取水输水建筑物丛书

主编 陈德亮

Pumping Stations

泵站

丘传忻 编著



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

丛书策划 王照瑜
责任编辑 王照瑜
封面设计 王 鹏

取水输水建筑物丛书

- 水闸 Sluices
- 涵洞 Culverts
- 泵站 Pumping Stations
- 隧洞 Tunnel Conduits
- 渡槽 Aqueducts
- 倒虹吸管 Inverted Siphons
- 取水工程 Water Diversion Projects
- 桥梁与基础 Bridges and Foundations
- 闸门与启闭设备 Gates and Hoists
- 跌水与陡坡 Drops and Steep Slopes
- 量水技术与设施 Water Measurement Technique and Measure

ISBN 7-5084-1753-4

9 787508 417530 >

ISBN 7-5084-1753-4 / TV · 394

定价 52.00元

取 水 输 水 建 筑 物 丛 书

主编 陈德亮

Pumping Stations

泵站

丘传忻 编著

中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

内 容 提 要

本书的主要特点是从系统、经济、节能的观点出发，阐述泵站工程规划设计的基本原理和优化方法。

本书提出了关于泵站安全、经济和节能方面的新概念、新技术和新方法，确立了泵站中水泵、动力机、传动装置、管道和进出水池等各部分之间内在的相互关系，泵站效率及泵站能耗计算，泵站规划设计的方案比较，水泵优化选型和泵站最优参数的优化组合，经济管径的计算方法，大型泵站进出水流道及泵站的优化设计，水锤及其防护等。

本书收集了国内外大量的资料、图例，总结了国内外的先进经验，可以作为我国南水北调等跨流域调水、机电排灌、给水排水、工业供水、环境保护等取水输水中的泵站工程规划设计以及相关专业的本科生和研究生学习参考。

图书在版编目（CIP）数据

泵站/丘传忻编著．—北京：中国水利水电出版社，2004

（取水输水建筑物丛书/陈德亮主编）

ISBN 7-5084-1753-4

Ⅰ．泵… Ⅱ．丘… Ⅲ．泵站—基本知识

Ⅳ．TV675

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2003）第 094144 号

书　　名	取水输水建筑物丛书　**泵站**
作　　者	丘传忻　编著
出版　发行	中国水利水电出版社（北京市三里河路 6 号　100044） 网址：www.waterpub.com.cn E-mail：sales@waterpub.com.cn 电话：（010）63202266（总机）、68331835（营销中心）
经　　售	全国各地新华书店和相关出版物销售网点
排　　版	中国水利水电出版社微机排版中心
印　　刷	北京市兴怀印刷厂
规　　格	850mm×1168mm　32 开本　19.375 印张　520 千字
版　　次	2004 年 2 月第 1 版　2004 年 2 月第 1 次印刷
印　　数	0001—3600 册
定　　价	**52.00** 元

凡购买我社图书，如有缺页、倒页、脱页的，本社营销中心负责调换

版权所有·侵权必究

序

我国是一个人均水资源紧缺的国家，加之水资源在时间和空间上分布不均，导致水资源供需矛盾更加尖锐。缺水已成为我国经济和社会进步的重要制约因素。努力实现水资源的优化配置，满足经济社会对水资源的需求，以水资源的可持续利用来支撑经济社会的可持续发展，这是建设水利事业的根本目标和基本任务。

1949 年新中国成立以来，我国的用水状况发生了很大变化。新中国成立初期，当时水利建设的主要任务是发展农业，解决粮食问题。1949 年全国总供用水量仅 1000 余亿立方米，而当时农业用水就占全部用水量的 90％以上，城镇工业用水比重很低。随着经济及社会的发展，特别是改革开放 20 年来，由于城市化进程的加快，这种用水状况有了很大变化。到 1997 年，全国总用水量已达 5566 亿 m^3，其中农业用水占 70.4％，而城市生活和工业用水已占到总用水量的 30％。这一趋势是改革开放以来经济社会发展的必然结果。从今后的发展看，农业虽是用水大户，但农业用水的重点是解决节水灌溉，提高用水效率的问题。据专家分析，如果将农业用水的平均有效利用系数从目前的 0.43 提高到 0.55～0.60，则在不增加农业用水的情况下，完全能保证 2030 年人口达 16 亿时的粮食安全。如果再加上农业结构的调整等其他因素，农业用水总量将基本不会有大的改变。中国未来的供水矛盾将集中在城市，供水将主要用于发展城市、发展工业及保护生态与环境。例如，南水北调工程的供水原则就是以城市供水为主，兼顾生态及农业。

实现水资源的优化配置有各种手段，而工程手段就是其中之

一。无论是资源性缺水还是工程性（经济性）缺水，其最主要的工程手段都是在水源处修建取水工程，然后通过输水工程送到用水处。有时，为了把丰水地区的水资源调到缺水地区，还需要实施跨流域的远距离调水，对水资源进行地域上的再配置。在21世纪，跨流域调水将是中国水利建设的一大特点。国内外实践经验表明，采用调水工程这一工程手段来改善水资源的不利状况，是促进缺水地区经济发展的重要举措。大的调水工程往往还成为国家发展战略的重要组成部分。我国南水北调工程就是改善国家资源配置、支持经济社会发展的基础性战略工程。此外，为了提高用水效率，实施节约用水，合理计价收费，还需采取量水技术设施这一工程手段。针对上述形势发展的需要，我们特组织有关专家编写了这套《取水输水建筑物丛书》，以更好地为水资源的优化配置服务。

《取水输水建筑物丛书》（以下简称《丛书》）共十一个分册，分别为：介绍从天然水源或人工水源取水的《取水工程》、《泵站》（含输水渠道上的多级提水泵站）、《水闸》（含输水渠道上的节制闸、分水闸、退水闸等）及与之配套的《闸门与启闭设备》；为节约用水、科学用水、计价收费而设置的《量水技术与设施》；以及在输水渠道跨越天然或人工障碍时，在渠道上修建的一系列建筑物《渡槽》、《倒虹吸管》、《隧洞》、《涵洞》、《桥梁与基础》及《跌水与陡坡》等。以南水北调中线工程为例，该工程总干渠全长1200多公里，途经三省两市，横跨长江、黄河、淮河、海河四大流域，穿越大小河流219条，需修建各类取水及输水建筑物960多座，仅大型倒虹吸管就有95座，渡槽有49座；还有大量的涵洞、节制闸、分水闸、退水闸及与之配套的闸门和启闭设备；还有大批桥梁工程；总干渠上的排水建筑物即达400多座。如果加上输水分干渠、支渠上的建筑物，其数量十分可观。此外，在各级输水渠道上还有大量的量水技术设施。以上这些，均是我们这套《丛书》的服务范围。

本《丛书》的服务宗旨是：为水资源优化配置，为提高用水

效率，为实现水资源的可持续利用服务。

本《丛书》的编写遵循以下基本原则：

1.《丛书》的服务对象以大学本科毕业的水利工程技术人员为主；讨论的工程规模以中型为主，兼顾大型（个别分册例外，如《跌水与陡坡》主要以中小型为主）；写法以“实用”为主。在扼要阐明基本原理的基础上，着重介绍工程的布置、结构形式、构造、计算公式的应用，并介绍一些工程实例，便于广大读者在设计中应用和参考。

2.《丛书》在重点介绍目前常用的理论方法的同时，注意反映国内外的先进技术，用前瞻眼光预计未来经济社会可持续发展的重大决策走向；注意总结经过实践证明，技术上先进、经济上合理、运用安全可靠的先进经验。使《丛书》既具有现实指导性，又有前瞻性。

3. 为了反映计算机应用技术的发展，《丛书》在有关部分介绍计算机辅助设计或计算的有关内容，但不附源程序。

4.《丛书》不介绍一般性的施工技术内容，但某些与设计关系密切的施工问题，有特色的施工内容或特殊的施工问题，对读者确有参考价值的，要适当编入。

5.《丛书》面向全国，尽可能注意照顾地区特点。特别是寒冷地区的冻害及多沙地区的泥沙问题，在建筑物的布置、形式、构造及计算方面加以兼顾。

这套《丛书》在编写过程中得到了各方面的大力支持和真诚帮助，在此一并表示衷心感谢。对书中的缺点、疏漏和不妥，恳请读者批评指正。

陈德亮

2002 年 8 月

前 言

泵站作为取水输水工程的一个重要部分，已在机电排灌、跨流域调水、城乡给水排水、工矿企业供水和排水等工农业生产和水利工程建设等各方面得到了广泛应用，为促进工农业生产的发展和人民生活水平的不断提高发挥了重要作用。可以预料，随着工农业生产的现代化，泵站工程将会在国民经济各领域获得更加广泛的应用。

然而，泵站工程作为一门学科，其发展历史并不太长。在我国，不少专家、教授、工程技术人员及广大师生，为我国的泵站工程科学技术的发展做出了重要的贡献，为泵站工程的发展奠定了基础。近年来，泵站工程的科学技术发展很快。有关院校曾设立与泵站工程有关的专业，1987 年中国水利学会设立了泵及泵站工程学组，同时成立了全国泵站科技情报网，并于 1993 年创办了《泵站技术》杂志。1987 年以后，水利部颁布了《泵站技术规范》、《泵站现场测试规程》、《泵站技术改造通则》等部颁标准。1997 年国家技术监督局和建设部颁布了国家标准《泵站设计规范》，2000 年水利部颁布了《泵站技术改造规程》、《泵站技术管理规程》等行业标准。全国性的泵站学术讨论会和全国泵站科技信息交流会逐步正常化。这些都大大加快了我国泵站工程在科学技术方面的发展。但作为一门学科，泵站工程还相当年轻，还有许多课题需要进一步研究，甚至本学科的体系仍有待完善和提高。

以往，与泵站工程有关的课程是根据各专业的需要而设立的。如农田水利、机电排灌、给水排水等专业都设有类似的课程。虽然针对不同行业，泵站工程各有特点，但也有很多共同之处。作为一门学科，

需要认真总结共同部分，找出其共同规律。这样，通过本学科的学习，不仅可以解决机电排灌、给水排水和跨流域调水方面的泵站技术问题，而且可以解决电厂供水、环境保护等方面的泵站工程问题，从而使工程技术人员和相关专业的学生具有更广的知识面，以适应社会各方面的需要。作为一本科技书，本书也可以供上述各行业与泵站工程有关的工程技术人员学习和参考。

随着现代科学技术的飞速发展，现代泵站工程已经吸收了很多优化技术、工程经济、控制技术、计算机技术等的观点和方法。本书的主要特点是特别强调从系统、经济、节能的观点出发，讲授泵站工程规划设计和运行管理的基本原理和优化方法。为此，本书增加了有关能耗分析和经济分析等方面的内容。在新技术方面，提出了不少泵站安全、经济和节能方面的新概念、新技术和新方法。例如确立了泵站中水泵、动力机、传动装置、管道和进出水池等各部分之间内在的相互关系，泵站效率及泵站能耗计算，泵站规划设计的方案比较，水泵优化选型和泵站最优参数的优化组合，经济管径的计算方法，大型泵站进出水流道的优化设计等。在计算机应用技术方面，著者在20世纪80年代以来，编写了《泵及泵站BASIC程序设计》、《泵站经济运行》等，以自编教材的形式在武汉大学水电学院使用。本书因篇幅所限，所附电算程序不多，但附有大量程序框图，为电算程序的编制打下了基础。希望本书能对促进泵站工程的技术进步和新技术的推广和应用发挥应有的作用。

本书主要读者对象是与泵站工程有关的工程规划设计人员，也可作为高等院校相关专业的参考书，可供农业水利、机电排灌、给水排水、流体机械及工程等专业的研究生、本科、专科以及各种训练班参考或用作教材。

因本人水平所限，书中一定有诸多不足之处，尚待不断完善和提高，敬请有关专家、教授及广大工程技术人员批评指正。

编著者

2003年12月

目　录

序

前言

第一章　概论 …… 1

第一节　泵站工程类型 …… 2

第二节　我国泵站工程发展概况 …… 7

第三节　国外泵站工程发展概况 …… 10

第四节　泵站工程发展趋势 …… 12

第二章　泵站工程可行性分析 …… 15

第一节　工程投资和费用分析 …… 15

第二节　泵站动力费用计算 …… 20

第三节　工程效益分析 …… 35

第四节　泵站工程经济评价法 …… 42

第三章　泵站工程规划布局 …… 47

第一节　设计标准 …… 47

第二节　自流与提水方案选择 …… 49

第三节　供水泵站工程规划布局 …… 53

第四节　排水泵站工程规划布局 …… 60

第五节　泵站枢纽布置 …… 64

第四章　泵站设计流量 …… 75

第一节　灌溉泵站的设计流量 …… 76

第二节　城镇给水流量 …… 84

第三节　农田排水流量 …… 87

第四节　城镇排水流量 …… 94

第五章　泵站设计扬程 …… 98
第一节　泵站的特征扬程 …… 98
第二节　管道损失扬程 …… 104
第三节　渠道损失扬程 …… 115
第四节　简单管路的泵站需要扬程 …… 118
第五节　复杂管路的泵站扬程 …… 124

