

二重ボリュウト型渦巻ポンプおよび強制 ボリュウト型渦巻ポンプ

寺 田 進*

Problems Regarding Double-Volute Type Centrifugal Pumps and Forced-Volute Type Centrifugal Pumps

By Susumu Terada
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

In the present article, discussion is being centered around two types of centrifugal pumps, namely, double volute type and forced volute type, since the industrial needs are fostering the rapidly growing demands for these pumps.

By way of a preliminary explanation, the writer first gives a definition on the flatness and a comparison between single-volute type, double-volute type and difuser type. In the end of the article, furthermore, a new theory for the forced-volute type centrifugal pumps is briefly introduced.

〔I〕 緒 言

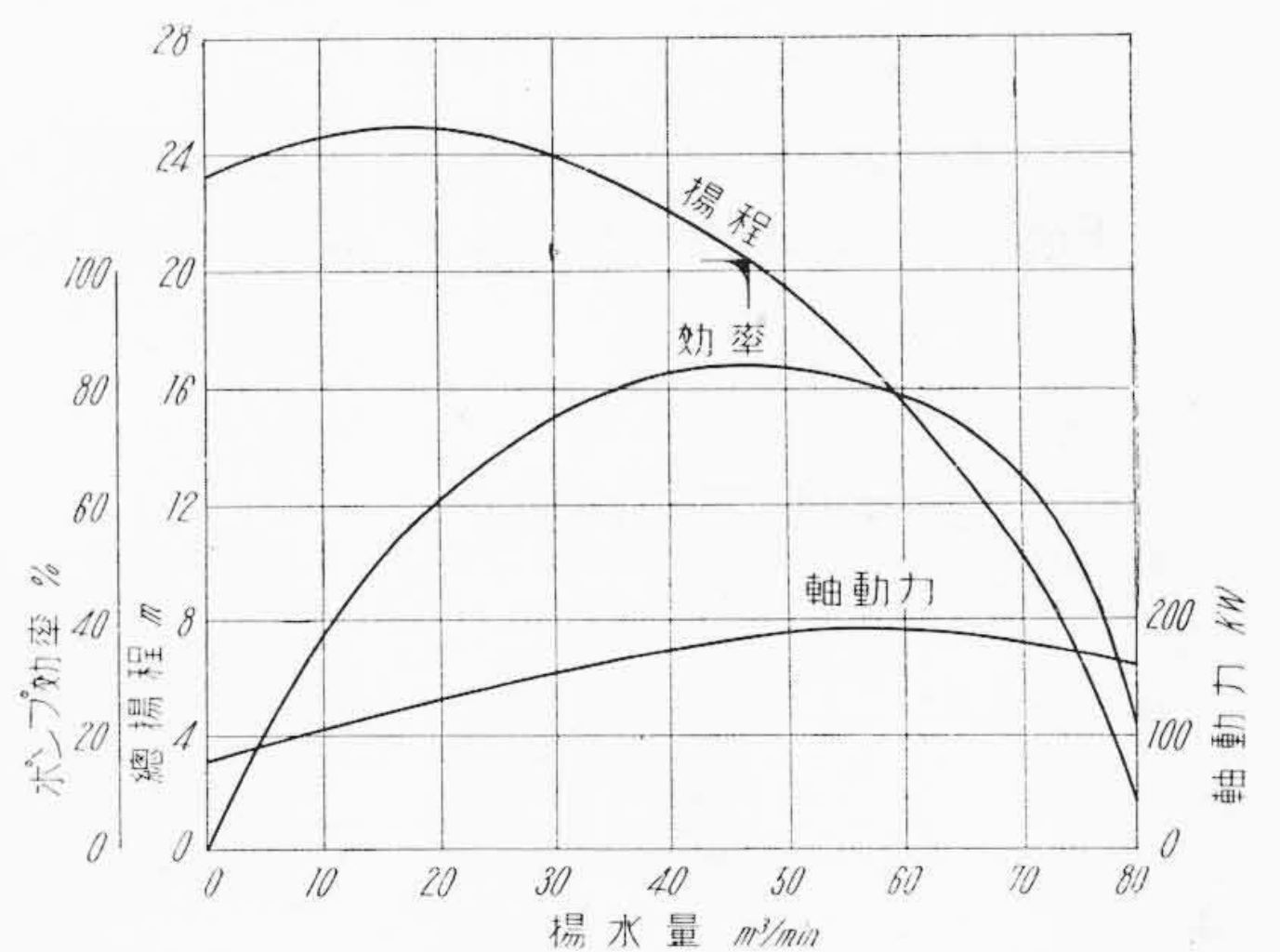
近頃次第に広く使われ始めた二重ボリュウト型渦巻ポンプおよび強制ボリュウト型渦巻ポンプを中心にして、二三の考察を試みたいと思う。

〔II〕 効率曲線のたいらかさ

最近あちらこちらの鉱山方面に、ボリュウト型多段ポンプが話題に上っているが、その理由のひとつに、ボリュウトポンプ（渦巻室 {ボリュウトケース} 付きで案内羽根のないもの、または渦巻室なし、渦室のみで案内羽根のないもの）はタービンポンプ（渦巻室の有無にかかわらず案内羽根付きのもの）よりも効率曲線がたいらかであるというのがあるが、果していかがなものだろうか考えてみよう。

第1図は 700 mm ボリュウトポンプの通常の特性格線図である。このポンプは、回転数 580 rpm のときに、揚水量 $47 \text{ m}^3/\text{min}$ —総揚程 20.4 m において最高効率を示し、その値は 84% である。この曲線図を見ると、効率曲線の頂上辺りが緩やかな丸味を持っているように感ぜられるが、他のポンプの特性と比較する場合にはこ

