層流ファンの揚程と騒音に関する研究

(円板外径の大きさの影響)

児玉好雄*・林　秀千人*
田中清裕*・福井智巳**
村端一憲**

Characteristics of Fluid Dynamics and Noise in Laminar Flow Fans

(Effects of Diameter of Impeller on Characteristics)

by

Yoshio KODAMA, Hidechito HAYASHI, Kiyohiro TANAKA
Tomomi FUKUI and Kazuhiro MURAHATA

The effects of six design parameters, the diameter of impeller, the rotational frequency, the gap of two disks, the number of disks, the clearance between casing wall and front shroud, the disk thickness on pressure coefficient were theoretically clearified over a wide range of fan flow rates and the scroll of casing, the diameter of impeller on the noise radiated from fan. The agreement between the predicted and experimental results of the pressure coefficient is satisfactory if the modified equation (3) of velocity ratio $V_{uth}/u=f$ and empirical equation (4) of Km were used. The experimental resluts show that the fluid dynamic characteristics were improved and the sound pressure level reisen by increasing the diameter of impeller.

1．緒　言

層流ファンの揚程に関して著者らは，円板間を流れる流体は摩擦によって強制運動をしていると考え，羽根車の揚程の理論式の誘導を行った．円板外径が380 mmの場合について円板間隔や回転数，円板厚み，流量などの諸因子を変えた実験値と計算値とを比較した結果両者はよく一致することが示された[(1),(2)]．一方騒音に関しては，層流ファンの騒音は乱流騒音であり，その音響出力は円板枚数に比例し，相対速度の6乗に比例することを明らかにした[(3)]．本報では，理論式に含まれる係数 Km について円板間隔，円板外径，回転数などが大幅に変化しても適用できる一般性のある予測式を，また，Hasinger が提案している流体の円周方向理論速度[(4)]についても円板の最適すきまに対してばかりでなく，広範囲のすきまに対しても適用できる式を提案した．これらの式を用いれば，円板外径の大きさや円板間隔，回転数，流量などの揚程に与える種々の因子を変えても実験値と計算値はよく一致することを明らかにした．これに加えてスクロールが放射音に及ぼす影響を明らかにし，スクロールの大きさが小さくなるにつれて系の共振周波数が高周波数に移行すること，層流ファンから放射される騒音の大部分は流れの乱れに基づく乱流騒音であり，この騒音は羽根車の直径が大なるにつれて増加することなどを実験的に示した．

2．層流ファンの揚程の理論

著者らは層流ファンの理論揚程 H を式(1)で，羽根車入口損失水頭 $\varDelta Hin$，羽根車内の摩擦損失水頭 $\varDelta H_f$，羽根車出口での拡大損失水頭 $\varDelta H_d$ 考慮したときの送風

平成4年9月28日受理
*機械システム工学科（Department of Mechanical Systems Engineering）
**大学院機械工学専攻（Graduate Student, Department of Mechanical Engineering）

機揚程 H_R を式(2)で与えている[1),(2)].

$$H=K_m^2\left[\frac{r_i^2\omega^2}{g}\int_1^{R_0}2Rf^2dR+\frac{r_i^2\omega^2}{g}\int_1^{R_0}fR^2\frac{df}{dR}dR\right],\qquad(1)$$

ここで，Km は前・後面シュラウド近傍の速度低下や円板間の流れの混合損失などに基づく係数，r_i は円板内半径，ω は角速度，g は重力加速度，R は円板内・外半径比である．f は流体の円周方向分速度である．