第六章　水泵机组 …… 133
第一节　水泵类型 …… 133
第二节　水泵选型 …… 150
第三节　电动机 …… 161
第四节　传动设备 …… 174

第七章　辅助设备 …… 179
第一节　供油系统 …… 179
第二节　供气系统 …… 190
第三节　水系统 …… 198
第四节　通风与起重设备 …… 212

第八章　泵房 …… 219
第一节　分基型泵房 …… 219
第二节　干室型泵房 …… 245
第三节　湿室型泵房 …… 274
第四节　块基型泵房 …… 287
第五节　泵船及泵车 …… 339

第九章　进出水建筑物 …… 362
第一节　取水管渠 …… 362
第二节　前池 …… 380
第三节　进水池 …… 390
第四节　进水间 …… 402
第五节　进水建筑物的附属设备 …… 407
第六节　出水建筑物 …… 420

第十章　进出水管道…… 433
第一节　进水管道…… 433
第二节　出水管道及其布置…… 445
第三节　经济管径计算…… 460
第四节　管道及其支承结构…… 466

第十一章　进出水流道…… 476
第一节　肘形进水流道…… 477
第二节　钟形进水流道…… 485
第三节　虹吸式出水流道…… 494
第四节　直管式出水流道…… 504

第十二章　水锤及其防护…… 515
第一节　关阀水锤…… 515
第二节　事故停泵水锤…… 531
第三节　水锤电算法…… 546
第四节　水锤简易计算法…… 568
第五节　水锤防护措施…… 580

主要参考文献及资料…… 605

第一章 概 论

在以往的取水输水工程中，通常都是指自流取水输水的水利工程。所谓“自流”就是利用地球的重力而不另加能量，使水流流向用户，以满足经济发展和人民生活需要。但因“自流”工程受地形地貌及当地水资源条件的影响较大，故在地形条件较差的地区采用自流取水方式时，必然会增加工程规划设计的难度，延长工程施工期限，增加工程投资，降低工程效益。因此，随着工业技术水平的提高和水资源的不断开发利用，在现代的取水输水工程中，泵站“提水”的方式迅速得到发展。

“提水”就是利用电力、燃料、水力、风力、太阳能等外加能量，使水流的能量增加，并由低处向高处流动，从而使用户有可能利用低处的水利资源，以达缩短取水输水距离，降低工程投资，提高工程效益的目的。但因为“提水”工程需要消耗外加能量，增加工程的运行费用，因此，减少提水工程的能源消耗，降低泵站工程的运行成本，已成为泵站工程科技人员的重要任务，这也是本书需要解决的重要课题。

本章主要介绍泵站工程在国内外的发展概况，其目的是认真总结前人的经验教训，为今后的发展打下基础。

另外，水泵是不能单独工作的，它需要有动力机、传动设备、进出水管、进出水池、辅助设备和控制设备等与之配套，构成一个完整的泵站（又称抽水装置）才能正常工作。为了保证水泵等机电设备的正常运行和为管理人员提供良好的工作条件，往往需要建造泵房、变电站以及各种配套的水工建筑物，由此构成一个泵站工程枢纽。为了便于介绍泵站工程在国内外的发展概况，首先对泵站工程进行分类。

第一节　泵站工程类型

众所周知，泵站的基本功能是通过水泵的工作体（固体、液体或气体）的运动（旋转运动或往复运动等），把外加的能量（电、热、水、风能或太阳能等）转变成机械能，并传给被抽液体，使液体的位能、压能和动能增加，并通过管道把液体提升到高处，或输送到远处。在生产实践中，水泵的型号规格很多，泵站的类型也各不相同。根据泵站的不同特点，泵站工程的主要类型如下。

一、按功能分类

通常，取水输水工程中的泵站装机容量和工程规模较大，主要用途是供水、排水和调水等，按功能泵站分为以下几种。

1. 供水泵站

向农田、工矿企业、城镇居民等提供水源的泵站分别称为农田灌溉泵站、工业供水泵站以及城乡居民给水泵站等。

2. 排水泵站

将农田、城镇、工矿企业多余的雨水、污水排除，或降低过高的地下水位，以确保工农业生产的安全正常进行的泵站称为农田排水泵站、城镇排水或排污泵站、工业排水泵站以及矿山排水泵站等。

3. 调水泵站

调水泵站的主要功能是根据经济和社会发展的需要，在较大范围内调节流域之间的水资源不平衡问题，其功能还是解决沿途的城镇及工业供水、农业灌溉和排水，有时还可以利用输水渠道或河道进行航运等。

4. 加压泵站

对于长管道输水的工程，为了克服沿途的压力损失，需要中途设置泵站增加压力。对于城市给水工程，当水源泵站将原水输送到自来水厂经处理后，还需要泵站加压送往管网。这类泵站称为加压泵站。对于扬程较高的灌区、城镇供水或跨流域调水工程，

由于受地形地质等条件的限制，往往需要采取多级提水方式，途中增加的泵站有时也可称为加压泵站或中继站。

5. 蓄能泵站

火电厂和核电站是不允许间断工作的。为了确保电网的稳定运行，在夜间有多余电量时，可以通过水泵将水抽至高处（蓄能），而在白天的用电高峰时再将水从高处放下，通过水轮机进行发电。这类泵站称为蓄能泵站、蓄能电站或抽水蓄能电站。蓄能电站的主要类型有上库无天然径流来水的纯抽水蓄能电站、上库有天然径流来水的混合式抽水蓄能电站、从一条河的下水库抽水至上水库，再由上水库向另一条河的下水库放水发电的调水式抽水蓄能电站。抽水蓄能机组形式有四机式、三机式、可逆式和同向旋流式等。四机式由水轮机、发电机、水泵和电动机组成，抽水和发电分开，设备启动和制造简单，但设备多，厂房面积大，投资较高；三机式是将电动机和发电机合为一体，称为电动—发电机，通过联轴器水泵、水轮机和电动—发电机联在一起；可逆式的水轮机是一种抽水和发电两用的特殊设计的叶轮，称为水泵—水轮机，和电动—发电机组成可逆机组，正转时为水轮机，反转时为水泵，设备少，工程投资小，但抽水和发电都难以达到最优工况；同向旋流式是将水轮机和水泵的转轮背靠背安装在一根横轴上，电动—发电机是单独的，属于三机式的范畴。

应该指出，有些排水泵站闸站结合，不仅可用于排水，同时还可以用枢纽中的排水闸进行自流排水。有的泵站同时具有灌溉和排水功能，称其为排灌泵站。也有的泵站同时具有提水灌溉、自流灌溉、水泵排水、自流排水等功能，有的还具有发电、通航等功能。这些泵站可称为多功能泵站。

二、按水泵的类型分类

水泵是泵站中最主要的机械设备。泵站的结构形式、运行方式等都与水泵类型有关。因此，泵站经常按水泵类型进行分类。

取水输水工程常用水泵为叶片泵。按工作原理叶片泵可分为离心泵、轴流泵和混流泵。按泵轴安放方向，分为立式、斜式和

卧式。按水泵叶轮的数目分为单级泵和多级泵。按水泵吸水口的数目分为单吸泵和双吸泵。由此可以组成多种形式的水泵结构。

在生产实际中常用比转数 n_s 来对叶片泵进行分类。比转数可用下式计算：

$$n_s = 3.65 \frac{nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \tag{1-1}$$

式中：n 为水泵转速，r/min；Q 为水泵流量，m^3/s；H 为水泵扬程，m。

由此可知，根据水泵额定工况的转速、流量和扬程等参数可以计算出该泵的比转数。对于转速和流量一定的水泵，比转数越低则扬程越高。离心泵属于高扬程泵，比转数 $n_s=30\sim300$，一般用于大于 20m 以上的泵站。轴流泵则属于低扬程泵，比转数 $n_s\geqslant500$，一般用于小于 10m 的泵站。混流泵的扬程介于离心泵和轴流泵之间，其比转数 $n_s=300\sim500$，常用于扬程为 7～25m 的泵站。这里需要说明的是，以上比转数的数值是按我国常用流量、扬程和转速单位（m^3/s，m，r/min）计算出的。国外的流量单位有 m^3/min、gal[1] /min，扬程单位有 ft（英尺）等，因此，不同国家的比转数的数值范围也有所不同。

这里主要介绍按工作原理进行水泵分类的泵站形式。

1. 离心泵站

离心泵站内工作的主泵是离心泵。离心泵的工作原理是利用水泵叶轮旋转产生的离心力使叶轮中心的水向叶轮外缘流动并进入蜗壳。在蜗壳内水流的压能增加，使其流向出水管道。与此同时，因为叶轮中心的水向外缘流动，叶轮中心形成真空，所以，在大气压力的作用下，进水池的水被吸入水泵。这样，水泵就可以源源不断地将水流从低处提升到高处。离心泵站多用于高扬程灌溉泵站、加压泵站等。

---

[1] gal（加仑），1 美加仑＝3.7854dm^3。

2. 轴流泵站

轴流泵站内工作的主泵是轴流泵。轴流泵叶轮内安装了像飞机机翼一样的叶片。众所周知，机翼在高速运动时气流将对机翼产生升力，因此飞机可以飞上天空。而水泵中的叶片安装方向与飞机的机翼相反，在水泵叶轮高速旋转时，叶片将承受向下的推力。但因为水泵的叶轮不能轴向运动，因此，叶片对水流产生反作用力，使水流从水泵的进口向出口流动。这样，叶轮进口处将出现压力下降，进水池中的水也会在大气压力的作用下吸入水泵，从而使轴流泵不间断地将水从低处提升到高处。轴流泵主要用于扬程较低的调水泵站、排水泵站，或灌排扬程相差不大的排灌两用的泵站。

3. 混流泵站

混流泵站内工作的主泵是混流泵。混流泵叶轮内的水流同时承受离心力和升力的作用，因此，混流泵的比转数和扬程均介于离心泵和轴泵之间。但从水泵性能看，混流泵的流量大于离心泵，而流量～扬程曲线和流量～功率曲线不像轴流泵在小流量区有拐点，即混流泵具有在小流量区不容易出现振动和噪音，在不同扬程下功率变化较小等良好特性。故各国都在扩大混流泵的使用范围。有的国家有扬程 5～25m 的混流泵产品。对于扬程变化幅度很大、轴流泵无法满足要求的泵站，使用混流泵的可能性正在增加。

三、按动力分类

1. 电动泵站

电动泵站是以电动机为动力机的泵站。由于电动机的启动、停机以及运行管理等方面比较方便，因此，近代大中型泵站的动力机普遍采用电动机。以电动机为动力的排灌泵站称为电力排灌泵站。

2. 机动泵站

以煤、汽油和柴油等为燃料的蒸汽机和内燃机为动力机的泵站称为机动泵站。内燃机包括柴油机和汽油机。在泵站建设初期，因当时电网不完善，在一些用电困难的地区，最先采用蒸汽机作

为水泵的动力机。后来，因为柴油机和汽油机体积较小使用较方便而取代了蒸汽机。又因为柴油比汽油价廉，柴油机又逐渐成为驱动水泵的主要动力机。不过，和电动机相比，柴油机因为体积、振动和噪音较大，其使用范围在不断减小。但是，目前在日本等台风较多的国家和地区，一旦电网供电遭遇台风破坏时，排水泵站难以及时恢复运行，将会造成很大的经济损失。因此，为了提高泵站的可靠性，这些地区的泵站常常采用电动机和柴油机两种动力机驱动水泵。

3. 水轮泵站

水轮泵站是我国独特的提水工程。其中安装的水轮泵是由水轮机带动水泵抽水的，其能量转换率高。由于其结构简单，制造维修方便，运行安全可靠，便于综合利用，而且可以利用山区溪流、潮汐河道、渠道跌水的水位差工作，工程投资少，运行费用低。在20世纪60年代，水轮泵站工程在我国南方各省发展很快，此后在西北和东北也相继得到发展，最多时全国达10万多台。水轮泵站工程曾得到联合国粮农组织的承认，并于1981年在福州召开的国际提水机具会上决定在国际上推广应用水轮泵技术。不过，因为水轮泵站的设备利用率不高，水资源利用也不够充分，使得其发展受到很大限制，发展速度逐渐减慢，保有量逐渐减少。现在的经验表明，水轮泵站只有把提水灌溉和水力发电相结合起来才有发展前途。即将原来的机泵一体的水轮泵，改为工况转换方便的分体式结构，在灌溉季节水轮机带动水泵提水，在非灌溉季节水轮机则带动发电机发电，同时满足提水和发电的要求，从而大大提高泵站的经济效益。

4. 风力泵站

风力泵站是以风车为动力机的泵站。我国的风力资源很丰富，如何充分利用风力资源也是值得关注的重要问题。从水轮泵站的发展经验看，风力泵站也必须走提水和发电同时并举的道路，在降低运行费用的同时，增加泵站的发电效益，才能使风力泵站健康发展。

5. 太阳能泵站

以太阳能为动力的泵站称为太阳能泵站。太阳能是廉价的清洁能源，有着广泛的发展前景。但在目前，因为太阳能的利用和储存等技术问题还没有得到很好解决，从而使工程的第一次投资大幅度增加，因此，太阳能泵站在目前的发展应用速度仍很缓慢。

