

低圧斜流送風機の乱流騒音の流量特性とその予測* (翼先端すきまによる差異)

児玉好雄*¹, 深野徹*²

Flow Characteristics and Prediction of the Sound Pressure Level for a Low Pressure Diagonal Flow Fan (Difference Caused by the Tip Clearance)

Yoshio KODAMA and Tohru FUKANO

The effect of the tip clearance between the blade tip and the fan casing on the noise generated by a diagonal flow fan is examined over a wide range of the flow rate of a fan and discussed in relation to the characteristics of flow measured at a cross section behind the fan rotor. Wake width, which controls the fan noise level, increases with decreasing the flow rate of the fan, which results in the increase in the noise level. The increase in the tip clearance causes the increase in the wake width especially in the tip region of a fan blade. A method to estimate the wake width by the known quantity of the deviation angle of the flow is proposed and verified experimentally to be useful, which enable us to estimate the noise level even in the low fan flow rate region.

Key Words: Fluid Machine, Turbulent Noise, Fan Noise, Diagonal Flow Fan, Tip Clearance, Wake Width, Flow Around Blade

1. 緒言

翼先端すきまは発生騒音を支配する重要なパラメータの一つであり、これを狭くすれば流体力学的特性ばかりでなく騒音特性も大幅に改善されることを著者らは前報で示した⁽¹⁾。また翼先端すきまを大にすれば翼端からの漏れ流量が増大し流出角の増加となることを実験と理論の両面から明らかにした Lakshminarayana の検討⁽²⁾を考慮に入れて、流出角の変化量と後流の幅の変化量との定量的関係を理論的に誘導し、その式を用いれば、最高効率点近傍における乱流騒音の理論値と実験値とは定量的によく一致することを明らかにした⁽³⁾⁽⁴⁾。しかしながら後流の幅が翼先端すきまによってどのように変化するかの実験的裏付けはまだなされていない。

本研究では斜流送風機を用いて翼先端すきまの変化によって後流の幅がいかに変化するかを定量的に求め、その関係を明らかにするとともに、流量による翼まわりの流動状態を計測することによって騒音と流動状態との関連性を調べた。さらに著者らが先に誘導し

た最高効率点近傍における騒音の音響パワーの予測式⁽¹⁾が低流量域でも適用できるか否かの検討を行った⁽⁵⁾。これらに加えて、流出角から後流の幅を予測する方法を提案し、これを用いた広範囲にわたる送風機流量で乱流騒音の音圧レベルの予測が可能であることを示した。

2. 主な記号

a_0 : 音速 m/s
 B : 動翼枚数
 C : 翼弦長 m または mm
 D : 相対座標系における後流の幅 m または mm
 E : 音響出力 W
 f : 周波数 Hz
 N : 回転数 rpm
 R : 半径方向の距離 m または mm
 r : 回転面から観測点までの距離 m
 SPL: 音圧レベル dB
 \bar{s} : 翼先端すきまの平均値 m または mm
 W_1 : 入口相対速度 m/s
 β_2 : 相対流出角 °
 η : 送風機と電動機の総合効率

* 昭和62年11月4日 第947回講演会において講演、原稿受付 昭和62年2月19日。

*¹ 正員、長崎大学工学部 (☎852 長崎市文教町1-14)。

*² 正員、九州大学工学部 (☎812 福岡市東区箱崎6-10-1)。

- θ : 絶対流出角 °
- λ : 動力係数
- ψ : 圧力係数
- ϕ : 流量係数

3. 乱流騒音の理論式

動翼に流入する流れの乱れの成分があまり大きくない場合、乱流騒音は主として翼後縁から放出されるうずに基づいている。この騒音の音響出力 E を予測するために著者らは次の式を導いた⁽¹⁾。

$$E = \pi B \rho \int_{SPAN} DW_i^6 dR / 2400 a_0^3 \dots\dots\dots (1)$$

ここで B は動翼枚数、 ρ は空気密度、 D は後流の幅、 W_i は動翼入口の相対速度、 R は半径方向の距離、 a_0 は音速である。 E と動翼回転面から r だけ離れた送風機軸上の観測点の音圧レベル SPL とは p_0 を最小可聴音圧として、次式で関係付けられる。

