

〔論文〕

チューブラー遠心送風機から発生する干渉騒音の特性

林 秀 千 人 *¹ 児 玉 好 雄 *² 淵 上 真 一 郎 *³ 深 野 徹 *⁴

Interaction Noise Generated from a Tubular Centrifugal Fan

Hidechito HAYASHI, Yoshio KODAMA, Shinichirou FUCHIGAMI and Tohru FUKANO

Discrete frequency noise (DFN) generated from a tubular centrifugal fan was investigated experimentally and theoretically. It was made clear that the DFN is caused by the interaction of the rotor blades with the distorted inlet flow, but not with the stator blades. It is effective for reducing the DFN level that the inlet nozzle is lengthened to the duct diameter and set the honeycomb in it. In the latter case, the DFN level can be reduced almost to the turbulent noise level. The DFN level was theoretically predicted. The prediction shows that the noise source concentrates to the leading edge of the blade. And the characteristic lengths are almost constant for any inlet distortion. The predicted noise level agrees with the experimental results.

Keywords : Noise, Tubular fan, Interaction noise, Inlet distortion

1. 緒言

チューブラー遠心送風機は、通常の遠心送風機におけるスクロールケーシングの代わりに円筒形のケーシングを用いて、その中に遠心羽根車を組み込んだものである。この送風機は、軸流送風機と同様に管路に直接組み込むことができ、さらに遠心羽根車を用いているので比較的容易に高圧力を得ることができる特徴を有している。著者らはこれまでの研究で、チューブラー遠心送風機が流体力学的特性は若干劣るものの、騒音や比騒音レベルなど騒音面で通常の遠心送風機に比較しても有利な送風機であることを示した⁽¹⁾⁽²⁾。

チューブラー遠心送風機はケーシングに舌部がないので、舌部との干渉による騒音が発生し

ないと考えられる。一方、実機においては高いレベルの離散周波数騒音が発生し、全帯域騒音レベルを増大させている。したがって、この離散周波数騒音の原因を究明しそれを低減できれば、かなりの低騒音化が期待でき騒音面でいっそう有利な送風機となる。

最高効率点近傍で低圧の送風機が作動している場合の離散周波数騒音は、動翼の回転騒音と動翼と障害物との干渉による干渉騒音がある。低圧の送風機では、動翼回転騒音は送風機の管内で減衰するため主たる騒音源とはならない。したがって、干渉騒音が主たる騒音源となる。

干渉騒音の発生原因として、比較的圧力が高く速度が大きい送風機においては、動翼へ入る流れのひずみが原因となることが報告されている⁽³⁾。しかし、送風機のように低圧の場合には流入速度が小さく入口偏流による影響は一般に小さいと思われるが明確ではない。

本研究は、この干渉騒音の発生原因が入口偏流と動翼との干渉が原因であることを明らかに

* 1 長崎大学 工学部
E-mail : hidechto@net.nagasaki.u.ac.jp

* 2 長崎大学 工学部

* 3 長崎大学 大学院

* 4 九州大学 大学院 工学研究院
原稿受付日 平成14年5月17日

した。また、干渉騒音のレベルの予測を行ない入口ノズルの条件による影響を明らかにした。

2. おもな記号

- b : スパン長さ (mm)
- C : 翼弦長 (mm)
- d : 羽根車の直径 (mm)
- E : 音響エネルギー (W)
- f : 周波数 (Hz)
- K : 変動圧力分布の補正係数
- K_s : 比騒音レベル (dB)
- L : 電動機入力 (W)
- m : 干渉騒音のロブ数
- N : 羽根車回転数 (rpm)
- N_r : 動翼の翼枚数
- N_s : 静翼の翼枚数
- n : 高調波の次数
- p : 圧力 (Pa)
- P_T : 羽根車出口での全圧 (Pa)
- Q : 流量 (m^3/s)
- R : 相関係数
- S_c : 相関面積 (m^2)
- s : 翼弦方向の前縁からの距離 (mm)
- T : ハニカムのセルサイズ (mm)
- U_2 : 羽根車の出口における周速度 (m/s)
- V : 絶対速度 (m/s)
- W : 相対速度 (m/s)
- z : スパン方向の距離 (m)
- Γ : 翼まわりの循環強さ (m/s)
- ω : 羽根車の回転角速度 (rad/s)
- θ : 円周方向角度 ($^\circ$)
- η : 送風機と電動機の総合効率
- ϕ : 流量係数
- ψ : 圧力係数
- λ : 動力係数

