斜流ポンプに関する研究*

(性能と内部流動状態に及ぼす翼端すきまの影響)

宇野 美津夫^{*1}, 松永 成徳^{*1}, 宮沢 英智^{*3}
古河 嘉之^{*4}, 御領 親幸^{*2}, 塚本 寛^{*1}

Studies on a Diagonal-Flow Pump (Influence of Tip Clearance on Efficiency and Flow in a Mixed-Flow Impeller)

Mitsuo UNO, Shigenori MATSUNAGA, Hidetomo MIYAZAWA,
Yoshiyuki FURUKAWA, Chikayuki GORYO, and Hiroshi TSUKAMOTO

The correlation of efficiency and tip clearance on a mixed-flow pump impeller was investigated by the measurement of characteristics with various tip clearances. The measured data were compared with the existing experimental and theoretical results. The influence on flow in an impeller with various tip clearance was obtained from the measurement of casing wall pressures as well as three dimensional flow at the impeller exit. The tendency of reduced efficiency on a design point showed good agreement with the calculated values based on the existing theory. The results of this study showed clearly that the flow pattern at the impeller exit varies largely from the casing to the half-height with increasing tip clearance and blade loading.

Key Words: Fluid Machine, Diagonal-Flow Pump, Tip Clearance, Flow Measurement, Three-Dimensional Flow, Wall Pressure.

1. ま え が き

オープン羽根車の翼先端すきまは、性能に影響を及ぼす重要なファクタの一つである。翼端すきま部に発生する流れは、翼先端付近の翼負荷のみならず内部流動状態まで大きく変化させ⁽¹⁾⁽²⁾、性能低下を起こす要因となりうる。したがって、ターボ機械羽根車の先端すきま寸法と効率低下の関係を明らかにすべく、実験的⁽³⁾⁽⁴⁾ならびに理論的研究^{(5)~(7)}が多くなされている。また、ケーシング壁面圧力や内部流れの計測によって、翼端すきまが流路内流動パターンに与える影響も明らかにされつつある⁽⁸⁾⁽⁹⁾。

しかし、斜流ポンプ羽根車についての研究例は少なく⁽⁴⁾、翼端すきまが内部流れに及ぼす影響についても十分には明らかにされていない。そこで、本研究では、羽根車翼端すきまによる斜流ポンプ性能の変化を実験的に明らかにすることを目的としている。実験結果は、軸流ポンプ、斜流ファンなど、他研究者による測定値

や理論的予測値と比較され、斜流ポンプ羽根車翼端すきま寸法と効率低下の相関関係が検討された。また、翼端すきまや翼負荷が変化したときの、羽根車出口流動状態とケーシング壁面圧力分布が測定され、羽根車内部流れに及ぼす翼端流れの影響が調べられた。

2. 記 号

b : 羽根高さ
 c : 翼先端すきま
 C_L : 揚力係数
 C_p : 圧力係数 $= [p - (\rho r^2 \omega^2)/2 + \rho gh] / (\rho u_z^2/2)$
 d : 直径
 $E_i = \sum u V_u \rho V_m r \Delta \theta \Delta x' / \{ (u_z^2/2) \sum \rho V_m r \Delta \theta \Delta x' \}$
 f : 感度係数
 H : 全揚程
 h : 基準面よりの高さ
 l : 翼弦長
 n : 回転数
 p : 静圧
 P : 軸動力
 p_s : 吸込全圧
 p_i^* : 相対全圧 $= p + (\rho w^2)/2 - (\rho r^2 \omega^2)/2 + \rho gh$
 Q : 流量

