



高等学校教材

农田水利与泵站工程

水利电力学院 皮积瑞 主编

公共图书馆

高等学校教材

农田水利与泵站工程

武汉水利电力学院 皮积瑞 主编

中国水利水电出版社

水利电力出版社

前 言

本书是根据原水利电力部高等学校机电排灌工程专业教学计划及教材编写规划会议精神，按《农田水利与泵站工程》教材编写大纲编写的。

全书力求突出高等学校教材的特点，分十章。按80学时（包括绪论2学时）编写。按照教学大纲要求，本书着重于基本理论、基本概念和基本技能等方面的教学，同时也注意反映了本学科在国内外的新发展和新成就。在阐述方法上，本书尽量做到由浅入深、循序渐进和理论联系实际。

本书由皮积瑞主编。参加编写的有：皮积瑞（编写第一、二、三、八章）、颜锦文（编写第四、六章）、丘传价（编写第五、七章）、汪益三（编写第九、十章）等。

河海大学田家山担任了本书的主审工作。编写过程中，编者还得到了有关院校和生产单位的热情协助。在此一并表示感谢。

我们诚恳地希望读者对本书存在的缺点和错误提出批评和指正。

编者

1987年9月

目 录

前言	
第一章 绪论	1
第二章 水文统计和水文要素	4
第一节 水文统计的频率分析和相关分析	4
第二节 水文要素	13
第三节 流域基本特征和径流形成	17
第四节 小流域设计洪水过程线的推求	23
第三章 灌溉与排水	30
第一节 农田灌溉	30
第二节 农田排水	44
第三节 灌排分区治理规划	49
第四章 机电排灌工程规划	58
第一节 灌溉泵站规划	58
第二节 排水泵站规划	64
第三节 泵站枢纽和灌排沟渠布置	72
第五章 机组选型及配套	80
第一节 水泵的选型	80
第二节 电动机与水泵的配套	83
第三节 柴油机与水泵的配套	88
第四节 传动设备	93
第六章 泵房	97
第一节 泵房类型	97
第二节 泵房布置及其主要尺寸的确定	106
第三节 泵房结构组成及其设计要求	124
第四节 泵房稳定校核	130
第七章 泵站进水建筑物和进水管道的	135
第一节 取水建筑物	135
第二节 引水建筑物	138
第三节 前池	142
第四节 进水池	149
第五节 进水管道的	157
第六节 进水流道	160
第七节 进水建筑物的附属设备	174
第八章 泵站出水建筑物和出水管道的	184

第一节	出水池.....	184
第二节	出水流道.....	194
第三节	断流方式.....	202
第四节	出水管道.....	206
第五节	泵站水锤及其防护措施.....	220
第九章	泵站运行管理.....	237
第一节	机组的运行.....	237
第二节	泵站经济运行.....	243
第三节	多级站的联合运行.....	247
第四节	机组反常运行.....	250
第五节	同步电动机调相运行.....	255
第六节	泵站主要技术经济指标.....	257
第七节	技术经济分析.....	260
第十章	泵站试验及其量测.....	265
第一节	泵站模型试验概述.....	265
第二节	非电量测量.....	270
第三节	流量测量.....	273
第四节	扬程、功率和转速的测量.....	286
第五节	误差估算.....	292
主要参考文献	299

水利工程造价

第一章 绪 论

一、国内外机电排灌事业的发展概况

我国劳动人民认识到农田水利的重要性开始于春秋时代。当时，即有“是以圣人之化世地，其能在水”。至汉代，则“用事者，争言水利，并引江河及川谷以灌田”。

传统的提水工具，在我国出现很早，品种也很多。西汉以前，使用最普遍的提水工具为桔槔，后因桔槔不便于提深水，乃有辘轳的问世。汉灵帝（公元168~189年）时，人们发明了翻车（俗称龙骨水车）。到宋朝，翻车发展到了用畜力和水力传动。到了元朝（公元1300年左右），又改翻车为筒车，提水高度达70 m。明末，构造比较复杂的斗子水车（即八卦水车）出现。

19世纪末，德国工程师塞尔（1858~1913年）发明柴油机，用人畜、自然能提水发展为机械提水。1920年，我国开始仿制小型柴油机与水泵，进行提水灌溉。1924年，江苏省人民利用电厂余电使电动机带动水车，这可能是我国电力灌溉的开始。

资料表明：截至1949年为止，我国机械提水的装机总容量只有5万kW；面积也只有300多万亩，为当时灌溉总面积的7.4%。现在，全国机电排灌的装机总功率达5600万kW，占农村总动力的40%左右；机电提灌面积约4亿亩，占全国灌溉面积的54%，机电提排面积6300万亩，占全国除涝面积的1/4；全国机电排灌站已达50万座，其中扬程超过100 m、面积达1万亩以上的提水灌区就有60多处。此外，我国在机电排灌技术方面也有了很大的进步，已经发展了轴流泵、混流泵、离心泵、潜水泵和贯流泵等农用水泵，相应的泵站设计和工艺布置也逐渐规范。水泵最大口径，混流泵达2.7 m，轴流泵达4.5 m。单级离心泵扬程超过200 m。已建成机电排灌站规模，单站动力超过2万kW，流量超过200 m³/s，单泵流量达97.5 m³/s，大型高扬程泵站净扬程已超过700 m。一些高扬程泵站，一站同时具有灌溉、排水、发电等几种功能，做到一机多用。对于大型泵站，过去那种单一的肘弯进水、虹吸出水的进出水流道，也发展成为双向进出水或钟型进水、直管出水的型式。个别地方，还设计出了贯流式泵站。我国机电排灌工程，无论在数量上和规模上均占居世界首位。

在水泵结构和泵站设计方面，我国还处于60年代水平。而国外，如英、美、日、苏、荷兰、瑞典、奥地利等国，在泵的结构设计、动力机配套、泵站设计理论以及运行自动化方面，都取得较大进展，加速了产品的更新换代，使装置效率达到了70%左右。美国加州的北水南调工程，最终年调水量达270亿m³，最长线路710 km，提水流量290 m³/s（其中扬程为920 m的单泵流量可达170 m³/s），渠道总长8000 km，管道总长1100 km，提水设备总装机容量为1200万kW。苏联在1985年时全国提灌面积已发展到1.4亿亩，约占总灌溉面积的45%。他们生产的卧式贯流泵，叶轮直径为7 m，流量200 m³/s，扬程9.5 m。日本现有排灌面积2500万亩，约占耕地面积的1/3。新川河口排水泵站安装6台直径为4.2 m的贯流

泵，排水能力为 $240 \text{ m}^3/\text{s}$ ，扬程却只有 2.6 m ，总装机容量为 7800 kW ，全部采用自动化管理。

综合上述情况，我国在机电排灌事业方面与国外的差距是：泵站的装置效率偏低，能源消耗偏大，自动化程度普遍不高。据有关资料统计，全国约有一半以上的泵站，其装置效率在 50% 以下，有的甚至低至 20% 。有的提水灌区，渠道渗漏严重，水的利用率低，约有 $30\% \sim 50\%$ 的水量漏失，也加大了能源的消耗。因此，降低能耗和改造泵站是当前急待解决的问题。

二、机电排灌事业在我国社会主义建设中的作用

我国幅员辽阔，而水资源并不十分丰富，人均水量仅相当于世界人均水量的 $1/4$ 。由于地形和气候的影响，降水量的季节变化和地区变化都很大，有一半的国土水源仍感不足，如我国西北高原地区、南方丘陵地区和华北井灌地区，或是气候干旱少雨，或是有水而不能自流灌溉，必须采用机电提水；而国土的另一部分，如华北的平原河网地区，以及东北、华中的圩垸低洼地区，地势低洼易涝，又需要采用机电排水。因此，我国农田水利的灌溉排涝任务是非常艰巨的。但是，机电排灌在农田水利建设事业中，在保证农业高产稳产、实现我国四个现代化建设方面却起着较大的作用。如1978年我国南北方17个省市，遇到历史上罕见的大旱，各地开动了功率达2400多万马力的柴油机和1000万kW的电动机，共引提1700多亿 m^3 的水量进行了灌溉，相当黄河三年的总流量，挽回粮食200多亿kg，棉花500多万担，充分显示出泵站工程的威力。

根据1983年5月全国水利工作会议“以提高经济效益为中心，开创水利工作新局面”的指导方针，到本世纪末，水利工作的战略目标是：主要江河能有效地控制常遇洪水；在水资源紧张地区，保证城市工业供水；农业灌溉面积超过8亿亩，并提高易涝耕地的排涝标准；基本解决全国农村人畜饮水困难；提高水资源综合利用；大力开展水土保持和水源保护。而上述战略目标的实现，又多与机电排灌事业的发展有着密切的关系。当前发展机电排灌事业的关键是“提高效益、节约能源”。但工作重点应是加强计划管理，我们应以水利电力部1980年在机电排灌经营管理会上提出的8项技术经济指标作为标准，做到“安全、高产、省水、自给”从而以最少投资和劳动消耗换取最大的经济效益，使我国的机电排灌事业迅速跨进世界先进技术行列。

三、本课程的任务和要求

《农田水利及泵站工程》是机电排灌工程专业的一门专业课。本课程的主要任务是使学生能掌握机电排灌工程规划与设备选型配套以及各种建筑物之间有机结合的基本概念、基本理论和分析计算方法，树立整体观念和经济观点；同时配合习题、实验、毕业设计等教学环节，达到培养和提高学生分析问题和解决问题的独立工作能力。

由于机电排灌专业不开设农田水利学及工程水文学这两门课程，因此需要在本课程内适当补充讲解与机电排灌专业密切相关的这两方面的主要内容。因为农田水利学是研究农田水分状况和地区水情的变化规律及其调节措施，以消除农田水旱灾害，并利用水利资源发展农业生产的一门学科。而工程水文学主要是研究和运用河川水流的规律，为兴建和管理农田水利工程提供正确、合理的水文数据，以达到充分开发利用水利资源，发挥工程效

益的目的。因此，在本课程内适当充实这两门学科的知识，对泵站工程的规划，设计和施工管理都会产生直接的影响。

学习本课程的基本要求为：

(1) 了解泵站工程规划的一般设计原则，确定泵站的设计流量和扬程，并合理选配好水泵机组。

(2) 能根据农田灌排任务的要求及具体条件，合理地布置泵站枢纽，并设计好泵站建筑物。

(3) 能对泵站各种辅助设备合理地配套并进行具体布置。

(4) 能制定泵站经济运行方案和管理制度，初步掌握泵站量测技能。

(5) 具有提高泵站效率，降低能源消耗和进行泵站改造的初步技能。

为此，凡与本课程有密切关系的课程，如水力学及流体力学、水泵、泵站辅助设备及自动化、泵站电气设备及土木建筑工程等方面的知识，本书中仅介绍其选择原则、布置方式及使用要求等内容，以突出本课程讲授时的重点。

阳光普照科技

第二章 水文统计和水文要素

第一节 水文统计的频率分析和相关分析

一、概述

(一) 水文统计的任务

通过资料的搜集与整理,取得了水文要素的大量资料后,如何对这些资料进行分析计算,以寻求水文要素的变化规律,为水利水电工程提供规划设计所需要的水文数据,便是水文统计计算的任务。具体地说,其主要任务为:

(1) 根据水文要素的大量资料(如历年年最大流量、历年年雨量……等)进行分析计算,并用各种特征数值或图形表示其变化规律。例如,对各地历年年雨量进行统计计算,可以得出各地年雨量的多年平均值,用等值线图可表示年雨量的平均值随地区而变化的规律。

(2) 在掌握水文要素变化规律的基础上,结合工程规划设计的需要,预估河流未来长时期(几十年以上)可能出现的水文情势。这种预估称为概率预估,这是水文计算运用到泵站规划中需要解决的问题。

(二) 数理统计的基本方法

数理统计的基本方法和理论是以概率论为指导,对所获得的资料进行统计分析,从而得出水文现象在数量上可能出现的偶然性规律。水文现象和其他现象一样,在它本身的发生、发展和演变过程中,既包含着必然性的一面,也包含着偶然性的一面。例如,大气运行的结果必然引起降水和径流,它所形成的水文情势,必然是以年为周期,并具有循环性和季节性的特点。但是,除根本原因以外,水文现象在其发生与发展的过程中,还要受到周围许多因素的影响,使其实际出现的数量和情况千差万别,呈现出偶然性的一面。不论是洪水或是年降水量,年径流量等,均具有这一特点。因此,对现阶段水文计算只好采用数理统计法来探讨水文现象的偶然规律,并利用它预估未来长时期内的水文情势。

数理统计是应用数学的一个分支。它的中心任务是研究如何合理地搜集资料,并用数学的理论和方法对资料进行统计计算,以寻求各种偶然现象的统计规律。因其内容极其广泛,为结合本课程的需要,只简要地介绍其中的频率计算及相关分析两部分。

二、频率分析

(一) 概率的基本概念与定理

1. 概率 古典的概率定义可用下式表示

$$P(A) = \frac{m}{n} \quad (2.1)$$

式中 $P(A)$ ——一定条件下随机事件 A 的概率;

n ——可能的结果总数；

m ——有利于 A 事件的可能总数。

注 随机事件系指某种事件在试验结果中可以发生也可以不发生的情况。

上式说明有利的可能试验结果总数 m 是介于0与 n 之间，即 $0 \leq m \leq n$ ，所以， $0 \leq P(A) \leq 1$ 。对必然事件 $m = n$ ， $P(A) = 1$ ；对不可能事件 $m = 0$ ， $P(A) = 0$ 。因此，这种计算概率的公式，只适用于古典概型事件。所谓古典概型是指试验的所有可能结果都是等可能的。若某一事件不能归结为古典概型事件，其概率如何计算呢？为了解决这一问题，下面将引出另一个重要概念——频率。

2. 频率 对于不是古典概型的事件，只能通过试验来估算概率。设事件 A 在 n 次试验中出现了 m 次，则称

$$W(A) = \frac{m}{n} \quad (2-2)$$

为事件 A 在 n 次事件中出现的频率。

当试验次数 n 不大时，事件的频率有明显的随机性。当试验次数增至相当多以后，事件的频率就失去其随机变化而显著地呈现逐步稳定的趋势。这一点已为一些统计学者经过大量试验后得到证实。

这种频率稳定的性质，是从观察随机现象所得出的最根本的规律性之一。在试验次数足够大的情况下，事件的频率与其概率之差会达到任意小的程度。在理论和实践上给出频率和概率间的这种有机联系，具有巨大的实际意义。因此，当事件不能归结为古典概型时，就可以通过多次试验，把事件的频率作为事件的概率近似值来进行分析。一般将这样估计而得的概率称为统计频率或经验频率。

显然，水文现象的概率研究不能归结为古典概型。因此，其概率值只能通过大量的观测资料（试验结果）用频率来估算。

(二) 随机变量及其概率分布

1. 随机变量 随机变量是指表示随机试验结果的一个数量。也就是说，随机事件的每次试验结果，可用一个数值 X 来表示， X 随试验结果的不同而取得不同的数值，但在一次试验中，究竟出现哪一个数值，则是随机的，我们将这种随试验结果而发生变化的变量称为随机变量。水文现象中的随机变量，一般是指某种水文特征值，如某站的年降水量，年径流量或洪峰流量等。

随机变量可分为两大类型：若随机变量仅能取得区间内某些间断的离散数值，则称为离散型随机变量。若随机变量可以取得一个有限区间内的任何数值，则称为连续型随机变量。

2. 随机变量的概率分布 随机变量可以取得所有可能值中的任何一个值。譬如随机变量 X 可能取 X_1 值，也可能取 X_2 值、 X_3 值等。但是取某一可能值的机会却是不同的，有的机会大，有的机会小。这就是说，随机变量是以一定的概率择取某一可能值的。例如，随机变量 X 与其概率有下列的对应关系

$$P(X = X_1) = P_1, P(X = X_2) = P_2, \dots, P(X = X_n) = P_n$$

P_1, P_2, \dots, P_n 分别表示随机变量 X , 当取值为 $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ 时所对应的概率。这种关系客观地表示随机变量的可能值与该可能值所对应的概率之间的一种关系, 如图 2-1 所示。一般将这种对应关系称为随机变量的分布规律。

连续型随机变量与离散型随机变量还有一个重要的区别, 就是离散型随机变量可以取得个别值的概率, 而连续型随机变量取得任何个别值的概率几乎等于零, 因此无法研究个别概率而只能研究某个区间的概率。

设有连续型的随机变量 X , 其取值为 x 。因 $X = x$ 的概率几乎为零, 故只能研究 $X > x$ 的概率, 即研究随机变量 X 的取值均大于 x 的概率, 一般将此概率表为 $P(X > x)$ (水文学上习惯研究这种型式)。显然, $P(X > x)$ 是 x 的函数, 这个函数称为随机变量 X 的分布函数, 记为 $F(x)$, 即

$$F(x) = P(X > x)$$

它代表 X 大于某一取值 x 的概率。其几何曲线如图 2-2 所示, 在数学上称它为分布曲线, 而在水文学上通常叫做频率曲线。

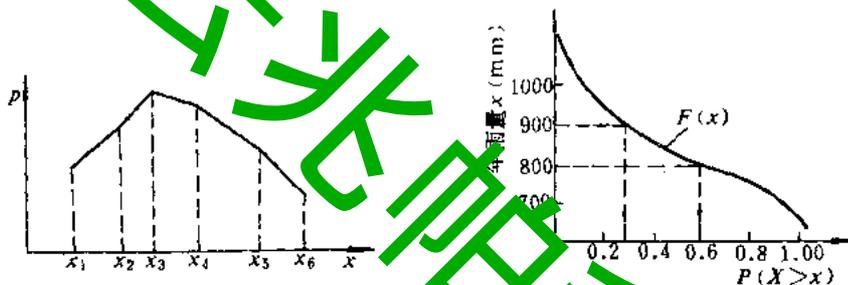


图 2-1 离散型分布图

图 2-2 某站年雨量分布曲线

图 2-2 表示某雨量站的年雨量分布曲线。若 $x = 800 \text{ mm}$, 由分布曲线知 $P(X > 800) = 0.6$ 。这就说明该站的年雨量从多年平均情况来看, 超过 800 mm 的可能性是 60% 。这里指的是年雨量超过 800 mm 而不是年雨量等于 800 mm , 因为后者的概率几乎为零。现在我们提出这样的问题, 该站年降雨量在 800 mm 和 900 mm 之间的概率是多少呢? 这就是下面要讨论的随机变量落在某区间 $(x, x + \Delta x)$ 内的概率问题。

随机变量 X 落在区间 $(x, x + \Delta x)$ 内的概率, 可用下式表示

$$P(x + \Delta x > X \geq x) = F(x) - F(x + \Delta x) \tag{2-3}$$

从图 2-2 得

$$F(800) = 0.60, F(800 + 100) = 0.26$$

所以

$$P(900 > x \geq 800) = 0.60 - 0.26 = 0.34$$

即某站年雨量落在 800 mm 至 900 mm 之间的可能性是 34% 。

设 $F'(x)$ 为分布函数 $F(x)$ 的一阶导数, 引入符号 $f(x) = -F'(x)$, 则函数 $f(x)$ 刻划了密度的性质, 所以称为概率密度函数。密度函数 $f(x)$ 的几何曲线称为密度曲线。如图 2-3 所示。

通过密度函数 $f(x)$ 可以非常方便的求出随机变量 X 落在区间 dx 上的概率。显然它等

于 $f(x) dx$ 、 $f(x) dx$ 称为概率元素，在几何上的意义就是图 2-3 上所示的那块阴影面积。而 $F(x)$ 的几何意义就是表示位于 x 轴上边的密度曲线所包围的面积，如图 2-4 所示。由此可见，对连续型随机变量而言，密度函数和分布函数，从不同的角度完美地描述了随机变量的概率分布规律，所以是随机变量的基本特征。

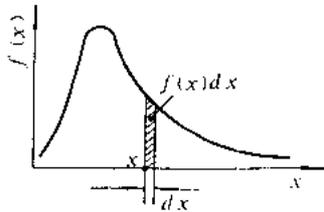


图 2-3 密度曲线

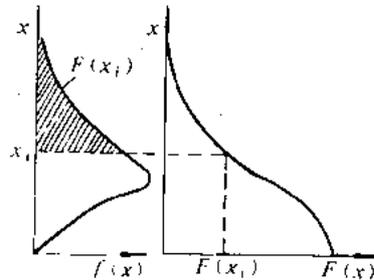


图 2-4 概率分布函数 $F(x)$ 与密度函数 $f(x)$ 曲线的关系示意图

3. 随机变量的分布参数 以简捷的形式显示出随机变量分布主要特征的某些数字称为随机变量的分布参数。在概率论和数理统计中，应用了大量具有不同用途和不同应用范围的参数。这里从水文计算中的应用着眼，只介绍最常用的几个。

(1) 位置特征参数：位置特征参数就是描述随机变量在数轴上位置的特征数。主要有以下几种：

平均数：设随机变量有以 P_1, P_2, \dots, P_n 为概率的可能值 x_1, x_2, \dots, x_n 。我们将用下式计算所得的数值叫做随机变量的平均数，并记为 \bar{x} 。

$$\bar{x} = \frac{x_1 P_1 + x_2 P_2 + \dots + x_n P_n}{P_1 + P_2 + \dots + P_n} = \sum_{i=1}^n x_i P_i \quad (2-1)$$

因为

$$\sum_{i=1}^n P_i = 1$$

故

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^n x_i P_i$$

式中， x_i 是第 i 个 Δx 内的代表值，例如年雨量在 950~1050 mm 之间时， x_i 为 1000 mm 时， P_i 则是 $950 < x_i < 1050$ 出现的次数。

P_i 可看做是 x_i 的权重，这种加权平均也叫做数学期望值，记为 $M(x)$ ，则式 (2-1) 亦可写成

$$M(x) = \sum_{i=1}^n x_i P_i$$

对于连续型随机变量，当分段趋于无限小时，可用类似的方法求出平均值，即

$$M(x) = \int_a^b x f(x) dx \quad (2-5)$$

值得注意的是离散型随机变量是在数轴上只能取整数值，如掷铜钱 n 次中，正、反面的次数及骰子的点数即是，而水文要素是连续型随机变量。因此，式 (2-4) 不只是代表离散型随机变量，而且是分段（区间）累加的形式，而式 (2-5) 则是其积分形式。

由此看出平均数是一个非常重要的参数，它为分布的重心，能代表整个随机变量的水平。

众数：众数是表示分布尖峰所在的数，记为 $M_0(x)$ 。对于离散型随机变量 x ，当 $P_i > P_{i+1}$ ，且 $P_i > P_{i-1}$ 时， P_i 所对应的值 x_i 就是分布的众数。对于连续型随机变量，众数就是使得分布密度函数 $f(x)$ 为极大的 x 值，如图 2-5 所示。

中位数：中位数是把概率分布为两个相等部分的数，记为 $M_s(x)$ 。对于离散型随机变量，将随机变量所有的可能取值按大小次序排列，中位数为位置居中的数字。对连续型随机变量，中位数将概率密度曲线下的面积划分为相等的两个部分，即随机变量大于或小于中位数的概率都各等于 $1/2$ 。如图 2-6 所示。

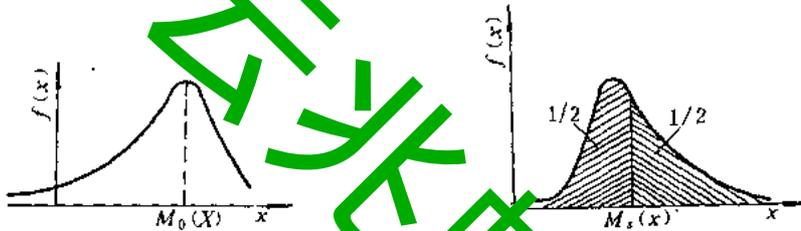


图 2-5 连续型随机变量众数图

图 2-6 中位数图

(2) 离散特征的参数：离散特征参数是刻画随机变量分布离散程度的指标，这种类型的参数通常有下述几种：

标准差（均方差）：离散特征参数可用相对于分布中心的离差（差距）来计算。设以平均数 \bar{x} 代表分布中心，由分布中心计算随机变量的离差为 $(x - \bar{x})$ ，其平均值为零。为使离差的正值和负值不致相互抵销，一般取 $(x - \bar{x})$ 平方的平均数，然后开方作为离散程度的计算标准，称为标准差（或均方差），即

$$\sigma = \sqrt{M(x - \bar{x})^2} \quad (2-6)$$

式中 $M(x - \bar{x})^2$ —— $(x - \bar{x})^2$ 的数学期望，即 $(x - \bar{x})^2$ 的平均数。

标准差的单位与 x 相同。显然，分布愈分散，标准差愈大；分布愈集中，标准差愈小。图 2-7 表示标准差对密度曲线的影响。

离势系数（离差系数，变差系数）：标准差虽然说明随机变量分布的离散程度，但对于两个不同的随机变量分布，如果它们的平均数不同，用标准差来比较这两种分布的离散程度就不合适了。所以应从相对观点来比较这两个分布的离散程度。现用一个无因次的数字

$$C_v = \frac{\sigma}{M(x)} = \frac{\sigma}{\bar{x}} \quad (2-7)$$

来衡量分布的相对离散程度。 C_v 叫做离势系数，为标准差与数学期望值（平均数）之比。 C_v 对密度曲线的影响见图2-8。

偏态系数（偏差系数）：对于随机变量的分布，期望值（平均数）刻划出集中的特征，离势系数显示出离散的特征，而分布对中心（期望值）是否对称，则这两个参数均难以说明，所以尚需要一个参数来反映分布是否对称的特征。通常将下式定义为偏态系数，记为 C_s ，用来表征分布不对称的情况

$$C_s = \frac{M(x - \bar{x})^3}{\sigma^3} \quad (2-8)$$

偏态系数为无因次数。当密度曲线对 \bar{x} 对称时， $C_s = 0$ ；若不对称，当正离差占优势时， $C_s > 0$ ，称为正偏；当负离差占优势时， $C_s < 0$ ，称为负偏。 C_s 对密度曲线的影响见图2-9。

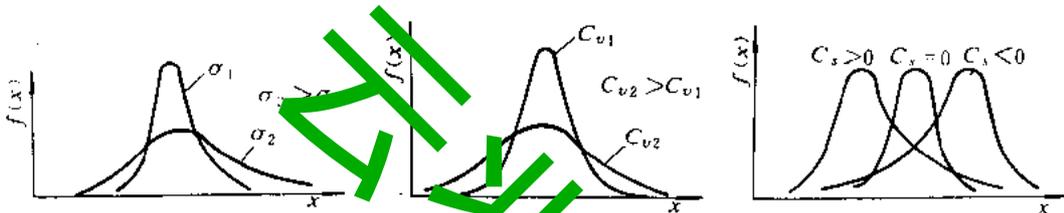


图 2-7 标准差 σ 对密度曲线的影响 图 2-8 C_v 对密度曲线的影响 图 2-9 C_s 对密度曲线的影响

(三) 现行水文频率计算方法——经验法

1. 经验频率 经验频率的估算就在于对样本序列中的每一项取值，估算其对应的频率。

目前水文统计中广泛应用期望公式 $P = \frac{m}{n+1} \times 100\%$ 来估算频率。由于频率这个名词比较抽象，为便于理解，有时采用重现期这个词。所谓重现期是指在许多试验里，某一事件重复出现的时间间隔的平均数，即平均的重现间隔期。频率与重现期的关系有两种表示法：

(1) 当研究暴雨洪水问题时，一般 $P < 50\%$ ，采用

$$T = \frac{1}{P}$$

(2) 当研究枯水问题时，一般 $P > 50\%$ ，采用

$$T = \frac{1}{1 - P}$$

式中 T ——重现期以年计；

P ——频率以小数或百分数计。

2. 经验频率曲线 如果将实测或经插补延长后的水文系列，由大到小排列，可以计算出经验频率 P 。再以 P_i 为横坐标， x_i 为纵坐标，在方格纸上点出几个对应点，连成一条光滑曲线，就是经验频率曲线。由于曲线两端陡峭，外延发生困难，查用时误差较大，为了

克服这个缺点，常采用将相等分划的横坐标，改为中间密两边较稀的“海森机率格纸”。这样绘制成频率曲线，由于两端坡度减小，故变成一条比较平缓的曲线，如图2-10所示。

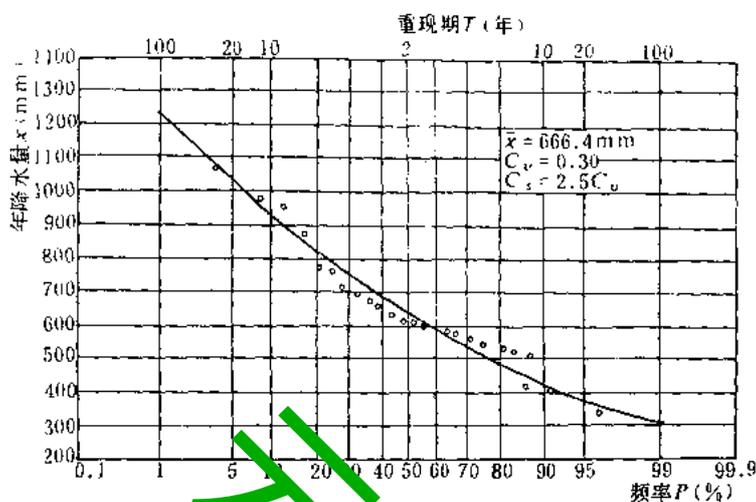


图 2-10 经验频率曲线

在水文计算中，对均值较为稳定（变化不大）的系列，如年径流和年降水量等，常用相对值（即变率）做纵坐标，便于综合对比分析。对均值不甚稳定的系列，如暴雨或洪水等，一般用绝对值（即变量）做纵坐标，绘制经验频率曲线。

3. 配线法 有了经验频率分布以后，可以通过曲线的配合来确定在线型已定情况下的总体分布参数，具体步骤如下：

- (1) 点绘经验点据（纵坐标为变量的取值，横坐标为对应的经验频率）。
- (2) 假定一组参数 \bar{x} 、 C_v 和 C_s 。为使假定值大致接近实际，可选用参数估值作为第一次 \bar{x} 和 C_v 的假定值，至于 C_s ，因抽样误差太大，一般假定 C_s 与 C_v 的比值。
- (3) 选定线型（一般选用偏态 III 型）。
- (4) 根据假定的 \bar{x} 、 C_v 和 C_s ，按一般方法绘出频率曲线。若不理想，则调整 C_v 以及 C_s 和 C_v 的比值再次进行计算，以求出在该 C_s 和 C_v 数值下最佳拟合的频率曲线。
- (5) 最后根据该频率曲线再与经验点据的配合情况，从中选择一条与经验点据配合最佳的曲线作为选用曲线。相应于该曲线的参数便看作是总体参数的估值。

从以上可以看出，配线法层次清楚，图象明显，方法灵活，操作方便，所以在水文计算中广泛采用。而这一方法的实质乃是通过样本的经验分布去探求总体的分布规律。

三、相关分析

(一) 相关关系的概念

两个随机变量之间的关系有三种情况：

1. 完全相关（函数关系） 如果有两个变量 x 、 y ，其中一变量 x 的每个数值，都与另一变量 y 的一个（或多个）完全确定的数值相对应，即 x 与 y 成函数关系（单值或多值函数关系）。我们说这两个变量是完全相关的，如图2-11所示。

2. 零相关（没有关系） 如果两变量之间互不相关或互不影响，则称为没有关系或零相关，如图2-12所示。这是最不密切的关系。

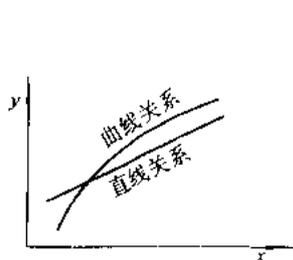


图 2-11 函数关系

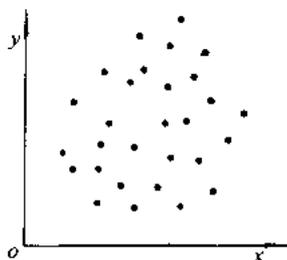


图 2-12 零相关图

3. 统计相关 另有一种情况，它们既不象函数关系那样密切，也不象零相关那样毫无关系，而是一种介乎这两种极端之间的一种关系，我们称为相关关系。如果将这种关系的点据绘在坐标纸上，就能发现这些点据虽然有些散乱，但却有一个明显的趋势，这种趋势可以用一定的数学曲线来近似的拟合。这种关系，称为相关关系。如图2-13所示。

相关分析就是建立多项变量间的相互关系。相关分析一般有两个任务：一是判断两个变量相关关系的密切程度（相关系数的大小）；另一是确定两个变量之间相关关系的数学形式（相关方程或回归方程式）。

(二) 相关图解法

在简单相关中，经常用图解法进行分析。图解法简单明了，避免大量的数字计算，仍可以得到满意的成果。相关图解法是把两种不同的水文要素（如某站径流量和流域降雨量的同期观测资料）点绘在一张方格纸上，得到很多的相关点，然后，分析点群的分布趋势，通过点群的中心用目估绘出其相关线，相关点应均匀分布在线的两旁。对个别偏离较远的点子，则要进行单独的分析，查明偏离的原因。如果这些点没有错误，则还要适当照顾其总趋势，但不能过分迁就。利用此相关线，就可以由降雨资料去插补（查算）径流资料。

(三) 相关计算法（简相关）

相关图解法虽有简单明了的优点，但有时用目估定线没有把握，如在精度要求较高时，最好用相关计算法。直线相关计算法，就是根据相关点据，配合一条直线方程式，并以此作为由自变量 x 求依变量 y 的工具。

在图2-14的直线相关中，相关直线的方程式可写成

$$y = a + bx \tag{2-9}$$

式中， x 为自变量， y 为倚变量， a 、 b 为待定参数。很显然，不同的 a 、 b 值将有不同的直线。其中总有一根直线，可以使实测点的纵坐标 y_i ，与直线上的纵坐标 $y = a + bx_i$ 的离差的平方和为最小，即当

$$\sum \Delta y^2 - \sum (y_i - y)^2 = \sum (y_i - a - bx_i)^2 \tag{2-10}$$

为最小时，则此直线便是最佳配合线，其方程就是所要确定的相关方程式。

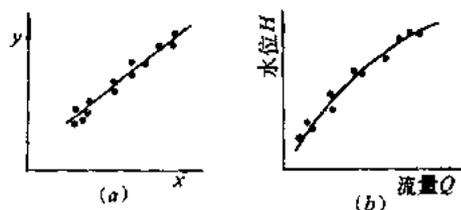


图 2-13 相关关系示意图
(a)直线相关; (b)曲线相关

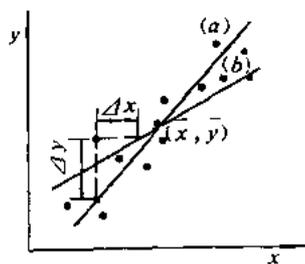


图 2-14 直线相关
(a)y倚x而变的回归线; (b)x倚y而变的回归线

用数学分析可以推导出能满足式 (2-10) 的 a, b 值分别为

$$a = \bar{y} - r \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \bar{x} \quad (2-11)$$

$$b = r \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \quad (2-12)$$

式中 \bar{x}, \bar{y} ——自变量 x 和因变量 y 同期的平均值;

σ_x, σ_y —— x 和 y 两系列的均方差;

r ——相关系数, 表示两变量间关系的密切程度。

相关系数 r 可以通过下式计算

$$r = \frac{\sum (K_{xi} - 1)(K_{yi} - 1)}{\sqrt{[\sum (K_{xi} - 1)^2][\sum (K_{yi} - 1)^2]}} \quad (2-13)$$

$$K_{xi} = \frac{x_i}{\bar{x}}, \quad K_{yi} = \frac{y_i}{\bar{y}}$$

式中当 $r = 0$ 时为零相关, $r = \pm 1$ 时为完全相关, $r = 0 \sim \pm 1$ 时为统计相关, 其中 $r > 0$ 为正相关, $r < 0$ 为负相关。

在相关分析中, 一般要求同步系列在 10 对以上, 且 r 在 0.8 以上时, 才能有比较密切的关系, 才能通过相关分析去插补延长系列。

将 a 和 b 代入式 (2-9), 则得

$$y = \bar{y} + r \frac{\sigma_y}{\sigma_x} (x - \bar{x}) \quad (2-14)$$

上式称为 y 倚 x 的回归方程式。由回归方程所决定的线, 称为 y 倚 x 的回归线。式中 $r \frac{\sigma_y}{\sigma_x}$ 称为 y 倚 x 的回归系数。

由上述各式可知, 只要求出相关系数 r 及各变量的均值和均方差, 则可确定回归方程, 进而可用自变量的数值, 展延倚变量的数值。

下面介绍另一种求回归方程的简捷方法

设 x 与 y 的关系式为 $y = a + bx$, 则每组对应观测值 (x_i, y_i) 都应符合 $y_i = a + bx_i$ 关系

(a, b 为待定参数, $i = 1, 2, \dots, n$), 按上关系式对几个方程求和得

$$\sum y_i = na + b\sum x_i \quad (2-15)$$

对 $y_i = a + bx_i$ 的每个式子都乘以 x_i 再求和, 得

$$\sum x_i y_i = a\sum x_i + b\sum x_i^2 \quad (2-16)$$

上两组方程组叫正规 (或标准) 方程组, 其解为

$$b = \frac{n\sum x_i y_i - \sum x_i y_i}{n(\sum x_i^2) - (\sum x_i)^2} \quad (2-17)$$

$$a = \bar{y} - b\bar{x} \quad (2-18)$$

此时的相关系数 r 为

$$r = \frac{n\sum x_i y_i - \sum x_i y_i}{\sqrt{(\sum x_i^2 - nx)(\sum y_i^2 - ny)}} \quad (2-19)$$

第二节 水文要素

一、自然界水份循环

地球表面70%以上被水覆盖。地球拥有的总水量约为14.5亿 km^3 , 其中94%是海水, 其余6%分布在陆地上。陆地水量为300亿 km^3 , 其中绝大部分是地下水, 地下水中93%属深层地下水, 矿化度较高。

地表水在太阳辐射的作用下, 从海洋表面及土壤表面和植物叶面蒸发到空中, 并随气流运行。在一定的条件下, 水汽凝结并以降水形式落到地面。降雨的一部分通过地面下渗形成地下水, 一部分形成地面径流并通过江河流回海洋, 一部分重新蒸发又回到空中。上述水份不断转移交替的现象称为水份循环。

海洋与大陆之间的水文交替过程叫大循环。陆地上的水在没流回海洋之前又蒸发到空中, 或海洋上蒸发的水汽没有吹向陆地, 就在空中凝结又落回海洋, 这种局部的水份循环叫小循环。

据计算, 每年参加水份循环的总水量约为51.1万 km^3 。从海洋蒸发到空中的水汽, 每年达44.8万 km^3 , 而海洋每年总降水量约为41.2万 km^3 , 两者所差的水汽3.6万 km^3 , 借助大气的运动输送到陆地上空。陆地上年降水量为9.9万 km^3 , 比年蒸发量6.3万 km^3 多3.6万 km^3 , 这些多余的水量, 又通过江河流回海洋。这种海洋——空中——陆地——海洋的水份循环, 如图2-15所示。

二、降水

(一) 降水的成因和类型

降水是指由空中降落到地面的雨、雪、雹、霜、露等液态水和固态水的总称。空气中水汽含量的增加和空气大规模地向上抬升, 是产生降水的两个基本条件。

水平方向物理属性 (温度、湿度等) 较均匀的大块空气叫气团。当气团受某种力的作用向上抬升时, 气压减小, 空气膨胀做功, 消耗自身能量, 致使空气温度降低。这种上升冷却的结果, 使原来饱和的空气不仅达到饱和状态, 而且造成大量的水汽凝结。当冷凝物

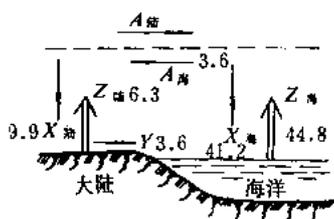


图 2-15 地球上水分循环示意图 (单位: 万 km^3)

$Z_{海}$ —海洋上的蒸发; $X_{海}$ —海洋上的降水;
 $Z_{陆}$ —陆地上的蒸发; $X_{陆}$ —陆地上的降水;
 Y —径流; $A_{海}$ —从海洋向陆地输送的水汽;
 $A_{陆}$ —从陆地向海洋输送的水汽

达到一定的重量, 空气托浮不住时, 便会降落地面, 形成降水。

降水按空气上升的原因, 主要有四种类型:

(1) 锋面雨: 冷暖气团相遇, 其交界面叫锋面。当冷气团侵入暖气团下部, 锋面向暖气团方向移动, 暖空气被楔形的冷空气抬升, 发生动力冷却而成雨, 称为冷锋雨。若暖气团行进速度快, 受到移动缓慢的冷气团的阻挡, 锋面向冷气团方向移动, 暖空气主动滑行到冷气团

上方而形成降雨, 称为暖锋雨。

(2) 地形雨: 当暖湿气流遇到山岭阻碍时, 被迫沿山坡迎风面上升, 由冷却凝结成云而降雨, 称为地形雨。

(3) 对流雨: 地面受热, 温度升高, 下层空气膨胀和上层空气形成对流状态。下层带有大量水汽的暖空气上升到温度较低的高空时, 便凝结致雨, 这叫对流雨。

(4) 台风雨: 当热带海洋上的风暴侵入大陆后, 风暴眼区盛行下降气流, 其周围则盛行上升气流而致雨, 叫台风雨。

(二) 降水量的特征值

(1) 降水历时 t : 一次降水所持续的总时间, 叫降水历时。它也可以指某一固定时段, 如 1 小时、24 小时或一个月等。

(2) 降水量 H : 降水的数量必须与一定的时段相联系, 可以是一次降水总历时的降水量, 也可以是某一固定时段的降水量, 以 mm 表示。

(3) 降水强度 i : 是指单位时间内的降水量, 即 $i = \frac{H}{t}$, 计算出的降水强度是代表时段内的平均强度, 用 mm/min 或 mm/h 表示。

我国气象部门按 24 小时降水量的大小, 一般将降雨分为以下四级: 1 mm 以下为小雨; 10 ~ 25 mm 为中雨; 25 ~ 50 mm 为大雨; 50 ~ 100 mm 为暴雨。超过 200 mm 的称特大暴雨。

(三) 流域平均降水量的计算

在河流某一控制断面上, 汇集地表水和地下水的区域叫流域。相邻两流域的界线称为分水线。以地面分水线所控制的面积为流域面积, 也叫集水面积。

流域内各地的降水量是不同的。因此, 在分析流域的降水与径流关系时, 需要由单站雨量计算流域平均降水量。根据资料可分为以下几种计算方法:

(1) 算术平均法: 当流域内雨量站分布较均匀, 且地形起伏变化不大时, 可以把各站同一时段观测的降水量, 用算术平均法求出流域的平均降水量。用下式计算

$$\bar{H} = \frac{H_1 + H_2 + \dots + H_n}{n} = \frac{\sum_1^n H_i}{n} \quad (2-20)$$

式中 \bar{H} ——流域平均降水量 (mm);

H_i ——流域内各站同时段的降水量 (mm);

n ——雨量站的个数。

(2) 泰森多边形法: 先将流域内的雨量站用直线联结成三角形, 再作各三角形每边的垂直平分线, 将流域分成若干多边形, 如图2-16所示。每个多边形面积 f_i 上的降水量, 以这块面积中的雨量站的降水量 H_i 代表, 则流域平均降水量 \bar{H} 可用下式计算

$$\bar{H} = \frac{f_1 H_1 + f_2 H_2 + \dots + f_n H_n}{f_1 + f_2 + \dots + f_n} = \frac{\sum_1^n f_i H_i}{F} \quad (2-21)$$

这种方法的特点是, 由于各雨量站在流域范围内所控制的面积大小不同, 因此, 在推求其平均值时应当考虑到它们所占的比重, 故也叫加权平均法。当雨量站分布不均匀或流域内地形变化较大时, 多采用此法。

(3) 等雨量线法: 当流域内有足够多的雨量站时, 可先绘出其等雨量线, 如图2-17

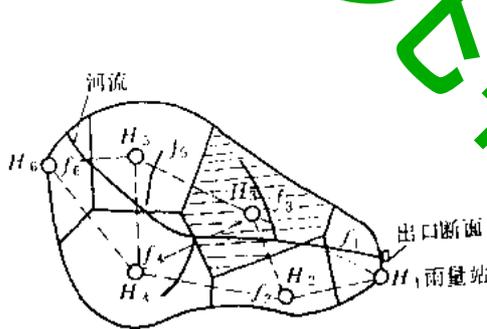


图 2-16 泰森多边形

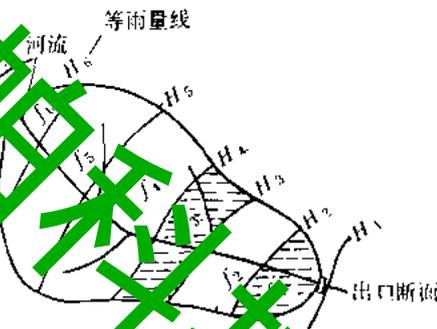


图 2-17 等雨量线

所示者, 再根据等雨量线来计算流域平均降水量。求算时, 先以相邻两等雨量线的降水量 (H_i, H_{i+1}) 的平均值, 乘以该两等雨量线在流域范围内所控制的面积 f_i , 然后累加求出其总降水量, 再除以流域总面积 F 便得流域平均降水量 \bar{H} , 即

$$\bar{H} = \frac{\sum_1^n \frac{H_i + H_{i+1}}{2} f_i}{F} \quad (2-22)$$

等雨量线法较为精确, 但要求有较多雨量站的资料, 又因工作量大, 一般较少采用。

三、蒸发

蒸发是水由液态或固态变成气态的过程。流域内总蒸发量包括水面蒸发、土壤蒸发和植物散发。

(一) 水面蒸发

水面蒸发是水库、湖泊水量损失的主要组成部分，又是利用水量平衡法研究陆面蒸发的基本参考资料。

影响水面蒸发的主要因素是气象条件，如蒸发面的温度、湿度、风速和气压等。当蒸发面的温度增高或空气的干燥程度加大时，蒸发速度也就加快。风则加强了蒸发面空气的交换，也加快了水面蒸发。

(二) 土壤表面蒸发

土壤表面蒸发是土壤水汽逸出地面而蒸发的现象。在一般情况下，当一个流域内的陆地面积大于水面面积时，其土壤总蒸发量也会大于水面总蒸发量。

凡影响水面蒸发的气象因素均能影响土壤蒸发。此外，土壤蒸发还受地下水面、土壤结构、土壤含水量、土壤的色泽、地势、植物被覆和降水方式等因素的影响。

(三) 植物散发

土壤中水份经植物根系吸收后，输送到叶面散发到大气中去，叫植物散发或蒸腾。植物消耗在散发上的水量也很大。植物的散发不是单纯的物理作用，而是一种生理过程的体现。

影响植物散发的因素，除气温、湿度、土壤温度外，还有太阳辐射、植物的性质等因素。

四、下渗

下渗是水从土壤表面渗入土壤内的运动过程。研究下渗的物理现象和变化规律，对认识降雨——径流形成的规律，并对流域内进行洪水计算，都具有十分重要的意义。

(一) 下渗的物理现象

水分向土壤下渗的过程可分为两个阶段，第一阶段称为渗吸阶段，在此阶段内，水被土壤颗粒吸附而成薄膜水，土壤孔隙未被水全部充满，土壤未达到饱和状态。第二阶段为下渗阶段，由于毛管力和重力的作用，水份迅速向下作不稳定的流动，直至土壤孔隙全部为水所饱和。因此，在土壤渗吸阶段，水份是在非饱和的土壤中运动，初始下渗强度很大，以后逐渐减小至稳定的下渗强度。在自然情况下，渗透水到达不透水层后，就形成一种支持重力水，而支持重力水继续积累便形成了临时地下水层或称上层滞水，此时下渗停止。

(二) 下渗量的变化规律

下渗量的大小可用下渗总量 (mm) 或下渗强度 f (或称下渗率, mm/h) 表示如下

$$f_t = (f_0 - f_c)e^{-\beta t} + f_c \quad (2-23)$$

式中 f_t —— t 时刻的下渗率;

f_0 —— $t=0$ 时的初始下渗率;

f_c ——稳定下渗率;

β ——递减指数;

e ——自然对数的底。

上式表明， f_t 的变化符合指数递减规律。其中 f_c 和 β 都是反映土壤特性的，只要求得这些实验参数，上述公式就可以定型了。

第三节 流域基本特征和径流形成

一、流域的几何特征

(一) 流域面积的大小

流域系由分水线所包围。从图 2-18 中可看出, 流域面积的形状通常是中部宽阔, 在河源及出口断面处较窄狭, 流域面积的大小能影响河流流量的多少。大河因能取得较为稳定的地下径流, 加上支流的汇入, 一年内径流的变化比小河为均匀。

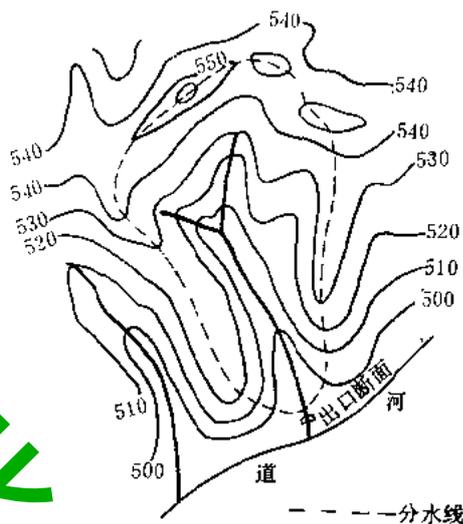


图 2-18 集水面积示意图

(二) 流域的形状特征

流域面积的形状与河系的分布有关。在扇形河系里, 径流较易集中, 容易发生大洪水。在羽形河系里, 径流汇入河道时, 持续时间较长, 径流变化缓慢。当流域形状很不规则时, 分水线也长, 径流分散, 不易集中。此外, 流域左右两岸河系与面积的分布是否对称, 也能影响径流的变化。

流域的形状特征, 常用流域长度和流域平均宽度、流域形状系数等特征值表示。

(1) 流域的长度和平均宽度: 流域的长度 L 是指流域的几何中心轴线长度。中小流域, 当流域形状比较规则时, 多用江河出口断面至分水岭处的干流长度作为流域长度。流域平均宽度 B , 可用 $B = F/L$ 计算。 F 为集水面积, 对于 F 相同的两个流域, L 愈长, B 愈窄小, 则径流分散; L 愈短, B 愈宽阔, 径流较易集中。

(2) 流域形状系数: 为流域的平均宽度 B 与长度 L 的比值, 以 K_f 表示

$$K_f = \frac{B/L}{L} = \frac{F}{L^2} \quad (2-24)$$

K_f 是一个无因次系数。当 $K_f \approx 1$ 时, 流域形状近似为方形; $K_f < 1$ 时, 流域为长方形; $K_f > 1$ 时, 流域近似为扁形。如前所述, 流域形状不同, 对汇流的影响也是不同的。

(三) 流域的地形特征

流域的地形特征, 一般用流域平均高度, 流域平均坡度及主河道的平均比降等表示。

(1) 流域的平均高度: 表示流域集水面积 F 范围内, 地表的平均高程, 用 \bar{Z}_0 表示。由流域地形图计算时, 先用求积仪量出流域范围内相邻两等高线之间的面积 f_i , 然后乘以此相邻两等高线之间的平均高度 Z_i , 可用下式计算

$$\bar{Z}_0 = \frac{f_1 Z_1 + f_2 Z_2 + \dots + f_n Z_n}{F} = \frac{\sum_1^n f_i Z_i}{F} \quad (2-25)$$

(2) 流域的平均坡度:表示流域表面坡度的平均情况,若相邻两等高线的高差用 ΔZ 表示,流域范围内各等高线的长度用 L_0, L_1, \dots, L_n 表示,则流域的平均坡度 J_0 ,可用下式计算,一般以千分率(‰)表示

$$J = \frac{\Delta Z (0.5L_0 + L_1 + \dots + 0.5L_n)}{F} \quad (2-26)$$

(3) 主河道平均比降:主河道长度是从某一出口断面到河源(一般延伸到分水岭)的距离,由等高线通过河道处的距离量计。

由于河道平均高度 \bar{Z} 为河道纵断面图的断面面积与主河道长度 L 的比值,即

$$\bar{Z} = \frac{1}{2} [Z_1 L_1 + (Z_1 - Z_2) L_2 + (Z_2 + Z_3) L_3] / L \quad (2-27)$$

则主河道的平均比降 J 可用下式表示

$$J = \frac{\bar{Z}}{L} \quad (2-28)$$

将式(2-27)代入式(2-28),化简后可得

$$J = \frac{Z_1 L_1 + (Z_1 - Z_2) L_2 + (Z_2 + Z_3) L_3}{2L^2} \quad (2-29)$$

式中 J 用千分率(‰)表示; Z 及 L 用 m 表示。

流域与主河道的平均高度,可间接反映降水量和蒸发量的大小,因在同一地区内,随着高度的增加,有降水量增加而蒸发量减少的趋势。流域主河道平均比降,直接影响汇流的速度。因此,流域的地形特征对径流的形成也是有直接影响的。

(4) 主河道的弯道环流:当主河道转弯时,在河弯深槽处紧贴岸边的水的质点沿着河岸曲线偏转或移动,而后面的水流就不受河岸的阻碍,但受到偏移而靠岸水流的阻碍,靠岸水流由于从河中表面水流所给的压挤而向下沉降,形成从岸边向河中的沿底部运动。在横断面中,这种聚拢表面流速并转向河底的运动称为弯道环流,如图2-19所示。当左岸

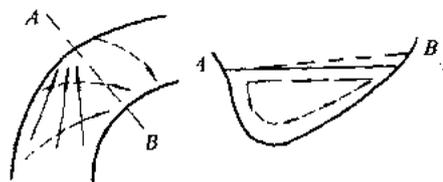


图 2-19 弯道环流示意图

为凹形时,环流呈反时针方向;当右岸为凹形时则呈顺时针方向,而在河槽平面图上底流的方向则用虚线表示。因此,弯道环流是水流弯曲的结果,因之产生垂直于流线方向的离心加速度。由于垂直流速的不等分布,靠水面的加速度必然大于近底部的加速度。

在横断面中靠近凹岸的流速显然将是最大的,而近凸岸的流速将是较缓的;这样的流

速分布是因靠近凹岸主流通过的是压缩断面，而靠其他岸时，主流通过的是较宽空间，因而流速较小。投向下面而又无浮沙的、即较轻的表面水流下潜时顺道冲刷凹岸，曳引着悬浮质，并在向上升起时渐渐地把大部分泥沙留放在靠近凸岸的地方。因此凸岸的淤积，不仅由于弯道环流的影响，同时也包括从上游河段带过来的泥沙。

二、流域的自然地理特征

(一) 流域的地理位置

常用经纬度表示流域的边界和流域的中心位置。地理位置可表示流域距离水源地的远近及其流域的关系，同纬度地区的气候和降水的成因有一致性，可供对比分析。

(二) 流域的地质与土壤

流域内地质与土壤的特性，对下渗水量及河流挟沙情况都有影响。如因地质构造和风化作用造成的裂隙，将增加下渗，减少地面径流。此外，土壤的物理性质，如沙土渗透大，粘土渗透小，黄土易冲刷等，都不同程度地影响着河川径流的变化。

(三) 流域内植被覆盖

植被覆盖受气候、地形、土壤及人类经济活动的影响，但它的存在又显著地影响着气候、下渗和地形。如植被增加了地面糙度，延长了地面汇流时间，增加了入渗水量。植物的散发减少了地下径流的情况。林区可使近地层空气乱流增强，风速减弱，田间水分减少，空气相对湿度提高，降水量一般比无林区多。总之，流域内大规模地植树造林，不仅对制服严重的风沙危害和水土流失有显著效果，同时也可大大改变地区的水分循环条件。这主要是减少地面径流，增加地下径流，达到削峰错峰，减少泥沙的目的。

(四) 流域内湖泊与沼泽

湖泊与沼泽对径流起调节作用，可以减缓洪水，增补枯水。在干旱地区，由于湖泊与沼泽可增加水面蒸发，这对促进水份循环，改变气候条件都起着积极的作用。流域内湖泊（或沼泽）面积占流域总面积的百分数，叫湖泊（或沼泽）率。

三、径流形成过程

从降雨到水流流经流域出口断面的整个物理过程，称为径流形成过程。

(一) 地面径流形成过程

1. 产流阶段

(1) 流域降雨：一场雨水的降雨强度随时都在变化，降雨在空间的分布也较复杂，既可以笼罩全流域，也可以发生在局部地区。而暴雨中心则常是沿着某一方向移动。若流域范围较大时，一场雨水也可能有几个暴雨中心。降雨在空间和时间上的变化，直接影响径流的变化。所以，分析径流的形成，首先应分析降雨。

(2) 流域渗蓄：降雨初期，一部分雨水（ C ）直接落在河槽水面上，大部分雨水（ x ）落在地面上。地面上如有植物被覆，则首先截留一部分雨水（ I ）。截留后落下或直接落在地面上的雨水，先满足地面下渗（ μ ）的需要。当降雨强度超过下渗强度时，则在地面的洼陷处储蓄部分水量（ D ）。渗入地下的地下水（ B ）能否注入河川，随地下水与河中水面关系而定。流域渗蓄简单示意图，如图2-20所示。

(3) 流域产流：当降雨满足土壤下渗、植物截留、洼池填蓄的水量后，如降雨强度

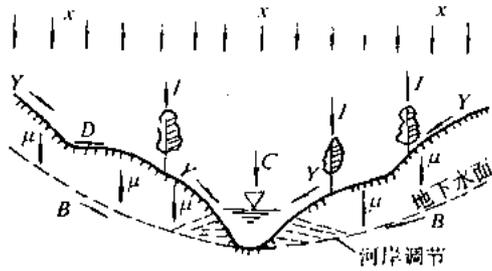


图 2 20 流域渗蓄与地面径流

继续增加，超渗雨便可产生地面径流（Y）。因降雨强度分布不均匀以及流域的物理性质不同，可能出现全面积产流，也可能是局部面积产流。

2. 汇流阶段

(1) 坡面漫流：当流域上发生超渗雨，就会产生坡面漫流。漫流首先在流域中透水性较差及坡度较陡的地方出现，而后随降雨强度的

加大逐步扩大其漫流范围。

坡面漫流有两种形式：一是片流，积水铺满地表，水在坡面呈片状流动，漫流的水深及流速均较小；二是沟流。当坡面坡度陡及降水强度大的情况下，水在坡面上冲蚀成小的沟槽，水流由小沟溪流入河网。这时，漫流的水深及流速均较大，水流呈紊流状态。以上两种形式可同时存在，也可随水力条件的变化而互相转化。

坡面漫流因路径较短，所需时间不长。由于不断有径流加入，加之地形起伏的变化及持续的下渗损失，漫流的水深和流速在不同的时间和地点都在不断地变化，故属于不稳定流。

(2) 河槽集流：水自坡面流入河槽后，通过河网上游到下游，从支流到干流，沿河槽作纵向流动，直到流出口断面，这种现象称为河槽集流。

产流开始后，流域出口断面处的水位就逐渐上升。坡面漫流的水量逐渐增加，通过河槽集流向下游传递，汇入出口断面的流量逐渐加大，水位很快上升。这种洪水期的河槽集流，实质上是洪水波的传递。由于河槽本身可容蓄一部分水量，当进入河槽水量为最大时，并非出口断面的流量也很大，这种现象称为河槽的调蓄作用。

河槽集流系从雨水由坡面或溪沟汇入河网开始，直到最后流至出口断面为止的全过程。河槽集流过程与河槽的纵横断面、弯曲程度、糙率等变化有关，其过程是很复杂的。

(二) 地下径流的形成

地下水主要来自下渗的雨水。下渗的水量渗透到土壤饱和层后，抬高了潜水的水位。渗流经过相当长的时间，通过潜水及深层地下水补给河道形成地下径流。潜水在地下潜流过程中，有时被深根植物吸取而蒸发，也可能流到其它流域。潜水埋藏在地下，起着地下蓄水库的作用。当流域久旱不雨时，地下径流是河川径流的主要源泉。

四、人类经济活动对径流的影响

天然情况下的水分循环中，径流在时间和地区上的分配与人类的需要常常不相适应。为了解决这个矛盾，需要对水份循环的现象积极地加以改造。

(一) 人类经济活动的措施

人类经济活动涉及范围较广，对径流影响较大的有农、林、牧、水利等措施。农业措施包括大规模地平整和深翻土地，有计划地开垦荒地，改良农业技术和改进耕作制度等。

林牧业措施包括封山育林、植树造林、种植牧草及一系列水土保持措施等，对流域植被情况有显著的影响。水利措施包括大中小型水库和塘堰等蓄水工程，各种引水、提水工程的修建，流域的河网化及灌区的田园化，江河的整治，坡地、盐碱地、红壤土低产田治理等，不仅改变了地貌条件，更重要的是改变了水份循环的路径。

(二) 各种措施对径流的影响

人类经济活动的各种措施是互相配合，互有影响的。它对径流的形成有以下的影响：增加了流域的总蒸发量、降雨初期的下渗及稳定下渗量；延缓了坡面漫流与河槽集流，增长了汇流时间；增加了地面拦蓄径流的作用。

人类经济活动对年径流影响的总趋势是、减少地面径流，增加地下径流，使径流的年内分配较为均匀。对洪水的影响是，削减了洪峰流量和洪水总量，延缓了洪水出现的时间。对泥沙的影响是，减弱了暴雨对地面的冲蚀，减少了河道的泥沙。总之，随着这些措施的开展，就能在一定时间内起到作用。

人类经济活动，尤其是大型水利水电工程的兴建，对上下游径流的影响是显著的。因此，在水利水电工程修建以后，应重视管理，加强观测，这对充分发挥工程效益，进一步实现规划要求及合理利用水利资源都有重要的意义。

五、流域的水量平衡

在本章的第二节里，已对地球水量平衡的基本原理作过介绍。这里将在讲述径流形成过程及其影响因素之后，进一步研究联系流域中各水文要素（降水、径流、蒸发等）的流域水量平衡方程。

(一) 流域水量平衡方程

1. 闭合流域任一时段的水量平衡方程 根据水量平衡原理，任何时段内，进出流域水量之差，应等于流域内蓄水量的变化。对闭合流域，因地面与地下分水线重合，不存在通过地下流入或流出水量的问题。在任一时段内，水量的平衡方程式表示如下

$$X - Y - E = \pm \Delta W \quad (2-30)$$

式中 X ——流域平均降水量；
 Y ——流域内径流量；
 E ——流域内总蒸发量；

$\pm \Delta W$ ——流域内储水量的增减量。在枯水期， ΔW 为负，丰水期， ΔW 为正。

2. 闭合流域多年平均水量平衡方程 若时段为一年，当观测年份较长时，因枯水年和丰水年的交替出现，由式(2-30)知，多年期间其 $\pm \Delta W$ 的平均值 $\frac{\sum \Delta W}{n} \rightarrow 0$ ，则式(2-30)

可写为

$$\bar{X} = \bar{Y} + \bar{E} \quad (2-31)$$

3. 非闭合流域任一时段的水量平衡方程 对于非闭合流域，因地面与地下分水线不重合，通过地下流入或流出本流域的水量若为 $\pm \Delta V$ ，则水量平衡方程式为

$$X = Y + E \pm \Delta \bar{W} \pm \Delta V \quad (2-32)$$

通过水量平衡方程，可以对水分循环的各个环节进行定量的分析，并根据其变化规律

来研究降水与径流的关系。

(二) 径流特征及其单位

为了说明河川径流在时间上的变化,也便于对不同地区的比较,在分析与计算时,采用以下单位:

(1) 流量:单位时间内通过某一过水断面的水流体积叫流量,用 Q (m^3/s) 表示。其计算时段不同,有瞬时、日平均、月平均、年平均及多年平均流量等。

(2) 径流总量:某一时段 T 内通过某一过水断面的总水量,叫径流总量,用 W (m^3) 表示。它与流量的关系为

$$W = QT \quad (2-33)$$

(3) 径流模数:单位面积上的流量叫径流模数,用 M 表示 [$m^3/(s \cdot km^2)$ 或 $L/(s \cdot km^2)$]。当 Q 为 m^3/s , F 为 km^2 , M 为 $L/(s \cdot km^2)$ 时,其关系如下

$$M = \frac{Q}{F} \times 1000 \quad (2-34)$$

(4) 径流深:某一时段内的径流总量均匀地平铺在流域面积上的水层深度,叫径流深,用 Y 表示 (mm)

$$Y = \frac{W \times 10^9}{F \times 10^{12}} = \frac{W}{1000F} \quad (2-35)$$

当时段为一年时, $T = 31.54 \times 10^6$ 。 Y 与 M 的关系,可通过上述各式变换为

$$W = Q \times T = \frac{MF}{1000} \times 31.54 \times 10^6 = 31.54 \times 10^3 MF$$

$$Y = \frac{31.54 \times 10^3 MF}{1000F} = 31.54 M \quad (2-36)$$

(5) 径流系数:流域某时段内径流深与形成这一径流的流域平均降水量 X 的比值,叫径流系数,以 a 表示,为无因次数。

$$a = \frac{Y}{X} \quad (2-37)$$

以上各种特征值的换算关系,见表2-1。

表 2-1 各种径流特征值及其换算表

换算前单位 单位换算关系式 换算后单位	Q (m^3/s)	W (m^3)	M [$L/(s \cdot km^2)$]	Y (mm)
Q (m^3/s)		WT	$10^{-3}MF$	$10^3YT^{-1}F$
W (m^3)	QT		$10^{-3}MTF$	10^3YF
M [$L/(s \cdot km^2)$]	10^3QF^{-1}	$10^3WT^{-1}F^{-1}$		10^3YT^{-1}
Y (mm)	$10^{-3}QTF^{-1}$	10^3WF^{-1}	$10^{-6}MT$	

第四节 小流域设计洪水过程线的推求

一、概述

(一) 小流域设计洪水计算的特点

我国流域面积在几百平方公里以下的小河流不计其数。在这些小河流上兴建中小型水库、发展灌溉渠系等工程，以及交通、城市和工业区的建设都要求提供这些小流域某种频率的设计洪水。因此，小流域设计洪水计算，是生产上的迫切需要。小流域设计洪水的计算与大中流域比较，有许多特点：

(1) 小流域为数众多，一般无实测径流资料，雨量资料也比较短缺，有时连洪水调查亦感困难。所以，小流域设计洪水计算，常常属于短缺资料情况下的水文计算问题。

(2) 由于小流域上兴建的中小型水利工程，一般调洪能力较差，甚至根本没有调洪能力。而这些工程的规模尺寸，又应以设计洪峰流量来控制。因此，小流域设计洪水的计算，主要是解决设计洪峰流量问题，对设计洪水过程线的要求，则可以粗略一些。

(3) 小型工程数量庞大，在交通线路和开山渠道的建设中，常需在短时间内计算大量过河、过沟和泄洪建筑物设计所需的设计洪水数据。这就要求计算方法简便，易于掌握，且能保证一定的精度。

(二) 小流域设计洪水计算的途径

(1) 暴雨径流的途径：小流域由暴雨推求洪水，最主要的方法为推理公式法。该法采用暴雨公式推求设计暴雨，并以洪水形成原理为基础，对流域的产流汇流各环节，在一定的概化条件下，建立推理公式来计算设计洪峰流量。这类方法具有较大的灵活性和普遍性，公式的建立有一定的理论基础，但又根据经验综合地处理了各种参数，它是目前小流域洪峰流量计算最常用的方法之一。

(2) 经验公式途径：这种方法是利用实测流量资料和洪水调查资料，经相关法加以分析归纳，并进行地区综合，建立洪水要素与主要影响因素之间的经验关系，并以方程式的形式表达出来，用到无资料地区来推求设计洪水。例如，设计洪峰流量与流域面积的经验公式法、综合单位线法等，均属于这一类途径。经验公式结构形式简单，计算环节较少，易于掌握，在群众性小型水利工程设计中使用较多。

(3) 历史洪水调查加成：当因条件限制无法采用上述两种方法时，或为了多种方法的对比分析，可采用实测洪水加成，调查历史洪水加成，移用相似流域的实测或调查洪水加成等办法来推求设计洪水。但选择加成倍数时很难避免主观任意性，故这种方法单独使用不多。

采用何种途径和方法计算设计洪水，主要应根据具体的资料条件和所要求的精度而定。应当指出，上述各种方法都是在一定的概化条件下建立的，因而计算的成果与洪水的实际过程仍有一定的差距。为减少这种误差，除通过加强实测暴雨洪水的对应资料和水文实验

研究,分析洪水形成规律外,还必须对计算成果进行合理性检查和论证,而历史上和近期发生过的大洪水,是分析与论证的重要资料。

二、小流域设计暴雨

(一) 小流域设计暴雨的计算特点

计算小流域设计洪水的方法,如推理公式、综合单位线法以及某些经验公式等都需要推求设计暴雨。根据小流域设计洪水计算方法的要求,小流域设计暴雨有下列特点:

首先,在推理公式中,常常是以流域中心的点雨量代表面雨量。因为小流域面积较小,可以认为暴雨在空间上的变化不大。而且,暴雨中心常常并不恰好在流域中心处,所以一般将流域中心点雨量视作面雨量,在很大程度上就是以点雨量来代表小流域的雨量范围。

其次,推理公式所要求的暴雨,是具有某一频率的一定时段的暴雨量或平均暴雨强度。计算方法不仅要能很方便地用于无资料地区,而且按推理公式的要求,必须应用灵活。也就是说,希望在推求设计暴雨时,能用综合的简单公式或图表便于查算。

有的方法,例如综合单位线法,是需要推求暴雨过程的,而对于小流域,一般只需要24小时内的分配过程就可以满足要求。

(二) 雨量~历时~频率关系曲线

暴雨公式或相应的图表,是根据各站雨量~历时~频率关系曲线作出来的。单站雨量~历时~频率关系曲线的制作方法如下:

(1) 根据各站的自记雨量资料,独立选出不同时段内的最大暴雨量。统计时段一般取10、30、60、120、180、360、480、720、1440min。

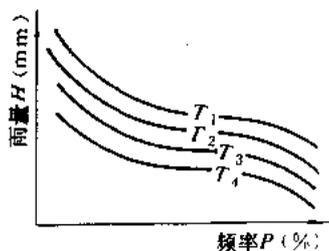


图 2-21 不同时段最大暴雨量的频率曲线

(2) 将各时段内的年最大暴雨量系列作频率计算。方法将在下一节介绍。

(3) 将各时段的暴雨量频率曲线绘在同一张频率格纸上进行比较,如图2-21所示。这些曲线在使用范围内不能相交,如相交时必须进行调整。

(4) 在经过调整的频率曲线上,读取各种历时且不同频率的暴雨量。表2-2列举了7个时段两种频率的暴雨量作为示例。

表 2-2 不同频率各时段雨量摘录表 (mm)

l(min) \ P (%)	10	30	60	180	360	720	1440
0.1	46.3	86.0	108	155	244	317	418
1.0	33.6	62.5	78.5	112	163	210	279

(5) 根据表2-2的数据,可以在普通坐标纸上,点绘出雨量~历时~频率关系曲线。

经过分析得到的这种曲线,反映了当地的暴雨特性,而暴雨特性又综合反映了当地的气候条件。众所周知,气候条件是有-定的地区规律的,因而暴雨特性曲线亦具有地理分布规律,并从中制定出相应的图表或公式,就可解决无资料地区推求设计暴雨的问题了。

(三) 常用暴雨公式

常用暴雨公式就是表示某时段内的平均暴雨强度*i*、历时*t*、频率*P*之间关系的公式。目前我国常用的系两种指数型暴雨公式,即

$$i = \frac{S_p}{t^n} \quad (2-38)$$

$$H_t = S_p t^{1-n} \quad (2-39)$$

和
$$i = \frac{S_p}{(t+d)^{n_d}} \quad (2-40)$$

$$H_t = S_p \frac{t}{(t+d)^{n_d}} \quad (2-41)$$

式中 *i*——暴雨强度 (mm/h或mm/min);
H_t——历时为*t*的暴雨量 (mm);
S_p——暴雨参数,或称雨力,即*t*=1时的暴雨强度 (mm/h);
n, n_d——暴雨衰减指数;
d——时间参数。

式(2-38)的优点是,结构形式比较简单,雨量 and 强度换算方便。但降雨历时*t*→0时,强度*i*→∞是不合理的。在*t*很小时,*n*和*S_p*的微小变化,都会使*i*值有较大的变动,直接影响计算成果。式(2-40)增加了参数*d*与资料点拟合较好,适用范围扩大了;但雨量与强度的换算比较麻烦,同时,也增加了分析参数*d*的工作。我国水利部门多用式(2-38)分析暴雨的特性。

(四) 年最大24小时设计暴雨量的计算

最大24小时暴雨是一次暴雨过程中连续24小时的最大雨量。目前气象和水利部门所刊印的资料,都只给出固定日分界(8小时或24小时)的日雨量。很明显,日雨量一般小于、至多等于24小时雨量。因此,对于只有历史记录的日雨量资料,则其年最大日雨量必须换算成年最大24小时雨量后才能符合计算要求。换算方法是将日雨量乘以大于1.0的系数,即

$$H_{24} = KH_H \quad (2-42)$$

式中 *H₂₄*、*H_H*——最大24小时雨量和最大日雨量 (mm);

K——系数,一般在1.1~1.2之间。

由于雨量站比流量站多得多,所以不少小流域内都可能日雨量资料。在这种情况下,则式(2-42)的换算则是无必要的。

三、用推理公式法计算设计洪峰流量

推理公式又称合理公式,可以从线性汇流理论推导出来,现用等流时线加以说明

设某流域的汇流时间为 τ ，以单位时段绘制出若干等流时线，各等流时线间的面积为 f_1, f_2, \dots 。如果下了一场暴雨，暴雨的强度和损失强度在空间上是均匀的。因而产流强度也应当是均匀的。若各单位时段的产流强度依次为 r_1, r_2, \dots ，则流域出口断面的流量过程为

$$\begin{aligned} Q_1 &= r_1 f_1 \\ Q_2 &= r_2 f_1 + r_1 f_2 \\ Q_3 &= r_3 f_1 + r_2 f_2 + r_1 f_3 \\ &\dots \end{aligned}$$

其通用式为
$$Q_j = \sum_{k=1}^j r_k f_{j-k+1} \quad (2-43)$$

式中 Q_j ——第 j 时段末的流量值；
 r_k ——第 k 时段的产流强度。

若流域汇流时间为3小时，按 $\Delta\tau = 1$ 小时绘制等流时线，并将流域划分为三块按等流时线间的面积为 f_1, f_2, f_3 ，如图2-22所示。又假定出现一场净雨历时大于3小时的暴雨，且产流强度在时间、空间上都是均匀的，即 $r_1 = r_2 = r_3 = r$ ，由此可以看出，最大流量出现在第三时段末，其值为

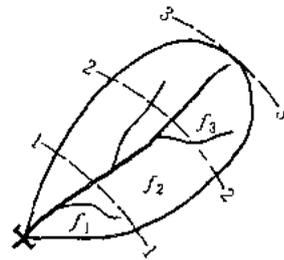


图 2-22 等流时线示意图

$$\begin{aligned} Q_m &= r(f_1 + f_2 + f_3) \\ f_1 + f_2 + f_3 &= F \\ Q_m &= rF \end{aligned} \quad (2-44)$$

而
则
式中 F ——流域面积。

若继续降雨且产流强度不变，则最大流量也不变，且一直保持下去，直至降雨停止才开始减退。

式(2-44)是表示当净雨历时大于流域汇流时间 τ 时， τ 时段内(最大)暴雨在全流域面积内形成最大流量的计算公式，一般称为全面汇流。式中的产流强度 r (即净雨强度)等于时段平均降雨强度 i 减去损失强度 u 即

$$r = i - u$$

或由降雨强度 i 乘以洪峰径流系数 a 。即

$$r = ai$$

于是式(2-44)可写成下面推理公式的基本形式

$$Q_m = (i - u)F \quad (2-45)$$

或

$$Q_m = aiF = CF \quad (2-46)$$

推理公式的基本假定，除上面提到的以外，还认为暴雨、洪水为同频率情况。根据这一假定，则设计频率的洪水也可用同频率的暴雨来计算。

四、用地区经验公式法计算设计洪峰流量

(一) 建立地区经验公式的基本原则

计算小流域设计洪峰流量，除推理公式外，目前还广泛使用地区经验公式。

众所周知，影响洪水形成的因素很多，如暴雨量的大小及其分布特点，流域形状及面积大小、河道比降、河道长度以及流域的植被和土壤地质条件等。如果能找出一些主要影响因素与洪水的某些要素或统计参数建立相关关系，然后根据相关曲线的线型配以适当的数学方程式，就叫经验公式。经验公式中的参数，可用分区法或等值线图法进行地区综合，即可用来推求无资料流域的设计洪水。下面介绍几种我国常见的经验公式。

(二) 单因素经验公式

推求洪峰流量的经验公式，是根据一个地区小流域的实测和调查洪水资料，分析洪峰流量与其主要影响因素之间的关系，加以地区综合，然后以数学方程的形式表示出来的。如洪峰流量与流域面积的关系，即为单因素表达式

$$Q_P = C_P F^n \quad (2-47)$$

式中 Q_P ——频率为 P 的设计洪峰流量 (m^3/s)；

F ——流域面积 (km^2)；

C_P, n ——与流域特征及频率有关的经验系数和指数，一般水文手册中有现成数值可查。

这种经验关系形式简单，只考虑流域面积一个因素的影响。而流域面积本身就综合反映了河长、河网密度、流域坡度等因素，其它因素则包含在 C_P 和 n 两个经验系数里。如果流域内暴雨特征及流域特征比较一致，则使用这类公式较方便。

(三) 多因素经验公式

多因素经验公式，最常用的形式为

$$Q_P = C_1 H_{24, P}^a F^b \quad (2-48)$$

式中 $H_{24, P}$ ——设计频率为 P 的年最大24小时暴雨量，在公式中应视为反映暴雨影响程度的一个因素；

C_1 ——除影响因素 F 及 $H_{24, P}$ 以外的综合影响系数，通常绘成等值线图供查用。

其它还有包括设计频率 P 在内的年最大24小时净雨量 $h_{24, P}$ 、河道平均坡度 J 、流域形状系数 f ($f = \frac{F}{L^2}$) 等的经验公式，例如

$$Q_P = C h_{24, P}^a J^\beta f^\gamma F^n \quad (2-49)$$

式中 a, β, γ, n ——指数；

C ——综合系数。

以上公式，都是直接求洪峰流量的。

(四) 洪峰流量均值的经验公式

这类公式所考虑的因素和公式的形式与上述两种类型相似，即

$$\bar{Q}_m = C F^n \quad (2-50)$$

事实上,式(2-47)至式(2-50)都可由式(2-46)推导出来。在净雨历时大于流域内汇流时间的情况下,造成洪峰并不是全流域上的净雨量,因而 n 一般小于1。

使用这类公式时,还必须采用地区综合的 C_v 及 C_s 才能进行频率计算。

若公式中的参数是分区给出的或公式本身就是分区给出的,要注意分界线处的协调。如果边界地区用相邻区公式算出的结果有很大差异时,应仔细分析原因,并尽可能再用其他方法计算,最后分析比较确定。

五、设计洪水过程线的推求

一些中小型蓄水工程,具有一定的调节洪水能力。因此,对这样一些工程,在设计上除要求有一定频率的洪峰流量外,还要求有一条相应的设计洪水过程线。小流域的洪水设计过程线一般是根据概化过程线,按设计洪峰流量、设计流量(或由此计算的洪水历时)予以放大后求得的。

概化过程线是根据小流域洪水资料综合出来并予以简化而得。国内常见的有曲线形及三角形两种,如图2-23所示。

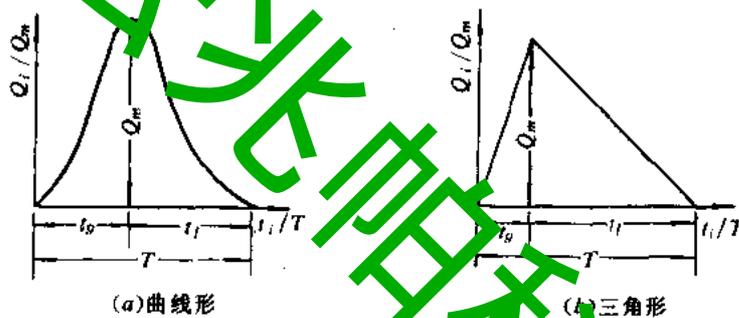


图 2-23 概化过程线图

从概化过程线模型转换成设计洪水过程线时,必须知道设计洪峰流量及设计洪量,并由此算出其设计洪水历时或涨洪历时。

设计洪峰流量用前述方法推求,而设计洪量一般用历时 t_r 内净雨量乘以0.1 F 和径流系数 a (或由设计频率的年最大24小时雨量乘以径流系数)求得,即

$$W = 0.1hFa \quad (2-51)$$

式中 W ——洪量(万 m^3);

h ——净雨深 l (mm);

F ——流域面积(km^2);

a ——径流系数。

对于概化三角形过程线,如图2-23(b)所示,主要问题是确定涨洪历时 t_p 与退洪历时 t_r 的比例,即

$$t_r = \beta t_p \quad (2-52)$$

且

$$t_l - t_g = T \quad (2-53)$$

β 值与洪峰出现的时间有关, 一般山区河流洪水的 β 值要大些, 丘陵区河流洪水的 β 值要小一些, β 值一般在 1.5~3.0 之间, 各省水文手册都有分区的 β 值供查。又因

$$T = \frac{2W}{Q_m}$$

则

$$(1 + \beta)t_g = T$$

定出 T 、 t_l 、 t_g , 且 Q_m 已知后, 则三角形概化过程线就确定出来了。

五光普照科技

第三章 灌溉与排水

农田水利学是一门研究农田水份状况和地区水情的变化规律及其调节措施、消除水旱灾害和利用水利资源为发展农业生产而服务的科学。建国以来，我国农田水利建设取得了很大成绩，积累了丰富的经验，但在灌溉、排水与农业技术措施的配合是否适当等问题上，还有广泛的途径，因为灌溉、排水会直接影响到农业技术措施的质量和效果，也关系到水的增产作用能否充分发挥和利用的问题。而兴建农田排灌泵站工程，也是应用其工程措施力求达到上述的目的。做到遇早有水，遇涝排水，为农作物的生长提供适当的水份，增加土壤的肥力，以保证农作物的丰收。本章将就这方面的内容予以简要阐述。

第一节 农田灌溉

一、作物田间需水量

在农田排灌工程的规划设计以及管理运用过程中，首先要弄清水源来水量的大小及其多年和年内的变化情况，同时也要弄清灌区农作物的需水量、灌溉制度、灌溉用水量的大小及其多年和年内的变化情况，才能确定出泵站的灌溉设计流量。

作物从土壤中吸收的水份，绝大部分（99%）是通过植物叶面源源不断地蒸发进入大气，其余1%的水量留在体内成为植物的组成部份。一般将农田中消耗的总水量称为田间耗水量，对于旱田，就是植株蒸腾与株间土壤蒸发量及深层渗漏量（如有水层时）之和；对于水田，就是植株蒸腾、株间水面蒸发量以及田间渗漏量之和。如不考虑渗漏水量，只将植株蒸腾与株间土壤或水面蒸发两项所消耗的水量加起来，称为作物田间需水量，也叫田间腾发水量。通常叶面蒸腾水量约占作物需水量的60%~80%，而株间蒸发量约占20%~40%。

（一）作物需水规律

研究和掌握作物需水规律是进行合理灌排、科学调节农田水分状况、适时适量地满足作物需水要求、确保高产稳收的重要依据。

1. 作物需水量的影响因素 作物需水量的影响因素很多，主要有气象条件、作物特性、土壤性质和农业技术措施等。

气象条件包括气温、日照、空气湿度、风速和气压等因素对作物需水量都有很大影响。气温高、日照强、空气干燥。风力大时，叶面蒸腾和株间蒸发都会增大；反之则减小。

不同种类的作物，其本身形态构造和生长季节都不相同。生长期长、叶面积大、生长速度快而根系发达的作物，需水量就大；含蛋白质或油脂多的作物（如油料作物），比含淀粉多的作物（如甘薯等）需水量要多。同一类作物不同品种之间，需水量也有差异。耐旱和早熟品种需水量较少。

土壤含水量和物理性质对作物需水量也有明显的影响。在一定的土壤湿度范围内，作物需水量随着土壤含水量的增大而增大。在地下水位高的地方，上升的毛管水达到作物根系吸水层时，土壤湿度就大，作物需水量也大。土壤的砂性或粘性过高、土壤缺乏团粒结构等都会使作物需水量增大。

农业技术措施对作物需水量也有一定影响。如密植和施肥，都能使蒸腾量增加。不过，合理的密植和施肥能使作物产量显著增长，随着产量的增加，单位产量的需水量则大大减少。此外，适时进行中耕松土，对减少株间蒸发会有很好的效果。

上述四项因素之间是互有联系的，作物需水量受它们的综合影响也是复杂的。但是气象条件是主要影响因素。因此作物需水量也随气象条件的变化而有其大致的变化幅度和规律。如北方需水量比南方多，干旱年比湿润年多，生长期长者比生长期短者多。表 3-1 中列出了我国主要作物需水量变化的大致范围。

表 3-1 主要作物全生育期需水量的大致范围 (m³/亩)

作物名称	地区	年 份		
		干旱年	中等年	湿润年
双季稻 (每季)	华中、华东	300~450	250~400	200~300
	华南	300~400	250~350	200~300
中 稻	华中、华东	400~550	300~500	200~450
一季晚稻	华中、华东	500~600	450~650	400~600
冬小麦	华北	250~300	200~400	150~350
	华中、华东	300~450	200~350	150~280
春小麦	西北	250~350	200~300	
	东北	200~300	180~280	150~250
玉 米	西北	250~300	200~250	
	华北	200~250	150~200	130~180
棉 花	西北	350~500	300~450	
	华北	400~600	350~500	300~450
	华中、华东	400~650	300~500	250~400

2. 作物需水模系数 作物各生育阶段的需水量占全生育期总需水量的百分数，叫需水模系数。它定量地反映出作物需水量的变化过程。当已知作物全生育期总需水量时，就可以借助于需水模数，把总需水量按生育阶段进行分配，求得作物的需水过程。它是进行水量平衡计算、合理排灌、调节土壤水分状况的重要依据。

象作物需水量一样，需水模系数也受气象条件、作物种类、农业技术措施等因素的影响而变化，一般应通过科学试验取得作物需水量和需水模系数的具体数值。它们之间的关系可用式(3-1)表示

$$E_i = K_i E \quad (3-1)$$

式中 E_i —— 某一生育阶段的作物需水量 ($m^3/亩$)；
 K_i —— 某一生育阶段的作物需水模系数 (%)；
 E —— 作物全生育期的总需水量 ($m^3/亩$)。

3. 作物需水临界期 在作物全生育期中，对缺水最敏感、影响产量最大的时期，称为作物的需水临界期或作物需水关键时期，如果该时期内缺水，对作物生长发育会带来严重危害，不同作物有不同的临界期：如水稻一般在孕穗期至开花期；小麦在拔节期至灌浆期；棉花在开花至幼铃形成期；玉米在抽穗至乳熟期。

农业生产上可以根据各种作物需水临界期不同这个特点，合理安排作物种类，使用水不致过分集中。在干旱缺水的情况下，应优先灌溉面临需水临界期的作物，以充分发挥水的增产作用，并做到经济用水。

(二) 作物田间需水量的估算

作物田间需水量是计算灌溉用水量的一个重要依据。它与气象条件作物种类、灌溉排水措施等有着密切的关系，而且这种关系又是错综复杂的，因此，目前尚不能从理论上对作物田间需水量进行精确的计算。在生产实践中，现在有两类估算方法：一类是从作物田间需水量及其影响因素的变化中，建立某种经济关系，例如建立作物田间需水量与当地的气候因素之间的关系；另一类方法是根据能量平衡原理，推求作物田间蒸发消耗的能量，由此再换算为相应的作物田间需水量。以下分别介绍这两类方法。

1. 经验公式法 该法一般是先从影响作物田间需水量的诸因素中，选择几个主要因素（如气温、湿度、辐射等），再根据试验观测资料分析这些主要因素与作物田间需水量之间存在的数量关系，最后归纳成某种形式的经验公式。

(1) 以水面蒸发为参数的需水系数法（简称 a 值法）：大量灌溉试验资料表明：在同样的气象条件下，作物田间需水量和水面蒸发之间存在着一定程度的相关关系。因此，可以用水面蒸发作为参数，估算作物田间需水量。计算公式为

$$E = a E_0 \quad (3-2)$$

式中 E —— 某时段内的作物田间需水量，以水层深度 (mm) 计
 a —— 作物需水系数，由试验资料确定；
 E_0 —— 与 E 同时段内的水面蒸发量，以水层深度 (mm) 计。一般采用 $80cm$ 口径蒸发皿的蒸发值。

这种估算方法所用的水面蒸发资料易于取得，而且在水稻种植区， a 值比较稳定，如长江流域中下游地区各种水稻全生育期的 a 值变化在 $0.97 \sim 1.214$ 之间。我国各地广泛使用这种方法估算水稻的需水量。旱作物的 a 值变化较大，因此较少采用此法来估算旱作物的需水量。

(2) 以产量为参数的需水系数法（简称 K 值法）：作物产量是影响作物田间需水量的各个因素综合作用的结果。在一定的气候条件下，作物田间需水量随着作物产量的提高而增加，单位产量的需水量随产量的增加而减少，如图 3-1 所示。

苏联 A·H 考斯加科夫提出如下计算公式

$$E = KY \quad (3-3)$$

式中 E ——作物田间需水量 ($m^3/亩$)；
 K ——作物需水系数 (m^3/kg)，即在一定的自然条件下，单位产量所消耗的水量，根据试验资料确定；
 Y ——作物产量 ($kg/亩$)。

在我国，曾广泛使用这个公式估算旱作物的田间需水量，同时进行了不少试验研究工作，并对 K 值的确定提出了许多很有价值的试验成果。如在冬小麦方面总结出作物田间需水量和产量之间存在着以下关系

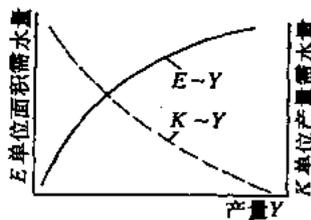


图 3-1 作物需水量与产量的关系

$$K = \frac{C}{\sqrt{Y}} \quad (3-4)$$

将上式代入式 (3-3) 就得到另一种形式

$$E = C\sqrt{Y} \quad (3-5)$$

式中 Y ——冬小麦产量 ($kg/亩$)；
 E ——冬小麦的需水量 ($m^3/亩$)；
 K ——作物需水系数；
 C ——经验系数，北京西郊 $C = 15.97$ ；山东打渔张灌区 $C = 11.40$ ；河南人民胜利渠灌区 $C = 11.30$ 。

2. 能量平衡法 该法系将作物蒸发看作能量消耗的过程，通过平衡计算求出蒸发所消耗的能量，然后再将能量折算为水量，即作物田间需水量。

根据热量平衡原理，潘曼提出如下公式

$$E_p = \frac{1}{L} \times \left(\frac{\left(\frac{\Delta}{\gamma}\right) H_0 + L E_n}{1 + \left(\frac{\Delta}{\gamma}\right)} \right) \quad (3-6)$$

式中 E_p ——作物腾发量 (即作物田间需水量) (mm)；
 L ——腾发单位重量的水所需要的热量 (cal/cm^3)，该值随气温而变，当气温为 $25^\circ C$ 时 $L = 590 cal/cm^3$ ；
 $\frac{\Delta}{\gamma}$ ——比值，其中 Δ 为气温~水汽压关系曲线上在 $t^\circ C$ 处的切线斜率， γ 为湿度计常数；
 H_0 ——地面净辐射 [$cal/(cm^2 \cdot d)$]，可用专门气象仪器测定；
 E_n ——干燥力 (mm/d)，即蒸发面上的温度等于气温时的蒸发量，与风速和水汽压有关。

必须指出：上述两种经验公式法是通过分析试验资料得到作物需水系数，作为推算作

物田间需水量的依据，有一定的可靠性，公式形式也简单，便于使用。但是，这些经验系数都有自己的使用条件。需要注意它的自然条件（如气候、土壤、地下水埋藏深度等）及农业生产条件（灌溉方法、耕作技术等）的相似性予以合理选用。

能量平衡法在欧美国家采用较多，且有所发展。虽然这种方法至今并未达到十分完善的程度，但是从现有试验研究资料足以说明它是从理论上研究作物田间需水量的一种可行途径，同时也给以能量这一统一尺度研究大气——植物——土壤系统提供了有利条件。

二、作物的灌溉制度

为了保证作物适时播种、栽秧和正常生长发育，通过灌溉向田间补充水量的具体方案叫做灌溉制度。灌溉制度的内容包括灌水定额、灌水时间、灌水次数和灌溉定额。单位面积上一次灌入的水量叫灌水定额，对某种农作物在整个生育期各次灌水定额的总和叫灌溉定额。灌溉制度是灌区规划设计和灌区用水管理的重要依据。

作物的灌溉制度随着作物种类、作物品种和水文气象、土壤、水文地质等自然条件以及农业技术措施、灌水方法、土地平整情况等人为因素的不同而变化。因此，必须对灌区的具体情况和设计典型年的水文气象条件进行分析研究，制订出切合实际的灌溉制度。具体方法有以下三种。

（一）总结群众丰产灌水经验

群众在长期的生产实践中，积累了丰富的灌溉用水经验，能够根据作物的需水规律和当地的自然条件适时适量地进行灌水，保证作物高产稳产。总结这些宝贵经验，对制订出符合当地实际情况的灌溉制度有很大的参考价值。

（二）总结灌溉试验资料

建国以后，我国各地设立了许多灌溉试验站，积累了大量的试验资料，是我们制订灌溉制度的重要依据。但是，这些试验资料受试验区自然环境、耕作技术和灌水方法等具体条件的影响，有一定的局限性，引用这些成果时，必须注意到这些具体条件，不可盲目套用。

（三）按灌溉来水量与农田耗水量平衡原理来推算作物的灌溉制度

1. 水稻田的水量平衡原理 在水稻生育期中任何一个时段内，农田水层的变化情况决定于该时段内的来、去水量的多少，它们之间的关系可用下列水量平衡方程式表示

$$h_1 + P + m - E - C = h_2 \quad (3-7)$$

式中 h_1 —— 时段初田面水层深度 (mm)；

P —— 时段内的降雨量 (mm)；

m —— 时段内的灌水量 (mm)；

E —— 时段内的田间耗水量 (mm)；

C —— 时段内的田间排水量 (mm)；

h_2 —— 时段末田面水层深度 (mm)。

为了保证水稻的正常生长，经常在田面保持一定的水层，不同生育阶段田面水层的深度有其一定的适宜范围，也就是有一定的允许上限 h_{\max} 和下限 h_{\min} 。为了充分利用降雨量、节省灌溉用水量、减轻排涝负担，在降雨量较大时，允许田面水层深度略有增加，蓄

水深度的限值 h_p 也随作物的生育阶段而变化。田面水层因蒸发和渗漏而不断减小，降到适宜水层的下限时，则需进行灌溉，灌水定额为适宜水层上、下限的差值，即

$$m = h_{\max} - h_{\min}$$

这个过程可用图 3-2 进一步说明。如时段初的田面水层深度恰好等于适宜水层的上限，由于逐日消耗，水层不断减少，经过 t_1 时段后，降至适宜水层的下限 B 点，进行第一次灌水，使田面水层又回升到适宜水层的上限 C 点，从 C 点又开始消耗，下降到 D 点时遇到降雨，田面水层随之上升，因雨量较大，超过了蓄水限值 h_p ，超过部分 h 即为排水量。然后，又从 E 点开始再消耗，再下降，又一次降到了适宜水层的下限 F 点，进行第二次灌水，使水层又上升到适宜水层的上限 G 。如此不断消耗，又不断补给，直至作物成熟。

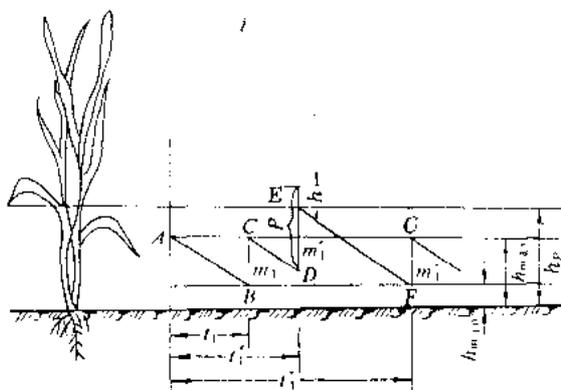


图 3-2 稻田水量平衡图解

根据上述原理，当确定了作物各生育阶段适宜水层的上、下限和允许蓄水深度 h_p 以及田间日耗水强度（平均每天消耗的水层深度）后，就可以用图解法或列表计算的方法推求水稻的灌溉制度。求得全生育期的灌溉定额，再加上栽秧前的泡田定额，就是总灌溉定额。

采用湿润灌溉的稻田和水稻晒田期间的水量平衡计算要用一定厚度土层的土壤含水量的变化代替水层深度的变化。

2. 旱田的水量平衡原理 旱田水量平衡是分析计算作物主要根系吸水层中土壤含水量的变化，我们把这个土层称为土壤计划湿润层。为了满足作物的需水要求，土壤计划湿润层中的含水量要维持在一个适宜的范围内，通常把土壤田间持水量作为这个适宜范围的上限，它的下限应大于作物凋萎系数，一般约等于田间持水量的 60%。在盐碱土地地区，要防止土壤溶液浓度过高，危害作物正常生长，应视土壤含盐情况，确定允许土壤含水量的下限。

土壤计划湿润层的深度随作物根系的伸长而逐渐增加。在作物生长初期，根系虽然很浅，但为了给作物根系的生长创造良好的环境，仍需在一定深度的土层内，保持适宜的土壤水分，土壤计划湿润层的深度一般采用 30~40cm。随着作物的成长和根系的发育，需水量不断增加，计划湿润层的深度也逐渐加大，最大深度一般不超过 0.8~1.0m。在某一时段内，如果计划湿润层的深度由 H_1 增加到 H_2 ，在这个新增加的土层 ($H_2 - H_1$) 中，原有的储水量 ΔW 就变成了可供利用的水量，用下式计算

$$\Delta W = 667 (H_2 - H_1) A \cdot \beta_{\text{孔}} \quad (\text{m}^3 / \text{亩}) \quad (3-8)$$

或
$$\Delta W = 667 (H_2 - H_1) \nu \beta_{\text{重}} \quad (\text{t} / \text{亩}) \quad (3-9)$$

式中 ΔW —— 计划湿润层加深后提供的水量 ($\text{m}^3 / \text{亩}$ 或 $\text{t} / \text{亩}$)；

- H_1 —— 计算时段初计划湿润层的深度 (m) ;
- H_2 —— 计算时段末计划湿润层的深度 (m) ;
- $\beta_{孔}$ —— ($H_2 - H_1$) 深度的土层中的平均含水率, 以水占土壤孔隙的百分数计;
- A —— 土壤孔隙率, 以占土体的百分数计;
- $\beta_{重}$ —— ($H_2 - H_1$) 深度的土层中的平均含水率, 以水占干土重的百分数计;
- γ —— 土壤的干容重。

土壤计划湿润层的水量平衡方程式如下

$$W_2 = W_1 + \Delta W + P_0 + K - M - E \quad (3-10)$$

- 式中 W_1 —— 时段初土壤计划湿润层内的储水量 ($m^3/亩$) ;
- W_2 —— 时段末土壤计划湿润层内的储水量 ($m^3/亩$) ;
- P_0 —— 蓄存在计划湿润层中的有效雨量 ($m^3/亩$) ;
- K —— 时段内的地下水补给量 ($m^3/亩$) ;
- M —— 时段内的灌溉水量 ($m^3/亩$) ;
- E —— 时段内的作物需水量 ($m^3/亩$) , $E = et$;
- e —— 时段内平均每昼夜的作物需水量 ($m^3/亩$) ;
- t —— 时段内的天数。

地下水补给量随地下水的埋藏深度、土壤性质及作物种类等因素而变化, 一般通过试验测得地下水的利用量, 计算不同生育阶段平均每昼夜的地下水补给量。

有效降雨量是扣除地面径流和深层渗漏水量以后, 蓄存在计划湿润层中, 可供作物利用的水量。一般是通过试验观测, 总结出—个折算系数, 按下式计算有效降雨量

$$P_0 = \delta P \quad (3-11)$$

- 式中 P —— 设计降雨量 (mm) ;
- δ —— 降雨有效利用系数, 它与一次降雨总量, 降雨强度、降雨延续时间、土壤性质, 地面覆盖情况和计划湿润层的深度等因素有关, 应通过试验测定。

如黑龙江省的降雨有效利用系数见表 3-2。

和推求水稻的灌溉制度一样, 旱作物的灌溉制度也可以用图解法或列表计算式(3-10)进行推算。当计划湿润层的土壤储水量下降到允许储存量下限时, 就进行灌水, 灌水定额等于允许储水量上、下限的差值, 可按下式计算

表 3-2 黑龙江省 δ 值表

P (mm)	δ
< 5.0	0
< 50	1.0
50 ~ 100	0.8
100 ~ 150	0.75
150 ~ 200	0.70

$$m = W_{max} - W_{min} \quad (3-12)$$

$$W_{\max} = 667AH\beta_{\max} \quad (3-13)$$

$$W_{\min} = 667AH\beta_{\min} \quad (3-14)$$

式中 m —— 灌水定额 ($m^3/\text{亩}$)；

W_{\max} —— 计划湿润层内适宜储水量的上限 ($m^3/\text{亩}$)；

W_{\min} —— 计划湿润层内适宜土壤含水量下限，以占土壤孔隙的百分数计，一般采用田间持水量的60%。

推算出作物生育期各次灌水定额后，把它累加起来，即得作物生育期的灌溉定额。

有些地区，为了保证种子发芽或为了储水抗旱，往往在播种之前灌一次水，灌水定额视需要而定。在这些地区，作物总灌溉定额中还应包括播前灌水定额。

从以上三种制订灌溉制度方法的讨论中可以看出：群众经验对确定灌水时间，灌水次数，稻田的灌水深度等都有很大的参考价值，但对确定旱作物的灌水定额，特别在考虑水文年份对灌溉制度影响的程度等方面，只能提供一个大致的范围；灌溉试验成果虽然带有一定的局限性，但可以为我们提供一些较准确的数据，如地下水利用量、稻田渗漏量、作物日需水量、降雨有效利用系数等宝贵资料。水量平衡计算方法可以根据设计典型年的气象资料和作物需水要求，参照有关试验资料和群众用水经验，逐时段进行推算，拟订作物的灌溉制度，有一定的理论依据和比较清楚的概念，是大、中型灌溉工程规划设计中广泛使用的方法。水量平衡方法只有在以前两种方法提供的资料为基础，才能得到比较可靠的成果。所以，在生产实践中，常常把三种方法并用，相互参照，确定切实可行的灌溉制度，作为规划设计或用水管理工作的依据。陕西省洛惠渠灌区总结了东干三支十一斗和许庄乡下吕大队等地的丰产灌水经验，参照灌溉试验成果，并进行水量平衡计算，综合分析后制订出该灌区主要作物的灌溉制度表（表3-3），作为灌区用水管理的依据。

表 3-3 洛惠渠灌区主要作物灌溉制度

作物	灌水次序	生育阶段	一般干旱年 ($P=75\%$)		早年 ($P=90\%$)		灌溉定额 ($m^3/\text{亩}$)	
			灌水日期 (旬/日)	灌水定额 ($m^3/\text{亩}$)	灌水日期 (旬/日)	灌水定额 ($m^3/\text{亩}$)		
小麦	1	分蘖~返青	中/12	50	140	中/12	50	180
	2	返青~拔节	上/13	45		上/3	45	
	3	抽穗~乳熟	中/4	45		中/4	45	
	4	乳熟~成熟				中/5	40	
玉米	0	播前	上中/16	50	90	上中/6	50	130
	1	拔节~孕穗	中/17	45		中/7	45	
	2	孕穗~盛花	中/18	45		上/8	45	
	3	孕穗~盛花				下/8	40	
棉花	0	播前	冬春泡	60	90	冬春泡	60	130
	1	现蕾~开花	上/7	45		上/7	45	
	2	开花~结铃	上/8	45		下/7	45	
	3	开花~结铃				中/8	40	

注：1.表中灌溉定额未计入播前灌水定额；

2.棉花播前灌水时间：冬泡在12月下旬，春泡在2月下旬。

三、灌溉用水量计算

在灌溉工程的规划设计中，要进行来、用水量的配合，以确定灌溉工程的类型、规模及其灌溉面积，还要确定渠道及渠系建筑物的尺寸，在灌溉工程的管理运行中，也需要进行来、用水量配合，以便制订水库的控制运用计划，灌区用水计划等。对于无坝引水和抽水灌区，还要考虑河水位与引（抽）水位的的关系。这就要求在制订灌溉制度的基础上计算灌溉用水流量和灌溉用水量。

灌区的灌溉用水流量可以根据灌溉面积、作物组成、各种作物的灌溉制度及灌水延续时间等资料直接计算。但是，在大中型灌区里，渠道及渠系建筑物的数量很多，控制面积大小不同，如果逐个计算，工作量很大。为了简化计算，人们就提出了灌水模数这个概念，作为推算各个建筑物设计流量的一个常数。

（一）灌水模数

我们把单位灌溉面积上所需要的净灌水流量叫做净灌水模数，简称灌水模数，又叫做灌水率。值得注意的是，这里所指的灌溉面积不是某次灌水时的实际受水面积，而是指该工程控制范围内的总灌溉面积。换句话说，就是实际受水面积上所需要的灌水流量分摊到整个灌溉面积上去。

灌水模数根据灌水定额、作物种植面积和灌水延续时间按下式计算

$$q_{\text{净}} = \frac{dm}{0.36Tt} \quad (3-15)$$

式中 $q_{\text{净}}$ —— 灌水模数 ($\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{万亩}$)；

d —— 某种作物种植面积占总灌溉面积的比例分数；

m —— 某种作物的灌水定额 ($\text{m}^3/\text{亩}$)；

T —— 一次灌水的延续时间 (d)；

t —— 每天灌水的小时数，机械提水灌区，考虑到机械的停歇，一般以20~22小时计；自流灌区为了减少水量损失和提高灌水工作效率，一般都是连续灌水，以24小时计。

灌水延续时间与作物种类、灌溉面积、土壤性质及农业技术条件等因素有关，必须因地制宜地确定适当的灌水延续时间。我国万亩以上的灌水延续时间大致如下：

水稻 泡田期灌水7~15昼夜；生育期灌水3~5昼夜。

小麦 播前灌水10~20昼夜，拔节后灌水10~15昼夜。

棉花 苗期、花铃期8~12昼夜，吐絮期8~15昼夜。

玉米 拔节抽穗期10~15昼夜，开花期8~13昼夜。

根据式(3-15)可以算出设计典型年各种作物各次灌水的灌水模数，以灌水时间为横坐标，以灌水模数为纵坐标，即可绘出初步灌水模数图(图3-3)，其所以冠以“初步”二字，就因为它有许多缺陷，不能作为最终成果，还需要加工。从图中可以看出，灌水模数在时间分配上很不均匀，大小相差悬殊，渠道输水断断续续，不利于管理，如以最大的灌水模数作为推算渠道设计流量的依据，势必大大增加工程的规模和投资。所以，必须对初步灌水模数图进行必要的修正，尽可能消除灌水模数图上的高峰和频繁的停水现象。

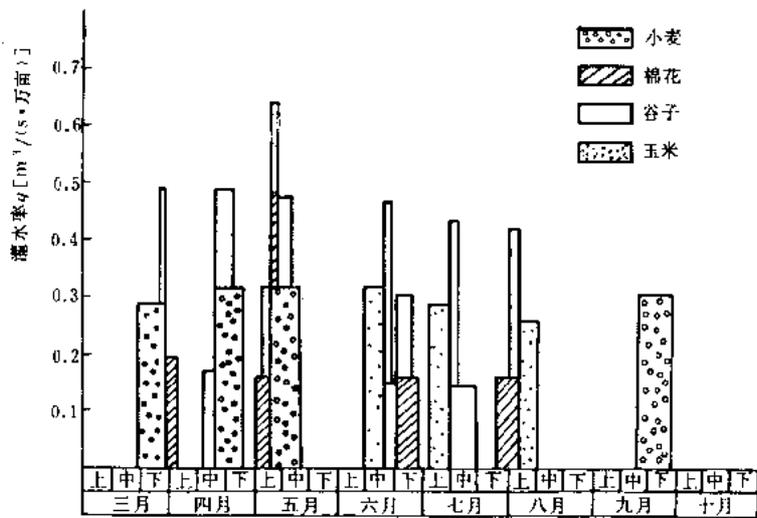


图 3-3 某灌区初步灌水模数图

修正灌水模数图时，要以不影响作物的需水要求为原则，尽量保持主要作物关键用水时期的各次灌水时间不变，不得不变动时，灌水中间日的前后移动不能超过3天最好是向前移动。可调整非关键用水时期的灌水日期和灌水持续时间，使修正后的灌水模数图比较均匀、连续，一般要求最小的灌水模数不小于最大模数的40%。修正后的灌水模数图见图3-4。

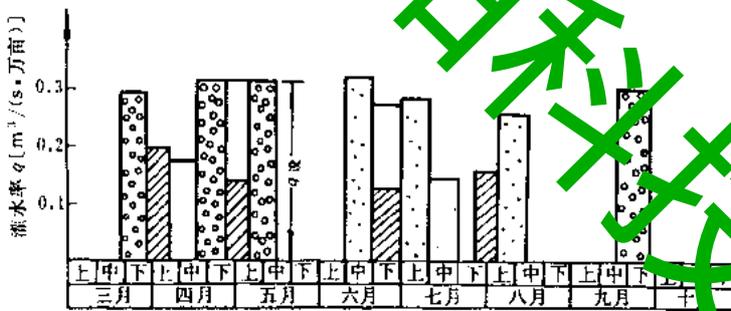


图 3-4 某灌区修正灌水模数图（图例同前）

设计灌水模数的选择：设计灌水模数是推算渠道设计流量的依据，一般是在修正后的灌水模数图上选择持续时间大于20天的最大灌水模数作为设计灌水模数，如图3-4中的 $q_{\text{设}}$ 。对于持续时间较短而数值大于 $q_{\text{设}}$ 的灌水模数相应的灌水流量，则临时利用渠道的预留面积，加大输水流量给予满足。

据调查统计，万亩以上水稻灌区的设计灌水率（ $q_{\text{设}}$ ）一般为 $0.45 \sim 0.6 \text{ m}^3 / (\text{s} \cdot \text{万亩})$ ；大面积旱作灌区的设计净灌水率一般为 $0.2 \sim 0.35 \text{ m}^3 / (\text{s} \cdot \text{万亩})$ ；水旱田均有的大

中型灌区，其综合净灌水率可按水旱面积比例加权平均求得。对于控制灌溉面积较小的斗、农渠（灌溉面积为几十亩到上千亩），常要在短期内集中灌水，故其设计净灌水率远较上述经验数字为大。

（二）灌溉用水保证率

1. 灌溉用水保证率 任何一个灌溉工程设计，在决定灌溉水源的灌溉能力时，不可能使灌溉面积的用水量年年都得到全部满足，而其中灌溉用水量得到全部满足的年份所占的比值称为灌溉用水保证率，通常用百分数表示，如50%、75%等等。

这样，一个建成的灌区在实际运用时就会出现两种不同类型的年份：一种是灌溉用水量得到全部满足的年份，叫做保证年；另一种是灌溉用水量不能得到全部满足的年份，叫做非保证年或叫做破坏年。前一情况，灌溉系统可以按照原设计所规定的条件，从灌溉水源将水引入并输配至全灌区；后一情况则灌溉系统不能按照设计的条件从灌溉水源引水，这将使农作物由于缺水而减产。

