軸流羽根車の小流量域における翼先端流れ*

井上 雅弘^{*1}, 九郎丸 元雄^{*1}, 安東 洋一^{*2}

Tip Clearance Flow in Axial Flow Impellers at Low Flow Rate

Masahiro INOUE, Motoo KUROUMARU, and Youichi ANDO

In two axial flow impellers with various tip clearances, behavior of tip clearance flow has been investigated experimentally by varying the flow rate from the design point to a stall inception. As the flow rate decreases, a rolling-up axis of leakage vortex becomes more inclined towards the circumferential direction and fluctuates intermittently. Near stall, the rolling-up vortex disappears and the casing wall pressure is characterized by a highly fluctuating region across a flow passage near the leading edge where low-momentum fluid accumulates. Skewness of fluctuation is a negative value on the pressure side and tends to be positive on the suction side, probably due to the intermittent local separation at the leading edge.

Key Words: Compressor, Blower, Turbomachinery, Internal Flow, Fluctuating Pressure, Fluid Machinery, Axial Turbomachine, Tip Clearance

1. まえがき

軸流羽根車の翼先端における流れは、効率、失速限界、騒音などと密接な関係があり、古くから多くの研究が行われている。とくに近年、ケーシングトリートメントやエアセパレータによる失速マージンの改善機構に関連して、失速点に近い流量での翼先端流れの挙動が詳細に調べられ、この領域に集積する低エネルギー流体の除去または活性化が失速回避の要因であることが明らかにされている^{(1)~(4)}。また翼負荷や翼端すきまによって失速マージン改善の効果が異なることも報告されている^{(1), (5)}。これは低エネルギー流体の集積する位置が翼列形状や翼端すきまによって変化することによるものと思われるが、その点は明確でない。

一方、著者らは内部流動の予測法確立の観点から、種々の翼端すきまを有する羽根車について設計流量時の翼端すきまの流れを熱線と高周波応答の圧力センサで調べ、翼先端流れに及ぼす翼端すきま比の影響を解

明した^{(6), (7)}。

そこで、本研究では弦節比の異なる2種の羽根車について翼端すきまを変え、設計点から失速点までの流量において翼先端流れが変化する様子を前報と同じ測定方法によって調べ、興味ある結果を得た。

2. 実験装置および測定方法の概要

装置および測定方法の詳細は文献(6)に示す。2つの供試羽根車A, Bは、ともに外形449mm, ハブ比0.6で軸方向流入形の自由渦形式で設計した。それぞれの設計仕様と翼列形状の概要は表1に示すとおりで、弦節比の影響を調べるため、翼先端断面では弦節比以外の翼列形状はすべて同一にした。したがって弦節比の大きい羽根車Bの設計点は羽根車Aに比べて高圧低流量である。翼端すきまはケーシング内径を変えることにより $\tau = 0.5\text{mm}$ から5mmまで変化させた。

図1(a)および(b)に供試羽根車の特性を示している。図中、 ϕ と ϕ_0 は表1の脚注で定義される流量係数と圧力係数、 η は効率、 $\lambda (= \phi \phi_0 / \eta)$ は軸動力係数である。翼端すきまが0.5mm(すきま比 $\tau/l_t = 0.0043$, l_t : 翼先端弦長)の場合には羽根車A, Bとも設計点をよく満

* 原稿受付 平成元年9月20日。

^{*1} 正員, 九州大学工学部 (〒812 福岡市東区箱崎)。^{*2} 学生員, 九州大学大学院。

足するが、すきま比が大きいほど性能が劣化する。流量減少過程における失速点は羽根車 B ではすきま比が小さい方が低流量側に寄るが、羽根車 A では $\tau = 1 \text{ mm}$ ($\tau/l_t = 0.0085$) のとき失速流量が最も小さい。

このような特性を有する羽根車先端付近の流れの挙動は、主として $\tau = 2 \text{ mm}$ と 0.5 mm の羽根車について次の方法によって観察した。すなわち回転数 1300 rpm で設計点から失速点までの流量において、単一傾斜熱線

を羽根車の下流に挿入し周期的多点抽出法⁽⁸⁾により翼固定座標系での流れ場を求め、翼前縁の上流 3 mm の位置から 5 mm 間隔でケーシング壁面に設けた 13 個の測定孔に高周波数応答の圧力センサ(キュライト社:XCQ-080-1G, 固有振動数 200 kHz) を埋め込み、同様の方法で求めた翼固定座標系でのアンサンブル平均圧力および変動成分の分布を求めた。図 2 に熱線および圧力センサの挿入位置を示している。

