対称型および非対称型超小型渦流ポンプ用羽根車の内部流れが ポンプ性能に与える影響*

堀口 祐憲^{*1}, 松本 真治^{*2}, 辻本 良信^{*3}
阪上 雅昭^{*4}, 田中 茂雄^{*4}

Effect of Internal Flow in Symmetric and Asymmetric Micro Regenerative Pump Impellers on Their Pressure Performance

Hironori HORIGUCHI^{*5}, Shinji MATSUMOTO, Yoshinobu TSUJIMOTO,
Masaaki SAKAGAMI and Shigeo TANAKA

^{*5} Graduate School of Engineering Science, Osaka University,
1-3 Machikaneyama, Toyonaka, Osaka, 560-8531 Japan

The effect of internal flow in symmetric and asymmetric micro regenerative pump impellers on their pressure performance was studied. It was found that the shut off head of the pump with the symmetric impeller was about 2.5 times as that with the asymmetric impeller. The computation of the internal flow was performed to clarify the cause of the increase of the head. It was found that the contribution of the angular momentum supply was larger than that of shear stress for the head development for both cases. The larger head and momentum supply with the symmetric impeller were caused by larger recirculated flow rate and larger angular momentum difference between the inlet and outlet to the impeller. The larger recirculated flow rate was caused by smaller pressure gradient in the direction of recirculated flow. The decrease of the circumferential velocity in the casing was attributed to the smaller local flow rate in the casing.

Key Words: Pump, Internal Flow, Three-dimensional Flow, Micro Regenerative Pump, Leakage Flow, Experiment, Numerical Simulation

1. 結 言

携帯型の小型燃料電池への燃料供給用ポンプとして、直径が数ミリメートル程度の羽根車を持つ高吐出圧力の超小型ポンプの実用化が期待されている。また、マイクロバイオ・ケミカルプラントや超小型熱交換器等のエネルギー関連分野、身近には水冷式ノートパソコンや携帯型点滴装置などの医療用機器にも需要が見込める。そこで著者らは連続吐出が可能で高吐出圧力を実現できる、直径が約 10mm の渦流型の超小型ポンプの開発を行ってきた。

当初試作した超小型渦流ポンプの羽根車は、製作の容易さを考慮して、片面にのみ羽根を持つ形状である。内部流れの数値シミュレーションにより、羽根車外周

の隙間を小さくした場合には、この隙間を通過する流量が減少し、詳細な仕組みは不明であるが吐出圧力が増大することが判明した⁽¹⁾。このことから羽根車の両面に羽根を設け、羽根車を表裏対称な形状とし、隙間を通過する流量をなくすことにより、吐出圧力が増大する可能性があると予想された。

そこで本研究では、羽根車を表裏対称な形状にすることによる高吐出圧力の実現の可能性を実験により調べ、吐出圧力へ及ぼす内部流れの影響を数値シミュレーションにより詳細に調べた。その結果について報告する。

2. 主 な 記 号

a_1 : ケーシング流路深さ
 Δa_{inlet} : 検査体積入口面上の微小面積
 Δa_{outlet} : 検査体積出口面上の微小面積
 A : ケーシング流路の子午面の面積
 AM_{flux}^* : 単位時間あたりに流体が運ぶ角運動量
 (式(1))

* 原稿受付 2007 年 6 月 29 日。

^{*1} 正員, 大阪大学大学院基礎工学研究科 (〒560-8531 豊中市待兼山町 1-3)。

^{*2} 大阪大学基礎工学部 (〒560-8531 豊中市待兼山町 1-3) [現: 全日本空輸(株) (〒144-0041 東京都大田区羽田空港 3-5-4)]。

^{*3} 正員, フェロー, 大阪大学大学院基礎工学研究科。

^{*4} 正員, 大盛工業(株) (〒572-0073 寝屋川市池田北町 26-1)。

E-mail: horiguti@me.es.osaka-u.ac.jp

$AM_{flux\ surface1}^*$, $AM_{flux\ surface2}^*$: 検査体積の羽根車に
に近い側の表面から検査体積に
単位時間当たりに入流する角運
動量

