

ペルトン水車設計上の諸問題

Some Problems Concerning Designing of Pelton Wheels

山 本 景 彦*
Kagehiko Yamamoto

内 容 梗 概

近來急速に大容量化するペルトン水車については、資材の節約、構造面での改善はもとより、性能向上を目的とした未開拓分野の研究、特にランナ、ケーシングなどの寸法が水車効率に与える影響など基礎的な究明が必要とされるに至った。

これら設計上の基本となるいくつかの問題点に触れるとともに、構造面で達成された進歩、改善について言及した。

1. 緒 言

ここ数年来ペルトン水車の単機容量は著しく増大してきた。ペルトン水車は古くから簡単な構造の小形の設備で、ある程度大きい出力をうることができるという利点に立脚して、ほかの形式の水車に先んじて開発されてきたが、近年フランス水車がしだいに高い有効落差にまで使用されるようになり、ついに落差 500m 以上でも使用されるにおよんでその優位を失ったかにみえる。しかしなお、(1) 立軸多ノズル形を採用すればフランス水車に匹敵する高い回転数を取りうる、(2) 部分負荷の効率が低い。特に負荷に応じて運転するノズル数を増減するいわゆる高能率運転を行えば、この特長はさらに大きなものとなる、(3) ランナの点検、取替えが容易である。(4) 腐食摩耗部分の取替えが簡単に行える、などの長所を有し、落差 300 m 付近でのフランス水車との優劣は軽々には決めにくい。加えて機器信頼度の向上により、単機容量はしだいに増加しつつある。

ここでは上述の種々の問題について検討を加えながら、その概要をとらえてみることにする。

2. 形 式

2.1 形式の変せん

ヨーロッパにおいては、1920年代からすでに立軸ペルトン水車が製作されてきたが、わが国では1953年に運転を開始した東京電力白根発電所 12,000 kW (日立製) が最初であり、最近に至って次々この形式のものが製作されるようになった。

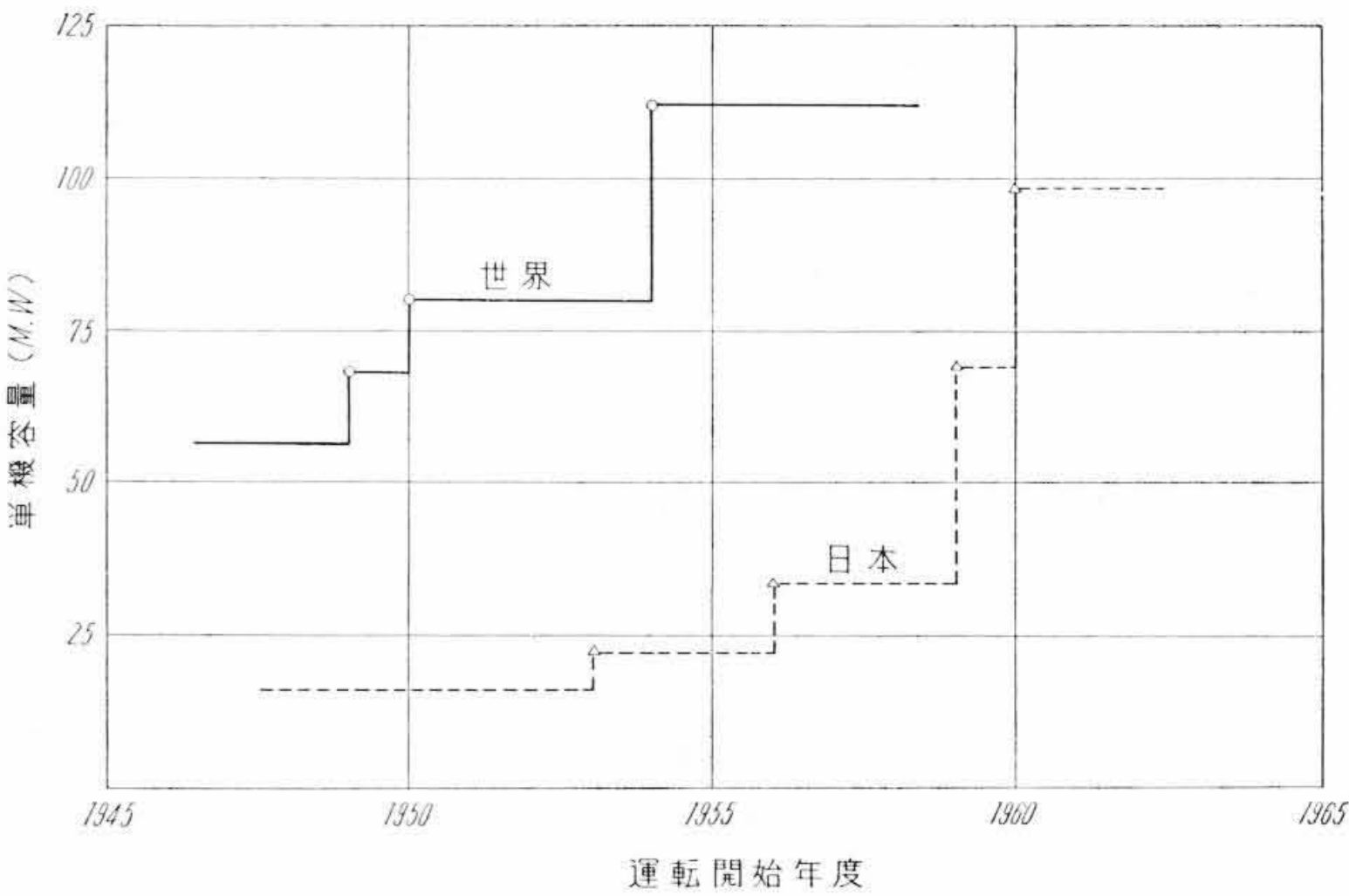
立軸構造を採用することによって単機容量を増やすことが容易となり、最近製作される大容量機はほとんどすべてこの形式によるものである。現在製作中の関西電力黒部川第四発電所納 98,400 kW 580 m, 360 rpm (6 ノズル) はわが国における記録的大容量機であるばかりでなく、世界的にも現在第 4 位に位する屈指のものである。

第 1 図は最近十数年間におけるペルトン水車の単機容量増加の傾向を示す線図であり、第 1 表は大容量ペルトン水車の製作例一覧表である。

このように立軸形の発達は、単機大容量化への傾向を生み出したが、一方落差 700m 以上の発電所ではほとんどすべて横軸形が採用されている。しかも第 2 表、高落差ペルトン水車製作例に明らかのように、すべてランナ 1 個に対し 1 個のノズルのみが設置されている。

立軸形および横軸多ノズル形が採用されない理由は、一つには直結する発電機が、大容量高速機となるため従来製作困難とされており、水車の回転数ある限度以下におさえねばならず、したがって

* 日立製作所日立工場



第 1 図 ペルトン水車単機容量増加曲線

立軸あるいは横軸多ノズル形の割り込む余地がなかったということであり、ほかの一つの理由は、秒速 120 メートルをこえる高速の噴射水にとって、導水管の弯曲、分岐などはできる限り避けることが望ましいからであるといえよう。

2.2 立軸ペルトン水車

立軸形の利点と呼ばれるものは次のとおりである。

- (1) 構造上一つのランナに対し、必要に応じて 6 個までのノズルを配置することによって高い回転数を取ることができ、水車および直結する発電機の重量を軽減することが可能である。
- (2) 水車の主軸受損失が横軸形に比べてわずかながら少ない。特に鉄骨バーレル構造を採用して発電機を低く据付け、発電機の下部案内軸受を省略できる場合には、水車発電機の総合効率をさらに向上させることができる。第 2 図 白根発電所はこの例である。
- (3) 負荷に応じて運転するノズル数を増減する、いわゆる高能率運転を有効に行いうるので、広い負荷領域にわたって高い効率が得られる。
- (4) 横軸両掛け形に比べてランナが 1 個であるため風損が少ない。
- (5) 横軸形と同じ回転数を採用した場合にも、発電所床面積、掘さく量が少なくすむ。

次に示すのは東電白根発電所計画に際して検討された立軸および横軸形の比較データである。

	立軸形	横軸形
形 式	N_4-V	$2N_2-H$
出 力 kW	12,000	12,000
回 転 数 rpm	300	300

第1表 大容量ペルトン水車製作例

国名	発電所	最大出力 (kW)	最高落差 (m)	回転数 (rpm)	形式	台数	製作者	運転開始
カナダ	Kemano	112,000	762	327	N_4-V	7/16	2-Dominion Engineering 1-Canadian Allis-Chalmers 3 Pelton Div., Baldwin-Lima & Vancouver Iron Works	1954
イタリア	Cimego	110,000	727	300	$2N_1-H$	2	Riva	1954
イタリア	Grosio	107,135	600	333	N_4-V	2/4	F.Tosi	
日本	黒部川第四	98,400	580	360	N_6-V	3	1-日立 2-J.M. Voith	1962 1960
フランス	Roselend	82,600	1,200	429	N_2-V	6	Neyrpic	1957
フランス	Pragneres	80,200	1,225	429	$2N_1-H$	2	Neyrpic	1950
フランス	Malgovert	77,300	740	429	$2N_2-H$	4	Neyrpic	1954
イタリア	St. Massenza	75,000	590	429	$2N_2-H$	4	F.Tosi	
イタリア	Premadio	74,000	680	300	$2N_1-H$	2	Riva	1951
イタリア	Valpelline	72,900	961	429	$2N_1-H$	2	Neyrpic	1957
フランス	La Bathie	72,000	1,165	429			Neyrpic	
アメリカ	Cherry	69,800	680	400	N_6-V	2	Pelton Div., Baldwin-Lima	1960
日本	和田川第二	68,900	470	300	N_4-V	2	富士-J.M. Voith	1959
アメリカ	Haas	68,700	709	400	N_6-V	2	Pelton Div., Baldwin-Lima	1960
ブラジル	Serra	68,500	680	360	$2N_1-H$	3	Allis-Chalmers	1949
ブラジル	Pedras	65,600	684	450	N_4-V	4	Neyrpic	1954
アメリカ	Jaybird	65,600	436	300	N_6-V	1	Allis-Chalmers	1960
インド	Koyna	65,000	476	300	N_4-V	4	Neyrpic	1957
イタリア	S.Floriano	65,000	564		$2N_2-H$	3		
ブラジル	Cubataô	64,800	684	450	N_4-V	4	Dominion Engineering	1955
カナダ	Wahleach	61,100	610	360	N_6-V	1	Baldwin-Lima-Hamilton	
オーストリア	Kaprun	61,100	870	500	$2N_2-H$	2	Escher Wyss	1952
カナダ	Bridge River II	60,300	342	300	N_6-V	4	2-Pelton Div., Baldwin-Lima & Vancouver Iron Works 2-Neyret-Beyller & Piccard Pictet	1959

注：形式欄中 V は立軸， H は横軸， N の添字は羽根車1個当りのノズル数，頭の数字2は羽根車2個を有することを示す。

第2表 高落差ペルトン水車製作例

国名	発電所	最大出力 (kW)	最高落差 (m)	回転数 (rpm)	形式	台数	製作者	運転開始
オーストリア	Reisseck	25,100	1,765	750	N_1-H	3	Charmille	1955
スイス	Dixence	37,000	1,760	500	$2N_1-H$	5	Charmille	1933
スイス	Fully	2,240	1,600	500		4	Charmille	
スイス	Mieville	35,100	1447.4	500	N_1-H	3	Charmille	1954
フランス	Portillon	41,500	1,305	500		1	Charmille	
フランス	Pragneres	80,200	1,225	429	$2N_1-H$	2	Neyrpic	1950
フランス	Roselend	82,600	1,200	429	N_2-V	6	Neyrpic	1957
イタリア	Telessio VII	42,700	1,200		$2N_1-H$	1		
イタリア	Pianto Netto	10,960	1,195	600	N_1-H		Riva	
フランス	La Bathie	72,000	1,165	429			Neyrpic	
フランス	Bissorte	28,850	1,126	600			Neyrpic	
チリ	Los Molles	9,300	1,125	1,000		2	Charmille	
イタリア	Avise	45,600	1,050	500	N_1-H		Riva	1949
フランス	Baton	2,460	1,045	500			Escher Wyss	
イタリア	Avise III	58,800	1,030	500	$2N_1-H$	1	Riva	1953
フランス	Fond de France	35,900	1,027	500			Charmille	
スイス	Riddes	51,000	1,005	500	$2N_1-H$		Escher Wyss	

床面積比（主機のみ）	1	1.54
掘さく量比	1	1.3
クレーン揚程 m	9.5	7.5

なお、カナダの Bridge River 発電所 46,300 kW における立軸6ノズル形と横2軸4ノズル形との比較データに記載された据付け面積比は 1: 1.81 であり、最近建設されたイタリアの Grosio 発電所 107,135 kW 2 台の経済比較の結果は下記のとおりである⁽¹⁾。

	立軸形	横軸形
形式	N_4-V	$2N_2-H$
掘さく量 m ³	40,300	51,000
同 比	1	1.26
機械室面積(幅×長さ) m	19×69	20×77
同 比	1	1.18
建屋高さ m	26	26

