



礦山機械

上 卷 第二分冊

排 水 設 備

蘇聯 爾·恩·赫德瑞柯夫著
韓 大 中譯

燃 料 工 業 出 版 社

中央人民政府燃料工業部推荐
中等專業學校教材試用本

礦 山 機 械

上 卷 第二分冊

排 水 設 備

蘇聯 爾·恩·赫德瑞柯夫著
韓 大 中譯

蘇聯煤礦工業部教育司審定作為採礦中等技術學校教材

燃 料 工 業 出 版 社

內 容 提 要

本書是「礦山機械」上卷的排水設備部分，共分十章，主要敘述離心式及往復式水泵的理論、構造及分類，排水量及揚程的測定，水泵及管道的安裝與佈置，運輸及檢修，排水設備的設計以及操縱自動化等問題。

本書可作中等專業學校教材，並可供採礦工業的工程技術人員參考之用。

* *

*

礦 山 機 械

上 卷 第二分冊

排水設備

ГОРНАЯ МЕХАНИКА

ШАХТНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ НАСОСНЫЕ И
ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

根據蘇聯國立煤礦技術書籍出版社(УГЛЕТЕХИЗДАТ)
1951年列寧格勒俄文增訂第二版翻譯

蘇聯Р. Н. ХАДЖИКОВ 著

韓 大 中 譯

燃料工業出版社出版

社址：北京東長安街燃料工業部

北京市印刷一廠排印 新華書店發行

編輯：胡芸非 校對：王壽容

北京市書刊出版營業許可證出字第019號

書號257 * 煤102 * 850 × 1092 1/16開本 * 4 1/2印張 * 103千字 * 定價8,200元

一九五四年九月北京第一版第一次印刷(1—4,200冊)

版權所有★不許翻印

目 錄

第 二 篇 礦井排水設備

第一章 排水設備的要素.....	151
第二章 離心式水泵	153
§1. 離心式水泵的類型及其理論基礎.....	153
§2. 離心式水泵的構造.....	161
§3. 空洞現象.....	190
第三章 往復式水泵	191
§1. 往復式水泵的作用原理及其分類.....	191
§2. 往復式水泵的理論基礎.....	193
§3. 往復式水泵的構造.....	199
第四章 水泵在共同管道中的聯合工作.....	204
第五章 測量用的儀器	208
§1. 測定壓力的儀表.....	208
§2. 測定排水量的儀表.....	209
第六章 水泵的原動機	210
§1. 水泵原動機功率和電能消耗量.....	210
§2. 水泵的原動機和電力設備.....	212
第七章 管道	217
§1. 管道的設備.....	217
§2. 管道的計算.....	226
第八章 排水設備操縱的自動化	232
第九章 井下水泵房和排水設備的安裝.....	239
第十章 排水設備的運轉.....	248
§1. 關於排水設備運轉的基本指示.....	248
§2. 定期檢查和修理.....	256
§3. 排水設備的儲備量.....	258
§4. 水泵設備的試驗.....	259
第十一章 排水設備的設計.....	262
§1. 排水設備設計的基本原則.....	262
§2. 排水設備的設計.....	269

第二篇 礦井排水設備

第一章 排水設備的要素

圖84是利用離心式水泵的礦井排水設備示意圖：水泵1，電動機2，起動器3，吸水管4和濾水器5及底閥6，排水管7和閘板閥8及逆止閥9，起動前自管7向水泵充水用的旁路管10和水閥，漏斗11（當管7中無水時，向水泵充水之用），檢查水泵體殼及吸水管內充水的放水栓12，吸水管4中測量壓力用的真空表13，排水管7中測量壓力用的壓力表14，修理7管時放水用的洩水管15及閘閥16。濾水器5必須能防止吸入水中的雜物進入水泵內，底閥6必須能使體殼不受水力衝擊，這種衝擊可能招致體殼的損毀。可用軟管代替管10，使用軟管時，要自管7經過漏斗11向水泵充水；因為使用旁路管時，如果忘記適時地關閉其水閥，則可能使底閥6損壞。