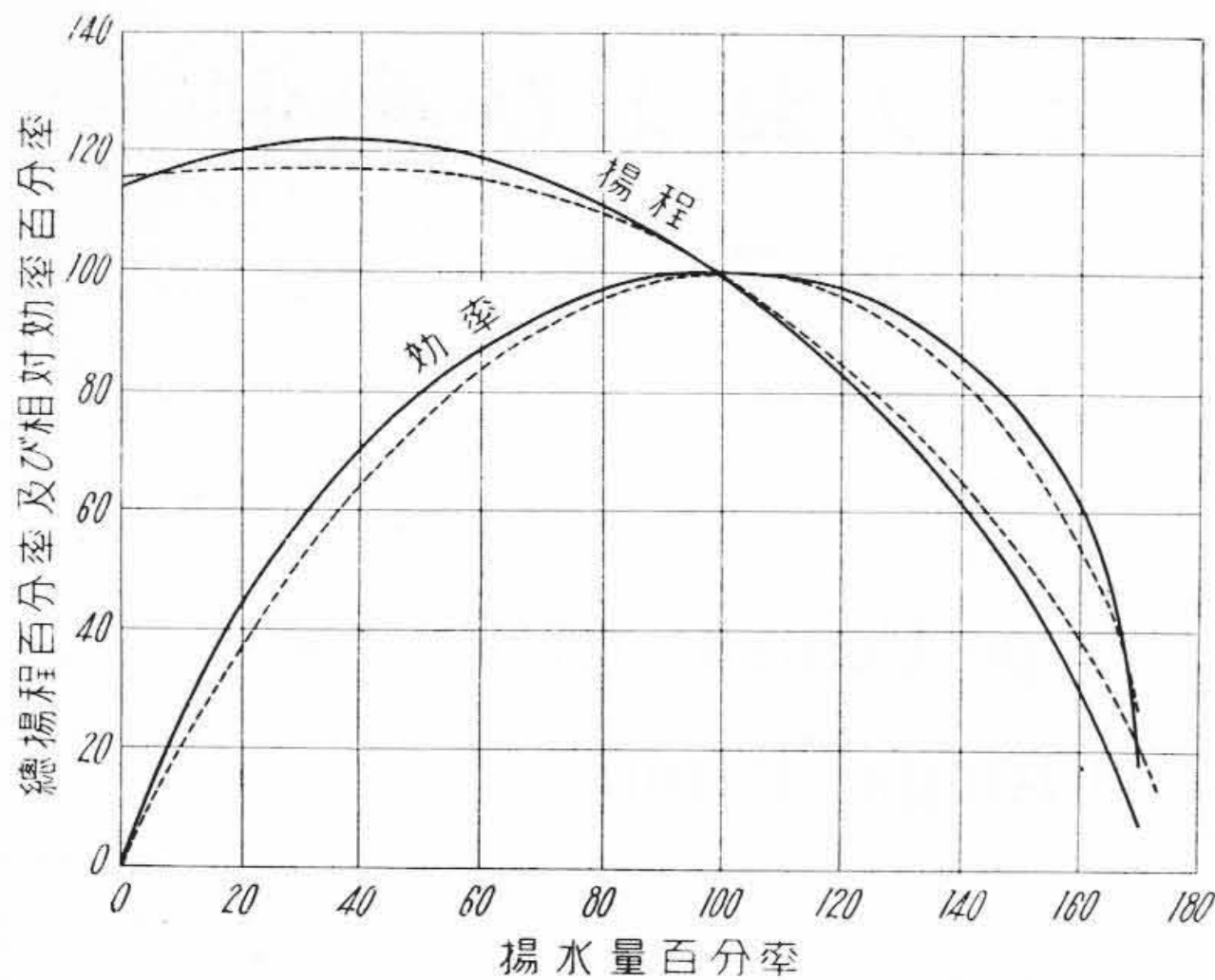
* 日立製作所亀有工場



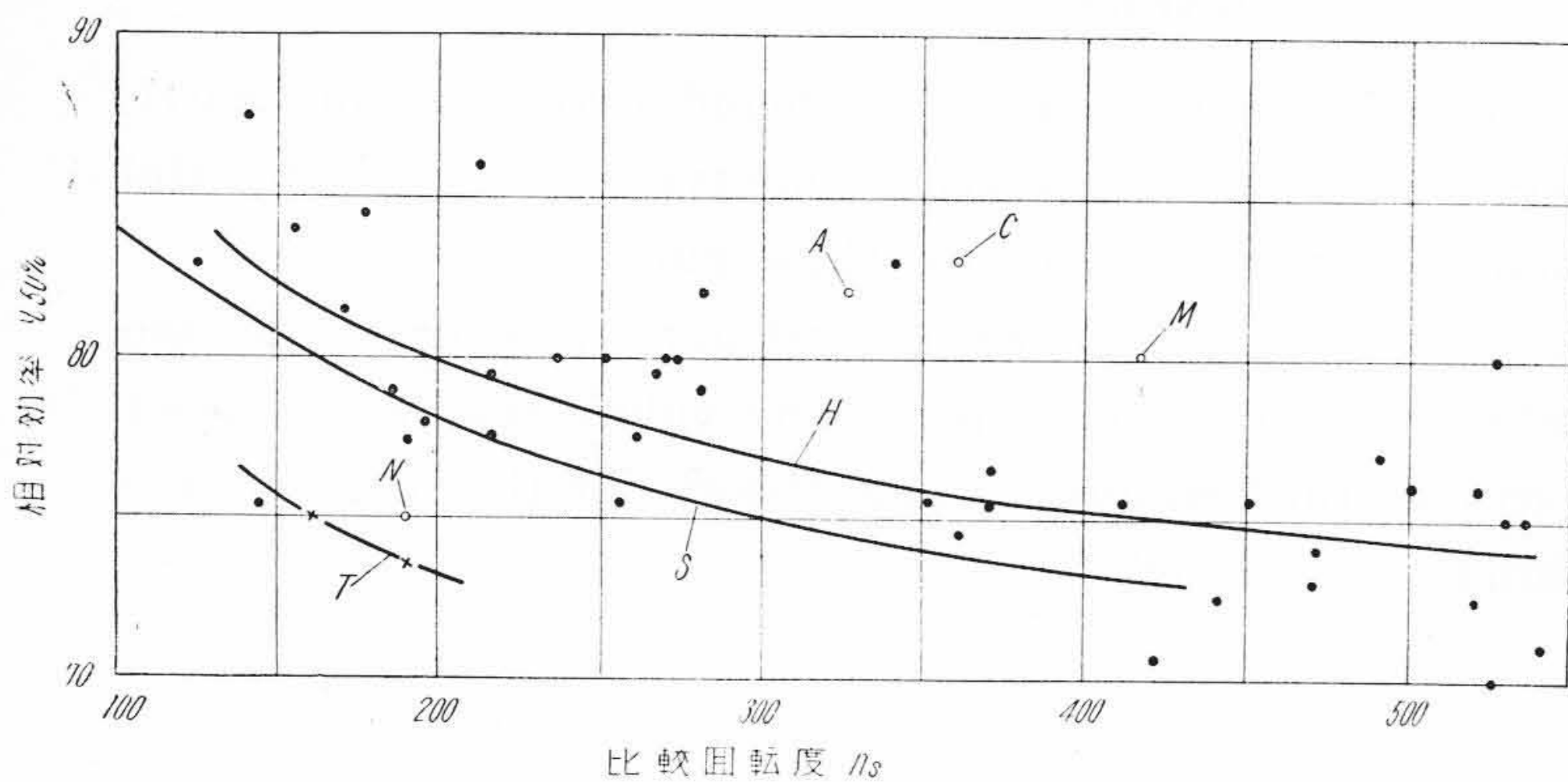
第1図 700 mm 片吸込式二重ボリュウト型縦軸渦巻ポンプの特性曲線図

Fig. 1. Characteristics of a Single Suction, Double-Volute, Vertical Type Centrifugal Pump

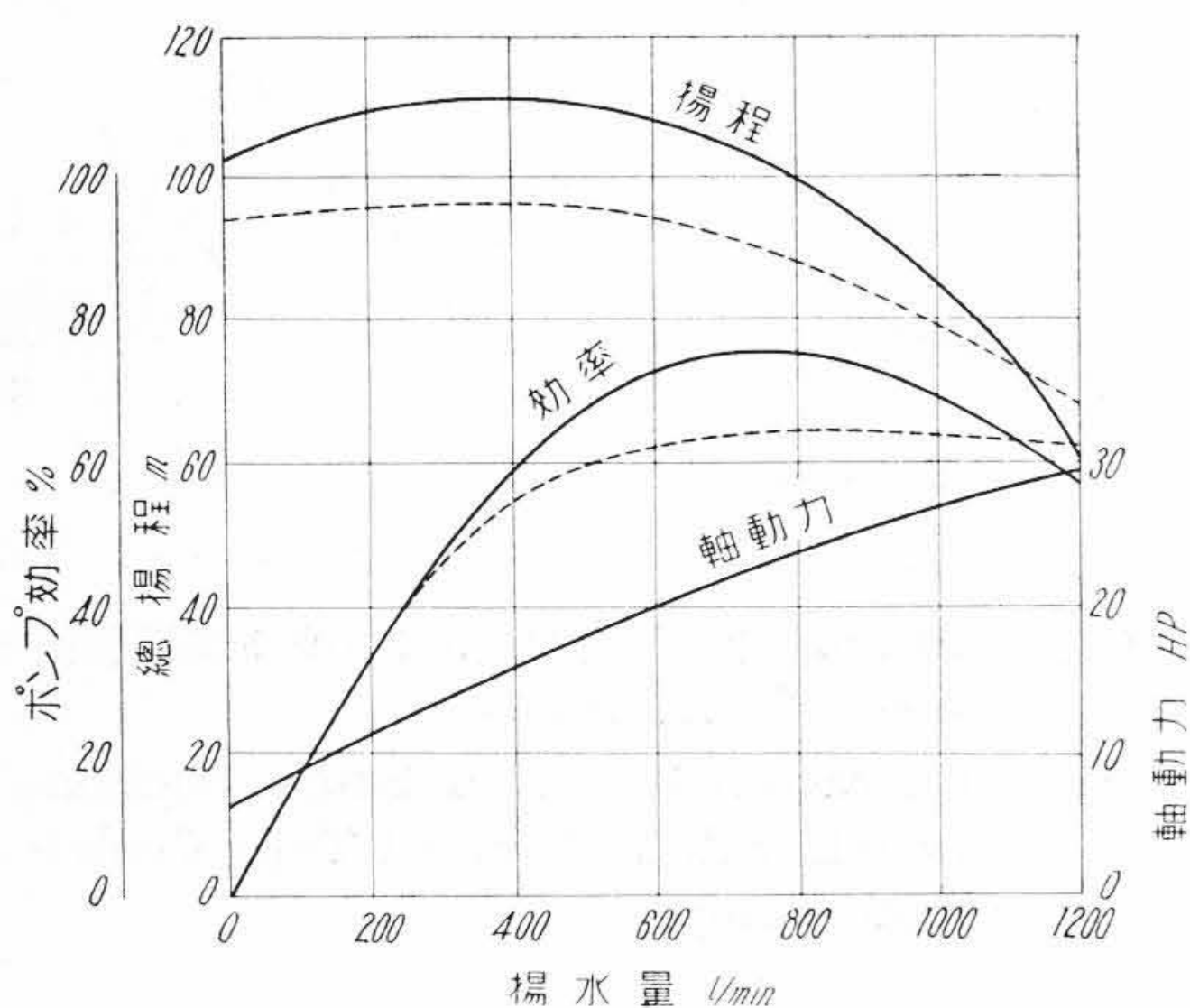
の曲線図のままでは不便であるので、最高効率点のところの揚水量、総揚程、軸動力および効率の値をそれぞれ 100% として表わした百分率曲線図を別に作る。第2図（次頁参照）中の実線で示したものが第1図のものの百分率曲線であり、点線で示したものは比較のため別のボリ



第 2 図 百分率曲線図
Fig. 2. Percentage Curves



第 3 図 比較回轉度 n_s と相對効率 η_{50} との關係
Fig. 3. Relative Efficiency vs. Specific Speed



第 4 図 ひとつのポンプで、案内羽根を付けたときと外したときの特性比較
Fig. 4. Comparison between the Characteristics of Centrifugal Pumps with and without Guide Vanes