第二节　我国泵站工程发展概况

随着我国工农业生产发展的需要和机电设备生产能力的提高，我国的泵站工程得到了迅速发展。仅在机电排灌工程中，截至1996年底，泵站总装机容量已达7019.6万kW，占农用总动力的18.2%，排灌总效益面积达5.1亿亩，其中提灌面积4.46亿亩，占全国总灌溉面积8.2118亿亩的54.34%，超过了自流灌溉面积；提排面积达0.638亿亩，占全国已治理除涝面积1.78亿亩（达5年一遇除涝标准）的35.8%。这些泵站工程的实施，为抗御旱涝灾害、发展农业生产、改变农村面貌、提供城乡用水等方面发挥了重要作用。

一、机电排灌泵站

我国机电排灌泵站工程的主要特点是：数量大、范围广、类型多、发展速度快。根据不同自然条件，我国机电排灌泵站的主要类型有：①平原河网地区的大中小型泵站；②西北和华北地区大量的机井泵站和高扬程泵站；③西南和中南地区以水位变幅大的江河、水库为水源的高圆筒型干室型泵站以及浮船式、缆车式的泵站。近年来，我国在高扬程提水灌溉和大流量排水泵站方面发展很快。高扬程泵站以甘肃、陕西、山西、宁夏等省（区）的高原地区为主。甘肃省的景泰川提水工程于1974年完成的第一期工程，设计流量为10.56m^3/s，灌溉面积2.028万hm^2，共分11级，累计扬程445m，总装机容量64000kW，最大单泵容量为2000kW。第二期工程1984年开始兴建，设计灌溉面积3.33万hm^2，共分18级，累计净扬程445m，总扬程708m。陕西东雷提灌工程设计流

量 60m³/s，共分 8 级，累计净扬程 311m，总装机容量为 120000kW。其中二级泵站的水泵额定扬程为 215m，单泵容量为 8000kW。大型低扬程排水泵站主要分布在湖北、湖南、广东、安徽、江苏和浙江等省的低洼地区。仅湖北省江汉平原，近年来就建成大型泵站 60 多座。大泵口径主要有 1.6m、2.0m、2.8m、3.1m、4.0m、4.5m 等几种。其中，樊口泵站的水泵口径为 4.0m，单泵流量 53.5m³/s，水泵额定扬程 9.5m，配套功率为 6000kW，是目前我国单泵容量最大的轴流泵站。

二、跨流域调水泵站

近年来，跨流域调水工程正在我国迅速发展。随着经济的迅速发展，天津、烟台、青岛、上海、宁波、温州、福州、厦门、深圳、香港等沿海大中城市的用水量大幅度增加。在当地水资源不足，海水淡化成本很高的情况下，跨流域调水工程成为解决用水紧张状态的重要途径。调水工程也有“自流”和“提水”问题。“引滦入津”、“引黄济青”、“东深供水”等都是采用“提水”方式的大型调水工程，其中“引滦入津”工程全线 4 座大型泵站，共装大型水泵 27 台，总装机容量 20000kW。引黄河水向青岛供水的“引黄济青”工程、引东江水向香港供水的“东深供水”工程等都取得了巨大的社会效益和经济效益。

“南水北调”工程是我国最大的跨流域调水工程。该工程共分东线、中线和西线三条调水路线。东线工程由江苏的江都和泰州引江水利枢纽从长江取水，通过多级泵站提升到达沿线最高的黄河，经隧道穿过黄河后，经京杭运河自流到达天津。中线工程从湖北丹江水库取水，经河南、河北自流到达津京地区。虽然中线输水干线上无须提水泵站，但沿途很多分水处都需要泵站加压。西线工程是从长江上游的金沙江、雅砻江和大渡河取水，跨越巴颜格拉山调往黄河上游，目前已经开始规划，主要解决青海、甘肃、陕西、内蒙古、山西等地的用水困难。东线和中线工程是跨越长江、淮河、黄河、海河流域，把长江水调往北京和天津，同时也解决中原、胶东半岛、华北地区的部分用水问题。东线第一期工

程输水干线 646km，新建和扩建 20 座大型泵站，提水流量为 500m³/s。第二期工程抽水 700m³/s，其中通过隧道穿过黄河的流量为 200m³/s，全线共 37 座泵站，总功率达 80 万 kW，输水线路长 1150km。淮安二站安装的是我国口径最大的轴流泵，口径为 4.5m，单泵容量为 5000kW。皂河泵站安装的则是我国最大的立式蜗壳混流泵，口径为 6.0m，单泵流量为 100m³/s，扬程 6m，配套功率为 7000kW。这些水泵都是我国自行研制的，在国际上也是少有的。

三、抽水蓄能泵（电）站

抽水蓄能泵（电）站在我国有着广泛发展前途。我国最早的抽水蓄能电站是 1960 年建成的河北省平山县岗南抽水蓄能电站。此后又建成了北京市密云、河北省的潘家口、浙江天荒坪和广东省从化抽水蓄能电站。从化抽水蓄能电站，上下水库建在流溪河支流的召大水和九曲水上，落差为 588m。上下水库用 2200m 长的压力隧道相连，下厂房内安装 4 台 3 万 kW 的抽水蓄能机组，装机容量为 120 万 kW，该泵站是为大亚湾核电站调峰而建的。该工程是我国第一座百万千瓦以上的大型抽水蓄能机组。

四、大型潜水电泵站

以往，潜水电泵的容量很小，多用于工程施工和小面积的灌溉排水。随后用于深井提水和矿井排水。近年来，由于潜水电泵安全可靠性和自动耦合装置等技术问题得到解决，使潜水电泵的大型化提到了议事日程。潜水电泵站的主要特点是水工建筑物简单，工程造价低；安装检修方便；机组振动、噪音以及电机温升对环境无不良影响；运行操作简单，便于自动化等。因此，20 世纪 90 年代以来，我国的大型轴流式和混流式潜水电泵发展很快，其口径从 350mm 已发展到 1600mm，单泵流量已超过 8m³/s。潜水电机的工作电压由 380V 增加到 6000V 和 10000V。这些大型潜水电泵站已在国内城市给水排水、农业灌溉排水和工业供水和排水等方面得到广泛应用，同时也开始向国外出口。

此外，随着大型火电厂 30 万 kW、60 万 kW 汽轮发电机组的

逐步采用，循环泵站的单泵流量已达 $13m^3/s$、$25.5m^3/s$。近年来，城市污水泵站、矿井排水泵站等泵站工程也得到了快速发展。

第三节　国外泵站工程发展概况

近代，特别是 20 世纪 60 年代以来，世界各国的泵站工程发展很快。这里仅介绍主要国家的一些基本概况。

一、美国

美国西部的北水南调工程经过 12 年的建设，于 1973 年竣工。该工程是从加利福尼亚州的北部把水抽送到南部的洛杉矶，灌溉沿海农田。该工程全线 1126km，共有 22 座大坝，6 座电站，23 座泵站。其中埃德门斯顿泵站（Edmonston pumping plant）是跨越哈查比山的大型泵站工程，选用了 14 台单泵流量为 $9m^3/s$，扬程为 587m，单泵功率为 58840kW 的 4 级立式离心泵。该站有两条管道，每条长 2560m，前段管道直径为 3860mm，后段管道直径为 4280mm。大古力泵站是美国较早的大型泵站。该站是从哥伦比亚的大古力水库提水至高原上的另一调节水库。该站安装有 6 台立式混流泵和 6 台抽水蓄能机组。混流泵单泵流量为 $45m^3/s$，扬程 94m，配套电机为 47807kW。蓄能机组抽水能力为 $48m^3/s$，灌溉季节将抽上的水储蓄在高原水库，用电高峰期再放回大古力水库发电。

二、原苏联

早在 1972 年前苏联的抽水灌溉面积就已达到 340 万 hm^2，占总灌溉面积的 30%，总装机容量为 180 万 kW。1985 年发展到 950 万 hm^2，约占总灌溉面积的 45%。其中，乌兹别克的卡尔申提水灌溉工程从阿姆河取水的流量为 $200m^3/s$，灌溉 35 万 hm^2 农田，总功率达 45 万 kW，6 级提水。每站 6 台全调节轴流泵，第一级扬程 17～19m，其余 23～26m，总扬程 156m，单泵流量 $40m^3/s$。最后一级泵站向特里马让水库供水。灌溉季节由水库引水的流量为 $360m^3/s$，6 座泵站可全年工作。此外在乌克兰、阿塞拜疆、土

库曼斯坦等国都有大规模的泵站灌溉工程。

原苏联还计划从欧洲部分河流向伏尔加河、从西伯利亚向咸海调水。这些调水工程拟采用的水泵，口径多在4～6.5m，单泵流量为70～150m^3/s，扬程为1～20m，总功率150万kW。

三、日本

日本全国排灌设备的总提水能力11万m^3/s。其中排水流量为9400m^3/s，提灌流量为1600m^3/s。全国排灌泵站7200多座，其中，中小型泵站占93%。如1973年建成的新川水系的25座泵站群中，只有新川河口是大型泵站。该站有6台口径为4200mm的贯流式轴流泵，扬程为4.2m，单泵流量为40m^3/s，泵站总容量为7800kW，总排水流量为240m^3/s，控制面积为28000hm^2，排水受益面积为20000hm^2。

此外，日本还建成了一批大型泵站。如日光川排水站，选用2台口径为4600mm的大型轴流泵；大和田排水站选用了2台口径为3600mm和2500mm的轴流泵；久御山排水泵站选用了3台口径为3400mm的轴流泵；新井乡川排水站选用了3台口径为3200mm的轴流泵；新川泵站选用了2台口径为2800mm，1台口径为1800mm的轴流泵；三乡排水泵站选用了3台口径为4600mm、1台口径为3600mm、1台口径为3000mm的立式蜗壳式混流泵。

日本的大型离心泵主要用于供水工程。如东京都水道局练马给水泵站选用了3台进出口口径分别为1500mm和1000mm（配套功率为5600kW）、3台进出口口径分别为1200mm和900mm（配套功率为1900kW）的双吸卧式离心泵；大阪市水道局城东配水站（加压用）选用了4台进出口口径为1200mm和1000mm（配套功率为1400kW）和2台进出口口径为800mm和500mm（配套功率为970kW）卧式双吸式离心泵；东北配套功率为农政局清水扬水泵站（农用）选用了2台进出口口径为1000mm和700mm（配套功率为3400kW）、500mm和350mm（配套功率为1564kW）卧式双吸式离心泵；日本矿业公司水岛炼油厂（输送海

水用）选用了2台进出口口径为800mm和600mm（配套功率为900kW）的卧式双吸离心泵。

四、荷兰

荷兰全国约有1/3～1/2的土地在海平面以下，加之大规模围海造田和部分地区开垦沼泽地等，排水问题特别突出。因此，机电排灌比较发达。特别是低扬程大流量的泵站工程更多；如1973年在北海运河入口处建成的爱茅顿排水泵站，装有4台贯流式轴流泵，排水能力达150m^3/s，单泵流量37.5m^3/s，最大扬程为2.3m，配套电机为变频调速的异步电动机，电源频率可从50Hz变至16.5Hz。

第四节　泵站工程发展趋势

认真总结国内外泵站工程的发展经验，将可以不断促进我国泵站工程的技术进步和健康发展。由上述国内外泵站工程的发展概况可以看出，泵站工程的发展趋势有如下几个方面的特点。

一、应用范围日益扩大

以往，泵站工程多用于农业灌溉排水和城市给水排水。随着近代城市和工农业生产迅速发展，大规模的南水北调工程和沿海城市的调水工程将有广阔的发展前景。在工业供水方面，泵站工程已成为火电厂和核电站等工业企业中锅炉给水和循环冷却水系统不可缺少的组成部分。在工程施工中，基坑排水、井点排水、水力开挖土方及泥浆输送等都具有广泛的发展前途。这些都离不开水泵和泵站。

二、工程规模逐渐增大

随着工农业生产的不断发展，泵站工程的规模也在逐渐增大。近年来，除量大、面广的泵站工程外，主要发展动向是“高、大、深”，即在高扬程、大流量及深井提水方面发展很快。目前，我国灌溉用泵的单泵扬程已达240m，低扬程大流量泵站中单泵流量已达100m^3/s，深井提水的最大深度已达250m。从单泵容量看，已

从 800kW 发展到 8000kW。由于工农业生产的需要，大型泵站工程将会逐渐增多。

三、高效节能的要求更高

过去，泵站工程的建设考虑工农业生产的需要和节约工程投资方面的问题较多，很少考虑泵站工程的能量消耗和运行费用，致使不少泵站工程长期处于低效工况下运行。这不仅增加了能量消耗，而且把节省下来的投资转嫁给了运行费用。近年来，特别是自原水利电力部颁布八项技术经济指标以来，对全国的很多泵站进行了测试和普查。结果表明，泵站效率普遍较低。因此，全国开展了一系列泵站节能技术方面的研究和规模较大的技术改造工作，并取得了明显的经济效益。与此同时，机械部门推出了一批节能产品，水利部门在规划设计、安装检修、运行管理等各个环节采取措施，尽可能提高泵站效率，减少泵站能耗。

