

2,200 HP 炭 砒 用 主 排 水 ポ ン プ

2,200 HP Mine Drainage Pump

寺 田 進*
Susumu Terada

内 容 梗 概

今回、日立製作所が常磐炭砒磐城砒業所に納めた主排水ポンプ3台は、揚水量、全揚程および電動機馬力のいずれにおいても、日本ではもちろんのこと、世界的にも炭砒坑内ポンプとしては前例のない大規模なものであつたが、ポンプの設計構造ならびに効率の点についても、特記すべき記録品である。

本文においては、この砒業所において、このポンプを必要とするに至つた事情を述べ、このポンプの設計上特に注意した数々の事柄を詳しく説明した。

ポンプの仕様は、13m³/min, 570m, 1,500rpm, 2,200 HP であるが、50°Cの温泉水をマイナス5mで吸揚げることもできるようになつている。

現地試験の結果は、ポンプ効率の最高値が82~83%に達し、水撃防止装置も計画通りに順調に働らくことを確認した。

〔I〕 緒 言

常磐炭砒磐城砒業所は、採掘鉱区数が数十にも及ぶ広大な炭砒であるが、採掘は漸時深部に移行して、目下は海面下約600mに及ぶところもあり、かつ鉱区中に数多くの大小の断層があつて、その深部では最高63°Cにも達する高熱の温泉を多量に湧出している。その程度は、出炭1t当りの排水量が60tをこえるときさえあつて、排水の施設および運営にはほかに類を見ないほどの考慮が払われている。今回新たに設けられた2,200 HP ポンプ3台は従来同所で使われていた1,200 HP ポンプを始めとする数千台のポンプの運転実績を基にして現状においての理想的な排水計画を実現するためのものであつた。

幸いに、好成績を以て過日來揚水運転を始めている。本文では、その施設の中のポンプおよび附属品について述べてみることにする。

〔II〕 ポンプ仕様の決定

(1) 単位水量の決定

上に述べたように、この炭砒では莫大な排水量を処理しなければならないので、ポンプの効率向上が最も大切な考慮点となる。予備を含めて数千台のポンプを維持、管理するために、従業員多数を揃えたポンプ修理工場をさえ持つている同砒業所では、1,000 HP 級の高揚程多段タービンポンプの設計、製作を日常の作業の一つに含めているという実力を誇つている。そして、使用中のいずれかのポンプの型が古くなつて、設計変えをするときには、新製品は前のものよりも効率が必ず2%以上は高くなければならないという方針を堅持している。しかも、その高い効率の長期間保持、ポンプ重量の軽減も、新しい設計には欠くべからざる条件として加えることを怠つてはいない。

* 日立製作所亀有工場

この方針を確実に実行するために毎年予算を決めて、使用中のポンプの中から重要な数種類ずつを選び出して、一般のポンプ製作所に改良見積設計を依頼し、提出された資料を検討の上、各型について数台ずつを発注する。注文品が完成したときに、その実際の成績を調べて、満足できるものであつたならば、その後は同所の標準ポンプリストに加える。このように新しい血を加えることに力を入れているので、数千台のポンプを抱えた長い伝統が、少しも老衰しないで、常にポンプ界の最先端を歩き続けている。

さて、戦後数年目には、すでに250mm×2段×200HPのポンプで効率80%を確保することに成功し、同一仕様のポンプがそれまでは最高効率73%でしかも運転開始後2ないし3月目には60%効率に低下していたものを、新しいポンプは1年間位はその高い効率を維持しているという画期的な事実が現われた。

その実例を一つの手本として、その後400 HP, 800 HPと順に大型のものにまで、同様の改良を行つて好成績をあげてきた。

一方、大型のポンプになれば、ポンプ1台当りの全揚程も次第に高くなり、性質の悪い坑内水を対象としながら、高い効率を発揮することは、なかなかむずかしいものであつたが、この数年間に、日立製作所が同所に納めた1,200 HP ポンプ数台は、その効率が77~78%という見事なものばかりであつた。

今回の計画は、この1,200 HP の各種ポンプ(全揚程が450ないし500m)よりも、一段と高い全揚程となる。それは、現在沢山のポンプが働いている位置よりもさらに深いところに、水溜めバックを設けて、その附近の上部の水を全部そこに集め、一挙に地上まで揚水して、運転管理費の大幅な節減を実現しようというのであつた。

この新しい計画では、従来のいずれのポンプよりも、効率が一段と上昇すべしということが根本条件である。

ポンプ1台当りの吐出水量を従来のものよりもふやせば効率は向上するはずではあるが、狭い坑道内を運搬し、かつ特別悪水のために定期分解を頻繁に行わねばならないこのポンプの特異条件のためには、むやみに大きな単位水量を選ぶ訳にはいかない。また揚水堅坑内に垂下する高圧の排水管の製作技術の上からも、ポンプの水量は限定を受ける。それで、同所の従来のポンプの中の最大品であるところの1,200 HPのものほぼ2倍の13ないし14m³/minを目安として決めた。それで従来の考えでいけば、電動機は約2,400ないし2,500 HPのものとなるはずであつた。

(2) 全揚程と揚水量との詳しい検討

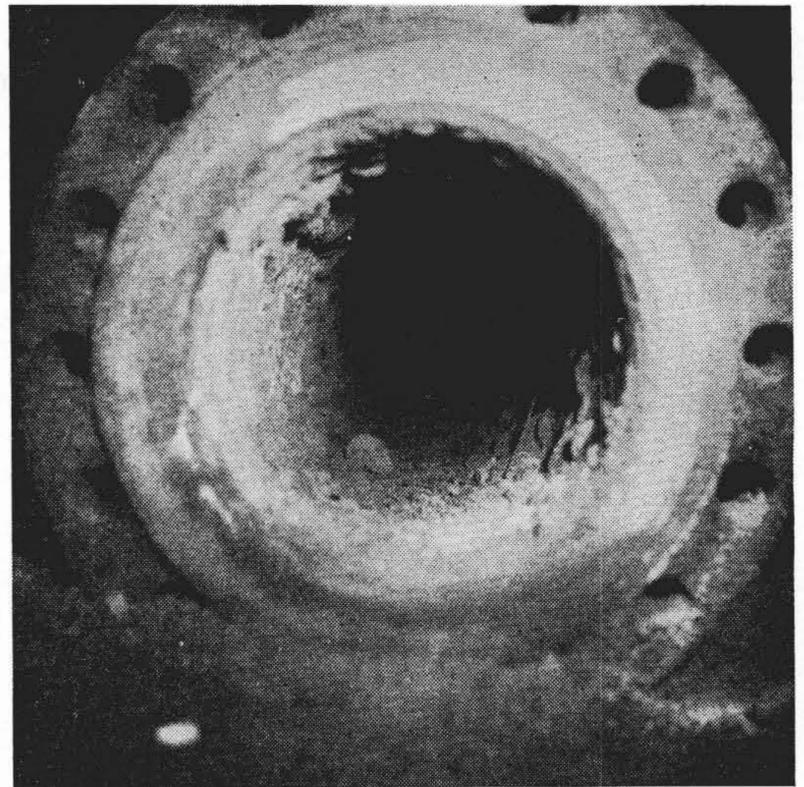
ポンプの吸込バックの最低水面と、揚水管の地上吐出端の頂部との間の垂直高さの差は、実測の結果517mであることがわかつた。

