

層流ファンの流体力学的特性に関する研究*

(第2報, 回転数, 円板内径, 円板厚みおよび舌部すきまの影響)

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 (2nd Report, Effects of the Rotational Frequency, the Inner Radius of Disk, the Thickness of Disk and the Cut-off Clearance)

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

The effects of four parameters such as the rotational frequency, the inner radius of disk, the thickness of disk and the cut-off clearance on fluid dynamic characteristics of a laminar flow fan were experimentally investigated over a wide range of fan flow rate and discussed in relation to the measured velocity at the outlet of the rotor. The agreement between the predicted values of the pressure head by the present method is satisfactory if the proposed correlation of K_m was used.

Key Words: Fluid Machine, Rotating Disk, Fluid Dynamic Characteristics, Fan, Viscous Flow

1. 緒 言

層流ファンは多数のドーナツ形の円板を狭い間隔を置いて積層した羽根車をもつ遠心形のファンの一種である。2枚の平行な回転円板の全圧を軸動力に対しては Breiter らが理論式を導いている⁽¹⁾。一方 Hansinger らは羽根車の揚程と羽根車効率を算定する式を誘導し、ポンプに関して実験値との比較を行っている⁽²⁾。また、Roddy らは代表寸法に羽根車直径をとり、角速度を用いて無次元化すれば、揚程やファン効率などの特性はほぼ1本の線で表されることを示している⁽³⁾。しかしながら、このファンに関する研究は概して少なく、理論値と実験値との一致も悪い。

著者らは前報において円板間を流れる流体は円板の摩擦によって強制運動していると考えて、羽根車出口の流動状態から実験的に定まる係数 K_m を含んだファン揚程の予測式を誘導し、その予測値が円板枚数、円板間隔および流量を変化させた時の実験値とよい精度で一致することを示した。併せて、円板の枚数と間隔

およびシュラウドすきまが流体力学的特性に及ぼす影響について実験的に明らかにした⁽⁴⁾。

本報ではその他の因子である回転数、円板の内径と厚みおよび舌部すきまが流体力学的特性に与える影響について実験的に明らかにするとともに、前述した著者らによるファン揚程の予測式の妥当性についても検討を行った。また、係数 K_m については各種パラメータの影響を含んだ実験式を導入した。

2. 主 な 記 号

A : 無次元流量 $= q\delta_0/vr^2$

D_i : 円板厚み m または mm

B : 円板枚数

H : 揚程 m 空気圧または mm 水柱

L : 軸動力 kW または W

L_c : ケーシングの通路幅 m または mm

L_R : 羽根車の回転軸方向長さ m または mm

N : 回転数 rpm または $1/s$

Q : ファン流量 m^3/min または m^3/s

q : 2枚の円板間の流量 m^3/s

r : 羽根車の任意半径 m または 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方向速度 m/s

* 平成元年11月21日 九州支部・中国四国支部合同長崎地方講演会において講演、原稿受付 平成元年3月20日。

¹ 正員、長崎大学工学部 (〒852 長崎市文教町1-14)。

² 正員、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)。

- V_u : 任意半径における流体の周方向速度 m/s
- δ_c : 舌部すきま m または mm
- δ_D : 2枚の円板間の間隔 m または mm
- δ_s : シュラウドすきま m または mm
- n_T : 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·s
- ν : 動粘性係数 m^2/s
- ρ : 空気の密度 kg/m^3
- ϕ : 流量係数
- ϕ : 圧力係数 $= 2gH/u_0^2$
- 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

著者らは、平行な回転円板間を流れる流体は円板の摩擦によって強制運動をしていると考えて次式で示す羽根車の理論揚程を導入した⁽⁴⁾。

$$H_{th} = \frac{r_i^2 \omega^2}{g} \left[\int_1^{R_o} 2Rf^2 dR + \int_1^{R_o} fR^2 \frac{df}{dR} dR \right] \quad (1)$$

$$R = r/r_i, R_o = r_o/r_i \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで r_i, r, r_o はそれぞれ羽根車入口、任意点および出口の半径、 ω は角速度、 g は重力の加速度である。また、 f は任意半径 r における流体の周方向理論速度 $V_{u,th}$ と回転円板の周速度 u との比であり、 A を無次元流量とすれば、次式で与えられる⁽²⁾。

$$f = \frac{V_{u,th}}{u} = 1 - \frac{A}{12\pi R^2} + \left(\frac{A}{12\pi} - 1 \right) \left(\frac{1}{R} \right)^2 e^{(12\pi/A)(1-R^2)} \quad \dots\dots\dots (3)$$

