



Title	小型シロッコファンの乱流騒音について
Author(s)	畠山, 真; 佐々木, 壮一; 児玉, 好雄 他
Citation	長崎大学工学部研究報告 Vol.31(57) p.15-22, 2001
Issue Date	2001-07
URL	http://hdl.handle.net/10069/5151
Right	

This document is downloaded at: 2020-10-20T06:30:45Z

小型シロッコファンの乱流騒音について

Turbulent Noise Generated by a Small Sirocco Fan

畠山 真*・佐々木壮一**・児玉 好雄**
林 秀千人**・後藤 健一***

by

Makoto HATAKEYAMA*, Soichi SASAKI**, Yoshio KODAMA**,
Hidechito HAYASHI** and Kenichi GOTOH***

We made an experimental and a theoretical investigation on the turbulent noise generated by a small sirocco fan. One of the impeller in this experiment has unique structure, which is put the upper impeller with the large inner diameter upon the lower one that has smaller inner diameter and same outer diameter as the upper impeller. This impeller was named dual-cascade impeller. It is expected that the fan efficiency with dual-cascade impeller become higher than the general sirocco fan because of controlled the pressure loss by reversed flow at upper side of the span. Moreover, we suggested the theoretical wake characteristics of the blade in order to predict the turbulent noise; the relative velocity and the width of the wake consisted the separation point on the forward blade. The pressure coefficient and the efficiency of the fan with dual-cascade impeller became higher than the general sirocco fan at the region of high flow rate ($\phi > 0.19$). In two types of the small sirocco fans, the sound pressure level of turbulent noise with suggested wake characteristics were predicted within 2.4 dB errors in comparison to measured value.

1, 序論

小型遠心ファンの羽根車は文字通り小型の装置に用いられるために、そのスパンや外径を大きくすることが出来ない場合が多い。このため羽根車を構成する翼の形状や羽根車の構造そのものが、ファンの空力特性を大きく左右することになる。また、新たにファンを設計する際は、実際の使用状況下で問題となる空力騒音の予測も含めた開発が望まれる⁽¹⁾⁽²⁾。

小型遠心ファンの研究の一例として、著者らの一部は多翼ラジアルファン⁽³⁾の研究を行ってきた。このファンの空力特性に関する実験では、羽根車の内径が小さい程、前面シュラウド近傍で生じる逆流の領域が広がることを示しており、これがファンの圧力損失の原因となることを指摘している。しかし、空力特性の向上を目的として羽根車の内径を大きくすると代表位置⁽⁴⁾⁽⁵⁾における相対速度が増加し、ファンから発生する乱流騒音を増加させる原因となる。

本研究の対象となる小型シロッコファンの羽根車は、これらの相矛盾する関係を解決するために開発されたものである。この羽根車はスパンの上側で逆流が生じると考えられる位置を隔壁によって仕切り、外径が等しく内径の異なる2つの羽根車を重ね合わせた特殊な構造をもつ（以下、二重翼列羽根車と称す）。この上側の羽根車による動圧の上昇が逆流による損失を抑制し、これに伴う小型シロッコファンの空力特性の向上が期待される。

シロッコファンは前傾翼の多翼遠心ファンであるため、児玉ら⁽⁴⁾⁽⁵⁾によって提案されている多翼ラジアルファンの乱流騒音の予測理論が応用可能である。この予測理論を適用する際は騒音に関与する二つの因子、すなわち、相対速度と後流の幅を適切に見積もることが必要となる。後流の渦放出に伴う単独翼から発生する空力騒音に関する基礎研究⁽⁶⁾⁽⁷⁾では、空力騒音の音源は物体表面上で流れがはく離することによって生じ

平成13年4月20日受理

*生産科学研究科博士後期課程 (Graduate student, Graduate School of Science and Technology)

**機械システム工学科 (Department of Mechanical Systems Engineering)

***生産科学研究科博士前期課程 (Graduate student, Graduate School of Science and Technology)

る圧力変動によるものであることが示されている。したがって、はく離位置の推定とそれを考慮した乱流騒音の予測は、羽根車においてもこれと共通する重要な現象として捉えなければならない。

本報では、二重翼列羽根車と通常の隔壁がない羽根車との構造上の違いがシロッコファンの空力特性へ与える影響を調査した。また、シロッコファンに用いられる前傾翼を通過する流れの特性を考慮してはく離点を推定し、その後流の諸量を決定する方法を提案した。これらの後流の諸量を用いて送風機から発生する騒音の音圧レベルの予測を行い実測値との比較を行った。

