斜流ポンプの気液二相流時の性能*

峯村吉泰**, 村上光清***
早藤育生†, 吉田 亘††

Performance of a Mixed-Flow Pump Handling Air-Water
Two-Phase Mixtures

by Kiyoshi MINEMURA, Mitsukiyo MURAKAMI,
Ikuo HAYAFUJI, and Wataru YOSHIDA

Performance of a mixed-flow pump under air-water two-phase flow conditions was investigated experimentally, and compared with those for radial and axial-flow pumps. Distributions of water velocity and void fraction were also measured just before and just after the impeller. The performance of the mixed-flow pump handling two-phase mixtures is similar to that for radial-flow pumps, and the greater the specific speed of the pump, the greater the degradation ratio of the performance becomes. But the performance curve shows an abrupt drop at a fairly small air quantity, corresponding to a change in flow patterns.

Key Words: Hydraulic Machine, Multiphase Flow, Gas-Liquid Mixture, Mixed Flow Pump, Velocity Distribution, Void Fraction, LOCA

1. ま え が き

うず巻きポンプの気液二相流時の特性を知ることが、原子炉の安全解析などの見地から近年重要な課題となってきた⁽¹⁾⁽²⁾。二相流状態にあるポンプ性能に関しては従来から多くの研究がなされてきているが、大部分は低比速度形半径流ポンプに関するものであり、比速度の異なるポンプに対してその性能を比較した研究⁽³⁾はきわめて少ない。

本報は、近年使用頻度の高い中比速度の斜流ポンプに対して空気吸入時の性能を調べたもので、比速度の異なる半径流および軸流ポンプの空気吸入時の性能と比較検討した。また斜流形羽根車の直前・直後の断面において水流の速度分布およびボイド率分布を測定して流動状態についても検討した。

2. 記 号

A: 羽根車出口の有効流路面積

c: 水流の絶対速度

D: 吸込および吐出し管の内径 (=120 mm)

g: 重力の加速度

H: ポンプ揚程 $= (p_a/\rho g + V_a^2/2g + Z_a) - (p_s/\rho g + V_s^2/2g + Z_s)$

L: 軸動力

n: ポンプの毎分回転数

p: 圧力

Q: ポンプの吐出し体積流量

q: 吸入空気の体積流量

r: 半径

u: 羽根車の周速度

V: 管内平均流速

Z: ポンプ中心より圧力測定断面までの高さ

α : ボイド率

α_s : ポンプ入口の気液体積流量比 $= q_s/(Q + q_s)$

η : ポンプ効率 $= \rho g Q H / L$

λ : すきま比

μ : 軸動力係数 $= L/(\rho A_2 u_{2m}^3)$

ρ : 水の密度

ϕ : 流量係数 $= Q/A_2 u_{2m}$

ψ : 揚程係数 $= H/(u_{2m}^2/g)$

* 昭和58年11月11日 関西支部秋期大会シンポジウムにおいて講演，原稿受付 昭和60年8月9日。

** 正員，名古屋大学教養部 (〒464 名古屋市千種区不老町)。

*** 正員，愛知工業大学 (〒470-03 豊田市八草町八千草1247)。

† 正員，(株)東芝三重工場 (〒512 三重県三重郡朝日町2121)。

†† 准員，トヨタ自動車(株) (〒470 豊田市トヨタ1)。

ψ_{th} : 理論揚程係數〔式(1)〕

添 字

s: ポンプ入口

 d : ポンプ出口

m : 子午面方向成分, または平均値

 u : 周方向成分

0: $\alpha_s=0$ の状態, または羽根車入口直前の値

1: 羽根車入口の値

2:羽根車出口の値

3:羽根車出口直後の値

3. 実験装置と実験方法

供試ポンプは加圧形原子炉の一次冷却材ポンプとほぼ同じ比速度〔813 (m, m³/min, rpm)〕をもち、口径を120 mmにした小形の斜流ポンプであり、その形状・寸法は図1に示す。ポンプ内部の流動状態の観測のためケーシングは透明アクリル樹脂製にした。このケーシングは軸方向への移動が可能であり、吸込フランジとケーシングの間にスペーサ2 (図1) を挿入することにより、羽根先端すきまを変えることができる。一方、ケーシングを羽根車と固定用ボルトで一体化すると、密閉形の羽根車とすることもできる。

