

羽根車羽根数の渦巻ポンプの特性に及ぼす影響について (第二報)

和田寛雄・中山淳一

On the Influences of the Number of Impeller Vanes
on the Characteristics of the Centrifugal Pump
(2nd Report).

Hiroo WADA, Junichi NAKAYAMA

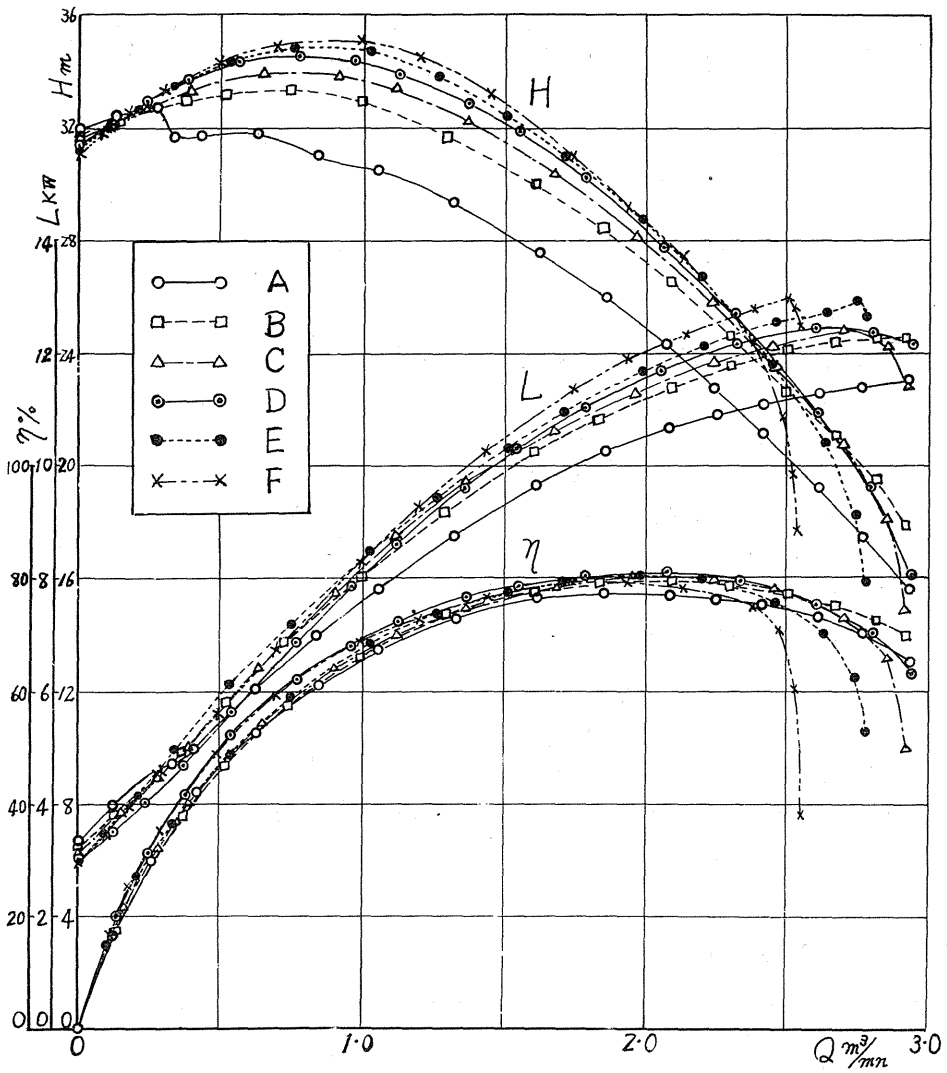
Abstract:—This paper contains the matters about theoretical head, vane effectiveness, hydraulic efficiency, leakage loss, and the losses due to mechanical and impeller disk friction of the test pump for each case of using six kinds of impeller. The Calculation concerning these matters were done on the basis of the results described in the first report and those of the further experiments carried out about a dummy impeller. As to the relations between the theoretical head and the number of vanes, the results of this experiment were compared with those of the researches about the same kinds of machinery by other people.

4 緒 言

先に第一報(茨城大学工学部研究集報第8巻39頁)に示した実験結果,並びに供試羽根車と同一寸法を有し,入口及び出口を閉鎖した羽根車(以後盲羽根車と呼ぶ)を用いての動力の測定の結果を元として考察を行つて羽根車円板摩擦,漏洩損失及び之等のものと関連のある機械効率,体積効率について調べ乍ら各羽根車についての理論揚程の値,羽根数の理論揚程への影響を示す値,水力効率の値を各運転点に対して求め,これ等を既往の理論及び実験の結果と比較検討した。更に上の一部は仮定に基いて求めた水力効率,体積効率,機械効率の値によつてポンプ効率を算出して之が運転の全範囲にわたつて,何れの羽根車に関しても実測値とよく一致することを確かめ,又動力の配分関係についても調べた。

本第二報には以上の事柄について,その経過並びに結果を報告する。

尚,第一報に示した特性の値の中,軸動力 L に関しては,之を求めるときに必要とした電動機の無負荷運転時の動力測定値に誤りがあつた為に求めた L の値,従つて効率の値並びに最大効率時の諸値に若干の誤差があることが分つた。よつて第一報中の第3図の各図中の $L-Q$ 曲線, $\eta-Q$ 曲線,並びに第4図(b)及び(c)図の夫々軸動力並びに効率の比較の曲線の訂正の為に次に第8図を掲げ,更に正規状態の値に関する第2表中の第6内至第8欄の諸値並びに第3表中の第5及び第6欄の値の誤りを訂正する為に第5表を次に掲げる。尚,第3図(a)の下の($z=2$)とあるのは($z=4$)の誤植であり,第4図(a)の中,羽根車Aに関する曲線は印刷不良であつて,第3図(a)中の $H-Q$ 曲線が正しい。この点を除いては第3図各図及び第4図(a)の $H-Q$ 曲線に関しては誤りはない。



第 8 図 各羽根車についての特性曲線

第5表 正規の状態に於ける諸値

諸量 羽根車	H_{opt} m	Q_{opt} m ³ /mn	η_{max} %	ψ_{opt}	ϕ_{opt}
A	25.7	1.90	77.5	0.433	0.112
B	27.4	1.98	79.5	0.462	0.121
C	27.6	2.04	80.5	0.465	0.131
D	27.7	2.06	81.0	0.467	0.136
E	27.7	2.08	80.3	0.467	0.141
F	29.7	1.90	79.0	0.500	0.137

5 記号

$H_{th\infty}$ =羽根数を無限大と考えた羽根車についての理論揚程 (m)

H_{th} =羽根数が有限の実際の羽根車についての理論揚程 (m)

H_{thL} =軸動力を元として求められた理論揚程 (実際の羽根車) (m)

e_{va} = $H_{th}/H_{th\infty}$ =羽根有効度

e_{vaL} = $H_{thL}/H_{th\infty}$, γ =揚液の比重量 (kg/m³)

L_w = $\gamma Q H / 6120$ (KW) =ポンプ水動力

ΔH =ウエアリングリング隙間前後の圧力差 (m Aq)

q =ウエアリングリングの隙間を通る総流量 (m³/mn)

L_{wo} =軸と軸受並びに軸封部の間の摩擦の為の消費動力 (KW)

L_f =羽根車円板摩擦の為の消費動力 (KW)

L_{fd} =盲羽根車についての円板摩擦動力 (KW)

L_m = $L_{wo} + L_f$ =機械損失動力 (KW)

L_a =再循環の為の損失動力 (KW)