2. おもな記号

- a_0 : 音速 m/s
- B : 羽根枚数
- \vec{c}, \vec{d} : 流線の位置ベクトル
- C : 翼弦長 mm
- D : 後流の幅 mm
- D_t : 翼厚 mm
- D_o : 羽根車の外径 mm
- E : 音響エネルギー W
- f : 周波数 Hz
- h : スパン方向の距離 mm
- K_s : 比騒音レベル dB
- l : 流線の移動距離 mm
- L : 軸動力 W
- L_r : スパン長さ mm
- N : 回転数 rpm
- P_i : 翼の位置ベクトル
- P_s : 静圧 Pa
- P_t : 全圧 Pa または mmAq
- p_0 : 最小可聴音圧 Pa
- Q : 流量 m^3/sec
- SPL : 音圧レベル dB
- U_0 : 羽根車外縁の周速度 m/s
- U_1 : 羽根車入口側における周速度 m/s
- V_r : 半径方向速度 m/s
- W : 相対速度 m/s
- W_s : はく離点における相対速度 m/s
- z : 音源と観測点との距離 m
- α : スクロールの広が角 deg.
- β_{b2} : 設計出口角 deg.
- β_2 : 相対流出角 deg.
- δ : 出口偏差角 deg.
- η : 効率
- λ : 動力係数

- ρ : 空気の密度 kg/m^3
- σ : 前縁からはく離点までの距離 mm
- ϕ : 流量係数
- ψ : 圧力係数

3. 乱流騒音について

3.1 乱流騒音の基礎式

深野ら⁽⁸⁾は、後流の渦放出に伴う乱流騒音の基礎式として、式(1)を提案している。

$$E = \pi B \rho \int_{SPAN} DW^6 dh / (2400 a_0^3) \quad (1)$$

ここで、 E は音響エネルギー、 B は羽根枚数、 ρ は空気の密度、 D は後流の幅、 W は翼に対する相対速度、 h はスパン方向の距離、 a_0 は音速である。

羽根車から z 離れた回転軸上の観測点の音圧レベル SPL と式(1)の音響エネルギーの関係は、式(2)で与えられる。

$$SPL = 10 \log_{10} (3 \rho a_0 E / 8 \pi z^2 p_0^2) \quad (2)$$

ここで、 z は音源と観測点との距離、 p_0 は最小可聴音圧($p_0 = 2.0 \times 10^5 Pa$)である。この予測式は小型遠心ファンから発生する実測値の乱流騒音の音圧レベルを±2dBの精度で予測している⁽¹⁾⁽²⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾。予測式中の後流の幅 D と相対速度 W は羽根車を通過する流れによって決定される値であり、乱流騒音を予測する上で重要な値となる。

3.2 流動モデル

図1は前傾翼の後流の流動モデルを示したものである。羽根車の出口側で測定される相対流出角 β_2 は、滑り速度の影響で設計出口角 β_{b2} よりも出口偏差角 δ だけ小さくなる。流れは正圧面側で翼面に沿って流れ、負圧面側ではく離点 s の位置から β_2 の角度で後流中へ流出すると仮定する。乱流騒音の音響エネルギーの変化は、このはく離点での渦放出による翼表面上の圧力変動によるものと考えられる⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

3.3 はく離点の検出法

図2は羽根車の一枚の前傾翼の円弧 ab を離散的な n 個の点 P_i で表したものである。計算上の円弧 ab は1000点で構成されている。はく離点の位置は、以下のようにして定めた⁽⁹⁾。翼と流れの関係が実測値の出口偏差角 δ を満たすように、流線 cd を円弧 ab の後縁側に作成する。この流線 cd が円弧 ab と交わる場合は、円弧 ab 上に2つの交点が存在することになる。これら2つの交点の間に存在する円弧 ab 上の点 P_i の個数を m とする。流

線cdを図中の接線ξの方向にdlずつ移動させると、流線(c'd')が円弧abの接線に近づいたときmの個数は1となる。この位置をはく離点とした。

交点の検出には式(3)の関係を用いた。

$$\vec{X}_i = s \cdot \vec{A}_i - t \cdot \vec{B} \quad (3)$$

ただし

$$\begin{aligned} \vec{X}_i &= \vec{P}_i - \vec{c} \\ \vec{A}_i &= \vec{P}_{i+1} - \vec{P}_i \\ \vec{B} &= \vec{d} - \vec{c} \end{aligned}$$