したがってこのような立軸形の利点は、特に地下発電所の建設にあたって考慮されるべきである。

(6)横軸形に比べてランナの放水面上の据付け高さをいくぶん低くすることができるので、落差損失が少なくてすむ。

2.3 横軸ペルトン水車

最近の横軸大容量機では、水車のランナを直接発電機の主軸端に取付け、水車の主軸および軸受とともに省略した片持ち方式が採られるのが普通である。1960年3月運転を開始した、ビルマ政府納バルーチャン第2発電所 29,840 kW ペルトン水車はこの方式を採用した、代表的な一例であり、その構造図を第3図に示す。

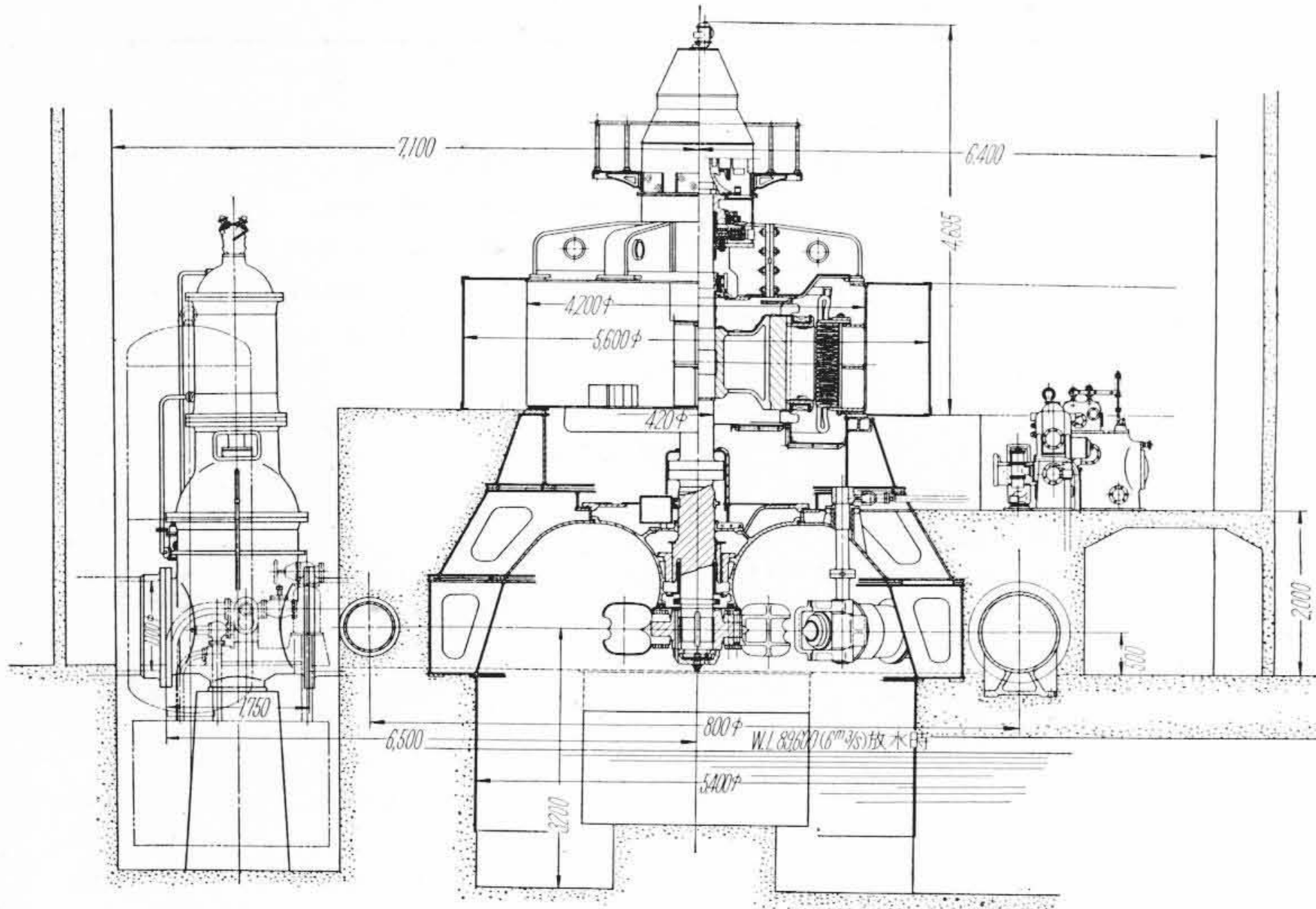
この構造では、ノズルから噴出するジェットがランナに衝突して生ずる強大な力に耐えるとともに、軸のたわみに起因するランナ中心の狂いの増加、危険回転数の低下を防ぐため、発電機主軸および主軸受はその軸径と軸受面積をかなり大きくする必要があるが、全体的にみれば、機器の全長を縮め発電所建屋を小さくすることができる。

3. 性能上の諸問題

3.1 比速度

水車の形式のいかんを問わず、単機大容量化が叫ばれる今日、水車の高速化、いい換えれば高い比速度ですぐれた性能を発揮するランナをうることが、最も重要な研究課題であることは論をまたない。

反動水車の比速度は、ランナのキャビテーション性能に制約されて、ある限度を有するが、近時次第に深い吸出し高さを必要としないランナが研究されるとともに、耐腐食性にすぐれた材料を使用し



第2図 白根発電所断面図

て、高い比速度の水車が製作される傾向にある。

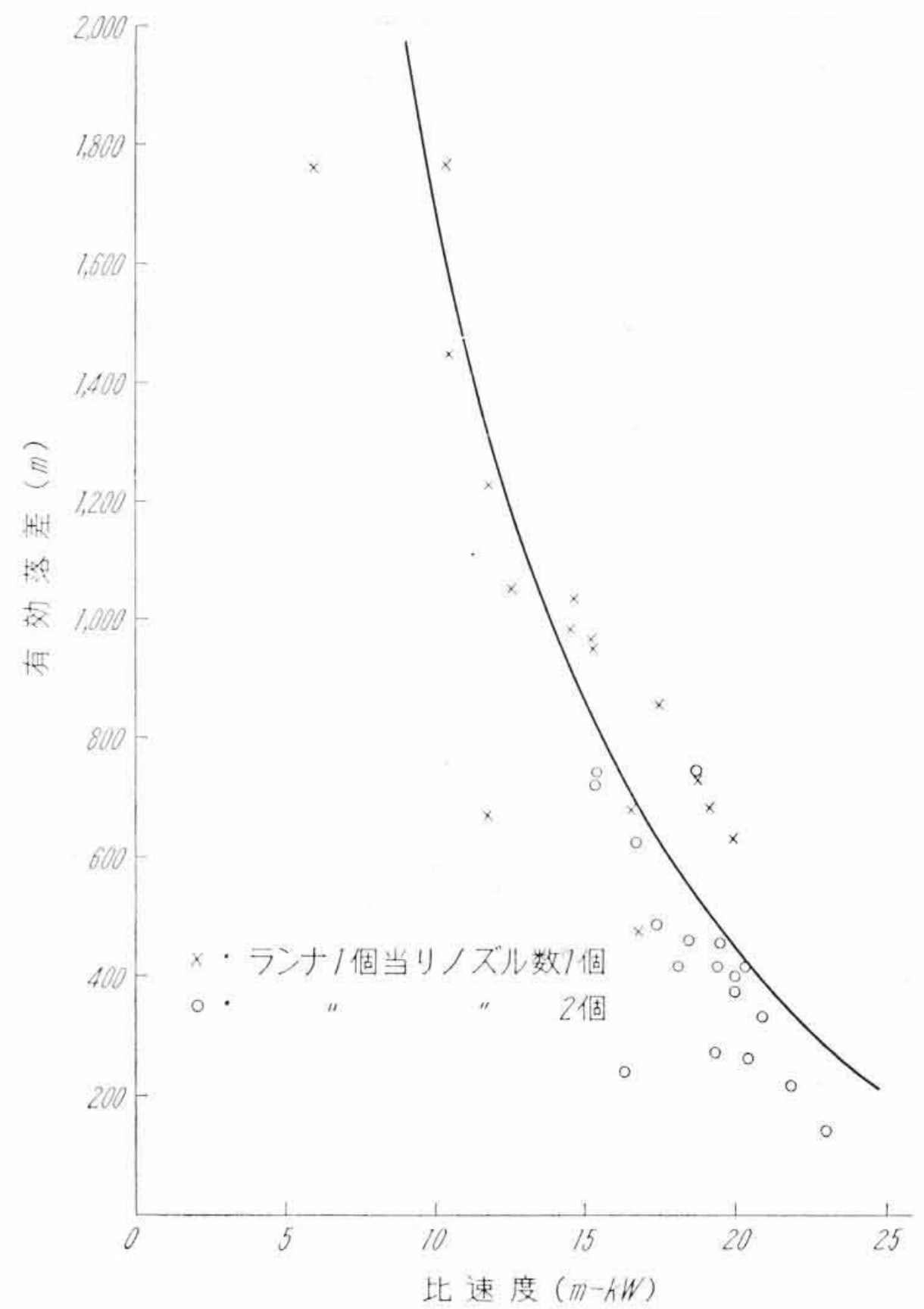
一方ペルトン水車においては、その比速度の限界は元来性能上の問題を離れてランナの強度的な面におさえられることが多いため、にその限界線はかなりの幅を有するものである。

従来の実績によれば、横軸形の比速度は第4図のように分布している。

図中に分布する各実績点の中には、古く1920年代に製作された発電所も含まれているため、製作当時その回転数を決定するに当たって直視しなければならなかった制約条件の種類、制約の程度はともに一様ではない。

たとえば回転数決定に際して大きな制約となっていた、発電機回転子の機械的強度は、使用材料および構造の進歩によって大幅に上昇し、ここ数年来ほとんど水車回転数決定の要素から除外されようとしている。

また水車ランナの強度の面でも、従来個々のバケットをボルトによってデスクに取付けるのが唯一のランナ構造であった時代に比べ、バケットとデスクを一体に鋳造する、いわゆる一体鋳造ランナの出現は、より高い回転数の採用を可能にしている。特に鋳造技術の進歩によって、材質的にも低合金鋼から高合金鋼—13Cr 不銹鉄



第4図 横軸ペルトン水車比速度の実績

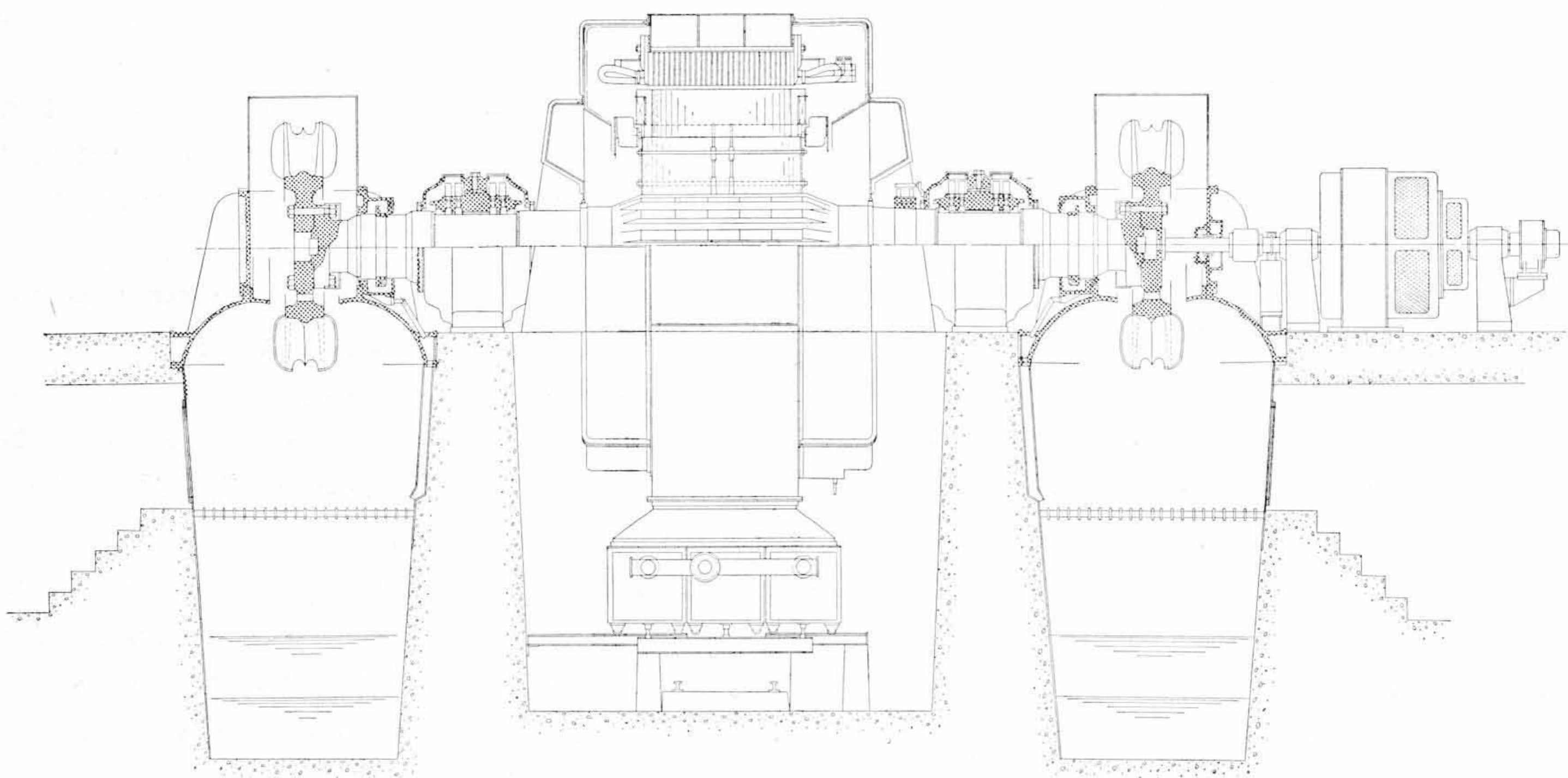
鋼の一体鋳造ランナへと進歩したため、水車回転数は従前に比べさらに一段高くとることができるようになった。

