

# 水車の仕様決定に就いて

大 森 敏 夫\*

## Waterwheel Specification

By Toshio Ōmori

Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

Most generating projects in these days are of reservoir system, which accompanies complicated problems in heads and water quantities to be used, resulting the difficulty in determining the specification.

In this article, some suggestions are given in the selection of the type and form, number, maximum output, speed of the waterwheel in planning the reservoir type generating plant, with some descriptions upon the characteristics of the Francis turbine which may be serviceable in determining the standard head in designing the variable head generating plants.

Further, the writer suggests the point to take special consideration in designing the turbine runner in order to obtain the maximum annual output, and concluded this article by giving his advice in planning the generating plant suitable for both cycles.

### 〔I〕 緒 言

水力発電計画に於て、主要機器仕様の選定は凡ゆる面から慎重に検討することを要するが、最近技術研究の進歩と相俟つて細部に亘つた検討がされ、益々斬新な計画がなされつゝある。

然し、これら検討の基礎となるべき資料を得ることがなかなか厄介なものが多く、例えば発電の基礎資料として自然現象としての雨量や、地勢などを対象とせねばならず、需要の面からは、社会情勢まで観察した将来の電力需要計画を建てる必要があり、機器の仕様には、その特性に就いて十分な研究を積む必要がある。

前者の基礎資料は、発電計画をする側の決定に待つべきものであるが、機器製作者としては常に技術研究をなしつゝ、それらの基礎資料に基づいて最も高能率に、最も経済的な機械設備を選定推奨し、製作することがその課せられた使命である。

最近特に、落差、使用水量又は負荷状況等の変動が甚だしい場合の計画が多くなる傾向にあり、又水車の型

式に於ては、フランシス水車の領域は漸次カプラン水車に入り込まれる形勢にある。この現象は前者は貯水式計画が多くなつたため当然の事であり、後者は水車の特性として、フランシス水車よりカプラン水車の効率が、部分負荷に於て高い結果に外ならないが、何れにせよかゝる傾向下に於ての機器仕様選定は、幾多の条件から総合検討した結果でなければならず、かなり困難な問題となつてくる。以下特に問題となる点を述べて、参考に供し度いと思う。

### 〔II〕 水車仕様決定の要素

水車の仕様を決定するに当つて、根本となるべき要素を纏めると大略次の如くなる。

#### 基 礎 要 素

	流込水路式	ダム式(貯水池式)
(イ) 有効落差	一 定	変 動
(ロ) 使用水量	一 定	一 定
	変 動	変 動
(ハ) 負荷状況	一 定	一 定
	変 動	変 動

\* 日立製作所日立工場



附帯条件

- (イ) 運転方式 手働、機械自動、一人制御、全自動（遠方監視制御）等
- (ロ) 建家方式 地下、半屋外、単床式、多床式等
- (ハ) 水質 土砂の多少、酸性、アルカリ性、海水等

- (ニ) 洪水位
- (ホ) 調圧水槽
- (ヘ) 水圧管路
- (ト) 標高
- (チ) 常時放流 灌漑用水等の常時放流の要、不要

以上の条件の内、基礎要素で大体の水車仕様は左右されるが、附帯条件も十分考慮に入れて両者を総合検討せねばならない。

附帯条件に就いて特に考慮すべき点は、

- (イ) 運転方式 特に無人全自動となると、保護装置には万全を期すことを要する。
- (ロ) 建家方式 附帯設備、土建関係の経済的比較と保守の便、不便とを勘案して決定することを要する。
- (ハ) 水質 材質の検討を十分に行うことを要するが、その他保守点検、分解に便利な構造としなければならない。
- (ニ) 洪水位 洪水位の高い場合は、防水壁、排水設備の完備、水車主軸グランド部の漏水防止策等も考慮を要する。
- (ホ) 調圧水槽 } 水圧上昇に就いて十分検討を要す。
- (ヘ) 水圧管路 }
- (ト) 標高 高所に設置される発電所に於ては温度に対する影響、海岸附近に於ては塩分に対する対策等考慮せねばならない。
- (チ) 常時放流 灌漑用水供給のため、最低落差時に於ても一定量の放水をせねばならぬ場合など水車の容量決定に大きな要素となる。

上述の諸条件は、計画者側で十分検討の上決定指示されるもので、水車仕様選定はこれらの諸条件を総合的に検討の上決定されることとなる。

〔III〕 水車の型式台数

(1) 型式の決定

水車の型式は、その有効落差と出力とにより  $N_s$  限界から大体決ってくるが、ランナーの特性と運転状況から詳細に検討を加えると従来の型式範囲はかなり変更されるべきである。これらは技術の進歩と相俟つて漸次解決

