

第2章 ポンプ

第1節 水力学の基礎知識

1 水の性質

(1) 重量

水の重量は温度および純水度によって異なるが、一般に取り扱われる清水は摂氏4度1気圧の時、その比重が最大であり、 1 cm^3 の重量が1gで、 1 m^3 の重量は1,000kgである。なお、水温による重量の変化は、常温状態ではきわめて小さいので、工学上は無視してもよい。

(2) 粘性

水には粘性がある。静止している水を取り扱う場合は無視してよいが、パイプ内を流れる等の運動を論ずる時は、その粘性により管壁と水の間に起こる摩擦抵抗は無視できない。

(3) 圧縮性

実験によると、水は1気圧を加える毎に $1/20,000$ の体積変化を生ずるが、工学上では特別の場合を除いて、圧力に対して体積を変えないと考えてよい。

(4) 鉱山で取り扱う水

鉱山で取り扱う水は、出水個所により粘土や塩化物、硫化物等の成分を含むので、その性質を確認する必要がある。特にpH4～5以下の酸性の水では、材質の腐食等を十分配慮する。

2 水の圧力

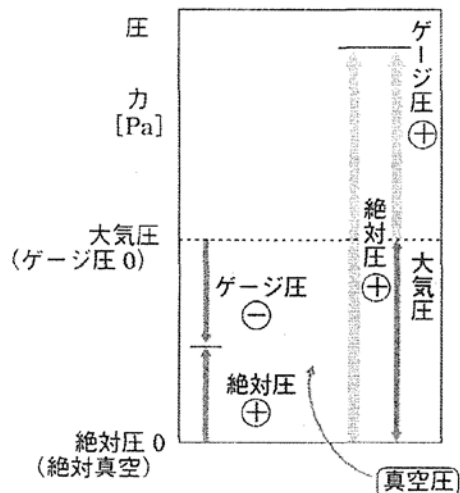
単位面積当りに作用する力の大きさを圧力という。面積 $A\text{ [m}^2\text{]}$ の面に力 $F\text{ [N]}$ が作用するとき、圧力 P は、以下の式で表わされる。

$$P = F / A \quad [\text{N} / \text{m}^2] \quad \dots (3.24)$$

圧力の単位は以前 kgf / cm^2 または kgf / m^2 を用いたが、SI単位系の $[\text{Pa}]$ が、単位面積 $[\text{m}^2]$ の力 $[\text{N}]$ で分かりやすく、現在用いられている。

$1\text{ [N/m}^2\text{]}$ が 1 [Pa] （パスカル）である。

圧力計は大気圧との差を示し、大気圧を基準とした圧力の大きさをゲージ圧力という（図3.37参照）。これに対し、絶対圧力を基準とした圧力の大きさを絶対圧力という。すなわち、（ゲージ圧力）＝（絶対圧力）－（大気圧力）の関係がある。なお、真空度は、普通負のゲージ圧を表わす。



注）真空圧：大気圧以下の総称

図 3.37 圧力の表し方

〔例〕ある圧力を真空計で測ったら32mmHg（水銀柱）であった。このときの絶対圧力は、大気圧が755mmHgとすると、絶対圧力＝755－32＝723mmHg

1Paは 7.50×10^{-3} mmHgであるから、 $723 \div (7.50 \times 10^{-3}) = 9.64$ Paである。

ちなみに、標準気圧＝760mmHg＝1.033 kgf/cm²＝0.1013MPa＝1.013hPaである。

ここで、静圧と水頭の関係を図3.38に示す。

容器の底の圧力をP [Pa] とすると、次の関係がある。

$$H = P / \rho * g = P / \gamma \quad (\text{水の場合: } H = P / \rho_w g) \quad \cdots (3.25)$$

ここで ρ : 液体の密度 kg/m³ (水の場合 $\rho_w = 1,000$ kg/m³)

g : 重力の加速度 9.8m/s²

γ : 液体の比重量 (単位体積当りの重量)

(水の場合: $\gamma = 9,800$ kg/m²・s²)

$P = 980,000$ Pa＝980,000N/m²の水の場合、 $H = 980,000 \div 9,800 = 100$ [m] である。

すなわち、水の圧力を水頭（ヘッド）で表わすことができる。一般にヘッド100mのポンプという
と、ポンプが水圧980kPaを作り、100mの高さまで揚水できるポンプのことである。

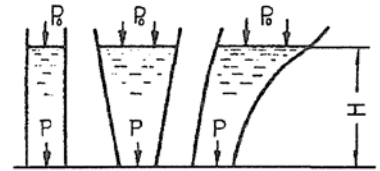


図 3.38 静圧と水頭の関係

第2節 管 路

1 管路の損失水頭

ポンプのサクションパイプあるいはデリバリーパイプ中に水が流れるとき、水の粘性によって管壁との間にエネルギーの損失がある。この損失を管路の摩擦損失水頭という。管内抵抗は粒子の平均比重・濃度・管内の限界沉降速度等で異なる。ポンプの必要水頭を決める場合には、これらの各種摩擦損失を十分計算に入れて決定しないと、揚水量、揚水高さ等に重大な影響をきたす。