Z_a = $6120 L_a / [\gamma(Q+q)]$ (m) =再循環損失水頭

η_v = $Q/(Q+q)$ =ポンプの体積効率

η_m = $(L-L_m)/L$ =ポンプの機械効率

η_h = H/H_{th} =ポンプ水力効率, $\eta_{hL} = H/H_{thL}$

ω =羽根車角速度 (rad/s), $r = D/2$ =半径

ν =揚液 (水) の動粘度, $Re = \text{レイノルズ数}$

6 理論揚程及び羽根有効度

羽根車羽根数のポンプ特性に及ぼす影響は理論揚程 H_{th} の上に最も著しく現われるべきものであるが、各羽根車に対する各運転状態に於ける此の値、及び羽根有効度の値を実験結果を元にして求めた。

ポンプに関する動力平衡関係は次の式

$$\left. \begin{aligned} L &= L_m + L_e + L_a \\ L_e &= \frac{\tau(Q+q)H_{th}}{60 \times 10^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

但し

で示されるが，これから次の式が得られる。

$$H_{th} = \frac{6120(L - L_m - L_a)}{\tau(Q+q)} \dots\dots\dots (7)$$

又

$$H_{thL} \equiv H_{th} + Z_a = \frac{6120(L - L_m)}{\tau(Q+q)} \dots\dots\dots (8)$$

式(7)の中に含まれる再循環損失動力 L_a (C. Pfleiderer により Austauschverlust と呼ばれ，又 L. Daugherty によつて Churning loss と呼ばれるもの)は吐出流量が小なる場合に重要な意味を有するもので，羽根車から吐き出された流量の中の一部の流れが，下流に向つての圧力上昇の為に境界層に於ける逆流を生じて再び羽根車に戻り，再び吐き出されて同じことをくり返す為に生ずる動力損失である。この損失については現状に於いては理論的計算の方法もなく，又実測による正確な値も知られていない。従つて理論揚程 H_{th} の値は式(7)から求めることは出来ないが，吐出流量 Q の値がある程度大である所(少くとも正規流量の附近)では， $L_a = 0$ ， $Z_a = 0$ ，従つて式(8)によつて $H_{thL} = H_{th}$ と考えられるので式(8)によつて各運転点に於ける H_{thL} の値を求め，正規状態の近傍の運転状態に対しては之を以つて H_{th} の値と考えることとする。尚 H_{thL} の値の計算に際しては， $L_m \equiv L_{m0} + L_f$ 並びに q の値が必要であるが，之等のものの求め方については後に夫々7並びに8の項に於いて述べる。

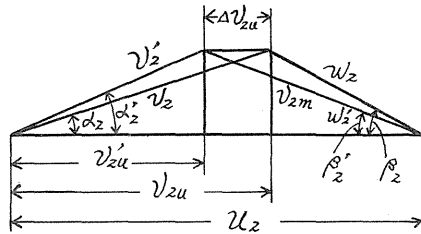
H_{thL} の値が求められた上は，羽根数を無限大と考えた仮想的羽根車に関する理論揚程 $H_{th\infty}$ の値を各流量に対して求め，両者の比 $e_{val} \equiv H_{thL}/H_{th\infty}$ を求めれば，正規状態の近傍に対しては之を以つて各羽根車についての羽根有効度 $e_{va} \equiv H_{th}/H_{th\infty}$ の値と考えることが出来る。 $H_{th\infty}$ の値は次の様にして求められる。

流量が特に小なる場合を除いて羽根車流入に際しての水の予旋回はなく，従つて軸面内の方向の流入 ($\alpha_1 = 90^\circ$)が行われるものと仮定すると，第9図を参照して

$$\begin{aligned} H_{th\infty} &= \frac{u_2 v_{2u}}{g} \\ &= \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 v_{2m}}{g} \cot \beta_2 \end{aligned} \dots\dots\dots (9)$$

$$\begin{aligned} u_2 &= \pi D_2 n / 60 \quad (m/s), \quad v_{2m} = \\ &= \tau_2(Q+q) / (60 \pi D_2 b_2) \quad (m/s), \\ \tau_2 &= t_2 / (t_2 - \sigma_2), \quad D_2 = 0.32 (m), \\ b_2 &= 0.013 (m) \text{ の関係を式(9)に用いると,} \end{aligned}$$

$$H_{th\infty} = 59.36 - 3.141 \tau_2 \cot \beta_2 (Q+q) \dots\dots\dots (10)$$



第9図 羽根車出口三角形

更に $a = 3.141 \tau_2 \cot \beta_2$ とおけば H_{th} は次の様に表される :

$$H_{th\infty} = 59.36 - a(Q + q) \dots\dots\dots (11)$$

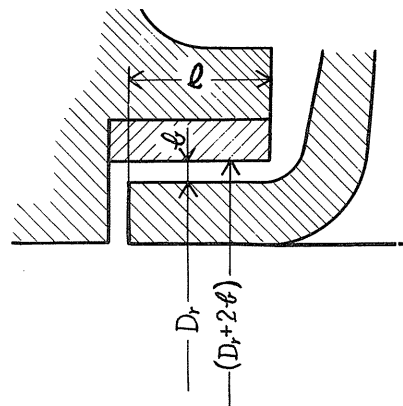
ここに羽根車出口に於けるメリディアン速度 v_{2m} の計算には羽根車を通る流量を用い、第一報に於ける流量率 ϕ の算出に用いた v_{2m} の値とは少しく異なる。又 $z = \infty$ の羽根車は無限に薄い羽根を無限に多く有し、その総羽根厚は実際の各羽根車に於ける総羽根厚に等しいものとして取扱つた。式(11)中の a の値は第一報第1表中の値を用いて計算され、次の第6表に示す通りである。又同表には $H_{th\infty}$ 曲線のそれぞれ流量軸、水頭軸との交点の値を夫々第3及第4欄に記した。

第 6 表

羽 根 車	A	B	C	D	E	F
$a \frac{min}{m^2}$	8.54	8.67	8.20	9.66	9.81	10.59
$Q_{Hth\infty} \frac{m^3}{mn}$	6.95	6.84	7.24	6.14	6.05	5.60
$H_{th\infty(Q=0)}^m$	58.31	58.30	58.35	58.18	58.16	58.08
$H_{thL(Q=0)}^m$	113.0	109.6	103.9	101.3	99.8	97.6
$H_{th(Q=0)}^m$	41.0	43.4	44.0	45.3	46.5	46.8
$T \quad m$	33.2	22.0	48.8	1	0	—

7 漏洩流量，体積効率

羽根車を通つて流れる流量 $Q + q$ の中、その一部 q は羽根車出口とケーシングとの間の隙間からシラウド外側の空間へと逃れ、ウエアリング間の極く狭い輪形の間隙の前後に存在する圧力差 ΔH によつて此の間隙を通つて後、更にその一部 q_l は外部に洩れ、他の一部 q_c は新しく吸込まれた水と共に再び羽根車に吸込まれ、かくして q_c の流量は羽根車の内外を通つて循環し漏洩損失が生ずる。本実験に於いては $q_l = 0$ であつた。尚供試羽根車は釣合孔を有し、従つてウエアリングも両側にあつて漏洩は両側に生ずるが、今何れの側の漏洩量も相等しいものと考えて、片側



第 10 図

のそれを $q_1 = q/2$ とした。而して次の計算式によつて各運転状態に対する q_1 の値を求めた。(第10図参照)

$$\Delta H = \left(\lambda \frac{\ell}{2b} + 0.5 + 1 + 1.1 \right) \frac{v^2}{2g} = (37.5\lambda + 2.6) \frac{v^2}{2g} \quad (12)$$

$$\lambda = f(Re) \quad , \quad Re \equiv \frac{2bv}{\nu} \quad (13)$$

$$v = \frac{Re\nu}{2b} \quad (14) \quad q_1 = \pi D_r b v \quad (15)$$

更に
$$\Delta H = H - \frac{v_3^2}{2g} - \frac{1}{4} \frac{u_2^2 - u_r^2}{2g} \quad (16)$$

