

東北電力株式会社納

沼沢沼揚水発電所用ポンプ

本多孝一*

The Pumps for the Numazawa-numa Pumped-Storage Power Station, Tohoku Electric Power Company

By Kōichi Honda

Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The whole generating equipment ordered from Hitachi, Ltd. in 1951 was finally completed and installed at site last fall. The pumps, with indigenous record-making specification, water q'ty $7.9 \text{ m}^3/\text{sec}$, head 211 m, motor output 21,000 kW, are now in commercial operation to entire satisfaction of the owner Company, occupying special attention of all concerned as the largest pumped-storage plant in this country.

To supplement the report on the equipment in this Power Station published in the last May issue, this article deals solely with the pumping system.

The pump in use is horizontal shaft 2-stage double suction turbine pump and is coupled along with a waterwheel and a generator which is used as a synchronous motor when the case demands. It is operated in such a manner that at starting it is driven by the waterwheel and when the synchronous speed is reached the driving duty is transferred to the motor. For the delivery valve service, a needle valve in oil pressure operating system is taken into use. It makes a feature that the valve takes different times for normal opening and closing operation and for the emergency closing at such a time as power failure, and in the latter case if the valve closes in the shorter time than specified, a pressure regulator which is used commonly to the waterwheel, is operated to suppress the water pressure. Entire "one-man control system" is adopted for the pump operation, hence starting, driving, and stopping can be accomplished automatically from the switchboard room by means of the sequence controller.

The article touches also the model experiment conducted previous to the completion of the prototype pump. In this experiment, wholesomeness of Hitachi's design was assured especially in terms of efficiency and safety against cavitation. The complete characteristics of the pump and characteristic of the model valve were measured to determine a proper period of time for emergency closing of the delivery valve at the time of power failure. The efficiency of the prototype was proved to be 87% making comparison with 82% of the model pump, and the water hammering occurring at the emergency closing of the delivery valve gave almost the same value as calculated in the model experiment.

* 日立製作所亀有工場

〔I〕 緒 言

沼沢沼発電所の設備の概要並びに水車、発電機等については既に本誌昭和 27 年 5 月号に紹介されているので、今回は特にポンプに就いて概略を述べて御参考に供し度い。

第 1 図に示す如く水車、発電機、ポンプは 2 組設置され、横軸であつて、一軸上に直結されている。発電時は通常ポンプを切放して運転するが短時間の場合はポンプを連結したままでも運転出来る。揚水時は水車を連結したまま運転し、圧縮空気により水車内部の水を排除して空転させる。ポンプの原動機としては発電機をそのまま同期電動機として用い、始動の時は水車で運転し同期速度に達してから電動機に負荷を移す。

ポンプは口径 1,500 mm の 2 段両吸込のタービンポンプで第 2 図にその構造を示す。総揚程は最小 194.8 m か

ら最高 226.2 m の間変化し、基準揚程は 211 m であつて、この時の水量は 1 台当り 7.9 m³/sec, 最高最低揚程に於ける水量の変化は基準水量に対しそれぞれ 12% 以内を要求されている。所要動力は最大 21,000 kW とし、電動機は 23,000 kVA, 50~, 500 r.p.m. である。

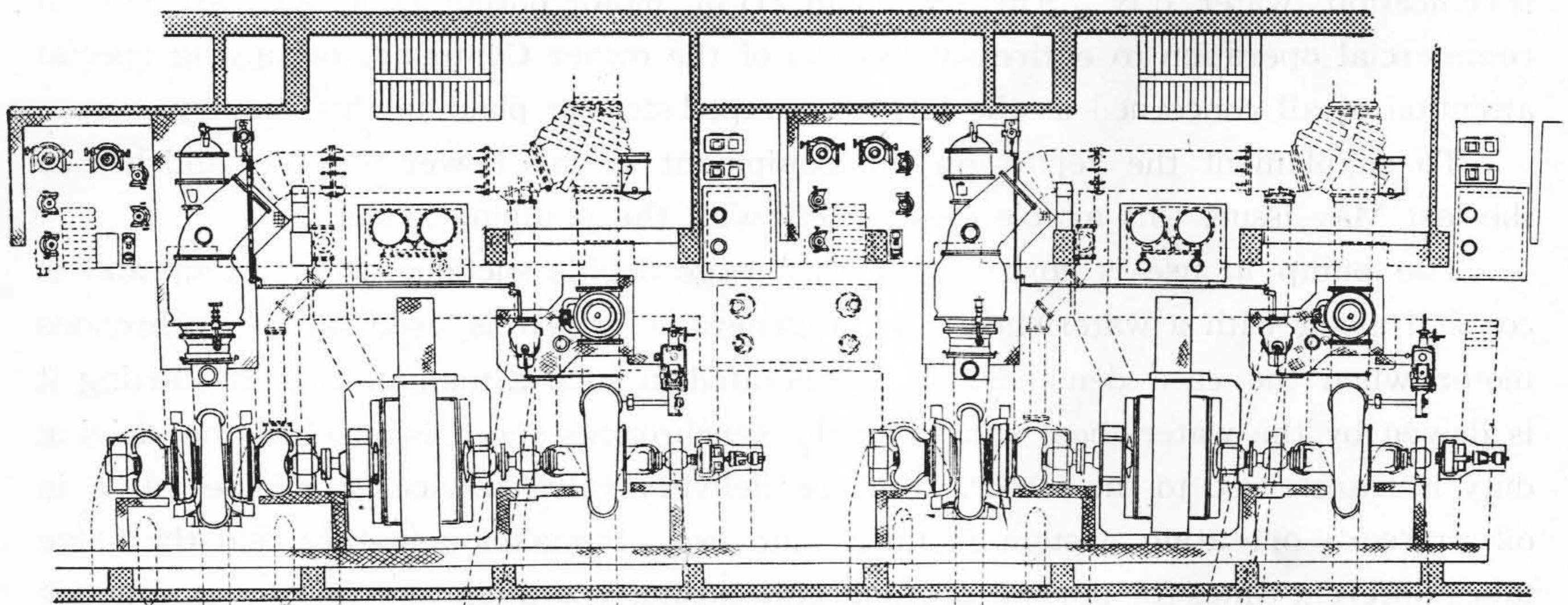
ポンプの吸込側の条件は稀に起る最低水位軸心上 1.1 m, 常用水位軸心上 2.3 m 乃至 4.1 m である。

諸外国の類似の設備中、ポンプの同型式のものについて比較すると第 1 表の通りであり、容量に於て世界第 4 位になる。

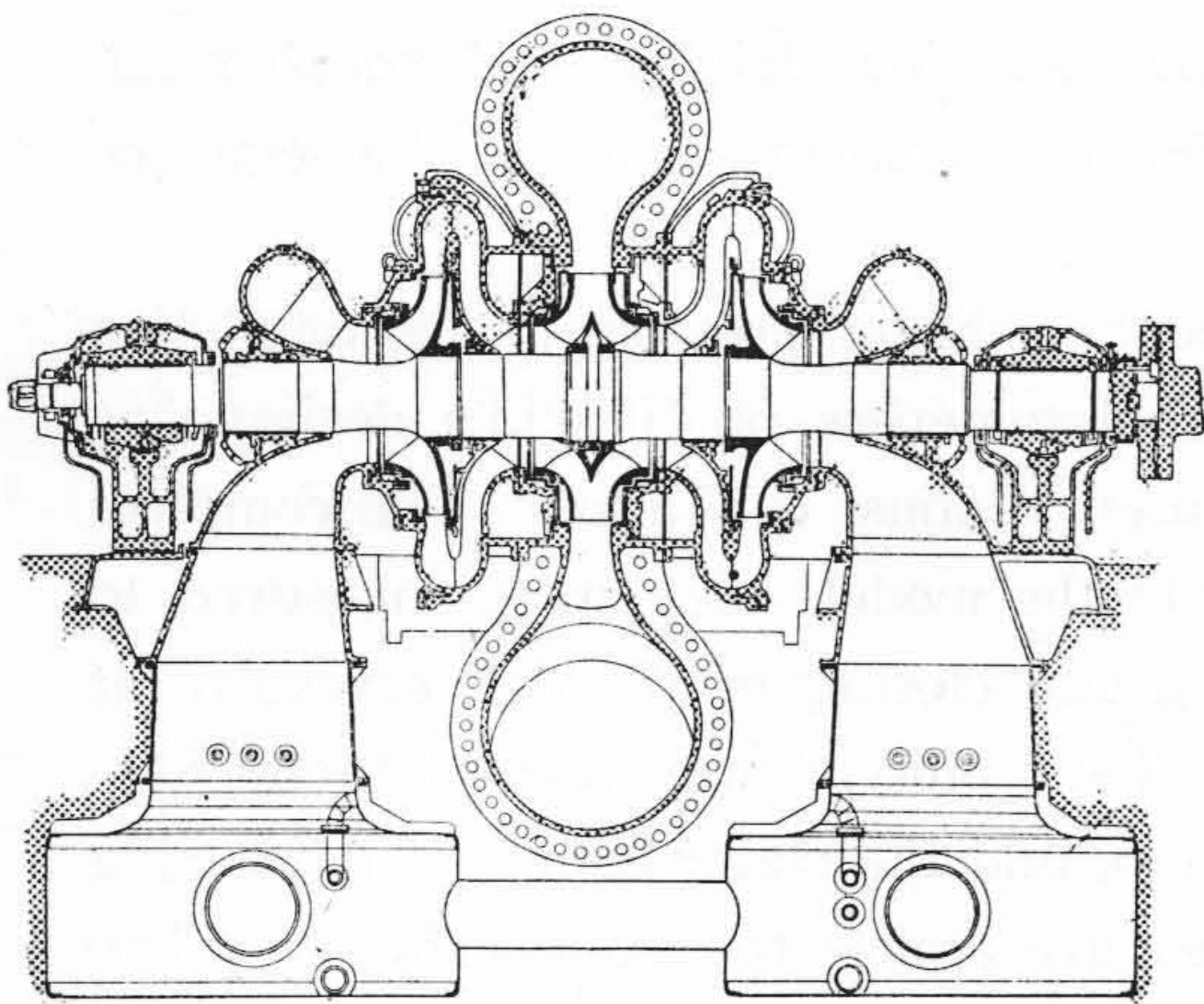
〔II〕 ポンプ計画上の要点

(1) ポンプの型式

このような大容量機に対してはポンプ独自の立場からみれば豎型の 1 段、片吸込、単独設置のものが最も望ましいが次に述べる理由により水車、発電機、ポンプ三者



第 1 図 沼 沢 沼 揚 水 発 電 所 平 面 図
Fig. 1. General View of the "Numazawanuma" Pumped Storage Power Plant



