

14.6223
BB

水力提升机的 设计与使用

煤炭工业出版社

6223
BB

借 期 表

前 言

水力提升机对于豎井表土掘进中的排水工作，在实践中証明了确实是一种良好的工具：体积小，沒有运轉部分，不易出事故，非但能排水，而且能排砂，即使小于喉管尺寸的小石子也能排出，虽然电力的利用率較其他水泵低，可是它能确保在流砂中的掘进工作，这是最突出的优点。如果与水枪配合使用，这就是一套很好的水力化掘进机械，因此我們将在淮北煤矿試驗工作中的一些淺薄經驗，編成了这本小册子，以供使用水力提升机的同志們参考。

目 录

前 言	
第一章 总論	3
第二章 水力提升机的設計与計算	7
第1节 水力提升机的主要参数	7
第2节 水力提升机的設計与計算	8
第3节 計算实例	11
第三章 水力提升机工作系統	15
第1节 管路系統	15
第2节 水力提升机的安裝	19
第3节 水泵站及水泵	19
第4节 水泵的并联与串联使用	22
第5节 供水水源	23
第四章 水力提升机的制造	24
第1节 材料的选择	24
第2节 水力提升机的技术要求	25
第五章 二級水力提升机系統	29
第1节 使用条件与范围	29
第2节 二級水力提升机的特性及其結構尺寸	30
第3节 二級水力提升机布置系統	33
第4节 实例	35
第六章 水力提升机的运轉与維護	39
第七章 水力提升机特性的測量	40
第八章 使用效果	49
第1节 使用实例	49
第2节 經濟指标	51
附 录	

第一章 总 論

开凿竖井工作，尤其在進行表土施工时，排水工作有极重要的意义。对于竖井开凿排水设备，我們要求它工作可靠，操作简单，吊挂容易，并且设备尺寸不大。这些要求，水力提升机(射水泵)都能完全满足。水力提升机运转的可靠性，是一般离心泵无法比拟的，前者可以抽吸含有机械杂质水，甚至流砂和浓泥浆，在楊庄大井施工过程中，长80公厘、寬55公厘、厚35公厘的石块，也被水力提升机抽吸到地面。同时它的吸水性能是非常好的，在吸水管沒有水，或者吸水管龍頭大半露出水面时，它仍然可以工作，由此可見，水力提升机在表土施工过流砂层时，是一种非常良好的排水工具。

水力提升机的构造也非常简单(見图1)，它本身沒有运动的部件，它工作的能源是依靠离心式水泵供給高压水，由供水管送入的高压水經過噴嘴成为高速的射流进入混合室，并使混合室产生真空降压，此时，由于大气压力与混合室的压力差，使水进入吸水管而完成吸水作用。高压工作水与吸入水在混合室相遇，并进行能量传递，使后者获得动能，这种能量传递过程，在离开喉管进入扩散器以后完毕。

自喉管流出的高速混合液流經扩散器，使其大部份动能，变为位能，因此可以将低处的水或泥浆排到一定的高度。

水力提升机的主要结构部份为：喷嘴，混合室（或称混合管），喉管及扩散器等（图 1）。以上各部份的作用，对工作效率的影响特别大。兹将各部构件之作用叙述如下：

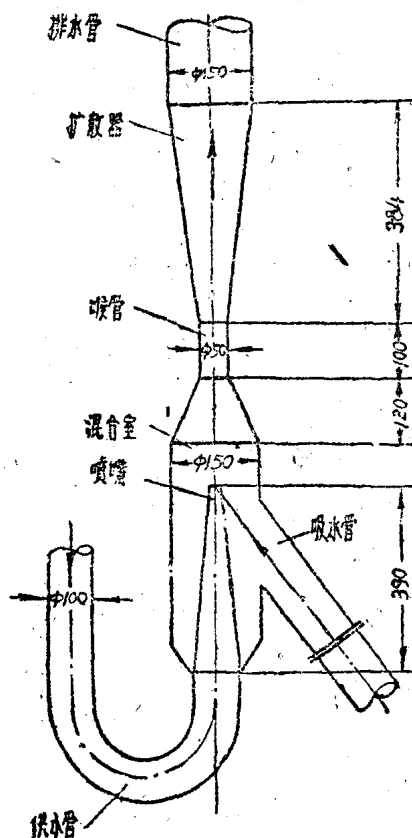


图 1 水力提升机结构图

噴嘴是將离心泵供給具有高位能的水轉化為巨大動能的裝置，我們要求它在这个轉化過程中，水力損失最小。由水力學知道，噴嘴的收縮角在 13° 左右時為最理想。為了進一步改善其流動狀態，減少它的水力損失，通常在噴嘴出口處加上段直管，直管的長度大約與噴嘴出口直徑 d_0 相等。