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

4. 実験装置および方法

図1は実験装置の概要を示したものである。装置の全長は約14mで吸込口には入口ノズル、ダクトの出口には流量調整用のダンパが設けられている。送風機はディフューザによって内径624mmのダクトに接続されている。また、下流側ダクトにはJIS規格に従って流量測定用オリフィスと整流格子が設置されている。

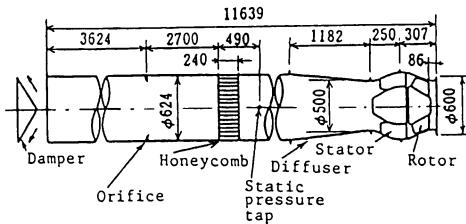


図1 実験装置の概要



図2 供試羽根車

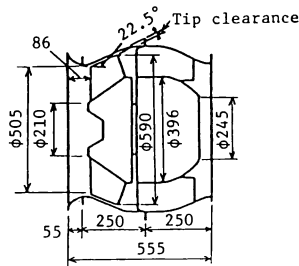


図3 供試送風機

図2は供試斜流送風機の羽根車を示したものである。羽根車入口と出口の直径はそれぞれ505mmと590mmであり、4極の誘導電動機によって約1760rpmで駆動される。以後この送風機をDF-Fanと呼ぶことにする。なおこの送風機は市販品である。図3はDF-Fanの詳細を示したものである。駆動用のモータは内径260mmの円筒の中に固定されており、この円筒は11枚の円弧静翼によって支持されている。

流動状態は羽根車入口側では動翼前縁から約15mm上流の断面を半径方向に約5~10mm間隔に12点、出口側では動翼後縁から約15mm下流の断面を約5~10mm間隔に10点で五孔球形ピトー管を用いて計測された。熱線流速計で測定された動翼後流の速度変動波形をFFTアナライザで200回転分だけ平均化を行い、その出力をX-Yレコーダで記録した。外径12.7mmのコンデンサマイクロホンによって入口ノズル端から1.5m上流の送風機回転軸上で音圧レベルを測定し、精密騒音計からの出力を中心周波数に対するバンド幅比が2.5%の狭帯域の周波数分析器を用いて解析し、その結果を高速度レベルレコーダで記録した。

翼先端すきまを変える場合には真円に仕上げた入口ノズルとダクトとを同心に保ったまま、両者のフランジの間に適当な厚さのスペーサをそう入ることによって行った。採用した翼先端すきまは1.5, 3.5, 6.5mmの3種類である。

5. 実験結果および考察

5.1 流体力学的特性 図4は3種類の翼先端すきまに対する送風機の特性曲線を示したものである。

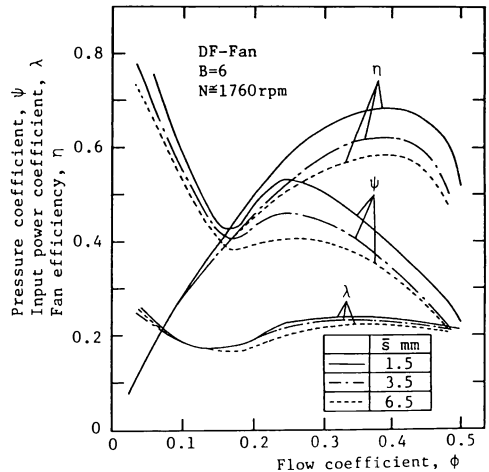


図4 特性曲線

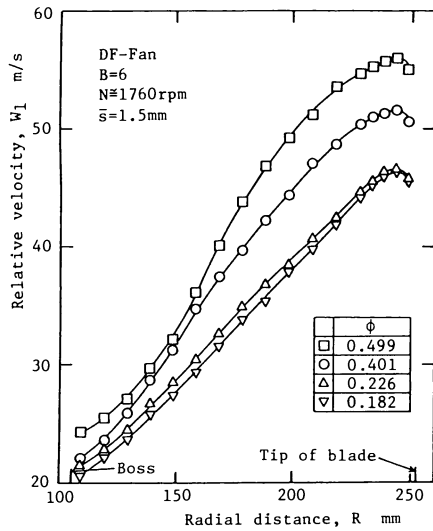
図4中の ϕ , ψ , λ および η はそれぞれ流量係数, 圧力係数, 動力係数および電動機と羽根車の総合効率である⁽⁴⁾。図4から, 翼先端すきまは流体力学的特性に大きな影響をおよぼしていることがわかる。つまり先端すきまが狭くなるにつれ圧力係数は全流量域で増加し, 効率も $\phi > 0.15$ の範囲で顕著に増加すること, 圧力係数の極大点で示されるサージング開始点が低流量側へ移行することなどがわかる。

