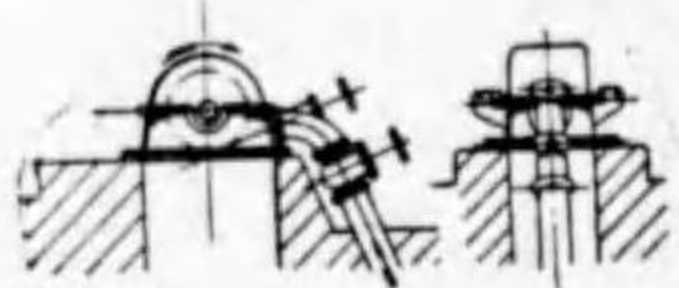


第 7 1 圖

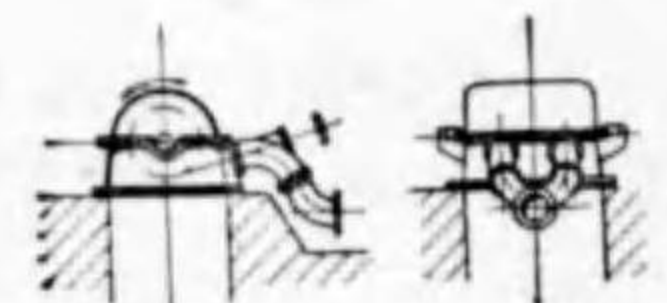
1 單輪單射擊水車



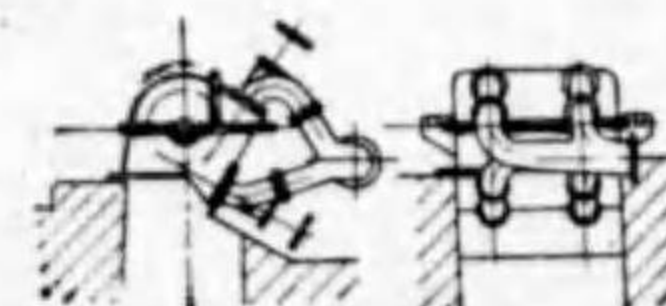
2 單輪複射擊水車



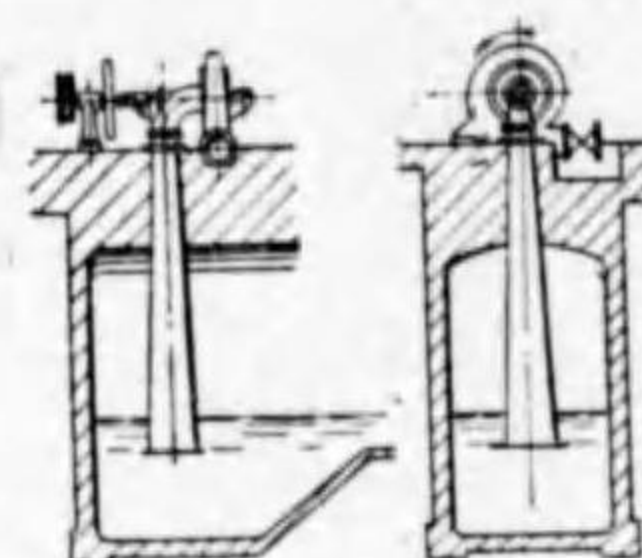
3 又輪單射擊水車



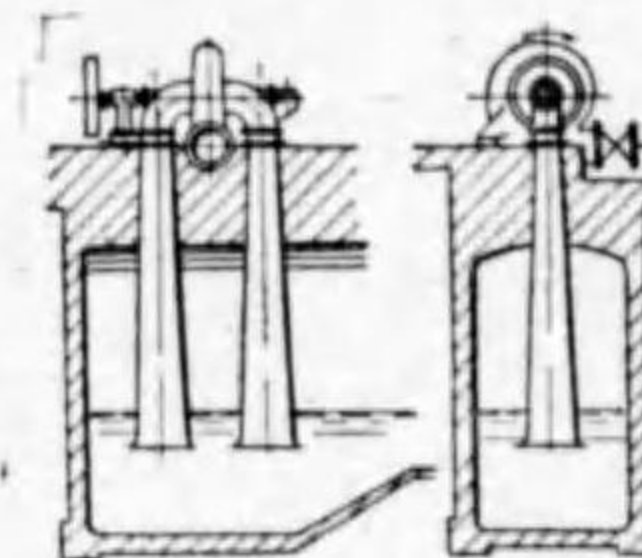
4 雙輪複射擊水車



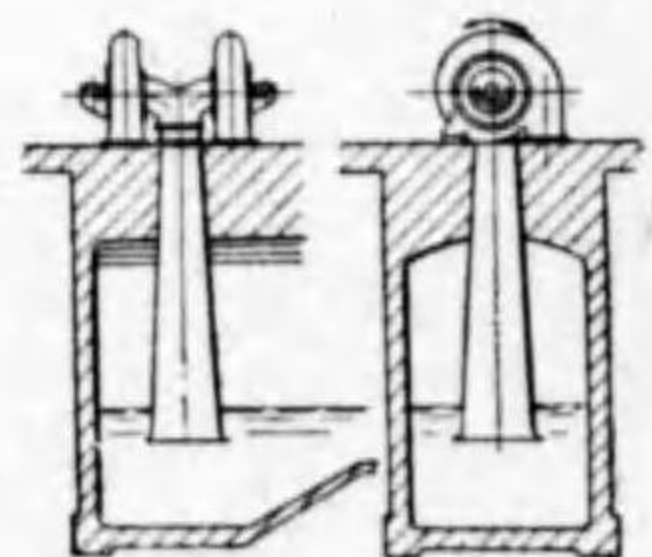
5 單流渦卷水車



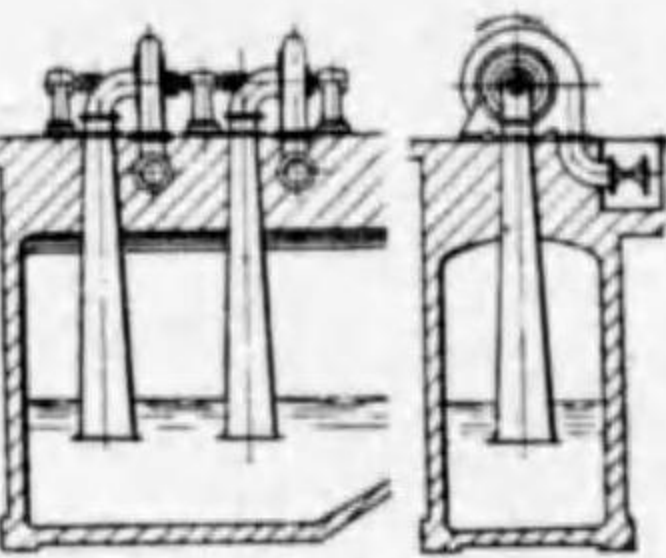
6 複流渦卷水車



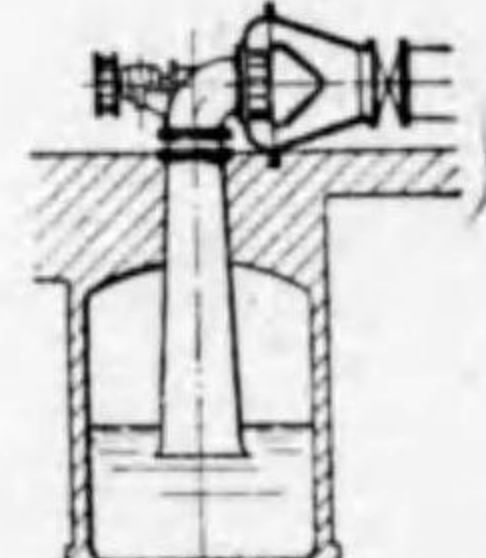
7 又輪單流渦卷水車



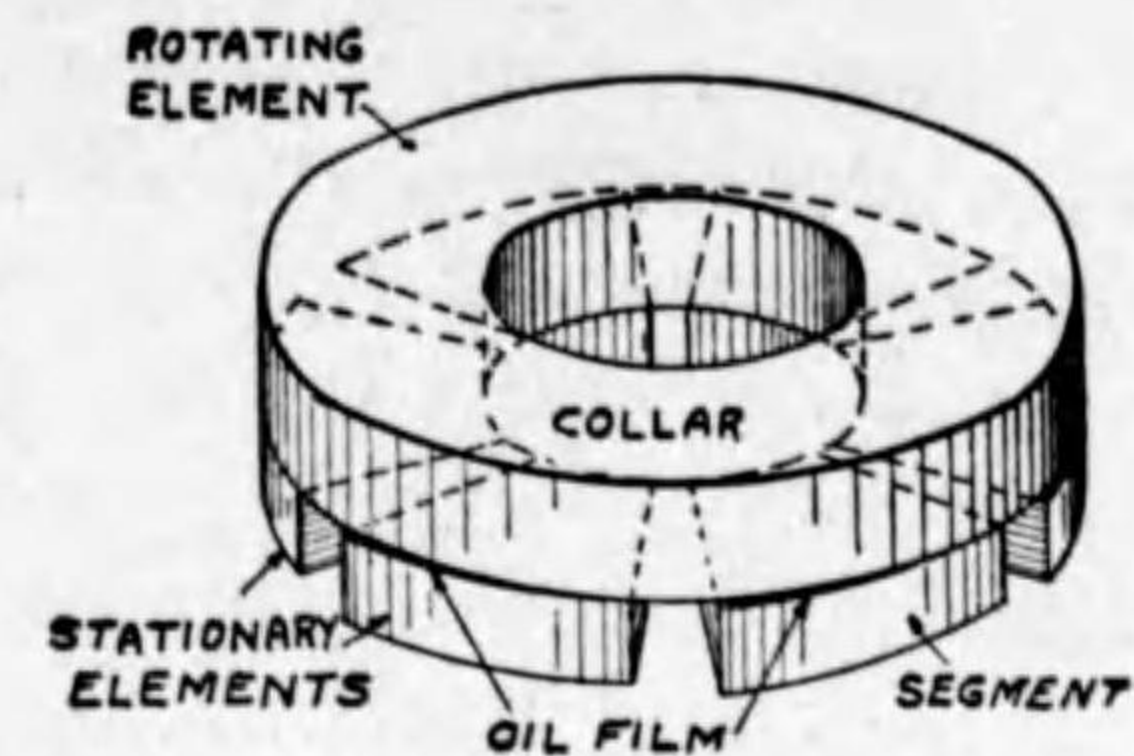
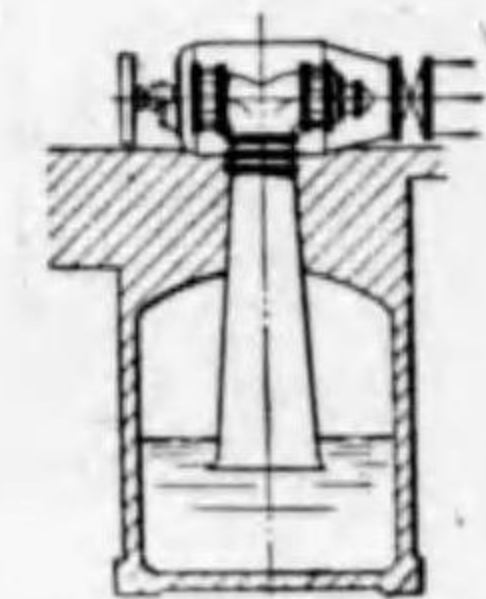
8 2台連結單流渦卷水車



9 單輪直向水車

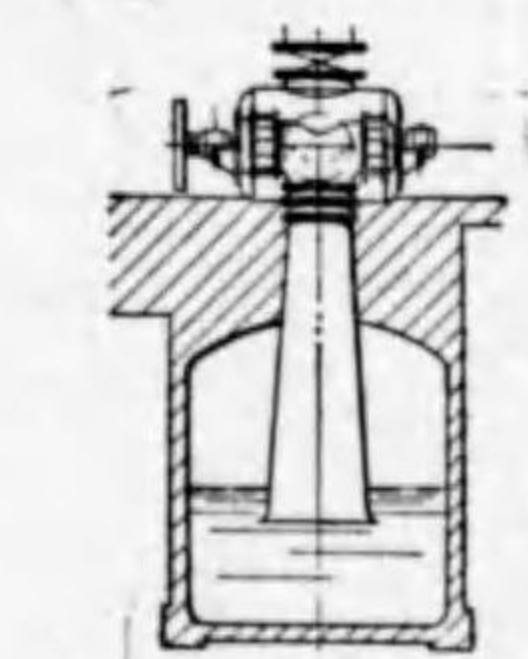


10 又輪直向水車

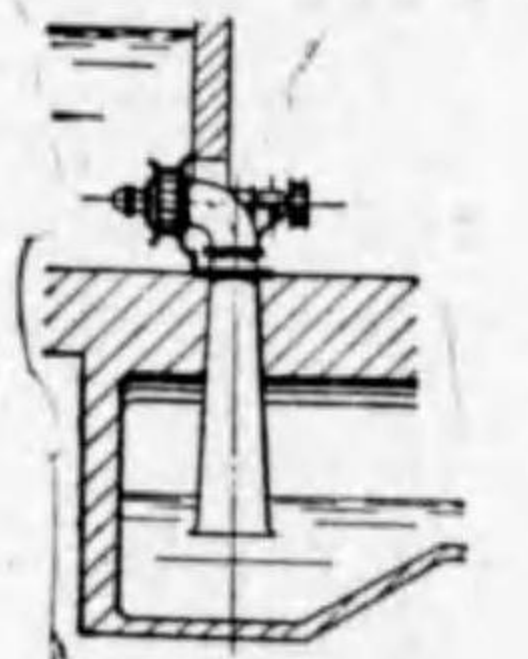


第 7 2 圖

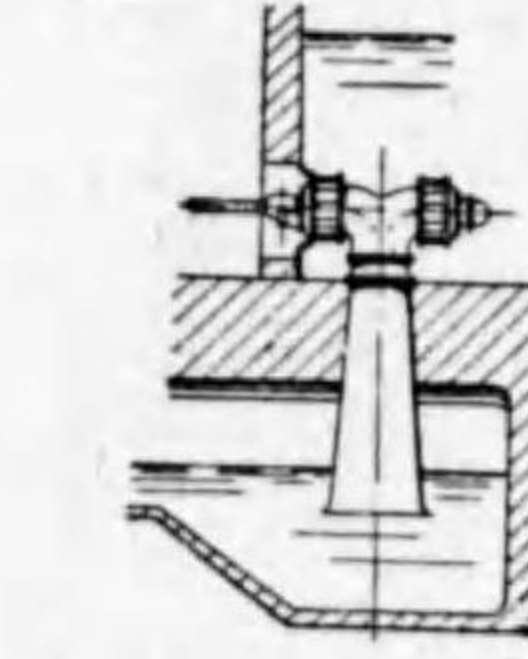
11 雙輪交叉水車



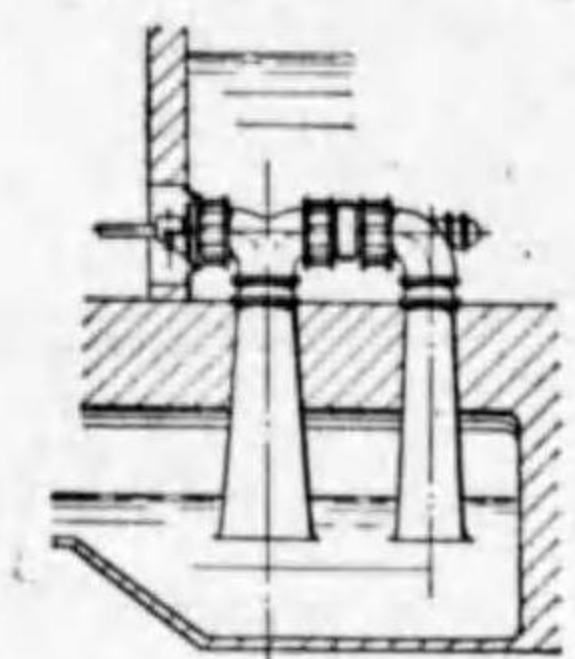
12 單輪露出水車



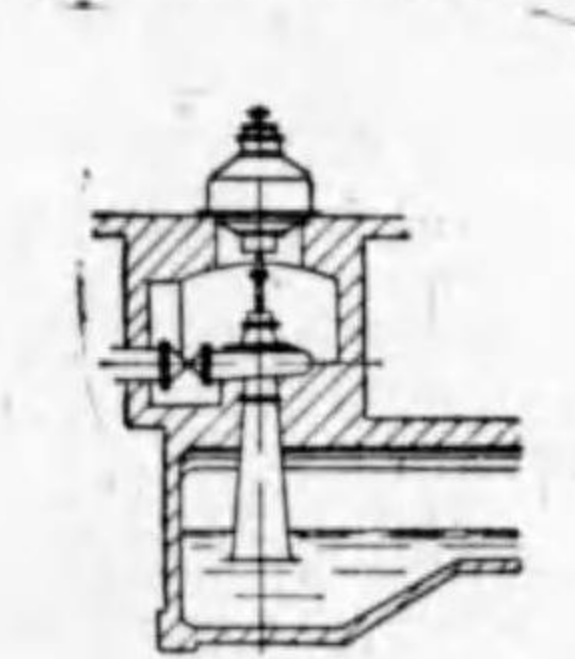
13 雙輪露出水車



14 三輪露出水車



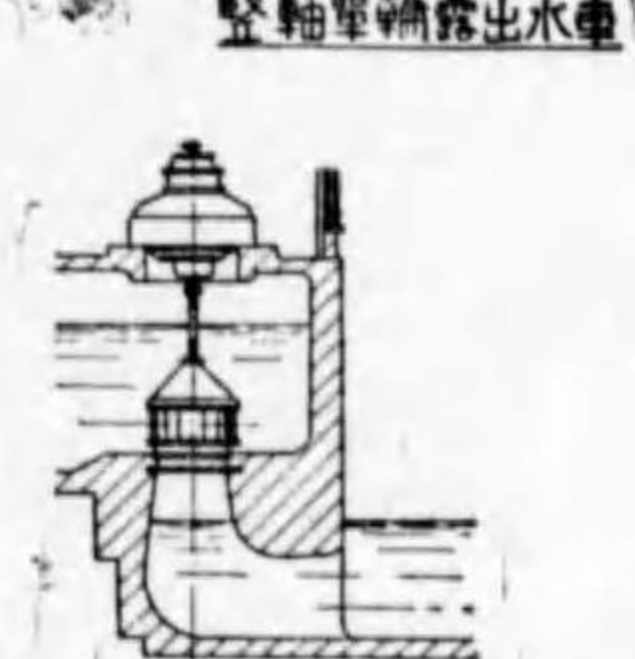
15 豎軸單流渦卷水車



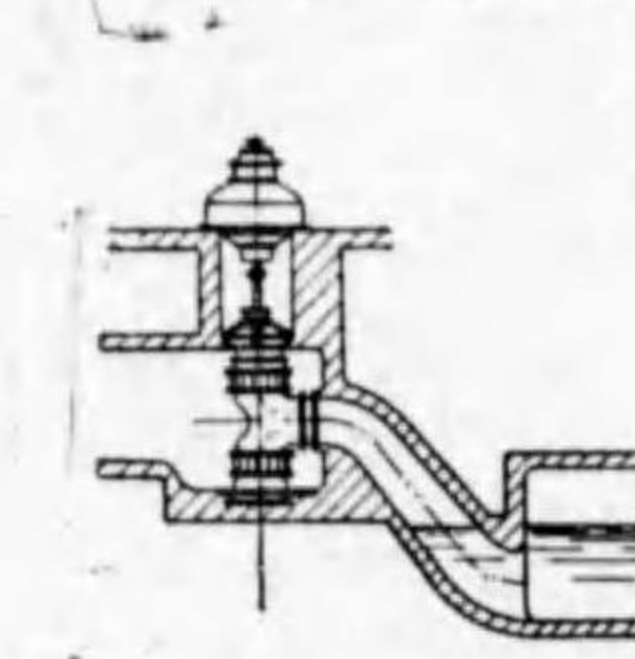
16 豎軸單流渦卷水車



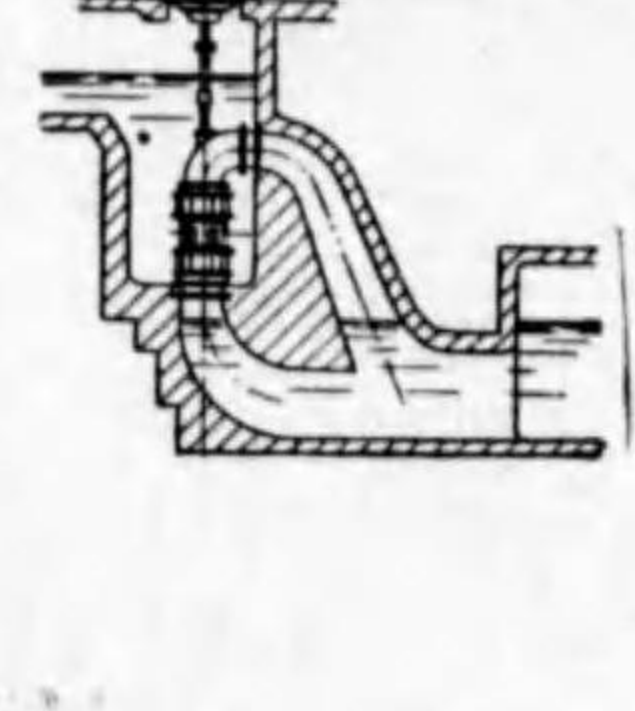
17 豎軸單輪露出水車



18 豎軸雙輪露出水車



19 豎軸雙輪露出水車





ring) が用ひられてゐる (第 71 圖参照)。此種の軸受について説明すると、堅軸の上端に鑄 (Collar) が固定され、軸、發電機、羽根車等運轉部分の全重量と、羽根車の中の流れによつて生じた軸方向の推す力とを全部此鑄の下面で支へる。而して鑄の下面と相對する支へ面 (Bearing Surface) は數個の扇形片 (Segment) に分たれ (第 72 圖参照)、接觸面にはバビット合金 (Babbit Metal) がかぶせてある。各々の扇形片はそれぞれ短い心棒で支へられ、少しくぐらつき得る様に出来てゐる。此軸受に於ては運轉によつて鑄の下の面と扇形片の上の面との間に極薄い油の膜 (Oil Film) を自然に生じ、此油の膜で軸方向の推力を全部支へ金屬の接觸面が出来ない様になつてゐる。猶扇形片は極少し傾くから、油の膜は稍々楔形をなし、楔形の薄い端は鑄の下側の面が扇形片に對して進む方向に出来る。水車の主軸が水車カバーを貫く部分に壓力水が洩れる事を防ぐ爲に詰物箱 (Stuffing Box) を設けてある。

猶第 70 圖中 5 より 13 迄に示したのはフランス水車の種々な型式である。

17. フランス水車の流量加減装置

フランス水車の流量加減装置として以前にはフルネイロンタービンに使用された様な圓筒形の堰板 (第 74 圖参照) が用ひられてゐたが、部分開口の際に水流がはげしく亂され、エネルギーの損失が大きい爲に全く用ひられなくなつた。現今フランス水車、プロペラー水車等の反動水車の流量加減装置として専ら用ひられてゐるものは、最初トムソン水車に用ひてゐた動き案内羽根をフィンク (Fink) 等が改良したものである。この改良された案内羽根もその原理に於いて何等相違が無いが、只羽根の數が増して羽根車の羽根の數より多くなり、その長さが減じたものである。第 75 圖の寫眞は 3000 HP 胴型水車の案内羽根をその閉じた位置に於て示すもので、羽根の數が 20 個ある。

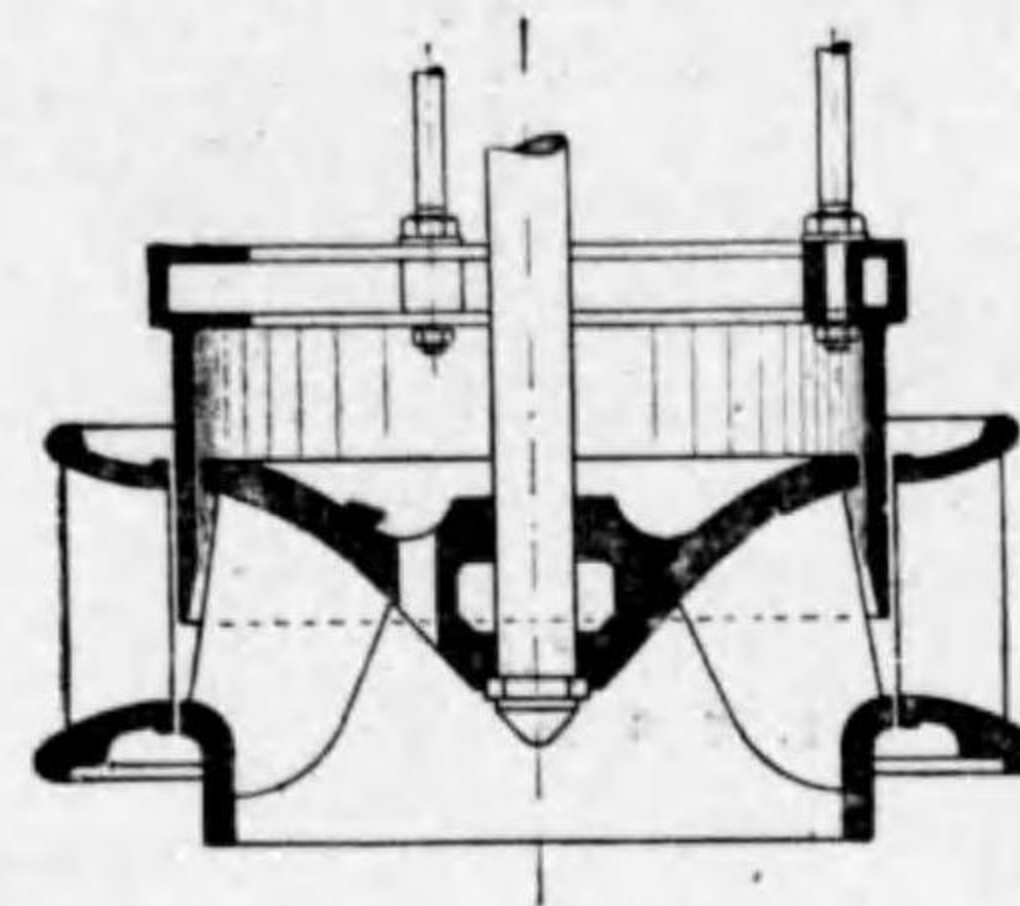
一般にこの動き案内羽根は一つ一つの機構によつて加減輪 (Regulating Ring 又は Shifting Ring) に連結せられてゐる。従つて此の輪を少し廻すと、總ての案内羽根は一齊に同じ角丈け傾きを變へ、流入水に對する開口を一様に加減する。第 76 圖及び第 77 圖は動き案内羽根の説明用模型である。其中の第 76 圖は羽根が閉じた状態を示し、第 77 圖は羽根が全開した位置を示す。

此改良された動き案内羽根には次の様なすぐれた點がある。

- (1) 案内羽根が外側にあつて、羽根車が内側にある事は、フルネイロンの様な水車の場合と違つて調整を容易ならしめ、同時に羽根車の直径を小さく作る事が出来る。其結果回轉數を高め、全體の價格を低下せしめる事が可能である。
- (2) 水量の加減を急速に行ふ事が可能である。



水
車



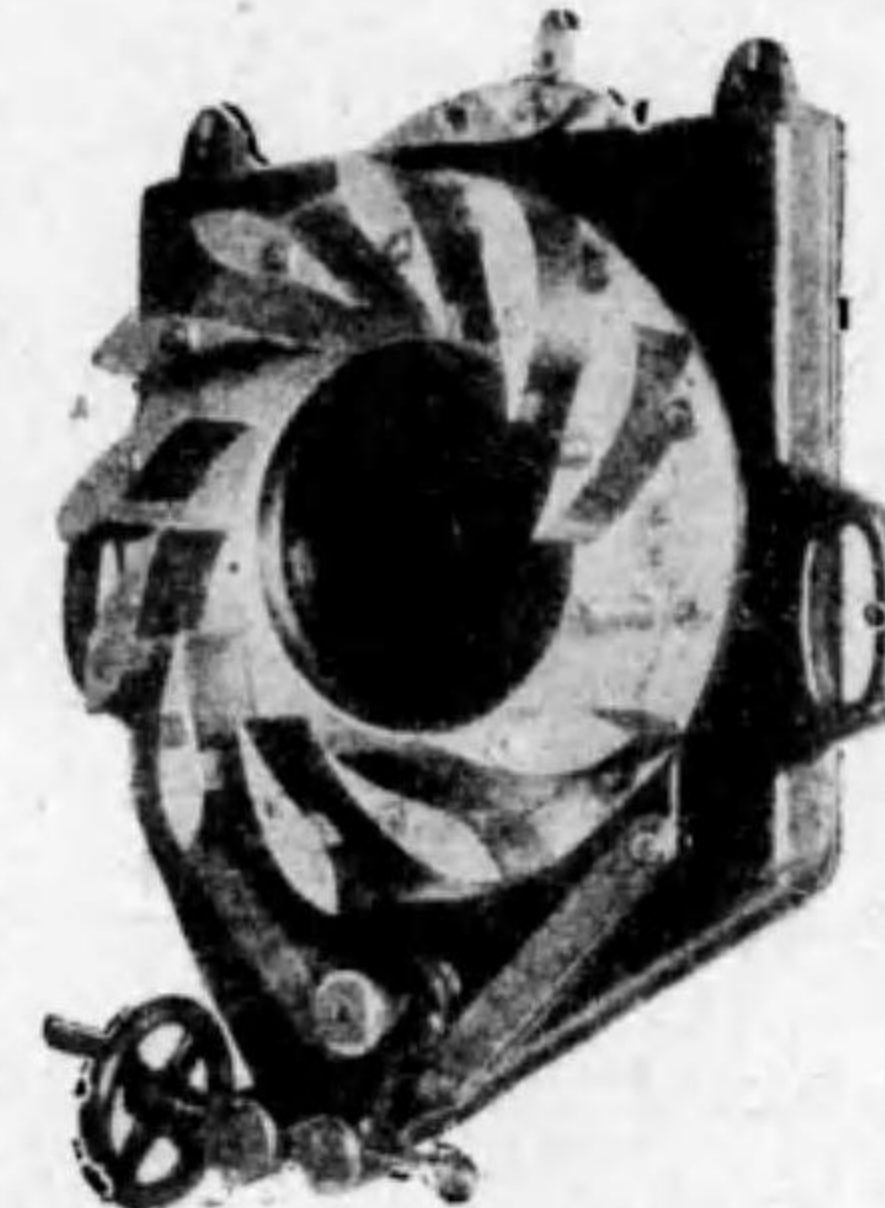
第 74 圖



第 75 圖



第 76 圖



第 77 圖

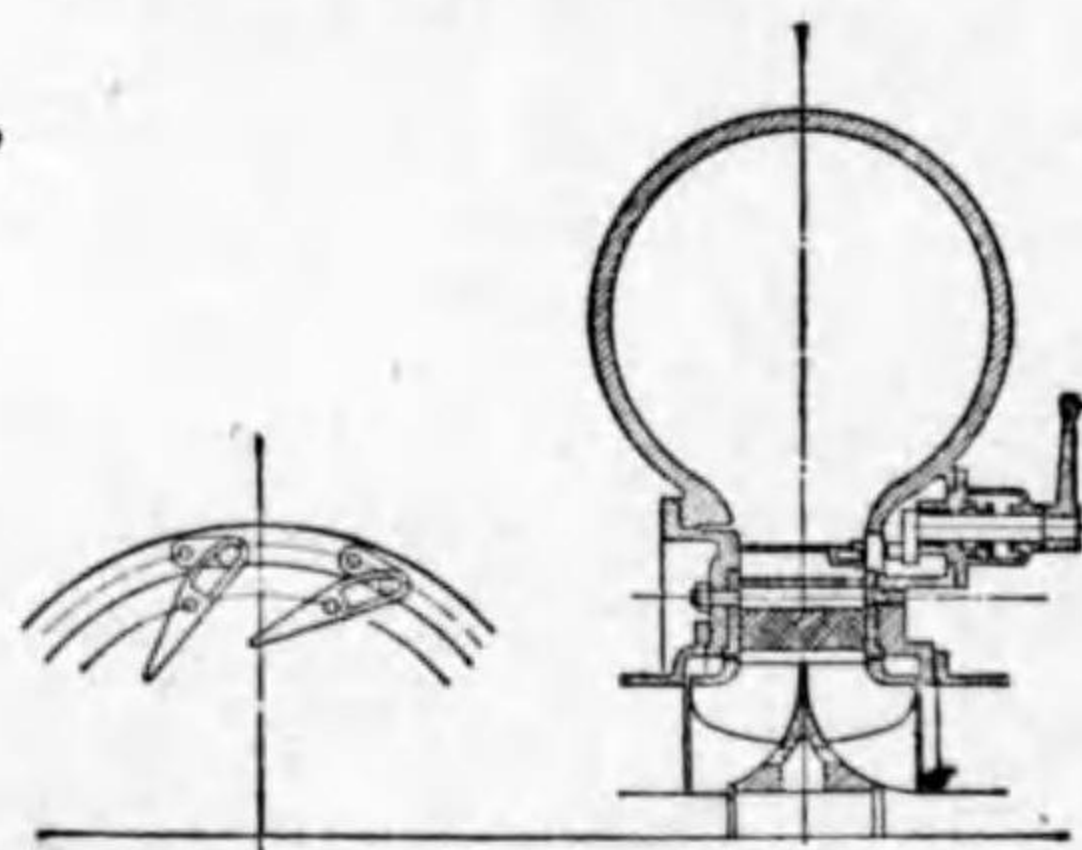


(3) 案内羽根の如何なる位置、換言すれば如何なる水量に対しても障害物の極少の通り路を與へる。

水 (4) 圓周の如何なる部分に於いても開口が同様に加減される事。

案内羽根の構造には次の二種類がある。

水 (a) 露出型又は胴型の様な低落差の水車或は小容量の水車に用ひられる種類であつて、第 78 圖の左に示す様に羽根の中央に孔があり、それを心棒が貫いてゐる。第 79 圖の寫眞は露出型水車の案内羽根を一部分だけ取付けた



第 78 圖

所を示すもので、まだ羽根を取付けない心棒も現はれてゐる。尙その上に吊したものは水車カバーである。

この種の案内羽根では羽根の外端に目釘(Pin)があつて、それよりリンク(Link)によつて加減輪に連結されてゐる(第 78 圖の左圖参照)。

上記のリンクは羽根に比べて薄くはあるが、流れの中に現はれてゐるため多少流れを亂す缺點がある。これを防ぐ爲に特に工夫された構造のものもある。

第 79 圖

(b) 第二の種類は中落差以上の水車及び大型水車に専ら用ひられる種類で第 80 圖寫眞の様に羽根の兩側から軸が突出しその中の長い方に取付けた腕(Arm)とリンクとによつて第 81 圖に示す様に加減輪に連結される。

渦巻型に於いては案内羽根と加減輪とを連結する機構即ち案内羽根の開閉機構がケーシング



第 80 圖

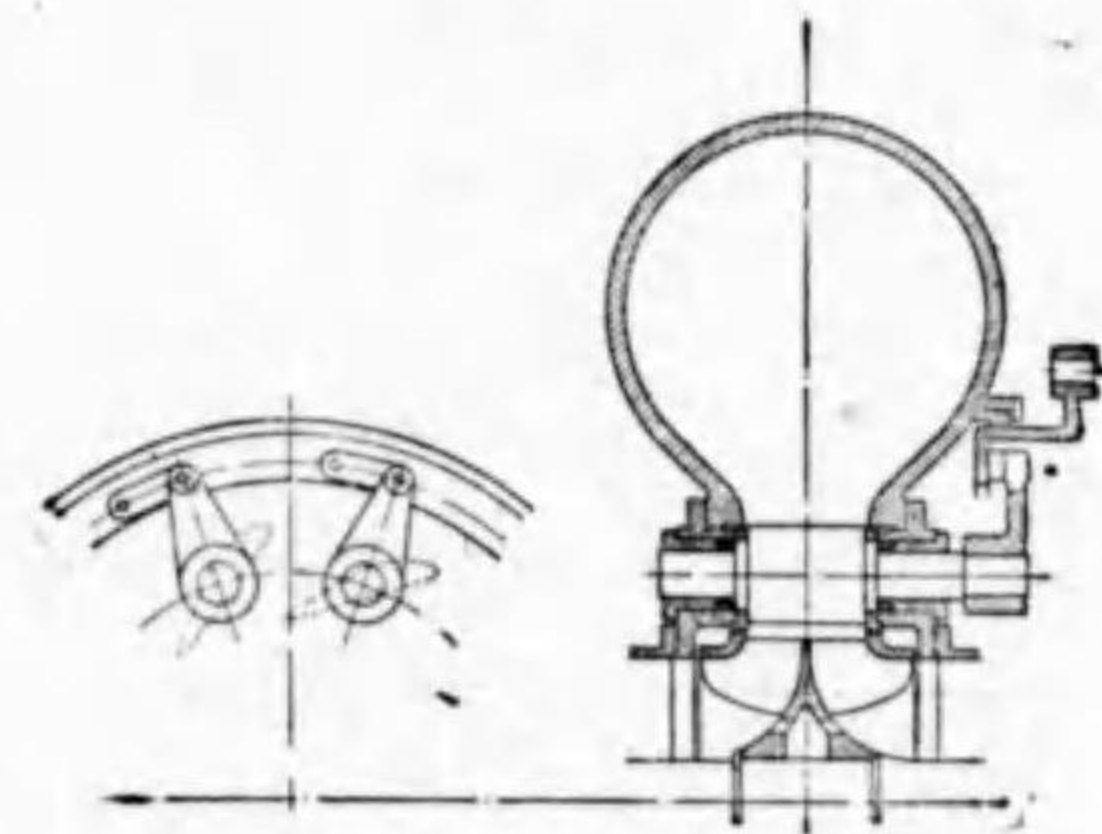
によつて覆はれてゐるか、又はケーシングの外に露出してゐるかによつて

(a) 内側開閉機構(Inside Gear)

(b) 外側開閉機構(Outside Gear)

の二つに分ける。第 78 圖は内側開閉機構を示すもので機構が水中にある爲に摩擦が早く、又不便であるが、安價な爲めに低落差の小さな水車等に用ひられる。外側機構は第 81 圖に示す種類で中落差以上の水車、堅型並びに大型の水車に用ひられる。機構がケーシングの外にある爲に摩擦が少く給油、修理等に便利である。

案内羽根は低落差の場合又は小型のものでは鑄鐵製で高落差用及び大型のものには鑄鋼製鋼板製のものを用ひ、更に高落差の場合には特殊合金、工具鋼の鍛造物等を用ひる。



第 81 圖

第五章 比較廻轉度 n_s

18. 單位落差に関する量

水車に關して單位落差速度 (Unit Speed), 單位落差流量 (Unit Discharge) 等と云ふ事がある。之は落差が 1 m とした場合に於ける毎分の回轉數, 又は毎秒の流量等を意味するものであつて, これを n_1, Q_1 等で示す。要するに H m なる落差のもとに n なる毎分の回轉數を以て回轉す可き羽根車を, 1 m の落差のもとで運轉した場合, 最も良い効率を得る爲めに有す可き毎分の回轉數, 又は毎秒の流量等である。

今水の速度に就いて云ふと, 速度は大體に於いて $\sqrt{2gH}$ に比例して變る。従つて

$$v = c \cdot \sqrt{2gH}$$

で表はす事が出来る。但し c は或定數である。此羽根車を單位落差で運轉した場合水の有する速度 v_1 は同様

$$v_1 = c \cdot \sqrt{2g \times 1}$$

となる。従つて

$$\frac{v_1}{v} = \frac{c\sqrt{2g \times 1}}{c\sqrt{2gH}} = \frac{1}{\sqrt{H}}$$

故に $v_1 = \frac{v}{\sqrt{H}}$ (13)

次に羽根車の圓周速度 u を考へると, u は v に比例して變化する量であるから,

$$\frac{u_1}{u} = \frac{v_1}{v}$$

故に 1 m の落差に對する圓周速度 u_1 は次の様にあらはす事が出来る。

$$u_1 = \frac{u}{\sqrt{H}}$$
(14)



毎分の回轉數 n は, 水車の直徑を D とした場合, 次の式であらはされる。

$$n = \frac{60 \times u}{\pi D}$$

即ち n も亦 u に比例するから, 單位落差に對する毎分の回轉數 n_1 は

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$$
(15)

で表はされる。

流量 Q については, A を流の切口面積, v を流の平均速度とした場合, $Q = Av$ なる関係があるから $Q_1 = Av_1$, 然るに式(13)によつて $v_1 = \frac{v}{\sqrt{H}}$

故に $Q_1 = \frac{Av}{\sqrt{H}} = \frac{Q}{\sqrt{H}}$ (16)

となる。

最後に水車の出力 L は(此章では L_0 を略して L と記す)

$$L = \frac{\gamma Q H e}{75}$$

である, 故に單位落差に對する出力は

$$L_1 = \frac{\gamma Q_1 \times 1 \times e}{75}$$

で表はされる, 然るに式(16)より $Q = Q_1 \sqrt{H}$ である。此 Q の値を L の式に代入すると

$$L = \frac{\gamma(Q_1 \sqrt{H}) H e}{75} = \frac{\gamma Q_1 e}{75} H \sqrt{H}$$

$$= L_1 H \sqrt{H}$$

となる, 故に單位落差出力 (Unit Power) は

$$L_1 = \frac{L}{H^{\frac{3}{2}}}$$
(17)



となる。

以上述べた處はすべて單位落差に關する大きさであるが、一般に落差 H m に對して設計された水車を、落差 H' m のもとに運轉した場合には使用水量 Q' 、毎分の回轉數 n' 、出力 L' は元の値に對しそれぞれ次の割合とすべきである。

$$Q = Q_1 \sqrt{H} \quad \text{又} \quad Q' = Q_1 \sqrt{H'}$$

故に

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (15)$$

$$n = n_1 \sqrt{H} \quad \text{又} \quad n' = n_1 \sqrt{H'}$$

故に

$$\frac{n'}{n} = \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (16)$$

$$L = L_1 H^{\frac{3}{2}} \quad \text{又} \quad L' = L_1 H'^{\frac{3}{2}}$$

故に

$$\frac{L'}{L} = \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{3}{2}} \dots\dots\dots (20)$$

今一例として落差 $H=3$ m で、 $Q=4$ m³/sec の水量を利用し、75 rev/min なる回轉數を以て 135 HP を出す處の水車があるとし、此水車を $H'=2$ m のもとに効率よく運轉する爲には n' 、 Q' 及び L' を如何様に變化すべきかを計算すると

$$n' = n \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{1}{2}} = 75 \left(\frac{2}{3} \right)^{\frac{1}{2}} = 61.3 \text{ rev/min}$$

$$Q' = Q \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{1}{2}} = 4 \left(\frac{2}{3} \right)^{\frac{1}{2}} = 3.26 \text{ m}^3/\text{sec}$$

$$\text{又} \quad L' = L \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{3}{2}} = 135 \left(\frac{2}{3} \right)^{\frac{3}{2}} = 73.4 \text{ HP}$$

となる。



19. n_s とは何か

一般に水車の羽根車は何れも特殊の落差、流量に適し、且つ特殊の寸法、回轉數、出力等を有してゐるから、之等の羽根車を直接比較する事は困難である。従つて總ての羽根車を比較するには、何か特別の共通な標準を用ひる必要がある。この目的の爲めに比較回轉度 (Specific Speed) 又は特有回轉數 (Characteristic Speed) なるものを考へる。

比較回轉度 n_s の定義は、與へられた羽根車の寸法を相似的に小さくし、單位落差に於いて最も良い効率を以つて 1 馬力を出す様な模型水車 (Model Runner) を作った場合、其模型水車の有す可き毎分の回轉數が與へられた羽根車の n_s である。故に幾何學的相似である所の二つの羽根車の n_s は、(若し効率が同じであると假定したならば) 同一でなければならぬ。又逆に n_s が同じ羽根車は其大小を論ぜず幾何學的に相似でなければならぬ。従つて n_s が幾らと云へば直に其形狀性能が判斷出來又 n_s であらゆる形の羽根車を分類する事が出来る。而して n_s の大きなものを高速羽根車と稱し、 n_s の小さなものを低速羽根車と稱する。

今落差 H m に適する水車とそれと相似であつて落差 H' m に適する水車とを考へ、前者の羽根車の直徑、回轉數、水量及び出力を D 、 n 、 Q 及び L とし、後者に對する同様の値を D' 、 n' 、 Q' 及び L' とする。一般に回轉數と羽根車の圓周速度との關係は

$$n = \frac{60 u}{\pi D}$$

である。故に二つの羽根車の回轉數の比は次の様になる。

$$\frac{n'}{n} = \frac{\frac{60 u'}{\pi D'}}{\frac{60 u}{\pi D}} = \frac{D}{D'} \times \frac{u'}{u}$$

然るに二つの羽根車の圓周速度の比は(14式参照)

$$\frac{u'}{u} = \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{1}{2}}$$

となる。故に

$$\frac{n'}{n} = \frac{D}{D'} \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (a)$$

更に $Q = Av$ で、面積 A は D^2 に比例するから

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D'^2}{D^2} \times \frac{v'}{v} = \frac{D'^2}{D^2} \left(\frac{H'}{H}\right)^{\frac{1}{2}}$$

※ これより

$$\frac{D'}{D} = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{H'}{H}\right)^{-\frac{1}{4}}$$

此関係を (a) 式に代入すると

■

$$\begin{aligned} \frac{n'}{n} &= \left(\frac{Q'}{Q}\right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{H'}{H}\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{H'}{H}\right)^{\frac{1}{2}} \\ &= \left(\frac{Q'}{Q} \times \frac{H'}{H}\right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{H'}{H}\right)^{\frac{3}{4}} \dots\dots\dots (b) \end{aligned}$$

然るに出力 L は $Q \times H$ に比例するから、

$$\frac{L'}{L} = \frac{Q' \cdot H'}{Q \cdot H}$$

此関係を式 (b) に代入すると

$$\frac{n'}{n} = \left(\frac{L'}{L}\right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{H'}{H}\right)^{\frac{3}{4}}$$

これより

$$n' = n \left(\frac{L'}{L}\right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{H'}{H}\right)^{\frac{3}{4}}$$

今上の式に於て $L' = 1\text{HP}$, $H' = 1\text{m}$ とすれば、其時の毎分の回轉数が定義によつて比較回轉度 n_s を表はす事となる。即ち

$$\begin{aligned} n_s &= n \left(\frac{1}{L}\right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{H}\right)^{\frac{3}{4}} \\ &= n \sqrt{L} \frac{1}{H^{\frac{3}{4}}} \end{aligned}$$

これより

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{L}{H}} \dots\dots\dots (21)$$

となる、或は

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{L}{H\sqrt{H}}} = n_1 \sqrt{L_1}$$

※

と表はす事も出来る〔式(15)及び(17)参照〕。

式(21)から解る通り、羽根車それ自身の回轉数 n と比較回轉度 n_s とは、其間に關係がある事はあるが全く別の値である。而して n_s に関して云ふ高速 (High Speed) なる言葉は、與へられた落差 H に對し比較的大きな動力 L を出して、而も回轉数 n が高い事を意味してゐる。従つて特に注意したい事は n_s の大きな所謂高速車の回轉数 n が必しも高いとは云へないと云ふ事である。

例へば既に記した世界最高落差フリー發電所のベルトン水車について云ふと、 $H = 1600\text{m}$ (平均), $n = 500 \text{ rev/min}$, $L = 3000\text{HP}$ であるから

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{L}{H}} = \frac{500}{1600} \sqrt{\frac{3000}{1600}} = 2.7$$

となる。然るに東京電燈会社の松留發電所 (桂川) に据附けたカプラン水車の場合は $H = 4.25 \text{ m}$, $n = 107 \text{ rev/min}$, $L = 2050 \text{ HP}$ であるから、

$$n_s = \frac{107}{4.25} \sqrt{\frac{2050}{4.25}} = 795$$

となる。従つてフリー發電所のベルトン水車は松留のカプラン水車に比して、毎分の回轉数 n は約5倍であるが、 n_s については逆であつてカプランの n_s がベルトンの約300倍に達する。従つて此點から云つて、松留のカプラン水車はフリーのベルトン水車に比較して300倍高速であると云ふ事になる。

20. n_s による水車の分類

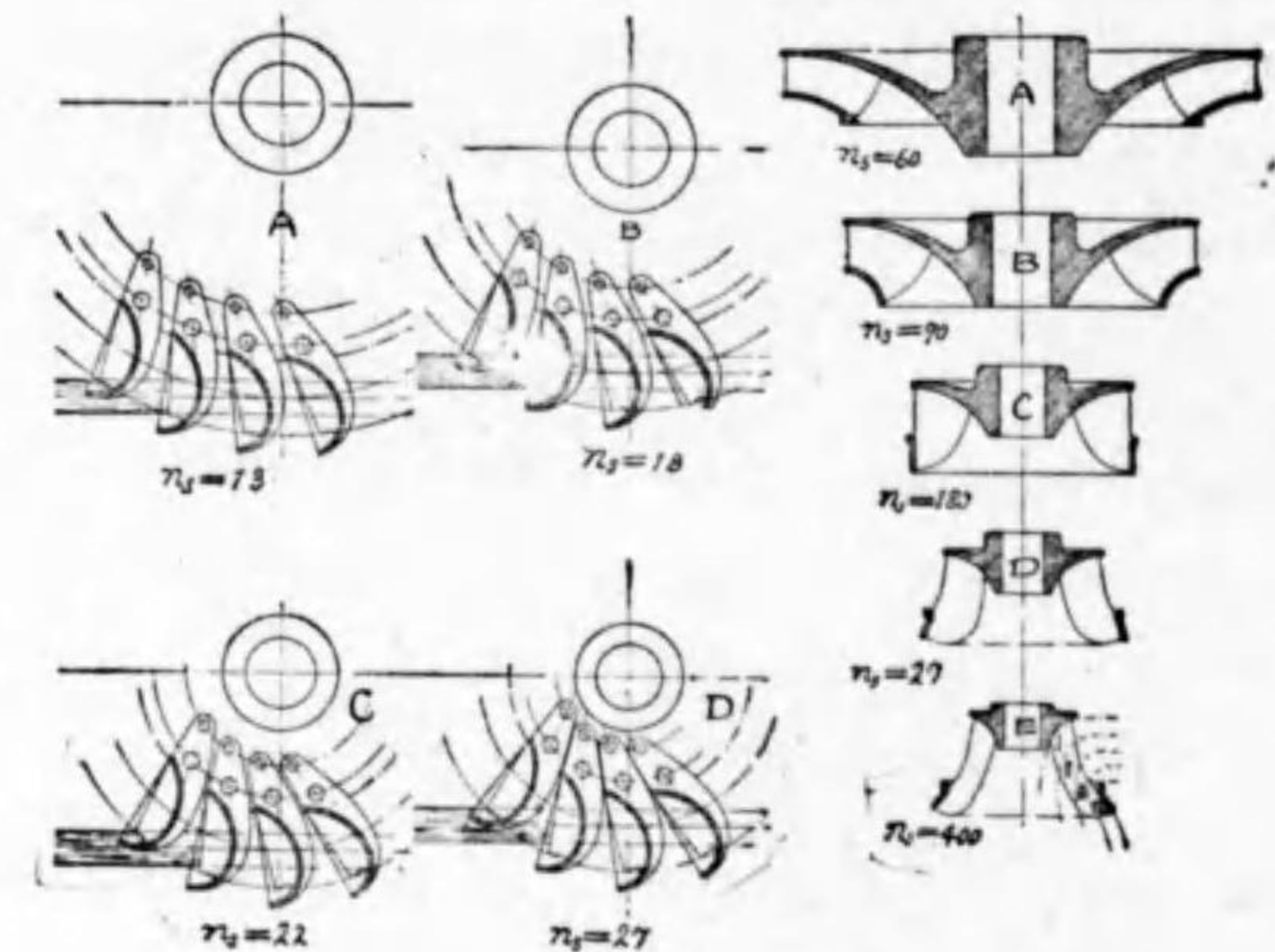
比較回轉度 n_s に就いて水車を分類配列すると次の様になる。

水車の種類	n_s の範圍
ベルトン水車 { 單射	10~25
{ 複射	15~35
ジラール水車	80~70

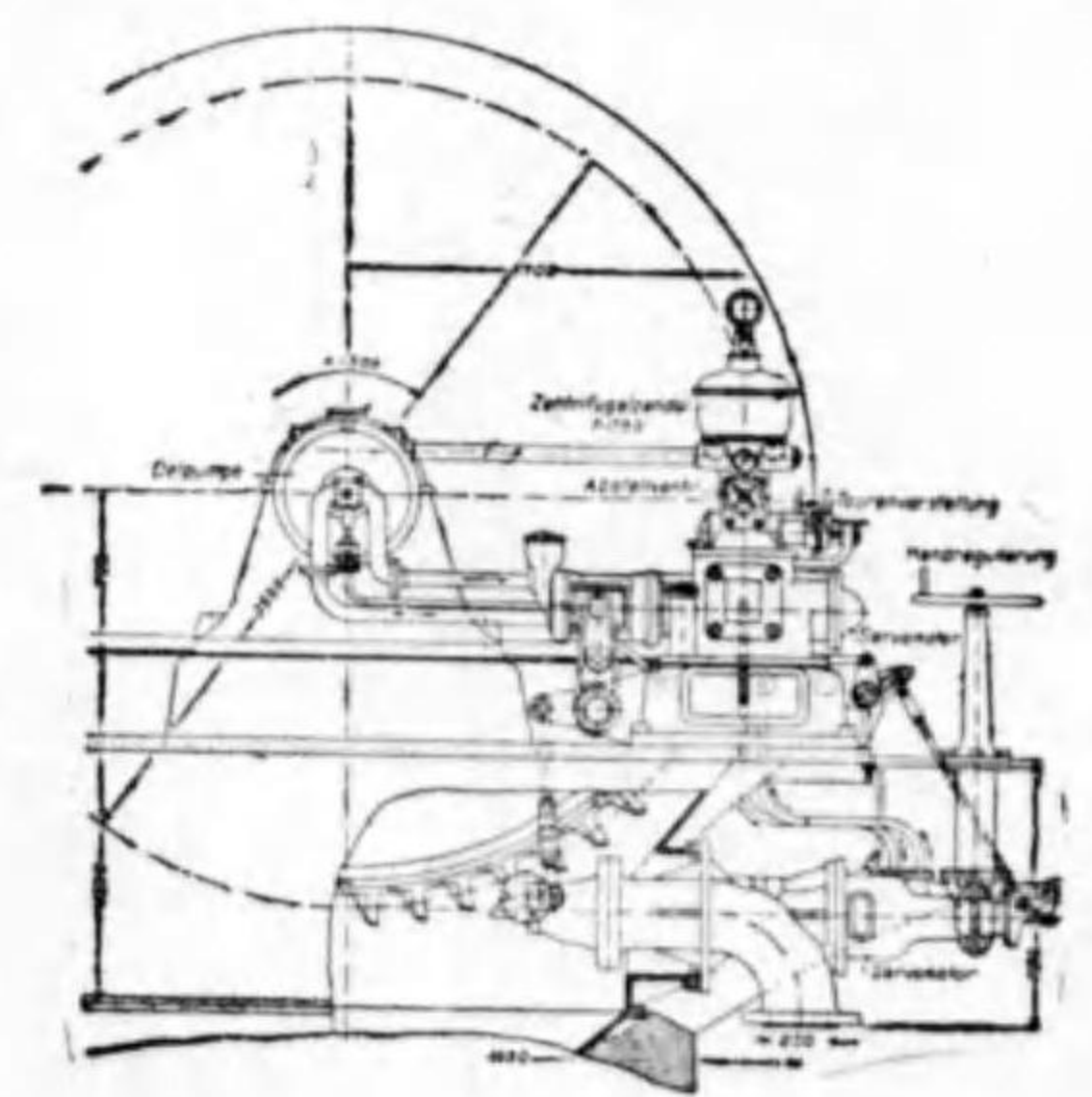


フランシス水車	低速車.....	70~150
	中速車.....	150~200
	高速車.....	200~350
プロペラ水車.....		450~1000

但し上の表に於いて単射とはノズル1個(Single Nozzle), 複射とはノズル2個(Double Nozzle)のペルトン水車を意味する。又プロペラ水車の中にはカプラン水車其他の所謂超高速水車が含まれてゐる。第82圖はペルトンとフランシスの種々な型の羽根車並にそれ等に相當する n_s の大きさを示して居る。

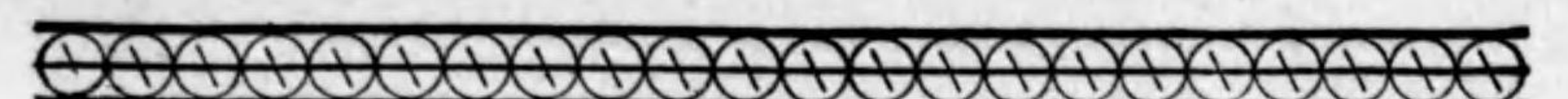


第82圖

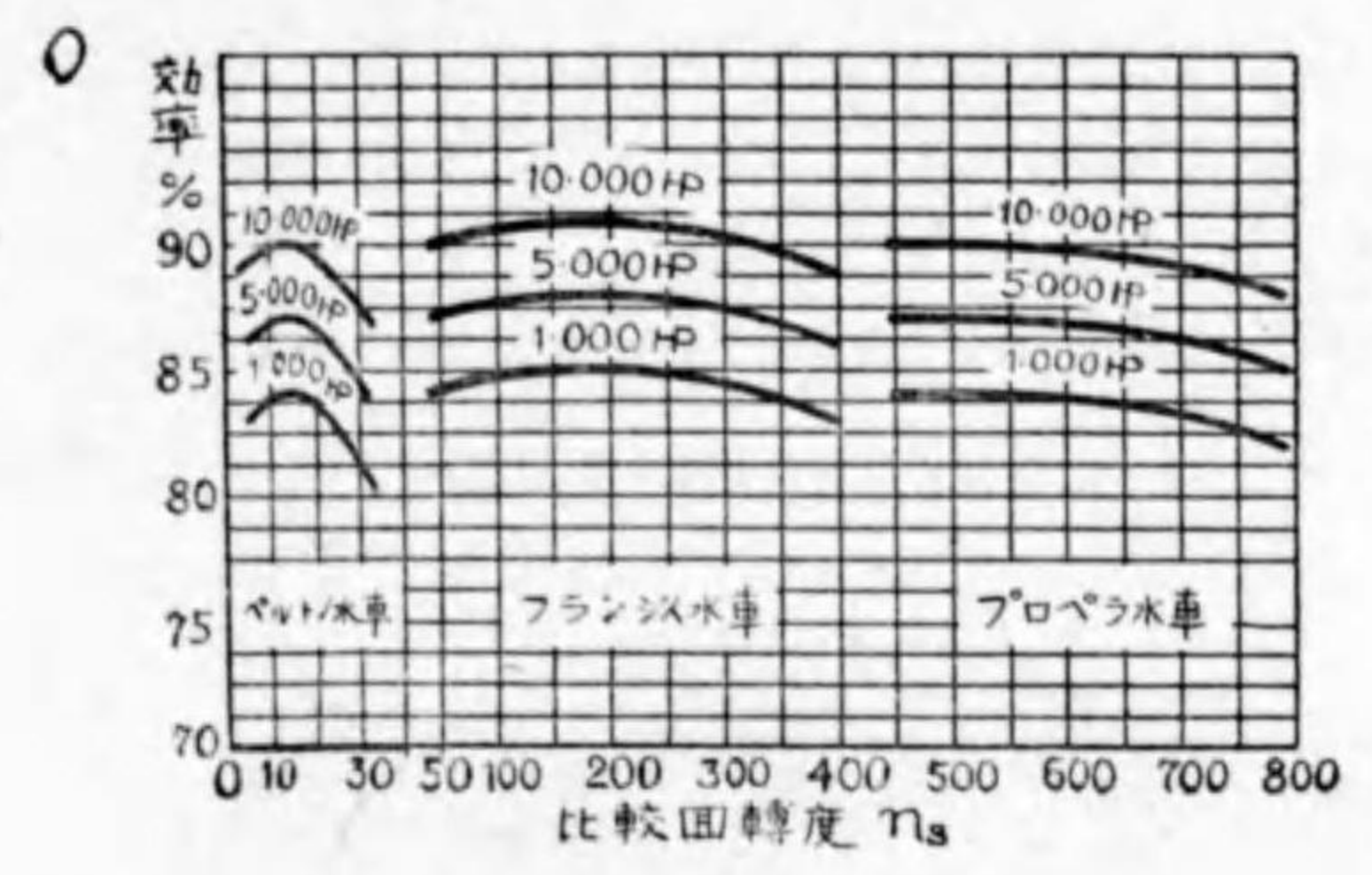


第83圖

扱て上に記した n_s の範圍は多くの實例から歸納した大體の標準を示すものであつて水車によつては此の範圍外に出て居る例はいくちもある。例へば第83圖に示す世界最高落差フリー發電所のペルトン水車は、水量の割合に落差が非常に高い結果、 n_s は極端に小さく僅かに2.7である。又最近出来上つたアイルランドのシャノン(Shannon)發電所に於けるフランシス水車は n_s が440である。更に超高速水車に於いては n_s を1200位にす



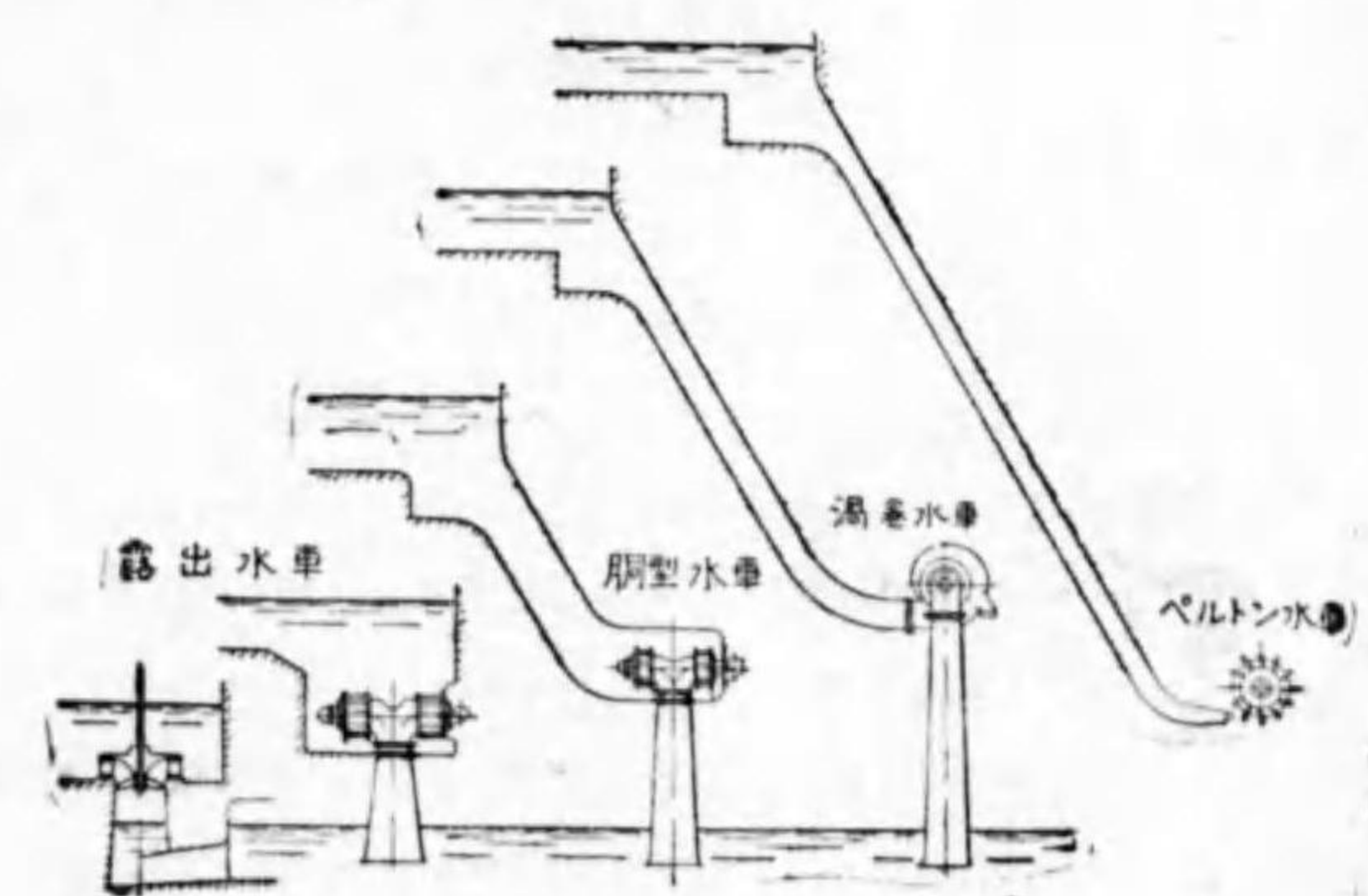
る事も可能である。只上に擧げた範圍を離れる程設計が困難になり、又効率が低下する事となる。例へば第82圖に示すペルトン水車について n_s が低い場合には噴射の徑に比して羽根車の直徑が大きいため、水受を取付けるのに何等困難がない(第83圖は此場合の極端な例である)。然るに n_s が27に達すると噴射の徑に比して羽根車の徑が小さいから其圓周に相當數の水受をとりつける事が困難となり、相隣つた水受の間の角度が大きくなるから効率が悪くなる。



第84圖

猶此事は第84圖を見る事によつてよく了解が出来る。圖についてペルトン水車では n_s が25位になると効率が著しく低下し、フランシス水車では n_s が400、又プロペラ水車では800位に達すると効率が餘程低くなる。此圖は同型の水車についても出力が大きくなる程効率が高くなる事をも示して居る。

n_s の式から判る通り、 n_s は落差許りで決定出来る、出力、従つて水量によつても左右される値である。今假に回轉數 n の事を考へず、出力 L が略等しい所の種々な水車について考へて見ると、 n_s は $H^{5/4}$ に逆比例するから、 n_s の小さなペルトンは高落差に適し、 n_s の大きなプロペラ水車は極めて低い落差に適する事が判る。第85圖はこの事を説明して居る。



第85圖

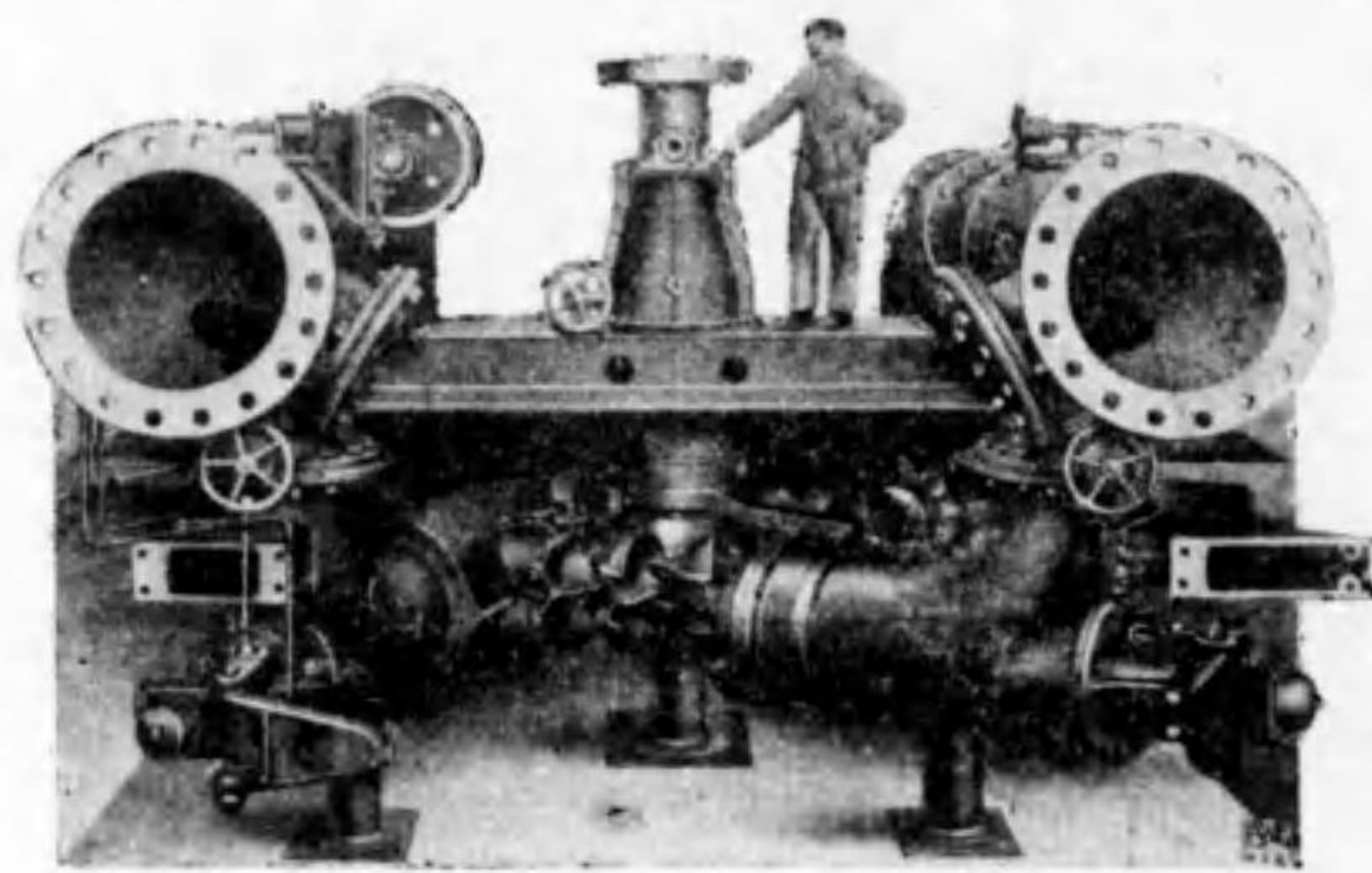
然し乍ら出力に大小がある場合には、同一落差の下に適する水車にも n_s が非常に相違した、換言すれば型式が全く違つた水車が出来る。例へばよく見受ける例であるが、一つの水力発電所にて主水車(Main Turbine)はフランス水車の渦巻型で、同じ落差の水を使用する補助水車はペルトンである事がある。これは n_s の式中の出力 L が一方は非常に大きく、他方では L が小さい爲に n_s が非常に相違するのである。

尙上の表に記した水車の中でペルトン水車とフランス水車とは、現在の技術の程度に於ては、先づ完全に近いものと考えられるが、その中間の条件に適する管のジラル水車は、効率がペルトンやフランスに比較して低い爲めに、現在では殆んど用ひられない。其後ジラル水車と同様の条件に用ひる水車としてターゴ水車 (Turgo Turbine)、パンキ水車等が考案されたが、何れも缺點がある爲に殆んど用ひられない。

然し乍らペルトン水車に於てノZZル2個を有する羽根車を2個取付けたもの、即ち双輪複射の水車(第73

圖の4参照)、又はノZZル4個を有する堅軸ペルトンを使用するとすれば(第56圖は稀に見る堅軸のペルトン水車である)、單射單輪の場合の水量の4倍を使用する事が出来る。従つて同じ

落差に對して出力 L は4倍になり、 \sqrt{L} に比例する所の n_s は2倍になる。又フランス水車に於ては與へられた水量に對し、水車の臺數を増減する事に依つてその n_s を變へる事が出来る。例へば與へられた水量に對して水車を6臺と豫定し、それから計算した n_s の値が50となり、フランス水車として製作が困難な場合には、水車の臺數を3臺に減じ、一臺當りの水量、従つて出力を2倍にしたとすれば、 n_s は $\sqrt{2}$ 倍即ち約71となるから、フランス水車として容易に設計する事が出来る。更に發電機の高轉數を變更すれば n_s の増減は勿論容易に出来る。この様に n_s は工夫次第で變へる事が出来るから n_s が40~70となつた場合にもジラル水車の様な効率の低い水車を強いて用ひる必要はないのである。



第 8 6 圖

尙英式單位による n_s を用ひると上に記したメートル式の n_s より數値がはるかに小さくなる。即ち $1\text{ m} = 3.28\text{ 呎}$ 、又メートル馬力 $= 0.986$ 英式馬力、であるから、英式の比較回轉數で表はした數値を n_s' とすれば

$$n_s' = n_s \frac{\sqrt{L}}{H} \times \frac{\sqrt{0.986}}{3.28} = n_s \times \frac{1}{4.45}$$

故に n_s は n_s' の4.45倍になる。

第六章 高速水車

21. n_s を高める方法

既に述べた通りペルトンの様な衝撃水車では、最大の効率を得る爲めに略

$$u = \frac{v}{2} \quad \text{又は} \quad \frac{u}{\sqrt{2gH}} = 0.5$$

なる関係に設計しなければならぬ。但し u は羽根車の圆周速度、 v は落差 H に相当する噴射の速度である。高落差の場合には $v = \sqrt{2gH}$ も當然大きくなるから、 u も相當の値となり、 u に對して上記の様な制限があつても何等不都合で無い。然るに低落差の場合にはこの関係から定まるところの圆周速度 u の値は非常に小さくなる。更に

$$n = \frac{u}{\pi D} \times 60$$

なる関係があるから毎分の廻轉數 n も亦低くなる。其の結果低落差で相當の出力を得る爲めには、水車や發電機の形が大きくなり、價格の點に於て不利益である。この様な関係からペルトン水車は低い落差に不適當である事が分る。

之に對して反動水車では u の値は、衝撃水車の場合に狭い範圍に制限されない、例へばフランス水車に於ては $\frac{u}{\sqrt{2gH}}$ を略 0.6~1.2 の間に於て自由に選定する事が出来る。然し乍らフランス水車に於ても、低落差に對して u を比較的高め様とするには、矢張り特別の設計に依らなければならぬ。

例へば低落差の水力で、回轉數を高く保つて大きな馬力を發生せしめやうとすれば、一本の軸に多數の羽根車を取付けねばならぬ(第 73 圖の 14 は三個の羽根車を有してゐる)。第 87 圖は天龍川電力會社大久保發電所の水車(電業社製)で、一軸に四輪取付けた例である。此水車は落差 $H=5.8$ m, 回轉數 $n=136.3$ 又は 163.6, 出力 $L=2,340$ HP である。而して軸の長さは 19.5 m に達する。然し此様に多くの羽根車を一軸に取付けると、故障修繕の機會が多くなる。若し四個の代に一個の羽根車で同じ回轉數と同じ出力が得られたら製作費も安くなる。此様な事情が n_s の更に高い羽根車を必要とするに至つたのである。

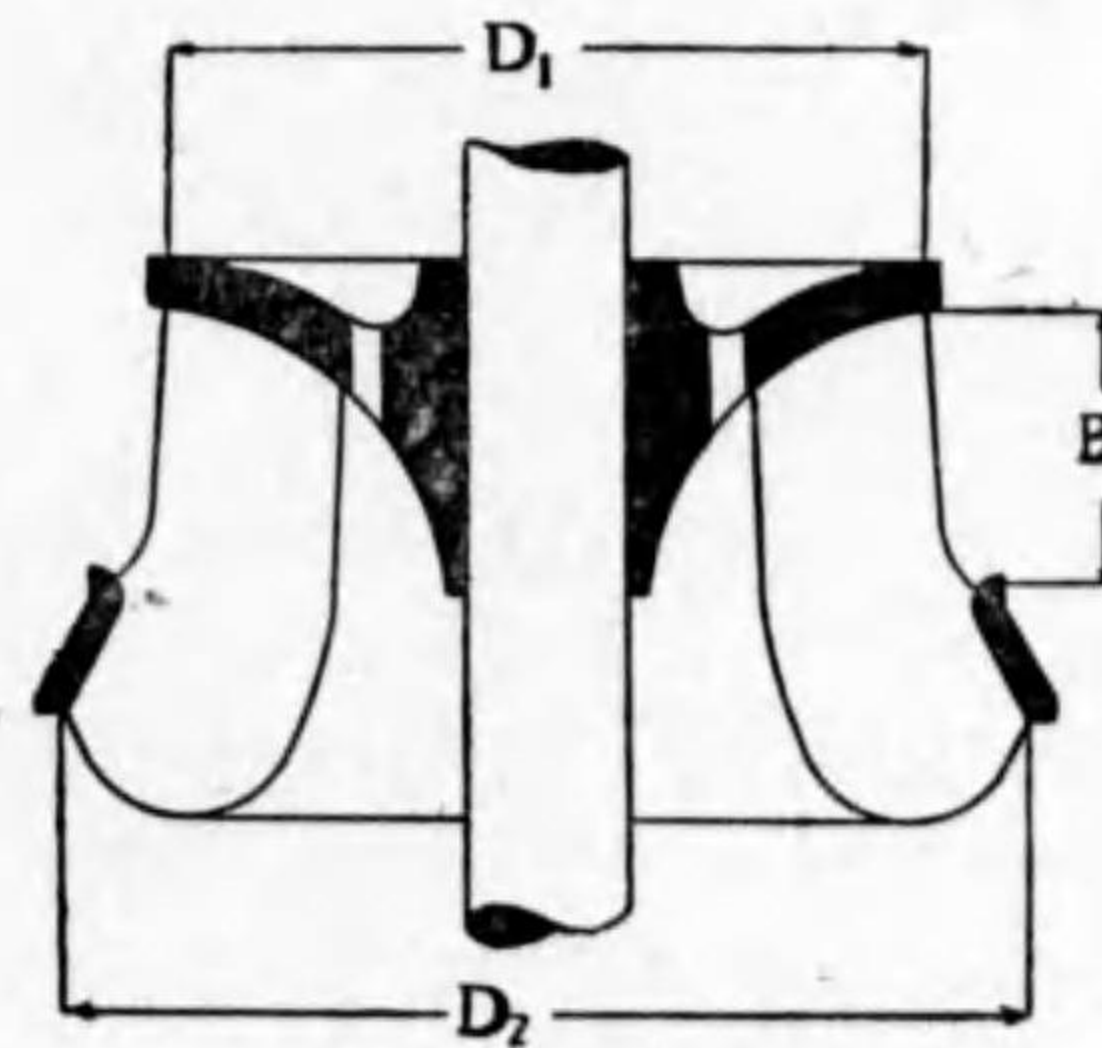
但 n_s の式から分る通り、落差 H の割合に u , 従つて n を増す事は、大體に於いて n_s を

増すのと同じ事に歸着する。一般に反動水車の n_s を高めて低落差、大水量の水力に適する羽根車を得る爲めに採られた方法は次の二つである。

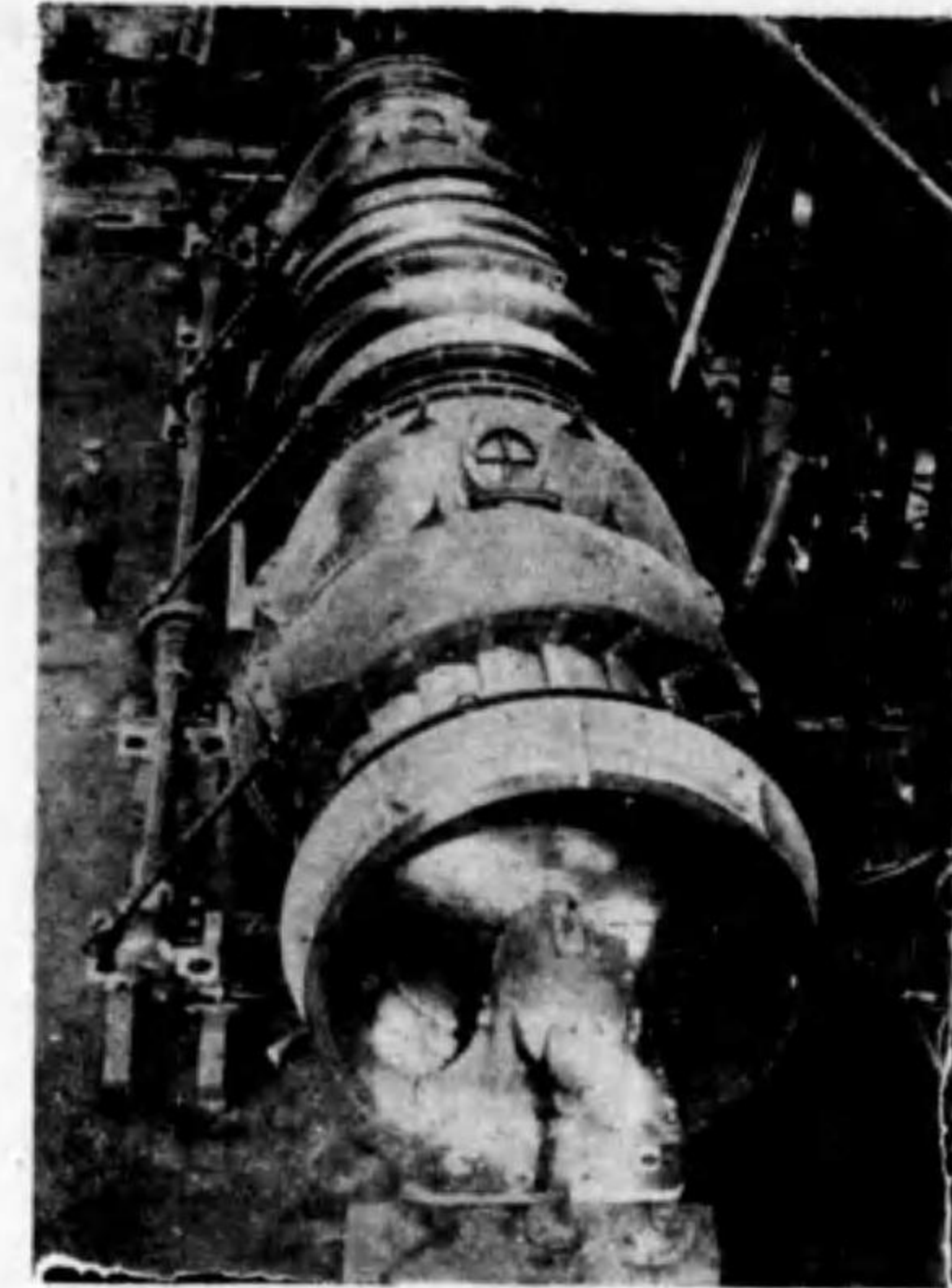
(1) n_s を表はす式

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{L}{vH}}$$

からも明かな通り、 n_s は \sqrt{L} に比例する。而して L は更に $Q \times H$ に比例する。従つて落差が一定で羽根車の直徑が同一である水車については、大きな水量 Q を作用せしめる様にさへ工夫すれば結局 n_s が大きくなる。この目的のためにフランス水車の高速車に於いて見る通り、入口の幅 B を廣く作り、又出口の直徑 D_2 を出来るだけ大きく作つた(第 88 圖参照)。出口を廣く作る



第 88 圖



第 87 圖

事は、この面積を通つて吸出管へ出て行く水の運動のエネルギーを成る可く小さくし、損失を減ずる爲めである。この方法によつて n_s を略 400 位まで高める事が出来た。

(2) 近來低落差の水を利用して大きな出力を得る事が益々必要になつて來た、其結果 n_s の更に高い羽根車が要求される事になつた。然るに第(1)の方法によつて餘り n_s を高くしようとすると、流れの摩擦抵抗が次第に増す爲、相當の効率を保



つて然も n_s を 450 より大きくする事は困難であつた。そこで第(2)に採られた方法は水と接觸する車羽根の面積を減じ、摩擦抵抗を出来るだけ少くする方法であつた。

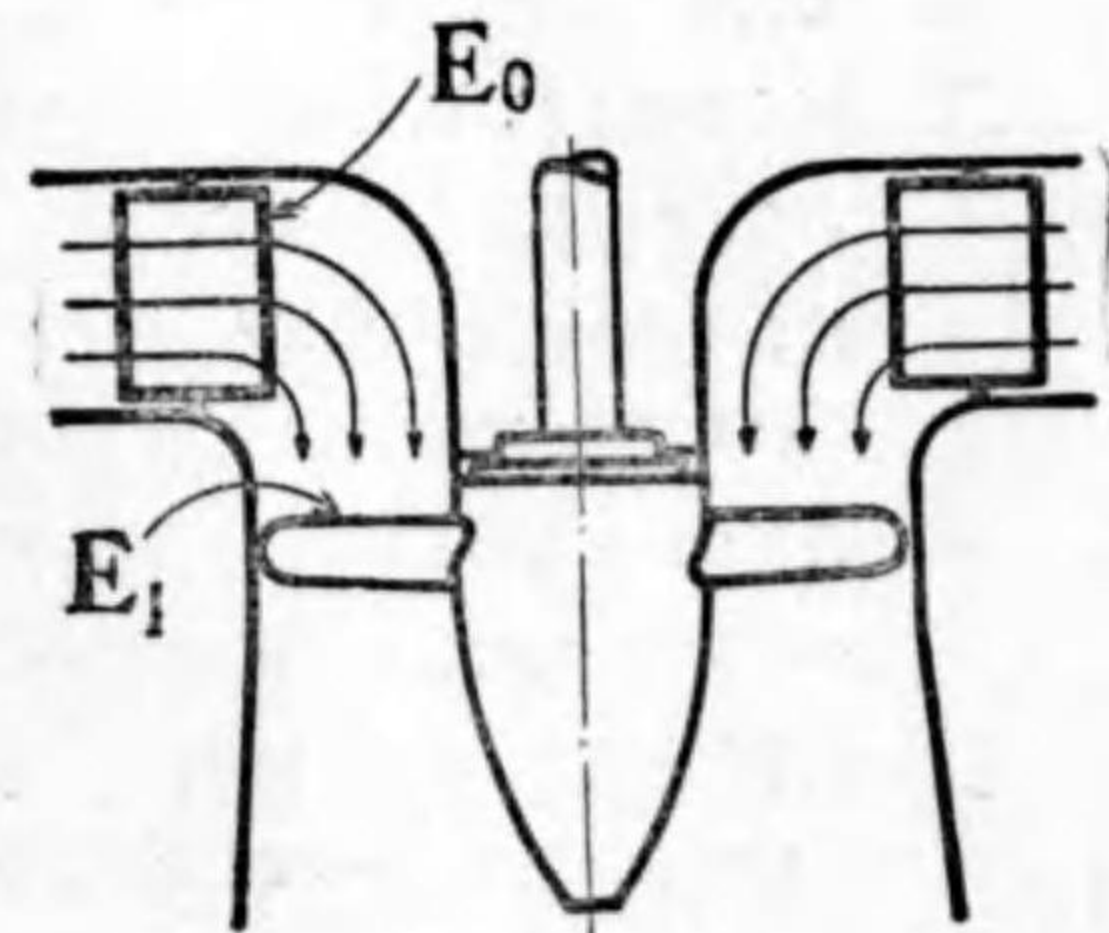
水 此目的の爲めに先づ羽根の数を少くし、次に流れの方向に沿ふて羽根の長さを縮め、更にフ



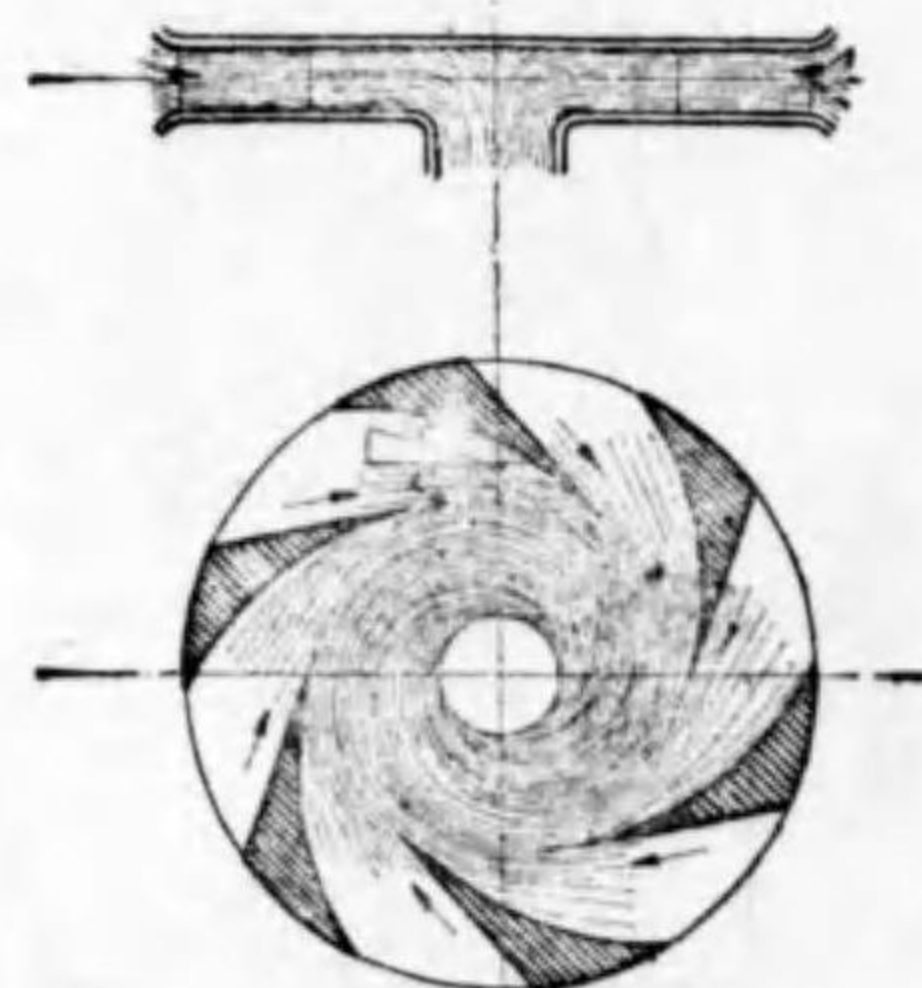
第 89 圖

ランシス水車の羽根車の外側にある圍ひ輪(第 49 圖参照)を取去つた。此様にして出来上つた羽根車は、大體に於て第 89 圖に示す様に、軸方向から見た場合羽根が互に重なり合ふ事なく、その羽根の面は車の軸に向つてピッチが次第に増すところのねぢの面(Screw Surface)となつた。而して船舶用の推進器に似てゐるからプロペラ水車と云はれてゐる。

以前には此様に羽根の数を少くすると、水が羽根に作用せず、羽根の間を素通りするものと誤解してゐた。又流れの方向に於ける羽根の長さを短くした結果、第 90 圖のやうに案内羽根の出口の端 E_0 と車羽根の入口の端 E_1 との間に羽根(即ち導壁)のない場所が出来た。この導壁のない場所で流れが混亂する事を懸念してゐた。然るにこの二つの事は全く杞憂に過ぎなかつた。何んとなればプロペラ水車に於ても、フランシス水車に於けると同様、動き案内羽根を用ひるから、其の案内羽根を出た



第 90 圖



第 91 圖



水流は、第 91 圖の様に車の軸を中心として大きな渦巻を爲す、此渦が羽根車を軸方向に通過し、其の間に水の有するエネルギーの大部分を羽根車に與へ、同時に渦巻の迴轉速度を出来る

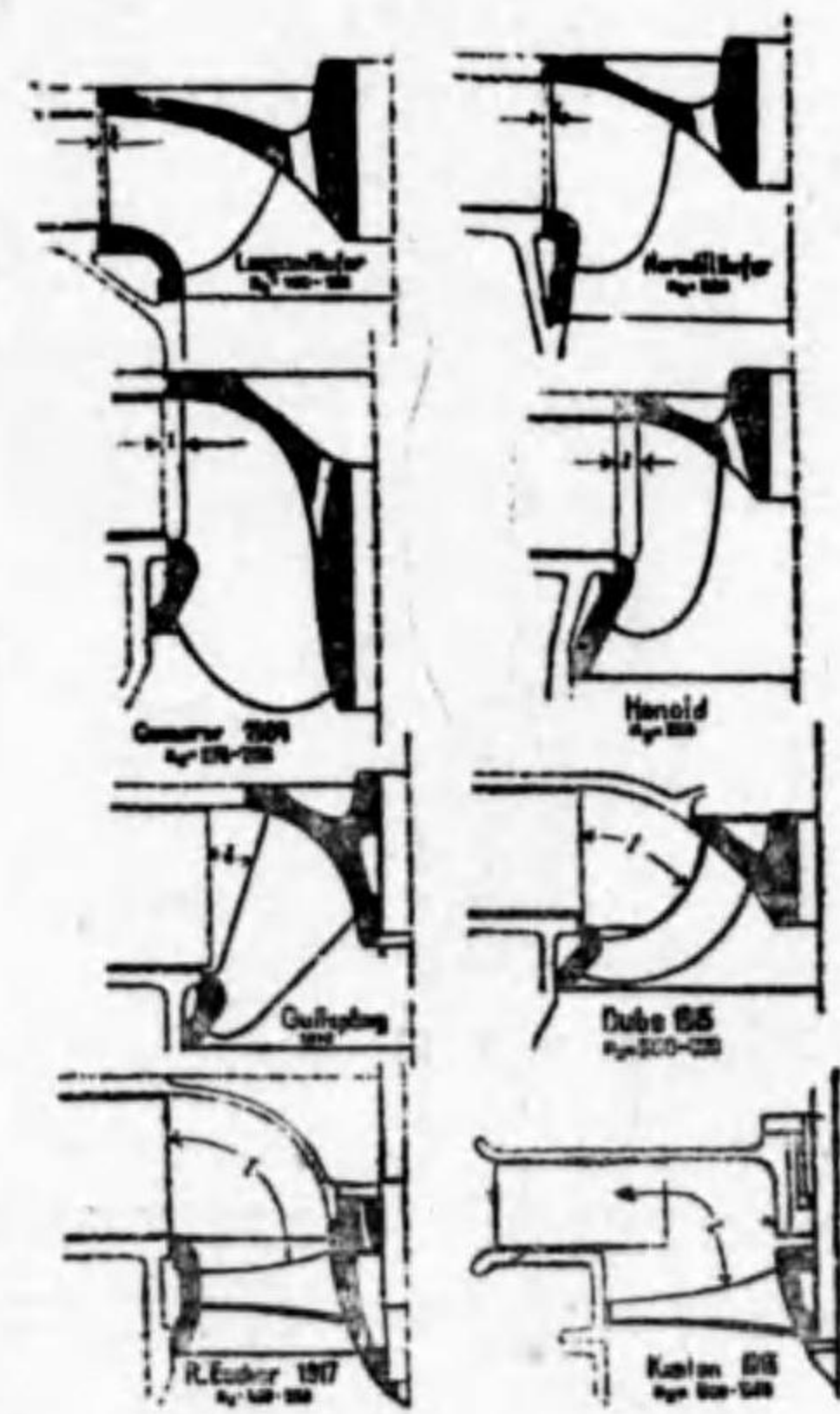


第 92 圖



第 93 圖

だけ無くして、羽根車から吸出管へ出て行くのである(第 92 圖参照)。従つて導壁の無い場所に於ても、流れは却つて整然となり、又羽根の間を素通りする心配も無い。此の様な原理に基いて出来たのがカプラン水車(Kaplan Turbine)等のプロペラ水車である。而して相當の効率を保つて n_s を一躍 1000 位迄高める事が出来た。第 93 圖は、同一水量に對して作られたカプラン(下)とフランシス(上)の羽根車を示す、 n_s を高めた結果羽根車の形が小さくて足りる様になつてゐる。第 94 圖は種々な羽根車の断面の半分を示したものである。圖の順序はフランシス水車の低連車(圖の左上)から、中連車(圖の右上)並びに種々な高連車を経て、遂にカプラン水車(右下)に達



第 94 圖



する迄の變遷を示してゐる。

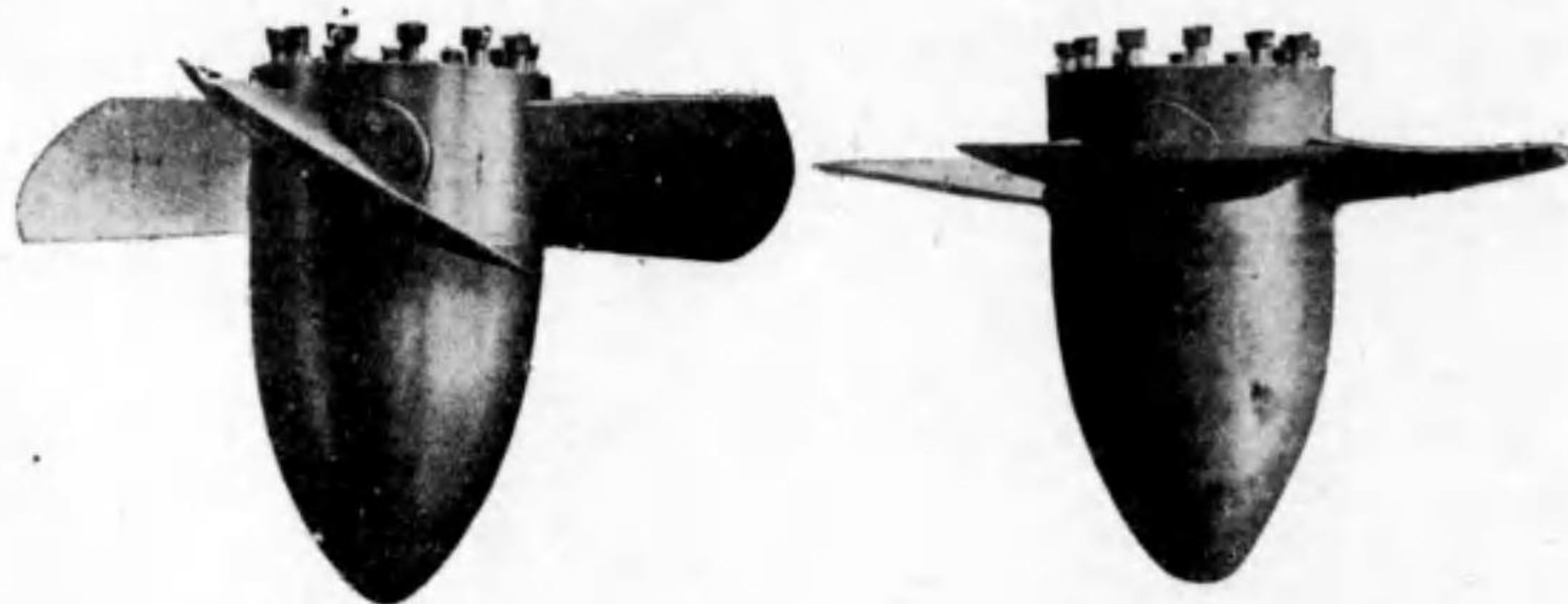
水 圖について、フランスの低速車よりカプラン水車に向つて、導壁の無い場所の長さ l が次第に大きくなり、それと同時に車羽根の入口の端が軸方向から半径方向へ次第に變つて居る事は注意すべき點である。

22. 超 高 速 水 車

車 フランス水車の羽根の中で n_s の高いものを高速車と云つてゐたが、その後フランス水車の高速車より n_s が更に高いプロペラ水車等が考案された。其ため所謂高速車以上の n_s を有する羽根車の事を、一般に超高速水車(Extra Rapid Turbine 又は Express Turbine)と稱して居る。而して之等の超高速水車の大部分はプロペラ水車である。

プロペラ水車中最も早く作られ、且つ代表的なものはカプラン水車(Kaplan Turbine)である。カプランはチェッコ國(舊境太利)のブルノ(又はブリュン)工業大學の教授で、歐洲大戰前から模型試験によつて n_s の高い水車を研究し、遂にプロペラ水車を案出した。

カプラン水車は羽根の数が通常4枚で、所謂プロペラ型をなしてゐる。カプラン水車が他のプロペラ水車に較べて異なる點は、車羽根を動かし得る事である。即ち使用水量等に應じて、丁度動き案内羽根と同様に車羽根の傾きを變へる事である。(第95圖並に第96圖参照)、この



