

小型多翼送風機の性能と騒音に関する実験的研究 : スクロールケーシング諸元の影響

MINORIKAWA, Gaku / 鈴木, 昭次 / ITO, Takahiro / 伊藤, 孝
宏 / 長松, 昭男 / SUZUKI, Shoji / NAGAMATSU, Akio / 御法
川, 学

(出版者 / Publisher)

社団法人日本機械学会

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

日本機械学会論文集. B編

(号 / Number)

720

(開始ページ / Start Page)

1867

(終了ページ / End Page)

1874

(発行年 / Year)

2006-08-25

小型多翼送風機の性能と騒音に関する実験的研究*

(スクロールケーシング諸元の影響)

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

Experimental Research on Performance and Noise of Small Multi-blade Fan

(Influence of Specifications of Scroll Casing)

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 fans are especially used in information device for its cooling. Since packaging density has been increasing, requirements of not only performance improvement but also noise reduction arise strongly. An experimental research on small multi-blade fan was carried out in order to improve performance and reduce noise. In this report, effects of scroll angle, tongue clearance and inlet diameter on small multi-blade fan with impeller diameter of 100 mm were investigated. The optimal index efficiency and noise were found by making a scroll starting point radius and a scroll termination radius into a design index, instead of the scroll design by a conventional clearance and a scroll angle. In order to reduce noise, we found that we should set the radius of scroll beginning into about 0.65 times of the outlet diameter of the impeller. And for improving efficiency, we should set the radius of scroll end into about 0.9 times of the outlet diameter of the impeller.

Key Words: Multi-blade Fan, Performance, Efficiency, Noise, Scroll Angle, Tongue Clearance, Diameter of Inlet, Thickness of Casing

1. 緒 言

多翼送風機は前向き羽根を有する遠心型送風機で、低圧、大流量を特徴とする。また、吐出し口を矩形に製作できることから空調機器などに多く組み込まれている。近年は大型コンピュータなどの情報機器冷却用として広く用いられており、冷却能力の要求の高まりとともに、ファンの性能向上、騒音低減が求められている。

前向き羽根の特徴として、流体に大きな全圧を与えることが可能であるが、効率はあまり良くない。また、羽根車内で流れの向きが大きく変わるため、剥離が生じやすく、経験的な設計が主であった¹⁾。

こうしたなか、羽根車内の流れを計測することで、最適な形状を検討した研究例²⁾が報告されている。一方、種々の諸元の多翼送風機を試作し、特性を比較することで最適な形状を検討した例³⁾が報告されているが、特性に影響のある部分の組合せは多く、設計因子

の影響が系統的に把握されているわけではない。特に、最近広く用いられている羽根車外径 100mm 以下の小型ファンについては、あまり研究例がない。

本研究では、小型多翼送風機におけるスクロールケーシング諸元の影響すなわち、スクロール角、舌部隙間、吸込み口径の異なるスクロールケーシングを試作し、ファン特性、騒音を測定した。また、これらの結果より、高効率化、低騒音化の最適条件を検討した。

また、数値流体解析を行い、スクロール諸元による流れの変化が効率に及ぼす影響を考察した。

2. 実験装置および方法

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。

実験結果については、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 、全圧係数 ψ を採用した。

* 原稿受付 2005年9月9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

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 B u} \quad \dots(1)$$

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

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_2 と B は羽根車外径と翼幅であり、 u は羽根車外周速度である。

送風効率 η については、下記の式により求める。

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

ここで、 T はモーターのトルク、 ω は羽根車の回転角速度である。羽根車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、実験中の羽根車の回転速度からトルクを求めることにした。

開放状態の騒音については、図2に示す無響室内で、供試ファンを高さ1mの位置に設置し、回転速度2000rpm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。

なお、騒音は流量、全圧に依存するため、計測された音圧レベル L を式(4)に示す比騒音レベル L_s に換算した。ここで、開放時の流量、圧力は測定できないため、図1の装置による最大流量点における流量、圧力を用いた。

$$L_s = L - 10 \cdot \log_{10} P_t^2 Q \quad \dots(4)$$

また、効率および騒音と流れ場との関係を調べるために、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(SCRYU/Tetra)による定常三次元解析であり、乱流モデルは標準k- ϵ モデルを用いた。

