三次元差分法によるスクリー式遠心ポンプ内
ポテンシャル流れの解析*松井良雄^{*1}, 宮江伸一^{*1}, 岡島 厚^{*1}Numerical Analysis of Potential Flows in a Screw-Type Centrifugal Pump
by a Three-Dimensional Finite Difference Method

Yoshio MATSUI, Shin-ichi MIYAE and Atsushi OKAJIMA

A three-dimensional finite difference method was used to simulate the incompressible potential flow in the blade row of a screw-type centrifugal pump which was operated as the pump and the turbine, in turn. The Kutta condition was imposed at the trailing edge of the blade. The potential jump of the vortex sheet was introduced to produce equal pressure on the suction and pressure blade surfaces at the trailing edge. As a result, the flow pattern in the impeller channel became very complicated and three-dimensional due to the relative circulation which existed in the flow passage, and the reversed flow was observed on the pressure blade surface. The pressure distribution inside the impeller channel which was obtained by numerical computations agreed qualitatively with the measured results. Furthermore, the calculated pump and turbine characteristics of the pump operating at normal capacity were in good agreement with the experimental results.

Key Words: Potential Flow, Finite Difference Method, Three-Dimensional Flow, Centrifugal Pump, Water Turbine

1. 緒 言

スクリー式遠心ポンプは、魚類の水力輸送用ポンプとして開発されたノンクロック形ポンプの一種である。近年になり、本来の用途のみならず清水や紙パルプなどに対する優秀性が認められ、多方面で利用されるようになってきた。羽根車は、固形物による閉そくを防ぐため、三次元らせん状の一枚羽根が円すいコーン形ボスに巻き付いた形状である。

これまで、清水時⁽¹⁾や高粘性液時⁽²⁾の性能に関する研究や、羽根車内流れをタフト法⁽²⁾、油膜法⁽³⁾で観察した例がある。また、著者らは、ポンプ運転、水車運転を含んだ完全特性実験や羽根車内流れの観察など⁽⁴⁾を行ったが、複雑な内部流れに関してはまだ不明な点が多く、羽根車の設計法は確立されていない。

一方、ターボ機械の羽根車内三次元ポテンシャル流れの計算に関して、有限要素法⁽⁵⁾⁽⁶⁾、パネル法⁽⁷⁾、コントロールボリューム法⁽⁸⁾⁽⁹⁾を用いた研究がある。また、スクリー式遠心ポンプに対しては、有限要素法で流れ場を計算し、この結果を用いて羽根車内に混入した

空気泡や固体粒子の運動を解析した例⁽¹⁰⁾がある。しかし、運転条件は規定流量の場合のみを対象としており、また、ポンプ特性との比較は十分でない。

本研究では、三次元差分法を用いてスクリー式遠心ポンプ内ポテンシャル流れの計算を行い、油膜法で観察した羽根面の流れの状態や、羽根間圧力分布の測定結果と比較する。次に、完全特性実験⁽⁴⁾からポンプ運転域と水車運転域について計算結果と比較し、スクリー式遠心ポンプの特性解析に対する本計算手法の有効性を確認する。さらに、羽根巻角度の異なった場合の計算を行い、羽根形状とポンプ特性の関係を調べ、実験結果との比較も行う。

2. ポンプ形状と計算手法

2・1 ポンプ形状と計算格子 解析の対象としたスクリー式遠心ポンプの形状と主要寸法を図1に示す。吸込口径は86 mmであり、頂角60°の吸込ケーシング内に羽根車がある。羽根先端から巻角度 $\theta=450^\circ$ の位置が羽根車最大半径 $R_2=88$ mmである。この位置から最終巻角度 590° までの部分が渦巻ケーシング内に露出している羽根後縁で、羽根最終半径は $R=61$ mmである。数値計算領域は、羽根車内と、吸込管を表す環状流路およびうず室を表す平行板流路である。

