

中部電力株式会社
姫川第三発電所用 13,000 kW カプラン水車について
13,000 kW Kaplan Turbine Supplied to No. 3 Himekawa Power Station

横井信安*

内 容 梗 概

最高落差 55m に達する劃期的な高落差カプラン水車 1 台を有する中部電力株式会社姫川第三発電所が完成運転を開始した。

この水車は現在運転中のものとしては本邦最高落差であつて世界的にも屈指のものであり、日立製作所がこの 13,000 kW 水車を完成するに当つては、ランナの効率、空洞現象試験を十分行つて万全を期すとともに構造および材料の面でも検討を加え、高落差カプラン水車の飛躍的發展に大きな貢献を成しえたものといえよう。

本文は本水車の設計製作上の特長を概説せるもので、今後の斯界の参考となれば幸いである。

〔I〕 結 言

中部電力株式会社姫川第三発電所納 13,000 kW カプラン水車は本邦最高落差のカプラン水車として、その運転結果が注目せられたが、昭和30年7月通産省試験を無事終了し営業運転に入つた。日立製作所ではさきに東北電力株式会社本名発電所用として、当時の最高落差の記録である、落差 36.1m、出力 30,000 kW のカプラン水車 2 台を製作納入して好成績を収めたが、姫川第三発電所用水車の有効落差は第 1 表に示されるように、最高 55 m であつてその成績は本邦高落差カプラン水車の飛躍的發展に大きな貢献を成しえたものといふことができよ

う。以下にこの水車の概要について述べることにする。

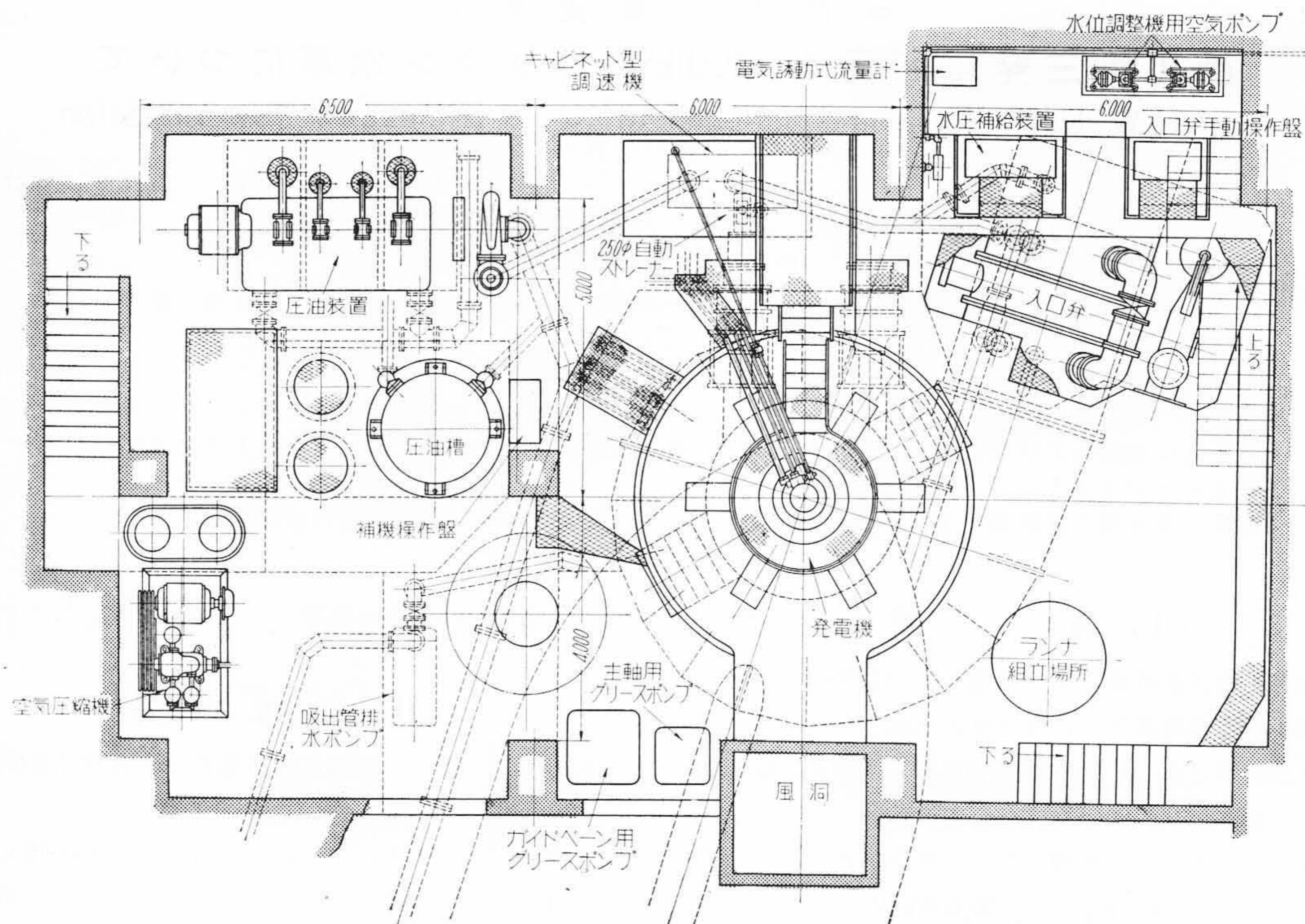
〔II〕 計 画 概 要

- (1) 位 置 長野県北安曇郡北小谷村字光明
(2) 水 車 仕 様
出 力..... 13,000 kW
落 差..... 55m
水 量..... 26.5/26.8 m³/s
回 転 数..... 400/333 rpm (60/50~)
特 有 速 度..... 304/253 (m-kW)
型 式..... 豎軸カプラン水車×1台

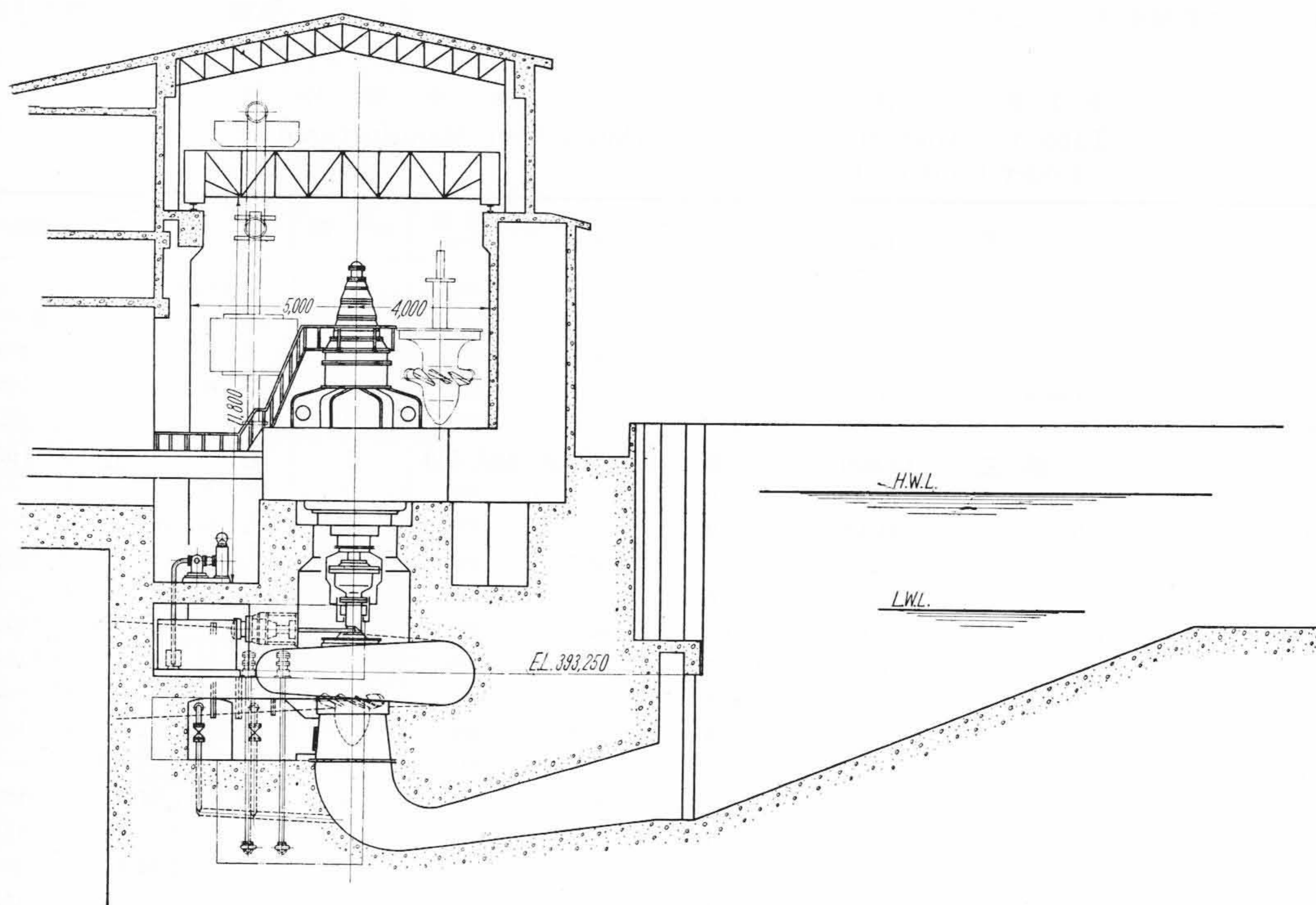
第 1 表 高 落 差 カ プ ラ ン 水 車 製 作 例
Table 1. High Head Kaplan Turbines Ever Manufactured or Under Construction