ここで、 \vec{P}_i は前傾翼の円弧を形成するi番目の点の位置ベクトル、 \vec{c} と \vec{d} は流線を決定するための位置ベクトルである。この時、円弧abの微小区間の線分 P_i 、 P_{i+1} と流線cdが交点を持つとき、式(3)のsとtのパラメータは式(4)を満足する。

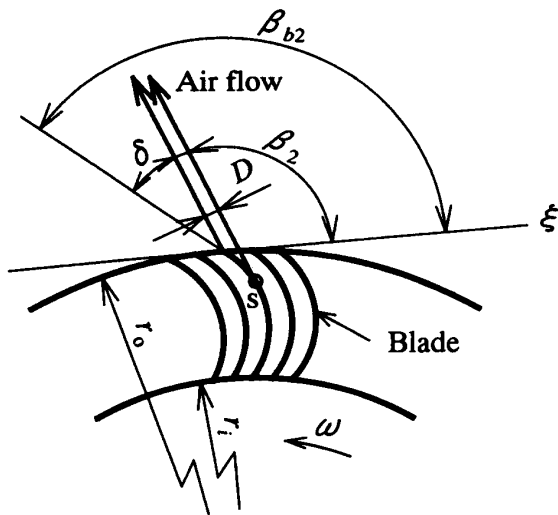


Fig. 1 Schematic diagram of the wake

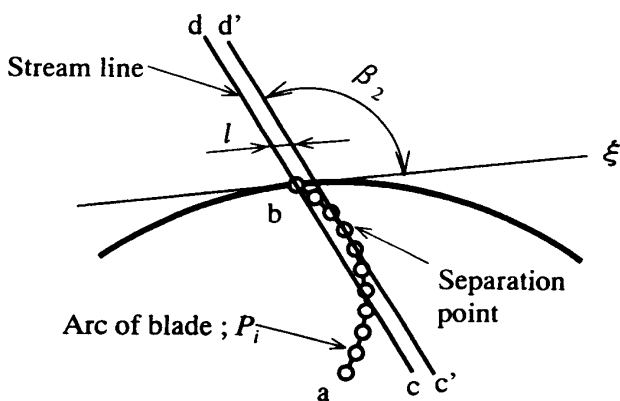


Fig. 2 Relationship between a blade and the streamline

$$0 < s < 1.0, \quad 0 < t < 1.0 \quad (4)$$

3.4 相対速度と後流の幅

羽根車の入口側の相対速度 W_1 は、式(5)の関係で決定した⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽¹⁰⁾。

$$W_1 = (V_{r1}^2 + U_1^2)^{1/2} \quad (5)$$

ここで、 V_{r1} は羽根車入口側の半径方向速度、 U_1 は羽根車入口側の周方向速度である。本研究の騒音予測では式(1)で定義される相対速度 W に、はく離点の位置における流れの特性を用いる。はく離点での相対速度 W_s は、入口側と出口側の相対速度が翼弦長に沿って直線的に変化すると仮定すれば、式(6)で与えられる。

$$W_s = W_1 + (W_2 - W_1) \sigma / C \quad (6)$$

ここで、 σ は翼の前縁からはく離点までの距離である。

3.3節で述べたはく離点の検出で、図2の流線(c'd')はξ方向にl移動している。したがって、はく離した流れと翼厚を考慮した後流の幅Dは、式(7)となる。

$$D = D_1 + l \sin(\beta_2) \quad (7)$$

ここで、 D_1 は翼厚であり、lは図2の流線cdとそれを平行移動したはく離点での流線c'd'との間の移動距離である。

4, 実験装置および実験方法

4.1 実験装置

図3は、本研究に用いた実験装置図を示したものである。吸い込み口のノズルは上板にベアリングを取り付けることで、円周方向に自由に回転できるように設計している。スクロールケーシングの出口側には接続

