渦巻ポンプの羽根車出口における流出速度、滑り係数並に ポンプの特性に就て

(昭和9年4月1日 第11期定時總會講演會に於て講演)

正員 葛西泰二郎¹⁾

On the Exit Velocity and Slip Coefficient at the Outlet of Centrifugal Impeller, with some References to the Characteristics of Pump.

By Taijirô KASAI, Member

1. 緒 言

渦巻ポンプの羽根車出口における流出速度の大きさ並に方向は、羽根の厚さを無視しその数が無限大であるとして算出した所謂理論値と相等しからざる事は當然であるが、尙少く考へを進めてその中の流れをポテンシャル流動と見做し、羽根数、羽根の形、羽根の内外径の比等を限定して算出しても、水が完全流体でなく又通路一杯に充滿して流れ得ない事等のために、實際の数値と尙幾何かの差違あるべき事は容易に想像し得る所である。然し乍ら羽根車出口における流出速度が實際に如何様な値となり、その値或は流れの滑り係数がポンプの運轉狀態の如何に依り果して如何なる變化をなすものであるかは今日に於ても尙餘り明かにされてゐない。

筆者は曩に方向測定用の円筒型2孔ビトー管を用ひて羽根車より流出する流れの方向を測定し⁽²⁾、流出速度の半径分速度は流出量を羽根車の外周に沿つた通路の出口面積で除したものに等しいとして、流出速度の周分速度、滑り係数、理論揚程等を算出したが、斯くして得た理論揚程を實揚程と比較するに及んでこの方法で得る流出速度の周分速度は實際値に近からぬ事あるものなるを知り、これ等の諸項を明かにするには結局流れの方向のみならず速度の大きさをも測定して計算を進めなければならぬものなる事を知つた。この事は羽根車内の流れが常に充滿一樣なるものでなく部分流動を起す事ある事に依るものであつて、この點に関しては H. Oertli⁽³⁾、K. Fischer⁽⁴⁾、W. Stiess⁽⁵⁾等の寫眞的研究に依つても窺知する事が出来るが、これ等の實驗に用ひた装置は圧力或は回轉數等の點で實際のポンプの運轉狀態と異なる所多く、且又數量的考察を加ふる事が困難なる嫌がある。A. Carbard⁽⁶⁾は羽根車内の部分流動の狀態に考察を加へ、渦巻送風機の羽

根車内に円筒型單孔ビトー管を取附けて速度を測り、その狀態を明かにせんと試みたが充分なる解決は與へ得なかつた。E. Sörensen⁽⁷⁾、W. Schultz⁽⁸⁾及び A. Busemann⁽⁹⁾等は羽根車内の流れをポテンシャル流動と考へて羽根車の與へる揚程を算出し、内丸博士⁽¹⁰⁾は W. Schultz の方法と同様な過程で滑り係数の理論式を與へられたが、これ等の理論値に對し實際における値が如何なるものとなるかを見る事が出来れば面白いと思ふ。C. Pfeleiderer⁽¹¹⁾はこの理論揚程の表し方に就て一つの形を示してゐるが羽根車内の流れの狀態に就ては未だ明確な解説は與へ得てゐない。W. J. Kearton⁽¹²⁾は最近渦巻送風機の實驗を行ひ、羽根車内通路の出口端に近く羽根の凸面側及び凹面側に各1個の突出型ビトー管を裝備し、羽根車の回轉中における該部の流れの羽根に對する相對速度を測る事に依つて諸種の考察を試みたが、羽根車通路内の流れは必ずしも羽根に平行ではなく羽根の表裏側で著しく異なる事があるので、單に2個所の平均値をとつて計算を進めたのでは時に依り大なる誤差を生ずる事があるらしく、吐出量が正規の値より小なる際における羽根車出口の速度線圖には實流出角が理論流出角よりも小となる様な結果が現れてゐて、筆者の先に得た羽根車出口の流出角に関する實驗結果から見ても實際と甚だ矛盾した結果となつてゐる。尙その報告には羽根車出口における流出角を旗形の測向裝置で測つた結果も記載してあるが、この方法に依つたのでは數度に上る誤差の伴ふ事あるを免れないと述べてあり、流出速度の大きさも測り得てないので理論揚程、滑り係数等を算出する資料とはなし得ない様である。

(1) 九州帝國大学 (2) 拙著、渦巻ポンプの羽根車出口における流れの狀態に就て、機械學會誌、第37卷、第202號、昭和9年2月、p. 60.
(3) H. Oertli, Untersuchung der Wasserströmung durch ein rotierendes Zellen-Kreiselrad, Zürich, 1923, Dissert. (4) K. Fischer und D. Thoma, Mitt. Hydr. Inst. Techn. Hochschule München, Heft 4, S. 1, 或は A. S. M. E. Trans. 1932, Hyd. 54.
(5) W. Stiess, Über die Relativ-Strömung in einem Pumpen-Laufrad von Grosse Radial-Verhältnis, Mitt. d. Inst. f. Strömungsmeß. d. Tech. Hochs. Karlsruhe, Heft 3, 1933, S. 77. (6) A. Carbard, Sur le Calcul des Roues Centrifuges, La Technique Moderne, Tome XV, 1923, p. 65, p. 100.

(7) E. Sörensen, Potentialströmungen durch rotierende Kreiselräder, Ztschr. f. angew. Math. u. Mech., Bd. 7, 1927, S. 89.
(8) W. Schultz, Das Förderhöhenverhältnis der Kreiselpumpen für die ideale und wirkliche Flüssigkeit, Forsch.-Arb. Ing.-Wes., Heft. 307, Ztsch. f. angew. Math. u. Mech., Bd. 8, 1928, S. 10.
(9) A. Busemann, Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmisch-spiraligen Schaufeln, Ztsch. f. angew. Math. u. Mech., Bd. 8, 1928, S. 372. (10) S. Uchimaru and S. Kitô, On potential flow of Water through Centrifugal Impeller, 東京帝大工学部紀要, 第19冊, 第9號, 或は機械學會誌, 第35卷, 第81號, 昭和7年5月, p. 439. (11) C. Pfeleiderer, Die Kreiselpumpen, 2 Aufl., 1932, S. 119. (12) W. J. Kearton, The Influence of the Number of Impeller Blades on the Pressure Generated in a Centrifugal Compressor and on its General Performance, Proc. of the Inst. of Mech. Eng., Vol. 124, 1933, p. 481.