灌溉用水保证率是灌溉工程设计中的主要指标之一，也是一个很重要的设计条件。这是由于自然条件和经济条件所引起的。所谓自然条件，主要是指灌溉水源的多变性。河流的流量或总水量都是各年不同的。在设计时，如果以枯水年份的流量或水量作为设计标准，那么能灌溉的面积必然要小，但由于绝大多数年份河流流量或水量都大于枯水年，其灌溉用水量得到满足的年数就较多，即保证率较高。另一种情况，如果以多水年的流量或水量作为设计标准，那么能灌溉的面积就较大，但由于绝大多数年份的河流流量或水量都小于多水年，其灌溉用水量得到充分满足的年份就较少，即保证率较低。

灌溉用水保证率定得过高，虽然保证性强，但灌溉水源的灌溉能力不能充分发挥出来；反之若灌溉保证率定得过低，虽然扩大了灌溉面积，但保证性较差，而使工程费用有不必要的增加，究竟以哪一种情况作为设计标准，使灌溉工程产生最高的经济效益，这就取决于经济条件，因此就需要研究设计灌溉用水保证率的问题。

2. 设计灌溉用水保证率 灌溉工程中所采用的设计灌溉用水保证率是以经济灌溉用水保证率为基础，并考虑到当地的自然条件和整体长远的利益。例如水源的综合利用，破坏年份其他水源抗旱保产的可能性，国家对当地农业生产的要求等因素。从全国范围来讲，工程中所采用的设计灌溉用水保证率一般在50%~95%之间。北方采用值较低，南方较高；小型工程采用值较低，大型工程较高；提水灌区较低，自流灌区较高；近期安排较低，远景规划较高。

表3-4列举了我国目前常用的灌溉设计标准，可供规划时参考。

表 3-4 灌溉设计标准

地 区	作物种类	灌溉设计用水保证率
水源缺乏地区	以旱作为主	50%~75%
	以水稻为主	70%~80%
水源丰富地区	以旱作为主	70%~80%
	以水稻为主	75%~95%

3. 设计年的选择 灌溉用水保证率选定以后, 就应该选择设计年, 如果已有年径流系列, 则采用频率计算的方法来进行。

提水灌溉水源一般为无径流调节的情况, 因此应取灌溉用水紧张时期的来水量资料作频率曲线, 然后根据选定的设计灌溉用水保证率求得某一水文数值 (如来水量)。那么, 在水文系列中灌溉紧张时出现的这一水文数值年份即为设计年。设计年内全年流量过程线称为设计年的来水流量过程线。

设计年来水过程线就是灌溉标准的具体体现, 它是用来确定灌溉引入流量和灌溉工程规模的重要依据。

(三) 灌溉设计流量的确定

1. 灌溉水有效利用系数 是表示全灌区渠系工程质量、灌区用水情况和管理工作水平的综合指标。它包括渠系水有效利用系数和田间水有效利用系数两部分。

由于灌溉水进入渠道后, 须经过各级渠道才进入田间, 在流动过程中有渠道渗漏、水面蒸发水量损失 (若水面蒸发损失仅占渗漏损失的 5% 以下时可忽略不计)。因此推求的渠首流量 $Q_{毛}$ 必须大于田间净用水量 $Q_{净}$ 。如用渠道末端流量 $Q_{净}$ 与渠首流量 $Q_{毛}$ 之比表示时, 可得出 $\eta_{渠道}$ (其值小于 1)。

$$\eta_{渠道} = \frac{Q_{净}}{Q_{毛}} \quad (3-16)$$

式中 $Q_{毛}$ —— $Q_{净}$ 与渠道渗漏损失流量 S 之和

$$Q_{毛} = \frac{Q_{净} \cdot L \cdot \sigma}{100} \quad (m^3/s) \quad (3-17)$$

$$\sigma = \frac{A}{Q_{净}} \% \quad (3-18)$$

式中 σ —— 1 km 渠道长度的渗漏损失以净流量的百分数计

L —— 渠道长度 (m);

A —— 土壤透水系数;

m —— 土壤透水指数。

A 、 m 值应根据实测资料分析确定、或借用邻近相似灌区的资料。在缺乏实测资料的情况下, 可参用表 3-5。

渠系水有效利用系数 $\eta_{渠系}$: 表示各级固定渠道水有效利用系数的综合指标。较大灌区一般计算干、支、斗、农渠系水有效利用系数。

表 3-5 土壤透水参数表

渠道土壤	透水性	A	m
重粘土及粘土	弱	0.7	0.3
重粘壤土	中下	1.3	0.35
中粘壤土	中等	1.9	0.4
轻沙壤土	中上	2.65	0.45
沙壤土及轻沙壤土	强	3.4	0.5

$$\eta_{\text{渠系}} = \eta_{\text{干}} \cdot \eta_{\text{支}} \cdot \eta_{\text{斗}} \cdot \eta_{\text{农}} \quad (3-19)$$

式中 $\eta_{\text{干}} \cdot \eta_{\text{支}} \cdot \eta_{\text{斗}} \cdot \eta_{\text{农}}$ —— 渠系所属各级渠道加权平均有效利用系数，规划时可参照表 3-6 值选用。

表 3-6 渠系水有效利用系数 $\eta_{\text{渠系}}$ 表

灌溉面积 (万亩)	< 10	10 ~ 30	30 ~ 50	> 50
$\eta_{\text{渠系}}$	0.65	0.6	0.55	0.5

田间水有效利用系数 $\eta_{\text{田}}$ ：为田间作物有效利用的水量与引入田间（或农渠）水量的比值，一般为 0.85 ~ 0.95

$$\eta_{\text{田}} = \frac{Fm}{W_{\text{净}}} = \frac{Fm}{W_{\text{毛}} \eta_{\text{渠系}}} \quad (3-20)$$

式中 F —— 灌区灌溉面积 (亩)；
 m —— 为灌水定额 (不包括田间水量损失)；
 $W_{\text{净}}$ —— 田间净用水量；
 $W_{\text{毛}}$ —— 渠首引入总水量。

因此，灌溉水有效利用系数 $\eta_{\text{水}}$

$$\eta_{\text{水}} = \eta_{\text{渠系}} \eta_{\text{田}} = \frac{Fm}{W_{\text{毛}}} \quad (3-21)$$

灌溉水有效利用系数与土壤种类，灌区地形，渠系布置，灌水方式，防渗措施等因素有关，在作工程规划时，可参照已建成工程，结合实践经验确定。

2. 灌溉用水量 通过前述方法可确定灌水率及灌溉水有效利用系数，如果灌区可能的灌溉面积已知时，便可推求各时期每次灌水需要引入的用水量 W ，可按下两式进行计算

$$Q_{\text{毛}} = \frac{Fq_{\text{净}}}{\eta_{\text{水}}} \times \frac{1}{1000} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3-22)$$

$$W = Q_{\text{毛}} T t \times 3600 \quad (\text{m}^3) \quad (3-23)$$

式中 $Q_{\text{毛}}$ —— 每月各次用水毛流量 (L/s)；
 F —— 灌区灌溉面积 (千亩)；
 $q_{\text{净}}$ —— 灌水率 [L/(s·千亩)]；
 T —— 每次灌水延续天数；
 t —— 每天灌水小时数。

3. 灌溉设计流量的确定 灌溉设计流量是根据灌溉用水量的要求与来水的可能性，经过来水与用水的流量配合，以确定灌区的灌溉面积及用水流量过程线的，但在具体配合时，应尽可能使用水过程符合来水过程，这样才能最大限度地利用水利资源，并使用水得到充分的保证。若两者不相符合，应根据来水过程对用水过程进行合理的调整。在配合时可能出现以下两种情况：

(1) 来水过程能满足用水过程时，则可按原定灌溉面积进行灌区规划设计；若来水

仍有剩余，特别是作物关键用水时期有剩余，则视地形情况，再扩大灌溉面积，以充分利用水利资源。

(2) 来水过程不能满足用水过程，或部分时间特别是用水关键时期不能满足时，可延长用水时间（但不得使作物严重受旱），并保持原定灌溉面积，否则需要按来水情况缩小灌溉面积或利用灌区内其他水源以满足作物用水要求。

只有经过来水与用水的流量配合以后，才可选择其中的某一个流量值作为抽水站、渠系及其建筑物的主要设计依据，这个流量值就是设计流量，仍可按式(3-22)进行计算，但式中的 $q_{灌}$ 应为灌水模数图上持续时间大于20天的最大灌水率，如图3-5所示。

如果最大灌水率的持续时间小于20天则可选用次大的灌水模数值 $q_{次大}$ ，但要保证次大灌水模数推出的加大流量，大于或等于由最大灌水模数值 q_{max} 所推出的实际最大流量，否则必须以实际最大流量作加大流量，从而除以加大系数反推设计流量。

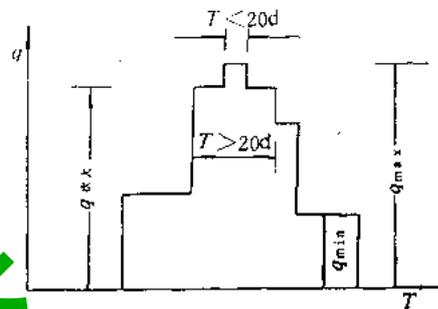


图 3-5 灌水率图

此外，还需要考虑最小流量与加大流量值。最小流量是用来核对应下级渠道的控制条件，及控制渠道的最小流速，计算时采用灌水模数图中最小的灌水率 q_{min} ；加大流量是考虑到作物组成的可变性，有可能增加用水量，或由于气候的变化增大用水量，以及河源含沙量过大需要在停止引水的前、后期集中引水的要求。计算加大流量公式为

$$Q_{加大} = (1 + \text{加大系数}) Q_{设} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3-24)$$

加大系数因设计流量的大小而异，一般采用以下数值

当 $Q_{设} < 1 \text{ m}^3/\text{s}$ 时，加大20%~30%；

当 $Q_{设} = 1 \sim 10 \text{ m}^3/\text{s}$ 时，加大15%~20%；

当 $Q_{设} > 10 \text{ m}^3/\text{s}$ 时加大10%~15%。

上述计算比较复杂，除一些大型灌区外，一般中小型工程，常根据各地区的自然经济情况，总结同类已成灌区历年作物丰产用水经验，拟定出主要作物最大一次的灌水定额，作为计算泵站设计流量的依据。

例如对水稻来说，一般都将泡田期作为水稻的最大用水期，对于旱田作物如冬小麦的播前、拔节和灌浆期，棉花的花铃期和吐絮期，玉米的拔节抽穗和灌浆期作为最大用水期。其用水量和灌水次数，北方地区比南方地区多，但每次灌水定额比较接近，一般播前为 $50 \sim 60 \text{ m}^3/\text{亩}$ ，生育期为 $30 \sim 50 \text{ m}^3/\text{亩}$ ，丘陵区取高值，平原湖区取低值。

当最大一次灌水定额确定以后，可按下式计算灌溉设计流量

$$Q_{设} = \frac{mF}{72000 T \eta_{水}} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3-25)$$

式中 m ——最大一次灌水定额 (m^3 亩)；

F ——灌溉面积 (亩)；

T ——轮灌天数 (天)，全灌区 (或轮作区) 灌一次水所需总持续天数，对抽水灌区每天以20小时计。

如果灌区作物组成不易确定，则作规划时，可根据不同地区历年的用水经验，估算流量值

$$Q = MF \quad (m^3/s) \quad (3-26)$$

式中 F ——灌溉面积 (万亩)；

M ——毛灌水模数， $M = 1/f$ ；

f —— $1 m^3/s$ 流量灌地的亩数 (万亩)，如表3-7所示。

表 3-7 不同地区 $1 m^3/s$ 流量灌地亩数

地 区	m^3/s 流量灌地亩数 f (万亩)
南方平原湖区	0.75 ~ 1.00
南方丘陵区	1.00 ~ 1.5
关中地区 (大中型灌区)	2.00 ~ 3.00
关中地区 (小型灌区)	1.00
陕南、陕北	1.00

如果渠道采取防渗措施，且采用轮灌技术或灌区设有调蓄水池时，表3-7中的 f 值可提高10%~25%。

第二节 农田排水

一、农田排水任务

水分是作物生活必需的物质条件。但是，在土壤中，水分过多，会与作物生活的另一个重要因素——土壤的透气性发生矛盾。同时也必然会对土壤本身的性质带来不良的影响，从而影响作物的生长。从整体来说，农田排水是属于整个治水工作中的防涝防渍的范畴。

造成农田水分过多的补给来源，大致有以下几种情况。

- (1) 降雨量过大或过于集中或阴雨连绵。
- (2) 河流洪泛，或区外地面径流入浸而淹没农田。
- (3) 地形低洼，地下水汇集，造成地下水位的上升。

(4) 灌溉水补给，由于无计划用水，不合理的灌溉与灌水技术不良，造成灌溉水大量下渗，以及由于渠道渗漏不断补给地下水，导致灌溉面积上的地下水位抬高。因此，农田排水是改善农业生产环境，保证农作物稳产、高产的重要措施之一，需要解决以下几方面的问题：①排地面水：除涝和防淹，并减少渗入地下的水量；②排地下水和控制地下水位：防渍，改良沼泽地和盐碱地，以及预防灌区土壤次生沼泽化和盐碱化等。在生产实践中排除地面水和排地下水常是紧密结合的。农业生产需要排水的条件是多种多样的。在湿

润、半湿润地区，由于降雨过多，形成地面积水或土壤水分过多，导致涝、渍灾害。在天然排水能力不足的情况下，必须建立排水工程。在干旱和半干旱地区，降雨少，旱灾是农业生产的主要威胁，为防旱需引水灌溉，又可能引起地下水位不断升高，导致土壤次生盐碱化和沼泽化，也需要通过排水解决。有些地方受特殊的水文和水文地质条件的影响则更须排水。例如：当经常受到来自上游坡地的地面径流和地下径流的侵袭，危害居民区和农业生产时，需挖截流沟和截渗沟，将来水导入河道或其他承泄场地；当平原和洼地受到河流、湖泊和海洋高水位影响时，除修筑堤坝防洪、防潮外，还须研究这些水域的渗透水是否给平原洼地造成危害，当存在这种危害时，应结合培堤，在背水侧的适当地点挖截渗沟，切断渗流。此外修建水库和水位较高的长期输水渠道，都可能引起附近地下水位上升，使环境恶化，需要采取排水措施。建国近40年来，由于采取了上述排水措施，使低洼易涝面积的 $\frac{2}{3}$ ，盐碱地的 $\frac{1}{2}$ 得到了初步治理和改造。

二、排水工程

排水工程由一系列沟、管和建筑物组成，总称为排水系统。在农田排水中，排除耕作地块内部多余水分的工程设施，可以挖明沟，或铺设透水性管道；条件适宜的地方，也可打井提水，提出的水通过沟、管输送到地块以外，以降低地下水位。排地面径流用明沟；排地下水和土壤水，可选用明沟、暗管和竖井型式，并视土质、水文地质条件和经济状况而定。地块内部的排水设施，很多情况下是由两级或多级排水沟或管道组成。它们的作用是汇集田块内水流，调节土壤水分状况和盐分状况。故称作田间调节网（或田间排水网）。排水沟起输水作用，可能分成数级，按水流行进方向依次称作斗沟、支沟和干沟等。承纳和宣泄排水干沟水流的江河、湖泊和海洋，称之为容泄区。因此所有的排水工程一般都是由集水系统、输水系统和容泄区这三部分组成的。

排水工程由于排水的性质不同，它们的排水模数（单位面积上的排水流量）和排出水流的物理化学性质有极大差别，排除暴雨径流的排水模数，远远大于排地下水的模数；城市的排水模数又大于农业排水模数。降雨产生的径流，通常较之地下水含可溶性盐分少，但含泥沙和悬浮物则较多。农田排水的矿化度（含盐量）可能变化很大，而排雨水和渠道退水的矿化度低，淋洗土壤盐分阶段的排水矿化度显著升高。居民区排出的污水，含悬浮物和有机质多，还可能含有一定数量的病原菌类。工业废水的物理化学性质，最为复杂多变，往往含有某些有毒物质，未经处理的工业废水直接排入排水系统，将会造成环境污染，危害极大。

排水容泄区状况对排水系统的工作有决定作用。排水干沟进入容泄区的汇合点，二者的水位关系决定排水方式：当干沟水位高于容泄区水位时，水流可借重力作用自流进入容泄区；反之，若干沟水位低于容泄区水位，则需利用动力机械把水抽入容泄区。容泄区的容量和泄水能力，决定排水系统能否根据本地区的需要及时排水，然而常易受容泄区现状的制约，常常不易办到。在这种情况下，必须探索多种途径，以寻求最经济合理的解决办法。必要时，需对容泄区进行导治。

排水工程是一个流域或一个地区内水利建设的组成部分，它和防洪、供水、灌溉及航运等许多工程有着不可分割的关系。特别在水资源比较欠缺的地区，出现水多问题只是暂

时的和局部的现象；如果只顾排水，对随后将出现的缺水问题未予考虑，势必增加供水问题的困难。农田排水是农业技术体系中的一个环节，所以，把农田排水放到农业技术体系中统一安排，会收到更好的效果。例如：根据土地过湿程度和经济发展的需要，因地制宜地选种耐涝性作物以合理利用土地，进行多种经营，并在此前提下，以人工排水作为利用自然的补充手段。这样做，较之单纯排水种植大田作物，会事半功倍。在排水中，把工程措施和生物措施结合起来，即把建造排水工程和营造护田林网等作物排水措施结合起来，可以巩固和扩大工程排水作用。

三、排水措施

如上所述，农田排水的任务和目的就在于及时排除土地上多余有害的水，使地下水位降低到一定的深度，并使一定深度土层的土壤水分达到适宜于作物生长的状况。根据这样总的任务和目的，农田排水根据具体情况可分为排除地面水（除涝）、调节地下水及排除土层滞水（防渍防盐）等几种措施。

（一）除涝

在降雨量较大地区，田间工程必须满足除涝方面的要求，要能及时排除由于暴雨产生的田面积水，减少淹水时间和淹水深度，以保证作物正常生长。试验证明，农作物的受淹时间和淹水深度有一定的限度，如果超出允许的淹水时间和淹水深度，将影响作物的正常生长，轻者导致减产，重者甚至死亡。田间积水会使土壤中水分过多，氧气缺乏，影响作物根系呼吸的正常进行。淹水时间过长，长期缺氧，作物在无氧条件下进行呼吸，所产生的乙醇可使作物中毒而死亡。

农作物受淹减产情况和允许的淹水时间与作物的品种、生育阶段有关。棉花、小麦、春谷等作物耐淹能力均较差，一般在地面积水10cm的情况下，淹没一天就会引起减产，受淹6~7天以上就会死亡。一般粮食作物当积水深10~15cm时，允许的淹水时间不超过2~3天。根据山东、河北等省的调查资料，几种农作物允许的淹水深度和淹水历时如表3-8所示。允许的淹水时间还与淹水时的气候条件有关，一般气温较高的晴天耐淹时间较短，阴天允许淹水时间较长。水稻虽然适于在保持一定水层的水田中生长，但若地面积水过深也会引起减产和死亡。根据江苏省里下河地区的试验和调查，在分蘖期内，淹水深度和淹没时间对水稻产量的影响如图3-6所示。

农田中的地面水和土层中的多余水分通常往田间排水沟网汇集，流入输水沟道；输水沟道可分为若干级，使水流逐级下泄，到干沟再排入容泄区。容泄区一般是指排水区域外部的河流、湖泊、洼地而言，对于河网化来说，河网本身也是容泄区，可以承纳一部分余水，但它还要有排水出路，把余水送到外部容泄区。在有些封闭洼地或者洪水河道包围的低地，还有缺乏自流排水条件的地区，则采用动力排水，或依地形条件进行高低分片，分别采用自流排水和动水排水措施。

应当指出：排水只是除涝的基础，但不能单纯考虑水多时就全部排出。从大区范围来看，由于年降雨量分配得不均匀，受涝地区往往是干湿交替，因此对于需要排水的地区，应根据地形条件，因地制宜地做到既排又蓄，解决早期农田灌溉问题。平原地区实现河网化，排蓄结合，是有效的治水途径。

表 3-8

农作物允许的淹水深度和淹水历时表

作物种类	生育期	淹水深度 (cm)	允许淹水历时 (d)
棉花	开花结铃期	5~10	1~2
玉米	抽穗期	8~12	1~15
	孕穗灌浆期	8~12	2
	成熟期	10~15	2~3
甘蔗		7~10	2~3
早稻	孕穗期	10~15	4~5
春谷	孕穗期	10~15	1
	成熟期	10~15	2~3
高粱	孕穗期	10~15	6~7
	灌浆期	15~20	8~10
	乳熟期	15~20	15~20
大豆	开花期	7~10	2~3
水稻	分蘖期	6~10	2~3
	拔节期	15~20	5~7
	孕穗期	20~30	8~10

在进行除涝措施的同时，还必须与农业措施紧密结合起来。如在有水源条件的洼涝地区，可改种水稻；在积水时间长，积水较深，汛后才能排干的地区，实行一水一麦；积水时间短，水浅的地区，改种耐涝作物。

总之，农田排水工作虽属田间范围，但是与整个地区的除涝治水有密切的关联，必须在大力除涝防渍的原则基础上进行田间水分调节措施。

(二) 防渍、防盐

在农田中，如果地下水位上升过高，作物就会受到渍害而减产；如果地下水的矿化度较大，还会使土壤受到盐害，造成土壤盐碱化。因此，田间工程还必须满足防渍、防盐的要求，亦即满足控制和降低地下水位的要求。

从防渍要求出发，为了保证农作物的正常生长，必须使农田土壤具有适宜的含水率。例如根据河南省引黄人民胜利渠灌区资料，农作物所要求的土壤适宜含水率，视作物的种

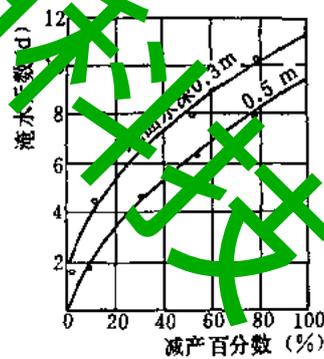


图 3-6 江苏省里下河地区水稻淹水天数与产量关系

类而定，一般小麦、玉米要求的土壤适宜含水率为土壤田间持水率的70%~90%，棉花为土壤田间持水率的70%~80%；轻壤土地区小麦、玉米的土壤适宜含水率为17%~21%，棉花的土壤适宜含水率为17%~19%；粘质地区小麦、玉米要求的土壤适宜含水率为20%~25%，棉花为20%~23%。而作物根系活动层内土壤含水率的大小与地下水的埋藏深度有着密切的关系。在地下水位过高时，根系活动层内的平均含水率 β 将超过土壤适宜含水率 β_n ；地下水位过低时又将小于 β_n （图3-7）；只有当地下水位保持一定深度范围时才符合作物生长要求，地下水位过高或过低，都将引起作物减产。



图 3-7 地下水埋深与土壤含水率关系

因此，为了防止渍害，免使土壤中含水过多，必须按作物正常生长要求控制地下水位。作物所要求的地下水埋深，随作物种类、生育阶段、土壤性质而不同。现将几种主要作物对地下水埋深的要求列于表3-9。

如前所述，田间工程必须满足除涝方面的要求。为了及时排除田间多余降雨迳流，一方面应修建田间排水沟网，同时还应利用田块本身以及田块上的沟、畦、格田等，拦蓄和排除部分雨水，以减轻涝灾。

在地下水位较高或有盐碱化威胁的地区，必须修建控制地下水位

的田间排水沟，以便降低地下水位或防止因灌溉、降雨和冲洗引起地下水位的上升，防止渍害或土壤盐碱化。因此，一般设计排水沟都要同时负担排除地面水与地下水的双重任务。

表 3-9 各种作物要求的地下水埋深表

作物	生长期要求保持的地下水埋深 (cm)	雨后短期允许的地下水深度 (cm)	雨后降低水位埋深的相对时间 (d)	备注
小麦	100~120	80 100	15 8	生长期前期 生长期后期
玉米		40~50	3~4	孕穗至灌浆
棉花	110~150	40~50 70	3~4 7	开花结铃期
高粱		30~40	12~15	开花期
甘蔗	90~110	50~60	7~8	
大豆		30~40	10~12	开花期
水稻	30~50			晒田期

总之，农田地下排水，是排除上层滞水解决旱田渍害的有力措施，但必须和沟渠配套及控制河道水位等水利措施相结合，才能充分发挥其作用。

第三节 灌排分区治理规划

一、丘陵山区治理规划

1. 概述 我国丘陵山区分布很广，面积约占全国总土地面积的80%左右，人口占全国人口的1/3，耕地面积占全国耕地面积近50%，因此，发展丘陵山区的农业生产，在国民经济中有着十分重要的意义。

丘陵山区的特点是，地势起伏剧烈，地面高差较大，一遇暴雨，往往造成洪水灾害，但一到少雨季节，即出现蓄水不足而形成旱象。丘陵山区土层较薄，暴雨季节，大量的可耕土壤流失，使水土流失成为该地区的一个突出问题；但由于丘陵山区地形起伏，形成了较优越的天然蓄水条件，有利于筑坝建库，蓄水抗旱，也宜于发展水力发电和易于引水。因此，针对这些特点，采取正确的开发治理方针，可以有效地利用有利的自然条件，克服不利的因素，解决农业生产上存在的突出问题。

2. 治理规划的特点 对于丘陵山区的治理应当采取全面规划、综合利用，以达到水资源的平衡和充分合理的应用，并改变和调节地区水情的目的。具体包括大中小、蓄引提相结合而以蓄为主的要求。

蓄水措施主要通过大面积的田间蓄水工程，如谷坊、塘坝、水库、河网、湖泊、洼淀以至地下水库等，结合长藤结瓜式联通系统，蓄蓄当地径流和河流来水，改变水量在时间上（季节或多年范围内）和地区上（河流的上、下游，高低地之间）的分布状况。通过蓄水措施，可以防止水土流失，减少汛期洪水流量，避免暴雨径流向低地汇集，可以增加枯水期河水流量以及干旱年份地区水量的储备。

引水措施主要通过引水渠道，使地区内部和地区之间以至跨流域的水量相互调剂，以盈补缺。在某一地区水源缺乏时，可借人工河道自水源充足地区调配水量，汛期某一地区水量过多时，则可通过排水河道将多余的水量调运到地区内部蓄水设施蓄，或调至水量较少的其它地区。从全国水利资源的平衡和供需要求，可能还要更大规模地开展区域性调水工程。我国即将修建的南水北调工程，就是调水工程的典型例子。

提水措施主要是通过修建泵站提水以补充蓄水的不足，提高灌溉保证率。它通常适用于不可能采用自流引水或采用自流引水不经济的情况。采用提水灌溉时，特别要注意平衡高峰用水量，减少装机容量，如平时开机，忙时用库，闲时灌塘。忙时灌田，丰水年多用塘水，缺水年开机补水，达到节约能源和降低灌溉成本的目的。

上述三种基本措施，在丘陵山区的治理规划中往往同时采用，只是由于各地区条件不同、所解决的问题不同，因此各种措施所发挥的作用和在农田水利工作中所处的地位也有所不同。我国自1958年开始，在不少地区创建了大中小、蓄引提相结合的长藤结瓜式的灌溉系统。至今，这种系统的范围逐步扩大，功能日趋完善，它是丘陵山区较合理的灌溉系统。这种系统包括三个组成部分：一是渠首引水或蓄水工程；二是输水、配水渠道系统

(谓之藤)；三是灌区内部的塘堰及小型水库(谓之瓜)，如图3-8所示。它具有如下特点：比较充分地利用了丘陵山区可能利用的水源，引水上山，盘山开渠，扩大了丘陵山区的耕地和灌溉面积；充分发挥了塘堰的调蓄作用，提高了塘堰的抗旱能力和渠道单位引水流量的灌溉能力。因此，对于这种治理规划，值得广为推荐。

3. 水土保持 丘陵山区由于地面坡度较大，如果天然覆盖遭到破坏，或垦殖后耕作技术不合理，就会使地面保水能力降低，引起雨水的大量流失。由于雨水对土壤的冲击、浸润与冲刷作用，必然使土壤和成土母质遭到破坏，并随水流失。这种水分和土壤流失的现象，叫做水土流失，而水土保持工作就是防止水土流失，改造不利自然条件的一项根本措施。



图 3-8 一河取水，单一渠首的灌溉系统

水土保持的工作任务艰巨，范围广阔，它涉及到农、林、牧合理安排，上下游统筹兼顾，山水田林路统一部署等一系列问题。要做好水土保持工作，一定要有一个科学的水土保持规划，以指导水土保持工作，使水土资源得到充分合理的利用，并根据水土流失规律，安排好各项治理措施。因此，控制地面雨水，防止冲刷，以改良并保护土壤不受侵蚀，提高农田和荒山、荒地生产能力的各种措施。这些都属于水土保持工作。

二、水网圩区治理规划

(一) 概述

我国南方圩区主要是指沿江(长江、珠江等)滨湖(洞庭湖、太湖等)的低洼易涝地区以及受潮汐影响的三角洲地区。这些地区均系江湖冲积平原，土壤十分肥沃，水网密布，湖泊众多，水源较为充沛，加上一般年份雨量丰富，所以自古以来，劳动人民就在江河两岸和沿湖滩地筑堤防洪(挡潮)进行围垦，形成了大面积的水网圩区。

这一地区的特点是，地形一般都很平坦，大部分地区地面高程均在江河(湖)洪枯水位之间，每逢汛期，外河(湖)水位常高于田面，圩内渍水无法自流外排，往往渍涝成灾。特别大水年份，洪水还常决口泛滥，外洪内涝，严重影响农业生产。湖区地下水位较高，有的农田甚至常年冷浸，对旱作和水稻生长极为不利。另外由于降雨不均，也经常出现干旱。

水网圩区内水的灾害，可分为洪、涝、渍三种。当上游洪水流经平原圩区时，超过河道的渲泄能力而破堤或破圩所引起的水灾，称为洪灾。水网圩区由于地势低洼平坦、排水不畅，当地的暴雨径流因河道的排水能力有限或受到大江大河的洪水顶托，内水不能及时外排所形成的灾害，称为涝灾。另外，水网圩区有时由于长时间的阴雨和河渠长期高水位，

使地下水位抬高接近地面，影响作物生长，称为渍害。

(二) 水网圩区的防洪规划

水网圩区防洪规划，应合理安排蓄、泄、分（撇）等项综合措施，正确处理流域和地区、干流和支流、上游和下游以及洪、涝、旱等各方面的矛盾，进行统一规划、综合治理，以达到抗御特大洪水的目的。主要的措施可分为整修堤防、联圩并垸、分洪蓄洪以及治河撇洪等几个方面。

1. 整修堤防 堤防是低御江湖洪水入侵，确保圩区生产和人民生命财产安全的重要工程措施。应当按水系、按地区逐年加以整修，消除隐患，提高抗旱能力，以求达到统一的防洪标准。

拟定堤防防洪标准：堤防防洪标准的高低，取决于堤防所保护地区的重要性、历次洪水灾害情况及政治影响等条件，可参照表 3-10 选定。

表 3-10 堤防防洪标准

保护城镇	保护农田面积 (万亩)	防洪标准 (重现年)
特别重要城市	>500	确保
重要城市	100~500	≥100
中等城市	~100	20~100
一般城镇	≤30	10~20

堤防标准断面的确定：堤防标准断面的拟定，从选择确保安全、节省土石方量的断面形式和尺寸出发，一般做成梯形断面。堤顶宽度主要考虑自身稳定和交通要求，一般做成 3~5 m。堤防边坡主要决定于土壤情况、防御的水位高程及持续时间和风浪等，一般选择范围在 1:2.5 至 1:3.0 之间。

2. 联圩并垸 联圩并垸的规划任务，主要包括原有河道泄洪能力的分析，联圩方案的拟定，泄洪能力的计算，河道设计和重点河段的整治等。联圩并垸的规模要适当。水网圩区的实际条件各地相差很大，联圩规模要因地制宜。

保证圩内有一定的水面面积，用以排涝，减小排水闸和排涝站规模，进行综合利用等。

3. 分洪与蓄洪垦殖 分洪蓄洪是江河中下游一项极为重要的战略性防洪措施。对于该项工程的规划，应包括原有河道泄洪能力的分析，分洪蓄洪区的选择，分洪蓄洪工程的布局，各项工程的联合控制运用方案以及方案选择所必需的技术经济论证等。

4. 撇洪 水网圩区，一般上有山洪汇注，下受江水倒灌。如使河流下游与湖泊分开，或开沟撇洪，使汇入河道的山洪直接泄入外江，这就降低了湖泊的蓄涝水位，给湖滩计划围垦创造了条件。此外，撇洪以后，达到等高截流、高低分排的目的，这样也就减少了汛期（外江水位高于内湖水位时期）湖区提水排水的控制面积和相应的机电排水设备。撇洪包括河道改道或开沟撇洪，其规划内容主要包括选择河流改道或撇洪的线路，计算河流设

计洪水、分析外江设计水位，确定新开河道及其堤防的断面尺寸等工作。

(三) 水网圩区内部的除涝灌溉规划

圩区内部的除涝灌溉规划，与圩内地形条件以及外河的水文情况有着密切的关系。由于各地圩区的具体情况不同，其除涝灌溉系统组成和布置形式也各异。必须因地制宜。圩区人民经过长期的生产斗争，基本上正确处理了圩区内部蓄与排、自排与抽排、排与灌之间的关系，并走上了全面治理、综合开发圩区的道路。下面着重介绍圩区除涝灌溉的规划经验和原则。

1. 分片排涝、等高截流 圩区内部地形特点大都沿江河两岸较高，滨湖较低；尤其是面积较大的圩区，由于地形高差大，各处自流排水的机会不同，因此，等高截流，分片排涝，高水高排，低水低排，已成为圩区治涝的一条重要经验。如图 3-9 中的圩区根据地形条件和高低分排的原则，划分为两个排水区，即一个高排区和一个低排区，在高、低区之间的分界处，布置两条高排沟（又称截流沟）分别将高排区的涝水由 B、C 两处排水闸分散排出，低排区由低排沟在 A 处排水。

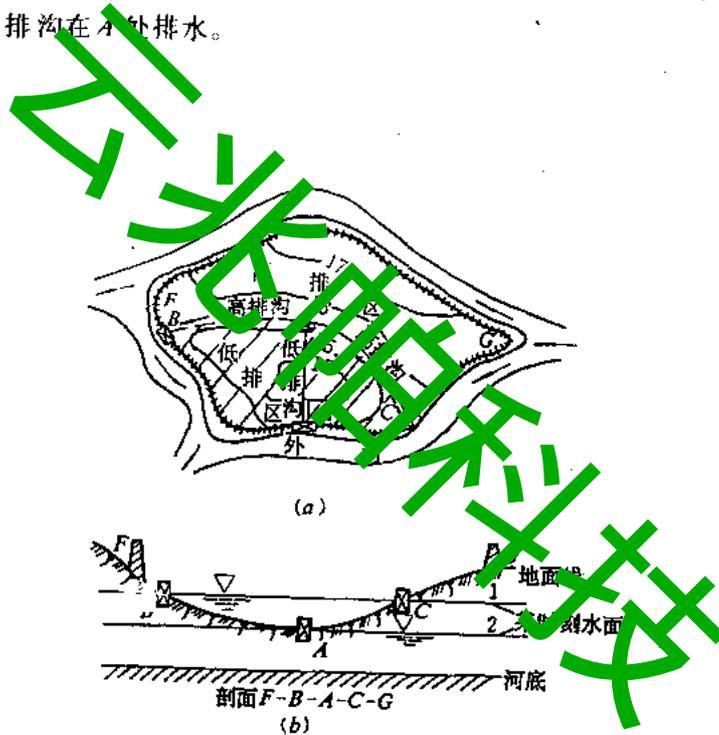


图 3-9 圩区高低分排示意图

分片排灌既利于设置排灌结合的抽水站，也有利于灌溉系统的布局。因为排水沟排出外河的地点是在沿河两岸比较高的位置，便于沿圩边布置灌溉干渠以控制全圩，分散设几个站就更有利于灌溉渠道的布局，比起集中一个站来，渠道要短，土方量少，水头损失也小。

2. 留湖蓄涝、排蓄结合 水网圩区在外江水位高于圩内地面高程时，排水系统及排水闸不能自流外排，此时应充分利用湖区原有的湖泊洼地，滞蓄闭闸期间的全部暴雨涝水或部分涝水以降低抽排流量，这是圩区行之有效的重要排涝措施。

今以一平方公里的排水面积为例，计算两种不同情况所需排涝站的装机和投资（表3-11）。这两种情况是：①无内湖滞蓄；②有内湖滞蓄。设内湖面积占排水面积的10%，蓄水深按1m计，则1km²排水面积上有10万m³的蓄水容积。同时从表3-11可以看出，留10%内湖比不留内湖，当达到同一除涝标准时，所需的排水装机容量和投资竟相差4倍之多。

表 3-11 1 km²排水面积所需排涝站的装机和投资比较表

项 目	单靠抽排无内湖滞蓄 (湖泊率 0%)	抽排与内湖滞蓄相结合 (湖泊率 10%)	备 注
来水量 (m ³)	136.5 × 10 ³	136.5 × 10 ³	(1) 设计暴雨为10年一遇1日暴雨136.5mm, 3日排完;
滞蓄水量 (m ³)	0	100 × 10 ³	(2) 机电日运转以24小时计;
排水量 (m ³)	136.5 × 10 ³	36.5 × 10 ³	(3) 平均设计扬程按11m估算;
排水流量 (m ³ /s)	0.83	0.111	(4) 每千瓦装机单价按72元/kW估算;
计算装机 (kW)	77.5	15.3	(5) 机电效率 η 为0.8
投 资 (万元)	7.2	1.15	

在水网圩区滞涝湖泊的规划和运用方面，各地积累了丰富的经验：如在排涝站排水能力较小，不能同时抽排全圩区的涝水时，应采用“先排田，后排湖”的排水方法；滞涝内部视圩内地形条件可以集中布置，也可以分散设置。为了充分利用湖泊，解决滞涝与垦殖之间的矛盾，可采用一般年份种植作物，大雨年份用以排涝的办法。

3. 力争自排，辅以抽排 在汛期，圩区的外排水位一般高于地面，使自流排涝机会少，加上圩区内部滞涝河湖有限，因此单靠自流外排与内湖滞蓄，一般仍不能免除涝灾威胁，需要辅以抽排，但又必须采取一切措施尽量利用和创造自流排水的条件。如设置排涝站的同时，要修建自流排水涵闸；对外排站和内排站进行合理的布高，要利用圩区河湖汛期滞涝，汛后自排；对滨海圩区的排水，应尽量利用落潮机会，进行自流抢排。因此，如果忽视了上述力争自排的可能性，势必增加机电抽排的投资。据初步估计，每增加1 km²电排面积，约需增加投资一万余元。

4. 以排为主，排灌兼顾 水网圩区既易涝也易旱，因此排水与灌溉都不能偏废。由于目前有些圩区的治涝要求比较迫切，除涝排水工程通常优先修建。但在规划时，应当统筹考虑排水与灌溉工程系统的布置。

为了达到治水改土和高产稳产的目的，在地下水位埋深较浅的地区，排水沟和灌溉渠必须建立两套系统，做到排灌分开。而对于排涝站的布置，则要求尽可能做到排灌结合，以节省工程费用和发挥工程最大效益。

5. 全面规划，综合治理 水网圩区水面面积较大，是发展养鱼以及莲藕的良好场所，必须充分考虑发展水产养殖。在规划和修建排灌系统时，应同时考虑沿沟渠植树造林和结合布置道路系统，使沟、渠、路、林成为一个完整系统，既能发展多种经营，又便利生产

和生活。此外，兴修水利还必须同时考虑要防治血吸虫病，注意配合灭螺工作。

三、平原地区治理规划

(一) 概述

北方平原地区，泛指淮河、秦岭以北的广大平原地区和地势比较开阔的山间盆地。这些地方具有一些共同的特点：①年降雨量较少或年内降雨不均，不符合农业的需要，有干旱威胁；汛期有时雨量集中，低洼地区排水不畅，容易产生渍涝灾害；②土壤中可溶性盐类自然淋洗程度较差，在排水不畅的地方，盐分累积，形成盐渍化土壤和高矿化度浅层地下水。在引河水灌溉时，如处理不当，会引起地下水位升高，招致土壤次生盐渍化；③土层深厚，具有较好的地下水贮存条件，在这些地区，如地面水资源不足，可以发展井灌。

(二) 治理的原则与措施

我国北方平原地区，地域辽阔，地势高低悬殊，寒暖干湿差异很大，因而各地的农业结构和栽培制度不同，水旱灾害性质和危害程度也不同，其治理要求和治理措施也有显著的差别。

1. 治理原则 根据建国近40年来北方平原地区治水的基本经验，可概括为如下几点：

(1) 坚持洪、涝、旱、碱、咸综合治理：洪、涝、旱、碱、咸的产生均与地区的水分状况有关，它们之间又存在着密切联系。因此，单一的治理措施，不仅不能全面解决治水与改土问题，在一定的条件下，反而会产生不良后果。例如单纯解决干旱问题，片面强调灌溉而忽略防碱，有灌无排，将会引起地下水位上升，招致土壤盐碱化；片面强调灌溉蓄水，忽视排水，也容易加重洪涝灾害。又如，为了除涝治碱，片面强调排水，降低地下水位，而忽视蓄水保水，土壤墒情不足，干旱问题就会突出。因此，平原易旱易涝易碱地区对洪、涝、旱、碱、咸等各种灾害必须综合治理，全面规划。

(2) 正确处理排、灌、蓄关系：由于旱、涝、碱综合治理对排水、蓄水、灌溉的要求之间存在一定矛盾，在实践中必须正确处理三者的关系。例如，利用泄洪排涝河道和沟渠建闸蓄水灌溉的地区，在规划设计中，闸门应有足够的尺寸，以保证河道防洪除涝能力；在管理运用中，必须拟定河道沟渠的防洪、除涝、蓄水制度和水量调配方案；在有地下咸水的易碱地区，利用河道和沟渠蓄水时，还要解决灌溉蓄水与除涝排咸之间的矛盾，雨季沟网应以排涝和蓄涝为主，旱季则应蓄排分开。部分沟道以排咸为主，除短期可以允许引蓄水灌田外，大部分时间应保证用来排除地下咸水。以引水或蓄水灌溉为主的沟道，水位亦应控制在临界深度以下，以防止土壤产生次生盐碱化。

(3) 井渠结合，全面安排：为了正确处理排、灌、蓄、滞关系，充分利用降水、地面水、地下水等各种资源，北方平原地区的治理，必须采用沟渠、水井、坑塘等多种水利设施，取长补短，互相配合。例如利用村边自然地地形作坑塘，并与沟渠连通，就可充分发挥排、灌、蓄、滞的作用。沟渠、坑塘引水蓄水灌溉，容易抬高地下水位，不利于除涝、防渍和治碱，但沟渠、坑塘却有引渗补给地下水，增加水井出水量的作用。在有浅层地下淡水的地区，利用水井提水灌溉，一方面可以补充地面水源的不足，另一方面又可起到除

涝防碱的作用。所以，机井在易旱、易涝、易碱地区兼有灌溉、排水、防渍、治碱等多种效益，因而搞好机井建设，做到井渠结合，对北方平原的许多地区具有十分更重的意义。此外，水利措施还必须与农业措施、林业措施等密切配合，才能达到农业增产的目的。

(4) 因地制宜，分区治理：北方平原地区虽然具有易旱、易涝、易碱的共同特点，但由于所在的自然地理位置不同，地形地貌条件、水文地质条件、水源分布状况的差异，各地区存在的主要问题是各不相同的。例如，山前平原和平原河道的上游地区地势较高，排水通畅，涝碱威胁并不严重，干旱问题则比较突出；冲积平原和河流中下游平原坡水区，干旱现象虽有所减轻，但涝碱威胁则较上游为重；沿河湖洼地和滨海地区，地势低洼，排水不畅，涝碱问题是地区的主要矛盾。因此，北方平原地区必须根据地区具体条件，因地制宜，分区治理。

2. 治理措施 北方平原地区的治理。同样必须首先确保防洪安全，本着蓄泄兼顾、因地制宜的原则，在上游山区开展水土保持，兴建水库控制洪水的基础上，采用疏浚河道、整治堤防、利用洼淀蓄洪、开辟新河分洪等措施，全面解决地区的防洪问题。下面介绍除防洪以外不同地区的各种治理措施。

(1) 山前平原和平原河道上游地区：这类地区的地势较高，排水条件较好，但干旱问题突出。对地面水源比较丰富的地区，应以发展自流渠灌为主。当地下径流通畅时，则应优先发展井灌，而将地面水输送至下游缺水地区使用。

由于北方降雨量较小，许多地区地下水的天然补给量不能全部满足灌溉用水要求，在以井灌为主时必须采取措施拦蓄地表径流，增加降雨对地下水的补给，一般年份应不允许有地表径流外排，但为了保证特大暴雨年份不发生涝渍现象，应修建由排水沟道和坑塘组成的排水蓄水系统。

(2) 冲积平原和河流中下游平原坡水地区：本地区地势坡度平缓，地下水位较高，涝碱威胁一般较为严重。在地面水源充足，排水条件较好的地区，仍可采用灌排分开的方式，并通过排除涝水和控制地下水位，起到除涝防渍和防止土壤发生盐碱化的作用。但有些地区，因土壤盐碱化威胁比较严重，需要采用挖方渠道进行引水配水，并使渠道水位经常保持在地面以下一定深度，利用泵站提水灌溉农田，因此可将灌排渠道结合使用成为一套系统。

采用井、渠结合的灌溉措施，对水源比较缺乏的地区是十分重要的。它不仅可以增加灌溉水源，降低地下水位，还可以提高地区除涝防渍能力。

近年来，在华北平原地区，利用河道建闸蓄水发展渠灌，结合蓄水引渗补充地下水，并利用地下水发展井灌，同样也取得了良好的效果。对于在充分利用地上水，合理开发地下水的情况下，仍不能满足用水要求的地区，还应适当引用外区来水。

深沟河网地区一般采用提水灌溉。为了提高提水设备的效率，有时采用集中提水，在斗渠以下修建统一的灌溉渠系，与排水沟道分开形成两套系统；有时采用分散提水的方式，由小型抽水站提水至灌溉农渠。对于地势低洼需要提水和排水的地区，抽水站应尽量做到排灌两用。

(3) 沿河沿湖洼地和滨海平原地区：这类地区，地形平缓，地势低洼，容易积涝成灾；干旱年份还受到旱灾威胁；沿河低洼盐碱地区和滨海地区，土壤盐碱化问题比较严重。

为了作到遇涝排水，应采取截岗圈圩，挖沟排水，建闸建站等措施，作到内外分开，高低分开，并利用落潮和外河低水时机，通过水闸自流抢排，或利用抽水站进行抽排，为了作到遇早有水，应修建灌溉系统和抽水站，或采用排灌结合的深沟河网系统，以便引水灌田。在地下水水质较好的地区，应利用地下水发展井灌，实行井渠结合。对于沿河低洼或滨海盐碱地区，应在深沟排水或竖井排水的基础上，冲洗压盐、放淤改碱，并结合农业措施改良土壤，淡化地下水。

(三) 地下水开发利用规划

地下水开发利用规划是流域和地区的水利资源综合利用规划的组成部分。为了最合理地开发利用地下水资源，必须根据井灌地区水文地质条件，水文气象条件和用水条件，进行全面规划。地下水的不合理开发常会造成不良的后果。例如盲目地大量开采地下水，造成地下水资源的严重枯竭，地下水位大幅度下降。由于地下水压力、水位的下降，使松散的含水层和相邻的淤泥质粘土层压密，引起地层下沉和海水入侵（或咸水界面下移）等危险。因此，对于某一地区的地下水资源的盲目大量开采，如超过了自然补给能力而又不采取保护水资源的措施时，势必导致水源枯竭等一系列严重后果的发生。为此，必须在通过资源评价摸清地下水可采水量的基础上，制定地下水合理开发利用规划。而开发利用地下水资源的规划原则如下：

1. 全面规划，统筹安排 在进行某一地区（或流域）的水利资源开发利用规划时，必须根据该地区工农业用水的需要（近期的及远景的），对地面水的利用及地下水的开发进行全面规划。总的原则应是，充分利用地面水，合理开发地下水。在规划中应根据地区地面水和地下水资源的分布情况统筹安排。

应当指出，地面水、地下水的开发规划，牵涉到地区工农业发展的计划安排，各部分用水的相互协调等一系列问题，因而不能单纯地从技术观点去考虑，而必须从政治、经济等方面全面规划。

2. 必须坚持浅、中、深结合，合理布局，分层取水 为使地下水的开发能够有计划和有控制地进行，必须尽量避免混层取水（即避免一个水井同时开采不同的含水层），坚持分层取水，并在不同的含水层进行地下水资源评价的基础上进行井深的布局（即分别确定各含水层的机井密度）。

浅层地下水埋藏深度小、开采容易，水井的建造费用较低，且由于浅层水直接受到降雨入渗和地面水的补给，消耗之后较容易补充和恢复，这些都是开采浅层水的优点。在有浅层水而厚度较大、补给充足、水井出水量较大的地区，地下水的开发应以浅层水为主。在浅层咸水地区应积极开展咸水的利用和改造工作，逐渐改造咸水含水层，扩大地下水源。

中层和深层承压水，一般含水砂层的厚度大，透水性好，单井出水量大，在开采利用之前具有较大的承压水头，有些甚至高出地面可以自流，但是由于承压含水层的越层补给，

其数量也是有限的，一经开采，就会出现地下水位的下降。为此，在制订地下水开发利用规划时，应根据各含水层的补给能力，确定各层水井数目和开采水量，作到分层取水、浅、中、深合理布局。

3. 必须与地区旱、涝、碱、咸的治理统一规划 地下水的开发可以为农作物提供灌溉水源，同时由于地下水的开采，降低了地下水位而起到了防碱、防渍的作用。汛前开采了地下水，腾空了地下库容，使得汛期能更多地存蓄降雨和地面径流（通过地面入渗），因而也对除涝、治碱创造了有利条件。为此，地下水的利用必须与地区旱、涝、碱、咸的治理统一规划，当几者之间出现矛盾的时候，应抓住主要矛盾妥善加以解决。

阳光普照科技

第四章 机电排灌工程规划

机电排灌工程能够解决自流方式不能解决或开发有困难地区的排灌问题。机电排灌工程规划就是要因地制宜的布置排灌站点、排灌沟渠及建筑物，一般是在流域规划与地区规划的基础上进行工作的。

机电排灌工程规划应该本着一次投资省、工程见效快，有利于运行管理等原则来考虑问题、处理问题。

第一节 灌溉泵站规划

抽水灌溉的特点是耗能抽水，也就是说水是煤或石油换来的，因此在规划工作中要特别注意节省功率，减少能源消耗。为此灌溉泵站规划必须作好以下工作：①处理好自流与抽水灌溉的关系，尽量扩大自流灌溉面积；②合理选择经济扬水高度与灌溉面积；③做好灌区的分区分级及最小功率站址的计算及站址选择工作。这些工作内容也就体现了抽水灌溉与自流灌溉不同的特点，也即本章的重点。

当灌区总扬水高度在经济范围以内时，灌区范围确定的原则与自流灌区基本相同，在初步确定灌区范围的基础上进行灌区划分。

一、灌区的划分

所谓灌区的划分就是分区分级抽水。分区抽水主要是从灌区平面上考虑将灌区分成几片抽水；分级抽水主要是从高程上分成梯级抽水，以达到节省电费、管理费与一次投资的目的。而分区、分级工作又是相互影响，相互联系的。

(一) 分区与分级抽水

1. 一区一级抽水 它适用于岸坡较陡，或扬水高度较小，灌区内高差变化不大，面积较小时的情况，如图4-1所示。

2. 分区抽水 当地面等高线与水流的垂直或斜交，且地形高差较大时，可分成几区抽水。图4-2系以大沟为界，分成二区抽水，以降低抽水扬程，节约电费，减少渠道建筑物，但需多建一个站。如果在渠道上取水，这种布置形式仍然是经济的；如果在河道上取水，也可考虑一站取水分区灌溉的方案以减少治河工程费用。

3. 分级抽水 当地面等高线与水流的平行或斜交，且地形高差较大，地面坡度由缓变陡时，可分级抽水。图4-3所示的分级抽水方案可节省抽水功率，节约电费，分级越多电费越省。但建站投资大，管理麻烦。因此分级的多少应与渠系及建筑物布置，设备供应等情况统一考虑。

4. 分区分级抽水 对于面积较大，扬水高度较高的灌区，集中建大站不经济或管理不便时，往往采用分区分级抽水；对于地形较复杂的灌区，也就是说局部地形变化较多，沟

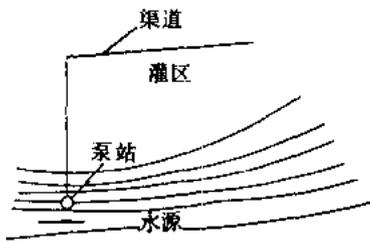


图 4-1 一区一级抽水

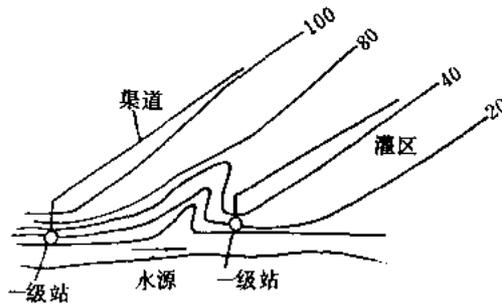


图 4-2 二区一级抽水

豁切割较深，行政区不是单一的情况也需要分区分级抽水。图4-4所示为面积与高差较大，区内有大沟切割，且有局部高地，并分东、西两个行政单位时，应考虑分区分级抽水比较经济。该区如果在河道上取水也可考虑一站取水，分区、分级灌溉。

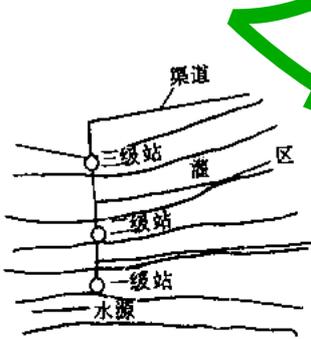


图 4-3 一区三级抽水

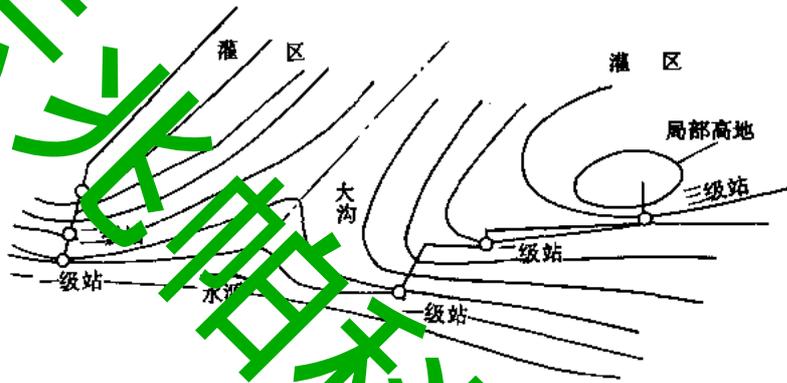


图 4-4 分区分级抽水

总之，分区分级主要以水源和地形条件为依据，并照顾行政区划，同时又考虑渠系及建筑物布置，机组供应情况，以及管理方便，经济建站等条件来进行划分。

在规划工作中，一般先分区，后分级，在分级工作中如发现分区不合理时，还可调整其区划，二者必须统一考虑。

(二) 用最小功率法确定站址高程

对于多级抽水灌区，当总扬水高度确定以后，在拟定的分区，分级方案的基础上，应进一步确定各级站的扬水高度，以使得全灌区的总功率最小为原则。然后，再依照这种高度选择站址位置。

如图4-5所示，灌区总扬水高度为 H (m)，灌溉总面积为 Ω (亩)，如果采用一级抽水方案，则抽水设备功率为

$$N_1 = \frac{\gamma Q H}{102\eta} = \frac{\gamma q \Omega H}{102\eta} = K \Omega H \quad (\text{kW}) \quad (4-1)$$

$$K = \frac{\gamma q}{102\eta}$$

式中 q ——灌水率 [L/(s·亩)]；
 γ ——水的容重；
 η ——泵站效率 (%)。

如改用二级抽水方案，一级站的控制面积为 $\omega_1 = \Omega_1$ ，扬程为 H_1 ；二级站的控制面积为 $\omega_2 = \Omega - \Omega_1$ ，扬程为 $H - H_1$ ，其抽水总功率为

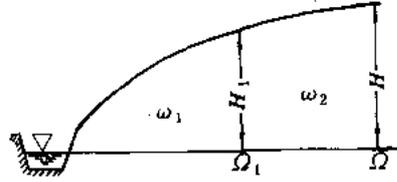


图 4-5 二级抽水示意图

$$N_2 = \frac{\gamma q}{102\eta_1} (\omega_1 + \omega_2) H_1 + \frac{\gamma' q}{102\eta_2} \omega_2 (H - H_1) \quad (\text{kW})$$

当 $\eta_1 = \eta_2 = \eta$ 时

$$N_2 = \frac{\gamma q}{102\eta} [(\omega_1 + \omega_2) H_1 + \omega_2 (H - H_1)] = K [\Omega H - \omega_1 (H - H_1)] \quad (\text{kW}) \quad (4-2)$$

可见二级抽水方案比一级抽水方案节省功率 $K\omega_1(H - H_1)$ ，也就是说节省了将一级泵站的灌水流量少提升 $(H - H_1)$ 高度所需要的功率。

要使 N_2 值为最小，则必须使 $K[\Omega H - \omega_1(H - H_1)]$ 值为最大，即需要用最小功率法求出 H_1 值。

同理，如果改用三级抽水方案，其一级站的控制面积为 ω_1 ，扬程为 H_1 ，二级站的控制面积为 ω_2 ，扬程为 $(H_2 - H_1)$ ，三级站的控制面积为 ω_3 ，扬程为 $(H - H_2)$ ，则三级抽水总功率为

$$N_3 = \frac{\gamma q}{102\eta} [\omega_1 H_1 + (\omega_2 + \omega_3)(H_2 - H_1) + \omega_3 (H - H_2)] \\ = K [\Omega H - (\omega_1 (H - H_1) + \omega_2 (H - H_2))] \quad (\text{kW}) \quad (4-3)$$

可见，三级抽水比一级抽水省功率 $K[\omega_1(H - H_1) + \omega_2(H - H_2)]$ ，要使 N_3 值为最小，则需要用最小功率法求 H_1, H_2 值。

最小功率法即用 $\frac{\partial N}{\partial H} = 0$ 或 $\frac{\partial N}{\partial \Omega} = 0$ 求解灌区内各站的扬程。

用最小功率法确定各级站扬程的方法有图解法或电算法，当分级较多时，用电算法较方便，计算基本原理和方法如下：

假定灌区总扬水高度为 H ，相应的灌溉面积为 Ω ，且 $\Omega = f(H)$ ，各级站的累计扬程分别为 H_1, H_2, H_3, \dots ，相应的各级站的累计灌溉面积分别为 $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \dots$ ，其高程、面积关系曲线如图 4-6 所示。

如果分 n 级抽水，则 n 级站抽水的总功率为

$$N_n = K [\Omega_1 H_1 + (\Omega_2 - \Omega_1) H_2 + (\Omega_3 - \Omega_2) H_3 + \dots + (\Omega - \Omega_{n-1}) H] \quad (4-4)$$

欲使 n 级抽水的总功率最小，可将 N_n 对 Ω 进行偏微分，并令其等于零，即

$$\frac{\partial N_n}{\partial \Omega_1} = 0 \text{ 得 } H_2 - H_1 = \Omega_1 \frac{\partial H_1}{\partial \Omega_1}, \text{ 并写成 } H_2 - H_1 = \Omega_1 \frac{\Delta H_1}{\Delta \Omega_1} \quad (4-5)$$

$$\frac{\partial N_n}{\partial \Omega_2} = 0 \text{ 得 } H_3 - H_2 = (\Omega_2 - \Omega_1) \frac{\partial H_2}{\partial \Omega_2}, \text{ 并写成 } H_3 - H_2 = (\Omega_2 - \Omega_1) \frac{\Delta H_2}{\Delta \Omega_2} \quad (4-6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial N_n}{\partial \Omega_{n-1}} = 0 \text{ 得 } H - H_{n-1} &= (\Omega_{n-1} - \Omega_{n-2}) \frac{\partial H_{n-1}}{\partial \Omega_{n-1}}, \text{ 并写成 } H - H_{n-1} \\ &= (\Omega_{n-1} - \Omega_{n-2}) \frac{\Delta H_{n-1}}{\Delta \Omega_{n-1}} \end{aligned} \quad (4-7)$$

可以看出,式(4-5)、式(4-6)、式(4-7)有共同的形式,等号左边分别表示二三和 n 站的扬程;等号右边乘积的第一部分,分别表示相邻的前一级站的灌溉面积;第二部分,分别表示前一级站址处高程与面积关系曲线的斜率。因而, n 级抽水可利用 $n-1$ 个算式求出 n 级站的扬水高度及相应的站址高程。

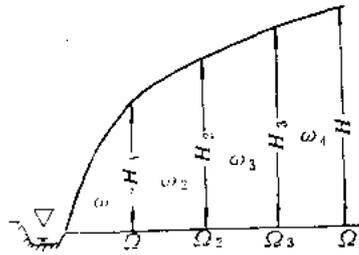


图 4-6 多级抽水示意图

程序中,累计扬程、面积可用以下标变量 $H(I, J)$ 、 $\Omega(I, J)$ 表示, I 由1至 m ; J 由1至 $n-1$,其 m 是高程~面积曲线上所取得的点数; n 为抽水级数。

首先计算曲线在1至 m 点处的斜率,然后代入三式逐行计算各级站的扬程,站址处曲线的斜率可用拉格朗日插值公式在1至 m 点的斜率中获得。

(三) 站址选择

用最小功率法确定各级站的扬水高度以后,就需要依据它来选择各级站的具体位置,水源站址的选择与无坝引水口的选择原则基本相同;灌区各级站址选择应考虑以下条件:

(1) 所选站址应该使挖、填方工程量小,压力管路短,避免泵房置于过大的挖方中,出水池不要置于过高的填方上。

(2) 站址位置应当便于进、出水渠道布置。

(3) 地质条件要好,不能选在断层、滑坡、软弱层及有隐患的地方。

(4) 交通方便,便于设备及材料运输。

(5) 输电线路短。

二、高扬程地区经济扬程范围的确定

抽水灌溉工程经济合理的最大扬水高度称为“经济扬程”。由于决定经济扬程的因素众多,其参数取值不同,计算结果亦有差别,同时经济扬程也随着时间,地点及有关政策的变动而异,因此,所谓经济扬程指的是一个范围而不是一个定值。

经济扬程的计算方法常用的有“益本比法”,“投资偿还年限法”,“群众负担能力法”等。这些方法共同点是需要计算出灌溉成本与灌地后的年水利净效益;其不同点是对

成本与效益计算结果的处理方法有差异，这里简单介绍一下“益本比法”的计算方法。

1. 每亩地每年灌溉成本（水费支出）的计算 亩年灌溉成本等于固定资产亩年折旧费与亩年大修基金、亩年三项费用、亩年电费之和。

(1) 折旧费、大修基金的提取：固定资产分为机电设备与土建资金两部分，应按有关规定提取亩年折旧费用。机电设备折旧费一般按机电固定资金的3%提取；土建折旧费按土建固定资金的2%提取；大修基金按折旧费的30%提取。

(2) 三项费用支出：三项费用包括管理费（工资、福利、医药卫生、邮电交通、办公费等）、机电维修费，土建维修费。根据陕西省关中地区抽水灌溉工程的目前管理水平，其三项费用合计约0.65元/亩·年。

(3) 电费：电费是灌溉成本的主要部分，包括主机、附属设备及检修、照明等用电费用。电费与装置效率 $\eta_{装}$ 成反比，通过调查，离心泵装置效率一般为0.65左右。

泵站亩年电费为（池损忽略不计时）

$$E = \frac{\gamma' m H_{实}}{100 \times 3600 \eta_{水} \eta_{装}} \cdot f \quad (\text{元}) \quad (4-8)$$

式中 γ' ——灌溉水的容重；

$\eta_{水}$ ——灌溉水有效利用系数；

$\eta_{装}$ ——装置效率；

m ——灌溉定额 ($m^3/\text{亩}$)；

$H_{实}$ ——实际扬程 (m)；

f ——电费单价 (元/kWh)。

2. 每亩地每年水利净效益计算 首先根据灌溉后作物增产值及当前农产品单价计算亩年灌溉效益，然后扣除因旱地变水地多用的劳力、农机、肥料、种子价值，其剩余部分就是水利净效益。

3. 经济扬程的确定 将亩年水利净效益与亩年灌溉成本作对比，当这种比值大于1时的相应扬程才是经济的，因为由前计算可知，灌溉成本（水费支出）随扬程是成正比增加，也就是说当水利净效益一定而扬程发展到某一高度时，水费支出将是允许的，在此情况下研究经济扬程的范围才有现实意义。

当灌溉成本与水利净效益确定后，经济扬程范围的确定应考虑以下几方面：

(1) 不亏损：经正常运用后，应使国家、集体、群众都得到实惠。群众应获得一定的净效益，保证灌溉成本只占水利净效益的一部分。

(2) 水费负担不能超过群众的负担能力。

(3) 在特别缺水地区，经济扬程的范围可放宽，即扬水高度可适当提高。

根据这些原则确定最高的扬水高度，做到国家与个人利益兼顾，促进泵站管理与农民交纳水费的积极性。

在确定经济扬程范围时，还应考虑到灌水技术，管理水平不断提高的因素，更值得注意的是不能把设计欠周，管理不善，渠道、田间工程差而使灌溉成本增加的情况作为确定经济扬程范围的依据。

三、水位特征值和灌溉扬程的确定

泵站出水池水位（水面高程），又称为上水位，进水池水位又称下水位。根据灌溉季节水源水位的变化及泵站通过设计、加大、减小流量等不同的运行工况，上、下水位又可分为设计水位、最高水位和最低水位。

出水池水位应能控制本站灌溉范围内较高、较远的地面高程（不包括最远的局部高地）。由灌区必须灌水的田面高程算起并考虑灌溉渠道及建筑物的水头损失，逐级向上游推算而得到灌溉渠首的水位，即为出水池设计水位。

进水池水位可按下述两种情况进行设计：

1. 从渠道上取水 从上一级渠道上取水的泵站，水位变幅较小，一般分设计水位、最高水位和最低水位。进水池水位应由上一级渠道水位推算得到。如图 4-7 所示。

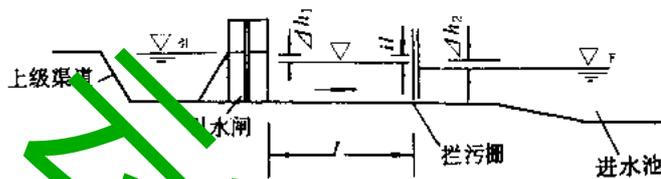


图 4-7 进水池水位推算简图

$$\nabla_{下} = \nabla_{引} - \Delta h_1 - i l - \Delta h_2 \quad (4-9)$$

式中 $\nabla_{引}$ ——引水闸前上一级渠道水面高程 (m)；
 Δh_1 ——过引水闸形成的水头损失 (m)；
 $i l$ ——分别为引水渠比降及引水渠道长度， $i l$ 为引水渠比降落水头损失 (m)；
 Δh_2 ——过渠道建筑物及拦污栅形成的水头损失 (m)。

2. 从河道上取水 进水池水位由河道水位决定，由于河道水位各年不同，一年内灌溉季节各时段的水位也不一样，而且变幅较大，为了确保泵站运行建筑物安全，必须分别计算设计水位、最高水位、最低水位以及防洪水位。

计算进水池水位时，同样用河道水位减去过闸损失、渠道及建筑物损失。

河道各种水位计算标准为：

(1) 设计水位：一般取设计年灌溉期河道水位过程线的平均值。用以确定泵站设计扬程。

(2) 最高水位：一般取设计保证年份、灌溉期河道历年最高日（或旬）平均水位，用以确定最低扬程。

(3) 最低水位：一般取灌溉期来水频率为 90%~95% 的最低日（或旬）平均水位，用以确定进水闸底板高程和水泵安装高程。

(4) 防洪水位：一般按建筑物等级，选定某一来水频率的洪水位，其标准一般为 2%，1%，0.5%，0.2%，的洪水位，用以作为设计建筑物的防洪水位，并用以确定泵房挡水墙和电机层楼板高程。

泵站运行各种工况上, 下水位差就是各种工况相应的实际扬程 $H_{实}$ 。由 $H_{实}$ 加上相应的管路损失, 得到各工况下的水泵工作扬程。

$$H_{实} = \nabla_{上} - \nabla_{下}$$

设计上水位与设计下水位之差加上相应的管路损失即得到设计扬程, 一般以此作为选择水泵机组的依据; 如果灌溉期河道水位变幅及引水流量变幅较大, 为了保证水泵能在长时间内大流量工作时效率较高, 设计扬程可采用设计年灌溉期的河道水位过程线和出水池水位过程线, 求出不同时间段的 $H_{实}$, 然后配合相应的灌溉流量与抽水时间用加权平均法求实际扬程 $H_{均实}$, 如图4-8所示

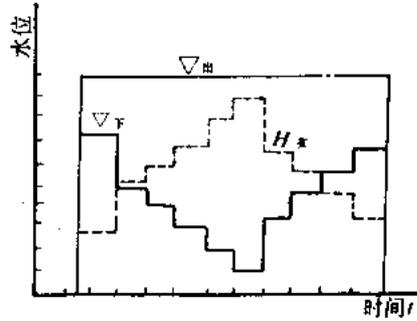


图 4-8 实际扬程 $H_{实}$ 过程线示意图

$$H_{均实} = \frac{H_{实1}t_1Q_1 + H_{实2}t_2Q_2 + \dots}{t_1Q_1 + t_2Q_2 + \dots} \quad (4-10)$$

$$= \frac{\sum H_{实i}Q_i}{\sum Q_i}$$

式中 $H_{均实}$ ——平均实际扬程 (m);
 $H_{实1}, H_{实2}$ ——相应于时段 t_1 和 t_2 的实际扬程 (m);
 Q_1, Q_2 ——相应于 $H_{实1}$ 和 $H_{实2}$ 的灌溉流量 (m³/s)。
 由 $H_{均实}$ 加上相应的管路损失, 可得灌溉设计扬程。

第二节 排水泵站规划

在沿江滨湖的低洼圩区, 当雨季或汛期, 外河水位经常高出田面, 暴雨形成的径流, 不能自流排至外河形成内涝时, 需要用排水泵站将渍水排出。在地下水位较高或土壤盐碱化地区, 需要用排水泵站排除地下水, 以降低地下水位。

一、排水区的划分

排水区的划分, 应该从排水区整体规划出发, 贯彻统筹兼顾, 全面安排的方针, 因地制宜地采取综合治理措施。在划分排水区时, 应尽可能满足高低水分开、内外水分开、主客水分开, 就近排水, 自排为主, 抽排为辅, 并适当考虑水利及行政区划管理的要求。

高低水分开就是高水高排, 避免高处的水向低处汇集, 以免增加抢排时间并扩大自排面积; 另一方面, 可以减小高处水的排水扬程, 有利于减小排水站装机容量和降低年运行费用。

内外水分开包括洪、涝分开, 河、湖、田分开。治涝首先要防洪, 而河、湖、田三者

在排蓄涝水的关系上，既要充分发挥河道的排蓄作用，又要考虑到湖泊能有效蓄涝和及时抢排涝水的作用。

主客水分开是为了避免相邻地区的排水矛盾，要使上、下游各排水沟渠涝水能畅排入河，防止客水流往下游，从而造成下游农田的涝灾。

按就近排水的原则划分排水区，可以缩短排水时间，提高排水效果。通过划分排水区的规划工作，合理确定畅排区、半畅排区和非畅排区。对畅排区以自排为主，非畅排区以抽排为主，半畅排区则以自排与抽排相兼顾。

(一) 沿江滨湖圩区排水区的划分

湖区、圩区地面虽然平坦，但也有一定高差。尤其是面积较大的地区，由于地形高差大，各地自流外排的情况不同，必须进行统一规划，分区排水。

在分区时，应根据地势特点和承泄区水位条件，适当兼顾原有排水系统。对地势较高，有自排条件的地区，划为高排区。对地势较低，排涝期间外水位长期高出田面的地区，划为低排区。介于二者之间的地区，采取自排与抽排相结合的排水方式。

(二) 半山半圩地区排水区的划分

这类圩区，圩后是丘陵山区或高地，圩前面临江湖，汛期外水位高于圩内农田，同时客水流向下游，易成涝灾。分区时，要在山圩或高低分界处，大致沿承泄区设计外水位高程的等高线，开挖截流沟，使山圩分排，高低分排，以减少泵站的装机容量。

(三) 滨海和感潮河道地区排水区的划分

对于滨海和感潮河道地区，受洪水影响较小，而受潮汐影响较大的排水系统，按地区高程划分排水区。地面高程高于平均高潮位者为畅排区，低于平均低潮位者为非畅排区，介于二者之间者为半畅排地区。畅排区采取自排，非畅排区用泵站抽排，半畅排区则应增加排水出口，缩短排水流程，在出口建挡潮闸，利用落潮间隙自流抢排涝水。若这样仍不能满足排水要求，则应考虑建泵站，在涨潮期间闭闸抽排。对这类地区的规划，应详细分析涝水、洪水和潮水位的关系，以调整不合理的排水分区和排水出口。尽可能扩大畅排区，缩小非畅排区，减少排水泵站的容量和排水能耗，以求更大的经济效益。

二、站点布局

(一) 集中建站和分散建站

对于面积较大而地形起伏不大的地区，若地势单向倾斜，蓄涝容积大而集中，有骨干排水河道，排水出路单一，宜集中建大站。

对于水面积较小，地形较平坦，高差不大，而蓄涝容积较大，行政区单一的地区，也以集中建站为宜。

对排水区水网密集，排水出口分散，地势高低不平，高地要灌，低地要排的地区，以分散建站为宜。

集中建站的优点是排水站的单位装机容量造价低，输电线路短，便于集中管理，但要求有完整的排水系统，要开挖的排水干沟，土方量较大，挖压耕地面积较大。分散建站的优点是工期短，收效快，便于发动群众自办自管，工程量小，挖压耕地面积少，能排能灌，排灌及时，有利于发展农业机械和农村用电。由于涝区的情况复杂，故应根据具体情况，

因地制宜，采用以小型为主，大、中、小相结合的方式。

(二) 一级排水和二级排水

排水区无论集中建站或分散建站，都有两种排水方式，即一级排水和二级排水。

所谓一级排水，就是由排水站将涝水直接排入承泄区，见图4-9(a)。或由排水站将涝水先排入蓄涝容积，而蓄涝容积内的涝水待外水位降低后再开闸自排，见图4-9(b)。

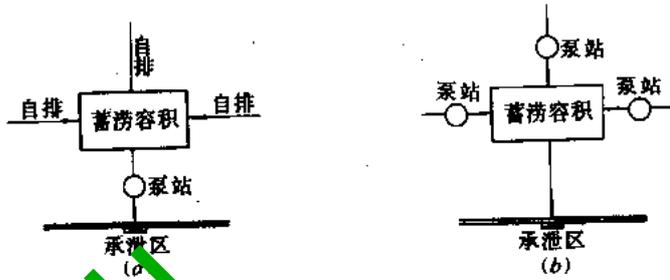


图 4-9 一级排水方式

二级排水方式，就是在低洼地建小站，将涝水排入蓄涝容积内，这种站称为二级站或内排站。因二级站的扬程较低，故蓄涝容积内的涝水需要另外建站外排，这种站称为一级站或外排站，如图4-10所示。若蓄涝容积较大，除利用泵站抽排外，还可以利用蓄涝容积滞蓄涝水待外水位降低后，再开闸排除滞蓄涝水，利用闸站的配合排水，以减少外排站的装机容量。

在实际工程中，上述两种排水方式也不是截然分开的。有的地方外排站可直接排田与排蓄涝容积相结合，在运用上采取先排田后排蓄涝容积的方式。由此可见，当泵站排田时为一级排水方式，而排蓄涝容积时则为二级排水方式，如图4-11所示。

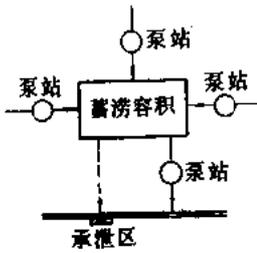


图 4-10 二级排水方式



图 4-11 一、二级排水结合方式

一般对排水面积不大，装机容量较小，扬程不高的排水区，以一级排水为宜。但对排水面积较大，地形复杂，高低不平，扬程较高的排水区，以二级排水为宜，否则，不仅低洼地区排水不及时，而且会过分增加排水沟渠的开挖深度，增加外排站的扬程，使整体工程量和泵站的装机容量相应增加。尤其是大型泵站，由于控制范围大，地形复杂，应特别重视二级排水方式。此外，二级站（内排站）运用机动灵活，能适应局部低地排水或部分低地要排，高地要灌的需要。

在滨海和感潮河道的排水区，如可利用退潮排水，而又有较大的蓄涝容积时，内排站

可将低地涝水先排入蓄涝容积，待退潮后再开闸排水。在这种情况下，内排站实际上起外排站的作用，属一级排水方式。若蓄涝容积较大，或退潮后外水位仍比较高，不能完全依靠开闸自排时，则应另设外排站，这就是二级排水方式。

排水方式的选择是排水站规划中的一项重要工作。应该通过技术经济比较来确定。

(三) 泵站的综合利用

排水站的规划，还要考虑综合利用。根据需要，可把一座排水站建筑物设计成既能抽排提灌，又能自排自灌；既能排灌，又能利用站内动力进行农副产品加工，调相发电等，以充分发挥泵站设备的作用，扩大工程效益。

在规划设计排灌泵站时，要处理好以下几方面的问题：诸如合理地选定站址和建筑物布局；根据排灌主次并结合泵型正确地计算水泵安装高程；灌溉及排水扬程相差较大时，应分别修建高低出水池以及妥善布置泵房内部的机电设备及管道。

三、排水标准和排涝设计流量的确定

(一) 排水标准

机电排涝工程（排水泵站、排水闸、排水系统等）的设计标准。一般包括设计暴雨频率、排涝时间、设计外河水位频率等，在发生该标准的暴雨和外水位时，排涝工程应保证治理地区内不发生涝灾。如果标准过低，就不能满足农业稳产高产的要求；标准过高，又会造成国家资金和设备的大量积压，使用率不高，浪费人力和财力。因此标准的高低，一般应根据各地区水利设施的现状，一定时期内农业生产发展的需要，机电设备供应情况以及地区的技术力量和经济条件，综合分析确定。目前不少省份采用5年一遇至10年一遇的排涝标准，如表4-1所示，供规划时参考。

表 4-1 部分省份机电排涝标准调查统计表

地 区		机电排涝标准（设计暴雨和排涝模数）	调 查 时 间
湖北省	平原湖区	10年一遇1日暴雨3日排至作物耐淹深度或10年一遇3日暴雨5日排至作物耐淹深度（扣除河、湖调蓄）	1974年
广东省	珠江三角洲	10年一遇全年最大24h暴雨4天排至作物耐淹深度（扣除河网调蓄）	1974年
湖南省	洞庭湖区	10年一遇3日暴雨3天排至作物耐淹深度（扣除河、湖调蓄）	1974年
陕西省			
江苏省		黄汛期日雨量200~250mm两天排完（扣除河、湖调蓄，但不考虑田间蓄水）	1974年
安徽省	巢湖地区 芜湖	5~10年一遇3日暴雨3日排至作物耐淹深度（扣除河、湖调蓄）	1974年
广西壮族自治区		10年一遇1日暴雨量（150~200mm）3天排至作物耐淹深度	
上海市 北京市		10~20年一遇24h暴雨（176~200mm）两天排完	
福建省 云南省		5年一遇3日暴雨（180~200mm）3天排完。	引自辽宁省水利局[1973]第182号文件关于使用辽宁省平原地区排涝模数暂用数值的通知
辽宁省	平原区	排涝模数采用如下数值：旱田区排涝模数：北部地区0.19~0.23，中部地区0.21~0.25，南部地区0.24~0.30	

续表

地 区		机电排涝标准 (设计暴雨和排水天数)	调 查 时 间
天津市 河南省		日雨量150mm, 两天排完	1978年11月
山东省	山麓平原及 洼地黄泛平原	日雨量150~200mm 3日雨量350mm, 3天排完	《水工手册》
浙江省 江西省		3日雨量250~350mm, 4天排至作物耐淹深度	

(二) 排涝设计流量的确定

影响排水流量的因素很多, 主要有降雨量, 蒸发量, 排水面积, 地形, 地势, 湖泊沟港河网的蓄水量, 作物耐淹深等。由于各地的自然条件不同, 推算排水流量的方法也不完全一致, 设计时可根据各地的经验参照下述方法进行。

1. 排水模数法 排水区内平均每平方公里排水面积的最大排水流量称为排水模数 [$m^3/(s \cdot km^2)$]。其计算方法一般采用以下经验公式

$$q = KR^m F^n \quad (4-11)$$

- 式中 q ——设计排水模数 [$m^3/(s \cdot km^2)$];
 K ——综合系数 (反映河网密度、程度, 排水沟坡度, 降雨历时及流域形状等因素);
 R ——设计暴雨所产生的径流深 (一般由暴雨、径流关系推求);
 F ——排水沟所控制的排水面积 (km^2);
 m ——峰量指数 (反映洪峰与洪量的关系);
 n ——递减指数 (反映排水模数与面积的关系)。

公式 (4-11) 中列出的各项系数和指数, 对不同的地区有不同的数值, 现将各地区排水模数公式中的各项系数和指数列于表 4-2 中, 供规划时参考。

目前, 各地的设计排涝模数, 一般为 $0.1 \sim 0.3 m^3/(s \cdot km^2)$ 。

由于各地自然条件不同, K 值变动幅度较大。当流域或地区面积较大时, 若采用统一

表 4-2 各地区排水模数公式各项参数

流域或地区		适用范围 (km^2)	K (日平均)	m	n	设计暴雨日数	备 注
淮北平原地区		500~5000	0.026	1.0	-0.25	3 日	1970年2月在北京召开的水文对口会议上决定采用的数值
河南省豫东及沙颍河平原区			0.030	1.0	-0.25	1 日	
山东省	黄河平原区	2000~7000	0.031	1.0	-0.25	3 日	
	山麓平原及洼地	100~500	0.031	1.0	-0.25	1 日	
河北省平原区		>1500	0.058	0.92	-0.33		
		200~1500	0.032	0.92	-0.25		
		100以下	0.40	0.72	-0.33		
湖北省平原湖区		<500	0.0135	1.0	-0.201	3 日	1974年分析成果
		>500	0.017	1.0	-0.238	1 日	

的 K 值,将会影响计算成果的精度。华北地区根据淮河和海河平原的资料,提出了以净雨历时,流域形状和地面坡度为参数的 K 值成果,列入表4-3。

表 4-3 净雨历时、地面坡度及流域形状系数与 K 值的关系

情 况	地面坡度	流域形状系数 $f = \frac{L}{l}$	净雨历时 (h)	瞬时洪峰 $K_{瞬}$	日平均洪峰 $K_{日平均}$
一次峰量关系	1/1000 ~ 1/10000	0.1 ~ 0.4	6	0.030	0.035
	1/2000 ~ 1/4000	0.1 ~ 0.4	6	0.050	0.038
	1/500 ~ 1/2000	0.1 ~ 0.4	6	0.060	0.046
	1/200 ~ 1/400	> 0.6	6	0.060	0.040
一次峰量关系	1/4000 ~ 1/10000	0.1 ~ 0.4	24	0.031	0.029
	1/2000 ~ 1/4000	0.1 ~ 0.4	24	0.039	0.032
	1/500 ~ 1/2000	0.1 ~ 0.4	24	0.047	0.036
	1/200 ~ 1/400	> 0.6	24	0.047	0.036
按设计雨型洪峰复合 后3天净雨与洪峰关系	1/4000 ~ 1/10000	0.1 ~ 0.4		0.028	0.026
	1/2000 ~ 1/4000	0.1 ~ 0.4		0.032	0.030
	1/500 ~ 1/2000	0.1 ~ 0.4		0.036	0.033
	1/200 ~ 1/400	> 0.6		0.036	0.033

求出排水模数 q 后,则可根据排水面积 F (km^2)按下式计算设计排水流量 Q

$$Q = qF \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (4-12)$$

2. 平均排除法 当排水面积较小,且区内只有零星的湖泊,沟港和河网时,一遇暴雨所形成全部面积上的总产水量,除田间、湖泊、河网和沟港滞蓄一部分外,均需进行抽排。这时的设计排水流量可按式计算

$$Q = \frac{1000[F_{\text{水田}}(P_{\text{设计}} - h_{\text{田蓄}}) + F_{\text{旱地}}CP_{\text{设计}} - 1000F_{\text{河网湖蓄}}]}{3600\tau T} \quad (4-13)$$

式中 Q ——设计排水量 (m^3/s);

$F_{\text{水田}}$ ——排水区内的水田面积 (km^2);

$F_{\text{旱地}}$ ——排水区内的旱地,道路、村庄等面积 (km^2);

$P_{\text{设计}}$ ——设计暴雨量 (mm);

T ——排水天数 (d),根据泵站设计标准确定;

τ ——每天开机小时数,一般为20~24h,中小型泵站取20~22h,大型泵站可取24h;

C ——旱地暴雨径流系数,随地区而变,各省水文站均有观测总结资料可供选用;

$h_{\text{河网湖蓄}}$ ——河网、湖泊蓄涝水深 (m),视各地管理运用情况而定。

$h_{\text{田蓄}}$ ——排水临界期内,稻田允许滞蓄水深,即该时期作物耐淹深度减去适宜灌水深度,各地区有经验或调查总结资料可查,一般对水稻取 $h_{\text{田蓄}} = 50 \sim 70\text{m}$ 。

3. 调蓄演算法

(1) 排水区内的沟港湖泊容积较大，位置较低而又集中，可调蓄全部排水面积上的设计暴雨径流，即全部自流入湖，无抢排面积的情况，排水泵站的设计流量即为排湖流量。在满足一定治涝标准的条件下，排湖流量的大小取决于蓄水容积的大小和允许排湖时间的长短。一般这种情况下的设计排水流量可用图解法求得。图解法的步骤如下：

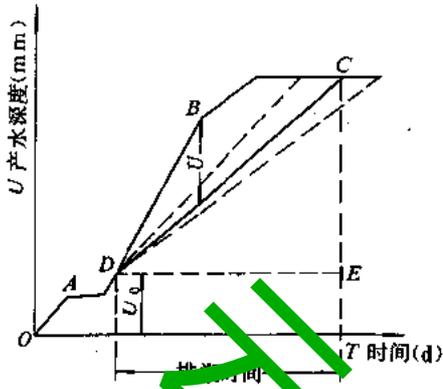


图 4-12 累积产水深度曲线

首先绘制累积产水深曲线。各时段产水深度等于各时段降雨深度乘以暴雨径流系数。设计暴雨深度过程线一般采用排涝标准所规定的设计频率（5年一遇至10年一遇），长历时的暴雨总量（如7天至15天或30天），按典型的成涝雨型进行分配求得。将各时段的产水深度逐日累积起来，即可绘出累积产水深度曲线，如图4-12中的OABC所示。其次，确定起排水位和相应的内湖

容积所能调蓄的产水深度 U_0 (mm)，即

$$U_0 = \frac{V_0}{100F} \quad (4-14)$$

式中 V_0 ——内湖死水位至起排水位之间的调蓄容积 (m^3)；

F ——总排水面积。

然后在曲线OABC上找出纵坐标等于 U_0 的点，如自降雨开始就起排，则D点应移至O点。再自D点作不同排水深度的放射线与累积线相交，取其中一条放射线与OABC线所

夹的最大间距（垂距）恰好等于内湖容积能调蓄的产水深度 $U_0 = \frac{V_0}{100F}$ ， V_0 为内湖起

排水位至调蓄水位之间的调蓄容积，根据这条放射线的斜率 $\text{tg} \alpha = \frac{CF}{DE}$ 即可求出设计流量

$$Q = \frac{FU}{86.4T} \quad (m^3/s) \quad (4-15)$$

式中 F ——总排水面积 (km^2)。

(2) 先排田后排湖的作法是利用湖泊蓄积高地涝水，而不能入湖的低地涝水，先由泵站排至外河（即排田），待低地涝水排完后，再将蓄在湖泊内的高地涝水由泵站排出（即排湖）。若排田装机大于排湖装机时，则以排田流量作为排水泵站的设计流量。

计算这种情况的泵站流量时，首先必须确定留湖（河）面积，计算出河、湖蓄涝容积和高程，并据以划分自流入湖（高排区）面积与抢排（低排区）面积。其具体方法是根据地形资料，绘制内湖水位与容积曲线和圩田高程与面积曲线，将圩田高程与面积曲线转换为圩田高程与产水量曲线（计入湖泊本身的产水量），此线与湖泊水位与容积曲线的交点

高程即为内湖正常蓄涝水位。而交点高程(另加一定的输水水头损失)以上的面积为自流入湖面积, 以下为抢排面积(图4-13)。这样确定的自流入湖面积, 其涝水恰好能滞蓄在内湖中。此时, 排水泵站的设计流量虽仍可按式(4-13)计算, 但排水面积已不是总的排水区的面积, 而是抢排面积。式中的水田、旱地、河湖、沟港面积也应按抢排区范围进行统计。

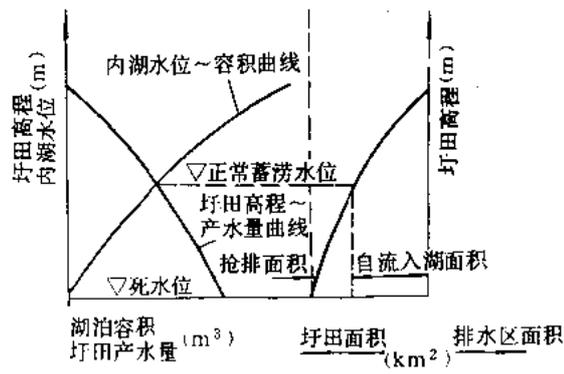


图 4-13 抢排面积和自流入湖面积图解法

若排湖装机容量大于排田装机容量时, 此时泵站的设计流量则应根据经过湖泊调蓄以后的涝水量大小而定。

四、水位特征值和排水扬程的确定

(一) 排水泵站的特征水位

1. 最高内水位 设计泵站时, 应考虑在排水区内出现较高标准的暴雨, 同时又与外河最高水位相遇, 而泵站又不能向外河排水时, 全部涝水汇集于最低处, 形成最高水位。一般取建站前闭闸期历史上出现的最高内水位作为泵站的最高内水位。在设计泵房时, 常用以决定电机层楼板和泵房侧墙的防洪高程。

2. 最高蓄涝水位 按照排水区内大部分农田保持自流排水的原则, 一般取内部耕地 90% 以上, 用不受涝的地面高程减去从排水沟推算到泵站前的水头损失即得最高蓄涝水位。该水位主要用于决定调蓄容积或决定闭闸时的起排水位, 是内湖控制的最高水位。

3. 设计内水位 即排水期经常出现的内水位, 一般为最高蓄涝水位与最低水位的平均值。该水位主要用于确定设计扬程, 作为选择水泵的依据。

4. 最低内水位 一般指调蓄容积的死水位, 它是根据多种因素决定的。对于要求降低地下水位的地区, 最低水位的确定还应考虑作物对地下水埋深的要求(一般为 0.75~1.2m)。设计泵站时, 应根据最低内水位确定水泵的安装高程以及进水池内的最低淹深等。

5. 设计最高外水位 一般取排涝期间外河最高水位的多年平均值, 或取一定设计标准(一般应高于设计暴雨标准)的年最高水位作为设计最高外水位。此水位主要用于决定水泵的最高扬程, 采用虹吸式出水水道时, 可据此决定虹吸管的驼峰高程。

6. 设计外水位 一般常采用汛期平均洪水水位作为设计外水位, 也有以设计暴雨同频率的外江水位, 或以设计暴雨相应的典型年内的外水位作为设计外水位。因该水位主要用于决定设计扬程, 并作为选泵的依据, 因此, 从节能的观点看, 以多年平均外水位作为设计外水位是比较合理的。表 4-4 为南方部分省区确定设计外水位所采用的方法。

7. 设计最低外水位 一般以排水期间最低水位的多年平均值作为设计最低外水位。

(二) 排水扬程的确定

排水泵站的扬程包括设计扬程, 最高扬程和最低扬程, 用于选择水泵和校核所选水泵

表 4-4

南方部分省区排涝泵站设计外水位的选定

省 别	地 区	排 涝 泵 站 设 计 外 水 位
广 东	非 潮 区	采用年最高水位多年平均值
	潮 区	采用五年一遇外河最高水位
湖 南	洞 庭 湖 区	采用六月份外河最高水位的多年平均值
江 西	鄱 阳 湖 区	采用十年一遇外河五日最高平均洪水位
安 徽	巢湖、芜湖地区	采用十年一遇汛期日平均洪水位
江 苏	太湖、里下河圩区	采用汛期平均洪水位

能否安全正常运行，即是否会发生汽蚀，超载和振动等现象的依据。将设计外水位，设计最高外水位，设计内水位之差，加上相应的管路阻力损失后，即可以分别求得泵站的设计扬程和最高扬程，而最低扬程则可从设计最低外水位与设计内水位之差或设计外水位与最高内水位之差两者中较小者确定之。

第三节 泵站枢纽和灌排沟渠布置

泵站枢纽布置就是要综合考虑各种条件和要求，确定建筑物种类并合理地布置其相对位置和处理相互关系。枢纽布置主要是根据泵站所承担的任务来考虑，如有专一的灌溉或排涝泵站，或是排灌结合的泵站，要求泵站主体工程、泵房，进、出水建筑物应有不同的布置方案，要求其附属建筑物如涵闸，节制闸等的布置与主体工程相适应。此外，考虑综合利用要求，如果在站区内有通公路，通航，过鱼等要求时，应考虑公路桥，船闸，鱼道的布置与主体工程的关系。因此，不同的任务有不同的布置，就是同一任务也有不同的布置方案。

在工程布置时，还应根据当地地形、地貌、水系及原有的农田水利工程等条件，先解决主体工程的布置，然后再考虑各种建筑物的布置，并进行多方面的技术经济比较，选择布局合理，效益显著，工程安全，投资节约，运行、管理方便的较优方案。

一般说来，泵站枢纽布置应恰当地处理好以下建筑物与主体工程的关系。

公路桥：根据已建泵站的运用经验，认为公路桥与站身合建可以利用靠近泵房进、出水侧的墩墙，以节约建桥投资，缺点是车辆过往频繁，容易污染站内及站区环境，影响值班人员工作。但单独建桥又增加投资，如考虑与防洪闸或引水渠道上的拦污栅桥合建，可能是较好的方案。

船闸：船闸与泵站合建的形式虽然节约投资，但会影响通航安全，因为泵站工作时，进、出口流速较大，并有横向流速，不利通航。只有在泵站不工作时才允许通航，因而船闸利用率不高，有时甚至为了考虑船闸的布置要求而影响了进水池的合理布置，使水泵得不到良好的进水条件。如湖北汉川泵站就采用了闸站合建的形式，运用中就反映了上述的

问题。

在河网化地区，由于航运是主要的运输方式，修建泵站一般兼有通航要求，因而对于该地区设有小型轴流泵的内排站，往往采用泵站与船闸合建的形式。

自流排水闸：平原湖区，在泵站修建前一般都有排水闸，当兴建泵站时，应考虑自排与提排相结合，结合的形式应力求简单，可在原排水闸一侧建站，新开排水渠道与原排水渠道衔接；如果建站前当地无自排措施，则在枢纽规划布置时应慎重考虑自排条件，是建闸自排，还是结合泵站的附属建筑物自排，应根据具体情况分析比较确定。一般而言，当扬程较低、内、外水位变幅不大时，中、小型立式轴流泵站可考虑闸站结合的布置形式，以利自排与提排相结合。

控制闸：对于排灌结合，自流与提水排灌相结合的泵站或有综合利用要求的泵站，需要设置各种控制闸。在满足排灌或综合利用的条件下，闸的座数要少，管理要方便，并易于实现泵站枢纽自动化。

水电站：为了充分利用水利资源，可利用汛后内湖水位高而有余水的情况发电，对于这种兼有发电任务的泵站枢纽布置，有分建与合建两种形式，分建形式投资较大，但泵站机组运行单一（无发电要求）且操作简单；合建形式，在不影响排灌任务的前提下，利用电机作为可逆式机组倒转发电。因此要充分重视可逆机组设计制造的技术问题，从我国许多泵站实践经验表明这样的合建形式是可行的，并能节约建站投资。

根据泵站担负的任务不同，泵站枢纽布置一般有下面几种不同的布置形式。

（一）灌溉泵站

1. 无坝引水

（1）有引水渠的泵站枢纽布置：当河岸较陡，岸上地面高程比之泵站出水池要求的控制高程相差较多时，为了节约出水管路或避免出水池过高的填方，常在进水闸后设引渠，将泵房置于挖方中，站内通风散热条件较差，如图 1-14 所示。

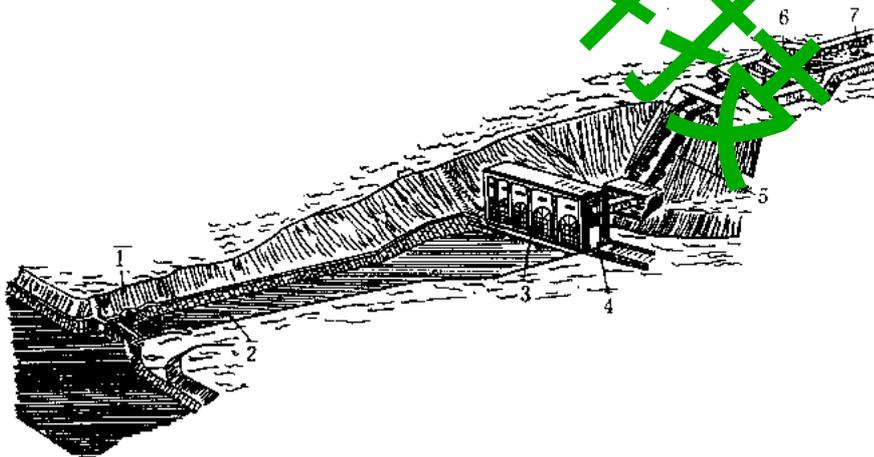


图 1-14 有引水渠的泵站枢纽布置图

1—进水闸；2—引水渠；3—进水池；4—泵房；5—出水管；6—出水池；7—灌溉干渠

(2) 无引水渠的泵站枢纽布置：当河岸坡度较陡，水源水位变化不大，灌区离水源近时，不设引水渠，进水闸后接泵房。这种布置形式要求进水建筑物有较高的防洪标准，确保泵房安全，如图4-15所示。同样条件，当水源水位变幅较大时，可将取水建筑物与主泵房合并，作为井式河心取水泵房，或采用泵船。

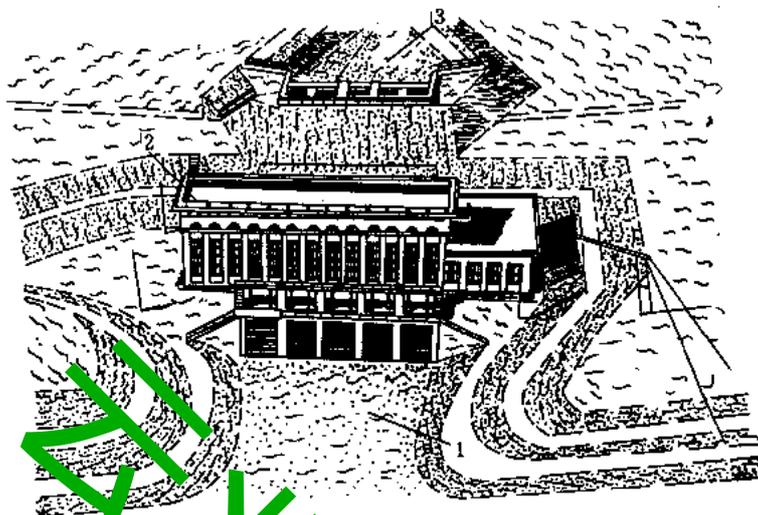


图 4-15 无引水渠的泵站枢纽布置图
1—井水池；2—泵房；3—出水池

(3) 箱涵式引水的泵站枢纽布置：图4-16是在输水干渠傍取水上高堰的二级泵站，由于堰坡陡，堰下有较开阔的地面，为了减少工程量，保持站前地面平整、开阔，故设箱涵引水。图为正向进水，侧向出水的泵站布置形式。侧向出水的高压管道轴线的延长线在泵房以外，以防高压管道发生事故时水流直冲泵房。

2. 有坝引水

(1) 坝上游取水：当灌区在坝上游，且坝上游岸坡地质条件较好时，可在坝上游取水，岸边设井式泵房可以充分利用水头，节约扬程，但通风条件差，起吊、管理不便，如果设计成普通泵房，则站前应设有防洪建筑物，并用以控制运行水位，如图4-17所示。

(2) 坝下游取水：当灌区在坝下游，靠水库自流引水灌溉高程不够时，可在自流渠道上设站取水，或设压力管道引水至坝下游再设站提水，其枢纽布置如图4-18所示。

(二) 排水泵站

1. 闸站分建 当泵站扬程较高，或内、外水位变幅较大时，一般采用闸站分建，如图4-19所示。

图中排水闸是建站前已有工程，通过合理规划，建站后排水闸仍配合排水站排水，每降暴雨，西、北节制闸关闭，将来自北部的高水引向排水闸自排入河道，同时打开西节制闸，使西部低洼地区的渍水经排水站提排入河道，当排水闸不能自排时，则打开北闸，使北部渍水经北节制闸，由排水站提排入河，即西、北部渍水同时抽排。

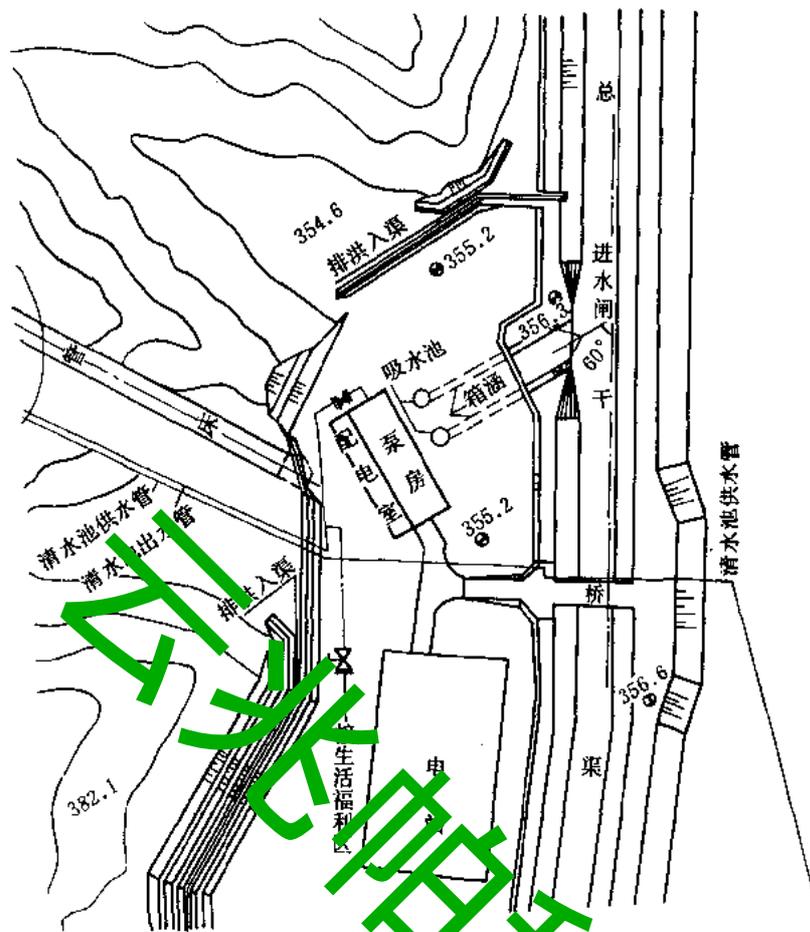


图 4-16 箱涵式引水泵站枢纽布置图

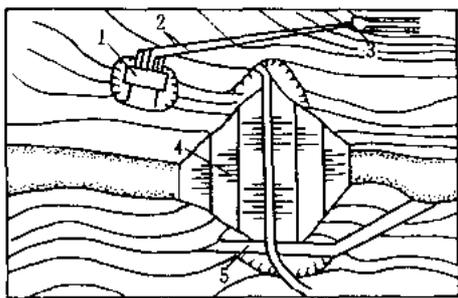


图 4-17 坝上游取水的泵站枢纽布置图

1—泵房；2—出水管；3—出水池；4—大坝；5—溢洪道

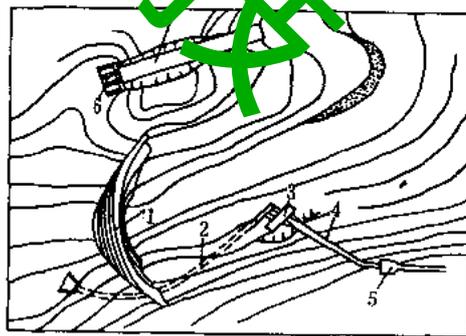


图 4-18 坝下游取水的泵站枢纽布置图

1—大坝；2—压力引水管；3—泵房；4—出水管；
5—出水池；6—节制闸；7—溢洪道

2. 闸站合建 当泵站扬程较低，或内、外水位变幅较小，安装中、小型立式轴流泵时，

采用该种形式。该种结合形式，常设有上层涵洞及底洞，出口设平板闸门，当自流排水时打开闸门，抽排时则关闭闸门，如图4-20所示。

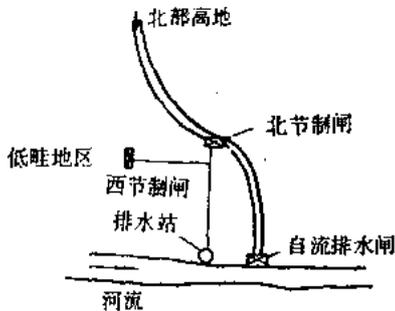


图 4-19 闸站分建的泵站枢纽布置示意图

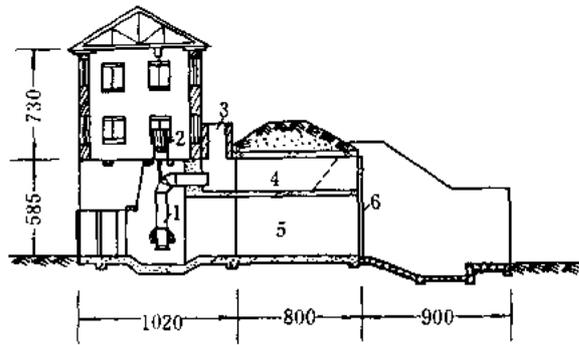


图 4-20 闸站合建式泵站剖视图（堤后式）

（单位：cm）

1—立式轴流泵；2—电动机；3—通氧孔；
4—上层涵洞；5—底洞；6—闸门

（三）排灌结合

对于平原湖区，排水与灌溉是不可缺少的两方面的农田水利措施。当外河水位较高排水区内渍涝水不能自排时，必须通过泵站提排；当区内出现旱情时，又要引外河水自流灌溉或提内河水灌溉。因此，泵站枢纽布置必须把二者结合起来以充分发挥泵站的作用，其结合方式一般是以泵房为主体，配合其他附属建筑物控制运用，既能自排、提排，又能自灌、提灌，运用灵活；还有在排水站出水渠道上开孔或利用出水渠道上的压力水箱开口解决灌溉的方式；也有利用双向流道的形式解决排灌结合问题，现分述如下：

1. 以泵房为主体，附属建筑物配合的排灌结合枢纽布置。图4-21是排灌结合兼有发电、通航等综合利用的枢纽工程。主要建筑物有两座泵站、一座发电站，两座船闸，属于泵站、电站、船闸分建的布置形式。第一泵站装机 $8 \times 800\text{kW}$ ；第二泵站 $2 \times 5000\text{kW}$ ，电站装机 $10 \times 200\text{kW}$ ，运用方式如下：

（1）排水：主要排除白马湖地区涝水。白马湖穿运河涵洞是建站前的自流排水系统，由于受外部涝水顶托，排水量较小，泵站提排时，打开引水闸，控制闸1、2，排水闸1或2，并关闭其他各闸。引白马湖水，经排涝河由泵站提水至灌溉总渠，经排水闸1入海；或经排水闸2入江。

（2）灌溉：引白马湖水灌溉时打开引水闸2及控制闸1、2，关闭其他各闸，引水经排涝河由泵站提水至灌溉总渠，向北送水；引江水时打开引水闸1或3及相应的控制闸1、2或2，关闭其他各闸。

（3）发电：图中发电水源由内湖引水，当内湖水丰富而灌溉有余水时，由灌溉总渠由西向东引水，打开控制闸2引水至电站发电，尾水排至大运河。

本工程枢纽布置协调，渠、闸、站利用率高，运用安全、方便、灵活，效益显著。

2. 利用排水站的出水建筑物分水，以解决灌溉问题的枢纽布置。图4-22是以排水为主，排灌结合的枢纽布置形式之一。该工程装机 $4 \times 800\text{kW}$ 。建站前原有排水大坝，建站后仍

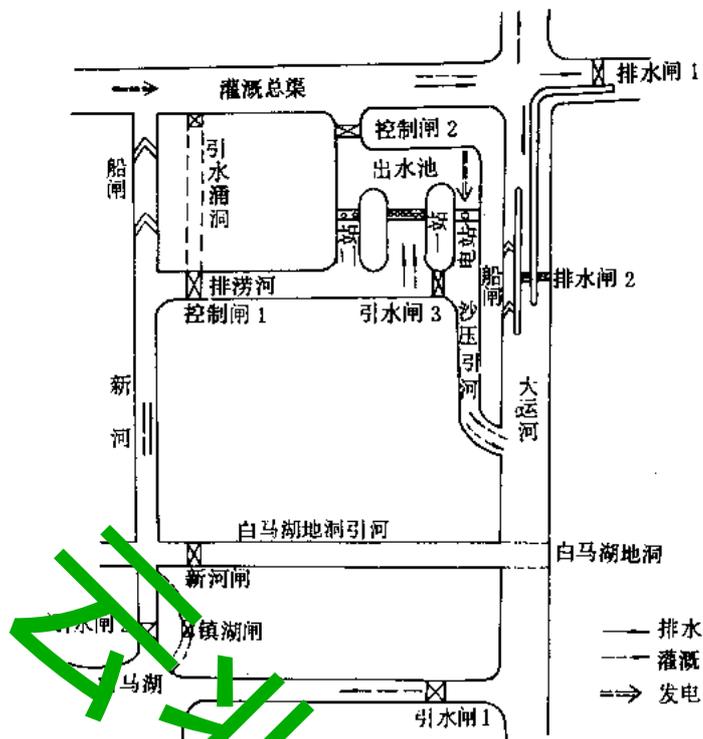


图 4-2 综合利用的泵站枢纽布置示意图

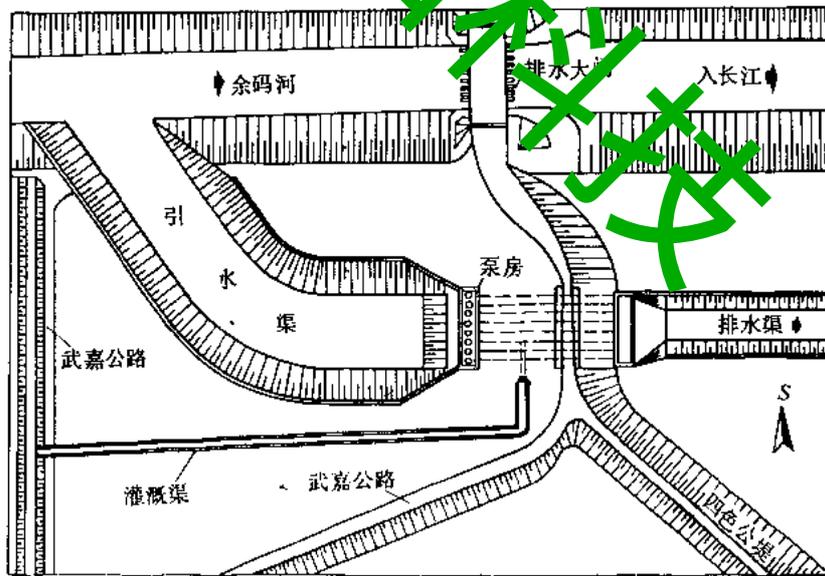


图 4-22 出水管开口、排灌结合的泵站枢纽布置图

利用大闸自排，采取了闸站分建，并利用出水管道开孔引水灌溉的形式。

运用方式：当江水水位低时，由大闸自排入江；汛期江水高于湖水时，关闭排水大闸，由泵站提排；需要灌溉时，打开岔口闸门，控制流量，引水入渠灌溉。

这种布置形式可减少附属建筑物，设计时要认真计算水泵在各种工况下运行的工作点，使水泵保持在高效区运行。本工程布置引水渠较短，且与引河交角偏大，水泵进水条件较差。

图4-23是以排水为主，闸站合建并利用压力水箱开口解决灌溉问题的枢纽布置。图中将排水涵闸作成上、下两层，使上层能提排提灌，下层自排自灌。压力水箱出口设竖井与压力涵管连通，用一套闸门（排灌闸9）轮流封闭排、灌闸孔，控制排灌水流方向。