(1) 管内摩擦損失

この損失 (h_f) は、各損失のうち最も大きなもので、次式で示される。

$$h_f = \lambda \frac{L}{d} * \frac{v^2}{2g} \quad \cdots \cdots (3.26)$$

h_f : 管の摩擦損失水頭 [m]

L : 管の長さ [m]

λ : 摩擦損失係数

d : 管の内径 [m]

g : 重力による加速度 (9.8m/s²)

V : 管内の流速 [m/s]

λ の値は一般的に良く使われているダルシーの公式により、表3.26のように示される。

$$\lambda = 0.02 + \frac{0.0005}{d} \quad \cdots \cdots (3.27)$$

表 3.26 摩擦損失係数 (λ)

管 径 mm	λ の 値		管 径 mm	λ の 値	
	新 菅	旧 菅		新 管	旧 菅
50	0.0300	0.0600	350	0.0214	0.0429
75	0.0267	0.0533	400	0.0213	0.0425
100	0.0250	0.0500	450	0.0211	0.0422
125	0.0240	0.0480	500	0.0210	0.0420
150	0.0233	0.0467	600	0.0208	0.0417
200	0.0225	0.0450	700	0.0207	0.0414
250	0.0220	0.0440	800	0.0206	0.0413
300	0.0217	0.0433			

管の使用年数が増えると、 λ は上式の値の1.5倍～2.0倍程度になり、農林省の設計基準では通水年令10年程度で1.5倍とするように定めている。

(2) 曲管・バルブなどの摩擦損失

直管以外の摩擦損失には、曲管、バルブ、異径管などによる損失があり、それらの計算には配管の付属品損失を直管の相当長さ (L_f) で表わした、表3.27を用いると便利である。

表 3.27 直管以外の摩擦損失の直管相当長さ (L_f)

配管付属品の名称	相当直管長さ L_f	配管付属品の名称	相当直管長さ L_f
45°エルボ (1°～3°)	15～20D	水量計 ピストン型	600D
90°エルボ 標準曲率 中間曲率 長径 直交	32D	ディスク型	135～400D
	26D	実 車 型	200～300D
	20D	仕切り弁 全 開	0～7D
	75D		10～40D
90°ベンド (R/D=3) (R/D=4)	24D		100～200D
	10D		800D
180° ベンド	75D	玉形・ストップ弁 1"～2 1/2" 3"～6" 7"～10"	200～300D
+ 継 手	50D		300D
T 継 手	40～80D		300～350D

2 管内流速

管の損失を少なくするためには、前項の (3.26) 式における管内流速 v を小さくするとよい。送水管が長く摩擦損失が実揚程に比較して大きくなる場合は特にそうである。ただし、流速を小さくすると管径が大きくなり、パイプの設備費が高くなる反面、電動機の設備容量は小さくなり使用電力量が節約される。これらの利害得失を比較検討し、経済的にも合理的な目的に叶った管内流速を決めることが肝要である。

流速を求めるには、次の計算式を用いるとよい。

$$v = \frac{Q}{60A} \quad \dots\dots\dots (3.28)$$

A : 管の断面積 (m²)

v : 管内の流速 (m/s)

Q : 流量 (m³/min)

3 管 厚

管の肉厚はその圧力によって決める。特に高揚程のポンプにおいては、ポンプから吐出口に至る間の管に対し必要管厚を計算する。管の長さによっては何種類かの肉厚管を採用すると経済的である。またポンプへの動力が急断された時や、ポンプの急起動、弁の急開閉などによって管内の流速が急激に変化し、圧力が上昇または降下するウォーターハンマー現象も考慮に入れる必要がある。

一般鋼管の場合、次式により管厚を求めることができる。

$$t = \frac{D \times P}{2\sigma} + C \quad \dots\dots\dots (3.29)$$

ここに、 t : 管厚 (cm) , D : 管内径 (cm) , P : 水圧 (MPa) , σ : 許容材料強度
80~100 N/mm² , C : 腐食等のための追加分1~2mm位

4 配管上の注意

(1) 吸込管 (サクションパイプ)

① 吸込管に空気が漏入してはならない。

吸込管のすき間や割目等から空気が漏入するとポンプの性能が低下する。

理論的には、標準大気圧で0℃の時、ポンプ内が完全な真空状態であれば、約10mまでサクションが可能である。しかし、通常に据付では、ポンプの気密性・据付場所による大気圧の高低度・パイプやベンドの摩擦抵抗などから、吸込揚程は約6m以内が普通である。

② 吸込管に空気溜りを作ってはならない。

空気溜りのあるポンプを運転すると普通吸込側は真空になるため、空気は膨張して水の流れが悪くなり、ポンプの吸込能力が落ちる。

③ 吸込管はなるべく短く、抵抗を小さくするようにする。

④ 吸込管の途中にスルース弁を設けるときは、これを垂直に置くと弁体上部に空気溜りができるのでスピンドルが水平になるように取り付ける。もしやむを得ず垂直に取り付けるときは、その頂点に空気抜配管を取り付ける等の処置をすることが望ましい。

