

农

机

译

丛

NONG-JI YI-CONG

水泵专辑



上海市科学技术编译馆

中国农业机械 (月刊)

扩大征求订户

《中国农业机械》是农业机械部的机关刊物,是全国农业机械工业工作的综合性业务指导刊物。

主要内容有:宣传和贯彻党和国家的农机工业工作的方针、政策;交流农机工业生产、基本建设、企业管理、技术管理等工作经验;介绍先进生产技术和先进工艺方法;报导农机科学研究和培养人材的成果和经验;介绍农机战线上先进单位和先进人物的事迹;以及介绍国内外农机动态等。

主要阅读对象:全国农业机械系统的机关、工厂、企业、学校、科学研究等单位的干部、技术人员、工人、教职学员、研究人员以及农机爱好者。

每月十日出版 每册定价 2 角

全国各地邮局均可订阅

农 机 译 丛

水泵专輯

上海市科学技术翻译馆汇编

*

上海市科学技术翻译馆出版

(上海南昌路59号)

新华书店上海发行所发行、各地新华书店经售

商务印书馆上海厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 印张 4 1/2 字数 140,000

1964年3月第1版 1964年3月第1次印刷

印数 1—3,100

编 号: 6065·201

定 价: 0.60 元

农 机 译 丛 《水泵专辑》目录

水泵設計資料集

I. 基础部分	[日本]	加藤宗雄 大島四郎 佐藤喜一 堀田正雄	(1)
II. 資料部分	[日本]	田原光照 平井浩一 松村益至 森本浩史	(22)
軸流泵翼輪的实用設計法	[日本]	高 井 英 明	(62)
立式泵的振动問題	[美国]	A. Kovats	(66)

水泵設計資料集

I. 基礎部分

〔日本〕 加藤宗雄 大島四郎
佐藤喜一 堀田正雄

一、水泵的分类和型式

1. 水泵的分类

所謂离心泵和軸流泵，按照葉輪軸面投影圖上的流綫狀況，可分成以下三类：

(1) **离心泵** 这类水泵的揚程主要依靠葉輪旋轉时的离心力。葉輪如图 1 及 2 所示，有徑流型和混流型两种。徑流型水是以半徑方向进入流道，混流型水在进入流道时多少有些傾斜。水进入葉輪之后，則都从垂直于軸向的平面向外圓方向流出。

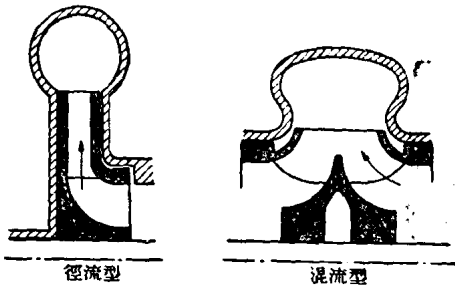


图 1、2 离心泵

(2) **斜流泵** 它的揚程一部分是由于葉輪旋轉时的离心力，另一部分系由于叶片的升力所致。如图 3 所示，水是傾斜地进入流道，又以傾斜方向流出。

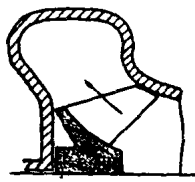


图 3 斜流泵



图 4 軸流泵

2. 水泵的型式

水泵的构造和型式是多种多样的，若从几种不同的观点出发，通常有以下几种主要型式：

(1) **按离心泵内有无导叶分类**

- 1) 旋渦水泵(无导叶)；
- 2) 透平水泵(有导叶，又名扩散泵)。

(2) **按进水方式分类**

- 1) 单面进水；
- 2) 双面进水。

(3) **按叶轮的数目分类**

- 1) 单級；
- 2) 多級。

(4) **按泵壳形状分类**

- 1) 分段式泵壳；
- 2) 圓筒形；

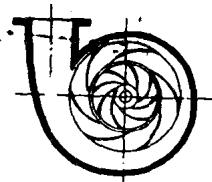


图 5 透平泵

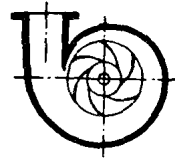


图 6 旋渦泵

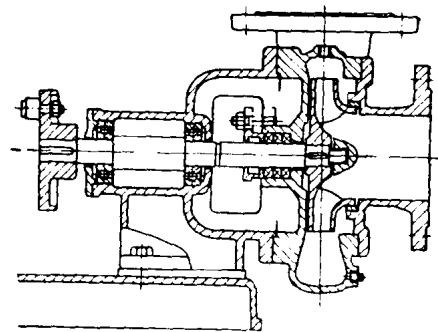


图 7 单吸式离心泵 JIS 小形离心泵
(JISB-8313)

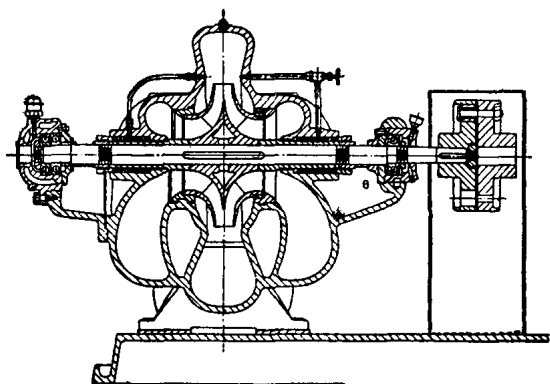
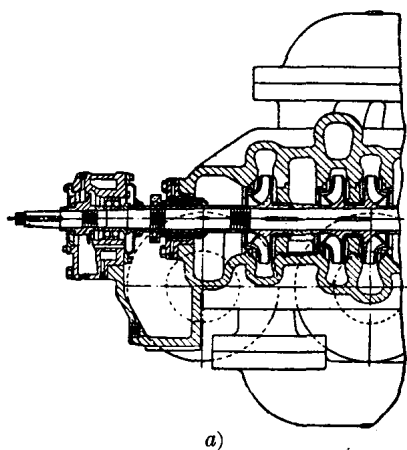
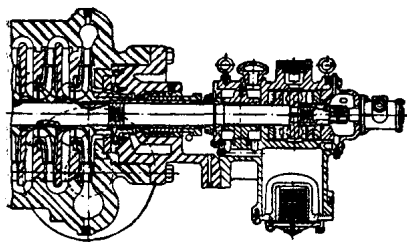


图8 双吸式离心泵



a)



b)

图9 横轴多级泵

a) 多级式旋涡泵; b) 多级式透平泵

- 3) 整体形;
- 4) 水平分裂式。
- (5) 按水泵轴的位置分类
 - 1) 横轴;
 - 2) 立轴。

水泵实际上的分类型式, 可把上述的分类组合成表1。此时, 下述比转速一经确定, 则型式也大致上可以决定。

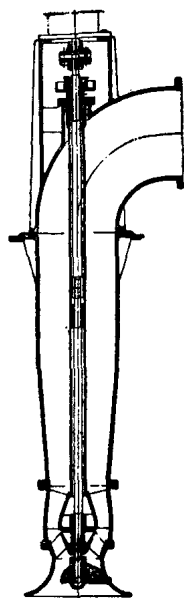


图10 立轴斜流泵

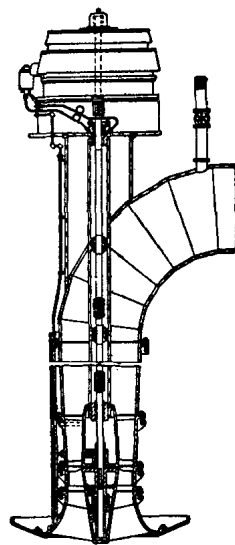


图11 立轴轴流泵

表1. 水泵型式分类(括号内一般不被采用)

离心泵	横轴	透平 (图5)	单吸	(单级)
			双吸	多级 (图9b)
		旋涡 (图6)	单吸	单级 (图7)
			双吸	多级 (图9a) (图8)
	立轴	透平	单吸	单级
			双吸	多级
		旋涡	单吸	单级
			双吸	多级
斜流泵	横轴			
	立轴			
轴流泵	横轴			
	立轴			