混合室通常由直管與錐管兩部份構成，它是高壓工作水與吸入水混合的地方。在這裡，高壓工作水對吸入水進行能量傳遞，這個工作是逐漸的，即吸入水的全部漸漸變成噴嘴噴出的射流的一部份，因此，我們應該使混合室設計成這樣：使包圍在噴嘴射流周圍的吸入水，在流向喉管的過程中應逐漸加速，並且在達到喉管斷面時，大部份吸入水已經成為射流的一部份。因此混合室應有錐管部份。繼混合管後的一段斷面不變的喉管，其作用在於使混合液流，在其中形成比較穩定的流動狀態。

擴散器的作用，在於提高排出混合液流的位能。我們知道，由動能轉化為位能的过程是無法避免額外水力損失的，為了使水力損失最小，而結構又比較簡單，採用擴散角不變的錐形擴散管，其擴散角以 6° 至 12° 為宜。

必須指出，目前對水力提升機各個結構部件，尤其對混合管及喉管的研究，仍是不夠的，今後我們還須進行許多研究與探討工作。

水力提升機當時的揚程 H' 和吸水量 Q ，稱為水力提升機的工作狀態。應該特別注意到水力提升機的揚程 H' 與排水高度 H （簡稱排高）的區別。水力提升的揚程 H' ，應理解為排高 H 與排水管路（包括水力提升機的擴散器）

水力損失的总和。

水力提升机工作状态与本身的结构及离心泵的工作状态有关。例如，水力提升机的喉管断面 ω_x 与喷嘴断面 ω_0 之比，对水力提升机工作性能有决定性的影响，这个比值我們用 m 表示，即：

$$m = \frac{\omega_x}{\omega_0}.$$

对于一定 m 值的水力提升机，它的揚程 H' 及吸水量 Q ，与喷嘴处之給水压头 $H_{\text{工作}}$ 与 $Q_{\text{工作}}$ 有很大关系，可以找出如下一些水力性能的关系：

$$\beta = \frac{H'}{H_{\text{工作}}}; \quad \alpha = \frac{Q}{Q_{\text{工作}}}.$$

β 称为水力提升机的压头系数， α 称为水力提升机的吸水系数。

对于某一 m 值的水力提升机，按 $\beta-\alpha$ 座标可給出 $\beta=f(\alpha)$ 曲綫，我們称它为水力提升机的工作特性曲綫（图2）。喷嘴的工作压头 $H_{\text{工作}}$ 和流量 $Q_{\text{工作}}$ 与供水的离心泵当时的工作状态有下列关系：

$$Q_{\text{工作}} = Q_{\text{泵}}.$$

$$H_{\text{工作}} = H_{\text{泵}} - \Delta H_{\text{供給}} + h.$$

式中 $Q_{\text{泵}}; H_{\text{泵}}$ ——分别为离心泵的流量和工作压头；

$\Delta H_{\text{供給}}$ ——高压水管系的水力損失；

h ——有效位能，它等于离心泵軸心至水力提升机吸水水位之垂距与吸水管水力損失的总和。

水力提升机的有效功与消耗功之比按下面公式确定：

$$\eta = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H'}{\gamma_{\text{工作}} \cdot Q_{\text{工作}} \cdot H_{\text{工作}}} = \frac{\text{有效功}}{\text{消耗功}};$$

