小型軸流ファンの性能と騒音に関する実験的研究*

(翼形状パラメータの影響)

伊藤 孝 宏^{*1}, 御法川 学^{*2}
長松 昭 男^{*2}, 鈴木 昭 次^{*2}

Experimental Research for Performance and Noise of Small Axial Flow Fan (Influence of Parameter of Blade)

Takahiro ITO^{*3}, Gaku MINORIKAWA,
Akio NAGAMATSU and Shoji SUZUKI

^{*3} ORIENTAL MOTOR CO., LTD., TMS Division,
3-4-10 Takarada, Tsuruoka-shi, Yamagata, 997-0011 Japan

Small axial fan which diameter is less than 100 mm has been used widely as cooling device. Experimental studies have been carried out in order to improve performance and reduce noise of small axial flow fan. In this report, small axial flow fan with diameter of 92 mm popularly used at a personal computer or a workstation was chosen, influence of design parameters of impeller such as camber of blade, maximum camber point of blade, cross sectional figure of blade, skew angle of blade and roundness of blade edge on aerodynamic performance and noise were investigated.

Key Words: Axial Flow Fan, Performance, Efficiency, Noise, Blade, Camber, Skew Angle

1. 結 言

電子機器の小型化、高密度化が進むなか、小型軸流ファンが熱設計の重要な位置を占めるようになってきた。一方で、パーソナルコンピュータ用の部品に代表されるように安価なファンも大量に供給されている。小型ファン一台の性能向上がもたらす省エネルギー効果は微々たるものであるが、市場への膨大な供給量とも併せて、省エネルギー化と静粛な音環境への対応といった社会的要求は強くなっている。

従来から、軸流ファンの効率改善および低騒音化については、各種の研究が行われているが⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾、これらは、対象が大型ファンであった。一方、釜谷らの研究⁽⁴⁾は、サイズが 120mm の小型軸流ファンを対象とした数少ない例であるが、翼端の隙間形状と正面から見た形状の変化により騒音を低減させることを目的としたものであった。

小型ファンの場合、レイノルズ数が 10^4 程度の低レイノルズ数域にあることや翼端隙間に比して翼スパンが小さいことなどから、大型ファンの設計をそのまま使っても所定の性能が得られないことがある。しかし

ながら、試作が容易なことから、試行錯誤により設計や改良が行われてきたものの、このような小型サイズの軸流ファン設計、とりわけ、性能と騒音の特性について系統的に調べた例はあまりなく、設計手法の確立が求められている。

本研究では、パーソナルコンピュータやワークステーションに多用されるサイズ 92mm の小型軸流ファンについて、翼の反り率、最大反り位置、翼断面形状、翼前進角、翼前後端の丸みを変えた場合の送風効率、騒音への影響を調べることで、送風効率の改善と騒音低減の方法を検討した。

また、数値流体解析を行い、翼諸元による流れの変化が効率、騒音に及ぼす影響を考察した。

2. 実験装置および供試ファン

2.1 実験装置 供試ファンの流量—圧力特性は図 1 に示す JIS B8330, AMCA 210-74 に準ずるダブルチャンバ方式の装置を用いて、流量は図 1 中のベンチュリノズル前後の圧力差から算出した。また圧力はチャンバ内の静圧を測定することで求めた。実験結果は測定された流量、圧力を下記の式により無次元化した流量係数 ϕ 、圧力係数 ψ で整理した。