ユウトポンプのものである。両者を較べると、総揚程の変化の様子はやや似ているが、効率の変化模様は実曲線の方が全面的にたいらであることが判然とする。このたいらかさを数字的に簡単に比較するために、50%揚水量のところの相對効率（その点の實際効率と最高効率との比の百分率）を便宜上代表として使うこととし、それを η_{50} として表わすこととする。本図においては、実曲線の η_{50} は 80%、点曲線の η_{50} は 75% となる。

次に効率曲線のたいらかさは、比較回轉度が高くなるとともに減るといわれているが、具体例をもつて調べてみよう。

第 3 図は渦巻ポンプの比較回轉度と相對効率 η_{50} との關係を示すものであつて、散在する多数の黒丸点は主として日立製作所製の両吸込型ポリユウトポンプの実例で

ある。その平均的値を結ぶと H 線となる。本図中の比較回轉度 n_s は、各羽根車の吸込口の片側についての揚水量 q (m^3/mn)、羽根車 1 箇毎の總揚程 h (m) および回轉數 n (rpm) を使つて算出したものすなわち $n_s = nq^{1/2}/h^{3/4}$ である。本図中の S 線は、ステパノフ氏の著書⁽¹⁾中の図を基とし、筆者が換算・計算して示したものであつて、H 線の下方にほぼ並行して横たわつている。いずれの場合にも比較回轉度の低いときの方が相對効率 η_{50} が大きい。

高い總揚程のポンプに、従来タービン型を使つていた理由は、段数をなるべく少なくする結果、1 段当りの揚程が高くなり、そして低くなつた羽根車の比較回轉度のもとにおいては、高い効率をうるにはポリユウト型にするよりもタービン型にする方が製作が楽であることがおもなものである。この事實は現在もまだ変わつてはいない。それで、今まで多段タービンポンプとして作つていたものを同一効率を出しながらポリユウトポンプに代えようとする、段数は増し、比較回轉度が高くならざるを得ず、第 3 図にしたがうと相對効率 η_{50} が下がつて、効率曲線のたいらかさが劣つて来ることになる。

次に段数を変えずに、すなわち同じ比較回轉度のままでタービン型をポリユウト型に変えたらどんなものであろうか研究しよう。今までに発表されている諸報告⁽²⁾⁽³⁾中には、タービンポンプの案内羽根盤を外してポリユウトポンプとして運轉した場合に、効率のたいらかさが増したという例がしばしば見出されているが普通の經濟寸法の丸型ケーシング使用の多段タービンポンプの案内羽

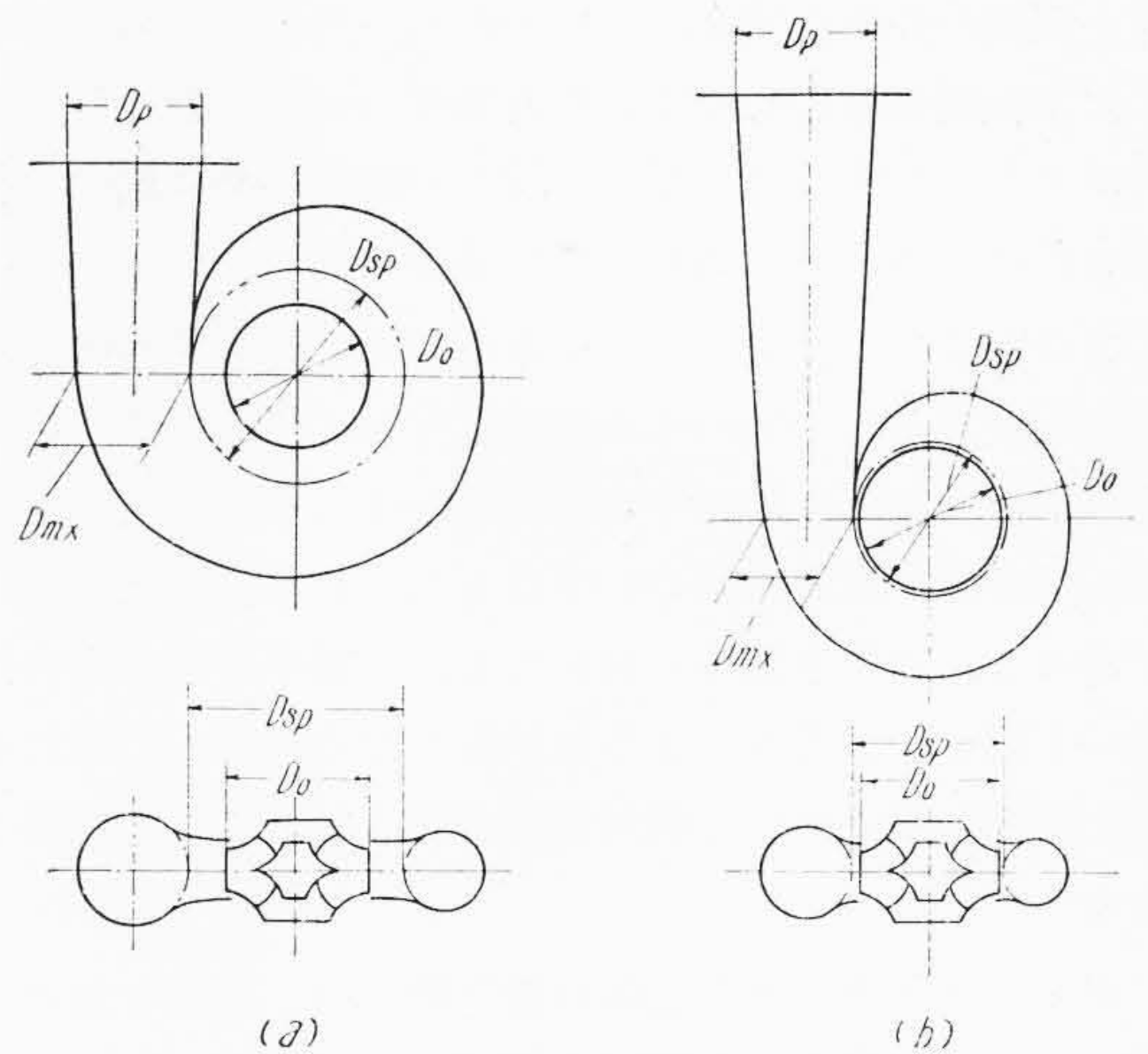
根を外したままで後の処理を行わないで運転すると、第4図の例に見られるように、効率曲線ははなはだたいらになつて表われるが、その最高効率の絶対値と発生総揚程とが落ちてしまい、一方最高効率を発生する揚水量の値が増してしまうから、そのままでは使いものにならないのが普通である。

丸箱ケーシングの多段タービンポンプまたは渦巻室を持つ単段タービンポンプのいずれかにおいて、案内羽根盤を外したその後の空間が深さの十分にある完全な渦室としての形状をなしてかつその側壁が滑かなるときには、案内羽根を外しても、効率の最高絶対値が僅かしか低下しないときもあり、効率曲線もたいらになるが、最高効率を発生する揚水量はかならず増し、そのときの発生揚程は低下する。それで案内羽根盤を外したときにも案内羽根盤のあるときと同一の仕様（揚水量と総揚程）で働かせるためには、羽根車の外径を大きくし、出口幅をかなり狭くせねばならなくなる。それで羽根車の単独効率は随分低くなり勝ちである。それを取り戻すためには、羽根車の肌面の仕上がをいつそうていねいに行い、渦室または渦巻室および段間通路の形状および肌面もまた特に慎重に作業されねばならない⁽⁴⁾。それでもタービンポンプと同様の効率を出すのはなかなか困難となる。（ある程度以上に比較回転度が高い範囲内においては、羽根車の出口幅と外径との比の多少の変化は、効率上に大きな差を示さないが、ここに問題としているような総揚程の高い比較回転度の低い範囲内においては著しい影響がある。）

それで、高圧多段ポンプにおいては、ポリュウト型にした結果、効率のたいらかさが多少は増しても、その効率の絶対値が割合に低くなりやすいためと、ポンプの重量が重くなり、鑄造および仕上ががむづかしくなるために、結果としての利益がほとんどなくなるのが一般である。

〔III〕 渦 室 の 効 果

渦巻ポンプにおいて、比較回転度が低くなつたとき、または今述べたような完全な渦室を持つたポリュウトポンプとなつたときに、相対効率 η_{50} が増すということの理由は何によるのであろうかを次に考えよう。まず第一に、比較回転度が低くなると、部分水量における羽根車よりの流出の軸方向偏流度が減つて η_{50} が高まるようになる。次に種々の実験資料を調べてみた結果、効率曲線をたいらにするには、部分水量時においても、羽根車よりの流出状況を全円周上一様にすればよいということがわかつている。渦室の浅いポリュウトポンプにおいては、揚水量が零に近づくとつれて、渦巻室の影響を直接に受けるために羽根車の外周上の圧力に大きな差が生



第5図 単一ポリュウト型ケーシングの旧型(a)と新型(b)