次は管内の流水抵抗について調べればよい。今回の揚水管は、遠心鑄造によつて作られることになつている。この条件および前から運転中の1,200 HPポンプの揚水管についての実測値を参照すると、今回の新管の場合の流水抵抗の計算には池田公式の鑄鉄管の場合のものを使用すればよいことがわかる。一方この炭砒の排水の水質はあらゆる点から見てたちが悪いものであるが、揚水管の内壁に厚い錆瘤を堅く生ずる点においても始末が悪く、満2年も掃除せぬまま放つておくと、第1図に示すようになる。このようになる前に、くり坊主で掃除して錆落しをしなければならないが、いろいろの関係であまり頻繁な回数掃除も期待することができない。それで錆が附着して、有効内径が50mm位減るまでは、掃除せずに使うものとして、旧管のときの抵抗を決めることにした。なお新管の管路内径は400mmを適当と認めた。

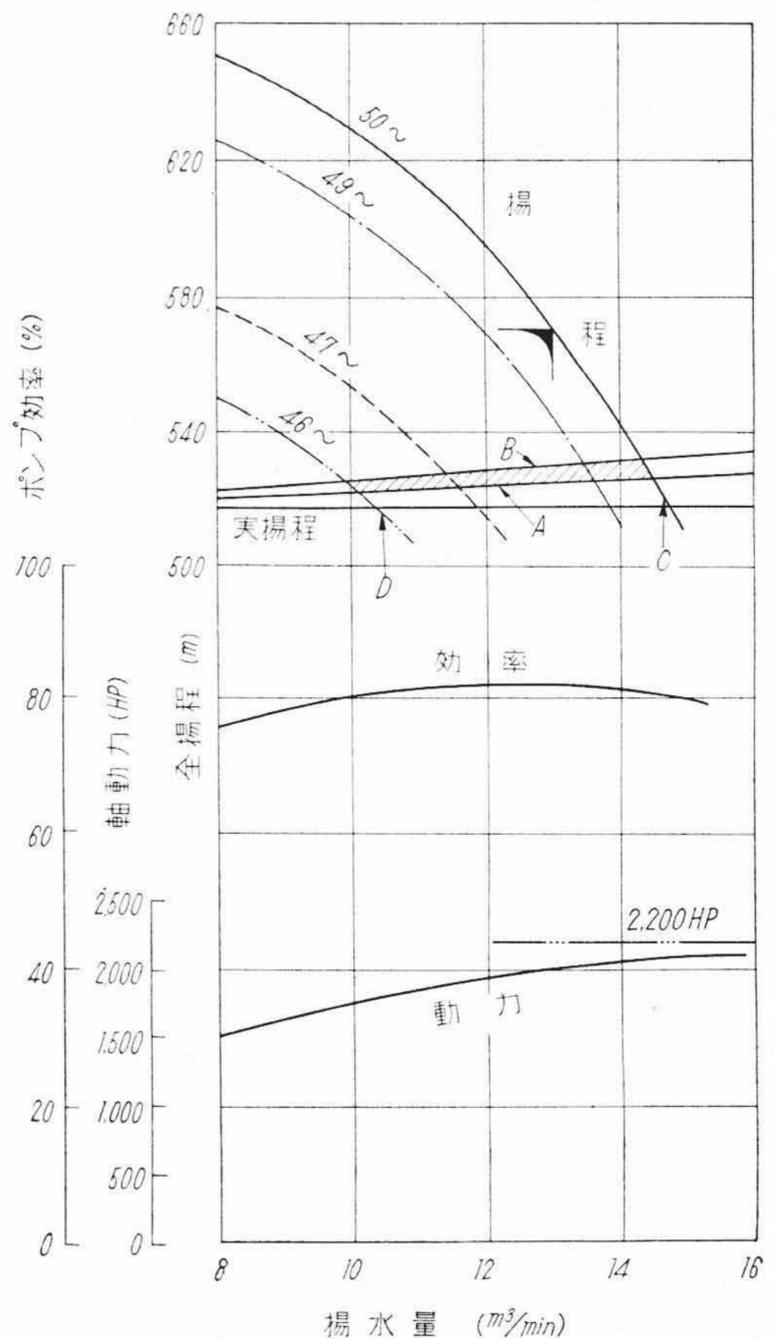
その結果、管路特性が第2図中のA(新管)およびB(旧管)となつた。

揚程を定めるのに必要な次の条件は電源の周波数の変動状況である。小型のポンプならば、計算の所要揚程よりも、実際のポンプの全揚程をかなり高くしておけばよいが、今回のような大物で、揚水効率をやかましくいうときにはそのようなことはできない。今回の電源の正規周波数は50~であるが、今までの経験によれば、最悪のときには46~に下がることもある。それで今回は46~になつたときにも揚水が可能であることが必要である。しかし普通は47~が最低であるから、その47~のときには、50~のときの揚水量の70%以上は揚水しようことという条件がほしい。一方最も継続時間の長いのは49~であるから、そのときに最高効率を出すことが好ましい。

以上の条件を満足するようなポンプの特性を作つて見ると、第2図の各曲線のようになる。電源としては、



第1図 坑内排水ポンプの揚水管の内壁の錆瘤



第2図 ポンプ特性の計画図

6,000 V を直接に電動機に導き、安定度が高いので、電圧降下を考慮する必要がなく、したがって出力の余裕の見込方も少なくすむゆえ、出力 2,200 HP の電動機でよいことにする。なおポンプは、A、B、C および D の四つの曲線で囲まれた斜線部分で働くのであるから、この出力の電動機なら大丈夫であることもわかる。

ポンプの仕様点は、50 ㎥ のときを代表として、 $13 \text{ m}^3/\text{min} \times 570 \text{ m}$ とする。なおこの管路特性に対してこれだけ余裕のあるポンプ特性であれば、ポンプの運転間隙部などが腐蝕してもかなり長い運転寿命を保つことができる。

