

蘇聯機器製造百科全書

第十二卷

第八章 泵

第九章 液壓傳動器

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

蘇聯機器製造百科全書

第十二卷

第八章 泵

第九章 液壓傳動器

洛馬金、莫別爾、普羅柯菲也夫著



機械工業出版社

1956

出版者的話

蘇聯機器製造百科全書第十二卷是一部機械設計的參考書。

全卷共分四大部分：第一部分（第一至六章）是農業機械，內容包括各種耕耘機、播種機、收穫機、刈草機、飼料準備機等；第二部分（第七至九章）是液力機械，內容包括水輪機、泵和液壓傳動機構；第三部分（第十至十二章）是壓縮機，內容包括活塞式、迴轉活塞式和離心式氣體壓縮機；第四部分（第十三至十六章）為冷凍機械，內容包括各種冷凍機的工作過程、冷凍劑和傳熱劑、冷凍機各部分以及組合冷凍機等。

本卷詳細論述了這些機器工作過程的理論、設計和計算方法，並包括極有價值的先進的技術參考數據和資料。這些都是蘇聯歷年社會主義工業對這方面產品設計的總結性資料。

現在我國正在逐步實現社會主義工業化和農業的社會主義改造，改造農業所必需的各種農業機械和一般工業用的通用機械的設計是一項很重要的任務。這卷書可以幫助我們解決許多實際問題。為了適應目前各方面的急需，先分冊出版。

本冊是原書的第八章和第九章。第八章敘述葉片型泵、活塞型泵與轉子型泵的原理、特性、構造與運轉條件，並且詳細地介紹了計算方法。第九章有系統而扼要地敘述了各種液壓傳動系統及傳動器的結構與特性，包括機床上廣泛採用的往復運動液壓傳動器及迴轉式水力傳動器、以及交通運輸機械上採用的各式軸聯結器和變矩器。此外並附有設備選擇和設計的參考資料。本冊可供泵及液壓傳動的製造、設計及使用的工程技術人員參考。

蘇聯 'Машиностроение энциклопедический справочник' (Машгиз
1948年第一版)一書第十二卷第八章 (А. А. Ломакин, П. И. Инбер,
В. Н. Прокофьев 著) 第九章 (В. Н. Прокофьев 著)

* * *

編者：蘇聯機器製造百科全書編輯委員會

譯者：程良駿、董詠春、繆 棧

NO. 1139

1956年12月第一版 1956年12月第一版第一次印刷

787×1092¹/₁₆ 字數261千字 印張8³/₄ 0,001—3,000冊

機械工業出版社(北京東交民巷27號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第008號

定價(10) 1.40元

目次

第八章 泵

離心泵和螺槳泵.....洛馬金 А. А. Ломакин	1	泵閥.....	39
概述.....	1	活塞泵裝置.....	42
葉片型泵和管路特性曲線.....	3	泵的試驗的進行和泵工作中的缺陷的分析.....	42
葉片型泵的理論基礎.....	4	活塞泵的規格化和標準化.....	43
運轉條件對泵的工作的影響.....	8	蒸汽直接作用泵.....	44
離心泵的計算.....	12	泵的零件構造和計算.....	46
軸流泵(螺槳泵)的計算.....	22	泵的構造的實例.....	53
泵的構造.....	27	轉子型泵.....普羅柯菲也夫 В. Н. Прокофьев	54
活塞泵.....英別爾 П. И. Инбер	32	轉子型泵的定義、通性和分類.....	54
活塞泵的應用和略圖.....	32	迴轉式轉子泵.....	56
吸水過程.....	33	蝸桿泵.....	60
泵的能量平衡.....	35	滑板式泵.....	69
空氣室.....	36	迴轉活塞式泵.....	72
		參考文獻.....	76

第九章 液壓傳動器

普羅柯菲也夫

定義、符號及分類.....	1	容積式水力軸聯結器.....	28
工作液體、導管及特殊設備.....	1	水力動力軸聯結器.....	31
節流閥.....	6	水力動力變矩器.....	37
特種液壓系統.....	12	複式液壓傳動器.....	47
往復運動式液壓傳動器.....	15	多環流式液壓傳動器.....	47
迴轉運動式液壓傳動器.....	21	水力-機械式傳動器.....	48
迴轉運動式容積式液壓傳動器.....	22	參考文獻.....	55
中俄名詞對照表.....			57

第八章 泵

離心泵和螺槳泵

概 述

泵是一種把發動機的機械能轉換為由壓力和位置勢能及動能所組成的液流機械能的機器。在葉片型泵中，液流動能發生巨大的變化。

主要的工作參數有：輸水量 Q ，水頭 H ，傳給液流的有效功率 N_0 和泵的效率 η 。

單位時間內液流機械能的總增量等於

$$N_0 = Q\gamma H \text{ 公斤·公尺/秒}, \quad (1)$$

泵的 efficiency

$$\eta = \frac{N_0}{N} = \frac{Q\gamma H}{N}, \quad (2)$$

式中 N ——泵自發動機得到的功率。因此

$$N = \frac{Q\gamma H}{\eta} \text{ 公斤·公尺/秒} = \frac{Q\gamma H}{102\eta} \text{ 仟瓦}。 (3)$$

與利用工作體把液體從密閉的泵室中排擠出來的容積型泵(活塞泵、柱塞泵、轉子泵等等)不同，離心泵和軸流泵的作用原理在於葉片和流過葉片的液流之間有力的相互作用。離心泵和軸流泵在從工作體把機械能

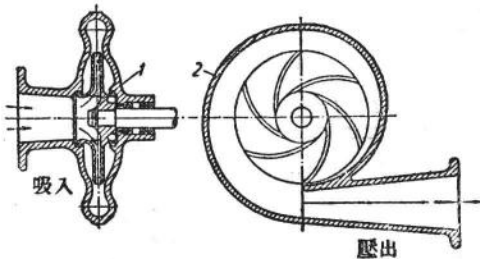


圖1 離心泵簡圖。

傳遞給液流的過程方面具有相同的物理實質，並具有相似的運轉特性。在這兩種泵中的液流流動方向是不同的：在離心泵中，液流具有徑向分速，因此創造了讓離心力發生作用的條件；在軸流泵中，液流是軸向的。離心泵(圖1)和軸流泵(圖2)都是由其中具有可以自由旋轉的葉輪1的泵殼2構成的。當輪葉在液流中運動的時候，沿着每一葉片的兩面產生壓力差。葉片施於液流上的壓力造成液流的強制轉動和移動，使液流的壓力和速度(即機械能)增高。