$AM_{pressure}^*$: 圧力によるトルク (式(1))

AM_{shear}^* : せん断力によるトルク (式(1))

c_1 : 軸方向隙間

D_T : 羽根車直径

g : 重力加速度

L^* : 無次元角運動量 (式(1))

N : 揚程の変動が安定した後に羽根車が回転
した数

p : 圧力

p_1 : 入口圧力計測点における圧力

p_2 : 出口圧力計測点における圧力

p_{ave} : ケーシング流路の子午面上の平均圧力

Q : 体積流量

Q_c : 検査体積の羽根車表面から検査体積に流
入, 流出する体積流量, すなわち羽根通
過流量

Q_L : 局所体積流量

Q_{Leak} : 隙間を通過する体積流量

r : 径方向座標

t : 時間

t^* : 無次元時間 (式(1))

T : トルク

U_T : 羽根車外周速度

v_θ : 周方向速度

$\bar{v}_\theta$: 平均周方向速度

$\Delta \dot{m}_m$: 検査体積表面の微小面から検査体積に
流入する質量流量

$\Delta \dot{m}_{out}$: 検査体積表面の微小面から検査体積外
に流出する質量流量

ΔV : 検査体積内の微小体積

ϕ : 流量係数, $= Q / (AU_T)$

ϕ_c : 羽根通過流量係数, $= Q_c / (AU_T)$

ϕ_L : 局所流量係数, $= Q_L / (AU_T)$

ϕ_{Leak} : 局所流量係数, $= Q_{Leak} / (AU_T)$

θ : 周方向座標

ρ : 密度

ψ : 圧力係数, $= (p_2 - p_1) / (\rho U_T^2 / 2)$

下付き文字

i : 検査体積内の微小要素の番号

3. 実験装置および実験方法

羽根車の両面に羽根を持ち, 表裏対称な形状をした
羽根車を有する渦流ポンプの概略図と座標系を図1に,

Fig.1 Schematic of the regenerative pump with symmetric impeller

Fig.2 View of A-A cross section and parameters of the pump with symmetric impeller

Table 1 Dimensions of the test impeller and casing

A: Pump with symmetric impeller
B: Pump with asymmetric impeller

Impeller		A	B
Impeller	Number of vanes, Z	16	←
	Diameter, D_T (mm)	75.0	83.0
	Diameter, D_1 (mm)	54.0	←
	Vane width, t_1 (mm)	5.0	←
	Groove depth, b_1 (mm)	8.0	←
	Groove length, b_2 (mm)	10.5	13.5
Casing	Channel depth, a_1 (mm)	6.0	←
	Channel width, a_2 (mm)	15.5	←
Clearance	Front clearance, c_1 (mm)	1.2	←
	Side clearance, c_2 (mm)	5.0	1.0

その断面図を図2に示す。羽根車はアルミ製, ケーシ
ングはアクリル製である。図1, 2中の各種パラメータ
の値を表1に示す。吐出圧力に大きく影響する羽根車
とケーシングの隙間を正確に設定できるように, 目標
としている超小型ポンプを約10倍に拡大した寸法と

Fig.3 Meridional plane and parameters of the pump with asymmetric impeller

Fig.4 Experimental setup

なっている。超小型ポンプ羽根車の羽根の厚みを強度上極端に薄くすることはできないため、実験用ポンプ羽根車の羽根厚みは5mmとなり、羽根枚数は16である。羽根車の直径 D_T は75.0mm、羽根車とケーシングの軸方向隙間 c_1 は、超小型ポンプの場合に0.1mmのオーダーになることを考え、1.2mmとした。このように羽根厚みや隙間が比較的大きい点が一般産業用の渦流ポンプと異なる。ケーシング流路深さ a_1 と羽根溝深さ b_1 は、それぞれ6mm、8mmである。 a_1 、 b_1 の値は、羽根車の片面に羽根を持つ数種の超小型ポンプの実験結果⁽¹⁾の中で最も高い揚程を実現できた寸法とした(図3、表1)。表裏対称な形状の羽根車を持つポンプのケーシング形状は、非対称な羽根車を持つポンプのケーシング形状を対称に配したものになっている。羽根車の羽根溝形状も、非対称な羽根車の溝形状を表裏対称に配し、 $D_T=75\text{mm}$ で切断した形状となっている。一般産業用の表裏対称な羽根車を持つ渦流ポンプに関する