* 原稿受付 2005 年 5 月 11 日。

^{*1} 正員、オリエンタルモーター(株)(〒997-0011 鶴岡市宝田 3-4-10)。

^{*2} 正員、法政大学機械工学科(〒184-8584 小金井市梶野町 3-7-2)。

E-mail: wing@orientalmotor.co.jp

$$\phi = \frac{Q}{\left[\left(\frac{\pi D^2}{4} \right) u \right]} \quad \dots(1)$$

$$\psi = \frac{2P_t}{\rho u^2} \quad \dots(2)$$

ここで、 Q 、 P_t および ρ は、それぞれ流量、全圧および空気密度であり、 D と u は羽根径と羽根外周の速度である。

送風効率 η については、下記の式により求めた。

$$\eta = \frac{P_t Q}{T \omega} \quad \dots(3)$$

ここで、 T はモーターのトルク、 ω は羽根の回転角速度である。羽根の回転角速度については、回転計により実験中に常時測定できるが、トルクについては、ファンに組み込んだ状態で測定することは困難である。そこで、あらかじめ実験と同一の電圧で回転する同一のモーターの回転速度～トルクを測定しておき、実験中の羽根の回転速度からトルクを求めた。

騒音については、図2に示す無響音室内で、供試ファンを高さ1mの位置に設置し、回転速度3000rpmで動作させた際の騒音を吸込み口から1m、高さ1mの位置のマイクロホンで計測し、FFTアナライザにて、周波数成分に分解し、A特性補正を行った。

また、効率および騒音との流れ場との関連を調べるために、CFD解析を行った。解析はNavier-Stokes方程式を基礎とした非構造格子系汎用コード(Soryu/Tetra)による定常三次元解析であり、乱流モデルは標準型k- ϵ モデルを用いた。

Fig. 1 Experimental apparatus for fan performance

Fig. 2 Experimental apparatus for fan noise

2.2 供試ファン 図3に供試ファンの概観を示す。

電子機器冷却等に使用される小型軸流ファンは標準化が進んでいて、サイズが同一のファンでは冷却能力に影響のある圧力-流量特性は、ほぼ同じとなるように設計されている。そのため、圧力-流量特性にもっとも影響のある翼の取り付け角や翼弦長については、サイズの制約もあり、設計の自由度は少なく、翼の反り率、最大反り位置、翼断面形状、翼の前進、翼端のR加工などにより、低騒音化、高効率化を図っている。

しかしながら、これらはノウハウの域を出ないものであり、性能、騒音への影響が系統的、定量的に把握されているわけではない。

本研究では、図4、図5に示す原型羽根の翼反り率と最大反り位置を表1に示す諸元で変化させた。また、翼断面形状を原型羽根では肉厚2mmの均一厚の円弧翼であるのに対して、断面形状をNACA65タイプとしたものとの比較も行った。NACA65タイプの翼厚は断面面積が均等厚円弧翼と同じになるように設定した。

翼の前進については、小型軸流ファンでは、羽根を収容できる軸方向スペースが限られているため、回転面内で周方向に翼中心線を傾斜させた。翼中心線と羽根中心から外周に向かう直線との角度をスキュー角 γ とし、羽根回転方向への傾斜を正とした。

翼前後端の丸み R については、翼外縁端部に翼径に伴い、翼径の変化と同じ値だけ翼弦長を短縮させることで、 R を付与させた。

実験に用いたファンフレームは、内径87mmの円筒状のベンチュリであり、スポークは放射状に3本等角度で配置した。

Fig. 3 Configuration of tested fan

Fig. 4 Profile of wing section

Fig. 5 Front view of test impeller

Table 1 Specification of test fan

Table 1 specification of test fan

Fan No.	profile of blade	camber ratio f/C	maximum camber point Xf/C	skew angle γ (deg)	roundness of edge R
1	uni thickness	0.02	0.5	0	0
2	uni thickness	0.06	0.5	0	0
3	uni thickness	0.1	0.5	0	0
4	uni thickness	0.06	0.25	0	0
5	uni thickness	0.06	0.75	0	0
6	NACA65	0.06	0.5	0	0
7	uni thickness	0.06	0.5	-20	0
8	uni thickness	0.06	0.5	-10	0
9	uni thickness	0.06	0.5	+10	0
10	uni thickness	0.06	0.5	+20	0
11	uni thickness	0.06	0.5	0	R=10 at leading
12	uni thickness	0.06	0.5	0	R=5 at leading
13	uni thickness	0.06	0.5	0	R=5 at trailing
14	uni thickness	0.06	0.5	0	R=10 at trailing