本研究では本実験装置における最大流量点, 最高効

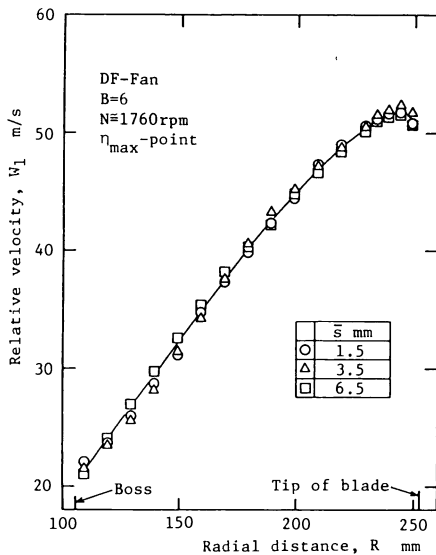
率点, 音圧レベル急上昇開始点 (最高効率点の音圧レベルより2 dB高い点として定義), 圧力係数極小点の4点を選び動翼まわりの流動状態を各先端すきまに対して測定したので以下にそれらについて詳述する。

5.2 動翼まわりの流れの様相 図5は入口相対速度の半径方向分布を示したものである。図5(a)は $\bar{s} = 1.5$ mmにおける相対速度の流量による差異を表したもので, 図5中の \square , \circ , \triangle および ∇ 印はそれぞれ最大流量点, 最高効率点, 音圧レベル急上昇開始点および圧力係数極小点を示している。相対速度は全体的には羽根先端からボス側へ向かって減少すること, 流量が減少するにつれ相対速度も低くなることなどが図5からわかる。一方, 図5(b)は最高効率点における相対速度の翼先端すきまによる差異を示したものである。図5から, 全半径位置において \bar{s} による大きな差異はみられない。

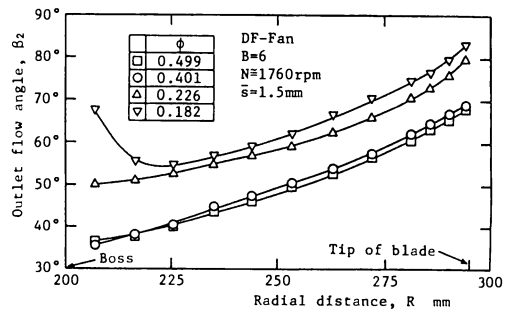
図6(a), (b)は相対流出角の半径方向分布を示したものでそれぞれ $\bar{s} = 1.5$ mmにおける流量による差異と最高効率点における翼先端すきまによる差異であ



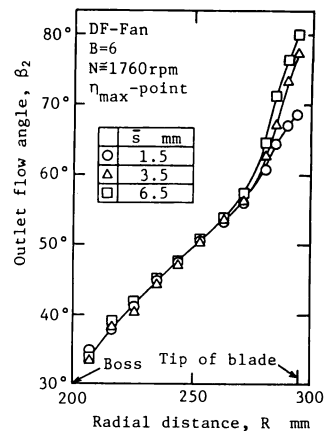
(a) 流量による差異



(b) 翼先端すきまによる差異



(a) 流量による差異



(b) 翼先端すきまによる差異

図5 入口相対速度の半径方向分布

図6 流出角の半径方向分布

る。これらの図から、流量が減少するにつれ流出角が増大すること、最高効率点で比較すれば翼先端すきまが増大するにつれ翼先端近傍で流出角が増大しており、これはLakshminarayanaの結果とよく一致する⁽²⁾ことなどがわかる。これは翼先端すきまが増大するにつれ翼先端における圧力面から負圧面への流れ流量が増大し、流れが翼面に沿わなくなることを意味する。

