

最近の水車に関する諸問題

小 森 谷 亭*

Some Questions Pertaining to the Recent Hydraulic Turbines

By Toru Komoriya
Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Among the many problem arising from the recovery program of hydraulic power plants, the following outstanding points are discussed together with a view in the design of future plants.

(1) The effect of the increase in runner circumferential clearance to it's lowering of the efficiency is important to determine the proper time of repair, to which purpose an investigation was made with a model turbine and the general tendency was made clear.

(2) To add to the power in dry seasons, a method was studied to make such a runner as to give higher efficiency at water quantities below half the normal. A special type of runner, the half load runner, which was designed showed favourable test results.

(3) The time of stoppage required for the change-over of the operating cycle from 50 \approx to 60 \approx and vice-versa sums up to a great loss in the Power supply. For the saving of this loss, a special design in converting the existing governor to a automatic change-over type without stopping the main unit is given.

(4) A method is shown with an example of 10,000 kW vertical shaft turbine unit to reinforce the conical draft tube from falling off, and eliminating the vibrations, by filling the tail race with concrete and modifying it into a simple elbow-type.

(5) To meet the requirements for the simplification and rationalizing of the turbine maintenance, the adoption of the segmental type guide bearing, the sealing box, a new type of water level regulator with anti-racing dash-pot device are recommended, and comments are given on the auxiliary oil pump driving small turbine.

(6) To the present trend of dam projects dominating the future schemes, selecting of the effective head for turbine design to cover high running efficiencies with wide range of load variations becomes complicated, to which, an idea is given with respect to model test results.

* 日立製作所日立工場

(7) In the flooring system of the plant, the trend in adopting the single floor type or the supporting of generators on concrete barrels above the turbine are ever-increasing in numbers, which will be further advanced by the improvement in the equipments for dismantling and assembling the turbine within the limited space of the barrel.

(8) Welding has been introduced to fabricate the various composing parts of hydraulic turbines since quite long before, but there is a trend to adopt field welding, where hitherto riveting was used, in building up large spiral casings. It is anticipated that may future plants will be built using the field welded construction.

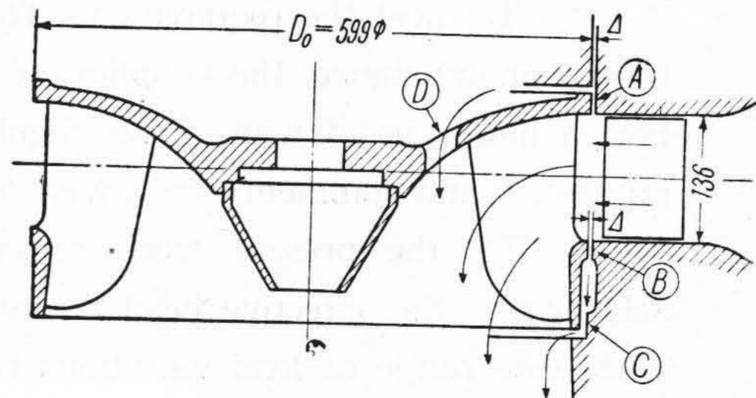
[I] 緒 言

戦後に於ける我國が直面せる最も重大なる問題の一つは発電設備の擴充であつた。然して勞働力、食糧、資金等の方面から直接的制約を受ける石炭資源に依存する火力発電設備に先んじて、水力発電所の復興に主力が注がれるに至つたことは、水力がその豊富さに於て我國が誇り得る唯一の天然資源である事實からしても、極めて當然な措置と云わねばならない。所が之が實施、具體化に當つてはその計畫、方法等に幾多の問題が有り、各方面に於て相當の苦心がなされて居る。最少の資金、從て最少の資材と加工費を注ぎ込んで、既設々備の能力を最大限に發揮せしむることから始まり、續いて機械の効率上昇を計る改造、更に進んでは從來不可抗力と考えられて居た様な停電時間の短縮による出力増加、又手動発電所の運轉方式の自動化に依る保守の合理化と云う事も相當推進されて來て居る。尙之等が具體化に當つては根本的技術の究明に俟たねば解決し得ぬものもあり、或は全く新規の創意に依るもの、關係部門の技術者で構成される委員會の度重なる討議より導き出されるもの等々あり、何れもそれ相當の苦心に俟つ所のものが多い。一方新設の計畫に於ても次第に具體化の段階に進み、特に自家用発電所計畫に於てはその實現化も早く、これ等の計畫に於ては最近の歐米技術をも逸早く取入れ、我國の現有設備、技術、資材を以てして可能な範圍に於て國狀に合致した製品を完成する様に努力されて居る。以上の諸問題の中、特に注目すべきものに就き卑見を述べて見度いと思ふ。

[II] 出力増強に関する問題

(1) 水車効率の恢復 既設発電所の運轉後に於ける出力の低下は、主として各部が流水に依つて磨耗せられることに原因するが、これを更に分析すれば、(a) 仕事をせずランナーとケーシングの間隙部より吸出管エネルギーを有する水が洩れ逃げるに依る損失と、(b) ランナー羽根の形狀が最初の設計から變形する結果招來される諸損失、及び(c) 案内羽根兩端面の間隙増大に依る効率低下、等に大別することが出来るが、これ等に就き考えて見よう。

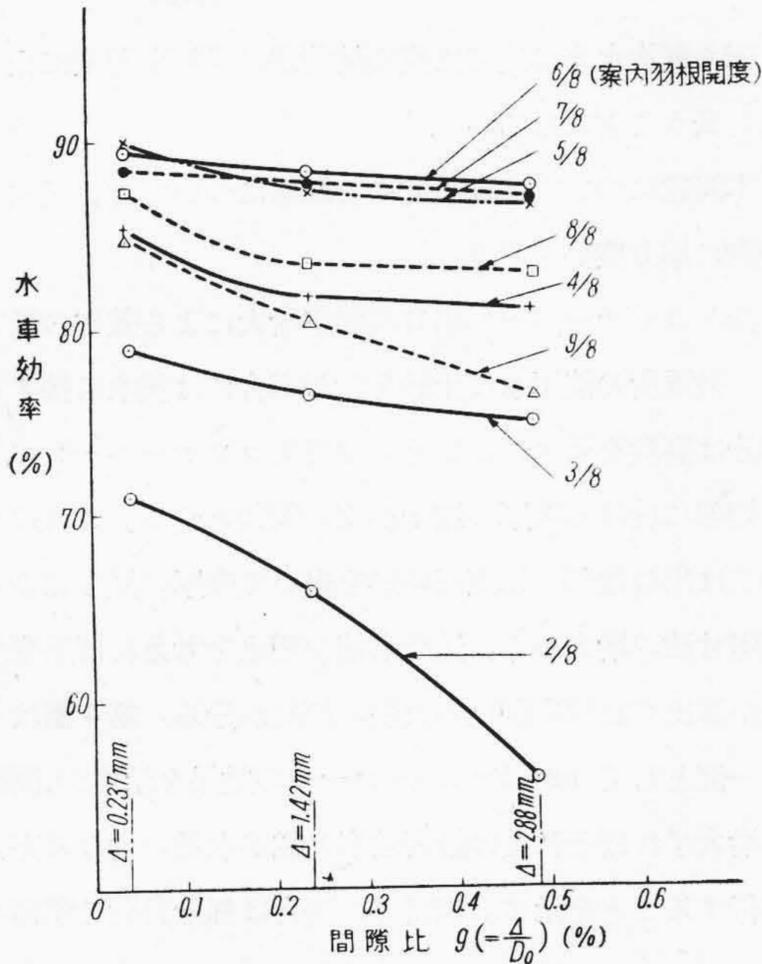
(a) ランナー外周間隙磨耗による効率低下 本問題はペルトン水車を除いては總ての発電所に於て、その程度の大小はあるとしても必ず生起する現象で、然も補修計畫に於ける最も重大なる焦點となる。最初の計畫間隙寸法が幾ら迄増大したら幾何の効率低下を生じ、從て何時その部分を新品と更新するのが得策かと云う事に各発電所共苦慮して居るのが實狀の様である。之に對しては常時間隙寸法と出力の關係を良く記録して置けば効率低



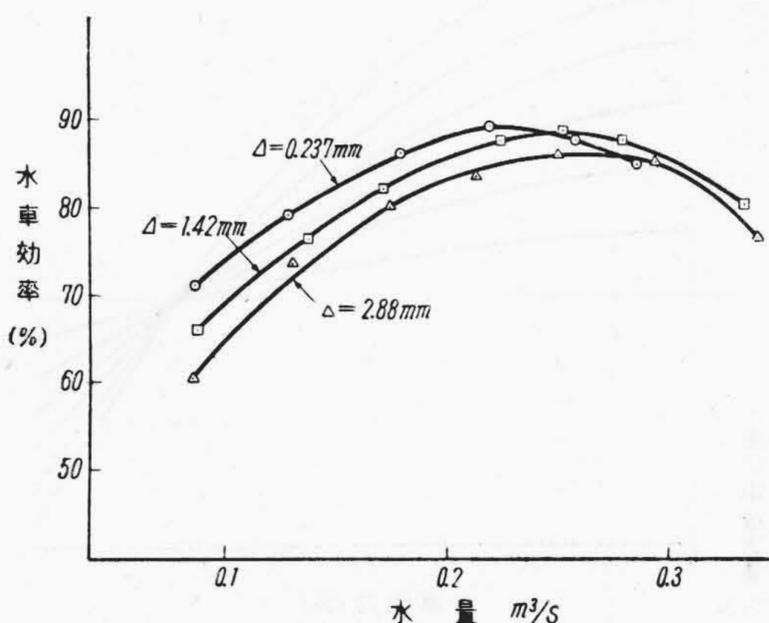
第1圖 模型ランナー寸法

Fig. 1 Dimensions of the Model Runner.

下の模様の概要は摺める筈であり、このようなデータは保守員は常に整備する様心掛く可きものと考えられる。尙當工場水力實驗室⁽¹⁾に於て模型水車に就きフランシスランナーの外周間隙を種々變えた場合水車効率に及ぼす影響を確める實驗を行つたが、興味ある結果が得ら



第2圖 間隙比と水車効率の関係
Fig. 2 Effect of Gap Ratio on the Turbine Efficiency.



第3圖 各間隙寸法に於ける水車効率曲線の比數
Fig. 3 Comparison of Turbine Efficiency Curves with Different Circumferential Gaps.