* 平成3年3月30日 第68期通常総会講演会において講演、原稿受付 平成3年8月9日。

^{*1} 正員、金沢大学工学部(〒920 金沢市小立野2-40-20)。

z 軸を回転軸に一致させ、図 1 に示す方向に x, y 軸をとってある。なお、水車運転の場合は、ポンプ運転に対して逆転逆流になるので、羽根の前縁、後縁が反対になる。

図 2 に計算格子図（ボス、羽根圧力面、羽根負圧面）を示す。計算領域を流れ方向に 40 分割、周方向に 30 分割、羽根高さ方向に 12 分割し、総格子点数は 16 523 点である。この羽根車は、周方向に対して羽根角度が非常に小さいため（羽根出口角はシュラウド側で約 7° 、ボス側で約 15° ）格子は著しくひずんだ形になる。

2・2 基礎方程式と境界条件 ポンプ内の流れを定常・非圧縮・非粘性・絶対渦なし流れとし、速度ポテンシャル ϕ を式 (1) で定義すると、解くべき方程式は式 (2) の連続式である。ここに、 $\mathbf{v}$ は絶対速度ベクトル、 $\mathbf{w}$ は相対速度ベクトル、 $\boldsymbol{\omega}$ は回転角速度ベクトル、 $\mathbf{r}$ は位置ベクトルである。

$$\mathbf{v} = \mathbf{w} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} = \nabla \phi \quad (1)$$

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (2)$$

境界条件を式 (3) に示す。式 (3) 中の $\mathbf{n}$ は境界面外向き単位法線ベクトルである。本計算では、吸込管境界における z 軸方向速度 w_z およびうず室境界における半径方向速度 w_r を一様とした。

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = \mathbf{n} \cdot \nabla \phi = \begin{cases} w_z & (\text{吸込管境界}) \\ w_r & (\text{うず室境界}) \\ \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} & (\text{羽根圧力面, 負圧面}) \\ 0 & (\text{ボス, ケーシング面}) \end{cases} \quad (3)$$

羽根車上流側と下流側には、羽根圧力面と負圧面から延長された渦面にポテンシャルジャンプがある。ポンプ運転の場合は、流入流れに予旋回がないので上流側のポテンシャルジャンプ量は零であり、下流側のポテンシャルジャンプ量は羽根後縁のクッタ条件から決定した。水車運転の場合は、ポンプ運転と流れの方向が逆になるので、うず巻ケーシングの形と流量からうず室内の旋回流を算出し、この値から上流側のポテン

図 1 ポンプ形状と主要寸法

シャルジャンプ量を決定した。下流側はポンプ運転と同様に羽根後縁のクッタ条件から決定した。

クッタ条件の取扱いに関し、大宮司⁽⁶⁾は羽根後縁より一つ下流の格子点の流出角を後縁のカンパ線角に一致させる方法を用い、長藤⁽⁵⁾は羽根前後の流速測定結果からポテンシャルジャンプ量を決定している。また Soulis⁽⁹⁾、峯村⁽¹⁰⁾らは羽根後縁の圧力面と負圧面で相対速度の絶対値を一致させる方法を用い、大石⁽⁸⁾は羽根表面のポテンシャルを外挿している。本計算では、羽根後縁の圧力面と負圧面の相対速度の絶対値 $|w_p|$ 、 $|w_s|$ を求め、その値が一致するよう次式でポテンシャルジャンプ量 ϕ_j を決定した。

$$\phi_j^{(N)} + C(|w_p|^{(N)} - |w_s|^{(N)}) \rightarrow \phi_j^{(N+1)} \quad (4)$$

ここに、 $^{(N)}$ は収束計算の繰返し回数である。また、 C は緩和係数であり、計算の進行状況に応じて $C = 0.01 \sim 0.3$ の範囲で適宜変更した。なお、羽根車にはシュラウドがあるものとして計算を行った。