⑤ 吸込管にストレーナを設けるときは、その孔の総面積は管面積の4倍以上とする。

⑥ フート弁は水溜りの側壁、底面より十分離して水の流れに影響を与えないようにする。

(2) 吐出管（デリバリーパイプ）

- ① 吐出管の摩擦損失をできるだけ小さくし、途中のパイプ内に空気溜りを作らないよう十分注意する。
- ② 原動機の急停止、その他必要な場合に水がポンプ内に逆流しないよう逆流防止装置（チェックバルブを取り付けるなど）の設置策を講じておく。
- ③ 高揚程ポンプでは湾曲部の水圧による押し出されなどを防止する必要がある。
- ④ 吐出管を直線上に長く配管する場合は、寒暖によるパイプの膨張・収縮を十分考慮すること。
- ⑤ 継手には、従来フランジ型が多く使われていたが、ビクトリックジョイントを用いた接続が確実であり、接続しやすいため一般的になっている。

第3編 ポンプの種類と構造および特性

1 ポンプの種類

ポンプの原理は、外から供給される動力または機械的な方法で密閉容器中に真空を作り、その真空を利用して水を吸上げ、さらに圧力を与えて高い所や遠い所へ水を送り出すものである。

ポンプは、その構造および作用により、遠心（渦巻）・軸流・往復動・回転・特殊ポンプに分類できる（表3.28参照）。これらのポンプのうち最も一般的に用いられるのが遠心（渦巻）ポンプで、それ以外のポンプは使用条件や用途により限定される場合が多い。

表 3.28 ポンプの分類

種 類	構 造	作 用	ポ ン プ 名
遠心ポンプ	羽根車	液体に遠心力で圧力を発生させる	タービンポンプ、ポリュートポンプ サンドポンプ、水中ポンプ
軸流ポンプ	羽根車	液体を軸方向に吐出する	軸流ポンプ
往復動ポンプ	ピストン	液体をピストンで押し出す	プランジャポンプ、ピストンポンプ
回転ポンプ	ギアなど	液体をケースとの隙間に閉じ込めて運ぶ	ギアポンプ、スクリュウポンプ
特殊ポンプ	上記以外	その他（圧気利用など）の方式	ジェットポンプ、エアリフトポンプ

(1) 渦巻ポンプ

渦巻ポンプは羽根車（インペラー）の回転により水に圧力と速度のエネルギーを与え、そのエネルギーを案内羽根（ガイドベーン）またはケーシングにおいて能率よく圧力エネルギーに変えることによって揚水するものである。案内羽根を持つポンプをタービンポンプといい、持たないポンプをポリュートポンプという（図3.39参照）。

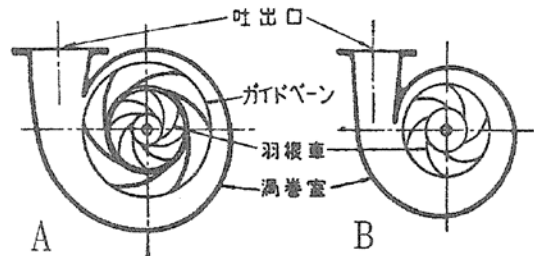


図 3.39 タービンポンプ A と
ポリュートポンプ B の比較

① タービンポンプ

タービンポンプは、図3.39Aに示す羽根車、案内羽根、ケーシングの3つの部分からなり、これに吸込管と吐出管が付属する。ポンプの内部に水を充満して羽根車を回転させると水は羽根車からエネルギーを得て遠心力のために半径方向に外へ向かって流れていく。このとき、中心部に低圧を生じ新たな水を吸い上げる。このようにして水に連続的なエネルギーを与えることにより揚水する。

羽根車の吐出水は一部圧力、一部速度の形でエネルギーを保有しているが、案内羽根を通る間に流れの速度を徐々に下げてエネルギーを圧力に変えながらケーシングに入る。ケーシングに入った水は残りの速度エネルギーを圧力に変えてこれを吐出管に導く。

高い揚程が必要な場合は、羽根車を軸方向に何枚も並べる多段式のタービンポンプが使用される。すなわち、第1の羽根車で圧力を高め、さらに第2の羽根車に吸い込まれて2倍の圧力となる。羽根車の数により3段あるいは4段タービンポンプという。