れたので参考に供したい。使用せるランナー寸法は第1圖に示す如きもので、日立工場水力實驗室に於て有效落差約3 mの下で行われた。尺度比は1/4であつて、ランナー外周部間隙 Δ 部寸法は加工の都合により、平均 0.237 mm, 1.43 mm, 2.88 mm の三種に變えてそれに依る影響を調べて見たが、この間隙寸法は實物水車の 0.95 mm, 5.7 mm, 11.5 mm に夫々相當する。各案内羽根開度に於ける水車効率と、間隙比 $g = \frac{\Delta}{D_0}$ (百分比で表はす) との關係を示せば第2圖の如くなる。更に各點に於ける使用水量について効率を表はせば第3圖の如き傾向が明かにされた。即ち本實驗結果より次の事實が分る。間隙が増大すれば當然効率の低下を來たすが、0.2% 程度の間隙迄は急激に効率は低下するが、それから先は低下の割合は減少する。但し部分開度又は過開度に於ては低下の割合は必ずしも減少せず、開度に依ては寧ろ一層効率低下が激しくなる傾向を示す。この理由については A 部間隙の増大は或る値以上になれば、漏水量はその逃げ口たるランナークラウンのバランス孔で絞られる結果となるため、何處迄も漏洩は増大することにはならない。B 部から C 部へ流れる漏水はランナーシュラウドリング壁面により回轉力を受けるため、回轉方向の旋回分速度を有しながら流出することになるが、ランナー出口より流出する水は 6/8 開度では軸方向になつて居るに對し、之より開度小になればなるほど大なる回轉方向の旋回分速度を持つ結果、C 部の水は流出が促進される結果となる。6/8 開度以上でランナーよりの流出水の旋回方向は逆轉する故、C 部の流出はやゝ流れ難くなるが、過開口になれば案内羽根と、ランナーとの間の部分の水壓は上昇するため、この理由から漏水は増加の傾向を現わすと考えられる。

一般に間隙を漏れる水量 Q は

$$Q = C \cdot A \sqrt{2gH}$$

にて示される。こゝで A は間隙部斷面積、 g は重力加速度、 H は間隙前後の壓力差、 C は流量係數であるが、 H の大きさにより著しく値が變化する。本模型試驗の場合の水頭は 3 m 前後であつたので、今 $C=0.444$ と一應假定して A 及 B 部よりの漏水を計算すれば第1表の

第 2 表 模型試験結果の漏洩水量

$\Delta \text{ mm}^2$	0.237	1.42	2.88
$\pi D_0 \text{ mm}$	1880	1880	1880
$A = 2 \pi D_0 \cdot \Delta \text{ mm}^2$	890	5320	10800
$Q = C \cdot A \cdot \sqrt{2gH} \text{ m}^3/\text{s}$	$Q_1 = 0.0252$	$Q_2 = 0.151$	$Q_3 = 0.306$
漏洩水量差	—	$Q_2 - Q_1 = 0.126$	$Q_3 - Q_2 = 0.155$

この場合は $\frac{D_0}{D} = \frac{1}{4}$

故に

$$\frac{d\eta_0}{d\eta} = \left(\frac{1}{4}\right)^{\frac{1}{4}} = \frac{1}{1.413} = 0.7$$

第 2 表 計算による漏洩水量

案内羽根開度	$Q_2 - Q_1$		$Q_3 - Q_2$	
	m^3/s	%	m^3/s	%
9/8	0.025	8	0.005	1.5
8/8	0.028	10	0.004	1.3
7/8	0.020	7.8	0.004	1.4
6/8	0.027	12	-0.004	-1.6
5/8	0.011	5.2	0.003	1.3
4/8	0.006	5.2	0.009	5.0
3/8	0.006	3.4	-0.002	1.5
2/8	-0.001	-1.1	-0.002	-2.3

如くなる。一方模型試験の實際の結果は第 2 圖に示す如くで、6/8 開度以上では推定値の 2 倍の流量係数を有することになり、5/8 以下では逆に 1/2 になるものと考えられる。この理由としては案内羽根の開度に依り、ランナー入口部の壓力が變化することに起因すると考えられる。何れにしても漏水量はランナー背壓の變化、ランナー出口部流出水の運動等に影響され複雑な相關々係を有し、更に詳細にわたつて研究する可き點が多々残されて居る。

以上の結果は模型についてあるが、實物水車に於ては落差もずつと大きくなると共に尺度比の關係で多少相違して來るが一般的傾向は同一と考えられる。後者について一應こゝで検討して見れば、原型水車の效率を η_0 とし、模型のそれを η とすれば Moody の公式に従えば

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta) \left(\frac{D_0}{D}\right)^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (1)$$

こゝで D = 原型ランナーの直徑

D_0 = 模型ランナーの直徑

これより
$$\frac{d\eta_0}{d\eta} = \left(\frac{D_0}{D}\right)^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (2)$$

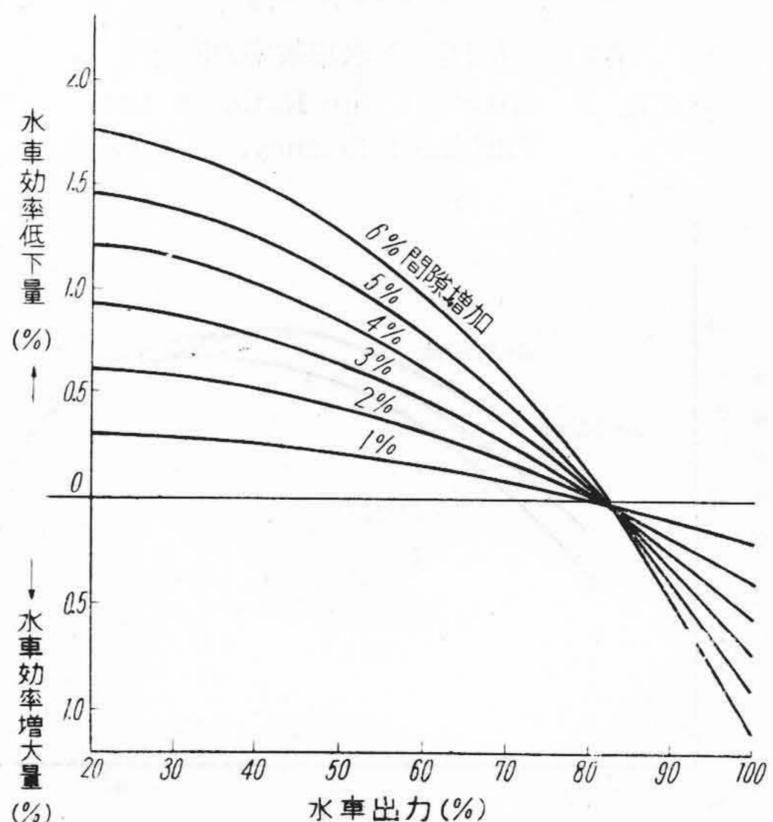
を得る。

即ち實物水車に於ては模型試験法の 70% 程度に止まると云うことになる。

本問題については尙研究中で細部については、又次の機会に譲り度いと思う。

(b) ランナーベーン出口端間隙増大による效率の低下

發電所の使用水に土砂を含む場合には流水に接する部分は磨耗を受けるが、その中でもランナーベーンの出口端部に於ける肉厚の減少がよく問題となる。これについては出口端部の速度三角形を畫いて肉厚の減少による間隙寸法の増大から、流出水速の變化を考えれば廢棄損失が算出され效率變化の大體の傾向が分る。第 4 圖はその一例として $ns = 180$ のランナーの結果を示すが、間隙が増大すればそれだけ最高效率の點が水量の大なる方へ移行することを示す。依てこの場合は部分負荷で運轉す



第 4 圖 フランシス水車ランナー出口端間隙が效率に及ぼす影響

Fig. 4 Effect of the Increase in Exit Clearances of Francis Turbine Runner to its Efficiencies.

るよりは正規負荷以上で運轉することが有利となる。

(c) 案内羽根端面とカバーライナー間の間隙部漏水

一般にランナー外周部間隙程は重要規されて居らず、唯この部漏水が増大すれば案内羽根全閉しても水車回轉が停止不可能になる支障から間隙を詰める様に考えられて居ると極言出来る位であるが、實際はこの部漏洩水が増すと水車効率を著しく低下せしむるものであることを良く考える可きである。ランナーへ導入される水が案内羽根により所定の角度を以て旋回分速度を與えられなければそれがランナーに流れ込んでも運動量の變化なきため回轉力の發揮には貢献せず損失となつてしまう。目下これの詳細については研究中であつて、次の機會に發表を譲り度いと思う。

(1) 發電所の發生 kWh の増大對策

(a) 輕負荷ランナーの採用 渴水期出力増加の要求が近年の如く切實な問題となるに及んで、既設の水車に對して渴水的の小水量に於ても効率を高く運轉出来る方法が工夫され、この目的に對して案出されたのが輕負荷ランナーである。これは取付關係寸法が正規ランナーと全く同一でありながら、性能丈は渴水的の水量に於て高效率を發揮する様設計されたもので、所要的期に正規ランナーと取換えて使用する。こゝで注意を要することは本方法を採用するには次の條件を満足せねばならない。

- (i) 渴水期間が長期であること。
- (ii) ランナーの取替作業が短時間で容易であること。
- (iii) 輕負荷ランナーの効率が高いこと。

次に發電量を最大ならしむ可き條件を考えて見よう。

今 A = 渴水期間の日數

B = ランナー取替作業に要する日數

E_1 = 正規ランナーに依る渴水期間の全發電力量
kWh

E_2 = 輕負荷ランナーの使用期間内の全發電力量
kWh

η_1 = 正規ランナーの効率

η_2 = 輕負荷ランナーの効率

N = 水車の理論出力 kW

とすれば $E_1 = 24 A \eta_1 N \dots\dots\dots (3)$

$E_2 = 24(A - B) \eta_2 N \dots\dots\dots (4)$

依て $\frac{E_2}{E_1} = \frac{A - B}{A} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1} \dots\dots\dots (5)$

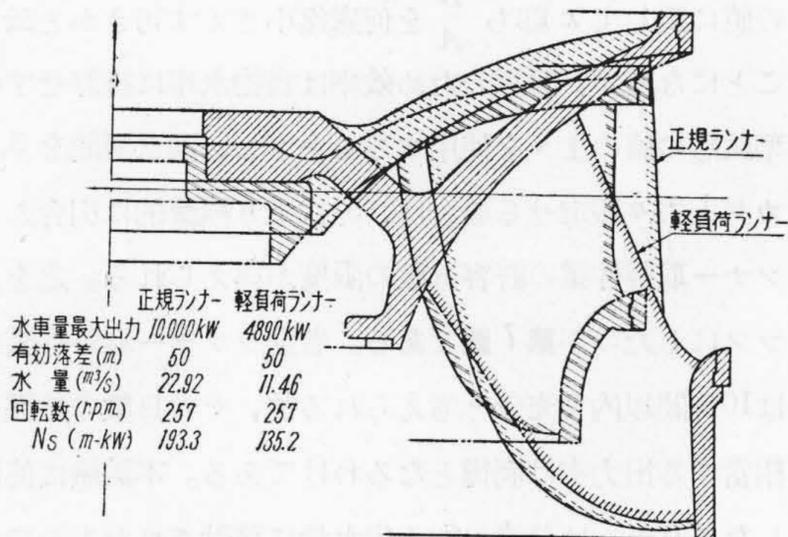
今 $\frac{B}{A} = \kappa, \quad \frac{\eta_2}{\eta_1} = \phi$ とおけば

