

層流ファンの流体力学的特性に関する研究*

(第1報, 円板枚数, 円板間隔およびシュラウドすきまの影響)

児玉好雄*¹, 林秀千人*¹
葉山賢司*², 深野徹*³

Fluid Dynamic Characteristics of a Laminar Flow Fan (1st Report, Effects of the Number of Disks, the Clearance between Casing Wall and the Front Shroud, and the Distance of the Two Disks)

Yoshio KODAMA, Hidechito HAYASHI,
Kenji HAYAMA, and Tohru FUKANO

The effects of three design parameters, the number of disks, the clearance between casing wall and front shroud and the distance of two disks on fluid dynamic characteristics, of a laminar flow fan were experimentally investigated over a wide range of fan flow rates, and were discussed in relation to the measured velocity field at the outlet of the rotor. The pressure head was analytically derived, and the results show that the fluid dynamic characteristics were improved by increasing the number of disks and by reducing the clearance between casing wall and the front shroud. The agreement between the predicted and the experimental results of the pressure head is satisfactory if the experimentally determined value of K_m was used.

Key Words: Fluid Machine, Rotating Disk, Distance of Two Disks, Clearance between Casing Wall and Front Shroud, Fluid Dynamic Characteristics

1. 緒言

層流ファンは中心部に穴のあいたドーナツ形の円板を狭い間隔で多数重ねたものを羽根車とした遠心式の送風機であり, 円板間の流れが一般には層流であるためこのように呼ばれているが, 多板ファンと呼ばれることもある⁽¹⁾⁽²⁾. 流体にエネルギーを与えるのに通常のファンは翼の揚力を利用するが, このファンは回転円板のせん断力による回転運動とその結果が生じる遠心力を利用していることに特徴があるほか, 低騒音であることが期待される⁽³⁾⁽⁴⁾.

Breiterらは2枚の平行円板間の粘性流に関する理論解析を行い, 円板間の速度分布形が放物線であるという仮定に基づいて羽根車の全圧と軸動力に対する理論式を導いている⁽⁵⁾. 一方, Hansingerらは流体の角運動量と流体に作用する壁面せん断力によるモーメントとの釣合いから流体の接線方向の速度成分を算出して, 羽根車の揚程と羽根車効率を算定する式を誘導するとともにポンプに関して実験値との比較を行っている⁽⁶⁾. また, 村田らもポンプに関して理論式を導き, 実験値との比較を行っている⁽⁷⁾⁽⁸⁾. 圧縮機に関しては回転数が20 000 rpmで実験が行われた例がある. この場合, 流量が180 cfmのときに最高効率23%が得られている⁽⁹⁾.

上述のような研究が散見されるが, この種の流体機械に対する研究は概して少なく, 流体力学的特性におよぼす諸因子の影響に関しては不明な部分が多い. 揚程に関しては実験的に係数を定めなければならないものもあり⁽⁴⁾, また, BreiterらやHansingerらによる予測値も実験値とあまり一致しない. これは円板入口から出口までの速度分布の仮定や流れの影響, 速度分布の回転軸方向非一様性の影響を考慮していないためと思われる. 本研究ではこのような背景に立脚して, 円板枚数, 円板間隔およびシュラウドすきまがファンの流体力学的特性におよぼす影響を実験的に明らかにするとともに揚程の予測式を誘導し, 実験値との比較を行った.

2. 主な記号

A : 無次元流量 ($=q\delta_0/\nu r_0^2$)

A_0 : 羽根車出口における無次元流量 ($=q\delta_0/\nu r_0^2$)

B : 円板枚数

* 昭和63年11月24日 第22回ターボ機械沖繩地方講演会において講演, 原稿受付 平成元年1月13日.

¹ 正員, 長崎大学工学部(〒852 長崎市文教町1-14).

² 準員, 長崎大学大学院.

³ 正員, 九州大学工学部(〒812 福岡市東区箱崎6-10-1).