5段タービンポンプの断面図の例を、図3.40に示す。

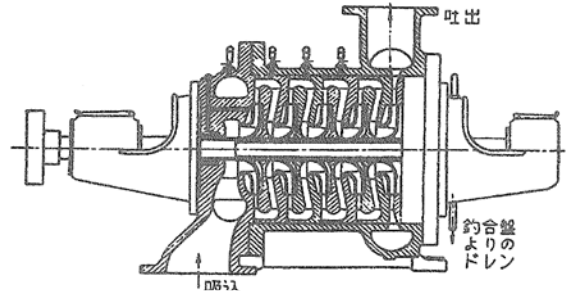


図 3.40 5段タービンポンプの断面例

② ボリュートポンプ

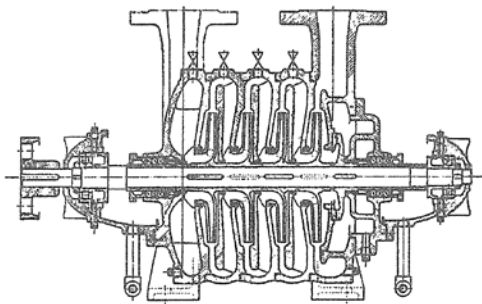


図 3.41 4段ボリュートポンプの例

ボリュートポンプは、図3.30Bに示す羽根車とケーシングの2つの部分からなり、案内羽根を持たない。羽根車によって与えられた速度エネルギーをケーシングで圧力エネルギーに変えて揚水する。

近年、羽根車やケーシングの形状製作などに改善が加えられ効率が向上した。タービンポンプに比較して構造が簡単なため、タービンポンプより広く使用されている。

4段ボリュートポンプの断面図を、図3.41に示す。

③ サンドポンプ

ボリュートポンプの一種であるが、羽根車は開放性で、羽根車やケーシングには取り扱い液により耐摩耗・耐酸・耐熱・あるいはゴムライニングされたものが使用されている。水溜りの泥水排水用や、充填土砂・岩石・鉱さいなどの混入した液の輸送などに用いられる。

特に近年ライナー式が多く、保守・整備が簡単になり、また高揚程で効率のよいものが開発されている。

④ 水中モータポンプ

水中モータポンプには、水封式水中モータと連結一体とした浅井戸用ポンプ（図3.42参照）と

多段渦巻ポンプとを連結一体化した深井戸用ポンプとがある。

浅井戸用ポンプは工事現場の湧水、雨水の排水用などに使用する。構造は、いずれも渦巻ポンプを堅型にしたものである。

2 ポンプの特性曲線

(1) タービンポンプの特性

タービンポンプの代表的な特性曲線を、図3.43に示す。

ここで、①A, B, C, Dは水量と揚程の関係を表わした揚程曲線、②E, F, Gは水量と馬力の関係を表した軸馬力曲線、③Hは水量と効率の関係を表わした効率曲線、である。

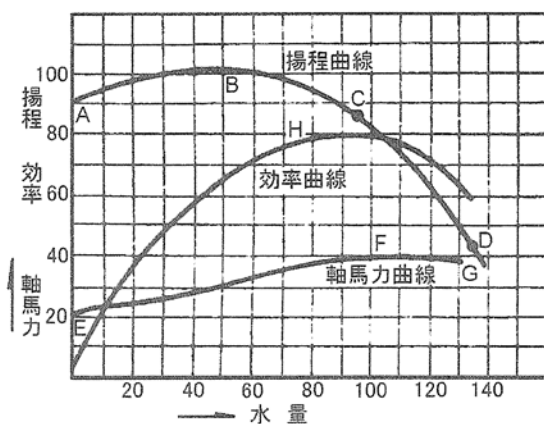


図 3.43 タービンポンプの特性曲線

一般にタービンポンプの揚程曲線は、このように水量が0から増加するに従ってA点から若干増加し、最高点Bに達し、それから減少してBCDのような中高の形状をとる。

AからBまでの間は、羽根車の出口から案内羽根の入口に入る所で流れに大きな衝撃があって、やかましい音を発する。Aよりも高い揚程はAB間とBC間の両方にあるから、このようなポンプをAよりも高い揚程で使用すれば、2種の水量を取ろうとするため、いわゆる不安定状態を呈し、揚水に

