J051031

二重反転形小型軸流ファンにおける前後段翼列間が内部流れに及ぼす影響清水 大喜^{*1}, 福富 純一郎^{*2}, 重光 亨^{*2}, 岡部 祐樹^{*3}**Influence on Internal Flow of Axial Distance between Front and Rear Rotors of Contra-Rotating Small-Sized Axial Fan**Hiroki SHIMIZU^{*1} and Junichiro FUKUTOMI and Toru SHIGEMITU and OKABE Yuki^{*1} The University of Tokushima
Minamijosanjima-cho 2-1, Tokushima city, 770-8506 Japan

Small-sized axial fan is used as air cooler for electric equipments. But there is demand for higher power of fan according to the increase of quantity of heat from electric device. Therefore, higher rotational speed design is necessary but it causes the deterioration of efficiency and increases the noise. Contra-rotating axial fan is smaller than single axial fan under the same rotational speed, and is effective against lower rotational speed design under the same diameter. In addition, contra-rotating small-sized axial fan is higher efficiency compared with single small-sized axial fan. Then the adoption of contra-rotating rotor for small-sized fan was proposed for the improvement of performance. In the present paper, experiment was conducted to investigate the effect on performance by changing the axial distance between front and rear rotors of contra-rotating small-sized axial fan. And the relationship between the performance and axial distance between front and rear rotors was clarified with the experimental results.

Key Words : Small-sized axial fan, Contra-rotating rotors, Performance, Internal flow, Axial distance

1. 結 言

現在、データセンターのサーバなどの冷却装置には小型の軸流ファンが使用されているが、半導体の高集積化に伴う発熱量の増加により小型軸流ファンには更なる高出力化が求められている。しかし、ファンの設置場所には制約があるため、ファン径を大きくすることによる高出力化には限界がある。そのため高回転速度化の傾向にあるが、回転速度の増加に伴う性能低下や騒音の問題、さらに発熱量の増加や性能低下による消費電力量の増加などの問題が懸念される。二重反転形は、単段よりも同一回転速度条件下においてコンパクト化でき同一直径条件下において低回転速度化に有効である。さらに単段の小型軸流ファンと比較し高い効率が期待できるため消費電力の抑制の面においても有効であることから、小型軸流ファンの高性能化・コンパクト化・省電力化への打開策として二重反転形小型軸流ファンを採用した。本報では、現在小型の二重反転形軸流ファンにおける最適な前後段翼列間距離は明らかになっていないため、二重反転形にとって重要なパラメータの1つである前後段翼列間距離に注目した。そこで、二重反転形の特徴である後段羽根車の流れ場について焦点をあて、直径 100mm の二重反転形小型軸流ファンにおける前後段翼列間距離の変更による性能への影響について実験より調査した。そして、二重反転形小型軸流ファンの各前後段翼列間距離 ($L=30,100[\text{mm}]$) における内部流れを示すことにより、前後段翼列間距離に関する性能と内部流れとの関連性について明らかにした。

2. 羽根設計諸元および実験装置

^{*1} 学生員, 徳島大学大学院 先端技術科学教育部 (〒770-8506 徳島県徳島市南常三島町2丁目1番地)

^{*2} 正員, 徳島大学大学院 ソシオテクノサイエンス研究部

^{*3} 学生員, 徳島大学大学院 先端技術科学教育部 (現 日亜化学工業株式会社)

E-mail: t-shige@me.tokushima-u.ac.jp

2・1 羽根主要設計諸元

二重反転形小型軸流ファン（RRtype と呼ぶ）の主要設計諸元を表 1 に示す。既存の二重反転形小型軸流ファンのハブ/翼先端比を $D_h/D_t=45/98[\text{mm}]$ ，チップクリアランスを $c=1[\text{mm}]$ ，設計流量を $Q_d=0.016[\text{m}^3/\text{s}]$ に設定した。また，前段・後段ともに羽根車回転速度を $N=1780[\text{min}^{-1}]$ ，設計圧力上昇量をそれぞれ $P_d=7.35[\text{Pa}]$ とした。また小型軸流ファンは，一般的に円弧羽根が使用されるが，翼形採用による性能改善に関する報告もあることから本研究では NACA 翼形を使用した。

Table.1 Primary dimensions of RR type

	Diameter[mm]	Hub	Mid	Tip
Front Rotor (RRtype)	45	72	98	
	Blade Number	4		
	Blade Profile	NACA4409		
	Solidity	1.196	0.496	0.29
Rear Rotor (RRtype)	Stagger Angle[deg]	44.67	61.09	68.15
	Blade Number	5		
	Blade Profile	NACA4412		
	Solidity	0.832	0.418	0.261
	Stagger Angle[deg]	56.73	64.54	69.6