运用方式：

（1）排水：自排时提起闸门9，即封闭压力水箱排水孔，打开涵洞进水口，并打开防洪闸8，内湖水自流入外河。提排时，关闭灌溉闸2，落下闸门9，打开压力水箱排水孔、封闭涵洞进口，起动水泵机组提排。

（2）灌溉：自流灌溉时，落下闸门9，打开灌溉闸2和防洪闸8；内湖提水灌溉时，提起闸门9，即封闭压力水箱排水孔，打开灌溉闸2，起动水泵机组提水灌溉；外河提水灌溉时还需打开防洪闸。

这种布置形式设备利用率高，减少建筑投资，便于集中管理，但结构较复杂。

3. 利用双向流道解决排灌结合的枢纽布置 图4-24是采用双向进、出水流道的闸站

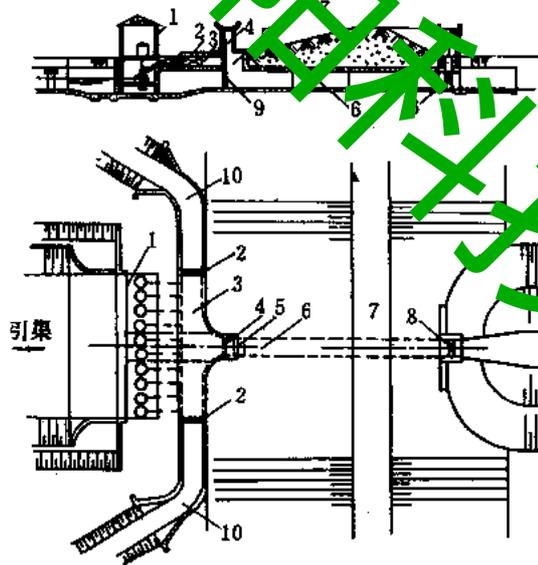


图 4-23 压力水箱开口，排灌结合的泵站枢纽布置图

1—泵房；2—灌溉闸；3—压力水箱；4—竖井；5—底洞；6—穿坝涵洞；
7—大堤；8—防洪闸；9—排灌闸；10—灌溉渠

合建，排灌结合的枢纽布置。泵房底层既是进水流道，又是引水或排水的涵洞，进水流道顶板上是出水流道，泵房直接挡水，因而适用于扬程较低、内外水位变幅不大的场合。

运用方式：自排或自流灌溉时，打开闸门 3 和 5 使内河水入江或使外河水自流灌溉，提排时关闭闸门 3，打开闸门 5，关闭通向内河的出水流道口提排入江；提灌时关闭闸门 5，打开闸门 3，关闭通向外江的出水流道口进行提灌。

这种合建的形式建筑物少，便于集中管理，但机组运行效率低，设计、运行经验不足，还待今后进一步研究。

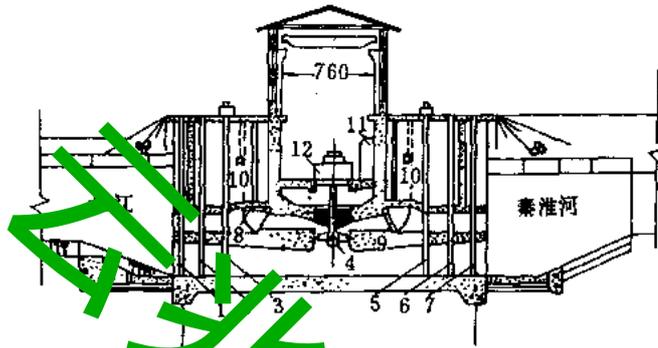


图 4-24 双向进、出水流道、排灌结合的泵站剖视图

- 1—拦污栅；2—外检修闸；3—外主闸门；4—立式轴流泵；5—内主闸门；6—内检修闸；7—内拦污栅；
8—外拍门；9—内拍门；10—平衡轴；11—开关柜；12—立式异步电动机

第五章 机组选型及配套

在泵站中，机组包括水泵、动力机及传动设备。它是泵站的核心部分，其选型配套是否合理，不仅直接影响泵站是否满足灌溉和排水的要求，而且对泵站工程的投资、能源消耗、排灌成本、设备利用率以及泵站的稳定安全运行有很大影响。所以在泵站的规划设计中应该引起重视。

第一节 水泵的选型

水泵选型的主要内容是根据泵站规划所确定的扬程和总流量，确定水泵的类型（离心泵、轴流泵或混流泵）、台数、型号（口径、流量、扬程、功率、转速、比转数等）以及水泵的结构型式（立式、斜式、卧式——包括贯流式、轴伸式等），使之满足经济、安全和方便的要求。

一、水泵选型的基本原则

水泵选型所涉及的问题很多，其基本原则是：

- (1) 在设计标准年份的扬程下，能够满足灌溉或排水流量的要求；
- (2) 所选水泵在长期运行中，多年平均的效率较高，运行费用低。在最高和最低扬程下，水泵不汽蚀，动力机不超载，机组不会发生振动；
- (3) 按所选的水泵机组建站，工程投资较省；
- (4) 便于制造、运输、安装、操作和维修管理。

一般，提高泵站效率、减少运行费用与节省工程投资是有矛盾的。为此，在水泵选型时应选择几个不同的方案，进行技术经济比较，并以多年平均的情况下，泵站年支出（包括运行费、折旧费以及维修管理费等）最少的方案作为最优方案。

二、水泵选型中的几个问题

1. 水泵台数的确定 水泵台数对泵站工程的投资、运行费用、供（排）水的适应性、可能性以及维修管理等方面都有影响。

通常认为，在满足一定流量的前提下，水泵台数较少时，不仅便于维护管理，而且每台泵的口径较大时，水泵效率也较高，运行费用较省。同时，泵站的工程投资在一定的条件下随口径的增大而降低。因此，在某种程度上说，水泵台数不宜太多。但是，水泵台数太少时，泵站供（排）水的适应性和可靠性较差，调度不灵活。另外，为了提高泵站供（排）水的可靠性，往往需要设置备用机组，备用机组的容量与水泵台数有关。在台数较少的情况下，如果需要备用一台型号相同的机组时，必然会增加备用容量，从而增加工程投资。因此，从泵站供（排）水的适应性、可靠性以及备用容量等方面看，水泵台数不宜太少。

备用机组是根据工程的重要性，水泵机组和电源供应的可靠性等因素来确定的。对于

重要的工程，流量变化要求严格，一旦机组的某些零部件发生故障，需要停机检修时，应有备用机组投入运行。如果电网供应紧张，在高峰负荷的情况下限制泵站用电时，也可以减少开机台数，影响所需流量，就要在高峰负荷过后，将备用机组投入运行，以补足所需流量。为了不使工程投资增加太大，也不会使泵站设备利用率太低，因此要求备用容量不超过泵站所需容量的15%，则可以推出水泵的台数（包括备用机组）不宜少于7台。

综合以上因素，一般认为水泵台数在考虑备用机组的情况下以7~10台为宜。在不考虑备用机组的情况下，水泵台数可取4~10台。一般认为，灌溉站的台数少一些，排水站和排灌结合站的台数多些。在多级泵站的情况下，一级站的台数多些，最后一级站的台数可以少些。泵站流量大时，台数多些，泵站流量较小时，台数少些。

2. 水泵类型的选择 用于灌溉排水的水泵类型主要有离心泵、混流泵和轴流泵三大类。水泵类型选择的主要因素是泵站的扬程和流量。同时也要考虑国内现有产品的系列型谱及供应情况。

离心泵是一种高扬程小流量的水泵。通常，在泵站扬程大于25m时选用离心泵为宜。不过我国也有16~25m的离心泵。目前我国生产的离心泵单级扬程已达200m之多，水泵口径40~2000mm，最大功率已达3000kW。这种泵型具有高效范围广，能在扬程变化较大的情况下运行。同时因其具有较好的汽蚀性能，辅助设备较少，维修保养容易，使用寿命较长，因此，在工程中应用很广泛。

轴流泵是低扬程大流量的水泵，通常用于10m扬程以下的泵站，特别是6m以下的泵站更为适合。目前我国生产的轴流泵口径为150~600mm，水泵功率为2.2~6000kW。由于该泵型的功率曲线呈陡降型，扬程的稍许改变会引起功率大幅度变化。因此，轴流泵不宜在流量小扬程高的范围内运行。轴流泵的高效范围较窄，扬程的改变还会引起效率大幅度的变化，因此，对于扬程变化较大的大型泵站慎用全调节轴流泵，这必然使水泵结构复杂，辅助设备较多，维修管理较麻烦。

混流泵的流量、扬程介于离心泵和轴流泵之间。通常用于10~25m。目前的混流泵口径100~6000mm，最大功率已达7000kW。混流泵的功率曲线平坦，效率曲线介于离心泵和轴流泵之间，扬程的变化对功率的影响很小，动力机经常处于满负荷运行，不会由于关闸或扬程过高而使动力机超载。因此，该类水泵特别适合扬程变化较大的泵站。此外，混流泵还具有较好的汽蚀性能和维护保养容易等优点，混流泵的使用范围正在扩大。

3. 水泵结构型式的选择 离心泵、混流泵和轴流泵的结构型式主要有立式、卧式、斜式三种。

卧式泵除进水池水位变化幅度大于水泵允许的吸上高度外，通常是在最高水位以下工作，因此其主要优点是安装、维护和保养较容易，机组造价较便宜，泵房高度较小，缺点是机组占地面积较大，泵房宜设计成干室型，洪水时，需要采取防洪措施，这又会增加泵房的造价。为此泵房型式有时可采用分基型，以降低泵房造价。但其缺点是：在水泵叶轮不淹没的情况下起动时，需要抽真空或用人工方法充水，增加了辅助设备以及操作的复杂性。

立式泵叶轮位于水位以下，起动方便，但安装、维修和管理都较麻烦，水泵性能受进

水池流态的影响较大。水泵机组的价格较高,但占地面积较小,泵房高度较大。对于大型泵站,其泵房的基础常与进水流道浇筑在一起,工程造价更高。

斜式泵兼有卧式泵和立式泵的优点,常用于轴流泵。它与立式轴流泵相比,不仅安装检修较方便,而且进出水流道的转弯角度较小,损失较小,泵站效率较高。

对于大型轴流泵和导叶式混流泵,除立式和斜式外,卧式结构的型式也很多,主要有贯流式、轴伸式和猫背式等。贯流式水泵的进出水流道平直,损失小,泵站效率较高。水泵叶轮淹没在水位以下,吸水性能较好。虽然泵房宽度较大,但高程较小,泵房结构简单,有的甚至无需主泵房,故降低了泵房的造价。这种结构形式特别适合低扬程泵站。轴伸式泵的进水流道一般是呈S形的,但由于进水流道是收缩形的,如果转弯的角度选择合适,其损失也不太大。另外,轴伸式泵的出水流道一般为直管式,阻力损失也较小,故轴伸式泵仍有较高的流道效率。此外,因为动力机和传动设备位于水泵之外,安装检修较方便。猫背式泵的进出水流道都是弯曲的,流道效率较低。泵房结构也较复杂。

三、水泵选型的步骤

(1) 根据灌区或排水区的面积、作物种植情况、水文气象及灌溉试验资料、灌溉保证率或排涝标准等,确定受益范围对泵站流量的要求,即确定泵站的设计流量 $Q_{站}$ 或流量过程线(具体方法见第三章)。

(2) 对泵站进、出水池的水位进行频率分析,确定泵站多年平均的净扬程 $H_{均净}$ 以及设计典型年的最高净扬程 $H_{净max}$ 、设计扬程 $H_{净设}$ 、最低净扬程 $H_{净min}$ 。

(3) 根据水泵台数的确定原则,初拟几种方案的水泵台数 Z_i 。由泵站流量 $Q_{站}$ 和水泵台数 Z_i 即可确定每个方案的单台水泵的流量 $Q_i = Q_{站}/Z_i$ (其中 i 表示第 i 个选型方案)。

(4) 估算管路阻力损失 $h_{损}$,通常可取多年平均净扬程 $H_{均净}$ 的0.1~0.15倍。由此可估算水泵的总扬程为 $H = H_{均净} + h_{损} = (1.1 \sim 1.15) H_{均净}$ 。

(5) 根据 Q 和 H ,在水泵综合型谱图或水泵样本中选择不同方案的水泵型号。

(6) 根据所选水泵的流量,确定管道直径 D ,并进行管路布置或流道设计,从而求出管路阻力损失曲线。

确定管径 D 时,应按经济管径的计算方法确定。也可用以下经验公式,当 $Q < 120(\text{m}^3/\text{h})$ 时, $D_i = 13\sqrt{Q_i}$ (mm)。

(7) 根据所选水泵的性能曲线和管路阻力曲线确定水泵的工作点,并查出其相应的流量、扬程、功率、效率及允许吸上真空高度等参数。

(8) 校核所选水泵在多年平均扬程下,水泵是否处于高效区运行。在设计扬程下,水泵的流量是否满足要求。在其他工况下是否能够满足安全运行的要求等。

(9) 计算满足上述要求的水泵选型方案中多年平均的年耗电费用。

(10) 对满足要求的水泵选型方案进行泵房设计,求出其工程投资,或根据泵站的总装机容量 $N(\text{kW})$ 和单位千瓦的造价 a (元/kW)求得泵站的总造价 $K = aN$ 。

(11) 对上述选型方案进行经济分析,其中最经济合理的方案即为最优水泵选型方案。

第二节 电动机与水泵的配套

泵站最常见的动力机有电动机和柴油机。在电源方便的地方,应优先考虑选用电动机,因为电力排灌的成本较低,操作方便,故障较少,便于自动化。但在缺电地区,柴油机仍是泵站的重要动力机。此外,还应根据当地的自然条件和经济条件,尽可能利用当地其他能源(如水能、风能、热能和太阳能等)及其相应的动力机。如水力资源丰富的地区可直接用水力带动水泵,即选用水轮泵。风力资源丰富的地方,则可用风力机(即风车)带动水泵。这样就可达到因地制宜,成本低廉的目的。

本节主要介绍电动机选型的有关问题。

一、电动机的类型选择

用于排灌的电动机类型有异步电动机和同步电动机。异步电动机有鼠笼型和绕线型。在选择电动机类型时,应根据电源容量大小、电压等级、水泵的轴功率和转速,以及传动方式等条件,确定电动机的类型、容量、电压和转速等工作参数。

电力排灌站的电源是三相交流电,因此,应选择三相交流异步电动机。在选择电动机类型时,应考虑以下使用条件:

(1) 当功率小于100kW时,如起动力矩、转差率和其他性能无特殊要求,则可选用J₂系列的普通鼠笼型异步电动机。如工作环境较潮湿或多灰尘,则可选用JO₂系列封闭式鼠笼型异步电动机。近年来,我国已研制出Y系列电动机,以取代JO₂系列。该系列具有效率较高,起动转矩较大,噪音较小,防护性能良好等特点。

(2) 当功率为100~300kW时,可选用JS、JC或JR系列的异步电动机(其S表示电动机转子为双鼠笼型,C表示电动机转子为深槽鼠笼型,J表示电动机转子为绕线型)。它们具有较好的起动性能,适用于起动负载较大和电源容量较小的泵站。

(3) 当功率大于300kW时,可采用JSQ、JRQ系列异步电动机或T₂系列同步电动机。其中Q表示加强绝缘,R表示绕线式转子,T表示同步电动机,下标表示座式轴承。同步电动机的成本较高,但具有较高的效率和功率因数,又可在非排灌季节调相运行,向电网输送无功功率,因此,同步电动机适应于功率较大,运行时间较长的泵站。

此外,在选择电动机类型时,还应使所选电动机的电压尽可能与电网电压相同,以节省变电设备的投资。

二、电动机配套功率的确定

水泵选定后,一般都在样本上给出电动机相应的配套功率。如需计算,可按式(5-1)进行

$$N_{配} = K \frac{\rho g Q H_{净}}{1000 \eta_{站}} \quad (\text{kW}) \quad (5-1)$$

式中 ρ ——被抽水的密度 (kg/m^3);

$H_{净}$ ——泵站最不利工况的净扬程。对于离心泵应采用泵站设计最低净扬程,对于轴流泵应采用泵站设计最高净扬程 (m);

Q ——水泵在最不利扬程下的流量 (m^3/s);

$\eta_{站}$ ——泵站效率，如果 $\eta_{动}$ 、 $\eta_{传}$ 、 $\eta_{泵}$ 、 $\eta_{管}$ 、 $\eta_{池}$ 分别表示电动机、传动装置、水泵、管路及进出水池的效率，则 $\eta_{站} = \eta_{动} \cdot \eta_{传} \cdot \eta_{泵} \cdot \eta_{管} \cdot \eta_{池}$ ；

K ——电动机的功率备用系数，即所选电动机的容量与水泵可能出现的最大功率之比。

电动机的功率备用系数 K 是一个大于 1 的数，也就是说，所选电动机的容量必须在保证满足水泵最大功率计算值的前提下，还有一定的余度。因为在式 (5-1) 中并没有考虑水泵填料过紧、电动机的转速可能因电网频率波动而增加，以及水泵和电动机性能试验中的允许误差等各种非正常难以预料的因素所引起的负荷增大诸因素的影响。因此，所选电动机的容量应大于水泵可能出现的最大功率。但 K 值过大，又会造成动力积压，并使电动机经常处于轻载下运行，从而降低电动机的效率和功率因素，增加能源消耗，提高排灌成本。我国机电排灌所用的功率备用系数尚无统一规定，通常可参照下表确定。

表 5-1 电动机功率的备用系数

功率 (kW)	< 1	1 ~ 2	2 ~ 5	5 ~ 10	10 ~ 50	50 ~ 100	> 100
备用系数 K	2.5 ~ 2.0	2.0 ~ 1.5	1.5 ~ 1.2	1.2 ~ 1.15	1.15 ~ 1.10	1.10 ~ 1.05	1.05

三、电动机转速的确定

电动机的转速可用下式表示

$$n = \frac{60f}{p} (1 - s) \quad (5-2)$$

式中 f ——电网交流频率，我国采用 $f = 50$ ；

p ——电动机的磁极对数；

s ——电动机的转差率，即电动机旋转磁场的旋转速度（即同步转速）与电动机转子实际转动速度之差。同步电机 $s = 0$ 。

因 f 和 s 变化不大，故电动机的转速主要取决于电动机的极对数 p ，而 p 只能取整数。因此，电动机的转速变化不是连续的。通常，水泵的设计转速是根据电动机的额定转速而定，为此，在选择电动机时，不仅要求满足功率的要求，而且还应尽量使电动机和水泵的转速一致，这样就可以直接传动，从而减少设备投资，提高传动效率。但是，对于大型水泵，转速往往很低，若选用相同转速的电动机，则必然增加电动机的极对数，从而增大电动机直径及设备投资。这时，也可选择高于水泵额定转速的电动机，但需要增加传动设备，降低转速，或采用改变 f 和 s 的方法来改变电动机转速，以保证水泵转速不偏离额定值。此外，对于运行工况变化较大的泵站，应该考虑采用调速电动机。

四、抽水机组对电动机起动特性的要求

(一) 电动机的起动特性

电动机的起动特性主要是指电动机的转矩和电流随转速而变化的关系曲线，如图 5-1 所示。由图可见，电动机异步起动的瞬间需要的电流最大，随着转速的逐渐增大，电流也随之减少。当转速达到正常工作的异步转速时，电动机的电流达到额定值。电动机的转矩特

性则有所不同。尽管起动瞬间的转矩 M_1 较大,但并不是最大值,而是随着转速的增大,转矩 $M_{机}$ 逐渐增大。当转速增加到某定值(此时转差率为临界转差率 s_k)时,电动机的转矩 $M_{机}$ 达到某最大值(即临界转矩 M_k)。此后,随着转速的增加其转矩又迅速下降,如图5-2所示。

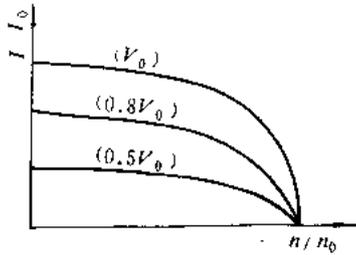


图 5-1 电动机的起动电流

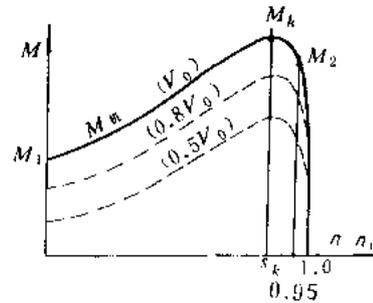


图 5-2 电动机起动转矩

对异步电动机或同步电动机异步起动时,在起动瞬间,电动机所能提供转子的力矩(即起动转矩) M_1 一般由电机厂给出,也可用同步电动机起动转矩公式计算

$$M_1 = \frac{0.00098V_x^2 R'_2}{(R_1 + R'_2)^2 + (x_1 + x'_1)^2} \quad (5-3)$$

式中 M_1 ——电动机所能提供的起动转矩(N·m);

V_x ——起动瞬间电动机端电压(V);

R_1 ——定子有效电阻(Ω);

R'_2 ——转子折合到定子侧的有效电阻(Ω);

x_1 ——定子绕组漏抗(Ω);

x'_2 ——转子折合到定子侧的绕组漏抗(Ω)。

电动机在起动过程中所能提供的转矩 $M_{机}$ 可用下式表示

$$M_{机} = \frac{2M_k}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}} \quad (5-4)$$

$$M_k = \frac{M_1(1 + s_k^2)}{2s_k} \quad (5-5)$$

$$s_k = \left(\frac{0.05M_2 - M_1}{M_1 - 20M_2} \right)^{1/2} \quad (5-6)$$

式中 M_k ——电动机的临界转矩(N·m);

s_k ——电动机的临界转差率;

M_2 ——同步电动机的牵入力矩(kg·m)。

同步电动机起动后,在异步状态下不断加速,当其转速达到同期转速的95%(转差率为0.05)时的转速即为牵入力矩 M_2 。在确定 M_2 时,可以先按1.0~1.1倍的额定转矩选定,然后再按式(5-6)估算临界转差率 s_k 。如果估算结果不满意时,则可重新选定 M_2 ,直至满意为止。

另外，从图5-1和图5-2中还可以看出，电动机的启动特性与电网的电压有密切关系，当电网电压低于电动机的额定电压（即满压）时，电动机启动电流曲线及转矩曲线都会下降。

(二) 机组启动过程中的阻力矩 $M_{阻}$

水泵机组启动过程中的阻力矩 $M_{阻}$ 包括水泵的水力矩 $M_{泵}$ 、轴承和填料密封等的摩擦阻力矩 $M_{摩}$ 以及电动机在风、声、热等方面的损耗力矩 $M_{损}$ 等。

1. 水泵的水力矩 $M_{泵}$ 水泵启动时的水力矩 $M_{泵}$ 的计算较复杂，目前尚无精确理论计算公式，其近似计算可用下式

$$M_{泵} = 974 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \left(\frac{N_0}{n_0}\right) \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) \quad (5-7)$$

式中 n_0 ——电动机的额定转速 (r/min)；

N ——电动机的额定功率 (kW)；

n ——机组启动过程中的转速 (r/min)，系随时间而变的函数。

由上式可知，水泵水力矩 $M_{泵}$ 与转速的平方成正比的抛物线，如图5-3所示。

2. 摩擦阻力矩 $M_{摩}$ 水泵机组从静止状态起动的瞬间，由于轴承和填料具有较大的摩擦阻力（对于处于半干摩擦状态的滑动轴承其阻力矩更大）。因此，

在起动的瞬间，摩擦力矩具有其最大值，一般为设计工况下转矩的5%~20%。机组启动后，随着转速的增加，轴承和填料的摩擦阻力迅速变小。当转速增加到额定转速的10%

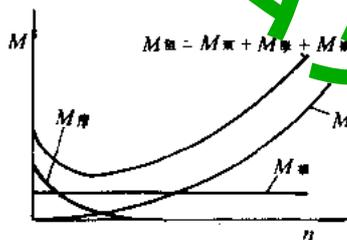


图 5-3 水泵机组的阻力曲线

~20%时，摩擦阻力接近于零。对立式泵摩擦阻力矩 $M_{摩}$ 可用下式表示：

$$\text{启动瞬间 } M_{摩} = \mu W R \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (5-8)$$

$$\text{启动过程 } M_{摩} = \mu W R s^2 \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (5-9)$$

式中 W ——机组转子重量 (N)；

R ——电动机转子半径 (m)；

μ ——轴承摩擦系数0.10~0.20；

s ——转差率，随转速而变，即 $s = \frac{n_0 - n}{n}$ ；

n_0 ——额定转速 (r/min)；

n ——机组启动过程中的转速 (r/min)。

由上式也可绘出摩擦阻力矩随转速（或转差率）而变的曲线（图5-3）。

3. 机组的损耗力矩 $M_{损}$ $M_{损}$ 主要是指电动机的风扇、噪声以及发热等造成的能量损耗，通常假定为与转速无关的数值，计算公式为

$$M_{损} = (1 - \eta) M_{总} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (5-10)$$

式中 η ——电动机的效率；

$M_{\text{额}}$ ——电动机额定转矩 (N·m)。

由此在图5-3中, 可绘出一条与坐标轴 n 平行的直线。

4. 水泵机组的阻力矩 $M_{\text{阻}}$ 水泵机组的阻力矩 $M_{\text{阻}}$ 可用下式表示

$$M_{\text{阻}} = M_{\text{泵}} + M_{\text{摩}} + M_{\text{损}} \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (5-11)$$

在图5-3中将 $M_{\text{泵}}$ 、 $M_{\text{摩}}$ 、 $M_{\text{损}}$ 相加, 即可以绘出机组阻力矩 $M_{\text{阻}}$ 与转速的关系曲线。

(三) 抽水机组对电动机起动特性的要求

电动抽水机组的起动过程, 可用下列的力矩平衡方程来表示

$$M_{\text{加}} = M_{\text{机}} - M_{\text{阻}} = J \frac{d\omega}{dt} = \frac{GD^2}{4g} \frac{\pi}{30} \frac{dn}{dt} = \frac{GD^2}{375} \frac{dn}{dt} \quad (5-12)$$

式中 $M_{\text{机}}$ ——电动机的转矩 (N·m);

$M_{\text{阻}}$ ——抽水机组的阻力矩 (N·m);

J ——抽水机组的转动惯量;

GD^2 ——抽水机组的飞轮惯量 (N·m²);

ω 、 n ——分别为飞轮的角速度和转速;

t ——时间 (s)。

机组的飞轮惯量 GD^2 等于水泵转子和电动机转子的飞轮惯量之和, 由于水泵转子的飞轮惯量比电动机的小得多, 故在计算时, 也可以从电机产品目录中查出电动机转子的飞轮惯量, 再乘以 1.08~1.12 作为机组的飞轮惯量。

由上式可知, 电动抽水机组起动时, 只有电动机转矩 $M_{\text{机}}$ 大于机组的阻力矩 $M_{\text{阻}}$ 时, 才能把剩余的转矩 (即加速转矩) $M_{\text{加}}$ 传给机组的转子, 使其加速运转。当转速加大到某一值 n' (r/min) 时, 电动机的转矩 $M_{\text{机}}$ 和抽水机组的阻力矩 $M_{\text{阻}}$ 相等时, $M_{\text{加}} = 0$, $dn/dt = 0$, 即 n 等于某一常数 n' , 机组进入稳定运转状态。对于同步电动机, 其起动过程分为两个阶段。第一阶段, 定子绕组接至交流电网, 使同步电动机作为一台异步电动机起动。第二阶段, 当电动机的转速达到同期转速的 95% 时, 可向转子的激磁绕组接入直流电源, 使电动机牵入同步, 并转入稳定运行。整个起动过程的时间, 可根据式 (5-13) 求得

$$t = \frac{GD^2}{375} \int_0^{n_0} \frac{dn}{M_{\text{机}} - M_{\text{阻}}} \quad (5-13)$$

对同步电动机, 该历时 t 也就是牵入同步的时间 T 。因上式中的 $M_{\text{机}}$ 和 $M_{\text{阻}}$ 都是 n 的函数, 因此只能通过试算求得牵入同步的时间 T 。通常对牵入同步的时间是有规定的, 如果在规定的时间内机组的阻力矩 $M_{\text{阻}}$ 大于电机的牵入力矩 M_2 , 异步起动运行时间必然会超过规定时间, 这时继电保护系统动作, 切断交流电源, 使电动机无法牵入同步, 不能投入正常运行。为此可将电动机可供的转矩曲线和抽水机的阻力矩曲线绘在同一张图中。这两条曲线满足以下几个条件时, 则可认为电动机满足抽水机组的起动要求。

(1) 电动机的起动转矩 M_1 必须大于抽水机组起动瞬间需要克服的阻力矩。

(2) 在起动过程中, $M_{\text{机}}$ 曲线应在 $M_{\text{阻}}$ 曲线之上, 即 $M_{\text{机}}$ 应大于 $M_{\text{阻}}$ 。

(3) $M_{\text{机}}$ 曲线和 $M_{\text{阻}}$ 曲线的交点 A 应在牵入同步以后, 即在临界转差率 s_k 和牵入同步时, 电动机的临界转矩和牵入力矩都必须大于抽水机组的阻力矩。否则, 同步电动机无法

牵入同步。

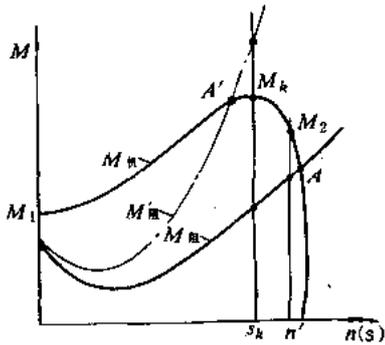


图 5-4 电动机与水泵机组在起动过程的配合

图 5-4 中 $M_{机}$ 和 $M_{阻}$ 曲线的配合能满足上述要求，机组可以正常起动。若 $M'_{阻}$ 曲线与 $M_{机}$ 曲线交于 A' ，当转速达到临界转差率 s_k 时，阻力矩大于最大力矩 M_k ，因此，电动机无法起动。在这种情况下，可以采取以下措施来改变电动机的起动力矩 $M_{机}$ 曲线或机组阻力矩 $M_{阻}$ 曲线的形状：如降压起动、离心泵关闸起动、轴流泵出口采用拍门并在空管的情况下起动、轴流泵在小角度时起动或分流调节等。当采取上述各种措施后仍无法解决起动问题时，

则应该选用或研制特殊型式的电动机。

第三节 柴油机与水泵的配套

在缺电或少电地区，或因某种原因不能用电动机作为动力时，柴油机是机电排灌工程中最常见的一种动力。柴油机的一个突出优点是便于调速，适应于工况变化较大的排灌泵站。

一、柴油机的主要性能指标

柴油机的性能，包括两个方面，第一是动力性指标，由功率表示；第二是经济性指标由耗油率表示。它们随着曲轴转速或负荷的变化而变化。这些变化规律通常用速度特性、调速特性、负荷特性和万有特性表示。往往通过试验得出一些曲线表示它们的变化规律，并标注在柴油机的产品样本上。在使用柴油机时，应当熟悉柴油机的这些性能，才能合理地使用并延长寿命，降低运行费用。以下介绍柴油机的几项工作指标和在选择时的要求。

1. 标定功率 根据国家标准，柴油机标定功率名称可分为 4 种。当给定任一功率时应给出相应的转速 (r/min)

(1) 15min、1h、12h 功率分别表示柴油机允许连续运转 15min、1h、12h 的最大有效功率，一般称 12h 功率为柴油机的额定功率，并标注在铭牌上。

(2) 持续功率，为柴油机允许长期连续运转的最大有效功率，可用于需要长期持续运转的各种场合，如排灌等。

工厂对生产的柴油机，一般按用途、特点在铭牌上标明 1~2 种功率及其相应的转速，如表 5-2 列出了 495 号柴油机的标定功率。

水泵在选配柴油机时，应满足连续 12 小时以上不停车运转，因此，应按持续功率选配，然后再考虑柴油机超负荷时是否在容许限度内工作，如果超过，应适当放大选配柴油机的功率。最后还要根据地区气温、气压情况，校正柴油机的功率，才能保证合理配套。

2. 指示功率、有效功率和机械效率

(1) 指示功率是表示在柴油机气缸内的气体在活塞上传送的功率，常以符号 N_i 表示。

表 5 2

495号柴油机标定功率

机 型	标 定 功 率		
	小时功率	12小时功率	持续功率
	马力/转速		
195号	55/2000	50/2000	45/2000

注 因该表所用柴油机机型为老型号,故功率单位仍用“马力”(1马力=735.499W) 下同

(2) 有效功率是表示柴油机在曲轴上所能传送出来的实际功率,常以符号 N_e 表示。

(3) 机械效率为有效功率与指示功率之比,常以符号 η_m 表示。

3. 燃油消耗率 柴油机一小时消耗的燃油量,称为小时耗油量,常用 G_T 表示。其与所发出的有效功率之比值称为燃油消耗率,单位是 $g/(W \cdot h)$,常用 g_e 表示,它是表示柴油机经济性的指标。

二、柴油机的特性曲线

表示柴油机特性的曲线有速度特性曲线、调速特性曲线、负荷特性曲线及万有特性曲线等。它们对于研究柴油机及其与水泵合理配套,经济运行,节约能源都是很重要的。

1. 速度特性曲线 在供油量保持某一定值时,柴油机的有效功率 N_e 、扭矩 M_e 、小时耗油量 G_T 以及耗油率 g_e 等指标与转速之间的关系用曲线表示,称为速度特性曲线。当油门手杆固定在最大位置测出时上述曲线称为全负荷速度特性曲线(图5-5),也称外特性曲线。油门手杆固定在其他位置测出的特性曲线称为部分负荷速度特性曲线。由图可知,柴油机的耗油率 g_e 具有最小值,该值对应于一定的转速 n_N ,也就是说,柴油机的转速大于或小于 n_N 时其耗油率都会增大,只有以 n_N 的转速运行,才能达到能量消耗最小的目的。

2. 调速特性曲线 由上图可知,柴油机的扭矩 M_e 与转速 n 的关系较特殊,因此,在扭矩稍有变化时,就可能引起转速很大变化,直至造成“飞车”或“熄火”现象。如果柴油机装上调速器,负荷变化后引起转速增加时,调速器会使供油量减少。负荷变化使转速减小时,调速器又会使供油量增加。这样就可以使柴油机在外界负荷变化较大的情况下,能使其转速在很小范围内变化,从而保证柴油机工作的稳定性。柴油机的调速特性曲线就是在不超负荷的条件下,调速器能随负荷变化而自动改变供油量时,

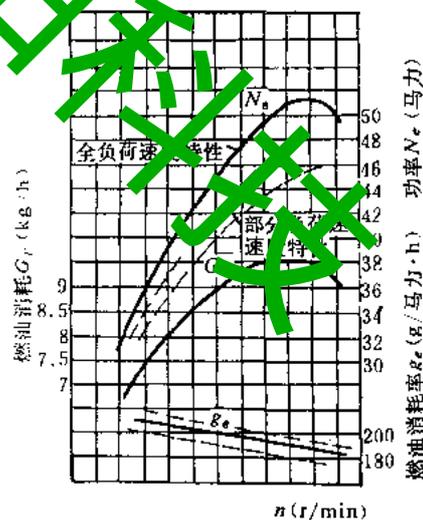


图 5-5 495号柴油机速度特性曲线

柴油机的转速 n 、扭矩 M_e 、每小时耗油量 G_T 以及燃油耗油率 g_e 等参数随功率 N_e 而变的关系曲线。图5-6所示为495型柴油机的调速特性曲线。由图可知,转速 n 与 N_e 的关系曲线的 ae 段较平缓,尽管负荷增加后转速 n 也在下降,但因为调速器能自动增大供油量(G_T 曲

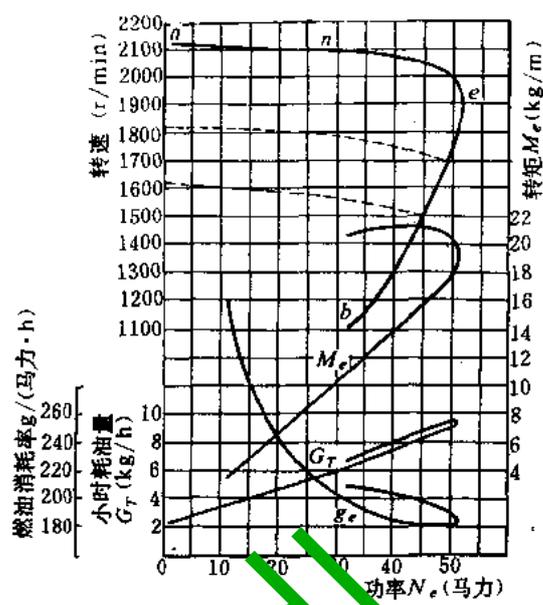


图 5-6 495 型柴油机调速特性曲线

线上升),有效扭矩 M_e 也随之增大 (M_e 曲线上升),用以克服增大的负荷,因此转速下降得不多。由图可知,在不超负荷的情况(即 $N_e=0\sim 50$ 马力)下,柴油机的转速可以保持在 $2000\sim 2160\text{r/min}$ 之间稳定工作。但是,若超负荷运行,调速器不再起调节供油量的作用,只能按外特性的变化规律变化,即图中的 be 段曲线。应该指出,图5-6中的调速特性曲线是油门手杆固定在最大位置时的调速特性曲线。若把调速手杆固定在其他位置,也可以得出另外的调速特性曲线,如图中的虚线所示。

3. 负荷特性曲线 如前所述,当柴油机的负荷变化后会引引起转速的变化,但是,如果改变供油量就可以保持柴油机的转速不变。不过,供油量的变化也会引起 G_T 和 g_e 的变化。这样就可以在转速一定的情况下,找到 G_T 和 g_e

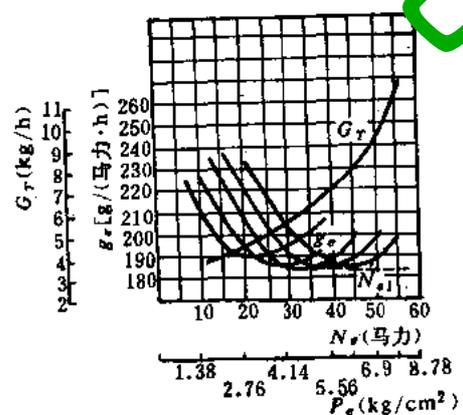


图 5-7 柴油机负荷特性曲线

随 N_e 而变的关系。表示这种关系的曲线即为负荷特性曲线。改变不同的转速,就可以绘出不同的特性曲线。图5-7所示为495型柴油机在不同转速时的负荷特性曲线。由图可知,对于同一负荷(即 $N_e=30$ 马力),柴油机的转速为 2200r/min , $g_e=215\text{g}/(\text{马力}\cdot\text{h})$ 。当 $n=1400\text{r/min}$ 时, $g_e=193\text{g}/(\text{马力}\cdot\text{h})$ 。可见,正确地认识柴油机的不同转速的负荷特性,对合理使用柴油机具有重要意义。

4. 万有特性曲线 上述柴油机的速度特性曲线或负荷特性曲线都只能表达柴油机两个参数之间的关系曲线。为了全面表达柴油机各参数之间的关系,常在一张坐标图中,将以上特性经坐标变换后表示3个或3个以上参数之间的关系,这就是柴油机的万有特性曲线(图5-8)。万有特性曲线常以转速 n 为横坐标,以 P_e 或 M_e 为纵坐标,在坐标场内作出若干条等耗油率 g_e 曲线和等有效功率 N_e 曲线。其中最内层的等耗油率曲线表示耗油率 g_e 的最小值,相当于该柴油机的最经济区。等耗油率曲线越向外层, g_e 越大,表示经济性越差。

三、柴油机与水泵的共同工作

由柴油机的速度特性曲线可知,柴油机的功率 N_e 和耗油率 g_e 随转速 n 而变。同样,水泵的轴功率 $N_{轴}$ 也与转速 n 有关。若水泵 P_1 的额定功率为 N_o ,额定转速为 n_o ,根据水泵

的比例律，任意转速 n_i 所对应的轴功率 N_i 为

$$N_i = \left(\frac{N_o}{n_o^3}\right) n_i^3$$

若柴油机与水泵之间的传动效率为 $\eta_{传}$ ，则柴油机的负荷 N_e 为

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{传}} = \left(\frac{N_o}{n_o^3 \eta_{传}}\right) n_i^3$$

据此可绘出 P_1 的 $N_e \sim n$ 曲线，该曲线与柴油机的外特性曲线 B 交于 M_1 点，该点即为柴油机和水泵共同工作时的的工作点。水泵和柴油机在这种工况下运行，转速 n_1 大于额定转速 n_H ， M_1 点的功率大于柴油机的额定功率，耗油率也相应增加，使柴油机运行不仅不经济，而且会超载，这是不允许的。为了避免柴油机超载，同时也保证柴油机能具有较好的经济性，必须关小油门，减少供油量，使柴油机在部分负荷速度特性曲线 B_1 下运行，这时柴油机的负荷为 M'_1 ，耗油率为 N'_1 ，虽然没有超载，甚至减少了耗油率，但柴油机的功率都没有得到充分发挥，耗油率也仍未达到最小值。因此，这种配套方式还是不合理的。如果更换柴油机或再选用水泵 P_2 ，使其工作点移至 M_2 后，其相应的转速为额定转速 n_H ，

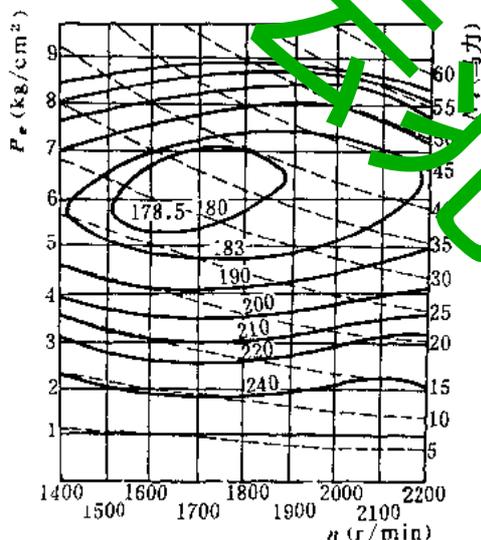


图 5-8 柴油机的万有特性曲线

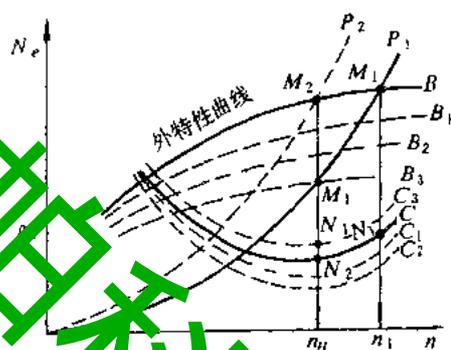


图 5-9 柴油机与水泵的共同工作

耗油率为 N_2 ，此时，柴油机的功率才得以充分发挥，而且还能达到安全可靠和经济运行的目的。

四、柴油机的选型

水泵型号确定后，可根据式(5-1)计算柴油机的配套功率 $N_{配}$ ，其中功率备用系数 K 可按表5-3确定。然后从柴油机样本中查出12小时功率等于或稍大于 $N_{配}$ 的几种柴油机型号。

表 5-3 柴油机的功率备用系数

功率 (kW)	4 ~ 7	7 ~ 40	40 ~ 75	> 75
备用系数 K	1.5 ~ 1.3	1.3 ~ 1.2	1.2 ~ 1.1	1.05

并根据柴油机的万有特性曲线和水泵性能曲线，按下述方法确定水泵和柴油机的工作范围；然后根据柴油机的允许工作范围和耗油率的大小来判断所选柴油机是否合理。如果柴油机的实际工作范围在允许的范围內，而且耗油率最小，则该柴油机的选型方案即为最优方案。

1. 水泵的工作范围 通常, 水泵样本提供的性能曲线是转速为额定转速 n_0 的基本性能曲线(图5-10中的 $Q \sim H_{n_0}$ 曲线)。若该曲线上的点3为额定工况点, 1、4点分别为水泵高效区的边界点, 也就是说, 为了确保水泵在高效区运行, 水泵的运行范围应在1点和4点之间。根据水泵的比例率可以绘出通过点1、3、4的相似抛物线, 然后参照水泵允许的最低转速 n_{min} 分别定出9、8、7三点。这三点所连成的曲线即为在 n_{min} 转速下的($Q \sim H$) n_{min} 曲线。然后, 根据水泵的管路布置以及管径、管长、管材、管路附件等所确定的管路阻力参数 S 和泵站最高扬程 H_{max} 和最低扬程 H_{min} 可进一步绘出水泵装置所需要的流量与扬程曲线 A 和 B 。这些曲线的交点2、4、6、8、9、10所包围的阴影部分即为所选水泵的工作范围。

2. 柴油机的允许工作范围 柴油机的允许工作范围通常可以在万有特性曲线上定出, 如图5-11所示。在外特性曲线以上, 由于供油量的限制, 柴油机的工况无法达到。另外, 当柴油机的实际运行转速 n 大于标定转速 n_N 时, 其耗油率又增加, 其经济性、动力性和可靠性都会变坏。如实际运行转速 n 小于最大扭矩所对应的转速(即最低稳定转速) n_{st} 时, 柴油机在外特性曲线附近工作也是不稳定的, 若在部分负荷速度特性曲线上工作时, 柴油机的功率又不能充分利用。所以, 从柴油机的动力性和外特性上工作的稳定性考虑, 柴油机实际运行转速不得低于标定转速的3%~40%。此外, 为了保证柴油机具有一定的经济性, 其耗油率不应高于某一允许值。由此可以确定柴油机的允许工作范围为: 左边是 n_{st} 所对应的调速特性曲线, 右边是标定转速 n_N 所对应的调速特性曲线, 上边是外特性曲线, 下边是最大允许耗油率曲线所包围的面积(图5-11阴影所示)。

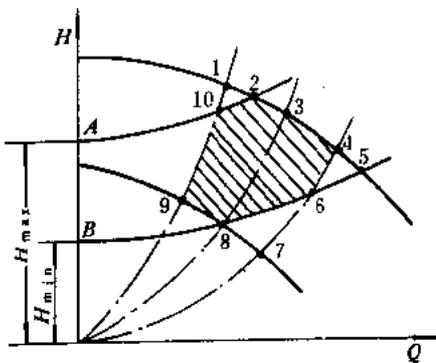


图 5-10 水泵的工作范围

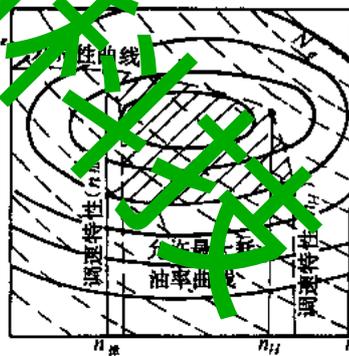


图 5-11 柴油机的允许工作范围

3. 柴油机实际工作范围的确定 首先在图5-12的第四象限内绘出水泵的通用性能曲线, 并按图5-10的方法确定水泵的工作范围, 即2、3、4、6、8、9、10、2所包围的面积。在第一象限内绘出水泵不同转速时的功率曲线和相似工况下的功率抛物线 N_1 、 N_2 、 N_3 。将第四象限的2、4、6、8、9、10各点投影到第一象限, 求出相应点的功率, 并投影到纵坐标上。在第二象限绘制柴油机的万有特性曲线。根据柴油机的实际运行转速和有效功率, 即可在万有特性曲线上找出相应的交点。将这些交点联接起来, 即为柴油机的实际工作范围。

4. 柴油机选型方案的确定 首先根据所选水泵的功率、转速等参数在柴油机样本上选

择几种型号的柴油机，作为不同的柴油机选型方案。根据水泵的工作范围绘制出柴油机的实际工作范围，同时根据柴油机的特性绘出其允许工作范围，如图5-13所示。实际工作范围超出允许工作范围的选型方案应予淘汰。对于实际工作范围在允许工作范围之内的诸方案中，还应分别求出各方案的多年平均耗油量，以其中耗油量最小者为最优方案。

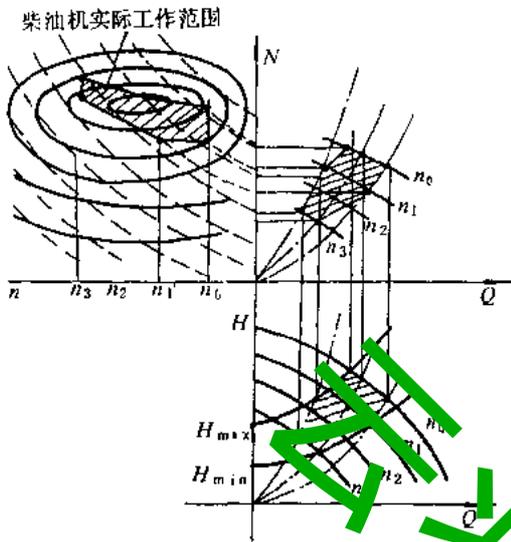


图 5-12 柴油机实际工作范围

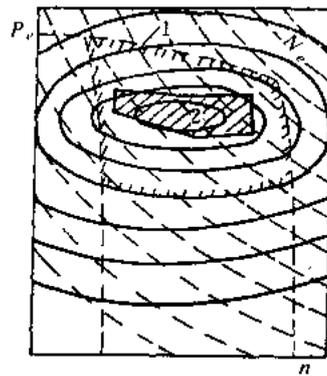


图 5-13 柴油机工作范围的校核

第四节 传动设备

当水泵和动力机的额定转速相等，转向也相同，且都为立式或卧式机组时，转速配套的问题比较容易解决。如果转速不等或转向不同，且一个为立式另一台为卧式时，就要用传动装置使两者的转速转向配合，以达到传递功率的目的。

动力机与水泵之间的传动方式基本上可分为直接传动与间接传动两种。

目前水泵机组最常用的传动方式有直接传动、齿轮传动和皮带传动。随着机电排灌和机械工业的发展，液压传动和电磁传动将被广泛采用。下面分别予以介绍。

一、直接传动

用联轴器把水泵和动力机的轴联接起来，借以传递能量，称为直接传动。联轴器分为弹性、刚性两种。为了减少在传动时所产生的振动，以及防止因轴心未对中而使轴产生周期性的弯曲应力，通常采用弹性联轴器，如图5-14、图5-15所示。

如果水泵和动力机转速相同或比较接近，且轴线在同一直线上，最好采用直接传动。这样，不仅简单、方便、安全、结构紧凑、传动平稳，而且效率接近100%。目前，农用水泵的转速都是按电机的一般转速挡数来设计的。如2900r/min、1450r/min、750r/min等。在机电排灌中，电动的水泵机组大多数是采用直接传动的方式。

直接传动的机组，要求有稳固的基础。为了防止不均匀沉陷，水泵和动力机最好安装在一个共同的基础上，在安装机组时，应特别注意水泵轴线和动力机轴线的重合。否则，

运转时容易使轴承发热或产生振动，降低效率，严重时，还能使泵轴扭弯折断。

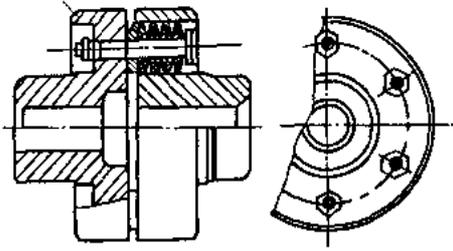


图 5-14 柱销弹性联轴器

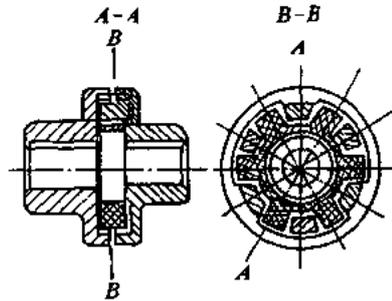


图 5-15 爪形弹性联轴器

二、齿轮传动

这种传动效率高、结构紧凑、可靠耐久、所能传递的功率大。当水泵和动力机的转速不一致或两者轴线不在同一直线上时，同样可以使用。

由于水泵和动力机的位置或转速不同，可采用不同的传动齿轮，当两轴线互相平行时，采用圆柱形齿轮；当两轴线相交时，采用伞形齿轮，如图 5-16 所示。实践证明这种齿轮占地面积小，操作安全，而且传动效率高。在国外大型水泵机组中则多采用变速箱。

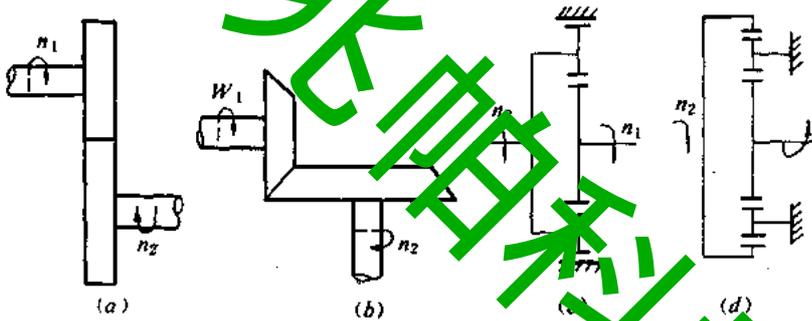


图 5-16 齿轮传动示意图

(a) 圆柱齿轮；(b) 伞形齿轮；(c) 行星齿轮；(d) 行星齿轮

变速箱的工作平稳，噪音小，为了减少齿轮的磨损，将润滑油注入变速箱内，以减小齿轮间的摩擦，提高传动效率。

齿轮传动具有很多优点，但因齿轮制造工艺要求很高，价格比较贵，故目前泵站中用得不多。

在齿轮的传动中，两个齿轮在同一个时间内通过啮合外的齿数相等，设主动轮的齿数为 Z_1 ，其转速为 n_1 ；从动轮的齿数为 Z_2 ，其转速为 n_2 ，则

$$n_1 Z_1 = n_2 Z_2$$

传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5-14)$$

从传动公式可以得到两齿轮的转速和它们的齿数成反比，若齿数较少，则转速较大；

反之，则转速较小。

三、皮带传动

这种传动和齿轮传动一样，当水泵和动力机两者的转速不同，或彼此轴线间有着某距离或不在同一平面上时，都可以采用平皮带及三角皮带传动。

(一) 平皮带传动

平皮带传动的应用范围很广，传动方式可以多种变换，而且传动比大。平皮带传动又可分为开口式、交叉式和半交叉式，如图5-17所示。

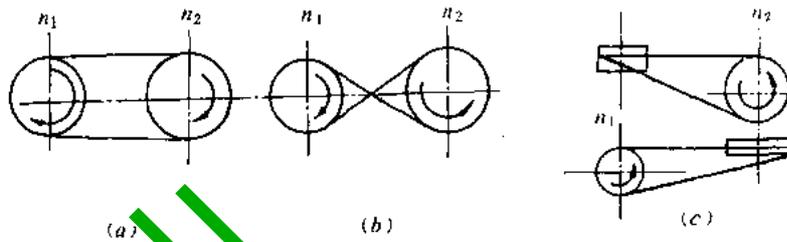


图 5-17 皮带传动示意图

(a) 开口传动；(b) 交叉传动；(c) 半交叉传动

开口式皮带传动用于水泵和动力机轴互相平行且转向相同或转向不同时。当泵轴和动力机轴互相垂直时（如卧式动力机带动立式水泵），采用半交叉式皮带传动。当泵轴和动力机轴互相平行，两者转向相反时，则可用交叉式皮带传动或开口式皮带传动。

(二) 三角皮带传动

三角皮带是一种柔性联接物，具有梯形断面，紧嵌在皮带轮缘的梯形槽内，由于其两侧与轮槽接触紧密，摩擦力比平皮带大，因此传动比较大。同时，占地面积小，泵房面积可以缩小。

前述传动方式的比较如表5-4所列。

表 5-4 传动方式比较表

传动方式	项目	传 动 效 率	传 动 功 率	传 动 比	占 地 面 积	振 动	带 轮 加 工	综 合 利 用
皮 带 传 动	平 皮 带	0.90 ~ 0.98	一般在50 ~ 100 马 力以下范围内使用	1:5以内、最好1:3	较 大	有 振 动	加 工 容 易	较 方 便
	三 角 带	0.90 ~ 0.96		1:7以内、可达1:10	较 小	振 动 小	加 工 较 难	较 方 便
联 轴 器		1.0	不受传动功率限制	1:1，且机泵转向 相同	小	平 稳 安 全	加 工 容 易	不 方 便

四、液压传动及其他传动

液压传动主要是通过液压联轴器内的液体压力将动力机轴上的转矩传给水泵轴。调节水泵转速时，只需改变液压联轴器内的液体容积即可。

液压联轴器由一个传动泵轮和一个传动透平轮组成，如图5-18所示。传动泵轮1和动力机的轴联接，传动透平轮2和水泵的轴联结。运转前在联轴器内充满工作液体（油或水），

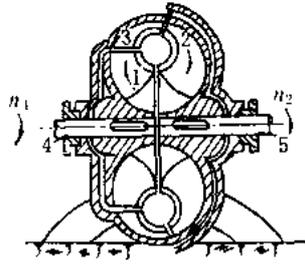


图 5-18 液压联轴器的原理图

1—传动泵轮；2—传动透平轮；3—空腔；4—动力机轴；5—水泵轴

这样，液体就在空腔内循环不停地传递能量。

液压联轴器工作平稳、可靠，能够在较广的范围内无级调速，可自给润滑，能使动力机无负荷启动。若动力机转速等于水泵转速时的传动效率为95%~97%，当水泵转速减低为25%~30%时，则传动效率为68%~70%。尤其是自动控制的泵站，在停车时，往往由于机组的惯性作用和管内水的倒流而造成水锤，如果使用液压联轴器，可以大大减小水锤作用。但是采用此种结构，需另增设液压联轴器及其内部充油（或水）的油泵（或水泵）、机组等设备，比较复杂。

除了以上所介绍的几种传动以外，还有电磁传动。在自动化泵站中也可采用电磁联轴器。电磁联轴器是使主动轴上的摩擦圆盘和从动轴上的摩擦圆盘对起来。当主动轴上的圆盘由于内部线圈有电流通过，在摩擦环中产生吸引力时，将从动轴上的摩擦环吸住，使之一起旋转。电磁联轴器构造简单，运转时不产生轴向力，动作迅速准确，能在极大范围内无级和有级调速。电路的闭合、切断及换向等均有良好的控制性，便于手控，也可遥控。在运转时虽然必须经常不断地供给电磁联轴器的电流，但所需电流仅为动力机功率的0.1%~1%。其缺点是，如在传动转矩很大的情况下，所需传动装置的外型尺寸、重量及成本都很大，所需材料比较贵重。

第六章 泵 房

泵房是安装水泵、动力机及其辅助设备的建筑物，是泵站建筑物中的主体工程。泵房的主要作用是为水泵机组及运行人员提供良好的工作条件。合理地设计泵房对发挥设备效益、节省工程投资、延长机电设备的寿命和安全运行有着重要意义。

泵房设计内容应包括泵房结构类型的选择、泵房内部设备布置、泵房各部尺寸拟定、整体稳定计算及构件的结构计算等。

第一节 泵 房 类 型

一、泵房类型

目前在生产上采用的泵房类型很多，由于机组类型不同，水源与地下水的条件、地质条件、建筑材料及枢纽布置的不同，因此要求设计与客观条件相适应的泵房形式也各不相同。

泵房类型一般归纳成固定式和移动式两大类。

(一) 固定式泵房

固定式泵房的位置不能移动，按其基础结构的特点又可分为分基型、干室型、湿室型和块基型4种。下面就目前常用的4种泵房形式分述如下。

1. 分基型泵房 泵房是单层结构，与一般工业厂房结构类似，它的主要特点是泵房的基础与机器基础分开建筑，结构形式简单，施工容易，可以用砖、石、木等当地材料修建，适用于水位较低，变幅不大，或吸程较高的卧式机组，如图6-1所示。

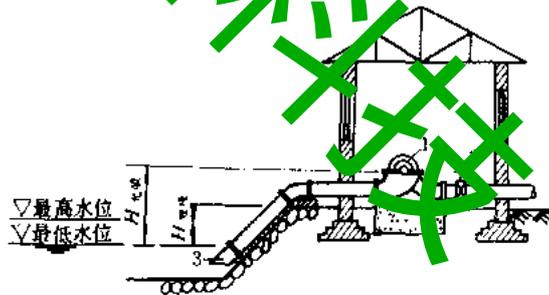


图 6-1 分基型泵房剖视图

1—水泵；2—闸阀；3—吸水喇叭口

2. 干室型泵房 干室型泵房结构较分基型复杂，有地上与地下结构，地上结构与分基型泵房基本相同，地下结构是无水的干室，机组安装在干室内，泵房底板与机器基础常用钢筋混凝土浇筑成整体。这种结构适用于水位较高，变幅较大或吸程较低的水泵机组，当采用分基型泵房不经济时，可采用干室型泵房，如图6-2所示。同时还可利用干室挡水防渗。

3. 湿室型泵房 与干室型泵房结构不同之点是在干室内引进了水，即在某些使用条件下，为了增加泵房的整体稳定性，将进水池移至泵房下部，即由干室变成了湿室。湿室型

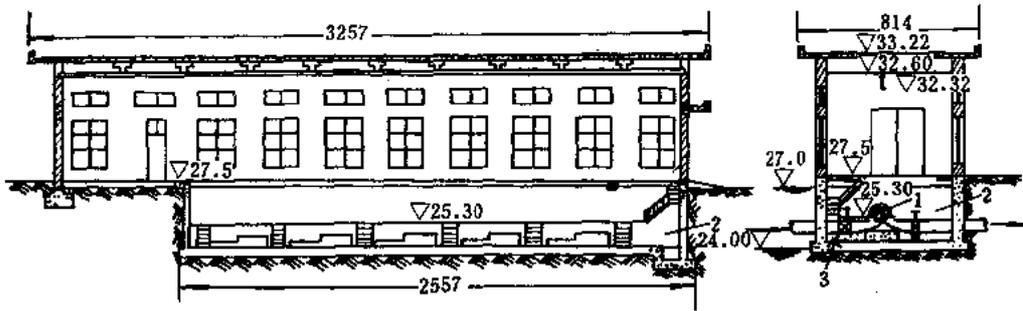


图 6-2 干室型泵房剖视图

1—水泵；2—干室；3—闸阀

地上结构与干室型相同，而地下结构常用圬工或钢筋混凝土作成湿室，适用于中小型轴流泵、混流泵或中小型立式离心泵。

小型轴流泵机组一般采用两层泵房结构，即电机层与吸水室层，如图6-3所示；中型轴流泵机组一般采用三层泵房结构，即电机层、水泵层及吸水室层，如图6-4所示称为有压湿室型。

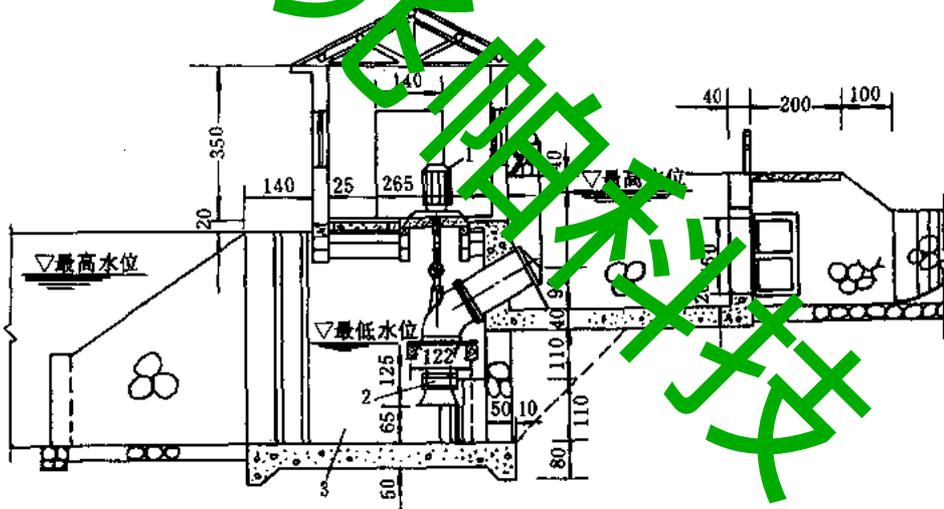


图 6-3 湿室型泵房剖视图（二层结构）

1—立式电动机；2—立式水泵；3—湿室

4. 块基型泵房 与湿室型泵房结构不同的特点主要是加厚了底板，成为块状基础。

对于大型轴流泵，立式混流泵随着单机流量的加大，要求进水流态更加均匀对称，如果采用湿室型箱形吸水室，则水泵进口流态较差，为了改善水泵进水条件，将泵的进水喇叭口向前伸延，造成对流态有利，而且工程投资比较节省的进水流道形式，如肘形，钟型流道等。为了加强泵房整体性和稳定性，将进水流道、泵座、底板浇筑在一起便成了块基

型泵房。

大中型立式轴流泵块基型泵房，目前采用较多的是四层泵房结构，即电机层、联轴层、水泵层与流道层，如图6-5所示；图6-6是三层泵房结构，无水泵层。

卧式轴流泵与猫背式泵房，如图6-7所示。动力机层、联轴层与水泵层合并为一层，成为二层泵房结构。图为涵洞式进水，蝴蝶阀和快速闸门截流的整体块基型。

此外，贯流式机组泵房如图6-8所示，主机组安装在流道内，使流道层、水泵层、联轴层合并在一起成为单层泵房结构，图6-8为拍门截流分段式块基型。

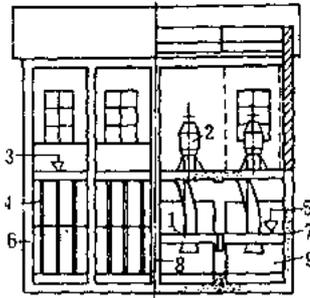


图 6-4 湿室型泵房剖视图（三层结构）

- 1—立式电动机；2—立式水泵；3—电机层；
- 4—拦污栅；5—水泵层；6—纵向前排架；7—闸土板；8—砌墙；9—湿室

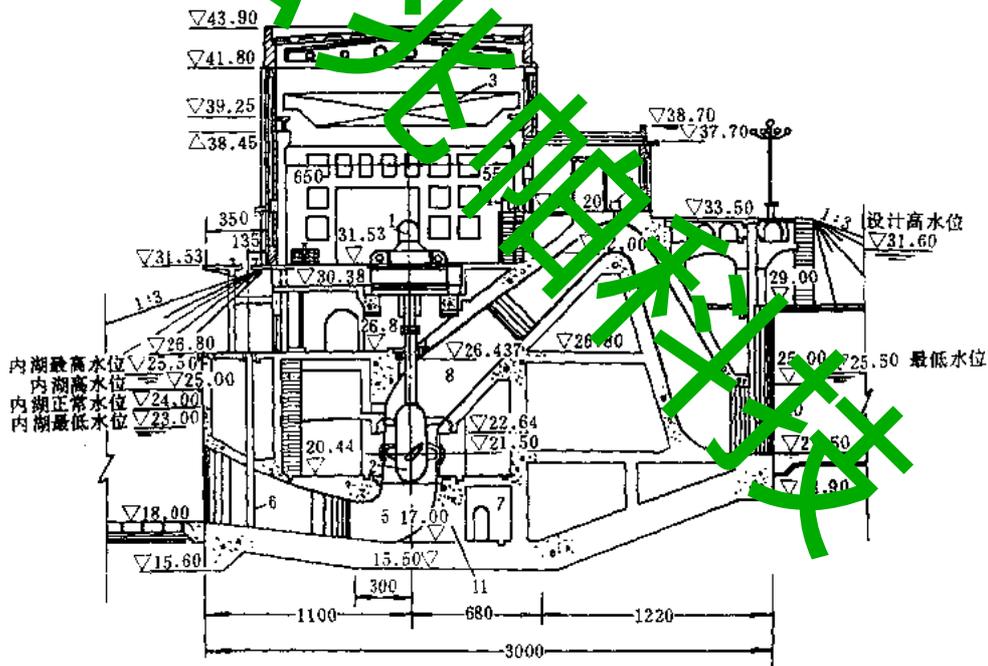


图 6-5 虹吸出水块基型泵房剖视图（四层结构）

- 1—1600kW主电动机；2—2800mm主水泵；3—桥式吊车；4—高压开关柜；5—进水流道；6—检修闸门；
- 7—排水廊道；8—出水流道；9—真空破坏阀；10—备用防洪闸门；11—块基

（二）移动式泵房

移动式泵房可以随着水源水位的变化而升降，根据建站条件的不同又可分为泵船与泵

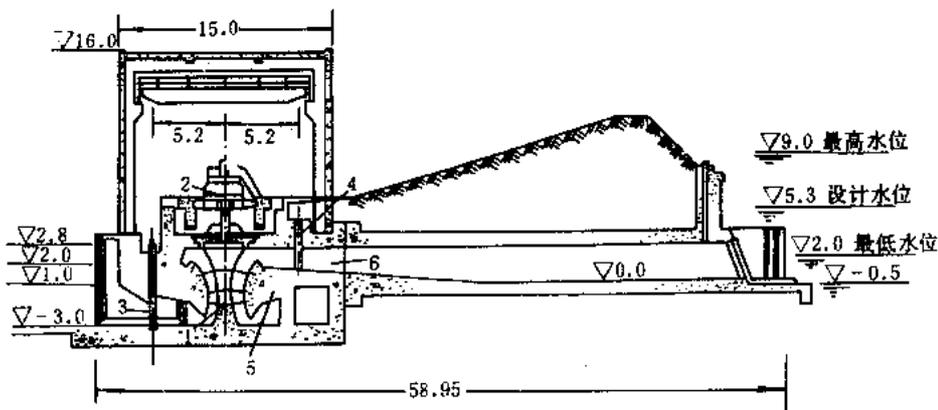


图 6-6 蜗壳出水块基型泵房剖视图（三层结构）（尺寸单位：cm）

1—立式轴流泵；2—立式电动机；3—进口检修闸；4—出口检修闸；5—块基；6—出水渠道

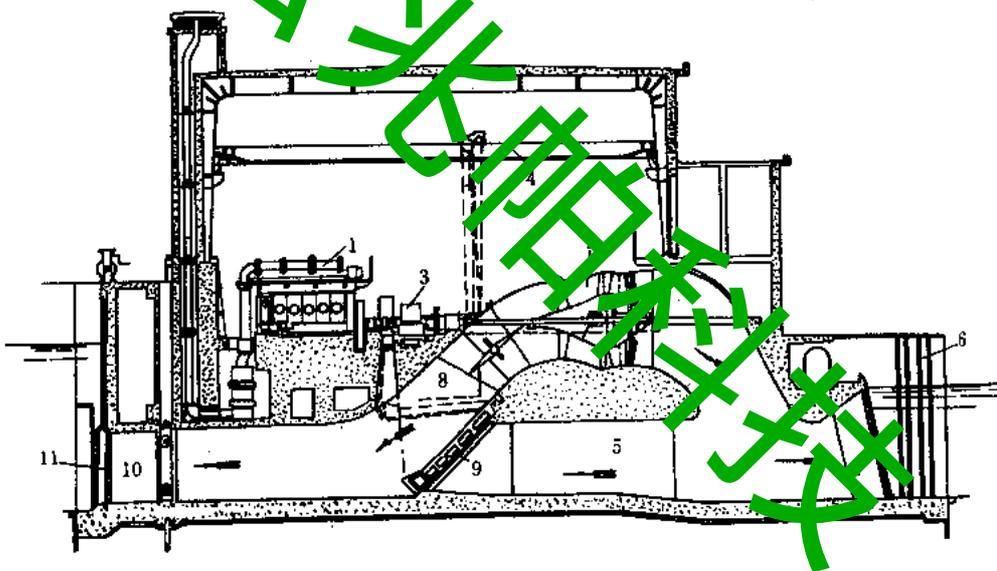


图 6-7 猫背式泵房剖视图（二层结构）

1—柴油机；2—3600mm 主水泵；3—减速机；4—桥式吊车；5—输水涵洞；6—检修门槽；7—拦污栅；
8—蝴蝶阀；9—逆止阀；10—出口闸门；11—事故闸门

车两种。

泵船：由船体、联络管、输水管、地锚、地缆、电杆、电缆等组成。水泵安放在船体上随着水位的变化而升降，具有较大的灵活性与适应性，如图6-9所示。

泵车：由泵车、轨道、绞车、缆绳、联络管等组成。水泵机组安放在泵车上，随着水位的涨落，泵车靠绞车沿轨道升降，如图6-10所示。

移动式泵房适用于水源水位变幅大的中小型机组，由于使用条件受到一定的限制，因

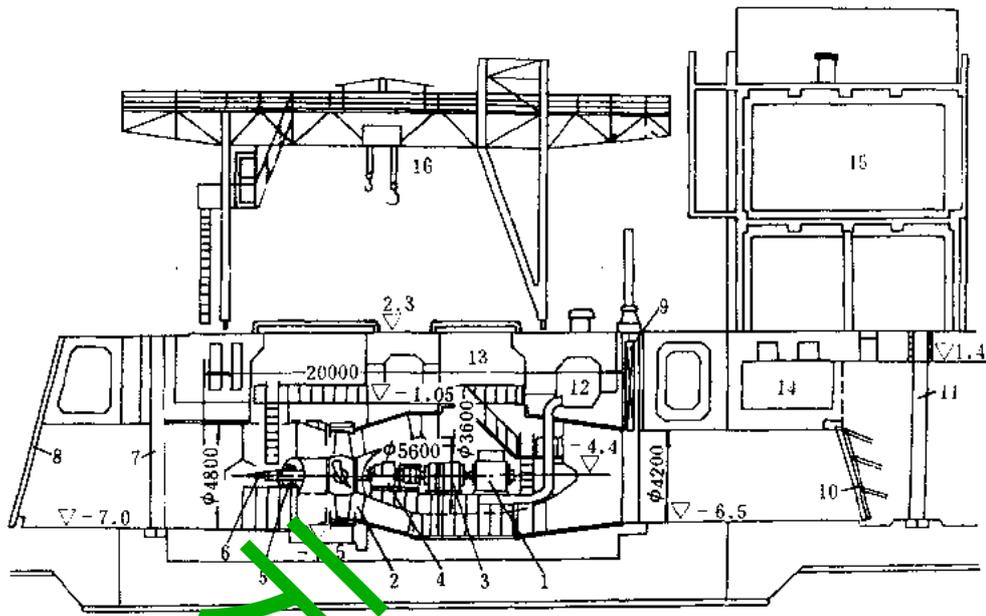


图 8 混流式泵房剖视图

1—1300kW主电动机；2—4200mm主水泵；3—星形齿轮减速机；4、5—轴承；6—叶片调节装置；7—叠梁闸板；8—拦污栅；9—油压滚动闸门；10—多瓣拍门；11—检修口；12—叠梁闸槽；12—通风道；13—支柱兼通道；14—电气室；15—控制室；16—桥式吊车

此在生产中多采用固定式泵房。

二、泵房结构类型的选择

(一) 从机组类型考虑

主机组类型对泵房形式起决定作用的是主轴安装方向、机组大小及吸程等。

1. 分基型与干室型泵房 卧式离心泵、混流泵可采用分基型泵房或干室型泵房，如国产系列B型，sh型，湘江型，黄河1~4号等离心泵及丰产牌混流泵。因为卧式机组水泵与电机是布置在轴心高度相同的平面位置上，即可布置在泵房同一层内。一般中、小型机组吸程较高，同时卧式机组附属设备简单，单层泵房结构可以适应。如陕西省东方红抽水工程一级泵站水泵为32sh型，48sh型，湘江56型，采用了分基型泵房（结合其他条件统一考虑的）；大型机组吸程较低，如陕西省东雷抽黄工程2级泵站水泵为黄河2号，采用了干室型泵房。对于卧式离心泵、混流泵用分基型还是干室型有时没有很明显的界限，必须与其他条件综合考虑。

此外，立式离心泵、混流泵可采用干室型泵房，如沅江型，水泵安放在干室内，而电机布置在与水泵同一立面不同高程的电机层上。

2. 湿室型与块基型泵房 中小型立式离心泵、立式混流泵及轴流泵，口径在40英寸以下的机组可采用湿室型泵房，其中以中小型立式轴流泵湿室型泵房较为普遍，如ZLB型轴

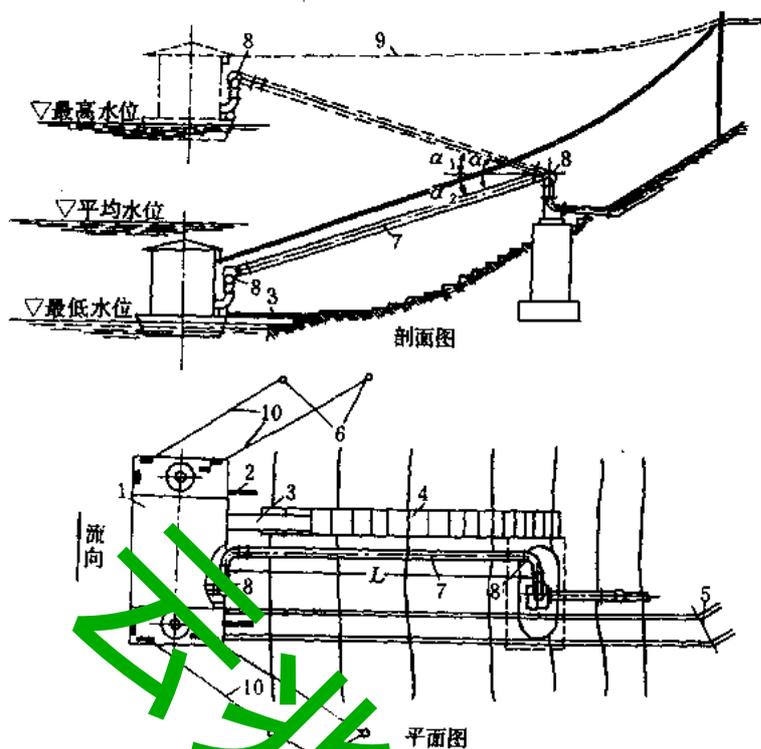


图 6-9 泵船结构示意图

1—图船；2—撑杆；3—甲板；4—泵；5—电杆；6—系
缆桩；7—摇臂联结管；8—法兰接头；9—电缆；10—缆绳

流泵湿室型泵房；大中型立式离心泵、立式混流泵及轴流泵，口径在40英寸以上的机组，一般多采用块基型泵房，如沉江型离心泵、ZLB(Q)型、CJ型等。其中以采用立式轴流泵块基型泵房较为普遍。

3. 系船与泵车 在允许修建移动式泵房的情况下，当机组较上，附属设备较多时，不宜采用泵车，可考虑采用泵船。

今后随着新机型逐步问世，如双向水泵机组，大型潜水电泵机组等，会出现相应的新的泵房结构型式。

(二) 从水位条件考虑

除机组类型以外，水位的高低及变幅大小，也是决定泵房类型的主要因素。

1. 分基型与干室型泵房 水源水位与地下水位对于平原湖区、圩区的水源泵站往往是一致的，对于北方地区的水源泵站则往往不一致，灌区内地下水位一般很低，因此应对水源水位与地下水位作为两个不同的条件来分述。

一般来说，当水源水位与地下水位较低，水泵吸程较高时，应尽量采用分基型泵房；反之，当水位较高，吸程较低时，采用分基型泵房有困难或不经济时应考虑采用干室型泵

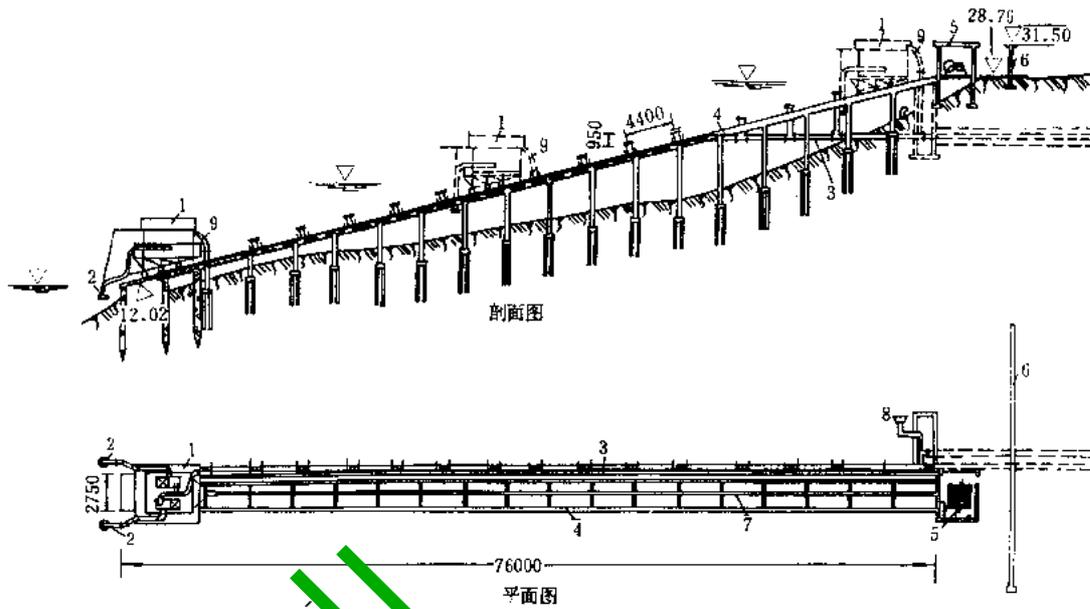


图 6-10 斜桥式泵车布置图 (尺寸单位: mm)
 1—车; 2—吸水管; 3—输水斜管; 4—斜桥; 5—绞车房;
 6—防冲堤; 7—缆绳; 8—高水位自流进水口; 9—橡胶联络管

房。这两种泵房使用条件不同, 其很大程度取决于地下水位, 如某泵站采用卧式离心泵机组, 当地下水位低于泵坑地坪, 而水源水位略高于泵坑地坪, 且地基属弱透水性土壤时, 还可采用胸墙式分基型泵房, 如图 6-11 所示。用胸墙挡水, 室内采取简单的防潮措施。反之, 当地下水位高于水泵坑地坪, 而水源水位条件与上相同, 采用胸墙式分基型泵房防水措施有困难或不经济时, 应考虑采用干室型泵房。

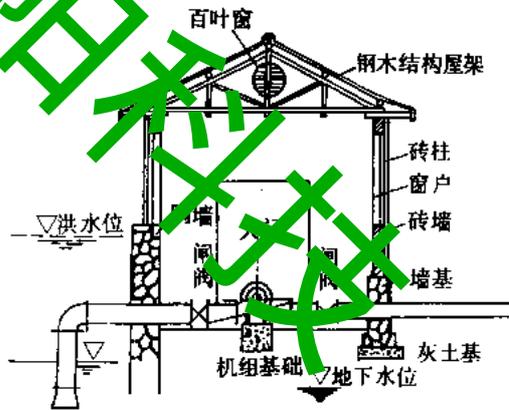


图 6-11 胸墙式分基型泵房剖视图

当水源水位与地下水位过高时, 由于防水要求可将干室墙壁加高, 成为井式干室型泵房。如图 6-12 所示为立式机组干室型泵房, 电机置于水泵层上部, 有利电机通风防潮。

2. 湿室型与块基型泵房 这两类泵房的水位条件没有大的差别, 但由于水位变幅不同, 又出现有不同的结构形式。

(1) 湿室型泵房: 在一般情况下, 多采用钢筋混凝土箱形结构 (图 6-4) 和圬工连拱形 (图 6-13) 或圬工墩墙式结构; 当水位较高或变幅较大时, 可采用圆筒形井式或排架式

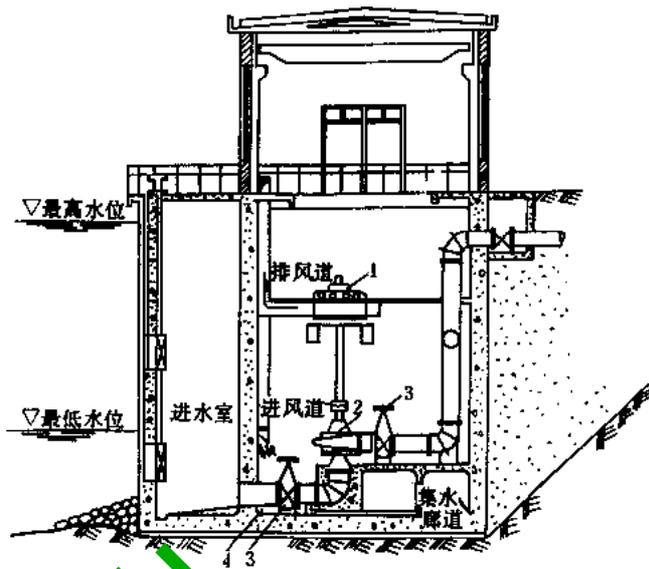


图 6-12 井式干室型泵房剖视图
1—电动机；2—水泵；3—闸阀；4—干室

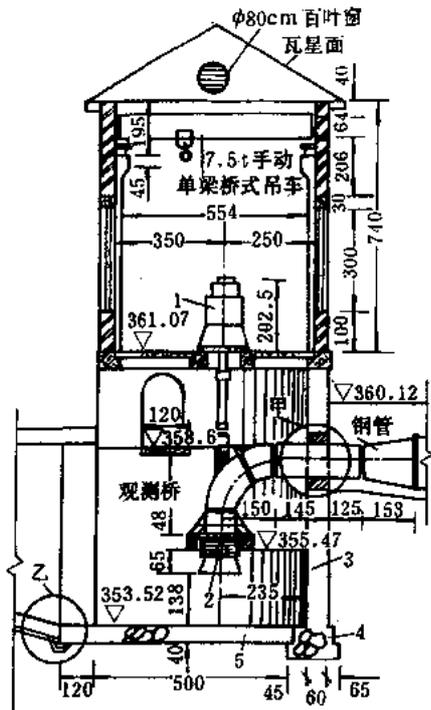


图 6-13 圬工连拱形湿室型泵房剖视图
(尺寸单位: cm)

1—电动机；2—水泵；3—砌石拱；4—基础；5—底板

结构(图6-14),这两种结构形式四周受力条件较好,但排架结构只能在地质条件较好的情况下采用才是经济的。

(2) 块基型泵房:块基型泵房根据内外水位条件不同又可作成不同的结构形式。

当内外水位差较小时,在其他条件允许的情况下可作成堤身式泵房,即泵房为防洪堤的一部分,可以挡水防洪。如图6-5、图6-7、图6-8所示。其中图6-5为常见的提水虹吸式泵房,设有真空破坏阀断流,为了加强泵房整体稳定性,将出水流道与泵房建成整体。如江都排灌站就采用了这种结构形式。

又如图6-15所示为堤身直管拍门式泵房,采用拍门或快速闸门断流,用于外水位变幅较小的情况。如淮安一站就采用了这种结构形式。

当外水位变幅较大时,可采用低驼峰堤身式泵房。一般情况用真空破坏阀断流;当外江水位高于驼峰时,用拍门或快速闸门断流,如凡口泵站就采用了这种泵房结构形式。

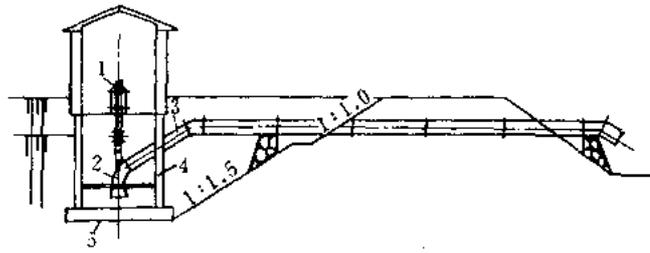


图 6-14 排架式湿室型泵房剖视图

1—电动机；2—轴流泵；3—出水钢管；4—排架立柱；5—底板

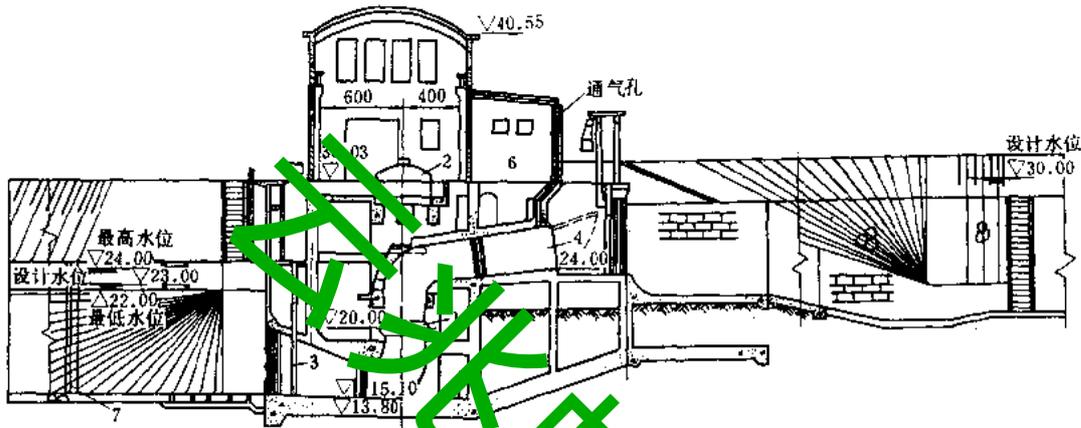


图 6-15 堤身直立式泵房剖视图

1—立式轴流泵；2—立式同步电动机；3—进口检修闸门；4—拍门；5—平衡阀；6—配电间；7—拦污栅

当内外水位差较大，用泵房挡水不经济时（或者内外水位差不大，但受其他条件所限），可作成堤后式泵房，泵房设在防洪堤后，不直接挡水，有较大的出水管道，如图6-16所示。出水流道的形式不会影响泵房的结构形式。

当内水位较高或变幅较大时，由于防洪要求可作成井式块基型泵房。

3. 泵船与泵车 这两种泵房都能适应水位变幅大的情况，但对于水位变幅频繁以及多泥沙、水质又不好的水源，若使用泵车，洪水后轨道上会落淤，影响取水，管理极不方便。

（三）从站址地质条件考虑

站址地质条件也是泵房选型中的一个重要条件，以上各种泵房结构形式对地质条件的适应性是有差异的。如分基型泵房比干室型泵房结构的整体性差，当地质条件较好，承载能力较大时适于采用分基型泵房；干室型泵房基础底面积较大，结构整体性好，与分基型相比，可适应地质条件较差，承载能力较小的情况。又如湿室型泵房结构中箱形、圆筒形泵房结构有与干室型泵房相类似的适应情况。而排架式泵房结构适用于地质条件较好的情况，如地质条件较差时，往往会形成大开挖，或较大的护坡工程量，尤其是遇到细砂埋藏

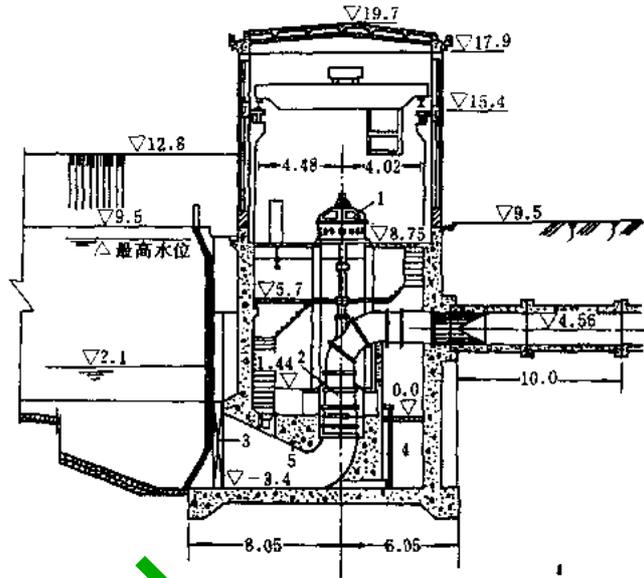


图 6-16 堤后式泵房剖视图

1—立式电动机；2—立式轴流泵；3—进口检修闸门；4—排水廊道；5—块基

不深的地基，在外江水位较高的时候，可能发生冒涌现象，因此选用排架式结构应充分注意地质条件。圬工结构也只能适应地基承载力较大的情况。块基型泵房结构整体性好，可适应较差的地基条件。

对于移动式泵房，当岸坡不够稳定，地质条件较差时不宜采用泵车，如采用泵船也要慎重考虑岸上设施的结构形式。

此外，建站材料、施工条件、工程造价等也是泵房定型要考虑的因素，对于中小型泵房，一般采用当地材料，并尽量选择结构简单、施工方便、造价便宜的泵房型式。

第二节 泵房布置及其主要尺寸的确定

泵房布置主要指主机组与附属设备的布置，泵房主要尺寸是依据设备布置确定的。

一、泵房设备简介

(一) 分基型与干室型泵房

在我国目前已建的泵站中，这类泵房多数安装卧式离心泵机组，对于中小型卧式离心泵机组，辅助设备比较简单，一般有：

1. 充水系统 当水泵安装高度高于进水池水位而水泵叶轮未被淹没时，应设充水系统以起动主泵，通常用水环式真空泵（或射流泵）抽真空，并由气水分离器及管路系统等组成充水系统。

2. 供水系统 系指技术供水，主要供给主机轴承冷却及密封装置的水封用水。一般由主泵高压侧引水供给，但当水源水质含砂量较大，仍需要从高压侧引水时，必须经过澄清

处理后才能使用。因此常在出水侧的高地上设清水池，如果需要另找水源供水，一般在室外另设小泵取水，此时供水系统在室内只有管路系统。

3. 排水系统 排除机组运行废水及漏水。当泵房地坪较低，排水沟出口低于进水池水位时，不能自排入池，需另设小型离心泵抽排，并增设排水沟、集水井及管路系统等。

4. 通风系统 中小型机组，电机容量不大时，首先考虑自然通风，当自然通风不够时，一般设管道排风。在室内设有风道，风机安装在风道内。对于大型离心泵机组，通风要求比较高，如我国目前最大离心泵机组，容量为8000kW，主机通风采用密闭循环冷却方式，并设有密闭循环风道及冷却器等；泵房用机械送、排风，因此通风系统的组成比一般中小型机组要复杂。

5. 油系统 大型机组辅助设备也较多，除一般离心泵机组要求的附属设备外，还需要供油系统，以供主机轴承润滑、冷却用。油系统由上、下油箱及稀油站、管路等组成。

6. 阀件 水泵出水管路上配有闸阀，供启动机组用，可减少离心泵启动功率。对于高扬程泵站还配有逆止阀或缓闭阀，用来防止机组突然停电或事故停机时水倒流。此外，当进水池水位高于水泵时，在水泵进水侧需设闸阀及泄水管，作为检修时放空水管及水泵用。

7. 配电设备 供机组动力用电或照明用电的户内设备有：

(1) 主机励磁装置（主电机采用同步机）：目前广泛采用可控硅励磁装置，相应地需要设置可控硅励磁盘。

(2) 开关电器设备：用在正常运行或事故检修电气设备时投入或断开电路的电器。通常分为高压和低压的开关电器，相应地需要设置开关柜。

(3) 限制短路电流和防御过电压的电器设备。

(4) 继电保护、测量、监视控制操作设备，相应地需要设置各种保护盘与控制盘。

(5) 直流系统电气设备：指直流电源及导线等，包括继电器和用直流电操作的设备供电，也是事故备用电源。

(二) 湿室型与块基型泵房

本节仅介绍立式轴流泵房。湿室型泵房机组较小，附属设备比较简单，除电气设备外，一般需只设供排水系统，供机组轴承润滑、冷却用水及机组检修排水。

块基型泵房，主机组较大，除电气设备外一般有：

1. 空气压缩系统 高压空气压缩系统：当水泵叶片装有油压调角装置或有油压启闭机装置时，需要设置高压空气压缩系统，以供压缩空气。

低压空气压缩系统：供真空破坏伐操作用气、机组制动用气、风动工具及吹打用气等。设有低压空气压缩机及贮气筒、管路伐件等。

2. 油系统 设有主机轴承润滑、冷却油系统、压力油系统以及油处理设备。

主机润滑、冷却用油一般不设固定的进油设备，只设污油桶，供机组检修时放油或更换新油时放油用；压力油系统的油压装置设备有压力油箱、油泵及电机、集油箱及管路伐件；油处理设备有清、污油桶，油泵及电机、滤油机等。

3. 供、排水系统 供主机轴承冷却、润滑和附属设备用水以及机组检修时排水之用，并选用小型离心泵机组及管路系统。

4. 通风系统 通风方式及设备基本上与上述离心泵房相同，只是在通风系统的布置方面有所区别。

二、泵房布置及其主要尺寸的确定

(一) 主机组布置形式

最常见的布置形式是一列式布置，各机组轴线位于同一条直线上，如图6-17 (a)所示。这种形式简单、整齐、泵房跨度小，适应于卧式、立式机组，但机组台数较多时，泵房长度较大。

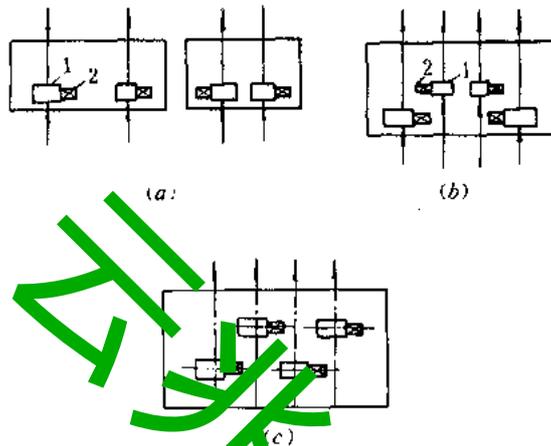


图 6-17 主机布置形式
(a) 一列式布置；(b) 双列式交错排列布置；(c) 半交叉排列布置
1—水泵；2—电动机

交叉布置，当泵房长度受到限制或采用圆筒形泵房时可采用这种布置形式，如图6-17 (b)所示。这种形式可压缩泵房长度，但增加了泵房跨度，尤其是操作、维修不便，同时还要求水泵轴调向，在水泵订货时必须加以说明。

半交叉布置，在交叉布置的条件下，为了保持水泵轴不调向，可采用半交叉布置，如图6-17 (c)所示。布置时要求水泵出水管不穿过电机基础。

机组净距应满足安装、检修及行人安全与通风散热要求，小型机组净距不小于0.8~1.2m，大型机组一般不小于1.5~2.0m。

(二) 分基型泵房布置及主要尺寸的确定

泵房布置首先考虑主机组的布置，在满足主机组的工作条件下再布置附属设备。

1. 泵房布置 分基型泵房内辅助设备较少，泵房一般由主机间、检修间、配电间组成。

主机间的布置主要根据上述主机组的布置方式、交通道的位置、附属设备的情况确定。

交通道沿泵房长度布置，便于运行人员巡视、搬运。

在进水侧的空地上一般布置有真空泵，干、支管可设在管沟内；在出水侧常布置有排

水泵，排水支沟沿机组布置，废水沿支沟汇入干沟自排或由干沟汇入集水井抽排入前池。

图6-18所示为常见的分基型泵房布置形式，在泵房一端紧靠大门一边，一般设有检修间，在对应的另一端设配电间，布置配电设备。

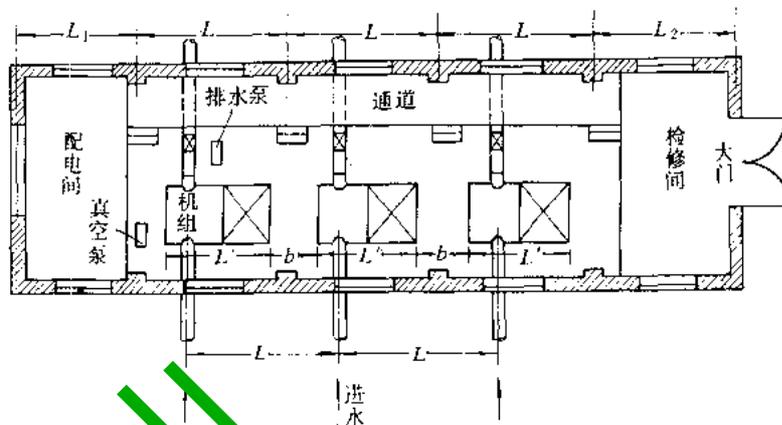


图 6-18 分基型泵房平面图

当机组台数较多时，可扩大配电间或将配电设备布置在泵房内出水侧一边，也可在出水侧突出配电间。这种一侧布置有利于运行人员的监视运行，但要注意排水及主机通风设备的布置，以避免相互干扰。

2. 泵房主要尺寸的确定

(1) 泵房长度：对于配电间布置在泵房的一侧或在一端另设配电间的情况，泵房长度为主机间与检修间（或加配电间）之和。

泵房主机间长度主要取决于机组中心距，而机组中心距主要根据机组外型长 L' 及机组间净距 b 而定（图6-18），同时，机组中心距还要与每台机组进水池宽度及其隔墩宽度取得一致。

机组中心距确定后，可计算主机间长度，再加检修间长度〔见本条四（三）〕及另端的边端长度后，即可初步确定泵房长度。此外，还要结合泵房开间 H_1 及吊钩极限吊运范围来考虑，最终确定泵房长度。

(2) 泵房宽度：泵房宽度是根据机组外形尺寸，进、出水管路及其阀件的长度，安装检修操作所必需的空间，并考虑通道宽度，初步拟定的。然后应结合吊钩极限、吊运范围及吊车跨度来考虑，并尽量采用标准尺寸，最终确定泵房宽度。

(3) 泵房高度：泵房高度指水泵坑地坪与屋架下弦杆之间的距离，如图6-19所示。

对于小型泵房，没有固定的起吊设备时，应考虑临时起吊设施及通风采光要求，泵房高度不应小于4 m；设有吊车的泵房，其高度应满足吊车在检修间从汽车车厢中起吊设备，并能在已安装好的机组上空自由通行，因此首先应确定检修间高度，然后加检修间至水泵坑的高差，得到泵房高度，如图6-19所示。

图6-19中 h_1 ——汽车车厢底板离地面的高度（m）；

- h_2 ——垫块高 (m)；
- h_3 ——最高设备或部件的高度 (m)；
- h_4 ——捆扎长度 (m)；
- h_5 ——吊钩到轨道面的最小距离 (m)；
- Δ_1 ——起吊物离垫块的安全距离 (m)；
- h_6 ——吊车轨面至吊车顶面的高度 (m)；
- Δ_2 ——安全距离，即吊车顶面至屋架下弦或屋面大梁下缘的距离 (m)。

检修间高度 H_1 不能小于 H'_1

$$H'_1 = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + \Delta_1 + h_6 + \Delta_2 \quad (6-1)$$

H_1 确定后，即可得到泵房高度 H_2 。

(4) 各部高程的确定：泵房各部高程由水泵轴中心线高程 ∇_1 推算起， ∇_1 由水泵安装高程确定，如图 6-20 所示。

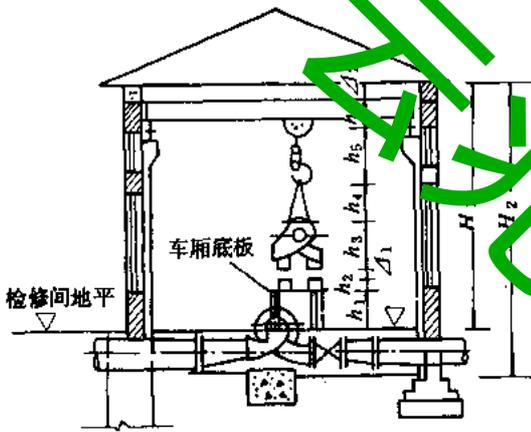
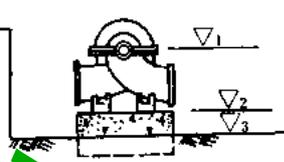


图 6-19 泵房高度示意图

图 6-20 各部高程示意图 (吸程较低、水位较高)



水泵基础顶面高程 ∇_2 由水泵轴线高程 ∇_1 减去泵轴线至泵底座下表面的距离 (由水泵样本查得)。

水泵坑地坪高程 ∇_3 一般由水泵基础顶面高程 ∇_2 减去 $0.1 \sim 0.3\text{m}$ 的安全空间；有的泵站为了减少开挖量往往使 ∇_3 高于 ∇_2 或与 ∇_2 齐平。

检修间地坪高程 ∇_4 一般高于室外地坪 $0.1 \sim 0.3\text{m}$ ，以防雨水侵入。对于吸程高的水泵，检修间地坪可与水泵坑地坪平；对于吸程低的水泵一般高于水泵坑地坪。

配电间地坪一般与检修间地坪同高。

(三) 干室型泵房布置及其主要尺寸的确定

干室型泵房布置及其主要尺寸的确定，和分基型泵房基本相同。但对于大型机组干室型泵房，其附属设备较多，泵房需要分层布置，现以某工程 2 级泵站泵房布置为例：

主水泵为 H-2 型卧式离心泵，泵站设计扬程 225m ，单机流量 $2.2\text{m}^3/\text{s}$ ，配用 TD215/111-8 型同步电机，单机容量为 8000kW 的机组两套，如图 6-21 所示。

图中主泵房分地上、地下结构两部分，上部为检修巡视层，下部为主机层及辅助设备

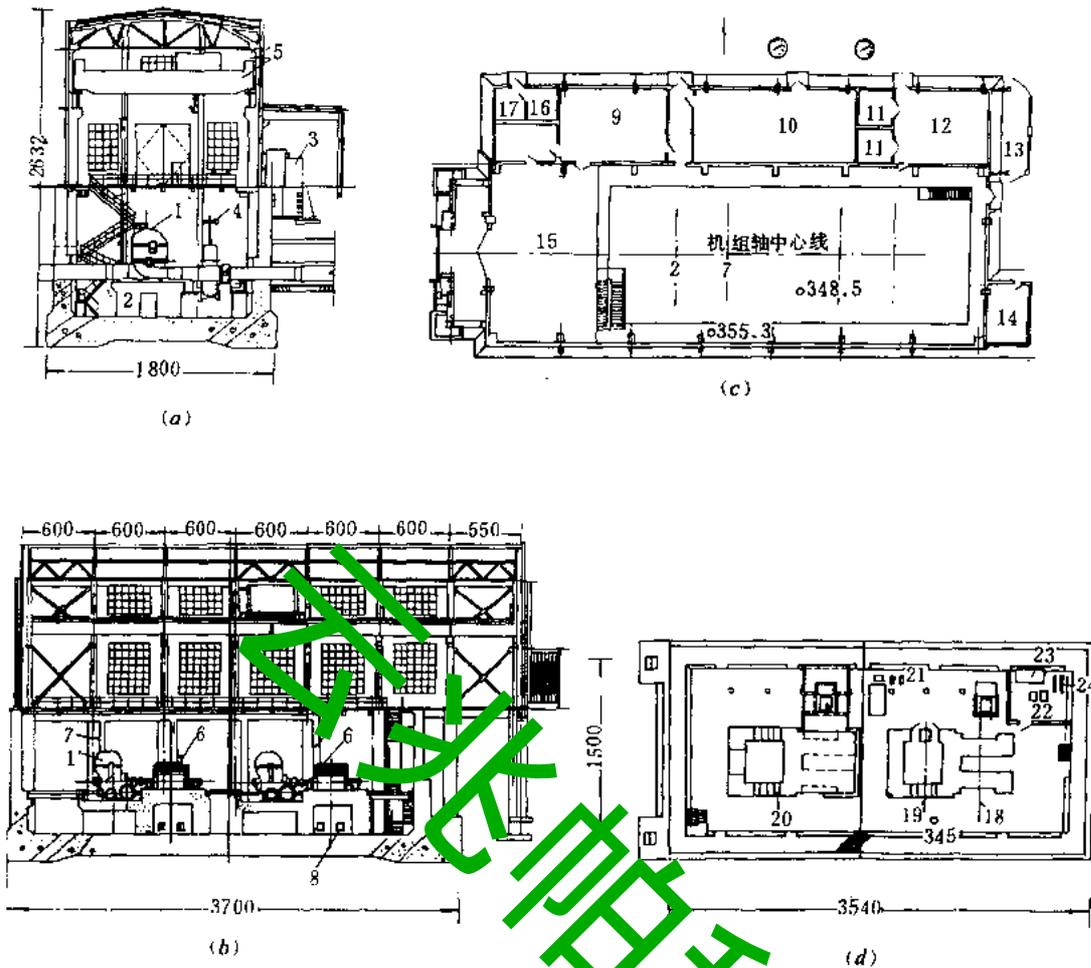


图 6-21 黄河 2 号泵干室型泵房图 (单位: m)

(a) 泵房横剖视图; (b) 泵房纵剖视图; (c) 巡视层平面布置图; (d) 附属设备层平面布置图
 1—黄河 2 号离心泵; 2—机器基础; 3—配电柜; 4—闸阀; 5—桥式吊钩; 6—电动机; 7—风管; 8—空气冷却器预留孔; 9—中央控制室; 10—高压配电室; 11—正流变室; 12—低压配电室; 13—站用变压器; 14—风机室; 15—检修间; 16—蓄电池室; 17—调酸室; 18—主水泵中心线; 19—主电动机中心线; 20—空气冷却器预留孔; 21—排水泵; 22—油泵; 23—下油箱; 24—冷却过滤器

层。设计时首先考虑主机层的布置, 然后布置其他各层。

主机层地坪高程确定为 348.5 m, 如图 6-21 (c) 所示。安装二组主机, 其机组中心距为 13.5 m, 出水管路上装有闸阀、缓闭阀, 靠后墙处装有机旁盘, 主要通道布置在进水侧, 此外在本层楼板上还设有吊物孔, 孔上设有盖栅, 以便起吊下面的附属设备, 同时还可以起到通风的作用。

附属设备层设在主机层下面, 地坪高程为 345.0 m, 可利用这一部分空间布置附属设备, 如在本层西北角设有油室, 内装 2 台 XYZ-20 B 型稀油站与低位油箱; 在出水侧中部