国 名	所 名	出 力 (kW)	落 差 (m)	水 量 (m ³ /s)	回 転 数 (rpm)	台 数	製 作 者	運 転 開 始
France	Bort-Rhue	23,720	70.1~17.5	—	375	—	Neyrpic	—
日 本	殿 山	17,000	70.0	27.5	400	1	日 立	製 作 中
Italy	Barcis	10,150	60.7	19.0	500	—	E. W.	1951
Spain	Requejada	4,275	57.3	—	500	—	E. W.	1954
Italy	Rocchetta	3,740	56.1	7.8	500	1	C.	1939
日 本	姫 川 第 三	13,000	55.0	26.8/26.5	333/400	1	日 立	1955
Scotland	Invergarry	20,900	54.0	—	250	—	E. E.	—
Sweden	Lasele	64,130	52.0	—	150	—	K. M. W.	—
Ireland	Pollaphuca	18,650	50.3	42.5	300	2	1-C 1-E. E.	1943
Italy	Yara	5,610	43.0	—	600	—	C-Tosi	—
Switzerland	Lavey	24,600	40.7	66	214	2	1-C 1-Vevey	1945
Sweden	Ligga	78,800	39.7	—	125	2	K. M. W.	1954
Italy	Hone	18,650	38.1	—	250	—	Riva	—
日 本	竹 田	7,200	36.9	22.0	360	1	三菱造船-E. W.	1954
Morocco	IM' Fout	16,420	36.6	—	214	2	C. & Alsthom Charmilles	—
日 本	角 川	13,000	36.5	40.2	300	1	富 士-J. M. V.	1954
日 本	本 名	30,000	36.1	92.9	167	2/3	日 立	1954
日 本	法 量	7,200	35.8	23.5	333	1	富 士-J. M. V.	1955
—	Monte Furado	14,000	35.1	—	300	—	E. W.	1948

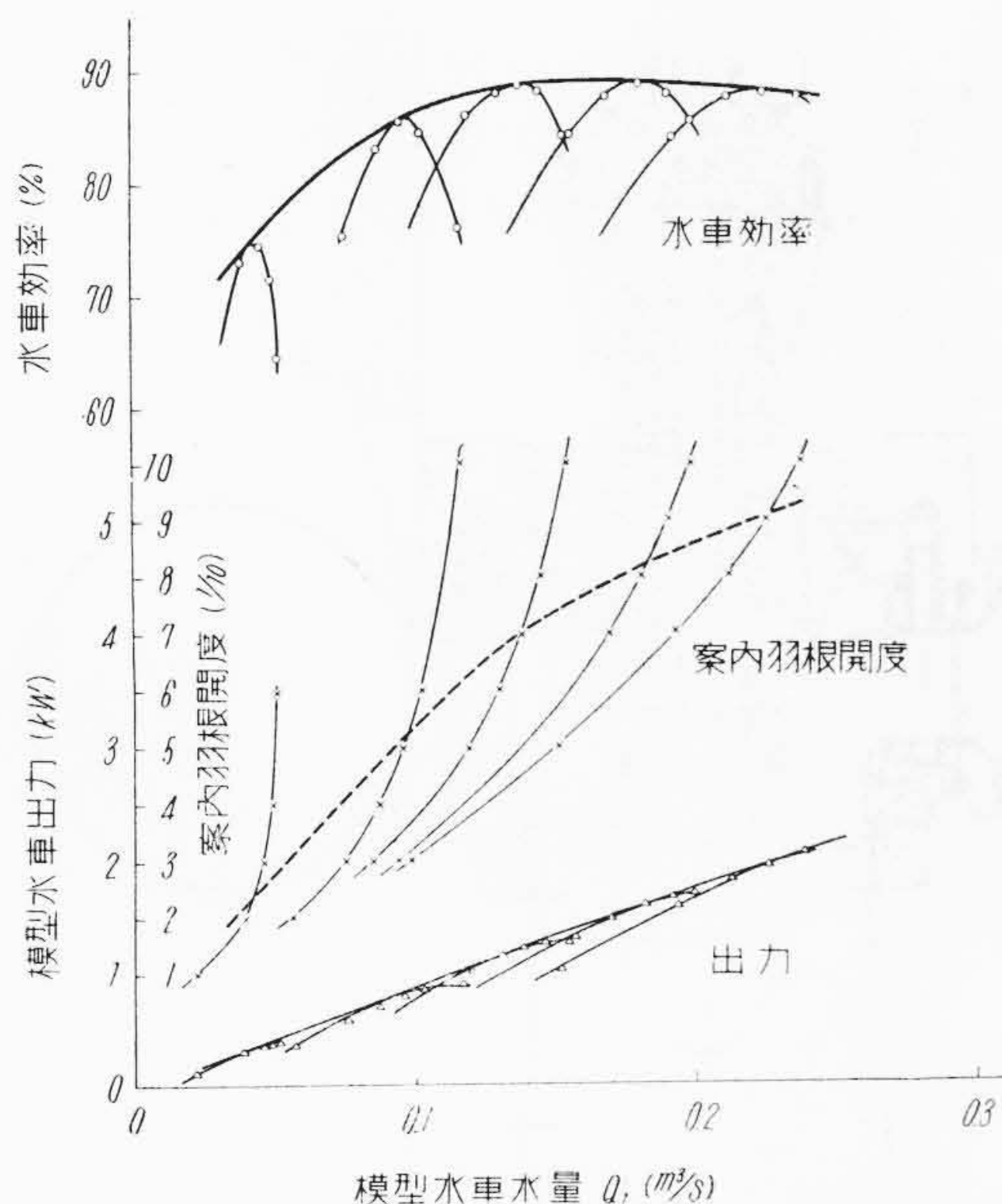
* 日立製作所日立工場



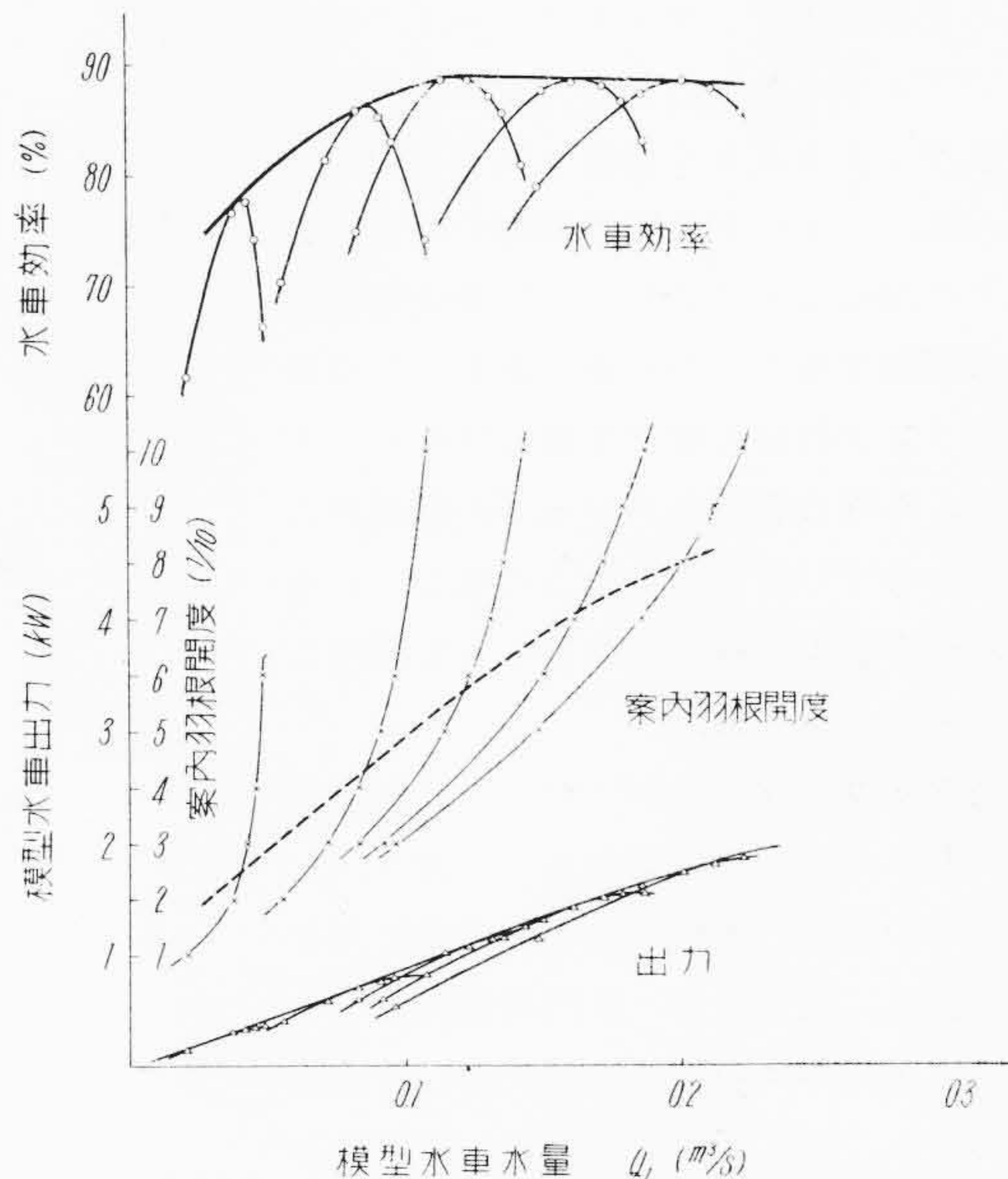
第1図 建 家 平 面 図
Fig.1. Plan of Power House