一方、シュラウドすきまを通る流れ、流体の周方向速度の回転軸方向の非一様性および円板入口から出口までの流れの発達などの影響を含む係数 K_m を用いて羽根車出口の周方向速度 V_{uo} を次式で表した⁽⁴⁾。

$$V_{uo} = K_m V_{uo,th} \quad \dots\dots\dots (4)$$

係数 K_m は 1 に近いほどよい羽根車を表す。これを理論的に求めることは困難であるので速度分布の測定結果から実験的に定めている⁽⁴⁾。さらに以下に示す入口損失水頭 ΔH_{in} 、羽根車内部での摩擦損失水頭 ΔH_f および羽根車出口での流れの広がりによる損失水頭、 ΔH_a を考慮すればファン揚程 H は式(8)となる。

$$\Delta H_{in} = V_{i0}^2 r_o^2 L_c^2 / 2gr_i^4 \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\Delta H_f = \lambda \frac{(r_o - r_i)}{\delta_D} \frac{V_{i0}^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\Delta H_a = \left(1 - \frac{B\delta_D}{L_c} \right)^2 \frac{W_o^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$H = K_m^2 H_{th} - (\Delta H_{in} + \Delta H_f + \Delta H_a) \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで V_{i0} は羽根車出口における流体の半径方向速度、 L_c は羽根車の回転軸方向長さ、 λ は摩擦係数(= 0.02)、 δ_D は 2枚の円板間の距離、 B は円板枚数、 L_c はケーシングの通路幅、 W_o は羽根車出口における流体の相対速度である。

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。吸込口には各羽根車内径にほぼ等しい内径を有する入口ノズルが、吐出口には 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 の吐出管が設置されている。ケーシングは図2に示すように対数らせん状のスパイラルケーシングである。

図3は供試羽根車を示したものである。羽根車は外径 380 mm (一定) のドーナツ形のアルミ製円板を厚さ 10 mm の鉄製の円板上に取付けた直径 4 mm の 8 本のボルト (半径 $r=160$ mm と $r=110$ または 130 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から構成されている。

本研究では円板間隔 δ_D を 0.8, 1.6, 3 mm の 3 通り、回転数 N を 900, 1200, 1800 rpm の 3 通り、円板内半径 r_i を 60, 85, 120 mm の 3 通り、円板厚み D_i を 0.8, 1.6, 3 mm の 3 通り、円板枚数 B を 10, 15, 20 の 3 通り、舌部すきま δ_c (図2参照) を 1, 3, 7, 10, 20 mm の 5 通り変えて実験を行った。なお、シュラウドすきま δ_s は文献(4)を参照して 7 mm に設定した。入口速度 V_{i0} と δ_D で定義されるレイノルズ数 ($= V_{i0} \cdot \delta_D / \nu$) は N が 1800 rpm、 δ_D が 1.6 mm のとき、最高効率点近傍において約 500 である。

羽根車出口の流動状態を主として断面A(図2参照)で、球の直径が 6 mm、測圧孔の直径が 0.6 mm の 5 孔球形ピトー管を用いてケーシング通路幅方向に約 5

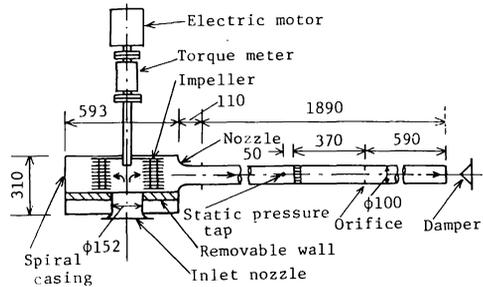


図1 実験装置の概要

mm 間隔で計測した。一方、送風機入力力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。

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。

$$\left. \begin{aligned} \psi &= 2gH/u_o^2, \phi = Q/2\pi B r_o \delta_D u_o \\ \lambda &= L/\pi B \rho \delta_D r_o u_o^3, \eta_T = \phi\psi/\lambda \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

