

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 27 年 6 月 5 日現在

機関番号：12101

研究種目：若手研究(B)

研究期間：2012～2014

課題番号：24760130

研究課題名(和文) 汚水用一枚羽根遠心ポンプの複雑非定常内部流動と異物閉塞機構の解明

研究課題名(英文) Complicated unsteady internal flow and blockade mechanism of foreign bodies of single-blade centrifugal pump for sewage

研究代表者

西 泰行(NISHI, YASUYUKI)

茨城大学・工学部・准教授

研究者番号：50585122

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,700,000円

研究成果の概要(和文)：汚水用ポンプとして用いられるクローズド形およびオープン形一枚羽根遠心ポンプの複雑非定常内部流動と、それに基づく変動流体力発生機構、損失生成機構および異物閉塞機構を実験と数値解析の両面から調査した。その結果、クローズド形とオープン形の一枚羽根遠心ポンプに生じる変動流体力および損失の違いを明確にした。さらに、異物通過試験および可視化実験を行い、クローズド形一枚羽根遠心ポンプの通過率および異物の挙動を明らかにした。

研究成果の概要(英文)：The generating mechanism of unsteady hydrodynamic force, the generating mechanism of loss, and the blockade mechanism of foreign bodies based on the complicated unsteady internal flow of a closed type and an open type single-blade centrifugal pump which are used as a sewage pump were investigated from both sides of an experiment and a numerical analysis. As a result, the difference which arises in the single-blade centrifugal pump of the closed type and the open type about unsteady hydrodynamic force and loss was clarified. Furthermore, the passage examination of foreign bodies and the visualization experiment were conducted, and the passing probability of the closed-type centrifugal pump with single blade and the action of foreign bodies were clarified.

研究分野：流体工学

キーワード：ターボ機械 汚水用ポンプ 遠心羽根車 一枚羽根 ポンプ性能 内部流れ 変動流体力 異物通過性

1. 研究開始当初の背景

固形物や繊維質の異物を含む混相流の移送に用いられる汚水用ポンプは、羽根枚数を減らし羽根幅を広げることで、通過粒径を大きく形成している。これは、異物通過性に関して一般的な評価方法がなく、単に通過粒径の大きさだけで評価されているためである。しかし、ポンプに流入する異物の挙動は極めて複雑であり、想定される異物（例えばタオル、布切れ）が実際に通過するかどうか疑問である。また、羽根幅の拡大に伴う損失が増大するため、多数枚羽根ポンプと比較してポンプ性能は大幅に低下する。近年、下水処理施設の省エネルギー化や維持管理コスト削減の観点から、汚水用ポンプに対してもポンプ性能や異物通過性の向上が強く望まれている。

このような背景の下、研究代表者はポンプ口径と同一の通過粒径を確保するとともに、吸込流路をつる巻らせん状に形成したクローズド形一枚羽根遠心羽根車を考案・実用化し、高効率と高通過性を高次元で両立させた新型汚水用ポンプを開発した。しかし、独創的な形状を持つ新型ポンプ羽根車のみならず、汚水用として広く用いられている一般的な一枚羽根遠心羽根車は、通過粒径が規定されるため、既存の設計法が適用できず経験的な設計がなされている。また、羽根車には非軸対称性に起因する過大な半径方向スラストが作用するため、軸振動を引き起こすなど、ポンプの信頼性向上が課題になっている。

そこで、研究代表者は予め通過粒径を規定し、かつラジアルスラストの簡易予測法を組み込んだ羽根車設計法を提案した。この設計法に基づき設計したクローズド形一枚羽根遠心羽根車について基礎的研究を行った。その結果、ポンプ内の流れ場は、最高効率点流量でさえ羽根車の回転とともに大きく変化し、流量によっても全く異なる様相を呈すること、羽根車とともに回転する羽根面上の高圧領域は、過大なラジアルスラストの変動を生じさせることを明らかにした。さらに、ラジアルスラストの構成成分をモデル化し、それらの挙動を明らかにするとともに、損失解析法を提案し、本ポンプの各水力損失を定量的に評価できうることなどを明らかにした。

しかしながら、最高効率点流量でさえ羽根車の回転とともに変動するポンプ内の流れ場は、羽根車の主板および側板背面とケーシングとのすき間流れも変動させ、これまで明らかにしてきたラジアルスラストや水力損失だけでなく、アキシャルスラスト、漏れ損失および円板摩擦損失にも大きな影響を及ぼすと考えられる。

