

デ ス ケ ー リ ン グ 装 置

木 暮 健 三 郎* 原 田 武 司**

The Descaling Equipment

By Kenzaburo Kogure and Takeshi Harada
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

In this country the descaling equipment has come to be used widely in recent years, and the operating pressure is now being demanded to be even above 100 kg/cm^2 . Hitachi, Ltd., which has been supplying this equipment in increasing number since 1936, is capable of manufacturing them of excellent performance characteristics.

In this article the writer publishes his theoretical observation on the construction of this equipment, and the method of determining the pump capacity chart according as an accumulator is provided or not.

In the end of the article, the writer sets forth general consideration concerning the descaling project quoting several cases in which Hitachi undertook the construction of the whole descaling plant or supplied main descaling equipment.

〔I〕 緒 言

高速水の噴射を利用して、圧延鋼材の表面のスケールを除去するデスケーリング作業の発展は最近誠に目覚ましいものがあり、その効果を大ならしめるため使用圧力は次第に高くなり、最近では 100 kg/cm^2 程度の圧力が要求されるようになった。したがってこれに使用される装置の構造、取扱および耐久性などに対しては慎重に考慮が払われねばならない。本装置用のポンプとしては往復動式ポンプまたは渦巻ポンプがそれぞれの特長を生かして広く使用されている。

日立製作所ではすでに昭和 11 年に富士製鉄川崎製鋼所を初めとして昭和製鋼、三菱鋼材大島工場に圧力 50 kg/cm^2 程度のタービンポンプを納入した。最近では富士製鉄釜石、三菱鋼材深川工場にそれぞれ圧力 70 kg/cm^2 および 90 kg/cm^2 のデスケーリング装置を納入し、いずれも好成績裡に稼動中である。なお現在八幡製鉄および富士製鉄向に圧力 100 kg/cm^2 以上の装置を製作中である。

本文はデスケーリング装置に関する一般的考察と併せて日立製作所で最近納入した A 社用デスケーリング装置の概要を紹介するものである。

* ** 日立製作所亀有工場

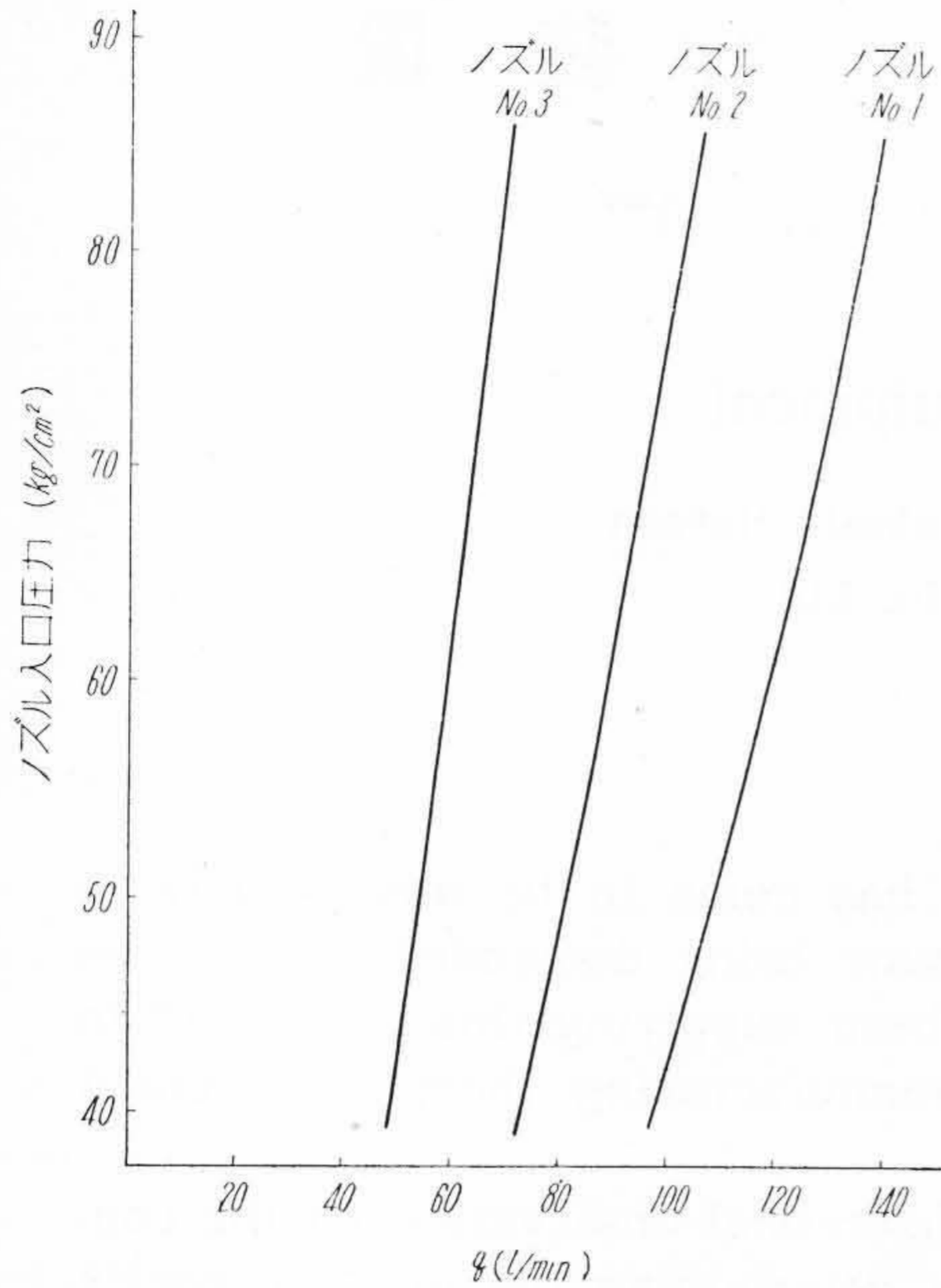
〔II〕 デスケーリング装置の構成

本装置の構成を順次に説明するとつぎの通りである。

(1) 高速水を発生させるためのノズル

デスケーリング装置において最初に考慮せねばならぬことは、有効な衝撃力をえられるような完全な噴流水を生ずるようにノズルのオリフィスの形を適当に形成することである。ウオーシントン会社の発表⁽¹⁾によると、このノズルは楕円形のオリフィスを持ち、その寸法により No. 1, 2 および 3 と分類され、その特性は第 1 図 (次頁参照) に示されたとおりである。

噴流水により材料の表面の温度が低下する程度は、吹きつけられる水量と時間によつて左右され、材料自身の熱容量は比較的關係が少い。これは冷却された表面に内部から熱が伝導するにはある程度の時間を必要とするからである。したがって表面温度の分布の不均一をきたすような噴流水の当て方は極力避くべきである。また型鋼や棒鋼のような平面でない部分のデスケールでは表面へ衝突する噴流水の相対流入角度が場所により大いに異なるから、デスケール程度にむらを生じやすい故ノズルの形状および取付け方向を研究する必要があるうし、また少い水量で大きな衝撃力を発生させる方向に進むようになると思われる。ノズルを効果的に働かせるためには相



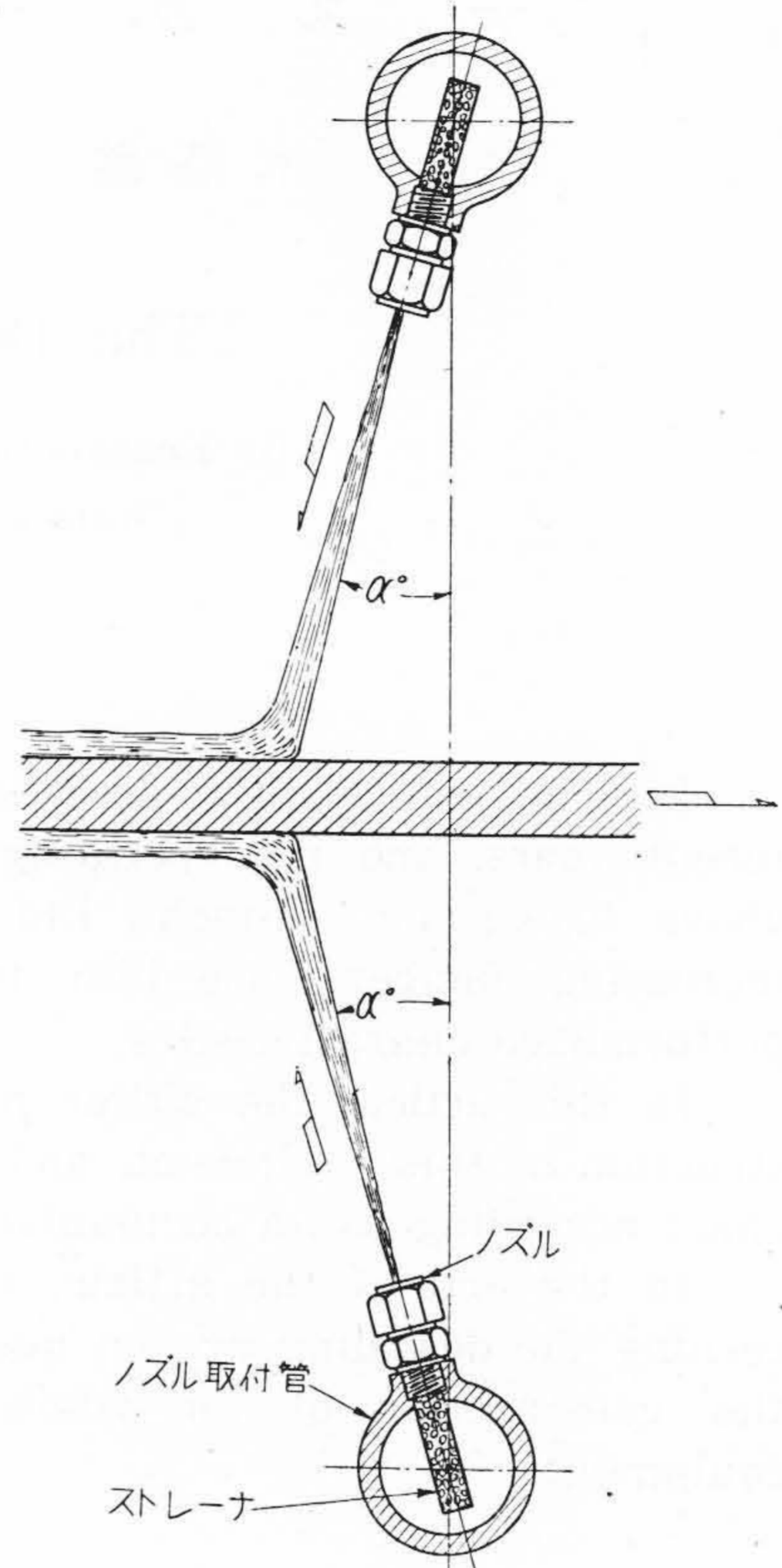
第1図 ノズル特性曲線
Fig. 1. Characteristic Curves of Nozzles

手の材料に応じて有効な衝撃圧力強度を出すための圧力と流量とノズルの形状および取付け位置などの要素について考慮することが必要である。最大の衝撃力すなわち剥錆効果は噴流水が板に対して直角に当てられた場合に生ずるけれども、剥離した錆がロール材の表面に残らぬように完全に洗い流すことが必要である。このため第2図のノズル取付角度 α はウオーシントン社の発表⁽¹⁾によれば約 $15\sim 20^\circ$ 程度が最も効果的であるとされている。簡単のために材料に直角に噴流水が当たるとして考察してみると第3図において、噴流水がノズル出口の形に相似形で進むと仮定し、ノズル出口($f_0 \times i_0$)が e の距離で($f \times i$)になったとすれば、任意の距離 e' のときには

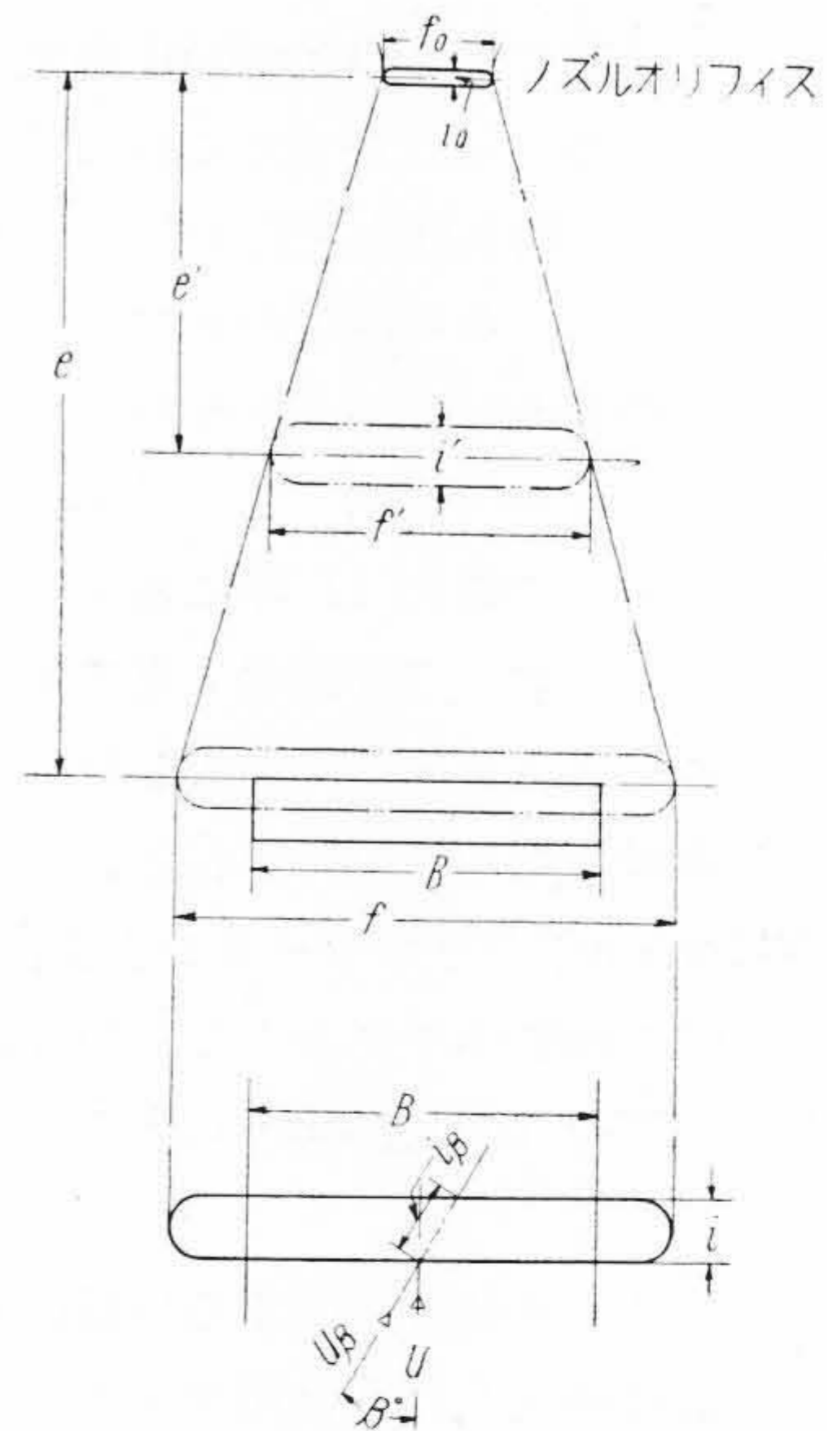
$$f' = f_0 + \frac{e'}{e}(f - f_0)$$

$$i' = i_0 + \frac{e'}{e}(i - i_0)$$

噴流水が板の一点に当たっている時間を t とし、幅 β の板の速度を u とすれば、 e のときには u が直角に進む場合 $t = \frac{i}{u}$ となり u が β 度傾くと $t_\beta = \frac{i_\beta}{u}$ となる。 e' のときには $t' = \frac{i'}{u} = \frac{i_0 + \frac{e'}{e}(i - i_0)}{u}$ (u が直角)となる。すなわち一定の e に対しては u が直角のときと β 度傾いたときでは流水の衝撃力は同一で、材料が噴流水にさらされている時間が $\frac{1}{\cos \beta}$ 延びたことになる。板面に当たるときの単位面積当りの衝撃力 F は全水の持っている全衝撃力をノズルの面積で除した値ゆえ