$\frac{E_2}{E_1} = (1 - \kappa) \phi \dots\dots\dots (6)$

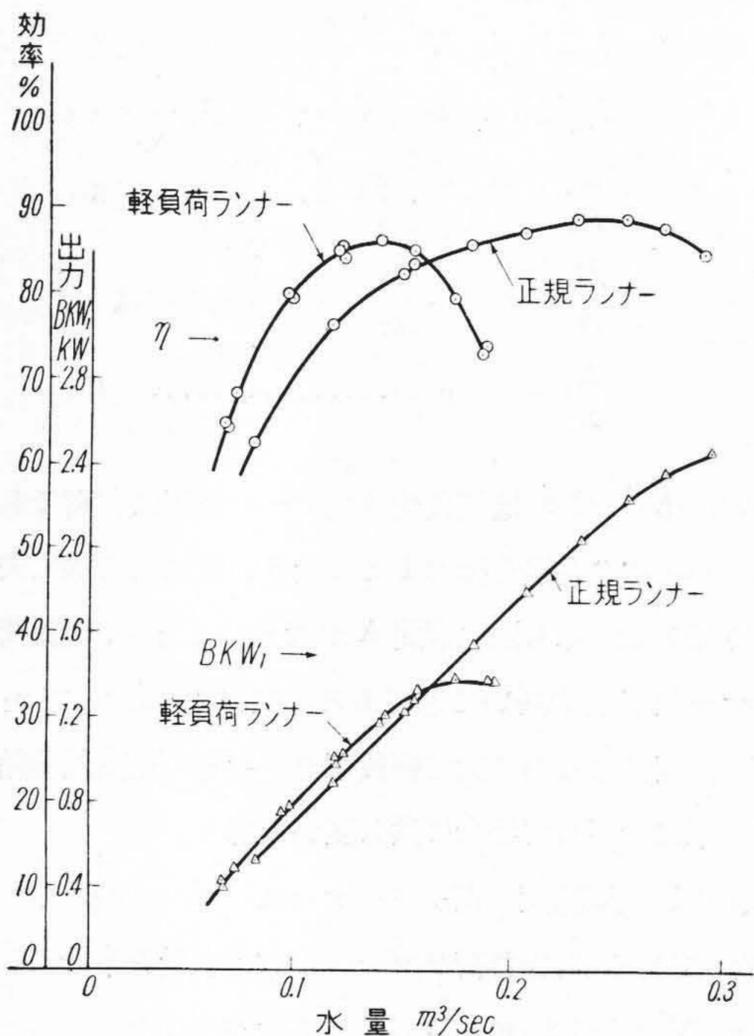
$E_2 > E_1$ であれば輕負荷ランナーの使用は有利であるから (6) 式の右邊を極力 1 より大きい値になる様工夫可きである。即ち渴水期間 A が大きいことゝ、輕負荷ランナー効率 η_2 が高いことである。次に η_1 に對して η_2 は何の程度になるかに就て輕負荷ランナーの模型試驗結果を簡単に説明して參考に供し度いと思う。

(i) 比較回轉度 正規ランナーは $N_s = 193.5$ (m-kW) であるが、輕負荷ランナーの方は水量を半分にしたため $N_s = 133.2$ (m-kW) として計畫された。

(ii) ランナー寸法 第 5 圖に示す如く正規ランナーに對して輕負荷ランナーを普通に設計すれば、二重鎖線の如くなる筈であるが、既設水車寸法に合わせるため、鎖線の如き寸法を選んだ。斯うすることによつて入口徑を小さくすることゝ、ランナーベーン出口端の速度三角形が無理のないようになり、吸出管内のサージングも抑制され得るものと考えられる。試験の結果は第 6 圖に示す如くで、正規ランナーの最高効率 89% に對し、輕負荷ランナーに於ては約半水量の所に於てすら最高 86%



第 5 圖 ランナープロフィールの比較
Fig. 5 Comparison of Runner Profiles between the Normal and the Half Load Runner.

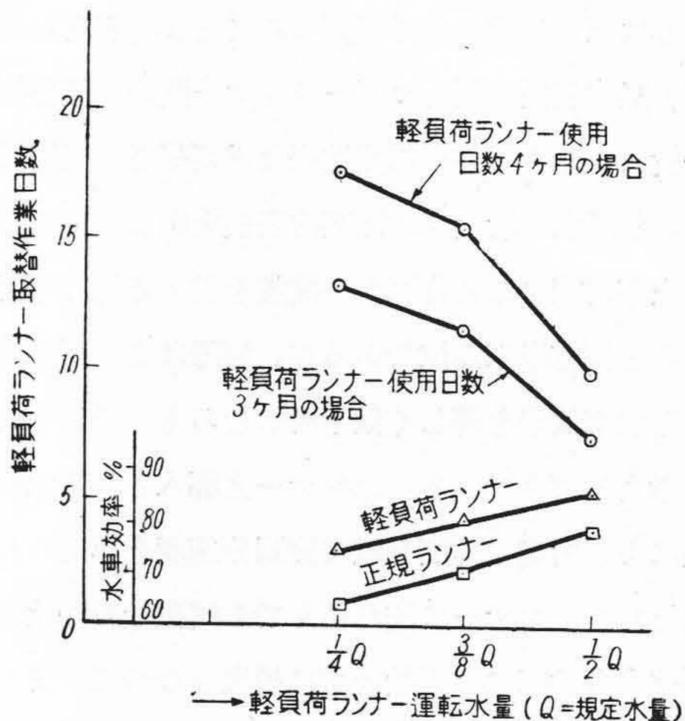


第6圖 正規ランナー軽負ランナーの特性曲線の比較

Fig. 6 Characteristic Curves of the Normal and the Half Load Runner.

を示し、3%程度の低下に止まり、半水量では正規ランナーより6%効率が高く、水量が更に減少すれば11%程度正規ランナーより高くなる。

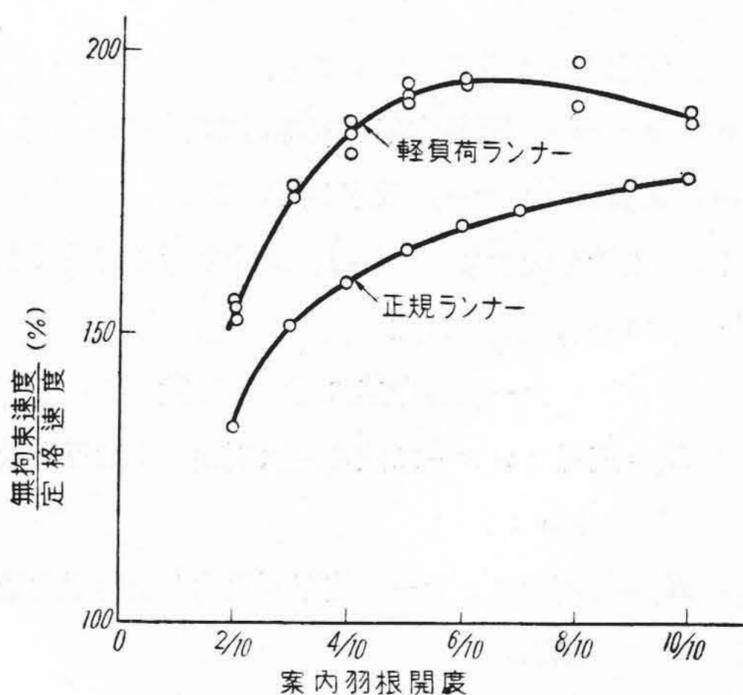
本試験結果を前述の(6)式に適用してこの様な特殊ランナーを使用し得る限界を検討して見よう。(6)式に於て $\frac{E_2}{E_1}$ の値が1より大であるためには與えられたる ϕ の値に對して κ 即ち $\frac{B}{A}$ を何處迄小さくす可きかと云うことになるが、簡單のため効率は實物水車に換算せず模型試験の値のまゝを使用することとし、渴水期間を3,4カ月と夫々假定せる場合は、(5)式より經濟的に引合ふランナー取替作業の許容日數の限度が與えられる。之をグラフにしたのが第7圖である。普通ランナー取替作業には10日間以内で充分と考えられる故、その日數の差額に相當する出力丈け利得となるわけである。本試験に使用したランナーは前述の如く半水量に設計されたものであるが、これをもつと小水量の點について設計すれば更に効率の上昇を大ならしめて有效なものとする事が出来る。次にこの種の軽負荷ランナーの特性として注意す可



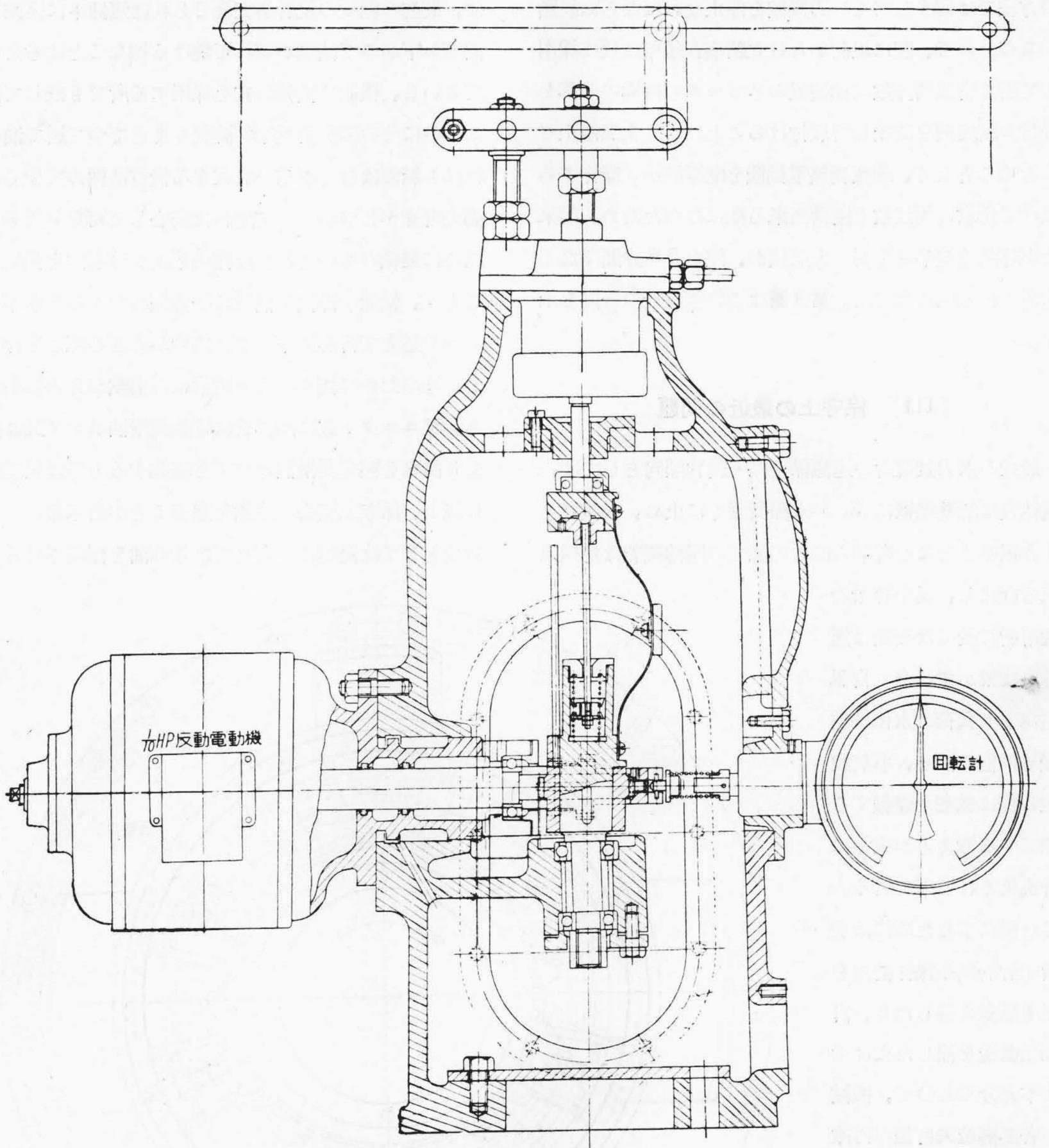
第7圖 軽負荷ランナー運転状態とランナー取替日數の限度

Fig. 7 Relation between the Operating Load Condition of the Half Load Runner and the Stoppage for the Runner Exchange.