- g : 重力の加速度 m/s^2
- H_R : 送風機揚程 m 空気柱
- H_{th} : 理論揚程 m 空気柱
- ΔH_d : 流れの広がりによる損失水頭 m 空気柱
- ΔH_f : 摩擦損失水頭 m 空気柱
- ΔH_{in} : 羽根車入口損失水頭 m 空気柱
- ΔH_r : 半径流れによる損失水頭 m 空気柱
- K_1, K_2, K_m : 係数
- L : 軸動力 kW, W
- L_c : ケーシングの通路幅 m, mm
- L_R : 羽根車の回転軸方向の長さ m, mm
- N : 回転数 rpm, s^{-1}
- q : 2枚の円板間の流量 m^3/s
- r_i : 羽根車入口半径 m, mm
- r_o : 羽根車出口半径 m, mm
- u : 任意半径における羽根車の周速度 m/s
- u_o : 羽根車出口の周速度 m/s
- V_{ro} : 羽根車出口の流体の半径方向速度 m/s
- V_u : 任意半径における流体の周方向速度 m/s
- V_{uo} : 羽根車出口の流体の周方向速度 m/s
- V_{uth} : 流体の周方向速度の理論値 m/s
- δ_D : 2枚の円板間の間隔 m, mm
- δ_S : シュラウドすきま m, mm
- η_r : ファンの全圧効率
- λ : 動力係数または管摩擦係数
- μ : 粘性係数 $Pa \cdot s$
- ν : 動粘性係数 m^2/s
- ρ : 空気の密度 kg/m^3
- ϕ : 流量係数
- ψ : 圧力係数
- ϕ_{th} : 理論圧力係数($2gH_{th}/u_o^2$)
- ω : 角速度 rad/s

3. 揚程の予測式

Hansinger らは半径 r における流体の平均周方向速度 V_{uth} を式(1)で与えている⁽⁶⁾.

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

ただし、 $R=r/r_i$ である。ここで u は任意半径 r における羽根車の周速度、 A は無次元流量、 r_i は羽根車入口半径である。また、羽根車の揚程 H_R を式(2)で与えている。

$$H_R = \eta_r u_o V_{uoth} / g - (\Delta H_r + \Delta H_{in}) \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここで η_r は輸送効率と呼ばれ、羽根車の内外径比や流量などに依存する量であり、添字 o は羽根車出口

(半径 r_o) における量を表す。 ΔH_{in} と ΔH_r はそれぞれ入口損失水頭、半径流れによる摩擦損失水頭であり、それぞれ式(3)と式(4)で与えられている。

$$H_{in} = V_{ro}^2 r_o^2 L_R^2 / 2gr_i^4 \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$\Delta H_r = 12\mu V_{ro} r_o \ln(r_o/r_i) / \rho g \delta_D^2 \quad \dots\dots\dots(4)$$

ここで V_{ro} は羽根車出口における半径方向速度、 L_R は羽根車の回転軸方向の長さ、 g は重力の加速度、 δ_D は2枚の円板間の間隔、 ρ は流体の密度である。

Hansinger らの結果⁽⁶⁾によれば式(2)による予測値と実験値との一致は悪い。これは主として、 ΔH_r が遠心力の効果を考えない単純なハーゲン・ポアズイユの流れ条件から算出されている揚程の降下量であること、 η_r の算出が不明りようなこと、に起因していると考えられる。

本研究で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、羽根車の揚程を算定した。流体が周方向速度成分 V_u で流動している場合、半径方向の揚程の上昇量 dH は式(5)となる⁽¹⁰⁾。

$$\frac{dH}{dr} = \frac{V_u}{g} \frac{dV_u}{dr} + \frac{1}{r} \frac{V_u^2}{g} \quad \dots\dots\dots(5)$$