第 9 5 圖

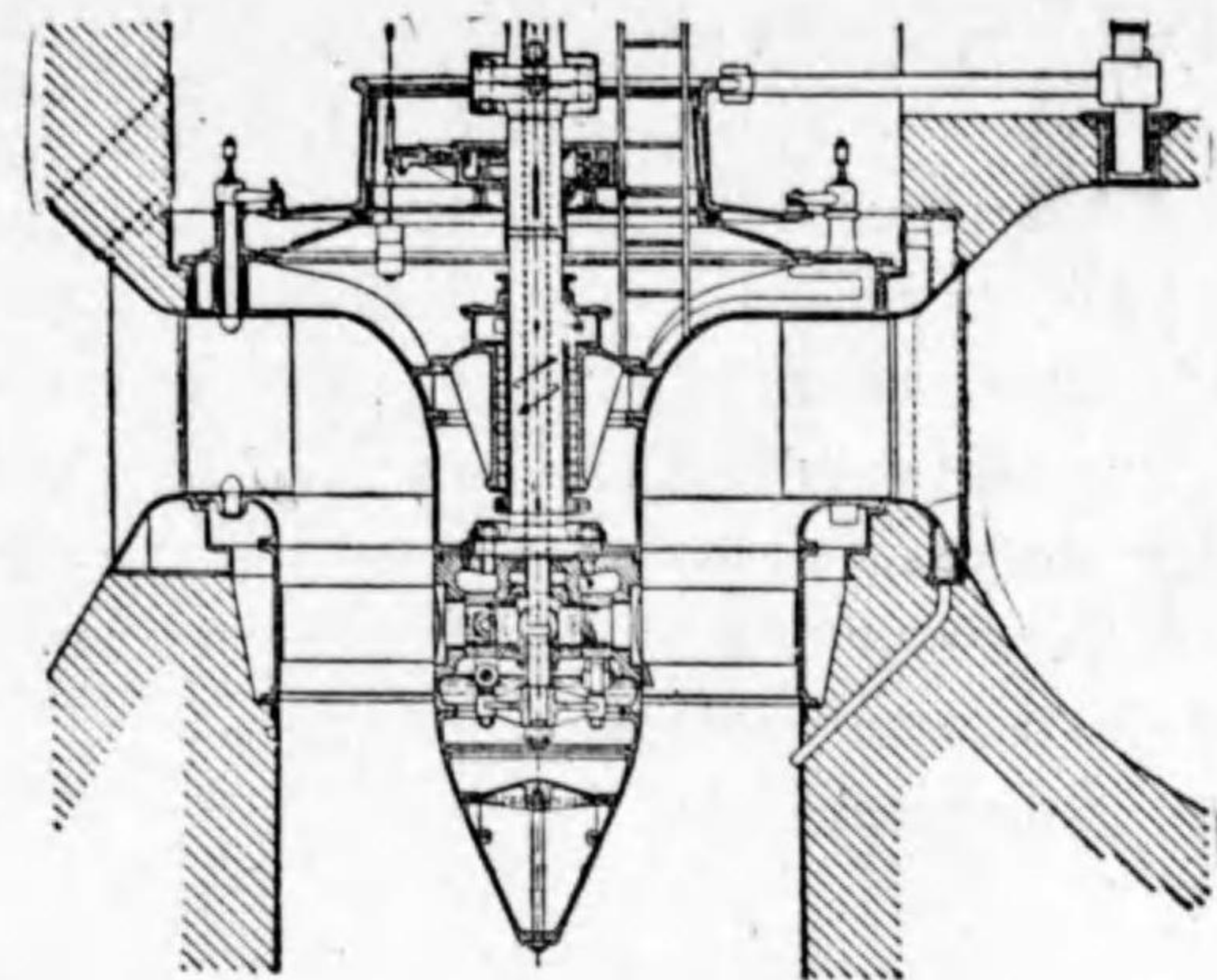
第 9 6 圖

目的の爲めに羽根車の軸を第97圖の様に中空に作り、その中を通る棒の軸方向運動により、クランク機構(第98圖参照)を経て車羽根の軸を少し廻して羽根の傾きを變へる。此運動は調速機の作用により案内羽根の運動と相連して行はれる。

固定羽根のプロペラ水車では、羽根車に於ける水の通路がフランス水車に於ける様に、次



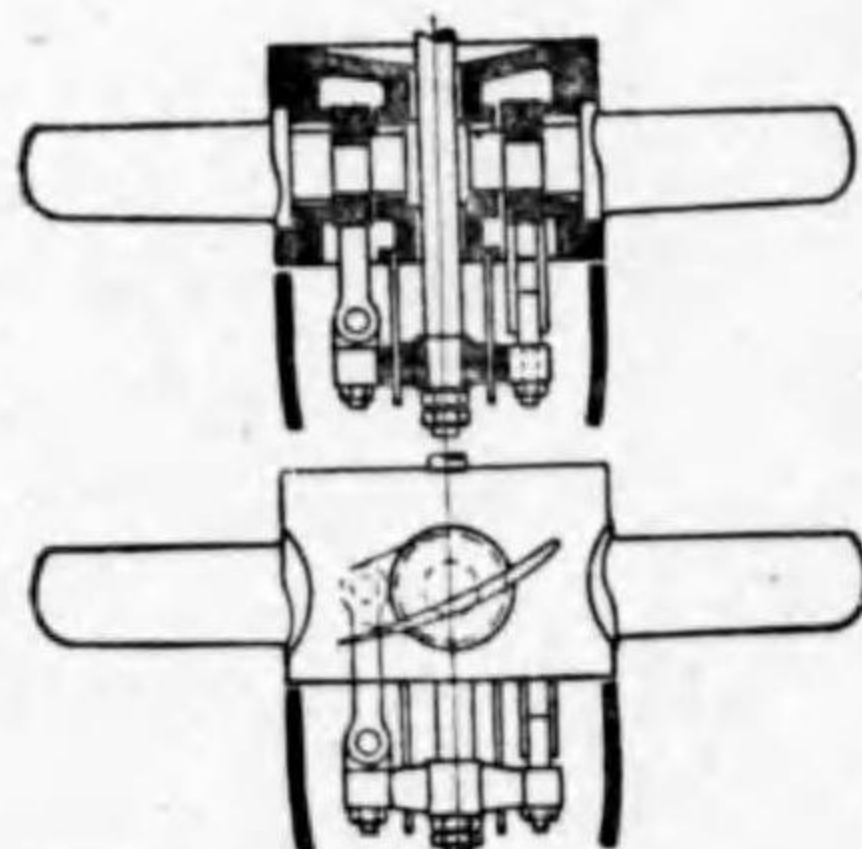
第に狭まつて居ない爲、部分開口又は超過開口(Over Gate)の際に効率が著しく減ずる。然るにカプラン水車の様に車羽根を動かし得るものでは、部分開口の場合、案内羽根を経て入つて来る流れに適する様に車羽根の傾きを加減する事が出来て、(第95圖は羽根が開



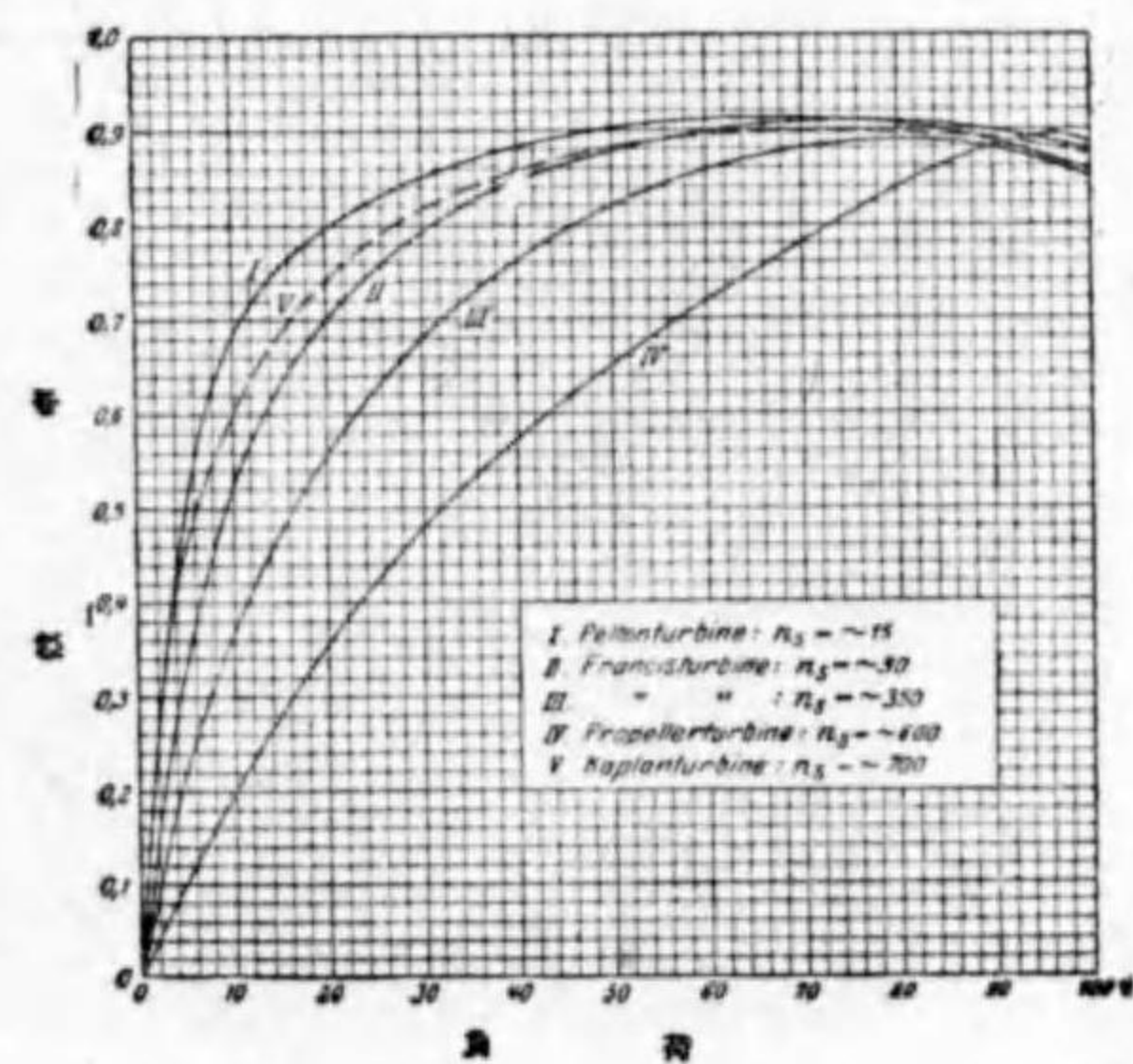
水
車

第 9 7 圖

いた寫真で、第96圖は羽根を傾けて閉じた場合を示す) 効率曲線(Efficiency Curve)は餘程平になる。第99圖は負荷の百分率を横に取り、効率を縦に取つて畫いた所謂効率曲線である。圖に於いてIのペルトン水車はニードル弁の性質上部分負荷に於ても効率は餘り低下しない。フランス水車に就いてはIIの低速車からIIIの高速車と効率曲線は次第に急傾斜となり、IVの固定羽根プロペラ水車に於ては、部分負荷に於ける効率の低下が殊に著しい。然るにV



第 9 8 圖



第 9 9 圖



のカブラン水車に於ては、 n_s が更に高くなるにも拘らず、車羽根を調整し得る結果、殆どペルトン水車と同様、効率曲線(点線)が平になつてゐる。

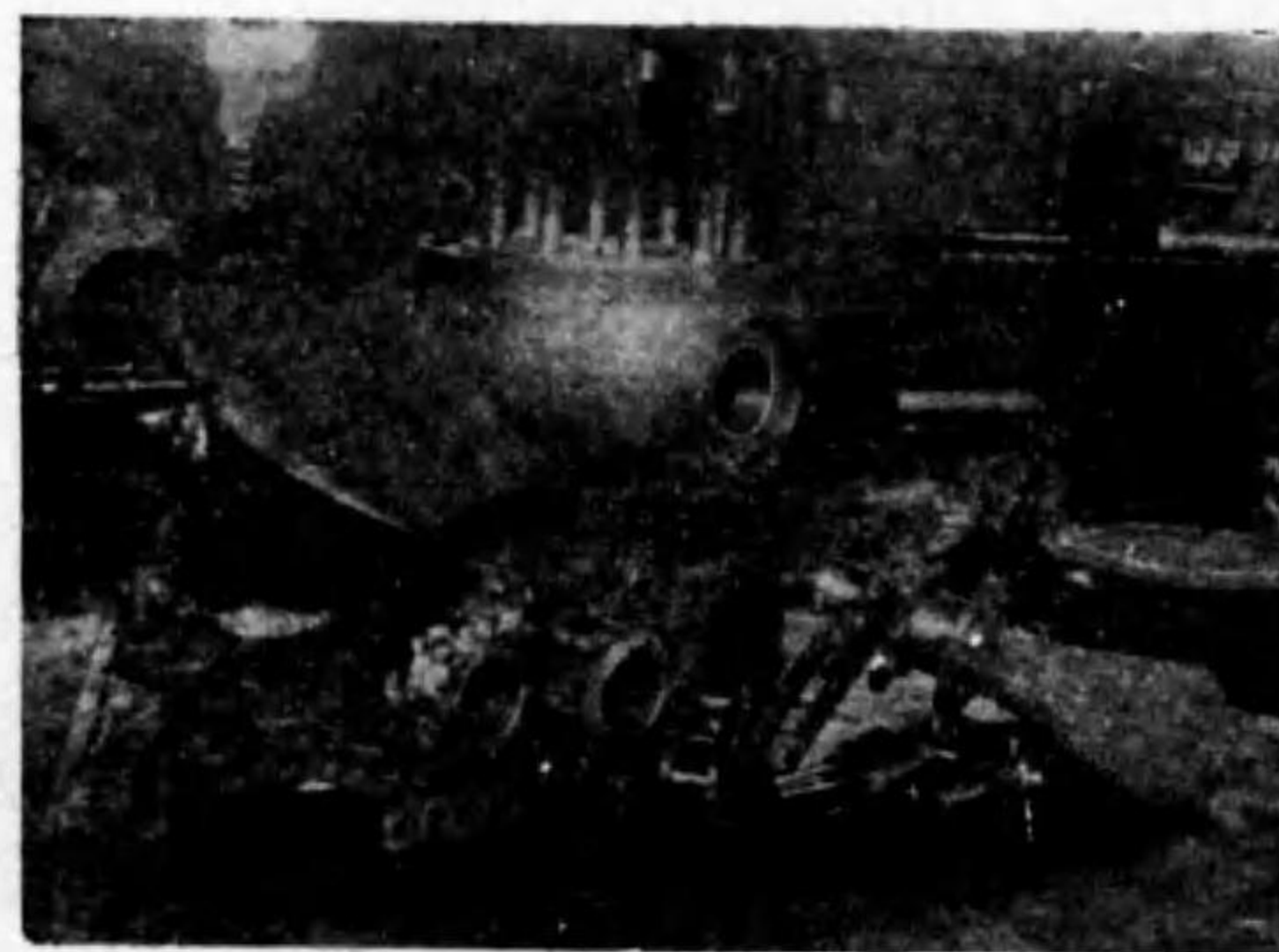
カブラン水車についても、正常の運轉状態 (Normal Running Condition) 以外に於ては、羽根のすべての部分の傾きが流れに対して精確に適するとは言へない。例へば羽根の圓周に近い部分を流れに適する様に傾けると、軸に近い部分は流れに不適當な傾きとなる。従つて水量の大部分が通過する處の圓周に近い部分の傾きを流れに適する様に調整し、其結果流の方向に適しなくなつた軸に近い部分に対しては、ボス (Boss) を特に大きく作つて此部分に水の流れが出来ない様にする。カブラン水車では車羽根を動かすクランク機構が丁度此ボスの中に入つてゐる關係上、ボスの徑が自然に大きく出来てゐるから反つて都合が良い(第 97 圖参照)。第 100 圖はプロペラ水車の羽根車の直徑 D とボスの直徑 D_N との割合を示す圖であつて略

$$\frac{D_N}{D} = 0.39 \sim 0.44$$

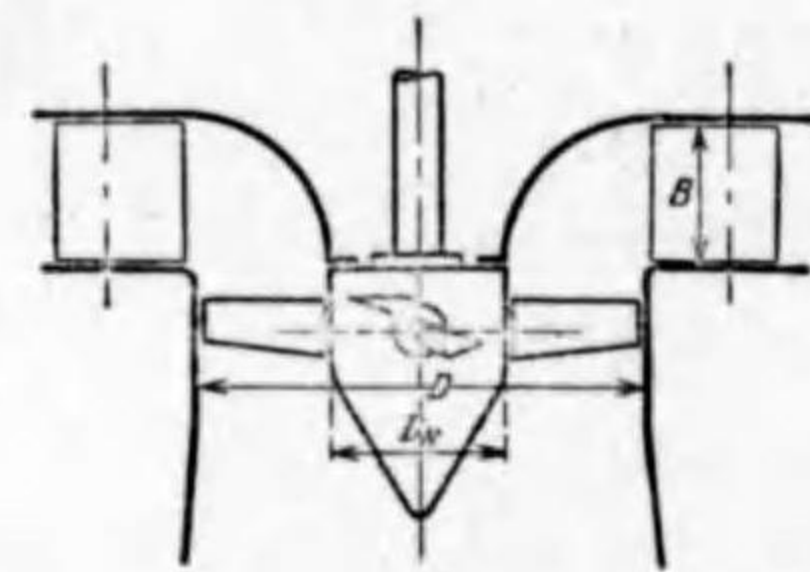
に出来てゐる。又案内通路の幅 B と羽根車の直徑 D との割合は略

$$\frac{B}{D} = 0.33 \sim 0.35$$

に出来てゐる。カブラン以外の固定羽根プロペラ水車に於ても同様ボスは大きく出来てゐる。(第 105 圖参照)



第 101 圖



第 100 圖

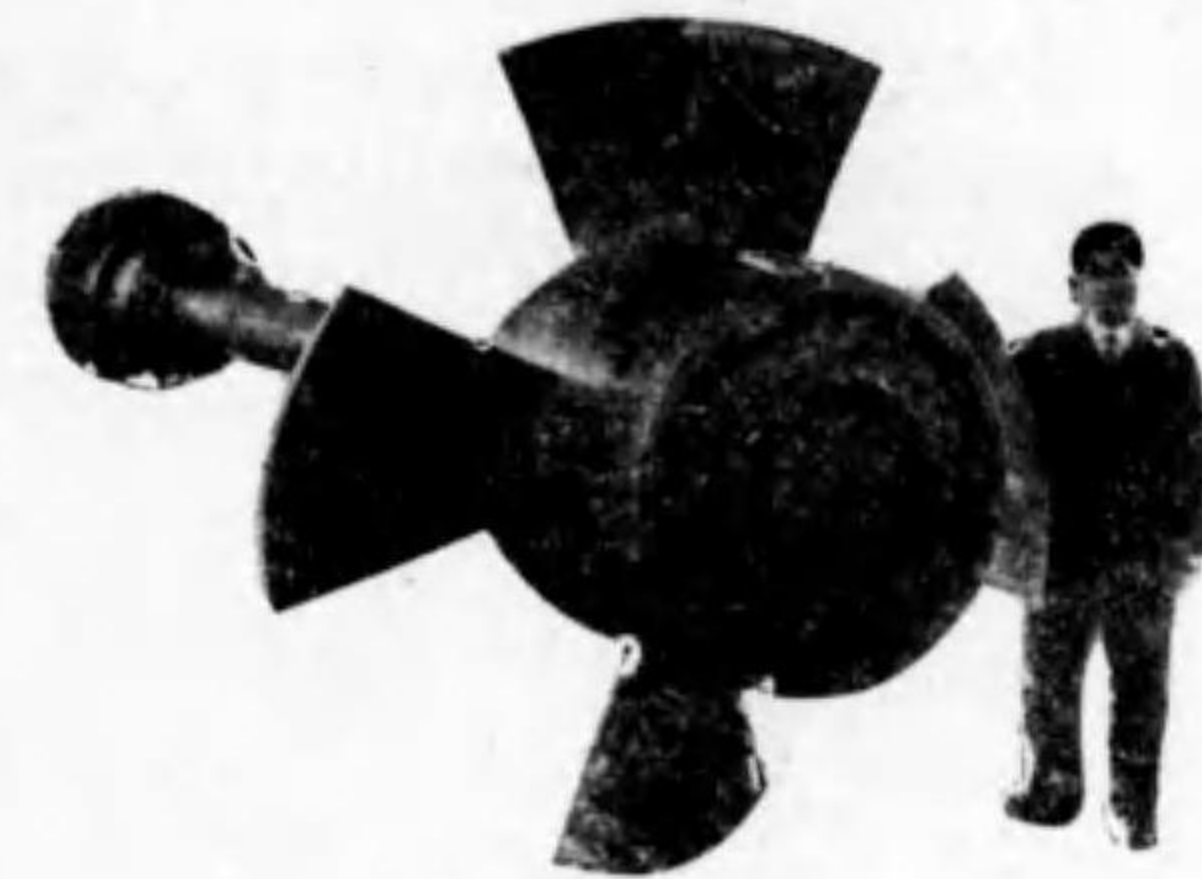
此様に車羽根を調整する事による利益は、以前から専門家の間に知られてゐたのであるがフランス水車の羽根車では、其構造上實行が殆ど不可能であつた。然るにカブランは羽根の数を減じた許りでなく、フランスの羽根車に於ける圍ひ輪(第 49 圖参照)を取去つ



た爲、遂に此目的を成し遂げ得たのである。この様に車羽根を調整し得る様に作つた爲め、水量 Q や落差 H 等が變化する水力に適し、且つ各の羽根とボスを第 101 圖の様に別々に製作する關係上、大型羽根車の製作も容易で、又運搬も便利である。

カブラン水車中で最も大型のものはスエーデンのファルゲン (Vargön) 發電所のもので羽根車の直徑が 8.00 m である。又出力の最も大きなカブラン水車は、アメリカのセーフハーバー (Safe Harbor) 發電所のカブラン水車で、42 500 HP のものが既に 4 臺据付けられてゐる(口繪参照)。この水車は落差 $H=16.7$ m、水量 $Q=254$ m³/sec に對して設計され、同轉數は $n=109$ rev/min である。

第 102 圖に示すのは廣島電氣會社川平發電所に据附けたカブラン水車(日立製作所製)で第 101 圖の寫眞は其羽根車である、落差 $H=9.55$ m、水量 $Q=18$ m³/sec、出力 $L=2,000$ HP、同轉數 $n=256.5$ rev/min である。

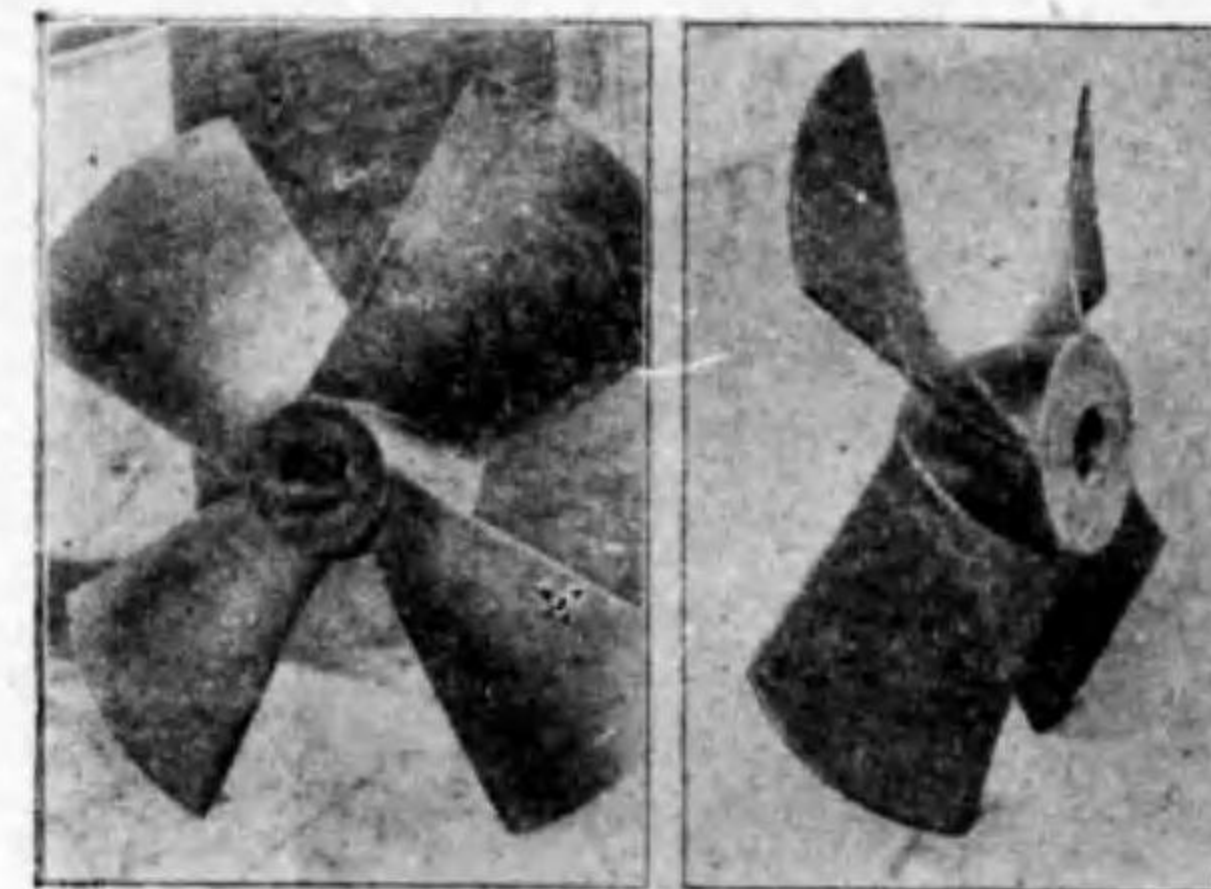


第 102 圖

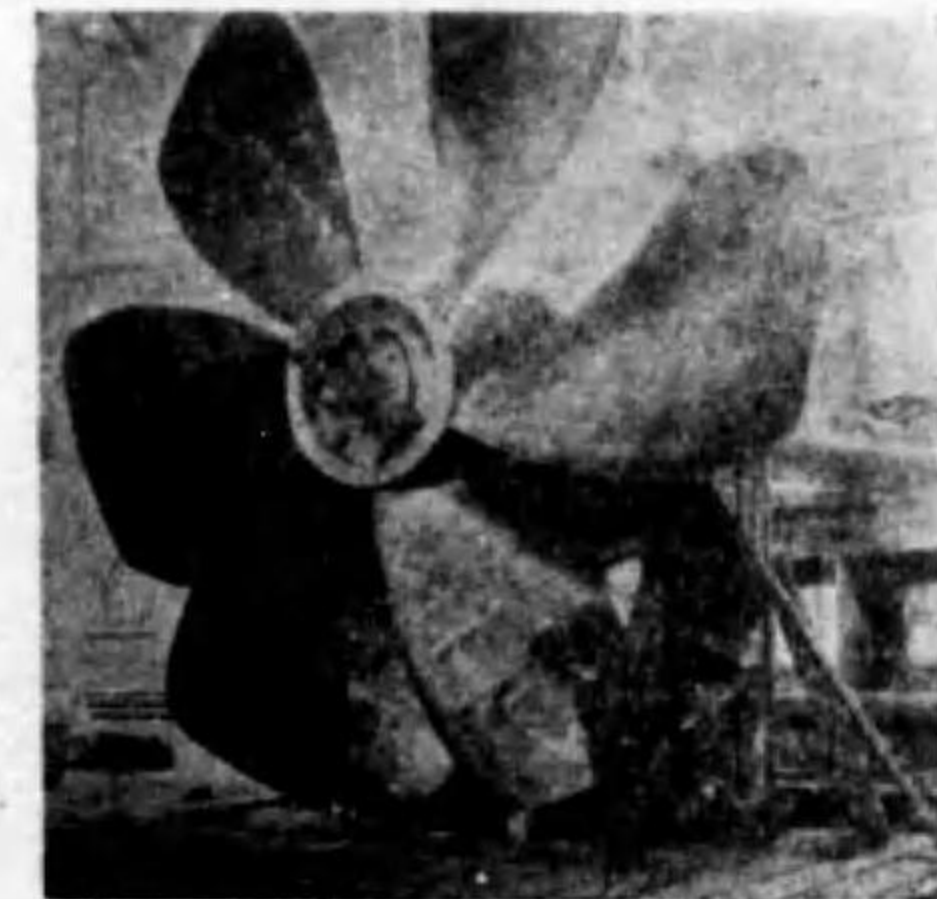
其他我國で東京電燈會社松留發電所(桂川)(エッシャーウイス社製)、金澤市電氣局吉野第二發電

所(電業社製)、廣島電氣下山發電所、高岡電燈成子發電所等にカブラン水車が使用されてゐる。

超高速水車としてカブラン以外にネーグラー (Nagler) (第 103 圖参照)、ムーディ (Mody) (第 104 圖参照)、ラヴツェツク (Lawaczek) 等の固定羽根プロペラ水車 (Fixed Vane Pro-



第 103 圖

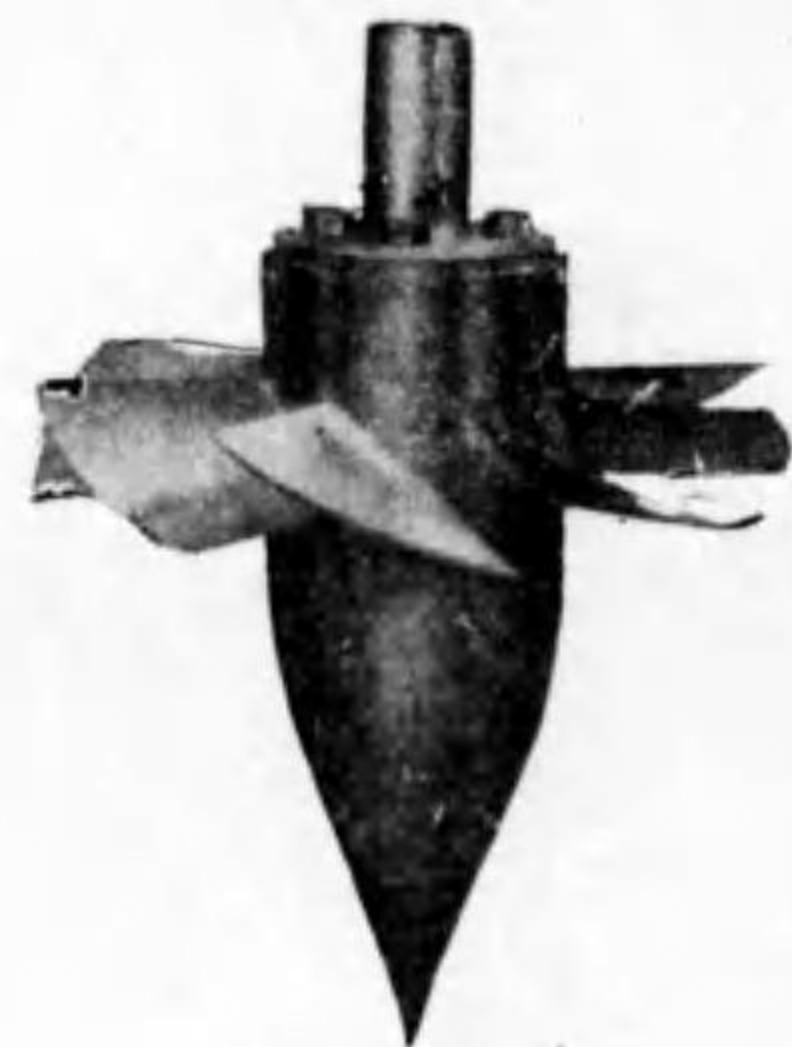


第 104 圖

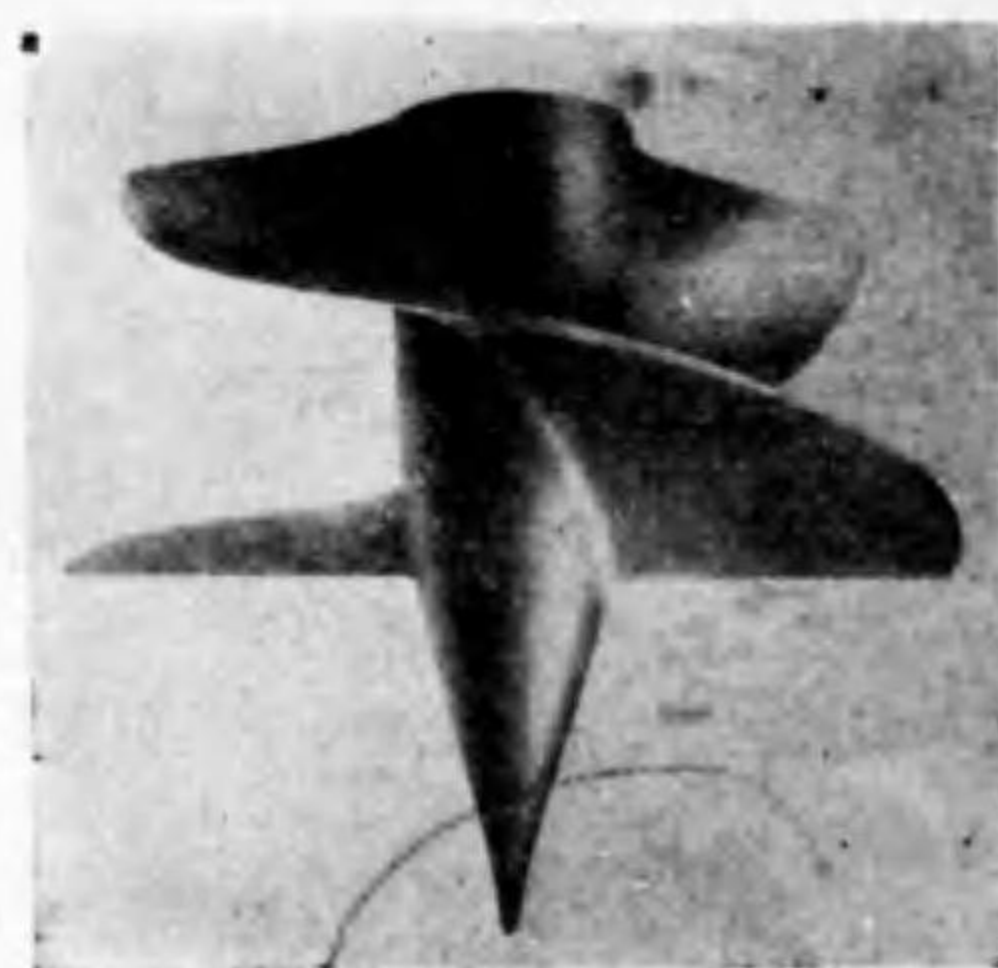


peller Turbine) がある。前二者は米國、後者は歐洲で考案されたものであるが、大同小異である。只ネーグラの羽根車はカブランの羽根車に似て數も通常四枚である。之に對しムーデイ、ラヴェツェツクの羽根車は羽根の數が稍多く羽根の先が多少下へ傾いてとりつけられてゐる。従つて水は軸方向に流れず、少しく斜に羽根車を通過する。即ち斜流水車(Diagonal Turbine)である。いづれにせよ部分開口に於て効率が著しく低下し、効率曲線は急傾斜となる。此缺點を除くには羽根の數を増さなければならぬ。例へば第105圖のプロペラ水車は八枚の羽根を有

車



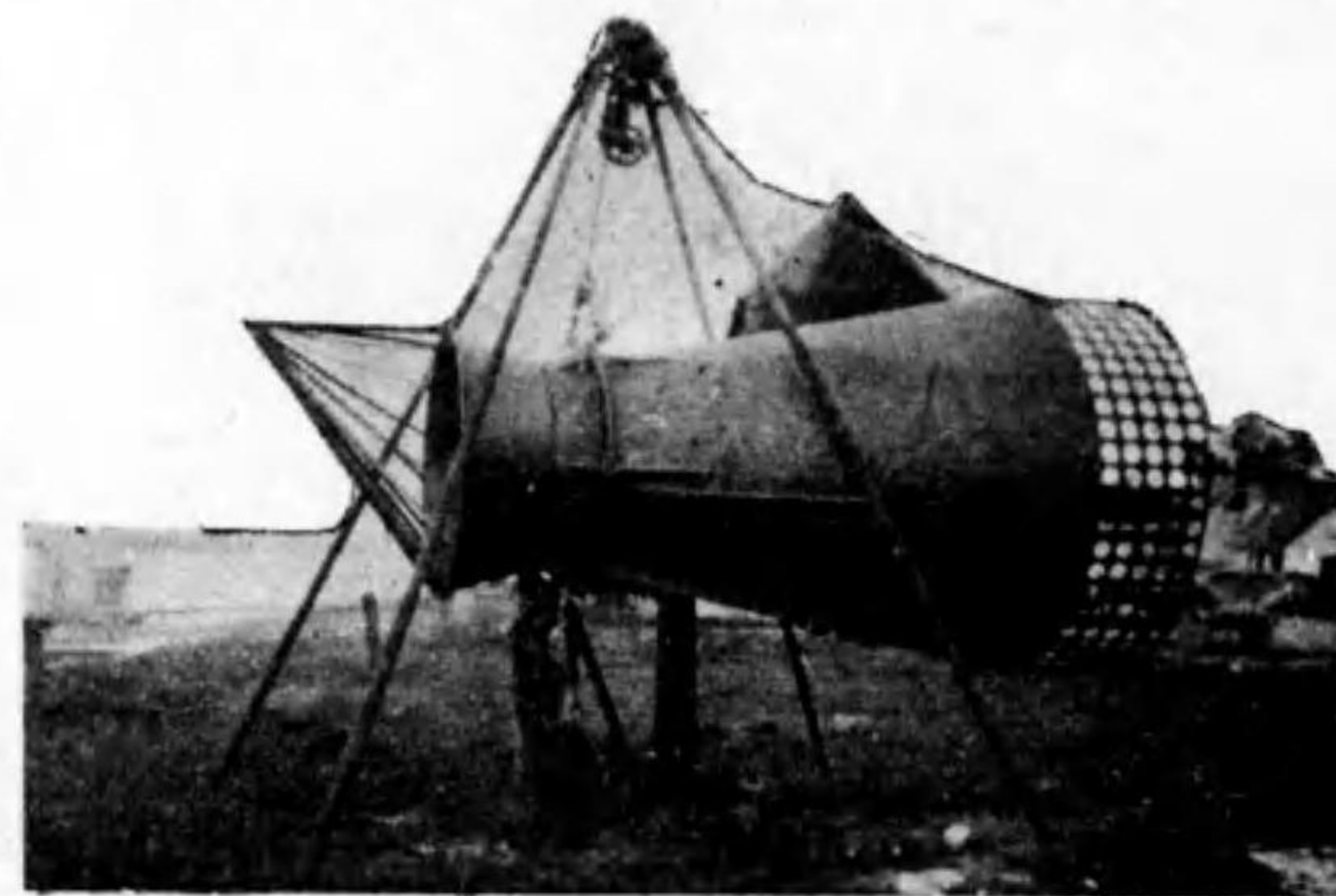
第 1 0 5 圖



第 1 0 6 圖

して居る。然し羽根數を増せば n が低くなる事は免れ得ない。

此他に瑞西のベル社 (Th. Bell) のねち羽根車 (Screw Runner) がある。これは第107圖



第 1 0 7 圖



に示す様に2枚の羽根を有し、他の超高速水車とは稍異つて居る。東京電燈會社船島 (みかづきじま) 發電所 (静岡縣芝川) に此種の水車が据附けられてゐる。この水車は落差 $H=7.43$ m, 水量 $Q=11.54$ m³/sec, 回轉數 $n=300$ rev/min, 出力 $L=1115$ HP である。

水

猶超高速水車とも考へられるものに流水タービン (Stream Turbine) なるものがある、これ

は流の速い河川に漬けて、共流のエネルギーを利用するのである。第107圖及び第108圖に示すジューズ水車 (Suez Turbine) は其一種である。

車

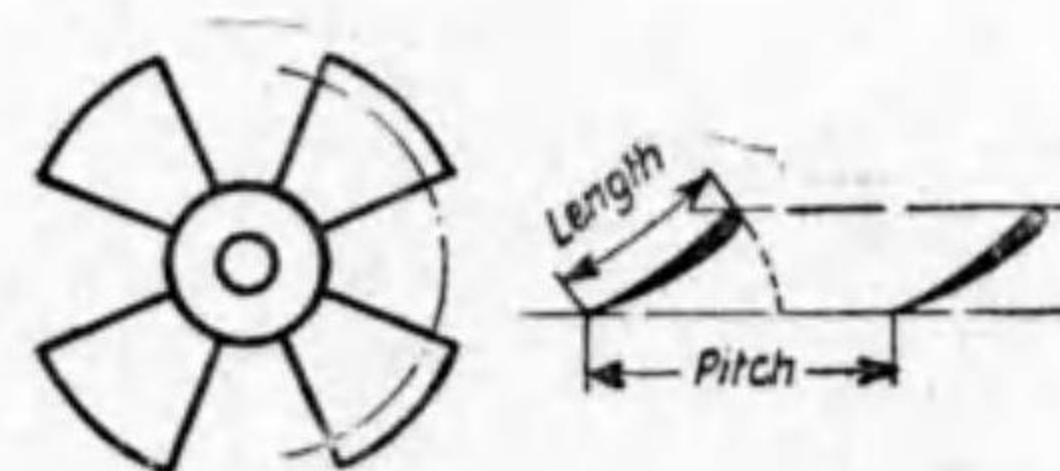
一度細くなつて再び太くなつてゐる大きな管のくびれた部分に三枚羽根のプロペラ水車が取付けられる。此管の細い端を上流に向けて水に漬けると、くびれから後の太い管は吸出管の作用をする。此種の水車で利用すべきエネルギーは主として僅かな運動のエネルギーであるから、大きな動力は得られない。



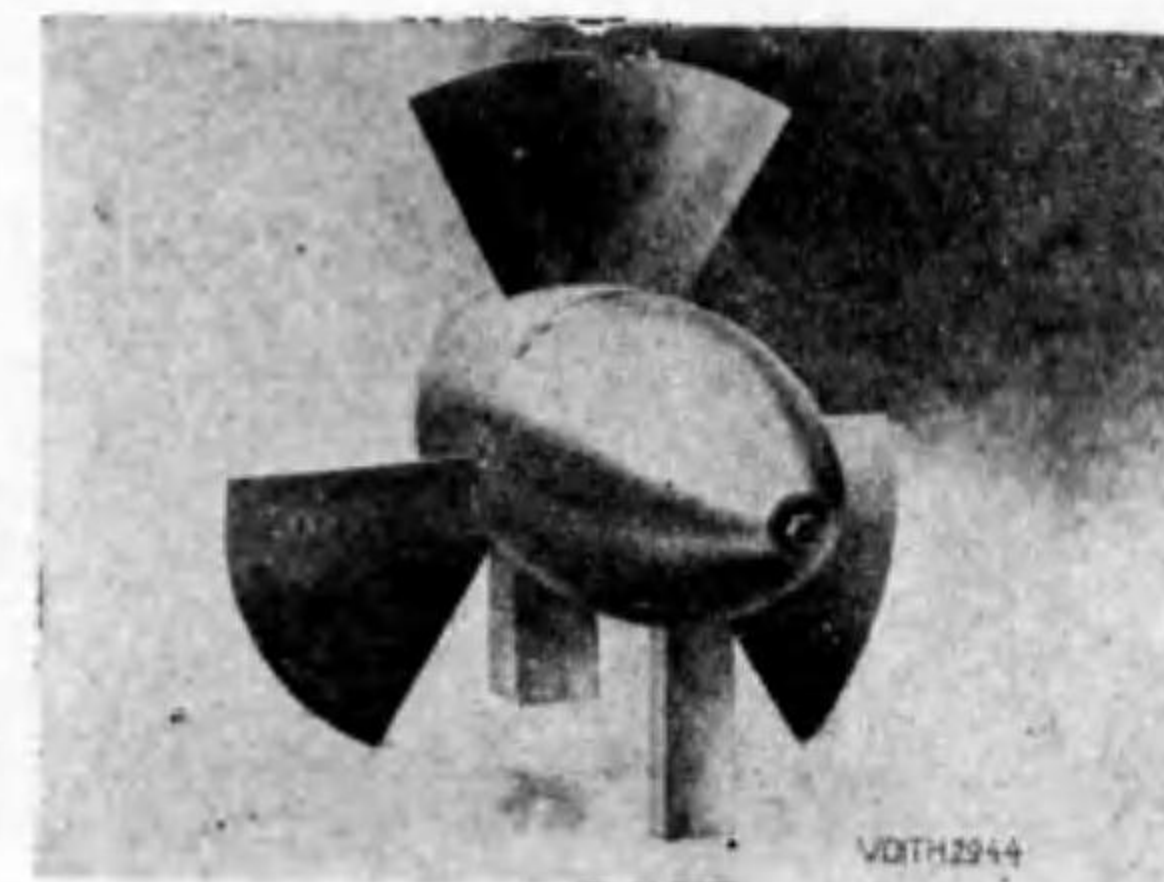
第 1 0 8 圖

力は得られない。

以上述べた超高速水車の羽根車では、大體に於て軸に直角な平面に羽根を投影した面積 (Projected Area) が小さい程 n が高くなる。例へば第109圖について圓周方向に測つた羽根の長



第 1 0 9 圖



第 1 1 0 圖



さ (Length) が、隣りの羽根との間の間隔又はピッチ (Pitch) に比して短い場合には、投影面積が小さくなるから、 n_s は高くなる。又羽根数が少くなれば、當然投影面積は小さくなるから n_s は高くなる、第 110 圖は n_s の最も高い三枚羽根のカプラン水車である。

水 此様に羽根の面積が小さくなる事は與へられた出力に對して羽根の前後に於ける單位壓力差が非常に高くなる事を意味する。而して若し羽根の後方の絕對壓力が水蒸氣の壓力以下になつたとすれば、流れは導壁から離れ其部分に空所 (Cavity) が發生する、其結果羽根や吸出管が後に述べる様に腐蝕を受ける事となる、従つてカプラン水車の吸出高は餘り高く出来ない。

車



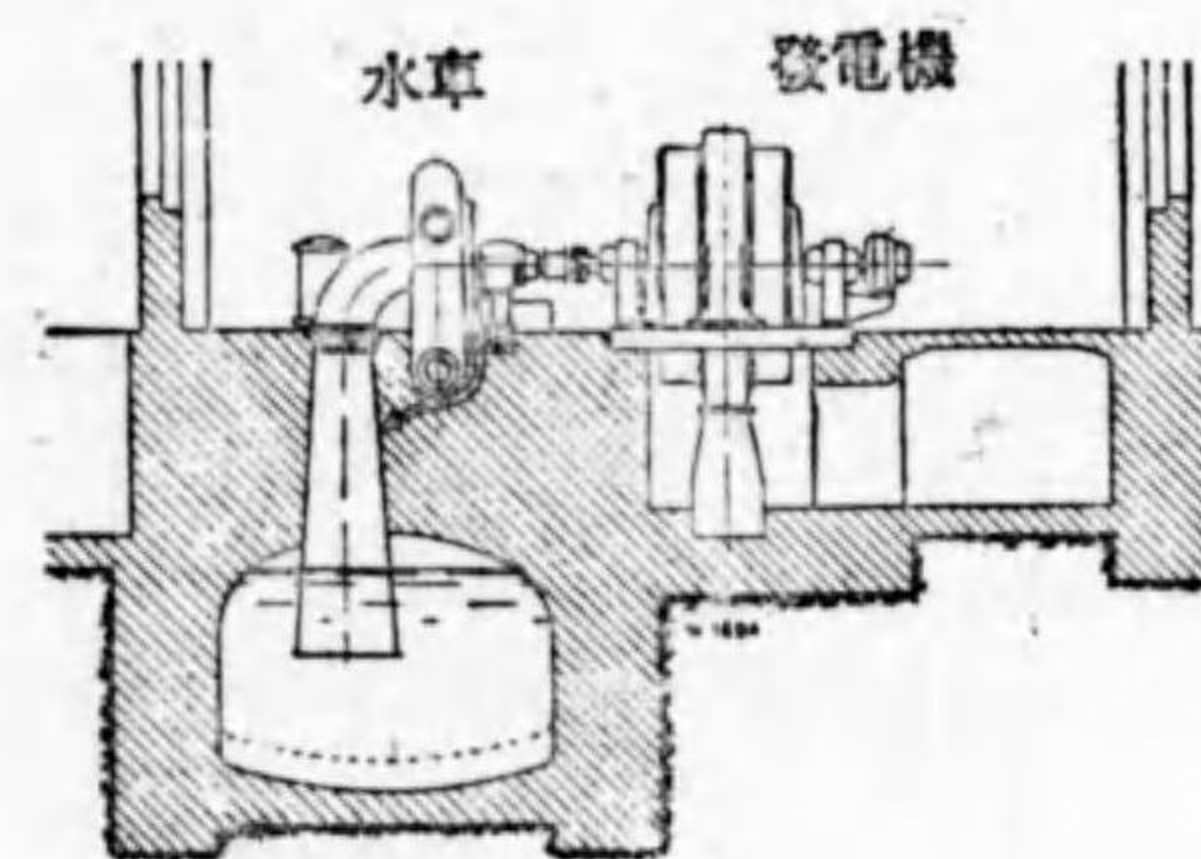
第六章 吸 出 管

23 吸 出 管 の 作 用

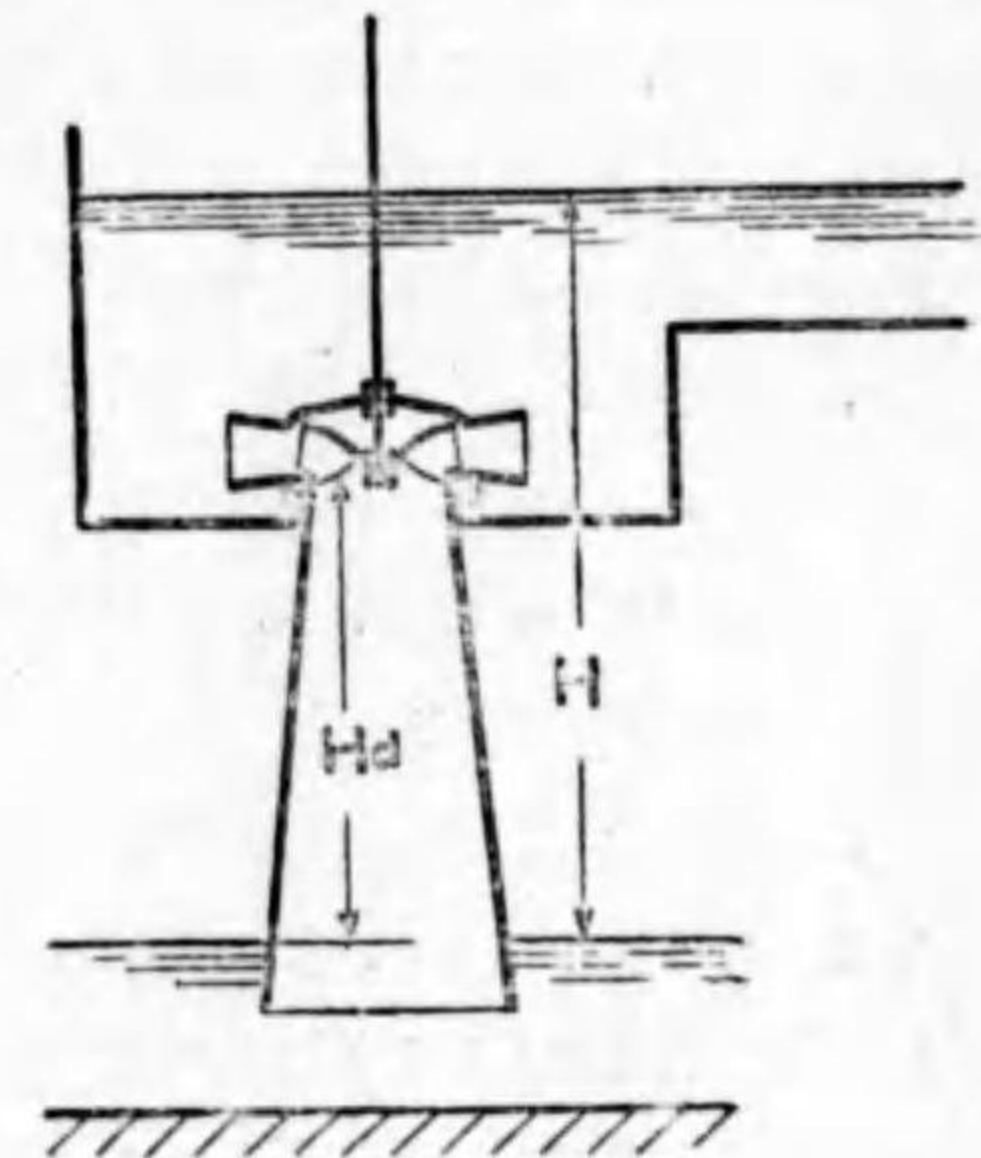
發電機は洪水の時にも浸水しない爲に、平水時に放水面からある高さの所に据付けて置く必要がある。従つてこれと直結する水車も亦放水面からある程度高く据付けた方が、水車自身の取扱ひにも都合がよい、殊に横軸の場合には第 111 圖の様に水車は發電機と必ず同じ高さに据

水

車



第 111 圖



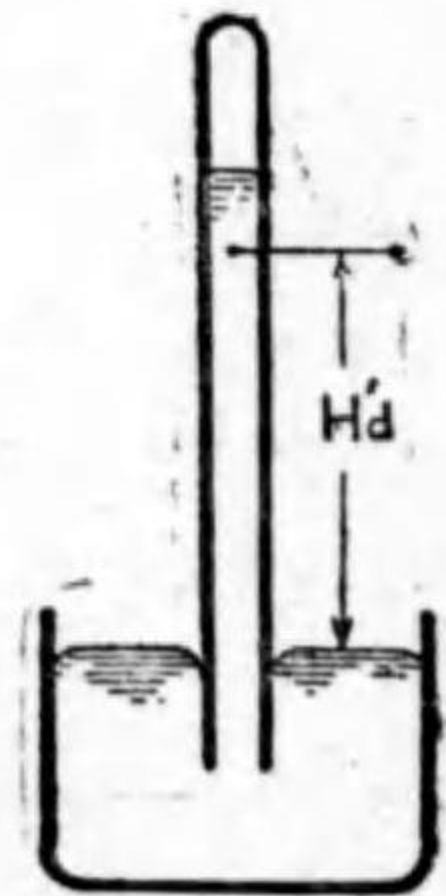
第 112 圖

付けなければならない。この様に水車を高く据付けた場合、羽根車の出口から放水面迄の高さ即ち吸出高さ (Draft Head) の H_d はこの儘打ちすて置くと全く損失になる (第 112 圖参照)。

ベルトン水車の様に高落差に使用される水車では、この落差 H_d を捨て去つても、その損失は全落差 H に對して極く僅かな割合となる (ベルトン水車にも吸出管を取付け様と思へば取付けられるが、吸水管内の水面を常に羽根車より稍々低く保たねばならず (第 113 圖参照) 其割合に經濟的の價値が少いから取付けないのである)。然るに中落差並に低落差に用ひられる反動水車では、この損失の割合 $\frac{H_d}{H}$ が相當の値に達するから、これを捨て去る事は出来ない。この吸出高さ H_d を利用しやうと云ふのが吸出管の第一の目的である。これ丈の目的を達するには羽根車の出口と放水路とを太さが一樣な普通の管でつなげばよろしい。

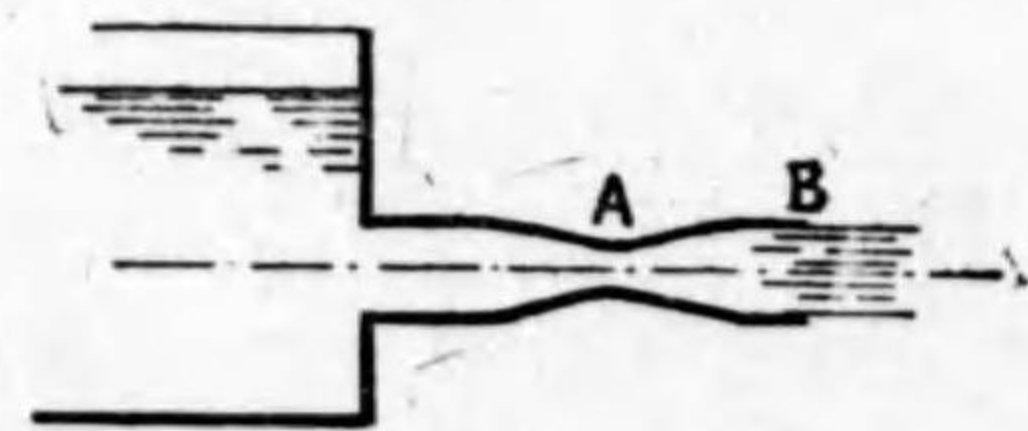
然るに超高速水車では羽根車の出口に於ける水の運動のエネルギーが、全エネルギー H の 20~40% に達し、時には 50% に達する事があると云はれてゐる。この様な場合に若し太さが一樣な吸出管を用ひたならば、この運動のエネルギーは少しも取り返す事が出来ず、全然損失となる。これを取返す爲めには羽根車の出口から吸出管の出口まで、その切口面積が次第に擴大する管を用ひ、その中を流れる水の速度を次第に減ずる様にしなければならぬ。この運動のエネルギーを取り返す事が吸出管の第二の目的である。今羽根車の出口に於ける水の速度を v_2 とし、吸出管の出口に於ける水の速度を v_4 とすれば、切口面積の増大する爲めに取返し得る運動のエネルギーは理論上 $\left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_4^2}{2g}\right)$ である。

この様にして取返へされた吸出高さ h と運動のエネルギーは、どちらも羽根車の出口の壓力を下げるやうに作用する、結局それによつて羽根車の入口と出口に於ける壓力差を大きくする事になり、羽根車より上の落差の大部分は羽根車を押し廻す様に作用し、羽根車の出口に於ける低壓は羽根車を引き廻す様に作用する、従つて吸出管は丁度蒸汽タービンに於ける復水器 (Condenser) の様な作用をする。



第 1 1 4 圖

尙各の場合に就いて吸出管の作用を説明すると、第 114 圖の様に水銀を入れた硝子管を逆に立てるとその上方に低壓又は部分真空 (Partial Vacuum) を生ずる。而してその低壓が大氣壓より低い程度は水銀柱の高さ Hd' に比例する。第一



第 1 1 5 圖

の目的の爲めに、眞直な吸出管を取付けた場合には、放水面から羽根車の出口迄の高さ、即ち H_0 に比例して羽根車の出口に於ける壓力が下る。

次に第 115 圖の様に水平の管から水が流出する場合、その管の一部 A に出口の切口 B より狭いくびれた部分があるとすると、水力學に於ける連続の理論 (Principle of Continuity) によつて、其の部分の速度は管の出口の速度より必ず大きくならなければならぬ。然るにベルヌーイの定理 (Bernoulli's Theorem) によつて水平管の場合には、運動のエネルギーと壓力のエネルギーとの合計が常に一定でなければならぬ。故にくびれた部分 A の速度が出口の速度より大きいとすれば、その部分に於ける壓力は必ず大氣壓より低くしなければならぬ。而て其低い程度は二つの切口に於ける運動のエネルギーの差に等しくなければならぬ。従つて切口が次第に擴大する吸出管に於ては、上に記した運動のエネルギーの差 $\left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_4^2}{2g}\right)$ に相當するだけ羽根車の出口の壓力が大氣壓より低くなるのである。

今羽根車の出口と吸出管の出口との絕對壓を p_2 及び p_4 とし、吸出管を流れる間に失はれる水頭を h とし、或る基準水平面 (Datum Level) からの高さを夫々 z_2 及び z_4 とすれば、羽根車と吸出管の出口に關してベルヌーイの定理を次の様に書く事が出来る。

$$\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 = \frac{v_4^2}{2g} + \frac{p_4}{\gamma} + z_4 + h$$

然し乍ら p_4 は大氣壓 p_a に等しいと見なし又 $z_2 - z_4 = H_0$ とすれば、上の式は

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - H_0 - \left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_4^2}{2g}\right) + h$$

となる。

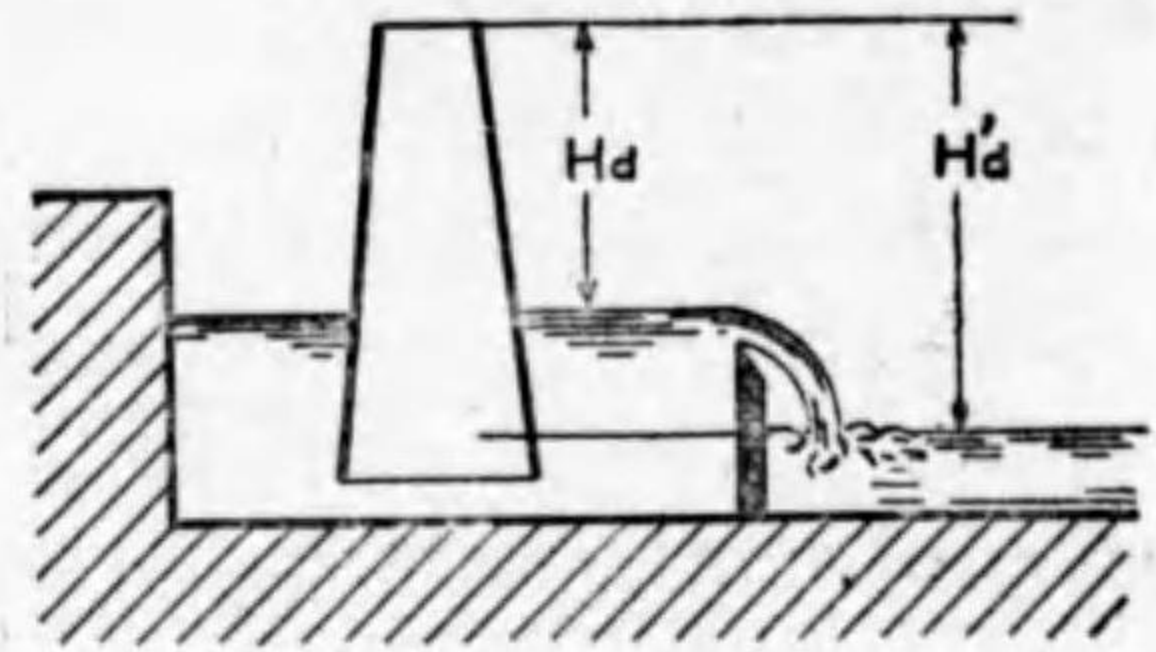
此壓力 p_2 が其時の水の溫度に相當する蒸氣の張力より低くなると、水流の一部に水蒸氣で充された空所 (Cavity) が發生する。又水の中には必ず空氣が溶けこんでゐて、 p_2 が或る程度以下に低下すると、此空氣が再び現はれる爲に水流の中にやはり空所が生ずる。従つて此の壓力 p_2 は常に或る程度ゼロより高くなければならぬ。

更に羽根車を出て行く水は設計通り軸方向に流れる事は殆ど無く、實際には多少とも必ず回転速度を有し、殊に部分開口の場合には水は烈しく回轉し乍ら流れるから、羽根車の出口の壓力 p_2 が餘り低い場合には羽根車の出口に近い吸出管の中央部分に空所を生ずる。この空所の急激な出現と消失とによつてその附近に於ける壓力と速度が著しく變動し、その爲水車の効率を減ずる許りで無く、羽根車其他の部分の腐蝕をはやめ、又振動が烈しくなると吸出管を



破壊する様な危険がある。

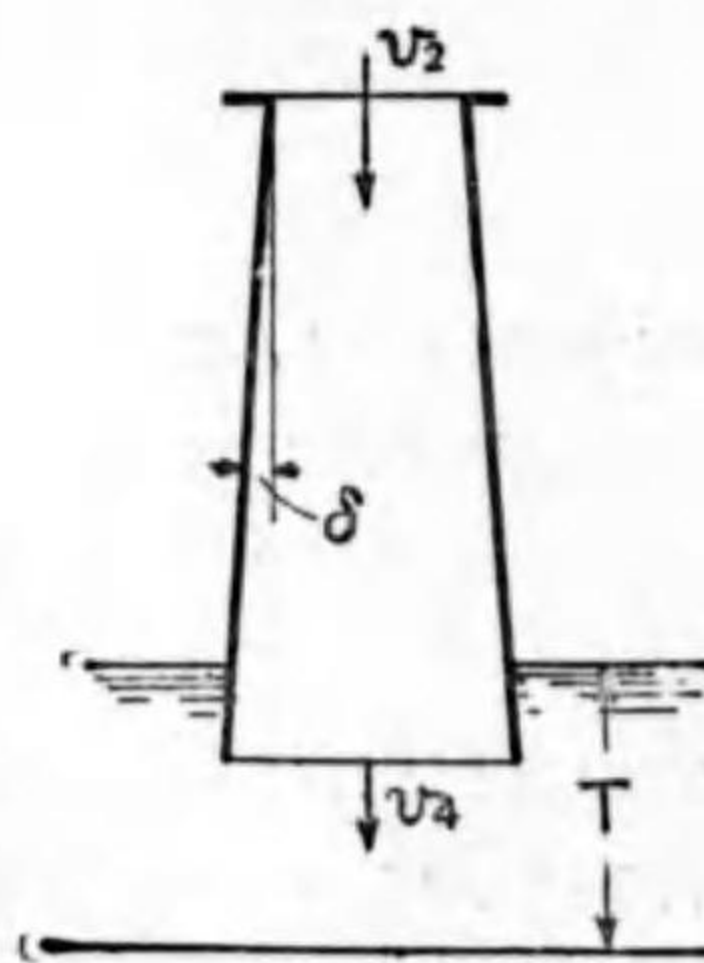
吸出高さ H_a は発電所の都合から言ふと成る可く大きくとつて水車室の床を高くした方が便利である。大気圧に相當する高さと考えると理論上約 10m 位迄高くとり得る譯であるが、實際には上に記した様に空所が生ずる關係上 6m 位迄が安全であると云はれてゐる。第 116 圖の様にこれが餘り高すぎた爲、放水路に溢れ堰 (Overflow Weir) を設けて放水面を高め、それによつて吸出高を H_a' から H_a に低めた例がある。



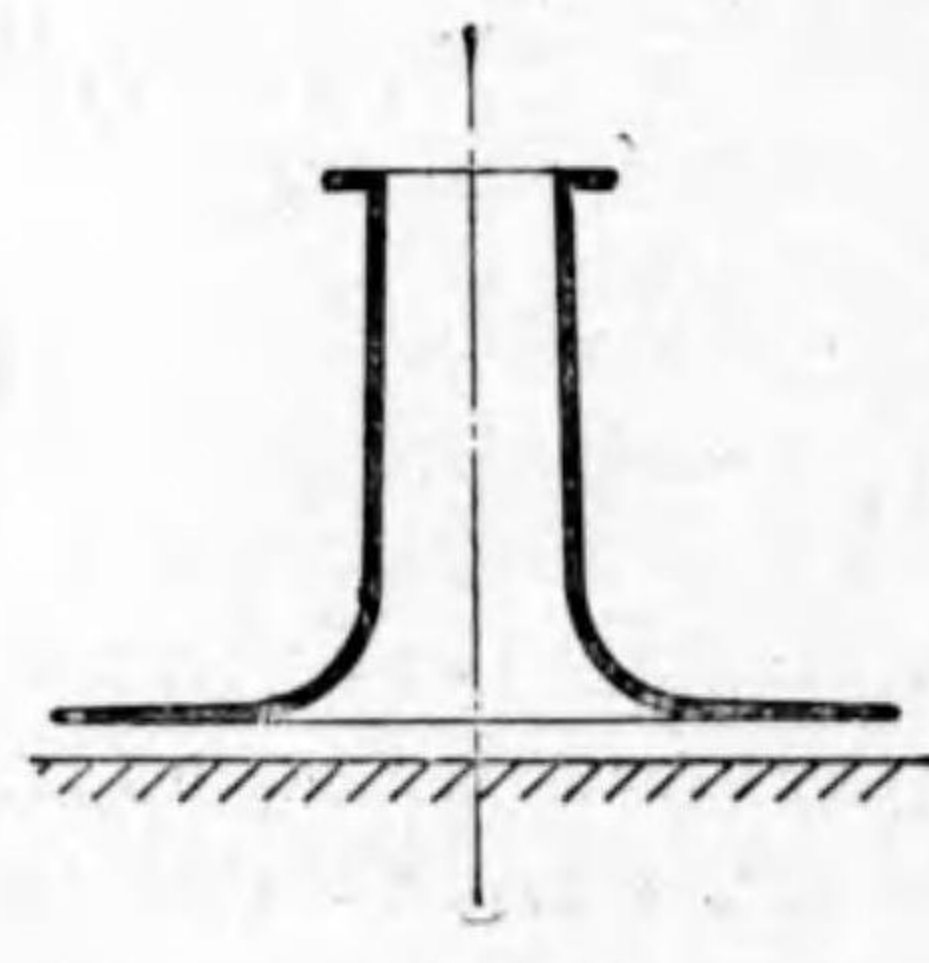
第 116 圖

24 吸出管の形状と構造

吸出管に依つて回収された運動のエネルギーは上に記した通り $\frac{v_2^2 - v_4^2}{2g}$ である。この値は吸出管の出口の面積を大きく作つて、その部分の水速 v_4 を非常に小さくすれば、羽根車の出口に於ける運動のエネルギー $\frac{v_2^2}{2g}$ の殆ど全部を回収し得る様に見えるが、實際には管壁の擴がりの角度 δ (第 117 圖参照) が餘り大きくなると、主なる流れが壁から離れ其跡に逆流が生ずる恐れがある。従つて吸出管の限られた長さに於いて、出口の面積を或る程度以上大きくする事は出来ない。



第 117 圖



第 118 圖

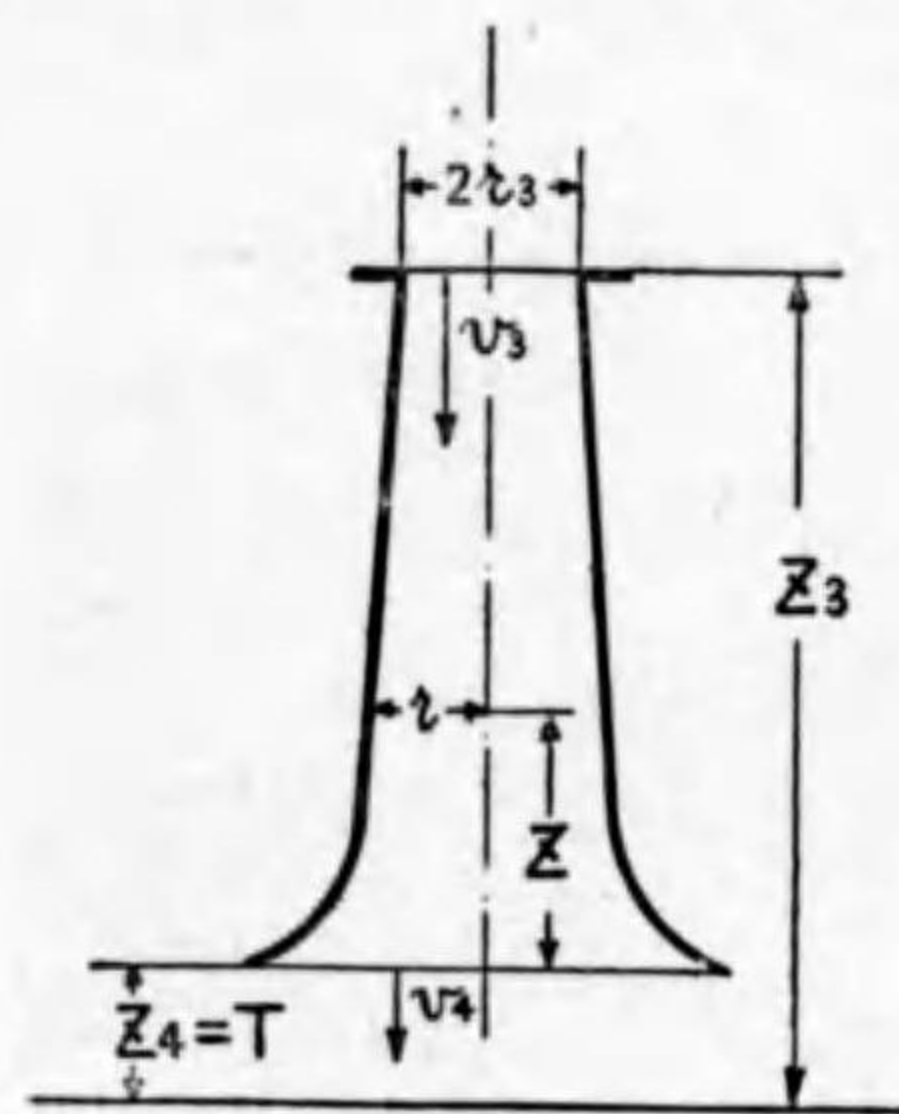


簡単な圓錐形の吸出管について云ふと、壁の擴がりの角 δ は 6° 内外の場合が最もよろしい。然し乍ら管の出口をラツバ状に擴げ、その管端に底板が極く接近して設けられた場合には (第 118 圖参照)、この角 δ を 8.5° 位に擴げた方がよい結果が得られる。すでに作られた吸出管について云ふと、一般に短い管程 δ が大きく出来てゐる。

ブラジル教授 (Prof. Prasil) は吸出管の出口に近づくに従つて擴がりの割合を次第に大きく作り、且つ出口の大きい管程底板との距離 T を小さくとつた方が良いと云ふ方針に基いて、次の式を與へた。

$$r^2 z = C$$

但し z は第 119 圖に示す様に底板から吸出管の或る切口迄の高さ、 r はその切口に於ける吸



第 119 圖



第 120 圖

出管の半径、 C は常數である。而して Q が流量、 z_3 が底板から吸出管の入口までの高さ、 v_3 がその切口に於ける水速とした場合、この常數 C は

$$C = \frac{Q z_3}{\pi v_3}$$

で表はされる。第 120 圖は此種の吸出管 (日立製作所製) の寫眞で、管が振動しない様に管端と底板との間に丈夫なボルトを用ひてゐる。實驗の結果によつても、ブラジルが主張した様に、簡単な圓錐形管の場合には、管端と底板との距離 T を比較的大きくとつた方が効率がよく、管端をラツバ状に擴げた場合には距離 T をかなり小さくとつた方が効率がよい様である。然し

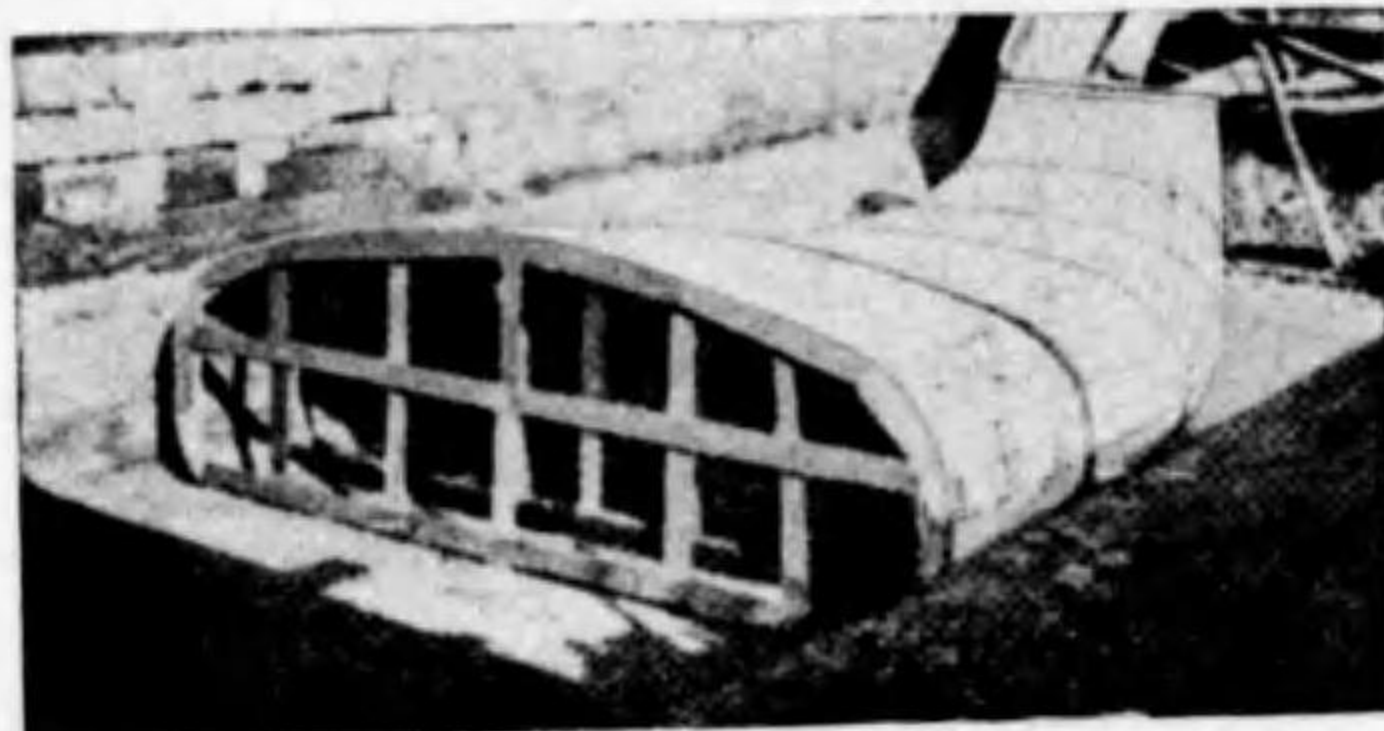


乍ら吸出管内の水流は非常に複雑であるから、この様な簡単な式によつてその輪廓を決定すると往々失敗する事がある。

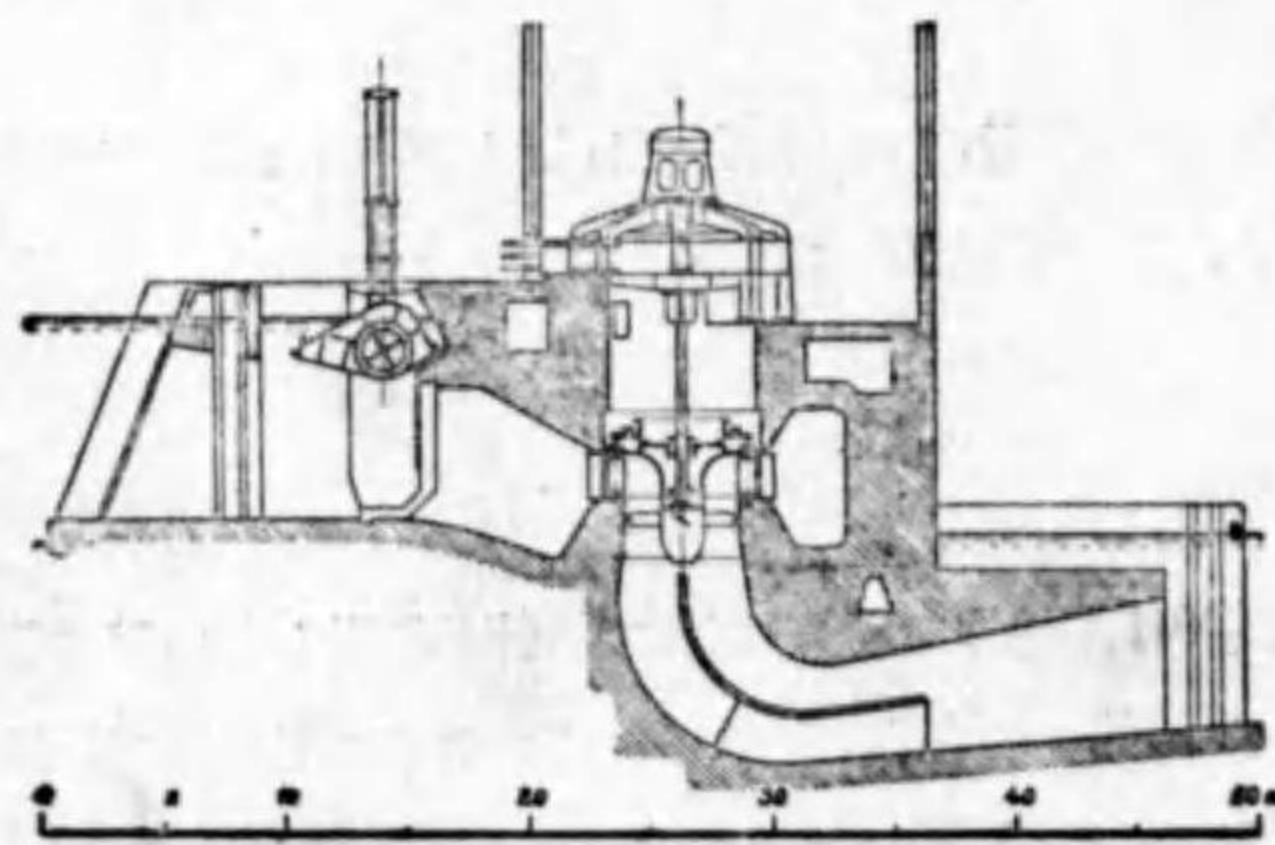
羽根車から出る流れが旋回分速度を有して居る場合を考えると、その運動のエネルギーを吸出管に擴がりを附ける事によつてのみ回収する事は殆ど不可能である。従つてこのエネルギーは水流が圓錐部分を離れた後に回収するやうにしなければならぬ。この點から云つて第118圖の様には管端に大きな錨を取付け且つ底板との距離を接近せしめ、錨と底板との間に放射状の通路を作るか、又は吸出管溝を渦巻形に作れば、上記のエネルギーを回収する點に於いて、相當効果があるものと考へられる。電業社では水が吸水溝へ流下する際の形に作つた自然流型吸出管(Natural Flow Draft Tube)を用ひてゐる。

水平軸の水車では吸出管の上端に必ず曲管を用ひなければならぬ(第69圖及び第111圖参照)、この様に曲管が羽根車の出口に近くある事はその中の流れが亂れるから多少効率を下げる原因となる。

圓錐形吸出管は直徑約1m位迄は鐵板で作り、それ以上になるとコンクリートで作る。ブラジル型の様に場所によつて擴がりの角度が異なる管や曲管等は鑄鐵又はコンクリートで作る。大型のコンクリート吸出管では管の長さを相當に保つて、しかも掘下けを淺くする爲に曲り吸出管(Elbow Draft Tube)を用ひ、出口の幅を特に廣く作る(第121圖参照)。



第 1 2 1 圖



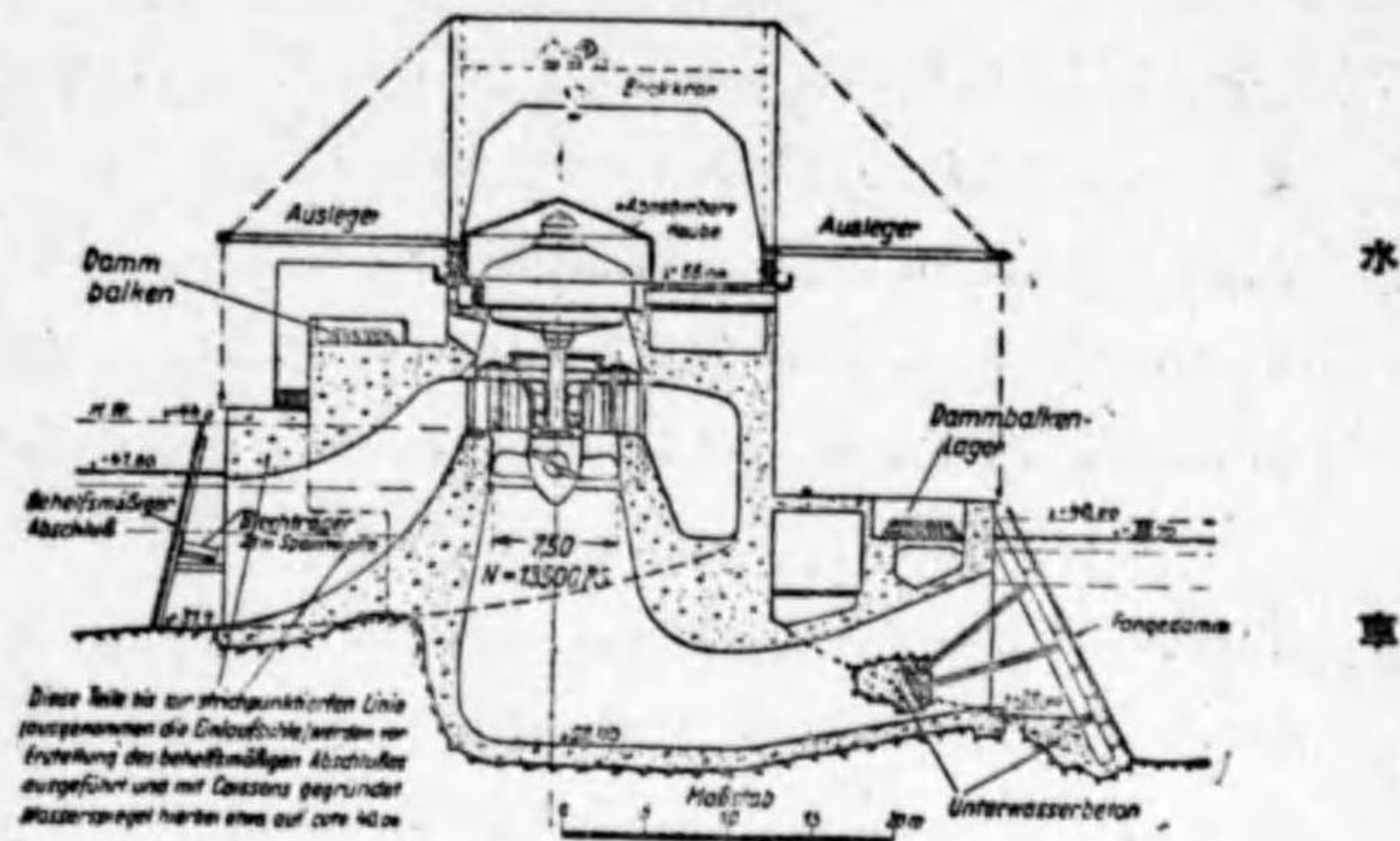
第 1 2 2 圖

更に深さを一層減する爲に第123圖の様にサイホン(Siphon)式の吸出管を作り、羽根車を水面より高く据付ける。此圖は最近出來た瑞典フルゲン(Vargön)の発電所である。猶曲り吸出管の彎曲部に於ける流を適當に導く爲に第122圖に示す様な隔壁を設け



る事がある。

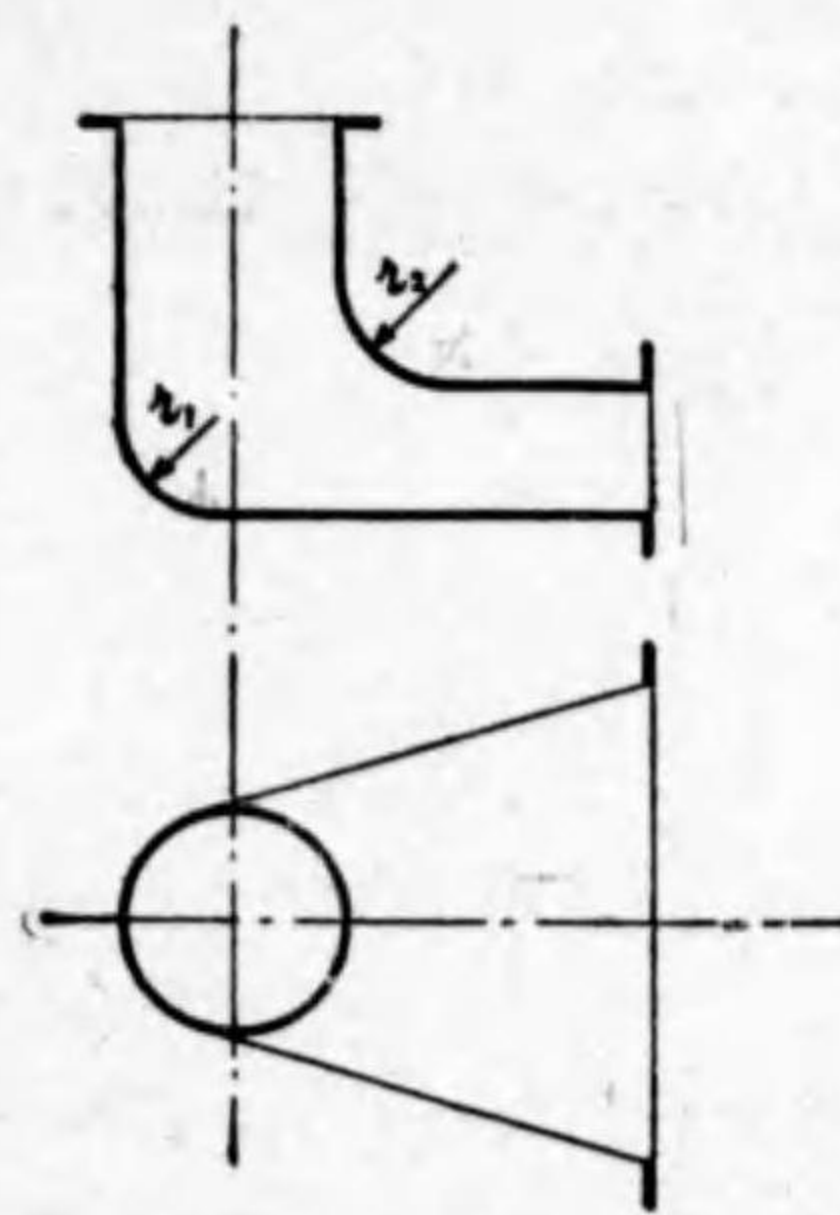
超高速水車では既に述べた通り、羽根車から流出する水の運動のエネルギーが、總エネルギーに對して非常に大きくなるから、これを回収する處の吸出管は極めて重要なものとなる。従つて特殊な吸出管が種々考案されてゐる。



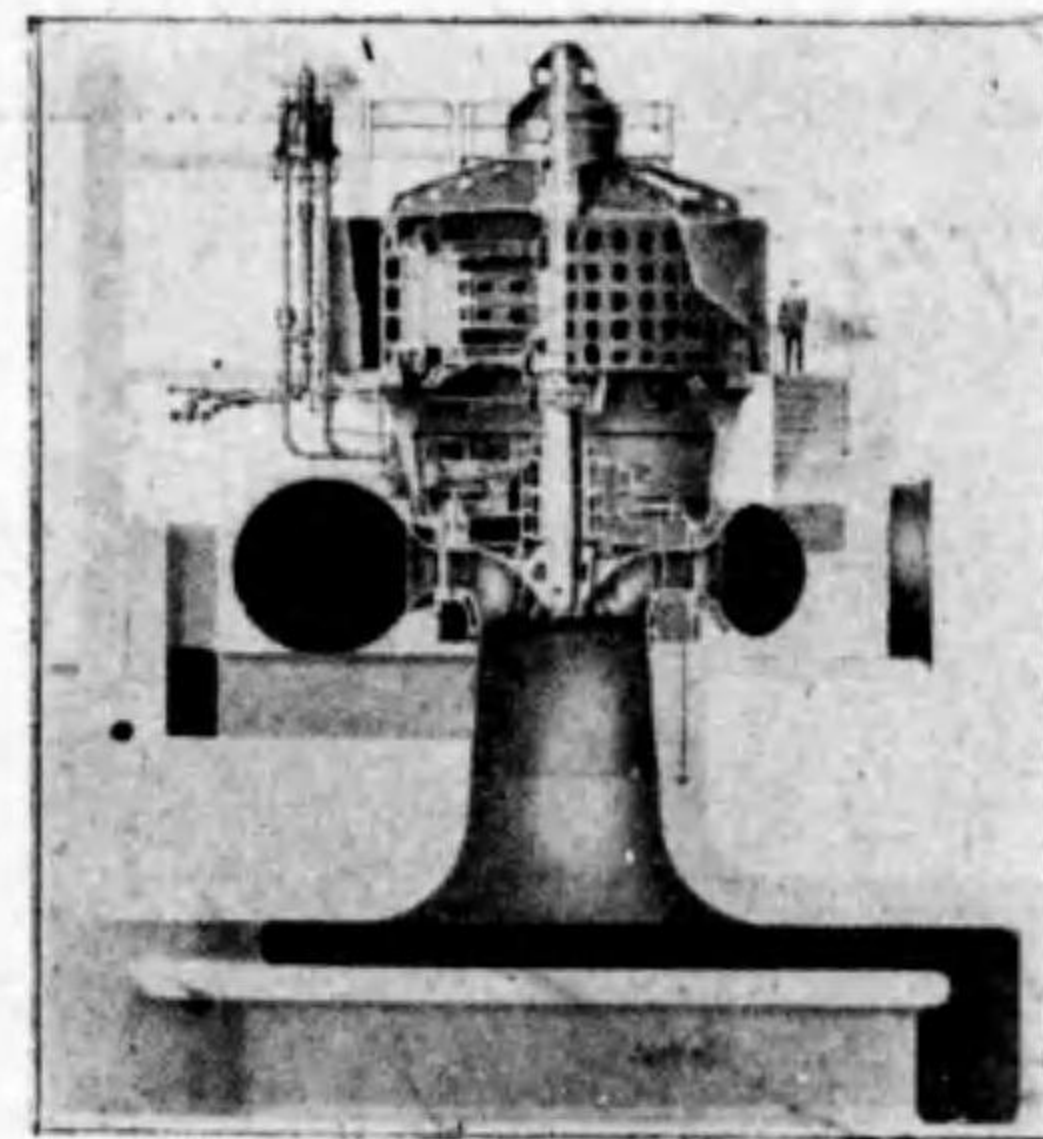
第 1 2 3 圖

カブランは短距離の間

に大きな運動のエネルギーを壓力エネルギーに換ふる爲には、從來用ひられてゐる圓錐形の管や軟かに曲つてゐる管は不適當であつて、寧ろ急激な方向變換を流に與へた方が有効であると云ふ考へから、前に記したラツパ狀の管端に底板が極く接近して設けられた種類の吸出管を作つた。この種の管では水流が底板に衝突して急激にその方向を換へる事になる。又カブランは第124圖に示す様に r_1 が r_2 より小さい曲り吸出管を作り、流れの方向を急激に變換せしめた。



第 1 2 4 圖



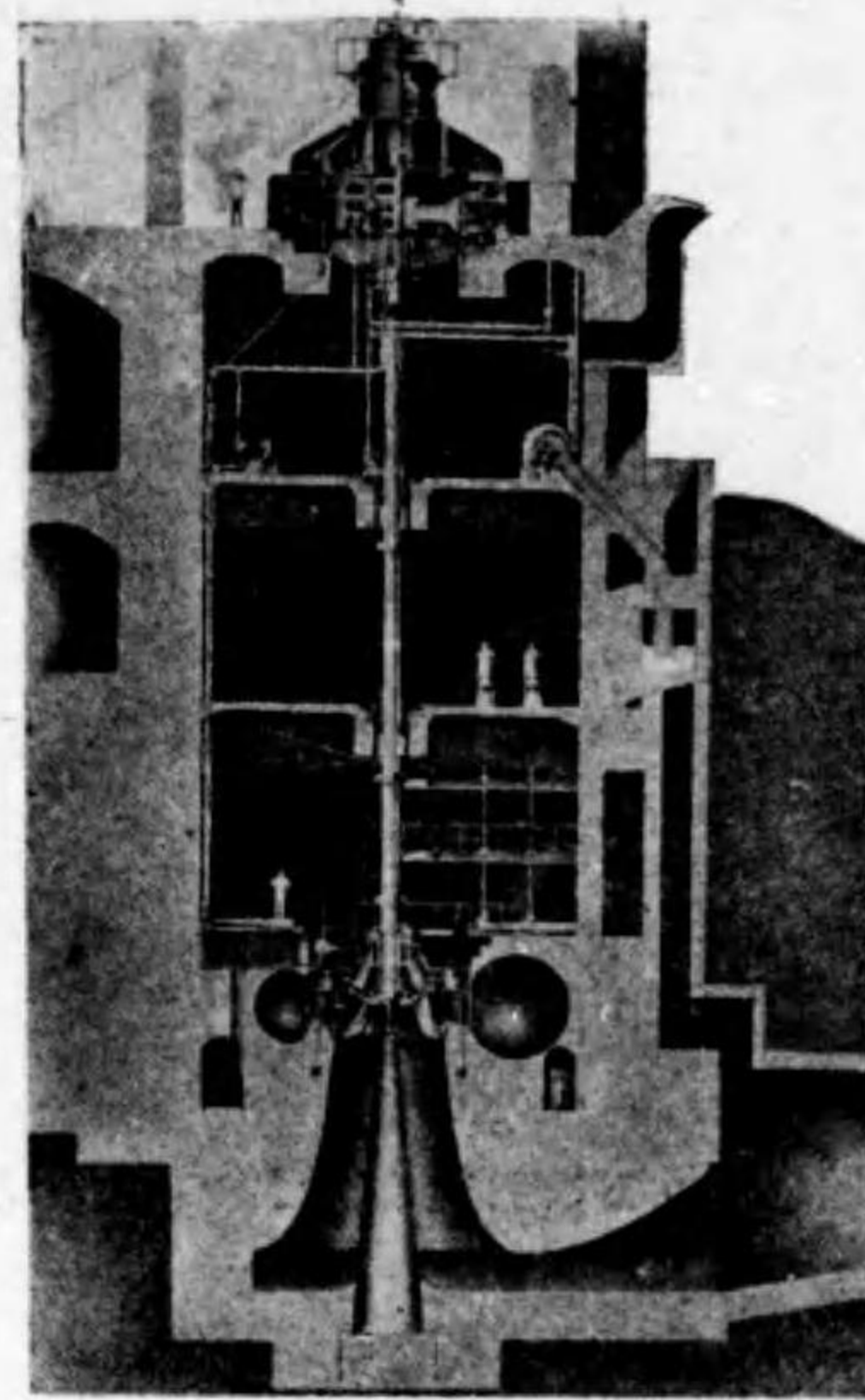
第 1 2 5 圖

米人ホワイト(White)の考案したハイド
ロコーンリゲイナー(Hydracone-Regainer)

と稱する吸出管も、矢張り超高速水車用の
もので、カプランが考案したラツバ状の管
と同様のものである(第125圖参照)。

ムーディの考案したスプレディング吸出
管(Spreading Draft Tube)の代表的
ものは、第126圖に示す様に、吸出管溝の
底から羽根車のボスに達する長い中心圓錐
(Center Cone)を有するものである。最初
この圓錐は管内の流れに滑かな通路を興
へる爲に考案された様であるが、流れの旋
回分速度の爲に發生する空所(Cavity)を
防ぐ爲に却つて有効である事が判つた。固
定羽根のプロペラ水車では特に回転分速度
が生じ易いから、この中心圓錐が役立つ事
と考へられる。只ハイドロコーンリゲ
イナーやスプレディング吸出管の様な特
殊の形を有してゐる吸出管は、その工事費が多少高くなる事は免れない。

尙第126圖に示した水車は東信電氣會社豊實發電所に据付けた16,000HPの堅型高速フラン
シス水車(日立製作所製)である。



第 1 2 6 圖

第七章 速度及び壓力の調整

25. 調整機の構造

一般に原動機に於いて負荷が變化した場合、その原動機に入るエネルギーが元のままであれ
ば、原動機に於ける速度に必ず變化が起る。然るに原動機に於ける速度の變化は如何なる場合にも
望まぬ事であり、殊に發電用水車では速度を出来るだけ一定に保たねばならぬ。この爲にペ
ルトン水車ではニードル弁、フランシス水車やプロペラ水車では動き案内羽根の様な流量加減
装置を備へ、その開きを加減する事によつて水車に入る流量、即ちエネルギーの量を調整する。