きことは、無拘束速度が正規ランナーに比べて大となる傾向が現はれることであるが、(第8圖参照)直結される發電機の強度を考慮する時は或る限度を過ぎぬことが必要であるため、この無拘束速度を低減せしむることも合わせて研究することが必要である。兎に角この種の軽負荷ランナーの採用に當つては上記の如き諸點を充分研究した上で最も効果を大ならしむるよう計畫されなければならぬ。



第8圖 軽負荷ランナーの無拘束速度
Fig. 8 Runaway Speed of the Half Load Runner.



第9圖 自動周波數切換式に改造せる調速機

Fig. 9 Governor Converted to an Automatic Cycle Change-over Type.

(b) サイクル切換時間の短縮 50 ~, 60 ~ 兩周波數地方の中間に位する中部地方の發電所に於てはその時の状態により切實なる必要に迫られて兩周波數の切換運轉を頻繁に繰返されるのである。この切換操作は機械を停止せずに行うことが理想であるが、既設々備に於ては必ずしもそこ迄充分考應されて居らないものの方が多數で、この種發電所に該當するもの33個所、總出力542,000

kW を例にとつて切換操作に要する停電的間に相當する停電々力を計算すれば、一回の切換えで實に 417,000 kWh と云う老大な數字になる。最近これが問題となり極力この損失を少なくするために調速機の改造が一部行われて居る。従來の切換方式はスピーダー軸回轉數を兩周波數の場合とも同一回轉數に保つためにベルトプーリの掛換え又は齒車裝置の切換え等に依つて居たため、之等

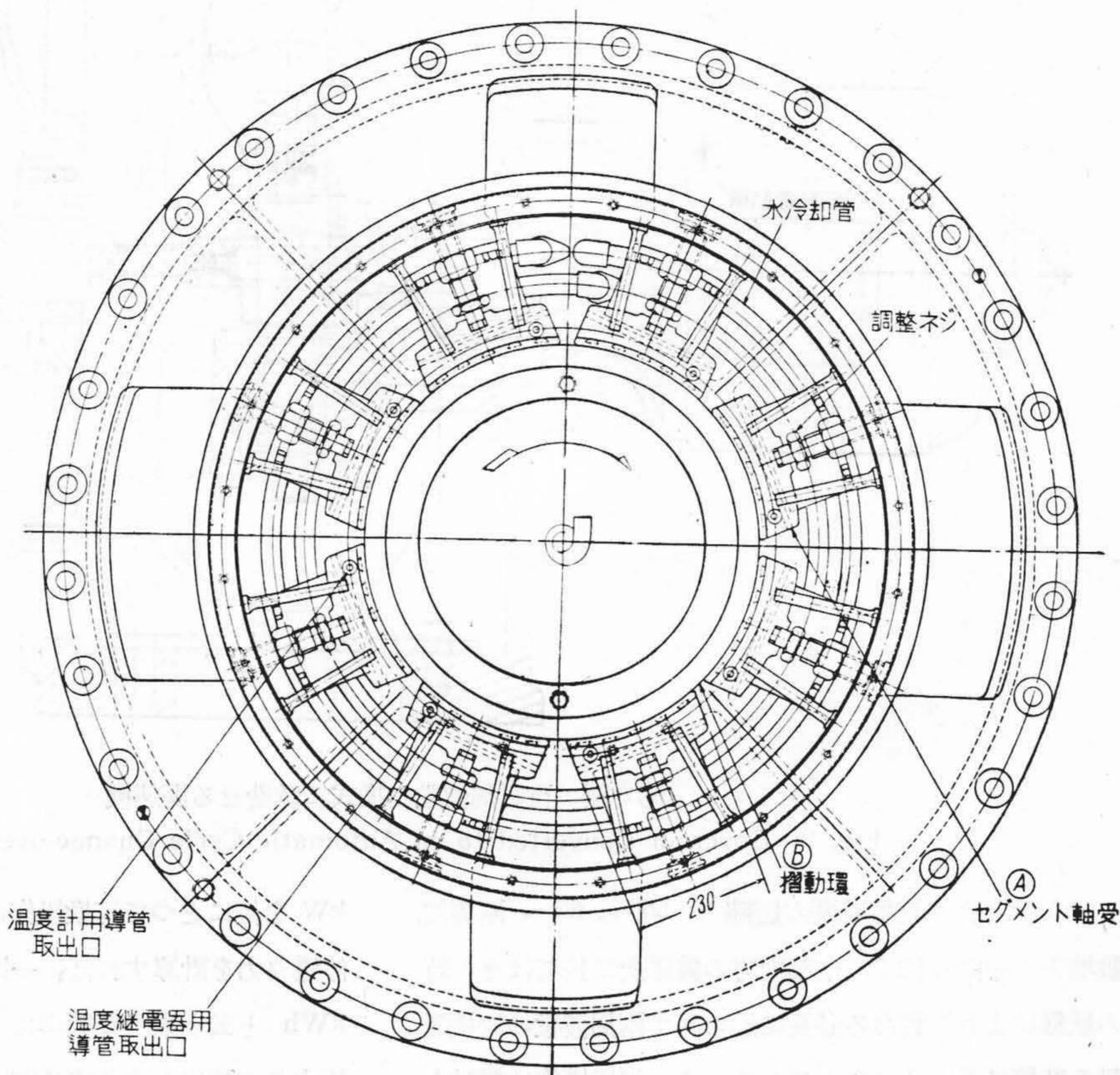
の方法では何うしても一時的機械を停止せねばならぬ缺點があつたので、既に以前から日立新型調速機に於て採用して居た自動周波數切換装置のスピーダの機構の一部を既設の調速機を改造して取付けることにより全然停止せしむることなく、速度調整電動機を配電盤から操作するだけで任意の周波數で運轉出来る様になつたため、従來は 1 時間乃至半日を要した切換が、僅か 5,6 分間でなし遂げられる様になつた。第 9 圖はこの種改造の一例を示す。

[III] 保守上の最近の問題

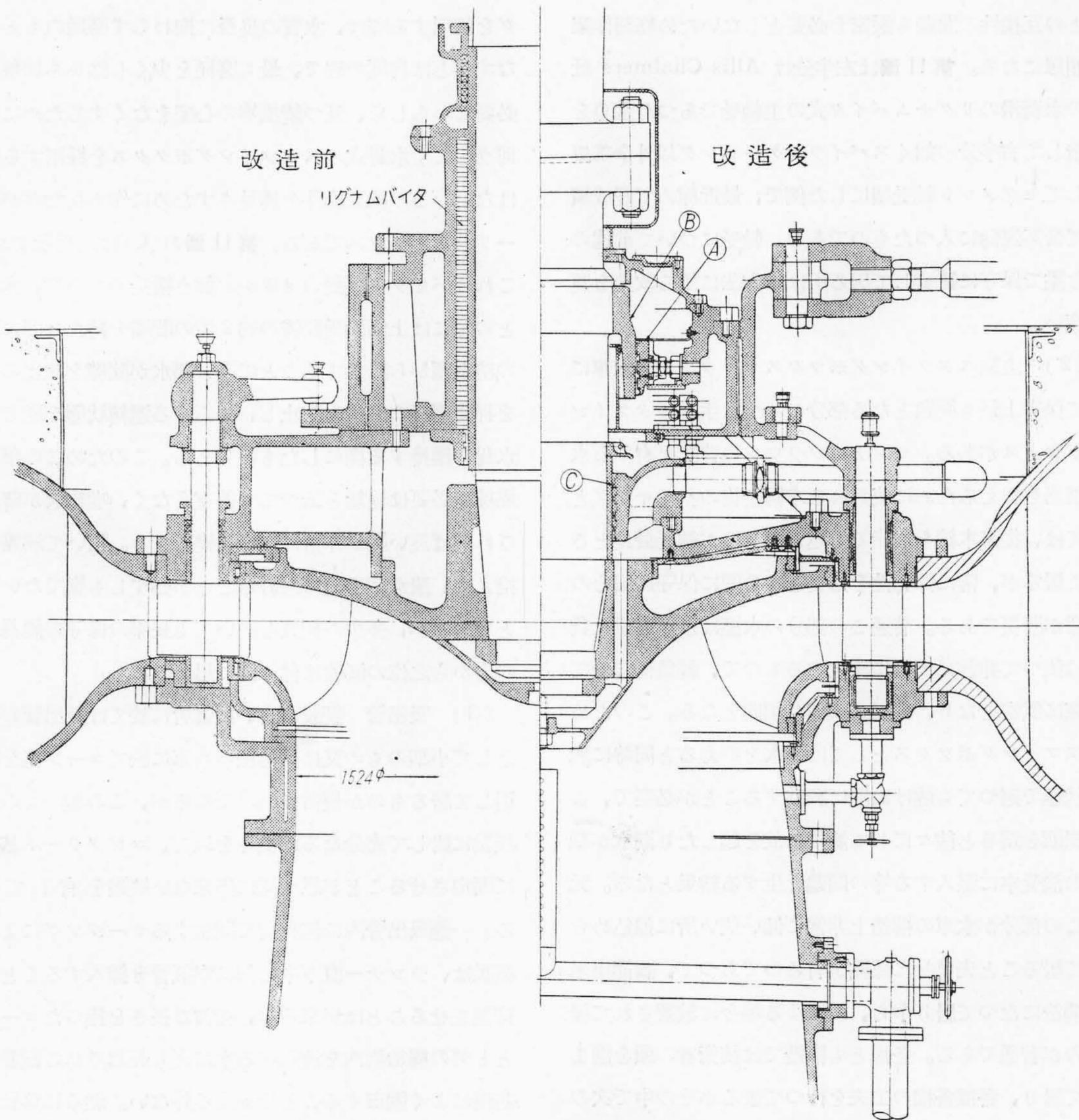
最近の水力發電所の運轉保守の一般的傾向としては、運轉員は配電盤室に 2, 3 人程度置くに止め、機械室を歩き廻ることなく居乍らにして總ての運轉機能は把握出来る様にし、又小容量の發電所に於ては夜間は運轉員は置かず、全く自動運轉とし負荷は水位調整機その他に任せ、事故發生の際は社宅へ警報する様にする考え方が次第に普遍化されて來て居る。この様にするためには唯指示計器類や操作装置を配電盤室へ移したり、自動化改造を補しただけでは不充分であつて、機械の各部構造夫自體の再検討、改造、或は簡易化を行い、面倒な手入れを要せぬ様工夫されなければならない。以下問題となる主な部分につき検討をして見ることとする。

(1) 軸受の潤滑 水車の回轉部分として運轉中に最も關心を要するのは軸受であるが、横軸水車の如く、溜つて居る油をオイルリングにより潤滑を行う型式のもの

は、最初の軸受の設計が完全であれば運轉中に突發的に油面か下がつて油膜が切れて焼ける様なことは考えなくてよいし、横軸で油循環式を採用する所でも概して油ポンプ並にその驅動装置冷却装置もまとまつて居て油の流れにも無理はなく事故の突發する機會は極めて少く、機構夫自身がしつかりして居れば安心して可なりである。然るに豎軸のものとなれば循環系統が建家内を循環することゝ、軸受の排油を油受に一應集めたものを水車上カバーを越えて自然流下さす上に少からざる困難を伴うこと、等のために何うしても機構上の弱點が介入し易いこと、又ユニット式に局部的に電動潤滑油ポンプ又は主軸より齒車を経て潤滑油ポンプを驅動するものに於てはより以上、保守上細心の注意を怠ることが出来ない。結局軸受としては絶対に切らせてならぬ油を循環させること



第 10 圖 セグメント軸受の配置
Fig. 10 Arrangement of the Segmental Bearings.