四、安全可靠要求更高

随着多级泵站提水、抗洪抢险以及工业企业工艺流程的需要，对泵站工程的安全可靠性的要求也愈来愈高。例如大范围的农田和城镇排水、矿井排水的可靠性，不仅会影响工农业的产量，而且会给人民群众的生命财产造成很大威胁。对火力发电厂，一旦循环泵站因故障停止供水，将可能迫使汽轮发电机组不能正常工作而造成重大事故。也就是说，越来越多的人认识到，泵站的可靠性不仅是泵站本身的问题，而且已成为影响地区社会发展和社会效益的重要因素。因此，对泵站工程，特别是其中的机电设备的可靠性，以及泵站在反常运行中的各种危害和防护措施已引起人们的普遍关注。

五、自动化水平正在不断提高

现代泵站工程自动化已经进入采用计算机技术来代替人工操作，同时还可以完成人工所不能及时判断和处理的各项任务的人工智能阶段。其内容包括泵站工程规划和优化设计计算、相关文件的自动生成和自动化绘图等，也包括泵站内部的机电设备自动化操作和保护、故障分析处理与事故报警、优化调度与运行、泵

站科学管理等。由于机组容量的不断增大、泵站工程的安全可靠性和节约能源要求的不断提高，靠人工手动操作是难以满足要求的。国外已有不少泵站已经实现了无人值守的全自动控制。在我国，也有不少泵站开始重视这方面的研究和实施。泵站自动化水平的不断提高，无疑将对泵站工程技术水平和管理水平发挥重要作用。

六、更加讲究投资效益

泵站的投资主要包括工程建设中的投资和工程建成后每年的运行费用。工程效益主要是指泵站在发展工农业生产和提高人民生活水平方面发挥的效益，包括经济效益和社会效益。近年来，不少泵站工程开始重视泵站工程的投入产出，运用系统工程的观点和方法，以及优化理论解决工程投资、运行费用和工程效益之间的关系，从而使泵站的规划设计和运行管理水平明显提高。

第二章　泵站工程可行性分析

泵站工程的规划设计或技术改造，必须进行可行性分析和论证。只有在技术上合理，在经济上可行时，该项泵站工程才有可能实施。同时，任一泵站工程必须进行多方案比较，从中选择最优方案。在有可能采用自流取水或输水的情况下，还应将泵站工程的最优方案与自流取水或输水工程的最优方案进行比较。只有当泵站工程经济效益更好时，泵站工程方案才是经济合理的建设方案。

泵站工程可行性分析的主要内容包括工程投资、运行费用、工程效益以及方案比较的优化计算方法等。通过本章的学习，不仅可以掌握泵站工程项目可行性分析的具体方法，而且也可以知道影响泵站工程投资和运行费用的主要因素，从而在规划设计或技术改造时，更容易寻找到最优方案。

第一节　工程投资和费用分析

工程投资是工程可行性分析计算的重要内容。通常，在规划设计比较合理的情况下，工程投资和运行管理费用越大，经济效益也大，反之亦然。但对于设计不合理的方案，也可能出现工程投资和运行管理费用同时增大，工程效益反而减小的情况。因此，工程投资、运行费用和工程效益等实际上与技术方案有着密切关系。

一、工程投资的计算

工程投资的计算方法与计算精度有关。在工程规划阶段，泵站工程投资一般可用扩大指标估算其工程投资。所谓扩大估算指标是根据当地以往建设泵站经验总结出的工程投资指标。通常采用单位装机容量或泵站单位流量的工程投资，其单位为：元/kW或元/（$m^3 \cdot s^{-1}$）。这样就可以根据泵站的装机容量或流量很快计

算出泵站工程投资。应该指出，泵站投资指标不仅与装机容量和泵站流量有关，而且与泵站的水文地质、地理位置、运输条件、泵站功能、泵站结构型式以及材料单价等诸多因素有关。因此，采用这种方法计算投资是一种粗略的方法，在工程规划时，应该尽量选择各种条件比较接近的工程为依据，以使计算结果比较准确。

在可行性研究阶段，以及初步设计及技术设计阶段，应按照概算编制有关标准，根据设计图纸逐项计算工程量和工程投资。在该阶段的工程投资是工程预算的依据，均应计算规划、勘测、设计、科研等前期费用。

施工图设计是根据批准的初步设计（或技术设计），进一步对各项工程编制施工详图及说明。这个阶段则应根据施工图的工程量、施工组织设计和规划制度、定额、费用标准和价格等资料，编制施工图预算。这样，工程投资比较准确，可以作为立项或贷款的依据。

在工程施工过程，设计方案和物价都可能发生变化，因此，工程竣工后还应进行工程决算，这才是工程的实际造价。一般要求决算不超过预算，预算不超过概算，概算不超过投资的控制数。但在经济体制改革阶段，难免存在机电设备、原材料的涨价，施工和征地等费用的增加，在做概预算时应考虑原材料及设备等价格波动因素引起工程投资的变化。

上述概算、预算和决算等都是根据工程各项目，一个一个按工程量和单价（如土建工程单价表；砂石料单价表；钢筋、水泥、木材及机电设备价格表等）进行核算后，才能最后确定投资指标。这种计算方法显然是比较准确的，但工作量大。在初步设计以前，投资估算可以粗略些，常用生产规模指数或比例法进行估算。

（一）生产规模指数法

所谓生产规模指数法，主要是利用已建的同类工程的投资指标来概略地估算。计算公式为：

$$K_2 = K_1\left(\frac{X_2}{X_1}\right)^n \tag{2-1}$$

式中：K_1、K_2 为已建、拟建的工程投资；X_1、X_2 为已建、拟建的工程规模；n 为指数。可按工程的类型、规模、用已建工程的投资资料统计求得。对于主要以加大工程、设备装置的规格来扩大规模时，可取 $n=0.6\sim0.7$；对于主要靠增加相同尺寸（规格）的设备数量来扩大规模时，则取 $n=0.8\sim1.0$。

（二）生产规模比例法

生产规模比例法是以假定工程的投资和工程规模的大小成正比例为原则。其计算公式如下：

$$K_2=\left(\frac{K_1}{X_1}\right)X_2 \tag{2-2}$$

式中：符号意义同前。

由此可见，该公式相当于式（2-1）$n=1$ 的情况。这就是常见的用扩大指标估算工程投资的方法。

二、年运行费用分析

泵站工程的年费用（即年成本费）包括直接年运行费用和间接年运行费用两部分。

（一）直接年运行费用

所谓直接年运行费用是指运行初期和正常运行期间，每年需要支出的经常性费用，包括以下几部分。

1. 动力费

泵站是靠动力机驱动水泵来完成提水或输水任务的。在水泵运行期间需要消耗电能或燃料。因此，泵站每年需要向有关部门支付电费或燃料费，这就是泵站的动力费。对于已经建成的泵站，一般是根据实际消耗的电或燃料进行计算的。但对于正在规划设计或需要技术改造的泵站，不同设计或改造方案的电费或燃料费则需要通过计算来求得，以便进行技术经济比较。具体计算方法见本章第二节有关内容。

2. 维修保养费

水泵等固定资产在使用过程中磨损到一定程度，就会影响其性能，如流量减少，效率降低，运行成本增加等。因此，需要进

行适时修理、更换或修复磨损部分。这种修理可按修理工作量的大小分为日常维修和大修两种。维修保养费主要是指泵站建筑物和机电设备的维修保养费，包括日常维修和大修费等。

（1）日常维修费。日常维修的特点是修理次数多，工作量较小，不需要停产，所需费用较少，是一项经常性的支出，可作为维修保养费计入当年的运行成本。日常维修保养费与泵站的规模、类型、质量等有关。一般可以按相应的工程设施投资的一定比率（费率）进行估算，也可参照同类设施、建筑物或设备的实际开支加以确定。

（2）大修费。大修则是对固定资产的主要部件或大量损耗部件进行更换或修理。其目的是恢复固定资产原有的使用价值。其特点是修理范围广，修理时间长，每次修理所需时间和所需经费较多，需要停产修理。大修一般每隔几年进行一次，所以大修费并非每年均衡支出，应由固定资产的补偿基金来支付。但为简化起见，在实际经济分析中，往往将大修费平均分摊到各年，作为年运行费用中的一项支出。

3. 行政管理费

行政管理费与工程规模、性质、行政级别和机构编制等有关，可按各地有关规定或参照类似工程实施的实际开支加以确定。

4. 观测和试验研究费

在工程建设前期或建设期间，特别是运行管理期间，都需要进行观测、试验和研究工作，如建筑物的稳定、渗漏、变形观测；水泵机组的水位、流量、功率、效率的测试以及改善运行条件和降低运行成本等专题研究，都应列出专门的费用开支。该项费用的多少，应按泵站工程的具体情况而定。一般可按年运行管理费的一定比例确定，也可以参照类似工程的实际开支确定。

5. 其他费用

工程建成后有时会带来不良影响，需要进行赔偿；对于开展多种经营的工厂需要按规定缴税；参加保险的工程项目需要按规定每年支付保险费等。

（二）间接年运行费用（固定资产折旧费）

泵站工程除直接开支的年运行费用外，还需要对各类固定资产按一定折旧率每年提取折旧费。因为该项费用是泵站管理单位从毛效益中提取的一项特殊的支出，所以折旧费可称为间接年运行费用。

泵站的固定资产是指泵站中可供长期使用的物资（如泵房等建筑物、水泵和动力机等机电设备）。固定资产在使用过程中，必然会有损耗，由新变旧，其价值逐渐减少或丧失。这种损耗包括有形和无形两种损耗。有形损耗是指由于生产和自然因素引起的损耗。这种损耗的程度可根据固定资产（如设备）的使用年限来计算。其损耗量可通过提取折旧费的办法来得到补偿。所以，折旧费就是固定资产的实际损耗值。所谓无形损耗是由于社会或人为因素引起的损耗（或称经济损耗或精神损耗）。产生无形损耗的原因：一是由于新技术的发展，使得生产同类型设备的费用下降，引起了原设备的贬值；二是由于出现了效率更高、性能更好、效益更大的先进设备，使现存设备继续使用在经济上很不合算，被迫提前废弃更新。

计算折旧费的方法很多，这里仅介绍两种最常用的方法。

1. 平均年限法

这种方法是假定固定资产的账面价值是随时间而直线下降的（即线性价值）。因此，每年的折旧金额相同。其计算公式为：

$$d = \frac{K}{n} \tag{2-3}$$

式中：d 为年折旧费；n 为折旧年限，由国家统一规定；K 为固定资产原值。

折旧费还可以用折旧率 α 表示：

$$\alpha = \frac{d}{K} \times 100(\%) \tag{2-4}$$

折旧年限是人为规定的，但实际上有些固定资产的实际使用寿命往往大于折旧年限。如果按有关规定，中小型电力排灌机械的折旧年限为 20 年，但实际使用 25 年后才报废。即 20 年后还有

使用价值，这就是残余价值（简称残值）。对于这种情况进行折旧计算时，应扣除残值（一般为原值的3%～5%）。考虑残值S后的折旧费可按下式计算：

$$d = \frac{K - S}{n} \tag{2-5}$$

残值一般可按下式计算

$$S = K\left(1 - \frac{n}{N}\right) \tag{2-6}$$

式中：N为固定资产的实际寿命。

2. 工作量法

按规定，对于专业设备（如交通运输车辆、大型水泵机组、大型建筑施工机械等）的工作量（行驶公里、运行台小时、工作台班等）折旧额，可按设备的原值减去残值后的余额和规定工作量确定，这就是工作量法。例如一台水泵的价值为2000元，估计运行4万h后残值为500元，则运行1h（即1台小时）的折旧费为（2000～500）/40000=0.038（元/h）。然后根据实际的每年工作时数乘以0.038，即得该年的年折旧费。

第二节　泵站动力费用计算

如上所述，泵站提水工程和自流引水工程的根本不同在于，前者是靠外加动力通过水泵增加水流的能量，以完成提水或输水任务。对于以电力或柴油为能源的泵站，每年需要根据耗能多少缴纳电费或燃料费，从而增加了泵站的运行费用。为了进行技术经济比较，必须掌握泵站动力费用的计算方法。

通过泵站的动力费用的计算，便能知道泵站动力费用的影响因素，从而为泵站的优化设计和优化运行打下基础。

一、泵站动力费用计算公式

以电动机为动力的泵站输入功率P_1可以根据下式求得：

$$P_1 = \frac{\rho g Q H_{st}}{1000\eta_{st}}\ (\mathrm{kW}) \tag{2-7}$$

式中：H_{st}为泵站的净扬程，m；Q为H_{st}对应的泵站的流量，m^3/s；ρ为水的密度，kg/m^3；g为每千克水所受的重力，$g=9.8N/kg$；η_{st}为泵站效率。

运行t小时后，泵站所消耗的电能E_d为：

$$E_d = P_1 t = \frac{\rho g Q H_{st} t}{1000\eta_{st}} (kW \cdot h) \tag{2-8}$$

在泵站实际运行中，进出水池的水位是经常变化的，因此，泵站的净扬程也是经常变化的。在规划设计中需要计算的是多年平均的年耗电量，因此，应该采用多年平均的泵站净扬程及其相应的流量、站效率、含沙量、运行时间等。

