

東北電力株式会社納

# 沼沢沼揚水発電所用ポンプの ウォーターハンマーに対する研究

小堀 威\*

## Experimental Research on Water Hammer in the Pumping Plant of the Numazawanuma Pumped Storage Power Station

By Takeshi Kobori

Kameari Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

This article is a record of the writer's research conducted for measuring the pressure rise in penstock due to valve closing at the time of sudden power failure, with a view to furnishing an important data for the operation of the Numazawanuma P.S.

When driving power of a pump fails suddenly, the discharge valve is automatically closed. But if the valve is closed too rapidly, large pressure rise will occur according to water hammer. Therefore it is necessary to presume amount of pressure rise in relation to closing speed of the valve. The writer obtained a complete characteristic diagram of the pump by model test, as shown in Fig. 14, and using the diagram, calculated water hammer, following R. H. Peabody's method.<sup>(1)</sup> The result is shown in Fig. 17. Fig. 18 is the oscillogram for the record of the field test conducted at the Numazawanuma P. S., and Fig. 19 shows the comparison between the calculation and test result. Fig. 20 indicates the maximum pressure rise, when the valve is closed from various openings.

### 〔I〕 緒 言

沼沢沼揚水発電所用ポンプは基準状態に於て総揚程 211 m, 揚水量 7.9 m<sup>3</sup>/sec, 回転数 500 r.p.m., 所要動力 21,000 kW の両吸込み型 2 段タービンポンプで、その吐出口径は 1,500 mm である。発電機を中央にしてその両側に水車とポンプとが同一軸に直結されたもの 2 組が設置されている。発電機は揚水時にはポンプ運転用の電動機として使用される。

ポンプの運転中に停電等に依り駆動力が突然消失した場合には吐出弁（ニードル型）は油圧に依つて自動的に閉じるようになっている。弁の閉鎖速度の如何によつては管路に激しいウォーターハンマーを生じて、導水管の破裂を起す危険がある。本研究はポンプの駆動力が突然に消失した場合に於ける吐出弁の閉鎖速度に対する圧力上昇を知るのが目的である。

### 〔II〕 ポンプのウォーターハンマーの 計算方法

ポンプの駆動力が突然に消失した場合に於けるウォーターハンマーその他の過渡現象の計算方法としては、米国の R. M. Peabody 氏（Los Angeles 市水道局技師長）が Colorado 河水道のポンプ装置に対して用いた方法<sup>(1)</sup>に主として倣い、一部計算式を修正すると共にニードル弁の閉鎖速度に対する水圧の影響を考慮してこれを計算に入れることにした。さて

$L$  = ポンプ導水管の長さ (m)

$A$  = 管の断面積

$a$  = 導水管内に於ける圧力波の伝達速度 (m/sec)

$v$  = 管内の流速 (m/sec)

$H$  = 管路の下端に於ける圧力水頭 (m)

$H_p$  = ポンプ揚程 (m)

$Q$  = ポンプの流量 (m<sup>3</sup>/sec)

\* 日立製作所亀有工場



$N$  = ポンプの回転数 (r.p.m.)  
 $M$  = ポンプのトルク (m-kg)  
 $H_v$  = 吐出弁の抵抗損失水頭 (m)  
 $\Delta H$  = 過渡現象の始まる直前の管路下端に於ける  
 圧力水頭  $H_0$  に対する水圧の変化量 (m)

$$\Delta h = \frac{\Delta H}{H_n} \quad (H_n = \text{基準揚程})$$

$$h = \frac{H}{H_n}$$

$$h_p = \frac{H_p}{H_n}$$

$$q = \frac{Q}{Q_n} \quad (Q_n = \text{基準揚水量})$$

$$n = \frac{N}{N_n} \quad (N_n = \text{基準回転数})$$

$$m = \frac{M}{M_n} \quad (M_n = \text{基準トルク})$$

$$h_v = \frac{H_v}{H_n}$$

$$\xi = \text{吐出弁の水頭損失係数, } H_v = \xi \frac{v^2}{2g}$$

$$K = \text{管路常数} = \frac{aV_n}{2gH_n} \quad (V_n = \text{基準流速})$$

$$g = \text{重力の加速度 (m/sec}^2)$$

$WR^2$  = 回転部分のフライホイール効果 (kg-m<sup>2</sup>)

とすればウォーターハンマーの基礎式より次の式が導かれる。

$$\Delta h_z = 2K(q_z - q_0) - 2\sum \Delta h_{z-1} \dots \dots \dots (1)$$

ただし添字 0 は過渡現象の始まる直前の値なることを表わし、添字 z は過渡現象が始まってから時間々隔  $\frac{2L}{a}$  にて数えて z 番目に当る値なることを表わす。

$$\Delta h_z \text{ が求まれば管路の下端に於ける圧力水頭は}$$

$$h_z = h_0 + \Delta h_z$$

に依り求められる。

次に  $\Delta t$  を小時間々隔とし、添字 a 及び b はこの時間々隔の前後の値を表わすものとする、トルクと回転速度との関係は近似的に次の如く表わされる。

$$n_a - n_b = \frac{60gMn}{4\pi WR^2 N_n} (m_a + m_b) \Delta t \dots \dots \dots (2)$$

吐出弁の抵抗損失の式

$$H_v = \xi \frac{v^2}{2g}$$

を变形すれば

$$h_v = \xi \frac{Q_n^2 q^2}{2gA^2 H_n}$$

となり

$$\xi \frac{Q_n^2}{2gA^2 H_n} = \alpha$$

と置けば

$$h_v = \alpha q^2$$

となる。この  $\alpha$  の値は吐出弁のモデル試験に依りて弁の各開度に対して求めて置く。従つて過渡現象中に於けるポンプ揚程  $h_{pz}$  は次の式の如なる。

$$h_{pz} = h_z \pm \alpha q_z^2 = h_0 + \Delta h_z \pm \alpha q_z^2 \dots \dots \dots (3)$$

上式に於て正の符号は揚水方向の流れに対して用い、負の符号は逆流に対して用いる。

停電後に於ける過渡現象を究明するにはまたポンプの

全般特性すなわち起り得るポンプの各回転速度 (逆転も含む) 及び各揚水量 (逆流も含む) に対するポンプの揚程とトルクとを知る必要がある。すなわち

$$h_{pz} = F_1(q_z, n_z) \dots \dots \dots (4)$$

$$m_z = F_2(q_z, n_z) \dots \dots \dots (5)$$

の関係を知らねばならない。これ等の関係はモデルポンプの試験に依りて求め、これを線図に引いて置く。

Peabody 氏は (1)~(5) 式の関係を用いて、停電の瞬間から小時間々隔  $\Delta t$  毎に計算を行つて過渡現象中の水圧、回転速度及び流量の値を求めている。Colorado 河のポンプの吐出弁はロータリー式<sup>(2)</sup>のものであるから、弁の閉鎖速度に対する水圧の影響を考慮する必要はない。然るに沼沢沼のポンプに於ては吐出弁はニードル型であるために、弁が閉鎖に近づくと弁体の前後に水圧差を生じ (この時には已に逆流を起している) このために弁体には  $P_w$  なる力が作用して弁の閉鎖速度を次第に増す傾向になる。従つてこの影響を考慮して計算を進める必要がある。

第 1 図はニードル弁開閉用の油圧シリンダの略図である。水圧差に依る作用力  $P_w$  が無い場合のピストン速度 (すなわち弁閉鎖速度) を  $V_p$  とし、ピストンの背圧側の受圧面積を  $F_b$  とすれば排除される油量  $Q$  は

$$Q = F_b \times V_p \dots \dots \dots (6)$$

にて与えられ、次に圧油の圧力を  $p_0$  とし、その受圧面積を  $F_0$  とすればピストンに作用する力は

$$P_0 = F_0 \times p_0 \dots \dots \dots (7)$$

となる。また背圧側の油圧を  $p_b$  とすれば  $P_0$  に抗する力は

$$P_b = F_b \times p_b$$

となる。 $\Delta t$  時間内はピストン速度は一定であると仮定すれば  $P_0$  と  $P_b$  とは等しくなる。依つて次式が得られる。

$$p_b = P_0 / F_b \dots \dots \dots (8)$$

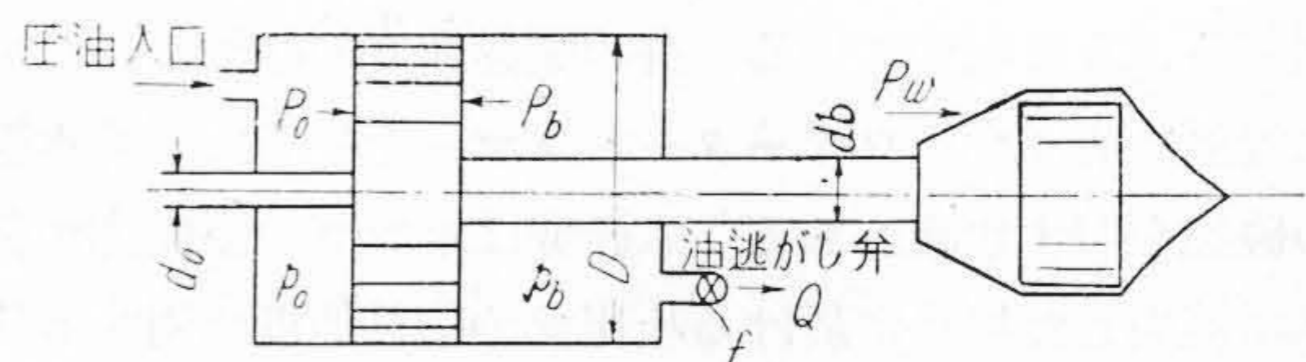
油逃がし弁の開口面積を  $f$  とし、弁からの流出係数を  $\xi$  とすれば排油量  $Q$  はまた次式にて表わされる。

$$Q = \xi f \sqrt{2g \frac{p_b}{r}} \quad \text{但し } r = \text{油の単位体積の重さ}$$

上式に於て  $\xi f \sqrt{2g} = \xi'$  と置けば

$$Q = \xi' \sqrt{p_b / r} \dots \dots \dots (9)$$

が得られる。依つて  $p_0$  が与えられ、また  $V_p$  を幾らと



第 1 図 油 圧 シ リ ン ダ ー 略 図  
 Fig. 1. Skelton Diagram of Servo-Cylinder



定めればそれに相当する  $\xi'$  の値が (6)~(9) の諸式から求められる。

次に  $P_w$  なる力が弁体に作用する時には (8) 式は

$$p_b' = (P_0 + P_w) / F_b \dots\dots\dots (8')$$

となり、(9) 式は

$$Q' = \xi' \sqrt{p_b' / r} \dots\dots\dots (9')$$

となる。依つてその時のピストン速度  $V_p'$  は

$$V_p' = Q' / F_b \dots\dots\dots (6')$$

より算出することができる。ニードル弁の前後の水圧差に対する  $P_w$  の値はニードル弁のモデル実験に依り予め求めて置き、実物ニードル弁に対してはその値にモデル比の自乗を乗じた値であると仮定する。

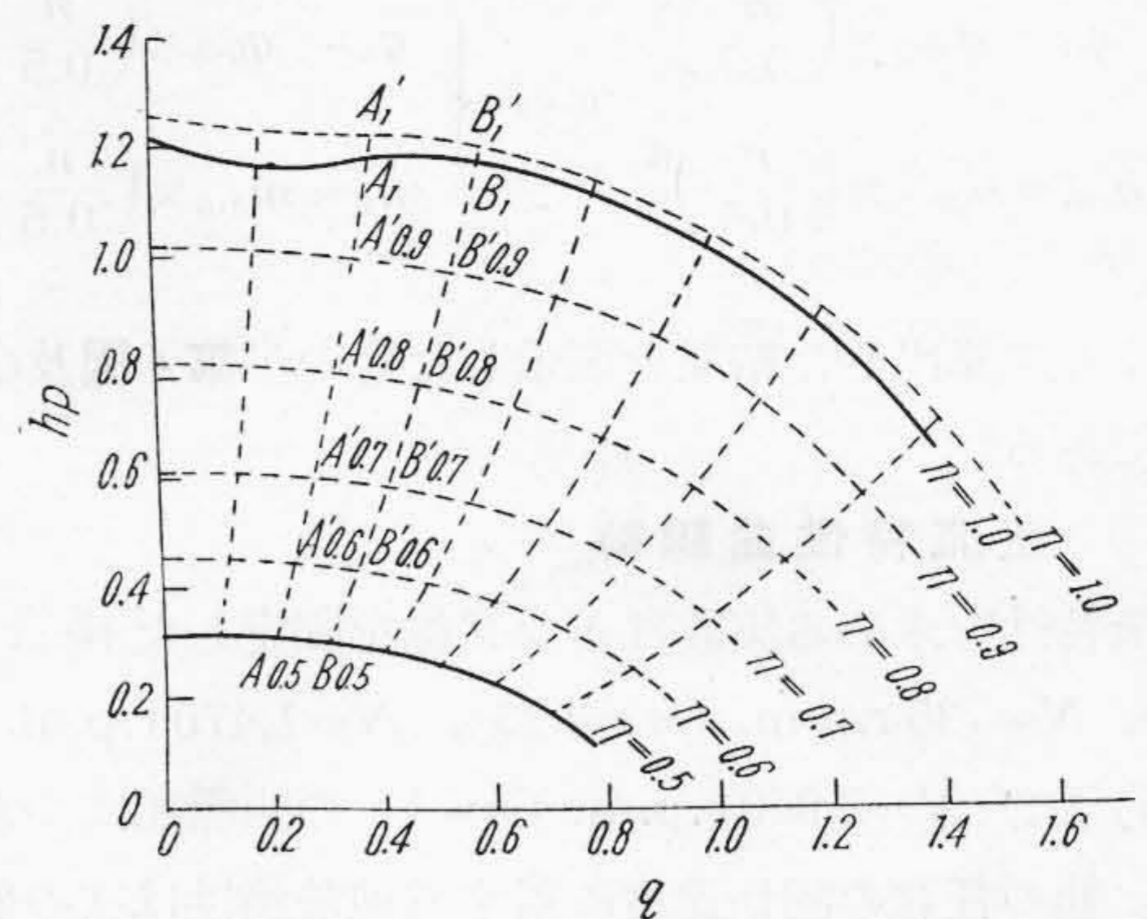
### [III] ポンプの全般特性曲線図

全般特性曲線図を求めるための実験に用いたモデルポンプは実物ポンプに対し 1/5.88 に当る相似ポンプであつて、これを 2,940 r.p.m. にて運転した場合に実物ポンプと同じ揚程を出すようになつている。ポンプの全般特性曲線図を求めるには種々の回転速度(逆転も含む)に於ける流量(逆流も含む)  $q$  と揚程  $h_p$  及びトルク  $m$  との関係を探り、横軸に流量  $q$  を取り縦軸に揚程  $h_p$  若しくはトルク  $m$  を取つて、回転速度  $n$  をパラメータとする特性曲線群を先ず描き出す。かくして揚程  $h_p$  もしくはトルク  $m$  が一定なる水平直線にてこれ等の曲線群を切れば、曲線群と水平直線との交点は揚程もしくはトルクが一定の場合に於ける流量  $q$  と回転速度  $n$  との関係を与える。依つて横軸に  $n$  を取り縦軸に  $q$  を取りて  $h_p$  もしくは  $m$  をパラメータとする全般特性曲線群を作成することができる。