2. 研究の目的

本研究は、これまで対象としてきたクローズド形羽根車においてすき間流れの影響を考慮するとともに、側板がなく製作性に優れたオープン形羽根車についても調査し、一枚

羽根遠心ポンプの複雑非定常内部流動に伴う諸現象を詳細かつ統合的に明らかにしようとするものであり、以下に大別される。

(1) 変動流体力発生機構の解明

クローズド形およびオープン形羽根車に作用するラジアルスラストおよびアキシャルスラストを構成成分の挙動も含めて明らかにし、両羽根車の違いを明確にする。また、ラジアルスラストおよびアキシャルスラストに及ぼす羽根出口角やライナリングすき間幅の影響を明らかにする。

(2) 損失生成機構の解明

損失生成機構の解明に向けて、クローズド形およびオープン形羽根車の水力損失、漏れ損失および円板摩擦損失を明らかにする。さらに、損失解析法を用いて各水力損失を定量的に評価し、両羽根車の違いを明確にする。

(3) 異物閉塞機構の解明

異物閉塞機構の解明に向けて、クローズド形羽根車を対象に、実異物を用いた異物通過試験および可視化実験を行い、その通過率および異物の挙動を明らかにする。

3. 研究の方法

本研究では、性能試験、異物通過試験および可視化実験が可能なクローズド形およびオープン形羽根車の縮小モデル用実験装置を新たに設計・製作し、実験と数値解析の両面から調査した。なお、ラジアルスラスト計測には既設のクローズド形羽根車の実機モデル用実験装置を使用した。

縮小モデルのクローズド形およびオープン形羽根車の概略を図 1(a)、(b)に示す。クローズド形およびオープン形羽根車は側板の有無のみが異なっており、子午面形状および主要諸元は同一である。いずれも羽根入口径 D_1 は 32.8mm、羽根出口径 D_2 は 110mm、羽根出口幅 b_2 は 31.7mm、羽根出口角 β_{b2} は 8° 、吐出し口径 d は 49.1mm である。クローズド形およびオープン形の供試ポンプの概略を図 2(a)、(b)に示す。クローズド形では羽根車とケーシングとの狭いすき間は三箇所ある。ライナリングすき間、主板すき間および側板すき間であり、すき間幅はそれぞれ 0.3mm、0.5mm、0.5mm である。オープン形では羽根車とケーシングとの狭いすき間は二箇所ある。羽根先端すき間および主板すき間であり、すき間幅はそれぞれ 0.3mm、0.5mm である。

本研究で新たに設計・製作した縮小モデル用実験装置の概略を図 3 に示す。実験は回転速度 $n=1800\text{min}^{-1}$ 一定で行った。作動流体は水であり、流量 Q は電磁流量計により測定した。ポンプ吸込側と吐出し側の静圧はひずみゲージ式圧力変換器により測定し、この静圧差と測定した流量から求めた動圧差から全揚程 H を求めた。回転速度 n およびトルク T はそれぞれ磁電式回転検出器およびトルク検出器により測定し、軸動力 L を求めた。

座標系の定義について、図 2(a)、(b)に示したように x 軸、 y 軸および z 軸を定義してい

る。羽根位相角 θ_0 は x 軸から反時計方向に取り、羽根出口端が x 軸を通過するとき(図2(a)、(b)に示した位置)を $\theta_0=0^\circ$ とする。

異物通過試験には、供試異物として線径 5mm、材質ポリエチレンのロープを選定した。ロープの長さは吐出し口径 d を基準に 1 倍、3 倍、5 倍、8 倍に変化させており、それぞれ $1d$ 、 $3d$ 、 $5d$ 、 $8d$ と呼称する。異物はタンクから供試ポンプに一本ずつ投入し、異物が供試ポンプを通過する確率を通過率 α_p と定義して評価した。ここでは、閉塞判定時間は 1 分間とした。異物の投入回数は 30 回で 1 セットとし、各々の異物で 3 セット行った。異物の挙動の可視化には、通過または閉塞時の異物の挙動を高速カメラにより撮影した。撮影速度は 1600fps である。