第2図 ノズル取付側面図
Fig. 2. Setting of Nozzle Jet



第3図 ノズルよりの噴流形状図
Fig. 3. Shape of Nozzle Spray

- ノズルの出口面積..... a
- 任意の距離 e' における噴流面積..... a'
- ノズルに入る水の圧力水頭..... H
- ノズルの流量係数..... C
- 重力加速度..... g
- 水の比重..... γ

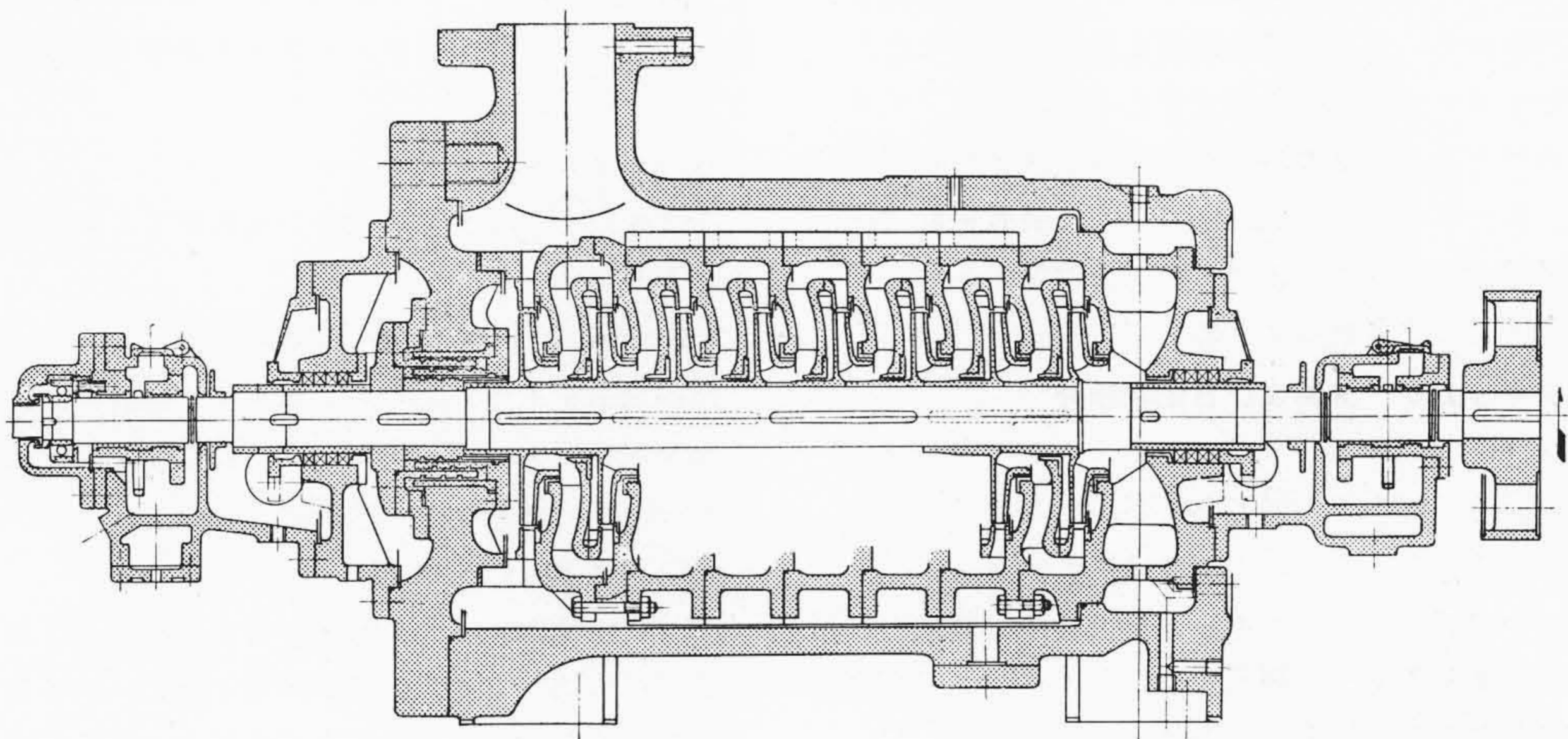
とすると $F = \frac{\gamma v^2}{g}$ となる。さらに $v = c\sqrt{2gH}$ で簡単のために $c=1$ とすれば $F = \gamma \times 2H$, 任意の距離 e' における単位面積当りの衝撃力 F' は $F' = \gamma 2H \times \frac{a}{a'}$ となる。

t を長くすることは材料を冷却させることのみが大きくなり、デスケールの向上にはあまり役に立たないゆえ β 度を増すことは望しくない。特に薄板や型鋼で局部的

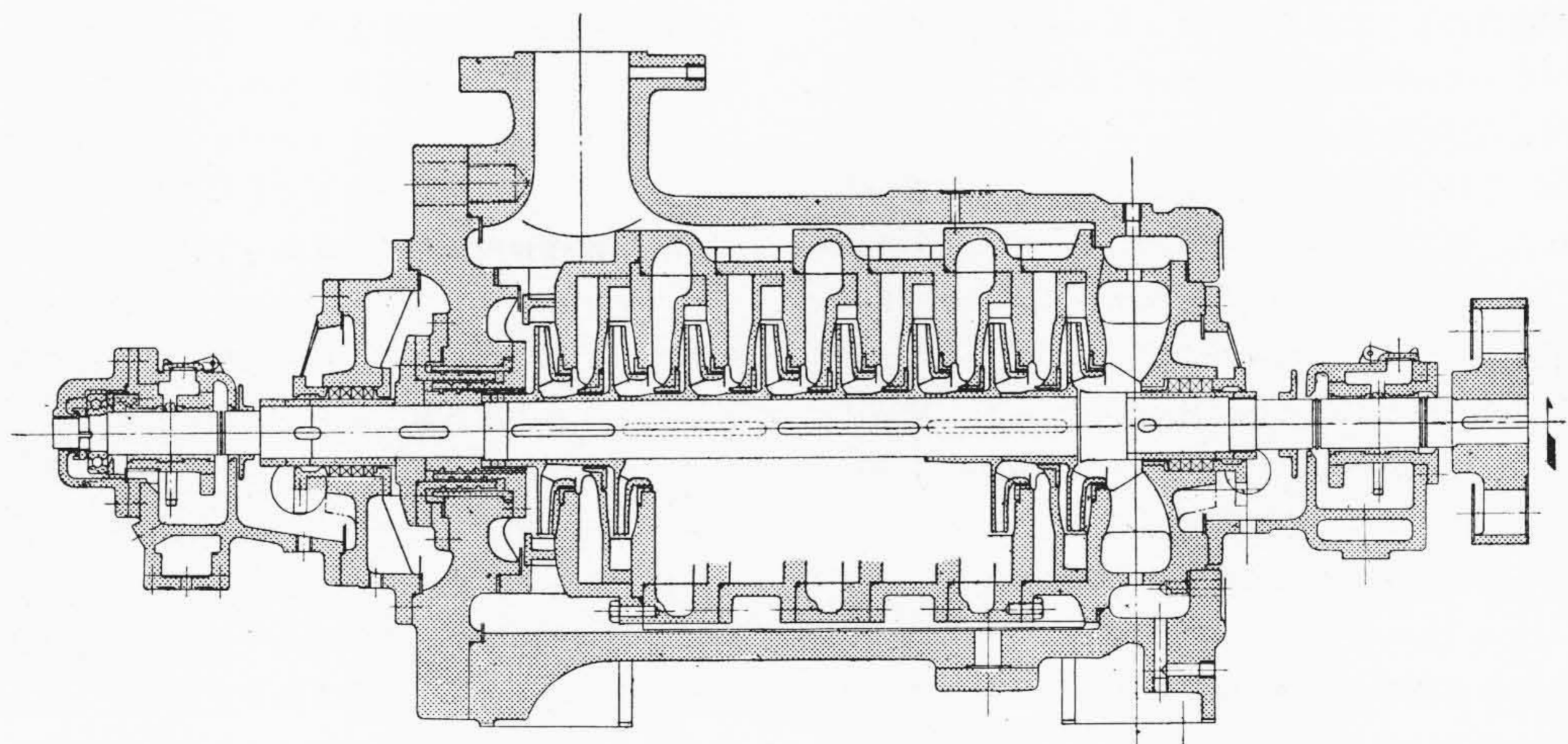
の冷却を起しやすいものは t を短くすべきである。材料表面の緻密な剥離しがたいスケールを除去するためには F を増加することが必要となってくる。この F は H と $\frac{a}{a'}$ に比例して増減する。

(2) 高圧ポンプ

デスケールの圧力は 70 kg/cm^2 の高圧が要求されるために、ポンプはそれに応じた形態が必要である。従来かゝる高圧には主として往復動式ポンプが使用されて来たが、ポンプの保守、水量の急変に対する順応性および水圧の脈動の除去などの点より、近頃は渦巻ポンプが使用されるようになった。渦巻ポンプは往復動式ポンプに比し形態がきわめて小であり、取扱も簡単で安全性も多い。本装置においては使用状態がポンプの水量を短時間



第4図 日立バーレル型タービンポンプ断面図
Fig.4. Sectional View of Barrel Type Turbine Pump



第5図 日立バーレル型二重ボリュートポンプ断面図
Fig.5. Sectional View of Barrel Type Volute Pump

ごとに変動させるので、一重ポリュート型ポンプではインペラ外周の圧力分布不均一に起因するラジアルスラストの変動が生じて軸に無理な撓みを起させるので、小間隙部の磨耗を早め、また震動を生じやすい。この弊害を除くために二重ポリュートポンプまたはタービンポンプが好ましい。第4図(前頁参照)は日立バーレル型多段タービンポンプを、第5図(前頁参照)は日立バーレル型二重ポリュートポンプの一例をしめす。この型はズルツァー式バーレル型のポンプに起り勝ちなステージと外ケーシングの錆付およびスケールのための分解困難を改善したもので、特に高圧ポンプとして最適の型式である。

この装置に使用されるポンプは縮切状態で運転されることがあるので、ポンプを保護するための自動過熱防止装置が設けられている。自動過熱防止装置は必要なときのみ作動してポンプの過熱を防止するので、オリフイスニップルのごとく、不必要時にも常時放水するための損失がない。またポンプ入口側に圧力リレー装置を取付けておき、供給水圧が過度に不足した場合は警報と共にポンプを自動的に停止させるようにしている。

(3) アキュムレータおよび自動閉鎖弁

渦巻ポンプを使用するときは、アキュムレータを付ける場合と付けない場合と二通りあるが、この点については次章でのべることとして、ここではアキュムレータそのものについて説明する。アキュムレータは空気式圧力水槽が取扱上便利である。規定の圧力のときにその容積の2/3の圧縮空気と1/3の水の割合にしている。その作用は $p_1v_1^n = p_2v_2^n$ にしたがって高低圧間の圧縮空気の膨脹に基いていて、その結果圧縮空気の膨脹量に等しいだけの容積の水が押し出される。我々の実験結果では $n=1.2$ が適当のようである。アキュムレータは機能的にはなるべくノズル用操作弁に近付けて設置するのがよいが、場所ならびに取扱の便宜上ポンプ室の近くにおく場合が多い。これには水面、安全弁および圧力制御器が取付けられる。圧力制御器はアキュムレータ内の圧力を示すゲージおよびそれに作用されるマグネットバルブを持つ自動閉鎖弁より成る。この弁はポンプが停止したときおよび配管の故障などによつて圧力が定められた値以下に低下したときに、自動的に閉つてアキュムレータ中の圧縮空気の流出することを防ぐ役目をもっている。この弁は低圧の圧縮空気または水圧により作動させる。

(4) ストレーナ

供給水中の異物を極力除去することは、ポンプその他弁類の故障を予防するのみならず、各部の磨耗を減少し初期の性能を長期間維持するためにもぜひ必要なことである。

(A) ポンプ用ストレーナ

ポンプ用ストレーナとしては高価ではあるが、自動または手動洗滌式が最も便利である。しかし水道水または井戸水でヘッドタンクのところで十分砂を分離排出させた水を使用するような場合は初換式を用いて適時交互に清掃してもよい。ストレーナ入口と出口の圧力差を見られるように圧力計をつけておき、ストレーナの目のつまり程度を外部から点検できるようにしておく。

(B) 操作弁用ストレーナ

配管据付時に内部に入った異物や管内部に附着しているスケールが脱落して流れて来たものを操作弁の前で止めるためのストレーナである。このストレーナは試運転時ある期間通水したら分解点検し除去してもよいが、もしも管内のスケールが引掛つていた場合はストレーナは除去しないでつけておき、ときどき清掃しなければならない。