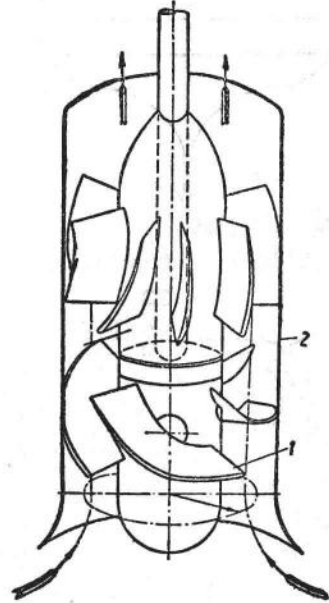


圖2 軸流泵簡圖。

泵的構造簡圖

葉輪聯接圖 在同一機組中採用幾個葉輪可以大大擴充葉片型泵的使用範圍。

機組中的每一葉輪相當於一個單元泵。這些單元泵在機組中的聯接可以是並聯或串聯(參閱圖3和4的a和b)。

在並聯的情形下，每個葉輪祇供給總輸水量的一部分，同時產生全部的水頭；液流在泵中分成平行的幾

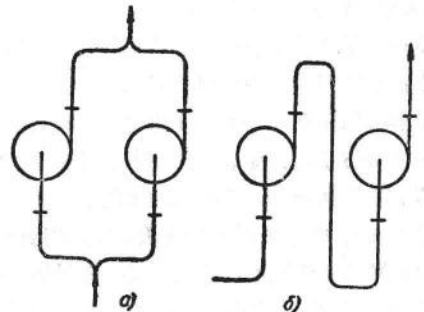


圖3 多流式泵和多級式泵簡圖。

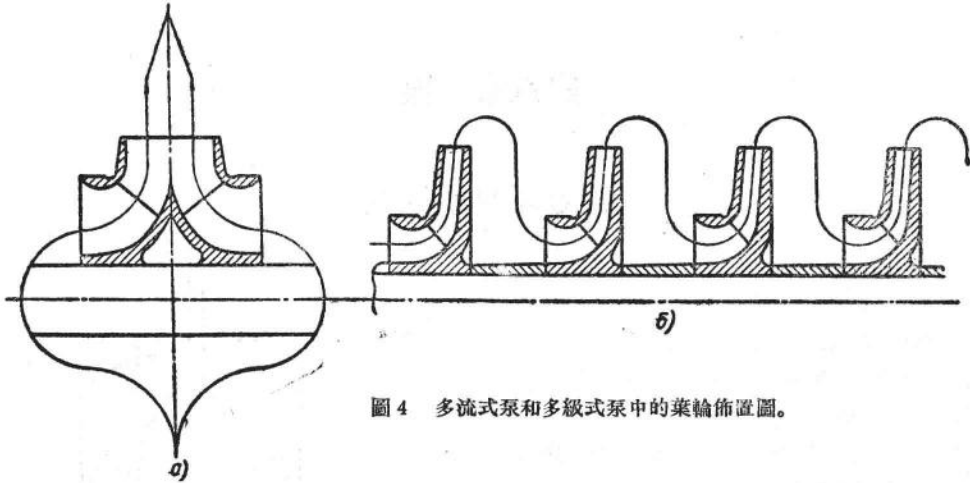


圖4 多流式泵和多級式泵中的葉輪佈置圖。

股；這樣的泵稱為多流式泵。

在串聯的情形下，每個葉輪在給出全部輸水量時

祇產生總水頭的一部分；水頭在水泵內逐級增高；這樣的水泵稱為多級式泵。

葉片型泵的主要構成部分 離心泵的葉輪1(圖5)是一個由兩件旋轉體——輪轂和輪盤——構成的小室；室內安置了一組葉片。

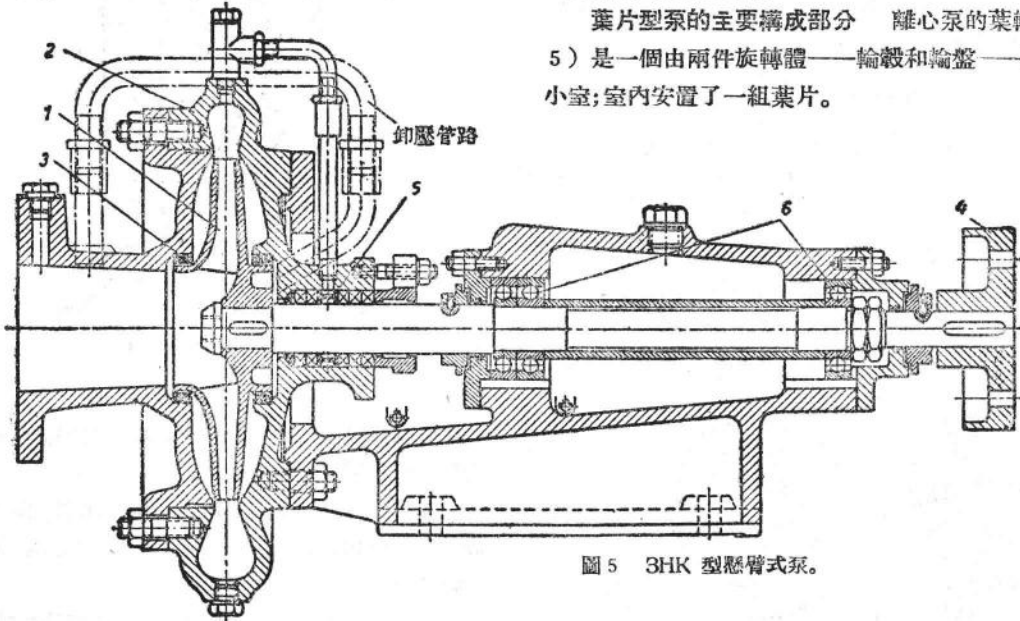


圖5 3HK 型懸臂式泵。

當葉輪轉動的時候，葉片使流過的液流作旋轉運動，藉此使液流的機械能增加。

泵的定子2被用來在結構上聯合泵所有的部件，被用來把液流引入葉輪和引出葉輪，並被用來在液流被引出葉輪以後把液流的速度能轉換為壓力能。密封環3是用來防止液體從葉輪的壓水區域經過葉輪和泵殼之間的空隙反向流回吸水區域去的。

葉輪固定在軸上；軸用來支承葉輪，並用作來自發動機的機械能的傳遞體，發動機是藉聯軸節4而與軸相聯結的。在軸穿過泵殼上開孔的地方安置了填料函5，假如泵殼內有剩餘壓力，則填料函可防止液體從泵

殼內向外漏出；在有真空存在時，填料函可防止空氣透入泵內。軸支承在軸承6上，軸承承受因重量垂直作用而引起的徑向負荷和由於水力作用的結果而產生的軸向負荷。

泵內損失的種類

泵的總效率 η 表示泵自發動機所得能量而用之於轉換為液流有效機械能的分數。為了分析泵的工作，必須確立引起泵內機械能損失的過程的物理觀點。

能量損失區分為下列幾類：(1)水力損失，(2)容積損失和(3)機械損失。

泵內的水力損失

$$h = H_T - H,$$

式中 H_T ——葉輪對流過葉輪的每公斤液體所作的功。水力效率表徵出泵的過水部分在水力方面的完善程度。水力效率

$$\eta_h = \frac{H}{H_T}. \quad (4)$$

容積損失 由於泵內有流過葉輪密封環的及在其它泵構成部分（平衡泵內軸向壓力的裝置）中的從生流，流過葉輪的液體流量 Q' 大於泵的輸水量 Q 。容積損失

$$Q_V = Q' - Q,$$

式中 Q' ——流過葉輪的液體流量； Q ——泵的輸水量。

容積效率表徵出泵內從生流的流量：

$$\eta_V = \frac{Q}{Q'}. \quad (5)$$

機械損失是由葉輪外表面對液流的摩擦以及填料函內和軸承內的摩擦所引起的。表徵出這類損失的是泵的機械效率

$$\eta_M = \frac{N - \sum N_{mp}}{N} = \frac{Q' \gamma H_T}{102N}. \quad (6)$$

泵的總效率

$$\eta = \frac{Q \gamma H}{102N} = \frac{H}{H_T} \times \frac{Q}{Q'} \times \frac{Q' \gamma H_T}{102N} = \eta_h \eta_V \eta_M. \quad (7)$$

葉片型泵和管路的特性曲線

泵的特性曲線 在泵的轉數恆定的情形下，泵的水頭與輸水量有着單值的聯繫。水頭隨輸水量而變的關係曲線稱為泵的 $H-Q$ 特性曲線（圖 6）。

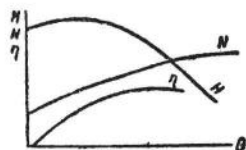


圖 6 葉片型泵的特性曲線。

對應於泵的輸水量的，還有某一定值的功率 N 和效率 η ， $N-Q$ 和 $\eta-Q$ 特性曲線就相當於這兩個值。 $H-Q$ 和 $N-Q$ 特性曲線可以自泵的試驗得出，而 $\eta-Q$ 特性曲線則可以從上述兩條特性曲線計算出來。為了決定泵的水頭，試驗時（圖 7）只要在各個輸水量 Q 的情形下測定吸水壓力 p_s ，壓水壓力 p_a 和

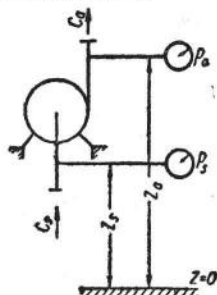


圖 7 測量泵的水頭的示意圖。

測量儀器間的鉛垂距離：

$$H = E_a - E_s = \frac{p_a - p_s}{\gamma} + (z_a - z_s) + \frac{c_a^2 - c_s^2}{2g}, \quad (9)$$

式中 E_s 和 E_a ——泵進口和出口處液流的比能； c_a 和 c_s ——測量壓力的地方的液流速度； z_a 和 z_s ——測量壓力的儀器位置的標高； g ——重力加速度。

管路的特性曲線 向管路供水所需的水頭取決於液流在管路起點與終點的能量之差，並取決於管路的阻力（圖 8）。

在 a 和 s 點所需的能量是：

$$E_a = E_2 + \sum_a^2 h_w = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{c_2^2}{2g} + \sum_a^2 h_w;$$

$$E_s = E_1 - \sum_1^s h_w = \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{c_1^2}{2g} - \sum_1^s h_w$$

由此可知管路所需的水頭 H_c 是：

$$H_c = E_a - E_s = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \sum_1^2 h_w. \quad (10)$$