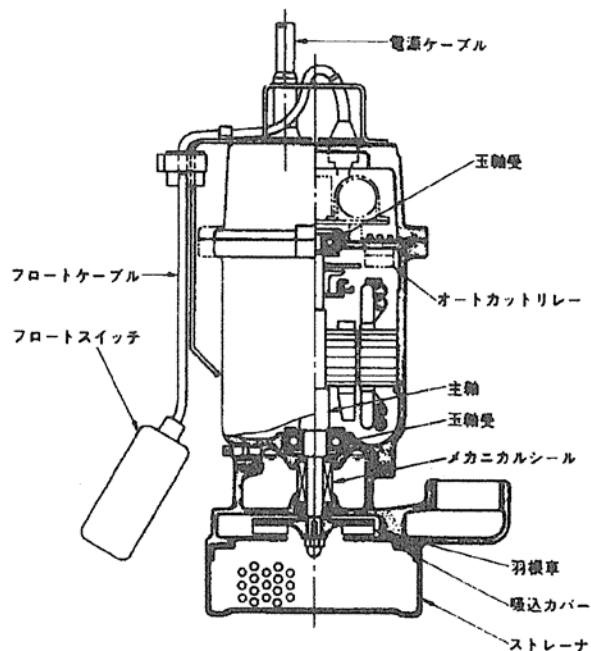


図 3.42 水中ポンプの例

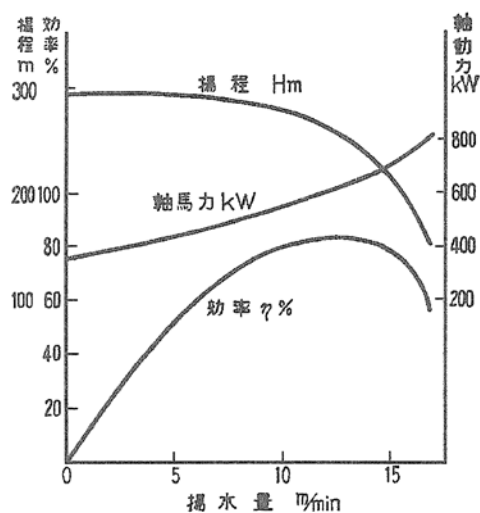


図 3.44 ポリユートポンプの特性曲線
(900PS \times 13m³/分 \times 200m)

支障をきたすことがある。これはスルースバルブを規定開度まで開放せず、絞り運転するような時に起こることがある。従ってポンプの使用範囲はAよりも低い部分、すなわちC点付近以下にする。また、締切り揚程は実揚程よりも大きく取らなければ揚水を開始できない。

馬力曲線は中高とならず上り勾配となるため、低水頭の個所では電動機が過負荷となる場合があるから注意を要する。

(2) ボリュートポンプの特性

ボリュートポンプの特性曲線を、図3.44に示す。タービンポンプの特性曲線と異なるところは、揚程曲線が締切り点、すなわち水量0のときに最高で下り勾配をとるところであり、いかなる点で運転してもタービンポンプに比較し安定している。

タービンポンプに比べ効率が劣るので、大型ポンプはほとんどがタービンポンプであったが、製作技術の進歩などにより効率も改善・上昇したので、近年タービンポンプに代わり広く使われるようになっていく。

第4節 渦巻ポンプの簡単な理論

1 渦巻ポンプの揚程と揚水量

(1) 揚 程

ポンプの管系から決まる揚程は、いろいろな部分から成り立っているためにその内容はかなり複雑で、もし算定を間違えると、全然揚水することができないか、あるいは揚水できても所要水量を上げることができない。すなわちポンプの揚程は図3.45における実揚程よりも管内の摩擦抵抗の損失分だけ高くしなければならない。

ポンプの全揚程は次のとおりである。

全揚程＝吐出側全揚程＋吸込側全揚程

揚水する場合、水は速度からきまる速度水頭を持つので、

吐出側全揚程＝吐出実揚程＋吐出側損失水頭＋吐出速度水頭

吸込側全揚程＝吸込実揚程＋吸込側損失水頭＋吸込速度水頭

このように表せるが、普通はポンプの吐出口と吸込口の大きさは同じであり、速度水頭は同じになるから結局、

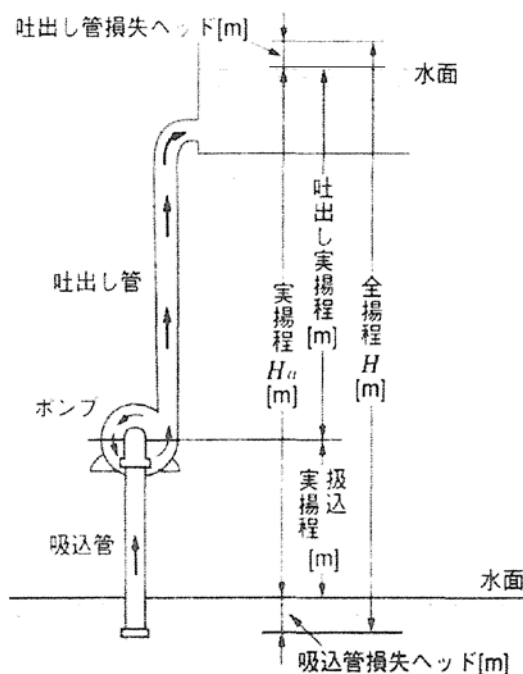


図 3.45 ポンプ揚水時の揚程

吐出側全揚程＝吐出実揚程＋吐出側損失水頭

吸込側全揚程＝吸込実揚程＋吸込側損失水頭

となる。

揚水しているとき、ポンプ吸込口の真空計に現れる読みは、

真空計の読み＝吸込実揚程＋吸込側損失水頭

であり、また、ポンプ吐出口の圧力計の読みは、

圧力計の読み＝吐出実揚程＋吐出側損失水頭

である。

真空計、圧力計ともその読みはそれぞれ吸込口および吐出口における揚水中の水が持つ静水頭を表わしている。結局は、

全揚程＝圧力計の読み＋真空計

の読みである。

ポンプを計画する場合、配管図などにより所要水量が流れる管の摩擦損失水頭を計算して全揚程を決めなければならない。

(2) 揚水量

揚水量は単位時間に吐出管より送り出す水量であり、単位としては m^3/s 、 L/s 、 m^3/min 等を使用する。一般に揚水量と排水管の関係はおおよそ表3.29のとおりである。