[添え字]

- 1 : 羽根車入口

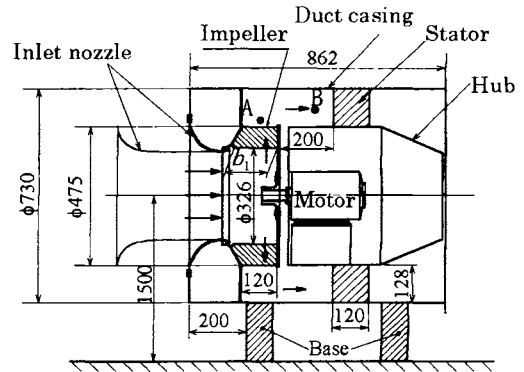


Fig. 1 Schematic view of a tubular centrifugal fan

2 : 羽根車出口

— : 時間平均

Δ : 変動の振幅または微量

3. 実験装置および方法

Fig. 1 はチューブラー遠心送風機の概要を示したものである。送風機はベルマウス入口から200mm後方にある支持台によって、地面から回転軸中心までの高さが、送風機吸い込み直径の5倍、1500mmの位置に設置されている。なお、送風機のベルマウス前方には障害物はなく、地面以外は自由空間となっている。空気は送風機の左側にある入口ノズルから流入し、遠心羽根車で半径方向に 90° 転向する。羽根車でエネルギーを得た後ケーシング壁とハブとで構成される環状流路で回転軸方向に転向し静翼へと流入する。ここで、旋回速度成分が圧力に変えられて送風機出口へと流れる。羽根車は前報(2)のNo. 2 羽根車を用いた。12枚の平板翼から成り、内径 d_1 は326mm、外径 d_2 は475mm、スパン長さは羽根車入口で $b_1=145.6\text{mm}$ 、出口で $b_2=120\text{mm}$ である。ケーシング径は730mmである。また、下流側に設置した静翼は翼枚数11、12、15枚のものを用いた。

Fig. 2 には流入条件を変更するために用いた入口ノズルの概略を示している。Fig. 2(a)は市

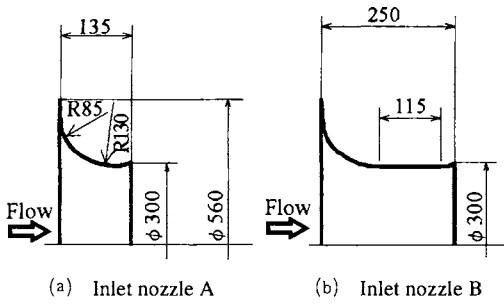


Fig. 2 Geometry of inlet nozzle

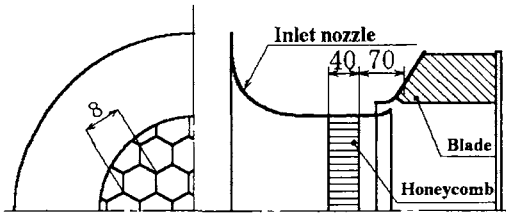


Fig. 3 Inlet nozzle B with honeycomb

販品の入口ノズルで、上流側から二円弧でスムーズにつながる形状をしており入口ノズルAと呼ぶ。Fig. 2(b)には入口ノズルに115mmの直管部を設けて、全長を直径と同程度に長くした形状の入口ノズルBを示している。入口ノズルの入口断面を上流側へ出すことで送風機の支持台など周囲の障害物の影響を小さくし、より均一な流入状態となることを意図した。さらに、入口ノズル内の流れの改善を目的として、Fig. 3のようにハニカムを入口ノズルBに設置した。ハニカムは、セルサイズ T を8mm、長さは整流作用が十分現れるセルサイズの5倍の40mmとした⁽²⁾。ハニカム位置は後端がノズル後端から70mm上流に位置するように設置した。ただ、送風機内の干渉騒音の減衰特性では、ベルマウスAおよびBでは長さが短く明確な傾向が得られなかったので、直管部を285mmと長くした全長420mmの入口ノズルを用いて測定を行った。

