

火力発電所向復水器冷却用循環水ポンプ

Circulating Water Pump for Condenser Cooling for Use in the Thermal Power Plant

守 田 恒*
Hisashi Morita

内 容 梗 概

火力発電所の容量増に伴って、大形化しつつある復水器冷却用循環水ポンプについて、ポンプの構造、材質、操作方式について述べるとともに、吸水槽の渦流防止壁の形状についても解説する。

1. 緒 言

近年、全発電量のうち火力発電の占める割合は大きく、その発達が目ざましい。プラント全体の効率向上と相まって、単機の実出力は大きくなる傾向にあり、国内では数年前は 175~220 MW 程度が最高であったものが、今日では 265 MW ないしは 375 MW までのタービンが計画または建設中である。タービンの容量増につれて、復水器は大形となりしたがって復水器の冷却用循環水ポンプは、火力補機の中でも大きな率を占めるに至っている。

第1表に、最近日立製作所において完成もしくは製作中の代表的な循環水ポンプの例を示す。

循環水ポンプはその使い方から考えて、非常に高い安定性が要求される。すなわち循環水ポンプ1台の故障は、全プラントの発電能力を低下させ、その影響するところが非常に大きいためである。それゆえに循環水ポンプの仕様、構造、材質などに対しては、十分な検討が必要である。またポンプはほとんど立形であるために、その吸込水槽の寸法、形状、渦流防止板の形状など計画に当たって考慮しなければならない問題は多い。

以下に循環水ポンプの一般的な問題を述べる。

2. ポンプの仕様

循環水ポンプは前述のように火力発電プラントの補機のうちでも、大きな動力を消費するため、その仕様の決定に当たっては、慎重な考慮が必要である⁽¹⁾。ポンプの扱うべき流量は、復水器およびその他の冷却器の容量から決まり、一方揚程はポンプの設置さるべき地点と復水器の位置、それを結ぶ配管状態によって決まってくるが、取水位置と放水位置の間でサイフォンを利用するのが通例である。

ポンプの設計流量、揚程が決まれば、ポンプの所要軸動力から電動機の容量が決定される。設備費低減の見地から、所要軸動力に対する電動機容量の余裕はできるだけ少ないことが望ましい。一般に循環水ポンプとして使用される斜流ポンプは、小流量側で軸動力が多少増加する傾向があるが、このような場合は、起動停止過程の短時間における過負荷を許容できるような電動機を選択するのが経済的である。

設計点に対してポンプの仕様が決まるが、斜流ポンプは、小流量側にいくにつれて揚程の増加する特性をもち、起動時におけるサイフォン形成に対しても問題は少ない。第2図に代表的な循環水ポンプの性能曲線を示す。

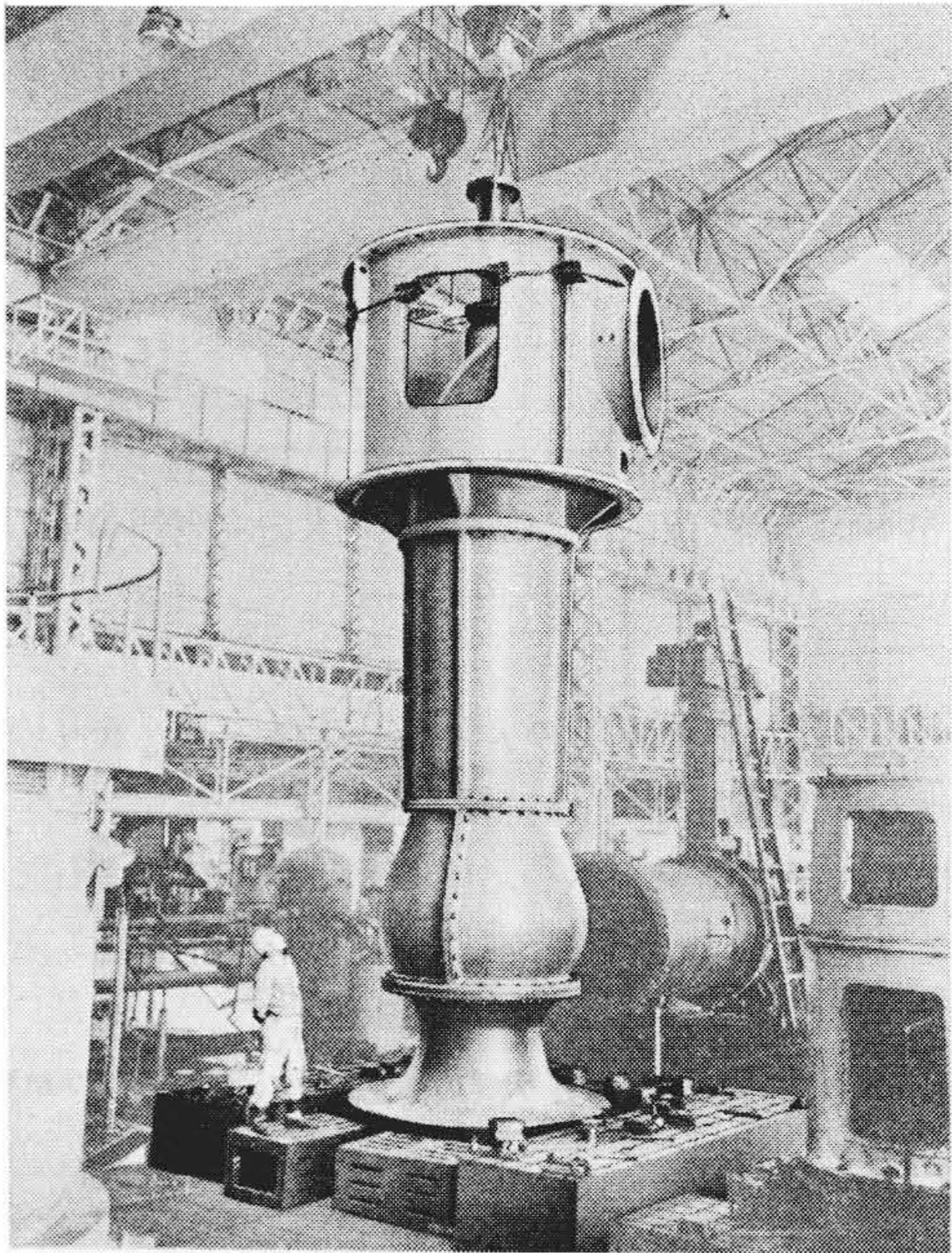
上記のほかに重要なことは、キャビテーションに対して十分な検討がなされねばならないことである。

循環水ポンプは2台を並列に運転したとき、復水器およびほかの冷却器の全所要水量をまかなえるように、1台では50%の水量を負担するように計画される。しかし冬期など取水の温度の低い場合には1台のみの運転で十分冷却に必要な水量をまかない得る場合が