今第1圖に示す如く、羽根車の直径を D 、羽根の角度を β とし、流れの絶対速度、半径分速度、周分速度、羽根との相対速度、流れの方向と円周方向との挟む角等の理論的値（羽根数無限大として算出せる）を夫々 v 、 v_m 、 v_u 、 w 、 a 、それ等の実際における値を v' 、 v_m' 、 v_u' 、 w' 、 a' とし、添字₁を以て羽根車の入口、₂を以て出口の場所を示すとすれば、在来羽根車出口における速度線圖として一般に考へられてゐる形は第1圖bに示す如きものである。即ち理論的流出速度の半径分速度と實流出速度のそれとは常に相等しいものとせられてゐる。而してこれでは實際と合致せぬ點のあるのは上述の通りで、眞の速度線圖は第1圖cに示す如きものとならなければならないのである。

即ち實流出速度の半径分速度は理論流出速度のそれよりも幾分大となり、従つて流れの周分速度 v_{2u}' は第1圖bの如く考へたものよりも大きくなる譯であり又羽根車出口における滑り係数 k_2' は $(v_{2u} - v_{2u}')/u_2$ で與へられるから第1圖cの如く考へた場合の方が幾分小さくなる事になる。即ち v_2' と a_2' とを實際に測定して v_{2u}' 或は v_{2m}' の値を知る

事が出来れば色々興味ある事項を究明する事が出来る譯である。筆者は直径 4 mm の円筒型 3 孔ビーター管を製作検定し 127 mm 渦巻ポンプの羽根車の外周 4 個所に於て流出速度の大きさ並に方向を廣範圍の回轉數、吐出量に亘つて測定して、羽根車の種類及び運轉狀態の如何に依り、羽根車出口における流れの滑り係数、部分流動の狀態、速度線圖等が如何なるものとなるかを求め、又ポンプの揚程、損失、效率等に就き多少新しい分野を究明する事を得た。

2. 試験用諸装置

1. 試験用ポンプ及びその羽根車

實驗に用いた渦巻ポンプは 127 mm 1 段片側吸込のもの、吸込側には球入軸受を、他の側には油輪軸受を用ひ、外

匣は渦巻形である。渦形室をポンプ軸を含む平面で截つた各斷面の形は円形で、その斷面積は流量 36 l/s の時の平均流速が略 2.5 m/s となる様になつてゐる。軸推力は全部スラスト

球入軸受で受け、軸端側にもパッキン押蓋を設けたので釣合孔からの循環水或は釣合盤からの漏水は全然無い。又羽根車入口と吸込管との間隙には第3圖aに示す如くゴム輪を取付け、これを自然に摺合させて羽根車出口から吸込側に歸る循環水を極力少くする事に努めた。故に羽根車内を流れる流量は送出管出口で量つた吐出量に極く近いものであると考へられる。渦室は總て平行な側壁を有し、その外径は 444 mm で、その軸方向の幅は羽根車出口の幅より 2 mm 大きい。

羽根車の種類は總計 6 で總てこの實驗の目的のために丁寧に製作したもので、その主要寸法を第1表に示す。

即ち總て外径は 254 mm、内径は 136 mm、羽根數は 7 枚で、No. 6 を除けば通路の軸方向の幅及び外周に沿つた通路出口面積は略相等しく、No. 7, 8, 9, 10, 10a の羽根の出口角は 20°, 30°, 40°, 50°, 50° である。No. 6 のみは通路の入口及び出口における軸方向の幅を異に

し出口の軸方向の幅及び外周に沿つた出口面積は他より 17~18% 狭い。

2. 流れの方向及び速度の測定に用いたビーター管

羽根車の出口における流れの方向及び速さの測定に用いたビーター管は、外径 4 mm、測定孔の直径約 0.8 mm の円筒型 3 孔式のもので、第2圖に示す如く外径 4 mm のニッケル引抜管に三角形に潰した 3 本の直径 1.5 mm の細ニッケル管を押し込み、b 斷面附近の間隙を銀鍍で埋め該部に 1, 2, 3 の圧力測定孔を穿つたものである。斯くしたものは管径の小なる割に 1', 2', 3' 各室の斷面積廣くその内壁も滑かであるので測定に要する時間も短かく、製作も取付けも容易で總ての點に好結果を得る事が出来た。本ビーター管に依り流向、流速を測定せんには、先づ測圧孔が測定せんとする點に

第 1 表 羽 根 車 の 主 要 寸 法

羽根車	羽根數 z	外径 D_2 mm	内径 D_1 mm	通路の軸 方向の幅		羽根の角度		羽根の厚さ		外周に沿 つた羽根 出口の 厚さ $z\sigma_2$, mm	外周に沿 つた通路 の出口 面積 cm ²	内外径 の比 D_1/D_2	通路入口 の幅 a_1 , mm	羽根の入口及び出口 兩端の挟む中心 角
				入口 b_1 , mm	出口 b_2 , mm	入口 β_1	出口 β_2	入口 S_1 , mm	出口 S_2 , mm					
No. 6	7	254.0	136.0	24.9	11.5	16°30'	26°	3.0	5.0	70.40	83.301	0.5354	16.0	90°
No. 7	„	„	„	14.0	14.0	28°30'	20°	3.0	4.1	69.97	101.566	„	35.0	66°
No. 8	„	„	„	14.0	14.0	„	30°	3.3	5.0	58.30	103.554	„	32.0	„
No. 9	„	„	„	„	„	„	40°	2.5	6.5	65.30	102.574	„	26.0	„
No. 10	„	„	„	14.1	14.1	„	50°	3.0	7.5	70.95	99.685	„	22.5	„
No. 10a	„	„	„	14.0	14.0	„	„	„	7.5	70.00	101.915	„	35.0	52°

昭和 10 年 8 月]

来る如く管を取付け、測圧孔 2, 3 間の圧力差を水銀圧力計に、1, 2 間、1, 3 間の圧力差を水銀圧力計に現はさしめ、ビトー管を廻はして 2, 3 間の圧力差が零となる如くすれば、附してある指針と度盛盤とに依り流れの方向が判り 1, 2 間又は 1, 3 間の圧力差を讀めば流速が求まる。管径が小さいので三つの測定孔は互に相接し、且ビトー管を廻はしてもその移動する範囲が小さいから、場所に依り状態の著しく異なる如き流速の測定に對しては管径の大なるものより遙に好結果を得る事が出来る。尤も斯るビトー管の速度係数は必ずしも 1 とはならず使用に先立ち検定を行つて置く必要があるが、その方法は至極簡単でその手数は製作上並に使用上の簡便さと實驗値の正確さにより充分補ふ事が出来る⁽¹³⁾。

3. 實驗裝置及びビトー管の取附位置

實驗裝置は脚註 (2) の實驗に用いたものと大部分相同じく、唯釣合盤を全然取除いて軸推力は全部スラスト球入軸受で釣合せる様にしたので漏水の測定裝置は無い。即ちポンプは富士電機製 40 HP 直流分巻電動機で駆動し、ポンプ入力はアムスラー振り動力計で、吐出量は 2 個の量水タンクで量る。揚程の測定には吸込側に水銀圧力計、送出側にブルドン圧力計を用ひ、それ等を管に挟んだ 2 重管に取附けてなるべく管中の平均

第 2 圖 流向及び流速の測定に用いたビトー管

圧力が正確に現れる如くした。圧力計は荷重試験機で檢しその讀みに一々誤差の修正を施し、回轉計は電動機軸より調帶により回轉を傳へ、豫め軸端に直結した積算回轉計で正確に