第 2 図 ポ ン プ 断 面 図
Fig. 2. Sectional View of the Pump

第 1 表 諸外国の類似ポンプとの比較
Table 1. Comparison between "Numazawanuma" Pump and Similar Pumps in Foreign Countries

地 名	揚水量 m ³ /sec	揚 程 m	回転数 r.p.m.	出 力 HP
Providenza	16.4	240	450	62,000
Herdecke	12.1	165	300	33,000
Bringhausen	6.4	228	500	29,000
沼 沢 沼	7.9	211	500	28,300
Schwarzenbach	—	—	—	18,850

備考 ポンプは何れも横軸両吸込 2 段ポンプである。

直結の横軸両吸込2段ポンプが採用された。この型式は欧州にその例が多いが、地勢的並びに経済的事情の類似した日本に於ては、総合的にみて現在のところこの型式が最も適していると云えよう。他の型式が採用されなかつた理由は次の通りである。

先づ単独設置にすると電動機が別に1台余分に要ることになり、このことは据付面積の増加をも招き経費が著しく増大する。1段ポンプにすると1段当り揚程211mとなり、このことは羽根車の外周速度が約60 m/secとなり、水車が直結されていると万一の場合の水車の無拘束速度約200%に対して危険となる。縦軸にすると三軸直結の場合全長が非常に長いので建築工事が複雑となり、又完成後の保守及び分解点検が相当煩雑になる。

(2) 起 動 方 法

本機の起動方法としては最初ポンプを満水してから水車によつて起動し、全速に達してから電動機に負荷を移す方法が採用されている。その理由は次の通りである。

通常同期電動機を原動機に選ぶ場合に問題になるのは起動の瞬間のトルク及び誘導電動機として起動して後に同期牽入する時のトルクである。従つて比較的小容量のポンプに同期電動機を使用する場合は左程問題でないが今回の如き場合には特別の考慮を必要とする。その一つの方法として、ポンプを満水せず空転したまゝで起動し同期速度に入れて後に満水する方法が考えられるが、このような起動方法をとると満水の際水が浸入してくるにつれて一部空気が残存したまゝで水がかき廻わされるため騒音と振動が激しく、又起動後空気を完全に抜くことが極めて困難であり、殊に本機の場合横軸で水通路が複雑な形をしているので、この問題が多いと考えねばならない。

(3) 吐 出 弁

利用水量が少いか又は利用電力が少い場合に小負荷で運転するような場合及びポンプの起動時に水量0の状態から始めるために何等かの水量調節装置が必要である。当初はこの目的の他に、更に部分負荷に於ける運転効率

を向上させ度いという要望や、急停止の際水流の急速遮断を水車と同様に行いたいという趣旨で、水車と同様の可動案内羽根を用いることが要求された。従つて吐出弁は通常のスルース弁を用い弁は全開又は全閉の状態に於てのみ使用し、可動案内羽根で水量を調節する方針がとられた。

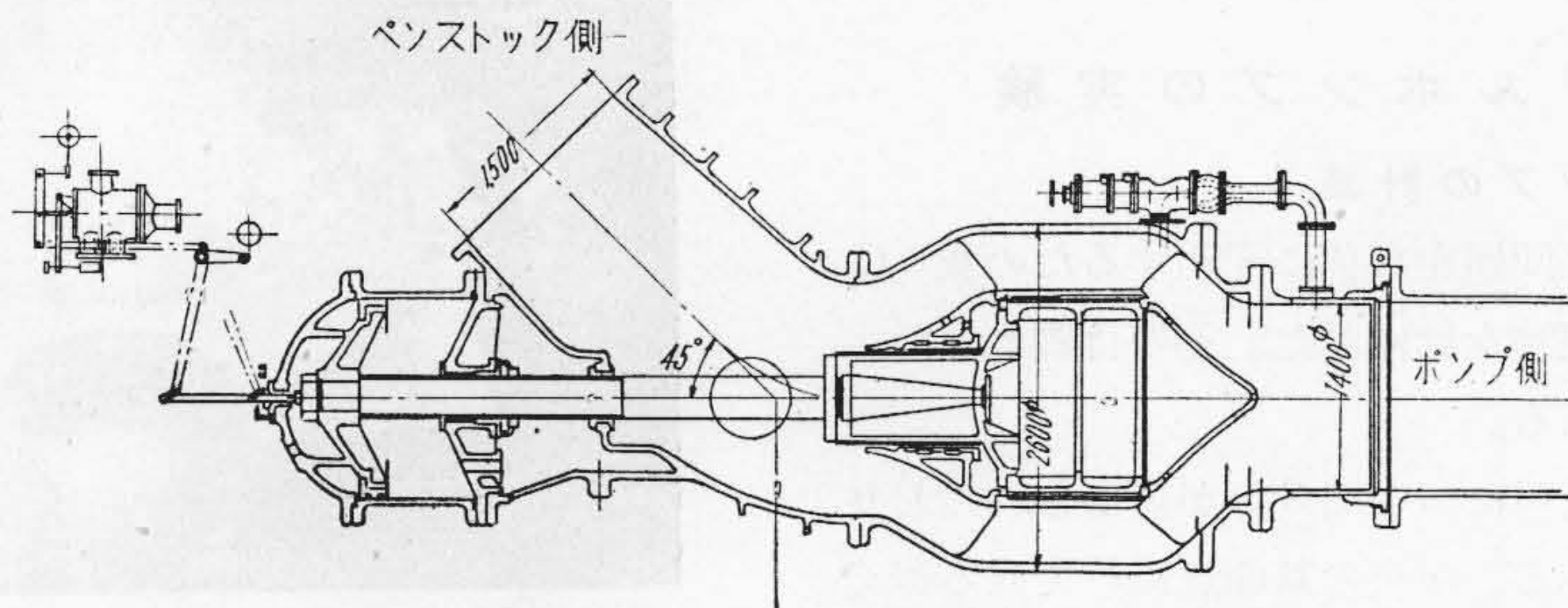
このためモデルポンプによつて可動案内羽根を試作実験した所絞り状態で甚しい騒音と振動を生じ、且つ先の細い案内羽根は迎角の変化によるモーメントの方向の変化が急激であり甚しい衝撃を生ずることが判り、実用に供する見透しがつかなくなつたので途中で可動案内羽根は取止めることとし、同時に水量の調節にはスルース弁は適当でないのでニードル弁に変更した。

ニードル弁は油圧によつて操作されるが、ポンプの停止時はペンストック側の水圧により油圧の有無にかゝわらず確実に閉鎖し、ポンプが運転されて弁の手前側に水圧を生じた時にのみ油圧によつて開くようになっている。

通常の開閉は操作電動機により配圧弁を除々に動かし約2分半で動作し、停止の際は主電動機の油入開閉器遮断に先立つて弁が閉鎖されるが、停電或いは事故の際に急停止を行わんとする時は、油入遮断器の開路と同時に急閉鎖装置が動作して通常停止とは異つた速度で閉鎖する。即ちこの場合は始めの大部分のストロークを約7秒で急速に閉鎖し残りを約10秒で閉鎖する2段動作方式とし全体として約17秒で閉鎖が完了するようになっている。

(4) ウォーターハンマーに対する考慮

このように大容量の高圧ポンプに於ては停電等不意の動力の消失に際し、吐出弁の操作如何は極めて重要な問題でその方法が適当でなかつたり、或は故障を起して予期せぬ急閉鎖が行われたりするとウォーターハンマーを起して重大な事故をひき起こす。従つてこの問題は関係者一同最も深い関心を寄せたもの一つである。我々はこれの解明については Peabody 氏により詳しく実績と



第3図 ニードル弁断面図

Fig. 3. Sectional View of the Needle Valve

共に紹介された方法⁽¹⁾によつた。即ちモデルポンプにより正常なポンプの状態から、動力の消失により急速に減速が行われ、次いで正転のまま逆流が起り、更に逆転逆流を起して遂に無拘束速度の水車の状態に至るまでの全領域を表わす全般性能を求め、別に求めたニードル弁の特性を組合わせて計算により適当な弁の閉鎖時間を求めるのである。