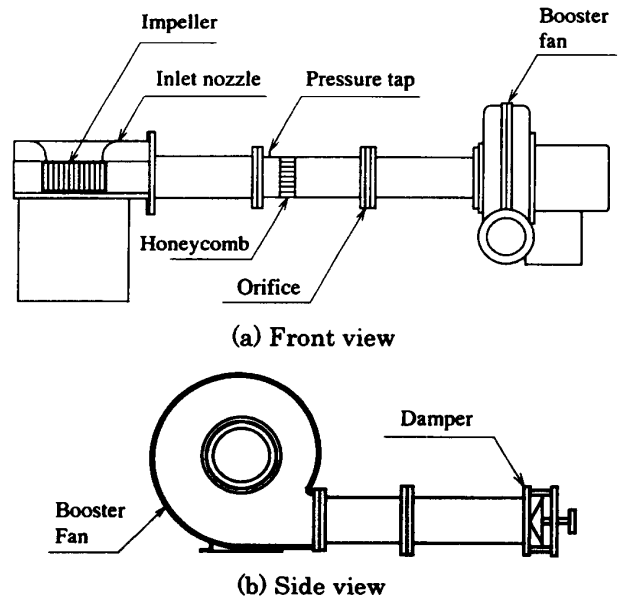


Fig. 3 Experimental apparatus

管を介して、静圧孔、ハニカム、オリフィスがJIS規格に準拠して取り付けられている⁽¹⁾。また、管路やオリフィスによって生じる負荷特性を考慮し、作動点が最高効率点よりも高くなるように補助ファン(日本ブロー製;EC-75)を接続した。流量は補助ファンの吐き出し管出口側のダンパーで調整される。

図4にはスクロールケーシングの概要が示されている。スクロールケーシングは平行な上下の壁に扶まれており、側壁はスクロールの広がり角 α によって変化する対数らせんの形状となっている。本報では、広がり角 α が 6.0° のスクロールケーシングを用いた実験結果について示す。羽根車出口側の流動様相は5孔球ピトー管を用いて測定した。円周方向の測定位置は図中のMP1からMP4までの4点とし、半径方向へは羽根車の外縁より10mm外側の位置で測定した。また、スパン方向へはMP1からMP4の位置で5mm間隔おきに11点測定し、上側と下側の点を除く9点を採用した。

ファンから発生する騒音の測定位置は送風機回転軸

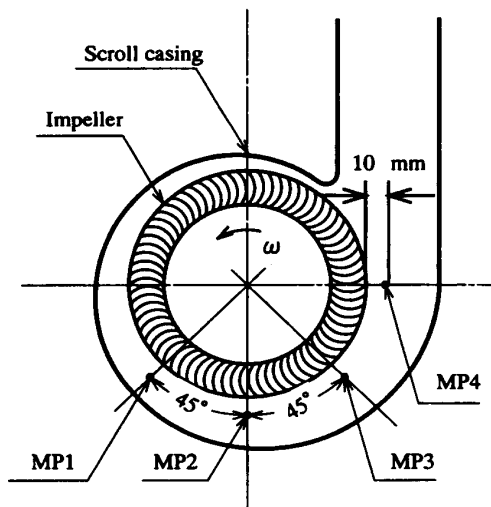


Fig. 4. Scroll casing



Fig. 5. Dual-cascade impeller

上で、スクロールケーシング上面から1m上流の点である。騒音計からの出力はFFTアナライザー(小野測器製;CF-360)で周波数分析がなされるとともに、全帯域音圧レベルが測定されている。この時、周波数解析の窓関数にはハニングが用いられている⁽²⁾。

4.2 供試羽根車

図5は二重翼列羽根車の概観写真を示したものである。羽根車の翼形状は前傾翼が採用されている。この羽根車は上下の羽根車の弦節比を近づけるために、上側が120枚、下側が100枚の翼で構成されている。

図6は供試羽根車の断面図を示したものである。以下、図(a)の単翼列の羽根車をSC羽根車、図(b)の二重翼列羽根車をDC羽根車と称す。また、これらの羽根車を用いた送風機を、それぞれSCファン、DCファンと略して記す。SC羽根車は、DC羽根車の下側の翼形状をそのままスパン方向へ延長したものである。したがって、羽根車の構造上の違いは、DC羽根車の上側の羽根車とその間に存在する隔壁の有無となる。実験における羽根車の回転数は最高効率点でおよそ2850rpmであり、このとき羽根車外縁の周速度は18.7m/sである。また、DC羽根車の下側の翼弦長を基準としたレイノルズ数は約22800である。

5. 実験結果および考察

5.1 空力特性

図7は2種類の羽根車によるファンの空力特性を示したものである。ファンの空力特性は、式(8)で定義される。

$$\varphi = \frac{2P_t}{\rho U_0^2}, \phi = \frac{Q}{\pi D_0 L U_0} \quad (8)$$

$$\lambda = \frac{2L}{\pi \rho D_0 L U_0^3}, \eta = \frac{\varphi \phi}{\lambda}$$