第 3 圖 a ビトー管の取附狀態

補正して用ひた。

ビトー管は第 3 圖 a, b に示す如くポンプに取付け、その機構に附した目盛で流出角を讀み得ると同時に測圧孔の羽根車軸の方向に對する

位置を知る事が出来る。羽根車出口よりの流出状態は羽根車の外周に於て一様ではないので、なるべくその平均値を見出す目的から第 3 圖 b に示す如く 4 個所にこれを裝備した。ビトー管の中心は總て直径 259 mm の中心円の周上に位し、羽根車の直径は 254 mm、ビトー管の外径は 4 mm であるから、ビトー管と羽根車外周とは極く近く、且ビトー管の各測圧孔間の距離も短いので羽根車よりの流出速度は誤差の少い値を測定し得る。

第 3 圖 b. ビトー管の取附狀態

3. 羽根車の差違に依るポンプの特性の變化

第 1 表に示した如く No. 7, 8, 9, 10, 10a の各羽根車は大部分の寸法を相等しくするがその出口角が 20° より 10° 宛増大して 50° となり、そのため羽根の形が少しづつ異つて居る。故に各羽根車を使用した時の特性には單なる出口角の違いに依る影響のみならず通路の形の差違に依る影響も入つて来る事はやむを得ない。羽根車 No. 6 のみ

第 4 圖 羽根車 No. 6 を用いた場合の特性曲線

は他と多少趣きを異にし、他の總てが通路の入口及び出口における軸方向の幅が相等しくして約 14 mm なるに對し、No.

(13) 拙著、二次元的流れの速さ、方向及び静圧を同時に測定し得るビトー管、九州帝國大学工学集報、第 9 卷、第 3 號、昭和 9 年 8 月 P. 98.

6 は入口が他の約 1.78 倍、出口が 0.82 倍に當り b_2/b_1 の値は約 2.17 となつてゐる。

第 4 圖は羽根車 No. 6 を用ひた場合の 1,600, 1,800,

第 5 圖 羽根車 No. 7 を用ひた場合の特性曲線

2,200, 2,400 rev/min における特性曲線で、1,600 rev/min から 2,200 rev/min 迄はその最大効率 η_{max} に殆ど差違なく約 77% である。即ち廣範圍の回転數に對して最大効率の變化が甚だ少い。第 5 圖は羽根車 No. 7 を用ひた場合の特性曲線であるが、No. 6 と異り回転數の變化により効率の變化が甚だしい。即ち 1,600 rev/min では約 76% の η_{max} が得られたのに對し、2,400 rev/min では 64% に低下してゐる。回転數の差違に依

り最大効率の變化が何故 No. 6 に少く、No. 7 に斯くも甚だしいかを考へるに、これは通路入口面積の大小に起因するものと思はれる。即ち No. 7 は $b_1=b_2=14$ mm なるに對し、No. 6 では b_2 は 11.45 mm で狭いが b_1 の方は 24.9 mm で餘程廣く、從つて同一吐出量に對して No. 6 における羽根車への流入速度は小さいが No. 7 ののは大きい。故に No. 7 に於ては羽根車に流入する際、方向の急變に依る激動損失、摩擦損失等が大となり易く、羽根車内の有効通路面積が減じて部分流動の起る機會も多いが、羽根車 No. 6 に於てはそれ等の損失が起り難い。從つて通路入口面積の大きい No. 6 に於ては廣範圍の回転數に對して効率の變化する事が少いが、No. 7 に於ては高效率を挙げ得るは小範圍の回転數の時のみに限られ、それ以外の回転數では急速に η_{max} が低下してくる事になる。

羽根車 No. 8 に對する特性曲線も大体 No. 7 と相似た傾向を有するが、各回転に對して η_{max} の時の吐出量及び Q_{max} の値が共に No. 7 より小となつて居る。

第 6 圖は羽根車 No. 10 と No. 10a との 1,600, 1,800, 2,000 rev/min における特性曲線で、實線が No. 10、點線が No. 10a であるが、この二つの羽根車は通路の軸方向の幅、昭和 10 年 8 月]

第 6 圖 羽根車 No. 10 と No. 10a の特性曲線

羽根の入口角、出口角等その諸寸法を殆ど相等しくし、唯異なるのは通路の形と羽根の入口及び出口兩端の挟む中心角のみである。即ち No. 10 は No. 7~No. 9 と等しくその中心角が 66° であるが、羽根の出口角が大きいため通路入口の幅 a_1 が小となり (22.5 mm)、通路入口における抵抗が増大して最大吐出量は減じ從つて効率も他より著しく低下したものと考へられるから、No. 10a に於ては中心角を 52° に減じて a_1 を No. 7 のそれと等しく 35 mm にしてある。故に圖に表れてゐる特性の違ひは羽根車の通路の廣狹及び羽根の長さの差違のみに依る影響と考へる事が出来る。即ち No. 10 の η_{max} は各回転とが約 67% であるに對し、No. 10a は 1,600 rev/min の時が 72%, 2,000 rev/min の時が 60% で回転數の差違に依る効率の變化が大きい。 Q_{max} は No. 10a の方が遙かに大きく No. 10 が 33~37 l/s であるに對し No. 10a は 40~42 l/s であるが、同一吐出量に對する揚程は No. 10 の方が大きく特に回転の大なる時に於てその差が甚だしい。

第 7 圖は羽根車 No. 6, 7, 8, 9, 10 の 1,600 rev/min における特性線を集めたもので、 η_{max} は No. 6, 7, 8, 9, 10 の順にて小となり、揚程は逆に No. 7 最も小さく No. 6, 8, 9, 10 の順にて大となる。羽根の出口角が順次大となつてゐるのであるから、揚程が段々と大となるのは當然であるが、No. 9 及び No. 10 の揚程が理論的に考へられる程高くないのは羽根車入口における抵抗及び通路内

第 7 圖 1,600 rev/min における各羽根車の特性の比較

の部分流動の現象の増大等に依り羽根車内の損失が増大するためと考へられる。これ等部分流動の状態その他に就ては後章に於て尙進んで數量的の考察を加へる積りであるが、 b_1/b_2 の値が大なるものは $b_1/b_2 \approx 1$ のものより b_2 及び回転數の同一値に對して大なる v_{2m} 或は大なる Q_{max} を挙げ得る譯で、廣範圍の回転數に亘つて羽根車の効率もよく、又定まつた回

轉數、吐出量に對して適當なる羽根の入口角 β_1 の算定を誤まる機會も少く、實用的用途に供する羽根車の設計に際して b_1/b_2 の値が餘り小とならぬやう心懸くべき理由が此處に存する。