式(1)で定義される Hansinger らの回転円板上の周方向速度 V_{uth} は、円板の入口から出口まで流れは十分に発達した層流と仮定して解かれたものである。実際には助走区間が存在すること、シュラウドすきまからの漏れ流れにより羽根車内部の流量 A が増加し、式(1)から明らかのように V_u の低下が生じてくる。これらの影響を K_1 で表す。さらに、後に図9に示すように前・後面シュラウド近傍では速度が低下し、その結果全体の平均速度が小さくなる。その影響を K_2 で表して V_u を次式で表す。

$$V_u = K_1 K_2 V_{uth} = K_m f r \omega \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここで f は式(1)の右辺であり、 $K_m = K_1 K_2$ である。 K_m は前述したように流れの発達の様子やシュラウドすきまの影響を受けるパラメータであり、現在のところこれを理論的に決定することは無理である。そこで本研究では5・4節で述べるように速度分布の測定結果から K_1 および K_2 を求め K_m を実験的に定めた。式(6)を式(5)に代入すれば次式を得る。

$$\frac{dH}{dr} = K_m^2 f r \left(2f + r \frac{df}{dr} \right) \frac{\omega^2}{g} \quad \dots\dots\dots(7)$$

内半径 r_i 、外半径 r_o の回転円板の場合、式(7)の積分から H として式(8)を得る。

$$H = K_m^2 \left[\frac{r_i^2 \omega^2}{g} \int_1^R 2Rf^2 dR + \frac{r_i^2 \omega^2}{g} \int_1^{R_o} fR^2 \frac{df}{dR} dR \right] = K_m^2 H_{th} \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$H_{th} = \frac{r_i^2 \omega^2}{g} \left\{ \int_1^{R_o} 2Rf^2 dR + \int_1^{R_o} fR^2 \frac{df}{dR} dR \right\} \dots\dots\dots (9)$$

ただし、 $R=r/r_i$ 、 $R_o=r_o/r_i$ である。ここで H_{th} は式(1)の理論速度から求まる理論揚程である。実際には前述した理由により速度が遅くなるため、その割合 K_m に応じて、実揚程は低下する。

さらに入口損失水頭、羽根車内部での損失水頭、羽根車出口での流れの広がりによる損失水頭をそれぞれ ΔH_{in} 、 ΔH_f 、 ΔH_d とすれば送風機揚程 H_R は次式となる。

$$H_R = H - (\Delta H_{in} + \Delta H_f + \Delta H_d) \dots\dots\dots (10)$$

ここで ΔH_f は円板間の流れの圧力損失が流体と回転円板との摩擦損失であるとして式(11)で与えた。また、 ΔH_d は円板間から流体が吐出するときの拡大損失として式(12)で与えた。 ΔH_{in} は Hansinger らの式(3)を用いた。

$$\Delta H_f = \lambda \frac{(r_o - r_i)}{\delta_D} \frac{V_{ro}^2}{2g} \dots\dots\dots (11)$$

$$\Delta H_d = \left(1 - \frac{B\delta_D}{L_c}\right)^2 \frac{W_o^2}{2g} \dots\dots\dots (12)$$

ここで λ は管摩擦係数、 L_c はケーシングの通路幅、 W_o は羽根車出口における相対速度である。

Breiter らは 2 枚の円板間の流体の接線方向と半径方向の速度分布が放物線になるという仮定に基づいて円板間の最適すきまを式(13)で与えている⁽⁵⁾。

$$\delta_D = \pi(\nu/\omega)^{1/2} \dots\dots\dots (13)$$

ここで ν は動粘性係数である。式(13)を本実験に適用した場合、 $N=1800$ rpm に対する最適すきまは 0.9 mm になる。

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。吸込口には内径 152 mm、長さ 120 mm の入口ノズル、吐出し口には JIS 規格に従ったオリフィスおよび整流格子を有する長さ 1890 mm、内径 100 mm の吐出し管が設けられている。また、管出口には流量調整用のダンパが設置されている。

図2はケーシングの詳細を示したもので、舌部すきま δ_c は 20 mm である。羽根車出口の流動状態は主として測定位置 A で 5 孔球形ピトー管を用いて通路幅方向に 5 mm 間隔で計測した。なお、ケーシングは市販品である。

図3は供試羽根車を示したものである。羽根車は厚さ 1.5 mm、外径 380 mm、内径 170 mm のドーナツ形のアルミニウム製円板を直径 4 mm の 8 本のボル