但し v は隙間流れの平均流速, λ は隙間流路の摩擦係数, 式(12)中の数 0.5, 1, 並びに 1.1 は夫々隙間流路に関する入口, 出口, 並びに方向変化に関する抵抗係数であり, 又 $\ell = 15 \text{ mm}$, $b = 0.2 \text{ mm}$ である。本実験に於ける水温は 20°C 前後であつたので $\nu = 0.01 \text{ cm}^2/\text{s}$ の値を用いた。この値を用うると式(14)から $v = Re/4 \text{ (cm/s)}$ の関係が得られる。式(16)は Stepanoff によるもので, v_3 はポリユート内の流速であつて, 供試ポンプの場合之は断面によつて異なるのであるが, 舌の附近の直径約 6.8 mm の断面に於ける平均流速の値を v_3 として用うるとき, 式(16)によつて各羽根車の正規状態に対して計算した ΔH の値が, 正規状態の場合の ΔH に対する次の経験式 ($n_s \text{ (m}^3/\text{mm, m)}$) の値が本実験のポンプと略々等しい 164 なるポンプについての実験に基いて Stepanoff が作つたもの)

$$\Delta H = \frac{3}{4} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (17)$$

による計算値 $\Delta H = 18.3 \text{ m}$ と平均的に略々一致するので, 此の断面に於ける値を v_3 として用いた。すると $v_2 = 24.11 \text{ m/s}$, $u_r = \pi D_r n/60$, $D_r = 0.15 \text{ m}$ 従つて $u_r = 11.31 \text{ m/s}$ であることから式(16)は次の様になる:

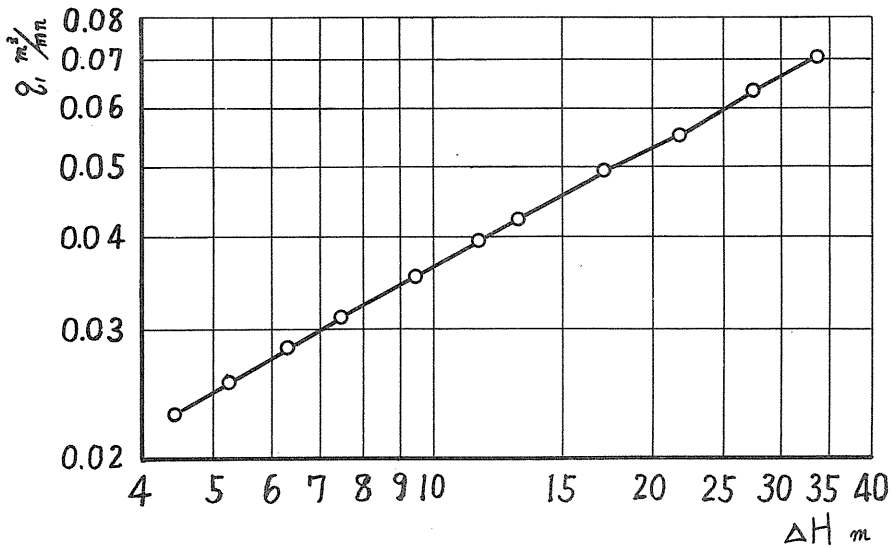
$$\Delta H = H - 1.075 Q^2 - 5.78 \text{ (m)} \quad (18)$$

式(13)の λ とレイノルズ数 Re との関係については文献(4)の 195 頁 10.3 図に示されている Aisenstein による曲線 (周速 $u_r = 13.1 \text{ m/s}$ の場合) 及び Ingersoll-Rand Co. による値 (周速 $u_r = 20.3 \text{ m/s}$ の場合) を夫々の Re の値に応じて用いた。

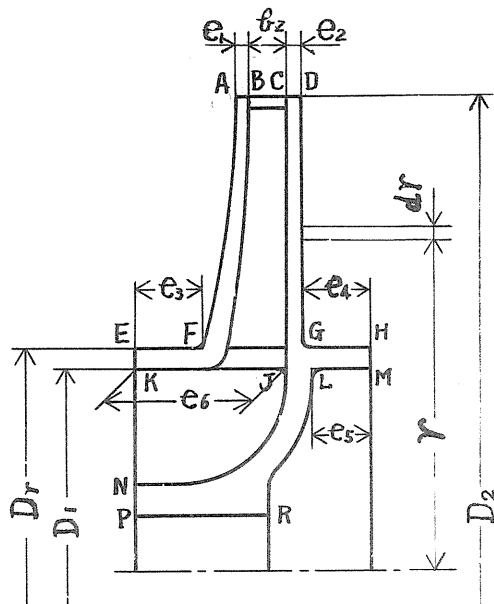
式(18)によつて各羽根車に関する $H-Q$ 曲線 (第一報第3図) 上の各点についてその点に該当する ΔH の値が求められる。又一方, Re の種々な値を適当に与えることにより, 式(12), (13), (14), (15) によつて q_1 と ΔH との関係が第11図の様に求められた。かくて, 各羽根車について, 各運転状態に於ける漏洩流量 $o = 2q_1$ が求められ, 従つて又, 各運転状態に於ける体積効率 η_v も求められた。この値は各羽根車について第18図に示されている。

尚隙間圧 ΔH 及び漏洩流量 q は上の様に計算によつて求められた訳であるが, ΔH の最大値は $26.8 \sim 28.6 \text{ m}$, q の最大値は $0.126 \sim 0.130 \text{ m}^3/\text{min}$ で何れも羽根数の増加と共に少しづつ増

す。又正規状態に於ける値は $\Delta H \doteq 16 \sim 20 \text{ m}$ で羽根数が大なる程大であるが羽根車A及びFを除けば17m台であり、又 $q = 0.095 \sim 0.106 \text{ m}^3/\text{mn}$ で、A、Fの外は殆ど等しく $q = 0.099 \text{ m}^3/\text{mn}$ である。



第11図 q_1 と ΔH との関係



第12図

8 羽根車円板摩擦, 機械効率

羽根車の円板摩擦に関しては, Gibson 及び Ryan, 或いは Pfeleiderer によつて動力の略算式が与えられて居り, 又狭いケーシング内の流体の中で回転する単純な円板の摩擦抵抗モーメントに関しては Schultz-Grunow によつて理論的に解かれてその係数 C_M が与えられ, 又実験も行われている。本研究に於いては出来るだけ正しい値を実測によつて求めることとし, 供試羽根車と同じ寸法で, 出入口を閉鎖した盲羽根車を, 水で満されたポンプケーシング内で規定回転数 1440 rpm で回転したときの所要動力を測り, 1.25 KW の値を得た。又軸と軸受並びにパンキン間の摩擦による消費動力に関しては, 羽根車を取外して軸のみを水で満されたケーシング内で同じ速度で回転したときの所要動力を測定して, $L_{mo} = 0.072 KW$ の値を得た。

之等の実測値を元として次に述べる方法によつて修正を行い, 実際の羽根車に関する円板摩擦動力の値を求めた。

盲羽根車に於いて流体摩擦の対象となる面は, 第 12 図を参照して, 大体に於いて直径 D_2 の円板両面と, AD, EF, GH, KJ, LM の円筒面であると考えられる。今之等の面に働く単位面積当りの摩擦力を τ , 摩擦係数を c_f , 半径 r の点の周速度を $u = r\omega$ と表わせば,

$$\tau = c_f \gamma \frac{u^2}{2g}, \quad c_f = k \left(\frac{\nu}{ur} \right)^\alpha \quad \dots\dots\dots (19)$$

と表すことが出来る。但し k 並びに α は定数とする。

円板面に関しては, その面積要素 $2\pi r dr$ の部分に働く摩擦モーメント dM は

$$dM = 2\pi k \frac{\gamma}{2g} \nu^a \omega^{2-a} r^{4-2a} dr$$

従つて両側の円板面についての全モーメントは

$$M = 2 \int_0^{D_2/2} dM = 4\pi k \frac{\gamma}{2g} \nu^a \omega^{2-a} \frac{(D_2/2)^{5-2a}}{5-2a} \quad \dots\dots\dots (20)$$