* 平成元年10月14日 第67期全国大会講演会において講演、原稿受付 平成元年1月25日。

^{*1} 正員、九州工業大学 (〒804 北九州市戸畑区仙水町)。

^{*2} 学生員、九州工業大学大学院。

^{*3} (株)テラルキョクトウ (〒720 福山市御幸町森脇)。

^{*4} 准員、新日本製鉄(株)・名古屋製鉄所 (〒476 東海市東海町)。

Q_0 : 設計流量
 R : 羽根車出口先端半径
 R' : 出口部面積平均半径
 r : 半径
 t : 羽根ピッチ
 s : 前縁から翼弦に沿う距離
 u : 周速度
 u_2 : 羽根車先端周速度 $= R\omega$
 v'_m : x' に垂直な子午面速度成分
 V_u : 周方向速度成分
 w : 相対速度
 x' : プロブトラバース方向座標
 β : 相対流出角 (周方向からの角度)
 x^* : 無次元 x' 座標 $= (x' - x'_h)/(x'_c - x'_h)$
 β_2 : 羽根出口角 (周方向からの角度)
 δ : すきまに基づく排除厚さ比
 η : 効率
 η_0 : すきま零のときの効率
 $\Delta\eta_0$: 効率の低下量
 θ : 周方向座標
 λ : 無次元すきま $= c/b_2$
 σ : 流路断面有効度 $= 1 - \delta\lambda(c/b)$
 ϕ : 流量係数
 ψ : 揚程係数
 ψ_h : すきま損失以外の圧力損失係数
 ψ_i : 羽根車への入力係数
 ω : 角速度
 ψ_1 : すきまによる圧力損失係数
 ψ_t^* : 無次元相対全圧 $= (p_t^* - p_s)/(\rho u_2^2/2)$

添 字

図 1 子午面形状と測定位置

2: 出口
 0: すきまなし状態
 c: ケーシング
 h: ハブ

3. 実験装置および方法

供試ポンプは比速度 ns 1200 ($m^3/min, m, rpm$) の斜流ポンプで、羽根枚数 5 枚、案内羽根枚数 6 枚である。図 1 に羽根車の子午断面形状と主要寸法、および、ケーシング壁面圧力、内部流れ測定位置を示す。

性能試験は、翼端すきま調整後、回転数を設定、吐出しバルブにより流量を変化させることによって行い、流量、全揚程、軸動力の測定が行われた。この際の計測には、差圧変換器、電磁流量計、トルク検出器などを用いた。

さらに、図 1 中に示される 5 箇所で、羽根車に対向するケーシング壁面圧力の時間変化が、五つの圧力変換器によって同時測定され、また、羽根車出入口での三次元流動状態が、既報⁽¹⁰⁾と同様、非定常流計測用五孔ピトープローブによって計測された。なお、翼端すきま c は、0.6, 1.1, 1.8 mm の 3 ケースにつき、実験が行われた。

4. 実験結果および考察

4.1 性能試験 図 2 は翼端すきまの異なる 3 ケースにつき、設計回転数 $n=1250$ rpm における性能曲線を比較したものである。なお、回転数を 1400

図 2 性能曲線

～800 rpm まで変化させた性能試験により、性能の相似性を確認している。図2より、すきまの増加とともに、全揚程、軸動力、効率の低下することが知られる。これは、よく知られているように、すきまの増加とともに翼先端付近の漏れ量が増加するためである。また、低流量域で見られる全揚程の変曲点は、すきまの増加に伴い、顕著でなくなっている。これは、すきまの大き

図3 すきまによる効率の変化

い場合、翼先端の負荷が漏れのため小さくなり、はく離が抑制されたためと考えられる。なお、流量が設計点の半分以下になると、効率低下は見られない。図3は、 $Q/Q_0=0.8, 1.0, 1.2$ における効率低下量 $\Delta\eta$ と無次元翼端すきま λ との関係を表している。なお、効率低下量は、 $\lambda=0$ での効率を異なるすきま寸法の実験値より外挿して求め、それを基準値としている。図3中には、参考のため他研究者による実験値⁽¹⁾⁽⁴⁾や予測値⁽⁶⁾も示されている。実験値は他の研究者によるものと同様、翼端すきまの増加とともにほぼ直線的に増加し、効率低下の傾向には、流量が設計点より20%増減しても、大きな差は見られない。

4.2 ケーシング壁面圧力測定 図4は、翼端すきま $c=0.6, 1.8$ mmの2ケースにつき4種の流量比の場合のケーシング壁面圧力分布を比較したものである。圧力分布は圧力係数 C_p の等高線で表現され、各等高線は0.05間隔で表示されている。図4中、H, Lは、おのおの、高圧側、および低圧側を示す。また、参考のため、五孔ピトープローブによる測定で得られたケーシング付近 (x^* は、羽根車入口で0.972, 出口で図4(a)0.962, 図4(b)0.986) での相対速度ベクト