第11圖 水車改造前後比較圖 ((A)セグメント軸受、(B)摺動環)
 Fig. 11 Turbine Converted to Segmental Bearing Type, before (Left) and after (Right).

は、何等かの事故でそれが断たれることを最も恐れるわけであるから極力之を外に出さないで潤滑、放熱を完全に行わせることの方が安全になるわけで、この目的により完成されたのがセグメント軸受である。(實用新案 No. 318985) 尙軸受の主要な目的は軸を振れぬ様支持することにあるから、軸受端を出来るだけ低くしてランナー中心迄のオーバハング長さを小さく出来れば、振れはそれだけ小さく出来て、ランナー外周の間隙も少くすることが出来る。本セグメント軸受はこの条件をもより良く満

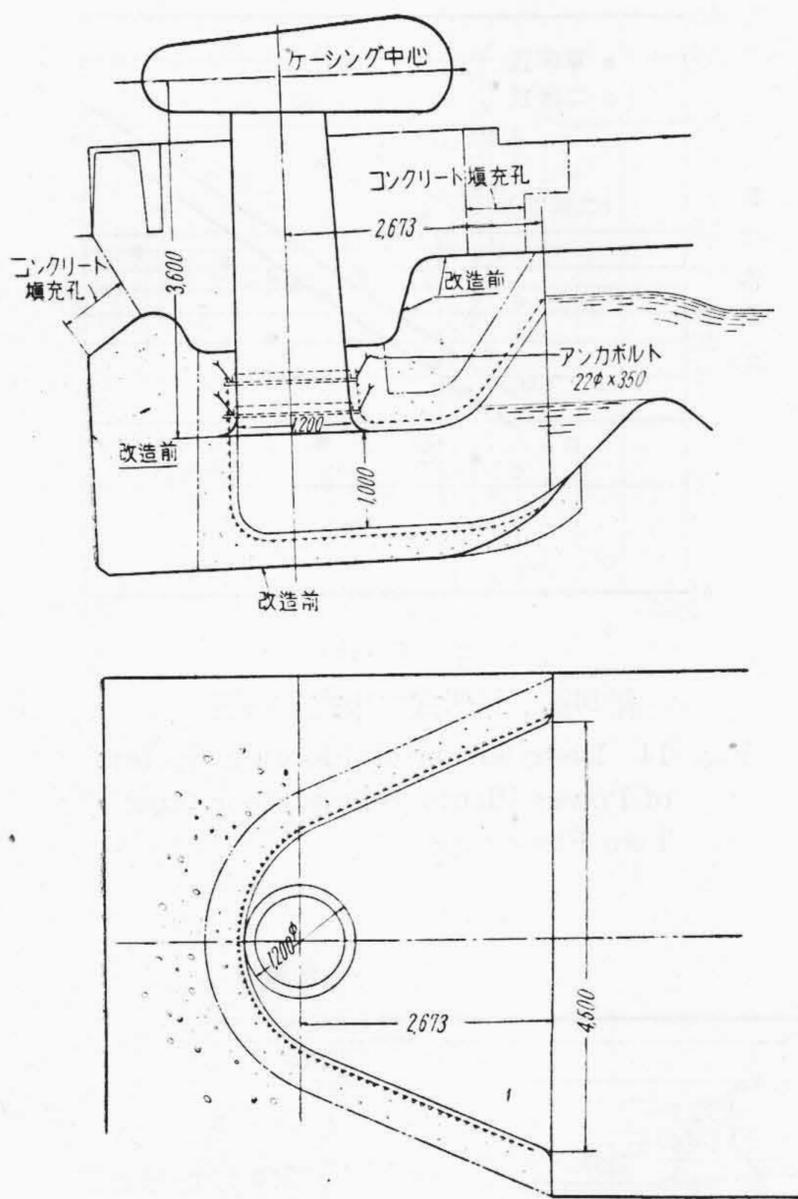
足する點に於て従來の型のものにまさつて居る。第10圖はセグメント軸受の平面上の配置を示す。全周6~8箇所支持されたバビット裏張りのセグメント(A)により主軸に嵌められた摺動環が支えられ、高さの約 $\frac{2}{3}$ まで潤滑油に浸る構造となつて居り、油溜中には冷却管を入れ、これに冷却水を通ずるのみで、従來の軸受に使用せる様な潤滑油ポンプ、油槽、油冷却器及配管等は一切不要となり、保守上非常に簡單となつた。又メタル間隙は調整ボルトで任意に加減出来るので心出しは容易となり、豫備

品との互換性の問題も厳密を必要としないため修理作業も簡単になる。第 11 圖は左半分は Allis Chalmers 社製の水潤滑のリグナムバイタ式の主軸受であつた水車を改造して右半分の如くスパイラルケーシング以外全部更新してセグメント軸受型にした例で、最近極めて好成績にて營業運轉に入つたものである。軸受について前述の様な點で保守に難澁して居る所は本方法に依る改造を奨め度い。

(2) 主軸スタフイングボックス フランシス水車に於て保守上最も問題となる部分の一つに主軸スタフイングボックスがある。ランナークラウンの背壓を有する水の噴出を押えるために使われる本構造物のパッキングとしては、從來木綿を油脂で煮込んだものが結局最良とされて居るが、常に弾力性を必要とする間に保守に細心の注意が肝要である。普通この部分の水壓は水車起動及負荷に依つて非常に大幅に變化するもので、輕負荷に於ては逆に眞空となり、空氣を吸込む傾向となる。このためスタフイングボックスとしては漏水を押えると同時に無水状態で廻つても焼けぬ様に調整することが必要で、この調節を誤ると往々にして焼損事故を起したり漏水が軸受の油受中に混入する等の問題を生ずる結果となる。元來この部分が水車の構造上非常に低い狭い所に追込められて居ること夫自身に難點が有るのであつて、調節出来る構造になつて居り乍ら、あらゆる場合に放置されて居るのが普通である。各國とも構造では技術者の頭を悩まして居り、各種各様の工夫を行つて居るがその中で次の様な例がある。⁽²⁾水車出力 30,000 kW、有效落差 140 m の豎軸フランシス水車に於て修理を行つた時に、夫迄スタフイングボックスにリグナムバイタを使用して來たが主軸の磨耗が激しく水洩れ大となつた爲めカーボンパッキングと取替えられた。これは抗壓力 1000 kg/cm²、B. H. N. 180 のもので、ランナー背壓 0.7 kg/cm² として計畫された。その後の運轉狀況については不明であるが、斯の如くカーボンリングを使用する場合は材質を余程吟味しなければ、豫想以上の磨耗を生じ頻繁なる取替を余儀なくされる。特に使用水が多少でも土砂を含む場合は一層激しい。兎に角多少なりとも軸側と接觸さすパッキン

グを使用する際は、水質の良否に拘わらず磨耗のもとをなすことは自明の理で、最も磨耗を少くし然かも調整の必要なからしめ、且つ焼損等の心配をなくするためには何うしても水封式のスタフイングボックスを採用する外はない。この様な條件を満足さすために作られたのがシーリングボックスである。第 11 圖の (C) は之を示すが、これはバビット裏張のメタルの如き構造のもので、主軸との間には上側軸受間隙の約 2 倍の間隙を持たせ間に別の清水源から給水することにより悪水が間隙を吹出るのを押え磨耗の發生を防止し、あらゆる運轉状態を運じて水封を維持する様にしたものである。このためこの部の點檢の必要は絶無と云つても差支えなく、唯給水が確認されれば良い點が非常に保守を樂にする。強いて缺點を拾えば、清水源を他に求めることが必ずしも樂でないことであるが、多少の經費を割いても長年の保守の簡易化の方から之位の回収は付く様に思われる。

(3) 吸出管 既設の古い發電所に於ては吸出管の型として小型のもの又は高落差の水車に於てコーン型を採用して居るものが相當多いのであるが、この型のものは振動に對して充分なる頑丈さを以て、コンクリート基礎に固定させることが思う様に出来ない缺點を有して居る。一應吸出管内に輕負荷で發生するサージングによる振動は、ランナー直下中心部に空氣管を挿入することで抑制させることは出来るが、相當な長さを持つたコーンとしての構造物内を流動する水により惹起される振動は基礎によく固定することで押える外ない。然るに形狀が下向に末廣がりになつて居るため、出口端に鋼材で振れ止め構造物を相當頑丈に設けても容易に弛んでしまい、ひどいものになると吸出管の下端が締付部から脱落してしまつたと云う例すらある。この様な場合は恐らく發電所としては出力を押えて運轉し、脱落を防ぐ様に考慮されると思われるが、寧ろ根本的に改造して任意の負荷で心配なく運轉出来る様にす可きである。第 12 圖はこの改造を行つた一例であるが、方法としては放水口を全部コンクリートで固めて一種のエルボー型に近い簡単な構造にするわけである。本水車は出力 10,000 kW、有效落差 194 m、回轉數 600 毎分、ランナー出口徑 900 mm のも



第12圖 コーン型吸出管改造圖
Fig. 12 Reinforced Modification of Cone Type Draft Tube.