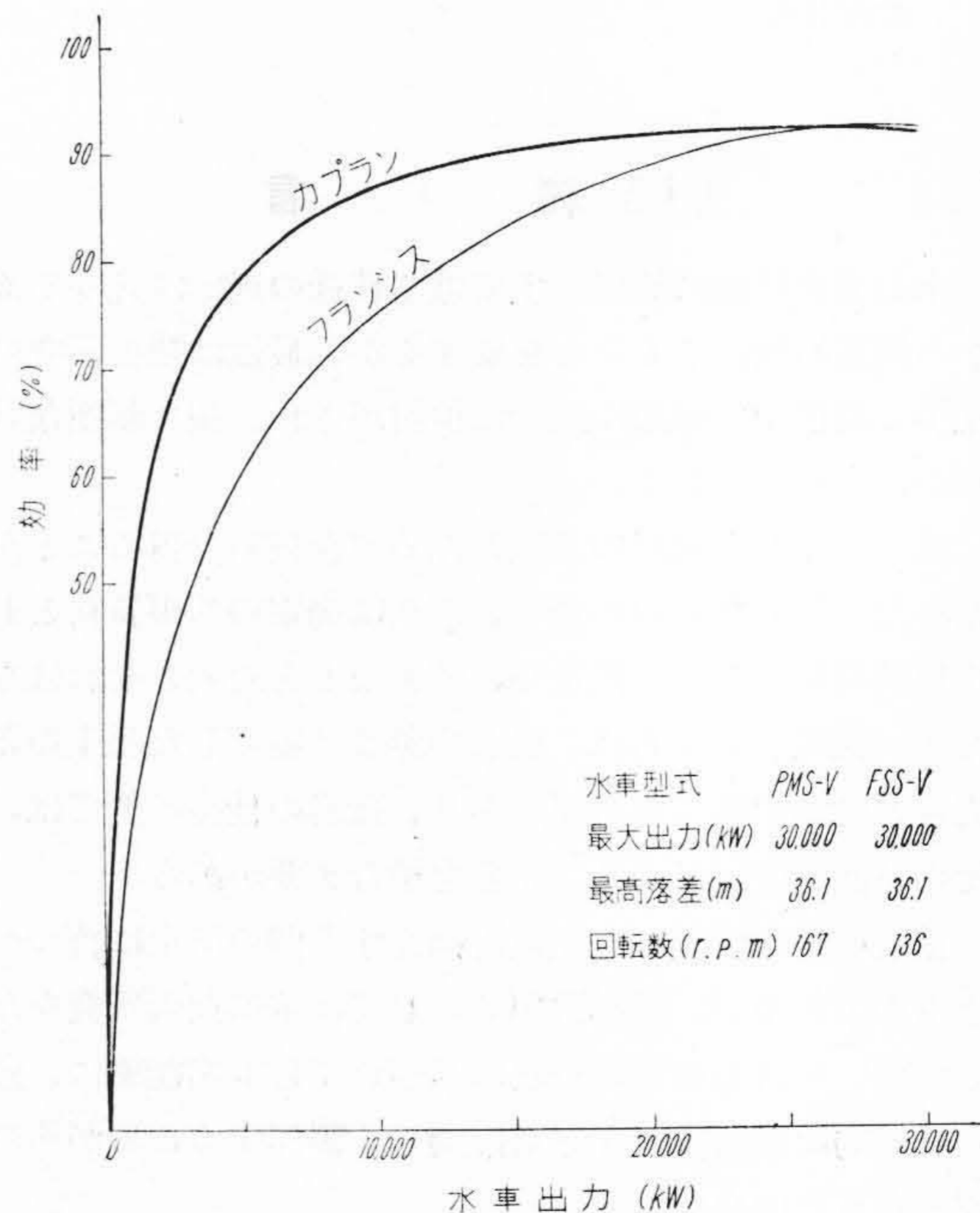
されつゝあり、最も高能率な機器の選定がなされて来た。

一般に水車は、部分負荷に於て固定翼プロペラーよりフランシス、フランシスよりペルトン、更にカプランと、順次にその効率の良くなることは衆知の通りである。従つて年間を通じて部分負荷運転の期間が割合に多い場合には、発生電力量はペルトン、或はカプランの方が有利となつてくる。このため最近ではカプラン水車も可成りの高落差まで採用されて来たし、ペルトン水車も漸次フランシスの範囲に喰込む状勢にある。

一例として、東北電力株式会社、本名発電所 30,000kW 水車のカプラン案、フランシス案の水車効率曲線を、第1図に示した。両案比較検討の結果、年間発生電力量はカプラン案の方が遙かに大であり、尙フランシス案では同一容量とすればランナーは鉄道輸送の限界を超えるので二つ割りとするか、又はトラクター輸送となる。然るにフランシスランナーの二つ割り構造は、製作の面からなるべく避けた方がよい。従つて、フランシス案とすれば、台数を増して単位容量を小さく計画することとなる。

結局、効率並びにその他の点を総合比較してカプラン案が有利となり、これに決定を見たものである。

横軸と縦軸との区別に於ては、効率及び建家面積の点では縦軸の方が有利である。機器の重量も一般に縦軸の方が幾分軽くて済む。



第1図 カプラン及びフランシス水車効率比較例  
Fig. 1. Comparison of Efficiencies of Kaplan Turbine and Francis Turbine

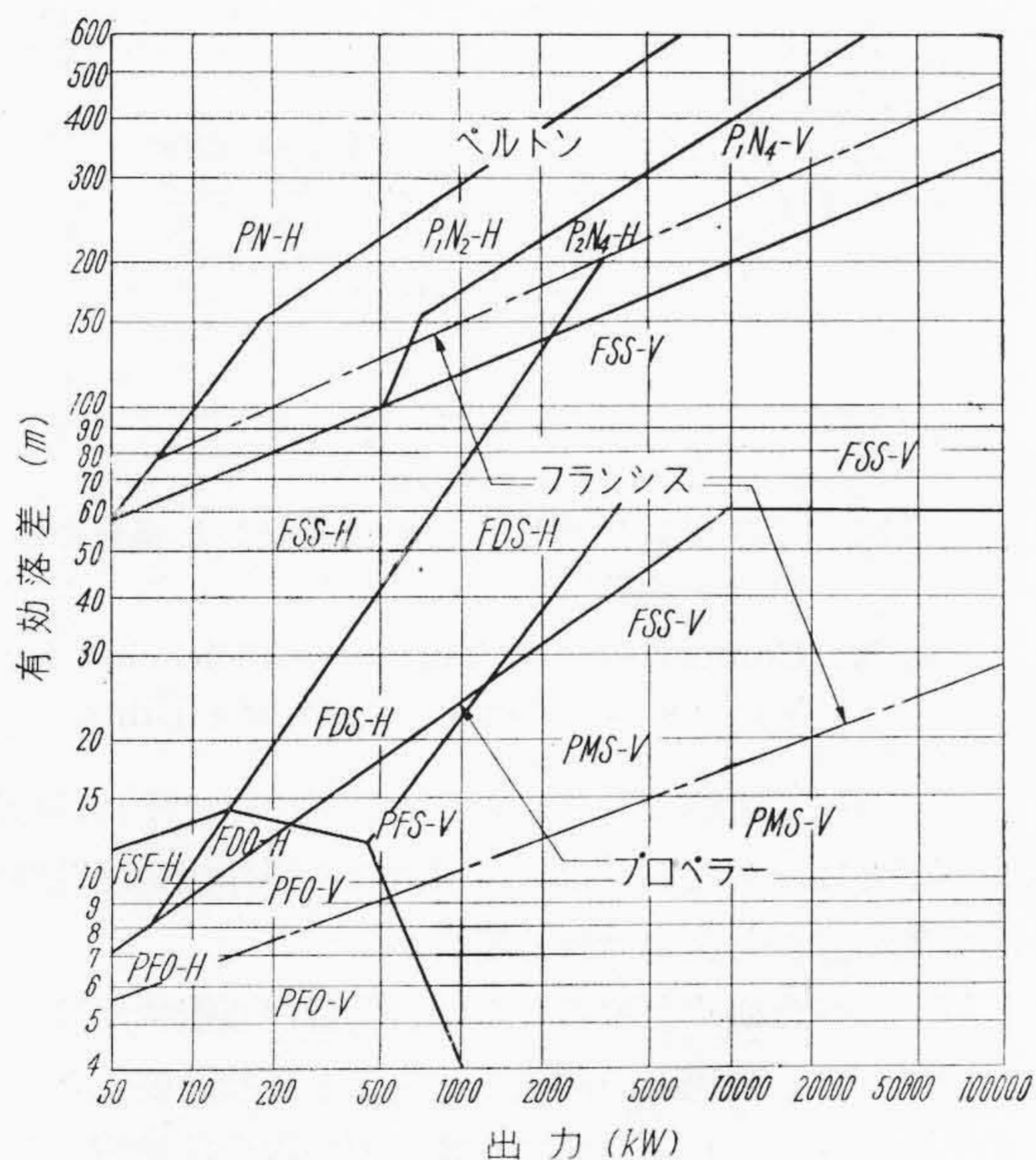


第1表 水車型式による機器重量比較例

Table 1. Comparison of Turbine Weights between Various Types

水車型式	水車出力 (kW)	発電機容量 (kVA)	有効落差 (m)	使用水量 (m <sup>3</sup> /sec)	回転数 (r.p.m.)	水車及び発電機合計重量 (%)
FSS-V (縦軸)	5,000	5,500	50	11.50	400	100
FDS-H (横軸)	5,000	5,500	50	11.70	514	103
FSS-H (横軸)	5,000	5,500	50	11.60	360	112
FSS-V (縦軸)	3,000	3,300	40	8.75	450	100
FDS-H (横軸)	3,000	3,300	40	8.90	514	105
FSS-H (横軸)	3,000	3,500	40	8.85	400	111
FSS-V (縦軸)	25,000	28,000	300	9.55	600	100
2P <sub>1</sub> N <sub>2</sub> -H (横軸)	25,000	28,000	300	9.55	300	180
P <sub>1</sub> N <sub>4</sub> -V (縦軸)	25,000	28,000	300	9.55	300	178
FSS-V (縦軸)	6,000	6,600	200	3.52	720	100
2P <sub>1</sub> N <sub>2</sub> -H (横軸)	6,000	6,600	200	3.52	400	177
P <sub>1</sub> N <sub>4</sub> -V (縦軸)	6,000	6,600	200	3.52	400	176