3. 実験結果および考察

羽根車 A, $\tau = 2 \text{ mm}$ の場合について、翼固定座標系の壁面圧力および圧力変動分布が流量係数 ϕ によって変化する様子を、図 3 (a) および (b) に示す。図中、圧力および圧力変動(標準偏差)の等高線は次式で無次元表示されている。

$$C_p = (\langle p \rangle - p_{01}) / (\rho u_t^2 / 2)$$

$$C_p' = (\langle (p - \langle p \rangle)^2 \rangle)^{1/2} / (\rho u_t^2 / 2)$$

ここに、 p : 壁面静圧, p_{01} : 吸込全圧, ρ : 密度, u_t : 羽根車先端の周速, $\langle \rangle$: 平均値

$\phi = 0.4$ の状態は、定性的には $\phi = 0.5$ (設計点) の場合と同じであるが、圧力極小値が $\phi = 0.5$ の場合より低くなり、極小点は翼前縁側に移動し、その点から下流に伸びる圧力の谷から、翼端漏れ渦が強くなるとともに渦の方向が周方向に傾く様子がうかがえる。

$\phi = 0.35$ (圧力係数の極大点) の場合、翼前縁付近の圧力極小値はさらに低くなるが、下流に伸びる圧力の谷のこう配はむしろ穏やかになり、翼負圧面側の圧力

	root	mid-span	tip
Common			
Radius	135.0 mm	180.0 mm	224.5 mm
chord length	106.1 mm	117.8 mm	117.5 mm
maximum thickness / chord	10.00 %	8.00 %	6.00 %
trailing edge thickness / chord	1.41 %	1.27 %	1.28 %
Rotor A ($\phi = 0.5$, $\phi = 0.4$)			
camber *	1.30	0.62	0.32
solidity	1.50	1.25	1.00
stagger **	31.5 deg	47.2 deg	56.2 deg
inlet flow angle **	49.1 deg	57.0 deg	62.5 deg
exit flow angle **	22.2 deg	44.4 deg	55.8 deg
Rotor B ($\phi = 0.455$, $\phi = 0.513$)			
camber *	1.73	0.73	0.32
solidity	2.00	1.67	1.33
stagger **	25.3 deg	45.5 deg	56.2 deg
inlet flow angle **	51.8 deg	59.4 deg	64.7 deg
exit flow angle **	12.0 deg	42.0 deg	55.9 deg

* equivalent to isolated airfoil lift coefficient of NACA 65 profile camber line at zero angle of attack in potential flow
 ** angle measured from the axial direction
 ϕ = flow rate coefficient (area averaged axial velocity divided by blade tip speed)
 ϕ = pressure rise coefficient (dimensionless total pressure-rise referring to equivalent dynamic pressure of blade tip speed)

(a) 羽根車 A

(b) 羽根車 B

図 1 供試羽根車の特性

図4 翼端すきまおよび動翼後流の流れ（羽根車A, $\tau = 2.0$ mm） 図5 弦節比が大きい場合の設計点と失速点近くにおける流れ状態の比較（羽根車B, $\tau = 2.0$ mm）

場合、設計点では流れ渦が隣接翼の後縁付近に達して伴流と干渉を起こしているものの、小流量時に低エネルギー流体が隣接翼にかき上げられ負圧面寄りに集積する様子は羽根車Aの場合と同様である。

ところで、弦節比とすきま比が最も小さい羽根車A ($\tau/l_t=0.0043$)の小流量時には、図6に示すように、流れ渦が少ないため低エネルギー流体は羽根車直後でも負圧面側に片寄っている。負圧面側の低エネルギー流体は翼の失速を促進することが予想され、このために図1で示したように $\tau=0.5\text{mm}$ のほうが 1mm よりも失速が早くなるものと推察される。このことは所定の形状の羽根車に対して失速流量が最も大きくなるすきま比が存在することを示唆している。なお、文献(5)では本研究よりも弦節比の小さい羽根車(翼先端の弦節比0.69)について $\tau=0.3\text{mm}$ まではすきま比が小さいほうが失速が遅れることが示されているが、設計仕様が異なるうえに翼先端の弦長に対するすきま比は $\tau=0.3\text{mm}$ のとき $\tau/l_t=0.01$ で、本研究の $\tau=1\text{mm}$ の場合($\tau/l_t=0.0085$)より大きいので、この結果とは矛盾しない。