尚弁自身の正常な閉鎖時間に対して水圧上昇を適当な値におさめるのみでなく、万一油圧シリンダーへ空気の侵入、又は油圧配管の破裂等により、弁が規定以上の速度で急閉鎖を行わんとする場合は水車と共通の制圧器を自働的に操作して、急激な放流により水圧上昇を防ぐよう考慮されており⁽²⁾、更に顧客の要求により最終的に尚防ぎ切れぬような水圧上昇が起つた場合は、破裂板が破壊してペンストックを救うよう考慮されてある。

(5) 自 働 運 転

本ポンプは順序制御器による自働運転方式を採用し、所謂「一人制御方式」により運転操作の簡易且つ確実を計つてある。先づ起動準備として圧油ポンプ、注水ポンプ、空気圧縮機、変圧器冷却水ポンプを手働操作によつて起動し、準備完了すれば順序制御器を「準備」に廻わすと給水ポンプ、潤滑油ポンプ、真空ポンプが自働的に起動し、次に「入口弁開」に廻わすと水車の入口弁が開き、更に「起動」に廻わすと水車の案内羽根が開いて水車が起動し、水車、電動機（発電機）は共に廻り出し、次に「励磁」に廻わすと界磁開閉器が閉じ、更に速度調整並びに電圧調整をなし「並列」に廻わすところまで水車の負荷は電動機に移り、ポンプは電動機で廻わされるようになる。次に「運転」に廻わすと水車案内羽根が閉じ水車の吸出管側の水面が圧縮空気により押下げられ水車は空転になる。次いで水車の入口弁が閉じポンプ側ではニードル弁が開いてポンプは正常状態の運転に入る。

この間に箇々の動作並びに補助機器の運転状態は表示灯によりすべて一目の中に判るようになっており、故障があれば警報或いは急停止が自働的に行われ絶対安全を期してある。

〔III〕 モデルポンプの実験

(1) モデルポンプの計画

実物設計に必要な諸問題を事前に究明するため我々はモデルポンプによる実験を計画した。その目標とした主な項目は次の通りである。

本ポンプは水量、揚程について3点が規定されておりその傾斜はやや急である。中央の基準点に於て成るべく高い最高効率を示し、且つ前後の2点を確実に通過する特性を得る必要があるが、本ポンプは構造上従来的一般

のものと寸法割合がかなり異なるので、新にこれに適する羽根車、案内羽根、ケーシング等の形と寸法割合を求める必要がある。又与えられた吸込側条件に於てキャビテーションから安全な羽根車を得なければならぬ。羽根車の円周上の圧力分布の不均一は軸に直角の推力を生ずるから圧力分布がどのようなになるか確める必要がある。又停電等の異常な動力消失の際のウォーターハンマーを安全な範囲内に納めるため、この状況を予め計算で求めるべくモデルポンプにより全般性能を測定し、同時にニードル弁の流量特性を求める必要がある。

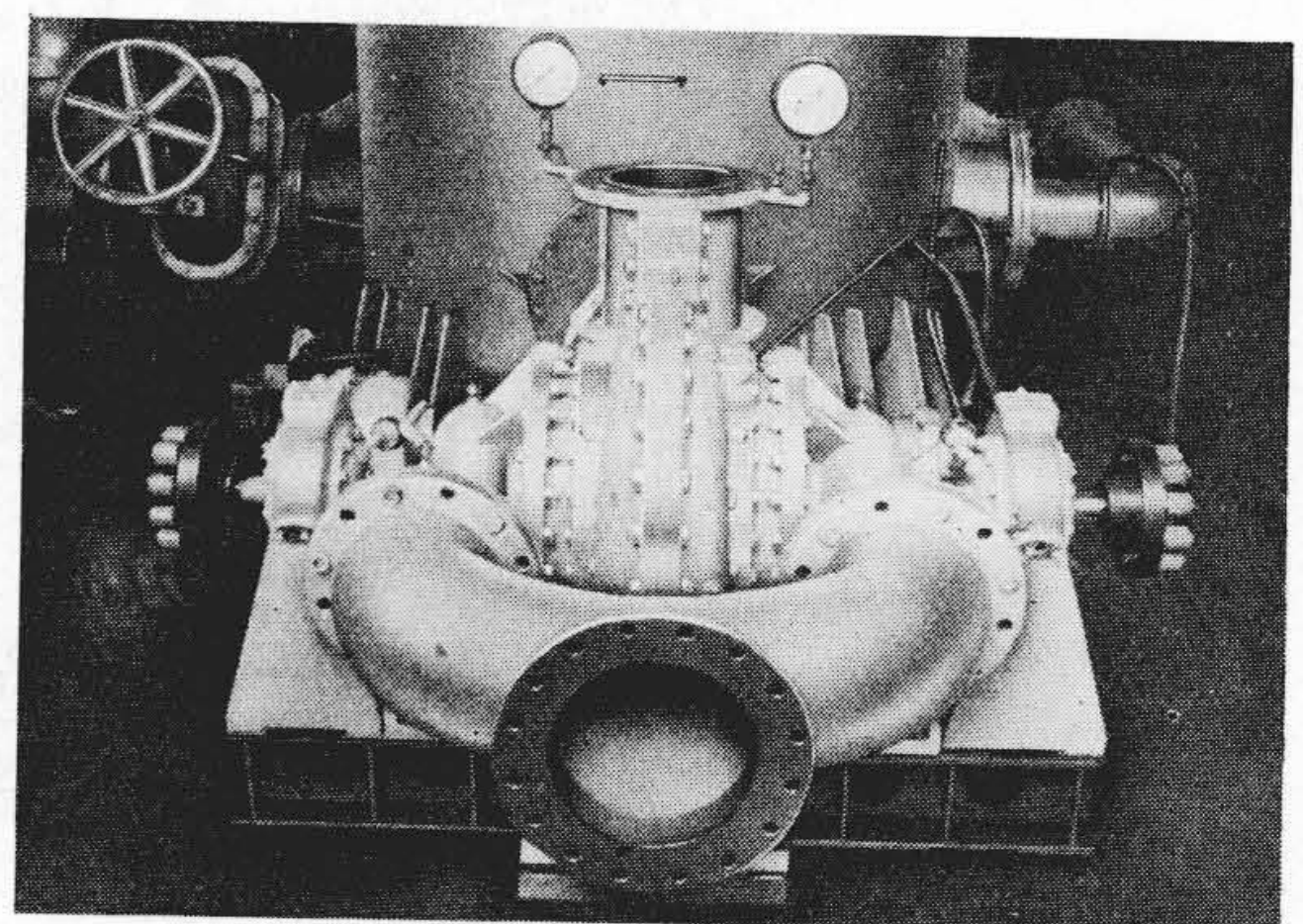
モデルポンプは始の間1段目2段目それぞれ単独のものを作つて基礎的の調査をなし、最後に実物と同様の2段両吸込の総合モデルを作つた。後者に於ても1段目2段目を別箇に運転することが出来る。最終モデルポンプを第4図に示す。

モデルポンプは実物と成るべく近い状況で運転するため各段単独のモデルはすべて揚程を実物と同一に選び、2極の誘導電動機により約 3,000 r.p.m. で運転することにしたが、最終の総合モデルのみは電動機の関係で約 1,500 r.p.m. で運転した。