図4 ケーシング壁面圧力分布

ルも付記した。

図4(a), (b)の比較により, 翼端すきま増加に伴い, 翼間中央の対応部分の C_p が低下し, かつ, 翼面に沿う部分で等圧線形状に与えるその影響が大きい, 一般的傾向が知られる。さらに, 井上ら⁽⁸⁾が指摘したようなすきま小の場合に圧力側で密(周方向圧力こう配大)であった等圧線がすきま増加に伴い疎になる傾向が, 設計点時翼中央付近A部に認められる。また, 設計点付近で周方向での圧力極小値を示す等圧線の湾曲部Bおよび低圧部Cが負圧側に観察される。しかし, それらの位置は負圧面からそれほど離れていない。これらは, いずれもすきま増加による漏れ流れの影響と考えられる。なお, すきま小の場合に圧力側入口部に存在する等圧線の湾曲部がすきま大の場合には消滅しているが, その理由は定かではない。一方, ケーシング側出口付近の相対速度ベクトルはすきま大の場合, 周方向に傾いている。

以上のように, すきまの増加によりケーシング付近の流れ場は大きく影響されている。

4.3 羽根車出口のフローパターン 図5は, 前述の2種のすきまについて羽根車出口断面における相対速度分布を表したものである。図5中の破線は羽根後縁線, y/t は周方向位置 y を羽根ピッチ t で無次元化したもの, $x^* = (x' - x_h)/(x_c - x_h)$ は x' 方向の無次元座標で, ハブが零, ケーシングが1に対応している。なお, 装置の制約上, この2種のケースでは, 翼弦の延長線に沿って測った羽根後縁から出口測定位置までの距離と翼弦長との比が, 流路中央で, $c=0.6\text{ mm}$ の場合0.171, $c=1.8\text{ mm}$ の場合0.251と異なっている。翼端すきまの小さい $c=0.6\text{ mm}$ の場合, 後述のよ

(a) $c=0.6\text{ mm}$ ($Q/Q_h=1.0$)

(b) $c=1.8\text{ mm}$ ($Q/Q_h=1.0$)

図5 羽根車出口相対速度分布

図6 E_i , β , V_m のハブ-ケーシング間分布

うに翼負荷の半径方向への増加に対応し、後流速度欠陥域がケーシング側で増大している。一方、先端すきま大の場合には、ケーシング面近傍 A 部で羽根後流速度欠陥域が消失し、かつ、翼端漏れ流れの影響によると考えられる速度の小さな領域 B 部が見られる。このことから、設計点付近のフローパターンにおいても、すきまの増加によって発生する漏れ流れの影響で、ケーシングから流路中央付近まで変化していることが確認された。この結果は、井上⁽⁸⁾が行った軸流送風機の場合に比べ、先端すきまの影響する領域が広がっていることを示している。

図 6 に子午面流速 v_m 、相対流出角 β 、および単位質量当たりの流出角運動量に相当する E_i のハブ-ケーシング間分布を示す。出入口における E_i の差は翼素による単位質量当たりの仕事を表すから、その分布により羽根負荷の大小を判断することができる。 $c=1.8$ mm、流量比 1.2、1.0 では、漏れ流れによる翼負荷の低下がケーシング側での E_i の低下として明確に現れている。これは、後述の相対全圧分布からも示唆されるように、測定断面での漏れ渦の存在によるものと考えられる。一方、 $Q/Q_0=0.8$ では、漏れ渦がすでに拡散しているため、ケーシング付近での E_i の急変化が見

られないものと考えられる。また、これに対応して、すきまの増加とともに、相対流れの平均流出角は小さくなり、子午面流速も小さくなって、流面はハブ側に偏っている。これらの結果から、各分布は、すきまの増加に伴って、すきま零の状態との差異が顕著になってくることがわかる。