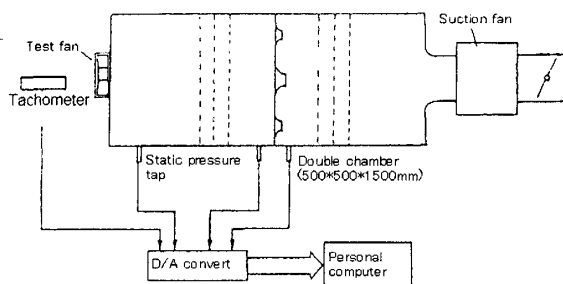


Fig. 1 Experimental apparatus for fan performance

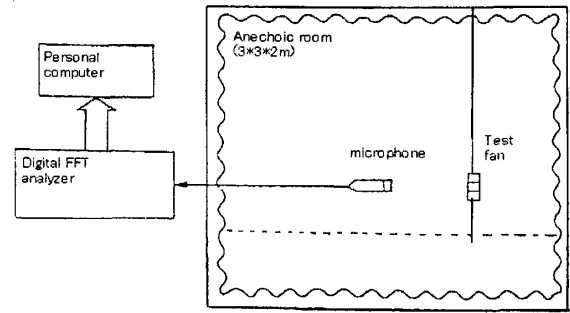


Fig. 2 Experimental apparatus for fan noise

2.2 供試ファン 図3に供試ファン概観を示す。

遠心ファンスクロールは、一般にアルキメデススパイラルが用いられ、その形状は、図4に示すように舌部隙間 δ とスクロール角 α で規定され、舌部からの角度 θ_c でのスクロール径 r_c は式(5)で表される⁶⁾。

スクロール角 α は舌部からの角度に対するスクロール径をプロットした際の直線の傾きである。また、直線の切片であるスクロール始点の径は、ランナー半径と舌部隙間の和となるため、同一のスクロール角でも、舌部隙間が大きいとスクロールは羽根車外径に対して、相対的に大きなものとなる。

$$r_c = \left(\frac{D_2}{2} + \delta \right) + 2\pi \left(\frac{D_2}{2} + \delta \right) \frac{\theta_c}{360} \tan \alpha \quad \dots(5)$$

ここで、 D_2 は羽根車外径である。図5は供試ファン側面図で、図中 D_i は吸込み口径、 D_1 は羽根車内径、 D_2 は羽根車外径を示す。なお、羽根車はケーシングの仕様にかかわらず同一のものを使用した。

本研究では、スクロール角 α 、舌部隙間 δ 、吸込み口径 D_i を表1にしたがって変化させたスクロールケーシングを試作した。なお、後述のように、舌部隙間がスクロールサイズに及ぼす影響をなくすために、スクロール終端位置が同じとなるものも試作した。

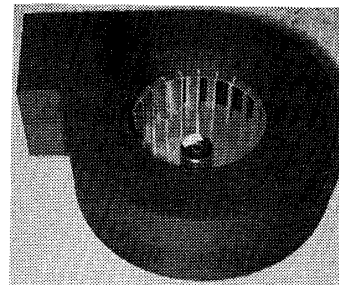


Fig. 3 Tested fan



Table 1 Specification of the test casing

No.	Scroll angle α (deg)	Tongue clearance ratio δ / D_2	Inlet diameter ratio D_1/D_1	
1	5	0.075	0.99	Radius at the tongue is constant
2	10	0.075	0.99	
3	15	0.075	0.99	
4	20	0.075	0.99	
5	10	0.05	0.99	Scroll angle is constant
6	10	0.1	0.99	
7	10	0.125	0.99	
8	12.08	0.05	0.99	Radius at the scroll end is constant
9	8.07	0.1	0.99	
10	6.27	0.125	0.99	
11	4.6	0.15	0.99	
12	3.05	0.175	0.99	
13	1.6	0.2	0.99	
14	10	0.075	0.82	Scroll size is constant
15	10	0.075	1.15	
16	10	0.075	1.32	

3. 実験結果および考察

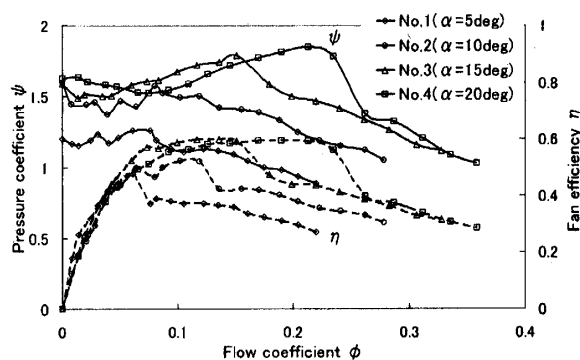
3.1 スクロール角の影響 舌部隙間を一定($\delta/D=0.075$)にして、スクロール角を変化させた場合のファン特性と効率を図6に、また、開放状態での比騒音スペクトル分布を図7に示す。