備考 1. 本表は周波数 60~ の場合とす。  
 2. 重量は FSS-V の水車と発電機合計重量を 100% としての比較を示す。



型式	名称
PN-H	横軸単輪単嘴管ベルトン水車
P <sub>1</sub> N <sub>2</sub> -H	横軸単輪二嘴管ベルトン水車
P <sub>2</sub> N <sub>4</sub> -H	横軸二輪二嘴管ベルトン水車
P <sub>1</sub> N <sub>4</sub> -V	縦軸単輪四嘴管ベルトン水車
FSS-H	横軸単輪単流渦巻フランシス水車
FDS-H	横軸単輪複流渦巻フランシス水車
FSS-V	縦軸単輪単流渦巻フランシス水車
FSF-H	横軸単輪単流前口フランシス水車
FDO-H	横軸二輪単流露出フランシス水車
PMS-V	縦軸渦巻可動翼プロペラー水車
PFS-V	縦軸渦巻固定翼プロペラー水車
PFP-V	縦軸露出固定翼プロペラー水車
PFO-H	横軸露出固定翼プロペラー水車

第2図 水車型式の選定図表

Fig. 2. Selection of Types and Forms of Hydraulic Turbines for Various Heads and Outputs

第1表はその一例を示したもので、落差出力を同一とした場合の縦軸、横軸に就いて、水車並びに発電機の合計重量の比較である。

縦軸ベルトン水車は、外国に於ては既にかなり採用されているが、我国に於ても東京電力株式会社白根発電所に初めて採用された。今後縦軸水車の採用は益々多くな

ることと思われる。

第2図は落差と出力から、水車の型式選定をする場合の使用範囲図表であるが、選定に当つてその境界線前後では、特に年間発生電力量と、主機器、起重機、建家関係の土建費等を比較して、何れの型式が有利かを検討することが大切である。



第2表 縦軸フランシス水車の台数による重量比較例

Table 2. Comparison of Weights of Vertical Francis Turbines for Various Division of Units

	水車出力 (kW)	発電機容量 (kVA)	有効落差 (m)	使用水量 (m <sup>3</sup> /sec)	回転数 (r.p.m.)	水車及び発電機 総台分重量 (%)
1 台 案	50,000	55,000	150	37.0	257	100
2 台 案	25,000	27,500	150	18.7	400	96
3 台 案	16,700	18,500	150	12.5	450	103
1 台 案	30,000	33,000	100	34.2	257	100
2 台 案	15,000	16,500	100	17.2	400	97
3 台 案	10,000	11,000	100	11.5	450	99
1 台 案	15,000	16,500	50	34.2	240	100
2 台 案	7,500	8,300	50	17.2	300	108
3 台 案	5,000	5,500	50	11.5	400	104

- 備考 1. 本表は縦軸フランシス水車の場合とす。  
 2. 周波数 60~ の場合とす。  
 3. 重量は1台案の水車と発電機合計重量を 100% としての比較を示す。

## (2) 台数の決定

水量並びに負荷状況の変動が、年間を通じて余り甚だしくない場合は、台数を少くした方が得策である。最近では大容量機器の製作技術は一段と進歩し、その信頼度も高められつつあり、効率も高く、又総合建設費の点でも得策となるので、漸次単位当たり容量は大きくなる傾向にある。

第2表は縦軸フランシス水車の1台案、2台案、3台案を比較した一例で、落差、総出力を同一とし、水車と発電機の合計重量を1台案を100として、各案の割合を示したものである。

一般に台数を増すと水車の合計重量は約5%程度重くなるが、回転数を高くとれるので発電機は逆に軽くて済み、総体的には僅か高価となる程度である。

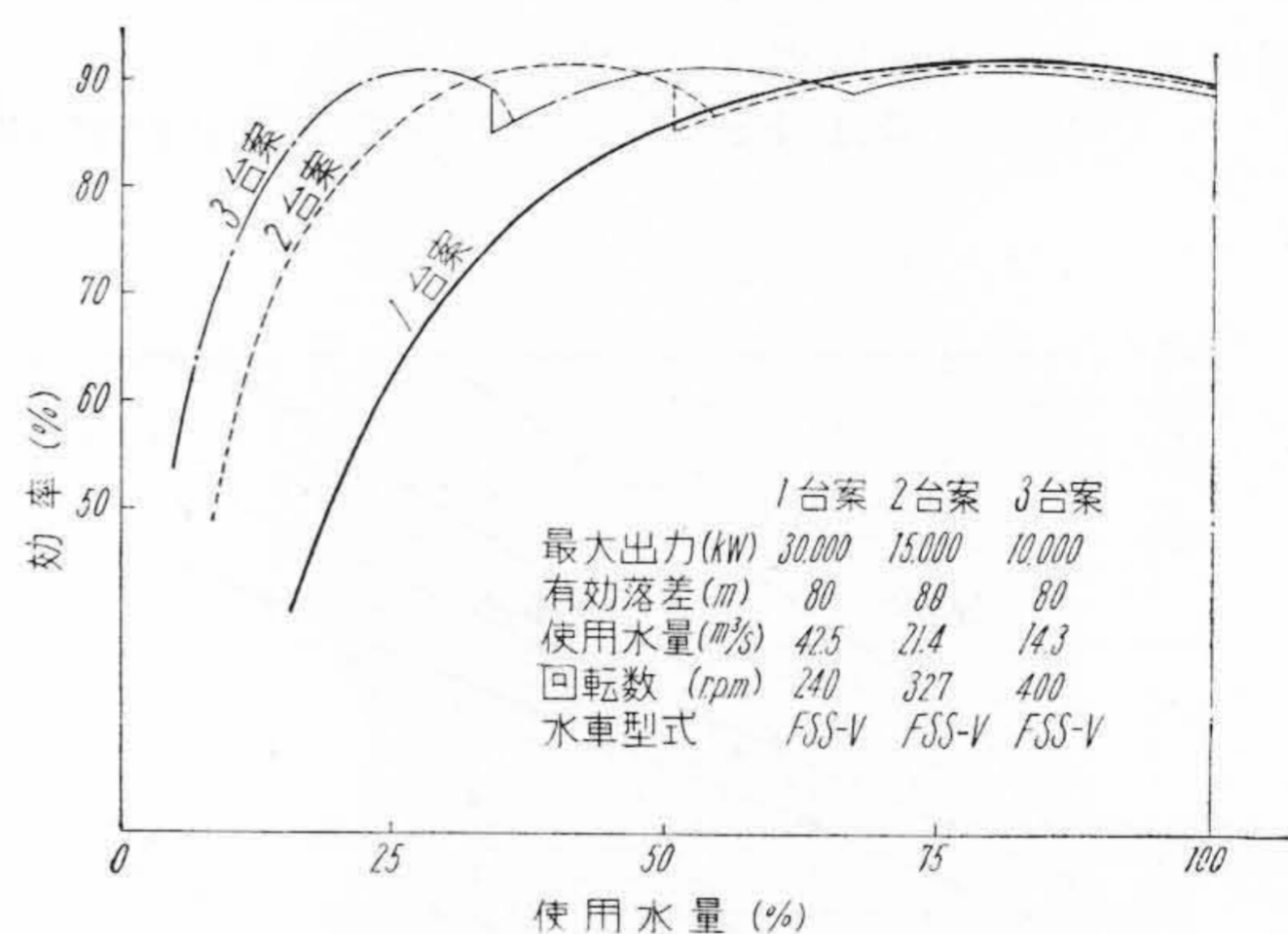
しかしここに考えねばならぬ事は、大容量となると勢い形態も大となるので、製作に対する可能範囲及び輸送に対する限界の制限をうけることである。

設計に当つては十分輸送を考慮して分割を考えるのは勿論であるが、フランシスランナーの如き主要部分は出来れば単一物が望ましい。従つてこれ等の制約を考える必要が生じて来るのである。

水量又は負荷の変動が年間を通じて甚だしい場合は、常に高能率で運転させるために台数を増した方が有利となる。この場合最高効率は幾分下るが、部分負荷運転時を積算して考えれば遙かに得策となるからである。