二、水泵参数的决定

1) 流量和口径

水泵的流量是由排水计划所决定的, 同时也决定了合适的水泵口径。水泵口径一向有按流量来决定的习惯, 一般以日本旧产业机械统制会水力技术委员会所制定的一般水泵的流量对应的口径标准作为参考(见资料篇3.1)。以前吸入口径和排出口径是相同的, 而现在不一定要相同。高扬程水泵水从叶轮中出来的速度是很快, 进入蜗室内迅速地扩散, 速度减少, 能量损失增大, 效率不高, 因此把蜗室缩小, 使排出口径小于吸入口径。此外, 斜流泵、轴

流泵也往往根据水力学原理改变排出口徑。由于水泵口徑和过去不一，因而現在多用流量来决定水泵的吸入口徑。JIS 小型离心式水泵等都是这方面的例子(見資料篇 3.2)。

一般高揚程泵的排出口徑是对应于全揚程来决定的，要比吸入口徑小一級或兩級，最好能和制造方面商量一下。

2. 揚程

水泵可以发生的揚程称为全揚程(H)。从吸水面到排出液面的垂直距离称为实际揚程(h_a)。这实际揚程又可分为排出实揚程和吸入实揚程。这些关系如图 12 所示。

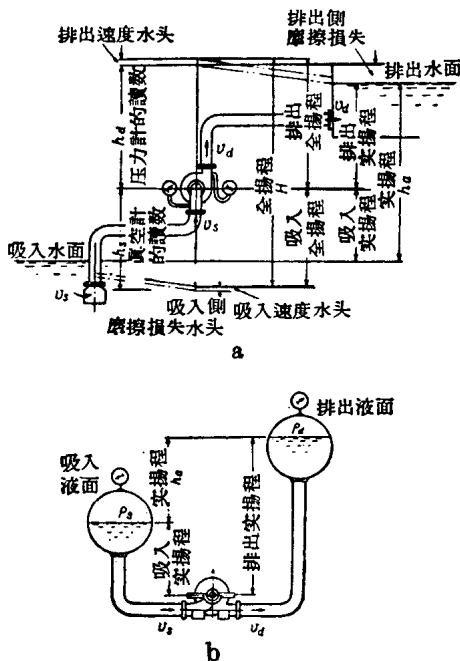


图 12 揚程說明图

水泵的全揚程是实揚程加压力水头、速度水头、管路以及閘閥的摩擦損失水头而成。可由下式求出：

$$H = h_a + h_p + h_v + h_f + h_x \quad (2.1)$$

式中： h_p ——压力水头(排出、吸入两液面的压力水头差)， $(P_d - P_s)/\gamma$ ；

h_v ——速度水头(在排出管端、吸入管端的平均流速的速度水头差)， $(v_d^2 - v_s^2)/2g$ ；

h_f ——管路的摩擦損失水头 (h_f 的算法各有不同，但主要的是按資料篇 4.1 所示)；

h_x ——閘閥、曲管、异形管、吸入管端等的損失水头。

关于这类損失水头計算也各有不同，一般水泵的关系由資料篇 4.2~4.5

所示。

图 (12a) 表明了吸入側为真空时，在工厂試驗、現場試驗中的全揚程的关系。真空計、压力計讀数表示了吸入口、排出口水所具有的靜水头。

真空計的讀数 = 吸入实揚程 + 吸入側損失水头 + 吸入速度水头

压力計的讀数 = 排出实揚程 + 排出側損失水头

此外，水还有一个由測定点測定速度所决定的速度水头。因此，在吸入側、排出側中水的全能量有下列几种形式：

吸入全揚程 = 真空計的讀数 - 吸入速度水头 = 吸入实揚程 + 吸入側損失水头

排出全揚程 = 压力計的讀数 + 排出速度水头 = 排出实揚程 + 排出側損失水头 + 排出速度水头

从而全揚程是：

全揚程 = 排出全揚程 + 吸入全揚程 = 压力計的讀数 + 真空計的讀数 + 排出速度水头 - 吸入速度水头

假如水泵排出和吸入口是同一口徑的話，这两方面速度头是同值的，所以

全揚程 = 压力計的讀数 + 真空計的讀数

3. 轉速

轉速的选定應該在不引起汽蝕的範圍內尽量有高的效率，而且結構要簡單經濟。假如水泵的設計流量、全揚程及吸入揚程被决定，給出某一轉速則可算出它的比轉速来。研究水泵的形体、构造和特性等方面应考虑到下列事項：

1) 若原动机用的是异步电动机，則選擇表 2 所示之轉速，并尽量采取直联；

表 2. 三相异步电动机 同期速度

极 数	轉 速 (每分)	
	50 周	60 周
2	3,000	3,600
4	1,500	1,800
6	1,000	1,200
8	750	900
10	600	720
12	500	600
14	428	514
16	375	450
18	333	400
20	300	360

2) 若选择的轉速过低，則水泵的外形就大，不够經濟，而且 N_s 过小，則水泵效率就不高；

3) 若选定轉速比較高，則水泵外形就会小，但 N_s 高，就容易形成汽蝕，所以有一定的限度。詳細的可以参照吸入揚程的項目。

在一般水泵中，采取四极异步电动机时可用直联的轉速。在万不得已时則可改变极数，或利用皮带拖动等方法，使它得到合适的轉速。对于高压多级水泵級数少而揚程高的水泵，有时可以用两极电动机直联或用齒輪变速箱获得更高的轉速。低揚程大型水泵而轉速較低者，不适合直联时，可用齒輪箱变速获得合适的速度。

4. 功率和效率

(1) 水馬力和軸馬力

水泵排水时的理論功率叫作水馬力 L_w ，可以由下式求得：

$$L_w = 0.163 \gamma Q H \text{ 瓩} \quad (2.2)$$

式中： γ ——液体的比重，公斤/升；

Q ——流量，米³/分；

H ——全揚程，米。

当液体不是清水而是特殊液体时，它的比重按資料篇 2.2 表設計。在高温水时，則按資料篇 2.2 表处理。此外，粘度、濃度等能改变水泵的特性，并且对軸馬力也有影响(用这种液体的时候，参照特殊液体水泵一項)。

在常温清水的場合下， $\gamma \approx 1$ 公斤/升：

$$L_w = 0.163 H Q \text{ 瓩} \quad (2.3)$$

水泵運轉时，軸馬力比水馬力大，因为在水泵内有功率損失，軸馬力 L 为：

$$L = \frac{L_w}{\eta} = \frac{0.163 \gamma Q H}{\eta_p} \quad (2.4)$$

式中： η_p ——水泵的效率(小数)。

(2) 水泵效率

水泵效率 η_p 的值，随着水泵的种类、型式、大小不同而各异，可以利用旧产业机械統制水力技术委员会认定的一般标准效率(資料篇 5.1)来决定軸馬力。然而，后来关于流量在 3 米³/分以下的普通小型水泵，根据 JIS 的小型离心泵，其构造、精度和效率方面被統一規定。这一水泵效率的最高值，考虑、产品的稳定性，規定最高效率值的流量为 A 效率以上。在实际使用上，其排水效率参数規定为 B 效率以上(参考資料篇 5.3)。

此外，設計流量在 80 米³/分以上的大型水泵时，效率比标准效率最多会上升 5% 左右，但一般設計时仍以采用标准效率为宜。

在驱动水泵时，必要的原动机出力叫作所需动力，对于軸馬力都要保持一定的裕量。尤其用皮带、齒輪箱等变速傳动不与原动机直联的情况下，更有考虑傳动效率的必要。所要动力 L_d 为：

$$L_d = \frac{L(1+\alpha)}{\eta_t} \text{ (瓩)} \quad (2.5)$$

式中： α ——裕量系数；

η_t ——皮带盘或齒輪箱傳动效率；

α 及 η_t 的数值，从表 3 及表 4 可以查得。

表 3 α 的值

原动机的种类	α
异步电动机	0.1 ~ 0.2
小型发动机	0.2 ~ 0.25
大型柴油机	0.15 ~ 0.2

表 4 η_t 的值

	η_t
平 皮 带	0.9
V 皮 带	0.95
正 齿 輪	0.92 ~ 0.95
螺旋齿輪	0.95 ~ 0.98
螺旋齿輪	0.90 ~ 0.95

裕量系数 α 是考虑到水泵的型式、电压及周率的变动、燃料适合与否、設計点的若干誤差、安装的优劣等方面的一个数值系数。在实际設計中， α 要考虑各种因素才能决定。

三、比 轉 速

1. 比轉速

两几何相似的水泵，若运动相似，状态也相似，則知道一只水泵的特性就可以比較另一只水泵的特性。表示这个相似特性的有比轉速(比轉速的定义是：“把一个叶輪相似地改变其几何尺寸，在单位全揚程时，得到单位流量时的每分钟轉速，称为比轉速”)。現假定水泵的全揚程为 H (对于多级泵是取第一級的叶輪揚程)，最高效率点的流量为 Q (双面进水取 $Q/2$ 值)，轉速为 N ，則比轉速 N_s 可以由下式表示：