$$H_R=H-(\varDelta Hin+\varDelta H_f+\varDelta H_d)\qquad(2)$$

$\varDelta Hin, \varDelta H_f, \varDelta H_d$ は理論的に求められるので[(1),(2)] Km が与えられれば，H_R の計算が可能になる．Hasinger は運動量と摩擦力を等価と置いて，図1に示すように，円板間の速度分布が放物線のときに f に関する理論式(3)を展開している．この式は円板間隔 δ_D が最適すきま δopt($p=\pi/2$) の場合に成り立つ式である[(4)]．δ_D が δopt よりもかなり大きくなれば，図1に見られるように壁面近傍の速度こう配が δopt のときより急になり，速度分布が放物線と仮定した Hasinger 式は適用出来ない．今のところ，δ_D による速度分布を理論的に求めることは困難である．Hasinger の運動量と摩擦力を等価と置いた式では，速度こう配が急になるほど円周方向分速度も増加することになる。このことは Hasinger の円周方向分速度の式(3)において，見かけ上流量Aが減少したのと同様の効果と見なすことができる．このことを考慮して著者らは試みとして Hasinger の速度の理論式(3)を修正した式(4)を用いて式(1)および式(2)から揚程を算出し，δ_D を大幅に変え場合について揚程の計算値と実験値との一致性について検討を行った．

$$\frac{V_{uth}}{u}=1-\frac{A}{12\pi R^2}+\left(\frac{A}{12\pi}-1\right)\left(\frac{1}{R}\right)^2e^{\frac{12\pi}{A}(1-R^2)}=f\qquad(3)$$

$$\frac{V_{uth}}{u}=1-\frac{A^*}{12\pi R^2}+\left(\frac{A^*}{12\pi}-1\right)\left(\frac{1}{R}\right)^2e^{\frac{12\pi}{A^*}(1-R^2)}=f\qquad(4)$$

ただし，$A^*=A\delta\mathrm{opt}/\delta_D$, $Ao^*=Ao\delta\mathrm{opt}/\delta_D$, $A=q/\nu r_i^2$, $Ao=q/\nu r_o^2$, $\delta\mathrm{opt}=(\nu/\omega)^{1/2}$ であり，q は2枚の円板間の流量，ν は動粘性係数，r_o は円板外半径である．揚程の予測に係数 Km は重要な因子であるが，本実験範囲に適する実験式として式(5)を得た．

$$Km=u_oL_R\log_{10}(Ao^*/2+1)/a_oL_C+0.002B+0.58\qquad(5)$$

ここで u_o は円板外縁の周速度，a_oは音速，L_R は羽根車の軸方向長さ，L_C はケーシングの幅，B は円板枚数である．

3．実験装置および方法

図2は実験装置の概要を示したものである．吸い込み口にはケーシング壁面と羽根車最前方の円板面との

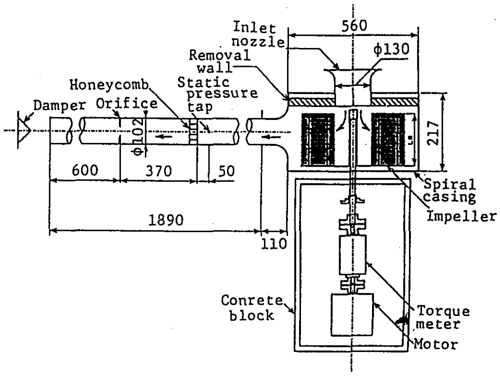


Fig. 2　Experimental Apparatus

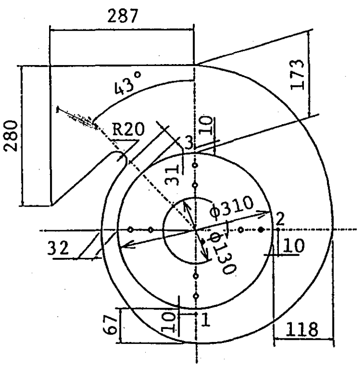
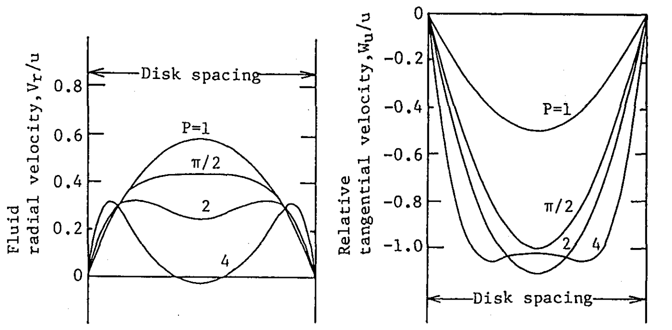