(C) ノズル用ストレーナ

ノズルにつまるような大きいものをここで受止めるためにある。

(5) ヘッドタンク

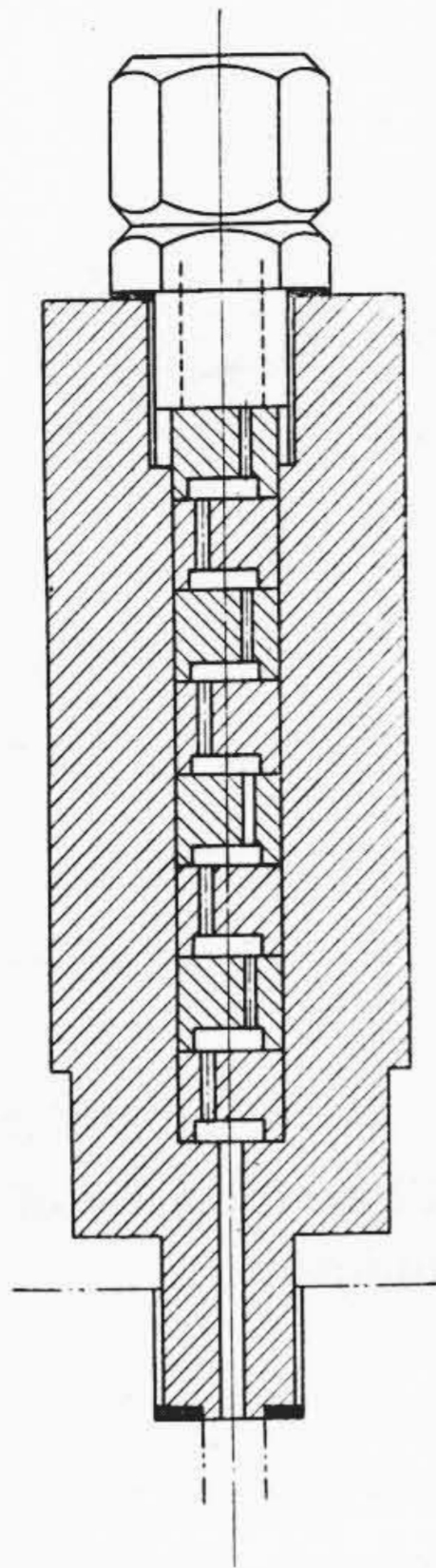
所内水道を水源にする場合本タンクを設けて、これに水面警報装置を設備してポンプへの供給水を確保するとともに底部の沈澱物を常時排出させる。

(6) 作用バルブ類

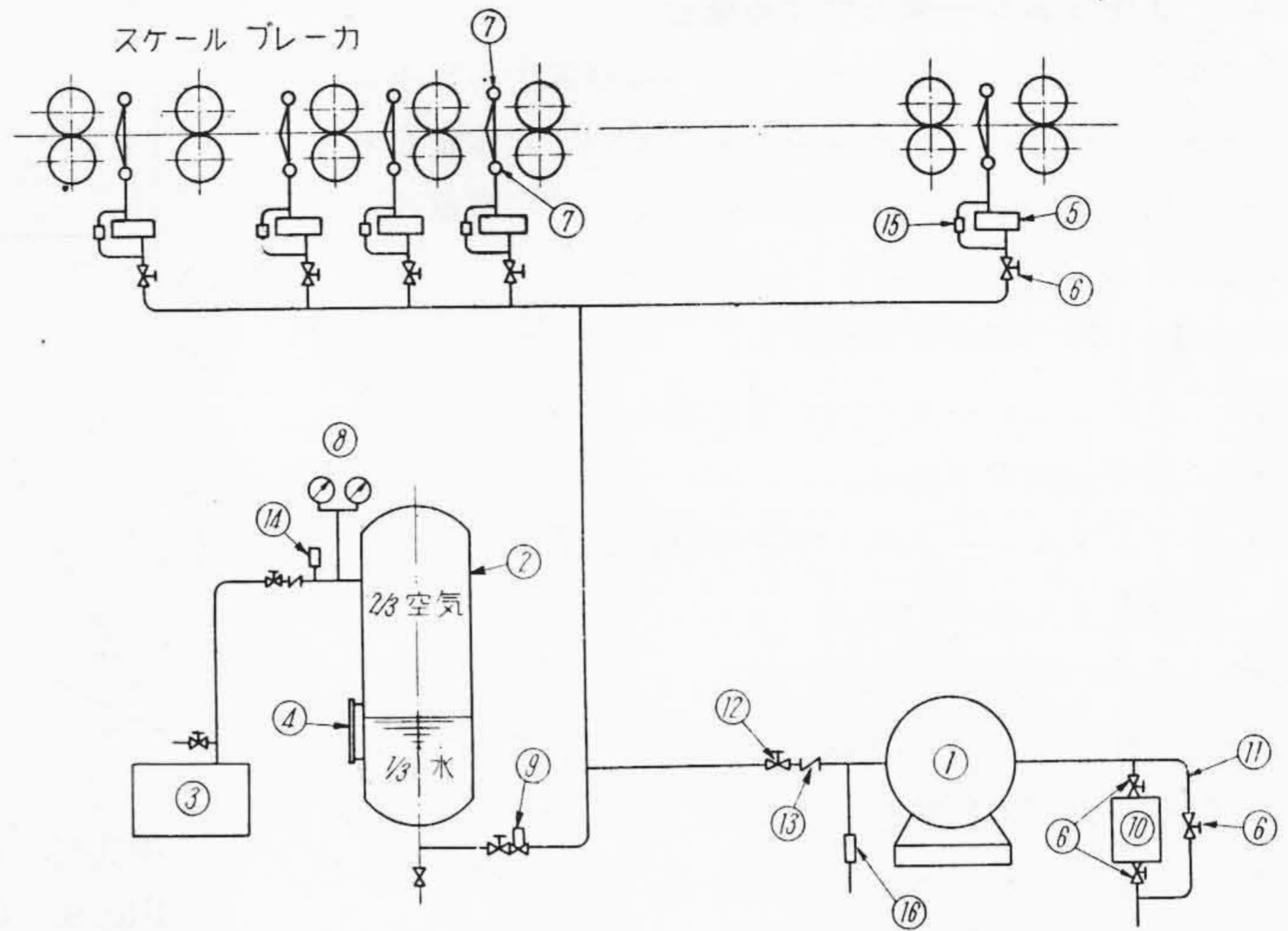
ノズル用操作弁は圧力低下が最小になるような弁を選ぶことが大切である。面積が非常に狭いバルブを使用すると常に摩擦のため損失があるばかりでなく、維持費も高くなる。また弁の開閉により発生するウォーターハンマー圧力の変化を極力低減するためには弁開面積の急激な増減のないような構造にすべきである。この弁は通常操作室にある操作盤の押釦を押すことにより操作される。ときによつては自動的に板の流れにより電氣的に操作される。この弁の手前にストップバルブを設置して修理することができるよう留意することは必要なことである。

(7) 操作弁用オリフイスニップル

このオリフイスニップルは操作弁縮切時にポンプの過熱の防止にも役立つが、主目的はノズル取付を常に満水しておくために適量の水を常に流しておくことである。これがないときは操作弁が閉じているときにノズルを通して操作弁よりノズルまでの配管の水が流出してしまう場合があり、操作弁を開いてからノズルが完全に噴射するまでに時間的の遅れが生ずると、操作弁が開かれたときその配管中に急激な衝撃が起る。このことは配管を常に満水しておけば消滅させることができる。また操作弁を急閉したとき主配管に起る圧力上昇を軽減させるにも役立つ。オリフイスニップルは高速水に洗われて



第6図 オリフイスニップル断面図
Fig. 6. Sectional View of Orifice Nipple



- | | | |
|----------------------|-------------|----------------|
| (1) ポンプおよび電動機 | (2) アキュムレータ | (3) コンプレッサ |
| (4) 水面計 | (5) 操作弁 | (6) ストップ弁 |
| (7) ノズルおよび取付管 | (8) 圧力計 | (9) 自動閉鎖弁 |
| (10) ストレーナ | (11) バイパス | (12) スルース弁 |
| (13) チェック弁 | (14) 安全弁 | (15) オリフイスニップル |
| (16) 自動バイパスまたは過熱防止装置 | | |

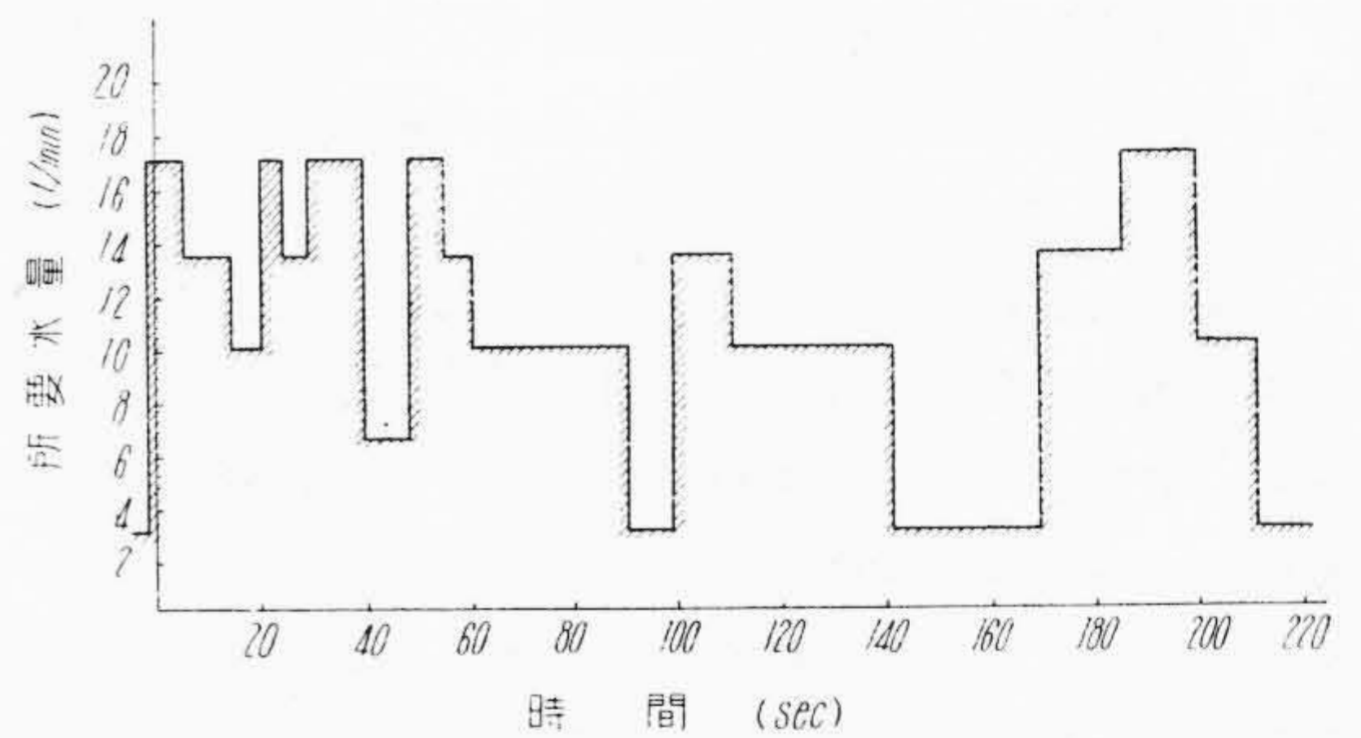
第7図 デスケーリング装置系統図
Fig. 7. Skeleton Diagram of the Descaling Plant

いるので耐蝕，耐摩耗性の大きい材料で作られる。第6図はその一例を示す。過熱防止装置を有する場合において，オリフイスニップルよりの放流量はノズル噴射量の約3%程度に選ぶ。このように操作弁用バイパスは必要であるが，一方ロール作業に有害となる場合もある。すなわち材料がロール機に一回で入る場合はよいが，数回やり直さねばならなかつた場合には一部分のみ冷却されてしまう。したがつてかゝる心配のある場所ではこのバイパス水を極度に少なくするか，または全く止めてしまわねばならない。後者の場合には取付け管中の水が流出してしまわぬようなノズルの取付方を考慮すべきである。

以上により本装置の各構成要素の説明をのべたが，これらを系統図にまとめたものが第7図である。

〔III〕 ポンプ容量の決定

ポンプ容量を決定すべき条件として，工場における時間と所要水量の線図を決定しなければならない。これはロールされる鋼片の速度および断続性とノズルの噴射量から算定されるものである。ノズルの噴射量はノズルの形状および水の圧力によつて決定されるものであつて，ロールされていない間ノズルより放流せしめる漏洩量(オリフイスニップルによりバイパスを経て放流される量)，ポンプの過熱防止放水量も加えて所要線図が定められる。またこの所要線図にはノズル噴射時間として鋼片



第8図 所要水量1時間線図の一例
Fig. 8. An Example of Quantity—Time Diagram

の通過の前後に1秒間の余裕を入れている。第8図は所要水量線図の一例を示す。

つぎに渦巻ポンプを使用する場合に対し，アキュムレータの付かない場合と付ける場合のポンプ容量の差異についてのべる。

(1) アキュムレータの付かない場合

ポンプの定格吐出水量はノズルを最も多く使用するときの所要水量を十分満足しなければならないので，ポンプの容量は大きいものとなる。したがつて時間と水量の所要線図において平均水量とピーク時の最大水量との差が少いときに有利である。

(2) アキュムレータを付ける場合

ノズルを最も多く使用するときの噴出水量からアキュムレータに蓄積されている補給水量を差引いた水量をポンプの定格吐出水量とすればよいのでポンプの容量は前者に比して小さくてよい。

以上(1)(2)の場合を比較すると

(1) アキュムレータの付かない場合

- (i) 保守が簡単である。
- (ii) アキュムレータおよびその附属設備がないため配管なども簡単である。
- (iii) 全体の設備費が低廉である。
- (iv) 操作弁を急激に開閉した場合に発生する水圧脈動がポンプに影響をおよぼす。