なお、大型主排水ポンプの常識として、ポンプの吸込側バックは、押込のプラスバックとする。今回の吸水面の高さは、ポンプ中心よりも 1.5 ないし 2.0 m くらいにしか設けられないのでストレーナや吸込管路の抵抗を差引くと、ポンプの吸込フランジのところではほとんど零の圧力となるが、バックの面積が大きいので、ポンプが空気を吸込むような心配はない。しかし、坑内用ポンプのことであるから、万一の場合には、マイナスバックでも使いうるようなものにしておく必要がある。それでこのポンプは吸込揚程が -5 m において、規定の仕様を満足させることにした。

揚水の最高温度は、このバックでは 50°C とみなせばよいこともわかった。

(3) ポンプの型の選定

この礫業所は、十数年以前に、入山採炭株式会社と盤城採炭株式会社とが合併してできた会社の基幹事業所であるが、合併前には、入山側は AEG 型輪切多段式タービンポンプを、盤城側はスルザー型円筒多段式タービンポンプを、それぞれ多年の伝統に従がって使っていた。合併後、水質の悪いこの礫業所用としては、全部を輪切多段式に統一することの得策であることが認められ、次第に大型のものにまで輪切型を使用するようになって、戦争中にも 750 HP ポンプが輪切型による製作を始めていた。

戦後、輪切型の設計が一層改良されたので、800HP あるいは 1,200 HP などの大型、高揚程のポンプが、続々と輪切型によつて作られて、いずれも十分に満足すべき成績を収めている。

しかし今回のものは、画期的な大型、高揚程ポンプであるので、果して今まで進んできた輪切型への統一の道をそのまま進みうるものか否かについて慎重な検討が行われた。

以前の常識によれば、このような大型のものは、文句なしに、円筒型にするべきものであつたが、水質の悪いこの場合には、たとえ青銅製の円筒ケーシング用ライナを使つたとしても、分解には大いに困難をもたらすこと

が予想されるし、第一、ポンプ全体の重量が大きくなつて運搬その他にもてあますことであろう。さらに、1,200 HP までの輪切型を使つての今までの経験によれば、今回の場合も円筒型にするのは、ぜいたく過ぎることだという結論が出ている。

近頃、火力発電所用ボイラ給水ポンプに盛んに使われ始めたバーレル型多段タービンポンプならば、分解時の錆付きのための不便はないが、円筒型よりも一層大きな重い形体となつて実用にならない。

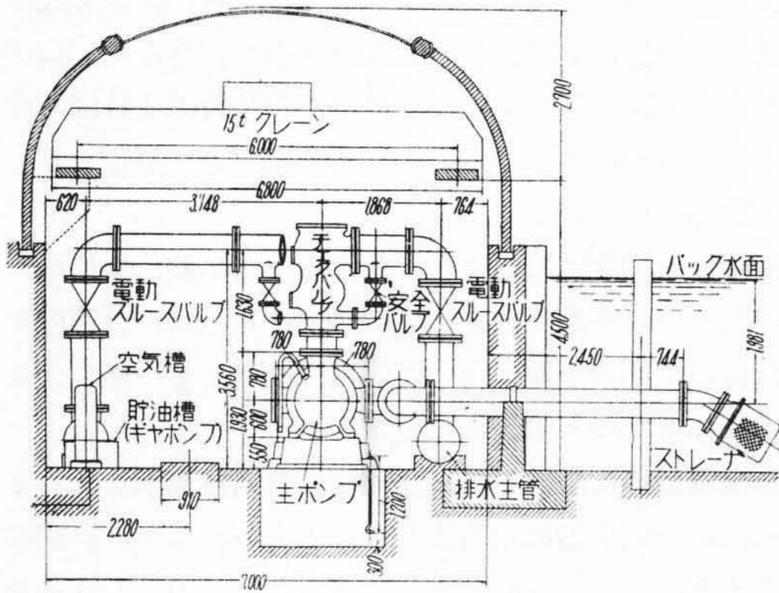
二極電動機に直結して、思い切つた高速運転をすれば、一応小型になるようには考えられるが、詳細に考えると、このように大水量のポンプをそのような高速運転用の設計をするには、ポンプの羽根車 1 個当りの揚程を非常に高く決めねばならない。水質がきわめて悪い坑内水用のポンプにそのようなことをすると、羽根車と案内羽根盤との腐蝕が恐ろしく速かになる。また羽根車とマウスリングとの間の運転間隙部の磨耗拡大による漏洩損失の増加割合がこれまた致命的に大きくなつて、経済的保守に耐えられなくなる。一方ポンプの吸込口での所要 NPSH がきわめて大きくなり、坑内に設けることができる安全なプラスバックの高さでは応じ切れなくなる。しかし、そのために、押込用の補助ポンプを設けることは、保守の面倒さと、安全性の不足とのために、今回は採用されなかつた。それで、高速化は考慮のほかにおかれることになつた。

また、一昨年頃までひとしきり火力発電所の中圧ボイラ給水ポンプ用として流行した、セルフバランス式水平分割型の多段ポリウートポンプを推せんしたポンプ製作所もあつたが、次のような理由によつて、採用型からはずされることになつた。それによると羽根車から高速でとび出す悪水によつて各段のポリウート通路部の両側壁および舌状部が著しく腐蝕損傷されるが、その結果は致命的なことになつて、短期間中にもケーシングの度重なる取替えのために経済的負担に耐えられなくなる。これはバランスジスク使用型にした多段ポリウートポンプについても同様である。

結論として、この礫業所での従来の輪切型のものの最大ポンプ 1,200 HP のものの 2 倍近くの単位水量ではあるが、従来同様の 1,500 rpm の回転数にして、できるだけ小型軽量にした輪切型多段タービンポンプが、今回も最適型であるということになつた。

(4) 配列と附属設備

ポンプは特に新設される大型のポンプ座中に、数台が縦に一列に並んで配置される。揚水管は各ポンプごとに別々に 1 本ずつ独立になつているが、予備ポンプと切替えて運転されるようになつている。ポンプから吐出された水は一度上方に上つてバルブを通つて後ふたたびポン



第3図 2,200 HP ポンプ用ポンプ座断面

ポンプの据付床面と同一高さのところを走っている水平主管に下がって、百数十メートルを水平に流れてから、垂直な揚水管に送り込まれる。これは盤膨れによる管の破損を防ぐためである(第3図参照)。

吸水バック中には、口径400mmのストレーナが設けられているが、フートバルブは使われない。これは、水撃防止装置を簡単にするためである。

ポンプの吐出口の直上には、口径350mmの二重直列式のチェックバルブが取付けられ、それをまたいで、水撃防止用の安全バルブ(緩閉バイパス式チェックバルブ型水撃防止装置)が設けられる。それより後方の下降管部に電動スルースバルブが挿入されている。水撃防止装置中の貯油槽、空気槽、ギヤーポンプおよび空気圧縮機などは主配管の間の空所に妨げにならないように配置される。

