

螺殼式水泵

苏联 伊·姆·儒馬霍夫著

煤炭工業出版社

螺 殼 式 水 泵

苏联工学碩士 伊·姆·儒馬霍夫副教授著

王良軍 白銘聲譯

江苏工业学院图书馆
藏书章

煤 炭 工 業 出 版 社

內 容 提 要

本書闡述了螺殼式水泵的構造、計算方法和原理；並說明了螺殼式水泵在採礦工業中的應用。

本書可供水泵設計人員、機器製造廠工程技術人員以及礦業學院學生閱讀。

СПИРАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

И. М. ЖУМАХОВ

根据苏联西部煤礦工業部煤礦技術書籍出版社1948年莫斯科第一版譯

書号310

螺 殼 式 水 泵

王良軍 白銘聲譯

*

煤炭工業出版社出版 (社址：北京東長安街煤炭工業部)

北京市書刊出版營業許可証出字第084号

北京市印刷一廠排印 新華書店發行

*

編輯：景建中 校對：郭益華

850×1092 $\frac{1}{32}$ 開本 * 7 $\frac{2}{3}$ 印張 * 2插頁 * 160千字

一九五六年四月北京第一版第一次印刷(1—3,600冊)

定價(10)1.40元

目 錄

序 言	3
第一章 螺殼式水泵構造概論	6
§ 1. 螺殼式水泵發展概論	6
§ 2. 單級水泵	10
§ 3. 多級水泵	13
第二章 主要的現代透平機理論	20
§ 1. 古典透平機理論	20
§ 2. 普洛斯庫拉院士的離心水泵渦流理論	26
第三章 螺殼式離心水泵的最有利的速度及流道型式	35
§ 1. 抽象速度係數法	35
§ 2. 工作水輪圓周速度 u_2 、其係數 ku_2 及水輪內液流的 入口速度係數 k_2	36
§ 3. 離心水泵運轉時的空洞現象	44
§ 4. 水輪直徑比 $\frac{D_2}{D_1}$ 、水輪寬度與直徑比 $\frac{b_2}{D_2}$ 及其對螺殼 式水泵中損失的影響	68
§ 5. 水輪的徑向速度 C_r 及徑向速度係數 k_{cr}	81
§ 6. 在螺殼式離心水泵中損失的分析	86
§ 7. 相對速度 w_m 及這個速度的係數 k_0	113
§ 8. 工作水輪的流道和葉片型式	118
第四章 螺殼式水泵的計算方法	134
§ 1. 圓柱狀葉片的工作水輪的計算	134
§ 2. 8HДБ 水泵工作水輪的計算舉例	142
§ 3. 具有扭曲面葉片的工作水輪的計算	148
§ 4. 具有扭曲面葉片的工作水輪計算舉例	157
§ 5. 螺殼式水泵的吸水接管	164

§ 6. (8HДВ 水泵) 吸水接管的計算举例·····	169
§ 7. 螺殼式水泵螺殼的計算·····	170
§ 8. 8HДВ 型水泵的螺型泵殼計算举例·····	181
第五章 螺殼式水泵在採礦工業中的应用 ·····	188
§ 1. 螺殼式水泵在礦山条件下应用的有效性·····	188
§ 2. 多級螺殼式水泵內的軸向推力·····	193
§ 3. 螺殼式礦用高压水泵 4HMC×6 之計算的例子·····	197

序 言

“保證精通新式的技術上較完善的
高生產能力的機械……”

(摘自 1946—1950 年蘇聯國民
經濟恢復與發展五年計劃法)

1946—1950 年蘇聯國民經濟恢復與發展的五年計劃，是蘇聯所有工業部門更進一步發展的偉大進程表。五年計劃要求：“保證蘇聯各國民經濟部門在技術上更進一步的發展，以作為生產的巨大高漲及勞動生產率之提高的條件。為此，就不僅必須在最近時期內趕上外國的科學成就，而且還要超過它”。