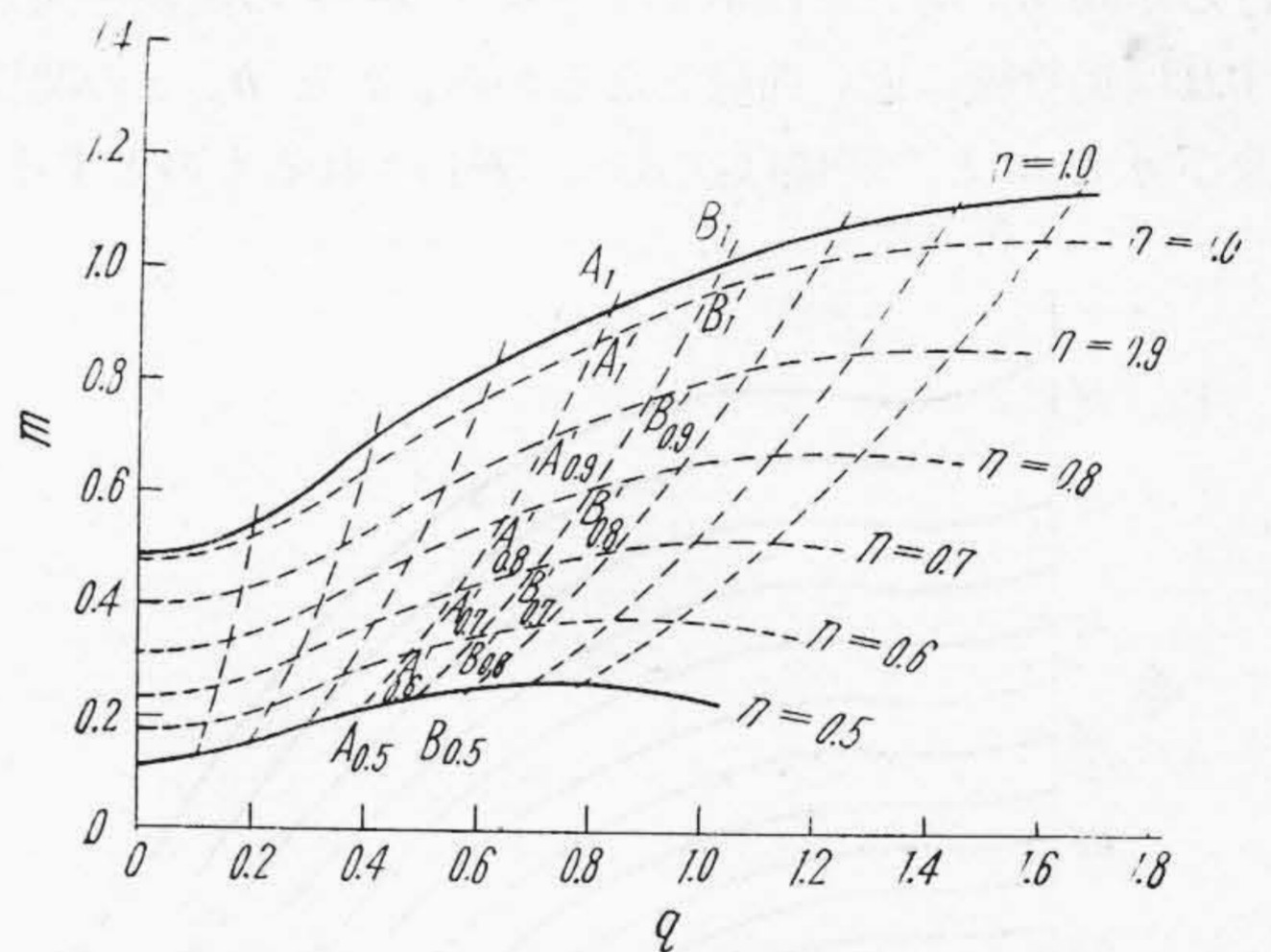
#### (1) 普通特性曲線群

正回転揚水時に於ける種々の回転速度に対する流量と揚程との関係を表わす曲線群を普通特性曲線群と名づけることにする。この曲線群を求めるためのモデルポンプの実験は  $N=2,940$  r.p.m. ( $n=1$ ) と  $N=1,470$  r.p.m. ( $n=0.5$ ) との二種類しか行えなかつたので、他の任意の回転速度に対する特性曲線は上記の二種類の実験結果を基として計算に依り求めることにした。

第2図及び第3図の実線にて示せる曲線はモデルポンプの実験に依りて求めたものである。また点線にて示せる曲線は  $n=0.5$  に対する特性曲線を基準として相似法則に依り  $n=0.6, 0.7, \dots$  に換算したものである。 $n=1$  に対する実曲線と点曲線とは一致しておらず相似法則が成立していない。従つて任意の回転速度に対する性能を相似法則に依りて求めることは適当でない。依つて  $n=0.5$  に対する性能曲線上の一点  $A_{0.5}$  に対応する相似点  $A_{0.5}', A_{0.7}', \dots, A_1'$  を滑らかな曲線で結び、



第2図 任意の  $n$  に対する  $h_p$ - $q$  曲線の求め方  
Fig. 2. Process of Obtaining  $h_p$ - $q$  Curves for any  $n$



第3図 任意の  $n$  に対する  $m$ - $q$  曲線の求め方  
Fig. 3. Process of Obtaining  $m$ - $q$  Curves for any  $n$

また他の点  $B_{0.5}$  等に対する相似点を結ぶ曲線を求める。これ等の曲線と  $n=1$  に対する実測曲線との交点  $A_1, B_1, \dots$  等を求め、 $A_1, B_1, \dots$  が実際に  $A_{0.5}, B_{0.5}, \dots$  等に対応する点であると仮定する。

点  $A_{0.5}, B_{0.5}, \dots$  等に於ける  $q, h_p$  或は  $m$  の値をそれぞれ  $q_{0.5}, h_{p0.5}$  或は  $m_{0.5}$  とし、点  $A_1, B_1, \dots$  等に於けるそれ等の値を  $q_1, h_{p1}$  或は  $m_1$  とし、これ等の値の間には各点  $A_{0.5}, B_{0.5}, \dots$  毎に次の関係が成立するものとする。

$$\left\{ \begin{array}{l} q_1 = q_{0.5} \times \left(\frac{1}{0.5}\right)^\alpha \\ h_{p1} = h_{p0.5} \times \left(\frac{1}{0.5}\right)^\beta \end{array} \right. \text{及び} \left\{ \begin{array}{l} q_1 = q_{0.5} \times \left(\frac{1}{0.5}\right)^{\alpha'} \\ m_1 = m_{0.5} \times \left(\frac{1}{0.5}\right)^{\beta'} \end{array} \right.$$

かくすれば点  $A_{0.5}, B_{0.5}, \dots$  毎に  $\alpha, \beta$  及び  $\alpha', \beta'$  の値を求めることができる。これ等  $\alpha, \beta$  及び  $\alpha', \beta'$  の値は  $n=1$  以外の他の任意の回転速度への換算にも適用できるものと仮定すれば任意の回転速度  $n$  に対する特性値  $q_n, h_{pn}$  及び  $q_n, m_n$  は次の式に依りて算出することができる。



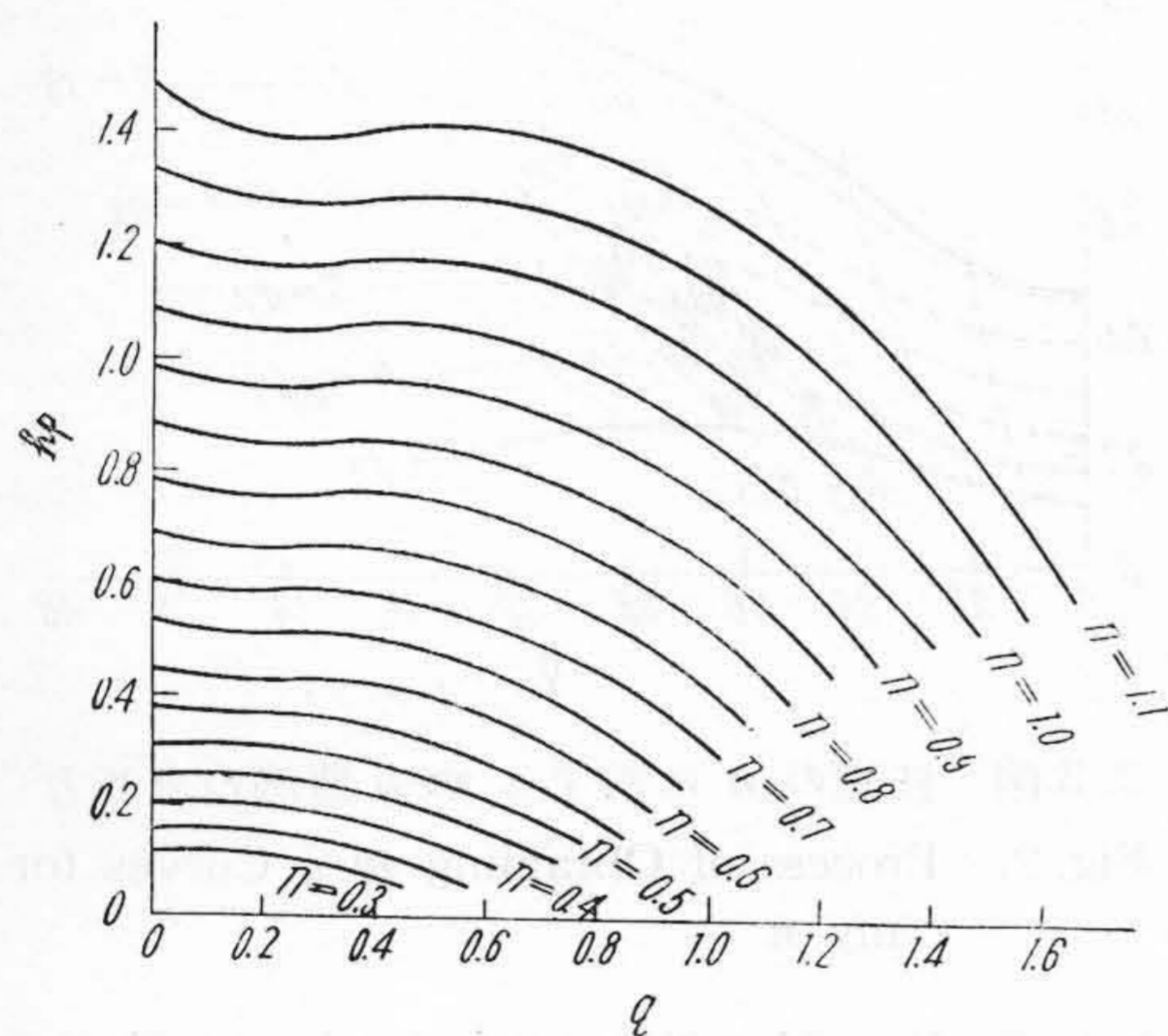
$$\left\{ \begin{array}{l} q_n = q_{0.5} \times \left(\frac{n}{0.5}\right)^\alpha \\ h_{pn} = h_{p0.5} \times \left(\frac{n}{0.5}\right)^\beta \end{array} \right. \text{及び} \left\{ \begin{array}{l} q_n = q_{0.5} \times \left(\frac{n}{0.5}\right)^{\alpha'} \\ m_n = m_{0.5} \times \left(\frac{n}{0.5}\right)^{\beta'} \end{array} \right.$$

かくして算出した結果を図示したものが第4図及び第5図である。

(2) 逆流特性曲線群

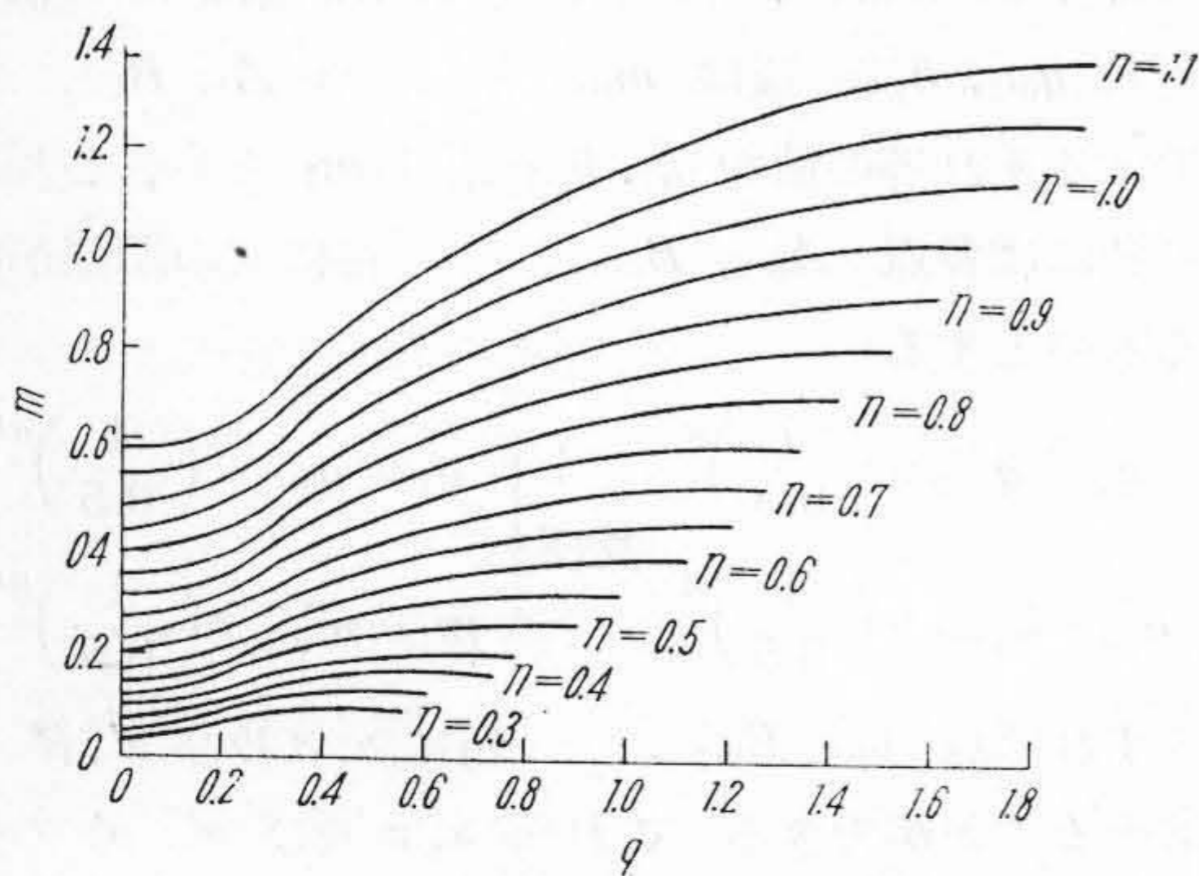
逆流特性を求める実験はポンプ軸を固定した場合 ( $n=0.$ ),  $N=735$  r.p.m. ( $n=0.25$ ),  $N=1,470$  r.p.m. ( $n=0.5$ ) 及び  $N=2,940$  r.p.m. ( $n=1$ ) の四種類につき行つた。他の任意の回転速度に対する逆流特性は次の如き方法に依つて求めた。

上記の実験に依つて得た逆流量  $q$  とポンプ吐出口に於ける水頭  $h_p$  もしくはポンプトルク  $m$  との関係を図示すれば拋物線に近い曲線となるから、 $q$  と  $h_p$  との関係及び  $q$  と  $m$  との関係は次式にて表わされるものとする。