4. 羽根車よりの流出角

各羽根車の通路中心斷面上の 4 點 A, B, C, D (第 3 圖 b 参照) に於て測つた流出角の 1,600 rev/mn の時の値

第 8 圖 1,600 rev/mn における各羽根車よりの流出角

を第 8 圖に示す。何れも横軸に吐出量、縦軸に流出角をとつたものであるが、實驗に用いたポンプには羽根車の釣合孔も釣合盤も無く、又羽根車の吸込口と吸込管の末端との間隙も極度に狭めてあるので圧力側から吸込側に戻る循環水も極く僅少と考へ得るから、送水管からの吐出量は殆ど羽根車内を流れる流量に等しいと考へる事が出来る。何れの羽根車に於ても 4 點 (A, B, C, D) における流出角は等しからず、場合に依り最大 5° 位の範圍に亘る違ひがある。以て羽根車 4 周よりの流出状態が、場所に依り如何に異なるものであるかを知る事が出来る。各點における實流出角 α_2' は大体に於て吐出量の増大する方向に向つて大となるが、場合に依つては部分的に小となる事もあり、B, C の値に時折その傾

第 9 圖 羽根車 No. 7, No. 8 における流出角と吐出量との關係

向が現れてゐる。然し何れも $Q_{\max}$ 附近で急激に大となつてゐる。今これ等 4 個所における測定値の算術平均をとつてこれをその羽根車よりの流出角と考へ、各圖にそれ等を太い實線で示してある。この實流出角が回轉數に依り如何に變化し

第 10 圖 1,600 rev/mn における各羽根車よりの流出速度

又理論的數値と如何なる関係にあるかを見易からしむるために、羽根車 No. 7 及び No. 8 に對するものを同一圖上にとり第 9 圖に示した。實線が No. 7, 鎖線が No. 8 で、上の太線は實流出角 a_2' の變化を示し、下の細線は羽根數を無限大とし水が完全流体で通路内に充實して流れるものと假定して算出した理論的流出角 a_2 線である。他の羽根車に對して

第 11 圖 羽根車 No. 7, No. 8 における流出速度と流出量との関係

もこれと相似た線圖が得られるが、何れも約 30 l/s 以上の流出量では $a_2'-Q$ 線と a_2-Q 線とは各回轉に就て略平行に見えその差は $7^\circ \sim 8^\circ$ の間にあり、この $a_2'-Q$ 線は筆者が先に行つた實驗に於て a_2' を A, B 2 個所の測定値の平均として得た結果より幾分円滑になつて居る。

5. 羽根車出口における流出速度

羽根車出口における眞の意味の滑り係数或は理論揚程の算出を行ふには、單にその流出角を測つたのみでは不充分なる事は既に述べた如くであつて、流出角と共に流出速度の大きさをも知る必要がある。

第 10 圖は 1,600 rev/min における No. 7, 8, 9, 10, 10a の流出速度であつて、縦軸に流出速度を、横軸に流出量をとつてある。何れの羽根車に於ても A における流速が最も大きく B の流速が最も小さい。諸種の算定に用ふべき流出速度はこれ等の平均値をとらなければならぬが、果してその算術平均をとつて然るべきや、或は嚴格に流出速度の半径分速度の大小に依り輕重を附して平均すべきものなるやは問題である。然し今兩者の方法に依つたものを比較するに、その差は甚だ僅少であるので單に 4 個所における流速の算術平均をとつてこれをその際の流出速度と考へ、これを以て色々の考察に資する事とした。圖に於て太線を以て示したのがその平均流出速度 v_2' 線である。 v_2' は一般に最大流出量に於て最小値となり、流出量減少の方向に向つて漸次増大し、 Q_{max} の $1/2 \sim 1/4$ 附近に於て最大値となり次いで少しく減少する。尙各回轉における平均流出速度と流出量との関係を見るために

昭和 10 年 8 月]

羽根車 No. 7 と No. 8 に對するものを第 11 圖に示す。實線が No. 7 を、鎖線が No. 8 を示し、太線は實流出速度 v_2' の、細線は理論的流出度 v_2 の流出量に對する關係を示して居る。 $Q_{max}/2$ 以上の流出量の所では實流出速度は理論的流出速度より約 24~29% 程小さい値となり、同一流量に對する流出速度は No. 10 最も大きく以下 No. 9, No. 8, No. 7 の順にて小となる。即ち羽根の出口角が大となる程流出速度も大となる現象が明かに現れて居る。

6. 流出角及び流出速度の理論値と實際値との關係

羽根車出口における流出角及び流出速度の理論値及び實際値は夫々以上の如くであるが、次にその實際値が理論値に對して如何なる関係にあるかを見るために a_2/a_2' 及び v_2/v_2' を計算して、縦軸にそれ等の値をとり、横軸に理論的流出速度の半径分速度と羽根車外周の周速度との比即ち v_{2m}/u_2 をとれば、次に圖示する如くその關係は各羽根車に就て相當

第 12 圖 a_2/a_2' と v_{2m}/u_2 との關係

範圍の回轉數に亘り殆ど 1 本の線で表はされ得る事がわかる。第 12 圖は羽根車 No. 6, 7, 8, 9, 10, 10a における a_2/a_2' と v_{2m}/u_2 との關係を示したものであるが、これ等は各直線に近い 1 本の線で表はされてゐて、その a_2/a_2' の値は大體次の式に依つて表はす事が出来る。

$$\frac{a_2}{a_2'} = h + i \frac{v_{2m}}{u_2} \quad \dots \dots \dots (1)$$

式中、 h, i の値は本實驗の結果では第 2 表に示す如きものとなつた。即ち h は一般に $0.02 \sim 0.052$ の極く小なる値で

羽根の出口角 β_2 が大となるに従ひ僅かに大となり、 i の値は $3.7 \sim 5.2$ で、 β_2 の小なるものは大きく β_2 の大となるに従ひ減少する。又 b_1/b_2 の大なるものゝ h は $b_1=b_2$ のもののそれより少しく小なるものとなる。流出量の特に小なる所に於ては $h=0$ となり、流出量の大きなる所における a_2/a_3' の値は上式で示されるものより少しく小なるものとなる。第 12 圖に於て點線で示した直線は (1) 式に依つて表はされるものである。

第 2 表 h, i の値

羽根車	No. 6	No. 7	No. 8	No. 9	No. 10	No. 10a
β_2	26°	20°	30°	40°	50°	50°
h	0.035	0.020	0.040	0.040	0.045	0.052
i	3.966	5.152	4.642	3.932	3.826	3.712