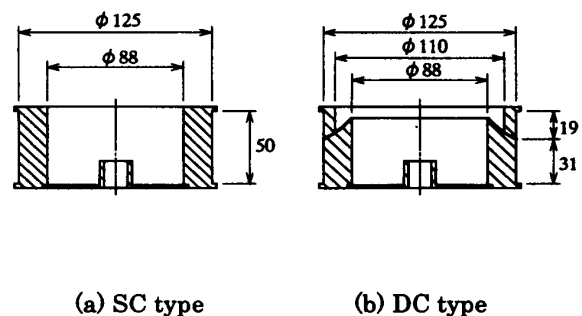


Fig. 6. Test impeller

ここで、 ψ は圧力係数、 ϕ は流量係数、 λ は動力係数、 η は効率である。圧力係数 ψ はいずれの羽根車も $\phi=0.1$ 以上で流量係数とともに増加し、 $\phi=0.19$ 付近まで両者に大きな差はない。この流量点を境にSCファン(図中の○印)の圧力係数は減少に転じ、これに伴い効率も減少し始める。一方、DCファン(図中の●印)の場合は、SCファンと比べて高流量域まで高い圧力を保ち続け、流量係数 ϕ が約0.25までは効率が0.6以上となる。この空力特性の特徴はスクロールの広がり角 α が 4.5° 、 8.0° においても、ほぼ同様の傾向を示す(図省略)。

5.2 羽根車出口の流動様相

図8は羽根車出口の半径方向速度 V_r のスペン方向の分布を、それぞれの羽根車について示したものである。以下の内部流動は、各羽根車の最高効率点の流量で測定した結果である。SC羽根車の速度分布はスペンの下側では羽根車から外向きに流出をするものの、スペンの上側ではその値が負となり逆流していることが分

かる。DC羽根車の速度分布は隔壁で生じる速度欠陥によって破線の位置で一旦低下するが、SC羽根車で生じたスペン上側の半径方向速度が負の領域(以下、逆流領域と称す)においても、外向きに流れを流出している。

図9は静圧 P_s と全圧 P_t のスペン方向の分布を示したものである。以下の静圧を除く内部流動の分布は、図8を参考にして、後流を形成しない逆流領域の分布を省略して示す。静圧の値は全圧と比較して低く、その分布はスペンに渡りほぼ一様である。このことは、前傾翼のファンの空力特性は動圧の影響を強く受けることを示すものである⁽¹²⁾。したがって、図7のDCファンの圧力特性は、逆流領域での圧力損失が上側の羽根車による動圧の上昇によって抑制されることで、高流量側においても高い圧力が保ち続けられると考えられる。

図10には、式(3)の方法で決定される前縁から離点までの距離 σ/C のスペン方向の分布が示されている。このはく離点の分布は、実測値の出口偏差角 δ を利用した流線により決定されたものである。SCファ