2・3 数値計算法 数値計算は、流れ場を各辺長が 1 の立方体で格子を表した計算空間 (ξ, η, ζ) に座標変換して行う。 ξ, η, ζ 方向は、物理空間では流れ方向、周方向、羽根高さ方向に対応する。連続の式 (2) を計算空間に座標変換すれば、式 (5) になる。 U, V, W は、それぞれ ξ, η, ζ 方向反変速度ベクトルであり式 (6) で表される。ここに、 J はヤコビアン、 $A_1 \sim A_6$ は座標変換係数である。

$$\frac{1}{J} \left\{ \frac{\partial (JU)}{\partial \xi} + \frac{\partial (JV)}{\partial \eta} + \frac{\partial (JW)}{\partial \zeta} \right\} = 0 \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} U &= A_1 \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + A_2 \frac{\partial \phi}{\partial \eta} + A_3 \frac{\partial \phi}{\partial \zeta} \\ V &= A_2 \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + A_4 \frac{\partial \phi}{\partial \eta} + A_5 \frac{\partial \phi}{\partial \zeta} \\ W &= A_3 \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + A_5 \frac{\partial \phi}{\partial \eta} + A_6 \frac{\partial \phi}{\partial \zeta} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式の離散化には、有限な微小要素に出入りする流量のバランスを取るコントロールボリューム法⁽⁸⁾を用いた。すなわち、図 3 に示すような格子点を体心を持つコントロールボリュームを考える。図 3 のように中心を $(\xi, \eta, \zeta) = (0, 0, 0)$ とする局所座標系を設定すれば、コントロールボリュームは $-1/2 \leq \xi, \eta, \zeta \leq 1/2$

図 2 計算格子

図 3 コントロールボリューム

の範囲で表される。そして、コントロールボリュームにわたって式(5)を積分すれば、次式を得る。

$$\begin{aligned} & \iint (JU) d\eta d\zeta \Big|_{\xi=1/2} - \iint (JU) d\eta d\zeta \Big|_{\xi=-1/2} \\ & + \iint (JV) d\zeta d\xi \Big|_{\eta=1/2} - \iint (JV) d\zeta d\xi \Big|_{\eta=-1/2} \\ & + \iint (JW) d\xi d\eta \Big|_{\xi=1/2} - \iint (JW) d\xi d\eta \Big|_{\xi=-1/2} = 0 \\ & \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

各項は、それぞれ $\xi, \eta, \zeta = \text{const}$ 面を通過する流量を表す。積分に際して、 $J, A_1 \sim A_6$ はコントロールボリュームの8個の頂点、すなわち格子空間の中心における値を用いた。また、速度ポテンシャル ϕ は、格子空間内で格子点の値を線形補間して積分を行い、離散式を得た。境界に関しては、式(3)からコントロールボリュームに出入りする流量を算出した。得られた式(2)の離散式の計算はSOR法によって行った。なお、計算および結果の表示に際して、長さは羽根車最外周半径 R_2 を基準長さとし、また速度は吸込管境界の z 軸方向速度 w_z を用いて無次元化した。

3. 計算結果

3.1 ポンプ運転の場合 ポンプ運転で規定流量(回転数 1800 rpm, $Q_n = 1.52 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$)の計算結果を図4~7に示す。SOR法の加速係数 1.5, 式(4)の緩和係数 $C = 0.01 \sim 0.1$ を用いて、14 000 回以上の繰返し計算でほぼ収束値を得た。このとき、流れ方向の各断面($\xi = \text{const}$ 面)を通過する流量を求めたところ、規定流量との誤差は最大値で 0.5% 程度であり、連続