另外，式（2-8）为泵站的主机提水所需要的耗电量，它除水泵将密度为ρ、流量为Q的水提升到扬程为H的高度所需要的能量外，还包含电机、水泵、传动、管道、进出水池等部分内部所消耗的能量，但没有考虑辅助设备、电气设备、站用变电站等所需要的耗电量。若辅助设备和电气设备（包括站用变电站）所需要的耗电量为E_f和E_{dq}，则以电动机为动力的泵站耗电量E_d为：

$$E_d = \frac{\rho g Q H_{st} t}{1000\eta_{st}} + E_f + E_{dq} (kW \cdot h) \tag{2-9}$$

由此可以根据电价f（元/kW·h）计算出泵站主机的动力费用F_d：

$$F_d = fE_d = f\frac{\rho g Q H_{st} t}{1000\eta_{st}} + fE_f + fE_{dq} (元) \tag{2-10}$$

对于中小型泵站，辅助设备较少，电器设备也较简单，故E_f和E_{dq}在泵站总的耗电量中所占比例很小，在规划阶段可忽略不计。对于大型泵站，为了满足机组的润滑、冷却、排水、抽真空等的要求，往往需要油（压力油和润滑油等）、气（压缩空气和抽真空等）、水（冷却水和站内排水）等系统的辅助设备。其中油泵、空气压缩机、供水泵、真空泵、排水泵、风机、起吊设备等都需要电动机带动。电动机的能量消耗应根据其容量大小，实际负荷和运行时间进行计算。

由式（2-8）可知，泵站的能源消耗与Q、H_{st}、ρ、t、η_{st}等很多因素有关。对于Q、H_{st}、ρ、t一定的情况下，泵站效率η_{st}越高，消耗的能量E_d则越少。而对于泵站效率相同的泵站，在规划设计和运行管理方面，选择净扬程较小的站址，或尽量在净扬程较小的工况下运行，尽可能节约用水（减少Q）等，都是节约能源的重要途径。

二、泵站效率计算

如上所述，泵站效率是泵站能耗及动力费用的主要影响因素，是衡量泵站工程规划设计和运行管理水平的重要技术经济指标，因此，泵站效率的计算方法是泵站工程技术人员必须掌握的重要内容。泵站效率计算方法通常有三种：其一是按实测数据计算泵站效率；其二是图解法；其三是解析法。在使用时应根据具体条件合理选用。

（一）按实测数据计算泵站效率

对于已经建成的泵站，为了验收或考核管理水平，必须通过现场测试，测出泵站的流量、净扬程、输入功率（或耗电量，或耗油量）等参数后，可按下式计算泵站效率η_{st}：

$$\eta_{st}=\frac{\rho g Q H_{st}}{1000P_1}\times 100\ (\%) \tag{2-11}$$

式中：P_1为某时段内泵站的输入功率，kW；Q为同一时段内泵站的平均流量，m^3/s；H_{st}为同一时段内泵站的平均净扬程，m；ρ为水的密度，kg/m^3；g为每千克水所受的重力，$g=9.8N/kg$。

（二）按图解法计算泵站效率

对于正在设计或需要改造的泵站，为了进行各种设计或改造方案的技术经济比较，往往需要知道泵站建成或改造后的泵站效率。在这种情况下，只能通过模型试验，或图解法、解析法来求得泵站效率。

1. 泵站效率计算公式推导

为了推导泵站效率计算公式，首先介绍一下泵站提水系统的能量传递过程。泵站的主要部分有电动机、传动装置、水泵、进出水管道、进出水池等。从电网输入电能P_1后，电动机转子产生

旋转运动，并通过传动装置带动水泵轴和叶轮旋转。旋转的叶轮把能量传给水流，水流获得能量后，源源不断地从进水池和进水管进入水泵，然后再向出水管和出水池流动，从而完成了整个提水过程。因为电动机、传动装置、水泵、进出水管和进出水池内部需要消耗一定的能量，所以输入的功率 P_1 应该包括泵站的输出功率 P_2（即有效功率）和全部能量损失。

泵站效率 η_{st} 为泵站输出功率 P_2 和输入功率 P_1 之比。由泵站的能量平衡过程（见图 2-1）可得：

$$\eta_{st}=\frac{P_2}{P_1}=\frac{P_{in}}{P_1}\frac{P_{pu}}{P_{in}}\frac{P_{pi}}{P_{pu}}\frac{P_{po}}{P_{pi}}\frac{P_2}{P_{po}}=\eta_{mo}\eta_{in}\eta_{pu}\eta_{pi}\eta_{po} \quad (2\text{-}12)$$

式中：P_{in}、P_{pu}、P_{pi}、P_{po} 分别表示传动装置、水泵、管路和进出水池的输入功率；η_{mo}、η_{in}、η_{pu}、η_{pi}、η_{po} 分别表示动力机、传动装置、水泵、管路和进出水池的效率；其余符号意义同前。

若动力机、传动装置、水泵、管路和进出水池的能量损失分别用 ΔP_{mo}、ΔP_{in}、ΔP_{pu}、ΔP_{pi} 和 ΔP_{po} 表示，泵站能量传递过程如图 2-1 所示。

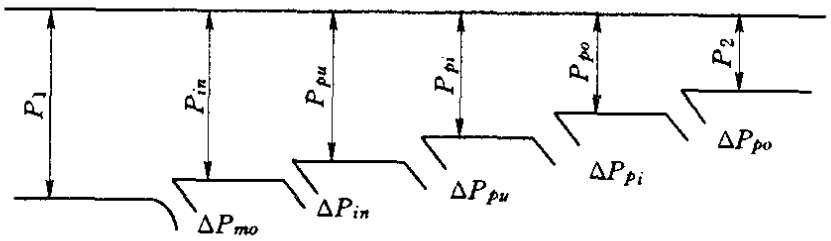


图 2-1　泵站能量传递过程图

如果能够通过作图或解析的方法，分别求出泵站各部分的效率，则可用式（2-12）求出泵站效率 η_{st}。以下介绍图解法计算泵站效率的方法。

2. 计算泵站效率的图解法

（1）绘制水泵的性能曲线（见图 2-2）。不同型号规格的水泵有不同形状的性能曲线。取水输水泵站工程的常用水泵为叶片泵。按工作原理，叶片泵又分为离心泵、混流泵和轴流泵。这些泵型因作用原理和口径大小不同，故水泵性能也各不相同。水泵性能

通常用性能曲线表示。而水泵性能曲线包括基本性能、相对性能、全面性能曲线。基本性能曲线是将流量—扬程（$Q\sim H$）曲线、流量—功率（$Q\sim P$）曲线和流量—效率（$Q\sim\eta$）曲线绘在同一坐标内。通常，水泵制造厂在水泵出厂时应对产品进行性能测试，并绘出其性能曲线。因此，可以根据所选用水泵型号，向厂家索取其性能曲线。图 2-2 为离心泵的基本性能曲线。

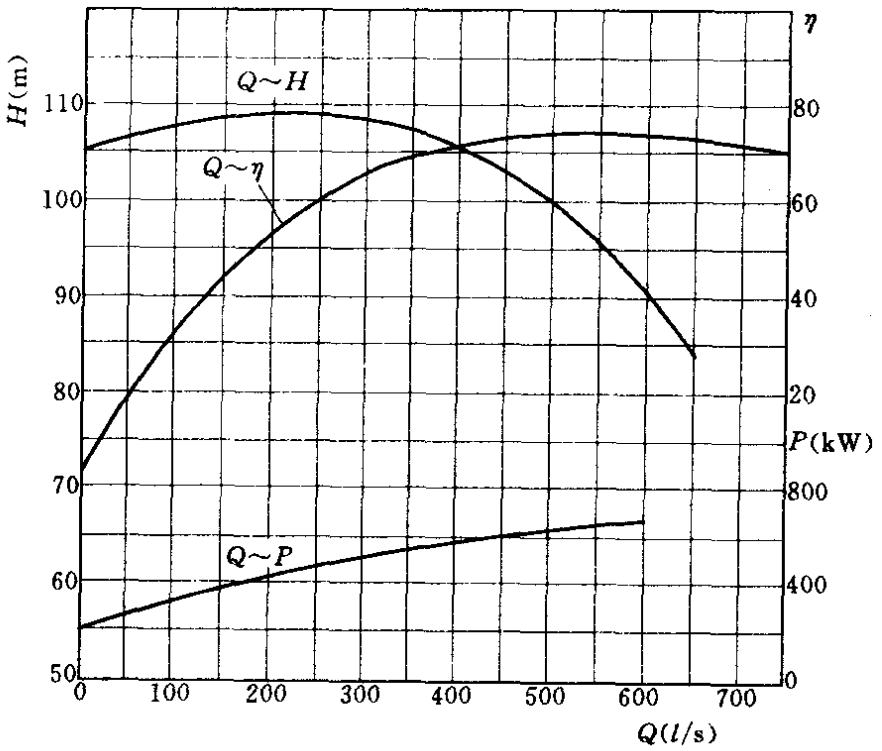


图 2-2　离心泵基本性能曲线

（2）计算并绘制管路阻力曲线。水流通过管路时，由于水流内部及其与边壁沿程的相互摩擦以及局部（扩散、收缩、转弯等）漩涡的存在，需要消耗一定能量，这就是管路水头损失 Δh_{pi}。因为管路的能量损失主要表现在水头损失方面，故常用水头损失 Δh_{pi} 来表示管路能量损失 ΔP_{pi}。Δh_{pi} 可用下式表示：

$$\Delta h_{pi} = SQ^2 \tag{2-13}$$

式中：S 为管路阻力参数，s^2/m^5；Q 为通过管道的流量，m^3/s。

对于等径圆管，管路阻力参数 S 可用下式表示：

$$S = 10.29n^2 \frac{L}{D^{5.33}} + 0.083 \frac{\sum\zeta}{D^4} \tag{2-14}$$

式中：n 为管内壁的粗糙系数，对钢筋混凝土管 $n=0.014$；钢管 $n=0.012$；L 为管路长度，m；D 为管路直径，m；$\sum\zeta$ 为管路局部阻力系数之和。

由此可见，对于已定管道（即 n、L、D、$\sum\zeta$ 已知），其阻力参数 S 为一常数。这样，管路阻力损失 Δh_{pi} 仅与流量的平方成正比，由此可以根据式（2-13）绘制出管路阻力曲线（$Q\sim\Delta h_{pi}$），如图 2-3 $Q\sim\Delta h_{pi}$ 曲线所示。

（3）求水泵效率 η_a。将水泵性能曲线（$Q\sim H$、$Q\sim P$、$Q\sim\eta$）和管路阻力曲线（$Q\sim\Delta h_{pi}$）绘制在同一坐标内（见图 2-3）。在横坐标上取若干流量点，用各点对应的水泵扬程减去相应的管路损失即为该流量对应的装置需要扬程。将各装置需要扬程点连成曲线即为装置需要扬程曲线（$Q\sim H'$）。用泵站的实际扬程 H_{sy} 作水平线和 $Q\sim H'$ 曲线的交点即为装置工作点 A'，过 A' 点作垂线与 $Q\sim H$ 线交于 A 点（水泵的工作点）、与水泵的效率曲线（$Q\sim\eta$）交于 η_a、与功率曲线（$Q\sim P$）交于 P_a、与横坐标轴相交于 Q_a。过 A 点做水平线与纵坐标交于 H_a 点。由此可查出 A 点对应的水泵流量、扬程、功率和效率。

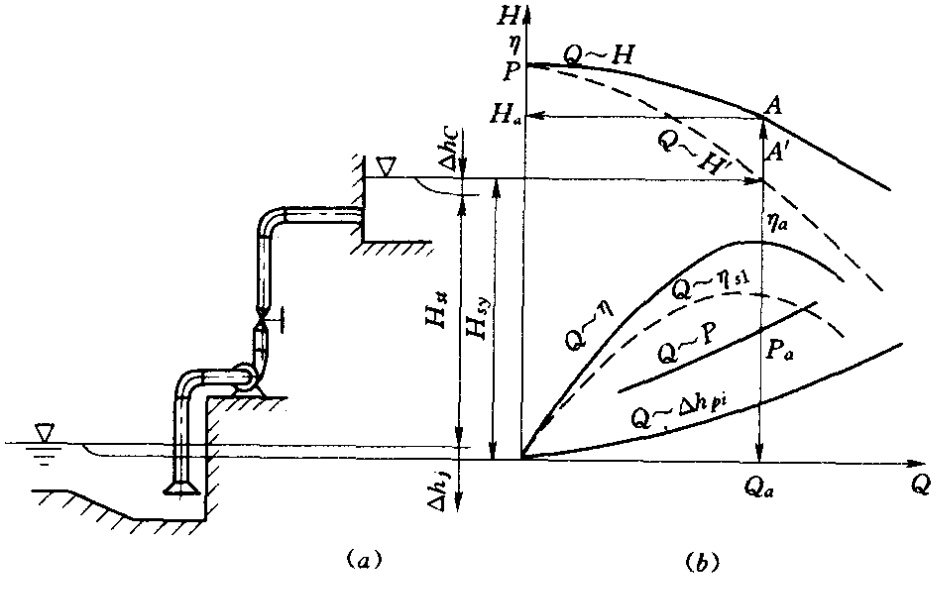


图 2-3　泵站效率计算图

（4）求管路效率 η_{pi}。管路效率可以用管路的输出和输入功率之比求得。管路的输出功率为 $\rho gQH_{sy}/1000$（kW），输入功率即

为水泵的有效功率，即为 $\rho gQH/1000$（kW）（其中 H 和 H_{sy} 分别为水泵扬程和实际扬程），故管路效率 η_{pi} 为：

$$\eta_{pi}=\frac{\rho gQH_{sy}/1000}{\rho gQH/1000}=\frac{H_{sy}}{H}=\frac{H_{sy}}{H_{sy}+\Delta h_{pi}} \tag{2-15}$$