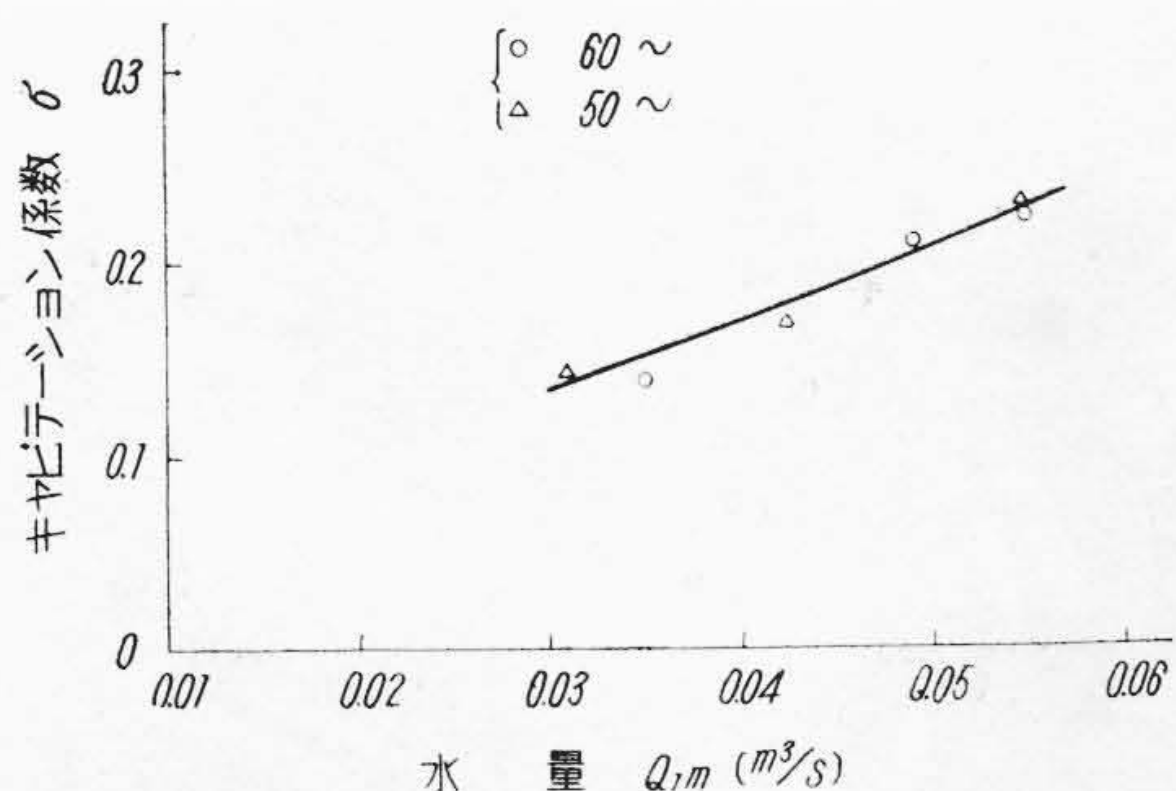
第2図 建 家 断 面 図
Fig.2. Sectional Elevation of Power House



第3図(a) 模型水車効率試験結果(60~運転)
Fig.3.(a) Efficiency Test Results of Model Turbine (for 60~ Operation)



第3図(b) 模型水車効率試験結果(50~運転)
Fig.3.(b) Efficiency Test Results of Model Turbine (for 50~ Operation)



第4図 水量が変化する場合の \$\sigma\$-Break の変化
Fig.4. Variation of \$\sigma\$-Break for Variation of Discharge

(3) 建 家 配 置

据付方式は単床コンクリートバーレル方式が採用せられた。この水車はランナを放水位より相当に下げて据付けられるが、吸出管ならびに放水路の掘さく量を減少させるために、吸出管を出口に向つて尻上りの形状にするとともに吸出管出口から放水路の底面をさらに傾斜をつけて上方に向けてある。第1図および第2図に据付平面図ならびに断面図を示す。

〔III〕 模 型 試 験

日立製作所は戦後逸早くカプラン水車の適用落差の増昇の傾向に対応するために7枚および8枚羽根のランナを有する模型水車を試作して研究を進めて来たが、姫川第三発電所用水車の受注に当つてはさらに数種のランナ

を試作して試験を行い、最も優秀なランナを実物水車に採用した。

(1) 効 率 試 験

模型水車による効率試験は約500mmの直径を有するランナを使用して施行された。模型水車はケーシング入口から吸出管出口までを実物水車と相似に製作するとともに吸出管出口の水路の一部をも相似に製作して試験を行つた。第3図に50~, 60~運転時の効率試験結果を示す。

(2) 空 洞 現 象 試 験

空洞現象試験は約250mmの直径のランナを有する模型水車を使用して施行せられた。この水車は両サイクル運転用であり、しかも放水路水位が流量によつて相当に変化するため、空洞現象試験はそのおのおの場合について行われ、全運転領域にわたつて空洞現象発生に対して安全であることが確認せられた。負荷の変動すなわち流量の変化に対応する \$\sigma\$-Break の値の変化概略を第4図に示すが、模型水車の単位落差当りの流量 \$Q_{1m}\$ を横軸に取つて \$\sigma\$-Break の値の変化を表すと50~, 60~運転に相当する点がほぼ同一の曲線上にならぶことが認められる。

カプラン水車のランナに発生する空洞現象は大別してランナブレードの外周に生ずるもの、ブレードのランナボス附根附近に発生するものおよびブレードの前縁ならびに翼面に発生するものの三種類に分類して考えることが可能であろう。これらのうちブレードの外周より発生

する空洞現象は、ランナブレードの特性というよりもむしろブレード外周の間隙の状況により大きく影響されるものと認められ、ブレード外周の間隙をある限度以下に保つことにより、その発生をほとんど抑制することが可能である。したがってランナ外筒の形状を球面状のものとして、外周の間隙がブレードの傾斜角にかかわらず一定となるようにするとともに、その間隙は構造上ゆるしうる程度にまで小さくせられた。

高落差カプラン水車においては吸出高が一般に大きな負の値を有しており、しかも σ の値のわずかな差が吸出高に大きく影響して来るので、吸出高を決定する際には運転時 σ の値の決定に細心の注意を要する。特に高落差カプラン水車においては直径の大き目のランナを使用して Q_{1m} の値を小さくして空洞現象発生に対する安全度を高める方法がしばしば行われるために、水車の特有速度から一義的に運転時 σ の値を与えることは到底不可能といつてよい。したがって空洞現象発生に対し最も苛酷と考えられる条件について、 σ -Break の値を推定し、それにある余裕を与えて運転時 σ の値を定める方法が一応妥当と考えられる。問題となるのはこの余裕の取り方であるが、これは水質、ブレード材質、水車の使用状況などにより適当に選ばなければならない。