第 13 圖 v_2/v_2' と v_{2m}/u_2 との関係

第 13 圖は v_2/v_2' と v_{2m}/u_2 との関係を示したもので、 v_2/v_2' の値は羽根車 No. 6 に於ては殆ど一定値と言ひ得べくその値は $1.36 \sim 1.39$ 位となり、唯 v_{2m}/u_2 が 0.05 以下の處で少しく大となつてゐる。No. 7, No. 8 に於ては $1.3 \sim 1.45$ 位で回転数の違ひに依りその値に少しく差があるが、これは $b_1/b_2=1$ である結果羽根車入口における損失が回転数の差違ひに依り著しく異つてくる事に起因するものと考へられる。又 No. 8, 9, 10 に於ては $1.25 \sim 1.35$ となりその値が v_{2m}/u_2 及び回転数の如何に依り大分變つて居るが、これは羽根車の形が良好ならず諸抵抗が大となつた結果と考へられ、 b_1 が大で通路入口の面積が充分に廣く、羽根の形も良好で廣範圍の回転數に亘り高效率を挙げ得る如き羽根車に

於てはその v_{2m}/u_2 との関係は廣範圍の回転數に亘つて 1 本の線に依り表はされ得べき事は容易に想像し得る所である。

7. 羽根車出口の軸方向における流出角及び流出速度の變化

渦巻ポンプの羽根車出口附近の流れは四周同一の状態にあるものでない事は既に明かとなつたがその状態は又軸方向に於ても異なる。

第 14 圖及び第 15 圖は羽根車 No. 7 における流出角及び流出速度の軸方向における變化の状態を示したもので、1,800 rev/min で 34.30 l/s (實線) 及び 16.49 l/s (鎖線) の 2 種の流量に對する A, B, C, D 4 點の値を圖示したものである。即ち第 14 圖は縦軸に a_2' を、横軸に通路出口の中心断面より

第 14 圖 羽根車の軸方向における流出角の變化

軸方向の距離を左右に mm でとつたもので、測定孔と羽根車との関係を見易からしむるために圖の下部に羽根車出口の位置を示した。圖の右側が吸込側に當り、D を除けば軸方向における變化は左迄大きくはない。第 15 圖は縦軸に v_2' をとつたものであつて、 $Q=34.30$ l/s の場合は中心部遅く、兩側附近では少しく大となつて居るがその違ひは左程大きくはなく、 $Q=16.49$ l/s の時は中央部の v_2' が最も大で左右兩側に向ふに従ひ段々小となつて居り、A, B, C, D における違ひは相當に大きい。斯く v_2', a_2' の軸方向に對する變化は測定の場所或は流量の違ひに依り必ずしも一定せず、諸種の計算に用ふべきその値は嚴格に言へば軸方向の諸値の平均をとるべきであるかも知れぬが、斯くする時は實驗が甚だしく煩雜となるので中央断面における値のみを各運轉狀態に就て測定し羽根車の外周 4 個所の平均値をとつて、これを以てその羽根車の流出角、流出速度と考へ、以て諸種の考察を試みる事とした。

8. v_{2m} と v_{2m}' との関係

羽根車出口よりの流出方向及び流出速度が、無限數の羽根車を有するとして理論的に

第 15 圖 羽根車の軸方向における流出速度の變化

算出したものと異なる事は當然であつて今更此處に記する迄もない事であるが、羽根車内の流れが一般に假定せられ居る如く通路一杯に充滿し、中心円の周上各點に於て一樣なるものであるならば、理論的流出速度 v_2 の半径分速度 v_{2m} と實際における流出速度 v_2' の半径分速度 v_{2m}' とは相等しくなるべき筈であつて、實流出速度 v_2' の大きさは必ずしも測定せずとも單に流出角 α_2' のみを測れば、羽根車の寸法、回轉數及び吐出量等を基として容易に算出し得る筈である。在來の文獻に於ても殆ど總て $v_{2m}=v_{2m}'$ として取扱つてあるが、脚註(2)の實驗に於て、單に流出角 α_2' のみを測定し $v_{2m}=v_{2m}'$ として揚程の算出を行つたのでは不合理を生ずる事を知り、本實驗に於ては α_2' のみならず v_2' の大きさを測定する方法を講じたので、その結果 v_{2m} と v_{2m}' との關係を知る事が出來た。即ち v_{2m}/v_{2m}' の値は流出量零附近で零に近く、流出量が大となるに従ひ漸次 1 に近くなる傾向が見え、又同一流量に對しては回轉の小なる際の値が最も大きく、回轉が大となるに従ひその値は減ずる。今 v_{2m}/v_{2m}' を縦軸に、 v_{2m}/u_2

第 16 圖 v_{2m}/v_{2m}' と v_{2m}/u_2 との關係

を横軸にとると、その關係は回轉數が變つても大体 1 本の線で表はされる如くで、各羽根車における關係を第 16 圖に示した。即ち何れの羽根車に對するものも諸點はよく密集してそれ等の關係は原點を通る直線に近い 1 本の線で表はされるがその値が 1 より大となる事はなく、最高效率を擧げる點附近でその増大の度合が少しく減じて居る。大体に於て高効率
昭和 10 年 8 月]

を擧げ得た羽根車の v_{2m}/v_{2m}' の最大値は 1 に近く、效率の低い羽根車の値は小さい。以て v_{2m}/v_{2m}' の値の小さいもの程羽根車通路内の抵抗大きく渦部又は死水部を生じ、效率低下の大原因をなして居る事が推測される。即ち羽根車の形の良否は斯るピトー管を用ひて v_{2m}/v_{2m}' の値を測定する事に依り或る程度迄探知する事が出来る譯である。

第 17 圖 β_2' と v_{2m}/u_2 との關係

9. β_2' の變化

普通の羽根車における羽根の出口角 β_2 は勿論一定不變のものであるが、水が羽根車の回轉に依りエネルギーを附與せられて流出する際、羽根の出口角が恰も β_2 と異なる或る値 β_2' であるかの如く考へ、この β_2' が如何なる値となるかを知る事に依り羽根車内の流れの状態を究むる上の一方便を得る事が出来る事がある。即ちその β_2' は第 1 圖 c に示す如きものである。

今この β_2' を計算してこれと v_{2m}/u_2 との關係を第 17 圖

に示す。即ち β_2' は流量零附近で最も小さく、急に増大して $(1/2 \sim 1/4) Q_{\max}$ の流量に於て最大値となり、後減少して一定値となるものもあり、 $Q_{\max}$ 附近で再び少しく大となるものもある。然し羽根の出口角が極端に大きくその長さの短い No. 10a に於ては $Q_{\max}$ の所で β_2' が最大となつてゐる。何れの羽根車に於ても β_2' が β_2 より大となる事はなく No. 6 と No. 7 の羽根車における β_2' の最大値は β_2 より $1^\circ \sim 2^\circ$ 小さく、 β_2 が 40° 以上の羽根車に於ては 10° 以上も小さくなつて居る。