(2) アキュムレータを付ける場合

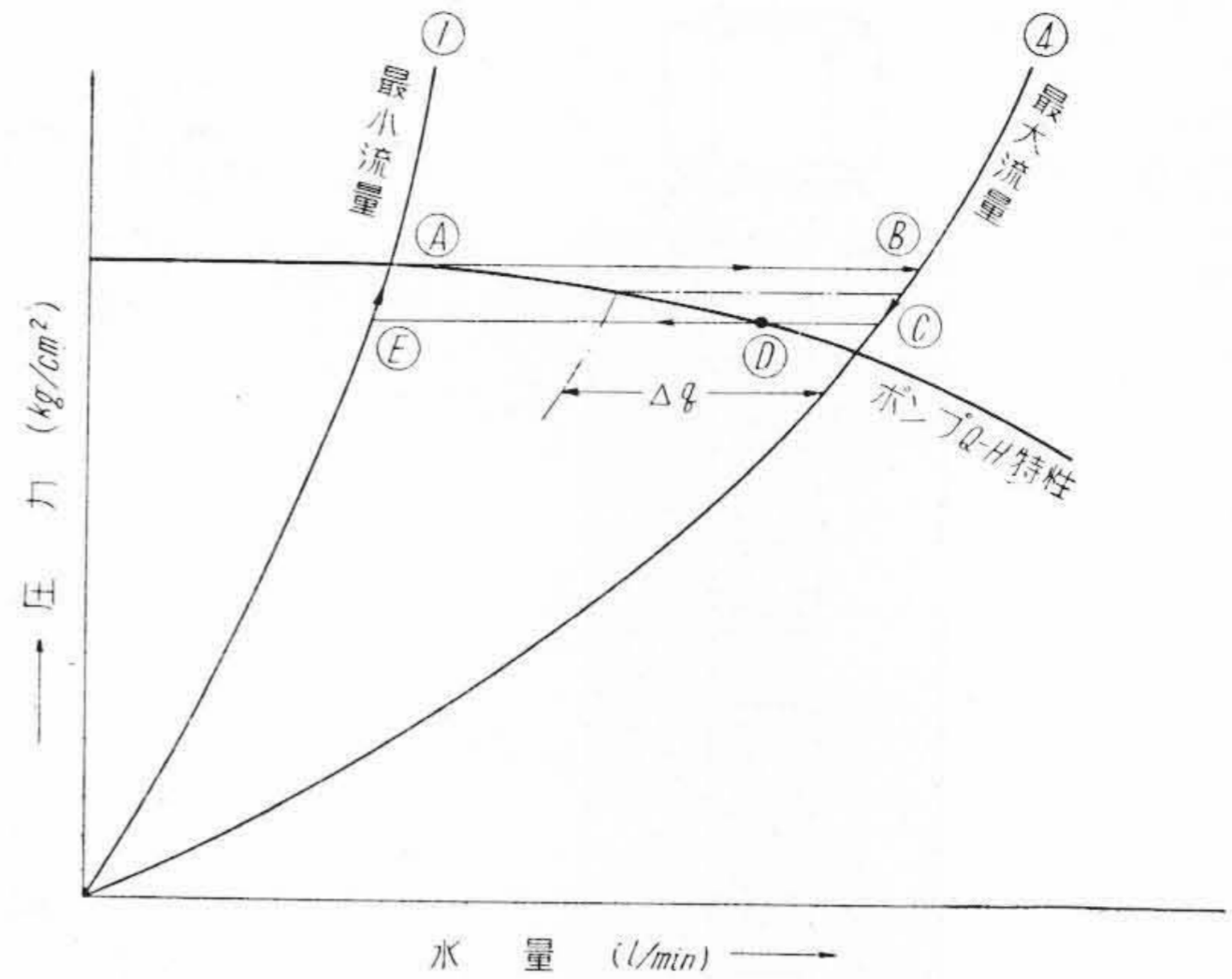
- (i) ポンプの容量が小型ですむ。
- (ii) 使用動力費が非常に低廉となる。
- (iii) 操作弁の開閉によるウォーターハンマ圧力変化を低減する。
- (iv) ポンプの負荷状態が激変しない。
- (v) ノズル噴射圧力の変動少く、かつ常に高い圧力を利用できる。
- (vi) 全体の設備費が高くなり設備が複雑になる。

などの利害がある。

ノズル噴射圧力と所要水量線図が定められると、配管による圧力水頭損失も考慮してポンプの容量が決定される。

アキュムレータの付かない場合は、ポンプの水量を所要水量線図の最大を超える水量にすればよいので簡単である。アキュムレータを付ける場合は所要水量線図とアキュムレータの特性とからポンプの容量を決定する。かくして定めたポンプの特性と、アキュムレータを加味したものが所要水量線図の最大水量の常に上部にあり、連続しても常に同様になれば、ポンプおよびアキュムレータはこの所要水量に対して満足な状態となるわけである。アキュムレータはその容量を増せばポンプの容量は小さくなるが、アキュムレータが大きくなり製作費用が増大する。またあまり小水量の高圧渦巻ポンプは効率が低いので、この両方を考慮に入れてポンプおよびアキュムレータの容量を決定すべきである。

つぎにアキュムレータとポンプを組合せた総合特性についてのべる。第9図においてポンプは最初起動して最少流量①とポンプQ-H特性との交点②のところで運転されていて、操作弁が開かれた瞬間はポンプは②の吐出量の点で運転され、②と最大流量④上の③と同一圧力の点④間の水量はアキュムレータによつて補給される。④のある時間経過後③点にいたりノズル操作弁が閉じられ



第9図 ポンプとアキュムレータの総合特性
Fig.9. Combined Characteristic of Pump and Accumulator

て①にもどる。③に相当する圧力の①上の点を⑤とすると、この瞬間ポンプは⑤点で運転されているから⑤④間の水量をアキュムレータに補給することになる。いい換えれば、ポンプの負荷状態に急激な変動がないことになる。またポンプとアキュムレータをつなぐ配管の大きさもこの補給または蓄積の水量によつて決定できる。これが細すぎると抵抗が大きくなり、蓄積のときのロスが大きくなり効果を減少することになる。

[IV] 実 例

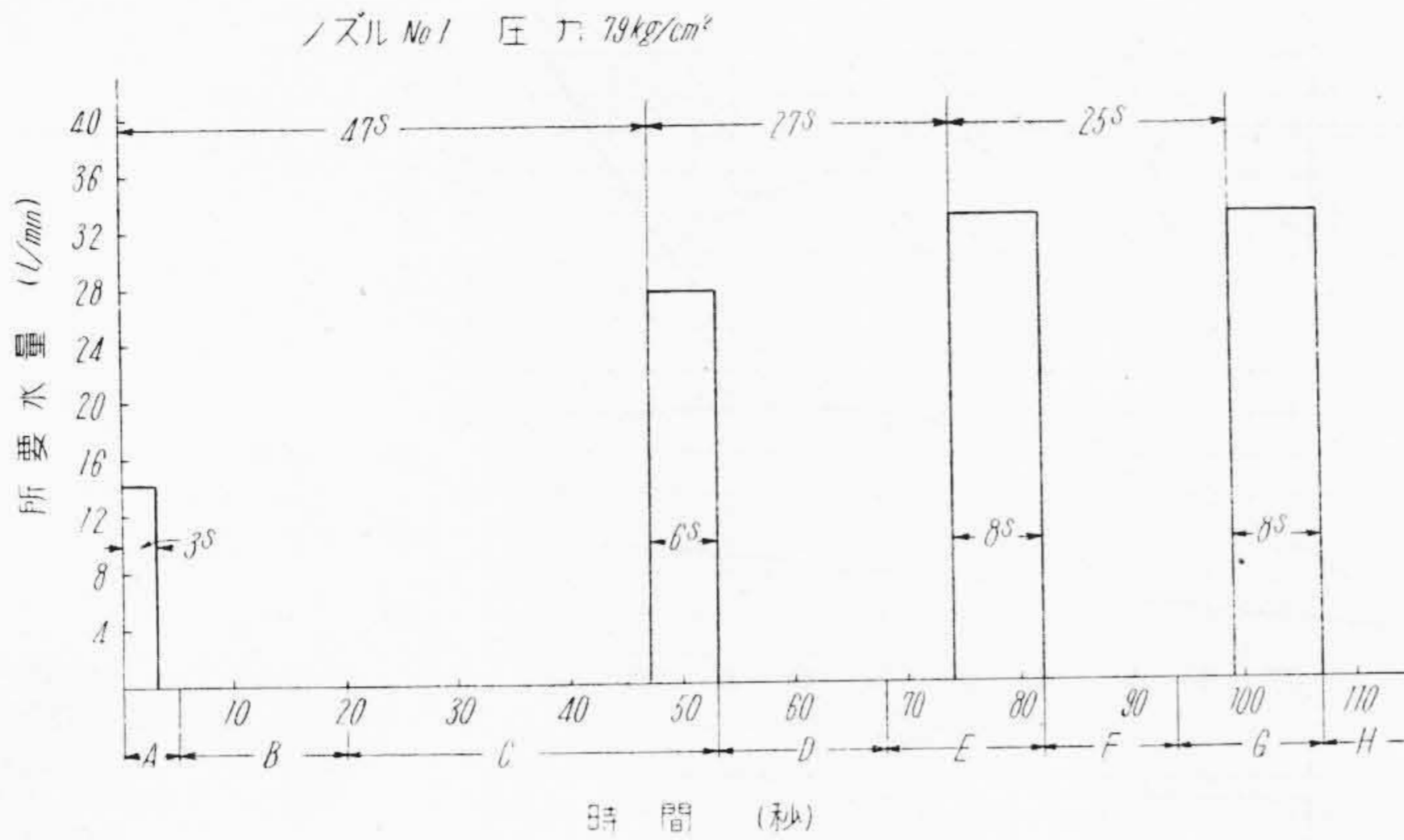
(1) ポンプ容量の決定の一例

ここではロールスタンドはA, B, C, D, E, F, G, Hの計8箇所があり、デスクールノズルはA, C, E, Gの各スタンドに設置される。使用ノズルはウオーシントン社No. 1と同一のものが使用され、A, C, E, G各スタンドにて上下吹き各1箇所と定められた。ノズル圧力は内外数多の使用例および実績などを考えて最も適当と思われる70 kg/cm²以上と決定する。水量の決定に当つては鋼材の作業行程、および時間と圧延作業との関係などを基準にして必要な圧力水所要水量線図を作製するのであるが、その条件は下記の通りである。

- (A) 作業工程表からいかなる鋼材が圧延回数が多く、デスクールする量が多いかを求める。

第1表 ノズル噴射の重なり組合せ
Table 1. Overlap Combination of Nozzle Injection

A	C	E	G	—	A	—	C	E	G	以下 繰返し
—	A	—	C	E	G	—	A	—	C	
—	—	—	A	—	C	E	G	—	A	

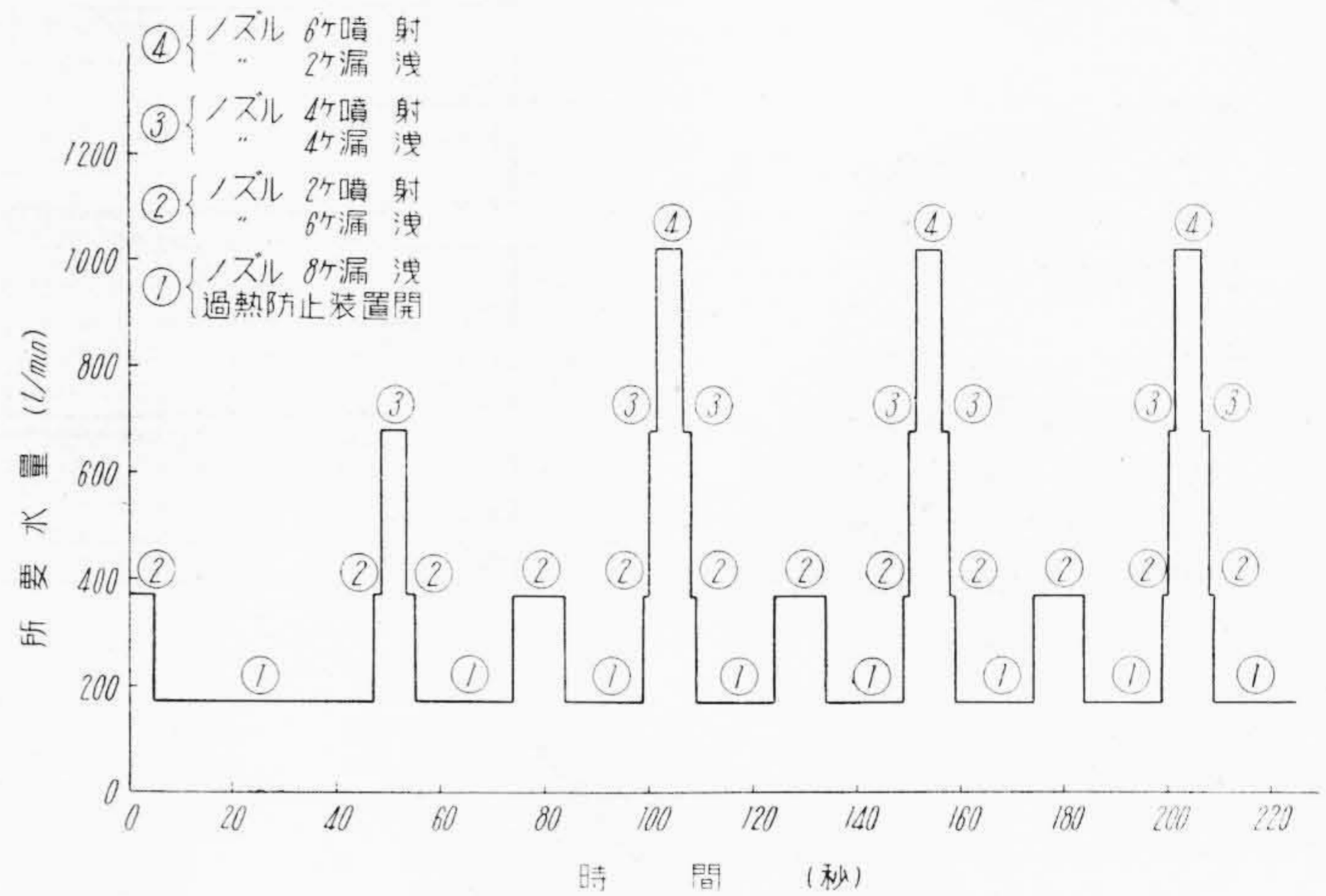


第 10 図
各ロールスタンドにおける
所要水量線図

Fig. 10.
Diagram of Quantity of
Water Required at Each
Roll Stand

第 11 図 総合所要水量線図
(圧力 70 kg/cm² にお
いて)

Fig. 11.
Diagram of Total Quantity
of Necessary Water
(at 70 kg/cm²)



(B) 連続圧延する場合には各スタンドの噴射時間が重なることを考慮する必要がある。すなわち鋼材がAスタンドからつぎのBスタンドへ出て行つた後、新たな鋼材がAスタンドにチャージされる時間のずれにより噴射が重なる最悪の場合を考慮する。この場合は 30~50 秒ごとに1回とした。

ノズルは No. 1 計 8 箇を使用、圧力 70 kg/cm² としてノズル流量表より各ロールスタンドにおけるデスクーリング所要水量を求めると第10図の通りになる。スケールオフ 30~50 秒にてその最も重なつたときの状態は第1表に示す通りである。第1表に示された重なり条件と正味ロール時間の前後に各1秒の余裕を見、さらにノズルの製作誤差による噴射量の許容値を +10% とし、かつ使用中の磨耗のための流量の増加および磨耗によるポンプの性能低下を考慮し、ノズルの噴射量は No. 1 ノズルの噴射量 (第1図に示す) の 125% 増とする。ノズルが噴射していない準備期間にはオリフイスニップルにより噴射量の約 3% を漏洩させておくものとする。また無