ト(半径 $r=110$ mm と 160 mm の円周上に 90° 間隔にそれぞれ 4 点)で狭いすきまを隔てて重ねて固定したもののから構成されている。

本研究では円板枚数 B を 10, 15, 20 の 3 とおり、円板間隔 δ_D を 0.8, 1.6, 3 mm の 3 とおり、ケーシングの入口側内壁と入口部に最も近い回転円板の側壁とのすきま[シュラウドすきま(δ_s)と名付ける]を 4, 7, 20, 30, 40, 60 mm の 6 とおり変えて実験を行った。なお、いずれの実験においても最後の回転円板面とケーシング後方部壁面とのすきまは文献(11)を参照して摩擦係数がほぼ最小となるように 10 mm に固定した。一方、送風機入力には電動機と羽根車の間に設置したトルクメータおよびインバータで制御した回転数から算出した。なお、 $N=1800$ rpm、 $\delta_D=1.6$ mm の最高効率点近傍における円板入口のレイノルズ数($Re=2V_{r1}\delta_D/\nu$)は約 500 である。

5. 実験結果および考察

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

$$\left. \begin{aligned} \psi &= 2gH_R/u_o^2, \phi = Q/2\pi r_o \delta_D B u_o \\ \lambda &= L/\pi \rho B \delta_D r_o u_o^3, \eta_T = \phi\psi/\lambda \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

ここで H_R はファンの全圧上昇量、 Q は毎秒あたりの

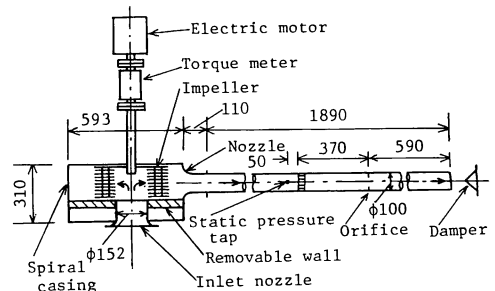


図1 実験装置の概要

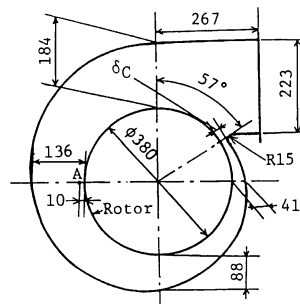


図2 ケーシングの形状

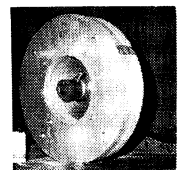


図3 供試羽根車

流量, L は軸動力, ρ は空気密度である。

5・1 シュラウドすきまの影響 図4はシュラウドすきま δ_s がファン特性におよぼす影響を示したものである。 δ_s が小なるほど圧力係数, 効率はともに増加するが, δ_s が4 mmと7 mmの場合には大差はない。 δ_s が大きいと羽根車から流出した高い圧力の流体の一部が漏れ流れとなってシュラウドすきまを通過して入口流れに合流していく際にエネルギー損失を増大させ, 効率は低下する。

5・2 円板間隔の影響 図5はファン特性に与える円板間隔 δ_D の差異を示したものである。効率は δ_D が3 mm(一点鎖線), 0.8 mm(点線), 1.6 mm(実線)の順に高くなり, 圧力係数もほぼ同様な傾向が見られる。3章で述べたようにBreiterらによる最適すきまは0.9 mmであるので効率はそれにほぼ等しい0.8 mmの場合が最も高くなると考えられるが, 実際にはそのようになっていない。これは周方向の速度が一樣となる部分の割合が0.8 mmの場合, ほかのものより少ないことに起因している(図8)。

5・3 円板枚数の影響 図6はファンの流体力学的特性に与える円板枚数の影響を δ_D が1.6 mmの場合について示したものである。円板枚数が増加するに伴って全流量域にわたって圧力係数および効率は増加する。これは主流部分に対する前・後面シュラウド近傍の低流速領域(図8)の割合が円板枚数が増えるほど小となり, その部分での損失の全体に対する割合が小さくなるためである。