式中 γ ——排水混合液之容重；

$\gamma_{\text{工作}}$ ——工作水之容重；

η ——水力提升机本身的工作效率。

在一定的 m 值时，按照 η 与吸入系数 α 的对应关系给出曲线 $\eta = f(\alpha)$ ，称为水力提升机的效率特性曲线（图 2）。

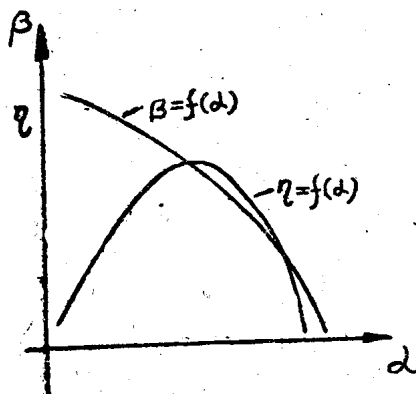


图 2 水力提升机工作特性曲线

各种 m 值的水力提升机特性曲线图载于附录 3。

第二章 水力提升机的设计与计算

第 1 节 水力提升机的主要参数

经过合理设计的水力提升机，它的工作状态是按照水力提升机工作特性运转的，因此，我们可以利用水力提升

机工作特性图来首先决定压头系数 β 及吸入系数 α ，而后由特性图找出对应的喉管断面 ω_x 与喷嘴断面 ω_0 的比值 m 。

设喷嘴入口处供给高压水之作用压头为 $H_{\text{工作}}$ （公尺水柱），离心泵的供水量为 $Q_{\text{工作}}$ ，就可以找出水泵与水力提升机之如下关系。

$$\alpha = \frac{Q}{Q_{\text{工作}}} \quad (1)$$

$$\beta = \frac{H'}{H_{\text{工作}}} \quad (2)$$

式中 H' ——水力提升机的扬程，它为排高 H 及排水管路水力损失 ΔH 之总和。

排水管的水力损失大致为排高的25%至30%，其中包括在扩散器内的水力损失，故有：

$$H' = (1.25 \sim 1.3) H \text{ (公尺水柱)} \quad (3)$$

喷嘴出口处之工作压头 $H_{\text{工作}}$ 与离心泵工作压头 $H_{\text{泵}}$ 有下列的关系：

$$H_{\text{工作}} = H_{\text{泵}} - \Delta H_{\text{供给}} + h \text{ (公尺水柱)} \quad (4)$$

式中 $\Delta H_{\text{供给}}$ ——供给高压水管路内的水力损失，当水在管中之流速为2~3公尺/秒时，它的数值大致为管路的20%至25%；

h ——大致等于离心泵轴心与提升机吸水水位的标高差(公尺)。

第2节 水力提升机的设计与计算

(一)在已知吸水量 Q ，排高 H ，离心泵额定流量 $Q_{\text{工作}}$

和揚程 H 泵時，求出吸入系數 α 及壓頭系數 β ，並根據 α 、 β 值在工作特性圖中，找出 m 值，這樣就確定了水力提升機的基本型式。

(二)按下式確定噴嘴斷面射流的速度 V_0 (公尺/秒)。

$$V_0 = \mu \sqrt{2gH_{\text{工作}}} \quad (5)$$

式中 μ ——噴嘴之流速系數 $\mu = 0.9 \sim 0.95$ ，一般可選取 $\mu = 0.92$ 。

(三)噴嘴口徑 d_0 ，可按下式計算：

$$d_0 = 19 \sqrt{\frac{Q_{\text{工作}}}{V_0}} \text{ (公厘)} \quad (6)$$

式中 $Q_{\text{工作}}$ 按小時流量計算，即立方公尺/時； V_0 按每秒的公尺數計算。

(四)由 m 值確定喉管口徑 d_x (各種符號代表的位置見圖3)。

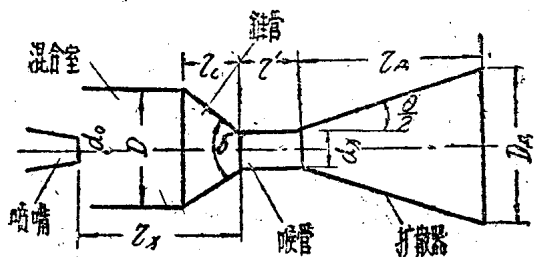


圖3 水力提升機噴嘴至擴散器部分

$$d_x = d_0 \sqrt{m} \text{ (公厘)} \quad (7)$$

(五)自噴嘴至喉管之距離 Z_x ，以下列計算為基礎：

$$Z_x = 4.65 d_0 \frac{m}{1 + \alpha} \text{ (公厘)} \quad (8)$$

(六)混合室口径 D 按下式确定:

$$D = 1.13 \sqrt{\omega_0 + \omega_2} \text{ (公厘)} \quad (9)$$

式中 ω_0 —— $0.785 d_0^2$ (平方公厘);