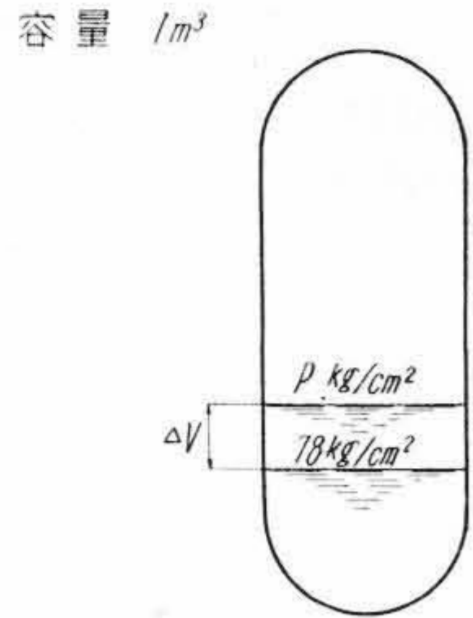
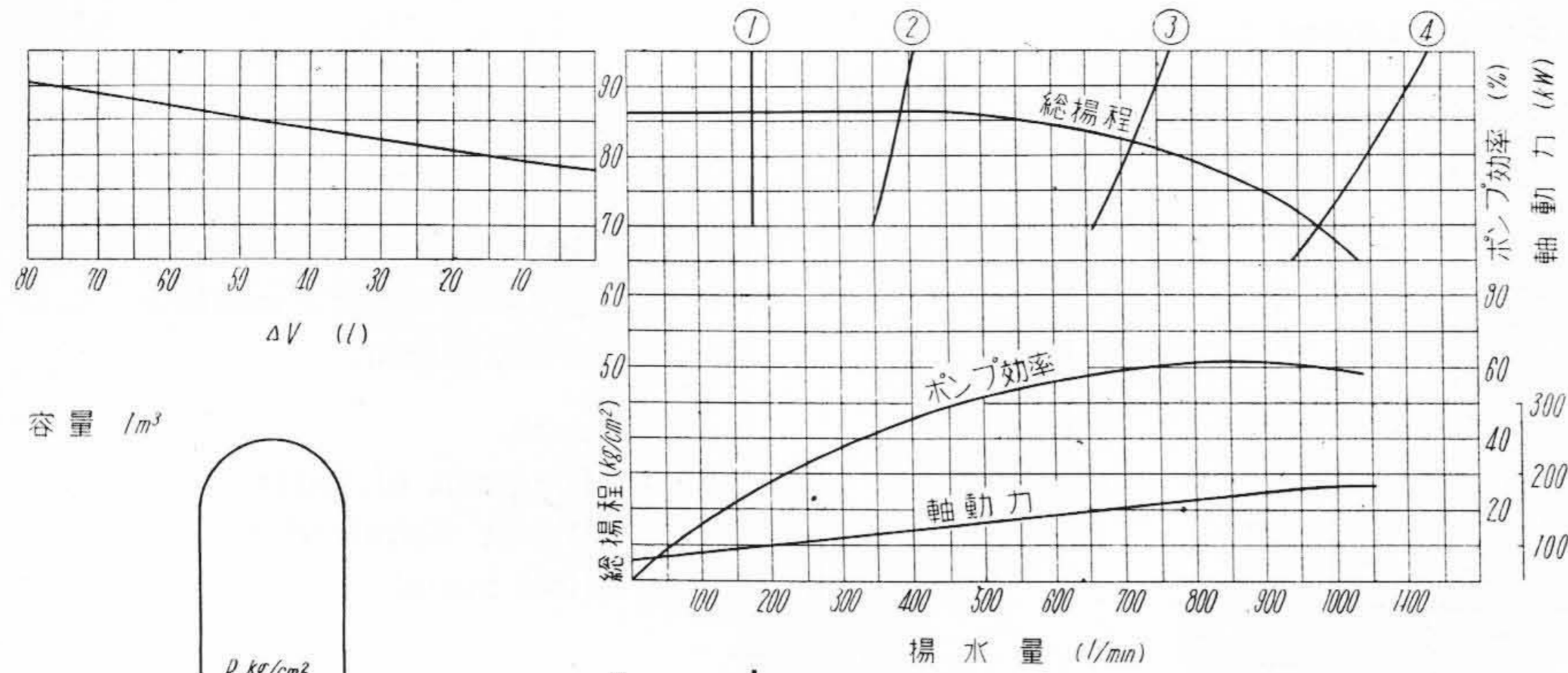
送水時のポンプ保護のため、過熱防止装置を設け、その放水量を約 140 l/min として圧力 70 kg/cm² における所要水量線図を作製すると第11図のごとくなる。

まずアキュムレータを付ける場合のポンプ仕様の決定についてのべる。(第9図参照)

最大噴射量(4)の継続時間を t 秒とすると、アキュムレータからの全体補給水容積 ΔV は (簡単のためにこの間におけるアキュムレータの単位時間における補給水量の平均を Δq とする)

$$\Delta V = \Delta q \times t$$

で表わされる。第12図(次頁参照)は第11図に示された所要水量線図と、ポンプ特性および各ノズル組合せ時の噴射量特性とを総合したアキュムレータ付のデスクーリング系統全般特性を示したものである。この場合第12図より $\Delta q = 6 l$ と仮定 (後から幾分修正する) し、 t は第11図よりピーク時の継続時間で 5 秒であるから $\Delta V = 30 l$ となる。アキュムレータ内の圧力の変動の下限は配管の損失水頭を 8 kg/cm² 見込んで $P_1 = 78 \text{ kg/cm}^2$ とし、上



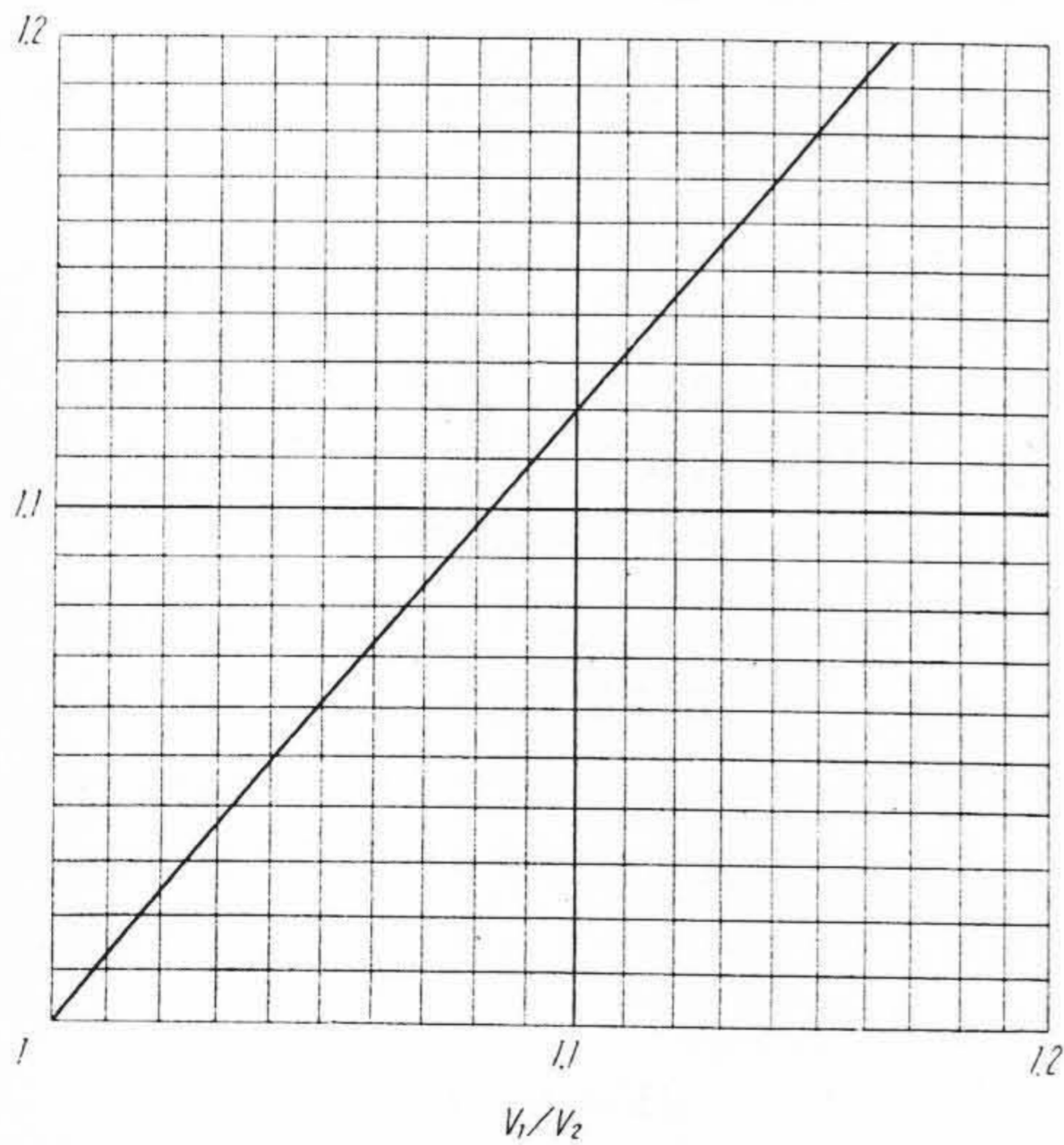
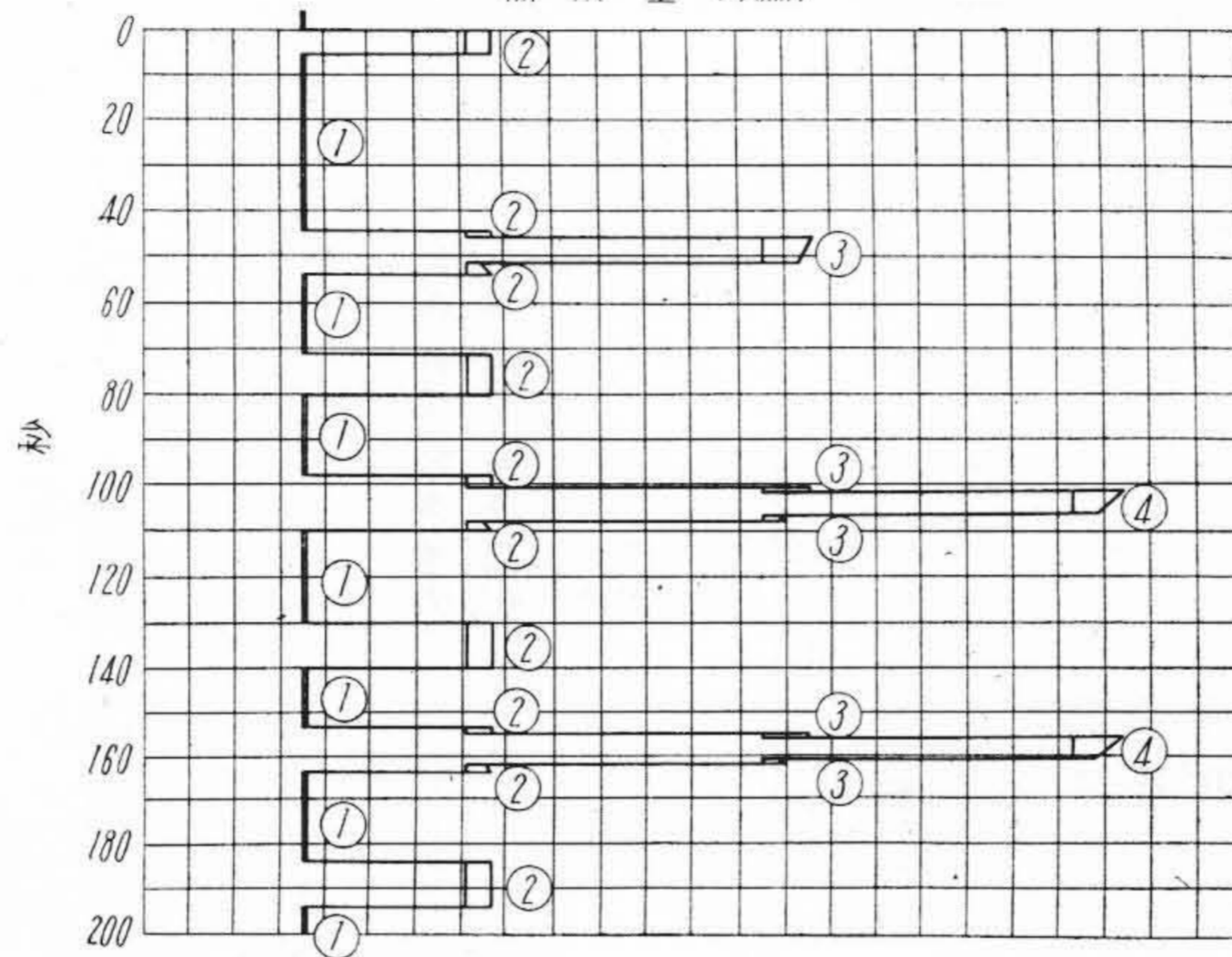
第12図

アキュムレータ付の
デスケリング系統
全般特性

Fig. 12.

Complete Characteristic Chart of Descaling System with Accumulator

- ノズル 8ヶ漏洩
- ① 過熱防止装置開
- ② ノズル { 2ヶ噴射
 { 6ヶ漏洩
- ③ { 4ヶ噴射
 { 4ヶ漏洩
- ④ { 6ヶ噴射
 { 2ヶ漏洩



第13図 空気容積と圧力との関係

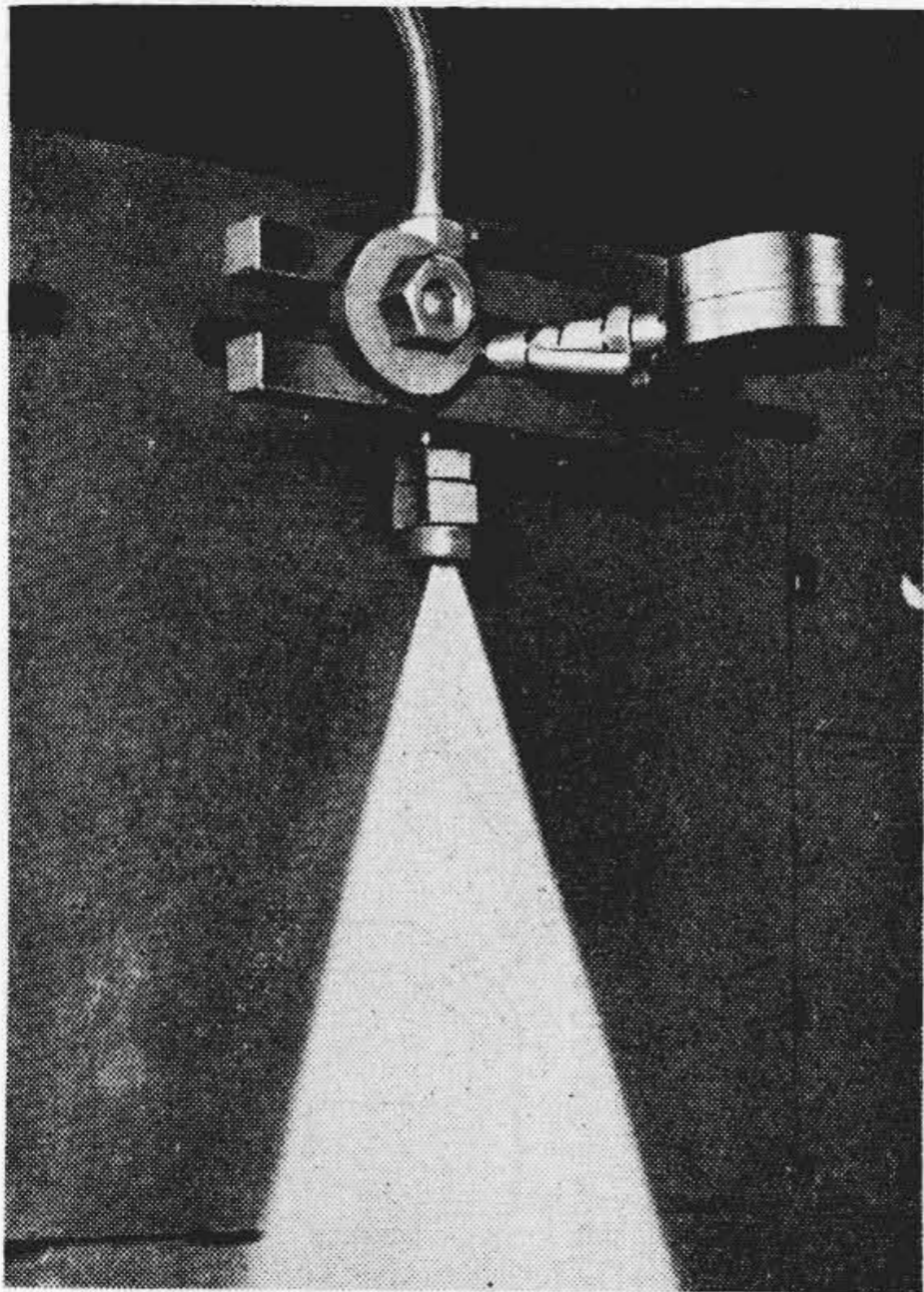
Fig. 13. Relation between Air Volume and Pressure