5・4 羽根車出口の流動様相と係数 K_1, K_2 図7

は半径方向速度分布の δ_D による差異を示したものである。いずれの場合にも羽根車の前面側(入口ノズル側)と後面側で逆流が見られる。すなわち, これらの領域で循環流れが生じていることがわかる。この逆流領域はかなり広く, 羽根車から流出する流量の約25%を占めており, このため正味流量はかなり少なくなっている。

図8は流体の周方向速度 V_u におよぼす円板間隔 δ_D の影響を示したものである。縦軸は式(1)から得られる流体の周方向速度の理論値 V_{uth} に対する実測値の比を示している。 δ_D が増加するほど主流速度は理論速度に近づき, その領域も広がることになる。図7において逆流領域は δ_D が小なるほど広く, そのでの速度も概して大である。このことは δ_D が小なるほどシュラウドすきまを通る漏れ流れ流量が大きくなることを示している。この漏れ流量の増大は羽根車内部の流量 A を増加させ, 式(1)で表されるように V_u の低下を招く。このため図8において δ_D が小なるほど V_u が理論値と合わなくなる。つぎに K_1, K_2 の算出方法を $\delta_D = 3$ mm(図8の□印)を例にとり示す。すなわ

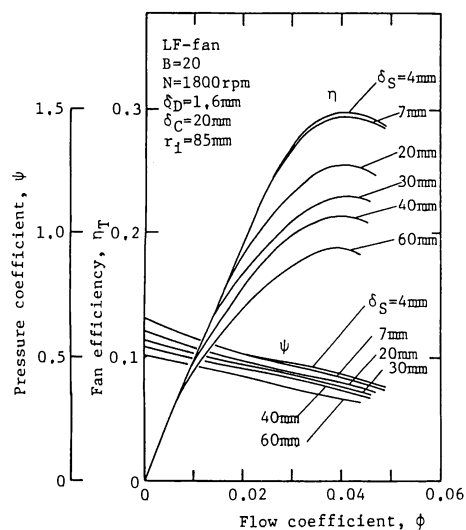


図4 シュラウドすきまの影響

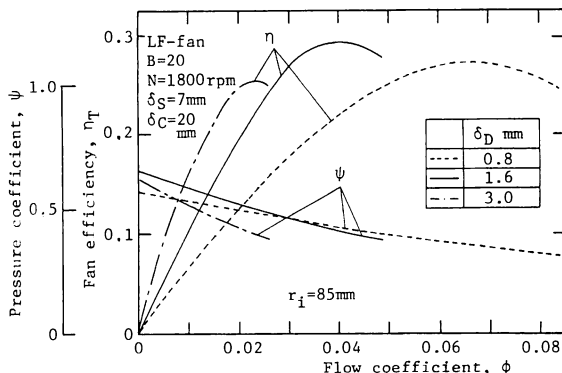


図5 円板間隔がファン特性におよぼす影響

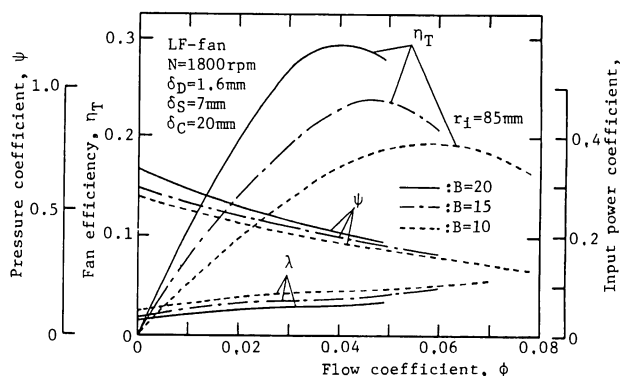


図6 円板枚数がファン特性におよぼす影響

ち、図8中の一様速度の平均値を V_{uth} で割ったものから K_1 を求め(図8中の一点鎖線)、また、羽根車の前面および後面の流速が低下した領域の速度の平均値の低下量を K_2 で表しているが、これは羽根車全体の速度の平均値を V_{uth} で割って求めた係数 $K_m (= K_1 \cdot K_2)$ から求まる。