騒音の測定は、羽根車回転軸上の入口ノズル上流1.5mにおいて、B&K社製の精密騒音計を用いて行った。入口ノズル内部での騒音の減衰

特性はマイクロフォンの先端にノーズコーンを取付け、これを半径130mmで軸方向に移動させて行った。流動様相の測定はFig. 1中に点A、Bで示す羽根車出口および静翼入口において熱線流速計を用いて行い、主として速度変動を調べた。さらに羽根車入口においては、軸方向速度の変動成分の周方向分布およびスパン方向分布を、羽根車内径より20mm半径が小さい位置で熱線流速計により調べた。送風機の性能の測定は前報(1)の装置を用いた。

4. 入口偏流による干渉騒音の理論

チューブラー遠心送風機の、入口偏流と羽根車との干渉による干渉騒音の予測式を導いた。流れは、羽根車入口および羽根車内部の流動状況を、二次元の離散渦法により求めた⁽⁴⁾⁽⁵⁾。入口偏流は羽根車の回転軸中心近くに置いた湧き出しの位置を変えることによってモデル化した。その結果をもとに入口偏流による干渉騒音の予測を以下のようにして行った。

流れの中にある物体からは、物体まわりの流れとの干渉により双極子形の騒音が発生する。Sharlandにより、物体表面の圧力の変動と音響エネルギーとの関係が与えられる⁽⁶⁾。羽根車に適用すると、羽根車から放出される全音響エネルギー E は、羽根枚数 N_r では次式で得られる。

$$E = \frac{N_r}{12\pi\rho a^3} \int_{blade} \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right)^2 S_c ds dz \quad \dots(1)$$

ここで、 ρ および a はそれぞれ空気の密度と音速である。右辺の被積分項は音源の圧力変動の時間微分である。また、 S_c は相関面積と呼ばれ、物体表面上の音源となる圧力変動の広がりを表す。これは一般に弦長方向とスパン方向のそれぞれの相関長さ l_s と l_c との積で表される。弦長方向の相関長さについては、相関係数 $R(s_1, s)$ をもとに次式から算出した。ここでは、後述のように音源が翼の前縁に集中してい

ることから、前縁 $s_1=0$ を基準としている。

$$l_c = \int_c R(s_1, s) ds, \quad R(s_1, s) = \frac{\overline{\left\langle \frac{\partial p_1}{\partial t} \frac{\partial p}{\partial t} \right\rangle}}{\left(\overline{\left\langle \frac{\partial p_1}{\partial t} \right\rangle^2} \overline{\left\langle \frac{\partial p}{\partial t} \right\rangle^2} \right)^{1/2}} \quad \dots(2)$$

また、スパン方向の相関長さは、計測により得た入口の速度分布をもとに同様にして算出した。

式(1)中の圧力変動は翼表面に分布するので、単位スパン当りの揚力と関係付けられる⁽⁷⁾。

$$F = \int_c (p_p - p_s) ds = \rho W \Gamma \quad \dots(3)$$

ここで、 p_p と p_s はそれぞれ、翼の正圧面側と負圧面側の圧力である。上式は翼全体に働く揚力を表すので、 F/C が翼表面の平均圧力を代表すると考えられる。この場合、干渉騒音では圧力変動が前縁に集中する (Fig. 9 参照) ので、平均圧力による見積もりは集中した分布の圧力に基づく音響エネルギーと違いが生じる。その違いを補正する係数を K とすると式(1)の音響エネルギーは次式となる。

$$E = \frac{N_r}{12\pi\rho a^3} K \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{F}{C} \right) \right]^2 l_l C b_1 \quad \dots(4)$$