〔IV〕 水 車 構 造

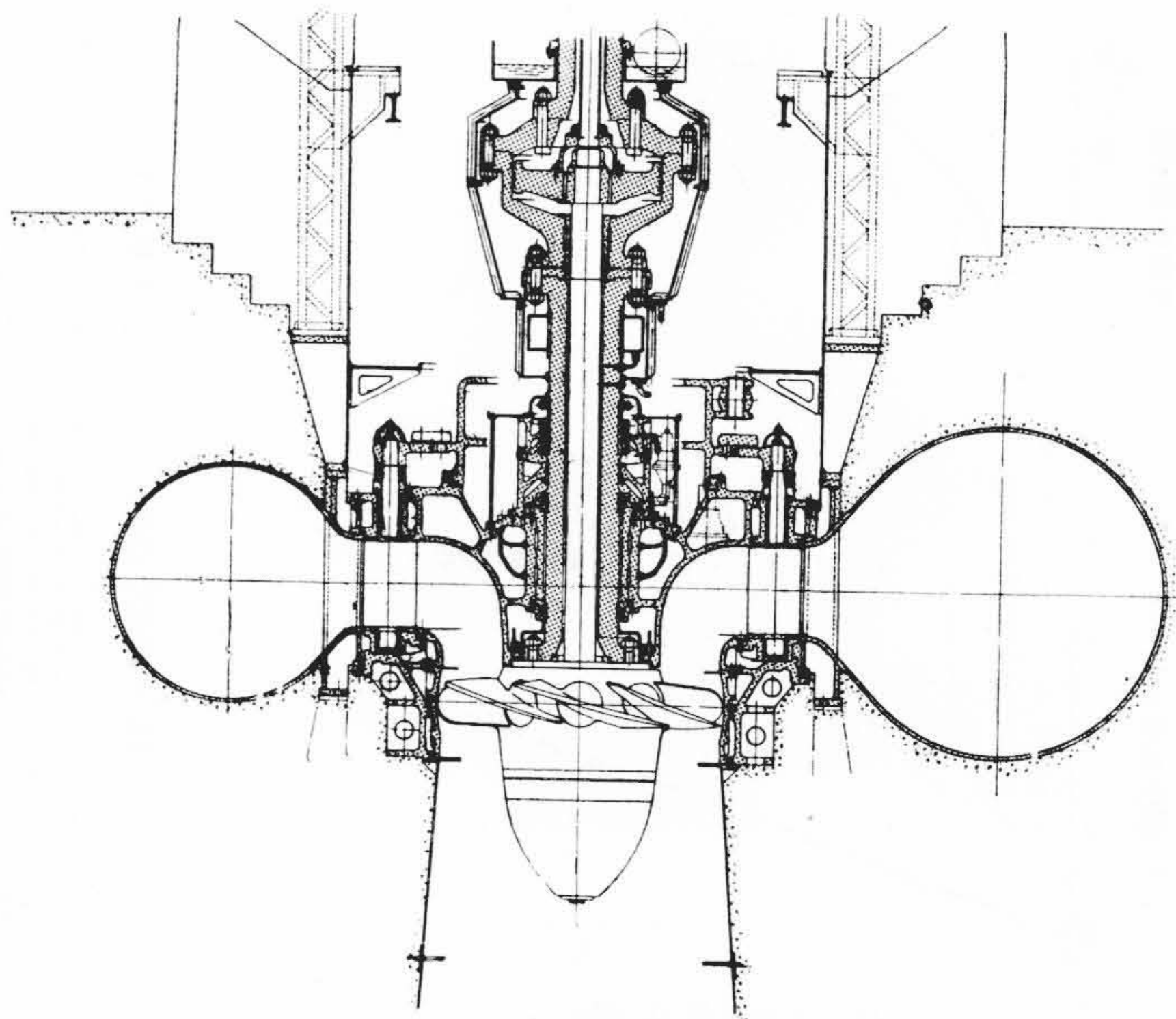
(1) 水 車 本 体

本水車の構造を第 5 図に組立完了した水車を第 6 図に示すが、高落差カプラン水車として特に考慮を払われた点が多くあり、以下各部構造の概略につき述べることにする。

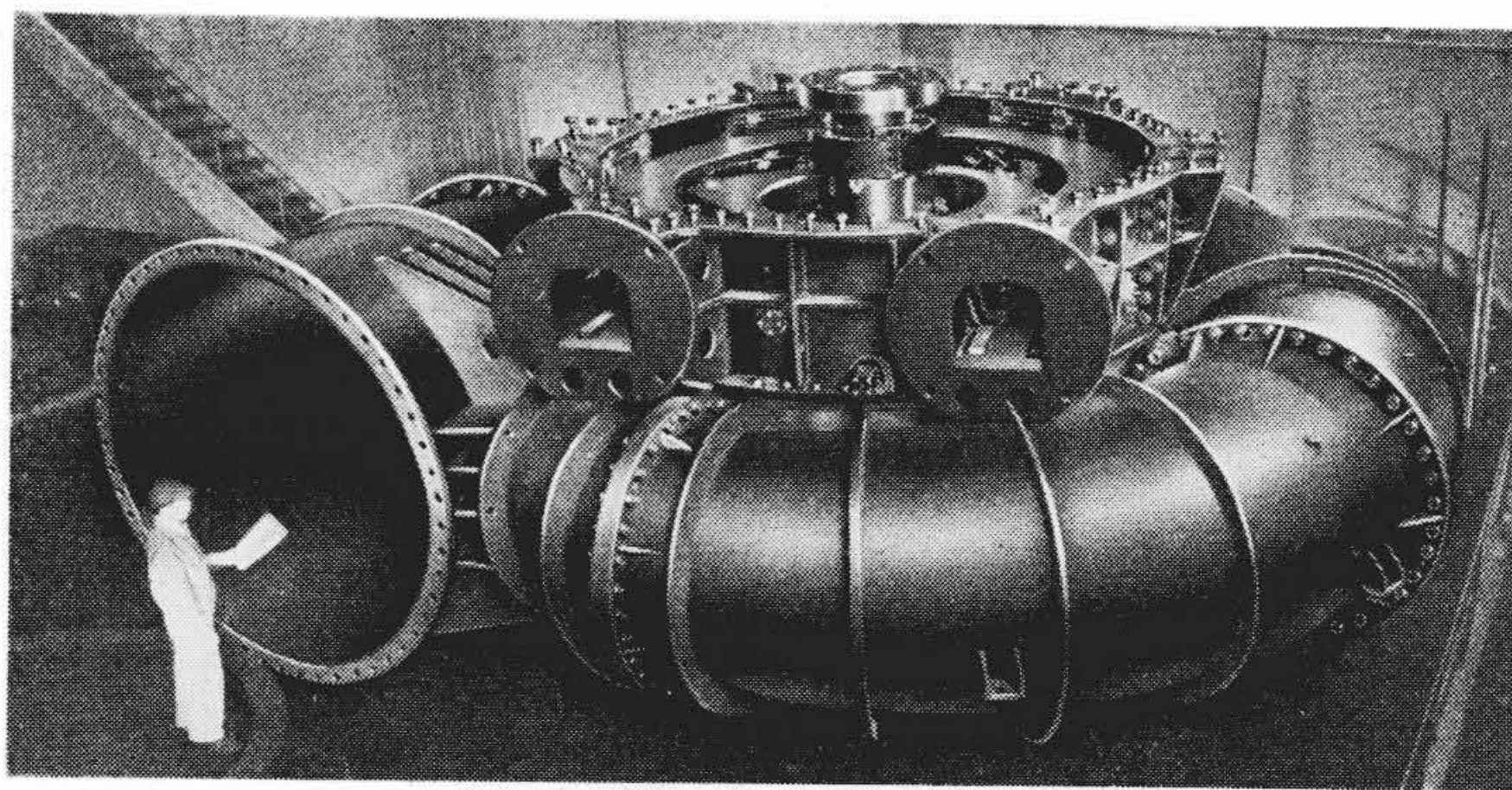
(A) ラ ン ナ

この水車に使用されたランナは国内ではあまり例のない 8 枚羽根のランナであつて、ランナブレードには特に耐蝕性のすぐれた 18-8 Ni-Cr 鋳鋼を使用し翼面は機械加工後、グラインダによつてきわめて平滑に仕上げられている。ブレードのステム部は大きな水圧力を受けるために、鋳造後各ブレードごとにステム部の γ 線検査を行い欠陥のないことが確かめられた。

ランナボスは 8 枚のランナブレードの操作機構を納め



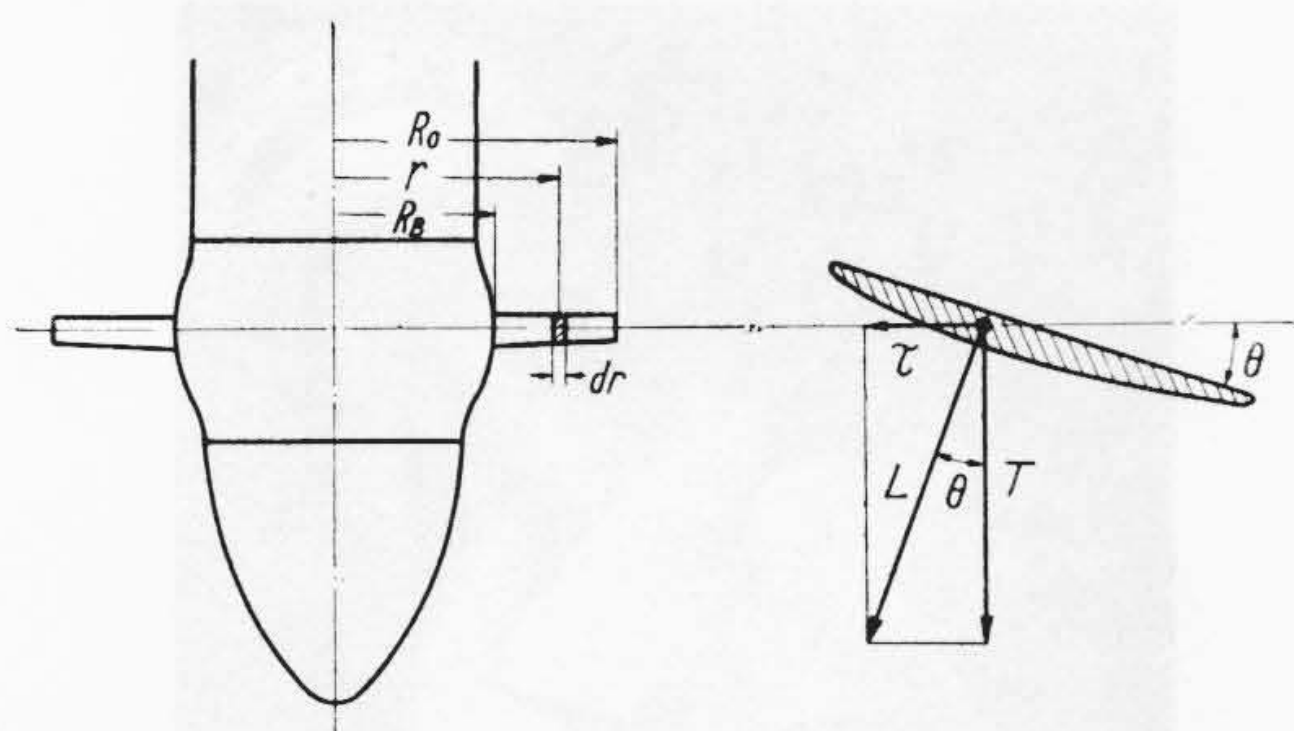
第 5 図 水 車 構 造 図
Fig. 5. Sectional View of 13,000 kW Kaplan Turbine