管路內的阻力之和 $\sum_1^2 h_w$ 和管路終點與起點的速度

度頭之差是與管路內流量的平方成正比； H_c-Q 特性曲線具有圖 9 所示的形狀。在泵的 $H-Q$ 特性曲線和管路的 H_c-Q 特性曲線的交點達成泵——管路系統

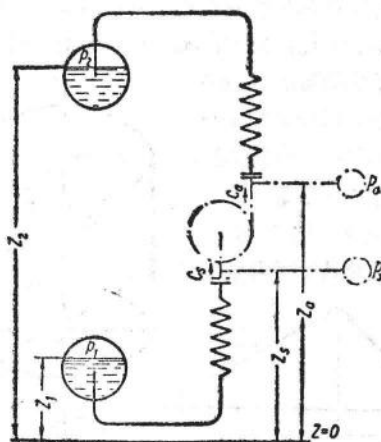


圖 8 管路所需水頭的計算圖。

能量平衡的條件： $H = H_c$ ；在這條件下，工作狀況是穩定的。 A 點定出此系統的工作點和泵的工作輸水量 Q_p 。

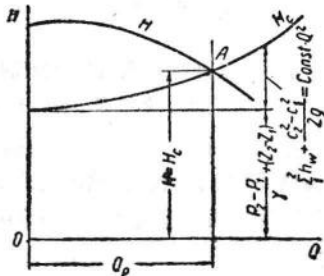


圖9 管路特性曲線；工作點。

葉片型泵的理论基礎

泵內的液流

泵殼過水部分的不動表面與以恆定角速度繞固定軸線旋轉的葉輪運動表面是決定泵內液體運動的物質邊界。

在研究葉輪內部的液體運動時，合理地研討一下與葉輪有聯系的坐標系統內的相對運動。液體質點的絕對速度 c 是相對速度 w 和運行速度 u 的向量和（圖10）；同時運行速度 u 垂直於通過質點與軸線的經向面（圖11），並等於

$$u = \omega r,$$

式中 r ——自該點到旋轉軸的距離。

如果採用沿轉軸 z 及半徑 r 的方向為坐標軸的方向，而第三個正交方向沿着運行速度 u ，那末絕對速度與相對速度的分量間的關係為

$$c_z = w_z; c_u = u + w_u; c_r = w_r,$$

因為運行速度在坐標軸 r 及 z 方向的分量等於零。

旋轉着的葉輪使正在流過的液流跟着運動，同時由於輪葉與液流間的力的相互作用，以致輪葉兩面的壓力不相等。當葉輪旋轉時，分佈在輪葉上的一些點子通過空間同一固定點，而且此點的壓力循環

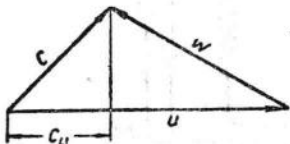


圖10 速度頭。

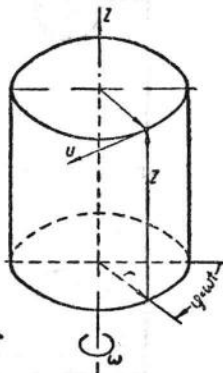


圖11 圓柱形坐標系統。

地變化着。因此葉輪內的絕對運動是不穩定的，但在某些條件下相對運動可能是穩定的。

輪葉所引起的速度和壓力的循環擾動在葉輪的前方和後方某距離處自行抵消；運動可能變成對稱於轉軸的運動，如果泵殼過水部分的尺寸和形狀不妨礙這樣的話。當葉輪的前方和後方存在着具有對稱於 z 軸的速度場與壓力場的液流截面時，葉輪內的相對運動是穩定的；同時泵殼中進出口處液流的絕對運動也是穩定的。葉輪內穩定的相對運動的狀態消除了不穩定運動的水力損失，而且最便於理論研究，所以被用作計算的基礎。

泵的基本方程式

葉輪對流過的 1 公斤液體所作的功 L 等於

$$L = \frac{M_k \omega}{Q' \gamma}, \quad (11)$$

式中 M_k ——液流與葉輪相互作用的總力矩； ω ——葉輪的角速度； Q' ——經過葉輪的液體流量。

液流與葉輪相互作用的總力矩 M_k 與葉輪在液流中所引起的擾動間的關係以動量矩方程式表之，這方程式對於黏滯液體也同樣正確。此方程式具有下列形式：

$$M_k = \frac{\gamma}{g} \left[\int_{F_2} (c_u r)_2 dQ - \int_{F_1} (c_u r)_1 dQ + \int_v \frac{d(c_u r)}{dt} dv \right],$$

式中脚註 1 和 2 表示工作輪進口和出口處的數值。

當存在着穩定的相對運動時，單位時間內內部動量矩的變化等於零：

$$\int_v \frac{d(c_u r)}{dt} dv = 0,$$

這一來把方程式簡化成

$$M_k = \frac{\gamma}{g} Q' [(\overline{c_u r})_2 - (\overline{c_u r})_1], \quad (12)$$

式中 $\overline{c_u r} = \frac{\int (c_u r) dQ}{Q'}$ ——沿液流截面的速度矩底平均值。

閉合區域的外力力矩

$$M = M_k + M_{r1} + M_{r2},$$

式中 M_k ——葉輪壁與液流相互作用的力矩； M_{r1} 和 M_{r2} ——當液流進出葉輪時切於控制表面的切力力矩。

切於控制表面的力的成因是液體內摩擦力以及經過這些表面的液體質點底紊動交替。這些力在設計狀況的條件下小得可以略去。在非設計狀況時，液體質點的紊動交替可能具有很大的數值，那時 M_{r1} 和 M_{r2} 就不能略去。葉輪的比功

$$L = \frac{M_{r2}\omega}{Q'\gamma} = \frac{(\overline{c_{ur}})_2 - (\overline{c_{ur}})_1}{g} \omega. \quad (13)$$

葉輪消耗於 1 公斤液體上的比功 L 代表在沒有水力損失情況下液體比能在理論上可能的增量 H_T ，即 $H_T = L$ 。

當液流正常地進入葉輪時， $(\overline{c_{ur}})_1 = 0$ ，而

$$H_T = \frac{\overline{c_{u2}} u_2}{g}. \quad (14)$$

泵的基本方程式適用於實際的液體，並且給出了葉輪和液流相互作用的總力矩與葉輪區域內速度矩總的(平均的)變化間的積分關係。

葉輪內速度與壓力的分佈

當葉輪以等角速度作旋轉運行運動時，穩定的相對運動中的能量方程式具有如下形式：

$$\frac{p}{\gamma} + z + \frac{w^2 - u^2}{2g} = \text{常數}. \quad (15)$$

如果某液流截面上能量在相對運動中沿全截面上保持不變，那麼方程式(15)可擴充用於理論液體的整個液流。液流的絕對能量 E 與相對運動的能量方程式間的關係在用絕對速度和運行速度代替相對速度的平方

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2uc_u$$

後(圖10)，可用下列方程式來表示：

$$\begin{aligned} \frac{p}{\gamma} + z + \frac{w^2 - u^2}{2g} &= \frac{p}{\gamma} + z + \frac{c^2}{2g} - \frac{uc_u}{g} \\ &= E - \frac{uc_u}{g}. \end{aligned} \quad (17)$$

由此可見，當理想液體作穩定的相對運動時，絕對能量 E 是與 $\frac{uc_u}{g}$ 的大小成比例而增加着的。

沿着單獨流管，從葉輪進口到出口的相對運動的能量方程式為

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g},$$

或以絕對速度代換相對速度而得

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u_1 c_{u1}}{g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{u_2 c_{u2}}{g},$$

因此，葉輪中能量的總增量

$$E_2 - E_1 = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g}$$

$$= \omega \frac{c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1}{g} = H_T. \quad (18)$$

方程式(18)與泵的基本方程式(13)外形相似，不過其中是以每股細流的各別數值 c_{ur} 代替了速度矩的平均值 $(\overline{c_{ur}})$ ，所以它只適用於理想液體的液流。

葉輪中能量的總增量由勢能增量即勢差

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1$$

和動能增量即動壓力頭

$$H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

所組成。

勢差 H_p 為總水頭的一部分

$$H_p = \rho H_T, \quad (19)$$

式中 ρ ——無功因數。

葉輪槽道中速度的分佈

在輪葉的工作表面上某一點的壓力 p_x 比位於另一半徑而不工作的那一面某一點的壓力 p_y 大，為了自葉輪傳遞能量給液流，必須如此。相對運動中的能量方程式具有如下形式：

$$\frac{p_x}{\gamma} + z_x + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} = \frac{p_y}{\gamma} + z_y + \frac{w_y^2 - u_y^2}{2g}.$$