ここで、 K は次式で表わされる。

$$K = \frac{C}{F^2} \int_c (p_p - p_s)^2 ds \quad \dots(5)$$

ここで、 $'$ は変動量の自乗平均を表す。この値は音源の前縁への集中の程度を表すもので、音源が翼面上に均等に分布した場合は $K=1$ で、前縁へ集中するほど大きな値を取る。相対速度と循環の時間変化を正弦波変動と仮定すると、音響エネルギーは次式となる。

$$E = \frac{\rho\pi N_r}{6a^3 C} K (\sqrt{W_1 \Gamma})^2 \times \left\{ \left(\frac{\Delta\Gamma}{\Gamma} \right)^2 + 2 \left(\frac{\Delta\Gamma}{\Gamma} \right) \left(\frac{\Delta W_1}{W_1} \right) + \left(\frac{\Delta W_1}{W_1} \right)^2 \right\} l_l b_1 \quad \dots(6)$$

上式は音響エネルギーが翼まわりの循環の変動

$\Delta\Gamma$ と相対速度の変動 ΔW さらにそれらの積に關係付けられることを示している。

羽根車から放出される騒音のエネルギーは送風機の上流と下流に放出される。送風機の上流に R 離れた地点で観測される音圧 \bar{p} と音響エネルギーとは次の式で關係付けられる⁽⁸⁾。

$$\frac{E}{2} = \frac{4\pi R^2 \bar{p}^2}{3\rho a \cos^2 \theta} \quad \dots(7)$$

ここで、 θ は音源を中心としてとしてファンの軸中心と観測点とのなす角で、本実験では 0° である。以上の關係をもとに、観測点の音圧レベル (SPL) は次式で求まる。

$$SPL = 10 \log_{10} \frac{\bar{p}^2}{P_0^2} \quad \dots(8)$$

ここで P_0 は最小可聴音圧で $2 \times 10^5 \text{ Pa}$ である。この式に離散渦法により得られる流れの特性量を用いて、送風機上流での騒音レベルが予測される。

5. 実験結果および考察

5-1 静翼枚数による干渉騒音への影響

チューブラー遠心送風機では、羽根車の下流に静翼を設置しているため、軸流送風機と同様に羽根車と干渉を起こす可能性がある。Fig. 4 は、動翼と静翼の枚数の組み合わせによる翼通過周波数 (BPF) 音とその倍音の入口ノズル内での減衰特性を示している。羽根車前面シュラウドから上流側を z の正方向に取っている。Fig. 4 (a) は静翼枚数 N_s が 12 枚、Fig. 4 (b) は 11 枚の場合である。図中の●印は BFP 音の基本周波数、○印は 2 次の高調波である。

干渉騒音については、Tyler と Sofrin による管路内の減衰特性があり⁽⁸⁾、干渉騒音の減衰割合は周方向の圧力のモードに依存する。これをロブ数 m と呼び、次の關係がある。