離心式水泵的排水量和揚程的幾種可能的調整方法為：啓開或關閉管7上的閘板閥8（節流法），改變水輪轉數，關閉導向器通路之一部分，及在吸水管中通入少量空氣等法，在礦井實際中使用第一種方法，因此法最為簡單（但不夠經濟）。離心式水泵起動時亦需使用閘板閥8。

水泵有：1）根據透平機動作原理的，離心式和螺旋式的；2）往復式及迴轉式的——利用水泵的工作機構（分別為活塞及轉子）將水缸的容積減小，以使水自水泵體殼中排出^①。

礦井排水用的水泵為離心式及往復式的，離心式水泵較往復式的有很多優點（見第三章），所以，往復式水泵的應用範圍已甚為狹小。

上述水泵中液體的吸入，即將液體自貯水池輸送至水泵體殼中，

^① 關於其他類型的水泵，見維·格·格萊爾著「礦井排水設備」，蘇聯國立煤礦技術書籍出版社，1948年。

因水泵體殼中成真空（真空是由工作機構產生的）時，由於大氣壓力作用而實現的。在某些情形中，如下所述，液體因其本身重量所生的壓力而自貯水池流入水泵體殼中，此時，水泵的位置應低於貯水池。當水泵內完全為真空及管內無液體運動阻力存在時，在大氣壓力 P_a （公斤/平方公尺）之下，液體將升至一氣壓高度：

$$H_6 = \frac{P_a}{\gamma}, \quad (81)$$

此處 γ ——液體的比重，以公斤/立方公尺計之。

對於水：

$$H_6 = \frac{P_a}{\gamma_B} = \frac{10\,333}{1000} = 10.33 \text{ 公尺},$$

此高度即為水泵位於海平面時，水泵吸水的理論高度。

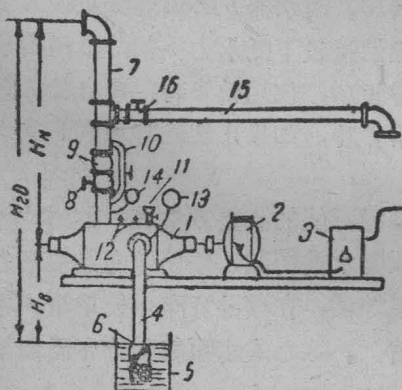


圖 84 離心式水泵設備示意圖

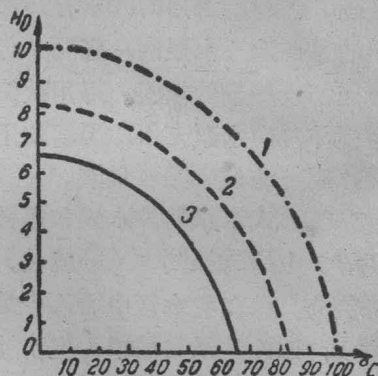


圖 85 離心式水泵的吸水高度線圖

實際吸水高度 H_B ——自貯水池中水面至水泵入水口處之間的垂直距離，並且，由於下述原因，它較理論高度為低。離心式水泵依水之溫度而定的實際吸水高度可自圖85中求得，圖中所示之曲線：1——理論高度，2——可能高度，3——正常高度；關於往復式水泵者——見第三章第14表。同時，吸水高度亦依水泵的排水量及轉數而定。

水泵的排水高度 H_H ——自水泵出水口至排水管排出地點間的垂直距離。

水泵的排水測量高度爲：

$$H_{\Gamma\Delta} = H_{\text{B}} + H_{\text{H}}. \quad (82)$$

對於傾斜位置的管道爲：

$$H_{\Gamma\Delta} = l_{\text{B}} \sin \alpha_{\text{B}} + l_{\text{H}} \sin \alpha_{\text{H}}, \quad (83)$$