3. 実験結果および考察

3.1 反り率の影響 表 2 に反り率を変えた場合の流量係数, 圧力係数, 効率の最大値と 3000rpm での無負荷騒音値を示す。また, 図 6 に流量係数-圧力係数, 効率特性を示す。図 6 から反り率 2%(No.1), 6%(No.2), 10%(No.3)共に, ほぼ同等の流量-圧力特性であり, 反り率が大きくなっても, 揚力が増加していないことが分かる。大型ファンに用いられる円弧翼の揚力特性は, 反り率 10%程度までは, ほぼ反り率に比例して増加する⁹⁾が, 今回の実験では, 反り率 10%では, 圧力係数の低下が見られる。また, 効率についても, 反り率 10%では, 効率が大きく低下している。

以上について, 流れとの関連を見るため, CFD 解析を行った。図 7, 8 は最大効率点での圧力分布と相対流速ベクトルを翼平均半径($r=32\text{mm}$)の円筒面に表示したものである。図 7 に示す反り率 2%では翼圧力面側での流速変化が少なく, 均一な圧力分布となっているのに対して, 図 8 に示す反り率 10%では, 翼後縁ほど, 流速が低下し, 翼後縁側に圧力の高い領域が発生している。反り率の大きい翼では, 効率が低下しているが, これは翼後縁ほど回転面との成す角度が大きくなるため, 翼に加わる圧力のうち, 翼トルク分が増加したためと考えられる。

図 9 は騒音レベルのスペクトル表示である。反り率 2%(No.1)と 10%(No.3)では, 翼数×回転速度=250Hz を基本周波数とした離散周波数音のうち, スポークとの干渉を示す 3 次, 6 次, 9 次の周波数で, 反り率 2%(No.1)での音圧レベルが 10%(No.3)での音圧レベルを上回っていることが分かる。

一般に干渉騒音は翼からの後流がスポークと干渉することによって発生すると考えられている¹⁰⁾。この場合, 反り率が小さいほど, 翼後流は小さくなるため, スポークとの干渉音は実験結果と異なり, 小さくなると考えられる。そこで, 最大流量時の圧力分布を CFD 解析結果から比較した。図 10 は反り率 2%の翼平均半径での圧力分布を示したものであるが, 翼およびスポーク周りの圧力はスポークが翼後縁に位置した場合よりも, 翼中心付近に位置した場合のほうが高いことが分かる。すなわち, スポークとの干渉騒音は翼後流とスポークとの干渉ではなく, スポークにより翼回りの圧力分布が変化するポテンシャル干渉に起因したものと考えられる。図 11 は同様に反り率 10%での圧力分布であるが, 図 10 と比べてスポークの位置による翼圧力面側での圧力分布の変化が小さいことがわかる。

以上から, 電子機器用の小型ファンでは市場の要求から薄型構造となり, 翼とスポークとの距離が小さく, 後流干渉よりもポテンシャル干渉による騒音が支配的になっていることが示唆される。

反り率については, 効率, 騒音双方を考慮すると 5%前後が最適と考えられ, これは, 羽根径 300mm での川口らの翼表面の圧力変動から求めた騒音面での最適な反り率 4%⁹⁾とも一致している。

Table 2 Effects of camber ratio

	camber ratio f/C	maximum ϕ	maximum ψ	maximum η	noise(dBA) at 3000rpm
No.1	0.02	0.24	0.44	0.33	41.7
No.2	0.06	0.24	0.44	0.31	40.8
No.3	0.1	0.24	0.44	0.26	40.6