ポンプ室の天井には、15tの起重機が縦に走行している。

〔III〕 ポンプの構造と性能

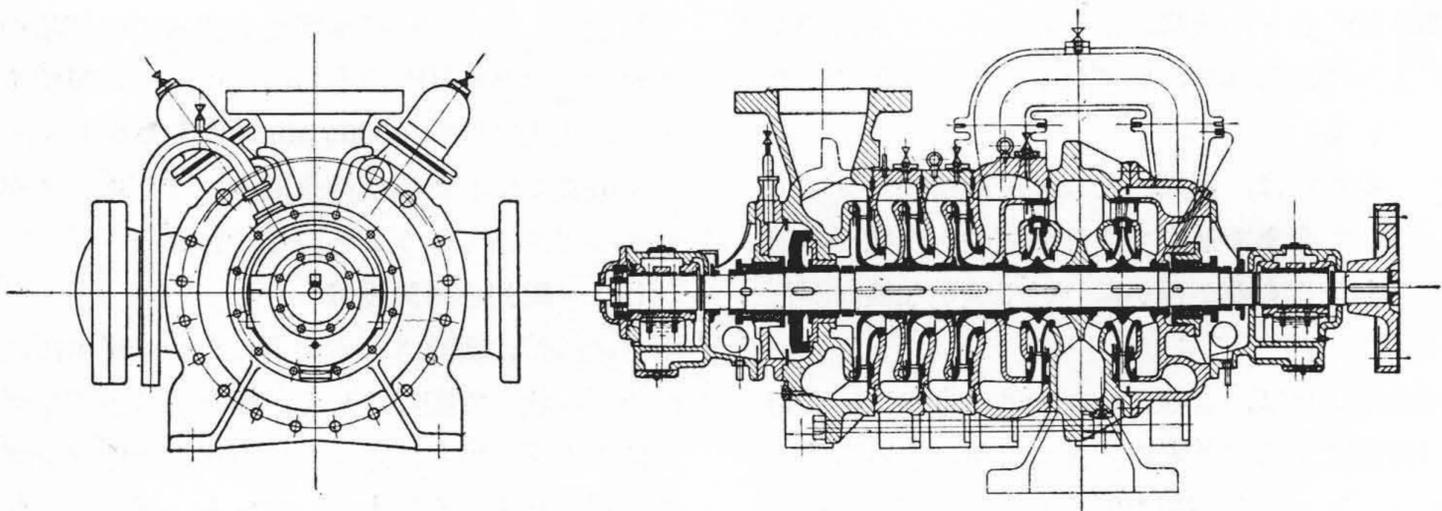
(1) 構造と材質

決定したポンプの仕様を整理してみると次のようになる。

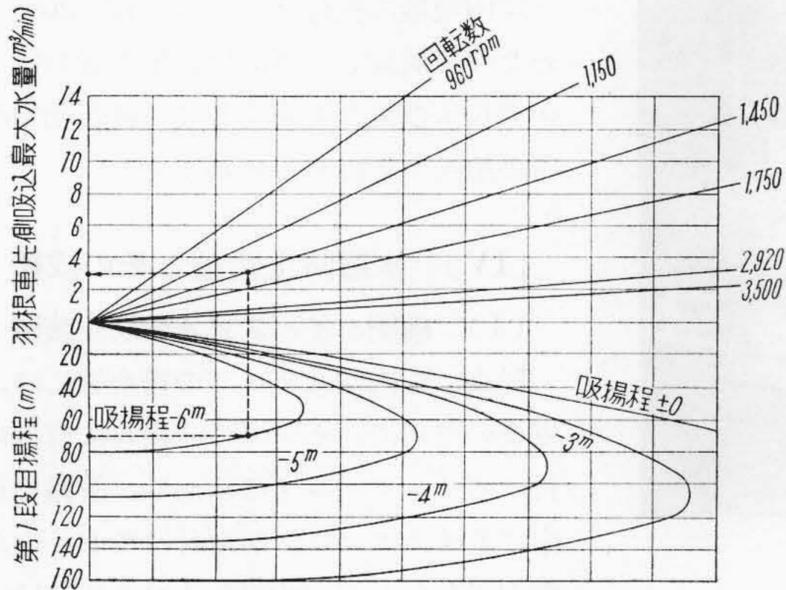
揚水量	13m ³ /min
全揚程	570 m
回転数	1,500 rpm (同期速度)
吸込揚程	-5 m
最高温度	50°C
水質	腐蝕性がある温泉質の坑内排水
型式	バランスジスク使用の、輪切型横軸多段タービンポンプ
電動機	2,200 HP×6,000 V

この条件を満足するために、第4図に示すような、今までに試みたことがない新しい構造のものを採用した。これは、ポンプの第1段目に両吸込型の羽根車を2個おいて並列に働かせるようになっていた。すなわち、ポンプの吸込口から流入した水は、四等分されて第1段目の羽根車に吸込まれる。第5図に示すものは、タービンポンプの羽根車の吸込口1個ごとについての、羽根車1段ごとの揚程と吸込揚程および回転数がそれぞれ変わる場合のキャビテーションなしで安全に吸込みうる最大水量を表わしたものである。今回の設計において、第1段羽根車の発生揚程を約70mとし、これを第5図に入れてみる。この線図は、常温のときのものである。50°Cで-5mの条件は、常温では-6m位に相当する。線図によると、点線が示すように、最大水量は3m³/minとなり、4倍して12m³/minになるから、与えられたポンプの条件を満すにはやや不足する。しかしこの線図は、羽根車の設計が、羽根の入口部を少しもねじつてはいない完全輻流型の場合(一般礫山ポンプ用には、予備羽根車を礫山の修理工場などで容易に自製しやすいように、完全輻流型を使うことにしている)のものである。今回のような記録的大型ポンプの場合には、混流入口部を持つた羽根にしてもさしつかえないから、それを使えば、12m³/minの20%増しの14.4m³/min(第2図の使用範囲の最大水量)になつても、キャビテーションなしに、安全に吸水することができる。

四分して吸込まれた水は、2個の第1段目羽根車の出



第4図 350 mm×6 段×2,200HP D2 GM-CH 型ポンプ断面および正面



第5図 タービンポンプ吸込水量決定図

口にそれぞれ集まり、それがさらに一つに集まって、第2段羽根車の吸込口に送り込まれる。第2段目から末段の第6段目（第4図は、3段目と4段目とを省略して画いてある）までの羽根車は、いずれもまったく同一構造、同一寸法のものであつて、片吸込型となつている。各段ごとに約100m ずつの発生揚程となつていて、ポンプの吐出口から570m 揚程の圧力に相当する高圧水が出ていく。この型を、D2GM-CH と名付けた。