第 6 図 工 場 組 立 完 了 せ る 水 車
Fig. 6. Shop Assembly of 13,000 kW Kaplan Turbine

るために 5~6 枚羽根のランナに比し可成り大きなランナボス径を採用しているが、使用落差が高いため各部の応力値は可成り高い値に達する。このために操作機構関係各部品間の間隙を極度に切詰めるとともに、レバー、リンク類に強度の高い特殊鋼を使用してランナボスに十分の強度を与えられている。

ランナボスの強度を検討する際に考慮すべき外力は最大出力時においてランナブレードに生ずる軸方向推力、ランナサーボモータの力を受けた場合、ランナボスの横断面に生ずる応力および無拘束速度時にランナブレードの遠心力を受けた場合にランナボスの円筒部に生ずる応力である。軸方向推力およびサーボモータ力により生ずる応力を求める場合には軸方向推力の正確な値が必要と



第7図 ランナブレードにかかる力の説明図
Fig.7. Description of Hydraulic Force Acting on Runner Blade

なる。この値を求めるのには水車ランナの発生するトルクより軸推力を逆算するのが簡単であり、しかも割合に正確であるのでつぎに示す方法により求めた。

第7図において流速の軸方向成分が半径方向に一樣であり、入口流れが一樣なエネルギーを有していて、しかもパーシャルタービンの水力効率がそれぞれ等しいものと仮定すれば、単位幅を有するパーシャルタービンが回転方向に与える力は、すべての円筒断面について一樣になる。ランナブレード1枚についての単位幅当りの回転力を τ で表すとランナの発生する回転力 M_T は

$$M_T = Z_R \times \int_{R_B}^{R_0} \tau r dr = \frac{Z_R \tau}{2} (R_0^2 - R_B^2) \dots (1)$$

$$\tau = \frac{2M_T}{Z_R (R_0^2 - R_B^2)} = \frac{1,950 \text{ kW}}{Z_R (R_0^2 - R_B^2) N} \dots (1')$$

ここに

M_T = ランナが主軸に与える回転トルク (m·kg)

τ = ブレード1枚の単位幅当りの回転力 (kg/m)

Z_R = 羽根枚数

R_0, R_B = ランナ外径ならびに
ボス径に対する半径 (m)

kW = 水車出力 (kW)

N = 回転数 (rpm)

にて示される。上式により τ が求めればこの τ を基にして各断面の推力が求まるが、簡単のためにブレードに生ずる力は揚力のみで、この揚力の方向はブレード断面の基線に対し垂直なるものと近似的に考えることにする。

第7図よりわかるごとく単位幅当りの推力は次式にて示される。

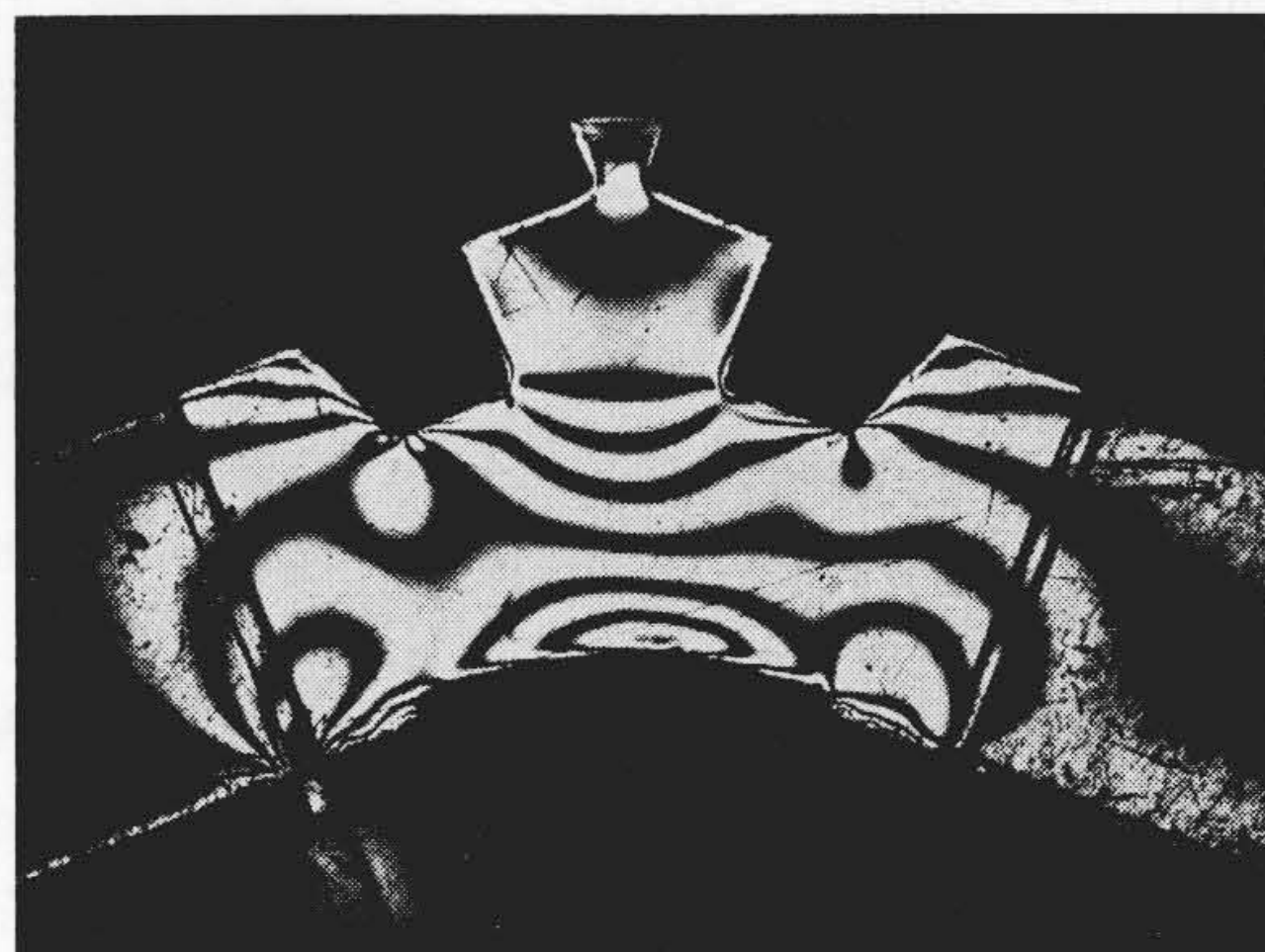
$$dT = \tau \cot \theta \dots (2)$$

ここに dT = ブレードの単位幅当りの推力 (kg·m)

θ = ブレード断面の傾斜角 (°)

したがってブレード1枚当りの推力は

$$T = \tau \int_{R_B}^{R_0} \cot \theta \times dr \dots (3)$$



第8図 ランナボス断面光弾性写真
Fig.8. Photo-Elastic Picture Showing Stress Concentration on Runner Boss

にて示されるが、 θ は r の函数であつて、ブレードの設計ならびに模型試験の結果より定まるものである。また(3)式より求った T が1点に集中したと考えたときの着力点の位置はランナの回転軸より次式に示される位置である。

$$R = \frac{\tau \int_{R_B}^{R_0} \cot \theta \times r dr}{T} \dots (4)$$

上に述べた方法によりランナブレードにかかる力は簡単にしかも割合に正確に求められるからこの値を使用してボスの強度の検討を行えばよい。ただしこの方法はパーシャルタービンの効率が非常に異なる場合、特に無拘束速度時などには適用することは不可能である。

ランナブレードの遠心力に対するランナボスの強度については、遠心力の大きさは簡単に求められるけれども、ランナボスのような形状の複雑なものに力がかかった場合の応力の計算方法が問題となる。

応力の計算は蓋板による強めの影響を無視して、リングに放射状に8箇の力が外向きにかかった場合の計算を利用して円筒部の応力を求め、つぎに蓋付の円筒に内圧がかかった場合についての計算結果を前の値と比較して、ランナボスに生ずる最大応力値の推定を行つた。ランナボス自体にも自身の回転による応力が生ずるが、これは回転円筒の式を用いることにより近似的に求められる。しかしこの値はランナブレードの遠心力による応力に対しては無視しうる程度のものである。