Fig. 3　Casing



(a) Radial-Flow Profile　　(b) Relative Tangential Profiles

Fig. 1　Flow Profiles between Two Disks

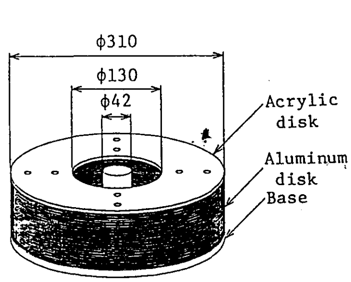


Fig. 4　Schematic of a Impeller

すきま（前面シュラウドすきまと呼ぶ）を変化させるために回転軸方向に移動可能な壁が設けられており，これに羽根車内径にほぼ等しい内径を有する入口ノズルが取り付けられている．吐出側の長さ1890mm の吐出管には，静圧孔，整流格子および流量測定用オリフイスが JIS 規格にしたがって取り付けられている．流量調整はダクト出口に設けられたダンパを開閉することによって行った．

ケーシングは図3に示すように広がり角7度の対数ら線をしたスパイラルケーシングであり，これには羽根車の大きさに合わせて三種類がある．大きい順にケーシングA，B，Cと呼ぶことにする．舌部までの半径 R_C はそれぞれ210，185，140mm である．

図4は供試羽根車を示したもので，これには外径380 mm で内径170mm，310mm で130mm，230mm で100 mm の大きさの異なる三種類がある．これらの羽根車はいずれもドーナツ型のアルミニュム製円板から構成されており，円板厚みとして0.8，1.5，3.0mm の三種類が用いられた．

本研究では円板枚数Bは10，20，40の三通り，円板間隔 δ_D は0.8，1.6，3.0mm，前面シュラウドすきま δ_S は2，4，7，10，20mm として実験を行った．騒音測定はファンの軸中心上で入口ノズル端から1.0m 上流の点（遠距離場）で行い，騒音計からの出力は FFT アナライザで周波数分析され，高速レコーダで記録された．なお，本研究における FFT アナライザの分解能は約20Hz である．

4．実験結果および考察

4.1 特性曲線

本研究では圧力係数 ψ，流量係数 ϕ，およびファンの全圧効率 η_T を次式で定義した．

$$\left.\begin{aligned}&\psi=2gH_R/u_o^2,\ \phi=Q/2\pi r_o\delta_D B u_o\\&\lambda=L/\pi\rho B\delta_D r_o u_o^3,\ \eta_T=\psi\phi/\lambda\end{aligned}\right\}\qquad(6)$$

ここで H_R はファン揚程，Q は毎秒あたりの流量，ρ は空気の密度である．

図5はファン特性におよぼす羽根車外径の差異を示したものである．効率および圧力係数はほぼ全流量域で r_o が190mm（実線），155mm（一点鎖線），115mm（破線）の順に低くなる．助走区間（入口から速度分布が放物線となるまでの距離）では圧力損失が多きく，その損失の全損失に対する割合は助走区間と円板の環状部の幅との比に比例すると思われる．上述の傾向を示す理由として r_o=190, 155, 115mm の順に助走区間と環状部の幅との比が大きくなることが考えられる．