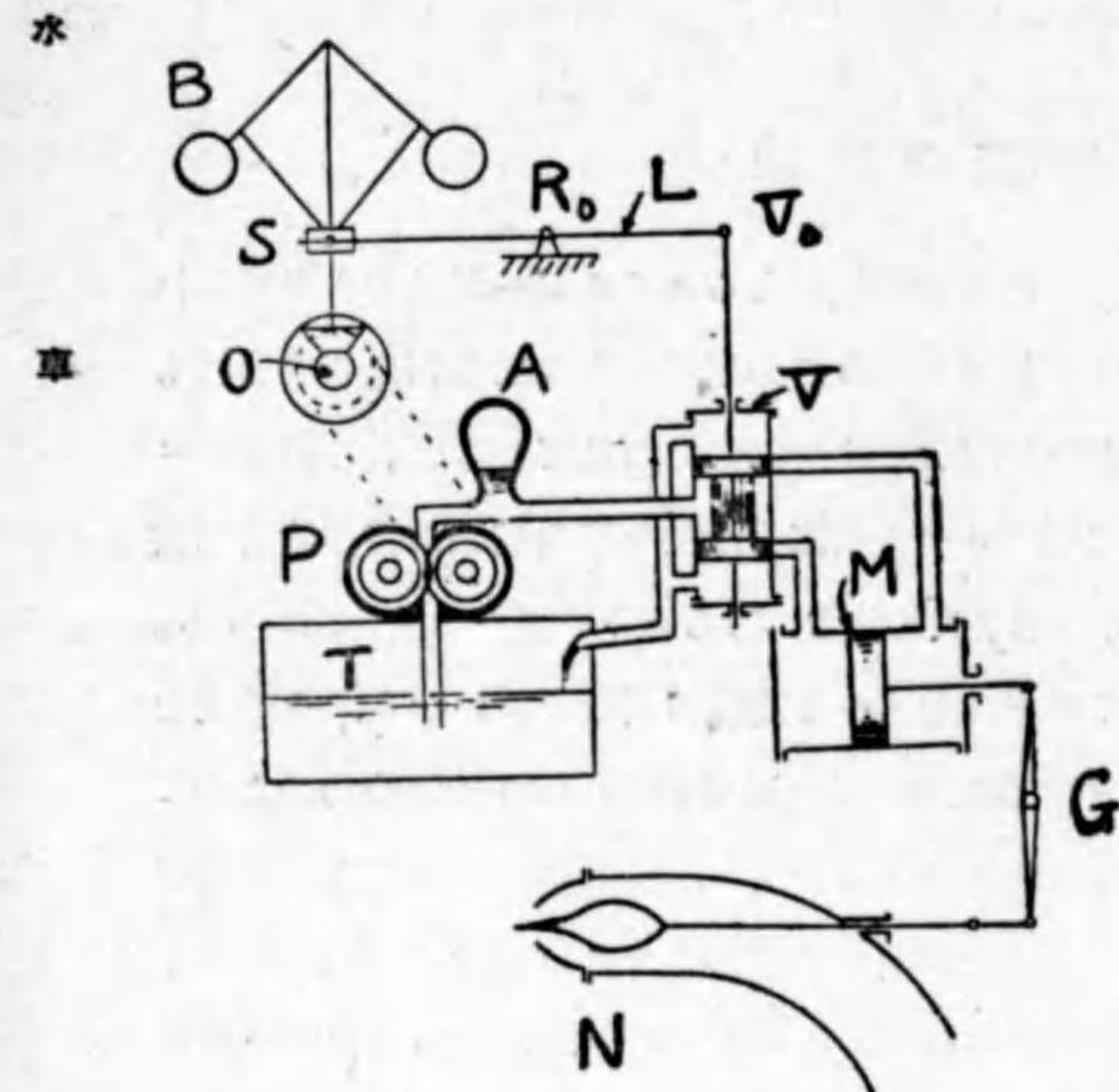
蒸氣機或は内燃機等に於ては原動機にエネルギーを與へる流體の質量が少いから、その量を
加減するのに大きな力を要せず、調速機の遠心錘(Centrifugal Pendulum)の遠心力によつて
直接加減する事が出来る。此様な場合調速機は直接調速機と稱し、原動機の一小部分を形成す
るに過ぎない。然るに水車のニードル弁や動き案内羽根は元來相當大きいものである。従つて
之等の装置を遠心錘の遠心力によつて直接動かす事は到底不可能であり、何等か他の強い力に
よつて動かさなければならぬ。而して遠心錘は只その力を發動せしめる爲に作用するに過ぎ
ない、即ち水車の調速機は總て間接調速機である。

扱て水車の流量加減装置を動かす爲の力としては、以前には機械力が用ひられ、又電動機を
用ひた例も極く稀にはあるが、現在では殆ど總て液壓が用ひられ、それによつて流量加減装置
を開閉するところの液壓調速機(Hydraulic Governor)である。

此種の装置はアクチュエーター(Actuator)と稱する調速機本體の他にサーボモートル
(Servo Motor)油ポンプ(Oil Pump)等を有してゐる。而して油ポンプから送り出される油
の壓力をサーボモートルのピストンに作用せしめ、その壓力によつて開口を加減するもので、
遠心錘はサーボモートルに於ける液體の出入を支配するに過ぎない。以前には導水管から導い
た壓力水をサーボモートルに使用した事もあるが、壓力が不定であつたり、砂の害の恐がある
ため、現今では總て壓力油が用ひられてゐる。この種の調速機を油壓式調速機(Oil Pressure
Governor)と稱する。

現在用ひられてゐる調速機は各製造家によつて種々な形に作られてゐるが、その原理に於い
ては殆ど同じである。第127圖について説明すると、Bは遠心錘で圖に示したのは球状のもの
であるが、實際には種々な形のものを用ひられてゐる。而して多くの場合埃塵を防ぐ爲め箱の
中に中入つてゐる。遠心錘の軸は水車の親軸(Main Shaft)からベルト又は換れ齒車(Spiral

Gear) によつて回轉される。S は遠心錘の軸に取付けられた滑り環 (Sleeve) である。速度の上昇によつて遠心錘 B が軸から遠ざかれば滑り環 S が昇り、反對に回轉數が減じて B が下



第 127 圖

齒車ポンプが用ひられ(第 128 圖参照), 多くの場合第 127 圖の様に水車軸 O からベルトで運轉されるが, 又數臺の調速機に對して共通のポンプを用ひ, 之を補助水車 (Auxiliary Turbine) で運轉する。このポンプによつて油槽中の油は通常 10~15 氣壓に高められ, 空氣室 (Air Chamber) A の中に押し込まれる。空氣室中には空氣が油壓によつて壓縮されてゐるが, ポンプから供給される壓力油の量が多すぎる時には, この空氣が更に壓縮されて油を A 室中に收容し壓力油の使用量が多くてポンプよりの供給が不足する時には, 壓縮されてゐた空氣が膨脹し A 室内の油を送り出して補給する。空氣室は各製造家によつて種々な形に造られる。

第 127 圖について V は分配弁, 又は配壓弁 (Distributing Valve 又は Controlling Valve) と稱せられるもので, ポンプより送り出された壓力油は常にこの弁に達してゐる。遠心錘の滑り環 S と弁 V とは挺 (Lever) L によつて連結され, S が上下する時には てこ L が R₀ を支點として傾くから弁 V も上下に移動し, サーボモートル M のピストンの一方に壓力油を送り, 他の側を吐出管 (Exhaust Pipe) につないでピストンを移動せしめる。

サーボモートルのピストンはリンクと腕によつて調整軸 (Governor Shaft 又は Gate Shaft) G を廻し, 更に腕とリンクによつて流量調節裝置の開閉を行ふ。第 127 圖はベルト

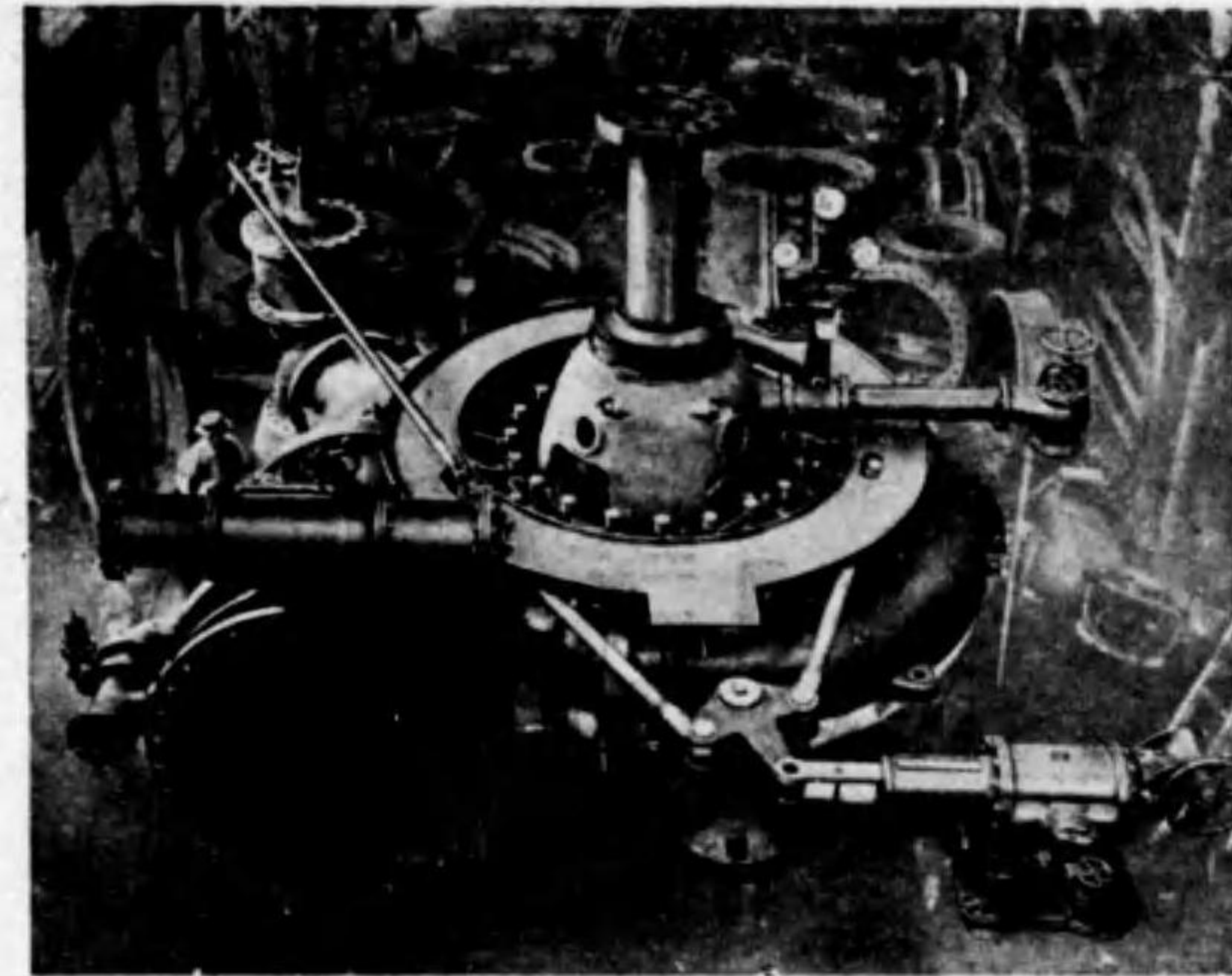
れば S も下る様に出来てゐる。

T は油槽 (Oil Tank) であつて, P は油ポンプ (Oil Pump) である。油ポンプとしては通常



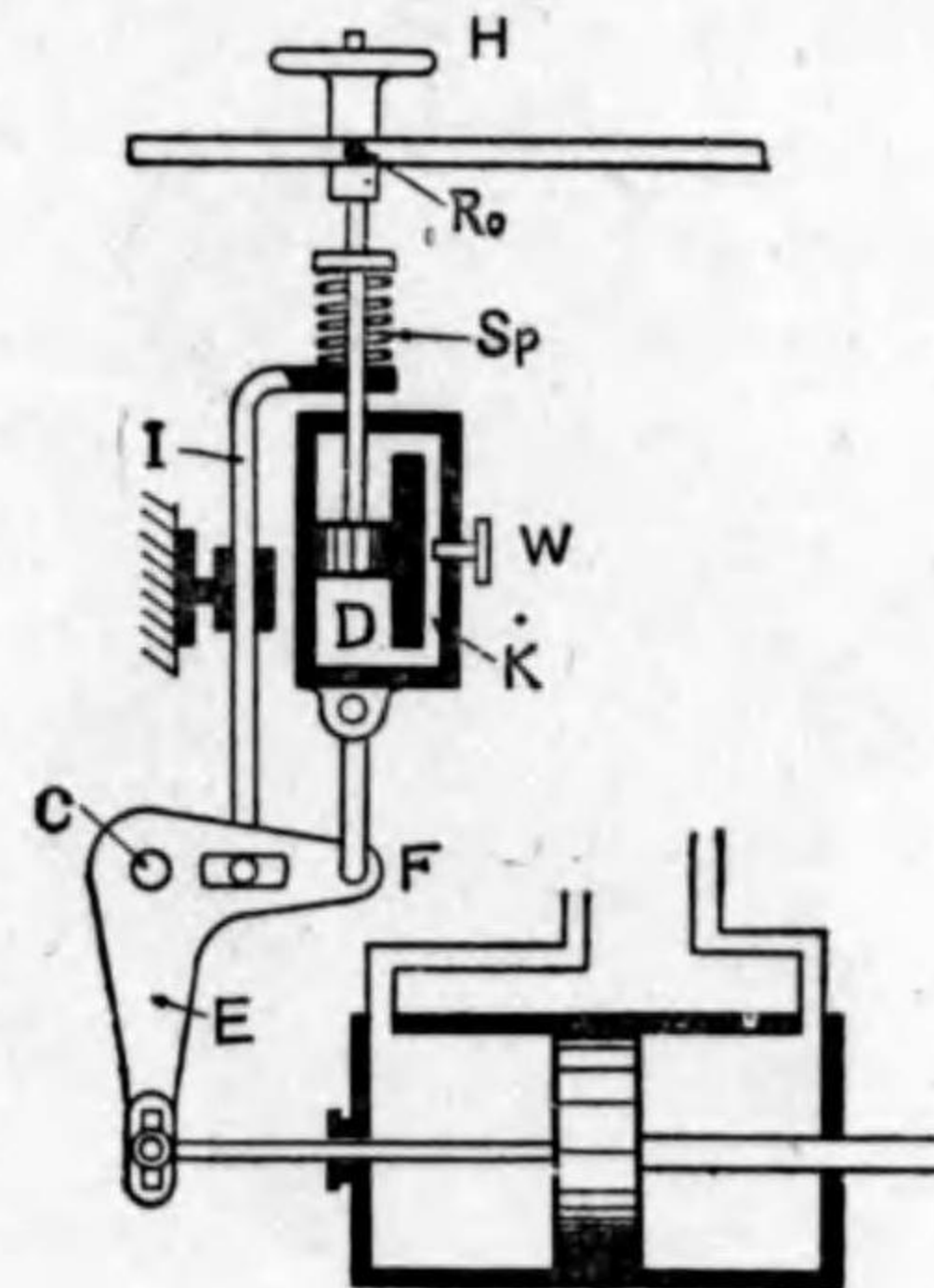
第 128 圖

水車の場合を示し, 調整軸 G の回轉によつてニードル弁を進退せしめる。又第 129 圖は群馬水電會社松谷發電所の 21000HP 堅型フランシス水車 (電業社製) である。圖に於てはサーボモートル, 調整軸及びそれにとりつけた二本の腕と二本の棒によつて加減輪 (Regulating Ring) に連結する有様を示す。



第 129 圖

分配弁の動き過ぎを防ぎ, もとの正常位置に復歸せしめる爲に第 130 圖に示す戻し機構 (Return Mechanism) なる装置がある。圖について D ははじき壺 (Dash Pot) と稱するピストンのはまつたシリンダで, 其中は油で充されてゐる。今サーボモートルのピストンが急に動いた場合を考へると,

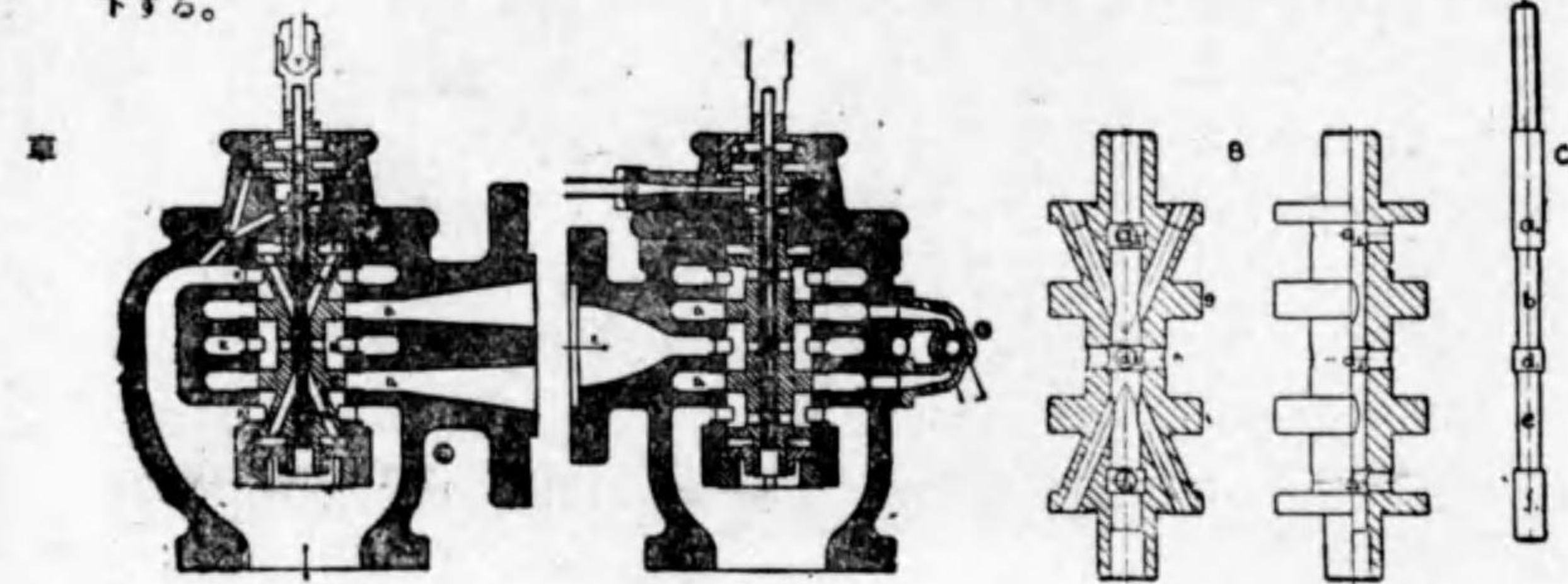


第 130 圖

圖のベルクランク E F は C を中心としてはじき壺 D を動かす。然るに其運動が急に起る時には其中のピストンの兩側に入つてゐる油は右側にある細い通路 K を流れて上下に入れ代る暇がなく, はじき壺は其ピストンと一體となつて動き, 浮動挺の支點 R₀ を移動せしめ, 分配弁の連結點 V₀ を動かして, 弁 V をもとの正常位置に戻す作用をする。

分配弁は弁室, 親弁 (Main Valve) 又は浮動弁 (Floating Valve) 及び先立弁 (Pilot Valve) の三部分からなり, (第 131 圖参照) 親弁は壓力油中にあつて, その重量と上下の面に作用する油壓の差

が釣合ふ様に出来てゐるから、常に壓力油の中で浮動する。先立弁は親弁の中央にはまつた棒状の弁であつて、其上端がてこ L の一端に連結されてゐる。第 132 圖の B は親弁及びその断面を示し、C は先立弁である。遠心錘の出す力をなるべく軽減する爲に此様な構造に出来てゐるのであつて、てこ L が軽い先立弁を上下すればそれに應じ親弁が油壓によつて直に上下する。

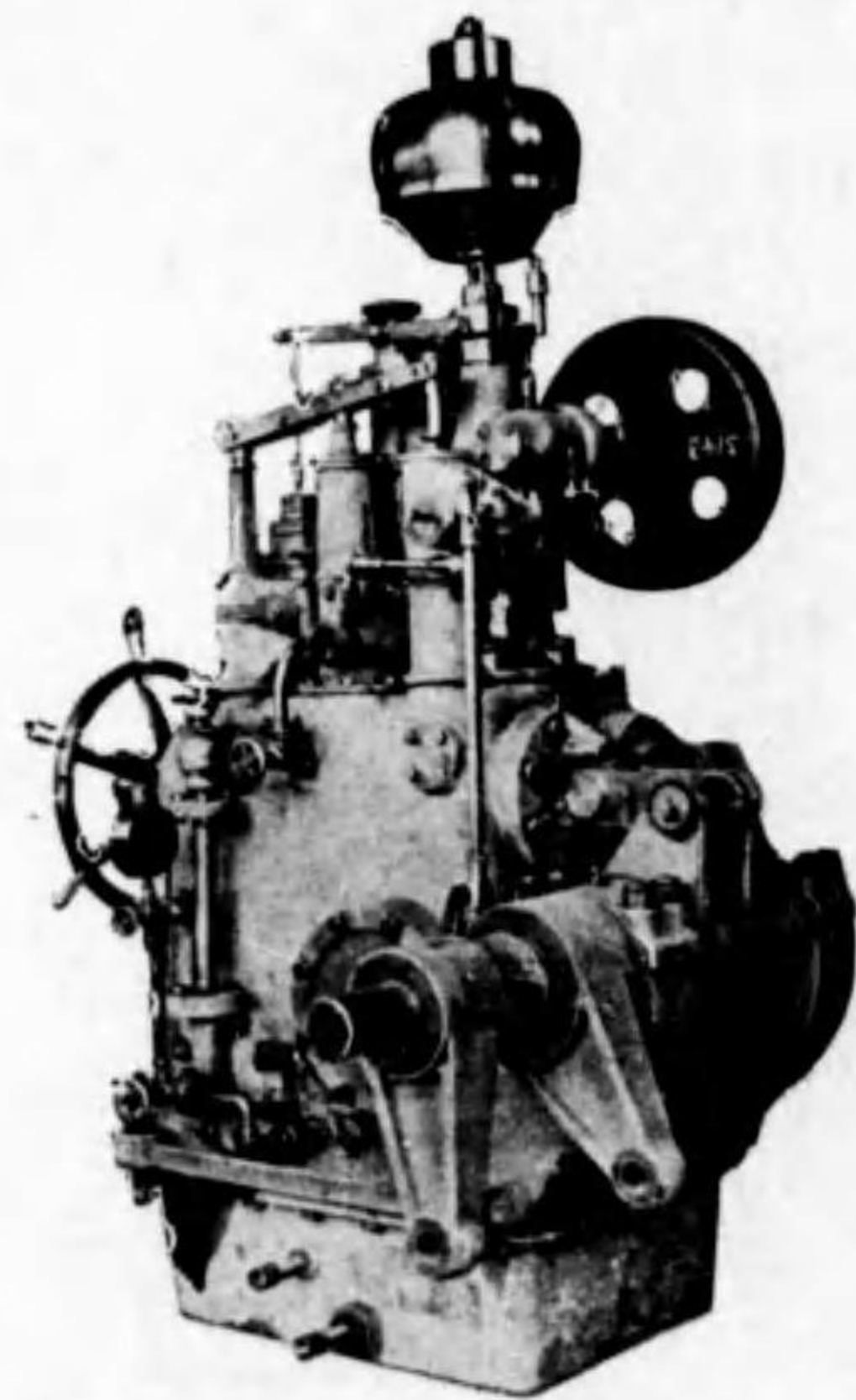


第 131 圖

第 132 圖

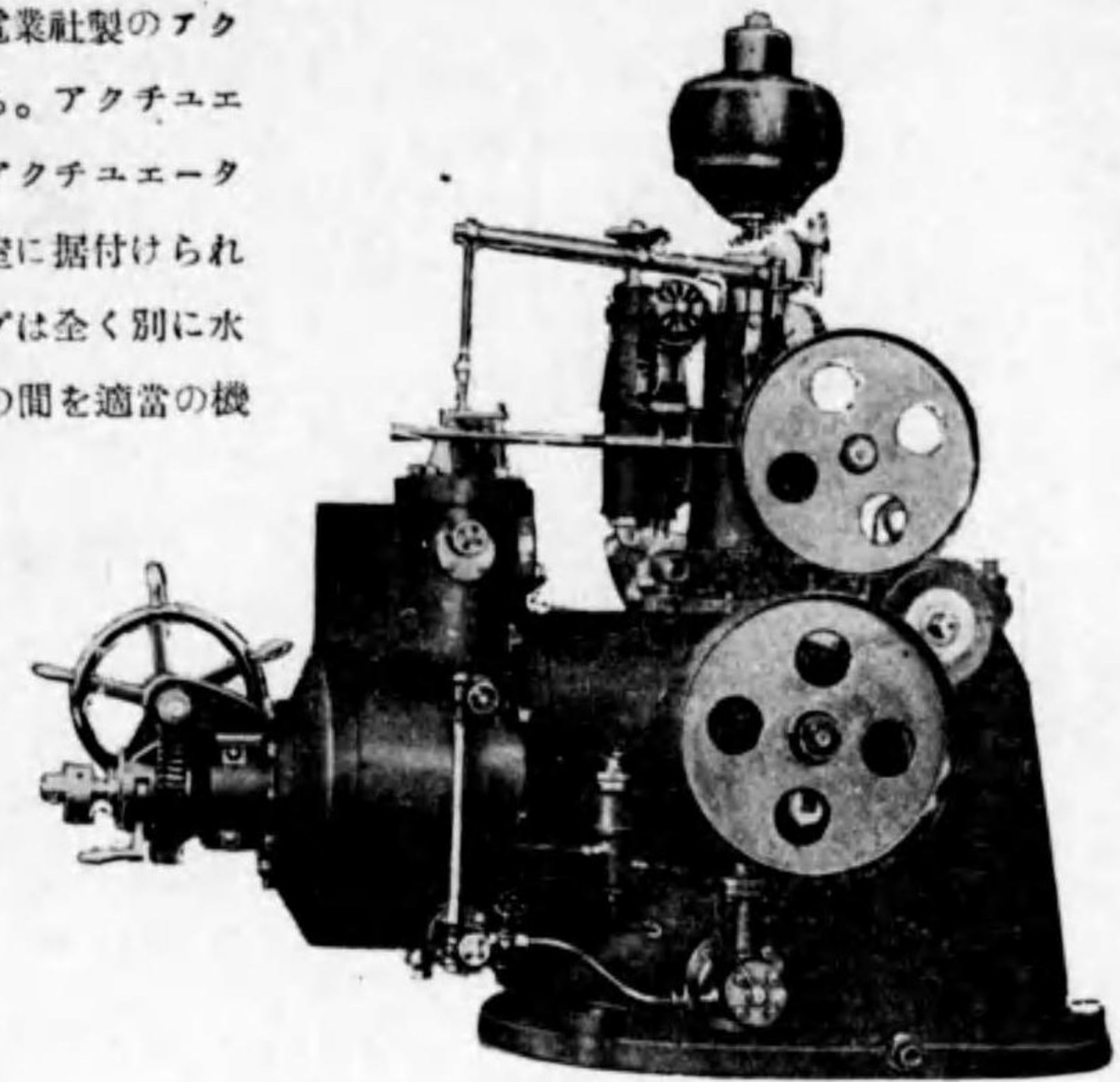
水車の始動又は運轉停止は調速機の作用によつて行ふ事が出来ないから、サーボモートルピストンを手で動かす爲に手動装置 (Hand Operating Gear) が付いてゐる。而して其ハンドル車 (Hand Wheel) とサーボモートルのピストンとの間には切替装置がとりつけてある。運轉中はこれをはづして置くが、これをはめてハンドル車を廻すとサーボモートルのピストンが動き水車の入口が開閉される様になつてゐる。但し此手動装置を用ひるにはサーボモートルピストンの兩側に於ける壓力油を前以つて排油管に連結して置かねばピストンが動かない。猶調速機には負荷制限装置、非常停止装置等が附屬する。

第 133 圖は電業社製ベルトン水車用調速

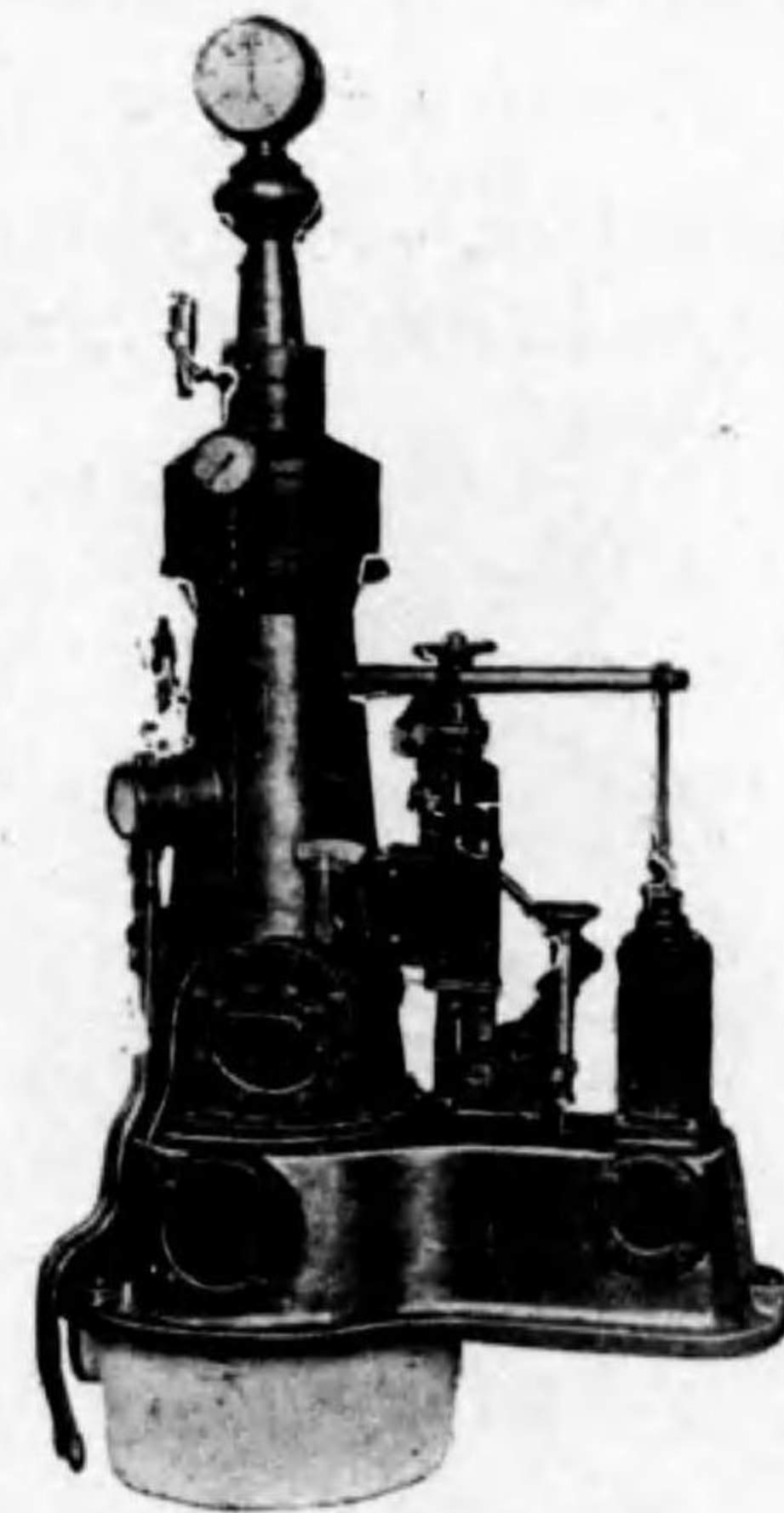


第 133 圖

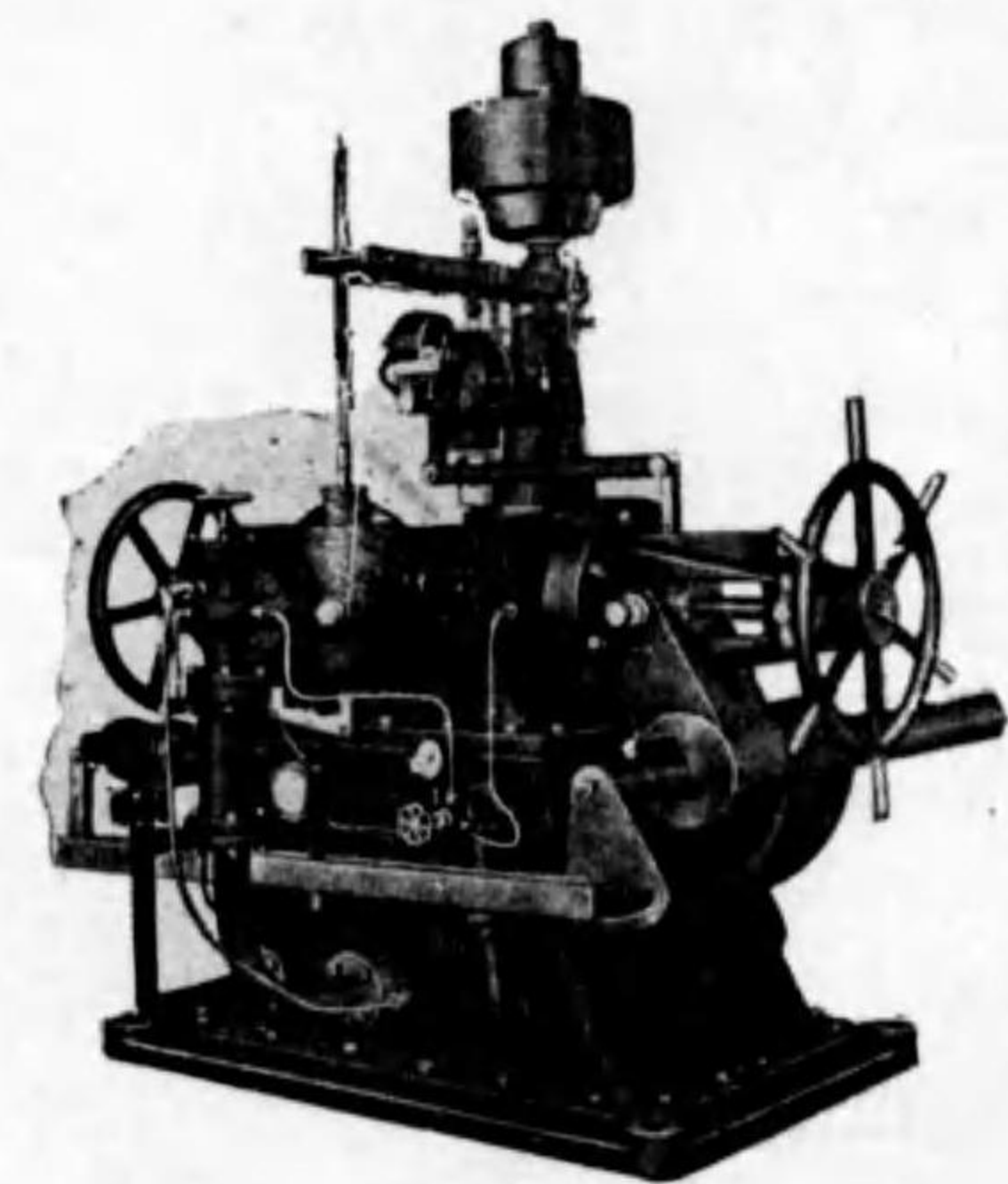
機、第 134 圖は同じくフランス水車用調速機、又第 135 圖は矢張り電業社製のアクチュエーター型調速機である。アクチュエーター型調速機と云ふのはアクチュエーターの部分が主として發電機室に据付けられサーボモーター及び油ポンプは全く別に水車室に据付けられ、それ等の間を適當の機構又は壓力油管で連絡した種類である。此型式は大型の堅軸水車に適する。第 136 圖は日立製作所製ベルトン水車用調速機、第 137 圖



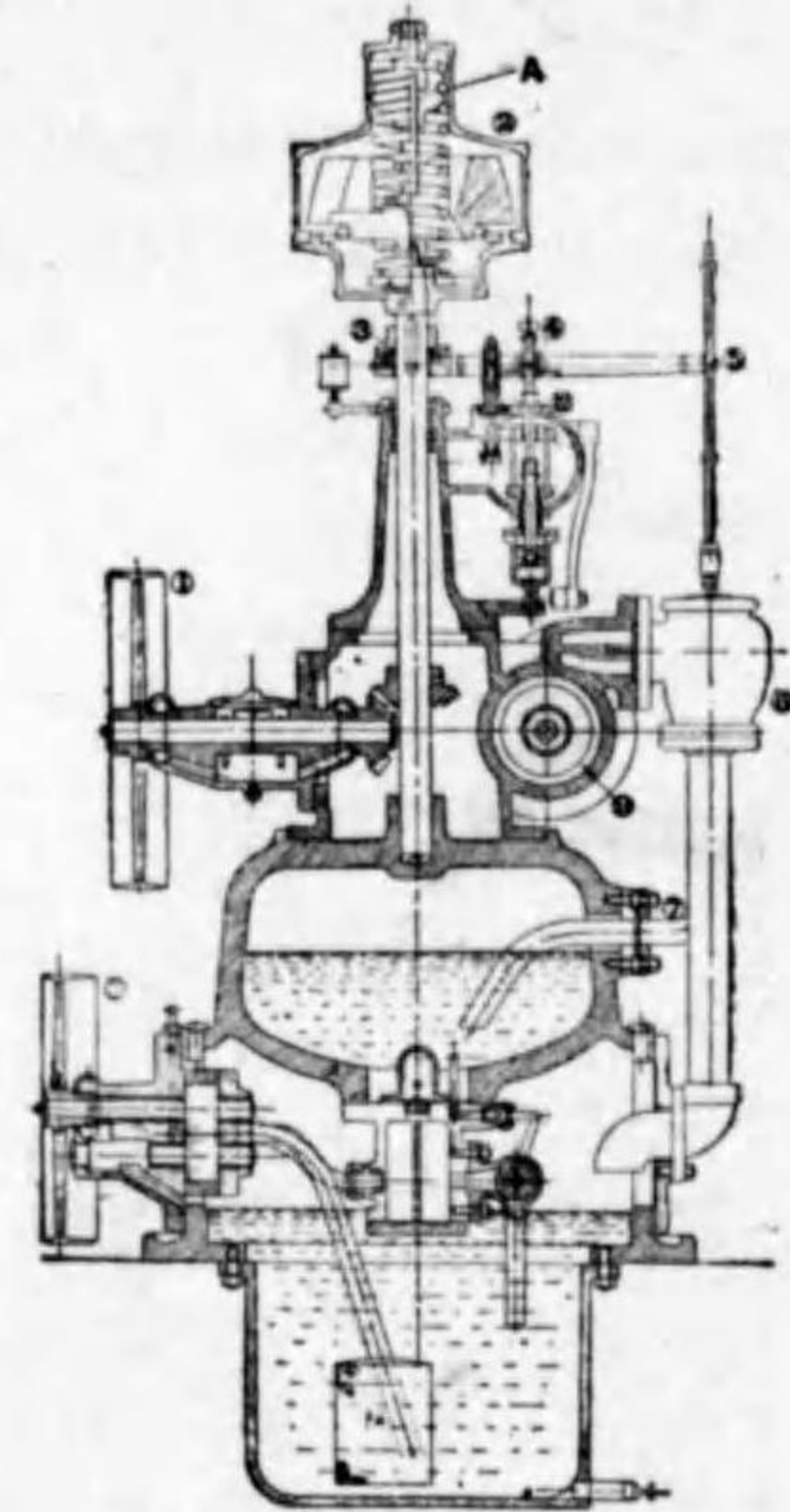
第 134 圖



第 135 圖

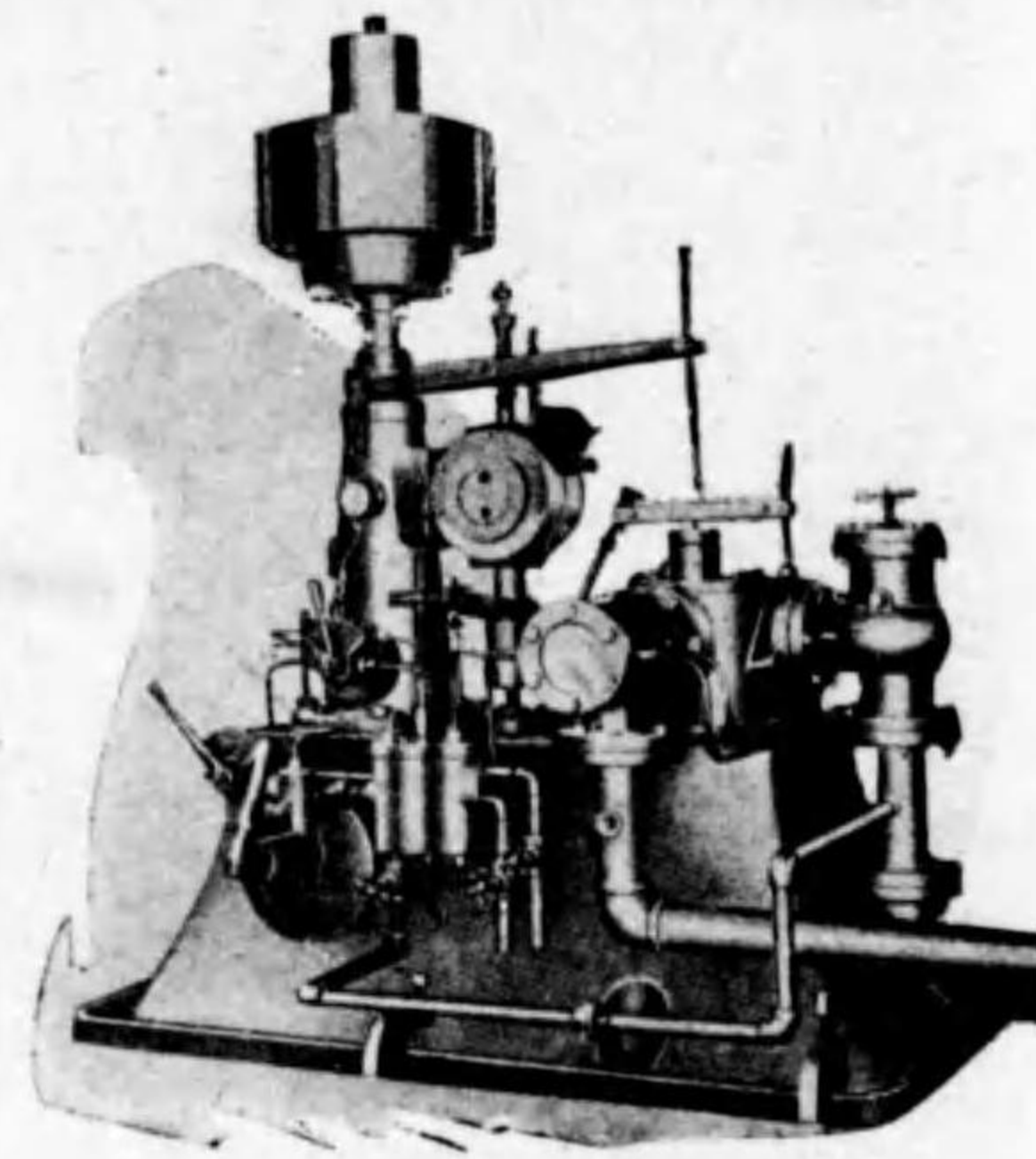


第 136 圖



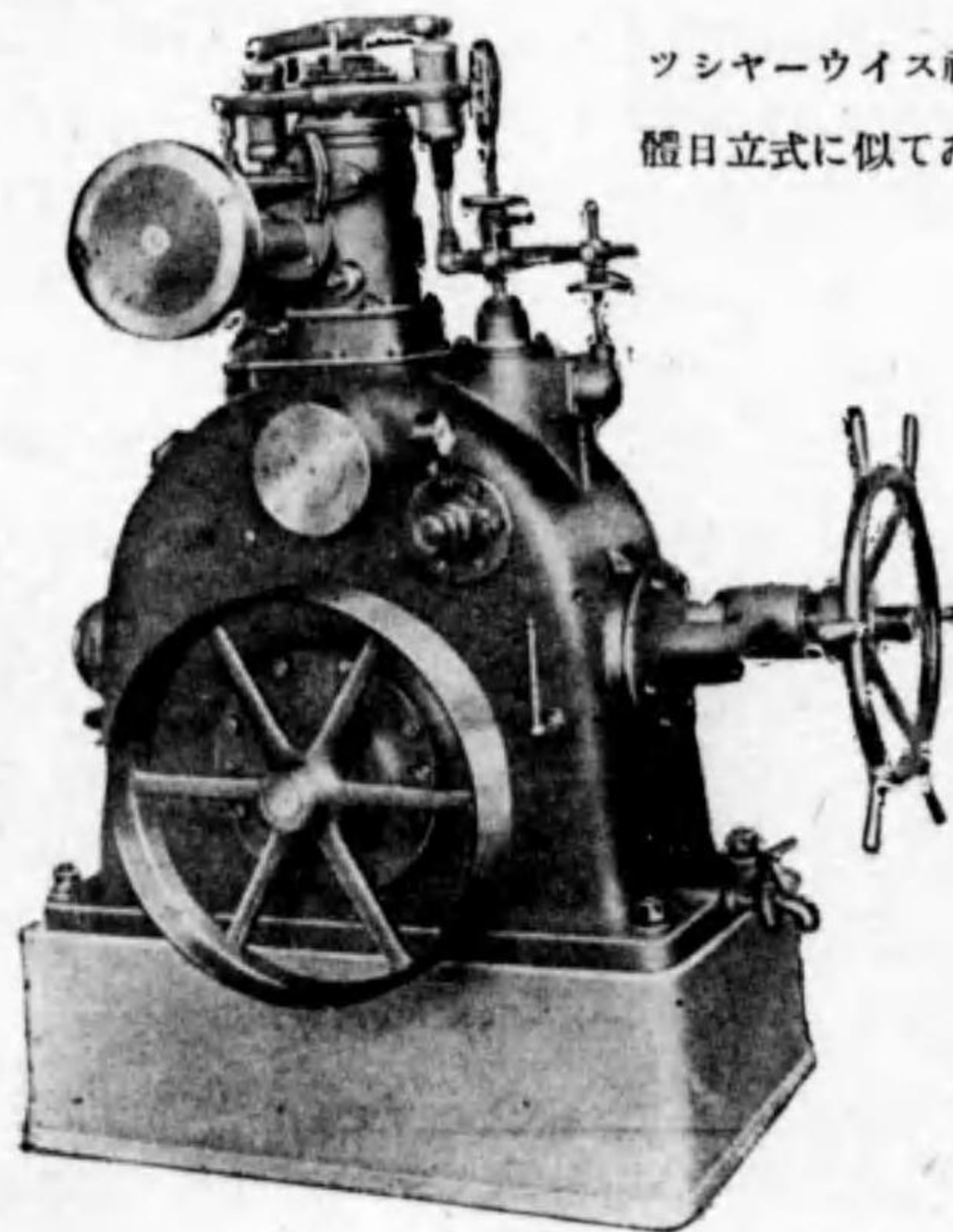
第 137 圖

はフランス水車用调速機、又第 138 圖は同社製
アクチュエーター型调速機である。第 139 圖はエ

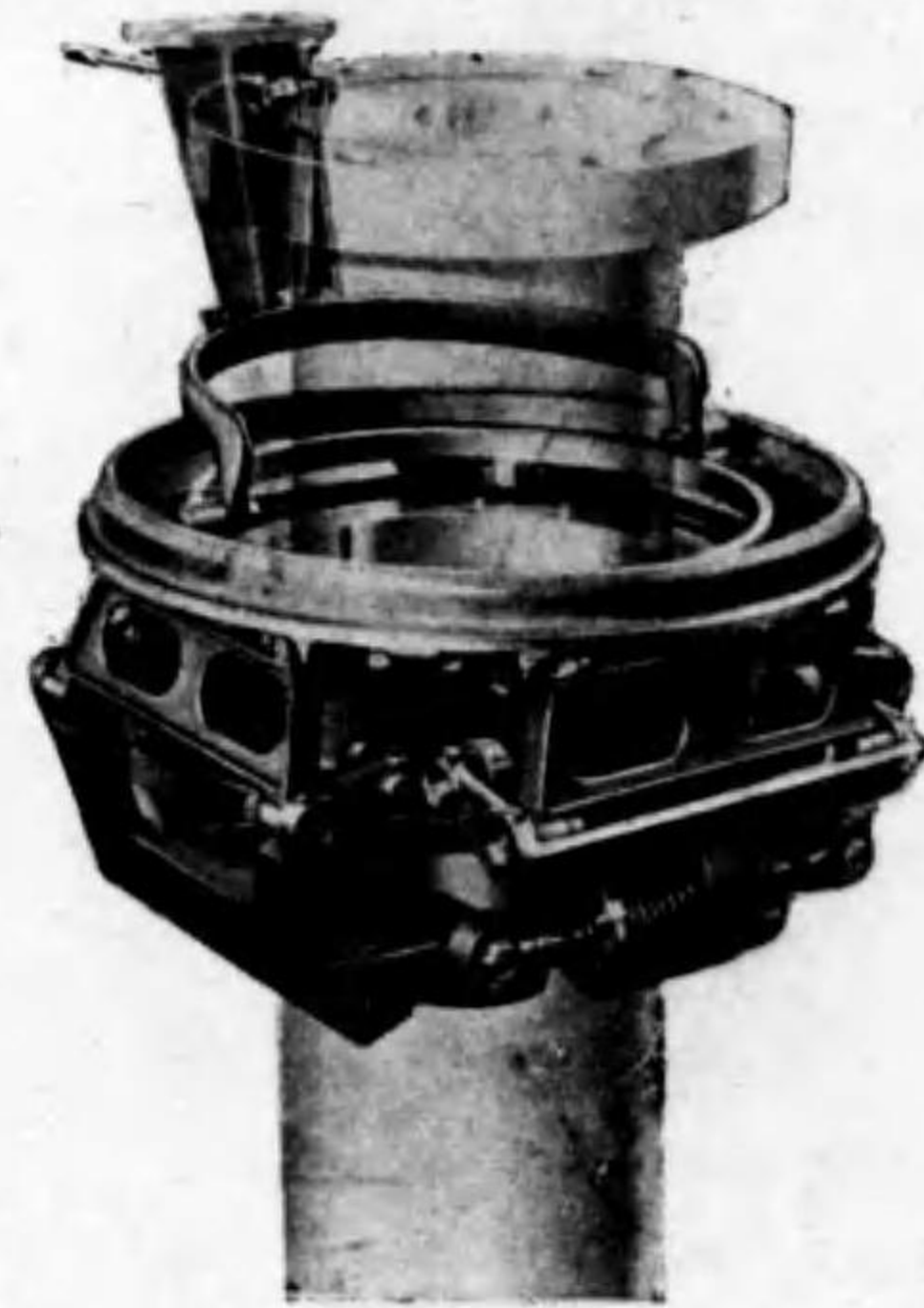


第 138 圖

ツシャーウイス社调速機を示す。フォイト社製调速機は大
體日立式に似てゐる。上記の调速機とやゝ異つてゐるのは



第 139 圖



第 140 圖

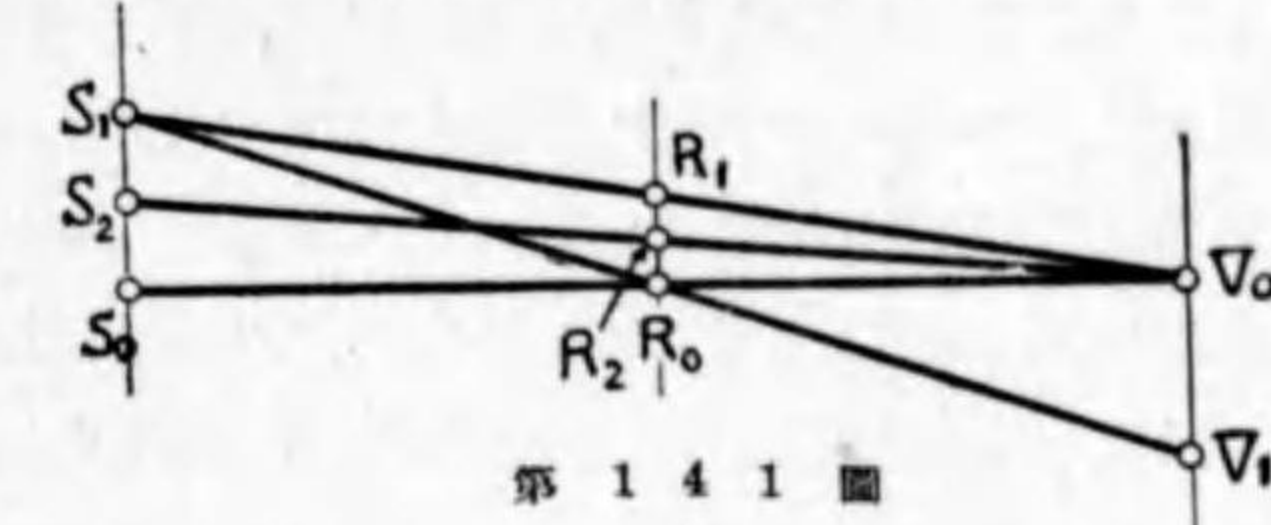


アリス チャルマース社製の调速機一種で、第 140 圖の様に水車の堅軸に调速機の遠心錘を
直接取付けたものである。水車の主軸と遠心錘との間に傳導装置がないから速度の變化が確實
に作用する。

26. 调速機的作用

今負荷に變化が無いものとすれば、第 127 圖について遠心錘の滑り輪 S はその正常位置に
あるから、分配弁に附屬する先立弁の連結點もその正常位置 V_0 をとり、サーボモートルにつ
ながる二つの油の通路を塞ぐから调速機全體はその關係位置を變へない。

然るに今負荷が急に減じたとす
ると水車の速度が高まり、遠心錘
は開いて滑り輪をその正常位置 S_0
から第 141 圖に於ける S_1 まで引
上げる。その結果浮動て $S_0 R_0$



第 141 圖

V_0 は R_0 を支點として $S_1 R_0 V_1$ の位置に傾き、先立弁従つて分配弁を押下ける。この弁が
下ると第 127 圖に示すサーボモートルピストンの左側に壓力油が入り、同時に右側は排油管に
つながるから、(排油管に出た油は再び油槽 T に戻る)ピストンは右に押され調整軸 G を廻
してニードル弁(又は動き案内羽根)を閉ぢ水量を減する。

扱てこの様にピストンが右に動くと同時に第 130 圖について腕 E が矢張り右に動くから腕
 F が上に傾いてはじき壺 D を押し上げる。このはじき壺は前に述べた様に急に押し上げられる
場合、その中の下側にある油が右側の細い通路 K を通つてピストンの上へ流れる暇が無いから、
ピストンのはじき壺と共に一體となつて押し上げらる。従つて第 141 圖について R_0 點が R_1
に昇り、てこは大體 $S_1 R_1 V_0$ の位置をとり、其結果分配弁 V は略元の正常位置に復歸する。

次にピストンが右に動いて水車の入口を閉ぢ水量が減ると、回轉數が次第に下るから、滑
り輪の位置は S_1 から S_0 に向つて降り始める。丁度その頃はじき壺の下部に入つてゐる油は
細い通路 K を経てピストンの上側に移動し、同時にピストンはそれにかかつてゐる重量の爲
に除々に押し下けられ、其結果戻し機構の位置は R_1 から R_0 に向つて歸り始める。然るに F
點が上に移動すると同時に棒 I も少しく上る事になる。故に回轉數が除々に減じて滑り環の位
置が S_0 近くに居る頃、戻し機構も亦 R_1 から R_0 近くに歸る筈であるが、棒 I が上つてバネ
を押縮める結果、戻し機構が除々に降つて丁度 R_2 點に戻つた頃、はじき壺のピストンに付い
てゐる部分の重量と發條 S_0 の彈力とが均合つて下降作用が止まる。従つて先立弁の連結點
は V_1 から V_0 に歸り、弁 V も正常位置に戻りサーボモートルピストンの閉鎖運動を全く止め

る様になる。この様に戻し機構が R_2 に止まつた爲に、サーボモートルのピストンは残りの負荷に相當する開きよりも尙少し餘計に開いた位置で止まり、この位置で總ての部分が均合を保つたのであるから、負荷の變化のあつた前より多少高い回轉數で均合の状態に戻る事となる。即ち滑り環の位置も S_2 に止まり、てこは略 $S_2 R_2 V_0$ なる位置で均合を保つ事になる。又急に負荷が加はつた場合にはこれと同様ではあるが全く反對の作用が起る。

負荷の變化があつてから最後に落付いた回轉數を永久速度 (Permanent Speed) と稱してゐる。この速度は上に述べた通り正常負荷の時と無負荷の時とは幾分差がある様に出来てゐるのが普通である。この事は二臺以上の水車が並行運轉 (Parallel Running) する場合必要なのである。即ち並行運轉の場合には負荷の減じた發電機回轉數が正常回轉數より少し高くしてある。單獨運轉の場合には此様に負荷によつて速度を變へる必要がない。

戻し機構の戻る速度は適當にとらなければならぬ。即ち R_1 から R_2 に戻る時間は滑り環が S_1 から S_2 に戻る時間より常に短くなる様にしなないと、調速機は踊り又は亂調 (Hunting) を起し、水車の入口を開き過ぎたり閉ち過ぎたりして速度が絶へず變化する。これは、はじき壺にある油の通路 K の切口面積を小さなハンドル車 W で調整するか、又は上に付いてゐるハンドル車 H を廻すと戻し機構の長さを伸縮する事が出来るから R_0 點を上下に移動し、それによつてこの位置を變へ、從つて水車の入口の開きを變へ、負荷と水車の回轉數の關係を任意に變へる事が出来る。このハンドル車 H は通常それに付いてゐる小さな電動機によつて配電盤から自由に廻す事が出来る。

サーボモートルピストンの移動速度もやはり適當に調整しないと水車の入口の開閉時間が不適當となり危険である。この速度は油壓を加減するか又は壓力油管中に孔のあいた板、即ち絞り板をはめ込み其孔の切口面積を増減する事によつて調整する事が出来る。

27. 調 速 と 負 荷

負荷の變化があつてから間も無く速度が變化するが、速度の變化し始めた瞬間から、サーボモートルが作用して、流量加減装置を動かし始める瞬間迄に要する時間を調速機の無駄時間、又は不動時間 (Dead Time) と稱してゐる。この間調速機に於いては先づ遠心錘が開閉し、浮動てこ (Floating Lever) を經て、先き立弁 (Pilot Valve) を動かし、遂に親弁 (Main Valve) が動いて壓力油をサーボモートルのどちらかの側に送つてピストンを動かし、開口 (Gate) を加減する。

無駄時間の間調速機の作用の効果が無いのであるから、この時間が長ければ速度の變化が當然大きくなる。從つてこの時間を出来るだけ短くする様に工夫しなければならぬ。その爲めに

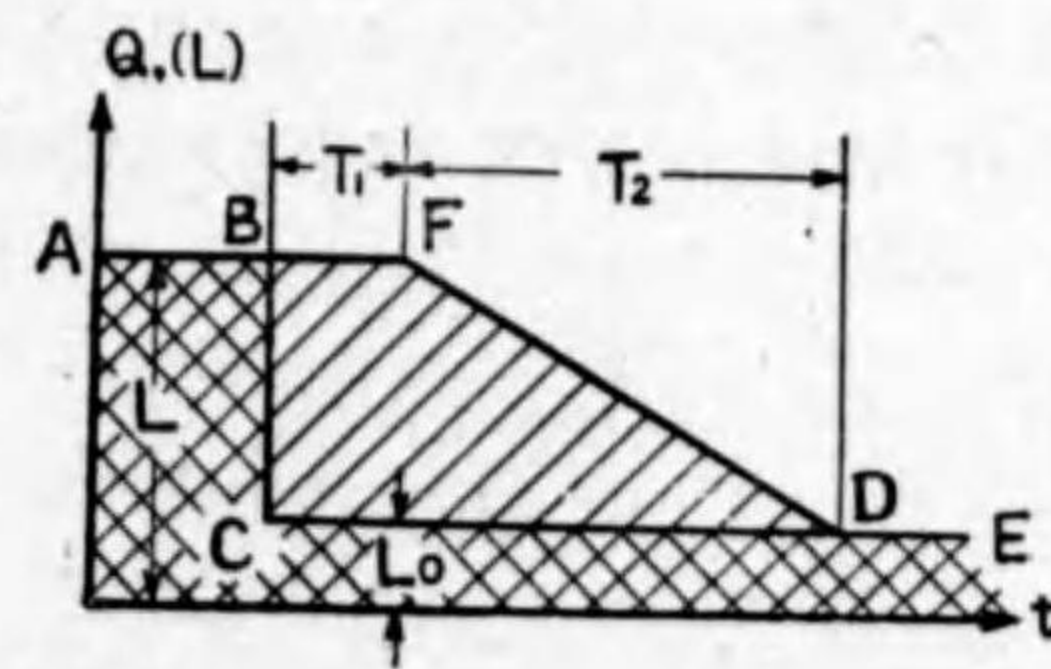
は總ての機構にゆるみがない様に作り分配弁の重り (Lap) を小さくし、壓力油の通路を短く作り、各部分の摩擦抵抗を成る可く減ずる様にしなければならぬ。新式の調速機ではこの無駄時間を $0.2 \sim 0.5 \text{ sec}$ に短縮する事が出来る、然し乍ら使用年月と共に機構にゆるみを生ずるから、無駄時間も多少長くなる事は免れない。

次に無駄時間を経過した後、ニードル弁又は動き案内羽根の全開位置から閉鎖位置まで動かすに要する時間を閉鎖時間 (Closing Time) と稱する。この時間はサーボモートルの力の大小、流量加減装置の種類、其外種々な條件によつて變る。要するにこの時間が短かければ、速度の變化を少ない範圍に喰ひ止める事が出来るが、餘り短かくすると、水槌作用 (Water Hammer) による水壓の變化が激しく危険である。故にこの時間は導水管の長さ、壓力調整装置 (Pressure Regulating Device) の種類等を考慮し、危険でない程度に於いて出来るだけ短かくすべきである。

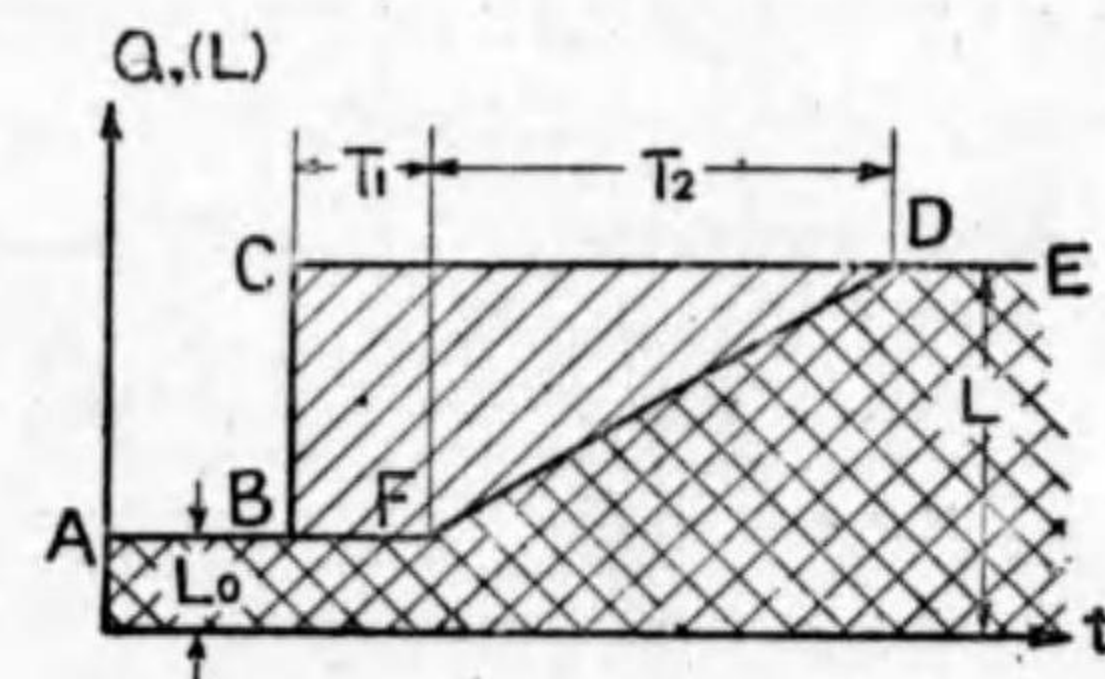
現在用ひられてゐる調速機に就いて云ふとこの閉鎖時間は大體 $1 \sim 3 \text{ sec}$ であるが必要な場合には 1 sec 以内に短縮する事も出来る。主なる水車の種類に就いて云ふと、渦巻型のフランス水車では通常 $2 \sim 2.5 \text{ sec}$ にとり、ベルト水車では噴射そらせ板 (Jet Deflector) を備へてゐる場合には、噴射をそらせるに要する時間を閉鎖時間と考へると、いくら短い時間に行つても安全であるから、通常 $1.5 \sim 2.5 \text{ sec}$ の間に噴射をそらせる。

閉鎖時間を調整するには絞り板 (Check Plate) によるのと、空氣室の壓力を加減する方法とがある。二臺以上の水車が並行運轉を行ふ場合にはこの閉鎖時間の加減を特に注意しなければならない。

扱へ負荷の増減に應じて調速機が作用し、流量を適當に加減し終るまでには、無駄時間 T_1 と閉鎖時間 T_2 とがある。この時間の間には水車へ流入するエネルギーの量、即ち入力 (Input) が多過ぎて速度が上昇するか、又は反對に入力が不足して速度が下降する。今時間を横に取り流量 Q 又は負荷 L を縦にとつて此關係を表はすと第 142 圖及び第 143 圖の様



第 142 圖



第 143 圖



になる。第142圖に於いては負荷が全負荷 (Full Load) L から無負荷 (No Load) L_0 に突然減じた場合を示し、第143圖に於いては負荷が L_0 から L に突然増した場合を示す。但し水車は無負荷運転又は空廻し (No Load Running) の場合にも、種々な摩擦抵抗に打勝つ爲めに、 L_0 に相當する丈の入力、即ち全負荷の約 10 %位のエネルギーを必要とする。

擬て発電所の負荷はスイッチ (Switch) によつて増減せしめるのであるから、その變化は全く瞬間的に起ると考へる事が出来る。従つて負荷の變化を表はす線 B C は垂直線となる。而して此變化の前後に於ける負荷の状態は A B C D Eなる直線の連りによつて表はすことが出来る。この様に負荷が變化すると、先づ速度の變化が起り、それより無駄時間 T_1 を経過した後にはニードル弁又は動き案内羽根が開閉し始め、更に閉鎖時間 T_2 の後に負荷の變化に相當する開口の大きさにはじめて達する。

今第142及び143圖に於ける F D 線の様に流量 Q が開口の増減時間に比例して變化するものと假定すれば、 T_1 及び T_2 なる時間の前後に涉つて水車に與へられた流量 Q 即ち入力 $A B F D E$ の線によつて表はされる。従つて此場合には面積 B C D F だけ餘分の流量が水車に與へられた事になり、速度が上昇する。これに反して第143圖では水車に與へられる流量が面積 B C D F に相當する丈、不足するから速度が下降する譯である。

この速度の昇降を或る程度まで制御する爲めに **はづみ車作用 (Fly Wheel Effect)** が必要である。而して発電機、水車其他に於ける回轉部分のはづみ車作用が、所要の程度に達しない場合には、別にはづみ車を附ける事が必要である。元來はづみ車作用なるものに入力を加減する機能はないのであるから、速度の昇降を根本的に調整する事は出来ないが、調速機がその作用を完成する間に生ずる入力の過不足に對し、一時的にエネルギーを吸収又は吐き出して、その急激な變化を緩和する作用がある。然しその代りに一度變化した速度が規定速度に復歸するに要する時間を延長する作用を伴ふ事は免れない。

次に流量加減装置を全開したまま、調速機を働かない様にして、水車の負荷を全部取去つてしまうと、速度は勿論非常に高くなる。然し乍ら種々な摩擦抵抗がある爲無暗に高くはならず或る程度に落付く。これを走り放し速度 (Run-away Speed) と稱する。この走り放し速度 n_r と規定回轉數との比 $\frac{n_r}{n}$ は、水車の種類によつて大體次の様になる。

ベルト水車	1.90~1.95
フランス水車	1.60~1.85
プロペラ水車	2.00~3.00

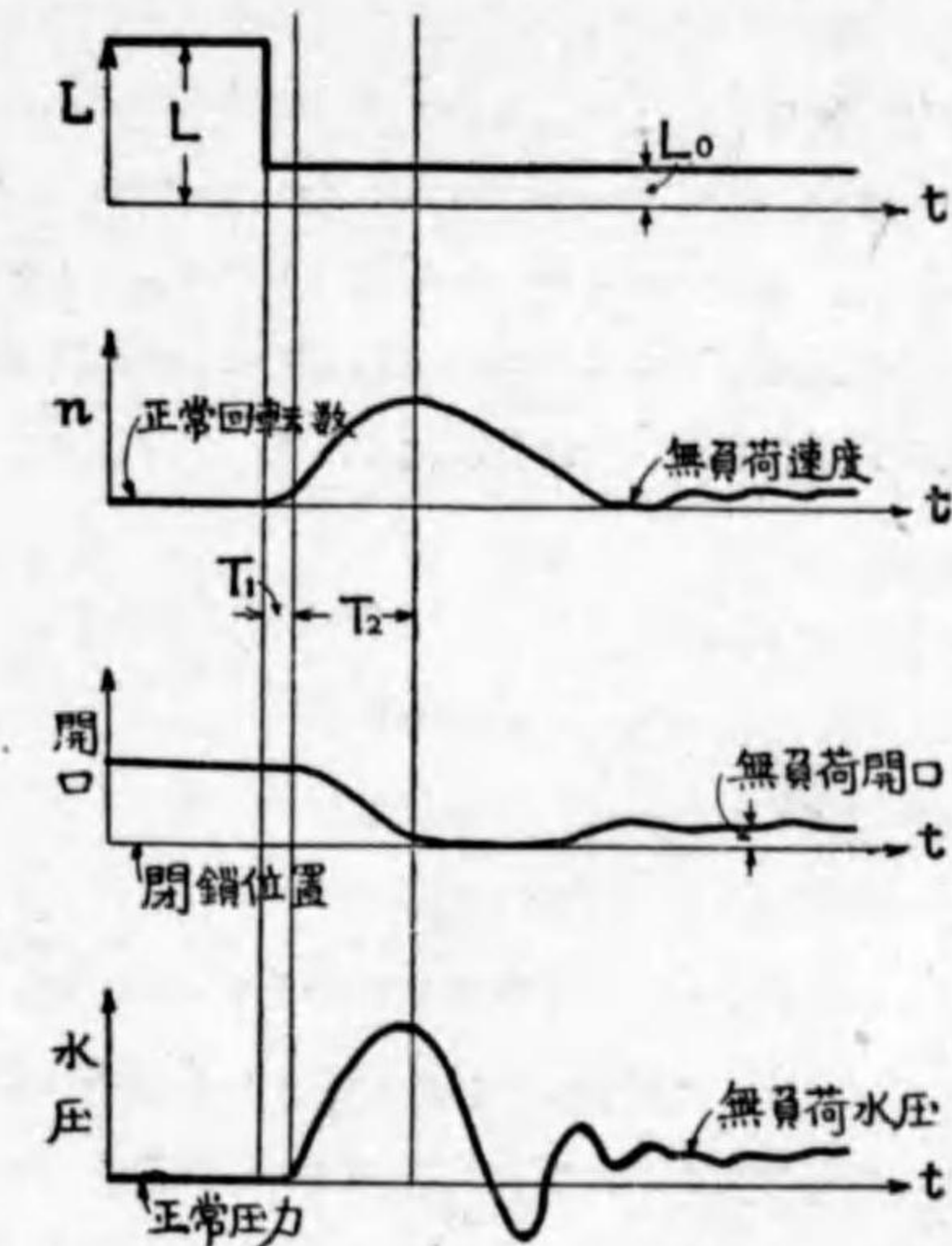
走り放し速度が大きければ速度の變化の範圍が大きくなるから、**はづみ車作用の決定**にはこ



の事も考慮しなければならぬ。又回轉部分の強さもこの速度の事を考慮して決定しなければならぬ。

以上述べた處により、負荷の變化によつて速度が變化し、その結果調速機が作用して流量を加減し、常に正常回轉數を保つ様に働く事が判る。その間に負荷、速度、開口及び水壓が如何様に變化するかは第144圖によつて了解する事が出来る。圖に於いては時間 t を横に取り、上から順次に負荷、回轉數、開口度 (Gate Opening) 並に水壓を縦にとつてその變化を表はしてゐる。

今負荷の線圖について、水車が全負荷 L で運轉してゐる時、急に無負荷とすると、既に述べた通り此場合にも L_0 丈けの出力を必要とする。次に負荷を取去ると速度は次第に高まつて其最高値に達し、更に數回昇降の波を畫いて、遂に正常速度より稍高い無負荷運轉の速度に落付く。負荷を取去つてから速度が再び略落付く迄に約十數秒を要する。この間開口度は不動時間 T_1 の後に減じ始め、閉鎖時間 T_2 の終に於て全く閉ぢる。丁度その頃速度は最高値に達するが、再び下り始め、一時無負荷速度以下に下るから、調速機は流量加減装置を再び開き、結局無負荷に相當する開口度に達する。最後に水壓は閉鎖時間中その最大値に達し、續いて下降と上昇の波を繰り返し、次第に無負荷運轉に相當する壓力に落付く。負荷を急に加へた場合も同様、丁度これと略反對の現象が起る。



第 1 4 4 圖

28. 壓力の調整

負荷が急に取去られた結果、調速機が作用して流量加減装置を短い時間に閉ぢる際、水柱作用によつて壓力の急激な上昇を起し危険である。この壓力の高まる度合は導水管の長さ、即ち流れてゐる水の柱の長さ、閉鎖時間の長さによつて定まるものである。この事は丁度玩具の列車を手で急に止めた時手に感ずる衝撃の様なものである。列車即ち水の速度を略一定のものとする、この衝撃即ち水壓の上昇は列車即ち水の柱が長い程強く、又止めるに要した時間



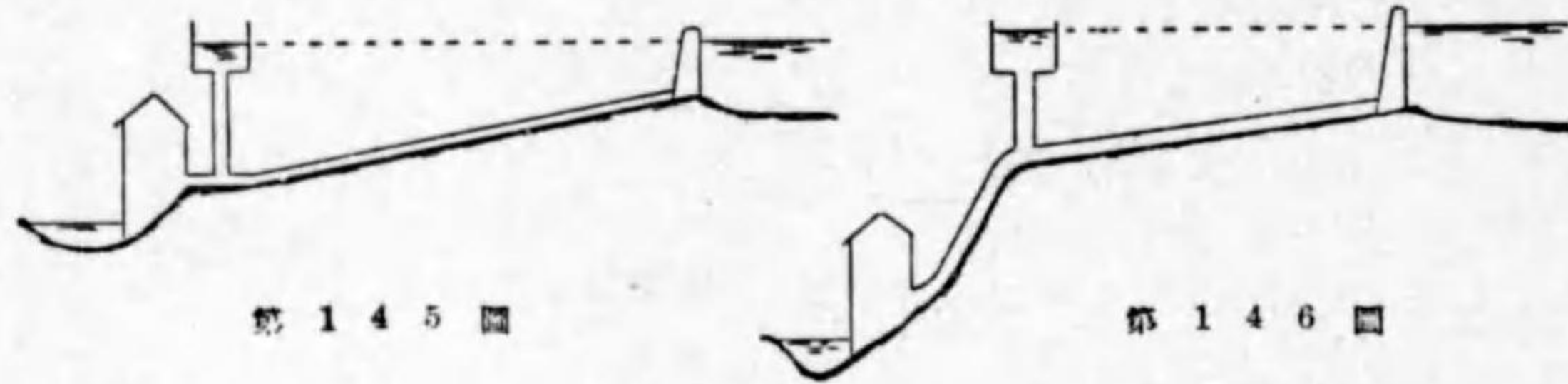
が短い程強く感じる。従つて閉鎖時間を出来るだけ短かくし様とすれば、この圧力の上昇を防ぐために、列車の緩衝器に相當する壓力調整装置が必要である。

水 壓力調整装置としては落差、流量、導水管の長さ、水車の種類、地形等の如何によつて種々なものが用ひられるが大體次の三種類に分ける事が出来る。

- (a) 直立管又は波動塔
- (b) 壓力調整弁
- (c) 噴流そらせ板

車

(a) 直立管 (Stand Pipe)、波動塔 (Surge Tank) 又は調壓水塔は落差が低くて導水管が比較的長い場合に用ひられる装置で、第 145 圖の様に水車近く設けるか、又は第 146 圖の様

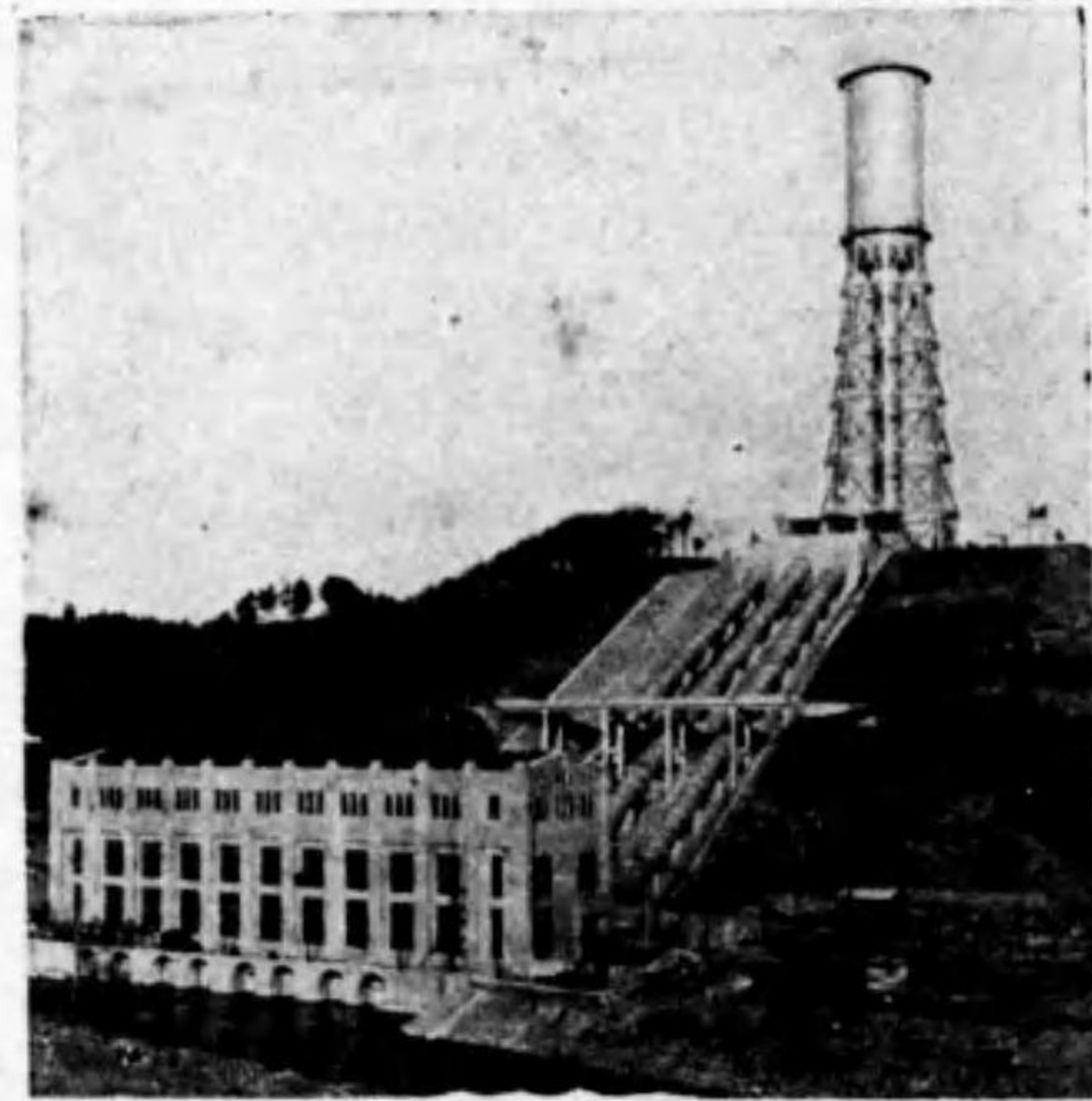


第 145 圖

第 146 圖

に導水管の水平に近い部分の端に設けた直立管である。而して管の上に水槽を有してゐるものを特に差動直立管 (Differential Surge Tank) と稱する。水車の入口 (Turbine Gate) 即ち動き案内羽根を急に閉ぢる場合、行き場を失つた導水管内の一部の水はこの管を昇り、この水の有する運動のエネルギーは、壓力を高める代りに直立管内の水面を高める爲に費され、それによつて壓力の上昇を緩和するのである。

口繪並に第 147 圖に示すのは關東水力電氣會社佐久發電所の大波動塔である。この水塔の建設費は 50 萬圓以上を要したが、これを設ける事によつて壓力の上昇を緩和し、其の結果波動塔の價格の數倍に相當する導水管の價格を減じ、且つ發電設備全體を安全ならしめた爲、それ



第 147 圖



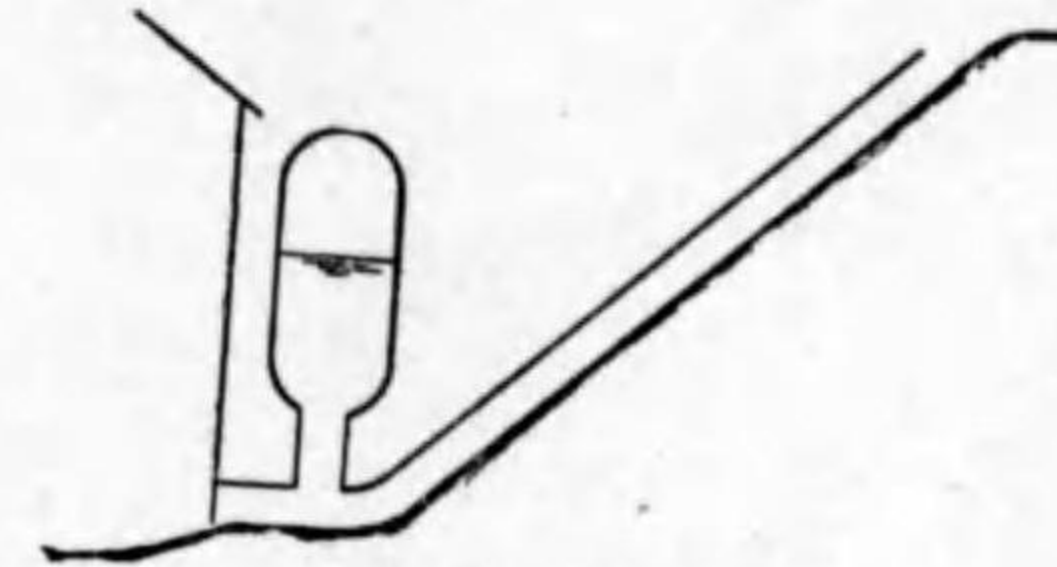
によつて生ずる利益は波動塔の建設に 50 萬圓を投じても猶餘りあるのである。

次に休止してゐる水車の入口を急に開いて運轉し始める場合、導水管中に静止してゐた水が水車に必要な水量に相當する速度を得る迄に、或る程度の時間を必要とする。導水管が長い場合にはこの時間も長く、その間水車に於いて水量が不足する。これを補ふ爲にも亦直立管が役立つ。即ちその中の水が下降して導水管に戻り一時的に不足を補ふ。

この様に直立管が流量加減装置の開閉に際して水壓を調整する事は、丁度速度の變化に對するはづみ車作用の様なものである。他の種類の壓力調整装置は水壓の上昇を緩和し得るが、水車量の不足又は水壓の下降に對しては何等効果がない。

猶落差が相當高くなると上の開いた直立管では非常に高い管を要するから不便である。この様な場合には第 148 圖の様に上を密閉した直立管を作り、その上部に壓縮空氣を押込めて置く。

水車の入口が急に閉ぢる際にはこの空氣が更に壓縮され、反對に急に開く場合にはこの空氣が膨脹し、丁度バネの様に壓力の變化を緩和する。この種の直立管の建設費は安いが、小さな空氣壓縮機を備へて、時々空氣を補ふ必要がある。



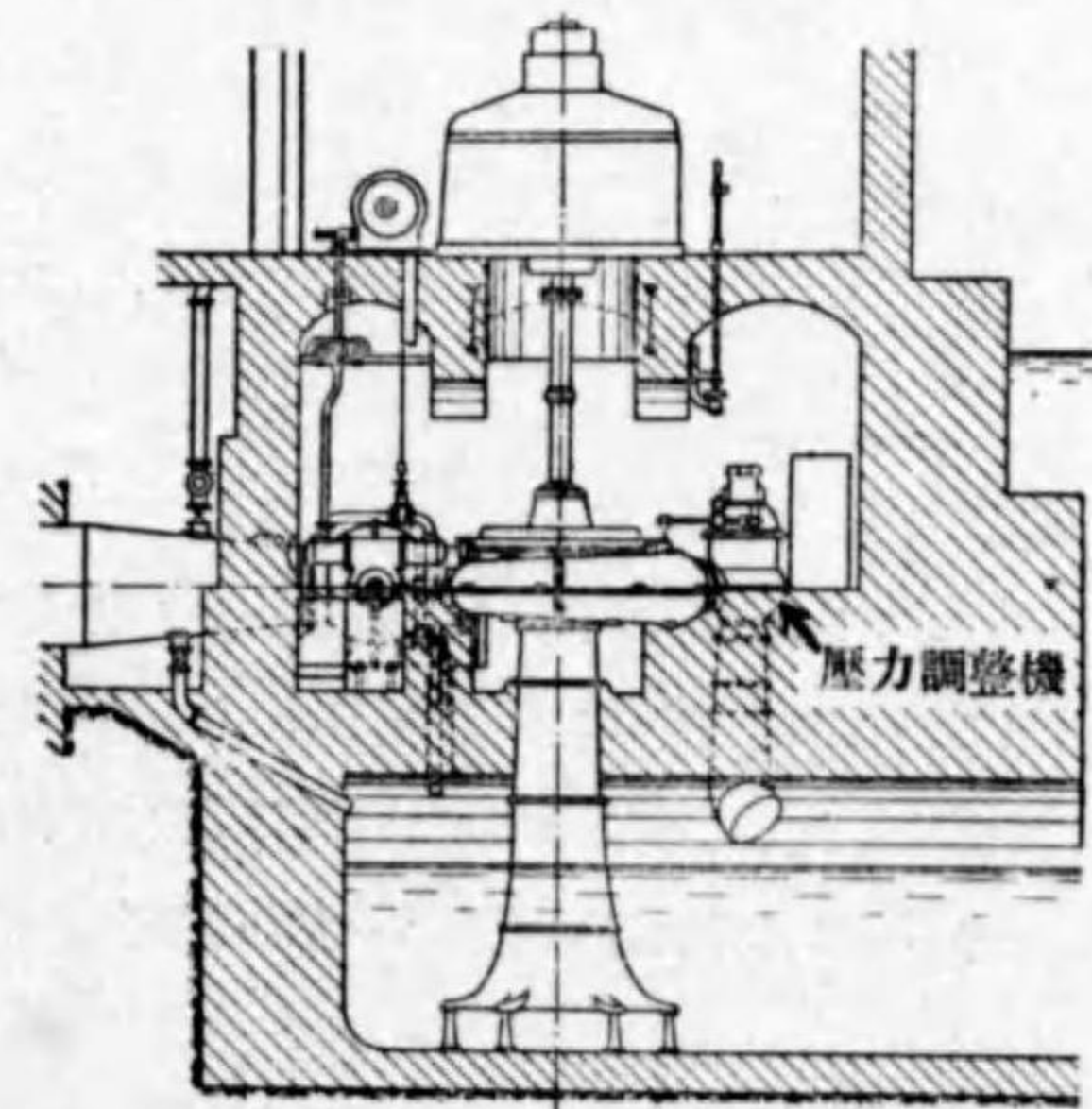
第 148 圖

(b) 壓力調整弁 (Pressure Regulator)

水車の入口に近く枝管 (Branch Pipe) を出し、(第 149 圖參照)、それに取付けた一種の臨路弁 (Bye-path Valve) である。水車の

負荷が減じて動き案内羽根が急に閉ぢる際、同時に此弁を調速機によつて開き、行き場を失つた水を上記の枝管によつて直接放水路へ流す。此様にして導水管に於ける壓力の上昇を緩和するのである。

壓力調整弁には水壓式と油壓式とがある。水壓式のは水質の悪い場合、往々砂等の害を受ける事がある。然し油壓式に比して構造が簡單で値段が安いから、小型の渦巻水車に多く用ひられる。

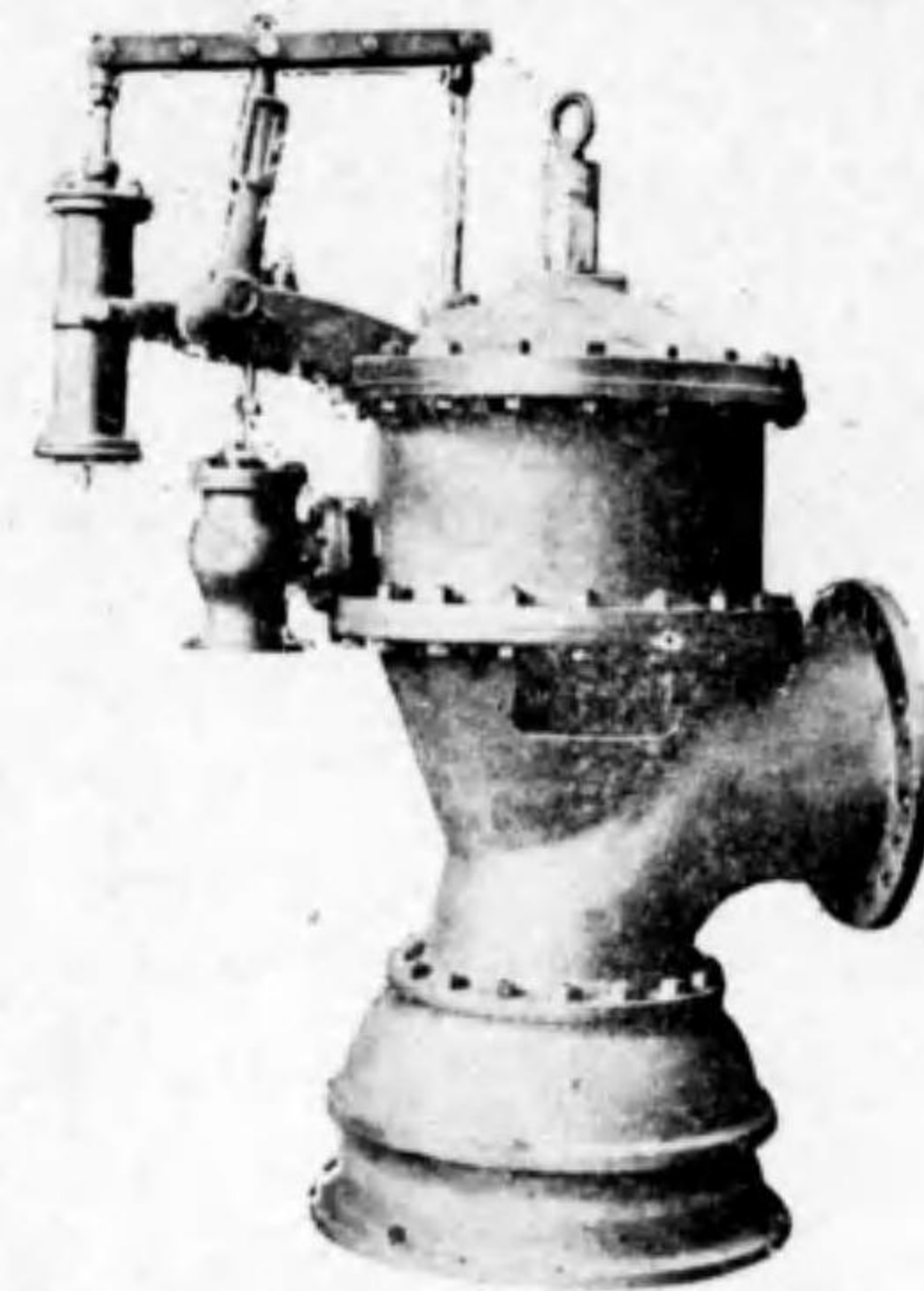


第 149 圖

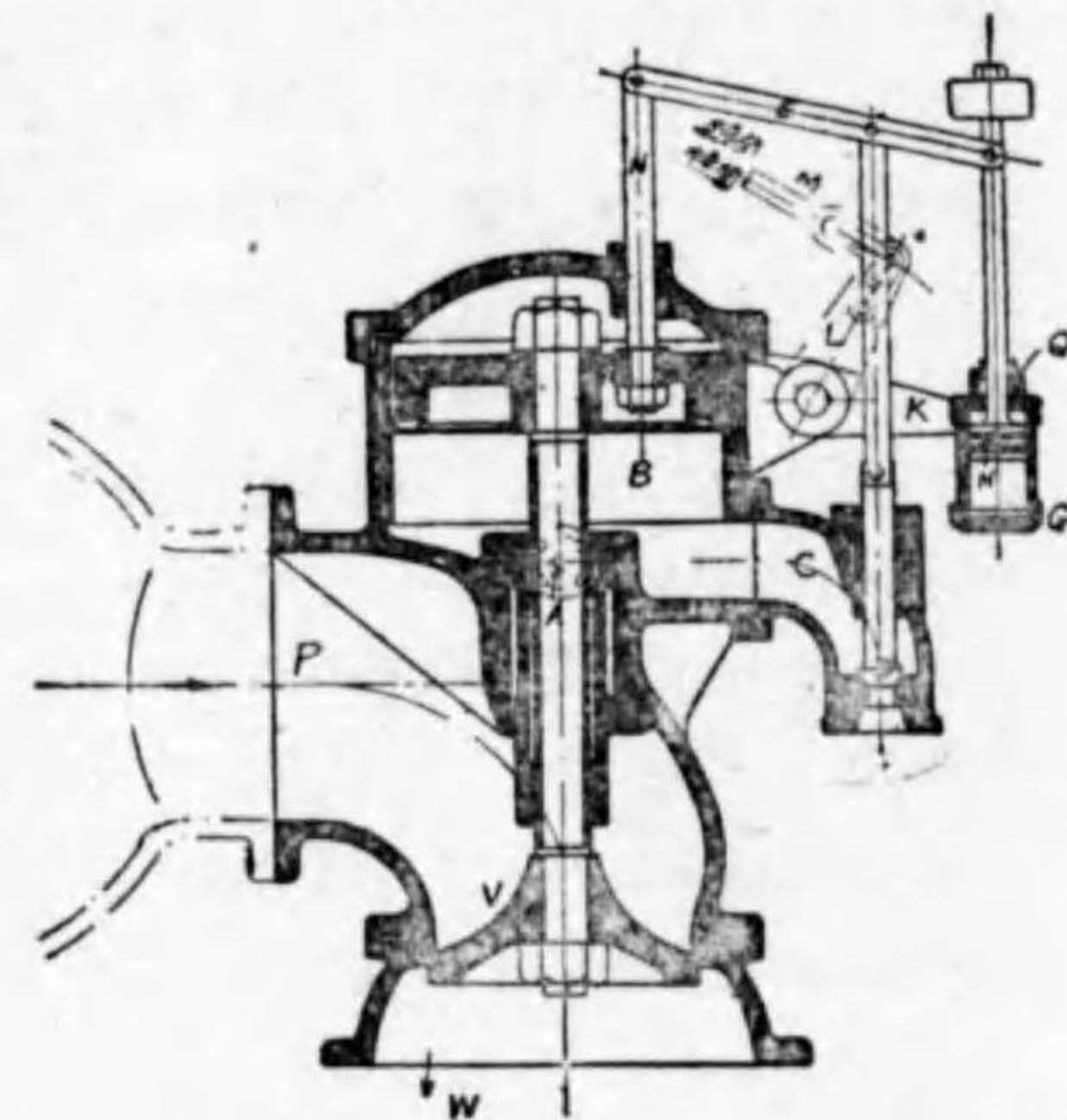


第150圖は水壓式壓力調整裝置の寫眞で、第151圖は其断面圖である。第151圖についてP管は水車の入口の管に接続され、Wは放水路に開放されてゐる。Vは親弁(Main Valve)で其上部はピストンを形成し、シリンダBにはまつてゐる。此シリンダBは管Cを経て小さな弁Dに接続し、Dの開閉によつてBの中は大氣に通じるか又は切られる。而して弁Dはてこ(Lever)Eを経てはじき壺GのピストンHに連結されてゐる。更にはじき壺は腕Kにとりつき、LとMを経て調速機に連結され、一方はじき壺のピストンHはてこEを

水



第150圖



第151圖

を経て復歸棒(Return Rod) Nに連結されて居る。圖の紙面に直角にとりついてゐるA管は水濾し(Strainer)と調整板とを経て入口管に通じ、シリンダBに壓力水を供給する。

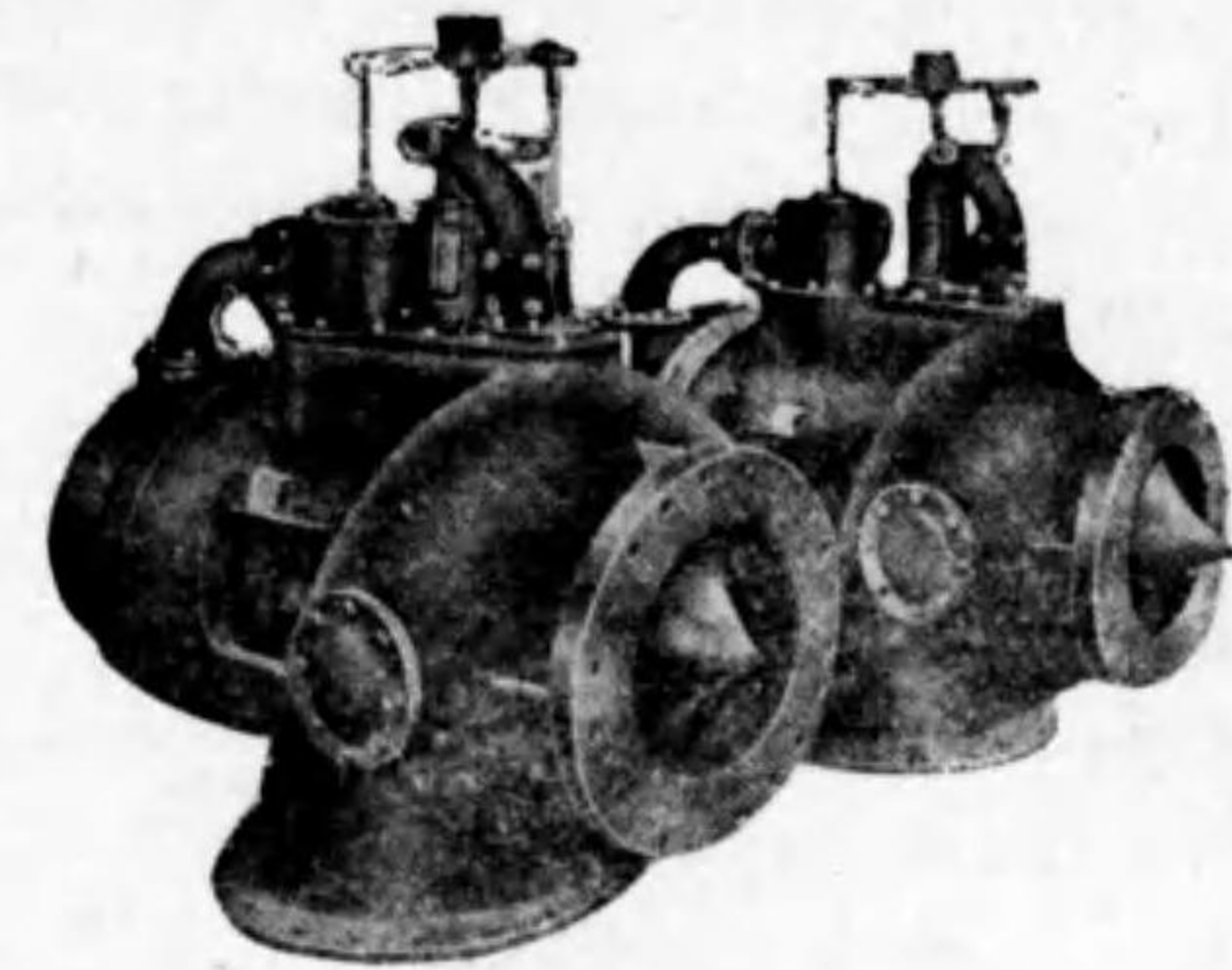
水車の動き案内羽根が急に閉ぢる切合、棒Mが先づ引かれ、腕L及びKによつてはじき壺Gが引上げられる。此時はじき壺の内の油はピストンHの下から上に移動する暇がなく、ピストンHはGと一體となつて引上げられるから、結局弁Dが開きBの中の水を放水路へ放出する。此放水量はA管を経てB室に供給される水量よりも多い爲B室の壓力が下り、其結果親弁Vに作用する水壓によつて此弁が開き、導水管内の水の一部を放出し、壓力の上昇を防ぐ。