Fig. 5. Old Type and New Type of Single-Volute Casings

じ、流れの方向にしたがうと、渦巻室の舌状部を過ぎたところが最も低く、それより角度が増すにしたがつて次第に高圧になるが、180度を経た辺りより増し方が急に大きくなり、舌状部の直前で最高になつていいることは、ステパノフ氏その他の報告⁽⁵⁾によつても知られている。このような状態のもとでは、羽根車の羽根間の流水には脈動を生じて効率が低下するのが当然であると考えられる。また羽根車を出て渦巻室中の彎曲流に合流するときの流入角度および流入速度も円周上において不同となり、そのための渦巻室総損失も大きくなる筈である。ところが渦室が深く、形が良くて、自由渦としての減速が良く行われると、この脈動が減り合流についての円周上での不同が少なくなる。従来のポリュウトポンプの設計法は、渦巻室内の平均流速 V_{sp} が、 $V_{sp} \doteq 0.3\sqrt{2gh}$ になるように、渦巻室の断面積を定め、一方羽根車を出た水の絶対速度の円周切線方向分速度が、自由渦理論に正直にしたがつて外方に行くにつれて羽根車中心よりの半径距離に逆比例して減速し、渦巻室の最大径（舌状部背部位置） D_{mx} の中心付近では、ちょうど前記 V_{sp} に等しくなるように、渦巻室の基礎円 D_{sp} を算定するのが普通であつた⁽⁶⁾。それで、一定揚水量、一定回転数の場合に、揚程の高いしたがつて比較回転度の低いポンプになればなるほど、羽根車の外径 D_o と渦巻室基礎円 D_{sp} との距離が大きくなり、渦室が深くなつて、第5図(a)に示したような形状となつていた。そして上に述べたような理由によつて、比較回転度が低くなるにつれて相対効率 η_{50} が大きくなる傾向があつた。一方、 D_{sp}/D_o の比が同一であつても、渦室の幅が狭いものほど形状の関

係上渦室の作用が完全に近づくから、その点からみても比較回転度が低いものほど相対効率 η_{50} が大きくなる傾向はよりいつそう強くなる。以上の結果が第 3 図中の H 線または S 線として表われているのである。

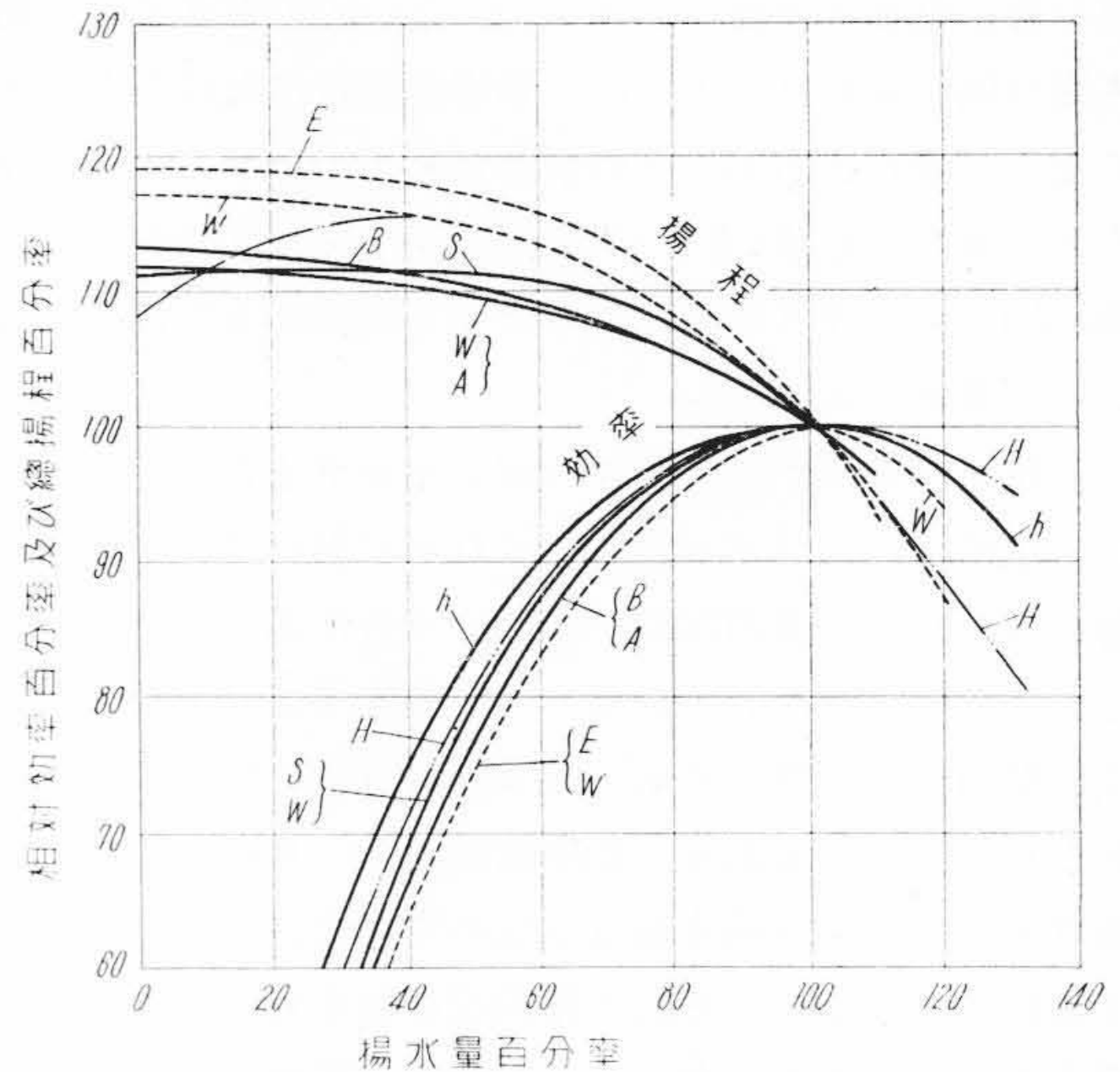
また前にのべたような羽根車中での部分水量時の偏流性や羽根車からの流出水の整流状況および羽根車の壁の両外側面の流出水に対する影響ならびに羽根車流入端附近での偏流や逆流作用のいずれもが、比較回転度の低いときほど、部分水量時においても、羽根車の円周上の作用に不同を少なくするような状況となるので、これらも低比較回転度において相対効率が高くなることの原因となる。

ボリュウトポンプの近頃の設計傾向は、渦室を極めて浅くして、渦巻室の基礎円を羽根車外径にほとんど一致せしめ、渦巻室内の平均流速を羽根車から出た高速のものより著しくは低下させないままで渦巻室の最大径のところまで導き集め、それから後の長大な直円錐管部において始めて緩りと効率良く減速させるようになってきた。第 5 図 (b) に示してあるようである。それで、この新しい傾向によつて作られたボリュウトポンプにおいては、低い比較回転度になつても、相対効率があまり高くはならないことが多い。第 3 図中の T 線は、その種ポンプ数例の実績から求めたもので、この各ポンプは、単一ボリュウト型多段水平上下ふたつ割り式セルフバランス型として、ここ 2~3 年来我国においても、火力発電所用汽罐給水ポンプとして普及してきたものである。このような高圧(総揚程が 800 m 前後)ポンプにあつては、経済上の理由によりポンプの形態を小さく作るために、渦室は寸法的にほとんど存在せず、かつ単一ボリュウト型のために各段の渦巻室からの 1 本ずつだけの吐出口によつて送り出されている水が順次次の段の吸込口に流れ込んだところで、部分水量においては、羽根車の内円周上不等な速度分布となることも考えられる。したがつて、部分水量時の相対効率の値はいつそう低くなる。これに反して、タービンポンプとして作ると、案内羽根の深さが浅くともかなり高い相対効率となり、案内羽根盤の外径 D_g と羽根車の外径 D_o との比が 1.25~1.35 という普通的设计においても η_{50} が 80% には容易になる。

[IV] 二重ボリュウト型の特長

二重ボリュウト型にすると、効率曲線がたいらになるといわれているが、そのわけと例とを示してみよう。

遠藤氏の実験数値⁽²⁾を検討してみると、渦巻室付タービンポンプの案内羽根を取除いたとき、種々の場合のうちで、羽根車を囲むところの全円周上の圧力分布が一樣の場合のものが相対効率が最も高く、 $D_g/D_o=1.6$ にお



第 6 図 高揚程、低比較回転度各種ポンプの百分率曲線図

Fig. 6. Percentage Curves of High Head, Low Specific Speed Pumps

いて η_{50} が 87% に達するものさえある。また $D_g/D_o=1.5$ において、丸箱ケーシングではいずれも 83% の η_{50} を得ている。別の報告 (例えばハーバート氏⁽³⁾) においても D_g/D_o の深いと思われるものでは 85% 前後の値となつていようである。ところがこれら諸実験において、案内羽根を取付けたときには、効率の最高値は高かつたが η_{50} はいずれも 80% に過ぎなかつた。これは、案内羽根付で小水量時には、案内羽根への流入角度が悪いため衝撃損失が、深い渦室での摩擦損失よりも大きいためであろうと思う。