第4図 種々の  $n$  の値に対する普通特性曲線群 ( $h_p-q$ )

Fig. 4. Normal Pump Characteristic Curves ( $h_p-p$ ) for Various Values of  $n$



第5図 種々の  $n$  の値に対する普通特性曲線群 ( $m-q$ )

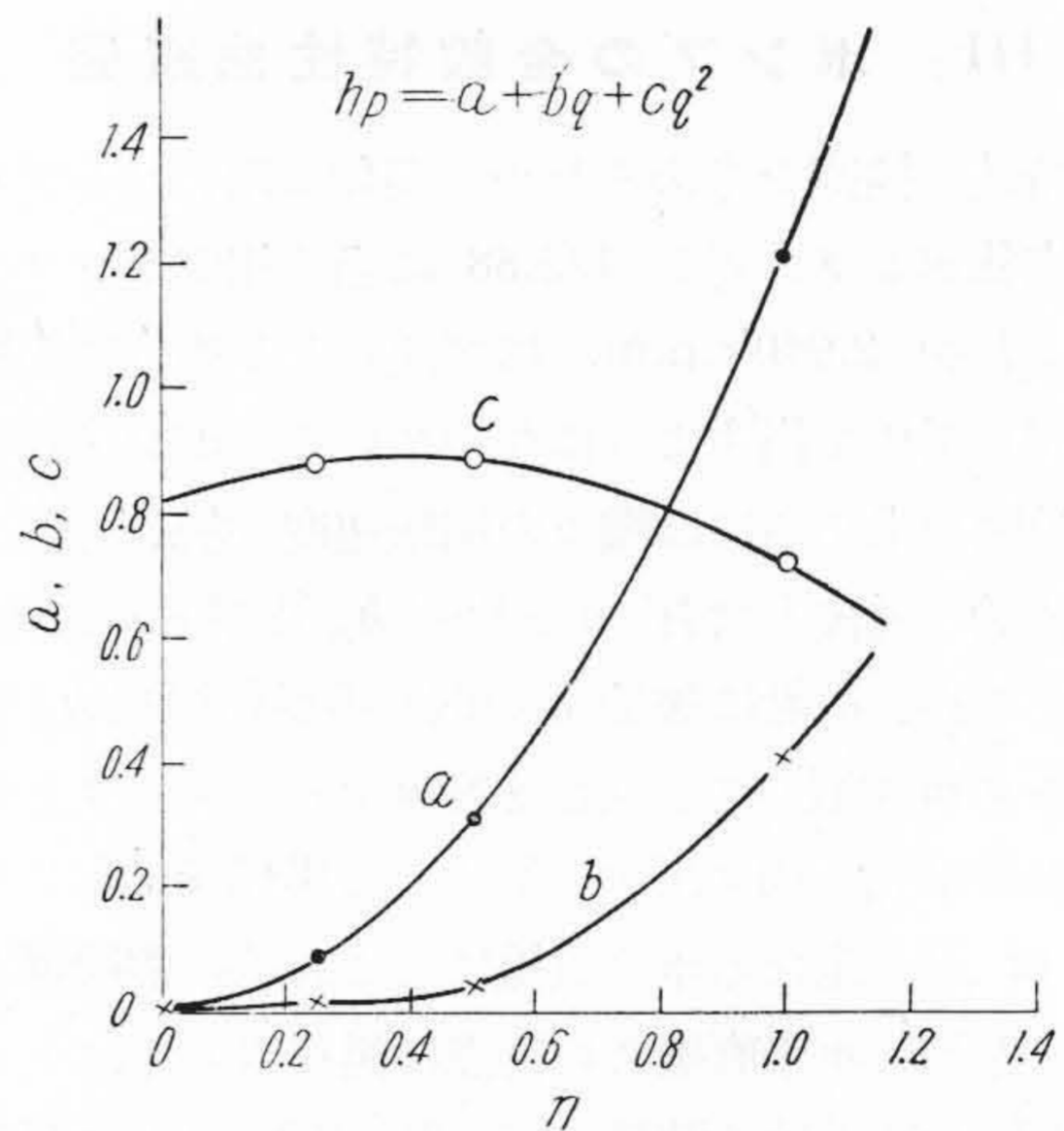
Fig. 5. Normal Pump Characteristic Curves ( $m-q$ ) for Various Values of  $n$

$$\begin{aligned} h_p &= a + bq + cq^2 \\ m &= a' + b'q + c'q^2 \end{aligned}$$

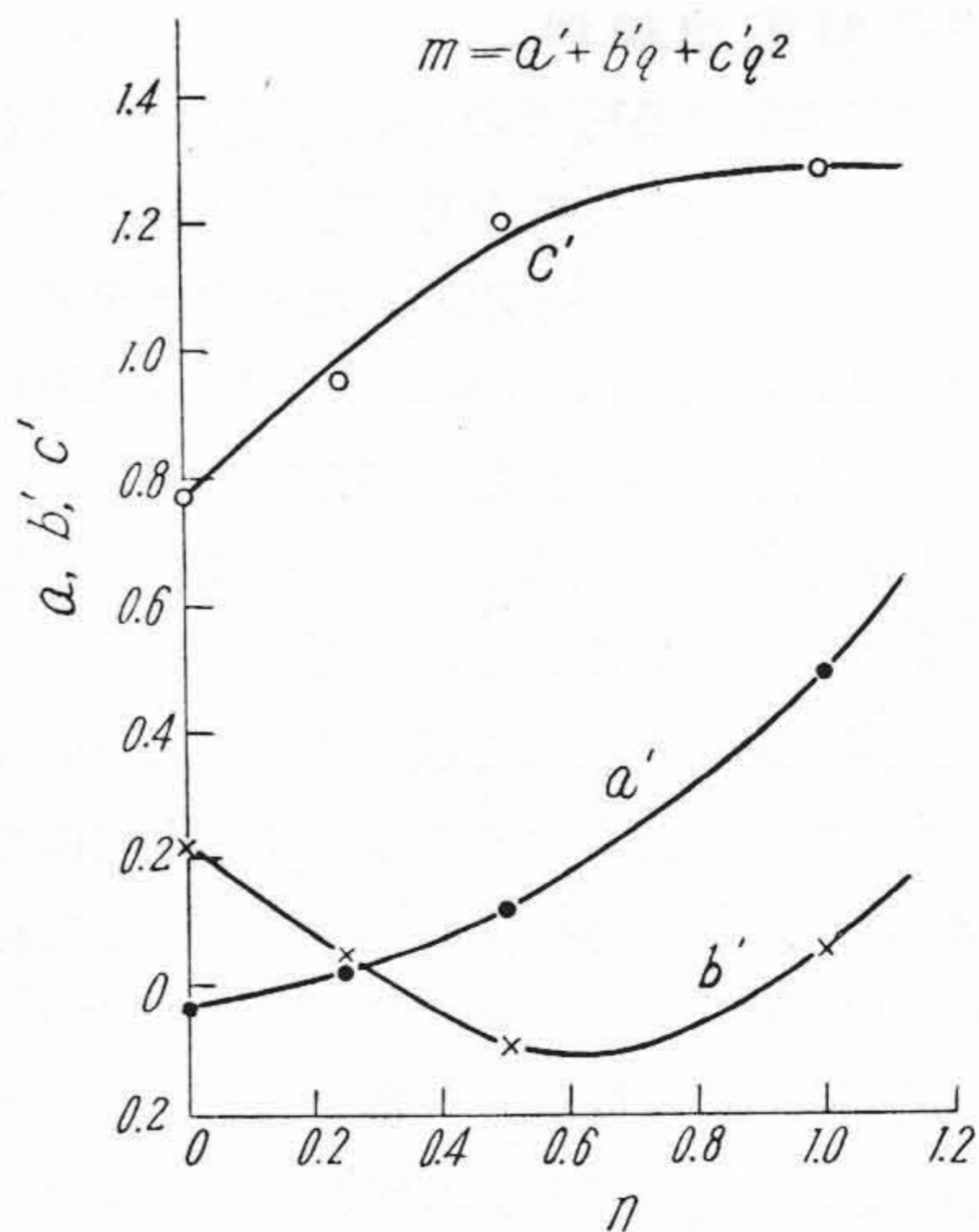
実験結果より各回転速度  $n=0, 0.25, 0.5, 1$  毎に常数  $a, b, c$  及び  $a', b', c'$  の値を求めて図示すれば第6図及び第7図の如くなる。これ等の曲線に依りて任意の  $n$  の値に対する諸常数を求めることにすれば、種々の  $n$  の値に対する  $q$  と  $h_p$  もしくは  $q$  と  $m$  との関係を算出することができる。これ等の関係を図示したものが第8図及び第9図である。

(3) 水車特性曲線群

水車特性を求める実験はポンプ軸に動力計を直結してこれを調節することに依り、逆転速度を  $N=735$  r.p.m.

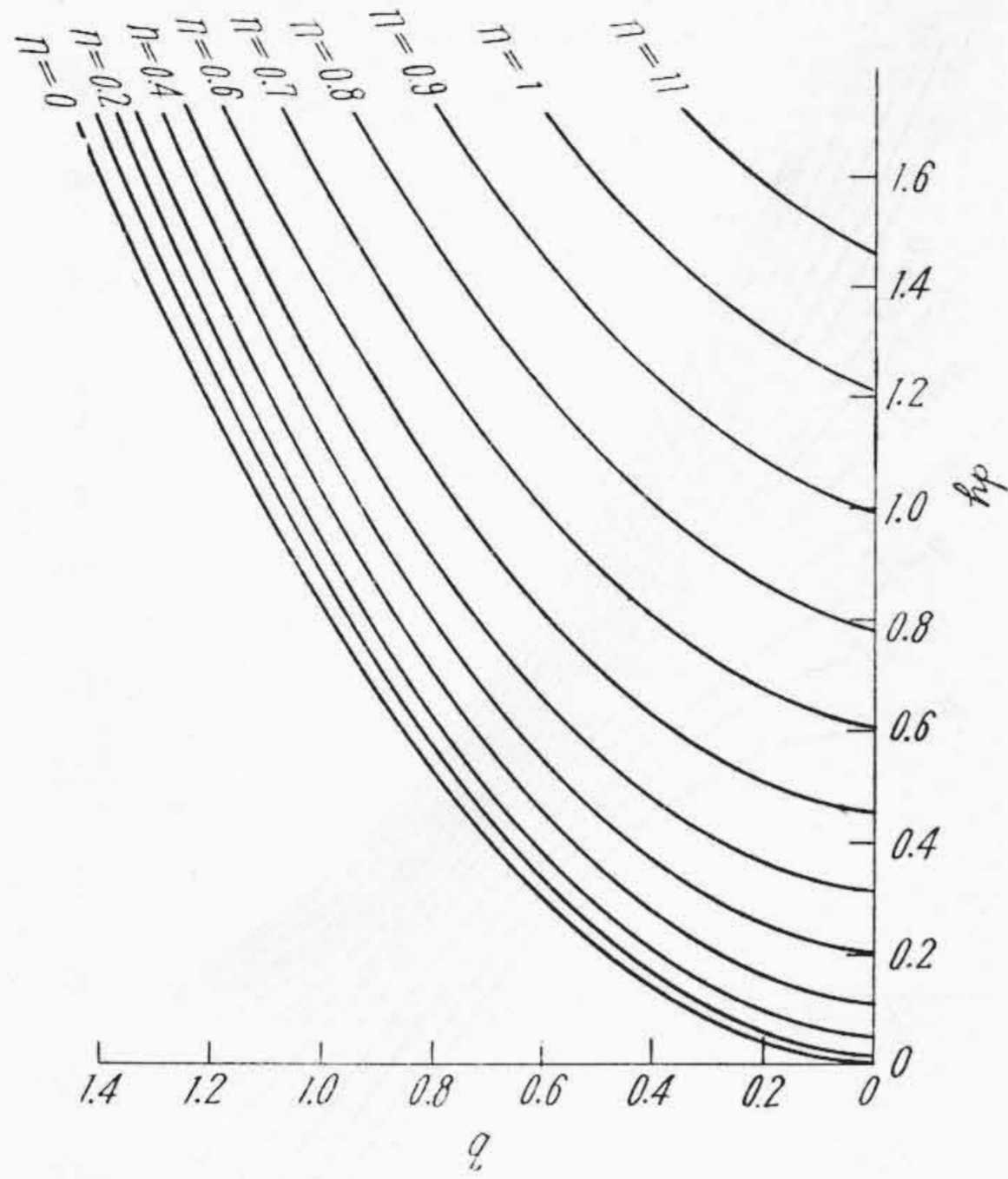


第6図 逆流特性常数  $a, b, c$   
Fig. 6. Reverse Flow Characteristic Constants  $a, b, c$

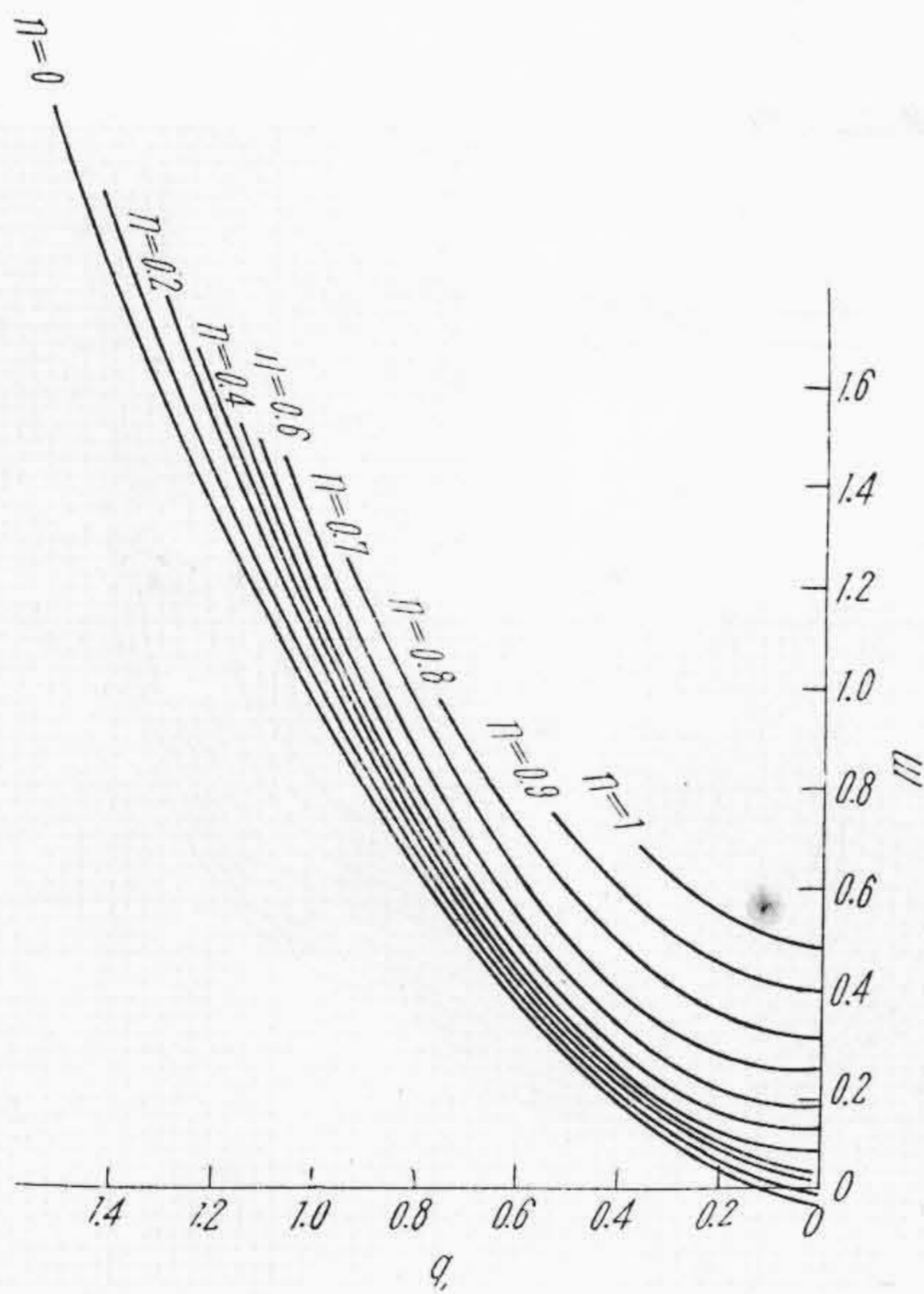


第7図 逆流特性常数  $a', b', c'$   
Fig. 7. Reverse Flow Characteristic Constants  $a', b', c'$