次に弁Dは復歸棒Nの作用によつて閉鎖され、A管からの給水によつてB室の壓力が再び高まり、はじき壺のピストンHの作用と相俟つて弁Vを完全に閉ぢる。此調速機の閉鎖



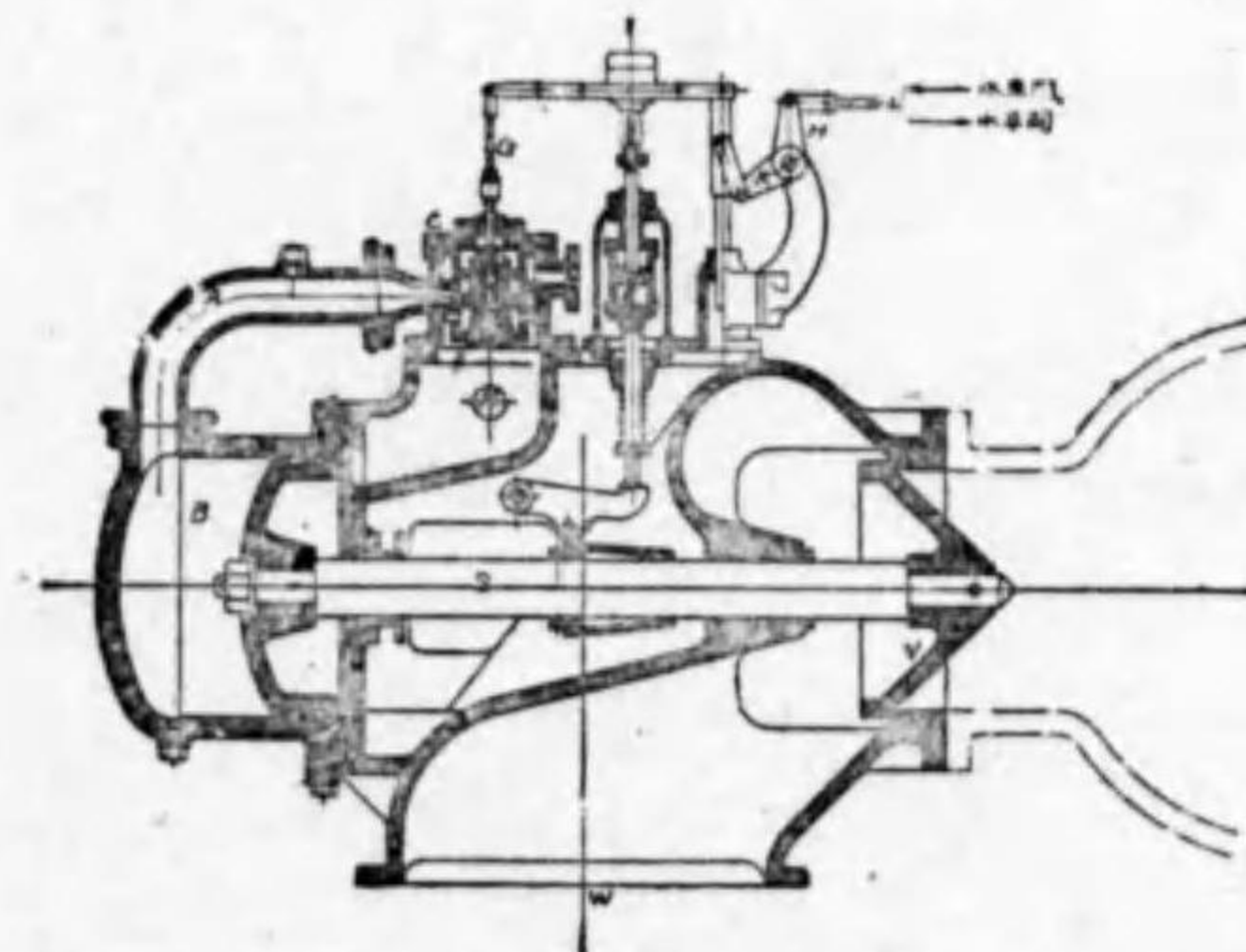
作用が緩漫な場合は、はじき壺中の油が細い隙道を通つて移動するからピストンHは動かない。

第152圖に示すのは油壓式壓力調整裝置の寫眞で、第153圖は其断面圖である。此場合シリンダBの中へは壓力油が供給される。而して其油の出入が分配弁Cによつて掌られる。今水車の動き案内羽根が急に閉ぢると、B室内の壓力油は分配弁によつて排出され、壓力が下るから弁Vは水壓によつて押し開けられる。其時弁の過動を防ぐ爲に弁竿(Valve Rod)にとりつけられた圓錐面の移動によつてはじき壺Eの位置を變へ、先立弁Gを元の位置に復歸せしめる。其他大體水壓式と同様である。



第152圖

ベルトン水車で落差が餘り高くない場合には、普通の壓力調整弁を用ひる事も出来るが、稀にはそれに似た補助ノズル(Auxiliary Nozzle)(第154圖参照)を用ひる事もある。而して親ノズル(Main Nozzle)が閉ぢると同時に補助ノズルを開かしめ、水を水受の外に噴出せしめて壓力の高まるのを防ぐ。



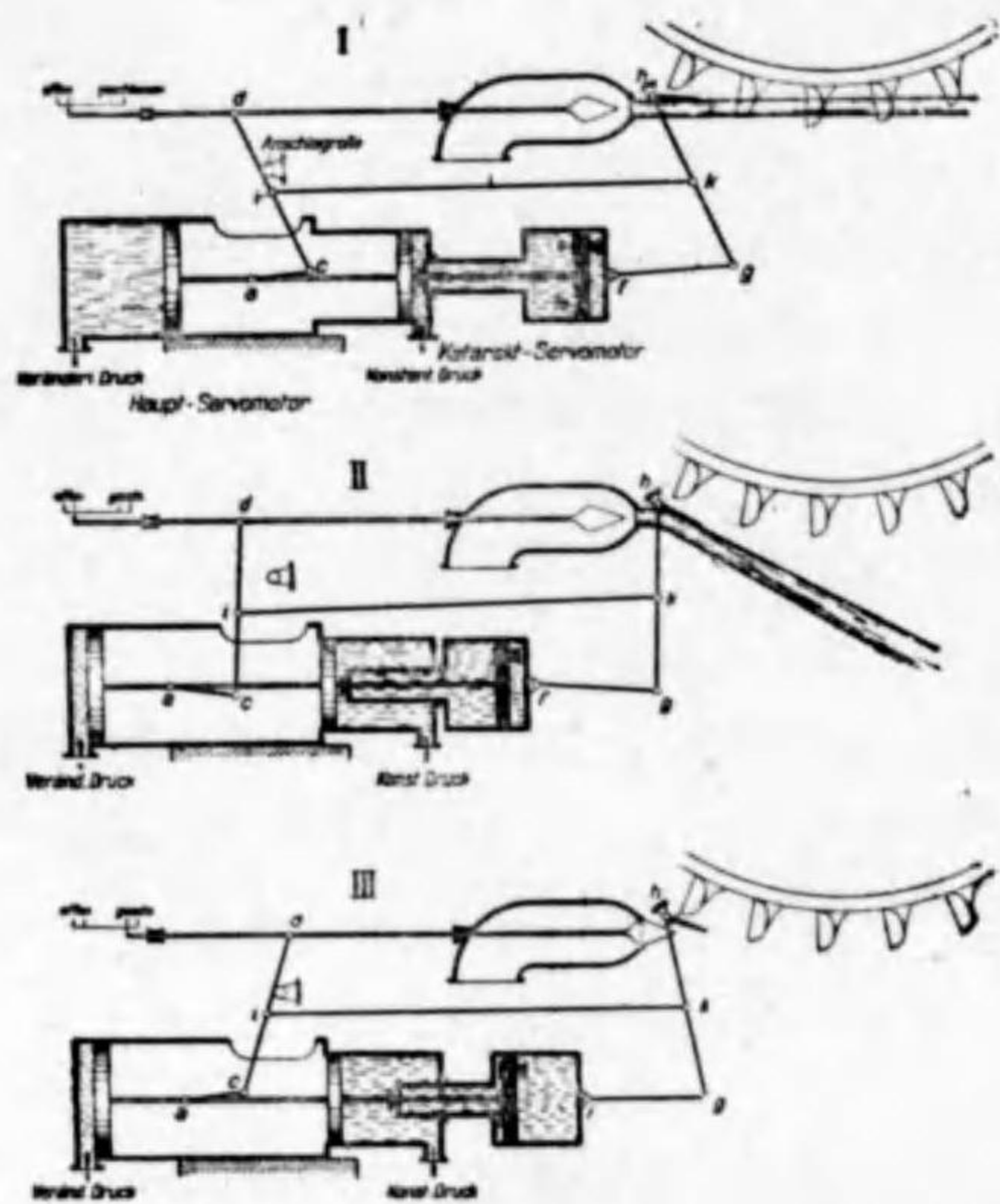
第153圖



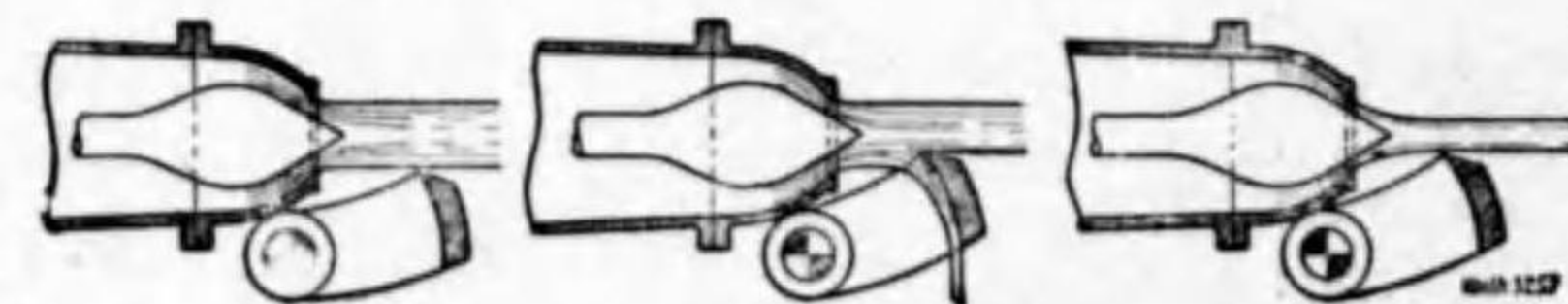
第154圖



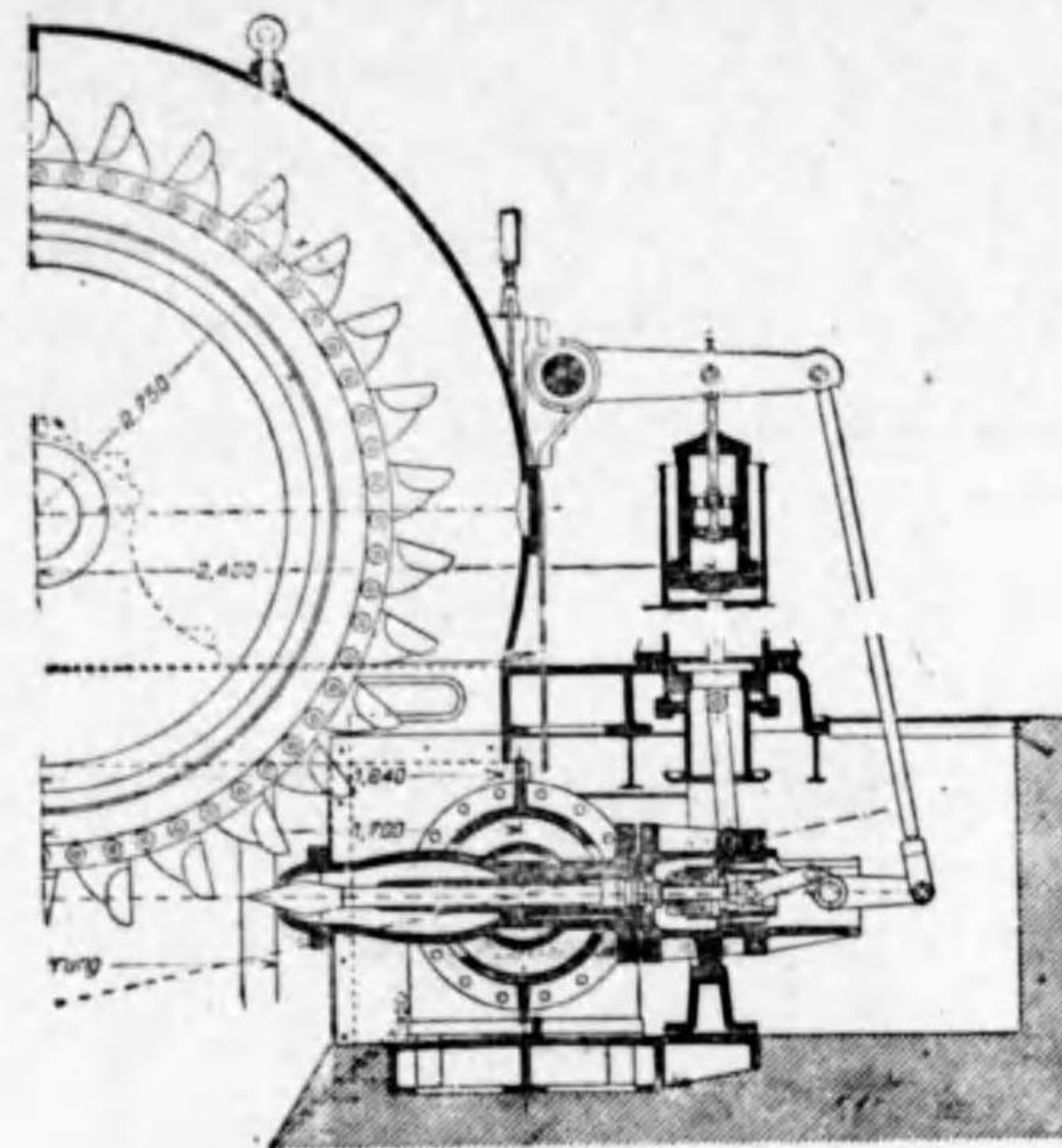
(C) 噴流そらせ板 (Jet Deflector), 前記の中で直立管は落差が約 100 m 以下でない建設が困難である。従つてベルトン水車には全く用ひる事が出来ない。又壓力調整瓣や補助ノツプルでは、调速機が作用して水車の入口を閉ち始めてから、之等の装置が開くまでに僅か乍ら時間を要する爲、その間に壓力の上昇を起す恐れがある。然るにベルトン水車には元來落差が高いから、水壓が同一%だけ高まつても低落差の場合に比較して危険が多い。又ベルトン水車では導水管も通常長いから、この導水管の價格を減する點から云つても壓力上昇出来るだけ少くする必要がある。この目的の爲にベルトン水車では通常そらせ板を用ひこれをノツプルの先端と水受との間に近く取付け、速度が上昇した場合、调速機が作用してこのそらせ板を動かし、噴射の一部を水受の外にそらせ、羽根車にかかる回轉力 (Torque) を弱める。その間に尖り弁が除々に閉ぢるから、導水管では壓力の上昇が殆ど起らない。第 155 圖は世界最高落差のフリー發電於に於ける水車のそらせ板と尖り弁の関係作用を示す。この中の第 I 圖は尖り弁が全開してゐる場合で、そらせ板は少しも作用してゐない。第 II 圖は負荷が急に取去られた場合で、そらせ板は直に働いて噴射を水受の外にそらす、尖り弁は未だ開いたまゝである。第 III 圖は尖り弁が除々に動いて遂にノツプルを閉ぢた場合を示してゐる。



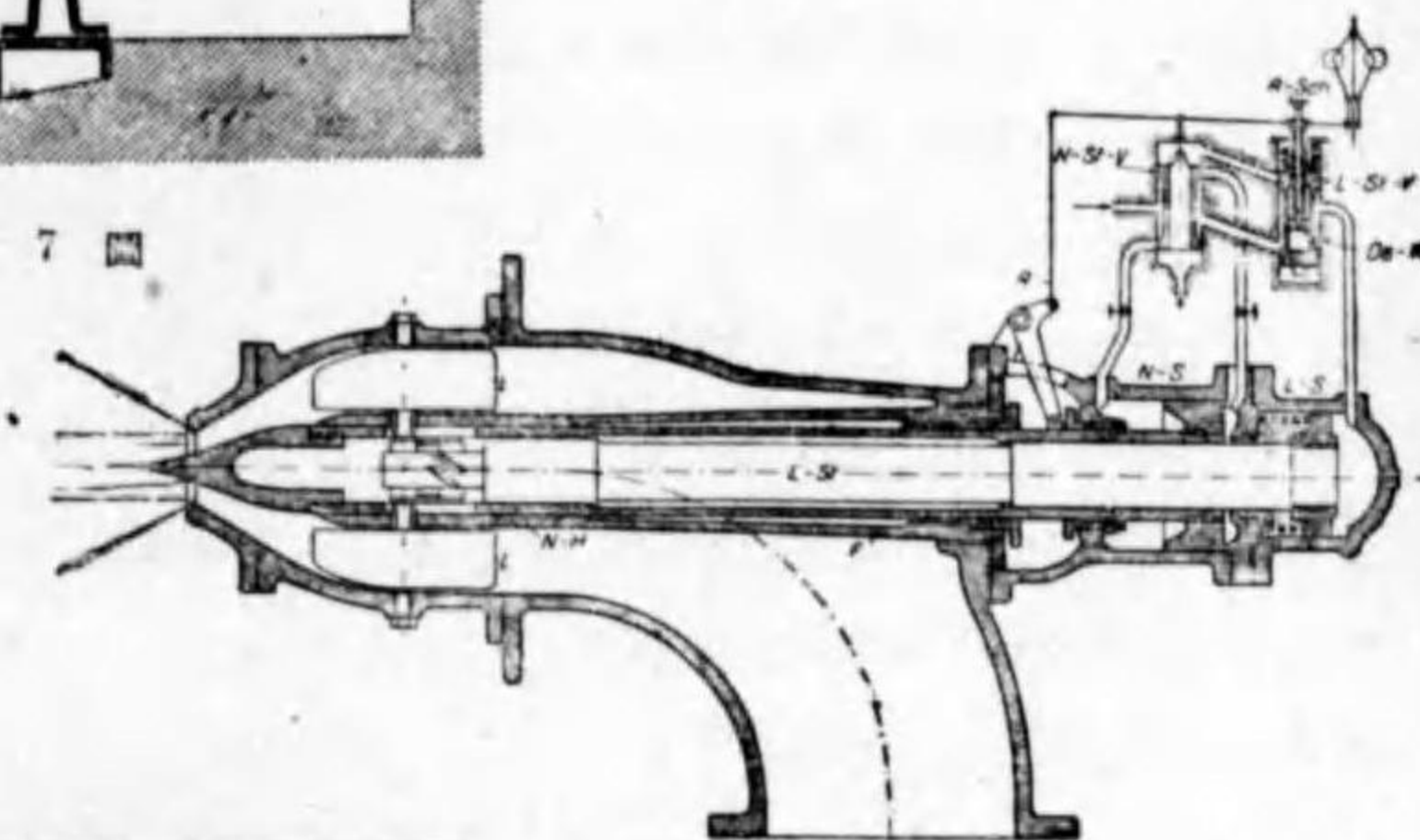
第 155 圖



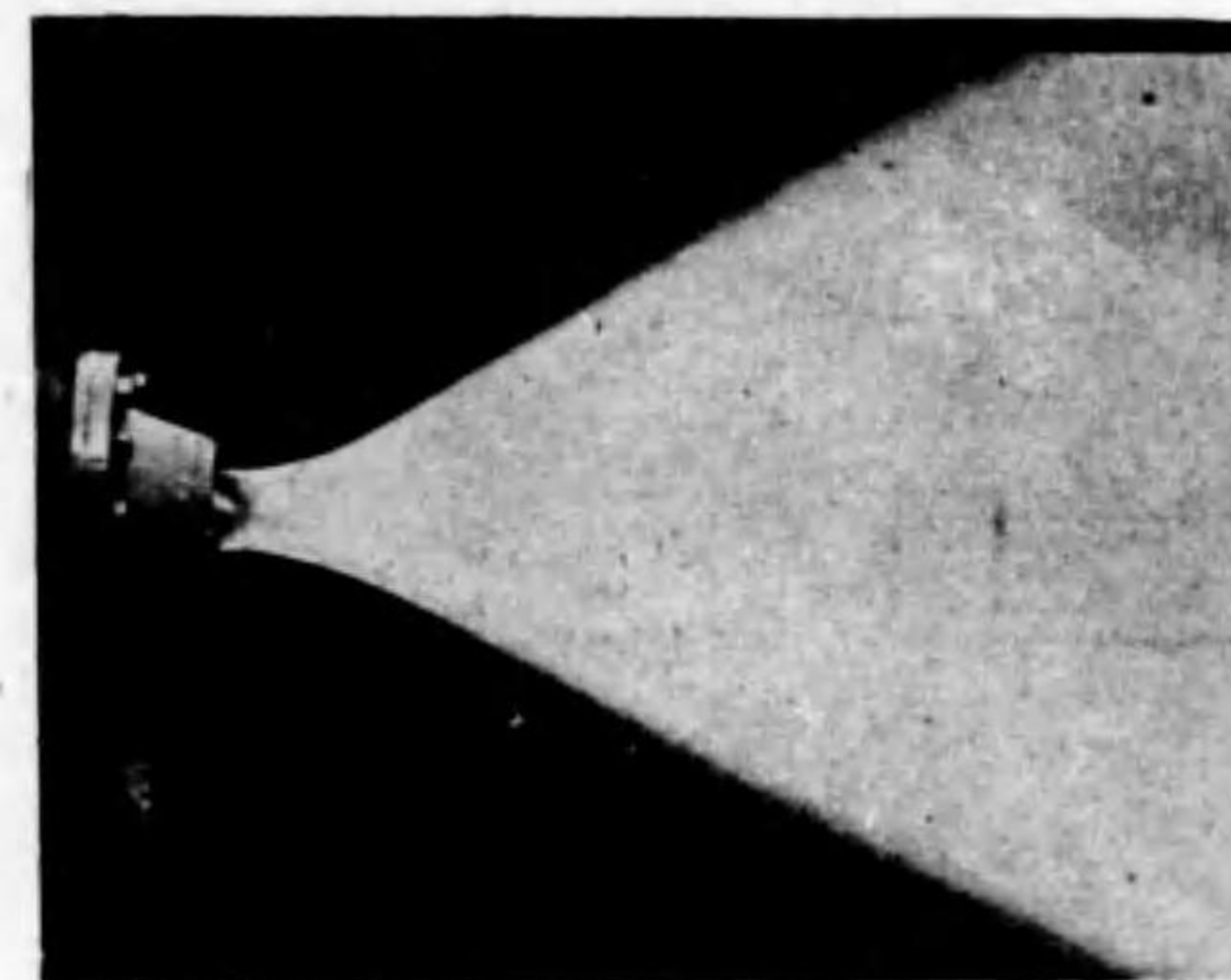
第 156 圖



第 157 圖



第 158 圖



第 159 圖

尙第 156 圖はそらせ板を噴射の下側に取付けたものを示す。

そらせ板に類似のものにそらせノツプル (Deflecting Nozzle) と稱し、第 157 圖に示す點線の様にノツプル自身の方向を變へて噴射を水受の外へそらせるものがある。又第 158 圖の様に尖り弁の周圍に 4 枚の案内羽根 L を取付け、尖り弁が前進すると同時に此案内羽根 L が傾き噴射が第 159 圖の寫眞の様に四方に飛散する様になる。

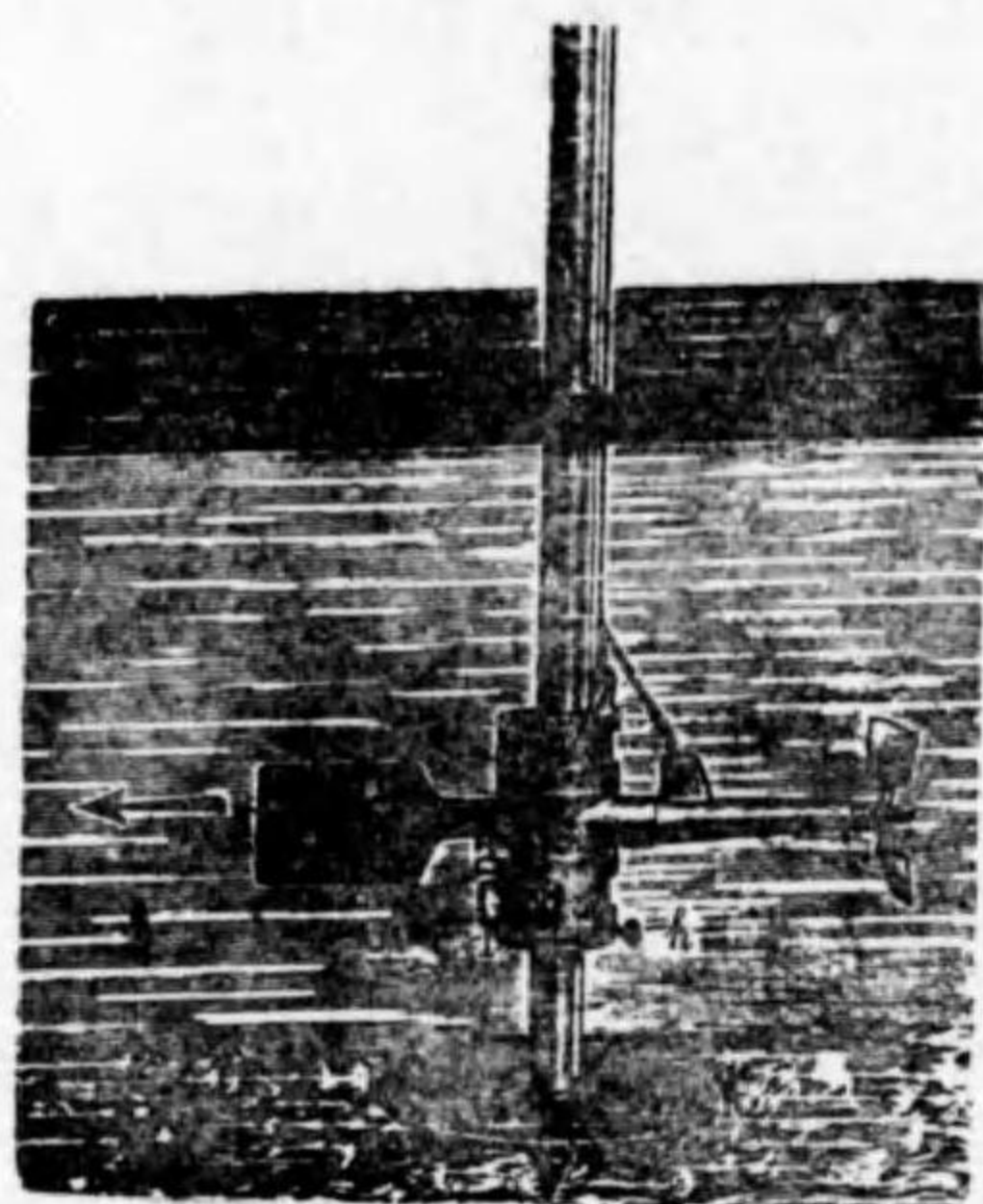
たのがある。然るにノツプルと水受との間に眞直に進む噴射を通すことの出来る一種の固定そらせ板がとりつけてあるから、噴射が飛散すると其大部分は水受到に當らぬ様になる。此様にして急に負荷が減じた場合、水車に作用する水量を直に減じ、而も水壓の著しい上昇を起さず除々に尖り弁を進めることが出来る。

第八章 發電所の計畫

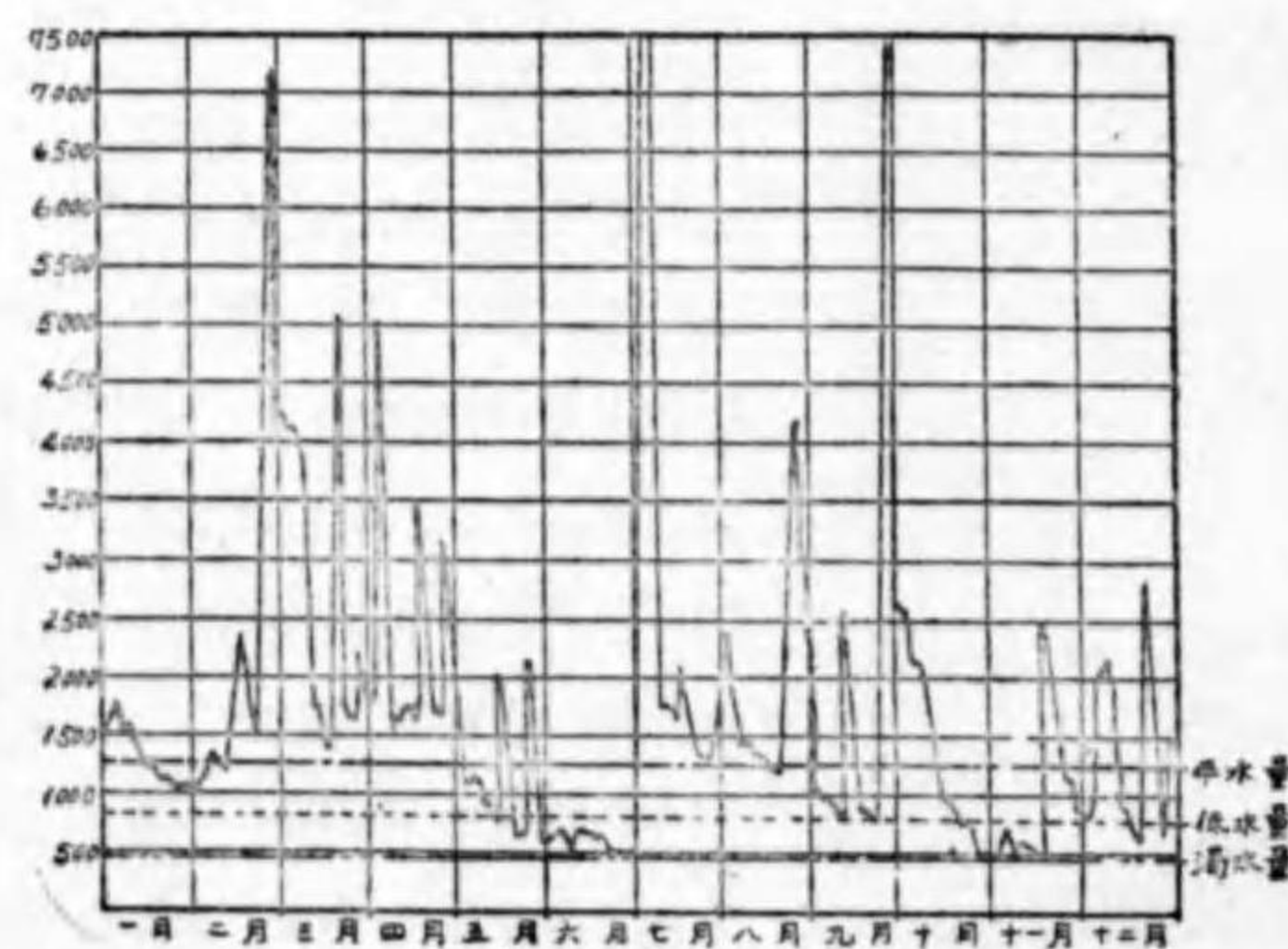
水

29. 流量と負荷

水力を利用するには落差、流量は勿論のこと氣象、水質、地質、交通等を充分調査し、利用すべき河川の區間即ち水力地點を選定しなければならぬ。流量の中からは水力利用以外、例へば、灌漑、舟筏、漁業等に必要な流量を差引き、水車に使用し得る値を決定しなければならない。流量測定には通常第160圖に示す様な流速計(Current Meter)を用ひる、その主要部分は上流に向ふ様に出来てゐる小さな羽根車で、その回転数の多少によつて水流の速度を測る様に出来てゐる。これによつて河川の切口に於ける多くの點の流速を測り、それより切口の平均流速 v を計算し、此流速に切口の面積 A を乗する事によつて流量 $Q(=Av)$ を知るのである。



第 160 圖

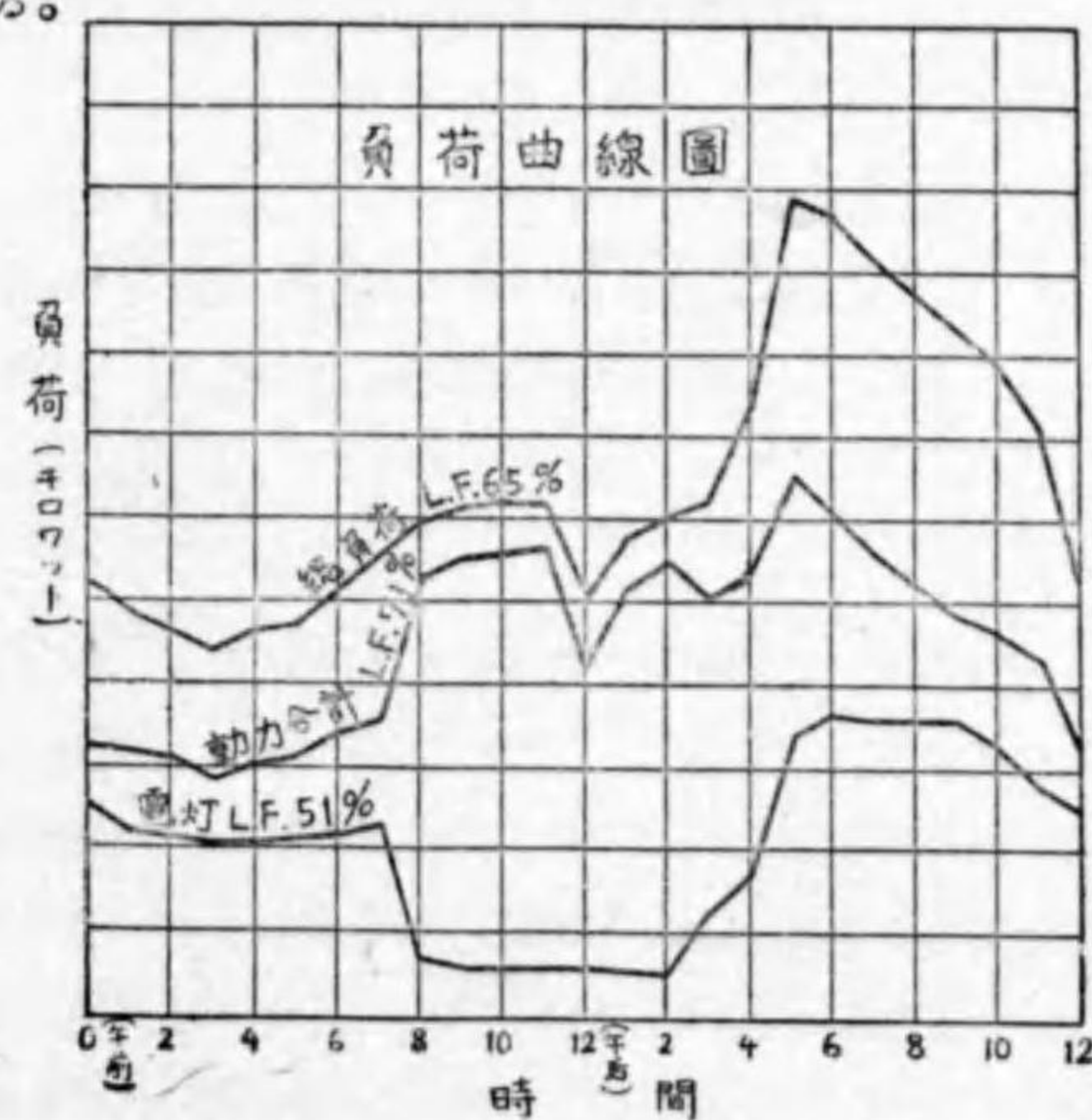


第 161 圖

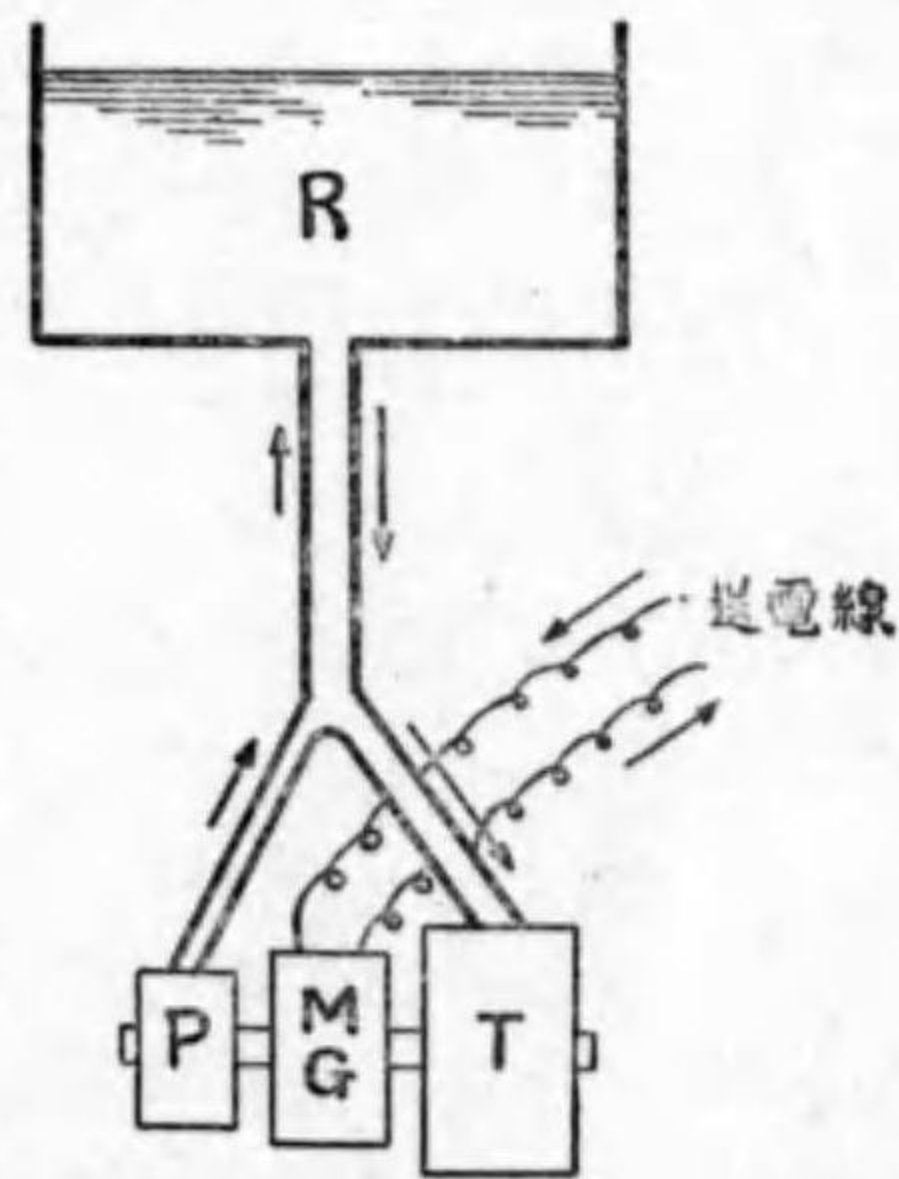
水力調査の規定によると河川の流量に満水量、低水量、平水量、洪水量等の區別がある。第161圖は流量圖(Hydrograph)と稱するもので、横に一年三百六十五日を曆の順序にとり、縦に流量をとつて其變化を示した線圖である。今水力に利用すべき流量を決定する際に、平水量(第161圖参照)を採用した

とすれば、一年三百六十五日の約半數は流量が不足し、その間發電設備を完全に利用する事が出来ない。之に反して満水量以下を使用水量に決めたとすると、發電所に於いて水量の不足を來たす事は殆どないが、河川に於ける自然の流量の大部分は發電所に於いて全く利用されずに終る事となる。此缺點を除く爲には低水量乃至平水量を使用水量とし、貯水池を設けて流量の變化を調整すればよろしい。此點から云つて琵琶湖、猪苗代湖の様な自然の湖を貯水池として利用すれば、一年間に於ける流量の過不足をも補ふ事が出来るから非常に有利である。

次に電力の需要から云ふと負荷は一日中の時間によつて大いに異り、又四季によつても異なる。今發電所の負荷を縦にとり、一日二十四時間を横にとると、第162圖の様な負荷曲線(Load Curve)が得られる、圖について電燈用の負荷は正午前後に於いて非常に少く、動力用としては夕方になつて著しく増加し、所謂尖頭負荷(Peak Load)を示してゐる。従つて總負荷(Total Load)の曲線も夕方近く非常に高くなる。即ち其時刻に於いては電燈はともり、工場は尚活動し、電車はラッシュアワーで最も盛んに運轉してゐるから此様に大きな尖頭負荷を示すのである。この尖頭負荷を負荷の平均値で割つた比を負荷率(Load Factor)と云つてゐる。この負荷率が高ければ發電所がよく利用されてゐる事を示す。獨立した發電所の負荷率は50%より低いのが普通であるが、多くの發電所を電氣的に連絡し又豫備發電所として火力發電所を設け、負荷の不足を補ふ場合には、送電系全體としての負荷率を大いに高める事が可能である。又此電氣的連絡によつて丁度貯水池を設けた場合と同様使用水量を大きくとることが出来る。



第 162 圖



第 163 圖



近頃瑞西を中心として獨、伊、佛に於いてポンプによる貯水調整式発電所が盛んに作られてゐる。これは電気エネルギーを水の位置エネルギーに変へて蓄へ、負荷の過不足を調整する目的を有してゐる。先づ高い土地にある沼湖を貯水池として利用し、送電系統に於ける夜間等の剩餘電力を用ひて大型の渦巻ポンプを運轉し、上記の貯水池に揚水する。而して送電系統に於いて電力が不足する場合、貯水池に於ける水を同一の鐵管によつて水車に供給し、發生した電力を元の送電系統へ補給する。

この種の発電所では第 163 圖の様に同期電動機 (Synchronous Motor) MG を中央に据附け、ポンプ P を運轉する時はこれを電動機として用ひ、又水車 T によつてはこれが發電機として運轉される。即ち電気エネルギーを電動機に與へて、先づ機械エネルギーに変へ、ポンプを運轉して揚水する事により機械エネルギーを更に水の位置エネルギーに変換し、これを貯水池に蓄へる。次に此エネルギーを再び導水管によつて水車に與へ、機械エネルギーに変へて發電機を運轉し、元の電気エネルギーに変換する。

此様にエネルギーの変換を度々行ふ結果発電所としての効率は勿論著しく下る、通常 50 % 程度であると考へられる。次に示す例は最もよい條件で計算した効率である、

名 稱	効 率
變 壓 器	0.98
電 動 機	0.96
ポ ン プ	0.86
送 水 管	0.99
導 水 管	0.97
水 車	0.93
發 電 機	0.965
變 壓 機	0.98

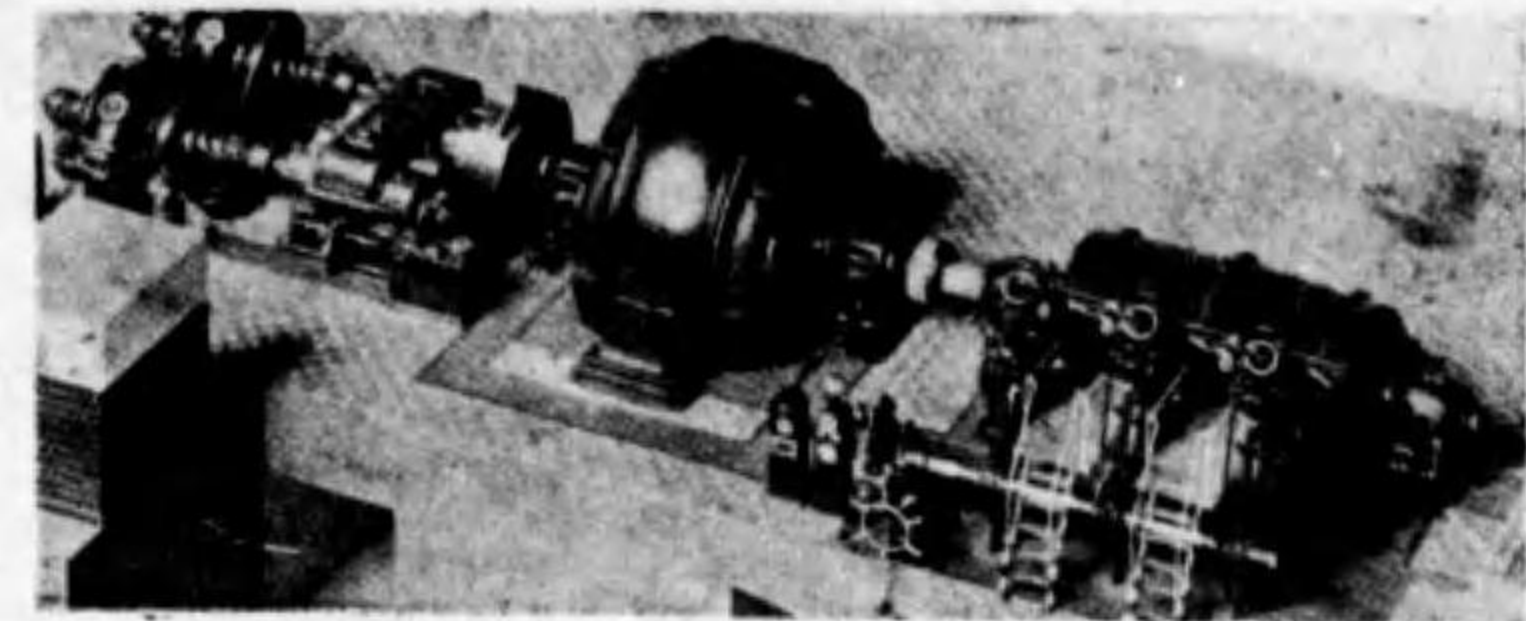
0.801 (括弧内)
 0.683 (括弧内)
 0.853 (括弧内)

即ちポンプ装置に於ける綜合効率は 80.1 % で、水車装置の綜合効率は 85.3 % である。従つて設備全體の綜合効率としては 68.3 % になる。

貯水式発電所に於いて最も容量の大きいものは獨逸のヘルドエツケ (Herdecke) の発電所である (口繪参照)。第 164 圖はやはり此式の発電所として、規模の大きな點に於て有名な獨逸シュブルツェンバッハ (Schwarzenbach) の発電所に於ける一組の機械で、中央に同期電動機を据附け、右側は出力 27,000 HP の三輪ベルト水車を直結し、左側には齒車傳動装置を経て二臺の渦巻ポンプを連結してゐる。我國では池尻川及び小口川発電所が此式である。



猶近頃自動発電所 (Automatic Power Station) と稱し、運轉開始又は停止等を全く自動的に行ふ様に出來た発電所が我國に於ても次第に設けられるやうになつた。始動や停止を指定の時間が來ると自動的に行ふもの、又水位が或る高さになつた際に行ふもの等種々ある。故障の場合には勿論直に運轉を停止する様に出來て居る。人手を省き得る點に於て交通不便な発電所では特に利益である。



第 164 圖

30 導 水 管

上水槽 (Head Tank) から水車の入口に近く設けたゲート弁 (Gate Valve) 迄の管路 (Pipe Line) を通常導水管 (Penstock) と稱し、ゲート弁から水車の入口迄の管を入口管 (Inlet Pipe) と云つてゐる (第 5 圖註に第 6 圖参照)。

高落差の発電所又は長い導水管を必要とする発電所に於いては、導水管の價格は相當の巨額に達する。例へば佐久發電所 (口繪参照) の導水管は内徑 4.6 m 全長殆ど 1.5 km に達し、價格は略 160 萬圓である。この導水管の價格を少くしやうとすれば、発電所に据付けた幾臺かの水車に對して一本の太い導水管を設ければよろしい。然し乍ら此様にするとある一臺の水車の入口の開閉によつて生ずる壓力の變化が、他の水車の運轉状態にまで影響を及ぼし不都合である。又破損修繕の場合には總ての水車を休止せねばならぬと云ふ不便がある。従つて今日では場所に制限を受けない限り成る可く各水車に一本の専用導水管を設ける。上記の佐久發電所では波動塔までを一本の太い共通の導水管とし、それより三臺の水車までは各一本の導水管でないでゐる。尙これ等の導水管は多くの場合発電所の近くに於いて横管で互につなぎ、常時はその間を弁で締切つてゐるが、必要に応じて互に連絡し、水を融通し合ふ様に出來てゐる。

次に導水管の直徑は單にその價格の點から云ふと成る可く小さく選定した方が利益である。然るに管路を流れる間に摩擦抵抗の爲に失はれるエネルギー、即ち損失水頭は直徑の略 5 乗に逆比例して増加する (水力學参照)。従つて與へられた水量に對し導水管の直徑を少し減じ様とすると、損失水頭が急激に増加する。故に導水管の經濟的太さはこの損失水頭の爲に減する出力が年額幾 kW 時になるかを計算し、その電力の價格と設備費に對する利子及び償却費の年額の合計が最小になる様に決定しなければならぬ。この計算に對して種々な實驗式が與へられてゐるが、價格や利率は常に變動するから、この應用は非常に困難である。従つて導水管の直



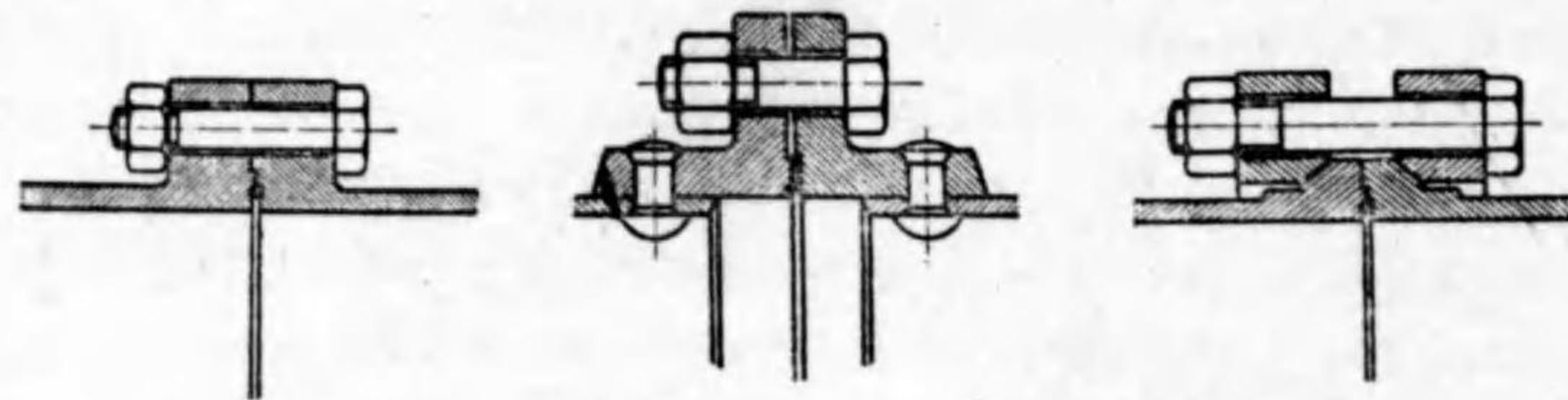
径は多くの場合これ等の式によつて定めず、その中を流れる平均水速を適當に選定し、その直径を逆に算出する。導水管中の平均水速は 2~4 m/sec とした場合に經濟的な直径が得られる。この範囲内に於いて直径の大きなものでは水速を大きくとり、又高落差の場合、管路が略直線である場合にも相當大きくとる。

導水管の管壁の厚さを定めるには、落差に相當する靜水壓 (Static Pressure) の外に、水槌作用 (Water Hammer) による壓力の上昇をも考へ入れなければならぬ。この壓力の上昇は壓力調整装置を備へてゐるものでは、多くの場合靜水壓の 15~25 % 位を見込めばよい。高落差の場合には高壓に作用されない管路の上の部分は薄い管を用ひ、發電所に近い部分は高壓に作用されるから分厚の管を用ひるか、又は管の徑を小さくして強さを増す事がある。

導水管としては低落差の場合には、鑄鐵管を用ひる事もあるが、多く軟鋼板を熔接 (Weld) したもの、又は鉄綴 (Rivet) したものをを用ひる。然し乍ら鉄綴管では流れに対する摩擦抵抗が大きいから、今日では熔接管が多く用ひられてゐる。殊に高落差の場合には強さの關係上熔接管のみが用ひられてゐる。これ等の鐵管は一本の長さを通常 5~9 m 位に作り、フランヂ

(Flange) を付けたものを現場へ運んだ上で接ぐ。然し極く大きな徑の場合には鋼板を曲けて鉄孔を作つて置き、現場に運んで鉄綴をする事もある。

フランヂ接手 Flange Joint には種々あるが、多くの場合一方のフランヂ面に溝を切り、パッキン (Packing) をつめて締付ける (第 165 圖乃至第 167 圖参照)。熔接管の場合には管端を

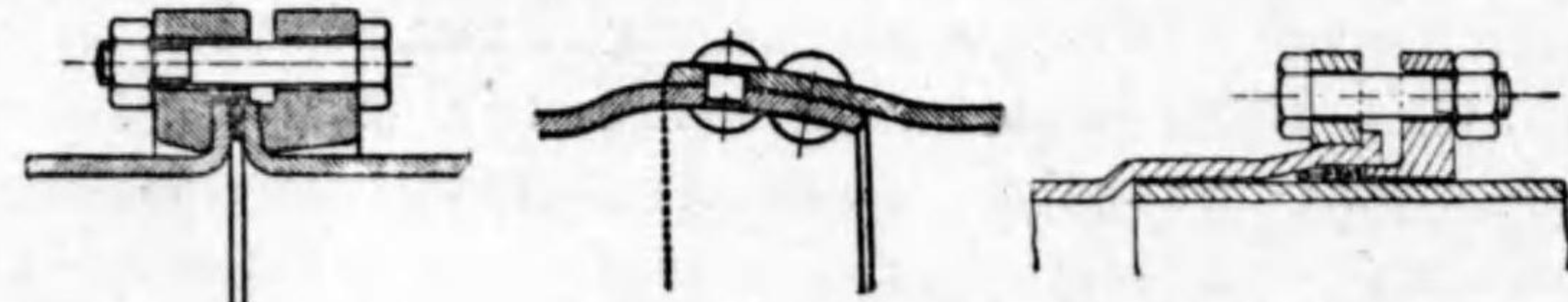


第 165 圖

第 166 圖

第 167 圖

第 168 圖の様に曲げ出してフランヂ面を作り、その面の間にパッキンを入れ、更に外側にはめた別のフランヂで締め付けることがある。この他はれ出し接手 (Bump Joint) と稱して、第 169 圖



第 168 圖

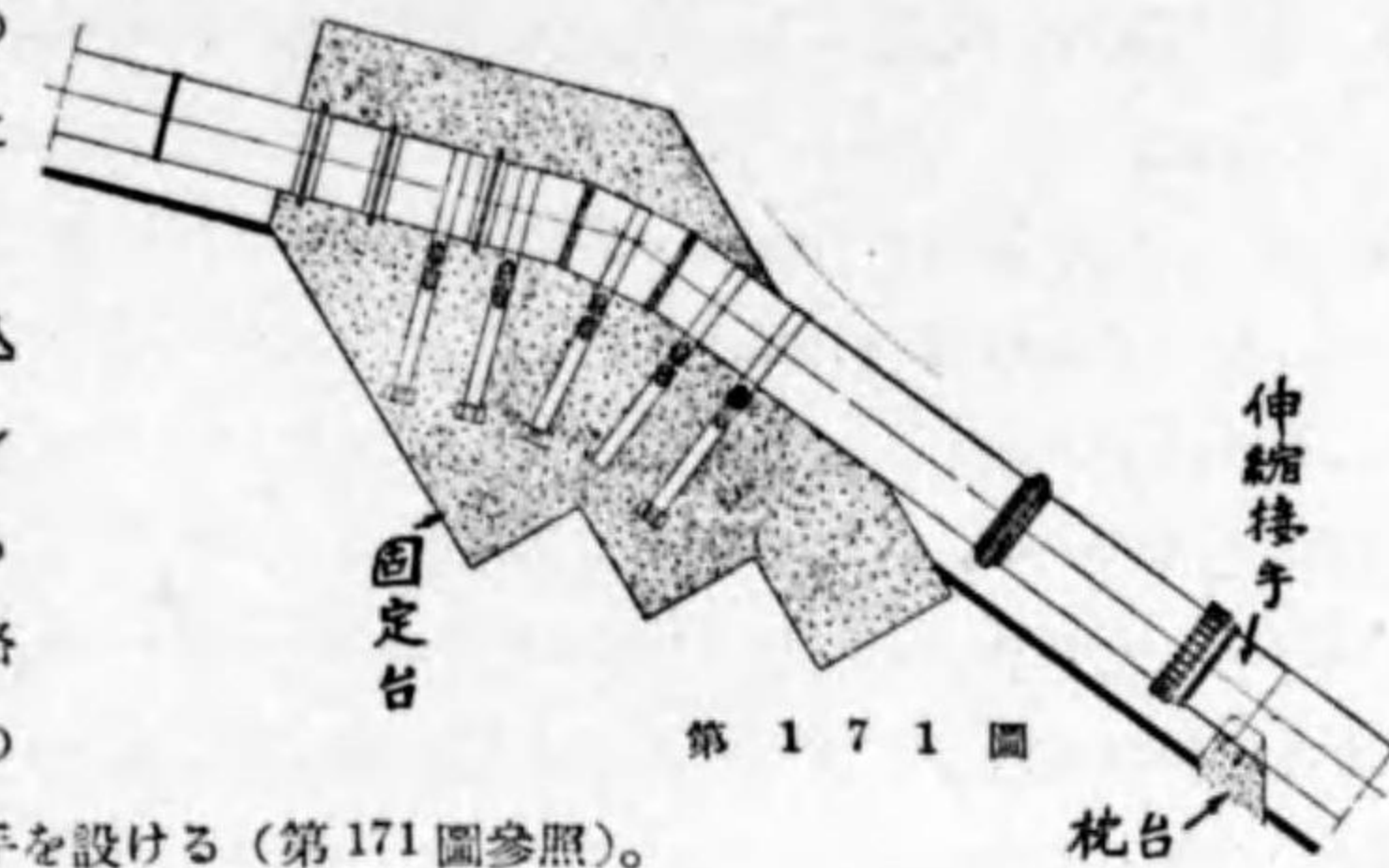
第 169 圖

第 170 圖



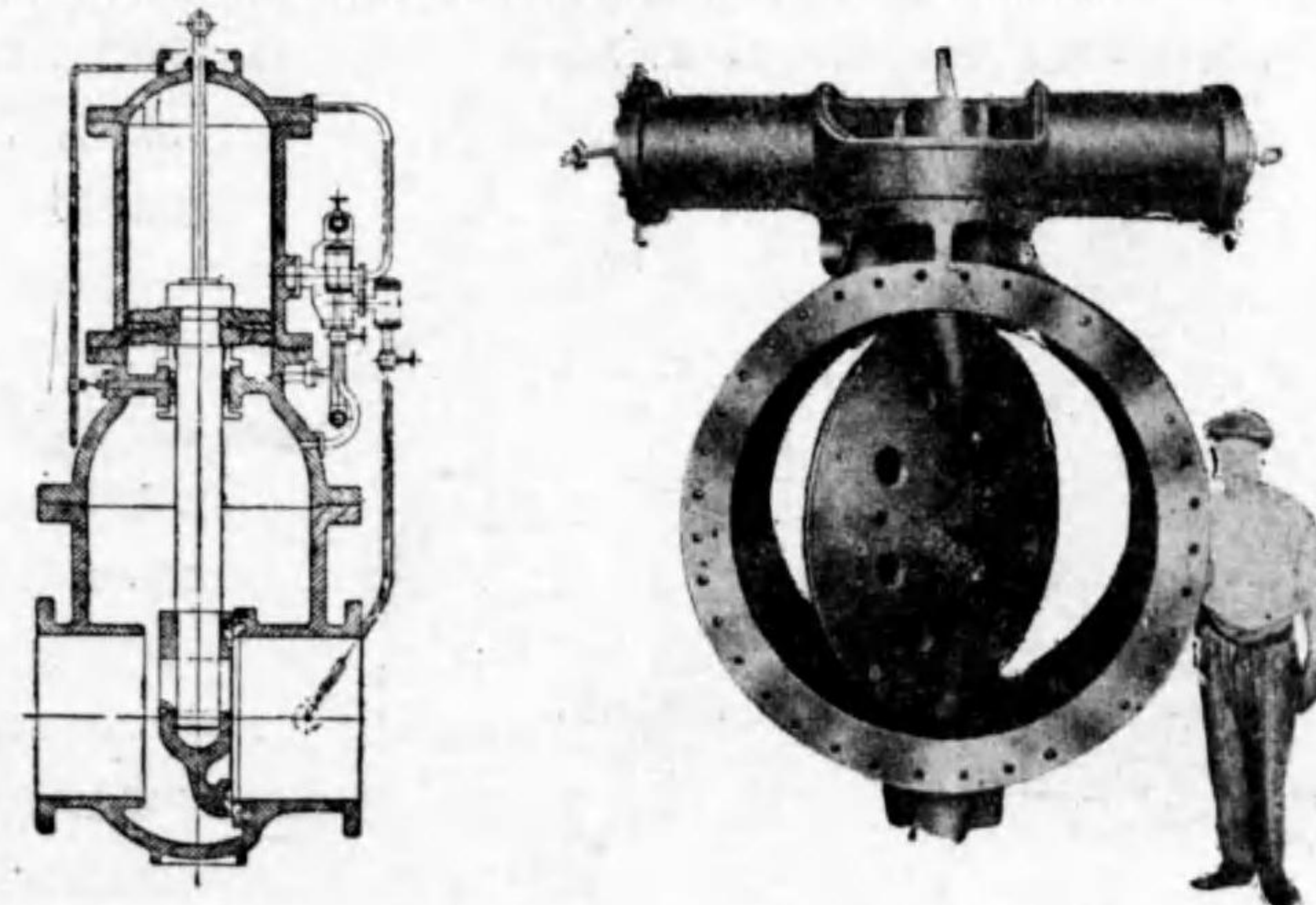
の様な接手を現場で鉄綴めする事もある。温度の變化による管路の伸縮は極く僅かではあるが、相當長い管路ではこれを無視する事は危險である。この様な場合には通常伸縮接手 (Expansion Joint) を用ひる。その

一例は第 170 圖の様に一方の管端を擴げて、そこへ他の管をはめ込み、すき間にパッキンを入れて締め付けたものである。而して管路の勾配が變る毎にその勾配上端に近く此接手を設ける (第 171 圖参照)。



導水管は適當の間隔を置いて設けたコンクリートの枕臺 (Saddle Block) の上に乗せ (第 171 圖右下)、温度の變化によつて管路が伸縮する場合多少すべり得る様に出てゐる。導水管の曲つた部分には山形鐵棒 (Angle Iron) の鈔 (Collar) を付け、第 171 圖の様にコンクリートの固定臺 (Anchor Block) の中に埋めて固定し、それによつて管自身の重さや流れの方向變換によつて生ずる力を支へる。

導水管の上端は通常上水槽につながつてゐるが、その入口を締切る爲に上水門又は原水門 (Head Gate) がある。これは通常木製の仕切水門 (Sluice Gate) である。



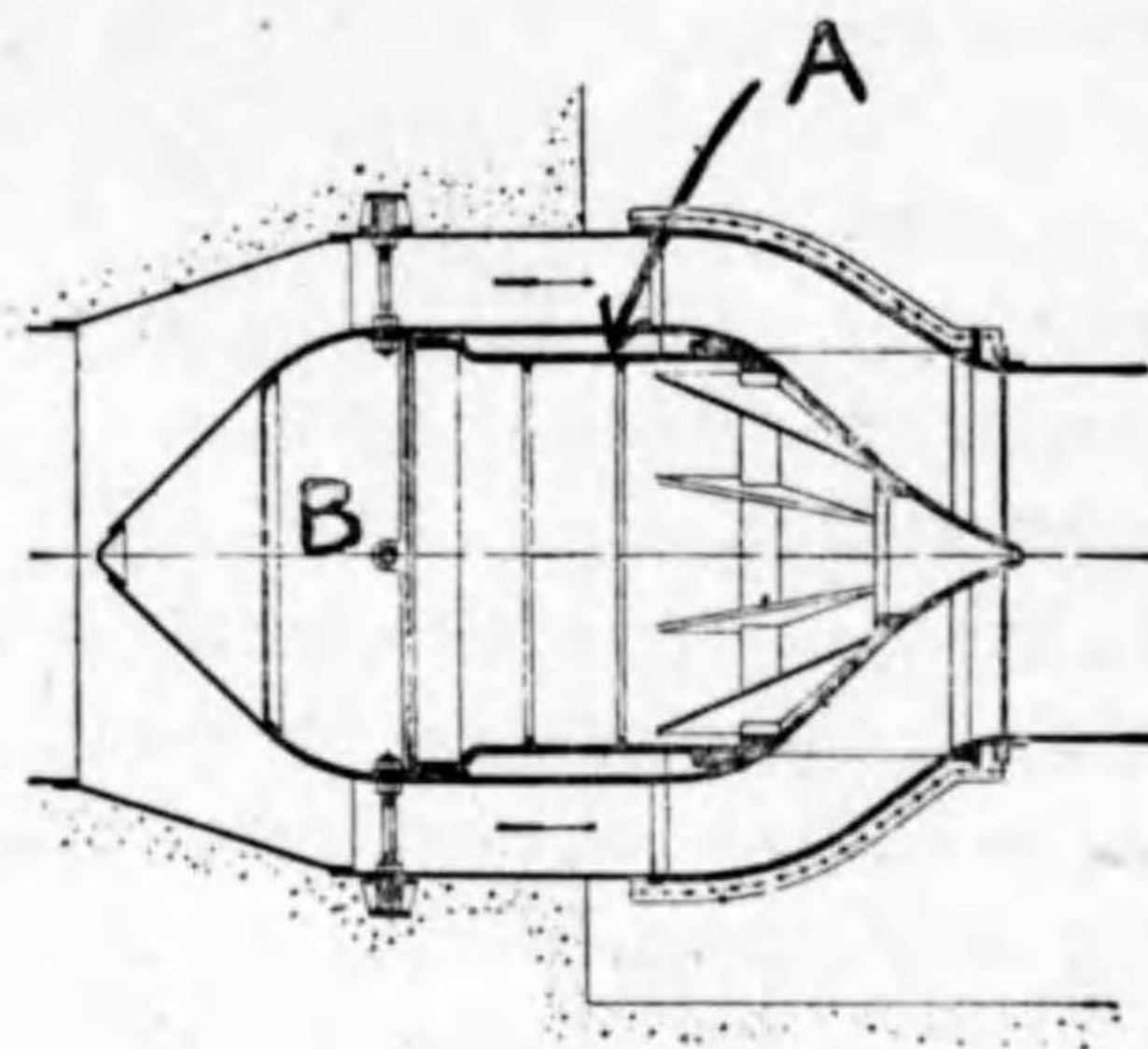
第 172 圖

第 173 圖

導水管の下端にゲート弁 (Gate Valve) がある。一時的に水車運轉を中止する際にはこの弁を開く。この目的には仕切弁 (Sluice Valve) (第 172 圖参照), 蝶形弁 (Butterfly Valve) (第 173 圖参照) 等が用ひられる。仕切弁は高落差に適し, 通常小さな脇路弁 Bye-Path Valve を備へてゐる, 親弁を開く前に先づ此の脇路弁を開き, 親弁の両面に作用する壓力を釣合せて後親弁を開く。大型の弁では電動機, 水壓又は油壓によつて開閉する様に出てゐる。第 172 圖は水壓式の仕切弁である。蝶形弁は低落差で直徑の大きな場合に用ひられる。簡單ではあるが多少の洩水は免れ得ない。第

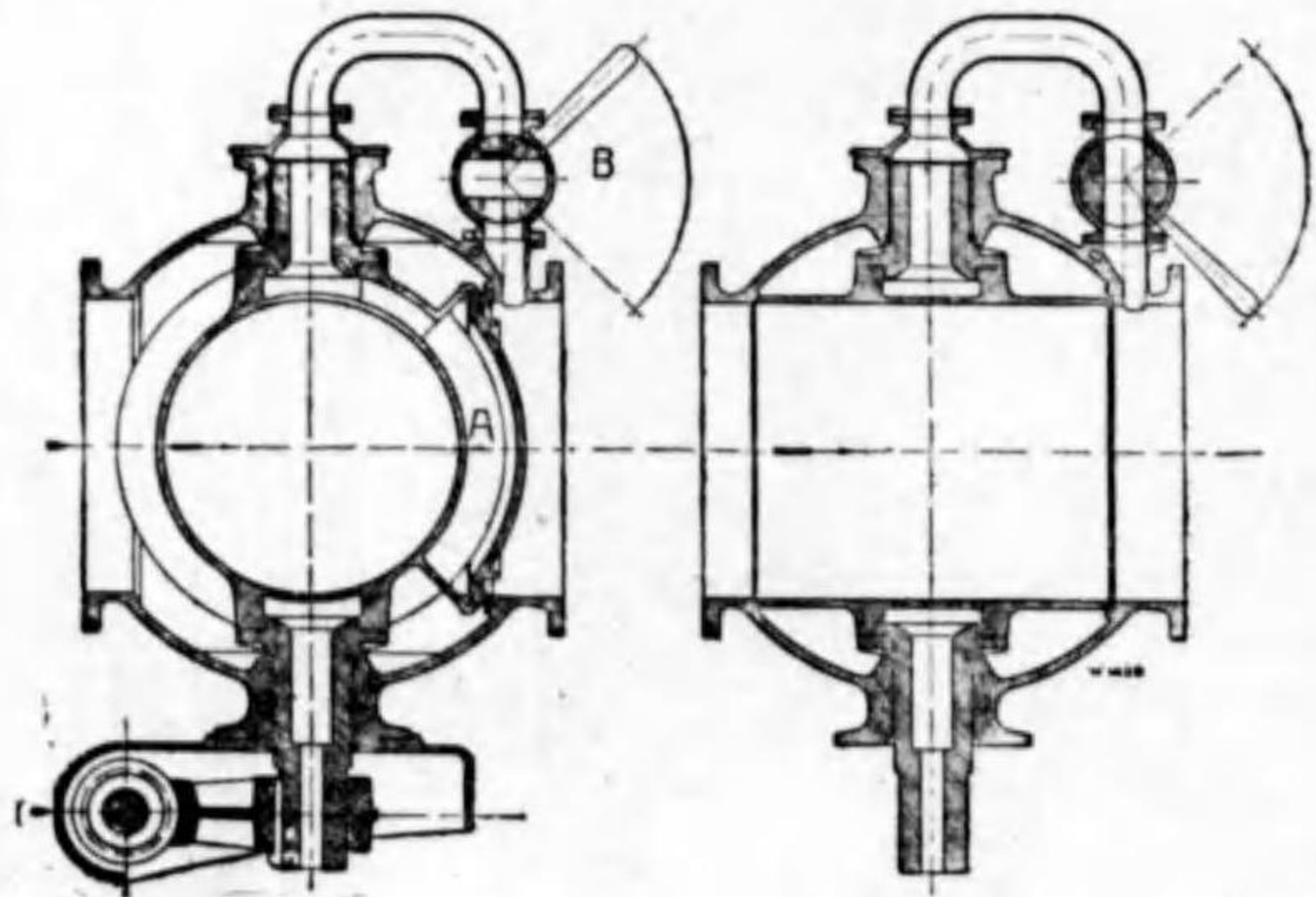
173 圖は水壓式の蝶形弁である。

この外ゲート弁として、ジョンソン瓣 (Jonson Valve) 又は尖り瓣 (Needle Valve), 回り弁 (Rotary Valve) 等の特殊の弁がある。第 174 圖は日立式の尖り弁である。導水管の一部を太くして其中に兩端が圓錐形になつた尖り弁を置き, 其下流に向ふ方の圓錐が出入し得る様に作つたものである。この種の弁



第 174 圖

では水の流に對して抵抗を與へる事が少く, また漏水の恐れが少い。圖に於いて環狀空 A に壓力水を入れ, B 室を

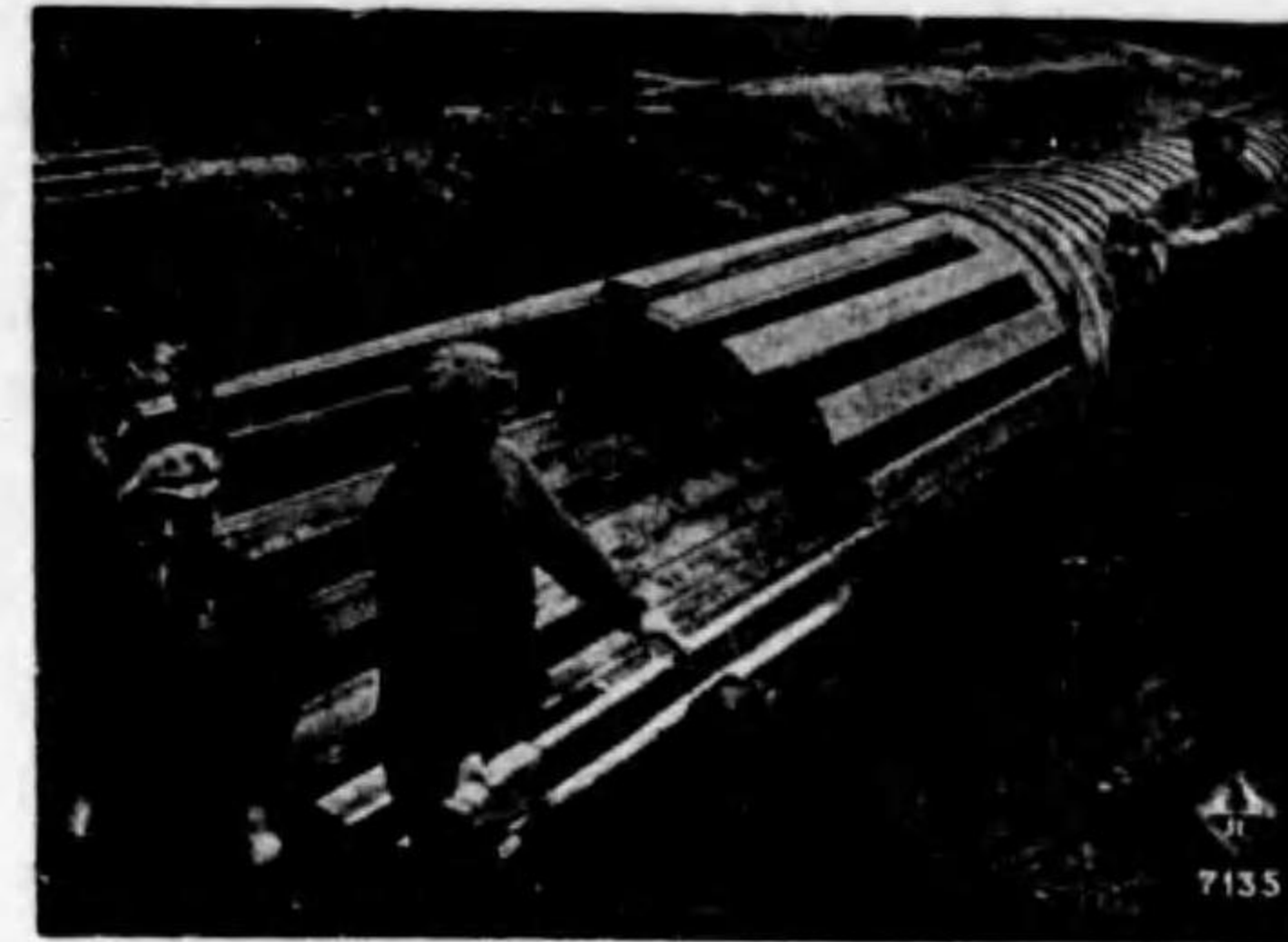


第 175 圖

大氣に通じると太い尖り弁が圖の位置に開く, 又反對に A 室を大氣に通じ, B 室に壓力水を導き入ると, 右側の圓錐が進出して流を締切る様になつてゐる。第 176 圖はエッシュウ・ス式の迴り瓣である。開いた場合 (圖

の右に示す) には流に何等障害を與へない様に出て居る。

尙低落差の場合には鐵管の他に鐵筋コンクリート管 (口繪参照) や木管を用ひる事がある, コンクリート管では洩水がない様に注意しなければならぬ。木管は第 176 圖の様に細長い板を組合せて作り, 帶鐵 (Steel Band) で締め付ける, 木管には常に水を満たして置かないと狂ひを生ずる恐れがある。



第 176 圖

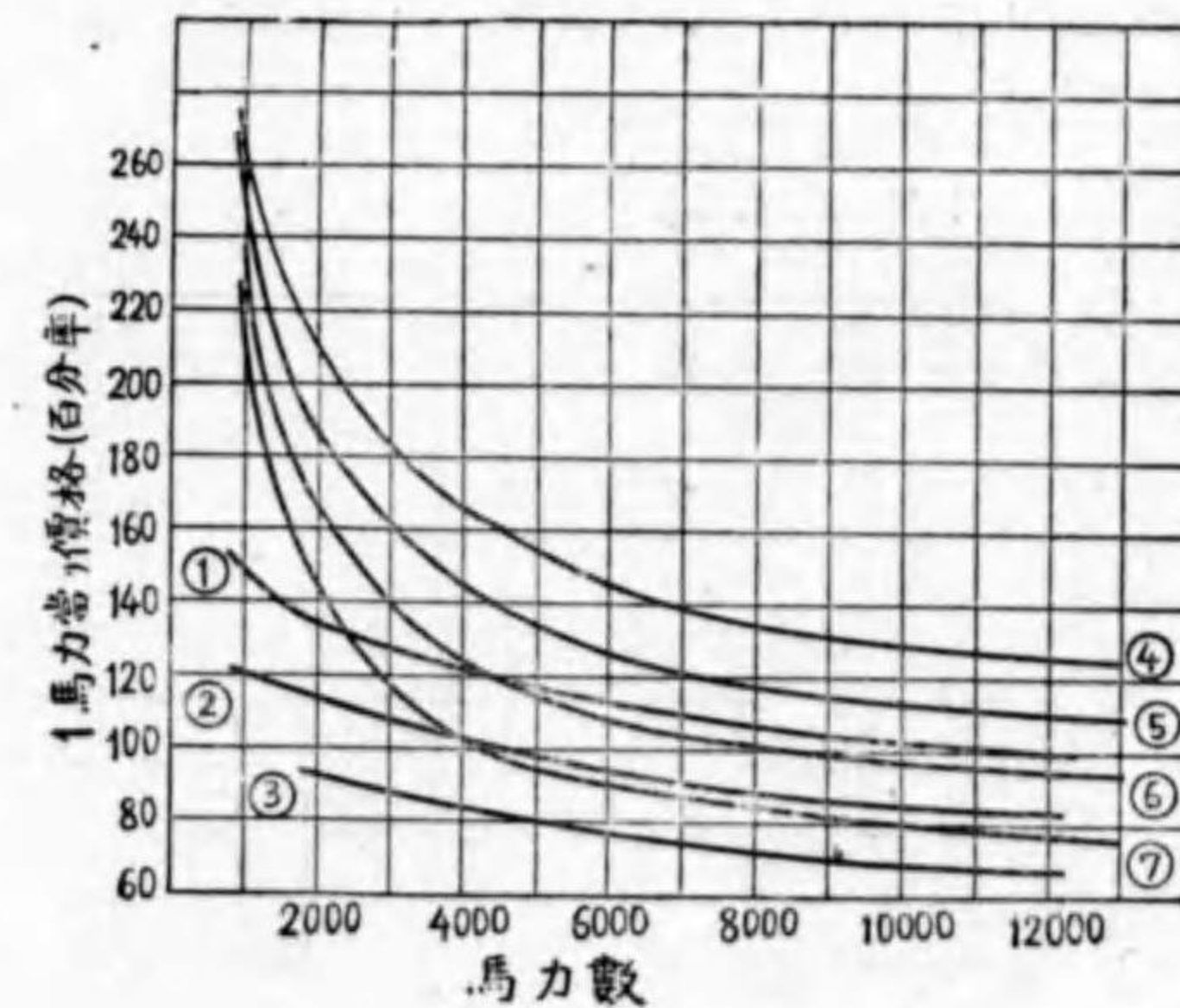
31. 水車の選定

與へられた水力, 即ち與へられた落差 H と流量 Q に對して, 如何なる型式の水車を選定すべきかと云ふ問題は, その發電所に据付ける水車の臺數 N と, それ等の水車によつて運轉される發電機から毎分の回轉數 n とを決定し, 比較回轉度 n_0 をその式

$$n_0 = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{L/N}{V/H}}$$

から計算すれば, 此場合如何なる型式の水車を採用すべきかを知ることが出来る。然しながらその前に發電所の地勢, 水質, 湯水の狀態等に就いて充分調査し, 其方面より如何なる型式の水車が適するか豫め見當を付けて置かねばならぬ。

擬て水車臺數を決定するには, 發電所の性質, 使用目的等を考慮しなければならぬ。水車

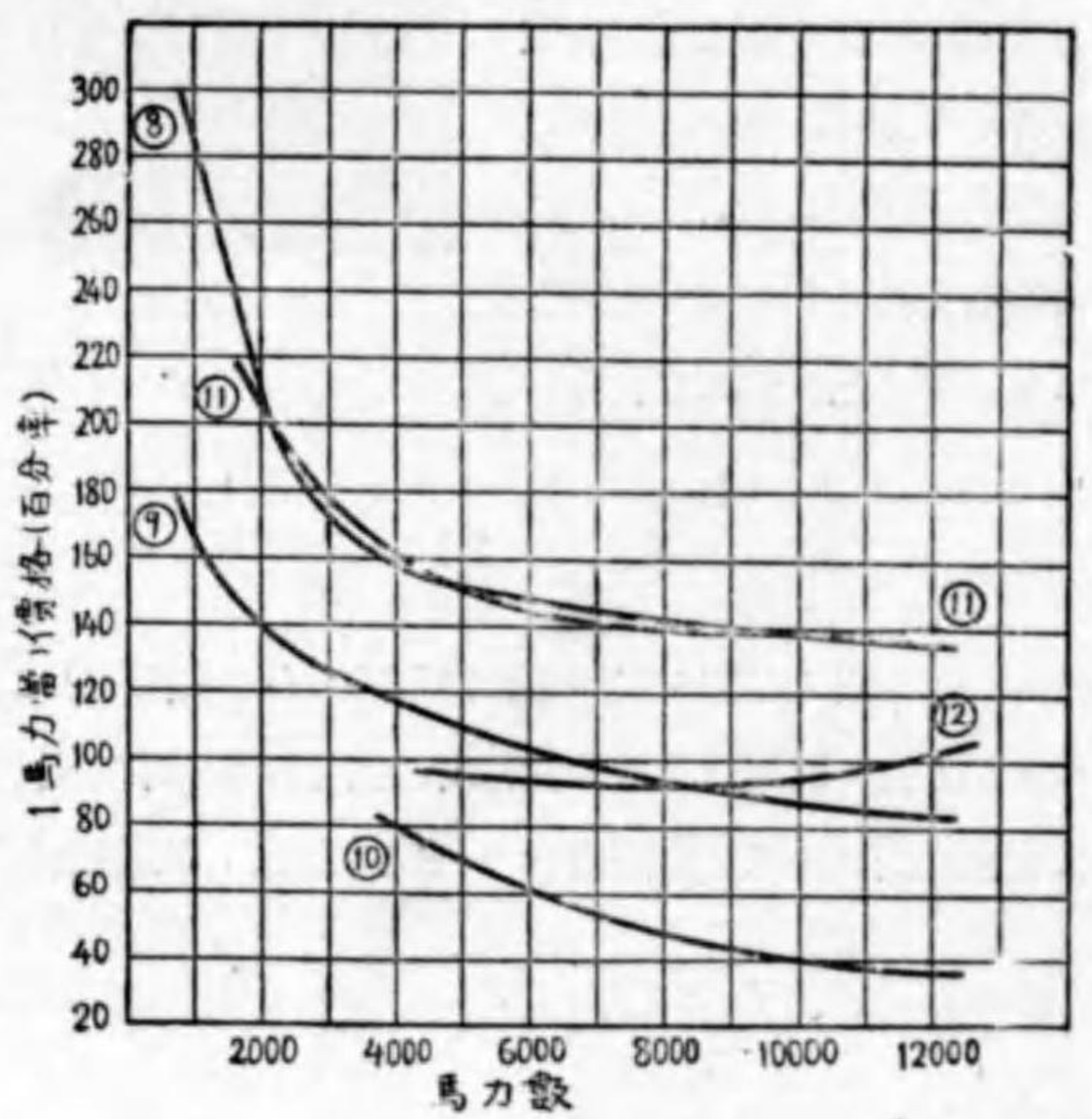


第 177 圖

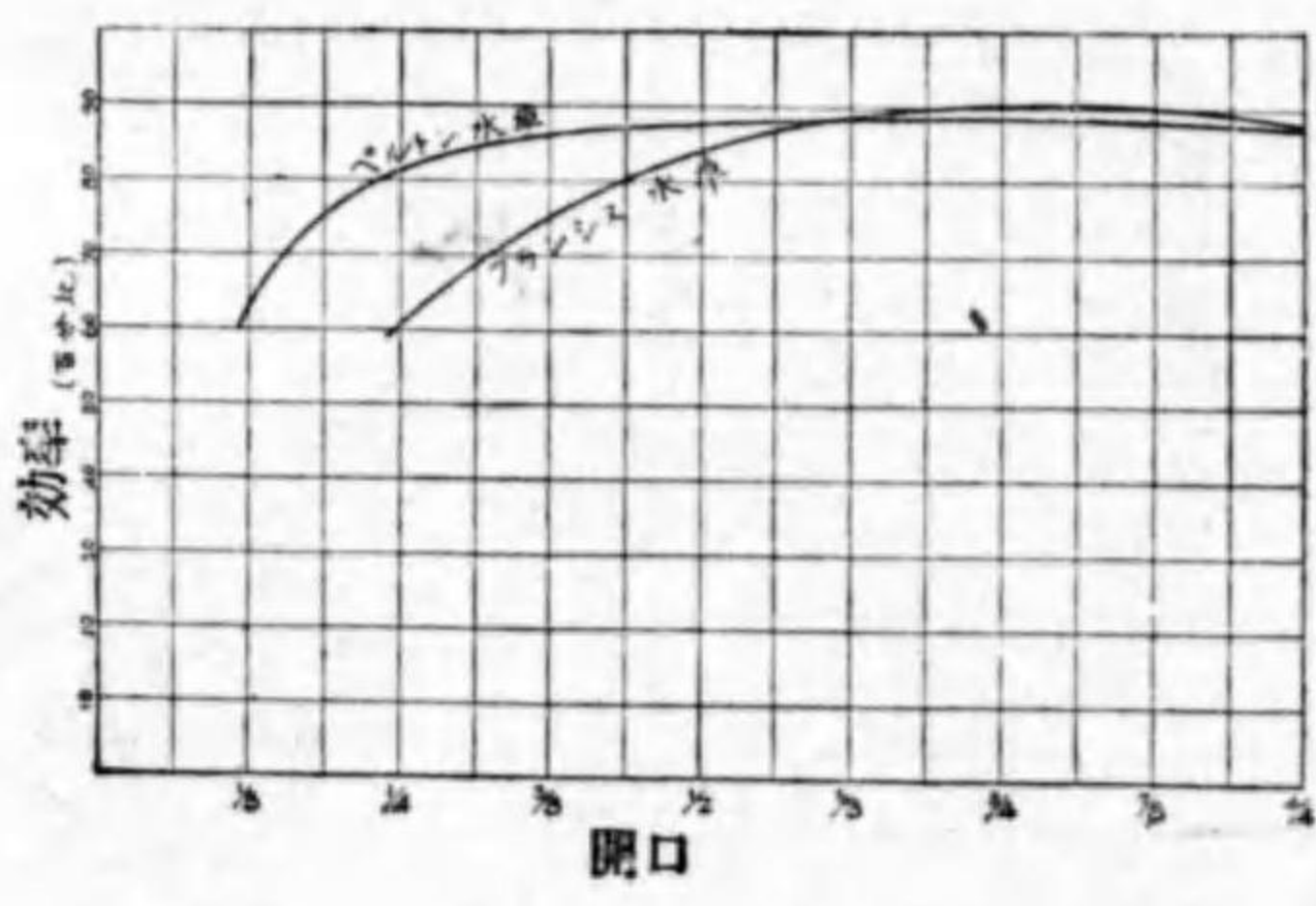


や発電機の価格から云へば、大體に於いて臺數 N を少くし、一臺當りの出力 (Unit Capacity) を大きくした方が利益である。第 177 圖及び第 178 圖は水車の出力を横にとり、1 馬力當りの価格を縦にとつて示した曲線である。どちらの圖に於いても落差 $H=300$ m, 出力 $L=12,000$ H.P. のベルトン水車に對する 1 H.P. 當りの価格を 100 % として示してゐる。圖に於いて ① $H=300$ m, ② $H=45$ m, ③ $H=600$ m の三種はベルトン水車, ④ $H=60$ m, ⑤ $H=90$ m, ⑥ $H=120$ m, ⑦ $H=150$ m 等は鑄造渦卷閘を有するフランシス水車, ⑧ $H=15$ m, ⑨ $H=30$ m, ⑩ $H=45$ m, 等は鋼板製ケーシングを有するフランシス水車, ⑪ $H=15$ m, ⑫ $H=23$ m 等は鐵筋コンクリート製のケーシングを有するフランシス水車であつて、各 1 馬力當り價格の百分率を示してゐる。

問題の發電所が既設の水力發電所火力發電所と連絡し、電力の過不足を互に補ひ得る計畫となつて居る場合には、1 臺當りの出力をなるべく大きくして、臺數 N を少くした方が利益である。然し乍ら孤立してゐる發電所に於いては、故障修繕等を考慮し、少くとも二臺以上の水



第 178 圖



第 179 圖

車を据付けねばならぬ。又負荷の變動が激しい發電所に對しても臺數を多く選定し、負荷の増減に應じて運轉臺數を増減し、なるべく正常負荷 (Normal Load) の附近で運轉し、部分負荷による効率の低下を防ぐ。尙場合によつては一臺の豫備水車を必要とする。其他山間の不便な土地で

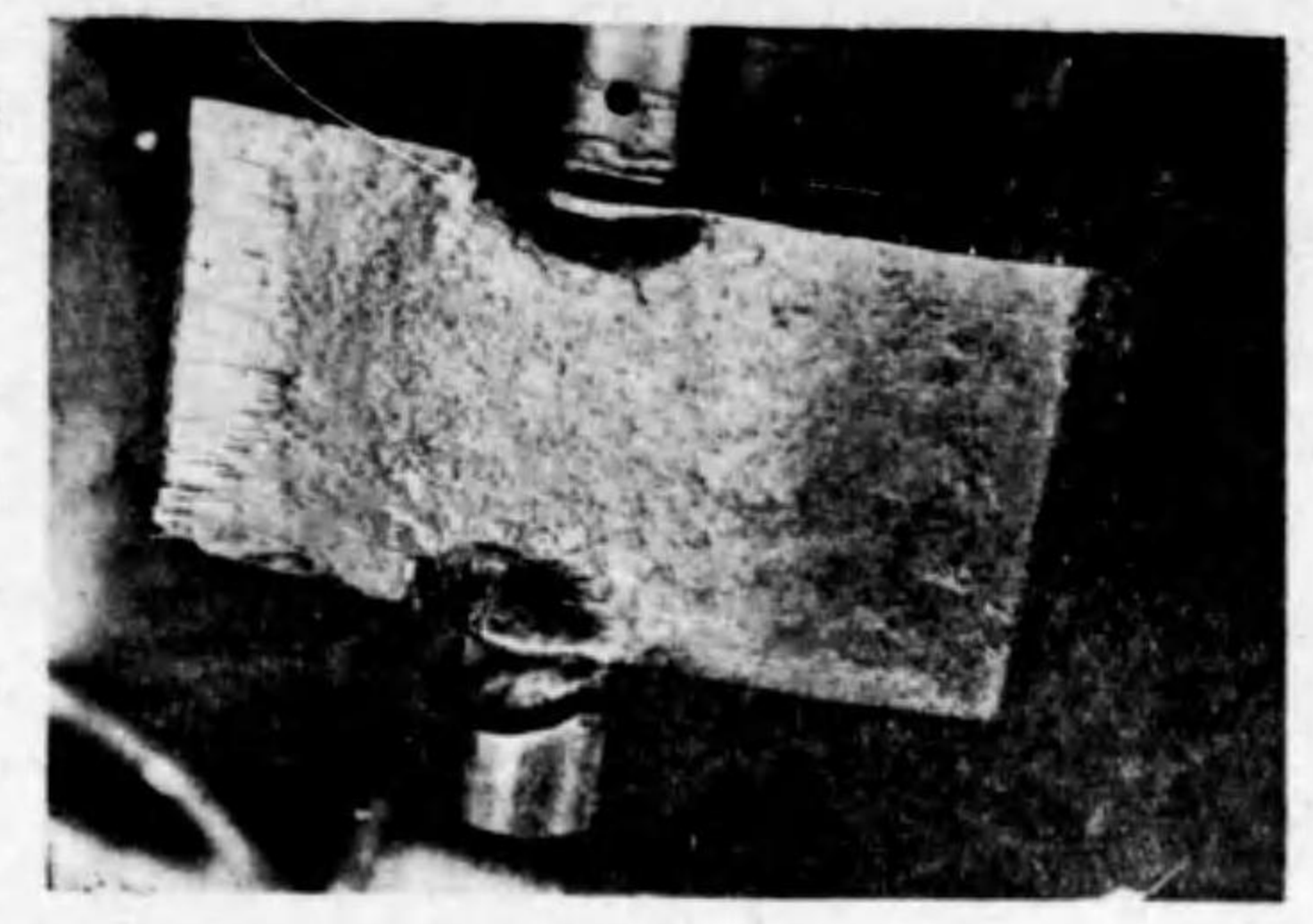


は、運搬の關係上又場所の關係上、1 臺當りの出力に制限を受けるから、其爲臺數を多くしなければならぬ事がある。以上述べた諸點を考慮して臺數を決定した後に於いても、 n_s を計算した結果適當な水車が得られぬ場合、更に臺數を變更する必要も生じて来る。

n_s の式

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{L/N}{\sqrt{H}}}$$

から計算した値が、望ましい範圍以上に出る場合には、毎分の回轉數 n を下げるか、又は臺數 N を増して 1 臺當りの出力 L を減じ、 n_s を低める事が必要であり、又 n_s が餘り低い場合には反對の工夫が必要である。計算した n_s の値が



第 180 圖



第 181 圖

ベルトンとフランシスとの間に來た場合には、その發電所の種々な點を考慮し、 n_s を減じてベルトン水車を採用するか、又は n_s を高めてフランシス水車を採用する様にしなければならぬ。それにはベルトンとフランシスの性質の差異を知る必要がある。効率について云ふと、中速度のフランシス水車はその正常負荷の附近に於ける最高効率がべ



第 182 圖



ルトンのそれより稍高い(第 179 圖参照)。然るに尖り弁の性質上ベルトンでは部分負荷の効率が餘り低下しないのに反し、フランス、殊に高速車では効率が著しく低下する。従つて部分負荷で長く運轉する發電所に對してはベルトンを選定すべきである。

次にベルトンでは腐蝕し易い部分、即ち水受、尖り弁、ノツヅルの先端等をたやすく取り變へ得ると云ふ利益があるが、フランスでは摩滅し易き案内羽根(第 180 圖参照)は數が多く構造も複雑である。又羽根車の一部が腐蝕しても全部を取換へなければならぬ。第 181 圖は甚だしく腐蝕された羽根車の寫眞である。但し此様な腐蝕は多く高速車で吸出高さの高い場合に起る。更に羽根車の周囲の狭い^下間が砂によつて摩滅する時には羽根車全部を取り變へなければならぬ不便がある。故に使用水が砂を含む場合にはベルトンを選定すべきである。この砂の害は落差が高くなると一層激しい。(更に運搬に關して云ふと、ベルトン水車の各部分は重量が平均してゐて都合がよいが、フランスでは、渦巻胴の様な特に重い部分があるから不便である。然し乍ら落差を利用する點から云ふと、吸出管をたやすく取付け得るフランス水車の方が明かに利益である。この利益は落差が低い程その割合が増して来る。殊に洪水の際に放水面が著しく高くなる場合には、水車を放水面から可成り高く据付けねばならぬから、これ丈の高さが利用出来ないベルトンは不適當である。

扱てフランス水車と決定した後も、その落差と水量とによつて更に如何なる型式の水車を採用するかを決めなければならぬ。近頃の傾向では露出型や胴型の水車は次第に用ひられなくなり、効率の高い渦巻型が益々廣く用ひられる。渦巻型に於いても堅軸とするか、横軸とするかを更に決定しなければならぬ。近頃 η_h の次第に高いフランス水車が作られ、又堅軸用の軸受が作られる様になつてから、堅軸の渦巻型が盛んに用ひられてゐる。

堅型と横型とを比較すると、効率は堅型の方が良い。これは軸受に於ける損失が少く、羽根車の外周からの洩水が少く又吸出管の上部に曲管を用ひる必要が無いからであらう。場所の關係から云へば矢張り堅型の方が利益である。殊に發電所の敷地が細長い場合に幾臺かの水車を据付けるにはどうしても堅型でないと都合が悪い。第 182 圖はミスシッビー河ケオカク(Keokuk)發電所に於て 15 臺の水車(各約 10,000 HP)が据付けられた有様である。又堅型では發電機を水車より必要な丈高く据付ける事が出来る(第 126 圖参照)。従つて放水面の高さに變動が激しい場合特に適する。その他堅形では大型水車の場合渦巻胴や吸出管をコンクリートで作易いと云ふ利益がある。只修繕の點から云ふと、堅型では羽根車を取出すのが面倒であり、又水車の位置が第 126 圖の様に配電室よりはるかに下にある場合にはその運轉状態を直接見る事が出来ないと言ふ不便がある。