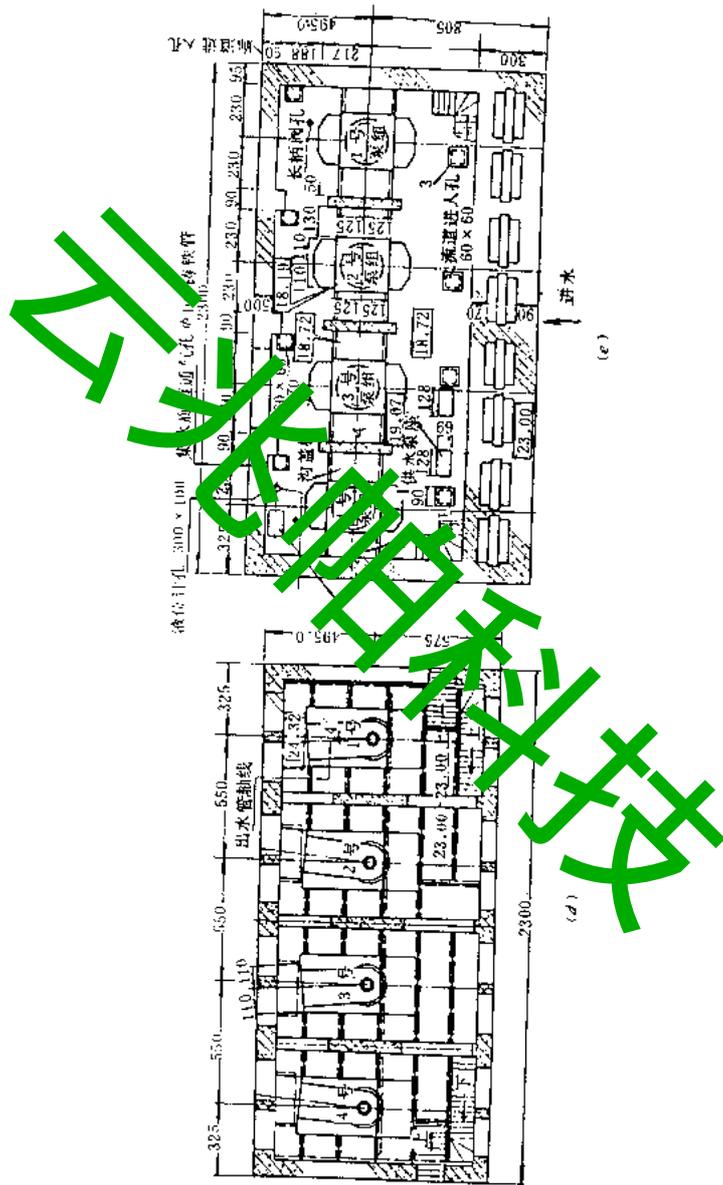


图 6-22 16CJ 80 抽流泵泵块基型泵房布置图

(a) 泵房结构剖面图；(b) 泵房纵剖面图；(c) 电机层平面布置图；(d) 泵层平面布置图；(e) 水泵层平面布置图

1—立式射流泵；2—电动机；3—进水管；4—出水管；5—进水管；6—出水管；7—进水管；8—出水管；9—检修孔盖板

设有集水井，装有3台排水泵，其油、水管路布置在进水侧，母线电缆布置在出水侧。

巡视层布置在干室上部，四周有挑出的楼板，并设有巡视台，地坪高程为355.30m，高于室外地坪0.1m，检修间布置在主机间南端，有大门与室外交通道相接，在北端高程为359.75m处设有高位油箱，此外，还设有两道楼梯与各层相通，有通向配电间的门及走道等。

经设计布置，主泵房上部结构全长42.0m，净高10.5m，下部结构全长33m，净高10.3m，泵房跨度15m，设有50t/10t双梁电动桥式吊车一台。

配电间设在主泵房出水侧，长度与主泵房上部长度相同，净孔高5.0m，宽6.0m，地坪高程与检修巡视层地坪齐平，其内设有中央控制室，高、低压配电室，整流室，远控制室，蓄电池室及通道，电缆廊道设在配电间下靠主泵房出水侧。

风机室设在泵房外，内装有2台离心式风机，将新鲜空气通过风管送至主机层、附属设备层及电缆廊道内。主泵房檐墙上还装有2台轴流式风机排风。

(四) 块基型泵房布置及其主要尺寸的确定

块基型泵房与湿室型泵房布置及各部尺寸确定的方法有许多共同之处，现以块基型泵房为例进行分述。

1. 主泵房分层及各层布置：块基型泵房根据设备布置及使用要求一般分为四层，自上而下有电机层、联轴层、水泵层、流道层。各层布置如图6-22所示。大型机组块基型泵房在联轴层与水泵层之间还有人孔层。各层高程由水泵安装高程推算。

(1) 流道层：上游侧布置有进水流道，进口设有检修闸门，有的泵站还设有拦污栅；下游侧有排水廊道及通向进水流道的放水孔、阀门等，如图6-22(a)所示。其平面尺寸取决于流道的平面尺寸，流道层底板高程为 $\nabla_{底}$ 。

$$\nabla_{底} = \nabla_{安} - h$$

式中 $\nabla_{安}$ ——水泵安装高程，即叶轮中心线高程 (m)。

h ——水泵叶轮中心线至进水流道底部的高度 (m)，由水泵样本查得，或自行设计。

(2) 水泵层：在流道层上部，主要布置主水泵，出水侧廊道顶部，设置排水泵，进水侧布置楼梯及人孔，有的泵站还在进水侧布置供水泵，如图6-22(e)所示。

主泵四周应有足够的工作场地，以便对机组进行监视和安装、检修。叶轮外壳和墙的净距应在1~1.5m以上，而且不宜小于叶轮外壳外径的一半，使叶轮外壳打开后，能方便地在泵坑内工作。沿泵房长度最好有贯通全层的巡视通道，其中一侧可宽些，以便设备运输。

该层的平面尺寸除满足本层设备布置及工作要求外，还要与电机层、流道层的尺寸相符，以便进行泵房结构计算。

水泵层地坪高程主要根据水泵外形尺寸，流道顶板结构要求确定，同时要求在该层能垂直中开水泵外壳，检修叶轮，因此常将水泵层作成不同的高程，在垂直中开外壳附近，地坪降低，以便检修叶轮，如图6-22(e)所示。

(3) 人孔层：大型机组泵房设有人孔层或人孔平台，该层布置在泵房出水流道进入

孔底部附近,检修时可打开人孔进入出水流道内检修水泵导轴承。层宽1.5m左右,设有楼梯通向各层,中小型机组泵房不设永久性的人孔层或平台。

(4) 联轴层:该层布设在水泵出水弯管上部,是填料密封、电机和水泵主轴联接的法兰、电机下部的油缸、刹车装置和烘干保温等设备都布置在联轴层内,并作为巡视、维护、检修的工作场地,如图6-22(d)所示。

进水侧应有贯通全层的通道,一般不小于1.5m,并设有楼梯通向各层。如果布置有供水泵,则应满足其布置要求。对于电机层布置有配电设备的泵房,在出水侧布置有电缆廊道。联轴层地坪与电机基础大梁间净距不应小于1.8m。

(5) 电机层:主要布置主电机。在进水侧一般布置通道、吊物孔、楼梯,机组间布置油压装置;出水侧一般布置有配电设备。有的大型机组泵站,另设配电间,电机层往往只布置可控硅励磁盘。设备之间应考虑一定的安全操作距离,在主机与配电设备之间应有2.0m以上的距离,并根据以上设备布置情况决定其平面尺寸,如图6-22(c)所示。

一般在电机层靠室外交通道一端布置检修间。

电机层楼板高程应由下面几方面决定:

一般根据电机及水泵轴长确定,但要求水泵层以上应保证有足够的设备布置空间和工作空间。

与电机通风方式有关,对于开敞式通风方式,电机层楼板高程与电机定子基础底面高程齐平;对于管道通风方式,可与风道盖板齐平,风道布置在楼板下面。

电机层楼板一般置于最高水位以上,保证机电设备安全运行。如果水位过高,过份抬高电机层高度是不经济的,可将电机层四周墙壁作成防汛墙,在洪水期可挡水防洪。

2. 主泵房主要尺寸的确定

(1) 泵房长度:立式机组泵房主机间各层长度基本一致,便于泵房结构布置。主机间长度由机组中心距决定。

立式机组中心距除满足主机布置、安装、检修及交通、安全要求的距离外,还应满足通风、散热要求,进水流道及隔墩宽度要求,对边端机组还应满足起吊要求,同时立式机组中心距一般与泵房开间相同。

机组间距确定后,乘以台数,再加检修间长度即得泵房长度。

(2) 泵房宽度:立式机组泵房各层宽度基本一致,主要根据电机层所需要的宽度,并兼雇其他各层所需要的宽度确定。

电机层所需要的宽度一般由电机外形尺寸,电机风道尺寸,进、出水侧必要的操作、巡视、通道的宽度以及楼梯、吊物孔、配电设备布置等要求确定。对于另设配电间或吊物孔布置在检修间的情况,则泵房宽度较小,但应考虑与水泵层等各层布置相协调。

所确定的泵房宽度应与吊车定型跨度相适应。泵房基础部分的宽度应根据进水流道长度,出水流道的布置(对堤身式泵房),地下渗径长度及泵房稳定要求等因素决定。

(3) 主泵房高度:指电机层地坪至屋架下弦的距离。对于立式机组泵房,主要决定于吊装泵轴的高度,如图6-23所示

$$H_0 = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 \quad (6-2)$$

$$H = H_0 + h_6 - h_7 \quad (6-3)$$

- 式中 H_0 ——电机层楼板至吊车梁轨面高度 (m)；
 H ——泵房高度 (m)；
 h_1 ——起吊时电机高出电机层地坪的高度 (一般不包括上机架高度)(m)；
 h_2 ——吊件与电机之间安全距，取0.3~0.5m；
 h_3 ——最大长度吊件 (m)，一般为泵轴，有时也包括叶轮；
 h_4 ——吊钩与吊件之间捆扎长度 (m)；
 h_5 ——吊钩与吊车轨面的最小距离 (m)，由吊车样本查得；
 h_6 ——吊车轨面至吊车顶面高度 (m)；由吊车样本查得；
 h_7 ——吊车顶面至屋架下弦 (或天花板) 的距离，一般取0.1~0.3m，如果安装照明灯具，可适当加大。

三、电气设备及附属设备的布置

(一) 电气设备的布置

室外电气设备的布置：泵站变电所的布置和一般变电所相同。变电所一般布置在泵房一端、或附近的空地上，在满足进线要求的情况下，应靠近泵房布置，以减少导线和电缆的长度。

当主机单机容量较大，机组台数较多，励磁装置的容量较大，数量也较多，室内难以布置时，往往同站用变压器一起布置在室外。

室内电气设备的布置：常采用的布置方案有就地布置，集中布置，开关柜单另布置等。

1. 就地布置 将高压开关柜、低压动力盘、直流盘、可控硅励磁盘或电机保护盘布置在主泵房内，不另设控制室。一般布置呈两种形式。

(1) 长列布置：将以上各盘呈长条布置，操作监视集中；但机组台数较多时，泵房较长，工作不便。

(2) 单元布置：将开关柜、励磁盘或电机保护盘按单元布置在所属机组的出水侧。如果在开关柜上操作，这种布置不会误操作；但开关柜分散，主母线增长，当机组台数较多时工作仍然不便。

2. 集中布置 将高压开关柜与低压动力盘各自集中在副泵房内，并设有控制室。根据安全经济的原则布置各种设备：

(1) 开关电气设备：高压开关柜最好布置在靠近主电机的副泵房内，同时距控制室不宜太近，这样主线路短又运行安全。

动力盘宜布置在负荷点附近，距中央控制室不宜太远的地方。

(2) 励磁装置：可布置于电机层内或与动力盘布置在同一室内。

(3) 继电保护：布置在中央控制室或邻近的地方。

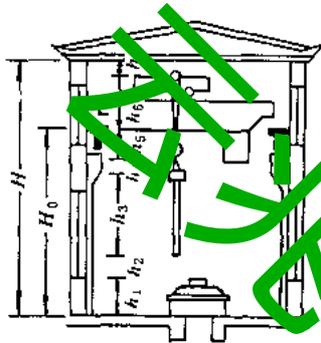


图 6-23 泵房高度示意图

(4) 直流系统: 对于大、中型泵房一般设蓄电池室, 最好布置在泵房一端, 与中央控制室分开, 并设专用套间, 避免酸性影响。

3. 开关柜单独布置 目前有的泵站将高压开关柜另设单间布置, 且不在柜上操作, 其他各盘布置在主泵房内, 这种布置方式比就地布置更为安全, 但投资较大。

(二) 供、排水系统设备的布置

供、排水设备应布置在取水、供、排水方便可靠的地方, 与邻近的设备及建筑物留有一定的安全操作距离, 对于块基型泵房供、排水设备布置, 分述如下:

1. 供水设备 常以进水池作为供水泵水源, 故一般布置在水泵层进水侧, 位于进水池最低水位以下, 以免抽气充水。如果水泵层淹水, 供水泵不能投入工作, 主机就不能运行。故有的泵站将供水泵布置在联轴层内, 如果进水池水质含砂量较大, 则应另选水源, 一般采用井泵取水。

供水母管沿泵房长度布置在联轴层或人孔层内, 供水母管与邻近设备及建筑物应有一定的安装检修距离。

2. 排水设备 一般布置在排水廊道顶板上。在廊道内设集水坑, 将排水泵进水口安装在集水坑内, 可排干廊道, 进入检修。排水泵出水管口可置于进水池(管), 或出水池(管)内, 管口高度略高于日常水位, 低于最高水位, 便于检修, 又不会过多增加水泵扬程。

(三) 空气压缩系统设备的布置

在大、中型机组的泵站中, 通常设有高压、低压空气压缩系统, 并设空气压缩机室。

空气压缩设备的布置同样应留有一定的安全操作距离, 如空压机之间的距离一般不小于1.5m, 与墙距不小于1.0m, 空压机至配电箱的距离为2~3m, 空压机与贮气筒的布置要尽量紧凑, 间距可取0.5m, 空压机室的高度一般要在3.5m左右, 门和窗应向外开。

块基型泵房空压机与贮气筒一般布置在主泵房一端, 检修间以下的空间或放在副泵房内。

干管与油系统干管并列, 沿泵房长度布置。

(四) 油系统设备的布置

油系统设备布置要求保安、防火。

油压装置为成套产品, 布置比较灵活。可布置在电机层或空压机室内。

油处理设备中, 污油桶布置高程应满足检修用油设备时能自由排油的要求, 油处理室面积按油桶尺寸和数目决定。对于块基型泵房, 油室可置于水泵层一端。

滤油机、油泵及油箱常作成移动式, 担负向用油设备换油及补油工作。

下管沿泵房长度布置, 与水、气管并列, 可悬挂在电机层下面, 或靠联轴层墙上。

四、泵房附属建筑物

(一) 副泵房

用作布置附属设备, 作修理间、休息室、技术档案室等。

副泵房的布置应与泵站总体布置协调, 通常和主泵房相邻, 多布置在主泵房出水侧。

或主机间的一端。各机电设备间的大小，主要根据设备外形尺寸，必要的检修操作空间，并留有通道，满足对外交通和设备运输要求；有的附属设备也可布置在主泵房内，以减少副泵房面积。

对于堤身式泵站，常将真空破坏阀室与主泵房布置在一起，并适当增大面积，作为副泵房使用。

对配有酸性蓄电池的泵房，蓄电池室与酸室尽量布置在地面上主泵房外，要求设有套间和专用的风机室等，并应防止有害气体外溢。

(二) 中央控制室

是泵站运行、控制、监护的中心。要求有宽敞、明亮、干燥、安静、气温适宜的工作环境，保证各种仪表正常工作，并给工作人员造成良好的工作条件。

由于主要设备在主泵房内，因此中央控制室应尽量靠近电机层布置，并与电机层主泵房隔开，这样处理事故或故障方便、迅速、又能得到安静的工作环境。

对于多机组泵房，中央控制室布置在靠近电机层中部是有利的，但如果分期施工、分期安装则是不利的。因此有的泵站把中央控制室布置在主泵房一端，这样操作、控制电缆加长，电缆局部过分集中。故中央控制室的位置应按照具体情况布置，并作方案比较后确定。

我国目前已建泵站尚不能达到高度自动化，还不能由中心调度所的电子计算机控制运行，仍需要一定数量的运行人员在泵房进行管理。因此，有的大、中型泵站不设中央控制室，运行人员在电机、水泵运行现场管理。从目前已建泵站的运行经验看来，当机组不大，台数不多时，可不设中央控制室，以节省投资。

(三) 检修间

置于主泵房内，常列入主泵房的组成部分，但其作用来说，仍应属于辅助间。

检修间是主机和附属设备组装、检修的主要工作场所，一般布置在泵房靠近对外交通的一端，使装运设备的车辆能顺利进入，以便利用吊车卸装。

检修间的面积，一般按一台机组在大修时能将机组全部解体，并按检修时所需要的面积来决定。即将电机转子、上机架、水泵轴和叶轮等部件同时解体，置一吊钩能起吊的位置上，并留有一定的间距与通道。如果吊物孔布置在检修间，还应考虑吊物孔的尺寸与布置要求，从而确定检修间面积，如图6-24所示。

检修间的宽度，屋架下弦高程均与主机间相同，使吊车能够通行。其长度由检修间需要的面积决定，最好取整开间长度。

检修间地坪高程可与电机层楼板高程相同，有时也可高于或低于电机层楼板高程，这就需要对外水池最高水位及对外交通等因素进行综合考虑。

(四) 吊物孔

为了吊运各层设备，需要布置通至各层的吊物孔。如果有畅通的运输道，吊物孔可设在吊车起吊范围内的某一部位，如可在水泵层设双轨平板车，吊物孔就设在检修间内。此外，由于泵房总体布置上的原因，为了各层设备起吊方便，将吊物孔分别设在机组的进水侧，一台机组一孔或两台机组共一孔。

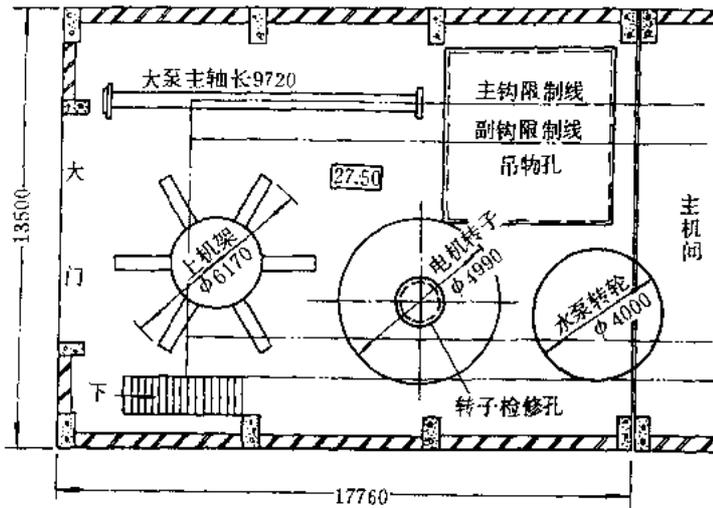


图 6-4 检修间布置图 (单位: mm)

吊物孔的大小,按吊运设备最大件的尺寸每边加20cm的安全距离来考虑,在吊物孔的周围,如果另布置有设备时,它与吊物孔边线距离应大于20cm。

吊物孔应加盖栅,或在其四周加安全活动拉杆。

(五) 水塔

当泵房技术供水采用间接供水方式或提供消防、生活用水时,应设水塔蓄水池供水。

蓄水池供水安全可靠,并有一定的贮备水量。蓄水池一般布置在室外靠近泵房出水侧,其高程应满足用水设备所要求的水压。

(六) 工作桥

泵站进、出口应设闸门启闭工作桥及闸门检修桥(常位于工作桥下),其宽度应满足工作及通行要求。当工作桥与公路桥结合使用时,一般应按公路桥要求设计,桥跨由进、出水流道的宽度决定。此外,当拦污栅设在流道进口时,在拦污栅前设清污桥,其宽度由清污要求决定。

五、泵房通风

泵房通风设计包括主电机的通风降温和泵房室内通风两部分内容。

泵房中的主要热源是电机散热,其次是电气设备散热与太阳辐射热。如1600kW电机每小时散发的热量可达366206kJ,使电机温度剧增,定子温度可达100℃以上,泵房内夏季温度较室外高3~4℃以上。如果不采用一定的通风方式,不但使电机效率下降,不能充分发挥电机效能,同时还会影响运行人员的身体健康,因此,设计时应考虑泵房通风。

(一) 主电机的通风降温

1. 通风方式

(1) 自然通风:在电机内、外,由于热压差的作用形成了空气的流动,即冷空气由电机轴向进入,热风从径向排出。对于中、小型电机,散热量不大时,一般采用这种通风

方式。

(2) 管道通风：电机排风口接管道，将热空气引向室外，其风道损失可利用装在电机转子上的风扇在运行时所造成的风压来克服，如果风扇所造成的风压不够，可在风道内另设风机进行排风。

目前我国大、中型泵站单机容量在800kW以上的电机一般采用管道通风。

(3) 密闭循环冷却通风：在电机周围设密闭的环形风道，使冷却空气与外界隔绝，当热风从电机排风口排出以后，经空气冷却器，将空气冷却循环使用，如图6-25所示。

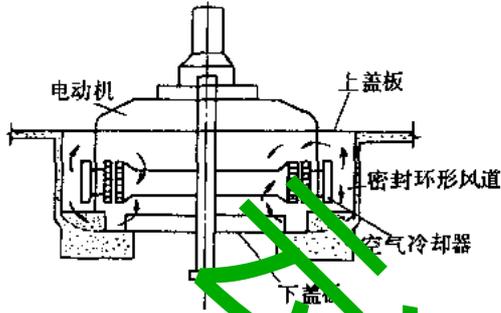


图 6-25 密闭循环通风示意图

将热空气经出水侧引向室外，其排风口的高度宜置于屋檐口以上。一般一台机组一条风道，也可能是两台或多台机组的支管并联后用于直通入风塔引向室外，如图6-27所示。

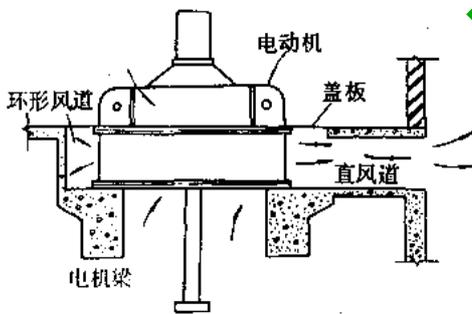


图 6-26 管道式通风示意图

目前我国大型泵站单机容量为5000kW、6000kW、8000kW的电机采用这种通风方式。

2. 冷却风道的布置 立式电机采用管道通风时，布置如图6-26所示。由环形风道接直风道，经由进水侧通向室外，一般一台机组一条风道；卧式电机采用管道通风时，电机的排风口（较大型电机绕电机外壳排风孔设环形风管）与风管相接，将热空气经出水侧引向室外，其排风口的高度宜置于屋檐口以上。一般一台机组一条风道，也可能是两台或多台机组的支管并联后用于直通入风塔引向室外，如图6-27所示。

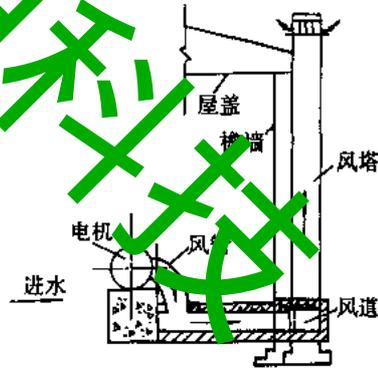


图 6-27 卧式机组风道示意图

在布置风道时，应考虑少占空间，并要求与建筑结构配合，不影响生产操作，同时力求顺直，并合理布置弯头、三通等以减少阻力损失。

3. 风压损失计算 计算风压损失就是计算空气在通风管道中流动时的阻力损失。当损失较小时，可依靠电机本身的风扇克服，即风扇自动排风；当流动损失较大时，必须靠通风机来克服。因此计算风压损失也是选择通风机的一个依据。

在设计风道时，可初选管道截面，根据需要的排风量计算风速，一般控制在4~12m/s。

然后再根据通风管路系统布置情况，分别计算其沿程及局部损失。

(1) 沿程阻力损失：对于圆形风管

$$h_{沿程} = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho V^2}{2g} \quad (6-4)$$

式中 λ ——摩擦阻力系数；

L ——风道总长 (m)；

D ——风道直径 (m)；

V ——风道内空气的平均流速 (m/s)；

ρ ——空气的容重；

g ——重力加速度 (m/s²)。

摩擦阻力系数 λ 与空气在风管内流动状态和风管管壁的粗糙度有关。在通风系统中，薄钢板风管的空气流动状态大多数属于水力光滑管到水力粗糙管之间的过渡区。只有在管径极小的风道和混凝土风道、砖风道等才属于水力粗糙管区。

计算水力过渡区摩擦阻力系数的公式较多，下面列出的公式适用范围较大，在目前得到广泛的采用

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{K}{3.71D} + \frac{2.51}{\text{Re}\sqrt{\lambda}} \right) \quad (6-5)$$

式中 K ——风道内壁粗糙度 (毫米)；

Re ——雷诺数。

在计算时一般不直接用公式，而是利用已制成的图表，可参考通风工程的有关书籍。

对于矩形风道的摩擦阻力，仍可按圆形风道计算公式及其图表计算，但其中的直径需要引入当量直径这一概念。也就是说必须先计算出当量直径，然后再查表计算。

所谓当量直径，就是与矩形风管有相等单位长度摩擦阻力的圆形风管直径。当量直径有流速当量直径和流量当量直径两种。

流速当量直径

$$D_{vq} = \frac{2ab}{a+b} \quad (\text{m}) \quad (6-6)$$

式中 a, b ——矩形风道的边长 (m)。

流量当量直径

$$D_{dq} = 1.27 \sqrt{\frac{a^3 b^3}{a+b}} \quad (6-7)$$

应该指出，采用流速当量直径时，必须用矩形风管中的空气流速去查阻力；采用流量当量直径时，必须用矩形风管中的空气流量去查阻力。两种方法求得的矩形风管单位长度摩擦阻力是相等的。

(2) 局部阻力损失

$$h_{局部} = \zeta \frac{\rho v^2}{2g} \quad (6-8)$$

式中 ζ ——局部阻力系数，无因次。

局部阻力系数一般是用实验方法决定的。 ζ 值是表示各种部件具有光滑管壁的总阻力，计算时一般不考虑管壁粗糙度对局部阻力的影响。一些常用的风管部件的局部阻力系数可查表得到。

风压损失为沿程阻力损失与局部阻力损失之和，即

$$h_{\text{损}} = h_{\text{沿程}} + h_{\text{局部}}$$

如果需要机械通风，则应根据风压损失及电机所要求的冷却风量来选择风机。

(二) 泵房室内通风

1. 自然通风 依靠泵房内外的温差（热压）或风对建筑物的作用（风压），使泵房内和泵房外的空气进行交换达到通风的目的。空气压差可能在两种情况下形成，一是冷热两部分空气自身重力作用的结果，使空气对流叫热压通风；另一种是外界风力作用的结果，使空气对流叫风压通风。风压通风随季节、时间而变，当无风时则不能保证，因此在计算通风时，往往只作热压通风计算。

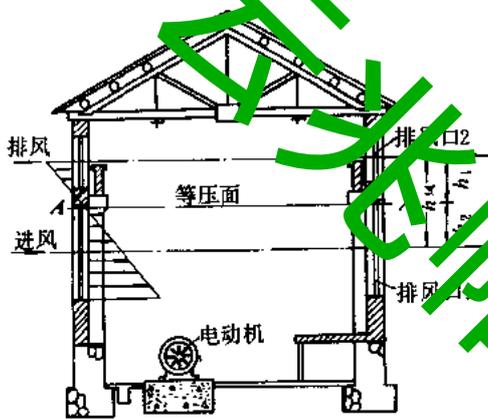


图 6-28 热压通风示意图

热压通风的工作原理，如图 6-28 所示。当泵房内的空气温度比泵房外的空气温度高时，室内的空气容重比室外小，因而在泵房下部，室外空气柱所形成的压力要比室内空气柱所形成的压力大。由于存在着这种因温度差而形成的压力差，使泵房外温度比较低的空气从下部窗口进入泵房内，同时泵房内温度比较高的空气也会从上部窗口排至泵房外，这样就形成了泵房内外空气的对流。

自然通风需要计算泵房热源散热量，求得泵房通风量，并决定泵房进、排风口面积及位置，热源布置与泵房总体布置等方面的问题。泵房自然通风计算参考《通风工程》及有关书籍。

自然通风布置应考虑：

- (1) 进、排风口的面积及位置应满足通风换气要求，可通过计算决定。
- (2) 为了提高自然通风降温的效果。尽量降低泵房进风口下缘距室内地坪的高度；尽量提高排风口的高度，因此常在吊车梁上方或屋顶开气窗。
- (3) 在泵房平面布置时，其纵轴应尽量布置成东西向，以免有大面积的窗和墙受日晒，更应注意避免西晒。
- (4) 泵房主要进风面一般与夏季主导风向成 $60^\circ \sim 90^\circ$ ，不宜小于 45° ，同时避免西晒。当这种要求难以满足时，应采取遮、挡，隔热等措施。
- (5) 为了充分发挥“穿堂风”的作用，泵房的侧窗进、排风口面积建议不小于侧墙

面积的25%~30%。

2.机械通风 泵房内如果自然通风不能满足时,需要考虑机械通风。

对于单层泵房,当主电机采取通风降温措施后,泵房内的通风一般采用自然通风,有时为了进一步改善通风条件,常在吊车梁以上设风孔并安轴流风机进行排风;对于有较深的地下结构的泵房,一般在地面以下或在水面以下者,泵房内潮湿、闷热,自然通风不能满足要求,需要考虑机械通风。例如大型机组下室型泵房,主电机置于干室内,尽管主电机采取了通风降温措施,但泵房内的通风条件差,因此需要考虑机械送、排风。机械通风设备的布置不应影响主机与附属设备的运行、维修,并保证主泵房有良好的工作环境。由于风机产生噪音与振动,因此往往将通风机布置在主泵房外的风机室内。在风机室进口,常装有百页窗,除尘器,以保证通风清洁。通风机通过风管将新鲜空气通到主机层、附属设备层及电缆廊道处。为了使通风口的出风量比较均匀,可在叉管内设隔板,在出口设阀门,以便控制调节。排风机布置在泵房檐墙顶部,以排除室内的热空气;例如大型机组块基型泵房水泵层一般通风条件差,可采用机械通风,送风系统可布置在进水侧,而排风系统布置在出水侧,进风口应考虑设百叶风格,除尘器、排风口应设百叶风格或风帽。

对于开关室、蓄电室、酸室、套间等,在必要时应采用机械通风,若排除有害气体时,进、排风系统还应分别设置专门通风管道。

对中央控制室,为了使各电气元件能在适宜的温度下正常稳定的工作,最好设置单独的通风系统,宜采用整体式空调机组以控制室内的温度、湿度。

六、泵房内起吊设备

起吊设备主要供主机或主要附属设备的安装、检修用,一般吨位不大,只设单台吊车。

常用的起吊设备有手动或电动葫芦(设固定地点起吊)、单轨吊车,有手动或电动单梁或双梁的桥式吊车。

常用起吊设备外形如图6-29,图6-30,图6-31所示。

起吊设备的选择主要与最重设备的重量、设备台数及布置形式有关。泵房内较重的设

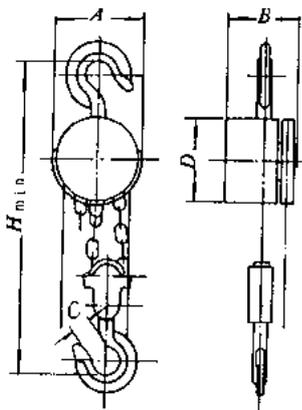


图 6-29 手拉葫芦外形图

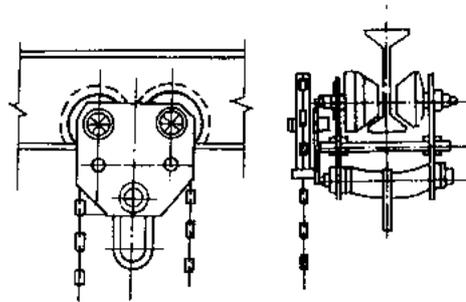


图 6-30 手动单轨小车外形图

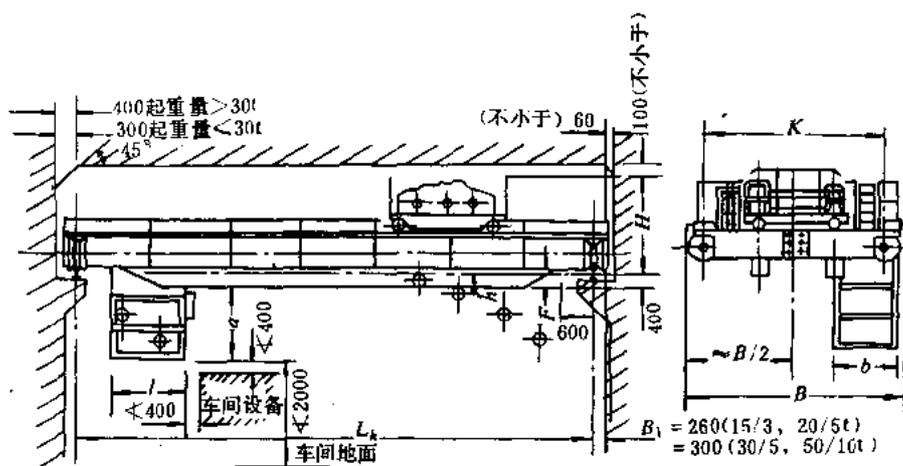


图 6-31 电动双梁桥式吊车外形图

备有水泵、电动机、阀门等，均要求设起吊设备。其中以电动机的重量作为选起吊设备的依据。由于水泵易于解体分件，往往不以水泵总重来控制，据有关规定，一般10 t以下的电动机，考虑整体起吊，10 t以上的才考虑解体起吊。当解体起吊时，应以其中最大部件的重量来选择起吊设备。但主机组为卧式机组时，就地抽轴分件不便或不经济时，也可考虑整体起吊。目前泵站选择起重设备的标准一般是：设备重不超过 2 t 且机组台数不多时，可设三角架用手拉葫芦起吊，就地检修。当设备或分件重在 3 ~ 5 t 时，机组台数较多，并且成“一”字形排列，而其他附属设备重量又较小时，可设手动或电动单轨吊车，即葫芦配合单轨小车使用。工字钢固定在泵房屋面大梁或屋梁下弦上，轨道位置正对机组中心线，沿着单轨起吊设备。有的泵房最大起重量在 5 t 以上者也采用这种起吊设备，因为这种设备构造简单，对泵房结构要求也不复杂；对于最大起吊件重量在 5 t 以上时，一般采用桥式吊车。吨位较小时，可采用单梁桥吊，吨位较大时，则用双梁桥吊，当吨位超过 10 t 而且机组台数较多时，一般用电动桥式吊车。

桥式吊车需要泵房有相应的吊车梁、柱结构，即吊车置于吊车梁上。使用时，大车沿吊车梁（泵房长度方向）移动，小车沿机梁（泵房宽度方向）移动，因此可以起吊在吊钩极限位置以内的设备，使用灵活，是目前大、中型泵房内采用的起吊设备。

所选择的起吊设备的起重能力，应等于或大于被起吊的最重部件或设备重量。由于起吊设备设计时安全系数较大，选型时可以不再考虑另加安全值。此外，还应提出起吊高度、吊车跨度等要求，供设备订货时选用。

第三节 泵房结构组成及其设计要求

泵房结构一般分成地上结构与地下结构两部分。

一、上层结构

上层结构包括有屋盖结构、围护墙结构、吊车梁、立柱及支撑系统等，它们全部支承

在下层结构或基础上，其结构型式与工业或民用建筑结构基本相同，设计时应尽量采用国家、地方建筑部门的定型设计或标准图集。以下仅就其主要组成部分的结构型式说明其设计要求。

(一) 屋盖

屋盖是由屋面及支承结构二部分组成，屋面起围护作用，支承结构则支承屋面，并将荷载传递至墙身或柱上。

泵房常用的屋盖有斜屋盖与平屋盖两种，选型应根据设计要求、施工使用条件，并按照就地取材等原则考虑。

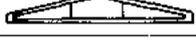
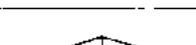
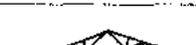
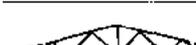
1. 斜屋盖 斜屋盖主要是靠屋面的坡度把水排走，其形式有单坡与双坡形。泵房一般用双坡形。

(1) 支承结构：屋架、檩条（梁）、板是支承结构的基本形式，屋面荷载通过屋面板传给檩条，檩条传给屋架，再传给墙或柱。

屋架搁置在房屋的短跨方向，垂直于屋架设檩条，且在其上设屋面板。当跨度较大时，为了增加房屋的纵向稳定和抗风能力，应在屋架上弦间设置拉杆或在屋架之间设剪力撑。

屋架是由一组杆件在同一平面内互相结合成整体来负担荷载的结构，屋架就其材料分有木屋架、钢木混合屋架，钢及钢筋混凝土屋架；按形式分有三角形、梯形、折线形、拱形屋架等，如表6-1所示。选型应根据房屋跨度、屋面形式和铺材等考虑。泵房常用的有三

表 6-1 常用屋架形式

序号	构件名称	形式	说 明
1	双坡工字形薄腹梁		钢筋混凝土结构，跨度 9~18m， 屋面坡度 $\frac{1}{5}$ ~ $\frac{1}{3}$
2	空腹屋面梁		预应力混凝土结构，跨度 9~15m， 屋面坡度 $\frac{1}{5}$ ~ $\frac{1}{3}$
3	拱式屋架		下弦施加预应力的钢筋混凝土结构，跨度 9m、12m、15m， 屋面坡度 $\frac{1}{5}$
4	二坡拱屋架		钢筋混凝土结构，跨度 9m、12m、15m（下弦为角钢） 屋面坡度卷材防水 $\frac{1}{5}$ ，非卷材防水 $\frac{1}{4}$
5	三角形屋架		木、钢木、钢筋混凝土屋架，跨度 6~15m， 屋面坡度 $\frac{1}{2}$ ~ $\frac{1}{3}$
			型钢屋架
6	折线型屋架		钢筋混凝土结构，跨度 15m、18m， 屋面坡度 $\frac{1}{5}$ ~ $\frac{1}{15}$

角形屋架，该形式费材料，但构造及施工简单，无论何种铺材均可采用。拱形屋架受力为最合理，即经济又省材料，但施工较麻烦。因此，较多采用折线形屋架，并采用钢筋混凝土或预应力混凝土结构。从铺材考虑，当采用非卷材屋面时，为了避免漏水，屋面坡度不得

小于1/4；采用卷材防水屋面时，为避免淌油，屋面坡度应平缓，其最大坡度为1/5。

檩条一般放在屋架的节点上，当屋架节间较大时，也可在节间增设檩条。

屋面板常用木或钢筋混凝土制成，大型屋面板可直接放在屋架上，当尺寸较小时置于檩条上。

(2) 屋面结构：由屋面板、油毡、顺水条、挂瓦条及平瓦组成，见图6-32。油毡是防水的加强措施，挂瓦条架在顺水条上便于油毡上面的雨水通过，大量雨水顺瓦面从檐口自由下落，若有需要可在封檐板上装镀锌铁皮天沟和落水管，把雨水引至地面排走。

屋面坡度应考虑瓦的不透水性和盖缝的严密性，并与地区暴雨、大风、多雪情况等有关，一般陶瓦、水泥瓦的高跨比 $H/L = 1/2 \sim 1/5$ 。北方严寒积雪地区，屋面可采用较大的坡度。

2. 平屋盖 平屋盖除在形式、构造和材料与斜屋盖有区别外，一般屋面坡度小于5%。由于屋面坡度较平，要求屋面具有良好的防水性能，因此必须注意选择适当的防水材料和胶结材料，并注意施工技术，使屋面质量得到保证。

平屋盖的构造也是由屋面及支承结构组成。屋面结构包括防水层及面层，支承结构包括承重结构的基层和防寒隔热的高层二部分，如图6-33所示。当采用不保暖的平屋盖时，支承结构只有承重基层部分。

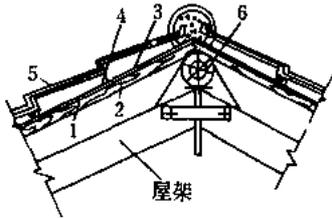


图 6-32 斜屋盖构造

1—屋面板；2—油毡；3—顺水条；
4—挂瓦条；5—瓦；6—檩条

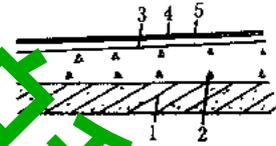


图 6-33 平屋盖构造

1—钢筋混凝土；2—渣保温层找坡；3—水泥砂浆找平；4—冷底子油；5—毡三油上撒绿豆砂

(1) 支承结构：承重基层由主梁、次梁和板组成（当跨度较小时，可将屋面板直接搁在墙上）。屋面荷载通过屋面板传给次梁，由次梁再传给主梁然后传给墙或柱。

承重基层常采用钢筋混凝土预制梁、板。若预制构件的运输吊装受到限制或使用上有特殊要求时，可以用现浇钢筋混凝土梁、板。

(2) 屋面：防水层必须有较强的防水性，且不易产生裂缝。根据材料不同常做成柔性防水层，即以沥青、油毡等柔性材料铺设，通常有三毡四油及二毡三油两种做法；刚性防水层，是以细石混凝土或防水水泥砂浆等刚性材料作防水层。刚性防水层较柔性防水层造价低但没有伸缩性，宜用于屋面平正、无较大振动、地基沉陷比较均匀以及气温差别较小的地区。

(二) 吊车梁

吊车梁是有吊车的泵房中的重要构件之一，它支承在吊车柱的牛腿上，主要承受吊车

在起动、运输、制动时产生的各种移动荷载。

大中型泵房一般设单台吊车，起重吨位不大，且极少在最大荷载下工作；因使用又不频繁，操作时间百分数低，故为轻级工作制，设计吊车梁时应考虑这一特点。

泵房吊车梁一般采用单跨简支梁，也可作成多跨连续梁。单跨简支梁多采用钢筋混凝土或预应力混凝土预制构件，一般作成T形截面。

(三) 外墙结构

泵房四周的外墙，主要用于挡风雪、隔热、保温，可能承受上部屋面系统的荷载（有承重与非承重两种情况）。外墙沿房屋短向布置的墙称为横墙，两端的横墙称为山墙；沿房屋长向布置的墙称为纵墙或檐墙。

外墙主要由墙身、檐口及勒脚三部分组成，而墙身又包括门、窗洞及其过梁、圈梁、壁柱等。

承重与非承重墙都要求具有一定的抗风压能力，为此，在设计时应据荷载大小及所采用的材料、墙长、墙高，定出必要的墙厚，以满足强度与稳定要求。

1. 墙体结构 泵房墙体大多采用砖结构，其厚度常采用24cm或37cm（即一块或一块半砖厚）。当墙体上直接承受较大的集中荷载或有吊车荷载时，则应做成带壁柱的墙。墙垛比墙的尺寸常突出12cm、24cm或37cm等，承重砖墙与屋架或屋面大梁组成排架；当吊车起吊吨位较大时，可作成钢筋混凝土柱，与屋架或与屋面大梁组成排架结构，承受屋面系统的荷载及吊车荷载，砌墙仅起围护结构作用，并与排架立柱结合成整体。

圈梁是连续设置在纵、横墙上同一水平面的梁，并与立柱相连接，尽可能作成封闭圈，用以加强泵房的整体刚度，减小震动荷载及地基不均匀沉陷对房屋的影响。

圈梁多用钢筋混凝土圈梁，一般在檐口部位设置一道，也有将圈梁放在基础面上。对于较高、较长的纵墙，可沿着墙体在一定的高度上增设圈梁，圈梁宽度一般与墙厚度相同，高度20~25cm，设计时，可考虑圈梁兼作过梁用，在通过窗口的部分应按过梁受力要求配筋。

2. 其他结构 对于一定长度的墙体应留变形缝，包括沉降缝、伸缩缝和地震缝。

沉降缝：地基强度不均匀或房屋相邻部分的高度、荷载和结构形式有较大差别时应设沉降缝，故须将房屋从基础到屋盖分成几个独立的部分，各部分间留有间隙，使其自由下沉不受牵制。

伸缩缝：房屋因气候温度变化而产生变形，故必须设伸缩缝。一般当墙长超过60m时应设伸缩缝一道，只将基础以上的墙身分开，其缝宽与沉降缝一样大，约2~3cm。

地震缝：在地震区的房屋，按规定的要求亦应设地震缝，以防地震对房屋的破坏，地震缝的间隙不应小于5cm，设计时应与沉降缝、伸缩缝统一考虑。

檐口：屋架与墙身相接处称为檐口，它对墙身起保护作用。檐口可作成包檐与挑檐两种，前者是在外墙上部砌高出屋檐的女儿墙，将屋檐挡住；后者则将屋盖挑出墙外，做成露檐或封檐等不同的形式，形式和伸出尺寸主要根据泵房高度及所采用的材料而定。

勒脚：墙身下部加厚段称为勒脚，这一部分接近地表面，常受雨雪侵蚀、机械撞击和地下水的化学侵蚀而剥落，影响房屋坚固，因此要求以坚固耐久的材料建造。

二、下层结构

(一) 基础

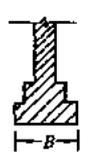
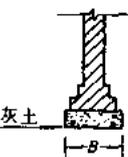
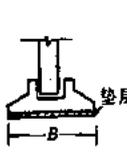
对于分基型泵房，下层结构就是基础。基础的作用是将泵房自重，风、雪荷载及可能作用在基础上的人和设备等重量传给地基，使地基和基础共同保证泵房的坚固、耐久和安全。因此基础应具备足够的强度和稳定性，以防泵房因沉降过大或不均匀沉降而引起的裂缝和倾斜。

基础的材料、形式及尺寸的确定，取决于上部荷载与地基条件。一般情况下，当地质条件较好，钢筋混凝土立柱可用杯形基础，此时围护墙可用单独的墙基；当地质条件差，可采用条形基础，围护墙可砌在条形基础上。

1. 基础的埋置深度 基础底面应设置在承载力较大的土层上，地基填土、耕土应挖去，使基础设在承载能力较好的老土上。如填土层太厚，就要采取措施加强地基承载能力，如打桩、换土等，同时基础底面亦应设在冰冻线以下。在地下水位较高地区，应设置在最低地下水位以下，以防水的冻结和融化，地下水位的上升和下降容易增加房屋的沉降量而引起不均匀沉陷，应当予以重视。

2. 基础的类型和特点 基础的形式、大小与上部荷载及地基情况有关，一般通过计算决定，泵房常用的基础有以下几种（表6-2）：

表 6-2 常用基础类型

序号名称	1. 砖基础	2. 灰土基础	3. 混凝土基础	4. 毛石基础	5. 钢筋混凝土基础	6. 钢筋混凝土杯形基础
剖面形式						
材料	粘土砖不低于75号 水泥砂浆不低于50号	灰土：粘土=3:7 ~2:8	100号混凝土	用30号或50号砂浆砌筑	一般用150号混凝土	一般用150号混凝土
适用条件	墙下常用的基础形式	当地下水位高于垫层时不宜采用	地下水位较高，上部结构荷载较大	一般用于产石区	上部荷载较大，地基承载力较低，所需基础较大、较深	地基土质较均匀，预制柱下基础

(1) 砖基础：用于荷载不大，基础宽度较小，土质较好，地下水位较低的地基上。它由墙及放大脚组成，常砌成台阶形，基础高宽比 h/B 应大于1.5，即两翼挑出宽 B 为24cm时，高 h 至少为36cm，以保证基础底面边缘部分仍处在压力传递角的范围内。

由于基础埋在土中常受潮湿，需采用不低于75号的粘土砖及不低于50号的水泥砂浆砌筑。

分基型泵房墙基础多采用砖砌基础。

(2) 灰土基础：一般是当基础宽度和埋深较大时，为了节约放大脚用砖而采用这种

基础。它是由砖基础墙、放大脚及灰土垫层所组成，灰土垫层通常用3:7石灰与粘土拌成。

灰土基础不宜做在有地下水及潮湿的土层中。

(3) 混凝土基础：在地下水位较高、房屋荷载较大的情况下，可用混凝土基础。

混凝土基础可以捣制成任何形式，当基础总高小于35cm时，截面常做成矩形；高度大于35cm小于1m时选用踏步形；当基础宽大于2m高度大于1m时，如施工方便，常选用梯形。基础宽度比 h/B 应大于1。

所采用混凝土标号根据计算决定，一般不低于100号。

(4) 钢筋混凝土基础：在房屋上部结构传给基础的荷载较大，且地基承载力又较差，若采用上述各种材料的基础不经济时，可用钢筋混凝土基础。

在泵房设计中，多作成钢筋混凝土独立基础，用于钢筋混凝土吊车柱下。现浇柱下独立基础常做成角锥体或台阶形；预制柱下独立基础常做成杯口形式，所以也叫杯形基础。

由于基础底面加有钢筋，抗拉强度较高，基础宽度比上述基础小。上述基础底面宽度 B 应根据地基应力计算确定，使地基最大应力 σ_{\max} 不超过地基允许应力，最小应力 σ_{\min} 应大于零。

(二) 下部块体或箱形结构

块基型泵房地下结构尺寸较大，一般称为块体结构；室型泵房地下结构一般为箱形结构。

地下结构由块基或底板梁格、楼板和四周围墙组成，一般为钢筋混凝土结构。

这种结构的布置及尺寸应满足整体稳定要求，地下轮廓线应满足渗径长度要求，各部件应满足强度、刚度要求，四周围墙及水泵层底板应满足防水抗渗要求。

对于机组台数较多、地质条件较差的下部结构或箱形结构的荷载有较大差别时，应设置沉降缝，并与上部结构的温度缝，沉降缝统一考虑。

由于沉降缝的存在，需要在缝的迎水面设置垂直与水平止水，以防水流渗入。

止水材料一般有金属与塑料或橡胶止水两种，如图6-34所示。

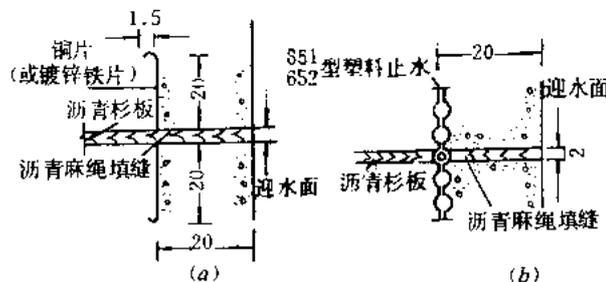


图 6-34 止水结构 (单位: cm)
(a) 金属止水; (b) 塑料止水 (或橡胶止水)

第四节 泵房稳定校核

泵房在外荷载作用下,可能产生上浮、平移;在外荷载及自重作用下,也可能使基础产生沉陷,为了确保泵房安全,在泵房初步尺寸拟定以后,应作上述几方面的稳定校核。

对于干室型泵房,由于四周受力较均匀(尤其是采用涵管引水),一般不作抗滑稳定计算,但由于干室内不允许进水,当室外水位较高、浮力较大时,应作抗浮稳定计算;对于湿室与块基型泵房,由于室内进水,自重较大,一般不作抗浮稳定计算。但由于进、出水侧作用在泵房上力的数值相差较大,应作抗滑稳定计算。如上、下游水位差也大时,应作抗渗计算,即对地下轮廓线的防渗长度作计算;对任何泵房都应作地基承载能力校核。

总之,各类泵房结构都应根据外荷载的作用情况来确定计算项目。

一、地下轮廓线的设计

当泵房进、出水侧水位差较大时,水会沿地下结构外轮廓线渗流并产生渗透压力,对于这种情况,应计算在这种压力作用下的渗径长度,从而验算泵房所需要的地下轮廓尺寸,以防管涌和流土,避免地基渗透变形,排除对泵房及地基抗滑稳定的不利因素。

(一) 防渗长度的确定

图6-35中的折线1、2、3、4、5、6、7是地下渗流的第一条流线,称为地下轮廓线,其长度即为地下结构的防渗长度。

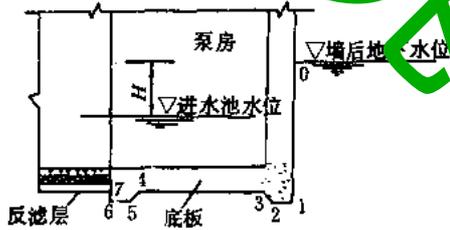


图 6-35 地下轮廓线示意图

1. 卜来法 卜来认为渗流沿建筑物地下轮廓线流动,逐渐消减水头,因此沿建筑物地下轮廓的渗径长度,应与其水头损失成正比,其公式

$$L = CH \quad (6-9)$$

式中 L ——渗径长度 (m);
 H ——泵房所承受的水头差 (m);
 C ——渗径系数,见表6-3。

则泵房地下轮廓线长度不应小于 L 。

2. 莱因法 在卜来法的基础上,又对许多实际工程进行了分析研究,认为水平渗径不如垂直渗径效果好,如渗径长度相同时,水平渗径仅为垂直渗径效果的1/3,故渗径长度公式应为

$$L' = L_{\text{垂直}} + \frac{1}{3}L_{\text{水平}} = C'H \quad (6-10)$$

式中 L' ——折算成垂直有效渗径长度;
 $L_{\text{垂直}}$ ——垂直渗径长度,包括与水平线夹角大于 45° 的渗径在内;

$L_{\text{水平}}$ ——水平渗径长度，包括与水平线夹角小于 45° 的渗径在内；

C' ——渗径系数，见表6-3。

表 6-3 渗径系数表

土 壤 类 别	无 反 滤 层		有反滤层		无 反 滤 层		有反滤层	
	C'	$J \cdot \frac{1}{C'}$	C'	$J \cdot \frac{1}{C'}$	C'	$J \cdot \frac{1}{C'}$	C'	$J \cdot \frac{1}{C'}$
淤 泥					12.0	0.08	8.0	
极细砂	8.5	0.12	6.0					
细 砂	7.0	0.14	4.9		9~10	0.11~0.10	6.0	
中 砂	6.0	0.17	4.2		8.0	0.13	4~5	
粗 砂	5.0	0.20	3.5		8.0	0.13	4~5	
细砾石	4.0	0.25	2.8		7.0	0.14	3.5~4.0	
中砾石	3.5	0.28	2.5		7.0	0.14	3.5~4.0	
粗砾石	3.0	0.33	2.1		7.0	0.14	3.5~4.0	
卵 石					6.0	0.17	3.0	
漂石(带有卵石及砂石)	2.5	0.4	1.8					
泥炭(视分离程度而定)					7~12	0.14~0.08	5~8	
黄 土					7~8		3.5~4	
粘 壤 土					7			
松软粘土	3.0	0.33	2.1					
中密粘土	2.0	0.5	1.5					
密实粘土	1.8	0.55	1.5					
极密实粘土	1.6	0.62	1.5					

以上两种方法都比较粗略，但渗径系数是从实际工程统计而来，且计算简便，因而仍得到广泛采用。

(二) 地下轮廓线的设计要求

防渗长度确定以后，可验算所拟定的地下轮廓线长度是否满足防渗长度要求，若不能满足，应采取防渗措施：

(1) 若地基为粘性土壤，由于它具有粘着力，不易发生管涌，但其摩擦系数小，因此地下轮廓线的布置主要考虑如何降低底板的渗压以提高泵房的稳定性，为了减少底板的渗透压力，应将水头尽量消耗于渗径的上游部分，因而可考虑加深渗径上游部分的齿墙或

在底板下铺砂卵石，既可减少渗压，又可提高摩擦系数。

(2) 若地基为砂性土壤，摩擦系数较大，对降低渗压的要求则相应较小，而防渗流变形则是主要控制因素，因而应降低渗流坡度，可考虑加深渗径下游部分的齿墙，并将排水反滤层铺设在渗流逸出口处。

二、泵房及地基的稳定计算

(一) 抗浮稳定计算

对于泵房自重小，承受的上浮力较大的情况，应作抗浮计算。

1. 计算工况 一般应考虑泵房施工完毕，机组未安装，且未回填土，但泵房四周达设计最高水位的情况，即应选择最不利的工作情况进行验算。

2. 抗浮稳定安全系数 抗浮稳定的程度以安全系数 $K_{浮}$ 表示

$$K_{浮} = \frac{W}{W_{浮}} \quad (6-11)$$

式中 W ——抗浮力，为泵房土建结构自重；

$W_{浮}$ ——浮托力，为泵房水下部分排开同体积的水重。

抗浮安全系数一般应大于1.1。

(二) 抗滑稳定计算

修建在土基上的泵房，尤其是有较大的不平衡的水平荷载作用时，应验算泵房沿平面滑动或地基深层滑动的可能性。

当泵房底板最大压力大于地基的法向应力极限值时，对地基应作深层滑动校核，否则只需作平面滑动计算。

地基的法向应力极限值，可按下述经验公式计算

$$\sigma_{极} = A \cdot B \gamma_0 + 2c(1 + \lg \varphi) \quad (6-12)$$

式中 $\sigma_{极}$ ——地基失去稳定的最大法向应力；

A ——系数，在3~4之间；

γ_0 ——地基土壤的浮容重；

B ——底板宽度（顺水流方向）；

φ ——地基土壤内摩擦角；

c ——地基土壤的凝聚力。

1. 计算工况 设计时应分别对完建、设计、校核等工作情况作抗滑验算，并根据实际情况选择最不利的荷载组合。

抗滑稳定计算的主要荷载有泵房自重、水重、水压力、土压力、渗透压力、浮托力等，可归纳为水平力与垂直力两大类。由于计算工况不同，上述诸力并不都是同时存在的，应根据不同的计算工况进行荷载组合。

2. 平面滑动稳定验算

(1) 沿泵房底板与地基接触面滑动：取一台机组所在的泵房范围作为一个计算单元，当底板为平面且齿墙较浅，而底板较宽时，其滑动面可取为底板与地基的接触面，抗滑稳定安全系数可用下式表示

$$K_c = \frac{f \cdot \Sigma W}{\Sigma P} \quad (6-13)$$

式中 K_c ——水平抗滑安全系数；

ΣW ——垂直荷载的总和；

ΣP ——水平荷载的总和；

f ——底板与地基接触面的摩擦系数。

(2) 沿底板齿墙底面滑动：当泵房底板的两端齿墙较深，滑动面可取为齿墙底部连同齿墙间土体沿齿墙底滑动，抗滑稳定安全系数为

$$K_c = \frac{f_0 \Sigma W + cA}{\Sigma P} \quad (6-14)$$

$$f_0 = \text{tg} \varphi$$

式中 c ——地基土壤的凝聚力；

φ ——地基土壤的内摩擦角；

A ——齿墙间剪切面积。

如上、下游齿墙底部高程不同，则应沿齿底联线的倾斜面验算抗滑稳定。

抗滑稳定安全系数与建筑物等级和选用的计算工况有关，其值不应小于规范要求。

3. 地基应力及地基深层滑动稳定验算：泵房在完建工况时，上、下游无水，仅有建筑物自重，此时地基应力最大，以此作为地基应力计算的控制工况，其值由下式计算

$$\sigma_{\min} = \frac{\Sigma W}{B} \left(1 + \frac{6e_0}{B} \right) \quad (6-15)$$

式中 σ_{\max} 、 σ_{\min} ——底面两端的最大与最小应力；

ΣW ——垂直荷载总和；

B ——底板宽度（顺水流方向）；

L ——计算单元内底板长度；

e_0 ——合力作用点对底板中心的偏心距。

按照上式计算地基压应力应小于地基的允许承载力。为了减少地基不均匀沉陷，最大与最小应力之比应控制在一定的范围之内，要求非粘性土地基不超过1.5~3.0；粘性土地基不超过1.2~1.5。

泵房设计时，一般应控制地基最大压应力 σ_{\max} 小于其法向应力 $\sigma_{\text{法}}$ ，因此，不需作地基深层滑动计算。

三、地基的沉陷计算

控制地基许可承载能力，虽然依据地基的稳定条件，然而，在某些情况下，地基虽然稳定，但由于基础压缩变形过大，将引起泵房倾斜、裂缝、止水破坏，甚至标高达不到设计要求，破坏了泵房的正常运用，因此，应研究地基的变形问题即地基的沉陷问题，需要计算泵房基础的沉陷量。

计算地基沉陷时，应根据泵房各部结构的特点，包括基础形式，地质情况来选择计算点。当荷载比较均匀时，计算点选在底板的中央，在一般荷载情况下可选在底板四角，以

便比较诸点之间的沉陷差。

当计算点确定后，就可计算该沉陷点的垂直压应力并确定沉陷量的计算深度。垂直压应力包括土壤自重应力 (σ_s) 及由泵房荷载所引起的附加应力 (σ_z)，可按土力学中介绍的方法求得。沉陷量计算深度可根据经验，通常计算到该处的附加应力 $\sigma_z < 0.2\sigma_s$ 时为止。因为在此深度以下时，附加应力已很小，所引起的沉陷量可以忽略不计。

地基沉陷计算，一般采用分层总和法。该法适用于任何地质条件及任何荷载条件，计算时，首先将地基厚度划分为许多计算层，每一薄层的厚度不超过0.4倍的基础宽，如遇不同性质的土层，不论多薄也需单独划成一薄层。然后计算在附加应力作用下，各层土壤的压缩量 s_i ，从而将所有的 s_i 值叠加，即得地基总沉陷量 S

$$S = \sum_{i=1}^n s_i = \sum_{i=1}^n \beta_i \frac{\sigma_z(z_i)}{E_i} h_i \quad (6-16)$$

$$\sigma_z(z_i) = KP_0$$

$$P_0 = P - \gamma H$$

式中 h_i ——某一分层厚度，脚标 i 表示分层序号；

β_i ——泊桑比 μ 的函数， $\beta_i = 1 - \frac{2\mu^2}{1-\mu}$ ；

E_i ——各层土的变形模量；

$\sigma_z(z_i)$ ——各层分界面处的附加应力，不论基础形状如何， $\sigma_z(z_i) = KP_0$ ，如图 6-36 所示；

K ——应力系数，按不同的基础形式可分别查找有关表格（见土力学和基础工程）；

P_0 ——基底净压力，见图 6-36；

P ——基底平均接触应力， $P = \frac{\Sigma W}{F}$ ，见图 6-36；

F ——基底面积；

ΣW ——垂直荷载总和；

H ——基础高度；

γ ——土壤容重。

关于沉陷量及不均匀沉陷差的允许值，目前尚无统一的规定，设计时应尽量采取措施以减少沉陷量。

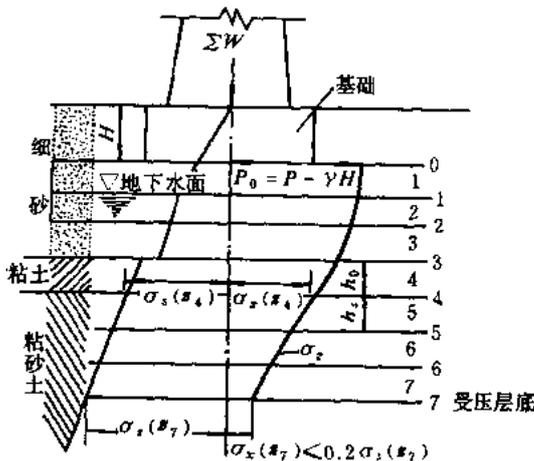


图 6-36 分层总和法计算地基沉陷

第七章 泵站进水建筑物和进水管道

泵站进水建筑物及进水管道，是排灌泵站的重要组成部分，它不仅影响泵站工程的投资和安全运行，而且对水泵的性能、泵站效率及运行费用等都有很大影响。泵站进水建筑物包括取水建筑物（如取水涵闸，取水口等）、引水建筑物（引水明渠或暗管等）、沉沙建筑物（如沉沙池等）以及前池和进水池等。进水管道包括中小型卧式泵的进水管道及大型水泵的进水流道。

第一节 取水建筑物

取水建筑物位置和型式是否合理，直接影响到泵站在运行期间能否安全可靠地工作。同时因为取水建筑物对流入进水池的水源含沙量有影响，因而在进行泵站的规划设计时，应该给予足够的重视。

一、水流在天然河道中的流态

在天然河道中尽管可以找到局部的直段，但通常它是由许多弯道所组成。当水流通过直段时，流速分布较为均匀，但通过弯道时就会产生环向流动〔即弯道环流，在第二章第三节中有所介绍（图2-19）〕，结果使靠近河底移动的泥沙（即推移质）随水流由凹岸向凸岸移动，致使凹岸冲刷、凸岸淤积。如果取水口设在凸岸，则可能由于河岸淤积而取水困难；若设在凹岸，又可能受水流冲刷而危及取水建筑物的安全。在选定取水建筑物的位置时必须考虑及此。

另外，即使取水口设在直段河流的岸边，当水流从河道进入引渠时，还改变其运动方向，也会产生弯道环流，取水口附近有冲刷和淤积现象，甚至使引渠变形（图7-1）。为了减轻这些现象对引渠变形的影响，选择合理的引水角度 α 是很重要的。在支流与主流汇流口的下游侧，由于回流的存在和流速的降低，会产生淤积现象（图7-2），故在选择进水口的位置时，不应紧靠汇流口。

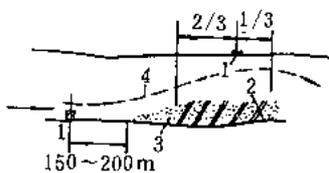


图 7-1 取水口的流态

1—河道；2—引渠；3—冲刷；4—淤积

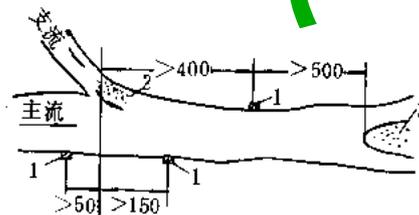


图 7-2 支流入口的流态（单位：m）

1—主流；2—支流；3—淤积

二、取水建筑物的位置选择

在河道上取水的提水灌溉工程，其取水口位置要满足以下条件：

(1) 取水口应尽量靠近灌区的中心地带, 以便减少引渠或干渠的长度, 节省工程投资。

(2) 取水口附近有较好的地形和地质条件, 便于布置和设计泵站枢纽建筑物。

(3) 取水口应设在河流凹岸的稳定河段上, 且不易受主流发生摆动的影响。

(4) 在支流入口的上下游河段取水时, 取水口应与支流入口有足够的距离。一般应设在支流的上游或对岸较为合适(图7-3)。

(5) 当河道上有人工建筑物, 如桥梁、丁坝、码头、拦河闸等时, 取水口位置应考虑它们的相互影响。一般要求取水口设在桥梁下游 1 km 后, 或设在丁坝的对岸或上游。总之, 要注意闸坝上下游的淤积、冲刷以及水量和水位的变化。

三、取水口的型式

(一) 岸边式进水闸

这种取水口适用于较浅河道, 并与堤防工程相结合。为此, 泵房可以不考虑防洪问题, 故便于施工, 泵房的工程造价较低。缺点是当水源水位较高时, 为了保证泵房的安全, 必须利用闸门将渠中的水位降低, 这将消耗一部分能量, 增加了泵站的实际扬程, 使运行费用增加。

(二) 斗槽式取水口

此型式适用于水源中冰凌情况严重、水源含沙量较多, 或两者兼而有之的情况。图 7-4(a) 为顺流式斗槽, 它适用于水源含沙量多而冰凌少的情况。这种斗槽中的水流流向与河流流向一致, 斗槽中水位高于河流水位。由于大量上层水流进斗槽, 底层水流出水槽, 从而减少了泵站的含沙量。

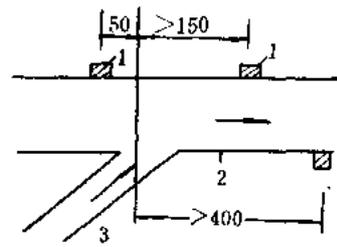


图 7-3 取水口与支流入口处的一般参考距离示意图(单位: m)

1—取水口位置; 2—堆积; 3—支流

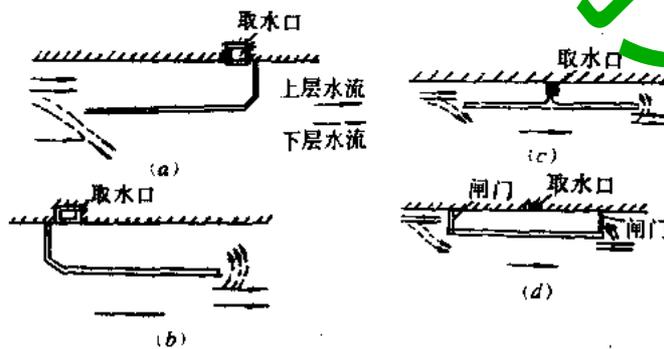


图 7-4 斗槽式取水口

(a) 顺流式斗槽; (b) 逆流式斗槽; (c) 双向斗槽; (d) 闸门控制

图7-4(b)为逆流式斗槽。斗槽中的水流流向与河流流向相反，进入斗槽的是河流中的底层水流。斗槽中的水位低于河道中的水位，能量损失较大。因此，这种形式仅适用于水源中冰凌等漂浮物较多，而含沙量较少的情况。

图7-4(c)为双向斗槽取水口；它适合于在不同季节中漂浮物和含沙量不同的情况。如在夏季，水源含沙量较大，漂浮物较少时可以用顺流式斗槽进水，在冬季，冰凌严重而含沙量较少时，可用逆流式斗槽进水。在泥沙特多的河流上取水时，一般采用图7-4(d)所示的用闸门控制的进水双向斗槽。

(三) 简易取水口

在宽浅河道上取水时，若冰凌和泥沙不严重，主流的枯、洪水位变动较大时，可采用简易取水口，以保证取水水质和水量的要求。简易取水口主要有以下几种形式：

(1) 墩式取水头部，如图7-5所示。这种形式适用于流速较大的河流，迎水面做成流线型，基础埋入河床，其深度可视河床地质和冲刷情况决定，用浆砌石或混凝土均可。

(2) 桩框式取水头部，如图7-6所示。这种形式适用于河床地质宜打桩和水位变化不大的情况，用木桩或钢筋混凝土桩均可。木桩框头内部用块石填满，外部河床用抛石护底，防止冲刷。

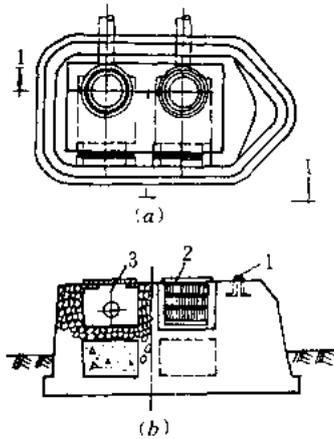


图 7-5 墩式取水头部
(a) 平面；(b) 1-1 剖面
1—浮标锚系环；2—滤网；3—进水口

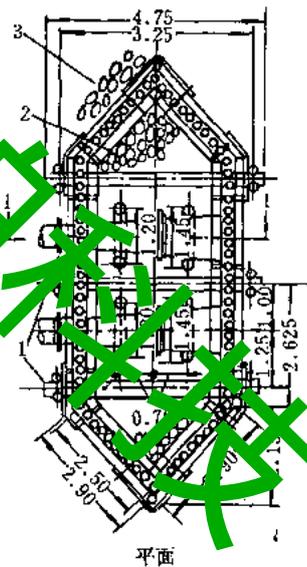


图 7-6 桩框式取水头部 (单位: m)
1—拉杆；2—抛石 (填满)；3—抛石护底防冲

(3) 箱式取水头部，如图7-7所示，适用于冬季潜冰较多的河流。这种形式的进水孔口设在箱壁四周，孔口面积应为进水管断面积的10~15倍，箱体用钢筋混凝土浇筑。

(4) 喇叭管取水头部，如图7-8所示。这种取水型式是在不同的高程上分别设置几根带喇叭管的取水头部，将水引至集水井中。这种取水型式具有构造简单、施工方便并有利于分层取水等优点，适合于中小型泵站工程。

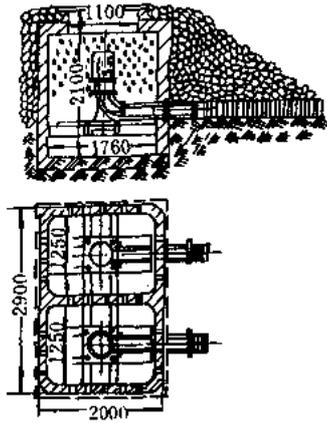


图 7-7 箱式取水头部 (单位: mm)

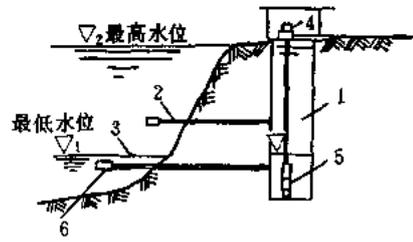


图 7-8 分层取水喇叭管取水头部

1—水井; 2—高水位自流管; 3—低水位自流管;
4—立式电动机; 5—深井水泵; 6—喇叭管取水头部

四、注意事项

在选择和设计取水头部时, 应注意以下几点:

- (1) 应选择合理的外形和较小的体积, 一般将取水头部迎水面设计成流线型。
- (2) 进水口流速一般在 $0.2 \sim 0.8 \text{ m/s}$ 的范围内, 设计时常取用小值。
- (3) 应结合当地条件, 采取便于施工的类型。
- (4) 应考虑河流枯水时, 不影响航道和流放木材。要求顶部进水时的埋深不小于 0.5 m , 侧面进水时的埋深不小于 0.3 m 。进水口面积应按阻塞 25% 的情况考虑, 进水口的朝向一般朝向下游或垂直于水流方向。

第二节 引水建筑物

泵房与灌溉水源之间, 常常设置引水建筑物, 将灌溉用水从水源引至泵站的前池和进水池, 以保证水泵的正常工作。因此, 合理地设计引水建筑物, 对节省投资、降低运行费用, 保证泵站的正常安全运行等方面都有密切关系。

一、引水建筑物的结构形式

引水建筑物的主要结构形式有: 管式、涵洞式和明渠式。引水建筑物的结构形式主要取决于水源水位变幅, 水中含沙量、河岸坡度等地形、地质、水文诸条件, 同时也和当地的技术、经济等条件有关。

1. 管式引水建筑物 图 7-9 为管式引水的一种形式。这种形式的引水建筑物实际上是将水泵的进水管直接伸向水源。它适用于泵房靠近水源、水中含沙量少、引水流量不大的情况。进水管常选用钢管或铸铁管, 管中流速不宜太大, 但也不宜低于 0.75 m/s 。为了保证进水管的稳定, 不受水流冲击, 在取水头部应以桩框加固, 有时还可在桩框的周围堆上石块。

对于宽浅河道上取水的泵站, 用上述进水管直接从水源取水时, 需要很长的进水管, 对航运和流放木材等的影响较大, 这时可采用自流管引水的方式 (图 7-10)。其优点是对于河床地形、地质有极大的适应性。故应用广泛。设计自流管时, 管中的流速一般不小于

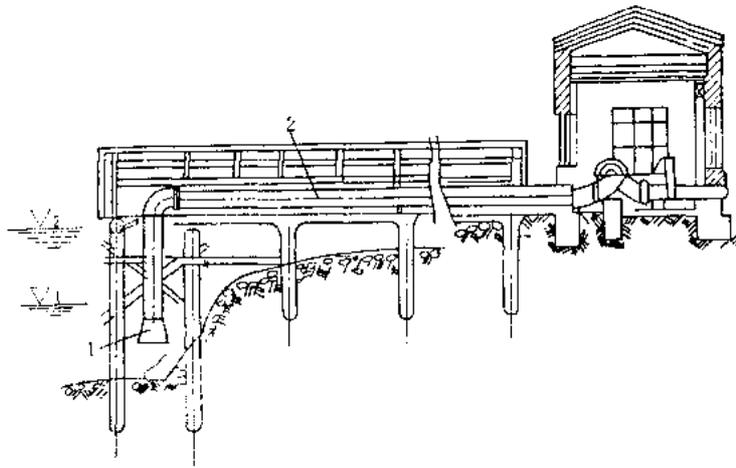


图 7-9 管式引水建筑物

1—取水头部；2—进水管；3—最低水位；4—最高水位

0.7~0.9m/s。自流管一般采用一根，管顶埋深在河床0.5m以下，并在冲刷深度下0.2~0.3m。如直接敷设在河床时，应采取加固管道的措施。

2. 涵洞式引水建筑物 这种形式的引水建筑物是用涵洞将水源的水引入进水池，然后水泵进水管从进水池吸取所需的水量（图7-11所示）。这种引水建筑物实际上就是用钢筋混凝土或其他材料的暗管代替金属引水管路。为了防止洪水季节水源中所挟带的泥沙流入涵洞，可以在进水口设置透梁闸门，以便从河流最清明的表层取水。

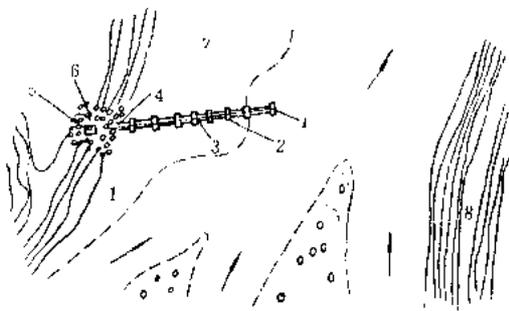


图 7-10 自流管引水建筑物

1—取水头部；2—检查井；3—自流管；4—进水池；5—泵房；
6—原有沙堆；7—自流管建成后的淤积沙堆；8—公路

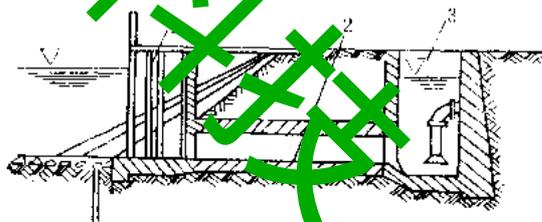


图 7-11 涵洞式引水建筑物

1—透梁闸门取水头部；2—引水涵洞；
3—进水池；4—最高水位

3. 明渠式引水建筑物 这种形式的引水建筑物（图7-12）是用明渠（即引渠）代替引水管路，将抽水站泵房和水源联接起来的一种水工，可节省金属和钢筋混凝土等建筑材料，且便于群众性的施工。所以，它是排灌泵站中最常采用的一种引水形式。

二、引水渠道的设计

引水渠道的设计包括渠道纵断面和横断面设计。纵、横断面的设计是互相联系并互为条件的，在实际工作中不能截然分开，往往需将这两者设计交替进行，反复计算和比较，

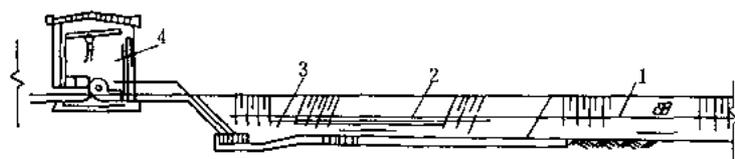


图 7-12 明渠式引水建筑物
1—引渠；2—前池；3—进水池；4—泵站

最后确定合理的设计方案。

渠道设计应满足纵向稳定和平面稳定的要求。纵向稳定是指渠道在设计条件下不发生冲刷，也不发生淤积，或者在一定时期中冲淤平衡。平面稳定是在设计条件下渠道不发生左右摆动，渠床和两岸不会局部冲刷或淤积。

渠道横断面尺寸是根据渠道的设计流量并通过水力计算加以确定的。一般可用均匀流公式进行计算

$$Q = \omega C \sqrt{Ri} \quad (7-1)$$

式中 Q ——渠道设计流量 (m^3/s)；
 ω ——渠道过水断面面积 (m^2)；
 R ——水力半径 (m)；
 i ——水力比降，在均匀流中与渠底比降一致；
 C ——谢才系数，一般， $C = \frac{148.6}{n} R^{1/6}$ (n 为 1.49)；
 n ——渠床糙率。

1. 渠底比降的确定 渠底比降大，流速增大，可能引起渠道冲刷，也会增大水头损失。比降过小又可能加大渠道断面面积，引起渠道淤积。因此，渠底比降的确定应该进行技术经济比较，一般在含沙量较大的河流中取水时，可取比降 $i = 1/2000 \sim 1/5000$ ，从含沙量少的河道中取水时，为了防止冲刷，可取 $i < 1/5000$ 。

2. 渠床糙率的选择 渠床糙率与渠道土壤、地质条件、施工质量及维护保养有关。还受通过的流量和含沙量等因素影响。一般的土渠床，当输水流量为 $1 \sim 2 \text{ m}^3/\text{s}$ ，渠道平整顺直、养护良好时，糙率 n 可取 0.0225；养护正常时，可取 $n = 0.025$ 。渠床多石、杂草滋生、养护较差时，可取 $n = 0.0275$ 。

3. 渠道断面宽深比 ($a = \frac{b}{h}$) 的选择 选择渠道断面的宽深比 a 时，有以下两种方法：

(1) 按输水能力最大或过水断面最小的原则选择 a ：根据水力学推导，梯形断面水力最优断面的宽深比 $a_{\text{优}}$ 为

$$a_{\text{优}} = \frac{b}{h} = 2(\sqrt{1+m^2} - m) \quad (7-2)$$

由式 (7-2) 可见，最优宽深比 $a_{\text{优}}$ 仅与边坡系数 m 有关，故可用上式计算出不同 m 的

$a_{\text{优}}$ 值 (表 7-1)。

根据式 (7-2) 或表 7-1 选择的宽深比 $a_{\text{优}}$ 的挖方量少, 但比较窄深。因此, 对于地下水位高, 深挖有困难的大型渠道, 也可以选取比较宽浅 ($a > a_{\text{优}}$) 的断面形式, 如图 7-13 所示。

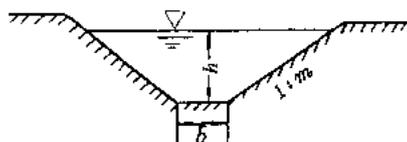


图 7-13 比较宽浅的断面形式

表 7-1 $m \sim a_{\text{优}}$ 关系表

边坡系数 m	0	0.25	0.50	0.75	1.00
$a_{\text{优}}$	2	1.56	1.24	1.00	0.85
边坡系数 m	1.25	1.50	1.75	2.00	3.00
$a_{\text{优}}$	3.70	0.61	0.53	0.47	0.32

(2) 按渠道断面相对稳定来选择宽深比 a : 断面过于窄深, 容易产生冲刷; 过于宽浅又易形成淤积, 都会使渠道变形, 不能维持其稳定状态。但在既定的流量条件下, 总会有一个断面形成的宽深比容易使渠道不冲不淤或具有周期性的冲淤平衡条件。渠道保持稳定的宽深比是与过渠水流特性 (流速、含沙量、泥沙粒径) 之间存在着一定关系, 但目前尚未推导出理论公式, 一般可采用以下经验公式

$$h = \beta Q^{\frac{1}{3}} \quad (7-3)$$

$$a = N Q^{-0.1} \quad (7-4)$$

式中 β ——系数, $\beta = 0.7 \sim 1.0$, 一般可取 $\beta = 0.85$;

N ——系数, $N = 3$;

根据以上经验公式, 当 $Q = 1 \sim 3 \text{ m}^3/\text{s}$ 时, 可取 $a = 1 \sim 2$; $Q = 3 \sim 5 \text{ m}^3/\text{s}$ 时, 可取 $a = 2 \sim 4$; $Q = 5 \sim 10 \text{ m}^3/\text{s}$ 时, 可取 $a = 3 \sim 5$; $Q = 10 \sim 30 \text{ m}^3/\text{s}$ 时, 可取 $a = 5 \sim 7$; $Q = 30 \sim 60 \text{ m}^3/\text{s}$ 时, 可取 $a = 6 \sim 10$ 。

以上各参数确定后, 即可根据式 (7-1) 确定渠道横断面各尺寸。最后, 还应该进行不冲不淤的校核。

此外, 引水渠道的平面布置应该尽量顺直。因为弯曲的渠道不仅容易引起渠道在平面上的摆动, 同时还会恶化前池和进水池的流态, 影响水泵性能, 增加泵站能耗。在无法避免渠道弯曲的情况下, 也应该适当地增大曲率半径, 或在弯道中设置导流墩, 以保证水流进入前池和进水池后有较均匀的流速分布。

三、引渠和水泵工况的配合

水泵各种工况对引渠流态是有影响的, 因为引渠是按等速流进行设计的。因此, 只有当水泵的工作流量 $Q_{\text{泵}} = Q_{\text{渠}}$ 时, 才能保证渠内的均匀流态, 即引渠中的水面线和渠底平行, 水深不变。但是, 由于水泵运行时受各种因素的影响, 流量是经常变化的。如水泵停机时, 水泵流量从 $Q_{\text{泵}}$ 减小到 0, 这时, 水面壅高。如水泵开机台数逐渐增多或水泵实际扬程降低时, $Q_{\text{泵}}$ 增大, 引渠水面又会发生降落。水面的壅高或降低都是以波的形式出现

的。前者称为正波，后者称为负波，它们首先出现在进水池和前池中，然后再以 a 的速度向渠首传播。

正波高度 $\Delta h_{正}$ 可按下式计算

$$\Delta h_{正} = \frac{\Delta v \sqrt{h_0}}{2.76} - 0.01 h_0 \quad (7-5)$$

负波高度 $\Delta h_{负}$ 可按下式计算

$$\Delta h_{负} = 2 \frac{Q_1 - Q_0}{B \sqrt{g h_0}} \quad (7-6)$$

上两式中 $\Delta h_{正}$ ——正波高度 (m)；

Δv ——渠中平均流速 (m/s)；

$\Delta h_{负}$ ——负波高度 (m)；

h_0 ——渠中平均水面高度 (m)；

g ——重力加速度 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ；

B ——渠中平均水面宽度 (m)；

Q_0 ——机组启动前渠中流量 (m^3/s)；

Q_1 ——机组启动后渠中流量 (m^3/s)。

根据引渠水深和 $\Delta h_{正}$ ，可以确定引渠渠顶和前池、进水池顶的高度。根据 $\Delta h_{负}$ 可以确定吸水管管口和水泵的安装高度。

第三节 前池

在有引渠的排灌泵站中，为了把渠道和进水池合理地衔接起来，为水泵创造良好的吸水条件，一般均应在进水池前修建前池，如图 7-14 所示。

一、前池的类型

根据水流方向可将前池分为两大类：正向进水式和侧向进水式。正向进水是指前池的来水方向和进水池的进水方向一致，前池的过流断面是逐渐扩散的，如图 7-14 和图 7-15 所示；而侧向进水是指两者的水流方向是正交和斜交，如图 7-16 所示。

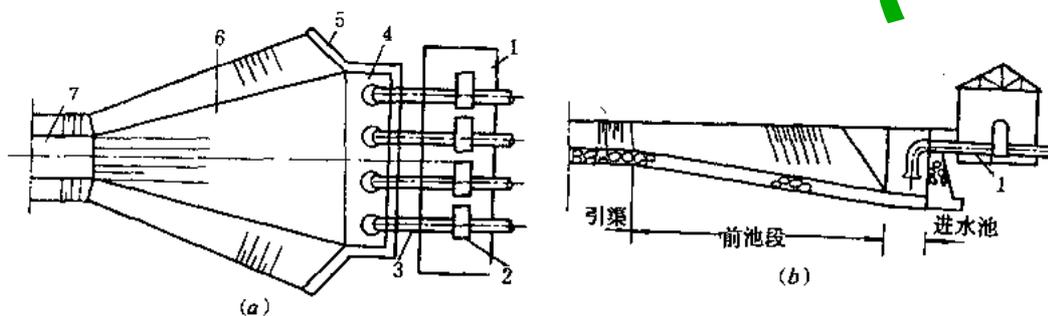


图 7-14 前池和进水池示意图

(a) 平面图；(b) 剖面图

1—泵房；2—机组；3—进水管；4—进水池；5—翼墙；6—前池；7—引渠

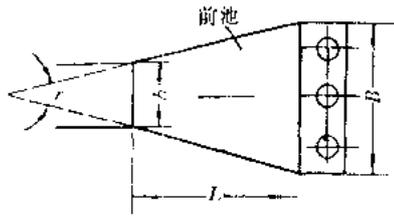


图 7-15 正向进水的前池型式

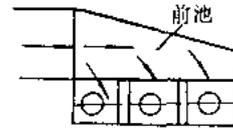


图 7-16 侧向进水的前池型式

正向进水前池型式简单，施工方便，池中水流也比较平稳。但有时由于地形条件的限制和机组数目较多时，可能使池长、池宽过大而导致工程量的增加（特别是对处于深挖方中的前池），这时，采用侧向进水池往往是经济合理的。侧向进水池中的水流条件较差：由于流向的改变，使池中流速分布不均匀，容易形成回流和旋涡，影响水泵吸水性能。当设计不良时，还会使最内侧的水泵进水条件恶化，甚至无法抽水，因此，在实际中较少采用。如在不得已情况下必须设计侧向进水时，可考虑在侧渠的拐弯处加设导流栅，以改善进水条件。

二、正向进水前池水流情况分析

前池的几何形状和尺寸应满足池中水流顺畅，断面流速分布均匀，沿池长方向流速变化也均匀等水力条件，避免主流脱壁、偏折、回流和漩涡。图7-17是不良的水流分布示意图。由图可以看出，在主流两侧形成较大的回流区，两侧两边角处产生漩涡，如果池长偏短、底坡过陡，来水不能及时扩散，则水流冲击中部挡墙，然后折向两侧，引起边侧回流。由于主流流速较边侧回流流速大，所以回流区的水位和压力均大于中间主流区，在这种压力差作用下，主流断面进一步缩小，流速增大，导致池中水流状态更加恶化。

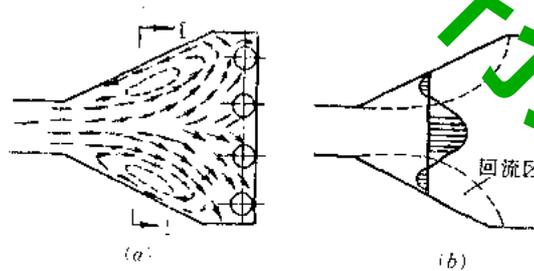


图 7-17 前池中的回流

(a) 水流流态；(b) 断面 I-I 流速分布曲线

试验表明，前池中水流状态对水泵性能有较大的影响，例如，前池的回流可能涉及到进水池流态，前池中形成的漩涡也会随水流向进水池方面移动，使池中水流紊乱，甚至将空气带入水泵，恶化进水条件。降低水泵效率，严重时将引起水泵汽蚀、振动和噪音等。

此外，不良的水力条件还可能引起前池的冲刷和淤积，例如，对多泥沙的水源，在前池的回流区，由于流速低，泥沙易沉降形成淤积，特别是当部分机组运行时，淤积更加严重，因此要增设防淤措施。图7-18为某泵站前池断面的流速分布和淤积情况，可以看出，在边侧回流区的个别部位淤积已达4m。

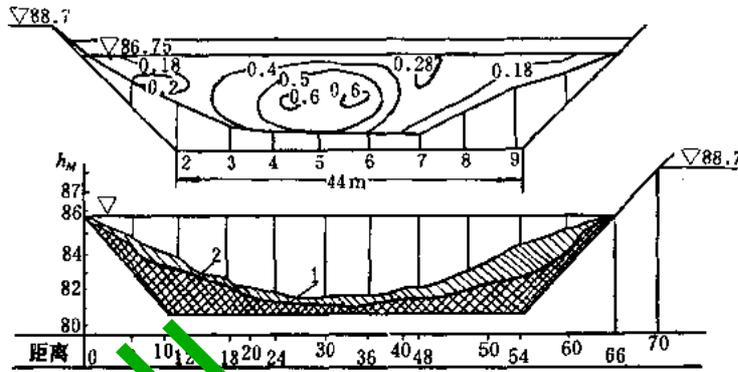


图 7-18. 前池过水断面流速分布和淤积情况
1—1974年淤积部分；2—1969年淤积部分

综上所述，说明前池的水流状态对水泵进水、泵站运行和维护影响较大，而前池的水流状态又主要取决于形状和尺寸。因此，合理设计前池的各有关几何形式和尺寸，也成为泵站设计中的重要问题之一。

三、前池锥角 α 的确定

前池锥角 α （图7-15）是影响前池流态及其尺寸大小的主要因素。水流在渐变段流动时形成固有的扩散角，如果前池锥角小于或等于水流的固有扩散角，则不会产生水流的脱壁现象，从而避免了回流的出现；但从工程经济上考虑，当引渠末端底宽 b 和进水池宽 B 一定时，如 α 取得过小，虽然不会出现水流脱壁，但池长增大，工程量也因之增大；反之，如 α 值过大，虽然可以减小工程量，但池中水力条件恶化，影响水泵吸水，所以 α 值应根据池中水力条件好，工程量省的原则加以确定。

现从理论上对水流扩散角加以分析：

设引渠为矩形断面，前池四周边壁直立，引渠断面水流平均流速为 v_0 ，则在引渠末端的前池入口处，水流流速可以分解为横向分速 v_y 和纵向分速 v_x ，如图7-19所示。从而可得

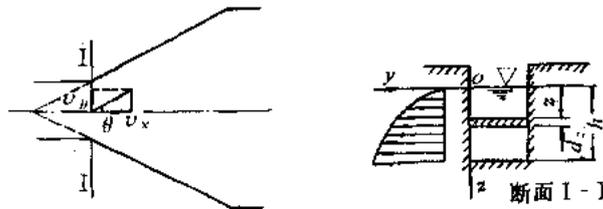


图 7-19 水流扩散示意图

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{v_y}{v_x} \quad (7-7)$$

式中 θ ——水流扩散角。

根据水力学原理可知，横向分速 v_y 决定于水深。如取 zoy 坐标系，则在任意水深 z 处的横向分速为 $\varphi\sqrt{2gz}$ ，故横向分速的平均值为

$$v_y = \frac{1}{h} \int_0^h \varphi\sqrt{2gz} \, dz = 0.94\varphi\sqrt{gh} \quad (7-8)$$

式中 φ ——流速系数；

h ——断面 I-I 处的水深。

由于水流受沿渠道纵向惯性的影响，所以实际的横向分速 v_y 比理论计算值要小，故应乘以惯性影响修正系数 φ_1 ，因此上式可写成

$$v_y = 0.94\varphi\varphi_1\sqrt{gh} = k\sqrt{gh} \quad (7-9)$$

式中 k ——小于 1 的系数， $k = 0.94\varphi\varphi_1$ 。

水流的纵向分速 v_x 近似地认为 $v_x = v$ (v 为引渠末端的断面平均流速)。

将 v_y 和 v_x 代入式 (7-7)，则得

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\sqrt{gh}}{v} = k \frac{1}{\operatorname{Fr}} \quad (7-10)$$

式中 Fr ——引渠末端断面水流的佛汝德数， $\operatorname{Fr} = \frac{v^2}{gh}$

由式 (7-10) 可以看出：

(1) 当渠末流速 v 、水深 h 一定，即 Fr 一定时，水流的扩散角 θ 为定值，这个角度就是当 Fr 为定值时水流最大的天然扩散角，称为水流的临界扩散角。若前池锥角 $\alpha < 2\theta$ ，水流不会发生脱壁现象，否则将产生脱流。

(2) 引渠末端流速越大，水流临界扩散角越小，它和流速的一次方成反比。

(3) 引渠末端的水深越深，水流临界扩散角越大，它和水深的平方根成正比。可见，水深对扩散角的影响较流速为小。

(4) 随着前池水流的不断扩散，流速减小，水深增大，因而水流扩散角也是沿池长逐渐加大的。故前池的锥角 α 即使沿池长逐渐增大，也不致形成脱壁。

上述结论定性地说明了水流扩散角和各水力要素之间的关系；同时，公式 (7-10) 中的系数 k 也需通过试验加以确定。根据有关试验资料，导出以下公式以计算水流临界扩散角 θ

$$\operatorname{tg} \theta = 0.065 \frac{1}{\sqrt{\operatorname{Fr}}} + 0.107 = 0.204 \frac{\sqrt{h}}{v} + 0.107 \quad (7-11)$$

式中符号意义同前。

比较式 (7-10) 和式 (7-11) 式可以看出，两者除差一常数项外，型式完全相同，也就是说，理论推导和实际试验结果是相符的。现将 $\operatorname{Fr} = 1$ (即水流处于缓流和急流之间的临界状态) 代入式 (7-11) 得

$$\operatorname{tg} \theta = 0.172$$

即 $\theta = 9.75^\circ$ 。

这时，边壁不发生脱流的扩散锥角 $\alpha = 2\theta \approx 20^\circ$ ，这和水力学中关于急流流态要求 $\alpha < 20^\circ$ 的试验所得结论是完全吻合的。

由于引渠和前池中水流一般为缓流。故其锥角可大于 20° 。根据有关试验和实际经验，可取 $\alpha = 20^\circ \sim 40^\circ$ 。

四、正向进水前池各部尺寸的确定

1. 前池池长 L 当引渠末端底宽 b 和进水池宽度 B 已知时，前池长度仅和锥角 α 有关，可用下式计算（图 7-20）

$$L = \frac{B - b}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \quad (7-12)$$

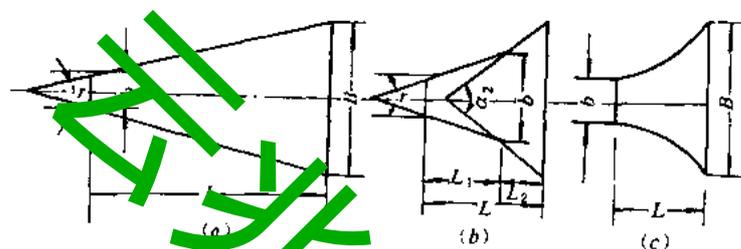


图 7-20 池长和锥角的关系

(a) 直线扩散 (b) 折线扩散 (c) 曲线扩散

但从前述可知，水流临界扩散角 θ 可沿池长而增加，所以为了缩短池长，节省工程量，可采用复式扩散而边壁为折线型的前池，如图 7-20 (b) 所示。即在前池 L_1 段内锥角为 α_1 ，在 L_2 段内锥角为 α_2 ，这样既保证水流平顺又缩短了池长。如果对所取的前池计算段数继续增加，池长还可再度减小，当计算段数无限增多时，前池边壁折线就变成一条曲线，如图 7-20 (c) 所示，这就是池长最短的曲线扩散型前池。

2. 池底纵向坡度 i 引渠末端高程一般比进水池底高，因此当前池和进水池连接时，前池除进行平面扩散外，往往还有一个向进水池方向倾斜的纵坡，当此纵坡贯穿在整个前池时，其值可根据下式确定

$$i = \frac{\Delta H}{L} \quad (7-13)$$

式中 ΔH ——引渠末端渠底高程和进水池高程差；

L ——前池的长度。

如果前池较长，亦可将此纵坡只设置在靠近进水池一段的长度内，这时进水池中水流状态将随底坡倾斜度的增大而变坏，图 7-21 (a) 是试验所得曲线，从中可以看出，随着 i 的增大，吸水管进口阻力系数 ξ 也随之增加。例如 $i = 0$ 时（平底）， $\xi = 1.63$ ；当 $i = 0.5$ 时， $\xi = 1.71$ 。

另一方面，前池坡度越缓，则修建时的土方开挖量也越大〔图 7-21 (b)〕。所以从工

程经济观点来看， i 值选得大些较好。

综合水力和工程条件的分析，池底坡度可采用： $i = \frac{1}{3} \sim \frac{1}{5}$ 。

3. 前池翼墙型式 翼墙多建成直立式并和前池中心线成 45° 的夹角（图 7-16），此型翼墙便于施工，水流条件也较好。但亦可采用扭坡、斜坡和圆弧型翼墙。

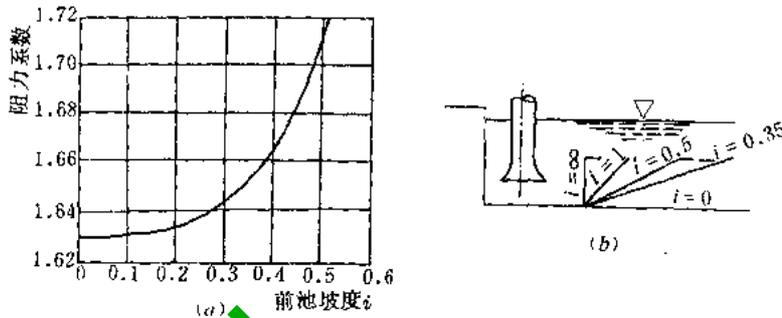


图 7-21 前池坡度的比较

(a) 不同 i 的等阻力系数曲线；(b) 前池坡度示意图

五、侧向进水前池

侧向进水前池有双侧向〔图 7-22 (a)、(b)〕和单侧向〔图 7-22 (c)、(d)、(e)〕两类。一般机组数超过 10 台以上，多采用双侧向进水前池。

根据边坡形状，侧向进水前池又可分为矩形、锥形和曲线形三种（图 7-22）。

矩形侧向进水前池结构简单、施工容易，而且工程量较大，同时流速沿池长渐减，将在前池后部形成泥沙淤积。此型前池长度 L 等于进水池宽度 B ，前池短边宽度 b 可取等于设计流量时引渠的水面宽度。

锥形侧向进水前池，其水流特点是流量沿程减小，过水断面也相应缩小，以保证池中流速和水深不变，水流条件较好，前池外形尺寸可根据下式确定〔图 7-22 (d)〕

$$y = b - \frac{b}{B}x \quad (7-14)$$

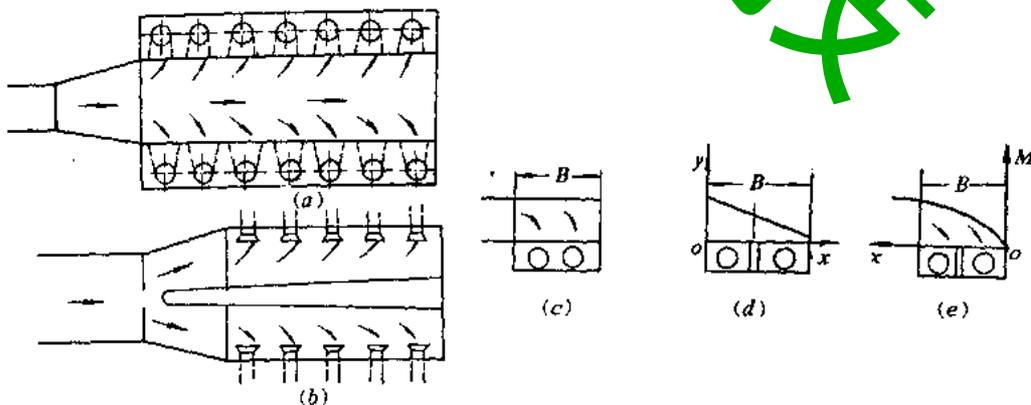


图 7-22 双侧向及单侧向进水前池示意图

(a) 无隔墩；(b) 有隔墩；(c) 矩形；(d) 锥形；(e) 曲线形

式中 x ——从原点 o 沿横坐标截面取的距离；

y —— x 处的池宽。

为使水流顺畅，拐角处可适当修圆，同时前池后部尺寸适当加宽，以保证进水。

曲线型侧向进水前池，其外壁可采用抛物线、椭圆或螺旋线等型式。

六、前池水流条件的改善

为了改善前池水流条件，可在池中增设隔墩或导流栅。加设隔墩，实际上减少了前池的锥角 α ，这样不仅可避免回流、偏流，而且可缩短池长；同时加设隔墩后，减小了前池的有效过水断面面积，增大池中流速，可防止泥沙沉积。

隔墩可设在前池部分〔图7-23 (a)〕或一直延伸至进水池后墙〔图7-23 (b)〕。前者称半隔墩式，后者称全隔墩式。

如果为了减小水流扩散，则隔墩两侧壁削成 δ 角的楔形， δ 可根据下式确定〔图7-20 (b)〕

$$\delta = \frac{\alpha_{总} - (n+1)\alpha}{n} \quad (7-15)$$

式中 α ——设置隔墩后的有效锥角，计算时可令其等于二倍的水流临界扩散角 (2θ)；

$\alpha_{总}$ ——前池总锥角，即不设隔墩时的锥角；

n ——设置的隔墩数。

设置导流栅，主要用于侧向进水前池中，如图7-23 (c) 所示。

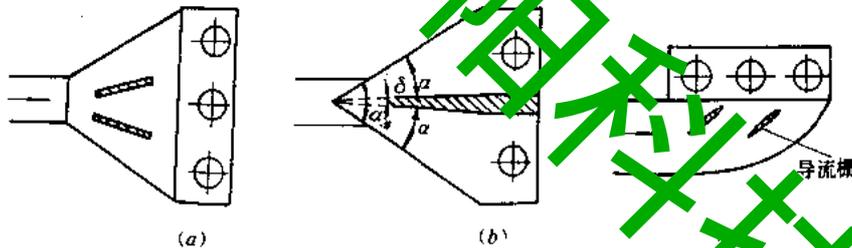


图 7-23 前池加隔墩
(a) 前池隔墩；(b) 全隔墩；(c) 导流栅

也可在前池中设置底坎，降低池底流速，防止回流。从某泵站在加设底坎前后池中水流流态 (图7-24) 对比中可以看出，加设底坎和隔墩后，基本上消除了前池中大范围的回流区 (如图7-24中断面 I、II、III)，同时还有效地减小了该泵站机组的振动和噪音。

七、前池的结构简述

前池的边坡和池底一般用50号水泥浆砌块石护面。护砌厚度为0.3~0.5m。对沿江滨湖的排涝泵站，为了防止管涌，还应进行防渗计算，必要时应采取防渗措施，如在前池内设反滤层、打板桩、加深齿墙等。

此外，在多泥沙水源取水的泵站，还要从结构上考虑防沙的措施。在地形条件许可的情况下，可在前池底部或边侧设冲沙孔或冲沙廊道，如图7-25所示。

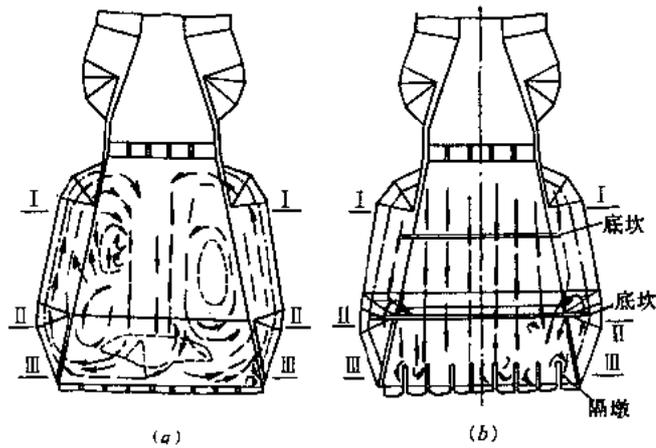


图 7-24 设置底坎和隔墩前后池中水流情况
(a) 设置前; (b) 设置后

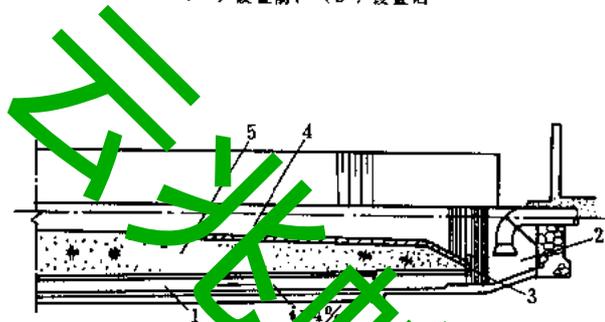


图 7-25 前池底部冲沙廊道
1—冲沙廊道; 2—进水池; 3—廊道沙闸门; 4—前池; 5—回填土

第四节 进水池

一、进水池中的流态对水泵性能的影响

为了保证水泵有良好的吸水条件, 要求进水池中的水流平稳, 即流速分布均匀, 无漩涡, 也无回流, 否则不仅会降低水泵的效率, 甚至引起水泵汽蚀, 机组振动而无法工作。

(一) 漩涡的形成及其对水泵性能的影响

进水池中的漩涡有表面漩涡和附壁漩涡两种。

1. 表面漩涡 当进水池的水位下降时, 池中表层水流流速增大, 水流紊乱, 在进水管后侧的水面上首先会出现凹陷的漩涡, 如图7-26 (a) 所示。当水位继续下降 (仍保持水泵流量不变) 时, 表层流速激增, 漩涡的旋转速度也随之加大, 漩涡中心处的压力进一步降低, 水面凹陷在大气压力的作用下逐渐向下延伸, 随着凹陷的加深, 四周水流对其作用的压力也随之增大, 故漩涡随水深的增加而变成漏斗状。当这种漏斗状的漩涡尾部接近进水管口时, 因受水泵吸力影响而开始向管口弯曲, 空气开始断断续续地通过漏斗漩涡进入水泵, 如图7-26 (b) 所示。如果水位继续下降, 则会形成连续向水泵进气的漏斗状漩涡[图

7-26 (c)]。若池中的水位再继续下降，进水管周围的漏斗漩涡数目将会增加，并很快连成一体，形成与进水管同轴的柱状漩涡 [图7-26 (d)]，使大量空气进入水泵。

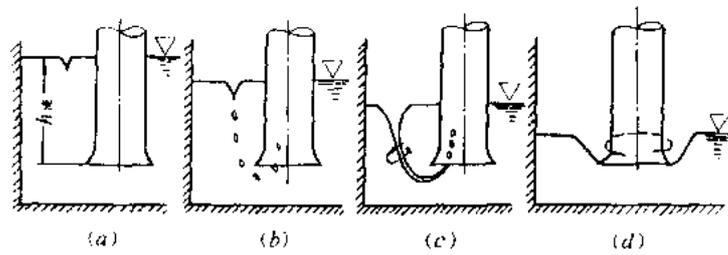


图 7-26 表面漩涡

水泵吸入空气后，其性能会明显恶化。图7-27为吸入的空气量对单级离心泵性能的影响。由此可见，由于吸入空气量的增加，水泵的效率和扬程都会明显下降。因此，防止表面漩涡将空气带入水泵是进水池设计的重要任务之一。

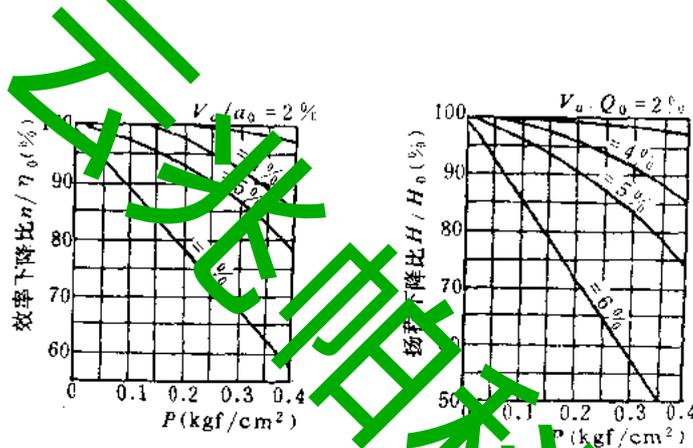


图 7-27 空气吸入量对单级离心泵 ($n_s = 100$) 性能的影响

Q_0, H_0 —空气量为零时最高效率点为 η_0 的流量 (m^3/s) 和扬程 (m)； V_a —泵入空气量 (kg/cm^3) (按法定计量单位应为 N/cm^3)，考虑到该曲线为过去的实验资料，故采用 kg/cm^3 ； Q_a —泵入口压力的空气吸入容积 (m^3/s)

2. 附壁漩涡 (即涡带) 当进水池设计不合理时，不仅池中流速分布不均匀，而且会在池壁和池底产生局部压力下降。流速分布不均匀不仅会产生表面漩涡，而且在水中也会产生漩涡。漩涡中心的压力很低，低压区漩涡中心的压力则更低。当压力下降至汽化压力时，漩涡中心区的水即被汽化，并呈白色带状，故又称涡带。这种漩涡常常是一端位于池壁 (或池底)。而另一端位于管口的涡带，如图7-28所示。它会将其中心部分的气体带入水泵，当气体带到高压区时，气泡破裂，产生周期性的振动和噪音，影响水泵的性能和寿命。

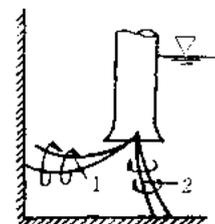


图 7-28 附壁漩涡

1—附壁漩涡；2—附底漩涡

(二) 回流对水泵性能的影响

当进水池或前池设计不合理时,在池中平面或立面可能会出现围绕水泵(或进水管)旋转的回流现象,如图7-29所示。这种回流,虽然不会将空气带入水泵,但对水泵(特别是直接从池中吸水的立式轴流泵和导叶式混流泵)的性能有很大影响。在图7-29(a)中,池中的流速分布均匀,水泵周围无回流。而图7-29中(b)、(c)由于进水条件差,在池中均产生回流,但回流的旋转方向不同,前者逆时针方向,后者顺时针方向。如果水泵叶轮的转动是顺时针方向,则图7-29(b)中水泵叶轮与回流旋转方向相反,相当于增加了水泵的转速,水泵的扬程和功率增加,甚至可能使动力机超载,而水泵效率却会降低。图7-29(c)中的水泵叶轮与回流旋转方向相同,水泵的扬程、功率和效率也都会明显下降。图7-30为回流对立式导叶式混流泵性能的影响。