図 6 から、スクロール角が 15 度以下では、スクロール角の増加に伴い、全圧係数、最大効率ともに増加することが分かる。一方、スクロール角が 15 度以上では、効率の最大値の増加は見られないものの、効率の大きな流量域が増加することが分かる。

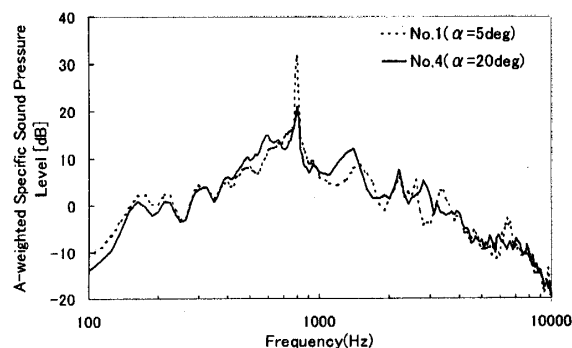
また、図 7 から、800Hz 付近での舌部翼通過騒音は舌部隙間が同じであるにも関わらず、スクロール角が大きいほど翼通過騒音は小さくなる事が分かる。

図8はスクロール角による最大効率と開放状態での比騒音レベルの変化を示したものであるが、スクロール角 15 度以上で効率が最大となり、比騒音レベルについては、さほど増加しないことが分かる。また、図6から、スクロール角が 15 度以上では、効率最大となる流量域が広がるため、ファンを動作させる点に余裕が生じ、いわゆる使いやすい製品となることが分かる。しかしながら、スクロール角の増加は製品サイズの増加につながり、最近の製品のコンパクト化に反するものであり、最大効率で動作させるように使用する限り、スクロール角は、15 度前後で最適であると考えられる。

一方、最適スクロール角については、安達ら⁶⁾は 65 度、中里ら⁶⁾は 10 度とそれぞれ、異なった値となっている。これは、後述のように、舌部隙間が見かけのスクロールサイズに影響し、スクロール角の最適値を変化させたものと考えられる。



**Fig. 6 Performance characteristics of tested fans
(Effects of scroll angle)**



**Fig. 7 Noise spectra of tested fans at free air
(Effects of scroll angle)**

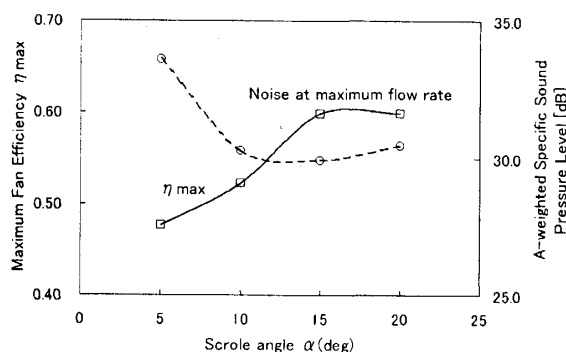
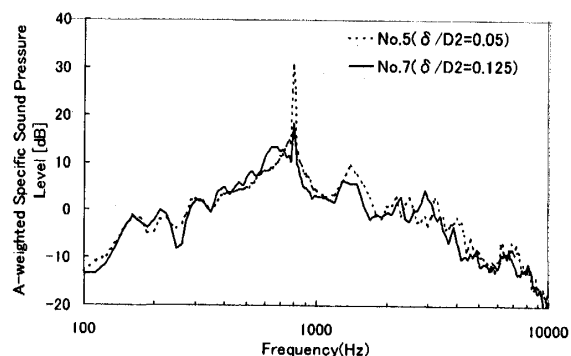


Fig. 8 Effects of scroll angle


Fig. 10 Noise spectra of tested fans at free air
(Effects of tongue clearance)

3.2 舌部隙間の影響 スクロール角を一定($\alpha=10\text{deg}$)にして、舌部隙間を変化させた場合のファン特性と効率を図9に、また、開放状態での比騒音スペクトル分布を図10に示す。