ω_2 —— 围绕喷嘴出口水柱之环形过水断面积 (平方公厘)。

$$\omega_2 = \frac{Q \times 10^6}{V_2 \times 3600} \text{ (平方公厘)}$$

式中 Q —— 提升机吸水量, 立方公尺/时。

V_2 —— 在断面 ω_2 流动之水流速度, V_2 不要大于 3 公尺/秒。

(七)喉管长度按下式计算:

$$l' = (1.2 \sim 3) d_x \text{ (公厘)} \quad (10)$$

(八)扩散器尺寸, 按下述方法确定:

扩散器长度:

$$l_n = \frac{D_n - d_x}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{Q}{2}} \text{ (公厘)} \quad (11)$$

式中 D_n —— 扩散器出口口径 (公厘), 它可按照流速为 1.5~2.5 公尺/秒确定。

Q —— 扩散角以 $6^\circ \sim 12^\circ$ 为宜, 通常选用 8° 。

此时上式写为:

$$l_n = 7.1 (D_n - d_x) \text{ (公厘)} \quad (12)$$

(九)锥管的角度 δ , 从水力学观点出发, 是以不大于 12° 为宜, 但上述结构形式, 将使水力提升机尺寸增加, 不能满足喷嘴到喉管间距离之要求, 故我们采用较大的 δ 。

值($36^{\circ} \sim 44^{\circ}$)。若按 $\delta = 44^{\circ}$ 計算, 則錐管長度為

$$l_0 = 2.48(D - d_x) \text{ 公厘} \quad (13)$$

(十) 吸水管之口徑, 應按不使泥砂沉澱的水速 $V_{\text{吸}}$ 來確定。通常 $V_{\text{吸}}$ 在 2—3 公尺/秒之間, 故吸水管直徑 $d_{\text{吸}}$ 為:

$$d_{\text{吸}} = 19 \sqrt{\frac{Q}{V_{\text{吸}}}} \text{ (公厘)} \quad (14)$$

式中 Q ——提升機吸水量, 立方公尺/時;

$V_{\text{吸}}$ ——吸水管流速, 2 ~ 3 公尺/秒。

(十一) 供水管之口徑, 同樣也可按公式(14)計算:

$V_{\text{供}}$ ——一般不超過 3 公尺/秒為宜;

Q ——水泵之供水量, 立方公尺/時。

(十二) 噴嘴應採用收縮角在 13° 以內圓錐形, 並在出口加一長度大致等於或大於 d_0 的管段, 故噴嘴之長度可按下列式計算

$$L = 2.2(D - d_0) + d_0 \quad (15)$$

式中 D ——供水管與噴嘴接觸處之水管內徑。

噴嘴出口的位置, 最好是在吸水管與混合室中心綫交叉點處以下 50 公厘。

第 3 節 計算實例

已知條件為: 供水離心泵額定流量 $Q_{\text{工作}} = 50$ 立方公尺/小時, 額定工作壓頭 230 公尺水柱, 水力提升機要求吸水量 $Q_{\text{吸}} = 40$ 立方公尺/小時, 排高 $H = 30$ 公尺, 泥漿之沉度為 1.2, 泵房到水力提升機之管路長度為 150 公尺。

1) 由(4)式得出噴嘴出口工作压头为:

$$H_{\text{工作}} = H_{\text{泵}} - \Delta H_{\text{供}} + h = 230 - 150 \times 6.25 + (30 - 5) \\ = 217.5 \text{ 公尺。}$$