又 AD, EF 等の各円筒面に関する摩擦モーメントは一般に各部の直径を D , 軸方向の長さを e で表せば次の様に表される:

$$M' = \pi D e \cdot \tau \frac{D}{2} = 2\pi k \frac{\gamma}{2g} \nu^a \omega^{2-a} \left(\frac{D}{2} \right)^{4-2a} e$$

よつて総ての円筒面についての摩擦モーメントの和は, 今 $a = D_r/D_2$, $b = D_1/D_2$ とおけば,

$$\left. \begin{aligned} \Sigma M' &= 2\pi k \frac{\gamma}{2g} \nu^a \omega^{2-a} \left(\frac{D_2}{2} \right)^{4-2a} e'' \\ e'' &= e_1 + b_2 + e_2 + (e_3 + e_4) a^{4-2a} + (e_5 + e_6) b^{4-2a} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (21)$$

首羽根車についての全摩擦モーメントは $M + \sum M'$ であるから、この為の消費動力は式(20)、(21)を参照して、

$$(M + \sum M') \omega = 2\pi k \frac{\gamma}{2g} \nu^a \omega^{3-a} \left(\frac{D_2}{2}\right)^{4-2a} \left(\frac{D_2}{5-2\alpha} + e''\right)$$

従つて $k_1 \equiv \frac{\pi k}{102 \times 16g}$, $Res \equiv \frac{\omega(D_2/2)^2}{\nu}$, $D'' \equiv \frac{D_2}{5-2\alpha} + e''$

とおけば上の動力はKW単位で

$$L_{fd} = k_1 \gamma Res^{-a} \omega^3 D_2^3 D'' \dots\dots\dots (22)$$

と表される。

実際の羽根車に関しては円端面BC及びKJは摩擦面積の中に入らないので、実際の羽根車の円板摩擦動力は次の様に表される：

$$\left. \begin{aligned} L_f &= k_1 \gamma Res^{-a} \omega^3 D_2^4 D' \\ D' &= \frac{D_2}{5-2\alpha} (e_1 + e_2) + (e_3 + e_4) a^{4-2a} + e_5 b^{4-2a} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (23)$$

式(22)と(23)に於ける k_1 の値は殆ど相等しいものと考えられるから、 L_{fd} の実測値と式(22)、(23)とによつて L_f の値が求められる訳で、その場合 α の値はレイノルズ数 Res の値によつて定めるべきであるが、 $n = 1440 \text{ rpm}$, $D_2 = 32 \text{ cm}$, $\nu = 0.01 \text{ cm}^2/\text{s}$ の値を用いると、 $Res = \pi n D_2^2 / (120\nu) = 3.86 \times 10^6 (> 3 \times 10^5)$ であり、従つて羽根車周囲の流れは全部乱流であると考えられるので、Schultz-Grunowに從つて $\alpha = 1/5$ とおかれる。一方第12図について、 $e_1 = 4$, $e_2 = 5$, $e_3 = e_4 = 24$, $e_5 = 19$, $e_6 = 51$, $b_2 = 13$, $D_r = 150$, $D_2 = 320$ (単位は何れもmm)であるから $a = 0.469$, $b = 0.425$ を考慮すると、 $D'/D'' = 0.843$ が得られ、 $L_{fd} = 1.25 - 0.072 = 1.18 \text{ KW}$ であるから

$$L_f = L_{fd} (D'/D'') = 0.99 \text{ KW}$$

が得られた。更に之に $L_{mo} = 0.072 \text{ KW}$ を加えることによつて $L_m = 1.06 \text{ KW}$ が求められた。

L_m の値が求められた上は、軸動力 L の測定値から $\eta_m = (L - L_m) / L$ によつてポンプの各運転点に於ける機械効率 η_m が求められるが、各羽根車に於ける此の値は第18図に示される。

尚円板摩擦に関する本実験の結果を既往の単純な円板の研究結果と比較して調べてみる。

直径 D の単純な回転円板の両面についての摩擦モーメントを、夫々モーメント係数 C_M と摩擦係数 c_f を用いて二通りの形に書けば、

$$M = C_M \frac{\gamma}{2g} \omega^2 \left(\frac{D}{2}\right)^5 = c_f \frac{4\pi}{5} \frac{\gamma}{2g} \omega^2 \left(\frac{D}{2}\right)^5 \dots\dots\dots (24)$$

となり、即ち C_M と c_f との間の関係は

$$C_M = \frac{4}{5} \pi c_f \quad \dots\dots\dots (25)$$

c_f の値は式(20) に於いて $\alpha = 0$, $D_2 = D$ とおいたときの同式中の k の値に等しい。而して此の k の値と盲羽根車に関する式(22) 中の k_1 に含まれる k の値とは完全には同じものではないが、仮に両者を同じものと考えて取扱うことにすれば、 k , 従つて c_f の値が次の式

$$c_f = \frac{102 \times 16 g L_{fd}}{\pi \gamma \omega^3 D_2^4 D_0''} \quad \dots\dots\dots (26)$$

$$D_0'' = D_2/5 + (e_1 + b_2 + e_2) + (e_3 + e_4) a^4 + (e_5 + e_6) b^4$$

から求められ、 $D_0'' = 0.0906 m$, $\omega = 15 \text{ rad/s}$ 等の値を入れて $c_f = 0.00186$ が得られ、従つて(25) の関係から $C_M = 0.00466$ が得られた。 $s/R = 0.0199$ (s は円板面と之に平行なケーシング壁面との距離, $R = D/2$) の場合の回転円板の実験結果(文獻(3) p. 446, 21.8 図) によると、 $Re_s = 3.86 \times 10^6$ の場合に $C_M = 0.004$ であるが、上の C_M の値はこれより 1.6% 程大である。ポンプの場合はシラウド面とケーシング壁面との距離は一様ではないから s/R の値は簡単には表せないが、平均に於いて大体 0.15 位で比的大であり、その上ケーシング壁面は羽根車シラウド面よりは粗いから上の様な結果になつたものと考えられる。

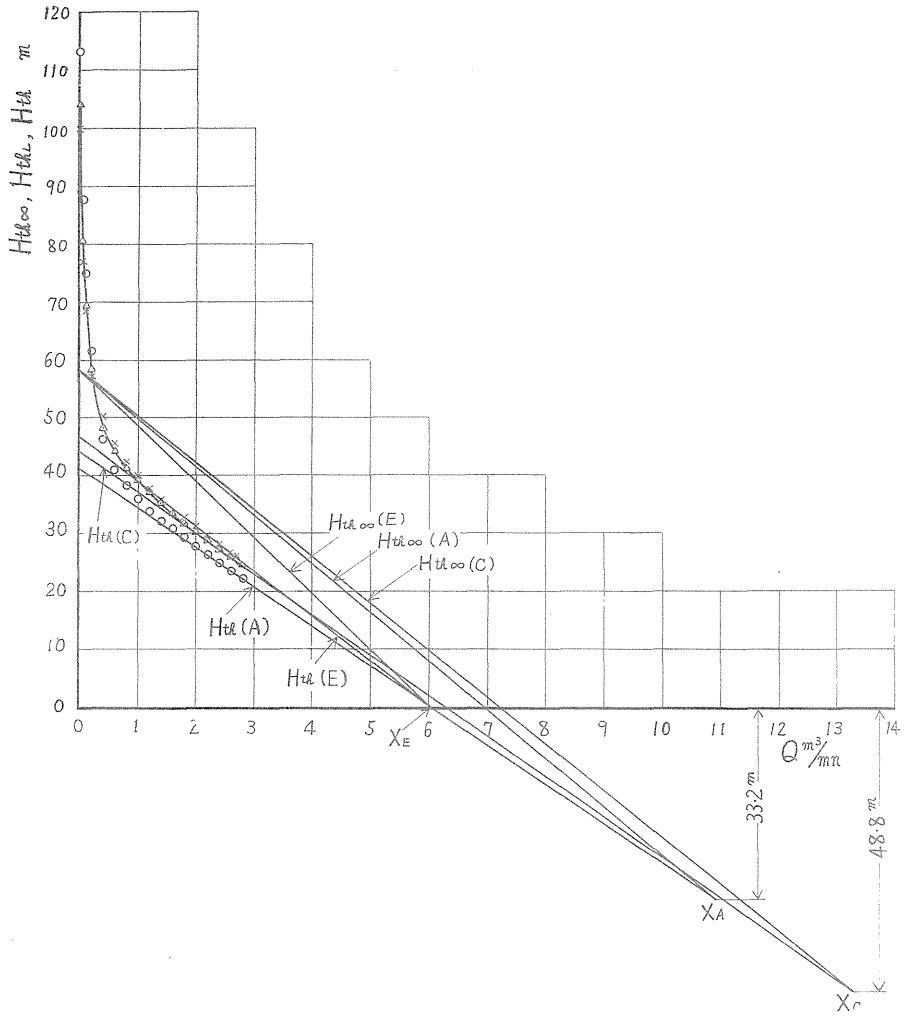
尚式(22) の k_1 の値は 13.95×10^{-6} ($Re_s = 3.86 \times 10^6$ のとき) であり、 L_{fd} (PS) の場合に直せば $k_1 = 10.3 \times 10^{-6}$ である。此の後の値は Gibson 及び Ryan の実験結果による k_1 の値(文獻(1) 49 頁) と比較すると、滑かな円板と粗い鋸鉄ケーシングとの組合せの場合の値 $k_1 = (10 \sim 12) \times 10^{-6}$ に当つている。