Fig.5 Computational grid for the casing surface

研究は、これまでに数多くなされており、性能に与える形状の影響が調べられている(例えば(2)~(5))。本研究では、流路と羽根車の形状が性能に与える影響を比較的详细に検討している文献(3)を参考に、高吐出圧力を実現できそうな羽根車直径を検討し、 $D_T=75\text{mm}$ に定めた。

図4に実験装置の概略図を示す。ポンプ羽根車はモータにより、600rpmで駆動される。ポンプ下流に設けられたバルブによって流量を調節する。吐出管から容器に吐出される流体の重量から流量を算出する。圧力係数 ψ は、回転軸からケーシング内径(85mm)の約9.4直径上流の吸込管壁と約11.8直径下流の吐出管壁に設けた圧力計測孔でマンノメータを用いて計測した静圧から計算される。作動流体は常温(約25℃)の水である。羽根車外径 D_T 、周速 U_T を用いたレイノルズ数は、表裏対称な羽根車を持つポンプの場合、約 2.0×10^5 、非対称な羽根車を持つポンプの場合、約 2.4×10^5 である。

実機の寸法と回転数は、それぞれ実験用ポンプの約10分の1と約10倍であるため、実機におけるレイノルズ数は実験時のレイノルズ数の約10分の1である。

4. 計算モデルと計算方法

流れ解析には、汎用熱流体解析ソフトであるANSYS CFX-10.0を使用した。基礎方程式は連続の式、レイノルズ平均を施したNavier-Stokes方程式である。乱流モデルとしてShear-Stress Transport Modelを用いた。

計算領域は、羽根車を含む回転領域とケーシング、吸込管、吐出管から構成される。表裏対称な形状の羽根車を持つ渦流ポンプのケーシング表面の計算格子を図5に示す。本研究で使用するセルの形状は主に四面体であり、壁面近傍では三角柱である。羽根車は z 軸回りに回転する。吸込管と吐出管は x 軸に対称に、それぞれ x 軸から $x-y$ 平面内で -28.6° 、 28.6° の角度にある。吸込管長、吐出管長はそれぞれケーシングからケーシング直径(85mm)の約11.1倍、約13.5倍である。

Fig.6 Performance curve

セルは、表裏対称な羽根車を持つポンプの場合、羽根車、ケーシング、吸込管、および吐出管に、それぞれ約31万、74万、6万、7万個の計約117万個あり、表裏非対称な羽根車を持つポンプの場合には、22万、43万、5万、6万個の計約76万個である。非対称な羽根車を持つポンプに対し、羽根車とケーシングの隙間に12個のセルを与えた場合と6個のセルを与えた場合の計算を、隙間内の流量が増加する低流量の場合に対して行ったが、圧力係数 ψ にごくわずかな差(0.1%以下)しかみられなかった。そこで、本研究では計算負荷軽減のため、隙間に6個のセルを与えて計算を行った。

境界条件として、入口で静圧、出口で質量流量、壁面ではすべりなし条件を与え、非定常計算を行った。羽根車の回転周期を400分割するタイムステップで計算を実施した。羽根車が3回以上回転すると揚程の変動が安定するので、少なくとも3回以上回転した後の計算結果を用いて結果を整理した。作動流体は、実験条件に合わせ、常温の水である。

5. 結果と考察

5・1 性能曲線 実験と計算により得られた性能曲線を図6に示す。この結果から、羽根車、ケーシング形状を表裏対称とした効果が大きく、締切流量での圧力係数 ψ は、表裏非対称なポンプのものと比べて、約2.5倍になっている。