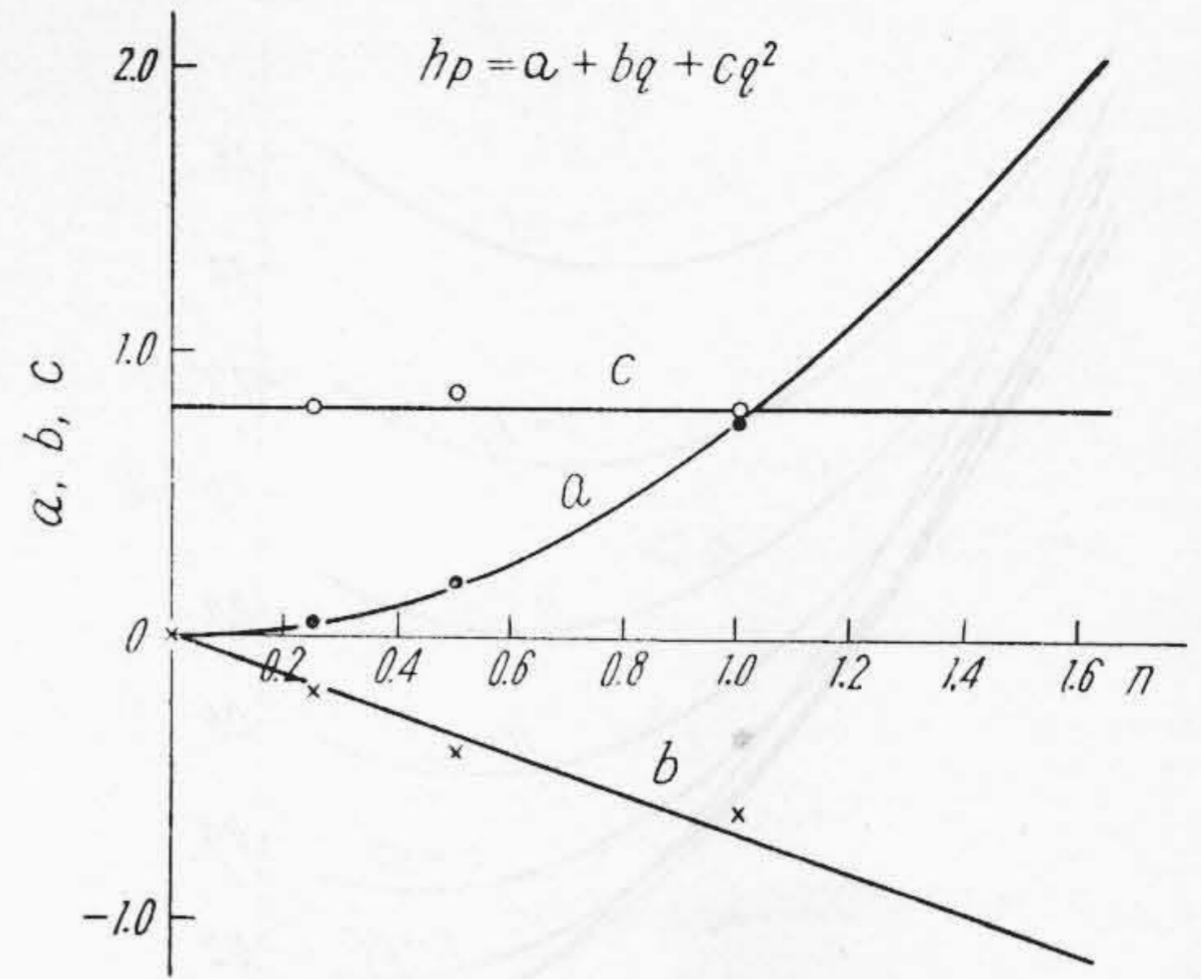


第8図 種々の  $n$  の値に対する逆流特性曲線群 ( $q-h_p$ )  
 Fig. 8. Reverse Flow Characteristic Curves ( $q-h_p$ ) for Various Values of  $n$

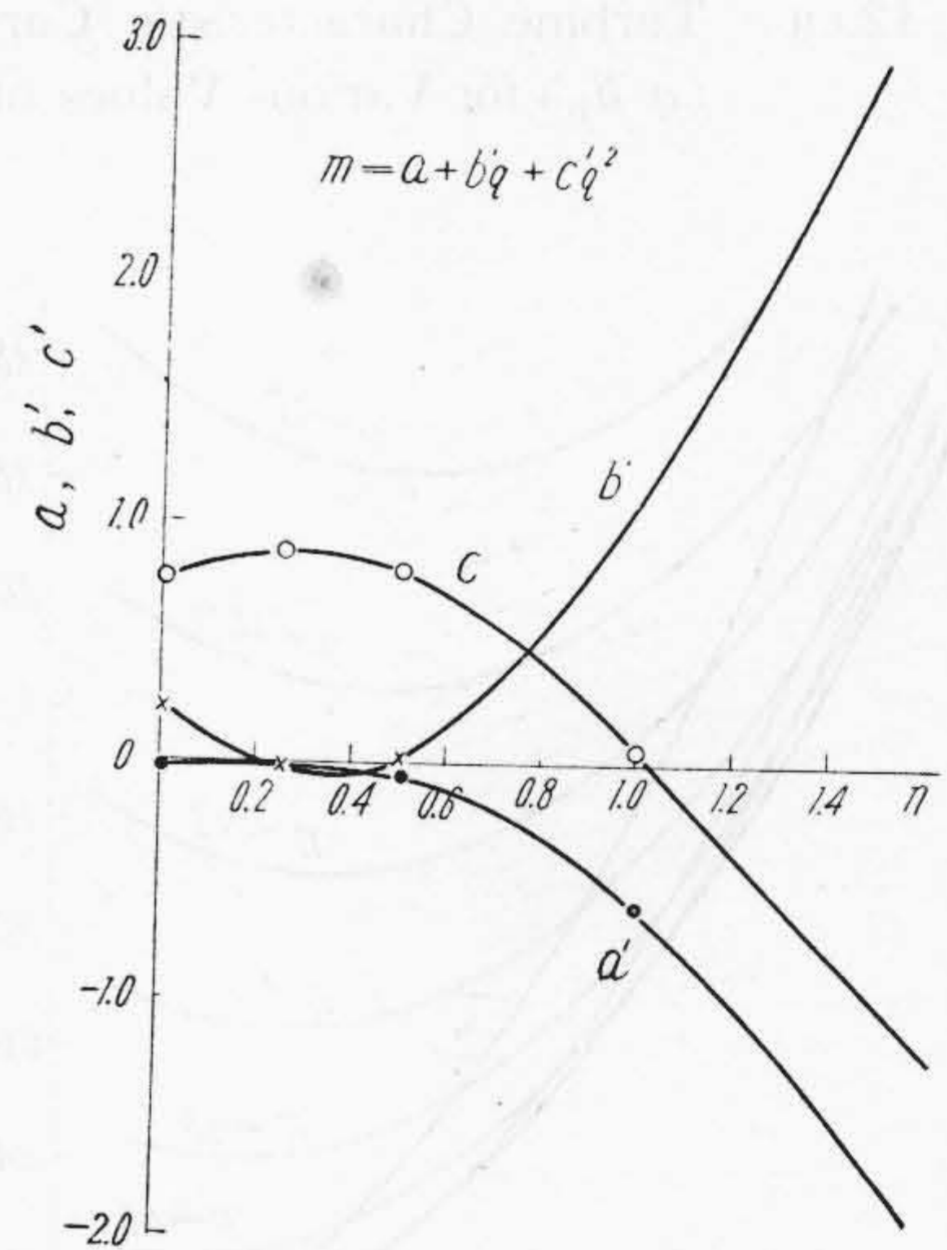


第9図 種々の  $n$  の値に対する逆流特性曲線群 ( $q-m$ )  
 Fig. 9. Reverse Flow Characteristic Curves ( $q-m$ ) for Various Values of  $n$

( $n=0.25$ ),  $N=1,470$  r.p.m. ( $n=0.5$ ) 及び  $N=2,940$  r.p.m. ( $n=1$ ) の三種類に変え、各逆転速度毎にポンプ出口に加える水頭  $h_p$  と逆流量  $q$  とを求めた。他の任意



第10図 水車特性常数  $a, b, c$   
 Fig. 10. Turbine Characteristic Constants  $a, b, c$



第11図 水車特性常数  $a', b', c'$   
 Fig. 11. Turbine Characteristic Constants  $a', b', c'$

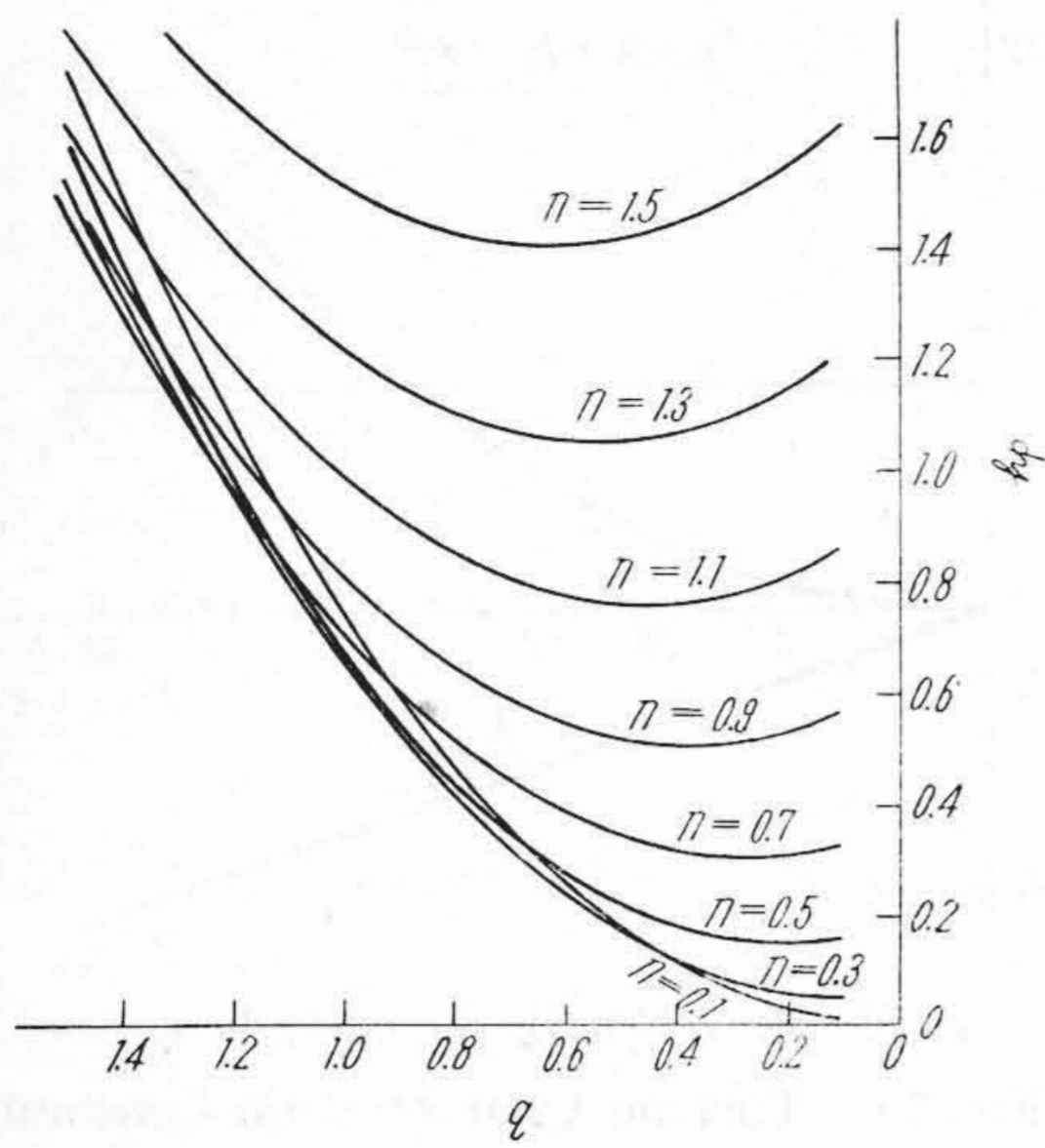
の逆転速度に対する特性値は前節と同様の方法に依つて求めた。すなわち  $q$  と  $h_p$  もしくは  $q$  と  $m$  との関係を図示すればこの場合も拋物線に近い曲線となるから、それ等の関係を