此處 l 和 α 各爲吸水及排水管的長度和其與水平所成的角度，並且，前者之長度是自水井中水面開始。

水泵的排水總高度——壓力表所示之高度（表計壓力） $H_{\text{M}} - H_{\Gamma\Delta}$ 與克服管中液體運動阻力的壓力 H_{Π} 之和：

$$H_{\text{M}} = H_{\Gamma\Delta} + H_{\Pi}. \quad (84)$$

H_{M} 可用裝在水泵上的壓力表和真空表的讀數，或用公式確定之。

第二章 離心式水泵

§ 1. 離心式水泵的類型及其理論基礎

最簡單的離心式水泵——單級（單輪）及單面進水式的水泵（圖 86）是由以下部分組成：水輪 1（稱爲小渦輪）及後傾彎曲的葉片，泵軸 2 及鍵 3，軸承 4，螺旋形擴散器 5，吸水接管 6 及排水接管 7，密封水泵體殼與軸的填料箱 8。圖 87 所示爲前述水泵的幾種零件：水輪 1，泵軸 2，填料箱 3，軸瓦 4 及油圈 5，聯接水泵及電動機軸的聯軸器 6。

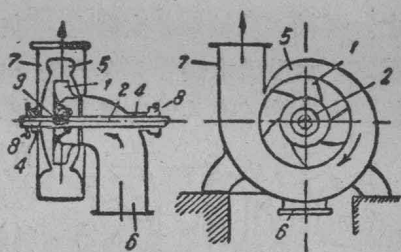


圖 86 單級水泵

爲了增加排水量，離心式水泵可製成兩面進水式（見圖 3）。並聯輪式兩面進水的兩級水泵具有更大的排水量（見圖 4, a）。

兩面吸水的單級水泵是以斯·姆·基洛夫命名的高爾洛夫機器製造工廠出產的，其排水量自 300 至 900 立方公尺/時，揚程自 40 至 90 公尺水柱。

單級水泵產生的揚程在 110 公尺水柱以下，所以在礦井中要使用

串聯式的多級水泵。在二輪之間裝有導向器(導輪)——固定的葉輪，具有逐漸擴大的流道，以便將水自一輪傳送至另一輪並將水之速度能轉變為揚程。水泵軸上輪的數目在8—12以下；輪數更多時，由於轉動質量平衡的困難，機軸將發生顯著的撓曲，因而機軸亦將發生共振及破損的危險，轉數較大時尤甚。

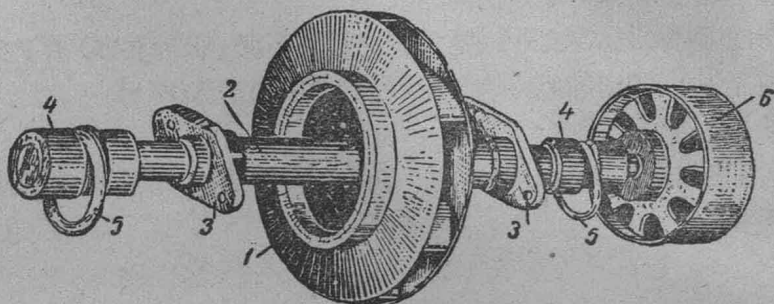


圖 87 單級水泵的零件

圖 88 所示為串聯的三級離心式水泵的斷面圖，各輪藉導向器聯接之。泵軸 1 以軸承 2 支持之，在泵軸 1 上用鍵 3 將輪 4、5 及 6 加以固定。水沿吸水接管 7 進入輪 4 中，並在此處獲得勢能及速度能。然後，水自輪 4 進入導向器 8，在此處將一部分速度能轉變為揚程。水自導向器 8 引入輪 5 中，於此再次獲得速度能，此速度能則於次一導向器 9 中轉變為揚程。水自末一個輪 6 進入室 10，於此，在相當大的揚程作用下流入水泵之排水接管 11 中。水泵體上軸之出口處，用填料箱 12 密封之。放水栓 13 為在水泵開動前供檢查充水之用。

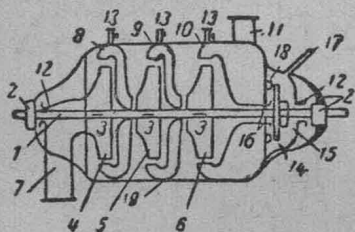


圖 88 三級水泵斷面圖

因為水在末一輪出口之壓力大於其在第一個輪進口之壓力，所以，泵軸及固定於其上的各輪有一順軸向自排出側向吸入側移動的趨勢。上述之軸向移動可能引起水輪與靜止導向器間很大的摩擦，這將使水泵零件迅速的磨損以及水泵效率的降低。為了消除軸向移動，須使用盤狀的減壓平衡裝置 14，盤 14 用螺母 15 固定於泵軸上（圖 88）。