5.3 速度変動波形と後流の幅 図7と図8は絶対座標系で測定した動翼後方の速度変動波形を示したもので、それぞれ $\bar{s}=1.5\text{ mm}$ と最高効率点におけるものである。動翼の後流の幅の定義は難しいが本研究ではSchlichting⁽⁶⁾やShaw⁽⁷⁾と類似に後流の半値幅の2倍を後流の幅と定義した⁽⁵⁾。

時々刻々変化する速度変動波形は翼先端近傍や低流

量の場合には、一般に主流部と翼の後流とが明確には識別し難い。そこで羽根車の200回転分の平均値を求めた。そのような処理をすると図7と図8に示すように6枚の動翼に対応して六つのピークが明りょうにみられるようになる。

式(1)中の D は相対座標系における後流の幅であるから、これを前述の絶対座標系での測定した後流の幅 $2D_a(=CD)$ から図9で示される翼出口の速度三角形の関係から得られる次式を用いて算定した⁽⁶⁾。

$$D = D'_a \cos \beta_2 / \cos \theta = 2D_a \cos \beta_2 \dots\dots\dots (3)$$

ここで β_2 は相対流出角、 θ は絶対流出角である。

図10(a)と図10(b)はそれぞれ流量および翼先端すきまによる D の差異を示したものである。 D は流量の減少に伴って全半径位置で増加するが翼先端とボス近傍における増加が著しい[図10(a)]。一方、最高効率点近傍においては先端すきまの増加に対する後流の幅の増加は先端近傍において著しく、増加する半径

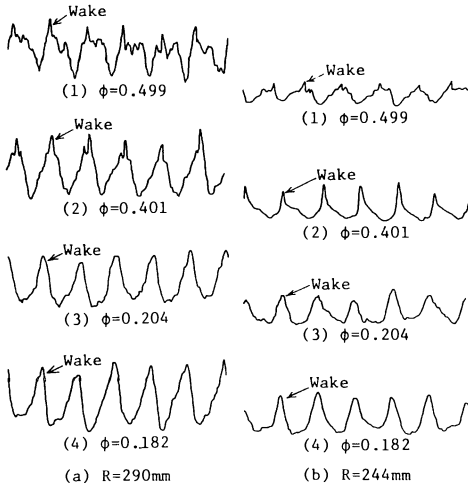


図7 後流の速度変動波形の流量による変化 ($\bar{s}=1.5\text{ mm}$)

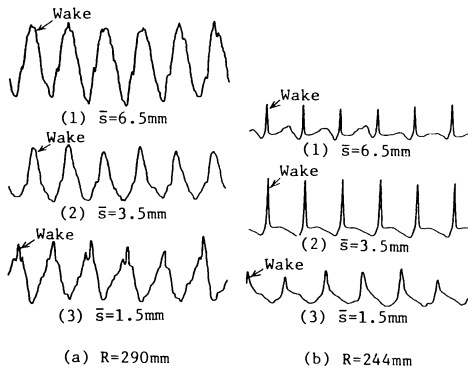


図8 後流の速度変動波形の翼先端すきまによる変化 (最高効率点)

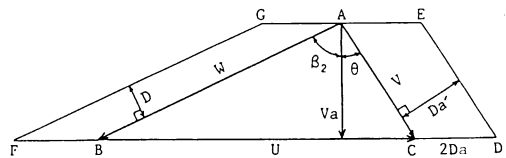
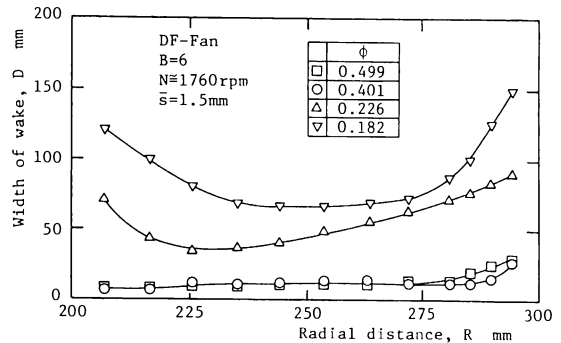
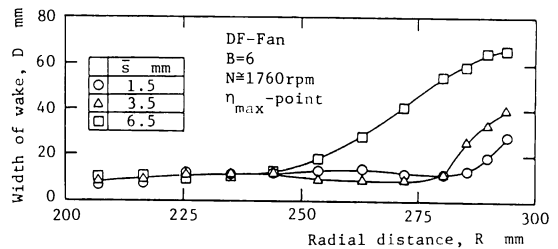


図9 出口速度三角形



(a) 流量による差異



(b) 翼先端すきまによる差異

図10 後流の幅の半径方向分布

方向の領域は広がる [図 10(b)].