の式がほぼ満足されていることがわかった。

図4は羽根圧力面($\eta = 2(1/2)$)、負圧面($\eta = 29(1/2)$)および中間面($\eta = 16(1/2)$)の相対速度ベクトルであり、上段はポンプ吸込口から見た図、下段は子午面に示した図である。羽根流路内には相対循環が存在し、そのため負圧面の流入速度は大きく、圧力面では流れがボス方向に向きを変えてボス部に逆流が発生している。流れが偏向する領域は負圧面側ほど下流に移動し、負圧面では流れは流路にほぼ平行で相対速度は大きい。羽根後縁では、負圧面側の半径方向速度成分は小さく、流れは主に圧力面側から流出している。三次元ポテンシャル計算では、羽根後縁でポテンシャルジャンプ量が羽根高さ方向に変化し、 $\eta = 29(1/2)$ で示される負圧面後縁近くでシュラウドからボスに向かう流れが生じている。また、図4中には吸込管境界の静圧(大気圧: $P_n = 0.98 \times 10^5 \text{ Pa}$)を基準にした圧力の等高線を示す。圧力分布は各面でかなり異なり、圧力面ではボス部に低圧部がある。羽根高さ方向の圧力分布は、負圧面に近づくほど一様になる。

羽根圧力面ボス部の低圧($P/P_n = 0.6$)は、この場所の半径が小さい(15.6 mm)ので遠心圧力が小さく、また逆流速度がかなり大きい($|w| = 10 \text{ m/s}$ 程度)ために生じる。実際の流れでは、後述のごとく逆流は小さく、計算結果ほどの低圧にはならないと思われる。

図5はボス面($\zeta = 2(1/2)$)とシュラウド面($\zeta = 11(1/2)$)の流れを x 軸方向から見た図である。シュラウド面では、相対速度はほぼ羽根に沿って流入しているが、ボス面では羽根圧力側で逆流し、特に前縁付近

図4 相対速度ベクトルと圧力分布(ポンプ, 規定流量)

図5 相対速度ベクトル(ポンプ, 規定流量)

図6 相対速度ベクトル(ポンプ, 規定流量)

の流れは非常に複雑である。

図6は羽根入口面 ($\xi=9(1/2)$), 出口面 ($\xi=33(1/2)$) および中間面 ($\xi=21(1/2)$) を吸込口から見た図である。流れ方向の中間面にも羽根圧力面側に相対循環の影響が見られる。本計算で対象にしたスクリー式遠心ポンプは、羽根入口面積に対して出口面積が大きいので (約4倍), 出口面速度の半径方向成分は非常に小

図7 羽根表面の圧力分布 (ポンプ, 規定流量)

図8 部分流量と過大流量の流れ (ポンプ)

さい。

図7に羽根表面の圧力分布を示す。図面左側が吸込管境界面で、図7中の矢印は各々の面の羽根前縁位置を示す。圧力変化の様子は、特に圧力面側で各々により異なる。シュラウド側では羽根流入時に圧力は急上昇した後徐々に増加するが、ボス面では流れ方向の中間付近に低圧部が存在する。負圧面側は各々でよく似た傾向で、圧力は羽根後半部で上昇している。

図8はポンプ運転で部分流量 ($Q=0.5Q_n$) と過大流量 ($Q=1.5Q_n$) の結果である。ここには、圧力面と負圧面の中間面の相対速度ベクトルを示した。図4に示した規定流量と比較すれば、流量が小さいほど相対循環の影響は大きく、部分流量では羽根車内全域に及ぶが、流量が大きくなると総体的に見て流れは流路に平行になり、圧力分布も羽根高さ方向にほぼ一様となる。

3.2 水車運転の場合 水車運転で規定流量 (回転数 -1800 rpm , $Q_n = -2.07 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$) の計算結果を図9~11に示す。ポンプの場合と同様に、羽根負圧面の流れは滑らかであるが、流路内の相対循環のために圧力面とボスの境界部分に逆流が発生することがおのの図からわかる。図9の子午面図によれば、圧力面ではボス部で逆流した流れがシュラウドに向かっている。中間面から負圧面にかけては、一部に相対循環の影響があるが全体的に流れは滑らかである。

図12は、水車運転で流量を変えた場合の結果である。流れが偏向する領域は、流量が小さいほど下流に移動している。

図9 相対速度ベクトルと圧力分布 (水車, 規定流量)

図10 相対速度ベクトル (水車, 規定流量)

図11 相対速度ベクトル (水車, 規定流量)