第3図は縦軸フランシス水車の場合1台、2台、3台の各案に於て、高能率に運転した場合の効率比較の一例を示したものである。

ペルトン水車の効率は部分負荷に於てもフランシス水車の如く下らない特性をもっているし、噴射数を減じて



第3図 水車台数を増して高能率運転した場合の水車効率比較

Fig. 3. Comparison of Turbine Efficiencies for Various Number of Operating Units

高能率運転も可能であるから、これらの点はそれ程の決定要素とはならない。主に水圧鉄管の製作技術面及び現地輸送の点から決定される場合が多い。

以上述べた如く台数の決定は、機器の運転状況及び製作技術面と、輸送上の制限とが主として検討要素となるのであるが、これらの他に水質の悪い場合は補修休電上の負荷状況に対する影響とか種々の事情で、工事を二期、三期に分けて増設の計画とする場合等、特殊事情をも考慮して決定されねばならない。

## 〔IV〕 最大出力の決定

水車の最大出力決定に最も重要なものは流量曲線であり、貯水池式の場合は、流量と負荷状況から計画された貯水池使用状況曲線である。



流込式の場合は、流量曲線から最大使用水量を決定し、これにより最大出力が決まるのであるが、最近の傾向は最大使用水量のとり方が漸次大きくなつて来ている。

即ち発電所出力を大きく計画されるようになって来たのである。これは電力需給面のアンバランスの傾向で、最近のように極度の電力不足では、出来るだけ短期間の流量まで使用せんとするのは当然の事と考えられる。

貯水池式又は調整池のある場合も、河川流量より発電所出力は大きく計画される傾向である。

これも前述の理由に基くものであるが、尖頭負荷発電所として計画される場合等には、特にこれを考慮すべき事と思われる。

又機器の単位出力は、発電所出力よりも大きく計画されるようになって来た。

即ち 発電所出力 < 単位出力 × 台数 の傾向にあるが、理由は何れも前述の通りで一般的の傾向であり、特に水質の悪い場合は、磨耗による出力低下を考えておくのが得策である。

一般に貯水池式又は調整池式に於ては、落差と使用水量とが変動を伴い、最大出力の決定は面倒となつてくる。この場合には、一般に最高落差とその時の使用水量とから決定されるものが多く、この場合の全開出力とは必ずしも一致しないことがある。

これが決定に当つては、基準落差の選定と関連して、極力多くの発電量を得るよう然も最も経済的な容量となるよう十分検討して決定すべきである。

### [V] 水車の特性

落差及び使用水量の変動する場合の水車仕様決定に就いては、水車の特性を知ることが最も重要であるので、ここにその資料として、フランシス水車に於ける特性の二、三に就いて仕様決定に必要なものを選び、その傾向を記述して参考に供したい。

#### (1) フランシス水車の最高効率点

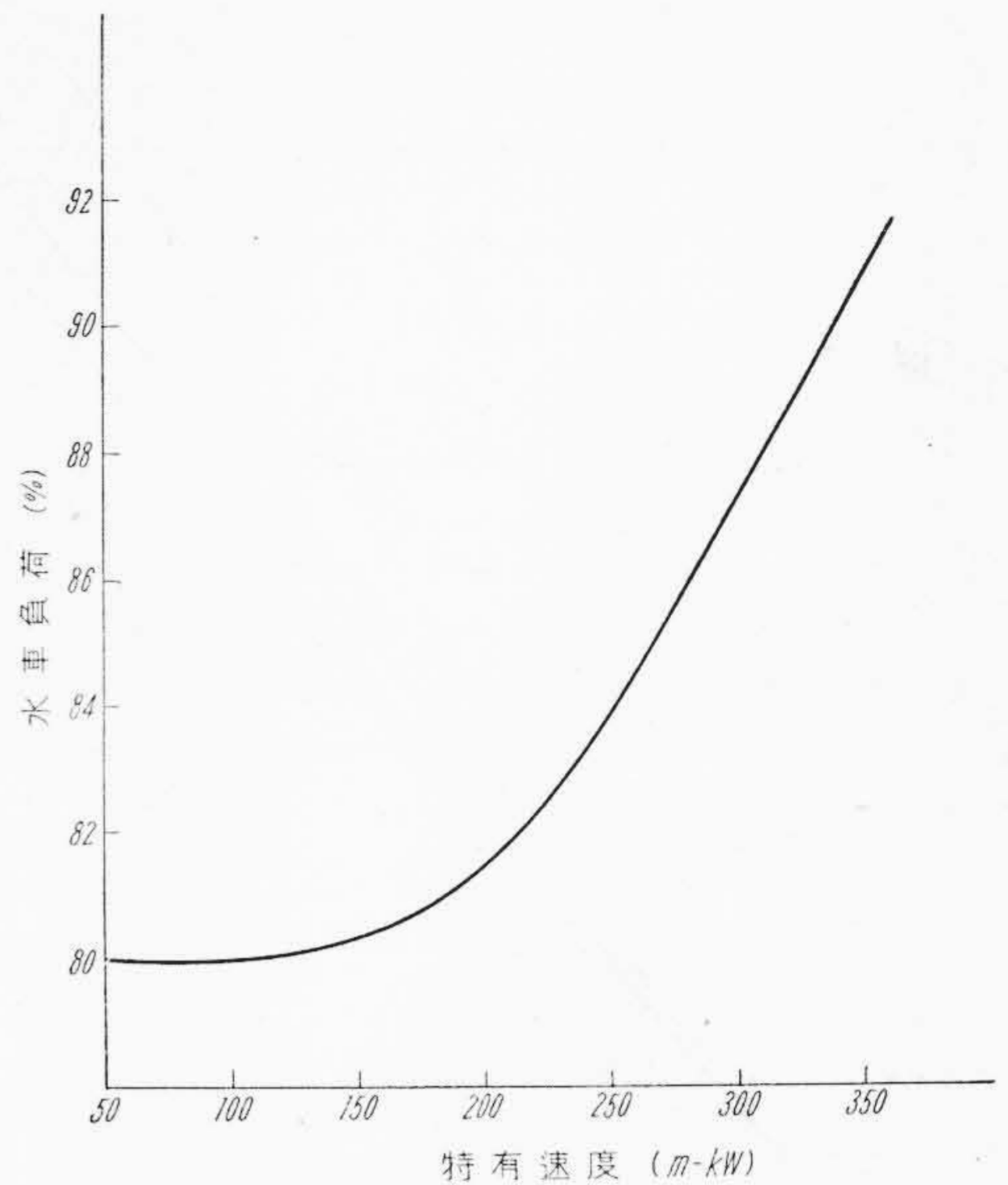
一般に最も良い効率を得る如く設計されたフランシス水車ランナーに於ける最高効率点は、特有速度によりその位置が多少異り、特有速度が大となるにつれ全負荷方向に移動するものである。