五年以內，蘇聯機械製造工業應當增長一倍，這樣巨大的任務任何國家都從沒有這樣提出過的。

水泵工業的工程人員的任務是偉大而光榮的，他們應當供給所有工業部門以優良的水泵。

由於完成了三個斯大林五年計劃，我們的水泵工業已能製造螺殼式離心水泵了。

莫斯科以加里寧命名的機械製造工廠，在這個工作中佔居領導地位，他們所造的螺殼式水泵的效率高達 0.88—0.90。

礦山透平機專家 А. П. 格爾曼院士對一般說明書中所引用的、通用的透平機計算方法作了如下的評價：“通用的透平機計算方法是根據任意選擇某些係數而定的，因而不僅不能保證機器穩定而經濟的工作，甚至也不能保證所需的運轉狀況”。

水力機械方面的專家 Г. Ф. 普洛庫拉院士，在其所著“透平機的水動力學”中寫道：“由於透平機理論不完整，不能夠從理論上確定其工作機構各部分對於水泵機械特性的影響，所以

有必要研究同類的水輪。

因為水流運動的形式複雜，更因吸水管與螺殼中之運動對於透平機特性有影響，所以必須把透平機的工作情況全面地來進行研究”。

書中，我們在指出現有理論的若干方面的錯誤之後，將要從損失最小的觀點出發，給出透平機所有各計算參數之理論根據。

由於幾乎全部离心水泵的損失，主要是決定於流動速度、流道的形狀及它們之間的關係，而至今為止，對它還少注意，所以我們指出了在某個最有利的流速與流道形狀時，能夠達到最高效率。

我們是根據比轉數 (n_s) 來確定這個最有利的流速的，並且我們也考慮到了雷諾數。

我們所提出的決定於比轉數 (n_s) 的最有利的速度的無維係數，消滅了選擇水泵計算參數時的任意性，使初作設計的設計師們，能夠設計高效率的機器。

本書前三章闡述螺殼式水泵的理論。

第四章內闡述作者提出的螺殼式水泵的計算方法，詳盡地研究了圓柱形及扭曲面型葉片的工作水輪、吸水管及螺殼的計算法。這些部分都有數字例題，把這些總合起來，讀者就會計算單級的圓柱形及扭曲面型葉片的螺殼式水泵及水泵工作部分了。

最後一章闡述螺殼式水泵在採礦工業中的應用。在這一章裏給出了系統地計算 4HMC × 6 型礦用多級高壓螺殼式水泵的計算法。

Г. Ф. 普洛斯庫拉院士在本人編著本書時，給予了許多非常寶貴的指示，並允許作者利用他在烏克蘭共和國科學院所作關於水力機械動力相似規律的報告的手稿，在此特致謝意。

Г. М. 葉朗琪克教授与苏联科学院通訊院士 А. С. 伊力伊乔夫教授在作者寫作本書時給予了許多指示，特此致謝。

副教授 И. М. 儒馬霍夫

莫斯科，1946, 8, 15.

第一章 螺殼式水泵構造概論

§ 1. 螺殼式水泵發展概論

苏联水泵工業，在發展的初期是製造普通的离心式水泵。在第二个五年計劃之初，在創造若干強力的水泵(莫斯科-伏尔加等运河用的螺旋槳式水泵)的过程中，達到了高度的技術水平。然而那時成批出廠的各种水泵的構造，还有些落後於時代的要求。

因此，力求提高出產中的水泵質量、力求在水泵生產工作中採用更为完善的構造，这一重要任务，就擺在苏联水泵工業的面前了。

在完成这个任务的同時，莫斯科以加里寧命名的机械製造工廠掌握了 36 种 型式和尺寸不同的新式螺殼式水泵的生產技術。

掌握了下列型式和尺寸的水泵的生產技術。

3HK (出水接管直徑 75 公厘), $2\frac{1}{2}$ HK, 4HMK $\times$ 2, 6HMK $\times$ 2, 8HДВ, 8HMK $\times$ 2, 8HMK $\times$ 4, 10HMK $\times$ 2, 12HДс, 14HДс, 16HДн, 18HДс, 20HДс, 24HДн, $1\frac{1}{2}$ HKу, $2\frac{1}{2}$ HKу, 2HMKу $\times$ 2, $2\frac{1}{2}$ HMKу $\times$ 2, 3HKВ, 4HДВ, 5HДВ, 4HФ, 8HФ等。

