

層流ファンの理論揚程と諸圧力損失

児玉好雄*・葉山賢司**
 林秀千人*・田中清裕*
 河部秀彦*

Theoretical Pressure Head and Pressure Head Losses of
a Laminar Flow Fan

by

Yoshio KODAMA*, Kenji HAYAMA**, Hidechito HAYASHI*
 Kiyohiro TANAKA* and Hidehiko KAWABE*

Theoretical pressure head was derived to a laminar flow fan. And the head losses, due to a flow friction and the losses in the rotor inlet and of the divergent flow at the rotor outlet, were predicted theoretically. The calculation with these theories shows that the optimum parameters exist to this type fan. The theoretical pressure head goes down when a radius ratio (r_i/r_o) is greater than 0.8 or a distance between two disks δ_D is large, and the degree of the going down is so much at flow coefficient less than 0.05. The pressure head losses is consisted mostly of the losses due to a flow friction at δ_D less than 1.0 mm, but mostly of the losses out of the rotor outlet at δ_D greater than 1.0 mm. The losses in the rotor inlet isn't so great at any conditions. That is, the minimum head losses is obtained at $\delta_D = 0.8$ mm.

1. 緒言

層流ファンは中心部に穴のあいたドーナツ形の平板を狭い間隔で回転軸方向に多数重ねたものを羽根車とした遠心式の送風機(図1参照)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)}。円板間に流入した流体は摩擦力によって円板の回転方向に回転し、そこへ遠心力が作用して送風、加圧される。これが機械から流体へのエネルギー伝達の機構であり、この点が翼の揚力を利用している通常のファンの比べ特徴として挙げられる。したがって、この種の流体機械ははく離やキャビテーションが起こりにくく、また広い流量域にわたって低騒音であることが期待される^{3),4)}。

Breiter らは二枚の平行円板間の流れが粘性流れであり、板間の速度分布は放物形であると仮定し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の釣り合いから接線方

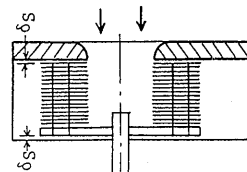


Fig.1 Schematic diagram of laminar flow fan

平成2年4月28日受理

*機械工学科 (Department of Mechanical Engineering)

**大学院海洋生産科学研究科 (Graduate School of Marine Science and Engineering)

向の流体の理論速度を誘導し、これに基づいて羽根車揚程と羽根車効率を算定する式を導くとともにポンプに関して実験値との比較を行なっている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なっている^{7),8)}。圧縮機に関しては回転数が2000rpmまで行われた例があり最高効率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少なく、流体力学的特性に及ぼす諸因子の影響に関しては不明な部分が多い。特に、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、BreiterらやHansingerらによる予測値も実験値とほとんど一致しない。また、特性に及ぼす諸因子の影響も明確でない。児玉らはこのような背景に立脚して、揚程の理論式と諸圧力損失の導入を試みるとともに実験値との比較を行ない両者はかなりよく一致することを示している¹⁰⁾。本研究では円板内・外径比、円板間隔及び円板厚みが揚程や圧力損失に及ぼす影響を理論的に調べ、最適円板間隔、内・外径比、シュラウドすきまなどについて検討をおこなった。

2. 主な記号

| | |
|--------------|-------------------------------|
| A | : 無次元流量 |
| B | : 円板枚数 |
| D_c | : 円板厚み m, mm |
| 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_i | : 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 |
| ΔH_t | : 総損失水頭 m 空気柱 |
| K_m | : 係数 |
| L_R | : 羽根車の回転軸方向の長さ m, mm |
| N | : 回転数 rpm, 1/s |
| 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 |
| V_r | : 任意半径における流体の半径向速度 m/s |
| V_u | : 任意半径における流体の周方向速度 m/s |
| W | : 相対速度 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 |
| λ | : 管摩擦係数 |
| μ | : 粘性係数 Pa·s |
| ν | : 動粘性係数 m ² /s |

| | |
|---|---------------------------|
| ρ | : 空気の密度 kg/m ³ |
| Ψ_{th} | : 理計圧力係数 |
| $\Delta\Psi_{in}, \Delta\Psi_f, \Delta\Psi_d$ | : 圧力損失係数 |
| $\Delta\Psi_t$ | : 総圧力損失係数 |
| ω | : 角速度 rad/s |