$$m = n \cdot N_r + k \cdot N_s \quad \dots(9)$$

ここで、 n 高調波の次数、 k は任意の整数である。ロブ数 $m=0$ では、管路内で減衰せず発生

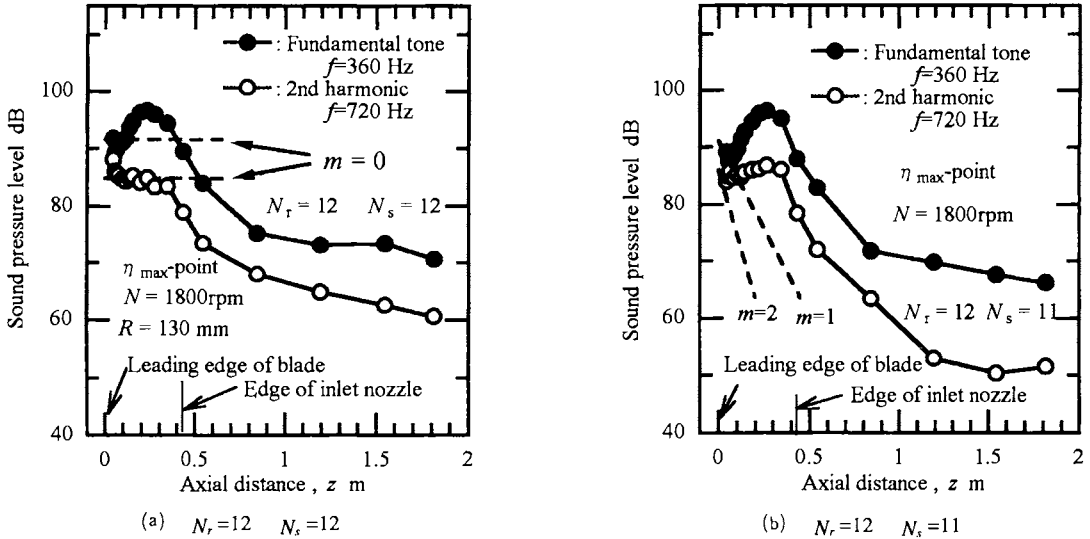


Fig. 4 Axial decay of the interaction noise

した干渉騒音が入口ノズル端からそのまま大気中に放射されることになる。

本実験では動翼枚数が $N_r=12$ なので、式(9)から静翼枚数が $N_s=12$ では基本周波数 ($n=1$)・倍音ともに最小モード数は $m=0$ となる。静翼枚数が $N_s=11$ の場合には、基本周波数が $m=1$ となり、倍音では $m=2$ となる。これらの関係を図中に破線でそれぞれ示している。実験結果は、Fig. 4(a)(b)ともに基本周波数 (●印) では反射などによる山なりの分布を示し、入口ノズルを出ると自由空間への広がりにより減衰している。倍音においても、入口ノズルの管内では減衰が見られない。これは、Fig. 4(a)で動翼と静翼の枚数が同数である場合は $m=0$ の減衰が起こらない特性と一致するものの、Fig. 4(b)の枚数が異なる場合には破線の分布と異なり、 $m=1, 2$ の減衰特性 (図中の破線) が当てはまらない。すなわち、静翼枚数にかかわらず減衰特性が変化しないことは、干渉騒音が動翼と静翼の干渉ではないことを示唆している。

Fig. 5 には羽根車の下流における変動速度の時間波形を示している。Fig. 1 中の観測点Aの羽

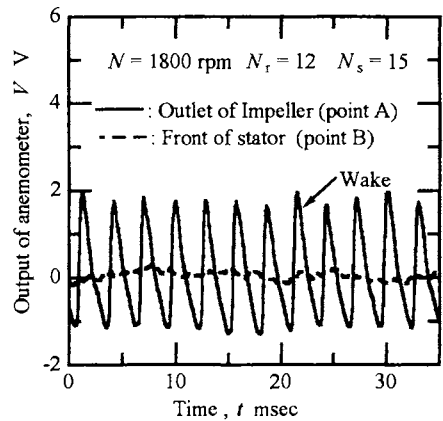


Fig. 5 Variation of the velocity fluctuation

根車直後では、実線で示す動翼の後流を表す規則的な変動波形が明確に現れている。これは、この変動が直接静翼に当たると顕著な干渉騒音を引き起こすが、チューブロー遠心送風機では、羽根車からの規則的な流れの変動が環状流路を通過する過程で三次元的に混合・拡散が進む。そのため静翼上流 (Fig. 1 中の観測点B) では、Fig. 5 中の破線のように周期的な変動波形がまったく消え、静翼入口においては周期性をほとんど持たなくなり、干渉騒音が発生しない。