由此可见，只要知道水泵扬程 H 和实际扬程 H_{sy}，就可以很快求出管路效率。从图 2-3 中的工作点 A 画水平线交于纵坐标的扬程刻度尺，即可查出水泵在该工况下的工作扬程 H，从而根据式（2-15）求出管路效率 η_{pi}。

管路效率 η_{pi} 与管路损失 Δh_{pi} 成反比，即管路损失越大，管路效率则越低。另外，管路效率还与泵站净扬程有关。由以上可知，对于水头损失相同的管路，净扬程越低者，其管路效率也越低。

（5）求传动效率。通常，水泵和动力机是作为单独的产品分开制造的，它们之间需要有传动装置把它们连成整体，称为水泵机组。也就是说，动力机的动力是通过传动装置把能量传给水泵的。在水泵机组中，常见的传动装置有联轴器、传动皮带和齿轮变速箱等。其中联轴器（又称靠背轮）属于直接传动，传动皮带和齿轮变速箱属于间接传动。在实际运行中，传动装置内部也需要消耗一部分能量。传动装置的能量消耗与传动方式有关。在我国的大中型泵站工程中，常见的传动方式为直接传动，其效率接近 1.0。间接传动方式与传动效率之间的关系如表 2-1 所示。

表 2-1　　传动方式和传动效率

类　型	传　动　名　称	效　　率
圆柱齿轮传动	6、7 级精度闭式传动（油液润滑）	0.98～0.99
	8 级精度闭式传动（油液润滑）	0.97
	9 级精度闭式传动（油液润滑）	0.96
	切制齿开式传动（油脂润滑）	0.94～0.96
	铸造齿开式传动（油脂润滑）	0.90～0.93
圆锥齿轮传动	6、7 级精度闭式传动（油液润滑）	0.97、0.98
	8 级精摩闭式传动（油液润滑）	0.94～0.97
	切制齿开式传动（油脂润滑）	0.92～0.95
	铸造齿开式传动（油脂润滑）	0.88～0.92

续表

类　型	传　动　名　称	效　　率
减速器	单级圆柱齿轮减速器	0.97～0.98
	双级曲柱齿轮减速器	0.95～0.96
	单级行星内外啮合圆柱齿轮减速器	0.95～0.98
	单级行星摆线针轮减速器	0.90～0.96
	单级圆锥齿轮减速器	0.95～0.96
	双级圆锥一圆柱齿轮减速器	0.94～0.95
皮带传动	平皮带无压紧轮开式传动	0.98
	平皮带有压紧轮开式传动	0.97
	平皮带交叉传动	0.90
	平皮带半交叉传动	0.92～0.94
	三角皮带开口传动	0.95～0.96
	同步齿形带	0.96～0.98
联轴器	弹性联轴器	0.99～0.995
	液力联轴器	0.95～0.97
	齿轮联轴器	0.99

（6）求动力机的效率 η_{mo}。根据水泵的轴功率 P_{pu} 和传动效率 η_{in}，可求出传动装置的输入功率 P_{in}（即动力机的输出功率或有效功率）：

$$P_{in}=\frac{P_{pu}}{\eta_{in}} \tag{2-16}$$

然后根据不同形式的动力机求出动力机的效率 η_{mo}。以下是电动机的效率计算方法。

1）首先绘出电动机的效率曲线。该曲线最好通过试验测出，在无实测资料的情况下，可根据表 2-2 和表 2-3 估算出不同负荷系数 β 的电动机效率 η_{mo}，然后绘出电动机的效率曲线。现以 22kW 电动机为例，按表 2-2 查出电动机满负荷时的效率为 87.5%，然后根据表 2-3，即可绘出估算的电动机效率曲线（见图 2-4）。

2）求电动机的负荷系数 β。

$$\beta = \frac{P_{in}}{P_o} \tag{2-17}$$

式中：P_{in}、P_o 分别表示电动机在该工况下的输出功率（即传动装置的输入功率）和电动机的额定功率。

3）根据 β，从图 2-4 中查出电动机的效率 η_{mo}。

表 2-2　　三相交流鼠笼式异步电动机的效率和功率因数

功率 (kW)	效率（%）			功率因数 cosφ		
	3000 (r/min)	1500 (r/min)	1000 (r/rain)	3000 (r/min)	1500 (r/min)	1000 (r/min)
2.2	83.0	83.5	82.5	0.89	0.85	0.80
3.0	84.0	84.5	83.5	0.89	0.85	0.81
4.0	84.5	85.5	84.5	0.89	0.87	0.82
5.5	85.5	86.5	85.5	0.89	0.87	0.84
7.5	86.0	87.0	86.5	0.89	0.87	0.85
11.0	86.5	87.5	86.5	0.89	0.87	0.85
15.0	86.5	87.5	86.5	0.89	0.87	0.85
22.0	87.5	88.0	87.5	0.90	0.88	0.86
30.0	88.5	89.0	88.5	0.90	0.89	0.87
40.0	89.0	89.5	89.0	0.90	0.90	0.88
50.0	89.5	90.0	90.0	0.91	0.90	0.88
64.0	90.0	90.5	90.5	0.91	0.90	0.89
80.0	90.0	90.5	90.5	0.91	0.90	0.89
100.0	90.5	91.0	91.0	0.91	0.90	0.89

表 2-3　　一般异步电动机的效率、功率因数与负荷系数的关系表

负荷系数 β	0	0.25	0.50	0.75	1.0
效率 η/η_o	0	0.891	0.971	1.006	1.0
功率因数 $\cos\varphi/\cos\varphi_o$	0.225	0.562	0.865	0.955	1.0

注　表中 η_o、$\cos\varphi_o$ 分别表示满负荷时电动机的效率和功率因数。

（7）求进出水池的效率 η_{po}。进出水池的能量损失包括进水池和出水池的水头损失。它与进、出水池的形式和尺寸以及所通过

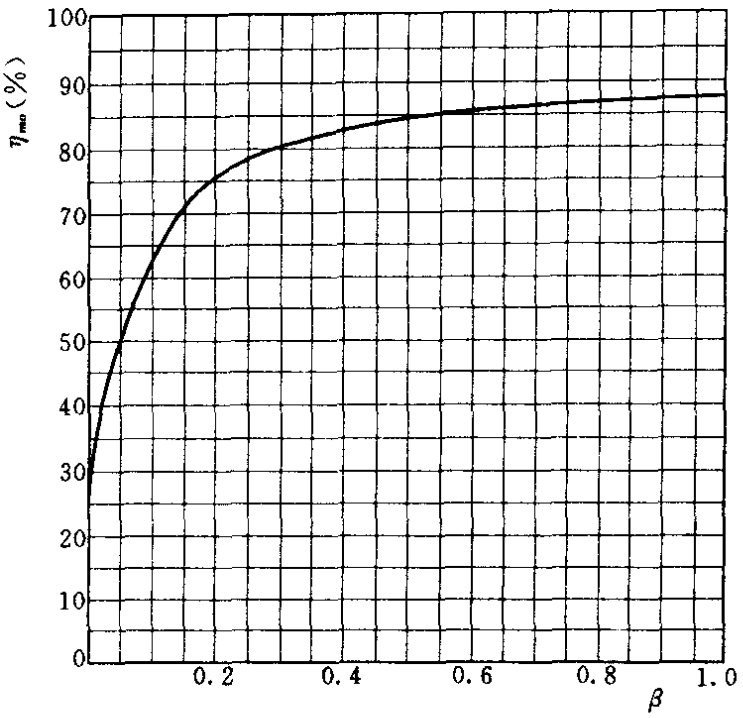


图 2-4　小型异步电动机的效率曲线

的流量大小有关。所通过的流量可从图 2-3 中查得。对于进出水条件良好的进出水池，在拦污栅不堵塞的情况下，进出水池的水头损失很小，可以近似地认为 $\eta_{po}=1$。

(8) 求泵站效率 η_{st}。根据以上各步求出的电动机效率 η_{mo}、传动效率 η_{in}、水泵效率 η_{pu}、管路效率 η_{pi}和进出水池效率 η_{po}。用式 (2-12) 可求出泵站效率 η_{st}。

同样，还可以求出泵站不同净扬程所对应的泵站效率。将这些泵站效率值点绘在图 2-3 中，并连成曲线（见图中点画线），这就是泵站效率曲线。有了该曲线，就可以很方便地查出任何净扬程所对应的泵站效率，这对于泵站设计和技术改造都是很有用处的。

另外，由上述计算过程可知，组成泵站效率 η_{st}的各因素 η_{mo}、η_{in}、η_{pu}、η_{pi}、η_{po}等是相互影响的。例如，泵站净扬程变化后，不仅会引起水泵效率的变化，同时，还会引起水泵流量和功率的变化。而流量的变化又会引起管路效率和进出水池效率的变化。水泵功率的变化又会引起传动效率和动力机效率的变化，从而引起

泵站效率的变化。因此，认为 η_{mo}、η_{in}、η_{pu}、η_{pi}、η_{po}之间不会相互影响的看法是错误的。

3. 计算泵站效率的电算法

在泵站工程的规划设计、技术改造和运行管理中，泵站效率是经常用到的一个重要参数。但由于计算比较麻烦，费工费时，而且影响计算精度。为了提高工作效率和计算精度，可以采用电算方法来计算泵站效率（参见参考文献资料［6］、［8］、［17］）。

（1）数学模型。首先用数组的形式将水泵的性能曲线（即 $Q\sim H$、$Q\sim P$ 曲线）以及电动机的效率曲线 $\eta_{mo}\sim\beta$ 上的数个结点的数据输入计算机。然后用纵减法求出装置扬程 H_Z 和流量 Q 的数组数据。根据装置扬程 H_Z，用拉格朗日插值法求出该工况的水泵流量 Q：

$$Q=\sum_{I=1}^{N}Q(I)\prod_{\substack{I\neq J\\J=1}}^{N}\frac{H_Z-H_Z(J)}{H_Z(I)-H_Z(J)} \tag{2-18}$$

式中：H_Z 为泵站装置扬程，m；Q 为与 H_Z 对应的水泵流量，m^3/s；$Q(I)$ 为装置扬程曲线上所取结点的流量，m^3/s；$I=1$，2，3，…，n；$H_Z(I)$ 或 $H_Z(J)$ 为装置扬程曲线（$Q\sim H'$）上，$Q(I)$ 对应结点上的装置扬程，m；I 或 $J=1$，2，3，…，n；通常可取 $N=5\sim8$。

根据管路布置，输入式（2-14）中的各参数，并用该式求管路阻力参数 S。然后，用式（2-18）求出的流量 Q 来计算水泵扬程 H，即 $H=H_Z+SQ^2$。由此可计算出管路效率 $GX=H_Z/H$。

再通过 Q 插值求出水泵的效率 BX 和轴功率 PN。

$$BX=\sum_{I=1}^{N}BX(I)\prod_{\substack{I\neq J\\J=1}}^{N}\frac{Q-Q(J)}{Q(I)-Q(J)} \tag{2-19}$$

$$PN=\frac{\rho gQH}{1000BX}\ (\mathrm{kW}) \tag{2-20}$$

式中：$BX(I)$ 为水泵效率曲线上数组 $Q(I)$ 对应的效率数组。

根据传动方式确定传动效率 CX。然后根据水泵的轴功率 PN 和传动效率 CX，求出传动装置的输入功率 $PC=PN/CX$。再根据

电动机的额定功率 PO 计算电动机的负荷系数 $BD=PC/PO$。并按公式（2-21）用拉格朗日插值法求电动机的效率 DX。

$$DX=\sum_{I=1}^{N}DX(I)\prod_{\substack{J=1\\I\neq J}}^{N}\frac{BD-BD(J)}{BD(I)-BD(J)} \tag{2-21}$$