図10から舌部隙間が大きくなると、舌部翼通過騒音が減少し、比騒音レベルが小さくなること分かる。

一方、舌部隙間は、吐出し口とスクロール始点とを締切るものであるため、その隙間が大きくなると効率が低下するはずである。ところが、図10、図11から、舌部隙間の増加に伴い、全圧係数、効率ともに増加するという矛盾した結果となっている。

これは、舌部隙間が見かけのスクロールサイズに影響したためと考えられる。すなわち、スクロール角を一定にして、舌部隙間を大きくした場合、スクロールサイズが相対的に大きくなり、ファン性能は舌部隙間だけではなく、スクロールサイズの影響も受けている可能性がある。そこで、舌部隙間にあわせて、スクロール終点位置が同じとなるようにスクロールを試作、実験を行った。

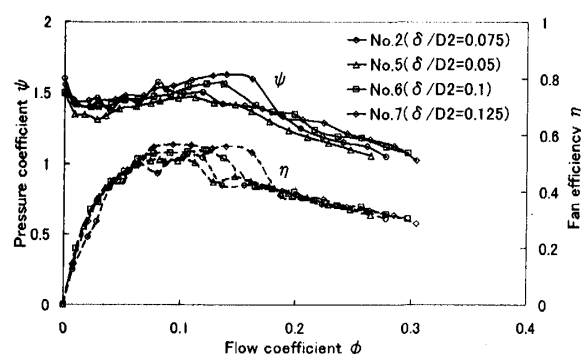
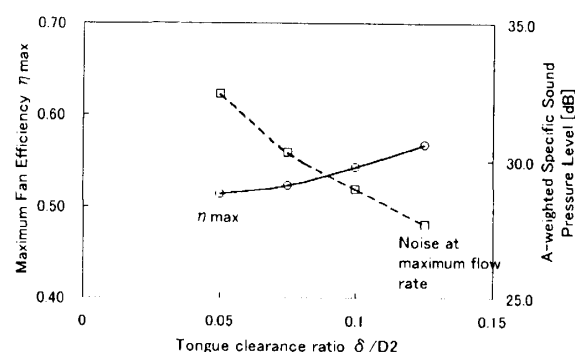

Fig. 9 Performance characteristics of tested fans
(Effects of tongue clearance)


Fig. 11 Effects of tongue clearance

3.3 スクロール始点、終点位置の影響 前述のように舌部隙間を変化させた場合、同一のスクロール角ではスクロールサイズが異なるので、スクロール終端が同じ位置となるように、舌部隙間にあわせて、スクロール角も変更した場合の結果を図12に示す。

図12から、スクロール終端位置を変えずに、舌部隙間を変えた場合、効率は上昇しないことが分かる。また、舌部隙間が羽根車外径の10~15%で、比騒音レベルが最小となること分かる。

すなわち、従来の舌部隙間とスクロール角による設計では、舌部隙間もスクロールサイズに影響するため、最適値が条件ごとに異なるという問題があったが、スクロール始点位置とスクロール終端位置という設計諸元に着目すれば、互いに独立した指標となることが期待できる。そこで、これらの指標と効率、比騒音レベルの関係を図にまとめてみた。

図13はスクロール始点半径と羽根車外径との比で最大効率、開放時比騒音レベルの変化を示したものである。また、図14はスクロール終端径と羽根車外径

との比で、最大効率、開放時比騒音レベルの変化を示したものである。

図 13 から、スクロール始点半径は効率に対して、影響せず、比騒音レベルのみに影響することが分かる。また、スクロール始点半径と羽根車外径との比が 0.6 ~ 0.65 で比騒音レベルが最小となることが分かる。

また、図 14 から、スクロール終端半径は羽根車外径に対して 65% から 80% ではスクロール終端半径の増加に伴い、効率の増大と比騒音レベルの減少が見られ、スクロール終端半径が羽根車外径の 80% 以上で、効率、比騒音レベルとも一定となることが分かる。

安達ら⁶⁾および中里ら⁴⁾の最適スクロール角からスクロール終端半径と羽根車外径との比を求めると、安達ら⁶⁾の最適スクロール角ではスクロール終端位置が羽根車外径の 0.88 に相当し、効率最大となる領域にあることが分かる。また、中里ら⁴⁾の結果についても最適スクロール角から割出したスクロール終端半径と羽根車外径との比は 1.0 と今回の実験結果を外挿すると効率の高い領域にあることが分かる。