のであるが、改造後は振動は非常に減少し、水車効率も以前より遙かに上昇した。

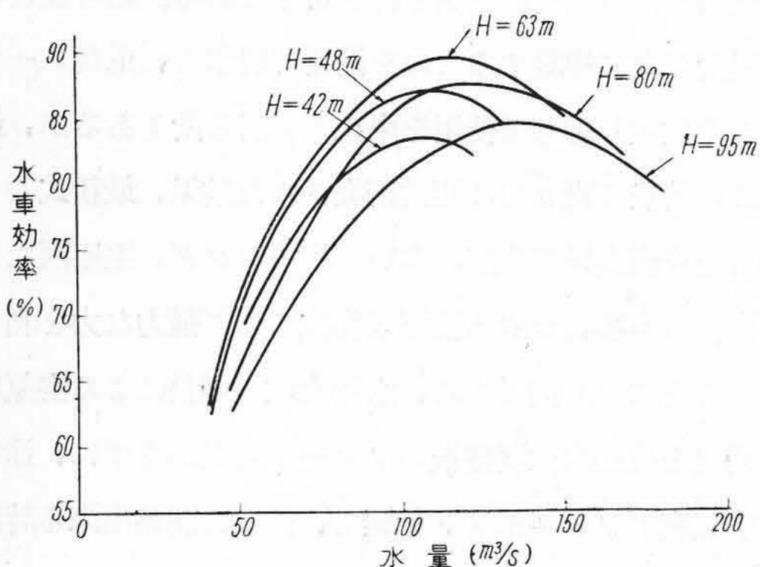
(4) 油壓装置関係 油壓装置関係で案外人手を煩わせて居るものに小水車がある。主水車が高落差の場合に於てはヘッドレヂューサーの問題、給水ストレーナーの問題、舊式発電所に於ては手動切換えとなつて居るのを自動切換えに改造する問題、等々で兎角問題の多いものであるが、元來小水車は昔の時代の送電線網の未だ充分發達しなかつた時代の存在で、現在では親発電所、又は特殊の配電上の事情のある所以外は常用、豫備共電動機運轉とする方が保守上から考えて遙かに有利であると考えられる。

(5) 水位調整機 水路式発電所に於て流量に應じて負荷をとる様な運轉を行う発電所で、未だに人爲的に負荷調整を行つて居るのが多いが、この様な所では水位

調整機を使つて自動運轉を行う可きである。尤も既設の発電所で之に相當するものを備えて居乍ら、兎角レーシングを發生し勝ちで使用を中止して居る所もあるが、最近この缺陷に對しては相當研究された結果、最新式のもので皆成績良好で心配はない。レーシングの主原因たる機構上の磨擦、ガタは油壓操作式にして強力な力を利用することにより消滅され、水槽水位の變動による空氣壓の變化を直接水位調整機のフロート働かさずに、途中の空氣室ダツシユポットを経て、任意に調整出来る時間的遅れを置くことにより、完全に從來あつた様なレーシングは防止出来る様になつた。この構造については別項を参照願度い。

[IV] 最近の發電計畫に於ける諸問題

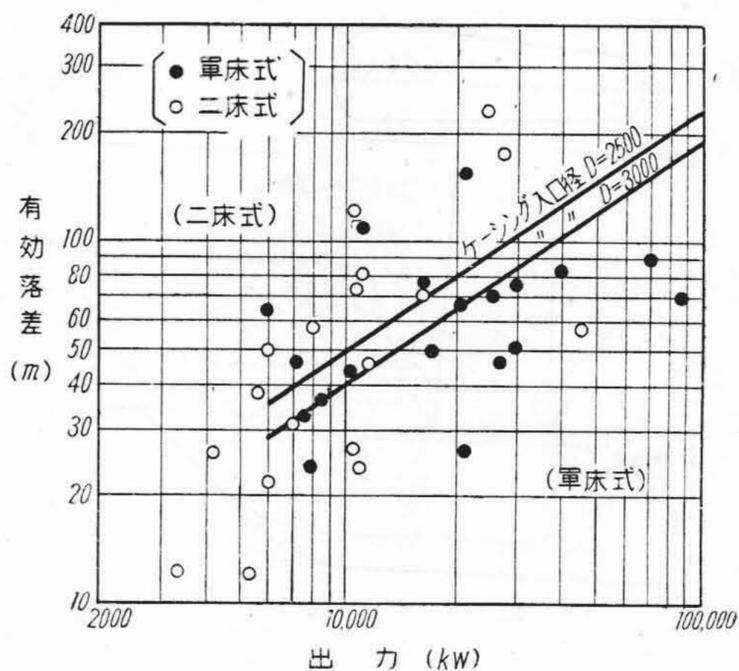
(1) 貯水發電所としての特異點 我國の電力不足は渇水期に於て特に大で、火力發電を補う對策として當然貯水能力のある發電所の建設に主力が注がれる結果となる。最近認承になつた電源開發計畫案を見ても 10,000 kW 以上の發電力のものは悉く貯水式になつて居ることからもこの傾向が伺われる。然して貯水式發電所と水路式發電所が使用水車に及ぼす特異點は有效落差に變動があることである。特に一日の中の尖頭負荷に應ずる程度の貯水する場合の落差の變化は僅少であるが、季節的流量の變化を調整補給する大容量のものはその變動が著しい。特に最近の傾向としては利用水深を思切り大きく取らうとする計畫が多い様であるが、これが水車に及ぼす影響はこの變化の幅の絶對値ではなく、有效落差に對して占める割合の大小に左右されることは勿論である。この場合貯水池の水面の變動に對し何處の點に於て水車の最高効率を決定すれば良いか、第一の問題である。水の方の經濟的利用から考えれば同一出力を發生するに要する水量は落差の高い時の方が少く、落差の低い時の方が多故、低落差の側で効率を高める様にした方が全體の水量から得られる kWh は大きくなると考えられる。然るに低落差で機械の寸法を決めようとすれば回轉數を上げることが出来なくなる場合もあり、不經濟な大型機械となり然も高落差で運轉する場合の無拘束速度に對して



第13圖 有效落差が變化する場合の水支効率
Fig. 13 Turbine Efficiencies under Variable Effective Head.

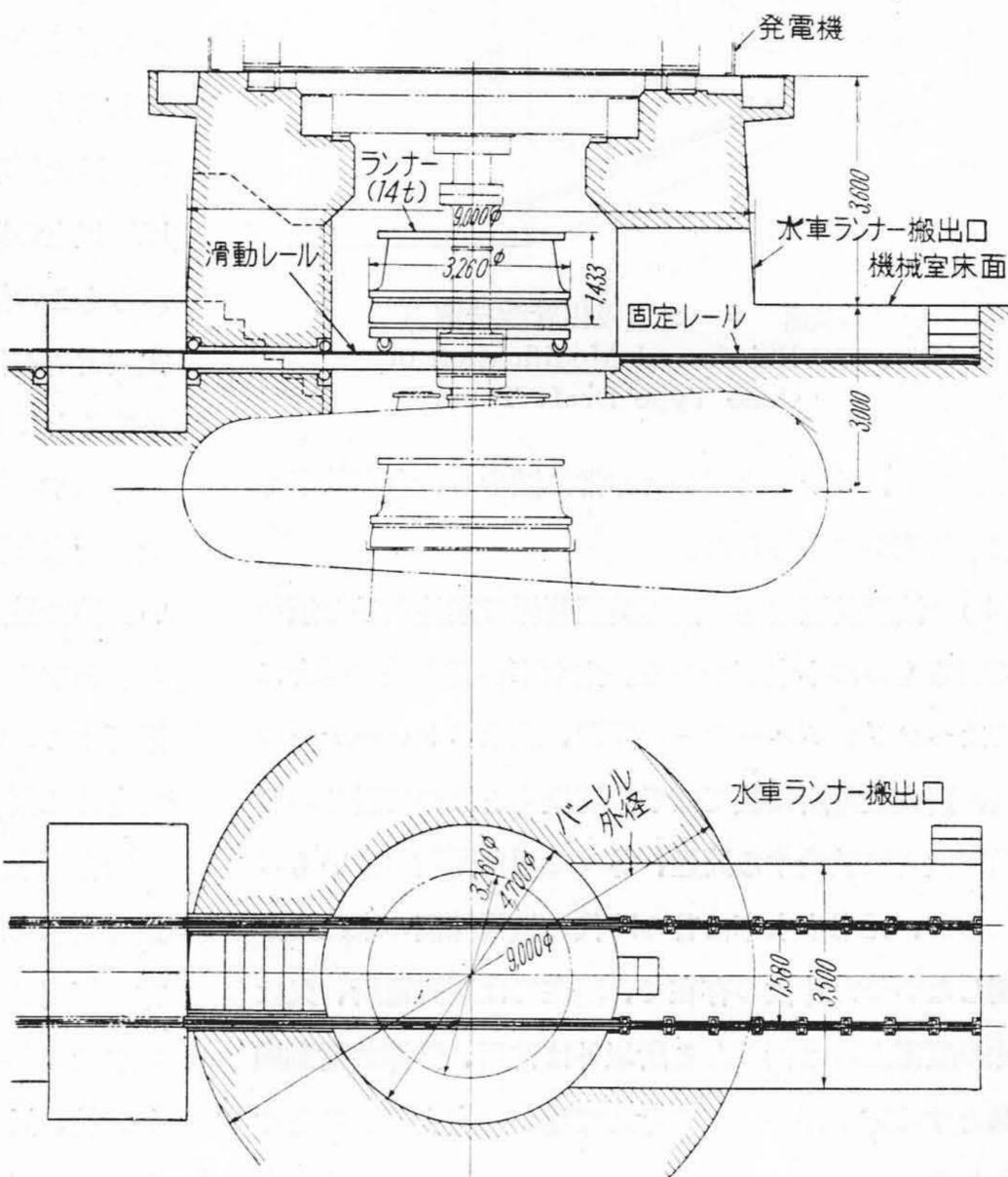
強度を持たせる必要から、更に發電機價格が大となり、この方から採算が取れない結果となることも考えられる。

第 13 圖は基準有效落差 63 m で 75,200 kW、回轉數 125 r.p.m. 比較回轉度 193 (mkW) の水車の 1/8 の尺度比の模型水車の試験結果で、落差を廣範圍に變化した場合の水車効率の變動状態を示したものである。實際は河川よりの流入水量、貯水池の斷面形狀、其他の條件より何の落差に於ける運轉時間が最も長くなるか、その都度の計畫について良く検討しなければならないが、この様な代表的曲線を元として基準落差を決定することが出来る。變落差の場合効率以外に考慮すべきことは、落差が上昇した場合に最大出力を何處で出すかと云うこと、それ以上に落差が上つた場合機械的強度を案内羽根全開時出力に對して、安全なものとするか否かの二點であらう。何れも機械價格に關係するものであるが、後者の場合は單に誤操作の場合過負荷がか、つても安全であるが常時は全然使用せざる所であるから、甚だ經濟的でない。實際問題として斯の如き點迄安全度を考慮することは極めて稀である。



第14圖 單床式二床式分布圖

Fig. 14 Distribution of Flooring System of Power Plants.(Single Floor type, • Two Floor type ○)