添字

| | |
|------|---------------|
| i | : 入口における量を示す。 |
| o | : 出口における量を示す。 |
| th | : 理論値を示す。 |

3. ファン揚程の予測式

3.1 Hansingerらによる方法

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

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

ただし $R = r/r_i$ である。ここで u は任意半径 r における内半径羽根車の周速度、 A は無次元流量 (= $q\delta_D/\nu r_i^2$)、 δ_D は2枚の円板間隔、 q は δ_D を通る流量である。また、羽根車の揚程 H_R を式(2)で与えている。

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

ここで η_{Tr} は輸送効率と呼ばれ、羽根車の内・外径比や流量に依存する量であり、添字 o は羽根車出口(半径 r_o) における量を表わす。 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。

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

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

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、 ρ は流体の密度である。

Hansingerらの結果によれば式(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_{Tr} の算出が不明瞭なこと、に起因していると考えられる。

3.2 著者らによる方法

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著者らは考えて羽根車の揚程の理論式の誘導を行なった。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¹¹⁾。

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

式(1)で定義される Hansinger らの回転円板上の周方向速度 V_{uh} 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流れのため羽根車内部の流量は実際にオリフィスで計測される流量よりも多いことのため、式(1)から明らかなように正味の V_{uh} の値は低くなる。すなわち流れの流量分に相当して V_{uh} の低下が生じてくる。また、文献10)で示したように前・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。それらの影響を K_m で表わす。

$$V_u = K_m V_{uh} = K_m f r \omega \quad (6)$$

ここで f は式(1)の右辺であり、 V_u および V_{uh} はそれぞれ実際の速度と公称流量に基づく速度である。 K_m は上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。そこで著者らは文献10)で述べたように速度分布の測定結果から K_m を実験的に定めている。式(6)を式(5)に代入すれば次式を得る。

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

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。

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

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

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。

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。

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

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。

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

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

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。式(10)の右辺第二項を総損失水頭 ΔH_t と名付け、また理論揚程 H_{th} および ΔH_t を $U_o^2/2g$ で無次元化したものをそれぞれ Ψ_{th} 、 $\Delta \Psi_t$ として式(13)、(14)で表わし、これらをそれぞれ理論圧力係数および総圧力損失係数と呼ぶことにする。一方、本研究では流量係数 ϕ を式(15)で定義した。無次元流量 A_o は式(16)で与えられるから流量係数 ϕ と A_o との関係は式(17)で表わされる。

$$\Psi_{th} = 2g \cdot H_{th}/u_o^2 \quad (13)$$

$$\Delta \Psi_t = 2g \cdot \Delta H_t/u_o^2 = 2g \cdot (\Delta H_{in} + \Delta H_f + \Delta H_d)/u_o^2 = \Delta \Psi_{in} + \Delta \Psi_f + \Delta \Psi_d \quad (14)$$

$$\phi = q/(2\pi r_o \delta_D u_o) \quad (15)$$

$$A_o = q\delta_D/\nu r_o^2 \quad (16)$$

$$A_o = 2\pi r_o \delta_D^2 u_o \phi / \nu r_o^2 \quad (17)$$

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(18)で与えている。

$$\delta_D = \pi(\nu/\omega)^{1/2} \quad (18)$$

ここで ν は動粘性係数である。式(18)に基づけば、最適すきまは回転数のみに依存することになり、 $N = 1800, 1200, 900$ rpm に対する最適すきまはそれぞれ 0.90, 1.11, 1.28mm となる。