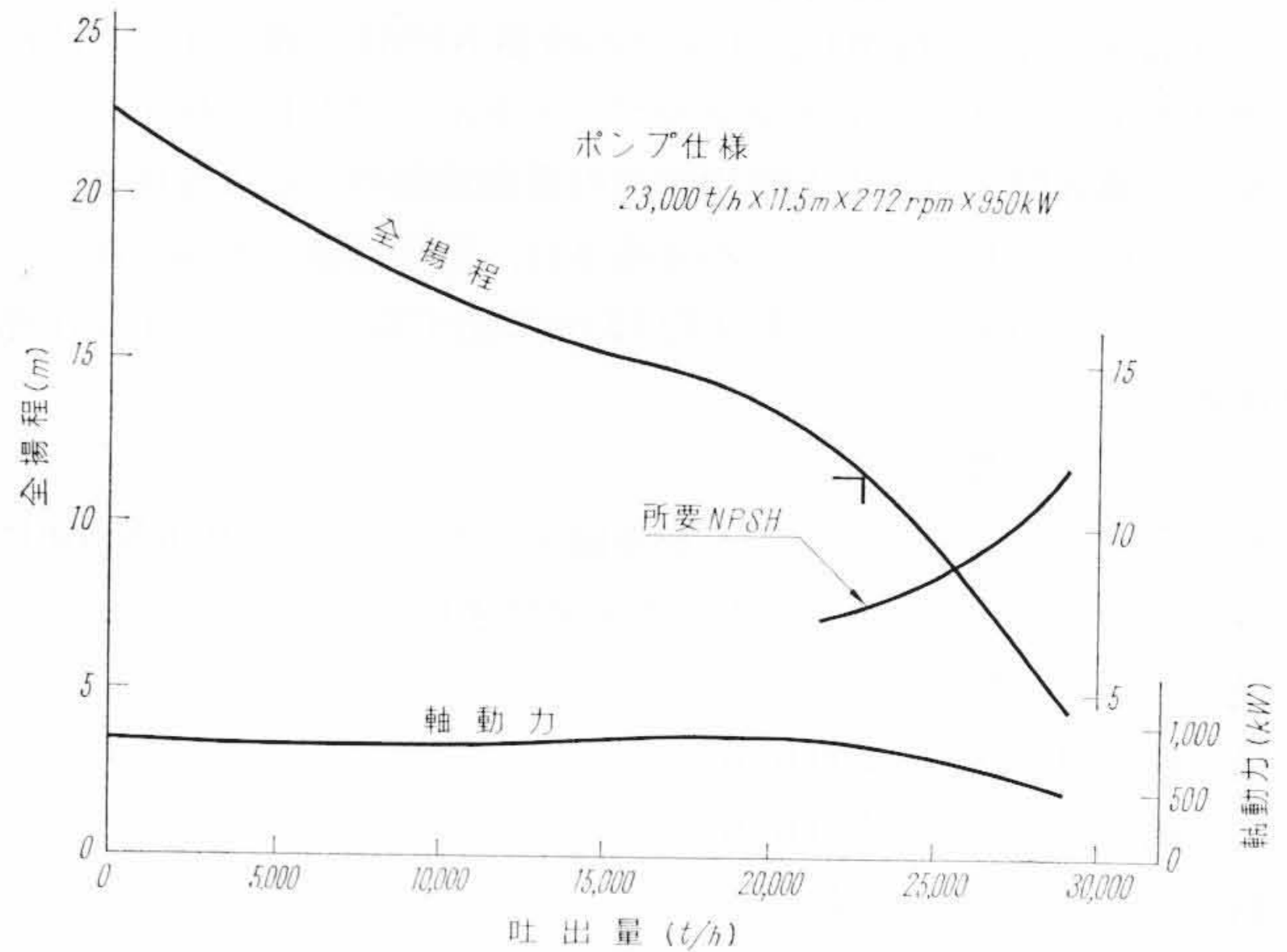
* 日立製作所 亀有工場

第1表 最近の循環水ポンプ

プラント名	タービン出力 (MW)	口 径 (mm)	流 量	全 揚 程 (m)	電動機出力 (kW)
五井 2号	265	1,350	16,000 t/h	12	750
新潟 3号	250	1,350	13,700 t/h	23	1,200
堺港 1号	250	1,600	23,000 t/h	11.5	950
水島 2号	156	1,200	185 m ³ /min	10	430