ここで H はファンの全圧上昇量、 u_o は羽根車外縁の周速度、 Q は毎秒当たりの流量、 B は円板枚数、 L は軸動力、 ρ は空気の密度である。

一方、無次元流量 A_o は式(10)で与えられるから流量係数 ϕ と A_o との関係は式(11)で表される。

$$\begin{aligned} A_o &= q\delta_D/vr_o^2 = Q\delta_D/Bvr_o^2 \dots\dots\dots (10) \\ &= 2\pi r_o \delta_D u_o \phi/vr_o^2 \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

5.1 舌部すきまの影響 図4はファンの最高効率点における圧力係数と全圧効率に及ぼす舌部すきまの影響を回転数 N が1800 rpm について例示したものである。舌部すきま δ_c が10 mm 以上ではすきまによる差異はほとんどみられないが、すきまが狭すぎると舌部近傍の流動抵抗の増加により若干効率および全圧が低下する傾向がみられる。これらの傾向は他の回転数の場合も同様である。

5.2 回転数の影響 図5はファンの特性に及ぼす回転数の影響を各 δ_D のうち最高効率の最も高い δ_D が1.6 mm の場合について示したものである。圧力係数 ψ は回転数 N が増加するにつれて低下している。これは、式(11)から明らかのように流量係数 ϕ が同じ場合、無次元流量 A_o は周速度 u_o すなわち N に比例するが、後述するように(図12)、 A_o の増加は圧力係数 ψ_{in} の低下をもたらすためである。全圧効率 η_T は最高で30%程度であり、回転数が減少するにつれてわ

ずかに増加する傾向がみられる。一方、動力係数 λ は低流量域から最大流量域までわずかしこ変化していない。他の δ_D の場合もこれと同様の傾向がみられる(図省略)。

5.3 内径の影響 図6は羽根車内半径 r_i がファンの流体力学的特性に及ぼす影響を $N=1800$ rpm について示したものである。本研究では羽根車外半径 r_o は190 mm と一定に保っているため、 r_i/r_o が0.316, 0.447, 0.632 はそれぞれ r_i が60, 85, 120 mm に相当する。ファン効率はほぼ全流量域にわたって r_i/r_o が0.316, 0.632, 0.447 の順に高くなる。これは円板間の流路長さが長くなると摩擦抵抗が増加し、逆に短すぎると十分に境界層が発達しないため羽根車の仕事量が減少し、効率が低下するものであり、最適値があることに注意する必要がある。円板上の境界層が遠心力の作用しない平板上の境界層と同じであると仮定して、代表長さ以外半径と内半径との差を、代表速度に羽根車出口の相対速度を用いて、羽根車外縁における