表 3.29 揚水量と管径の関係

口 径 mm	38	50	65	75	100	125	150	175	200
水 量 m^3/min	0.13	0.23	0.42	0.56	1.1	1.7	2.5	3.6	4.8
口 径 mm	250	300	400	500	600	700	800	900	1000
水 量 m^3/min	7.5	11.0	21	33	47	65	84	105	130

2 渦巻ポンプの馬力と効率

ポンプを運転してどれだけの動力を必要とするかはポンプの行う有効仕事とその効率によって決まる。ポンプの有効仕事を水動力といい、次の式で表わされる。

$$P_w (\text{kW}) = \frac{Q * H * \rho * g}{1,000} \quad \text{または} \quad P_w (\text{PS}) = \frac{Q * H * \rho * g}{735} \quad \cdots (3.30)$$

P_w : 水動力 [kWまたはPS] ρ : 液体の密度 [kg/m^3] (水の場合 $P_w=1,000\text{kg}/\text{m}^3$)

Q : ポンプの吐出量 [m^3/s] H : ポンプ全揚程 [m] g : 重力の加速度 9.8 [m/s^2]

水動力にポンプ効率を見込んだものを軸動力という。

$$P(kW) = \frac{P_w}{\eta_p} = \frac{Q * H * \rho}{6120\eta_p} \quad \text{または} \quad P(PS) = \frac{P_w}{\eta_p} = \frac{Q * H * \rho}{4500\eta_p} \quad \dots (3.31)$$

P : 軸動力 (kW または PS) η_p : ポンプ効率 Q : ポンプの吐出量 [m³/s] H : 全揚程 [m]

ポンプ効率 (η_p) の値はポンプの種類・型式・大きさなどにより異なるが、一般用ポンプの標準的な効率を図3.46に示す。

また、ポンプを駆動するのに必要な原動機出力を原動機所要出力といい、ポンプの型式、原動機の種類、駆動方式等の伝達効率を見込む必要がある。

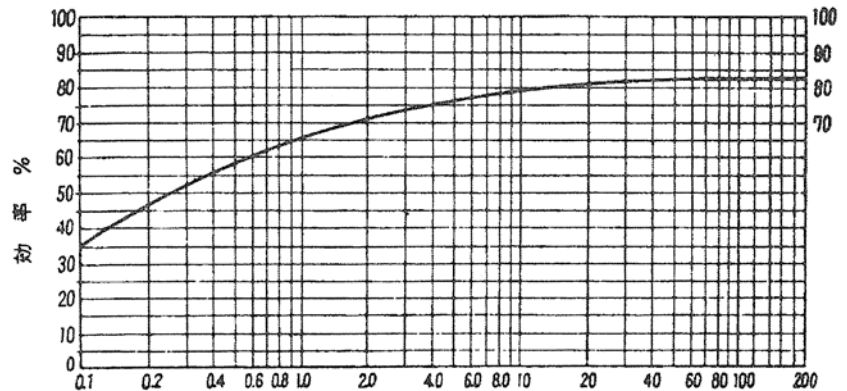


図 3.46 一般用ポンプの標準的な効率

$$P_w = \frac{P(1+\alpha)}{\eta_t} \quad \dots\dots (3.32)$$

P_w : 原動機所要出力 (kW) または (PS)

α : 余裕率 (誘導電動機0.1~0.2, 小出力エンジン0.15~0.25, 大出力エンジン0.1~0.2)

η_t : 伝動効率 (液体継手0.95~0.97, 歯車変速0.92~0.98, Vベルト0.95)

なお、モータの出力にキロワットを使うことが一般的である。その場合、上記のkWの式を用いるか、あるいは1PS (メートル式) = 735Wにより換算するとよい。

3 渦巻ポンプの比例法則

ポンプの回転数が変わると、規定揚水量の80~120%間では、揚水量は回転数、水頭は回転数の2乗、動力は回転数の3乗に比例して変化する。すなわち、次のように表せる関係にある。

$$\left\{ \begin{array}{l} Q' = \frac{N'}{N} Q \\ H' = \left(\frac{N'}{N} \right)^2 H \\ P' = \left(\frac{N'}{N} \right)^3 P \end{array} \right. \quad \dots\dots (3.33)$$