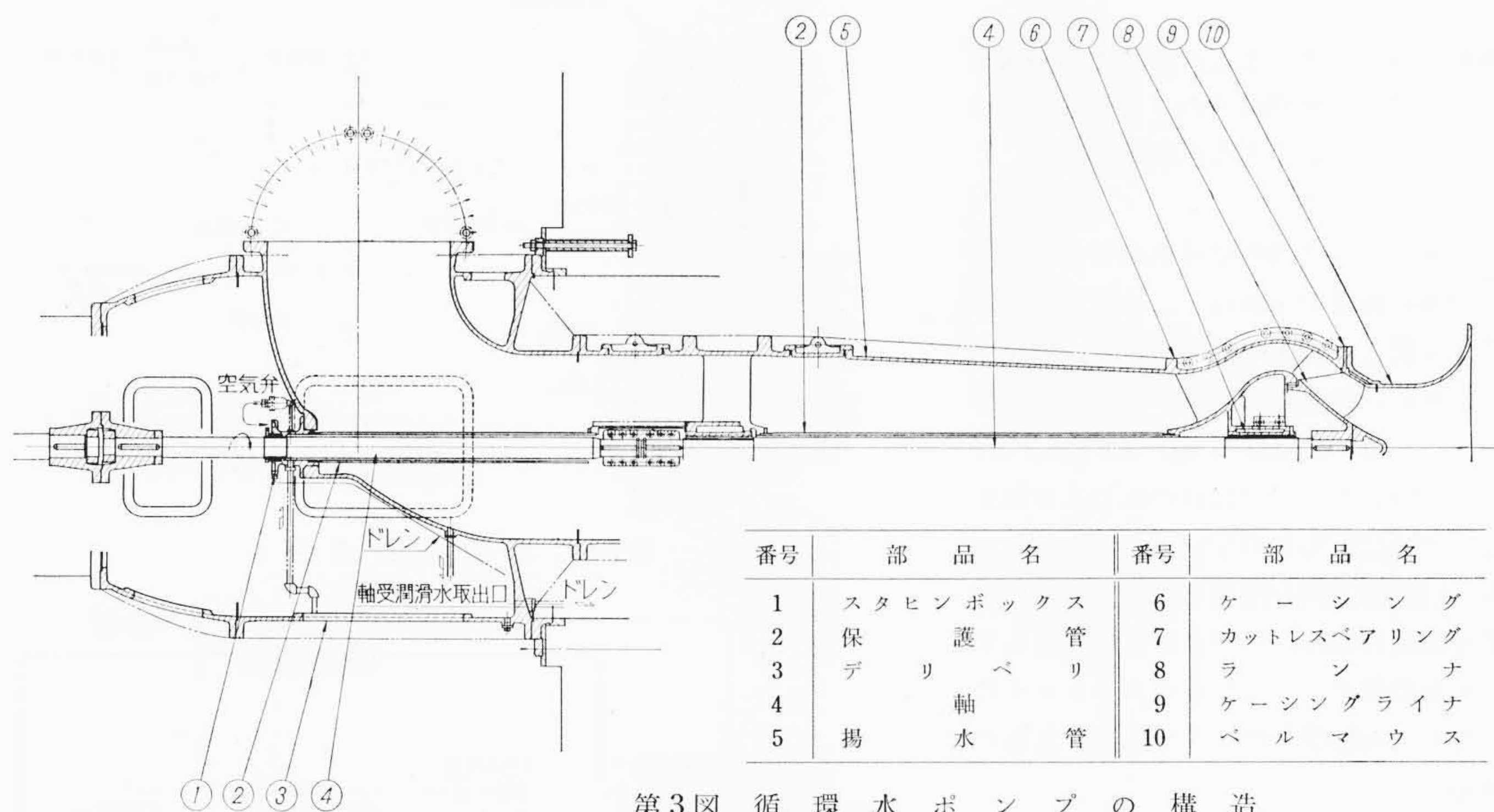


第1図 東京電力株式会社五井火力発電所2号機用循環水ポンプ

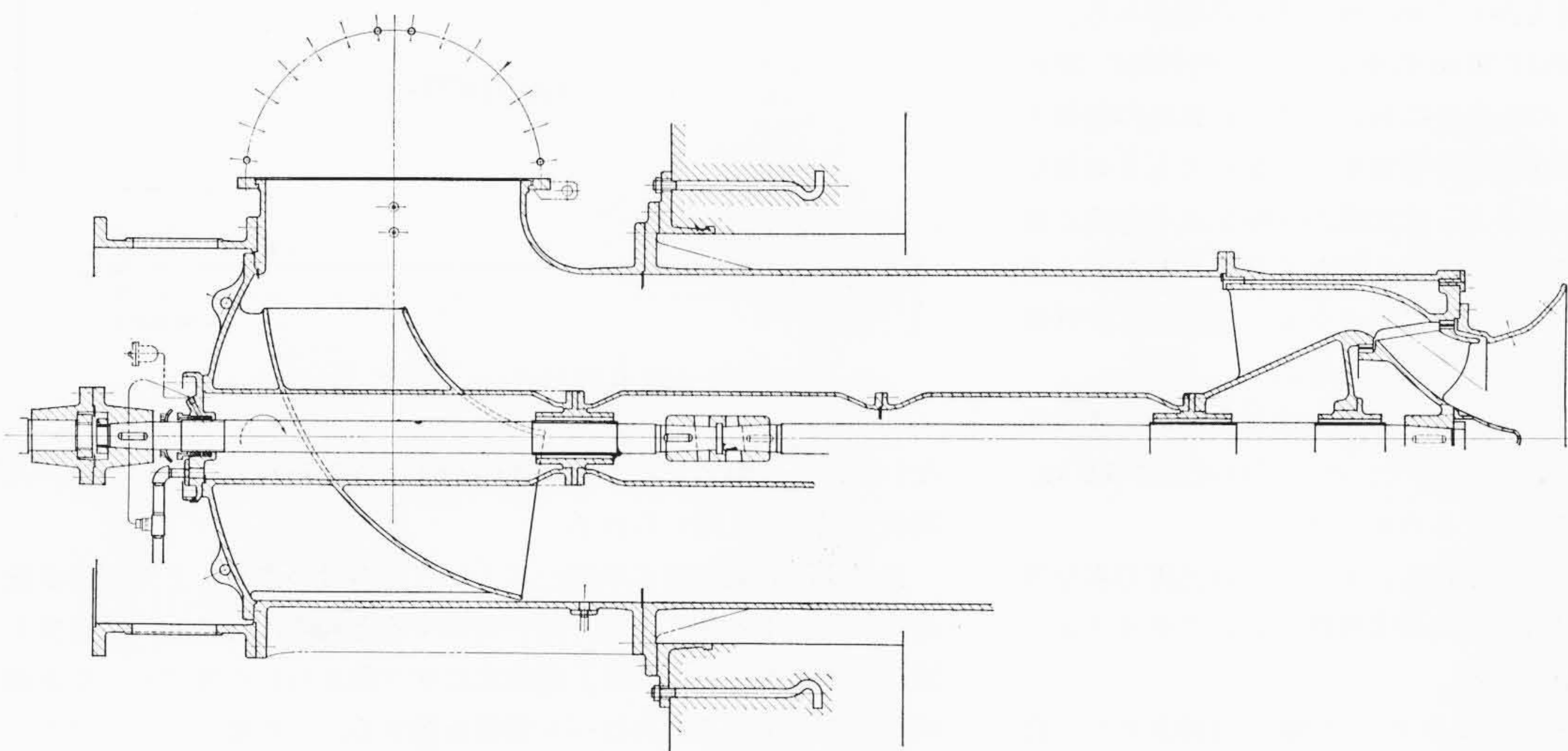


第2図 ポンプ性能曲線

ある。このような場合には1台のポンプで復水器の二つの水室に水を流すようないわゆる、1ポンプ-2セクションの運転を行なうことがあるが、管路の抵抗損失が減少するので、ポンプの運転点は大



第3図 循環水ポンプの構造



第4図 二重胴形立形斜流ポンプ

水量側に移動する。この場合の吐出量は、ポンプの流量—揚程曲線および管路の抵抗曲線の形によるので一概に決まらないが、およそ設計流量の120~130%程度である。この1ポンプ—2セクションの運転時でもキャビテーションの点から吐出弁を絞る必要がないようにポンプを決定すると、斜流ポンプの特性上ポンプの所要NPSHは吐出量が規定点より大流量側に移るにつれて急激に大きくなるので、当然ポンプの羽根車を水面下深く入れなければならない。したがってポンプは長くなり、ポンプの価格を高くするのみならず、ピットを深くしなければならないので、建設設備費を高くする。このような理由から、1ポンプ—セクション運転時においても、設計流量の120%増で運転点をおさえ、要すれば吐出弁を絞るような運転方式をとる場合が多い。このような場合には、キャビテーションの検討は、設計流量の120%の点まで行なえばよい。

1ポンプ—2セクションにおける運転点の問題は、ポンプの水中軸受の潤滑水に自己圧力水を用いる場合の必要圧力に対しても考慮されねばならない事項であるが、この問題については後述する。

3. ポンプの構造および材質

以前には、両吸込ポリュートポンプが用いられたこともあったが、斜流ポンプの性能向上につれて、下記の理由で立形斜流ポンプが用いられるようになった。

- (1) 据付のスペースを非常に小さくできること。
- (2) 常時羽根車が水中に没しているために、起動が簡単、迅速に行なえること。
- (3) 流量の減少につれて揚程の増す特性をもっているため、起動時のサイフォン形成が確実容易であること。