4. 理論計算結果および考察

4.1 流体の周方向速度

図2は式(1)から得られる周方向速度の計算結果を示したもので、図2(a)は半径方向の速度の変化を、図2(b)と(c)は羽根車出口における円板の内・外径比の影響および流量を表わしている。図2(a)から内・外径比 r_i/r_o が一定であれば、 δ_D が小なるほど羽根車入口近傍において速度勾配は大となり、またほぼ全半径位置で速度は大となること、 δ_D を一定にすれば、 r_i/r_o が小なるほど、羽根車入口近傍の速度勾配は大となり、ほぼ全半径位置で速度は大となることなどが判る。図2

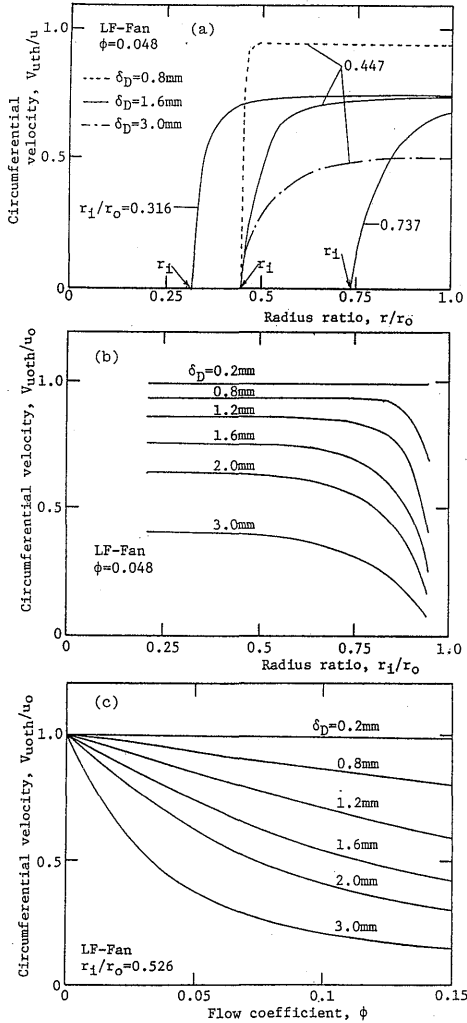


Fig. 2 Circumferential velocity distribution

(b)から δ_D が小なるほど理論速度は大となり、速度一定の領域も広がること、 r_1/r_0 をあまり大きくすれば($r_1/r_0 \geq 0.75$)、速度が小さくなること、図2(c)から流量係数 ϕ が大なるほど速度は小となり、 ϕ に対する速度の減少の割合が低流量において大きいことなどが判る。

4. 2 相対速度

図3(a), (b)はそれぞれ相対速度に与える内・外径比および流量係数の影響を示したものである。これらの図より相対速度は円板間隔 δ_D 、円板の内・外径比 r_1/r_0 および流量係数 ϕ が大なるほど相対速度は大となること判る。これは図2から明かなように δ_D 、 r_1/r_0 および ϕ が大なるほど流体の周方向速度が小となるためである。送風機騒音は一般的には相対速度の6乗に比例する。したがって、層流ファンの騒音低減化の観

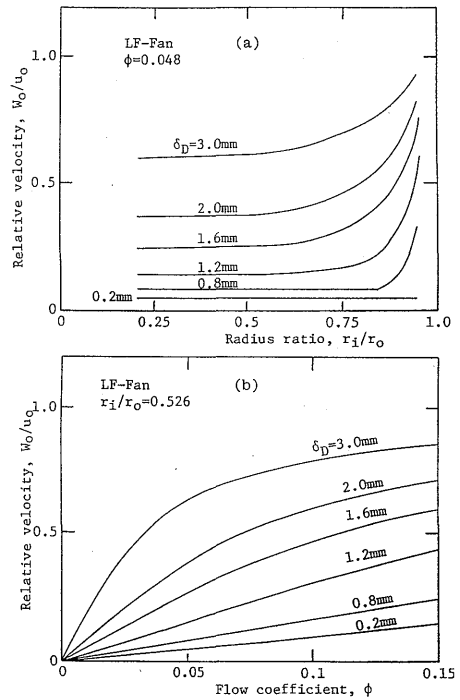


Fig. 3 Relative velocity distribution

点からは円板間隔および内・外径比は出来るだけ小さくとるほうが望ましい。しかしながら r_1/r_0 に関してはその値が0.65近傍までは大差ないので問題は円板間隔である。また W_0 を大きくすることは式(12)から明かなように拡大損失水頭を増大させるのでファンの揚程の面からも不利である。