したがって最近製作された機器の比速度のほうが従前のもののそれに比べて高い傾向をもつのは当然である。

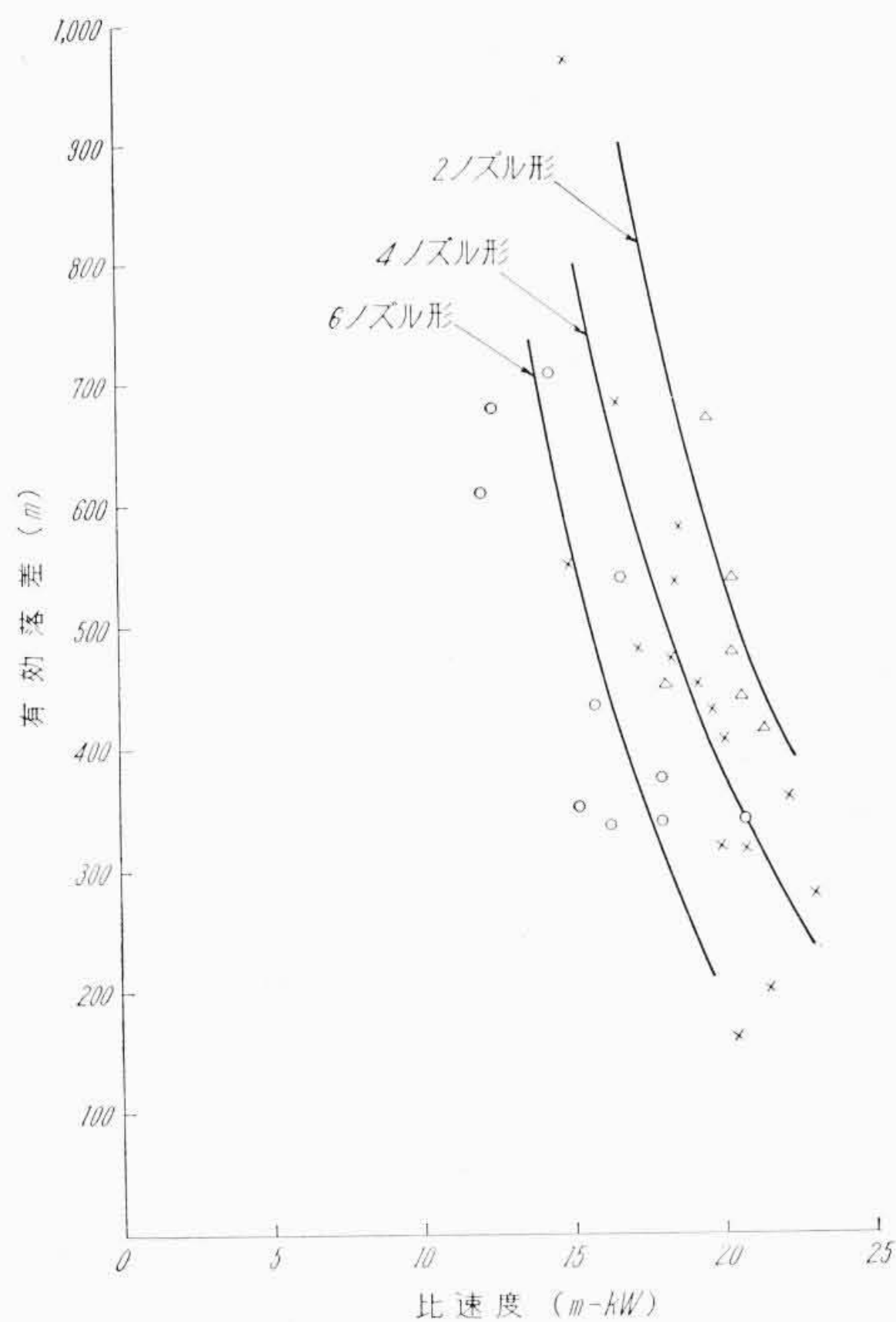
一方立軸機の比速度の実績は第5図に示すように、2ノズル形の場合には回転数が比較的低くなるため、従来から発電機側の制約を考慮外に置くことができ、比速度は水車側の条件のみによって左右されてきたため、最も高い値を示している。

4ノズル形では、2ノズル形に比べて回転数が高くできるが、発電機の強度的制限を受けて、水車の希望する回転数を一段下げねばならなかった例が多く、一般にその比速度は2ノズル形よりやや低い実績が多いが、発電機の製作技術の進歩した今日、この両者は合致すべきものと考えて差しつかえなからう。

さらに6ノズル形の場合には、以上に述べたような制限に加えて、



第3図 バルーチャン発電所断面図



第5図 立軸ペルトン水車比速度の実績

構造上相隣るノズルの挟角が幾何学的な必然として60度に限られるため、いわゆるジェット相互干渉を考えに入れることが必要となってくる。これを防ぐためには比速度を一段低く選定することが最も簡単かつ有効な手段であり、6ノズル形の比速度は第5図に示すように4ノズル形より低くなるのが普通である。

実際に4ノズル形と6ノズル形とを比較してみると、高落差の場合には、4ノズル形の比速度がすでにランナ強度による制限を受けているため、ジェットの相互干渉を避けるべく低い比速度の採用を余儀なくされた6ノズル形でも、その回転数は4ノズル形に比べて高いのが普通である。

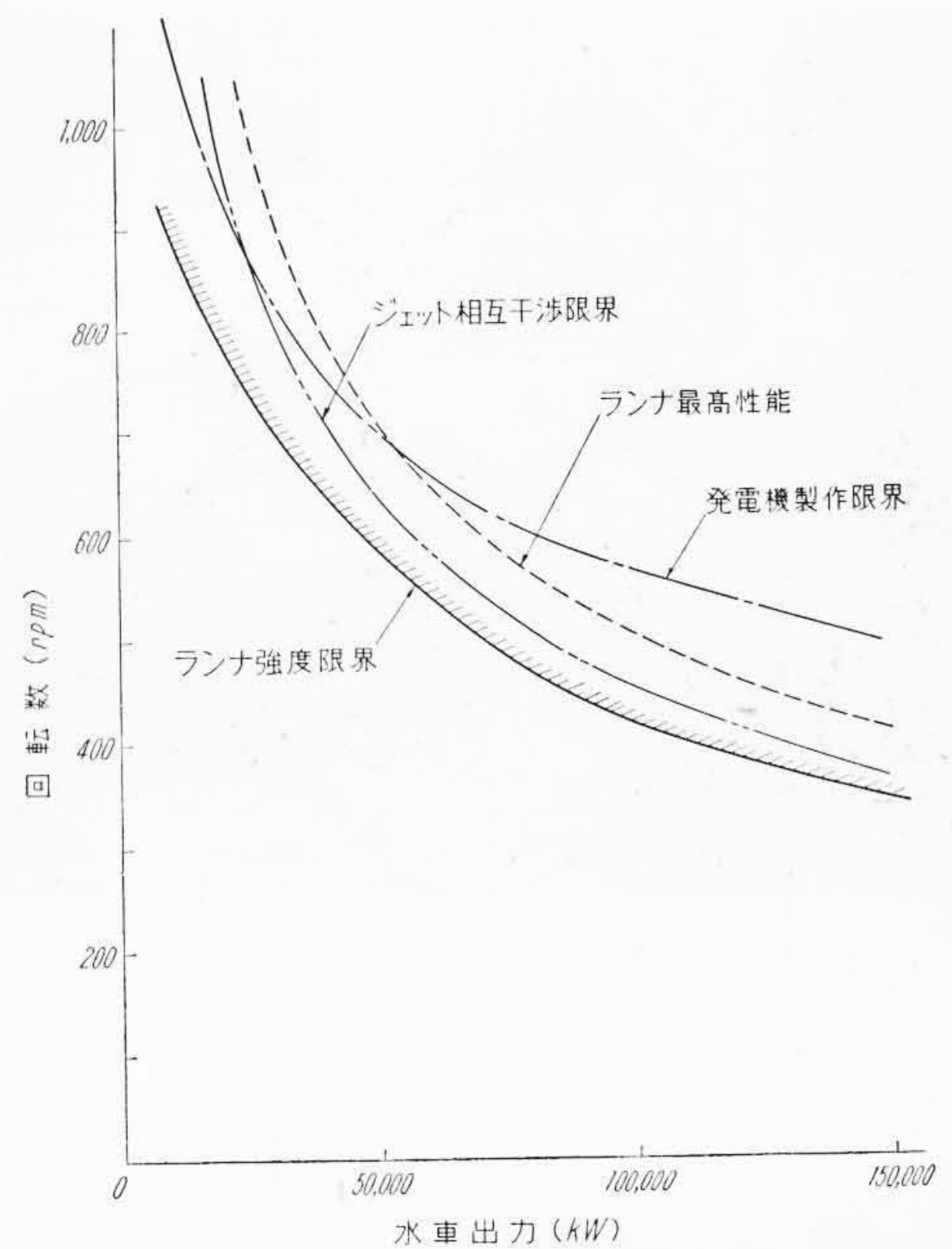
この場合、4ノズル形に比べてその優位は明らかであるが、比較的低い有効落差のもとでは、4、6ノズル形ともに同一回転数となる場合が多い。同一回転数のもとにおける両者の比較の一例を示せば下記のようなになる。

	6ノズル形	4ノズル形
ランナ節円径比	1	1
ジェット径比	1	$\sqrt{1.5}$
据付け面積比	1	1.06
掘さく量比	1	1.04
建屋高比	1	1.02
最高効率	わずか良	わずか劣
部分負荷効率(高能率運転時)	やや良	やや劣
水車重量比	1	0.99
発電機重量比	1	1

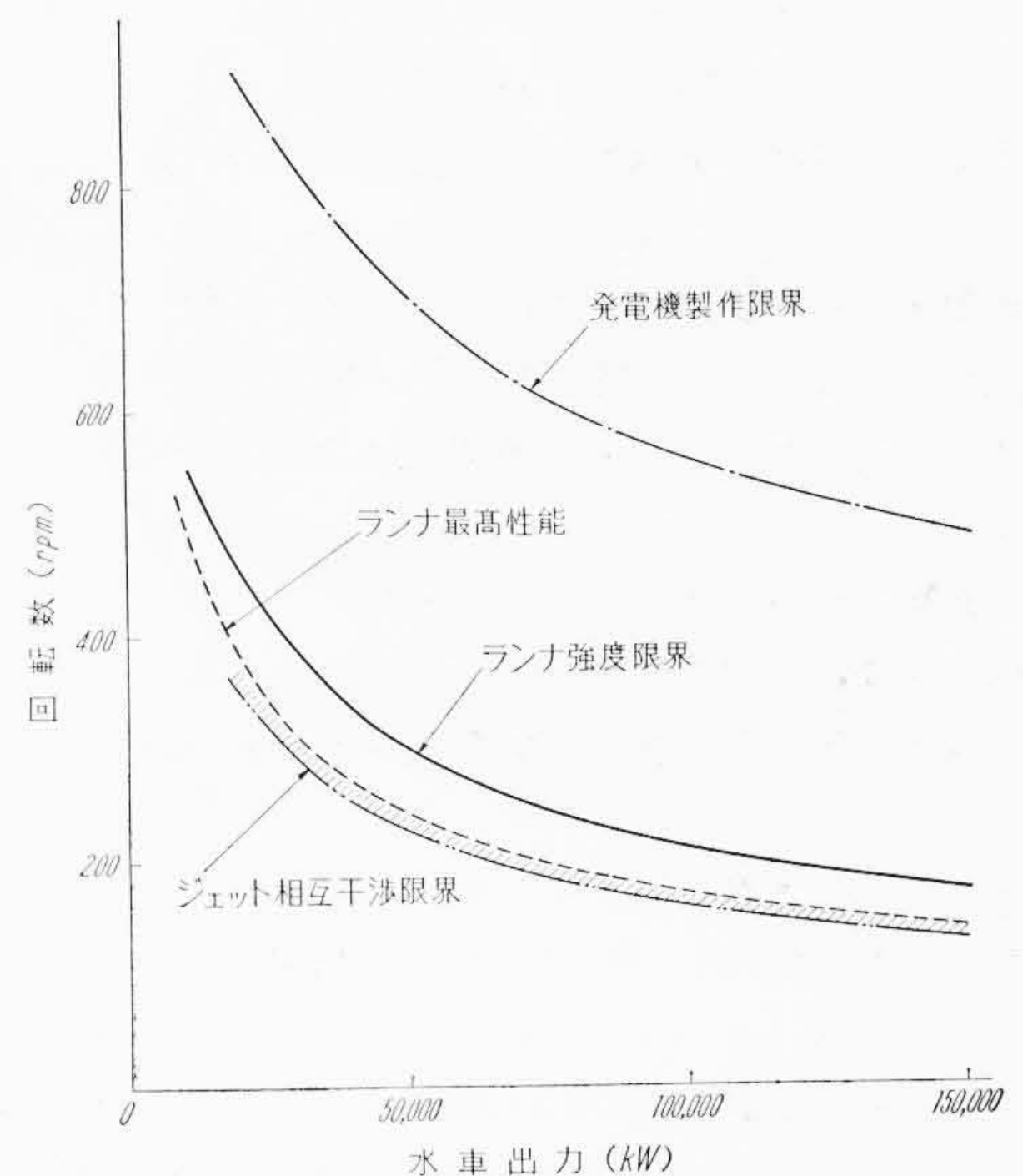
いま、水車ランナの強度の点から、許しうる比速度は理論的にほぼ $\sqrt{H}$ に反比例することになる(ここにHは有効落差を示す)。