代表的な循環水ポンプの構造を第3図に示す。

配管に手をつけることなしに、ポンプの分解ができるという利点から、ときには第4図に示すような二重胴形のポンプが採用されることがある。しかしこの形式のポンプは第3図に示すいわゆる一重胴形に比べて、胴が内外二重となるために構造がやや複雑となりポンプの重量を増すので経済的ではない。ポンプ分解時には、外筒を残して内部のみを引き上げることができるので釣上重量は小さくなるが、吐出ケーシング

はそのまま残るのでクレーンの高さが大きくなる。したがって、ポンプの分解つり上げをひん繁に行なうような場合で、しかもクレーン容量に特に制限のある場合以外は二重胴形の利点はない。

火力発電所は工業地帯に近い海岸に設置される場合が多いので、ポンプは汚染された海水を取り扱うことになる。したがってポンプの材質、構造について十分考慮する必要があるとともに将来腐食を受けた場合の対策を考慮する必要がある。

海水は年とともに汚染の度を増し、腐食作用も簡単ではないことが、腐食に対する材料の研究を困難なものとしている。今日でもいろいろな条件に対して耐食材料の研究は続けられているが、現在では決定的なものではなく、ステンレス鋼を使用するのが最善と考えられている。よってポンプの主要部であるベルマウス、羽根車、ケーシング、軸など特に腐食を受けやすい部分には、ステンレス鋼を使用する場合が多い。ときには鋳鉄製のベルマウス、ケーシングに対して、防食亜鉛板または外部電源による電気化学的な防食対策を行なう場合もある。またケーシングのうちで羽根車と合する部分は、高速流水のため特に腐食を受けやすいので、取替可能なケーシングライナが設けられる。

ポンプの水力的スラストおよび回転部の重量は電動機頂部で支持されるが、これはポンプの構造を簡単にし、保守の容易さからも歓迎される。またこのスラストを極力小さくするために羽根車にはバ

ランス形が採用される。

一方復水器は冷却水中に油脂が含まれていると、冷却能力が低下する恐れがあるので、ポンプの軸受には水潤滑式のゴム軸受が使用される。軸受にとっては、常時清水を供給するのが理想であり、この場合軸受の寿命を長くでき、かつ後述するストレーナも不要となるので保守も簡単である。また火力発電所内には清水冷却を必要とするものが数多く、プラント全体の保護の上から、この清水源は常時確保されているのでこの清水を使えば断水の危険がなく、警報回路を省略できる利点もある。しかし、一般には循環水ポンプの潤滑水量は比較的少量で回収できず、700 kW 程度のポンプ 1 台につき約 3 t/h の水を消費するので、常時はポンプ自身の圧力水を利用し、ポンプの起動、停止時などで自己圧力水のない場合は別途給水ラインを考慮する、いわゆる自己潤滑方式を採用せざるを得ない場合がある。自己圧力水を供給する場合には、その水が異物を含んでいる恐れもあるのでストレーナを設置する。またそのストレーナの目づまりなどで潤滑水が切れるとゴム軸受の焼きつく危険があるので、水量減少保護回路を設ける。

自己潤滑方式の場合には、1 ポンプ-2 セクション運転時においても、自己圧力水で潤滑し得るかどうかを検討する必要がある。一般に循環水ポンプの設計揚程は 10 m 前後であり、(例外的に 20 m 程度のものもあるが) 120% の吐出量においては 5 m 前後の揚程となる。ストレーナおよび潤滑水通路の管路損失を加えても 5 m 程度の揚程ならば自己潤滑をなし得るが、吐出量が 130% 近くなると揚程は急激に低下し、もはや自己潤滑はなし得なくなる。したがって潤滑水の圧力の点からも、1 ポンプ-2 セクション運転時は設計流量の 120% 増の点でおさえることが安全である。

他給水ラインの圧力は、高過ぎた場合軸受の摩耗を早め、流水継電器のベローを損傷する恐れがあるので、ポンプの近辺で 4.5 kg/cm² 以下の圧力となるように計画するのが望ましい。