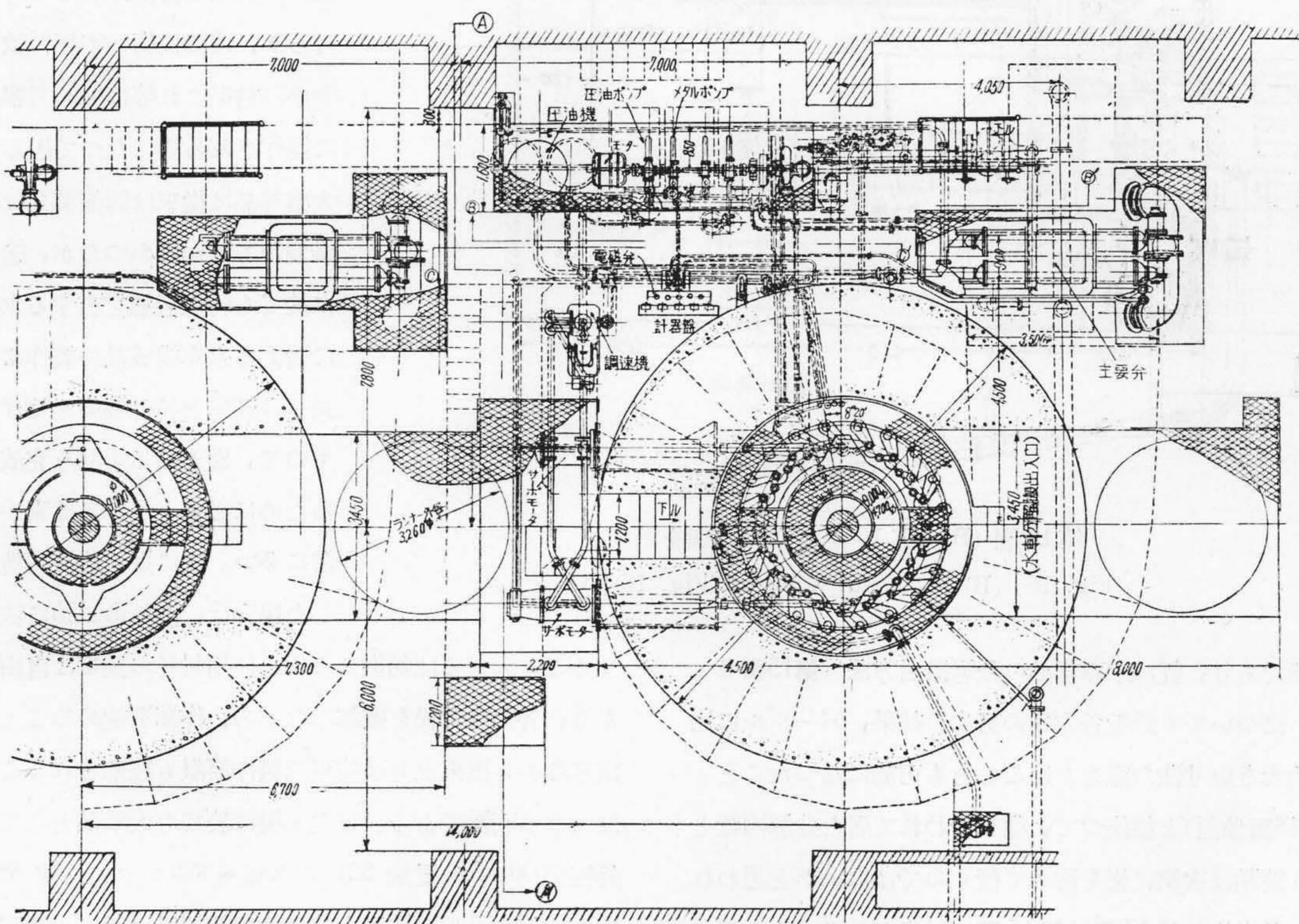


第15圖 單床式水車ランナー分解搬出裝置圖 (特許出願中)
(運輸省山邊發電所 27,500 kW 水車)

Fig. 15 Turbine Runner Over-hauling Equipment. (Pat. Pending) (Jap. Nat. Rwys. Yamabe P. S. 27,500 kW Unit.)

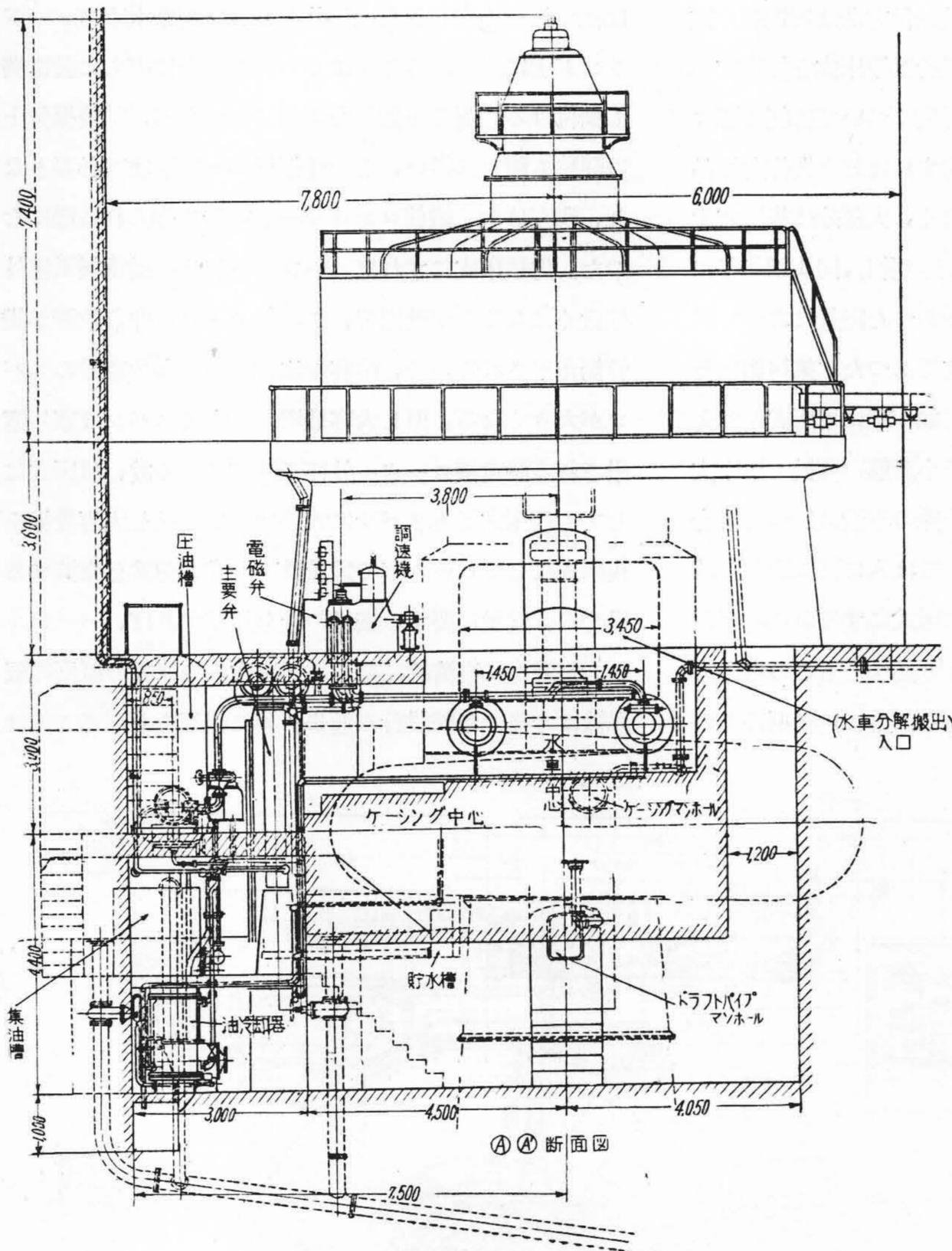
(2) 据付方式 発電所の機械据付方法は発電機の支持方式より分類すれば、堅軸発電所は単床式と複床式の2通りに大別される。之が優劣得失については既に屢々論ぜられて来たが、⁽³⁾これを要約すれば日立製作所製品では単床式は昭和10年頃迄は少なく、大部分は複床式であつたが昭和13年頃より単床式は漸増し、同14,15年には急増し、大容量機に於て特に多かつた記録になつて居る。発電地点の半ば近くが単床式であつた。第14圖はそれ等発電所の出力と落差に對して如何様に単床式が考えられたかを示す。中には高落差で小形態の機械も単床式で作られたものもあるが、之は特殊の事情に依つた場合である。大體の従來の考え方としては入口徑に對して或る限界を設けて単床式にするか二床式にするか、判定の規準として居たが其後の經驗により必ずしもこの考え方だけでは今後決められない様である。兎に角初期のもの

は總て鋼材で作られた同筒狀のバーレルを水車スピードリング上に取付けることにより、この上に直ちに発電機も据付ける意圖で出發したものであつたが、其後据付上の經驗も積むに従い、この種鋼材バーレルは不必要となり、現在は全く鐵筋コンクリート構造で作られる様になつた。尙單床式にすればバーレル外徑は、發電機風道外徑近くになるのが普通で、このため入口主弁の位置が鐵管側へ出されるので、中容量迄のものは多少建屋のスペンが大きくなる。但し大容量機の場合はスペンは寧ろ運搬される發電機ローター外徑で決定される故、單床式にしても複床式でもスペンに大差はない。然し大容量機を複床式にしてビーム型で重量及下向推力荷重を支持する場合の、建屋に要する鋼材の量を比較すれば、バーレルの方が遙かに經濟的になる。單床式と複床式の區別の限界線は今後の各部設計の進歩と共に變遷をたどることは



第16圖 (A) 大なる機械の分解搬出口を有する單床式発電所の一例

Fig. 16 (A) An Example of a Single Floor Power Station with Large Openings in the Concrete Barrel for Turbine over-hauling.



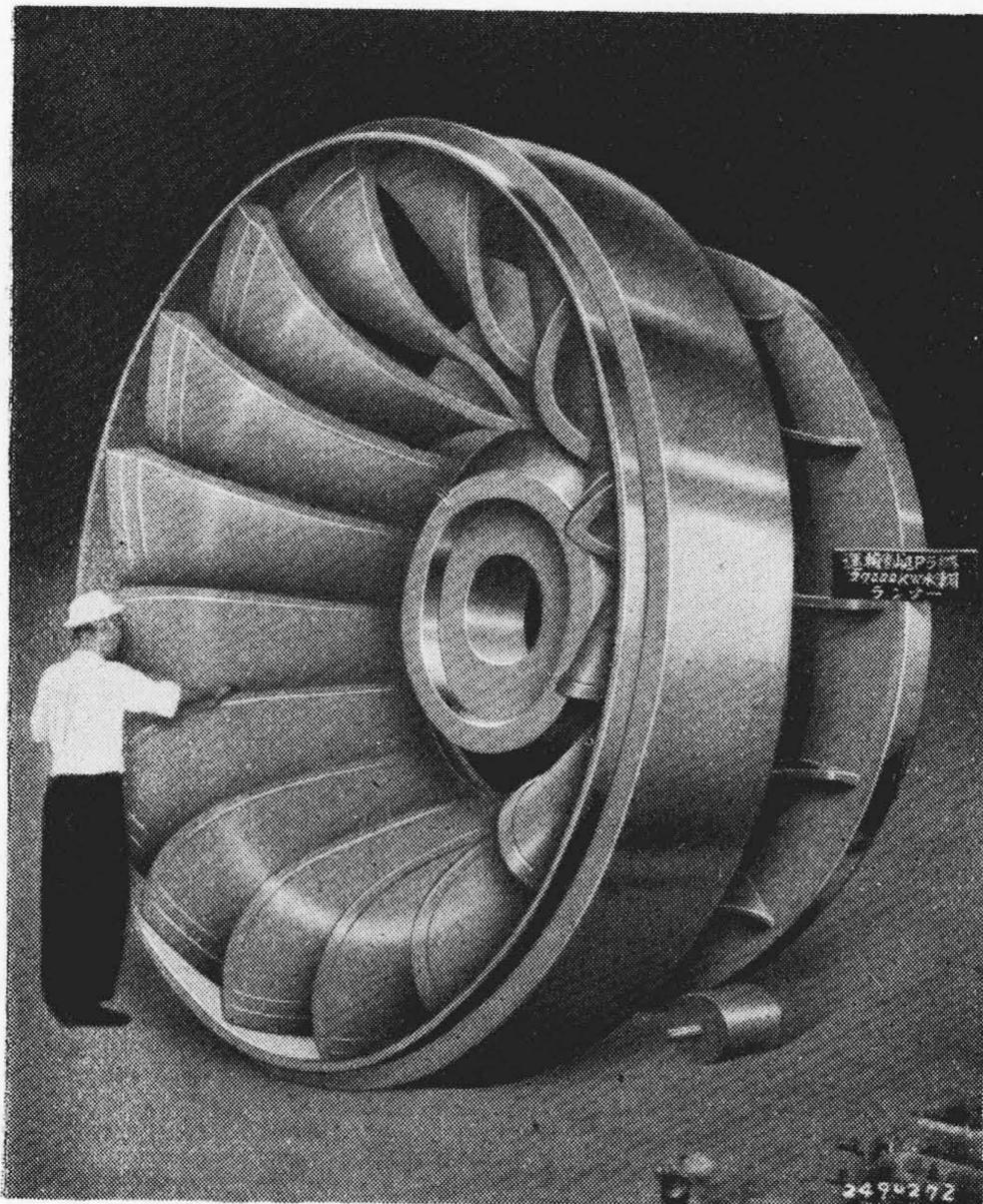
第 16 圖 (B) 第 16 圖 (A) の断面を示す
 Fig. 16 (B) Sectional View of Fig. 16 (A)