したがって一つの有効落差のもとでは、水車出力に対してそれぞれ一つの対応する回転数が算出される。一方発電機強度、水車の最良性能、ジェットの相互干渉という三つの異なった制約条件からも、それぞれ同様に別個の回転数が求められる。

これら四つの条件の相互関係を6ノズル形を例にとり、水車出力一回転数曲線として表わせば、高落差の場合には第6図低落差では第7図のような関係が得られる。



第6図 高落差における6ノズル形水車の速度限界曲線



第7図 低落差における6ノズル形水車速度限界曲線

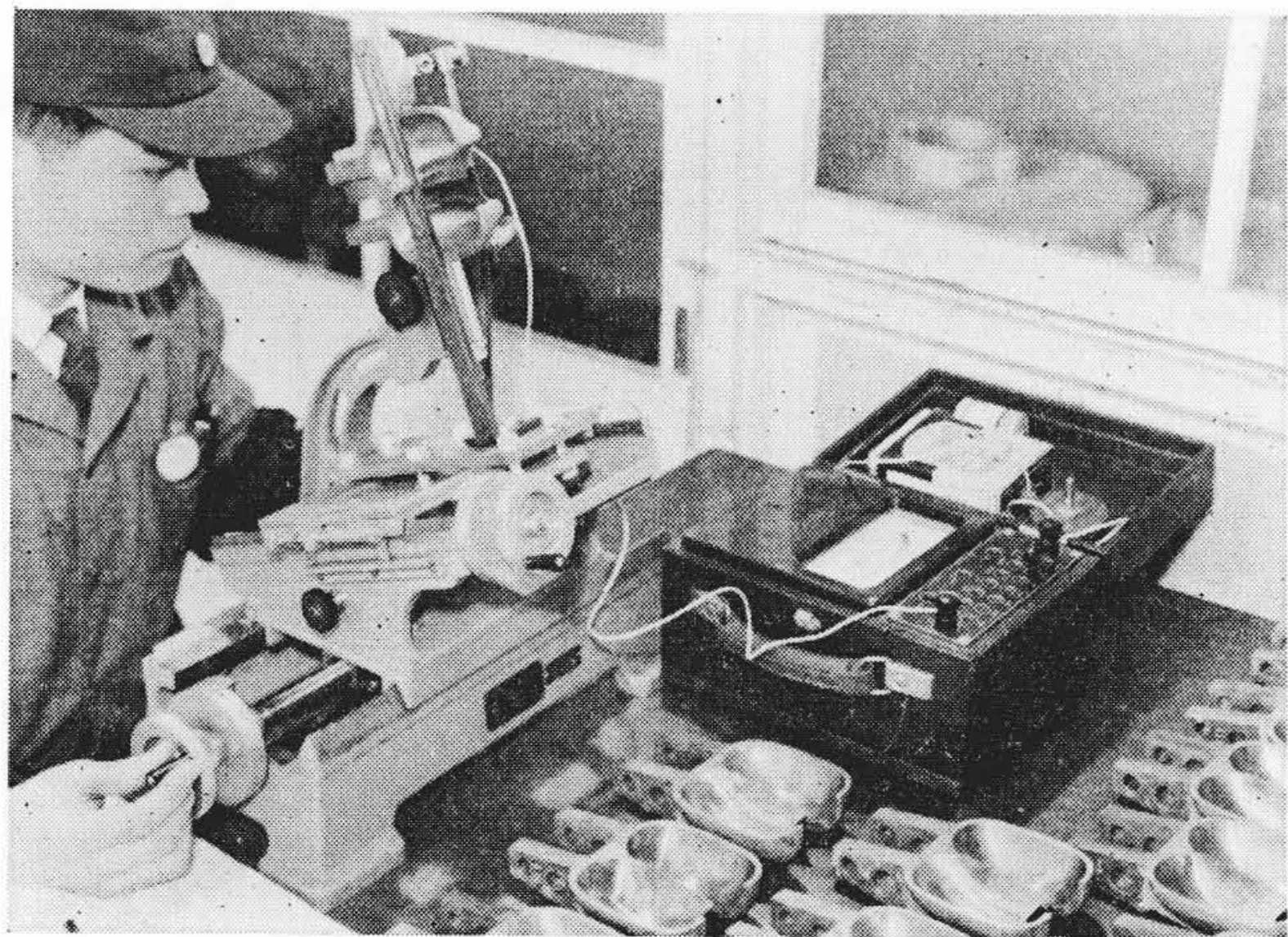
3.2 効 率

ペルトン水車の効率を左右するものは次の四つの要素である。

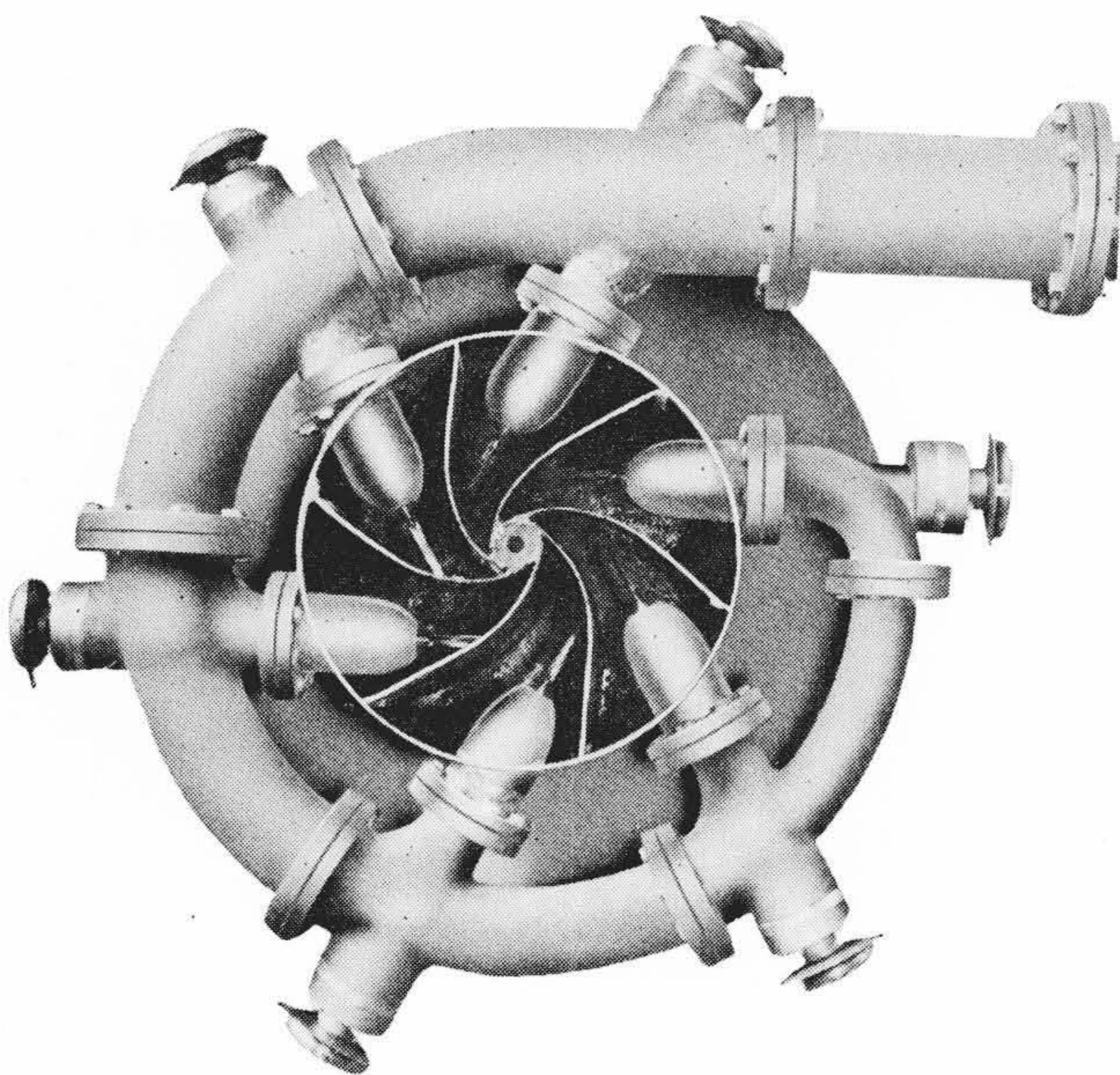
- (1) バケット自体の形状寸法および取付け関係位置
- (2) 導水路すなわちケーシングの形状寸法
- (3) ノズルの形状および寸法
- (4) バケットからの排棄水を最も有効適切に運び去るためのカバーおよびハウジングの形状寸法

これらの各要素が、おのおの相たすけあって始めて良好な効率が得られることはもちろんであり、最近日立製作所日立研究所水力実験所で行われた関西電力黒部川第四発電所用98,400kW立軸6ノズル形模型試験の結果は、実物最高保証効率90%に対し、模型最高効率は90%をりょうがするすぐれた性能を示している。この試験は落差75mのもとに行われたもので、測定精度は誤差±0.1%以下である。

このような精密な測定装置と、模型ランナの微細な寸法および角度の相異を適確に見分ける精密測定器具(第8図)の助けによって、始めて上記のような優秀な性能が得られたものといえる。



第8図 模型ランナ寸法測定装置



第9図 模型ケーシング

ここでは特に複雑な形状をもつ立軸6ノズル形のケーシング効率について、実験的に確かめられたいくつかの興味ある結果を記することにする。

いうまでもなくケーシングの形状寸法は、高圧水のもつエネルギーをできる限り損することなくノズル部分まで導くことを目的として決定されるべきものである。

ケーシング内における水流の摩擦、分岐などによる損失を少なくするためには、ケーシング内の流速を小さく取るとともにケーシングの渦巻径をも大きくすることが最も有効であるが、前者はケーシング重量の増加をきたし、後者は直接建屋面積の増加を意味するため、ともにおのずから限界がある。

したがってすぐれた性能、資材の節約の両面を満足する最適なケーシングの大きさと形状を決定することが必要であり、単独ケーシング模型によって種々の比較試験を行った結果は次のとおりである。第9図は供試ケーシングの一部を示す。

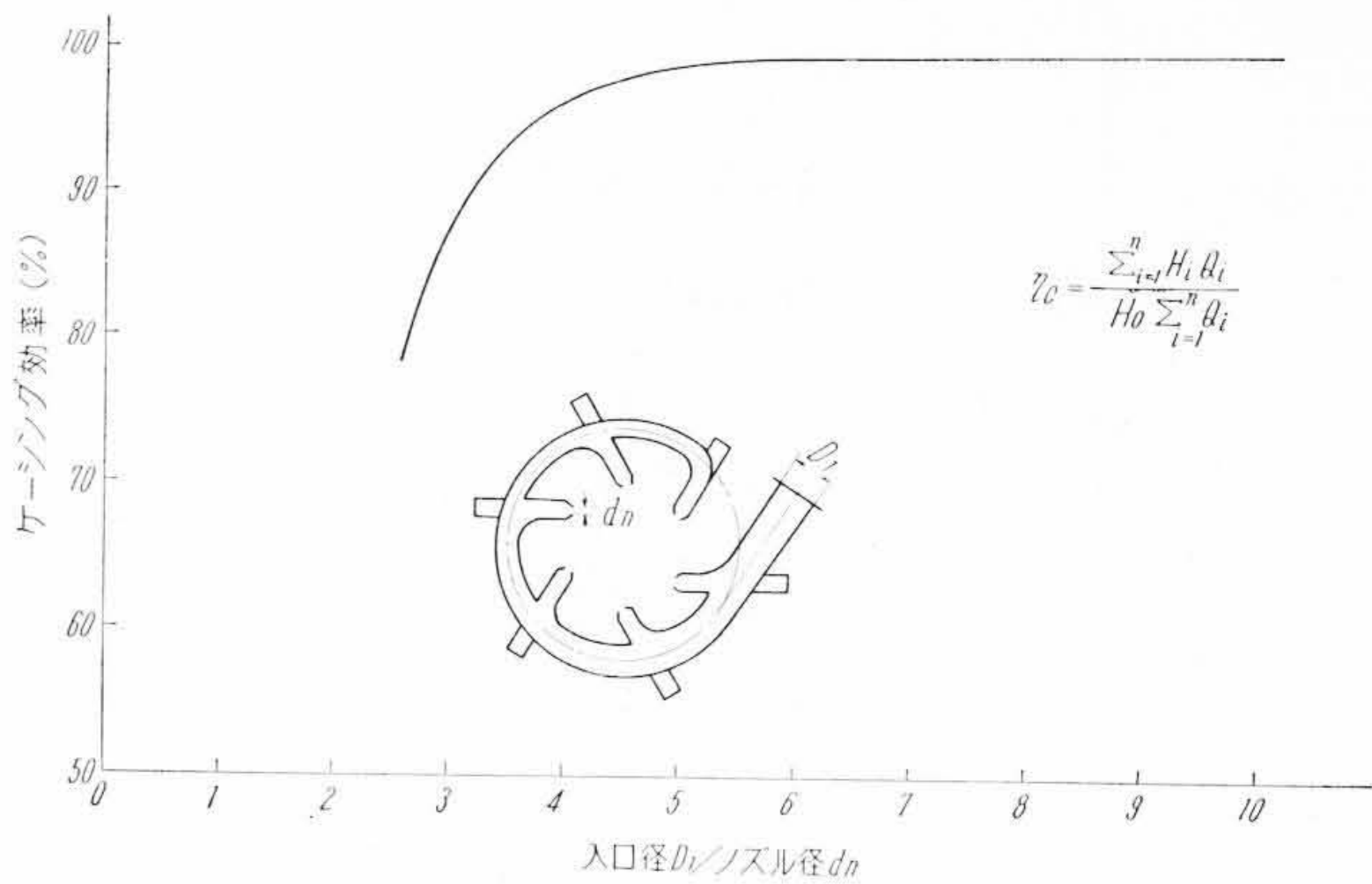
ここでケーシング効率 η_c を次式によって定義することにする。

$$\eta_c = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i H_i}{Q H_0} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i H_i}{H_0 \sum_{i=1}^n Q_i} \dots \dots \dots (1)$$