式中 5 公尺为水面至噴嘴出口之距离。

要求提升机之揚程 $H' = 1.3H = 1.3 \times 30 = 39$ 公尺。

由(2)式压头系数:

$$\beta = \frac{H'}{H_{\text{工作}}} = \frac{39}{217.5} = 0.18$$

吸入系数由(1)式得出:

$$\alpha = \frac{Q}{Q_{\text{工作}}} = \frac{40}{50} = 0.8.$$

自工作特性曲綫图查出此工作情况, 在 $m = 6$ 时出現,
故采用 $m = 6$ 。

2) 求出噴嘴出口流速, 由(5)式得出:

$$V_0 = \mu \cdot \sqrt{2gH_{\text{工作}}} = 0.92 \cdot \sqrt{2 \times 9.8 \times (217.5 - 12)} \\ = 58.2 \text{ 公尺/秒。}$$

由(6)式得出噴嘴口径:

式中 12 为全段管路損失总和。

$$d_0 = 19 \sqrt{\frac{Q_{\text{工作}}}{V_0}} = 19 \sqrt{\frac{50}{58.2}} = 17.6 \text{ 公厘, 取 } d_0 = 18 \text{ 公厘。}$$

3) 喉管直径:

$$d_x = d_0 \sqrt{m} = 18 \sqrt{6} = 44 \text{ 公厘, 取 } d_x = 50 \text{ 公厘。}$$

4) 由(8)式求出噴嘴出口至喉管距离,

$$q_x = 4.65 d_0 \frac{m}{1 + \alpha} = 4.65 \times 18 \times \frac{6}{1 + 0.8} = 279 \text{ 公厘。}$$

5)喉管长度:

$$Q' = (1.2 \sim 3) d_x = 2 \times 50 = 100 \text{ 公厘.}$$

6)求混合室口径时, 令 $V_2 = 2$ 公尺/秒,

$$\text{则 } \omega_2 = \frac{Q \times 10^6}{V_2 \times 3600} = \frac{50 \times 10^6}{2 \times 3600} = 6940 \text{ 平方公厘.}$$

$$\omega_0 = 0.785 \cdot d_0^2 = 0.785 \times 18^2 = 254 \text{ 平方公厘.}$$

由(9)式得出混合室直径:

$$\begin{aligned} D &= 1.13 \sqrt{\omega_0 + \omega_2} = 1.13 \sqrt{6940 + 254} \\ &= 95.4 \text{ 公厘, 取 } D = 100 \text{ 公厘.} \end{aligned}$$

7)确定扩散器尺寸:

取流速为 2.5 公尺/秒, 则排水管口径为:

$$D_x = 19 \sqrt{\frac{Q}{V}} = 19 \sqrt{\frac{40 + 50}{2.5}} = 114 \text{ 公厘, 取 } D_x = 125 \text{ 公厘.}$$

故扩散器长度由(12)式得出:

$$\begin{aligned} Q_x &= 7.1(D_x - d_x) = 7.1(125 - 50) = 532.5 \text{ 公厘,} \\ &\text{取 } Q_x = 535 \text{ 公厘.} \end{aligned}$$

8)锥管长度由(13)式得出:

$$Q_c = 2.48(D - d_x) = 2.48(100 - 50) = 124 \text{ 公厘.}$$

9)吸水管口径由(14)式得出:

$$d_{\text{吸}} = 19 \sqrt{\frac{Q_{\text{吸}}}{V_{\text{吸}}}} = 19 \sqrt{\frac{40}{2.5}} = 76 \text{ 公厘, 取 } d_{\text{吸}} = 100 \text{ 公厘.}$$

10)供水管之口径由(14)式得出:

$$d_{\text{供}} = 19 \sqrt{\frac{Q_{\text{供}}}{V_{\text{供}}}} = 19 \sqrt{\frac{50}{2.5}} = 85 \text{ 公厘, 取 } d_{\text{供}} = 100 \text{ 公厘.}$$

11)喷嘴之长度可按(15)式得出:

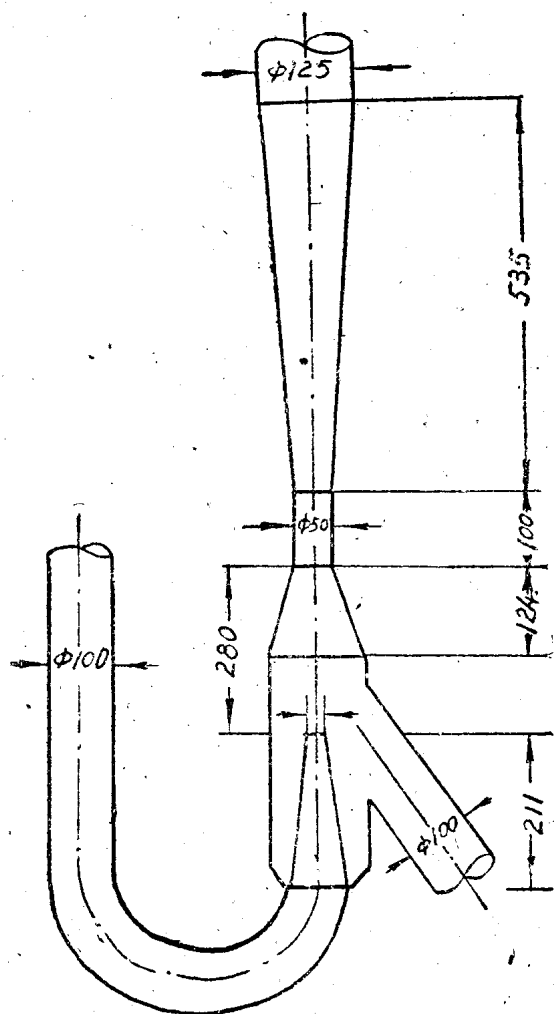


图 4 水力提升机各部位尺寸设计图

$$L_0 = 2.2(D - d_0) + d_0 = 2.2(100 - 18) + 18 = 211 \text{ 公厘},$$

取 210 公厘。

式中 D ——供水管与喷嘴接触处之水管内径，各部位尺寸設計图見图 4。

第三章 水力提升机工作系統

水力提升机全部工作系統由水泵站，供水管路，排水管路及提升机組成。

第 1 节 管路系統

管路系統分供水管路及排水管路，供水管輸送高压水，因此，对设备及管路之安装要求比較严格。在管子材料的选择上，要求管子具有足够的强度，管子本身阻力小，且耐磨，一般多选无缝鋼管，当压力在 26 公斤/平方公分以下时，可以选用有縫鋼管，最好不用鑄鉄管。

供水管直径的选择：在一般情况下，供水管直径按下列公式計算：

$$d = 19 \sqrt{\frac{Q}{V}} \text{ (公厘)}$$

式中 d ——供水管直径(公厘)；

Q ——水泵之排水量(立方公尺/小时)；

V ——管路中水的流速(公尺/秒)，一般选 1.5~2.5 公尺/秒。

排水管直径仍可用上式計算出。

供水管的壁厚：供水管壁厚，按苏联中央鍋爐透平研究所以弹性理論为基础，提出的下列公式計算：

$$\delta = \frac{P \cdot d_n}{200 \cdot K_s - P} + C$$

式中 δ ——管壁厚度(公厘)；
 P ——內压力(公斤/平方公分)；
 K_s ——管子材料的允許拉应力(公斤/平方公厘)；
 d_n ——管子內径(公厘)；
 C ——由于公差，腐蝕与其他原因，而引起的管壁加厚数值。

上述公式适于在受內部压力的水平管路計算中采用，而在計算豎井排水管路时，应考虑到管子上还受有水自重与可能产生的偏心压力。

因此， K_s 值应大于或等于

$$K_s \geq B_p + \frac{1}{3} \phi \cdot \delta_m$$

式中 B_p ——由于內压力的作用，而产生的应力，公斤/平方公厘；

ϕ ——因偏心关系及自重所产生的压应力增加系数，一般 $\phi_{\max} = 1.12$ ；

δ_m ——自重发生的应力，公斤/平方公分。

对于豎井排水，两支座的垂直距离为 150 公尺时， $\delta_m = 170$ 公斤/公分²。

$$\text{所以 } K_s = B_p + \frac{1}{3} \times 1.12 \times 170 = B_p + 65.$$