4.2 羽根車出口の圧力と速度分布

図6は測定断面1（△印）と3（○印）における半径方向速度のケーシング幅方向（軸方向）分布を示したものである．図中の実線と破線はそれぞれシュラウドすきま δ_S が2mm と8mm の結果である．断面1（△印）では δ_S が2mm の場合は前面円板から X/L_R が0.15の領域まで内向き流れ（Vr が負）であるが，8mm の場合には外向き流れ（Vr が正）となる．このように前面シュラウド近傍の流れはケーシング壁面からの距離に依存するが，後面シュラウド近傍では δ_S にかかわらずず外向き流れとなることが分かる．断面3（○印）では前面シュラウド近傍の流動状態は断面1と同様であるが，後面シュラウド近傍で流れが外向き流れから内向き流れに変わる．X/L_R が0.3～0.8の領域では測定位置や δ_S にかかわらずほぼ平坦で一定値（3m/s）となる．以上の事からシュラウドすきま δ_S はケーシングの両壁面近傍の流れに影響を及ぼすが，ケーシング通路の中央部近傍の流れにはほとんど無関係であるといえる．

図7は断面1，2，3における円周方向速度の平均

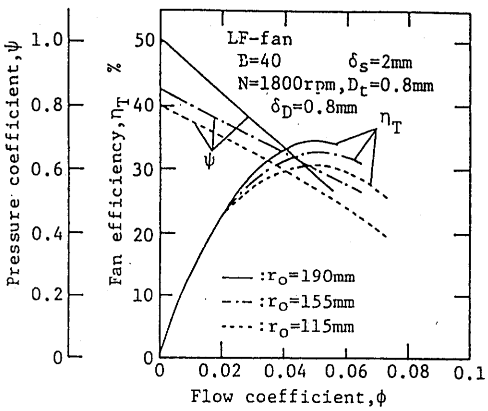


Fig. 5 Charactristic Curves

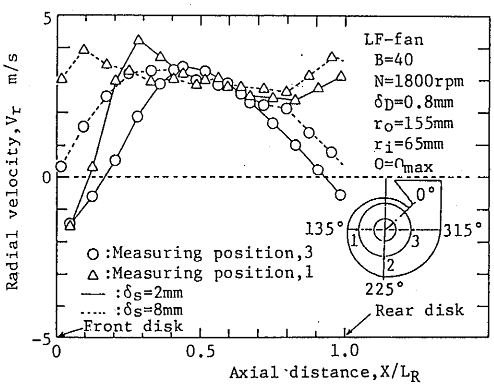


Fig. 6 Radial Velocity Distribution

値（回転軸方向の平均）の回転数による差異を示したものである．この図から平均円周方向速度はいずれの回転数の場合も断面1から断面2へ向かうにつれて急激に減少するが，その度合は回転数が大なるほど大きい．一方，断面2と3ではほとんど差がないことが分かる．これは断面1では通路が狭く羽根車を出た流れは強制的に円周方向に向けられるが，通路が広くなると流れが半径方向向きとなることと，広がりのため速度が減少することに起因している．

各測定断面における回転軸方向の静圧分布を示したものが図8である．各測定断面における静圧 p_s は前面ディスクから後面ディスクに至るまでほぼ一様であるが，その大きさはシュラウドすきま δ_S にかかわらず測定断面1から3に向かうにつれ次第に増加している．これはケーシング通路が1から3に向かうにつれ次第に増加するため速度が減少し，速度エネルギが圧力エネルギへ変換されたことを意味している．羽根車出口幅にわたる各断面の平均値は図9に示す通りである．断面1から3へ向かっての静圧上昇の勾配は回転数が高い方が急であることが示される．