数値解析には、汎用熱流体解析コード ANSYS CFX14.5 を用い、三次元非定常流れ解析を行った。基礎方程式は連続の式とレイノルズ平均 Navier-Stokes 方程式であり、乱流モデルには SST (Shear Stress Transport) モデルを使用した。

クローズド形およびオープン形のポンプ部の計算格子をそれぞれ図 4(a)、(b)に示す。本研究では、羽根車とケーシングとのすき間をモデル化している。両羽根車の総格子数はそれぞれ 232.8 万、234.5 万要素である。

境界条件は吸込管入口を入口境界、吐出し管出口を出口境界に設定し、入口境界に任意の質量流量、出口境界に静圧(ゲージ圧) 0Pa、羽根車に回転速度 1800min^{-1} を与えた。壁面は non-slip 条件とし、回転領域と静止領域の境界は Transient Rotor-Stator の手法により接合した。タイムステップは 360 ステップで羽根車が 1 回転となるように設定し、流れの変動がほぼ一定になるまで計算を実施した。

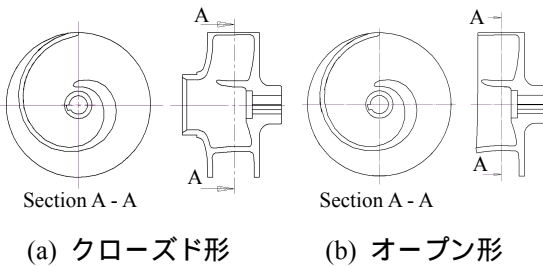
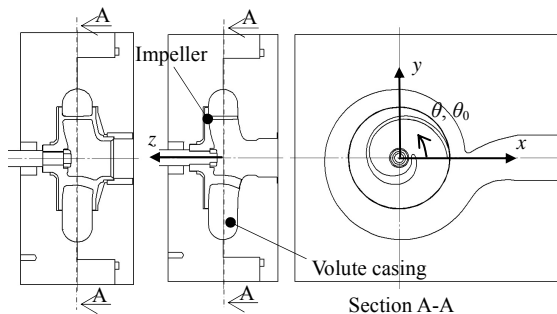


図 1 供試羽根車



(a) クローズド形 (b) オープン形

図 2 供試ポンプ

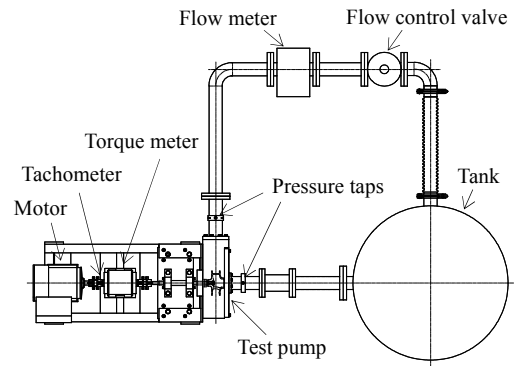
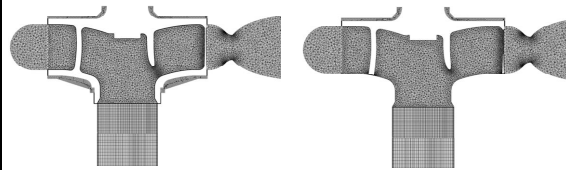


図 3 実験装置



(a) クローズド形 (b) オープン形

図 4 ポンプ部の計算格子

4. 研究成果

(1) 変動流体力発生機構の解明

クローズド形およびオープン形羽根車の揚程係数 ψ の実験値と計算値の比較を図 5 に示す。両羽根車の実験値と計算値は比較的良好に一致している。実験値および計算値ともに流量が増大するにつれてオープン形よりクローズド形羽根車の ψ が大きくなっており、本解析結果は妥当であることがわかる。

全ラジアルスラスト F_r は水力部 F_{rH} 、主板部 F_{rR} 、側板部 F_{rF} の合計であり、次式で表される。

$$F_r = F_{rH} + F_{rR} + F_{rF}$$

ただし、オープン形羽根車では $F_{rF}=0$ である。

数値解析による最高効率点流量 $\varphi=0.030$ における両羽根車の全ラジアルスラスト F_r を図 6 に、水力部ラジアルスラスト F_{rH} を図 7 に、主板部および側板部ラジアルスラスト F_{rR} 、 F_{rF} を図 8 に示す。クローズド形羽根車の F_r はオープン形より全体的に大きくなっている。クローズド形羽根車は側板があるため、 F_{rF} の分だけ F_r が大きくなるが、その影響は小さい。各部位の中で F_{rH} が支配的であり、この F_{rH} の違いでクローズド形羽根車の F_r が大きくなっていることがわかる。