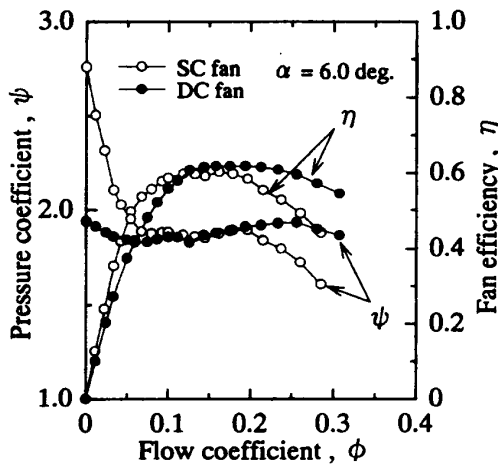


Fig. 7 Characteristics curve

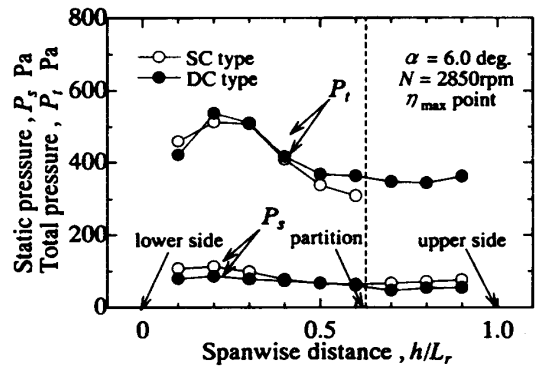


Fig. 9 Distribution of the static pressure and the total pressure

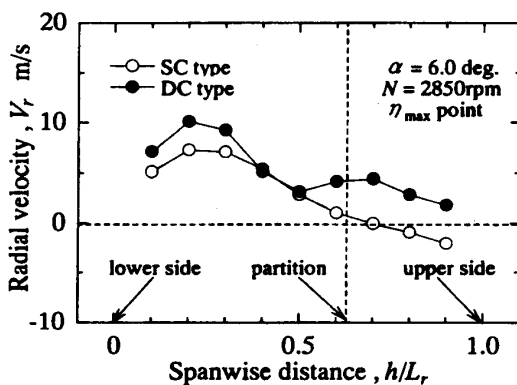


Fig. 8 Distribution of the radial velocity

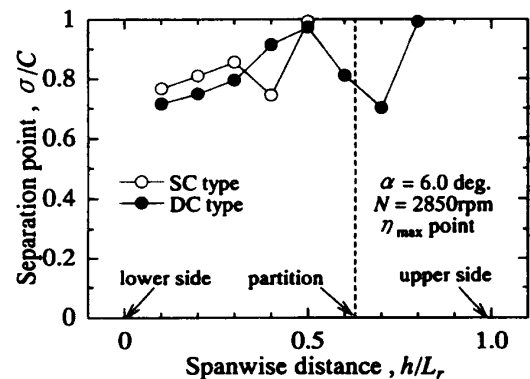


Fig. 10 Distribution of the separation point

ンの h/L_r が0.6の位置では、実測値の出口偏差角 δ が負の値を示したことから、流動状態が逆流領域の近傍で不安定になり、この位置での流れが乱流騒音の主たる音源とはなりえないと考え、その計算を省略している。式(3)による離点はスパン方向に渡る分布を形成し、それらの位置は比較的翼の後縁側となった。

図11は式(6)で定義される相対速度 W_s のスパン方向の分布を示したものである。相対速度 W_s はいずれの羽根車も h/L_r が0.2のスパン下側で最大となる。DC羽根車の分布は上側の羽根車による動圧の上昇によって、隔壁よりも上側で再び相対速度が上昇している。流量係数を $\phi=0.23$ と高流量側に設定した場合、相対速度 W_s の絶対的な値は変化するものの、いずれの羽根車もその分布の傾向に変化はなかった(図省略)。

図12には、式(7)で定義される後流の幅 D のスパン方向の分布が示されている。本実験結果の整理では、後流の幅 D が羽根車の翼間ピッチを越えることはなかった。DC羽根車の場合、隔壁を境に上側と下側とで

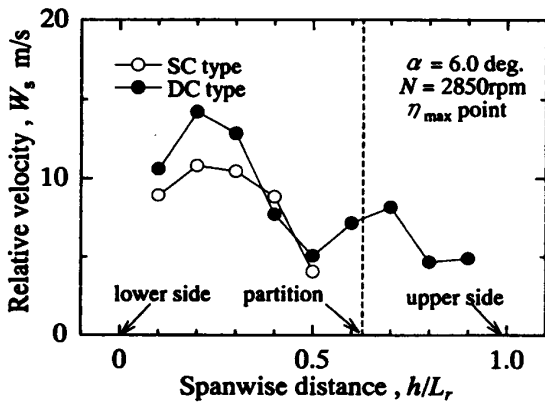


Fig. 11 Distribution of the relative velocity at separation point

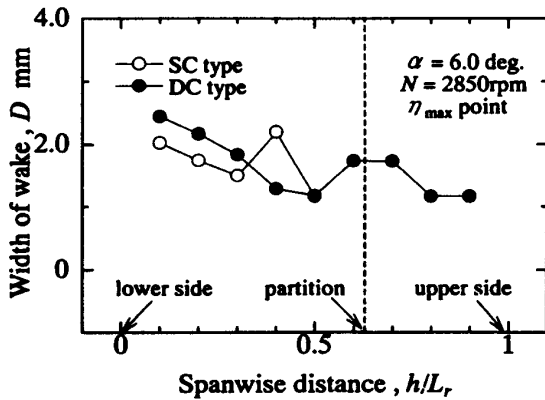


Fig. 12 Distribution of the width of the wake

個別に後流の幅を形成している。図11の相対速度 W_s も考慮すれば、1つの羽根車で2つの異なる後流構造を形成していることが分かる。

5.3 乱流騒音について

図13はA特性の全帯域音圧レベルと比騒音レベルの流量係数による変化を、それぞれのファンについて示したものである。比騒音レベルは式(9)として定義される。

$$K_s(A) = SPL - 10 \log(Q \cdot P_1^2) \tag{9}$$

ここで、 Q は流量(m^3/sec)、 P_1 は全圧($mmAq$)を示している。比騒音レベルは音圧レベルに空力特性を加味したもので、この値が低いほど総合的に良好なファンであるといえる。DCファンの騒音特性は、空力特性と同じく高流量側での変化が小さい。各羽根車の比騒音レベルの差は、流量係数 ϕ が約0.19以上で、音圧レベルの差よりも僅かに大きくなる。これは、互いの流れの条件を等しくした場合、逆流領域での圧力損失がDC羽根車の方が少ないためである。全帯域周波数を20kHzから5kHzまでの変化させて同じ特性を比較した場合においても、これらの傾向に変化はなかった(図省略)。即ち、本実験での小型シロッコファンの騒音特性の流量係数による変化は、5kHz以下の帯域で生じる現象によるものと考えられる。