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3.1)$$

由此可知，比轉速表示了叶輪的相似性。具有某一特定形式的相似叶輪，虽然叶輪有大小，但是它的 N_s 仍是相同的。事实上，在实用方面表现为利用比轉速来进行叶輪的分类，成为叶輪的型号。在日本，比轉速的单位多数用 $Q = \text{米}^3/\text{分}$ 、 $H = \text{米}$ 来表示，轉速的单位用轉/分导出。

2. 比轉速和叶輪的型式

从比轉速的公式中可以看出，一般的傾向是高揚程水泵的 N_s 比較小，低揚程水泵的 N_s 比較大；同时，与其相对应的叶輪的型式也随之变化。按照 N_s 值的变化順次，图 13 表示叶輪的型式。由此可見，从徑流型、混流型、斜流型到軸流型， N_s 正是逐漸变大。

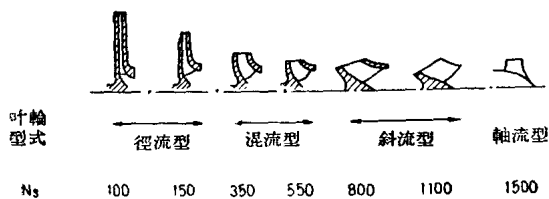


图 13 比轉速和叶輪型式

3. N_s 的計算表和換算表

(3.1)式表示的 N_s 可以简单地用計算尺算出。可以用資料篇 6.1 的計算表由 H 、 Q 以及 N 求出 N_s 。此外, 在国外和在日本 H 、 Q 的单位也不一致; 因此, 即使同一水泵的比轉速也可成为不同的值, 所以比轉速的換算是很必要的。資料篇 6.2 表示了全揚程 H (米)、流量 Q (米³/分)、轉速 N (轉/分) 以及比轉速 N_s (米、米³/分、轉/分) 和其他单位比轉速之間的換算。

四、水泵的特性

1. 水泵的特性曲綫

若水泵以一定的轉速運轉, 它的流量、全揚程是不可能各自单独变化的。因此, 两者之間的关系可以用曲綫来表示。这是水泵的一个特性。包括軸馬力及效率的关系总称为水泵的特性曲綫。图 14 表示水泵特性曲綫的一个例子。象图中实綫部分的揚程曲綫, 在正常流量和关闭点之間形成了中間凸起的称为山形特性; 如虛綫那样从关闭点起, 沿着流量增加的方向常向右下降的叫做下降特性。

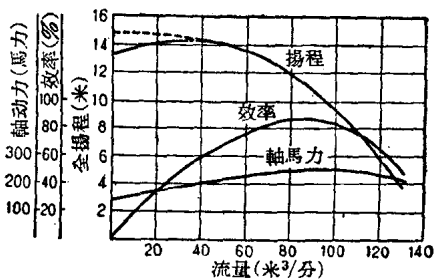
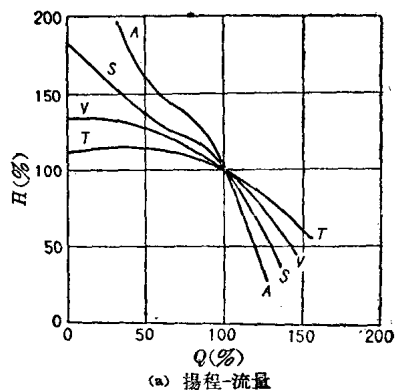


图 14 800 毫米双吸式旋渦泵特性曲綫

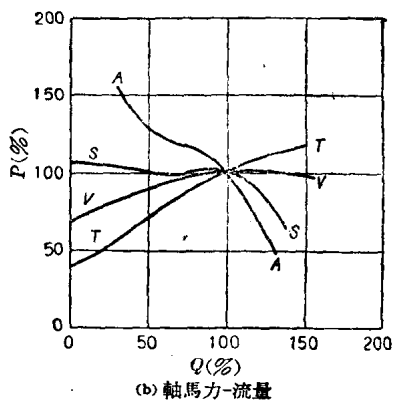
水泵的特性, 随着透平型、旋渦型、斜流型和軸流型而形成各不相同的特性曲綫。图 15 是各种类型水泵的流量、全揚程、軸馬力以及效率对最高效率点 (正常点) 的百分比进行比较。如果要从图中举出主要不同点, 则可列成表 5。

2. 水泵型式的选定

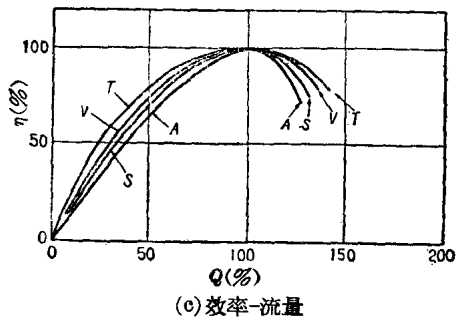
当要选定水泵型式时, 可参考在图 15 中表示的水泵特性和表 1 中的水泵型式的分类。



(a) 揚程-流量



(b) 軸馬力-流量



(c) 效率-流量

图 15 水泵型式依特性曲綫的变化

(T: 透平型 V: 旋渦型 S: 斜流型 A: 軸流型)

对規定的設計, 要考虑下列基本要素来选定水泵的型式。

以下就各种类型和型式进行比较:

- 1) 对規定条件是最經濟的;
- 2) 轉速是适当的;
- 3) 吸入性能是适合的;
- 4) 从水泵的操作、拆除、装配、運轉方面來說, 其构造是合适的。

(1) 透平泵和旋渦泵

在这两个泵中选用那一个是常被議論的。如果对使用条件是最經濟的, 也沒有什么决定性的优劣。例如, 排出压力高达 100~200 大气压的給水泵, 在

表5 各种水泵的特性比較

	透 平 泵	螺 旋 泵	斜 流 泵	軸 流 泵
揚程	关闭点位于正常点的 1.1~1.3 倍处,对流量的减少方面,开始变化缓慢	关闭点位于正常点的 1.1~1.3 倍处,对流量的减少方面,变化渐渐的缓慢	关闭点介于螺旋泵和軸流泵之間,流量在揚程下降的方面比离心泵急	关闭点在正常点的 2 倍以上,在靠近关闭点的地方从正常点急速上升,同时又急速下降
軸馬力	和关闭点开始流量比較低的同时立即上升到正常点以上而增大	和关闭点流量稍低的同时立即上升。流量在正常点以上几乎不再增大,而逐渐下降	在关闭点渐渐的增高,軸馬力的变化对于流量的变化,二者相比是少的	关闭点最大,在正常点附近比較平坦,在正常点以上流量下降
效率	是比較平坦的	比透平型稍有急上升、急下降	比軸流型平坦	急上升,急下降
吸揚入程	不易引起汽蝕	N_s 低的变到 N_s 高的效果并漸次减少	比軸流型好	不好,容易引起汽蝕
運轉	能关闭運轉,过多的流量可能形成过負荷	能关闭運轉,水量調節是滿意的	能关闭運轉,但時間不能长,水量調節是比較滿意的	不能关闭,運轉对小流量不利,对大流量比較好

日本和其他国家,这两种水泵都被交替使用,而且都获得了优良的效果。

口徑在 250 毫米以上、揚程在 50 米以上的水泵,現在用双面吸水的旋渦泵代替了原来的双面吸入的透平泵。

(2) 旋渦泵和斜流泵

揚程在 3~10 米範圍內采用橫軸時,可以使用旋渦泵或斜流泵。旋渦泵的泵壳大,需要較大的安裝場所。斜流泵的泵壳只比軸流泵的泵壳稍大一些,安裝面積小,故可節約基礎建築費用。