Q, H, P : N rpm のときの水量, 水頭, 動力

Q', H', P' : N' rpm のときの水量, 水頭, 動力

いま、1,800rpm (60Hz) のポンプを 1,500rpm (50Hz) で回転させると

$$Q' = \frac{1500}{1800} Q \cong 0.84Q$$

$$H' = \left(\frac{1500}{1800}\right)^2 H \cong 0.7H$$

$$P' = \left(\frac{1500}{1800}\right)^3 P \cong 0.58P$$

逆に 1500rpm を 1800rpm にすると、 $P'=1.73P$ となり軸動力が非常に大きくなるため、注意しなければならない。

第5節 ポンプの取扱い管理

1 渦巻ポンプ

(1) 分解・組立

1) 分 解

- ① ポンプの構造および機能を熟知して、分解の手順を誤らないように行う。
- ② 無理をせず、かつ適当な分解器具を用いて部品を損傷せぬようにする。インペラ、ガイドベーンなどが抜きにくいときは、木ハンマーで軽く叩きながら抜く。
- ③ 吐出側軸受抜き取り後、各部品の重量が軸にかからないように注意する。
- ④ 分解部品の整理をよくし、特に軸受部などは保護を完全にする。
- ⑤ 内部接触面、取り付け面などの清拭、特に軸受の内部を清浄にする。
- ⑥ 内部接触面で錆付き、分解が困難な場合には、種油に黒鉛を混ぜたものを塗布するなど、錆付防止の手当をする。

2) 組 立

- ① 組立の手順を誤らない。組立符号を付けた部品は必ず符号を合わせる。
- ② パッキンは純正品を使用する。模造紙を使用する時は、両面に白ペンキを塗る。
- ③ 組立時に、片締めによって軸や胴体が歪まないように注意する。
- ④ 取付け個所にロックピンまたはロックボルトのあるものは、軽くこれらを打ち込む。
- ⑤ 細管、コックなどの捻込部には、白ペンキを塗布または麻繊維を添える。

(2) 据 付

据付が適切で注意と手入れが行き届けば、ポンプは長時間に亘って正常な運転が続けられる。

1) 場所の選定

ポンプ座の地盤変化（盤膨れ、盤狂いなど）のため、基礎に狂いを生じ、水平の狂い、軸心の不一致など起こし、甚だしい時は運転不能になることもあるので、務めて地盤の安定した、変動のない場

所を選ぶ。

ポンプはできるだけ吸水源に近く置き、吸水揚程を小さく、吸水管の長さを短くするように心掛けると共に、曲りが少なくなる位置を選定する。これらはキャビテーションならびに損失水頭を少なくする観点から必須である。

また、ポンプの配列など運転保守に便利ようにすることも必要な事項である。

ポンプとモータの駆動系配列に関する良否の状態を、図3.47に示す。軸心の狂いを調べるには、カップリング外周面を清拭し、周の上下左右に定規を当てて、面の段違いと隙間の寸法を正確に測定する。次いで、ベースとコンクリート床面の間に金くさびを適当に打込みながら、図のように、例えば段違い C_3 を0.05mm以下、隙間 C_2 — C_1 を0.03mm以下のようにに調整する。

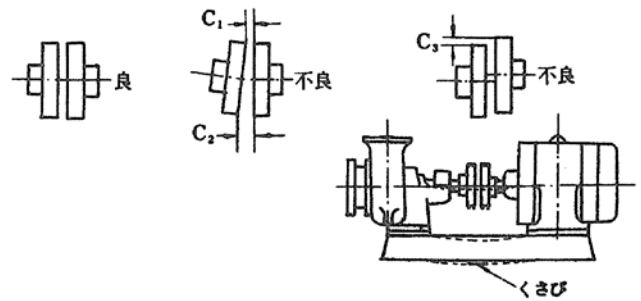


図3.47 ポンプとモータの軸心関係

2) 基 礎

基礎コンクリートは、ポンプとモータほかの重量に耐える、十分な面積と深さを持たせる。

3) 据 付

- ① 共通ベッドを基礎コンクリート上に置き、基礎面との間に金属くさびを挿入してベッドを平均に、しかも、吐出フランジ面に水準器のをせ水平を確かめ正しく支持する。また、軸心が狂ったまま運転すると振動を起し、カップリングのゴムリングを損耗し、軸受に無理がかかり、メタルの焼付や、異状摩耗などの事故原因になるので正しく軸心を合わせることを肝要である。
- ② 軸心修正が完了したら、基礎ボルト穴にモルタルを流し込み、モルタルが固まってから正式に基礎ボルトを締め付け、改めて軸心の検査・修正をする。最終的な心出しが完了したらベースの中にモルタルを充填させ、また、ベースの足周りにもモルタル張りをして、くさびを完全に留める。モルタルが乾燥してから軸心修正の必要が出たら、ベッドとポンプまたはモータの足の間に薄い鉄板を挿入してさらに心を修正する。
- ③ 据付に当って、ベッドはそのままで中心が出ることは決してない。頑丈そうに見えるベッドも凹凸のある基礎の上に置かれた場合はもちろん、基礎ボルトの締め加減によって容易に変形を起こすから、必ずくさびを使用して入念に歪を矯正する。フレキシブルカップリングはポンプとモータの軸心に多少の狂いがあってもよいと誤解されやすいが、そうではなく、運転中ポンプ軸モータ軸が多少軸方向に動いても差支えない程度だけである。
- ④ カップリングボルトは正規のものを使用し、保安上カップリングカバーを必ず取り付ける。また吐出管、吸込管の自重や締め付けからくる無理がポンプ本体にかからないよう注意する。配管が終了した段階で念のために、また心を調べる。最後にカップリングボルトを取り付け、もう一度