電動機頂部のスラスト軸受冷却水にも、ポンプの自己圧力水を供給するが多いが、この場合でも冷却水管路においてサイフォンを利用するよう考慮する必要がある。

第 5 図に、ポンプ軸受潤滑水およびモータ軸受冷却水として自己圧力水を用いた場合の系統図を示す。

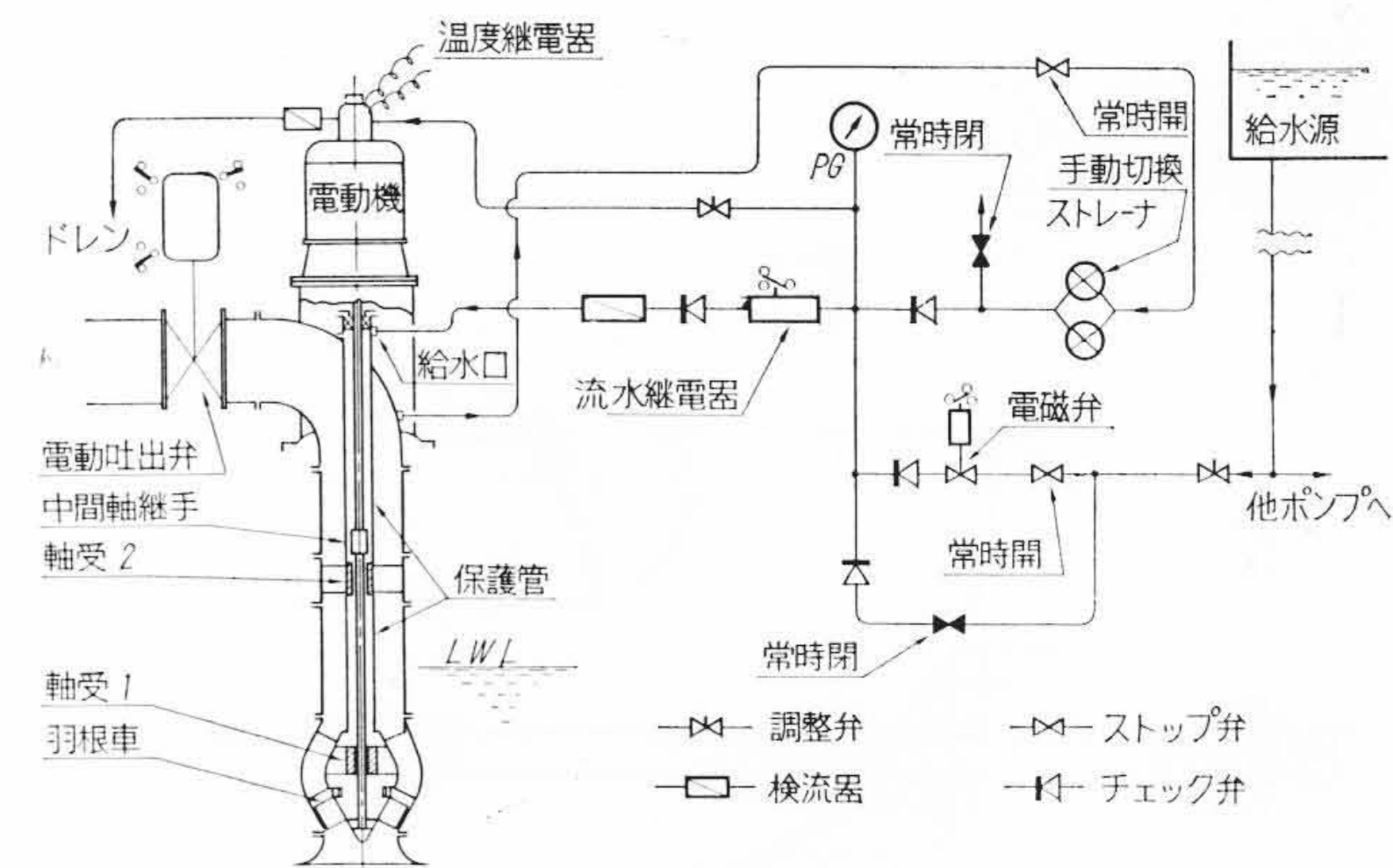
4. ポンプの操作方式

前述のようにポンプの水中軸受には水潤滑のゴム軸受が望ましいが、この場合は瞬時といえども乾いたままの運転は危険であり、必ずポンプの運転に先だってあらかじめ潤滑水を供給してやらねばならない。通常自己潤滑方式のポンプの起動は下記の順序で行なわれる。

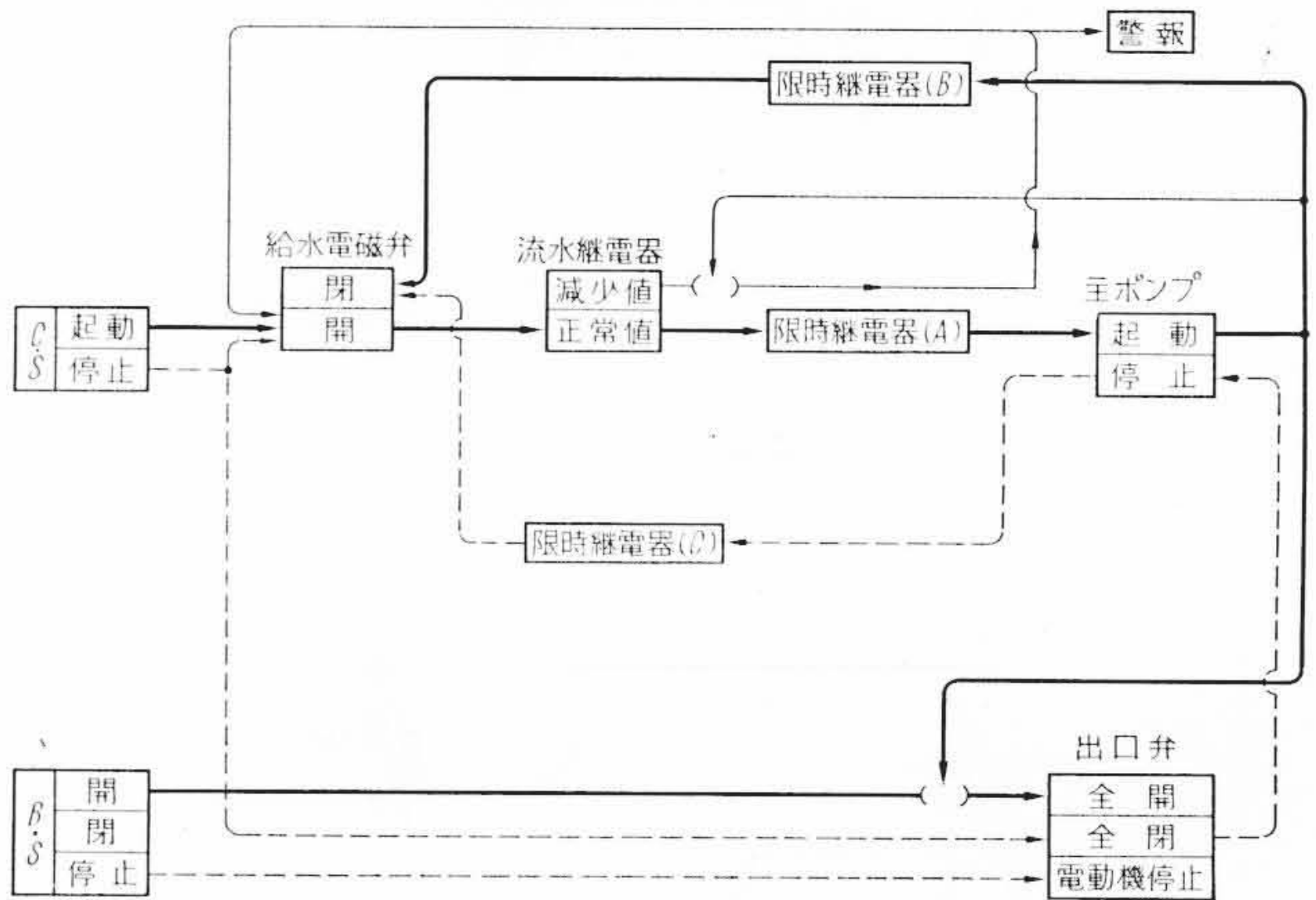
- (1) 潤滑水供給用の電磁弁を開き、軸受へ他給水ラインより給水する。
- (2) 流水を確認後一定時間をおいて、ポンプを起動する。
- (3) ポンプの圧力が所定圧に達するまで十分な時間をおいてから給水電磁弁を閉じ、自己圧力水を給水する。

なおポンプの出口弁の操作方式は、(a)ポンプの起動を条件に単独操作する方法や、(b)ポンプ起動と同時に開弁する方法などいずれも可能であるが、(a)の方式が、起動時のサイフォン形成を確実にするので、最も安全である。

- またポンプの停止は下記の順序で行なわれる。
- (1) ポンプの出口弁が閉じ始めると同時に、給水用電磁弁が閉く。
 - (2) 出口弁全閉を条件にポンプは停止する。
 - (3) 一定時間後、電磁弁が閉じる。
- 上記の起動、停止に必要な操作は、中央操作盤または現場盤で行