つぎに、圧力損失の出口測定断面分布を調べるため、相対全圧の等高線を図 7 に示す。図 7 中の扇形は、測定断面の展開面、破線は羽根後縁線、太い実線は後流中心線を表す。相対全圧は ϕ^* の等高線で表現され、その間隔は 0.05 である。すきま $c=0.6$ mm の場合、損失の小さな自由流域はハブ側に見られ、ケーシング側では図 6 で示された E_i の増加に対応して、損失が増加している。一方、すきま $c=1.8$ mm では、後流中心よりわずかに負圧側（図では左方）のケーシングより約 1/4 流路幅のところに低エネルギー領域が存在し、 $\phi^* < -0.3$ の領域が拡大している。また、渦度分布を計算した結果、この領域で渦度が大きくなっていた。これは、翼中央付近での漏れ渦が翼間流れに押し下げられながら負圧面側を流れるためと考えられる。また、流量比 0.8、すきま 1.8 mm では、ケーシング側で漏れ量の増加に対応する損失の大きな部分が拡大し、ハ

図 7 出口測定面における相対全圧分布

図 8 翼端すきまと効率低下の相関

ブ側では、羽根後流部分に見られた低エネルギー領域が明瞭でなくなっている。

5. 翼端すきまと効率低下

Hesselgreaves⁽⁵⁾は、軸流および斜流ターボ機械の翼端すきまと効率低下の相関を解析し、効率の低下量 $\Delta\eta$ を次式(1)で表示している。

$$\Delta\eta = f\lambda \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、

$$f = \eta_0(2\sqrt{2}/5)(1/\phi_0\phi)(w/u)^3$$

$$\times (l/t)(R/R')C_L^{3/2}$$

$$\lambda = c/b_2$$

上式による計算結果は、多くの実験結果と比較され、よい一致が確認されている。

一方、妹尾ら⁽⁷⁾は、すきま漏れに基づく圧力損失、圧力こう配に基づく圧力損失を力の釣合いから導き、遠心羽根車および軸流羽根車の効率低下量 $\Delta\eta$ を次式で予測し、実験値と比較している⁽⁷⁾。

$$\Delta\eta/\lambda = -\phi_1/\phi_i\lambda - (\phi_h - \phi_{h0})/\phi_i\lambda \\ + (1 - \eta_0)(\phi_i - \phi_{i0})/\phi_i\lambda \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、

$$\phi_1 = \phi_{11} + \phi_{12} + \phi_{13}$$

$$\phi_{11} = (z/\pi r_2 \phi) \cdot \int (a\lambda/\sigma \sin \beta_b) \cdot (v/U)^2 \\ \times \{(v/2U) - (2\pi/z) \cdot (w_0/U) \cdot (dr/dm)\} \cdot dm$$

$$\phi_{12} + \phi_{13} = (2/r_2 \phi) \cdot \int (r\lambda w_0/\sigma^3 U) \cdot \sin \beta \\ \times \{-\epsilon(1 + \delta) \cdot (w_0/U^2) \cdot (dw_0/dm) \\ + (2\sigma w_0/U^2) \cdot \cos \beta (dr/dm) \\ - (w_0^2/rU^2) \cdot \cos^2 \beta (dr/dm)\} \cdot dm$$

m : 子午面でケーシングに沿う長さ β_b : 羽根角度,

ϕ_{11} は漏れによる損失, ϕ_{12} はケーシングに沿う翼端すきま環状部に働く圧力こう配による損失, ϕ_{13} はすきま漏れの排除厚さに働く圧力こう配による損失である。ここでの β は、周方向からの角度である。

ここでは、設計点における効率低下量を、上記2方法による予測値と比較してみよう。なお、妹尾らの方法による計算に際しては、妹尾らにならってすきまの漏れ係数 $\alpha=0.8$, 圧力回復率 $\epsilon=0.9$, すきまに基づく排除厚さ比 $\delta=0.3$ とした⁽⁷⁾。その結果を図8に示す。なお、実験値の効率低下量は、すきま零における効率をすきまの異なる実験値の外挿によって求め、それからの差として求められたものである。図8中の実線はHesselgreaves, 破線は妹尾らの方法による予測値である。また、図8中には、Hesselgreavesの論文に記載されている多くの実験データが併記されている。本実験結果は、両者より大きくなっているものの、他の実験値と同様な傾向を示すことが知られる。また、他の実験値同様、すきまの増加とともに計算値からの、ばらつきが大きくなっている。これは、内部流動状態の測定でも明らかのように、翼端漏れの影響が流路中央付近まで及び、流れの三次元性が強くなるため、実際の流れと理論計算モデルとの食違いによるものと想像される。妹尾らによる準三次元流れ解析法を使った効率の低下量の推定は、Hesselgreavesによるものに比べ実験結果に近くなっている。したがって、設計段階で流れ解析を行ったのちに、すきまによる効率低下量を推定すれば、より実際に近い性能予測が可能となることが予想される。なお、本実験結果は、排除厚さ比を0.26と仮定したとき妹尾らの方法による予測値と一致することが確認された。