但因 x 與 y 只是位於同一半徑而分別處於輪葉相反兩面的兩點，故 $z_x = z_y$, $u_x = u_y$ 。由此可見，當 $p_x > p_y$ 時， $w_x < w_y$ ，也可以說壓力的不同是由速度的不同而來。在圖 12 上繪出了葉輪槽道中相對速度的變化圖。

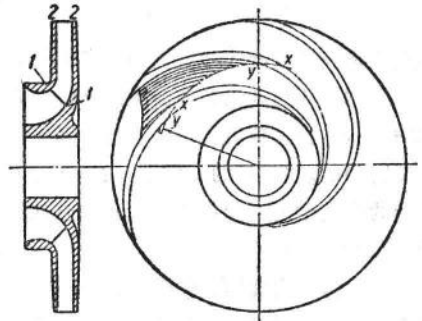


圖12 根據泵的基本公式給出的葉輪草圖。

相對運動中的能量方程式使我們能夠繪出葉輪槽道中速度和壓力分佈的原理圖。

速度循環

為了確定輪葉系統(葉柵)的工作與液流中單獨斷

● 以下所說的“能量”一詞都是指液流的“比能”。

面的工作情況之間的關係，必須求得葉輪的水頭與包圍着輪葉的外圍線的速度循環間的關係。環繞着輪葉的外圍線(圖13)由間距為 $t = \frac{2\pi r}{z}$ (z —— 輪葉數) 的流線線段 1-2 和 1'-2' 以及半徑 r_2 和 r_1 處的兩圓弧 2-2' 和 1-1' 所組成。

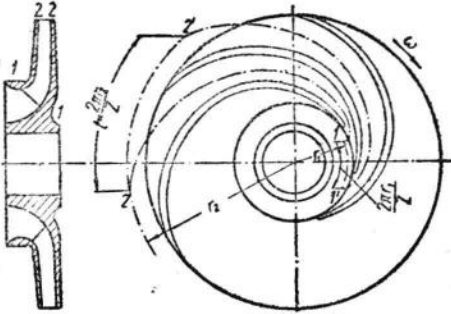


圖13 沿包圍着輪葉的外圍線的速度循環。

速度循環的方程式如下

$$\Gamma_1 = \oint_{1,2,2',1',1} c ds \cos(\overline{c}, \overline{ds}) = \overline{c}_{u2} t_2 - \overline{c}'_{u1} t_1 \\ = \frac{2\pi}{z} (\overline{c}_{u2} r_2 - \overline{c}'_{u1} r_1), \quad (20)$$

因為沿對稱地佈置着的流線線段的速度循環在數值上相等，可是當積分時由於沿外圍線的運動方向相反以致符號相反。

藉循環表示的水頭

$$H_T = \frac{z \Gamma_1 \omega}{2 \pi g}. \quad (21)$$

如果假定液流在流入葉輪之前是有勢的，即沿任何共同的外圍線的速度循環等於零，那麼，根據湯姆孫(Томсон)定理，在理想液體中，在葉輪區域內液流仍然應該是有勢的。在這樣的條件下，沿任何包圍着輪葉的外圍線的速度循環，包括沿輪葉表面直接進行的循環在內，都是相同的。

相似律與泵的模型試驗

模型試驗時泵的基本參數的決定 在做比例模型試驗時，幾何相似必須推廣到粗糙凸出部分也相似。模型與實物的線性尺度的比例係數 $\frac{l}{l_m} = \lambda$ 。

相似液流的速度比值可以取決於任何分速，因為相應點上的速度圖是相似的。對於垂直於某一截面 F 的速度 v 來說，

$$\frac{v}{v_m} = \frac{u}{u_m} = \frac{l n}{l_m n_m} = \lambda \frac{n}{n_m}. \quad (22)$$

輸水量 Q' 與 vF 或 $v l^2$ 成正比。因此

$$Q' = Q'_m \frac{l^2 v}{(l^2 v)_m} = Q'_m \lambda^3 \frac{n}{n_m}. \quad (23)$$

對於實際輸水量的比值應該計入容積效率的比值：

$$Q = Q_m \lambda^3 \frac{n}{n_m} \times \frac{\eta_v}{\eta_{v,m}}. \quad (24)$$

當實物的比例尺度增大時，決定容積損失的間隙較泵的線性尺度增大得慢些，因而容積效率升高。

模型與實物的理論水頭之比等於液流速度的平方之比：

$$H_T = H_{T,m} \left(\frac{v}{v_m} \right)^2 = H_{T,m} \lambda^2 \left(\frac{n}{n_m} \right)^2. \quad (25)$$

實際水頭應計入實物與模型的水力效率之比：

$$H = H_m \lambda^2 \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \frac{\eta_z}{\eta_{z,m}}. \quad (26)$$

在雷諾數廣闊的變更範圍內，當相對糙度等值時，實物與模型的水力效率是相等的。但依照製造條件，製品尺寸改變時，絕對糙度很少變更，因而相對糙度隨實物尺度的增大而減小；在這個情況下，實物的水力效率較模型的增高。

模型與實物的功率與輸水量和水頭的乘積成正比，而與總效率成反比：

$$N = N_m \frac{QH}{(QH)_m} \times \frac{\eta_m}{\eta},$$

或者當 $\gamma = \gamma_m$ 時

$$N = N_m \lambda^3 \frac{n}{n_m} \times \frac{\eta_v}{\eta_{v,m}} \lambda^2 \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \frac{\eta_z}{\eta_{z,m}} \times \frac{\eta_m}{\eta} \\ = N_m \lambda^5 \left(\frac{n}{n_m} \right)^3 \frac{\eta_{m,z}}{\eta_m}. \quad (27)$$

大部分的機械損失為泵的葉輪對於水的圓盤摩擦，它如水力功率一樣，是與 λ^5 及 n^3 成正比的。在填料函和軸承內的損失比實物的比例尺度增大得慢些，因而實物的機械效率有些改善。

對於同一個泵說來，在不同轉數下，流線型面的幾何相似是極易解決的，因為比例係數 $\lambda = 1$ 。試驗指出：在很廣闊的雷諾數變更範圍內，容積效率的比值和水力效率的比值保持不變，因而方程式(24)和(26)具有如下的形式：

$$Q = Q_m \frac{n}{n_m}; \quad (28)$$

$$H = H_m \left(\frac{n}{n_m} \right)^2, \quad (29)$$

$$\text{由此得} \quad H = H_m \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^2. \quad (30)$$

此式給出了 $H-Q$ 場內具有與 (Q_m, H_m) 點相似狀態的

各點的幾何位置。相似狀態的曲線乃是以H軸為對稱軸並且頂點在坐標原點的拋物線。只計及圓盤摩擦的機械損失的內部功率 N_i 為：

$$N_i = N_{i, n} \left(\frac{n}{n_n} \right)^3 \quad (31)$$

當已有在某一轉速下試驗而得的特性曲線時，根據相似方程式(28)，(29)及(31) 可以足夠準確地推算出同一泵在其他轉速下的特性曲線(圖14)。

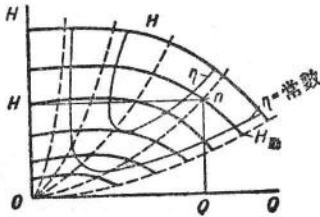


圖14 接相似律換算泵的特性曲線。

在圖14上除了相似曲線，即等內部效率曲線 $\eta_i = \text{常數}$ 外，還繪出了試驗獲得的等總效率曲線 $\eta = \text{常數}$ 。當小轉數時，曲線 $\eta = \text{常數}$ 與相似拋物線的差別變得很大，那時填料函和軸承內的損失明顯地增長。

比轉數

標準泵的轉數被稱為泵的比轉數 n_s ，此標準泵的全部構件與原泵幾何相似並且有着相同的水力效率和容積效率，但水頭 $H_n = 1$ 公尺，有效功率 $N_{0, n} = 1$ 馬力，即輸水量

$$Q_n = \frac{75 N_{0, n}}{\gamma H_n} = \frac{75 \times 1}{1000 \times 1} = 0.075 \text{ 公尺}^3/\text{秒}$$

式中 $\gamma = 1000$ 公斤/公尺³。

根據相似方程式，

$$Q = 0.075 \lambda^3 \frac{n}{n_s}; \quad H = 1 \lambda^2 \left(\frac{n}{n_s} \right)^2$$