二重ボリュウト型にすると、極めて浅い渦室にして小型のケーシングとして作られながら、深い渦室付の単一ボリュウト型と案内羽根付型との両者の特長を兼ね持つことができるといえる。近頃問題となつていところの高圧ボリュウトポンプの部分水量時における半径方向推力は、二重ボリュウト型にすることによつて解決されているが、同時に同じ理由によつて、二重ボリュウト型にすることによつて η_{50} は高くなり、脈動流による振動をも消すことができる。前出の第 2 図中の実線は二重ボリュウトポンプのもので、その比較回転度は 415 であつた。これを第 3 図中に記入すると、M 点となり、普通の単一ボリュウト型のものよりもはるかに高い η_{50} であることがわかる。第 2 図中点線のものは、構造上渦室がほとんどないとみなされる種類の単一ボリュウト型のものである。第 3 図中に記入すると N 点となり、低い η_{50} である。

揚水量 $3.4 \text{ m}^3/\text{mn}$ 、総揚程 1,200 m、水温 140°C 、回転数 3,000 rpm、段数約 11 という高圧・高温のパー

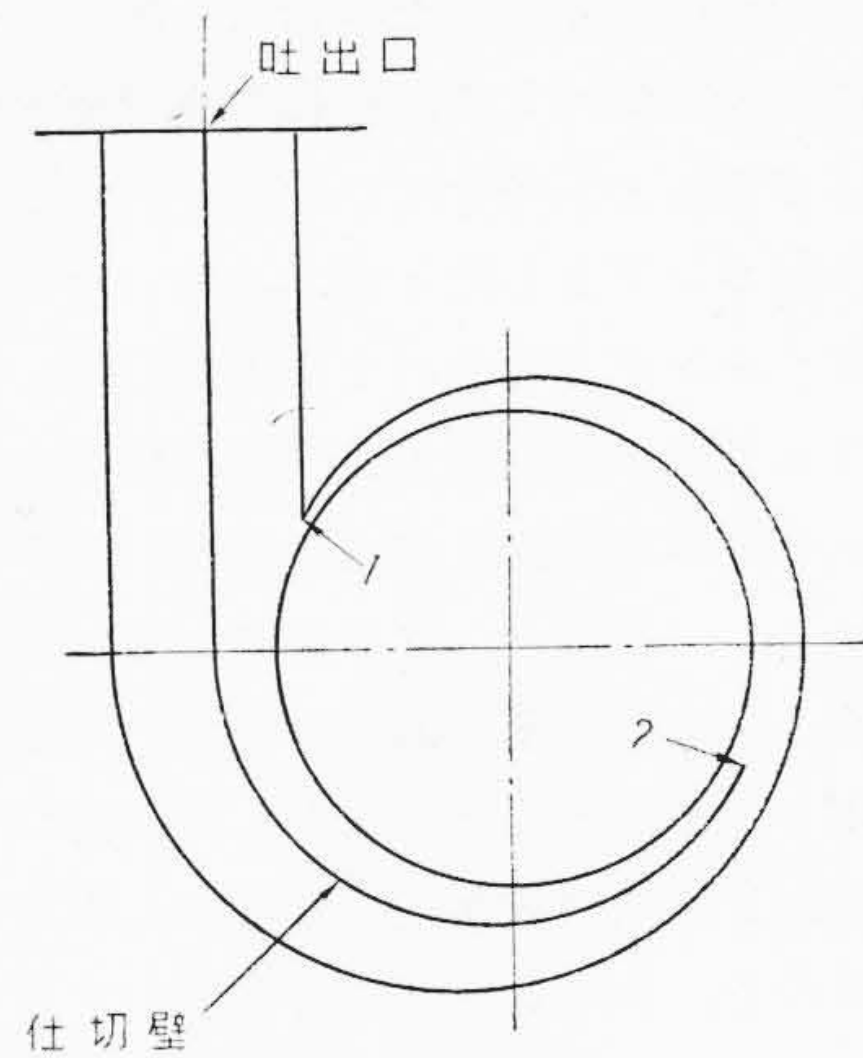
レル型汽罐給水ポンプについて、最近集まった欧米の各著名ポンプ製作所の資料から、効率百分率曲線を作ってみると、第6図のようになる。その最高絶対効率はいずれもほとんど申合せたように76~77%に達している。実曲線群中Sはタービン型、その他の中のWとBおよびAは二重ボリュウト型であつた。比較のために、前述の単一ボリュウト型多数(第3図中のT線のもの)を記入すると、点線(EおよびW)となつた。さらに絶対効率77%、電動機1,200HPの日立製作所製多段タービンポンプは鎖線(H)のようになつている。 η_{50} は、Hが最も高く、SおよびWがそれに次ぎ、BとAとが少し低く、E、Wは最下低である。単一ボリュウト型高圧多段ポンプの η_{50} が低いこと、二重ボリュウト型がタービン型に劣らずに η_{50} の高いことがこれでわかる。本例中の各二重ボリュウト型は D_{sp}/D_o が1.02~1.04という極めて切詰められた設計のものである。

η_{50} が高くても、部分水量時の発生揚程が必要である以上に高過ぎると、そのときの軸動力の節約にはならない。それで発生揚程の百分率曲線を第6図中の上方に記入してみた。 η_{50} が高いH、B、W、AおよびSの部分水量時発生揚程が η_{50} の低いEおよびWのときよりも低いことがわかり、これは二重ボリュウト型のすぐれていることをさらによく物語っている。hは筆者の試作した二重ボリュウト型の一例を示し、揚水量 $3.4\text{ m}^3/\text{mn}$ 、総揚程250 m、3,600 rpm、76% (最高絶対効率) 2段のものである。

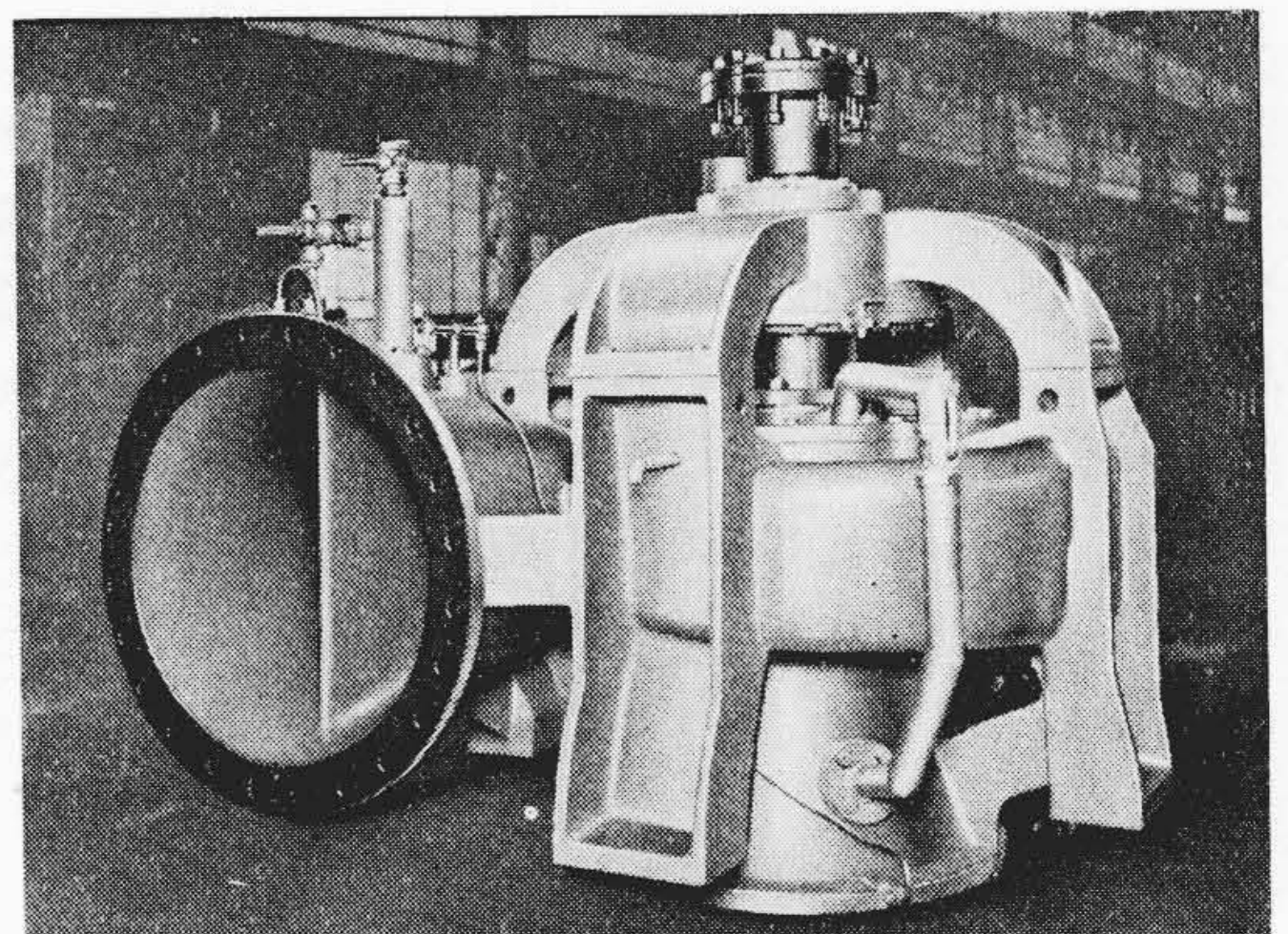
〔V〕 二重ボリュウト型ポンプのその他の利点

今までの説明によつて高圧パーレル型汽罐給水ポンプや現在世界最大のグランド・クーリーダム用65,000HPポンプなど新しいポンプに二重ボリュウト型の採用された理由がほぼわかると思うが、効率曲線のたいらかさの他にどんな特長があるか挙げてみよう。