図 15 に、スクロール始点半径と羽根車外径との比を変更した場合のファン特性を、また、図 16 にスクロール始点半径を変化させた場合の騒音最大(No.8)と騒音最小(No.11)での開放時比騒音スペクトル分布を示す。また、図 17 は、スクロール終端半径と羽根車外径との比を変えた場合のファン特性であり、図 18 はスクロール終端半径を変化させた場合の騒音最大(No.4)と騒音最小(No.2)での開放時比騒音スペクトル分布である。

以上の傾向は、ケーシング諸寸法がケーシング内部流れに何らかの影響を与えた結果と考えられる。そこで、CFD 解析により、スクロール始点半径およびスクロール終端半径が内部流れに与える影響を調べ、その効果を検証した。

図 19 は、スクロール始点半径が最小(No.8)での最大効率時の全圧係数の分布をスクロール中心位置の断面で見たものである。また、図 20 は同様にスクロール始点半径が最大(No.13)での最大効率時の全圧係数の分布である。

一方、図 21 は、スクロール終端半径が最小(No.1)での最大効率時の全圧係数の分布をスクロール中心位置の断面で見たものである。また、図 22 は同様にスクロール終端半径が最大(No.4)での最大効率時の全圧係数の分布である。

図 19 から、舌部から吐出し口下部にかけて、全圧係数の低い領域が存在することが分かる。舌部隙間が大きい、すなわちスクロール始点半径が羽根車外径に

比して大きいと、図 20 に見られるように、上記の全圧係数の低い領域がスクロール内に引き込まれ、舌部付近の全圧係数を低下させていることが分かる。しかしながら、その後、全圧係数はスクロール始点半径の最小の場合(図 19)と同程度まで回復することが分かる。このため、スクロール始点半径の変化は最大効率には大きく影響しなかったものと考えられる。

一方、上記の舌部隙間から吐出し口下部にかけての全圧係数の低い領域は、スクロール終端付近の全圧係数にも影響を及ぼし、図 21 のスクロール終端半径が最小(No.1)の全圧係数分布では、スクロール終端付近での全圧係数の低下が見られる。これに対して、図 22 に示すスクロール終端半径が最大(No.4)では、スクロール終端付近での極端な全圧係数の低下は見られない。

すなわち、舌部隙間から吐出し口下部にかけての全圧係数の低い領域は、舌部隙間、スクロール終端双方に影響を及ぼし、最大効率に対してはスクロール終端側への影響が大きく寄与していることが分かる。このため、スクロール終端がこの全圧係数の低い領域と離れている、すなわちスクロール終端半径が大きいほど、最大効率が大きいものと考えられる。