5.4 後流の幅の簡易計算法 図 7 や図 8 に示した後流の速度変動波形を実験的に得ること自体簡単ではないから、このような方法で後流の幅を計算することは煩雑である。これを簡単に決定できれば騒音レベルの予測にあたって好都合である。図 6 および図 9 から明らかなように後流の幅は流出角と一意的に関連している。このことを考慮して、図 11 に示す関係により D を次式のように近似的に算定する方法を試みた。

$$D = C' \tan \varepsilon + D_t \dots\dots\dots (4)$$

$$\varepsilon = \beta_2 - \xi \dots\dots\dots (5)$$

ここで C' は実測した W の方向を示す実線 M に平行な線が翼の負圧面に接する点 A から翼後縁 B までの距離、 D_t は翼後縁の厚さ、 β_2 は相対流出角である。

図 12 は後流の幅の実測値と式 (4) から求められる計算値とを最高効率点において比較したものである。両者はよく一致している。このほか最大流量点でも同様である。また、流量が少ない圧力係数極小点では実測値の 1/2 となるような場合もあるが、そのときでも定性的には傾向をよく示す。

5.5 騒音特性 図 13 は翼先端すきまが騒音の流量特性におよぼす影響を示したもので白抜きの記号は

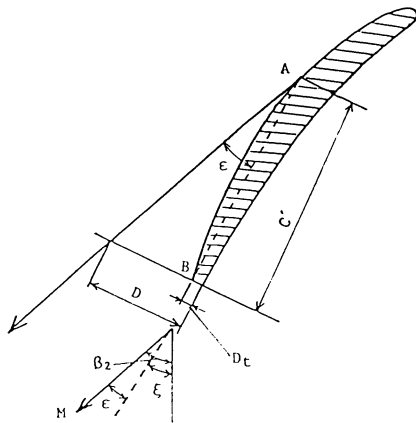


図 11 後流の幅と流出角の関係

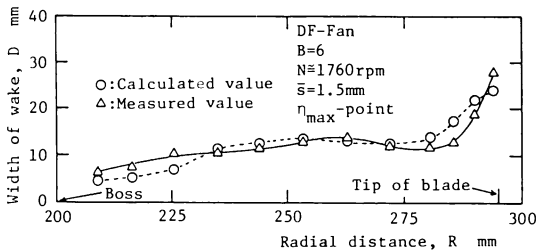


図 12 後流の幅の計算値と実測値との比較

騒音計の L 特性での測定値 [SPL(L)] を、黒塗りの記号は聴感補正を行った A 特性での測定値 [SPL(A)] を示している。図 13 から、流量係数が 0.2~0.5 の流量域では翼先端すきまが広がるにつれ音圧レベルが高くなるのがわかる。これは 5.4 節までに示したように翼先端すきまの増加により翼先端において圧力面

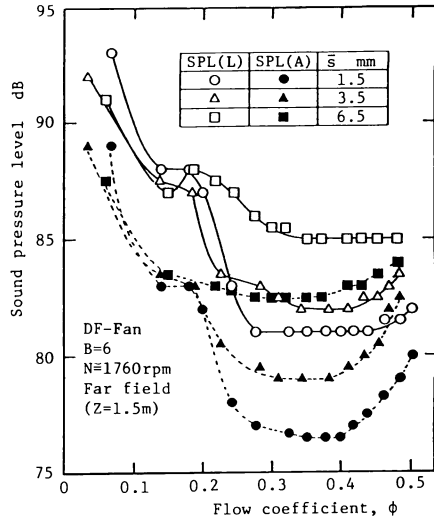
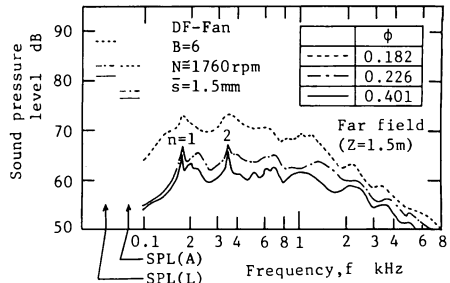
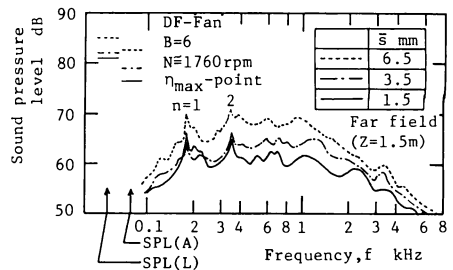


