円柱のキャピテーション性能に大きい影響をもつことを示した。風洞実験の場合と同様に回流水そうにおいても流れの乱れを測定すべきことは当然であろう。

注:—

- (1) 昭和 27 年 10 月 17 日 第 4 回関西連合工学会日本機械学会関西支部講演会において講演, 原稿受付 昭和 27 年 12 月 4 日。

(2) 正員, 京都大学。

(3) 准員, 京都大学。

(4) G. I. Taylor : Proc. Roy. Soc. A 151 (1935).

(5) Glauert : A. R. C. R & M. No. 1566 (1933).

(6) Wieselberger : Phys. Z. Vol. 22, p. 321 (1921).

(7) Fag and Warsap : A. R. C. R & M No. 1283. (1929).

621.67.01 : 532.542.8

うず巻型流体機械の羽根車内の流れ(第 1 報)⁽¹⁾

神 元 五 郎⁽²⁾ 平 井 浩 一⁽³⁾

On the Flow in the Impeller of Centrifugal Type Hydraulic Machinery (1st Report)

by Gorō KAMIMOTO and Kōichi HIRAI

The tests of a model impeller of centrifugal type hydraulic machinery, which has 4 blades composed of logarithmic spiral with blade angle 30° and the inner- and outer radii respectively 150 mm and 300 mm, were performed under the measurement of the head, flowing quantity, flowing angle of exit of impeller and the pressure distribution around the blade. The flow in the impeller, especially the measured pressure distribution was compared with the theoretical ones.

うず巻型流体機械すなわちポンプ, 送風機の実験については多くの実験が行われているが, 主として水力学的な考察の下に実験結果の整理に終始しているように思われる。この報告ではうず巻型流体機械の 4 枚羽根の二次元的な羽根車の模型によって空気実験を行い, 羽根車のみの性能およびうず巻室をもった場合の性能についてこれを回転する円形翼列と考えて流体力学的な取扱いによって実験結果を整理し, また羽根面に沿う圧力分布を測定して羽根車内の流れについて論じている。

1. 結 言

うず巻型羽根車の理論的な取扱いは Busemann⁽⁴⁾, Schulz⁽⁵⁾ 等によって対数渦線よりなる羽根車に関して等角写像による解が求められている。一方実験について Fischer⁽⁶⁾, Grünagel⁽⁷⁾ 等によって詳細な実験が行われている。わが国においても理論的には藤本教授⁽⁸⁾の論文があり, 実験については内丸⁽⁹⁾, 葛西博士⁽¹⁰⁾の実験また最近には Morelli⁽¹¹⁾の実験が行われている。しかしながらうず巻型流体機械の羽根車内の流れはきわめて複雑な流れであって, 理論的な解は必ずしも実際の流れは与えないので, 実験研究の整理にあたっては以上の理論的な立派な成果を利用することなくほとんどすべてが水力学的な結果の整理に終始し

ている。これはポンプ送風機的设计等には実際問題として有益なことであるが, 羽根車内の流れを知ることにはならない。うず巻型羽根車の実験にあたり, その模型の製作の困難な点, また内部の流れの観察に不自由である点等をさけるために, 流体としては空気を用い, また羽根車の模型の製作加工の容易なアクリル系合成樹脂を用いて内部の流れの観察を容易ならしめた。

さらに従来の実験結果においてまた設計においてしばしば用いられる すべり係数 等の水力学的な考察のみならず, 羽根車を回転する円形翼列として取扱い, 各羽根のまわりの圧力分布, 循環の分布等が理論的な解といかに異なるかについて実験結果に流体力学的な考察を加えた。

2. 実験装置と実験方法

羽根車, ケーシング等はすべて透明なアクリル系合成樹脂を用いて製作した。羽根車の外径は 300 mm, 内径は 150 mm, 幅は出入口とも一様で 20 mm, 羽根の枚数は 4 枚で, 羽根は 30° の羽根角をもつ対数渦線よりなり, その厚みは 3 mm であって, 羽根車の両側板に接着されている。このような形の羽根車については Busemann, 藤本教授の理論解があるので, 実験結果と理論値との比較に便なるようにした。

第 1 図

第 2 図

羽根車のみの性能を知るために、第1図に見るごとくケーシングとしては2枚の側板内で羽根車を回転させる実験装置を用い、うず巻室をもつ流体機械としての性能実験には第2図に見る装置を用いた。