(1) 二重ボリュウト型は、揚水量を変化させて運転する場合に、広範囲にわたつて羽根車の全外周の圧力が平衡するので、部分水量においても軸に対する半径方向推力が生じないから、(a) 軸を細くすることができて効率が上がり、(b) 一方全範囲にわたつて運転が安全・静粛になる。しかし、これについては、単段ポンプのときにはさらに注意を必要とし、二重ボリュウト型にしたからとて絶対安全だとはかならずしもいい切れない。第7図のような二重ボリュウト型にして、吐出口が1箇しかない、2箇の舌状部の中の1および2から吐出口までのそれぞれの通路の形と長さには差があるので、変化する揚水量の大きさによつては、羽根車の外周上に圧力差が



第7図 吐出口1箇の二重ボリュウト型ケーシング
Fig. 7. Double-Volute Type Casing with Single Discharge Nozzle



第8図 700 mm 片吸込式二重ボリュウト型縦軸渦巻ポンプの外観
Fig. 8. Outside View of a Single Suction, Double-Volute, Vertical Type Centrifugal Pump

なお生じ、羽根車中の流れの脈動を絶対に防止することはかならずしもできない。渦巻室中の中央の仕切壁の厚さその他の条件のいかんによつては、かえつて振動助長などの事故が生じ、大いにまごつくことがあるとも聞いている。それで二重ボリュウト型は、ふたつに分けた渦巻室通路の各出口を一緒にはせず、多段ポンプの場合⁽⁷⁾のように、分けた別々の通路のまま次の段または送水管に導くことが、高揚程・大型のポンプの場合には望ましいことである。

(2) 二重ボリュウト型ケーシングの中央仕切壁は強度補助の役目をする。第8図に示した縦軸700 mm二重ボリュウト型ポンプは、この壁がなかつたならばケーシングの外側に骨貝のように設けられた筈の力骨を省くことができ、鑄造作業を容易・確実になし、重量を減

らし、揚水量が種々変化した場合にも軸受の中心線の垂直度を常に正確に保持して、堅軸の高速運転を確実・安全なものにすることができている。

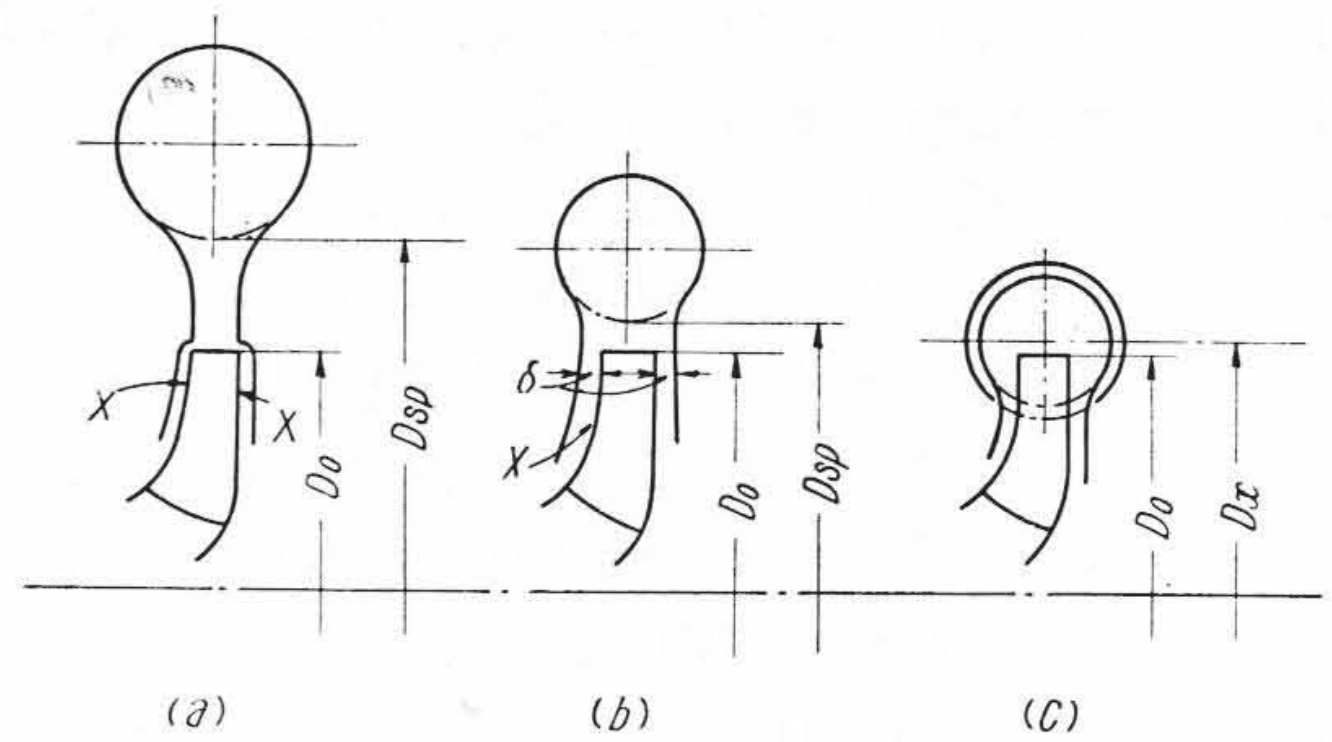
(3) 多段ポンプとしたときに、単一ボリュウト型では大きなケーシングとなり、また水質の悪い坑内排水などを取扱うときには渦巻室の舌状部が傷みやすく、傷むとケーシング全体を取換えねばならないような事故となることもある。二重ボリュウト型にして、しかも輪切型多段にすると、中間段部の構造を普通の(案内羽根付)タービンポンプとほとんど同様のものに作つて、二重ボリュウト部が2枚羽根式案内羽根盤ともみなしうるものとなしうるので、ケーシングの外径が小さくても効率高く、二重ボリュウト部の舌状部が傷んだときには、その二重ボリュウト部だけを単独に新品と取換えることができ、かつその二重ボリュウト部だけを特殊青銅などの耐久力の強いものとして、全体を経済的構造・材質のものとすることも容易である。

(4) 羽根の枚数の多い案内羽根盤を使つた高揚程ポンプは、正規揚水量以外の点では、時折ばりばりの音響を生ずるものであるが、二重ボリュウト型にすれば、流れに対する融通性が大きいのでこの心配がない。また高揚程の単一ボリュウト型に生じがちな脈動振動もこの型では生じない。それでこの型によれば、他のいずれの型の場合よりも静粛な運転を全使用範囲にわたつて行うことができる。

[VI] 強制ボリュウトポンプ

二重ボリュウト型類似の効果を發揮する他の方法について説明をしたい。

(1) これについても数種の方法があり、そのひとつには、簡易型タービンポンプとも称されていた渦巻室なし丸箱型ケーシング使用案内羽根なしのいわゆる渦室型多段ボリュウトポンプがある。羽根車の外周上に渦室を設け、渦室を出た水は 180° 方向を変えて内方に向い戻り通路を経て次段の羽根車の吸込口に導かれる。終段にだけ渦巻室を設ける型のものもしばしば使われる。小型ポンプや液中に異物混入が多かつたり、粘度の高い特殊