6. あ と が き

斜流ポンプ羽根車翼端すきまによる効率低下量が実験的に求められ、従来提案されている効率低下予測法と比較された。また、すきまが羽根車出口三次元フローパターン、壁面圧力分布に及ぼす影響も調べられた。その結果、従来報告されている軸流式の場合とほぼ同様な以下のことが明らかにされた。

(1) 流量が設計点より20%程度増減しても、無次元すきま λ が0.0128~0.0383の範囲では、設計点における傾向と同様な傾向で効率が低下する。

(2) ケーシング壁面圧力分布により、翼端における漏れ流れや翼負荷の低下が観察された。

(3) 羽根車出口内部流動状態の測定によって、翼端漏れ流れの影響が、流路中央付近まで及ぶことが確認された。

(4) 設計点における効率低下量は、既存の実験結果や理論予測値と、その傾向はほぼ一致していた。また、準三次元流れ解析法により得られた速度分布を基に計算された予測値は、実験値とよい一致を示した。

これらの結果より、斜流羽根車先端すきまによる効率の低下量は、設計点付近のすきまがあまり大きくない範囲で十分予測可能であることが、確認された。

終わりに、ご助言いただいた九州工業大学 西道弘教授、装置製作にご尽力いただいた 榎秀勝氏、ならびに、実験、データ処理にご協力いただいた竹之下健、平岡晋、野中典昭、内田健治の諸氏に感謝の意を表す。なお、本研究の一部は、(株)テラルキョクトウとの共同研究によるものであり、また、非定常流計測用五孔ピトープローブの自動計測システムについては、文

部省科学研究費[試験研究(2)No.62850035]の援助を受けた。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) 井上・ほか4名, 機論, 51-468, B (1985), 2545.
- (2) 後藤・勝又, 第21回ターボ機械講演論文集, (1988), 69.
- (3) Peacock, R. E., *Int. Heat Fluid Flow*, 4-1 (1983), 1.
- (4) 高田・ほか2名, 三菱重工技報, 20-5 (1983), 53.
- (5) Hesselgeaves, J. E., *N. E. L. Rep.*, 423 (1969).
- (6) Lakshminarayana, B., *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, 92-3 (1970), 467.
- (7) 妹尾・石田, 機論, 52-475, B (1986), 1060, 52-473, B (1986), 386.
- (8) 井上・ほか3名, 機論, 54-498, B (1988), 435.
- (9) 石田・ほか3名, 機論, 46-407, B (1985), 1262.
- (10) 松永・ほか3名, 機論, 51-471, B (1985), 3494.
- (11) 中瀬・妹尾, 機論, 38-308, B (1972), 800.

討 論

〔質問〕 速 水 洋

〔九州大学機能物質科学研究所〕

(1) すきまが零の場合の効率はどうにして求められたのか。

(2) Senoo Ref(7)の予測線を求めるにあたって、準三次元理論に基づく入力値の計算値は実験の入力と良く一致したのか。

〔回答〕 (1) すきま零における効率 η_0 は、直接測定することが不可能なため、異なるすきま寸法($0.4\text{ mm} \leq c \leq 1.8\text{ mm}$)に関する実験から得られた効率-すきま寸法曲線の外挿により求めている。本研究の範囲内では、効率-すきま寸法曲線はほぼ直線となっており、直線近似により η_0 を求めた。本研究のように、すきま寸法に対して効率低下量を表示するかわりに、すきまに対する効率の変化率で表示する方法も考えられるが、他研究者の研究結果との直接対比も考え、図3, 8のような表示法を採用した。

(2) 付図1に羽根車出口断面における E_i の実測値と準三次元流れ解析による計算値の比較を示す。

入口における E_i はほぼ零であり、出口における E_i より入力を知る事が可能である。これによ

付図1 実測値と計算値との比較

ば、両者はほぼ一致しているものと考えてよいのではないか。