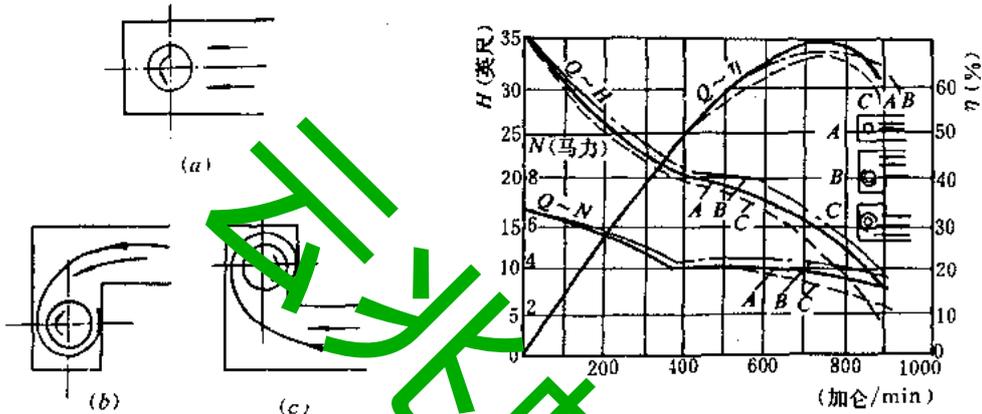


图 7-29 进水池中的回流

图 7-30 回流对立式导叶式混流泵性能的影响

注:单位处理同图7-27

(三) 进水池水头损失对水泵工作点的影响

设计不合理的进水池,不仅会产生漩涡和回流,而且会造成较大的能量损失。例如为了防止泥沙淤积需在池中造成较大流速,或为了防止水泵杂物吸入水泵而设置了拦污栅,都可能使进水池造成较大的水头损失,影响水泵的正常、安全工作。水头损失虽不会改变水泵的性能曲线,但却会增加泵站实际工作的几何扬程 $H_{实}$,从而使水泵运行工作点向上移动,增加泵站的能量损耗。因此,减少进水池中的水头损失,也应成为设计进水池的重要问题。

二、进水池形状和尺寸的确定

(一) 边壁形式和后墙距 T

进水池的边壁形式主要有图7-31中所示的矩形、多边形、半圆形、圆形和蜗壳形等几种形式。矩形进水池是排灌泵站中最常见的一种形式。这种形式在拐角处和水泵的后壁也常常容易产生漩涡,同时也容易受前池流态的影响,在池中产生回流。为了改善流态,进水管口应紧靠后墙,即 $T=0$,但对于立式泵,管口紧靠后墙,又会造成维修和安装方面的困难,因此一般要求 $T=(0.3\sim 0.5)D_{进}$ (其中 $D_{进}$ 为管口直径)。

图7-31(b)、(c)所示的多边形和半圆形边壁,对消除拐角处的漩涡很有好处,但仍有利于回流的形成。因此,控制后墙距也是很重要的。图7-31(d)所示的圆形水池,

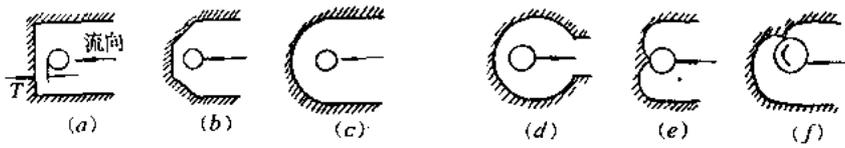


图 7-31 进水池各种边壁型式

(a) 矩形; (b) 多边形; (c) 半圆形; (d) 圆形; (e) 马鞍形; (f) 蜗壳形

从结构上看,它具有较好的受力条件,对节省材料是有好处的。但因水流进入水池后突然扩散,而且圆形边壁也有利于回流的产生,因此,池中的水流条件很紊乱,对水泵性能影响较大。故采用这种形式时,一定要采取改善措施。

图7-31 (e)、(f)所示者为马鞍形和蜗壳形边壁,对防止旋涡和回流都有好处。但因设计施工较麻烦,目前仅用于大型轴流泵站。

(二) 进水喇叭口直径 $D_{进}$ 的确定

进水喇叭口直径 $D_{进}$ 是进水池设计的主要依据之一。增大 $D_{进}$ 时,进入喇叭口的流速减小,相应的池中流速也相应降低,临界淹没深度也会减小,但增加了水池的工程量。而过小的 $D_{进}$ 虽然可以减小进水池尺寸,但又会增加喇叭进口的阻力损失,一般可取 $D_{进} = (1.3 \sim 1.5)D_1$ (其中 D_1 对卧式泵为进水管直径,对立式轴流泵为叶轮直径,而对立式混流泵则为叶轮进口直径)。

(三) 进水池宽度 B

进水池宽 B 对池中漩涡、回流和承头损失都有影响。 B 过小会使池中流速过大,管口阻力损失增大。 B 过大又会有利于漩涡的形成,增加工程造价。试验表明,当 $B = (2 \sim 5)D_{进}$ 时,进水管的过水能力和入口阻力系数变化都较小。通常可取 B 等于进水喇叭口的圆周长度,即 $B = \pi D_{进}$,或取其整数倍,即 $B = 3D_{进}$ 等。

(四) 进水管口至池底的距离,即悬空高 P

该高度在满足水力条件良好和防止泥沙淤积管口的情况下,应尽量减小为宜,以降低工程造价。

根据水流连续定律,通过进水口至池底间圆柱表面的流量,应该等于通过进水管入口断面的流量。即

$$\pi D_{进} P v'_{进} = \frac{\pi}{4} D_{进}^2 v_{进} \quad (7-16)$$

式中 $v'_{进}$ ——进水管口下圆柱表面上的水流平均流速;

$v_{进}$ ——进水管口断面的平均流速。

过去均假定 $v'_{进} = v_{进}$ (图7-32)。将此关系式代入式(7-16)中,得悬空高为 $P = \frac{D_{进}}{4}$

$= 0.25D_{进}$ 。应该指出,这一假定与实际出入颇大,实质上是不可能的,所求 P 值偏小,影响水泵正常进水。

事实上,在吸水口附近,吸水区的过水断面基本上是一球形,其流速分布系按双曲线

规律分布 (图7-32)。据此求出悬空高应为

$$P = 0.62 D_{\text{进}} \quad (7-17)$$

也就是说, 进水管口至池底的距离不应小于进水管直径的0.62倍。

图7-33 (a)、(b) 为两组试验曲线,

明显看出, 当 $\frac{P}{D_{\text{进}}} < 0.7$ 时, 管口水力阻力系

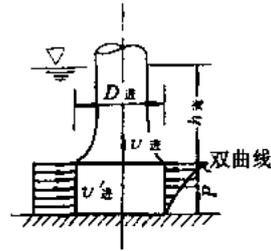


图 7-32 管口悬空高 P

数 ξ 突增, 流量 Q 显著下降。这和上面要求的 $P \geq 0.62 D_{\text{进}}$ 的结论基本上是相符的。但当 $\frac{P}{D_{\text{进}}} > 0.7$ 时, ξ 和 Q 值基本不变, 这说明从水力学观点来看, 再增大悬空高已无实际意义, 反而增大了池深, 加大了工程量。特别是对叶轮靠近进口的立式轴流泵, 当 $P > 1.0 D_{\text{进}}$ 时, 将会造成进水口压力和流速分布不均的单面进水 (图7-34), 水泵效率开始下降, 所以, 悬空高一般建议为

$$P = (0.5 \sim 0.8) D_{\text{进}} \quad (7-18)$$

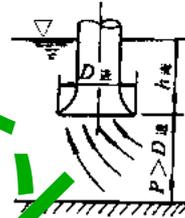
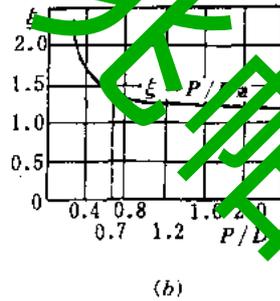
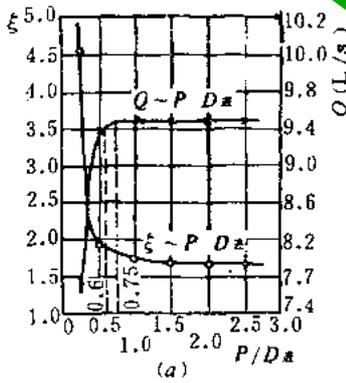


图 7-33 $\xi \sim P/D_{\text{进}}$ 关系曲线
(a) 国内试验曲线; (b) 国外试验曲线

图 7-34 $P > D_{\text{进}}$ 时流速分布示意图

(五) 淹没深度 $h_{\text{淹}}$ 的确定

淹没深度 $h_{\text{淹}}$ 对表面漩涡的形成和发展有决定性的影响。表面漩涡开始断断续续地将空气带进水泵时的管口淹没深度, 称为临界淹没深度 $h_{\text{临淹}}$, 见图7-26 (b)。为了保证水泵不吸入空气, 进水池中的最小淹没深度必须大于临界淹没深度, 即 $h_{\text{淹}} > h_{\text{临淹}}$ 。

影响临界淹没深度的因素很多, 主要因素有管口直径 $D_{\text{进}}$ 、进口流速 $v_{\text{进}}$ 、后墙矩 T 以及悬空高 P 等。目前计算 $h_{\text{临淹}}$ 的方法较多, 多数为根据试验资料整理出来的经验公式。用不同方法求得的临界淹深 $h_{\text{临淹}}$ 会有很大的出入。因此, 在选用时必须注意其试验条件, 否则会招致较大的误差。

通常, 可以采用以下公式计算 $h_{\text{临淹}}$

$$h_{\text{临淹}} = K_s D_{\text{进}} \quad (7-19)$$

对于正值吸水的离心泵或混流泵，佛汝德数 $Fr = \frac{v_{进}^2}{gD_{进}}$ 在 0.3~1.8 范围内时，可以采用下式求 K_s 。

$$K_s = 0.64 \left(Fr + 0.65 \frac{T}{D_{进}} + 0.75 \right) \quad (7-20)$$

或
$$K_s = K_D \cdot K_p \left(0.5v_{进} + 1.3 \frac{T}{D_{进}} + 0.4 \right) \quad (7-21)$$

其中 K_D 和 K_p 为修正系数。见表 7-2 和表 7-3。

表 7-2 $D'_{进}/D_{进} \sim K_D$ 关系表 (其中模型泵喇叭口直径 $D_{进} = 150\text{mm}$)

$D'_D/D_{进}$	1	2	3	4	5
K_D	1.0	0.85	0.80	0.76	0.73
$D'_{进}/D_{进}$	6	8	10		
K_D	0.70	0.58	0.65		

注 $D'_{进}$ —— 原型泵喇叭口直径 (m)。

表 7-3 $P/D_{进} \sim K_p$ 关系表 (其中 $P = 0.5D_{进}$)

$P/D_{进}$	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
K_p	1.0	0.35	0.30	0.85	0.82	0.80

(六) 进水池的长度 L

进水池必须有足够的有效容积，否则在起动过程中，可能由于来水较慢，进水池中水位急速下降，致使淹没深度不足而造成起动困难，甚至使水泵无法抽水。

在确定进水池长度 L_g 时，一般均根据进水池的有效容积是总流量的多少倍来计算。即

$$hBL_g = KQ \quad (7-22)$$

所以
$$L_g = \frac{KQ}{hB} \quad (7-23)$$

式中 L_g —— 进水池最小长度 (m)；

Q —— 泵站总流量 (m^3/s)；

K —— 秒换水系数；

其它符号意义同前。

当 $Q < 0.5\text{m}^3/\text{s}$ 时， $K = 25 \sim 30$ ；

当 $Q > 0.5\text{m}^3/\text{s}$ 时， $K = 15 \sim 20$ 。

按一般规定，在任何情况下，应保证从进水管中心至进水池进口至少有 $4D_{进}$ 的距离 (图 7-35)。

(七) 进水池的安全超高 Δh

进水池的深度除满足进水要求外，还应留有一定的超高 Δh ，其值大小除考虑风浪影响因素外，对大型泵站还应考虑停泵时所形成的涌浪，特别是对具有长引渠和多级联合运行的泵站，由于引渠和上一级泵站连续来水，可能招致前池和进水池漫顶而淹没泵房等事故。因此，应设置溢流设施，或增大安全超高，其值可根据公式 (7-5) 计算。

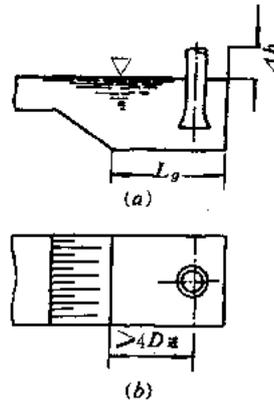


图 7-35 进水池长度示意图
(a) 剖面图；(b) 平面图

应该指出：上述进水池诸项设计尺寸的选定，各国的标准是不一致的，而且变化幅度较大。作者近几年来对进水池所作的模型试验与国外有关试验数据作一比较，列于表 7-4 中，可供参考。

表 7-4 进水池的模型试验

参考值 国别	项目 悬空高	淹没高 (如有防涡措施则取 $1.4D_0$)	后墙距 (后墙主管中心)	池宽	池长 (后墙至格栅)	侧向引水的直段
日本	$(0.5 \sim 1.0)D_0$ 大于 $1.13D_0$ 时有溢流	$(1.5 \sim 0.8)D_0$ (如有防涡措施则取 $1.4D_0$)	$(0.75 \sim 1.0)D_0$	$(2.8 \sim 2.5)D_0$	$(5 \sim 8)D_0$	大于 $3H$
美国	$0.37Q^{0.5}$ 或 $(0.3 \sim 0.47)D_0$	$2.5Q^{0.15}$ 或 $2.735D_0$	$(0.75 \sim 1.0)D_0$	$(2 \sim 3)D_0$	$(3 \sim 5.3)D_0$	
苏联	$(0.5 \sim 0.6)D_0$	$2D_0$	$0.75D_0$	$(2 \sim 3)D_0$	$\frac{L B h}{Q}$ $K = 15$	
英国	$(0.33 \sim 0.5)D_0$	大于 $1.5D_0$	$(0.6 \sim 0.75)D_0$	$(2 \sim 3)D_0$	$(3 \sim 5)D_0$	
中国	$(0.5 \sim 0.8)D_0$	$(0.8 \sim 1.8)D_0$	$(0.8 \sim 1.0)D_0$	$(2 \sim 3)D_0$	大于 $4D_0$	
作者型 通试 过验	试验范围	$(0.33, 0.5, 0.62, 0.75)D_0$	$(0.6, 0.75, 1.0)D_0$	$(2, 2.33, 3)D_0$	$(4, 4.5, 5)D_0$	$(2.5, 3)H$
	推荐值	$0.75D_0$	$1.88D_0$	$0.75D_0$	$3D_0$	$4.5D_0$

注 D_0 ——进水管喇叭口直径；
 Q ——水泵设计流量；
 H ——侧渠内最大水深。

三、消除池中漩涡的措施

对于无法满足上述尺寸要求的进水池或设计不合理的进水池，为了防止池中产生表面漩涡、附壁漩涡、回流等不良水流状态，可以采取如下措施：

(1) 当管口淹没深度 $h_{淹}$ 小于临界淹没深度而出现进气漩涡时，可以在进水管上加盖板 [图7-36 (a)、(b)、(c)]，也可以采用双进水口 [图7-36 (d)] 以减小管口进水流速 $v_{进}$ ，还可以在池中其它部位加设隔板 [图7-37 (b)、(c)、(d)、(e)]。

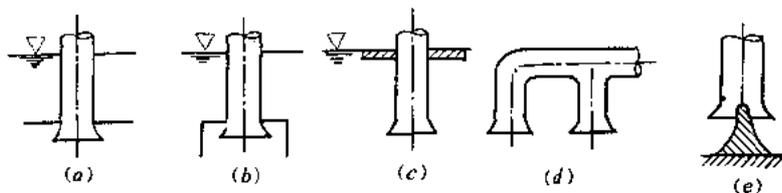


图 7-36 防涡措施之一

(a) 水下盖板；(b) 水下盖板；(c) 水上盖板；(d) 双进水口；(e) 加导水管

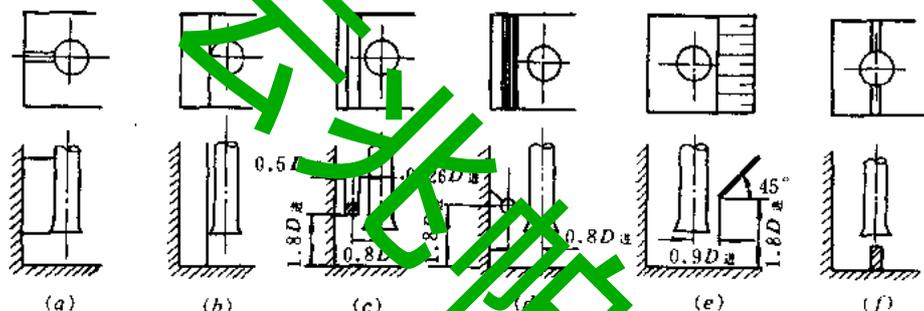


图 7-37 防涡措施之二

(a) 后墙隔板；(b) 管后隔板；(c) 水下隔板；(d) 水下隔板；(e) 倾斜隔板；(f) 池底隔墙

(2) 为了防止附底漩涡，可在管口下的底板上设导水管 [图7-36 (e)]。

(3) 为了防止回流的产生，可采用后墙隔板 [图7-37 (a)]，管后隔板 [图7-37 (b)]，水下隔板或隔柱 [图7-37 (c)、(d)]，或池底隔墙 [图7-37 (f)]。

试验表明，图7-37 (e) 所示的倾斜隔板可显著降低临界淹没深度 $h_{淹}$ 值。图7-38为试验所得曲线，曲线1是无防涡措施时的 $\frac{h_{淹没}}{D_{进}} \sim v_{进}$ 关系。曲线2、3和4分别代表图

7-37 (c)、(d)、(e) 的 $\frac{h_{淹没}}{D_{进}} \sim v_{进}$ 关系曲线。由此可见，带倾斜隔板的防涡措施，

$h_{淹没}$ 值可大幅度降低。

(4) 对多机组泵站，可在进水池中加设隔墩以稳定水流并防止漩涡，如图7-39所示。试验表明，隔墩应稍离后墙并在墩壁开豁口 (图7-39)，使各池水流相通，能较好地改善池中水流条件。

四、进水池的构造

进水池多为浆砌块石圬工结构，池壁一般为立式箱形，池底采用不小于10cm厚的水泥

砂浆抹面，以防冲刷和便于清淤。对于从多泥沙水源取水的泵站，进水池中还应考虑防沙措施（如设冲沙闸、冲沙廊道、涵管等），在池中最低部位应设集水坑，以便检修时排净池中积水。

进水池后墙、侧墙，除采用立墙外，还可采用斜坡式或直斜混合式。直立式边墙可采用浆砌石挡土墙结构，斜坡式可用浆砌石护坡。多机组的进水池之间一般应设隔墩，墩厚为30~50cm的浆砌石。

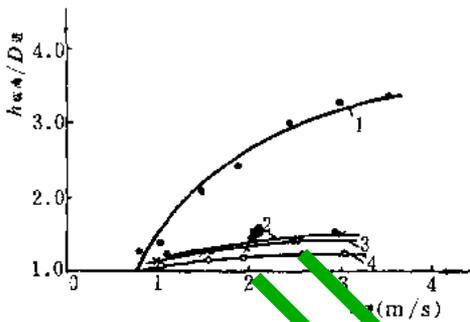


图 7-38 各种防止漩涡方式的效果

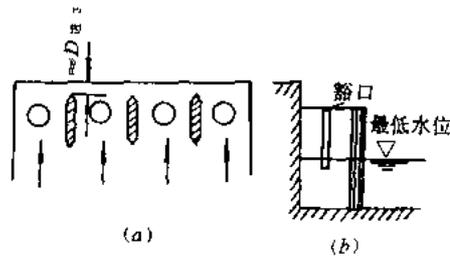


图 7-39 进水池隔墩

(a) 隔墩; (b) 墩壁开豁口

第五节 进水管道

一、进水管的特点

进水管的作用是保证进水池中的水流平稳地引向水泵叶轮进口。设计不合理的进水管可能产生以下不良后果：

(1) 增加进水管的阻力损失，降低水泵安装高程和管路效率，增加泵站的投资和运行费用。

(2) 使水泵叶轮进口处的流速和压力分布不均匀，降低水泵效率，增加能源消耗。

(3) 管内存气或进气，引起机组振动，降低机组效率。

为此，在设计进水管时，应从以上三方面考虑，除节省工程投资外，还应保证水泵进口处有均匀的流态，管内不存气，管壁或连接处不进气，同时应尽量减少进水管的阻力损失，为水泵的高效、安全运行创造良好的进水条件。

二、进水管道的布置和设计

1. 进水管径的确定 管径大小对阻力损失的影响很大。因此进水管不宜选得过小。一般进水管的直径比水泵进口直径大一级，或控制管中流速在1.5~2.0m/s之间。故管径 D 可用下式计算

$$D = (0.92 \sim 0.80) \sqrt{Q} \quad (\text{m}) \quad (7-24)$$

式中 Q ——水泵的设计流量 (m^3/s)。

2. 进口形式的选择 不同形式的进口，阻力系数差别甚大。图7-40和图7-41所示为水平进水管和垂直进水管不同进口形式及其阻力系数。由此可见，选用带喇叭口的进水型式

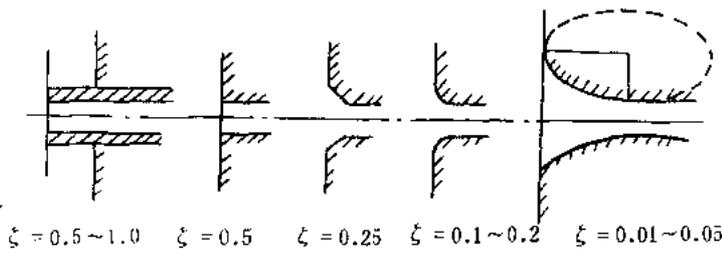


图 7-40 水平进水型式及其阻力系数

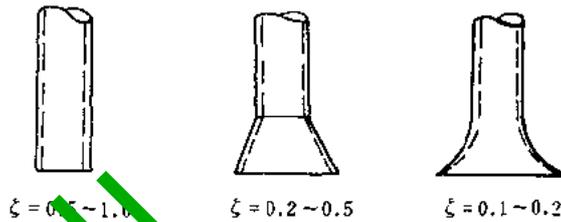


图 7-41 垂直进水型式及其阻力系数

对水平进水或垂直进水都是有利的。

3. 渐缩管 因为进水管的管径一般都比水泵进口大，故水泵进口与进水管之间常常需要采用渐缩管连接。

渐缩管的收缩角和渐缩管前后断面积的大小有关，如图7-42所示。由图可见，渐缩管的阻力系数并不很大。但因进水管内常为负压，管道顶部容易存气。对于圆锥形的渐缩管，如果存气后，空气可能停留在顶部，当水泵运行时，该气体在管道内时而压缩，时而膨胀，使水泵运行很不稳定，因此，要求水泵进口处的渐缩管采用偏心渐缩管为好（图7-42）。

4. 弯管 圆形断面的弯管阻力系数 $\zeta_{\text{弯}}$ 按下式计算

$$\zeta_{\text{弯}} = \left[0.131 + 0.1632 \left(\frac{D}{R} \right)^{3.3} \right] \frac{\theta}{90^\circ} \quad (7-25)$$

式中 D ——管道直径（图7-43）；

R ——弯管的曲率半径；

θ ——弯曲的角度。

由此可见，弯管阻力系数主要与 R 、 D 、 θ 有关。增大 R 和减小 θ 都可以达到减小 $\zeta_{\text{弯}}$ 的目的。

另外，水流流经弯管后，会产生二次回流，〔图7-43（b）〕。甚至可能出现脱壁漩涡，使弯管出口断面的流速和压力分布很不均匀。如果这种弯管接于水管进口，将会使水泵性能恶化，效率下降，甚至产生振动和噪音。因此，在进水管上布置弯管时，最好使弯管距水泵进口有 $4D$ 以上的距离。大量的水力学试验也表明，增大 R 和减小 θ 对改善弯管出口断面的流态也是有好处的。

在实际工程中，常常可以看到用折曲弯管（图7-44）代替上述的普通铸铁弯管。这种弯管的优点是便于现场焊接，造价较低。但是，这种折曲弯管比铸铁弯管更容易产生脱壁

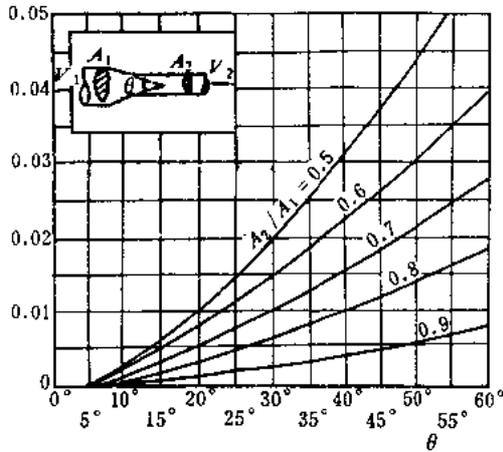


图 7-42 渐缩管的阻力系数

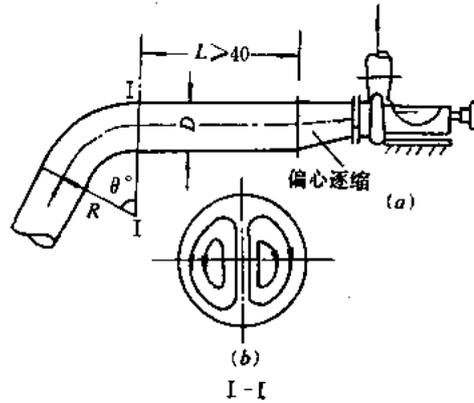


图 7-43 弯管

漩涡和二次回流，阻力系数也更大（表 7-5）。当 θ 小于 20° 以后，铸铁弯管和焊接的折曲弯管的阻力系数则相差很小，因此，当转弯角度较小时，可采用折曲弯管，而对于转弯角度较大者，可以采用多次折曲的焊接弯管，如图 7-44 (b) 所示。

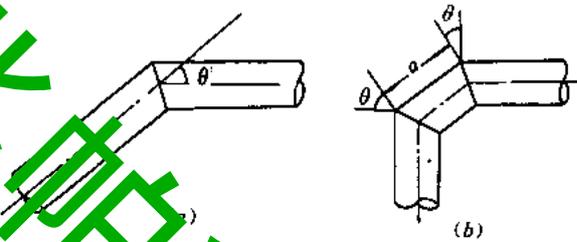


图 7-44 折曲弯管

表 7-5 折曲弯管的阻力系数（圆形断面）

折角 θ°	10	20	30	40	50
ζ	0.04	0.09	0.17	0.28	0.40
折角 θ°	60	70	80	90	100
ζ	0.55	0.70	0.90	1.10	

三、进水管路上的阀件

1. 底阀 在中小型抽水装置中，常常可以看到在进水管的入口处装有底阀，底阀是为水泵启动前灌注引水而设置的。底阀容易被水草堵塞，杂物卡住而关闭不严，因此常常出现漏水现象；给运行管理带来很大麻烦。此外，底阀有较大的阻力系数，由此造成较大的能量损失。据有关资料介绍，底阀的能量损失占进水管能量损失的 $50\% \sim 70\%$ ，占进、出水管总的能量损失的 $10\% \sim 50\%$ 。水泵扬程越低，底阀的能量损失所占比例则越大。因此，很早就有人提出取消底阀的问题。

抽水装置中的底阀能否取消，关键在于是否能够解决启动前灌注引水的问题。在中大型泵站中，常用真空泵抽气充水。小型抽水装置的充水方法更多，如选用自吸泵，利用柴油机进、排气过程进行自吸，也有外循环自吸装置，倒灌充水等方法，并在小型排灌泵站中都得到了广泛采用。

2. 闸阀 对于水泵安装在进水池最高水位以下的抽水装置中，常常在进水管上安装闸阀，以便水泵检修。但闸阀的上部为空腔，在运行时常常存有空气，从而引起机组振动，因此进水管的闸阀应该水平安装。另外，闸阀的开度减小后会使其阻力系数明显增大，管中流态更加紊乱，运行时进水管中的闸阀应经常处于常开状态。

四、进水管的连接

穿墙管与挡水墙的结合。若穿墙管高于进水池水位时，水管穿墙部分应富有柔性，使水管在温度升高和降低时，能沿墙壁自由滑动。若水泵的安装高程低于进水池水面高程，穿墙水管在水面以下，为了防止水管与墙的结合处漏水和渗水，应在该处做成刚性结合(图7-45)。即在泵房施工时，先在墙上预留孔口，使其孔径比管径大15~20厘米左右，以便安装水管，然后补浇二期混凝土。

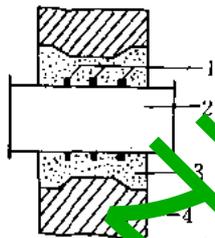


图 7-45 水管与挡水墙的结合
1—截水环；2—穿墙管；3—二期混凝土；
4—钢筋混凝土墙

第六节 进水流道

为了保证水泵的进水流态，大型立式水泵通常需要进水流道将进水池中的水流平顺地引向水泵进口。

进水流道按进水方向可分为单向进水流道〔图7-46 (a)、(c)〕和双向进水流道〔图7-46 (b)〕；按流道形状又可分为肘形进水流道〔图7-46 (a)〕和钟形进水流道〔图7-46 (c)〕。

进水流道直接影响水泵叶轮进口断面的流速分布和压力分布，因此对水泵的性能也有很大影响。进水流道形状尺寸选择不当，流道内可能产生涡带。一旦涡带进入水泵，机组就会发生强烈震动。通常进水流道都是和泵房底板浇成整体，所以其形状尺寸又直接影响

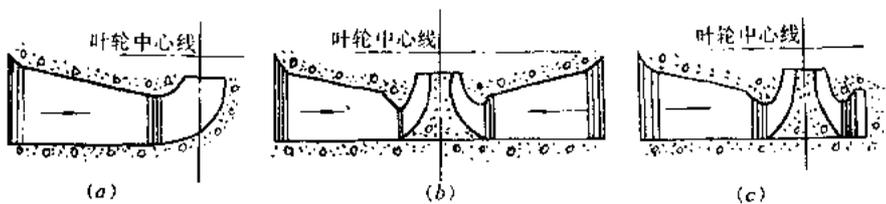


图 7-46 进水流道的几种形式
(a) 肘形进水流道；(b) 双向进水流道；(c) 钟形进水流道

泵站投资和施工难易。由此可见，合理地进行流道设计，不论对水泵运行和工程投资，均有很大意义。设计进水流道一般应满足以下要求：

- (1) 流道出口（即水泵叶轮进口）断面的流速和压力分布比较均匀。
- (2) 在各种工况下，流道内不产生涡带，更不允许涡带进入水泵。
- (3) 水力损失小。
- (4) 尽可能减小流道宽度和开挖深度，以减少工程投资。
- (5) 造型简单，便于施工。

一、肘形进水流道

肘形进水流道（也称为肘形进水弯道），其形状象人的胳膊肘，它是目前国内块基型泵房中最常见的一种进水流道。

（一）肘形进水流道的形状尺寸对流态和工程投资的影响

弯管的形状主要有：等直径直角弯管〔图7-47（a）〕、等直径圆角弯管〔图7-47（b）〕、曲率半径相同的断面渐缩管〔图7-47（c）〕以及不同曲率半径断面渐缩的肘形弯管〔图7-47（d）〕

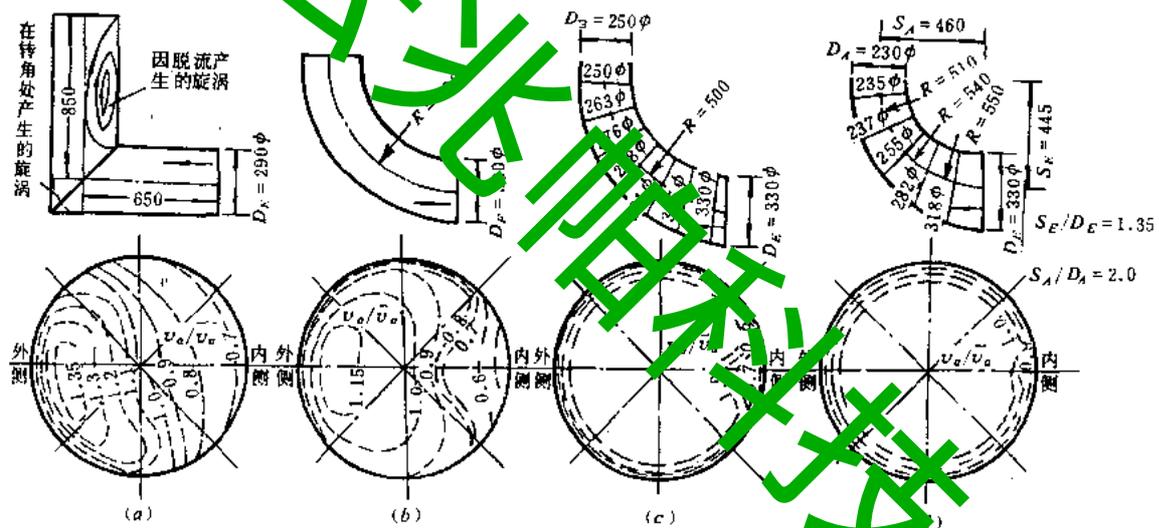


图 7-47 几种弯管形状及其出口断面流速分布

(a) 等直径直角弯管；(b) 等直径圆角弯管；(c) 曲率半径相同的断面渐缩弯管；
(d) 不同曲率半径断面的渐缩弯道

对等直径直角弯管，出口断面的流速分布受离心力的影响很大。由图〔7-47（a）〕可见，其出口断面的最大和最小流速与平均流速之差约为±30%，这样必然会对水泵性能产生很大影响。同时，这种形状的弯管，不仅内侧会产生漩涡，外侧的直角处也因流动不畅会产生漩涡。这种漩涡达到一定剧烈程度时，流道就会形成涡带进入水泵叶轮，甚至引起强烈震动。此外，这种直角弯管的阻力损失也很大，必然会增加运行费用和降低水泵的安装高程，从而加大工程造价。

同时，由图7-47可见，不同形状的弯管内流速分布也有所不同。对于图7-47（b）所

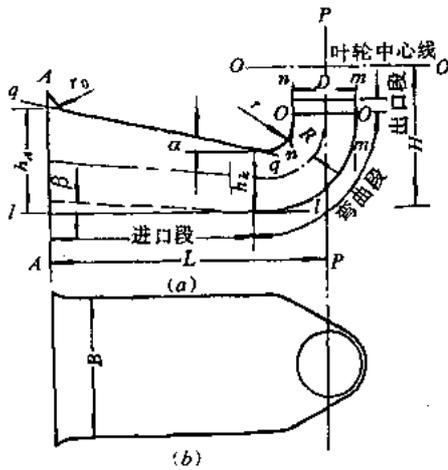


图 7-48 肘形进水流道构造图

示的圆角弯管的最大和最小流速约为平均流速的 $\pm 22.5\%$ ，而图 7-47 (c) 中所示的渐缩弯管则有较大的改善，图 7-47 (d) 中所示的流速分布，则几乎分布均匀。由此可见，只要形状设计合理，就可能使肘形弯管满足设计要求。

肘形进水流道由进口段，弯圆段和出口段组成，如图 7-48 所示。其断面形状由方变圆后即和泵进口的座环相接。肘形进水流道的主要尺寸已在图 7-48 中注出。试验证明，各种尺寸的进水流道对出口断面的流态是有影响的，即 $\frac{H}{D}$ 越大则流速

分布越均匀，而水力损失却基本一致（即阻力系数 $\xi = 1.1$ ）。但是， $\frac{H}{D}$ 越大，开挖深度也大，从而增加工程造价，在地基条件不好的地方， $\frac{H}{D}$ 值的增大也会增加施工的困难。

(二) 肘形进水流道的线型设计

1. 基本尺寸的拟定 可根据模型试验和已建成的泵站资料，拟定肘形进水流道的基本尺寸。国内许多泵站通常采用以下数据（图 7-48）：

$$\frac{H}{D} = 1.5 \sim 1.8, \text{ 少数采用 } 2.24$$

$$\frac{L}{D} = 3.6 \sim 4.0;$$

$$\frac{B}{D} = 2.0 \sim 2.5;$$

$$\frac{R}{D} = 0.8 \sim 1.0;$$

$$\frac{r}{D} = 0.2 \sim 0.5;$$

$$\frac{r_0}{D} = 0.5 \sim 0.7;$$

$$\alpha < 20^\circ \sim 25^\circ;$$

$$\beta < 10^\circ \sim 12^\circ \text{ (一般为平底即 } \beta = 0^\circ \text{)}。$$

式中 D ——水泵叶轮直径；

- H ——叶轮中心至底板的高度；
- L ——进水流道的纵向长度；
- B ——流道进口段宽度；
- R ——弯曲段外曲率半径；
- r ——弯曲段内曲率半径；
- r_0 ——进口顶部曲率半径；
- α ——进口段顶部渐缩角度；
- β ——进口段底部抬高的角度。

2. 剖面轮廓图的绘制 根据以上所选基本尺寸,可以绘出肘形进水流道的剖面轮廓图。具体步骤如下:

(1) 绘出水泵叶轮中心 $O-O$ 和水泵座环法兰面位置 $m-n$, 直径 D_0 。并以此作为进水流道出口断面。如图 7-49 所示。以座环的收缩角作为流道出口断面的收缩角, 并画出 $m-m$ 和 $n-n$ 两条直线。

(2) 根据叶轮中心线 $O-O$ 和 H 、 β 值, 确定流道底边线 $l-l$ 。当流道为平底(即 $\beta = 0^\circ$) 时, $l-l$ 线为一根水平线, 当需要减少进水池的开挖深度和翼墙高度时, 可以使 $l-l$ 线稍为翘起。但 β 角最好不要大于 $10^\circ \sim 12^\circ$ 。

(3) 根据水泵轴线 $P-P$ 和 L 值, 确定流道进口 $A-A$ 断面的位置。

(4) 选定进口流速 v_A (一般 $v_A = 0.5 \sim 1.0 \text{ m/s}$) 并确定进口断面的形状(一般为矩形)。再根据所选定的进口宽度 B 和水泵流量 Q , 用下式确定进口高度 h_A 为

$$h_A = \frac{Q}{Bv_A} \quad (7-26)$$

由 h_A 可定出流道进口顶点 A 的位置。

(5) 通过 A 点作直线 $q-q$ 与水平线成 α 角。

(6) 用半径 R 作圆弧与 $m-m$ 和 $l-l$ 两条直线相切, 用半径 r 作圆弧与 $q-q$ 和 $n-n$ 两条直线相切, 用 r_0 作圆弧与 $q-q$ 和 $A-A$ 两条直线相切。

这样就全部画出了流道的剖面轮廓图。当所作出的图形的 h_k 值在 $(0.5 \sim 1.0) D$ 的范围内时, 可以认为所拟定的尺寸基本满足要求。当 h_k 值太大或太小时, 可以调整 α 或 L 值, 直至满足要求为止。

3. 平面轮廓的绘制 绘制平面轮廓图主要有流速曲线递增和流速直线递增两种方法。所谓流速曲线递增法, 就是先初拟一个平面轮廓图。在剖面轮廓图中选取相同的断面, 由剖面图中可以知道各断面的高度, 由平面图中可以知道各断面的宽度, 从而求出各断面的面积。再根据各断面面积和水泵流量, 就可以求出各断面的流速大小。这样可以作流速和流道长度、断面面积和流道长度的关系曲线(图 7-49)。当上述两条曲线光滑时, 说明水流在流道中的速度是曲线递增的, 没有突变现象, 符合水力损失小的原则, 也说明初拟的平面轮廓图是符合设计要求的。如上述两条曲线不光滑时, 说明流速有突变现象, 这样就会增加水力损失, 因而需要调整平面或剖面图形的尺寸, 直到曲线光滑为止。

所谓流速直线递增法, 是假定流道内的流速变化是按直线规律递增的, 也就是符合

$\frac{\Delta b}{\Delta l} = \text{常数}$ 的原则。这样就可以根据流道进口和出口断面的流速画出流速和流道长度的关系线，如图7-50所示。这样，任何一个断面的流速都可以从图中查出。根据各断面的流速和水泵流量，可以求出各断面面积。由剖面轮廓图的流道宽度，可以绘出平面轮廓图。

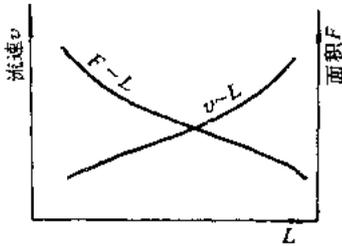


图 7-49 流速和流道长度，断面面积和流道长度关系曲线

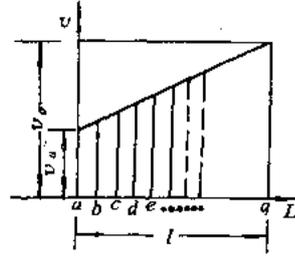


图 7-50 流速和流道长度的关系曲线

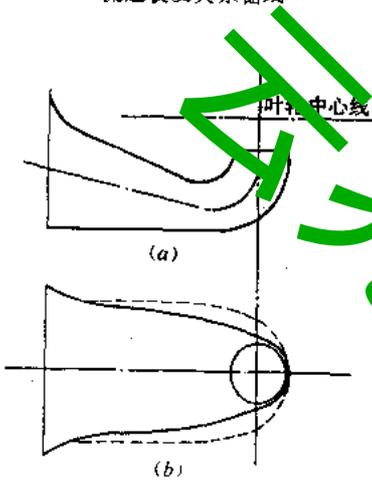


图 7-51 用两种不同方法绘出的平面轮廓图

上述两种绘制平面图的方法都是根据流速变化均匀、水力损失小的原则进行设计的。前者是先假定断面面积，然后绘出流速变化曲线加以校核，后者是先假定各断面的流速，然后再求各断面面积，从而绘出平面轮廓图。按流速曲线递增法绘出的平面图收缩比较均匀。如图7-51 (a) 中的实线所示。按流速曲线递减法绘出的平面图，进口段的宽度基本不变，弯道段收缩角较大，如图7-51 (b) 中的虚线所示。

具体设计步骤如下：

(1) 流速曲线递增法

- 1) 根据所选的基本尺寸，按前述方法绘出流道剖面轮廓图，如图7-52 (a) 所示；
- 2) 在剖面轮廓图 [图7-52 (a)] 中绘出流道中心线 aq ，在剖面图中作很多内切圆，用光滑的曲线将这些内切圆的圆心连接起来，即得流道中心线 aq ；
- 3) 在中心线上定出有代表性的点 a, b, c, \dots ，通过这些点作中心线 (曲线) 的垂线，即得 $A-A, B-B, C-C$ 等断面。可以近似认为就是通过 a, b, c, \dots 各点的过水断面，并将 a, b, c, \dots 各点投影到平面图中，同时绘出 $A-A, B-B, C-C, \dots$ 等断面，如图 [7-52 (b)] 所示；
- 4) 将剖面图中的中心线 aq 展开，绘出平面展开图7-52 (c)。并在展开的中心线上标出 a, b, c, \dots 各点，同时通过各点作 aq 的垂线，取 $A-A, B-B, C-C, \dots$ 和平面图上各截面的宽度相等的断面；
- 5) 拟定各断面过渡圆的半径 r_a, r_b, r_c, \dots ，因为流道是由矩形断面变到圆形断面后与水泵座环相接，为了使断面变化均匀，过渡圆的变化也应该是均匀的。为了达到这一

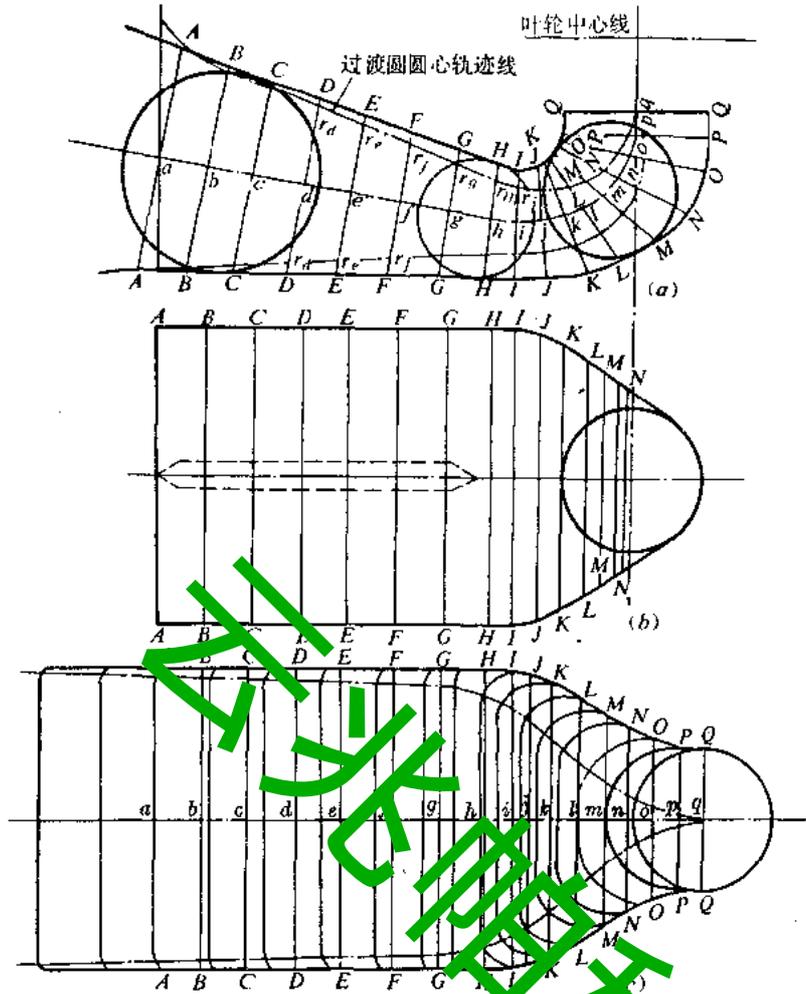


图 7-52 肘型进水流道的线型设计
 (a) 剖面轮廓图; (b) 平面轮廓图; (c) 平面展开图

目的, 可以在剖面图7-52 (a) 中用两条光滑的曲线 (如图中锁线所示), 作为过渡圆的圆心轨迹线, 各截面A-A、B-B、C-C……等线与轨迹线之交点即为过渡圆的圆心, 该交点到剖面轮廓线的距离即为该点断面过渡圆的半径 r_a 、 r_b 、 r_c ……;

6) 在展开图上绘出各断面的几何图形: 根据剖面图、平面图可以知道各断面的高度 h 和宽度 b , 再根据各断面的过渡半径, 可以在展开图上绘出各断面的几何图形;

7) 计算各断面面积 F : 第1断面的面积可按下式计算

$$F_i = h_i b_i - 4r_i^2 + \pi r_i^2 = h_i b_i - 0.86r_i^2 \quad (7-27)$$

式中 h_i 、 b_i 、 r_i ——分别为第 i 断面的高度、宽度和过渡圆的半径, 如图7-53所示。

8) 求各断面的平均流速 v : 第 i 断面的平均流速 v_i 可以根据水泵设计流量 Q 和第 i 断面面积 F_i 求得, 即

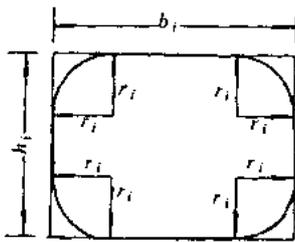


图7-53 计算断面图

$$v_i = \frac{Q}{F_i} \quad (7-28)$$

9) 作流速及断面面积变化曲线: 以流道长度 \$L\$ 为横坐标, 以流速 \$v\$ 和断面面积 \$F\$ 为纵坐标, 绘出 \$v \sim L\$ 和 \$F \sim L\$ 曲线。当绘出的曲线不光滑时, 应该修正初拟的图形, 然后再绘出这两条曲线, 直到光滑为止。

(2) 流速直线递增法:

- 1) 如图7-52 (a) 用作内切圆的方法绘出剖面轮廓图的流道中心线 \$a-q\$ 以后, 定出有代表性的点 \$a\$、\$b\$、\$c\$ ……并将中心线展开;
- 2) 绘出剖面图的过渡圆的圆心轨迹线, 求出各断面的过渡圆半径 \$r_a\$、\$r_b\$、\$r_c\$ ……;
- 3) 根据流道进出口断面面积和水泵流量, 求出进出口断面流速 \$v_a\$ 和 \$v_q\$, 在 \$v-L\$ 坐标内作出流速与流道长度的关系线 (图7-50), 即可从图中查出 \$i\$ 断面的流速 \$v_i\$;
- 4) 根据各断面的流速和流量, 可以求出各断面的面积 \$F_i\$, 再根据式 (7-29) 求出各断面的宽度

$$b_i = \frac{F_i + 0.86r_i^2}{h_i} \quad (7-29)$$

5) 根据各断面的 \$h_i\$、\$b_i\$ 等就可以在展开图上绘出各断面的图形, 并根据各断面的宽度绘出平面轮廓图。当绘出的平面图出现轮廓突变的情况时, 可以适当的调整剖面图的尺寸, 这样就可以使流速变化均匀, 也不致使流道断面形状变化太大。

最后还应该指出: 这两种方法都是根据水力损失变小的原则进行设计的。在有条件的情况下应该尽量可能地做模型试验, 以校核所设计的流道的水力损失小外, 是否还会产生脱流和涡带, 当有脱流和涡带产生的情况, 应该修改设计, 直至涡带消除为止。

二、钟形进水流道

钟形进水流道由进口段、吸水室、导水锥以及喇叭管等几部分组成, 如图7-54所示。水流从进水池进入进口段后, 由吸水室将水流引向喇叭进口的四周, 再通过喇叭管与导水锥之间的通道进入水泵叶轮室。

这种形式的流道宽度比肘型流道稍微宽些, 但其显著特点是流道高度小, 可以抬高泵房底板高程, \$\frac{H}{D}\$ 值一般为 \$1.1 \sim 1.4\$, 甚至有的站采用 \$0.8 \sim 1.0\$, 运行中并未发生异常现象。此外, 这种流道施工较方便, 此外由于流道与流道之间需要填充的混凝土量较小, 因此, 钟形进水流道对节省工程投资、加快施工进度等都具有明显的优点。今后, 随着立式水泵口径的逐

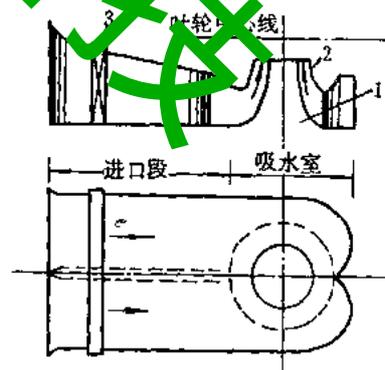


图 7-54 钟形进水流道

1—导水锥; 2—喇叭管; 3—检修门

渐增大，采用钟形进水流道的块基型泵站也将会逐渐增多。

(一) 钟形进水流道的形状和尺寸对流态及工程投资的影响

1. 钟形流道形状对流态及工程投资的影响

(1) 导水锥形状对流态的影响：为了保证水流从喇叭口的四周进入水泵，以使喇叭口处的水流具有良好的流态，需要严格控制喇叭口与流道底板的高度，这种情况下的流态如图 7-55 所示。这时尽管流道出口断面的流速分布比较均匀，但正对喇叭口的底板上有一个滞水区，流态比较混乱。试验表明，在这个区域内常出现涡带进入水泵，使水泵发生强烈震动。

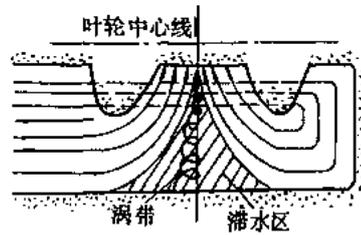


图 7-55 无导水锥时的流态

这种现象可以用在底板上设置导水锥的办法加以消除。由此可见，在底板上设置的导水锥是钟形进水流道必不可少的。为了保证流道出口流态均匀，应该使水流在流道内的流速均匀地递增，据此设计喇叭管和导水锥。

(2) 吸水室的形式对流态的影响：吸水室的形式很多，主要有矩形、多边形、半圆形及涡壳形几种，如图 7-56 所示。矩形吸水室的后墙处有三个旋涡区，这一方面会增加阻力损失，而且可能形成涡带进入水泵。同时，这种吸水室还易受进水池流态的影响。例如当采用侧向进水，或者多台机组运行的泵站中当部分机组运行时都可能使流道进口的流速分布不均匀。这种现象就容易在吸水室形成环向流动，当环流方向与水泵转动方向相反时，又会使机组功率增加，严重者可能使电动机超载。这些都是泵站运行所不允许的，因此，不宜采用矩形吸水室。为了使设计和施工方便，也可考虑多边形和半圆形吸水室，并且在后墙处设置隔涡墩，以消除吸水室内环向流动的产生。但是，流态最好的吸水室应该是涡壳吸水室，因为水流在涡壳内的流动阻力损失最小，而且涡壳的隔舌可以更好地起到隔涡墩的作用。

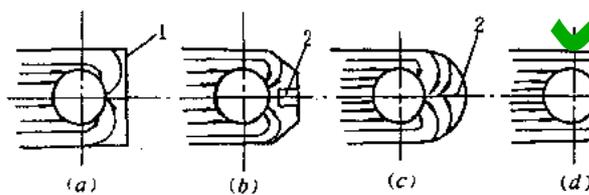


图 7-56 吸水室的几种形式

(a) 矩形；(b) 多边形；(c) 半圆形；(d) 涡壳形

1—漩涡；2—隔涡墩；3—隔舌

2. 钟形流道尺寸对流态及工程投资的影响

(1) 喇叭管口口的高度 h_1 太大时，一方面会增加流道高度 H ，从而降低底板高程，增加工程投资，这是显而易见的；另一方面又会恶化流道内的水流状态。因为 h_1 的增加即喇叭口以下的圆柱面面积的加大，使流速和阻力都减小，水流的自由度加大。当 h_1 增大到

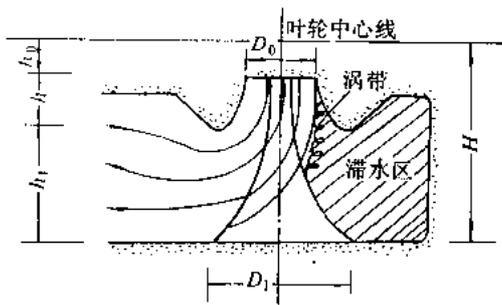


图 7-57 h_1 太大时出现的流态

一定程度时, 水流就不需要从四周进入喇叭口了, 即从一个方向进入喇叭口也可以满足流量的要求。为此会出现图 7-57 所示的流态, 即在吸水室后面部分会出现滞水区。这时, 导水锥不仅不能起到导水作用, 反而会起到阻碍作用, 恶化流态, 严重的可能产生涡带进入水泵。但 h_1 太小, 也会增加阻力损失, 降低机组效率。因此, 在设计钟形进水流道时, 对 h_1 应该选择适当, 一般可采用为 $(0.4 \sim 0.6)D_0$, 并最好通过模型试验加以确定。上述 D_0 系指流道出口直径, 它根据水泵构造不同, 可能与水泵叶轮直径 D 相等, 也可能比 D 稍小, 但必需等于水泵座环直径。

(2) 流道高度 H , 即水泵水轮中心线至流道底板的高度, 如图 7-57 所示。 H 包括三部分, 即

$$H = h_0 + h + h_1 \quad (7-30)$$

式中 h_0 ——叶轮中心线至水泵座环当面的高度;

h ——喇叭管的高度;

h_1 ——喇叭管进口至底板的高度。

对于一定的机组, h_0 是一定的。由于 h_0 的大小直接影响 H 值的大小。所以, 为了减小 H 值, 在设计水泵时, 应该尽可能减小 h_0 值。

h 一方面影响 H , 另一方面也影响水流条件。 h 越大, 流道出口的流速分布容易得到调整, 确使水泵进口的流速更均匀。但是, h 值太大又会增加 H 值, 即增加泵房的开挖深度, 因此不希望 h 值过大。一般可取 h 值为 $(0.3 \sim 0.4)D_0$ 。

(3) 喇叭口直径 D_1 越大, 进口流速越小, 水力损失也小。但 D_1 增大后, 也需要适当加大喇叭管的高度 h , 以改善喇叭管的流态。同时, 因为 D_1 增大后, 减小了喇叭管进口的流速, 相应地, 也应该降低涡壳内的平均流速, 从而需要加大 h_1 及喇叭管的宽度 B , 以致引起机组间距的加宽。所以, D_1 也是影响流态和工程投资的因素之一。一般可取 $D_1 = (1.3 \sim 1.1)D_0$ 。

(二) 钟形进水流道的设计方法

钟形进水流道的设计包括三个部分, 即喇叭管及导水锥的线型设计, 涡壳吸水室及进口段的设计。

1. 喇叭管及导水锥的设计 根据水泵结构和泵房结构以及水流条件决定 h_0 、 h 和 h_1 以后, 就可以定出流道出口、喇叭管口以及底板的高程。再根据水泵座环的直径 D_0 , 喇叭口直径 D_1 、水泵轮毂直径 d_0 等, 就可以定出流道出口、喇叭管进口, 导水锥顶部和底部的直径大小。导水锥的高度一般为 $h + h_1$, 锥顶与轮毂相接, 一般可取导水锥底部直径等于喇叭管进口的直径 D_1 , 导水锥顶部直径等于或小于水泵轮毂直径 d_0 。根据这些条件就可以绘

出喇叭管和导水锥的曲线。线型设计的方法和肘形流道基本相同。可以选择一定的半径 R 和 r ，分别画出导水锥和喇叭管的曲线，然后再画出流速变化曲线加以验证。也可以先假定流速变化规律为直线变化或曲线变化，求出各断面的过水断面面积，假定喇叭管的曲线，再求出导水锥的曲线。这里应该注意的是，过水断面面积是一个环形断面，其面积 F_i 可以按下式计算

$$F_i = 2\pi R_i b_i \quad (7-31)$$

式中 R_i —— 母线 \widehat{AB} 的重心 O 点至机组中心线的距离见图 7-58；

b_i —— 母线 \widehat{AB} 的长度。

上述方法都较麻烦。这里介绍一种比较简便的近似计算方法，即 $ZD^2 = K$ 的方法。这是假定水流在流道内呈有势流动即按流体力学求流线的方 法，这样求出的两根流线之间，水流符合流速有规律递增的要求。因此，用这种方法绘出的喇叭管及导水锥的线型可以不必校核。

用 $ZD^2 = K$ 的方法绘图时，应首先求出常数 K ，然后假定不同的 D_i ，求出对应的 Z_i 值。这样就可以定出所需要的曲线。

为了求得常数 K ，可以先假定一条辅助基准线 $q-q$ (图 7-59)。 A 、 C 点至 $q-q$ 线的距离为 Z 和 B ， D 点至 $q-q$ 线的距离为 Z_1 。而 $\overline{AC} = D_0$ ， $\overline{BC} = D_1$ ，喇叭管的高度为 h ，根据 $ZD^2 = K$ 式可以得出下列方程组

$$Z_0^2 D_0^2 = K \quad (7-32)$$

$$Z D^2 = K \quad (7-33)$$

$$Z_0^2 Z_1^2 = K \quad (7-34)$$

联解以上三式求得 K 值。

$$K = \frac{h D_0^2}{1 - \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2} \quad (7-35)$$

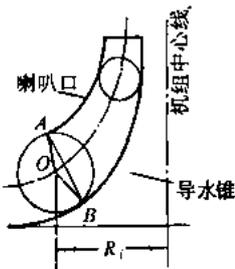


图 7-58 环形过水断面的计算图

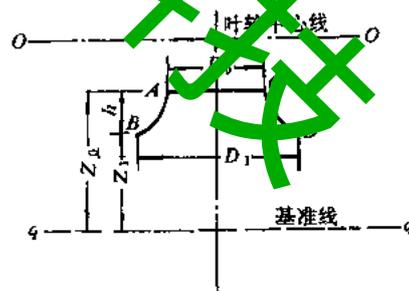


图 7-59 喇叭管线型图

为了作图方便，需要用式 (7-33) 和式 (7-34) 分别求出 Z_0 和 Z_1 值，并定出辅助基准线 $q-q$ 。这样就可以根据 $Z_i D_i^2 = K$ 的公式，假定不同的 D_i 值，求出对应的 Z_i 值最后绘出喇叭管的曲线。

用同样的方法可以绘出导水锥的曲线。导水锥顶部的直径为 d_0 ，底部直径可取 D_1 ，导水锥的高度为喇叭管的高度 h 和喇叭进口至底板的高度 h_1 之和，如图 7-60 所示。所以，导

水锥的常数 K 可由下式求得

$$K = \frac{(h + h_1) d_0^2}{1 - \left(\frac{d_0}{D_1}\right)^2} \quad (7-36)$$

同时求出 Z_0 和 Z_1 ，再用 $Z_i d_i^2 = K$ 的公式求出 Z_i 和 d_i 的关系曲线。这就是所需要的导水锥的轮廓线。

2. 蜗壳吸水室的设计 蜗壳设计采用平均流速 $v = \text{常数}$ 的方法进行。平均流速应该小于喇叭管进口的流速。为了使蜗壳至喇叭管进口的流速不发生突变，可采用进入喇叭口至底板的圆柱面的流速作为蜗壳内的平均流速，这个流速可用下式求得

$$v = \frac{Q}{\pi D_1 h_1}$$

式中 Q ——水泵的设计流量；

D_1 ——喇叭管进口直径；

h_1 ——喇叭口至底板的高度。

按下式求出各断面的流量

$$Q_i = \frac{\varphi_i}{360^\circ} \cdot Q \quad (7-37)$$

式中 Q_i ——第 i 断面的流量；

φ_i ——第 i 断面至隔舌的夹角，如图 7-61 所示。

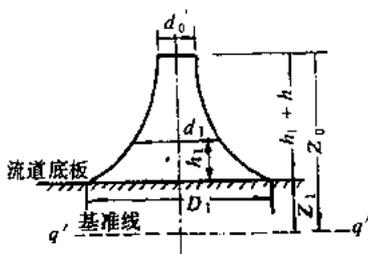


图 7-60 导水锥曲线

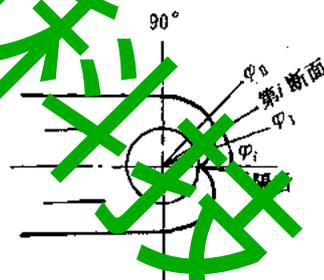


图 7-61 蜗壳计算断面

根据 Q_i 和 v 可以求出各断面的面积 F_i

$$F_i = \frac{Q_i}{v} \quad (7-38)$$

为了便于施工，蜗壳的断面形式，一般不采用圆形，而多采用梯形断面。为了尽可能抬高底板高程，通常可选用平底的梯形（图 7-62）。为了避免喇叭管进口处出现尖角，影响流态，设计的蜗壳梯形断面还需要加宽 a' 。断面的其他尺寸对工程量及流态也有影响， a 越大，则流道宽度要加大，从而加大机组间距，增加工程造价，但若 a 越小，则 h_2 要增大，才能满足平均流速相等的条件，而 h_2 越大，又会使 a 角增大，即水流进入喇叭管的收缩角

加大,使阻力损失加大。

在确定断面尺寸时,可以先选定 h_1 、 h_2 、 a 、 a' 等,然后根据该断面面积 F_i 求出蜗壳的宽度 a 。在确定断面的各种尺寸时,有的资料提出 h_1/h_2 不要超过0.62。实际上,影响流态的主要因素是 a ,应该对 a 提出一定的要求,一般可取 $a = 45^\circ \sim 60^\circ$ 。 h_2 可根据水泵层的布置来定,如果 h_2 太小,不仅会增加宽度 a ,而且会增加混凝土的用量。如果 h_2 太大,又会使水泵层高低不平,也会恶化水流条件。因此,一般可以取 h_2 等于或小于 h_1 与 h 之和。 a' 太大也会增加流道宽度, a' 太小也会恶化水流状态,一般可取 a' 为 $0.1D_0$ 。

当蜗壳断面形式和主要尺寸选定以后,即可求出断面面积。如果所选断面为图7-63所示的图形。其断面面积为

$$F_i = h_2 a_i - (h_2 - h_1) a' - \frac{1}{2} (h_2 - h_1)^2 \operatorname{ctg} \alpha \quad (7-39)$$

由此可得出蜗壳的宽度

$$\begin{aligned} a_i &= \frac{1}{h_2} \left[F_i + (h_2 - h_1) a' + \frac{1}{2} (h_2 - h_1)^2 \operatorname{ctg} \alpha \right] \\ &= \frac{1}{h_2} \left[\frac{Q_i}{v} + (h_2 - h_1) a' + \frac{1}{2} (h_2 - h_1)^2 \operatorname{ctg} \alpha \right] \end{aligned} \quad (7-40)$$

按上式求得 a_i ,当 a_i 在 $a' < a_i < a' + (h_2 - h_1) \operatorname{ctg} \alpha$ 时,断面呈图7-63所示的图形,其面积为

$$F_i = a_i h_1 - \frac{1}{2} (a_i - a')^2 \operatorname{ctg} \alpha \quad (7-41)$$

所以

$$\begin{aligned} a_i &= \frac{1}{h_1} \left[F_i - \frac{1}{2} (a_i - a')^2 \operatorname{ctg} \alpha \right] \\ &= \frac{1}{h_1} \left[\frac{Q_i}{v} - \frac{1}{2} (a_i - a')^2 \operatorname{ctg} \alpha \right] \end{aligned} \quad (7-42)$$

当 $a_i < a'$ 以后,断面变为矩形。故

$$\begin{aligned} F_i &= a_i h_1 \\ a_i &= \frac{F_i}{h_1} = \frac{Q_i}{h_1 v} \end{aligned} \quad (7-43)$$

这样,任意断面的 a 值都可以求出,从而可绘出各部的尺寸。

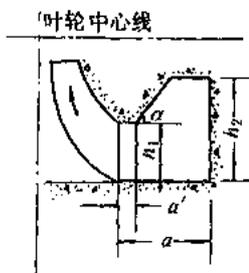


图 7-62 蜗壳断面

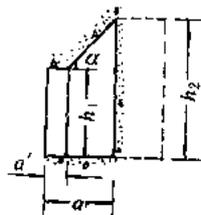


图 7-63 蜗壳设计断面

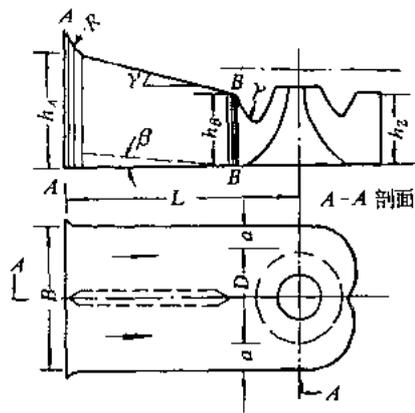


图 7-64 钟形进水渠道进口段构造

流速应和蜗壳进口断面的流速相等,不致使流速发生突变。一般 $h_B = h_2$,从A-A至B-B的流速应该是渐变的。因为渠道宽度未变,因此可以使渠道高度渐变,渠道底边一般为平底,需要抬高进水池底高时,也可以增大 β 角,一般 $\beta < 10^\circ \sim 12^\circ$ 。顶边仰角 a 一般不超过 $20^\circ \sim 30^\circ$ 。这样可以定出渠道长度 L ,一般 $L = (3.5 \sim 4.0) D_0$ 。当根据上述所定的 a 、 β 角定出的 L 超出这个范围较远时,可以适当调整 a 和 β 角。

(三) 钟形进水渠道的设计步骤

1. 喇叭管尺寸的确定

(1) 根据水泵结构,取水泵座下法兰面作为喇叭管的出口断面,其直径为 D_0 。

(2) 根据水泵层结构要求,选择喇叭管高度 h ,一般可取 $h = (0.3 \sim 0.4) D_0$ (其中 D_0 为水泵座环直径)。

(3) 按式(7-35)求出 K 值。

(4) 按 $Z_i D_i^2 = K$ 求出 Z_i 和 D_i 的关系曲线。

2. 导水锥尺寸的确定

(1) 取导水锥上部的直径等于或小于水泵叶轮轮毂直径 D_0 ,取导水锥下部的直径为喇叭口直径 D_1 。

(2) 根据水流条件选择喇叭管进口至底板的高度 h_1 ,一般可取 $h_1 = (0.4 \sim 0.6) D_0$ 。

(3) 根据水泵叶轮位置和 h_1 ,决定导水锥的高度,一般为 $(h - h_1)$ 。其中 h 为喇叭管的高度,导水锥与轮毂相接(但应有一定间隙)。

(4) 根据式(7-36)算出 K 值,再用 $Z_i d_i^2 = K$ 求 Z_i 和 d_i 的关系曲线,即为导水锥的轮廓线。

3. 蜗壳尺寸的确定

(1) 计算各断面流量,将蜗壳分成若干过水断面,每个断面的流量按式(7-39)计算。

(2) 拟定蜗壳断面形式。若为图7-62所示的断面形式,而且已拟定 h_1 、 h_2 、 a 、 a' 等尺寸,则可以分三段计算各断面的蜗壳宽度 a 。

1) 当 $a_1 > a' + (h_2 - h_1) \text{ctg} a$ 时

3. 进口段的设计 当蜗壳设计好后,渠道宽度 B 也就定了,即 $B = D_1 + 2a$ 。如图7-64所示。当所定出的 B 与泵房布置所要求的 B 相差较大时,还可以改变 h_1 或 h_2 的大小,从而改变 a 值,重新求出渠道宽度 B ,直到合适为止。

当宽度 B 确定以后,可以根据图7-64中的A-A和B-B断面的流速确定断面高度 h_A 和 h_B 。进口流速一般为 $0.5 \sim 1.0 \text{ m/s}$ 。B-B断面的流

$$a_i = \frac{1}{h_2} \left[\frac{Q_i}{v} + (h_2 - h_1)a' + \frac{1}{2}(h_2 - h_1)^2 \operatorname{ctg} \alpha \right]$$

2) 当 $a' < a_i < a' + (h_2 - h_1) \operatorname{ctg} \alpha$ 时

$$a_i = \left[\frac{Q_i}{v} - \frac{1}{2}(a - a')^2 \operatorname{tg} \alpha \right] \frac{1}{h_1}$$

3) 当 $a_i < a'$ 时

$$a_i = \frac{Q_i}{h_1 v}$$

4. 进口段尺寸的确定

(1) 流道宽度 $B = 2a + D_1$ (其中 a 为蜗壳进口断面的宽度)。

(2) 用 h_2 作为 $B-B$ 断面的高度 h_B 。

(3) 选择进口流速 v_A , 使 $0.5 < v_A < 1.0 \text{ m/s}$, 计算进口高度 h_A 。

(4) 选择 α 和 β 角。

根据 B 、 h_A 、 h_B 、 α 、 β 可以绘出进口段, 所得出的流道长度 L 应该满足 $L = (3.5 \sim 4.0)D_0$ 的要求。

三、双向进水流道

图 7-65 (b) 所示为双向进水流道, 因为它能从两个方向进水, 所以称为双向进水流道。从结构上看, 双向进水流道实际上可以认为是后墙距离较长的一种钟形流道。由于它具有一定的优点, 这种流道型式在生产上已被采用。但从试验表明: 流道中的后墙形式和距离对流态的影响是明显的, 为了改善双向进水流道的水流条件, 通过试验提出如下的办法, 供设计时参考。

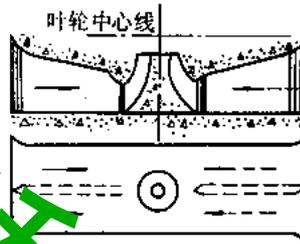


图 7-65 双向进水流道

1. 加筑隔板 隔板设在顺水流方向的喇叭口侧。隔板的形式有垂直隔板、十字形隔板等。垂直隔板可防止水流在流道中摆动, 减弱喇叭管进口处的环流。试验表明, 加筑长度为 $1.0D$, 厚度为 $0.05D$ (其中 D 为水泵叶轮直径) 的垂直隔板后, 水体旋转的自由度相对减少, 旋涡运动减弱, 对流态有明显改善。同时, 垂直隔板对于减小底板跨度, 改善底板的受力条件也有好处。

十字形隔板不仅可以限制水流在流道中的水平方向的摆动, 还可以减小在垂直方向的摆动, 而且能减小水流由水平转为垂直方向进入喇叭口时所受离心力的影响, 使水泵进口压力和流速分布均匀。因此, 十字隔板对改善流态的效果更为显著。

2. 加筑导水锥 从钟型进水流道的流态分析中知道, 当水流从喇叭口四周进入喇叭管时, 正对喇叭口的底板以上的水流容易产生涡带, 引起水泵震动, 因此加筑导水锥也是改善流态的途径之一。但就双向流道而言, 导水锥对自流排水会产生一定的阻力。

第七节 进水建筑物的附属设备

一、闸门

闸门的作用是封闭水工建筑物的孔口，并能够按需要全部和局部开放这些孔口，以调节上、下游水位，泄放流量，放运船只，排除泥沙以及截断水流，以便检修各种机电设备等。

(一) 闸门的组成

一般的闸门是由下面几个主要部分组成：

1. 活动部分 活动部分称为门叶，是能启闭孔口的堵水体，它由下列部件组成：

(1) 面板：封闭孔口的挡水板，它直接承受水压力，并传给梁系。

(2) 梁系：起支承面板的作用，并把面板传来的水压力传到支承部件上去。

(3) 支承及行走部件：这些部件一方面把门叶传来的力传给闸墩；另一方面保证门叶移动时灵活可靠。

(4) 止水：用以堵塞闸门门叶与埋设部件间隙缝的部件，它使闸门在封闭孔口时不漏水或少漏水。

(5) 吊头：与启闭设备相连接的部件。

2. 埋设部分 设于闸墩内部及表面的部件，并与支承及止水部分相配合，把活动部分承受的荷载传给闸墩。埋设部分由下列部件组成：

(1) 支承及行走埋设件；

(2) 止水埋设件。

3. 启闭设备 控制门叶在孔口中位置的操作机构，一般由下列部件组成：

(1) 动力装置；

(2) 传动装置；

(3) 制动装置；

(4) 连接装置；

(5) 支承及行走装置。

闸门的组成如图7-66及图7-67所示。

(二) 常用的闸门类型

1. 按闸门的作用分类

(1) 工作闸门：工作闸门也称主闸门，是进水建筑物正常运用的闸门，要求每个孔口设置一扇。当水泵运行时，开启闸门以放泄水流，有时部分开放以调节流量。当水泵不运行时，关闭闸门以防止泥沙入渠（或入池）造成淤积。由于工作闸门担负经常性启闭工作，而且要在动力条件下运行，所以工作闸门要求结构牢固，挡水严密，启闭灵活，运用可靠。

(2) 检修闸门：是专供工作闸门或水工建筑物某一部分或某一设备需要检修时挡水使用的，因此必须设置在这些被保护部件的前面。门扇应根据闸孔的数量、重要性和维护

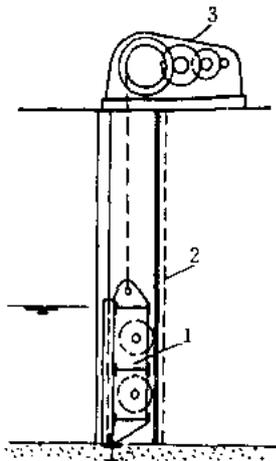


图 7-66 闸门的组成

1—活动部分；2—埋设部分；3—启闭设备

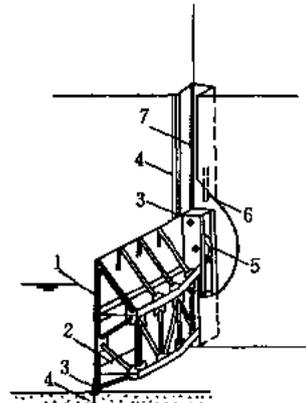


图 7-67 平面闸门门叶的组成

1—面板；2—构架；3—止水部分；4—止水埋设件；5—支承行走装置(滚轮)；6—支承行走装置埋设件；7—吊具

条件等因素综合考虑设置。检修闸门常在检修前，在静水的情况下放下，检修时截断水流，检修后在静水中开启。因此，检修闸门的门体部分，一般按检修时的水位及荷载设计，支承和埋设部分由于静水启闭而大为简化。同时使用次数较少，其启闭设备也较简单。

检修闸门，有时采用分块的迭梁，特别在露顶式的孔口，采用迭梁式较为普遍。

(3) 事故闸门：当工作闸门或水工建筑物发生事故时，使用事故闸门。要求能在动水中关闭，有时甚至是在动水中快速关闭以切断水流，防止事故扩大，待事故处理后再开放孔口。能快速启闭的事故（或工作）闸门在泵站中常称为快速闸门。

2. 按闸门在孔口中的位置分类

(1) 露顶闸门，门叶的上缘高出上游水位，适于低水位时采用较经济。

(2) 潜孔闸门，门叶的上缘低于上游水位，当高水位时用露顶闸门不经济时才采用。

3. 按闸门的结构形式分类 泵站常用的有平面闸门，迭梁闸门，立拱闸门，弓形闸门。如图 7-68 所示。

4. 按闸门的材料分类 仅就平面闸门而言，按材料又可分为平面钢闸门，钢筋混凝土平面闸门，钢丝网平面闸门。

平面钢闸门是由钢材组成，是一种可以支承很大水压力的结构坚固的闸门。但这种闸门钢材用量大，维护也比较麻烦，一般用在门跨较大的大中型机组的泵站中。

钢筋混凝土闸门，门体是由一定标号要求的水泥及钢筋制成的钢筋混凝土构件。这种构件可以节约钢材，用在门跨不大，水头较低的工程中。钢筋混凝土闸门比钢闸门造价低，施工技术简单，也可在现场制造，维护费用少，但自重大约为钢闸门的 1.5~2.0 倍，要求有较大的启门力，因此，启闭设备投资大。为了减轻门重，可用钢丝网水泥闸门，其面板是由多层重迭的钢丝网及高标号水泥砂浆抹制而成，梁系仍用钢筋混凝土或预应力钢筋混凝土结构。其缺点是面板抗弯能力较差，横梁间距小。

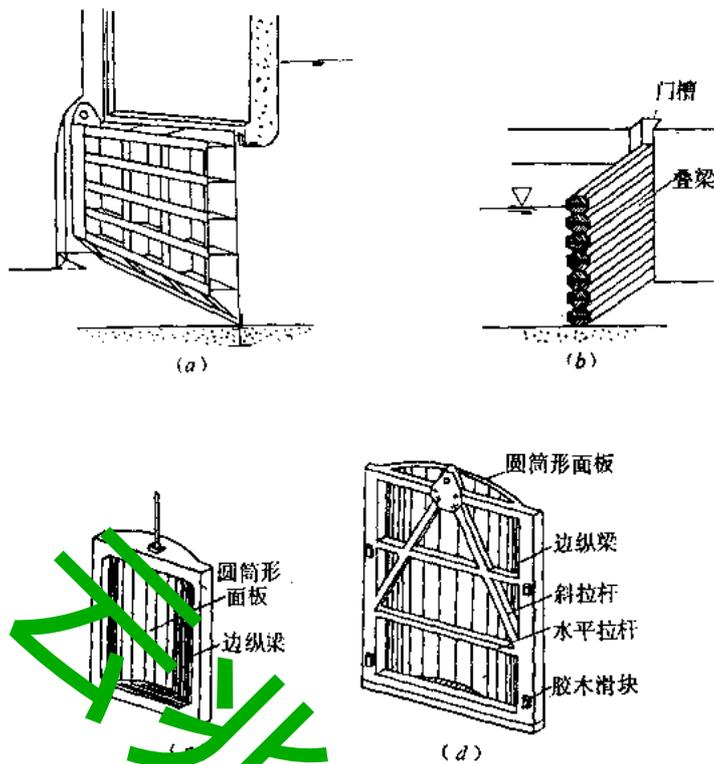


图 7-1 闸门结构示意图
 (a) 滑动式平面闸门; (b) 叠梁闸门; (c) 边框式立拱闸门; (d) 弓形闸门

闸门类型的选择, 首先应该满足建筑物的工作要求, 应选择结构简单, 便于制造安装和维修, 止水性能好, 操作灵活, 启门力小, 能就地取材且造价便宜的闸门。

(三) 闸门在泵站进口的设置

1. 灌溉泵站进口闸门

(1) 从河道上取水的岸边泵站进口: 对于泵房直接挡水的泵站, 只需设工作闸门与检修闸门; 对于泵房不直接挡水的泵站, 应使机组不受洪水影响, 除设置上述闸门外, 还需设置防洪闸门, 以防工作闸门失灵、洪水淹没泵站。

(2) 从渠道上取水的泵站进口: 对于水质较浑且含沙量较大的泵站, 需设置工作闸门并兼作检修闸门用。当机组不运行时, 关闭孔口, 以防泥沙进入前池, 加大淤积量; 对水质较清的泵站, 一般只设机组检修闸门, 如大型机组在非灌溉季节要求电机作调相运行时, 则需设工作闸门兼作检修闸门用。

2. 排水泵站及排灌结合泵站进口闸门 排灌结合泵站一般出现在南方平原或河网地区, 与排水站相似, 其进口一般只设机组检修闸门。如大型机组要求作调相运行时则需设工作闸门, 并兼作检修闸门用, 对于排灌结合泵站的枢纽工程, 往往需要较多的控制闸门, 如工作闸门以控制排灌系统的运行方式及水位、流量等。

(四) 闸门的启闭设备

它也是一种起重机械，但在使用时荷载变化大，启门速度低，使用时要适应闸门的运行要求。闸门的种类很多，运行条件变化极大，因此要求有不同类型的启闭设备。

启闭设备应工作可靠，机械效率高，自重轻，体积小，结构简单，操作维护方便。

选择启闭机的主要依据是：启闭门力，启闭行程，启闭速度，吊头数目和间距、动力情况，安装地点的空间尺寸等。

常用的启闭机简述如下：

1. 螺杆式启闭机 能产生启门力又能对闸门施加闭门力（在螺杆长细比许可范围内）的一种简单可靠的启闭设备。其螺杆的下端与闸门相连接，螺杆上端支承在承重螺母内，螺母固定在齿轮箱内的伞形齿轮或蜗轮上，当摇动手摇把时，通过齿轮或蜗轮系的传动而转动承重螺母，从而升降螺杆和螺母。有自锁作用，结构简单，维护方便，价格低廉，如图7-69所示。

2. 卷扬式启闭机 是以钢丝绳作为牵引方式的卷扬式启闭机。由人力或电力驱动减速齿轮，减速齿轮驱动缠绕钢丝绳的绳鼓，借助绳鼓的转动而收放钢丝绳，使闸门提升或下降。这种启闭机具有较大的启门力和较大的启闭行程，适用于孔口较大的闸门和深孔闸门，但没有自锁作用（必须附加锁锭装置）。钢丝绳及滑轮组如果长期在水中工作，易生锈，维护困难，但闸门与启闭机的配合具有较大的灵活性，采用电动时启闭速度较快。

平面闸门卷扬机定型设计一般具有单吊点和双吊点两种，其外形如图7-70所示。

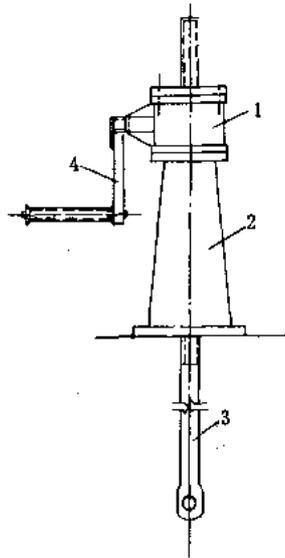


图 7-69 螺杆式启闭机

1—齿轮箱；2—支座；3—螺杆；4—手摇把

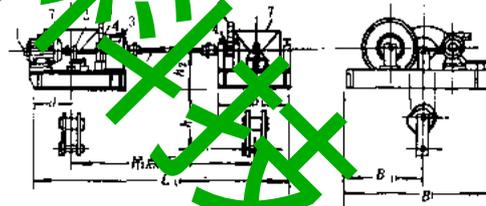


图 7-70 卷扬式启闭机

1—电动机；2—电磁制动装置；3—减速箱；4—小齿轮；
5—刚性轴；6—大齿轮；7—绳鼓

液压启闭机由于工作油压较大，对零件加工要求高，并易于损坏，维护与更换较麻烦，因此，广泛使用还有一定的困难（图7-71）。

3. 其他启闭装置

(1) 移动平车 是将卷扬式启闭机安放于移动平车上，借助车移动逐步启闭多孔

闸门。常用于检修闸门的启闭，依检修先后次序依次启闭闸门。

(2) 单轨吊车 又称猫头吊，其滚轮沿单根工字钢下翼缘行走，与手动或电动葫芦配套使用，常用于检修闸门的启闭。

4. 自动抓梁 当泵站采用移动式平车或单轨吊车启闭闸门时，必须对闸门进行挂勾和脱勾；采用油压式启闭机启闭闸门而需长期悬挂时，为了使油压系统卸荷，有时也要挂勾和脱勾，因此，需要设置自动抓梁。

自动抓梁是一根与移动启闭机吊点相连接的钢梁，钢梁的两端相应于闸门吊头处安设能自动接合和脱卸的挂勾，当启闭机的吊点连同抓梁升降时，能自动地对闸门进行挂勾和脱勾操作。

自动挂勾通常安设于自动抓梁下面以进行操作，如图7-72所示。

(五) 闸门的充水装置

闸门除上述基本组成外，常在门叶上加设

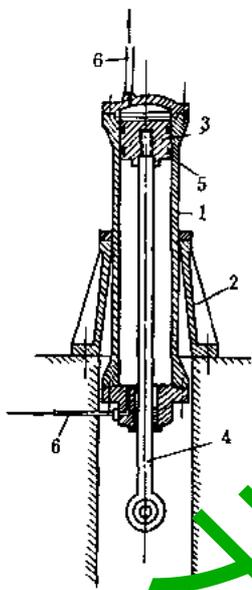


图 7-71 液压式启闭机

- 1—活塞筒；2—支座；3—活塞；
- 4—连杆；5—油封环；6—油管通往油泵

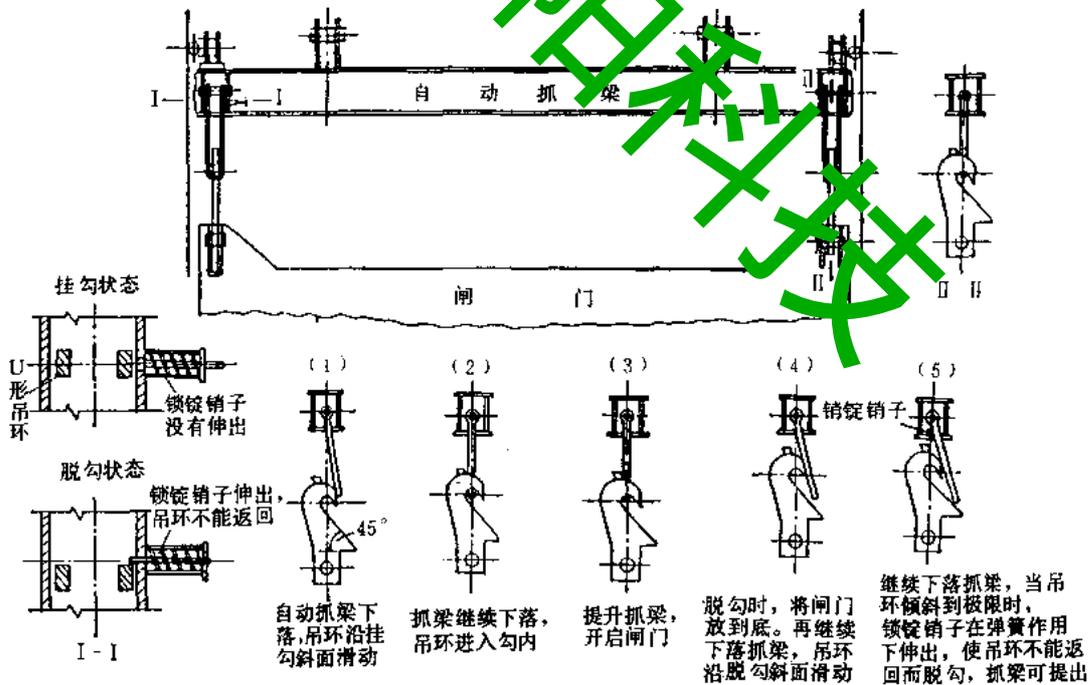


图 7-72 自动吊环的挂脱过程

充水阀的平衡装置，让门后充水，使闸门上、下游面受的压力相等，以便提升闸门。

充水阀的孔口大小要根据门后的充水空间体积、选定的充水时间和闸门结构布置以及所选启闭机的形式来综合考虑确定，充水管的布置及形状应尽量符合流态要求，对充水的水道应考虑设置排气管。

二、拦污栅及清污装置

(一) 合理设计拦污及清污装置

拦污栅一般设在泵站引水渠末端或进水流道前，用以拦阻水流挟带的污物如水草、木块、浮冰、死畜等，不使污物进入流道以保护水泵、阀门、管道等使其不受损害，并保证水泵机组正常运行，也是泵站不可缺少的一种附属水工建筑物。

拦污栅是由直立的栅片联接而成，栅片一般由扁钢作成，栅面四周镶有角钢或槽钢，沿高度方向可设一层或多层；对于重型拦污栅栅片后的构架，与平面闸门一样，是由主梁、端柱、纵向及横向联结系组成的型钢组合结构，如图7-73所示。

目前国内已建轴流泵站的拦污栅，大都是垂直设在进水流道闸门的进口处（还有设在流道内的）。这种布置形式，可以利用流道的隔墩作拦污栅支墩，但由于离流道进口太近，使流道内的流速分布不均匀。同时垂直设置不

便清污，易于使污物在栅前堆积或堵塞拦污栅，减少了进水流道过水断面，影响流态，恶化水泵进水条件，有可能使水泵汽蚀性能变坏。湖北的排湖泵站曾因杂草堵塞而引起机组强烈震动，并伴有很大的噪声，曾迫使机组停车。南套沟泵站也曾因杂草堵塞，使进水池水位降至23.0m（设计最低水位为22.7m），池中出现漩涡，机组震动，但当拦污栅提起后，即使虽池中水位降至22.7m，由于水流平稳，机组仍运行正常。下面从排湖泵站的实测资料中看出，拦污栅底部有杂物时，对进水流道流速分布的影响。

试验是用流速仪量测8号机组进水流道闸门处的流速分布情况。先测量拦污栅底部有杂草时的流速分布，这时水泵的净扬程为5m，调节角为 -6° ，实测结果如表7-6所示。然后停机，将杂草清除后，再测量该处的流速分布，这时的净扬程是4.94m，调节角为 $+3^\circ$ 。实测结果如表7-7所示。

从表7-6、7可见，拦污栅清污后，垂线上的流速分布是比较均匀的，但拦污栅底部堵有杂草时，该处垂线上的流速可相差数倍，分布极不均匀。

此外，由于拦污栅的堵塞，使过栅水头损失加大，必然也增加水泵的运行费用。

在国外对倾斜式机械清污的拦污栅已经普遍采用，有的还采用前后两道粗细不同的拦污栅（图7-74）。这种形式的水工建筑和设备投资虽大，但清污效果好，可以避免由于清污不及时而引起的水头损失。这种水头损失 $h_{\text{栅}}$ ，可按式进行计算：

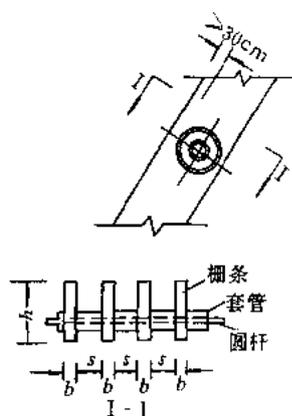


图7-73 拦污栅栅条结构图

表 7-6 实测结果 (一)

测点水深 (m)	流速 (m/s)
3.00	1.310
2.30	0.832
1.50	0.572
0.75	0.125

表 7-7 实测结果 (二)

测点水深 (m)	流速 (m/s)
3.00	1.325
2.50	1.372
1.98	1.277
1.28	1.252
0.50	1.077

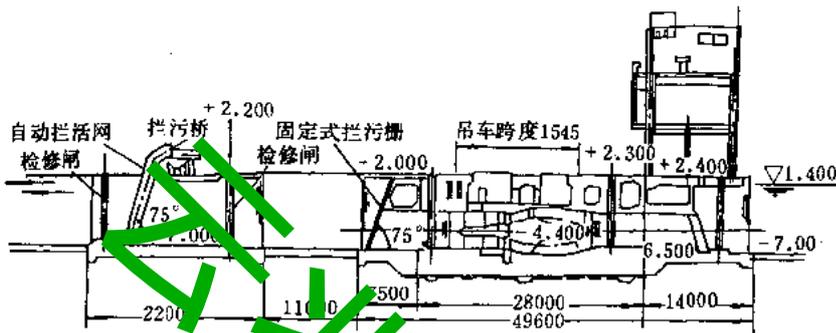


图 7-74 两道拦污栅

$$h_{\text{栅}} = \beta \cdot \ln \theta \cdot \left(\frac{t}{b} \right)^4 \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (7-44)$$

$$v = v_a \cdot \frac{H}{H'}$$

式中 $h_{\text{栅}}$ ——拦污栅的水头损失 (m)；

θ ——拦污栅的倾角 ($^{\circ}$)；

β ——拦污栅的断面形状系数，见表 7-8；

t ——栅条厚度 (m)；

b ——栅条间的净距 (m)；

v ——通过拦污栅的流速 (m/s)，无污物时， $v = v_a$ ，有污物时， $v = v_a \cdot \frac{H}{H'}$ ；

v_a ——拦污栅前的行近流速 (m/s)；

H ——拦污栅前的水深 (m)；

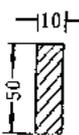
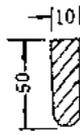
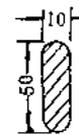
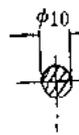
H' ——拦污栅被水草堵塞后的实际过水深度 (m)。

上述部分符号标注在图 7-75 上。

由式 (7-46) 可知，影响拦污栅水头损失的因素很多，除拦污栅的形式、倾角、栅条形状、厚度及间距等因素外，还与通过拦污栅的流速平方成正比。拦污栅的安装位置，栅

表 7-8

拦污栅栅条断面形状系数 β

断面形状					
β	2.34	1.77	1.60	1.0	1.73

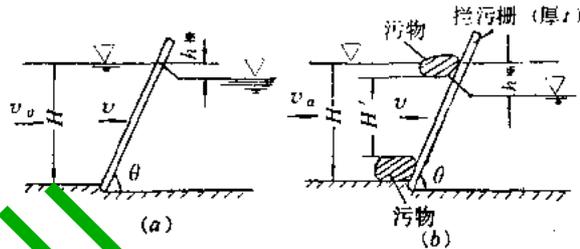


图 7-75 拦污栅的水头损失计算符号

(a) 无污物时; (b) 有污物时

前堆积的污物是否便于清除又对过栅流速有影响。如拦污栅设在大型泵站进水流道进口处, 不仅过栅流速较大, 而且会使进水流道内的流速分布不均, 降低水泵的效率和汽蚀性能。

(二) 拦污栅的形式及其布置

泵站常用拦污栅一般为平面拦污栅, 当进口较大或过栅流速要求较小时, 可采用曲面拦污栅。其位置要求距进水流道有一定的距离, 且过栅流速为 $0.5 \sim 0.8 \text{ m/s}$ 较好, 又要便于清污。拦污栅的形式及布置与下述因素有关。

1. 与污物种类、性质、数量有关 河道上取水的泵站, 往往污物较多, 有的还有较大的漂浮物或浮冰, 对这样的取水条件可设置粗、细二道拦污栅。第一道粗拦污栅主要拦截船只、浮冰、死畜等较大的漂浮物, 要求刚度大, 栅条间距可大一些, 一般取 $100 \sim 200 \text{ mm}$; 第二道拦污栅主要是拦截一般水草或较小的漂浮物, 栅条间距与水泵最狭处的间隙有关, 一般取 $50 \sim 100 \text{ mm}$ 。拦污栅设在检修闸门的上游, 有时检修闸门槽也可作为一道拦污栅槽, 当需要检修时可提取拦污栅, 放下检修闸门; 对渠道上取水的泵站, 进口污物一般为水草、树叶等, 数量也少, 可设一道拦污栅, 栅条间距一般为 $70 \sim 100 \text{ mm}$; 但对平原湖区的大型泵站, 由于污物种类较多, 可以设置粗、细二道拦污栅。当污物较小, 水泵最狭处间隙更小时, 由于过栅流速也要求较小, 平面拦污栅就满足不了过网流速的要求, 此时可作成曲线型拦污栅。

2. 与水位、荷载条件有关 对于水深较大的露顶拦污栅, 可作成上、下两层或多层结构, 但每层高度要适宜, 一般不小于宽度的 $1/3$; 也不宜大于 4.0 m , 便于制造, 也便于检修。对于承受荷载较大, 平面尺寸较大的情况, 可采用重型拦污栅 (有梁、柱、支承联结系) 或拱形拦污栅, 以免工作时变形脱槽。

3.与清污方式有关 对于人工清污的拦污栅，倾角为 $45^{\circ}\sim 70^{\circ}$ ，高度在5 m以上时，要设置中间作业层；机械清污时，倾角可达 $70^{\circ}\sim 80^{\circ}$ 。对需要起吊拦污栅清污的情况，拦污栅可作成活动式，也设支承行走与导向装置；对于水力冲洗清污的拦污栅，常作成旋转滤网式拦污栅结构。

(三) 清污装置

目前已建的泵站一般采用人工清污齿耙进行清污，即由人工站在便桥上进行清污工作，这种方式工作效率低，对于污物较多的地方，远远不能满足泵站的清污要求。还有的泵站是用起吊拦污栅清污，即将挂有污物的拦污栅，用起吊设备吊至工作桥或河、渠岸边进行清理，将备用拦污栅或清理好的拦污栅再放下拦污，这种方式清理场面较大，需要较宽的工作桥，同时清污效率也不高。

当栅面较大、污物较多时，有条件的地方可采用机械清污，如耙斗式清污机，有固定、移动、单轨悬吊式三种型式。由机架、驱动机组、耙斗等组成。可用在深式取水口上如图7-76所示。

图7-76中齿耙由吊索A、B所支持，运用时将A索拉紧，此时齿耙就离开栅面，然后放松B索，整个齿耙借自重下降，使其达到底部时将A索放松，齿耙就嵌入栅面的栅片间，然后提升B索，即可将滞留在栅面上的污物随同齿耙一起带上岸。A、B是由绞车来操作，齿耙机可沿轨道升降，也可设有轨道与栅面滑动。

回转耙式清污机，由驱动传动机构、回转链条、齿耙、主从动链轮等四部分组成，如图7-77所示。用于污物为水草、枝叶、树皮等体积较小，但数量较多的情况。这种清污机体积小，维护方便。

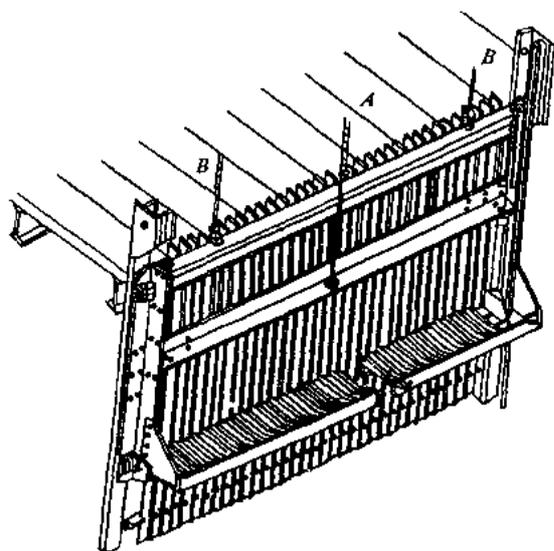


图 7-76 耙斗式清污机的清污齿耙

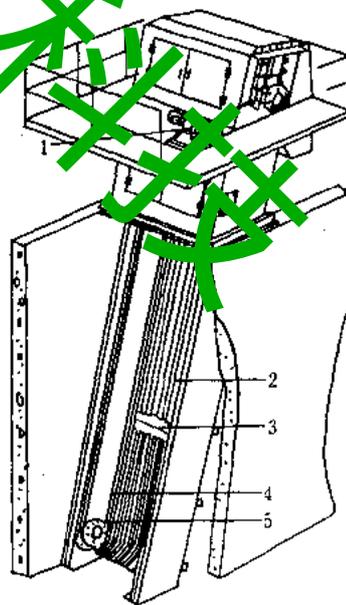


图 7-77 回转耙式清污机

1—电动机；2—拦污栅；3—齿耙；4—链条；5—从动链轮

抓斗式清污机，适用于栅前堆积或漂浮粗大的树根、石块、泥沙、树干或其他潜沉物的情况，工作原理与抓斗式挖土机基本相同。

此外，还有栅链回转式清污机，其本身具有拦污栅的作用，适用于水流中挟带大量的各种较大的脏污物，如树根、漂木、垃圾等情况。

(四) 传送装置

清污机捞起的水草等污物需要用传送装置运出泵站外进行处理。对于水草特多的大型泵站，应该预先考虑运送方式。针对处理和利用的问题，通常可以采用以下几种传送装置(图7-78)。

1. 可动式皮带输送机 从清污捞起的水草等污物通过传送带水平运出，并通过倾斜传送带向车辆输送，或存放在料斗内，传送带的仰角一般不超过 30° 。

2. 倾斜翻板式输送机 在循环链上安装钢板制成的平板，随着循环链的运动，平板上的污物将送往渠道两侧，这种型式适用于大型泵站。

3. 吊斗式提升机 将皮带或平板传送带运送来的污物放入大型吊头内，吊头沿着支架大致按垂直向提升，并将污物投入料斗，然后由拖拉机或卡车运走。与倾斜输送机相比，它占地面积小，但不适合处理粗大的污物。

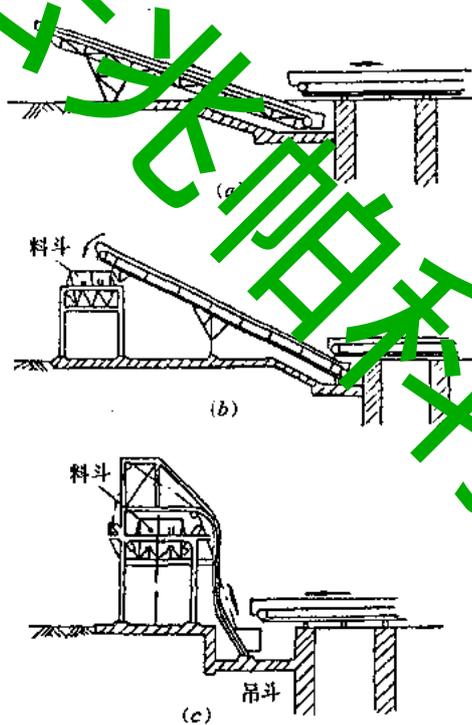


图 7-78 几种传送装置

(a) 可动式皮带输送机；(b) 倾斜翻板式输送机；(c) 吊斗式提升机

第八章 泵站出水建筑物和出水管道

出水建筑物分出水池和压力水箱两种结构型式。出水池是一座连接压力管道和灌排干渠的衔接建筑物，主要起消能稳流作用，以便将压力水管射出的水流平顺而均匀地引入干渠中，以免冲刷渠道。压力水箱多用于排水泵站中，它位于出水管道和压力涵管之间，并将各管道的来水汇集起来，再由排水压力涵管输送到排水区去。现将出水池和压力水箱的结构型式、尺寸及其确定方法等分述如下。

第一节 出水池

一、出水池的类型

(一) 根据水流方向划分

即分为正向出水池和侧向出水池。前者是指管口出流方向和池中水流方向一致，如图 8-1(a) 所示，由于出水流畅，因此在实际工程中采用较多；后者是指靠管口出流方向和池中水流方向正交〔图 8-1(b)〕或斜交〔图 8-1(c)〕，由于出流改变方向，水流交叉，流态紊乱，不便池与渠的衔接，所以一般只在地形条件受限制的情况下采用。

(二) 根据出水管出流方式划分

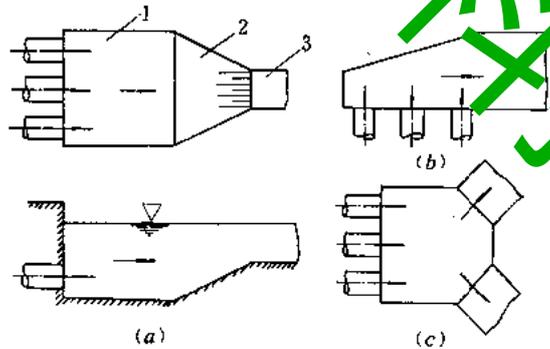


图 8-1 正向和侧向出水池示意图

(a) 正向出水池；(b)、(c) 侧向出水池

1—出水池；2—过渡段；3—干渠

分为淹没式出流出水池、自由式出流出水池和虹吸式出流出水池，如图 8-2 所示。

(1) 淹没式出流出水池是指管道出口淹没在池中水面以下，管道出口可以是水平的，也可以是倾斜的〔图 8-2(a)〕。为了防止正常或事故停泵时渠水倒流，在出口有时增设拍门、蝶阀或在池中修挡水溢流堰。

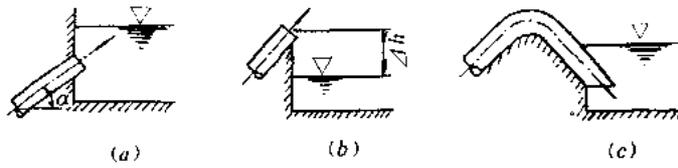


图 8-2 出水管不同出流方式

(a) 倾斜淹没式出流; (b) 自由式出流; (c) 虹吸式出流

(2) 自由式出流, 即管道出口位于出水池水面以上 [图 8-2(b)]。这种出流方式, 浪费了高出于水池水面的那部分水头 [图 8-2(b) 中的 Δh], 减小了出水量。但由于施工、安装方便, 停泵时又可防止池水倒流, 所以有时用于临时性或小型泵站中。

(3) 虹吸式出流 [图 8-2(c)], 它兼有淹没式和自由式出流的优点, 既充分利用了水头, 又可防止水的倒流, 但需要在管顶增设真空破坏装置, 在突然停泵时, 放入空气, 截断水流。

二、出水池中的水流运动状况

从观察到的平管淹没出流情况来看, 水流进入出水池后是呈逐渐扩散状态。在主流上部形成表面水流立轴旋滚区 A [图 8-3(a)], 两侧有回流区 B [图 8-3(b)], 出口下沿还有一个不大的水滚 D 。可见, 这种出流形成是属于有限空间三元扩散的淹没射流。它不仅具有平面扩散, 同时也有立面扩散, 扩散的程度与初始条件、边界条件都有很大关系。

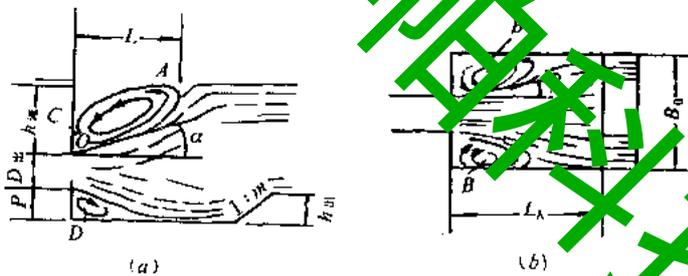


图 8-3 出水池中流态

(a) 剖面; (b) 平面

旋滚区和回流区的存在标志着池中水流的紊乱, 而紊乱的水流又可能造成出水池的冲刷或淤积, 还可能导致扬程损失的增加。另外, 出水池尺寸的确定也与水流的扩散情况有关。因此, 有必要研究影响水流扩散的各种因素。

试验表明, 图 8-3 中的各旋滚区 A 、 D 及回流区 B 的形状大小 (即扩散角 α 、 β 、水滚长 L 等) 和出水管口的流态有关。当出口的直径 $D_{出}$ 和流速 v_0 越大, 即佛汝德数 Fr 越大, 则 α 、 β 越小, 回流和旋滚的长度 L 越长, 从而使旋滚和回流区扩大。反之则缩小。池中是否产生水跃可以根据出口的形状和佛汝德数 Fr 来判别。对圆形出口, Fr 等于 0.7 为临界流, $Fr > 0.7$ 时池中产生水跃, $Fr < 0.7$ 时池中水流平稳; 对方形出口, $Fr = 1$ 为临界流,

$Fr > 1$ 时池中产生水跃, $Fr < 1$ 时池中水流平稳。

管口淹没深度 $h_{淹}$ 对扩散角 α 、 β 也有影响。 $h_{淹}$ 越大, 则 α 、 β 也越大, 即 A 、 B 、 D 各区范围相应减小, 反之各区范围则大。

池坎的高度 $h_{出}$ 、坡度系数 m 、池坎和出水管口的距离 L_k 对水流扩散都有影响。试验表明, $h_{出}$ 越大, L_k 和 m 越小, 则漩滚长度 L 也越小。

出水池的宽度 B_0 对 β 角影响较大。试验结果说明, 当 $B = (3 - 4) D_{出}$ 时, 扩散角 β 具有最小值, 即回流区最大, 当 $B_0 < 3 D_{出}$ 或 $B_0 > 4 D_{出}$ 时, β 值都会增大, 即回流区缩小。

由图 8-4 可知, 当 $\frac{B_0}{D_{出}} = 3$ 时, $\beta = 11^\circ$; 而 $\frac{B_0}{D_{出}} = 2$ 时, β 值增至 30° 。

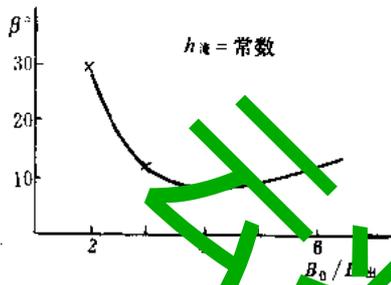


图 8-4 池宽与扩散角关系

试验还表明, 隔墩对改善池中水流条件的作用是显著的, 当边台管路单独放水时图 8-5 (a) 中所出现的水流折冲及回流现象在设有隔墩的池中 [图 8-5 (b)] 基本消失, 水流比无隔墩时平稳而顺畅。

如果我们把水平管的出口段向上翘起, 就成了倾斜式的淹没出流。若出水管路先向上高出出水池水位以后再向下倾斜, 就成了虹吸式淹没出流。

倾斜式出流形式随出水管向上翘起的角度 θ 的增加, 则 (图 8-6) 表面漩滚 A 逐渐减少, 直至消失, 而底部漩滚区 G 逐渐扩大, 当 $\theta = 15^\circ \sim 20^\circ$ 时, 底部漩滚的长度达到最大值。此后, 底部漩滚区的长度随 θ 角的增大而减小。此外, 底部漩滚区的长度还随管路出口的流态、出水池的尺寸、池坎高度和距管口的距离等因素有关。