式中 Q, H 及 n ——原泵的數值，由此得

$$n_s = 3.65 n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (32)$$

依據 n_s 而作的葉輪型式及其

特性曲線的分類

當輸水量 Q 及水頭 H 的數值一定時，比轉數與泵的轉數 n 成正比而增加。由泵的基本方程式，可見當液流的圓周速度與運行速度之比值 $\frac{c_{u2}}{u_2}$ 為常數時，葉輪的水頭與圓周速度的平方成正比。因此，在已定的水頭下，隨着轉數的增加，葉輪外徑減小。當輸水量已定而轉數增加時，液流進入葉輪的進水孔直徑 D_0 的減小較不顯著，所以比轉數 n_s 的增加引起了比值 $\frac{D_2}{D_0}$ 的減小(圖15)。

依 n_s 而變的葉輪構造型式：

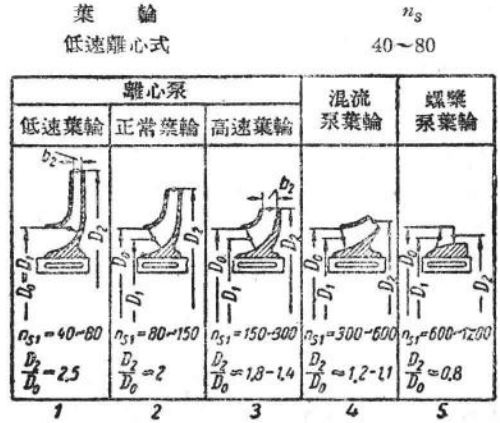


圖15 各種比轉數的葉輪的型式。

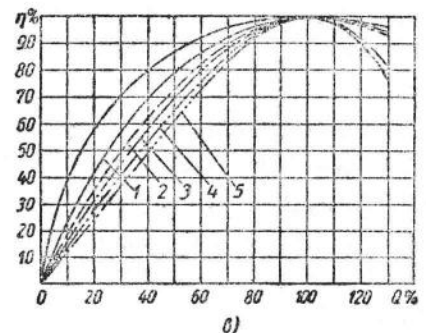
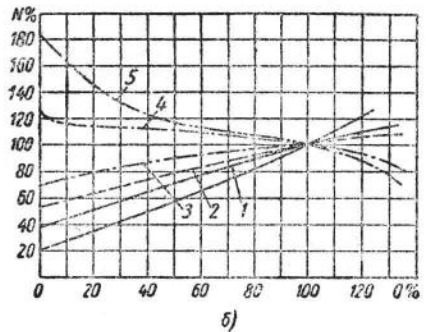
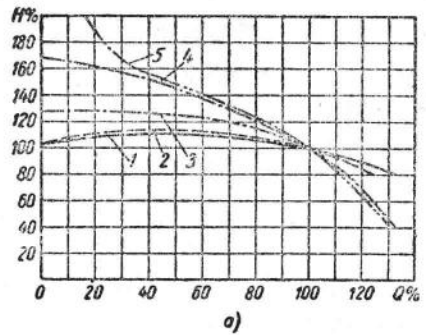


圖16 具有各種 n_s 葉輪的泵的無因次特性曲線。

正常離心式	80~150
高速離心式	150~300
螺旋式(混流式)	300~600
螺旋式	600~1200

葉輪的比轉數在相當大的程度上決定了泵的特性曲線的類型。在圖 16a, b, c 上援引了具有各種不同 n_s 的葉輪的泵的典型特性曲線，各曲線的號碼相應於圖 15 上的號碼。沒有號碼的曲線相應於葉葉可轉的螺旋泵。特性曲線以無因次坐標給出：

$$\frac{Q}{Q_p}, \frac{H}{H_p}, \frac{N}{N_p} \text{ 及 } \frac{\eta}{\eta_p},$$

式中 Q_p, H_p, N_p , 及 η_p ——效率最高點的相應參數。比轉數 n_s 的增大引向 $H-Q$ 特性曲線的斜度的增加，空轉功率 $N_{a=0}$ 的數值的增大，以及輸水量改變時高效率區域的縮小。當比轉數高於 $n_s=300$ 時，空轉功率超過泵的工作功率；如果泵是在壓力管路關閉的情形下進行啓動的，這一點在選擇發動機時就必須考慮到。

無因次特性曲線很便於依照方程式

$$H = \left(\frac{H}{H_p} \right) H_p; N = \left(\frac{N}{N_p} \right) N_p$$

$$\text{及 } \eta = \left(\frac{\eta}{\eta_p} \right) \eta_p \quad (33)$$

來預先決定新設計的泵的特性曲線，式中 H_p, N_p 及 η_p ——額定點的水頭、功率及效率的數值。

葉輪計算的正規數據

當計算葉輪和泵殼過水部分的元件時，為了保證高水力效率，必須以實現了的、顯示出高效率值 η_h 的構造的經驗為南針。

液流進入葉輪口的進入速度 c_0 根據運行速度 u_0 的數值選取，以便相對速度 w_0 的方向與運行速度 $u_0 = \frac{\pi D n}{60}$ 的方向成 $15 \sim 20^\circ$ 的角。這基本上決定了相對液流進入輪葉的特性。初步近似的 c_0 按公式

$$c_0 = (0.06 \sim 0.08) \sqrt[3]{Q' n^2} \text{ 公尺/秒} \quad (34)$$

選定，式中係數根據輪殼處液流的收縮度選擇之。

葉片進水角 β_1 選得使液流在衝擊角 $\delta = 3 \sim 6^\circ$ 下(在小 n_s 的特種葉輪， δ 達到 12°) 進入輪葉。

為了防止液流在葉輪出口處與輪葉顯著地脫離，應建議使葉輪槽道中的相對速度 w 保持不變，只有在具有經過試驗的樣品的條件下，才允許 w 的降低。

葉輪的經向截面與螺旋殼的輪廓宜使之和試驗過的樣品儘可能地相似。葉輪槽道中經向的分速度通常選取不變的，且等於速度 c_0 的數值。

離心泵葉片數目的選擇按公式

$$z = 13 \frac{r_m \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}{l} \quad (35)$$

進行，式中 r_m ——葉片中線重心的半徑； $\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$ ——葉片的平均角， l ——經向面上葉片中線的長度，13——經驗係數。

運轉條件對泵的工作的影響

吸入高

泵軸標高 z_s 與進水渠道自由水面標高 z_1 的差數稱為吸入高 H_s (圖 17)：

$$H_s = z_s - z_1 \quad (36)$$

吸入高是水泵裝置的建築特性，要減小吸入高必須降低泵軸標高，通常泵軸標高的降低與建築上的耗費有關。如果泵安置得低於吸水面，例如在抽熱的液體時，那麼吸入高變成負的，而稱為注入高。為了泵的正常工作的，必須使葉輪區域內發生的最小絕對壓力 p_{\min} 不低於被抽液體的飽和蒸汽壓力 p_d ：

$$p_{\min} \geq p_d.$$

所以，高於被抽液體的蒸汽壓力的吸入水頭 H_{sv} 對於泵的工作具有決定的意義：

$$H_{sv} = \frac{p_s - p_d}{\gamma} + \frac{c_s^2}{2g}, \quad (37)$$

式中 p_s ——液體在進入泵處，相對於泵軸的絕對壓力； c_s ——在測量壓力處的液流速度。

如果以吸入幾何高度和吸水管路中阻力的數值來表示 p_s ，那麼水頭

$$H_{sv} = \frac{p_1 - p_d}{\gamma} - H_s - h_{ws}, \quad (38)$$

式中 p_1 ——液體自由表面上的絕對壓力，在敞開式

$$\ominus \quad r_m = \frac{D_1 + D_2}{2}; l = D_1 - D_2 \text{ 參看 C. Ppfleiderer 著}$$

Die Kreiselpumpen。——譯者

$$\ominus \quad \text{在液體的自由表面與液體進泵地點之間點位伯努利}$$

$$\text{方程式，得 } \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{C_1^2}{2g} = \frac{p_s}{\gamma} + z_s + \frac{C_s^2}{2g} + h_{ws},$$

$$\text{故 } \frac{p_s}{\gamma} + \frac{C_s^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} - H_s - h_{ws} \text{。——譯者}$$