計算により求められた圧力係数 ψ は、実験結果と定量的には完全には一致していないが、定性的には実験結果と類似していることがわかる。

5・2 角運動量 羽根車やケーシングの形状を表裏対称にすることで性能が変化する原因を調べるため

(a) Pump with symmetric impeller

(b) Pump with asymmetric impeller

Fig.7 Control volumes for the estimation of angular momentum

に、ケーシング内の流体の角運動量を調べる。検査体積は、図7に示すように、入口、出口付近($-45^\circ < \theta < 45^\circ$)を除くケーシングの流路とする。羽根車の羽根がある面から1.2mm(隙間 c_1 に等しい)だけ回転軸方向(z 軸方向)に離れた位置に検査体積の羽根車側の面(図中のSurface 1)を設定する。表裏対称な羽根車を持つポンプの場合には、図7(a)に示すように、羽根車の外周から半径方向に1mm離れた位置に検査体積の側面(図中のSurface 2)を設定する。

図1に示した円柱座標系における、回転軸回りの角運動量保存を考える。翼通過に伴う角運動量変化を無視できないのでこれを考慮すると、

$$AM_{pressure}^* = -\frac{dL^*}{dt} + AM_{flux}^* + AM_{shear}^* \quad (1)$$

と表される。ここで、

$$AM_{pressure}^* = \left(\sum_i r_i \cdot \Delta a_{outlet,i} \cdot P_{outlet,i} - \sum_i r_i \cdot \Delta a_{inlet,i} \cdot P_{inlet,i} \right) / (\rho A U_T^2 D_T)$$

Fig.8 Conservation of the angular momentum. $\phi=0.047$.

$$L^* = \rho \sum_i \Delta V_i \cdot \mathbf{r}_i \cdot \mathbf{v}_{\theta,i} / (\rho A U_T D_T^2)$$

$$t^* = t / (D_T / U_T)$$

$$AM_{flux}^* = \left(\sum_i \Delta \dot{m}_{in,i} \cdot \mathbf{r}_i \cdot \mathbf{v}_{\theta,i} - \sum_i \Delta \dot{m}_{out,i} \cdot \mathbf{r}_i \cdot \mathbf{v}_{\theta,i} \right) / (\rho A U_T^2 D_T)$$

$$AM_{shear}^* = T / (\rho A U_T^2 D_T)$$

である。 $AM_{pressure}^*$ は圧力による回転軸回りのトルク、 L^* は検査体積内の流体の持つ角運動量、 t^* は無次元時間、 AM_{flux}^* は検査体積内に単位時間あたりに流入する角運動量、 AM_{shear}^* は検査体積の表面に作用するせん断力によるトルクである。

5・3 角運動量に与える形状の効果 圧力係数の値の違いが明確な、低流量時 ($\phi = 0.047$) の場合の角運動量を調べる。

図8に式(1)の左辺の $AM_{pressure}^*$ と、右辺の $-dL^*/dt^* + AM_{flux}^* + AM_{shear}^*$ を示す。羽根車の羽根の数が16であり、回転周期の1/16の周期で値が変動するため、1/16周期分の結果を示している。 $N=0$ では、検査体積の入口面がある $\theta = 45^\circ$ の位置と出口面がある $\theta = -45^\circ$ の位置に、羽根の中心線の周方向位置が一致している状態にある。 $AM_{pressure}^*$ と $-dL^*/dt^* + AM_{flux}^* + AM_{shear}^*$ の値は、対称な羽根車を持つポンプと非対称な羽根車を持つポンプの双方の場合において、それぞれほぼ一致し、角運動量が保存されていることを確認できる。

Fig.9 Components of the angular momentum. $\phi=0.047$.