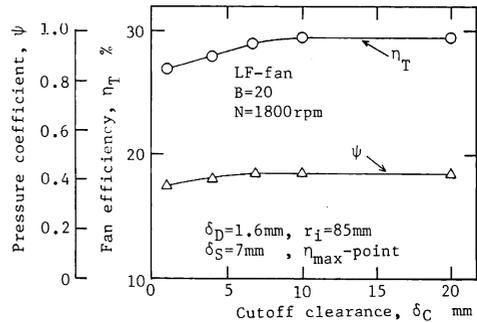


図4 舌部すきまの影響

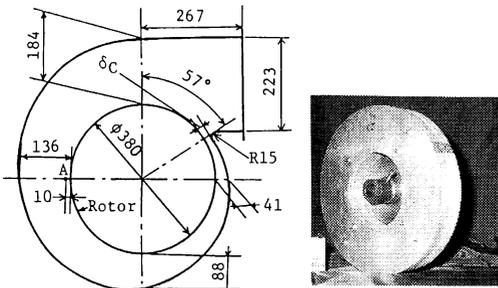


図2 ケーシングの形状

図3 供試羽根車

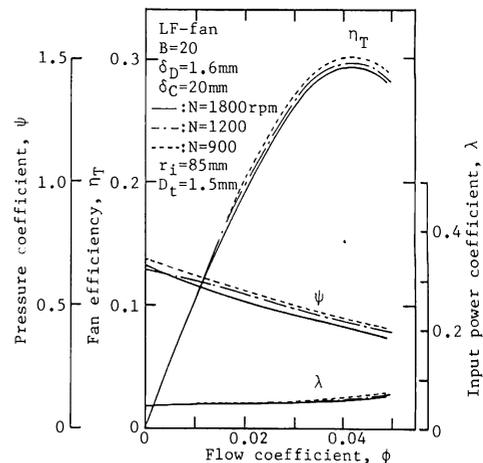


図5 ファン特性に及ぼす回転数の影響

層流境界層厚さ δ を計算すれば、 r_i/r_o が 0.316, 0.447, 0.632 に対してそれぞれ 1.75, 1.58, 1.29 mm になる。実験結果を参照すれば、 δ が δ_D ($\delta_D=1.6$ mm) に最も近い場合がファン効率是最も高くなっている。

5.4 円板厚みの影響 図7はファン特性に与える円板厚み D_t の影響を示したものである。円板厚みが薄いと前・後面シュラウドすきまの羽根車軸方向長さに対する割合が増大し、その結果一様速度領域に対する前・後面シュラウド近傍の速度の低い領域の割合が増大する。このため、これらの領域におけるエネルギー損失が増大し、 $\delta_D=0.8$ mm は 1.5 mm の場合より効率は多少低くなる。一方、円板の厚さが厚いと羽根車出口における拡大損失が増加するため圧力係数 ψ が減少し効率も低下する。

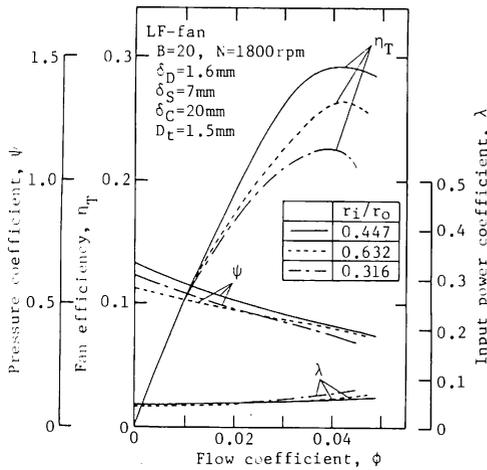


図6 ファン特性に及ぼす内半径の影響

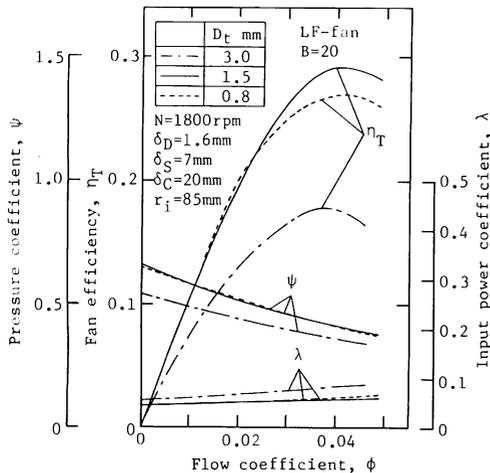


図7 ファン特性に及ぼす円板厚みの影響

5.5 羽根車出口の流動様相と係数 K_m 図8は羽根車出口における流体の周方向速度 V_{uo} の実測値と回転数 N との関係をもっと示したものである。 N が増加するほど羽根車前面部(入口ノズル側)近傍の速度比は大となり、一様速度の領域が広がる。また、図9に示すように r_i/r_o が大なるにつれてわずかではあるが一様速度領域における速度が小となる傾向がみられる。なお、係数 K_m は羽根車全体の流体の周方向速度の平均値を $V_{u,10}$ で割って求まる⁽⁴⁾。また、円板厚みが V_{uo} に及ぼす影響は本実験範囲においてはわずかにみられる(図省略)。