$$h_p = a + bq + cq^2$$

$$m = a' + b'q + c'q^2$$

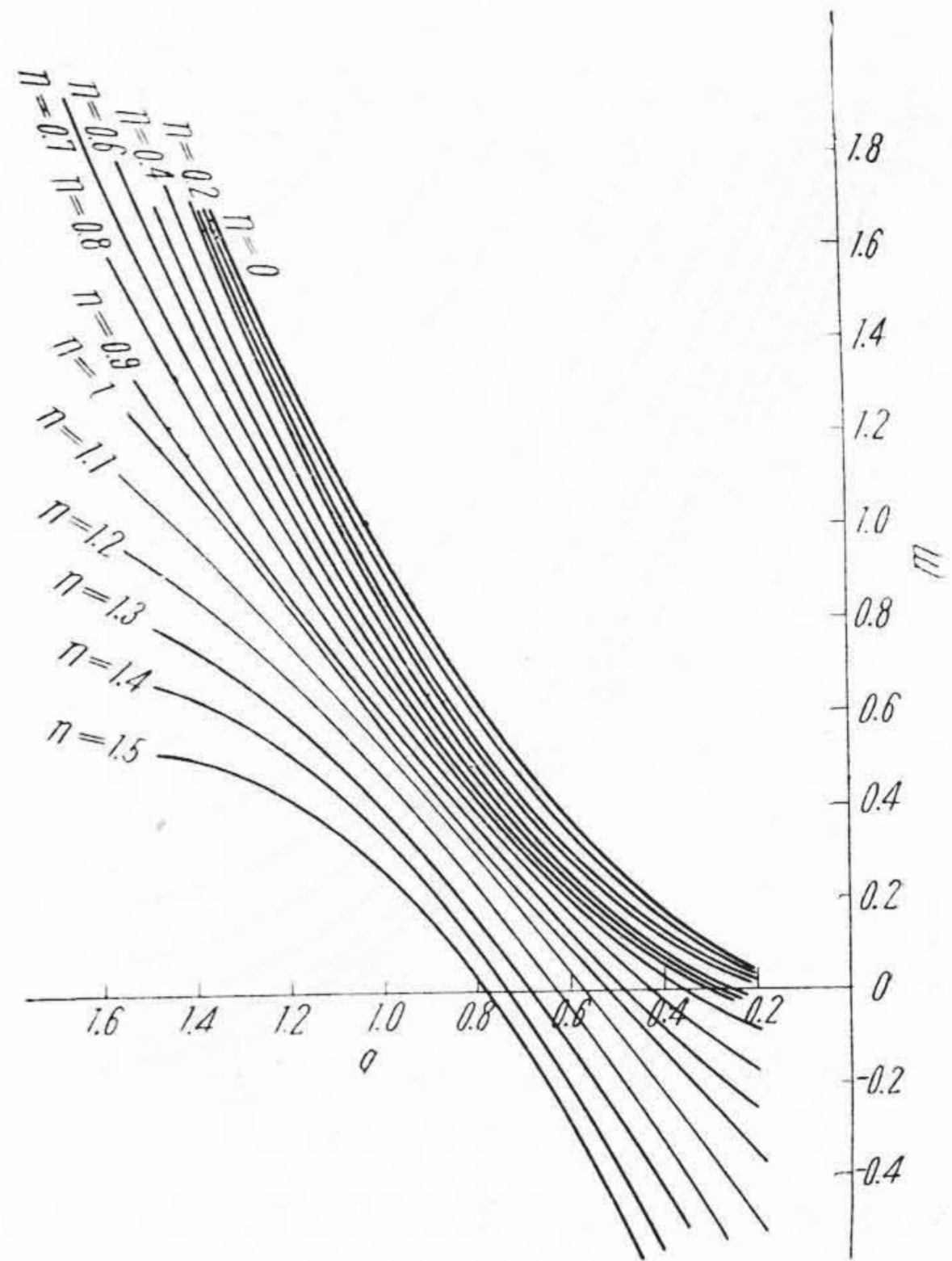
にて表わし、実験結果を用いて各逆転速度  $n=0.25, 0.5, 1$  毎に常数  $a, b, c$  及び  $a', b', c'$  の値を求めて図示すれば第10図及び第11図の如くなる。これ等の曲線に依りては任意の  $n$  の値に対する諸常数を求めることにすれば、この場合に於ても種々の  $n$  の値に対する  $q$  と  $h_p$  もしくは  $q$  と  $m$  との関係を算出することができる。これ





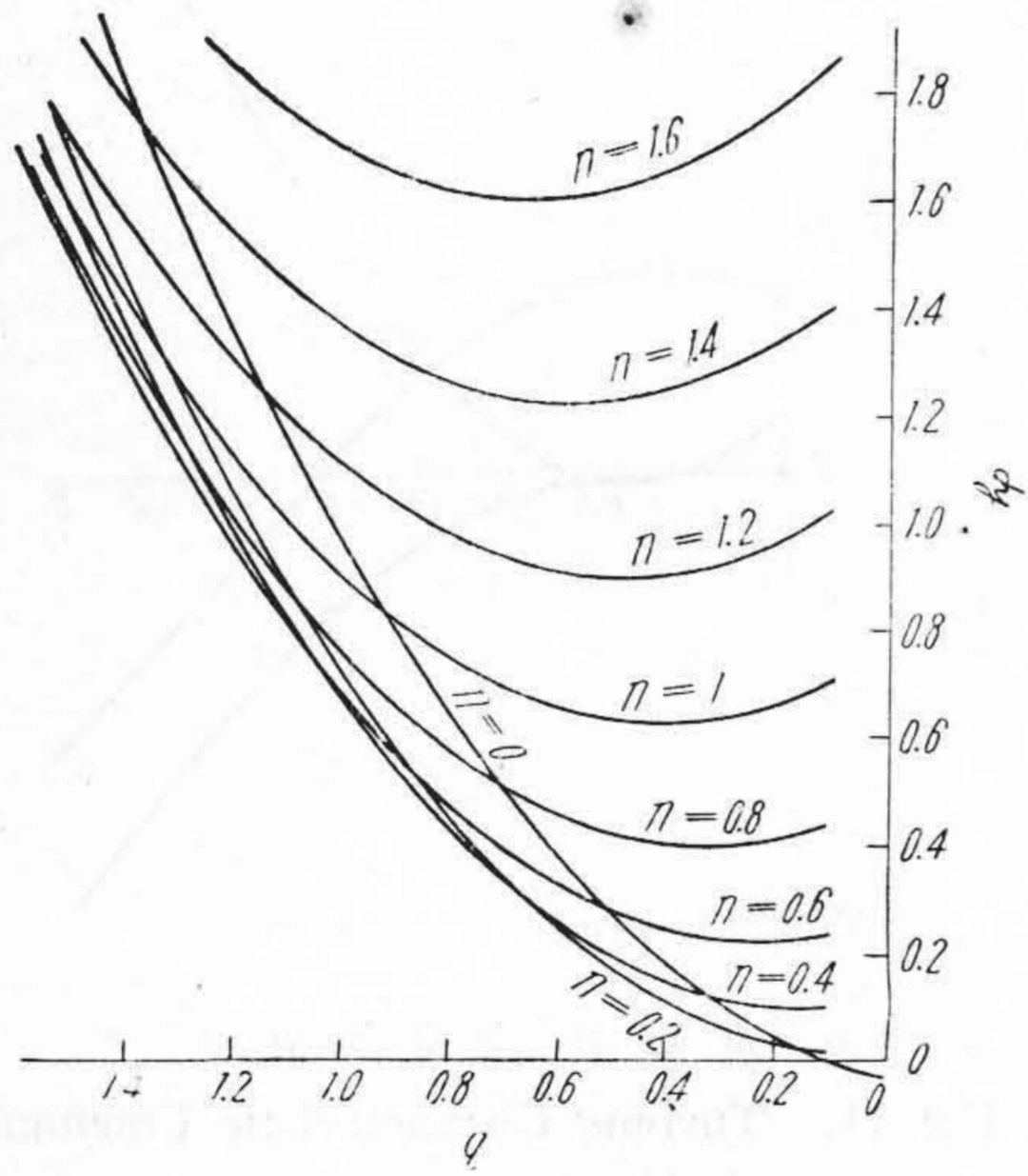
第12図(a) 種々の  $n$  の値に対する水車特性曲線群 ( $q-h_p$ )

Fig. 12.(a) Turbine Characteristic Curves ( $q-h_p$ ) for Various Values of  $n$



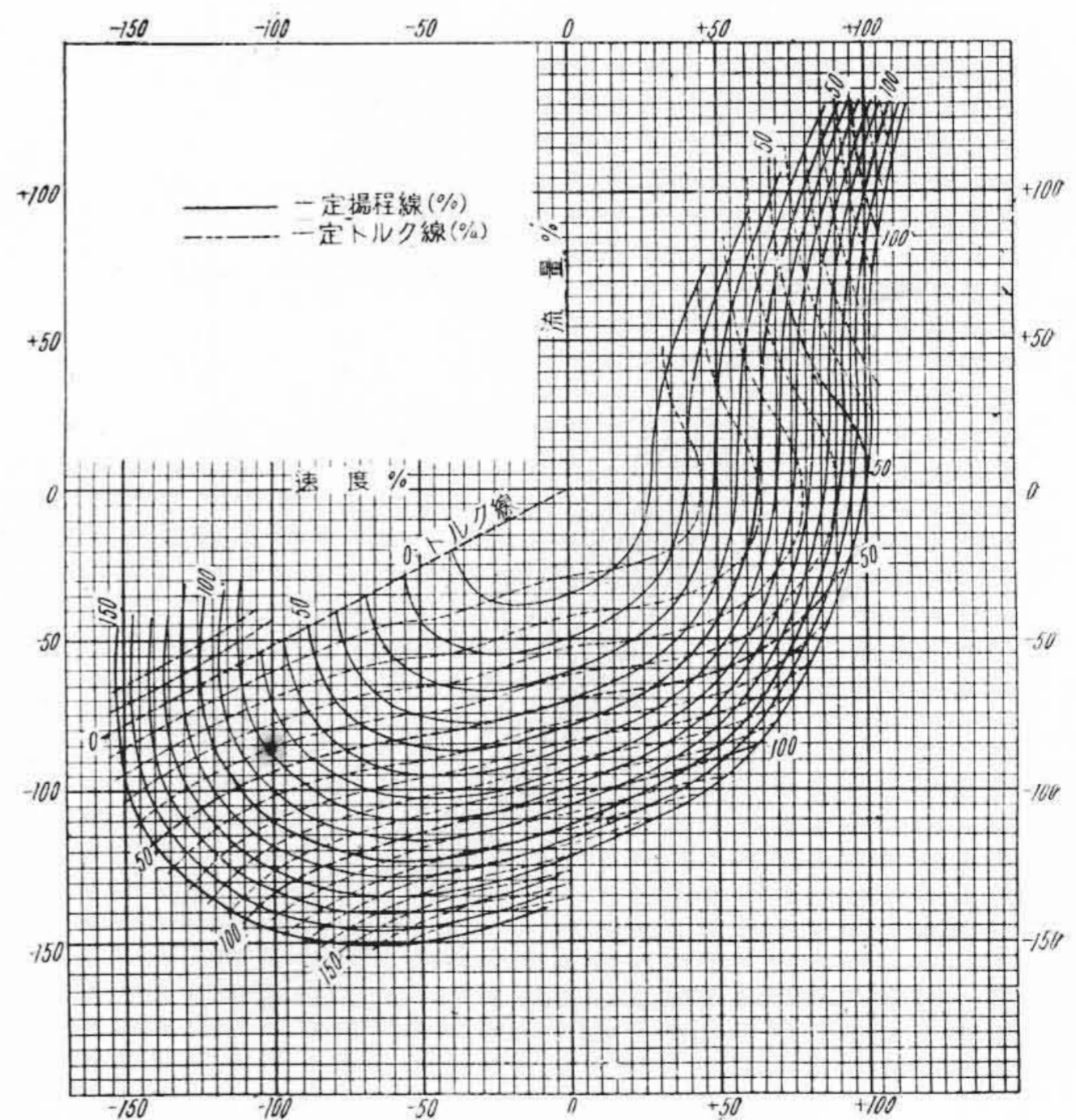
第13図 種々の  $n$  の値に対する水車特性曲線群 ( $q-m$ )

Fig. 13. Turbine Characteristic Curves ( $q-m$ ) for Various Values of  $n$



第12図(b) 種々の  $n$  の値に対する水車特性曲線群 ( $q-h_p$ )

Fig. 12.(b) Turbine Characteristic Curves ( $q-h_p$ ) for Various Values of  $n$



第14図 全般特性曲線図

Fig. 14. Complete Characteristic Diagram

等の関係を図示したものが第12図(a)、同(b)及び第13図である。

(4) 全般特性曲線図の作成

横軸に  $n$  を取り縦軸に  $q$  を取つて、 $h_p$  = 一定及び  $m$  = 一定の全般特性曲線図を引くには、第4図、第5図、第8図、第9図、第12図(a)、同(b)及び第13図に於て  $h_p$  = 一定、もしくは  $m$  = 一定の水平直線にて各曲線群を切断し、これ等の切断点に於ける  $h_p$  もしくは  $m$  に対する  $n$  と  $q$  との関係を求める。かくして求めた値を

図上に写し出し、 $h_p$  = 一定の点及び  $m$  = 一定の点を滑らかな曲線にて結び付けばよい。第14図はかくの如くして引いた全般特性曲線図であつて、図に実線にて示せる曲線が  $h_p$  = 一定に対するものであり、点線にて示せるものが  $m$  = 一定に対する曲線である。



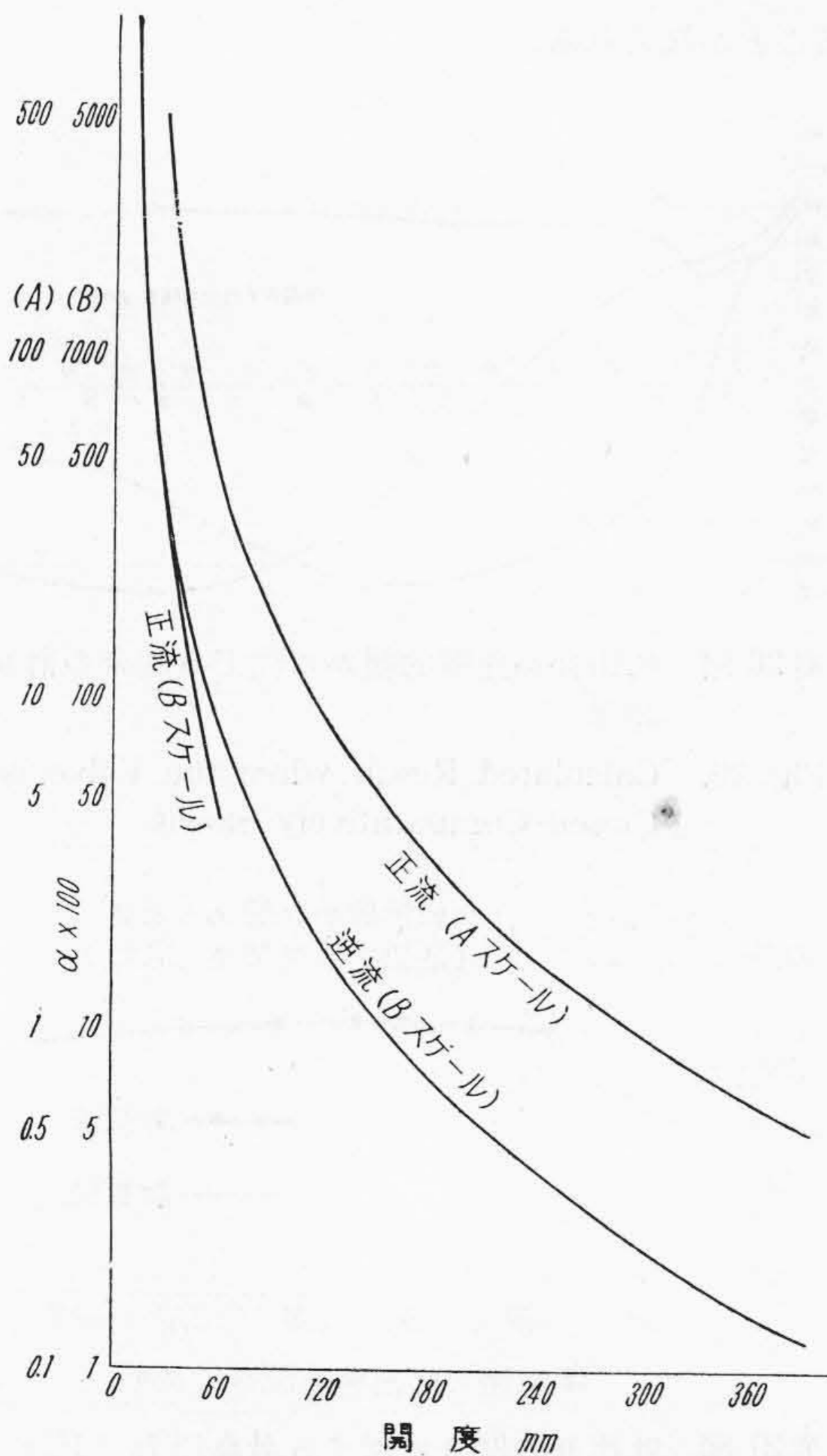
[IV] ウォーターハンマーの計算

計算の基礎となる諸数値は次の通りである。

- $N_n = 500 \text{ r.p.m.}$
- $H_n = 211 \text{ m,}$
- $Q_n = 7.9 \text{ m}^3/\text{sec}$
- $v_n = 2.08 \text{ m/sec}$  (1 台運転の時)
- $L = 605 \text{ m}$
- $a = 1,045 \text{ m/sec}$
- $2L/a = 1.16 \text{ sec}$
- $M_n = 40,000 \text{ m-kg}$
- $WR^2 = 48,980 \text{ kg-m}^2$
- $K = 0.526$
- $\Delta t = 0.29 \text{ sec}$  ( $\Delta t = \frac{1}{4} \times 2L/a$  の場合)
- $\Delta t = 0.58 \text{ sec}$  ( $\Delta t = \frac{1}{2} \times 2L/a$  の場合)