図2には実験装置の概略を示す。水は貯水タンクより水平吸込管を通じてポンプに入り、流量調節弁を通して再び貯水タンクへ戻る。吐出し水量の測定にはポンプ上流 $20.3D$ の位置において管路中央部に挿入したゲッチングン形ピトー管を用いた。このピトー管は、本実験に先立ち、ポンプ吐出し管路に流量測定用オリフィスを設けて検定した。ポンプへの空気は圧縮機、減圧弁、脈動抑制用タンク、流量調整弁、空気流量測定ノズルを通して、ポンプ上流 $5.6D$ の位置に設けた空気孔から吸込管内に送入した。この空気孔(3個、直径2mm)は水平吸込管の断面下部に穴開けして、気泡が羽根車内に均一に流入できるようにした。

ポンプ性能はケーシングと羽根開放端とのすきまの

大きさにより著しく変わる。すきま S_c を表す尺度としては、子午面断面におけるすきまと羽根流路深さの比としてすきま比 $\lambda (= S_c/t, t$: 羽根みぞ深さの平均値) を定義する Pfeiderer の方法⁽⁴⁾を用いた。斜流ポンプに対する λ の推奨値は公表されていないが、軸流ポンプの λ の値は Pfeiderer によると 0.009~0.019 であり、半径流ポンプでは Stepanoff⁽⁵⁾ によると 0.02~0.08 程度の値をとる。これらの値から、本実験では基準のすきま比 λ を 0.021 (すきまの平均値 $S_c = 0.7$ mm) とし、これよりすきまの小さい $\lambda = 0.009$ ($S_c = 0.3$ mm) の場合とすきまの大きい $\lambda = 0.033$ ($S_c = 1.1$ mm) の場合の三とおりにすきまを設定してポンプ性能を測定した。ポンプの定格回転数 1 000 rpm を含む 800 rpm から 1 400 rpm の範囲にて性能を測定したが、この範囲では液单相流時のポンプ無次元特性値が 1 本の曲線に重なり、相似性が確かめられた。

吸入空気による流動状態の変化を明らかにするため、図1の右に示す子午面流路の羽根車入口直前の断面 S と出口直後の断面 D において、ボイド率および水流速の分布を調べた。ボイド率の測定には探針式プローブを用いた。水流速の測定には直径 2.5 mm の二孔ピトー管を用い、測定断面における混合流体の平均密度をポンプ入口の空気体積流量をもとにして換算し、水流の速度を算出⁽⁶⁾した。ボイド率や水流速の値は周方向に変化することが考えられるので、図1の左に示すように、断面 S, D においてそれぞれほぼ鉛直上方(添字 u)と水平方向の吐出し管側(添字 r)の2か所の位置において測定した。また、ポンプ内部の流動状態はストロボ照明により観察した。特に必要な場合には、ステンレス細管の先端に絹糸を取りつけたものをボイド率測定穴に挿入して糸の動きを調べた。

4. 実験結果と考察

4.1 液単相流時のポンプ性能 供試斜流ポンプの定格回転数 $n=1\,000$ rpm において、羽根開放端と

ケーシングのすきま比 λ を変えた場合のポンプ性能を求めると図3のようになる。揚程 ψ 、効率 η 、軸動力 μ の各曲線は λ が増すとほぼ平行移動して低下する。各曲線は $\phi=0.09$ 近傍の位置で不連続になるが、すきま比 λ が増すほどこの不連続点は高流量側に多少移動する傾向を示し、かつ曲線の不連続性が不明確になる。流動状態の観察によると、この不連続点より低流量側では羽根車出口側のボス近傍における逆流領域が羽根車内部にまで及んでいる(図18)。

図3には、ケーシングと羽根車を一体化して密閉形にした場合の結果も記入してある。揚程 ψ は低流量域($\phi < 0.09$)では開放形よりも高く、高流量域($\phi \geq 0.09$)では低くなっている。軸動力 μ が開放形に比べ著しく大きいのは、ケーシング外周のオイルシールによるすべり摩擦が著しく大きいことによる。