合において、それぞれほぼ一致し、角運動量が保存されていることを確認できる。

図9は、 $-dL^*/dt^*$ 、検査体積内に単位時間あたりに流入する角運動量 AM_{flux}^* 、およびせん断力によるトルク AM_{shear}^* を示している。これより、 $AM_{pressure}^*$ の時間に対する変動は、 $-dL^*/dt^*$ に起因することがわかる。 AM_{flux}^* の値は、 $-dL^*/dt^*$ の平均値や AM_{shear}^* の値に比べて大きく、時間平均的な圧力上昇は、主に AM_{flux}^* に起因するといえる。

また、 $-dL^*/dt^*$ の平均値や AM_{shear}^* の値は、ポンプの形状によらず同程度であるのに対し、 AM_{flux}^* の値は、非対称な羽根車を持つポンプの場合と比較して、対称な羽根車を持つポンプの場合には約3倍となっていることから、 AM_{flux}^* にポンプ形状の違いの影響が顕著に現れていることがわかる。

5・4 検査体積に流入する角運動量 検査体積に流入する角運動量 AM_{flux}^* に形状の影響が明確に現れることが明らかになった。そこで、次に、検査体積を形成する各検査面を通過する角運動量 AM_{flux}^* を詳細に調べる。

図10に、検査体積を形成する各検査面を通過する角運動量を示す。 $AM_{flux\ inlet}^*$ 、 $AM_{flux\ outlet}^*$ 、 $AM_{flux\ surface1}^*$ 、および $AM_{flux\ surface2}^*$ は、それぞれ図7に示す入口面、出口面、羽根車側面 (Surface 1と2) を通って検査体積内に単位時間あたりに流入する角運動量である。図10より、入口面、出口面を通過する角運動量 $AM_{flux\ inlet}^*$ 、 $AM_{flux\ outlet}^*$ の絶対値は同程度で、逆符号であることから、昇圧にはほとんど寄与しない

Fig.10 Angular momentum supplied by the fluxes from the surfaces of the control volume. $\phi=0.047$.

Table 2 Mass flow rate into/out from the control volume through the surface 1 and 2, and mean circumferential velocity

	Pump with symmetric impeller		
	in	out	out/in
ϕ_c	1.93	1.86	—
$\bar{v}_\theta/U_T$	0.72	0.42	0.59

	Pump with asymmetric impeller		
	in	out	out/in
ϕ_c	1.31	1.26	—
$\bar{v}_\theta/U_T$	0.67	0.58	0.86

ことがわかる。他方、対称な羽根車を持つポンプでは $AM_{flux\ surface2}^*$ 、非対称な羽根車を持つ羽根車では $AM_{flux\ surface1}^*$ のように、羽根車側面から流入する角運動量が昇圧に大きく寄与することがわかる。

対称な羽根車を持つポンプの場合には、 $AM_{flux\ surface1}^*$ の値は負であるが、羽根車側面 (Surface 1 と 2) を通過する角運動量の総量は、非対称な羽根車を持つポンプのものよりも大きい。このように、対称な羽根車を持つポンプで側面を通過する角運動量の値が大きくなる原因を調べるために、羽根車側面から検査体積へ流入、流出する流量 ϕ_c と周方向速度の平均値 $\bar{v}_\theta/U_T$ を調べた。 $N=0$ の場合の結果を表 2 に示す。これより、羽根通過流量 ϕ_c は、対称な羽根車を持つポン

Fig.11 Pressure distribution and velocity vector on the meridional surface at $\theta=191.25$ deg.

プの場合には約 1.9 であるのに対し、非対称な羽根車を持つポンプの場合には約 1.3 と小さいことがわかる。

また、対称な羽根車を持つポンプの場合には、流入する流れの周方向速度の平均値 $\bar{v}_\theta/U_T$ が 0.72、流出する流れの $\bar{v}_\theta/U_T$ は 0.42 であり、その減速率は、0.59 ($=0.42/0.72$) である。他方、非対称な羽根車を持つポンプの場合には、流入する流れの $\bar{v}_\theta/U_T$ は 0.67 で、対称な羽根車を持つポンプの場合の値 (0.72) と同程度であるが、流出する流れの $\bar{v}_\theta/U_T$ は 0.58 と大きく、その減速率は 0.86 ($=0.58/0.67$) と低くなっている。