10. 羽根車出口における滑り係数 k_2' の値

羽根車出口における流出速度及び流出方向を知れば第 1 圖 c に示した関係から羽根車出口における流れの滑り係数 k_2' の値を算出する事が出来る。 v_{2m} と v_{2m}' とが異なる事が明かとなつたのであるから、滑り係数も $v_{2m} = v_{2m}'$ の假定の下に得られるものとは少しく異なる譯で次式で表はされる如きものとするのが適當である。

$$k_2' = (u_2 - v_{2m} \cot \beta_2 - v_2' \cos \alpha_2')$$

各回転數に就き上式から得た各羽根車の k_2' の値と流出量との関係を第 18 圖に示す。上より順次に羽根車 No. 6,

第 18 圖 k_2' と流量との関係

7, 8, 9, 10, 10a に對するもので、何れも流出量が零附近では k_2' は 0.4 近傍の値となり、流出量の増加と共に漸次減少して約 0.15~0.25 の値となるが、 β_2 の大なる羽根車にあつては流量の大なる所でその値が再び僅かに大となる傾向が見える。

第 19 圖は k_2' と v_{2m}/u_2 との関係を表はしたもので、羽根車 No. 6 にあつては 1,600~2,400 rev/min の範囲では回転數が變つても v_{2m}/u_2 の同一値に對する k_2' の値は殆ど變らずその関係は直線に近い 1 本の線で表はされ、 $\eta_{\max}$ 附近におけるその値は 0.21~0.18 となつて居る。No. 7 の羽根車に於ては 1,600~1,800 rev/min の時には 1 本の線で表はされ

第 19 圖 k_2' と v_{2m}/u_2 との関係

てゐるが、2,200 及び 2,400 rev/m の時の v_{2m}/u_2 同一値に對する k_2' の値は少しく大きくなつて居る。然しこの時の效率が 1,600 rev/min の時の效率より著しく低下して居る事から見て、斯る大なる回転では羽根車内の部分流動その他に起因する損失が大となり、そのため斯る不同が生じたものと考へられる。その他 No. 8, 10a の羽根車に於ても各回転に對する $k_2' - v_{2m}/u_2$ 線が一致せぬが、No. 7 の場合と同様の原因に依るものと思ふ。羽根車入口の幅 b_1 が廣く、羽根車入口における激動損失の變化が少くて回転數が變つても左迄 $\eta_{\max}$ の値に變化を生ぜぬ様な羽根車であるならば、相當廣範圍の回転數に亘つて k_2' と v_{2m}/u_2 との関係は 1 本の線で表はされ得べき事は容易に想像し得る所である。 $\eta_{\max}$ が小さい乍ら 1,600~2,000 rev/min の範囲ではその値に大なる違ひの生ぜなかつた No. 9 と No. 10 の羽根車の k_2' が比較的 1 線上に密集してゐる事は以上の豫測が當つて居る事を示してゐるものと思ふ。No. 7, 8, 9, 10, 10a の羽根車に於て最高の $\eta_{\max}$ を得た 1,600 rev/min の時の k_2' をとりこれと

v_{2m}/u_2 との関係を見るに No. 6 と No. 7 では v_{2m}/u_2 の大なる方向に k_2' が僅かに減少してゐるが No. 8, 9, 10 に於ては v_{2m}/u_2 の大なる所で再び増大してゐる。然し通路短く入口面積の大なる No. 10a にあつては v_{2m}/u_2 が 0.08 以上の所で殆ど一定値となりその値は約 0.21 である。第 27 圖中に示した細線は次に述べる如く内丸博士の理論式で算出した k_2 線である。

11. 滑り係数の実験式

前述の係数 k_2' の値を表す実験式は大體次の如きものとなる。

$$k_2' = \rho - \lambda \cot \beta_2 \frac{v_{2m}}{u_2} \quad (2)$$

式中 β_2 は羽根の出口角、 ρ 及び λ は羽根車の内外径の比、羽根数及び羽根の形等に依つて定まる係数である。上式に於て ρ の値を適當に選べば λ は $\eta_{\max}$ 附近の流量に於ては略一定値となる。即ち羽根車 No. 6 に於ては

第 3 表 ρ と λ の値

羽根車	No. 6	No. 7	No. 8	No. 9	No. 10	No. 10a
ρ	0.295	0.230	0.150	0.160	0.170	0.230
λ	0.290	0.175	-0.285	-0.385	-0.455	0.110

第 4 表 滑り係数の実験値及び理論値

羽根車	rev/mn	滑り係数	v_{2m}/u_2										
			0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20
No. 6 ($\beta_2=26^\circ$)	1,600~2,400	k_2' 理論値	0.405 0.293	0.318 0.288	0.273 0.283	0.245 0.279	0.239 0.274	0.232 0.269	0.223 0.265	0.212 0.260	0.200 0.256	0.188 0.251	0.175 0.246
No. 7 ($\beta_2=20^\circ$)	1,600~1,800	k_2' 理論値	0.440 0.293	0.324 0.286	0.265 0.280	0.225 0.274	0.201 0.268	0.184 0.262	0.172 0.255	0.161 0.249	0.152 0.243	0.145 0.237	
No. 8 ($\beta_2=30^\circ$)	1,600	k_2' 理論値	0.422 0.293	0.316 0.289	0.260 0.285	0.230 0.281	0.212 0.277	0.203 0.273	0.210 0.269	0.218 0.265	0.229 0.261	0.248 0.257	
No. 9 ($\beta_2=40^\circ$)	1,600	k_2' 理論値	0.412 0.293	0.330 0.290	0.273 0.287	0.237 0.284	0.217 0.282	0.206 0.279	0.215 0.276	0.224 0.294	0.234 0.271		
No. 10 ($\beta_2=50^\circ$)	1,600	k_2' 理論値	0.413 0.293	0.335 0.291	0.279 0.289	0.239 0.287	0.219 0.285	0.208 0.283	0.216 0.281	0.241 0.279	0.277	0.276	
No. 10a ($\beta_2=50^\circ$)	1,600	k_2'	0.401	0.317	0.262	0.237	0.223	0.221	0.219	0.217	0.215	0.212	

v_{2m}/u_2 が 0.10~0.22 の範圍に於て、又 No. 7 は 0.10~0.18, No. 10a は 0.08~0.18 の範圍に於て λ は正の一定値となり、No. 8 及び No. 9 にあつては 0.10~0.16 No. 10 は 0.10~0.12 の範圍に於て負の一定値となつて居る。今 ρ 及び λ の平均値をとつて第 3 表に示す。