式中：$DX(I)$、$BD(I)$ 为电动机效率曲线上各结点对应的电动机效率和负荷系数（数组）。

根据以上求得的 DX、CX、BX、GX 即可求出装置效率 ZX。

$$ZX=DXCXBXGX \tag{2-22}$$

当进出水池的阻力损失很小（如在设计条件下）可以忽略不计时，进出水池的效率近似等于 1.0。这时，可以认为装置效率等于泵站效率。

（2）程序设计。由以上计算过程可知，在求水泵流量，水泵效率和电动机效率时都用到了拉格朗日插值公式。为此，可以将插值公式编成子程序，这样在程序编写上将更加简要。

根据以上数学模型可绘出图 2-5 所示的程序框图。

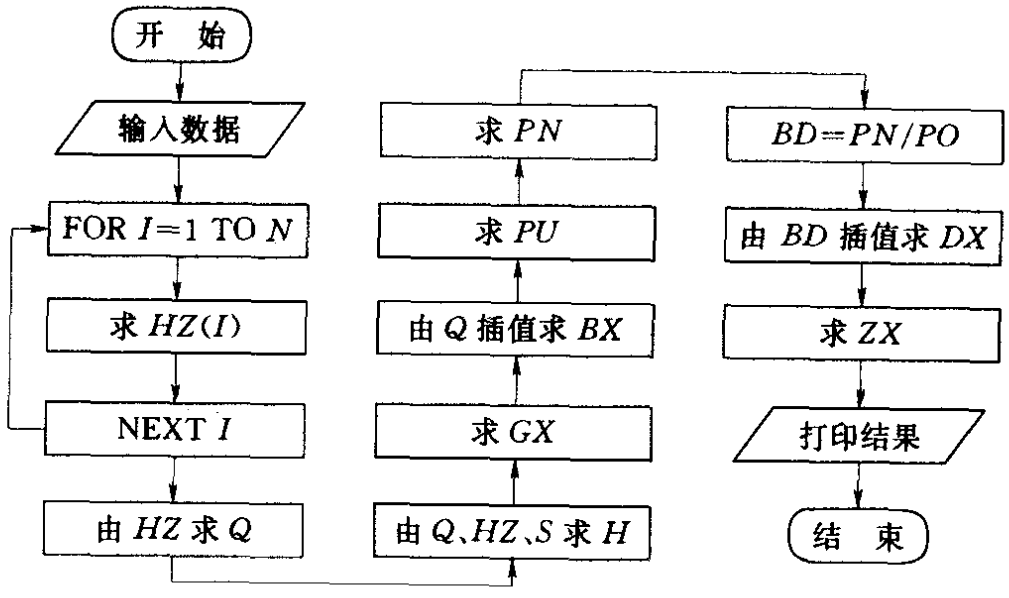


图 2-5 计算程序框图

根据以上数学模型和程序计算框图，可用各种算法语言编写电算程序。这里列举的是 Quick Basic 算法语言编写的泵站效率计算程序。该程序的主要标识符的意义如下。

N——输入性能曲线数组的组数；

$Q(I)$——水泵性能曲线上所取结点的流量数组；

$H(I)$——水泵 $Q\sim H$ 曲线上 $Q(I)$ 对应的扬程数组；

$PU(I)$——水泵 $Q\sim P$ 曲线 上 $Q(I)$ 对应的功率数组；

$BX(I)$——水泵 $Q\sim\eta$ 曲线上 $Q(I)$ 对应的效率数组；

$HJ(I)$——水泵 $Q\sim H'$ 曲线上 $Q(I)$ 对应的装置扬程数组；

CX——传动效率；

$BD(I)$——电动机效率曲线上的负荷系数（数组）；

$DX(I)$——电动机效率曲线上的电机效率（数组）；

GX——管路效率；

ZX——装置效率；

S——管路阻力参数；

PO——电动机额定功率；

HZ——泵站装置扬程。

(3) 泵站效率电算程序清单。

```
REM BZXL—1
READ N, S, HJ, PO
DIM Q(N), H(N), BX(N), HJ(N), BD(N), CX(N), X
(N), Y(N)
FOR I=1 TO N
READ Q(I), H(I), BX(I), BD(I), DX(I),
HJ(I)=H(I)-S*Q(I)^2
NEXT I
FOR I=1 TO N
X(I)=HJ(I): Y(I)=Q(I)
NEXT I
T=HZ
GOSUB Subl
Q=Y: Q=INT (1000*Q+.5) /1000
H=HJ+S*Q^2: H=INT (100*H+.5) /100
```

```
GX=100*HJ/H: GX=INT (100*GX+.5) /100
FOR I=1 TO N
X(I)=Q(I):Y(I)=BX(I)
NEXT I
T=Q
GOSUB Sub1
BX=Y: BX=INT(100*BX+.5)/100
LO=1000: G=9.8
PU=LO*G*Q*H/(1000*BX/100)
CX=100
PN=PU/(CX/100)
BD=PN/PO
FOR I=1 TO N
X(I)=BD(I): Y(I)=DX(I)
NEXT I
T=BD
GOSUB Sub1
DX=Y: DX=INT (100*DX+.5) /100
ZX=(DX/100)*(CX/100)*(BX/100)*(GX/100)*100
ZX=INT (100*ZX+.5) /100
PRINT "HJ="; HJ;" (m)"
PRINT "Q="; Q;" (m³/s)"
PRINT "H="; H"; (m)"
PRINT "BX="; BX;" (%)"
PRINT "DX="; DX;" (%)"
PRINT "CX="; CX;" (%)"
PRINT "GX="; GX;" (%)"
PRINT "ZX="; ZX;" (%)"
END
Sub 1
```

```
y=0
FOR I=1 TO N
P=1
FOR J=1 TO N
IF J<>I THEN
P=P*(T-X(I))/(X(I)-X(J))
NEXT J
Y=Y+P*Y (I)
NEXT I
RETURN
DATA 4, 10.0, 70, 780
DATA 0.2, 88.0, 40.0, 0.04, 40.0
DATA 0.8, 78.0, 88.0, 0.20, 78.0
DATA 1.0, 68.0, 90.0, 0.60, 90.0
DATA 1.2, 50.0, 80.0, 1.00, 92.0
```

(4) 计算实例。某泵站采用 24Sh-9 型水泵，配套电机的额定功率 $PO=780$kW。在水泵性能（$Q\sim H$）和（$Q\sim\eta$）曲线和电动机效率（$\beta\sim\eta$）曲线上取 4 个点（即 $N=4$），各点的数据见表 2-4。管路阻力参数 $S=10$（s^2/m^5）。求泵站净扬程 $HJ=70$m 时的泵站效率。

表 2-4　　24Sh-9 型水泵及电机性能曲线数据表

序　号 (I)	水泵性能参数			电机性能参数	
	流量 Q (m^3/s)	扬程 H (m)	效率 BX (%)	负荷系数 BD	效率 DX (%)
1	0.2	88.0	40.0	0.04	40.0
2	0.8	78.0	88.0	0.2	78.0
3	1.0	68.0	90.0	0.6	90.0
4	1.2	50.0	80.0	1.0	92.0

在执行程序之前，首先在DATA语句按N、S、HJ、PO的顺序输入资料的点据数目4、管路阻力参数10(s^2/m^5)、泵站净扬程70m以及电动机的额定功率780kW。然后，按Q、H、BX、BD、DX的顺序在DATA语句中输入表2-4中的数据。

当按RUN后，将会立即在屏幕上显示出如下计算结果：

HJ＝70m

Q＝0.834m^3/s

H＝76.96m

BX＝89.06%

DX＝85.25%

CX＝100%

GX＝90.96%

ZX＝69.06%

同样，若设定不同的净扬程HJ，上述计算结果也相应变化。现将HJ＝50、60、70、80m时计算所得的Q和ZX值列入表2-5。据此可以绘出泵站效率曲线。

表2-5　　不同净扬程下的水泵流量和泵站效率

HJ（m）	50	60	70	80
Q（m^3/s）	1.061	0.981	0.834	0.551
ZX（%）	62.11	68.25	69.06	60.33

第三节　工程效益分析

泵站工程的经济效益是指工程建成后所能获得的经济效益，包括社会效益和泵站本身的经营管理效益。社会效益是指泵站建成后对工农业生产和人民生活等国民经济的全局性影响，可以增加当地国民经济总收入，从而为全社会提供的经济效益、环境保护效益等。对于灌溉泵站，可为灌区提供水量，保证农业稳产高

产，增加农业产值。对排水泵站，可保护农田和城镇免受洪水和渍涝灾害，从而减少国民经济损失。对于供水泵站，可为城镇工业企业和居民提供用水，促进工业生产和提高人民的生活水平。

泵站的经营管理效益，是指经营管理单位在工程投入运行后所获得的经济效益。如通过征收水费，可以解决泵站所需的各种费用。有的泵站可以利用自身的水土资源和技术设备优势，因地制宜地开展多种经营。有的利用绿化美化环境，发展旅游事业等。

一、灌溉效益计算

灌溉效益的计算方法很多，这里仅介绍分摊系数法。

当提水工程实施后，该地区的农作物产量一般都有很大提高，特别是干旱少雨地区，产量增加更加明显。但是，因为在进行灌溉后，相应的农业措施也会有所改变，如作物品种的改变、肥料用量的增加、耕作和植保措施的改善等。因此，其产量的增加，不仅有提水灌溉工程发挥的作用，也有农业技术措施发挥的作用。因此，灌溉效益应由提水工程措施和农业技术措施共同分摊。泵站工程的增产效益可用下式计算。

$$B = \varepsilon A(y - y_0)S_P + \varepsilon A'(y' - y'_0)S'_P \qquad (2\text{-}23)$$

式中：B 为灌溉后某年的灌区增产效益，以产值表示，元；ε 为灌溉效益分摊系数，由试验或统计方法计算确定；A 为灌区作物种植面积，hm^2；y、y'为灌区内农作物及其副产品（如麦秆、稻草等）的产量，kg/km^2；y_0、y'_0 为与该灌区自然条件相同的非灌区农产品及其副产品的产量，kg/hm^2；S_P、S'_P 为农产品及其副产品的价格。

式（2-23）计算的是某一年、某一种作物的增产效益。但灌区各种年份的降雨量是不同的。丰水年降雨较多，非灌区的产量较高，增产效益较小；而枯水年降雨量较少，非灌区的产量较低，增产效益较高。另外，灌区内往往种植多种作物，而且每年的种植比例不可能完全一样，这也会影响增产效益计算。因此，建议按平水年设计的种植比例计算各种作物的增产效益的总和，以此作为灌区总的提水灌溉增产效益。

由式（2-23）可见，如何确定分摊系数是正确计算灌溉效益的关键。在一般情况下，灌溉效益分摊系数可按作物类型分不同年型（丰水年、平水年、枯水年）取不同的数值，也可以按作物类别分别取多年平均值，或参考类似地区的试验成果或调查资料选取，或根据各地具体情况，采用试验或统计的方法计算确定。

二、排水效益计算

排水泵站的工程效益主要表现在对涝渍及水污染等灾害的减免程度上，通常以泵站建成后所减免的涝渍灾害损失来表示。

（一）排涝效益

排涝减灾效益主要包括：①农作物的减产损失；②城镇工业企业停产、商业停业以及其他部门停工等所造成的损失；③房屋、牲畜、物资等财产的损失；④交通、电力、通信等设施毁坏所造成的直接经济损失及其间接经济损失；⑤政府为排涝抢险及救济灾民所支付的医疗及临时安置费用等。

排涝效益计算方法很多，主要有以下几种。

1. 涝灾频率曲线法

涝灾频率曲线法的具体步骤如下：

（1）首先对灾区的成灾暴雨进行频率分析。

（2）根据涝区受灾面积及其相应的灾情调查资料，用式（2-24）计算泵站工程兴建前历年的绝产面积 A：

$$A = A_h\gamma_h + A_m\gamma_m + A_l\gamma_l \tag{2-24}$$

式中：γ 为减产系数，下标 h、m、l 分别表示受灾程度为重、中、轻。

（3）以暴雨频率为横坐标，相应年份的绝产面积为纵坐标，绘制涝区在工程兴建以前历年的绝产面积频率曲线（见图 2-6）。

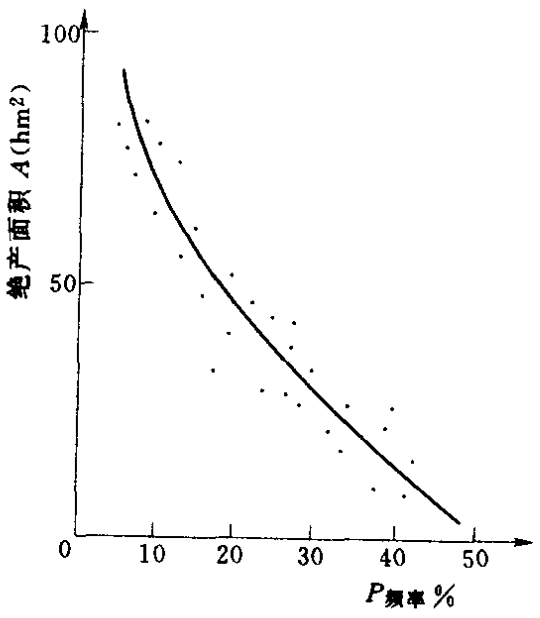


图 2-6　绝产面积频率曲线

（4）根据工程兴建后历年的暴雨频率，查出相应于未建工程时的涝灾绝产面积，并与工程兴建后实际调查及统计资料相比较，其差值即为当年由于工程兴建而减少的绝产面积。

（5）以当年减少的淹没面积乘以当年涝区面积上的正常产量即为工程兴建后效益的实物量，再与单位产量的价格相乘，即可得工程兴建后该年所获效益的价值量。

该法适应于治涝地区工程兴建前后都有长系列的多年受灾面积资料和相应的暴雨资料。经过实际资料分析验证，涝区绝产面积与暴雨成灾暴雨频率之间密切相关，其相关系数 $r=0.85$ 左右。因此，可以认为能够满足精度要求。