4.2 気液二相流時のポンプ性能

4.2.1 ポンプ性能曲線 図4は、定格回転数 $n=1000$ rpm, 基準すきま比 $\lambda=0.021$ における空気吸入時の斜流ポンプの性能を示す。種々の初期水量 ϕ_0 において水流量調節弁の開度を一定にしたまま空気吸入量を変えた場合の性能を○印で示し、そのときの性能変化を二点鎖線で結んである。ポンプ入口における気液体積流量比 α_s が増すと、揚程 ψ 、効率 η 、軸動力 μ の値はともに著しく低下する。太い破線C-Cで示した値を超えて α_s を増すと、性能はD-D線で示した太い破線より下の状態に急低下するが、その状態でもポン

プは安定な作動を示す。しかし、いかように α_s を調節してもC-C線とD-D線の間の斜線領域では作動点が得られない。このような性能急低下現象は、半径流ポンプの場合にも水流量が正規流量より大きく、かつ空気による揚水不能限界に近い大空気量範囲で見られた。しかし、図4のように吐出し量 ϕ の全域において、わずかの吸入空気量で生ずるのは斜流ポンプに特有なものである。この現象は空気による内部流動状態の変化によるものであるが、詳細は後に述べる(図18)。

種々の ϕ_0 における気液比 α_s による性能変化に対して、 α_s の等しい点を求めこれを結んだ等気液比曲線($\alpha_s = \text{一定}$)も図4に示してある。 α_s が比較的小さい範囲($\alpha_s \leq 0.03 \sim 0.06$)では、等気液比曲線が液单相流時($\alpha_s = 0$)の性能とほぼ平行に、等間隔に低下する。ただし、 ϕ_0 が正規流量($\phi_0 = 0.165$)より大きい範囲では、吸入空気量の小さい $\alpha_s = 0.02$ の揚程曲線が液单相流時より大きくなる、空気による揚程増大現象が見られる。この現象は半径流ポンプにおいて羽根数が極端に少ない場合(正規の羽根数は5枚であるが、これを3枚にした羽根数をもつポンプP3の場合、図5参照)にも生じ、空気により流動状態が改善されることによる⁽⁷⁾。斜流ポンプにおいても同様な理由によるものであるが、その詳細については後に述べる[図13(a)]。なお Winks⁽⁸⁾は比速度650の斜流ポンプを用いて気液二相流時の性能を調べているが、そのデー

図3 液单相流時のポンプ性能

図4 気液二相流時のポンプ性能

タにも性能急低下および揚程増大を示す測定値が見受けられる。

気液比 α_s が小さい場合には吸込管内の気泡は断面に均一に分散した状態で羽根車内に流入するが、ある程度 α_s が大きい場合には吸入空気が水平吸込管の上部に浮上して、水と分離して羽根車内に流入する。この状態よりさらに α_s を増すと、ついにはこの浮上空気の一部が羽根車から吸込管へ逆流し始める。本実験装置はポンプ上流の水位がポンプ軸心よりも高いので、この状態でもポンプは揚水を続ける。しかし、吸入空気はポンプ吐出し側と吸込管上流とに二分して流れ、ポンプ内へ流入する気液流量比を正しく代表する値とならないので、この値以上に空気を送入することを止めた。この状態の直前の実験点を結んだものが図中の E-E 線である。この線は ϕ_0 によらずほぼ一定の流量 $\phi_0 \approx 0.055$ の位置にある。半径流および軸流ポンプの実験結果⁽³⁾によると、ポンプを吸上式に設置した場合と押込式に設置した場合とでは揚水可能な α_s の最大値が著しく異なり、ポンプを吸上式に設置すると上述の E-E 線よりかなり小さい値で吸込管内の水流が切れ、ポンプの揚水が不能になる。