Fig. 6 Effects of camber ratio on ϕ - ψ , η

Fig. 7 CFD calculation of pressure for Fan No.1 at maximum η

Fig. 8 CFD calculation of pressure for Fan No.3 at maximum η

Fig. 9 Effects of camber ratio on noise

Fig. 10 CFD calculation of pressure for Fan No.1 at maximum flow rate

Fig. 11 CFD calculation of pressure for Fan No.3 at maximum flow rate

3.2 最大反り位置の影響 表3に最大反り位置を変えた場合の流量係数, 圧力係数, 効率の最大値と3000rpmでの無負荷騒音値を示す. また, 図12に流量係数-圧力係数, 効率特性を示す. 図12から最大反り位置はファン特性にはほとんど影響を及ぼさないことが分かる.

一方, 騒音については, 図13に示す騒音のスペクトル分布から, 最大反り位置が前方に位置すると3次, 6次, 9次のスポークとの干渉に起因した離散周波数騒音の増加が顕著である.

3.1 反り率の影響と同様に, 最大流量時の圧力分布をCFD解析結果から比較した. 図14は最大反り位置が前縁から25%の翼平均半径での圧力分布を示したものであり, 図15は同様に最大反り位置が前縁から75%のものの圧力分布である.

図14,15から最大反り位置が翼前方にあるほど, すなわち翼後方の反り率が小さいほど, スポークとの位置関係による翼圧力面側の圧力分布の変化は大きいことが分かる. 3.1 反り率の影響とあわせて考えると, 翼後方の反り率がスポークとの干渉に影響するものと考えられる.

Table 3 Effects of maximum camber point

	maximum camber point Xf/C	maximum ϕ	maximum ψ	maximum η	noise(dBA) at 3000r/min
No.4	0.25	0.25	0.44	0.31	42.0
No.2	0.5	0.24	0.44	0.31	40.8
No.5	0.75	0.24	0.45	0.30	40.5

Fig. 12 Effects of maximum camber point on ϕ - ψ , η

Fig. 13 Effects of maximum camber point on noise

Fig. 14 CFD calculation of pressure for Fan No.4 at maximum flow rate

Fig. 15 CFD calculation of pressure for Fan No.5 at maximum flow rate

3.3 翼断面形状の影響 一般に翼型翼はレイノルズ数の低下により損失が増大し、レイノルズ数が 10^4 程度では期待したほどの効果は得られない⁹⁾。供試ファンの場合、羽根外周での相対流速を代表速度、翼弦長を代表寸法としたときのレイノルズ数は約 3×10^4 であり、翼断面形状を NACA のような翼形状にしても、大形ファンのような効率改善は期待できないと考えられた。しかしながら、表 4、図 16 に示すように翼断面形状を NACA65 とした場合(No.6)、最大流量側での圧力特性、効率の改善効果が見られる。

図 17, 18 は最大効率点での圧力分布と相対流速ベクトルの CFD 解析結果を翼平均半径($r=32\text{mm}$)の円筒面に表示したものである。図 18 から NACA65 を基にした翼の場合、翼圧力面側、負圧面側での流速の変化は緩やかであり、広い面積にわたって、揚力を発生していることが分かる。

一方、騒音については、音圧レベルのオーバオール値は同じであるが、図 19 に示す周波数スペクトルから、NACA65 翼型(No.6)では 4 次以上の離散周波数騒音が減少し、逆に、1kHz 以上での広帯域音が増加していることが分かる。すなわち、NACA65 翼を採用により、離散周波数音が低下し、音の質が変化することが分かる。

Re 数の低い小型ファンにおいても翼型翼を採用することにより、効率を改善できるほか、特性の増加にあわせて、回転速度を低下させることにより間接的に騒音を低減できることと、耳障りとなる離散周波数音を低減できることが分かる。

Table 4 Effects of blade profile

	profile of blade	maximum ϕ	maximum ψ	maximum η	noise(dBA) at 3000r/min
No.2	uni thickness	0.24	0.44	0.31	40.8
No.6	NACA65	0.26	0.45	0.36	40.8