第十章 水車の理論及び設計

32 水車の理論

第 183 圖について羽根車の入口を 1 とし出口を 2 とする。而して p を水の壓力の強さ、 v を水の絶対速度、 u を羽根車の圓周速度、 w を羽根車に關する水の相對速度、 α を u と v との間の角、 β を u の反對の方向と w との間の角とし、これ等の記號に 1 又は 2 の接尾文字をつけたものはそれぞれ入口及び出口に於ける値を示すものとする。更に入口及び出口の間の垂直距離を H_r とすると 1 kg の流水が水車に與へるエネルギーは(12)式(第 14 頁)によつて

$$H = H_r + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$$

である。

然し實際水車の羽根車が受取るエネルギーは H kgm/kg から水車中の損失エネルギーを差し引いた残

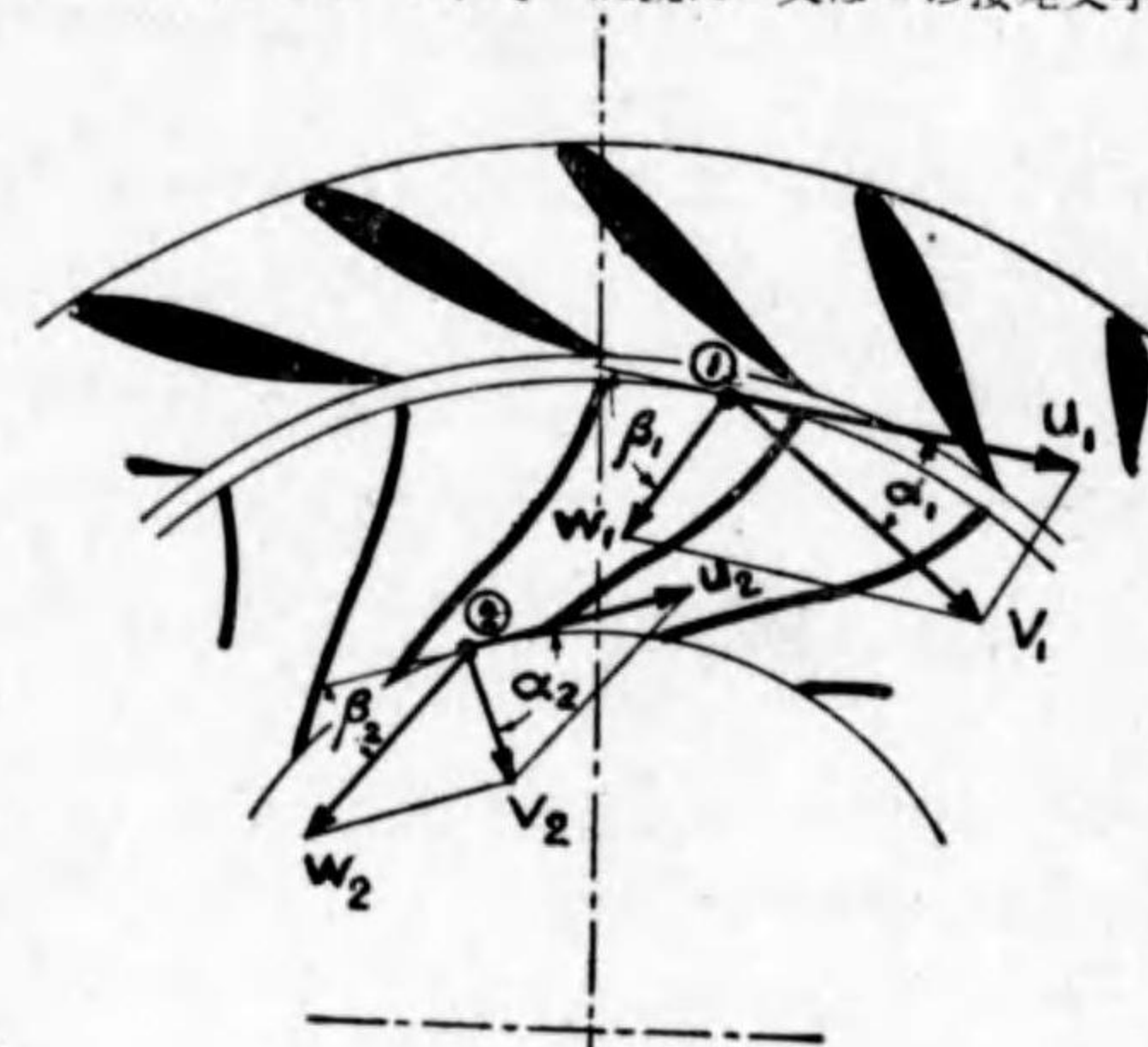
りの有効エネルギー $\eta_h H$ kgm/kg でなければならぬ。更に上の式に於て H_r を無視すると

$$\eta_h H = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} \dots \dots \dots (22)$$

となる。但し η_h は水車の水力効率であつて、 $\eta_h H$ は 1 kg の流水が有する全エネルギー H kg から流水の摩擦、衝突等によつて失はれるエネルギー fH と仕事をせず水車を出て行く水の流速 v_2 に相當する損失エネルギー $kH = \frac{v_2^2}{2g}$ とを引去つた残りの有効エネルギーである。即ち

$$\eta_h H = H - fH - kH \dots \dots \dots (23)$$

扱て(22)式に於ける最後の項 $\frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ は入口及び出口に於ける壓力の差を示し、これによつて流の反動が生ずる。而してそのエネルギーは次の二つの目的の爲に費される。即ち(1)羽根車の中に存在する水の遠心力に打ち勝つて流れるため遠心力に相當するエネルギー $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$



第 183 圖



水
が費される。(2)入口に於ける水の相対速度 w_1 を出口に於ける相対速度 w_2 まで加速する爲にエネルギー $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ が費される。故に

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \dots (24)$$

車
と書く事が出来る。
(24)式の関係を(22)式に代入すると

$$\eta_h H = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \dots (25)$$

となる。これが水車に関する基礎式(Fundamental Equation)の第1の形である、而してこの式に於ける第1項 $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$ は流の絶対速度の變化によつて羽根車に傳達されたエネルギーを示し、残りの $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ は反動によつて羽根車に傳達されたエネルギーを示す。

(25)式は又次の形に書く事が出来る。

$$\eta_h H = \frac{1}{2g} (v_1^2 - v_2^2 + u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_1^2)$$

然るに第184圖に示す入口及び出口に於ける速度線圖の三角形から

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2u_1 v_1 \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2u_2 v_2 \cos \alpha_2$$

この二つの関係を上の式に代入して整理すると

$$\eta_h H = \frac{1}{2g} (2u_1 v_1 \cos \alpha_1 - 2u_2 v_2 \cos \alpha_2)$$

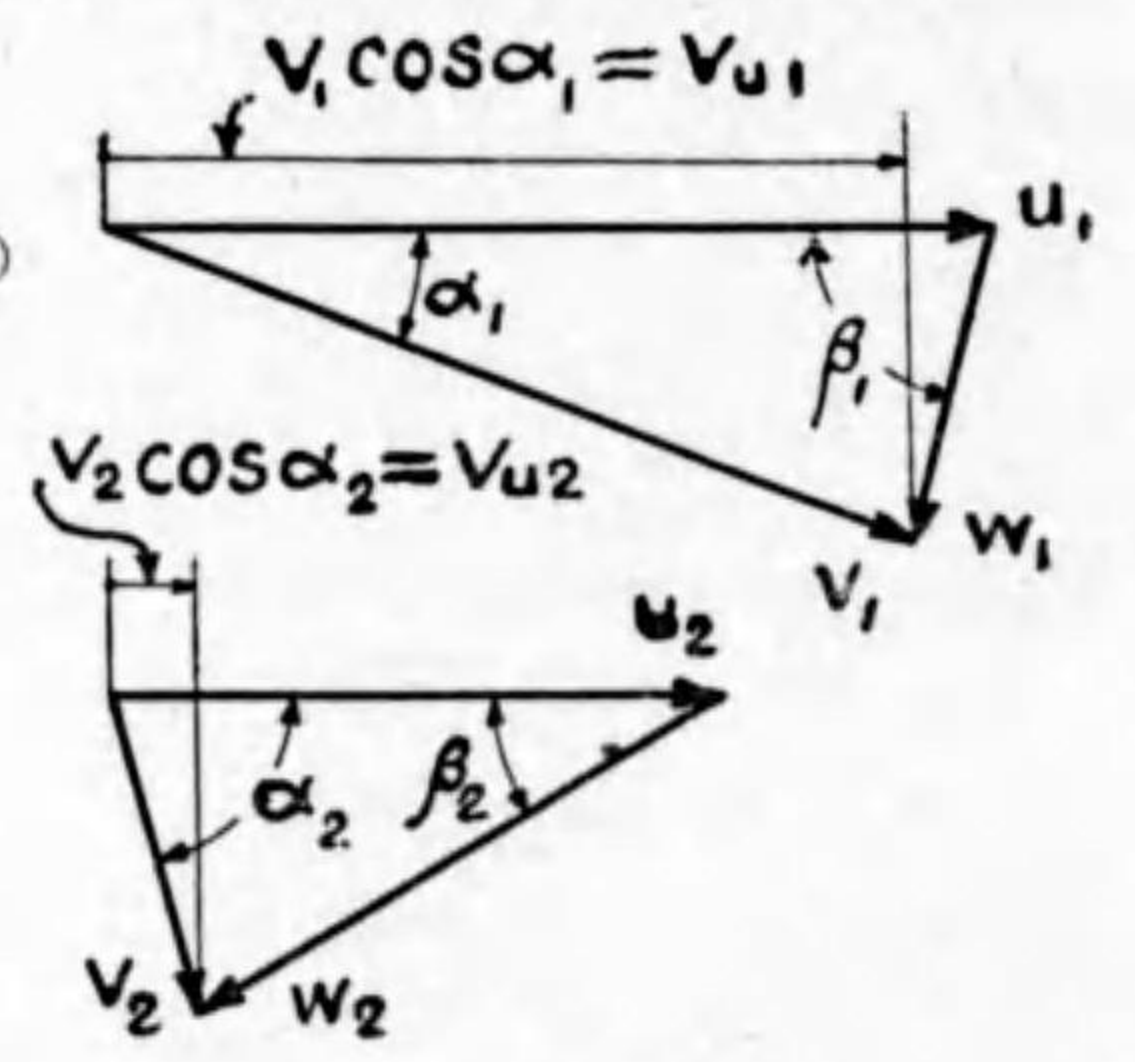
となる。更らに
 $v_1 \cos \alpha_1 = v_{u1}$ 及び $v_2 \cos \alpha_2 = v_{u2}$

と置くと。

$$\eta_h H = \frac{1}{g} (u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}) \dots (26)$$

となる。これが水車に関する基礎式の第2の形である。

(26)式は水車に傳達されるエネルギーが只入口及び出口に於ける流水の速度の状態如何に



第184圖



水
のみ關係し、入口と出口の間に於て羽根の形がどのやうであらうとも理論上全く同じ結果になる事を示してゐる。しかしながら實際には水車を受取る有効エネルギーは羽根の形如何によつて大に影響される。

猶(26)式は1kgの流水に関するエネルギーを表はしてゐるが $Q \text{ m}^3/\text{sec}$ なる流れに對する毎秒のエネルギーは式の兩邊に γQ を乗する事によつて得られる。即ち

$$\eta_h \gamma Q H = \frac{\gamma Q}{g} (u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}) \text{ kgm.}$$

となる。更にこのエネルギーの割合を馬力で表はせば有効水馬力 HHP となる。即ち

$$SHP = \frac{\gamma Q H}{75} \eta_h = \frac{1}{75} \frac{\gamma Q}{g} (u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}) \dots (27)$$

となる。

次に種々な水車の場合について基礎式を吟味する。先づ(A)軸流水車と(B)輻流水車との相違について考へる。

(A) 軸流水車の場合には羽根車の入口と出口の直徑が略等しいから $u_1 = u_2 = u$ と置く事が出来る。即ち $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = 0$ である。故にこの場合基礎式(25)は

$$\eta_h H = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \dots (28)$$

又(26)式は

$$\eta_h H = \frac{u}{g} (v_{u1} - v_{u2}) \dots (29)$$

となる。

(B) 輻流水車の場合にはフランシス水車のやうに水が遠心力に逆つて流れる内向輻流水車とフルネイロン水車のやうに遠心力と同じ方向に流れる外向輻流水車とによつて異なる。内向輻流の場合には入口と出口の壓力差 $\frac{P_1 - P_2}{\gamma}$ が遠心力に相當する $\frac{u^2 - u_2^2}{2g}$ にうち勝たねばならぬ。然るに外向輻流の場合には羽根車の中の流が遠心力によつて援助される事になる。故に外向輻流の場合には $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$ なる項は明かに負となる。

更に(I)衝擊水車と(II)反動水車との相違について考へると次のやうになる。

(I) 衝擊水車の場合には羽根車即ち水受を流れる水は大氣に接する自由表面を有し、略一定の壓力を受けてゐる。従つて水受の入口及び出口に於ける相対速度 w_1 及び w_2 の差に相當するエネルギーは損失エネルギー fH に等しくなければならぬ。即ち $\frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} = fH$ と書く事が出来る。又ペルトン水車のやうな切線水車では $u_1 = u_2$ と見做す事が出来る。故に基



礎式 (25) は

$$\eta_h H = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - fH \dots \dots \dots (30)$$

となる。又 (23) 式から

$$\eta_h H = H - fH - kH$$

である。而して衝撃水車の場合には $kH = \frac{v_2^2}{2g}$ と見做すことが出来る。故に

$$\eta_h H = H - fH - \frac{v_2^2}{2g} \dots \dots \dots (31)$$

と書く事が出来る。(30)式と (31) 式とから

$$H = \frac{v_1^2}{2g} \dots \dots \dots (32)$$

となる。この式は衝撃水車に於て羽根車に作用するエネルギー H が全部速度の形になつてゐる事を示す。

(II) 反動水車の場合にはエネルギーの一部が羽根車の入口と出口に於ける速度エネルギーの差 $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$ として作用し、残りのエネルギーが入口と出口に於ける壓力エネルギーの差 $\frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ として作用する。故に基礎式は

$$H - fH - kH = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$$

と書く事が出来る。先づ吸出管を有しない場合を考えると羽根車を離れる流速 v_2 は v_1 に等しい。又この場合羽根車から直に大氣中へ流出するから $p_2 = p_a$ である。故に式は

$$H - fH - \frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_a}{\gamma} \dots \dots \dots (33)$$

となる。

次に吸出管をつけた場合を考えると kH は吸出管を出て行く流速 v_4 に相當し (第23節参照)、 $\frac{v_2^2}{2g}$ より小さい。又吸出管のない場合に比較して水車に作用する落差は吸出高さ H_a だけ増す。故に式は

$$(H + H_a) - fH - \frac{v_4^2}{2g} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} \dots \dots \dots (34)$$

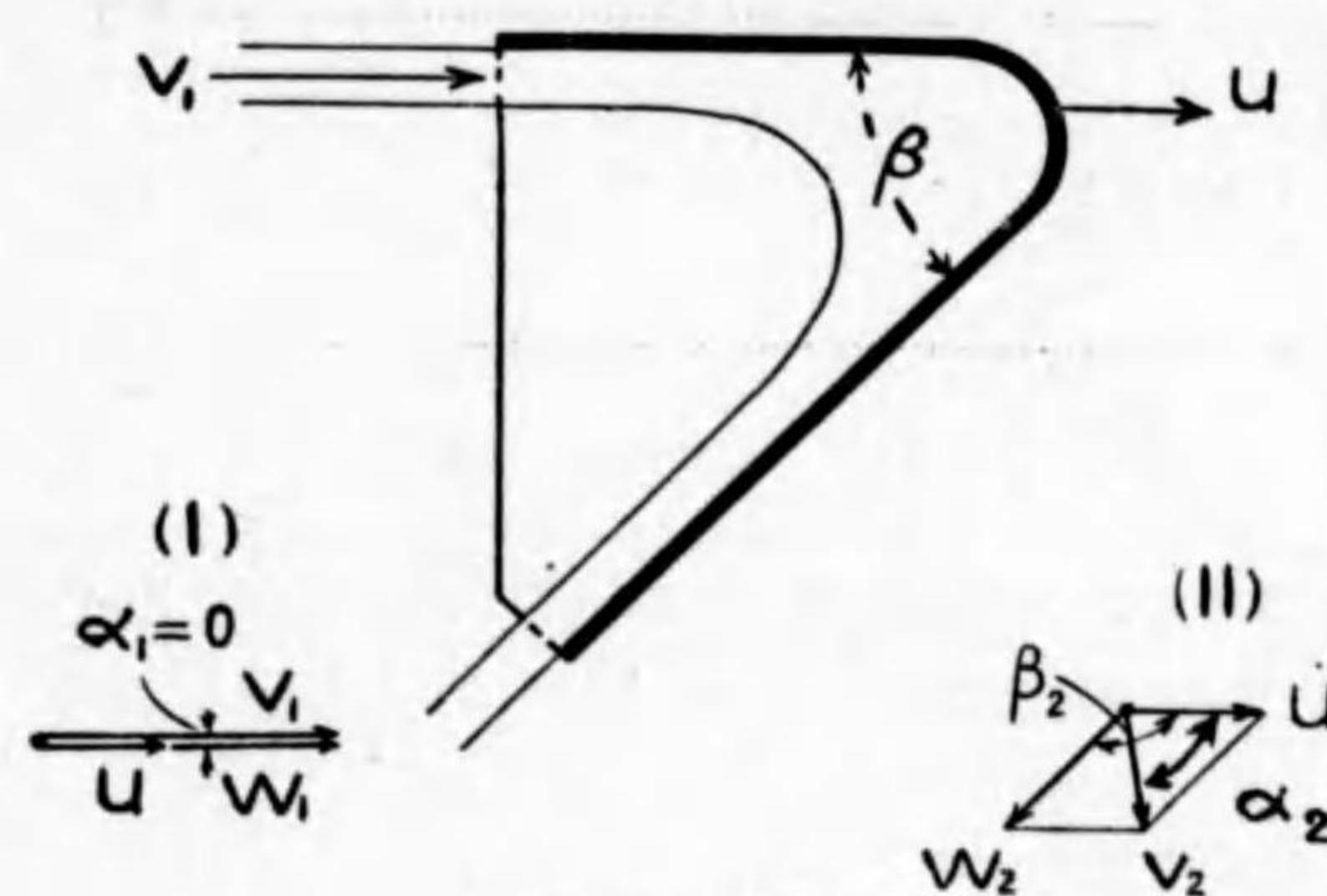
となる。この式の左邊は (33) 式の左邊に比較して $H_a + \left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_4^2}{2g} \right)$ だけ大きい。この値は吸出管によつて、回収されたエネルギーを示し、その中で $\left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_4^2}{2g} \right)$ は第 68 頁で説明した通り吸出管の断面積を次第に擴大した結果回収される運動のエネルギーである。而して回収



された二種のエネルギーは (33) 式と (34) 式の右邊の壓力差 $\frac{p_a - p_2}{\gamma}$ に相當する。即ち吸出管をつけた場合は羽根車の出口に於ける壓力 p_2 が大氣壓より低く、 $p_a - p_2$ が負壓として羽根車の出口に作用する。

33 噴流が羽根に及ぼす力

第 185 圖の様に初速 v_1 を有する矩形断面の噴流が、それと同じ幅を有し、且つ同じ方向に v_1 より小さな速度 u で動く處の曲面羽根又は水受到當つて方向を變へる場合を考へる。而して



第 185 圖

問題を簡単にするため流れが全く平面的であると假定する。つまり噴流が羽根に當つて方向を變へる際、圖の紙面に直角な方向には流れないと假定する。

扱て羽根の速度 u と噴流の最初の速度 v_1 とで並行四邊形を作ると、圖の (I) に示す最初の速度線圖が出来る。この場合には u と v_1 と

の間の角 α_1 は 0° であるから、並行四邊形の各邊は互に重なり合つて一つの直線になる。この四邊形の一邊 w_1 は最初に噴流が羽根に對して有してゐた相對速度を表はす事になる。

次に流れの方向變換に際しエネルギー損失が全く起らないものと假定すると、噴流が羽根に對して有する相對速度の大きさは方向變換の前後に於て變らぬ。只羽根に當つた後水は羽根に沿うて流れるからその相對速度 w_2 の結局の方向は羽根の出口の方向と一致する。そこで大きさを w_1 に等しく方向を羽根の出口の方向にとつた相對速度 w_2 と羽根の速度 u とで、第 2 の並行四邊形を作ると、圖に於て (II) に示す衝突後の速度線圖が得られる。而してその對角線 v_2 が衝突後に於ける水の絕對速度である。

速度線圖 (I) について u の方向に於ける v_1 の分速度は

$$v_1 \cos \alpha = v_1 \dots \dots \dots (n)$$

である。又線圖 (II) について u 方向に於ける v_2 の分速度は $v_2 \cos \alpha_2$ である。次に u の逆方向と w_2 との間の角を β_2 とすると圖の上から $u = v_2 \cos \alpha_2 + w_2 \cos \beta_2$ 或は $v_2 \cos \alpha_2 = u - w_2 \cos \beta_2$ である。然るに w_2 は w_1 と大きさが等しく、且つ圖の上から $w_1 = v_1 - u$ である。故



に次の関係が成立する。

$$v_2 \cos \alpha_2 = u + (v_1 - u) \cos \beta_2 \dots\dots\dots (b)$$

今 P を羽根の運動の方向に於て噴流が羽根に及ぼす力、 Q を羽根に沿うて流れる毎秒の水量、 γ を水の単位体積の重量とすると、力 P は毎秒生ずる運動量の變化に等しく、又運動量は(質量)×(速度)で表はされるから、運動量の變化は毎秒流れる質量 $\frac{\gamma P}{g}$ とその速度の變化 $(v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2)$ の積に等しくなければならぬ。即ち

$$P = \frac{\gamma Q}{g} (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) \dots\dots\dots (35)$$

この式に (a) 及び (b) 式の値を代入すると

$$P = \frac{\gamma Q}{g} (v_1 - u - (v_1 - u) \cos \beta_2) \dots\dots\dots (36)$$

となる。

次に噴流が羽根の上になした仕事は(力)×(距離)で示される。従つて毎秒羽根の上になした仕事、即ち動力 L は力 P と羽根が毎秒動いた距離 u の積として表はす事が出来る。即ち

$$L = P \times u = \frac{\gamma Q}{g} u (v_1 - u - (v_1 - u) \cos \beta_2)$$

となる。それより

$$L = \frac{\gamma Q}{g} u (v_1 - u) (1 - \cos \beta_2) \dots\dots\dots (37)$$

扱て(37)式に於て Q が一定で、且つ u 及び v_1 が與へられたとした場合、羽根が噴流を轉向せしめる角 β_2 を如何やうに選んだならば動力 L の値を最大にする事が出来るかは $\frac{dL}{d\beta_2} = 0$ なる關係から知る事が出来る。即ち

$$\frac{dL}{d\beta_2} = \frac{\gamma Q}{g} u (v_1 - u) \sin \beta_2 = 0$$

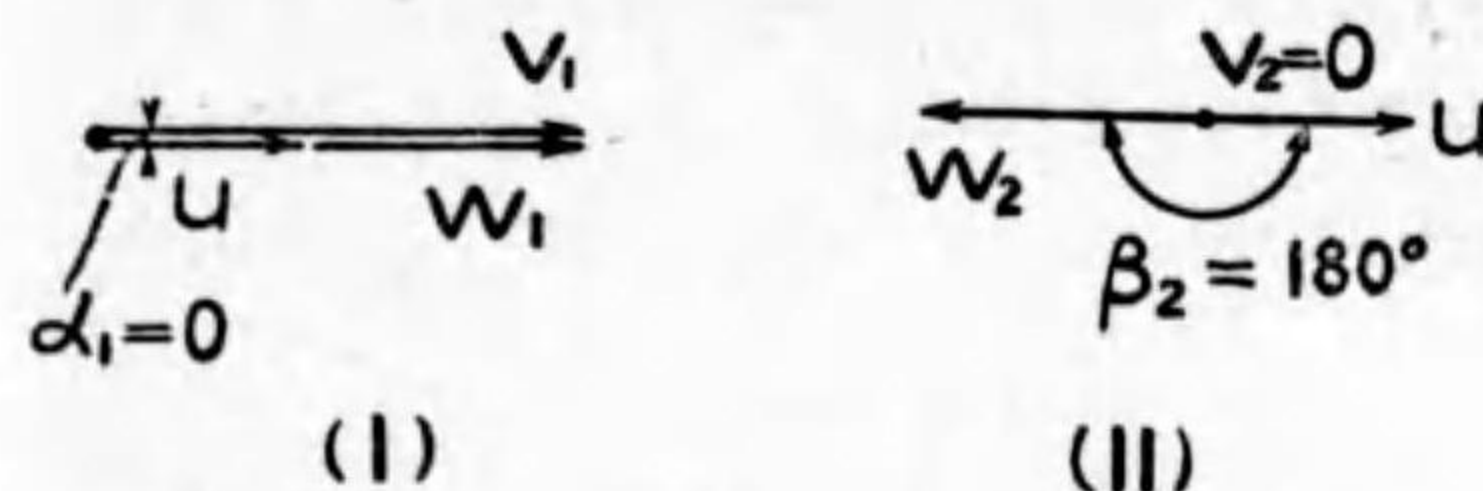
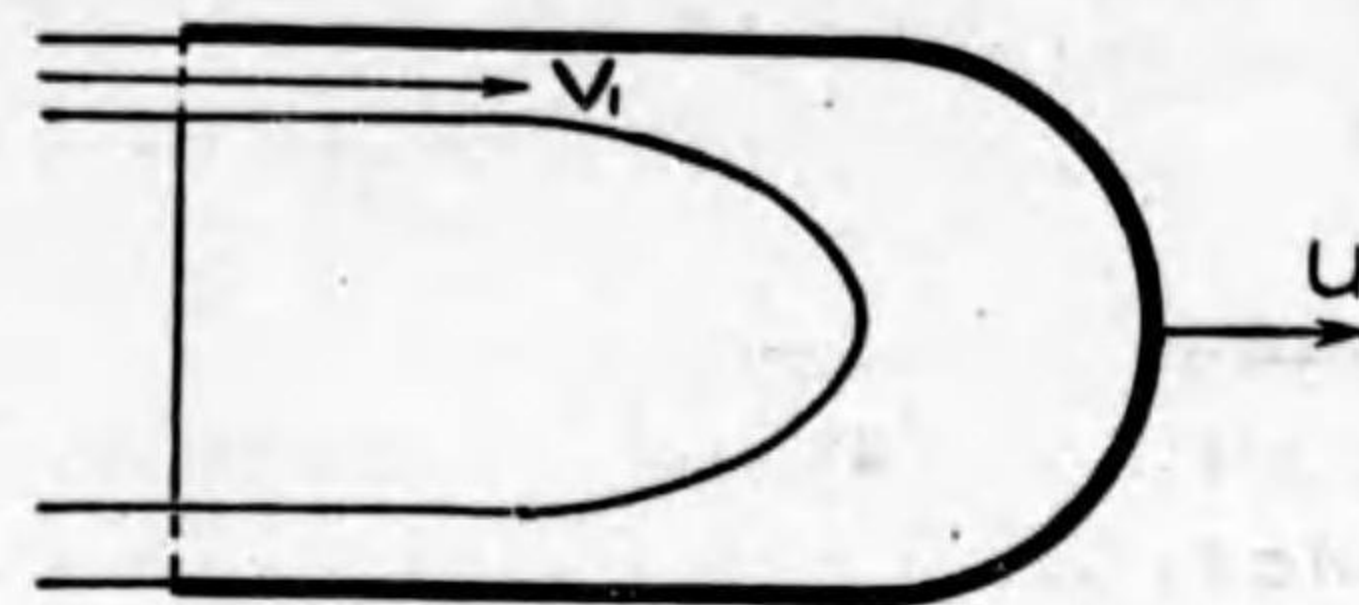
$$\therefore \sin \beta_2 = 0 \quad \text{又は} \quad \beta_2 = 180^\circ$$

とすればよい。この β_2 の値、即ち $\cos \beta_2 = -1$ を(37)式に代入すると

$$L_{\beta_2=180^\circ} = \frac{2\gamma Q}{g} u (v_1 - u) \dots\dots\dots (38)$$



となる。第186圖は この場合の羽根と流の形並に衝突前後に於ける速度線圖(I)及び(II)を示す。



第 186 圖

次に(38)式に於て Q と v_1 の値を一定とした場合、 u を如何やうに選んだならば $L_{\beta_2=180^\circ}$ が最大になるかは同様 $\frac{dL_{\beta_2=180^\circ}}{du} = 0$ なる關係から求める事が出来る。即ち

$$\frac{dL_{\beta_2=180^\circ}}{du} = \frac{2\gamma Q}{g} (v_1 - 2u) = 0$$

$$\therefore u = \frac{v_1}{2} \dots\dots\dots (39)$$

となる。この u の値を(36)式に代入すると L の最大値 L_{max} が得られる。即ち

$$L_{max} = \frac{2\gamma Q}{g} \frac{v_1}{2} \left(\frac{v_1}{2} - \frac{v_1}{2} \right) = \frac{1}{2} \frac{\gamma Q}{g} v_1^2 \dots\dots\dots (40)$$

となる。

然るに噴流の運ぶ毎秒のエネルギー L_u は $\frac{1}{2}$ (質量)×(速度)² である。故に

$$L_u = \frac{1}{2} \frac{\gamma Q}{g} v_1^2 \dots\dots\dots (41)$$

となる。故に最大効率 η_{max} は

$$\eta_{max} = \frac{L_{max}}{L_u} = 1.0 \dots\dots\dots (42)$$

となる。即ち羽根の速度を噴流の速度の $\frac{1}{2}$ にとり、且つ噴流の方向を 180° だけ曲げるやうに設計すれば、噴流の有する運動のエネルギーを全部利用する事が出来る。従つて羽根の効率は理論上 100% となる。ペルトン水車の水受はこの原理を應用して設計されてゐる。

34 ペルトン水車の設計

既に説明した通りペルトン水車のやうな衝撃水車では有効落差の殆ど全部が速度エネルギー



の形になつて水受到作用する。故に噴流の速度 v_1 は理論上 (32) 式から $v_1 = \sqrt{2gH}$ となる。

水 しかし噴流の實際の速度 v は摩擦損失のため少し小さくなり

$$v = C_v \sqrt{2gH} \dots\dots\dots(43)$$

となる。但し C_v は速度係数で其値は通常 0.96~0.98 の間にある。

次に水車の規定出力 (Normal Output) に於ける水量即ち規定水量又は常用水量 (Normal Discharge) を Q とすると、それだけの水を運ぶに必要な噴流の断面積 A は (43) 式から $A = \frac{Q}{v} = \frac{Q}{C_v \sqrt{2gH}}$ となる。併し一般に水車では超過荷重又は過負荷 (Over Load) を引受けて運轉しなければならぬ。此過負荷に對する水量即ち最大水量を Q_{max} とすると規定水量 Q との比を通常 $\frac{Q}{Q_{max}} = \frac{3}{4} \sim \frac{7}{8}$ の範囲にきめる。故に Q_{max} に必要な噴流の断面 A_{max} は

$$A_{max} = \frac{Q_{max}}{C_v \sqrt{2gH}} \dots\dots\dots(44)$$

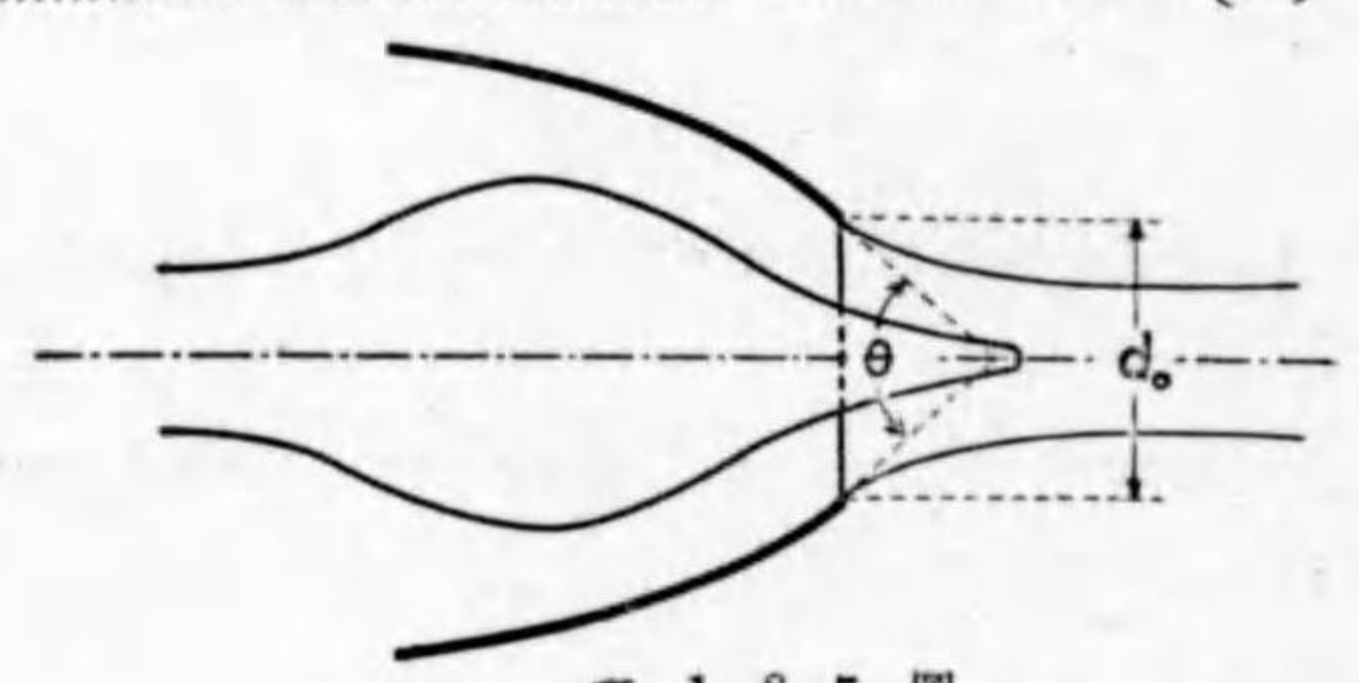
となる。

ノズル出口の内径 d_0 (第187圖) はこの A_{max} に對して設計しなければならぬ。併し此の他に猶噴流の断面が收縮すること、並に最大開口 (Maximum Opening) の際にも噴流を真直に導く爲にニードル弁の先がノズルの孔から突出し、これが出口の面積 A_0 を αA_0 だけ狭ばめることを考へねばならぬ。但し $\alpha = 0.06 \sim 0.15$ の範囲にある。故にノズル出口の必要な内径 d_0 は次の關係から求めなければならぬ。

$$d_0 = \sqrt{\frac{A_{max}}{C_v(1-\alpha)} \cdot \frac{4}{\pi}} \dots\dots\dots(45)$$

但し C_c は收縮係数でその値は略 $C_c = 1 - 0.22 \tan \frac{\theta}{2}$ であり、又 θ はノズルの出口に於ける圓錐角で、通常 $\theta = 70^\circ \sim 80^\circ$ である。猶ノズル 2 本を用ひる場合には A_{max} は $\frac{Q_{max}}{2}$ から計算しなければならぬ。

ペルトン水車では既に述べた通り刻み圓上の圓周速度即ち水受の速度 u が噴流の速度 v の $\frac{1}{2}$ に當る時に理論上最大効率が得られる。しかし經驗上 $u = (0.46 \sim 0.48) v$ にとる。また $v = C_v \sqrt{2gH}$ であるから結局 u の値は



第 187 圖



$$u = (0.44 \sim 0.47) \sqrt{2gH} \dots\dots\dots(46)$$

となる。今毎分の回轉数を n とすると刻み圓の直径は

$$D = \frac{60u}{\pi n} \dots\dots\dots(47)$$

となる。従つて n を増減する事により D を任意に選定する事が出来るやうに見える。しかし實際には此 D から定まる圓周 πD に多くの水受をとりつけなければならぬ。且つ水受の大きさは噴流の径 d によつて大體定まるから結局 D も亦噴流の大きさから略決定する事が出来る。多くのペルトン水車では $D = (12 \sim 20) d$ である。

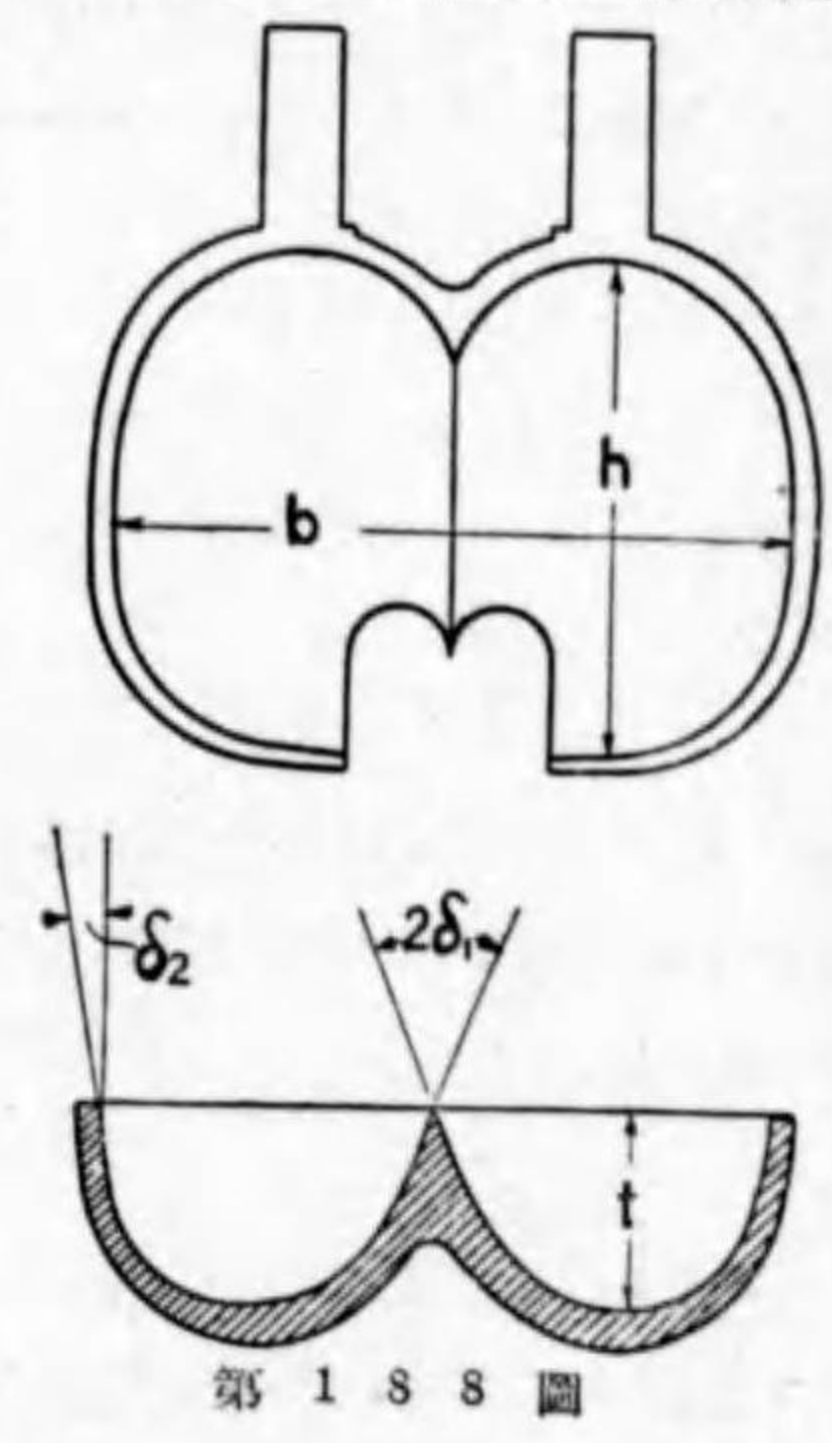
第 188 圖について水受の幅 b 、高さ h 及び深さ t は噴流の径 d によつて略定まり、 $b = (3 \sim 4) d$ 、 $h = (2.2 \sim 3) d$ 、 $t = (0.9 \sim 1.5) d$ の範囲にとる。又水受の入口及び出口に於ける角度はそれぞれ $\delta_1 = 7^\circ \sim 15^\circ$ 、 $\delta_2 = 4^\circ \sim 10^\circ$ の範囲にとる。

車の周圍にとりつける水受の数は適當に定めなければならぬ。餘り數多く接近して取付ると噴流を無益に切るから不利益である。又反對に水受の間隔を餘り大きくすると噴流の一部は水受に出會ふ事がなく、水受の間をつき抜ける事になる。従つて水受の數 z は噴流と水受との相對速度を考慮に入れ、 D/d の大きさによつて大體次の様に定める。

$D/d =$	9	11	14	17	21	25	29
$z =$	18	20	22	24	26	28	30

35 フランス水車の設計

第 189 圖に示すのは高速羽根車の断面の左半分である。圖について車盤 C と圓輪 R とをつなぐ V なる部分が羽根を示す。併しこの形は羽根の立面圖を示すものでなく、羽根の圓投影圖 (Circular Projection) である。實際の羽根は空間に於て圓周方向に伸びてゐる曲面であるから、その形を立面圖で正確に表すことは出来ない。圖に於て IP は羽根の入口輪廓で EP は出口輪廓である。フランス水車の羽根車の主な寸法は羽根の四つの輪廓の交點に於ける直



第 188 圖

径 D_1 , D_{11} , D_2 , D_{21} 及び入口の幅 B である。

羽根車の出口の直径 D_2 を決定するには先づ出口の面積に於ける平均流速を次の関係から計算する。

$$v_2 = C_2 \sqrt{2gH}$$

但しこの式に於ける係数 C_2 は n_s によつて異り、其値は第 113 頁の表に示す。此様にして得た v_2 の値を用ひて次の式から D_2 を求める。

$$D_2 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_2}} \dots\dots\dots(49)$$

次に入口に於ける直径 D_1 (羽根車の径と云ふのは通常此の D_1 のことである) を決定するには先づ圆周速度 u_1 を

$$u_1 = k_1 \sqrt{2gH} \dots\dots\dots(50)$$

から決定する。但し k_1 はやはり n_s によつて異なる係数で、第 113 頁の表に其の値を示す。此様にして得た u_1 の値を用ひ (47) 式から直径 D_1 を決定する事が出来る。即ち

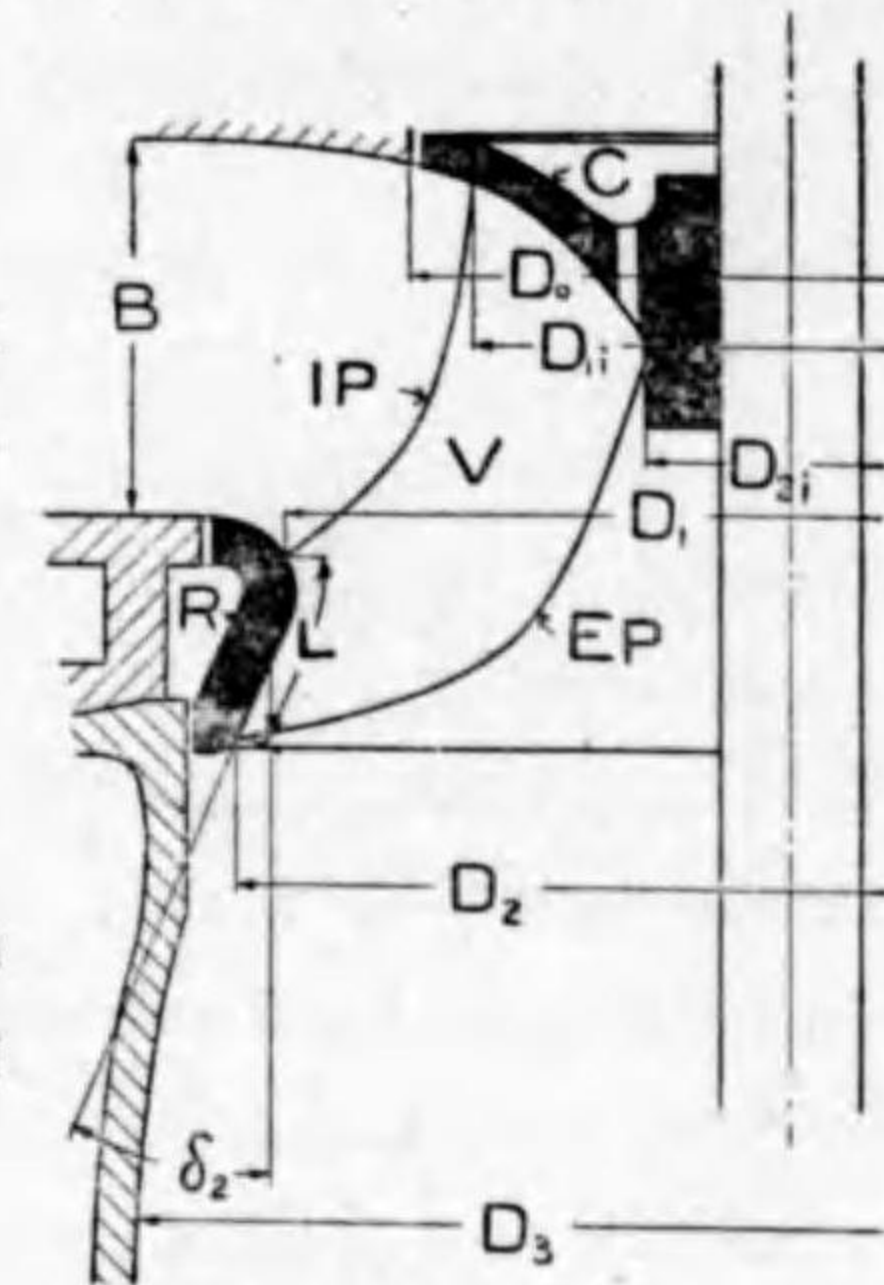
$$D_1 = \frac{60u_1}{\pi n}$$

次頁の表は此他に直径 D_{11} , D_2 , D_{21} を計算するに必要な係数 k_{11} , k_2 及び k_{21} の値をも示す。従つて k_1 から D_1 を計算したと同様これ等の値から上記の直径をも計算することが出来る。尙此表には羽根車の圍ひ輪の擴がりの角度 δ_2 (第 189 圖参照) 並に D_1 に對する圍ひ輪の断面の長さ L 及び入口の幅 B の比 L/D_1 及び B/D_1 をも示す。故にこれ等の値によつて羽根車の主な寸法を決定し、其輪廓を描くことが出来る。

次頁の表に示す効率 η は直径 $D_1 = 0.4m$ の羽根車に對する値であつて、 D_1 が大きくなれば勿論効率 η は良くなる。第 190 圖は D_1 を横にとり η を縦にとつて此關係を示す。

圖の曲線は $D_1 = 0.4m$ の羽根車に對する効率 η の各々の値の高さに相當するもので、此曲線と任意の直径 D_1 に相當する垂直線との交點が其の直径を有する羽根車の實際の効率を示す事になる。

案内羽根の數 z_0 は羽根車の直径 D_1 の大きさから大體きめる事が出来る。今直径 D_1 を m の單位で表はしたとすると z_0 は

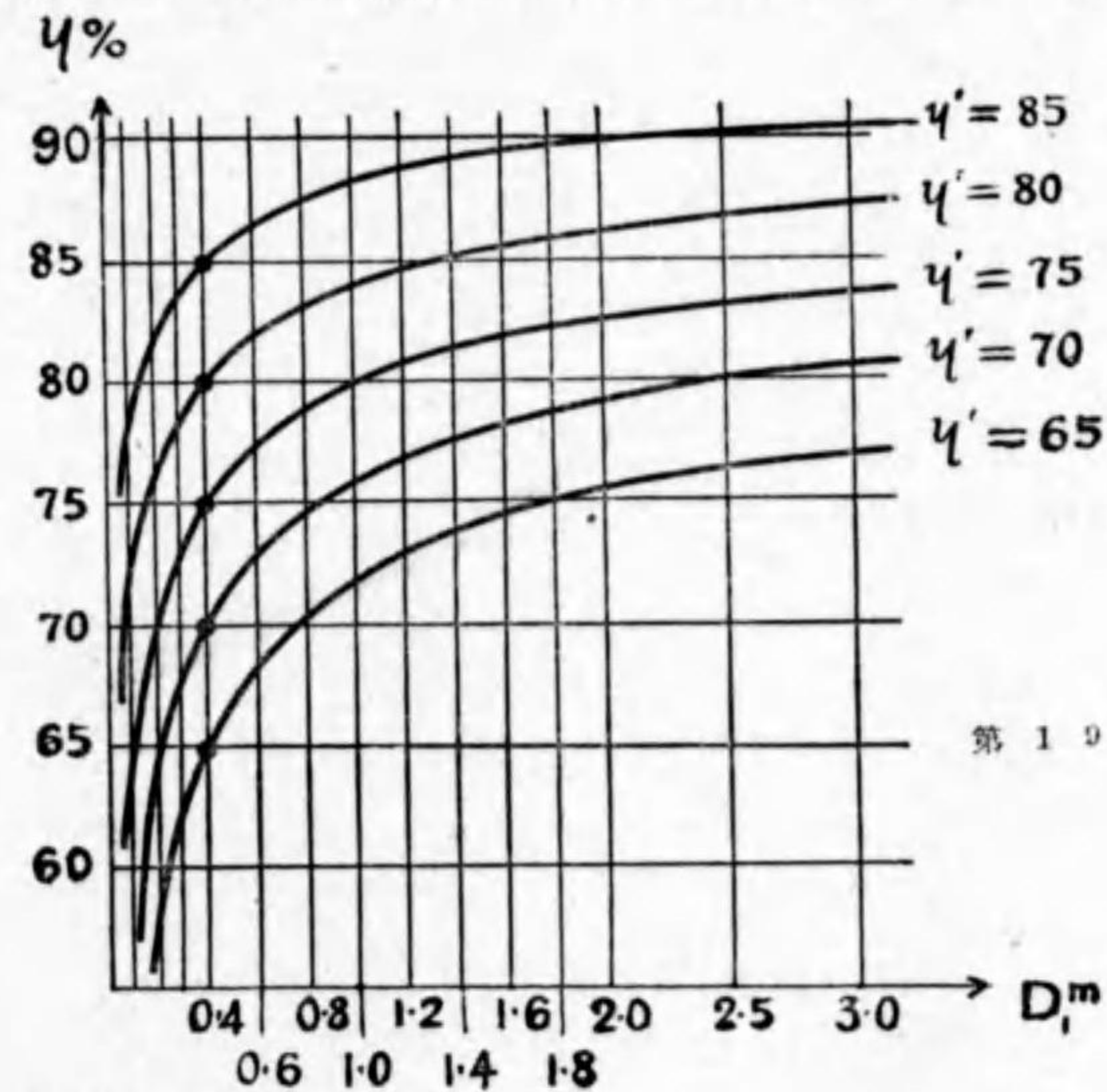


第 189 圖

n_s	50	100	150	200	250	300	350	400
$\eta\%$	77.0	82.5	85.1	86.0	85.0	83.1	80.6	77.5
C_2	0.152	0.195	0.232	0.263	0.303	0.335	0.365	0.392
C_3	0.118	0.152	0.179	0.202	0.223	0.251	0.272	0.292
k_1	0.56	0.65	0.75	0.84	0.94	1.03	1.13	1.22
k_{11}	0.56	0.62	0.67	0.70	0.73	0.75	0.77	0.78
k_2	0.33	0.50	0.62	0.75	0.87	1.00	1.12	1.24
k_{21}	0.35	0.39	0.42	0.44	0.46	0.47	0.48	0.49
δ_2°	-60	-13	0	+8	+13	+16	+18	+20
B/D_1	0.06	0.12	0.17	0.22	0.26	0.30	0.33	0.35
L/D_1	0.160	0.153	0.146	0.139	0.132	0.126	0.119	0.112

$$z_0 = (16 \sim 22) \sqrt{D_1 m} \dots\dots\dots(51)$$

の範圍にある。而して z_0 の値は通常偶數とする。車羽根の數 z_1 もやはり $D_1 M$ の値から次



第 190 圖

の式によつて大體決定する事が出来る。

$$z_1 = (15 \sim 17) \sqrt{D_1 m} \dots\dots\dots(52)$$

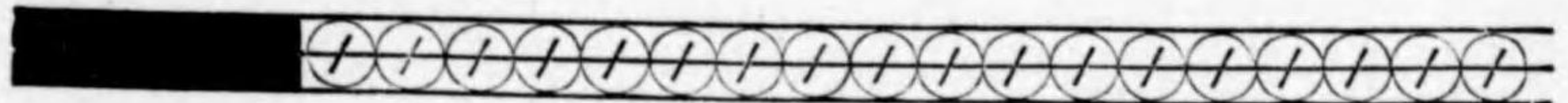
即ち羽根車の數 z_1 は案内羽根の數 z_0 より稍少ない。



唧 筒

横濱高等工業學校教授 工學博士

遠 藤 政 直





唧 筒

第一章 總 說

渦卷ポンプの種類	1
渦卷ポンプの發達	2
渦卷ポンプの大きさ	7
渦卷ポンプの取扱	7
渦卷ポンプの揚程及揚水量	8
動力及効率	9

第二章 渦卷ポンプの理論

羽根車を通る水の流れ	12
一般公式	13
羽根の出口の角 β_2	18
羽根の厚さの影響	21
羽根の数が有限なる場合	23

第三章 案内室及び渦形室

案内羽根なき輪狀案内室	29
案内羽根ある案内室	31
渦 卷 室	34

第四章 ポンプの内部に起る動力損失

羽根車内の水頭損失	43
圓板摩擦	42
漏 水	45
底瓣の抵抗	51

第五章 羽根車の中の水の流れに関する実験

実験の重要性	53
J.A. Smith の実験	53
H. erli の実験	54
内丸博士の実験	55
K F'scher 氏の実験	58
著者の実験	59

第六章 渦巻ポンプの一般的性能

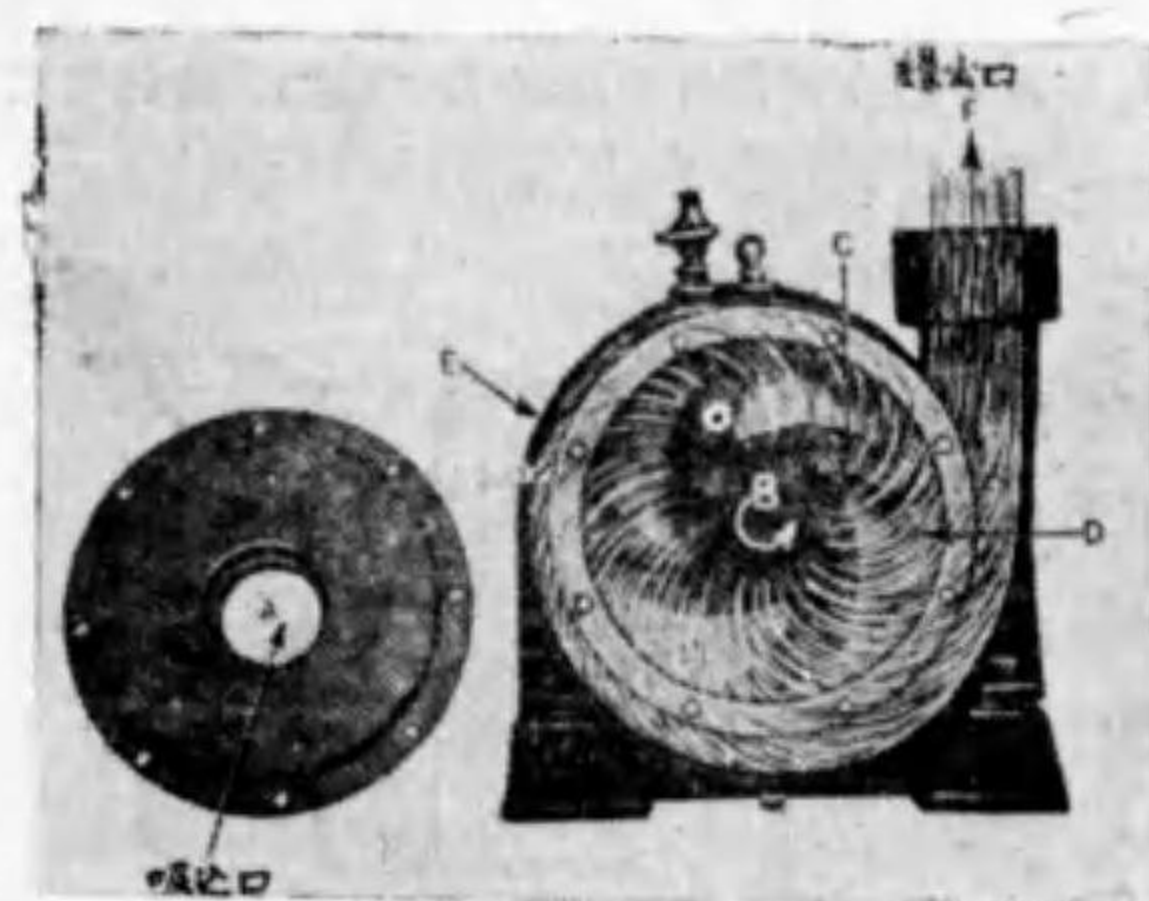
回転数一定なる時の性能	65
繰出しなき場合の水頭	68
比較法則	68
比較回転度	69
水量少なき場合の不安定状態	71
跛働	73

渦巻ポンプ

第一章 總説

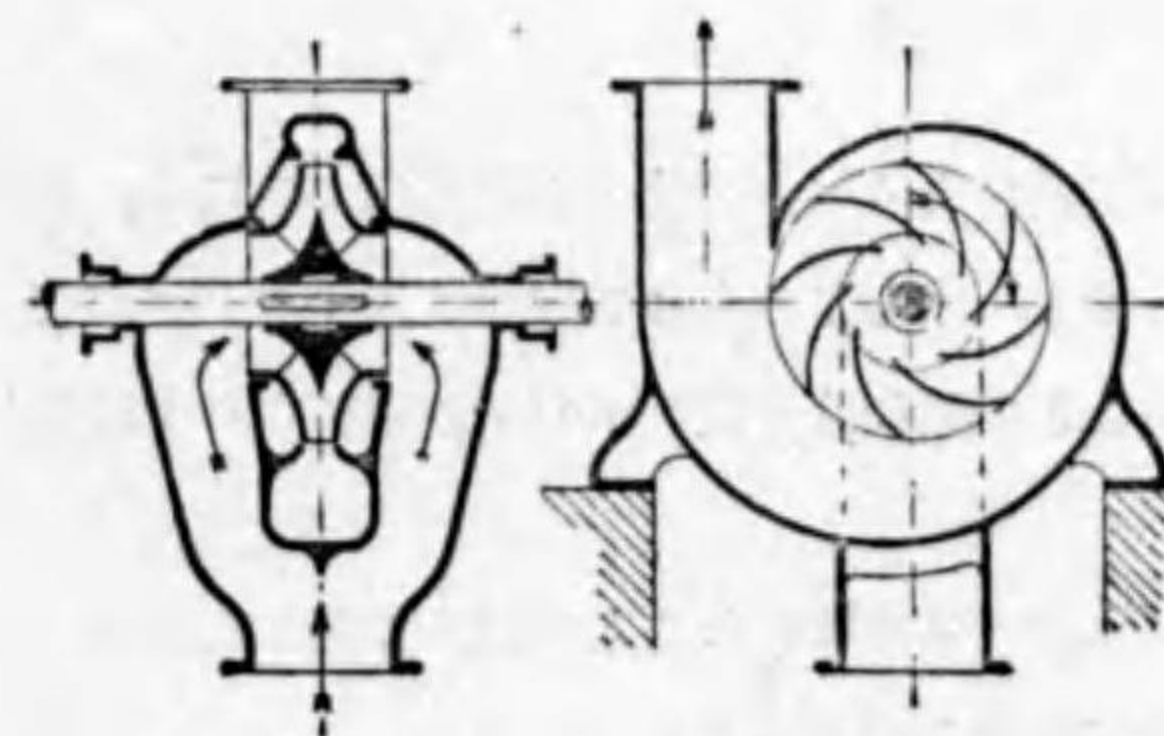
1. 渦巻ポンプの種類

渦巻ポンプなるものゝ大體の構造は第1圖に示す如く高速度で廻轉する軸に固定せられたる



第 1 圖

さて今日實用に供せらるゝ渦巻ポンプは大別して二種とするのが普通である。第一は第1圖



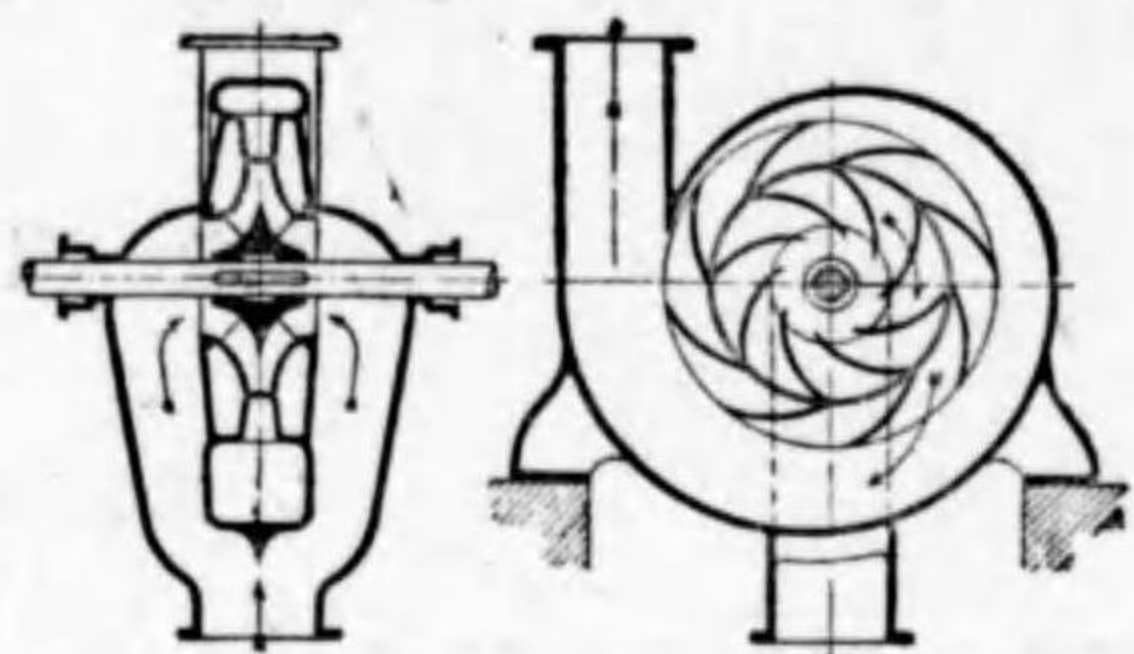
第 2 圖

羽根車 C あり其中心の周圍にある吸込口 A より入りたる水は羽根車の内にて羽根のために掻き廻はされ乍ら遠心力により外方に跳躍され周圍の渦形室 E を通りて繰出口から排出せらるゝのである、其外形が渦巻形をなすが故に、又はポンプの内を水が通る時に渦巻曲線を畫き乍ら流るゝから渦巻ポンプと名づけたりと稱せらる。英語では Centrifugal pump, 獨逸語では Zentrifuganpumpe 又は Kreiselpumpe と云ふ

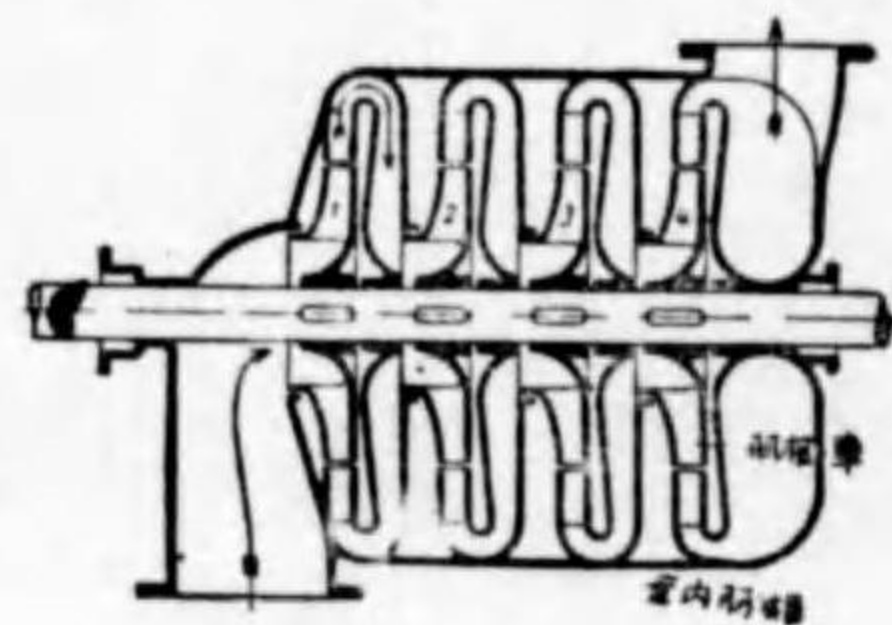
の外には單に螺狀の室があるのみで主に揚程の低き所に用ふる型である、之をヴォリュートポンプ (Volute pump) と云ふ。第二は羽根車より流出する水を適當に導き漸次に其の速さを緩める所の案内羽根を備へたもので第3圖の如きものである、之をタービンポンプ (Turbine Pump) と云ひ主に揚程の高い場合に使用する。ヴォリュートポンプの内に第1圖の如く羽根車の片



側からだけ吸込口の付いたもの、又第2圖の如く両側より吸込口の付いたものがある。タービンポンプに於ても同様である。又揚程が高くて一段のポンプにては之に應ずる事の出来ぬ時には一つの羽根車にて壓力を與へたる水に又次の羽根車を働かせて二重の壓力となして水を押し上げ或は其以上幾重にも段数を加へて所要の壓力を得る様にする。斯くの如くしたる場合一般に之を多段タービンポンプと稱し二重配列の場合には二段タービンポンプ、三重配列の場合には之を三段タービンポンプと云ふ。第4圖は四段ポンプの例なり。此頃は米國では多段のヴォリユートポンプをも可なり多く製作使用する様になつた。又此二種のポンプ共に横軸として用ふるけれども場合により縦軸とする事もある。故にポンプを横型縦型としても區別する。猶此外に近頃軸流ポンプなるものが流行する。其の羽根車の形は船のプロペラーに極似したもので水は大體軸方向に汲み上げられ半径方向には跳飛されず、従つて遠心力の働きなく又外觀渦巻型にもあらざれ共水に對する羽根車の作用は渦巻ポンプのそれと同一形式を以て取扱ひ得らるゝから便宜上軸流ポンプも渦巻ポンプの一種として取扱ふのが通例である。



第 3 圖



第 4 圖

2. 渦巻ポンプの發達

今日に於ては家庭に於ける井戸水の汲上げより灌溉排水の如き大量の水を處理するにも、又鑛山等に於て千尺以上の深所より水を汲出すにしても、殆んどあらゆる方面に渦巻ポンプが使用せらるゝのであるが、しかし之は比較的近代のことで最初は往復動ポンプが用ひられて居たのを漸次渦巻ポンプに置換へたのである。

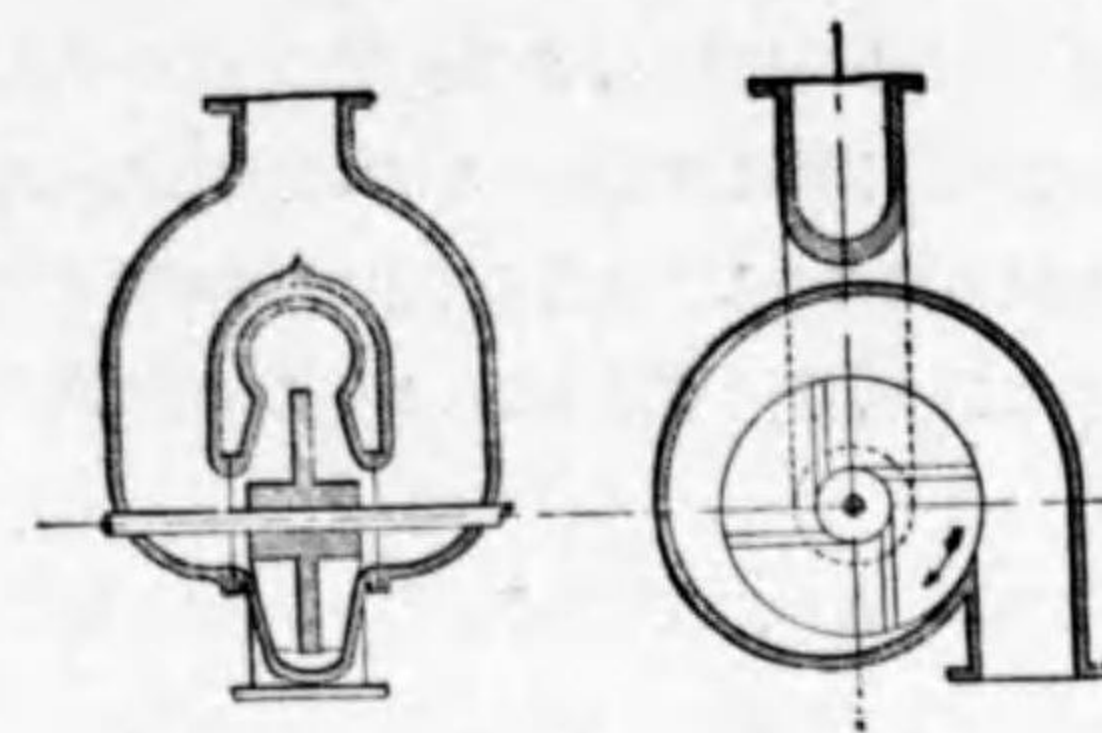
抑も渦巻ポンプなるものゝ元祖は 1680 年頃 Johaun Jordan なる人が初めて設計を試み、佛の Danis Papin なる人が 1703 年に之を作つて見たと稱せらる。

學理方面では有名なる大學者 Euler は 1754 年に渦巻ポンプに關する理論を述べたるもの



が今日其の基礎となつて居る。實用向のポンプとしては 1818 年に Boston で Massachusetts

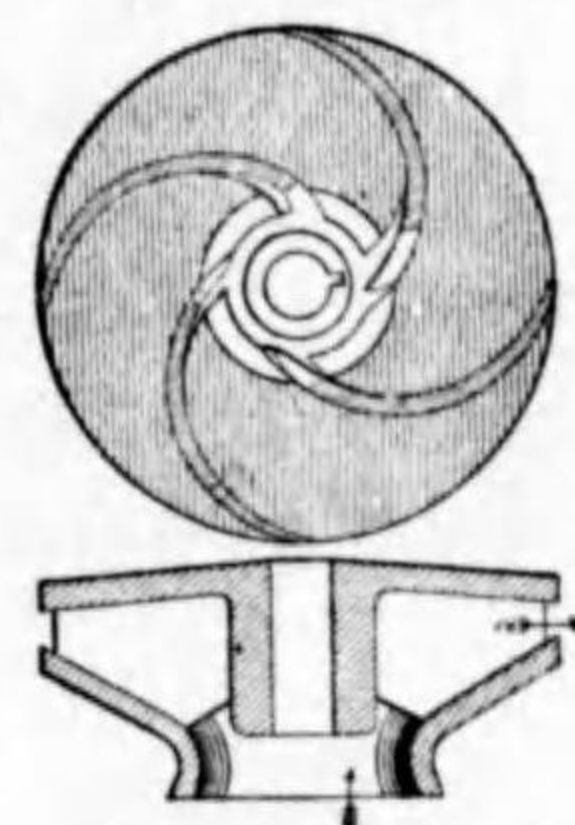
ポンプと稱するものが作られた。第5圖に示す如きものである。羽根は半径線に並行で直線狀に放出したものである。1846年頃に及びて英國の Appold, Thomson, 及 Gwynne 等のポンプ屋が可なり實用に供するものを作り始めた。1846年米國の Andrews なる人は第6圖の如く羽根を彎曲したる形となし二枚の側板の間に挟みたるものとし特許を得、此特許を英國の Gwynne が買ひ込みて製作したと云ふ。



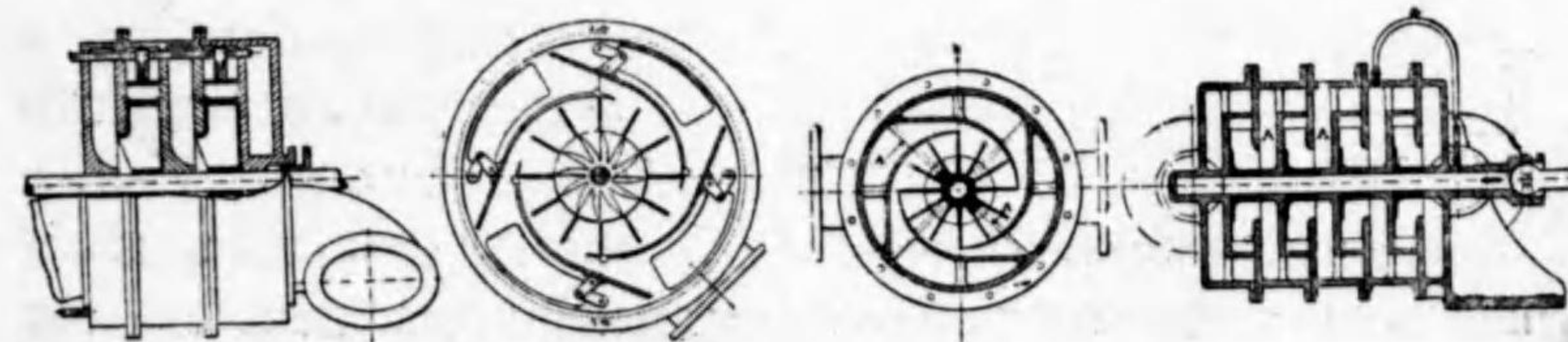
第 5 圖

此 Gwynne は未だに存在するポンプ屋であり其の製作するポンプは我國にも輸入せられて居る。併し乍ら其の時代にはポンプの主なる用途は井戸又は河の水を地上まで汲み上げる丈のものとしてられ廻轉速度の如きもあまり大きくなく動力としては蒸氣機關が用ひられたのである。

案内羽根を用ひて高壓ポンプとすることは英國の Osborne Reynolds 教授に負ふ所が多い。同教授は 1875 年に第7圖の如き開きを加減する事の出来る案内羽根を有する二段タービンポンプを考案し特許を得大に其効能を述べたるも世間では問題になかつた。同教授の實驗用として Mather and Platt 會社にて試作し、Manchester の Owens College の實驗室に供へたるは漸く 1887 年である。如何に當時の學者が隱忍



第 6 圖



第 7 圖 Reynolds タービンポンプ(1875)

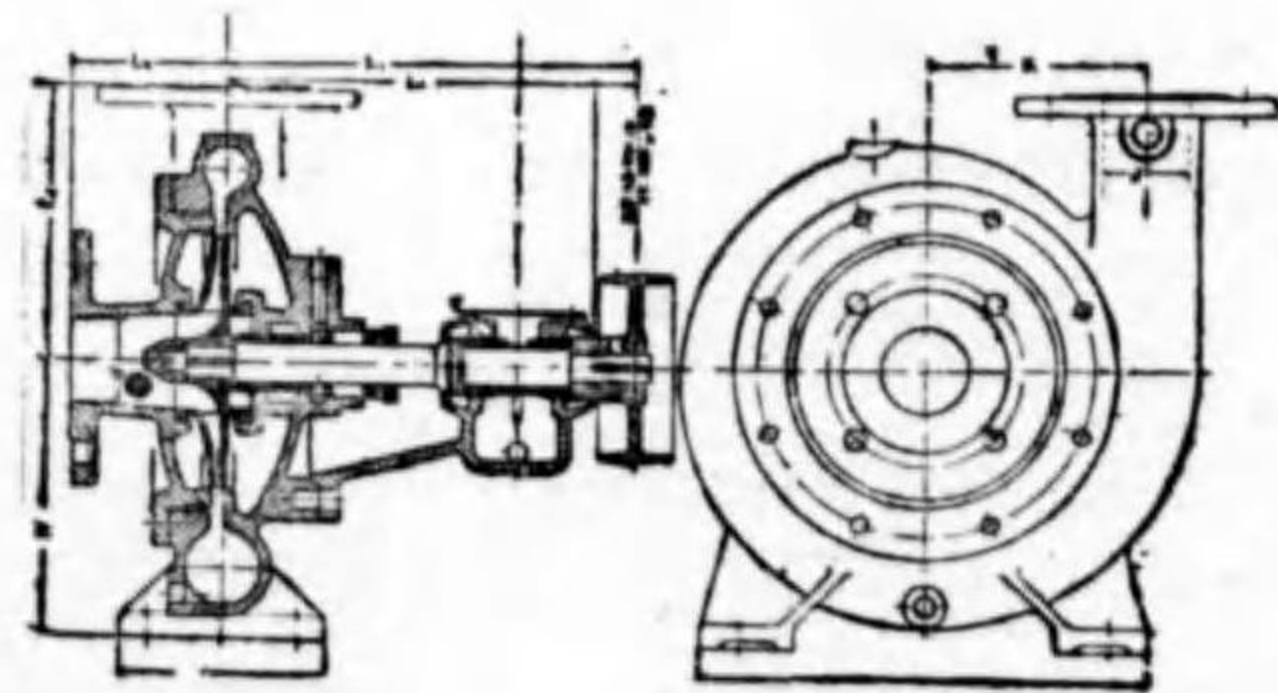
第 8 圖 Reynolds タービンポンプ(1887)

せざるべからざりしかと窺はれる。

第8圖は此實驗用のポンプを示すもので廻轉數一分間 1500 總揚程 148 呎の場合平均効率として 58.5% 最高効率 70% を得たりと報告せられた。其後此種ポンプの實用に適するを認め 1893 年頃より Mather & Platt 會社にて之が製作を開始した。此頃にて瑞西の Sulzer Bros. に於ても同様のポンプの製作を開始し兩社が互に協力して改善する事に努力した時代もあり其の構造の上に於て漸次に進歩を見たが此頃より動力としての蒸氣機關に代りて電動機が用ひらるゝ様になり、次いで又蒸氣タービンの如き高速機關の實用化等により益々高速度で廻轉するポンプの需用を増し現在の状態に至つた。

我國に於て最も早く渦卷ポンプの研究に着手したるは故井口在屋博士を第一とする。同博士が 1904 年發表したる Theory of Centrifugal pumps⁽¹⁾ は理論的に詳細を極めたるものとして内外に賞讃せられた。而して博士独自の設計にて製作したるポンプは大凡口径 7 吋のものなるが最高効率 70% を出して當時の世人を驚かした。其後井口式渦卷ポンプなるものは初め國友機械製作所(今は存在せず)にて製作せられたが後に荏原製作所によりて繼承せられ益々盛んに製作せらるゝに至つた。此種ポンプの需要益々大なるに及び幾多の製造者叢生し上記荏原製作所の外日立製作所、西島製作所等斯界の雄たるものであつて一時盛んに輸入せられたる外國製品は今殆んど其蔭を没するに至つた。而して内地製ポンプで揚水量の大なるものは毎分 200 立方丈(毎分 1100 石)を越へ、揚程で高いものは 500 米にも及び、効率は 85% を越ゆるもの少なからず何等外國製品に比較して遜色あるを認めざるに及んだ。

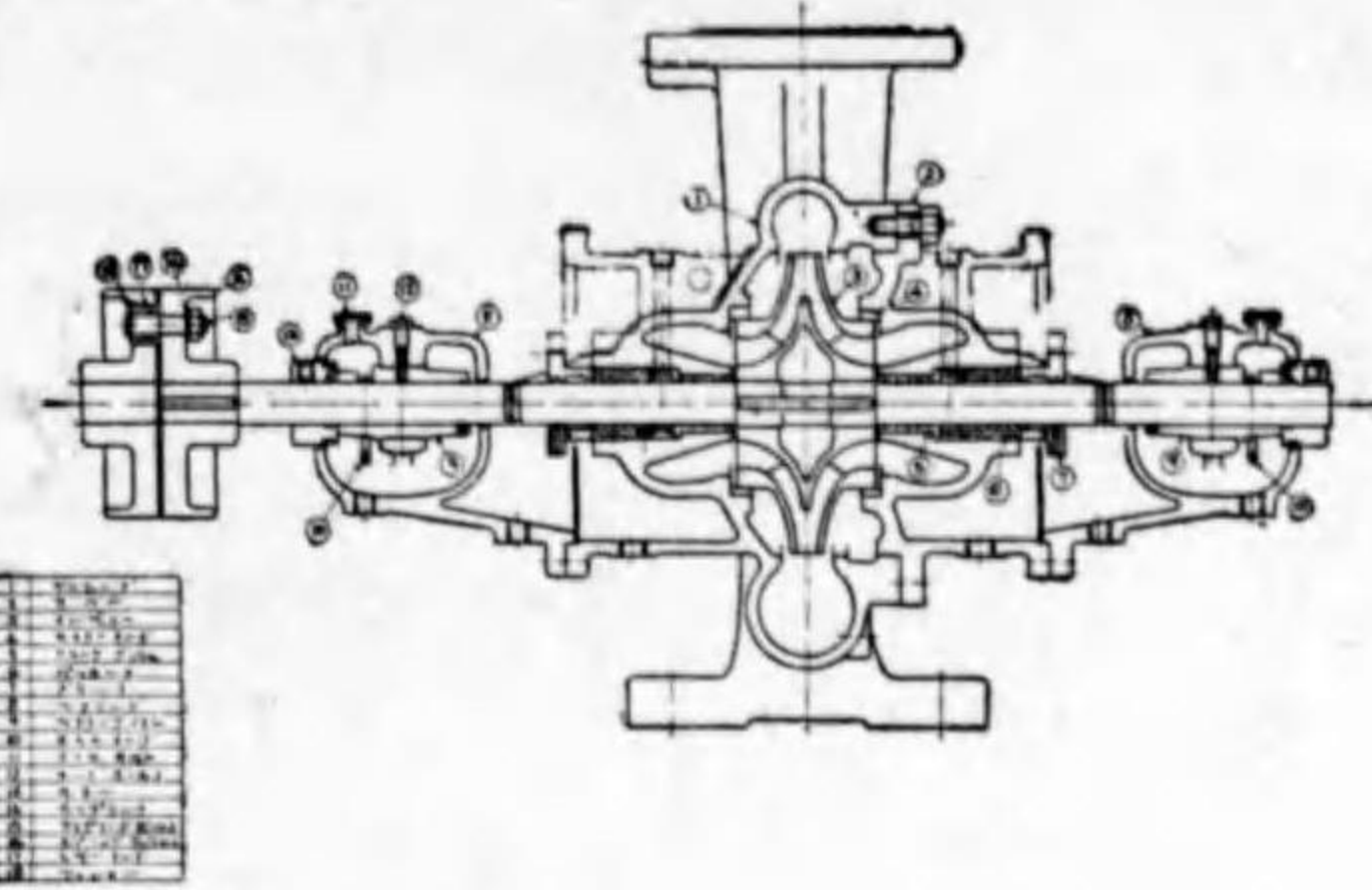
茲に現在製作せらるゝ渦卷ポンプの二三の例を擧げて見る。第9圖は日立製作所にて製作する小型の片口吸込ヴォリユートポンプの標準型である。



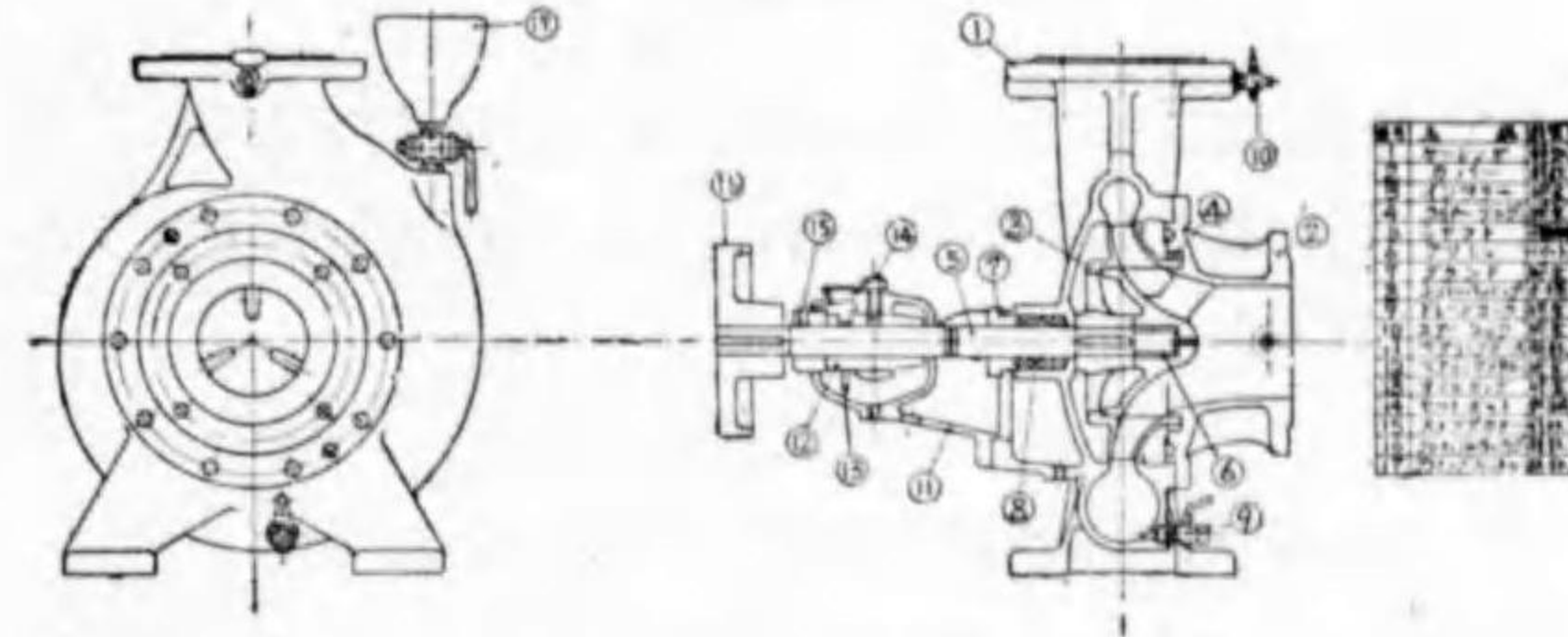
第9圖 小型片口吸込ヴォリユートポンプ

第10圖は荏原製作所の兩口吸込ヴォリユートポンプであり、第11圖は同所の井口式ポンプである。此式では羽根車の入口に固定したる誘導部があつて水が羽根に入る前に廻轉運動の起らぬ様にしてある。第12圖は三池製作所にて製作せる高壓六段タービンポンプで揚程 460 m. に達する。第13圖は荏原製作所にて製作せる低壓ヴォリユートポンプで揚水量が多い割合に揚程低く而かも廻轉

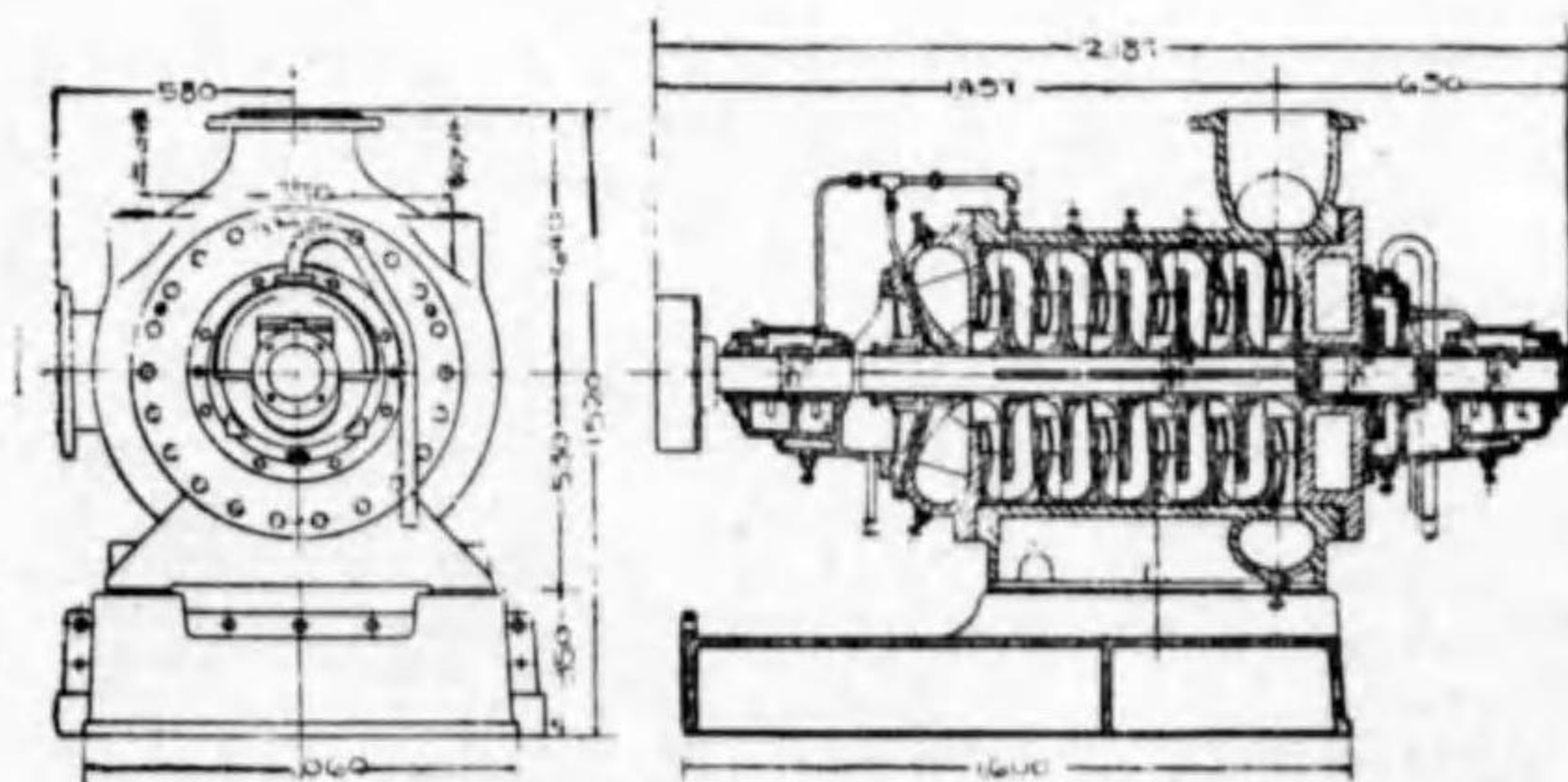
(1) 機械學會誌明治三十八年五月號及井口集



第10圖 小型兩口吸込ヴォリユートポンプ



第11圖 小型井口式ヴォリユートポンプ



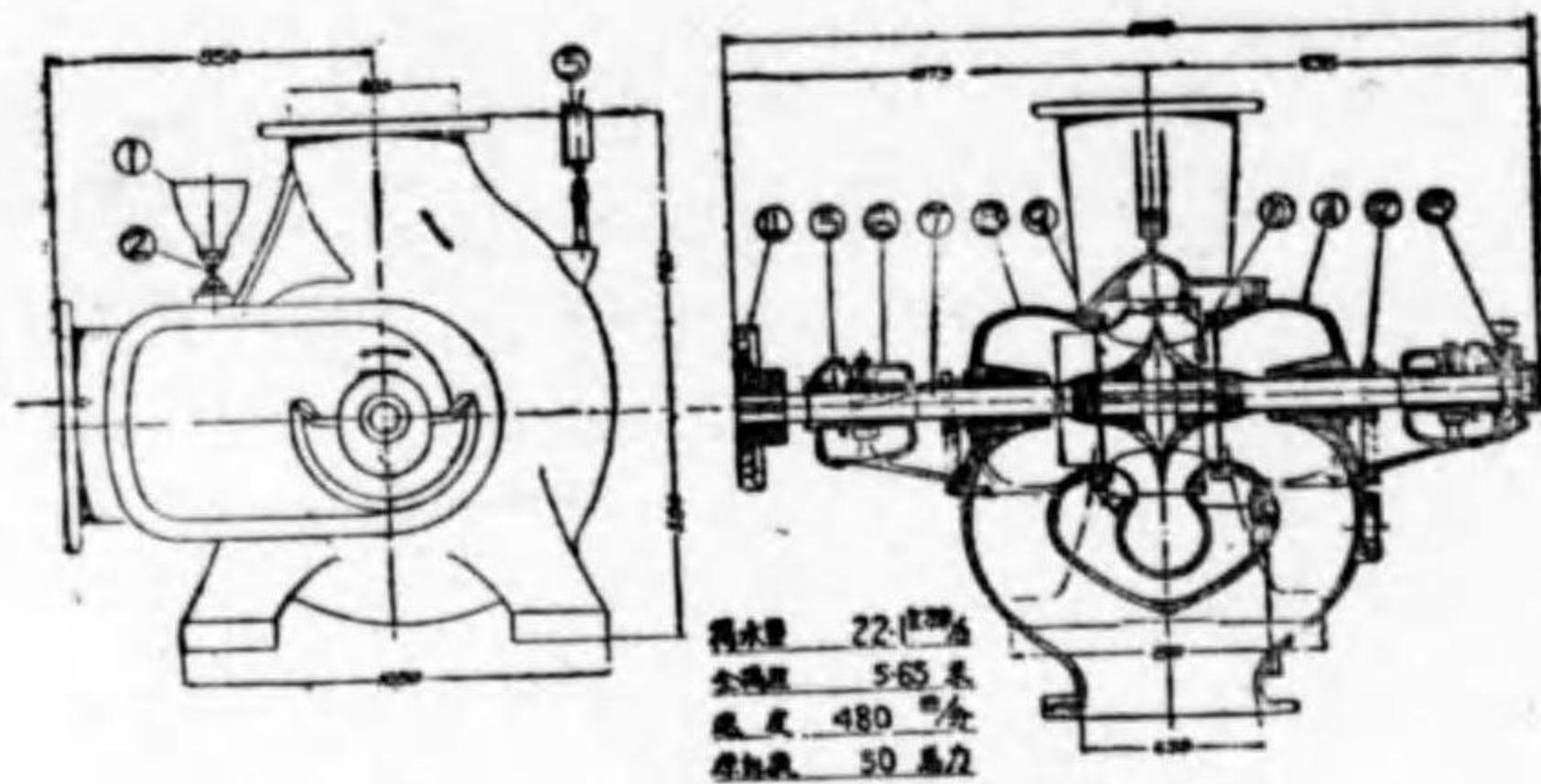
第12圖 250 耗六段タービンポンプ

第12圖 250 耗六段タービンポンプ



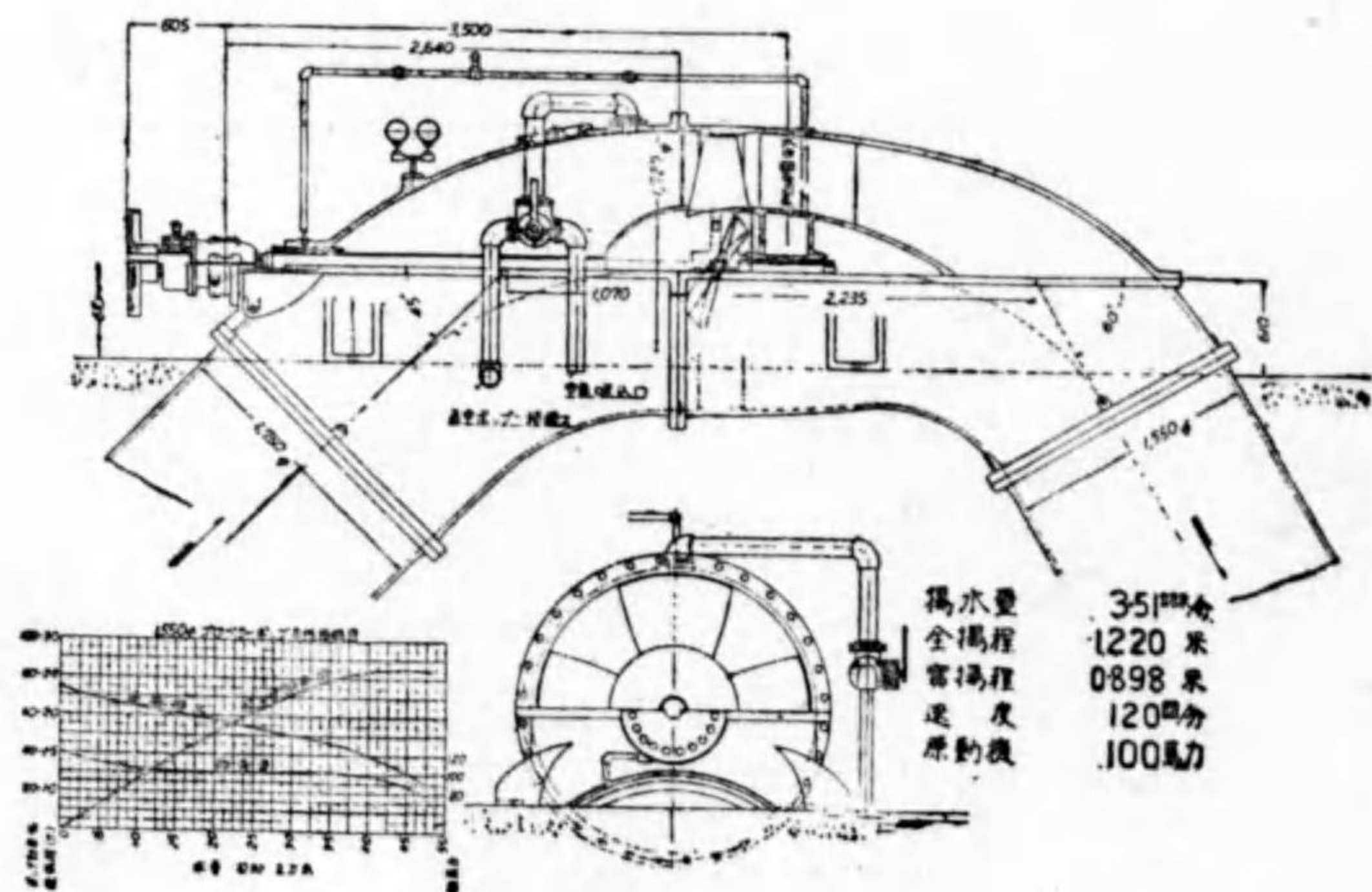
速度が早いから羽根車の外徑が入口の徑に較べて小さくなり従つて羽根は其入口側に於て半徑

圖



第 13 圖 400 馬力吸込ダクトポンプ

方向から軸方向に幾分か延長せられて居る。第 14 圖は日立製作所製作の大型軸流ポンプを示し羽根車の羽根の数は四枚ありボスに固定されて居る。吸込口及繰出口共水中に入れられポンプはサイフォン形の形をなして居る。