図14の(a)と(b)は、それぞれのファンから発生する騒音の音圧レベルのスペクトル分布を流量係数毎に示したものである。図中のスペクトル分布には、多翼化による後流の拡散効果によって、モーター回転数に依存して生じる離散的な干渉騒音⁽¹³⁾(最高効率点流量で約 $f=nBN/60=4750$ Hz)は発生していない。したがって、

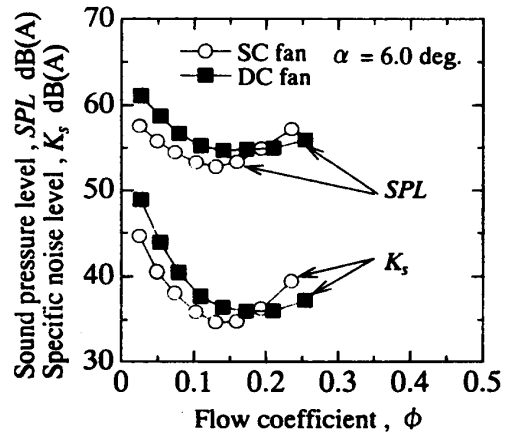
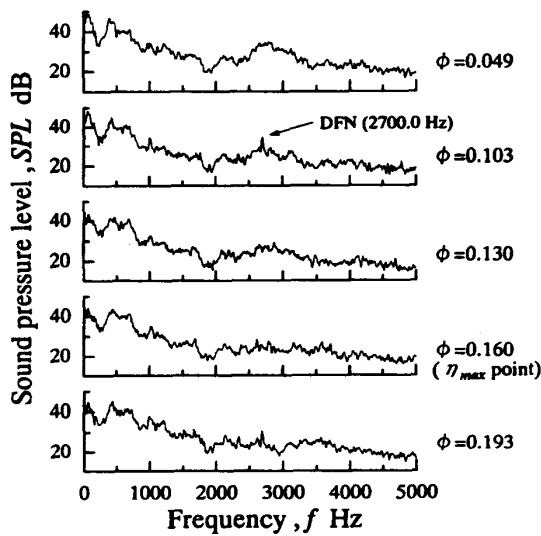


Fig. 13 Relationship between the flow coefficient and the propertise of sound

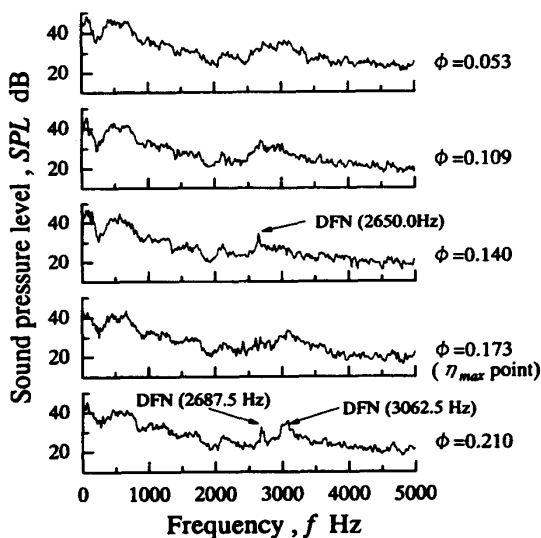
いずれの羽根車を用いた場合もファンから発生する騒音の流量による変化は、渦放出に伴う乱流騒音の影響を強く受けると考えられる。図14(a)のSCファンの場合、 $\phi=0.103$ の流量で明確なピークをもつ乱流騒音が発生している。図14(b)のDCファンの $\phi=0.140$ の流量においても、前述の図14(a)とほぼ同じ周波数の乱流騒音が発生している。これはDCファンの下側の羽根車で生じる後流渦がSCファンと同種であることによると類推できる。また、図14(b)の $\phi=0.210$ の流量では2つのピークをもつスペクトルが現れている。これらは、図11と図12の流動様相から、上下の羽根車で個別