その傾向は第4図に示す如くで、しかも部分負荷に於ての効率は、特有速度が大となる程低下が甚だしい傾向を示している。

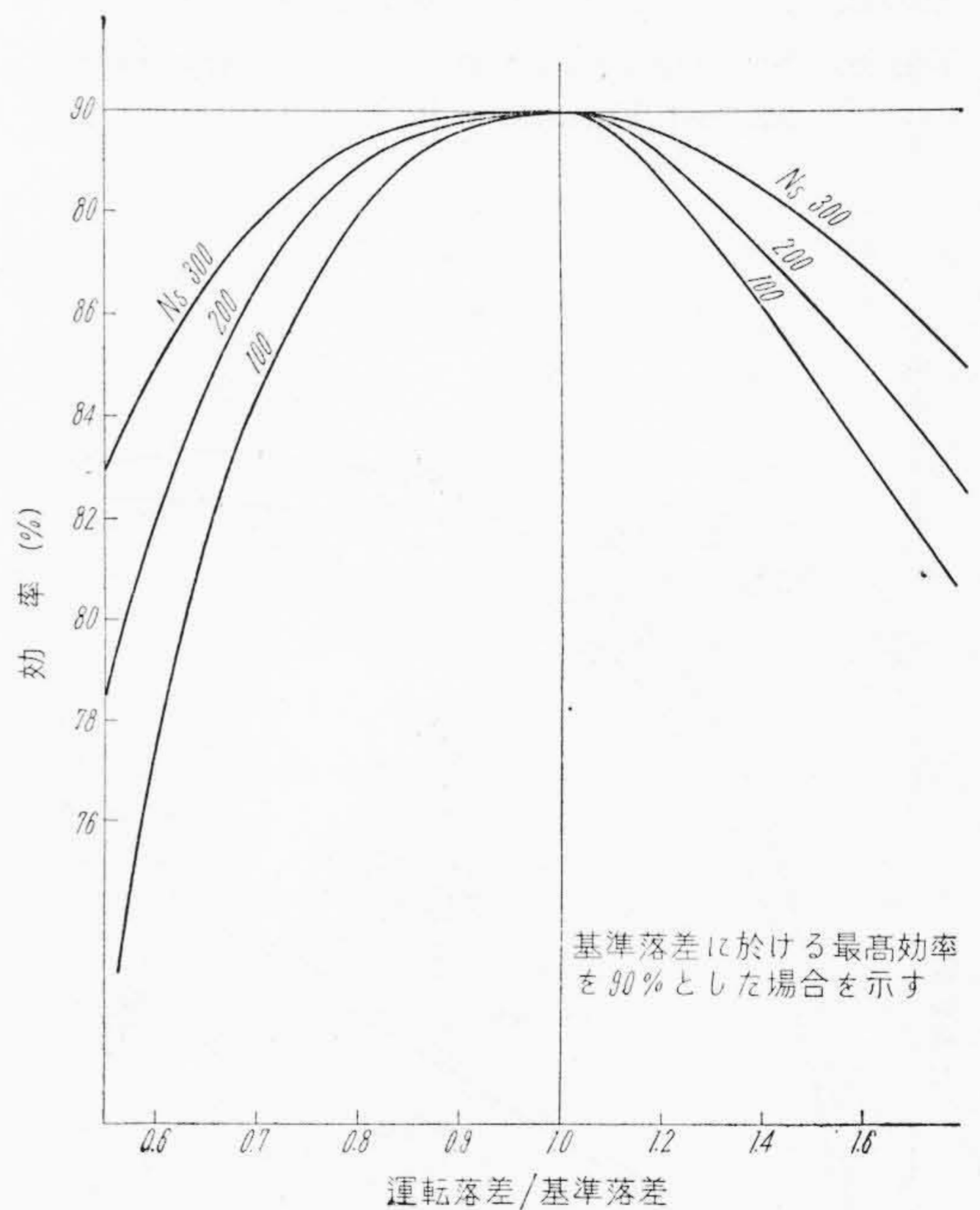
#### (2) 落差の変動に対する効率の変化

或る落差に於て設計されたフランシス水車ランナーを、変つた落差で運転した場合の効率は、落差が高くなつても、又低くなつても低下する。

その傾向は第5図に示す如くであるが、図で判るよう



第4図 フランシス水車の最高効率点  
Fig. 4. Load in Per Cent where Francis Turbines Show Maximum Efficiency

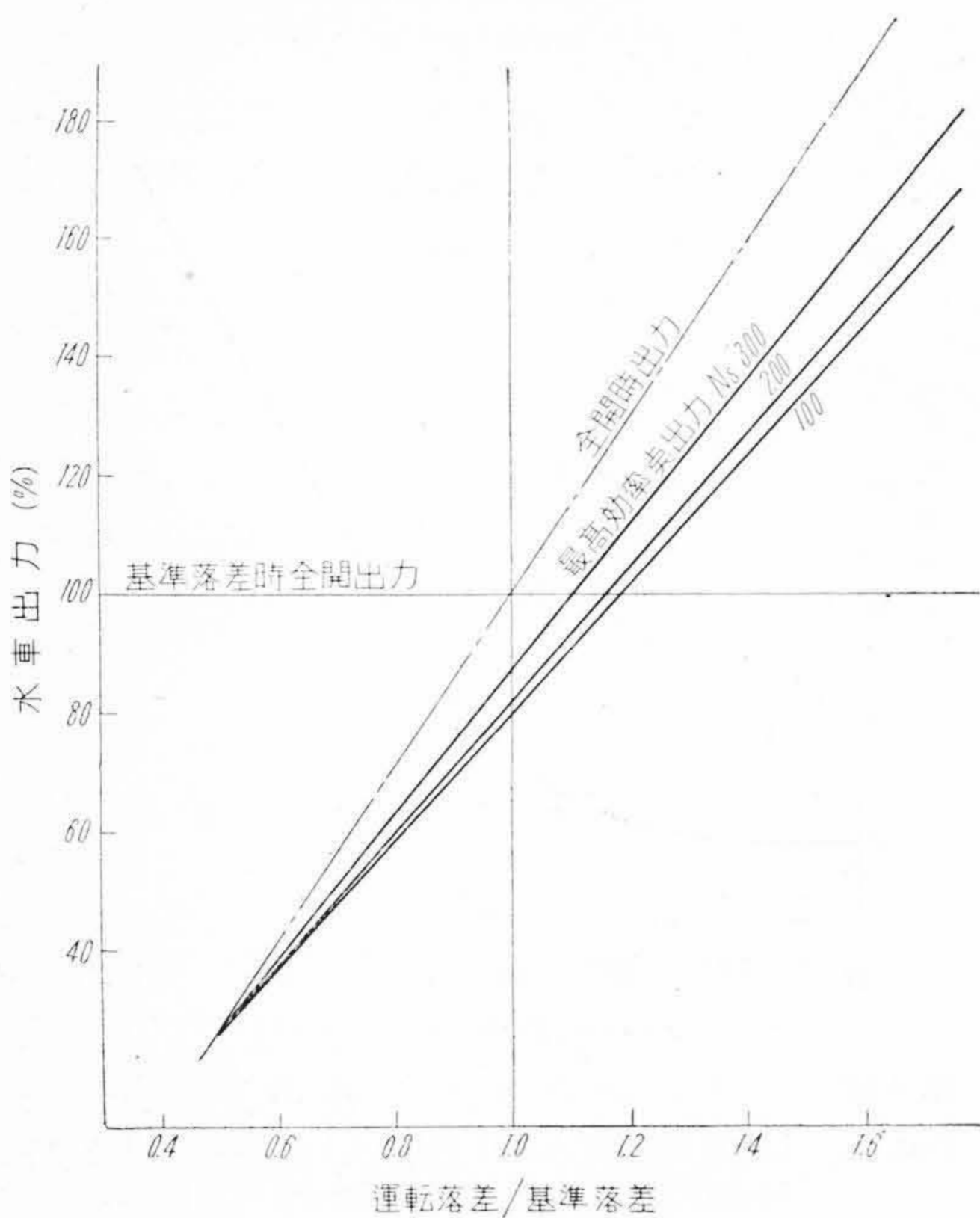


第5図 落差変動に対する最高効率の低下  
Fig. 5. Drops in Maximum Efficiencies against Variations in Head