Q_d : 設計流量 $[\text{m}^3/\text{s}]$ c : チップクリアランス $1[\text{mm}]$ P_d : 設計圧力上昇量 $[\text{Pa}]$ r_c : ケーシング半径 $50[\text{mm}]$

D_h : ファンのハブ直径 $[\text{mm}]$ ΔP : 圧力上昇量 $[\text{Pa}]$ D_t : ファン直径 $[\text{mm}]$ V_t : 周方向速度 $[\text{m/s}]$

L : 前後段翼列間距離 $[\text{mm}]$ V_z : 軸方向速度 $[\text{m/s}]$ r : ファン中心からの半径方向距離 $[\text{mm}]$

l : 前段羽根車チップ翼弦長 $23.7[\text{mm}]$

2・2 実験装置

図 1 に，今回使用した実験装置の概略図を示す。実験装置は JIS B8330 に準じた送風機の試験および検査方法に基づき設計した。羽根車の回転速度はサーボモータで制御し一定回転速度で試験を行い，流量は補助送風機で制御しオリフィス流量計により測定した。性能試験は，前段羽根車ハブ後縁から後段羽根車ハブ前縁までの距離 L が $10\text{mm}, 30\text{mm}, 50\text{mm}, 100\text{mm}$ （前段羽根車チップ翼弦長 l で表すと $0.422l, 1.27l, 2.11l, 4.22l$ ）の 4 種類の前後段翼列間距離で行った。そして羽根車入口と翼列間，出口における内部流れを測定するために単孔ピトー管を用い，これにより設計流量，設計回転速度における羽根車上流，翼列間および下流での内部流れを測定した。

Fig.1 Experimental equipment

3. 実験結果の考察

3・1 性能曲線の比較

図 2 に，設計回転速度における RRtype の性能試験より得られた圧力特性曲線をそれぞれの前後段翼列間距離 ($L=10, 30, 50, 100[\text{mm}]$) で比較して示す。図 2(a) より，前後段翼列間距離 L が大きくなるにつれて圧力上昇量 ΔP は減少していることがわかる。設計流量に着目すると $L=10[\text{mm}]$ の場合の圧力上昇量は $\Delta P=11.47[\text{Pa}]$ ， $L=30[\text{mm}]$ の場合の圧力上昇量は $\Delta P=11.45[\text{Pa}]$ ， $L=50[\text{mm}]$ の場合の圧力上昇量は $\Delta P=11.05[\text{Pa}]$ ， $L=100[\text{mm}]$ の場合の圧力上昇量は $\Delta P=10.70[\text{Pa}]$ であり， $L=10[\text{mm}]$ と $L=30[\text{mm}]$ では圧力上昇量に差はほぼなかったが， $L=30[\text{mm}]$ と $L=100[\text{mm}]$ では 0.75Pa の圧力上昇量の差が出た。これより，直径 100mm の二重反転形小型軸流ファンにおいては，前後段翼列間距離 L を 30mm （前段羽根車チップ翼弦長 l で表すと $1.27l$ ）離すまではほぼ性能低下はしないが， L を 50mm

(2.11) 離すと性能低下が起こり始め、前後段翼列間距離 L を 100mm (4.22) まで離すと $L=30$ [mm] (0.422) の場合と比較して設計流量において圧力上昇量は約 7 パーセント低下することがわかる。次に図 2(b) の前段羽根車における圧力上昇量より設計流量に着目すると、前後段翼列間距離の変更による性能への影響は小さいことがわかる。また、図 2(c) の後段羽根車における圧力上昇量より設計流量に着目すると、 $L=30$ [mm] と $L=100$ [mm] の場合の圧力上昇量の差は 0.50[Pa] となる。これは、後段羽根車における圧力上昇量が $L=30$ [mm] に比べ $L=100$ [mm] の場合では約 6 パーセント低下していることに対応する。これらのことより、二重反転型小型軸流ファンにおいて前後段翼列間距離を $L=30$ [mm] から $L=100$ [mm] に変更すると、後段羽根車において圧力上昇量の差の約 7 割を占める。そこで、各前後段翼列間距離 ($L=30, 100$ [mm]) での設計流量における圧力上昇量の差の原因を、設計流量での後段羽根車の入口および出口の内部流れに注目し考察していく。

Fig.2 Pressure curves of each axial distance L between front and rear rotors ($L=10, 30, 50, 100$ [mm])