斜流ポンプのほぼ最高効率点流量 ($\phi_0 = 0.165$) において、質量流量を一定に保ちながら気液比 α_s のみを増したときの揚程変化割合 ψ/ψ_0 を求めると図 5 のようになる。 ψ/ψ_0 は α_s の増加とともに低下し、 α_s の値が約 0.04 より若干増すと (図 4 の C-C 線に相当する点で) 急低下する。図 5 には比速度 180 (m, m³/min, rpm) の半径流ポンプ P 3 (羽根数 = 3), P 5 (羽根数 = 5), P 7 (羽根数 = 7)⁽⁷⁾ および比速度 1630 の軸流ポンプの結果⁽³⁾ も記入してある。斜流ポンプの α_s による変化の傾向は半径流ポンプの場合とよく似ているが、比速度が高いポンプほど揚程の低下割合 ψ/ψ_0 が大きい。

4.2.2 性能変化に及ぼす回転数の影響 斜流ポ

図 5 ポンプ揚程の α_s による変化

ンプの基準のすきま比 ($\lambda = 0.021$) において、正規流量 ($\phi_0 = 0.165$) に質量流量を一定にしたまま、回転数 n を変えた (定格回転数 = 1000 rpm) ときの揚程 ψ , 効率 η , 軸動力 μ の気液比 α_s による変化割合を求めると図 6 (a) のようになる。 α_s の小さい範囲において空気による揚程増大現象が見られるが、回転数 n が高いほどこの増大量は大になり、また揚程増大を生ずる α_s の範囲も大になる。揚程増大時には軸動力 μ も増すので効率 η は α_s の増大とともに低下する。各曲線はある気液比 α_s (点 F) で不連続になるが、 n が大になるほど不連続点の α_s の値が大になり、かつ曲線の不連続性が不鮮明になる。図 6 (a) に示した α_s の最大値を超えて α_s を増すと性能は急低下するが、このときの α_s の値 ($\alpha_s \approx 0.045$) は n の大小によらずほぼ同じである。

低流量 $\phi_0 = 0.060$ における揚程 ψ の α_s による変化割合を図 6 (b) に示す。小空気量範囲 ($\alpha_s \leq 0.03$) では ψ はほぼ一定であるが、 $\alpha_s = 0.03$ で ψ の急低下現象が起こる。この状態より α_s をさらに増すと ψ は α_s と

(a) 正規流量 ($\phi_0 = 0.165$) の場合

(b) 低流量 ($\phi_0 = 0.060$) の場合

図 6 性能変化に及ぼす回転数の影響

ともに漸減する。 α_s による性能変化には n の影響が見られない。

4・2・3 性能変化に及ぼすすきまの影響 図3で見たように液単相流時のポンプ性能はすきま比 λ により変化するが、最高効率点流量の値はほぼ同じ($\phi_0=0.165$)である。この吐出し流量にポンプの質量流量を保ったまま、 λ を変えたときの ψ, η, μ の気液比 α_s による変化を求めると図7のようになる。 λ が小さい場合($\lambda \leq 0.021$)には各曲線の変化の傾向に大差は見られないが、 λ が大きい場合($\lambda=0.033$)には小空気量範囲($\alpha_s \leq 0.022$)で揚程増大現象が現れる。このためより空気量の大きい範囲における揚程低下割合 ψ/ϕ_0 は λ が大になるほど小さくなる。図7には羽根車を密閉にしたときの結果も示してある。この場合には ψ や μ の空気による増大は見られず、かつかなり小さい α_s で性能が急低下する。

4・3 ボイド率分布と水流の速度分布

4・3・1 正規流量の場合 図7で見たように、すきま比 λ が大きい場合に揚程増大現象と性能の不連続変化が顕著に現れる。つぎにこのような性能変化を流動状態に関連づけて調べる。図8は、すきまの大きい $\lambda=0.033$ のポンプを規定回転数($n=1000$ rpm)で運転し、3種の吐出し水量 ϕ において質量流量を一定に保ったまま気液比 α_s のみを増したときの揚程変化を示す。図8中に記号(A1, ..., B1, ..., C1, ...)を付した点は流動状態の測定点である。

正規流量($\phi_0=0.165$)の場合には、小空気量範囲($\alpha_s < 0.015$)で揚程増大現象が現れ、点F($\alpha_s=0.028$)で性能が不連続になる。この性能変化に対応する羽根