第 5 図 軸 受 給 水 系 統 図



第 6 図 ブ ロ ッ ク 線 図

なわれ、一つのスイッチで一連の動作が行なわれる、いわゆる一人制御方式が多く用いられる。

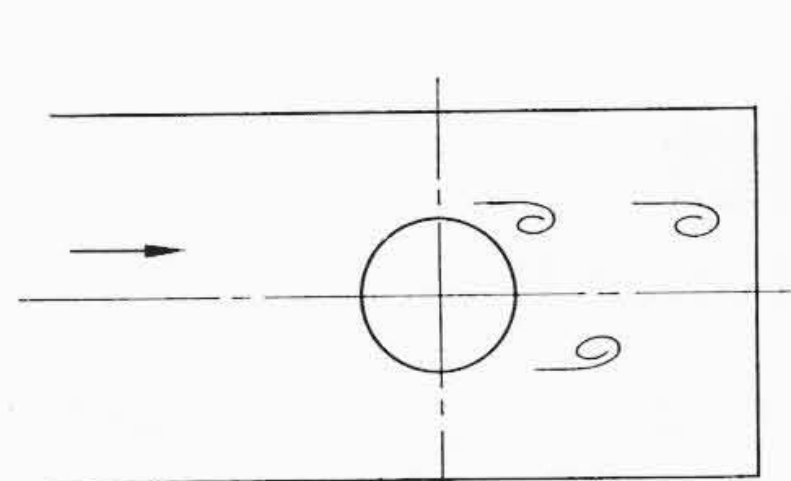
自己潤滑方式で給水中に、ストレーナの目づまりなどで潤滑水量が規定値以下となると、ブザー警報すると同時に自動的に電磁弁を開き、他給水を給水する。他給水に切り替えられた後でも、なお潤滑水量の不足する場合はベル警報を発する。この場合、ポンプのみの保護からいえば、ポンプを非常停止させるのが望ましいのであるが、プラント全体を考えた場合、それが必ずしも得策でない場合もあり、この非常停止の問題はプラント全体の見地から決定されるべきである。

第 6 図に、ポンプの起動停止操作のブロック線図を示す。

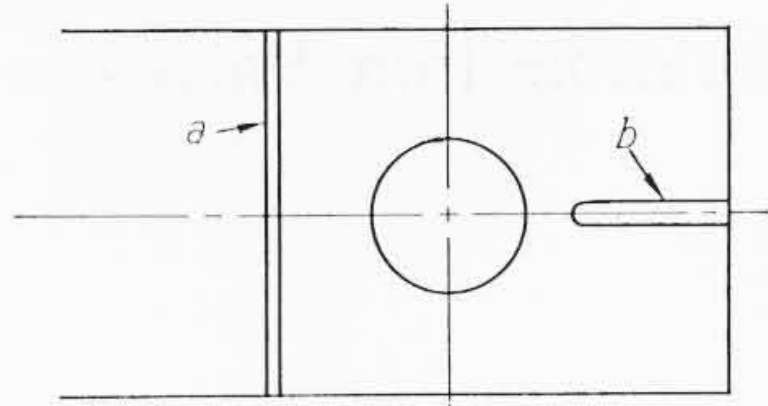
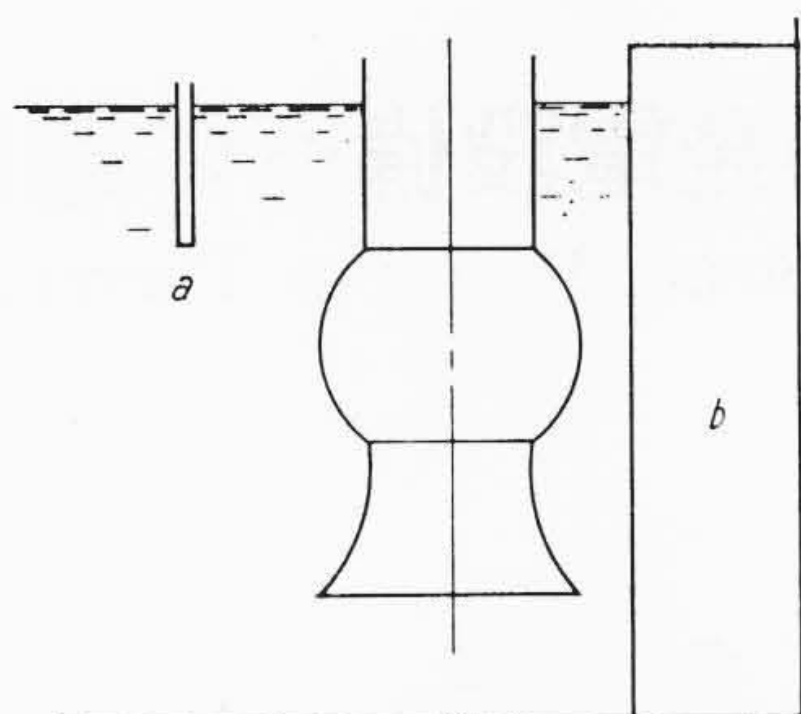
5. 吸 込 水 槽

ポンプが大形になるに従って、吸込水槽の建設に要する費用は大きくなる。建設費は、水槽の大きさ、形状に左右されるので、プラント全体の建設費をできるだけ安くするために、ポンプに悪い影響のない範囲で、水槽をできるだけ小さくすることがよい。吸込水槽の形状に関する問題は、理論的な解析がむずかしいので、複雑な形状に対しては、模型実験により良否を判定する以外に手はないが、今日まで数多くの報告がなされており^{(2)~(6)}望ましい水槽の大きさが、吸水管の大きさに対して紹介されている⁽⁷⁾。またポンプの没水深さは、ポンプ性能上は最低吸水位における最大吐出量の場合のキャビテーション限界から決められるが、それが十分余裕ある場合は、ベルマウスからポンプへ空気を吸込まぬ程度に小さくすることが、ポンプを安くし、かつピットの深さを浅くできるので好ましい。空気吸込渦のみでなく、ベルマウス付近の旋回流は、羽根車への水の流れ方向を片寄せさせるためにポンプ性能上好ましくない⁽⁷⁾。