水力部ラジアルスラスト F_{rH} は慣性成分 F_I 、運動量成分 F_M 、圧力成分 F_P 、せん断応力成分 F_τ の合計であり、次式で表される。

$$F_{rH} = F_I + F_M + F_P + F_\tau$$

ただし、オープン形羽根車では右辺にケーシング壁から受ける力 F_C が加わる。

数値解析による $\varphi=0.030$ におけるオープン形羽根車のケーシング壁から受ける力 F_C を図 9 に示す。紙面の都合上割愛するが、 F_C は他の成分とは逆方向に作用している。この F_C がオープン形羽根車の F_{rH} を小さくさせるた

め、相対的にクローズド形羽根車の F_{rH} の方が大きくなるといえる。

以上より、クローズド形羽根車のラジアルスラストは側板部の分に加えて、水力部が大きいいため、オープン形よりも大きくなる。これは、オープン形ではケーシング壁から受ける力が作用し、これが水力部ラジアルスラストを小さくさせるためであることが明らかになった。

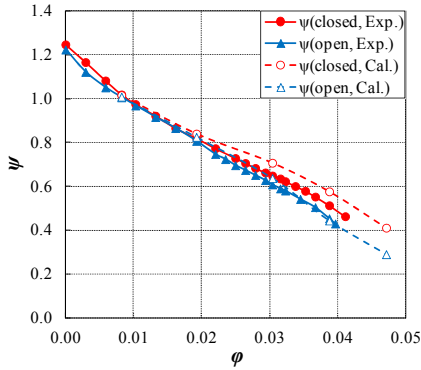


図5 揚程係数

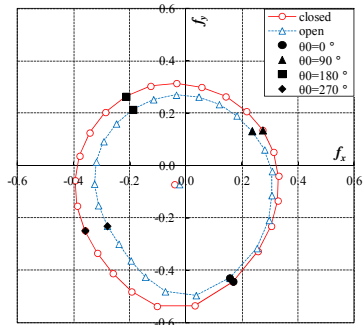


図6 全ラジアルスラスト($\varphi=0.030$)

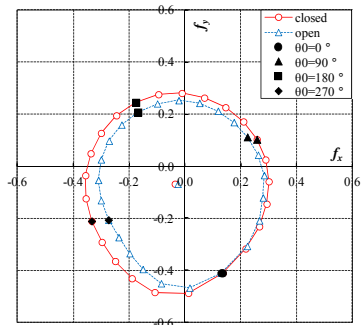


図7 水力部ラジアルスラスト($\varphi=0.030$)

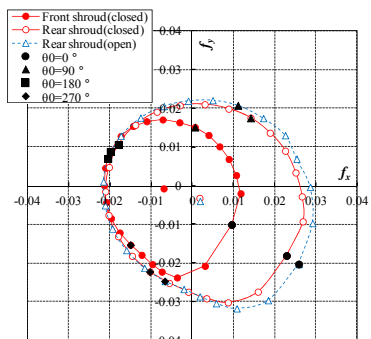


図8 主板および側板部ラジアルスラスト($\varphi=0.030$)

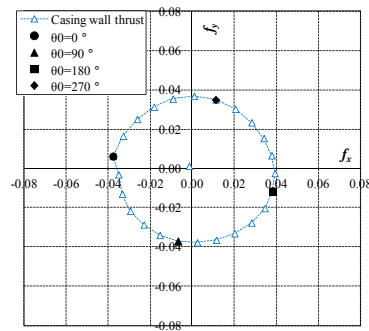


図9 ケーシング壁から受ける力($\varphi=0.030$)

その他、クローズド形およびオープン形羽根車に作用するアキシャルスラストについても調査し、オープン形羽根車のアキシャルスラストはクローズド形より全流量域で大きくなることなどを明らかにした。また、実機モデルのクローズド形羽根車を対象として、変動流体力に及ぼすライナリングすき間幅および羽根出口角の影響を明らかにした。