車入口直前の断面における水流の子午面速度成分 c_{m0} と周速度成分 c_{u0} を求めると図9のようになる。 c_{m0}, c_{u0} の値はともに羽根車出口の周速度に関係する値で無次元化してある(式(1))。ケーシング近傍($r/r_{1m} \geq 1.33$)では、流路曲がりの影響により c_{m0} の値が負となる逆流領域があり、この領域では c_{u0} の値もかなり高い。一方、ハブ側($r/r_{1m} < 1.25$)では c_{m0}, c_{u0} はほぼ一定値をとる。 α_s を増しても c_{m0}, c_{u0} の値はほとんど変化がなく、周方向に異なる測定断面 S_u, S_d による差も極めて少ない。ただし、 α_s のかなり大きい状態A7ではケーシング近傍の逆流領域の縮小が見られる。

羽根車入口直前の断面におけるボイド率分布を求めると図10のようになる。図10の左側はポンプ入口のほぼ鉛直上方断面 S_u における測定結果である。 α_s が極めて小さい状態A2ではボイド率 α が半径方向にほぼ一定であるが、これよりわずかに α_s の大きい状態A3ではケーシング近傍($r/r_{1m} \geq 1.1$)における α が局所的に著しく高くなり、 α の最大値はポンプ入口の平均ボイド率(α_s の値にほぼ等しい)に対して約3倍にもなる。この高ボイド率領域は羽根車入口の逆流(図9)による循環流領域に相当しており、 α_s が増したときこの領域内でのみ α の値が増すが、 α_s がかな

図7 性能変化に及ぼすすきまの影響

図8 α_s による揚程の変化

図9 羽根車入口の水流の速度分布($\phi_0=0.165$)

り大きい状態 A7 になるとハブ側の値も増すようになる。図 10 の右側は断面 S_r における結果であり、ケーシング近傍にはやはり α の高い領域があるが、その最大値は断面 S_u における値に比べかなり小さく、羽根車の回転方向に α の値がかなり減ることが知れる。

つぎに、羽根車出口直後の断面における水流の速度分布 c_{m3} , c_{u3} を求め、羽根車の出口平均半径の周速度 u_{2m} により無次元化して表すと図 11 のようになる。図 8 で揚程が右上がりの範囲 ($A1 \rightarrow A3$) では、図 11 より c_{m3} がケーシング近傍 ($r/r_{2m} > 1.13$) では減じ、ハブ側では増しているが、 c_{u3} は流路全域でかなり増加するのが見られる。 α_s が増した状態 A5, A6 では c_{m3} の分布はほぼ同じで変化はないが、 c_{u3} の値は減じて、 $\alpha_s = 0$ の状態に近い値となる。状態 A7 ではケーシング側の c_{m3} , c_{u3} の値がともに減じている。

出口断面のボイド率分布を図 12 に示す。図 12 の左側は断面 D_u 、右側は D_r の結果である。ボイド率 α はハブ側 ($r/r_{2m} \leq 0.95$) で大きな値をとり、高ボイド率領域が羽根車入口のケーシング側から羽根車出口ではハブ側へと移動しているのがわかる。断面 D_u と D_r の差は少なく、 α_s が増すと α 曲線はほぼ平行移動して α の値が増す。

流動状態の α_s による変化を模式的に表すと図 13(a) のようになる。 α_s の小さい状態 A2 は実線によ

り、 α_s を増した状態 A3 は破線により示してある。羽根車入口の鉛直上方部における羽根前縁からの逆流による循環流領域では、局所的に高いボイド率を示し、この領域 (図 10) により外周部の通り抜け流れは抵抗を受けて減速し (図 11)、羽根車出口では図 13(a) に記入した出口速度三角形で示すように c_{u3} が増すことになる。羽根車内ではハブ側よりケーシング側の圧力が高いので、この圧力差によりケーシング側の高ボイド率領域が出口ではハブ側へ移動し、通り抜け流れの減速効果が羽根車内でハブ側にも波及する。また羽根間流路では気泡の速度が水流よりも遅いので、羽根車出口では気泡が羽根圧力側に片寄り⁽⁹⁾ (図 13(b) の気泡の流れ参照)、圧力側羽根面の境界層厚さが増して相対流出角が増大する。よって、羽根車出口ではほぼ全域にわたって c_{u3} が増す (図 12) ことになる。羽根先端すぎまがある程度大きくなると羽根端の逆流が生じやすくなるので、揚程増大現象がより顕著に現れる。