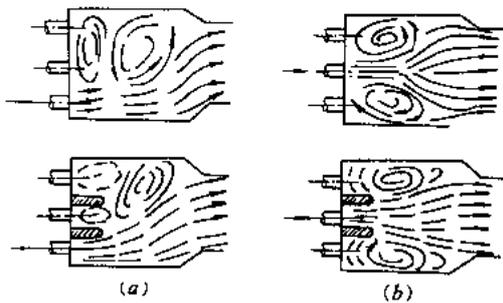


图 8-5 隔墩对出水池水流的作用

(a) 有无隔墩时边台泵运行; (b) 有无隔墩时中间泵运行

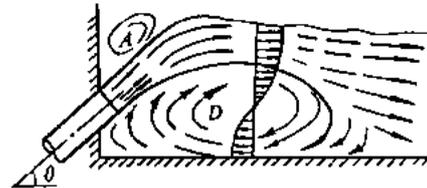


图 8-6 倾斜式出水流态

现在英国的雷伯等人试验成功了一种出水管向下出流的出水池, 这种池的消能效果较好, 设计尺寸也经济, 如图 8-7 所示。

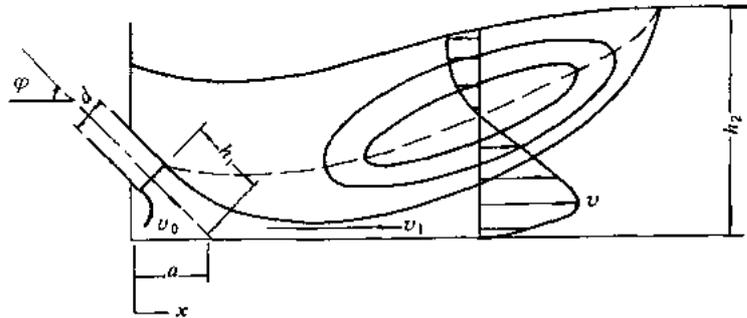


图 8 7 管道向下出流时出水池的设计尺寸

a —管轴线与池底交点离池后墙距; d —管直径; h_1 —出流喷射高度; h_2 —池下游深度; v_0 —管出口流速; v —池内最大中线轴流速; v_1 —喷射时的起始最大流速; x —沿中线轴的距离; φ —出流喷射角

三、出水池各部尺寸的确定

(一) 正向出水池各部尺寸的确定

1. 水平出流时出水池长度 L 的计算 池长 L 的计算方法较多, 其中不少均系模型试验成果。但是当前尚没有被公认为完全合理的方法。下面仅介绍其中的几种, 以资比较。

(1) 水面旋滚法: 如图 8-8

所示。水平式淹没出流在出水池水流上部形成范围较大的旋滚区, 此旋滚如果扩散至干渠中, 势必形成渠道冲刷和水流的不稳定。因此, 应使水流旋滚发生在出水池中, 并把这一旋滚长度定为出水池的长度。

但旋滚长度和很多因素有关, 其中

主要的有管口上缘淹没深度 $h_{淹}$, 池中有无台坎以及台坎的型式和高度 h_p 。由于管道出口流速较低 (一般均在 3 m/s 以下), 因此流速对滚长的影响较小。根据试验分析得知, 旋滚长 (即出水池长) 和淹没深度 $h_{淹}$ 之间成抛物线关系。即

$$L = ah_{淹}^{0.5} \quad (8-1)$$

$$a = 7 \cdot \left(\frac{h_p}{D_0} - 0.5 \right) \frac{2.4}{1 + \frac{0.5}{m^2}} \quad (8-2)$$

$$m = h_p / L_p$$

式中 L ——出水池长度 (m);

a ——试验系数;

h_p ——台坎高度;

L_p ——斜坡水平长度;

m ——台坎坡度。当垂直台坎时 $m = \infty$, 当 $h_p = 0$ 时, $m = 0$ 。



图 8-8 淹没出流示意图

应该注意，当用上式计算池长时， $h_{淹没}$ 值应为管口上缘的最大淹没深值 $h_{淹没最大}$ 。

根据水面旋滚消能理论和试验，苏联 A. A. 特瑞卡柯夫提出了如下的出水池长度的计算公式

$$L = K h_{淹没最大} \quad (8-3)$$

式中 $h_{淹没最大}$ —— 出水管口最大淹没深度；

K —— 系数，可从表 8-1 中选用。

表 8-1 K 值表

$\frac{h_p}{D_0}$	K	
	倾斜池坎	垂直池坎
0.5	6.5	4.0
1.0	5.8	1.6
1.5		1.0
2.0		0.85
2.5		0.85

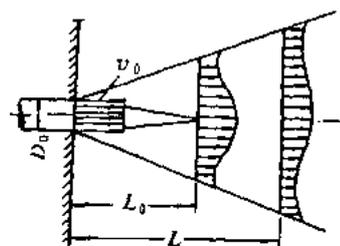


图 8-9 淹没射流示意图

(2) 淹没射流法：假定管口出流符合无限空间射流规律，即认为水流在池中逐渐扩散，沿池长的断面平均流速逐渐减小，当断面平均流速等于渠中流速 $v_{渠}$ 时，此段长度即为出水池长。为此，保加利亚波彼夫等人根据淹没射流理论，在试验的基础上，提出了下列计算池长公式（图 8-9）。

$$L = 3.58 \left[\left(\frac{v_0}{v_{渠}} \sqrt{2} - 1 \right)^2 - 1 \right]^{0.41} D_0 \quad (8-4)$$

式中 v_0 —— 管道出口平均流速；

其余符号意义同前。

需要指出的是：这几种计算池长的公式，由于试验条件的不同，计算结果相差较大，建议通过模型试验确定。

2. 出水池其它尺寸的确定

(1) 管口下缘至池底的距离 P ：此段距离主要用以防止池中泥沙或杂物等淤塞出口，一般采用： $P = 10 \sim 20 \text{cm}$ 。

(2) 管口上缘最小淹没深度：一般采用

$$h_{淹没最小} = (1 - 2) \frac{v_0^2}{2g} \quad (8-5)$$

(3) 出水池宽度 B ：从施工和水力条件考虑，最小单管出流宽度为

$$B \geq (2 - 3) D_0 \quad (8-6)$$

(4) 出水池底板高程：如图 8-10 所示，它是根据干渠最低水位 $\nabla_{低}$ 来确定的。即

$$\nabla_{底} = \nabla_{低} - (h_{淹没最小} + D_0 + P) \quad (8-7)$$

式中 $h_{淹没最小}$ —— 最小淹没深。

(5) 出水池池顶高程：它是根据池中最高水位加上安全超高 Δh 来确定的（图 8

10)。即

$$\nabla_{\text{顶}} = \nabla_{\text{高}} + \Delta h \quad (8-8)$$

当 $Q < 1 \text{ m}^3/\text{s}$ 时, $\Delta h = 0.4 \text{ m}$;
 当 $Q > 1 \text{ m}^3/\text{s}$ 时, $\Delta h = 0.5 \text{ m}$ 。

3. 向下出流时水池尺寸的确定 英国雷伯根据图 8-7 所作的试验表明: 出水管向下的喷射角以 90° 为最好, 与在大气出流相比时, 消能效果更为显著, 如图 8-11 所示。它与水平出流相比, 水池长度也可缩小近一半。表 8-2 列出其试验值。

雷氏还就图 8-7 所示的流态划分为三个区域: 从后墙沿池长方向 $a + 1.25d$ 为消能区; $a + 2.5d$ 为过渡区, 第三区则为基本稳定区, 雷氏并提出了有关池长近似计算式 (8-9)

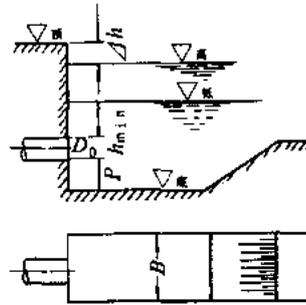


图 8-10 池深的确定

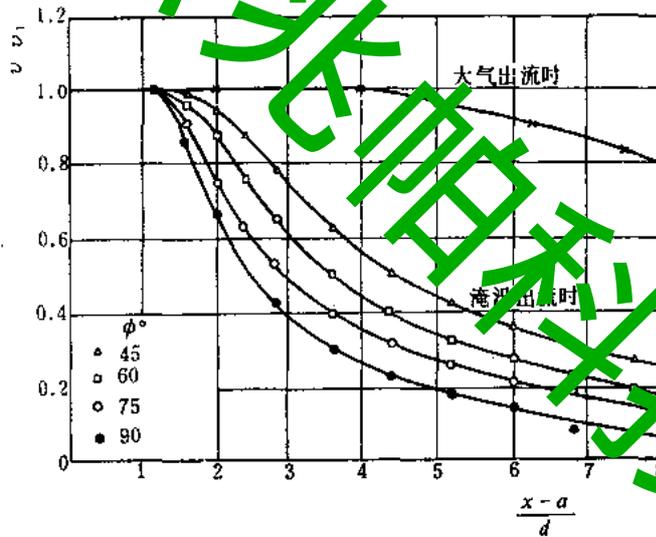


图 8-11 管道向下出流时出水池有关参数的试验曲线

表 8-2 试验值

向下倾角	喷射高度	池宽	下游水深	离后墙射距	池长	佛氏数	雷诺数
φ	h_1/d	W/d	h_2/d	a/d	$x-a/d$	Fr	$Re \times 10^4$
90	1	4	4	7	5~8	8	8.7

注 表中符号见图 8-7。

$$\frac{v}{v_1} = c \left(\frac{d}{x-a} \right)^n \quad (8-9)$$

式中 c —— 比例系数；

n —— 指数。

c 、 n 值与喷射角有关，如表 8-3 所示。

表 8-3 c 、 n 值

喷射类型	喷射高度	喷射角	c	n
向下淹没式喷射	h_1/d	φ		
		45	2.32	1.02
		60	2.05	1.09
		75	1.97	1.22
	1~6	90	1.79	1.45

(二) 侧向出水池尺寸的确定

(1) 池宽 B 的确定 由于侧向出流受到对面壁面的阻挡而形成反向回流，使出流不畅。壁面距管口越近，出流所受阻力越大，出流流量越小，如图 9-12 所示。图 8-13 是一组试验曲线，从中可以看出，当池宽 $B > 4 D_0$ 时，池宽对出流流量 Q 已无明显影响。

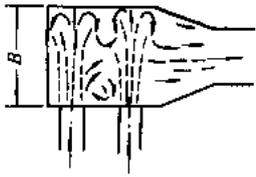


图 8-12 侧向出流示意图

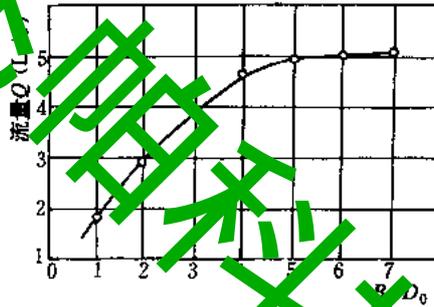


图 8-13 $Q \sim B/D$ 关系曲线

如果综合考虑出口流速、水深等对池宽的影响时，则可采用下列经验公式计算池宽

$$\frac{B}{D_0} = 2 \sqrt{5 Fr - \frac{h_{淹}}{v_0}} \quad (8-10)$$

式中 Fr —— 管口出流的佛汝德数；

$h_{淹}$ —— 管口上缘淹没深度。

对单管侧向出流，一般可采用

$$B = (4 \sim 5) D_0 \quad (8-11)$$

对多管侧向出流，池宽应随汇入流量的增大而适当加宽，如图 8-14 所示。不同断面池宽可分别采用如下尺寸：

1-1 断面： $B_1 = (4 \sim 5) D_0$ ； 2-2 断面： $B_2 = B_1 + D_0$ ； 3-3 断面： $B_3 = B_1 + 2 D_0$ ； ……

(2) 池长的确定:图 8-15中表示了单管侧向出流的流速沿池长分布情况。当 $L = 5D_0$ 时,流速分布已趋均匀。

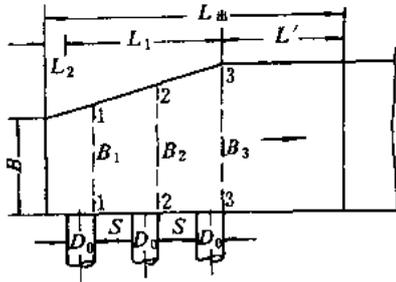


图 8-14 多管侧向出流水池尺寸

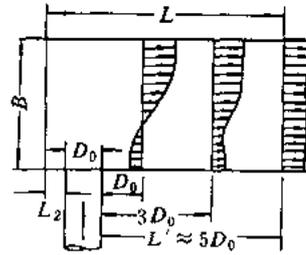


图 8-15 侧向出流水流流速分布图

因此,对单管侧向出流的池长计算公式为

$$L = L_2 + D_0 + L' = L_2 + 6D_0 \quad (8-12)$$

式中 L_2 —— 管口外缘至池边距离。

对多管侧向出流 (图 8-14)

$$\begin{aligned} L_{出} = L_2 + L' + L_2 &= D_0 + [nD_0 + (n-1)S] + 5D_0 \\ &= (4 + 6n - 1)D_0 + (n-1)S \end{aligned} \quad (8-13)$$

式中 n —— 管道根数;

S —— 管道之间的净距 (图 8-14);

其它符号意义同前。

(三) 出水池和干渠的衔接

一般出水池都比渠道宽,因此在两者之间有一逐渐收缩的过渡段,如图 8-16所示。

收缩角通常采用 $\alpha = 30^\circ \sim 45^\circ$,最大不超过 60° 。

过渡段长可根据池宽 B 和渠宽 b 按下式计算

$$L_x = \frac{B-b}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \quad (8-14)$$



图 8-16 过渡段长度

在紧靠过渡段的一段干渠中,由于水流紊乱,可能形成冲刷,因此,该段应用浆砌块石护砌,其长度为

$$L_h = (4 \sim 5) h_{渠大} \quad (8-15)$$

式中 $h_{渠大}$ —— 干渠最大水深。

四、压力水箱

在堤后式排水站中,如果外河水位变幅较大,为使在最高外河水位时也能排除圩内积水,需要将出水池修得很高,而当外河低水位时,水泵则先将水扬至高出水池,再从高水

池排入外河，这样不仅工程量大，而且浪费水头。如果采用每泵一管向外河排水，不仅增大施工量，而且还使大堤安全受到影响。若采用虹吸式出流，虽然可保大堤安全，但要增加真空破坏设备，且工程量较大。在这种情况下，如果采用将3~4台水泵出水管汇集于一个压力水箱中，再经压力涵管排入外河的形式，如图8-17所示者，往往是经济合理的。

(一) 压力水箱的类型

目前采用的压力水箱有以下几种类型：

(1) 按出流方向分，有正向出水(图8-18)和侧向出水(图8-19)两种。

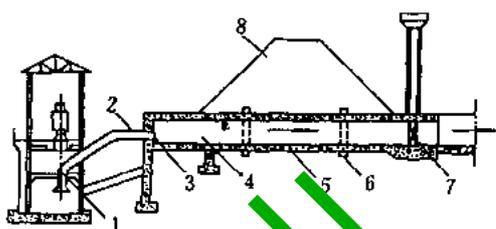


图 8-17 压力涵管

1—水泵；2—出水管；3—拍门；4—压力水箱；
5—压力涵管；6—伸缩缝；7—防洪闸；8—防洪闸

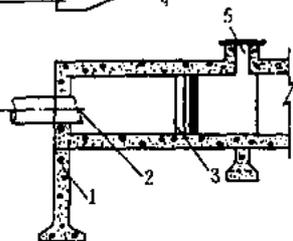
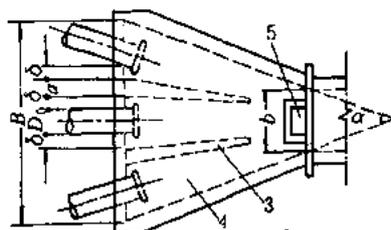


图 8-19 侧向出水压力涵管

1—出水管；2—压力涵管

图 8-18 正向出水压力涵管

1—支墩；2—出口；3—隔墩；4—压力涵管；5—人孔

(2) 按几何形状分，有梯形(图8-18)和长方形两种。

(3) 按水箱结构分，箱中有隔墩和无隔墩两种。

试验表明，正向出水压力涵管水力条件较侧向为好，而有隔墩的水箱又较无隔墩为好。

有隔墩时，还可改变结构受力状态，从而减小水箱顶板和底板的厚度，减小了工程量。

(二) 压力涵管结构和尺寸的确定

压力涵管式出水结构，一般由压力涵管、压力涵管和防洪闸等部分组成(图8-17和图8-18)。

压力涵管在平面上呈渐收缩的梯形，箱内设有隔墩，涵管可和泵房分建，也可和泵房合建成一体。分建式涵管应设置支架支撑，支架基础应筑于挖方上。合建式涵管后侧，应筒支于泵房后壁上，以防泵房和涵管不均匀沉陷。箱壁厚度一般为30~40cm、隔墩厚20~30cm，在现场浇注而成。压力涵管尺寸应根据出水管数目(一般为3~5根)、管径及流

量而定。水箱进口的净宽 B 为 (图 8-18)

$$B = n(D_0 + 2\delta) + (n-1)a \quad (8-16)$$

式中 n —— 水泵出水管根数;

D_0 —— 出水管口直径;

δ —— 出水管至隔墩或箱壁的距离, 其值应满足安装和检修的要求, 一般取 $\delta = 25 \sim 30 \text{ cm}$;

a —— 隔墩厚, 可取 $a = 20 \sim 30 \text{ cm}$ 。

水箱出口断面宽度 b 等于出水涵管宽度。水箱的收缩角一般采用 $\alpha = 30^\circ \sim 45^\circ$ 。

为便于检修, 水箱顶部设有进入孔, 进入孔多呈 $60 \sim 100 \text{ cm}$ 的正方形。盖板由钢板制成, 并用螺母固定在埋设于箱壁的螺栓上。盖板和箱壁间有 $2 \sim 3 \text{ mm}$ 厚的橡皮止水。

(三) 压力水箱受力分析

首先定出压力水箱断面的外形尺寸和各部件厚度, 然后进行稳定计算和强度计算。

1. 稳定计算 一般只需进行水箱水平滑动的核算。应考虑在设计最高外河水位时, 事故停机或拍门关闭情况下, 压力水箱所承受的水平推力 (其中包括水锤压力), 是否会使水箱产生水平滑动。通常应满足抗滑稳定的要求。

2. 强度计算 应按水箱进口断面和出口断面的不同框架结构型式, 分别进行计算。对进口断面可根据水箱内隔墩是否伸到顶板, 按单孔或多孔连续框架进行计算。荷载包括: 外河最高水位时产生的水压力 (包括水锤压力)、侧向土压力及板的自重以及活荷载, 然后取对称结构的一半对各杆件和各节点进行内力分配和各杆端切力的计算, 最后绘出各杆件的弯矩图和切力图。对于压力水箱出口断面, 则按单孔框架进行计算。如图 8-20 所示。

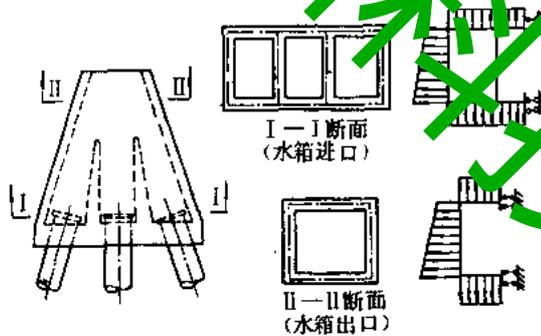


图 8-20 压力水箱计算简图

在计算过程中应注意: ①压力水箱隔墩如果能和顶板连结, 不仅起分流导水作用, 而且对水箱底板、顶板和后墙还起着整体的固结作用。因此, 对水箱内有隔墩和无隔墩处的顶板和底板的配筋应分别进行计算。②由于事故停机时, 水锤压力对压力水箱的强度 (特别是对外侧无填土的后墙) 影响很大, 因此, 必须进行水锤压力和不允许裂缝出现的验算。

第二节 出水流道

在块基型泵站中，人们对于连接水泵出水弯管与出水池间的出水管习惯地称它为出水流道。常见的出水流道有虹吸式和直管式两种。本节主要介绍这两种形式的出水流道。

一、虹吸式出水流道

(一) 虹吸式出水流道的工作特性

在水力学中已经讲过，如果用一根充满水的弯管将两个不同水位的水池连接起来，水流将会从水位高的一侧流向水位低的一侧，这就是虹吸现象。

如果我们把虹吸管的进口与水泵出水管路相联接（图 8-21），那么，水泵只需将水从 0-0 断面提高到 1-1 断面后，由于虹吸作用，堤内渍水便可越过堤顶流向外江（1-1 断面与 3-3 断面之高差 ΔH 即为水流通过管路的阻力损失）。在正常运行时，虹吸管的顶部（即驼峰部分）为负压，停泵时，只要将装置在驼峰

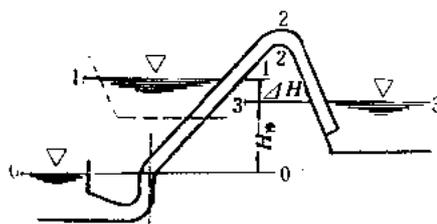


图 8-21 虹吸式出水流道工作原理图

顶部的真空破坏阀打开，空气就会进入管内，虹吸作用也就遭到破坏，从而可以防止管内的倒流和水泵机组倒转。此外，从图 8-21 中也可以看出，当外江水位升高后，只需要将 1-1 断面的水位适当地抬高，即水泵扬程适当地增高即可。当外江水位下降后，1-1 断面水位也可降低，水泵扬程也可随之降低。可见，利用虹吸管作为出水流道，可以适应外江水位的变化，它和出水管口位于最高水位以上的流道相比，虹吸式出水流道可以避免不必要的能量损失。

图 8-22 中介绍常见的八种虹吸出水型式，其中以 (1) 型为最好。它的特点是：虹吸下降段大部分设计成等截面，即保证均匀高速，又能促使赶走空气，而靠近出水池部分作成平底扩大，出口流速可以降低，从而减小出口损失。

(二) 虹吸作用的形成过程

水泵启动前，高出水面以上的虹吸管段是充满空气的。所谓虹吸作用的形成过程，实质就是水流充满管段，空气排出管外，并使驼峰处形成一定真空的过程。如图 8-23 所示。

水泵启动前打开真空破坏阀。当水泵启动后，出水流道内的水位迅速上升，此时，流道内的压力 P_c 大于大气压力 P_a ，使部分空气被水从真空破坏阀赶出〔图 8-23 (a)〕；当水泵提升的水位超过驼峰底部时，就象溢流堰那样，水流顺管壁泄下。出水侧的管内水位也迅速上升，进一步将管中空气赶向真空破坏阀〔图 8-23 (b)〕；只有当水流充满全管，空气自出水管排出后，虹吸形成的全过程即告结束〔图 8-23 (c)〕；当事故停泵时，流道内形成倒虹吸，打开真空破坏阀，使空气进入流道内，从而破坏了真空以截断水的倒流〔图 8-23 (d)〕。

应该指出，虹吸形成的过程，实际上是排气的过程。在虹吸形成过程中，水泵供水量能增加 10%~15%，但流道内的压力是很不稳定的，从而会导致机组启动过程中的强烈震

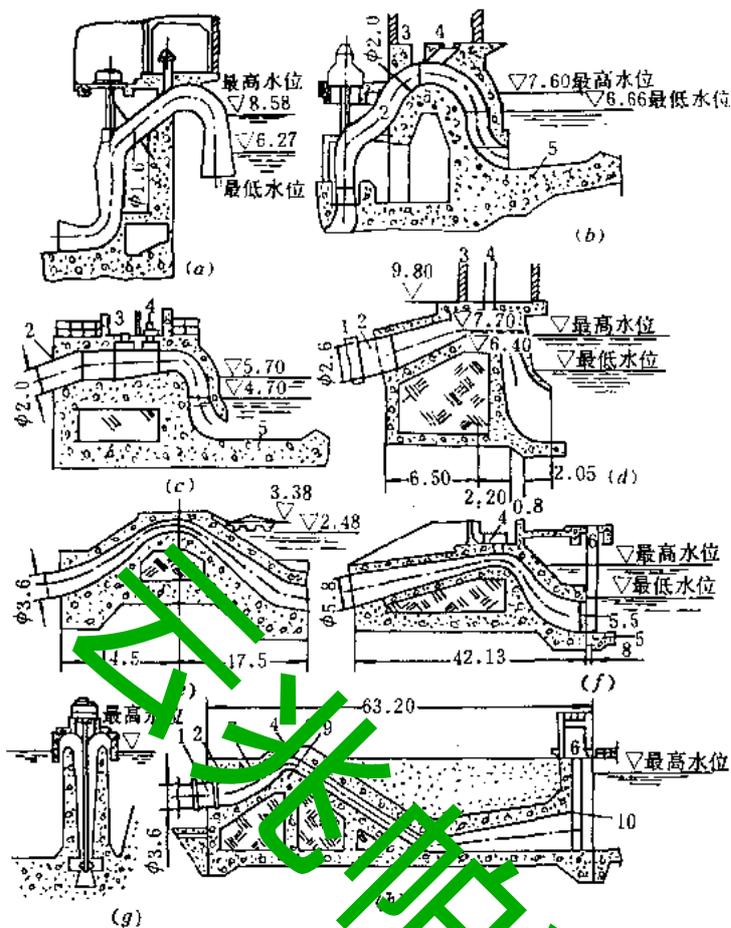


图 8-22 常见的八种虹吸出水型式

1—伸缩节；2—块体内出水管；3—真空破坏阀取气室；4—真空破坏阀；5—出水口底；6—检修闸门槽；7—虹吸出水段；8—驼峰顶；9—驼峰管；10—出水口

动，并发出异常的噪音和巨响，影响机组的寿命和效率。为此，我们应该尽可能地缩短虹吸形成的时间。

(三) 虹吸式出水流道的设计

常见的虹吸式出水流道由扩散段、出水弯管段、上升段、驼峰段、下降段、出口段等部分组成（图 8-24）。虹吸式出水流道的设计就是确定各部分的形状和尺寸。由于扩散段及出水弯管段都是根据水泵结构尺寸而定的，这里就不再赘述。

1. 虹吸式出水流道上升段 这部分的断面形状为由圆变方，在平面上逐渐扩大，在立面上略微收缩，轴线向上倾斜。在设计中需要先确定上升角 α 和平面扩散角 φ_2 。

α 的大小不仅影响到机组效率，同时还影响上升段的长度。 α 越大，可以减少出水弯管的局部阻力损失，也可以缩短上升段的长度。但会增加机组的轴向长度，并使驼峰处的弯曲角度 α_2 加大，甚至可能出现上升段轴线呈弯曲的形状。这样，不仅会增加流道的局部阻力，同时对虹吸形成也有影响。为此，不希望 α 太大或太小，一般取 $\alpha = 30^\circ \sim 45^\circ$ 。

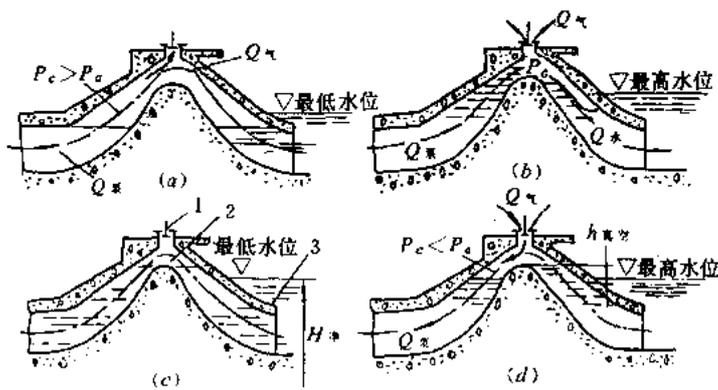


图 8-23 虹吸作用的形成过程

(a) 启动; (b) 排气; (c) 运行; (d) 停机

1—真空破坏阀; 2—驼峰顶部; 3—出口

P_c —虹吸管内压力; P_a —大气压力

平面扩散角 φ_2 取决于出水弯管出口直径 D 和驼峰断面的宽度 B 以及上升段平面的长度 L_2 。它们之间的关系可用下式表示

$$\tan \varphi_2 = \frac{B - D}{2L_2} \quad (8-17)$$

太大的 φ_2 会增加流道的阻力损失, 一般认为 $2\varphi_2 < 8^\circ \sim 12^\circ$ 。当所选的 B 、 D 、 L_2 等值不能满足 φ_2 要求时, 应该适当调整, 直到满足为止。

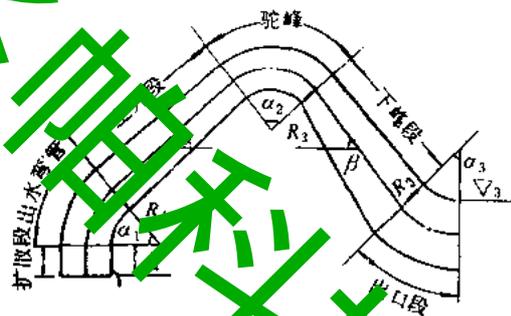


图 8-24 虹吸式出水流道的各部分结构示意图

由圆变方的断面, 其渐变长度一般不应小于管径的两倍。

2. 虹吸式出水流道的驼峰段 驼峰部分的设计是虹吸式出水流道设计中最重要的一环, 因为这部分的形状和尺寸对虹吸形成, 装置效率, 工程投资以及安全运行等都有影响, 为了保持需要的真空, 要求这部分应有良好的密封性。

(1) 驼峰断面处平均流速 v 的确定: 驼峰断面处平均流速 v 对虹吸形成, 流道阻力损失都有影响。对于既定形状的虹吸式出水流道, 为了在所要求的时间内能形成虹吸, 对驼峰断面处的最小流速应有一定的要求。当流速小到一定程度时, 虹吸形成所需时间可能会很长, 甚至根本无法形成虹吸。此外, 对于不同形式和尺寸的虹吸式出水流道, 在一定时间内形成虹吸所需的最小平均流速也是不同的。为此, 在选择虹吸式出水流道的驼峰断面尺寸时, 既要满足虹吸形成的时间, 又要使管路阻力损失较小。

一般情况下, 驼峰断面处平均流速 v 可按下式计算

$$v = 3.4 \sqrt{R} \quad (8-18)$$

式中 R ——驼峰断面的水力半径。

我国现有虹吸式出水流道的驼峰断面处的平均流速所采用的范围为2.0~2.5m/s。

(2) 驼峰底部的高程 $\nabla_{底}$ 的确定:驼峰底部的高程 $\nabla_{底}$ 主要取决于出水池设计最高水位。为了避免出水池水流倒灌,驼峰底部应高于出水池设计最高水位。但也不能太高,否则会增加启动扬程,对尽快形成虹吸和降低工程造价都不利。 $\nabla_{底}$ 可按式计算

$$\nabla_{底} = \nabla_{高} + \delta \quad (8-19)$$

式中 $\nabla_{高}$ ——出水池设计最高水位;

δ ——安全超高,一般可取 $\delta = 0.2 \sim 0.3\text{m}$ 。

(3) 驼峰断面面积 A 的确定:为了保证驼峰断面处压力、流速分布较均匀,阻力损失较小,驼峰处多采用高度较小的矩形断面。

驼峰断面面积 A 可以由设计流量计算出,即由流量 Q 和驼峰处所要求的断面平均流速 v 求出该驼峰处的断面面积 A 。

(4) 驼峰断面高度 h 和宽度 b 的确定:驼峰断面高度 h 的大小对于该处的流速分布和压力分布都有影响。特别是对于管径很大的大型轴流泵的虹吸式出水管,较大的 h 往往会造成驼峰顶部和底部很大的压差。为此应该尽可能地降低驼峰高度 h 。目前采用的经验数据为 $h = (0.5 \sim 0.785) D$ 。试验证明, h 越小,通过驼峰断面的速度加大,有利于出水条件的改善。

驼峰断面宽度 b ,在确定 h 以后,应按驼峰断面面积等于或稍小于虹吸管道断面积的要求选定,同时还应考虑到机组间距的要求。

(5) 驼峰顶部高程 $\nabla_{顶}$ 的确定

$$\nabla_{顶} = \nabla_{底} + h \quad (8-20)$$

式中 $\nabla_{底}$ ——驼峰底部高程;

h ——驼峰断面高度。

(6) 驼峰断面宽度 B 的确定

$$B = \frac{A}{h} \quad (8-21)$$

式中 A ——驼峰断面面积;

h ——驼峰断面高度。

当 $h = 0.785D$ 时, $B = D$,虹吸管上升段的平面扩散角 $\varphi_2 = 0$ 即无扩散。当 $h < 0.785D$ 时,则 $B > D$ 。虹吸管的上升段呈扩散型, B 越大, φ_2 也越大,而 φ_2 越大又会增加阻力损失,因此不宜使 B 太大。一般可取 $B = (1 \sim 2)D$ 。

(7) 驼峰处的曲率半径 R_2 的确定: R_2 过小,虽然有利于机组启动时水流翻越驼峰,并减少驼峰处的空气体积,易于形成虹吸。然而却招致水流的急剧转弯,增大阻力损失。反之, R_2 过大,虽可减小阻力,但却延长虹吸形成时间。因此,一般取 $R_2 = 1.5D$ 左右。

3. 虹吸式出水流道下降段 下降段流道一般都是等宽的,但为了减少流道出口的动能损失,有的也设计成扩散型。同时还取决于机组的间距 b 和驼峰断面的宽度 B 。当 $B = b$

$-\delta$ (其中 δ 为出口隔墩厚度)时,呈不扩散型;当 $B < b - \delta$ 时,呈扩散型。

这部分在横断面的高度是沿水流方向逐渐增加的。断面由驼峰处的扁平长方形逐渐扩展成方形,使断面面积逐渐地均匀增大。平均流速逐渐减慢。

下降段的倾角(下降角) β 对水流条件和工程投资也有影响。 β 越大,下降段的长度越短,更可节省工程投资,但 β 过大,又会引起水流脱壁,影响从虹吸中带走空气的可能性,使流道内的压力不稳定,还会增加阻力损失,而 β 过小,会增加工程投资,目前一般采用 $\beta = 40^\circ \sim 70^\circ$ 。如果考虑出水流道与出水池最佳设计参数的配合(图8-24),则 β 宜设计在 70° 左右。

4. 虹吸式出水流道出口段 当水流通过驼峰处的低压区时,溶解于水中的空气容易分解出来,其体积膨胀,而膨胀后的气水混合物通过流道也将增加流道的摩擦损失,因此,要求断面能适当增大。另外为了将动能转化为压能时减少出口损失,也需要尽可能地降低出口流速。一般可按 $v_3 = 1.5\text{m/s}$ 的要求来控制出口断面。然后根据泵房的布置可以确定流道出口宽度 B_3 ,从而求出出水流道的出口高度 $H = F_3/B_3$ (F_3 为出口断面积)。

根据出水池最低水位 $\nabla_{\text{池低}}$ 和虹吸管出口最小淹没深度 $h_{\text{淹}}$ 可以推求流道出口的顶部高程 ∇_3

$$\nabla_3 = \nabla_{\text{池低}} + h_{\text{淹}} \quad (8-22)$$

如 $h_{\text{淹}}$ 过小会使大气压力击破深度 $h_{\text{淹}}$ 的水层,使空气进入驼峰低压区,破坏真空,影响虹吸形成。但 $h_{\text{淹}}$ 过大又会降低出水池的底部高程,从而增加工程造价。一般采用

$$h_{\text{淹}} = (1.5 \sim 5) \frac{v_3^2}{2g} \quad (8-23)$$

式中 v_3 ——出口断面的平均流速;

g ——重力加速度。

但是 $h_{\text{淹}}$ 不得小于 0.3m 。

根据 v_3 和 $h_{\text{淹}}$ 可以确定流道出口底部和出水池底部高程。

5. 驼峰顶部真空值的校核 驼峰顶部的真空值可按下列式计算

$$H_2 = \nabla_{\text{顶}} - \nabla_{\text{池低}} + \frac{v_2^2 - v_3^2}{2g} - h_{\text{损}} \quad (8-24)$$

式中 H_2 ——驼峰顶部实际的真空值;

v_2 ——驼峰处的断面平均流速;

g ——重力加速度;

$h_{\text{损}}$ ——驼峰至出口断面的水头损失。

而最大允许真空值为

$$H_{\text{允}} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_k}{\gamma} - a \quad (8-25)$$

式中 $H_{\text{允}}$ ——最大允许真空值(m),一般不超过 7m ;

P_a ——当地海拔高程的大气压力;

P_k ——临界汽化压力;

γ —— 水的容重；

a —— 考虑水流的紊动和波浪的安全值。

当 $H_2 < H_{允}$ 时，说明虹吸式流道驼峰部分的压力大于水的汽化压力，虹吸式出水流道可以正常工作。当 $H_2 > H_{允}$ 时，驼峰处的压力过低，有产生汽蚀的可能，也会发生强烈的压力脉动，甚至虹吸现象无法形成。在这种情况下，则需要筑壅水坝以抬高出水池的最低水位来满足流道内真空值的要求（图 8-25），而抬高以后的出水池水位 $\nabla_{池低}$ 为

$$\nabla_{池低} = \nabla_{顶} - H_{允} + \frac{v_2^2 - v_3^2}{2g} - h_{损} \quad (8-26)$$

应该指出，采用这种方法来满足虹吸式出水流道真空值的要求是很不经济的。因为这不仅增加了壅水坝的工程量，而且提高了最低水位时的工作扬程。增加了运行费用。由此可见，当 $H_2 > H_{允}$ 时，虹吸式出水流道的运用必将受到限制。因而它适用于上游水位变幅为 4 ~ 5 m 以下的情况。

根据上述方法拟定的主要尺寸，可以绘出虹吸式出水流道的纵剖面轮廓图。同时型进水流道的绘型一样，可以根据流速的直线或曲线变化规律，求出各断面面积，从而定出其平面图尺寸，最后用允许扩散角加以校核。但也可以先拟定各断面形状，按允许的扩散角定出其平面图尺寸，再求出各断面的流速，从而绘出流速和流道长度的关系曲线，并以光滑的曲线为设计标准加以校核。

苏联某泵站设计出的一种虹吸式出水流道，当虹吸管喉道内流速为 $2.5 < v < 3.5 \text{ m/s}$ 时，其轮廓尺寸如图 8-26 所示者，其性能指标较高，工程投资最省。

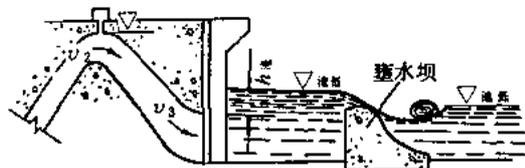


图 8-25 用壅水坝抬高出水池最低水位示意图

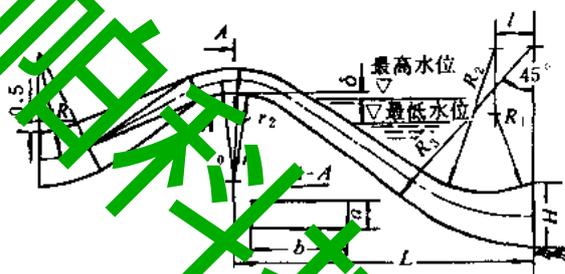


图 8-26 推荐的虹吸出水流道部分尺寸

$$\begin{aligned} R &= 2.0D; & R_1 &= 1.44D; \\ R_2 &= 2.67D; & R_3 &= 3.7D; \\ l &= 0.735D; & r_0 &= 1.75D; \\ r_1 &= 1.5D; & r_2 &= 2.0D; \\ L &= 5.5D; & a &= 0.5D; \\ b &= 1.8D; & H &= 1.2D. \end{aligned}$$

式中 D —— 虹吸式出水管道直径。

二、直管式出水流道

从水泵出水弯管至流道出口之间的流道中心线为直线的出水流道称为直管式出水流道。

直管式出水流道的任一断面都具有一定正压力。常采用拍门和快速闸门作为断流措施。

(一) 直管式出水流道的设计要求

直管式出水流道的设计、施工都比较简单。所以，直管式出水流道也为大型泵站所采用。直管式出水流道应满足以下几方面的要求：

(1) 启动时要便于排气：对于管道很长、断面很大的直管式出水流道，正常运行时水流具有较大的惯性，所以在停机以后，拍门的冲击力较小，关闭较平稳。但是，水泵启动前流道内具有很大的空气体积。如果流道没有设通气孔，或通气孔的断面太小和位置不当，甚至其它原因使流道内大量的空气无法顺利排出时，会使拍门反复多次的开启和关闭从而影响水泵的启动。

(2) 运行时的阻力要小：当流道短而扩散角太大，或因拍门的尺寸受到限制而使流道出口断面太小时，都会增加阻力损失，从而增加运行费用。

(3) 关闭要及时可靠：这主要取决于断流设备的可靠性，所以应该选择安全可靠的断流装置。

(4) 节省投资，便于施工。

(二) 直管式出水流道的管线选择

管线即直管式出水流道的中心线。管线可以是水平的，也可以是倾斜的，这主要取决于水泵出水弯管的出口断面中心高程和出水池的最低水位。前者是根据水泵的安装高程和水泵的结构尺寸决定的。流道出口在最低外水位时还应有一定的淹没深度 $h_{淹}$ ，一般可取

$$h_{淹} = \frac{v^2}{2g}$$

其中， v 应为最低外水位相应的流道出口断面平均流速。 g 为重力加速度，

$h_{淹}$ 最小不得小于 0.2m，这样，管线的布置就可能有以下三种情况（图 8-27）。

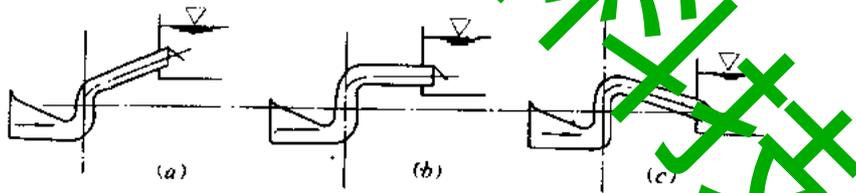


图 8-27 直管式出水流道的几种管线布置形式

(a) 上升式；(b) 平管式；(c) 下降式

上升式（平管式或下降式）流道出口断面中心高于（或等于或低于）水泵出水弯管出口断面的中心，水流在出水流道中的流动是向上的（或水平的或向下的）。上升管可以使水泵弯管的转弯角度减小，从而提高装置效率。同时，在水泵机组启动后，水流是向上流动的，流道内的空气很容易排向流道出口，最后由通气孔排出流道之外。所以，只要最低外水位较高，就应该尽量采用上升式。但是，如果最低外水位较低时仍然采用上升式，流道出口就可能淹深不足或在最低外水位以上，从而增加这种工况下的能量损失。为此，不得不将流道布置成平管式或下降式，这两种形式不仅使出水弯管的转弯角度大，增大了阻力损失，而且还会使管内空气难以排出，当水泵启动时容易出现拍门反复多次冲击的现象。

下降式出水弯管的转弯角更大，水力损失也更大，机组启动时，水流很快就会把出口封住，使空气更难排出。为了使平管和下降管能迅速地排出空气，可以采用抽气的方法，也可以把流道布置成弯曲的。

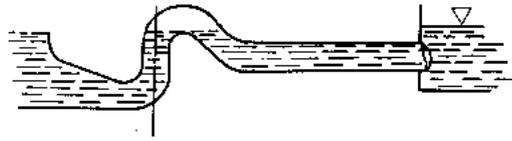


图 8-28 低驼峰式出水流道

如图 8-28 所示，这种流道叫做低驼

峰式的出水流道。这种出水流道在机组启动前流道内的部分水流是排不出去的，因而减少了空气体积，可以使启动过程中的压力平稳。此外，当外江水位变幅很大时，如果仍采用前面所述的虹吸式出水流道，在驼峰断面与最低外水位相差很大的情况下运行会产生很大的震动，这时也可以采用这种低驼峰式的出水流道。在一般情况下可以用真空破坏阀断流。当外江水位高于驼峰底部时则用拍门或快速闸门断流。

(三) 通气孔的位置和大小

对于直管式出水流道都应该设有通气孔。这不仅使机组启动时可以由通气孔排气，而且在停机后还可以由通气孔补气，从而减小拍门的冲击力和管内负压。

通气孔应该布置在流道突起的最高位置。对于上升管应该布置在出口附近。对于短的平管（如 10m 以内），通气孔的位置可任意选定。对于下降管或弯曲的低驼峰流道，应该布置在流道的最高位置。

通气孔的面积可按式计算

$$F = \frac{V}{\mu v t} \quad (8-27)$$

式中 V ——出水流道内的空气体积；

μ ——风量系数，可取 $\mu = 0.71 \sim 0.815$ ；

v ——最大气流速度，可取 $v = 90 \sim 100 \text{ m/s}$ ；

t ——排气或进气的时间，可取 $t = 10 \sim 15 \text{ s}$ 。

根据 F 可以求出通气孔的直径。

三、出水流道形式的选择

(一) 出水接管形式的选择

联接叶轮出口和出水管之间的一段流道，叫做出水接管。水泵出水接管分为轴向导叶弯管出水和辐向导叶蜗壳出水两种。目前水泵厂制造的离心泵和混流泵，均采用蜗壳出水，而轴流泵则采用弯管出水。如果泵站选用中小型轴流泵，就不必重新设计出水管，而是由水泵厂配套供应。但随着水泵口径的不断增大，为了降低泵房高度，减少工程投资，立式水泵的出水方式就不应该只局限于弯管出水一种形式，也可采用蜗壳式出水。

1. 弯管出水有以下优缺点

(1) 积累了较多的设计和施工经验。

(2) 水泵厂可以供给配套的部件。

(3) 弯管出水，使泵体轴向尺寸增加，加长了泵轴长度和增加泵房高度，但平面尺寸较小。

(4) 当出口水位低于弯管出口高程时, 出水流道要多转两个弯, 增加施工麻烦和水流阻力损失。

2. 蜗壳出水有以下优缺点

(1) 缩短了泵体轴向尺寸, 可以降低泵房高度, 但平面尺寸较大。

(2) 缩短了泵轴长度, 便于安装调整, 并能减小机组运行时的震动。

(3) 降低了出口高程, 有可能避免低驼峰的布置形式。

(4) 蜗壳出水主要缺点是出水损失较大, 降低了水泵的效率。

(5) 蜗壳断面形状复杂, 施工麻烦。

(6) 选择蜗壳出水后, 需将水泵原来的轴向导叶改为辐向导叶。有些泵体部件也需要重新设计或局部修改, 缺乏现成产品供用。

(二) 出水流道形式的选择

大型泵站的出水流道(即出水管)的型式, 常见的有虹吸式, 直管式两种。下面分别说明其优缺点。

1. 虹吸式出水流道

(1) 停机断流可靠。只要能及时打开真空破坏阀即能破坏真空, 切断驼峰处的水流, 防止外水倒灌。

(2) 采用虹吸式出水流道, 操作简便, 而且停机时不产生冲击力。

(3) 出口断面的扩大不象直管式或低驼峰式那样受到拍门或快速闸门尺寸的限制。因而虹吸式流道出口流速可以降低, 减少出口动能损失。

(4) 虹吸式流道断面形状变化复杂, 施工困难, 模板消耗量较大。尤其是堤后虹吸式块基型泵站, 在斜坡上浇筑混凝土流道, 施工难度较大, 而且质量难以保证。

(5) 起动时水流翻越驼峰, 出现最大扬程, 有可能使机组牵入同步产生困难。

(6) 在起动或运行过程中, 如果驼峰顶部存有空气, 就会使顶部产生压力脉动, 从而引起机组震动。

2. 直管式出水流道

(1) 直管式流道断面形状比较简单, 便于施工, 施工质量容易得到保证。

(2) 采用直管式出水流道, 要用拍门或快速闸门作为水泵停机时的断流措施。而目前采用的拍门或快速闸门, 其结构及附属设备比较复杂, 检修也麻烦, 而且突然关闭时还可能产生冲击力。在运行的可靠性上不如真空破坏阀。

(3) 由于采用拍门或快速闸门断流, 直管式出水流道的出口不宜扩得太大。因此出口流速一般比虹吸式流道出口的流速要高。出口动能损失也较后者大。

近年来, 生产中逐渐掌握了各种断流设备的特性和设计方法, 直管式出水流道也多有生产采用。

第三节 断流方式

泵站中常见的断流方式有拍门、快速闸门和真空破坏阀, 拍门和快速闸门用于直管式

出水流道，真空破坏阀用于虹吸式出水流道。随着泵站建设的迅速发展，断流方式也在不断完善。目前，有很多问题尚待进一步试验和研究。本节仅对上述几种断流方式加以介绍。

一、拍门

拍门是一种简单阀门，拍门顶部用铰链与门座相联，水泵开机后，在水流的冲力下自动打开。水泵停机后，靠拍门的自重或倒流水的作用自动关闭。拍门与门座之间用橡皮止水，关闭后靠水压力把拍门压紧，因而结构简单，造价便宜，且便于自动化，在水泵站中得到广泛的应用。但是，在另一方面，由于拍门是在水流的冲力下开启的，所以在正常运行时经常需要消耗一定的能量。又由于拍门是在自重或倒流水的冲力下关闭的，当倒流水的流速很快时，将使拍门最后关闭时的加速度增大，从而会产生较大的冲击力。这就是说拍门具有结构简单，便于自动化的优点，又有消耗能量和冲击力较大的缺点。为了解决这些问题，生产中已经采用了各种形式的拍门。下面仅对其结构较为简单的几种加以介绍。

(一) 普通拍门

所谓普通拍门，如图 8-29 所示。就是没有任何控制设备，完全靠水流冲开，靠自重或倒流水的冲击力关闭的拍门。多用于中小型泵站的出口断流。

(二) 带平衡锤拍门

为了满足结构和强度的需要，拍门不可能做得太轻，而太重的拍门不仅要消耗较多的金属材料，而且会使张角小而阻力大，从而增加电能消耗。为此，就采用平衡锤的方法，以增大正常运行时的张角，如图 8-30 所示。

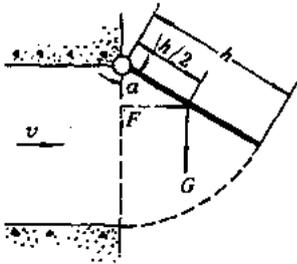


图 8-29 拍门示意图

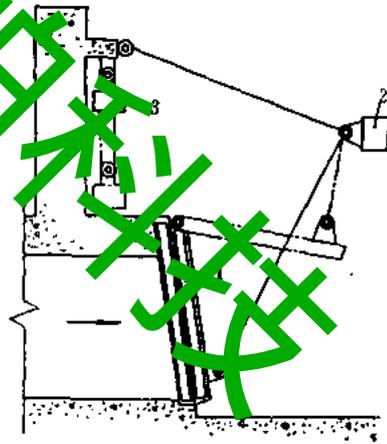


图 8-30 带平衡锤的拍门

1—拍门；2—胸墙中梁；3—平衡锤

加平衡锤是一种减少阻力损失的简易办法。但是，加平衡锤后，延长拍门关闭的时间，这样必然加大最后关闭时的角加速度，从而大大地增加冲击力。因此，这种带平衡锤的拍门在大型排灌站中仍然用得较少。

除了以上所介绍的两种常用拍门结构外，在生产上为了减少大型拍门的阻力和冲击力，也有采用其它结构型式的。如多扇组合式拍门，系将大拍门分成若干个小拍门组合而成。还有机械平衡和油压缓冲的拍门，中间铰链浮箱式拍门等。

二、快速闸门

快速闸门是能快速启闭的一种闸门，是直管式出水流道的又一种断流方式。这种断流方式的显著优点是闸门可以全开，形式简单，阻力损失很小，特别适用于上游水位变幅和淹深较大的情况，因此在大泵站多被采用。它的缺点是当闸门密封不紧时，容易漏水，影响对管道的检修。

快速闸门的形式，启门的时间和速度，关门的时间和速度等都应该根据水泵机组的性能来决定。

对轴流泵而言，不仅不能关闸启动，而且也不允许闸门开启速度太慢，否则会增加水泵在启动扬程下的运转时间。但闸门的开启也并不是越快越好。如果开启太快，可能使水泵排出的水和从闸外流进的水在流道内相撞，使流道内排气困难，若开启太慢，又会增高水泵的启动扬程，从而使机组发生振动。但是这并不是所有的水泵对闸门的开启都有这样高的要求，因为离心泵和混流泵是允许关闸启动的，而且对部分叶片调节范围很大的轴流泵也允许关闸启动。这就没有必要去限制闸门的开启时间和开启速度了。

总之，在确定快速闸门的开启时间和开启速度时，应该根据所选用的水泵机组的具体情况加以分析后才能决定。但是，不论在什么情况下，都应该考虑安全措施。例如，当叶片调节系统失灵后，不能将叶片角度调到较小时，启动时的负荷可能会超过电动机所允许的限度，在这种情况下，如果快速闸门的操纵系统失灵，而不能按照预定的要求开启时，机组就可能发生事故，这时的安全措施可用闸墙顶部溢流和在快速闸门的门页上再开小拍门等办法加以解决，如图 8-31 所示。当采用安全措施以后，对于快速闸门的开启时间和速度就可以要求得不那么严格。

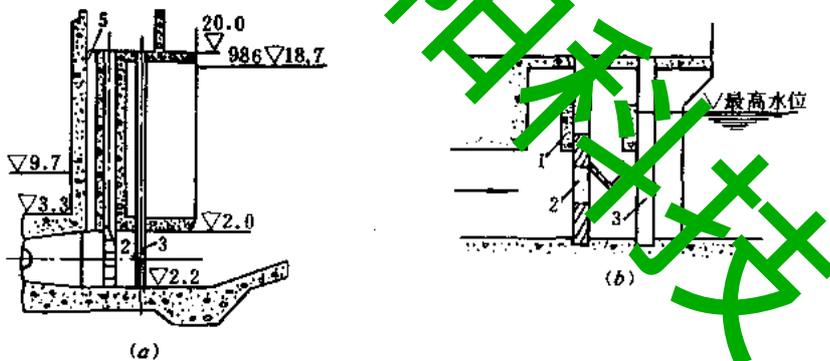


图 8-31 快速闸门的两种安全措施
 (a) 带空气管或溢流管的平板闸门；(b) 带小拍门的快速闸门
 1—闸墙；2—快速闸门；3—检修闸门；4—小拍门；5—空气管

三、真空破坏阀

虹吸式出水流道的驼峰部分在运行过程中都是负压。因此，在机组停机以后，只要把装置在驼峰顶部的阀门打开，放进空气，就可以截断水流，这种阀门称为真空破坏阀。

为了保证机组正常和安全运行，真空破坏阀应该满足以下几点要求：

(1) 关闭要严密：虹吸管正常工作时，真空破坏阀是关闭的。如果关闭不严，空气

就会通过缝隙进入管内，会引起机组振动并降低其装置效率。

(2) 开启要及时：机组停机时，必须立即破坏真空，截断水流，否则就会使出水池中的水不断地倒流入进水池，从而引起机组反转，对农田排灌和机组安全都会造成很大危害。

(3) 口径要适当：如果真空破坏阀的口径太小，就是及时开启阀门，也照样不能及时地完全破坏真空，达到断流的目的。同时，还会引起机组的反转。

(4) 结构要简单：操作应方便，且便于自动化。

真空破坏阀的种类很多，最常见的是气动平板阀。它是由阀座、阀盖、气缸、活塞、活塞杆、弹簧等部分所组成，如图 8-32 所示。

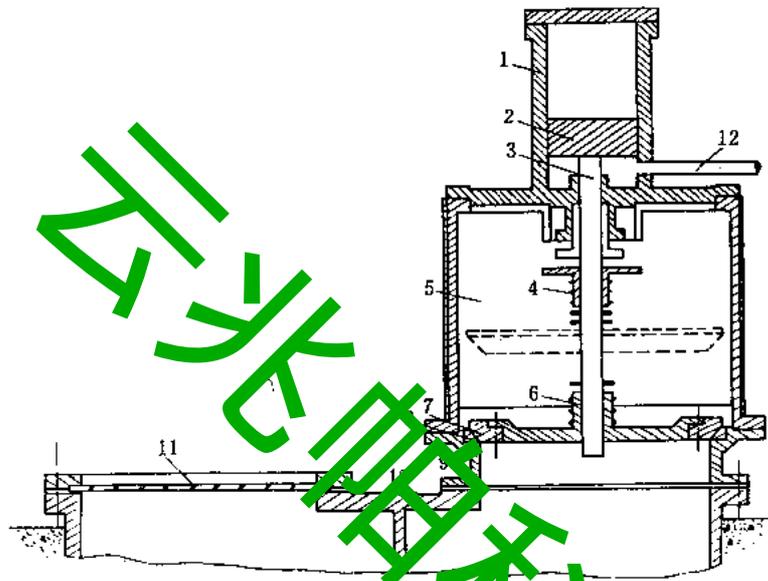


图 8-32 气动式真空破坏阀

1—缸体；2—活塞；3—活塞杆；4—弹簧；5—进气滤网；6—阀盘；7—阀座环；8—阀座；9—连接管；10—预埋管；11—有机玻璃板；12—短管

如果真空破坏阀因故不能打开时，可以打开手动阀，将压缩空气压入真空破坏阀的气缸内，使真空破坏阀动作。在特殊情况下，如因压缩空气母管内无压缩空气或因其它原因真空破坏阀无法打开时，值班人员可以用大锤击破真空破坏阀旁的有机玻璃板，使空气进入虹吸管内，这就可以保证在任何情况下都能在停机后破坏真空，因此这种气动式真空破坏阀是可靠的。

真空破坏阀的最小面积 F 可按下式确定

$$F = \frac{Q}{c \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}}} \quad (8-28)$$

式中 Q ——进入的空气流量，要等于管中的倒泄水量或启动时的水泵流量 (m^3/s)；

c ——流量系数，对于真空破坏阀采用 0.5；

γ ——空气容重。

整理式(8-28)得

$$F = \frac{Q}{c\sqrt{\frac{19.64p}{0.00012}}} = \frac{Q}{400c\sqrt{\Delta P}} = \frac{Q}{200\sqrt{\Delta P}} \quad (8-29)$$

式中 ΔP ——真空破坏阀内外压力差, 可从下列三式中取小值, 即

$$\Delta P < \gamma (\nabla_{\text{虹顶}} - \nabla_{\text{上设}})$$

$$\Delta P < \gamma (\nabla_{\text{上设}} - \nabla_{\text{出口顶}})$$

$$\Delta P < \frac{20E}{K} \left(\frac{\delta}{D}\right)$$

E ——弹性模量 (N/cm^2);

K ——储备系数, 对虹顶为钢筋混凝土时, 取 $K = 5$;

δ ——虹顶钢筋混凝土块体厚度 (cm);

D ——虹吸管道内径 (虹顶) (cm)。

经验表明, 真空破坏阀的最小面积 F 等于虹吸管顶部面积的 $5\% \sim 8\%$ 时, 足以保证要求。

但也有按真空破坏阀阀盘直径 D 的经验公式进行计算的

$$D = 0.175Q^{0.5} \quad (\text{m}) \quad (8-30)$$

式中 Q ——水泵的额定流量 (m^3/s)。

真空破坏阀的阀升高度 h (图 8-33) 可根据从阀盘周围的圆柱面进入的风速和孔口的风速相等, 同时风量亦相等的原则来确定

$$\text{即} \quad \mu\pi Dhv = \frac{\pi D^2}{4} v$$

$$\text{所以} \quad h = \frac{D}{4\mu} \quad (8-31)$$

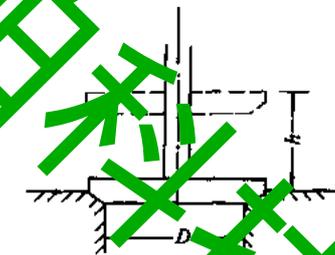


图 8-33 真空破坏阀的阀升高度

此时 h 即为真空破坏阀气缸内的活塞行程。式中的风量系数 μ 可取值为 $0.71 \sim 0.815$ 。

第四节 出水管 道

一、出水管道路线的选择

正确选择出水管道的线路对泵站的安全运行及工程投资均有较大的影响。通常是经过多种方案比较后确定。

出水管道的选线原则如下:

- (1) 管线应尽量垂直于等高线布置, 以利于管坡的稳定。
- (2) 管线要布置得尽量短, 尽可能减少转弯和曲折, 以降低管道投资和减小水头损失。

(3) 管道应铺设在坚实的地基上, 避开填方区和滑坍地带, 保证管道安全。

(4) 管道应尽量布置在压坡线以下(压坡线系指发生水锤时, 管道内的水压降低过程线), 避免管内出现水柱分离现象, 使管道失稳而破坏。

(5) 在地形比较复杂的情况下, 可考虑变管坡布置, 以减少工程开挖量和避开填方区。管路的铺设角一般不应超过土壤的内摩擦角, 通常采用的管坡为 $1:2.5 \sim 1:3$ 。

(6) 管道线路应避免山洪的威胁, 并有利于管段的运输和安装。

二、出水管道的布置及铺设

管道布置形式一般可分为: 单机单管和多机并联。单机单管送水的优点是管道结构简单、附件少、运行可靠, 一般适用于机组少、扬程低、管道短的水泵站。而在多机组、高扬程、管道长的泵站中, 则常采用多机并联的方式。这种布置型式可节省管材、减小管床和出水池的宽度, 从而减少了工程量; 但因管道并联会导致管道附件增多, 局部损失加大, 需要进行经济比较确定。

此外, 在有些中、小型泵站中, 由于地形所限, 采用梯级泵站抽水有困难时, 也可以采用几个泵串联抽水。

管道的铺设分明式和暗式两种。

明式铺设如图 8-34 所示, 其优点是便于管道的安装和维修, 缺点是需要经常性的维护; 暗式铺设的优点与明式铺设相反。

一般金属管道均采用明式铺设, 如必须埋于地下时, 为了防止管道锈蚀, 其外表应涂良好的保护层。

对于钢筋混凝土管, 一般采用地下埋设。其最小埋深如下: 管内直径小于 60cm 时, 管顶应在冻土层以下 $20 \sim 30\text{cm}$; 管内直径大于 60cm 时, 管顶应在冻土层以下 $30 \sim 50\text{cm}$ 。对于我国南方非冻土区, 管顶埋设深度主要取决于外部荷载, 如管道埋设处无耕作要求, 一般管顶埋设深度大于 0.5m 即可。回填土必须按土坝施工要求认真落实。

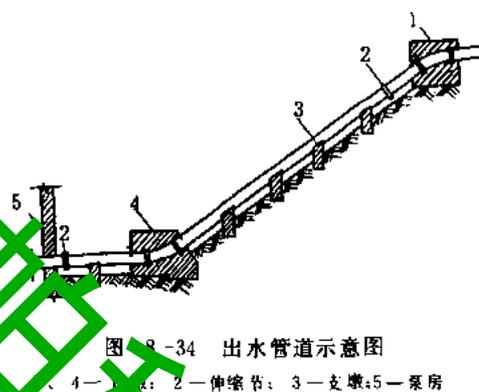


图 8-34 出水管道示意图

1—管口; 2—伸缩节; 3—支墩; 4—阀门; 5—泵房

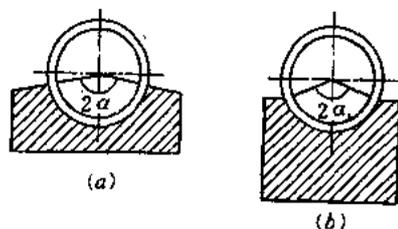


图 8-35 管道支承结构示意图

(a) 混凝土连续管座; (b) 混凝土墩

管道的支承方式: 管道的支承方式因管材不同而异。对于钢筋混凝土管, 通常是敷设在连续的素混凝土座垫或浆砌块石管座上, 如图 8-35 (a) 所示。其包角 2α 以 90° 、 120° 或 135° 为最佳。有时也因地形和地质条件所限, 如坡度较陡, 土质较差时, 也有架在支墩上的。对于铸铁和钢管一般均采用滑动鞍式支墩支承。为了减少管道与支墩中

间的摩擦力，当管径较大时，可在支墩顶部设置带注油槽的弧形钢板。当管径超过1m时，可直接采用滚动支座。支座间距不宜过大，对于钢管为5~10m。对钢筋混凝土管，由于泵站现多采用预制的5m一节的预应力钢筋混凝土管，因此在每节管的1/4和3/4处设置两个支墩。支墩的埋置深度视地质条件好坏而定，一般为0.2~0.3m。

压力管道在转弯的地方必须设置镇墩。

对于中小型泵站，当管径较小且又埋入地下时，管道可直接铺设在天然或人工的砂卵石层上。也可铺设在土壤耐压较好，但不受地下水影响的天然地基上。如管道铺设在填方时，地基必须经过认真处理，以防管道漏水引起地基的不均匀沉陷而使管道破坏。

三、管材的选择

泵站通常采用的出水管道多为铸铁管、钢管、预应力钢筋混凝土管，很少用现浇的自应力钢筋混凝土管。在设计中，应根据以下原则选择管材：①保证有足够的强度；②水力损失小；③节约钢材，便于就地取材制作；④便于运输和安装。

1. 铸铁管 根据其承压能力的不同，可分为低压管（45N/cm²）、普通压力管（75N/cm²）和高压管（100N/cm²），连接方式有承插式和法兰盘连接两种。铸铁管较脆，管壁厚，材料用量多，笨重，且出水后易生锈，输水效率低。

2. 钢管 钢管的强度高，管壁薄，重量轻，输水效率高，适于作高扬程泵站的出水管。

3. 钢筋混凝土压力管 泵站采用的钢筋混凝土压力管有自应力钢筋混凝土管和预应力钢筋混凝土管，其中以后者应用较广。

钢筋混凝土压力管具有以下优点：

（1）可节约金属材料。

（2）输水性能好。铸铁管，钢管长期输水后，由于腐蚀，内壁产生锈瘤，内径逐渐变小，摩擦损失加大，水头损失可增加30%~50%。但钢筋混凝土管内壁不会积垢，管道输水能力几乎不变。

（3）使用寿命长。钢管、铸铁管因管内壁易生锈，一般能使用20~30年，而钢筋混凝土使用年限可长达50年之久。

（4）售价低。钢筋混凝土售价一般低于铸铁管的25%左右。

（5）安装简便。目前钢筋混凝土管多采用承插式联接，用橡胶圈密封止水（图8-36所示）。

（6）可就地取材。钢筋混凝土管所需的砂石材料一般可就地取材，易于现场浇筑制造。

由于钢筋混凝土管具有以上优点，同时也由于预应力钢筋混凝土管工艺水平的提高，使钢筋混凝土管具有较高的弹性和不透水性，有抗纵向弯曲的强度、重量轻、接缝少等特点，并能承受相当大的冲击压力，所以适于泵站

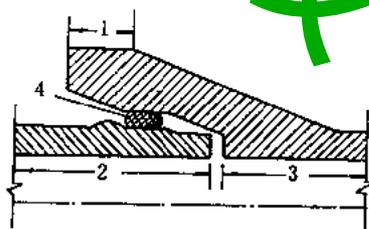


图 8-36 钢筋混凝土管承插接头

1—承口段；2—插口段；3—管主体；4—密封橡胶圈

采用。但因和钢管相比，其容许内水压力较低，在高扬程的泵站中使用受到限制。

钢筋混凝土压力管的缺点是笨重怕摔、易破裂。因而给装卸、搬运带来一定的困难。

四、管径的选择

在泵站总投资中，出水管道所占的比重往往很大，就是在建成后的长期运行中，大量电能被消耗于用来克服管道中的摩阻损失，直接影响运转费用，因此，在设计泵站时，如何能合理地确定出水管的管径是一项十分重要的工作。

(一) 根据年运行费最小的原则来确定管径

年费用 E 包括年耗电费 E_1 和年生产费(包括管路的年折旧费和维修管理费) E_2 ，即

$$E = E_1 + E_2 \quad (8-32)$$

不同的管径有不同的 E_1 值和 E_2 值，因此，也有不同的 E 值。由此可以绘制出如图 8-37 所示的曲线。其中 E 的最小值所对应的管径 $D_{\text{经}}$ 即为经济管径。以下再分别介绍 E_1 和 E_2 的计算方法。

1. 年耗电费 E_1 的计算 影响耗电费用的因素很多，除与管径有关外，还与水泵型号及其性能以及泵站实际运行时的净扬程有关。也与排水区内的来水情况有关。因为外江水位是经常变化的，水泵的扬程也是变化的，因此，每年的运行费用实际上是不同的。为了进行经济比较，我们所需要的是多年平均的耗电费用，为此，应以多年平均的净扬程和降雨量作为计算年耗电费的依据。

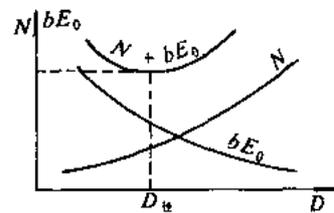


图 8-37 出水管经济直径的确定

此外，管径大小固然会影响阻力损失，使管路的能量损失发生变化。但管径大小也会使水泵的工作点发生变化，影响到水泵、电动机的运行效率，从而使整个泵站的耗电量有所不同，因此，仅仅考虑到管径所引起的管路上能量损失的变化是不够的，还需要研究整个抽水装置的装置效率的变化所引起耗电费用的变化问题。

为此，泵站的年耗电费用，可按以下方法进行计算(对钢筋混凝土管)：

(1) 求管路阻力参数 S (m^2/m^5)

$$S = 10.29n^2 \frac{L}{D^{5.33}} + 0.083 \frac{\sum \zeta}{D^4} \quad (8-33)$$

式中 n ——管道糙率，对钢筋混凝土管取 $n = 0.014$ ；

L ——管道长度 (m)；

$\sum \zeta$ ——管道局部阻力系数的总和；

D ——管道直径 (m)。

(2) 列出装置需要性能方程

$$H_{\text{需}} = H_{\text{实}} + SQ^2 \quad (8-34)$$

式中 $H_{\text{实}}$ ——忽略进出水池水头损失下多年平均的上、下水位差 (m)。

根据上式即可求出不同直径时的装置需要性能曲线 1、2、3……(图 8-38)。

(3) 绘制水泵性能曲线：水泵的性能曲线主要包括流量~扬程 ($Q \sim H$) 曲线, 流量~功率 ($Q \sim N$) 曲线, 流量~效率 ($Q \sim \eta$) 曲线, 而流量~扬程 ($Q \sim H$) 曲线与 $H_{需} = H_{实} + SQ^2$ 曲线的交点即为水泵的工作点。从图 8-38 可以看出不同管径的水泵工作点是不同的 (分别为 A、B、C……), 同时水泵的功率和效率也都会发生变化。

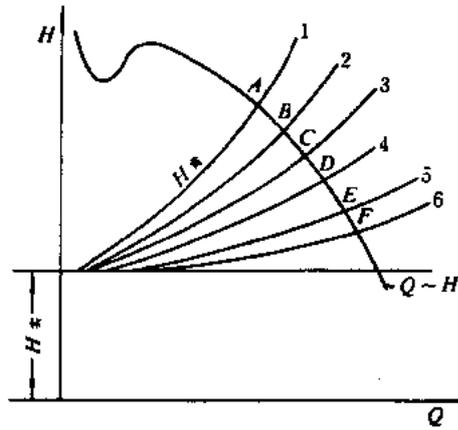


图 8-38 装置需要性能曲线

(4) 绘制电动机效率曲线：
根据水泵的轴功率 $N_{轴}$ 和传动效率

$\eta_{传}$ (直接传动时 $\eta_{传} = 1$) 可按下式求出电动机的负荷 N_e

$$N_e = \frac{N_{轴}}{\eta_{传}} \quad (8-35)$$

根据电动机的额定功率 N_0 , 可求出电动机的负荷系数 x_f

$$x_f = \frac{N_e}{N_0} \quad (8-36)$$

根据 x_f 可在图 8-39 中查出运行工况下的电动机效率 η_e

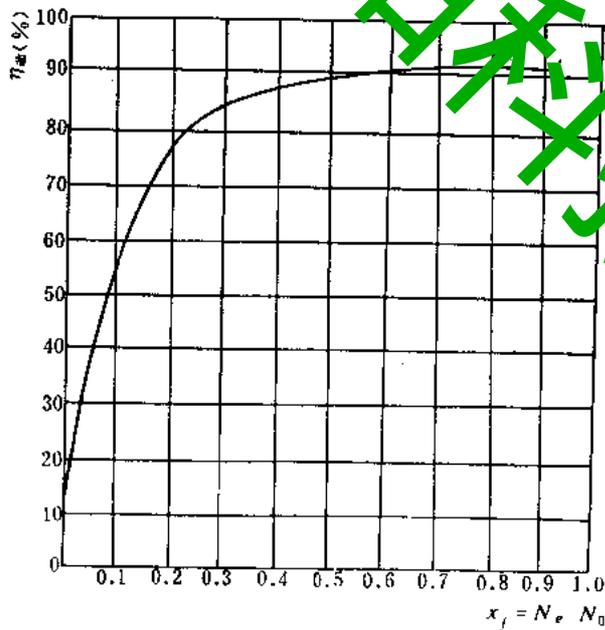


图 8-39 同步电动机效率曲线

(5) 求管路效率 $\eta_{管}$

$$\eta_{管} = \frac{H_{实}}{H_{实} + h_{管损}} \times 100\% \quad (8-37)$$

(6) 求装置效率 $\eta_{装}$

$$\eta_{装} = \eta_{动} \cdot \eta_{传} \cdot \eta_{泵} \cdot \eta_{管} \quad (8-38)$$

(7) 求水泵的运行时间 T (h)

$$T = \frac{mA}{3600Q} \quad (8-39)$$

式中 m ——毛灌溉定额 (m^3 /亩)；

A ——灌溉面积 (亩)；

Q ——水泵流量 (m^3 /s)。

因为不同管径时的水泵流量是变化的，故运行时间也不会相同。

(8) 求年耗电费 E_1 (元)

$$E_1 = \frac{f\gamma Q H_{实} T}{102\eta_{装}} \quad (\text{元}) \quad (8-40)$$

式中 f ——电价 [元/(kW·h)]；

其余符号同前。

2. 年生产费 E_2 的计算 可按下列式计算 E_2

$$E_2 = a \cdot f_2 \cdot \frac{\pi}{4} [(D + 2\delta)^2 - D^2] \cdot L \cdot n \quad (8-41)$$

式中 a ——年折旧率；

f_2 ——钢筋混凝土单价，取 $f_2 = 139.29$ 元/ m^3 ；

δ ——管壁厚 (m)；

L ——管长 (m)；

n ——水泵台数；

D ——管径 (m)。

3. 计算 然后根据以上所列诸式〔式(8-33)~式(8-41)〕，采用 BASIC 语言，并按各种不同管理情况以及各种叶片的安装角度作出框式图，再进行电算程序的运算，即可求出最小的年运行费用 E 值及其相应的经济管径 D 。

(二) 利用经验公式确定经济管径

由于上述确定管径的方法繁琐，所以在初设阶段，也可采用经验公式确定。

当 $Q < 120 m^3/h$ 时， $D = 13\sqrt{Q}$

当 $Q > 120 m^3/h$ 时， $D = 11.5\sqrt{Q}$ (8-42)

式中 Q ——泵站的设计流量 (m^3/h)；

D ——出水管的直径 (mm)。

这种方法确定的管径，完全符合经济流速为 $2.5 \sim 3.5 m/s$ (小管径取低值，大管径取高值)的要求。

五、管道附件

出水管道的附件，因管道的长短、扬程的大小、铺设方式的不同，其附件也不一样。一般出水管道的附件有：

1. 正心大小接管 一般因出水管直径较泵出口直径大，需要正心大小接管连接，其长度 $L = (5 \sim 7) (D_{出} - D_{泵})$ 。

2. 闸阀 为减小水泵启动时的功率和便于正常停机时的断流，并防止管内水倒流时冲动叶轮反转，需在出水管路上设置闸阀，但应注意闸阀在关闭情况下对漏水的严格要求。

通常泵站用的闸阀有工作闸阀和检修闸阀两种，可用手动或电动。

现在有一种带水平轴旋转的拍门式闸阀，它的特点是结构简单，工作可靠，且压实管道紧密，广泛应用于中小型泵站。

3. 逆止阀 在出水管道上设置逆止阀，其作用是当事故停机时来不及关闭阀门，则逆止阀内的闸板受管内回流的冲击和本身自重作用，在短时间内能自行关闭而隔断水流，以防止水泵叶轮的倒转。

常用逆止阀有旋启式和立式两种。直径大于400mm的逆止阀常设有旁通阀，该阀经常打开，以减弱突然停泵时，由于逆止阀闸板关闭而产生的水锤压力，同时用以放空管路中的存水。

但是，逆止阀的水流阻力损失较大，且闸板关闭时容易产生较大的水锤压力，所以一些扬程较低，管道较短的泵站均不设置逆止阀。有时为了减弱逆止阀突然关闭所引起的水锤压力，同时也防止水管内由于水的倒流而引起叶轮的长时间的倒转，而在出水管侧安置缓闭逆止阀。

4. 人孔 对于管径大于800mm而且管道又很长时，为了便于检修，需要在管道上设置人孔。孔径一般为500~600mm。人孔间距以150m为宜。

5. 伸缩节 对于露天铺设的管道，因受气温影响而不可避免地引起管道的纵向伸缩变形，为了消除因此而形成的纵向应力，需要在两镇墩间设置伸缩节。伸缩节的结构形式如图8-40所示。

6. 进气阀 当管道变坡时，在管线变坡的逆坡处，有时往往因机组倒转时，可能出现负压，致使压力降低，管道失去稳定而破坏。因此应设置进气阀，以便当管道内部出现压力降低时，向管内补气以破坏真空，保证管道安全。

7. 通气管 如前所述，出水管道出口处设置拍门时，在拍门前应设通气管，通气管的主要作用是保证管道内压力稳定；保证轴流泵不致在启动时产生超载或出现不稳定工况。因为在空管情况下启动水泵时，由于管道出口拍

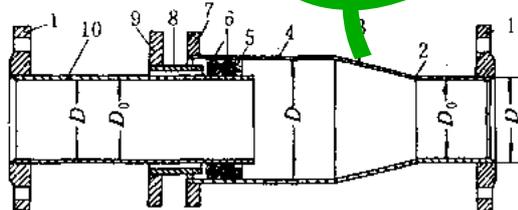


图 8-40 伸缩接头

1—法兰盘；2—焊接钢管；3—异径管；4—钢制水管；5—挡圈；
6—橡胶圈；7—螺母；8—垫圈；9—短管；10—焊接钢管

门关闭，管内空气受到水柱的挤压，管中压力要比水泵正常工作时的压力高，可能使水泵运行不稳定，并引起振动和声响，甚至破坏管道；对于未装逆止阀的抽水装置，在事故停泵时，由于管道中的水迅速倒泄，同时出口拍门又迅速关闭，则在出水管出口附近的管段内将产生负压或真空，这对于大管径薄壁钢管容易产生失稳。因此为了启动时排气和为了停泵时破坏真空，通常在出水管道最高点设通气管。通气管的最小断面应当满足在允许压力差下能进入一定的空气体积，其值既可按式（8-27）进行计算，也可按真空破坏阀最小面积公式（8-28）套用，但是唯一的区别在于对流量系数的取值不是0.5（阀门情况）而是0.7（管道情况）。

8. 叉管 在并联送水的管道中，必须用叉管把几条支管和干管连接起来。叉管的型式如图8-41所示，可以将它们概括成对称的Y型分叉与不对称的Γ型分叉两种基本类型。Y型分叉的特点是汇合前的支管大小相等，方向对称。Γ型分叉的特点是干管直径沿水流方向随着支管的加多而逐渐增大。

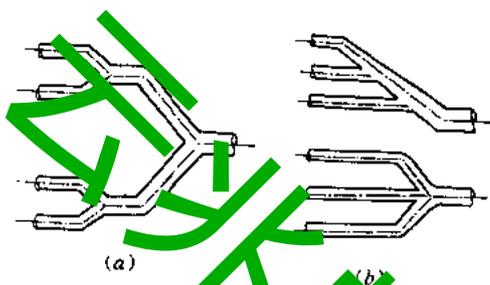


图 8-41 叉管示意图
(a) 对称的Y型叉管；(b) 不对称的Γ型叉管

一般情况下叉管不宜采用直角交叉。支管采用渐变型式，其夹角采用 $6^\circ \sim 8^\circ$ 为宜。干管与支管夹角一般为 $30^\circ \sim 75^\circ$ 。如图8-42所示。

钢管在分叉段，一部分管壁被割裂，不能形成完整的圆形。这部分为薄弱区，又称不平衡区，如图8-42中的黑点部分所示。在此薄弱区内必须采用加固措施，如设置特殊结构——加强梁来代替割裂部分的管壁，以承受内水压力。加强梁由圈梁和U形梁组成，断面为矩形或T形，并将两者焊接成整体骨架起联合作用。如图8-43所示。

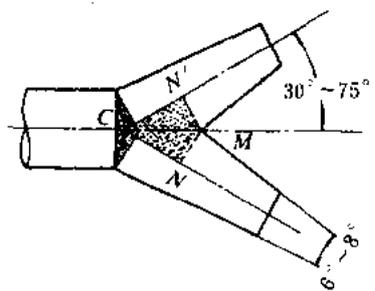


图 8-42 钢叉管

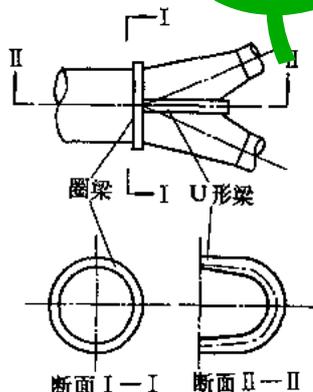


图 8-43 钢叉管结构梁

六、管道及其支承结构

(一) 钢管

钢管在进行结构计算以前必须初拟管壁厚度。其方法如图 8-44 所示，设管壁厚度为 δ ，钢板容许应力为 $[\sigma]$ ，则

$$[\sigma] = \frac{N}{\delta}$$

式中

$$N = \frac{1}{2} \gamma_{\text{水}} H_p D$$

$$\delta = \frac{\gamma_{\text{水}} H_p D}{2[\sigma]} \quad (8-43)$$

对于用钢板卷焊且管径较大的钢管，需加一卷焊系数 ϕ ，即

$$\delta = \frac{\gamma_{\text{水}} H_p D}{2\phi[\sigma]} \quad (\text{cm}) \quad (8-44)$$

式中 H_p —— 管道中心处压力水头 (m)；

D —— 管道内径 (cm)。

对于钢管，还应考虑锈蚀与泥沙磨损问题，对清水管，可加厚 $1 \sim 2 \text{ mm}$ ；对含沙量大的管道可加厚 $2 \sim 4 \text{ mm}$ 。

钢管是一种薄壳结构，它的厚度同直径相比是很小的。因此管壁厚度除满足以上的应力要求外，尚应满足弹性稳定要求。特别是在低

扬程、大管径、长管道的泵站中，往往以弹性稳定成为控制管壁厚度的主要条件。

当泵站在安装运行时，可能出现以下情况：

- (1) 突然停机，管内水倒流，通气管失灵，使管内发生真空，管外壁承受大气压力。
- (2) 水管埋于地下时，承受外部地下水压力或土压力。
- (3) 当水管外部浇注混凝土时，水管承受未硬化的混凝土压力。
- (4) 当水管在安装时，受到冲击、震动等安装压力和运输压力或灌浆应力的影响。

为了使钢管在上述情况下，不致丧失稳定，要求管壁有一个最小厚度。当按照应力计算得出的厚度小于最小厚度时，必须采用最小厚度。

钢管的最小厚度可从钢管的稳定平衡方程式求出。

如果泵站的管道为明式铺设，当事故停机管内出现真空时，外部作用为一个大气压力，并设此值近似等于 10 N/cm^2 ，钢的弹性模量 $E = 22 \times 10^6 \text{ N/cm}^2$ 、泊松比 $\mu = 0$ ，取安全系数 $K = 2$ ，则钢管的最小厚度可用下式计算

$$\delta \geq \frac{1}{130} D \quad (8-45)$$

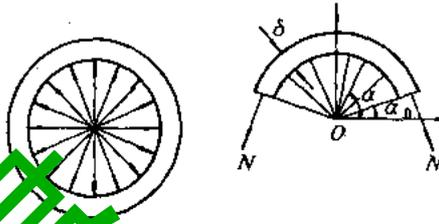


图 8-44 出水管内水压力图

式中 D ——管道的计算直径。

在低扬程、长管道、大管径的泵站中,用式(8-45)计算出的管壁厚度是比较大的,因而耗费钢材太多,也不经济。为了保证管壳能抵抗真空压力,且能保持稳定,可在管壳上每隔一定距离加一刚性环,用以增加管壁的稳定性,从而减小了管壁厚度。图8-45所示者为带有刚性环的管壁剖面。

(二) 钢筋混凝土压力管

钢筋混凝土压力管的结构设计内容,包括结构强度设计和结构构造设计。

结构强度设计主要是根据管道的内径,工作压力,埋土深度和地面荷载以及管道制造、运输等条件进行设计计算,以确定管体中的环向和纵向配筋量,从而使管体(环向和纵向)具有足够的强度来承受内压和外荷。

在进行强度设计时,应在保证必要的强度条件下,力求节约材料(即合理地确定管壁厚度和配筋量)。

结构构造设计与结构强度设计有十分密切的联系。其主要设计内容包括管体外形尺寸、承插口接头型式和细部尺寸、橡胶圈尺寸及压缩率等。

由于目前水泵站中的压力管道绝大部分使用了预应力钢筋混凝土管,而且我国的预应力管已经定型化,因此在一般情况下,管子的结构内容已有标准可循,无须另行设计。

预应力钢筋混凝土压力管一般采用承插式(图8-46)或平头套管式接头。如图8-46和图8-47所示。平头套管式接头虽然外形简单,但在安装铺设费工、造价高、使用寿命短等缺点。所以国内已基本淘汰,目前水泵站多用承插式预应力管,其承口和插口间的间隙用橡胶圈密封。

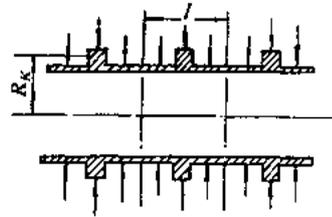


图 8-45 压力钢管的刚性环

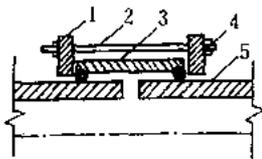


图 8-46 法兰套管式柔性接头

1—铸铁或钢筋混凝土法兰；2—螺丝拉杆；3—铸铁或钢筋混凝土上套管；4—橡胶圈；5—平口式管

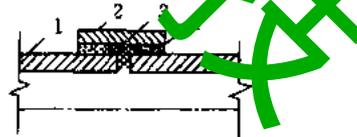


图 8-47 套管式刚性接头

1—平口式管；2—套管；3—接头填料；4—石棉水泥

承插式水管铺设简便,柔性接头用橡胶圈密封性能好,但橡胶圈的耐久性能差,如水中含有油脂将很快失去弹性而老化。密封塑料圈有较好的抗侵蚀性,目前正在逐步地研究和使用的。

承插式柔性接头可允许转角 $1.0^{\circ} \sim 1.5^{\circ}$;纵向位移 $5 \sim 8 \text{ mm}$ 。

(三) 出水管支承结构

水泵站出水管道的支承结构为镇墩和支墩。在管道的转弯处和斜坡上的长管段，为了消除管道在正常运行和事故停机时的振动和位移，都必须设置镇墩以维持管道的稳定。其断面尺寸可通过具体受力分析和结构计算确定。镇墩的间距除转弯处必须设置外，在长管段一般相距80~120m可设一镇墩。在两镇墩之间，有时需要设置若干支墩，将管道支起，支墩的断面尺寸按构造设置即可，埋土深度可根据地基情况而定，一般是0.2~0.3m。

镇墩有两种形式，一为封闭式，即将弯曲管段设于镇墩之内，如图8-48(a)所示。另一类是开敞式，即将水管直接放在镇墩之上，有时可用锚筋将水管锚固[图8-48(b)]。水泵站的镇墩多为封闭式，它与管道固定较好，而开敞式则便于检查和修理。

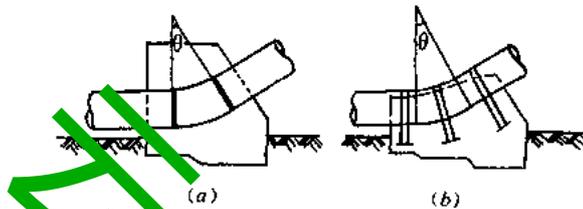


图 8-48 管道镇墩形式示意图
(a) 封闭式 (b) 开敞式

镇墩的基础，在岩基上者可做成倾斜的阶形，以便增大镇墩的抗滑能力。如在土基上时，镇墩的基础一般做成水平的，且基础在冻土层以下，为增大镇墩的抗滑能力，也可在基面上铺设碎石。对于湿陷性大的黄土地基，应将基础进行严格的浸水预压处理，对于埋置于地下水内的镇墩，应考虑在基底设置桩柱以固定镇墩，而桩柱的基底最好能放在坚硬的岩石上。

镇墩一般做成重力式，利用其自重来维持它本身的稳定，但也可考虑基础的作用，对于岩基，可利用锚筋灌浆以产生锚固作用，对于土基，则可深埋基础以充分利用被动土压力的作用。

镇墩属重力式结构。其外形设计，除应使作用于墩上各力的合力之基础底面内的偏心距小，且受力较均匀外，还应使镇墩内不产生拉应力或拉应力较小。设计计算内容包括：①校核镇墩的抗滑和抗倾覆稳定性；②验算地基的强度及稳定性；③验算镇墩的强度及稳定性。

镇墩的计算，只要将作用力分析清楚，其计算方法与重力式挡土墙基本相同，现简要介绍于下：

1. 镇墩的受力和计算（有伸缩节，等截面管段） 设 A' 和 a' 代表自镇墩上部而来的作用力， A'' 和 a'' 代表自镇墩下部而来的作用力。其中 A' 和 A'' 代表正常情况， a' 和 a'' 表示事故停机管内发生水锤时的情况，现列表计算如下（表8-4）。

2. 作用于镇墩上诸力的组合 有下列三种情况的诸力组合，设计时应选用最不利者：
①水泵正常运行情况；②水泵停机，闸阀关闭，管内充满静水的情况；③突然停机，逆止

阀关闭，管内发生水锤的情况。

这三种情况的作用力组合形式如图 8-49 所示，在图中坐标原点 O 和弯管中心相重合，且规定 Y 轴向下为正， X 轴向左为正。

首先从力作用的方向上来看，镇墩以上的力 ($\Sigma A'$) 在三种情况下都是正的，镇墩以下的力 ($\Sigma A''$) 则各有不同。情况 (a) 中 ($\Sigma A''$) 都是负的，而情况 (b)、(c) 中有正有负。显然，情况 (a) 中 ($\Sigma A'$) 和 ($\Sigma A''$) 正负相抵较多，而情况 (b)、(c) 中相抵较少。因此，在一般情况下，可以不考虑第 (a) 种情况。

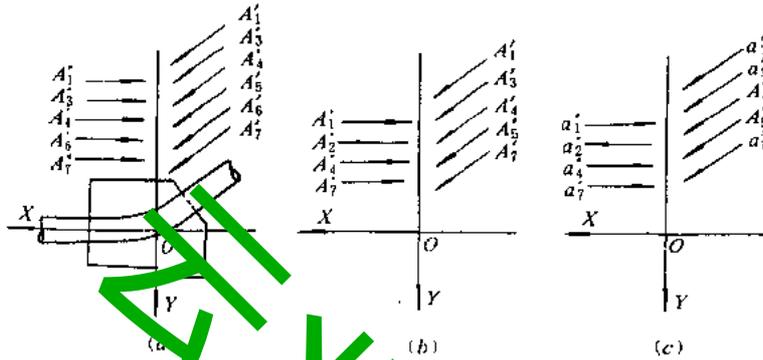


图 8-49 镇墩上各作用力组合示意图

其次，再把②、③两种情况来作比较。由于水锤的作用，情况③中的 ($\Sigma A'$) 一定比情况②中的 ($\Sigma A'$) 值大，而情况③中的 ($\Sigma A''$) 和情况②中的相比，则视具体条件的不同时大时小。根据试算可以找出这样的规律性，当水管的铺设属于下面两个条件之一时，情况③所算出的墩重通常较大，因此可以直接按发生水锤时③荷载组合来设计镇墩。

近年来许多水泵站的压力管路上已取消了逆止阀，大大降低了水锤压力。据实测记录，在突然停电而取消逆止阀的管道中，水压力为静止压力的 1.2—1.4 倍。因此，在中、低扬程的泵站中，均在出水管道闸阀到 1 号镇墩间设置有伸缩节，一方面减轻管道温度应力的影响，同时又能使作用于闸阀上的水压力不能直接作用于镇墩上，而代之以伸缩节处的摩擦力，这种摩擦力又小于作用于闸阀上的水压力。这样我们可直接按第②种荷载组合来设计镇墩，不必再和其它①、②两种情况比较了。但是对于高扬程泵站，为防止停泵时水锤压力影响机组安装同心度，最好在水泵与闸阀之间安上伸缩节。

3. 镇墩设计

(1) 墩身稳定计算和尺寸拟定：墩身失去稳定的结果可能有滑动或倾斜两种情况。其稳定校核方法和重力式挡土墙相同。

如全部作用力（包括镇墩自重）的合力不超出基础底面以外时，镇墩就不会倾覆。为了使地基受力均匀，避免过分倾斜，一般都要求合力作用点在基础底面的三分点以内，则可不必要再进行抗倾覆验算。

经过对镇墩进行抗滑稳定校核后，就可拟定出镇墩的自重和尺寸。

如图 8-50 所示。设直角坐标系的原点在基础底面的投影与底面形心重合， Y 轴垂直于底

表 8-4 罐壁承受内外作用力计算式及示意图

序号	作用力类型	正常运行和停机	事故突然停机	图 示	备 注
1	管内水压力	$A_1^* = A_1^*$ $= \gamma H \frac{\pi D^2}{4}$	$a_1^* = a_1^*$ $= \gamma H \frac{\pi D^2}{4}$		γ ——水容重; D ——管道内径; H ——管内水压力
2	关闭阀门时管内水压力	$A_2^* = \gamma H, \frac{\pi D_1^2 m}{4}$	$a_2^* = \gamma H \frac{\pi D_1^2 m}{4}$		D_{m1} ——阀门或逆止阀直径; H ——阀门处水压力; H_{m1} ——逆止阀处水压力
3	伸缩节处填料摩擦力	$A_3^* = \pi D_1 b_1 f_1 \gamma H_1$ $A_4^* = \pi D_2 b_2 f_2 \gamma H_2$	$a_3^* = \pi D_1 b_1 f_1 \gamma H_{m1}$ $a_4^* = \pi D_2 b_2 f_2 \gamma H_{m2}$		b ——填料宽度; f ——填料与管壁摩擦系数; D_1 ——填料处管道直径; H_1, H_2 ——填料上、下伸缩节处水压力
4	支墩与管壁摩擦力	$A_4^* = (g_{管} + g_{水}) l_1 + f \cos \theta$ $A_5^* = (g_{管} + g_{水}) l_2 f$			θ ——管道倾角; f ——管道与支墩摩擦系数
5	管道(有水)自重产生的下拉力	$A_6^* = l_1 (g_{管} + g_{水}) \times (\sin \theta + \cos \theta)$ $A_7^* = \frac{\pi \gamma D^2}{2g} \times \frac{D \sin \theta}{2}$			$g_{管}$ ——单位管长重量; $g_{水}$ ——单位管长内水重量
6	水流作用的离心力				v ——管内水的流速
7	伸缩接头处附加水压力	$A_7^* = \frac{\pi}{4} r H_2 (D_1^2 - D_2^2)$ $A_8^* = \frac{\pi}{4} r H_1 (D_2^2 - D_1^2)$	$a_7^* = \frac{\pi}{4} r H_{m1} (D_1^2 - D_2^2)$ $a_8^* = \frac{\pi}{4} r H_{m2} (D_2^2 - D_1^2)$		D_2 ——伸缩节直径

面， X 轴与管轴线在同一平面内。将所有作用于镇墩诸力分解为沿 X 轴和 Y 轴的两个分力，并将它们分别总和得

$$\left. \begin{aligned} \Sigma X &= \Sigma A' \cos \theta + \Sigma A'' \\ \Sigma Y &= \Sigma A' \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (8-46)$$

设镇墩自重为 W ，基础底面与地基间摩擦系数为 f ，则 ΣX 为使镇墩沿底面滑动的合力，而 $(\Sigma Y + W)f$ 即为抗滑的摩擦力。若设镇墩的抗滑安全系数为 K_c ，则

$$K_c = \frac{(\Sigma Y + W)f}{\Sigma X}$$

式中 K_c —— 抗滑安全系数，一般取 $K_c = 1.2 \sim 1.35$ 。

由此可得出

$$W = \frac{K_c}{f} \Sigma X - \Sigma Y \quad (8-47)$$

根据 W 值通过试算后可拟定出镇墩的尺寸。

(2) 地基强度稳定计算：镇墩尺寸拟出以后，即可进行地基强度的校核和稳定计算，见图 8-51。首先，应算出所有作用力（包括墩身自重）的合力是否超出底面的三分点。即合力的偏心距 e 应小于底面长度 B 的 $1/6$ ，以保证底面积上不产生拉应力，然后再推算地基土壤中的压应力。一般基础底面都做成矩形。

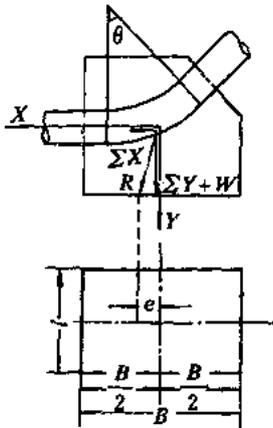


图 8-50 镇墩结构计算示意图



图 8-51 地基应力校核示意图

在斜坡上建墩，还应验算地基是否稳定，土体在斜坡上会不会滑动，可按土力学理论计算。在石基上，如将基础底面做成与合力 R 相垂直的斜面，当岩基层理向斜坡内倾斜时，可以不验算地基的稳定问题，否则应研究岩石的层次节理可能滑动的层面，并核算其强度。

(3) 镇墩强度校核：镇墩强度计算，和重力式挡土墙一样，可选几个与墩底底面平行的截面进行。用图解法或数解法求得计算截面以上的全部作用力（包括镇墩自重）的合力及它在计算截面中心的偏心矩后，可按材料力学方法计算截面应力，并校核墩身强度。对于圬工重力式镇墩，主要校核抗拉强度是否满足要求。

弯管凸向上方的镇墩，管内水压力 A'_1 、 A''_1 的合力及水流离心力都指向上方，故还应

在管轴线附近选择最弱截面以验算强度，并决定是否需要增加其上部墩身的体积（压重），或加设锚筋。

应该指出：如果仅从镇墩所承受外荷载这一因素考虑，同时管道的自重在管轴线上的分力 A'_3 小于管道沿支墩的摩擦力时，那么，墩重 W 将随管道铺设角增大而减小。这是因为

$$W = \frac{K_c}{f} \Sigma X - \Sigma Y$$

而
$$\Sigma X = \Sigma A' \cos \theta - \Sigma A''$$

$$\Sigma Y = \Sigma A' \sin \theta$$

即
$$W = \frac{K_c}{f} (\Sigma A' \cos \theta - \Sigma A'') - \Sigma A' \sin \theta$$

令 W 对 θ 取一阶导数得

$$\frac{dW}{d\theta} = - \left(\frac{K_c}{f} \Sigma A' \sin \theta + \Sigma A' \cos \theta \right)$$

这里铺设角 θ 只能是 $0^\circ < \theta < 90^\circ$ ，那么 $\sin \theta$ 和 $\cos \theta$ 值都是正的。所以

$$\frac{dW}{d\theta} < 0$$

由此得出， $W = f(\theta)$ 是一个减函数，也就是镇墩重量 W 随铺设角 θ 的增大而减小。

因此在实际工程设计中，在地形条件和土壤、地质结构允许的前提下，不要使管坡过缓，这样可减小镇墩体积，缩短管路，节省材料，从而达到经济的目的。

第五节 泵站水锤及其防护措施

在泵站管道中，如果水流速度由于某种原因（如关闭启动、停泵等）突然改变，将引起水流动量的急剧变化，因而管道中水流将产生一个相应的冲量，并使管道的压力产生急剧变化。单位时间内的动量变化越大，管道中压力变化越大，由这一冲量所产生的冲击力也越大，该力作用在管道和水泵的部件上有如锤击，所以叫做水锤（或水击）。

由于管道中的水和管壁的相互作用，水的压缩和管壁的膨胀交替进行，呈压力波的形式沿管线传播，使管道中的压力和流速产生瞬态的变化现象，因此又称之为水力过渡过程。

根据引起水锤的原因不同，泵站水锤可分为关闭水锤、启动水锤和停泵水锤三大类，一般而言，由于事故停电等原因造成的停泵水锤往往产生较大的水锤压力变化，严重的甚至导致水泵、阀件或者管道破坏，造成事故，影响机组的正常运行。随着水泵机组单机容量的增大，长管道，高扬程，大容量的设备增多，泵站水锤问题越来越突出，工程上要求对泵站水锤进行详尽的计算分析，为泵站和管道的设计提供可靠的技术依据，以确保系统的安全，防止水锤事故的发生，因此研究泵站水锤产生的机理和计算方法以及防护措施，对于提高抽水系统的设计水平、降低工程投资，保证安全运行等均有十分重要的意义。本节主要讲述事故停泵水锤的变化规律，计算方法及其防护措施等内容。

一、停泵水锤分析

(一) 管道无逆止阀并允许水倒流时

当突然停泵时产生的水锤过程（或称水力过渡现象）可分为三个阶段，如图 8-52 所示。

1. 水泵工况 停电后，水泵和管中水流由于惯性作用将继续沿原有方向运动，但其速度逐步减小，管中压力降低，直至水流速度由 v_0 变为零止。这一阶段，叫“水泵工况”。

2. 制动工况 瞬态静止的水，由于受重力或静水头的作用开始倒流，回冲水流对仍在正转的水泵叶轮起制动作用，于是转速继续降低，直至转速为零。这一阶段，由于水流受正转叶轮的阻碍，管中压力开始回升。

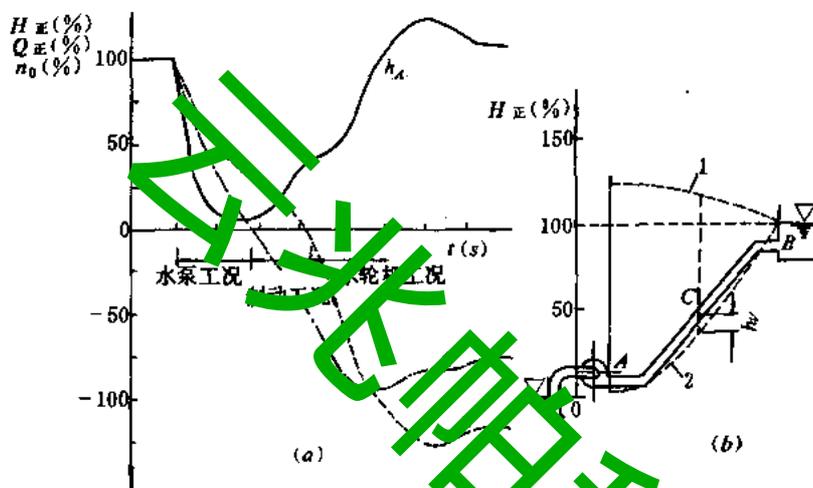


图 8-52 无逆止阀时水力过渡现象

(a) 无逆止阀时水泵出口处水力过渡过程线；(b) 无逆止阀时管道中最大、最小压力分布曲线
1—最高压力线；2—最低压力线

3. 水轮机工况 随着倒泄水流的加大，水泵开始反转并逐渐加速。由于静水头压力的恢复，泵中水压也不断升高，倒泄流量很快达最大值，倒转速度也因此迅速上升。但随着叶轮转速的升高，它作用于水的离心力也越大，阻止水流下泄，反而使倒泄流量有所降低，从而引起管中正压水锤值继续上升并增至最大，相应的转速也达最大值。随后由于倒泄流量继续减小，作用于叶轮的相应能量减小，因而使转速略有降低。最后在稳定的出水池静水头作用下，机组以恒定的转速和流量稳定运行。由于这时的机组受倒泄水流的冲动，在无任何负载的情况下空转，所以这一稳定转速叫飞逸转速。这时机组的输出转矩 $M = 0$ 。从机组开始反转至达到飞逸转速的这个阶段叫水轮机工况。

图 8-52 (b) 中表示出无逆止阀时管线中最大、最小压力曲线。由于管中直射波和反射波的叠加，使管中各点的最大、最小压力不同。若某点（例如图中 C 点）形成负压 h_v ，低于水的汽化压力时，就可能产生水柱中断现象。

(二) 管道中有逆止阀的情况

如图 8-53 所示者为水泵出口 A 处装有逆止阀的抽水装置, 在事故停泵过程中当逆止阀关闭时的 A 点压力变化过程。从图中不难看出: 逆止阀 A 处的最高水锤压力为 190%, 其最大增压为 90%, 最大降压也为 90%, 然后以静水头为基线, 上下交替变化, 而且逐渐衰减。图中 Q 和 n 分别表示流量和转速变化的相对值。参数符号的角标“正”, 表明泵站水锤经常发生在水泵正常运转而不一定是在额定运行情况。

二、事故停泵水锤计算

研究水锤的理论, 通常有刚性理论和弹性理论两种。前者是以水柱为不可压缩, 管壁不能变形的假定为基础的理论; 后者是以水柱为可压缩、管壁为弹性体的假定为基础的理论。

水锤的计算方法, 有解析法、图解法、简易计算曲线和电算法等, 在 1930 年以前多用解析法。它是运用阿列维 (Allievi) 的联锁方程逐步进行计算的。此法不仅计算过程繁杂, 而且无法解决复杂边界的水锤问题。1950~1960 年广泛采用图解法, 它是将无摩擦情况下的水锤基本方程式变为对管道内两点的两个代数方程 (即共轭方程), 按照作图的方法进行计算。此法概念清晰, 简便易懂, 计算结果也有一定的精度。1960 年以后, 由于电子计算机的普及, 开始采用并逐步推广特征线法用计算机进行电算分析。它是将考虑管路摩擦的水锤基本方程, 沿特征线变换成为一组常微分方程形式的特征方程, 然后再进行有限差分近似, 从而进行数值计算的方法。这种方法具有精度高、稳定且易于编制电算程序等优点。本节中主要介绍图解法。

(一) 图解法

用图解法计算抽水装置上某点在事故停泵过程中某时的水锤压力时, 其原理上类似于用图解法确定抽水装置的工作点。其主要区别只在于前者所要确定的不是稳定状态下的工作点, 而是非稳定状态下的瞬时工作点。所谓非稳定状态, 对于管道来说是指其中发生的是非稳定流动, 流速与水头不仅随位置而变, 而且随时间而变; 对于水泵来说是指它的转速, 转矩和流量随时间而变, 并且可能在反常工况区内运转。

为了确定在非稳定状态下的工作点, 除了需要代表水锤方程式的水锤射线 (它和管道性能有密切关系) 外, 还需要水泵在各种可能出现的非正常运行工况的性能曲线。停电后水泵是靠惯性和水流作用持续减速运转的, 减速的快慢又决定于水泵机组转子的惯性, 因此又需要表示由于机组转子惯性而使水泵转速随时间而变化的方程式——惯性方程式。在停泵水锤计算中, 可先绘出表示水锤方程的水锤射线, 然后根据惯性方程式和水泵的性能曲线算出事故停泵后不同时刻的水泵转速, 并据此确定水泵的瞬态工作点, 连续求出其在停泵过程中各个时刻的水锤压力值及水泵的转速、转矩和流量, 即可求出其最高和最低值,

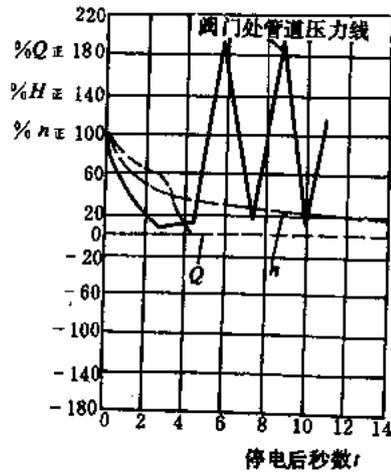


图 8-53 有逆止阀的抽水装置停泵后压力、流量和转速的变化

以及其整个水力过渡过程。

1. 水泵机组转子的惯性方程 从理论力学可知, 水泵机组变速时的转矩是

$$M = \frac{GD^2}{375} \frac{dn}{dt} \quad (8-48)$$

式中 GD^2 —— 机组转子的飞轮惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

n —— 机组转速 (r/min)。

假设在 Δt 时段的开始和终了, 转矩分别为 M_i 与 M_{i+1} , 转速分别为 n_i 与 n_{i+1} , 则上式可写成

$$n_i - n_{i+1} = \frac{375}{GD^2} \left(\frac{M_i + M_{i+1}}{2} \right) \Delta t \quad (8-49)$$

在上式两边各除以 n_0 (机组额定转速), 在右边乘以 $\frac{M_a}{M_a}$ (M_a 为水泵正常运转时最高效率点的转矩), 得到

$$a_i - a_{i+1} = \frac{375 M_a}{2 GD^2 n_0} (m_i + m_{i+1}) \Delta t \quad (8-50a)$$

$$a_i = \frac{n_i}{n_0}, \quad a_{i+1} = \frac{n_{i+1}}{n_0}$$

$$m_i = \frac{M_i}{M_a}, \quad m_{i+1} = \frac{M_{i+1}}{M_a}$$

再在上式中代入 $M_a = \frac{102 N_a}{\omega_0} = \frac{120 N_a}{2 \pi n_0} = \frac{375 N_a}{60}$

式中 N_a —— 水泵正常运转时最高效率点的轴功率 (kW)

ω_0 —— 水泵正常运转时的角速度 (rad/s)。

则可将式 (8-50a) 写成

$$a_i - a_{i+1} = \frac{182500 N_a}{GD^2 n_0^2} (m_i + m_{i+1}) \Delta t \quad (8-50b)$$

如 GD^2 以 $\text{t} \cdot \text{m}^2$ 计, 则上式应改为

$$a_i - a_{i+1} = \frac{182.5 N_a}{GD^2 n_0^2} (m_i + m_{i+1}) \Delta t \quad (8-50c)$$

由理论力学或电力驱动学可知机组的时间常数是

$$T_a = \frac{GD^2 n_0^2}{365 N_a} \quad (\text{s}) \quad (8-51)$$

因此可将式 (8-50c) 写成

$$a_i - a_{i+1} = \frac{1}{2 T_a} (m_i + m_{i+1}) \Delta t \quad (8-50d)$$

这就是水泵机组转子的惯性方程。

2. 水锤共轭方程 如果不计摩擦, 则水锤共轭方程式为

$$h_{A1} - h_{B2} = -2\rho(V_{A1} - V_{B2}) \quad (8-52)$$

$$h_{A2} - h_{B1} = 2\rho(V_{A2} - V_{B1}) \quad (8-53)$$

前一个式子是水锤波, 由水泵所在的 A 点向出水管路中 B 点传播时的方程式, 后一个式子是由 B 点向水泵折返时的方程式 (图 8-54)。下标“1”与“2”分别表示 $t = t_1$ 与 $t = t_2$ 时的情况。又

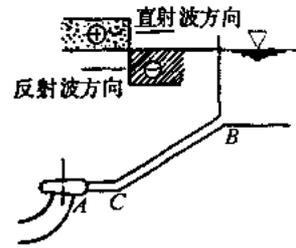


图 8-54 抽水装置压水管路中水锤波的传播和折返

$$h = \frac{H}{H_0}; \quad v = \frac{v}{v_0}; \quad \rho = \frac{av_0}{2gH_0}$$

式中 H_0, v_0 ——水管在稳定流时某一点上的水头和流速;

H, v ——水管在水锤发展过程中, 该点在某一时刻发生的水头和流速;

a ——水锤波传播速度。

水锤波传播速度和管道直径 D (mm)、管壁厚度 δ (mm)、水的弹性模量 K ($21 \times 10^4 \text{ N/cm}^2$)、管壁材料的弹性模量 E (表 8-5) 有关, 其值可按式确定

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \times \frac{D}{\delta}}} \quad (\text{m/s}) \quad (8-54)$$

表 8-5

管壁材料的弹性模量

管 材	铸铁管	钢 管	钢筋混凝土管	石棉水泥管	木 管
E (N/cm^2)	9×10^6	2.1×10^6	2.2×10^4	3.3×10^4	7.0×10^4

通常, 对于钢管 $a \approx 800 \sim 1200 \text{ m/s}$; 对于钢筋混凝土管 $a \approx 900 \sim 1000 \text{ m/s}$ 。实验证明: 如果水中混有空气则会大大地降低水锤波的传播速度。

水锤共轭方程式 (8-52) 和式 (8-53)