(a) 羽根車のみの性能実験装置 ケーシングは外径 600 mm の円板2枚よりなり、羽根車の幅 20 mm に対して 21 mm の距離をもって図のごとくボルト締めされている。羽根車軸のケーシングを貫く部分にはゴムパッキンを施して空気の漏れを防いである。合成樹脂で作られた径 100 mm φ の吸込管内の流速を測定する小型ピトー管によって流量の測定を行い、なお流量の調整は吸込管入口の調整円板との距離 x の調整によってなされる。羽根車の回転は羽根車に直結された電動機によって与えられ、回転数は 1 750 rpm である。

まず流量は吸込管入口の円板の開度を加減して各開度ごとにピトー管によって管内の鉛直、水平両方向に速度分布を測定し、その速度分布より流量を求め、その流量と管軸においたピトー管の読みとの関係をあらかじめ検定しておく。この位置においたピトー管の総圧と静圧との差を Δp 、吸込管径を d_0 、密度を ρ とすると、流量 Q は

$$Q = \alpha \cdot \frac{\pi}{4} d_0^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

で与えられ、実験の結果は $\alpha = 0.917$ である。

かくして吸込管内のピトー管の読みによって流量は直ちに求まる。各流量ごとに羽根車入口、出口の圧力、総圧および羽根車出口の流れの方向を測定した。すなわち入口、出口の静圧は羽根車入口、出口の直ぐ近くに径 1 mm の測圧孔を通じて、また総圧は第1図に示す位置 q_1 , q_2 の所に流れに直角に円管をおき、それにあけた1個の測圧孔の方向を流れの方向に調整して測定し、出口の流れの方向と速度とはあらかじめ検定した円管型ピトー管を図の α_2 の所にそう入して測定した。

(b) うず巻室をもつ流体機械としての実験装置 断面円形のうず巻室を普通うず巻室の設計に用いられる方法で設計し、これを合成樹脂で作った。うず巻室をもつ場合の羽根車は上の実験装置に用いた同じ羽根車であって、ただ第3図に示すように羽根の腹背面に 0.5 mm φ の測圧孔をそれぞれの面で 11 個ずつ設けてあってこれは一方の側板を通して圧力取出口に通じる。羽根車の回転は(a)の場合と同様に 1 750 rpm 回転を保つごとくストロボライトに

第 3 図

同調するよう電動機の回転を調整した。この場合も流量の調整は繰出管出口の調整円板の開閉によって行い、前述のように吸込管に設けたピトー管による管内流速分布の測定によって流量をあらかじめ検定してある。羽根車の与えた揚程は吸込管繰出管の壁に設けた静圧測定孔によって求めた。なおこの場合羽根面に沿う圧力分布を測定し、それは圧力取出口より中空の回転軸に結び、軸端の詰物箱を通して圧力計に導いて測定した。

3. 円筒型ピトー管の特性の吟味

円筒型ピトー管の検定は一樣な流れの中で行っている。2節の実験装置(a)で用いたごとく羽根車出口の一樣でない流れの中において用いた場合その方向示度についてあらかじめ吟味する必要がある。

羽根車出口以後の流れを表わすに車軸の中心に強さ Q' なる吹出しと循環 Γ_2 なるうずとをおく。第4図に示すごとく円筒型ピトー管の半径を1とし、その中心にZ面の座標の原点をおき、実数軸上の R の位置に上の吹出しとうずとをおくと、その円のまわり

第 4 図

の流れは次の複素ポテンシャルで表わされる。

$$W = \frac{Q' - i\Gamma_2}{2\pi} \log(z - R) + \frac{Q' + i\Gamma_2}{2\pi} \log\left(z - \frac{1}{R}\right) - \frac{Q' + i\Gamma_2}{2\pi} \log z \quad (3.1)$$

これより円のまわりの速度を計算すると、ピトー管の円周上の接線速度 v_θ は次のごとくなる。

$$v_\theta = \frac{Q'}{2\pi} \frac{2 \sin \theta - 2 \left(\frac{\Gamma_2}{Q'} \right) \left(\cos \theta - \frac{1}{R} \right)}{\left(R + \frac{1}{R} \right) - 2 \cos \theta} \quad (3.2)$$