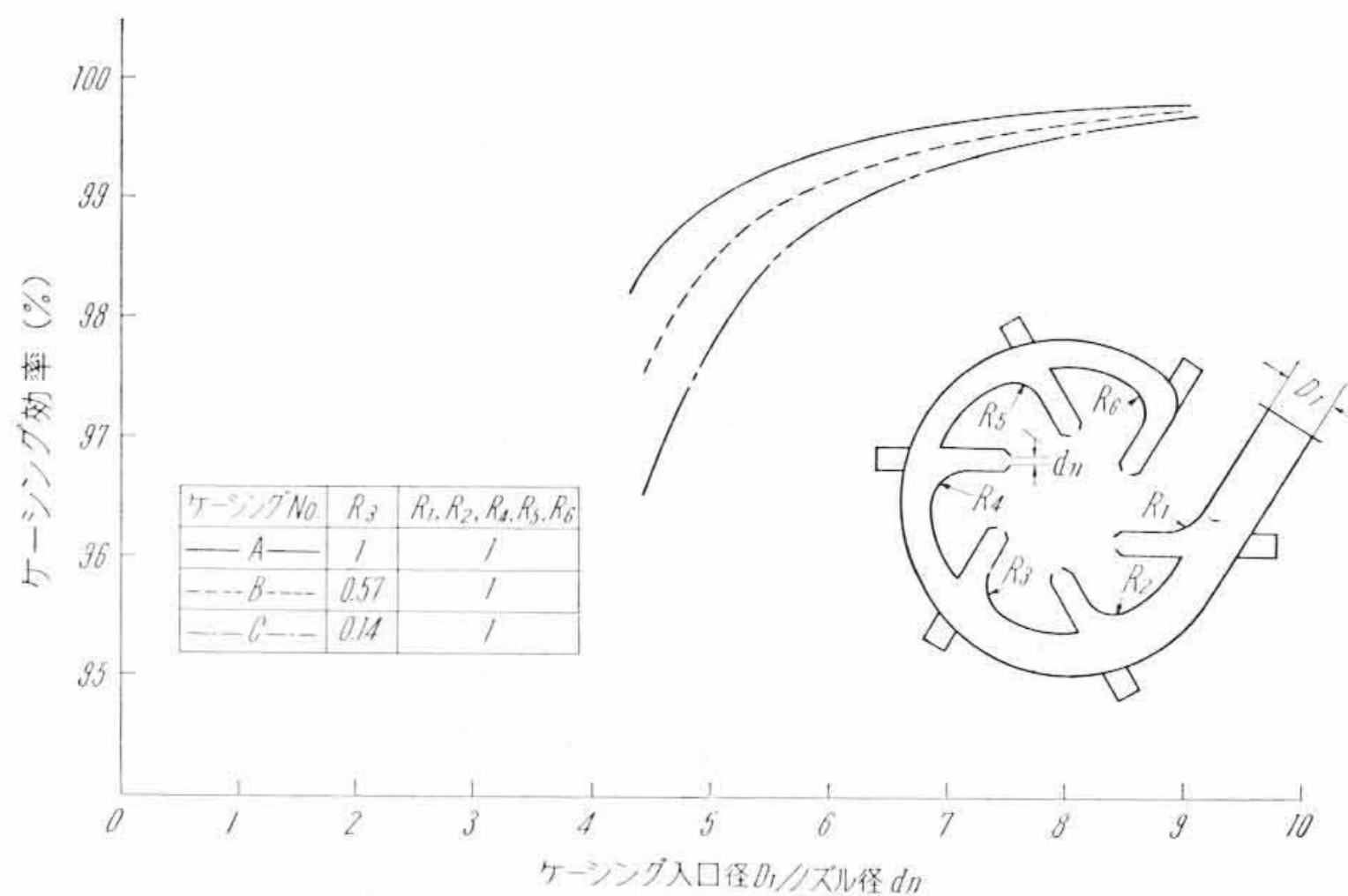
ここに H_0 : ケーシング入口における全水頭(m)

H_i : 各ノズル直前における全水頭(m)

Q : ケーシング内に流入する全水量(m^3/s)



第10図 ケーシング内流速とケーシング効率



第11図 ケーシング分岐部形状とケーシング効率

Q_i : 各ノズルから流出する水量(m^3/s)

なお添字 i は各ノズル番号を表わし、 n は全ノズル数である。

3.2.1 ケーシング内流速とケーシング効率

ペルトン水車においては、ケーシング内各部の流速は入口流速とほぼ等しく取られるのが普通であるから、ケーシング入口径を D_1 、ノズル径を d_n で表わせれば、 D_1/d_n がそのまま入口流速を示すパラメータとなる。 D_1/d_n の値を種々変化させた場合のケーシング効率の実測値は第10図に示すとおりである。

この結果より明らかなように D_1/d_n の値がある限度以下になるとケーシング効率はかなり急激に低下する。一方 D_1/d_n の値を大きく取るとは、そのままケーシング入口流速を遅くすることにはかならないが、ある限度以上に入口流速を遅くすることは、ケーシング重量が増加するのみで性能上得られる利益はきわめて少ないから、最適流速はケーシング効率の急減する直前付近に選ぶべきである。

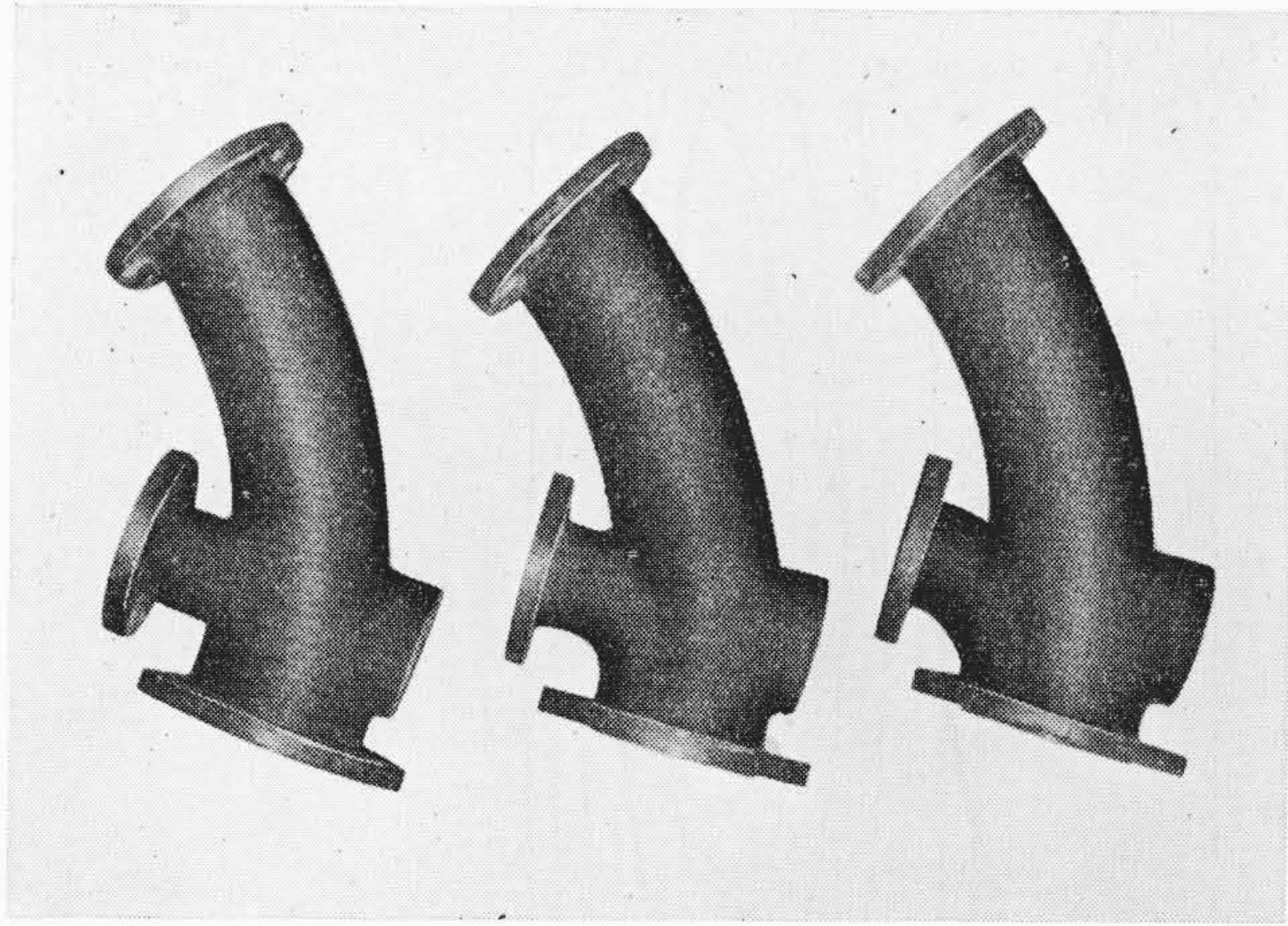
3.2.2 分岐部形状とケーシング効率

特に6ノズル形ケーシングにおいては、分岐部の個数が多いため、ケーシング効率に及ぼす分岐損失の割合は無視できないものがある。分岐部形状を変えた場合の比較試験結果および供試分岐管形状を第11, 12図に示す。

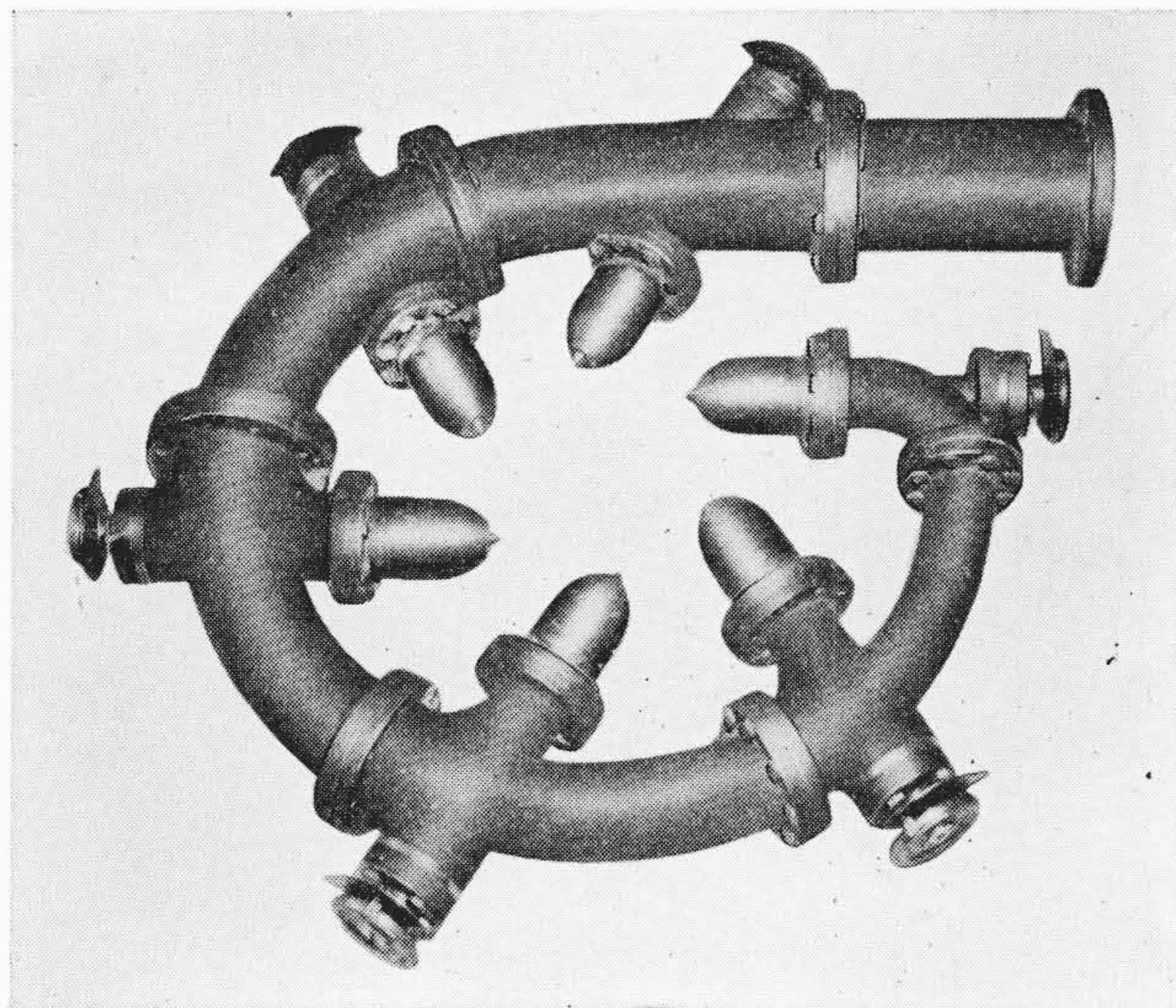
3.2.3 分岐後管長とケーシング効率

管路に存在する弯曲、屈曲または分岐部によって乱された流れが、ふたたび整流されるまでにはかなりの流路長を必要とすることは、すでによく知られているが、ペルトン水車ケーシングの分岐後のノズルパイプの長さも、ケーシング効率を左右する一つの重要な要素である。