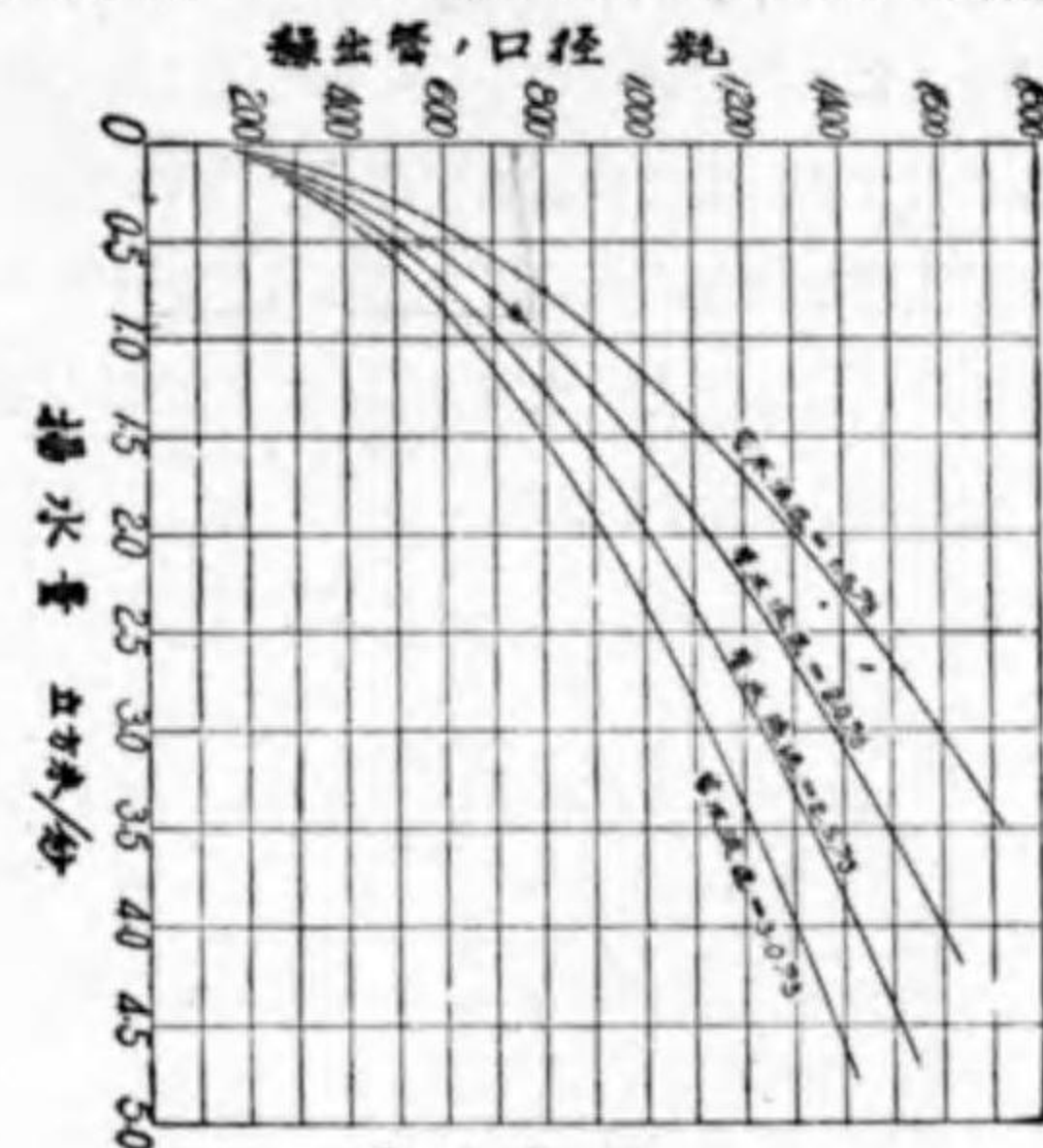


第 14 圖 1550 馬力軸流ポンプ



3. 渦巻ポンプの大きさ

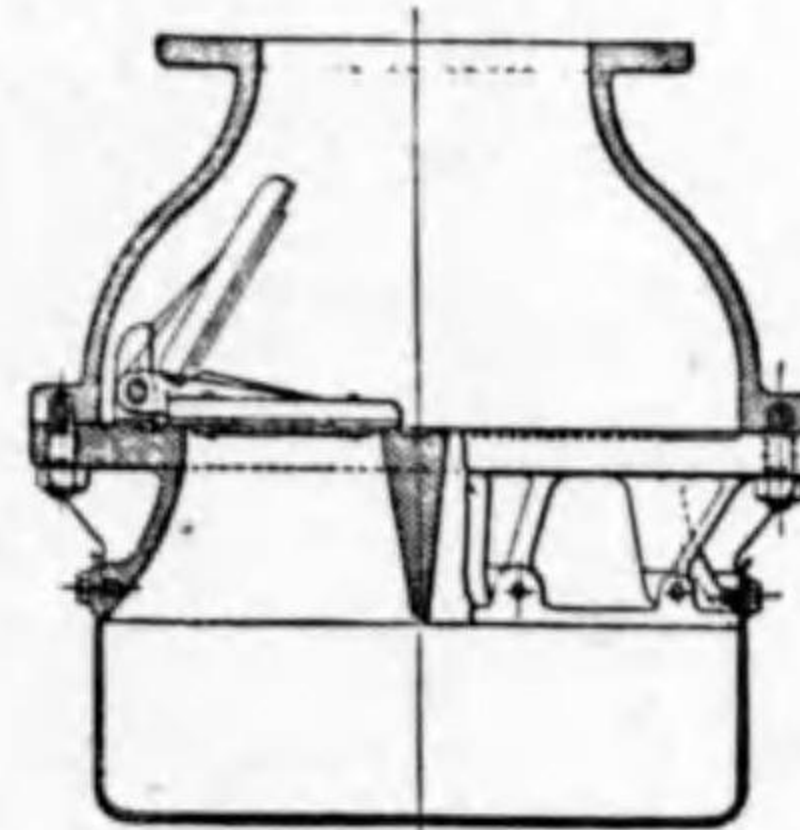
渦巻ポンプの大きさは繰出口の直徑で云ふのを通則とする。吸込口は繰出口と等しくするか或は少しく大きくするのが普通である。ポンプの指定水量に對しては繰出口に於ける水速は略一定して居る、即ち 2 乃至 3m/s が普通である。故にポンプの繰出口の大きさにより其揚水量も略見當がつく。第 15 圖は繰出口の水速が 1.5, 2.0, 2.5 及 3.0 m/s である場合口径と揚水量との間の關係を示す。これで揚水量と出口の水速とを與へれば直に口径を定むることが出来る。ポンプより先きの管の徑は必ずしも繰出口と等しくするの要はない。管が長くて其内の摩擦損失が大なる時にはポンプに先摺りの勾配管を取付けそれより先きを太くする。



第 15 圖

4. 渦巻ポンプの取扱

ポンプは普通吸上面より上に据付けるから其儘にして置けば中に空氣がある。羽根車の中に空氣を入れたまゝ廻轉すれば極く少しの風を起すのみで水を吸ひ上げない。故に第 16 圖の如き



第 16 圖 底 瓣

底瓣を吸込管の下端に付して上から下へは水が流れぬ様にし呼水口より水を入れ羽根車が水中に没したる後運轉を開始すればよろしい。大型のポンプになれば底瓣が大きなものになるから之を省き繰出口の瓣を閉ぢ真空ポンプを用ひて渦巻ポンプの中の空氣を吸ひ出せば下から水が昇つて来る其時に運轉を開始すればよろしい。此場合真空ポンプ装置を餘分に要するから小さな渦巻ポンプには費用の點からも又場所の點からも不適當である。ポンプが常に水中にある場合は勿論何等の装置を要せず直に起動する。猶何れの場合にしても大きな固形物がポンプに入らぬ様吸込管の端に塵除装置を必要とする。

5. 渦巻ポンプの揚程及揚水量

第 17 圖に於て井戸よりタンクに水を汲み揚ぐるとする。然れば井戸の水面からタンクの水
面までの垂直距離 $H_0 + H_a$ は實際の揚程即ち實揚程
と稱すべきものである。然れ共ポンプが其中心高まで
水を吸ひ揚ぐるには吸込管の中を c_0 なる速さにて通
過せしむるを要する。即ち其爲めには管の摩擦に打勝
つ丈強く吸ひ上げねばならぬ。言ひ換へればポンプの
入口の中心高に於ける壓力は水頭にして大氣壓以下
 h_1 なりとし此場所に於ける流速も c_0 なりとすれば
Bernoulli の法則により次の條件が満足せねばならぬ

$$-\frac{c_0^2}{2g} + (H_0 - h_1) + H_0 + \lambda_s \frac{c_0^2}{2g} = H_0 \dots (1)$$

茲に H_0 は大氣壓を水頭にして表はしたるもの、

$\lambda_s \frac{c_0^2}{2g}$ は吸込管中で摩擦の爲めに損失する水頭を表はすもので底瓣塞除等による損失も含む。

上式より

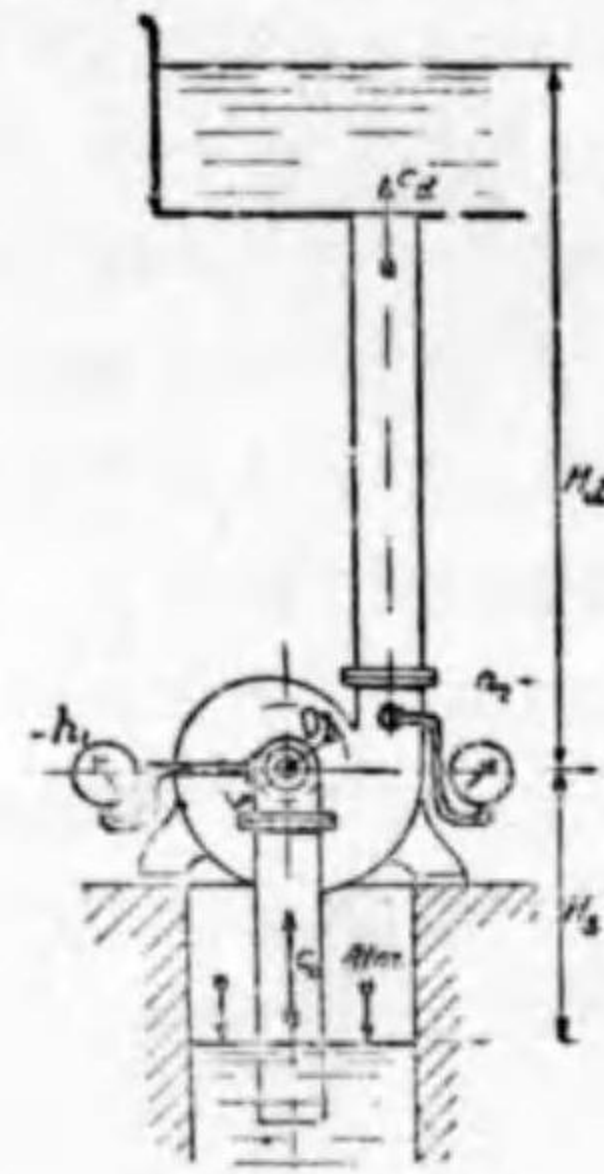
$$h_1 = H_0 + \frac{c_0^2}{2g} + \lambda_s \frac{c_0^2}{2g} \dots (2)$$

即ちポンプの吸込口の真空の強さは井戸水面から其點までの垂直距離に相當する水頭よりも
 $\frac{c_0^2}{2g} + \lambda_s \frac{c_0^2}{2g}$ 丈大きい。次に繰出管に於てもやはり摩擦に打勝つて押し出すのであるから繰
出口に壓力計を附し之れをポンプの中心の高さに置いて讀む時に h_2 となるとし又其壓力計を
取付けた位置に於て流速が c_1 であるとし、管中の摩擦損失を $\lambda_d \frac{c_1^2}{2g}$ で現はすとすれば、

$$h_2 + \frac{c_1^2}{2g} - \lambda_d \frac{c_1^2}{2g} = H_0$$

となる。書き換へれば

$$h_2 = H_0 - \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_d \frac{c_1^2}{2g} \dots (3)$$



第 17 圖

ポンプの繰出口に於いて水の持つて居るエネルギー水頭はポンプの中心の高さに於て測れば絶
對水頭にて $H_0 + h_2 + \frac{c_1^2}{2g}$ であり吸込口に於ては $(H_0 - h_1) + \frac{c_0^2}{2g}$ である。而して其差

$$H = H_0 + h_2 + \frac{c_1^2}{2g} - (H_0 - h_1) - \frac{c_0^2}{2g} = h_2 + h_1 + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_0^2}{2g} \dots (4)$$

はポンプが水に與へねばならぬ水頭である。之れをポンプの壓力計水頭 (Manometric head)
又は總揚程とも稱し H で表はす。多くの場合 $\frac{c_1^2}{2g}$ と $\frac{c_0^2}{2g}$ とは等しきか又は略等しきか故に

$$H \approx h_2 + h_1$$

ポンプを設計するには配管圖等により所要水量が流れる場合の管の摩擦損失を推定して H を
決定し此値により各部分の大きさを定むる計算をするのである。

揚水量と稱するは單位時間に繰出管より送り出さるゝ水量を云ふ。單位としては立方米毎秒
(m^3/s)、リットル毎秒 (1/s)、又は立方米毎分、リットル毎分等を用ふ。設計計算の場合は長さ
の單位を m とするならば m^3/s が最も便利である。吸込管を流るゝ水量はポンプの構造によ
り此揚水量に等しいこともあれば又幾分大きい事もある。羽根車を通過する水量は普通 5% 乃
至 10% 位揚水量よりも大きい。之は羽根車の周圍に隙間があり其の出口から入口の方へ漏洩
する爲めである。

6. 動力及効率

ポンプの軸に對し外より働く動力を馬力にて示したるものを軸馬力 (Shaft Horse Power)
又は制動力 (Brake Horse Power) と云ふ。軸受詰箱 (Stuffing Box) 等の摩擦で損失する
馬力を軸馬力から差引いたものが羽根車に働く有效なる馬力である。羽根車の圍ひ板 (Shro-
uding) の外側が水中にて廻轉する故水との間に摩擦が起り所謂圓板摩擦による馬力の損失が
ある。此損失を羽根車に働く馬力より差引けば羽根車を通過する水に働く馬力となる之を有效
馬力と呼ぶとする。

今 Q を揚水量 (1/s)、 q を前述の羽根車の周圍に於ての漏水の單位時間に對する割合 (1/s)
とし、 w を 1l の水の重量 (kg) とすれば

有効馬力 = S.H.P. (軸馬力) - M.L. (軸受等に於ける機械的損失馬力) - D.F. (圓板摩擦によ
る損失馬力) = $\frac{w(Q+q)H'}{75}$

H' は羽根車より水 1 kg に對し與へらるゝエネルギーを水頭にして表はしたるものであり

1 H.P. = 75m.kg/s として取扱つた。此馬力を軸馬力で除したものを機械効率 (Mechanical Efficiency) と云ひ η_m にて表はせば

$$\eta_m = \frac{w(Q+q)H''}{75} \times \frac{1}{S.H.P.} \dots\dots\dots(5)$$

羽根車によりて水に H'' 丈の水頭を與へたものがポンプを出るまで種々の損失の爲めに其出口では H 丈の水頭を残して持つて居る。此 H と H'' との比

$$\eta = \frac{H}{H''} \dots\dots\dots(6)$$

を水力効率 (Hydraulic Efficiency) と云ふ。

Q は實際の揚水量であり $Q+q$ は羽根車を通過する水量であるから

$$\eta_v = \frac{Q}{Q+q} \dots\dots\dots(7)$$

を容積効率 (Volumetric Efficiency) と云ふ。

$\frac{wQH}{75}$ (=W.H.P.) はポンプが水に有効に與へたる動力である。之を水馬力 (Water Horse Power) と稱す。W.H.P. と S.H.P. との比

$$\eta = \frac{W.H.P.}{S.H.P.} \dots\dots\dots(8)$$

はポンプの總効率 (Gross Efficiency) である。或は單に効率と呼ぶ。

$$\eta = \eta_m \times \eta_v \times \eta$$

なる關係となることは (5), (6), (7), 及, (8), 式により明かである。

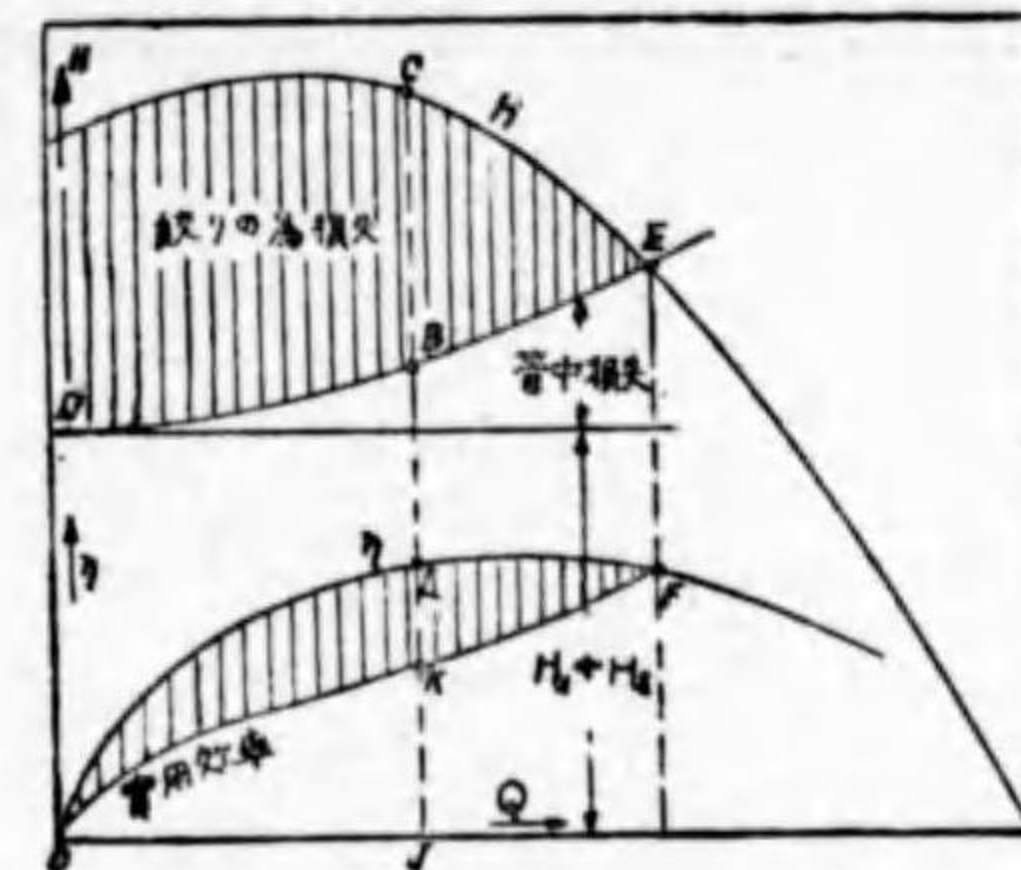
次に實際にポンプを運轉する場合如何なる効率で働くかを略説して置く。今日の多くのポンプは交流電動機に直結又は調革掛けにて使用せらるゝ。従つて、一つのポンプでは水量の大小に拘らず廻轉速度は略一定して居る。今ポンプの繰出口に堰止瓣を置き之を加減して揚水量を増減し之に伴ふて變化する所の壓力計水頭及軸馬力を測定し、効率を計算して此等の關係を曲線にて示せば第18圖の如きものとなる。

圖に於て曲線 CE は揚水量 Q と揚程 H との關係を表はし OLF は Q と効率 η との關係を示す。而して D を通りて水平に引きたる線は第 17 圖の H_a+H_s 即ち吸水面と揚水面と

の垂直距離に相當する高さを示し、吸込管及繰出管中の摩擦水頭を此水平線の上に取り DBE

線を引けば之は揚水量を増減したる場合夫々の水量を送り上げる爲めにポンプが之れに打勝つて働かねばならぬ所の正味の

水頭である。若しポンプが必要以上の壓力計水頭を水に與へるとすれば其餘分の水頭丈は堰止瓣により減削せねばならぬものである。E 點に相當する水量に於てはポンプに對して働く抵抗水頭とポンプの壓力計水頭とは一致するが故に丁度堰止瓣を全開すればよいのでポンプの働



第 18 圖

きは無駄なれ共ポンプの性質上止むを得ず水に與へて居るものであり堰止瓣によりて全く打消されて居るのである。若し JC なる水頭が全部有効に使用せらるゝならば其效率は \overline{JL} に相當すれ共 \overline{JB} 丈が利用せらるゝとなれば效率は減じて \overline{JK} となる。即ちポンプ自身の試験場に於ける效率は OLF 線によりて表はされるけれ共之を實際の揚水場に使用するならば OKF の線にて表はさるゝ效率に下落するのである。

第二章 渦巻ポンプの理論

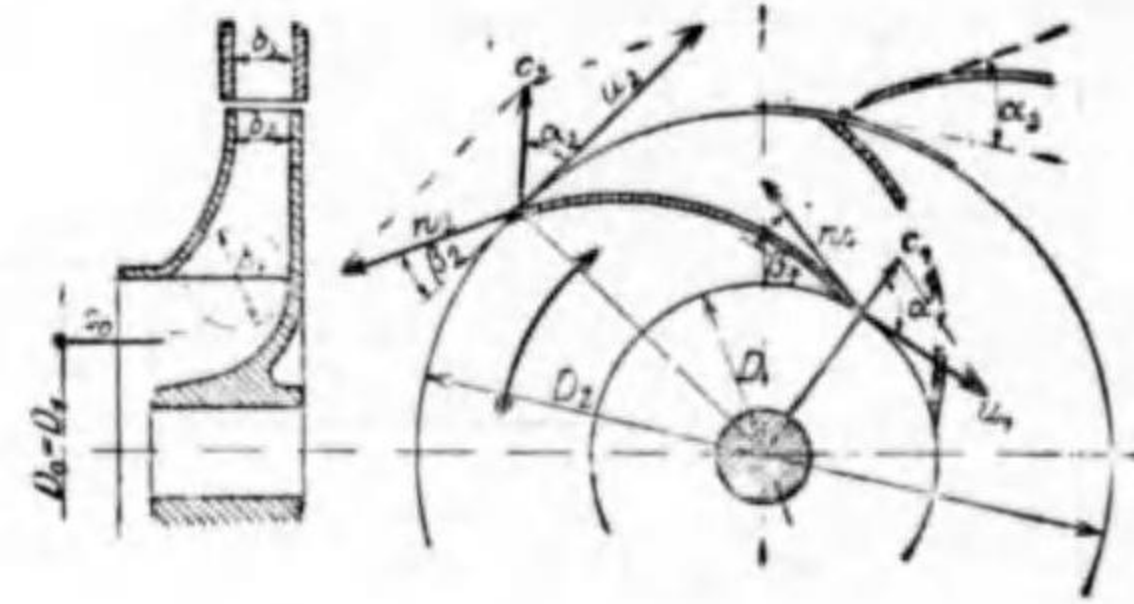
7. 羽根車を通る水の流れ

水が吸込管より流れ込めば羽根車内では羽根と羽根との間の通路を通り乍ら羽根車と共に廻轉し其出口に於ては水が相當の壓力と流速とを以て出る。今其流れ方を見るのに次の圖によるとする。

第 19 圖は羽根車の形であり羽根は相當の數あるけれ共其一部分丈を示すとし次の符號を用ふとする。

- D_0 = 羽根車の吸込口の直徑
- D_1 = 羽根の入口の直徑(圖にては $D_0 = D_1$)
- D_2 = 羽根車の出口の直徑
- b_1 = D_1 に於ける羽根の巾
- b_2 = D_2 に於ける羽根の巾
- β_1 = 羽根が入口に於て圓周切線となす角度
- β_2 = 羽根が出口に於て圓周切線となす角度
- u_1 = 羽根の入口に於ける圓周速度
- u_2 = 羽根の出口に於ける圓周速度
- c_1 = 羽根の入口に於ける水の絶對速度
- c_2 = 羽根の出口に於ける水の絶對速度
- α_1 = 羽根の入口に於て水の流れの方向と圓周切線となす角度
- α_2 = 羽根の出口に於て水が流れ出す時に其方向と圓周切線となす角度
- w_1 = 羽根の入口に於て水が羽根車に相對的に流れる速度
- w_2 = 羽根の出口に於て水が羽根車に相對的に流れる速度

水の流れ方を考ふるに羽根車の入口に於て c_1 なる速度にて流れ込みたるものが羽根の入口に於ては流れに對する有效面積の變化の爲めに c_1 なる速度となり α_1 なる角度にて流れ込むとする。此點に於ては圓周速度は u_1 なるが故に此所に速度の並行四邊形を畫けば相對速度 w_1 の大き及方向が定まる。此方向に合致する様羽根の入口の角度を定むるとせば水に何等の衝動も起らずして滑かに羽根の間に入り込むことになる。 w_1 なる相對速度にて入り込みたる水は羽根と羽根との間の通路を羽根に添ふて流れ、出口に於ては w_2 なる相對速度にて流れ出る。此點に於ては羽根車は u_2 なる圓周速度にて廻はつて居るから w_2 と u_2 との合成速度を求むれば



第 19 圖

ば c_2 となり α_2 なる角度にて外に流れ出ることになる。以上の如き考は甚だ簡單明瞭で何等疑を挿むの餘地ない様であるがそれは羽根の數は無數に澤山ありて羽根と羽根との間は極めて狭く水が羽根の形によりて定められた通路に従ひしかも其通路を通る時には何れの分子も同じ大きさの速さで動くことを見ることの出来る場合に限らるゝのである。實際に於ては羽根には厚みがあるから無數と見て差支なき程多數の羽根を取付くことは通路の面積を著しく減ずることになり又水路の摩擦をも大にするから左程多くの羽根は用ひない。従つて通路が廣くなれば水の流れに自由が出来て羽根の形で定むるが如き一定の方向で流れず又通路の内の流速も各分子とも均等のものでない。甚しく複雑した流れ方をするので之れを知るのに未だに研究が續けられて居るのである。

8. 一般公式

羽根車の中の水の流れは上述の如く甚だ複雑で其實際を捕へることが六ヶ敷あり又例へ之を知りたりとするも之を數式で取扱ふことが困難である。故に先づ實際から遠ざかるにしても前節に述べたる如き簡單なる假定をもとに置き何れの水の分子も同じ速さで同じ方向に入り又出る時にも同じ速さで同じ方向に出ると考へる。

羽根の入口に於ては σ_1 を羽根の圓周上の厚さとし z を羽根の數とすれば次の如き關係が成立つものとする。

$$\text{圓周上に於ける有効面積 } A_1 = (\pi D_1 - z\sigma_1)b_1 \dots \dots \dots (9)$$

よりて $Q + q = Q_1$ を一秒時間に羽根車を通過する水量とするならば

$$Q_1 = (\pi D_1 - z\sigma_1)b_1 \cdot c_1 \sin \alpha_1 = (\pi D_1 - z\sigma_1) \sin \beta_1 \cdot b_1 \cdot w_1 \dots \dots \dots (10)$$

c_1 及 w_1 の半徑方向の分速度を夫々 c_{1r} w_{1r} とすれば

$$Q_1 = (\pi D_1 - z\sigma_1)b_1 \cdot c_{1r} = (\pi D_1 - z\sigma_1)b_1 \cdot w_{1r} \dots \dots \dots (11)$$

羽根の出口に於ても同様の關係が成立つ。即ち σ_2 を羽根の圓周上の厚さとし、 c_2 及 w_2 を半徑方向の分速度とせば

$$Q_2 = (\pi D_2 - z\sigma_2)b_2 \cdot c_2 \sin \alpha_2 = (\pi D_2 - z\sigma_2) \sin \beta_2 \cdot b_2 \cdot w_2 \dots \dots \dots (12)$$

或は

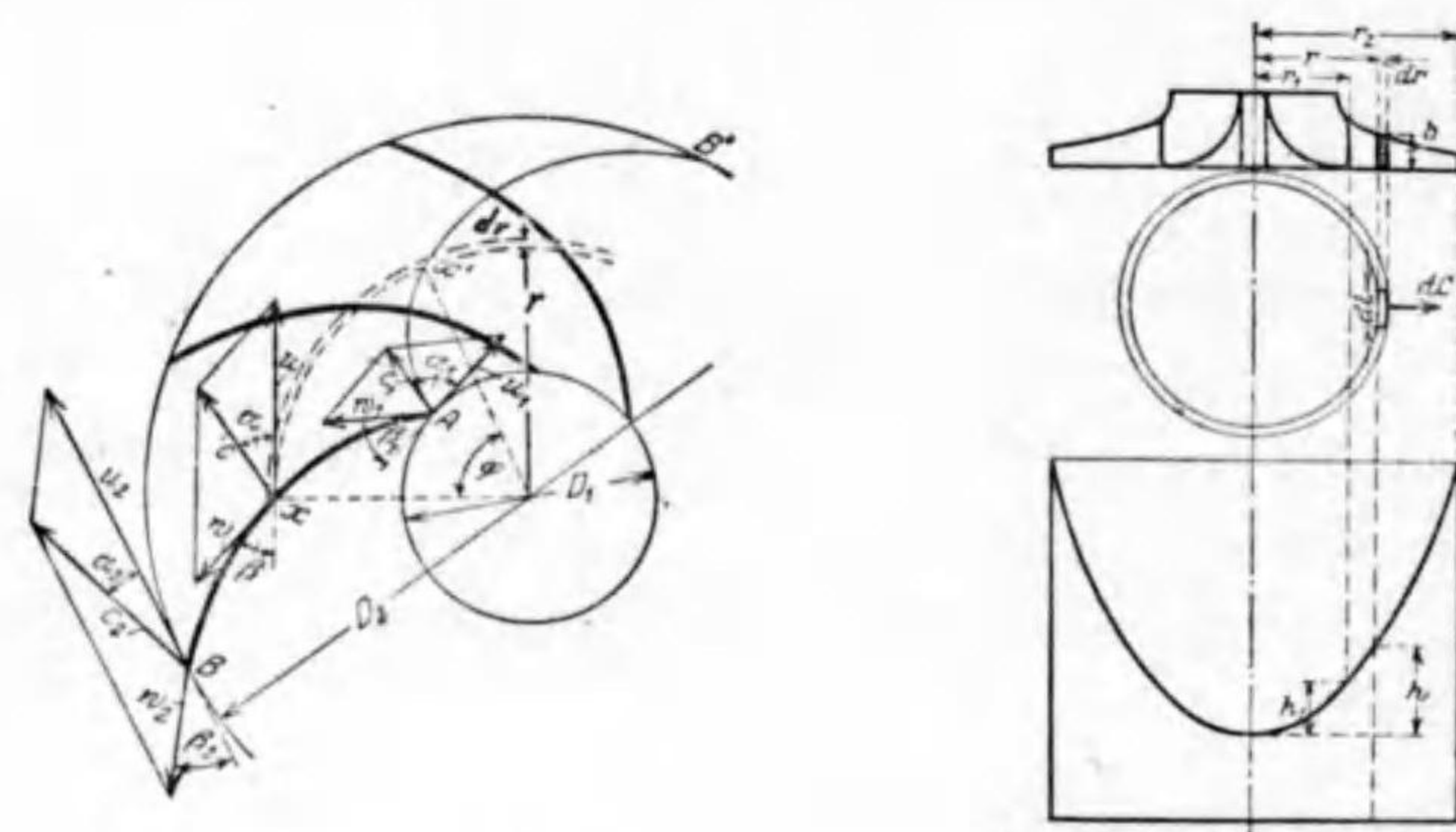
$$Q_2 = (\pi D_2 - z\sigma_2)b_2 \cdot c_{2r} = (\pi D_2 - z\sigma_2)b_2 \cdot w_{2r} \dots \dots \dots (13)$$



即ち羽根の入口及出口に於て縮流が起らぬものとして取扱ふ。羽根の入口と出口との中間に於ても無論如上の関係が存在する。而して水が羽根車に對し關係的には羽根の曲線に添ふて流るゝけれ共同時に羽根車と共に廻轉するにより絶對の水の通路は第 20 圖に於て A より入りたる水の分子は A B' なる曲線を畫き B' より α_2 なる角度を以て排出せられる。

さて羽根車の内の水の流れを力學的に考察すれば次の如くなる。便宜上軸が垂直であり羽根は之に略直角なる二つの水平面の間に挟まれて居るとする。先づ第一に羽根車の内に水が入

同



第 20 圖

つたまゝ水の出入なく即ち羽根車と内にある水との間の關係運動なく只廻轉するものとする。第 21 圖に於て羽根車の内の半径 r の圓周の上に厚さ dr 巾 b 長さ dl 丈の大きさの水を取れば其質量は

$$dm = dr \cdot dl \cdot b \cdot \frac{w}{g}$$

となり此羽根車が ω なる角速度にて廻轉するとすれば之に働く遠心力は

$$dC = dm \cdot r \omega^2 = dr \cdot dl \cdot b \cdot r \cdot \omega^2 \frac{w}{g}$$

となり此 dC なる壓力は半径 $r+dr$ の上にある面積 $b \cdot dl$ に對し半径 r の上にある同一面積よりも多く働くことゝなる。即ち半径に於て dr 丈差あれば



$$dp = \frac{dC}{b \cdot dl} = \frac{w}{g} \cdot r \cdot \omega^2 dr$$

又單位面積に働く壓力に差異あることゝなる。之れを半径 r_1 より r_2 までの間で積分すれば

$$P_2 - P_1 = \frac{w}{g} \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$$

即ち

$$\frac{P_2 - P_1}{w} = \frac{\omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2)$$

$r\omega = u$ である。又 $\frac{P_2}{w} = h_2 =$ 出口に於ける壓力水頭、 $\frac{P_1}{w} = h_1 =$ 入口に於ける壓力水頭

とせば

$$h_2 - h_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \dots \dots \dots (13)$$

次に羽根車の中で水が入口から出口の方に流れるとする。此場合に羽根車と水と相對的に考ふれば入口に於ては w_1 なる速度あり出口に於ては w_2 なる速度あるが故に之れに相當する速度水頭の差 $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ を起さしむるには廻轉によりて生ずる所の遠心力水頭から此分丈を取らねばならぬ。即ち此場合の羽根車の出口と入口との間の壓力水頭 $h_2 - h_1$ は

$$h_2 - h_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \dots \dots \dots (14)$$

となる譯である。然るに此場合には羽根の入口に達する所の水は c_1 なる速度を以て流れ込むが故に h_2 なる壓力水頭の外に $\frac{c_1^2}{2g}$ なる速度水頭を有する。又出口に於ける水は羽根車を出る場合 c_2 なる速度を以て居る。即ち $\frac{c_2^2}{2g}$ なる速度水頭を有する。羽根車が水に與ふる所の水頭は出口に於ける總水頭より入口に於ける總水頭を差引たるものなるが故に (14) 式にて與へられる値に $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ を加算したるものが之に相當する。即ち



$$\text{理論水頭 } H_{theo}^* = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \dots\dots\dots (15)$$

● 然るに第 19 圖の羽根の入口及出口に於ける速度平行四邊形より

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1$$

● なる關係あるが故に上式は

$$H_{theo} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} \dots\dots\dots (16)$$

となる。之れを渦巻ポンプの基礎公式と云ふ。猶此式はポンプにて吸ひ上げらるゝ水 1 kg 毎に對し羽根車から與へらるゝエネルギーを表はすものである。

上の式は又次の如き考へ方からも誘導せらるゝ。第 22 圖に於て dm なる小さき質量が x, y なる坐標の所にありて c なる速度にて動いて居るとする。然れば其質量の有する運動量は $dm \cdot c$ である、而して坐標軸 O に對しての運動量のモーメントは $dm \cdot c \cdot r \cos \alpha$ となる。 c なる速度を c_x 及 c_y なる二つの分速度に分ちて夫々の運動量のモーメントを $dm c_x \cdot y, dm c_y \cdot x$ とせば

$$\begin{aligned} dm r \cdot c \cos \alpha &= dm \cdot c_y \cdot x - dm c_x \cdot y \\ &= dm \left(\frac{dy}{dt} \cdot x - \frac{dx}{dt} \cdot y \right) \end{aligned}$$

此式を t に関して微分せば

$$dm \frac{d(r \cdot c \cdot \cos \alpha)}{dt} = dm \left(x \frac{d^2y}{dt^2} - y \frac{d^2x}{dt^2} \right)$$

$\frac{d^2y}{dt^2}$ は y 方向に於ける加速度、 $\frac{d^2x}{dt^2}$ は x 方向に於ける加速度を示す。今 dm なる質量に

* H_{theo} は羽根が無限に多数ありて羽根の形通りに水の流れを正しく導く様に理想したる場合の理論頭を意味する。



$$dR \text{ なる力が働きて此等の分加速度を生じたるものとせば } dm \frac{d^2y}{dt^2} = dR_y, \quad dm \frac{d^2x}{dt^2} = dR_x$$

となり

$$dm \cdot \frac{d(r \cdot c \cos \alpha)}{dt} = dR_y x - dR_x y,$$

$dR_y x - dR_x y$ は dm に働く力 dR の O 軸に對するモーメントを表はすこととなる。此モーメントを dT とすれば

$$dT = dm \frac{d(r \cdot c \cos \alpha)}{dt} \dots\dots\dots (17)$$

次に羽根車の中の水を考ふるに第 20 圖に於て半徑 r の所で羽根の巾を b とすれば、 dr なる厚さの輪狀容積は羽根の厚さなきものと假定せば $2\pi \cdot r \cdot b \cdot dr$ なるが故に其質量は

$$\frac{w \cdot 2\pi r \cdot b \cdot dr}{g}$$

であり之を (17) 式の dm の代りに置けば

$$\begin{aligned} dT &= \frac{w \cdot 2\pi r b dr}{g} \cdot \frac{d(r c \cos \alpha)}{dt} \\ &= \frac{w}{g} \cdot \frac{2\pi r b r}{dt} \cdot d(r c \cos \alpha) \end{aligned}$$

此式に於て $\frac{dr}{dt}$ は c_r 即ち水の絶対速度の半徑線上の分速度であり $2\pi r b$ なる面積は此 c_r に直角であるから、 $\frac{2\pi r b r}{dt}$ は Q_t に相當す。よりに上記の式を羽根車の出口より入口までの間に積分すれば

$$T = \frac{w Q_t}{g} \int_1^2 d(r c \cos \alpha)$$

$$\text{即ち } T = \frac{w Q_t}{g} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \dots\dots\dots (18)$$

ポンプが水に與ふる所の動力を求むるには T に角速度 ω を乗すればよろしい即ち

$$\text{有効動力} = T\omega = \frac{w Q_t}{g} \omega (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1)$$

然るに $\omega r_2 = u_2, \quad \omega r_1 = u_1$ なるが故に



$$\text{有効動力} = \frac{wQ_1}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1)$$

故に水 1 kg に與ふる所のエネルギー即ち水頭は

$$H_{thoo} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

となる。即ち (16) なる基礎公式と同一となる。 c_{2u} 及 c_{1u} は c_2 及 c_1 の圓周切線の方向に於ける分速度である。 α_1 の値は特に羽根車の入口に案内羽根のなき限り普通 90° より幾分小なる角度であるけれ共大略を論ずる場合 90° と假定す。

$$\text{然れば } H_{thoo} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

實際に於て何れの水の分子も上記の如く c_1 なる速度を以て α_1 なる角度にて入り又 c_2 なる速度を以て α_2 なる角度にて繰出さるゝならば上記の水頭が羽根車から與へられることは動かすべからざるものである。只實際に與へられる所の水頭が以上の値より小なるは圖上にて得らるる如き速度及角度にて水が流れざるによる。特に羽根車の出口に於ては c_2 は速度平行四邊形にて與ふるものよりも著しく小に又 α_2 が大になるからである。此等の點は後に詳しく論ずる。實際羽根車により水に與ふる水頭は H' であり此 H' の一部分がポンプを通過する間に損失となりて消え失せ、 H なる壓力計水頭となりて外に出て行く。 H/H_{thoo} を壓力計係數 (Manometric Coefficient) と呼び $\eta_{(man)}$ にて表す。

$$H = \eta_{(man)} \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

となり大略

$$\text{ゾオリユートポンプにては } \eta_{(man)} = 0.50 \sim 0.65$$

$$\text{タービンポンプにては } \eta_{(man)} = 0.60 \sim 0.80$$

の値を持つ。

9. 羽根の出口の角 β_2

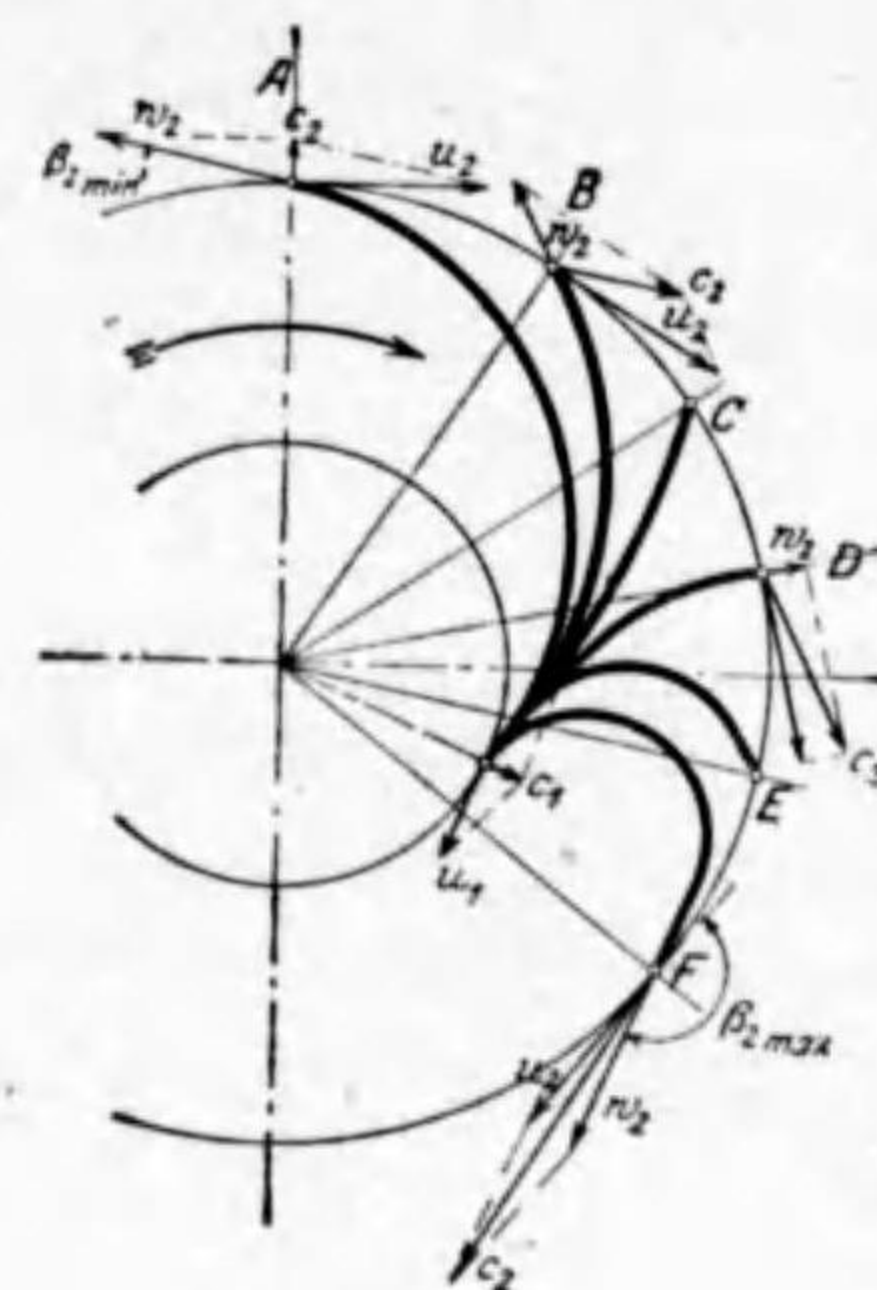
羽根の入口に於ては假りに α_1 が 90° で入るとし c_1 と u_1 との値が與へられるとすれば β_1 の値は自ら定まる。 α_1 が 90° でなくとも經驗上適當に選擇が出来るから羽根の尖端と水の流れとの間に衝突のない様に即ち水の相對速度の方向と羽根の角度と合致する様に速度平行



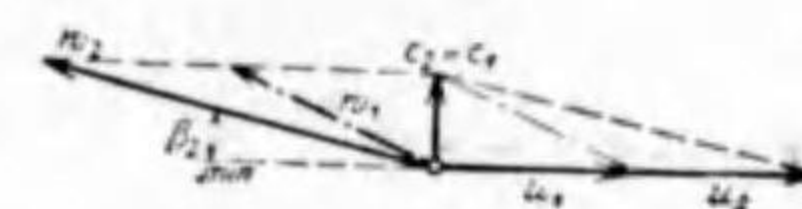
四邊形により β_1 の値が定まる。併し乍ら出口の角 β_2 は如何様にも設計者の意のままに定める事の出来る角度である、第 23 圖に於て A なる羽根は β_2 の最も小なるものにて B, C,

D, E, F と順次に其値を大にしたる時の羽根の形を示す。今假りに $c_{1r} = c_{2r}$ 即ち入口と出口の半徑線上の分速度を等しくする様に羽根の中を定めたりとする。

羽根 A の如く β_2 が小さくなり w_2 が割合に大になつて c_2 が半徑線上に横はるとせば $\alpha_2 = 90^\circ$ となり $c_{2u} = 0$ となるが故に $H_{thoo} = 0$ となる。即ち理論上ポンプが水を吸上げぬこととなる此場合の入口と出口の速度線圖を重ね合

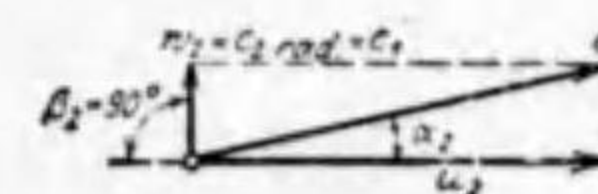


第 23 圖

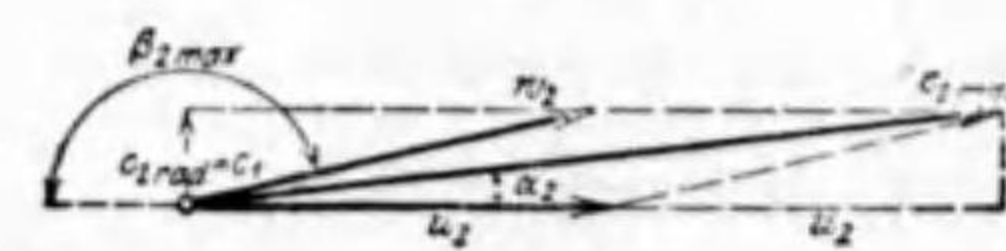


第 24 圖

すれば第 24 圖の如くなる、此線圖から $w_2^2 - u_2^2 = w_1^2 - u_1^2$ 即ち $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ となり (14) 式に之を入れば $h_2 - h_1 = 0$ となり入口と出口とに壓力の差がないことになる。而して羽根車に入つた時と同じ速度で水が外に出て行く。故に羽根車がポンプの働きをなす爲めには α_2 の値が 90° より小なる様に β_2 の大きさを選ぶ事が必要である。次に β_2 を大きくして 90° としたりとする、即ち第 23 圖の D の羽根の如くにする。然れば w_1 又は c_1 の値如何に拘らず $c_2 \cos \alpha_2 = u_2$ となる、即ち $H_{thoo} = \frac{u_2^2}{g}$ となる。第 25 圖から



第 25 圖



第 26 圖



$c_2^2 - w_2^2 = u_2^2$ 而して $w_2 = c_1$ なるが故に

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} = \frac{H_{thoo}}{2}$$

と書くことが出来る。之れを (15) 式に入れ

$$H_{thoo} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{H_{thoo}}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

(14) 式と組合せ

$$h_2 - h_1 = \frac{H_{thoo}}{2} = \frac{u_2^2}{2g}$$

即ち此場合ポンプを通過する水量の多寡に拘はらず H_{thoo} の値の $\frac{1}{2}$ は羽根車の出入口の壓力水頭の差として現はれ、他の $\frac{1}{2}$ は速度水頭の差 $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ として現はるゝことゝなる。次に猶 β_1 を大きくして第 26 圖の F の如き羽根となし $c_2 \cos \alpha_2 = 2u_2$ となつたとする。然れば

$$H_{thoo} = 2 \frac{u_2^2}{g}$$

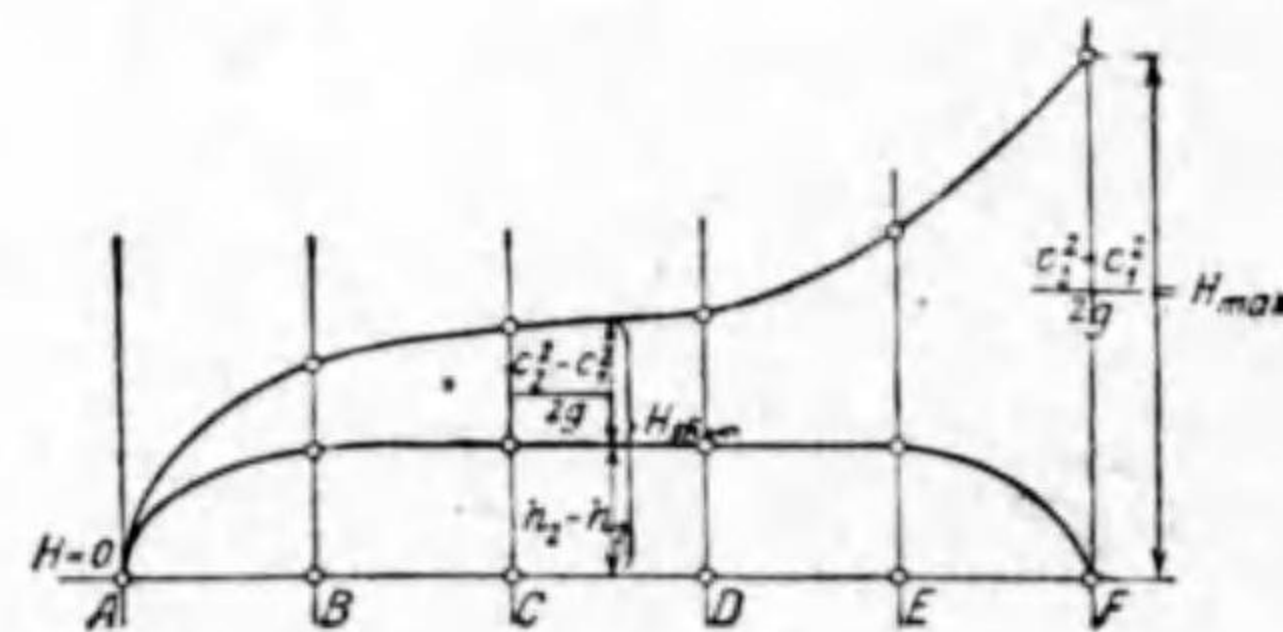
となり H_{thoo} の値は D の場合の二倍となる。此場合も $c_{1r} = c_1$ となしたるが故に

$$c_2^2 - c_1^2 = (2u_2)^2 = 4u_2^2$$

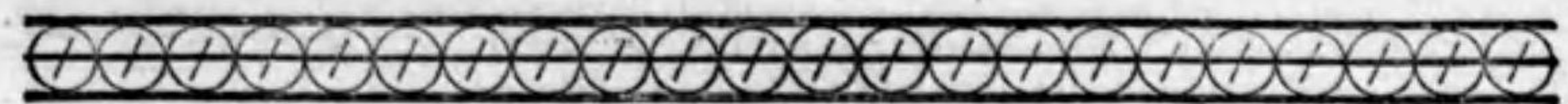
$$\text{即ち } \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{4u_2^2}{2g} = H_{thoo}$$

となる。此式により見るに羽根車が水に與へたる總水頭は出入口に於ける絶対速度の大きを變更する丈に費され壓力水頭には何等變化を與へぬ、即ち $h_2 - h_1 = 0$ なることを示す。故に若しこれ以上 β_1

が小になれば $h_2 - h_1 < 0$ となり出口の壓力が入口の壓力より低いことゝなる。第 27 圖は β_1 の小なる形より大なる形に變じて行く場合 $h_2 - h_1$ と $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ 及び其和 H_{thoo} とが如何に變化



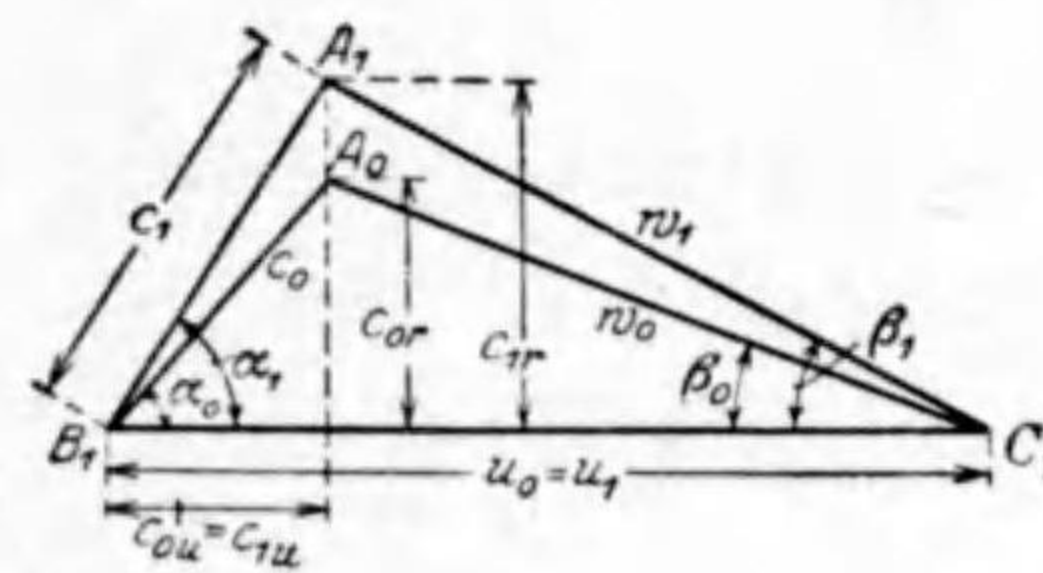
第 27 圖



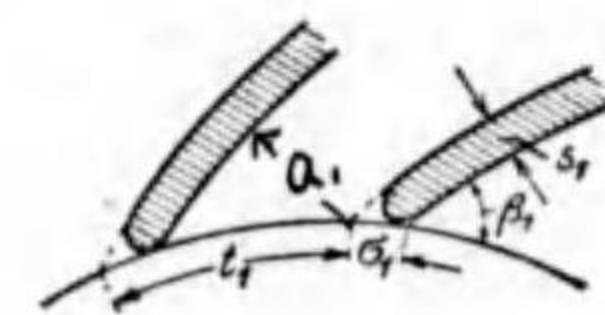
するかを示す。之れにより見るに β_1 の値小なる時は羽根車の水に與ふる水頭は小さく β_1 が 90° 位までは其値増加するに従ひ H_{thoo} の値も徐々に増加し 90° を越すに及びては $h_2 - h_1$ は増加せずむしろ漸次減退して遂には零となる場合にも立至るけれども $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ は著しく増加の率を加ふることゝなり H_{thoo} は結局可なり大きくなる。故に單に此結果より見れば β_1 を大にする程羽根車が大なる働きをなし得るの理なれ共實際問題としては β_1 が大なる程羽根の曲りが急になり其間に形成せらるゝ水の通路の形は急に彎曲し然かも其廣がり方はあまりに急になり水が通路全體に平等に流れず或る部分には甚だしき渦流が生じて計算上より畫ける速度線圖とは益々遠ざかる所の流れ方をなし損失水頭が増加するが故に β_1 の値を $20^\circ - 35^\circ$ 位の間に取るを普通とする。

10. 羽根の厚さの影響

水が羽根車に入る前に於てポンプの軸、羽根車の側板等に引き廻はされて幾分の廻轉運動をなすのが普通である。第 28 圖に於て c_0 が羽根車に流入する直前の絶対速度で α_0 なる角度を以て居るとする而して其半徑方向の分速度は c_{0r} である。羽根の入口の形は第 29 圖の如く



第 28 圖



第 29 圖

で $t_1 = \frac{\pi D_1}{z}$ であり $\sigma_1 = \frac{r_1}{\sin \beta_1}$ であるとする。然れば水路を通る水速は其有效面積に反比例して變るにより羽根の間に水が入るや否や c_0 は c_1 に、 w_0 は w_1 に變化し何れも大きくなる而して相對速度 w_1 は羽根の角度 β_1 に添ふとする。此場合半徑線上の分速度 c_{0r} は c_{1r} となり其關係は

$$c_{1r} = c_{0r} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \dots \dots \dots (19)$$

となる。 $c_{0t} = c_{1t}$ と取りたるは羽根に入る直前にても直後にても水の有する廻轉モーメントも

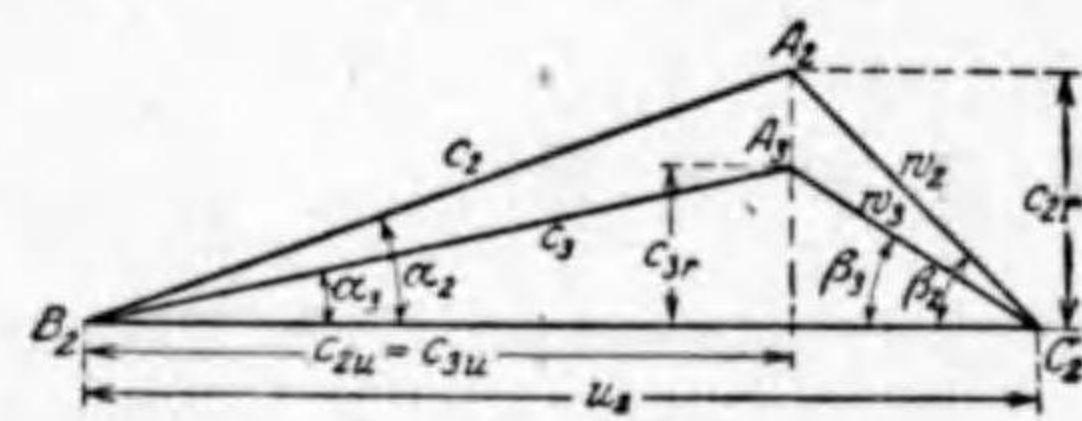


又エネルギーも変化のなきこととなしたる爲めなり、 β_1 は普通羽根の入口の角度を表はすけれども厳密に云へば水路の角度を示すべきであるから

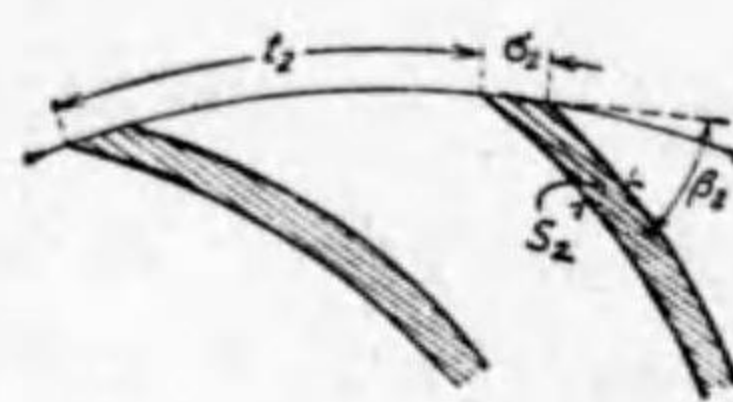
$$\sin \beta_1 = \frac{a_1}{t_1 - \sigma_1}$$

の方が正しい。而して羽根の尖端は成るべく水の衝撃を避くる爲めに出来る丈薄くして猶圓みを付ける。

次に羽根の出口に於ては、第 30 圖及 31 圖に示す如き關係を有し w_2 は β_2 の角度で流れ



第 30 圖



第 31 圖

出で $c_{2r} = c_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2 = \frac{Q_1}{(\pi D_2 - 2\sigma_2) b_2}$ となる。

此 c_2 なる絶対速度を以て出でたる水が羽根車の直ぐ外にて羽根のなき所に來た時に其半径方向の分速度を c_{2r} とせば

$$c_{2r} = c_2 \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} \dots \dots \dots (20)$$

となる。(但し羽根車の出口の中 b_2 と案内室の中 b_3 と等しいと假定す) 第 30 圖に於て c_3 は羽根車の外部案内室の入口に於ての絶対速度であり α_3 は其方向を示す。此所に於ても水の有する廻轉モーメントに變化なきものとし $c_{2u} = c_{3u}$ と取れり。 c_2 の値が c_3 に減すれば速度水頭減するが故に壓力水頭が幾分か増加すべきである。又案内室に案内羽根が取付けらるれば其厚みの影響を受けて c_3 よりも大きい速度で羽根の間に入ることもなる。羽根の厚さ σ_2 の爲めに出口の外に於て急に水路が狭がる事に因る水頭損失は普通の形狀に出來て居る羽根車では著者の實驗の範圍では殆んど問題にならぬ程小さいものである。實際のポンプ製造者も第 31 圖に示す如くにして装置する。翼逸系の學者は此尖端を兩面より削りて薄くする事を可とする様に述ぶるけれ共其爲めに β_2 の値に變化を及ぼし計算の基礎に不安を生ぜしむるの虞がある。實際問題として羽根車の仕事の上には羽根の角度 β_2 の値が頗る重大なる關係がある。



而して羽根の尖端の表面又は裏面に圓みを付ければ總水頭の上に如何なる影響を及ぼすかは後に述ぶることにより明かになるであらう。

11. 羽根の数が有限なる場合

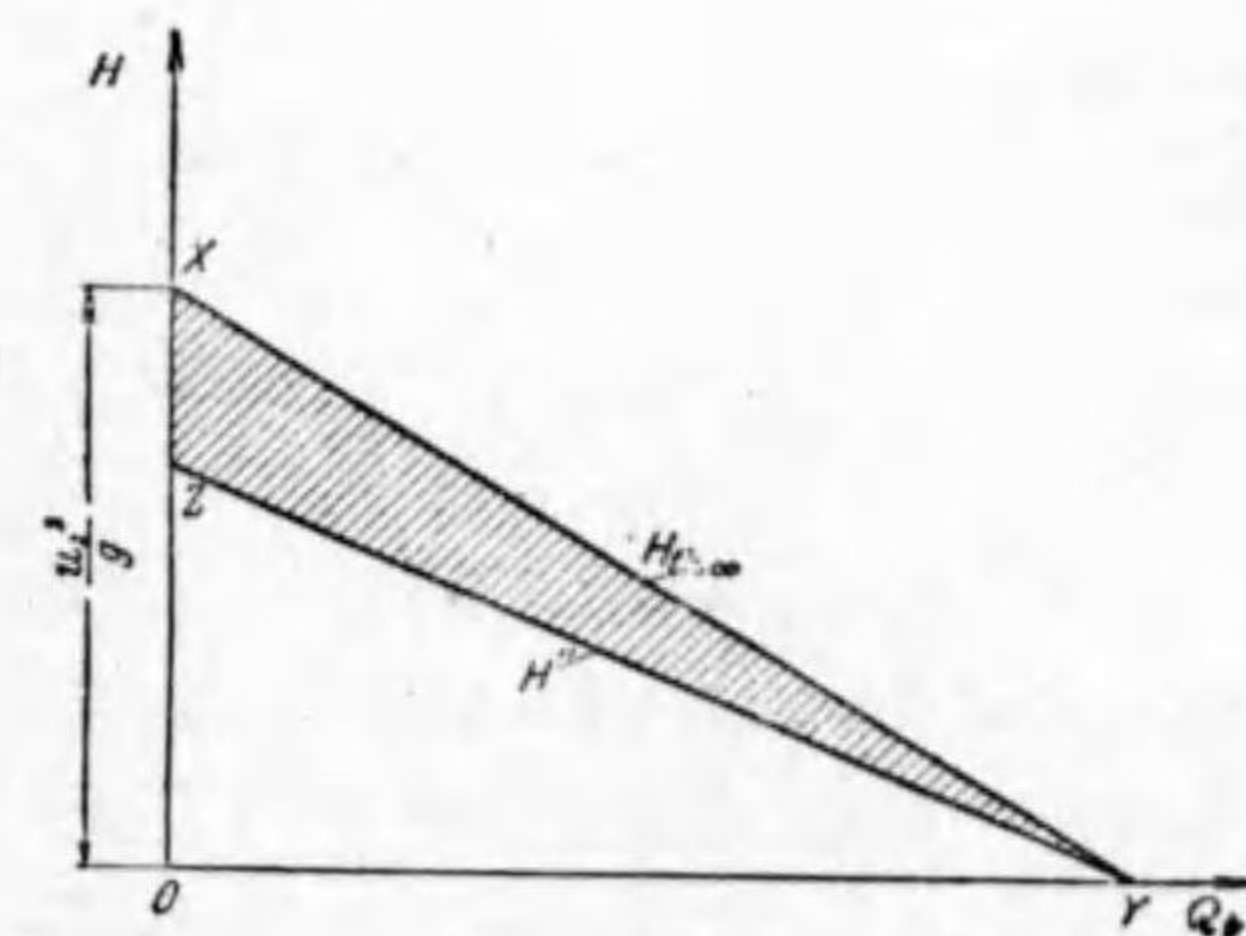
羽根の数があまり多からず羽根と羽根との間の水の通路が相當な大きさの断面を有するとせば前述の如く水の羽根車に対する相對的流線は必しも羽根の曲線に並行するものにあらず、又羽根の表面(普通凸面の方を云ひ水にエネルギーを與ふる面なり)に近き方は壓力高く裏面に近き方は壓力低く従つて流速にも不同あり。結局羽根の数が少なれば少なき程不十分なる導き方をなすが故に水の平均の絶対通路は第 20 圖の AB' の如きものとならず、通路の長さは之より短く B' の位置は少しく B の方により絶対速度 c_2 は其大きさを減すると共に方向も變じ α_2 は幾分か大きくなる。

今羽根が無数に多くある場合

$$H_{1100} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

なるが故に第 20 圖の出口速度並行四邊形に付て見れば β_2 が與へられたる値を持つ場合即ち一つの羽根車にては $Q_1 = 0$ となれば $c_{2r} = 0$ となるから $w_2 = 0$

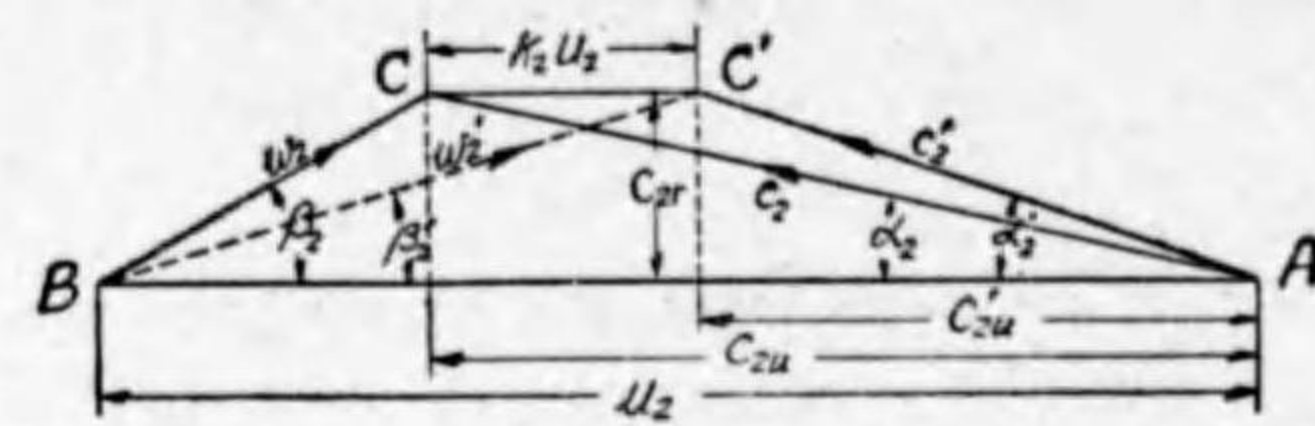
となり $c_2 = u_2$ となる。故に $H_{1100} = \frac{u_2^2}{g}$ となる。又 Q_1 が増加して c_{2r} が大きくなり従つて w_2 及 w_{2u} も大きくなり遂に $w_{2u} = u_2$ に達すれば $c_{2u} = 0$ となり $H_{1100} = 0$ となる。而して $Q_1 = 0$ より Q_{1max} に至る間の H_{1100} の値は c_{2u} が直線的に變化する故第 32 圖に於て XY 線を以て表はすこと



第 32 圖



を得る。次に羽根の數有限なる場合を考ふるに出口の速度三角形の變化の狀態は第 33 圖の如くなる。即ち羽根の數無限なる場合は ABC なる形



第 33 圖

をなしたるものは ABC' となり c_2 は c_2' に、 α_2 は α_2' に、 w_2 は w_2' に變化す。C 點は C' に移動するも水量一定なれば $c_{2r} = c_{2r}'$ にして CC' は AB に並行なり。而して c_2 の圓周方向に於ける分速度の變化 $c_{2u} - c_{2u}'$ を圓周上の滑り速度と稱し ku_2 にて表はす。水量極めて小なる時に此滑りの爲めに實際の理論水頭は $H'' = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$ となりたりとし第 32 圖にて OZ とする。H''=0 の場合はポンプが仕事をなさざるが故に水は單に羽根の間を素通りする事になると考ふれば（實際は摩擦其他の爲め素通りでは済まぬけれ共）上記の圓周上の速度の滑りがなくなり羽根の無限の場合と一致することになる Z と Y とを結べば此線は大凡そ實際の羽根數の有限の場合の理論水頭 H'' と水量との間の關係を示すこととなる。以上の如き説明は獨逸のフライデレル博士等により試みられたるものであり、大體に於て後に記載する實驗の結果等より見て事實に可なり近い事として差支ない。而して同博士は圓周上の滑り速度の生ずる理由を次の如くに説明して居る。

羽根車の羽根の兩面に働く壓力が等しいとせば無抵抗にて羽根車が回轉する事となるから羽根により水に動力を傳ふる以上其の表面の壓力は裏面の壓力よりも高くなければならぬ。然るに(14)式により羽根車の任意の半徑 r の圓周上に於ては其圓周速度 u と壓力水頭 h 及び相對速度 w とは

$$h - h_1 = \frac{u^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w^2 - w_1^2}{2g}$$

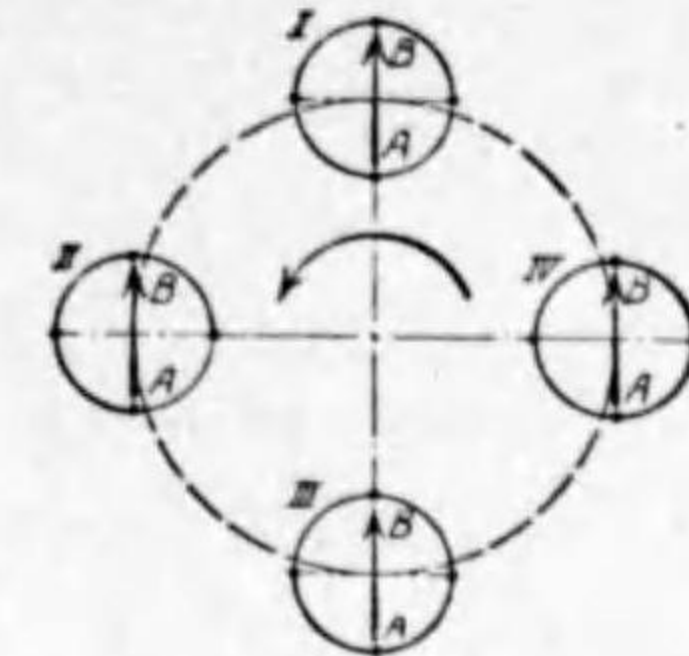
となり

$$h + \frac{w^2 - u^2}{2g} = h_1 + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = \text{一定數}$$

となる。r なる一つの半徑の圓周上にては u が變化なき以上 h が小さくなれば $\frac{w^2}{2g}$ はそれ丈大となる譯である。猶又此事實をよく説明する爲めに第 34 圖に於て水の小さき丸い塊りがありて一つの廻轉する所の器の中に入りたりとし之れが器と共に廻轉すれ共塊自身の向き丈は元の儘を保持する。即ち丸い塊の周圍に摩擦がなく塊自身に對して何等の廻轉をも起さしめぬとすれば最初 I の位置に於て水粒の一つの軸 AB が器の廻轉方向と直角をなしたるものが



90° 進みて II の位置に來れば器の廻轉方向と AB 軸とは合致し器と水粒とが關係的にも 90° 丈移動する。III の位置にては器と水塊とは 180° の相對的廻轉をなし IV の位置にては 270° となり I の位置に戻れば丁度器自身の廻轉が一回轉であると同時に器と水塊との間の相對回轉も一回轉である。水が幾分粘性あるが故に完全に以上の如き運動をなさぬにしても幾分は以上の如き相對移動が存在する。

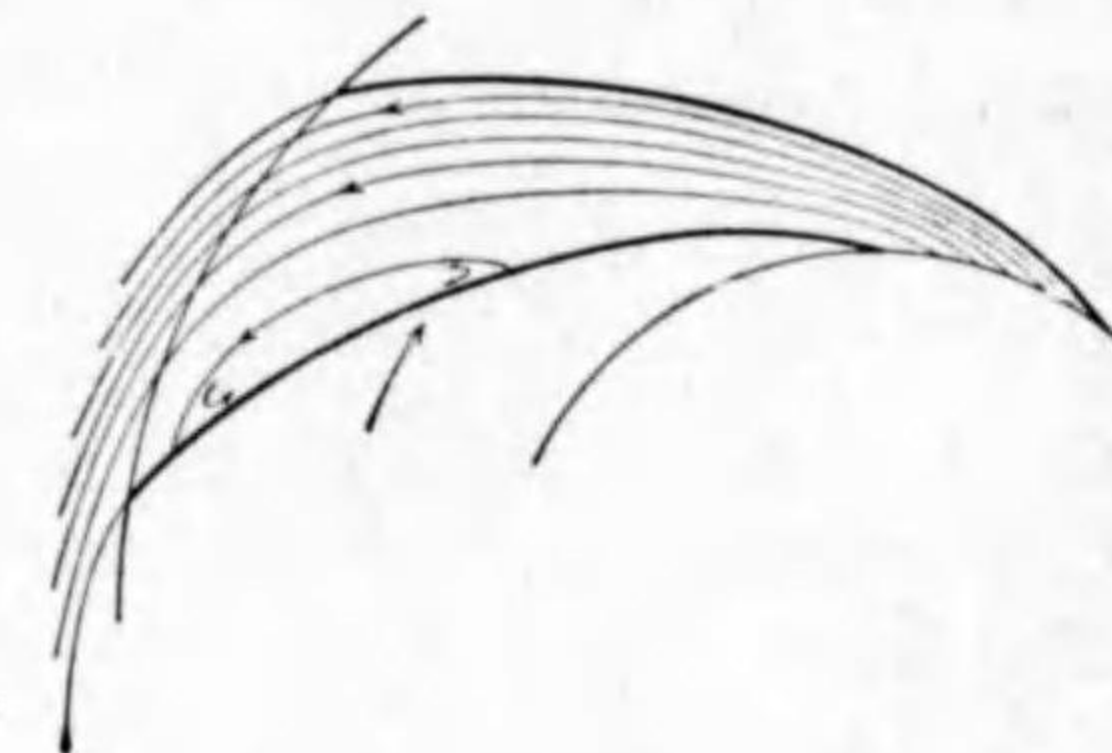


第 34 圖

即ち第 35 圖の如く若し密閉したる羽根車の内に水を入れたるまゝ之を廻轉するならば水は羽根車に對し矢の方向の如き運動をなす譯である。よて此羽根車の出入口を開きて水を内から外に流し羽根の表裏共に均等の相對速度 w を與へたりとせば前の相對的廻轉運動と合成する



第 35 圖

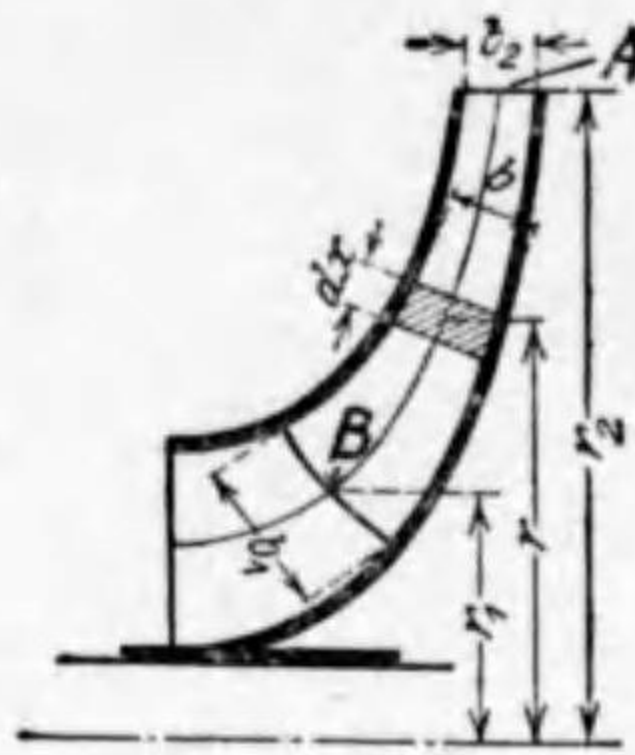


第 36 圖

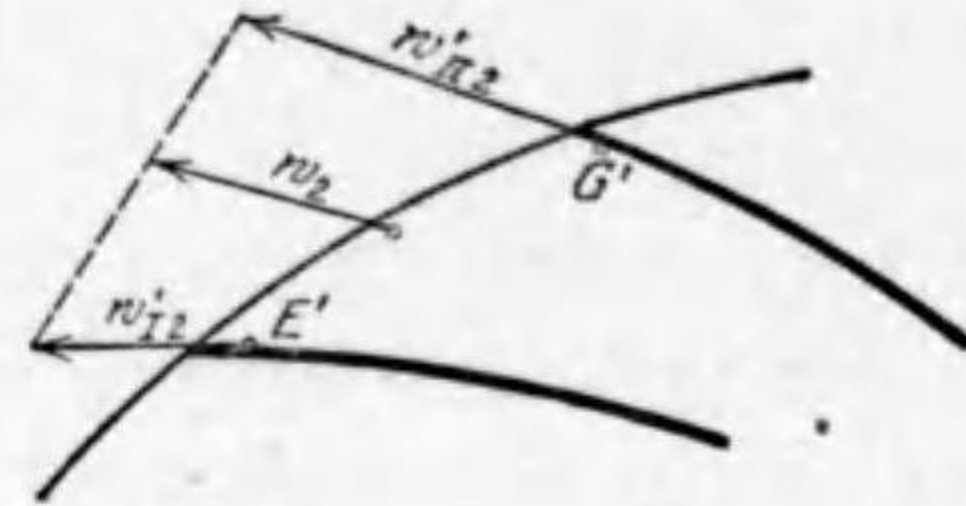
ことにより羽根の裏面の方の相對速度が大になり表面の方は相對速度小となり、或は時には反對に内側に流れ込む様なる狀態のこともある事となる。第 36 圖の如きである。

さて羽根の表裏に壓力の差が生ずることは明かであるとしても之は羽根の形狀特に β_1 の大きき羽根と羽根との重り加減等により異なりたる壓力の分布となる事は明かである。然れ共此實際の狀態を想像して之を數式にて計算する事は甚だしく面倒であるから次の如き假定を置きて式を作つて見るとする。第 37 圖は羽根車を軸を含む平面にて切つた断面とし此面に羽根を廻轉し乍ら投影したとする。而して此投影羽根の長さ單位毎に働く兩面の壓力差は一定であるとする。即ち

$$K = w \Delta h \cdot b = w \Delta h_1 \cdot b_1 \dots \dots \dots (21)$$



第 37 圖



第 38 圖

と仮定する。

Δh は任意の半径 r の位置に於て羽根の両面に働く壓力水頭の差を表はす、従つて Δh_2 は出口に於ける壓力水頭の差である。而して羽根の出口の表裏に於ける點 E' 及 G' (第 38 圖) の相對速度は w'_{12} 及 w_{12} であるとせば

$$\frac{w'_{12}{}^2 - w_{12}{}^2}{2g} = r \Delta h_2 \dots \dots \dots (22)$$

と書くことを得。τ は一つの係數であつて 1 より小なる數字である。次に此壓力差が羽根車の軸に働くモーメントを取れば

$$M = Z \int_{r_1}^{r_2} w \Delta h b dx r = ZK \int_{r_1}^{r_2} r dx$$

Z は羽根の數であり $\int_{r_1}^{r_2} r dx$ は羽根の中心線の投影長さ AB の軸に對する靜止モーメントである。

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r dx \quad \text{と置けば}$$

$$M = ZKS = Z w \Delta h_2 b_2 S$$

一方に於て

$$M \omega = w Q_1 H''$$

なる關係あり。 $Q_1 = 2\pi r_2 b_2 c'_{2r}$ であるから $H'' = \frac{u_2 c'_{2r}}{g}$ と $\omega = \frac{u_2}{r_2}$ とを組合はすれば



$$Z \Delta h_2 S = \frac{2\pi r_2^2 c'_{2r} c'_{2u}}{g}$$

或は $2g \Delta h_2 = 4 \frac{\pi r_2^2}{ZS} c'_{2r} c'_{2u}$

$$a = \tau \pi \frac{r_2^2}{ZS} \dots \dots \dots (23)$$

と置けば上式は

$$2g \tau \Delta h_2 = 4 a c'_{2r} c'_{2u} \dots \dots \dots (24)$$

となる。

次に第 38 圖の G' 及 E' の中間に於ける相對速度 w_2 は $\frac{w_{12} + w'_{12}}{2}$ であり猶羽根の數無限なる時の相對速度に等しいと見れば(22)式の左側分子は次の如くに書くことを得

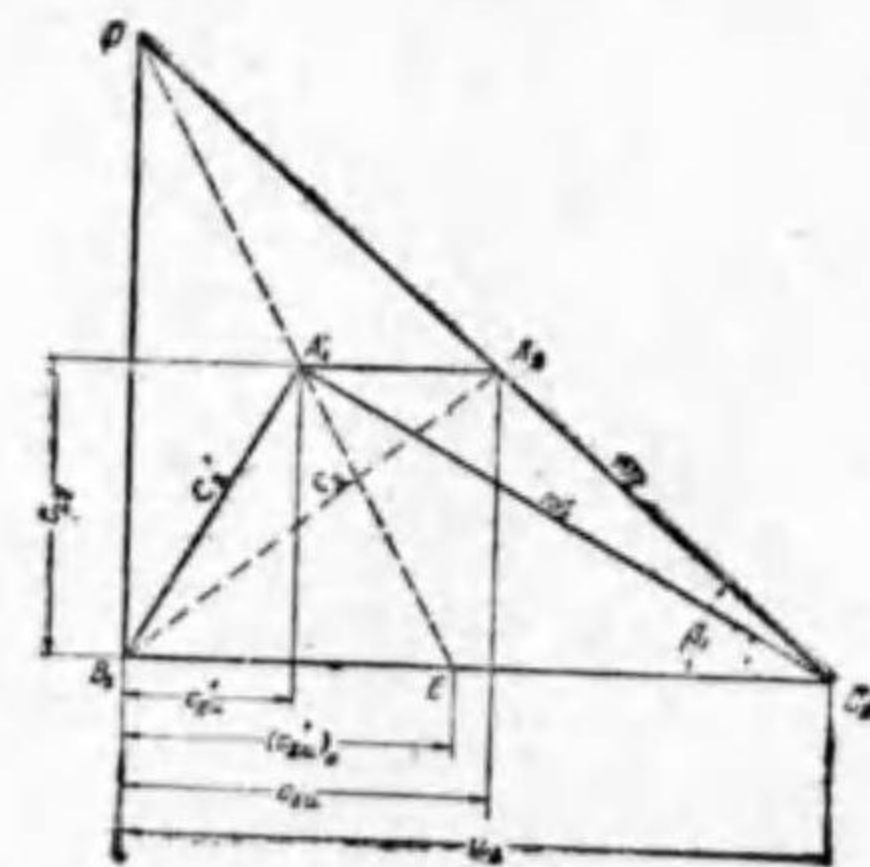
$$w'_{12}{}^2 - w_{12}{}^2 = (w_{12} + w'_{12})(w_{12} - w'_{12}) = 2w_2 \cdot 2(w_{12} - w_2)$$

即ち(22)式と(24)式とより

$$w_2(w_{12} - w_2) = a c'_{2r} c'_{2u} \dots \dots \dots (25)$$

さて G' は既に羽根車の外周の壓力にさらされて居るのであるが E' は G' よりも壓力大なりと假定して數式を作つたけれ共實際には羽根の表面の出口に近き部分は羽根の重なり合せのなきことなどより車の内側の如くに兩面の壓力差が大きくなることが出来ない。 E' の附近もやはり羽根車の外周の壓力即ち G' に於ける壓力と略等しいものになると見る方が實際に近い。即ち羽根車から出る時の相對速度は全部 w_{12} となると見ても差支ないと考へれば出口の實際の平均相對速度 w'_2 (第 33 圖) は w_{12} に略等しいと見てもよろしい。即ち(25)式は

$$w_2(w'_2 - w_2) = a c'_{2r} c'_{2u} \dots \dots \dots (26)$$



第 39 圖



となる。

第 39 圖に於て

$$c'_{2u} = u_2 - \sqrt{w_2^2 - c_{2r}^2}$$

となり之に(26)式及 $w_2 = \frac{c_{2r}}{\sin \beta_2}$ なる関係を入れば c'_{2u} の二次式となり之を解けば

$$c'_{2u} = \frac{u_2 + a c_{2r} \pm \sqrt{(u_2 + a c_{2r})^2 - 1 - a^2 \sin^2 \beta_2} \cdot u_2^2 - c_{2r}^2 \cot^2 \beta_2}{1 - a^2 \sin^2 \beta_2} \dots\dots\dots(27)$$

となる。一つの羽根車に對し實際の數字を與へて Q_1 に大小兩極端なる數字を與ふれば上式より得られる所の c'_{2u} の値より DE なる線を引くことを得。之は丁度第 32 圖の YZ 線の如くに直線となる。第 39 圖の E 點は(27)式に $c_{2r} = 0$ を與へて得られる。即ち

$$(c'_{2u})_0 = B_2 E = \frac{u_2}{1 + a \sin \beta_2}$$

猶又第 39 圖より次の關係が得られる

$$\frac{u_2}{(c'_{2u})_0} = \frac{c_{2r}}{c'_{2u}}$$

よりて

$$c_{2r} = c'_{2u} (1 + a \sin \beta_2)$$

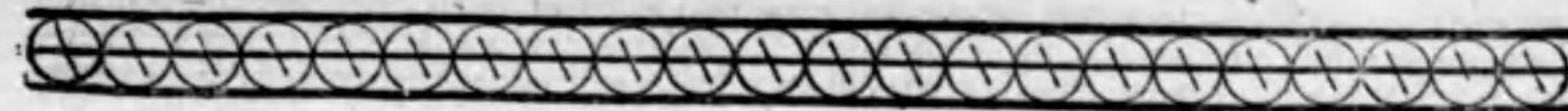
H_{theo} と $H_{th} = H''$ (有限なる羽根の数の場合の理論的水頭)との比は $\frac{c_{2u}}{c'_{2u}}$ となるが故に

$$H_{theo} = H_{th} (1 + a \sin \beta_2)$$

となり之を書きかへれば

$$H_{th} = \frac{H_{theo}}{1 + m \sin \beta_2 \frac{r_2^2}{ZS}} \dots\dots\dots(28)$$

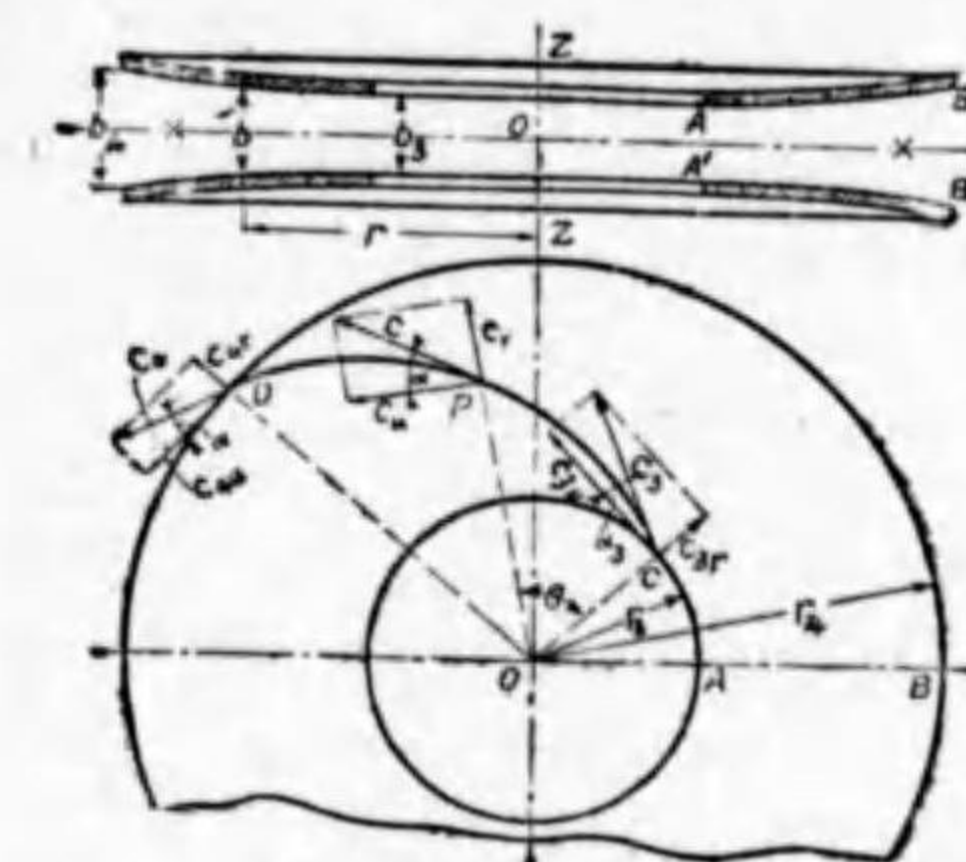
となる。 $m = \pi$ である。普通の設計による羽根車に於ては β_2 の値は 90° よりは餘程小であつて $r = 0.6$ 乃至 0.9 となるから $m = 2 \sim 3$ の間の値となる。以上は前にも云へる如くに「フライデレル」博士の論説であり或る程度に於て實際の状態に近いのである。



第三章 案内室及び渦形室

12. 案内羽根なき輪狀案内室

第 40 圖に於て AB 及 A'B' なる二つの輪形の板の間が案内室であるとし此案内室の内方に羽根車があり c_3 なる方向に水を繰出すとする。而して此室の中には羽根なく水が自然に定まる所の通路を作りて外方に流出するとする。此場合の水の流れ方を考ふるのに先づ第一に此輪狀の室に半徑方向に流れ込むとし入口の水速を c_{3r} 出口の水速を c_{4r} とすれば



第 40 圖

$$\begin{aligned} 2\pi r_3 b_3 c_{3r} &= 2\pi r_4 b_4 c_{4r} = 2\pi r b c_r \\ &= Q = \text{一定數} \dots\dots\dots(29) \end{aligned}$$

第二に此輪狀の室に水が切線方向に流れ込み極めて小さき半徑方向の速さを以て流るとせば此水速は c_{3u} c_{4u} c_u 等にて表はされ猶此案内室を通過する間に水頭損失が起らぬ場合は

$$\frac{p_3}{w} + \frac{c_{3u}^2}{2g} = \frac{p_4}{w} + \frac{c_{4u}^2}{2g} = \frac{p}{w} + \frac{c_u^2}{2g} = \text{一定數}$$

となるから之を微分して

$$\frac{1}{w} \frac{dp}{dr} + \frac{c_u}{g} \cdot \frac{dc_u}{dr} = 0$$

となる第 15 頁の $dp = \frac{w}{g} r \omega^2 dr$ なる式より

$$\frac{dp}{dr} = \frac{w}{g} \frac{c_u^2}{r}$$

なる關係を得るにより上式は



$$\frac{dr}{r} + \frac{dc_u}{c_u} = 0$$

となり之を積分すれば結局

$$rc_u = \text{一定数} \dots\dots\dots(30)$$

となる。

第三に水が案内室に第 32 圖の如くに c_u なる速さにて圓周に對し α_3 なる角度にて流れ込むとする。此場合水が自然に定まる所の通路を取り流るゝ状態を自由渦流と稱す。而して

$$c = \sqrt{c_u^2 + c_r^2}$$

となるから之に(29)と(30)式とを入れば

$$c = \frac{r_3}{r} \sqrt{\left(\frac{b_3}{b}\right)^2 c_{3r}^2 + c_{3u}^2} \dots\dots\dots(31)$$

となり案内室の出口に於ける水速 c_4 は

$$c_4 = \frac{r_3}{r_4} \sqrt{\left(\frac{b_3}{b_4}\right)^2 c_{3r}^2 + c_{3u}^2}$$

となる。若し $b_3 = b_4$ の時は $c = \frac{r_3}{r} c_3$ となり

$$cr = c_3 r_3 = \text{一定数} \dots\dots\dots(32)$$

而して $\tan \alpha = \frac{c_r}{c_u} = \frac{c_r r}{c_u r} = \text{一定数}$

となる即ち一つの水滴の通路は何所にも其場所の半径 r と同一の角度をなし對數曲線と稱するものとなる。

實際に於ては摩擦の爲めに c_4 は(31)式により與へらるゝ値より小になり c_{4r} は(29)式により與へらるゝ通りであるから α_4 は摩擦のなき場合よりも大きくなる譯であるから案内室より脱出する水頭は $\lambda_d \frac{c_4^2}{2g}$ となり ($\lambda_d < 1$)、案内室に於て増加すべき壓力水頭は $\frac{c_3^2}{2g} - \lambda_d \frac{c_4^2}{2g}$ であるが實際には $h_4 - h_3$ 丈の壓力水頭の増加ありたりとせば



$$\eta_{e.r.} = \frac{h_4 - h_3}{\frac{c_3^2}{2g} - \lambda_d \frac{c_4^2}{2g}} \dots\dots\dots(33)$$

が案内室の効率となるべきである。

今假りに $\lambda_d = 1$ とし著者が實驗して得た數値の例を示せば次の如くである。

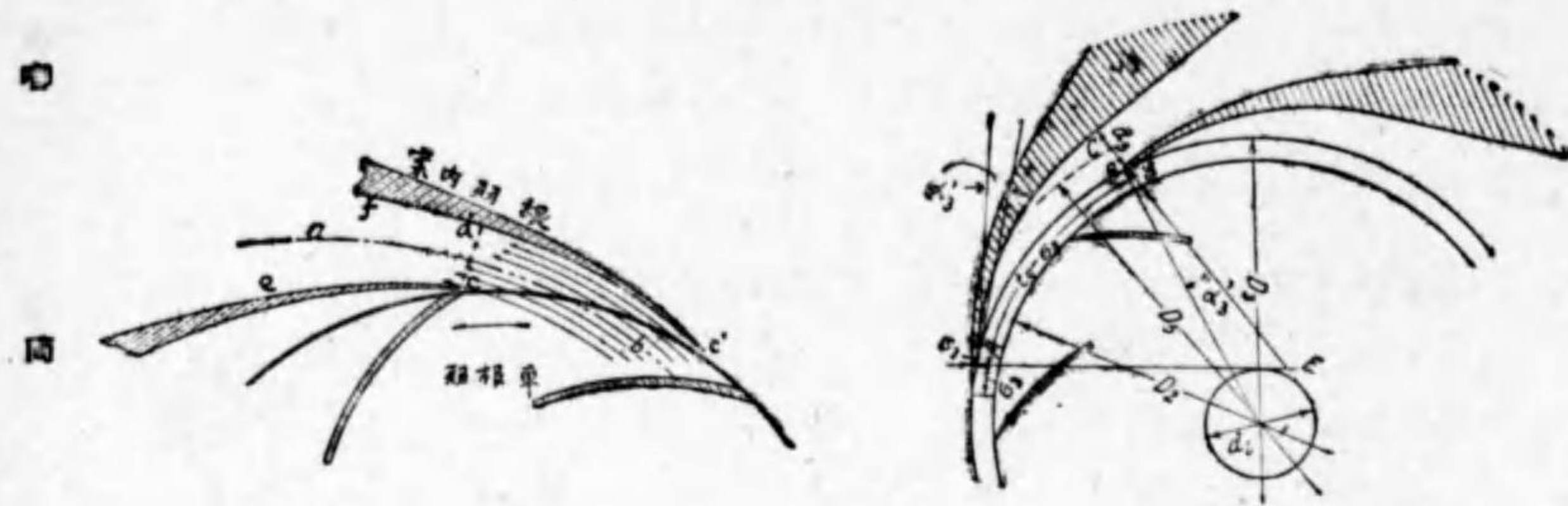
$b_3 = 13_{\text{mm}}$, $b_4 = 17.4_{\text{mm}}$, $r_3 = 129.4_{\text{mm}}$, $r_4 = 187.3_{\text{mm}}$ なる案内室に於て

$\alpha_3 =$	8°-15'	12°-25'	16°-0'	23°-5'
$Q = 1/s$	15.80	21.50	25.80	33.10
$c_3 = (m/s)$	10.45	9.49	8.86	8.01
$c_{3r} = "$	1.50	2.04	2.44	3.14
$c_{3u} = "$	10.34	9.27	8.52	7.37
$c_4 = "$	7.56	6.51	5.95	5.34
$\frac{c_3^2}{2g} - \frac{c_4^2}{2g} = (m)$	2.66	2.43	2.14	1.83
$h_4 - h_3$ (實測)	1.80	1.98	1.80	1.70
$\eta_{e.r.} \%$	67.7	81.5	84.1	92.9
$\frac{h_4 - h_3}{\frac{c_3^2}{2g}} \times 100$	32.2	43.0	45.0	51.8

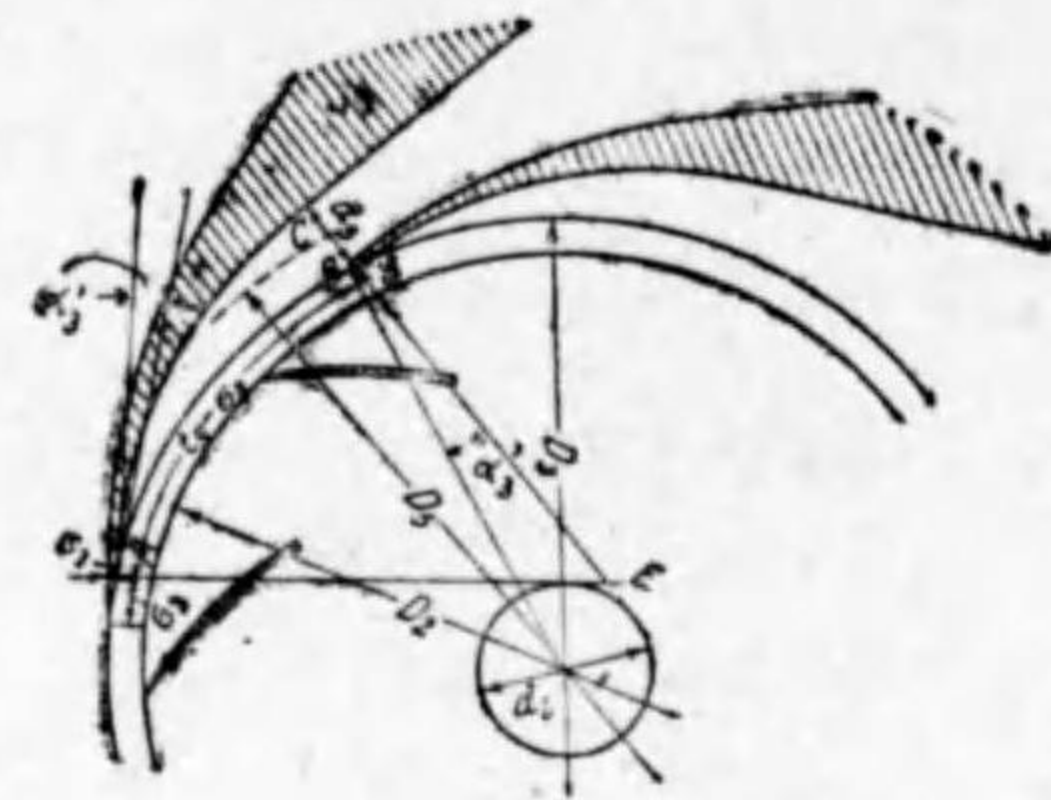
前述の如く實際の $\eta_{e.r.}$ の値は此等の數字より可なり小なるものとなるべきである。而して $h_4 - h_3$ が $\frac{c_3^2}{2g}$ の幾何率に相當するやが最後の列に挙げたる通りである。即ち α_3 が大になり水滴の畫く通路が短くなる程效率が高くなつて居る。

13. 案内羽根のある案内室

案内室に入り込む水の流れは前述の如くに理論上對數曲線を畫くが故に若し其流線に添ふて幾枚かの薄い案内羽根を置くならば羽根の有無は殆んど影響ないこととなる譯である。羽根のなき案内室の效率はあまり高からざるにより別に羽根を入れて通路を作り、出来る丈其入口に於ける速度水頭を壓力水頭に變更せしむるのである。案内羽根の形は第 41 圖に示すが如く通路の入口は ce' であり ed に至り初めて矩形の断面となり $edfe$ は末廣がりの矩形通路である。圖に示すものにては此通路の中心線 ab は曲線であるけれ共多くの場合断面 ed より先きの末廣がりの部分は略直線に近い曲線とする。従つて此内で水速が漸次衰へて壓力が増加する爲めには ed 断面の各點に於ては流速も壓力も等しい方がよろしいと云ふのが一般的なる見方である。即ち第 42 圖に於て A に入りたる水滴は同一速度を以て C まで來れば B より入る水滴