また実物ニードル弁の油圧シリンダの主要寸法 (第1図参照) は

- $D = 150 \text{ cm}$        $d_o = 6 \text{ cm}$        $d_b = 32 \text{ cm}$
- $F_o = 17,650 \text{ cm}^2$        $F_b = 16,875 \text{ cm}^2$

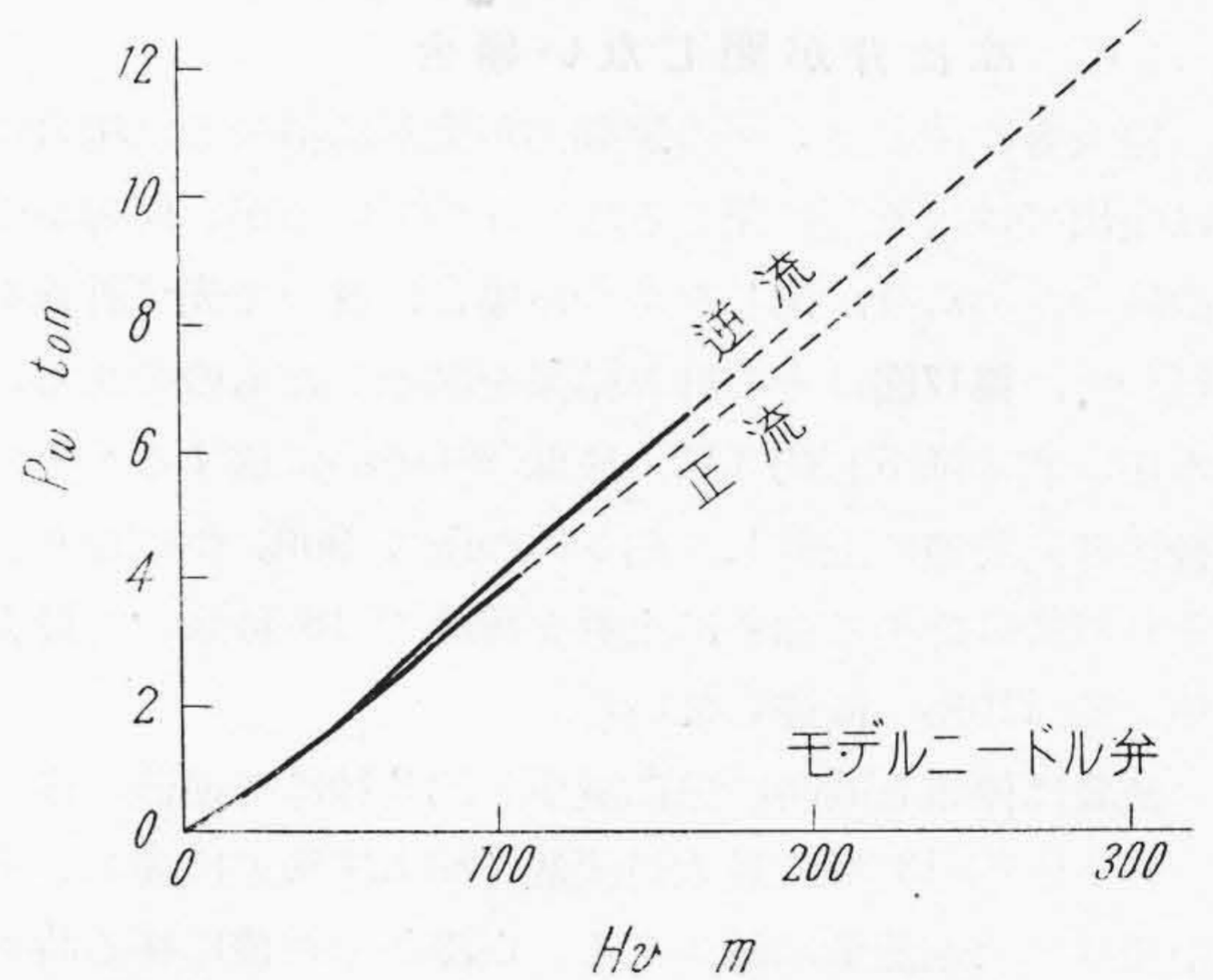


第15図 ニードル弁の抵抗係数  $\alpha$   
Fig. 15. Coefficient of Resistance  $\alpha$  of Needle Valve

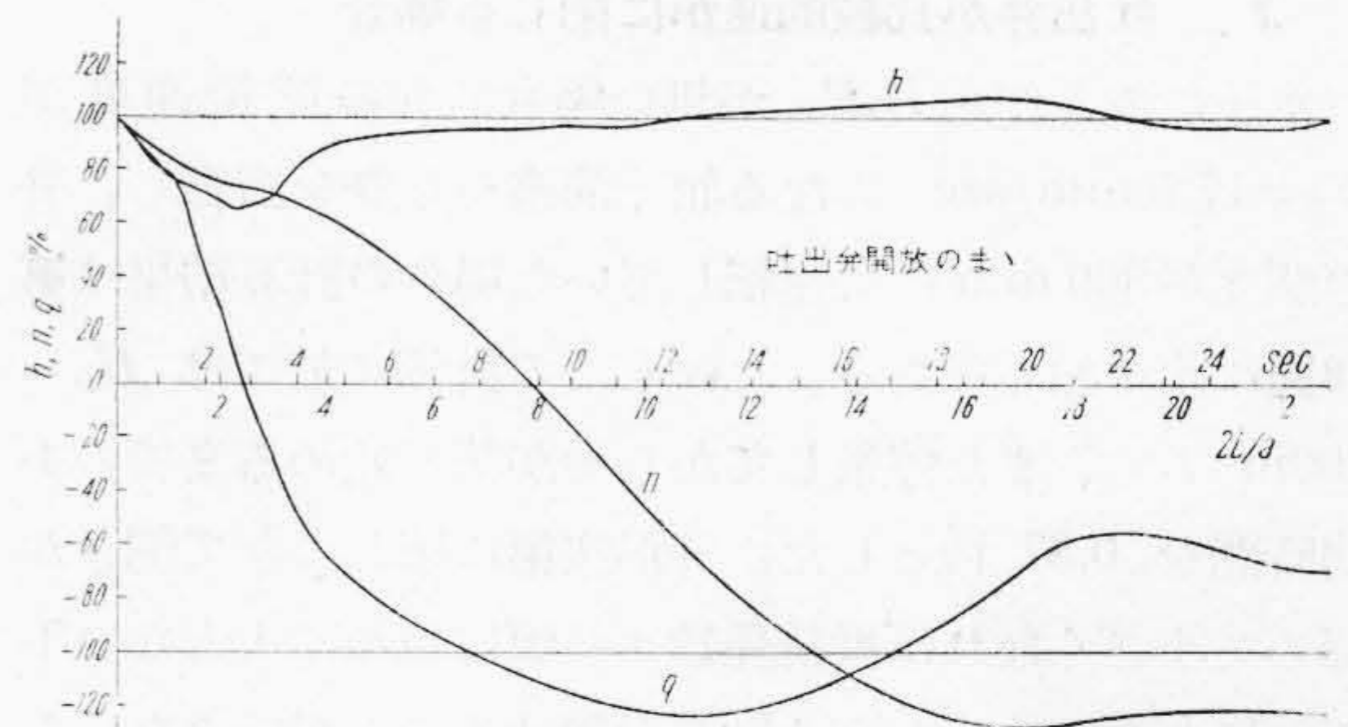
であり、油圧シリンダに作用する油圧  $p_0$  の値は、油槽内の油圧が  $18 \text{ kg/cm}^2$  であるので、途中の配管内に於ける圧力降下を見込んで  $15 \text{ kg/cm}^2$  を以つて  $p_0$  の値とした。なお使用油 (タービン油) の比重は  $0.9$  とした。

ニードル弁の開度に対する抵抗係数  $\alpha$  の値はモデル弁 (モデル比  $5.9$ ) の実験に依つて求めた。その結果は第15図に示す如くであり、また弁体前後の圧力差  $H_v$  に依り弁体に加わる作用力  $P_w$  の値は第16図に示す通りである。たゞしこの  $P_w$  の値はモデル弁の実験結果であるから、実物弁に於ける  $P_w$  の値は実験値にモデル比の自乗  $5.9^2$  を乗じて求めることにした。

2 台のポンプから出た管路は全長の約  $2/3$  の所で会合して1本となり調圧水槽に達する。2 本の管路の長さは多少異なるが、計算に於てはその長い方を取つた。2 台のポンプから出た管が途中で会合しているため、1 台運転中に停電した場合と2 台運転中に停電した場合とではウォーターハンマー現象も異と思われるが、Peabody氏の実測結果<sup>(2)</sup>に依れば3 台運転中の場合よりも1 台運転

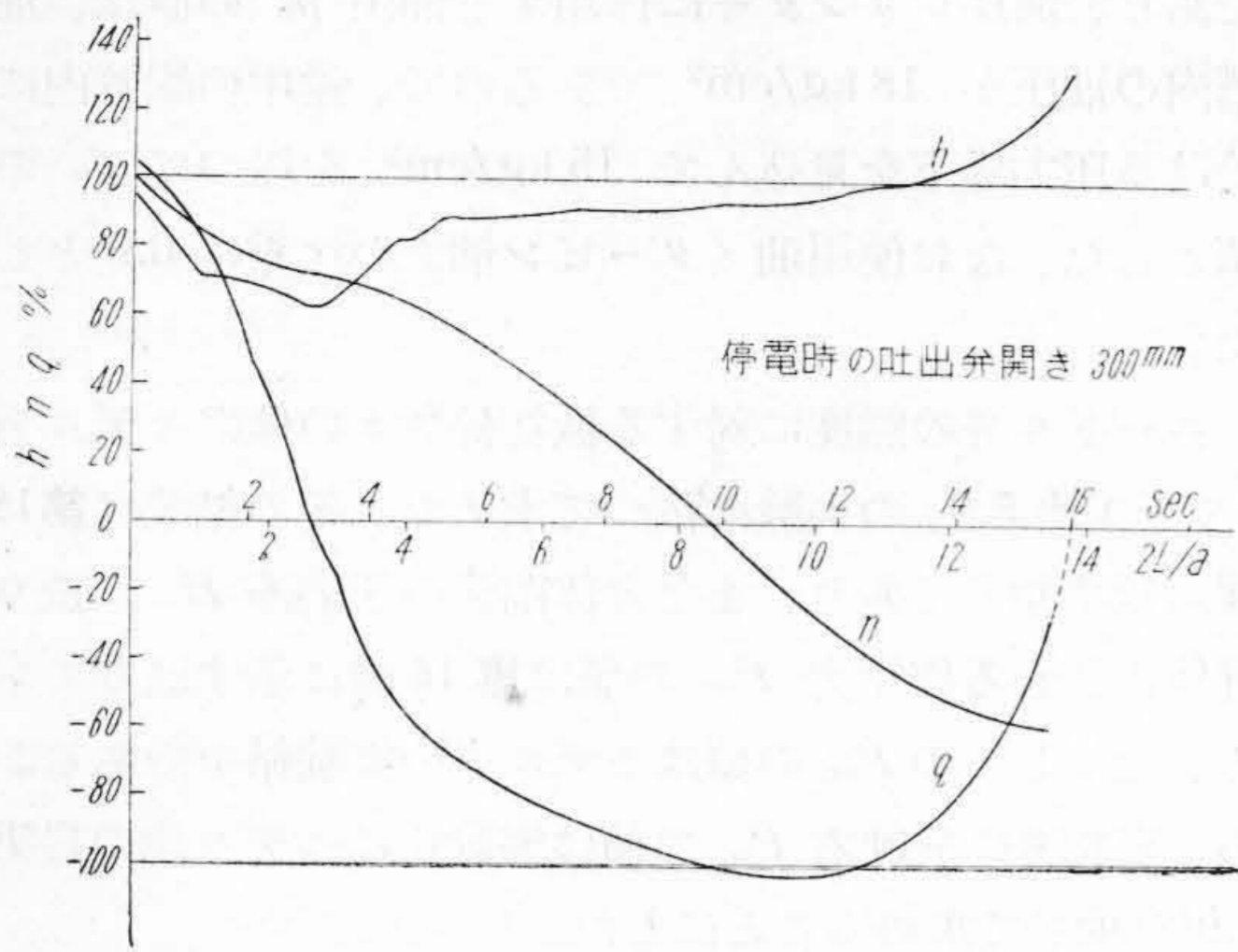


第16図 弁体前後の圧力差  $H_v$  に依る作用力  $P_w$   
Fig. 16. Force  $P_w$  Acted on Valve Body due to Pressure Difference  $H_v$



第17図 吐出弁を閉じない場合の計算結果  
Fig. 17. Calculated Result when the Valve is Held Open





第 18 図 吐出弁が比較的速やかに閉じる場合の計算結

Fig. 18. Calculated Result when the Valve is Closed Comparatively Rapidly

中の場合の方が圧力上昇は大きくなっている。依つて筆者も計算は 1 台運転の場合のみに就いて行うことにした。

(1) 吐出弁が閉じない場合

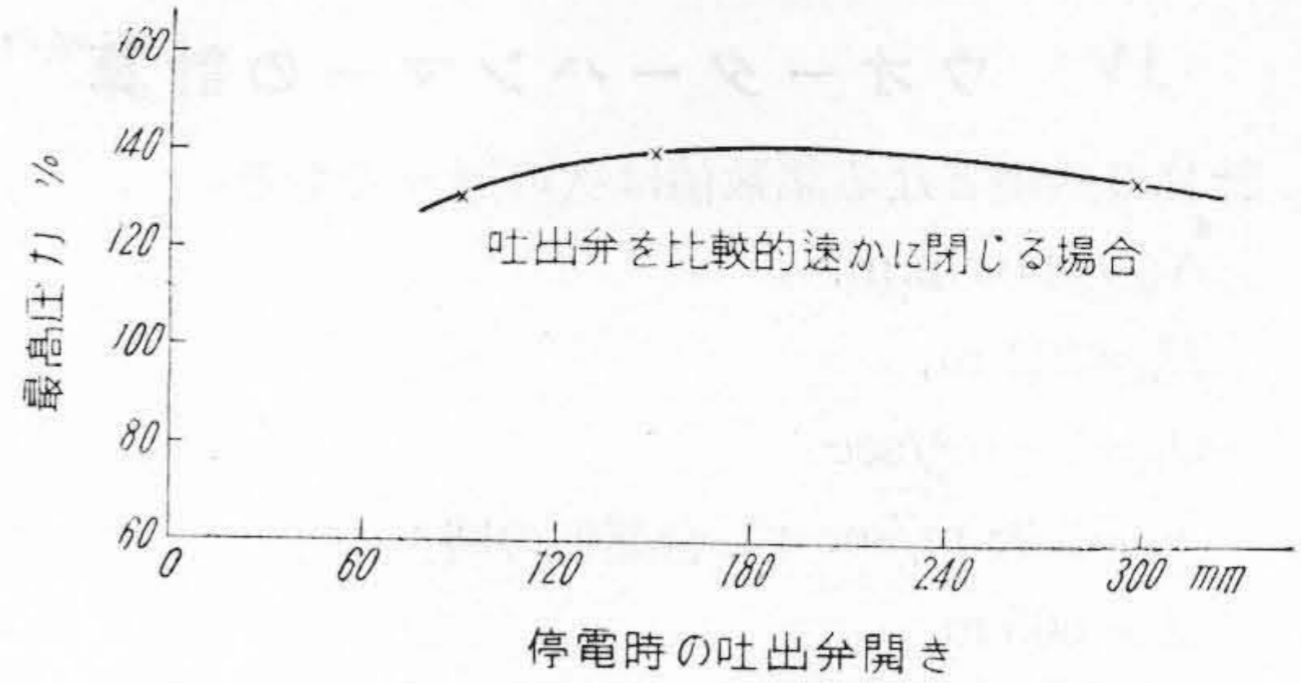
停電等に依りポンプの駆動力が突然に消失した場合には吐出弁は自動的に閉じる如くなっているが、何等かの故障のために弁が閉じなかつた場合に就いて先ず計算を行つた。第 17 図はその計算結果を図示したものである。水圧は始め降下し約 3 秒で最低(約 60%)に達する。その後比較的急速に上昇して約 5 秒の所で 90% 位になり、それ以後は極めて徐々に上昇を続けて 18 秒余にて最高圧(約 110%)に達している。