軸推力は、バランスジスクによつて支えられるが、バランスジスク保護用のバネ押え式ボールベアリングが軸端に取付けられているので、ポンプが停止中は自動的にバランスジスクのライナとケーシング側のシートとの間が広く開いているよになつている。この装置があると、バランスライナとシートとの寿命を数倍以上も永持ちさせることができ、したがつて羽根車と案内羽根盤とが食い違つて揚水効率を著しく低下するような事故を未然に防ぐことができる。

両側の軸受箱および軸受メタルは上下二つ割れになつていて点検に便利になつている。

カプリングは可撓型であるが、運転中には電動機の軸

推力はポンプのバランスジスクが全部支持して、電動機の安全性を増すような特殊装置が施してある。

中間のステージケーシングのいんろう部は、内方に引込ませて、全体のタイトニングボルトを細くできるようにしてある。したがつて大きなポンプではあるが、狭い坑内においてポンプの分解、組立が容易になつている。またこのような構造の結果、悪水によるいんろう部の内外からの腐蝕損傷を完全に防ぐことができた。

吸込、吐出の両ケーシングおよびステージケーシングの外周部は鋳鋼製にして強度を持たせてあるが、ステージケーシングの内側である水返し羽根部はこの悪水に対してはやや耐久力の強い鋳鉄製とし、かつ鋳鉄肌の美麗さによる効率の向上を計つてある。そして錆が附着したときに掃除しやすいようにもしてある。

羽根車と案内羽根盤その他要所は、前例の1,200HPの実績に従つて、この悪水に耐久力の大きなアルミ青銅製としたが、運転間隙部または摺動部には、特殊青銅または13クロム鋼との組合せによつて噛り付きを防いだ箇所もある。

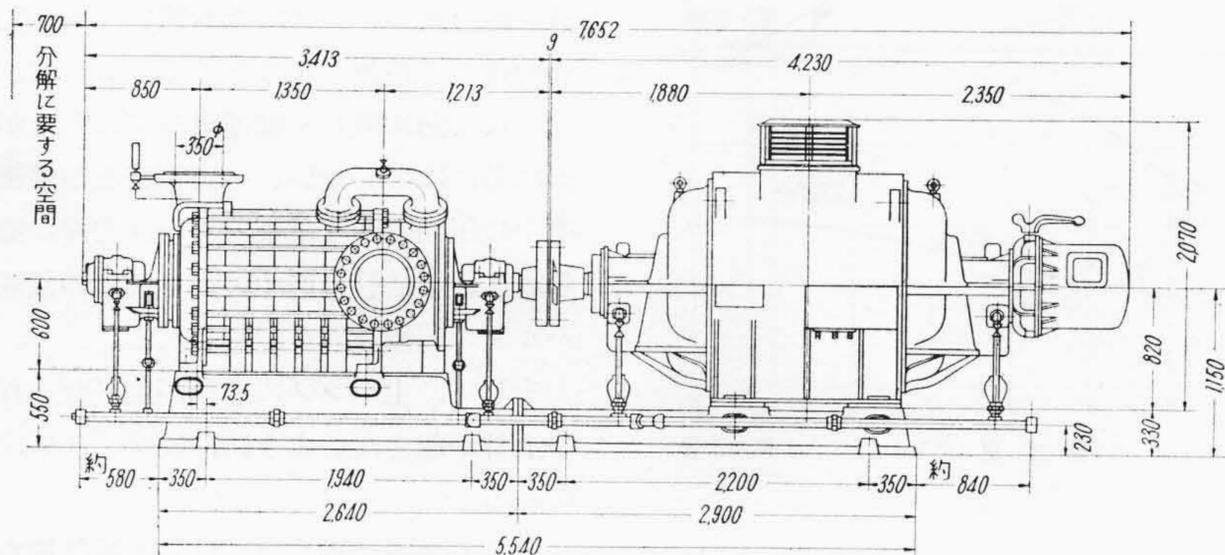
なお、案内羽根を出た高速の流水にさらされるステージケーシングの内面の要所には、不銹鋼の溶着を行つて防蝕してある。3台のポンプの中の1台には、試みとして吸込と吐出との両ケーシングをもアルミ青銅製としたものを使つた。

第6図は電動機と直結した据付図、第7図はポンプの外観写真である。

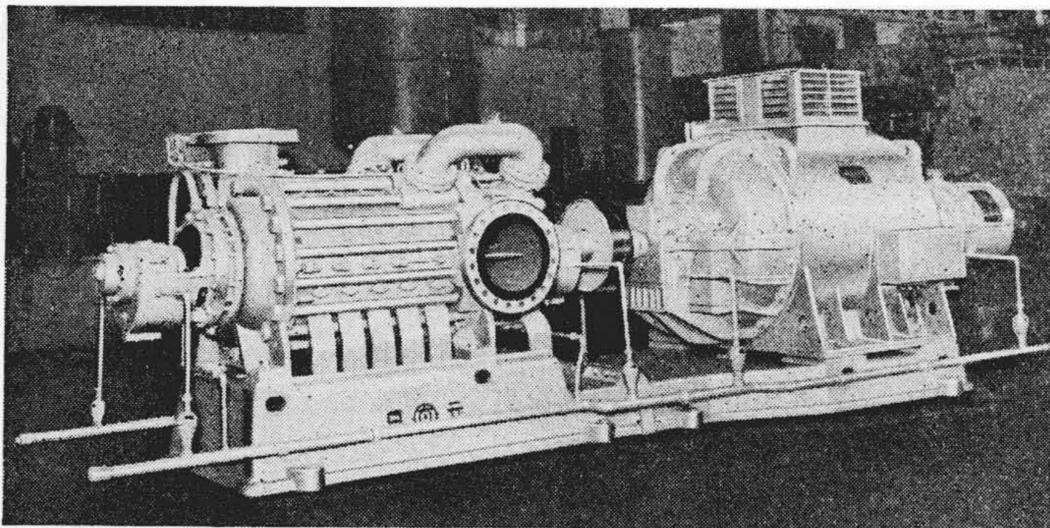
(2) 試験結果

工場試験の結果は、第8図に示すように坑内排水用大型ポンプにふさわしいものであつた。これは規定の吸込揚程を保つて試験したものである。

1段当り約100m、全揚程570m、所要動力2,200HPというような大容量、高圧のものを、そのまま工場内で全力試験することはなかなかむずかしいものであつて、いろいろ興味のある現象を経験した。