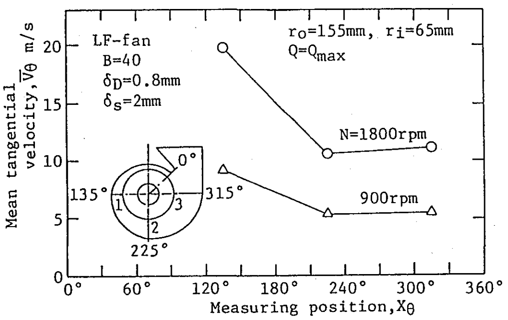


Fig. 7 Effects of Measuring Section on Tangential Velocity

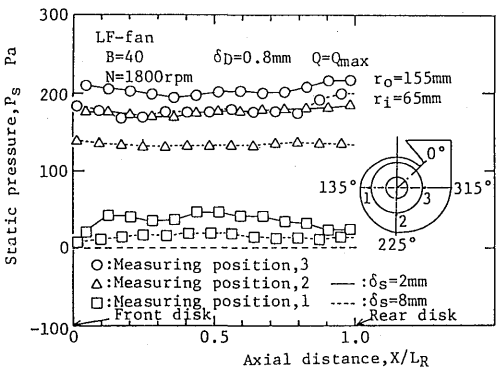


Fig. 8 Static Pressure Distribution

4.3 圧力係数

図10は式(1)〜(4)を用いて算出される圧力係数の計算値と実験値との比較を行ったもので，図10(a), (b), (c)はそれぞれ r_o=115, 155, 190mm の場合である．また，図中の実線は計算値を連ねたもので，○印は実験値である．実験値と計算値はかなりよい精度で一致していることが分かる．また，最高効率点近傍で圧力係数を比較すると r_o が115, 155, 190mm の順に高くなっている．これは図5で説明したように助走区間と円板環状部との比が r_o が大なるにつれて小となるため全圧力に対する圧力損失が小さくなるためと考えられる．

図11, 図12, 図13, 図14はそれぞれ回転数，シュラウドすきま，円板間隔，円板枚数が圧力係数に及ぼす影響を横軸に流量係数をとって示したものである．回

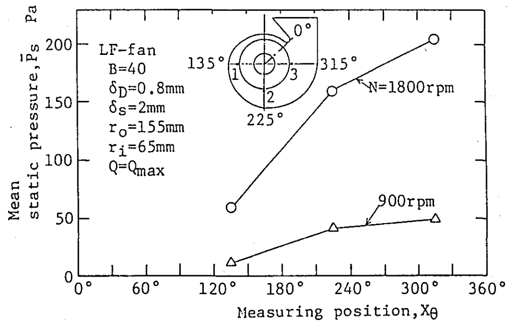


Fig. 9 Effects of Measuring Section on Static Pressure

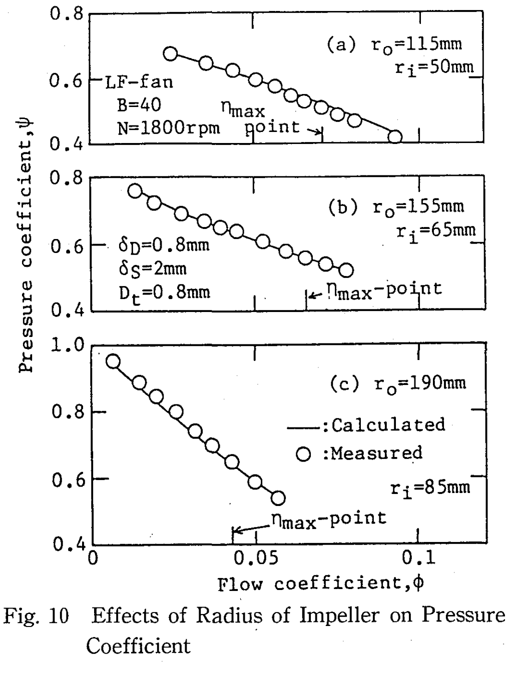


Fig. 10 Effects of Radius of Impeller on Pressure Coefficient

転数による圧力係数の差異はほとんど見られないが，シュラウドすきまが増加するとシュラウドすきまを通るもれ流れの増加により，摩擦損失や混合損失が増大するため圧力係数は低下する（図12）．外径，円板枚数，回転数が同じ場合には，2枚の円板間を通る流量 q は円板間隔 δ_D に比例するが，式(4)中の無次元流量 A^* は q と δ_D の積に比例するから δ_D が大なるほど A^* は大となるから，式(4)から明かなように流体の円周方向速度 Vu は小となり圧力係数は図13に示したように δ_D が増加するほど低下することになる．また，円板枚数が多いほど前面・後面ディスク近傍の速度の遅い領域の羽根車幅に対する割合が減少する[(1),(2)]ので，同じ流量係数において圧力係数は増加する（図14）．