流量は停電と同時に急に減少し約 3 秒にて逆流に移っている。約 13 秒で最大逆流流量(約 124%)に達し、その後はまた逆流流量は減少する。正流から逆流に移る時刻と水圧が最低になる時刻とはよく一致している。

回転は約 9 秒にて逆転を始め、約 20 秒で最大逆転速度(約 130%)となつている。

(2) 吐出弁が比較的速やかに閉じる場合

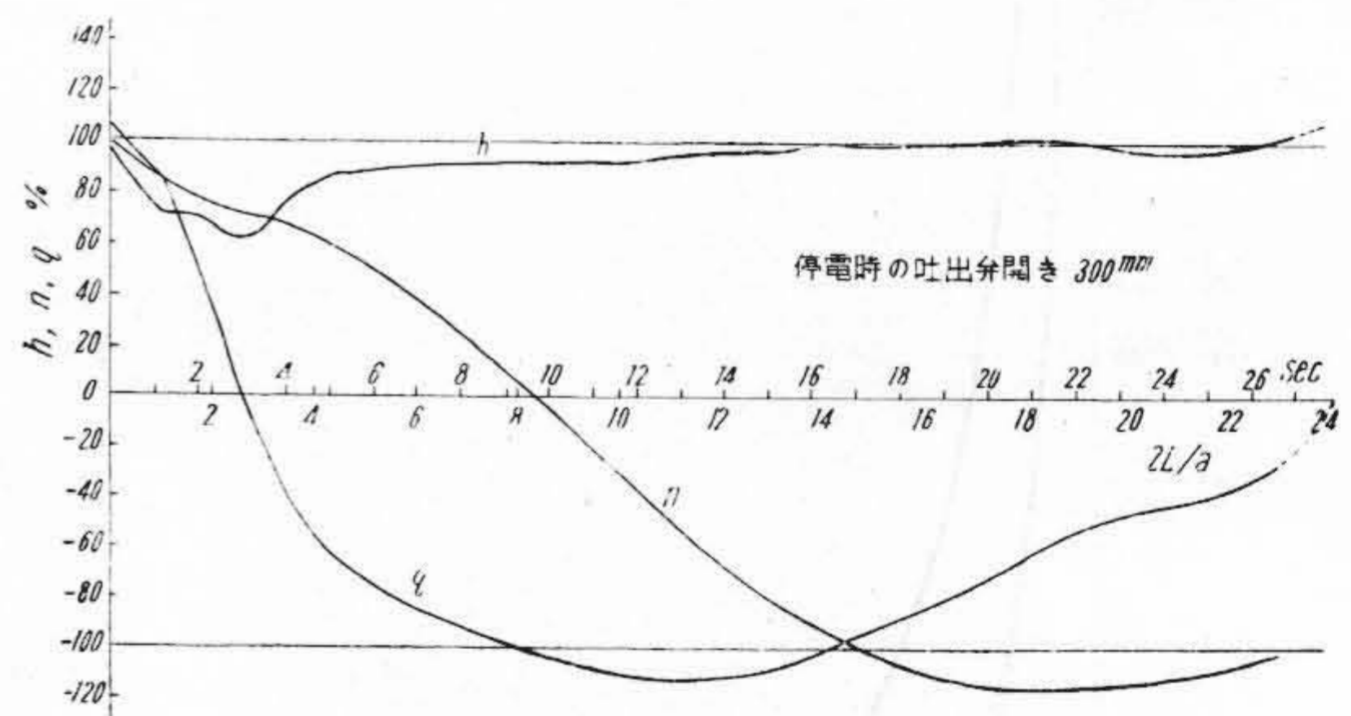
水圧に依る作用力  $P_w$  が無い場合に弁の閉鎖速度が  $V_p=17.5$  mm/sec になる如く油逃がし弁を調節し、弁の開きが 300 mm にて運転していた場合の計算結果は第 18 図に示す如くである。たゞしこの計算に於ては  $H_0=200$  m とし、また停電してから弁が閉じ始めるまでの不効時間を 0.87 秒とした。弁が次第に閉じてきて開きが極めて小さくなれば抵抗係数  $\alpha$  の値は急激に大となり不正確になつてくるから、計算を続けることができないため計算は弁の開きが約 20 mm のところで打切つた。この点に於ける管内水圧は 125% となつているが、弁が閉じ切る時にはもう少し上昇して 135% 位になることが予



第 19 図 吐出弁の開きに対する最高圧力 ( $V_p=17.5$  mm/sec)

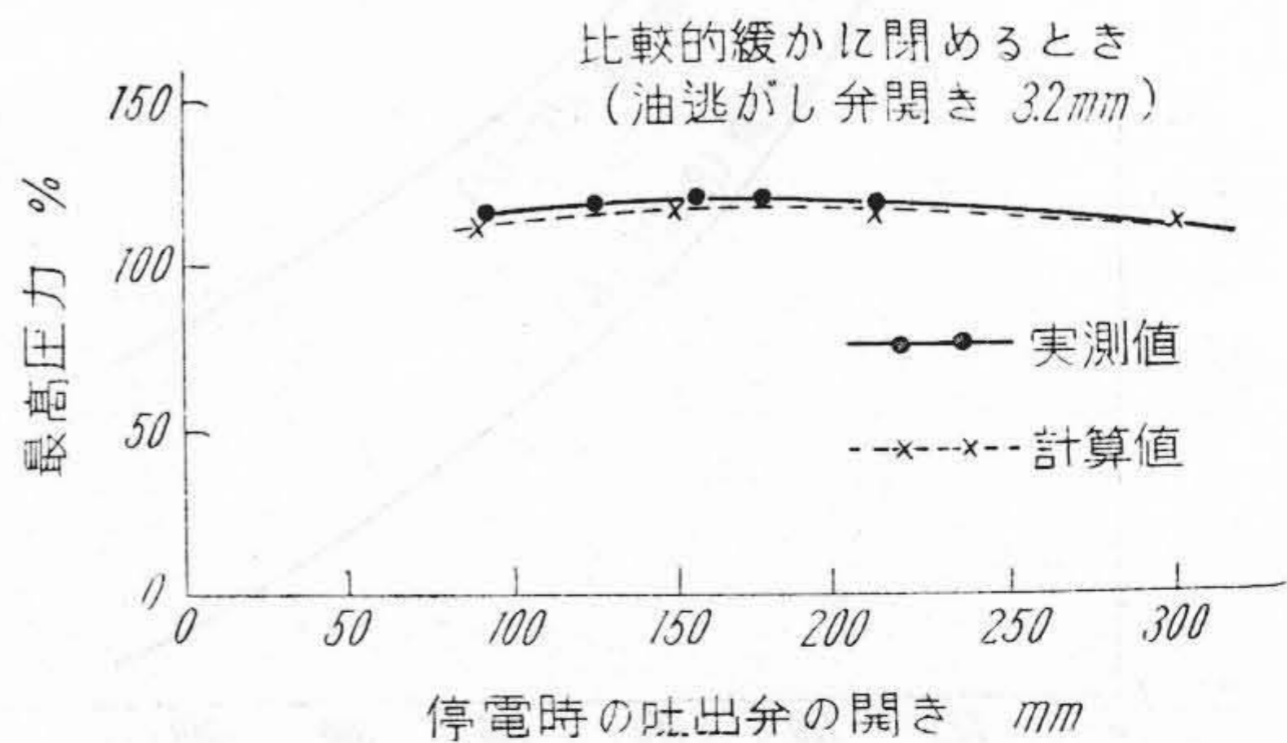
Fig. 19. Maximum Pressure Rise in Relation to Valve Opening ( $V_p=17.5$  mm/sec)

測せられる。最大逆流流量は 103% となり、最大逆転速度は約 60% となつている。次に吐出弁の開きを小さくして運転していた時には如何になるかを知るために、弁の開きが 150 mm 及び 90 mm に就いて計算を行つた。その結果に依れば前者の場合は予想最高圧力は 140% 位となり、後者の場合には 130% 位となる。吐出弁の開きに対して最高圧力を示したものが第 19 図である。この結果を見るに弁の途中の開きに於て最高圧力がかえつて大となることが知られる。



第 20 図 吐出弁が比較的緩やかに閉じる場合の計算結果

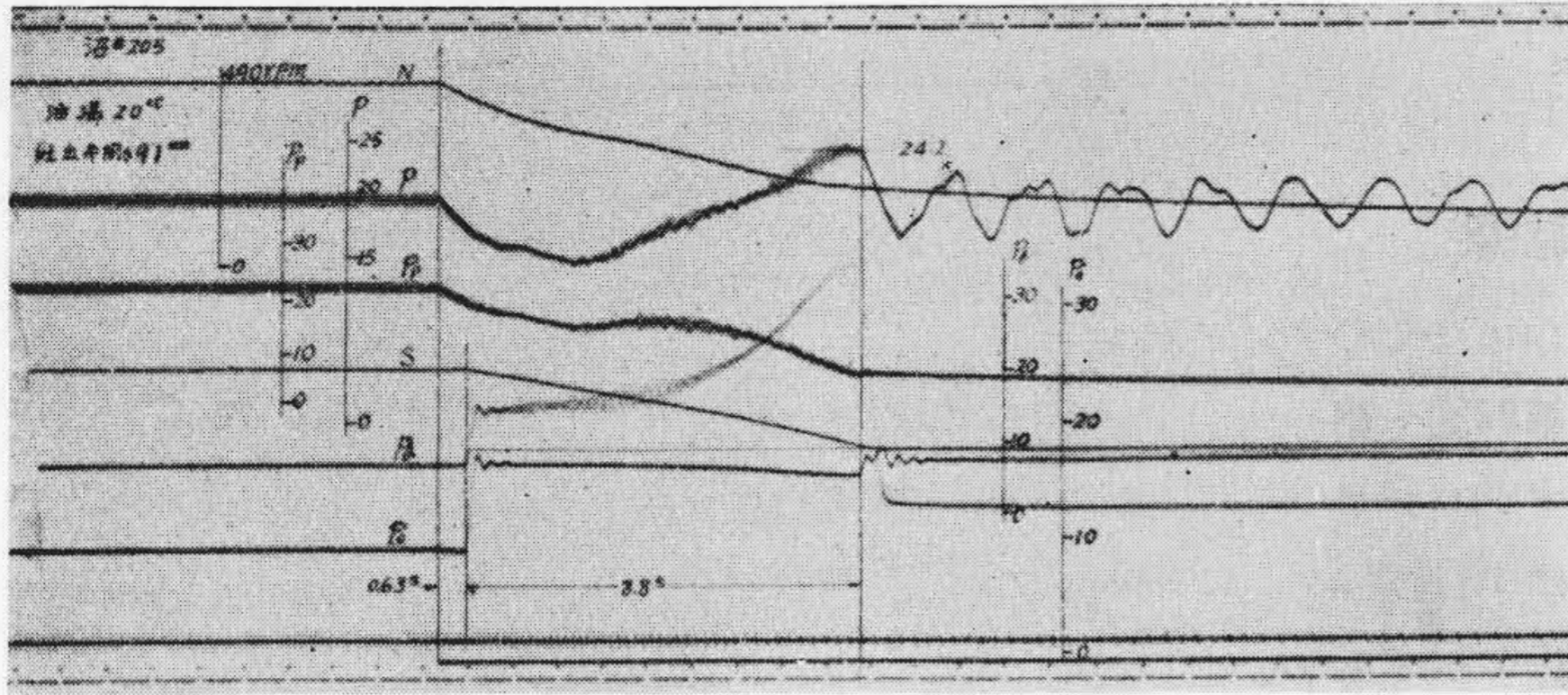
Fig. 20. Calculated Result when the Valve is Closed Comparatively Slowly



第 21 図 吐出弁の開きに対する最高圧力 ( $V_p=10$  mm/sec)

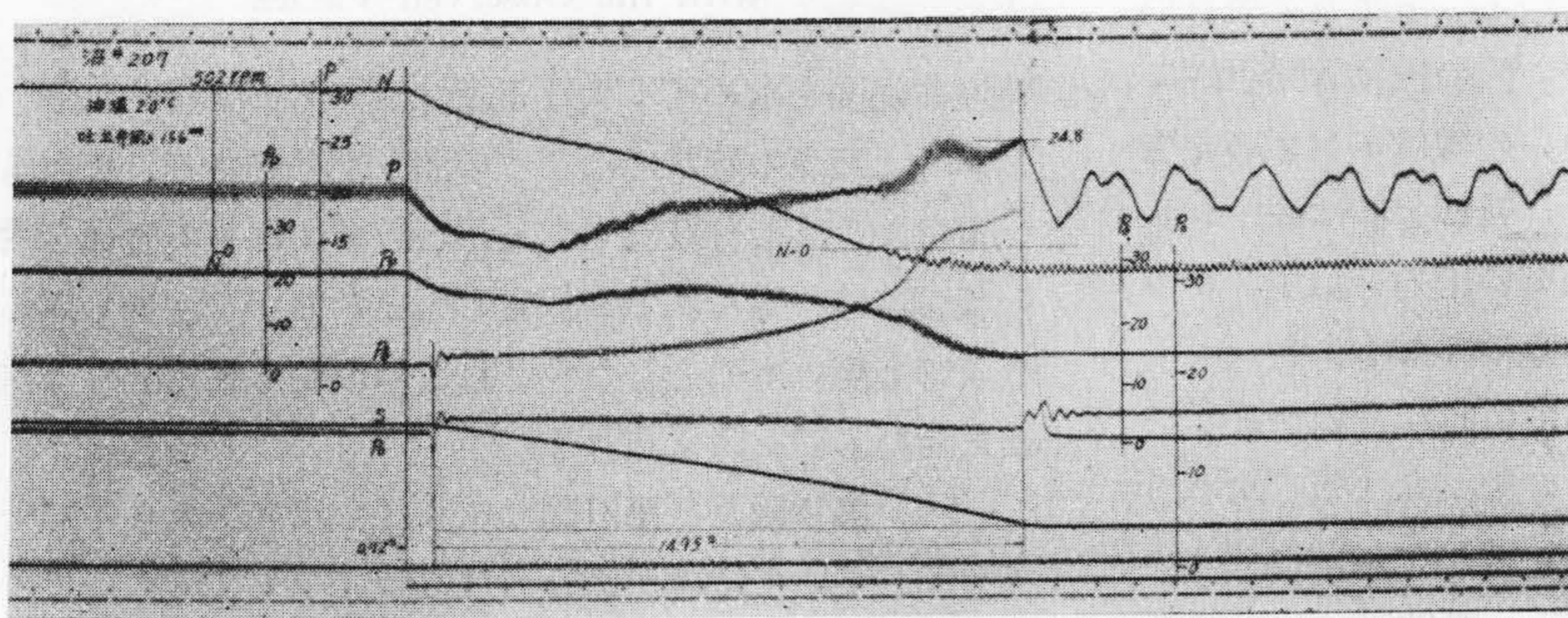
Fig. 21. Maximum Pressure Rise in Relation to Valve Opening ( $V_p=10$  mm/sec)