第13, 14図は比較試験に使用した2種類のケーシングとその試験結果である。



第12図 模型ケーシングの分岐部形状



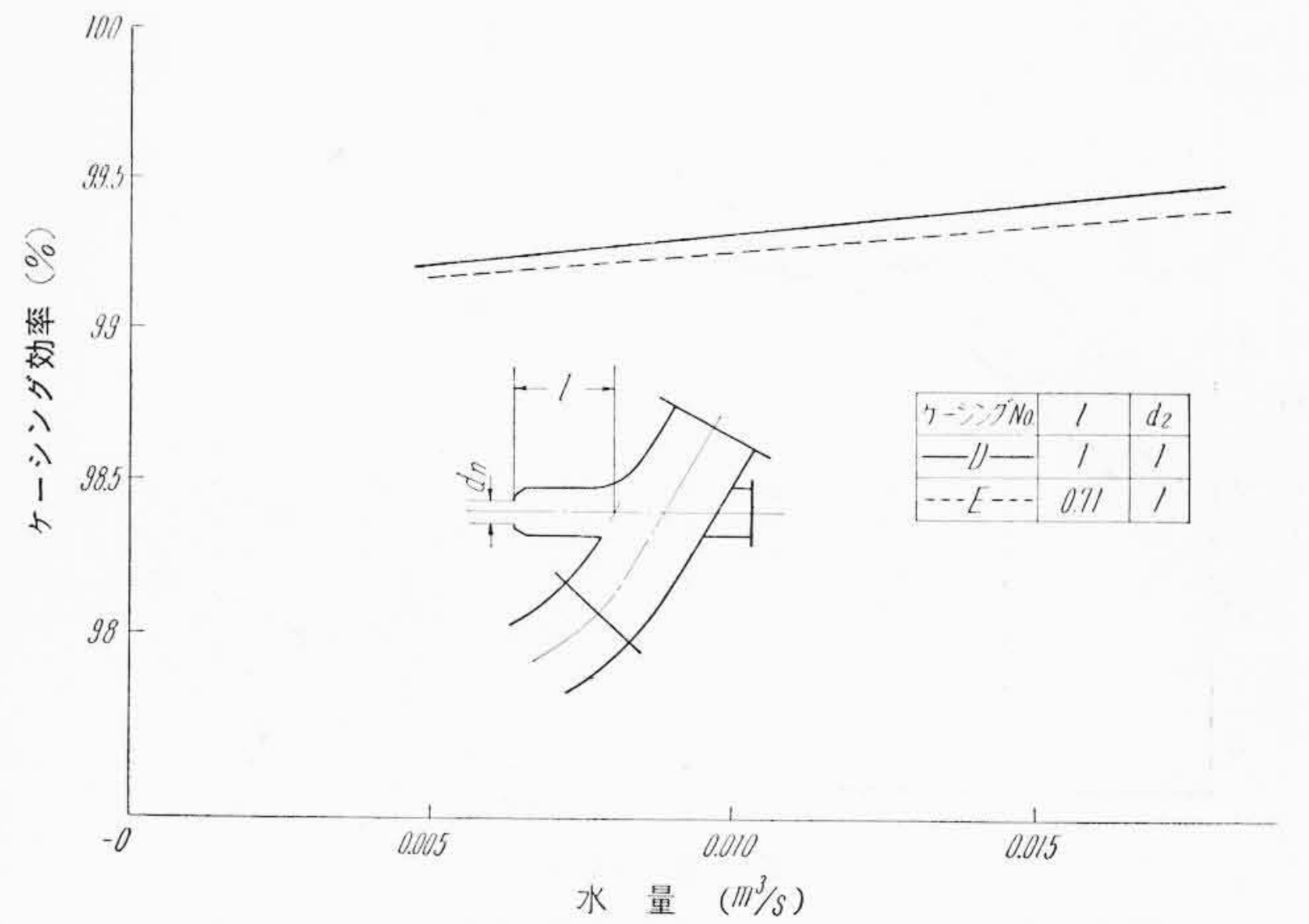
第13図 分岐後管長の異なる2種の模型ケーシング

3.2.4 流路を横切るニードル操作ロッドのケーシング効率に及ぼす影響

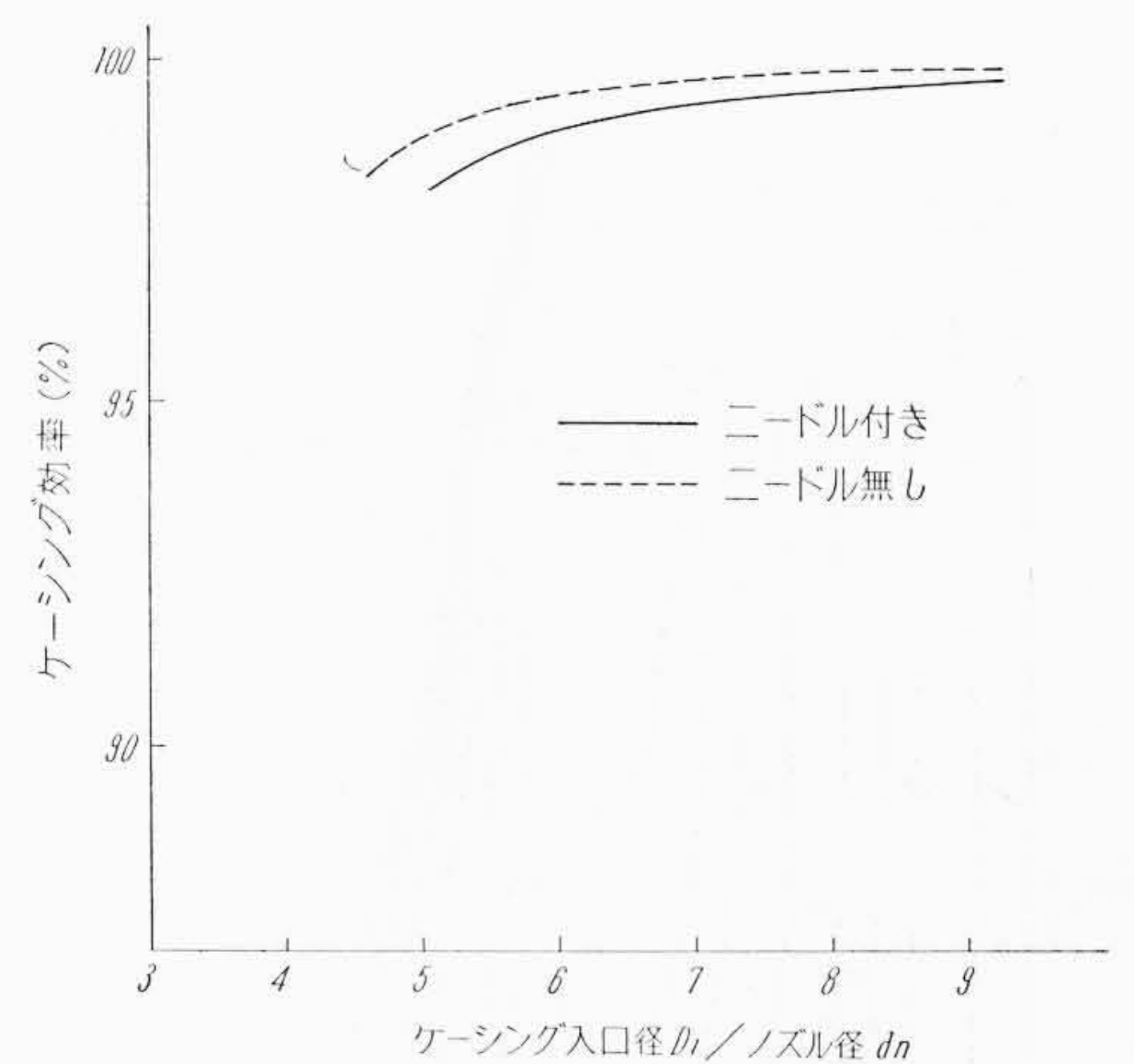
ニードル操作ロッドがケーシング内を横断することによって、流れに外乱を与えることは明らかであるが、その及ぼす影響の度合を知るため、ニードルを取付けた場合と取外した場合についてケーシング効率を測定したが、その結果は第15図に明らかなようにわずか0.3%程度の差に過ぎない。