第 41 圖



第 42 圖

と同一速度になり AC 間に水頭の損失がなければ B 点と C 点との圧力も同一となる譯である。其爲めには羽根車と案内室とは同じ巾であるとすれば

$$(t_3 - \sigma_3) \sin \alpha_3' = a_3$$

であればよろしい。α₃' は羽根の尖端の圆周切線となす角度である。而して AC 曲線は d₁ なる直径の圓を底圓としたるインヴォリュートであればよろしい。底圓の直径は

$$d = D_3 \sin \alpha_3' \dots \dots \dots (34)$$

なる關係を有し

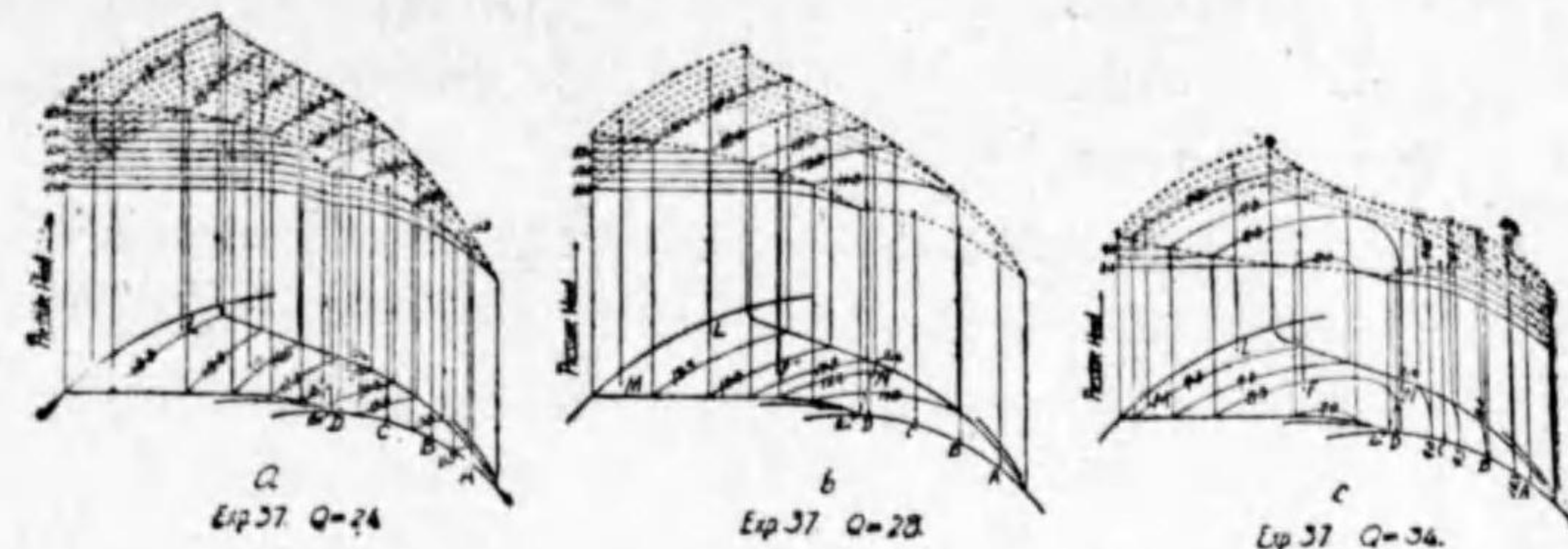
$$a_3 + s_3 = \frac{\pi d_1}{Z'} \dots \dots \dots (35)$$

となる。Z' は案内羽根の数である。

以上は數多の教科書等に述べらるゝ所なるが、斯くの如き設計をなすならば案内室の效率は著しく劣等のものとなる。おそらくは羽根車より繰出さるゝ所の水流は壓力、水速及方向共一定ならず、羽根車の表側と裏側とは可なりな差異のあるものが案内室の入口に於て平均して壓力は h₂、水速は e₂、方向は α₂ なる角度にて出るのである。故に上記の如く α₃ なる断面に至るまで AB 間より入る水の總てが e₃ なる速度にて流ると云ふことは或る一部の水が e₃ なる水速より小なる水速にて又 h₁ より大なる壓力にて出でたるものまでも態々一旦 h₁ なる壓



力に下り水速を e₂ まで高め、然る後再び速度水頭を壓力水頭に換へるが如き二重の行方をなし、此爲めに ABC 間に於ては高速度の水が可なり混亂する流れをすることゝなるから自然此間の損失も大になり BC より先きも又高速度の速度水頭に變ずることにより相當大なる損失となるのであると思はれる。著者の實驗によれば次の事實が現はれて居る。



第 43 圖

實驗に使用したるは第 43 圖に示すが如きもので羽根の入口の部分是对數曲線にて作りたるものである。對數曲線で羽根を作れば羽根の入口の角度が同一にても「インヴォリュート」曲線の場合と比較して第 42 圖の BC 又は第 43 圖の e₁ e₂ は少しく大きくなる。而して此羽根に添ふて水が流れ込む時のことを考ふれば e₁ e₂ なる断面に至るまでの水流状態は羽根のなき場合と殆んど同一となる。e₂ の半径は e₁ の半径より大なるが故に (31) 式により e₂ に於ては水速が緩になり壓力が高くなる。第 43 圖 b は略水が案内羽根に添ふて入り込む場合に案内羽根の間の水路の中の壓力分布を實測した結果である。圖中水路の中に細く引きたる線は同一壓力の場所を示す線である。即ち此場合略車と同心の輪形で半径を増すに従ひ壓力を増す。よりに案内水路の完全なる矩形部の喉口 e₁ e₂ に於ては e₁ の方水速大で壓力小であり e₂ の方は其の反對である。故に末廣がりの水路に入つてから可なり大なる渦巻が起りつゝ流るゝのが當然である。又かゝる場合案内室の效率は低きも當然である。同圖 a の場合は b の場合よりも水量が可なり小なる場合を示す。此場合は羽根車より出る水の方向は案内羽根の角度より小なるが故に案内羽根の入口の表面 (凸面となる方) に衝き當り e₁ の方の壓力高くなり裏面 (凹面となる方) には水流が離脱して幾分の渦流を起すことにより壓力が下るけれども通路が廣き爲め直に其速度水頭が減じて壓力水頭となり水流が e₁ e₂ に達するまでに全體の水滴が速度水頭を減じて壓力水頭を増すことゝなる。e₁ e₂ に於ては圖の如く等壓線は e₁ e₂ に對する傾斜を減じて水の各流線は可なり均等に近き状態にて末廣がりの部分に入り込むが故にこれより先きの通路に於ても大なる渦流なくして漸次に速度を減じて壓力を増すことになる。此の如



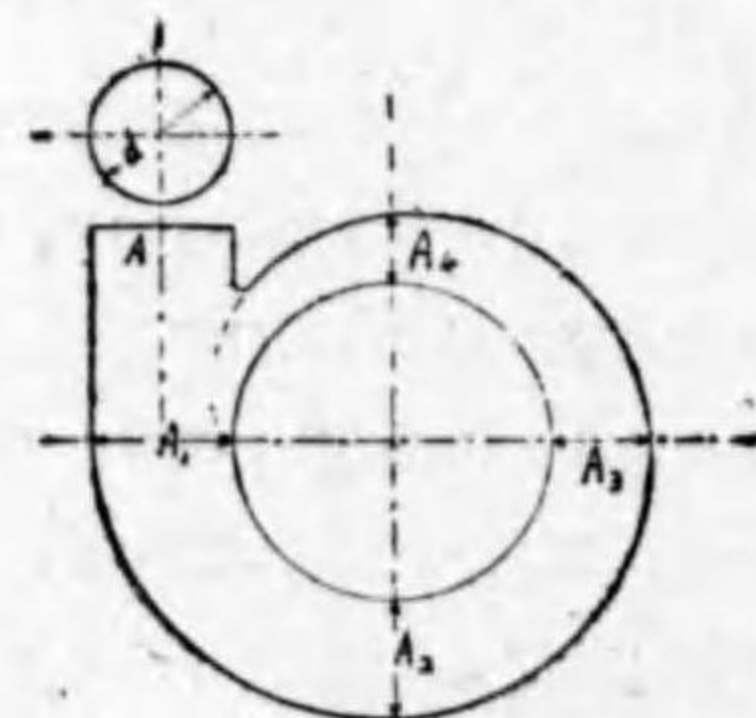
き状態に於ては案内室の効率に著者の實測により最高値 85% まで達して居り普通 75% までは容易に得らるゝが如くに見ゆる。猶第 42 圖 c は水量増加して水の流れ込む角度 α_3 は羽根の角度 α_2 よりも大なる時の壓力分布圖である。羽根の入口の裏面に於て壓力著しく高くなり再び喉口 $e_1 e_2$ に於て流速を高めしかも其流れ方に甚だしき渦流のあることは壓力分布より容易に想像し得らるゝが故に此場合甚だしく大なる水頭損失を生ずる。以上は一つの案内羽根に對する状態であるが外に猶數個の角度異なる案内羽根を用ひたる實驗に於ても全く同様の状態を示して居る。

次にタービンポンプを實際に運轉するに同一廻轉數にて同一水量を繰出す場合案内羽根のある場合の動力の消費量は案内羽根のない場合の動力消費量より大であることは實驗上明かである。而して羽根車の外徑と案内羽根の尖端との距離と羽根數とが此動力消費量に影響し、又羽根車より出る水の方向が案内羽根の角度に添ふ場合に此消費量が最小であるべきである。著者の實驗に於ては案内羽根の數 8 枚乃至 9 枚ありて其尖端は可なり鋭く細く作られ此尖端と羽根車との間の間隙約 3mm ある場合水流が案内羽根に添ふて入る時に約 $(0.15 \sim 0.10) \frac{c_3^2}{2g}$ の損失水頭を示して居る。Pfleiderer 博士も著者に寄せたる書面に於て上記の損失のあることは肯定せるも何故にかゝる現象が起るかはよく説明がつかぬと云ふて居るが著者は次の如く推論する。即ち案内羽根の尖端の周圍に水流の衝突により幾分の壓力上昇が起る。而して此附近を羽根車の羽根の尖端が通過する時に抵抗を感ずる爲めである。斯の如き水頭損失は案内羽根の尖端の厚さ大なれば例へ之れに丸みをつけても相當大なるものとなるだらうと思はれる。

14. 渦 卷 室

タービンポンプの場合即ち案内羽根を経て渦卷室に水を送り出す時は案内羽根の出口に於ける水の速度を可なり小さくするから、それから渦卷室に流れ込む場合の水頭損失はあまり大きいものでない。第 44 圖に於て繰出口の斷面積を A とし、 A_1, A_2, A_3 及 A_4 を夫々羽根車の全周、 $\frac{3}{4}$ 周、 $\frac{1}{2}$ 周及 $\frac{1}{4}$ 周より繰出さるゝ水量が通過する所の斷面積とせば $A_1 = A, A_2 = \frac{3}{4}A, A_3 = \frac{1}{2}A, A_4 = \frac{1}{4}A$ となる様な寸法とするのが普通である。

或は又第 45 圖の如く製作を簡單にする爲めに A_1 なる斷面積が $\frac{A}{2}$ となる様な形とし

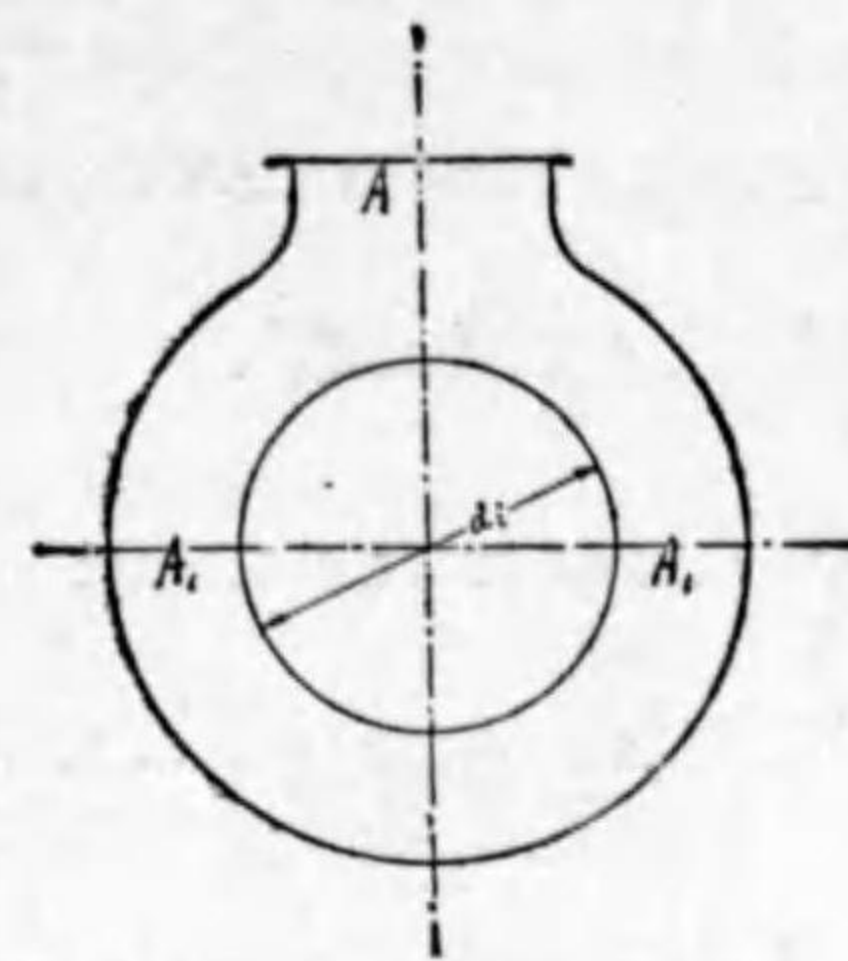


第 44 圖



廻し型で鑄型を作るものもある。

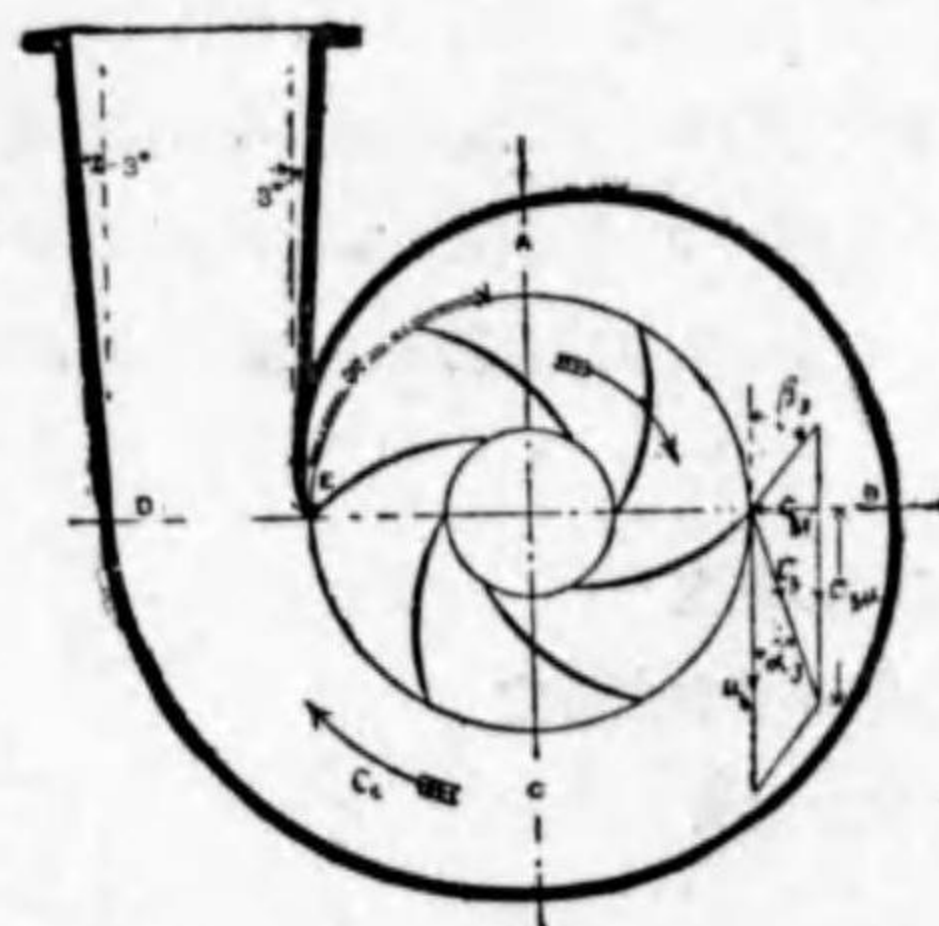
ヴォリュートポンプの場合に於ては羽根車より流出する水の速さは可なり大なるものであるから之を渦卷室の内にて適當に導き速度水頭を成るべく有効に壓力水頭に變更すべきである。此場合渦卷室の各部の斷面積は大に失しても又小に失してもポンプの効率に及ぼす影響は可なり大である。ヴォリュートポンプの效率は一に渦卷室の鈎合如何によると云ふても差支なき位である。



第 45 圖

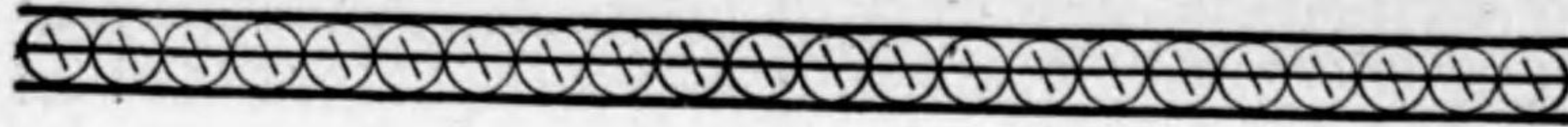
渦卷室の内で起る水頭損失について

は多くの人は從來次の如き考へ方をなして居る。羽根車から繰り出さるゝ水が渦卷室に入る時に c_3 なる速度で α_3 なる角度を以て居るとする(第 46 圖)。渦卷室内の水の流れは末廣がりであるから其平均の方向は圓周切線の方向よりは幾分外の方に向つて流れて居るけれ共略 u_2 と同一方向と見做し其流速を c_e とする。 c_3 を半徑方向と切線方向との二つの分速度に分ち c_{3r} と c_{3u} とすれば $c_{3r} = c_3 \sin \alpha_3, c_{3u} = c_3 \cos \alpha_3$ となり c_{3r} は c_e に對して直角に入るもの故 $\frac{c_{3r}^2}{2g}$ なる水頭は全部損失となると見る。 c_{3u} は急に c_e なる速さの流れと合してやはり c_e なる速さに減るとせば $\frac{(c_{3u} - c_e)^2}{2g}$ は水頭の損失となることは水力學の教ふる所である。故に水が羽根車から渦卷室に入る時の水頭損失は合して



第 46 圖

$$\frac{c_{3r}^2 + (c_{3u} - c_e)^2}{2g} \dots \dots \dots (36)$$



となる。若し $\frac{c_a^2}{2g}$ 丈の水頭が少しも損失することなく c_c なる速度までのろくなるとせば、 $\frac{c_a^2}{2g} - \frac{c_c^2}{2g}$ 丈の水頭は壓力水頭となるべきである。然るに(36)式にて表はさるゝ丈の水頭が損失となるとせば正味壓力水頭となりて残るは

$$\frac{c_a^2 - c_c^2 - c_{3r}^2 - (c_{3u} - c_c)^2}{2g}$$

然るに $c_3^2 = c_{3u}^2 + c_{3r}^2$ であるから上式は

$$\frac{2c_{3u}c_c - 2c_c^2}{2g} = \text{有效水頭} \dots\dots\dots(37)$$

此式は $c_c = \frac{1}{2} c_{3u}$ の時最大となり其値は

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{c_{3u}^2}{2g} \dots\dots\dots(38)$$

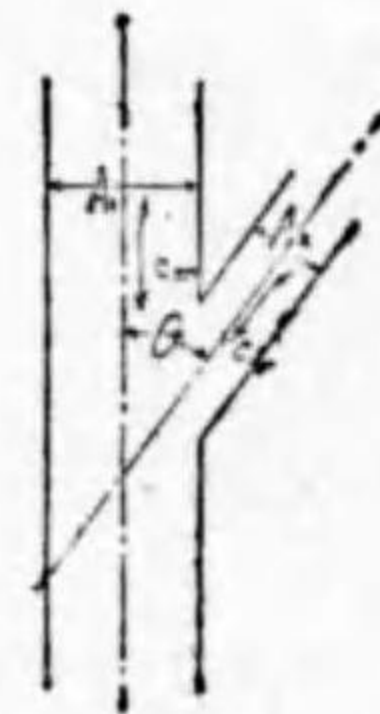
となる。多くの場合 c_3 の値はあまり大きくないから渦巻室の内の速度は羽根車から出る水の速度の半分となる様に断面を作れば最も効率が高くなると云ふのである。

以上は一應理論的に正しく認めらるゝけれ共一つの支流が傾斜して本流と合する場合に正確に上述の如き水頭損失を起すとは想はれない。確實なる水頭損失の値は實驗によつて初めて知らるべきである。共一つの實驗として英國の Gibson 博士のやつたものがある。此實驗の結果を述べれば第 47 圖に於て

- c_m = 本流の速度
- A_1 = 本流の水路断面積
- c_n = 支流の速度
- A_2 = 支流の水路断面積
- θ = 本流と支流との傾斜角度(度にて)
- $m = \frac{A_1}{A_2}$

とすれば支流の水が本流に流れ込みて衝突する時に支流の水の損失水頭は

$$a \frac{c_m^2}{2g} + b \frac{c_n^2}{2g} \dots\dots\dots(39)$$



第 47 圖



なる形にて表はされ此 a 及 b の値は $m > 2$ なる間次の如き値となる。

$$a = \frac{0.0052}{m} \theta^{1.25}, \quad b = \left(\frac{m-1}{m}\right)^2 + \frac{0.00046}{m} \theta^{1.5}$$

此結果をヴォリユートポンプの場合に當て嵌むるに第 48 圖に示す如く渦巻室の出口の流速が c_a であるとせば(上記の c_m は此場合 c_c となり c_n は c_2 となる) $\frac{c_2^2 - c_a^2}{2g}$ は若し渦巻室で損失水頭が少しもなき時に壓力水頭として復活せらるべきものである。然るに渦巻室の出發點 X より其終り XX' に来るまで羽根車から出る水は何れも $\left(a \frac{c_c^2}{2g} + b \frac{c_2^2}{2g}\right)$ 丈の水頭を損失して居る(羽根車の出口の各點に就いて云へば、其渦巻室に對する位置により夫れ夫れ此損失水頭に差異がある)。

猶 X X' より出口まで普通勾配を附して廣げるから、此間にも幾分の水頭の損失があり、 $\xi \frac{(c_c - c_a)^2}{2g}$ の如き形で表はさるべきものである。故に水が羽根車を出てから渦巻室の出口に至る間に壓力水頭の増加は正味

$$\frac{1}{2g} \left\{ c_2^2 - c_a^2 - (a c_c^2 + b c_2^2) - \xi (c_c - c_a)^2 \right\}$$

となる。 ξ の値は勾配の角度 6° 内外にては略 0.15 と見て差支ない。渦巻室の任意の位置に於ける断面積 A_1 と水が羽根車の羽根と羽根との間の一つの通路から出る時の絶対速度 c_2 に直角に測りたる面積 A_2 との比は其位置に於ける m の値であり $Q_1 = c_a A_1$ と $Q_2 = c_2 A_2$ との比を $\frac{Q_1}{Q_2} = n$ とせば $c_c = c_2 \frac{n}{m}$ となる。 $\frac{c_c}{c_a}$ に適當の値を與へ渦巻室の終點 X より(第 48 圖)任意の角 φ をなす所の断面を取れば此所を通過する水量は $Q_1 = Q \times \frac{\varphi}{360^\circ}$ であるから n が與へられる。 m に對し異なる値を與へて上式により壓力水頭の増加を計算して見れば最大の壓力水頭の増加を與ふる所の m の値を知ることが出来ることとなる。

以上の如き方法にて設計したる渦巻室が他の異なる割合にて作りたるものよりも實驗的に高き效率を示したと Gibson 博士は報告して居る。然れ共同博士の計算に於て甚だしく怪しき點は羽根車の出口に於ける絶対速度の取り方である。即ち實際に於ては第 33 圖の c_2' を取るべきで c_2 は用ふべからざるものである。

然るに Gibson は c_2 を以て計算を進めて居るが c_2 と c_2' との差は相當に大なる管の羽根車を用ひて居るから其實驗的證明が甚だ怪しいものであり又一方から云へば上述の如き設計法は其當を得ぬものであるとも云ひ得る。

茲に述べた所の本流と支流と合する場合の水頭損失に關する Gibson の實驗は矩形の水路で然かも本流も支流も二つの並行なる平面の間に作られたるものである。九州大學葛西氏は圓形



の管の太きものを本流の通路とし之れにやはり圓形管の細きものを θ なる角度にて挿入して實驗を行ひ次の如き結果を得た。

● 流れの衝突の爲めの全損失勢力 $= \left[a \left(\frac{n}{m} \right)^2 + b \right] \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot (Q_1^{\frac{1}{m}} + Q_2^{\frac{1}{m}})$ なる形で表はされる。而して此 a 及 b の値は本講座沖博士水力學 107 頁に掲げてある。此實驗は Gibson の實驗よりも其通路の形に於て實際のポンプの場合に似て居るから以上の結果はよりよく上記の如き計算に適すべきものである。

■ Gibson の實驗にしても葛西氏の實驗にしても直線の水路の交錯で行つたものであるから之を曲線形の水路の場合に適用するには大に考慮を要する。特に羽根車の直徑の割合に渦卷室の断面寸法が大きい場合は水流状態は大に異なることになる。曲線水路に於ける水の流れに於ては内側即ち曲率半徑の小なる部分は速度大にして壓力低く外側は速度小にして壓力大なるが普通である。故にポンプの渦卷室の設計に資する爲めの實驗ならばやはり曲がれる水路に支流を流し込みて行へるものでなければ之に信頼することが出来ないと思ふてもよろしい。強ひて上記の實驗の結果を利用せんとせば上記の如くにして計算せるものよりも幾分か渦卷室の断面を大にして内側の速度の大き過ぎるのを引下けることが必要であらう。

Pfleiderer' は次の如くにして渦卷室の大きさを定むればよろしいと思ふて居る。即ち第 48 圖に於て渦卷室の一の断面を取れば此断面内の速度の分布は曲がれる管の中の流れなるが故に

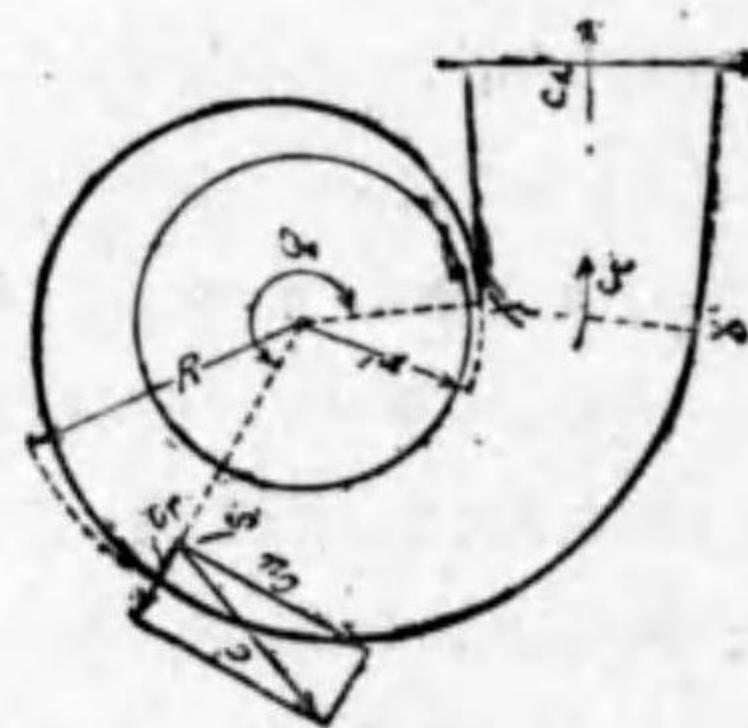
$$c_{\theta} r = K \dots \dots \dots (40)$$

なる關係となる。 r は任意の點 S の半徑、 c_{θ} は r 點に於ける流速の r に直角なる方向に對する分速度である。而して「ヴォリユートポンプ」にありては

$$K = c_{30} \frac{D_1}{2}$$

である c_{30} は水が羽根車から渦卷室に入つた直後の絶對速度で c_{θ} は其圓周方向に於ける分速度である。若し「タービンポンプ」に就いて論ずる場合は案内羽根から出た時の流速及半徑を取つて上式に入ればよろしい。羽根車の全周から平等に水を繰出さしめんとせば羽根車の周

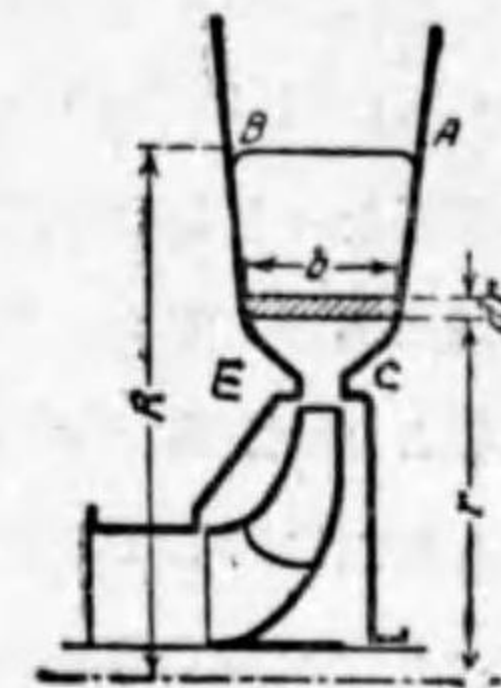
1. Die Kreiselpumpen



第 48 圖



圍は總て等しい壓力であり又 c_{θ} も全周に於て同一であるを要する。即ち渦卷室の内側は周囲の何れの場所に於ても同じ状態であり、只外周に於て出口に近づくに従ひ其半徑 R を増すと共に壓力も増加することとなる。渦卷室の断面の形は如何様に作るも差支なきも先づ第 49 圖の如くに AC 及 BE なる二つの相似たる線が軸を中心とし回轉して出來た二つの面の間に狭まれ AB なる線を適當なる半徑の場所の軸に平行に引きて渦卷室の断面を形作るとする。而して其始まりの點 X に於ける半徑を r' とする (第 48 圖)。此渦卷室の断面 CABE は第 48 圖の渦卷室の起點 X より角度 φ だけ進みたる位置に於ける断面であるとし半徑 r の位置の中は b であるとせば r の極めて小さき増加 dr に對する面積は $df = b \cdot dr$ であり此 df なる面積に直角なる水速は $c_{\theta} = \frac{K}{r}$ で表はさるゝから此面積を通過する水量は



第 49 圖

$$dQ_{\varphi} = df \cdot c_{\theta} = \frac{b dr K}{r}$$

となる。此断面に於て半徑 r' より R までの間を通過する水量は

$$Q_{\varphi} = \int_{r'}^{R} dQ_{\varphi} = K \int_{r'}^{R} \frac{b dr}{r}$$

であつて之は羽根車から繰出さるる總水量 Q の $\frac{\varphi}{360^\circ}$ に相當する。即ち

$$Q_{\varphi} = \frac{\varphi}{360^\circ} Q$$

但し φ は度数にて表はしたものである。故に

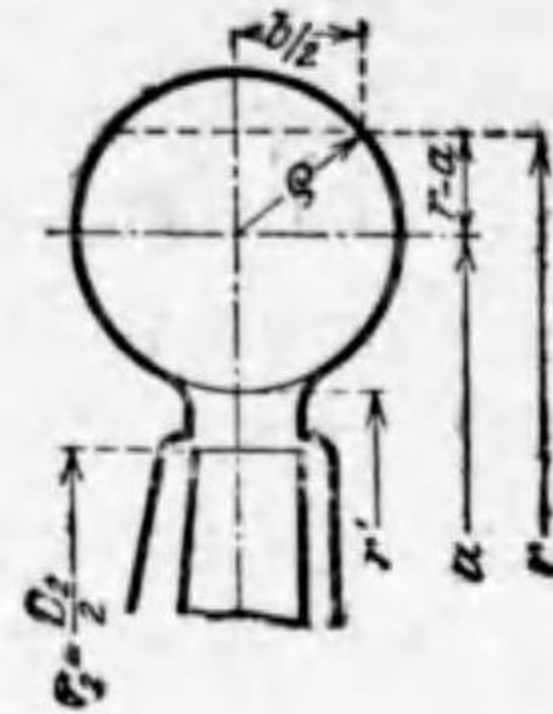
$$\varphi = \frac{360 K}{Q} \int_{r'}^R \frac{b dr}{r} \dots \dots \dots (41)$$

此式に於て一つの羽根車に對し回轉數と Q とが與へらるれば $\frac{360 K}{Q}$ は既知數である。 $\int_{r'}^R \frac{b dr}{r}$ の値は第 49 圖の如き渦卷室の断面に對し次の如くにして求むる。先づ $\frac{b}{r}$ の値を r を變へて計算し直角坐標に於て r を横軸に取り $\frac{b}{r}$ を縦軸に取りて曲線を引く。此曲線



と横軸との間にて $r=r'$ と $r=R$ の間に挟まれる面積は即ち上の $\int_r^R \frac{b dr}{r}$ に相當するものなり。而して此面積を與へたる所の R の値は(40)式にて得らるる φ なる角度の所に存在すべきである。以上の方法を渦巻室の断面が圓形なる場合に應用すれば次の如くなる。

第 50 圖は第 48 圖の φ の値が任意なる渦巻室の断面なりとしその圓形の中心が軸より a なる距離にあるとする。又圓形の最も軸に近き部分の軸よりの距離を r' とする。 r' の値は渦巻室の各断面に對して變化して差支なきも便宜上一定のものとして取扱ふ。断面圓の半径を ρ とすれば



第 50 圖

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r-a)^2 = \rho^2$$

となるから

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (r-a)^2}$$

となり

$$\int_{r'}^R \frac{b dr}{r} = 2 \int_{a-\rho}^{a+\rho} \frac{\sqrt{\rho^2 - (r-a)^2} dr}{r} = 2\pi(a - \sqrt{a^2 - \rho^2}) \dots (42)$$

となる。而して(40)式は

$$\varphi = \frac{720 K}{Q} \pi(a - \sqrt{a^2 - \rho^2}) \dots (43)$$

となる。猶 $a=r'+\rho$ なる關係を之に入れば

$$\varphi = \frac{720 K}{Q} \pi(r + \rho - \sqrt{r(r+2\rho)}) \dots (44)$$

此式により ρ と φ との相互關係を見出すことが出来る。或は

$$C = \frac{720\pi K}{Q}$$



と置き(44)式を變形し

$$\rho = \frac{Q}{C} + \sqrt{2r' \frac{Q}{C}} \dots (45)$$

とし φ の値に對する ρ の値を見出すことも出来る。

以上の理論は渦巻室内の摩擦損失を考へざる場合に成立つので實際の大きさを定むるには之れに修正を加ふることが必要であるが、如何なる修正法が最もよろしいかは甚だ六ヶ敷ことと恐らく之に對する研究は何處でも十分に届いて居らぬことと思ふ。

何れの方法にしても「ヴォリユートポンプ」に於ては渦巻室の形狀がポンプ全體の效率に及ぼす影響が可成り大であるから、羽根車から出る水の速度水頭を成るべく小さくして置くことが肝要である。「ヴォリユートポンプ」にても效率の高きものは 85% 以上に及ぶものもあるから釣合のよき渦巻室ならば(38)式の如く速度水頭を壓力水頭に換ふることの最高效率は 50% にあらずして之れよりも可なり高きものとなり得ることは確かである。



第三章 ポンプの内部に起る動力損失

15. 羽根車内の水頭損失

吸込管より c_0 なる速度にて入込む水が羽根の入口にて急に通路が狭くなり c_1 なる速度となる故に茲に断面の急なる変化の爲めに $\xi_1 \frac{c_1^2}{2g}$ なる水頭の損失がある。此損失は正規の水量の場合は c_0 と c_1 との方向略一致するが故に極めて小なる値のものなるも水量が小さ過ぎても大き過ぎても急に方向を換へる事になるから水量が正規の量より異なる程損失が大になる。

次に水が羽根の間の通路を通る時に摩擦の爲めの水頭損失がある。通路の中間に於ける相対速度を w 、断面の水力水深を m 、通路の長さを l とし摩擦係数を f とせば

通路を通る爲めの損失水頭 $= f \frac{l}{m} \frac{w^2}{2g}$ 實際は此流れは混雑したるものなるが故に f の値は管等の場合に比し可なり大きく取らねばならぬ。

次に羽根車から出る水が羽根がなくなりて面積が大きくなることと羽根車の外径の間隙から側面間隙への漏水 q だけ水量が減ることにより平均 c_2 なる速度より c_3 なる速度となる此間の損失は $\xi_2 \frac{(c_2 - c_3)^2}{2g}$ にて表はさるべきなれ共普通之は極めて小さい。

總て羽根車の入口より出口までの間の水頭損失は規定の水量が流るる場合は極めて小さく大型のポンプにて羽根の幅の廣きものならば H の 1% 位、小さき羽根車で幅の狭きものにも H の 3% 以内に止まる事が多いと見て差支ない様である。

羽根車を出てから案内羽根を通りて渦巻室に入るか又は直に渦巻室に入る場合の水頭の損失に就ては前章に於て略述べてある。

16. 圓板摩擦

羽根車の側板が水中にて回轉するが故に其面と水との間の摩擦と之に伴ふて側部間隙にある水を掻き廻はす爲めに相當に動力を消費する。之を計算するには次の如くにする。今側板の一部分たる單位面積が水中にて u なる速度にて動くをせば其摩擦抵抗は fu^n なる形で表はさると假定する。 f は一つの摩擦係数であり、 n は略 2 に近い指數である。圓板の中で任意の半径 r の處に dr だけの幅の輪を想像すれば其輪狀面積は $2\pi r \cdot dr$ となる。而して此面積が水中に廻轉する場合其摩擦抵抗を dF とせば

$$dF = f 2\pi r \cdot dr u^n$$



となる。 ω を廻轉の角速度とせば $u = \omega r$ となり此抵抗の軸に對するモーメントを取れば

$$dF \cdot r = 2\pi f \omega^n r^{n+2} dr$$

圓板の兩面に働く全抵抗のモーメントを T' とせば

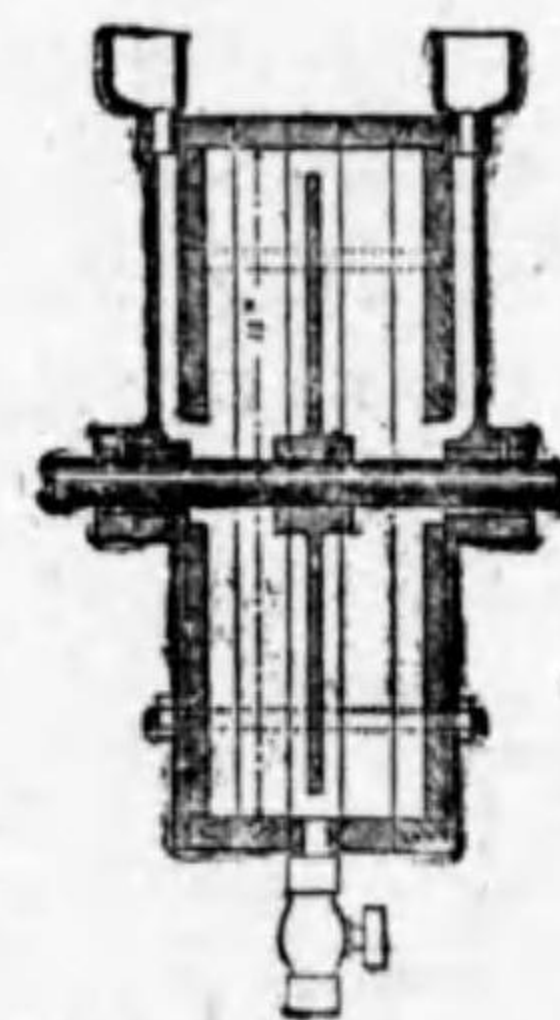
$$T' = 4\pi f \omega^n \int_0^R r^{n+2} dr = \frac{4\pi f \omega^n}{n+3} R^{n+3}$$

R は圓板の外徑である。又圓板の厚さを b とせば此面に働く抵抗をも加へたる全抵抗のモーメントは

$$T = 2\pi f \omega^n R^{n+2} \left(\frac{2R}{n+3} + b \right)$$

となり此抵抗の爲めに損失する馬力 $D \cdot F$ は

$$D \cdot F = \frac{T\omega}{75} = \frac{2\pi f}{75} \omega^{n+1} R^{n+2} \left(\frac{2R}{n+3} + b \right) \dots\dots\dots(46)$$

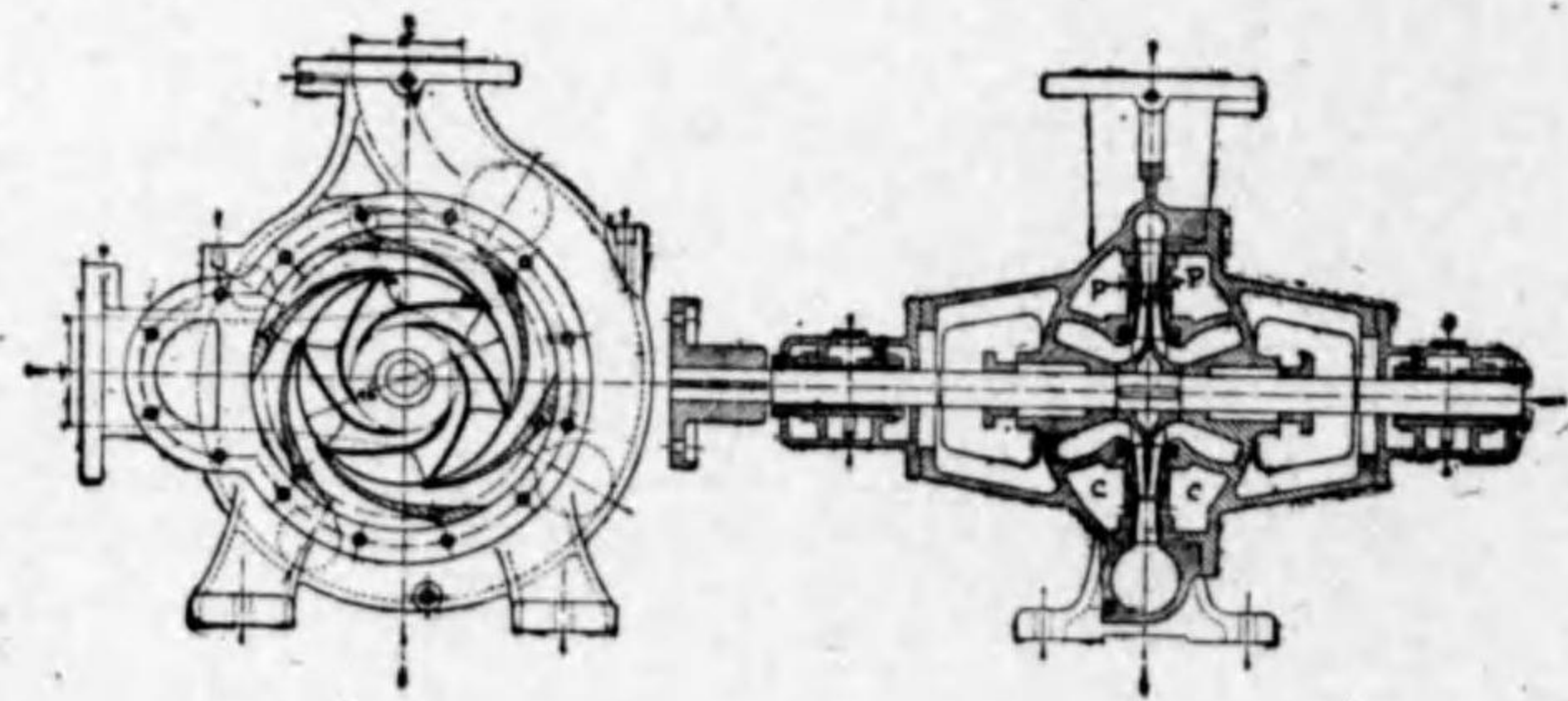


第 51 圖

Gibson は第 51 圖に示す如き實驗装置にて圓板が水中にて回轉する場合に損失する動力を測り f 及 n の値を得た、今其一部を抜萃すれば次の如くなる。

圓板の状態	外匡の状態	側面間隙 mm	n	f
眞鍮製磨き圓板 直型 305 mm	鑄鐵製	3.	1.80	0.175
	鑄放し	51.	1.80	0.203
	鑄鐵製	3.	1.79	0.155
	ペンキ塗	41.	1.80	0.154
	滑かなる	3.	1.82	0.148
同直徑 229mm 上	鑄鐵製	16.	1.83	0.147
	ペンキ塗匡	16.	1.83	0.147
鑄放し 鑄鐵製 直徑 305 mm	鑄鐵製	16.	1.91	0.129
	鑄放し	51.	1.92	0.130
	鑄鐵製	16.	1.80	0.184
	ペンキ塗	51.	1.81	0.178

此實驗は圓板の平均速度 3m/s より 15m/s の間に於て行はれて居る。而して匡の直徑は 13吋即ち 330 mm なるに對し 305 mm 又は 229 mm の直徑の圓板を入れて居る即ち半徑方向に相當な間隙を與へてあることを記憶せねばならぬ。即ち上記の式を求むる場合の考へ方は圓板の面と之に接觸する水との間の摩擦のみの様に取扱つたけれ共實際は兩側の間隙の間にある水の一種の循環運動を起さしむることになるので若し振き廻はさるる水の量が多く特に半徑方向



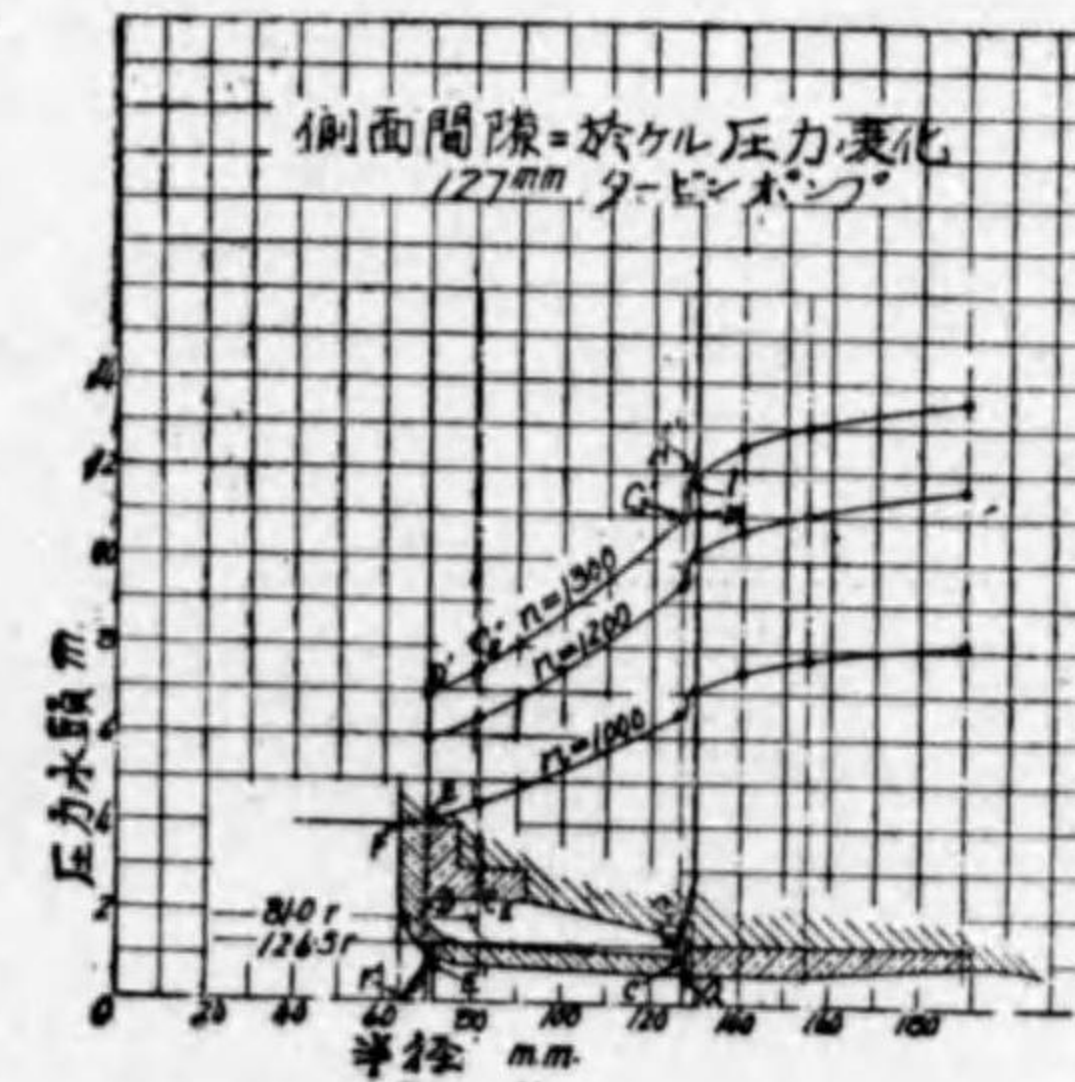
第 5 2 圖

に多くの間隙が存するとなれば必然的に費やさるる所の動力も多くなるは明かなる事實である。上記の實驗はそれ等の點まで明瞭にする程精確にあらざるも之は殆んど唯一の圓板摩擦に對する材料として珍重せられて居る。若し周圍の固定匡に骨を附するか圓板の外側に骨をつけたる場合は特に摩擦損失を多くすべきは勿論である、著者の實驗したる所によれば第 52 圖の如き 5 吋タービンポンプに於て PP なる側板を用ひて側面間隙を狭くしたる場合と此板なしに ∞ なる間隙の中の水を全部掻き廻はしたる場合と比較してポンプの効率に約 5% の差異を認めた。故に羽根車の直徑大に幅が割合に狭きポンプでは特に此側面間隙に注意を要する。

17. 漏水

羽根車が胴體に接觸することなしに回轉することが絶対に必要であるから回轉體と動かざる部分とは軸受と填充箱を除く外製作上の點から如何なる部分でも幾分かの間隙をつける。小さいポンプでも 0.3 乃至 0.5 mm 位、大きなポンプになれば 1 mm 以上の間隙を必要とする。然らざれば軸受の緩み振動等にて羽根車と胴體とが焼けつくの虞れがある。第 53 圖に於て羽根車から出る水の一部は ac DEF なる間隙を通過して羽根車の入口に戻る。而して普通 ac なる間隙はあまり狭きものとせず DE を可なり狭くして此所にて戻り水を成るべく少なくする様に制する。之は成るべく直徑の小さい所で間隙を小さくすれば通過面積を縮小する事に於て有効なるのみならず、周速度が遅いから砂其他の水の中に混入する固形物のために摩擦する

ことも少ないからである。ac なる出口の間隙は 0.5 乃至 1 mm 位を普通とし大なるポンプにては 2 乃至 3 mm とする場合もある。第 53 圖に於て a に於ける壓力水頭は h_2 であり F に於ては h_1 であるとすれば水が側面の間隙を通過する場合の壓力水頭の低下の状態は ImD'E' F' の如き形となる。即ち Im なる低下は ac なる半徑方向の間隙を通る爲めに mD' は cD なる軸方向の間隙を、D'E' は DE なる半徑方向の間隙を、E'F' は EF なる軸方向の間隙を通過する爲めの水頭落下である。此等の壓力水頭の低下



第 5 3 圖

の状態を明かにせざれば間隙を通過する漏水を知ることは出来ない。



回轉圓板の側面に軸の方向に間隙がありて此中の水が掻き廻はさる時圓板の外徑を d_2 、その周速度を u_2 、内側に直徑 d_1' なる鏑があるとして此圓周速度を u_1' とする。外区は動かぬから此に觸れる水も動かぬとし回轉圓板に接觸する水は圓板と共に廻るとすれば平均の水速は d_2 の所にては $\frac{u_2}{2}$ 、 d_1' の處にては $\frac{u_1'}{2}$ であることか出来る。然れば d_2 と d_1 の間の遠心力による壓力水頭の差は

$$\frac{\left(\frac{u_2}{2}\right)^2}{2g} - \frac{\left(\frac{u_1'}{2}\right)^2}{2g} = \frac{1}{4} \frac{u_2^2 - u_1'^2}{2g}$$

となる譯なるが實際の値は之に係數 m を乘じたものであるとする。 h_0 を外側半徑間隙 ac に於ける水頭の低下、 h_1 を内側間隙 DF に於ける水頭の低下とせば

$$h_0 + m \frac{1}{4} \frac{u_2^2 - u_1'^2}{2g} + h_1 = h_2 - h_1 \dots\dots\dots(47)$$

となる。而して h_1 は第 53 圖に示す如き構造のものにありては半徑間隙 DE 及軸間隙 EF の二個の種類の異なる間隙にて低下する水頭なるが故に之を前者と後者とに分ちて h_1' と h_1'' とせば $h_1 = h_1' + h_1''$ となる。而して又外側間隙 ac の輪狀通路の斷面積を a_0 、内側間隙 DE のそれを a_1' 、軸間隙 EF の平均斷面積を a_1'' とし此等の通路を水が直角に流ると見做したる時の排出係數をそれぞれ μ_0 、 μ_1' 及 μ_1'' とせば水が普通羽根車の兩側を逆流するが故に漏水量の合計は

$$q = 2\mu_0 a_0 \sqrt{2g h_0} = 2\mu_1' a_1' \sqrt{2g h_1'} = 2\mu_1'' a_1'' \sqrt{2g h_1''}$$

よつて (47) 式と此等の値との組合せにより

$$q = 2 \sqrt{\frac{2g(h_2 - h_1) - \frac{m}{4}(u_2^2 - u_1'^2)}{\frac{1}{(\mu_0 a_0)^2} + \frac{1}{(\mu_1' a_1')^2} + \frac{1}{(\mu_1'' a_1'')^2}}} \dots\dots\dots(48)$$

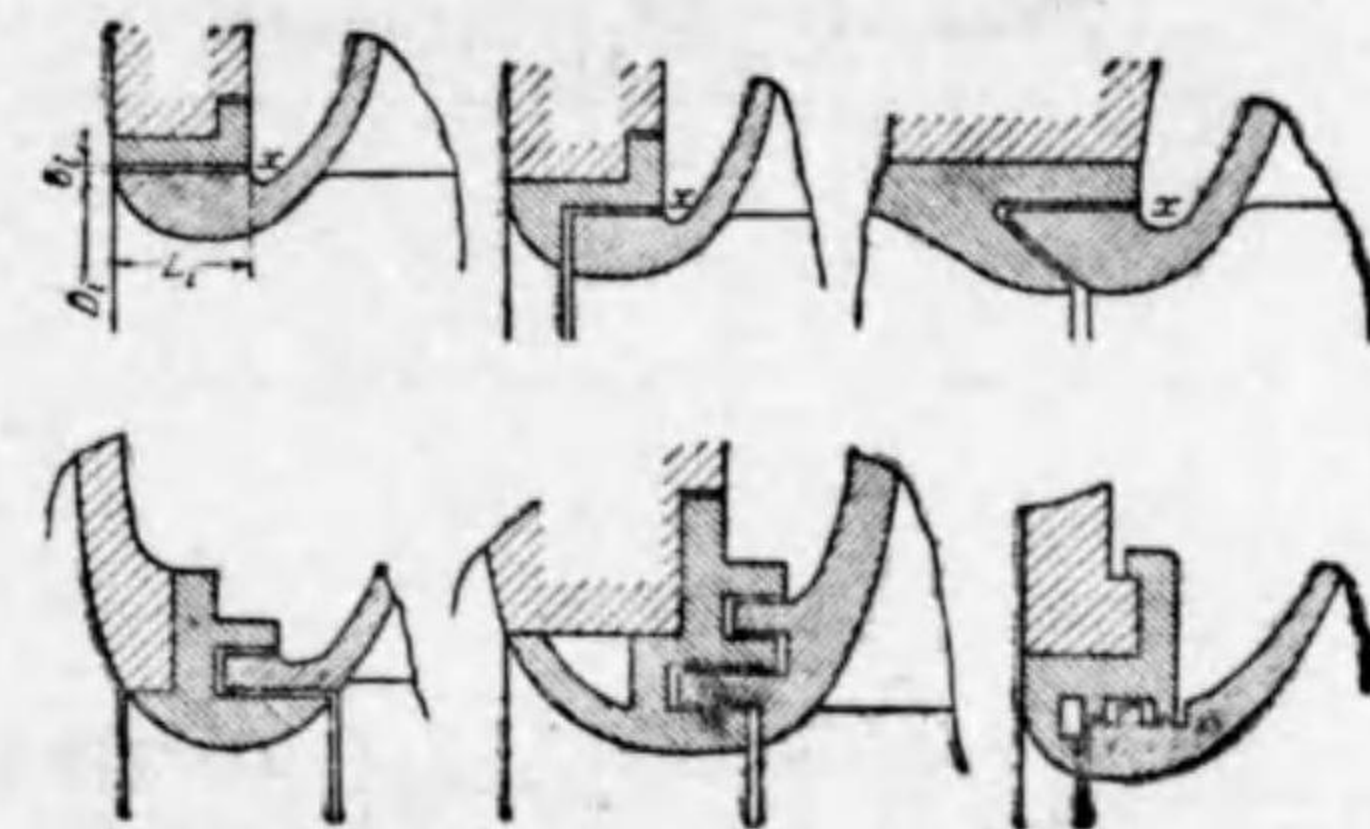
上記の $q = 2\mu_1'' a_1'' \sqrt{2g h_1''}$ としたるは此代りに

$$h_1'' = m' \frac{1}{4} \frac{u_2^2 - u_1'^2}{2g}$$

とし m' の適當なる値を選びて (47) 式に入れてもよろしい。 m 、 μ_0 、 μ_1' 、 μ_1'' 等の値が分かれば q を算出することが出来るのであるが此等の値はよく分つて居らない。



前述の如く羽根車の入口に近き間隙を成るべく小さくして漏水を減ずるのであるが第 54 圖の如く種々屈折したる間隙を作り而も摩擦して隙が大きくなれる場合に取換への部分を置いて修理を容易ならしむるものも實際に用ひらる。

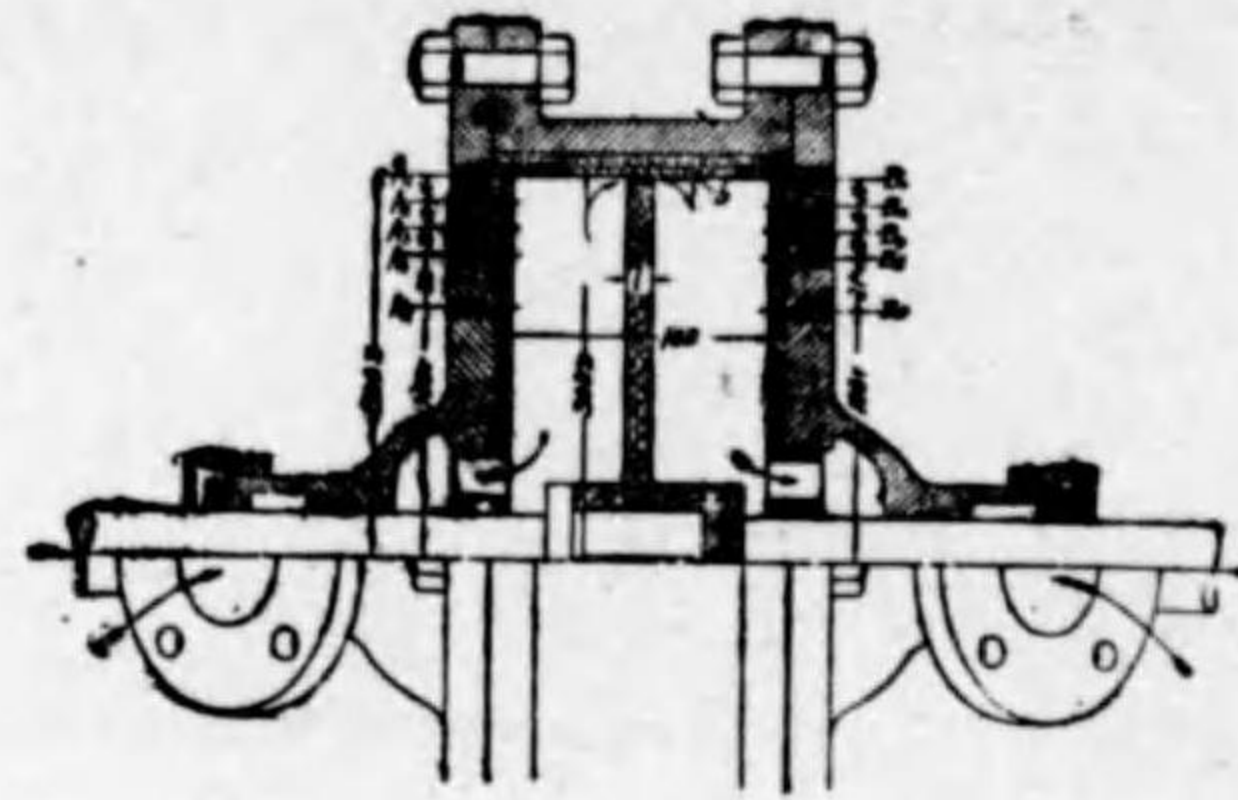


第 54 圖

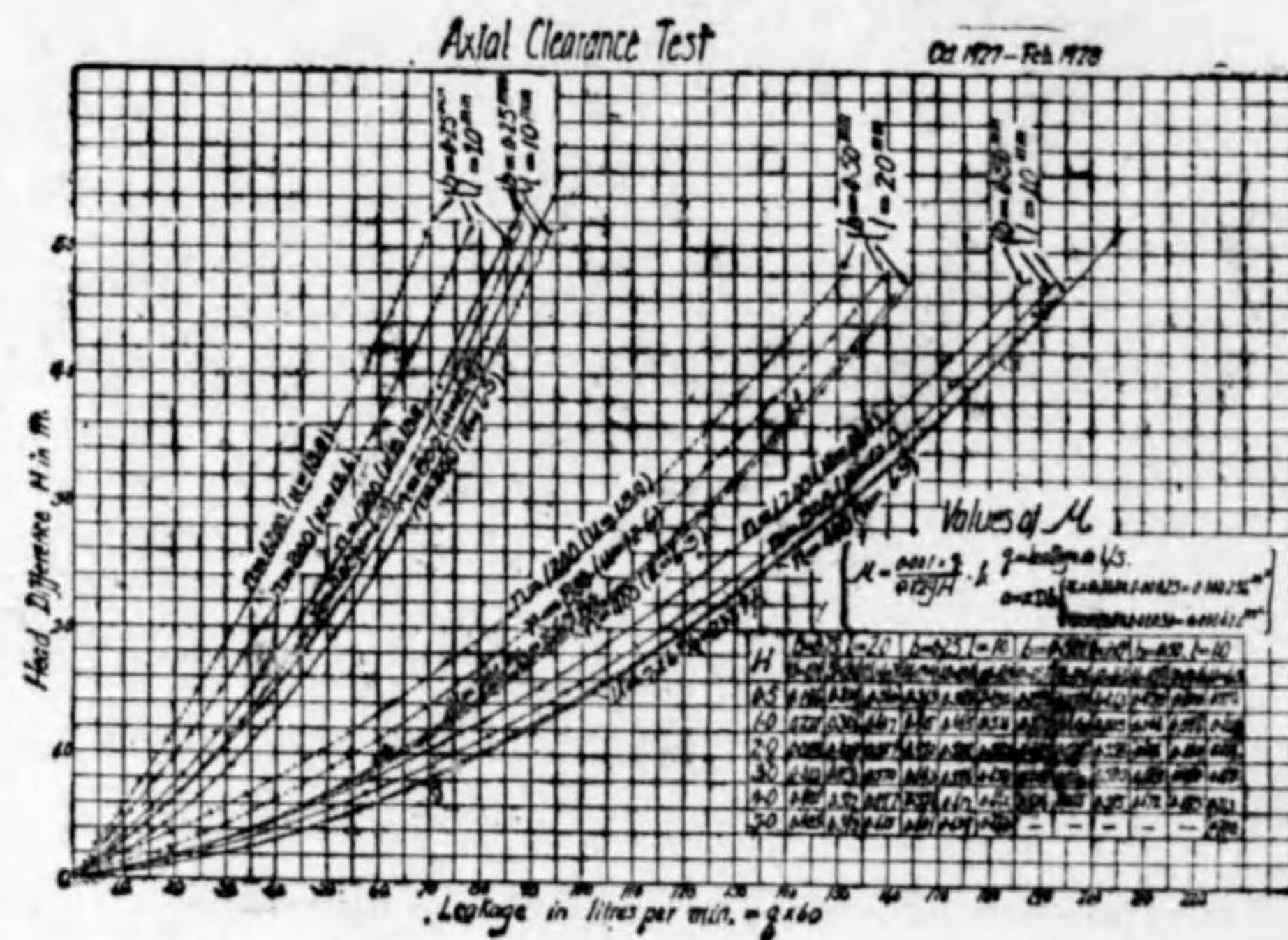
(イ) 半徑方向の間隙に関する實驗。圓板の直徑を D 、共幅を l 、固定胴體との半徑方向の間隙を b とすれば漏水の通過する面積は $\pi D b$ であり其長さは l となる。今此間隙の兩側に於ける壓力水頭の差を H で表はし漏水量を q とすれば

$$q = \mu \pi D b \sqrt{2g H} \dots\dots\dots(49)$$

と書くことが出来る。但し μ は一つの排出係數である。圓板が回轉する場合の實際の水の流れの状態を見れば (49) なる式は甚だしく不當のものである。水は圓板に近き部分は殆んど圓板と同一速度にて圓周方向に廻り乍ら捻ぢられつつ軸方向に流動し、胴體に近き部分にては殆んど軸方向に近く流るゝ様な甚だ複雑なる流れ方をやつて居る。従つて同一の H の値に對しても圓板の回轉の速さにより流出する q の値に大なる變化あるべきである。然れ共此等の點を考慮して數式を竝ぶれば甚だしく複雑なるものとなるが故に計算には (49) 式を用ふるとし實驗によりて μ の値を知り之を適當に應用してもよろしいことである。著者は昭和三年第 55 圖の如き實驗装置を用ひて b 、 l 及圓板の回轉數を變化し H と q との關係を測定した。而して (49) 式に相當する μ の値を計算したるものが第 56 圖に記入せられてある。



第 5 5 圖



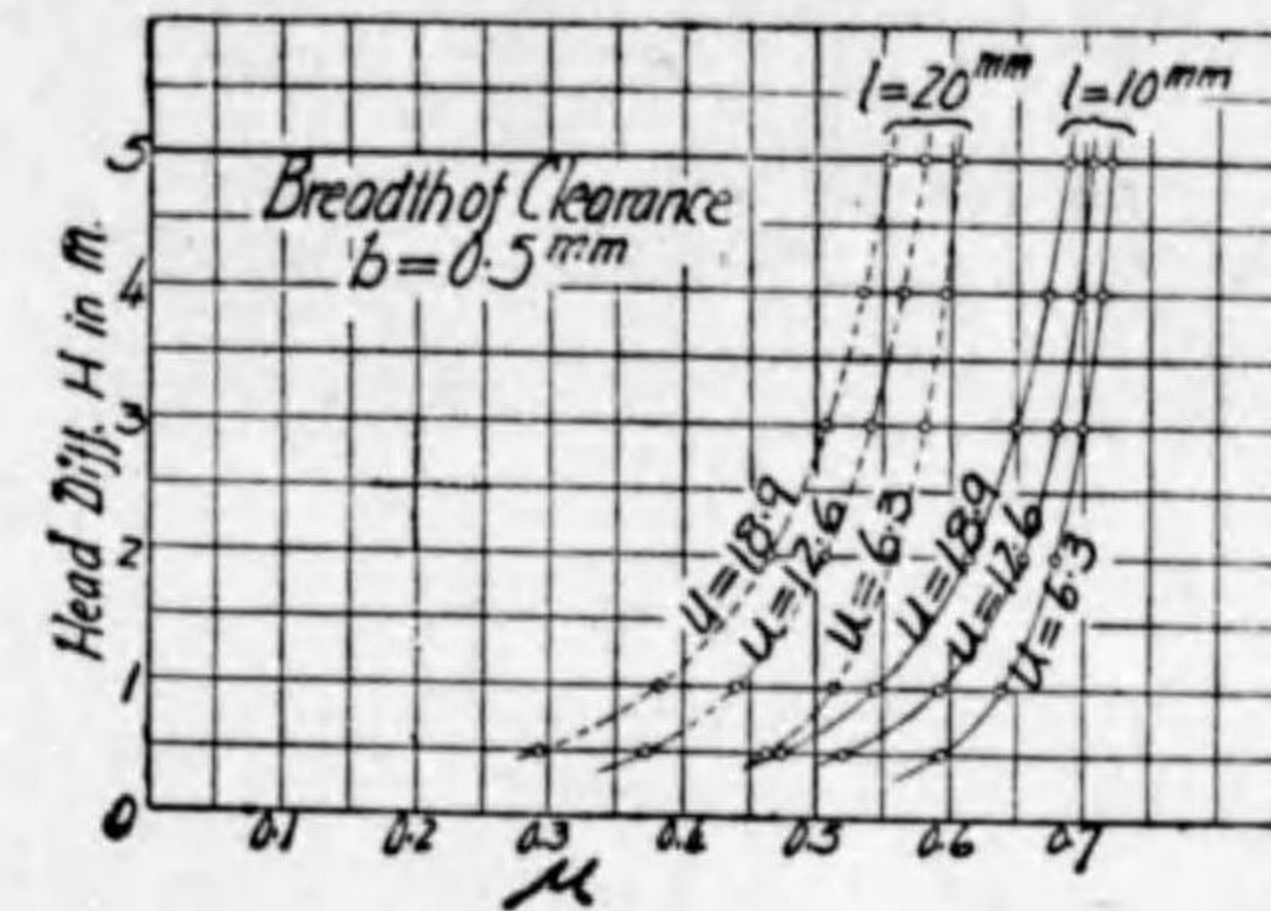
第 5 6 圖

此實驗により見れば b が小さく l が大なる間隙にては H が小さくて回轉が大なる時には間隙の間に挟まるる水が捻ぢらるる程度大となり可なり長き通路を通らねばならぬから μ の値は著しく小さくなつて居り、逆に b が大きく l が短かく回轉が小なる時に H が大なれば μ



が可なり大なるものとなつて居る。猶此結果から $b=0.5$ mm の間隙に對し l と H と周速度 u とが μ に及ぼす關係を示せば第 57 圖の如くなる。

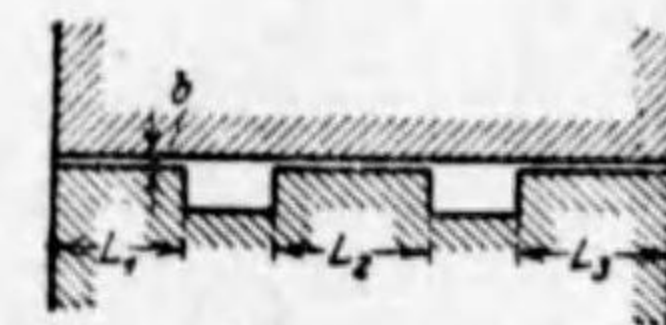
此實驗の範圍はもとより甚だ廣汎ならず。ポンプのあらゆる場合に應用することは出來ないけれども共少く共 μ の値は如何なる程度の値を持つものであるかの概念を得らるることと信ずる。



第 5 7 圖

猶此外に圓板の外周に第 58 圖の如き溝を設けて試験を行へるも μ の値が稍減じたるのみ

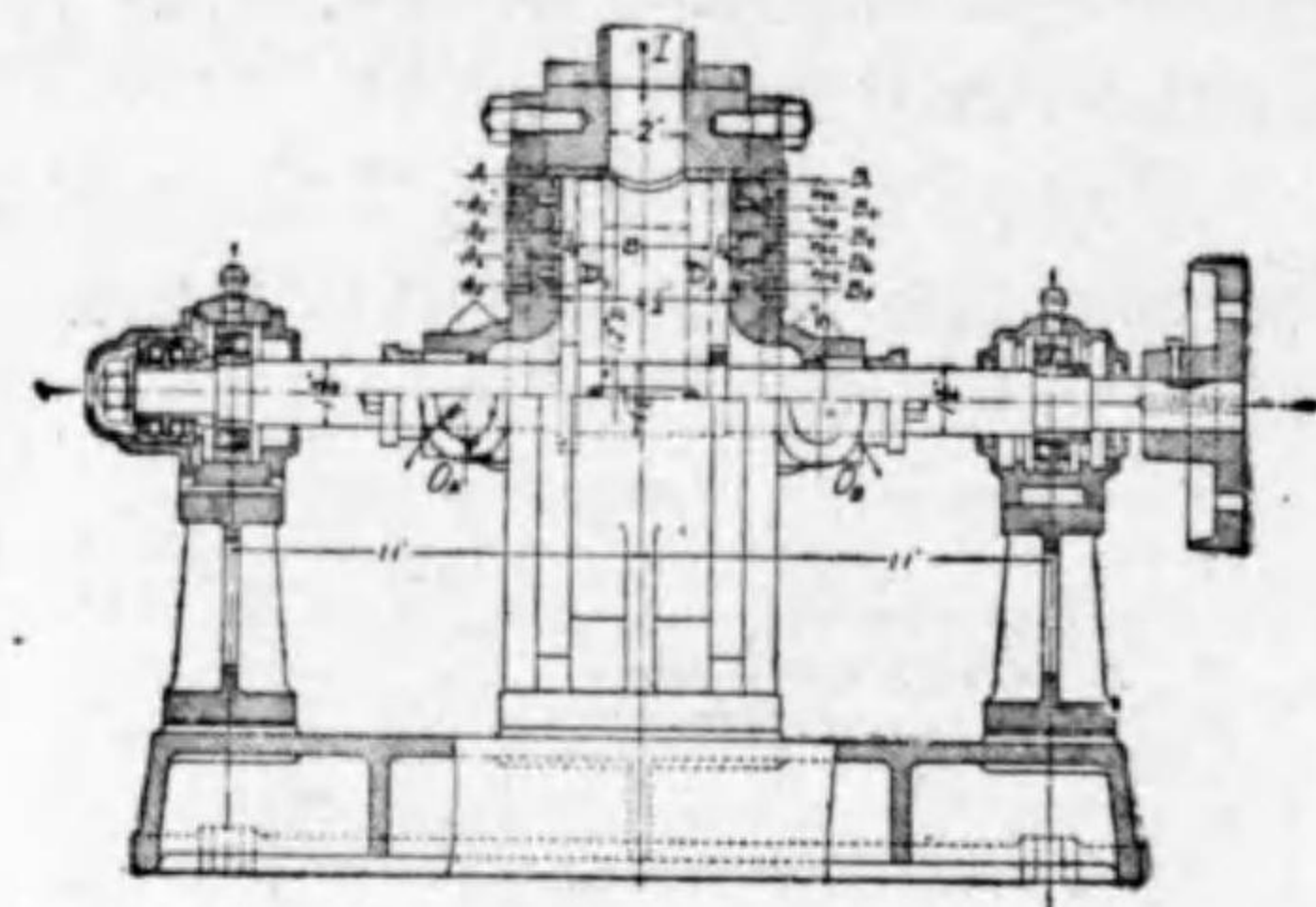
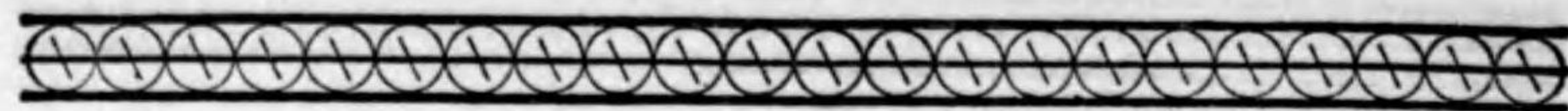
にて左程の效果を表さぬ。畢竟するに此溝を附する目的は細き通路より急に廣き通路に入れて其速度水頭を殺し次に鋭き入口より流入せしめて所謂入口損失を起さしむるのであるが實際には急に深溝に入りたりとて流れが十分に廣がらずに幾分素通りの氣味にて次の狭き間隙に入る事となるらしい。猶此半徑方向間隙に關して東京帝國大學鈴木助教授は理論的



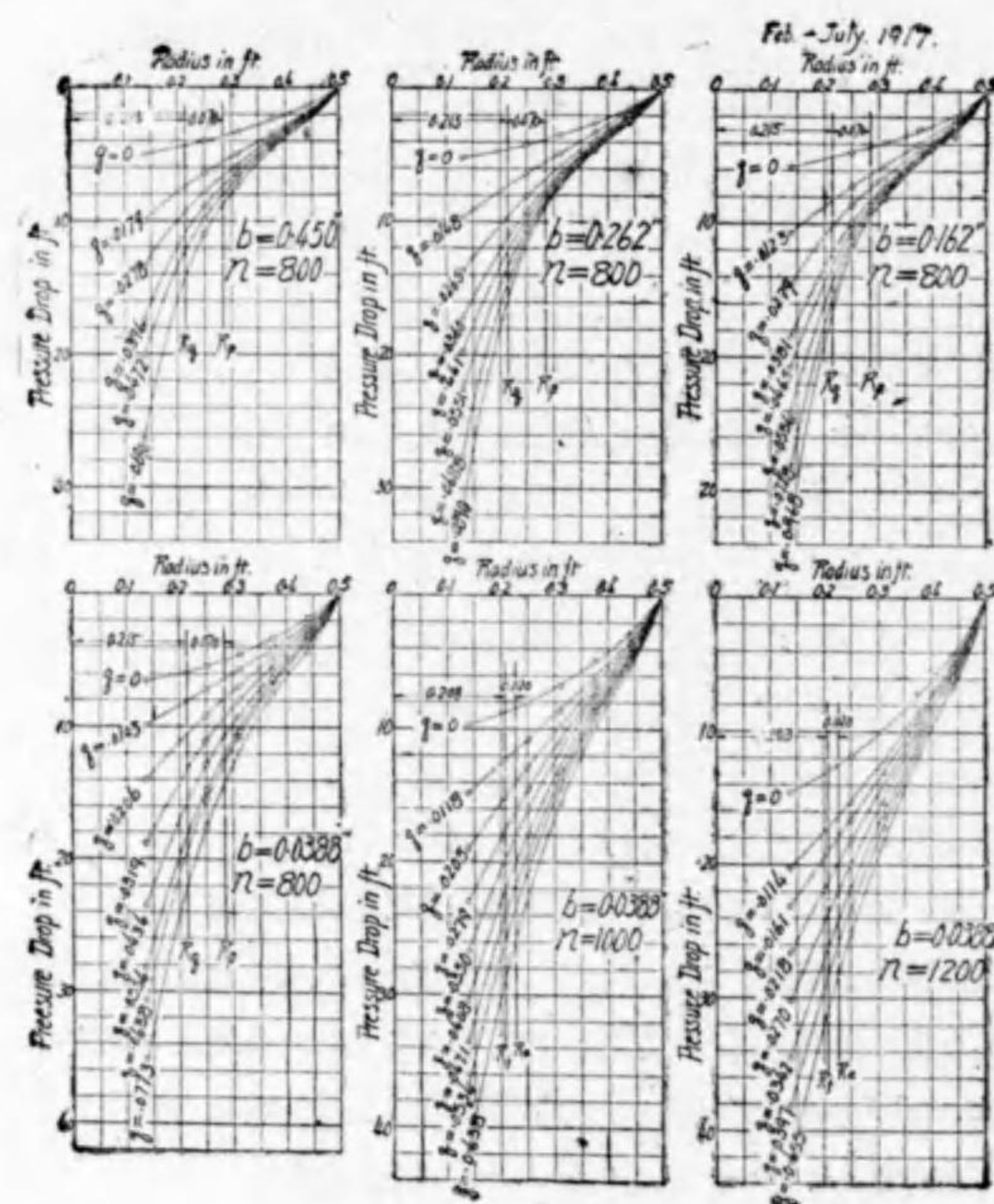
第 5 8 圖

及實驗的研究をなし東京帝國大學工學部紀要第十八冊第二號に載せてある。

(ロ)軸方向間隙に關する實驗。上述の紀要に於て鈴木助教授は比較的狭き軸方向間隙につき研究したる理論及實驗の結果を述べて居る。然し乍ら此實驗は内側より外方に向つて水を流して居るからポンプの場合とは反對の流れ方である。著者は九州帝國大學に於て十數年前第 59 圖の如き裝置を以て實驗をやつた。之は固定したる胴體の内に D_1 及 D_2 なる二枚の圓板を入れ其中間にある入口 I より水を供給する。此れは兩方の半徑方向の間隙を通過したる後 b_1 及 b_2 なる軸方向間隙を通りて O_A 及 O_B なる口より排出し其量を測ることとしてある。 b_1 及



第 59 圖



第 60 圖



b_2 の間隙に於ける壓力水頭の分布は A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 及 B_1, B_2, B_3, B_4, B_5 等の孔に於て測ることとした。其結果の一部を第 60 圖に示す。此實驗を行へる當時は英單位を使用するのが普通であつた。之をメートル式に換算するの暇なきを恕せられ度い。此結果より見れば $q=0$ 即ち水が圓板の外徑の方より内側に向ふて少しも流れざる時は (47) 式の m の値は殆んど 1 となる。即ち内外の壓力水頭の差は $\frac{1}{4} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ に合致する。

然れ共内方に向ふて流るる水量の増すに従ひ壓力水頭の低下は益々大なる。即ち水が流出すれば圓板の摩擦により十分に回轉運動を與へらるるの暇なく従つて遠心力の働きを殺がれ中心に近づくに従ひ壓力が甚しく低下することとなる。半徑 R_2 及 R_1' の間の側面間隙の壓力水頭の低下 H は實驗の結果より見て大凡そ次の如き形にて表はさるる。

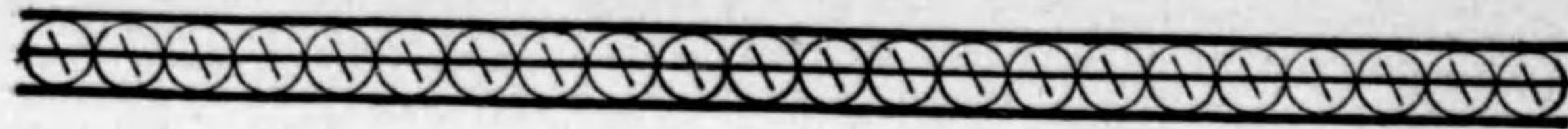
$$H = \frac{1}{4} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + S \frac{q}{b^{\frac{1}{2}}}$$

但し u_2 及 u_1' は半徑 R_2 及 R_1' に於ける周速度、 b は軸方向間隙の幅、 q は單位時間に間隙を通過する水量、 S は回轉速度及 q により多少變化する係数であるが此値は未だ如何なる形にて表せばよいかは研究が屆いて居らない。只此式と上記の實驗の結果と比較すれば少なくとも實驗の範圍に對する S の値は得らるる。而して此 H の値を (47) 式の $m \frac{1}{4} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ の代りに入ればよろしい。以上の實驗は常溫に於てなされたるものなるが故に溫度高き場合に對して相當の修正を要することは云ふまでもない。

以上述べたる實驗的數字を用ひて新しいポンプの漏水を計算せんとするならば例へば第 58 圖の如き間隙に對しては普通羽根車の回轉數は與へらるべきにより ac, CD, DE, 及 EF 等の異なる所の間隙に對して夫々漏水量と壓力低下との關係を曲線にて表はす。次に各水量毎に合計の壓力低下を求めて其値を曲線にて表はし此線より羽根車の出入口に於ける壓力差 $h_2 - h_1$ に相當する漏水量を求めればよろしい。

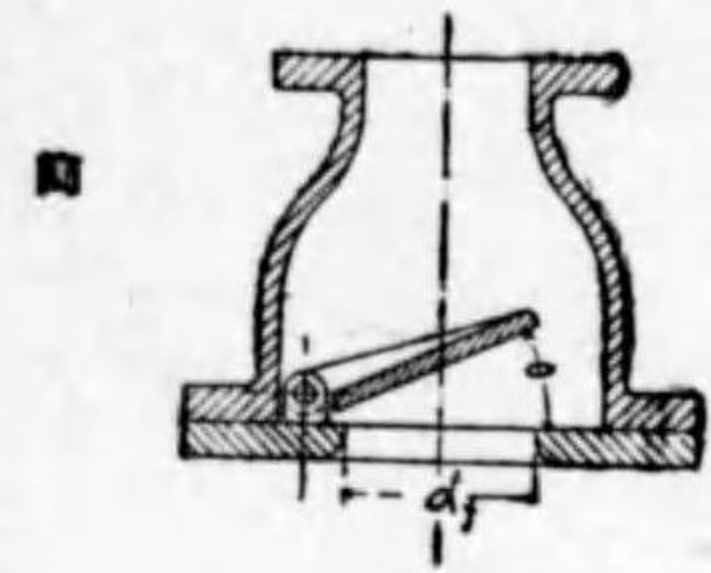
18. 底瓣の抵抗

底瓣はポンプ自身とは別個のものなれ共小型のポンプには殆んど漏れなく附屬する所のものであり然かも低揚程のポンプに對しては其抵抗は揚水場の効率の上に及ぼす影響大なることあるにより茲に記載する。何れの形の底瓣にしても揚水量極めて小なる場合は瓣は中腰の状態にある。即ち下より水の流の衝擊により押上げられ其力と瓣の重さと平衡する所にて自ら止まる所の位置を定むる。然れ共水量多くなれば其流れの勢が強くなりて瓣は全開となり其瓣及周圍が與ふる所の水路の形により夫々異なる水抵抗を與ふることとなる。



著者が大正三年頃九州帝國大學の水力實驗室に於て行ふた底瓣の抵抗に關する實驗は恐らく此種の實驗の唯一のものであらう。而して實驗の結果最も抵抗の少なきは第 16 圖又は第 61 圖に示す如き蝶番型のものである。

菌型のもは未だ歐米の一流ポンプ屋にて使用する所もあるけれ共甚數抵抗大であつて用ふべきものでない。實驗の詳細は機械學會誌第四十號(大正四年九月)



第 61 圖

X_r = 底瓣の抵抗を水頭 m にて表はしたるもの、 c_r = 瓣坐の開き d_r を通過する時の流速 m/s 、而して又瓣が全開に達せず中途に浮いて居る時の抵抗 X_r' は

に記載してあるが其結果だけを述べれば次の如くなる。第 61 圖に於て瓣が全開したる場合の抵抗は瓣の重量に無關係となり

$$X_r = \frac{0.727 - 0.502 \sin \theta}{\sin \theta - 0.061} \cdot \frac{c_r^2}{2g} \dots \dots \dots (50)$$

なる形にて表はさる。此式に於て

$$X_r' = \frac{32.5W^{\frac{3}{4}} - 0.502c_r^{\frac{3}{2}}}{c_r^{\frac{3}{2}} - 2.7W^{\frac{3}{4}}} \cdot \frac{c_r^2}{2g} \dots \dots \dots (51)$$

W は瓣の單位面積當りの重量である、普通の底瓣では W の値は 0.15 乃至 0.20 kg/cm^2 位となるであらう。(51) 式にて計算したる X_r' が (50) 式の X_r より小なる間は瓣が全開に至らざる事となり、 X_r の方が X_r' より小となれば瓣が全開の位置に達したる事となるにより X_r が實際の損失水頭となるべきである。

以上の實驗の結果より見れば底瓣の抵抗は 0.1m 内外となすことは困難でない。若しこれ以上の抵抗の底瓣があるとせば之を改造する方がよろしい。猶又底瓣の下には塵除けを置くのが普通で之は鐵板に孔又は溝を多數に穿つのである。此面積は少々の塵が取ついても大丈夫の様に十分に大になすべきであるが試に此抵抗をも測つて見た。其結果として孔を通過する時の流速を c_m とせば $\frac{c_m^2}{2g}$ の 85% は損失となると見てよろしい。若し底瓣の面積を吸込管の面積と同一と取るならば塵除の孔の面積の合計は底瓣の面積の 3~4 倍となる様にすれば塵除を通過する爲めの水頭損失は殆んど問題とならぬ程小さくなる。



第五章 羽根車の中の水の流れに關する實驗

19. 實驗の重要性

既に述べたる如く羽根車の中の水の流れの状態は事實甚だ複雑で壓力や速度の分布が如何になつて居るかが只想像するだけでは之を定むることは不可能である。然れ共金屬性の胴體の中で而かも又金屬板にて挟まれたる羽根車が高速度で回轉する場合其中の水の流れの状態を肉眼を以て直視することは絶對不可能である。羽根の數が無數にある場合の理論上の方程式に對し實際と合せる爲め然るべき係數を乗じて壓力計水頭を求むるとか或は甚だしきは $\frac{u_2^2}{2g}$ に或る係數を乗じて壓力計水頭となすが如きことは豊富なる材料を有するポンプ製造者に取りては定まれる形式のポンプを製作する場合の計算として何等不都合なかるべきも甚だしく非科學的取扱に屬すると謂はざるを得ない。又形式の異なるポンプの設計となれば如何に從來の實驗材料を應用すべきやに就いて甚だしき不安を感ずることとなる。故に今日まで學者が屢々羽根車の中の水の流の實體を極めんとして種々なる實驗を試みた。其内數個のものを次に紹介する。

20. J.A. Smith の實驗

此種の實驗の最も早きものの一つで 1902 年即ち今より 30 年前に英國でやつたのである。之は第 62 圖に示す如き圓板に羽根の形の如きものを作り二枚の硝子板の間に挟みて中央より



第 62 圖

水を供給しつつ回轉せしめた。水が如何なる状態で羽根の面に添ふて流るるかを外から覗いたのである。覗く方法としては之を暗室に置いて極めて短時間だけ燈火を點じたとすれば殆んど羽根が動かぬと見てよろしい状態を見ることが出来ることとなる。よつて羽根に添ふて流るる水を強き光線を以て照らして置き極めて細い溝のある板を適當に取付け之を通して覗くならば



連続的に静止に近く見ゆる様なるものが眼に映ることとなる。第 62 圖 A·B·C は以上の如き方法にて見た所の水の流れ方である。A は羽根なくして單に外方に開きたる孔から吐き出されたる水の通路を示し B は一枚だけの半径方向の羽根のある場合の流れ方を示す。C は二枚の羽根の間に密閉せる溝が出来て居るけれ共やはり羽根の表面になる方だけに水が添ふて流るる事を示す。

21. H. Oertli の 實 驗

瑞西の Oertli 氏は 1923 年に頗る有益なる實驗を行つた。此實驗に於ては羽根車は一方だけに側板を有し之と羽根とを同一鑄物となす。而して此羽根と羽根との間の溝に於て羽根の幅の半分位の短き管を側板内面の所々に植えつけ、之等を側板に巧に穿ちたる孔と連絡して其尖端より染料を出すことの出来る様にしてある。而して羽根に側板のなき方の固定外圍の一部分を硝子張りとなし、此所より強き光線を當て回轉軸に寫眞機を取つて羽根車と共に回轉しつつ寫眞を取り得る装置としてある。

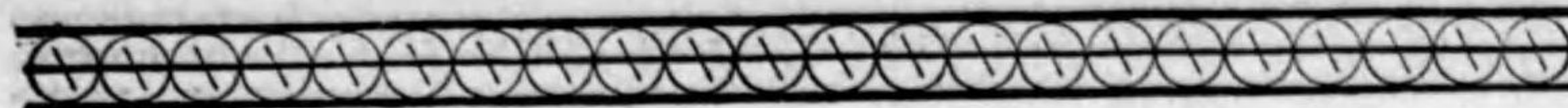
これによれば羽根の内の關係速度の方向を見ることが出来る譯である。第 63 圖は其寫眞の



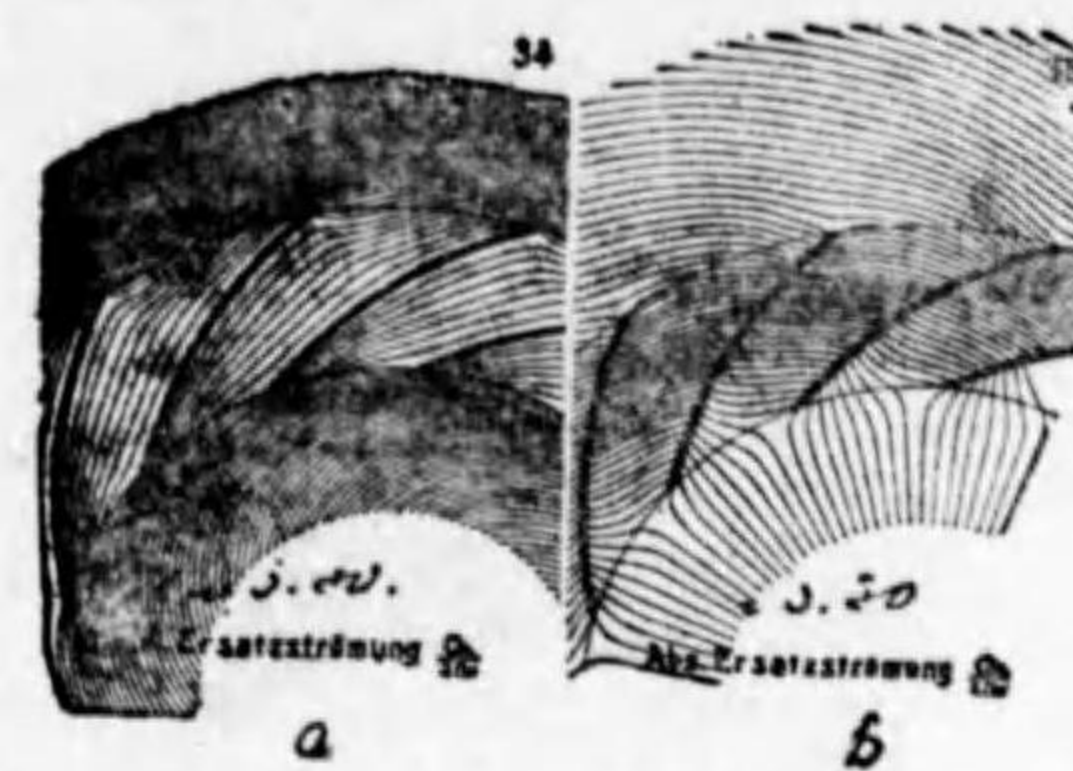
第 6 3 圖

一例である。羽根車の直徑 400 mm, 幅は一定にて 40 mm あるに對し此寫眞の

- a は $Q=24.3$ l/s $n=89.4$ (n =毎分回轉數)
- b は $Q=24.5$ l/s $n=43.7$
- c は $Q=12.0$ l/s $n=44.3$
- d は $Q=12.2$ l/s $n=91.5$



に相當する。然して $Q=25.0$ l/s, $n=92.6$ は此ポンプの設計に與へられたる條件である。されば a 及 c は略正常状態に於ける水の流れの方向を示し b は正常状態の殆んど二倍の水量が通過する場合であり、d は逆に正常水量の二分一が通過する状態である。而して此等の寫眞と外に羽根車に入る前と後に於ける流れの方向を固定臺の上から寫眞を取つたものとを組合せ線圖としたるもの一例は第 64 圖である、之は正常状態の $\frac{1}{2}$

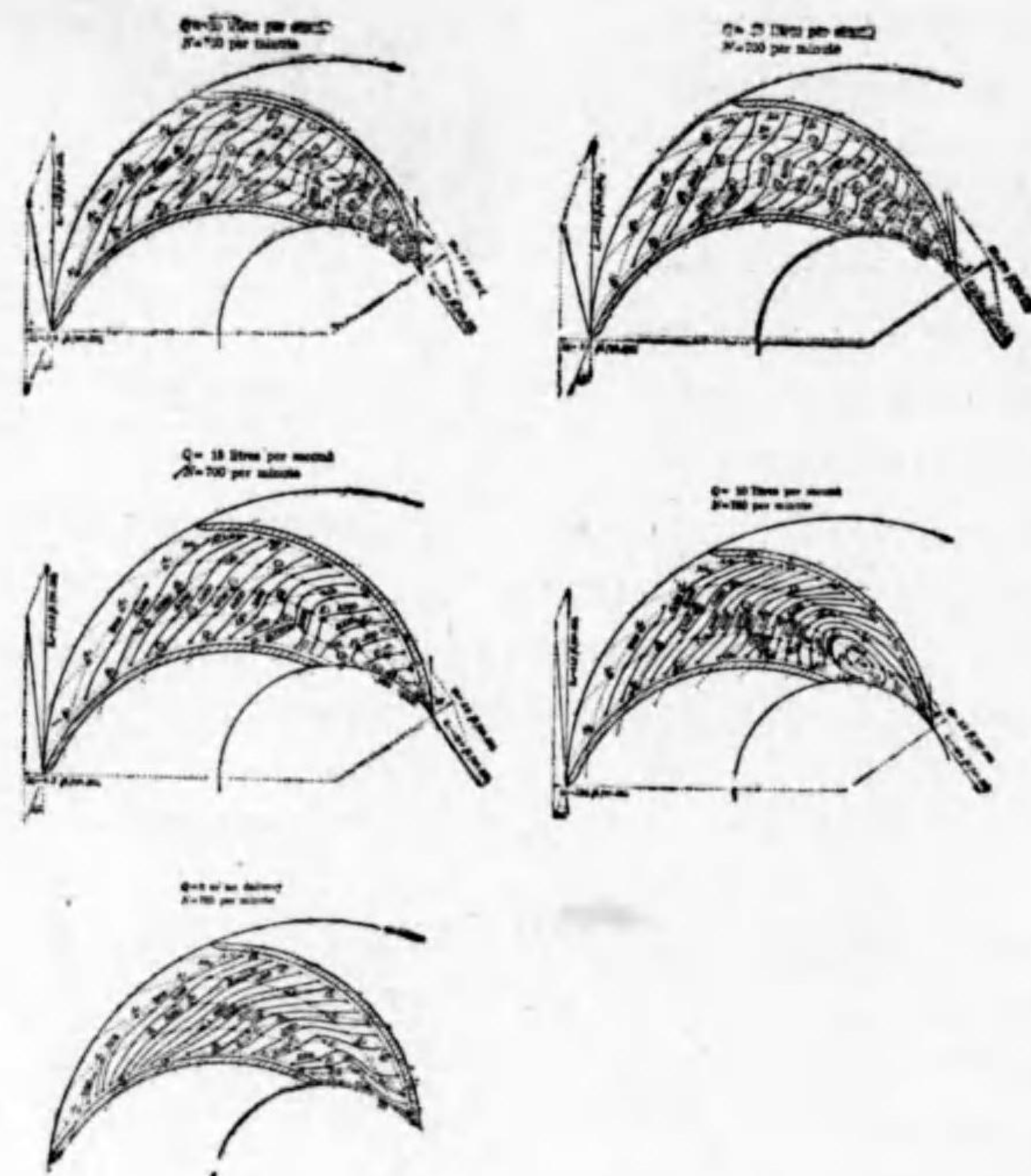
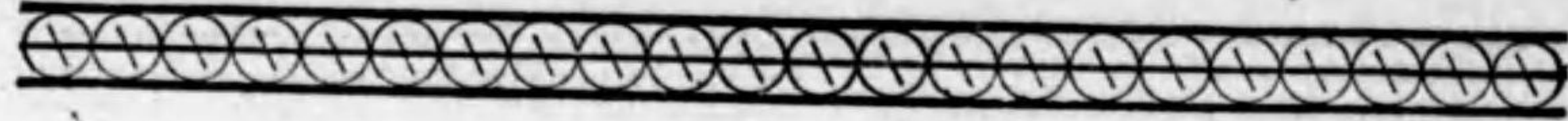