なりの磨耗及キャビテーション作用による腐蝕を受ける。このような部分の構成材料としては、一般に鑄物よりは壓延又は鍛造鋼材の方が何れに対しても抵抗力大であるため、極力必要な處にはその様な材料を選定した方が機械の壽命は長くなり経済的である。壓延材料を以て構造物を作るためには熔接方法に依らなければならぬが、ライナー類及其他細い部品は既に以前より熔接構造を採用して居る。流水に接するライナー類の熔接部には絶対に巣の發生は許されざるため、高級な熔接作業となつて居るが、熔接技術の不斷の改良進歩の結果これ等は極めて容易に製作される様になつて居る。大型部品は従來は鑄鋼製又は鑄鐵製のものが多かつたが、鑄造に於ても特殊形態を有する水壓に耐える水車構成品の製作には長年の經驗と特殊技術を要するもので、優秀なる製品を完成するために必要とされる要素が非常に多い。之に反し熔接構造とした場合は、熔接員の腕に依存

當然であり、既に水車部品の分解搬出方法 (第 15 圖参照) についても最近各方面の努力の結果、パーレルに比較的大きい寸法の窓をあけることも可能になつたこと (第 16 圖参照) と相俟つて、従來云われて居た分解困難と云う缺點は次第に影を潜めて行くのではないかと思われる。参考迄に第 17 圖は第 15 圖に示されるランナーで、最近當工場で鑄造された鑄放し状態を示す。

(3) 熔接構造の採用 水車本體を構成する部分は流水に接觸するものが多く、水質の如何によつて大なり小

すること大なるは勿論あるが、使用材料の撰定は自由であり、各部各工程を確認しながら、作業を進めることが出来るから出来上りは確實で製作期限も短縮されることは大なる利點である。日立工場に於ても大型品としては外徑 7000 mm 重量 32t のスピードリング、外徑 5800 mm 重量 55 t の蝶型弁等の代表的製品は既に十年程以前に熔接構造で製作して居る。(4) スパイラルケーシングに於ても、熔接を採用すれば接手効率 は 100% に取ることも可能なるため、板厚はリベット接手を使用する場



第17圖 27.500 kW フランシス水車用鑄放しランナー

Fig. 17 Cast steel Runner for 27.500 kW Unit.

合より薄くて済み経済的となる。米國グランドクーリー発電所 112,000 kW 堅軸フランシス水車のスパイラルケーシング入口径 4560 mm にて比較した數字を参考迄にあげれば、⁽⁵⁾ リベット接手の場合の板厚 41 mm は熔接の場合には 35 mm となり、熔接製の時の製品重量は 45.2 % 少くなり、製産原價は 53 % 程度となると稱されて居る。尙リベット使用の場合には摩擦抵抗が熔接の場合より大きく、これを計算すれば熔接の場合には同一使用水量で 240 馬力余計の出力が得られる勘定となつて居る。兎に角スパイラルケーシングは熔接を採用した方が流體力學的からも、經濟的に考えても有利である。全熔接スパイラルケーシングとしては堅軸フランシス水車入口径 1300 mm 落差 69 m、入口径 1600 mm 落差 32 m 等のものは既に昭和10年に製作されて居り、最近に於ては東北配電株式會社鳴子発電所用 2700 kW 堅軸水車入口径 1400 mm 落差 39.5 m 用は全熔接二つ割、フランジ締

合はせ式、及び昭和電工株式會社赤松発電所用 3500 kW 堅軸水車入口径 2500 mm 落差 20 m 用は全熔接四つ割、合はせ目は現地リベット接手式に設計されたものが製作された。第18圖は後者の方を示す。何れも工場にて焼鈍し残留應力を除去したのであるが、形態上より斯の如く出来ない場合は、現地熔接を行つてピーニングを行えば良い。尙外國では歪計を熔接作業部に配置して、残留應力を残さぬ様注意して行つて居る處もある。⁽⁶⁾ 最近外國では極めて大膽に全く残留應力除去を行わずに現地熔接を行つて居る處があり、水壓鐵管に於ても加熱により應力除去操作を行つたら、反えつて何等手當を行わぬ場合より悪影響が生じ、以後全く熔接し放しとした例すらある。⁽⁷⁾ 何れにしても現地熔接によりケーシングを組合わせることは可能であるが、これは工場で組立てられない場合に限る可きであり、その都度各種條件を良く検討して熔接構造の設計を行わなければならない。

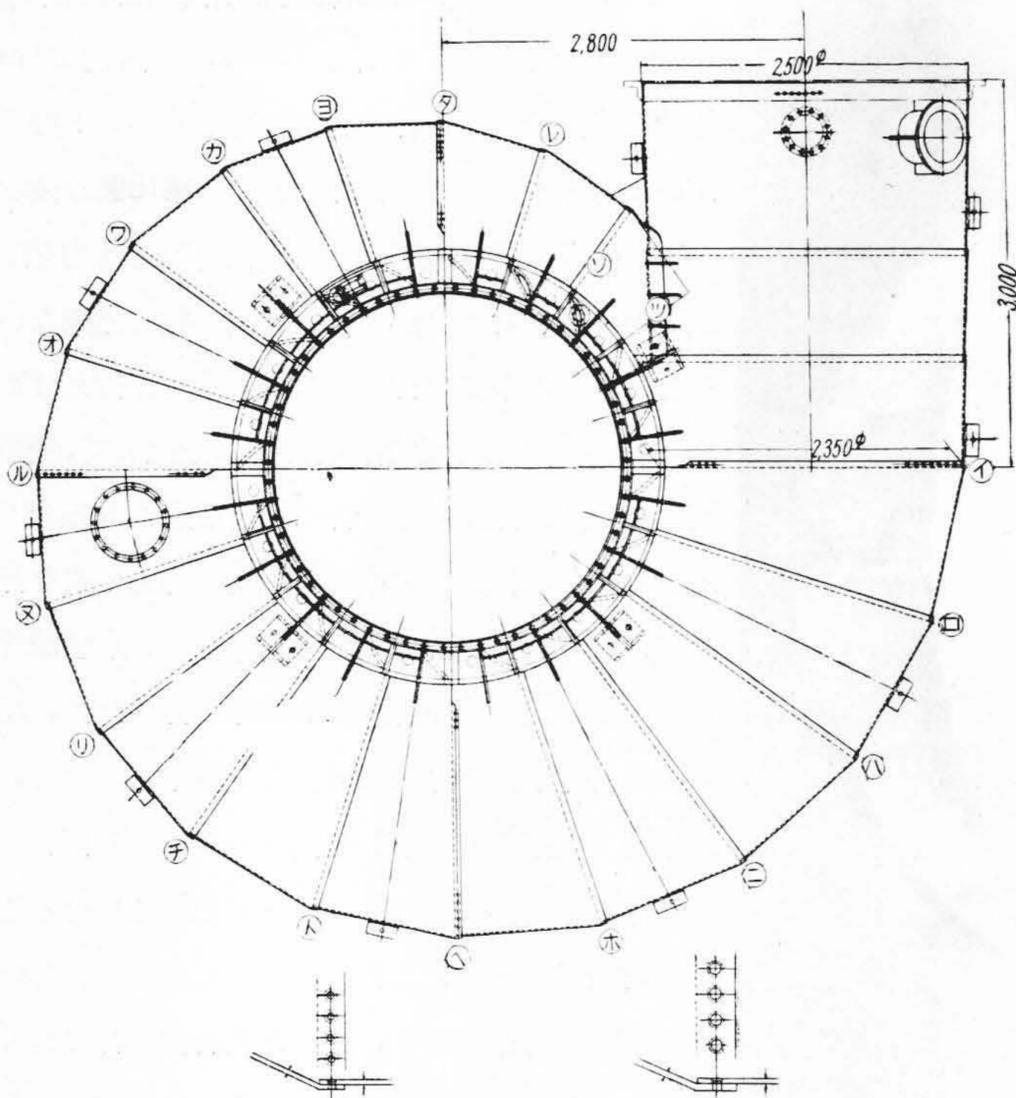
[V] 結 言

以上最近の水車を繞つて問題とされて居る事項の主なるものにつきその概略を述べたのであるが、これを要約すれば

(1) 補修計畫に於て最も問題となるランナー外周間隙の増大と水車効率低下量との關係は、最初の僅かの磨耗量が効率低下に大きく響き、或る間隙以上になれば最早余り効率は下がらない。又磨耗が大となつた場合は 3/4 開度の近くで運轉した方が得策である。

(2) 渴水期出力増加策としての輕負荷ランナーの效果は大きいことが分つたが、ランナー取替作業日數と渴水期間との關係を充分検討することが先づ必要であること。

(3) サイクル切替操作のための停電時間は意外に大きく、これによる電力の損失は莫大であるが、簡單なる調速機の一部の改造で、之を著しく回收することが出来ること。



第18圖 熔接スパイラルケーシング

Fig. 18 Arc Welded Spiral Casing.(Akamatsu P.S. 3,500kW unit.)

(4) 今後の水力発電所の保守を簡易化と同時に確實化して人手を省くためには、縦軸水車軸受にはセグメント式軸受及スタフイングボックスの代りにシーリングボックスを採用すれば著しく効果があがる。又コーン型の吸出管はとかく振動を伴い易い構造であるが、困つて居る場合は放水路をコンクリートで固めてエルボー型の改造すれば直る。小水車の必要性の再検討及吟味する可きこと。レーシングを根絶した水位調整機を採用すれば保守が容易になること。

(5) 水力発電所新設計畫に於て、貯水発電所の變落差に對する設計基準の落差の求め方、据付方式を決める參考上、最近の單床式の傾向及その進歩のため適用範圍が擴大される傾向にあること。

(6) 最近内外とも熔接構造が流行し、特にスパイラルケーシングその他の現地熔接が行われる傾向にあるも、充分研究の余地が残されて居るが、將來益々發展することが豫想される。

これが水力發電關係者各位の參考の一端ともなれば幸甚である。

參考文獻

- (1) 大戸：日評 19 527 (昭11)
- (2) G.H.Bragg: Trans. A.S.M.E. (1943)
- (3) 今井：日評 25 673 (昭17)
- (4) 齋藤、深栖 日評 24 (昭16)
- (5) A. A. Seiple: Arc Welded Scroll Cases for Hyd. turbines. (Arc Welding Foundation)
- (6) F. Nagler: Shipshaw Power Development. Engineering J. April (1944)
- (7) The Norris Dam Project U. S. T. V. A. Tech. Report No. 1 (627-T)