図 13 騒音特性におよぼす翼先端すきまの影響



(a) 流量による差異



(b) 翼先端すきまによる差異

図 14 騒音のスペクトル密度分布

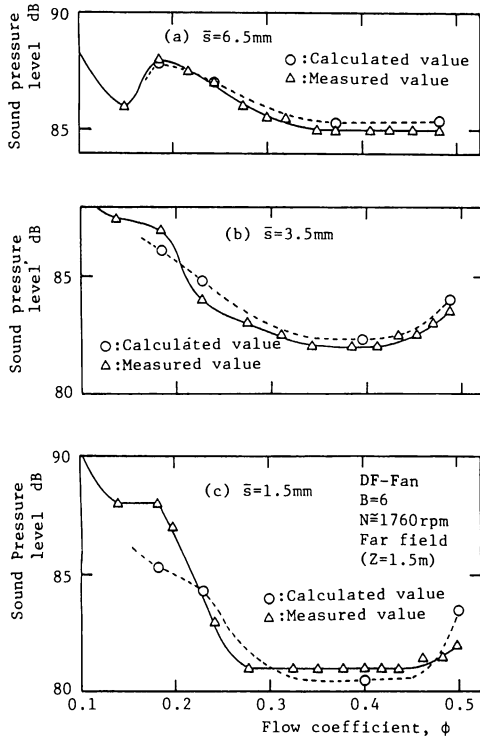


図 15 騒音の流量特性

から負圧面への漏れ流量が大となり、流れが翼面に沿って流れなくなり後流の幅 D が增大するためである〔式(1)参照〕。さらに、最高効率点から音圧レベル急上昇開始点までの流量域で定義した低騒音流量域も翼先端すきまが増大するにつれ狭くなる。翼先端すきまを 6.5 mm から 1.5 mm にすることによって A 特性で約 7 dB の騒音レベルの低減が得られる。また、 $\phi = 0.18$ 近傍で音圧レベルの極大値がみられるが、この点の流量は圧力係数の極小点の流量とほぼ一致している⁽¹⁾。

図 14(a), (b) はそれぞれ騒音のスペクトル密度分布を比較したもので、図 14(a) は $\bar{s} = 1.5$ mm の条件下での流量による差異を、図 14(b) は最高効率点における翼先端すきまによる差異を示したものである。流量が減少するにつれてほぼ全周波数域で音圧レベルが増加する。これは図 6 と図 10 に示したように流量の減少とともに流れが翼に沿って流れなくなり、後流の幅が増大したことによっている。図 14 中には 175 ($n=1$) と 350 Hz ($n=2$) 近傍にレベルは低いがピークがみられる。これらは回転騒音の基本周波数とその倍音である。本報では全帯域騒音からこれらの騒音をエネルギー

的に差引いたものを乱流騒音レベルの実測値としているが、これらが全帯域騒音に与える影響はわずかで、ほとんどの場合乱流騒音レベルは全帯域騒音レベルに等しい。

一方、図 14(b) に示すように翼先端すきまが狭くなるに従いほぼ全周波数域で音圧レベルが減少する⁽¹⁾。

5.6 音圧レベルの予測 図 15 は実測した後流の幅 D と相対速度 W_1 を使って式(1)と式(2)から求めた音圧レベルの計算値(○印)と実測値(△印)とを比較したもので、上から順に $\bar{s} = 6.5, 3.5, 1.5$ mm の場合を示している。低流量域では流れがかなり変動しているため精度よい流れの計測が難しく、そのため、騒音の実験値との一致性は低下するものの、これらの図から、 \bar{s} の大小にかかわらず計算値と実測値とはほとんど ± 2 dB 以内で一致している。このことから、後流の幅と入口相対速度が与えられれば式(1)を用いて広範囲の流量域の騒音の予測が可能であるといえる。