第 6 4 圖

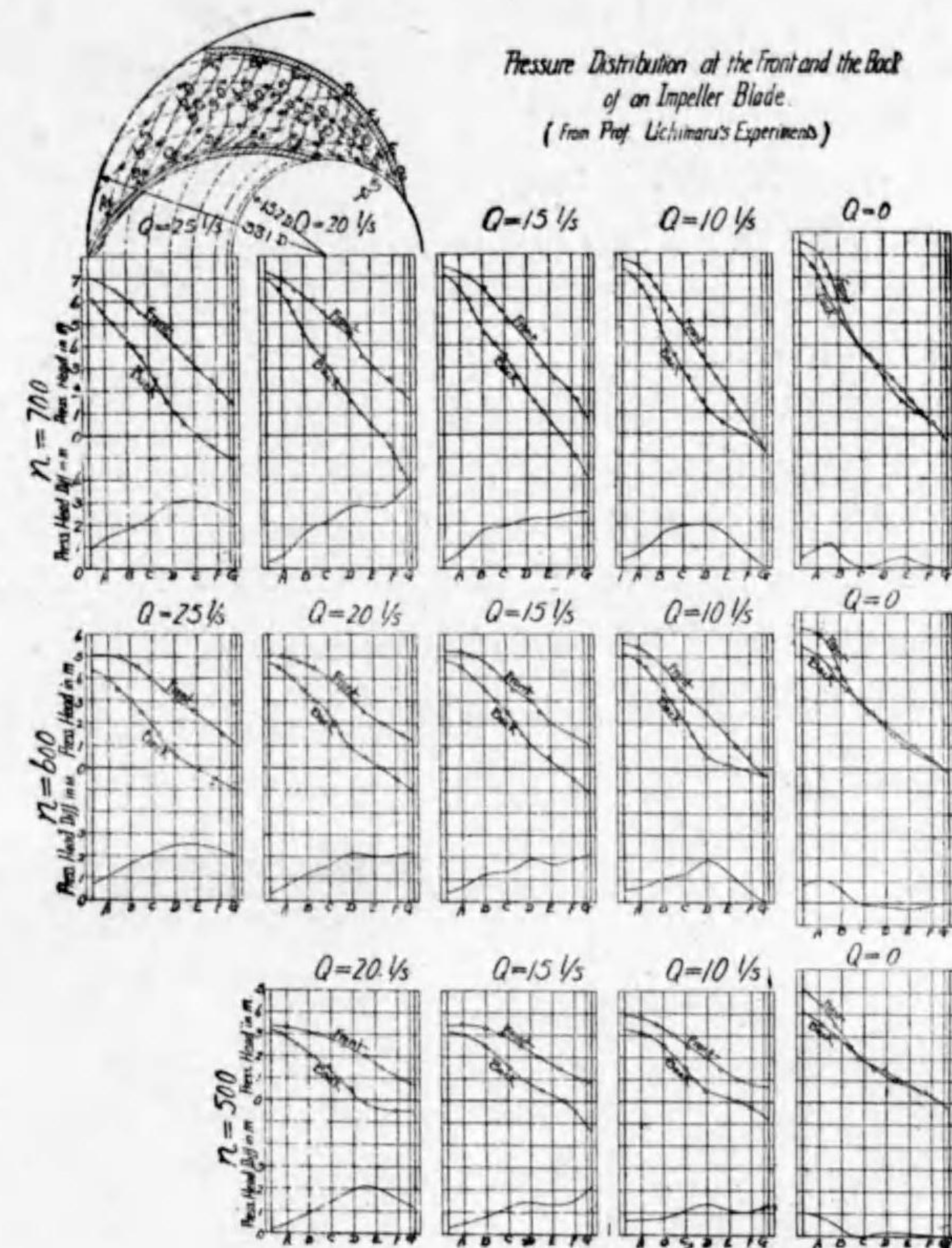
の水量が流るる時の流線を示すものであるが a は羽根車に對する關係流動の状態であり b は羽根車の内外に於ける水の流れの絶對流線である。之れによりて見れば此水量が通過する場合に於ては羽根車の入口に於ては羽根の裏側より多く水が入り出口に於ては表側よりのみ水が繰出され裏側の方には寧ろ逆に案内室より羽根車の方に流れ込む形勢を示して居る。

22. 内丸博士の實驗

大正十四年(1925)東京帝國大學の内丸博士は羽根車の羽根と羽根との間の溝の壓力分布に關する實驗を行つた。側板の内側に多數の孔を穿ち之を一つ一つ交替に側板より軸の中心を経て外に導き壓力計に繋ぎ回轉數と水量とを變化せしめつつ記録を取つた。之れを纏めたもの一部は第 65 圖に示されてある。圖中の不規律なる線は等壓線を示すものである。此圖にて明かなる如く羽根の表と裏とでは同一半径の上では壓力の差可なり大きい。然も入口の近くにて特に甚しく、出口の附近では其差少なくなる。此壓力差を半径線上に表はして見たのが第 66 圖である。第 11 節の(21)式に取れるが如く、羽根の兩面の壓力差は之を半径線上にて測つた時に $w \Delta h b$ が均等となる様なものではないことは明かである。併し乍ら此第 66 圖の壓力分布圖より羽根の半径線上で $w \Delta h b \cdot b x \cdot r$ なるものを精密に計算し之により羽根車に働く所の動力を求めれば可なりよくポンプの有効馬力と合致する。第 65 圖にて水量の小なる時に入口附近に起る壓力分布は水量の多き時と比べて特別に差異がある。之れは羽根の入口の附近に一種の渦流が起つて居る爲めである。



第 6 5 圖



第 6 6 圖

23. K. Fischer の 實 験

1931年 K. Fischer は獨逸ミュンヘン工業大學の水力實驗室に於てやはり羽根車の中の水の流れにつき研究をやつた。大體 Oertli の實驗と同じ様に一方だけに側板のある羽根車を作り側板のなき方の外匣の蓋は硝子張りとなし外より見える様に作つてある。

而して第 67 圖の如く A 及 B より染料を送り出すことの出来る様にしてある。斯くして羽根車に水を通せば水の流の停頓する所に染つた水が残ることとなる。此状態を強力なる電光を當て乍ら早取寫眞に取つて居る。用ひたる羽根車は外徑 280mm で回轉數は毎分 250 乃至 450 であるからポンプとしては可なり遅いものである。第 68 圖は B からだけ染料を出して居る場合で水量は略正常量である、此寫眞によれば出口の裏面には幾分の無駄溜が出来て居る。第 69 圖は水量を約半減したる時の状態で羽根の表面に近き所はよく水が流れ裏面の方は可なり無駄溜が出来て居り又緩かなる流れとなつて居ることを示す。斯の如き寫眞を多數に取りて水量の多寡により如何に羽根車の中の水の流れ



第 67 圖



第 68 圖



第 69 圖



第 70 圖

方が變るかを推斷してある。第 70 圖は其一例であり陰を附したる部分は流れの停頓する無駄溜の個所であると見て居る。或は少なくとも速さが可なり鈍くなつて居る所である。

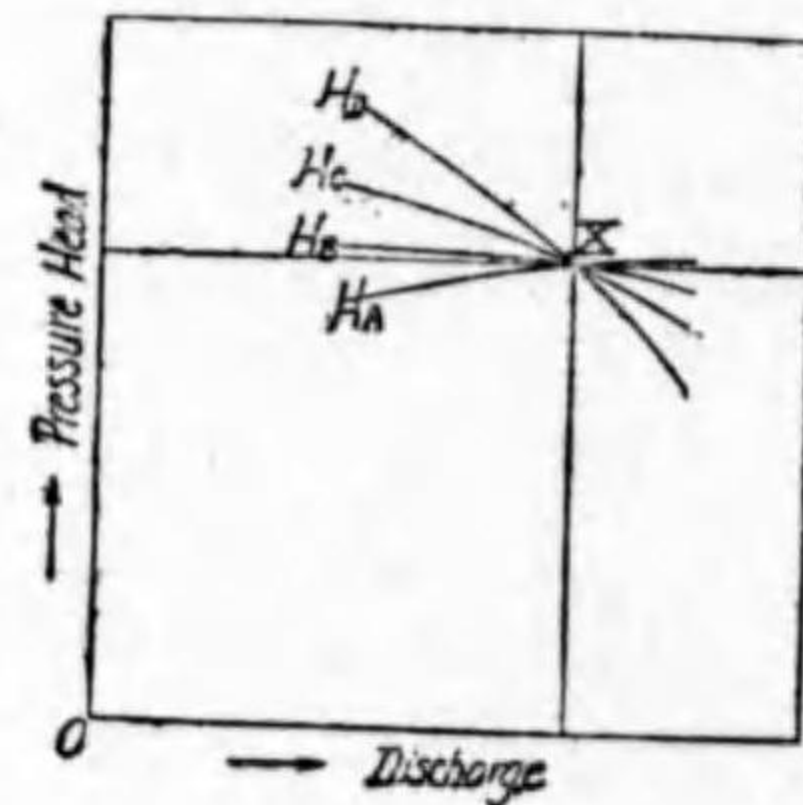
24. 著 者 の 實 験

著者は九州帝國大學水力實驗室に於て大正三年頃より渦巻ポンプに関する特殊の實驗を始めた。而して横濱高等工業學校に轉じてからも同様の實驗を繼續した。其間もとより實驗は相當中絶したこともある。其實験の要點とする所は羽根車から繰出さるる水の平均方向と平均壓力とを見出すことであつて、之により可なり羽根車の働きを細かく分析することが出来るのである。羽根車から出る水の壓力、速度及其方向は羽根の裏面により可なり差異あるけれ共之れは案内室に入りて間もなく平均せらるるものである。而して其平均したる流れは案内室に入りてより對數曲線を畫いて進むことは既に論じた通りである。第 71 圖は案内室の入口の部分を示



第 7 1 圖

すもので其幅は羽根車の幅と全く等しく作つたとす。羽根車の出口に近き圓周に A, B, C 及 D 等の孔を穿ち之等を壓力計に繋いで壓力を測る。或る一つの與へられたる回轉數と揚水量とで運轉する時に案内羽根なくして只案内室のみなる時には A, B, C, D 等の壓力は皆等しくなり略羽根車の出口の壓力を示す。若し案内羽根の入口の曲線が水の流れる方向と合致するならば案内羽根があつても無き場合と同様で A, B, C, D 等の壓力に變化を及ぼすべき筈がない。故に此場合此等の諸點の壓力は全く相等しくなる。即ち第 71 圖 b の場合に相當する。若し水量が以上の場合より減すれば羽根車の出口の絶対速度の傾斜角は小になるから水は案内羽根の前面に突き當り裏面からは離れるから第 71 圖 a の如き状態となり孔 A の方は壓力が落ち孔 D の方は高くなる。次に水量が多過ぎる場合には第 71 圖 c に示す如く流れは案内羽根の裏面に突き當り表面の方では羽根面と離れて渦流を生ずるから壓力は A の方が高く D の方が低くなる。よつて羽根車を通る水量を變化したる場合 ABCD 等に於ける壓力の變化の状態を曲線圖にて表せば第 72 圖の如くなる。 $H_a, H_b, H_c,$ 及 H_d は A, B, C 及 D に於ける壓力水頭を表はす。而して第 71 圖 b の如き状態にある時は此等の曲線は一點に交はることになる。即ち X 點に相當する場合である。此 X 點が生ずる場合の水量と壓力水頭とが測定せらるるならば次の諸項が計算せらる。



第 7 2 圖

- (a) 案内室に於て孔 A, B, C, D 等のある所の半径を r_3 とし、幅を b_3 とし猶此所より先きの方に案内羽根の尖端があるとすれば案内室の入口の輪狀面積は $2\pi r_3 b_3$ であるから此面に直角の水速 c_{3r} は $\frac{Q}{2\pi r_3 b_3}$ となる。
- (b) 案内羽根は對數曲線を以て作られ其角は α_{33} であるとすれば r_3 に於ける絶対速度は



$c_3 = \frac{c_r}{\sin \alpha_{33}}$ にて表はさるる。

(c) 此 r_3 に於ける壓力水頭は壓力計にて計らるるにより此點と吸込口との水頭の差 H_3 は容易に知らるる。而して吸込口に於ける速度水頭 $\frac{c_3^2}{2g}$ も其斷面積及水量により計算せらるるから案内室の入口に於ける總水頭は $H_3 = H_3 + \frac{c_3^2}{2g} - \frac{c_3^2}{2g}$ として計算することが出来る。故に案内室の入口に於ける水馬力は

$$\frac{Q \times \left(H_3 + \frac{c_3^2}{2g} - \frac{c_3^2}{2g} \right)}{75}$$

となる。

(d) 前に述べた通り案内羽根があれば其尖端に抵抗がありて餘分の動力を吸収する。此損失に案内羽根のある時となき時と比較して直ちに得らるる。

S.H.P.(軸馬力) - M.L.(軸受等の機械的損失馬力) - D.F.(圓板摩擦による損失馬力) - G.L.(案内羽根尖端の爲めの損失馬力) は羽根車を通る水に與へる正味馬力である。

漏水 q は側壁の壓力等を測りて第 17 節に述べた方法により推定することが出来る。されば上の正味馬力に $\frac{q}{Q+q}$ を乗じたるものは漏水の爲めに損する所の馬力である。上記 M.L. 及 D.F. は羽根車の出入口及案内室の入口を薄き板を以て包み水中にて回轉せしめて實測することが出来る。勿論此包みたる面に対する修正は必要である。

(e) 上の正味馬力から漏水の爲めの損失馬力を減ずれば、繰出し水に與へたる有效馬力となる。

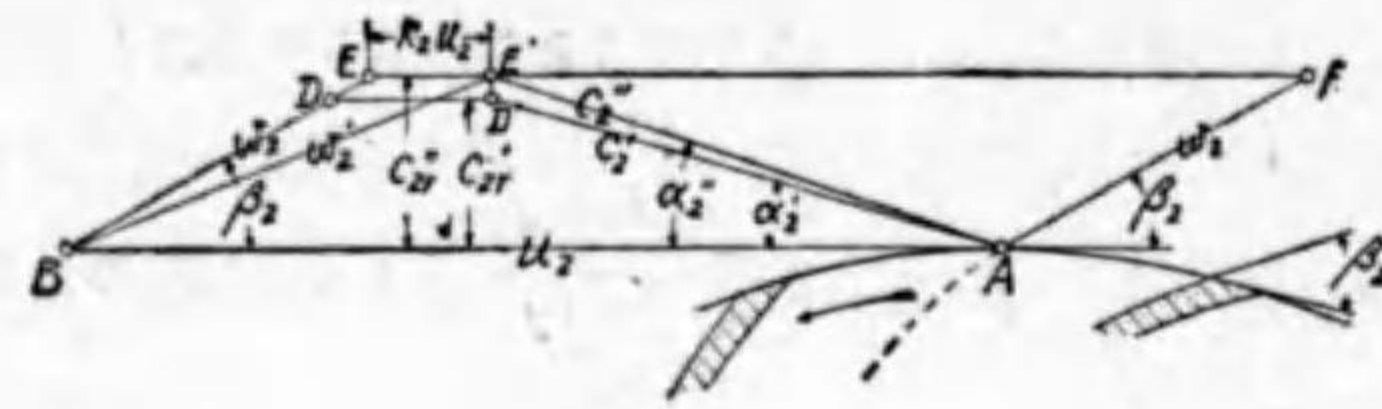
(f) 此有效馬力と (e) 項の案内室入口に於ける水馬力との差は吸込口から案内室の入口までの間の摩擦、渦流等の爲めの損失馬力となる。

(g) r_3 に於ける半径方向の速度 c_{3r} が分つたとすれば案内室の入口 r_2 (羽根車の出口と極めて接近したる所) に於ける半径方向の速度 c_2 は半径に反比例するから $c_2 = c_{3r} \frac{r_3}{r_2}$ 、而して對數曲線により水が流るとせば $\alpha_{22} = \alpha_{33}$ となるから此案内室の r_2 に於ける絶対速度 c_2' は

$$c_2' = c_3 \frac{r_3}{r_2}$$

となる。

(h) 次に羽根車の出口に就て考ふるに案内室を通過する水量は Q であるけれども羽根車の方では $Q+q$ である。又羽根の厚みがあるとすればそれだけ面積が減ぜられる。よつて此所の半径速度 c_{2r}' は可なり大きなものとなる。即ち $c_{2r}' = \frac{Q+q}{\text{羽根車の出口の圓周上の有效面積}}$



第 73 圖 外口の速度線圖

此等の速度の線圖を畫くには第73圖に示す如くする。AB を u_2 に取り A 及 B にて羽根の出口の角 β_1 を取り AF, BE を引く。 c_2' は前項に述べたる通りであり、 α_2' は α_{22} に相當する。DD' を AB に並行に此距離を e_{2r}' に等しく取る。又 EE' を AB に並行に其距離を e_{2r}'' に等しく取る。而して D'E' を DD' に垂直に引く。然れば $\overline{AE'} = c_2''$ は羽根車の出口に於ける平均の絶対速度であり α_2'' は其圓周となす角度である。ABEF は羽根數無限大なる時の速度線圖であるから $EE' = k_2 u_2$ は圓周上の滑り速度となる譯である。

(i) (e) に述べたる有効馬力から羽根車が單位重量の水に與へたるエネルギー即ち理論水頭 H_{th} を計算することが出来る。

(j) 理論上の方程式

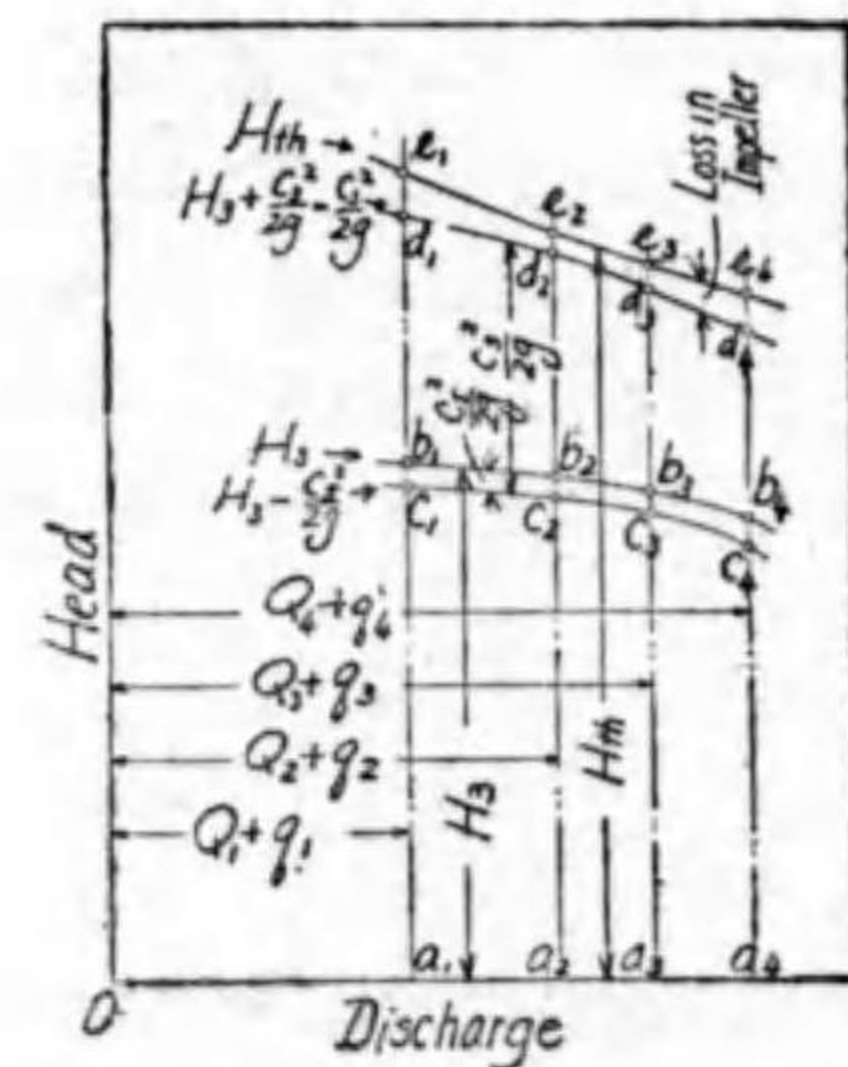
$$H_{th} = \frac{u_2 c_{2t}'' - u_1 c_{1t}'}{g}$$

の H_{th} と $\frac{u_2 c_{2t}''}{g}$ とが分かれば $\frac{u_1 c_{1t}'}{g}$ が分かる。

即ち c_{1t}' が分かるから入口に於ける捻れの程度も判明することになる。

(k) 案内室の入口に於ける壓力及速度水頭が分るとすれば案内室の効率も容易に計算することが出来る。

以上の如くにして得らるる所の値の一部を圖解するならば第 74 圖の如くなる。之はポンプを一定の回轉數にて運轉し揚水量を變化せしめたる時に H_{th} , H_3 , e_3 , e_3' , g 等を測り其關係

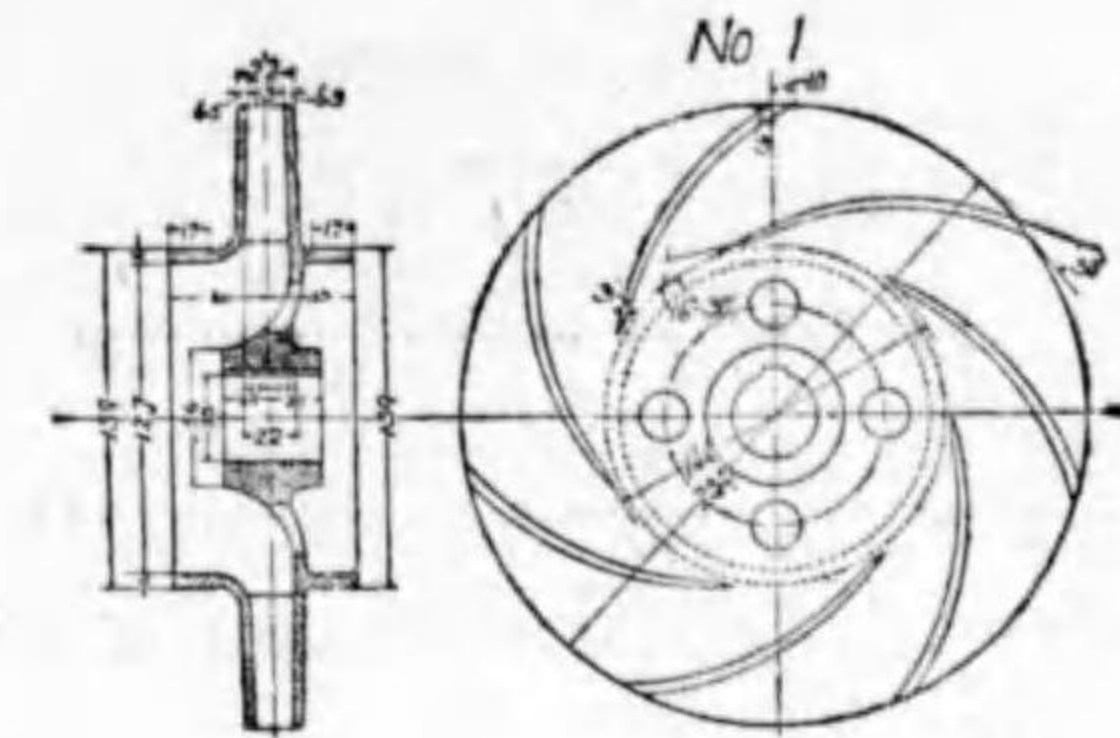


第 74 圖



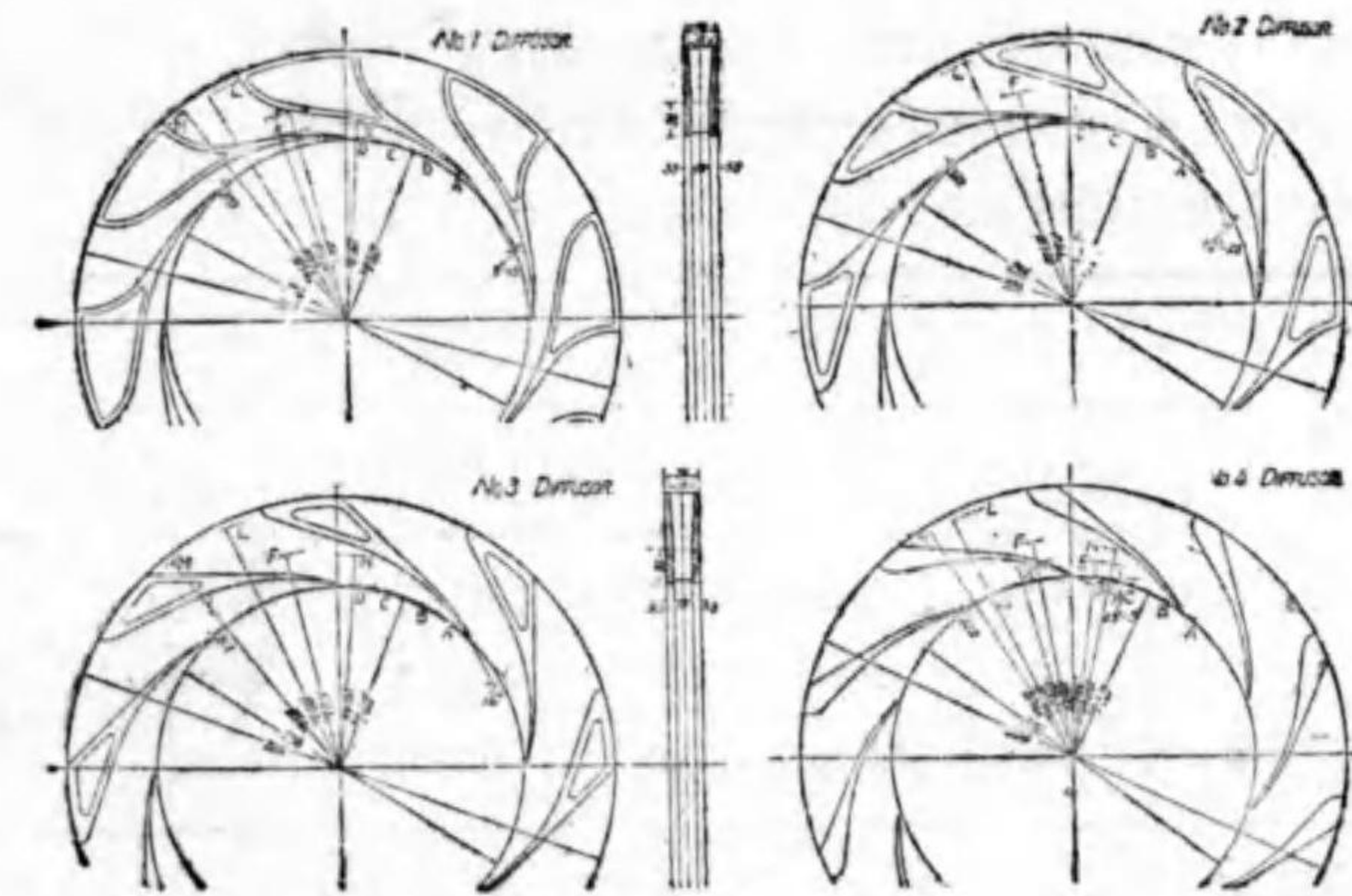
を表はしたものである。

著者の實驗に供したるポンプの一は口徑 127mm のものなるが其第一號羽根車は第 75 圖の如きもので $\beta_1 = 30^\circ$ で羽根の出口は平になつて居る。又案内羽根は四種で α_{23} の値はそれぞれ $8^\circ \sim 15'$, $12^\circ \sim 25'$, $16^\circ \sim 0'$, $23^\circ \sim 5'$ である。此外に羽根なしの案内室をも使用して居る。而して此等の羽根車や案内羽根を用ひて實驗した結果を一所に纏めて見れば第 77 圖の如きものとなる。



第 75 圖 127mm ポンプ用羽根車

。圖中 ①②③④ と符號したるは第 72 圖の X 點に相當し○の内の數字は案内羽根の番號で



第 76 圖 127mm ポンプ用案内羽根

あるから此等の點に於ては案内室の入口の水の流の方向はそれぞれ上記の角度に相當することを意味するものである。猶此材料により種々なる事項を探究出来るのであるが設計上最も參考となるべき出口の滑り速度 $k_1 u_1$ の k_2 の値は大凡次の如き實驗式にて表はさる。



$$k_2 = k_{20} + (\lambda \cot \beta_2 - 1)^2 + \sigma \frac{C_{ar}}{u_2} \dots \dots \dots (52)$$

而して

$$k_{20} = \epsilon \pi \frac{r_2^2}{ZS} \dots \dots \dots (53)$$

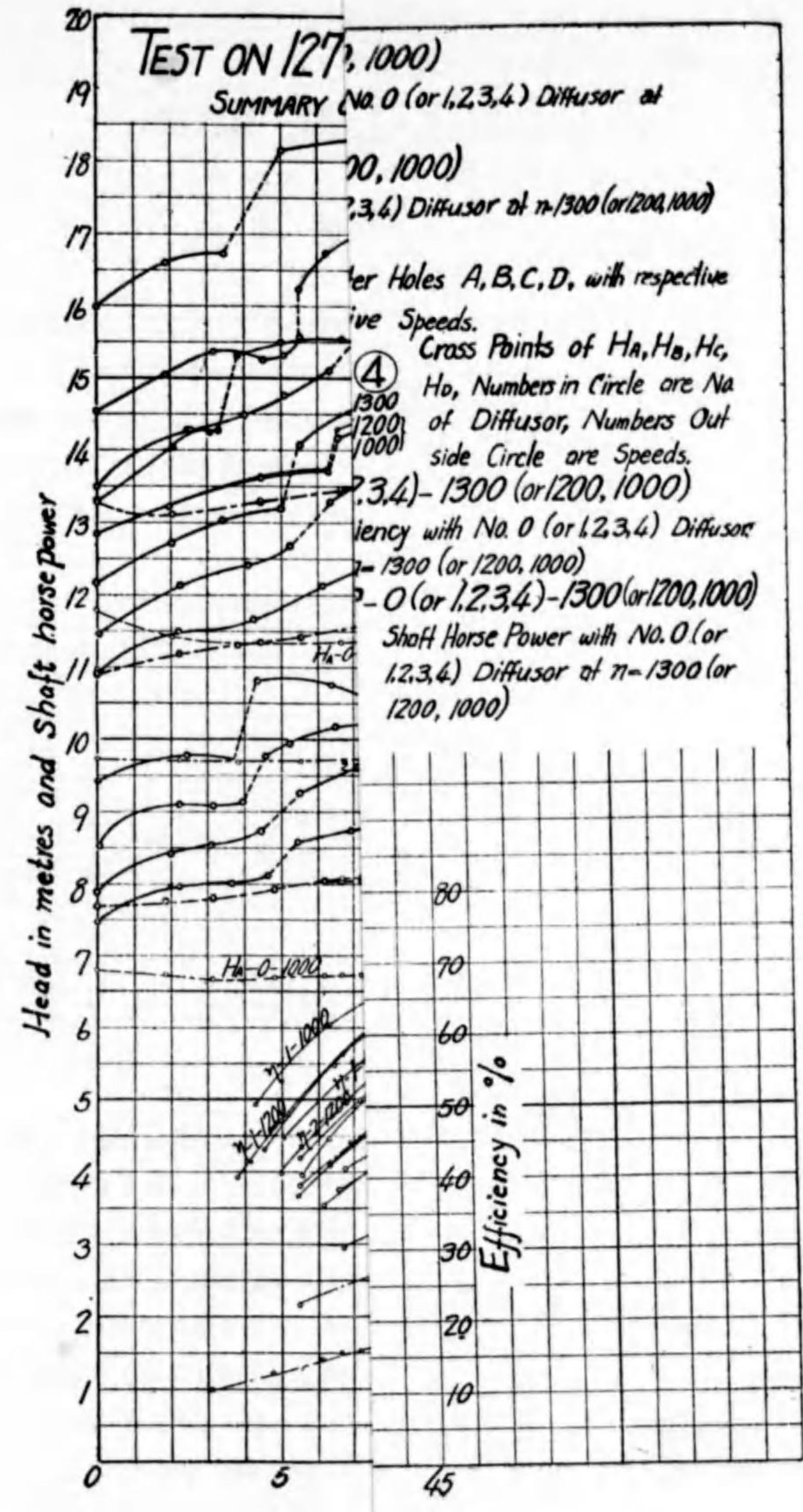
Z 及 S は (23) 式に用ひたると同意味の表はし方である。ε は羽根の形が相似のものであれば定数である。λ は羽根の形特に其出口の形により異なる所の係数、σ は主に羽根数によりて變る係数である。

實驗に用ひたる羽根車は上記の 127 mm ポンプにありては第 75 圖のもの外に β₂ が 20° 及 35° の二種あり。猶此等の羽根の出口の尖端を平にしたるものと裏面に丸みを附したるものを作り、又羽根車の出口の方にだけ羽根の長さの約半分ものを羽根と羽根との間に加へたるものをも作つて見た。

他の一つのポンプは兩側吸込の型の羽根車にて外徑 17 ¹/₂、出口の幅 1 ³/₂ のものであつた二つの羽根車を作つたが β₂ は何れも 31° で只羽根の彎曲を變へて作り、猶一つは羽根の出口の裏側に丸みを附した。又之にも半枚羽根を取付けて試驗をやつて見た。而して此等のポンプにて試驗した結果上式に對する係数は次表の如くになつた。

	羽根の先、平		羽根の先、裏に圓み附		半羽根附加羽根先、平		半羽根附加羽根先、圓み附	
	127mm ポンプ	8"ポンプ 第一羽根	127mm ポンプ	8"ポンプ 第二羽根	127mm ポンプ	127mm ポンプ	8"ポンプ 第二羽根	
ε	0.157	0.157	0.153	0.117	0.117	0.117	0.117	0.103
λ	-0.14	-0.14	-0.21	-0.21	-0.14	-0.21	-0.21	-0.21
σ	+0.06	+0.06	+0.06	-0.06	-0.10	-0.10	-0.10	-0.02

もとより此等の數字は萬能的に何れの羽根車にも適用せらるべきでないけれども少くとも計算上の一の參考資料とならうと思ふ。水が羽根車に入る時 α₁ が 90° ならず幾分か車の廻轉方向に捻ぢられるのが普通である、故に σ_{1a} なる分速度が生ずる之を k₁u₁ と置く。k₁ の値はポンプの入口の構造、回轉數等により異なる數値を與ふるのが當然であらう。此實驗にては 127 mm ポンプに對しては平均 0.072、8" ポンプに對しては平均 0.127 となつて居る。



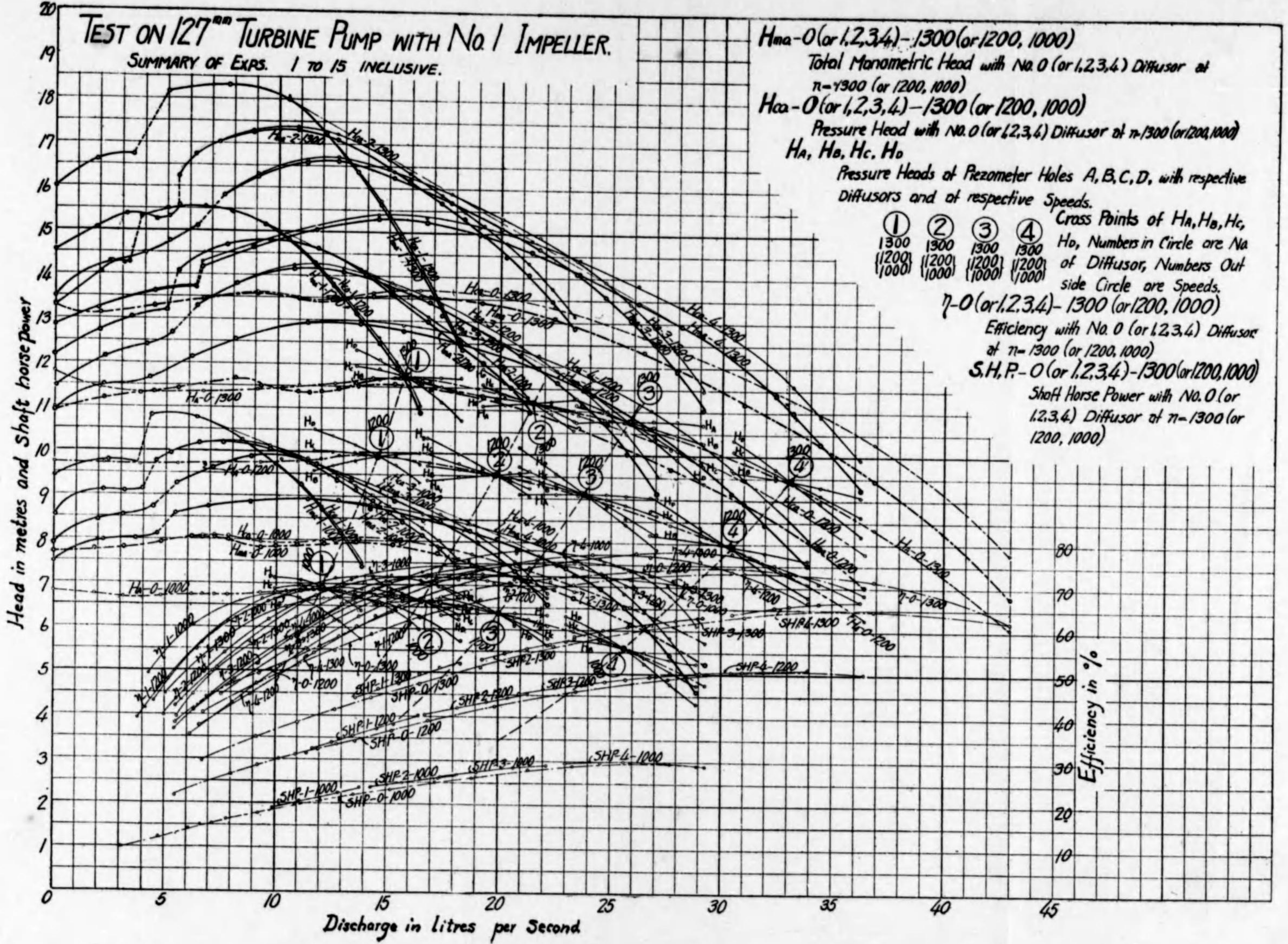
(52)

(53)

羽根の形が相似のものであれ
 係数 σ は主に羽根数によりて
 75 圖のもの外に β_2 が 20°
 と裏面に丸みを附したるもの
 を羽根と羽根との間に加へた
 口の幅 $1\frac{3}{32}$ のものであつた
 作り、猶一つは羽根の出口
 へて見た。而して此等のポンプ

半羽根 附加 羽根先 圓み附	
127mm ポンプ	8" ボンプ 第二羽根
0.117	0.103
-0.21	-0.21
-0.10	-0.03

きでないけれども少くとも計
 は 90° なら半分が車の廻轉方
 を $k_1 u_1$ と置く。 k_1 の値はボ
 ンプであらう。此實驗にては 127
 mm となつて居る。



第六章 渦巻ポンプの一般的性能

25. 回転数一定なる時の性能

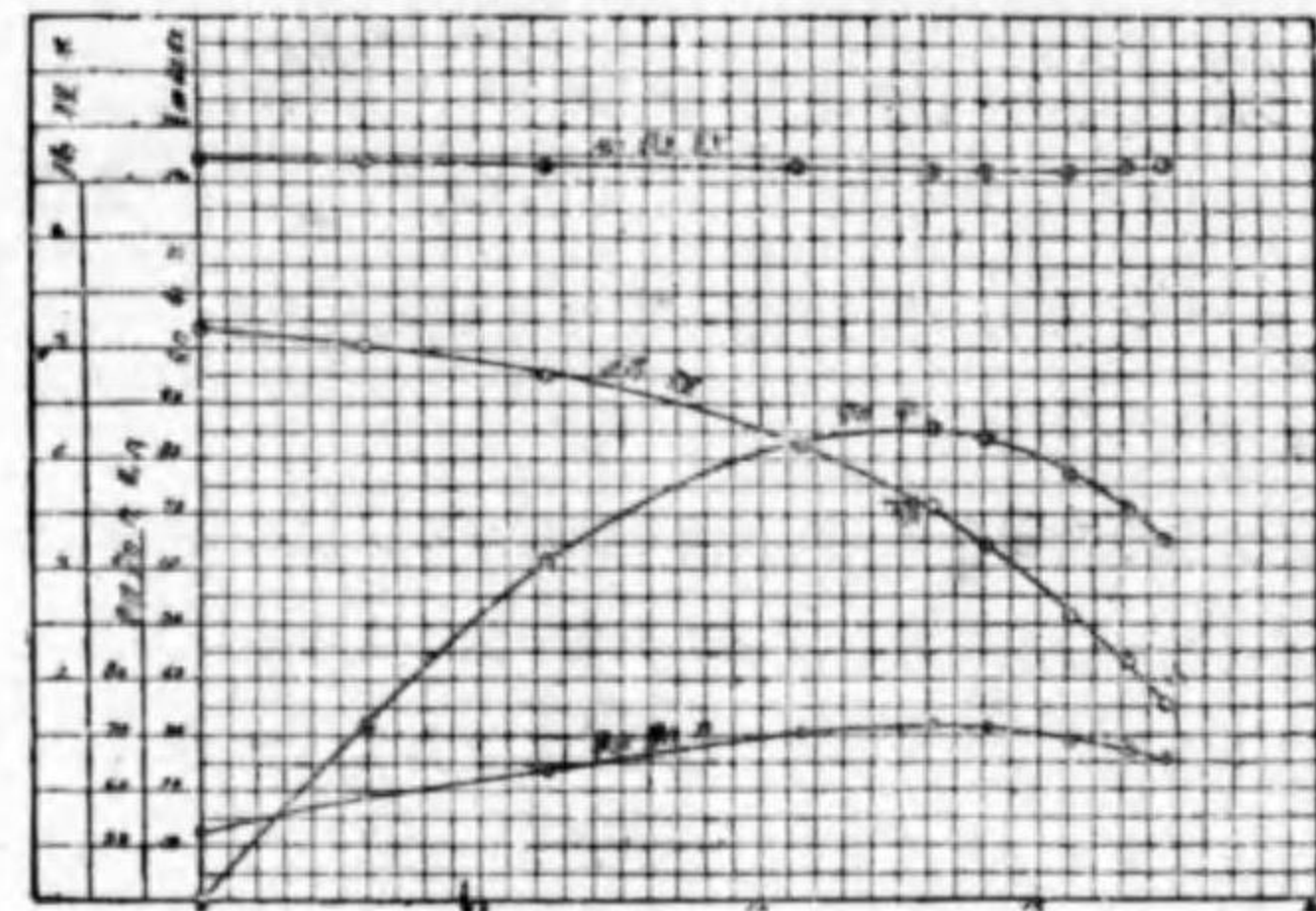
ポンプを運転するには多くの場合交流電動機を使用する。故に其連結方法は直結、調革掛何れにしてもポンプの回転数は荷重の大小に關せず略一定のものとして差支ない。只揚水量が増して電動機の荷重が重くなつた場合は無荷重の場合に比して4~5%位遅く廻るだけのことである。因つてポンプを實驗する場合にても回転速度を一定に保ち、揚水量を變化せしめたる時に揚程、所要馬力、効率等が如何に變化するかを見ることが普通である。第78圖は其一例である。



第 7 8 圖

これは速度一定にあらずして電動機の荷重増すに従ひ少く遅くなつて居るけれども試験に表はれたるものを其儘記入してある。嚴密に取扱ふ場合は後に述ぶる如き方法により之を回転数一定の場合に修正する方がよろしい。何れにしてもポンプの出口につけてある絞り弁を調節して揚水量を0より漸次増加するとせば普通タービンポンプに於ては揚程は一旦増加したる後漸次に低下する。軸馬力は漸次に増加し設計の水量を超過してから増加が停止するか減少するならば都合のよきポンプである。効率は水量0なる時にはやはり0であり水量の増すに連れ漸次に増加し設計水量附近に於て最高に達しそれより又漸次に低下する。所要水量の時に豫定の揚程が得られ然かも此時に効率が最高ならば其設計は申分なき次第である。第78圖の如き曲線を其ポンプの性能曲線と云ふ。ヴォリユートポンプの性能曲線も殆んどタービンポンプと同様の形をなして居るが只揚程は水量0の時最も高く水量の増すに連れ漸次低下するのが普通である。之は案内羽根のない爲めである。第79圖は其一例である。

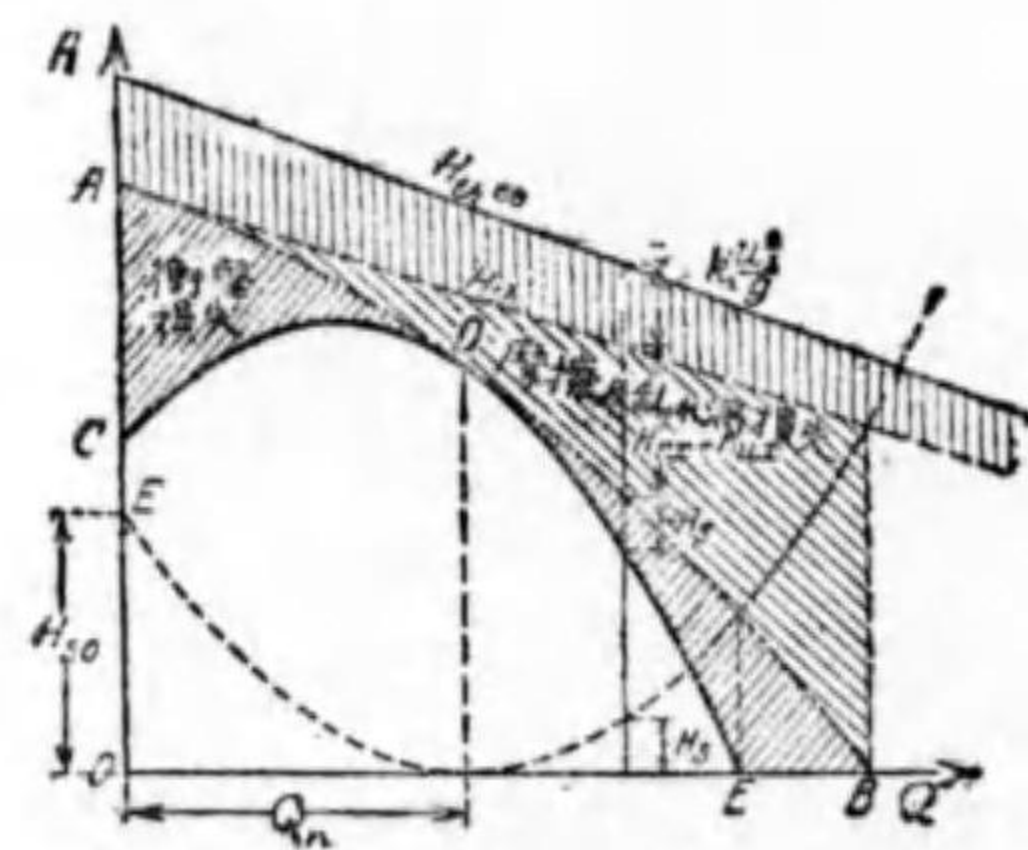
(28) 式に示したる如き H_m の値にても又 (45) 及 (46) 式を用ひて k_2 の値を得て之により H_m を計算しても此理論水頭 H_m と揚水量 Q との關係を曲線にて表はせば大凡そ第80圖



第 79 圖

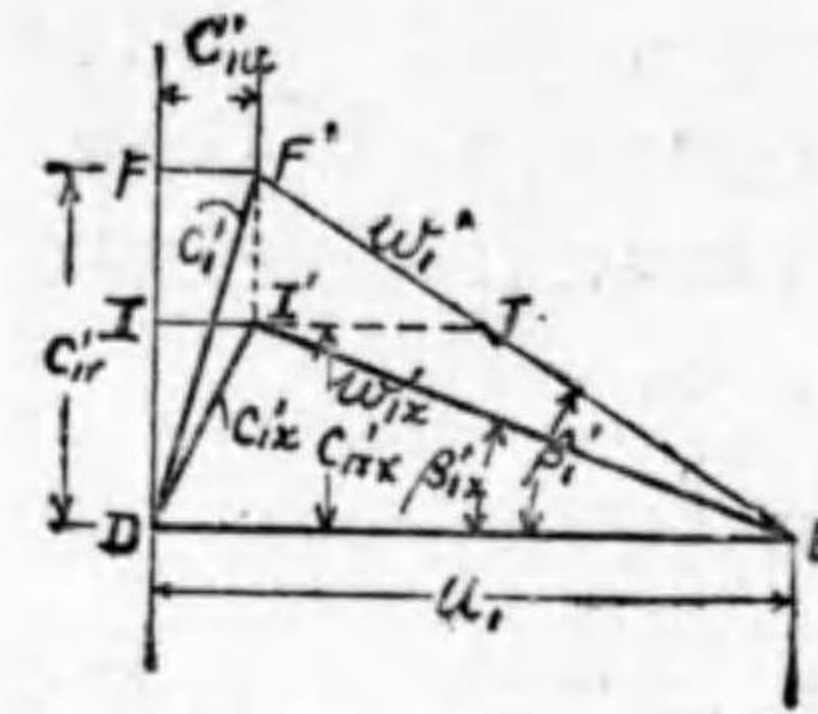
の H_0 線の如きものとなるにも拘はらず第 78 圖及 79 圖の如き揚程曲線となるはポンプの中に起る水頭損失の爲めである。此損失に就いては第二章及第四章にも略記してあるが猶此等を一括して説明すれば次の如くなる。

(イ)ポンプの内の羽根車、案内室、渦巻室等の水路を水が通過する場合水路の形の變化相當に甚しきが故に摩擦及亂れ渦の爲の水頭損失が可なり大なるものとなる。而して之は水速の二乗に比例するのが普通である。水速は水量に比例するが故に摩擦及亂れ渦の爲の水頭損失は Q の二乗に比例すると見てよろしい。よりにて第 80 圖の H_0 線より ϵQ^2 なるものを差引けば ADB なる曲線となる。

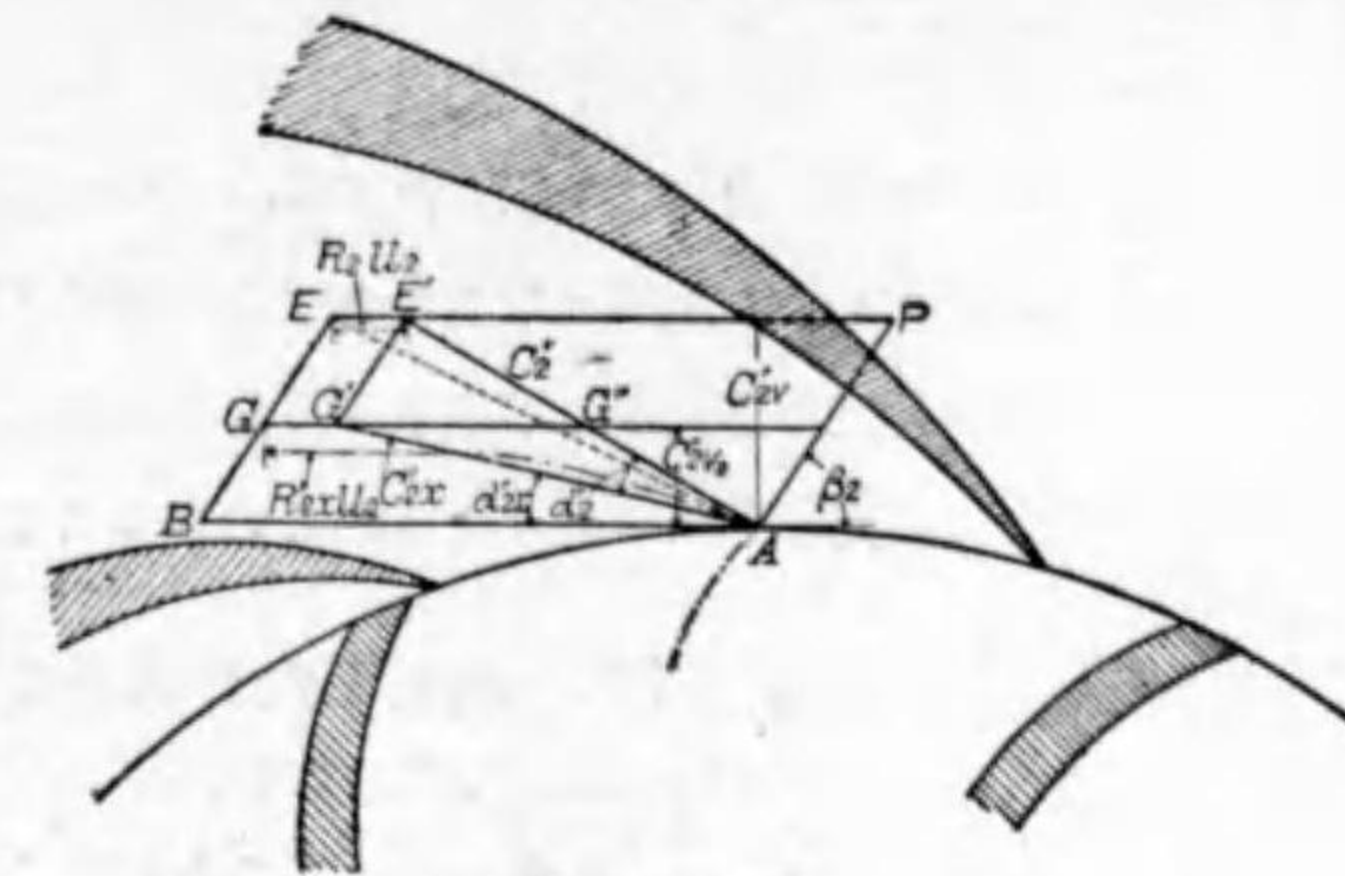


第 80 圖

(ロ)次にポンプに入る水の流れは羽根車の入口及案内室の入口に於て流れの方向と羽根の方向と合致せざる時に衝撃の爲めに水頭の損失を起す。第 81 圖を入口に於ける速度線圖とする。羽根車の入口に於て Q_1 が c'_{1r} に相當するものなる時に β'_1 が羽根の入口の角度に一致するとすれば Q_1 が減じ従つて半径速度が c'_{1rx} となつたとすれば關係速度が w'_{1r} となる。併し乍ら之を無理に羽根の方向 β'_1 に合はせる爲めに EF を EJ に直すことになるから此場合の衝撃損失は



第 81 圖



第 82 圖

$$\phi_1 \frac{I'J^2}{2g}$$

となる。又案内羽根の入口に於ても同様の状態が生ずる。即ち第 82 圖に於て Q が c'_{2rx} なる半径速度に相當するものとなつたとする。此場合の絶対速度 $\overline{AG'} = c'_{2rx}$ を案内羽根の角度 α'_2 に合はせる爲めに $\overline{AG'}$ に直すとすれば其衝撃損失は

$$\phi_2 \frac{G'G''^2}{2g}$$

となる、即ち羽根車と案内羽根の入口とに於ては

$$\phi_1 \frac{I'J^2}{2g} + \phi_2 \frac{G'G''^2}{2g}$$

の損失水頭を生ずる。此外案内室から渦巻室に入る場合にも同様の損失がある。又ヴォリユートポンプにては案内羽根がなくとも渦巻室に入る場合に似寄つた衝撃損失が起ると見ることが出来る。以上の衝撃の見方は細かく云へば即ち各流線毎に云へば必ずしも適確に符合するとは云ひ難きも大體論として少なくとも其損失が如何なる場合が小さいか大きいかの傾向を示すことの出来るものと云ふことが出来る。即ち或る一つの水量の値の時に(第 80 圖に於て Q_0)ポンプの内に起る衝撃損失が最小であるとすれば其れ以外の水量にては大きくなるも又小さくなるも衝撃が起り Q が Q_0 より離れること大なる程此損失は益々大となる。

故に此損失を ADB なる曲線の下に取れば CDE なる曲線は殘餘の有効に残る水頭を示すものとなる。即ち之は壓力計水頭として表はるるものである。案内羽根のない場合は Q が正常水量であつても幾分の衝撃損失が存在するけれど其代り Q が Q_0 と餘程異つても案内羽根の



ある時程大なる損失はないことが多い。

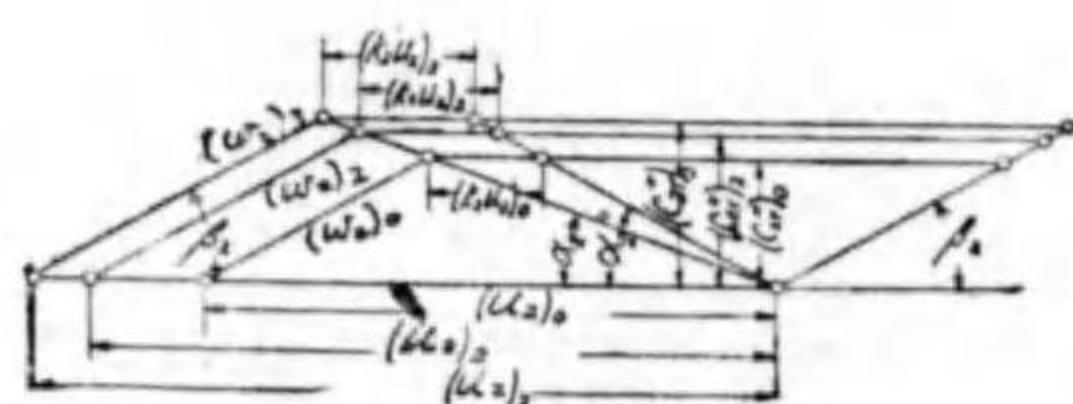
以上の如き水頭損失の爲め實際の壓力計水頭は第 78 圖及第 79 圖の如きものとなる。猶第 77 圖をよく吟味するならば案内室に羽根のなき場合 (○と符號を附す), 又羽根のある場合にも其角度の大小の影響等がよく諒解出来ることである。猶又第 77 圖を見るならばタービンポンプは單に案内羽根の角度を変更する事により可なり廣範圍に揚程と揚水量との關係を変更し得て而かも各の場合の最高效率はあまり變らぬものなることが分かる。

26. 繰出しなき場合の水頭

ポンプを運轉し始める時に電動機の起動トルクを軽減する爲めに普通繰出口に於ける瓣を閉鎖する。此場合のポンプの壓力計に表はるる水頭を H_1 とせば之は第 17 圖の $H_0 + H_1$ よりも大ならざれば瓣を開いても水が揚らぬことになる。所要の水量の場合に揚水, 吸水両面の高さの差並に水管其他の抵抗に打勝つだけの壓力計水頭を必要とすると同時に上記の條件も亦運轉上絶対必要の條件である。特にタービンポンプに於ては繰出しなき場合の水頭が可なり低いものがあるから注意を要する。

27. 比較法則

一つの羽根車にて回轉數が n_0, n_1, n_2 と變りたる時 u, w, c 等が皆 n の變化に比例して



第 83 圖

變化したりとせば何れの場合の速度並行四邊形も相似形となり第 83 圖の如き状態となる。従つて c_{sr} も n に比較して變化する。羽根車の圓周の出口面積に c_{sr} を乗じたものが Q_1 であるから上の如く速度線圖が相似形をなして變化する場合には Q_1 と n とは正比例して變化す

る, Q_1 と Q とが一定の比を保つとせば Q と n とも正比例して變化することになる。即ち

$$Q = cn \dots\dots\dots(54)$$

理論水頭 H_{th} は $u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$ に比例する。而して上述の如き相似の變化に於ては u, u_1, c_{2u}, c_{1u} 共に皆 n に比例する。故に H_{th} は n^2 に比例する。又ポンプ内の摩擦及亂れ渦及衝擊による水頭損失も又水の速度の二乗即ち n^2 に比例することになるから結局

$$H = kn^2 \dots\dots\dots(55)$$



而して軸動力は Q と H との積に比例するから

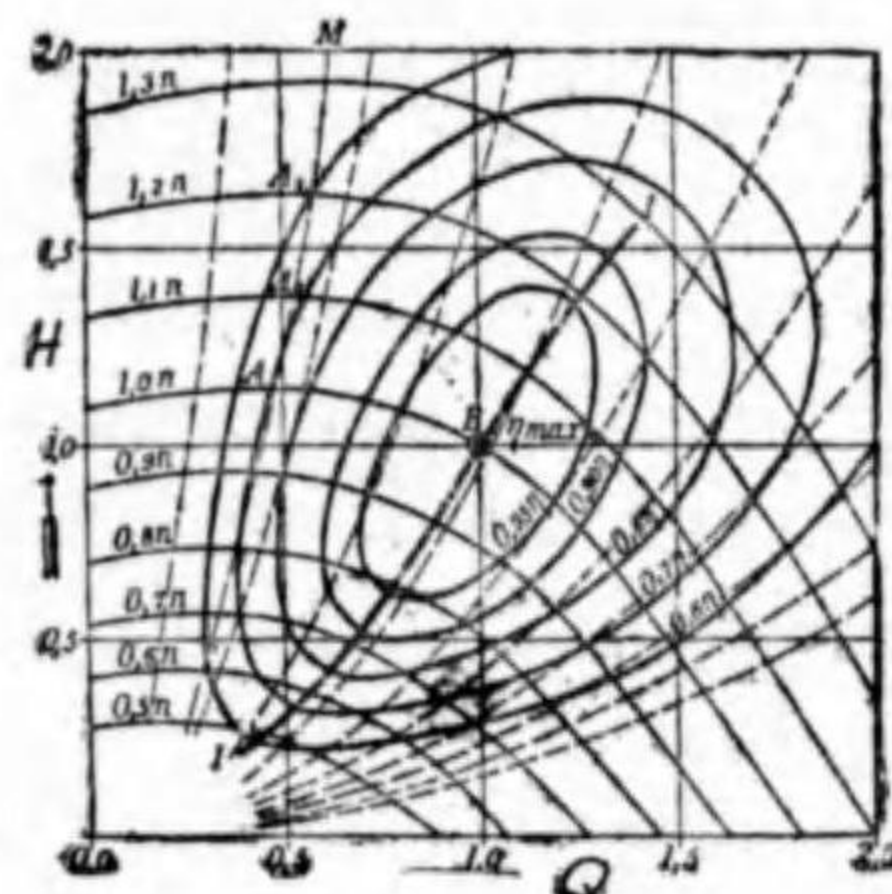
$$H.P. = Rn^3 \dots\dots\dots(56)$$

と書くことが出来る即ち以上三式を書換ふれば

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}, \quad \frac{HP_1}{HP_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \dots\dots\dots(57)$$

以上の如き速度線圖が相似を保つ場合を得るにはポンプの繰出し瓣の開きを其儘に置き回轉數だけを変へれば得らるのである。實際に於て此關係は回轉數を 20% 内外の範圍に變化せしめて實驗を行つても殆んど何等の誤差なしに符合する場合が多い。第 78 圖は其よき例である回轉數一定の下にポンプの試験をなすことの必要な場合實驗中多少の速度の差異の生ずるは普通である。故に實測したる數値を他の異つた回轉數の場合に換算するには上記 (57) の關係式によるのが普通にやる方法である。

然れ共ポンプの中における種々なる損失は正確に n^2 に比例するもののみではない。例へば軸受填充匣等の抵抗は殆んど回轉數に正比例して増加し圓板摩擦は略回轉數の三乗に比例して増すが如きである。故に一つのポンプに對しては一の最も高き效率を與へる回轉數がある。此回轉數を $1.0n$ とし最高效率を與ふる場合の揚水量及揚程をそれぞれ Q と H とすれば第 84 圖に於て



第 84 圖

此點 B に相當する。而して此 n なる回轉數にて回轉しつ H と Q との關係を表はしたのは B 點を通る $H-Q$ 曲線である。回轉數を n より多く又は少なくし毎回轉數毎に H と Q との關係を求め此内效率の等しい點を結びたるは卵形の曲線であり之れを等效率曲線と呼ぶ。圖にては B に於ける最高效率を η_{max} とし他の效率線は η_{max} に對する比にて表はして居る。此曲線圖により一のポンプの回轉數を變化し得る場合あまり效率を低くせずして H と Q との組合せを如何なる範圍に變更し得るかを見る事が出来る。

28. 比較回轉度

渦巻ポンプの羽根車の型を廻る速さの程度により區別することが便利である。此比較をするに次の如くに考へる。一つのポンプありて n なる回轉速度で廻る時に最高效率の所で揚程は



H, 揚水量は Q であるとする。今此ポンプの回転速度を換へてやはり最高効率の時に揚程を 1m になる様にするには前節によりて $n_1 = n \frac{\sqrt{1}}{\sqrt{H}} = \frac{n}{\sqrt{H}}$ なる回転速度にすればよろしい。斯くすれば之に準じて水量も変化する。

而して之は回転速度に正比例するが故に、 $Q_1 = Q \frac{n_1}{n} = Q \frac{1}{\sqrt{H}}$ となる。次に揚程は 1m の儘にして水量を 1m³/s となる様に羽根車の大きを換へるとする。但し羽根車の各部の寸法は正確に一定の比例を以て變化せしめ全く相似形を保たしむるとする。揚程が變せぬ以上羽根車の内外に於ける速度線圖には變化を興へる譯には行かぬ。されば水量を變化せしむるには斷面積を變へるだけのこととなる。羽根車の出口の面積は $D_2 b_2$ の積に比例する而して D_2 と b_2 とは相似の變化をなすを以て互に一定の比を保ちつつ變化せねばならぬ。然らば斷面積の變化は D_2^2 に比例することとなる。よりて元の羽根車の外徑を D_2 變更したる羽根車の外徑を D_2' とせば $D_2' = D_2 \sqrt{\frac{1}{Q_1}}$ とならねばならぬ。而して圓周速度を變化せしめずして車の徑を變化することとなるから此場合の回転速度を n_0 とすれば $n_0 = n_1 \frac{D_2}{D_2'} = \sqrt{\frac{Q_1}{1}}$ となる。よりて

$$n_0 = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{Q_1} = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots(58)$$

n_0 とは一つの渦巻ポンプを最高効率の状態で運轉するとし其形を相似形に保ちつつ寸法を換へ 1m の揚程で 1m³/s の水量を吸上ぐる様になしたる時の廻轉數を云ふので之を其ポンプの比較廻轉數と云ふ。同一の速度 n を以て運轉するポンプでも割合に Q が大きく H の低いものは n_0 の値大となり逆に Q が小に H の高いものは n_0 は小さくなる。

$$Q = \pi D_2 b_2 c_r, \quad H = \phi \frac{u_2^2}{2g}, \quad n = \frac{60 u_2}{\pi D_2}$$

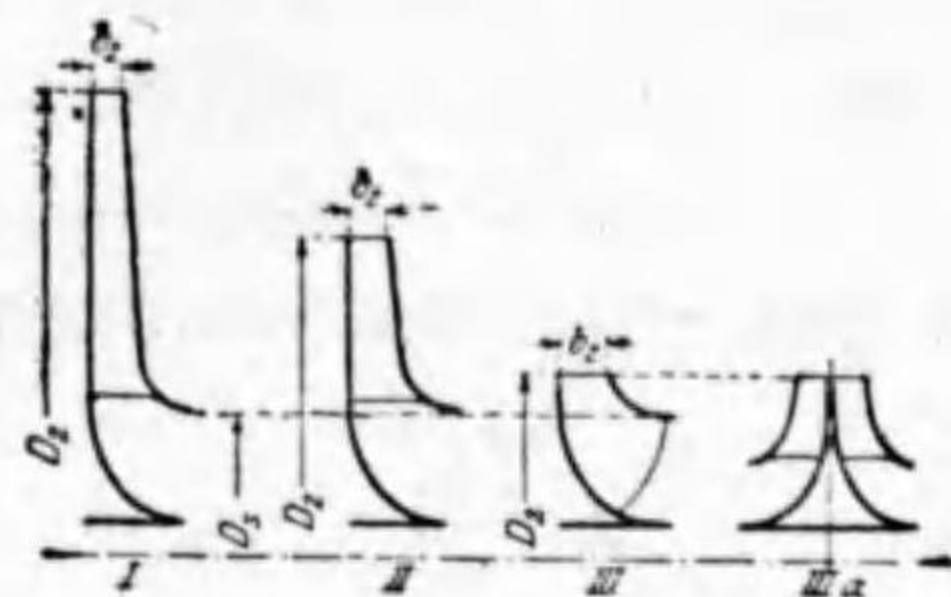
なる關係を上式に入れば

$$n_0 = \frac{315}{\phi^{3/4}} \sqrt{\frac{b_2 c_r}{D_2 u_2}}$$

となる。 n_0 を以て羽根車の型を云ふ場合は若し多段ポンプであれば一段だけの揚程を取り又兩吸口の低壓ポンプなれば片側だけの羽根車の水量や寸法を取りて之を上式に入れて計算する。つまり n_0 の値により羽根車の直徑、幅等の割合を見るのが目的であるからである。



第 85 圖 I II III は n_0 の小なるものより大なるものを順次に並べたものであり IIIa は二

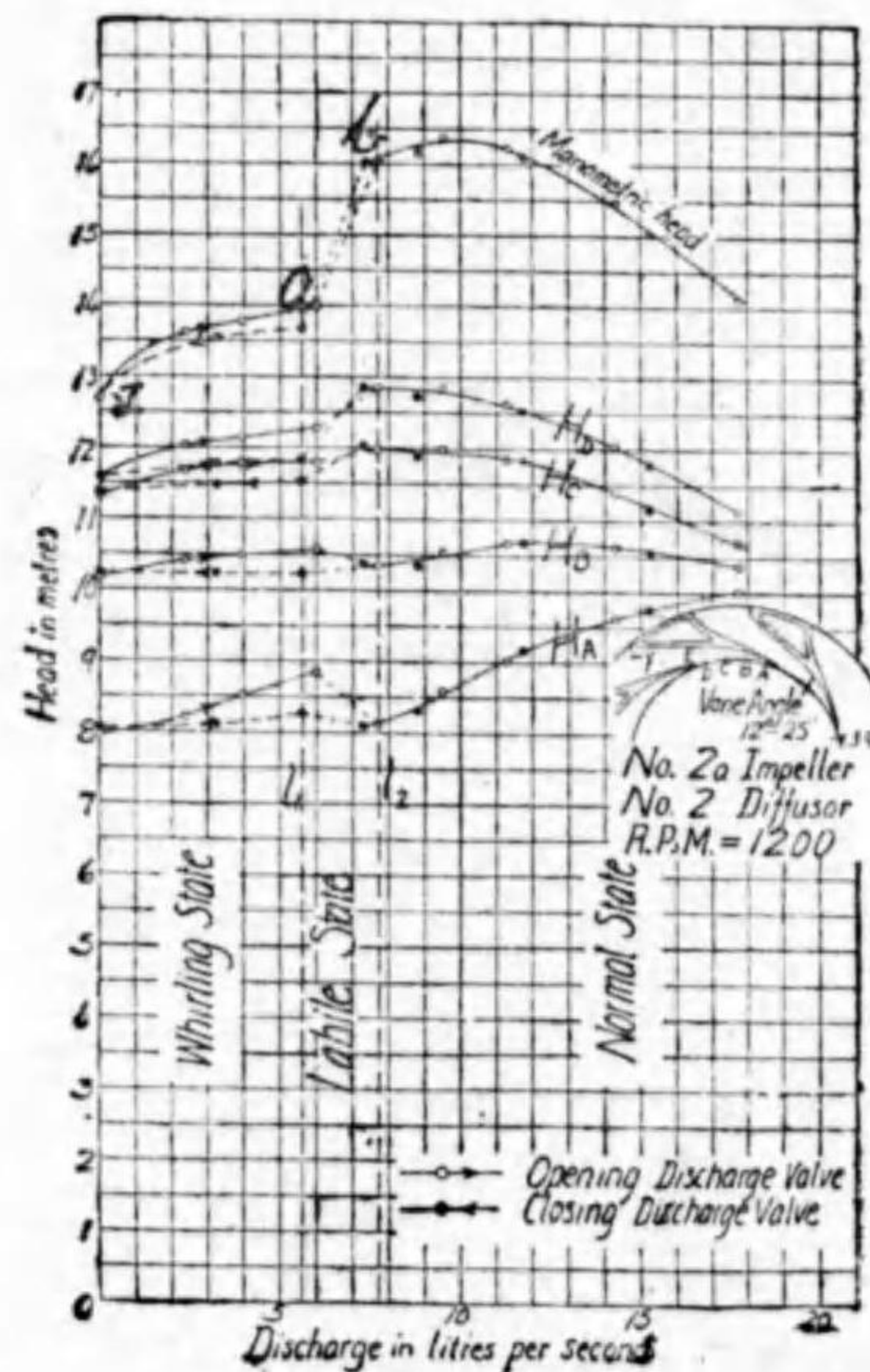


第 85 圖

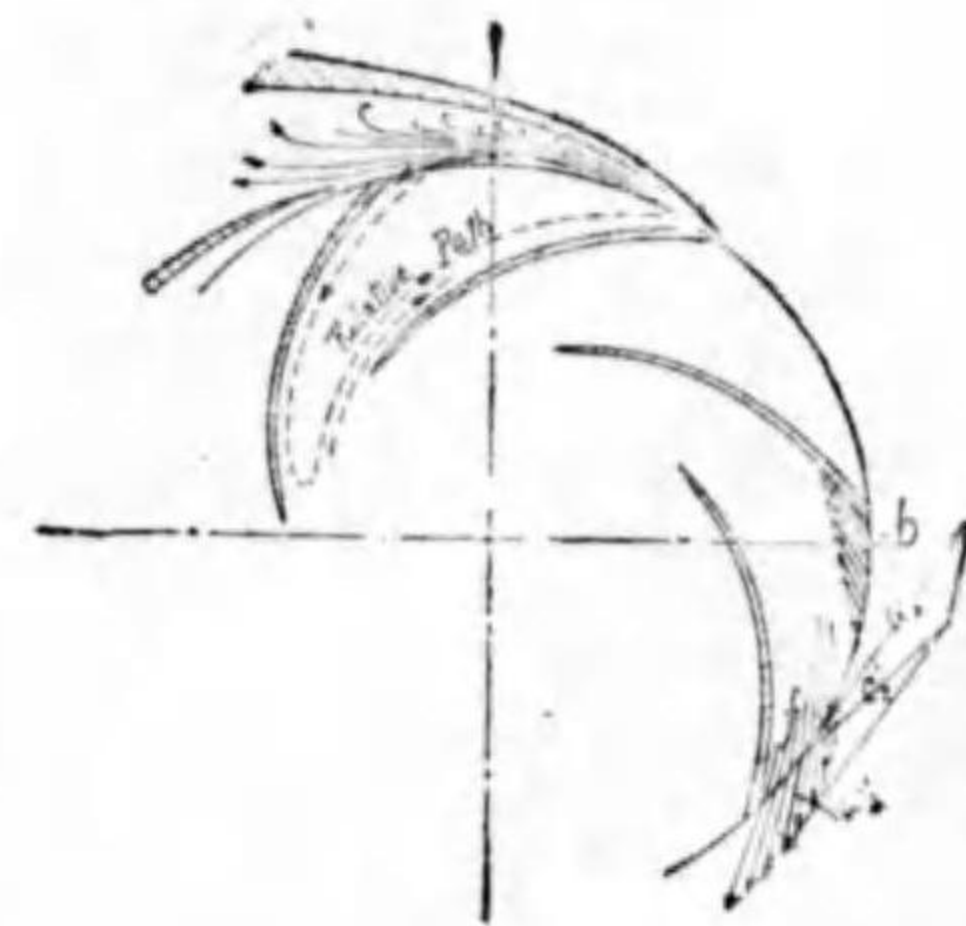
つの羽根車の符合せにつけて組合せの n_0 の値を大きくしたものである。水車に於ては近頃は n_0 の値が大きくなつても成るべく一つの羽根車で間に合せる様にするのが普通であるがポンプでは n_0 の値左程大ならざるも兩吸込みとする事も可成り多い。之は軸壓力の不平均によつて起る危險を防ぐ爲めである。タービンポンプでは n_0 の値が 8 乃至 60 位、「ヴォリユートポンプ」では 15 乃至 100 位

(兩吸込とせば之れを $\sqrt{2}$ 倍したるもの)、軸流ポンプでは 100 乃至 200 位 (時としては 250 にも達し得るる) が普通である。

39. 水量少なき場合の不安定状態



第 86 圖

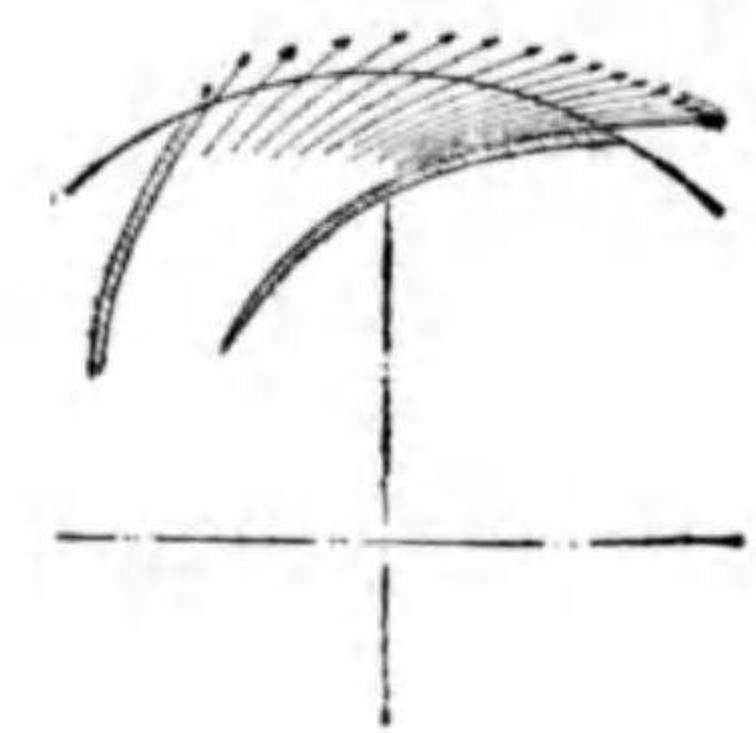


第 87 圖

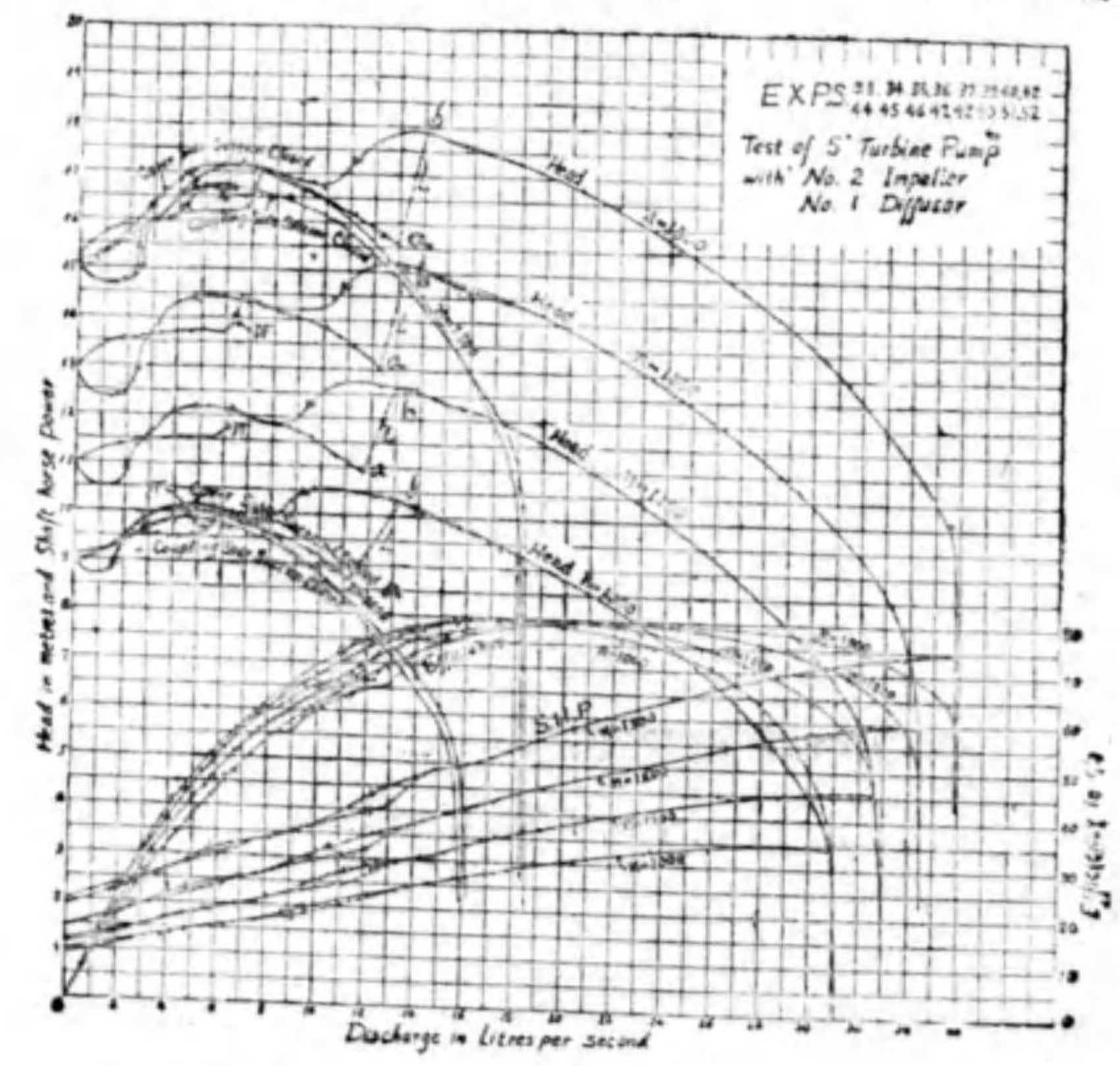


渦巻ポンプの中でも特にタービンポンプで繰出し瓣を絞つて実験する場合水量少なき時に繰出し側壓力計の針が甚だしく振動する。之れを丁寧に測定して線圖の上に乗せれば壓力計水頭は第86圖の Iab の如くなり Ia の間の壓力の振動甚しく a に達せば急に b まで飛び上り b より水量が増加せば壓力計の針の振動が落つく。著者の実験の結果より推斷すれば水量少なき間は第87圖に示す如く羽根の前面からだけ水を排出し裏面の方からはむしろ案内室の方より幾分の水が逆流して居る、然るに第86圖の a 點に達せば急に此逆流がなくなり第88圖の如く羽根車の出口全部より排出することになるのである。第 87 圖の如き場合には羽根車の出口の一部よりのみ水が出るから水量の割に w_1' が大になり従つて e_1 が小さくなる。案内室に入る所の流れが間歇的のものであると同時に $\frac{c_1^2}{2g}$ なる水頭が小なる

値であるのに第 88 圖の状態になれば w_2' が小になり e_2' が大になると同時に車の周圍を充實して流れ出すから案内室の方の流れも充實し従つて速度水頭を壓力水頭に換へることの効率もよくなる譯である。故に第 85 圖に於て a より b に壓力が急に高



第 88 圖



第 89 圖



くなるのである。Pfleiderer 博士は水量の小なる間は案内室の内で速度水頭が全部損失となるも水量が大きくなると急に速度水頭が壓力水頭に有効に換る様になる爲めに上記の如き現象が起ると説明してゐるが之は誤れる説である。

30. 跛 働 き

兩吸込ポンプの繰出し瓣を絞つて試験して見ると往々前節の不安定状態と同様の現象が起る。第 89 圖は其一例を示す性能曲線である。

即ち瓣を徐々に開けば水頭は a に達したる後急に飛上りて b に至る。而して逆に瓣を開放の状態より徐々に閉鎖すれば b より急に a には歸らずして矢に示す様な變化をする。此現象に對しての説明も區々で其當を得ざるものであつた。著者が數年前行つた實驗の結果によれば次の事實が明かになつた。即ち水量の小なる間背合せの二つの羽根車の内何れか一方から排出を始める。而して一方が働き出せば羽根車の外周の壓力は排水のなき時より幾分が高くなり一方が只水が入つたまま空轉をして居る。而して水量が増加して羽根車の外周の壓力が空轉の時より低くなるに及びて兩方共水を繰出すのである。此一方の車だけ働いて居る状態を著者は跛働きと名づけた。此事實は二つの羽根車の吸込口を一方だけ閉鎖して試験することにより確實にせられたのである。此状態は兩吸込のタービンポンプにしてもヴオリユートポンプにしても可なり多く遭遇するのである。第 88 圖の a 點が可なり低く現はるるポンプにありては之を實際のポンプ場に用ひたる場合ことによると繰出し瓣を開いても a より b に飛ぶ事が出来な

いで a 點よりも水量の小なる所で働いてポンプの全能力を發揮し得ざることがある。(終り)
以上を以て止むを得ず終りと致します。未だ述べなければならぬ事項は澤山あります。これまで書き連ねたる事は渦巻ポンプの大體論たるに止まる。軸流ポンプに關する事項 設計構造に關する一般、渦巻ポンプ以外のポンプに關する事項等は今後述べなければならぬ所であるが公務多忙にて責を果すことの出来ざりしを遺憾とし深く讀者諸君に御詫びする。(著者)



水 力 學
水 車 筒



昭和十五年五月十七日印刷
昭和十五年五月二十日發行

金 參 圓 五 十 錢

著 者 松 本 容 吉
遠 藤 政 直

印 刷 者 赤 羽 正 己

東京市神田區神保町三ノ二七

印 刷 所 正 隆 堂 印 刷 所

東京市神田區神保町三ノ二七

發 行 所 東 京 市 神 田 區 神 保 町 三 丁 目 一 三 **ア ル ス**

發 售 東 京 二 四 八 八 八 電 話 九 段 二 一 七 五、二 一 七 六、三 四 二 九

機械設計學 早稲田大學 鈴木徳藏 助 教

機械設計とは如何なるものか、機械の部分は如何なる考慮の下に計畫され且つ製作されるものかの、凡そ機械設計學に關する基礎的の必要事項の萬般が、簡潔に平明に餘す處なくこの一巻に叙述されてゐる。著者鈴木先生はこの一書あれば本邦歐米の諸書を涉獵の要なし、との抱負を以て多年の蘊蓄を披瀝された。

菊判・約300頁・總クローズ箱入 定價 ¥ 2.50 円 0.14 (外地0.22)

機構學 東京帝大助教授 青木保雄
機械力學 大阪帝大助教授 植松時雄

機械の設計、製作、操作に於て機械を組成する各部分の機構と性能に對する明確精緻な機構學の知識、一般力學の原理を應用して機械を構成する各部分の運動に關する機械力學の知識、共に工学専攻者に必須缺くべからざるもの、敢て御精讀を御奨めする。著者は共に東大、阪大の世に跨る新銳の學徒。

菊判・約300頁・總クローズ箱入 定價 ¥ 2.50 円 0.14 (外地0.22)

水力學及水力学機械 電機學校 池谷武雄 機械科長

水のエネルギーの研究、其の勢力を如何に發生せしめ利用擴張するかは水力機械學の發達に俟つ處であり、偏に水力國日本の技術家の双肩に應る今後の問題である。著者は多年業社技師としての實地的經驗に加ふる學究としての研鑽の集大成を平明に叙述された。尙巻尾に練習問題數十題を附し參考に供した。

菊判・約300頁・總クローズ箱入 定價 ¥ 2.50 円 0.14 (外地0.22)

材料力學 日本大學 藤田駿 助 教

機械工学全般に亘つて最も必要なものは材料力學である。之の精確なる知識なくしては機械設計、製作、保全に萬全を期すること難く、況や新材料の續出する今日に於てその研究は一日も怠せにすべきではない。著者は多年の學生指導の經驗により豊富なる問題を挙げ、努めて平易明確に述べたる絶好の良參考書。

菊判・約300頁・總クローズ箱入 定價 ¥ 2.50 円 0.14 (外地0.22)

操重機及運搬機械 東京帝國大學教授 野口尚一 工學博士
鋸道車輛 鐵道技師 後藤猛 小倉工場長

機械は人間勞力の經濟化が目的である。この目的を如實に端的に表現したものが操重機・運搬機械及び鐵道車輛であらう。殊に鐵道車輛の良否は直ちに一國の交通文化のバロメーターである。茲に豊富なる經驗と博識を有せらるゝ兩權威者に依る講述を得たるは、現代工業界にとつて誠に磨寶に堪へないところである。

菊判・約300頁・總クローズ箱入 定價 ¥ 2.50 円 0.14 (外地0.22)

力學・流體力學

東京帝大教授 田中敬吉
工學博士
東北帝大教授 宮城晋五郎
工學博士

力學は物理學的解説に立脚せる重要な基礎學科であつて、機械工學研究の根本問題である。本書は新學の權威帝大田中博士の名講座であり、絶対に類書の追隨を許さぬものである。流體力學はまた實に水に關する Hydrodynamics として動及靜力學の見地から宮城博士が該博な理論を最も平均明快に述べられたものである。四六倍判上製箱入・本文約310頁・圖版無數 定價 ¥ 3.50 〒 0.22(外地0.33)

材料力學

東京帝大教授 湯淺龜一
工學博士

材料力學は機械工學全體に亘る根本の問題であつて綱と緯の如く其の最も重要な一學科である。本書は現今材料力學の至寶といはるる帝大教授湯淺博士が、其の専門の蘊奥を悉く傾倒されて執筆されたもので、材料力學の定本を成すものである。其の講述はまた宛ら精緻又廣汎そのものである。四六倍判上製箱入・本文約240頁・圖版無數 定價 ¥ 3.50 〒 0.22(外地0.33)

機構學 機械力學

東京帝大助教授 野口尙一
工學博士

機構學・機械力學の二大科學は機械工學の根本的組織學であつて、從つて其の内容の複雑にしてまた多岐多様なる、けだしまた學術的に興味津々として盡さざるものがある。著者野口博士は東大に於ける新學に最も造詣深き定評ある第一人者的存在である。四六倍判上製箱入・本文約270頁・圖版無數 定價 ¥ 3.50 〒 0.22(外地0.33)

機械工作法

早稻田大學教授 山内弘

最近我が機械工學界が俄然目覺しき進出と勃興とを來しつつあるのは、恐らくは此の機械工作法の大成に負ふ處が少くないのである。しかも本書の著者は、早稻田大學工學部の絕對的な至寶といはるる山内教授であつて、從來の機械工作法に一輪機を劃するものである。四六倍判上製箱入・本文約280頁・圖版無數 定價 ¥ 3.50 〒 0.22(外地0.33)

傳熱理論・工業熱力學

北海道帝國大學 教授 大賀惠二

機械工學に於ける熱力の偉大なるは今更喋々を要せぬ事實である。これを十二分に修得し、其の變通自在なる資性にいちやく通曉することは、機械工學關係者の一日も忽せにたし得ざる大問題である。著者は北海道大學の重鎮として既に定評ある名教授である。四六倍判上製箱入・本文約300頁・圖版多數 定價 ¥ 3.50 〒 0.22(外地0.33)

氣象

農林省林業試驗所 平田徳太郎
囑託 理學博士

水力に河川に氣象と土木とは密接なる關係に對立するもので、殊に我が國の如き氣象の變化激甚なる地方にあつては地震に對すると同様、絶対に特殊なる研究を必要とする、土木家必須の研究學象の一つである。平田博士は林業試驗所に於て治水氣象研究に當る本邦唯一の大家である。

菊判上製箱入・本文約420頁(地質・地震共) 定價 ¥ 3.20 〒 0.22(外地0.60)

土木工事材料

東京帝國大學講師 青木楠男
内務・技師

土木建築に當つて、先づ各種用材の特質を十分に究知することが先決問題である。セメントにしろ石材にしろその本來の特質を究めて正しくその運用を誤らざることが第一であらねばならぬ。本書は、筆者が幾多貴重なる實驗の結晶で、けだし實際家諸氏の無二の參考書である。

菊判上製箱入・本文約400頁(最近刊) 定價 ¥ 3.20 〒 0.22(外地0.60)

土木施工法

前鐵道省建設局長 平山復二郎
滿鐵理事 磯崎傳作
鐵道省建設局長

土木工事中最も煩雜且つ最至難なる部門であり、而も如何なる構築に際しても必要欠くべからざるものであらう。本書は帝大に施工法を講ずる著者が、豊富なる現場の經驗を基礎とし實際的に説述されたる名講座で、土木施工に携る者の至寶である。

菊判上製箱入・本文約520頁・圖版無數 定價 ¥ 3.80 〒 0.22(外地0.60)

鐵筋コンクリート設計法

京都府技師 永田年

鐵筋コンクリートは凡ゆる構造物に必要不可欠のものとして其の萬能力を謳歌されてゐるが、技術家の均しく大難物とする處である。本書は實際經驗家として又學究として重きをなす永田氏が特に實際設計に疑義を生じ易き點に就ての徹底的詳細なる解説。

菊判上製箱入・本文約430頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 〒 0.22(外地0.60)

道路工學

内務省土木局 佐藤利恭
第二技術課長

自動車の洪水的急發達と共に複雑多岐を極めつゝある工事は現代日本の道路である。然も山地に富む日本本來の新道路は凡てが之からで、單なる外國の模倣では意味をなさない。本書は新しき「道路構造規則」に準據して、日本新道路の産みの親たる筆者が詳述したる道路職員の必携書である。

菊判上製箱入・本文約400頁(最近刊) 定價 ¥ 3.20 〒 0.22(外地0.60)

灌漑排水 東京帝國大學 田中貞次
教 授

灌漑排水が土木工業、更に生産の基礎として最高要事たる事は茲に贅言を待つ迄もなく、殊に我國目下の緊急事たる農業政策上不可欠の研究部門である。本書は新道の權威者たる著者の灌漑排水並に之に關聯せる學理と實際に關する多年に亘る研鑽の結晶を披瀝されたる近來の名著である。

菊判上製箱入・本文約420頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

港灣工學 内務省土木局第 鈴木雅次
一技術課長工博

國防通商の見地よりする大港灣を初めとし地方産業の急激なる發展に伴ふ中小港灣の改良工事は今や最も切實なる大問題である。しかも港灣工事をその設計の巧拙が直ちに工事費に影響し、最も精密且つ慎重を要する。著者は全國港灣工事指導者として樞要の地位にある國寶的存在。

菊判上製箱入・本文約440頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

隧道工學 鐵道技師 佐藤周一郎

五年十年はおろか數十年の日月と巨費を投ずる隧道工事は確かに難工事の一つである。清水丹那に凱歌を擧げた吾人は未だ未だ幾多の難題を眼前に控へつつある。茲に現場の經驗最も深く且つ關門水底トンネル主任技師として外遊されたる著者の實際的な講義を親しく聽かんとする所以である。

菊判上製箱入・本文約400頁(最近刊) 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

堰堤工學 日本電力株式會社 藤井雄之助
設計課長

日本水力の生命は實に高堰堤の完全にかゝる。即ち近代電氣工業一切の原動力、或はまた大小都市民を潤す上水道等々凡て堰堤工學の力に依たぬものは無い。著者藤井課長は今日日本に於ける最大のダムたる富山庄川堰堤の設計より工事に亘つて實際的に活躍せられたる眞學の實際家。

菊判上製箱入・本文約400頁(最近刊) 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

發電水力學 球磨川電氣株式會社 菊地英彦
土木部長

水力發電は實に工業日本の根源動力であつて、これが設計工作悉くみな新しき土木の力に依つものである。而も其の現場たるや多くは急流の溪谷地域なれば其の地形の變化に富む複雑さは到底想像を許さない。茲に水力調査に最も深き實地の經驗を有する著者の蘊蓄に傾聴する所以である。

菊判上製箱入・本文約400頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

橋梁工學 東京帝國大學講師 青木楠男
内務技師

近代都市の誇りとする橋梁は土木工業の精華で、これほど完全に土木の理論と實際が融然と一つに結合された傑作は無い。されば日本の將來は愈々全國的に之が本格的交通的な發展を約束されたもので、著者青木氏は全國橋梁傳業の指導者であり、且つ斯學の最先端たる熔接橋の第一人者。

菊判上製箱入・本文約400頁(最近刊) 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

鐵道工學 前鐵道省東京 黒田武定
改良所長 岡田信次
鐵道技師

鐵道施設の良否は一國の産業、軍備に影響を及ぼす重大問題で之が研究は必須要目。本書は斯界の双巨魁が多年の經驗に依る蘊蓄を傾けられたもので、鐵道線路軌道、分岐點、其他附屬物、防護施設、保線作業等に亘り徹底的解説をなせるものである。

菊判上製箱入・本文約420頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

都市鐵道工學 大阪市高速度 橋本敬之
部長

大東市勃興に伴ひ、交通幹線即ち地下鐵、高架鐵道等々の完成は一日も怠せに出来ない現下世間の一大問題である。此點我國は漸く其の緒に著いたばかりの程度で、向後全國的に幾多の大難工事を豫想しなければならぬ。大阪市高速度部長たる橋本氏は斯道の理論家實際家として第一人者。

菊判上製箱入・本文約420頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

河川工學 内務技師 宮本武之輔
工學博士

災害防止の根本的解決策として今や政府が最も重要視しつつあるのは、全國河川の徹底的改修である。本書は日本一の現場の總率といはれつつある宮本氏が河川工學の根本より説き起し特に世界に類例少き日本急流河川に對する難工事の實際に至るまで一々實例について詳述されたもの。

菊判上製箱入・本文約440頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

溪流及砂防 内務省土木局第 赤木正雄
三技術課長工博

砂防は河川工學の根幹である。彼の年々幾度となく繰返へされる災害の多くは、何れも上流砂防の不完全を物語るもので、實に川を修めるより山を修めよとは蓋し至言である。最近此點大に注目されつつあることは大に欣ぶべきである。著者はわざわざ外遊研鑽されたる斯界の重鎮である。

菊判上製箱入・本文約400頁(最近刊) 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

アルスの工學書

測量學 北海道帝國大學 助 教 授 林 猛 雄

道路に、港灣に、鐵道に、橋梁に、最も正確精密を要する百般の土木構築に當つて、測量こそは實にその基礎であり又根本をなすものである。しかも測量の巧拙は直ちに工事費に影響する所極めて其大なるをもつて何を措いても先づこれが研究を怠せにしてはならぬ。筆者は我が測量學界の最新説。

菊判上製箱入・本文約440頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

水理學 内務技師 伊 藤 剛

港灣、河川、堰堤、上下水道の研究にはもとより、水理學は凡そ土木工學修得上の基礎的學科を成すものであつて學徒必須の研究要目である。本書は物理的解説に立脚し、水力の合成分布を剩す所なく剔抉して其の意義を闡明し、而も數學的歸納を我が手中に收めた名著である。

菊判上製箱入・本文約350頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

應用力學 南滿洲鐵道株式會社 技師 鶴 岡 鶴 吉

土木構築の基礎となり根本を成すものは力學の實際的驅使に俟たねばならぬこと勿論であるが、特に近代の巨大なる構造物の設計に當つては愈々これが精密なる頭腦を要求されつゝある。土木工事に携はる資格は絶対に應用力學の明確な知識の把握なくしては成立しない必須學科である。

菊判上製箱入・本文約400頁・圖版無數 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

地質 内務技師 高 田 昭

兎角輕視され勝ちで而も關係深きものは地質學である。地質の研究を忘れた構造物は即ち謂ふ所の空中樓閣にも等しい。本講は斯學研究の第一人者を以て呼ばれる氏が、從來幾多疑問符を残された斯學のために徹底的な解説を加へられた極めて實際的な研究資料であつて、土木學徒の必須研究要目である。

菊判上製箱入・本文約420頁(地震・氣象共) 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

地震 東大地震研究所 技師 理學博士 須 那 信 治

地震國日本の土木は、絶対に地震學の上に確立するものでなければならぬ。しかも新しき經驗と實際理論に基く系統の上に立つた地震學は、近代日本文明の力を以てして初めて完成されるものであつて、本書の如きは本邦斯學權威者に依る實に世界的な地震の研究書ともいふべき名著である。

菊判上製箱入・本文約420頁(地質・氣象共) 定價 ¥ 3.20 円 0.22(外地0.60)

174
2

534-051㊦



1200500745713

終