一方原点において流れの y 軸となす理論的な方向を α とすると

$$\alpha = \cot^{-1} \frac{\Gamma_2}{Q'} \quad (3.3)$$

他方円筒型ピトー管の測圧孔は互に 90° の角をもってあけられていて、その測圧孔におけるおのおのの圧力が等しい位置をあらわす穴の位置をそれぞれ $\theta_1, \theta_1 + 90^\circ$ と表わすと、その点の速度は等しくかつそのおのおのの穴のなす角の二等分線の方が円筒型ピトー管の指示角であるから、これを α' とすると (3.2), (3.3) 式より

$$\cot \alpha = \frac{\left(R + \frac{1}{R} \right) \cos \alpha' - \sqrt{2} \sin 2\alpha'}{\left(R + \frac{3}{R} \right) \sin \alpha' + \sqrt{2} \cos 2\alpha' - \sqrt{2} \left(1 + \frac{1}{R^2} \right)} \quad (3.4)$$

をうる。よって円筒型ピトー管の指示角 α' と正しい流れの方向 α との関係が求まる。

この実験装置では $R = 160 \text{ mm} / 1.65 \text{ mm} = 97$ であって、(3.4) 式によると指示角 α' の補正量は最大 1% であって、この場合には指示角の補正の必要が

ない。しかし R が小さいと補正を必要とする。

4. 実験結果の表示法

実験結果はすべて無次元にて表わすようにし、また入口、出口はすべて 1, 2 の添字をもって表わした。流体の密度を ρ 、圧力を p 、羽根車周速を u 、流れの羽根車に対する相対速度を w 、絶対速度を C と表わす (第5図)。

第 5 図

(i) 圧力係数 ψ と流量係数 φ

流量を Q 、羽根車による揚程を H とすると

$$\text{流量係数 } \varphi = \frac{C_{m2}}{u_2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 u_2} \quad (4.1)$$

ここに r_2, b_2 はそれぞれ羽根車出口半径および幅を示し、 C_{m2} は出口における半径方向分速度とする。

また

$$\text{圧力係数 } \psi = \frac{H}{u_2^2/g} \quad (4.2)$$

であって、2節の実験装置(a)の場合では繰出管がないので、揚程 H を求めるに入口出口の流れの総圧 q_1, q_2 の差より求め、実験装置(b)の場合は吸込管繰出管内の速度はひとしくそれぞれの静圧の差で表わされる。

(ii) 羽根車出口の流れの方向 α_2 とすべり係数 k
羽根車内の流れの二次元的流量を $Q' = Q/b_2$ とし、一枚の羽根のまわりの循環を Γ 、羽根の枚数を z 、羽根車出口の流れの方向を α_2 、羽根車出口以後の流れの循環を Γ_2 とすると、羽根車出口の流れの方向は2節の円筒型ピトー管で測定され

$$\cot \alpha_2 = \frac{\Gamma_2}{Q'} = \frac{z\Gamma}{Q'} \quad (4.3)$$

羽根数無数にある羽根車に対する Euler の一次元的な理論による出口の流れの絶対速度の周方向分速度とその方向をそれぞれ $C_{2u\infty}, \alpha_{2\infty}$ とし、実験による羽根数有限な場合のそれらをそれぞれ C_{2u}, α_2 とすると、

$$k = \frac{C_{2u\infty} - C_{2u}}{u_2} = \varphi(\cot \alpha_{2\infty} - \cot \alpha_2) \quad (4.4)$$

(iii) 羽根面に沿う速度分布と圧力分布との関係
羽根車内の回転する流管に対する Bernoulli 式は

$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = \text{const.}$$

いま羽根車入口の総圧を $p_T = p_1 + \frac{\rho}{2} c_1^2$ と表わすと

$$\frac{p - p_T}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \frac{u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}$$

かつこの場合は $\alpha_1 = 90^\circ$ で $\cos \alpha_1 = 0$ であるから

$$\frac{p - p_T}{\rho} = \frac{u^2}{2} - \frac{w^2}{2} \quad (4.5)$$

ここで羽根面上の圧力と羽根車入口の総圧との差を水頭の形で ΔH とし, 圧力分布を無次元の形で表わすと

$$\frac{\Delta H}{\frac{u_2^2}{2g}} = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 - \left(\frac{w}{u_2} \right)^2 \right\} \quad (4.6)$$

$$\text{また } \frac{w}{u_2} = \sqrt{\left(\frac{r}{r_2} \right)^2 - \frac{2\Delta H \cdot g}{u_2^2}} \quad (4.7)$$

一方実験装置 (b) において翼面圧力測定孔より軸端に導いた圧力計の読みを Δh とすると, 測定径路の回転による補正を行って

$$\frac{u^2}{2g} - \Delta h = \frac{p - p_T}{\rho g}$$

よって (4.5) 式と比較して

$$\Delta h = w^2/2g \quad (4.8)$$

となる。ここに注意すべきはうず巻型羽根車のように羽根間の流路は曲がり拡がりが大きく, したがって水力学的損失も大きいから, (4.6), (4.7) による圧力分布と速度分布との間の関係は理論的な羽根車内の流れ以外には適用できない。