所創造的水泵的質量之高，可以从單級与多級水泵的效率圖上看出來。也可从表 1 及 2 中所列在試驗新水泵時所得的技術數據看出來。

以前由以加里寧命名的工廠，及現在由高尔洛夫斯基机器製造工廠、“战士”工廠、“火炬”工廠、米里托波里斯基工廠、以伏龍芝命名的苏姆斯基工廠等所造的各种离心式水泵的效率

都不超过 0.70—0.75，但新創的螺殼式水泵 則 为 0.80—0.90 (圖 1 及 2)。

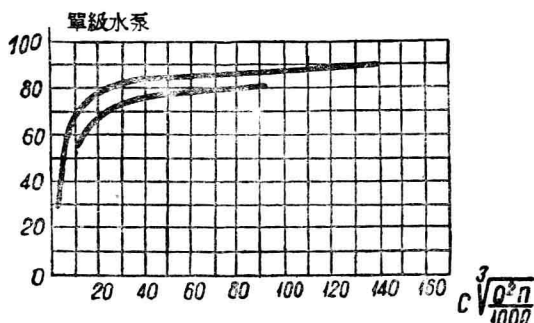


圖 1 以加里寧命名的工廠与“战士”工廠所出產的單級螺殼式离心水泵及循環水泵的效率比較數值曲綫

由苏联水泵製造工廠所造的离心水泵的效率平均比螺殼式水泵低 8—12%。这个差別可以从試驗各种不同尺寸的單級和多級水泵而画出的效率圖中看出來。这些圖当时是由 Г. Ф. 普洛斯庫拉院士作出來的。在我國的水泵工業中都採用它。

众所周知，普洛斯庫拉院士的效率圖，是根据水泵水輪外圓周直徑的雷諾數而画出的。

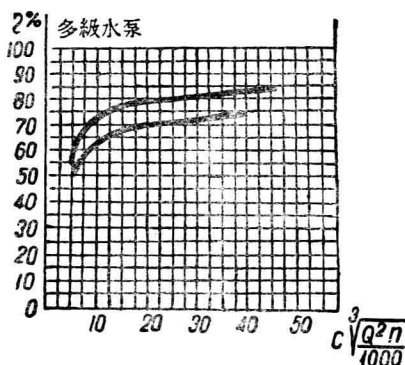


圖 2 以加里寧命名的工廠与“战士”工廠所出產的多級螺殼式离心水泵与有導向葉片的分段式水泵的效率比較數值曲綫

$$\eta = f(D^2 n),$$

式中 D ——水泵水輪的外直徑(公尺)；

n ——每分鐘轉數。

这个關係式如下得出：

水輪圓周速度：

$$u = \frac{\pi D n}{60},$$

雷諾數：

$$\text{Re} = \frac{uD}{\nu} = \frac{\pi D n}{60} \cdot \frac{D}{\nu} = k D^2 n,$$

式中 ν —— 運動黏性係數。

為了比較螺殼式與老式水泵起見，我們利用另一個相似的效率與雷諾數的關係式

$$\eta_i = f(c \sqrt[3]{Q^2 \cdot n}),$$

式中 Q —— 流量(立方公尺/秒)；

c —— 係數。

$\sqrt[3]{Q^2 \cdot n}$ 是一個與工作水輪內直徑 D_0 處的雷諾數成正比的數，它從以下的關係式得出：

$$D_0 = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{c_0}},$$

式中 Q —— 流量(立方公尺/秒)；

k_0 —— 係數；

c_0 —— 水輪入口處的絕對速度(公尺/秒)。

入口的絕對速度

$$c_0 \cong \varepsilon_0 \sqrt[3]{Q n^2}, \text{ 因為 } c_0 = f\left(\frac{Q}{D_0^2}\right)$$

式中 ε_0 —— 係數；

D_0 —— 水輪入口的直徑。

但 $D_0 = f\left(\frac{u_0}{n}\right),$

式中 u_0 —— 入口處的圓周速度(公尺/秒)；

n ——水輪每分鐘轉數。

因此
$$c_0 = f\left(\frac{Q}{D_0^2}\right) = f\left(\frac{Qn^2}{u_0^2}\right).$$

在入口處，由速度三角形，可以得出 c_0 與 u_0 的關係式，因此在表達式 $\frac{Qn^2}{u_0^2}$ 中就可以用速度 c_0^2 來代替 u_0^2 ，即：

$$c_0 = f\left(\frac{Q}{D_0^2}\right) = f\left(\frac{Qn^2}{c_0^2}\right) = f\left(\frac{Qn^2}{c_0^2}\right),$$