軸心を調べる。

(3) 運 転

1) 運転準備

- ① 給油個所への給油状況，油面計の点検をする。
- ② ポンプを手回して見て動かぬ時や，手回し中の抵抗にむらのある時は，内部の焼付きや異物の食い込み，軸心の不一致，据付後の歪みなどがある証拠である。
- ③ 吸込側に弁を設置した場合は，必ずこれを全開しておく。
- ④ 吐出弁が閉じていることを確認する。
- ⑤ ポンプ内に十分満水し，ポンプ内の空気を完全に抜く。少しでも空気があると，ポンプは揚水不能となり，破損する恐れがある。
- ⑥ カップリングボルト，その他締付ボルトに異常がないかを調べる。

以上を終了後，スイッチを入れ運転を開始する。ポンプが所定の回転状態になり，規定電流になった時点で，圧力計，電流計の読みを確かめながら，徐々に吐出弁を開く。

異常がある場合には，すみやかにスイッチを切り，原因を調査する。

2) 運転中の注意事項

- ① 吐出弁を長時間締め切って運転すると，内部の水の温度が上がり蒸気を発生して内部焼きつきの原因となるから絶対に避ける。
- ② 軸受温度は周囲の空気温度に40℃を加えた値以内位に保つ。油の適量，オイルリングの作動状態に注意する
- ③ グランドパッキンは締め過ぎると摩擦抵抗が大きくなり，動力の浪費に繋がるだけでなく，発熱のため回転軸を摩損または焼損することがある。また，ゆる過ぎると空気の吸込みまたは漏水が多くなって揚水を阻害することがあり，常に注意が必要である。空気の吸込みを防止する目的で封水を行う場合は，注水が完全であるかどうか注意し，グランドは水が外部に滴下する程度にゆるく締めておく。
- ④ 運転に入って圧力が出なかったり水量が落ちたりするのは多くは空気が侵入するためである。これはサクションパイプの水平部分が長い時や，途中に空気溜りを生じている場合あるいは封水の不完全，サクションパイプの接続不良などによって起こる。
- ⑤ バランスデスクを押してポンプ外に放流される水は，だいたい揚水量の3%内外が普通であるから，普通よりも数倍も水が出ているような場合，または水温が高い場合はポンプを分解して調整する。
- ⑥ 電流計の指針の振れはポンプの荷重の状態を示すものであるから，過負荷，低負荷の状態を完全に把握するため，この変化に注意しなければならない。規定電流よりはなはだしく少なかったり，また多過ぎたり，あるいは絶えず指針が振れたりするのはどこかに異常が起きていることが多い。圧力計・真空計もあまり針が振れる場合はポンプに異常があると考えねばならない。

⑦ その他ポンプおよびモータの振動、音響の変化、バックの水位などによく注意する。

3) 停止の際の注意事項

- ① 停止する場合には、吐出弁を閉じてからスイッチを切る。
- ② 長時間休止するときや、短い期間でも寒冷地では水の凍結のためポンプが破壊される恐れがあるため必ずドレン抜きプラグを用いて、内部の水を完全に抜き取る。
- ③ 停止の場合、バックの水を全部吸上げてしまうまで運転すると、ストレーナに土砂、木片を吸い寄せ、次の運転の場合に支障をきたすから、ある程度余裕を残して停止する。

(4) 保守管理

1) 保 守

- ① 運転日誌を毎日正確に記録し、変化があれば直ちにその原因を追求して、いつも正しい運転状態を保つようにする。
- ② ポンプの定期点検を次の頻度で行う。ただし異状と思われた場合はその都度行う。
 軸受温度、カップリングの狂い：毎月1回
 軸受油の取替：3ヶ月に1回
 グランドからの漏水量：毎月1回 スリーブの摩耗程度も調べる。
 分解点検：延べ運転時間を定めて分解点検する。
 定期検査：水質により異なるが、例えば3,000～5,000時間運転後。
- ③ ライナーリングが摩耗すると漏水が増しポンプの効率が低下するので、インペラとの間隙が表3.30の3～5倍になったら摺動部を取り替える。
- ④ 軸受メタルが摩耗するとポンプ振動の原因となるので軸との間隙が表3.31の3倍になったら取替える。
- ⑤ グランドパッキンの良否はポンプの選定上大切なので水漏れ、発熱、スリーブの摩耗などには特に注意する。
- ⑥ 潤滑油はその軸受の種類ならびに回転数などに適当するものを使用する。
- ⑦ カップリングボルトの革やゴムが偏った摩耗をすると、軸方向の融通が効かなくなるので取替える。

表 3.30 羽入口外径と間隙

羽根入口外径	mm	50～80	120～180	260～315
間 隙 (直径)	mm	0.18～0.30	0.25～0.40	0.30～0.50

表 3.31 軸径と間隙

軸 径	mm	18～20	30～50	50～80	80～120
間 隙 (直径)	mm	0.06～0.10	0.08～0.13	0.11～0.16	0.13～0.19