図15は圧力係数に関与する種々因子を変えた場合の実験値と計算値とを比較したものである．図中の45°の太い実線は実験値と計算値とが一致していることを，

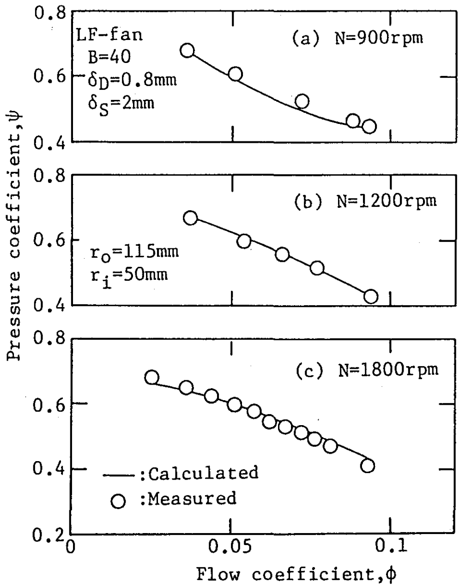


Fig. 11　Effects of Rotational Frequency on Pressure Coefficient

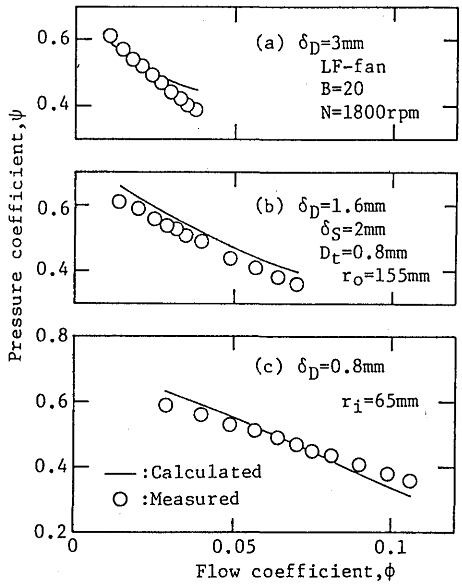


Fig. 13　Effects of Distance between Two Disks on Pressure Coefficient

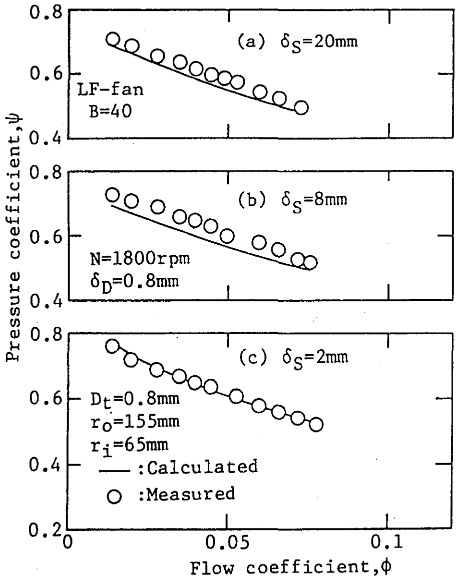


Fig. 12　Effects of Shraud Gap on Pressure Coefficient

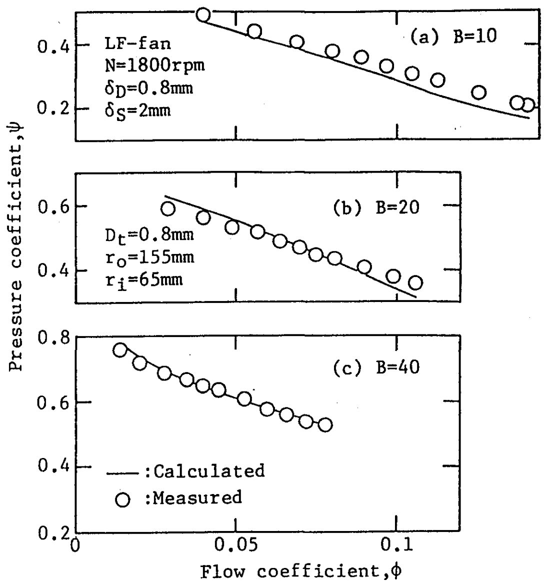


Fig. 14　Effects of Number of Disks on Pressure Coefficient