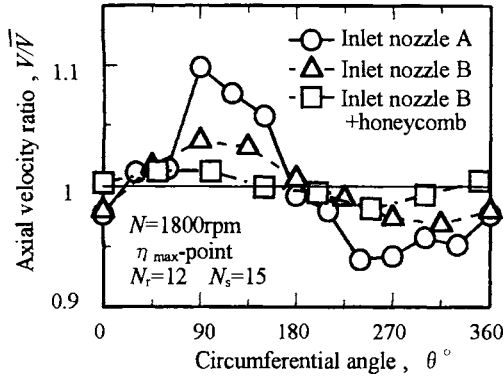


Fig. 6 Circumferential distributions of inlet distorted flow for inlet conditions

以上、Fig. 4 およびFig. 5 からチューブラー遠心送風機においては動翼と静翼との干渉による干渉騒音の発生はほとんどないことがわかる。

5-2 入口ノズルによる干渉騒音への影響

Fig. 6 は羽根車入口における軸方向速度成分の周方向分布を真上を 0° として示したものである。図中の○印は入口ノズルAの場合である。 $\theta=90^\circ$ 付近で最大、 270° 付近で最小を示す周方向に一次のモードの偏流が生じ、その大きさは平均速度の1割程度にも達している。チューブラー遠心送風機では、回転軸まわりに対称な構造となっているために、地面や支持台など上流の影響を大きく受けて流入ひずみが問題になると思われる。直管部を有する入口ノズルBになると図中の△印のように偏流の大きさがだいぶ小さくなっている。これは、入口ノズルを長くすることで、送風機の支持台などからの流入ひずみが押えられ、さらに直管部で流入偏流が減衰したものであると思われる。図中の□印は、ノズルBにさらにハニカムを取り付けたものであるが、偏流が非常に小さくなっていることがわかる。これは、市販品のノズルAの場合に比べると、 $1/5$ 程度にまで減少している。

Fig. 7 に入口ノズルA、Bについて騒音のスペクトル分布の比較を示す。図中の $n=1$ で示す f

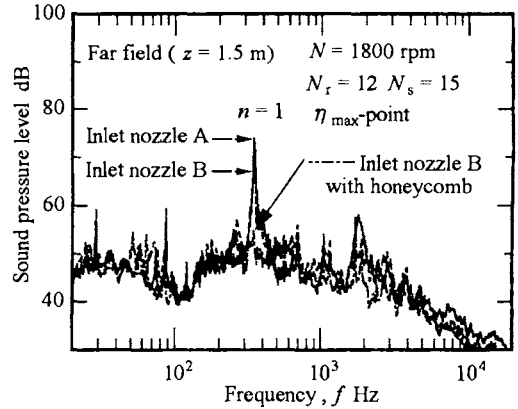


Fig. 7 Spectrum distributions of fan noise

$=360\text{Hz}$ の顕著なピークが干渉騒音である。入口ノズルAではこの干渉騒音のレベルは 74dB とかなり大きいですが、入口ノズルBになると入口偏流が小さくなったことにより 66dB にまで低下している。さらに、入口ノズルBにハニカムを付けた場合には、図中の一点鎖線のように入口ノズルAに比較して 20dB 程度も低減されており、ほとんど乱流騒音のレベルと変わらないことが分かる。