由图 15 可知,在特性点(工况点)附近改变流量时,旋渦泵所需动力变小了。当揚程变化时,斜流泵的流量变化也是少的。假如从使用上考虑,两者都可用于灌溉或排水。因此,要根据使用的状况和水泵房的地势,在两者之間进行选择。斜流泵的軸承有水中軸承和油中軸承,所以必須注意軸承的潤滑。

(3) 斜流泵和軸流泵

斜流泵的外形比軸流泵大,因此,全揚程在 3.5

米以下的場合多用軸流泵。水泵的特性:当軸流泵的揚程在正常点的 130% 以上时,由于过負荷容易产生噪音;同时在关闭点附近启动需要过大的动力,所以要設立可动翼和回繞管(旁管)来調節速度。

若从使用上考虑,河水的水位随季节变化,当有洪水的时候,水位显著变化。在这种場合下,斜流泵是比較容易使用。

可动翼軸流泵具有极其便利的特性,但复杂的叶輪操作机构安置在狭窄的叶輪輪壳內,对于水质不好的地方是不能运用的。为了克服这一缺点,最近大型叶輪的設計和卡普兰式水輪机的設計相同,在叶輪的輪壳內充滿了油。

(4) 橫軸和立軸

水泵的設置方法有橫軸和立軸两种,各有特点,不能一概而論。表 6 列出了它們的优缺点的比較。进行选择时,应根据水泵設置場所的内外状况来作出判断。

表6 橫軸和立軸的优缺点比較

	橫 軸	立 軸
优 点	1) 平时主要部分在吸入水面之上所以腐蝕少 2) 主要部分的保护检修容易 3) 装拆容易,特别是上下分裂形的水泵沒有必要移动原动机 4) 能和橫軸原动机简单的連接 5) 价格一般比較便宜	1) 安裝面積小 2) 叶輪是浸沒在水中,因此对汽蝕不必担心 3) 在启动的时候不需要气密泵和真空泵 4) 原动机的位置較高所以在洪水时期也很安全 5) 在橫軸泵不能吸上的深处能进行排水
缺 点	1) 安裝面積比較大 2) 吸入揚程太高,有引起汽蝕的危險 3) 在起动的时候,需要气密泵和真空泵 4) 在洪水水位高的时候,必須考虑电动机的保护	1) 主要部分浸沒在水中为水所包圍着,容易被腐蝕 2) 主要部分的保护和检修不太方便 3) 装拆是比較困难的,如果原动机不拆除,多数是不可能装拆的 4) 电动机要成为特殊的立軸,用橫軸的电动机时必须要有皮带輪或特殊的齿輪裝置 5) 价格一般比較高

一般橫軸是沒有缺點的，但是立軸能用在發揮特殊專長的場合。通常有以下几种：

- 1) 电动机在地上，而要吸取地下6~8米深的水；
- 2) 洪水的水位高，要考虑电动机需要保护的場合；
- 3) 使水泵的自动运转尽量简单化；
- 4) 在狭窄的场所而又需要大容量的水泵；
- 5) 船用水泵。

3. 转速的变化与特性曲线

如果转速变化而水泵内部的流动状态还保持相似的话，则全部流速和转动成比例。如果水泵的转速变化，而对应的效率不变的话，则成立以下的关系：

$$Q \propto N, H \propto N^2, L \propto N^3 \quad (4.1)$$

式中：Q——流量；

H——全扬程；

L——轴马力；

N——转速。

这个关系表示在图16中。

在图17中，如果把转速不同的许多扬程曲线中

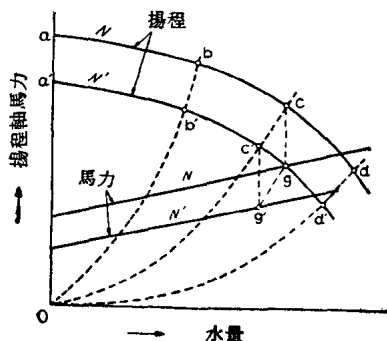


图16 转速的变化和特性曲线的变化

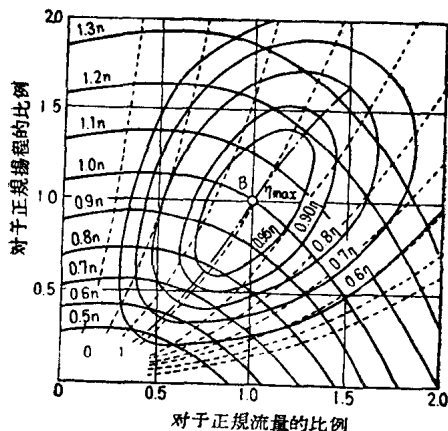


图17 等效率曲线

流动状态相似的点连接起来，这些点都可用以原点为起点的点划线型的抛物线表示。假如效率也不变，即为等效率曲线。但实际上如图中实线表示的数值那样，对不同的曲线是有不同的效率数值的。严密地说来，式(4.1)是不成立的。按照日本标准规格的水泵试验，承认可以有±20%以内的转速变化。但要注意，这一特性是在水泵不发生汽蚀的范围之内。

五、水泵的并、串联运转

当一台水泵在流量或扬程不足的时候，可以将两台或两台以上的水泵进行并联或串联运转。以下就这方面加以说明。

1. 同一特性的并联运转

图18表示水泵的单独特性 H_I 和具有同样特性的 H_{II} 两台水泵并联运转的特性，则在并联的场合，其扬程和 H_I 相同，同时其流量为两倍。若 H_a 是水泵运转的实际扬程， R 是管路的阻力曲线，则阻力曲线为 $H_a R$ 。单独一台水泵的运转点为 A ；两台并联时运转点为 B ；各台水泵的运转点为 C 。并联水泵的流量通常比单独一台水泵的两倍流量来得小。管路阻力越大，这并联的流量增加的比例也越是减少。

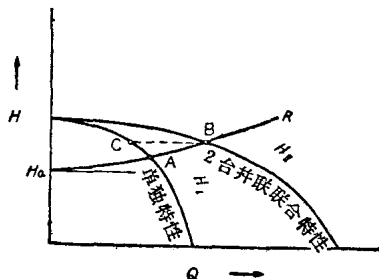


图18 同一特性水泵两台的并联运转

在原来的计划中就采用并联的场合，单独水泵的效率应在 C 点为最高。

2. 同一特性的串联运转

图19表示同一特性的两台水泵串联运转时的特性。串联运转特性 H_{II} 和单独水泵 H_I 流量相同，扬程则为两倍。关于运转状态，单独运转点为 A ；两台串联的运转点为 B ；各泵的运转点为 C 。串联的扬程不可能为单独扬程的两倍。

此外，在串联运转点 B ，各个水泵的轴马力是 F 。在阻力曲线 $H_a R$ 上单独一台水泵设置时的运转点 A 的轴马力是 E ，从而能决定原动机的动力。但要注意，串联运转要比原计划增加一些动力。

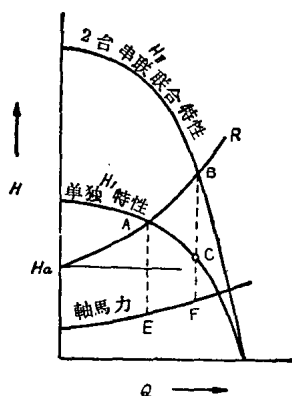


图 19 同一特性水泵两台串联运转

3. 同一特性的并、串联运转的选择

当两台水泵增加流量时,并联和串联那个有利,要依照阻力曲线的形状来决定。从图 20 可以看出,并联和串联的限界点是并、串联联合特性的交点 A。当阻力曲线在 H_0R_2 下的 H_0R_1 的情况下,并联方式比串联方式的流量大。而在 H_0R_2 以上的 H_0R_3 的场合下,串联方式比并联方式流量大。