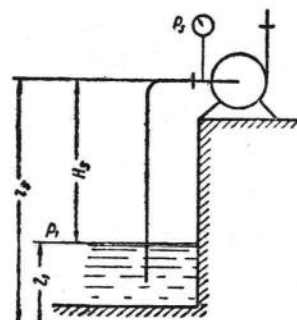


圖 17 吸入高。

進水池的情況下等於大氣壓力： $p_1 = p_a$ ； h_{ws} ——吸水管路中的阻力。

數值 H_{sv} 充分反映出液體被引入葉輪的情況。

汽 蝕

在液流內絕對壓力下降到等於 p_a 值的地方，液體沸騰起來，並且構成空穴，其中充滿了蒸汽和部分自溶液中分離出來的氣體。發生的汽泡被液流帶走，並被帶入空穴中壓力較高的區域而凝結。凝結以很高的速度進行，而充滿於凝結着的汽泡中的液體質點以增長着的速度向汽泡中心突進。在凝結完成的瞬間，液體質點的動能轉換成壓力而激起了局部的水力衝擊。液流的運動所引起的低壓區的沸騰過程和伴隨有局部水力衝擊的凝結過程名為汽蝕。在汽蝕完成的瞬間，水擊引起了壁面材料的蝕壞。同時還發生腐蝕性質的現象，這種現象是和水力衝擊時材料表面鈍化薄膜的消除有關的。

青銅和不銹鋼對汽蝕現象比較堅強，而生鐵和普通碳素鋼則較差。

汽蝕時便破壞了泵內液流的連續性，並擾亂了泵的正常工作的。汽蝕的開始階段，局限於不大的範圍內，並不顯著地影響到泵的輸水量和水頭，而外在地表現為吸入區域的可作為特徵的炸裂聲，這種炸裂聲是局部水力衝擊所造成的。局部的汽蝕可能使葉輪或泵殼的材料破壞。範圍較大的汽蝕引起泵的輸水量、水頭和效率的減小，然後甚至使泵完全停止工作。

圖 18 表明汽蝕對泵的特性曲線的影響；圖中以虛線指出無汽蝕時曲線的正常行程。

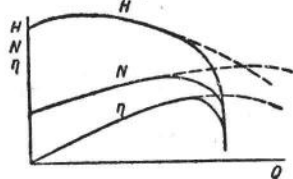


圖 18 汽蝕對泵的特性曲線的影響。

泵的汽蝕特性曲線

為了決定泵工作時許可的最小吸入水頭 $H_{sv \min}$ ，要進行專門的汽蝕試驗，並藉此繪出汽蝕特性曲線。這種試驗的略圖如圖 19。藉壓力管路上的閘閥 1 使泵調節到一定的工作狀況，這工作狀況可用流量計 2 和測

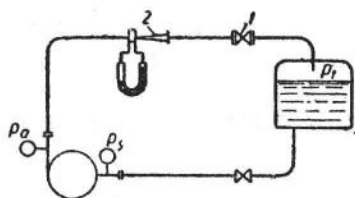


圖 19 泵的汽蝕試驗的略圖。

壓計（壓力管路上的 p_a 和吸入管路上的 p_s ）來測定，並使之相應於一定的數值 Q, H, n, N 及 η 。然後降低液體自由表面的壓力 p_1 ，這使吸入水頭 H_{sv} 降低〔參看公式(38)〕。因為系統是閉合的，所以 H_{sv} 的降低造成系統內壓力的普遍下降，而不致引起泵的工作狀態的破壞。在 H_{sv} 一定的變動範圍內， Q, H 及 η 各值保持不變（圖 20）。當某一數值 $H_{sv} = H_{sv \min}$ 時，出現表徵出局部汽蝕開始的噪聲，而 Q, H 及 η 各值開始漸漸下降。 H_{sv} 的繼續降低引起水泵工作的停頓。

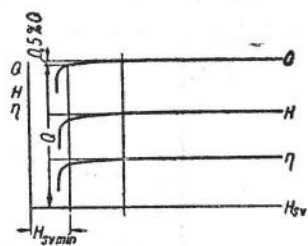


圖 20 泵的汽蝕特性曲線。

很難精確地確定汽蝕開始出現的時刻，所以依據觀測的精確度把泵的水頭比原有數值下降 1~2% 時的 H_{sv} 取作 $H_{sv \min}$ 。 $H_{sv \min}$ 數量上等於液流進入葉輪時液體中壓力的最大動態降落 Δh 。

泵的汽蝕係數

液流中壓力最大動力降落的數值 Δh 對於相似狀態說來與速度的平方成正比。泵的汽蝕性質以 Δh 與泵的水頭 H 之比值表徵之。在相似的條件下， H 也與速度的平方成正比。這個比值稱為托馬(Томас)汽蝕係數

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} \quad (39)$$

係數 σ 之利用為泵的汽蝕性質的特徵，只局限於最佳效率時有同一比轉數 n_s 的泵。

但是，試驗指出，壓力的最大落差 Δh 在液體進入葉輪的區域內發生，並在廣大的範圍內與自葉輪出水條件無關。所以向葉輪進水的條件相同但葉輪外徑不同因而有不同水頭的泵，其 Δh 值的物理數值相同，而係數 σ 則因水頭數值不同而不相等。由此可見把水頭數值引入表徵泵的汽蝕性質的係數中是不好的。為了消除這個缺點，廣泛地採用自 Δh 與進入葉輪的速度水頭之比值而來的汽蝕性比轉數底概念：

$$C = 5.62n \frac{\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}} \quad (40)$$

汽蝕性比轉數 C 對於具有相似的葉輪進水條件的泵說來是一樣的；而且對於不同構造的泵在最佳效率的狀態下它是穩定的，通常 $C = 800 \sim 900$ 。對於特殊構造的泵，其值可能達到 1200~1500。

利用概略的 C 值可能計算所期望的數值 Δh ：

$$\Delta h = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} \text{公尺。} \quad (41)$$

在其他情況相同時，壓力的動力落差 Δh 隨着泵的轉數增大而增加。在圖 21 上以無因次坐標 $\frac{2g\Delta h}{u_0^2}$ 及 $\frac{Q}{Q_0}$ 繪出了 Δh 隨泵的負荷而變的典型關係曲線。此處 u_0 ——在進水處輪緣的周邊速度； Q_0 ——在液流無衝擊地進入葉輪時的輸水量。

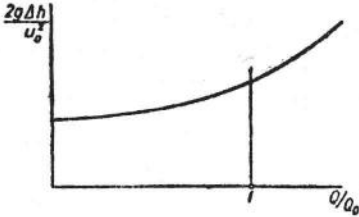


圖21 Δh 隨泵的工作狀態而變的關係。

絕對吸入水頭的最小數值如取為 $H_{sv \min} = \Delta h$ ，可以根據方程式(38)決定最大的可能吸入高

$$H_{s \max} = \frac{p_1 - p_d}{\gamma} - \Delta h - h_{ws}, \quad (42)$$

它有臨界吸入高的名稱。藉理論計算來決定 Δh 的十分完滿的方法是沒有的。

管路中單個泵的工作

泵-管路系統的穩定工作狀態被其特性曲線的交點所決定，即

$$H = H_c, \quad (43)$$

式中 H ——泵產生的水頭； H_c ——管路消耗的水頭。

被這個等式決定的狀態稱為工作點(看圖 22 上的點 A)。如果根據運轉條件必須改變輸水量，那麼為了獲得另一輸水量的新工作點，就必須改變泵或管路的特性曲線。這種改變稱為調節，它可以藉管路特性曲線的改變(節流調節)或泵的特性曲線的改變(轉數的改

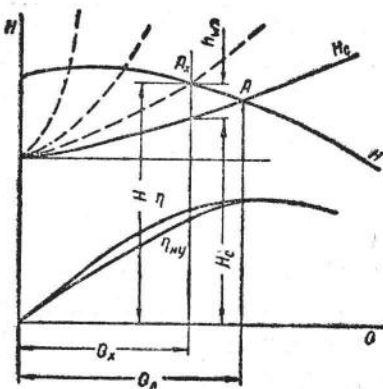


圖22 泵的輸水量的節流調節。

變)來實現。

配置在壓力路上的節流閥門的每一個位置相應於新的管路特性曲線(圖22)。系統的能量平衡方程式具有

$$H = H_c + h_{wx} \quad (44)$$

的形式，式中 h_{wx} ——節流閥門的可變阻力。改變 h_{wx} 可以獲得從零到 Q_A 範圍內輸水量的任何數值 Q_x 。由於節流調節時泵所產生的水頭 H 並非全部有效地利用在管路中，所以泵裝置的效率低於泵的總效率：

$$\eta_{n,y} = \eta \frac{H_c}{H} \quad (45)$$

改變泵的轉數的調節以應用可變速的發動機或藉水力軸聯結器聯接泵和發動機的方法來實現。當泵的轉數改變時，其特性曲線具有新的位置，而工作點決定了新的輸水量 Q_x 或 Q_y ，它們可能大於或少於 Q_A (圖 23)。改變轉數的調節不會在泵-管路系統中造成損耗。泵裝置的效率 $\eta_{n,y}$ 等於在 Q_x 、 n_x 和 η_x 的狀態下泵的總效率 η_x 。如果經過 A_x 點畫相似狀態的拋物線，則它與轉數為 n 時的泵特性曲線相交於 A_{xn} 點，此點的效率等於 η_{xn} 。把相似狀態的拋物線近似地當作等效率曲線，獲得