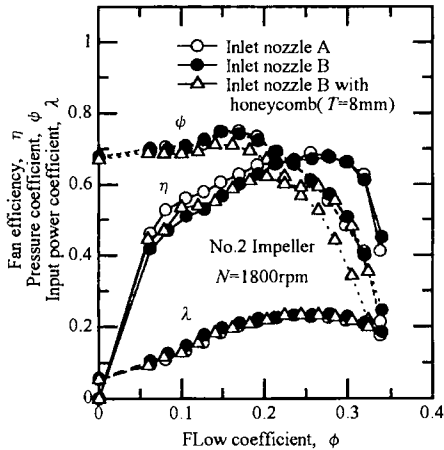
5-3 入口ノズルによる送風機特性への影響

Fig. 8 (a)と(b)に、入口ノズル条件を変えた場合の流体力学的特性と騒音特性を示す。ここで、流体力学的特性の各量は次式で定義される。

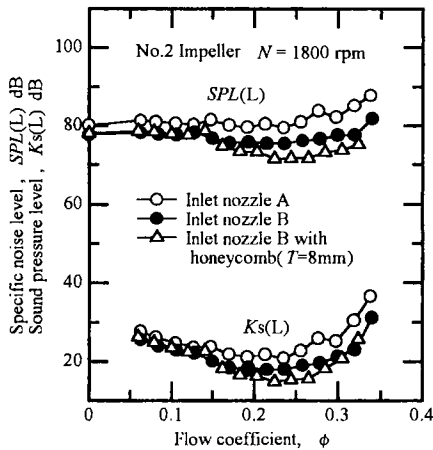
$$\psi = \frac{2P}{\rho U_2^2}, \quad \phi = \frac{4Q}{\pi d_2^2 U_2} \quad \dots(10)$$

$$\lambda = \frac{8L}{\pi \rho d_2^2 U_2^3}, \quad \eta = \frac{\phi \psi}{\lambda}$$

入口ノズルAとBでは特性にほとんど違いが見られず最高効率はおよそ 68% である。ハニカムを取付けると、チューブラー遠心送風機では、吸込み径が小さいので流入速度が大きくなる。そのため、圧力損失が大きくなり、最高効率が 62% 程度に低下する。一方、Fig. 8 (b)の騒音特性SPLでは入口ノズルBになると最高効率点で騒音レベルが 3dB 程度低下している。ハニカム



(a) Fluid dynamic characteristics



(b) Sound pressure level and specific noise level

Fig. 8 Noise characteristics of fans

が付くと、さらに3dB程度の低下が見られる。これらは、干渉騒音のレベルの低下によるものである。

騒音特性に流体力学的特性を加味した比騒音レベル K_s は次式で表わされる⁽¹⁾。

$$K_s = SPL - 10 \log(QP_t^2) + 2 \quad \dots(11)$$

ここで、 Q は流量 (m^3/s)、 P_t は全圧 (Pa) である。この場合、入口ノズルBはAに比べて、比騒音レベルは約3dB低下して良好な特性を示している。ハニカムを付けた場合には、流体力学

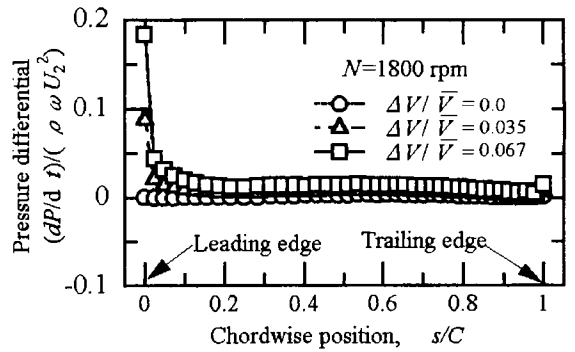


Fig. 9 Distributions of the dP/dt along a chord

的性能が低下するものの、騒音レベルの減少が著しく、比騒音レベルはさらに2dB程度低下している。市販のノズルと比べると5dB程度も低騒音化できる。すなわち、騒音面ではハニカムを取り付けることで、かなりの性能向上が可能である。

5-4 干渉騒音の予測

Fig. 9は、離散渦法より求めた表面圧力の時間微分について、振幅の弦長方向の分布を示している。翼の前縁付近で非常に大きく、前縁から離れると急激に減少している。このことは、入口偏流による干渉騒音の発生が翼の前縁に集中していることを示すものである。翼前縁では、流入ひずみが大きくなるにつれて、急激にレベルが増加している。

Fig.10は、翼表面の圧力変動をもとに求めた翼弦長方向の相関長さ l_c と圧力分布の補正係数 K を示したものである。流入ひずみ量にかかわらず、両特性量ともにほぼ一定値を示しているここでは平板翼を対象としているが、この場合にはFig. 9に示したように翼面上の圧力変動が翼の前縁にかなり集中しかつ入口ひずみが大きく変化してもそのひろがりほとんど変わらないことによるものである。