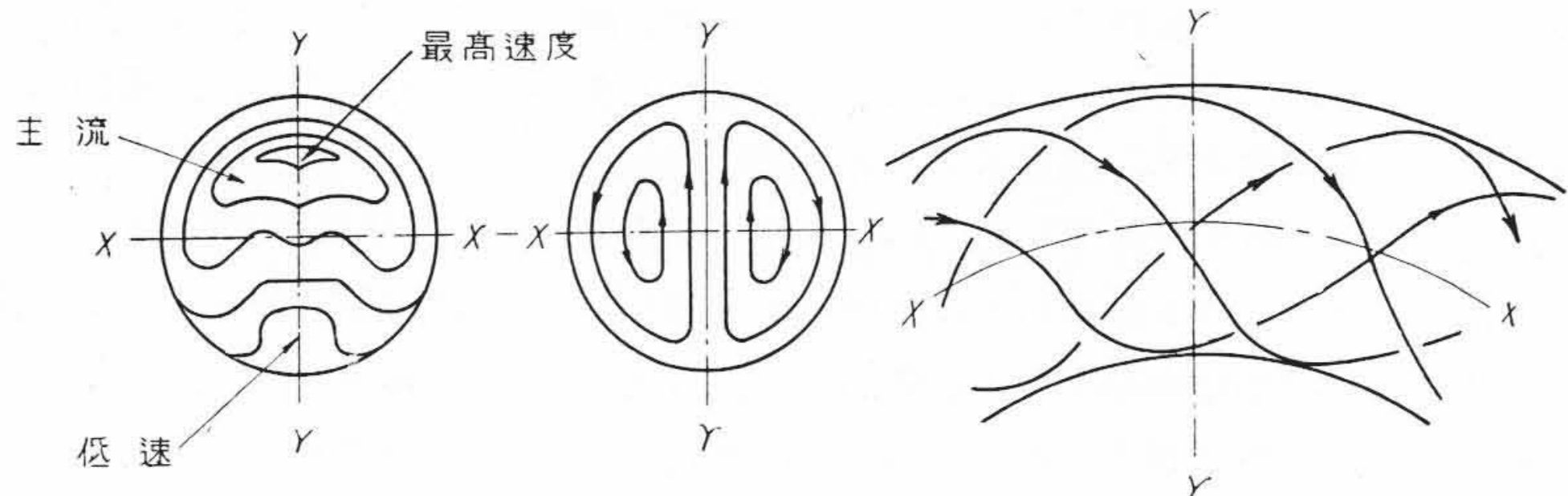


第9図 ボリュウトケーシングの3種類
Fig. 9. Three Types of Volute Casings

液の場合に利用される。マザープラット社その他では大型・高圧の汽罐給水ポンプにも積極的に使い、日立製作所においても静粛運転を旨とする自動消火装置(スプリングラシシステム)用ポンプとして利用した。しかしこの型は、前にも述べたようにケーシングが大きく重くなり、かつ効率がいささか低いという難点がある。すなわちタービンポンプに近い効率を出そうとすると、ケーシングが随分大きくなる。ボリュウトポンプにおいてタービンポンプと同一の揚程を出させるためには、羽根車の外径をタービンポンプのもの110%ぐらいにはせねばならず、その上にその大きな羽根車外径のさらに150%以上にもおよぶ外径の渦室を設けないと効率が悪くなり、 η_{50} も低くなる。結局普通のタービンポンプに比べると、この型のポンプではケーシングの内径が30%以上も大きくなる。したがって価格も割高となる。またその深い渦室の両側壁をよく磨いて滑らかにしておかないと抵抗損失が大きい。坑内水のように水質の悪いときには、羽根車から出た高速流水に直接に洗われるこの部分の損傷が著しく、効率低下もはやく、またケーシングの寿命も短かく不経済なものとなる。以上の理由で、この型は近代的ポンプにはほとんど使われない。

(2) さらに改良ボリュウト型ともいふべきものが、古くからのものや新しいものなどいろいろある。その中には、歐洲方面で各会社で採用され、昨年頃本邦のポンプ製作所へも実施権を売込みに来られたものさえある

第10図
彎曲管中の流れ
Fig. 10.
Flow in Circular Bend Pipe

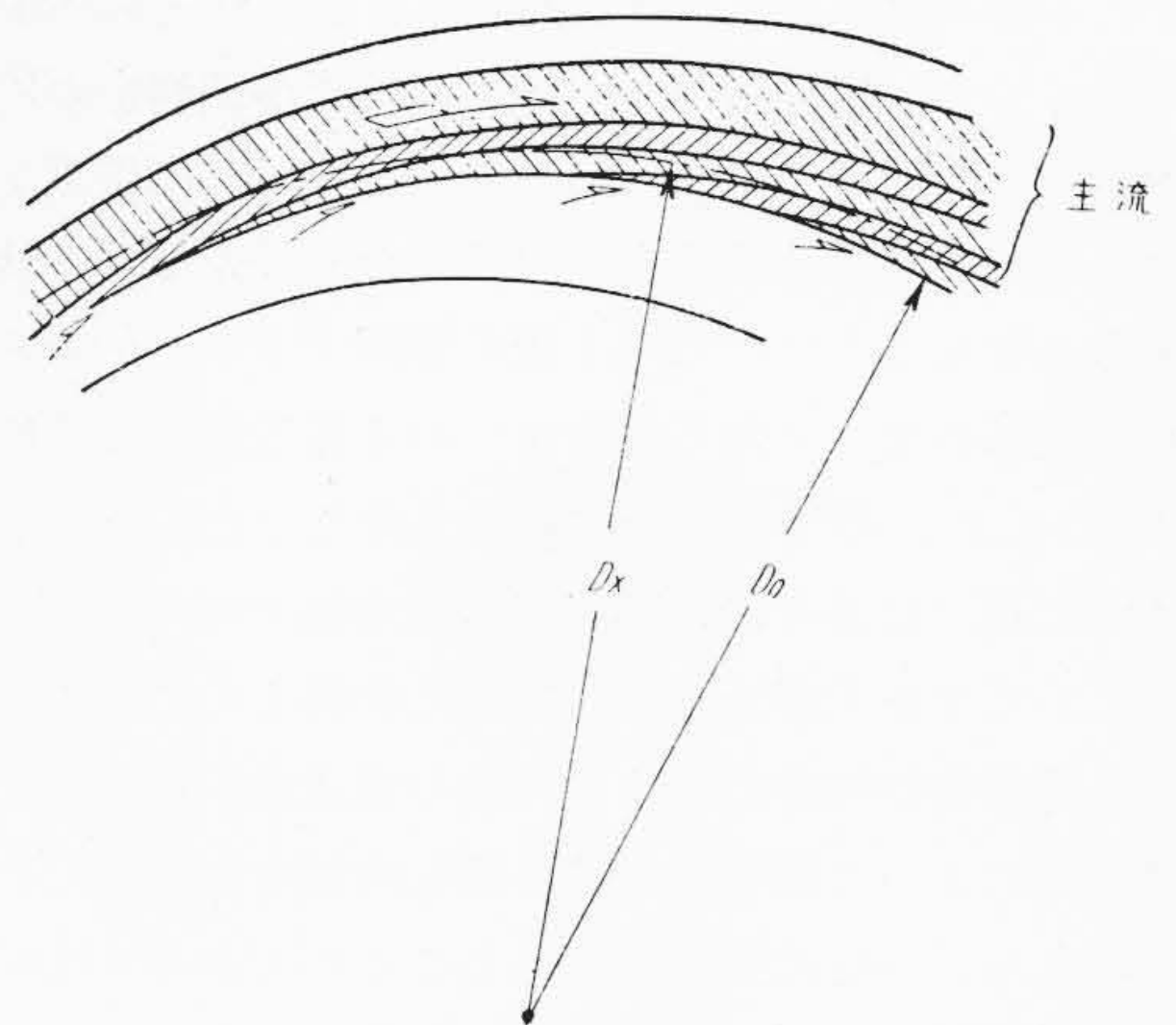


が、ここにはそれとは別の日立製作所において近頃実行して効果の大きい型についての紹介を試みたい。それはエッシャー・ウイス社、アリスチャー・マー社およびオーシントン社など有名な欧米のポンプ業者が競って活用し始めているらしい方法であるが、詳報のないものである。

これは、第9図(c)に示したように、渦巻室の基礎円 D_{sp} を羽根車の外径 D_0 よりもさらに小さくした型である。今回作つたものは、渦巻室の各断面の中心をひとつの周円 D_x 上に置くようにして渦巻室を定め、羽根車の外径はその中心円周より少しく小さくしてある。この設計にすると、次のようなことになる。