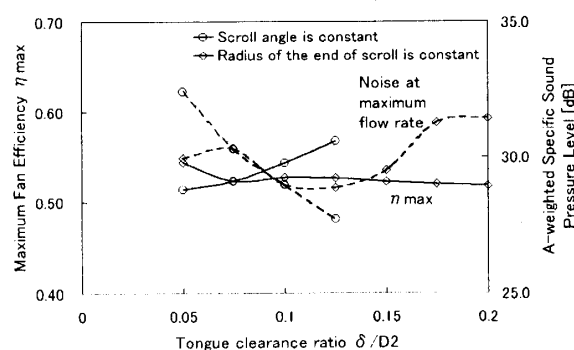


Fig. 12 Effects of tongue clearance

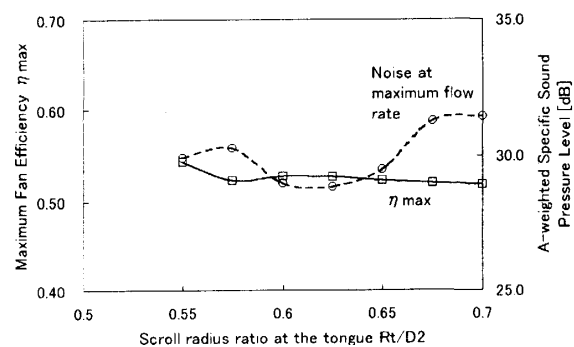


Fig. 13 Effects of starting point of scroll

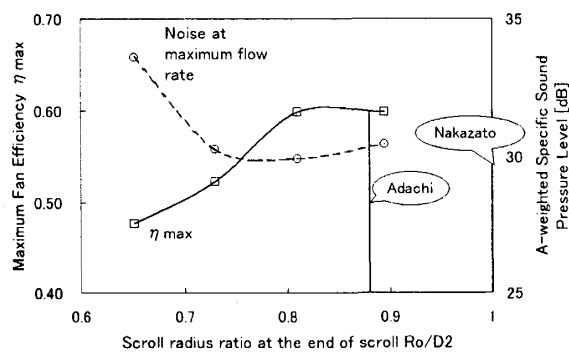
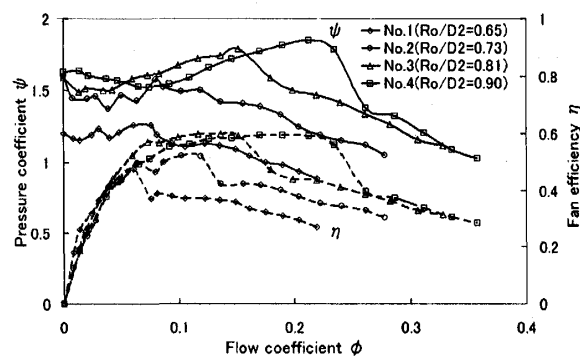
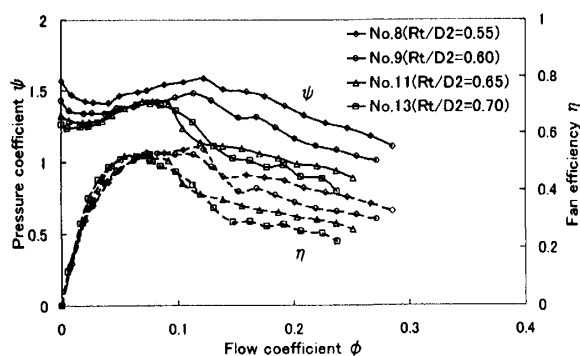
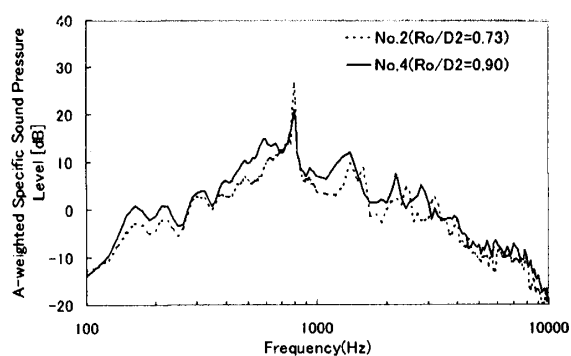
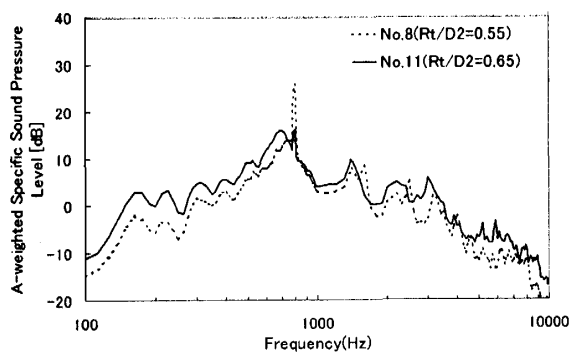
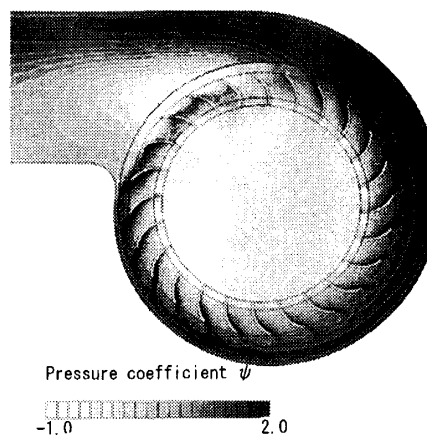


Fig. 14 Effects of end point of scroll


Fig. 17 Performance characteristics of tested fans
(Effects of radius at scroll end)

Fig. 15 Performance characteristics of tested fans
(Effects of radius at tongue)

Fig. 18 Noise spectra of tested fans at free air
(Effects of radius at scroll end)

Fig. 16 Noise spectra of tested fans at free air
(Effects of radius at tongue)

Fig. 19 CFD calculation of total pressure coefficient for Fan
No. 8 at maximum efficiency ($\phi=0.12$)