以上の諸量をもとに干渉騒音の予測を行った。

この場合、相関長さ・圧力の分布係数はFig.10をもとに、それぞれ $l_c/C=0.077$ と $K=3.6$

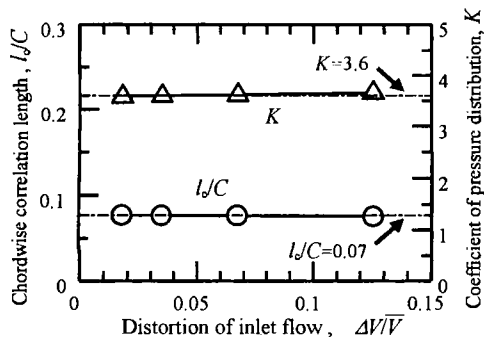


Fig.10 The chordwise correlation length and the coefficient of pressure distributions

の一定値を用いた。その結果をFig.11に示す。実線で結んだ●印は計算結果であり、□印の実験結果と良く一致している。偏流が小さいところで大きさを減少させると干渉騒音のレベルが急激に低下する。市販の入口ノズルから直管を持つ入口ノズルに変更して偏流を押え、騒音のピークレベルは約8dB低下する。通常の乱流騒音のレベル (Fig. 7 より55dB程度) まで押えるためには、さらに10dB以上の低減が必要であり、入口偏流を1%程度まで押えなければならない。入口偏流により干渉騒音が発生する状況では、入口ノズル形状のわずかな修正ではその騒音を完全に押えることが難しく、本実験のようなハニカムを設置するなど大幅な変更を必要とすることがわかる。

6. 結論

チューブロー遠心送風機の干渉騒音について、その原因を実験により明らかにし、さらにそのレベルの予測を行った。その結果、以下の結論を得た。

- ① 羽根車入口での周方向の偏流と動翼との干渉により干渉騒音が発生する。
- ② 干渉騒音の音源は翼の前縁のごく限られ

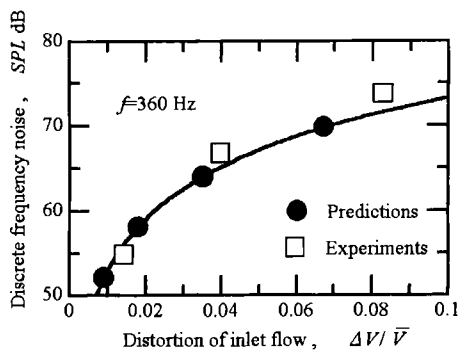


Fig.11 Comparison of the interaction noise level between predictions and experiments

た領域に集中している。この場合、相関長さ、圧力分布の係数などは偏流の大きさに関係しない。

- ③ 干渉騒音の予測は、実験結果と良く一致し、騒音予測の方法が妥当であることが示された。

<参考文献>

- (1) 淵上・他4名, “チューブロー遠心送風機の空力特性と騒音特性の実験的研究 (羽根車入口と出口の面積比の影響)”, ターボ機械, 27-8 (1999), pp30-37.
- (2) 児玉・他4名, “チューブロー遠心送風機の空力特性と騒音に関する実験的研究 (ケーシング形状および逆流防止板の影響)”, ターボ機械, 28-6 (2000), pp334-341.
- (3) W.K.Blake, “Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration”, Applied Mathematics and Mechanics, Vol. 17 (1986), pp873-882.
- (4) 木谷・日下, “遠心羽根車内のはく離流れの数値計算”, 機論, 55-510 (1989), pp290-297.
- (5) 今井・辻本・古屋, “特異点法を用いた遠心羽根車内におけるキャビテーション流れの非線形解析”, 機論, 56-522 (1990), pp454-459.
- (6) I.J. Sharland, “Sources of Noise in Axial Flow Fans”, J. Sound Vib., 1-3 (1964), pp302-322.
- (7) 深野・他3名, “一様流中に流れに沿っておかれた平板から発生する離散周波数騒音に関する研究”, 機論, 51-468B, pp.2505-2512.
- (8) Tyler J.M., Sofrin T.D., “Axial Flow compressor Noise Studies”, SAE Trans., 70 (1962), pp309-318.