9 結 果

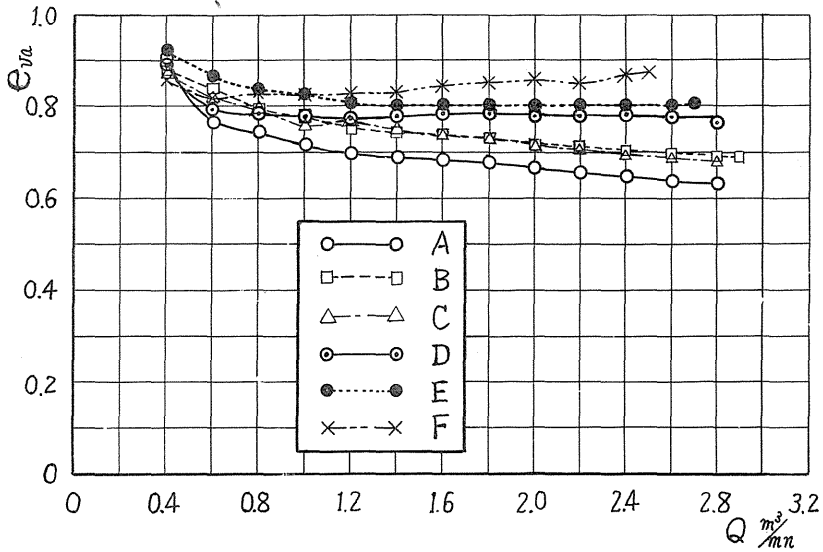
前述の様にして q 及び L_m の値を求め、之等を用いて夫々式(10) 並びに(8)によつて各羽根車の各運転状態に対して、 $H_{th\infty}$ 並びに H_{thL} の値を求め、又 $H_{thL}/H_{th\infty}$ 即ち e_{vaL} の値を求めた。之等のものの吐出流量 Q に対する関係を夫々第 13 図並びに第 14 図に示す。但し第 13 図には羽根車 A, C, E について示してある。

H_{thL} の点は何れの羽根車の場合でも、ある値以上の Q (Q_{opt} 又はそれよりも小なる) の所では夫々一直線上に現れた。之等の直線は各羽根車に対する摩擦のない流体の場合の理論揚程 H_{th} の曲線であると見なすことが出来るであろう。 H_{thL} の点が一直線に並び始める最小の Q の値は一般に羽根数が大なる程、小であり、このことから羽根数が大である程再循環損失の存在する範囲が、流量 Q の小なる範囲に狭められることが分る。尚 H_{thL} 曲線は Q の値が Q_{opt} に比して小となるに従つて気速に上昇し、水頭軸に漸近して、 $H_{th\infty} (Q=0)$ よりもはるかに高い点に於いて水頭軸と交る。この値は羽根数 z が小なる程大であつて、第 6 表に示す通りである。

前述の様に H_{thL} 曲線の直線部分をそのまま延長したものを以つて摩擦の無い流体に対する H_{th} 曲線と考えることとし、之の水頭軸との交点の値 $H_{th(Q=0)}$ を各羽根車について第 6 表に示す。 $H_{th\infty}$, H_{thL} の両直線の交点 X の位置は、羽根車のシラウドが平行で、羽根曲線が対



第 13 图 $H_{th\infty}$ 及び H_{thL}



第 14 図

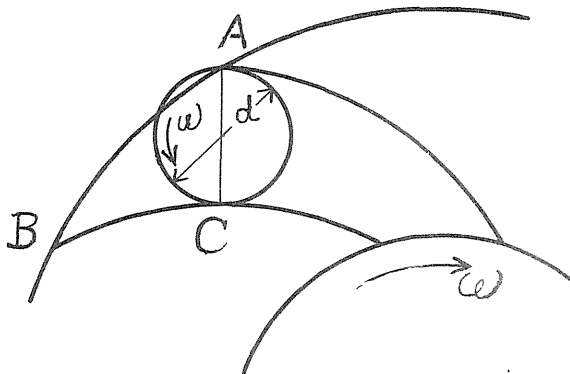
数螺線である場合に対しては Schulz 並びに Busemann の計算によつて、之が Q 軸よりも下方にあること、又 D_2/D_1 の値が大なる程、この位置は低いことが知られているが任意形状の羽根のものに関しては不明である。此の交点の位置は羽根数 z と β_2 に関係すると考えられるが、本実験の場合、 β_2 が特に少し大なる羽根車 C については交点が Q 軸の下方に最も低く現れ、他のものについては z が増す程之が Q 軸に近づき、D に於いては Q 軸の僅かに下方 (約 1 m)、E にあつては丁度 Q 軸上に来る。尚羽根車 F に関しては H_{thL} の点の一直線上配列が他の五車程満足に現れず、従つて交点の位置の完全な決定が出来なかつたが、どうやら Q 軸より上方に存在するらしく、此の点については疑念を有する。尚交点 X の Q 軸からの深さの値 T を第 6 表に記す。

次に第 14 図に示されている e_{vaL} と Q との関係について見ると、 H_{thL} に関して上述したことに關聯して、 $e_{vaL} - Q$ の関係は Q_{opt} の前後の相当な範囲にわたつて直線状をなして居り、従つて此の範囲については $e_{vaL} = e_{va}$ と考えることが出来る。羽根車 C を除けば e_{va} の値は羽根数大なる程大である。羽根車 C ($z = 6$) のものは B ($z = 5$) のものより却つて僅か低く現れているのは C の出口羽根角 β_2 が他のものよりも 2° 以上も大なる為であることが推察され、 β_2 が大なる程、揚程減少の大なることが示されている。尚 e_{va} の値は z の小なるものでは Q の増大と共に多少減少するが、その変動は正規状態の値に対し $\pm 6\%$ 以下の程度である。 z の増大と共に e_{va} 直線は水平に近づき羽根車 E に於いては全く水平となることは H_{th} 直線に関して前述したことに一致する。羽根車 F に関しては前述した様に十分な結果が得られなかつたが、此のことは第一報に述べたように此の羽根車 F は特にキャビテーション特性が劣り、その為に、恐らくは正規状態、或はそれよりも手前から既にキャビテーションに帰因