に発生した後流渦による各々の乱流騒音であると考えられる。

以下では、3章の理論式(1)に基づき乱流騒音の予測を試みる。図14のスペクトル分布は低周波側の音圧レベルは流量によって変化せず、これは羽根車の翼から放出される渦によるものとは別の原因で生じる音であると考えられる。ここでは同図の傾向から、音圧レベルのスペクトルが2000Hz以下で変化しなくなると仮定し、この周波数以上の全帯域騒音が乱流騒音の音圧レベルに関与するとした。表1は乱流騒音の実測値と予測値を比較したものである。本研究で提案した流れの諸量を用いると、乱流騒音の実測値と予測値の音圧レベルの差は最大で2.4dBであった。



(a) SC fan



(b) DC fan

Table.1 Comparison of sound pressure level of the measured and the predicted value at η_{max} point

	Measured SPL dB	Predicted SPL dB	Error abs(Δ)dB
SC fan	44.6	42.2	2.4
DC fan	47.5	48.7	1.2

6. 結論

本研究では、二重翼列羽根車を用いた小型シロッコファンの空力特性と騒音特性を通常の単翼列の羽根車によるファンの特性とで比較した。また、今回提案した後流の諸量を用いて、ファンから発生する乱流騒音を予測した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 前傾翼の羽根車を通過する流れのはく離点の推定と、それによる相対速度と後流の幅の予測方法を提案した。この方法によるはく離点の位置は、比較的翼の後縁側となった。
- (2) 本研究で提案した後流の諸量を用いた場合、小型シロッコファンから発生する乱流騒音の実測値と予測値との差は2.4dB以内であった。
- (3) 本研究の範囲では、DCファンの空力特性はSCファンの特性と比較して、流量係数が0.19以上の範囲で圧力、効率とも高い値を保つ。これは、DCファンの上側の羽根車によって動圧が上昇し、スパン上側で生じる圧力損失が減少したことによる。
- (4) 本研究の範囲では、DCファンの音圧レベルと比較音圧レベルは、流量係数が0.19以上の範囲でSCファンの特性よりも低い。

Fig.14 Spectral distribution of the sound pressure level

おわりに本研究に協力された、平成11年度学部学生
の横田啓君、平成12年度学部学生の清水隆寛君の諸氏に、
紙面を借りここに厚く謝意を表す。

参考文献

- (1) 濱田, 他5名, 翼付多層円板ファンの流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究(第1報, 翼の有無, 円板間隔, 翼取り付け位置の影響), 機論, 59-567, B(1993), pp.3422
- (2) 濱田, 他5名, 翼付多層円板ファンの流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究(第2報, 翼取り付け角, 円板肉厚, 円板内径および翼枚数の影響), 機論, 59-567, B(1993), pp.3430
- (3) 新原, 他3名, 多翼ラジアルファンの流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究(流体力学的特性および騒音特性に及ぼす羽根車内径, 羽枚数の影響), 機論, 62-602, B(1996-10), pp.3642
- (4) 児玉, 他2名, 多翼ラジアルファンの乱流騒音の予測, ターボ機械, 24-8(1996), pp.477
- (5) 児玉, 他2名, 多翼ラジアルファンの乱流騒音の流量特性とその音圧レベル予測, ターボ機械, 25-2(1996), pp.65
- (6) Hayashi H., et. al., Wake Characteristics of Blunt Body And Estimation of Discrete Frequency Noise, Inter Noise 98, Paper number 214(1998), CD-ROM
- (7) 飯田, 他2名, 二次元翼から発生する空力音の解析, 日本流体力学会年会2000講演論文集, A133(2000), pp.47
- (8) Fukano T., Kodama Y., and Senoo Y., Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans [I : Modeling of the Turbulent Noise], J. Sound Vib., 50-1(1977), pp.63
- (9) 川北, 他3名, 解強制置換法を用いた船体周りの流場計算法, 日本造船学会(平成11年)秋季講演論文前刷, 第1分冊, 2-24, pp.185
- (10) 児玉, 他3名, スクロールレス遠心送風機の乱流騒音について, 機論, 66-650, B(2000-10), pp.2577
- (11) (社)日本産業機械工業会 送風機技術者連盟編, 送風機ハンドブック(1990), pp.136, 日本工業出版
- (12) 生井,井上, ターボ送風機と圧縮機(昭和63年), pp.293, コロナ社
- (13) J. M. Tyler and T. G. Sofrin, Axial Flow Compressor Noise Studies, SAT Trans., 70(1962), 309