図10は係数 K_m の流量による変化を3通りの内径について示したものである。ほとんどの流量において K_m は r_i が 85, 60, 120 mm の順にわずかではあるが小さくなる。図中の実線は各々の r_i に対する実験データを連ねたもので、それらは近似的にはそれぞれ図中の式で示される。第6章における圧力係数の計算は式(12)で示される K_m を用いて行った。

図11は係数 K_m に及ぼす回転数と円板間隔 δ_D の影響を示したもので、各線はいずれも実験データを連ねて得られる曲線を示している。この図から、 K_m は δ_D や N によって変わることを、つまり δ_D が大きくなるほど

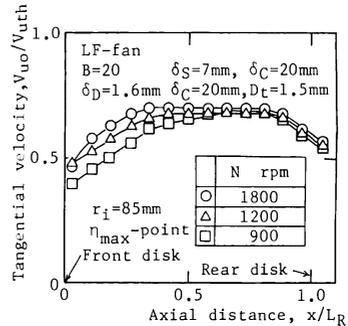


図8 周方向速度に及ぼす回転数の影響

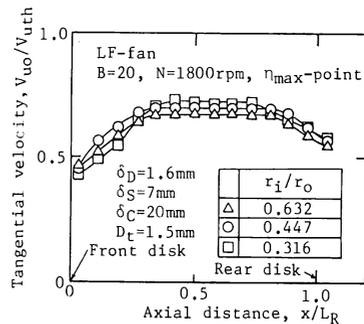


図9 周方向速度に及ぼす内半径の影響

ど、 N が大なるほど K_m の値は大となること、流量が大なるにつれて K_m も増大するが、 $\delta_D=0.8\text{mm}$ で、 N が1200と900rpmの場合にはほぼ一定値0.51~0.5をとることなどがわかる。しかしながら δ_D が大きすぎると円板通路の中央部近傍で周方向の速度分布にくぼみが生じる⁽²⁾ため K_m は低下すると考えられる。

揚程の予測に係数 K_m 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次式を得た。

$$K_m = 0.2 \frac{L_R}{L_C} \frac{N}{1800} \log_{10}(A_o + 1) + 0.53 \dots (12)$$

ここで L_R は羽根車の軸方向長さを、 L_C はケーシングの通路幅を、 N は毎分当たりの回転数を表す。式(12)の中の L_R/L_C は δ_S, δ_D, D_t などの影響を、 N の項はレイノルズ数の影響を示すものと考えられる。

6. 圧力係数の計算結果

図12は式(1)で与えられる理論揚程 H_{th} を $u_0^2/2g$ 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)に及ぼす円板の内・外径比 r_i/r_o の影響を示したものである。いずれの r_i/r_o の場合も A_o の0~10の流量域で ψ_{th} は急激に減少するが、これは式(3)で与えられる f の性質による。一方、 ψ_{th} は r_i/r_o が大なる

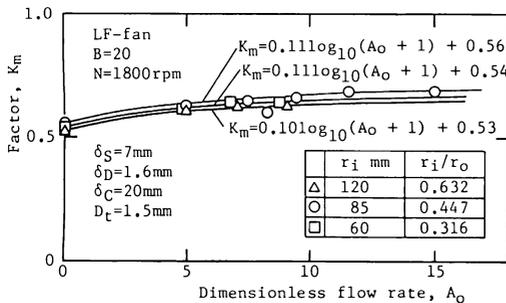


図10 係数 K_m の流量による変化

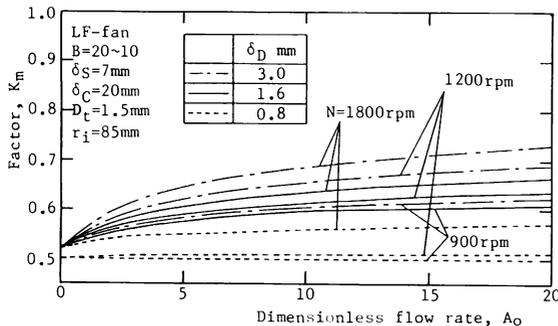


図11 係数 K_m に与える回転数の影響

ほど大となる。これは式(1)に示されるように H_{th} が r^2 に比例することに主因がある。また、右辺第1項と第2項の積分値は後者が前者より大きい。全体的には r_i/r_o が2倍になっても ψ_{th} の増加はわずかである。