(2) 式は曩に筆者の行つた實驗で α_2' のみを測り $v_{2m}' = v_{2m}$ として算出した係数 k_2 を表す實驗式と同じ形であるが、 ρ 及び λ の値は大分異つて居る。又この式は羽根車内の流れをポテンシャル流動と見做して算出された次の内丸博士の理論式(脚註(10))と似て居る。

$$k_2 = k_{2,0} - \lambda \cot \beta_0 \frac{v_{2m}}{u_2} \quad (3)$$

$$= 1 - \frac{z}{r_2} c - \lambda \cot \beta_0 \frac{v_{2m}}{u_2}$$

上式は羽根の形が對數的ぜんまい線をなしたものに就て得られたもので、羽根数を z とすれば λ は次式で與へられる。

$$\lambda = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^{z/2}$$

今 β_0 を便宜上羽根の出口角 β_2 に等しとして k_2 を (3) 式で計算しこれと實驗値 k_2' とを併せ記し第 4 表に示す。

第 19 圖の $k_2' - v_{2m}/u_2$ 線の上部に示した細線は (3) 式で計算した理論値を示したものである。上記の如く (3) 式は對數的ぜんまい線をなす羽根に就て得られたもので、羽根の形が円弧の集りよりなる本實驗に用いた如き羽根車とは餘程形が違ふからその係数も異つて來るのは已むを得ないが、その他の諸原因も影響して圖、表に示した様な差違が生ずる。即ち實驗値は流量の特に少い場合は理論値よりも大であるが、 $v_{2m}/u_2 > 0.04$ の所では全部小さく、 $\eta_{\max}$ 附近の流量に於ては計算値の 65~85% 位となつて居る。

遠藤博士は入口角を異にする種々の案内羽根に依り、流れがその羽根に沿ふ時には羽根入口の凸、凹両面の圧力が

相等しくなるべき事から逆に流出角を求め次の様な形の實驗式を定められた。

$$k_2 = k_{2,0} + [(\cot \beta_2 - 1)^2 + \sigma] \frac{v_{2m}^{(14)}}{u_2} \quad (4)$$

上の測定の方法は筆者のとつた方法と餘程異つてゐるので嚴密な比較は行ひ難いが、その實驗値は筆者の得た値よりも少しく小なる様である。案内羽根が存在して居るため流れが無暗に外方に外らされる事の無かつた事、及び圧力測定孔が側壁に穿たれたため側壁附近の流出角が小なる部分の影響が含まれてゐる事等がその小となつた原因の主なるものと思ふ。滑り係数を知るために斯く廣範圍の流出量に亘つてなした實

(14) 遠藤政直博士, Experimental Researches on Turbine Pumps, 横浜高等工業学校學術報告, 第 1 號

1,600 rev/min

第 20 圖 各羽根車の 1,600 rev/min の時における出口速度線圖

驗結果が無い様であるから他との精しい比較は出来難いが、筆者が曩に脚註 (2) の實驗に於て流出角のみを測つて得た値よりは勿論小となつて居る。本實驗に於て v_{2m}/u_2 の一定値に對する k_2' の値が回轉數の差違に依り異つて居るのは羽根車通路の入口及び出口における軸方向の幅を相等しくしたため、羽根の入口角及び b_1/b_2 の値を適當に選べば k_2' と v_{2m}/u_2 との関係は 1 本の線で表され得べき事は前述の通りである。

12. 羽根車出口における速度線圖

上記の如く流出速度 v_2' 及び流出角 α_2' を知れば羽根車出口における速度三角形の形が明瞭となりこれと理論的速度三角形との関係を見る事が出来る。斯くして得られる速度線圖に於ては v_{2m} と v_{2m}' とが一般に相等しくないから、その形が在來一般に考へられてゐる第 1 圖 b の如きものとは多少

異つたものとなり、第 1 圖 c に示した如きものとなる。今各羽根車に就き 1,600 rev/min の時の數値をとつて描いた速度線圖を第 20 圖に示す。10, 20, 30, 40 l/s の流量に對する關係を示してある。各羽根車の各流出量に對する線圖の外周のみをとつた四邊形に於て、 u_2 を底邊とすれば右邊の太線は w_2 を表し、左邊の太線は v_2' を示して居る。 w_2 は勿論 1 線から成りその上に 10, 20, 30, 40 l/s に對する點が次々に位するが、 v_2' 線は流量が減少する程その長さは大となり逆にその底邊 u_2 との挟角 α_2' は小となる。 w_2 線と v_2' 線の上端を結ぶ頂邊は必ず右下りとなつてゐるが、その底邊に對する傾斜は最大流出量附近に於て緩く流量が少い所では甚だ急である。故に單に α_2' のみを知り $v_{2m} = v_{2m}'$ として算出される v_{2m}' と α_2' 、 v_2' を共に測つて算出される正しい v_{2m}' との違いは流出量が少い時程甚だしい。羽根車の回轉に依り水に附與される揚程に最も大きく關係する項目は羽根車外周の

周速度と流出速度の周分速度であつて、その周分速度は圖に表はれてゐる v_{2u}' であるから、ポンプの理論揚程を算出し且眞の意味の滑り係数を精しく求むるには、 a_2' のみならず v_2' の値も知らねばならぬ事がこの圖に依り明かに示されて居る。尙圖には各流量に對する v_2' , a_2' , v_{2u}' , k_2' の諸値を附記してある。

13. 羽根車出口における部分流動の状態

水が羽根車一杯充滿して羽根の表裏に於て一様流れるものでない事は容易に豫想し得、Oertli, Fischer, Stiess 等の寫眞的研究に依つて

も明かであるが、その部分流動の状態がポンプの運轉状態に依り如何なるものとなるかは以上の實驗結果から或る程度定量的に類推することが出来る。若しも羽根車内の流れが充實し且羽根の表裏に於て一様なるものであるならば、實流出速度 v_2' の半径分速度 v_{2m}' は流出量を羽根車の出口面積で除した値即ち v_{2m} に等しくならなければならないのであるが、實際に於て v_{2m}' と v_{2m} との間に相當大きな差違の生ずる事のあるのはこの部分的流れの影響に外ならぬのである。即ち v_{2m}/v_{2m}' の値は羽根車の有効出口面積と全出口面積との比を表してゐる事になる。又流れの羽根車に對する相対的な流出角は β_2' であり、この β_2' 及び v_{2m}/v_{2m}' の

値は何れも既に求まつて居るから、この二つから羽根車出口における部分流動の状態を圖示する事が出来る譯である。

第 21 圖は羽根車 No. 6 の 1,600 rev/mn, No. 7, No. 10 の 1,800 rev/mn における 40, 30, 20, 10 l/s の時の流出状態を示したものである。即ち羽根車中の流れは最大効率を擧げる流量以上では出來得る限り通路内に充實せんとする傾向を示すが、通路入口部の抵抗が大なる時にはその意を得ず、羽根車 No. 10 の如きは $\eta_{\max}$ 附近の量に於ても全出口面積の約 70% しか有効に使はれて居らず、約 30% は渦部又は死水部となつて無益の存在となつてゐる。これはその羽根の出

口角が 50° で過大に失する事と、通路入口部の面積が狭小で該部での抵抗が頗る大きく、大なる流量が流れ得ない事に起因せるものと考へられる。No. 10 より出口角小さく通路入口面積の廣い No. 7 に於ては、1,600 rev/mn の $\eta_{\max}$ における有効出口面積は全面積の 95~97% 位となり、No. 10 よりは餘程良好の状態にあるが回轉が大となるとその値が著しく減じて居る。然るに羽根車 No. 6 に於ては 1,600 rev/mn の $\eta_{\max}$ 附近に於て 96~98% であるが、回轉が大となつて 2,400 rev/mn 位となつても No. 7, No. 10 の場合の如く著しく小とはならぬ。これは No. 6 の通路入口の面積が廣いの