3.2.5 各ノズルへの流量配分とケーシング形状

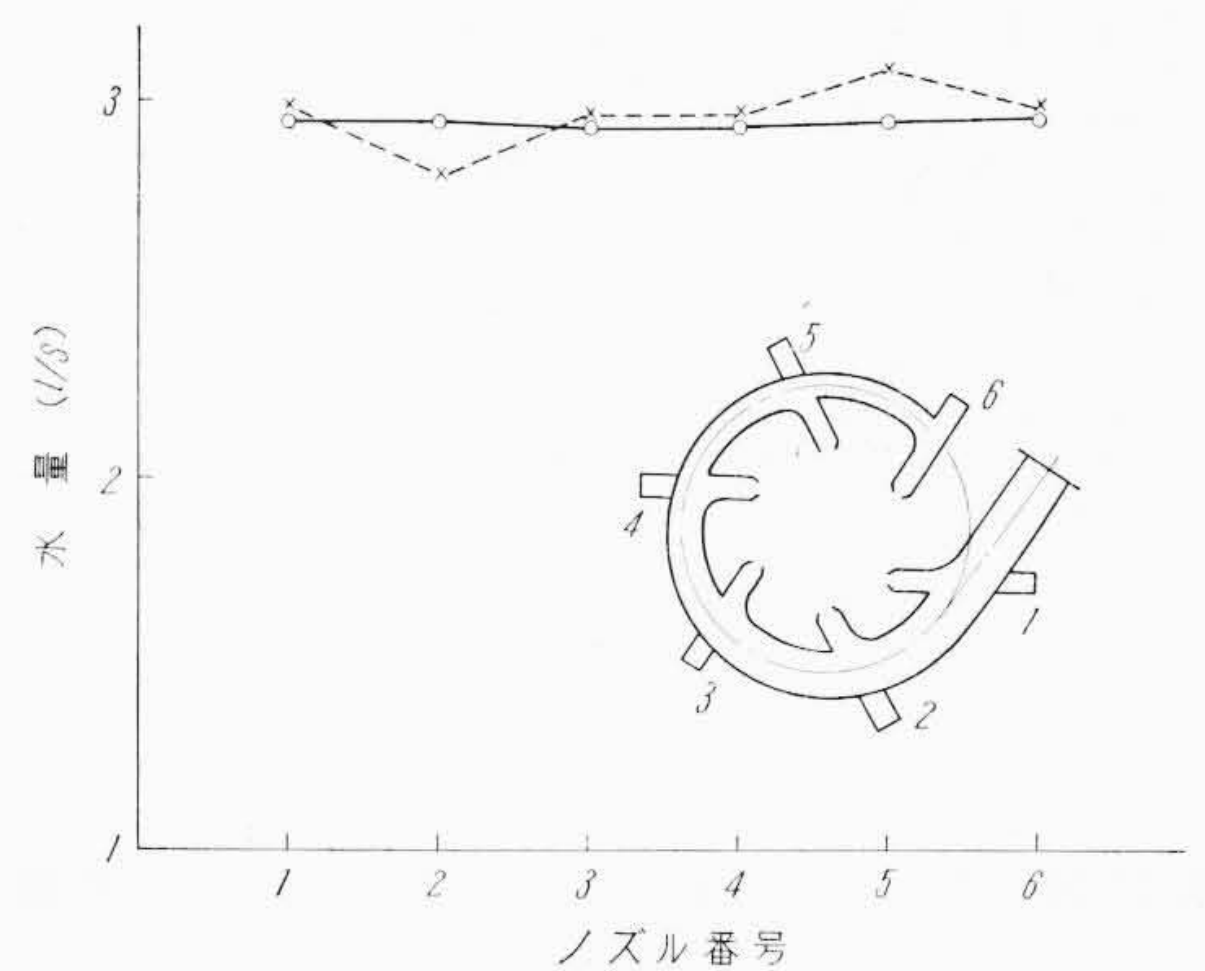
立軸ペルトン水車ケーシングに設けられる各ノズルは、それぞれ



第14図 ケーシング分岐後管長とケーシング効率



第15図 ニードルの有無とケーシング効率

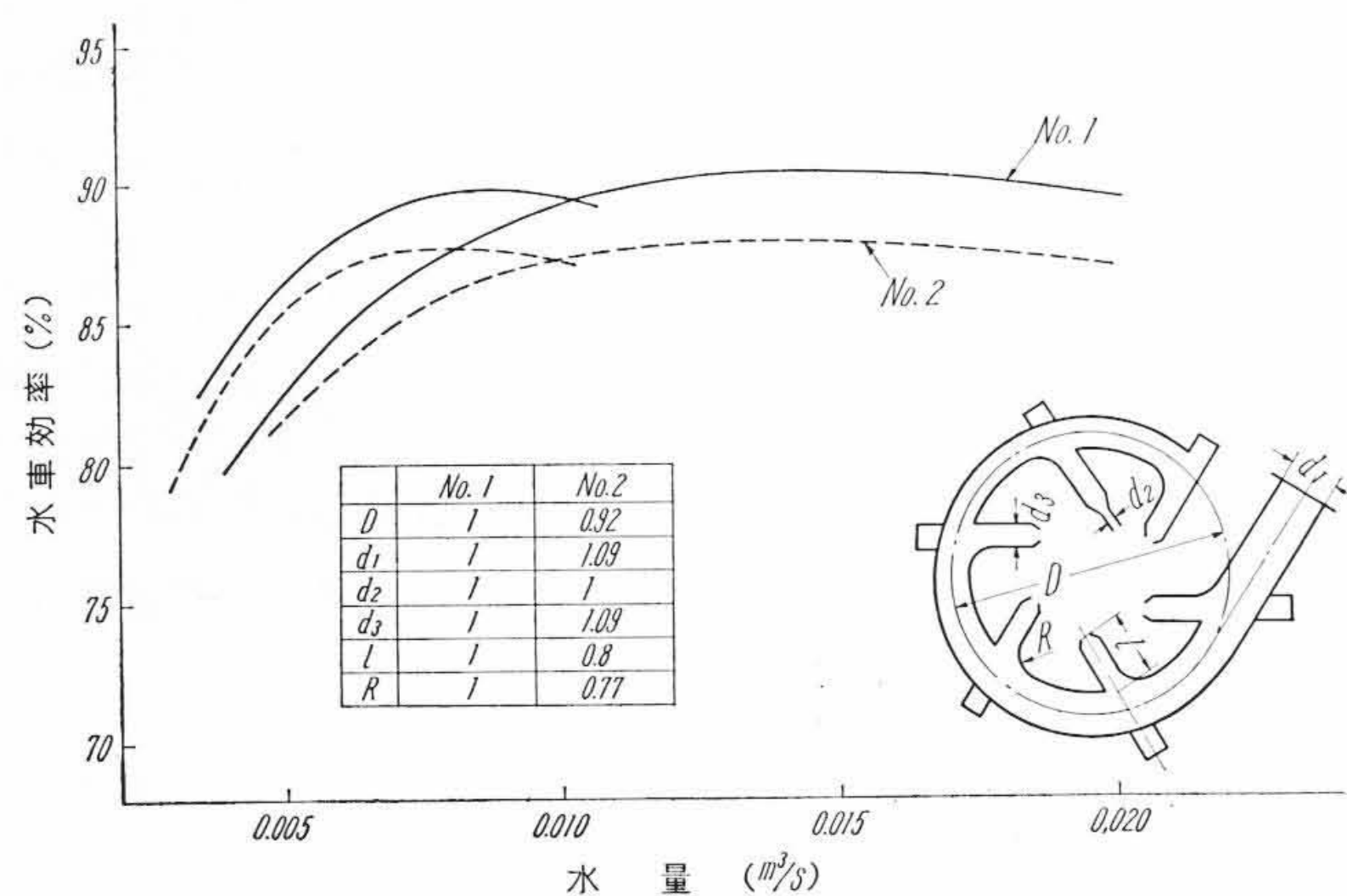


第16図 ケーシング形状と流量配分

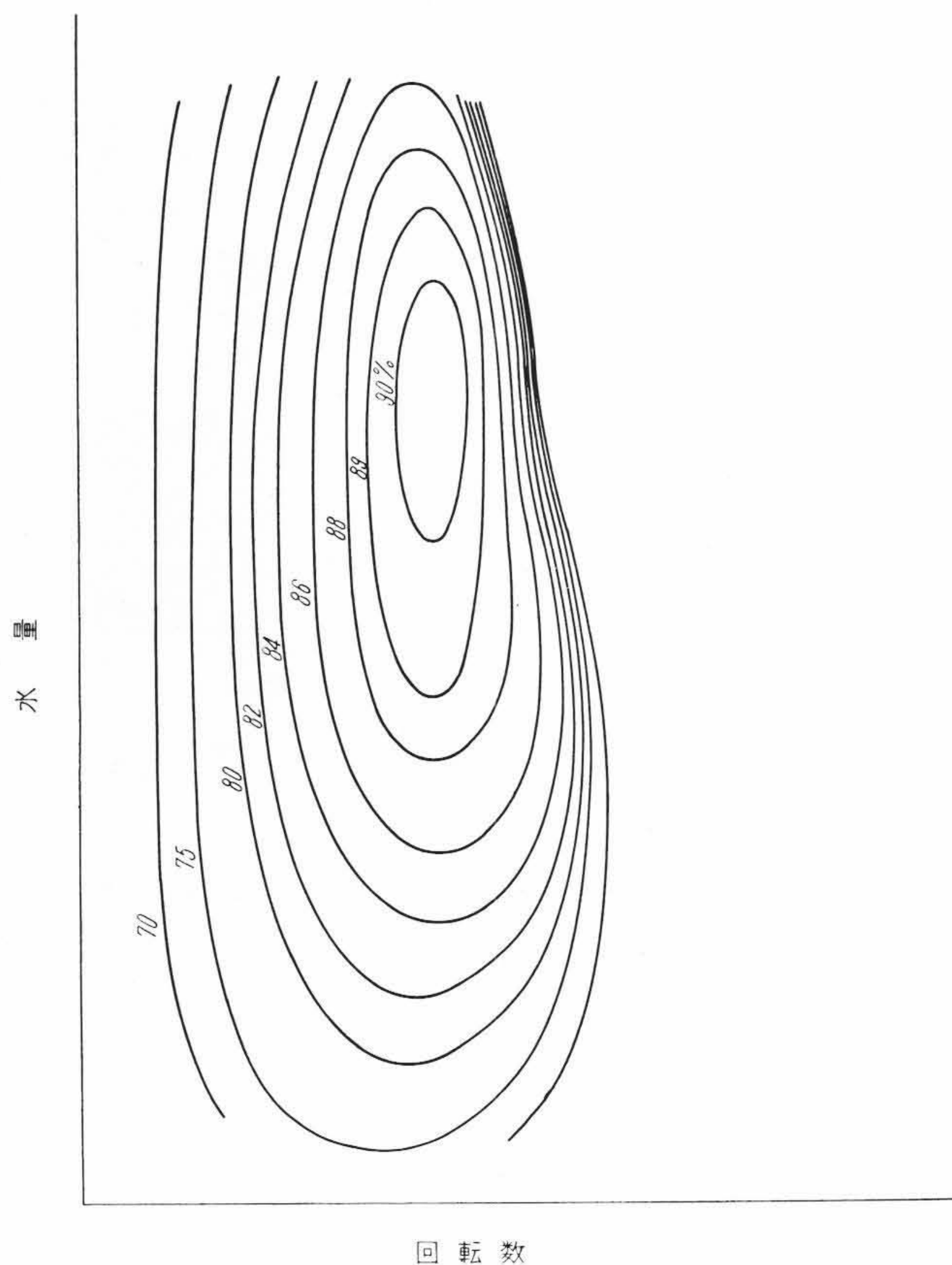
異なった流路長と異なった分岐部分を経て導水されるため、ケーシング形状のいかんによっては各ノズルから流出する水量は必ずしも一様とは限らない。第16図で実線は標準設計のケーシングを使用した場合、点線はノズルへの分岐部に故意に好ましくない形状を採用した場合の試験結果である。

3.2.6 ケーシングの寸法と水車効率

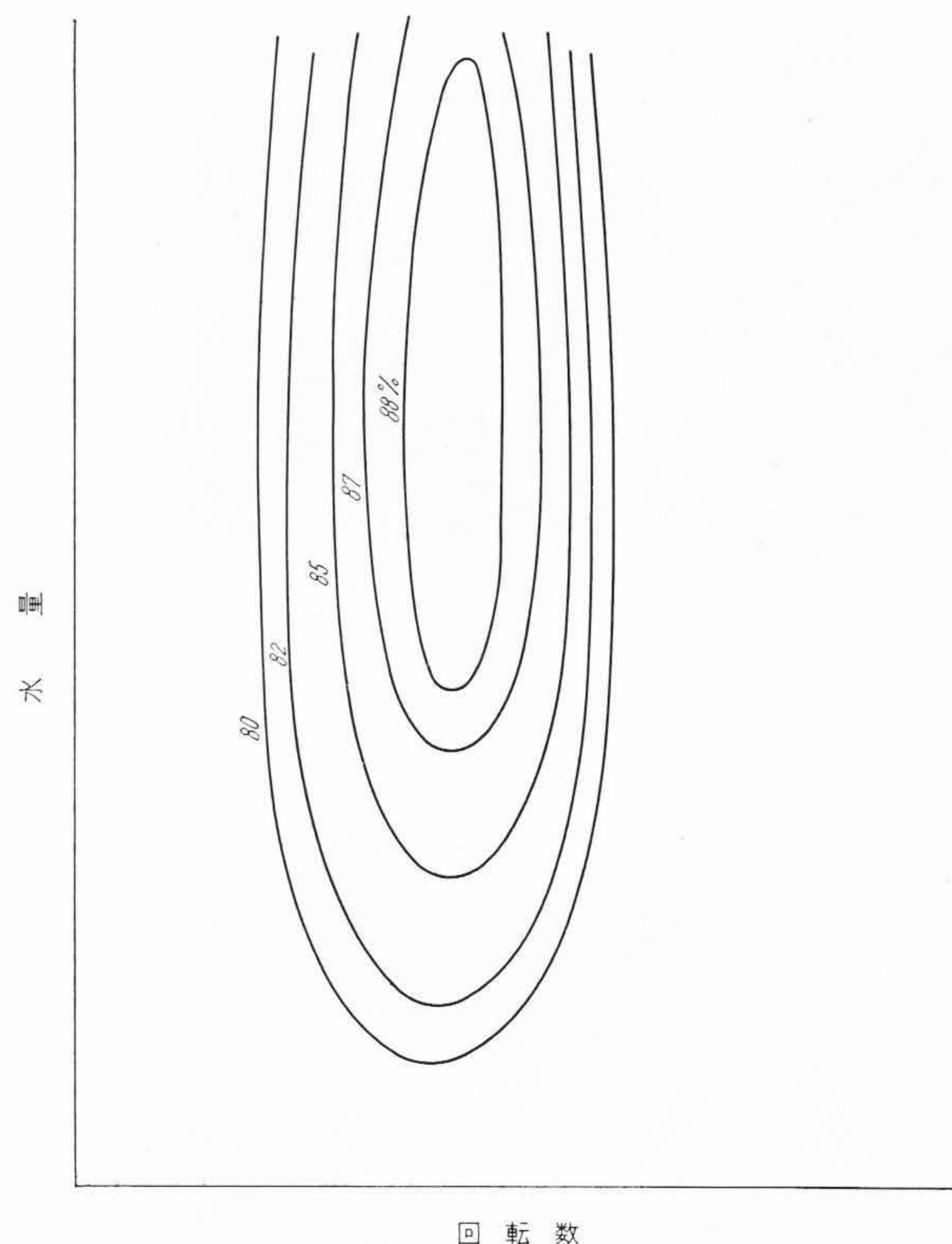
以上単独ケーシング模型を用いて、もっぱら問題をケーシングの形状という基礎的な面に限って比較試験を行ってきたが、ここにその総合試験として、上に述べた各要素の関係を二つの模型水車ケーシングに集約させて比較効率試験を行った結果、第17図のような結果を得た。図中実線で示すものは、各要素の最良と思われる組合わせから成るものであり、点線はそれに比べて機器の小形化を意図し、いくぶん過酷な条件を採用したものである。ケーシング以外の部分