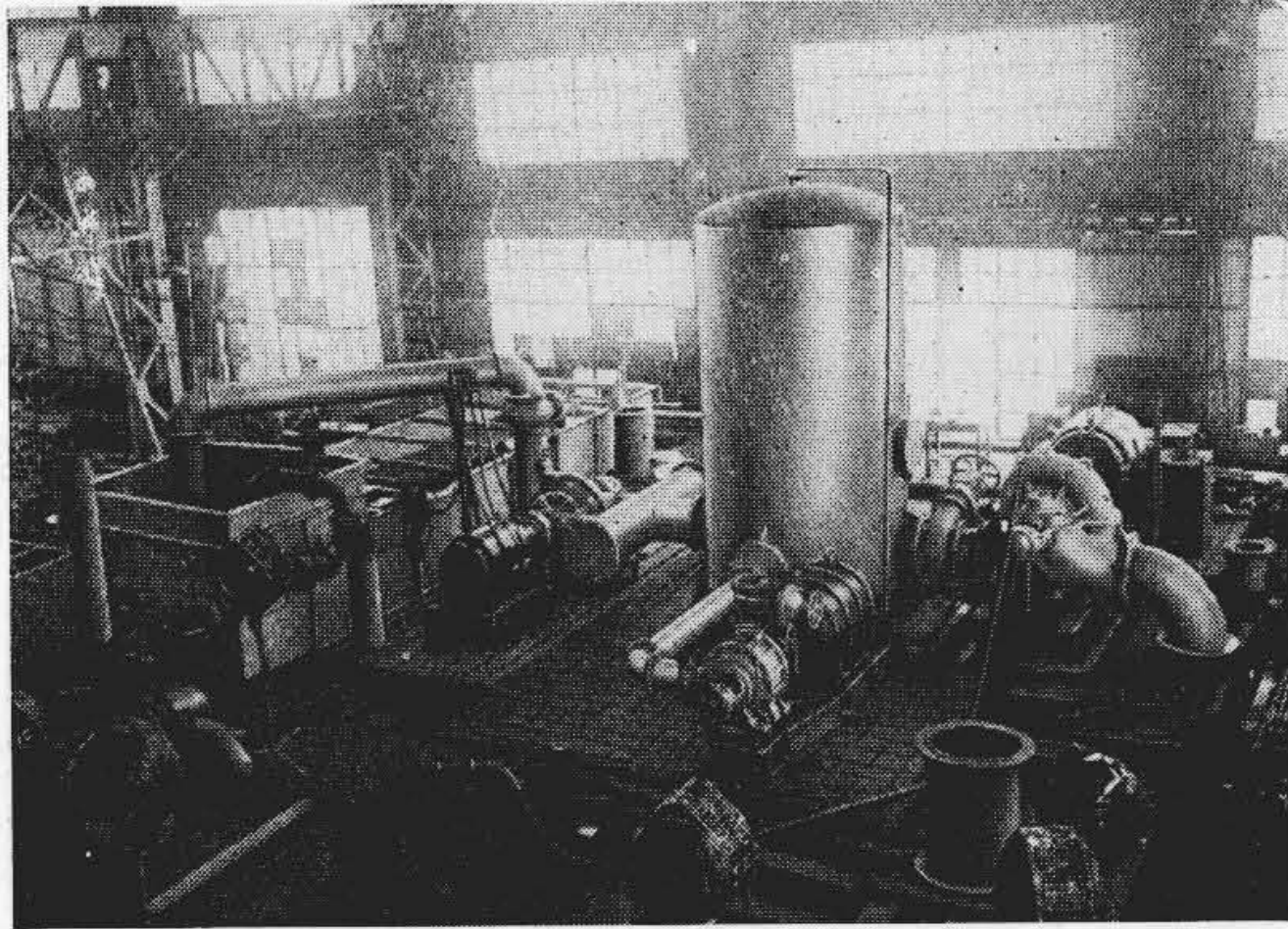
モデルポンプの要目は次の通りである。

寸 法 比.....	1 / 5.88	
揚程と水量	最 高	226.2 m 12 m ³ /min
	基 準	211 m 13.6 m ³ /min
	最 低	194.8 m 15.2 m ³ /min
回 転 数.....	2,940 r.p.m.	

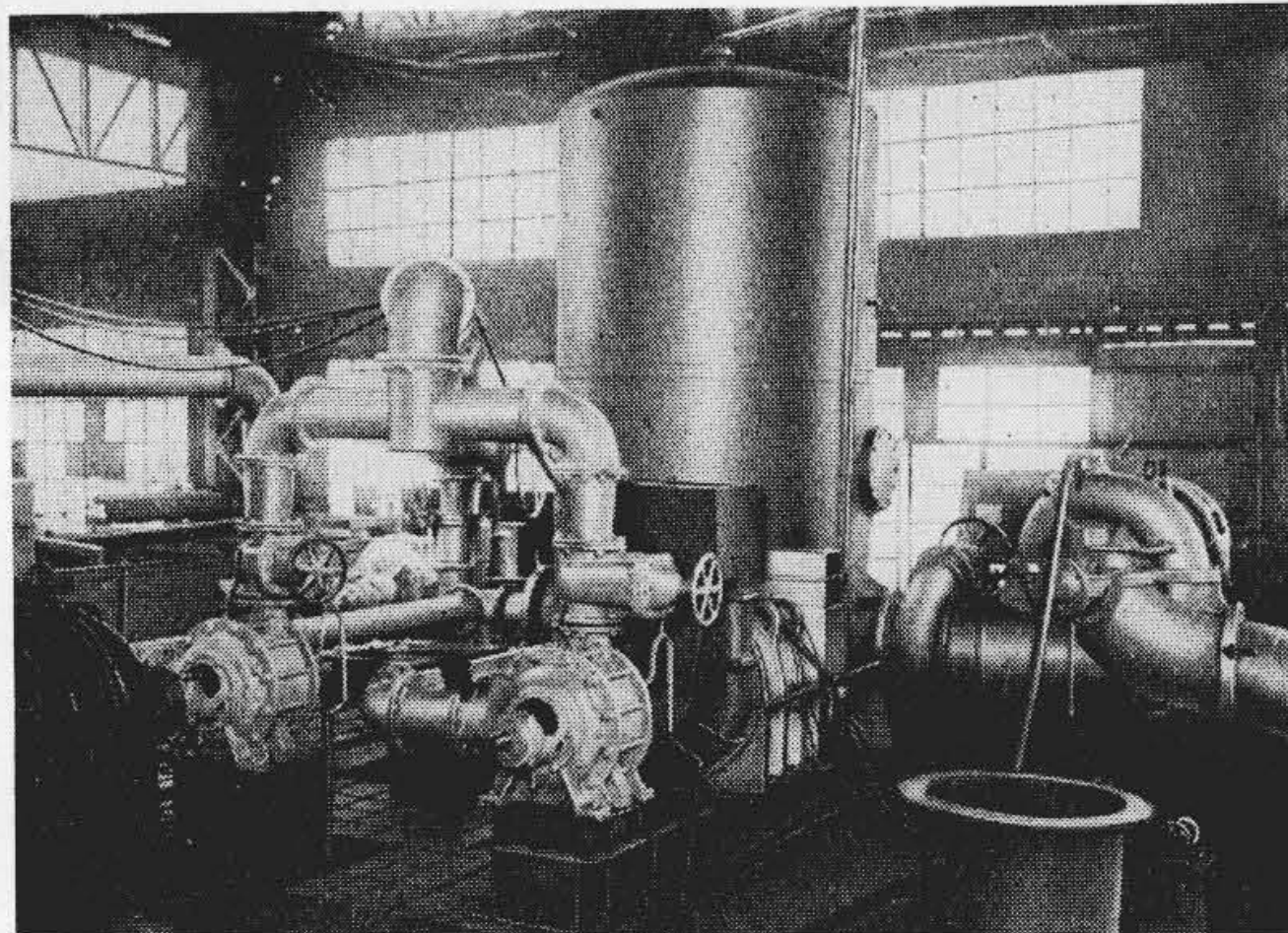
モデルポンプの入口側には水位調整タンクをおき別に設けた取水ポンプでタンクに給水し、タンクの水面を加減してポンプの吸込側圧力を加減出来るようにした。第5図にモデルポンプの試験中の状景を示す。



第4図 最終モデルポンプ
Fig. 4. Final Model Pump



第5図 モデルポンプ試験中の状況
Fig. 5. Test of the Model Pump



第6図 モデルポンプによる逆流特性の測定
Fig. 6. Measuring of Reverse Flow Characteristics by the Model Pump

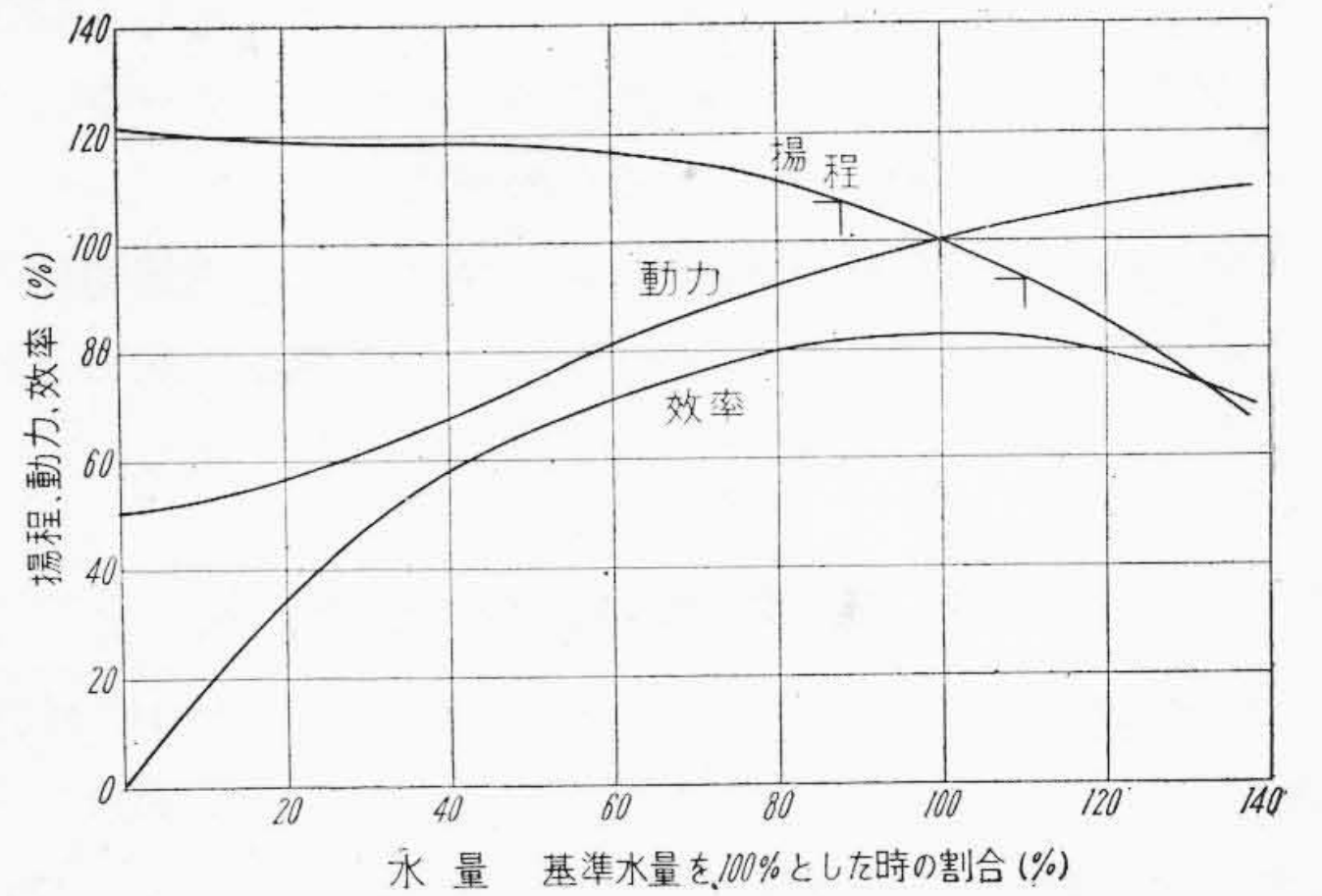
全般特性の測定には総合モデルポンプを使用し、これに別に設けた2台のポンプにより吐出側から水を逆送して正転逆流、停止逆流、逆転逆流の状態に於ける特性曲線を求めた。第6図に逆流特性測定中の状況を示す。