3・2 内部流れの比較

図 3, 4 は、前後段翼列間距離 L の違いによる設計流量、設計回転速度における軸方向速度成分および周方向速度成分の半径方向分布を比較したものである。ここで図 3 は、各前後段翼列間距離 ($L=30, 100$ [mm]) の場合での後段羽根車ハブ前縁上流 5mm の位置における速度分布を比較している。図 3 の横軸はそれぞれ軸方向速度 V_z および周方向速度 V_t であり、縦軸はスパン位置を表しており $r/r_c=0.45$ がハブで、 $r/r_c=1.0$ がケーシング底面に対応する。また、前段羽根車回転方向を正としている。まず図 3(a) の軸方向速度分布を見ると、各前後段翼列間距離で共通していることとして、チップ側で軸方向速度 V_z は小さくハブ側で軸方向速度 V_z は大きくなっていることが挙げられる。これはチップでの翼端漏れ渦や境界層などの影響により、チップ側では流れが減速し、その影響でチップ側での流れが閉塞され流体はハブ側に片寄っているものと考えられる。また、図 3(a) の軸方向速度分布に関して、前後段翼列間距離 L を変化させることによる速度分布の違いに着目すると、多少の違いはあるがほぼ同じ速度分布になっているといえる。次に、図 3(b) の周方向速度分布を見ると、前後段翼列間距離 $L=30$ [mm] の方が $L=100$ [mm] の場合より、周方向速度 V_t の値が大きいことがわかる。これは羽根車翼列間において前後段翼列間距離 L が大きいほどケーシングやハブ面での摩擦損失などが大きくなったことが影響したものと考えられる。次に図 4 は、各前後段翼列間距離 ($L=30, 100$ [mm]) の場合での後段羽根車ハブ後縁下流 6mm の位置における速度分布を比較している。縦軸および横軸はそれぞれ図 3 と同様である。図 4(a) では図 3(a) 同様に各前後段翼列間距離 L を変化させることによる軸方向速度分布の違いはほとんど見られない。図 4(b) において各前後段翼列間距離における周方向速度分布を比較すると、図 3(b) においても周方向速度分布に差が出ていたのと同様に各前後段翼列間距離において速度分布に差が出ていることがわかる。また、 $L=30$ [mm] の場合の方が $L=100$ [mm] の場合と比較し周方向速度が 0[m/s] に近いことがわかる。この結果より、後段羽根車出口においては周方向速度を 0[m/s] になるように設計しているため、 $L=30$ [mm] の方が設計に近い良好な流れ場になっているといえる。

つぎに、後段羽根車の流れ場をさらに検討するために、図 5 に各前後段翼列間距離における後段羽根車での迎え角の半径方向分布を示す。横軸は後段羽根車への迎え角 α [deg] を示し、縦軸は図 3 と同様である。図 5 より、 $r/r_c=0.8$ 以下に着目すると、 $L=100$ [mm] の場合における後段羽根車への迎え角分布が $L=30$ [mm] の場合における後段羽根車への迎え角分布より設計値から離れていることがわかる。これは、羽根車翼列間において周方向速度が摩擦損失により減少することや軸方向速度の半径方向分布の変化により、後段羽根車への流入が悪化したことが

原因ではないかと考えられる。これら結果より、チップ側を除き $r/r_c=0.8$ 以下と広範囲において後段羽根車への流入が悪化しているため、後段羽根車での流動損失が増加したことが性能低下の一因であると考えられる。

Fig.3 Velocity distributions at rear rotor 5mm upstream of each axial distance L between front and rear rotors ($L=30,100[\text{mm}]$)

Fig.4 Velocity distributions at rear rotor 6mm downstream of each axial distance L between front and rear rotors ($L=30,100[\text{mm}]$)

Fig.5 Attack angle distributions at rear rotor of each axial distance L between front rotor and rear rotors ($L=30,100[\text{mm}]$)

4. 結 言

直径 100mm の二重反転形小型軸流ファンの前後段翼列間距離を変化させ性能試験および内部流れを計測した結果、以下のことが明らかとなった。

1. 二重反転形小型軸流ファンにおいて、前後段翼列間距離 L を前段羽根車チップ翼弦長 l の 4.22 倍の長さ ($L=100[\text{mm}]$) まで大きくすると $L=30[\text{mm}]$ (1.27 l) の場合と比較して圧力上昇量は約 7 パーセント低下する。また、その圧力上昇量の損失の約 7 割を後段羽根車において占める。
2. 二重反転形小型軸流ファンにおいて、前後段翼列間距離 L を大きくしていくと後段羽根車への迎え角が広範囲において設計値から離れ後段羽根車での流動損失が増加する。