図13と図14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。図中の太い実線は式(8)および式(12)から得られる予測値を連ねたもので、○印は実験値である。図にみられるように K_m として式(12)を用いれば ± 0.1 以内の精度で圧力係数を予測することができる。

7. 結 論

層流ファンの流体力学的特性に関してシュラウドすきまを一定として、舌部すきま、回転数、円板厚み、円板内径および流量を変えて実験を行った結果、以下の結論を得た。

- (1) 舌部すきまが狭すぎると舌部近傍の流動抵抗

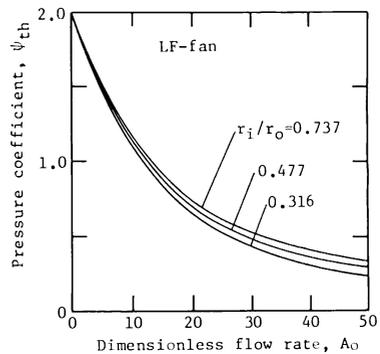


図12 理論圧力係数に及ぼす内・外径比の影響

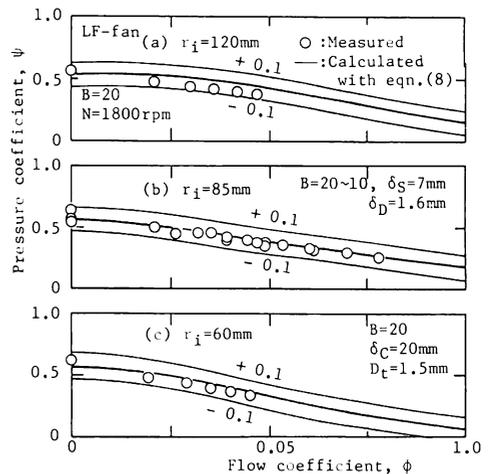


図13 圧力係数に及ぼす内径の影響

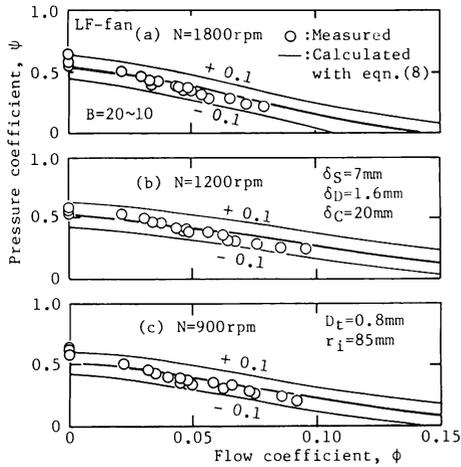


図 14 圧力係数に及ぼす回転数の影響

の増加により流体力学的特性は劣化する。すきまが 10~20 mm の範囲では大差はない。

(2) 本実験範囲では回転数が増加するほど速度は

一様化し係数 K_m は大となり、理論速度に近づく。

(3) 円板の厚みをあまり厚くすると羽根車出口における拡大損失が増大するため圧力係数は低下し、その結果ファン効率も低下する。

(4) K_m の実験式(12)と式(8)から回転数、円板内径、円板厚みおよび流量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することができる。

終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田禎親、木原義隆の諸氏に謝意を表す。

文 献

- (1) Breiter, C. L. and Pohlhausen, K., *A. R. L. Report*, No. ARL 62-318 (1962).
- (2) Hansinger, S. and Kehrt, L., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, 85 (1963), 201.
- (3) Roddy, P. J. ほか 3 名, *J. Fluid Eng.*, 109 (1987), 51.
- (4) 児玉・ほか 3 名, *機論*, 55-517, B (1989), 3096.