吐出弁の流量特性はポンプと同じく比率 $\frac{1}{5.88}$ の実物と相似形のニードル弁のモデルを作りこれによつて求めた。

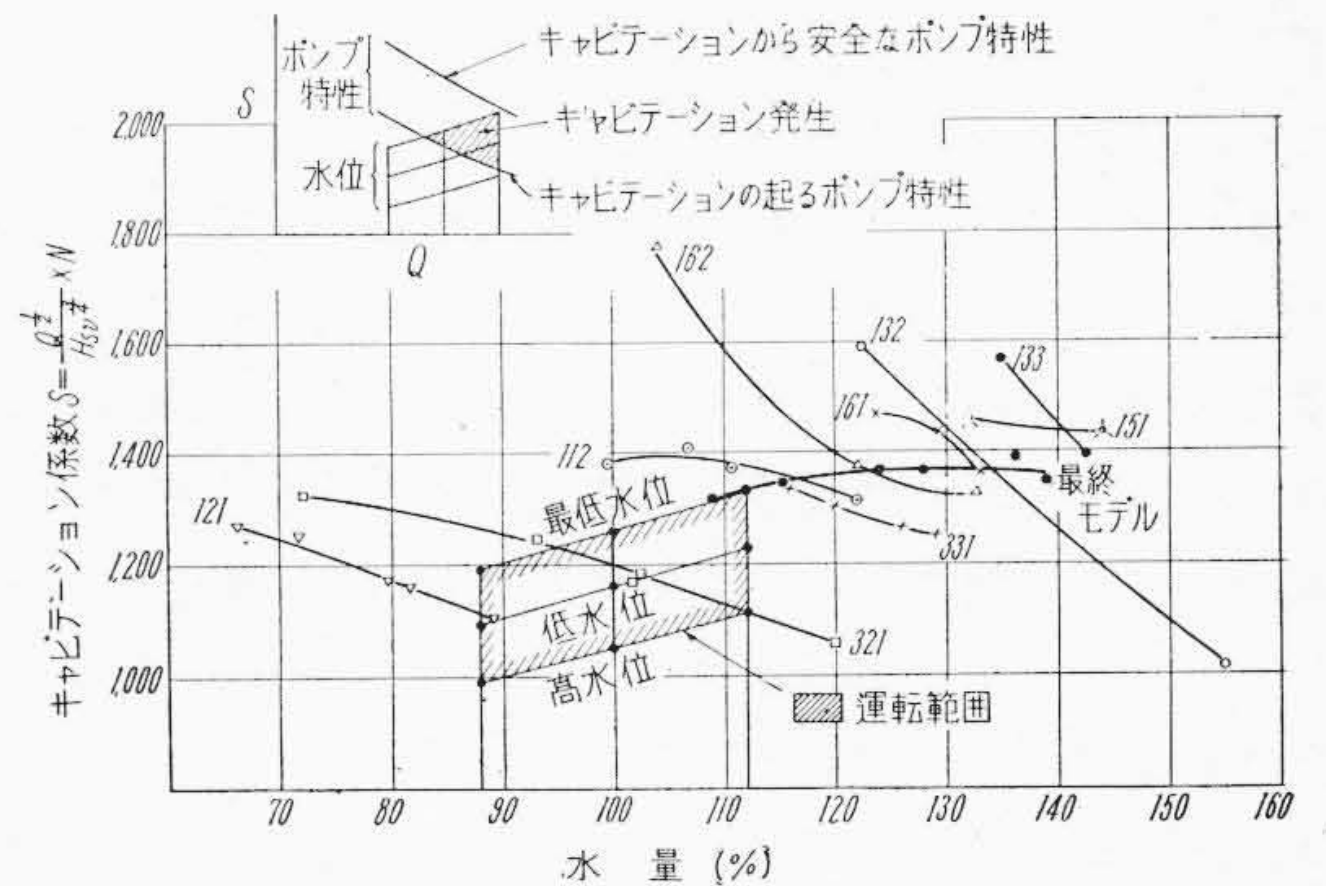
(2) モデルポンプの試験結果

モデルポンプの羽根車は外径 300 mm 前後で出口角度は 15° 乃至 30° 、羽根枚数は7枚及び8枚、目玉の径は 160 mm 乃至 205 mm の間に变化した合計十数種のものについて実験した。これ等の羽根車はそれぞれ別箇又は共通の案内羽根或いはケーシングを有し、最高効率の点の水量及び揚程を異にし、特性曲線の形も異つているが、最高効率の値は1段目に於ては74.5乃至78.5%、2段目に於ては74.5乃至85.5%の間にある。

これ等の効率の値の上下は羽根車そのもの、形よりもむしろ案内羽根乃至は渦巻ケーシングの各種の寸法と形



第7図 最終モデルの特性曲線
Fig. 7. Performance of the Final Model



第8図 種々の一段目羽根車のキャビテーション試験結果

Fig. 8. Result of the Cavitation Test of Several First Stage Impellers

との組合わせに影響される所が大きい。又1段目は2段目に比し必然的にその形が水力学的にみて良好な形をもっていないので、その効率の値は如何にしても2段目のそれに及ばなかつた。

最終的に実物に採用されたモデルは上記の中最高効率のものではない。それは実物に於ては構造、強度及び寸法上から種々の制約を受け必ずしも最良の形と寸法が与えられなかつたこと、キャビテーションに対する性能をあげるため、1段目に於ては効率を犠牲にせざるを得なかつたからである。最終の総合モデルの1,500 r.p.m.に於ける運転結果は第7図に示してある。

1段目の羽根車については、入口側の設計を種々に変更したものについてそのキャビテーション性能を比較してみた。キャビテーション係数“S”⁽³⁾を用いてこれ等を比較したものを第8図に示す。この図表で横軸は規定水量を100%とした水量の%を表わし、縦軸は“S”を示す。一般にキャビテーション性能をあげると効率が低下し、効率をあげるにはキャビテーション性能が犠牲に