(iv) 羽根車の水力効率 η_h

羽根車を回転するに要するトルクを M , 回転角速度を ω とすると

$$\eta_h = \frac{\rho g Q H}{M \omega}$$

以上の係数を用いると

$$\rho g Q H = 2\pi \rho \varphi \psi r_2 \cdot b_2 \cdot u_2^3$$

かつ羽根にかかる力の円周方向の分布を P , その着力点を中心より半径 r_0 の所に働くとすると,

$$M = z P r_0$$

かつ分力 P は羽根の腹背面の圧力差 Δp による力の分力として求まるから

$$P = \int_{r_1}^{r_2} \Delta p \cdot b \cdot dr = \rho u_2^2 \cdot b_2 \cdot r_2 \int_{r_1}^{r_2} \left(\frac{\Delta H g}{u_2^2} \right) d\left(\frac{r}{r_2} \right)$$

よって

$$\eta_h = \frac{2\pi \varphi \psi}{z \left(\frac{r_0}{r_2} \right) \int_{r_1}^{r_2} \left(\frac{\Delta H}{u_2^2 g} \right) d\left(\frac{r}{r_2} \right)} \quad (4.9)$$

ここに $\left(\frac{r_0}{r_2} \right)$ および $\int_{r_1}^{r_2} \left(\frac{\Delta H}{u_2^2 g} \right) d\left(\frac{r}{r_2} \right)$ は羽根面

の圧力分布の測定値の重心の位置およびその面積より求まる。

また速度分布と循環との関係は羽根面に沿う長さ s を測ると,

$$\frac{\Gamma}{2\pi r_2 u_2} = \frac{1}{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left(\frac{w}{u_2} \right) d\left(\frac{s}{r_2} \right) \quad (4.10)$$

であって, この積分は翼面速度の面に沿う分布を積分することによって求まる。同時に循環と揚程との関係 $H = z \Gamma \omega / 2\pi$ を用いて

$$\frac{\Gamma}{2\pi r_2 u_2} = \frac{\psi}{z} \quad (4.11)$$

をうる。

5. 実験結果

以上の実験装置による結果を前節の無次元の係数で表わす。

(a) 特性曲線(第6図) まず羽根車前後の動圧

第 6 図

の差より求めた羽根車のみの特性曲線とうず巻室をもつ流体機械としての特性曲線を示す揚程-流量曲線すなわち圧力係数と流量係数との関係は図のごとくそれぞれ○印と●印とで示される。前者の場合の羽根車出口の流れはきわめて不安定で, 特に流量の少ない場合に周期的な流れの変動を感じるほどで, 測定結果は相当激しく変動する。図には Euler の一次元理論(羽根数無数の場合)と Busemann の二次元理論(羽根数4枚の場合)の特性曲線を併記した。なおそれらの理論特性曲線上の無衝突流入時の流量の点を○印にて示した。

(b) 羽根車出口の流れの方向 α_2 とすべり係数 k (第7図) かように羽根車出口の流れの変動のため

第 7 図

に出口流れの方向の測定も困難であって、その平均的な読みと流量係数との関係を示すと第7図上図に示すごとくである。これより求めたすべり係数 k を示すと第7図下図のごとなる。図にはそれぞれ Busemann の理論計算より求まる羽根車出口角度 α_{th} とすべり係数 k_{th} とを併記してあるが、羽根数無数のときの無衝突流入の流量の近くで理論値に近づく。

(c) 翼面圧力分布 第8図(a)より(g)に流量

係数の異なる状態で翼面圧力分布を半径方向の位置に対して無次元の形で示した。いずれも腹面を実線で、背面を破線で示し、なお藤本教授の理論による翼面速度分布より計算した圧力分布を細線で示してある。その傾向は理論計算によるものとよく一致するが、流量係数の大きいほど圧力分布の大きさは大きい差異を示している。

(d) 翼面速度分布 まず理論計算による速度分布を半径方向に対して描くと第9図に示すごとくなる。この場合 $\varphi = 0.234$ は無衝突流入条件の流量を示すが、実験では全管路の損失抵抗が大きいためにこの流量の所まで測定できなかった。これより求められた理論的な圧力分布は第8図のおのおのに示した細線で表わされる。