第6図 据付側面図

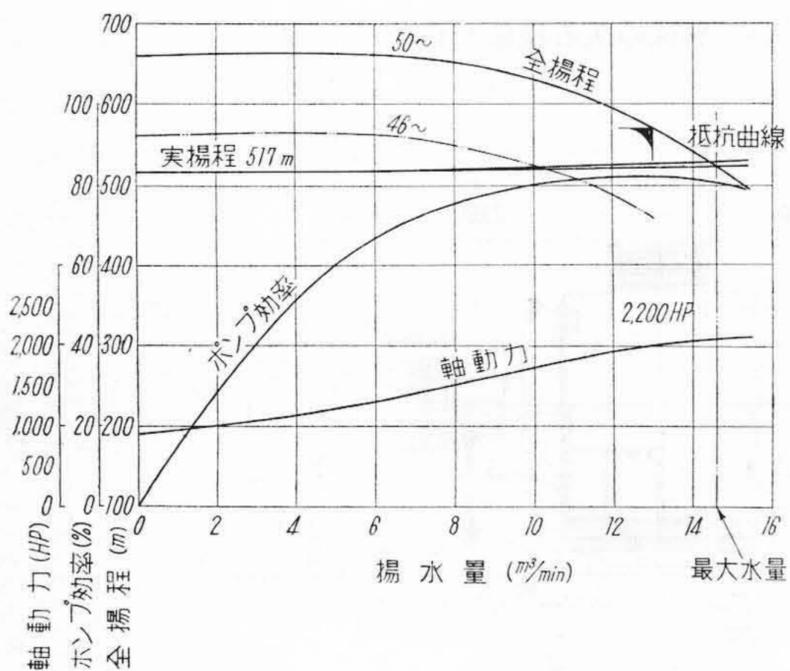


第7図 2,200 HP, D 2 GM-CH 型ポンプ外観

吐出バルブを全閉での運転はほんの瞬間的にしか行えず、そのときの記録を採取中にもポンプは発熱し、吐出圧力は低下を始め、所要動力も低下して、バランスジスクよりの排水は蒸発しだして危険状態に陥りやすい。

口径2 m余の大型ポンプの試験を行い得るような大きい水槽を使っているにもかかわらず、ほんの2ないし3時間の記録採取運転中にも、水温が著しく上昇してきて、一定の運転状態を保つことがむずかしい。

吐出口に、正規のスルースバルブを付けて、ここで全エネルギーを殺すと、バルブも破損するし、振動も著しいのでそれを避けて、ポンプの吐出口に盲蓋を取付け、それに数個の小口径のバルブを設け、順次に開いて吐水量を加減するようにしたが、渦流の影響が激しくて、規定水量においても、15m位の揚程変動が試験回数を重ねるごとに表われて、落ち着いた記録採取ができなかつた。やむなく、その盲蓋とポンプの吐出口との間に短直管を入れ、かつ三段構えのマッフルドオリフィスをも設けた結果、なお圧力計指針は激しく振れてはいたが、平均値を読んで安定した記録を採ることができた。それが第8図に示したものである。



第8図 2,200 HP ポンプ特性の試験成績

坑内現地に据付けて、2月17~20日にわたって試験した折には、圧力計の針はいずれもびたりと安定して、最高効率83%の値をさえ得ることができた。

〔IV〕 水撃防止装置とその成績

(1) 緩閉バイパス式水撃防止装置

従来、坑内排水ポンプの揚水管には、安全のために、ポンプの吐出口に直接に付けるチェックバルブのほかに、管路の途中にもチェックバルブを取付けておくのが常例であつたが、水撃防止のためには、

各チェックバルブごとに安全バルブを設けねばならないので、その手数を省くために、前に述べたようにフートバルブの使用も止め、吐出管路の途中のチェックバルブも使わないようにする。

今回は、特別に高圧であり、内径400 mmの揚水管を、専用堅坑に500mm余の上部から垂れ下げる(停止中と揚水中とでは水温の影響によつて100mm余の伸縮差が現われる)というような状況であるので、安全のために、チェックバルブは普通の構造のものをそのまま2個直列に重ね合わせた第9図のような設計とした。いずれか片方が故障を起こしても大丈夫である。内部バルブ片の動きを外で確認するために、回転スピンドルに取付けた永久磁石に吸引される指針が絶縁された外部で動くようになっている。

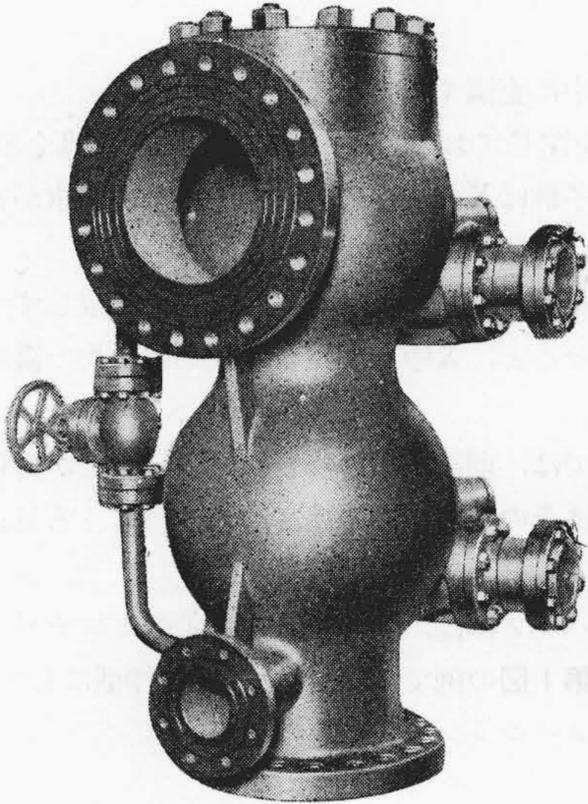
このチェックバルブをまたいで、内径130mmのバイパス管路が設けられ、それと同一口径の安全バルブと約70mmのオリフィスとが直列に挿入されている。

安全バルブを開閉するサーボ機構用として、ギヤー油ポンプ、貯油槽、空気槽、空気圧縮機および電磁切替バルブなどが用意されている(第10図参照)。

ポンプが運転中には、油圧によつてサーボモータが安全バルブを開いている。停電や運転停止になると、さきに述べたチェックバルブが直ちに閉まるので大きな逆流を防ぐが、安全バルブはなお開いておつて、一部の水がこれを通つて逆流しようとする。しかし、オリフィスに妨げられて急に激しくは逆流せず、したがつてポンプの逆転は急には生じない。一方電磁石が解磁降下して、空気槽中の圧油はサーボモータを逆方向に働かせるように送られる。圧油管の途中の絞り装置の加減によつて、安全バルブの閉鎖時間が調整される。