なる傾向がある。最終モデルに於ては効率を著しく犠牲にすることなく運転の全範囲にわたりキャビテーションから安全な範囲に入っているものを得た。

停電時に於ける吐出側ニードル弁の適当な閉鎖速度もモデル実験の結果から前述の方法により計算で求められたがこれについては稿を改めて述べることにする。

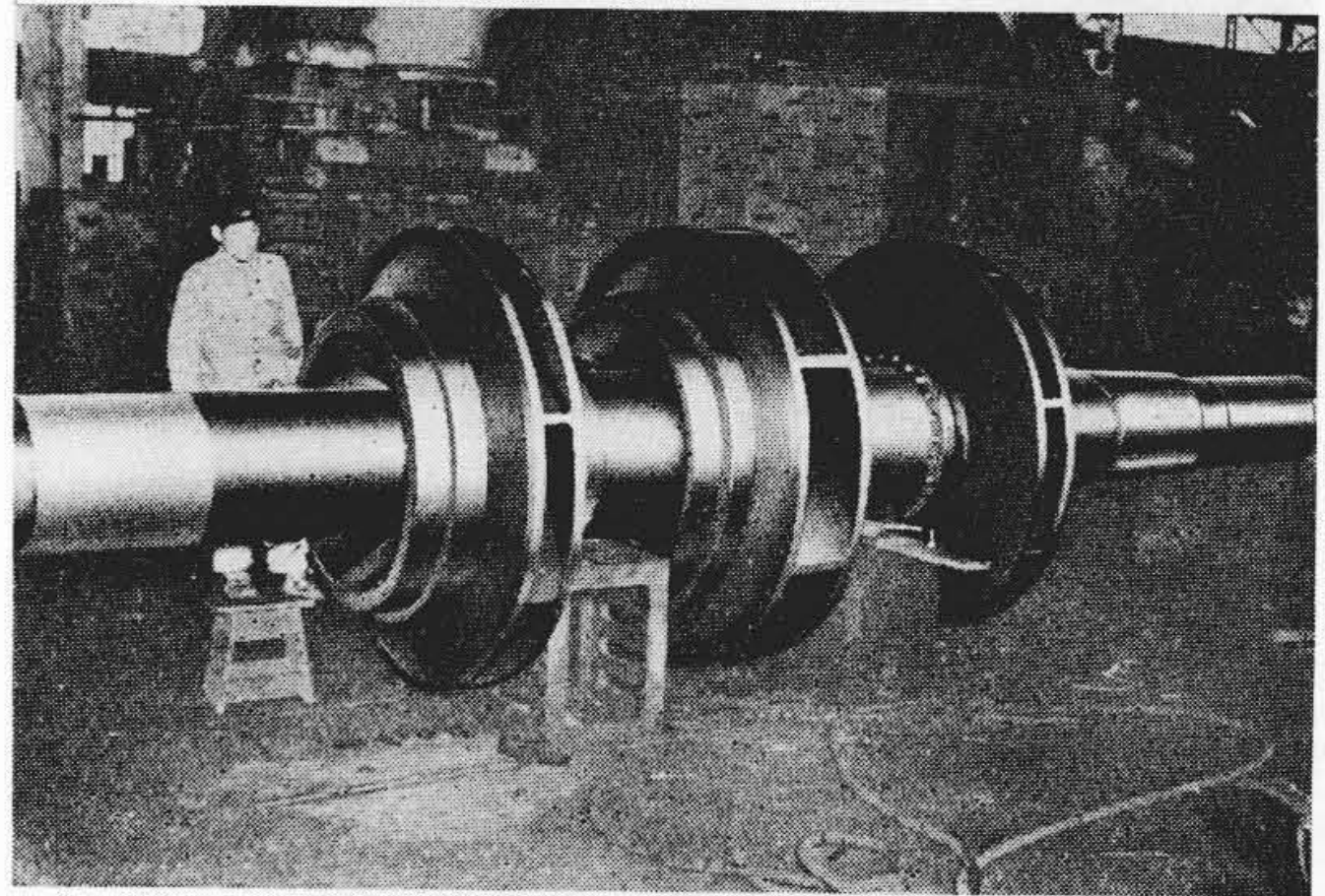
〔IV〕 実物の製作と試験

この巨大なポンプは全長約8m、全重量約150t、吐出側のニードル弁は出口径1,500mm、全重量約80tで、ポンプの製作は日立製作所亀有工場で行われ、ニードル弁は日立工場で作られた。その部分品は何れも日立製作所に於ける原料部門の技術の粋を集めて製作され、ポンプの羽根車は外径約1,800mmで各段共13クローム系不銹鋼铸件を使用し、その鑄造は日立工場及び水戸工場で行われた。ケーシングは鑄鋼製で中央2段目の渦巻ケーシングは4つ割れであるがその一つの最大重量約10tであり、肉厚は渦巻殻部分で55mm、強大な水圧力に対するステイの役を兼ねた案内羽根は最大肉厚150mmに及ぶが、これ等の重要部分の鑄造作業は同じく日立及び水戸両工場で行なされた。シャフトはSF55の鍛造品で最大径仕上りで700mm、全長約7.8m、仕上り重量14t、そのインゴットの重量は35tであつて水戸工場で鍛造された。ニードル弁の胴体部は矢張り鑄鋼製で1箇の重量25tに達し現地までの輸送の寸法と重量の限界一杯となつたが、これ等の鑄造作業も日立及び水戸両工場で行なされた。

シャフトは重要部分に超仕上を施こされ、羽根車は油によつて加熱の上焼嵌めされた。シャフトは回転部を全部組立てると最大撓みは約0.7mmに達するが、ケーシングは各段共このシャフトの撓みにならつて組立てら

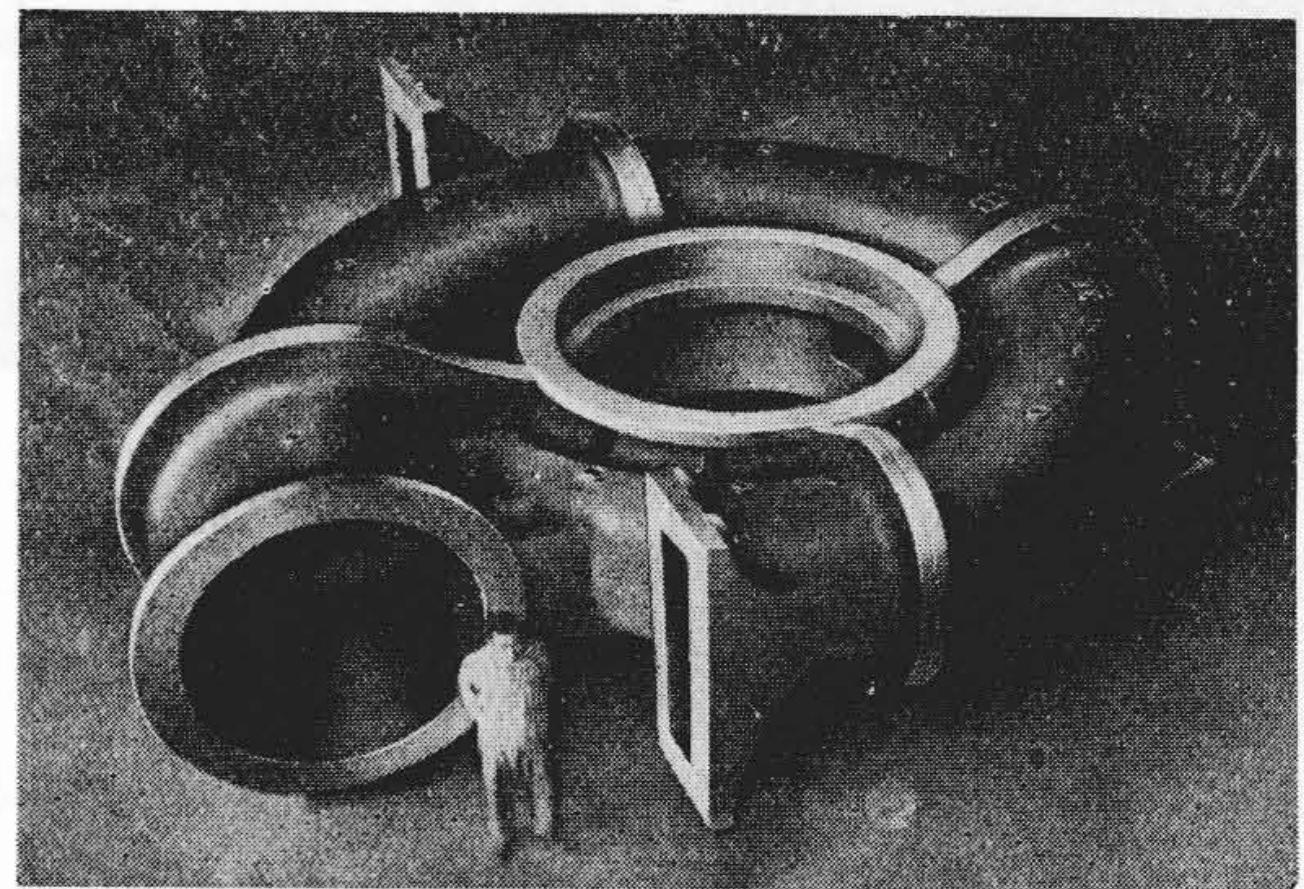
れ、羽根車のクリアランスリングの間隙は円周上何処も約2mmにとつてある。

製作期間は実物の寸法を決定するまでのモデルポンプの研究に約1年2箇月、実物ポンプの製作期間に約10箇月、据付及び調整に約6箇月を要した。尚モデルポンプによるバルブの閉鎖時間決定のための実験は実物完成後