で回轉数の違ひに依る流入角の差違が左迄大ならず、從つて羽根車入口部の激動損失に大なる變化が起らぬためである。尙流量が正規の値より減ずる程部分流動の状態が顯著となる有様が圖に明かに表はれて居り、又 $\eta_{\max}$ 附近の流量に於て部分流動の劇しく起つて居るもの程 $\eta_{\max}$ が低下してゐる事が特性曲線と比較する事に依り見られるが、一寸面白い事と思ふ。即ち前記の如きピトー管を用ひて流出状態を測ればポンプの性能の良否を檢察し得る事になる。

第 21 圖に示した部分流動圖は勿論羽根車内の流れの状態を事實の儘表はし得てゐる譯ではない。羽根車内の流れは羽根の凸面側と凹面側とで著しく異なる筈であり、場所に依つては測定した v_2' より

大きくなつてゐる所もあり、相対流出角 β_2' も實際はこれより小さくなる所もある。圖には單に羽根車出口の中心斷面上におけるこれ等の平均値が表はれてゐるに過ぎないのであるが、これ等の違ひを微細に數量的に測定する事は現在の所困難であるからやむを得ない事である。又圖に示した死水部の位置も羽根車自体にピトー管を取附けるか、羽根車の側壁を透明としストロボスコープ式に觀察する外正確に知り難い。圖では Fischer の寫眞的研究等を參考として示したのであつて、大体に於て實狀を表はし得てゐるものと思ふ。尙圖示した以外の任意の回轉數及び流量における部分流動の状態は

第 21 圖 羽根車 No. 6, No. 7, No. 10 の出口における部分流動の状態

第16圖及び第17圖に示した v_{2m}/v_{2m}' 及び β_2' の値から容易に知る事が出来る。

14. 結 論

渦巻ポンプの羽根車出口における流出速度の大きさ並に方向を知る事は従来長く渴望されて居る所であるにも拘らず、未だ實際にその状態を數量的に明かにした研究結果が無い様であるが、その原因は流向及び流速の測定に對し適切なる方法が知られなかつた事に依るものと思ふ。本實驗に於ては外径 4mm の円筒型 3 孔ピトー管を檢定使用する事に依り大体測定の目的を達し、127 mm 渦巻ポンプに就き、廣範圍の回轉數、吐出量に亘つてその羽根車出口における流出状態を知る事を得、尙その結果より羽根車出口における流れの滑り係數等を算出し、又速度線圖、部分流動の状態等を多少明かにする事を得た。その結果の大体は次の如くである。

1. 渦巻ポンプの羽根車出口における流れの状態は 4 周必ずしも同一ではなく、羽根車の外周に廣い渦室を有する場合でも流出角及び流出速度には何れも場所に依り相當の差違がある。然しこれ等各場所の平均値をとれば 1 個のポンプに就てはその回轉數及び吐出量に對し或る定まつた關係の下に變化するものである事が明かに認められる。又同一羽根車の一定の回轉數、一定の吐出量の下における流出状態は一定不變のものに非ず、案内羽根の有無、或は案内羽根、渦室、渦形室等の差違に依り幾分變化するものである。

2. 羽根車出口における實流出角は最大吐出量附近に於て最大値となり、吐出量減少の方向に向つて漸次減少し、吐出量零の際の流出角は多くは $7^\circ \sim 8^\circ$ となつた。

3. 羽根數無限大として得る理論的流出角と實流出角との比 a_2/a_2' は v_{2m}/u_2 が零の所で零に近く、 v_{2m}/u_2 が增大する方向に向つて殆ど直線的に増大し、最大效率を出す吐出量附近からはその増大の度が幾分緩漫となり、その最大値は多くは 0.7 内外となつた。

4. 羽根車出口における實流出速度は最大吐出量の際多くは最小値となり、吐出量小となるに従ひ漸次増大し、 Q_{max} の $1/2 \sim 1/5$ 附近に於て最大値となりその後は吐出量零の方向に減少する。

5. 羽根數無限大として得る理論的流出速度と實流出速度との比 v_2/v_2' は v_{2m}/u_2 の値が零の所では多く 1.7 位の値となり、次いで v_{2m}/u_2 の増加と共に急に減少するが、 v_{2m}/u_2

が 0.05 以上の所ではその變化が少く、多くは 1.25~1.45 の値となつた。

6. v_{2m}/v_{2m}' の値は流量零附近に於ては零に近く流量の増加と共に漸次増大し、それと v_{2m}/u_2 との關係は直線に近い 1 本の線で表はされるが、 v_{2m}/u_2 の大なる所ではその増大の度合が少しく減ずる。 v_{2m}/v_{2m}' の最大値は效率良好なる羽根車にあつては 1 に近く、效率不良の羽根車程小さい事が看取される。

7. 吐出量零の場合の β_2' は羽根の出口角の如何に拘らず $8^\circ \sim 11^\circ$ となり v_{2m}/u_2 の増加の方向に急に増大し、 v_{2m}/u_2 が 0.05~0.08 の邊で最大値に達して後多くは緩かに減少する。然し最大値が羽根の出口角 β_2 に達する事は稀で β_2 の大なる場合程その違ひが大きい。

8. 羽根車出口における流れの滑り係數 k_2' は流量零の場合には 0.38~0.44 となり、羽根車の種類に依り吐出量の増加と共に減少する場合と、減少して後略一定値を保つ場合と、一度最小値に達して後少しく増大する場合とがある。

9. k_2' と v_{2m}/u_2 との關係は側壁の平行ならざる一般の羽根車にあつては相當廣範圍の回轉數に亘つて 1 本の線に依つて表はされるが、側壁平行にして羽根車入口部における激動損失の變化の大なるものにあつては回轉數の違ひに依りその關係線は多少分散する事がある。

10. 最大效率を出す流量附近における k_2' の値は 1.15~0.24 の範圍にあり、その關係は大体 (2) 式に依つて表はす事が出来る。

11. 羽根車出口における速度線圖は從來一般に考へ居られるものとは異り、實流出速度の半径分速度が理論流出速度の半径分速度より大なる如きものとなる。その二者の半径分速度の違ひは羽根車内通路面積の擴大度が大なる程、或は又吐出量が正規の量より小なる程甚だしくなる。

12. 羽根車出口における部分流動の状態は本實驗の結果より數量的に類推し得、その大体を圖示する事が出来る。

尙この外測定した流出速度を基として理論揚程を算出すれば諸種の興味ある事項を知り得るのであるが、これ等に就ては項を改めて記述する積りである。

以上の實驗を九州帝大工学部水力實驗室で行ふに當り、生源寺教授の終始御懇篤なる御指導を賜り、又實驗室内諸君の勞を煩はした所が甚だ大で、茲に記して厚く感謝の意を表す。