そして、主ポンプに逆転が生じない程度に、水撃圧力の上昇が起きないように、安全バルブはゆつくりと閉じられる。

一般の坑内用ポンプには、圧油装置を使わないのが普通であるが、今回のものは、水質がきわめて悪く、もし



第 9 図 二重直列式チェックバルブ

水圧操作式または水圧、油圧交換式でやるとすると、細かい水圧配管の途中のバルブ類がたちまちにして錆付いてしまうことが、前例によつてわかつたので、このような高級な全油圧式を採用することになった。

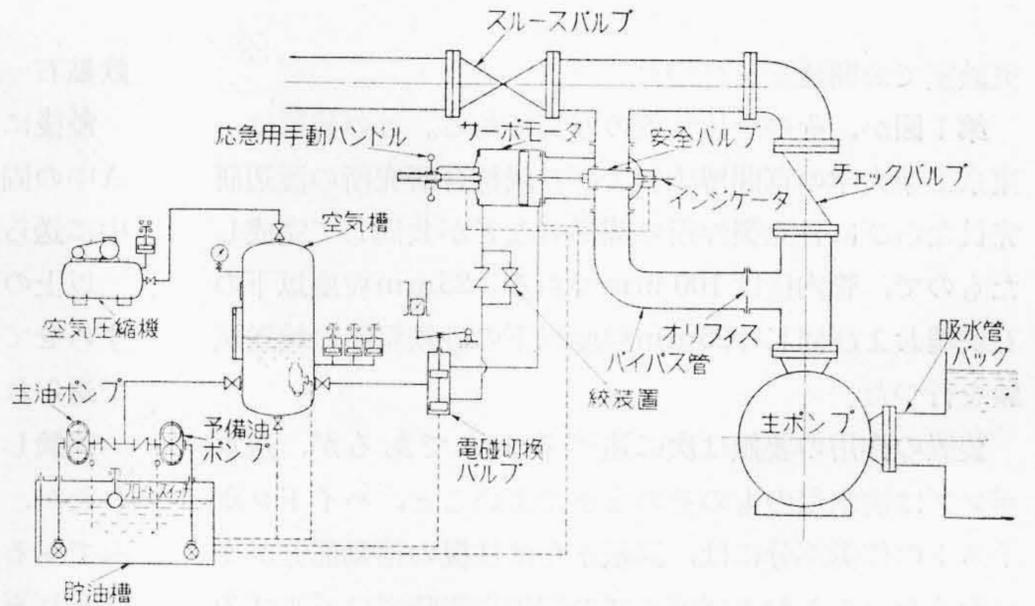
(2) 実際成績

ポンプの現地試験と同時にこの装置の作動試験を行い、次のような予想どおりの順調な成績数値を確認することができた。

急止前のポンプの吐出揚程 (h_a)523 m
急止後の瞬間最低吐出側揚程 (h_{min})	...381 m
急止後の瞬間最高吐出側揚程 (h_{max})	...555 m
h_{max}/h_a1.06
急止前のポンプ直上配管部揚程 (h_p)	...519 m
h_{max}/h_p1.07
実揚程 (h_a)509 m
h_{max}/h_a1.09
急止後の瞬間最大逆転数 0

すなわち、逆転がまったく生じないうちに安全バルブが全閉し終わることができる。

万一、安全バルブが閉鎖動作を行ない得ないことがある



第 10 図 油圧作動型緩閉バイパス式水撃防止装置

としての安全バルブ全開のままの試験を行つてみたが、逆転数は約 1,100 rpm であつて、正規回転数の -80% 内に納まることがわかつた。

〔V〕 結 言

記録的のものではあつたが、ポンプ本体も、各安全装置も、いずれも要部要部については、前例による十分な自信のあるものであつた。予想どおりの結果を得ることができて、関係者の骨折はよく報いられた。

大型、高揚程の坑内排水ポンプには、輪切りむき出し式の多段タービンポンプが最もふさわしいものであることがさらに強く実証されたことと、自動運転に必要な水撃防止法が理論どおりによく働くものだということが認識されたことも大きな収穫であつた。

その結果の一つの現われとして、宇部興産向洋炭硯納めの、390 m×1,300 HP ポンプ 2 台が、このポンプとほぼ同様の構造によつて、しかも全自動運転装置付きで、われわれの手で目下作り始められている。

終りに、この 2,200 HP ポンプの計画を強力に推進され、われわれの製作にあらゆる援助を惜まれなかつた同硯業所の副所長小林氏および硯務部次長北沢氏に限りない感謝の念を捧げる次第である。

製 品 紹 介

並列多管式 hidrohoist

普通のポンプを通すことのできないような、大きな固体、磨耗度の強い固体、腐蝕性のはげしい特殊液、とく

に高い濃度の固体含有液および半流動体的に粘度の高い液などを高圧の管路で送りたい場合の装置の研究を、幾通りにもわたつて、日立製作所で行つているが、その中の一つである“並列多管式 hidrohoist”という型式のものの実施研究が終つて、昨年末東京工業大学水力

実験室で公開運転を行つた。

第1図が、その全体装置の写真である。この装置は、東京工業大学の草間博士および石炭総合研究所の渡辺研究員ならびに日立製作所の関係者などが共同して完成したもので、管内径は100mmである。25mm粒度以下の石炭塊および同じく25mm粒度以下の砂鉄粗鉱の輸送試験を行つた。

装置の作用の要領は次に述べるようであるが、送水ポンプは清水用のものそのままでもよいこと、ハイドロホイストの作動部分には、回転または往復の摺動部分がまつたくないことおよびバルブの閉鎖作動時にはバルブ内面が清水でかならず洗われているという数々の特長がある。

作用について述べると、渦巻ポンプまたは往復ポンプの吐出側の高圧管路の途中に、第2図中のA、B、CおよびDのように、数本の管を並列に挿入し、そのおののには1、2、4および5の位置にバルブを取付ける。