細い実線はこれより±0.1平行移動したものである．図15(a), (b), (c)は羽根車の外半径 r_o がそれぞれ115, 155, 190mmの場合である．圧力係数の実験値と計算値は±0.1以内の精度で一致していることが分かる．以上の結果より本研究における予測式(3), (4)を用いれば，圧力係数を精度よく予測することが可能である．

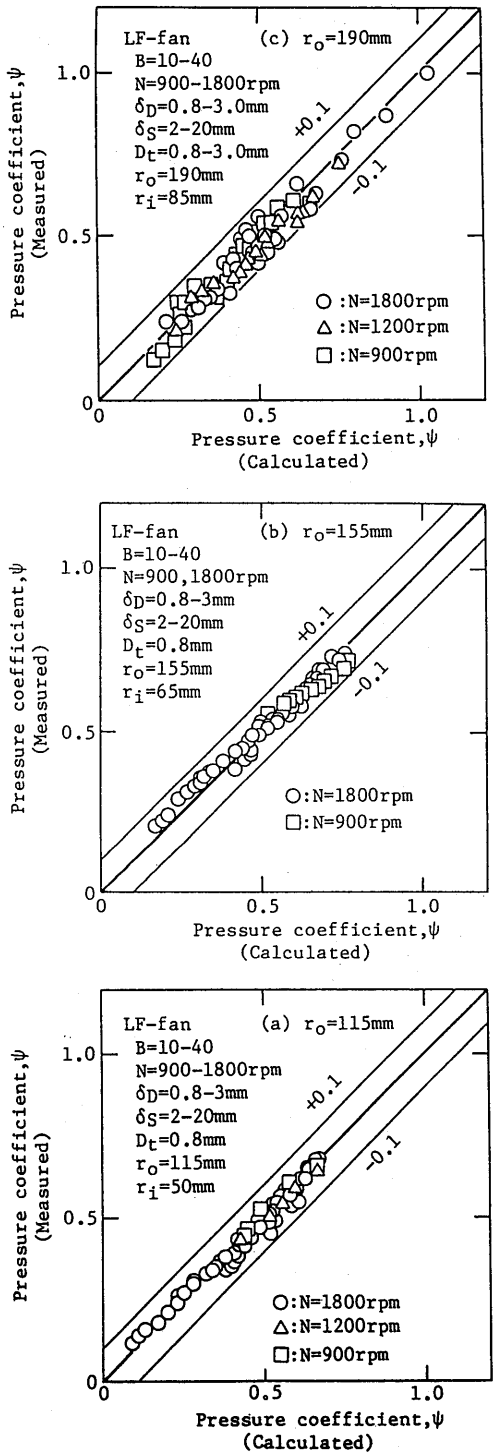


Fig. 15 Comparison of Experimental Value of Pressure Coefficient with Predicted Value by the Theoretical Formula

4.4 ファン騒音

ファン系の放射特性を調べるために広い周波数帯域にわたって平坦な音圧レベルを有する発生器に接続した直径240mmのスピーカーをケーシングの中央に設置した．図16中の実線，一点鎖線，二点鎖線，破線はケーシングA（r_o=190mm用），B（155mm用），C（115mm用）およびケーシングなしの結果である．この図からケーシングB, Cの場合には f_R で示される共鳴騒音が発生すること，他の周波数においてもケーシングの大きさによって多少放射音が影響を受けることなどが分かる．