4. 3 理論圧力係数

式(1)、式(9)および式(13)から得られる理論圧力係数の一例を示したものが図4(a), (b)である。図4(a)に見られるように理論圧力係数 ψ_{th} は円板間隔 δ_D および内・外径比 r_1/r_0 が小さいほど圧力係数は大きくなるが、内・外径比の影響はその値が0.55近傍まではほとんど見られない。この原因は図2(b)に示されるように円板間隔および内・外径比が大なるほど速度 $V_{u\theta}$ が減少することにある。一方、図4(b)に例示されるように流量係数 ϕ が増加するほどいずれの円板間隔においても圧力係数は減少するが、 ϕ に対する減少の割合は δ_D が増加するほど低流量域において大となる。これは主として図2(c)から明かなように δ_D が増加するほど周方向速度 $V_{u\theta}$ が減少することに起因している。

4. 4 各種圧力損失係数

図5は各種圧力損失係数に及ぼす円板間隔の影響を示したものである。図中の実線、一点鎖線および破線はそれぞれ拡大損失係数、入口損失係数、摩擦損失係

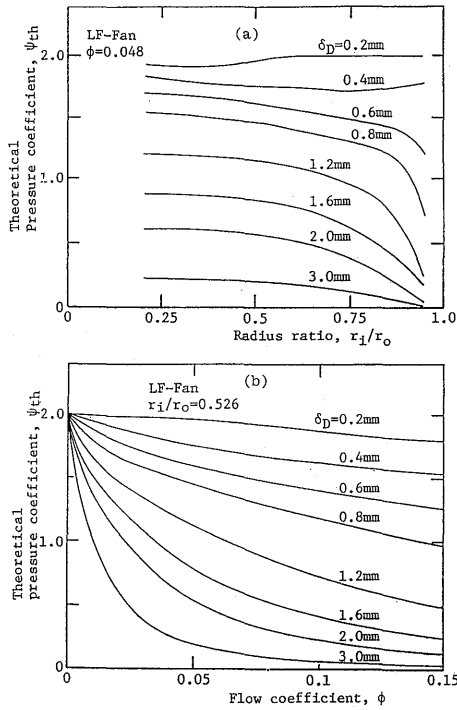


Fig. 4 Influence of parameters on pressure coefficient

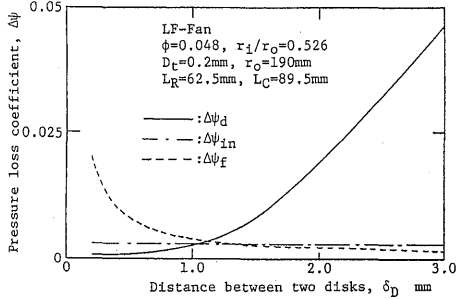


Fig. 5 Influence of distance between two disks on pressure loss coefficient

数を表わしている。この図から δ_D が 1.2mm より小なる場合は、摩擦損失係数が他の二者に比較して大となり、大なる場合は拡大損失係数が大となる。この原因は以下の理由によっている。すなわち、この場合流量係数は一定としているので、半径方向速度 V_{r0} は δ_D が小なるほど大となること、式(11)によれば ΔH_f は δ_D に反比例すること、これらの理由のため δ_D が小となるほど摩擦損失係数は大となる。一方、図3に示したように相対速度 W_0 は δ_D が大なるほど大となるため δ_D が大なるほど拡大損失係数は大となる。この図に示された結果から総圧力損失係数が最小となる最適すきまが存在することが予想される。また、羽