$$\eta_{n,y} = \eta = \eta_{xn} \quad (46)$$

由此可見，和轉數恆定而輸水量較相應於最高效率的輸水量為小時的泵的總效率 η 比起來，變更轉數的調節提高了泵裝置的效率。當決定包括發動機在內的

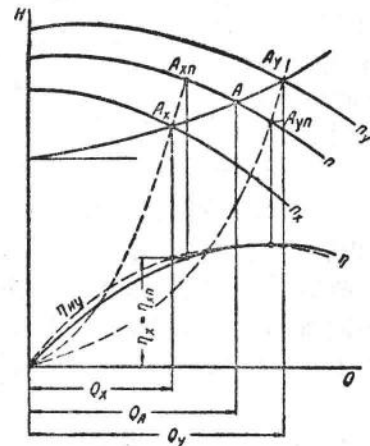


圖23 改變轉數的調節。

$$\textcircled{*} \quad \eta_{n,y} = \frac{\gamma Q_x H_c}{N} = \eta \frac{\gamma Q_x H_c}{\gamma Q_x H} = \eta \frac{H_c}{H} = \eta \left(1 - \frac{h_w}{H} \right)$$

——譯者

$$\textcircled{**} \quad \eta_{n,y} = \frac{\gamma Q_x H_x}{N} = \eta_x \frac{\gamma Q_x H_x}{\gamma Q_x H_x} = \eta_x$$

即等於相似拋物線上任一點的效率故 $\eta_x = \eta_{xn}$ 。 ——譯者

泵裝置的效率時，必須計及發動機效率隨轉數的變化。

泵-管路系統中工作點的改變可以用改變管路的勢頭 $H_{cn} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1$ (管路始點與終點的地形標高的差數為 $z_2 - z_1$ ，管路始點與終點壓力的差數為 $\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$) 的方法來達成。在這樣的情況下，可能發生系統運轉的不穩定狀態(圖24)。

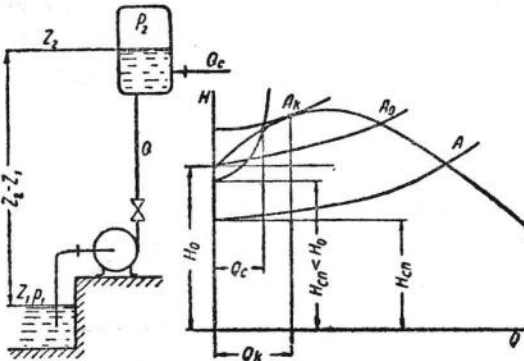


圖24 泵-管路系統的不穩定運轉。 圖25 不穩定運轉的特性曲線。

泵將水送入水位標高為 z_2 、壓力為 p_2 的密閉容器，從這裏向管路進行供水。如果管路的需要 Q_c (圖25) 較泵的輸水量 Q 為小，那麼容器中的液面開始上昇，同時壓力 p_2 開始增加；這樣一來，管路的勢頭 H_{cn} 增大，整個的管路特性曲線與本身平行地向上提高，而工作點向減小泵的輸水量方面移動。如果管路的需要量 Q_c 較相應於管路特性曲線與泵特性曲線的切點的輸水量 Q_k 為小，那麼勢頭的增高達到泵的與管路的特性曲線相切時的數值；由於液體的慣性而發生的勢頭的繼續增高，使管路所需的水頭變大於泵的水頭。泵停止供水而轉入空轉狀態。當管路勢頭還沒有回落到 $Q = 0$ 時的泵的水頭 H_0 以前，液體自容器內反流，經過泵進入進水渠道。當 H_{cn} 一變得更低於 H_0 時，泵再次開始工作，並給出相應於工作點 A_0 的輸水量。

由此可見，輸水量小於 Q_k 則泵的穩定工作成爲不可能，而引起週期性的、陡震的狀態的變化——振盪。泵特性曲線的上昇的一段是不穩定工作狀態的一段。在特性曲線的這一段上，穩定的工作狀態只有當具備節流調節和管路的勢頭不超過 H_0 時才有可能。

管路中泵的聯合工作

當輸水量按晝夜或季度的管路需水圖有很大的變化時，宜用變更聯合工作(圖26)的水泵數的方法來調

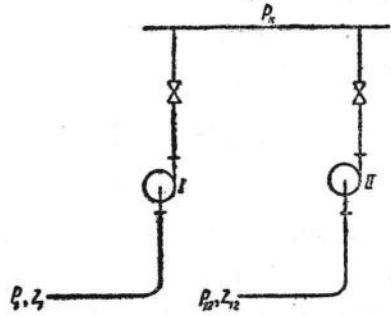


圖26 管路中泵的聯合工作。

節輸水量。當泵聯合工作，向管路供水時，管系的平衡由幹管中的壓力 p_k 來決定，其值對於管路中聯合工作的泵是共同的：

$$p_{kH,1} = p_{kH,2} = p_{k,c}$$

由泵所造成的幹管中的壓力，以能量方程式決定之：

$$p_{kH} = p_1 + \gamma \left(H + z_1 - z_k + \frac{c_1^2 - c_k^2}{2g} - h_w \right)$$

消耗於管路的壓力數值是

$$p_{kC} = p_2 + \gamma \left(z_2 - z_k + \frac{c_2^2 - c_k^2}{2g} + h_{wc} \right)$$

根據平衡條件，泵的穩定工作狀態在 $p_{kH} = p_{kC}$ 時才有可能。爲了決定在管路中聯合工作的泵的輸水量，要繪製特性曲線 $p_{kH} = f_1(Q_H)$ 及 $p_{kC} = f_2(Q_C)$ 。把在幹管中同一壓力數值下的泵的供水量加起來，並決定其總特性曲線與管路特性曲線的交點，就可求得它們在聯合工作時的狀態。

在圖27上繪示了共同管路中聯合及單獨工作時泵的輸水量。

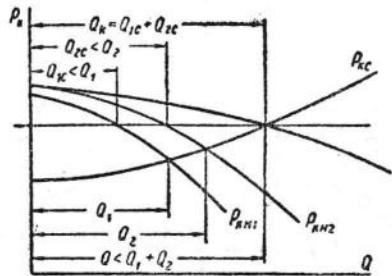


圖27 聯合工作時泵的輸水量。

聯合工作時泵的總輸水量小於兩個泵在同一管路中單獨工作時的輸水量之和，因爲當管路所消耗的輸水量增大時，幹管中的壓力也增大，這使得每個泵的輸水量較單獨工作時的減小。

如果聯合工作的泵的 $p_{\kappa}(Q)$ 特性曲線有不穩定的上昇段,那麼爲了正常的工作,必須使幹管中的壓力不超過流量爲零時的泵的壓水壓力。

離心泵的計算

工作輪的計算

由於離心泵葉輪分佈得彼此距離不大,並在輪葉間構成了足夠長的槽道的緣故,計算的基本理論即以槽道橫截面上液流相對速度的大小與方向的不變性爲出發點。這就是說,速度場被認爲完全對稱於輪軸,好像有無窮多無限薄的輪葉似的。因此基本理論具有無窮多輪葉理論的名稱。依照基本理論計算而得的結果不能很精確地符合於實驗所得的,而需要針對輪葉數有限的影響予以修正。按基本理論計算葉輪尺寸時,採用爲計算的基礎的,是針對計算方法的不完善性而加以修正過的假定的計算水頭 H_{∞} :

$$H_{\infty} = (1+p)H_T, \quad (46)$$

式中 p ——修正係數。

葉輪基本尺寸的決定

當計算離心泵葉輪時,先決定經向截面中槽道的尺寸以及葉輪進口和出口處輪葉裝置角,然後,因爲有了起端的和終端的尺寸,可作出槽道在經向截面內的斷面圖及葉片的輪廓。

葉輪槽道進水截面的大小本身決定了整個槽道內經向的分速度,因爲其他的槽道截面選得與進水截面相配合。爲了保證在相對運動中液流進入輪葉的最優條件,經向分速度應與運行速度相配合,因此應依照方程式(34)選擇進水速度 c_0 的概略值。進水截面 F_0 依速度 c_0 的數值以連續性方程式決定之(圖28):

$$F_0 = \frac{Q'}{c_0} = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d_0^2). \quad (47)$$