つぎに、小流量域の翼先端流れにおいて特徴的な低エネルギー流体集積域の圧力変動の性質を調べる。図7

図6 羽根車A, $\tau=0.5\text{mm}$ の失速点付近の流動現象

には $\phi=0.4$ と 0.33 の場合について翼前縁から 7mm 下流で求めた平均圧力の周方向分布を実線で示し、圧力測定値の平均値からのずれの度数分布を、各測定点に引いた垂線を基準として横向きに示している。各測定点のデータ数は512個、度数分布の階級の間隔は $\Delta C_p=0.00724$ 、各測定点間は度数目盛り25に相当する。

$\phi=0.4$ では各点の平均圧力は最大頻度を示す圧力にほぼ等しく度数分布は対称形に近いが、 $\phi=0.33$ の場合、正圧面側の乱れの大きい領域で極端に低い圧力測定値の階級が存在し平均値は最大頻度を示す圧力よりかなり低い。このような度数分布の歪は、次式で定義される歪度を調べればよい。

$$S = \langle (p - \langle p \rangle)^3 \rangle / (\langle (p - \langle p \rangle)^2 \rangle)^{3/2}$$

間欠的に圧力が極端に小さくなる現象があると、平均圧力は最大頻度を示す圧力よりも低くなり歪度は負になる。

図8は、すきま比と弦節比が異なる場合の、設計点と小流量時における歪度の等高線であり、歪度の負値を実線、正値を細かい点線、0を粗い点線で示している。概してすきま比が大きいほうが歪度は大きく、弦節比が大きいほうが歪度は小さい。また流れ渦の上流側が負値、下流側が正値で、設計点では流れ渦が流入流れや隣接翼と干渉する領域で負値の絶対値が大きい。このことは、流れ渦が頻度は少ないけれども上流側へ間欠的に大きく揺動することを示唆している。小流量時には低エネルギー流体が集積する領域の正圧面側でとくに歪度は大きな負値を呈し、負圧面側では正になる傾向がある。この現象は、次の理由により生じるものと思われる。すなわち、羽根車前縁付近で間欠的に局所的なはく離が生じると、翼性能の低下により圧力は正圧面側で下がり負圧面側で上がる傾向にあるので、歪度は正圧面側で負、負圧面側で正になる。このことは、圧力信号の時系列データを詳細に調べると、

図7 圧力測定の度数分布

正圧面側で平均値より大きくかつ負圧面側で平均値より小さくなる事象が間欠的に現れること(図略)によっても裏づけられる。しかし、この現象が旋回失速の発生に関係するか否かは不明であり、今後さらに研究する必要がある。

4. 結 論

本研究では弦節比とすきま比の異なる軸流羽根車について設計点から失速点まで流量を変えて翼先端流れの挙動を調べ、つぎの結論を得た。

(1) 流量が減少するにつれて翼端漏れ渦の巻上がり中心の軌跡は周方向に傾く。壁面圧力の変動分布と歪度分布より、漏れ渦は間欠的に上流側へ大きく揺動していることが推察される。

(2) 羽根車が最大圧力係数を示す流量から失速点までは、漏れ渦の巻上がりが弱くなり、翼負圧面の前縁付近から正圧面にかけて低エネルギー流体の集積が著しくなる。低エネルギー流体はすきま比が大きいほど、また弦節比が大きいほど正圧面側に片寄る。

(3) 弦節比とすきま比が小さい羽根車の場合、失速点直前の流量でも低エネルギー流体は翼先端の負圧面側

に片寄る。このことは、すきま比が小さいほうが必ずしも失速マージンが大きくなる事実と密接に関連している。

(4) 失速点近くの流量では、低エネルギー流体が集積する領域の正圧面側で歪度が負、負圧面側で正になる傾向がある。これは羽根車前縁付近に間欠的に生じる局所的はく離によるものと思われる。

おわりに、本研究の実験に協力いただいた岩元崇人君、柴田隆行君、藤井義孝君に謝意を表する。

文 献

- (1) Greitzer, E. M. ほか4名, J. Fluid Eng., ASME, 101-2 (1979), 237.
- (2) Smith, G. D. J. and Cumpsty, N. A., J. Eng. Gas. Turbine and Power, ASME, 106-3 (1984), 532.
- (3) 柳田ほか2名, ガスタービン松山地方講演会論文集, (昭63), 31.
- (4) 三宅ほか4名, 機論, 52-474, B (昭61), 593.
- (5) 藤田, 高田, 機論, 49-448, B (昭58), 2945.
- (6) 井上ほか4名, 機論, 51-468, B (昭60), 2545.
- (7) 井上ほか3名, 機論, 54-498, B (昭63), 435.
- (8) 九郎丸ほか4名, 機論, 46-404, B (昭55), 782.