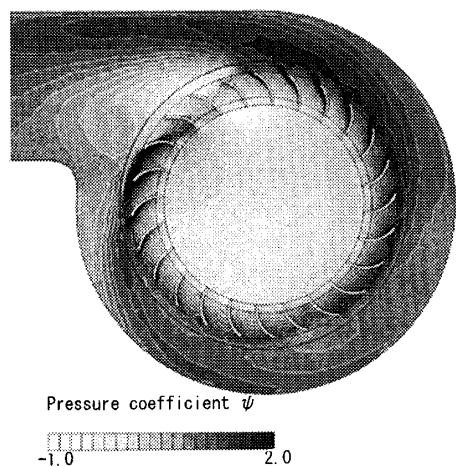


Fig. 20 CFD calculation of total pressure coefficient for Fan No.13 at maximum efficiency ($\phi=0.09$)

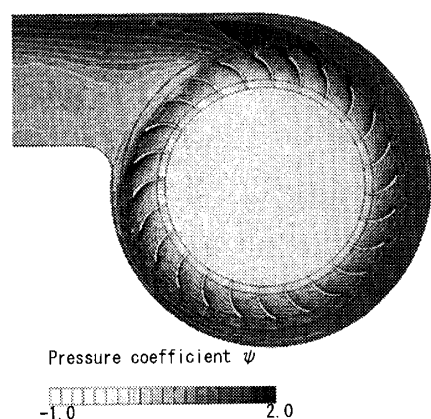


Fig. 21 CFD calculation of total pressure coefficient for Fan No.1 at maximum efficiency ($\phi=0.08$)

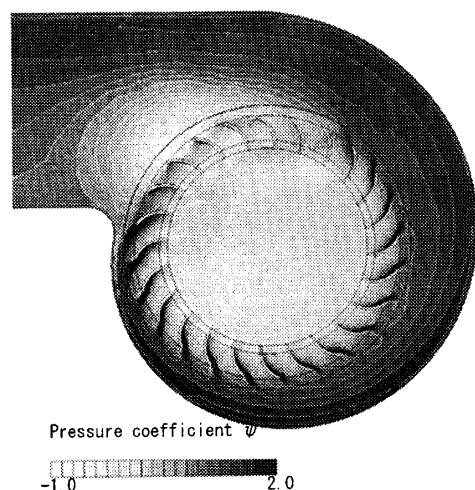


Fig. 22 CFD calculation of total pressure coefficient for Fan No.4 at maximum efficiency ($\phi=0.19$)

3.4 吸込み口径の影響 吸込み口径を変更した場合のファン特性と効率を図 23 に、また、開放時騒音スペクトル分布を図 24 に示す。

図 23 から吸込み口径が羽根車内径より大きくなると、最大流量の減少が見られる。さらに、吸込み口径が羽根車外径と等しくなると、効率の最大値も低下することが分かる。

一方、開放時騒音レベルについては、図 24 から吸込み口径によらず、ほぼ同じであることが分かる。

また、図 25 は吸込み口径による最大効率と開放状態での比騒音レベルの変化を示したものであるが、吸込み口径と羽根車内径の比が 1 以下では、効率、比騒音レベルともほぼ一定であり、吸込み口径が羽根車内径に対して 12 以上で、効率が急速に低下することが分かる。

次に、CFD 解析によって、吸込み口径の影響と内部流れとの関係を調べ、その効果を検証した。

図 26 は吸込み口径が最小(No.14)での最大流量時のスクロール縦方向断面での速度ベクトルと速度分布であり、図 27 は吸込み口径が最大(No.16)での同様に速度ベクトルと速度分布を示したものである。

多翼ファンを含む遠心型送風機では、吸込み口からの流れは羽根車軸方向であり、羽根車内で径方向への流れに変化する。多翼送風機の場合、翼弦長が短いため、図 26 に示すように、羽根車内径より内側で流れの向きが変化する。一方、図 27 に示すように、吸込み口径が大きく、吸込み流れの径も大きくなると、径方向への流れの向きの変化が阻害され、羽根車径方向への流入速度成分が小さくなり、したがって、流量が低下したものと考えられる。

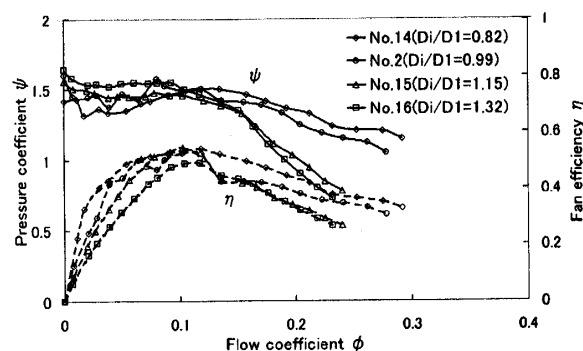


Fig. 23 Performance characteristics of tested fans (Effects of inlet diameter)