或
$$c_0 = \varepsilon_0 \frac{Qn^2}{c_0^2} \text{ 及 } c_0^3 = \varepsilon_0 Qn^2; \quad c_0 = \varepsilon_0 \sqrt[3]{Qn^2};$$

$$\text{Re} = \frac{D_0 c_0}{\nu} = \frac{k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{c_0}} \cdot \varepsilon_0 \sqrt[3]{Qn^2}}{\nu} = k_0 \varepsilon_0 \frac{Q^{2/3} \cdot n^{1/3}}{\nu} = c \sqrt[3]{Q^2 n}$$

式中 c ——係數。

因此，若兩個水泵的 $\sqrt[3]{Q^2 \cdot n}$ 數相等，則它們的效率也應相等。為便於作圖起見，把根號內的式子除以 1000。

沿縱軸取出各個效率數值，在橫軸上取出 $c \sqrt[3]{Q^2 n}$ 的各個值，則得到取決於水泵尺寸的效率曲綫，在圖中未考慮係數 C 。

作者曾就下列條件設計過兩種高壓螺殼式水泵：

第一種水泵：流量 $Q=150$ 立方公尺/時，壓頭 $H=500$ 公尺。

第二種水泵：流量 $Q=300$ 立方公尺/時，壓頭 $H=725$ 公尺。

這類水泵之一的總圖見圖 104。這類水泵在以基洛夫命名的高爾洛夫斯基機器製造工廠已開始製造。

由於螺殼式水泵具有以下諸優點，故螺殼式水泵對採礦工業具有特別重要的意義。這些優點是：

1)在礦山的条件下(這時水泵幾乎全日運轉),這類水泵高的效率可以節省巨額的電能;

2)水泵的拆裝工作非常簡單;在礦山的条件下,由於泵殼可以拆開,在水泵流道被髒物堵塞或內部零件磨損時,就可以在半小時之內,不動泵體與電動機在基礎上的位置,而把流道內的髒物清除出去,或把內部的零件換下來;

3)消除了軸向推力。在礦山的条件下,軸向推力常是排水設備 90% 的故障的原因;

4)完美的解決了在大流量時所發生的吸水高度問題。這是由於第一級是兩側吸水的原故。這種構造方式,也只有機殼可以拆開的情況下,才有可能。

因此,必須立即重新開始創造高壓螺殼式水泵,並把它運用到採礦工業中去。

§ 2. 單級水泵

圖 3 和 4 為以加里寧命名的工廠所製的 8НДв 及 16НДн 的單級水泵的構造圖。這類水泵的水輪都是兩側進水的。

單級水泵都是兩側進水,只有小水泵(排水接管直徑 75—100 公厘)例外,小水泵都造成懸臂式的。

眾所周知,兩側進水的水泵把工作時所發生的軸向推力消滅了大部,這樣就沒有用止推軸承的麻煩了。

理論上,軸向推力應當完全消除,但由於以下的原因而並非如此:

1)密封圈的空隙決不能相等,特別是它們在逐漸磨損的過程中,不會相等;

2)照例,工作水輪的中綫未能與泵殼的中綫相合,這樣水輪兩側面與泵殼間的空隙中的液體的渦旋運動也不相等;