4. 実験結果との比較

4.1 油膜パターン 計算で得られた流れ場を確認するために、油膜法を用いて羽根面とボス面の流れを可視化した。図 13, 14 にポンプ、水車運転の規定流量における油膜写真とそれに対応する計算結果を示す。油膜剤はギヤオイルと二酸化チタンを混合した物で、オレイン酸を分散剤として添加した。また、流速の速い羽根外周部分には、さらにグリースを混入して粘性を大きくした油膜剤を塗布した。

図 13 に示すポンプ運転の圧力面の油膜パターンでは、ケーシングに近い羽根外周部分の流れは滑らかで

図 12 部分流量と過大流量の流れ（水車）

図 13 油膜写真（ポンプ、規定流量）

図 14 油膜写真（水車、規定流量）

あるが、羽根高さの中間付近から流れはボスに向かい逆流している。また図 14 の水車運転では、圧力面でボスからケーシングに向かう流れが観察でき、これらの様相は、計算結果と定性的に良く一致している。しかし、油膜パターンによればどちらの場合も圧力面とボス面の境界部分の逆流は流体の粘性の影響などで計算結果ほど大きくなく、計算で生ずるような低圧にはならないと思われる。

4.2 羽根間圧力分布 ポンプ運転の規定流量において、吸込ケーシング面で測定した羽根間圧力分布の実験結果⁽⁴⁾と、それに対する計算結果を図 15 に示す。実験による圧力分布の測定は、吸込ケーシングに、羽根車入口の約 45 mm 上流から 15 mm 間隔で羽根出口まで流れ方向に 10 個の圧力測定孔を設けて行った。おのおのの測定孔の圧力を小形半導体圧力変換器で検出し、A-D 変換器を介してパーソナルコンピュータに入力した。A-D 変換器のサンプリング周波数を調節し、羽根車 1 回転あたり、すなわち羽根間で周方向に 64 点の圧力を検出した。このようにして得られた、流れ方向 10 点×周方向 64 点、計 640 点の圧力測定値から図 15 に示す圧力の等高線を描いた。

実物の羽根車はオープン形であり、羽根先端部で圧力面側から負圧面側にすきま流れが存在する。そのため、羽根近傍では両面の圧力差は小さくなり、測定された圧力分布にばらつきもあるが、羽根間中央部における圧力変化の測定値は、計算結果と定性的にはよい一致が見られる。

4.3 ポンプおよび水車特性 図 16 に、完全特性実験から得られた本ポンプの全揚程 H および動力 L の実験値⁽⁴⁾と、計算結果から求めた理論揚程 H_{th} および理論水出力 $\rho g Q H_{th}$ を示す。ここに ρ は水の密度

図 15 羽根間圧力分布（ポンプ、規定流量、ケーシング面）

である。なお水車の場合は、 H は有効落差、 H_{th} は羽根車に対して有効に働いたヘッド、 L は出力を表す。

完全特性実験は、正転、逆転について流量を正から負までのすべての運転範囲について行い、正転正流の範囲をポンプ運転、逆転逆流の範囲を水車運転として図示した。ポンプ運転では揚程が正の部分、水車運転では出力が正の部分が、通常ポンプ、水車として使用される領域である。なお動力、出力 L は、ポンプから水を抜いて羽根車を外した状態で軸のみの空転動力すなわち機械損失動力 L_m を計り、測定した軸動力 L_s から差引いた（水車の場合は加えた）値を L として示した。

計算は羽根車にシュラウドがあるものとして行っているが、実験の羽根車はオープン形である。また、実際の流れでは諸損失が生じるので、実験値と計算値の直接的な比較はできない。そこで、羽根車に薄い塩化ビニール板のシュラウドを取付け、900 rpm の規定流量でポンプ運転した実験結果から動力解析を行い、水出力 $L_w = \rho g Q H$ 、水力損失動力 $L_h = \rho g Q h_l$ 、漏れ損失動力 $L_q = \rho g q H_{th}$ 、円盤摩擦損失動力 L_f を算定した。ここに h_l は水力損失ヘッド、 q は漏れ流量である。動力 L はこれらの和 $L = L_w + L_h + L_q + L_f$ で与えられる。ポンプのサイズが小さく、また、取付けたシュラウドの強度的問題から低い回転数の実験であるため、個々の値の精度に問題もあるが、ここで得た結果も参考にして以下のことを考察した。