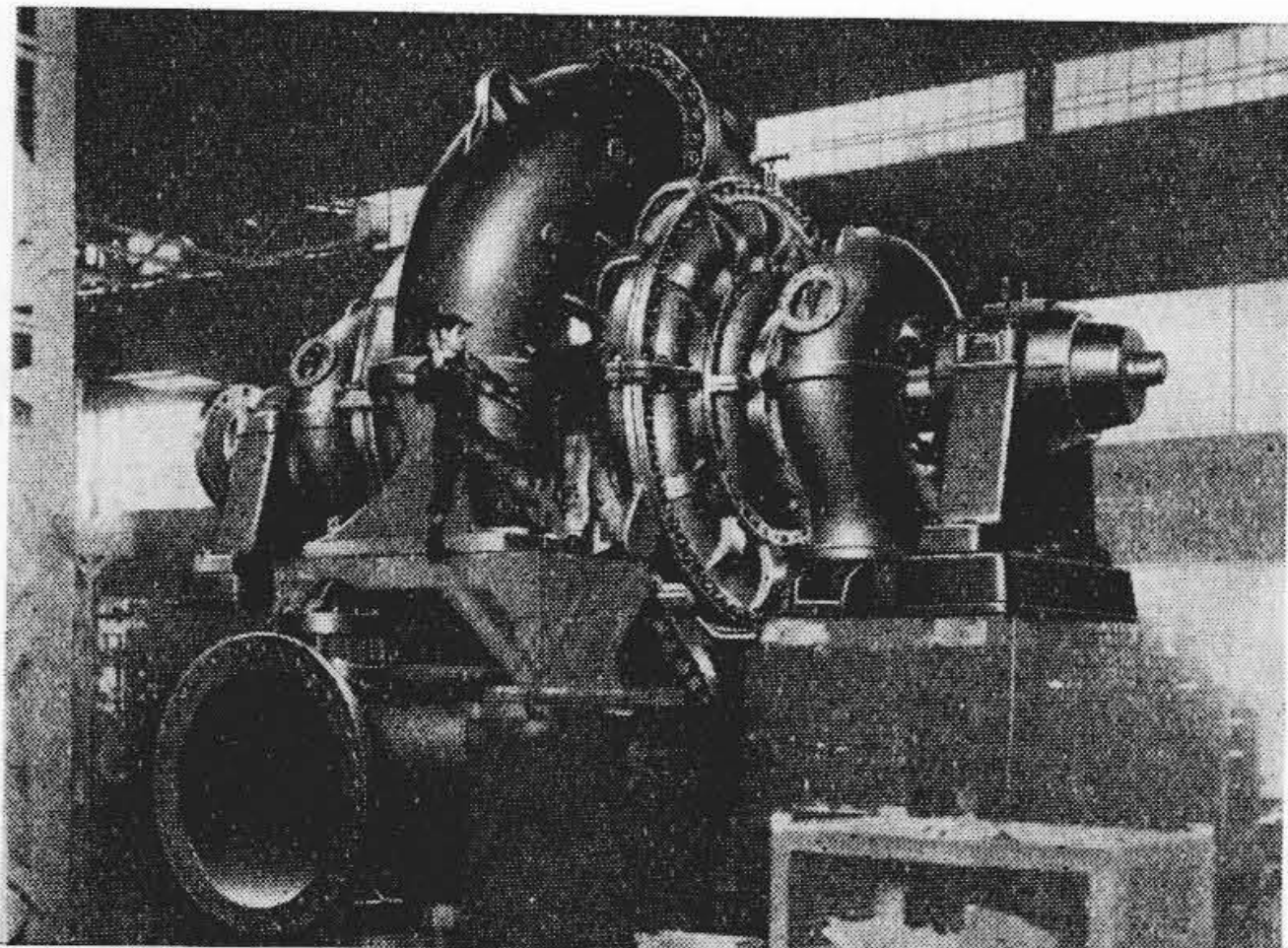
第10図 羽根車とシャフト

Fig. 10. Impellers Assembled on the Shaft



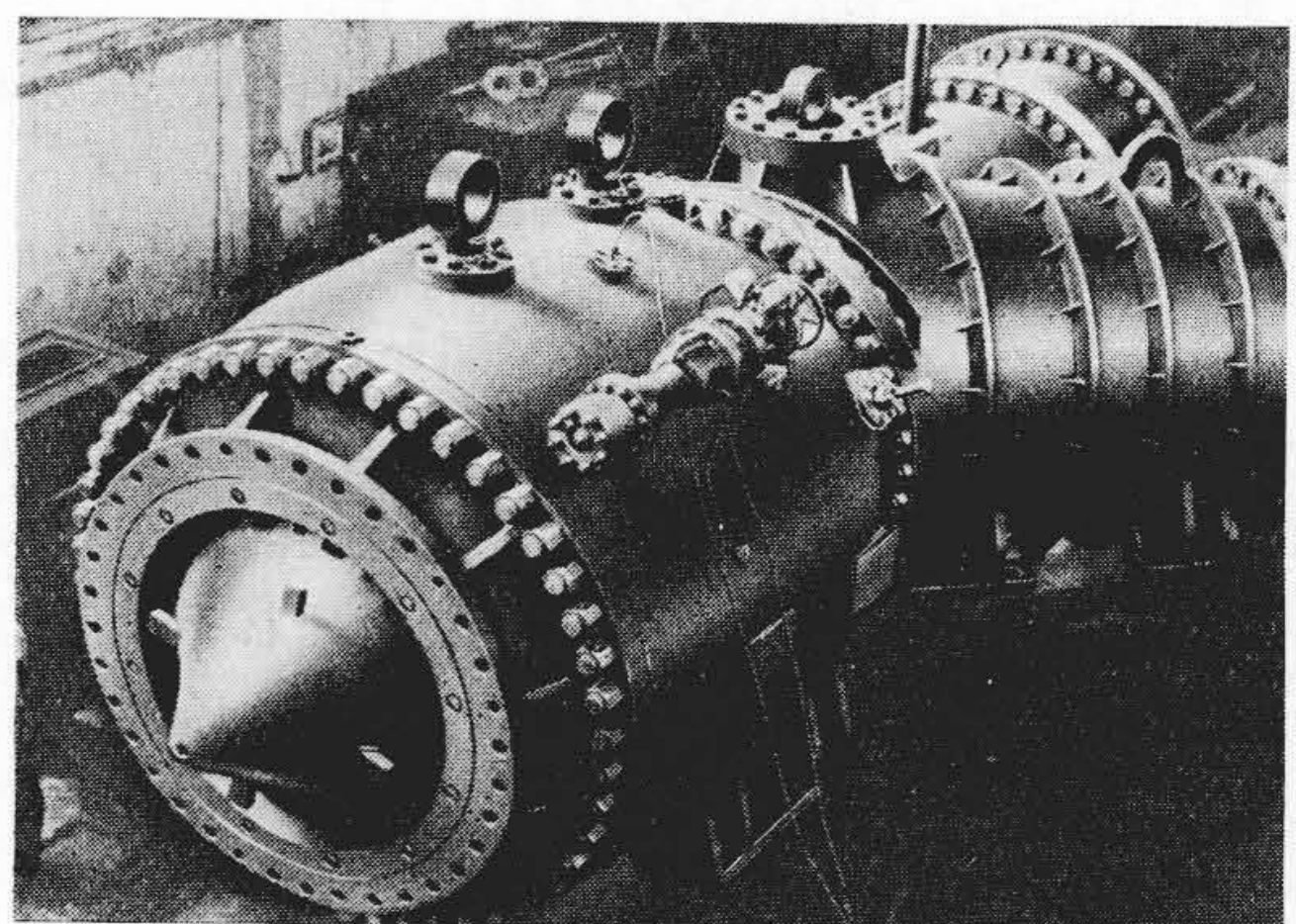
第11図 2段目渦巻ケーシング

Fig. 11. Spiral Casing for the 2nd Stage



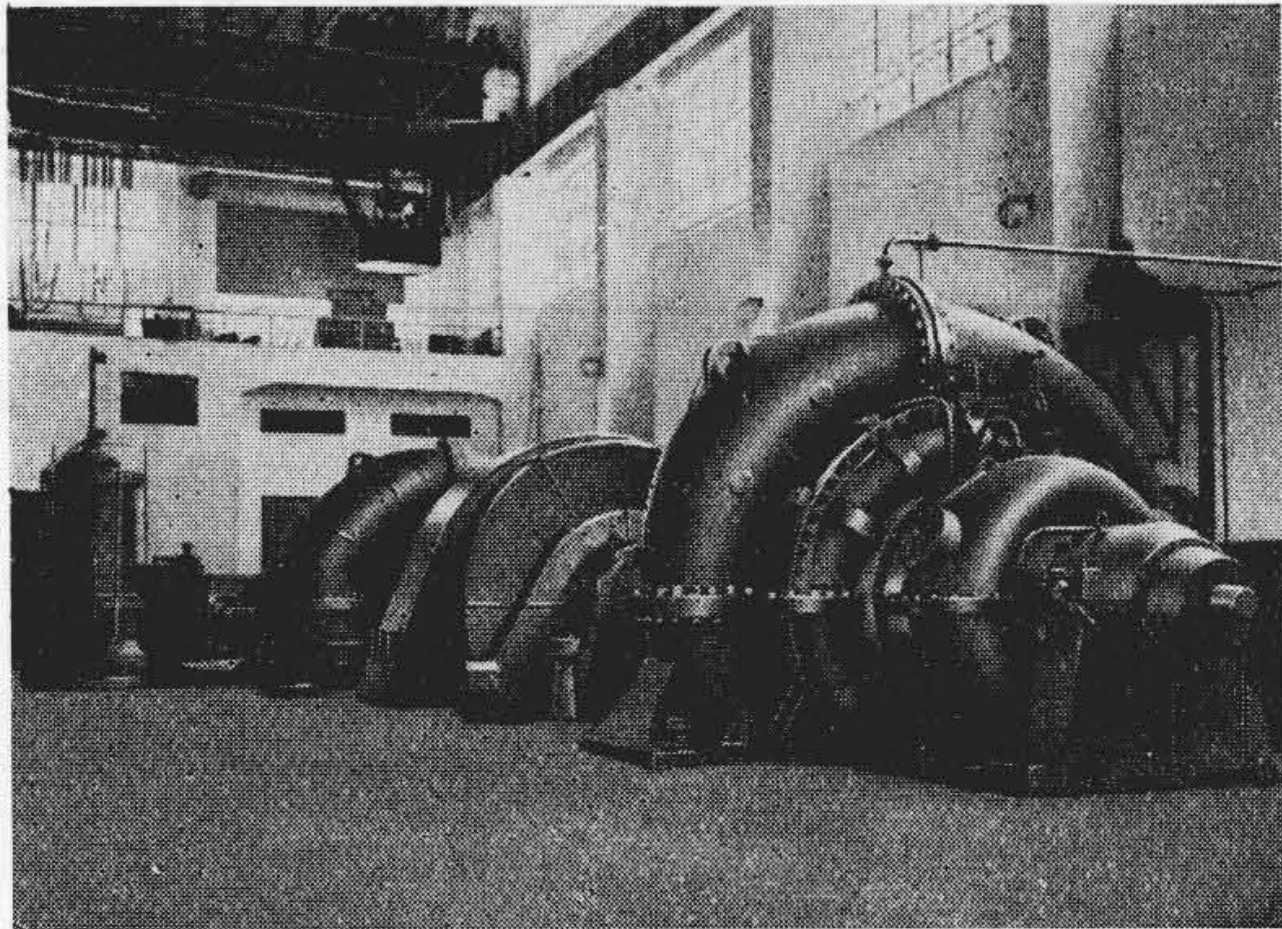
第9図 組立完成した実物ポンプ

Fig. 9. Prototype Pump Completed in the Factory



第12図 試験中のニードル弁

Fig. 12. Needle Valve under Test



第13図 発電所に据付完了したポンプ
Fig. 13. Pump and Others Installed in the Power House

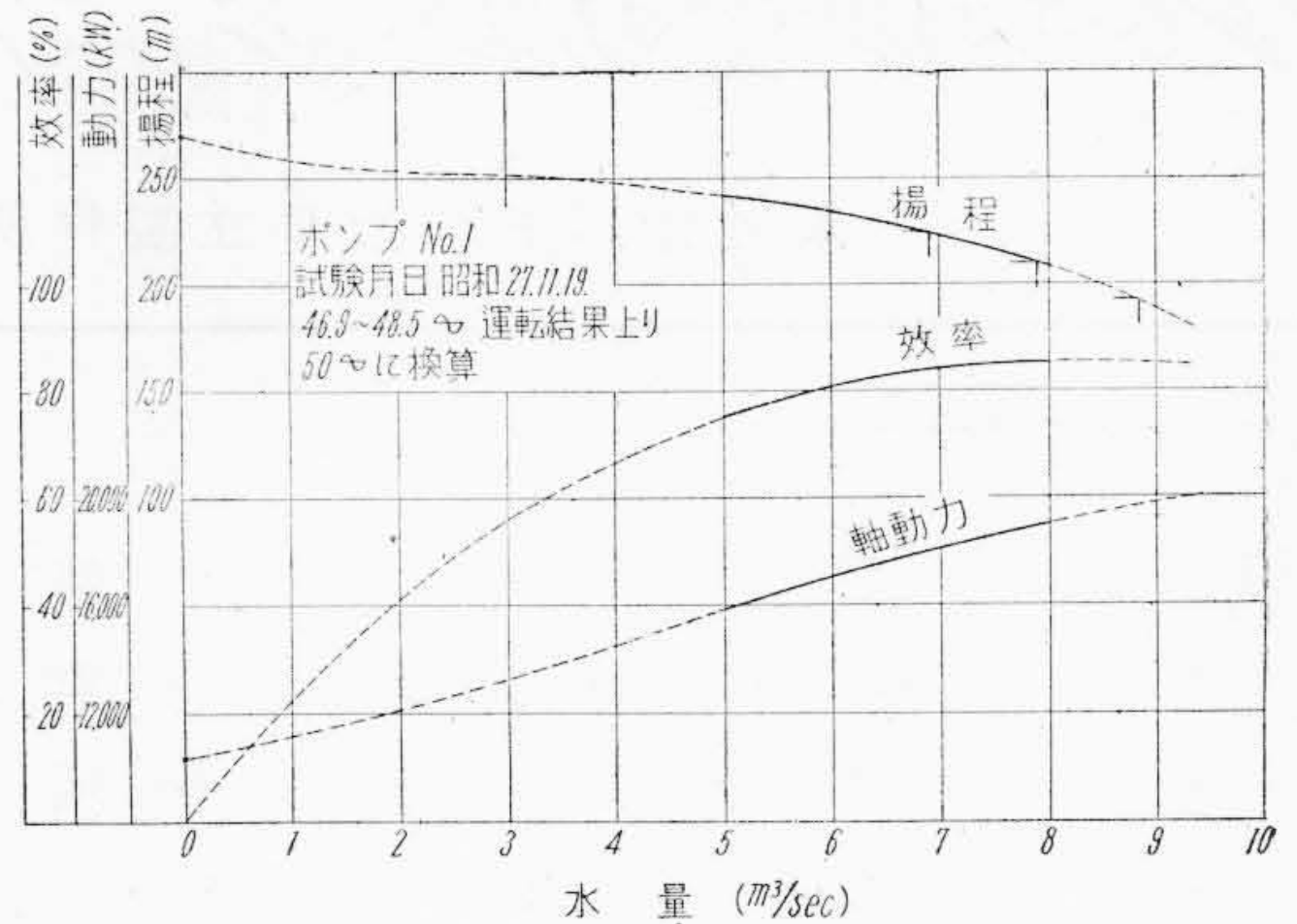
も継続された。実物は昭和27年の9月頃より試運転に入り厳重綿密な予備試験を経て同年11月中旬通産省の立会試験を受け無事合格の上営業運転に入った。

ポンプの一般性能の測定はほとんどの普通の渦巻ポンプの試験と同様であるが、水量の測定には東北電力で準備したHK型ピトー管、並びに東北大学沼知博士の許で特にこの目的の為に研究製作された独特の流線型ピトー管を用いて、極めて厳密正確に測定された。その結果は実用的には殆ど差のない値が得られたが後者をもとにして計算した水車及び発電機の風損と機械的損失を含んだポンプの最高効率率は約86%であり、これ等を控除した場合のポンプの正味効率率は約87%であった。電力事情が悪く50周の試験は出来なかつたので48周前後で試験したがその結果から50周の特性を換算したものを第14図に示す。

動力遮断時の過渡現象は種々の場合につきオシログラフを用いて精確に捕捉されたが種々の吐出弁の閉鎖速度に対するウォーターハンマーの起り方は計算と実績では殆ど差異なく前記の計算方法が極めて多大の労力を必要とするが実用的に十分価値のあることが実証された。尙この詳細については更めて発表される予定である。

〔V〕 結 言

以上沼沢沼のポンプについて極めて概略を述べたが、本邦に於て始めてのこの企画が十分な成果をあげ得たことは筆者等の大いなる喜びとする所であり、この小文が



第14図 実物性能曲線
Fig. 14. Performance of the Prototype Pump

今後のこの種企画に対して何等かの参考になれば幸である。

こゝに至るまでには発注元たる旧日発並びに東北電力の関係者の方々を始めとして、実に数知れぬ多数の人達の誠意に満ちた御協力と御鞭撻があることを忘れることは出来ない。日立製作所荒井重役渡米の際カリフォルニア工業大学の Daugherty, Hollander 両教授、ウォージントンポンプ会社の Watson 氏、アリスチャルマー社の Weltmer 氏から示された親切な御協力と実際的な御忠告は極めて感銘深いものがあり、又国内では東北大学沼知教授、九州大学葛西教授、外各大学の権威ある教授から終始いろいろと貴重なる御教示を賜つた。社内的には一々名前を挙げることを省略するが全社の関係ある人々から絶大な援助と協力を受けた。亀有工場のポンプ設計課、研究課、試験課並びに各製造部門の直接担当者達の真摯な努力を多とするものであり、こゝに更めて厚くこれ等の人々に感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) R. M. Peabody, Trans. A.S.M.E. 61, 117 (Feb. 1939)