(2) 損失生成機構の解明

数値解析によるクローズド形およびオープン形羽根車の各効率の比較を図10に示す。ここで、 η_v は体積効率、 η_m は機械効率(円板摩擦損失のみ考慮)、 η_h は水力効率、 η はポンプ効率である。機械効率 η_m は両羽根車ともに小流量でやや低く、最高効率点流量より大流量ではほぼ一定である。オープン形羽根車の η_m はクローズド形より全流量域で高い。これは、オープン形羽根車は側板が無いため、その分だけ円板摩擦損失が小さくなるためである。体積効率 η_v は小流量では両羽根車ともに低く、特に $\varphi=0.008$ においてオープン形羽根車の η_v は大きく低下している。しかし、水力効率 η_h は小流量ではオープン形羽根車が高く、逆に大流量ではクローズド形羽根車の方が高くなっている。このため、両羽根車のポンプ効率 η は小流量ではほぼ同じ値を示すが、大流量ではクローズド形羽根車の方が高くなるのがわかる。

揚程係数 ψ について、損失解析により求めたもの(損失解析値)と数値解析によりポンプ入口・出口の全圧差から求めたもの(計算値)の比較を図11に示す。ここで、損失解析値の揚程係数 ψ は次式により求めた全揚程 H を無次元化したものである。

$$H = H_{th} - h_{if} - h_{vf} - h_{im} - h_{vm} - h_i$$

ここで、 H_{th} は羽根数有限の理論揚程、 h_{if} は羽根車内の摩擦損失、 h_{vf} はボリュート内の摩擦損失、 h_{im} は羽根車出口の混合損失、 h_{vm} はボリュート内の混合損失、 h_i は羽根車損失であり、式は省略するが、それぞれ数値解析結果から予測式により求めている。

クローズド形羽根車について、小流量 $\varphi=0.019$ では損失解析値と計算値の ψ は良好に一致している。オープン形羽根車についても $\varphi=0.019$ 、 $\varphi=0.039$ では損失解析値と計算値の ψ は良好に一致しているが、それより小流量ま

たは大流量では両者に大きな差異がある。したがって、上述の範囲内では予測式により求めた各水力損失はある程度妥当であるといえる。小流量での差異はクローズド形およびオープン形羽根車ともに逆流による理論揚程の増大分を考慮していないためと考えら

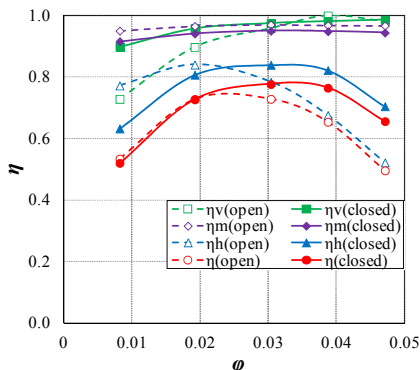


図 10 各効率

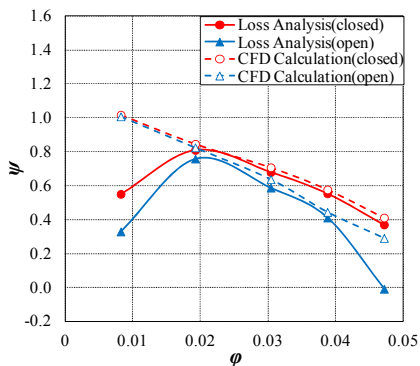
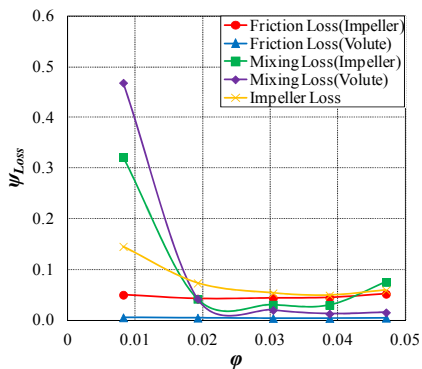
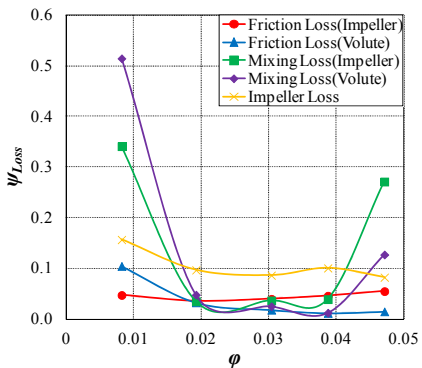