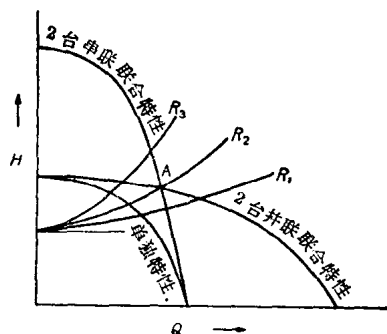


图 20 两台同一特性的水泵并、串联运转

4. 不同特性的水泵的并联运转

在图 21 中,假定 H_I 、 H_{II} 是两个水泵的特性, H_{III} 是并联后的特性。阻力曲线为 H_0R_1 时, C 点是并联运转点。因各泵在同一扬程下运转,所以各自的运转点为 A 及 B。紧闭管路的閘閥能增加管路阻力,当阻力曲线变为 H_0R_2 时,或向左侧移动时, H_I 水泵的运转状态就不稳定,呈现出波动现象。若再增加阻力,阻力曲线成 H_0R_3 或再向左偏时,则 H_I

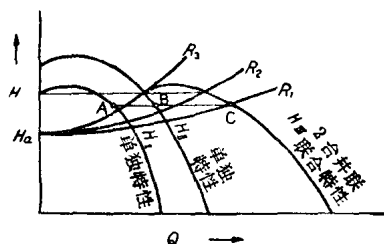


图 21 不同特性的水泵的并联运转

水泵不可能排水,当控制閘或底閘不良时,正运转时水会向吸入侧发生逆流现象。

5. 不同特性的水泵的串联运转

这种运转方式,一般说来实扬程不大。当水泵扬程大部是管内损失水头的情况,或者象给水工程的加压水泵那样用水泵来增压自然流下等等情况,往往使用之。

在图 22 中, H_I 、 H_{II} 各为两台水泵的单独特性, H_{III} 是串联联合特性。在 E 点的右侧, H_{III} 比 H_{II} 要弯。阻力曲线为 H_0R_1 时,运转点在 A 点,各水泵的运转点各在 B 和 C 两点。通常阻力曲线在 E 点以下的运转,是不理想的。这样说是因为如果把小容量水泵 I 置于第一段后,则使第二段的吸入条件恶化,有发生汽蚀现象之虑。此外,即使把大容量的水泵放在第一段,就使第二段的水泵反而成为阻力,而减少第一段的水泵的扬程。

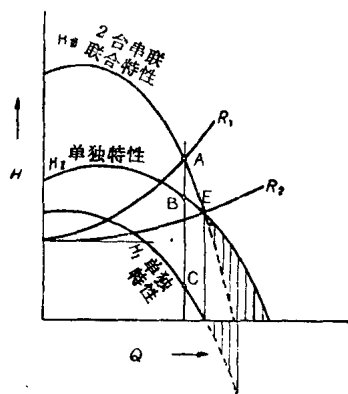


图 22 不同特性的水泵的串联运转

六、向不同特性的管路装置送水

1. 阻力不同的管路串联送水

图 23 是从水泵 A 向高为 H_0 通过不同阻力的管路串联送水情况。如以 R_1 为 AB 管路间的阻力, R_2 为 BC 管路间的阻力,则设由 R_1 、 R_2 的合成管路阻力 R 得到装置管系的阻力曲线 H_0R , 故它和水泵扬程曲线的交点,就是水泵的运转工况点。

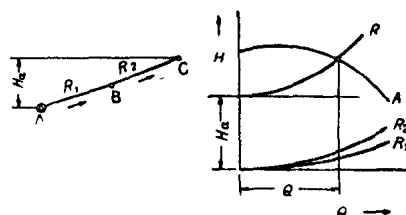


图 23 不同阻力管路依串联送水

2. 自水泵直接引出的分支管路的并联送水

(1) 分支管路的阻力相异的情况

图 24 表示由水泵 A 向 B 、 C 两地送水时, 只有管路阻力而无实扬程的情况。若以 R_1 为 AB 间的管路阻力, R_2 为 AC 间的管路阻力, 那末对于这台水泵的阻力曲线 R , 就是在同一扬程时把 R_1 和 R_2 相加得到。它和水泵扬程曲线的交点, 就是运转工况点。

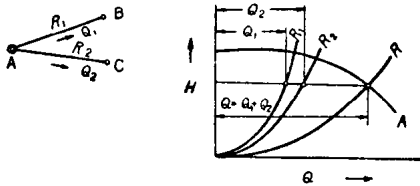


图 24 由水泵直接分支管路依并联送水
(分支管路的阻力不同的情况)

(2) 分支管路的高度和阻力相异的情况

图 25 表示由水泵 A 向 B 、 C 二点送水的情况。这些地点的实扬程分别是 H_{a1} 、 H_{a2} 。现假设 $H_{a1}R_1$ 、 $H_{a2}R_2$ 各表示管路的阻力曲线, 则 $H_{a2}R_2$ 是并联管路的联合阻力曲线。它和水泵特性曲线的交点得到水泵的流量 Q 。由这点引出的水平线和各管路阻力曲线的交点, 就可得到各个管路的水量 Q_1 及 Q_2 。

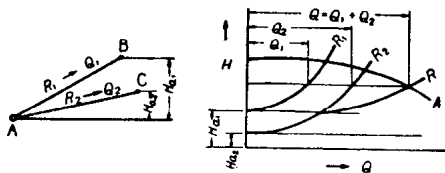


图 25 由水泵直接分支管路依并联送水
(分支管路的高度和阻力不同的情况)

3. 经过一个管路和分支管路时的串联送水情况

图 26 表示了水经过比 A 点高 H_{a1} 的 B 点后再分别把水送到高为 H_{a2} 、 H_{a3} 的 C 、 D 两个地方。假定 AB 输水管的阻力为 R_1 , BC 为 R_2 , BD 为 R_3 。在这种情况下, 假设在 B 点有一水泵, 而在这基础上作特性曲线, 把它和 BC 、 BD 并联送水的场合作同样的解析。由于输水管的阻力, 从 A 点到 B 点的压力减低了 R_1 , 因此, 如水泵在 B 点, 它的特性就是由特性曲线 A 减去 R_1 的曲线 A' 。此外, 用和前例相同的方法可求得 BC 、 BD 并联送水的联合特性曲线 R 。他和曲线 A' 的交点, 就得到了水泵的流量 Q 。从这点引出水平线, 就得到各管路的水量 Q_2 和 Q_3 。

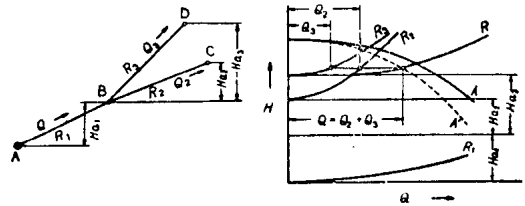


图 26 经过一管路、分支管路依串联送水

4. 由两个支管汇合成一个总管的送水情况

图 27 表示水由 A 、 B 两个水泵通过阻力各为 R_1 、 R_2 的管路在 C 点汇合, 经过阻力为 R_3 的总管流向 D 点。 AC 和 BC 间是单独运转的, 只有 CD 之间是并联送水, 所以将 A 、 B 二泵的特性改换为在 C 点的特性来考虑就行了。如果没有 CD 总管, 那末在 C 点 A 泵的特性是从它的特性曲线 A 减去 R_1 而得曲线 A' 。同样地, B 泵在 C 点的特性曲线为 B' 。从这两个变换特性 A' 及 B' 作 CD 间的并联联合特性, 求与阻力 R_3 之交点, 即两台水泵的合计水量 Q_3 。从这个交点引水平线, 就可得到各水泵的流量 Q_1 及 Q_2 。图 27 假设 A 、 B 、 C 点是在同一平面内的。如果各自的地势有高程差, 则在阻力曲线上加上实扬程就行了。