室 10 中水之一部分經泵軸周圍的間隙 16 噴射至盤 14 上並對之施以壓力，以便消除軸向移動，然後自管 17 流出。上述裝置之動作是自動的：如果軸向移動的壓力減小，盤與軸即自動地向着與軸向移動方向相反的一側移動，因此，盤與水泵蓋間之開口 18 變大，其中之水流亦將增多，於是，水對盤之壓力減低且恰好與軸向壓力互相平衡。

在兩面吸入的單級透平機，或在自兩側吸入液體的並聯輪式透平機中，無須考慮軸向移動。在單面進水的單級水泵中，爲了消除軸向移動可使用最簡單的軸檔裝置。

在某些多級水泵中，水輪裝成數組，各組中水流方向相反（ГМС及螺旋式水泵），因此，上述平衡裝置（圖 88）之必要性則不復存在。

圖 88 中所示之水泵是整體的：水輪及導向器裝在共同的體殼 19 內。此外，亦有分段的水泵，每一段由一輪及一導向器組成。各段互相用螺栓聯接之。

圖 89 所示爲已拆解的分段水泵：1——水輪，2——導向器，3——吸水蓋及接管，4——出水蓋及接管，5——聯接螺栓，6——平衡盤，7——支座及軸承，8——平衡裝置之排水管，9——彈性聯軸器。

整體水泵在水泵修理後裝配時較爲方便，因爲藉助於整個的體殼，水泵所有各零件間的間隙皆能較爲精確。然而，這種水泵，自體殼中抽出輪及導向器時是比較困難的，特別是當水泵已經排過礦水之

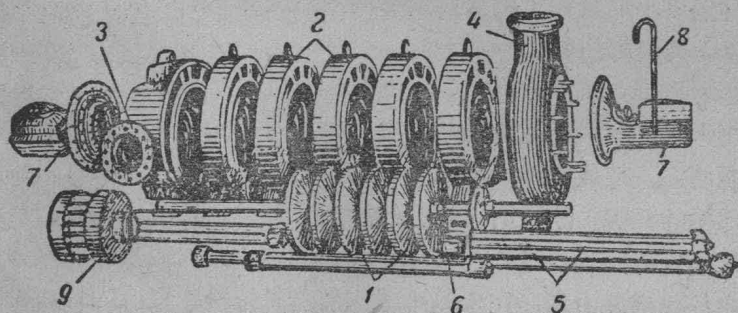


圖 89 分段水泵之零件

後，更變得困難，並在需要時，輪的數目亦不可能增多。雖然，將輪自軸上取下後再於原處裝置一軸套便可以減少輪的數目，可是這將使水泵之效率降低。改變分段水泵的輪數時，必須更換泵軸及聯接螺栓。分段水泵的製造比較方便，因為它可以分段製出，然後按照需要數量聯接之；更換被磨損零件時亦比較方便，不過，此種水泵在修好後裝配時，需要進行較整體水泵更為精細的找正，特別是對於泵軸。因此，在現時分段水泵之用途最為廣泛。

除上述水泵以外，尚有沿軸中心線分解體殼的水泵（見後面圖107）。這種水泵內部零件之檢查比較容易，水泵的維護及管理也很簡易，不過，水泵之體殼使水泵重量及外形尺寸皆行增大。

按照泵軸的位置，水泵有臥式及立式（豎軸水泵，吊泵）兩種。現今，在水泵房中最普遍使用的設備為臥式水泵，但在最近亦常使用立式水泵（見§2及第九章）。在掘進及被淹沒的井筒中排水時，立式水泵是比較方便的，因為這種設備能沿井筒順列於其中，因此，這種設備所佔的橫斷面積較之臥式水泵大為減少。

根據俄羅斯科學院院士爾·愛略爾在1754年提出的離心式水輪的方程式，水沿徑向進入輪中時，水泵之理論揚程為：

$$H_T = \frac{1}{g} \cdot u_2 c_{u2} \quad (4)$$

這個理論揚程方程式，從前在很長時間內是透平機計算用的唯一方程式，並且是對於無摩擦的理想液體和假定水輪中有無限多數的、厚度為無限小的葉片（這樣，所有的液體流線將正好嚴密地符合於葉片形狀）時而導出的。