しての特性曲線の変異が生じている為と考えられる。このことは羽根数の最も大なる此の羽根車の正規流層が飛び離れて小に現れたこととも合せ考えて、今後の研究にまつべきことである。

正規状態に於ける羽根有効度の値は第7表に示す通りであるが $z = 4 \sim 8$ の範囲で $e_{va} = 0.67 \sim 0.8$ であり、 $z = 9$ では $e_{va} = 0.85$ であるが、この後の値は羽根車 F の β_2 が最小であることを考えに入れても尚少し大に過ぎる。

各羽根車の出口角 β_2 には多少の差違があるが、羽根車 C を除けばその差は $50'$ 以下であるから、その影響は実験誤差及び計算の基礎の仮定から来る誤差の陰にかくされてしまつて羽根数 z の影響の様には判然とは現れぬであろうが、併し羽根車 C ($z = 6$) ではこの差が特に大で、最大 3° に近いので、その影響は到底無視出来ず、又実際、特性を示す諸値にそれが現れていることが認められる。そこで次には本実験の結果をこれまで行われた揚程減少に関する理論的研究の中、実際にポンプ、或は送風機的设计に利用されているもの一、二のものと照合して調べてみる。



第 15 図

第9図を参照すると

$$e_{va} \equiv \frac{v'_{2u}}{v_{2u}} = 1 - \frac{\Delta v_{2u}}{v_{2u}} \dots\dots\dots (27)$$

而して Stodola によれば、

$$\Delta v_{2u} = \epsilon_0 (d/2) \omega \dots\dots\dots (28)$$

但し、 d = 羽根車出口に於いて羽根車流路に内接する流体円柱の直径、 ω = 羽根車に相対的な流れ(無摩擦流体)の有する渦度の大きさの $1/2$ = 羽根車角速度、又 ϵ は補正係数で仮定の粗雑さを補う為のものである。而して式(28)は更に補正係数 ϵ を用いて次の様に表される:

$$\Delta v_{2u} = \epsilon v_2 \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \dots\dots\dots (29)$$

上の三式から係数 ϵ_0 及び ϵ は次の形で表される：

$$\epsilon_0 = \frac{2 v_{2u} (1 - e_{va})}{d \omega} \quad , \quad \dots \dots \dots (30)$$

及び

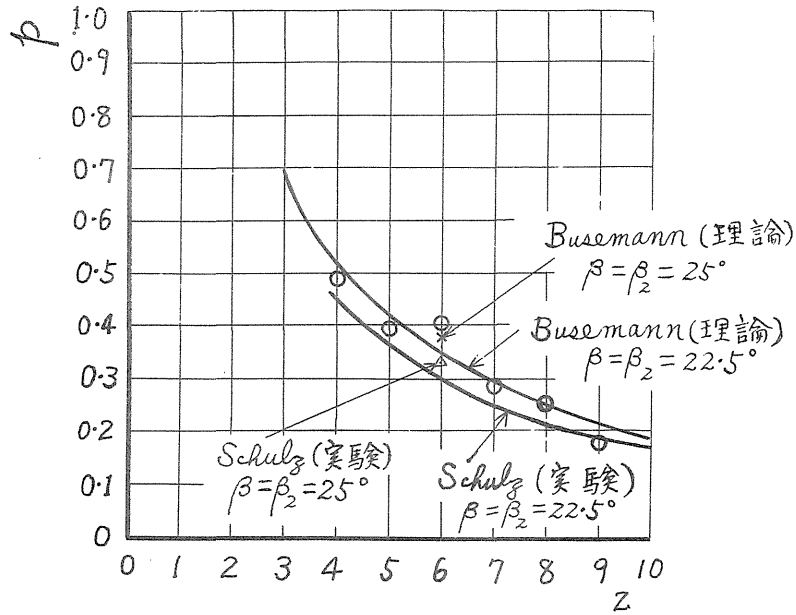
$$\epsilon = \frac{z v_{2u} (1 - e_{va})}{u_2 \pi \sin \beta_2} \quad \dots \dots \dots (31)$$

之等の式から各羽根車の正規状態に対して計算した ϵ_0 及び ϵ の値を第7表に示した。尚式(29)に於ける β_2 の代りに第15図の B, C 間の平均羽根角 β_2^* を用いて式(31)によつて計算される値を ϵ' で表し、此の値をも同表に示す。Stodola の式は簡単な仮定に基いて作られて居り、羽根車の出口付近のみについて考えられていて、羽根の形、長さ等については考慮されていない。従つて式(29)の係数 ϵ は之等のものの影響を含み、又 z 及び β_2 の影響も含むものと考えられる。この意味から言えば、式(28)を更に具体的な式(29)の形に直して用いる場合に、 ϵ' の代りに ϵ を用いることは一見合理的に見える。しかしながら係数 ϵ_0 の値は通例1として取扱われるが、可成り変動があり、一方概算用としてその簡単さの故に愛用される此の式としては係数の変動が小なるような表し方が実用上便利である。此の様な点から考えると β_2^* を用いて計算する場合には、例えば羽根の曲率が小で、羽根角が入口から出口に向つて漸増する様な場合には係数 ϵ は、 β_2 を用いるときの係数 ϵ よりも z 及び β_2 による変動が小に現れるであろうが、本実験に用いた羽根車の様に D_2/D_1 が十分に大で、曲率の大な単一円弧羽根を有するものでは事情は却つて反対となり、 ϵ の方が変動が少く、本実験結果に現れた範囲では、羽根車 D を基準にして考えると $\pm 8\%$ 以内である(羽根車 F を除外する)。而して計算が簡単である。 $z=7$ を基準に考えるとき、羽根数のみによる ϵ の変化は羽根数1の増減に対して約 2.5% の程度である。

次に $p = (1/e_{va}) - 1$ とおけば p は Pfleiderer の Minderleistungsziffer (揚程减小数) であつて、之は次の様に表される：

$$p = \psi' \frac{r_2^2}{z S} \quad , \quad S = \int_1^2 r dx \quad \dots \dots \dots (32)$$

但し x は羽根車の流れの中心の流線を軸面上に円投影したもので、本実験の羽根車の様な殆ど完全な幅流型羽根車では之は殆ど半径に一致した方向を有するから $r_2^2/S = 2/[1 - (r_1/r_2)^2]$ と表わされ、 $r_1/r_2 = 0.425$ の値を入れると、 $r_2^2/S = 2.44$ である。 ψ' は主に β_2 等に関係する係数で実験的に定められるもので、之を表わす普遍的、確定的な函数はない。羽根車出口の関係速度 w_2 の分布(羽根の後面側から次の羽根の前面側に向つての)を直線状と仮定するとき、 k を定数として $\psi' = k \sin \beta_2$ と表され、Schulz の実験($r_1/r_2 = 0.445$, 対数螺旋線羽根、幅一定、案内室付、 $z = 2 \sim 15$)の結果は大体に於いて一致した傾向を示す様であるが、場合によつては一致せず、寧ろ反対の傾向を示すこともある。本実験の結果から正規状態の場合に対して p, ψ', k の値を求めたものを第7表に示した。尚、対数螺旋線羽根に関する Busemann の理論の結果は式(32)の形で表わすとき、 $\psi' = k \sqrt{\sin \beta_2}$ とすると $\beta_2 > 20$ では z 及び β_2 に大体無関係に $k' = 1.4$ という略々一定値をとるのであるが、比較の為にこの k' の値をも求めて同表に記した。