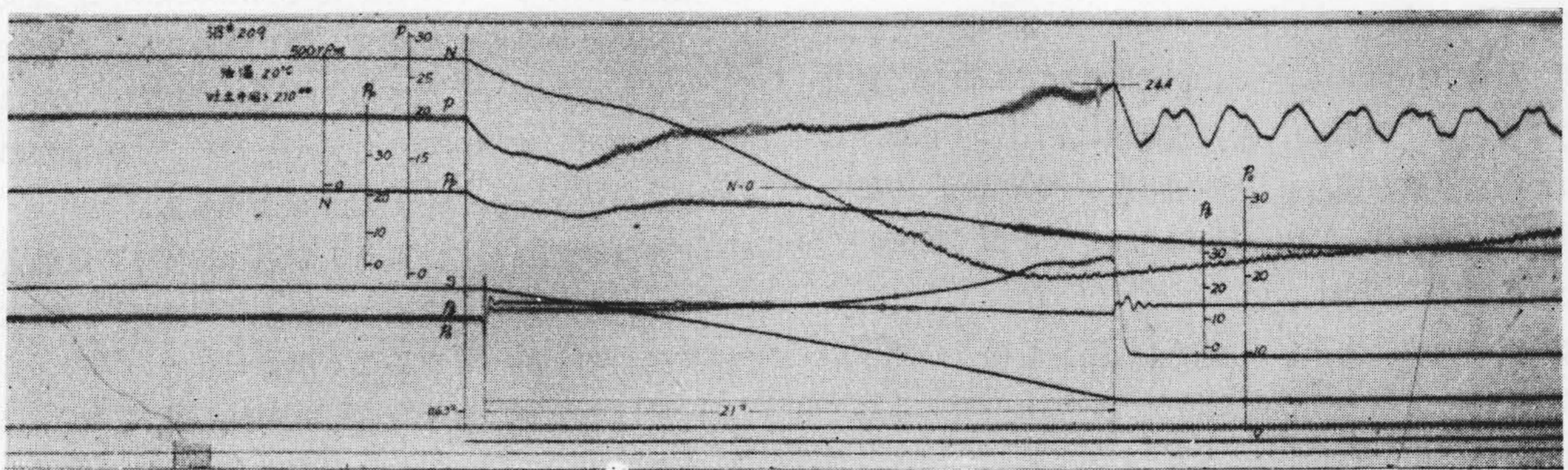
第22図 実測に依るオシログラム (吐出弁開き=91 mm)

Fig. 22. Oscillogram Obtained in Field Test (Valve Opening=91 mm)



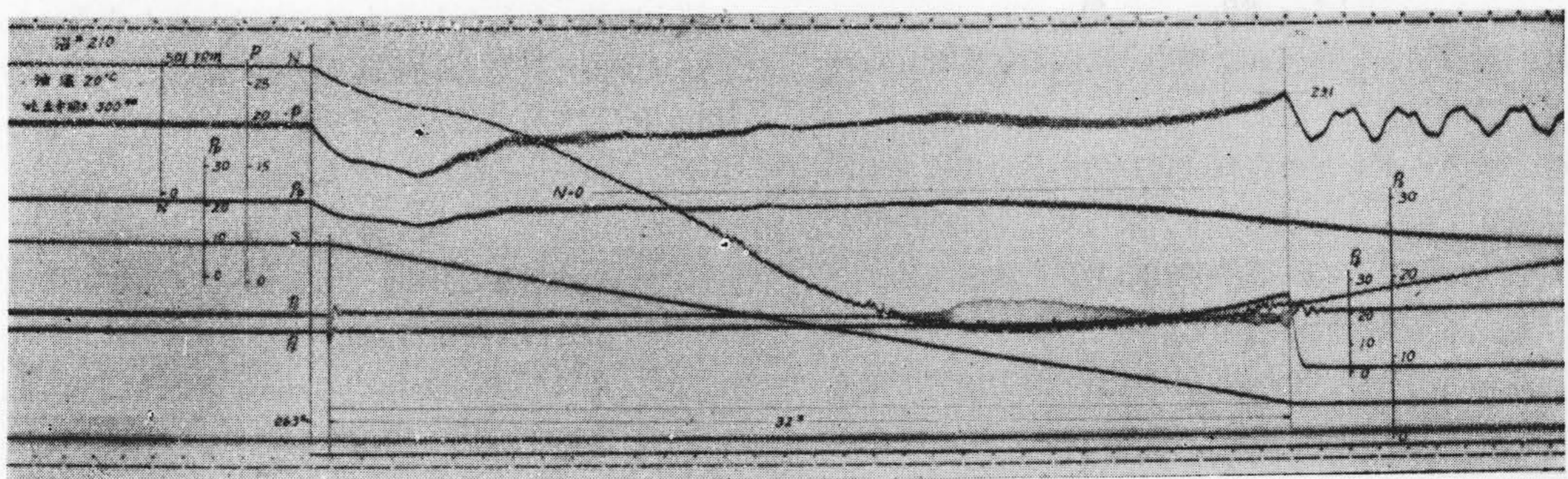
第23図 実測に依るオシログラム (吐出弁開き=156 mm)

Fig. 23. Oscillogram Obtained in Field Test (Valve Opening=156 mm)



第24図 実測に依るオシログラム (吐出弁開き=210 mm)

Fig. 24. Oscillogram Obtained in Field Test (Valve Opening=210 mm)



第25図 実測に依るオシログラム (吐出弁開き=300 mm)

Fig. 25. Oscillogram Obtained in Field Test (Valve Opening=300 mm)

(3) 吐出弁を比較的緩かに閉じる場合

$P_w$  の作用が無い場合に弁の閉鎖速度が  $V_p=10\text{mm/sec}$  になる如く調整した場合の計算結果は次の如くである。ただしこの場合も不効時間を 0.87 秒とし、 $H_0=200\text{m}$  としてある。

吐出弁の開きが 300 mm にて運転していた場合の計算結果は 第20図 に示す如くである。この結果を見るに最高圧力は 110% 程度になるものと予測せられる。逆流量及び逆転速度はそれぞれ約 115% 前後になつている。

吐出弁の開きが小さい時には逆流及び逆転は次第に小さくなるが、最高圧力は前の場合と同様に弁の途中の開きに於てかえつて高くなつている。第21図に於て点線にて示



した曲線は弁の開きに対する最高圧力で計算に依り求めたものである。

### 〔V〕 実物ポンプに依る実測結果

吐出弁を比較的緩かに閉じる場合 ( $V_p=10$  mm/sec の場合) で1台運転の実測結果の数例を示せば第22図~第25図のオシログラムの如くである。これ等のオシログラムに於て上下の2線は経過時間を表わし、その1目盛は1秒に当る。下から2番目の線が電源の遮断時を示すもので、その左方部は明瞭でないが途中から明瞭な直線に変つている。この変り目が電源の遮断時刻を示す。その直上の線は較正用の回転数を示すものであつて、それに刻める1目盛が1回転を表わしている。上より2番目の  $N$  の線は回転速度を表わし、次の  $p$  の線は管路下端に於ける圧力 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ ) を示し、 $p_p$  の線はポンプの発生している圧力を示す。下方の線  $p_b$  及び  $p_0$  は油圧シリンダー内の排油側の圧力及び圧油側の圧力を示す。Sの線はニードル弁の閉鎖運動を示すものである。

第22図は吐出弁の開きが91 mmの時に電源を遮断した時のもので、不効時間0.63秒の後に弁は閉じ始めている。最高圧力は242 mで ( $H_n=211$  m に対して115%)、回転は逆転にまで至つていない。第23図は吐出弁の開きが156 mmの場合で、不効時間は0.72秒、最高圧力は248 m (118%) になつており、回転は僅かに逆転している。(最大逆転数約75 r.p.m.)。第24図は吐出弁の開きが210 mmの場合で、不効時間は0.63秒、最高圧力は244 m (116%)、最大逆転数は約175 r.p.m. となつている。第25図は吐出弁の開きが300 mmの場合で、不効時間は0.63秒、最高圧力は231 m (110%)、最大逆転数は約560 r.p.m. となつている。

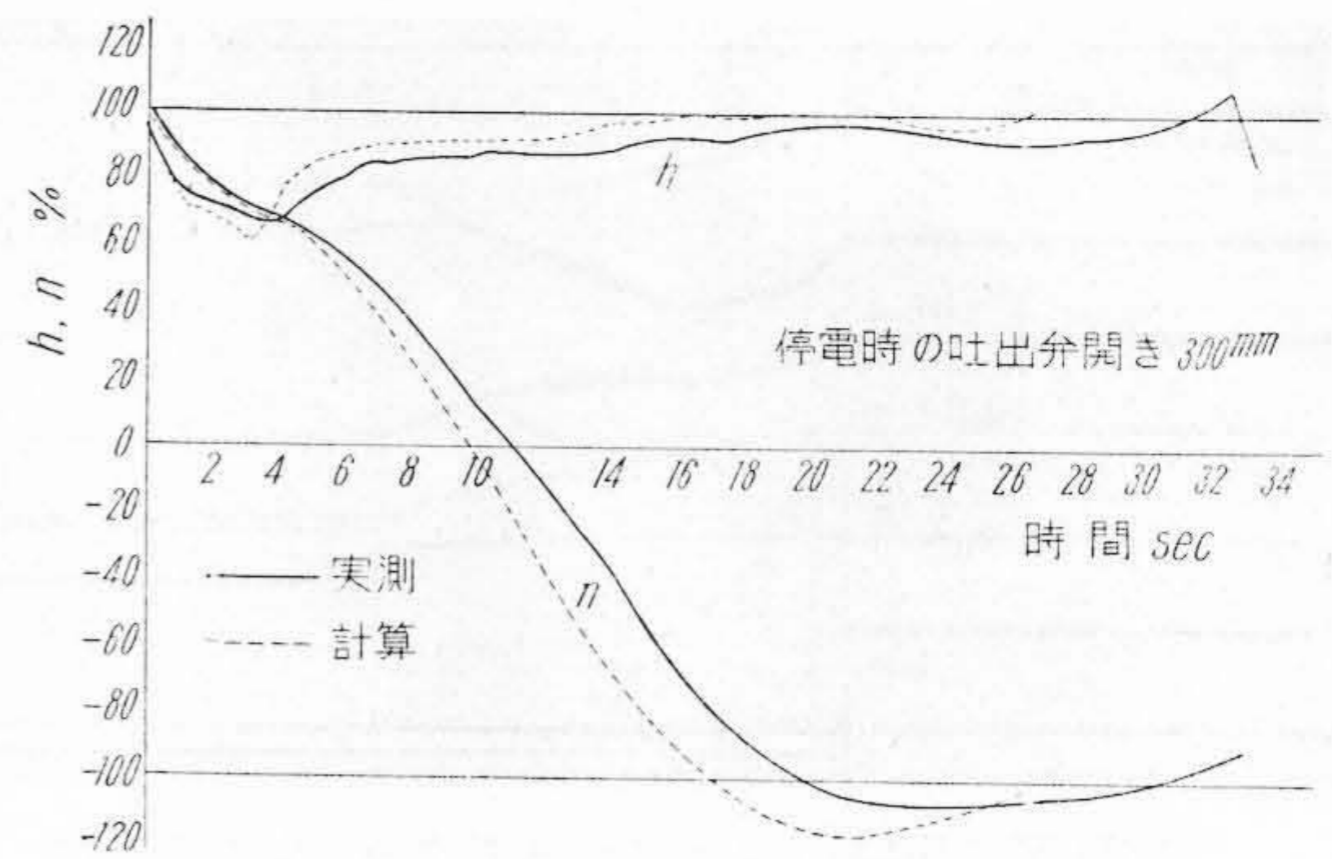
第21図の実線にて示した曲線は吐出弁を種々の開きから閉じた時の最高圧力の実測値を示したものである。

第26図は吐出弁を300 mmの開きから閉じた場合の計算結果と実測結果とを比較して示したものである。

### 〔VI〕 結 言

(1) 計算値と実測値とは実用的には差支えない程度によく一致している。

(2) モデルポンプの実験は電動機の都合で種々の回転数に就いて行うことができず、限られた少種類の回転数に就いて行つた。これ等の実験結果から本文に述べた手段に依つて全般特性曲線図を求めてウォーターハンマーの計算を行つたが、計算値と実測値とが実用的に差支えない程度に一致したことより考えて上記の手段で全般



第26図 計算値と実測値との比較

Fig. 26. Comparison of the Calculated Values with the Observed Values

特性曲線図を求めても大なる誤は無いものと思われる。

(3) 実際の管路には多くの曲り部分があり、管径も一定でなくまた分岐管もあるが、計算では平均直径を用いて管径は一定であると仮定し、また曲がり部分も無く分岐管も無いものとした。これ等の仮定も実用的には差支え無いものと考えられる。

(4) 第19図及び第21図に依れば吐出弁を大きく開いて運転していて電源が遮断された時よりも、かえつて小さい開きの時に最高圧力が大きくなり、更に開きが小さい場合にはまた最高圧力は低くなつている。

本ポンプのニードル弁閉鎖機構は本来は二段速度を用い、始めは急速度にて閉じ、閉じ終りを極く緩かな速度になる如く計画してあるが、昨年秋の試運転の時はまだその機構の一部が未完成であつたため、二段操作の場合の実測ができなかつたことは残念である。

この研究に関しては東北大学沼知教授よりは絶えず種々御忠言を賜わり、東京大学鈴木教授並びに大阪大学植松教授からも色々と有益なる御意見を賜わつた。また現地に於ける実測は東北電力株式会社の多大なる犠牲と御協力とに依つて行い得たものである。これ等の方々に対して深甚の謝意を表する次第である。また工場内に於けるモデル実験は横山技師の指導の下にその他関係者多数の協力に依つて行われたものである。また広汎にわたりしかも面倒な計算も同技師及びその他多くの人の労を煩らわした。これ等の人に対してもこゝに厚く感謝の意を表する。

### 参 考 文 献

- (1) R. M. Peabody: Trans. A.S.M.E. Vol. 61, p. 117, Feb. 1939
- (2) R. M. Peabody: Trans. A.S.M.E. Vol. 62, p. 555, Oct. 1940