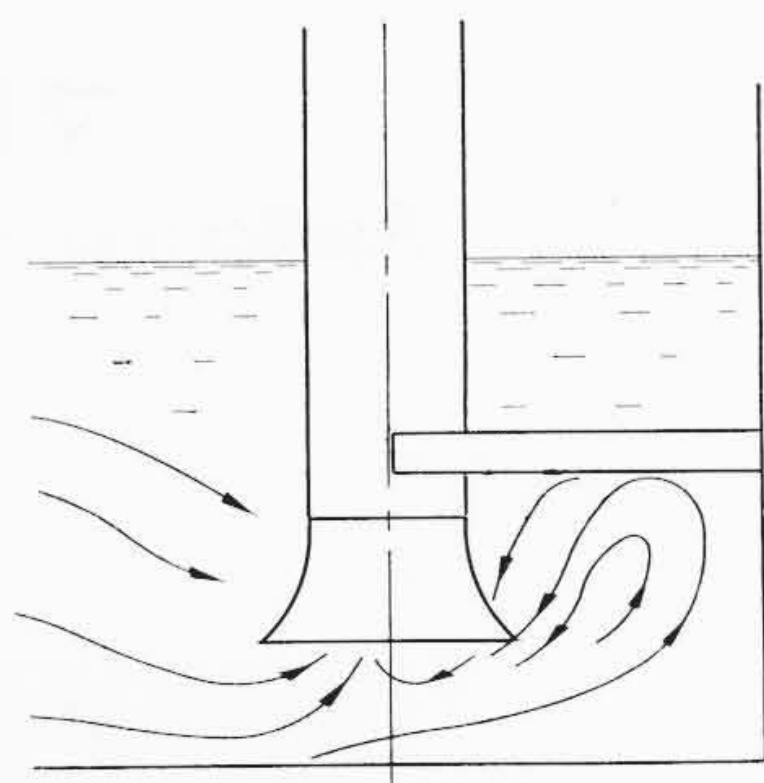
渦または旋回流の起きる原因として考えられる要素には次の二つがある。



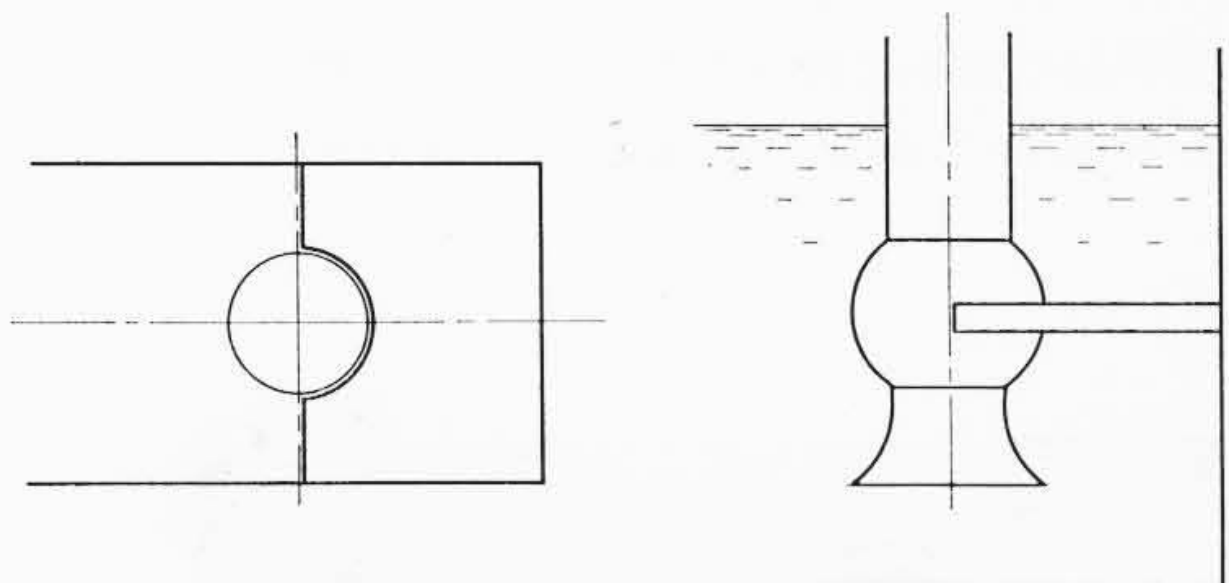
第7図 カルマン渦



第8図 有効な邪魔板の配列



第10図 水平邪魔板の取り付けの場合のベルマウス付近の流れ



第9図 水平に置かれた邪魔板

- (1) カルマン渦によるもの。
- (2) 導水路から吸込水槽への不平衡な流入によるもの。

または、吸込水槽内のポンプ配列位置の不平衡によるもの。

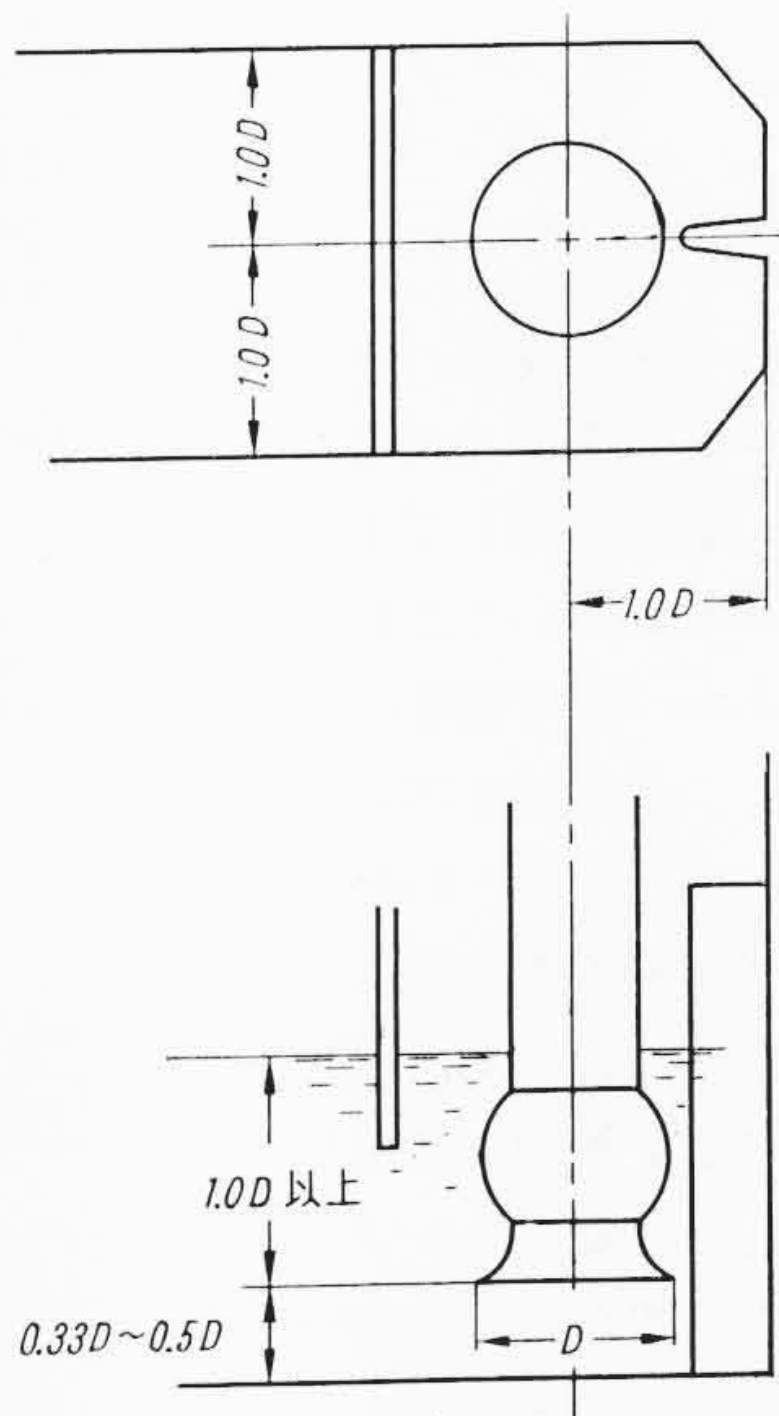
比較的狭い水路に、円柱を立てると、その下流側に規則正しい渦が発生する。これがカルマンの渦である（第7図）。これは、ポンプ1台ごとに仕切られた吸込水槽の場合に発生しやすく、これを防止するには水面上の流れをおだやかにするような邪魔板（第8図のa）を置くか、または後壁の位置をポンプに近づけるのがよい。

吸込水槽への取水路からのちょっとした不平衡な流れが、ポンプ周辺の旋回流を誘起する。したがって、ほとんどの水槽に対して、ポンプ周辺において旋回流を阻止するような邪魔板を設けることが安全である。これに対しては、第8図のbで示す邪魔板が非常に有効である。