第16図 揚程減少係と羽根数との関係

pについては、 β_2 の少し大なる羽根車Cと多少疑問のあるFとを除けばpとzとの関係は大体一つの双曲線で表され式(32)の正しさが実証される(第16図参照)。而して第16図には上述のBusemannによる理論値とSchulzの実験の結果からの内挿値をも示した。但し之等は何れも $r_1/r_2 = 0.445$, $\beta = \beta_2 = 22.5^\circ$, 対数螺旋羽根, 幅一定の場合についてであるが, 本実験によるpの値は大体両者の中間にあつて, zの増大と共に理論値の方に僅か近づく, しかしBusemannの曲線は $r_1/r_2 = 0.425$ の場合には図のものより僅かに位置が下る結果本実験による値は大体それに一致するものと考えられる。z=6の場合の値は $\beta = \beta_2 = 25^\circ$ の場合の両者の何れよりも稍々高い。本実験の場合はz=6の場合のみ $\beta_2 = 25^\circ$ で, 他には材料がないので β_2 の影響はよく分らない。又 ψ' の値は羽根車F並びに β_2 のやゝ大なるCを除くと変化少く, zが増すと僅かに増す様に思われるが, その差は僅かに2.5%である。羽根車Cについての値はやゝ大である。次にkの値はFを除けばCのものがやゝ大である外は差違少く(4%程度), 平均2.1位である。之に対してSchulzの場合は $\beta = \beta_2 = 22.5^\circ$ のときz=4~10に対してk=1.9~1.75でやゝ変動大で, 然もzとの判然たる相関は認められない。因みに理論値はz=4並びに8に対してk=2.25, 並びに2.19である。又 $\beta_2 = 25^\circ$ z=6の理論値はk=2.16であつて, Cのものは之より少し大, 又Schulzはk=1.9で少し小である。次に又k'の値は羽根車A, B, D, Eは何れも略々k'=1.3で, 理論値はz=4並びに8に対して夫々k'=1.37並びに1.33で, $\beta = \beta_2$ が 20° を越すとk'の値は β によつて殆ど変らない。之に対して羽根車Cのk'はやゝ大であり, 本実験の羽根車の場合にはkによる表しの方がよい様に思われる。

第 7 表 正規状態に於ける諸値

諸量 \ 羽根車	A	B	C	D	E	F
$H_{th\infty}^m$	42.3	41.4	41.8	38.5	38.0	38.3
H_{th}^m	28.4	29.7	29.9	30.0	30.4	32.7
e_{va}	0.672	0.718	0.715	0.780	0.800	0.854
ϵ_0	0.945	0.944	1.21	1.01	1.11	0.965
ϵ	0.780	0.800	0.910	0.847	0.858	0.738
ϵ'	0.672	0.707	0.835	0.743	0.757	0.648
p	0.488	0.391	0.400	0.282	0.250	0.170
ψ'	0.800	0.800	0.983	0.805	0.820	0.647
k	2.10	2.07	2.33	2.15	2.16	1.73
k'	1.30	1.29	1.51	1.31	1.33	1.06
$\eta_h \%$	90.5	92.2	92.3	92.3	91.1	90.8
$\eta_v \%$	95.3	95.2	95.4	95.4	95.5	95.1
$\eta_m \%$	89.7	90.5	90.8	90.9	91.0	91.0
$\eta_h \eta_v \eta_m \%$	77.4	79.5	80.0	80.0	79.1	78.5
d^{mm}	79	66	53	45	37	32
β_2^{*0}	2.43	2.59	2.74	2.54	2.54	2.53

(但し最後の二欄は羽根車に関する幾何学的な量で特に正規状態に限つたものではない)

次にポンプ運轉動力の配分関係について考える。今、吸込ノズル, 羽根車, ポリユートの流路に於ける水の流動に伴う水頭損失の総和を h_i で表すと, $H_{th} = H + h_i$ の関係と式(6)とから次の式が得られる:

$$L = L_w + L_{lh} + L_l + L_m + L_a \dots\dots\dots (33)$$

但し, $L_{lh} = \gamma Q h_i / 6120 (KW) =$ 水力損失動力, $L_l = \gamma q H_{th} / 6120 (KW) =$ 漏洩損失動力。

上式右辺の水動力 L_w 以下の各動力を各羽根車の各運轉状態について計算し、之等を L の値に対する百分率で表したものを羽根車 A, C, D について示す(第 18 図各図)。尚 H_{th} については、前述の様に H_{thL} 曲線より求めた直線が之を表すものと仮定し、従つて之等両曲線の高さの差を以つて再循環損失水頭 Z_a と見なしたのであるが、実際の粘性のある流体では Q の値の小さい範囲では羽根後面側の出口近くに死水域が生じて此の為の角超過の為に H_{th} の値が更に減ずることが考えられ、従つて L_a はこの範囲では一層大となることが想像される。従つて図に示された L_a は大体の大きさを示す程度のもので考えられるが、何れにしても此の種の損

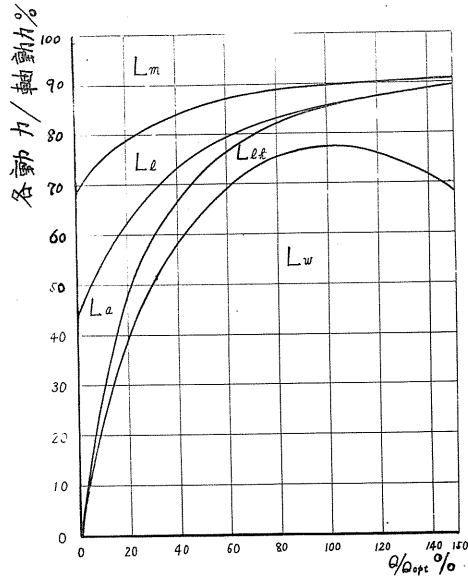
失が小流量のときは大きな値を有し、又羽根数が増す程減り、且つ又流量のより小なる区域に狭められる模様がりかがわれる。

終りにポンプの効率のことについて考えると、渦巻ポンプの効率の内容に関しては未だに諸説があり、総効率 η 、体積効率 η_v については定義が一定しているが、水力効率 η_h 、機械効率 η_m については未だに一定はしていない。著者等は η_h 、 η_v 、 η_m については現在在我国で最も普通に用いられている定義(例えば文献(4)参照)に従ったが、その様にするると普通記されている様な $\eta = \eta_h \eta_v \eta_m$ の関係は運転の全範囲に涉つては成立たないので、別に $\eta_{hL} = H/H_{thL}$ なるものを考えた。かくすれば $\eta = \eta_{hL} \eta_v \eta_m$ の関係が運転の全範囲に涉つて成立ち、且つ正規状態附近では $\eta = \eta_h \eta_v \eta_m$ の関係が成立つものと考えることが出来る。前述したように H_{thL} を求めるのに必要な η_v 、 η_m の値は一部は実験結果により、又一部は仮定に基づき計算によつて求めたが、此のよりの η_{hL} 、 η_v 、 η_m の値並びに之等の積の値を各羽根車の各運転点について求めた結果を第18図に示した。 η の測定値を並記したが、 η_{hL} 、 η_v 、 η_m の値(○印)は之と大体に於いて良い一致を示している。

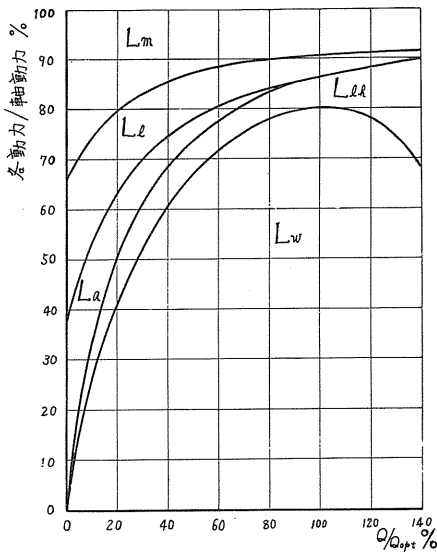
10 結 語

実験設備についての制限と、各羽根車の羽根角度の誤差等の為に実験結果の一部に十分でないものがあり、特に羽根数9のものについては疑念も残されているが、本実験の範囲に於いては次の様に結論出来よう。

