともに TypeAの方が高い値をとっている。これは、TypeAの羽根車の形状が幾何学的に非軸対称であるため、羽根車周りの非一様な圧力分布の影響が現れたものである。一方、図7に示すように、TypeBは両運転時ともに TypeA に比べるとラジアルスラストが大幅に減少している。これは、羽根枚数を二枚にしたことで羽根車の形状が軸対称となり、羽根車周りの圧力分布が対称になったためラジアルスラストが大きく低減していると考えられる。またポンプ運転時のラジアルスラストの平均値(図中の Ave.)と水車運転時のラジアルスラストの平均値を比較すると水車運転時は、平均値があまり中心から動いていないのに対して、ポンプ運転時では流量増加に伴い、平均値が中心から大きく離れている。これは、図5の時間平均圧力分布から分かるように、 C_p の周方向に対する変化が水車運転時の方が小さいことによるものである。

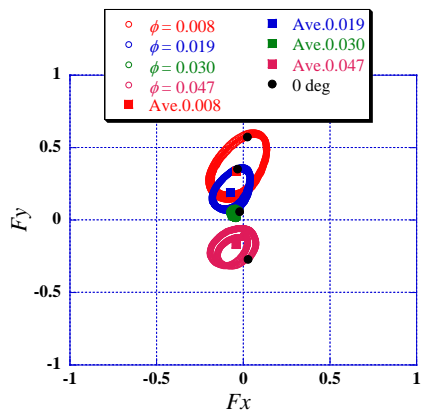


(a) Pump mode

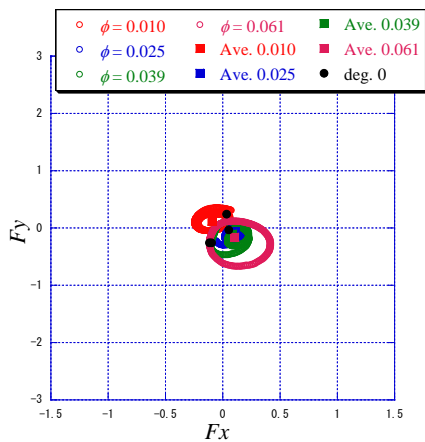


(b) Turbine Mode

Fig. 6 Comparison of radial thrusts (TypeA)



(a) Pump mode



(b) Turbine Mode

Fig. 7 Comparison of radial thrusts (TypeB)

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[学会発表] (計 1 件)

- ① 長野 光、堀田 義圭、福富 純一郎、重光 亨、一枚羽根ポンプ逆転水車に関する研究、2011 年 9 月 12 日、日本機械学会 2011 年度年次大会、東京工業大 (東京都)

6. 研究組織

(1) 研究代表者

福富 純一郎 (FUKUTOMI JUNICHIRO)
徳島大学・大学院ソシオテクノサイエンス
研究部・教授

研究者番号：3 0 0 3 5 6 4 6

(2) 研究分担者

()

研究者番号：

(3) 連携研究者

()

研究者番号：