在水锤图解计算图上所表示的图示是二根具有相等值而方向相反的坡度的直线 (图 8-55)。

只要知道管路上某一点 A 在时刻 t 的水头和流速 (h_A, v_A) 值, 则由这时通过 A 点出发的水锤波所经管路上其他各点时那一点的 h 和 v 值, 将落在通过 (h_A, v_A) 坐标点而具有坡度 -2ρ 的直线上, 即公式 (8-52) 所示的水锤射线上, 但究竟在直线上哪一点, 则不能由这根直线来回答, 必须要由另一个方程 (或

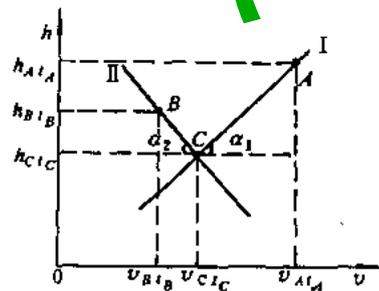


图 8-55 水锤共轭方程的图示

另一根曲线) 联立起来决定; 同样, 知道了 B 点在 t 时刻的 h_{Bt}, v_{Bt} 值, 则由这时通过 B

点发出的水锤波所经管路上其他各点时那一点的 h 和 v 值，将落在通过 (h_{B1}, v_{B1}) 坐标点而具有坡度 $+2\rho$ 的直线上，即公式 (8-53) 所示的水锤射线上。但 h, v 值同样必须有另外一个方程 (或另外一根曲线) 联立起来决定。

3. 停泵水锤图解法 在管路中没有任何单向阀或不关闭任何阀门的情况下，事故停泵过程如图 8-56 所示。水泵在正常运转时其工作点为 A_0 ，当事故停泵后降压水锤波沿着坡度为 -2ρ 的直线传播，经 $\frac{L}{a}$ 时间到达 B 点，这时 A 点和 B 点压力相等，此后沿坡度为 $+2\rho$ 向水泵反射，经 $\frac{L}{a}$ 时间后又反射回水泵，但是，这时水泵的转速已降至 $0.81n_0$ ，该转速下的 $Q \sim H$ 曲线则与水锤射线交于 A_2 点 (即 $A_2 \frac{L}{a}$)，然后，水锤波沿着坡度为 -2ρ 的射线向出水池方向传播，经 1.5 相 (即 $\frac{3L}{a}$) 时间后又与管道出口 B 点交于 $B_{1.5}$ 。依此类推，从图中

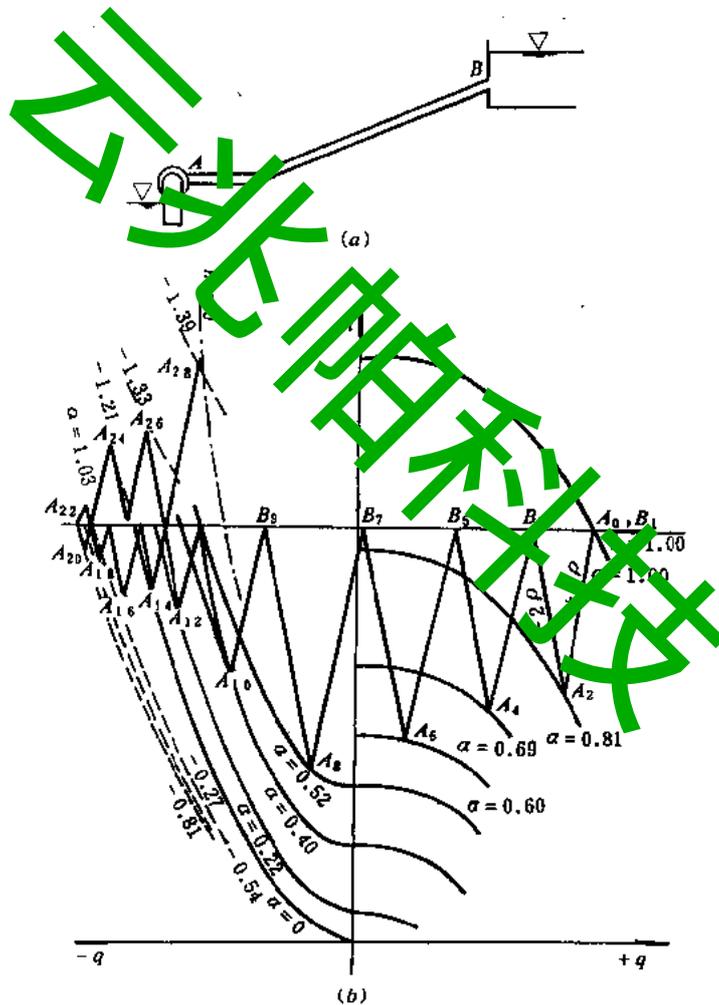


图 8-56 水泵出口无逆止阀的抽水装置停泵水锤图解

可以看出： A_8 点已跨过扬程坐标轴，表示水已开始倒流，即进入制动状况；从 A_{14} 点开始水泵叶轮开始反转，即进入水轮机工况； A_{28} 为倒转转速为最大的反常工作点，表示反转转速已不能再增加，如出水池水位保持恒定，则其反转转速也逐渐趋于恒定。图中 A_0 、 A_2 、 A_4 …… A_{28} 等各点的压力变化即为水泵出口 A 点，在事故停泵过程中的压力变化过程。

确定 A_2 、 A_4 、 A_6 ……等点时，要经过试算，使 a 值满足式(8-50d)，即

$$a_i - a_{i+1} = \frac{1}{2T_a} (m_i + m_{i+1}) \Delta t$$

因为起始点 A_0 的 $a_0 = 1$ ， $m_0 = 1$ ；若取计算时间步长 $\Delta t = \frac{2L}{a}$ ，代入上式可得

$$1 - a_{2\frac{L}{a}} = \frac{2\frac{L}{a}}{2T_a} (1 + m_{2\frac{L}{a}})$$

在 B_1A_2 直线上任意选一点，并读出其 h 和 v 的坐标值。根据读出的坐标值再从全面性能曲线中查出与坐标值 h 、 v 相对应的 a 和 m 值，并代入上式，如等号两边相等即为所求之点，否则，应重新在 B_1A_2 直线上选定其它点进行试算。用上述试算法求得 $A_{2\frac{L}{a}}$ 后，然后根据公式 $h_{A_{2\frac{L}{a}}} - h_{B_{3\frac{L}{a}}} = 2\rho(v_{A_{2\frac{L}{a}}} - v_{B_{3\frac{L}{a}}})$ ，自 $A_{2\frac{L}{a}}$ 作坡度为 -2ρ 的直线 $A_{2\frac{L}{a}}B_{3\frac{L}{a}}$ 交 B 点的边界条件 $h = 1$ 的水平线得 $B_{3\frac{L}{a}}$ 。

然后，根据 $h_{B_{3\frac{L}{a}}} - h_{A_{4\frac{L}{a}}} = +2\rho(v_{B_{3\frac{L}{a}}} - v_{A_{4\frac{L}{a}}})$ ，自 $B_{3\frac{L}{a}}$ 作坡度为 $+2\rho$ 的直线 $B_{3\frac{L}{a}}A_{4\frac{L}{a}}$ ，在这根直线上根据 A 点边界条件用上述试算法求得 $A_{4\frac{L}{a}}$ 。依此类推求得 A 的其它各点。

根据求定的 A 点压力变化过程线上各点的压力及 v 对应的流量值，可从全面性能曲线中查得其相应的转速和转矩。

假如水泵出口装有逆止阀，并假定在水泵流量等于零时瞬间关闭，其最大水锤压力如图8-57 E 点所示；如果逆止阀关闭时间滞后于开始倒流的时间，其瞬间关闭时引起的最大压力将决定于带箭头的点划线与 h 轴的交点。

由此可见：事故停泵时逆止阀（无控制机构的）关闭得越迟，其引起的水锤压力越大。

假如水泵出口不但装有逆止阀而且装有水锤消除器时，其扬程坐标轴右侧图解方法与无逆止阀情况相同（图8-58）。当水锤射线越过扬程坐标轴（即水开始倒流）后，逆止阀关闭，下开式水锤消除器喷水孔开启，这时，水锤射线交于水锤消除器喷水孔的流量水头损失曲线 R_1 ，然后，水锤射线就在 R_1 曲线与 $h = 1$ 的水平线之间交替反射，逐渐衰减，最后稳定在 $h = 1$ 的水平线与 R_1 曲线的交点 B 上。随着水锤消除器的逐渐关闭，其工作点由 B_0 最后移到扬程坐标轴上的 B'_0 。

图中 A_0 、 A_2 、…… A_{12} 为 A 点压力变化过程线。其中最高压力点为 A_8 ，压力最低点为 A_6 。

下面求管道中点 C 的压力变化过程：管道中点 C 在事故停泵过程中的压力变化过程可

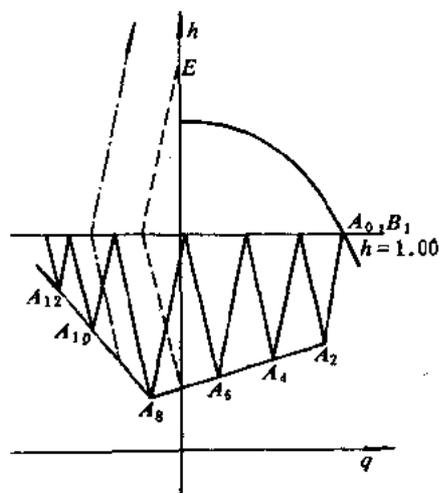


图 8-57 水泵出口装逆止阀的抽水装置
事故停泵水锤图解

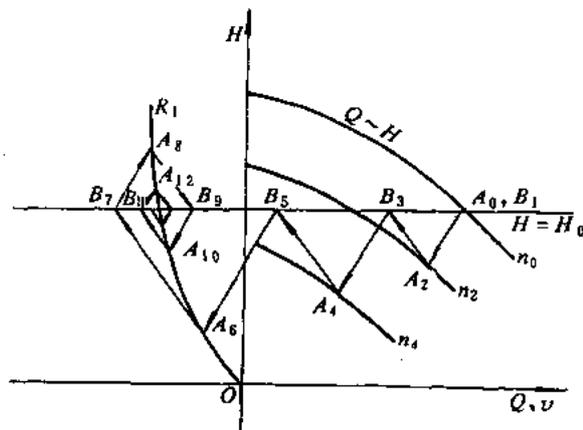


图 8-58 水泵出口装有逆止阀和水锤
消除器的抽水装置停泵水锤图解

按图 8-59 所示的方法进行。在第一个直射水锤波自 B 点反射回到 C 点之前，C_{0.5} 与 A₀ 重合，C_{0.75} 与 A_{0.25} 重合，C₁ 与 A_{0.5} 重合……，C_{1.5} 与 A₁ 重合；C_{1.75} 即为 A_{1.25}B_{2.25} 和 B_{1.25}A_{2.25} 的交点；C₂ 即为 A_{1.5}B_{2.5} 和 B_{1.5}A_{2.5} 的交点。

(二) 简易计算法

下面介绍生产中应用较广的由美国工程师 J·帕马金提出的一组图解曲线 (图 8-60)。其图解方法是先求出两个参数 2ρ 和横坐标 $K2L/a$ 值后，即可在曲线的纵坐标上查出所需的数据。其中

$$2\rho = \frac{av_0}{gH_0} \quad (8-55)$$

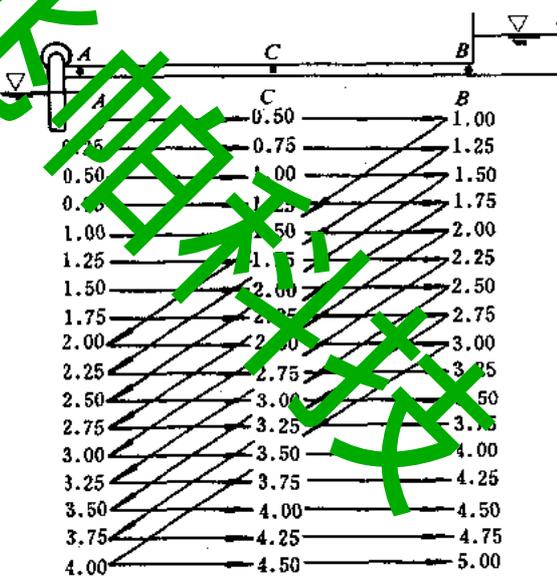


图 8-59 事故停泵过程中管道中点压力计算图

$$K = 1.79 \times 10^3 \frac{Q_0 H_0}{GD^2 \eta n_0^2} = \frac{182.5 N_0}{GD^2 n_0^2} \quad (8-56)$$

式中 v_0 、 Q_0 、 H_0 、 η 和 N_0 —— 分别为水泵额定工况下管中流速 (m/s)、水泵流量 (m³/s)、扬程 (m)、效率 (%) 和轴功率 (kW)；
 n_0 —— 水泵额定转速 (r/min)；

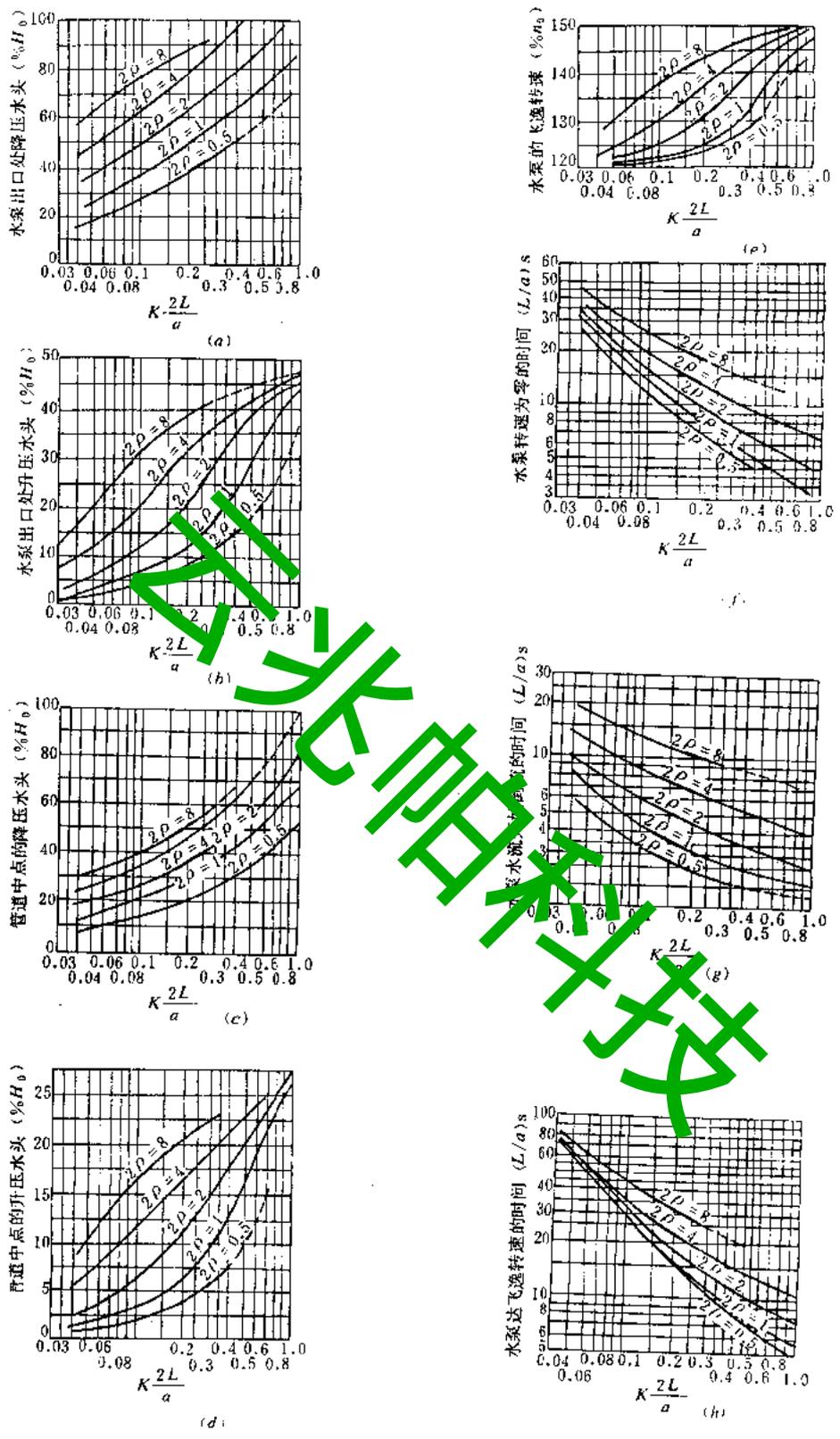


图 8-60 帕马金水锤图解曲线

GD^2 —— 机组转动部分的飞轮惯量 ($t \cdot m^2$), 初略估计时, 可从有关样本、手册中查取电动机的 GD^2 值。如计入水泵时, 再加大 10%。

如果利用帕马金曲线估算水泵出口装有逆止阀时的停泵水锤值, 可用图 8-60 (a)、(c) 分别求出水泵出口处和管道中点处的最大降压值, 然后将其绝对值分别加于水泵处和管道中点处的静水头, 从而可得逆止阀关闭时水泵处和管道中点处的最大压力值。

三、水锤防护措施

停泵水锤的防护措施, 必须结合泵站的具体情况加以选定。

由于停泵水锤首先出现降压, 一般而言, 若初始阶段降压较大, 则在倒流倒转的水轮机工况产生的升压也较大, 又由于降压有可能导致水柱分离再弥合, 加剧水锤升压的发生, 所以水锤的防护主要有防止降压 (形成负压) 和防止水锤升压两类。

(一) 防止产生负压措施

除了在泵站设计中尽可能地降低管中流速, 管线布置尽量平直, 避免局部突起、急弯等以防止出现过低的负压外, 还可考虑采用如下一些措施。

1. 设置充水箱 (调压水箱) 调压水箱是一个钢制或钢筋混凝土的水箱, 设置在逆止阀出水侧或设置在可能形成水柱中断的转折处, 以便在停泵的初始阶段向管中充水, 防止过大的降压, 如图 8-61 所示。图中 2 为一逆止阀, 该阀在水泵正常运行时关闭。当停泵时, 主管道压力降低, 水箱中预存的水即可进入主管道, 避免水柱断裂, 因而可降低随后的压力升高值。

对于管道有时转折处较多, 可能在数处形成水柱断裂, 这时沿管线可分设 n 座水箱, 图 8-62 是长管道上设置多座充水箱的实例。

充水箱尺寸计算方法说明如下:

(1) 如果充水箱设置在水泵出口处, 可设充水箱最小有效容积为 W 。停泵后, 管中流量由原来流量 Q_0 变为零的时间为 T , 则在此时段内, 由于管中水柱被拉断所空出的容积为 $\frac{Q_0}{2}T$ (其中 $\frac{Q_0}{2}$ 是该时段内管中水流的平均流量)。此空间应该由充水箱中的水体填充, 所以可得

$$W = \frac{Q_0}{2} T \quad (8-57)$$

$$T = \frac{LQ_0}{gAH}$$

将 T 值代入式 (8-57) 后得水箱最小有效容积

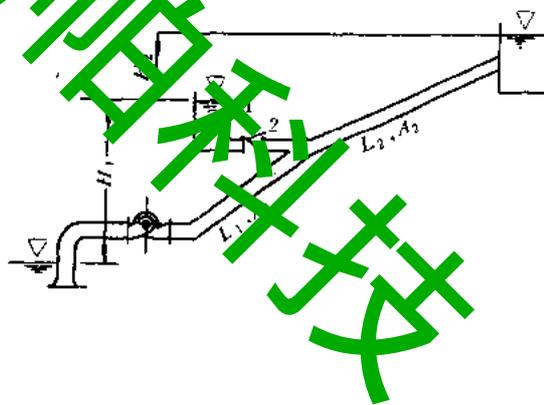


图 8-61 单向充水箱
1—水箱; 2—单向逆止阀

$$W = \frac{LQ_0^2}{2gAH} \quad (8-58)$$

式中 H ——水泵扬程。

(2)如果充水箱设置在管道转弯处(图8-61),则上段水柱 L_2 从流量为 Q_0 变为零所需时间为

$$T_2 = \frac{L_2 Q_0}{g A_2 H_2}$$

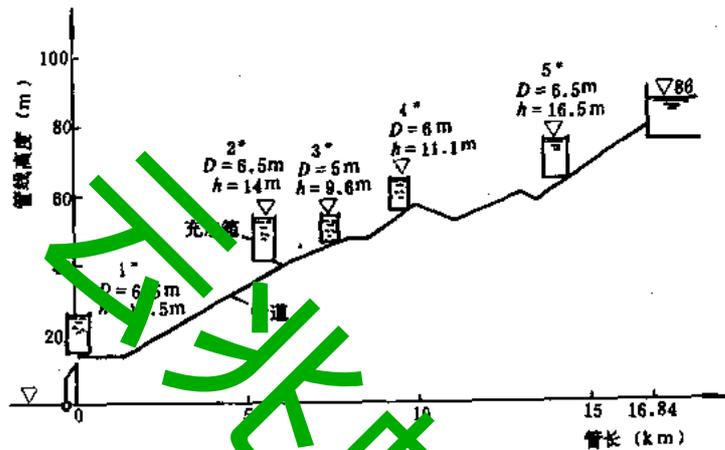


图 8-62 管道设置多座水箱示意图

D —水箱直径, h —水箱高

下段水柱从 Q_0 变为零所需时间

$$T_1 = \frac{L_1 Q_0}{g A_1 H_1}$$

在 $T_2 - T_1$ 时段内,管道的平均流量为 $\frac{Q_0}{2}$ 。所以,这时管中水柱切断后所空出的容积为 $\frac{Q_0}{2}(T_2 - T_1)$ 。这部分容积应由充水箱的水体 W 填充,所以可得

$$W = \frac{Q_0}{2}(T_2 - T_1) = \frac{Q_0^2}{2g} \left(\frac{L_2}{A_2 H_2} - \frac{L_1}{A_1 H_1} \right) \quad (8-59)$$

(3)如果沿管线分设多座充水箱,则每座水箱最小有效容积均应根据其前后两段管中水柱惯性时间利用公式(8-59)加以计算。

2. 设置空气罐 在紧接逆止阀出水侧的管道上,安装一钢制密闭圆筒,上部为压缩空气,下部存水和管道压力水流相通,如图8-63所示。当管中压力降低时,上部压缩空气罐中存水压入管道中,从而防止了降压过大;当管中增压时,水又进入罐中将空气压缩,

减缓了对逆止阀瓣的冲击，因而使升压降低。

空气罐最小有效容积确定方法如下。

根据等温条件下的气体方程式，对空气罐可写出下列方程

$$H_a C_a = H C$$

$$\text{或} \quad C = C_a \frac{H_a}{H} \quad (8-60)$$

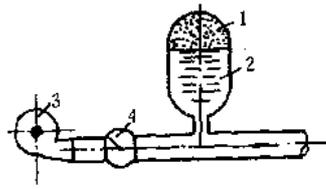


图 8-63 防止水锤的空气罐

式中 C ——空气罐上部气体容积 (m^3)； 1—压缩空气； 2—压力水； 3—水泵； 4—逆止阀

C_a ——空气罐上部气体容积 C 与管中水柱中断后所空出的容积 ΔC 之和，即 $C_a = C + \Delta C$ (ΔC 可用上述求水箱容积的方法确定)；

H ——正常运行时，罐中上部空气压力。一般可令其等于水泵正常运行时的扬程；

H_a ——罐中因填补管道空间水面下降后的上部空气压力，为了保证管中不产生负压，可采用 $100Pa$ (绝对压力)。

将 $C_a = C + \Delta C$, $H_a = 100Pa$ 代入上式并整理得

$$C = K \frac{\Delta C H_a}{H - H_a} = K \frac{100 \Delta C}{H - 100} \quad (8-61)$$

式中 K ——大于 1 的安全系数，一般采用 $K = 1.25$ 。

从上式可以看出，断离的空腔容积越大，水泵工作扬程越小，所需空气罐的容积也越大。因此这种设备适用于高扬程、小流量的泵站。

近年来采用一种所谓气囊式水锤消除器，如图 8-64 所示。它主要由钢制筒体 2 和装于筒体中的橡胶囊 5 组成。应用时，由筒体上部向腔中充气 (空气或惰性气体，如氮气)，囊中压力应较水泵工作压力为低。例如当水泵工作压力为 $116N/cm^2$ 时，充气压力可为 $88N/cm^2$ 。因此，当水泵正常运行时，其下部的阀门 3 关闭，气囊处于压缩状态。当突然停泵时，由于主管道压力降低，气囊膨胀排除水量并关闭其下部的阀门。当回冲水流返回时，顶开阀门，高压水进入筒体中，压缩气囊，从而减弱了正水锤值。这种消除器的优点是：空中气体不会被水流带走，因此其容积可以缩小、工作可靠、使用效果好。图 8-64 (b) 是气囊式水锤消除器安装部位示意图。

3. 装设飞轮 在机组转轴上加装一个质量较大的飞轮，这样，当停泵时，可延长机组正转时间；延缓反转开始时间，避免了管中过大的压力下降。但为此需设置专门的飞轮支架，增加了设备投资和泵房面积；同时由于增大了启动阻力矩，因此可能使机组启动产生困难。这种措施仅适用于出水管较短的泵站中，一般较少采用。

(二) 防止增压措施

1. 装设水锤消除器 水锤消除器是一个具有一定泄水能力的安全阀，它安装在逆止阀的出水侧。当停泵后管中形成降压或升压水锤波时，阀门打开，将管中一部分高压水泄走，从而达到减弱增压，保护管道的目的。

目前采用的水锤消除器有下开式和上开式两种：

(1) 下开式水锤消除器：其结构和工作原理如图 8-65 所示。

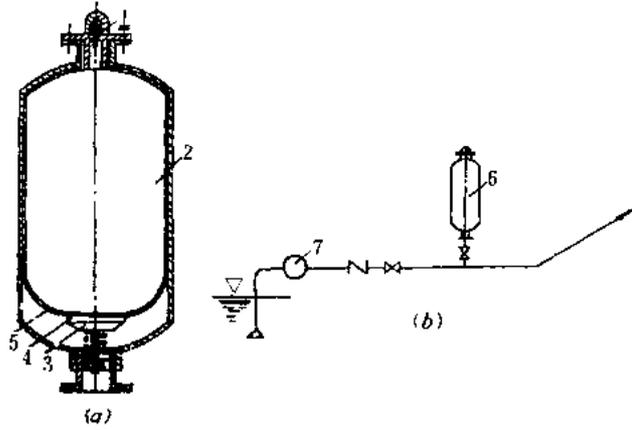


图 8-64 气囊式水锤消除器

1—充气用气门嘴；2—钢制筒体；3—阀门；4—橡胶垫；5—橡胶气囊；6—气囊式水锤消除器；7—水泵

当管道正常工作时，管中工作压力作用在阀板 4 上的上托力大于阀体自重和重锤 7 重力的下压力，阀板和密封圈 8 相密合，消除器处于关闭状态；一旦事故停泵时，管中压力下降，托住阀板的上托力减小，由于重锤的下压，阀板迅速下落在分水锥 3 内，水锤消除器打开。当回冲水流到达消除器时，可从其排水口 5 放出一部分水量，从而减小了水锤压力。这种水锤消除器结构简单，动作可靠，开启迅速，并且不发生二次水锤，在使用中只要注意加强维护，效果较好，选择消除器时，其进口直径 d 可用下式估算：

$$d = \frac{1.13D\sqrt{v_0 - 0.005H_1}}{\sqrt[4]{H_1}} \quad (\text{mm}) \quad (8-62)$$

式中 D ——主管道直径 (mm)；

H_1 ——管道允许的水压值 (m)，可采用管子的试验压力；

v_0 ——管道正常流速 (m/s)。

当粗略选定时，可采用

$$d = 0.25D \quad (8-63)$$

目前我国生产的这种水锤消除器有如表 8-6 所列四种规格。

(2) 上开式水锤消除器：图 8-66 是上开式水锤消除器的一种。现将其结构和工作原理说明如下。

消除器主要由三部分组成，消除器活塞缸体，配压器 4 和油压制动器 10。

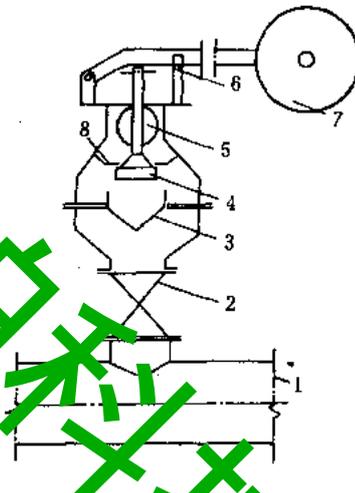


图 8-65 上开式水锤消除器

1—主管道；2—阀门；3—分水锥；4—阀板；5—排水口；6—横管；7—重锤；8—密封圈

表 8-6

下开式水锤消除器规格

消除器口径 d (mm)	最大开启压力 P_{max} (N/cm ²)	外形尺寸长×宽×高 (cm)
φ50	98	57 × 22 × 52
φ100	68	115 × 30 × 75
φ150	51	130 × 35 × 85
φ200	51	160 × 43 × 100

水锤消除器安装在逆止阀出水侧管道上,其放水管 6 和外界相通,作为泄水之用。油压制动器的作用是使消除器中的阀门 1 缓慢关闭,以免泄出水流突然停止再形成新的水锤。

当管路正常工作时,因消除器中的活塞 2 的面积比阀门 1 者为大,所以阀门 1 处于关闭状态。当水泵突然停止运行时,在逆止阀出水侧的管路中压力最初是降低,随后又升高,而在逆止阀进水侧的管路中压力降低为零。因为消除器的阀板 1 与逆止阀出水侧的管路相连,同时活塞 2 的上部空间又与逆止阀进水侧管路相通(通过管路 5 及 3)。所以消除器阀门迅速打开,水从放水管 6 流至外部,从而消除了水锤。

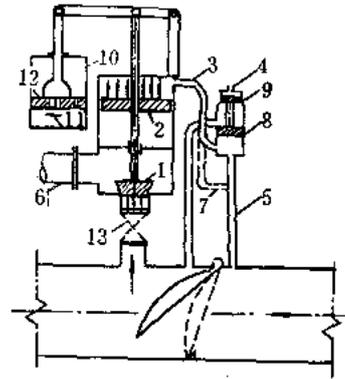


图 8-66 上升式水锤消除器工作原理示意图

1—阀板; 2—活塞; 3、5、7—连管; 4—配压器; 6—放水管;
8、9—配压器活塞; 10—油压制动器; 11、12—油压制动器的阀
门和活塞; 13—逆止阀

在水锤消除以后,消除器开始自动关闭的过程。压力水沿逆止阀出水侧的管路 7 传至配压器活塞 8 和 9 的空间内(活塞 8 和 9 用柱杆连在一起)使活塞 8 和 9 向下移动(因活塞 8 的面积大于活塞 9),当活塞 8 移动至管 3 的管口以下时,消除器活塞 2 的上部部分,通过管 3 和管 7 又与高压区相通。此时作用在活塞 2 及阀板 1 上的压强相等,但由于活塞 2 的面积大于阀板 1,所以作用在活塞 2 的力较作用于阀板 1 上者为大,因而活塞连同阀板向下移动,阀板 1 关闭,并利用油压制动器 10 使阀板 1 徐徐关闭。

当水锤消除器开启时,油压制动器的活塞 12 向上运动,同时制动器圆筒中的油通过活塞 12 上的大孔及小孔从上部流至下部,因而可使消除器迅速开启。当水锤消除器关闭时,油压制动器活塞上的大孔被阀门 11 遮住,所以圆筒中的油仅从活塞上的小孔由下部逐渐流至上部,因而使消除器平稳地关闭,这样就保证了水锤的完全消除。

当重新开启水泵时,活塞 8 和 9 向上移动至原来的位置,这是因为在活塞 8 的压力上下自相平衡,而在活塞 9 下面是水泵形成的高压,而上部是大气压力,因而使活塞 8 及 9 上升。由此可见,水泵启动以后水锤消除器就自动地恢复至原来位置,准备再次动作。

在中小型水车站中,可采用没有配压器的半自动的水锤消除器, 这可使消除器的结构简化。当水泵突然停机时, 在水锤作用下, 消除器自动开启并消除水锤, 在水锤消除时, 关闭闸阀13。当水泵重新启动时, 消除器在工作压力作用下被关闭, 然后再打开闸阀13。半自动水锤消除器连接方法如图 8-66中的虚线所示。在这种情况下, 不需要配压器 4 和接管 7, 将接管 5 通过管 3 和消除器直接相联。

这种水锤消除器工作可靠、动作灵活、平稳, 但结构比较复杂。试验指出, 这种水锤消除器即使在水柱中断情况下也能有效地消除水锤。图 8-67 为某泵站实测资料。未装消除器前, 由于管中有两处发生水柱中断, 所以当水柱弥合时造成很大的正压水锤, 如图 8-67 中 (I)、(II) 处所示。安装消除器后, 随着泄流量的增加, 水锤升压迅速减小, 当泄流量 $Q = 8 \text{ L/s}$ 时, 压力约等于静水头值, 如图 8-68 所示。

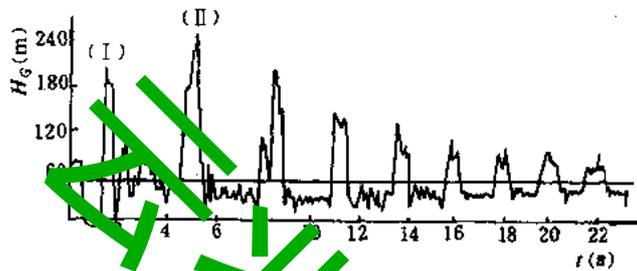


图 8-67 试验测得的水锤波形图

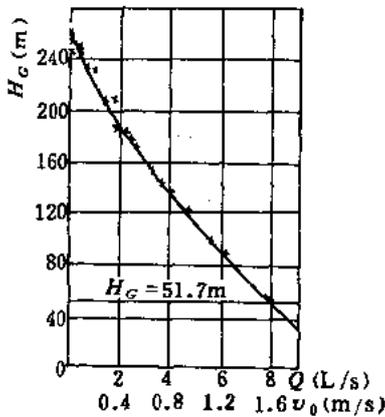


图 8-68 管中水压和放水量关系曲线

2. 安装爆破膜片 在逆止阀出水侧主管道
上安一支管, 在其端部用一薄金属片密封。当
管中增压超过预定值, 膜片破裂, 放出水流降
低管中压力, 从而保证设备的安全。这种防护
措施简单易行、拆装方便、工作可靠, 但由于
爆破压力受膜片材质、尺寸、固定方式等因素
的影响, 因此一般要通过试验确定其爆破压力
值。

膜片材料可采用铝板、紫铜、镀锌、铁皮
等塑性材料。铸铁片虽然取材方便、破碎面积
大、泄水量多、降压效果好, 但由于其材料性
能极不稳定、爆破压力变幅很大, 有时不够安
全可靠。

塑性膜片其爆破压力 P_m , 可用下式估算

$$P_m = 25.6\sigma_s \frac{t_0}{D} \quad (8-64)$$

式中 σ_s —— 膜的极限拉应力 (N/cm^2);

t_0 —— 膜片厚度 (cm);

D ——膜片直径 (cm)。

对牌号为 L_{2M} 、 L_{3M} 工业铝板, 根据试验, 当膜片受压拉裂时, 其破坏压力为

$$P_m = 20000 \frac{t_0}{D^{0.92}} \quad (\text{N/cm}^2) \quad (8-65)$$

式中膜片直径 D 和厚度 t_0 的单位是 “cm”。也可直接从图 8-69 中查出其有关数据。

爆破膜片可作为高扬程、小流量泵站的水锤防护措施, 对大型水泵, 可作为管道的备用保护措施。

3. 安装缓闭阀 缓闭阀就是当事故停泵时, 通过相应的传动机构让逆止阀或其它类型的阀门按预定的程序和时间自动关闭。这样, 既减弱正压水锤, 又可限制倒泄流量和倒转转数, 是一种较好的水锤防护措施, 有时还将其作为水泵主阀之用。缓闭阀型式较多, 根据阀型分有: 缓闭式逆止阀, 缓闭式蝶阀和缓闭式平板闸阀。现分述如下:

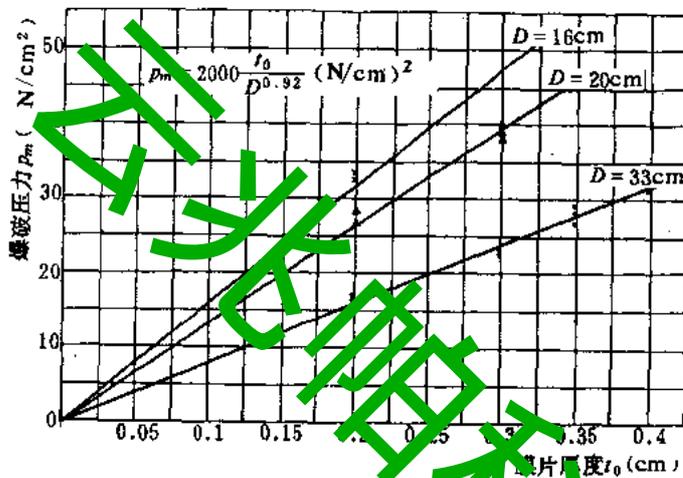


图 8-69 铝质膜片爆破压力 P_m 和片厚 t_0 、直径 D 之间的关系
(L_{2M} 和 L_{3M} 铝板膜片当受压拉裂时)

(1) 缓闭式逆止阀: 一般多由现有逆止阀加装缓闭机构而组成。图 8-70 就是其中的一种型式。水泵正常工作时, 逆止阀的阀板 1 在水泵压力作用下开启, 带动连杆 11 使油缸 3 中的活塞 4 作直线上升运动。当活塞上升时, 油缸内活塞上部空间的油受压, 油通过大油孔 5 进入活塞下部空间, 使阀板迅速开启, 通过由水泵压力水推动的小活塞 6 上的闭锁杆 7 和连杆上端的闭锁帽 8 把连杆锁定, 使阀板保持在开启位置, 停泵时逆止阀的进水端首先迅速失压, 闭锁水缸 9 内的小活塞 6 在压紧弹簧作用下, 自动复位, 闭锁杆 7 向右移动, 使连杆 2 脱扣, 这时反冲水流推动逆止阀板作关闭动作, 并带动活塞向下运动, 由于这时活塞上的大油孔 5 关闭, 油只能通过小油孔 10, 从活塞下部流向上部, 促使阀板缓慢关闭。

这种结构型式, 由于停泵后阀板在水泵工况和制动工况时下落缓慢, 所以关闭时间较

长，不能防止机组高速逆转。但其结构简单，改制容易，在中小型泵站中可考虑采用。

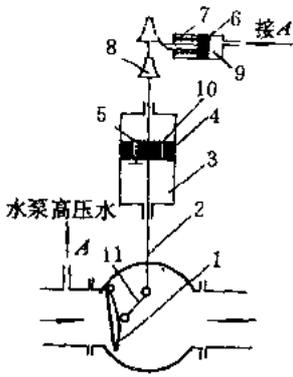


图 8-70 缓闭逆止阀示意图

- 1—阀板；2—活塞杆；3—油缸；4—活塞；5—过油孔（大）；6—小活塞；7—闭锁杆；8—闭锁帽；9—闭锁水缸；10—小油孔；11—连杆

(2) 缓闭式蝶阀：这种阀门多用于扬程高，流量大的大型泵站。一般是利用油压传动机构带动蝶阀轴转动，从而完成阀的开启和关闭。图 8-71 就是利用二腔摆动油缸完成阀轴转动的。当阀门开启时（图 8-75a），压力油从 A 端沿油路 A_1 和 A_2 ，分别进入油缸 1 中的腔室 a_1 和 a_2 中，推动活动叶板 2 顺时针方向转动，从而带动阀轴 3 转动，阀门开启。在活动叶板转动的同时，油缸腔室 a_3 和 b_3 中的油分别从油路 B_1 和 B_2 经 B 端排回油池中。当关阀时，压力油由 B 端送进油缸，由活动叶板带动阀轴逆时针方向转动〔图 8-71 (b)〕A 端排油。从而完成关闭动作。阀门开闭的快慢可通过控制进油量的节流阀实现。

大型缓闭蝶阀的关闭方式多采用二阶段法，快关阶段通常是利用连于阀轴另一端的重锤完成。即当事故停泵时，重锤迅速下落，阀轴带动阀板关闭过流面积的 70%~80%，剩余部分再由油压机构缓慢关闭。

二阶段法的关闭时刻应根据管道耐压力计算而后确定。

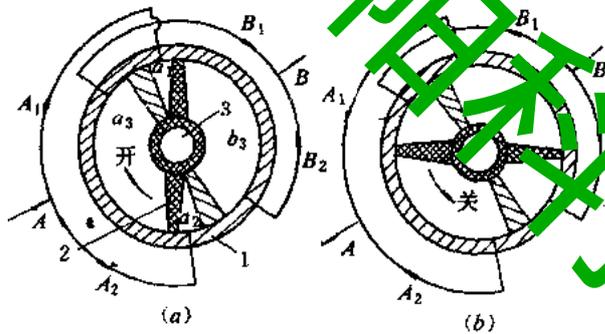


图 8-71 缓闭式蝶阀开关原理示意图

- (a) 阀门开启时；(b) 阀门关闭时
1—油缸；2—活动叶板；3—蝶阀轴

第九章 泵站运行管理

泵站是机电设备和水工建筑物的综合体。泵站运行管理的任务是需要经常不断地根据排灌任务的要求及水源（或容泄区）的水位变化情况来组织经济运行方案；需要经常不断地对机电设备进行维护和检修，以保证机组运行正常的技术状态，从而提高泵站的技术经济指标；需要对各种反常运行状态进行监视控制或利用，以便充分发挥机电设备的效益和避免事故的发生；需要经常不断地对泵站的各项技术参数进行测量和监视，从而发现运行中存在的问题，有针对性地进行泵站技术改造。

建国以来，我国的泵站工程有了很大的发展，全国机电排灌动力保有量超过6000万kW，大中小泵站共50余万座，排灌面积达4.5亿亩，为保证和促进农业生产的发展，解决某些地区工业和人民生活用水，起了巨大的作用。但在泵站运行管理上，还存在比较多的问题。大多数50年代和60年代兴建的泵站，由于设备质量不高、型号不全、建筑物布置不合理，管理不善等，普遍存在泵站效率低、能耗高的问题。近年来新建的泵站，虽然注意了建站的质量，各项指标都有所提高，但与国外的先进水平相比，泵的性能指标还不够先进，结构类型不够齐全，机、泵、传动、管道（流道）、建筑物等的有机配合还不够合理，自动化水平还不高等。因此，加强运行管理是当务之急，是整个泵站工程中不可忽视的组成部分，作为泵站管理人员，必须熟悉规划设计者的意图，在运行管理中促进其实现；作为泵站的规划设计人员，也必须考虑今后的管理工作，便于组织经济运行和提高泵站技术经济指标。

泵站的管理工作通常可分为组织管理、生产管理和技术管理，本章着重讨论有关技术管理方面的一些问题。

第一节 机组的运行

一、机组试运行

当泵站工程全部完成之后，在投入运转前，应该对机组进行试运行，以全面检查工程质量和发现设计、安装中存在的问题，只有试运行完好，才能交付投入运行。现以6000kW同步电动机配带立式轴流泵机组为例，说明机组试运行应包括的内容。

1. 试运行前的检查

（1）进出水流道的检查：在进水口检修闸门关闭的情况下，进水池及拦污栅周围无杂物，便于闸门的起闭；闸门的起吊设备，应处于完好状态；进水流道中及水泵各部件附近，应无杂物；快速闸门、拍门或真空破坏阀等设备，应安全可靠。

（2）主水泵的检查：检查油轴承上油箱和转动油盆的油位应在正常范围；检查水泵本体、填料、各组合部件的法兰面以及混凝土与固定部件的联结处应无漏水；检查主轴周围无杂物，各种表计应处于正常工作状态。

(3) 主电动机的检查: 检查电动机内部的遗留物、垃圾等应清除干净, 各部件的螺栓、销钉、垫片等应齐全; 检查各部件之间的间隙应符合要求; 检查上、下油槽的油位应符合设计规定; 检查滑环炭刷及制动器等应处在正常工作状态; 测量轴承的绝缘电阻应不小于 $1.3M\Omega$ 。

(4) 受油器的检查: 受油器的调节机构应灵活, 所指示的叶片角度应与实际相符; 受油器应经压力油试验, 调节过程中运行正常, 无异常声响及卡阻的现象。

(5) 辅助设备系统的检查: 辅助设备都要进行试运行, 才能投入正常工作; 检查辅助设备系统的漏水、漏电、漏气情况; 检查与主机组的工作联运及协调。

(6) 电气设备的检查: 检查主电机的绝缘电阻, 包括每相对地电阻及转子回路绝缘电阻; 检查高压开关柜、动力柜与自动空气开关的接线与绝缘; 检查励磁装置及操作、保护表计及信号的灵敏度。

2. 第一次空载启动及调相运行 机组第一次空载启动的目的, 主要是检查机组各部分运转情况, 测量机组的摆度、振动, 检查调节器外油管摆度, 检查轴承的运行的情况和油槽中油位变化, 记录轴承温度、定子温度及母线电压、定子电流、有功功率、无功功率(或功率因数)、转子电压与电流等。在机组运行正常后, 可投入调相试验。主要有以下几个操作步骤:

(1) 变电与供电:

- 1) 送直流操作与合闸电源;
- 2) 中央信号试验;
- 3) 主机油开关合闸、分闸试验、保护掉闸试验;
- 4) 合主变压器高压侧油开关, 使主变受电。再合上 $6kV$ 进线油开关, 使母线受电;
- 5) 投电压互感器隔离开关, 切换测量开关, 检查母线电压;
- 6) 合上站用电高压侧隔离开关、负荷开关或油开关, 检查站用变压器的工作情况;
- 7) 合上站用配电柜进线闸刀及空气开关, 测量低压侧三相电压与两个电源;
- 8) 合上各附属设备的电源闸刀。

(2) 供水系统操作:

- 1) 开启工作供水泵进、出口闸门;
- 2) 开启上下供水泵(及水泵油轴承)冷却水进出口阀门, 开启水导轴承及填料函的润滑水、冷却水闸门;
- 3) 启动工作供水泵, 观察供水泵的吸上真空度及出口压力;
- 4) 检查各供水管路通水情况, 要求无漏无堵塞, 示流信号器指示正确, 机组供水进口压力满足要求。

(3) 排水系统操作:

- 1) 开启排水泵出口阀门;
- 2) 开吸入管引水阀门, 向吸水管和泵内充水;
- 3) 充水完成后, 启动排水泵排除集水廊道内积水, 然后将排水泵切换到自动排水位置。

(4) 低压气系统操作:

1) 检查刹车操作柜, 真空破坏阀操作柜, 手动操作阀及放气阀在关闭位置, 空气电磁阀前后手阀在开启位置;

2) 检查各吹扫管阀门在关闭位置;

3) 开启低压气机向贮气筒的供气阀, 启动低压气机向贮气筒分气, 观察低压气与贮气筒压力是否相符;

4) 开启贮气筒主供气阀向主副厂房送气, 并观察贮气筒与各操作柜压力是否相符;

5) 当气压升至预定值时停止低压气机工作, 将其切换到自动工作位置;

6) 高压气机的操作与低压气机相同, 高压气机可作为低压气机备用。

(5) 机组启动准备及启动:

1) 确认进口检修闸门在关闭位置;

2) 开启进水流动道排水长柄阀;

3) 落下顶转子风闸并关闭风闸放油阀;

4) 拆除调节器, 以便测量外油管摆度;

5) 架好测量摆度、振动等仪表;

6) 合上机组隔离开关, 将操作开关扭向闸位置, 使油开关合闸, 机组转动; 投励后机组达同步转速, 运转正常即可加大励磁电流带无功负荷作调相运行。

(6) 机组运行监视及事故处理

1) 机组启动过程中如遇下列情况应作事故紧急停机: 油开关合闸后10s左右转子不动; 机组启动后半分钟左右不能投励; 投励后不能同步, 切除励磁待转速上升再次投励仍不能同步; 转动部分有碰撞声; 系统电源消失, 母线或电机短路等。

2) 机组启动完成后, 如遇下列情况应作事故紧急停机: 轴承温度急剧升高, 超过一定标准; 轴承油槽冷却器漏水, 油面不正常升高或油面下降、严重甩油; 水导轴承润滑油中断; 系统电源消失, 母线或电机短路; 电动机失励或异步; 机组摆度或振动过大, 危及机组安全; 其他严重事故。

3) 机组运行过程中, 如遇下列情况应迅速查明原因或作停机检查: 冷却水中断; 导轴承油槽油温过高; 碳刷火花过大; 直流电源消失; 辅机设备出现故障。

4) 机组运行过程中应经常监视下列内容: 记录进出水位; 记录机组有功功率、无功功率、定子电流、转子电流、母线电压、定子铁芯温度; 监视各部轴承的温升及油量; 测量机组摆度、振动值; 观察供水泵、排水泵、低压气机工作情况。

(7) 停机操作: 机组运行稳定后, 轴承温度长时间稳定, 认为空载启动和调相运行正常, 可以停机。在接到停机操作命令后作好停机准备并停机。

1) 在外油管上装设测量摆度的仪表, 测量机组低转速时外油管摆度;

2) 将操作开关扭向分闸位置, 油开关即跳闸, 机组转速下降。当转速降至额定转速30%左右时; 手动操作刹车装置刹车, 断开机组隔离开关;

3) 机组停稳后, 关闭刹车供气阀, 开启放气阀放气;

4) 以手压油泵顶起转子到一定高度, 同时顶起手动起顶螺丝, 开启顶转子放油阀, 使转子落在风闸上;

5) 停止供水泵工作, 关闭长柄排水阀, 排水泵在自动工作位置;

6) 关闭供油、供气、供水阀门。

3. 机组带负荷启动试验 机组带负荷启动试验的目的在于了解一定扬程下各种叶片角度变化时机组运行情况。有条件时, 尚应利用机组带负荷启动试验作现场测试, 以全面掌握水泵、机组运行参数及泵站的效率。

启动前要检查进、出口水位, 要装好调节器, 并遵循下列步骤进行:

(1) 流道充水: 关闭排水长柄阀后, 开平衡阀, 平衡检修闸门内外压力, 提检修闸门。

(2) 供水系统操作(同空载启动)。

(3) 低压气系统操作(同空载启动)。

(4) 油压装置充压: 开启供油阀门, 启动工作油泵向压力油槽送油至正常油位; 开启高压气机向压油槽供气阀门, 并检查高、低压气机连通阀在关闭位置, 启动高压气机送气使压力油槽油压达预定值; 将工作油泵设备用油泵放在自动工作位置。

(5) 机组启动准备及启动:

1) 顶动转子, 落下风闸, 关闭放油阀;

2) 检查刹车柜, 关手动供气阀、放气阀, 开空气电磁前后手动阀, 检查气压值;

3) 开调节器供油阀、回油阀, 调节叶片角在小角度, 以减少启动负荷;

4) 真空破坏阀操作柜手动供气阀、排气阀关闭, 电磁空气阀前后阀门开启; 如泵站为快速闸门断流或油压拍门断流, 则应检查油压启闭机的灵活可靠性;

5) 机组启动(同空载启动);

6) 调节叶片角度至适应电动机最大功率, 以保证最大提水流量, 并在此条件下作规定的连续试运转。

(6) 机组运行监视及事故处理。机组运行中的监视及事故处理除同空载运行外, 还应注意观察水泵汽蚀情况, 虹吸形成情况及出水流道顶部真空值(或快速闸门、拍门的油压启闭机工作情况), 压力油槽的油位、油压, 集油槽的油位及油泵工作情况等。

(7) 停机操作:

1) 接到停机命令后将主机操作开关扭向分闸位置, 油开关跳闸, 断开主机隔离开关;

2) 油开关跳闸后, 真空破坏阀应自动开启(或油压启闭机油缸上行程开关自动动作, 失去液压自锁, 导通回油阀门), 如不能自动, 则须立即手动操作;

3) 刹车、顶转子、停辅机、关相应阀门等与空载启动同;

4) 检查真空破坏阀是否关闭;

5) 将动力柜上辅机设备(排水泵外)的电源闸刀拉开。

二、机组正常运行

1. 泵站运行记录 机组在正常运行过程中, 值班人员要不断地对以下项目进行检查, 并填写泵站运行记录。

(1) 进、出水池的水位观测, 作为调整机组运行工况的依据, 对于多泥沙的水源泵

站，要进行水质检验，如果含沙量超过规定的限值，就应当采取相应的措施。

(2) 检查轴承的温度，不能过高。同时检查轴承润滑油的温度、油位及油质，必须符合要求，如果油位过高或过低或油质不洁或过于稀薄，都有可能引起轴承温升过高。

(3) 检查填料函的工作状况，不能过紧也不能过松，要保证在正常运行状态。

(4) 检查真空表、压力表、流量计、电流表及电压表等监测设备，以发现问题及时处理。

(5) 检查水泵是否有振动或其它异样的声响，以判断机组运行状况。

泵站运行记录表(表9-1)，是泵站经济运行或经济分析的重要依据，对泵站技术状况的判断以及作出相应的决策都有着重要意义，必须要求值班人员认真作好记录。

2. 故障及其处理 根据运行过程中的检查及其记录，可及时发现事故并加以处理，故障是多种多样的，造成故障的原因也是多方面的，因此在分析故障时，应当全面、客观地进行分析，而不能孤立地、就事论事地判断，只有这样才能及时而准确地排除故障。现以大型轴流泵为例，列举几种经常出现的故障及其处理方法。

(1) 橡胶水导轴承的烧瓦事故：水导轴承是以水作润滑剂，在轴瓦与轴颈之间形成液膜，减小摩擦，同时也用水带走轴承因摩擦而产生的热量，因此兼作润滑和冷却的水，要求水质好，水量充足，否则将使橡胶轴承烧坏。

产生烧瓦事故的原因，一种可能是供水系统的问题，由于供水系统设计不合理或管道上的阀件失灵，管道堵塞，水质不符合要求等，解决这一类的问题，如果水质不好就应当对水质进行处理，或采用地下水源。如果是供水系统的可靠性不够，可考虑加大供水设备的备用系数或采用间接供水方式。另一种可能是橡胶轴承本身的质量不高或安装不合要求，则应从严格控制质量着手。

要注意当发现橡胶轴承烧坏后，不能急于向轴承充水，以免轴颈(一般用不锈钢制成)裂缝，而应当立即停机，使轴承降温后进行检查。

(2) 稀油筒式轴承的烧瓦事故：大型轴流泵的轴承，大多用筒式轴承并用稀油润滑，烧瓦事故的发生，一般是由于：①润滑油系统的供油量不足或油质不符合要求，致使轴承温度升高，甚至烧瓦；②轴承间隙不符合要求，太小将会导致轴承发热量大于散热量，因为轴承间隙与发热量成正比，与承载力的平方成反比，轴承间隙往往控制在满足承载力的前提下适当加大，以利于降低发热量。然而轴承间隙太大也会影响润滑油上升的速度和数量，从而导致轴承的散热不良而烧瓦；③轴承本身材料质量或安装质量差，也会引起轴承裂缝或轴线不正、摆度大等质量事故。

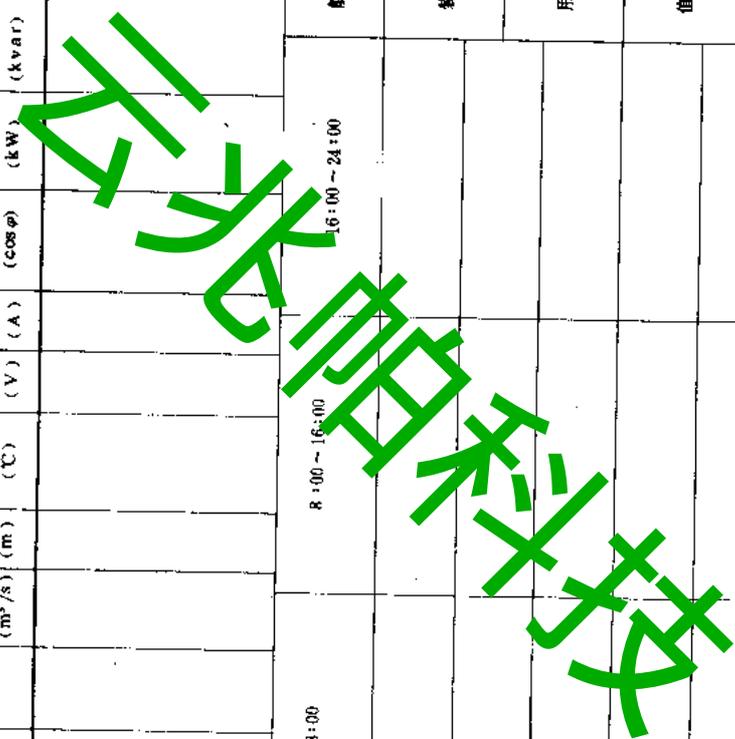
(3) 稀油筒式轴承的漏水事故：稀油润滑轴承的机组，往往由于平面机械密封性能不可靠而产生漏水，严重的将会淹没轴承，被迫停机，因此轴承的漏水问题，不能等闲视之，它将是保证安全运行的关键。

一般的机械平面密封装置，如图9-1所示。

从图中可以看出，密封的动环，装置在转轮上，这样动环的运转线速度大，漏水严重；同时静环材料抗磨性能差，加工困难，也是漏水的原因之一；第三个原因是静环与固定座之间的“O”型密封圈往往尺寸配合不合理，太松引起严重漏水，太紧又使静环不易自由

表 9-1 泵站运行记录
 主水泵型号: _____ 主电动机型号: _____
 机组号: _____ 年 月 日

时间	温度 (°C)		进出口水位 (m)		进出口压力 (Pa)		主水泵			主电动机					电表表数	变压器							
	室内	室外	进口 (▽)	出口 (▽)	真空表	压力表	流量 (m³/s)	扬程 (m)	轴承温度 (°C)	电压 (V)	电流 (A)	功率因素 (cosφ)	有功功率 (kW)	无功功率 (kvar)	定子温度 (°C)	轴承温度 (°C)	频率 (Hz)	电流表数 (kW·h)	油位 (m)	油温 (°C)	电流 (A)		
统计	时 间		0:00 ~ 8:00		8:00 ~ 16:00		16:00 ~ 24:00															$e_d = \frac{1000E}{\Gamma GH_{st}}$	
班次耗电 (kW·h)																				装置效率 (%)	$\eta_{st} = \frac{2.72}{e_d}$		
累计耗电 (kW·h)																				用水单位			
班次抽水 (m³)																				值班长 (签名)			
累计抽水 (m³)																				值班人员 (签名)			
事故记录																							
运行情况																							



升降,造成大量漏水。解决上述这些问题,静环可改用耐磨的材料,“O”型密封可改用“J”型密封等等。

3. 调整运行工况 在机组正常运行的过程中,由于水文资料是个随机变量,水源水位、降水、作物需水或排水都在变化,因此根据机组运行记录要随时作出相应的运行工况的调整,以达到经济运行的目的。

在安装有可调叶片的轴流泵站,应根据扬程的变化调整叶片安装角及开机台数,使机组在满足供(排)水量的前提下耗能最少。在安装离心式水泵的泵站,则应考虑采用调速或调整不同机组运行的方式,机组在变扬程下的经济运行。

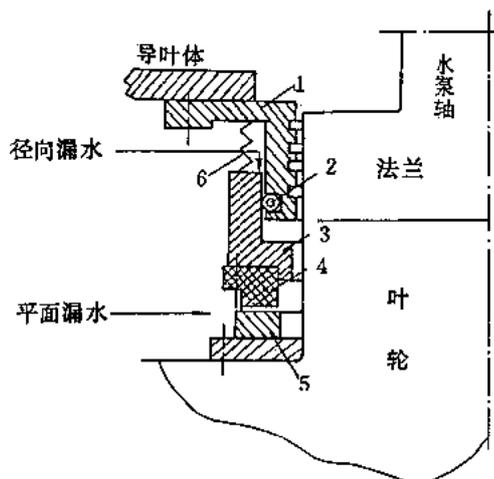


图 9-1 机械平面密封装置

- 1—固定座；2—“O”型密封；3—静环座；
4—尼龙静环；5—动环；6—弹簧

第二节 泵站经济运行

泵站经济运行(优化运行)主要是研究泵站科学管理的优化技术和调度决策。是用系统工程的观点,用系统分析的方法,对大系统(如包括泵站工程在内的整个排灌系统)或小系统(如泵站内的机组运行系统)进行综合性的分析比较,使泵站以最经济的工况下运行。

一、泵站系统分析

系统分析一般有两种情况:第一是资源(人力、物力、财力)相同(或一定)的条件下,充分合理地利用资源,使泵站发挥最大的经济效益。如已建泵站,在同样扬程的条件下,用相同的能耗,通过最优化运行,寻求最大的灌溉或排水流量(或面积)。第二是在目标和任务已定的条件下,如何以最少的资源消耗来完成系统相同的任务(或目标)。如已建泵站,在同样的扬程条件下,泵站的出水量相同而耗能最小。通过系统分析,主要的任务是建立系统的数学模型,并用数学方法与最优化技术求得最优解。系统分析一般要遵循以下几个原则:

(1) 系统内部条件和外部条件的统一。泵站系统不仅受到内部条件如机组性能,建筑物型式和尺寸,管理人员的技术水平等的影响,而且还受到外部条件如自然环境系统(水文、泥沙、气候等)、运输系统,其它用水系统的制约,因此必须将内部和外部条件统一起来综合分析。

(2) 局部与整体的统一。在泵站系统中,局部的子系统是指泵房内部的机组设备,

辅助设备系统, 管道系统, 引水系统等, 每个局部子系统处于最优状态时, 由子系统组成的整体也是最优的, 这是最理想的, 但一般情况下, 特别是在外部条件影响下, 往往很难做到完全统一。如水源水位发生变化, 水泵的工作点及其相适应的流量、效率、功率也发生变化, 如果改变机组运行工况使水泵效率处于最优状态, 而这时的管道效率、进出水池效率不一定处于最优运行状态, 因此在这种情况下要协调最优, 或抓住主要的控制性因素或忽略次要因素, 求其整体的最优化。

(3) 近期与长远的统一。我国的水利工程发展很快, 在分析泵站系统本身时, 还必须结合环境系统或其它工农业系统的发展。从近期看, 某泵站工程的站址选择、取水口的确定、机电设备选型等是最优的, 但从长远看, 建站的上游要开发其它水利工程, 水源受到限制; 或从长远看机电设备将要增容或减容, 因此存在近期与长远的矛盾时, 应首先考虑长远利益, 那些对目前有利而对长远不利的方案, 只能是过渡性的, 一般不宜采用或采取临时性措施。

二、泵站最优化运行准则

从上述系统分析的两种情况出发, 在建立数学模型时, 需建立目标函数与约束条件方程式。约束条件可根据不同情况、不同要求建立约束方程, 对于目标函数则可由以下的几种泵站最优化准则为依据, 建立目标函数方程。

1. 以泵站效率最高为准则 有人认为机组经济运行, 应当是运行时机组效率最高, 其实不然, 对于水泵选型配套及管路设计比较合理的泵站, 水泵最高效率对应的工作点, 与泵站最高效率对应的工作点偏离很小, 因此可以认为, 按水泵最高效率运行与按泵站最高效率运行是一致的。而对于水泵选型和管路设计不合理的泵站, 水泵的最高效率与泵站的最高效率所对应的工作点偏离较远, 而泵站效率是包括泵效率在内的水泵、电机、管道、进出水池效率的乘积, 因此可按泵站效率最高的准则建立目标函数。

2. 以泵站耗电量最少为准则 泵站耗电量的计算公式为

$$E_{\text{电}} = \frac{\nu \cdot Q \cdot H_{\text{净}} \cdot t}{102\eta_{\text{站}}} \quad (9-1)$$

式中 $E_{\text{电}}$ ——泵站所消耗的电量 (kWh);

ν ——水的容重 (kg/m^3);

Q ——泵站的总流量 (m^3/s);

$H_{\text{净}}$ ——泵站的净扬程 (m);

t ——泵站运行小时数 (h);

$\eta_{\text{站}}$ ——泵站效率 (%)。

从式 (9-1) 看出, 泵站单位水量所消耗的电量, 不仅与泵站的效率有关, 而且与泵站的净扬程、所提水的水质有关。因此对于某个特定的水泵装置而言, 泵站效率最高所对应的工况点, 如果不考虑水质, 则净扬程比较高时单位耗电量偏大, 而净扬程较低的工况点, 虽然泵站效率偏低, 而耗电量有可能是少的, 从水源水质而言, 含沙量也是变化的, 一般洪水期含沙量大。因此对于受海潮影响的泵站, 或水源水位变幅较大的泵站, 应当尽量在低扬程下运行; 对于那些含沙量大的河流, 应当避开最大含沙量期间抽水。这些情况

都可按泵站耗电量最少为准则建立目标函数。

3. 以泵站运行费用最低为准则 泵站的运行费用除耗电费外, 还包括辅助设备的耗电费、设备折旧费、人员工资、行政管理费、大修及维修费等, 这些费用与运行时间有关, 设每台·小时的运行管理费为 K , 则总的运行管理费为 $K \cdot t$, 单位清水量的灌排成本则为

$$\begin{aligned} \frac{F}{V} &= \frac{1}{3600Qt} \left(\frac{f \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_{\text{净}} \cdot t}{102\eta_{\text{站}}} + Kt \right) \\ &= 2.72 \times 10^{-3} \times \frac{f \cdot H_{\text{净}}}{\eta_{\text{站}}} + \frac{K}{3600Q} \end{aligned} \quad (9-2)$$

式中 V —— t 小时内提取的清水量, $V = 3600Qt$ (m^3);

f ——电费单价 (元/kWh);

γ ——清水的容重, $\gamma = 1000$ (kg/m^3)。

从式 (9-2) 可以看出, 单位清水量的灌排成本除了与 $H_{\text{净}}$ 、 $\eta_{\text{站}}$ 有关外, 还与电费单价 f , 运行管理费 K 有关, f 与 K 值的地区性很强, 如某地区建设水电站后, f 值下降, 另一地区电能紧张, f 值上升; K 值也有地区性。因此与 f 值、 K 值关系密切的地区应当按泵站运行费用最低为准则建立目标函数。

4. 以泵站最大流量为准则 按满负荷时的最大流量运行, 对于泵或泵站的效率不一定最高, 运行费用也不一定最低。这是局部优化准则, 与耗能最少、运行费用最低等整体最优化准则可能是矛盾的, 但对于某些泵站 (如排水泵站) 在特殊情况下可能是经济的, 如出现特大暴雨后, 排水越快, 经济损失越小, 则应按泵站最大流量为准则建立目标函数。

三、泵站经济运行方案

泵站经济运行涉及的面很宽, 影响因素也十分复杂, 因此在拟定泵站经济运行方案时, 可分为三种情况来考虑:

1. 泵站机组的经济运行 机组的经济运行主要是研究泵站在不同扬程、流量下机组间的合理调度, 以及采用不同的调节机构 (调角、调速等), 使各机组在最优状态下运行。

2. 泵站枢纽的经济运行 枢纽的经济运行除研究泵站本身机组的经济运行外, 主要是研究泵站各建筑物之间的联合运行, 如机组与引渠的联合运行, 涵闸的调度, 配套建筑物的调度等, 使泵站处于最优运行状态; 对于灌、排结合, 既可自流又可提水的泵站来说, 枢纽的经济运行十分必要。

3. 泵站系统的经济运行 泵站系统是指包括农田水利在内的水利系统的综合, 其中多级泵站或泵站群的联合运行, 都牵涉到整个水利系统的优化调度, 如排涝泵站, 有湖泊调蓄的问题, 多级站有流量、水位配合问题, 多泥沙地区的泵站有沉沙的问题等。泵站系统可取大系统也可取小系统, 原则上要相对独立, 便于在运算过程中确定边界条件。

这里重点讨论机组的经济运行。

机组经济运行是指在已建成的泵站中, 根据对泵站的供排水要求和当时的水文、气象情况, 而对主泵机组进行合理的调节和调度, 以实现节约能源或获得最大经济效益时所确定的运行方式。

灌区的需水量或排水区的排水流量都与农业、水文、气象条件有关, 各年都不相同,

而企业的生产效率及单位产品的消耗量 效率 耗电量 运行费用也发生变化 因此经济运

科技管理知识

$$E = \min \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^I \sum_{k=1}^K \frac{T_{ij} Q_{ik} \cdot H_i}{\eta_{ik}} \quad (9-3)$$

约束条件:

1) 流量、净扬程过程线;

2) 水泵性能曲线;

$$3) \quad |\sum T_{ij} \times Q_{ik}| - |t_i \times Q_{oi}| \leq \varepsilon \quad (9-4)$$

式中 E ——总能耗 (kW·h);

N ——机组台数;

I ——净扬程档次数, 如图9-2中 $I = 6$;

K ——叶片安装角类别数;

T_{ij} ——相应于 H_i 的开机台时;

H_i ——某净扬程档次;

Q_{ik}, η_{ik} ——相应于 H_i 的第 k 种叶片安装角时的单机流量和效率;

t ——流量或净扬程过程线中的时段;

Q_{oi} ——流量过程线中相应于 H_i 时段的流量值;

ε ——水泵供给水量与需要水量的允许差值。

第三节 多级站的联合运行

多级站在确定了各级站的位置、水泵型号及台数、进出水池的高程以及站间的输水渠道后, 在运行过程中, 往往由于水源水位的变化或输水渠道偏离了设计条件 (如渠道按均匀流设计, 实际上是非均匀流运行) 或两级泵站之间的水量与渠道的配水量不协调, 而引起水泵运行工况远离了设计工况、输水渠道的漫溢或水头下降、机组停车、启动频繁, 甚至进水池水位雍高而淹没泵房等等。为此在多级站的联合运行中要解决两方面的问题, 即:

- 1) 多级站的级间流量配合计算, 达到级间的流量平衡;
- 2) 使各级站均处于经济运行工况。

多级站的级间流量配合计算, 一般有两种方法, 即图解法和列表法。图解法是直接在各级站的水泵性能曲线与渠道输水曲线上进行合理的调整配合, 调整的过程及结果都很清晰, 概念清楚。而列表法则可为管理人员在操作开机、停机及掌握各机组的运行历时等各方面提供依据。

一、图解法

已知各级站的水泵型号、台数、管路水力损失及输水渠道的水力要素, 并假定各级站之间渠道的流态为稳定非均匀流, 由此进行机组性能与渠道输水的配合计算。作图步骤如下 (图9-4):

- (1) 绘制一级站的水泵流量与扬程及流量与净扬程的关系曲线 $Q_{泵1} \sim H, Q_{泵1} \sim H_{净}$;
- (2) 已知一级站出水池水面高程 H_1 , 由此可作水泵流量与渠末水深关系曲线 $Q_{泵1} \sim h_{21}$;

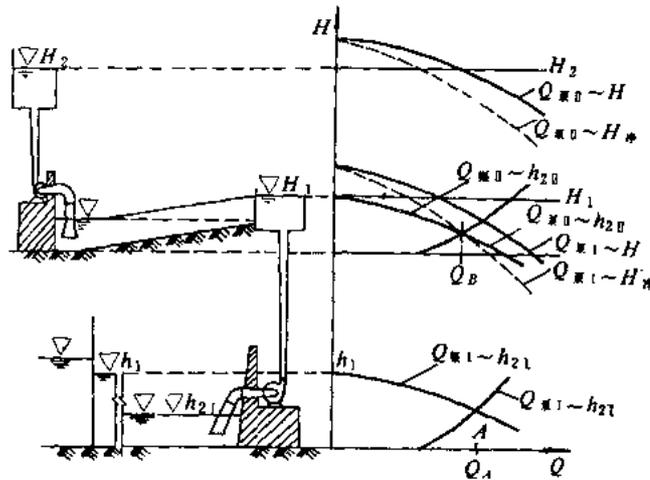


图 9-4 多级站的联合运行

(3) 渠道通过的流量 $Q_{渠}$ 与渠首及渠末水深有关, 当渠首水深 h_1 一定, 则按渠道非均匀流可找出渠末水深与渠道过流量之间的关系 $Q_{渠I} \sim h_{2I}$;

(4) $Q_{泵I} \sim h_{2I}$ 与 $Q_{渠I} \sim h_{2I}$ 的交点 A , 即为机组与引渠的联合运行工作点, Q_A 即渠首水深为 h_1 时, 一级站水泵的出水量;

(5) 二级站的流量 Q'_B , 应当等于 Q_A 减去一、二级站间的渠道输水损失 $q_{渠损}$ 及区间灌溉需水量 $q_{灌}$;

$$Q'_B = Q_A - q_{渠损} - q_{灌}$$

(6) 绘制二级站的水泵流量与扬程、流量与净扬程的关系曲线 $Q_{泵II} \sim H, Q_{泵II} \sim H_{净}$, 已知二级站出水池高程 H_2 , 则可绘制二级站水泵流量与渠末水深关系曲线 $Q_{泵II} \sim h_{2II}$;

(7) 一级站出水池水位高程 H_1 , 即为二级站引渠的渠首水位, 与第(3)款的方法相似, 可绘制 H_1 一定时, $Q_{渠II} \sim h_{2II}$ 关系曲线;

(8) $Q_{泵II} \sim h_{2II}$ 与 $Q_{渠II} \sim h_{2II}$ 曲线的交点 B 即为二级站的引渠与机组共同工作点, 其相应的流量 Q_B , 应当与第(5)款计算所得 Q'_B 相等, 即 $Q_B = Q'_B$;

(9) 如果 $Q_B = Q'_B$ 则调整二级站出水池水面高程 H_2 比较方便; 如果 $Q_B > Q'_B$ 则可抬高 H_2 , $Q_B < Q'_B$ 则可降低 H_2 。

同样的道理, 改变一级站出水池水面高程 H_1 也是可行的。

以上所述是一级站与二级站的水量配合, 同样也适用于三级、四级...等站的配合; 上述图示是说明各级站为一台水泵时的概念, 如果是多台水泵运行, 则在配合之前要先作出各级站在并联工作时水泵的流量与扬程关系曲线, 其它作图方法同前。

二、列表法

列表法是按各级站可能出现的工作情况进行配合计算, 计算的条件是已知各级站的水泵台数、型号及输水渠道的水力要素, 各级站之间的灌水流量等。并假定级间的输水渠道的流态在水泵正常运行时, 水流是均匀流。

列表计算步骤如下, 见表9-2。

表 9-2

多级站流量配合计算

级站 序号	进水池 水位 (m)	出水池 水位 (m)	净扬程 (m)	引渠 长度 (m)	引渠最大 蓄水能力 (m ³)	开机 台数 n	单泵出 水量 $Q_{\text{泵}}$ (m ³ /s)	总出 水量 $n \cdot Q_{\text{泵}}$	渠道损失 流量 $q_{\text{渠损}}$ (m ³ /s)	级间灌溉水 流量 $q_{\text{灌}}$ (m ³ /s)	下级站的 抽水量 Q_{i+1} (m ³ /s)	流量差 值 ΔQ (m ³ /s)	连续 工作 小时 t
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)

(1) 将可能出现的进水池水位填入第一栏；如果直接从水源取水，则进水池水位即为水源水位；如果有引渠，则应减去引渠段的水头损失；二级站的进水池水位是一级站的出水池水位减去引渠段的水头损失，其余各级类推。

(2) 第二栏为出水池水位，一般按设计值填入表中。

(3) 表中第三栏为净扬程，(3) = (2) - (1)。

(4) 表中第四、第五栏为引渠长度及引渠最大蓄水能力，可根据规划设计中的引渠长及引渠横断面计算而得。

(5) 表中第七栏为水泵出流量，可根据第三栏中的净扬程，由水泵性能曲线找出，如果是多台并联运行，则首先要作出并联性能曲线。

(6) 表中第九栏渠道损失流量 $q_{\text{渠损}}$ ，可根据当地试验资料，主要考虑渗漏损失，按下式计算

$$q_{\text{渠损}} = L \cdot Q_{\text{渠}} \cdot \sigma \quad (9-5)$$

式中 L ——输水渠道长度 (km)；

$Q_{\text{渠}}$ ——输水渠道通过流量 (m³/s)；

σ ——渠道每公里渗漏流量，占渠道过流量的百分数 (%)。

(7) 表中第十栏，级间灌溉流量 $q_{\text{灌}}$ ，由规划设计资料确定。

(8) 表中第十二栏为两级站的流量配合差

$$\Delta Q = nQ_{\text{泵}} - q_{\text{渠损}} - q_{\text{灌}} - Q_{i+1} \quad (9-6)$$

(9) 校核两级站的流量配合差 ΔQ 在 t 历时内是否超出渠道最大蓄水能力，或渠水位降至下限，以致不能抽水。

为使各级站处于经济运行状态，必须编制各级站的机组经济运行制度，确定各机组在不同水位、不同需水量下的开机台数、序号及历时。现以某灌溉站为例，说明机组经济运行方案的编制。该泵站安装两台不同型号的活叶式轴流泵，经济运行方案的作图步骤如下：

(1) 绘制活叶式轴流泵的叶片角为 φ_1 、 φ_2 、 φ_3 时的流量与净扬程、流量与效率关系曲线，如图9-5中的曲线组①及②。

(2) 绘制三种不同叶片角度下的水泵流量与渠末水深关系曲线 $Q_{\text{泵}} \sim h_2$ 分别为1、2、3、4、5、6，以及两台泵同时运行时不同叶片角组合曲线 $Q_{\text{泵}} \sim h_2$ ，图中表示为1+4、2+4、3+4、1+5、2+5、3+5、1+6、2+6、3+6。

(3) 根据渠道水力要素绘制渠道正常水深 h_0 与渠道流量 $Q_{\text{渠}}$ 关系曲线 $Q_{\text{渠}} \sim h_0$ ，以及临界水深与流量关系曲线 $Q_{\text{渠}} \sim h_{\text{临}}$ 。

(4) 找出不同的渠首水深 h_1 (图9-5中表示有5个 h_1)，当 $h_1 = \text{常数}$ 时，按渠道的水

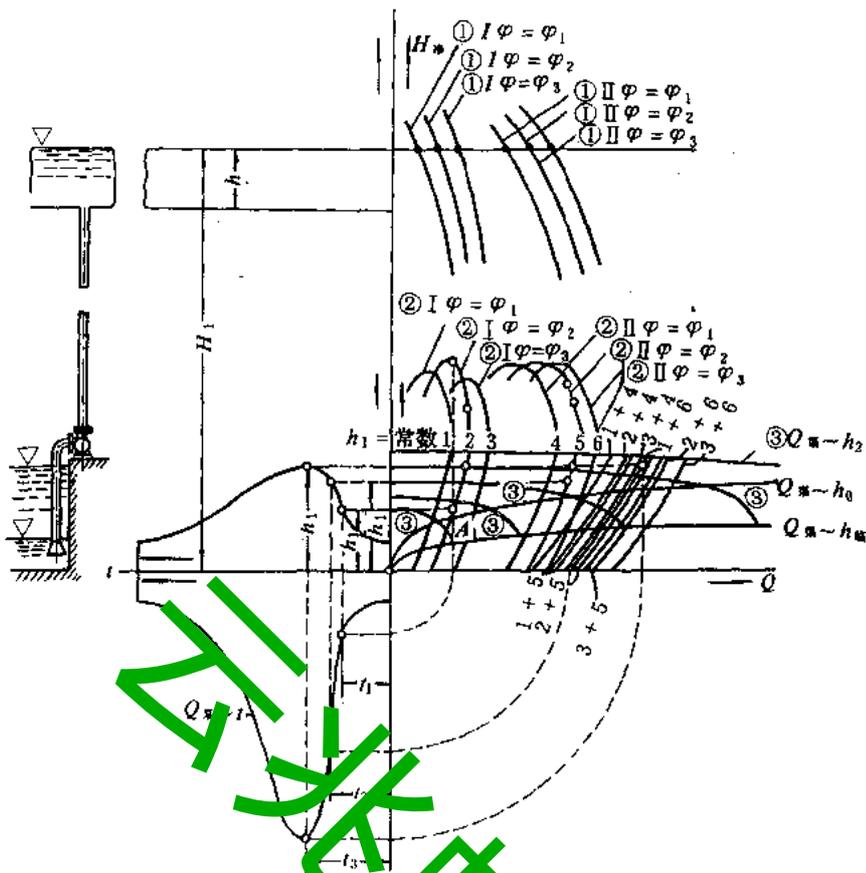


图 9-5 轴流泵站运行图

注 带圈的数码字表示曲线组，如①表示流量与净扬程关系曲线；罗马字、Ⅰ分别表示Ⅰ、Ⅱ号机组。

力要素及非均匀流条件，点绘渠道流量与渠末水深关系曲线组，如图9-5中的③ $Q_{渠} \sim h_2$ (图9-5中对应于5个 h_1 有5条 $Q_{渠} \sim h_2$ 曲线)。

(5) 曲线组③与 $Q_{泵} \sim h_2$ 诸曲线交若干点，在诸多交点中，找出适合流量过程线中相应时段所需的流量，即可确定水泵的工作台数及其叶片安装角，如图9-5中的 A_1 点即为工作点， A_1 点表明泵站在 t_1 时段内，只需开启Ⅰ号机组轴流泵，其叶片安装角为 φ_2 。

(6) 工作点力求在水泵高效区工作，并引渠流量满足在等速流情况下输水。工作点 A_1 接近 $Q_{渠} \sim h_0$ 曲线，表明在 t_1 时段，可满足经济运行的要求。用上述同样的方法，重复上述作图步骤，即可求得 t_2 、 t_3 时间内，所需开动的水泵及其相应的叶片安装角。

第四节 机组反常运行

机组反常运行是相对于正常运行而言的，所谓“正常”，是指：①在运转时，泵的转速可以认为不变；②叶轮顺着规定的方向转动；③水从吸水侧流向压水侧；④压水侧的总水头大于吸水侧的总水头；⑤功率是从机械能的来源传给泵轴。在某些特殊情况下，水泵在反常条件下运转，则转速可以不恒定、叶轮倒转、水流倒流、吸水侧水头高于压水侧水头，

转矩的方向与正常情况相反等。在反常运行情况下,水泵的工作参数有一个或几个是负的。这可以用水泵的全特性曲线来表示。因此本节所讨论的机组反常运行,实质上是应用水泵全特性曲线,探讨可能出现的水泵运行工况,以及在这个运行工况中的水泵性能参数。下面以10sh-9型离心泵为例(其全特性曲线如图9-6所示),说明几种反常运行状态。

(1) 两台同型号(10sh-9)的水泵并联运行,其中一台泵停止工作后的运行状态。

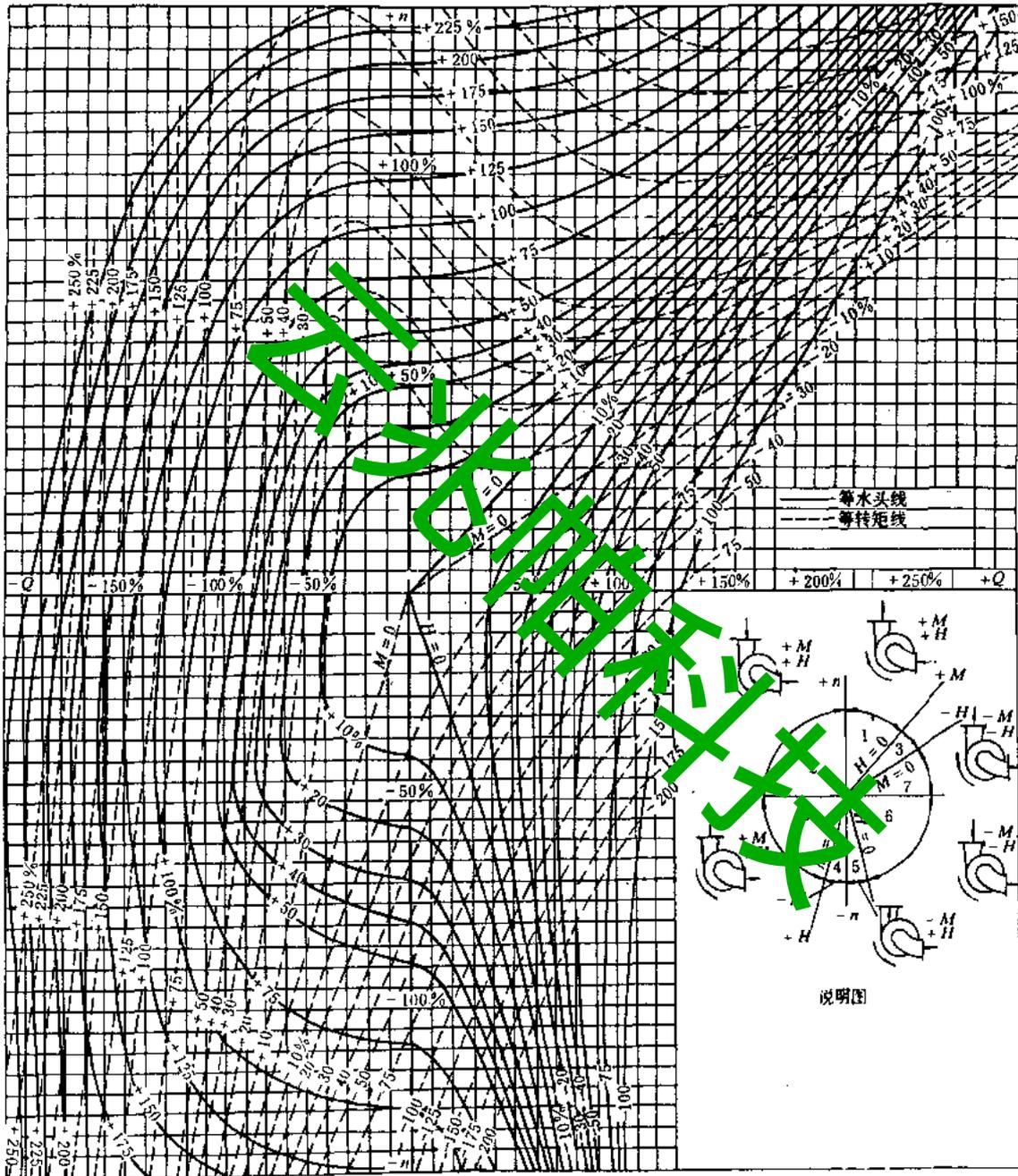


图 9-6 全特性曲线

两台水泵并联，即两台泵同时向一条压力管道供水，在运行过程中，其中一台水泵突然动力中断而停泵，另一台水泵继续工作，在这种情况下，工作泵的流量不断增加，其中一部分继续沿压力管道供水，而另一部分则流经停止工作的水泵及管路泄回进水池，反向的水流将迫使停泵倒转，而且越倒越快，直到飞逸转速下稳定。

两台10sh-9型水泵并联运行时的性能曲线为同扬程下的流量相加，如图9-7中的AE曲线，该曲线与装置性能曲线交于A，即为并联运行时的工作点，其扬程 $h = 100\%$ ，流量 $q = 200\%$ ，两台泵均在最高效率点工作。

当一台泵的动力中断后，另一台泵继续工作。动力中断的那台水泵，从停止泵到倒转，直到逸转下稳定运行，即 $M = 0$ （相当于水轮机的甩负荷）。根据图9-6查出 $M = 0$ 线上（位于C区）的 $q \sim h$ 关系值，如表9-3所示，并绘制在图9-7中的FO曲线上。

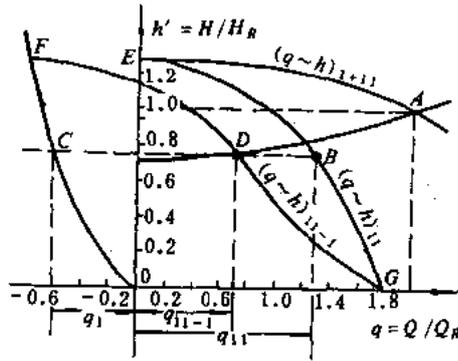


图 9-7 两台泵并联，一台停止工作后的运行状态

表 9-3 $q \sim h$ 关系曲线 ($M = 0, n_s = 90$)

h	0	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.75	1.00
q	0	-0.20	-0.30	-0.38	-0.42	-0.47	-0.59	-0.68

用求并联水泵运行综合特性曲线相同的方法，将工作泵的 $q \sim h$ 曲线EB与倒转泵的 $q \sim h$ 曲线FO在同扬程下流量相加，求得工作泵与倒转泵的综合性能曲线FG，并与装置性能曲线AD交于D，这就是反常运行下的工作点。过D点作 q 轴的平行线，与工作泵的性能曲线交于B ($h = 74\%$, $q = 130\%$)，与倒转泵的性能曲线交于C ($h = 74\%$, $q = -58\%$)。从而可知，工作泵的流量为额定流量的130%，其中经倒转泵流回进水池的流量是58%，则流入管道系统的流量为72%。同时，从图9-6中的A区可查得对应于 $h = 74\%$, $q = 130\%$ 时的轴转矩为110%，其轴功率为额定轴功率的1.1倍。又从C区零转矩曲线上，对应于 $h = 74\%$, $q = 58\%$ 时的反转转速为额定转速的-99%。

(2) 两台同型号 (10sh-9) 的水泵并联运行，同时事故停电后的运行状态。

当两台泵并联运行，同时事故停电，都在静水头作用下，最后两台泵都在飞逸情况下反转，其运行特性与上述相同，可根据图9-6查出 $M = 0$ 线上的 $q \sim h$ 关系值，并绘制在图9-8中的CB曲线，在同扬程下流量相加，得曲线AC，与此同时，管道阻力曲线则随倒泄流量的增加而增加，如图9-8中的AO曲线，AC曲线与OA曲线交点A，即为反常运行下的工作点，对应于每台泵的倒泄流量 $q = -53\%$ ，阻力损失 $h = 60\%$ ，并由图9-6中查得倒转转速 $\alpha = 90\%$ 。

(3) 两台同型号 (10sh-9) 的水泵串联运行，其中一台泵动力中断后的运行状态。

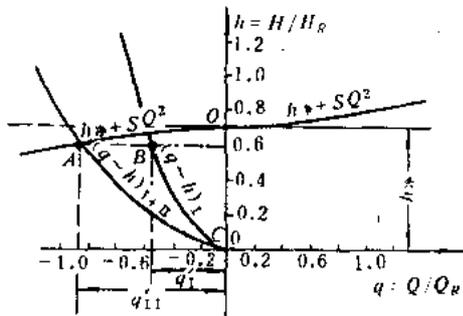


图 9-8 两台泵并联，同时失电后水泵的运行状态

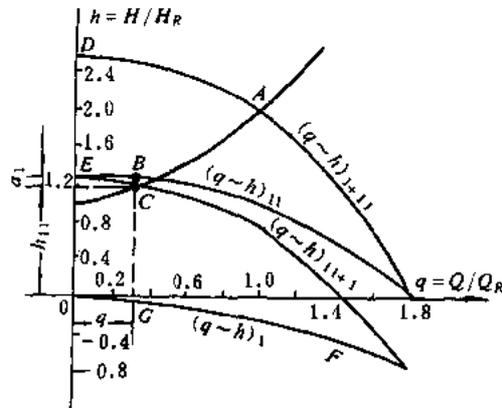


图 9-9 两台泵串联，一台泵失电后的运行状态

两台泵串联运行，其性能曲线为同流量下的扬程相加，如图9-9中的DA曲线，该曲线与装置性能曲线交于A，即为串联运行时的工作点，其扬程 $h = 200\%$ ，流量 $q = 100\%$ ，两台泵均在最高效率点工作。当其中的一台泵，动力中断后，另一台泵继续工作，则中断动力的那台泵以飞逸转速旋转，从图9-6可知，该泵在倒转水轮机工况G区零转矩的曲线上运行。从图9-6查得对应的 $q \sim h$ 曲线，如表9-4所示，并绘于图9-9中的OF曲线，即为空转泵的性能曲线。

表 9-4

$q \sim h$ 关系曲线

h	0	-0.10	-0.20	-0.30	-0.40	-0.50	-0.75	-1.00
q	0	0.6	0.89	1.10	1.25	1.4	1.80	2.1

将OF曲线与单台泵的EB曲线在同流量下扬程相加，可得到一台泵正常工作，另一台泵空转运行时的反常运行综合性能曲线EC，该曲线与装置性能曲线AC交于C，过C点作垂线交曲线EB于B点，交曲线OF于G点，则B点为正常运行泵的工作点， $h = 116\%$ ， $q = 32\%$ ，G点为空转泵的工作点， $h = 5\%$ ， $q = 32\%$ ，并从图9-6可求得空转泵的转速为 $\alpha = 11\%$ 。

(4) 水泵作为水轮机运行。经验表明，性能良好的水泵常常可以作为水轮机运行，效果良好，但是很多良好的水轮机在作泵运行时其效果显著降低，其原因是：在水轮机内，水流是收缩的，其速度是加速的；而在泵内，水流是扩散的，其速度是减速的。在良好的泵内，其减速很小，因此当其水流反向作水轮机运行时，其水流变成收缩而加速运动，并不会产生较大的损失，两个方向流动的效率比较相近，而在水轮机中，当水流反向流动时，会产生很大的减速度，存在较大的扩散损失，因此效率显著降低。

由水泵全特性曲线图水泵工况区A和水轮机工况区C中取转矩、水头、流量和转速，有了这些参量很容易计算出各工作点的效率。应当注意的是，图中的所有参量，都是用水

泵最高效率点的相对值来表示的, 因此计算的效率也是相对效率。

实际的效率对于水泵工况, 任意点的效率 η_p 可由以下关系得到

$$\begin{aligned}\eta_p &= \frac{\gamma Q H}{\frac{\pi}{30} M \cdot n} \\ &= \frac{\gamma (Q/Q_R) (H/H_R) \cdot Q_R \cdot H_R}{\frac{\pi}{30} (M/M_R) (n/n_R) \cdot M_R \cdot n_R} \\ &= \frac{q \cdot h}{\beta \cdot a} \cdot \eta_{pR} \\ &= \eta'_p \cdot \eta_{pR}\end{aligned}\quad (9-7)$$

式中 η_{pR} 为水泵工况最高效率点的实际效率, η'_p 为取自全特性图中相对值计算的任意工作点的水泵效率

$$\eta'_p = \frac{q \cdot h}{\beta \cdot a} \quad (9-8)$$

对于水轮机工况, 任意工作点的效率应为

$$\begin{aligned}\eta_T &= \frac{\frac{\pi}{30} M \cdot n}{\gamma \cdot Q H} \\ &= \frac{\frac{\pi}{30} \left(\frac{M}{M_R}\right) \cdot \left(\frac{n}{n_R}\right) \cdot M_R \cdot n_R}{\gamma (Q/Q_R) \cdot (H/H_R) \cdot Q_R \cdot H_R} \\ &= \frac{(M/M_R) \cdot (n/n_R)}{(Q/Q_R) \cdot (H/H_R)} \cdot \frac{\frac{\pi}{30} M_R \cdot n_R}{\gamma \cdot Q_R \cdot H_R} \\ &= \frac{\beta \cdot a}{q \cdot h} \cdot \frac{1}{\eta_{pR}} \\ &= \frac{\eta'_T}{\eta_{pR}}\end{aligned}\quad (9-9)$$

式中 η'_T 为取自图中相对值计算的水轮机效率

$$\eta'_T = \frac{a \cdot \beta}{q \cdot h} \quad (9-10)$$

因而, 取自图中的无量纲参量计算得到的水轮机效率要比水泵效率低得多, 但该值并非水轮机的真正效率。水轮机的实际效率应为取自图中参量计算的效率 η' 除以水泵最高效率点的效率 η_{pR} 。

图9-10为比速 $n_s = 90$ 的离心泵在水泵工况和水轮机工况下以额定转速运行时的扬程与流量关系曲线及相对效率与流量关系曲线。为对两种工况进行比较, 其无量纲流量和扬程均取正值, 且绘在同一坐标系上。水泵工况的特性曲线由水泵全特性曲线图A区中 $a = 100\%$

所对应的 $q \sim h \sim \beta$ 关系和由式 (9-10) 计算得到。水轮机工况的特性曲线由水轮机工况 C 区 $\alpha = -100\%$ 所对应的 $q \sim h \sim \beta$ 关系和由式 (9-10) 计算得到。由图中可以看出, 当转速为额定转速的 -100% 时, 水轮机工况最高效率点的流量为水泵工况最高效率点流量的 142% , 水头为水泵额定扬程的 148% 。这时的相对效率 $\eta'_T = 59\%$ 。

例如, 采用 10sh-9 型双吸离心泵作能量回收的水轮机, 水泵的额定参数为: 扬程 $H_R = 38.5 \text{ m}$, 转速 $n_R = 1450 \text{ r/min}$, 流量 $Q_R = 0.195 \text{ m}^3/\text{s}$, 效率 $\eta_{PR} = 83\%$ 。

水轮机的转速应与泵的转速相等, 即 $\alpha = 100\%$ 。由上分析, 在最高效率点, 水轮机的参数可计算如下

$$H_T = 38.5 \times 148\% = 57 \text{ (m)}$$

$$Q_T = 0.195 \times 142\% = 0.277 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

水轮机的效率应为

$$\eta_T = \frac{\eta'_T}{\eta_{PR}} = \frac{0.59}{0.83} = 71.1\%$$

水轮机的输出功率应为

$$N_T = 9.81 \gamma Q H \cdot \eta_T$$

$$= 9.81 \times 0.277 \times 57 \times 71.1\%$$

$$= 117.3 \text{ (kW)}$$

故用该泵作水轮机运行时, 其额定水头为 57 m , 额定流量为 $0.277 \text{ m}^3/\text{s}$, 可产生 117.3 kW 的功率, 其效率为 71.1% 。

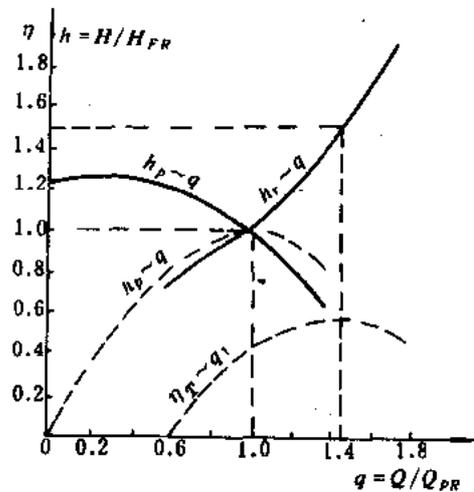


图 9-10 恒速下水泵工况及正转水轮机工况的扬程及效率曲线

第五节 同步电动机调相运行

大型排灌站大部分都装用同步电动机, 在运行时可利用同步电动机向电网输送无功, 以改善电网的电压质量。因此对装有同步电动机的大型排灌站, 应尽量用这种方式运行。

向电网输送无功有两种运行方式: 一是正常抽水时, 增加转子电流, 使同步电动机在过激状态下进行, 在从电网吸取有功功率的同时向电网输送无功功率, 称为“带发无功”; 一种是在非抽水季节, 放下水泵进水口的检修闸门, 排空泵室内的积水, 使叶轮完全离水, 用同步电动机带动水泵空转, 增大转子电流, 向电网输送无功。

在“带发无功”运行情况下，应当控制转子电流和定子电流使其不超过电机铭牌额定电流，而电机的定子端电压不宜超过额定电压的10%。如果电网电压较低，应注意定子电流不要超过额定值，而此时转子电流可能还不到额定值。在“带发无功”的情况下，电机所能发出的无功与电机的有功有关，一般同步电动机设计为 $\cos\varphi = 0.9$ ，当电动机有功满载的情况下，电机定子端电压为额定值，此时电动机发出的无功功率 Q 为

$$Q = S_e \sqrt{1 - \cos^2\varphi} \quad (9-11)$$

式中 Q ——同步电动机所发生的无功功率 (kVA)；

S_e ——电动机的额定视在容量 (kVA)；

$\cos\varphi = 0.9$ 。

其中

$$S_e = \sqrt{3} V_e I_e \times 10^{-3}$$

式中 V_e ——定子的额定电压 (V)；

I_e ——定子的额定电流 (A)。

若 $\cos\varphi$ 为0.9时则由式(9-11)求得 $Q = 0.435 S_e$ 。有功功率没有满载，那么电机所能输出无功的能力还可以再大。如果电压低输出的无功能力就降低。下面对江都排灌站带发无功时，所能发的无功提出的一些参考数据(表9-5)。

表 9-5 江都排灌站发无功时的参考数据

站 名	平均网路电压 额定电压 (%)	有功功率 电机铭牌功率 (%)	无功功率 有功功率 (%)
一、二站	95.0	88.5	65.9
	98.5	94.2	61.5
三 站	95.0	74.4	75.0
	97.0	70.0	73.8
四 站	95.0	84.0	35.6
	98.5	73.5	56.0

表中第三项有功功率是指电动机实际有功负载，第四项的有功功率除了电动机的实际负载外，还要加上站上的辅机、照明、可控硅励磁装置等站内所有有功消耗。从表9-5看出江都一、二站所发的无功比较多，尤其是三站因为同步电动机配用的裕量比较多，有25%以上，因此“带发的无功”比例较高，四站由于电动机特性的关系，发的无功较少。

在“专发无功”的情况下，由于水泵离水空转，水泵的水润滑轴承或密封部分都必须另加水润滑。这些除了设计中必须考虑以外，在运行中需要特别注意润滑水不能中断，并且应当供应充足水量，否则会烧坏轴承及密封部件。

从电气方面看，“专发无功”主要受转子电流控制，也就是转子电流到达额定电流时，定子电流尚不到定值。当然，定子电压过低时仍需要注意定子电流不要超过额定值，另一方面在“专发无功”时，母线电压会升高，一般限制升高值在10%以内，否则需要降低转子电流，或调节主变压器的分节头。“专发无功”的数量可由式(9-12)计算

$$Q = \left(\frac{I_{z0}}{I_{z0}} - \frac{U}{U_e} \right) \cdot \frac{U}{U_e} K S_e \quad (9-12)$$

式中 S_e ——电动机额定视在容量 (kVA)；

U ——定子实际电压 (V)；

U_e ——定子额定电压 (V)；

I_{ze} ——满载转子电流 (A)；

I_{z0} ——空载转子电流 (A)；

K ——短路比。

上述数字可从电机制造厂的产品说明书上得知。其中短路比 K 值可以从三相稳定短路特性曲线上求得。首先从该曲线上找出相应于空载转子电流大小的励磁情况下的短路电流 I_k 与额定电流 I_e 之比，即 $K = I_k / I_e$ 。

“带发无功”时所增加机组本身的有功损耗是极少的，一般可以略而不计，“专发无功”时所消耗的功率（即机械损耗铁损等）应当完全计入专发无功的成本中。根据一、二站专发无功情况来看，专发无功时发出无功电度与有功电度消耗为 1 比 10，有功消耗包括电动机轴承摩擦、通风、风磨损、电刷与滑环的摩擦损耗，热耗、铁损等。

无功由站内输出至变电所，经过输电线、电抗器及变压器等。这些损耗都要经过计算。一般计算无功都应根据变电所输出的千小时为依据。表 9-6 为江都 1978 年运行期每月消耗有功及发出无功情况表。

表 9-6 1978 年江都排灌站 5~12 月份消耗有功及发出无功情况表

月 份	消耗有功 (万 kWh)	发无功 (万 kWh)	无功/有功
5	2124.70	1013.70	0.477
6	2658.10	1317.10	0.495
7	2531.60	1309.20	0.516
8	2083.20	1161.60	0.556
9	1288.20	634.00	0.492
10	741.00	314.34	0.424
11	1250.30	575.90	0.460
12	956.40	409.20	0.427
合 计	13633.50	6730.04	0.492

第六节 泵站主要技术经济指标

泵站技术经济指标：

原水利部 1980 年颁布的机电排灌站 8 项技术经济指标，经多年实践证明基本符合我国机电排灌站经营管理的实际，在这基础上进一步结合泵站管理特点，对某些指标进行了充实和完善，并于 1986 年纳入《泵站技术规范》中，这八项技术经济指标是：

- 1) 工程与设备的完好率;
- 2) 能源单耗与泵站效率;
- 3) 供水定额与单位面积的供水量与排水量;
- 4) 供排水成本;
- 5) 单位功率效益;
- 6) 渠道(渠系)水利用率与排水率;
- 7) 自给率;
- 8) 安全运行率。

在这八项技术经济指标中,用来衡量泵站节能水平的主要是能源单耗,这又与泵站效益、泵站能耗直接相关。

排灌站的能源单耗是指每提取1000t水,扬程为1m,所消耗的能量(电能为kWh,燃油为kg),若用水量 V 来表示能源单耗 e ,则其计算公式为

$$e = \frac{1000E}{VH_{st}} \quad [\text{kWh}/(\text{ktm})] \quad (9-13)$$

对于大中型泵站,常用 m^3/s 作为流量单位,若在 t 小时内水泵的流量为 Q (m^3/s),则在该时段内所提水量的体积为 $V = 3600 \times Q \times t$ (m^3),已知水的容重为 $\gamma = 1000$ (kg/m^3),则能源单耗 e 可表示为

$$e = \frac{1000E}{3.6 \times \gamma \times Q \times H_{st} \times t} \quad [\text{kWh}/(\text{ktm})] \quad (9-14)$$

式中 E —— t 时段内泵站消耗的总能量 (kWh);
 V —— t 时段内泵站的总提水量 (m^3);
 H_{st} —— t 时段内泵站平均扬程 (m);
 γ —— t 时段内泵站水源的容重 (kg/m^3);
 Q —— t 时段内泵站平均流量 (m^3/s);
 t ——提水总时数 (h)。

如果水泵的运行工况发生变化,在时段 t 内,各小时段 t_1, t_2, t_3, \dots 的流量分别为 Q_1, Q_2, Q_3, \dots ,泵站扬程为 $H_{st1}, H_{st2}, H_{st3}, \dots$,则其在总时段 t ($t = t_1 + t_2 + t_3 + \dots$)的平均流量和平均净扬程可按时间加权平均的方法求得

$$Q = \frac{Q_1 t_1 + Q_2 t_2 + \dots + Q_n t_n}{t} \quad (9-15)$$

$$H_{st} = \frac{H_{st1} t_1 + H_{st2} t_2 + \dots + H_{stn} t_n}{t} \quad (9-16)$$

按平均流量和平均扬程计算出的能源单耗,为平均的能源单耗。在有条件的泵站最好能每隔1小时测量一次流量和扬程并算出其能源单耗,以便及时发现问题和处理问题。这样就能够保证机组经常处于高效低耗的状态下工作,最大限度地节省能量。如果1、2、3……时段内求得的能源单耗分别为 $e_1, e_2, e_3, \dots, e_n$,则在 t 时段内的平均能源单耗为

$$e = \frac{e_1 + e_2 + e_3 + \dots + e_n}{t} \quad (9-17)$$

如果一个泵站各台机组的容量不同, 各台机组的容量分别为 $N_1, N_2, N_3, \dots, N_n$, 总容量为 N , 而各台机组的能源单耗分别为 $e_1, e_2, e_3, \dots, e_n$, 则泵站的平均能源单耗可用功率加权平均的方法求得, 即

$$e = \frac{e_1 N_1 + e_2 N_2 + e_3 N_3 + \dots + e_n N_n}{N}$$

能源单耗也可用泵站效率来表示。在式(9-13)中的泵站消耗总能量 E , 可用下式表示

$$E = \frac{3.6e\gamma Q H_{st} t}{1000} \quad (9-18)$$

泵站效率 η_s 是泵站输出功率与输入功率之比的百分数。它反映了泵站运行中主泵, 主动力机、传动装置、管路系统、进出水池的综合效率, 其公式可表示为

$$\eta_s = \frac{P_{出}}{P_{入}} \times 100\%$$

或
式中

$$\eta_s = \eta_{动} \cdot \eta_{传} \cdot \eta_{泵} \cdot \eta_{管} \cdot \eta_{池}$$

$P_{出}$ ——某一时段, 泵站的输出功率 (kW);

$P_{入}$ ——同一时段, 泵站的输入功率 (kW);

$\eta_{动} \cdot \eta_{传} \cdot \eta_{泵} \cdot \eta_{管} \cdot \eta_{池}$ ——分别为同一时段内的主动力机、传动装置、主水泵、管路系统和进出水池等的效率 (%)。

对于不同动力的泵站, 能源单耗与泵站效率的关系式不同。

对于电力排灌站

$$\eta_{s电} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_{st} \cdot t}{102 E_{电}} \quad (9-19)$$

式中符号及意义同前。

将式(9-18)与式(9-19)相比得

$$\frac{3.6e\gamma Q H_{st} t}{1000} = \frac{\gamma Q H_{st} t}{102 \eta_{s电}} \quad (9-20)$$

$$e = \frac{2.72}{\eta_{s电}} [\text{kWh}/(\text{ktm})]$$

从式(9-20)看出, $e \sim \eta_{s电}$ 曲线为一条双曲线, 如图9-12(a)所示, 随着 $\eta_{s电}$ 的下降, 每下降10%的站效率, 能源单耗增加很快, 如 $\eta_{s电}$ 从80%下降到70%, 能源单耗 e 从3.4 [kW·h/(ktm)]增加到3.88 [kW·h/(ktm)], 而 $\eta_{s电}$ 从40%下降到30%, 能源单耗则从6.8 [kW·h/(ktm)]增加到9.07 [kW·h/(ktm)], 从这里也可以看出, 泵站在低效率情况下运行, 能量消耗大幅度增加。

对于柴油机排灌站

$$\eta_{\text{机}} \bullet = \frac{83 \nu Q H_{st} t}{10^5 E_{\text{油}}} \quad (9-21)$$

$$E_{\text{油}} \bullet = G_T t = \frac{632 \nu Q H_{st} t}{75 H_u \eta_{\text{机}}}$$

式中 G_T —— 每小时耗油量 (kg/h) ;

632 —— 热功当量, 1 马力小时的功相当 632kcal 的热量;

H_u —— 柴油热值, $H_u = 10150 \text{kcal/kg}$ (轻柴油)。

将式 (9-18) 与式 (9-21) 相比得

$$\frac{3.6e \nu Q H_{st} t}{1000} = \frac{83 \nu Q H_{st} t}{10^5 \eta_{\text{机}}} \quad (9-22)$$

$$e = \frac{0.23}{\eta_{\text{机}}}$$

从式 (9-22) 看出, $e \sim \eta_{\text{机}}$ 曲线同样为一条双曲线, 如图 9-11 (b) 所示。

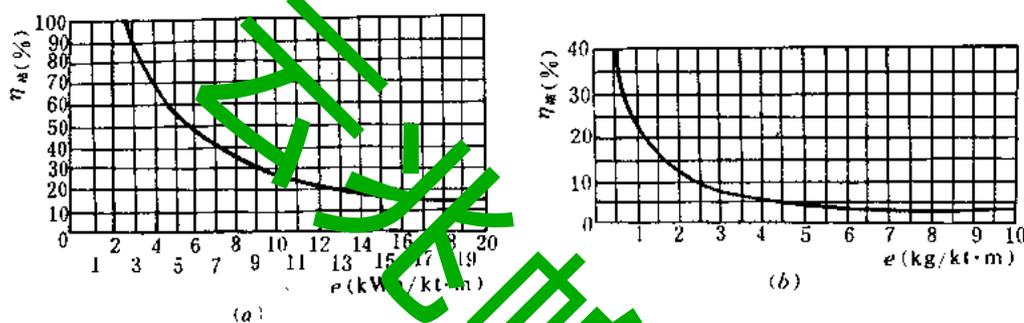


图 9-11 能源单耗与泵站效率关系曲线

为管好用好泵站工程, 充分发挥泵站的经济效益, 水利电力部制定的《泵站技术管理规范》中规定:

对于电力排灌站, 其能源单耗 $e < 5 \text{kWh}/(\text{ktm})$;

泵站效率 $\eta_{\text{机}} \geq 54.4 \%$;

对于柴油机排灌站, 其能源单耗 $e < 1.35 \text{kg}/(\text{ktm})$ 。

第七节 技术经济分析

在泵站规划设计、技术改造及运行管理中, 应该进行技术经济分析, 以确定该项工程或该项技术措施在技术上是否可能, 经济上是否可行。同时, 对于技术上可能, 经济上可行的多个技术方案中, 选择投资最少、经济效益最显著的方案。