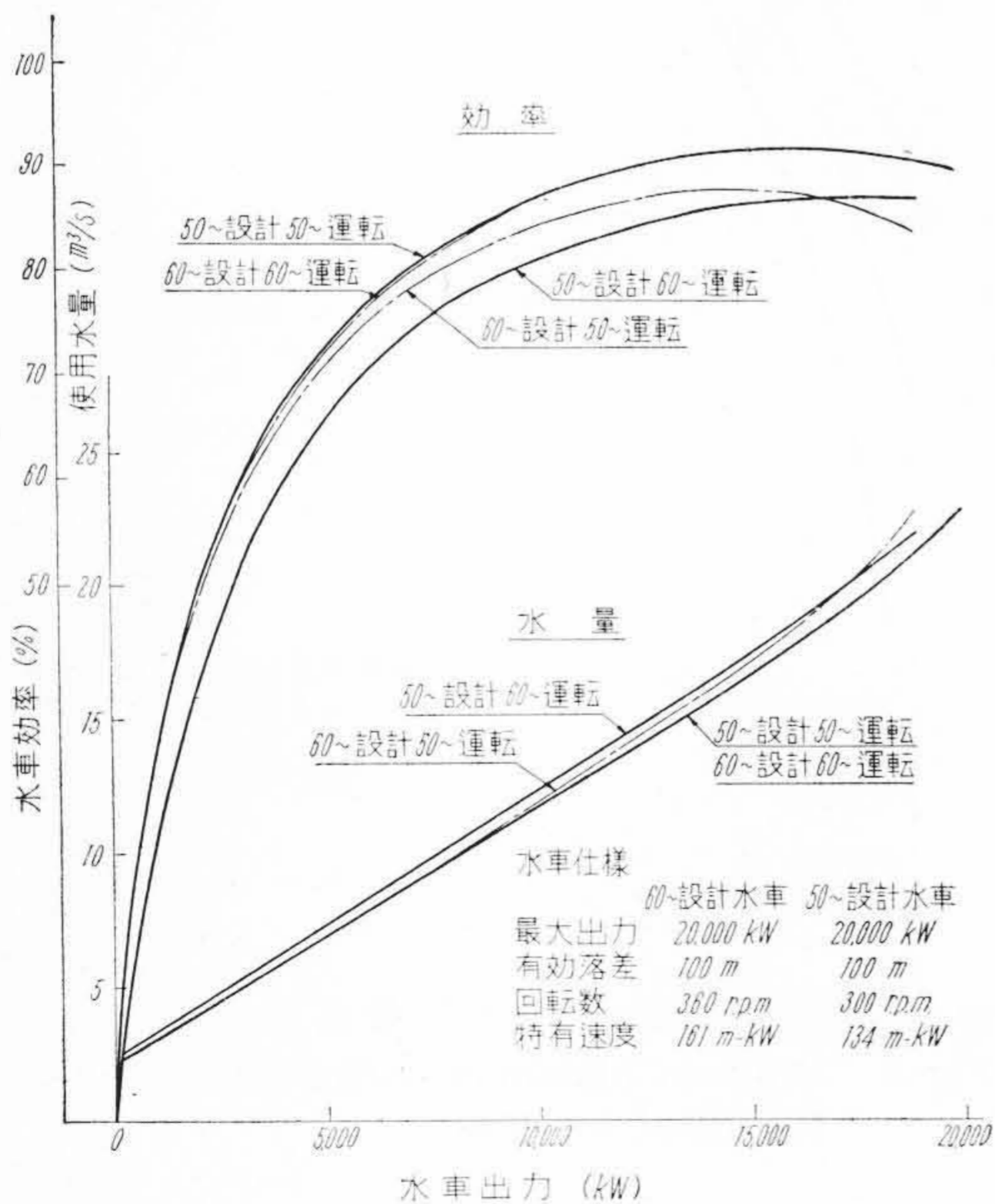
に特有速度によつても異り、特有速度の大となる程効率低下値は少い。

又落差の低下した場合の方が、高くなつた場合より効率低下は甚だしい傾向にある。





第 6 図 落差変動に対する最高効率点  
 Fig. 6. Shifting of Maximum Efficiency Points against Variations in Head



第 7 図 周波数を変えて運転した場合の水車効率の一例  
 Fig. 7. An Example of Efficiency Variations for Dual-Cycle Operations

(3) 落差が変動した場合の最高効率点

落差が変動した場合の効率の変化は低下するのみでなく、その最高効率点も移動するものである。

第 6 図は、フランス水車に於て、設計基準落差時の全開出力を 100% とした場合の、運転落差変動に対する最高効率時出力の傾向を示したものである。

図に見られる如く、落差の高くなつた場合は全負荷方向に、落差の低下した場合は軽負荷方向に移動し、又特有速度によつても変化の割合が異つている。

(4) 落差の変動による水量の変化

落差が変動する場合、水車の開口度を一定とした時の流量は、落差の平方根に比例するが、更にランナーの特性によつても増減するものである。

その傾向は、フランス水車ランナーに於ては特有速度 200 m-kW 附近を中心に、それより大となるにつれ高落差で減じ、低落差で増加する。

又、特有速度 200 m-kW 附近より小となるにつれ、反対の傾向を示すものである<sup>(1)</sup>。

(5) 周波数変動に対する効率の変化

周波数が変動した場合、上下何れに変化しても効率は低下する。

第 7 図は、50 周設計ランナーを 60 周運転した場合、及び 60 周設計ランナーを 50 周運転した場合の一例を示したものである。

図に示す如く、その傾向は、周波数が低下した場合の効率低下は、最高効率及び軽負荷時は周波数の上昇した場合程甚だしくはないが、全負荷時は急に下る傾向にある。又特有速度によつてもこれ等の値は多少異なるものである。