經驗指出，按照方程式(4)的理論揚程較之葉片數目有限的水輪揚程要大得很多。上述揚程的差異可按所謂流動理論與實際現象之不同點說明之。按照此理論的假定，位於同一圓柱體表面上（圓柱體軸線即為輪的軸線）流體所有部分的速度及壓力，皆取為相等。實際上在葉片數目有限時，葉片前面（正面）的壓力應大於後面的壓力，也正是由於這種壓力差，在水輪中才能將能量傳給液體。因為，若無此項壓力差則不能自原動機將能量傳給液體，所以，在同一半徑的圓柱

體表面上之相對速度亦不相同，即自水輪流出的水流，對於輪的軸線是不對稱的。

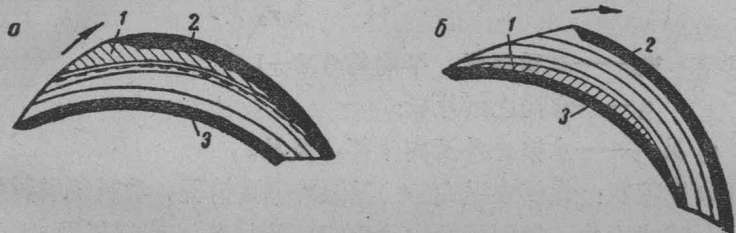


圖 90 水輪葉片之間的水流

根據研究證明了：水輪葉片間的流道中並不是完全充滿了液體，水流與葉片間存在着空隙。根據中央氣流學研究院(ЦАГИ)的理論及試驗研究，葉片間的水流恰如圖 90 所示。在後傾彎曲葉片的水輪($\beta_2 < 90^\circ$)，當排水量低於正常值時，水流 1 緊壓於前一葉片 2 上，在靠近後一葉片 3 處形成渦流區，並且，靠近後一葉片處之渦流速度大於靠近前一葉片之速度（圖 90, a）。流量極小時，即當排水管上的閘板閥幾完全關閉時，水即自輪中之一流道流至另一流道中。當排水量很大時，水流 1 緊壓在後一葉片 3 上，而在前一葉片 2 處形成一孤獨的渦流區（圖 90, б），並且，靠近前一葉片處流出的相對速度較之理論值大得很多。在正常的（計算的）排水量時，即當水之流入無衝擊時，葉片間之流道亦不能完全被水充滿，因而，水自水輪中流出時，其實際的相對速度與理論值不能相同。

理論揚程之所以異於(4)式者，是因為絕對速度 c_2 在圓周速度 u_2 的投影 Cu_2 （見圖 6）之值，由於前述原因，較低於流動理論得出之值，亦即，由於在水輪出口處，水流向水輪轉動方向的對側略行偏移，因而使一部分水流以小於 β_2 的角度流出水輪。

因此，葉片數目有限時的理論揚程為：

$$H_{\tau, \kappa} = k_u H_{\tau}; \quad (85)$$

此處 $k_u < 1$ ——方程式(4)的校正係數，稱為循環流係數，循環流係數之值按以下列公式確定之：

$$k_u = \frac{1}{1 + 2 \frac{\psi_u}{z_n \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}}, \quad (86)$$

此處 ψ_u ——試驗係數，平均為 0.8—1.0；

z_n ——水輪之葉片數；

r_2 及 r_1 ——水輪之外及內半徑，公尺。

經研究證實：為使方程式(4)近似於真實情況，曾試圖將試驗係數引入(4)式之中，然而這並未給出需要的結果，因為係數 ψ_u 的變動範圍甚大，並且是依輪的式樣， β_2 及 β_1 角以及許多其他因素而定的；這種校正既不能在理論上說明水泵中發生現象的實質，也不能給出在所有情形下正確地決定水泵尺寸的數據。

鑒於上述的緣故，需要創造一種理論，以便能用這種理論確定水輪葉片產生的力，並且，不僅能確定水輪流道的尺寸和形狀，還能確定水泵特性曲線以及求出水輪流道形狀對其特性曲線的影響。