R. M. Peabody, Trans. A.S.M.E. 62, 555 (Oct. 1940)
- (2) 実用新案 第 371867 号
- (3)
$$S = \frac{Q^{1/2}}{H_{SV}^{3/4}} \times N$$

G.F. Wislicenus & R.M. Watson, Trans. A.S.M.E. 61, 17 (Jan. 1939)

特許月報

最近登録された日立製作所の特許及び実用新案 (その1)

区分	登録番号	名称	工場名	発明考案者	登録年月日
特許	197723	電力遮断器	日立工場	滑川 清	28. 1. 17
"	197727	直流電動機起動機	日立工場	田中 貞之助	"
"	197734	遮断器消弧装置	日立工場	滑川 清	"
"	197735	横軸水車発電機分解装置	日立工場	滑川 清 菊地 弥十郎	"
"	197736	横軸水車発電機の分解方法	日立工場	滑川 清	"
"	197724	過負荷警報カップリング装置	亀有工場	久保沢 稔	"
"	197732	トロリー操作装置	亀有工場	山崎 勇	"
"	197721	負荷電圧自動制御用移相装置	多賀工場 日立工場	小林 哲郎 小浅 野次夫	"
"	197725	カーボンパイル抵抗調整器	多賀工場	高橋 広治 杉田 虎之助	"
"	197726	開閉器の空気力操作装置	多賀工場	加藤 清次 小藤 哲	"
"	197728	計器の指示装置	多賀工場	辻田 正一	"
"	197729	極めて薄い試料を作製するための切削装置	多賀工場	黒羽 逸平	"
"	197731	極めて薄い試料を作製するための切削装置	多賀工場	黒羽 逸平	"
"	197733	電弧熔接装置	多賀工場	田沢 卓 島田 四郎	"
"	197719	薄板打抜機	亀戸工場	白井 博	"
"	197720	ガス火口	茂原工場	川口 善雄 中沢 蕃弥	"
"	197722	磁気推力軸受	中央研究所	須藤 卓郎	"
特許	197730	粒状熱可変抵抗体の製造方法	中央研究所	二木 久夫	28. 1. 17
実用新案	399399	起重機横行制限位置検出装置	日立工場 亀有工場	檜垣 登次 原 政	28. 1. 23
"	399400	可熔器盤に於ける隔壁取付装置	日立工場	滑川 清	"
"	399401	ネジ棒型制限開閉器	日立工場	横山 二郎 泉本 千吉 本間 千代一	"
"	399411	界磁調整器	日立工場	豊田 隆太郎	"
"	399412	水力発電所に於ける発電機駆動装置	日立工場	高橋 昭吉 井原 一男	"
"	399413	昇降機自動制御装置	日立工場	今尾 隆	"
"	399415	揚水式発電所運転装置	日立工場	鯨沢 秀夫	"
"	399416	電気炉の電極自動調整装置	日立工場	藤木 勝美	"
実用新案	399419	電弧接触子付電路開閉器	日立工場	白土 忠治 田所 武夫	28. 1. 23