第14図 ノズル特性曲線

Fig. 14. Characteristic Curve of Nozzle

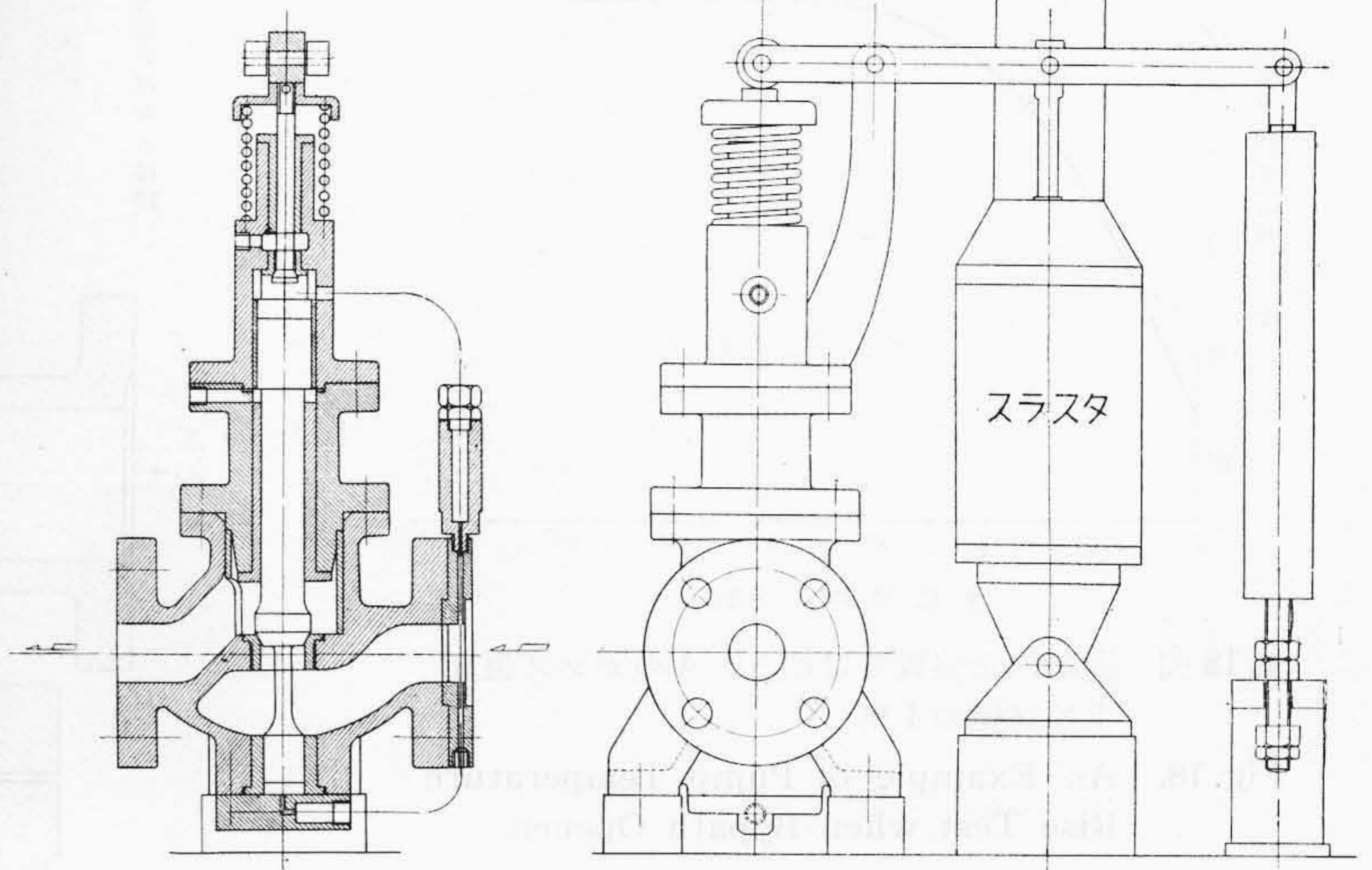
限はポンプの締切圧力として $P=85 \text{ kg/cm}^2$ とする。第13図より $\frac{P}{P_1} = \frac{85}{78} = 1.09$ ゆえにこのときの $\frac{V_1}{V} = 1.075$ となる。よつて $V=400 \text{ l}$, $V_1=430 \text{ l}$ となり、アキュムレータの容量 $= \frac{3}{2} V_1 = 645 \text{ l}$ となる。これに余裕を見込んでアキュムレータ容量 1 m^3 とする。

以上の事項を元としてポンプ容量を決定するわけである。この場合ポンプ容量はアキュムレータの補給を加え



第15図 ノズルの工場内噴射試験の状況 (圧力65 kg/cm²)

Fig. 15. Shop Test of Nozzle Jet (at 68 kg/cm²)



第16図 サーボリフタ操作弁断面図

Fig. 16. Sectional View of Servo-lifter Operating Valve

て所要水量線図を常に上回り、繰返し使用のときも同一点にあれば安全であるといえる。よつて第12図よりアキュムレータを付ける場合のポンプの容量は揚水量 900 l/min, 総揚程 75 kg/cm² と決定する。

アキュムレータの付かない場合は、ポンプ容量が常にピークにおける所要揚水量を上回らねばならず、この場合ポンプの容量は揚水量約 1.05 m³/min, 総揚程 78 kg/cm² となる。

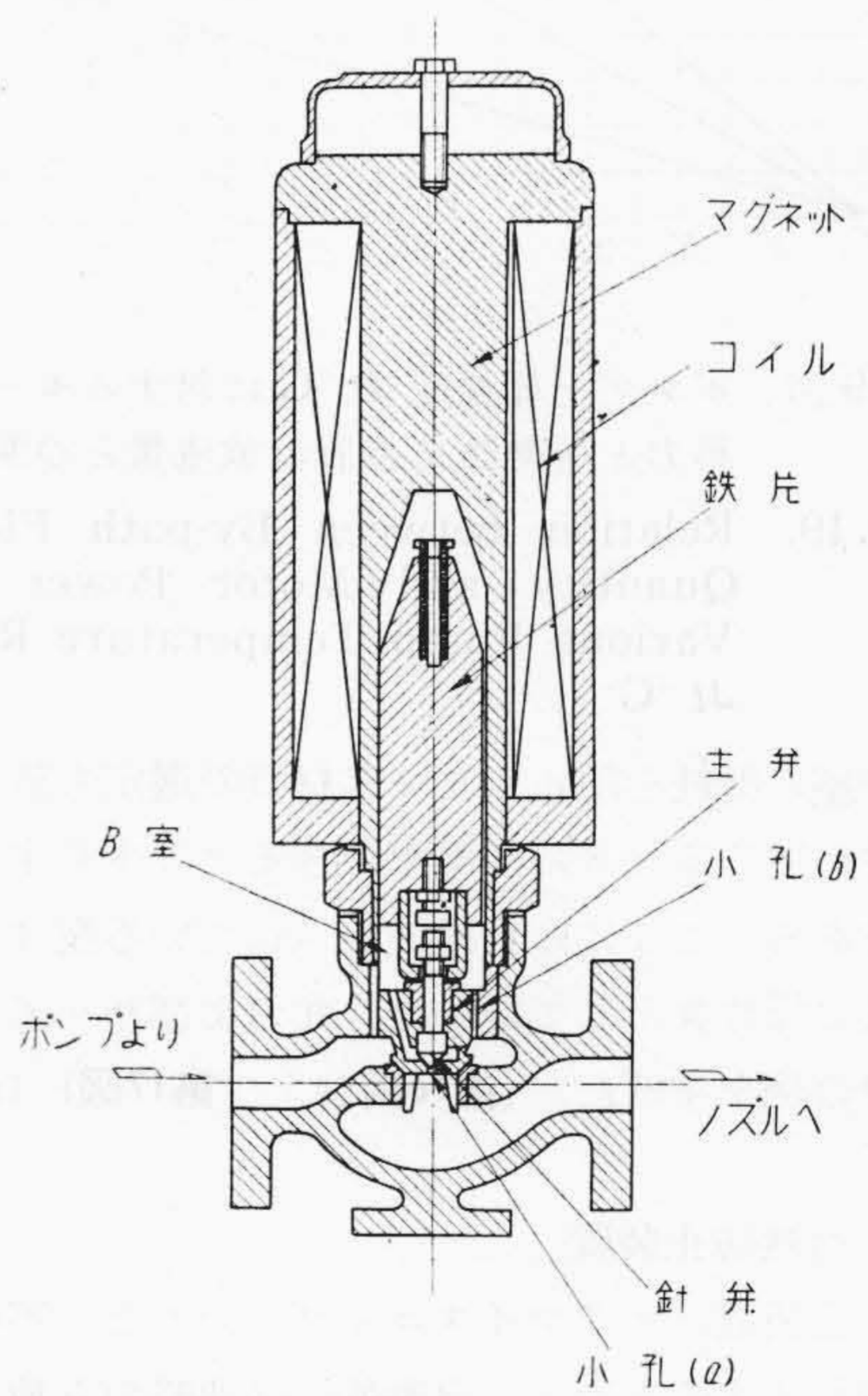
(2) 各種所屬装置について

(A) ノズル

このノズルのオリフィスは種々の条件により第14図に示されるような仕様にて設計された。その取付寸法はすべてウォーシントン社製ノズル⁽¹⁾と互換性を有するごとく製作され、使用せぬときのため盲カバを設けてある。オリフィスは高圧高速水による損耗を防止するため特殊鋼を使用し熱処理を施してある。試験の結果このノズルの特性は第14図に示すものに全く合致した。その噴流水の拡がり高さ12吋にて幅7吋、厚み1/2吋となり、良好な成績を示した。第15図は圧力 65 kg/cm² にてのノズルの工場内噴射試験の状況を示す。

(B) ノズル操作装置

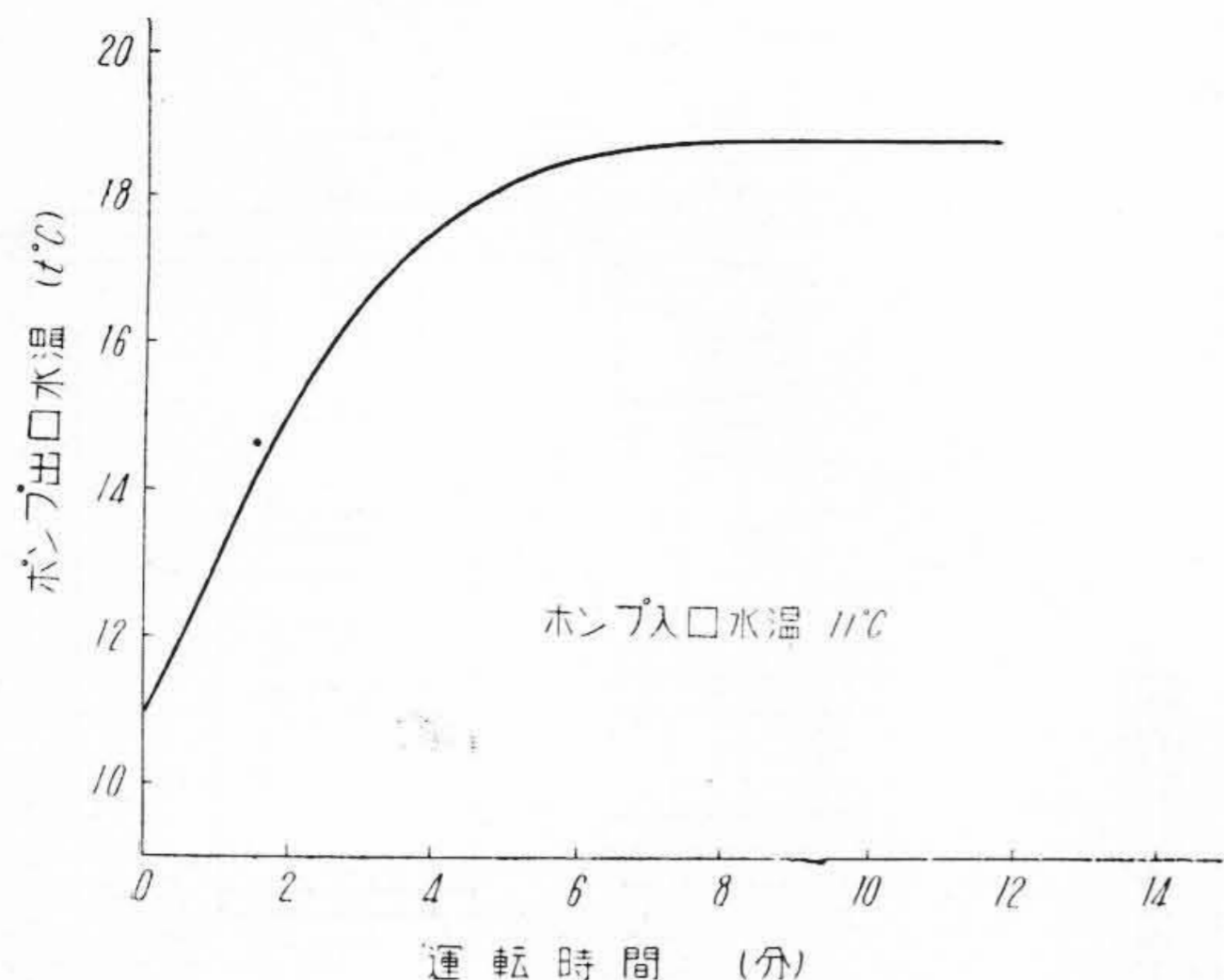
本装置はノズル操作弁と弁を制御する操作盤および自動運転装置(手動のときは必要ない)よりなる。ノズル操作弁には外力で直接主弁を動かす直動式と主弁以外に補助弁を設け小さな外力で主弁を作動させる間接式とある。前者は構造的には簡単で作動確実であるが、高圧水を取扱う場合は大型となる。後者は水圧の高低にほとん