ランナボスについては上記の計算結果が実際の応力と一致しているかどうかを確認するために、模型を使用して応力の実測を行つた。試験に使用したランナボスは直径300mmの砲金製のものであつて、ブレードの代りに重錘を取付けて、モータにより回転せしめ、各部に取付けられた抵抗線歪計を使用して応力の測定を行つた。回転体からのリード線の取出しには銅製のスリップリング

と銀製の刷子を使用して好結果をうることができた。円筒部における最大の応力値は先程述べた計算方式による計算結果とほぼ一致することが確認せられた。

また光弾性試験により、ボスの横断面について各部の応力の集中係数の測定を行った。第 8 図(前頁参照)は光弾性写真の一例を示したものである。

ランナボスは以上述べたように特に強度的に十分の強さを有するものであることが要求され、しかも耐蝕性も必要とせられるために、ランナボス材質には 13Cr 不銹鋼が使用せられた。ランナブレードはランナボスに嵌入せられた特殊青銅製の内外 2 箇のブッシュにより支持せられるが、軸受面圧が 100 kg/cm^2 を越えるため、軸受面の潤滑には特に考慮が払われた。外側ブッシュの外方には V 字型の皮製のパッキングを備えてボス中の油の漏洩とボス内への浸水を防止している。またボス内は主軸上端に設けられた空気室により加圧せられ、浸水の絶無を期している。第 9 図に完成したランナを示す。

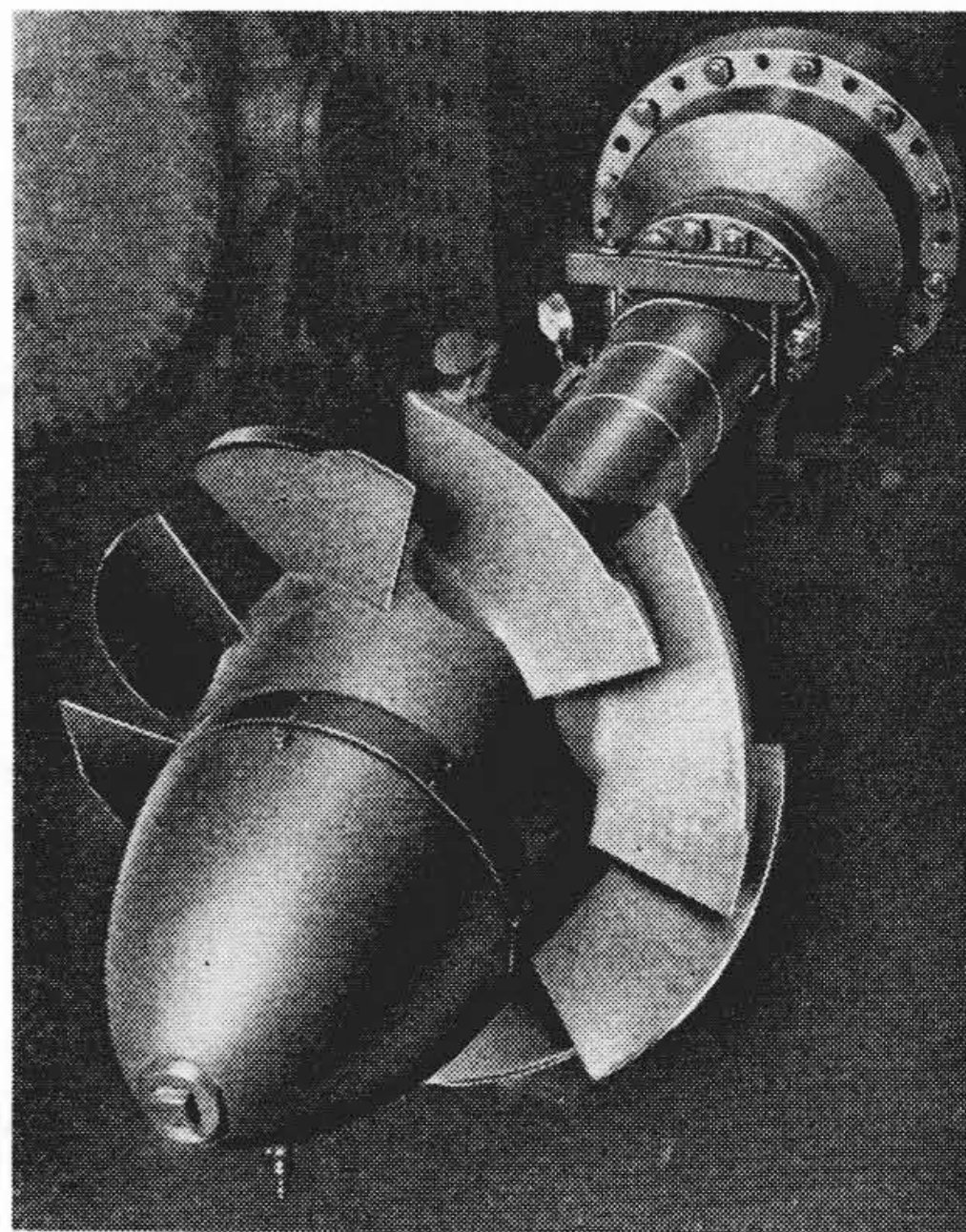
(B) ケーシング、スピードリング

ケーシング、スピードリングともに鋼板熔接にて製作せられた。ケーシングは入口径 2,600 mm の渦巻型であり、工場にてスピードリングと熔接接続せられ、スピードリングとともに四つ割となつている。相互の接続はフランジ接続によつている。スピードリングは 18 枚のステーションを有しており、その入口端は不銹鋼板により保護せられている。なおケーシングには流量測定用のウインターケネディ法の測圧孔が設けられている。

(C) プロテクトライナ

この水車のプロテクトライナの形状は一般のカプラン水車に使用せられているランナ中心より上方を円筒形にそれより下方を球面にしたものと異り、上方をも球面としたものである。この球面状のプロテクトライナは高落差水車のほとんどのものに採用されているほか低落差水車にも若干採用されている例がある。プロテクトライナのランナ中心より上方を球面とすることによつてランナ外周とプロテクトライナの内周との間隙がどのようなブレードの位置においても最小の間隙に保たれることは、ブレード外周間隙によつて生ずる空洞現象の発生を防止する上には有効なことはあきらかであるが、このために生ずる構造ならびに組立作業の複雑化は何といつても大きな欠点であることは否めない。姫川第三発電所用水車では鋳鋼製の水車下カバーに、ランナ中心線で上下に分けられた 13Cr 不銹鋼製のプロテクトライナをそれぞれ支持せしめる強固の構造を採用している。

プロテクトライナの下半分はランナ投入前に取付けられ、ランナ投入時にはランナの上方にプロテクトライナを懸吊して、ランナ投入と同時にプロテクトライナをも



第 9 図 ランナブレード操作試験状況
Fig.9. 8-Bladed Runner Under Blade-Operation Test

取付ける方式を採用した。

(D) 案内羽根

案内羽根はカプラン水車としてはあまり例のない 13Cr 不銹鋼製で軸部と一体鋳造されている。特に不銹鋼製としたのはこの発電所の使用水が多量に流砂を含むために、特に耐磨耗性が要求せられたためである。

また案内羽根の上部ステム部には間隙調整装置が設けられ、羽根の上下の間隙を容易に調整することができる構造となつている。案内羽根軸受および羽根開度の調整機構の摺動部はすべて自動グリース給油装置により間歇的に適量のグリースが供給される。

(E) 上カバー

内側カバーの底部には主軸フランジとの間に圧縮空気により動作する漏水防止装置を備え、水車軸受の分解点検を便ならしめている。また内側カバーの上部には自動空気吸入弁を備えている。