3)兩個水輪決不能完全相同(葉片,內壁面)。這樣就發生

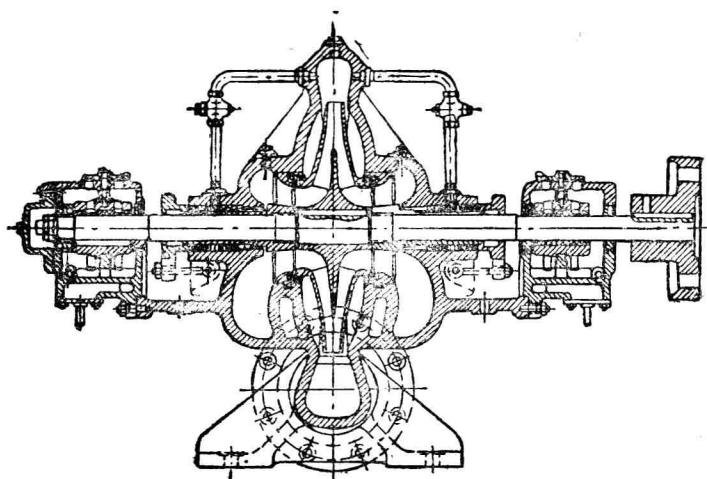


圖3 以加里寧命名的工廠之8HД_В 高压單級螺殼式离心水泵断面圖
自裏向外作用於水輪上的軸向推力。

由於上述原因，故在這類水泵上安裝滾珠止推軸承（8HД_В 式泵，圖3）及滾柱式軸承（16HД_Н 式泵，圖4）。但軸向推力終究不大，故而止推軸承所處條件比水輪是單側吸水的水泵為好。

兩側吸水的水泵還有一個優點是兩個填函之工作條件相同。

這類水泵的殼在水平方向可以拆開。止推軸承可以是滑動的，也可以是滾珠的。在水泵軸的轉數高，軸承尺寸大時，最好用滑動軸承（墊圈用耐磨合金）。因為軸承尺寸大，泵軸轉數高時，離心力很大，這對軸承中的滾珠不利。

兩側吸水的水泵，軸承殼上應備有蓄容冷却水的空腔。軸承殼可以平着揭開。

這類水泵的導水導管是一個平滑的螺旋形吸水接管。在兩側進水的水泵上，這個螺旋形吸水接管分成兩個能容液體均勻地進入工作水輪的寬腔。

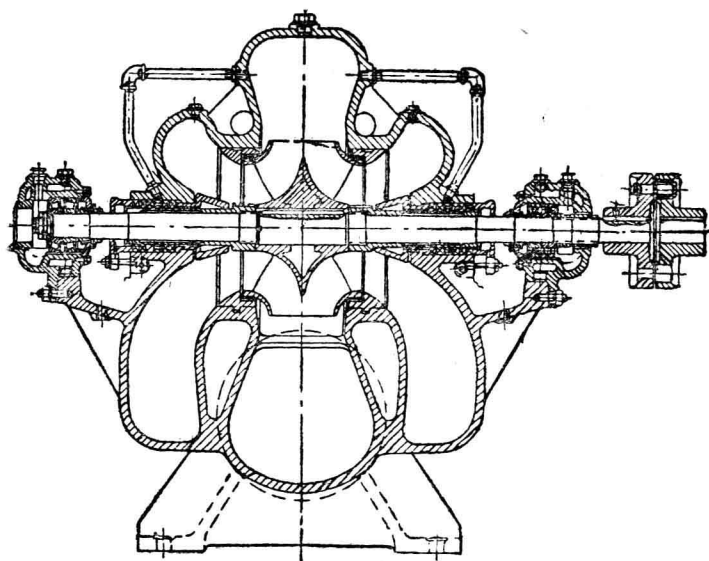


圖 4 以加里寧命名的工廠的 16HDH 低壓單級螺殼式离心水泵断面圖

導水導管常常製成螺旋形流道，這樣，把水導入水輪之內時，就能避免水與葉片的衝擊，因而就提高了水泵的效率。

水泵螺殼的断面是梯形的。螺殼之寬腔使水能够自由地離開水輪進入對面的狹窄的所謂轉換器(減衝器)，或進入老式水泵所具有的導向器。

在工作水輪壁與螺殼間備有體積很大的空腔，這也可以提高水泵的效率(其論證參考如後)。

工作水輪具有可以更換的環形有凹有凸的密封圈，這樣就可以大大的減少流經密封圈的漏水，而且在圈磨壞之後，可以不必取掉水輪而行更換。

水泵軸用生鐵軸套保護起來。這個軸套如圖 3 及 4 所示，與固定工作水輪的螺絲為一整體。

這類水泵有擴張角為 $6-8^{\circ}$ 的長出水接管。

8HДВ 的流量 $Q=575$ 立方公尺/時，在轉數 $n=1300$ 轉/分時，壓頭 $H=50$ 公尺水柱。效率 $\eta=0.81$ ，電動機功率 $N=125$ 馬力。