第17図 電磁操作弁断面図

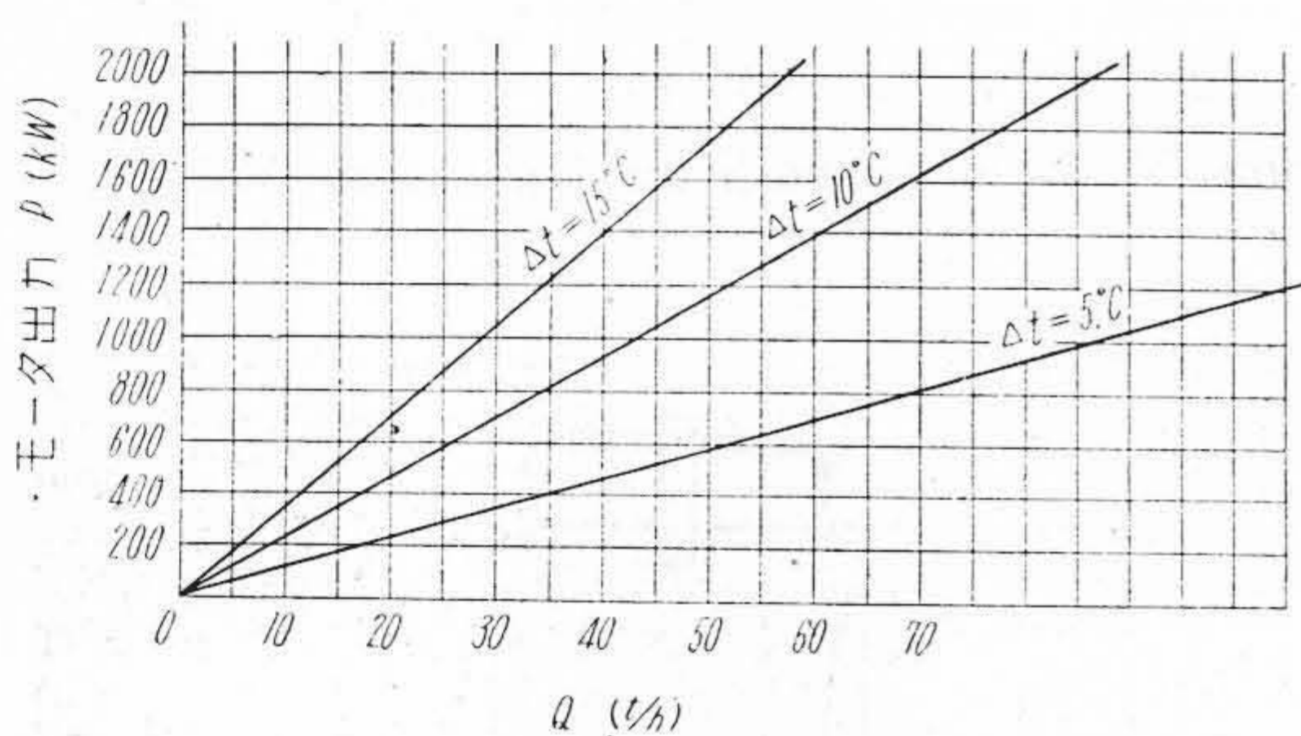
Fig. 17. Sectional View of Magnet Operating Valve

ど関係なく比較的小型でよいが構造的に複雑となる。いずれの型も弁の開閉速度を適当に制限する構造とし、ノズルへの給水の断続による配管内のウォータハンマを制御している。操作弁で問題となる点は弁および弁座の磨耗と軸貫通部のグランドからの高圧水の漏洩である。弁



第 18 図 過熱防止装置を付けたときのポンプ温度上昇試験の 1 例

Fig. 18. An Example of Pump Temperature Rise Test when Bypass Opened



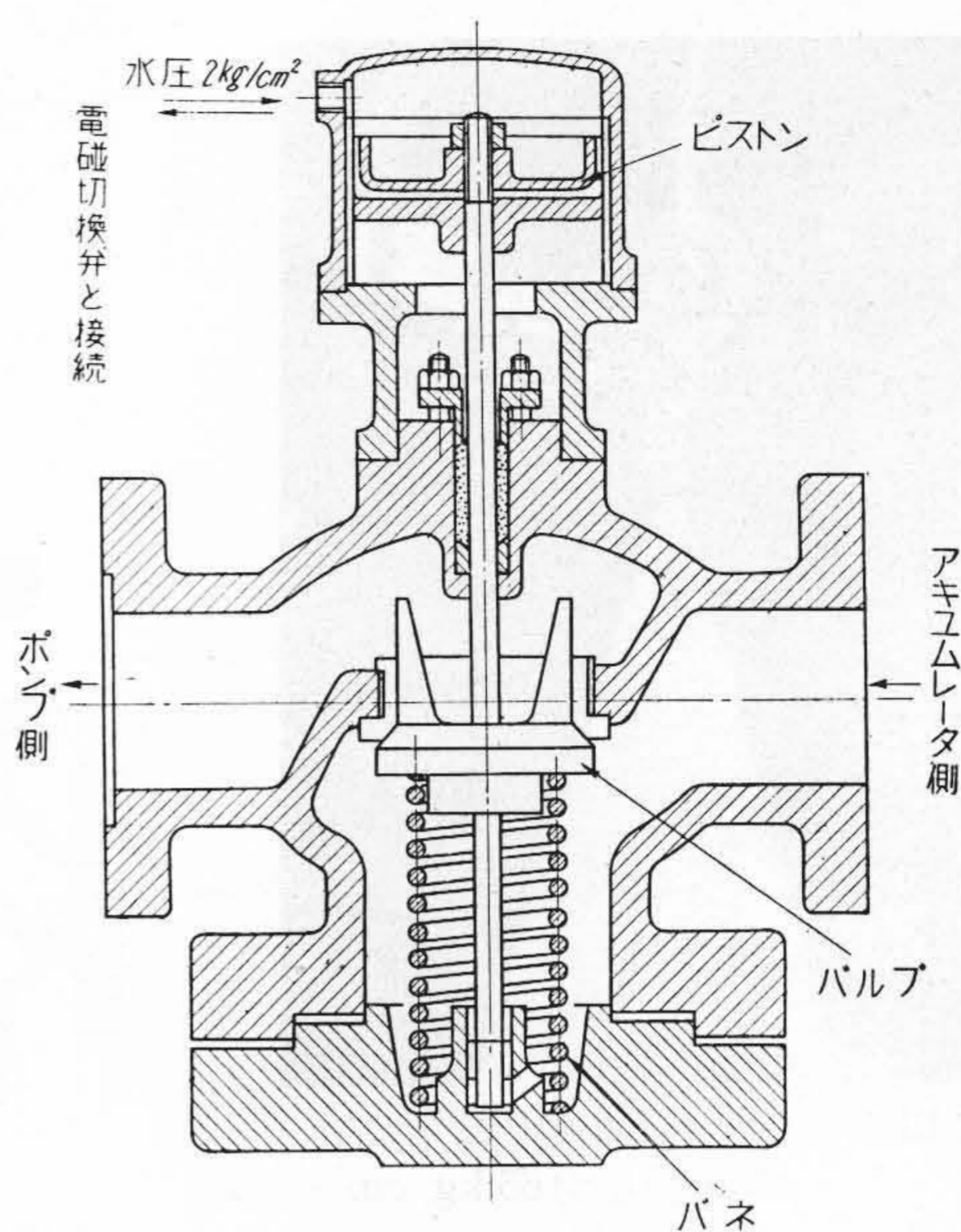
第 19 図 ポンプ上昇温度 Δt °C に対するモータ馬力と過熱防止装置の放流量との関係

Fig. 19. Relation between By-path Flew Quantity and Motor Power at Various Pump Temperature Rise Δt °C

および弁座の磨耗を防止するには材質の選定も重要であるが、弁が閉じるときの衝撃をできるだけ少なくすることも重要である。こゝには普通使用されている型は省略し特殊型式の操作弁として電磁操作弁およびサーボリフタ付操作弁の例を挙げた。(第16図および第17図)(前頁参照)

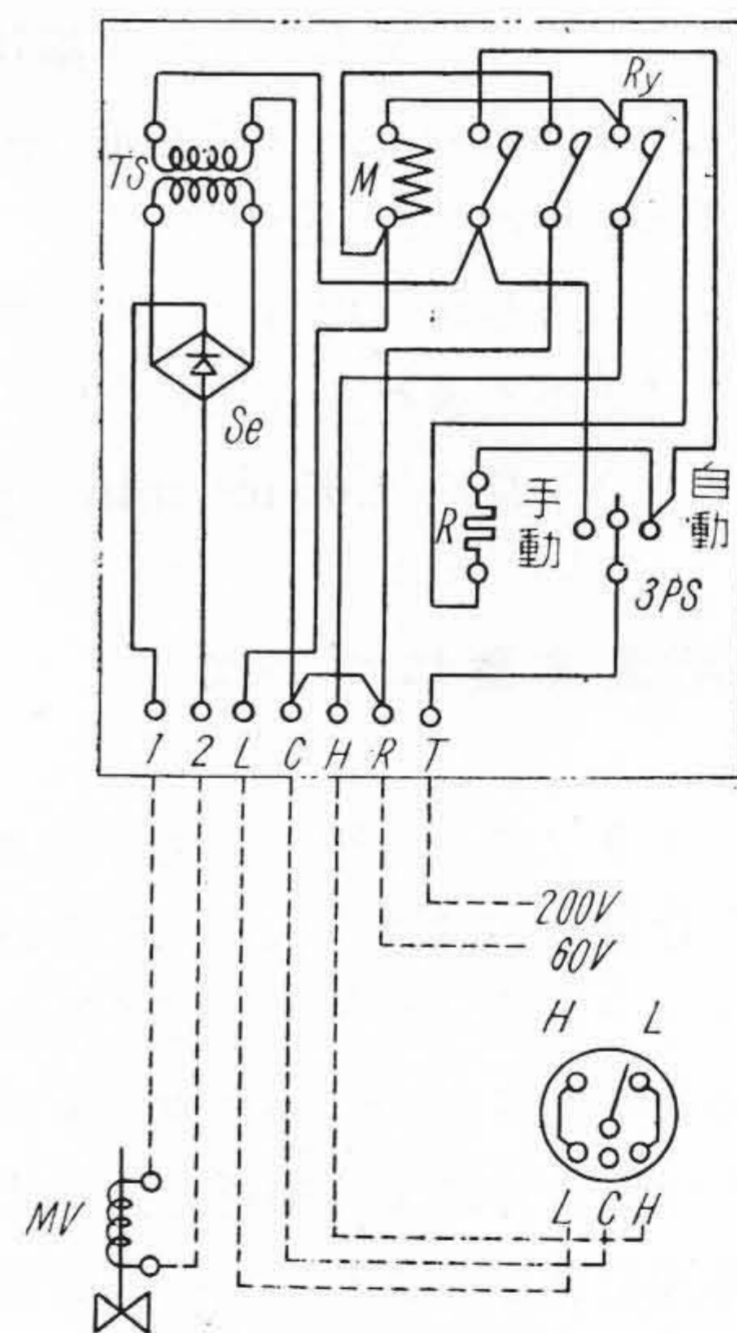
(C) 過熱防止装置

過熱防止装置はオリフイスニップルのごとく不必要時にも常時放水するものと、自動的に必要時のみ放水するものとある。こゝでは特に自動過熱防止装置について述べる。従来自動過熱防止装置は出口側逆止弁につけていたが、高圧になるにしたがつてその構造も複雑となり保守困難なので、日立製作所においては特に入口側に設置した。この場合最も考慮せねばならぬことは、ハンチングの防止である。この点につき鋭意研究の結果ハンチングを防止し、しかも構造簡単な自動過熱防止装置を完成せしめた。第18図は本装置の性能を示すものである。な



第 20 図 アキュムレータ用自動閉鎖弁断面図

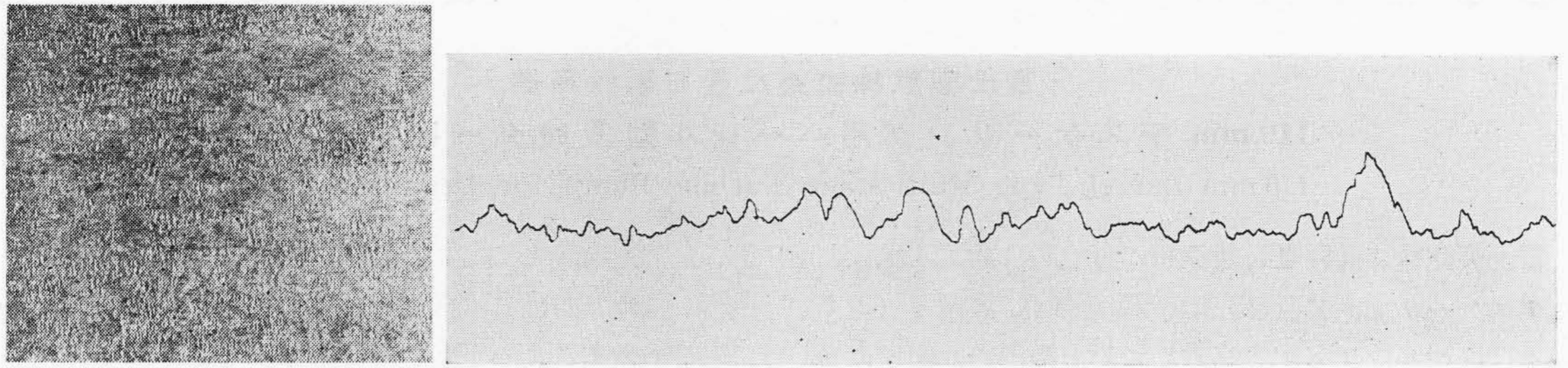
Fig. 20. Sectional View of Automatic Stop Valve for Accumulator