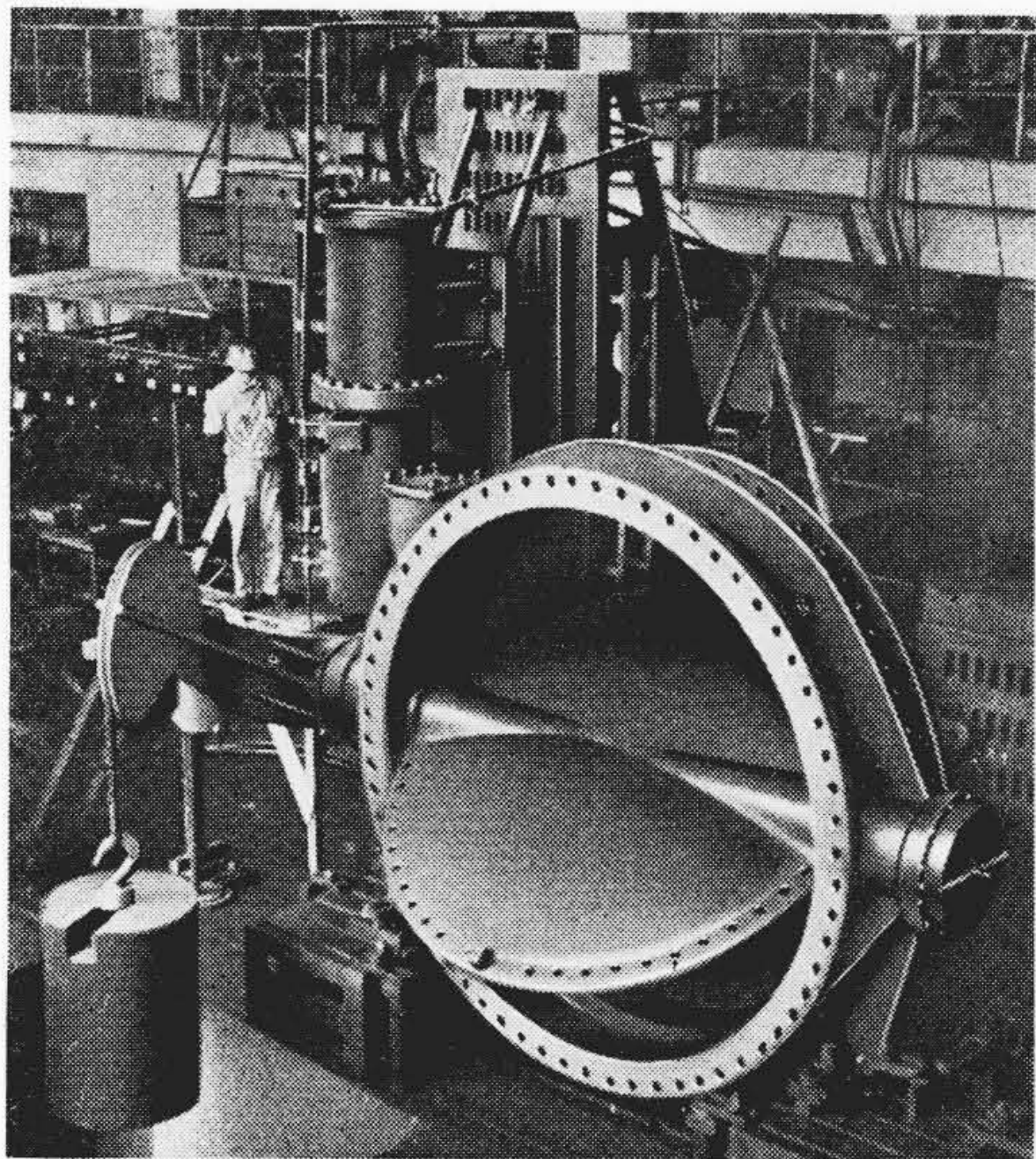
(F) 主軸受

グリース潤滑の水中軸受構造を採用している。軸受は内側と外側とに分れ、分解には内側のみを分解すれば良いようになつている。軸受の上下端には特殊パッキングを二重に備えてグリースの流出を防止するとともに、汚水の浸入を完全に防止している。

この水車の軸受は周速が 11m にも達し、グリース潤滑の水中メタルとしては非常に高速であるが、特殊なメタル冷却法の採用も、極圧グリースの使用により満足すべき結果をえている。

(G) 鉄骨バーレル

この水車の鉄骨バーレルはバーレル自身のみで発電機の静荷重を支持しうる強度を有するものであつて、発電

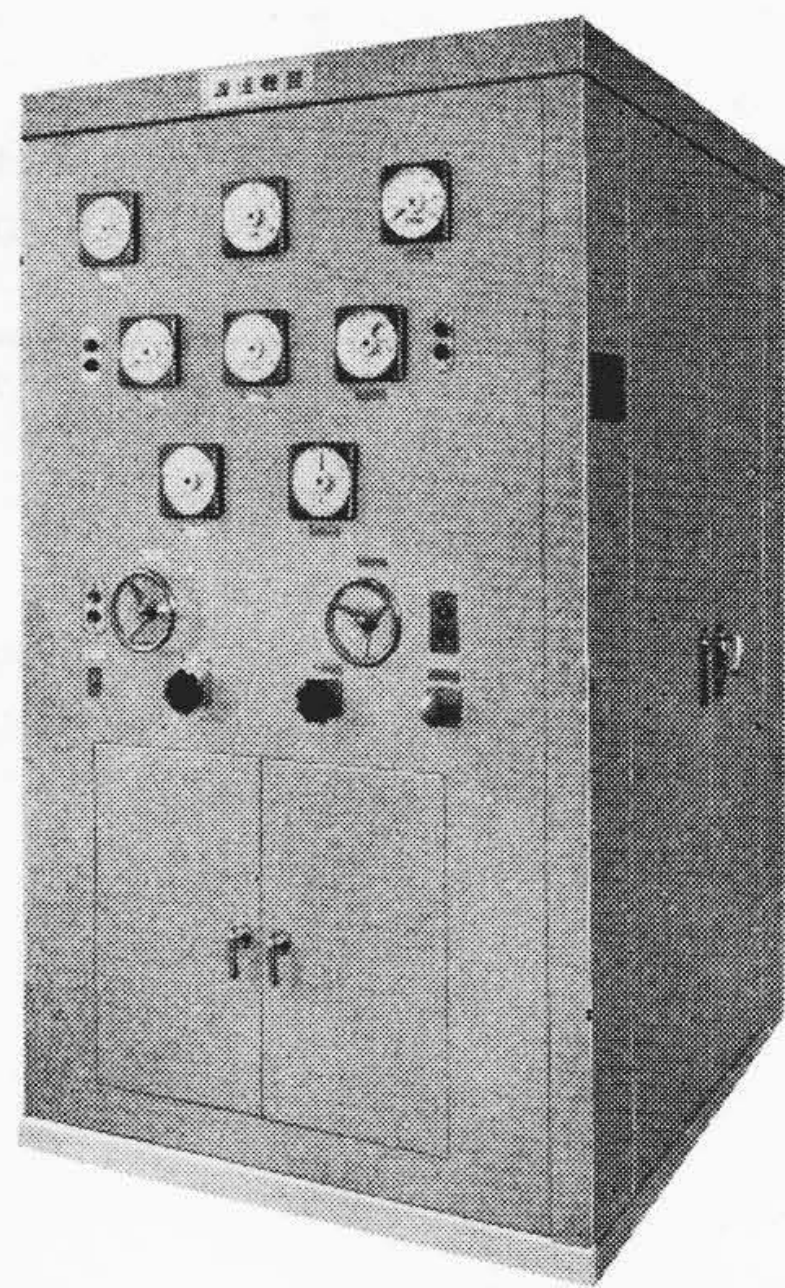


第10図 入口弁操作試験状況
Fig.10. 2,600mm ϕ Butterfly Valve Under Operation Test

機の組立に要する時間を節約することができた。

(2) 入口弁

姫川第三発電所は後に述べるように無人発電所として計画されているために、油圧喪失に対する保護装置が設けられているが、さらに油圧低下の際には入口弁が自動的に閉鎖して水車を保護するよう考慮されている。入口弁は口径 2,600 mm の蝶型弁であつて弁、弁体ともに鋳鋼製である。弁軸の一端に取り付けてある弁操作のレバーの一端には弁開閉用の複動型のサーボモータが1箇接続され、他端には油圧低下の際に弁を閉鎖させるための重錘を吊下げた鋼索が取り付けられている。重錘は油圧低下の際に流水を遮断することができるだけの重量を有しており、弁の閉鎖速度は操作油の出口を絞ることによ



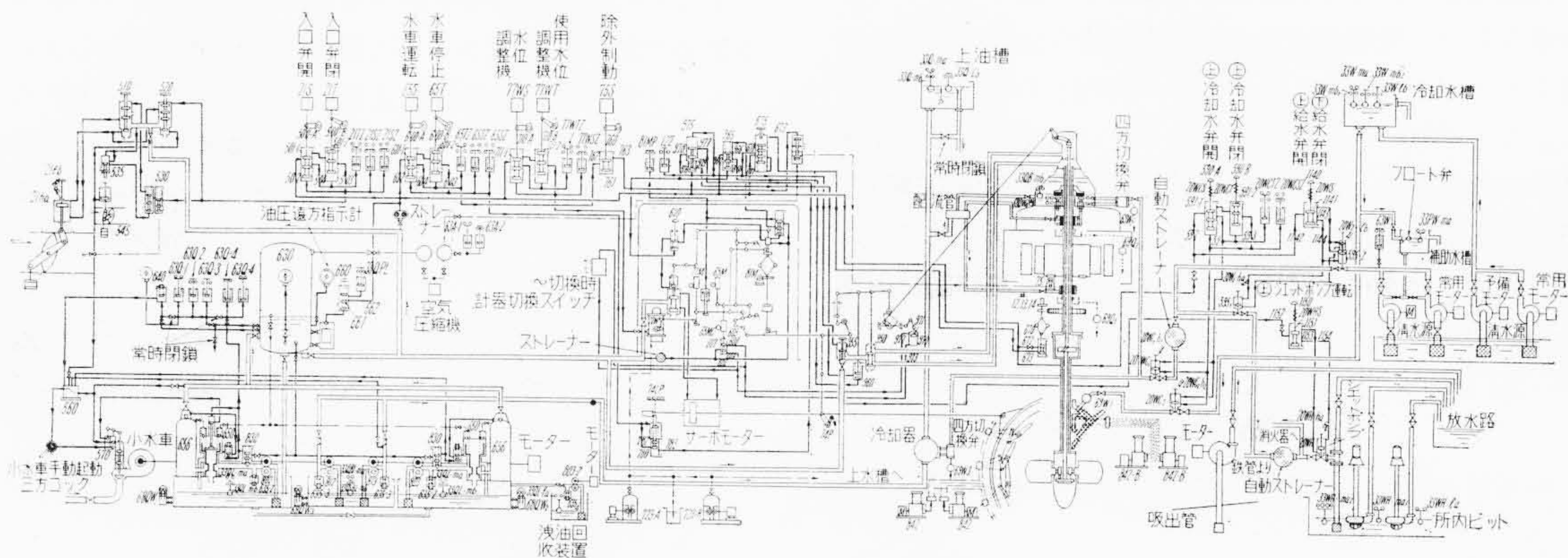
第11図 キャビネットカバナ外観
Fig.11. Outside View of Governor Cabinet