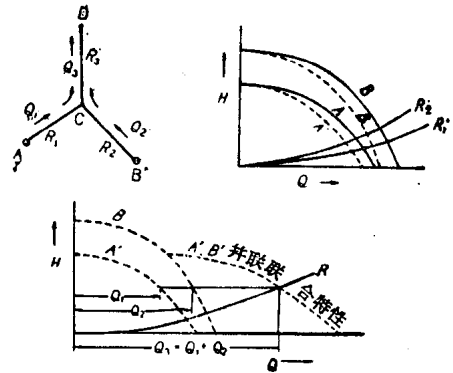


图 27 两个管路依汇合成一个管路送水

七、水泵管路

1. 管径和水泵参数

水泵的管路是由吸入管路、排出管路和阀等组成的。这个管径的决定对水泵的参数有很大的影响, 因此必须探讨管路阻力。现就直管的损失水头 h_f 来看一看它和管径的关系, 即

$$h_f = f \frac{l}{D} \frac{V^2}{2g} = K \frac{Q^2}{D^5} \quad (7.1)$$

式中: D ——管径, 米;

L ——管的长度, 米;

V ——管路的平均流速, 米/秒;

Q ——流量,米³/分;

f ——損失系数;

K ——損失系数。

也就是管路的損失水头和管徑的五次方成反比,所以若管路縮小,即象由图 28 所表示的管路阻力曲綫由 R_1 变成 R_2 ,为得到設計流量,管路阻力由 h_1 变为 h_2 ,設計全揚程就会相应增加。当选定管路时,要注意以下几个問題:

- 1) 在远距离送水的情况下,即使要化很多設備費也得把管徑选得粗一点,使管路阻力小些为宜;
- 2) 預料到将来流量要增大的情况,管徑取得大一点較好;
- 3) 吸入管路比較长时,必須特別注意水泵的吸

入揚程。

2. 輸水管路的平均流速

在探討管路阻力的时候,問題在于采取那一种管流速度。表 7 作为大致上的目标,表示不同用途的管路的平均流速的标准。

表 7 輸水管路的平均流速

用 途	上 水 道	灌 溉 排 水 用	配 合 工 厂 用 水	鍋 炉 用 水	凝 汽 器 冷 却 用
平均流速,米/秒	0.5~1.5	1.5~3.0	1.5~2.0	1.5~2.5	2.0~3.0

关于这方面有下列几个注意事項:

- 1) 管徑小的时候,采用流速慢的,管徑大的时候,采用流速快的;
- 2) 远距离送水时采用流速慢的;
- 3) 运轉時間短的采用流速快的,运轉時間长的采用流速慢的。

3. 从管路裝置看水泵的軸馬力

根据管路直徑的选择如何,水泵的軸馬力 L 也要变化。这軸馬力从(2.4)式可知:

$$L = 0.163 \gamma Q (h_a + h_f + h_m)$$

式中 h_a ——实揚程,米;

h_f ——管路阻力,米;

h_m ——其他阻力,米。

由上式可知,在低管路水平长度长的情况下,全揚程几乎是实揚程和管路阻力 h_f 之和,其动力由(7.1)式可知,和管徑直徑的五次方成反比。

八、水泵安裝及設置水管时的注意事項

1. 吸入水槽

吸入水槽、水路形状以及吸入管的安裝位置有必要十分注意。安裝位置不适当时,吸入面要发生旋渦,变为不規則、不稳定的流动。这旋渦加强时,空气被吸入管吸入,使水泵性能恶化,有时也成为水泵发生振动和噪声的原因。

吸入水槽随地形、輸入水的状况、水泵并联的台

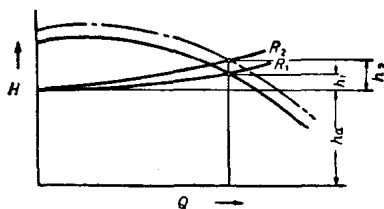


图 28 管路阻力和全揚程的关系

数等而变化。图 29 表示了各种吸入水槽的例子。对于这些通常有以下注意事項:

- 1) 吸入水槽应尽量采用各水泵单独并聯設置为理想(见图 29 c、h);
- 2) 通过狹的暗渠向寬的吸入水槽引水时,应設法使各水泵分配到均等的水量(见图 29 d);
- 3) 要把吸入管的位置放在吸入水槽中央(见图 29 a、e);
- 4) 不宜在一个狹窄的水路上串聯地排列水泵,或将引水路串聯地开口在吸入口(见图 29 e、f、g)。

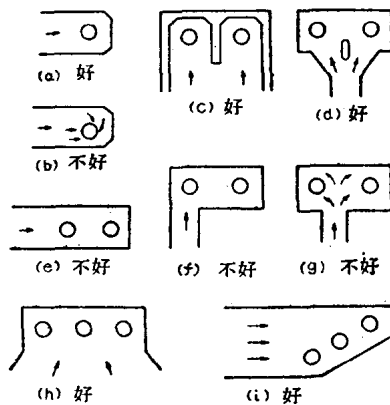
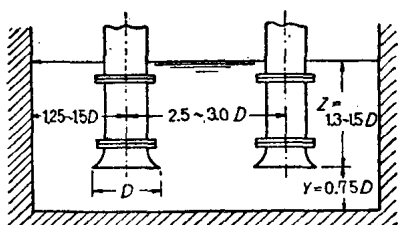
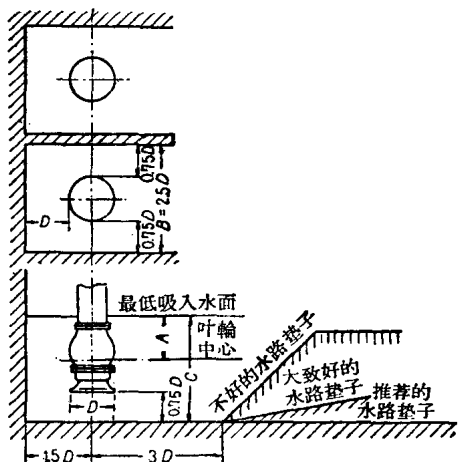


图 29 吸入水槽的好坏

对于吸入水槽吸入管的安放位置,曾作了种种研究,但目前还无定論的东西。图 30 表示了斜流泵、軸流泵、立式透平泵的例子。



(a) 例1



(b) 例2

图30 吸入管和吸入水槽的关系

- A: 从汽蚀性能决定最小的水深;
B: 吸入水槽的最小宽度;
C: 从最低吸入水面到槽底的深度;
D: 吸入喇叭管直径

2. 在管路设置时的注意事项

管路设置计划及施工要注意安全措施。这里提出在水泵附近管路设置的两、三个注意事项:

- 1) 管路的接缝采用凸缘接缝。但在两台以上水泵并联的情况下,可适当采用镶片式接缝,这样容易调整中心部分的歪斜;
- 2) 在中、大型水泵的温度变化时,为了便于伸

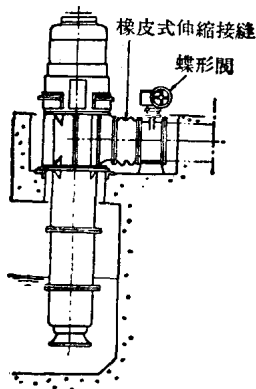


图31 伸缩接缝的使用

缩和消除振动,而不使水泵的管路被强迫拉伸并使安装作业的容易等,可考虑用橡皮式伸缩接缝。图31表示了这方面的用例;

- 3) 在埋设管路的时候,要注意地上通过的重

- 量;
- 4) 当使用的曲管大都为复杂管路装置时,管路的支撑台采用固定式为好。

3. 吸入管路的注意事项

因为吸入管路的敷设式样在施工时施工不良,水泵性能降低,往往引起不能排水的现象。图32表示了配置式样好坏的例子。在设计计划时,要注意以下几点:

- 1) 确实扭紧管子接缝防止空气进入,同时注意吸入管从外部加负荷,不致于产生弯曲;
- 2) 吸入管尽量采用直而短的设置。使用曲管时,应尽可能使用曲率半径比较大的并尽量远离水泵(见图32 a、c);
- 3) 在吸入管水平引伸的途中,为使管中不出现空气集中的区域,所以水泵安置得要向上一些。斜度为1/50~1/100(见图32 b);
- 4) 在吸入管锥形筒上装置关闭阀时,应注意不致于产生空气集中区域(见图32 d、e);
- 5) 底阀的吃水应该深一些,并且要离开壁一些;
- 6) 当底阀被垃圾塞住时,为便于进行清除,以装置手动的阀门为宜。