任意の1本の管Aにおいて、バルブ1および4を閉じ、5を開くと、A中にあつた水が排せつされて空になる。

次に5を閉じ、2を開いて、ホッパー3を経て、流動しうる最高濃度に保つ程度内に少量の水を加えた固体粒子群—たとえば中塊の石炭粒あるいは微粉炭または山砂

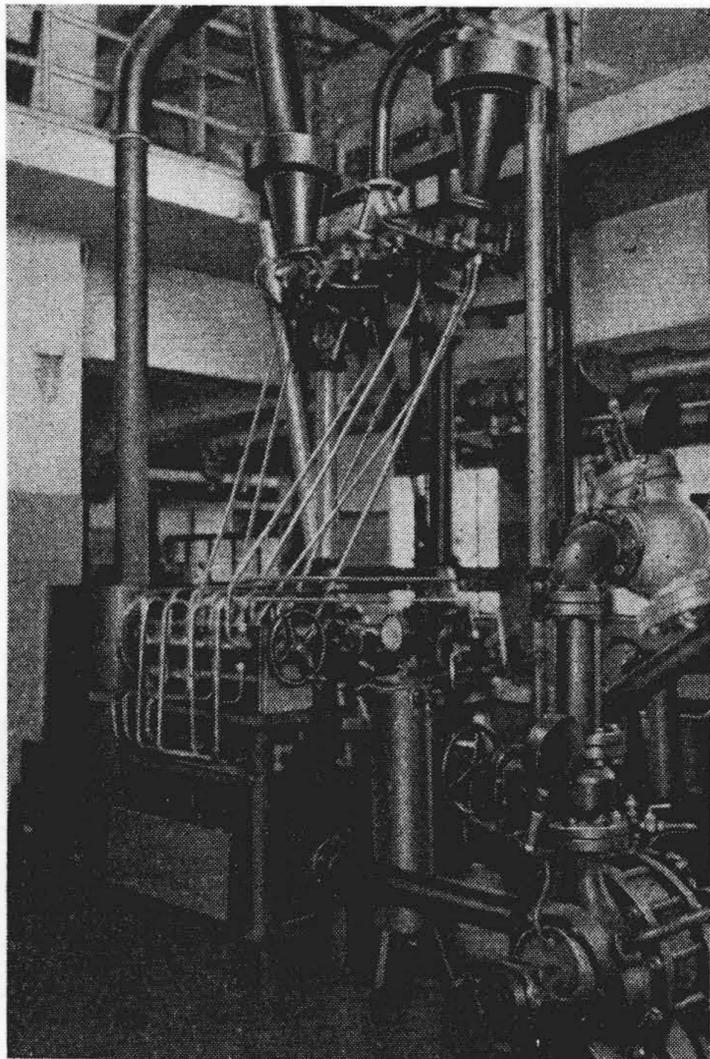
鉄鉱石—をA中に充満するように流し込む。

最後に、2を閉じておいて、1と4とを徐々に開くと、A中の固体粒子群はXの方へ送られ、Yからの清水がA中に送られる。

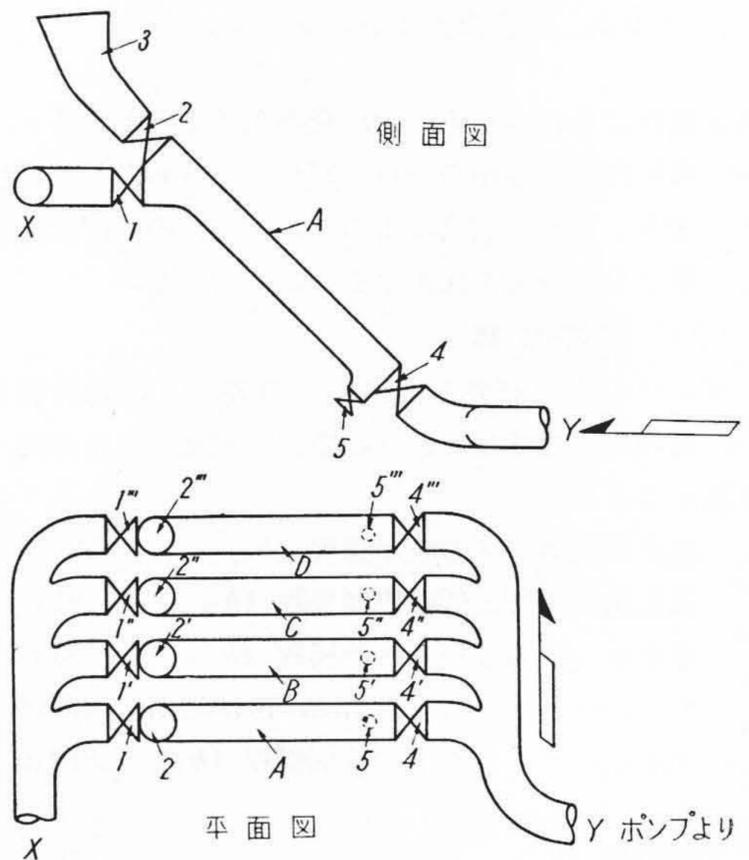
以上の作用を、A、B、CおよびDについて少しずつずらして行わせると、X中を固体含有液が常に均一濃度で送られる。

実験した例では、前記石炭の場合に25%濃度が得られたが、これはその2倍以上の濃さにも改善しうる見込みである。

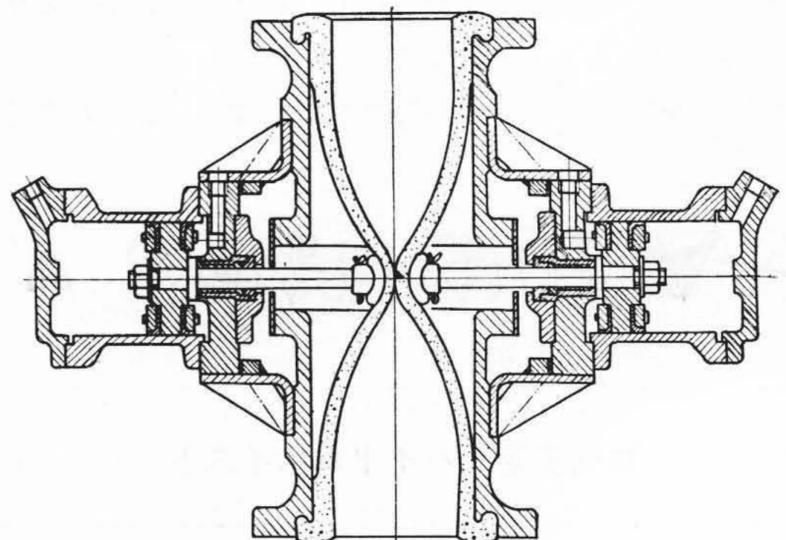
それぞれのバルブには、ゴムチューブ式のピンチバルブが好適で、第1図の例では、それを油圧操作型にして、完全なオートメーションを実行した(第3図)。



第1図 並列多管式ハイドロホイスト



第2図 並列多管式ハイドロホイスト説明図 (特許第225609号)



第3図 自動操作ピンチバルブ (閉鎖状態)