うず巻型羽根車内の羽根間の流路は曲がり拡がりがあり著しいために大きい損失があることは第6図の理論特性曲線と実際の特曲線との大きい差異で示されるとおりである。したがって実験結果による圧力分布より速度分布を(4.7)式で求めることは正しくはないが、仮にこの式で計算した速度のその羽根面に沿う分布を第10図に示した。この速度分布を積分すると羽根のまわりの循環が求まる。

(e) 循環の大きさ 上述の速度分布より求めた羽根まわりの循環の大きさと特性曲線より(4.17)式で求まる循環の大きさを流量係数に対して示すと第11図のごとなる。上述のごとく前者の速度分布は測定された圧力分布より(4.7)式で求めているから後者と差異のあることはまぬかれ難い。

(f) 水力効率 終りに前節の方法で水力効率

第8図 (a)

第8図 (b)

第8図 (c)

第 8 図 (d)

第 8 図 (e)

第 8 図 (f)

第 8 図 (g)

第 9 図

第 10 図

η_h を求めて、揚程 - 流量曲線を併記してうず巻型流体機械の特性曲線を第 12 図に示した。羽根数無数の羽根車の場合の無衝突流入時の流量の近くで最高効率の点があることは羽根車の実験の場合に出口流出角 α_2 がその流量の近くで理論値に近いことと関連している。

6. 結 論

以上うず巻型羽根車の羽根数 4 枚の場合の実験結果についてこれを回転する円形翼列として流体力学の立場から述べた。そしてこれらの結果を理論値と比較してその羽根車内の流れを定量的に明らかにした。しか

第 11 図

第 12 図

しこの型の羽根車内の流れは大きい損失を伴った流れであって理論的な解とは相当差異を示すことは当然であって、将来羽根車内の流れの観察とともに、羽根の枚数、羽根角および内外径の異なる他の羽根車について実験を行い、まだ明らかにされていない羽根車内の流れを明らかにしたい。

本研究は文部省科学研究費による翼列の研究の一部であることを附記しここに謝意を表わす。

注:—

- (1) 昭和 26 年 10 月 14 日 第 3 回関西連合工学会および昭和 27 年 10 月 17 日 第 4 回関西連合工学会日本機械学会関西支部講演会において講演。
うず巻ポンプの空気実験 (第 1 報) (第 2 報) を改題して

その一部をまとめた。原稿受付 昭和 27 年 12 月 4 日。

- (2) 正員、京都大学。
(3) 准員、京都大学大学院学生。
(4) Rusemann: ZAMM, Bd. 8, 1928.
(5) Schulz: VDI-Forschungsheft 307, 1928.
(6) Fischer: Mitt. d. Hyd. Inst. d. Tech. Hochschule München Heft. 4, 1931.
(7) Grünagel: Forschungsheft 405, 1940.
(8) 藤本: 機械学会論文集, 15 卷 50 号, 第 III 部(昭 24).
(9) 内丸: 東京大学工学部紀要, 16 卷 6 号(大 14).
(10) 葛西: 機械学会論文集, 1 卷 3 号(昭 10).
(11) Morelli: Heat Transfer and Fluid Mechanics Inst., 1951. Sanford Univ.

これには $r_1/r_2=0.58$, $z=6$, $\beta_2=23.5^\circ$ の透明な合成樹脂で作った羽根車を 400 rpm で水による実験を行っている。そして著者の圧力分布結果と同様の結果を出している。

621.67.01 : 532.595.2

うず巻ポンプのサージングの研究 (第 1, 2 報)⁽¹⁾

(ポンプ系の安定性について)

草 間 秀 俊⁽²⁾

Study on Surging of Centrifugal Pumps (1st and 2nd Report)

(Stability of Pumping System)

by Hidetoshi KUSAMA

In this paper, the author studied the stability of pump and its pipe line system, considering the characteristics of the prime mover, the inertia effect of liquid column and the lost head of liquid flow in the pipe.

The results showed that the rising characteristic of pump was a necessary but not sufficient condition for the unstability of pump systems. And the position of delivery valve, the characteristics of pump and prime mover, and the characteristic values of the pipe line decide whether the system is stable or not.

I. 緒 言

うず巻ポンプのサージングに関する研究は古くから行われているが、最近では藤井澄二氏の研究⁽³⁾があ

る。これはポンプおよび管系を含めた系の力学的安定性を論じ、その結果からサージングは平衡点附近の力学的不安定に基く一種の自励振動であると説明している。振動論的取扱いによるこの方法は従来の研究より