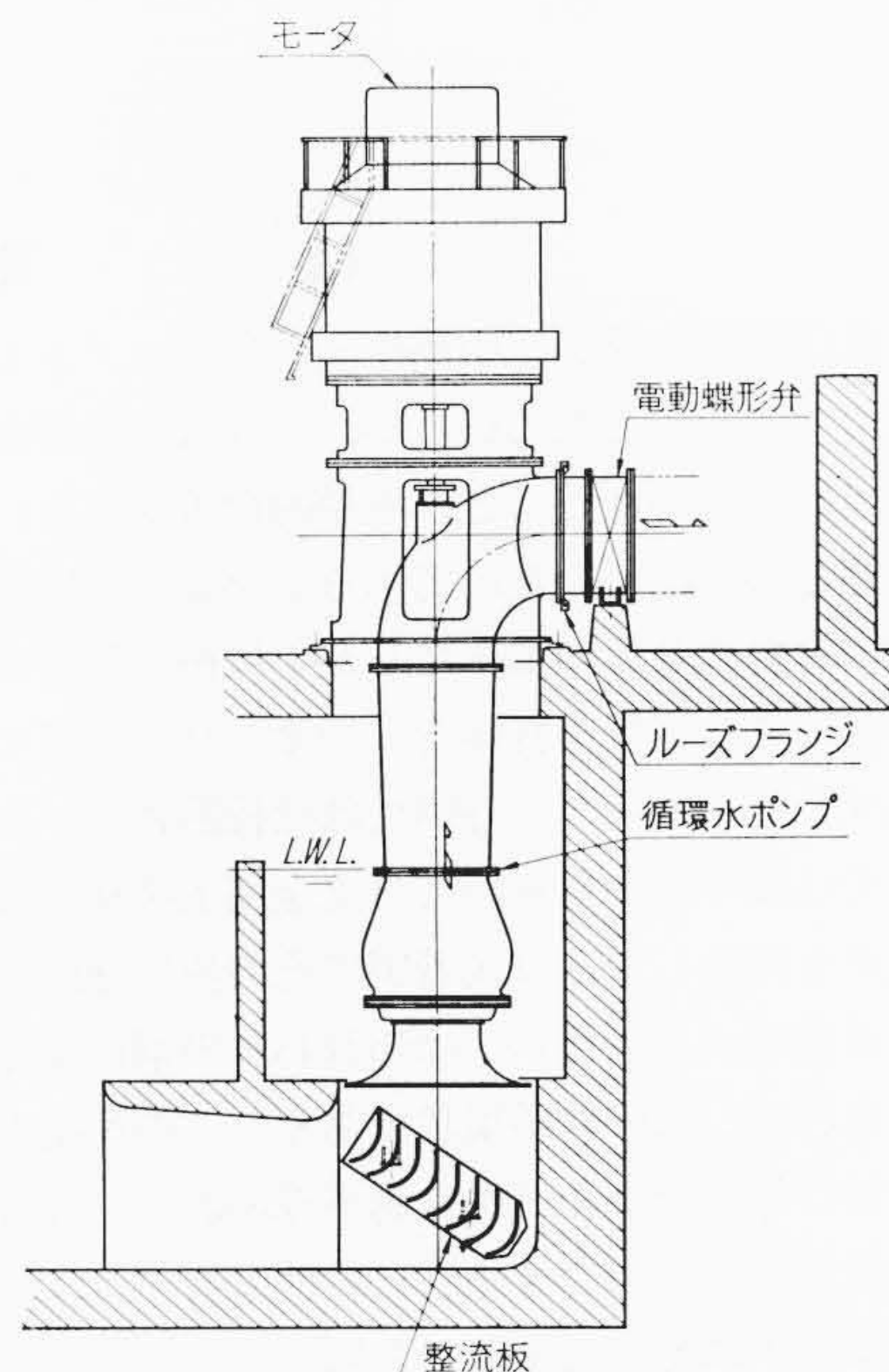
ポンプのベルマウスと水槽底面の距離は、ベルマウス口径に対して $1/2 \sim 1/3D$ が良好であるといわれており⁽⁸⁾、これを必要以上に大きくすることは土木建設費を増すことになり好ましくない。この場合、第9図に示すような水平の邪魔板は⁽⁹⁾、カルマン渦が空気吸込渦となるのを防ぎ得るが、ベルマウス付近の旋回流は阻止し得ない。またベルマウス付近の流れ状態は非常に不均一であり、模型実験の観察によれば、ベルマウスの後壁に近い部分の流れは軸方向を向いていないのみならず、水平もしくは下向きの流れも見受けられた。これは、邪魔板の下面で流れが反転するためである（第10図）。したがって、ポンプ1台ごとに仕切られた吸込水槽のある場合には、ポンプ周辺の水面の流れをおだやかにする邪魔板（第8図のa）と旋回流を阻止する邪魔板（第8図のb）の組み合わせが最も有効である。そして没水深さは、 $1.0D$ 程度以上あれば十分である。

第11図に、立形ポンプの吸込水槽としての基本形状を示す。

なお最近では、東北電力株式会社の仙台火力発電所または東京電力株式会社の五井火力発電所の循環水ポンプのように、ポンプベルマウス下面に整流格子エルボ（整流板）を設けた例もある（第12図）。この方法は導水路の速度エネルギーを有効にポンプに導くのに非常に効果があり、同時に整流効果も兼ねている。



第11図 基本的な吸込水槽寸法



第12図 整流格子エルボをもった循環水ポンプ

6. 結 言

以上最近の循環水ポンプの問題点について概略述べたが、最近の火力プラントの発達はいまことに目ざましく、外国においてはすでに単機出力 600~650 MW の発電所も建設中と伝えられている。循環水ポンプの大形化につれて、今まで述べてきた事項以外にも問題は出てくる。たとえば、電動機の支持方法である。従来の循環水ポンプにおいては、吐出曲管の上に電動機を背負った、いわゆる単床式のポンプが多かったのであるが、大形ポンプになると二床式とし、ポンプと電動機を別個の床に据え付けるのが、安定構造上好ましい。われわれは従来一般の大形ポンプに対しては、このような二床式の経験を豊富に持っているが、ポンプおよび電動機の保守、点検も容易になるので、近い将来において大形の循環水ポンプは二床式が採用されるものと思われる。

参 考 文 献

- (1) 好川：水力発電 59, 410 (1960)
- (2) D. F. Denny：Proc. I. Mech. E., 170, 106 (1556)
- (3) A. Brkich：Power, 90 (Feb-1953)
- (4) W. H. Fraser：A. S. M. E. Trans., p. 643 (May 1953)
- (5) W. L. Dornaus：A. S. M. E. Trans. p. 1129 (July 1958)
- (6) H. W. Iverson：A. S. M. E. Trans. p. 635 (May 1953)
- (7) 藤田，大谷：日立評論，別-45，41 (昭37-2)
- (8) 文献(3)と同じ
- (9) 好川：水力発電，69 p. 233 (1962)