図 11 揚程係数



(a) クローズド形



(b) オープン形

図 12 各水力損失

れる。また、オープン形羽根車における大流量での差異は羽根車出口の混合損失やポリュート内の混合損失を過大評価している可能性があり、今後さらに検討する必要がある。

クローズド形およびオープン形羽根車の各水力損失を図 12(a)、(b)に示す。クローズド形およびオープン形羽根車ともに小流量ではポリュート内の混合損失や羽根車出口の混合損失が極めて大きいことがわかる。また、オープン形羽根車は前述のように大流量でもポリュート内の混合損失や羽根車出口の混合損失が増大している。最高効率点流量付近では、羽根車損失が支配的であり、クローズド形に関しては羽根車内の摩擦損失の影響も大きいことが明らかになった。

(3) 異物閉塞機構の解明

異物通過試験によるクローズド形一枚羽根遠心ポンプの全体通過率 α_p を図 13 に示す。ここで、 α_p は 3 セットの平均値であり、エラーバーは最大値と最小値を示している。本研究の範囲内では $1d$ の α_p は流量が減少してもほとんど低下しないことがわかる。 $1d$ 以外の α_p は流量の減少とともに低下し、 $\varphi=0.008$ ではほぼ 0 になる。また、 $8d$ 、 $5d$ 、 $3d$ と異物の長さが短くなるほど最高効率点流量以下の α_p は低下する傾向にあることがわかる。

羽根車通過率 α_{pi} およびケーシング通過率 α_{pc} をそれぞれ図 14、15 に示す。ここで、各部の通過率は流入回数に対する通過回数の割合である。 α_{pi} は流量が減少すると低下し、 $1d$ を除くと異物の長さが短くなるほど α_{pi} は低下している。特に、 $\varphi=0.019$ において $3d$ の α_{pi} は大きく低下している。一方、 α_{pc} はいずれも $\varphi=0.008$ ではほぼ 0 である。 $\varphi=0.008$ より大流量では全体的に α_{pc} は高く、異物の長さによる α_{pc} の差は小さいことがわかる。

以上より、流量が減少し $\varphi=0.019$ になると羽根車での閉塞が顕著になり（特に $3d$ ）、 $\varphi=0.008$ では羽根車での閉塞に加えてケーシングでの閉塞が極めて顕著になるため、全体通過率が低下することが明らかになった。

羽根車およびケーシングでの異物閉塞の可視化結果を図 16(a)、(b)、図 17(a)、(b)に示す。図 16(a)は $\varphi=0.019$ において $3d$ が羽根車中心付近に滞留している様子であり、図 16(b)は $\varphi=0.019$ において $3d$ が羽根部に引っ掛かっている様子を示している。このように、羽根車での異物閉塞は羽根車中心での滞留と羽根部での引っ掛かりであることがわかった。異物が羽根車中心付近に滞留したとき、 $3d$ は時間が経過してもほぼ同じ位置に留まっているのに対し、 $8d$ は押し込まれるように徐々に羽根車内に入っていく、最終的に羽根車を通過する様子が観察された。この現象は $5d$ でもみられたが、 $8d$ の方が強く現れており、小流量において異物の長さが短くなるほど α_{pi} が低下していることと密接に関係していると考えられる。一方、図 17(a)は $\varphi=0.008$ において $3d$ がケーシング内で滞留している様