試みに、断面 S_u , D_u の平均半径における速度をもとに、次式により羽根車の理論揚程 ψ_{th} を求めると図 8 に Δ 印で示したようになる。

$$\psi_{th} = c_{u3}/u_{2m} - (c_{u0}/u_{1m})(D_1/D_2)^2 \dots\dots\dots (1)$$

ψ_{th} の値は α_s とともに増しており、ポンプ実揚程の増大に対応した変化を示している。

ある程度以上に空気量が増しても ($\alpha_s > 0.015$)、通

図 10 羽根車入口のボイド率分布 ($\phi_0 = 0.165$)

図 12 羽根車出口のボイド率分布 ($\phi_0 = 0.165$)

図 11 羽根車出口の水流の速度分布 ($\phi_0 = 0.165$)

図 13 流動状態の α_s による変化

り抜け流れ c_{m3} の減速は起こらず、羽根出口側の c_{u3} は増大しないが、空気のため流動損失が大きくなり、ポンプの実揚程は低下する。

図8の性能不連続点Fより α_s の大きい状態A6ではケーシング側の羽根入口負圧側に密集した気泡群が観察される。この気泡滞留部は通り抜け流れの有効面積を減ずるので、図13(b)に示すように相対速度が増すことになり、状態A5とA6の間で性能低下が緩和されることになる(図8)。この気泡滞留部が大きくなり羽根車入口の外周を覆うようになると(図18)性能急低下が起こる。回転数が高い場合には、前述の高ボイド率領域の移動による効果と羽根入口の気泡滞留による効果が同時に現れ、 α_s のより広い範囲で揚程増大が起こり、増大量も増すものと考えられる。

中程度の流量 $\phi=0.120$ において空気吸入した場合についても流速分布とボイド率分布を測定したが、流動状態の変化は上述の $\phi=0.165$ の場合とよく似ている。ただし、 α_s の小さい範囲における空気による c_{u3} の増大は見られない。

4.3.2 低流量の場合 締切近傍の吐出量($\phi=0.06$)に対して、羽根車入口直前の断面における水流の速度分布を求めると図14のようになる。空気吸入のない状態C1では、ケーシング側($r/r_{1m} \geq 1.05$)に大きな逆流領域があり、この領域での周速度 c_{u0} は強制うず形の分布を示す。わずかに空気を吸入した状態C2

図14 羽根車入口の水流の速度分布 ($\phi=0.06$)

図15 羽根車入口のボイド率分布 ($\phi=0.06$)

でも速度分布に変化はないが、この状態より若干 α_s の多いC3では逆流領域が半減して、 c_{u0} もかなり低下する。状態C3とC4とでは速度分布の変化は少ないが、 α_s が著しく大きい状態C6になるとケーシング側の c_{m3} と c_{u3} はほぼ零となる。

図15は羽根車入口のボイド率分布を示す。断面 S_u の値を左上に、断面 S_r の値を右下に示してある。状態C2では鉛直上方の断面 S_u に比べ断面 S_r における α が著しく大きい。吸入空気の大部分がボス先端の下方から流入しているためである。状態C3では α の分布が一変し、空気がケーシング側のみ集中して α の最大値が急増し、断面 S_u と S_r の分布形状もほぼ同じになる。 α_s がさらに増すと断面 S_u の α の最大値は著しく大になるが、断面 S_r の値はほとんど零となる。吸入空気が吸込管の鉛直上方に浮上して、局部的に羽根車へ流入するためである。

図16は羽根車出口断面における水流の速度分布であり、図の(a)は c_{m3} 、図の(b)は c_{u3} の分布を示す。 α_s の小さい範囲($\alpha_s < 0.048$)では、ケーシングに近づくほど c_{m3} と c_{u3} の値が大になる。状態C1とC2はほぼ同じ分布を示すが、C3ではケーシング側($r/r_{2m} > 1.05$)の c_{m3} の値がかなり減じ、 c_{u3} の値は逆に増す。状態C3とC4ではほぼ同じ分布を示すが、C5ではケーシング側で c_{m3} 、 c_{u3} の値が激減して、流路中央部で最大値をもつようになる。 α_s がさらに増したC6では、ケーシング側で逆流が始まり、 $r/r_{2m} > 1$ の領域で c_{u3} の値が著しく減ずる。