図17は音圧レベルのスペクトル分布におよぼすファン外径の影響を示したもので，実線，一点鎖線，破線はそれぞれ r_o が190, 155, 115mmの結果である．この図からケーシングが小さくなると羽根車の流れの乱れや振動が装置系と共鳴して共鳴騒音が発生すること，

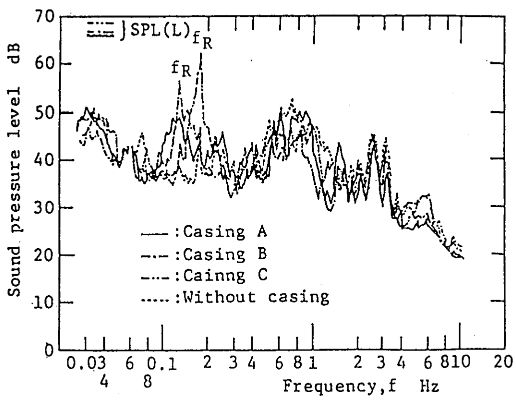


Fig. 16 Effects of Casing on Radiated Noise

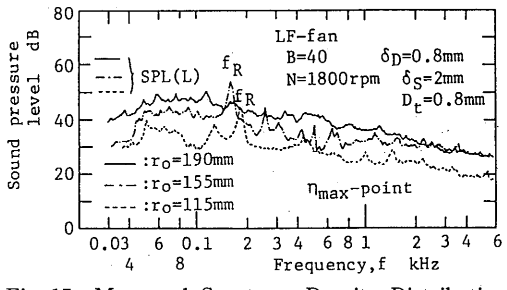


Fig. 17 Measured Spectrum Density Distribution of Fan Noise

羽根車の半径が小なるにつれて羽根車外縁の周速度が小となるので，流れの相対速度が小さくなり，放射騒音は小さくなることが分かる．この実験の場合，共鳴騒音が全帯域騒音におよぼす量は2～3 dBである．

5．結　論

本研究では羽根車外径が層流ファンの圧力と効率におよぼす影響を実験と理論の両面から検討を行なうとともに騒音に及ぼす影響を実験的に調査した．これに加えて実験式(3), (4)の適合性を回転数，円板間隔，シュラウドすきま，流量，円板厚みなどの種々の因子について議論した．その結果以下の結論を得た．

(1) ファン効率および圧力は羽根車外径が大なるにつれ増加する．

(2) ケーシングの通路が広い断面では前・後面シュラウド近傍で内向き流れとなるが，通路の狭い断面では前面シュラウド近傍で内向き流れとなり，断面シュラウド近傍では外向き流れとなる．

(3) 円周方向速度成分はケーシングの通路が広くなるにつれて小さくなる．また速度の大きさは回転数に依存し，回転数が高いほど大きくなる．

(4) 静圧の回転軸方向分布はシュラウドすきまの大きさに関係なくほぼ平坦である．静圧の大きさはシュラウドすきまやケーシング通路面積に依存する．すきまが狭いほど，通路面積が大なるほど静圧は高くなる．

(5) 本報の式(3), (4)を用いれば，圧力係数を±0.1以内の精度で予測できる．

(6) ケーシングの大きさは特に共鳴騒音に関係が深く，ケーシングが小なるにつれて共鳴騒音の周波数は高周波数側へ移行し，音圧レベルは高くなる．

(7) 層流ファンから発生する騒音は主として乱流騒音であり，この騒音は羽根車直径が大なるほど高くなる．

おわりに本研究に協力していただいた当時長崎大学院生の田中喜格，学生の木寺康仁，高田正浩の諸氏に謝意を表す．

文　献

(1) 児玉・他3名：日本機械学会論文集, 55, 503(1989), 3096.

(2) 児玉・他3名：日本機械学会論文集, 56, 524(1990), 952.

(3) 児玉・他3名：日本機械学会論文集, 58, 549(1992), 1611.

(4) Hasinger, S. and Kehrt, L.; Trans. ASME, J. Eng. Power, 85 (1963), 201.