根車の軸方向長さ L_R を一定にした場合、シュラウドすきまを増加させれば通路幅 L_c が増加するので、式(12)から明かなように拡大圧力水頭の増加の原因となる。すなわち、シュラウドすきまの増加は拡大損失係数の増加の要因となる(図省略)。

図6(a)~(c)は式(14)から得られた総損失係数 $\Delta\psi_t$ の計算結果を示したものである。図6(a)に見られるように流量係数が増加するにしたがって $\Delta\psi_t$ は増加する。これは主として流量係数が増加すれば半径方向速度 V_{r0} と相対速度がともに増加することに起因している。また、円板間隔が小さすぎても大きすぎても $\Delta\psi_t$ は増加し、この場合、回転数の大小にかかわらず δ_D が 0.8mm 近傍に最小値が存在している。すなわち、円

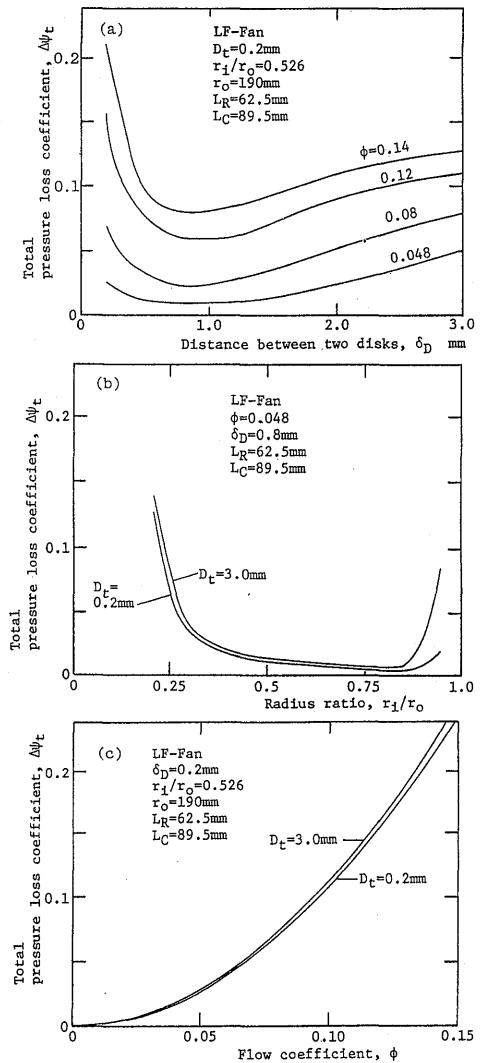


Fig. 6 Influence of parameters on total pressure loss coefficient

板の最適間隔は0.8mm近傍と考える事が出来る。これは式(18)で示される Breiter らの最適すきまが回転数によって変わるのとは比べ大きな違いである。 $\Delta\Psi_i$ がこのような傾向を示すのは前述したように δ_D が小なると摩擦損失係数が増加し、大になると拡大損失係数が増加するためである。一方円板の内・外径比から判断すれば、 $\Delta\Psi_i$ が最小となるのは $r_i/r_o = 0.75$ 近傍であるが $0.45 \sim 0.80$ の範囲では $\Delta\Psi_i$ の値はほとんど変わらない。また円板厚み D_i が厚いほど $\Delta\Psi_i$ は大きくなるが内・外径比が0.95近傍を除けば両者の差はわずかである[図6(d)]。流量係数が増加するに伴って総圧力損失係数が増加する[図6(c)]。流量係数が増加すれば半径方向速度 V_{r0} および相対速度 W_0 が増加する。このことは、式(11)、(12)から明かなように摩擦損失係数および拡大損失係数の増加の要因となるので総圧力係数の増加の原因となる。以上の結果から圧力損失を小さくするには円板厚みは出来るだけ薄くすること、円板間隔は0.8mm近傍に取り、内・外径比は0.45~0.80の範囲に定めることが肝要である。