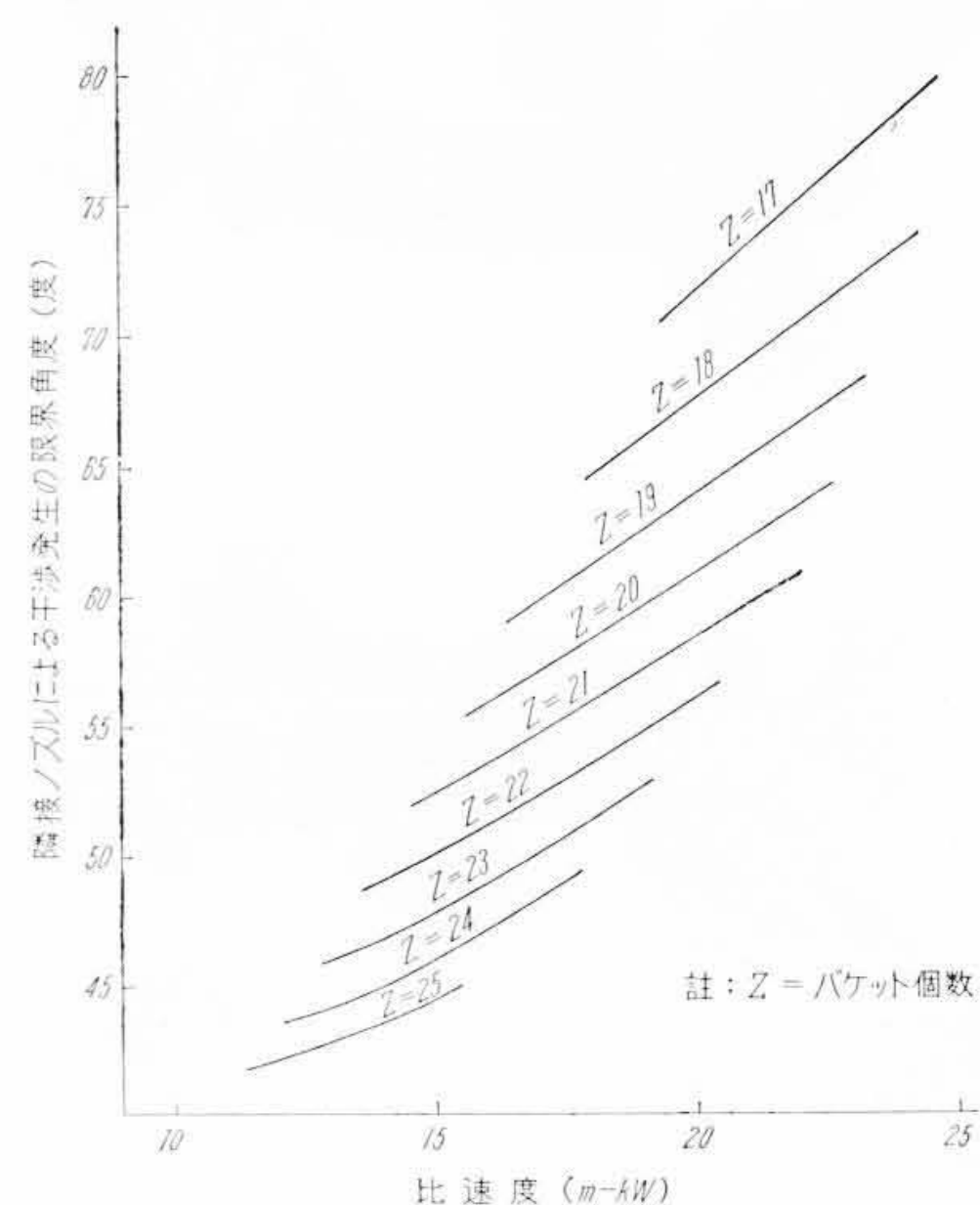
第17図 ケーシング寸法の水車効率に与える影響



第18図 6ノズル運転時モデルランナの特性格線



第19図 3ノズル運転時モデルランナの特性格線



第20図 干渉を生ずるノズル狭角の限界値

はランナを始めとし同一の装置を使用しており、両者の間に約2%の開きが認められることは、ケーシング設計の重要性を示すものといえよう。

4. ジェットの相互干渉

ジェットの相互干渉は主として立軸6ノズル形、まれには特に比速度の高い横軸2ノズル形の計画に当たって考慮しなければならない条件であり、原因は相隣るノズルの挟角が幾何学的に狭い角度に制限されるため、一つのバケットが2個のノズルから噴射したジェットを同時に受ける結果となり、それらが互に相干渉して水車効率を阻害するにほかならない。

干渉の生じやすい条件は、主要因である狭いノズル挟角のほかに

- (1) 比速度が高い
- (2) 設計落差と最低落差の開きが大きい
- (3) 中間サイクル設計のランナで60サイクル運転を行う

- (4) バケット個数が少なすぎる
- (5) バケットの取付け位置がランナ中心に近づきすぎている
- (6) 過負荷運転を行う

が考えられる。したがって干渉防止の対策には、上記各条件の逆を意図すればよいことになるが、それにもおのずから限度があり、個々の場合について慎重な検討が必要である。

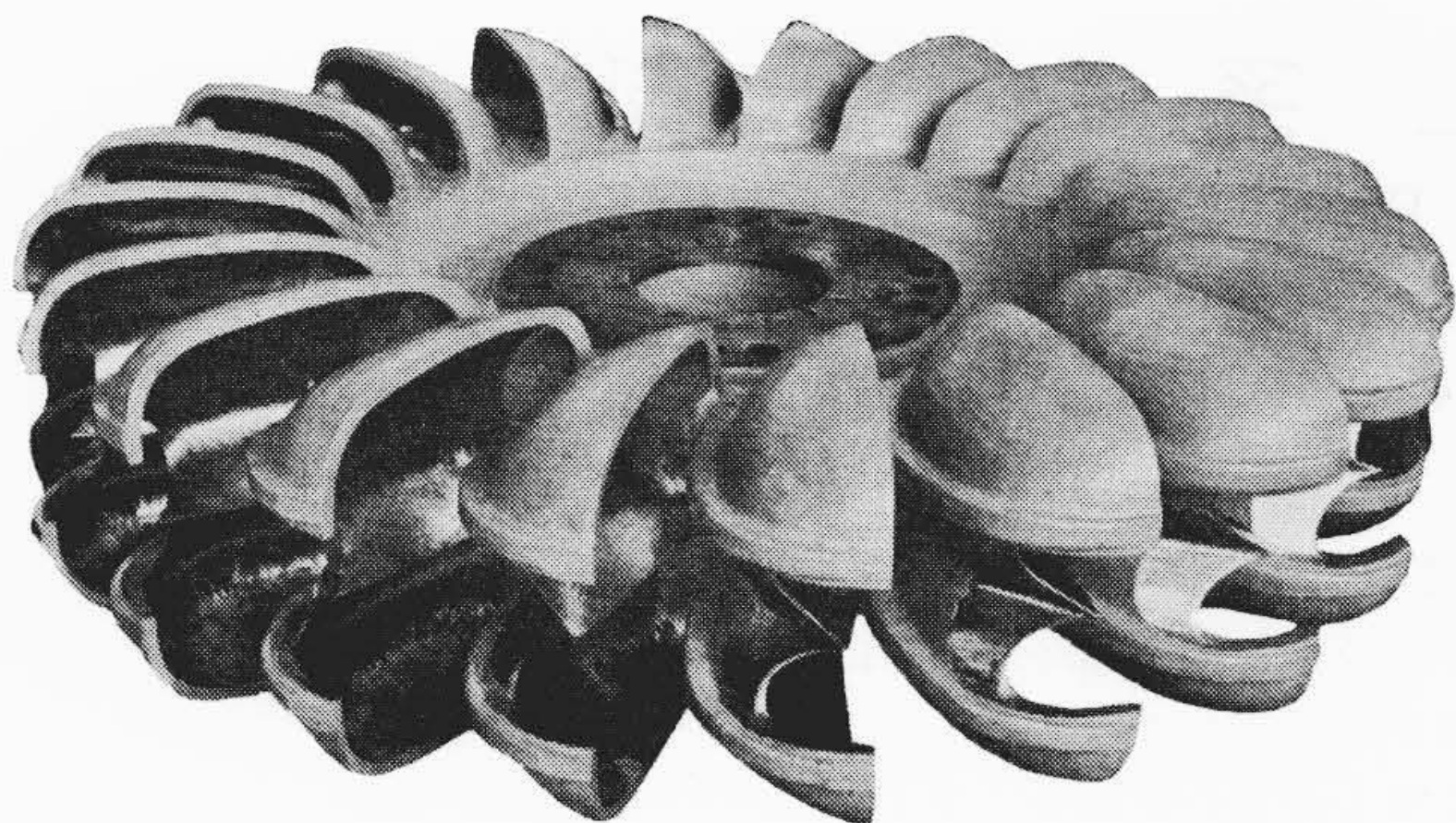
第18図は故意に干渉を生じさせた高比速度立軸6ノズル形ランナの模型試験結果(6ノズル運転)の一例で、同一ランナの3ノズル運転(ノズル挟角120度)試験結果第19図と比べれば、干渉の程度を知ることができる。

第20図は、比速度と干渉を生ずるノズル狭角の限界値との関係を示す線図である。

5. 構造

5.1 ランナ

従来ペルトン水車のバケットには、個々にあるいは2個ないし3



第 21 図 バルーチャン発電所納13%クローム
鋳鋼製一体鋳造ランナ

個連なったものが鋳造され、それぞれボルトによってデスクに取付けられる方式が採用されてきたが、近來一体鋳造方式が広く用いられるようになった。この結果ランナの強度的な信頼度が上昇し、高い比速度が取りうるようになった。

材質の面では、耐摩耗および耐食性にすぐれた 13Cr 不銹鋳鋼が賞用されているが、13Cr 不銹鋳鋼の一体鋳造ランナは、鋳造技術の面で種々の困難があるため、わが国では小形のものを除いては製作されなかった。

しかし日立製作所においては、1958年にビルマ政府バルーチャン第二発電所納用として、外径 2,400mm におよぶ国産最大のランナ 7 個を自家工場において完成した。(第 21 図)

さらに関西電力黒部川第四発電所納 98,400 kW 立軸ペルトン水車用として、外径 3,300 mm に達する 13Cr 不銹鋳鋼一体鋳造ランナの鋳込みをすでに完了し、国産容量記録を大幅に書換えることに成功している。

一方ランナの非破壊検査方法も近年著しい進歩を示し、コバルト 60 あるいは 100 万ボルト X 線による放射線検査、磁気探傷法、超音波探傷法、染料滲透試験などを製作工程を追って随所に折込むことにより、内部欠陥や微細な表面欠陥の摘出が可能となり、いっそうランナの信頼度を高めている。

5.2 熔接構造

水車全般にわたって広く鋼板熔接構造を採用するのが近年の傾向であり、横軸ペルトン水車のケーシングには、すでに従来の鋳造品に代って鋼板熔接構造が用いられるに至った。

立軸ペルトン水車ケーシングも最近に至って鋼板構造の採用が目立ち、特に高落差大容量機には高張力鋼を使用して一段とその信頼性を増すことに努めている。前記の黒部川第四発電所用ケーシングはこの例で、分岐部分は特殊鋳鋼および普通鋳鋼製を採用しているが、これら分岐部分をつなぐ連結管は高張力鋼を使った熔接構造で現在製作中である。

6. 結 言

以上ペルトン水車の設計上問題となる諸点について、最近の動向および試験結果の一端を述べてきたが、ここに触れなかった研究課題に対してはその重要性を低くみたからではなく、いずれ稿をあらためてまとめて報告する予定である。

高速大容量発電機の製作限界の上昇により、立軸多ノズル形水車はその経済性をさらに増すことができ、大容量機への道は開けてきている。したがってランナの構造、材質、信頼度などを増す必要上、13Cr 不銹鋳鋼一体鋳造ランナが広く採用される気運にあり、この時に当って国産大容量記録品たる黒部川第四発電所用ランナの自家鋳造が完了したことは心強い限りである。

今後なお性能の向上、信頼度の増大、運転保守の簡易化など、各分野における進展を期して筆をおく。

参 考 文 献

- (1) La Nueva: Centrale di Grosio dell' A. E. M. (1957)
- (2) G. A. Bovet: Trans. ASME 78-6 (1956)
- (3) 田中, 井原: 日立評論 別冊第 5 号 (昭 28-12)
- (4) H. Gerber: 第 5 回世界動力会議 235 H/42
- (5) TH. Bovet: Évolution et État Actuel de la Construction des Turbines Hydrauliques
- (6) 山本, 森: 日立評論 41-4 (昭 34-4)
- (7) J. T. Madill & E. P. Gordon: Engineering Journal 41-2 (1958)
- (8) Informations Techniques 1958-7

Vol. 43 日 立 評 論 No. 4 目 次

大容量蒸気タービンの最低負荷運転
粗圧延機のプログラム制御の研究
ボイラ水中のシリカ分析上の諸問題
関西電力株式会社伊丹変電所納新形配電盤
275 kA 高圧単巻変圧器
自航バケット浚泄船用電気品
油滲紙絶縁の開閉サージを考慮したコロナ試験
日立高圧閉鎖配電盤
20 P 高速遠心分離機

中容量標準巻線形誘導電動機の小型化とその応用
3 列 バ ラ ソ ス 圧 縮 機
A X 2 ク ロ ス バ 交 換 機
ユリアナ CS-160 形カラーテレビ受信機
ベース拡散形トランジスタ
ケーブル鉛被の熱間脆性
カントレコーダによる鋼中 W の分析
技術者ノート
タンク形油遮断器の保守

発行所 日立評論社 東京都千代田区丸ノ内 1 丁目 4 番地 振替口座東京 71824 番
取次店 株式会社オーム社書店 東京都千代田区神田錦町 3 丁目 1 番地 振替口座東京 20018 番