格·弗·普洛斯庫拉院士精密地研究過離心式水泵的渦流理論，這種理論能說明離心式水泵中發生的實際現象，並給出確定水輪產生之實際揚程的方法。

在圖 91 中表明圍繞水輪葉片外圓周的循環流 Γ_a 及未圍繞水輪葉片內圓周的循環流 Γ_i 。

在確定沿半徑 r_2 及 r_1 的圓周的循環流時，得出：

$$\Gamma_a = 2\pi r_2 c'_{u2}, \quad (87)$$

$$\Gamma_i = 2\pi r_1 c'_{u1}, \quad (88)$$

此處 c'_{u2} 及 c'_{u1} ——各為水流入葉片時，在輪的出口及進口處水之絕對速度在圓周速度上的投影（考慮到二者間的偏向）。

自上述等式求出 $r_2 c'_{u2}$ 及 $r_1 c'_{u1}$ 值以後，再根據方程式(4)即得到葉片數有限時的理論揚程：

$$H_{т.к} = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_a - \Gamma_i), \quad (89)$$

此處 ω ——輪的角速度。

因為內外循環流的不同，所以在此範圍內出現渦旋，此渦旋產生出循環流。總之，葉片間渦旋的存在是自渦流理論中得出，並可用試驗證實之。若以 Γ_n 表示繞單個葉片的循環流，則在 z_n 個葉片時，
 $z_n \Gamma_n = \Gamma_a - \Gamma_i$ ，
 並且：

$$H_T = \frac{\omega}{2\pi g} z_n \Gamma_n. \quad (89')$$

渦流理論與空氣動力理論有關，並能正確地解釋在水泵中發生的基本的物理現象。

伊·姆·茹馬霍夫副教授曾研究過螺旋式水泵的計算方法。在此計算中：a) 理論上是以前所取之速度及流道外形為基礎，根據其大小、變化及關係而確定水泵中的損失，因而也確定出它的效率；6) 考慮到摩擦及水力衝擊的影響。

水泵的理論排水量可按水輸出口面積與流出絕對速度 c_2 在半徑方向投影 c_{r2} 的乘積確定之。輪葉厚度為無限小時，

$$Q_T = \pi D_2 b_2 c_{r2}. \quad (90)$$

水泵工作時，消耗在水輪轉動的能量，並不是完全傳遞給液體，因為此能量的一部分要消耗在克服各種損失上，損失可分為三個主要部分：1) 揚程損失，2) 排水量損失（容積或縫隙損失），3) 機械損失。

實際液體沿水輪流道運動時，由於水力性質的現象（液體各部分間相互的摩擦和對水泵壁的摩擦，流道截面急遽變化處的局部阻力，在水輪及導向器進口突然彎曲時的局部阻力，等等），以及輪和導向器葉片對水流的破壞，將引起揚程損失。此揚程估計在水力效率之內（0.70—0.95），水力效率為水泵產生的實際揚程與有限數目葉片的理論揚程之比值。

排水量損失是由於一定的水量自間隙及漏縫（主要是在水輪與水

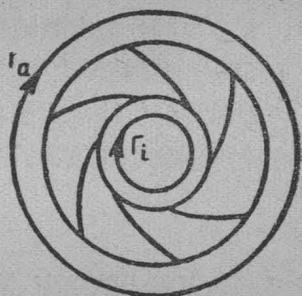


圖 91 循環流圖

泵體殼間的)中流出而產生的。容積損失計入在容積效率內——容積效率為實際排水量與理論排水量之比，其大小等於0.93—0.99，而平均為0.95；多段帶平衡盤水泵的容積效率之值較低。

機械損失是由於水輪對水的摩擦、軸承及填料箱中的摩擦而發生的。機械損失以機械效率(0.89—0.95)計算之——機械效率即直接消耗在傳送液體的功率(指示功率)與水泵軸上功率之比值。

水力效率及容積效率之乘積稱為水泵的指示效率。

水泵之全效率是考慮到水泵中所有的損失，並且等於水力、容積及機械效率三者之乘積。水泵的全效率表明水輪轉動所消耗的功率中，有多少部分被有效地使用於液體的傳送。離心式水泵全效率之值在0.55—0.90範圍之內。