4・3・1 規定流量の動力、揚程特性 理論水出力

図 16 ポンプ、水車特性

$\rho g Q H_{th}$ と動力 L の差は、漏れ損失動力 L_q および円盤摩擦損失動力 L_f である。実験による動力解析の結果から $\rho g Q H_{th}$ と L の比を $(L - L_q - L_f)/L$ で求めると 69% を得た。これに対し、図 16 に示すポンプ特性の規定流量での計算値と実験値の比は 75% であり、特性実験および動力解析の精度の点も考慮すれば、計算結果は妥当と考えられる。

揚程に関する動力解析結果によれば、本研究のスクリー式遠心羽根車は 1 枚羽根であり、さらに羽根後半部の通過面積が大きいこと、すべりは非常に大きいことが、摩擦損失ヘッドなどは比較的小さい。全揚程 H と理論揚程 H_{th} の比、すなわち水力効率 η_h を動力解析から $L_w/(L_w + L_h)$ で求めた結果は 87% であり、この値は、この種の小形遠心形ポンプに比べてかなりよい。このことから、図 16 のポンプ特性では、すべりを含むポテンシャル解析で計算される理論揚程が、ポンプ全揚程の実測値とかなり近い値を示す。計算値と実測値から水力効率 $\eta_h = 96\%$ となり、動力解析結果よりかなり大きいものの、計算結果はほぼ妥当と思われる。

水車運転の動力解析実験は行っていないが、図 16 の水車運転の規定流量の結果から $(\rho g Q H_{th} - L)$ で漏れ損失動力や円盤摩擦損失動力などを含む損失動力を算出すると 0.38 kW になる。一方ポンプ運転の場合は 0.29 kW である。ポンプ運転と水車運転では作動流量や羽根面の圧力分布の違いなどから漏れ流量が若干異なり、損失動力も多少差があるが、その差は小さいと思われる。事実、算出した両者の損失動力の差が 0.1 kW 程度とわずかであることから、本計算で得られた水車運転の理論水出力値は妥当と考えられる。また、落差に関する計算値と実験値から、水車運転の水力効率 $\eta_h = H_{th}/H$ は 86% となり、実験によるポンプ運転の動力解析値 (87%) と近い値を示すことから、規定流量における計算結果はほぼ満足できる値と思われる。

4・3・2 規定流量以外の運転点 ポンプ運転の部分流量では、揚程の計算値が実験値に比べて小さい。図 8 によれば、部分流量では相対循環が流路内全域に広がり、羽根後縁にも影響が及んでいる。羽根出口付近の流れを、油膜法やタフト法で可視化したところ、規定流量では圧力面、負圧面ともに羽根後縁から滑らかに流出するが、部分流量 ($Q = 0.5 Q_n$) では負圧面の流れはかなり変動し、さらに流量を減少させると後縁で圧力面から負圧面に流れが巻き込み、はく離している様子が観察された。このように、流量が小さい場合は流路内の流れはさらに複雑になり、羽根後縁付近ではく離も発生し、ポテンシャル流れは実際の流れと局

図 17 巻角度が異なる羽根車

図 18 巻角度 540° 羽根車のポンプ特性

所的に異なってくるものと思われる。

またポンプ運転の過大流量では、損失ヘッドが増加し、計算による理論揚程とポンプ全揚程の差が大きくなる。 $Q=2.0Q_n$ 付近の揚程、効率の実測値は負であり、動力の計算値は実験値と同様に流量が増加すると小さくなる傾向を示すが、 $Q=2.0Q_n$ では理論水出力 $\rho g Q H_{th}$ が L の実測値とほぼ等しい。流れの可視化観察からは、羽根前半部分（図 1 の $\theta=120^\circ$ 程度）では、羽根先端で負圧面から圧力面への強いすきま流れが存在しており、シュラウドがあるものとして行った本計算結果とかなり相違した流れパターンである。