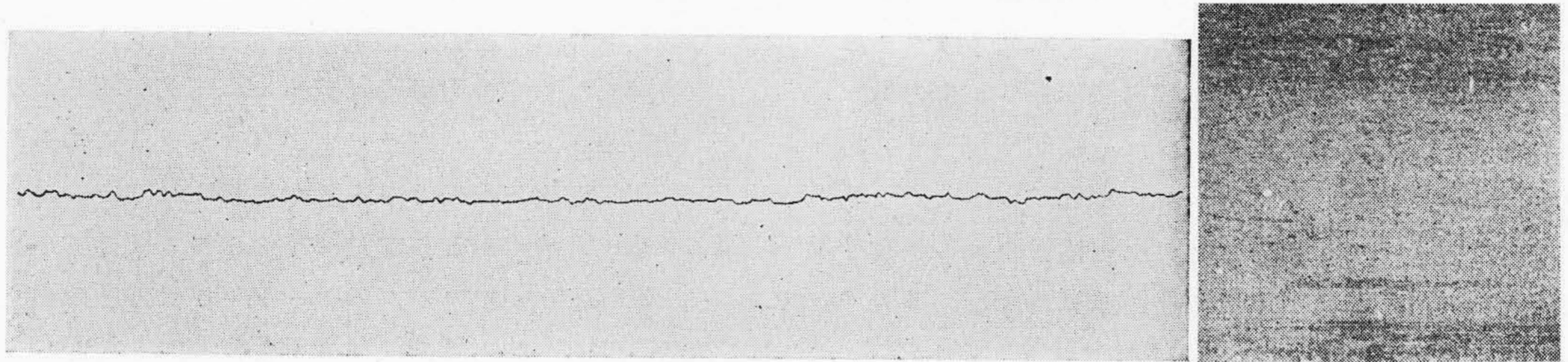
第 21 図 アキュムレータ用自動弁用圧力スイッチ電気結線図

Fig. 21. Electric Connection Diagram of Pressure Switch for Accumulator Automatic Stopt Valve

お過熱防止装置の概略所要放水量は第19図に示すとおりである。図中 Δt はポンプの上昇温度を示し、たとえば 600 kW のモータを使用するポンプで温度上昇10度にするためには所要放水量は約 26 t/h にすればよい。ただしポンプ締切点附近の軸動力はモータ出力の 50% とし、かつこの動力が全部熱にかわると仮定した線図である。



第22図 被デスケール表面の拡大写真と粗さ (1行程省略したもの)
 Fig. 22. Enlarged Photograph and Roughness of Descaled Surface
 (One process neglected)



第23図 被デスケール表面の拡大写真と粗さ
 Fig. 23. Enlarged Photograph and Roughness of Descaled Surface

(D) アキュムレータおよび自動閉鎖装置

アキュムレータ容量は 1 m^3 にて圧縮空気 660 l 、水 340 l とした。アキュムレータ保護のため自動閉鎖装置を設けた。これはゲージ型圧力開閉器および電磁弁 (M V) 操作函および自動閉鎖弁よりなる。アキュムレータ最低圧は 65 kg/cm^2 で、本装置は 65 kg/cm^2 で閉ざされ、 70 kg/cm^2 で開くようになっている。その操作は前章にて説明した。第20図および第21図は本装置の構造および結線を示すものである。

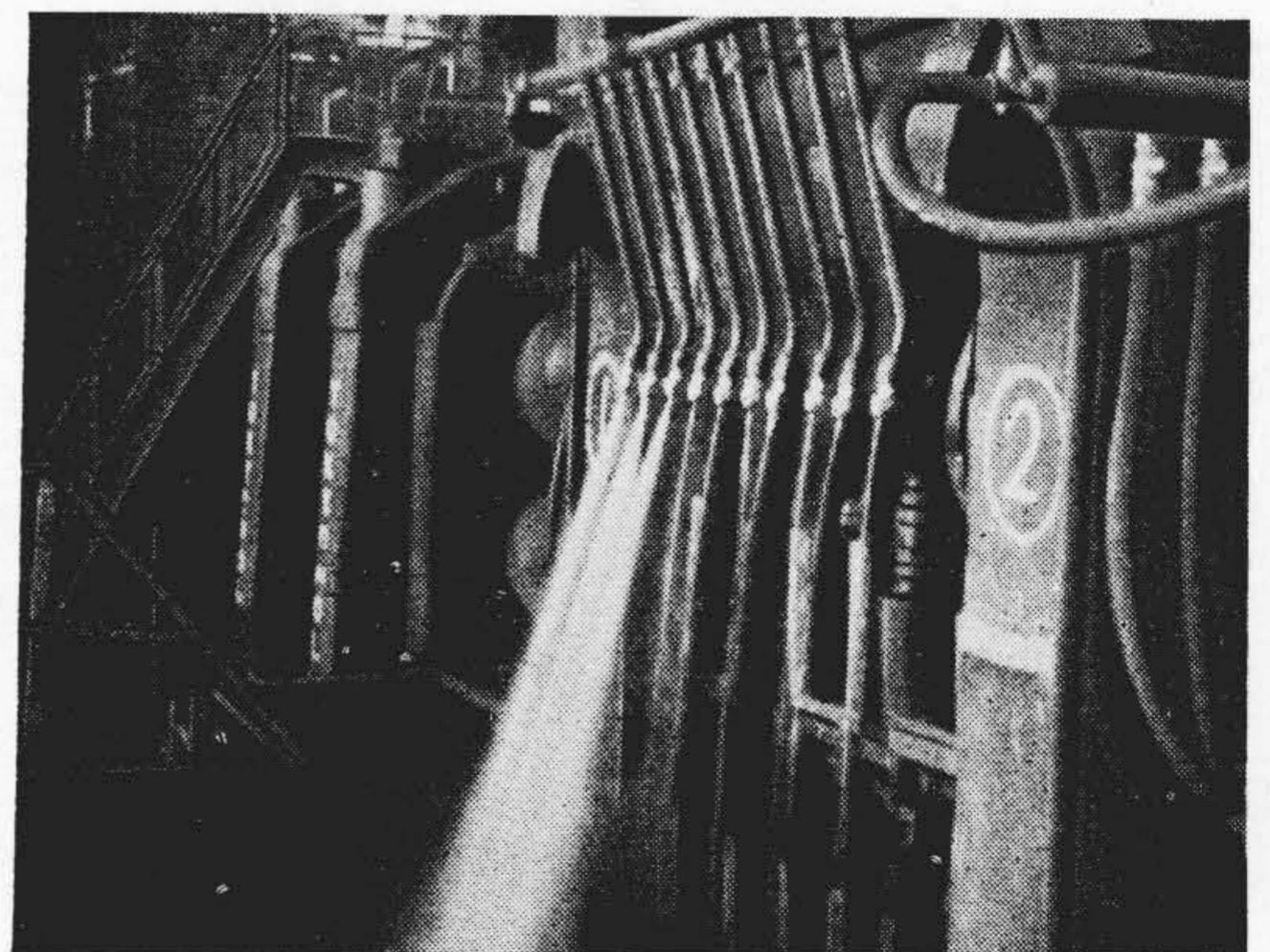
(E) 圧力リレー装置

本装置はベロー式マイクロスイッチであつて、特に工場内水道水を使用する場合、入口の水が切れてポンプが空運転する危険のある場合、ポンプが自動的に停止するようにせねばならない。本スイッチはポンプ入口圧力が低下し 1 kg/cm^2 以下になると作動して O.C.B. を遮断すると同時に警報できるようになっている。

以上デスケーリング装置の実際計算例および実際製品の構造その他について説明したが、さらに第22図および第23図にデスケール1行程の差による鋼片の表面状態のちがいを比較して示す。両図はいずれも同一倍率のものである。第24図はK社に実際設置せられたデスケーリング装置のノズル取付状況である。

[V] 結 言

以上デスケーリング装置の計画に関する一般的考察を試みたものである。本装置用のポンプとしては、より高圧を要求されてもなんら問題はないが、作用頻度の高い



第24図 デスケーリング装置ノズル噴射状況
 Fig. 24. Nozzle Jet of De-scaling Plant

操作弁の構造およびノズルジェットの形状と配置などは今後なお研究改良すべき点があると思う。デスケーリングの結果は製品の価値を高めうることは明瞭なので、今後も製鋼、製鉄部門において大きな価値を見出すことであろう。現在各方面において本装置が計画されているが、経済的で取扱いも便利で耐久性の高い装置がつぎつぎと実施されて、我国の鉄鋼製品の品質向上に大いに寄与することを念願するものである。筆者は製鋼については全くの素人であり考え違いも多いことと思う。製鋼技術者諸氏の今後の御指導をお願いする次第である。

参 考 文 献

- (1) J. E. Holveck: Iron and Steel Engineer (1936~5)

富士製鉄株式会社釜石製鉄所納

110 mm デスケーリング用バーレル型多段タービンポンプ

110 mm Barrel Type Multi-Stage Turbine Pump for Descaling Plant

富士製鉄株式会社釜石製鉄所に日立製作所より納入したデスケーリング装置は、ポンプ、電気品、アキュームレータ、操作弁、ノズルに至るまでの全装置で、同所における製品の品質向上に大いに貢献しているものである。

ポンプの特長

このポンプは高圧で、しかも圧力変動の激しい使用に対し、最も堅牢安全であるようにバーレル型多段タービンポンプを採用した。本ポンプは円筒バーレル型の外ケーシング内に、1 段ごとに分割される輪切型組合せ式の内ケーシングを収めた二重ケーシング式のポンプであり、在来の型式のポンプではえられぬ種々の利点を有するものである。その構造上の特長を述べれば次の通りである。

- (1) 二重ケーシング構造を採用したため、高圧を受ける外ケーシングは形状簡単にして強固な円筒型にすることができ、高圧、激しい負荷の変動に対しきわめて堅牢であり、変形の心配はない。内ケーシング最終段より出た高圧水は両ケーシングの間に入り、内ケーシングの合せ目を高い吐出圧力によつて強く締付け密着させるので、内部漏洩のおそれがなく、高い効率で長期間の連続運動が可能である。
- (2) 内ケーシングは堅牢な外ケーシングの内部に遊動自在に取付けられているので、負荷変動の激しい運動に対しなんら無理が生じない。
- (3) 両軸受は強固な外ケーシングに堅く取付けられ、

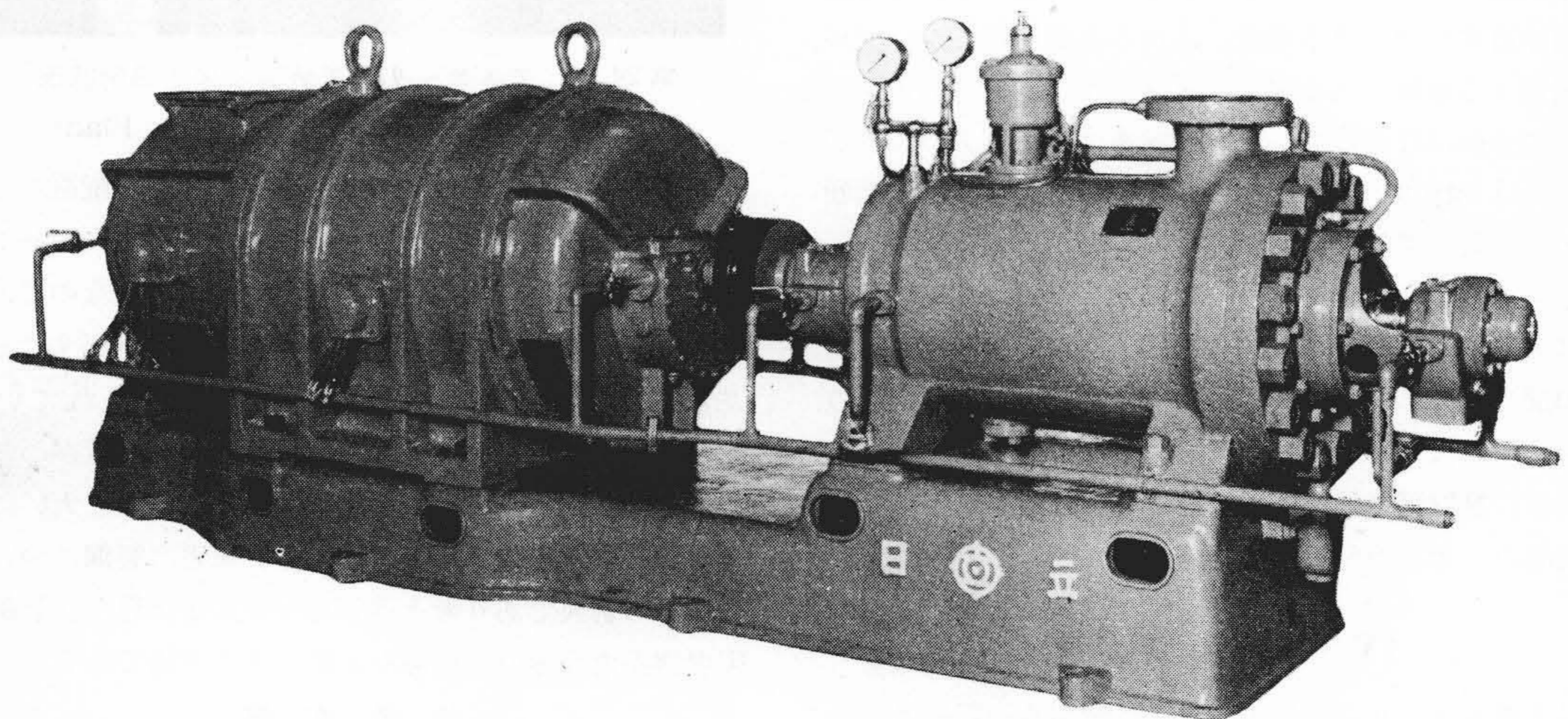
圧力の変化にはなんら影響をも受けない。

軸方向推力は構造簡単にして作動確実なバランスデスクにより平衡させてある。なお本装置にはバネを併設した移動式推力軸受を外側軸受に取付け、ポンプの運転休止時および起動時にはバランスデスクはそのシートと離れており、ポンプの回転数が規定まで上昇して圧力が正規になると、バランスデスクが働きだして推力軸受は遊ぶようにしてあるため、機能確実にして、バランスデスクおよび推力軸受の寿命は従来のもよりも遙かに長くなつている。

- (4) 吸吐管接手および電動機をそのままにしてポンプの分解組立ができる。内ケーシングは外圧に耐えるだけであるから構造簡単で重量軽く、したがつて分解用案内籠にのせ容易に外部に引だすことができる。そのため運転現場においても容易に内部の磨耗状態や各部間隙の点検をすることができる。

ポンプ仕様

型 式横軸バーレル型多段タービンポンプ BGM-CH
口 径 110 mm
段 数 8 段
揚 水 量 1.0 m ³ /min
総 揚 程 70 kg/cm ² g
回 転 数 3,600 rpm
電 動 機 250 kW (2 極)



第1図 110 mm デスケーリング用バーレル型多段タービンポンプ
Fig. 1. 110 mm Barrel Type Multi-Stage Turbine Pump for Descaling Plant