因為用分析法求水泵中的所有損失是十分困難的，所以水泵之全效率是根據試驗並按公式(26)確定之。

$$\eta = \frac{Q \gamma_B H_M}{102 N_B \eta_{\text{п}}}, \quad (91)$$

並且，水泵軸上的功率 N_B 是用電力測量儀器求得的。

僅按照揚程及排水量的絕對值而進行水泵之分類時，並不能給出關於水泵構造特點的充分概念，因為同一樣的水泵，由於轉數及工作條件的不同，可能得出不同的排水量及揚程。最完善的水泵分類法，就是按比轉數(快速係數) $n_{y\text{п}}$ 的分類法。

若一台水泵與被觀察水泵所有零件幾何地相似，並且，其尺寸為當揚程等於1公尺時，所需之有效功率等於1馬力，即排水量為75公升/秒或0.075立方公尺/秒的水，則此水泵之轉數即稱為比轉數。

水泵的比轉數可根據等式(27)及(28)確定之，在水泵之最大效率下，若其每小時排水量為 Q 及揚程為 H ，則：

$$n_{y\text{п}} = 0.061 n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}, \quad (92)$$

此處 n ——水輪每分鐘正常轉數。

在高速離心式水泵 $n_{y\text{п}} = 150—300$ ，在普通的 $n_{y\text{п}} = 80—150$ ，在低速的 $n_{y\text{п}} = 40—80$ 。

根據等式(92)並按照已知之比轉數和正常轉數，可求出給定水泵的揚程和排水量比值限度的參數。

$$M = \frac{H^3}{Q^2} = \left(\frac{0.061n}{n_{y\pi}} \right)^4. \quad (93)$$

M 之數值稱為運轉指數，因為它被用作確定水泵的可能應用範圍的標準。 M 值愈大，則水泵的揚程愈高。

對於固定的礦井水泵，運轉指數是在自9至26000（當水泵排水量 Q 自50至70立方公尺/時及揚程 H_M 自60至400公尺時）範圍內以及自100至34500（當 Q 自100至350立方公尺/時及 H_M 自100至700公尺時）的範圍內變化。

實際上當水泵說明書遺失時，就必須確定出離心式水泵的揚程及排水量。

多級水泵，當串聯輪數為 i_K 及輪之圓周速度為 u_2 時，其所產生的揚程大約等於：

$$H_M = i_K \frac{u_2^2}{20}. \quad (94)$$

當水自輪中流出的平均速度為 $c_{r2}=2.5$ 公尺/秒，並且已知輪的直徑 D_2 （公尺）及出口的寬度 b_2 （公厘）時，根據等式(90)，水泵的理論排水量（立方公尺/時）為：

$$Q_T = 3600\pi D_2 \frac{b_2}{1000} c_{r2} = 3.6\pi D_2 b_2 2.5.$$

最後，

$$Q_T = 28.2 D_2 b_2. \quad (95)$$

由於葉片厚度的影響，不能在葉片室中將水完全充滿，所以，水泵的實際排水量將稍低於按公式(95)所確定者。

§ 2. 離心式水泵的構造

礦山工業用的多級水泵是以斯·姆·基洛夫命名的高爾洛夫機器製造工廠(ГМЗ)，以斯·姆·基洛夫命名的柯貝機器製造工廠(КМЗ)，以克·耶·羅希洛夫命名的阿列克山德機器製造工廠(АМЗ)，以及拉

波捷夫機器製造工廠 (ЛМЗ) 中製造，並分為 [共青團員] (КСМ)、АЯП、ГМС，及吊泵等類型。

[共青團員] (КСМ) 水泵——分段高揚程離心式水泵，由 ГМЗ 製造，並且自 1942 年起，除該工廠外，亦在 КМЗ 製造，水泵之排水量有 30、50、70、100、125、150 立方公尺/時，揚程達 270 公尺水柱。泵軸上水輪數目自 2 至 10 個。70 立方公尺/時以內的水泵，每個水輪產生的揚程為 25 公尺，100—150 立方公尺/時的水泵，每個水輪的揚程為 30 公尺， $n=1450$ 轉/分。