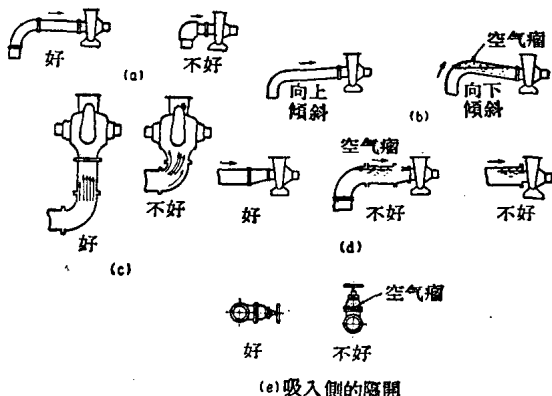


图32 吸入管的配管式样的好坏

4. 排出管路的注意事项

(1) 小型离心泵的情况

- 1) 排出管的开口部分,一般在排出水面的最低水位时,该开口部分的顶部浸入在水中。图33表示了低扬程水泵不装有控制阀时,溢流管的开口部分比水泵中心高500毫米以上,运转时可使水泵内部

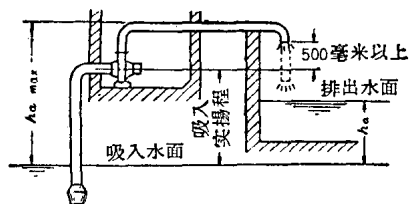


图 33 小形离心泵的配管(之一)

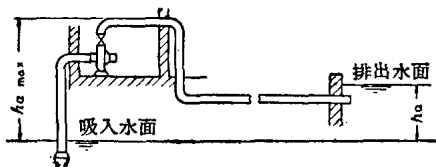


图 34 小型离心泵的配管(之二)

具有压力,使得填料箱的密封性能完善。

2) 水泵安装在图 34 的情况时,实扬程是 h_a , 水泵的最大扬程应在输水管的最高点以上。若水泵的最大扬程不足时,水泵开动后,水不能越过输水管的最高部。

(2) 大型水泵的情况

1) 在图 35 轴流泵的配管设置中,输水管路都成虹吸的形状。泵壳的下部:(a)在排出侧的最高水位以上;(b)在排出侧的最高水位以下。(a)水泵停止运转,同时假定管中有空气送入,吸入侧和排出侧的水被完全隔离开来;即使排出侧的水密不能保证时,也不会发生逆流,从而接上一个逆流防止阀就行了。但在(b),即使送入空气,也有少量的水通过逆流防止阀逆流,所以有必要安装关闭阀或蝶形阀。

2) 在图 36 的离心泵的配管式样中,当水泵停止运转时,逆流变大,故要同时使用逆流防止阀和关闭阀。此外,在排出管端的上部,对吸入水面在 10

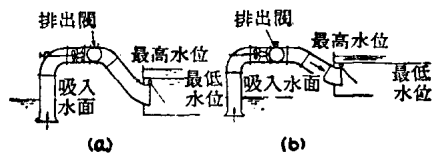


图 35 轴流泵的配管

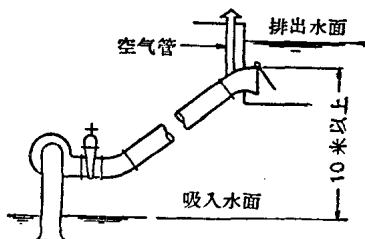


图 36 离心泵的配管

米以上时,如使用逆流防止阀,当水泵停止运转时,能完全保证水密性能,但会在输水管的上部发生真空部分。因此,有必要装上如图 36 所示的空气管。

3) 在短距离送水的情况下,应把排水管的末端稍作扩大,使排出水头小一些。

九、吸入扬程

1. 可以有效利用的吸入扬程(简称 NPSH)

水泵的汽蚀,最成问题的是产生在叶轮的入口处。实验结果表明:排一定液体的水泵,当其转数和水量一定时,汽蚀现象的产生是决定于吸入扬程。在叶轮入口处,由于种种原因而产生负压;当液体流入叶轮时,水泵的吸入口必须要减去这些负压,且又不得低于蒸汽压的压力。因此,不是吸入扬程本身,而是以处理有效利用的吸入水头(统称 NPSH)的量较为方便。

这时,在水泵吸入口基准面上,从液体所具有的吸入全扬程减去蒸汽压力的值,如以 H_{sv} 来表示 NPSH,则此值可由下式求得:

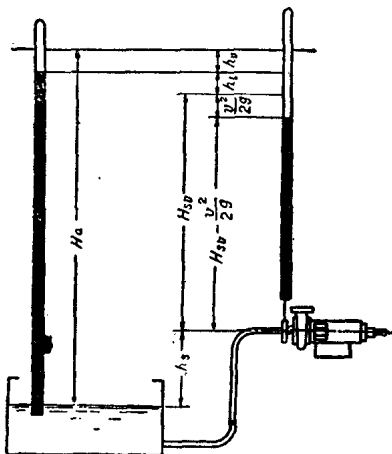


图 37 在吸入水面是大气压作用场合的 NPSH

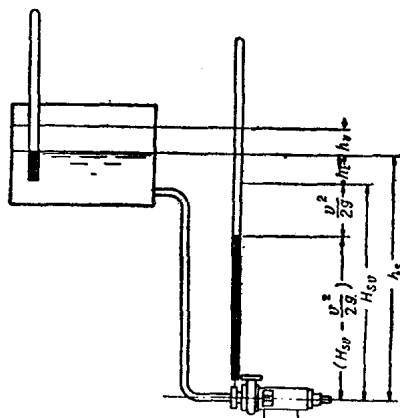


图 38 在密闭吸入水槽是饱和蒸汽后作用场合的 NPSH

1) 吸入液面在大气压作用下(图 37)

$$H_{sv} = H_a + h_s - h_v - h_l \quad (9.1)$$

式中: H_a ——大气压, 10.3 米;

h_s ——吸入实扬程, 米;

+——对水泵轴心是压入的情况;

-——对水泵轴心是吸入的情况;

h_v ——与液体温度相当的饱和蒸汽压, 米;

h_l ——吸入管中的损失水头, 米。

2) 吸入容器是密封的, 液面在饱和蒸汽压的作用下(图 38)

$$H_{sv} = h_s - h_l \quad (9.2)$$
$$(h_v = h_a)$$

这时, 吸入实扬程 h_s 当然是 (+), 也就是说是压入。

2. 水泵的必要吸入扬程(NPSH)

H_{sv} 和把水压入叶轮时所必需的压力刚好一致时, 在叶轮吸入口后面, 压力下降到饱和蒸汽压时, 叶轮就开始发生汽蚀。因此要不发生汽蚀, 当然前者的值必须比后者大。前面的 H_{sv} 值可由式(9.1)和(9.2)计算, 即是由水泵的配置及其他而决定之值, 这一点称为可以利用的 NPSH, 一般称之为 Available NPSH。后者与前者不同, 是水泵为了把水压入叶轮所需要的水头(进入叶轮时所表现的最大压力下降), 这叫作 Required NPSH, 即水泵必要的 NPSH, 如以 h_{sv} 表示之, 如果:

$$H_{sv} = h_{sv}$$

则开始发生汽蚀。

h_{sv} 是当一只水泵以某一定转速运转时, 是由水量来决定的一个数值。当计算 h_{sv} 值时, 有下面两个方法可供利用:

1) Thoma 系数法

$$h_{sv} = \sigma H \quad (9.3)$$

式中: H ——水泵全扬程米(在运用多级泵时, 用第一级叶轮的全扬程);

σ ——Thoma 的汽蚀系数。

资料篇 7.2 是由比转速决定 σ 值的图表。

2) Wislicenus 系数法

今有两个离心泵的叶轮, 设它的入口形状相同, 而外径不同。由于入口处流动状态相同, 汽蚀在同样的水量下发生。则可导出

$$S = \frac{N\sqrt{Q}}{h_{sv}^{3/4}} \quad (9.4)$$

此式 S 称为吸入比转速 (Suction Specific Speed)。这系数与水泵的扬程无关, 假如叶轮入口

的形状相似, 则其数值大致一定。

从(9.4)式得:

$$h_{sv} = \left[\frac{N\sqrt{Q}}{S} \right]^{4/3} \quad (9.5)$$

当 $S=1,200$ 时, 对各种水量和转速就可求出 h_{sv} 。资料篇 7.3 表示出相应的 h_{sv} 值。

此外, 尚有基于叶轮尺寸上求出 h_{sv} 的方法。在实际水泵安装现场时, 要判断是否会发生汽蚀, 只要用上述第二种方法已经足够了。但是, 这样算出的 h_{sv} 是初步的计算, 只能用于计算水量的场合, 否则这个值是有差异的。实际上在计算水泵设备时, H_{sv} 要比 h_{sv} 宽裕一些, 一般 $H_{sv} > 1.3h_{sv}$ 比较好。其次, 为了避免汽蚀现象的产生, 采用最大吸入实扬程进行的计算表现在以下各种场合:

(1) 吸水面在大气压力作用下吸入常温清水的情况

这时(9.1)式中, $H_a=10.3$ 米, $h_v=0.3$ 米, 由于常温水的蒸汽压力、吸入管损失水头和叶轮入口速度不均匀而使部分的压力下降, 对此可能稍微有些裕量。以 $h_v+h_l=0.3+1.0=1.3$ 米, 则

$$H_a - h_v - h_l = 10.3 - 1.3 = 9.0 \text{ 米}$$

从而开始产生汽蚀, $h_{sv} = \sigma H = 9.0 + h_s$, 即

$$h_s = -(9.0 - \sigma H) \quad (9.6)$$

上式右边是负值的话, 为吸入式; 如正值的话, 则为压入式。由(9.6)式求得的 h_s 是采用最大的吸入实扬程。当实际吸入扬程比它大的时候, 就要产生汽蚀现象, 当比它小的时候就是安全工作范围。例如: $N=600$ 、 $H=8$ 米的大型单吸低扬程水泵, 从资料篇 7.2 中得到 $\sigma=0.43$, 因此

$$h_s = -(9.0 - 0.43 \times 8) \approx -5.6 \text{ 米}$$

即得可以采用 5.6 米的吸入实扬程。然而, 当实际计算时, 这个公式应留出 1~1.5 米的裕量。如果用 4.2 米的吸入实扬程来计算, 水量有若干变化, 而汽蚀现象也可能避免产生。

(2) 吸水面也在大气压作用下液体是温水的情况

当水的温度增高, 蒸汽压力也急速增大。从而(9.1)式中的 H_{sv} 的值变小, 则水泵的吸水就发生困难。例如, 80°C 的温水, 当 $N_s=220$ 的单吸离心泵, 在扬程为 $H=15$ 米以上时, 根据蒸汽表以及资料篇 7.2 可得:

$\sigma H = 0.1 \times 15 = 1.5$ 米 $h_v = 4.83$ 米 $h_l = 1$ 米
开始发生汽蚀时是:

$$1.5 = 10.3 + h_s - 4.83 - 1.0$$

所以

$$h_s = -2.93 \text{ 米}$$

即吸入扬程为 2.93 米。在水温 70°C 以上的运转条件下, 要保持一定的温度是有困难的。由于微小的温度上升, h_v 的值就会有很大不同, 所以在实际上都取它的裕量。在这种情况下, 使成为吸入式或稍使成为压入式为宜。

(3) 吸入水槽是被封闭的而液面在饱和蒸汽压作用下的情况

假若用和上面相同的水泵, 则开始发生汽蚀, 由 (9.2) 式得:

$$h_s = \sigma H + h_i = 1.5 + 1 = 2.5 \text{ 米}$$

也就是 2.5 米处的压入式。这时相当于从凝汽器中吸出循环水的水泵。但是, 这些水泵往往由于场地的关系不能用 2.5 米的压入式, 充其量只能到 1 米左右, 因此叶轮的入口部只能用特殊设计以防止发生汽蚀。

3. 汽蚀的防止

水泵中的汽蚀现象, 使水泵的性能显著降低, 效率恶化。如果长时期进行这样的运转, 结果会促使水泵腐蚀, 寿命缩短。水泵汽蚀的防止法叙述如下:

1) 水泵的安放位置要尽量低一点 (若是吸入式, 水泵要尽量安装在靠近水面; 若是压入式, 水泵到水面的位置要尽量低一点), 以增加有效吸入水头。最近, 低扬程的大型水泵, 多做成立式, 并使叶轮浸没在水中。这也是防止汽蚀的一个方法。

2) 降低水泵的转速。由 (9.5) 式可以看出, 转速降低则吸入比转速就比较小, 从而不易引起汽蚀。

3) 假如是单吸的水泵, 在制造可能的范围内应改成双吸型。如果不能改成双吸的水泵时, 可用两台以上的水泵。由 (9.5) 式可以明显地看出, 如水泵水量减少, S 也会减少。

4) 水泵的吸入实扬程虽小, 但由于吸入管的损失大, 水泵吸入口的压力下降, 往往成为汽蚀的原因。在这种情况下, 可将吸入管管径增大些, 或尽量减少装置在吸入管上的阀门、曲管等以减少损失。又水泵水量的变化范围甚广, 在规定的流量外不能避免部分的汽蚀时, 应选用高级材料以避免腐蚀。

4. 关于吸入扬程关系的图表说明

(1) 资料篇 7.1 水泵放置在高的地方上时, 由于空气稀薄, 使大气压力的值减少, H_{sv} 的值比在地平面的时候要小。此图表说明了到 3,600 米高度的大气压力的值; 同时还表示了高度相应的水的沸

腾温度。

【例】在海拔 1,200 米的情况下, 大气压约为 8.93 米, 此时水加热到 96°C 便开始沸腾。

本图是从 Karassik 著的《离心泵》一书中换算转载的。

(2) 资料篇 7.2 是由 Stepanoff 著的《离心泵和轴流泵》一书中换算转载的。它表示对于双吸式水泵和单吸式水泵比转速的上限, 由水力学会的图表

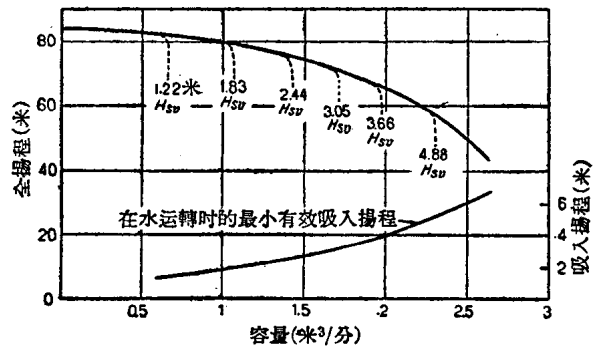


图 39

JIS B 8303~06, 8311~12-1955 水泵

试验方法解说

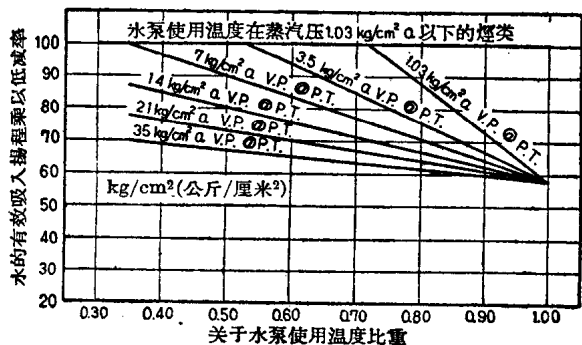


图 40 烟类的吸入扬程修正图表 (本图表不能适用烟类以外的其它液体)

JSI B 8303~06, 8311~12-1955 水泵的试验方法解说

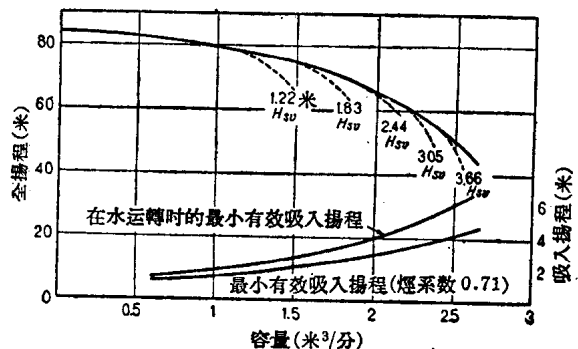


图 41

JIS B 8303~06, 8311~12-1955 水泵

试验方法解说