つて約3分程度に調整され、過度の水圧上昇を起させることのないようにしている。またバイパス弁も同様な機構により自動閉鎖を行うようになっている。第10図は工場試験中の入口弁を示す。

(3) 調整装置

(A) 調速機

姫川第三発電所にはキャビネット型調速機が使用せられた。この発電所は落差変動はほとんどないけれども、60 $\sim$ 、50 $\sim$ の両サイクル運転を行うため、案内羽根開度とランナブレード角度との関係を調整するための連動カムは60 $\sim$ 用、50 $\sim$ 用の二箇を備え、これを切換えることによつていずれの回転数においても最良の案内羽根開度とランナブレード角度との関係を保持させることができる。



第12図 13,000 kW カプラン水車自動操作系統図
Fig.12. Schematic Diagram of Automatic Control of 13,000 kW Kaplan Turbine

第2表 カプラン水車案とフランシス水車
2台案との比較表

Table 2. Data for Comparison between
Single Kaplan Turbine Plan and 2
Francis Turbine Plan

	カプラン水車 1台案	フランシス水車 2台案
特有速度 (m-kW)	305/254	215/179
年間発生電力量 (MWH)	68,350	68,400
水車重量	—	約 4.7% 増
発電機重量	—	約 8.2% 増
吸出高 (m)	約 4	約 0.4
掘さく置 (m ³)	3,391	2,990
建家容積 (m ³)	3,910	3,560
クレーン容量 (t)	85	35
クレーンスパン (m)	9.0	8.0
クレーンリフト (m)	10.25	8.75

(B) 自動制御装置

一人制御方式が採用せられ配電盤室から起動準備から起動、並列運転、停止までのすべての操作を行うことができる。この発電所は親発電所姫川第二発電所から電力線搬送を利用して無人発電所とすることが考慮されているため、各機器についてはこのことを前提として計画せられている。第12図に水車発電機の自動操作系統図を示す。

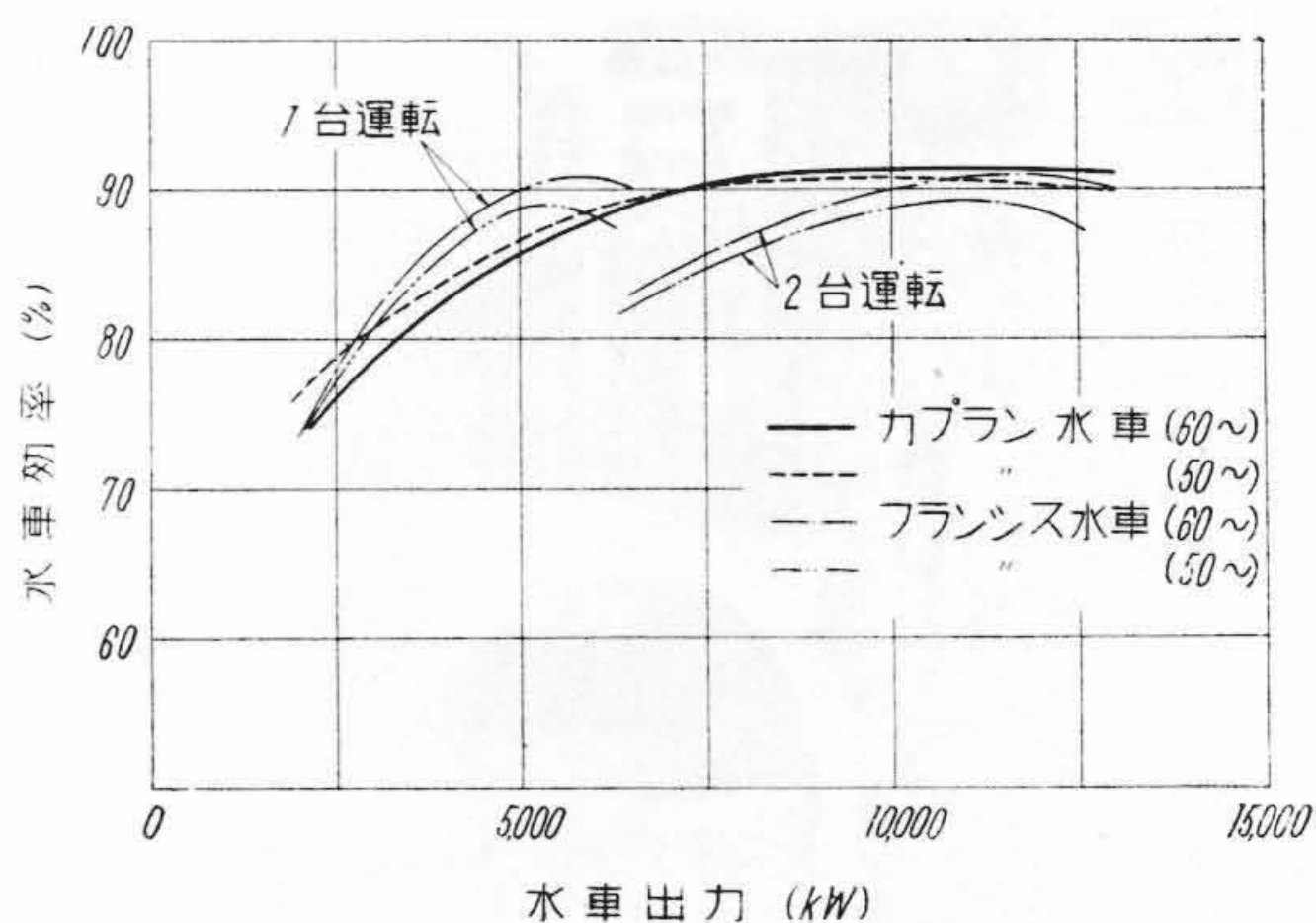
〔V〕 カプラン水車案とフランシス 水車案との比較

この発電所にカプラン水車を採用するか、あるいはフランシス水車を採用するかについては計画当初より十分の検討が行われた。フランシス水車の1台案は部分負荷の水平効率の低下のはなはだしい点と保守の面から不適当と考えられ、したがってフランシス水車2台案とカプラン水車1台案について比較検討が行われた。

両案の主要要目の比較は第2表に示す通りであつて、水車ならびに発電機重量の軽い点が総合比較に大きく影響してカプラン水車1台案の方が有利との決定がなされた。たゞ 55m という落差はカプラン水車としては記録的な高落差であつたが、中部電力株式会社各位の理解と日立製作所の高落差カプラン水車に対する深い熱意とによりカプラン水車の採用が決定せられた。第13図に両案の効率曲線の比較を示す。

〔VI〕 結 言

中部電力株式会社姫川第三発電所納 13,000 kW カプ



第13図 カプラン水車案とフランシス水車2
台案との効率比較曲線

Fig.13. Efficiency Curves for Kaplan
Turbine and Francis Turbine

ラン水車の概要について述べた。この水車は世界的な高落差カプラン水車であり、しかも本邦高落差カプラン水車の発展という面からすれば特に大きな意義を有する水車であるといえよう。

高落差カプラン水車においては羽根枚数の増大と強度上の理由とからランナ直径に比して大きな割合を有するランナボスが使用せられ、ランナ直径の 65% 程度の径のランナボスを有するものも少くない。しかしボス径が大きくなることは有効流水面積の減少を意味し、ランナ径の増大を招くことになる。また吸出高の絶対値から押えられて運転時 σ の値をそれ程大きくとれないために出力に比しランナ径を大き目にして水車を低負荷で使用するような方策が採用せられる。上記の理由から高落差カプラン水車は一般にランナ直径が大き目となりしかも低負荷における効率の低下がはなはだしくなる。このことはカプラン水車がフランシス水車に比して有効な利点を減殺する傾向にあるものといえることができる。

したがって高落差カプラン水車のなおいづその発展を計るためには水車ランナに使用する金属材料ならびにブレード操作機構の改善によりランナボスの径を縮める方向に進み、ランナの空洞現象性能の改善と相まって特有速度を上昇させて水車を小型化することが絶対に必要であり、この面に対する研究にいつその努力をする必要があろう。

終りに臨みこの記録的水車を計画され種々御指導御鞭撻を戴いた中部電力株式会社各位に厚く御礼を申しあげる。