圖 92 所示為 (КСМ) 五級分段水泵斷面圖。在泵軸 1 (Ст. 5 鍛鋼) 上用鍵 2 將五個水輪 3 固定之。軸在軸承 4 中轉動，軸承 4 有巴比特合金 (Б-83) 或青銅軸瓦及油環，軸承用螺釘 6 固定在吸水蓋 7 及出水蓋 8 上。輪 3 裝在導向器 9 中。輪的葉片數目為自 6 至 10。各段用螺釘 10 緊固之。

各段之間用圓形橡膠圈 11 密封之。各段皆以其加工面互相貼緊，裝配時不能使之傾斜。減壓裝置為由鑄鋼製成之圓盤 12 (盤 12 與固定在水泵蓋上的青銅環間的間隙為 0.5—1.0 公厘)。水經過減壓裝置後即流入管 13 中。出水接管 14 接於蓋 8 上；吸水接管——在蓋 7 側。軸承中裝有油環。軸承之上方有一注油用的油孔，以蓋 15 封閉之。泵軸之密封——用填料箱 16。在機軸之一端用鍵 17 固定半個聯軸器 18，半個聯軸器 18 用螺釘 20 而與另一半聯軸器 19 (固定在電動機軸端) 相聯，螺釘上備有彈性橡膠墊圈 21。

輪沿軸之縱向移動用減壓盤消除之。減壓盤捻在軸上有螺紋部分，並緊壓在間隔套筒以及裝於軸上的各輪，輪以其進水側緊靠在軸的凸肩上。

水泵各段之間用大、小密封墊圈 1 和 2 密封之，如圖 93 所示，圖中之符號：3——軸，4——輪，5——導向器。密封墊圈緊裝於導向器內孔上與輪相接之處。大的和小的密封墊圈與輪轂間的間隙各為不超過 0.3—0.5 公厘和不超過 0.5—0.7 公厘。

各輪端要緊密地互相接起，以防止泵軸與水直接接觸。

在軸自吸水蓋的出口處，備有一特殊的帶水壓閥的填料密封 (圖

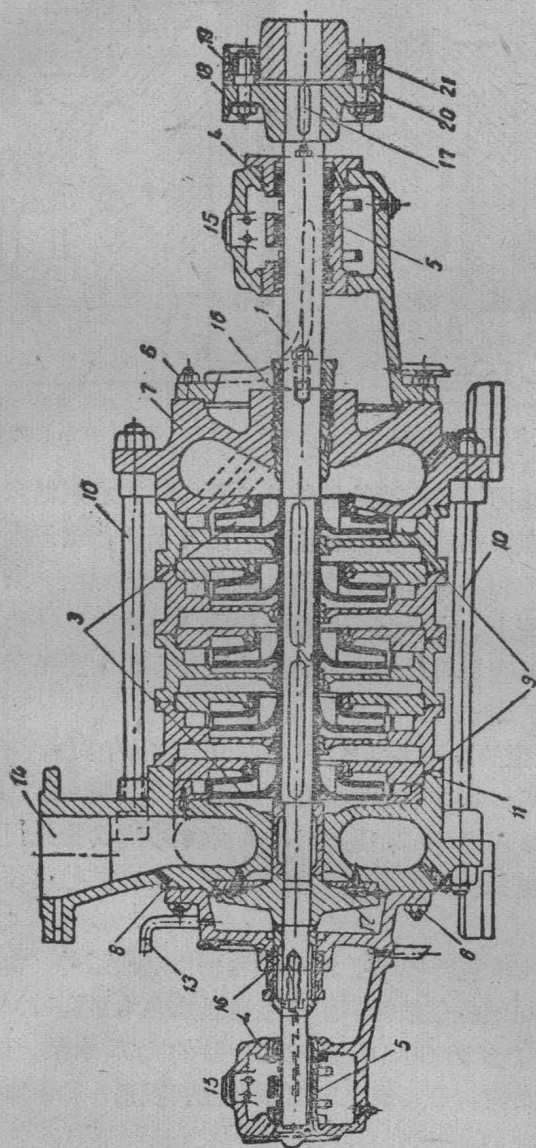


圖 92 KCM 水泵斷面圖