(a) 子午面速度成分

(b) 周速度成分

図16 羽根車出口の水流の速度分布 ($\phi=0.06$)

図 17 羽根車出口のボイド率分布 ($\phi_0=0.06$)

図 17 は出口におけるボイド率分布を示す。 α_s の小さい場合 (C2, C3) には α の分布が半径方向にほぼ一定であり、 α_s が増すほどケーシング側の値が増す。 α_s の多い状態 C5, C6 ではボイド率分布が一変して、ハブ面に近づくほど α の値が急増大する。

α_s の小さい状態 (C2 → C3) で生ずる揚程急低下時の子午面流路における流動状態の変化を模式的に表すと図 18 のようになる。状態 C2 の流線は実線で示してあるが、羽根車入口では流路中央部からケーシング側に大きな逆流領域があり、羽根車出口では逆にハブ近くに逆流がある。状態 C3 は破線で示す。羽根車内のケーシング側 (図 18 の斜線領域) における空洞の発生により、羽根車上流の逆流領域が著しく縮小して、子午面流線が羽根車入口では半径方向外向きに、出口では内向きに大きく移動するため、羽根車出入口間の全角運動量の差がかなり低下することになる。

状態 C4 より (不連続点 F より) α_s が若干多い状態 C5 の流線は一点鎖線で示す。ケーシング側の空洞により羽根前縁の逆流はほとんど消えるが、羽根車の出口側に逆流が生じ、流れは羽根車入口からハブ面に向かって流れている。

5. 結 論

中比速度の斜流ポンプを用いて空気吸入実験を行い、比速度の異なるポンプの性能変化と比較して以下の結論をえた。

(1) 吸入空気割合が少ない場合 ($\alpha_s \leq 0.04$) には、空気による斜流ポンプの性能低下は小さく、半径流ポンプとほぼ同じ性能変化を示す。しかし、比速度の大

図 18 流動状態の α_s による変化 ($\phi_0=0.06$)

きいポンプほど揚程の低下割合 ϕ/ϕ_0 は大きい。

(2) 斜流ポンプではわずかの気液比 ($\alpha_s \approx 0.04$) で性能が急低下するが、より大きい α_s の範囲においてもポンプは安定な作動をする。この性能急低下は羽根車内のケーシング側に空洞が発生し、子午面流線がハブ側に大きく移動するためである。

(3) 斜流ポンプでは気液比 α_s が小さい ($\alpha_s \leq 0.03$) 場合に、正規流量より大きい流量範囲で空気による揚程増大現象が生ずる。この揚程増大量は羽根先端すぎまが大きいほど、また回転数が増すほど大になる。この現象は局部的に発生する高ボイド率領域の移動より生ずる。

終わりに、本研究は文部省科学研究費の補助金を受け、名古屋大学工学部水力実験室において行われた。適切な助言をいただいた菊山功嗣助教授、実験装置の製作に協力いただいた村上初男氏に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 村上・峯村, 機論, 48-426, B (昭 57), 179.
- (2) Kim, J. H., *Proc. Cavi. Polyphase Flow*, ASME, (1983), 32.
- (3) 村上・ほか 3 名, 機論, 44-380 (昭 53), 1292.
- (4) Pfleiderer, C., *Die Kreiseipumpen*, 5-Auf. (1961), 96, Springer Verlag.
- (5) Stepanoff, A. J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, 2nd ed. (1957), 201, John Wiley & Sons.
- (6) Neal, L. G., *Argonne Natl. Lab. Rep.*, No. 6625 (1963).
- (7) 村上・峯村, 機論, 40-330 (昭 49), 459.
- (8) Winks, R. W., *EPRI*, NP-135 (1977), Babcock & Wilcox.
- (9) 峯村・村上, 機論, 45-400, B (昭 54), 1834.