〔VI〕 変落差に於ける基準落差の決定

最近我国では、貯水池式発電所の計画が多く見られるようになって来たが、この方式採用の目的から、勢い貯水池利用水深もかなり大幅に計画される場合がある。

従つて有効落差の変動が大きい場合、水車の設計基準落差を何処にするか問題となつてくる。

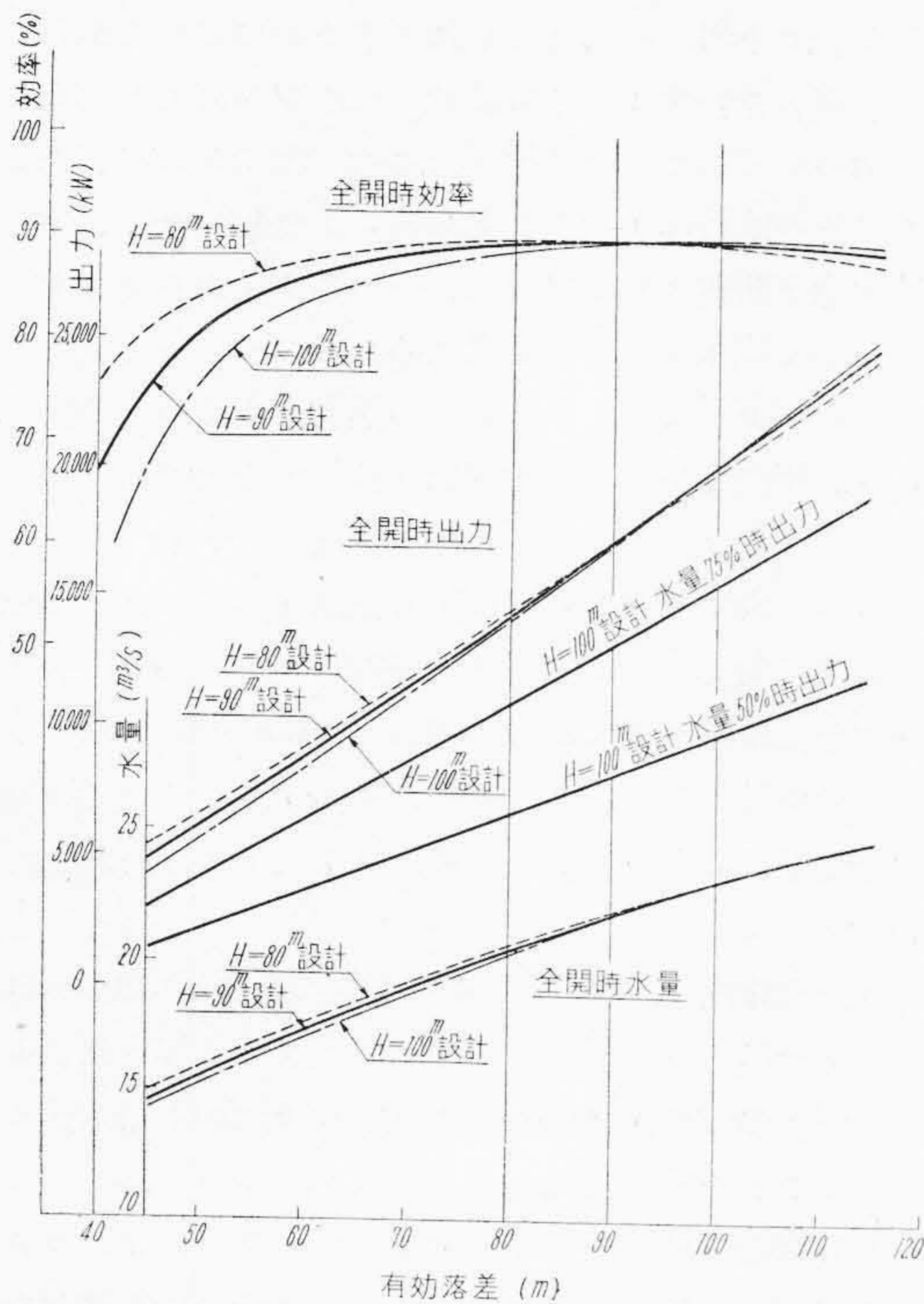
この決定に当つては、前述の水車の特性を十分知つておく必要がある。

これらの特性から、或る基準落差にて設計された水車を或る変落差に於て運転した場合の出力、効率、使用水量等の特性曲線が得られる訳である。

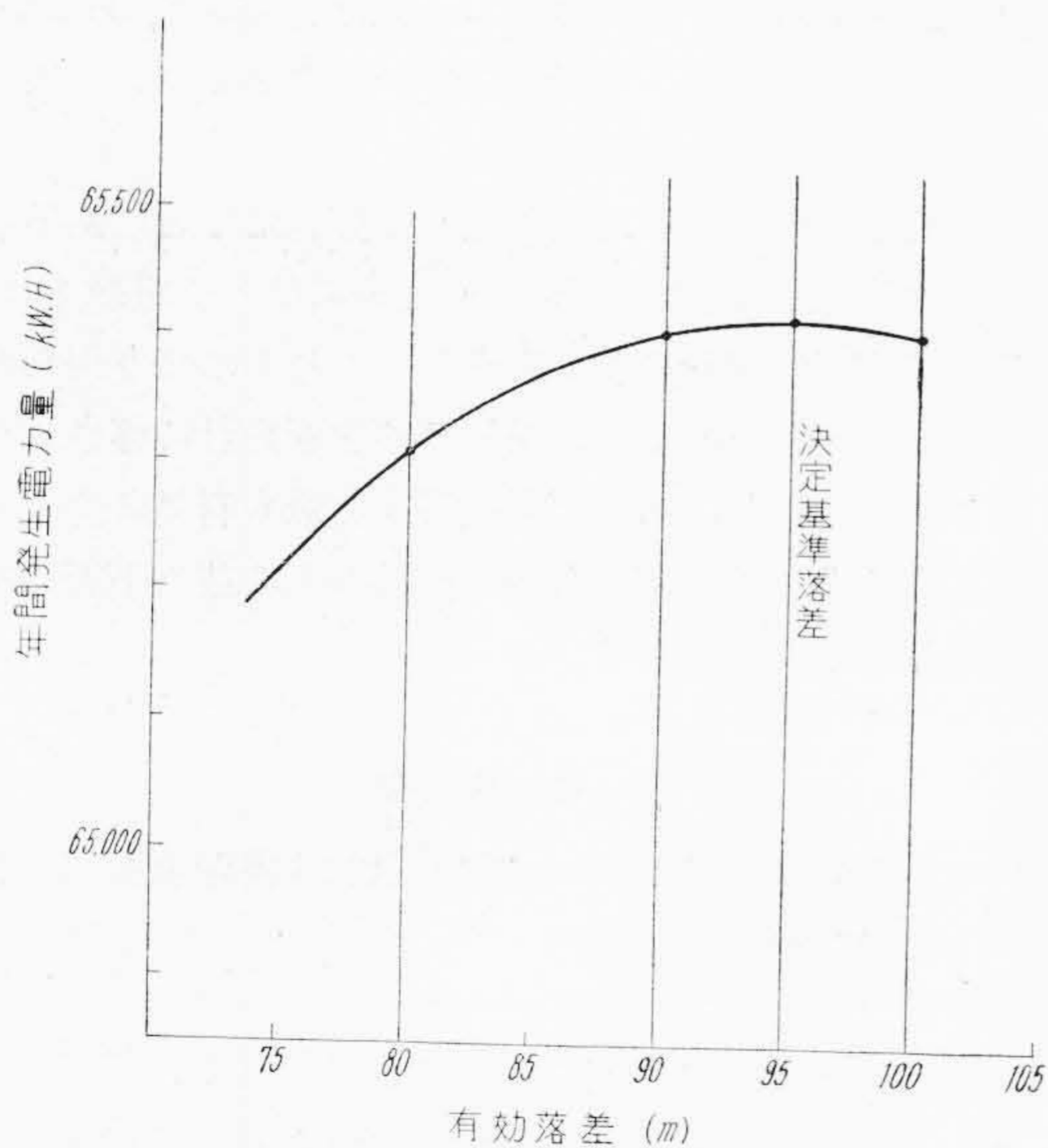
第 8 図はその一部の例を示したものである。

かくして、今計画された運転状況(落差、使用水量、運転時間)が指示されれば、それより二、三の基準落差を想定して、それぞれの特性曲線を作成することが出来、従つて年間発生電力量がそれぞれ算出されることになる。





第8図 25,000 kW 縦軸 フラスシス水車  
落差変動に対する出力、効率、水量曲線の一例  
Fig. 8. Performance Curves of a Turbine under  
Various Heads



第9図 基準落差選定曲線  
Fig. 9. A Curve for the Determination of  
Design Head

これを図表にすれば最適の基準落差が見出されるのである。第9図はその一例を示したものである。

この場合、注意すべき事は無拘束速度に就いてである。一般に無拘束速度は、或る基準落差 ( $H_s$ ) 設計のランナーを、或る変落差 ( $H$ ) で運転した場合は  $\sqrt{\frac{H}{H_s}}$  に比例して変化するものである。従つて、基準落差を余り低くとると、最高落差時の無拘束速度はかなり高くなる。