16HДН 式水泵的流量 $Q=1800$ 立方公尺/時， $n=960$ 轉/分時的壓頭 $H=16$ 公尺水柱，電動機功率 $N=120$ 馬力，最高效率 $\eta=0.88$ 。

表 1 列出以加里寧命名的三號工廠所創製的單級螺殼式水泵的技術特徵。

表 1

水 泵 的 種類或型式	接管直徑 (公厘)		每分 鐘轉 數	流 量		表 (公尺水柱) 壓 頭	水泵 功率 (馬力)	最 高 效 率
	出水 接管	吸水 接管		公升/秒	立方公尺/時			
2 ¹ / ₂ HK	65	76	2975	15	54	35	10	0.72
3HK	76	100	2975	24	86	50	22	0.77
5HK	125	200	1450	50	180	19	16	0.81
4HДв	100	150	2950	42	150	102	84	0.69
6HДв	150	200	1450	90	325	50	79	0.76
8HДВ	200	250	1300	160	575	50	125	0.81
6HДС	150	200	2950	84	300	70	100	0.80
12HДС	300	350	1460	320	1150	68	325	0.88
14HДС	350	400	1460	525	1890	108	800	0.90
16HДН	400	500	960	500	1800	16	120	0.88
18HДС	450	500	960	700	2500	58	600	0.90
20HДС	500	600	960	1000	3600	65	980	0.88
24HДН	600	800	730	1200	4320	28	525	0.88

附註：表中技術數據(流量，壓頭等)都是在最大效率時給出的。

§ 3. 多級水泵

螺殼式水泵在工作水輪出口處沒有導向器，在螺殼中把速度能轉化為壓力。

圖 5 為以加里寧命名的工廠的 $4\text{HMK} \times 2$ 雙級螺殼式水泵的斷面圖，由圖可看出它沒有導向器。工作水輪直接與螺殼相通。這種水泵其泵殼在水平方向可以揭開。軸在填函的地方用軸套保護起來，這樣就可預防軸很快的磨毀。工作水輪的位置是對稱的，水從兩個相反的方面進入水輪。就軸向推力來說，這種佈置法與單級水泵的雙側進水是相同的（參閱前節）。

軸向推力的發生，只是由於各個地方的軸與軸套的直徑不同所致。然而在水輪數目為偶數時，軸向推力不大。

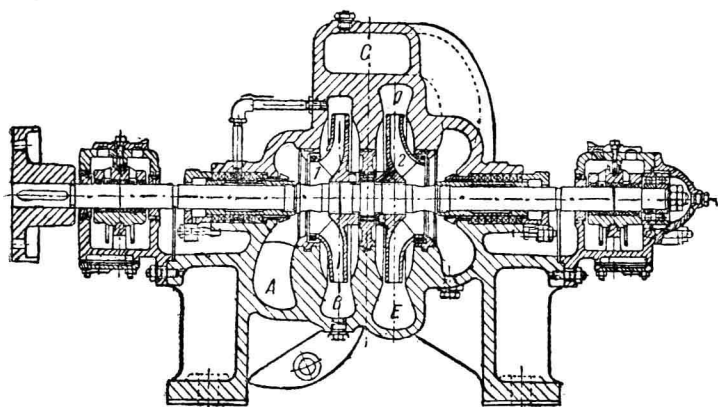


圖 5 以加里寧命名的工廠的 $4\text{HMK} \times 2$ 雙級螺殼式水泵斷面圖

有時有些多級水泵是奇數級（3, 5 級等），而水輪部分配置對稱，使進水方向相反時，軸向推力也可減小。可見多級水泵的軸向推力問題可以相當簡單而可靠地加以解決的。

水泵所生的軸向推力，在水泵運轉過程中常常引起一些麻煩。多級泵的軸向推力問題，隨著水輪數目的增多而愈為嚴重。因為，在水泵級數很多而工作水輪的吸入孔又都在一側時，軸向推力可以達到很大的數值（在大水泵時可達幾噸）。

在圖 5 所示的水泵中，為了消除軸向推力，而把工作水輪 1 及 2，配置得使其與吸水孔方向相反。