以上のことから、対称な羽根車を持つポンプの場合には、非対称な羽根車を持つポンプに比べて、羽根車によって駆動される流れの流量が大きく、かつケーシング流路内で周方向速度が大きく減速されるために、ケーシング流路に流入する角運動量とケーシング流路から流出する角運動量の差が大きくなり、高い圧力上昇が実現されることがわかった。

5.5 通過流量 ϕ_c と減速率の変化の原因 対称な羽根車を持つポンプで、通過流量 ϕ_c の値が大きく、またケーシング内で $\bar{v}_\theta/U_T$ が大きく減速する理由を調べる。

羽根通過流量 ϕ_c は、羽根車入口から出口における圧力上昇が、ケーシング内での圧力降下とバランスするように決まるものと考えられる。図 11 に、 $N=0$ の場合の $\theta=191.25^\circ$ における子午面の圧力分布、および速度ベクトルを示す。 $\theta=191.25^\circ$ は、羽根溝の中央部に位置する。圧力は、本子午面におけるケーシング流路内の平均圧力 p_{ave} を差し引いた上で無次元化している。図 11(a)は対称な羽根車を持つポンプの場合の結果で、図 11(b)は非対称な羽根車を持つポンプの場合の結果である。図 11(a)より、対称な羽根車を持つポンプでは、ケーシング内で、循環流の方向に沿って圧力勾配

(a) Pump with symmetric impeller

(b) Pump with asymmetric impeller

Fig. 12 Control surface for the local flow rate

があまりないことがわかる。他方、非対称な羽根車を持つポンプでは、図 11(b)に示すように、ケーシング内で循環流の方向に比較的大きな圧力勾配が発生している。図 12 に、ケーシング流路を通過する流量を調べるための検査面を示す。図中に二重丸で囲まれた数字 1～6 で示される部分が検査面である。図の右上にも立体的に見た場合の検査面を示している。この検査面を通過する局所流量 $\phi_L (= Q / (AU_T) = \bar{v}_\theta / U_T)$ を図 13 に示す。これより、対称な羽根車を持つポンプの場合の方が、非対称な羽根車を持つポンプの場合と比較して、局所流量 ϕ_L の値が小さくなっていることがわかる。図 11 に示したように、非対称な羽根車を持つポンプの場合に流れ方向への圧力勾配が大きくなっている原因は、ケーシング流路内を通過する局所流量 ϕ_L が大きく、ケーシング流路内で遠心力が大きくなったためであると考えられる。このような圧力勾配によるケーシング内での圧力降下の増大が循環流減少の一因であると考えられる。

Fig. 13 Local flow rate. $\phi=0.047$.

図 13 から、1～6 で示される検査面を通過する局所流量の平均値 $\bar{\phi}_L$ を求めると、対称な羽根車を持つポンプでは、0.45 であるのに対して、非対称な羽根車を持つポンプでは 0.53 である。表 2 に示した、検査体積から流出する流れの周方向速度の平均値 $\bar{v}_\theta / U_T$ は、それぞれ 0.42、0.58 であり、局所流量 ϕ_L の値と同程度である。これより、対称な羽根車を持つポンプでは、局所流量が比較的小さいことが、ケーシング流路から流出する、すなわち羽根車に流入する流れの周方向速度が小さくなる原因であるといえる。

ところで、図 13 より、流量係数 ϕ は 0.047 であるにもかかわらず、局所流量 ϕ_L はその 10 倍程度になっていることがわかる。この原因を明らかにするために、隙間の通過流量を調べた。図 12 中で、四角で囲んだ 1～12 の数字で示される部分が検査面である。回転軸 (z 軸) 方向に隙間 c_1 と同じ 1.2mm の幅を持った面である。図 12(a) に示す、対称な羽根車を持つポンプの場合には、背面にも同様の検査面を設けている。他方、図 12(b) に示す、非対称な羽根車を持つポンプの場合には、①～⑫で示される羽根車外周部の隙間にも検査面を設けている。この検査面の半径方向の幅は側面の隙間 ($c_2=1.0\text{mm}$) に等しい。軸方向の位置は、羽根車表面から 0.5mm だけ z 軸方向にずれた位置である。これらの検査面を通過する流量を図 14 に示す。これより、各隙間からかなりの流量がケーシング流路内へ流入、流出していることがわかる。このような隙間の流れにより、図 13 に示すように、ケーシング流路を通過する局所流量が増大することが判明した。