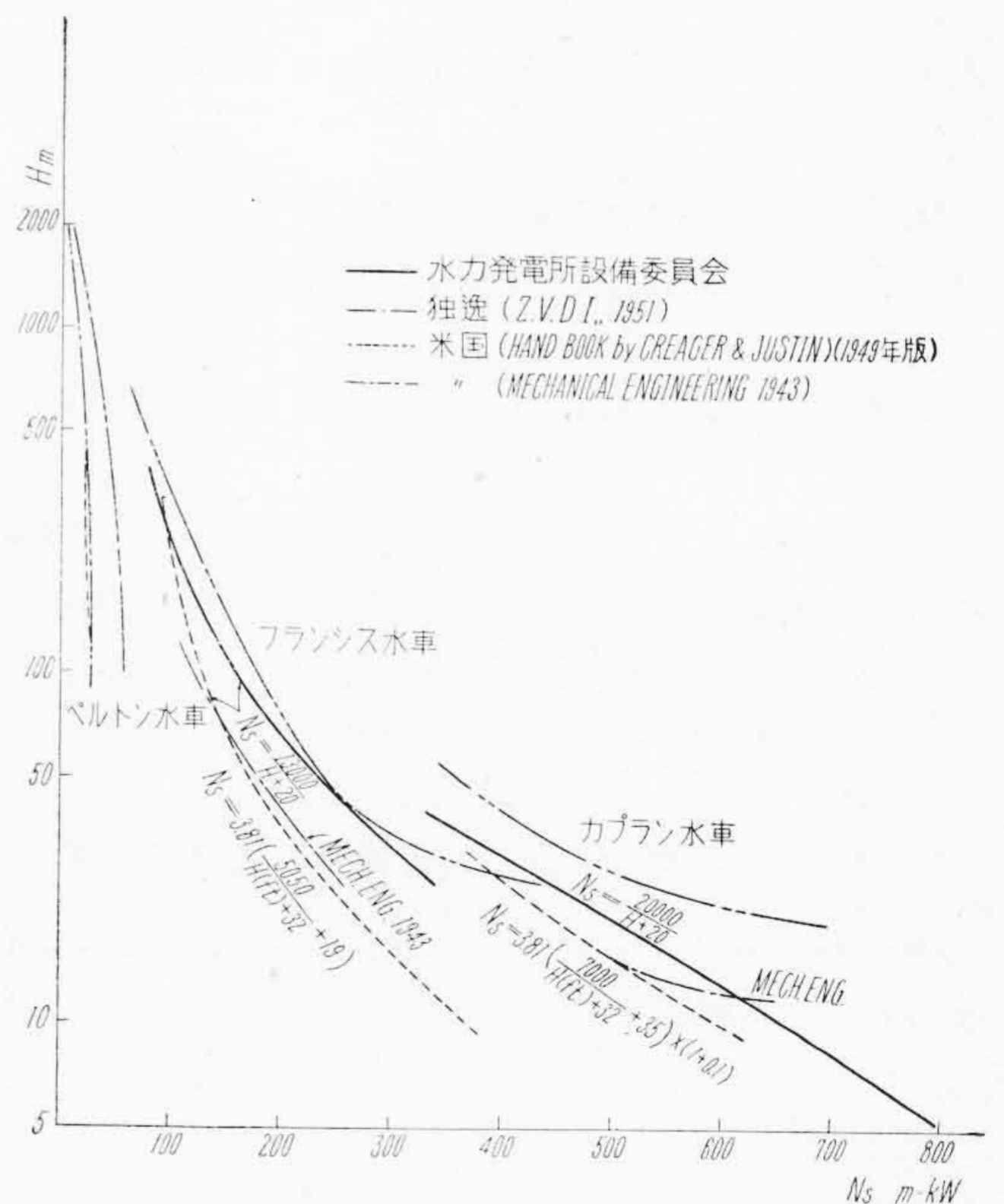
この場合、水車、発電機の回転部はこれに耐え得る設計とせねばならないが、回転部強度の問題、発電機温度上昇との関係等から非常に無理な設計となることもあり、重量も重くなつて好ましくない結果となることもあるから注意を要する。

### [VII] 回転数と吸出高さ

#### (1) 回転数の決定

水車の回転数は出来るだけ高くつた方が機器の重量も軽く、従つて建設費も安くなるが、水車ランナーの空洞現象から自ら限度がある。この限界線即ち  $N_s$  限界曲線は、我国に於ても既に水力設備委員会で、一応の限界は決められてある。

第10図は、日本、独逸、米国の各国に於て、発表されている  $N_s$  限界曲線であるが、独逸ではかなり高くつており日本は独逸と米国の中間にある。然し我国でも最近では模型による空洞現象試験により、確信を得つゝ漸次高められる傾向にある。



第10図 特有速度限界曲線  
Fig. 10. Limit Curves of Specific Speed for  
Hydraulic Turbines



回転数の決定に当つてはこれらの運転実績結果と、模型試験とにより確信を持つたものとせねばならない。

### (2) 吸出高さの決定

吸出高さは、前述の回転数と密接な関係があり、空洞現象を生じない範囲内に決めなければならない。

最近では模型試験から、トーマの係数を知ることにより、吸出高さの選定確認がなされている。

掘鑿すべき岩盤が硬い場合は、許し得る範囲内で低くとることが有利であるが、掘鑿の容易である時は余り切詰めることなく、十分安全な値とすべきである。運転実績と、模型試験とにより慎重に検討の上決定しなければならない。

## [VIII] 最高効率点の決定

使用水量又は負荷の変動甚だしい場合は、これらによつてたてられた運転計画は、年間を通じて非常に波が出来ることになる。このような場合には、年間を通じての最大電力量を得る為に、効率の傾向をランナー設計に考慮することが望ましい。

この目的のために、加重平均効率を最大となるように、ランナーを設計するとすれば、勢い最高効率点を移動せねばならぬこととなる。

極端な場合をいえば、年間を通じて殆ど全開時運転であつたとすれば、全開時に於て最高効率となるよう設計するのが一番よい事となる。

一般に最高効率点は、ランナー設計上羽根出口角度の選定によつて、多少は移動しうるものであるが、効率を低下せずに行うには限度がある。

従つて限度以上の移動を行うとすれば、ランナー径を変えざるを得ない。即ち水車全体の形態に影響して来ることとなる。

この場合、部分負荷に於ける効率も変化することは勿論である。

この決定に当つては、流量曲線と負荷曲線から計画された貯水池使用状況曲線又は運転状況曲線と、水車及び発電機の効率曲線が判れば決定することが出来る。かくして水車の大きさも決つてくるのである。

## [IX] 両サイクル発電所に就いて

50 $\sim$ 、60 $\sim$ 両用の計画をする場合は、その何れのサイクルで運転する期間が多いかによつて決定すべきである

サイクルを変えて運転した場合の効率は、前に述べた如く、上下何れの場合でも低下するものであるから、運転期間の多いサイクルで設計した水車が得策となることは明らかである。両者折半の運転状況であれば、中間サイクルの設計にすることもある。又台数が多く、休止期間を余り問題とせぬ場合は、一方のサイクルランナーと取替えて運転することも考えられる。

検討に際しては、効率低下の傾向も異なるので運転状況より、年間発生電力量を算出比較して決定せねばならない。

こゝに両サイクル計画の場合注意すべきことは、無拘束速度に対してである。50 $\sim$  設計の水車に 60 $\sim$  設計ランナーを取替えて運転した場合、無拘束速度は 60 $\sim$  ランナーの特性となるから 50 $\sim$  の場合より高くなる。回転部分の設計はこれに耐える設計としておかねばならない。

既設発電所で、50 $\sim$  の水車を周波数変更のため 60 $\sim$  ランナーに入れ替えて運転する計画をする場合は、発電機回転子の強度が 60 $\sim$  の無拘束速度に耐え得るかを検討することを忘れてはならない。

尚補機類に就いても、石油ポンプ、給排水ポンプ電気品等の容量決定に就いては、何れの周波数でも満足な容量であるよう特に注意すべきである。

## [X] 結 言

以上水車の仕様を決定するに当つて、最近の計画に見られる傾向からその主要点の二、三を述べたのであるが、実際問題としては種々の附帯条件が付きまとい、一層慎重に検討の上決定せねばならない。

仕様決定の根本は水車の特性を十分知ることである。幸い日立研究所は、水力実験設備が旧に倍して増設され、実落差空洞現象試験設備も完備し、これらにより得られた基礎的研究及び模型試験結果は逐次新設計に移されつゝある。恵まれた貴重な水力資源を、最も有効に発電効果をあげるよう、水力発電機械設計の上に益々不断的の努力を惜しまぬものである。

## 参 考 文 献

- (1) 小森谷享：機械学会教材 第 23 回講習会 16 頁 (昭和 24 年 12 月)