Fig. 16 Effects of blade profile on ϕ - ϕ , η Fig. 17 CFD calculation of pressure for Fan No.2 at maximum η Fig. 18 CFD calculation of pressure for Fan No.6 at maximum η

Fig. 19 Effects of blade profile on noise

3.4 翼前進角の影響 表5に翼前進角 γ を-20度から+20度まで変化させた場合の流量係数、圧力係数、効率の最大値と3000r/minでの無負荷騒音値を示す。翼前進角が正(No.9,10)で、騒音の低減が見られるが、ファン特性については差は見られなかった。図20からも翼前進角がファン特性にはほとんど影響を及ぼさないことが分かる。

一方、低騒音化を狙って、翼を前進させることはよく行われていて⁽¹⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾は、この機構としては下記の2つが考えられている。一つは、翼とスポークとの干渉を時間的にずらして、干渉騒音を減少させることであり、離散周波数騒音低減に効果がある。他方は、二次流れを抑えることにより境界層の集積を抑え、広帯域騒音を低減させようとするものである⁽¹⁾。

図21は $\gamma=+20$ 度(No.10)と $\gamma=0$ 度(No.2)での騒音特性を比較したものであるが、 $\gamma=+20$ 度(No.10)では4次以上の離散周波数騒音の低下が見られるものの、広帯域音については、2kHz以上でわずかに増加している。すなわち、騒音低減効果のうち、スポークとの干渉音の緩和効果は見られるが、広帯域音については効果は見られなかった。これは、供試ファンが翼弦長35mmに対して翼スパン21mmと短く、二次流れもほとんど発生しないためと考えられる。

一方、図22は $\gamma=+20$ 度(No.7)すなわち翼を後退させたものの騒音特性であるが、 $\gamma=0$ 度(No.2)の騒音特性とほとんど変わらず、スポークとの干渉音の緩和効果も見られなかった。

Table 5 Effects of skew angle

	skew angle γ (deg)	maximum ϕ	maximum ψ	maximum η	noise(dBA) at 3000r/min
No.7	-20	0.25	0.45	0.31	40.5
No.8	-10	0.25	0.45	0.32	40.7
No.2	0	0.24	0.44	0.31	40.8
No.9	+10	0.24	0.44	0.31	39.8
No.10	+20	0.25	0.45	0.34	39.6

Fig. 20 Effects of skew angle on ϕ - ϕ , η

Fig. 21 Effects of rotation skew on noise

Fig. 22 Effects of counter rotation skew on noise

3.5 翼前後端丸み R の影響 径の増加に従って翼弦長を縮小させることで翼前縁、後縁部に丸みを施した翼での流量係数、圧力係数、効率の最大値と 3000r/m での無負荷騒音値を表 6 に示す。前縁部に丸み(No.11,12)を設けると効率が向上することが分かる。一方、後縁部に丸み(No.13,14)を設けると騒音が減少することが分かる。

図 23 は流量特性、効率を示したものであるが、前縁部に丸み(No.11,12)を設けると動作点での圧力が上昇し、効率が改善されることが分かる。騒音については変わらず、前縁部丸みは騒音特性には影響を及ぼさないことが分かる。

一方、図 24 に示す後縁部に丸み R10 を設けた場合(No.14)の騒音特性から 4 次以上での離散周波数騒音の減少が見られる。翼後縁部に丸みを設けると騒音が減少するという結果は、釜谷らの後縁部を切削した実験結果⁶⁾とも一致する。しかしながら、釜谷らは翼後縁部の切削は乱流騒音に関連があると述べているが⁶⁾、騒音特性からは、離散周波数成分の減少が顕著であり、乱流騒音の特徴である広帯域での騒音変化については、今回の実験では見られなかった。

そこで、最大流量時の圧力分布を CFD 解析結果から比較した。図 25 は矩形翼でスポークと重なった位置での圧力面側の圧力分布を吸込み側から透過してみたものである。同様に図 26 は翼後縁部に丸み R10 を設けたものの圧力面側の圧力分布である。