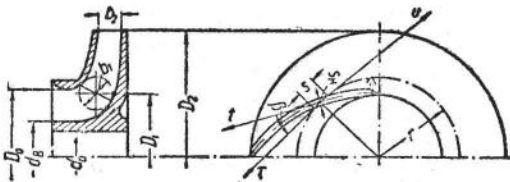


圖28 工作輪基本尺寸計算草圖。

輪轆直徑 d_0 根據軸的直徑 a_0 選定。軸徑的決定是在強度計算以及軸的自然振動頻率計算的基礎上進行,固有振動的頻率不應與軸的轉數或其倍數相同。

自(47)式得

$$D_0 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi} + d_0^2}. \quad (48)$$

經向截面內佈置着葉片進口邊緣的葉輪槽道截面 F_1 通常採用與 F_0 相同。

液流進入葉輪時葉片的方向應與相對速度的方向一致。葉片的方向用中線的切線 t 來表示(圖28)。切線 t 與經過葉片上被研究的一點而切於半徑爲 r 的圓周的切線 τ 間的 β 角稱爲葉片的裝置角。切線 τ 的方向採取與運行速度 u 相反的方向,以免 β 的數值超過直角。當液流進入輪葉但還沒有被迫採取葉片的方向時,相對速度的方向根據進口速度圖來決定(圖29)。

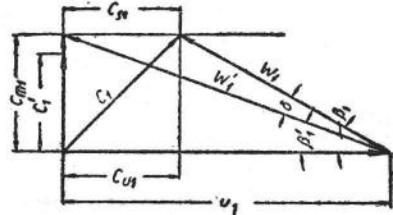


圖29 進入葉輪時的速度圖。

速度圖指葉片進口邊緣中點速度圖而言,該點的運行速度

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}. \quad (49)$$

液流的導向葉輪照例設計得使其進入葉片前的絕對速度 c_1 沒有周向分速,並因而垂直於運行速度 u_1 ; 它位於經向平面,它的數值用連續性方程式來決定:

$$c_1' = c_{m1}' = \frac{Q'}{F_1} = \frac{Q'}{\pi D_1 b_1}, \quad (50)$$

式中 b_1 ——經向截面內的槽道寬度。當液流進入被葉片佔據的區域時,絕對速度的經向分速 c_{m1}' 因葉片體使截面減縮而增大到 $c_{m1} = k_1 c_{m1}'$ 的數值,此處 k_1 是減縮係數。減縮係數 k_1 乃是不計葉片厚度影響的面積 $\pi D_1 b_1$ 與實有面積 $\pi D_1 b_1 - z \cdot s_{u1} \cdot b_1$ 的比值,此處 z 是葉片數, s_{u1} 是葉輪進口圓柱體截面內的葉片厚度, s_{u1}

$= \frac{s_{n1}}{\sin \beta_1}$ (s_{n1} 是沿葉片中線的法線的葉片厚度)即

$$k_1 = \frac{\pi D_1 b_1}{\pi D_1 b_1 - z \frac{s_{n1} b_1}{\sin \beta_1}} = \frac{t_1}{t_1 - \frac{s_{n1}}{\sin \beta_1}}, \quad (51)$$

式中 $t_1 = \frac{\pi D_1}{z}$ ——沿進口圓周的葉距。

僅受到由葉片體造成的截面的減縮的干擾的液流相對速度 w_1' 被 u_1 及 c_{m1} 的向量差所決定,而相對速

● 這公式中的註脚[1]是譯者所加。

度與運行速度相反的方向所夾的角 β'_1 可按方程式

$$\operatorname{tg} \beta'_1 = \frac{c_{m1}}{u_1} \quad (52)$$

計算。

葉片的進口角 β_1 ，應該選得比 β'_1 角較大一些，那就是說使液流在某一衝擊角

$$\delta = \beta_1 - \beta'_1 \quad (53)$$

下進入葉片，此角的數值通常在 $3^\circ \sim 6^\circ$ 的範圍內。在液流進入葉片之後，相對速度 w_1 被迫採取與葉片切線相重合的方向，其數值由方程式

$$w_1 = \frac{c_{m1}}{\sin \beta_1} \quad (54)$$

來決定。

當具有衝擊角 δ 時，在液流剛進入葉片一剎那間，絕對速度發生自數值 c_{m1} 到數值 c_1 的一定變化，兩者的向量差以向量 c_{s1} 表示， c_{s1} 在數量上等於 c_{u1} 。這種集中在一處的速度的一定變化名為衝擊，而向量 c_{s1} 為衝擊分速。當相對速度 w'_1 的方向與葉片進口端的切線方向重合即 $\delta = 0$ 時，液流無衝擊地進入葉輪。

葉輪出口部分根據保證必需的計算水頭 H_∞ 和保證葉輪槽道範圍內液流的穩定性的條件，即根據業經決定了的進口和出口相對速度的比值 $\frac{w_1}{w_2}$ 來設計。如果沒有一種經過試驗、顯示出高效率、在設計新葉輪時應該相當嚴格地加以仿做的樣品，則應使比值 $\frac{w_1}{w_2}$ 接近於 1。

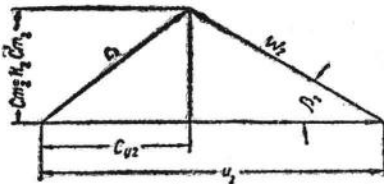


圖30 液流離開葉輪時的速度圖。

葉輪外徑 D_2 的計算自液流離開葉輪時的速度圖(圖30)着手。如不計葉片所造成的截面減縮，液流流出時的經向分速度 c'_{m2} 通常選定等於 c'_{m1} ，如果有特殊的理由，例如為了鑄造的方便而要得到出口較寬大的葉輪，則 c'_{m1} 可小到 $0.5c'_{m1}$ 。根據選定的 c'_{m2} 值選定葉片的出口角 β_2 以便獲得所期望的比值 $\frac{w_1}{w_2}$ ：

$$w_2 = \frac{k_2 c'_{m2}}{\sin \beta_2}; \quad w_1 = \frac{k_1 c'_{m1}}{\sin \beta_1};$$

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{k_1}{2} \cdot \frac{c'_{m1}}{c'_{m2}} \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1},$$

由此， $\sin \beta_2 = \sin \beta_1 \frac{w_1}{w_2} \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{c'_{m2}}{c'_{m1}}$ ， (55)

式中 k_2 ——預先選定而以後修正的葉輪出口截面的減縮係數。

自基本方程式(14)有：

$$H_\infty = \frac{c_{u2} u_2}{g} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right); \quad (56)$$

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g H_\infty}, \quad (57)$$

由此，葉輪外徑

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n}. \quad (58)$$

葉輪出口寬度 b_2 根據速度 c'_{m2} 的數值用連續性方程式決定：

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi D_2 c'_{m2}}. \quad (59)$$

經向截面上的槽道輪廓應這樣畫出：使經向分速由進口的 c'_{m1} 很平滑地過渡到出口的 c'_{m2} 。為此，通常以半徑 r 或在預先設計的基礎上所擬定的槽道中線長度 l 的函數來給出 c'_m 的變化圖。圖上有了相當於每一個 l 值的 c'_m 的數值，就可按連續性方程式得到槽道寬度 b 的大小：

$$b = \frac{Q'}{2\pi r c'_m}.$$

獲得了以中線長度 l 的函數表示的槽道寬度 b 後，以線 l 上一系列的點子為中心，用直徑 b 作圓(圖31)。作出這些圓的包跡，即獲得經向截面內槽道的輪廓。必要時槽道的輪廓可按構造工藝的要求予以修正，並且按照這個修正了的輪廓位置決定中線 l 的最後位置以及相應的 b 值和 c'_m 值。

在畫葉片的輪廓時，應使之能夠保證葉輪槽道中液流具有不脫裂的流動而與最小的水力損失相適應，為此目的，作為槽道中線長度 l 的函數的相對速度自起始數值 w_1 到最後數值 w_2 的變化規律採用了勻調的、沒有最小和最大值的變化規律。有了 w 和 c'_m 隨 l 而變的函數關係，給定了隨 l 而變的葉片厚度 s_u 之後，就可以決定葉片的斜角 β ：

$$w = \frac{kc'_m}{\sin \beta} = \frac{tc'_m}{\sin \beta \left(t - \frac{s_u}{\sin \beta} \right)} = \frac{tc'_m}{t \sin \beta - s_u},$$

由此 $\sin \beta = \frac{c'_m}{w} + \frac{s_u}{t}$ 。 (60)

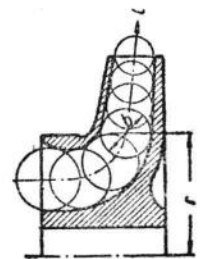


圖31 徑向截面內葉輪槽道輪廓的繪製。