図9は係数 K_1 と K_2 の δ_D による変化を示したものである。 K_1 はいずれの δ_D の場合も流量 A_0 が増加するにつれて大きくなるが、 K_2 はほぼ一定値0.9をとっている。図10は K_m の流量による変化を示したものである。いずれの流量の場合にも δ_D が大なるほど K_m は大となる。図10中の実線は各 δ_D の実験データを連

ねたもので、それらは近似的にそれぞれ図中の式で示される。6章における圧力係数の計算はこれらの整理式を用いて行った。

6. 圧力係数の計算結果

図11は式(9)の理論揚程 H_{th} を $u_o^2/2g$ で無次元化した圧力係数 ψ_{th} (以下では理論圧力係数と呼ぶ) におよぼす流量 A_0 の影響を示したものである。 A_0 が増加するにつれて ψ_{th} は減少するが、減少の度合は A_0 が大なるほど小さくなること、内外径比 r_i/r_o が増加すると ψ_{th} は若干増加することなどがわかる。

図12は圧力係数の予測値と実験値との比較を示したものである。図12中の点線は Hansinger らの式(2)を用いた予測値を、実線は式(10)を用いた予測値を連ねたものである。ただし、 Δ 印で示す Hansinger らの実験($\delta_D=0.13$ mm)では K_m の値が不明であるので、Hansinger らの実験ではシュラウドすきまが狭く、漏れ流量が少ないと仮定し、また流量 A_0 の範囲が狭く(最大で $A_0=1.55$)、 K_m をほぼ一定とみなせることにより、実験値との一致を考慮していずれの ϕ に対しても $K_m=0.8$ を使用した。図12から、Hansinger らの式(2)を用いると実験値との一致が悪く、特に流