図 25 から、圧力の高い部分は翼外周側の後縁に偏った位置に発生し、翼後縁部に丸みを設けると、この圧力が高い部分が小さくなることが図 26 から分かる。すなわち、小型軸流ファンの干渉騒音はスポークに翼が接近することにより翼回りの圧力分布が変動すること起因し、これは流速の大きい翼外周側で後縁側に偏って位置するため、翼後縁側の丸みはこの部分を小さくすることになり、干渉騒音が低減するものと考えられる。

Table 6 Effects of roundness of blade edge

	roundness of edge R	maximum ϕ	maximum ψ	maximum η	noise(dBA) at 3000r/m
No.11	R=10 at leading	0.25	0.42	0.34	40.8
No.12	R=5 at leading	0.25	0.45	0.33	40.4
No.2	R=0	0.24	0.44	0.31	40.8
No.13	R=5 at trailing	0.24	0.46	0.32	39.9
No.14	R=10 at trailing	0.24	0.45	0.32	38.2

Fig. 23 Effects of roundness of edge R on $\phi - \psi, \eta$

Fig. 24 Effects of roundness of trailing edge R on noise

Fig. 25 CFD calculation of pressure for Fan No.2 at maximum flow rate

Fig. 26 CFD calculation of pressure for Fan No.14 at maximum flow rate

4 結論

小型軸流ファン羽根車の設計諸因子が性能、騒音に与える影響について調べた結果、以下の知見を得た。

- (1) 反り率については、効率、騒音双方を考慮すると5%前後が最適と考えられる。
- (2) 反り率最大位置は、前方に位置させると離散周波数騒音の増加が見られ、翼後方の曲率が騒音に影響するものと考えられる。
- (3) ファンの離散周波数騒音成分は、一般に翼からの後流がスポークと干渉することにより生じると考えられているが、翼、スポーク周りの変動圧力のピークはスポークが翼中心付近に位置した場合に高くなり、ポテンシャル干渉による騒音が支配的となっていることがCFD解析から明らかになった。これは、小型軸流ファンの場合、サイズの制限から翼後縁とスポークが接近しているためと考えられる。
- (4) 翼断面形状をNACA65翼とすると、ファン効率の改善効果が見られる。これは、翼圧力面側、負圧面側での流速の変化が緩やかであり、広い面積にわたって、揚力を発生しているためで、断面形状により効率を改善できることを示唆している。

- (5) 翼を回転方向に前進させるとスポークとの干渉緩和による離散周波数音の低減効果が見られる。一方、二次流れによる境界層の増大に影響すると見られる広帯域音については変化は見られなかった。これは、小型軸流ファンの場合、翼スパンが翼弦長に対して短いため、二次流れが影響していないためと考えられる。
- (6) 翼後縁部に丸みを設けると離散周波数音の低減効果が見られる。これは、スポークとの干渉により翼後縁側に生ずる圧力の高い部分が後縁部の丸みにより小さくなるためと考えられる。

文献

- (1) Fukano, T., Turbomachinery, Vol. 13, No. 12 (1985), pp. 730-738
- (2) Kozu, T. et al., Turbomachinery, Vol. 32, No. 6 (2004), pp. 343-350
- (3) Kawaguchi, K. et al., Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol. 58, No. 554 (1992), pp. 3115-3122
- (4) Kamaya, S. et al., Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol. 56, No. 531 (1990), pp. 3408-3412
- (5) Kondo, H. et al., Turbomachinery, Vol. 19, No. 6 (1991), pp. 333-340
- (6) Senoo, Y., Internal Flow of the Turbo Machine (in Japanese), Yokendo, pp. 158
- (7) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., JSME Mechanical Engineers' Handbook: Fluids Engineering, pp. 114, The Japan Society of Mechanical Engineers.