6. 結 論

低圧斜流送風機の翼先端すきまを 3 種類変えて動翼まわりの流動状態と発生騒音との関係を最大流量点、最高効率点、音圧レベル急上昇開始点および圧力係数極小点の 4 流量点で調べた。その結果以下の結論が得られた。

- (1) 最高効率点近傍での \bar{s} による音圧レベルの変化は後流の幅の変化によっており、式(1)によって音響出力を予測することができる。
- (2) 軸流送風機と同様に、低流量域における騒音も後流の幅と相対速度が求めれば式(1)および式(2)から予測することができる。
- (3) 低騒音流量域においては、流出角 β_2 が与えられれば後流の幅 D の予測が可能である。したがって騒音レベルもほぼ ± 2 dB 以内の精度で予測できる。

おわりに本研究に協力していただいた当時長崎大学学生の豊浦 学、村田和弘の諸氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 深野・ほか 2 名, 機論, 51-463, B (昭 60), 820.
- (2) Lakshminarayana, B., *Trans, ASME, Ser. D*, 92-3 (1970), 467.
- (3) 深野・児玉, 機論, 51-466, B (昭 60), 1825.
- (4) 児玉・深野, 機論, 52-475, B (昭 61), 1316.
- (5) 児玉・深野, 機論, 53-492, B (昭 62), 2514.
- (6) Schlichting, H., *Boundary-Layer Theory*, (1968), 692, McGRAW-HILL Book Company.
- (7) Shaw L. M. and Balomin, J. R., *J. Aircraft*, 19-11 (1982), 954.

討 論

〔質問〕 鈴木昭次〔(株)荏原製作所〕

後流幅に対する翼先端すきまの影響をよく調べられたことに敬意を表す。

(1) 動翼と静翼の軸方向距離によって騒音が変化することはよく知られている。最高効率点風量以外では特に乱流騒音も変化する。また、動翼と静翼の枚数比についても同様である。したがって、ウェークだけから騒音パワーを計算することは、以上のことが考慮されていない。この点についていかがお考えか。

(2) 英文題名のうち、Diagonal Flow FanはMixed Flow Fanに訂正されたい。JIS用語および慣例的にも使用していないからである。

〔回答〕 (1) 動翼と静翼の軸間距離および静翼枚数が騒音に及ぼす影響は、著者らが調査した範囲および実験範囲では回転騒音に顕著に現れる。乱流騒音の場合、前置静翼では多少影響があるが、後置静翼の場合にはそれほどでもない。静翼が送風機の乱流騒音に及ぼす影響としては静翼そのものから発生するものと静翼が動翼に及ぼすものの2種類が考えられる。静翼は動翼に比べ流入速度が遅いので、前者は無視できると思う。後者は動翼まわりの流動状態を若干変え、

そのために後流の幅および流速が若干変わるかもしれない。しかし、本研究の場合、後流の幅と相対速度の実測値とを用いて音響出力を計算しているので、その影響も含めた議論になっていると考えている。

(2) JSMEの用語集で調べてみると、斜流水車に対してDiagonal flow turbineが、混流ファンに対してMixed flow fanが使用されている。一方、斜流ポンプとしてMixed flow pumpが使用されている。また、斜流ファンに対するものは見いだせなかった。このように、JSMEにおいても斜流をDiagonal flowにすべきかMixed flowにすべきかの明確な定義はないように思われることや、文献(付1)で、混流形と斜流形ではその形状が明らかに違い、本研究で用いている羽根車は斜流形であること、あるいは最近の機論の表題にも著者らのものと同様のファンに対する英文としてDiagonal flow fanが使用されていることなどを参考にして本報では斜流送風機に対してDiagonal flow fanを使用した。

(付1) 村上・部谷, 流体機械, (昭57), 42, 森北出版.