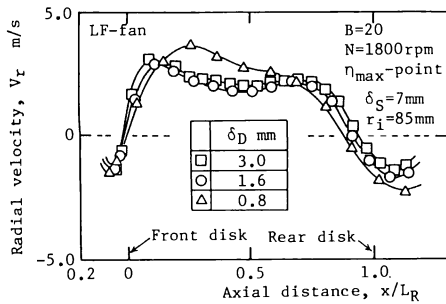


図7 半径方向速度分布

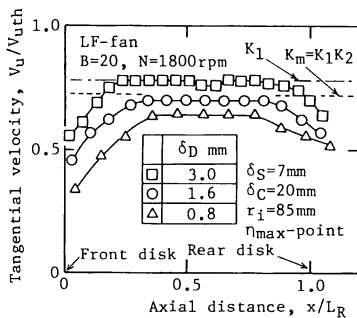


図8 流体の周方向速度におよぼす δ_D の影響

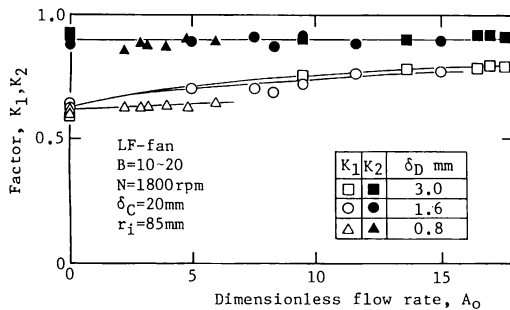


図9 係数 K_1 および K_2 の δ_D による差異

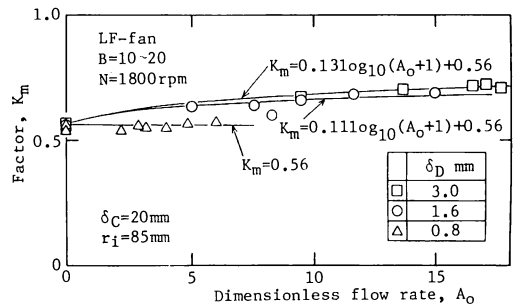


図10 係数 K_m の流量による変化

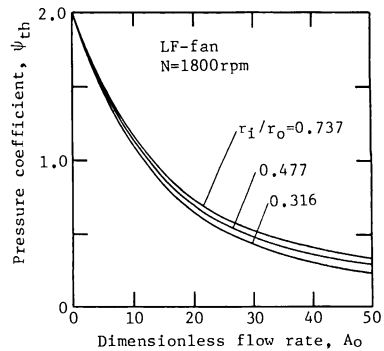


図11 理論圧力係数の流量による変化

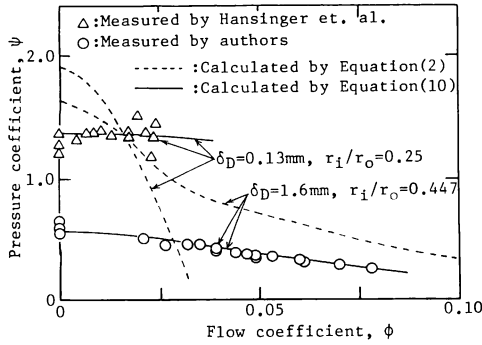


図 12 圧力係数の実験値と計算値との比較

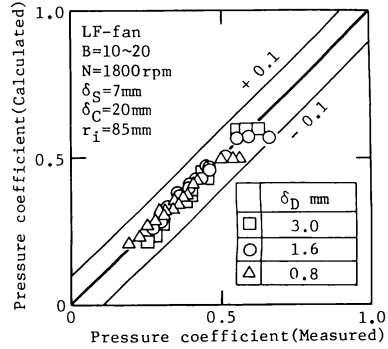


図 13 圧力係数の実験値と計算値との比較

量係数が小なるほど両者の差が大きくなることわかる(○印参照)。一方、式(10)の結果は本実験値(○印)とかなりよい精度で一致している。図は省略しているが他の δ_D の場合もこれと同等の精度で一致する。また、 K_m のとり方に問題は残るが、少なくとも定性的には Hansinger らの結果(Δ印)ともよい一致を示す。

図 13 は δ_D を変えた場合に、図 10 中に示した K_m を用いた式(10)による予測値と本実験によるすべての結果を比較したものである。太い実線は予測値と実験値とが一致していることを、細い実線はこれより ± 0.1 だけ平行移動した線を示している。実験値と予測値は δ_D や流量が大幅に変わっているにもかかわらずよく一致している。なお、 K_m の適用範囲については第 2 報で議論する。

7. 結 論

円板間隔、円板枚数およびシュラウドすきまが層流ファンの流体力学的特性におよぼす影響を調べた結果、以下の結論を得た。

- (1) 本実験範囲では、シュラウドすきまが狭いほどファン効率および圧力係数は高くなるが、すきまが 7 mm 以下では大差がなくなる。
- (2) 3 種類の円板間隔に対して円板間隔を一定とすれば、いずれの場合も円板枚数が多いほどファン効

率および圧力係数は高くなる。

(3) 理論揚程は流量が増加するにつれて減少するが、その度合は流量が大なるほど小さくなる。一方、羽根車の内外径比が増加すると理論揚程は若干増加する。

(4) 係数 K_m が与えられれば、著者らが導いた式(10)は流量、円板枚数、円板間隔が大幅に変わってもほぼ ± 0.1 以内の精度で圧力係数を予測できる。

おわりに本実験装置の製作に協力された田中清裕技官ならびに実験に協力された当時長崎大学学生の大石和彦、竹下直樹の諸氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 原田、機構論、No700-15(1970-10)、221。
- (2) 原田・菊島、機構論、No740-13(1974-11)、207。
- (3) Merry, S. L., ほか 2 名, *Inter-noise*, 83(1983), 21。
- (4) Merry, S. L. and Glegg, S. A. L., *Inter-noise*, 84(1984), 53。
- (5) Breiter, C. L. and Pohlhausen, K., *A. R. L. Rep.* NoARL 62-318(1962)。
- (6) Hansinger, S. and Kehrt, L., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, 85(1963), 201。
- (7) 村田・ほか 2 名, 機論, 41-346(1975), 1853。
- (8) 村田・ほか 6 名, 機論, 42-354(1976), 531。
- (9) Roddy, P. J., ほか 3 名, *J. Fluid Eng.*, 109(1987), 51。
- (10) 板谷, 水力学, (1968), 73, 朝倉書店。
- (11) 機械工学便覧, (1968), 9-44, 日本機械学会。