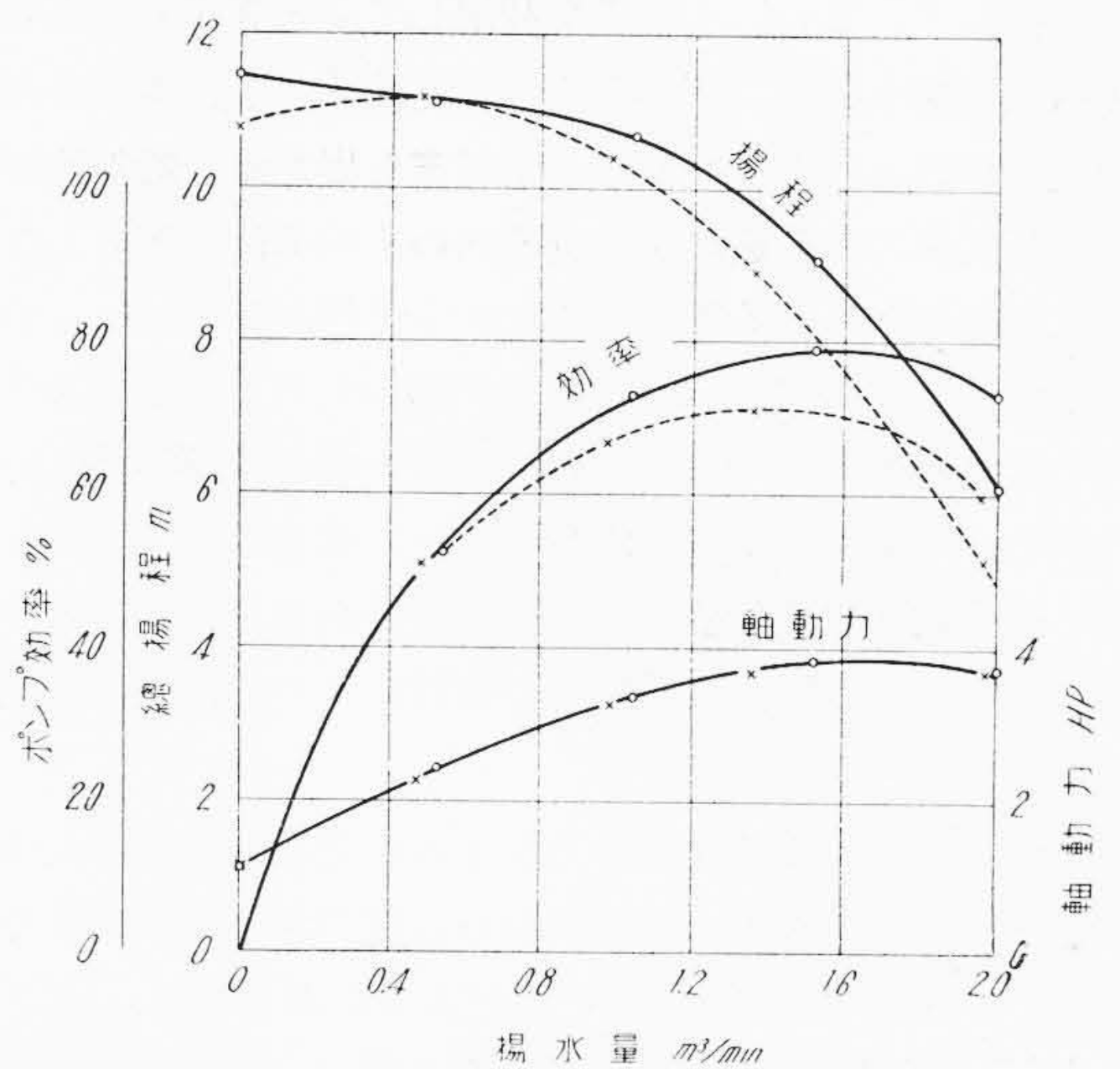
(a) 古い型のポリュウトポンプでは第9図(a)のように、羽根車の壁の軸方向外側両表面は摩擦損失発生部分として働くだけで、揚程発生には全く役立っていない。近頃になつて同図(b)のように、羽根車外径部においてその壁面とケーシングとの間に軸方向にたつぷりとした隙間 δ を付けて、 X 面に沿つて外方に流れ出る水流が羽根車内から出る水に加勢するようにして、効率を幾分かでも向上させるようにすることが流行してきている。これに対して、同図(c)の方法では、羽根車の外径が渦巻室の内部に深く喰い込んでいるので、羽根車壁の軸方向外側表面は渦巻室内を流れる水をその出口の方へ摩擦力によつて強制的に押し流すように働らくことができる。

(b) 渦巻室のような彎曲した管内を割合に高速で水が流れるときには、流れの主流は慣性のために管断面の中心より外側方に移り、その辺りの管軸方向の局部的流速が平均流速よりも幾分か高くなることは各研究者の測定結果⁽⁸⁾によつてあきらかにされている。ポンプ軸中心からの半径方向距離に逆比例して外側に至るほど低速になるというような単純な自由渦の法則を守つてはいない。一方管軸に直角な面上の流れが存在し、それは管の各断面上で中央では遠心式に外側方に流れ、それが頂部壁に達すると左右両方に別れ、壁に沿つて求心式に内側方に流れ戻る。この流れがさきの管軸方向の流れと総合して、左右2箇のらせん流をなしているが、その模様はおよそ第10図のようになつている。第9図(a)に示したような旧型のポリュウトポンプでは、羽根車からとび出した高速水のうちケーシングの壁に近い方のものは渦巻室の壁に沿つて内側方に流れ戻る低速流に衝突して損失を生じたので、同図(b)のように改良したのであるが、前に述べたように渦巻室の各断面内で羽根車出口に近い方は本質的に低速流となるので、羽根車からとび出した高速流はこの低速流の層を突破しないと、断面内の高速主流に加わることができない。それで大きな損失を生ずる。渦巻室内を流れる平均流速は、揚水量の大小に比例



第11図 渦巻室内における合流状況—強制ポリュウト型

Fig. 11. Joining Condition of Flows in Volute Casing—Forced-Volute Type



第12図 同一羽根車を使った強制渦巻型ケーシングポンプと通常型ポリュウトケーシングポンプとの特性比較

Fig. 12. Comparison of Characteristics between Forced-Volute Type Casing Pump and Ordinary Type Volute Casing Pump with Same Impellers

して増減するが、羽根車からとび出す水の絶対速度は揚水量の大小にはあまり左右されず、部分水量になつてもかなり高速であるので、部分水量においては羽根車から出た水とそれが衝突する低速流との間の流速の差はかなり大きくなり、 η_{50} はまだ低からざるをえなかつた。ところが同図(c)の方法によると、次のように改良される。第11図に示してあるように、舌状部より吐出口の方に位置が進むにつれて始めの主流は外方に押しやられ、つき

つぎに羽根車より送り出された新しい水がその内側中央辺にくつついて来るが、羽根車の外径が渦巻室の彎曲円錐管中心軸附近まで喰い込んでいるので、羽根車から出た高速水は邪魔な低速水に衝突したり長い道筋を経たりする必要もなくただちに主流に合流することができ、それも流線の混合でなく、今までの主流流線の下方に並流すればよいので、合流の損失もはなはだ小さい。また(a)に述べたように、羽根車の壁の軸方向外表面の摩擦によつて水を羽根車の回転方向に引張るので、羽根車のない彎曲管の場合のような内側の低速流が存在せず、強制作用によつて渦巻室内は外側も内側も全範囲にわたつてほとんど一定の流速で流れることができるようになり、渦巻室効率はいつそう優秀になる。

これらの理由によつて、この新しいポリュウト型を強制ポリュウト型と呼ぶことにした。以上の考えによると、従来の研究中第9図(a)の場合の羽根車壁とケーシングとの間の水が羽根車壁の回転速度のほぼ半分速度で回転しているという報告を利用して、渦巻室の最高効率を示す揚水量は、渦巻室内の平均流速が羽根車の外周速度の半分よりもやや低く、羽根車を出た水の絶対速度の円周切線方向分速度が渦巻室内の平均速度に等しくなつたときにえられる筈であるという予想が成立つ。この予想が正しいものとするれば、第9図(a)のときと同じ寸法の渦巻室最大径 D_{mx} を使つた第9図(c)は第9図(a)の場合よりもはるかに大水量において効率が最高となり、その効率の絶対値も上昇する筈である。このことは後に述べるように、実験結果の検討によつてほとんど正しいことがわかつた。

(c) 以上のような流れ方をするので、揚水量の大小にかかわらず羽根車の全外周からの流出状態が常によく釣合ひ、羽根車効率が高く、 η_{50} もまた高くなる。

(d) 第12図中実線のもは第9図中(c)に示したような強制ポリュウト型のもであり、 $D_o=200\text{ mm}$, $D_x=230\text{ mm}$, $D_{mx}=80\text{ mm}$ である。点線のもは同図(a)に示したような旧型のもであり、 $D_o=200\text{ mm}$, $D_{sp}=230\text{ mm}$, $D_{mx}=80\text{ mm}$ である。両者ともに羽根車は全く同一寸法に作られた。実線のもは点線のものよりも揚水量も効率も目立つて増している。相対効率 η_{50} の点からみても、(a)のもが渦室の形が良く η_{50} が 82% というこの種のものとしては特にすぐれた値をえていた

ものが、(c) にするとさらに向上して 83% になつている(第3図中A点およびC)。速度関係を検討してみると、最高効率点において渦巻室内平均速度が約 6m/s なるに対して羽根車よりの流出絶対速度の円周切線方向分速度が約 6m/s となつており、羽根車外周速度は 14.5 m/s となつていて、これは(b)のところで述べた予想と一致している。(c)のポンプ重量は(a)の60%に減少している。強制ポリュウト型においては、仕様変更のために羽根車の外径加工をするときには、羽根だけ加工して両側壁は残しておくべきことは当然である。

〔VII〕 結 言

鉦山用高圧ポンプには、単一ポリュウト型や渦室型の多段ポンプよりもタービン型多段ポンプの方が我国の現状においてはふさわしく、二重ポリュウト型は大いに今後の発展が期待される秀れたものである。なおこの問題の他に、セルフバランス型とバランスジスク型との得失や、上下水平ふたつ割り型と輪切型との優劣など関連して話題となつていることも多いが、今回は割愛する。

強制ポリュウト型については、類似の構造のものが本邦においてもかなり以前からあるにはあつたが、その理論や実績の具体的発表はなかつたようである。この紹介記事に対しての遠慮のない批評を期待する。

参 考 文 献

- (1) A.J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps 172 (1948)
- (2) C. Pfeiderer: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase 248 (1949)
- (3) M. Yendo: Experimental Researches on Turbine Pumps (1930)
- (4) A.J. Stepanoff: Volute vs. Diffuser Casing for Centrifugal Pumps (1950)
- (5) A.J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps 128 (1948)
A.J. Stepanoff: Trans. of A.S.M.E. Vol. 54 65 (1932-8-15)
- (6) 寺田: 日立評論 26, 431 (昭 18-7)
- (7) 寺田, 矢野, 桜井: 日立評論別冊 4, 57 (昭 28-10)