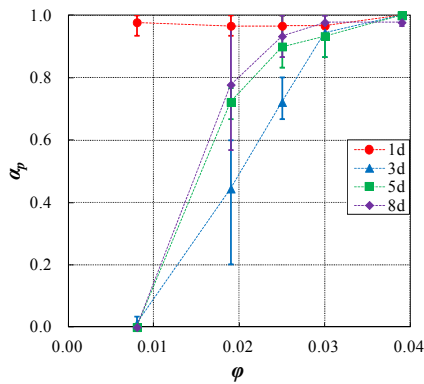


図 13 全体通過率

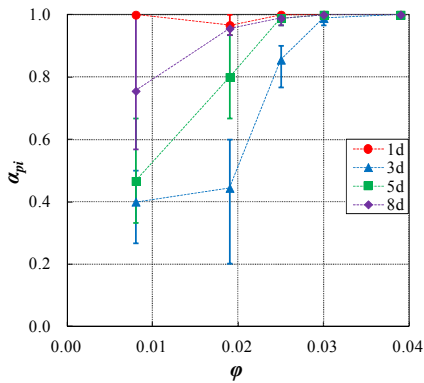


図 14 羽根車通過率

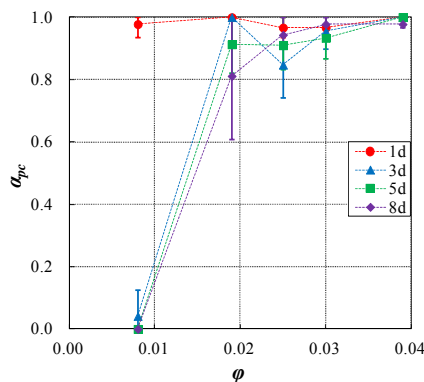
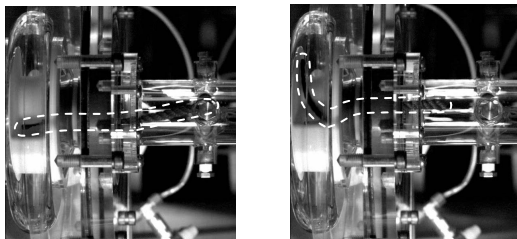


図 15 ケーシング通過率



(a) 羽根車中心での滞留 (b) 羽根部での引っ掛かり

図 16 羽根車での異物閉塞(3d)



(a) ケーシング内での滞留 (b) 舌部での引っ掛かり

図 17 ケーシングでの異物閉塞(3d)

子であり、図 17(b)は $\phi=0.025$ において $3d$ が舌部に引っ掛かっている様子を示している。このように、ケーシングでの異物閉塞はケーシング内での滞留と舌部での引っ掛かりであることがわかった。特に、小流量になるにつれて異物は長時間ケーシング内を滞留し、 $\phi=0.008$ では $1d$ 以外の異物は滞留し続ける様子が観察された。今後内部流れを計測し、本結果との関連性を検討していく予定である。

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)

〔雑誌論文〕(計 1 件)

Y. Nishi and J. Fukutomi, Effect of Blade Outlet Angle on Unsteady Hydrodynamic Force of Closed-Type Centrifugal Pump with Single Blade, International Journal of Rotating Machinery, 査読有, 2014 Article ID 838627, 2014, pp.1-16.

〔学会発表〕(計 5 件)

尾崎成憲, 西泰行, クローズド形一枚羽根遠心ポンプの異物通過性に関する研究, 日本機械学会関東支部第 21 期総会講演会, 2015 年 3 月 21 日, 横浜国立大学 (神奈川県・横浜市)

村田薫, 西泰行, 福富純一郎, オープン形一枚羽根遠心ポンプの性能特性とラジアルスラスト, 日本機械学会関東支部第 20 期総会講演会, 2014 年 3 月 15 日, 東京農工大学 (東京都・小金井市)

Y. Nishi, J. Fukutomi and M. Sakai, Radial and Axial Thrust of Closed-Type Centrifugal Pump with Single Blade, Proceedings of the 12th Asian International Conference on Fluid Machinery, 2013 年 9 月 26 日, Yogyakarta (インドネシア)

西泰行, 福富純一郎, 酒井将実, クローズド形一枚羽根遠心ポンプの変動流体力に及ぼす羽根出口角の影響, 第 69 回ターボ機械協会総会講演会, 2013 年 5 月 24 日, 東京大学 (東京都・目黒区)

酒井将実, 西泰行, 福富純一郎, クローズド形一枚羽根遠心ポンプの変動流体力に及ぼすライナリング隙間の影響, 2012 日本機械学会茨城講演会, 2012 年 8 月 24, 茨城大学 (茨城県・日立市)

6. 研究組織

(1) 研究代表者

西 泰行 (NISHI YASUYUKI)

茨城大学・工学部・准教授

研究者番号: 50585122

(2) 研究分担者

無し

(3) 連携研究者

無し