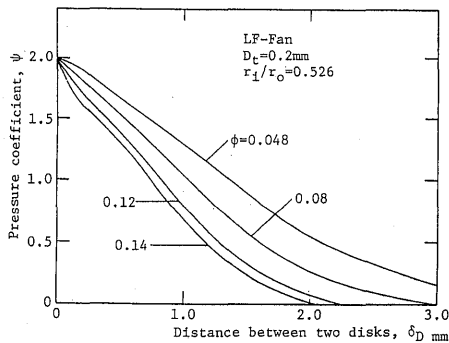


Fig. 7 Influence of distance between two disks on pressure coefficient

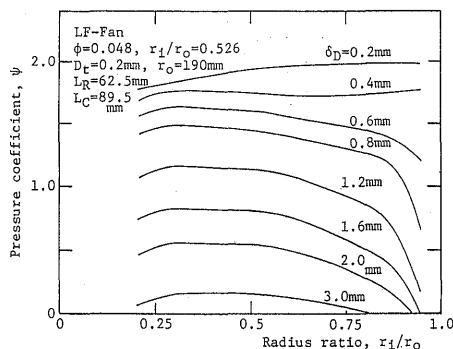


Fig. 8 Influence of radius ratio on pressure coefficient

4. 5 ファン圧力

図7は式(10)から得られるファン圧力 H_R の無次元量 Ψ に及ぼす流量係数および円板間隔 δ_D の影響を示したものである。この場合、 $K_m = 1.0$ として計算している。この図から、流量係数および円板間隔が増加するほどファンの出し得る圧力は低下することが判る。一方、図8に示されるように円板間隔が広がるほど圧力係数 Ψ は低下し、また円板間隔が0.6mm以上では圧力一定の内・外径比の領域がせまくなる。さらに、円板間隔が広いほど圧力係数の低下が内・外径比の値が小なるところから始まる。以上の結果を総合すれば、円板間隔が広がるにつれて流体の周方向速度が低下することと、圧力損失が増大することのためファン圧力は低くなり、また、羽根車の内・外径比が0.8以上になれば流れの拡大による圧力損失のためファン圧力は急激に減少する。流量が増加すれば流体の周方向速度の低下と圧力損失の増大のためファン圧力は低下する。

5. 結 論

層流ファンの揚程と諸圧力損失の理論式の導入を行い、これらに關与する種々のパラメータについて検討を行なった結果、以下の結論を得た。

- (1) 理論圧力係数は円板間隔が広がるにつれて低下する。また、羽根車の内・外径比がほぼ0.8以上になると低下が始まる。一方流量係数が増加するに伴って圧力係数は低下するが、低下の割合は流量係数が0.05以下で大きい。
- (2) 圧力損失係数は円板間隔が1.0mm以下では円板摩擦によるものが支配的であり、1.0mm以上では流れの広がりによるものが支配的となる。入口部における損失は円板間隔によらずほぼ一定値を取るが、その大きさは前二者に比較して概して小さい。
- (3) 総圧力損失係数は円板間隔については0.8mm近傍、羽根車の内・外径比に関しては0.75近傍で最小となる。つまり、最適間隔や最適内・外径比が存在する。円板厚みの圧力損失係数に及ぼす影響は小さい。
- (4) 流量係数および円板間隔が増加するほどファン圧力は減少する。また、円板間隔が0.6mm以上では羽根車の内・外径比が0.3以下、0.8以上で圧力の低下が見られる。

おわりに本研究に協力いただいた長崎大学学生の後藤慎治、淵山正毅の諸氏に謝意を表わす。

参考文献

- 1) 原田, 菊島, 機構論, No. 700-15 (1970-10), 221.

- 2) 原田, 菊島, 機構論, No. 740-13 (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. No. ARL 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) 児玉ほか 3 名, 機論, 55-517, B (1989), 3096.
- 11) 板谷, 水力学, (1968), 73, 朝倉書店.