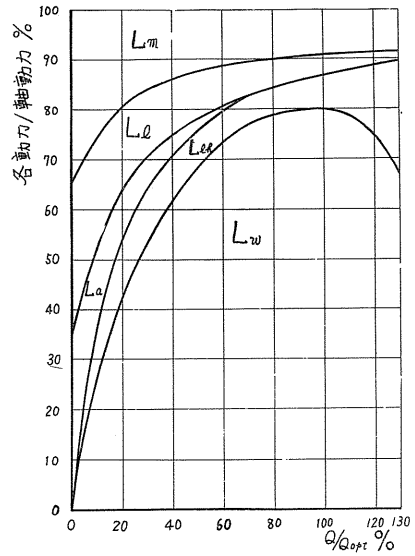
- 1) $z = 4$ のものは $z \geq 5$ のものに比し羽根有効度が著しく小で、羽根車外径に対して十分な揚程が得られない。効率も他のものより劣る。
- 2) $z \geq 5$ のものは z の値によつて揚程の最高値には差があるが、最高効率点に於ける揚程及び流量の値には著しく大なる差はない。従つて又 n_s の値にも大差はない。
- 3) $z = 8$ のものと $z = 9$ のものとは $H-Q$ 曲線の上では全く大差なく、効率は後者がやゝ劣る。キャピテーション特性は両者共不良であるが、 $z = 9$ のものは特に非常に悪く、此の点のみから考えても不適當なものである。尚キャピテーション特性は羽根入口径 D_1 並びに入口角 β_1 を増し、羽根厚さを減らすことによつて改善されると思われる。
- 4) キャピテーション特性及び効率の点から見て $z = 5, 6, 7$ は適當と思われる。輻流型羽根車には通常 $z = 6 \sim 8$ が多く用いられるが、本実験の羽根車の様に低 n_s のものにあつては単一円弧羽根を用いても目的によつては $z = 5$ で十分適當である。
- 5) 締切時の揚程は z の値によつて大差ないが、 z 大なる程やゝ小である。
- 6) 再循環損失は z の値の増加と共に減る。このこと、又 5) のこととも関連して締切時の動力は z の値の増加と共に減る。
- 7) 羽根有効度の値は特に小なる流量の範囲を除いては流量によつて大きな変化はないが、 z が小なる場合には流量の増加と共にやゝ減少する。 z が大なる場合は殆ど不変である。
- 8) 最高効率点に於ける係数 ψ' の値は z の値によつて殆んど変らぬものと考えられる。
- 9) 最高効率点に於ける ρ と z との関係は対数螺旋線羽根に関する Busemann の理論の結果と略々一致する。従つて単一円弧羽根の羽根車の設計に際しても、Busemann の理論の結果を用いて実用上大きな誤りはないものと考えられる。



(a) 羽根車 A ($z=4$)

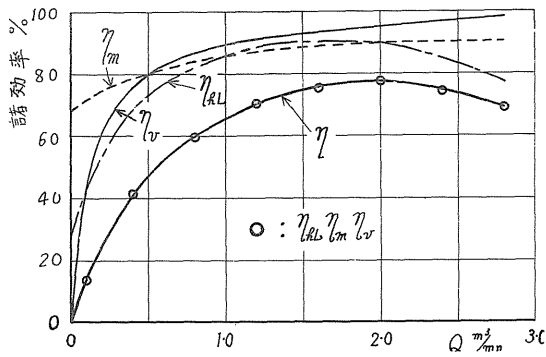


(b) 羽根車 C ($z=6$)

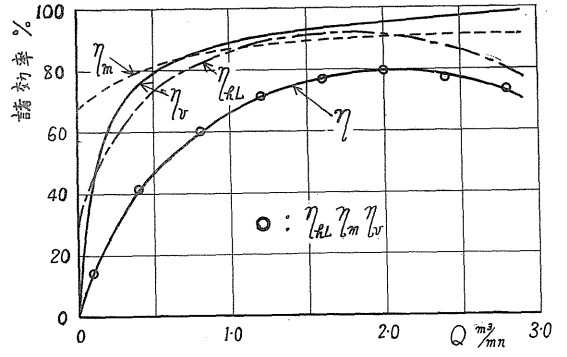


(c) 羽根車 E ($z=8$)

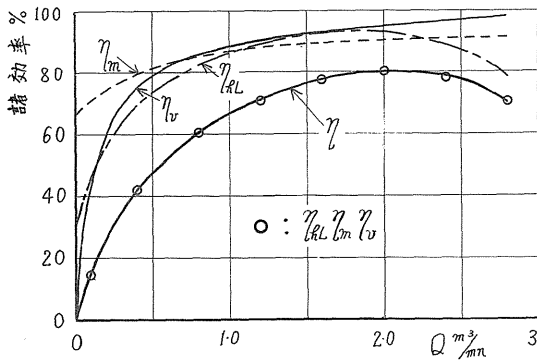
第 17 図 動力平衡図



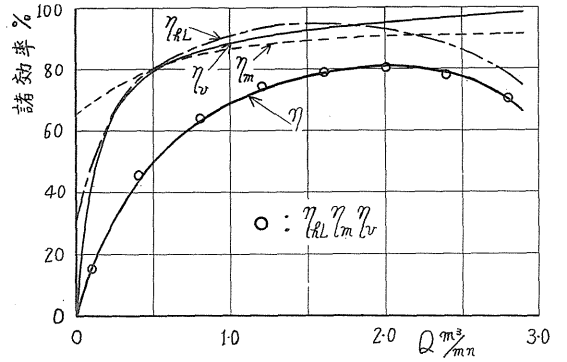
(a) 羽根車A (z = 4)



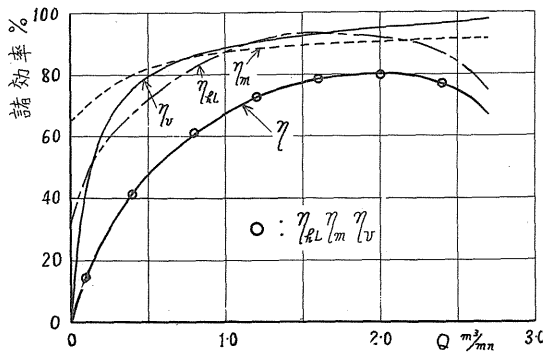
(b) 羽根車B (z = 5)



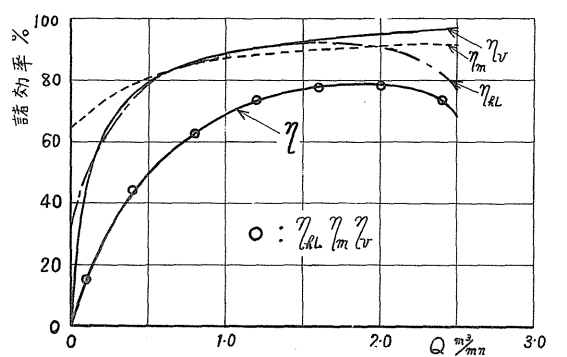
(c) 羽根車C (z = 6)



(d) 羽根車D (z = 7)



(e) 羽根車E (z = 8)



(f) 羽根車F (z = 9)

第18図 各羽根車の諸効率曲線

文 献

- (1) C. Pfleiderer : Die Kreiselpumpen (1932). J. Springer. 2. Aufl.
S. 46~49, 115~127, 178~181,
- (2) C. Pfleiderer : Die Kreiselpumpen (1955). Springer. 4. Aufl.
S. 18~21, 97~100, 127~134, 365~367
- (3) H. Schlichting : Boundary Layer Theory (1955). Pergamon.
pp. 443~447
- (4) A. J. Stepanoff : Centrifugal and Axial Flow Pumps (1948). John
Wiley. pp. 193~200, 205~213,
- (5) G. F. Wislicenus : Fluid Mechanics of Turbomachinery (1947).
McGraw-Hill. pp. 261~281