ところで、局所流量の定義、 $\phi_L = Q_L / (AU_T)$ 、 $\phi_{Leak} = Q_{Leak} / (AU_T)$ からわかるように、体積流量をケーシング流路面積 A と羽根車外周速度 U_T を用いて無次元化している。対称な羽根車を持つポンプのケー

Fig.14 Local flow rate of leakage flow. $\phi=0.047$.

シング流路面積と羽根車外周の速度は、非対称な羽根車を持つポンプのものと比較して、それぞれ約3.1倍、0.9倍である。このため、隙間を通して流れる流量が同じであると仮定すれば、対称な羽根車を持つポンプの場合の局所流量係数 ϕ_L 、 ϕ_{Leak} は、非対称な羽根車を持つポンプのものと比較して、約3分の1程度になるはずである。しかし、図13、14に示すように、そのようになっていない。図13より、対称な羽根車を持つポンプの局所流量係数 ϕ_L は、非対称な羽根車を持つポンプの0.85倍程度になっていることがわかる。これは、対称な羽根車を持つポンプでは圧力上昇が大きく、これに起因して隙間を通過する流量が増加したことによる。

6. 結 論

羽根車とケーシング形状の対称性が渦流ポンプの性能に与える影響を実験と数値シミュレーションにより調べ、以下の結論を得た。

(1) 形状が表裏対称な羽根車を持つポンプの縮切流量における圧力係数は、非対称な羽根車を持つポンプの圧力係数の約2.5倍になった。

(2) 圧力上昇は、主に羽根車からケーシング流路に流入する角運動量によって生じる。対称な羽根車を持つポンプでは、この角運動量が大きいため、圧力係数が大きくなる。

(3) 対称な羽根車を持つポンプでケーシング流路に流入する角運動量が大きくなる原因は、ケーシング流路に流入する流量が大きく、かつケーシング流路内で周方向速度が大きく減速されるためである。

(4) 対称な羽根車を持つポンプでケーシング流路に流入する流量が多くなる原因は、流れ方向の圧力勾配が小さいためである。

(5) 対称な羽根車を持つポンプにおいて、ケーシング流路で周方向速度が大きく減速される原因は、隙間を通過する流量が少なく、ケーシング流路内の局所流量が少ないためである。

謝 辞

本研究の一部は科学技術振興機構（JST）の平成18年度シーズ発掘試験助成金を用いて実施された。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) Yumiba, D., Prototyping of Micro Pump and the Reynolds Number Effect to the Performance of Micro Regenerative Pump, Master Thesis (in Japanese), (2005), Osaka University.
- (2) Wilson, W. A., Santalo, M. A. and Oelrich, J. A., A Theory of the Fluid-Dynamic Mechanism of Regenerative Pumps, *Transactions of the ASME*, Vol. 77, (1955), pp.1303-1316.
- (3) Shimosaka, M. and Yamazaki, S., Research on the Characteristics of Regenerative Pump (1st Report, Influences of Flow Channel and Impeller), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.25, No.157(1959), pp.943-950.
- (4) Yamazaki, S. and Tomita, Y., Research on the Performance of the Regenerative Pump with inclined blades (1st Report, Performance and Internal Flow), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers* (in Japanese), Vol.37, No.295(1971), pp.506-514.
- (5) Murata, S., Inaba, T. and Hayashi, M., Research on the Regenerative Fan (1st Report, Effects of the Geometries of Impeller and Intake), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers* (in Japanese), Vol.46, No.410 (1980), pp.1968-1976.