一、时间价值计算

1. 折现系数 因为利率的存在, 投资、年运行费以及效益等都会随时间而变化。如现在的投资或效益 (又称现值) 为 P (元), 利率为 r , 按复利计算, 则几年末的将来值 F 为

$$F = P (1 + r)^n \quad (9-23)$$

● ● 该式为经验公式, 故未采用法定计量单位。

为了便于经济比较，常常需要把将来值折算成现值，这就是“折现”。折现计算实际上就是上式的逆运算，即

$$P = \frac{F}{(1+r)^n} \quad (9-24)$$

如果第一年末有1元钱，折算到第一年初的现值则为 $\frac{1}{1+r}$ (元)，第二年末的1元钱的现值为 $\frac{1}{(1+r)^2}$ (元)，……第 n 年末的1元钱的现值为 $\frac{1}{(1+r)^n}$ (元)。 n 年末各年的1元钱的现值累计值 f 为

$$f = \frac{1}{1+r} + \frac{1}{(1+r)^2} + \dots + \frac{1}{(1+r)^n} \quad (9-25)$$

等式两边乘以 $(1+r)$ ，得

$$(1+r)f = 1 + \frac{1}{(1+r)} + \frac{1}{(1+r)^2} + \dots + \frac{1}{(1+r)^{n-1}} \quad (9-26)$$

以上两式的等式两边相减，并整理得

$$f = \frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \quad (9-27)$$

f 称为折现系数。

2. 工程投资的折算 在泵站工程的建设中，投资方式可以是一次投资，也可以是分期投资。为此需要将不同年份的投资折算到同一基准年(点)上。为了统一起见，一般取工程主要受益部门开始受益的年分作为基准年，各年的工程投资均按每年的年初一次投入，各年的运行费和效益均按每年的年末(即第二年年初)一次计算。若基准点以前的每年投资为 $K'_1, K'_2, \dots, K'_i, \dots, K'_m$ ，基准点以前的年数 m ；基准点以后各年投资分别为 $K_1, K_2, \dots, K_j, \dots, K_n$ ，基准以后的年数为 n 。经济报酬率为 r ，则工程投资的折算总值 K_0 为

$$K_0 = \sum_{i=1}^m K'_i (1+r)^{i+1} + \sum_{j=1}^n \frac{K_j}{(1+r)^{j+1}} \quad (9-28)$$

上式的来源可参照图9-12。

3. 工程运行费及效益的折算总值 C_0 和 B_0 工程开工至全部完工期间，工程可能部分投入运行。因此，在基准点以前的年份中有可能每年都需要运行费用，也可能每年都有一定的效益。工程全部完工后投入正常运行，每年的电费、维修管理费和经济效益都转入正常，所以，实际上在基准年的前后都可能

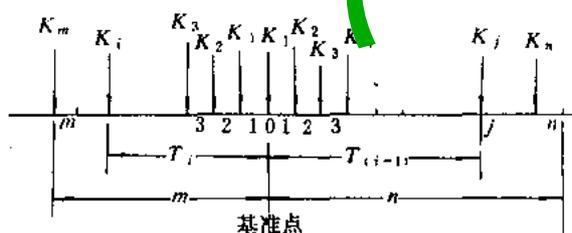


图 9-12 工程投资折算总值 K_0 图

都有运行费和工程效益，如图9-13所示。其与上图所不同的是运行费及工程效益都是年末结算。

工程运行费和工程效益的折算总值分别为

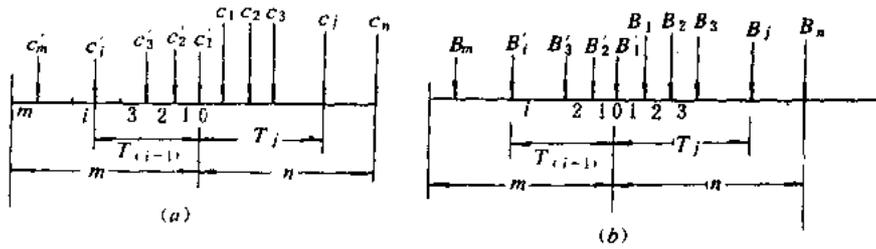


图 9-13 运行费和工程效益

$$C_0 = \sum_{i=1}^m C'_i (1+r)^{T(i-1)} + \sum_{j=1}^n \frac{C_j}{(1+r)^{T_j}} \quad (9-29)$$

$$B_0 = \sum_{i=1}^m B'_i (1+r)^{T(i+1)} + \sum_{j=1}^n \frac{B_j}{(1+r)^{T_j}} \quad (9-30)$$

4. 工程投资、运行费和效益的折算年值 工程投资的折算年值 \bar{K}_0 、运行费的折算年值 \bar{C}_0 和工程效益的折算年值 \bar{B}_0 ，可分别根据工程投资折算总值 K_0 、年运行费的折算总值 C_0 及工程效益的折算总值 B_0 ，以换算系数 a 求得，即

$$\bar{K}_0 = a K_0$$

$$\bar{C}_0 = a C_0$$

$$\bar{B}_0 = a B_0$$

其中换算系数 a 即为折现系数 f 的倒数，即

$$a = \frac{r(1+r)^N}{(1+r)^N - 1}$$

式中 N ——经济计算期。

从基准年（点）起到计算的终止年称为经济计算期。参加比较的各个方案，或同一个方案的不同建筑物，不管其经济使用寿命是否相同，均应取同一经济计算期。工程经济使用寿命短于经济计算期的，应考虑设备的更新费用，工程的经济使用寿命比经济计算期长的，可减去其残值。各类水利工程的经济使用年限应根据有关工程的规定确定。机电排灌的泵站工程和输变电工程的经济使用年限为20~25年。

经济分析中的经济报酬率，应不低于各部门最低允许资金报酬（即允许利率）。具体取值应考虑目前我国资金报酬率和各部门的不同情况，水力发电、城镇供水工程暂采用8%~10%，其它水利工程暂采用6%~7%。在财务分析中的利率，应根据不同的资金来源确定。利用国外资金举办的工程，可按协议的规定取值。利用国内资金举办的工程，可按国家的有关规定取值。

二、经济分析

经济分析是从全社会或国民经济的角度，根据工程费用和取得的国民收益，来分析、评价工程方案的经济合理性。水利工程的经济效果，一般可采用经济效益费用比、净收益、经济内部回收率、投资回收年限等指标。

1. 经济效益费用比 R_0 。 R_0 是指折算到基准年（点）的总效率与总费用的值，或折算年

效益与折算年费用的比值,即

$$R_0 = \frac{B_0}{K_0 + C_0}$$

或

$$R_0 = \frac{\overline{B_0}}{\overline{K_0} + \overline{C_0}}$$

式中 $\overline{B_0}$ 、 $\overline{K_0}$ 、 $\overline{C_0}$ ——工程效益、投资和运行费的折算年值。

在一般情况下,当 $R_0 > 1$ 时,工程方案在经济上是合理可行的。对于各自独立的不同方案的比较, R_0 越大,该方案的经济效果越好。进行同一工程的不同规模(或不同保证率)的比较时,应注意还要根据不同规模增加的效益 (ΔB_0) 和增加的投资 (ΔK_0) 及增加的运行费 (ΔC_0),分析其增值的效益费用比 (ΔR_0),只有当 $\Delta R_0 > 1$ 时,增加的投资在经济上才是合理可行的。当 $\Delta R = 1$ 时,该方案是水资源利用的经济上限。

由于许多间接效益较难定量,有时直接效益也往往估算不足,因此,对于具有较大间接效益或对于防洪、排涝等公益工程,当 $R_0 \approx 1$ 时,有时在经济上也是可取的。

2. 净收益 P_0 P_0 为折算到基准年的总效益与总费用的差值,或折算年效益与折算年费用的差值。即

$$P_0 = B_0 - (K_0 + C_0)$$

或

$$\overline{P_0} = \overline{B_0} - (\overline{K_0} + \overline{C_0})$$

当 P_0 和 $\overline{P_0}$ 为正值时,表明该方案有一定的经济效益。对不同方案的比较, P_0 最大的是经济上最有利的方案。如果在进行不同方案的比较时,若效益难以确定,但基本上相等时,费用 ($K_0 + C_0$) 最小值所对应的方案即为经济上最有利的方案。若费用基本相同,则效益 (B_0) 最大的是经济上最有利的方案。

3. 经济内部回收率 ν_0 ν_0 是指当经济效益费用比 $R_0 = 1$ 或净收益 $P_0 = 0$ 时,该工程方案可以获得的经济报酬率,可通过试算确定。当 ν_0 大于规定的经济报酬率 ν (即 $\nu_0 > \nu$) 时,经济上是合理可行的。对于方案比较, ν_0 越大的经济效果越好。在进行同一工程的不同规模(或不同保证率)的比较时,还应分析其增值的内部回收率 $\Delta \nu_0$,只有当 $\Delta \nu_0 > \nu$ 时,投资大的方案才是可行的。当 $\Delta \nu_0 = \nu$ 时,该方案为水资源利用的经济上限。

4. 投资回收年限 T_D T_D 指累计折算效益等于累计折算费用的年限,或累计折算净效益和累计折算投资相等的年限。对于各自独立的不同方案的比较,投资回收年限最短的是经济效果最好的方案。在进行同一工程不同规模(或不同保证率)的比较时,同样要以其增值的投资回收年限进行检验。

此外,除分析计算上述各项经济效果指标外,必要时还应分析计算单位经济指标。如单位灌溉面积的投资、单位装机容量的投资等,以此作为综合经济评价的补充指标。

三、财务分析

根据规范规定,水利经济计算包括经济分析和财务分析。财务分析是从核算单位的角度,根据核算单位本身的实际收支,来分析、评价工程方案的财务可行性。水利工程的财务效果,一般可采用贷款偿还年限、财务内部回收率、财务效益费用比、投资回收年限、投资收益率等指标表示和评价。

1. 贷款偿还年限 T_L 。 T_L 是反映水利工程项目贷款偿还能力的指标。可用于偿还贷款的资金主要是核算单位应上交的利润和一部分基本折旧基金。其中基本折旧基金用于偿还贷款的份额，按财务规定，贷款偿还年限，通常按年序列出财务收支流程表进行计算求得。当计算的贷款偿还年限短于贷方规定的年限时，该工程项目在财务上才是现实可行的。

2. 财务内部回收率 r_c 。 r_c 是衡量工程项目在财务上是否可行的一个重要指标。计算方法同经济内部回收率，用相应的财务效益和费用指标、通过试算求得。当计算的财务内部回收率高于所贷资金的利率时，该项工程在财务上才是合理可行的。对于各自独立的不同方案或同一工程的不同规模的财务效果评价准则，与经济内部回收率相似。

3. 财务效益费用比 R_c 。 R_c 是用相应的财务效益和费用的比值。其计算和评价方法可参照经济效益费用比。

4. 投资回收年限 投资回收年限可采用动态法和静态法分析计算。动态投资回收年限 T_D 是用财务效益和费用指标，考虑时间价值进行计算。计算方法同经济分析中的投资回收年限 T_D 的计算方法。静态投资回收年限 T_s 是指不计及时间价值，用财务效益按有关规定计算工程投资的年数。静态投资回收年限短的为财务效果好的方案。

5. 财务投资收益率 E_c 一般采用静态分析法计算，其公式为

$$E_c = \frac{(B_c - C_c - t)}{K_c} \quad (9-31)$$

式中 B_c —— 年财务收入；

C_c —— 年运行费；

t —— 年产品税，税率按财政部规定确定；

K_c —— 按有关规定计算的工程投资。

对于有财务收入的灌溉、城镇供水和水力发电等水利工程，应进行水利产品（水、电等）的成本核算和投资利润率的分析计算。水利产品的成本应包括固定资产基本折旧费和年运行费。年运行费包括动力费、维修费、管理费、补救、赔偿费和流动资金贷款利息等费用。工程核算单位从销售水利产品获得的财务收入减去生产成本和产品税之和，为该水利工程项目的利润。它与按规定计算的工程投资的比值称为投资利润率，它与固定资产原值和生产流动资金的比值称为资金利润率，即 利润 = 财务收入 - (生产成本 + 产品税)；

$$\text{投资利润率} = \frac{\text{利润}}{\text{工程投资}}; \quad \text{资金利润率} = \frac{\text{利润}}{\text{固定资产原值} + \text{生产流动资金}}。$$

第十章 泵站试验及其量测

泵站工程既涉及水工建筑物、农田水利工程，也涉及水力机械、动力设备等，因此作为泵站试验，其内容及种类是十分庞杂的，如水源水质试验、地基变形试验、泵站水力模型试验、机组装置试验、水泵参数试验、电机试验、水力过渡过程试验等都属于泵站试验的内容。本章主要讨论泵站水力试验及水泵性能参数试验的有关问题。

泵站试验可分为模型和原型试验两大类。

由于水在水泵及其管道（或流道）中的流态，很难用一个数学方程来表示，在推导叶片泵的基本方程时，曾作了很多假定，尤其是在偏离水泵设计点的工况，泵内各种损失及水流的受力情况更难以计算，因此水泵性能曲线只能通过试验获得，小型水泵有时可以用真机试验，大型水泵及其装置则必须借助于模型试验。

模型试验在生产、科研各个领域中得到广泛的应用。随着我国水电建设事业的发展，大流量、高扬程、多功能的泵站不断出现，新建的大型泵站一般都要通过模型试验，这种试验的费用低、精度高，可变化各种工况而不受生产和自然条件的限制，试验数据对生产有着指导作用。但是模型试验有一定的局限性，模拟的可能性受到限制，很多现场条件是无法模拟的，因此模型试验的成果，不能全面真实地反映原型的性能，还要通过原型试验来验证。在泵站建设中，大型泵站的兴建、新型水泵的鉴定、验收，泵站技术经济指标的考核，都需要经过现场测试后才能证实。

原型试验是对泵站进行科学管理的先决条件。只有对泵站机组的各种参数进行了全面的测试，绘制出各台机组的实测性能曲线，才有可能为本站的技术改造、经济运行和自控等措施提供数据，组织好科研和生产；同时，也可以进一步检查和发展水泵的设计理论、计算方法、制造工艺、安装质量等问题，促进机电排灌事业的发展。

第一节 泵站模型试验概述

泵站水力模型试验大多是泵及其装置的性能参数试验。对于卧式离心泵或混流泵，一般是以水泵的进、出口作为模型的范围，测定模型泵的参数；对于轴流泵，因流道型式对水泵性能的影响比较大，一般是将水泵连同流道一起作为模型，测定泵装置的性能参数。

对于不同类型的试验，在测量精度、试验条件、试验结果的计算整理等方面都有不同的要求，应按试验等级（A、B、C）作出相应的规定，对于模型试验，其等级应高于现场试验。在国际标准（ISO^①、IEC^②）和国家标准（GB）中对B级和C级精度作了如下的规定：

每一量重复测量的变化范围（95%置信度），如表10-1所示。

① 国际标准化组织 International Standardization Organization 的缩写词。

② 国际电工委员会 International Electrotechnical Commission 的缩写词。

表 10-1

同一量多次重复测量值的变化范围

重复读数的组数	每一量重复读数的最大值与最小值之间的极限误差 (%)			
	流量、扬程、转矩、功率		转 速	
	B 级	C 级	B 级	C 级
3	0.8	1.8	0.25	1.0
5	1.6	3.6	0.50	2.0
7	2.2	4.5	0.70	2.7
9	2.8	5.8	0.90	3.3

测量仪表的极限误差，如表 10-2 所示。

表 10-2

测量仪表的极限误差

测 定 量	极 限 误 差 (%)	
	B 级	C 级
流 量	±1.5	±2.5
泵 扬 程 泵 轴 功 率	±1.0	
电动机输入功率		±2.0
转 速	±0.2	±1.0

总极限误差限，如表 10-3 所示。

表 10-3

总 极 限 误 差

测 定 量	极 限 误 差 (%)	
	B 级	C 级
流 量	±2.0	±3.0
泵 扬 程 泵 轴 功 率 电动机输入功率	±1.5	
转 速	±0.4	
泵 效 率	±2.8	±5.0
机 组 效 率	±2.5	±4.5

一、相似理论在泵站水力模型试验中的应用

从流体力学可知，模型与原型相似必须满足几何相似、运动相似和动力相似三个条件。

1. 几何相似 几何相似即模型的任一过流部分的几何形状和尺寸以及过流部分的粗糙度，必须与原型相对应的线性尺寸的比值为—常数。用公式表示为

$$\frac{D}{D_M} = \frac{L}{L_M} = \frac{b}{b_M} = \frac{A}{A_M} = \dots = \lambda_D \quad (10-1)$$

式中 D 、 L 、 b 表示原型的直径、长度和宽度； Δ 表示绝对糙率；下标 M 表示模型的相应尺寸，无下标者为原型尺寸。 λ_D 为任何两个同名线性尺寸的比值，即模型比。模型比应尽可能地小，一般规定 $\lambda_D < 10$ ，这就有可能控制住比尺效应的影响，提高试验精度。

在泵站模型试验中，几何相似是不难满足的，应当特别注意的是水泵或水工建筑物的过流部分的壁面相对粗糙度以及转动部分与固定部分的间隙，完全按模型与原型的比值进行模拟比较困难，这在性能换算时必须考虑这一因素。

2. 运动相似 运动相似是指水流在模型中的速度场与原型相似，即水流在模型或原型的各对应点上的同名速度的比值为一常数。用公式表示为

$$\frac{c}{c_M} = \frac{w}{w_M} = \frac{u}{u_M} = \frac{D_n}{D_M n_M} = \dots = \text{常数} \quad (10-2)$$

式中 c 、 w 、 u 、 n 分别表示原型的绝对速度、相对速度、圆周速度和转速。

对于泵或泵装置的模型试验来说，如果满足动力相似的条件，运动相似一般是能够满足的。

3. 动力相似 动力相似是指水流在原型或模型中的各对应点所受的力的比值为一常数。作用在叶轮上的力有惯性力 F 、重力 G 、粘滞力 τ 和压力 P ，则：

$$\frac{F}{F_M} = \frac{G}{G_M} = \frac{\tau}{\tau_M} = \frac{P}{P_M} = \text{常数} \quad (10-3)$$

在泵站模型试验中，有各种方向的力在起作用，其中每一种力对应于一定的力的相似准则，要同时模拟所有的力是不可能的，因此只能满足主要作用力的相似准则。

在泵站模型试验中，主要作用力的相似准则有：

(1) 惯性力相似准则——斯特洛哈数 sh 相等，用公式表示为

$$sh = \frac{v}{nD} = \frac{v_M}{n_M D_M} = \text{常数} \quad (10-4)$$

式中 v ——特征速度；

其它符号意义同前。

(2) 重力相似准则——佛汝德数 Fr 相等，用公式表示为

$$Fr = \frac{F}{G} = \frac{n^2 D^2}{gD} = \frac{n_M^2 D_M^2}{gD_M} = \text{常数} \quad (10-5)$$

式中符号意义同前。

在泵站模型试验中，对于水泵的模型试验，其过流部分为有压流，没有自由表面，重力影响很小，可不考虑重力相似准则。而对于进出水流道的模型，则必须将重力相似考虑进去。

(3) 粘滞力相似准则——雷诺数 Re 相等。在泵站模型试验中，模型与原型的雷诺数相等是十分重要的，因为受粘滞力影响的水力摩阻直接影响水力效率。对于水泵模型试验来说，水流在水力机械中的运动，流速比较高，雷诺数 $Re > 10^5$ ，流动进入自模区，水流运动形式对水力摩阻值影响不大。

粘滞力相似准则的表达式为

$$Re = \frac{D^2 n}{\nu} = \frac{D_M^2 n_M}{\nu_M} = \text{常数} \quad (10-6)$$

式中 ν ——为运动粘度；

其它符号同前。

(4) 压力相似准则——欧拉数Eu相等。由于欧拉数Eu不是相似条件,而是相似结果,只要sh、Fr、Re三个数满足,Eu必然满足,这几个数之间的函数关系是

$$Eu = f(\text{sh}, \text{Fr}, \text{Re})$$

压力相似准则的表达式为

$$Eu = \frac{P}{\rho n^2 D^2} = \frac{P_M}{\rho_M n_M^2 D_M^2} = \text{常数} \quad (10-7)$$

上述四种动力相似准则,在不发生汽蚀的情况下,即在水泵内的水流是连续的,则动力相似准则主要是斯特洛哈数sh和雷诺数Re相等。其中惯性力相似是很重要的,必须保证模型和原型的水流工况相似。然而实际运用时满足这几个条件是十分困难的,只能考虑其主要的条件。从式(10-6)看,如果要使Re相等,则 $\frac{D^2 n}{\nu} = \frac{D_M^2 n_M}{\nu_M}$,除了保证试验流体与实际流体都用水外(即 $\nu_M = \nu$),还要使模型泵的直径不能太小,否则模型泵的转速要成平方倍的增加(使 $\frac{n}{n_M} = \frac{D_M^2}{D^2}$),这是很困难的。

综上所述,在泵站的模型试验中,只要满足下列三个条件,就能应用相似理论对模型和原型进行换算。

- 1) 模型与原型的过流部分几何相似；
- 2) 水流的流态处于阻力平方区(即自模区)；
- 3) 过流部分的流速场与压力场相等。

二、泵站模型试验中的参数换算

1. 流量换算 从惯性力相似准则可知

$$\frac{v}{nD} = \frac{v_M}{n_M D_M}$$

而

$$\frac{nD}{n_M D_M} = \frac{v}{v_M} = \frac{Q + q}{(Q + q)_M} = \frac{2\pi R_M b_M}{2\pi R b}$$

$$\frac{Q}{Q_M} = \left(\frac{D}{D_M}\right)^3 \cdot \left(\frac{n}{n_M}\right) \cdot \frac{\eta_{容}}{\eta_{容M}} \quad (10-8)$$

2. 扬程换算 从欧拉准则 $Eu = Eu_M$ 可知:

$$\frac{P}{\rho n^2 D^2} = \frac{P_M}{\rho_M n_M^2 D_M^2} \quad \text{而 } P \propto \rho g \frac{H}{\eta_{水}}$$

如果液体是水,则 $\rho = \rho_M$

可推导出

$$\frac{H}{H_M} = \left(\frac{nD}{n_M D_M}\right)^2 \frac{\eta_{水}}{\eta_{水M}} \quad (10-9)$$

3. 功率换算 由于

$$N = \frac{\rho QH}{102\eta}, \quad \eta = \eta_{\text{水}} \cdot \eta_{\text{机}} \cdot \eta_{\text{容}}$$

则得
$$\frac{N}{N_M} = \left(\frac{D}{D_M}\right)^5 \cdot \left(\frac{n}{n_M}\right)^3 \cdot \frac{\eta_{\text{机}M}}{\eta_{\text{机}}} \quad (10-10)$$

如果模型泵与原型泵的几何尺寸比值不小于1:3, 则可认为容积效率 $\eta_{\text{容}}$ 、水力效率 $\eta_{\text{水}}$ 、机械效率 $\eta_{\text{机}}$ 近似地相等, 这样, 公式(10-8)~式(10-10)就可以简化成

$$\frac{Q}{Q_M} = \left(\frac{D}{D_M}\right)^3 \left(\frac{n}{n_M}\right) \quad (10-11)$$

$$\frac{H}{H_M} = \left(\frac{D}{D_M}\right)^2 \left(\frac{n}{n_M}\right)^2 \quad (10-12)$$

$$\frac{N}{N_M} = \left(\frac{D}{D_M}\right)^5 \left(\frac{n}{n_M}\right)^3 \quad (10-13)$$

在泵站模型试验中, 模型泵的直径应尽可能的大, 以便减小换算误差; 目前我国的模型泵, 大多采用的是0.2m的直径, 这对于大型水泵的模拟, 就有较大的换算误差。模型泵的扬程应尽量接近原型泵的扬程, 称作等扬程模型试验, 这对水泵进出口的流速场和压力场分布都有好处, 特别有利于汽蚀性能。如果由于设备限制, 模型泵的扬程不可能与原型泵相等时, 则在能量试验时要求具有5%以上的原型泵扬程, 在汽蚀试验时要求在80%以上。

三、泵站模型试验中的效率换算

1. 水力效率换算 泵内水力损失和流道表面粗糙度有关, 大泵的相对糙度小, 则大泵的水力效率高于小泵。

根据水力学的紊流运动阻力系数及水泵内部水力损失与流速水头成正比的关系, 可得水力效率的一般表达式

$$\eta_{\text{水}} = 1 - \frac{0.42}{(\lg D_0 - 0.172)^2} \quad (10-14)$$

式中 D_0 ——为水泵进口折引直径, 由苏联苏哈诺夫推荐的公式

$$D_0 = (4 \sim 4.5) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

则
$$\frac{1 - \eta_{\text{水}}}{1 - \eta_{\text{水}M}} = \left(\frac{\lg D_{0M} - 0.172}{\lg D_0 - 0.172}\right)^2 \quad (10-15)$$

上式说明水力效率随水泵尺寸的增大而提高。

2. 容积效率换算 容积效率 $\eta_{\text{容}}$, 可表示为: $\eta_{\text{容}} = \frac{Q}{Q+q}$

式中 q 为倒流流量, q 值与水泵减漏环处的间隙大小, 以及间隙两侧的压力有关, 从实际情况看, 大泵的相对间隙小于小泵, 因此大泵的容积效率高于小泵。

3. 机械效率换算 机械效率 $\eta_{\text{机}}$ 是水功率与轴功率之比, 可表示为

$$\eta_{机} = \frac{\gamma Q_T H_T}{\gamma Q_T H_T + \sum \Delta N_{机}} \quad (10-16)$$

$$\sum \Delta N_{机} = \Delta N_{盘} + \Delta N_{摩} + \Delta N_{轴承}$$

其中圆盘损失与直径的五次方成正比, 即 $\Delta N_{盘} = D^5 n^3$, 因此对大泵来说, 圆盘损失会大大增加, 而摩擦、轴承损失相差不多, 也就是说大泵的机械效率是降低的。

4. 总效率的换算 目前效率的换算公式, 都是近似的经验公式, 不具有通用性, 应当根据试验来确定。常用换算公式是穆迪公式, 这个公式对于水轮机来说还比较符合实际, 而水泵内的水力损失要比水轮机大而复杂, 因此更具有近似性。穆迪公式可根据水流紊流状态的摩阻损失计算公式中的幂指数取值不同, 而有三个穆迪公式:

$$\text{穆迪第一公式} \quad \frac{1 - \eta}{1 - \eta_M} = \left(\frac{D_M}{D} \right)^{1/4} \quad (10-17)$$

$$\text{穆迪第二公式} \quad \frac{1 - \eta}{1 - \eta_M} = \left(\frac{D_M}{D} \right)^{1/5} \quad (10-18)$$

$$\text{穆迪第三公式} \quad \frac{1 - \eta}{1 - \eta_M} = \left(\frac{D_M}{D} \right)^{1/4} \left(\frac{H_M}{H} \right)^{1/10} \quad (10-19)$$

目前我国水泵行业中推荐用穆迪第三公式, 但不少国家规定使用穆迪第二公式。

四、泵站模型试验中的汽蚀性能换算

汽蚀性能用汽蚀余量 ($NPSH$) 表示, 水泵的临界汽蚀余量随流量而变的曲线可以看出, 水泵的工作点偏离设计工况即不论大于或小于额定流量, 汽蚀性能都会变坏。如果水流都在阻力平方区, 符合几何相似条件, 则可根据欧拉准则, 得出下列关系式

$$\frac{(NPSH)}{(NPSH)_M} = \frac{H}{H_M} \quad (10-20)$$

或

$$\frac{(NPSH)}{H} = \frac{(NPSH)_M}{H_M} \sigma = \sigma_M$$

式中 σ 为汽蚀系数, 满足欧拉准则时汽蚀系数相等。

由式 (10-20) 可导出汽蚀性能的一般换算式

$$\frac{(NPSH)}{(NPSH)_M} = \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 \left(\frac{Q}{Q_M} \right) \cdot \frac{\sqrt{H_M}}{\sqrt{H}} \quad (10-21)$$

或

$$\frac{\left(H_{大气} - \frac{P_{汽}}{\gamma} \mp H_s \right)}{\left(H_{大气} - \frac{P_{汽}}{\gamma} \mp H_s \right)_M} = \left(\frac{n \cdot D}{n_M \cdot D_M} \right)^2 \quad (10-22)$$

式中 H_s ——为水泵装置的允许吸上真空高度, 应注意其正负符号。

第二节 非电量测量

一、非电量测量与传感器

在电测技术中, 有电量测量和非电量测量两种。泵站测试中的电压、电流、频率等的

测量属于电量测量，而流量、扬程、压力、水位、转速、振动、噪音等的测量，均属于非电量测量。

非电量测量的工作原理是将被测的非电量，通过传感器转换成电信号，并通过测量电路加以运算、记录和显示。显示、记录仪表上的指示值 y ，反映被测非电量 x 的大小。在 x 与 y 之间，可通过率定，确定其函数关系 $x = f(y)$ ，被测的量 x 可以根据指示值 y 求得。非电量测量系统示意图如图10-1所示。

非电量测量系统的构成应根据被测物理量的内容而定，如测定泵轴的扭矩，其非电量可直接传到传感器而不需要传送装置；如果测定某点的水压力，则需要用引水管将测压点的水压力引至传感器。传感器输出的信号，有的需要放大、整流，有的则不必进行处理，可直接将传感器输出的电信号送至显示或记录仪表。

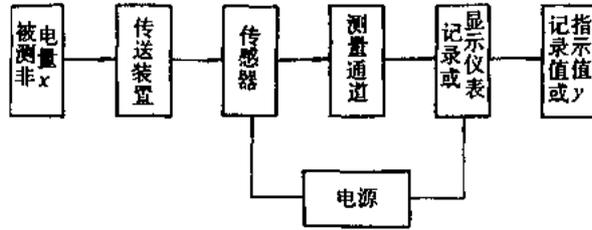


图 10-1 非电量测量系统示意图

传感器是用来输出电量的器件，可分为电量传感器和非电量传感器两大类，输入的物理量是电量，即为电量传感器，否则是非电量传感器。非电量传感器中用得最多的是应变片式传感器，它是由应变片、感受元件和某些附件组成，感受元件在被测的量的作用下，产生一个与它成正比的应变，再通过应变片将应变转换成电阻变化。因此任何被测的量只要与应变建立一定的线性关系，都可通过应变片传感器进行测量。

在泵站测试中常用的有应变片式压力传感器，其结构如图10-2所示。压力传感器俗称压力盒，可用于测量某点的水流压力，也可用于测量两点之间的水流压差。压力传感器的工作原理是：当传感器的引水管1与被测水流接通时，承压片4承受一定水压而变形，贴在承压片上的应变片也随之变形，从而引起电阻丝阻值的变化，而使测量电桥失去平衡，有电信号输出，将电信号显示或记录即可。

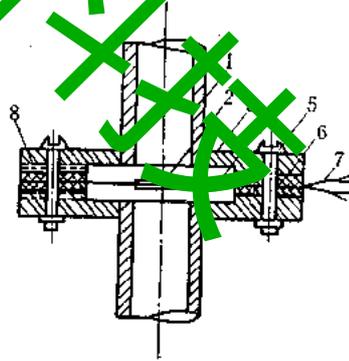


图 10-2 应变片式压力传感器结构图

1—引水管；2—应变片；3—盖板；4—承压片；5—螺钉；
6—止水橡胶；7—引线；8—排气孔

应变片式压力传感器的主要优点是结构简单，能根据现场条件自行制作，自振频率高，其缺点是在某些情况下非线性误差较大。

二、信号显示仪表——数字频率计

泵站测试中的信号显示仪表种类很多，有指针式仪表、数字式仪表等，数字式仪表中又有数字频率计、数字万用表、巡回检测仪等。下面介绍用途最广的数字频率计的测频原理。

频率是指单位时间内电信号变化的周波数。频率的测量实际上就是在标准时间内计算电信号变化的周波数。频率计的标准时间是石英晶体振荡器经过分频器得来的。图10-3所示为频率计的测频原理图。频率信号脉冲输入后，经放大整形，变成矩形脉冲进入门电路。同时，由石英晶体振荡器提供的标准频率经过时基分频器得出的标准时间，经控制电路控制门电路计数和显示。

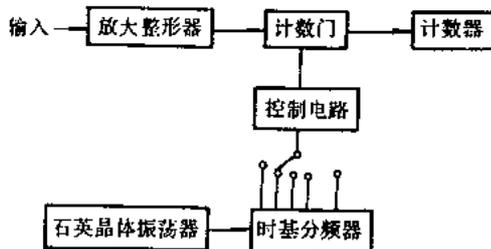


图 10-3 频率测量原理图

控制电路的主要功能是控制门电路在既定时间内开关，使脉冲信号进入或停止进入；产生复原信号，使所有电路在计数完毕或根据需要复原到其起始的零状态；当门电路打开时使指示灯自动点亮。

门电路是晶体管构成的与非门，它的功能是准确可靠地受门控信号控制，使输入信号进入计数器进行计算。

计数器是由数块计数单元组成的计算系统，接受门电路送来的脉冲信号，并将二进制译成十进制，供数码管显示。

三、信号记录仪表——光线示波器

电站测试中采用的信号记录仪表很多，其中以光线示波器用得最多。

SC16型光线示波器是由16个动圈式振动子共同放在一个磁体中，振动子的活动系统由反射小镜、线圈、张丝组成。振动子在工作时，其下半部被插入磁场强度很高的磁系统内，振动子的线圈位于磁系统的磁靴间，由于磁电作用，线圈带动整个活动部分绕张丝旋转，直到被活动部分的弹性反力矩平衡为止。高压水银灯光源经光学系统把一束光线投射到小镜片上，于是光线也随之偏转，经过化学系统，照射在感光记录纸上，传动系统带动记录纸匀速运动，便在记录纸上形成被测信号的模拟曲线，如图10-4所示。

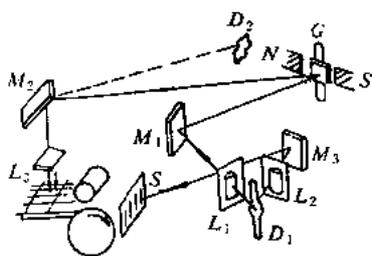


图 10-4 光线示波器工作原理图

D—光源；S—光栅；M—平面反射镜；G—振动子；L—聚焦透镜

光线示波器是一种精密仪器，使用时要特别注意振动子的选择和用。一种型号的光线示波器只能使用相应系列的振动子，同一系列的振动子又有许多不同的型号。

(1) 振动子频率的选择。所选用的振动子，其自振频率要高于被测信号中振幅不可忽视的最高次谐波的频率，以免引起共振。振动子在记录某一变化过程时，振幅会发生畸变，畸变的大小与频率比 f/f_0 有关（ f 为被测信号频率， f_0 为振动子自振频率），频率比越大，

振幅畸变越大。为了减小振幅误差，必须降低频率比。

(2) 振动子灵敏度的选择。由于振动子的灵敏度与其自振频率的平方成反比，因此灵敏度与频率的选择有矛盾。一般情况下，自振频率的选择是主要的。

(3) 振动子的阻尼和匹配：振动子必须加阻尼才能使用。阻尼要适当，我国采用阻尼度 $\beta=0.7$ 的振动子，当自振频率高于100 Hz时，一般用甲基硅油作液体阻尼；当自振频率低于或等于100 Hz时，一般用电磁阻尼。

第三节 流量测量

流量测量的方法很多，模型测试与现场原型测试的条件和要求各不相同，所采用的方法也不相同。一般说来，模型测试的流量小、水质纯净、测试条件好，可用重量法、体积法、节流法、管式流量计、毕托管、激光流速仪、量水堰等测流方法。而泵站现场测试，往往是现场条件复杂、泵或泵站的型式各不相同，或受水质或受装置等条件的限制，特别是没有足够长的等截面直管段长度，不可能或不适宜安装管式流量计，只能因站制宜，选择采用适宜的方法，常用的有流速仪法、食盐浓度法及差压法等。

一、管式流量计

由于管式流量计的精度高、使用方便，但价格昂贵，并对装置有一定要求，一般在模型试验中用得较多，常用的有以下几种。

1. 电磁流量计 电磁流量计是根据法拉第电磁感应定律的原理工作的，是应用电磁感应的原理测量导电流体的体积流量。如图10-5所示，当导电流体在内径为 D 的圆管中以平均流速 \bar{v} 在交变磁场（磁感应强度为 B ）中与磁力线成垂直方向运动时，导电流体因切割磁力线而产生感应电动势 E ，则

$$E = BD\bar{v} \quad (10-23)$$

$$Q = \frac{\pi D}{4B} E \quad (10-24)$$

式中 E ——感应电动势 (V)；

B ——磁感应强度 (T)；

D ——管道直径 (m)；

\bar{v} ——平均流速 (m/s)；

Q ——流体流量 (m^3/s)。

电磁流量计的主要特点是：

(1) 只要求流体具有导电性，不受流体温度、粘度、密度、压力变化的影响，也可测定含沙水流等液固两相介质的流体；但必须是满管流；

(2) 可以测定正向和反向流体的流量；

(3) 直管段长度：由于流速分布和漩涡的影响，测流断面上游的直管段长度，见表

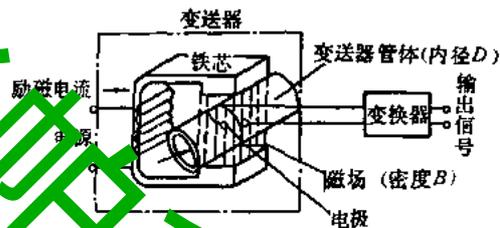
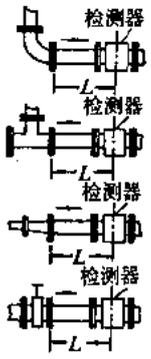
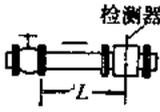


图 10-5 电磁流量计原理图

10-4. 下游的直管段长度可以不要:

表 10-4 电磁流量计上流侧各种连接器和电磁流量计之间所需的直管最小长度

 <p>90°弯头、三通、扩大管或截止阀全开</p>	 <p>圆锥角为15°以内的扩大管</p>	 <p>各种阀</p>
<p>$L = 5D$</p>	<p>$L = 5D$</p>	<p>$L = 10D$</p>

(4) 变送器构造简单, 无运动部件, 维护保养方便, 不产生压力损失, 无滞后现象, 反应灵敏, 可以测脉动流速或流量;

(5) 测流范围宽, 国外的电磁流量计可测 $5 \text{ m}^3/\text{s}$ 以上的流量, 国内的也可测 $3 \text{ m}^3/\text{s}$ 以上的流量;

近年来, 电磁流量计已广泛应用于工农业生产及科研各个部门, 随着电子技术的发展, 将会进一步提高其稳定性、可靠性和精确度。但电磁流量计由于价格较贵(口径越大, 价格越高), 这在使用上受到一定限制。

2. 超声波流量计 超声波测流的原理是根据测定在流动的流体中传播超声波的变化的量来计算流量。

超声波流量计用于管道内测流是将一对或两对换能器置于管内或管壁外, 由一侧的换能器发射超声波, 穿过被测流体, 被另一侧的换能器接收, 如图 10-6。

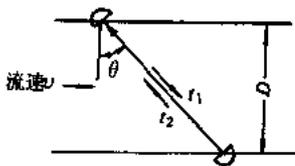


图 10-6 超声波流量计原理图

当被测流体处于静止状态时, 超声波往返发射与接收的信号没有差别, 当被测流体流动时, 因流速的影响使顺流和逆流的超声波波速发生变化, 采用适当的方法检测出波速的变化, 从而测出沿超声波传播路径上被测流体的平均流速, 通过计算, 率定, 再由二次仪表显示或记录。

超声波流量计按其基本工作原理, 可分为下列几种:

(1) 根据超声波在水中传播的速度的变化测定流速或流量, 有传播速度差法(包括时差法、相差法及频差法);

(2) 根据超声波波束的偏移来测定流速的有波束偏移法;

(3) 利用多普勒效应来测定流速的有多普勒法;

(4) 其它还有相关法、噪音法等。

上述方法各有特点，一般时差法适用于大口径管道，渠道或河流中测流；频差法用于中小管道；多普勒法用于具有气泡或固体颗粒的流体中测流，使用时可根据需要进行选择。

下面介绍传播速度差法的基本原理及计算公式：

(1) 时差法：如图10-6所示，在直径为 D 的管道内，用一对换能器置于管道外（内）壁，设管中平均流速为 \bar{v} ，超声波顺流传播时间为 t_1 ，逆流传播时间为 t_2 ，对于无折射的轴向换能器，有

$$t_1 = \frac{D/\cos\theta}{c + \bar{v}\sin\theta} \quad (10-25)$$

$$t_2 = \frac{D/\cos\theta}{c - \bar{v}\sin\theta} \quad (10-26)$$

式中 D ——管道直径 (m)；

θ ——声线与管壁法线的夹角；

c ——超声波在流体中的传播速度 (m/s)；

\bar{v} ——流体平均速度 (m/s)。

令超声波时间差 $\Delta t = t_2 - t_1$

则

$$\Delta t = \frac{2 D \bar{v} \operatorname{tg} \theta}{c^2 - \bar{v}^2 \sin^2 \theta}$$

$c^2 \gg \bar{v}^2$ 简化得

$$\Delta t = \frac{2 D \bar{v} \operatorname{tg} \theta}{c^2} \quad (10-27)$$

$$\bar{v} = \frac{c^2 \Delta t}{2 D \operatorname{tg} \theta}$$

$$\theta = \frac{1}{8} \pi D c^2 \operatorname{tg} \theta \Delta t \quad (10-28)$$

如果在一定直径的管道内测定水流的流量换能器的安装角为已知，则 D 、 c 、 θ 均为已知值，只要测出 Δt 即可得流量。由于 Δt 是一个微量，很难用一般的方法测出，因此实践中经常用相差、频差等方法来代替时差的测定。

(2) 相位差法：发射机发出连续超声振荡或时间较长的脉冲振荡，振荡的相位可以写为 $\varphi = \omega t$ ，式中， $\omega = 2\pi f$ ， f 为振荡频率。在顺流和逆流发射时所接收到的信号之间产生相位差

$$\Delta\varphi = \omega \cdot \Delta t = \omega \frac{2 D \operatorname{tg} \theta}{c^2} \bar{v}$$

所以

$$\bar{v} = \frac{c^2 \operatorname{tg} \theta}{2 D \omega} \Delta\varphi$$

$$Q = \frac{D c^2 \operatorname{tg} \theta}{16 f} \Delta\varphi \quad (10-29)$$

二次仪表输出的直流电压与相位差 $\Delta\varphi$ 成正比，也就是与液体的流量成正比。

相位差法避免了测量微小的时间差,对提高精确度有利,但在流量方程中,仍包含了声速 c 这个随温度变化的量,因此温度变化(引起声速变化)仍会引起误差,这一点和时差法一样,是个主要缺点。

(3) 频差法:当超声换能器向被测液体发射超声波脉冲后,被对面的换能器接收,经过放大,再返回来触发发射电路,使发射换能器再次向被测液体发射超声波,这样就形成了脉冲信号从发射换能器→被测液体→接收换能器→放大电路→发射换能器的循环。

设顺流重复频率为 $f_1 = \frac{1}{t_1}$,逆流重复频率为 $f_2 = \frac{1}{t_2}$,对于无折射轴向换能器,有下列关系

$$\Delta f = f_1 - f_2 = \frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2} = \frac{c - \bar{v} \sin \theta}{D / \cos \theta} - \frac{c + \bar{v} \sin \theta}{D / \cos \theta}$$

所以
$$\bar{v} = \frac{D}{s \sin 2\theta} \cdot \Delta f$$

$$Q = \frac{1}{4} \pi D^2 \cdot \bar{v} = \frac{1}{4} \pi D^2 \cdot \frac{D}{s \sin 2\theta} \cdot \Delta f$$

$$= \frac{\pi D^3}{4s \sin 2\theta} \cdot \Delta f$$

对于有折射换能器(置于管壁外),则为

$$Q = \frac{\pi D^3}{4s \sin 2\theta} \left(1 - \frac{v \cos \theta}{c} \right)^2 \cdot \Delta f \quad (10-30)$$

式中 τ_0 为声脉冲在声楔和管壁中传播的时间与电路延迟时间之和。

由上两式可知,用频差法测量,当换能器置于管内时(无折射),流量 Q 只与频率差 Δf 有关,而与声速 c 无关,可以排除温度变化对流量的影响。当换能器置于管壁外时(有折射),由于声波在非流体中传播的时间 τ_0 (包括延迟电路时间)的存在,使流量 Q 与声速 c 有关,但 τ_0 很小,故声速随温度变化的影响远远小于时差法和相位差法。此外,它易于用数字电路进行测量,灵敏度与测量范围优于时差法和相位差法。因此国内目前研制的超声波流量计大都采用此法。

说明:在推导上述流量方程时,作了如下假定:

- 1) 管道内各点流速,在横截面上均匀分布,并认为等于平均流速 \bar{v} ;
- 2) 不考虑超声波射线在流动介质中传播时的曲线轨迹和传播方向的改变;
- 3) 忽略声楔折射面上的曲率,并认为管道内壁是光滑的。

超声波流量计的主要特点是:

- 1) 属于非接触测量,不破坏流场,无压力损失;
- 2) 可以在管外安装换能器测量管道内的流量,适用于大口径、大流量测量;
- 3) 换能器的尺寸小,重量轻,安装方便。用便携式超声波流量计进行现场测流十分方便;
- 4) 要求测流断面上游具有的直管段长度大于等于 $10D$,下游的直管段长度大于等于 $5D$ (其中 D 为管道直径);
- 5) 超声波流量计的精度,取决于仪表段流速分布和仪表的标定方法。

由于运用经验的不足、国际上的有关规范中，目前尚不允许单独使用超声波流量计作为标准测流的方法，但它只能作为已经确认的测流方法的辅助手段。

3. 涡轮流量计 涡轮流量计是叶轮式流量计中的一种，如图10-7所示。

涡轮变送器的主要构件有：

叶轮——用导磁的不锈钢制成，叶轮上装有叶片；

导流体——包括前导叶、后导叶、前支架、后支架，用非导磁的不锈钢制成，它的作用是导流，减小流场扰动的影响，同时用作轴承的支架；

轴承——用于支承叶轮，减小阻力；

壳体——用非导磁的不锈钢制成；

磁电转换器——由线圈、永久磁钢和铁蕊组成，它的作用是将叶轮的转数转换为电信号；

前置放大器——是晶体管放大器，它可以和磁电转换器结合使用。

涡轮变送器的工作原理是当流体通过涡轮时，叶轮在水流作用下旋转，当导磁的旋转叶轮通过磁电转换器的永久磁钢时，改变了磁电系统的磁阻值，随着叶轮的旋转，使通过线圈的磁通量发生周期性的变化，从而感应出脉冲信号，放大后输出。

用涡轮流量计测定流量是根据变送器输出的脉冲频率及变送器本身的仪表常数，用公式计算的，即

$$Q = \frac{f}{\xi} \quad (10-31)$$

式中 Q ——被测流体的流量 (L/s)；

f ——变送器输出的脉冲频率 (次/s)；

ξ ——变送器的仪表常数 (次/L)。

涡轮流量计的主要特点是：

(1) 精度高。仪表常数比较稳定，在变送器的测量范围内，流量值与转数基本上呈线性关系。

(2) 量程范围大。最大、最小流量可差30~50倍。

(3) 有压力损失。

(4) 直管段长度要求上游段 $\geq 10D$ ，下游段 $\geq 5D$ (D 为管道直径)。

(5) 管道必须是满管流，在上游段应加设滤网，以免涡轮中进入杂质。

(6) 仪表常数必须在测流前、后都要率定，并要考虑被测流体的粘度与率定时的流体的粘度基本相同。

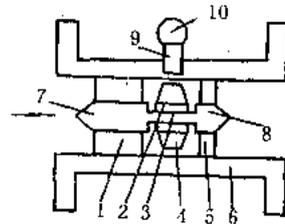


图 10-7 涡轮变送器构造图

1—前支架；2—轴承；3—轴；4—叶轮；5—后支架；6—外壳；7—前导叶；8—后导叶；9—传感器；10—前置放大器

二、流速仪法

用流速仪测量流量的方法,是最基本的测流方法之一,在国内外得到广泛应用,已被列入国际规程。在水文测验、水轮机及水泵的效率试验中,很多用流速仪测流,在模型测试中也经常使用微型流速仪。在测量技术和水流流态比较好的条件下,用流速仪法测量流量,误差可控制在1%~2%之间。

用流速仪测量流量,是先测出过流断面上的测点流速,再求出断面平均流速,乘以该测流断面的面积,即为体积流量。

1. 流速仪及其应用 流速仪有旋桨型和旋杯型两种。在国际规程中已明文规定只能采用旋桨型流速仪。

用流速仪测定水流的点流速,是先测出旋桨的总转数,再按该台流速仪的率定公式计算

$$v = Kn + C \quad (10-32)$$

式中 v ——水流测点流速 (m/s);

n ——流速仪旋桨转速, $n = N/T$ (r/s);

N ——测速时段内旋桨的总转数;

T ——测速时段历时 (s);

K ——流速仪的倍常数 (m/r);

C ——流速仪的摩擦系数 (m/s)。

常数 K 和 C 值,与旋桨的螺距及支承系统的摩擦阻力等因素有关,所以每台流速仪的 K 和 C 值都是不同的,由流速仪出厂试验所作的回归分析精确地给出。流速仪的信号记录,在小型泵站中一般采用音响或蜂鸣器;在有条件的大型泵站中可采用光线示波器记录其脉冲信号,据此计算出旋桨的转数 N 值。

为了保证和提高测流精度,在选择流速仪时应注意:

(1) 流速仪本身的精度要高。从国内现有流速仪产品看,大部分流速仪在说明书上给出的均方差为 $\sigma < 1.5\%$,如果按95%置信度考虑,则极限相对误差为 $\pm 3.0\%$,这样的流速仪,不能满足泵站测试的要求,因此在选用流速仪时,要求流速仪本身的均方差 $\sigma < 1.0\%$ 。

(2) 根据测量断面的尺寸选择相应的流速仪旋桨直径,并使断面流速控制在流速仪的规定流速范围内。目前,不少的模型试验中采用微型旋桨流速仪测流,其测试精度尚能满足要求。

2. 流速仪的布置及其流量计算 由于水流在渠道或管道中流动,受到边壁摩擦和水的粘滞性等作用,使同一断面的流速在水平和垂直方向的分布都不均匀。因此测流断面测点的数目及其布置是以能够反映该测流断面流速分布为原则。

对于圆形断面,压力管道的测点数目可由下式确定

$$4\sqrt{R} < n < 5\sqrt{R} \quad (10-33)$$

式中 R ——圆形管道半径 (m);

n ——每条半径上测点数目。

对于渠道或矩形压力管道,测点至少要25个,分别布置在5条水平线和5条垂直线的

交点上。如果面积较大，则测点数目 n 可由下式决定

$$24\sqrt[3]{A} < n < 36\sqrt[3]{A} \quad (10-34)$$

式中 A ——矩形或梯形断面面积 (m^2)；

n ——测点总数。

流量计算方法，视其流速仪测点布置方式而定，其中按等距离或等面积方式布置测点的，则必须先绘制流速分布图，再用图解积分法求流量。按对数法布置测点的，则可直接计算断面平均流速，与过流断面面积相乘，即得流量。不论是有压管或明渠，都可按规程进行上述两种不同方式布置测点和计算流量。

用图解积分法确定圆形管道中的流量：假设 v 是极坐标系 r 和 θ 上的某点流速， R 是测量断面的平均半径，则由二重积分可得断面流量

$$Q = \int_0^{2\pi} \int_0^R v(r, \theta) r dr d\theta$$

若水流呈轴对称，则可认为 v 沿圆周不变，上式可写成

$$Q = 2\pi \int_0^R v r dr \quad (10-35)$$

经过定积分变换，可得另一种积分表达式

$$\begin{aligned} Q &= \pi \int_0^{R^2} v dr^2 = \pi R^2 \int_0^1 v d\left(\frac{r}{R}\right)^2 \\ &= \pi R^2 \left[\int_0^{(r_n/R)^2} v d\left(\frac{r}{R}\right)^2 + \int_{(r_n/R)^2}^1 (r_n/R)^2 v d\left(\frac{r}{R}\right)^2 \right] \end{aligned} \quad (10-36)$$

式中 r_n ——最靠近管壁的测点所对应的圆半径 (m)；
 v ——沿半径为 r 的圆周上的平均流速 (m/s)。

式 (10-36) 中的两个积分式，可用图解积分法求出，如图 10-8 所示。图中阴影面积即为积分式 $\int_0^{(r_n/R)^2} v d\left(\frac{r}{R}\right)^2$ 。如果绘出在 $r=r_n$ 处的曲线正切，其坡度为 m ，则曲线坡度由卡尔曼常用定律导出得

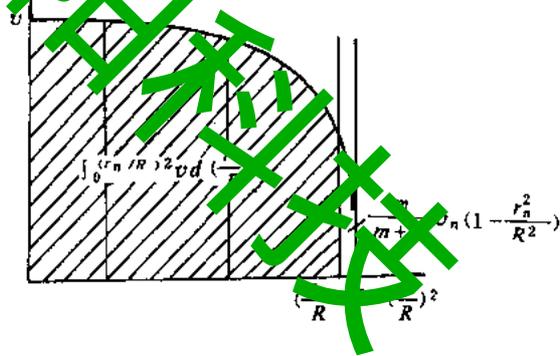


图 10-8 用图解积分法计算圆形管道中的流量

$$\int_0^{(r_n/R)^2} v d\left(\frac{r}{R}\right)^2 = \frac{m}{m+1} v \left(1 - \frac{r_n^2}{R^2}\right) \quad (10-37)$$

则式 (10-36) 可写成

$$Q = \pi R^2 \left[\int_0^{(r_n/R)^2} v d\left(\frac{r}{R}\right)^2 + \frac{m}{m+1} v \left(1 - \frac{r_n^2}{R^2}\right) \right] \quad (10-38)$$

用图解积分法求流量，只要按 $\left(\frac{r}{R}\right)^2$ 与 v 的对应关系作半径测杆上的流速分布图（图

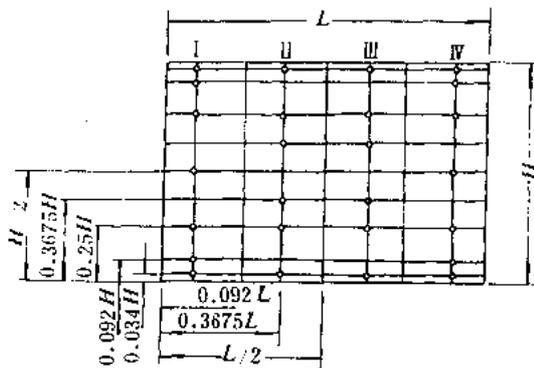
10-8), 求出曲线以内所包围的面积, 乘上相应的比例尺和 π , 即得流量值。

在矩形管道中, 常用的有按对数法布置26个测点, 测点位置及相应测点流速的加权系数, 如图10-9及表10-5所示

$$\text{平均流速 } v = \frac{\sum K_i v_i}{\sum K_i} = \frac{\sum K_i v_i}{96}$$

3. 流速仪测速装置 用流速仪测速, 必须将流速仪固定在测杆或测架上, 使测点位置准确。在泵站测流中, 根据测流断面的类型或尺寸可采用测杆(移动式)或测架(固定式)两种, 不采用绳索悬吊。

测速装置有固定式和移动式两种。目前我国用流速仪在压力管道中测速, 大多采用固定式, 因移动式的密封装置比较复杂, 容易使管道漏水。在明渠中用流速仪测流, 一般用于中小型泵站, 在仪器不用的情况下, 可用移动式测杆。



(1) 固定测速装置: 在圆管(图10-9) 矩形管道按“对数—线性”法布置26个测点

表 10-5 加权系数 K_i 值

测深线的位置		I	II	III	IV
Y/H	X/L	0.092	0.3675	0.6325	0.908
0.034		2		3	2
0.092		2			2
0.250		5	3	3	5
0.3675			6	6	
0.500		6			6
0.6325			6	6	
0.750		5	3	3	5
0.908		2			2
0.966		2	3	3	2

中设置固定测架, 首先要找出垂直于管轴线的测流断面, 在这断面上至少有二根相互垂直的直径, 即四根半径测杆, 在安装测架时必须注意测杆互相垂直, 并在同一平面内, 在确定好直径位置后, 可先在管壁上预先做好连接件, 以便测杆的安装。如图10-10所示。这种结构形式制作及安装均很方便, 对水流阻塞也不大, 但测杆刚度较小, 在泵站测流中, 由于管道直径一般不超过2m, 这种测架比较实用。

泵站中的矩形压力管道, 断面较大, 用钢筋混凝土浇筑, 大多采用框架式测架。在确定测流断面后, 应在管壁上预埋铁件, 以便焊接测杆。这种方法主要缺点是断面阻塞比较大, 影响流态和测流精度。

(2) 移动式测速装置：圆管中可用旋臂式测速装置。即流速仪沿直径测杆固定，直径测杆可围绕断面轴线旋转。这种装置可连接在各条半径上测速，测点数目可以增多，但设备和控制机构都比较复杂，目前我国泵站测流中尚未应用这种设备。

当渠道断面的宽度和深度都比较小时，可采用水平移动式测杆，如图10-11(a)所示，在工作桥上定出测线的位置，将预先安装好流速仪的测杆逐条逐线进行测量，这种方法比较简单，但必须保证测杆上的流速仪与水流的交角不超过 5° ；当断面深度比较大时，可采用水平测杆垂直移动。如图10-11(b)所示，这种装置需要有测架和滑槽，以保证测点的水平和在同一测流断面中。

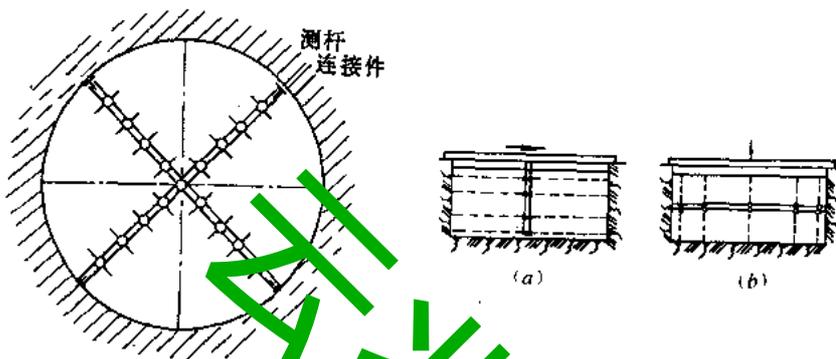


图 10-10 圆形管道中的单架式测速支架

图 10-11 明渠中的测速支架

三、食盐浓度法

食盐浓度法是示踪法中的一种。示踪法一般用于测量封闭管道中的流量，是在流动的水流中加入不同的示踪物，使示踪物在管道中充分扩散和混合，通过测定示踪物的运送速度或浓度的变化来计算流量的方法。

作为示踪物，首先要求在水流中易于检测，要求原来的水流含这种物质的量比较少；其次要求无毒，混入水流后，对人和畜的饮用或工业用水都没有危害；要求检测方便，易于保存。根据上述几方面的要求，实际上目前使用最多的是食盐，也有用放射性同位素或荧光染料的。后两种都存在不同程度的毒性，不能广泛使用。

根据多年实践经验证明，用食盐浓度法测定单泵流量是成功的，特别是应用于流道断面变化较大的低扬程大型轴流泵，可以达到较高的测量精度。

1. 工作原理 在水泵的进水侧注入恒定的食盐溶液流量 q ，通过紊动水流的质点互相掺混和碰撞，以及水泵叶轮的搅拌作用后，在水泵出水侧，盐水与原水充分混合的位置取出混合水样，测定此混合水样的浓度并与注入溶液的浓度相比，求出混合水样的稀释倍数，便可以确定水泵的流量，这就是浓度法测流的基本原理。

假定注入食盐溶液在原水中的浓度为 C_0 （用Cl的含量表示浓度），在注入溶液中的浓度为 C_1 ，在混合水样中的浓度为 C_2 ，根据质量平衡原理可得下列方程

$$C_0Q + C_1q = C_2(Q + q) \quad (10-39)$$

式中 Q ——原水流量（即注入断面前流向水泵入口的流量）（L/s）；

q ——注入食盐溶液的流量 (L/s)。

将上式整理后得

$$\frac{Q}{q} = \frac{C_1 - C_2}{C_2 - C_0} \quad (10-40)$$

令 $\frac{Q}{q} = R$ ，通过水泵的流量为 $(Q+q) = Q_F$ ，则

$$R + 1 = \frac{Q+q}{q} = \frac{C_1 - C_0}{C_2 - C_0} \quad (10-41)$$

和 $Q_F = (R + 1)q \quad (10-42)$

式中 R —— 稀释比；

$R + 1$ —— 稀释倍数。

显而易见，利用化学法分别测出 C_0 、 C_1 和 C_2 ，即可用式 (10-41) 计算稀释倍数，再根据注入溶液流量 q 即可由式 (10-42) 算出水泵的流量 Q_F 。

2. 测量方法 利用食盐浓度法测量水泵的流量，关键是解决食盐溶液的注入、促进注入溶液与原水的混合以及化学测试技术。

(1) 食盐溶液的注入 为了避免注入溶液的损失，食盐溶液应该从水泵的进水侧直接注入管道内，使注入溶液通过水泵叶轮的搅拌促进与原水的混合。为了使盐溶液充分混合，采用了射流混合注入装置，如图 10-12 所示。

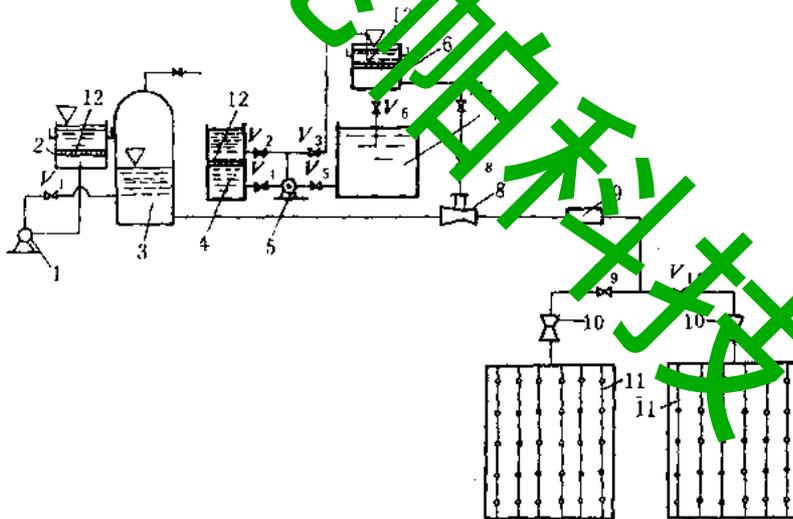


图 10-12 射流混合注入装置示意图

1—清水泵；2—原水溢流桶；3—稳压罐；4—盐水搅拌桶；5—盐水泵；6—盐水溢流桶；7—盐水储存桶；
8—一级混合器；9—流量计；10—二级混合器；11—喷射嘴；12—滤网； $V_1 \sim V_6$ —阀门

这种装置有以下几个特点：

- 1) 注入盐水流量稳定；
- 2) 由于采用了混合器，有利于盐水与原水在流道中的充分混合；
- 3) 可以保证注入盐水浓度的均匀性。

(2) 取样:

1) 从注入断面前取出原水水样, 在注入过程中应多次取样, 通过化学分析检查原水浓度是否恒定;

2) 在出水流道注入溶液与原水混合均匀、流态稳定的位置每隔10~30s取出混合水样多个, 为了检验混合是否均匀, 在同一断面上至少同时取出5个水样。对于流道短、断面大、混合距离不够长的装置, 可以采取增加取样点的办法来提高流量测量的准确度;

3) 在注入装置出口, 在注入前和注入后分别取出注入溶液试样, 以测定注入溶液的浓度。

(3) 混合水样稀释倍数的测定: 为了提高精度, 采用以硝酸银 (AgNO_3) 作滴定剂的电位滴定法测定氯离子的浓度。并用测定相对浓度的方法, 代替测定 AgNO_3 的真实浓度, 由此而消除由于吸附沉淀所引起的误差。

从式 (10-41) 或式 (10-42) 可见, 在求 R 或 $(R+1)$ 时, 只需知道原水、注入溶液和混合水样的相对浓度, 而不必知道其真实浓度。例如: 设原水、混合水和注入溶液均取一定体积 V , 以一定浓度的 AgNO_3 滴定至终点时, 分别用去 a 、 b 和 c 毫升, 则

$$C_0 = \frac{a \cdot T}{V} \quad (10-43)$$

$$C_2 = \frac{b \cdot T}{V} \quad (10-44)$$

$$C_1 = \frac{c \cdot T}{V} \quad (10-45)$$

将式 (10-43)、式 (10-44)、式 (10-45) 之值代入式 (10-40)、式 (10-41) 化简即得

$$R = \frac{c-b}{b-a} \quad (10-46)$$

或
$$R+1 = \frac{c-a}{b-a} \quad (10-47)$$

由此可见, 在测定 R 或 $(R+1)$ 时, 不需要知道 AgNO_3 滴定剂以及混合水、注入溶液和原水中含 Cl^- 的真实浓度, 只要测出一定体积上述试样所消耗的 AgNO_3 溶液的毫升数即可。反之, 若 R 或 $(R+1)$ 为已知 (注: 在实验室中可取一定体积的注入溶液用原水稀释至一定体积来达到) 时, 测出一定体积原水和混合水样所消耗的 AgNO_3 的毫升数 a 和 b 后, 即可由式 (10-47) 求出 $(c-a)$ 值, 即

$$(c-a) = (R+1)(b-a) \quad (10-48)$$

这样, 已知稀释倍数 $(R+1)$ 的标准混合液的 $c-a$ 值, 可通过测出的 b 和 a 值之差乘以 $(R+1)$ 计算出来。但应指出, 从式 (10-48) 算出的 c 值

$$c = (R+1)(b-a) + a$$

并不真正代表一定体积的注入溶液所消耗的 AgNO_3 的准确毫升数, 也就是说, $R+1$ 的值变化时, c 值也有微小的变化。产生这种现象的原因, 可能是由于原水比较浑浊, 水中的微小粒子, 对氯离子有一定的吸附作用。因此不能只配一种稀释倍数的混合水样, 从所测

定的 b 值来计算 c 值,而应当配三种或三种以上不同稀释倍数的混合水样,从所测的 b 值和原水的 a 值算出不同的 $c-a$ 值,然后根据这几组的 $(b-a)$ 和 $(c-a)$ 值,进行回归分析,得出回归线的 A (截距)和 B (斜率),这样就能消除由于吸附沉淀所引起的误差。因为标准稀释水样和从流道中取出的混合水样的稀释倍数相近的情况下所产生的沉淀吸附应当是一致的和有一定的比例关系的。

3. 流量计算 根据注入盐水流量和实测混合水样稀释倍数,按照 $Q_p=(R+1)q$ 计算通过水泵的流量。

4. 误差分析 从流量计算公式中可见,水泵流量的测量误差来源于注入盐水流量的测量误差和稀释倍数的测定误差,只要我们分别确定这两项误差,就可以确定水泵流量的测量误差,国际上把浓度法测流称为绝对测流,其根据即在于此。

(1) 注入盐水流量测量误差:食盐溶液注入流量是使用精密的涡轮流量变送器和二次仪表数字频率计显示频率直接测出的。涡轮流量变送器经厂家标定为0.5级,其百分数即为变送器的测量极限误差。从江都等的十多个的泵站测试结果来看,数字频率计显示的读数变化是个位数的一个数字,换算成标准差的数很小,注入盐水流量测量误差按0.5%的极限误差进行总误差合成。

(2) 标准稀释溶液配制误差:由于在计算稀释倍数 $R+1$ 时,采用标准溶液的回归线间接求得 $c-a$ 值,标准溶液在配制过程中使用校正过的移液管、滴定管,由于容器、人员读数等的影响形成误差,在配制过程中用的量器,读数估计到小数后第二位,对10mL的计量而言,读数误差为始末两次累计值即0.02mL,则其误差为0.2%。量器本身的误差是系统误差,已在测量中进行了校正。

(3) 标准稀释溶液的测定误差:每一工况的标准稀释溶液都按不同的稀释倍数 $R+1$ 配制了3~4种样水,如前所述,对每一试样进行浓度测定,求得 $R+1$ 的理论值和 $R'+1$ 的实测值,两者之间存在误差,这个测定误差来自仪器的精度及滴定管、仪表读数的不准确,或者产生于吸附作用。

(4) 混合水样测定误差:对同一个水样,在测定过程中有仪器的误差,滴定 $AgNO_3$ 的过量误差以及读数误差等。在化学分析中,对同一个水样重复滴定3~3次,要求测定值的相对误差不超过0.2%;与此同时,对 n 个取样管混合水样的测定值与 n 个样管单个测定后的算术平均值相比,应当是一样的。但实测中有误差,这也是测定误差,从江都四站东西两孔的某些测定值来看,相对误差一般不超过0.4%,故取极限误差为0.4%。

(5) 混合水样的不均匀误差:混合水样不均匀度是指同一工况、同一批样水、同一取样断面上 n 个取样点之间样水浓度的差异。混合水样不均匀的原因可能是注入盐水溶液流量 q 的分配与注入断面流速分布不相适应,从注入断面到取样断面之间没有充分混合以及浓度的波动等。从上述稀释比测定的方法可以看出,混合水样的不均匀度误差反映在各测点水样测定浓度 b 值之间的误差。

(6) 混合水样重复性误差:水泵在同一工况下,只要时间不长,可以认为水泵的扬程是不变的,则流量也是不变的,在此期间连续投盐3~4min,每15~30s取一批水样,则每批水样的断面平均浓度应当是不变的,这也就相当于水泵在同一工况下重复测量十次,

我们称它为重复测量。重复性误差即对同一工况的十批混合水样（每批 n 个测点水样，人为地将其等量混合，测定其浓度作为断面平均浓度）进行浓度测定并计算其标准差。

(7) 误差的综合：到目前为止，“没有公认的组合系统误差和随机误差的方法”。在食盐浓度法测流中，某些系统误差与随机误差很难分清楚。因此在估计总的相对极限误差时，用方和根法合成。

用食盐浓度法测量水泵流量，流量的计算是盐水注入流量 q 与稀释倍数 $R+1$ 的乘积，流量误差亦为前两者误差的合成。因为

$$Q = (R + 1)q$$

$$\frac{\partial Q}{\partial (R + 1)} = q \quad \frac{\partial Q}{\partial q} = (R + 1)$$

而

$$\begin{aligned} \sigma_Q &= \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial (R + 1)}\right)^2 \sigma_{(R+1)}^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial q}\right)^2 \sigma_q^2} \\ &= \sqrt{q^2 \sigma_{(R+1)}^2 + (R + 1)^2 \sigma_q^2} \\ \frac{\sigma_Q}{Q} &= \frac{1}{(R + 1)q} \sqrt{q^2 \sigma_{(R+1)}^2 + (R + 1)^2 \sigma_q^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_{(R+1)}}{q}\right)^2 + \left[\frac{\sigma_q (R + 1)}{R + 1}\right]^2} \end{aligned} \quad (10-49)$$

因此在95%置信度时，水泵流量的极限误差为

$$\pm 2 \frac{\sigma_Q}{Q} = \pm 2 \sqrt{\left(\frac{\sigma_{(R+1)}}{q}\right)^2 + \left[\frac{\sigma_q (R + 1)}{R + 1}\right]^2} \quad (10-50)$$

从误差计算中看出，由于混合不均匀而产生的误差所占比重最大，这与我们在开始研究运用这一测试技术时的估计是一致的。根据对四座泵站不同泵型装置的测试资料分析，还有可能进一步提高混合的均匀度，从而进一步提高流量测量的精确度。

化学测试和注入盐水流量测量的误差，直接影响流量测量结果的精确度。但是从技术而言，目前已经有条件根据试验的等级作相应的处理，即可解决这一问题。

5. 食盐浓度法应用范围、条件和优缺点

(1) 食盐浓度法可用于测量明渠和管道中水的流量，特别适合于在管道中直接测量单台水泵的流量。

(2) 由于需要通过测定水中氯离子含量来确定混合稀释比，所以水源含氯离子的数量越少越好，如果 Cl^- 含量较高，就要相应降低稀释倍数或改用其它注入物质。

(3) 在注入断面和取样断面之间要有足够的混合距离或者允许采用特殊的混合装置。

(4) 对于安装离心泵的排灌站，由于注入溶液在泵内受到强烈的搅拌，同时又经过弯头、闸阀和较长的管路，有可能使注入溶液与原水混合均匀，使测量结果达到较高的精度。

(5) 采用食盐浓度法测流量的关键是要要求混合均匀，不必考虑流道或管道的形状尺寸和流速分布。因此用这种方法解决低扬程大流量的轴流泵或混流泵的流量测量问题具有独特的优点。

(6) 插入管道中的注入和取样装置，一般不影响水泵的性能，也不会改变管路的流

速分布。所以用这种方法在现场标定水泵管路系统的差压与流量的关系曲线或流量系数，具有足够的精确度。

(7) 浓度法测量流量可以根据各项实测数据具体计算流量的误差。只要正确操作，可以控制误差在 1% ~ 1.5% 以内。如果在良好的条件下进行，极限误差可能小于 1%。

第四节 扬程、功率和转速的测量

一、扬程测量

泵站中的扬程有泵扬程、装置扬程和站扬程之分，泵扬程是通过水泵进出口的压力测定来计算的，装置扬程或泵站扬程则是通过测定水位而得到的。

1. 压力测量的断面位置 在压力测量中除了要正确选用测压仪表外，还要注意测量断面的选择和测压孔及导压管的位置。因为测量断面上的压力和速度的分布状态可能导致根据压力和速度的平均值算出的压力水头和速度水头产生较大的误差，所以，选择测量断面时应考虑如下的因素：流速和压力分布比较均匀，流态稳定；断面形状规则，易于测量；应选用较大的过流断面处，以减小速度水头引起的误差；测量断面的上游和下游应分别具有 5 倍直径和 2 倍直径的直管长度，如图 10-13 所示。对于管道直径大于 400mm 的水泵装置，应该在两个互相垂直的直径方向布置 4 个测压嘴（图 10-14）或者水流条件较好时，在一个直径方向上布置两个测嘴，为了避免空气进入测压管或杂质淤塞测压嘴，测压嘴的位置不应设在断面的最高点和最低点。在泵站测试中往往由于装置条件的限制，一般不具备 2 倍直径的直管长度，所以，为了统一标准，对蜗壳式离心泵和混流泵，允许在进出口法兰上布置测压孔。对于特别重要的试验，可以通过另外的补充试验来确定对实测值的修正。

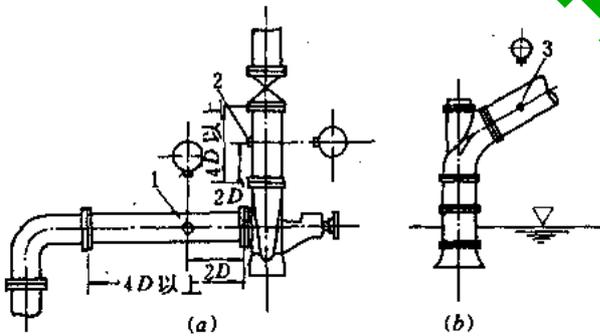


图 10-13 测压断面位置图

1—进口测压力测量断面位置；2、3—出口测压力测量断面位置

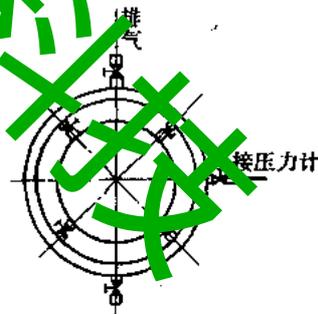


图 10-14 测压孔的连接

2. 测压仪表 水力机械试验常用的测压仪表，根据其转换原理，可分为以下四种：

- (1) 液柱式压力计——将被测压力转换成液柱高度差进行测量。
- (2) 弹簧式压力计——将被测压力转换成弹性元件变形的位移进行测量。
- (3) 活塞式压力计——将被测压力转换成活塞上所加平衡砝码的重量进行测量。
- (4) 电力式压力计——将被测压力转换成电量进行测量。

其中以液柱式压力计中的水柱差压计用得最多，这种差压计制作方便，直接读取水柱差压，准确而经济，在模型试验或现场试验中均可采用。弹簧式压力计最常用的是单圈弹簧压力表，一般在不同情况下使用不同精度等级的标准压力表、标准真空表、普通压力表、真空表和压力真空表。如泵的性能试验，所用压力表、真空表的精度等级不低于0.4级；泵出厂试验或在现场进行装置效率试验，选用的压力表和真空表的精度等级不低于1.0级；正常运行的监视测量，可在1.0~2.5级的范围内选用。应该注意，用于性能试验或装置效率试验的测压仪表应在试验前或试验后进行校正，用于监视测量的仪表也应定期校正。

为了保证测量精确度，在选择仪表量程时，应该参考测量范围的上限和下限值在满刻度量程的 $\frac{3}{4}$ ~ $\frac{2}{3}$ 范围之内。

测压仪表与导压管的连接处应分别装有仪表接头，在接头处应设有排气阀或进气阀。排气阀的作用是排出导压管内的空气，以保证测压嘴以上的导压管内不存水。

3. 水位测量的方法和设备 测量水位的方法和设备，种类很多，本节针对排灌泵站的特点和目前的要求，有选择地介绍几种，以供参考。

(1) 用水尺直接测量水位：在需要测量水位的断面，靠近渠道或水池的边壁，垂直安装标尺，并通过水准测量确定标尺零点高程，水面涨落可直接从标尺上读出数据，这种方法简单经济，但易受水位波动的影响，测量误差较大，而且管理也不方便。

(2) 浮子液位计：在一个直径为 $\phi 30$ mm的浮子上固定一根连杆，连杆的上部附有标尺，通过已知高程的固定不动的指针，读出标尺读数（标尺零点高程也是通过水准测量标定的），即可推算得水池的水位。这种方法适用于水位变幅小的场合。

(3) 水柱差压计：水柱差压计是通过测量压差换算为水位的一种测量设备。采用一根形如倒U形的测压管，顶部连接一个密封的气盒，便于压气或抽气，以压低或升起水柱。

二、功率测量

泵站中的功率测量，主要是指电动机的输入功率和水泵轴功率的测量，前者用于计算机组的效率，后者用于计算水泵的效率。

1. 用两瓦表测定电机输入功率 测量电动机的输入功率，可用三相瓦特表或两相瓦特表。如果电动机的中性线引出，并与电网联结或接地（即三相四线制），则一定要用三相瓦特表测量；如果电动机的中性线引出，但不与电网联结或不接地，则可用三相瓦特表，也可用两相瓦特表；如果电动机的中性线不引出（即三相三线制），则只能用两瓦特表法。在泵站中，一般是后者，因此一般用两瓦特表法。

两瓦特表的接线如图10-15所示。

从图中看出，第一只单相瓦特表 W_1 中的电流线圈，按图示极性串联于A相电路，瓦特表中的电压线圈的发电机端（图中带*号）必须接入电流线圈所在的电路上，即A相电路，电压线圈的另一端接于C相电路。第二只单相瓦特表 W_2 中的电流

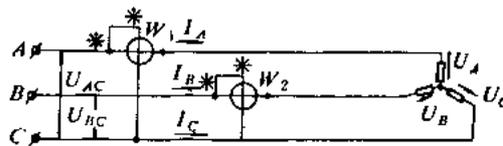


图 10-15 两瓦特表法测量三相交流电动机功率原理图

线圈，按图示极性串联于B相电路，电压线圈的两端分别接入B相和C相。按这样的接线方式，从电工原理可以证明两瓦特表的读数之代数和就是三相电路的总功率，即电动机的输入功率。

当被测电动机的电压较高或电流较大时，可根据需要接入仪用互感器来扩大瓦特表的量程。

电动机输入功率可由下列公式求得

$$P_g = \frac{c(a_1 + a_2)}{1000} \cdot K_v \cdot K_i \quad (10-51)$$

式中 P_g ——电动机输入功率 (kW)；

c ——瓦特表仪表常数 (W/格)；

a_1, a_2 ——分别为瓦特表 W_1 、 W_2 的指示格数；

K_v ——电压互感器变比；

K_i ——电流互感器变比。

必须指出的是两个瓦特表的读数与负载的功率因数有关，有时瓦特表的读数会出现负值，此时该瓦特表反转，为读取数值，应将该表电流线圈的两个端组对换，使瓦特表往正方向偏转，而其读数应当认为是负值，代入公式进行总功率的计算。

在中小型泵站中，也有用电度表来测定电动机的输入功率。用电度表测功的工作原理与瓦特表是一样的，其接线图也相同。不同之处在于：

(1) 电度表的精度等级低，所测电动机的输入功率误差较大；

(2) 电度表是一种累积式仪表，根据电度表读数计算出的功率值是该时段内电动机的平均功率。

用电度表法测定电动机输入功率，可按下列公式计算

$$P_g = \frac{3600 \cdot n}{K \cdot t} \cdot K_v \cdot K_i \quad (10-52)$$

式中 n ——在 t 秒钟内电度表转盘转数；

K ——电度表仪表常数 [r/(kW·h)]；

t ——测定时间 (s)；

其它符号与前同。

2. 用钢弦扭矩测功仪测定电机输出功率 对于直接传动的水泵电动机组来说，电机输出功率即水泵轴功率。测定的方法一般有两种，一种是损耗分析法，另一种是扭矩测功仪。损耗分析法是基于测定电机的输入功率后，减去电动机内的各项损耗而得电机输出功率。由于损耗值随电机的类型、构造而变，而且也难于正确测出，因此这种方法在泵站测试中用得不多。近年来，国内外都普遍使用扭矩仪，即利用测出轴上的扭矩计算轴功率。扭矩的测定方法很多，可以在轴上直接贴应变片，根据应变片的应变值，计算泵轴扭矩，但是由于应变片的贴片位置及方向技术要求很高，一般难以达到，同时转动轴上的应变扭矩信号也难以输送，因此，我国在泵站测试中采用了这种方法，但都没有取得理想的成果；目前用得比较多的是钢弦扭矩测功仪，这种方法使用比较简便，精度能满足要求，只要泵

轴留有 $\geq 200\text{ mm}$ 的空间位置，就可以进行测定

(1) 工作原理：钢弦式传感器的原理，可用图 10-16 来说明。图中 1 为拉紧的金属弦，一般为钢弦。它置于永久磁钢 4 产生的磁场内，钢弦的一端固定在支承 2 中，另一端与传感器运动部件 3 相联。钢弦的自振频率 f_0 由下式确定

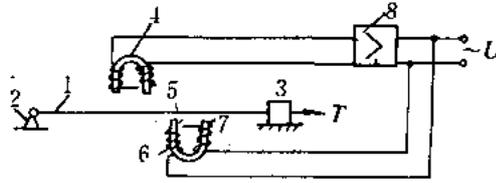


图 10-16 钢弦测功仪工作原理图

1—钢弦；2—固定支承端；3—活动端；4、7—永久磁钢；5—感应线圈；6—激磁线圈；8—频率放大器

$$f_0 = \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{T}{\rho}} \quad (10-53)$$

式中 L ——钢弦的有效长度 (mm)；

ρ ——钢弦单位长度的质量 (kg/mm)。

设 T 为作用于钢弦的张力，当张力增加 ΔT 时，钢弦的频率将为 f_1

$$f_1 = \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{T + \Delta T}{\rho}} = f_0 \left(1 + \frac{\Delta T}{T} \right)^{\frac{1}{2}}$$

将上式按级数展开，并略去 $\frac{\Delta T}{T}$ 的高次微量得

$$\Delta f = \frac{1}{2} \frac{\Delta T}{T} f_0 \quad (10-54)$$

上式说明，当初始张力一定时，钢弦频率的变化量与张力的增量 ΔT 近似地成正比。

钢弦扭矩测功仪就是利用力转换为钢弦自振频率的变化而进行量测的。由于钢弦置于磁场中，因此它在振动时会在线圈 5 中感应出电势 U ，其频率就是钢弦振动的频率，也就知道了待测张力的大小。为了测量钢弦的自振频率，必须设法激发钢弦振动，通常采用连续激发的方式。如图示中的激磁线圈 6 通以脉冲电流后，磁钢 7 产生磁场，作用于钢弦使之振动。于是钢弦与磁钢之间的间隙发生变化，磁阻变化，使感应线圈 5 中的磁通量变化，产生磁感应电势。感应电势的频率即为钢弦的振动频率，将它送入放大器 8 放大后，即可由测量仪表显示。为了维持等幅振动，从放大器的输出端引入一部分正反馈信号，供给激磁线圈 6，以保持钢弦的固有振荡。

(2) 钢弦扭矩仪的测量装置：如图 10-17 所示为装置图。扭矩发送装置的套筒体 2、

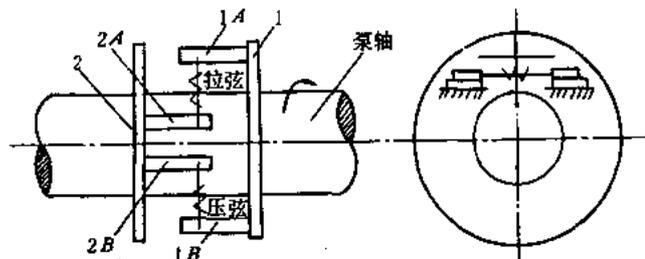


图 10-17 钢弦扭矩仪测量装置图

1、2—套筒体；1A、1B、2A、2B—分别为套筒 1 和 2 的凸台

2、分别卡在被测泵轴的两个相邻截面上，两根钢弦（传感器）分别安装在套筒 1A、2A 和 1B、2B 的凸台上。当被测轴按图示方向转动承受扭矩时，就产生扭矩变形，两相邻截面就扭转一个角度，两只套筒体之间也随之转过同一角度，这时安装在 1A、2A 上的传感器钢弦受到拉应力（称为拉弦），安装在 1B、2B 上的传感器钢弦受到压应力（称为压弦）。在被测泵轴的弹性变形范围内，轴的扭转角是与外加扭矩成正比的，因而传感器的钢弦伸缩变形也与外加的扭矩成正比，而钢弦的振动频率的平方与其两端所受张力成正比。所以通过测量钢弦的振动频率的方法来测量轴所承受的扭矩。

(3) 扭矩及轴功率计算：根据力学原理可推导出轴扭矩的计算公式

$$M_K = \frac{GJ}{RL} \cdot \frac{c_1 \Delta s_1 + c_2 \Delta s_2}{2} \cdot 10^{-2} \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

从水泵轴功率与扭矩的关系，可知

$$N = \frac{GJ}{RL} \cdot \frac{c_1 \Delta s_1 + c_2 \Delta s_2}{2} \cdot \frac{n}{97403} \text{ (kW)} \quad (10-55)$$

式中

G ——被测轴的剪切弹性模数 (N/cm^2)，对于一般钢材，取 $G = (8.1 \sim 8.3)$

$\times 10^4$ (N/cm^2)；

J ——被测轴的转动惯量 (cm^4)， $J = \frac{\pi}{32} (D_1^4 - D_0^4)$ ，其中 D_0 、 D_1 分别为

被测轴的内、外直径，对于实心轴， $D_0 = 0$ ；

R ——传感器钢弦中心至轴中心距离 (cm)；

L ——套筒内两只卡环间的距离 (cm)；

c_1 、 c_2 ——分别为拉、压弦传感器系数 ($\text{cm}/\text{格}$)；

Δs_1 、 Δs_2 ——分别为拉、压弦传感器钢弦受扭变形后，相应于仪器刻度盘上的读数与钢弦未受力时的读数的差值，也称格差

n ——被测轴转速 (r/min)。

对于给定的轴、套筒及传感器，可令综合系数

$$K = \frac{GJ}{RL} \text{ (N)}$$

对于传感器拉弦

$$K_1 = K c_1 \text{ (N} \cdot \text{cm/格)}$$

对于传感器压弦

$$K_2 = K c_2 \text{ (N} \cdot \text{cm/格)}$$

则，轴扭矩

$$M_K = \frac{K_1 \cdot \Delta s_1 + K_2 \cdot \Delta s_2}{2} \times 10^{-2} \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

轴功率

$$N = \frac{K_1 \cdot \Delta s_1 + K_2 \cdot \Delta s_2}{2 \times 97403} n \text{ (kW)} \quad (10-56)$$

如果传感器系数 c_1 、 c_2 相等或相近，可近似取

$$c = \frac{c_1 + c_2}{2}$$

则
$$K_1 = K_2 = K \cdot \frac{c_1 + c_2}{2} = K'$$

这样，轴扭矩
$$M_k = K' \cdot \frac{\Delta s_1 + \Delta s_2}{2} \cdot 10^{-2} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

轴功率
$$N = K' \cdot \frac{\Delta s_1 + \Delta s_2}{2 \times 97403} \cdot n \quad (\text{kW}) \quad (10-57)$$

三、转速测量

泵站测试中的转速测量，常用的方法有以下几种，可根据需要采用。

1. 手持转速表

(1) 机械转速表：机械转速表是将转速测头与转动轴的端面垂直接触，从表盘上直接读数。这种转速表一般只能测量不和动力机联成一体的泵的转速或与电动机直联的泵的转速。这种转速表的精确度较低，约为1%，只在低精度的试验或监视测量中采用。

(2) 数字式手持转速表：数字式手持转速表又分为接触型和非接触型两种。接触型手持转速表的使用与机械转速表类似；非接触型是用反射标记检测转速，仪表不接触旋转部件，只要在旋转体上贴一张反射标记，便可测量，图10-18所示。

2. 闪光测速法

常用的日光灯测速是闪光测速法中的一种。

当带动水泵的动力机是异步电动机时，可以用日光灯测速法测量水泵的转速。异步电机的转速低于同步电机的转速，其差值叫转差。同步转速与电频率有关，因此只要测得转差，就可以算出异步电机的转速。

利用和电动机同电源的日光灯，照射电动机的轴端，轴头上预先划好黑白各半的扇形图，如图10-19所示。电网的频率一般为50Hz，相电压按正弦曲线变化，电压达到一定值后日光灯才发亮，在一个周波内

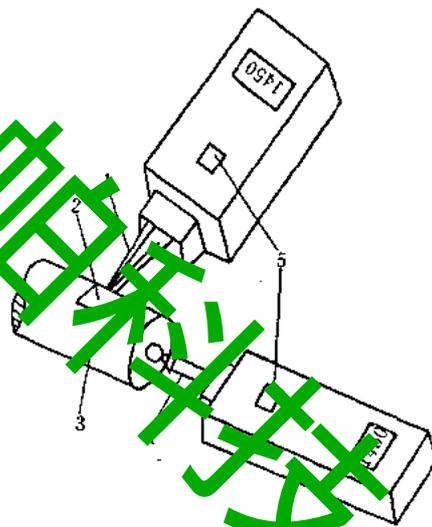


图 10-18 数字式手持转速表测量示意图

1—光束；2—反射标记；3—转轴；4—镜头；5—开关

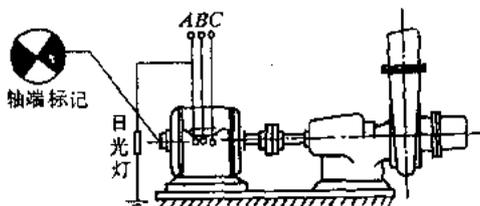


图 10-19 日光灯测速法示意图

闪光两次，每秒100次，每分钟6000次。由于2级和4级的同步转速分别为3000 r/min、1500r/min、日光灯闪光次数恰为同步转速的整数倍。由于异步电机的转速低于同步转速，所以用日光灯照射扇形图时，看到扇形图与电动机实际转动方向

相反而缓慢地转动（假如异步电动机的转速与同步转速相同，扇形图则静止不动）。用秒表记下每分钟内扇形图反转的数目（转差），则异步电机的转速 n 可用下式计算

$$n = n_0 - \Delta n \quad (r/min)$$

式中 Δn ——扇形图反转的转速 (r/min)；

n_0 ——异步电动机实际上的同步转速 (r/min)，它用下式计算

$$n_0 = \frac{60f}{P} \quad (10-58)$$

式中 f ——电源的实际频率，用高精度的频率表测量；

P ——异步电动机的磁极对数。

测不同的转速时，轴端所画扇形的个数也不同，黑色扇形数应与磁极个数相同。例如异步电动机的额定转速为2900r/min，磁极个数为2，黑色扇形数应为2。当测多极电机转速时，由于扇形图个数太多，图象不易看准，可用半波整流后再接日光灯，这样扇形图的个数可减半。但无论扇形图多少，在测转差时，只跟踪其中的一个扇形图。

日光灯法测量转速的精确度可望达到 $\pm 0.5\%$ 左右，主要取决于电网频率测量的精确度。

3. 数字测速法 数字测速仪是利用磁电或光电转换器将转数变成电脉冲信号，由数字计数器（频率计）显示出转速值。测量精确度可达 $1r/min$ ，可以测量瞬时转速，便于自动记录、传送和数据处理，因此得到广泛应用。

转速转换器通常有光电式和磁电式两种。如图10-20所示。磁电式使用较方便，转换器不受外界光线和水滴的影响。齿盘固定在转轴上，齿盘的齿槽可制成矩形，也可制成梯形。使用光电式转换器时，可以在转轴上涂反射标记，也可用镜片和固定在转轴上的开孔圆盘反射光线。

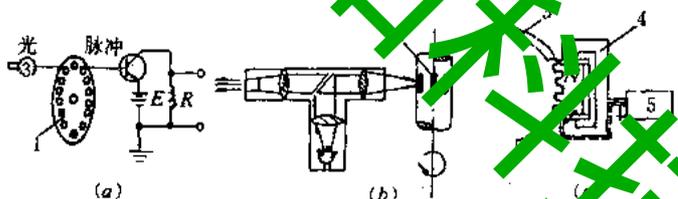


图 10-20 数字测速仪测量示意图

(a)、(b) 光电式；(c) 磁电式

1—开孔圆盘；2—反射标记；3—齿盘；4—磁电转换器；5—数字频率计

转速值的计算与齿轮数目（或反光条数、开孔数目）、时标选择时段有关。

第五节 误差估算

对测量成果进行误差分析与估算，一方面可以了解和分析各种测量条件对误差产生的影响，采取有效措施，避免或减小不利因素的影响，提高测量精度；另一方面，试验研究之后必需对误差进行分析，因为量测技术的水平，量测结果的可靠程度，以及量测工作的

价值,从某种意义上说,全部体现在测量的精确度即测量误差的大小上。测量精度往往可以作为衡量工程技术、产品质量以及试验装置、测量方法等的技术指标。没有误差计算的测量成果,无法对该成果作出可靠性的评价。

一、误差的基本概念

误差与精度都是用以说明测量结果与客观真值之间的差异。误差是指两者之差,而精度是指两者接近的程度。精度的高低,可用误差来衡量,误差大,精度低。如某测量值的相对误差为0.1%,则可笼统地认为精度是 10^{-3} 。

1. 误差的表示方法 在泵站测试中,表示误差的方法有三种:

(1) 绝对误差:用误差值本身来表示的,称为绝对误差。如测量某三角形内角和为 $180^{\circ}00'03''$,绝对误差为 $03''$ 。

(2) 相对误差:用绝对误差与真值的百分比来表示的,称为相对误差。绝对误差为一有量纲的数值,相对误差是无量纲的真分数。在测试中,一般都用相对误差来表示。如对大、小两台水泵测流,大泵的流量是 $10\text{m}^3/\text{s}$,误差是 $\pm 10\text{L}/\text{s}$;小泵的流量是 $0.1\text{m}^3/\text{s}$,误差是 $\pm 1\text{L}/\text{s}$ 。从绝对误差看,就会得出小泵的测流精度高于大泵的错误结论,实际上大泵的相对误差为 $\pm 0.1\%$,而小泵的相对误差为 $\pm 1\%$ 。

(3) 引用误差是用来说明仪器、仪表示值的相对误差,通常有两种表示方法。

一种是用示值百分数表示的。仪表测量的相对误差是常数,与被测值的大小无关,在整个量程内,误差百分数不变。如某流量计是0.5级的精度,则用以测 $100\text{L}/\text{s}$ 的流量误差是0.5%,用以测 $50\text{L}/\text{s}$ 的流量,其误差也是0.5%。

另一种是用满刻度百分数表示的。仪表测量误差与量程有关。如某流量计是0.5级的精度,满刻度量程是 $100\text{L}/\text{s}$,则用以测 $100\text{L}/\text{s}$ 的流量,误差是0.5%,用以测 $50\text{L}/\text{s}$ 的流量,其误差为1.0%。

2. 误差分类 在测量误差理论中,根据测量过程中产生误差的性质,可将误差分成两类:即系统误差和随机误差。有些误差理论的书籍中将误差分成三类,除上述两类外,还有过失误差(或粗差)。过失误差是指读数错误、记录错误、不正确地操作仪器或计算错误等,使测量结果明显地被歪曲。这种错误往往是由于测量人员在工作中的疏忽所致,它是一种错误,在测量工作中是不允许存在的,因此最好不要列入误差的种类。

有些习惯上将随机误差称为偶然误差。“偶然”是相对“必然”而言的,其实随机误差是必然产生的,而不是偶然产生的。这些误差的值是随着不同机会(随机)而出现,具有统计的规律性。因此用“随机”一词比“偶然”更为确切。

(1) 系统误差:在同一条件下多次测量同一量时,误差的绝对值和符号都保持不变(恒定系统误差);或者在条件改变时,按某一确定的规律变化的误差(可变系统误差)统称为系统误差。如仪器安装不正确,量具刻度偏差等都可产生系统误差。

系统误差是用以说明测量值正确的程度。当系统误差与随机误差同时存在时,如图10-21所示。图中 x_0 为真值,随机误差为正态分布曲线, Δ 即为系统误差。

由于系统误差是累积值,有时会很大,往往比随机误差大一个数量级,而且不易被发现,因此系统误差比随机误差对测量的精确度影响更大。从系统误差的特点来看,它是固

定的或具有一定的规律性；因此可以通过实验、误差校核或误差对比等方法来发现，并且予以消除或减小，譬如用修正法消除，用对称法消除线性系统误差，用半周期法消除周期性系统误差等。在某些试验研究中，往往是假设系统误差已经消除，只需要用数理统计的方法计算随机误差。

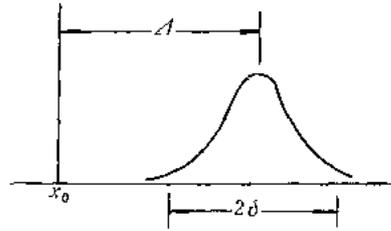


图 10-21 同时存在系统误差和随机误差

可变系统误差具有随机性，同样可以用数理统计的方法进行研究，也就是从总体出发，不研究每一个别的测量，而对那些固定的系统误差，一个个地分别进行研究，具体问题具体对待。

(2) 随机误差：在同一条件下，对某个量进行重复测量，可以得到一系列不同的测量值（称为测量列），对每一个测量值而言，都有误差，时大时小，时正时负，没有一定的规律，而对总体而言，则符合统计规律，这种误差称为随机误差。随机误差通常比较小，并且具有抵偿性。

随机误差在量测中是不可避免的，不能用其它方法予以消除，但因其总体服从统计规律，因此可以从理论上计算它对测量结果的影响。到目前为止，误差理论是立足于概率论和数理统计方法的基础上，在很大程度上就是研究随机误差的各种问题。

3. 精度 精度是与误差相对应的量，在数量上可用相对误差的倒数来表示，是反映测量得到的数值与真值接近的程度，对不同性质的误差有不同的名称及含义：

- 用以反映系统误差大小程度的称准确度；
- 用以反映随机误差大小程度的称精密度；
- 用以反映综合误差大小程度的称精确度。

如图 10-22 所示为不同精度的示意图，其中图 (a) 表示精确度高，既正确又精密；图 (b) 表示精密而不正确；图 (c) 表示正确而不精密。

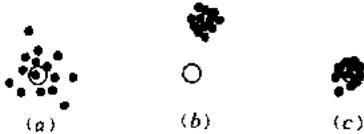


图 10-22 不同精度的示意图

二、随机误差及其估算

1. 随机误差的概率分布及其特征参数 在统计学中，把所研究的对象的全体称为母体，组成母体的每一个成员称为个体，母体的 n 个个体组成的集合称为容量为 n 的子样。例如把观测某物理量的一切可能值组成的集合叫做母体，而把母体中的 n 个个体组成的集合叫做子样。子样观测的结果叫做子样值，必须注意子样中的各个个体，也是随机的，因为它的值可以取母体中的一切可能值，到底取什么值是不能预知的。显然子样个体所服从的分布与母体的分布是相同的，而母体分布却是客观存在的。

观测物理量中的随机变量单独一次测量中是没有规律的，但在大量的重复测量中却呈

现某种统计规律。随机变量的一切可能结果就是一个母体，这种母体所服从的分布，在概率论中已经给出了它的密度函数

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}} \quad (-\infty < x < +\infty) \quad (10-59)$$

其中 \bar{x} 叫做数学期望， σ^2 叫做方差， σ 叫做标准差。如果把 \bar{x} 看作观测物理量的真值， x 是某次观测结果，那末 $x - \bar{x}$ 即为随机误差 Δx ，因此式 (10-59) 亦可看作随机误差 Δx 的分布密度函数，即

$$f(\Delta x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\Delta x^2}{2\sigma^2}}$$

2. 正态分布 正态分布曲线如图 10-23 所示。

正态分布中有两个特征参数 \bar{x} 及 σ ，是母体的期望值及母体的标准差。显然某种物理量如果是正态分布，那末其密度函数完全取决于这两个参数 \bar{x} 及 σ 。由于我们观测结果只能是一个子样，因此我们通常只有用子样的平均值及标准差来估计母体的期望值及标准差。

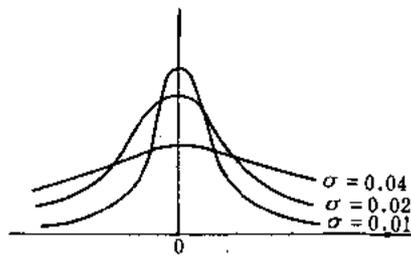


图 10-23 不同标准差的正态分布曲线

若子样为 x_1, x_2, \dots, x_n ，则子样平均值

$$\bar{x} = \frac{1}{n} (x_1 + \dots + x_n)$$

子样的方差为

$$S_n^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2$$

可以证明 \bar{x} 是对母体期望的无偏估计量， $\frac{n}{n-1} S_n^2$ 是母体方差 σ^2 的无偏估计量。

由于子样个体的分布与母体分布是相同的，因此作为子样的个体 ($i = 1, 2, \dots, n$) 其方差均可用子样的方差 S_n^2 作为估计量，而用 $\frac{n}{n-1} S_n^2$ 作为无偏估计量，现在当我们用 \bar{x} 作为母体均值的估计量时，由概率论的知识知道

$$\sigma_{\bar{x}}^2 = \frac{\sigma^2}{n}$$

若用 $\frac{n}{n-1} S_n^2$ 作为 σ^2 的估计量，那末 $\sigma_{\bar{x}}^2$ 的估计量即为

$$\frac{\frac{n}{n-1} S_n^2}{n} = \frac{1}{n-1} \cdot \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 = \frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}$$

所以我们有公式

$$\sigma_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} \quad (10-60)$$

这就是通常用的算术平均值标准差计算公式。

式中 $\sigma_{\bar{x}}$ —— 算术平均值标准差；

x_i —— 各次测定值；

\bar{x} —— 多次测定值的加权平均值（也叫做数学期望值）；

n —— 测定次数。

3. t 分布原理 由于实际测量的次数是有限的，属于小子样，对于小子样的测量，应当是服从 t 分布而不是正态分布。 t 分布的概率密度函数值为

$$f(x, n-1) = \frac{\Gamma(\frac{n}{2})}{\sqrt{(n-1)\pi} \Gamma(\frac{n-1}{2}) \left(1 + \frac{x^2}{n-1}\right)^{n/2}} \quad (10-61)$$

式中 $n-1$ —— 为分布的自由度；

$\Gamma(n)$ —— 为伽马函数。

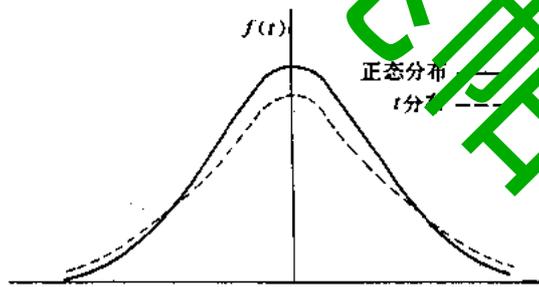


图 10-24 t 分布曲线图

t 分布的特点是比正态分布为宽（图 10-24），与母体均值及方差无关。而可根据 t 分布表，已知测量次数 n 及置信度 P ，可求误差限。

t 分布曲线的数学期望为零，分布密度曲线对称于纵坐标。当 $n \rightarrow \infty$ 时， t 分布曲线趋近于正态分布曲线，因此在小子样的测试中， t 分布曲线是一个严密而有用的理论分布。

表 10-6

t 分布表

P \ t \ $n-1$	1	2	3	4	5	6	7	8
0.90	6.31	2.92	2.35	2.13	2.02	1.943	1.895	1.860
0.95	12.71	4.30	3.18	2.77	2.57	2.45	2.36	2.31
0.99	63.66	9.92	5.84	4.60	4.03	3.71	3.50	3.36
P \ t \ $n-1$	9	10	20	30	40	60	120	∞
0.90	1.833	1.812	1.725	1.697	1.684	1.671	1.658	1.645
0.95	2.26	2.23	2.09	2.04	2.02	2.00	1.98	1.96
0.99	3.25	3.17	2.84	2.75	2.70	2.66	2.62	2.58

随机误差的估算，就是对直接测出的数列，确定其具体的误差值，一般可用在前面所介绍的算术平均值、标准差以及极限误差法进行估算，需要引起注意的是，这里所指的标准误差并不是一个具体的误差值，而是这个测量系列随机误差出现的概率分布，故可作为测量系列中单次测量的精度评定标准。

如果以算术平均值作为测量系列的结果，则要计算算术平均值的标准误差，用符号 $\sigma_{\bar{x}}$ 表示，其计算公式即为式(10-60)。

当被测对象是稳定的，则由于测量变动的随机性，可以用增加测量次数来抵偿测量误差，算术平均值更接近被测对象的真值。在泵站测流中，可用平均值的标准差来衡量测量系列的精度。

增加测量次数，可以提高测量精度，但由于测量精度是与测量次数的平方根成正比，因此增加测量次数到一定程度后，要以此来提高精度就比较困难。一般来说，当 $n > 10$ 以后， σ 已减小得非常缓慢，如图10-25所示。而且还会由于测量次数多而难以保证测量条件的稳定，从而带来新的误差，因此测量次数不必太多。

测量系列中的极限误差是一个限值，任何一次测量的误差都不得超过该限值。某组测量值的误差如果超过了这一限值，就认为这组测量值的质量不好，该测量结果应当舍弃。由概率原理可知，极限误差 $|\delta| = 2\sigma$ 的概率为95.44%，即在22次测量中有1次的误差绝对值超出 2σ 的范围；极限误差 $|\delta| = 3\sigma$ 的概率为99.73%，即在370次测量中只有1次的误差绝对值超出 3σ 的范围，如图10-26所示。在ISO等文献中把概率称为置信度，即极限误差估算可信

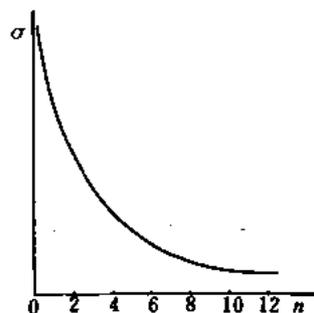


图 10-25 标准差与观测次数 n 的关系

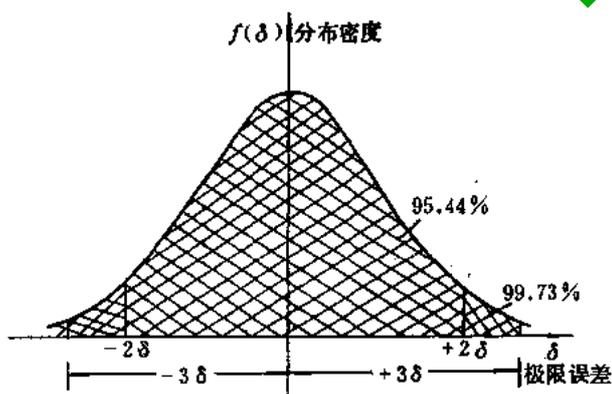


图 10-26 不同概率的极限误差

的误差，就是误差传递所研究的问题。

自变量的函数式有多种，如和、差函数，倍函数，线性函数等。但一般函数式是个通式，可适用于所有函数，这里只讲一般函数的误差传递。

的程度。在国际规程中推荐采用置信度为95%的 $|\delta| = 2\sigma$ 。

三、误差的传递与合成

在泵站测流中，有时某些量值不能直接测量，需要通过测量其它量来计算。例如在水准仪测量中，是通过前、后视读数来计算高差的；在用浓度法测流时，是通过注入盐水流量 q 与稀释倍数 $(R+1)$ 的乘积计算流量的。当已知直接测量值的误差，如何计算直接测量值函数的

设有函数 $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ ，其中各 x_i 为直接测量值，其误差 σ_i 彼此独立，则按误差传播定律可写出其误差关系式如下

$$\sigma_y^2 = \left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 \sigma_1^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 \sigma_2^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}\right)^2 \sigma_n^2$$

或
$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \sigma_{x_i}^2} \quad (10-62)$$

式中 $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n$ —— 分别为各直接测量值 x_1, x_2, \dots, x_n 的误差；

$\frac{\partial f}{\partial x_1}, \frac{\partial f}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial f}{\partial x_n}$ —— 分别为函数 x_1, x_2, \dots, x_n 的偏导数，均为常数；

σ_y —— 函数的误差。

误差的合成，也称误差的综合，其合成的方法根据误差性质的不同，一般可归纳为下列三种：

(1) 代数合成：如不变系统误差，误差的大小及正负已确定，即已考虑了正负误差的相互抵消作用；

(2) 绝对值合成：如可变系统误差，误差的大小已知，但符号未知，则只能用所有误差的绝对值之和，合成后的误差比较大；

(3) 几何合成：一般随机标准差的合成都用几何合成，即用方和根法合成。目前有关水力机械测试规程中，对具有随机性的误差合成，都采用方和根法。

下面以食盐浓度法为例说明误差传递及合成。从浓度法流量方程可知

$$Q_p = (R+1)q$$

$$\frac{\partial Q_p}{\partial (R+1)} = q; \quad \frac{\partial Q_p}{\partial q} = R+1$$

按式 (10-62) 计算得

$$\begin{aligned} \sigma_{Q_p}^2 &= \left(\frac{\partial Q_p}{\partial (R+1)}\right)^2 \sigma_{(R+1)}^2 + \left(\frac{\partial Q_p}{\partial q}\right)^2 \sigma_q^2 \\ &= q^2 \sigma_{(R+1)}^2 + (R+1)^2 \sigma_q^2 \\ \sigma_{Q_p} &= \sqrt{q^2 \sigma_{(R+1)}^2 + (R+1)^2 \sigma_q^2} \end{aligned}$$

用相对误差来表示，则

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{Q_p}}{Q_p} &= \frac{1}{q(R+1)} \sqrt{q^2 \sigma_{(R+1)}^2 + (R+1)^2 \sigma_q^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{(R+1)}}{R+1}\right)^2} \end{aligned}$$

主要参考文献

- 〔1〕 郭元裕主编, 农田水利学, 水利电力出版社, 1982年。
- 〔2〕 成都科技大学等合编, 工程水文及水利计算, 水利电力出版社, 1983年11月。
- 〔3〕 刘竹溪, 水泵及水泵站, 水利电力出版社, 1986年10月。
- 〔4〕 华东水利学院, 抽水站, 上海科学技术出版社, 1986年。
- 〔5〕 鄢建华、张俊华, 中小型水电站的优化运行和管理, 水利电力出版社, 1985年6月。
- 〔6〕 泵站现场测试规程SD140-85, 水利电力出版社, 1985年8月。
- 〔7〕 李继珊主编, 泵站测试技术, 水利电力出版社, 1987年4月。
- 〔8〕 丘传忻, 泵站节能技术, 水利电力出版社, 1985年4月。

水利部科技