水車運転の計算結果は、計算を行った流量範囲では、流量に対する揚程特性、動力特性ともに実験結果と同様な傾向を示した。これらより、本計算はスクリー式遠心ポンプのポンプ特性、水車特性を規定流量付近ではよく近似しているといえる。

4.4 羽根巻角度とポンプ特性の関係 羽根の巻角度によるポンプ特性の変化を調べるために、最終巻角度が 360, 540, 720° の羽根車を鋳鉄のブロックからフライス盤とボールエンドミルで削り出して自作し、計算および実験を行った。計算に用いた格子を図 17 に示す。最終巻角度 540° の羽根車は製品である図 1 の羽根車を模して製作したものであるが、羽根最終半径などが多少異なる。ここでは、巻角度のみを変えたこれら 3 種類の羽根車でポンプ特性の変化を調べた。

図 18 に最終巻角度が 540° の羽根車のポンプ特性を

図 19 羽根巻角度によるポンプ特性の変化

示す。図 1 の羽根車の計算結果（図 16）と比べれば、規定流量付近で計算された理論揚程はこの羽根車のほうが 16% 程度大きく、それに対応して理論水出力も大きい。これは、自作した 540° 羽根車の羽根最終半径 $R=74$ mm が図 1 の羽根車 ($R=61$ mm) より大きいと考えられ、実験値も図 16 に比べて揚程、動力とも大きい。

図 19 に 3 種類の羽根車の結果を示す。実験結果では、巻角度が大きいほど羽根角度は小さく流路は長いので、比速度は小さい。また 360° の場合は、部分流量で揚程と動力にヒステリシス特性がある。可視化によれば、揚程、動力が小さい場合は、羽根負圧面の変動が小さく規定流量に似た流れパターンであり、計算で得られる流れは、このパターンに対応する。計算結果と実験結果を比較すれば、図 16 で述べたとおり特に部分流量で計算値と実験値の差があるものの、本計算は羽根巻角度の違いによる特性の変化を定性的に表している。

5. 結 論

三次元差分法を用いて、スクリー式遠心ポンプのポンプ運転、水車運転におけるポテンシャル流れの計算を行い、実験による結果と比較した。その結果、羽根流路内の強い相対循環のために羽根圧力面やボス部に逆流が発生し、複雑な三次元流れをしていることがわかった。圧力面の逆流は油膜法で確認され、さらに、計算で得られた吸込ケーシング面の羽根間圧力分布は実験結果とも比較的良好に一致した。

また、規定流量付近の揚程および動力特性の計算値は、ポンプ運転、水車運転ともに実験値に対して妥当

な値を示し、これより本計算がスクリー式遠心ポンプの特性解析に有効であることがわかった。さらに、羽根巻角度が異なる3種類の羽根車について、巻角度による特性曲線の相違を計算で求めることができた。

文 献

- (1) 深沢, 機械の研究, 36-8 (1984), 907.
 - (2) 田中・ほか2名, ターボ機械, 16-6 (1988), 297.
 - (3) 伊藤・ほか4名, 機論, 55-515, B(1989), 1911.
 - (4) 木綿, 修士論文, 金沢大学工学部, (1987).
 - (5) Nagafuji, T. and Morii, H., *Proc IAHR 10th Symp.*, 1 (1980), 583.
 - (6) 大宮司, 機論, 49-437, B(1983), 11.
 - (7) 三宅・ほか3名, 機論, 52-484, B(1986), 3993.
 - (8) 大石・ほか3名, ターボ機械, 16-10 (1988), 540.
 - (9) Soulis, J. V., *Int. J. Heat Fluid Flow*, 4-2 (1983), 85.
 - (10) 峯村・ほか3名, 機論, 55-520, B(1989), 3636.
-