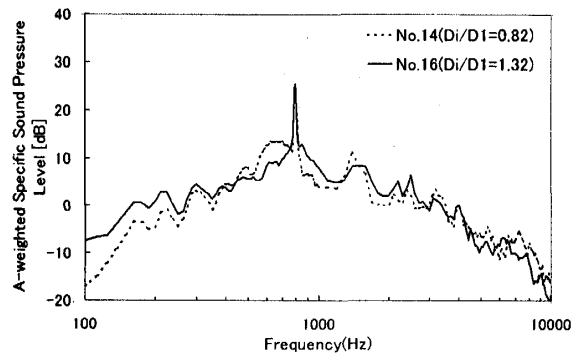


Fig. 24 Noise spectra of tested fans at free air
(Effects of inlet diameter)

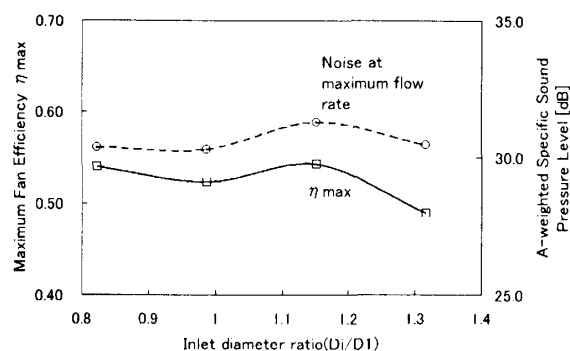


Fig. 25 Effects of inlet diameter

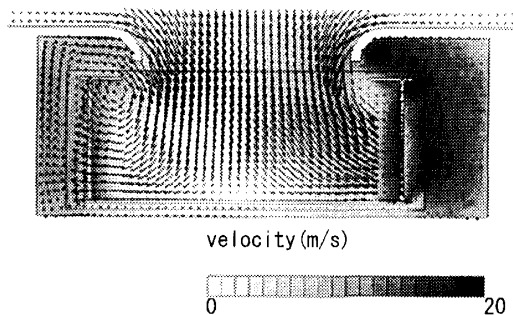


Fig. 26 CFD calculation of velocity for cross section
(θ c=95deg) Fan No.14 at maximum flow rate (ϕ =0.29)

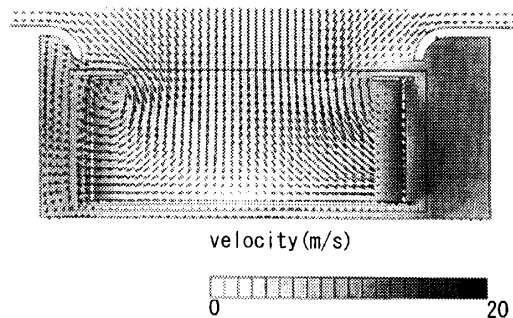


Fig. 27 CFD calculation of velocity for cross section
(θ c=95deg) of Fan No.16 at maximum flow rate (ϕ =0.23)

4 結論

小型多翼送風機の羽根車の設計因子が性能、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. 従来の舌部隙間とスクロール角に代わって、スクロール始点半径とスクロール終端半径を設計諸元とする方法を見出した。すなわち、騒音に対しては、スクロール始点半径と羽根車外径との比が 0.65 前後で、また、効率に対しては、スクロール終端半径と羽根車外径との比が 0.9 前後で最適となることが分かった。
2. 吸込み口径については、開放時の比騒音レベルはほとんど変化がないが、羽根車内径との比が 1 以上で、最大流量の低下が、また、羽根車内径との比が 1.2 以上で最大効率の低下が生ずることが分かった。

文献

- (1) Ikui, T., Fan and compressor (in Japanese), Asakurashoten, pp 142-146
- (2) Kadota S. et al., Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.60, No.570(1994), pp452-457
- (3) Kawaguchi K. et al., Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.60, No.570(1994), pp458-463
- (4) Nakazato K. et al., Sanryo Technical Review, Vol.3, No.1(1971), pp11-19
- (5) Nojima N. et al., Mitsubishi heavy industry Technical Review (in Japanese), Vol.9, No.3(1972), pp326-334
- (6) Adachi T. et al., Turbomachinery, Vol.31, No.4(2003), pp214-226