2. 内涝积水量法

在涝灾地区造成作物减产的因素十分复杂，不仅与暴雨有关，而且与积水历时、积水深度、作物种类、生长季节等密切相关。因此，可作为一个综合性指标来反映涝灾的程度，通过内涝积水面积之间的关系，可以推算工程兴建前后作物减产的受灾面积，从而计算排水效益。这种方法适用于已建工程，也适用于规划时估算排水效益。该方法的具体步骤如下。

（1）收集整理成灾暴雨的降雨量和径流深关系资料。这种资料一般可以在径流试验站收集，或用水文上的方法，如入渗分析法、径流系数法等推求。

（2）用当地小流域径流公式或用排水模数公式计算成灾暴雨的洪峰流量，并结合当地的地貌条件、流域形状、汇流速度等用概化方法计算无排水工程时的流量过程线。

（3）研究地区受涝后，排水工程兴建前后的暴雨产流过程的差值，即为内涝积水量。对于提排区也可以用平均排除法，作为工程兴建后实际排水流量过程线。对于自排区，可用河渠出口的实际排水资料，作为实际排涝流量过程线。如果是规划工程，则可用有排水工程的实测流量资料进行比较计算，或根据涝区逐时段的调蓄演算求得。

（4）根据成灾暴雨的径流量及其内涝积水量，可以获得径流

深与内涝积水量的关系，并可据此绘出相关曲线。因内涝积水量与排水工程标准有关，故绘图时可用排水标准作参数。

(5)根据涝区的地形资料，求出高程与淹没区的面积关系；再按内涝积水量，推求某些高程时的积水深度和受灾面积，并求出内涝积水量与受灾面积的关系；再根据试验或调查资料，求出内涝积水量与减产量的关系。为了使涝灾面积数据具有可比性，涝灾面积常以绝产面积来表示。

(6) 由此可由成灾暴雨量推求规划工程（或已建工程）涝灾的减免面积，从而求出效益的实物量。实物量以有工程时减少的涝灾绝产面积或财产、设施的实物量表示，价值量可用有工程时减少的产量价值表示。

用该方法计算排涝效益时，可绘制图 2-7 所示的合轴相关图。

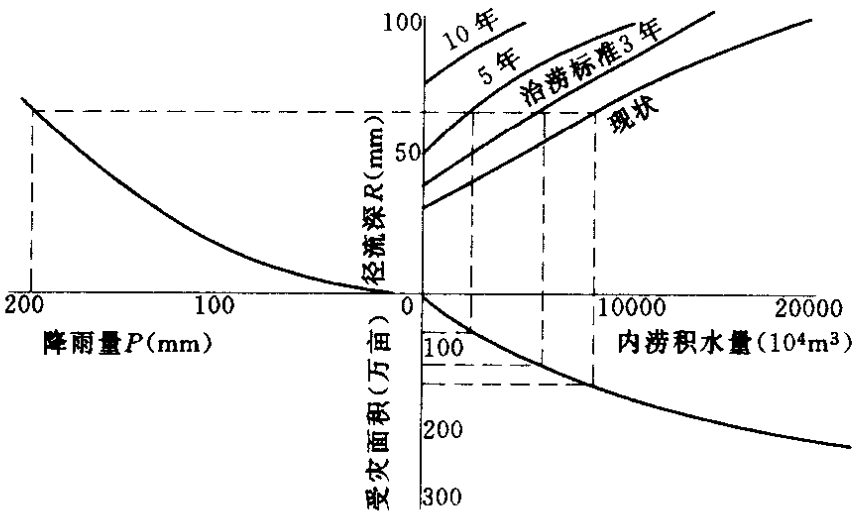


图 2-7　降雨、内涝积水量和涝灾面积合轴相关图

(二) 排渍效益

排水工程有时可同时起到除涝、防渍和治碱等作用，而各种作用又难以分清，故其经济效益也往往是一并计算在内的。但对于尚未形成涝灾或盐碱灾害，而主要是地下水位偏高引起作物减产的，这时应单独计算排水工程的排渍效益，应统计不同地下水埋深受灾面积，收集地下水埋深与作物产量关系的试验资料，从而分析计算出排水工程减免的灾害损失，并换算成货币值，即为排水工程的排渍效益。

另外，有些地区的排水工程根据环境保护的要求，还兼有冲污排污功能。这时排水工程的效益还应包括环保方面的效益。

三、城镇供水效益

城市和工业供水是泵站工程的重要任务之一。近年来，我国沿海的一些城市和地区，如天津、青岛、上海、福州、香港、昆明等地，为了解决供水紧张问题，已经建成或正在规划大规模的调水工程。引滦入津、引黄济青、东深供水等就是其中效益显著的重要工程。如何计算城镇供水效益，也是一个重要问题。这里仅介绍几种常用方法。

（一）最优等效替代法

替代工程是和拟建工程供水量相同的其他引水、蓄水、地下水利用或海水淡化等工程，包括节水措施等。用替代工程的年折算费用作为供水工程效益的计算方法即为等效替代法。山东引黄济青工程的工程效益采用了这种方法。

根据青岛市的需水情况，如果要代替引黄济青工程，需要修建五龙河、大沽河、崂山等取水工程，平均每年可增加供水量6410万m^3，海水淡化工程每年可淡化水量8660万m^3。取水工程方案每年折算费用为3767.74万元，即每m^3水的年折算费用为0.59元，海水淡化每m^3水的年折算费用为2.11元。综合加权平均，每m^3水的年折算费用为1.47元。因该工程向青岛多年平均供水量为1.507亿m^3，由此可算出引黄济青工程的多年平均供水效益为2.21亿元。本方法的关键问题是代替工程是否达到“等效”和“最优”，即“最优等效代替方案”应是与拟成工程具有同等效果，一旦拟建方案不能实现时，肯定采用代替方案。

（二）缺水系数法

该方法是按缺水所造成的工业生产的损失值计算供水效益B。其中年效益计算公式为：

$$B = \beta \frac{W}{W_0} \tag{2-25}$$

式中：W为工业生产中的年缺水量；W_0为工业综合万元产值耗水

量，根据有关资料，2000 年我国 W_0=367～459m³/万元；β 为供水区工业净产值与总产值的比例系数，根据调查统计求得。据河南省较长资料统计，β=1/3 左右。

（三）分摊系数法

该方法是按水在工业生产中的地位，用工业净产值乘以分摊系数求得供水效益。其计算公式如下：

$$B = \beta' \gamma' \frac{W}{W_0} \tag{2-26}$$

式中：β' 为利润占工业总产值的比例，引黄济青工程采用 β'=17.7%；γ' 为工业供水效益与工业生产利润的分成比例，引黄济青工程采用 γ'=10%。

（四）相同投资效益法

该法是按供水投资和工业投资用具有相同的投资效益计算。供水工程也是城市建设的一部分，因此，供水工程的投资和工业投资具有相同的投资效益率。一般可按下式计算：

$$B = eK \tag{2-27}$$

式中：K 为供水工程投资；e 为工业投资收益率，可按工业投资的净产值计算。

（五）农业缺水损失法

这种方法是以减少灌溉水量，造成农业损失来计算供水工程的效益。该法仅限于某些以农业供水为主的水利工程。由于城镇工业供水量的增加，不得不采取减少农业用水或降低农业用水保证率来提供工业用水。这时可用下式计算：

$$B = \frac{W}{m_1 - m_2}(Y - Y_0) \tag{2-28}$$

式中：W 为调用的农业用水量，其值等于城镇或工业供水量；m_1、m_2 分别表示在供水受影响的范围内，原有单位灌溉面积上的灌溉定额和农业供水减少后的灌溉定额；Y、Y_0 分别表示农业技术措施相同的情况下，在农业供水受影响的面积上，正常供水和减少供水后的单位面积上的产值。

应该指出，供水效益采用不同计算方法的计算结果有很大差别。例如引黄济青工程多年平均供水效益，代替法为2.21亿元，分摊系数法为2.42亿元，工业缺水损失法为4.11亿元，农业缺水损失法为0.72亿元。这说明城镇供水效益的计算是一个很复杂的问题，在具体定值时应慎重考虑。

四、航运效益

大型灌溉排水以及跨流域调水工程都应该考虑改善和发展航运事业。如结合南水北调东线工程的兴建，开发京杭运河的航运事业是重要的项目之一。济宁到扬州的年货运量可以显著增加，特别是与新乡至菏泽、济宁的铁路联运，将为北煤南运、晋煤直运华东创造极为有利的条件。

泵站工程航运效益的计算方法常用等效代替法计算。其计算公式如下：

$$C_s = C_i - C_w \tag{2-29}$$

式中：C_s 为航运的净效益；C_i 为以最优代替方案（如铁路或公路）的运输方式装运所需的费用；C_w 为航运所需的费用。

第四节　泵站工程经济评价法

在对工程进行可行性分析时，常常需要对投资和效益进行评价。而评价方法有静态分析法和动态分析法。静态分析法不考虑资金的时间价值，即不考虑利率对资金的影响，计算方法简便易行，常用于对短期投资项目，如中小型水利工程的经济评价。

一、静态评价法

静态评价的主要指标和计算方法如下。

（一）还本年限法

某泵站的工程总投资为 K 万元，该工程建成后多年平均的净效益（包括利润和折旧）为 B_0 万元/年，若经过 T 年后泵站净效益之和等于工程总投资，则 T 称为还本年限。

$$T = \frac{K}{B_0} \tag{2-30}$$

还本年限越短说明经济效益越好，反之则越差。为了说明工程项目的经济可行性，通常是由国家或地区根据当地的经济基础和工程的使用寿命等因素制定还本年限的标准。对水利工程，规定的标准还本年限 $[T]$ 一般采用 5～15 年。当按上式计算的还本年限 $T \leqslant [T]$ 时，说明该项目是经济可行的。如果某工程有数个比较方案，其中还本年限最小的为最优方案。

（二）投资效益系数法

投资效益系数又称投资收益率，为还本年限的倒数，用 e 表示。

$$e = \frac{B_0}{K} \tag{2-31}$$

由此来看，投资效益系数越大越好。水利工程的投资效益系数一般为 0.07～0.2。小于该值时可以认为经济上不可行。

（三）抵偿年限

若某泵站工程项目有两个设计方案，其中方案一、方案二的工程投资分别为 K_1、K_2，且 $K_2 > K_1$；年运行费用（不包括折旧费）分别为 C_1、C_2，且 $C_1 > C_2$。也就是说，尽管方案二比方案一的投资增加了 $\Delta K = K_2 - K_1$，但因为泵站效率的提高，使其年运行费用减少了 $\Delta C = C_1 - C_2$。由此可以计算出所增加投资的抵偿年限 $T_{抵}$：

$$T_{抵} = \frac{K_2 - K_1}{C_1 - C_2} = \frac{\Delta K}{\Delta C} \tag{2-32}$$

我国规定的抵偿年限 $[T_{抵}]$ 一般为 8～15 年。当 $T_{抵} < [T_{抵}]$ 时，说明方案二虽然增加了投资，但可以在规定年限通过减少运行费用抵偿回来。因此，可以认为方案二优于方案一。

另外，还有一种情况，即对于供水或排水泵站，在不同的建设方案中，由于设计标准不同，往往是设计标准高的效益也大；反之，标准低的效益也小。此时，可用下式计算抵偿年限：

$$T_{抵} = \frac{K_2 - K_1}{B_{02} - B_{01}} \tag{2-33}$$

式中：B_{01}、B_{02}分别为方案一、方案二的年净效益。

（四）投资效益比较系数

投资效益比较系数 E 为抵偿年限的倒数，表示单位追加投资所获得的多年平均运行费用节约额。其计算公式如下：

$$E = \frac{C_1 - C_2}{K_2 - K_1} \tag{2-34}$$

由此可见，投资效益比较系数越大越好。一般，规定的 E 值为 0.07～0.125。

二、动态评价法

动态分析法的主要特点是考虑了资金的时间价值，即按资金的时间价值规律将投资和效益折算到同一基准年上，然后再计算各项指标，评价各方案的经济合理性，并选择最优方案。

（一）资金的时间价值规律

设现在的投资和效益（即现值）为 P 元，利率为 i（%），按复利计算，则 n 年末的将来值 F 为：

$$F = P(1 + i)^n \tag{2-35}$$

为了便于经济比较，常常需要把将来值折算成现值，这就是所谓的“折现”计算。实际上，折现计算就是式（2-35）的逆运算，即将 n 年末的将来值 F 折算成现值 P 为：

$$P = \frac{F}{(1 + i)^n} \tag{2-36}$$

例如，现在的 100 元投资，利率 i=5%，按式（2-35）进行复利计算，10 年末（即 n=10）的将来值为 163 元，100 年末（即 n=100）的将来值为 13150 元。相反，按式（2-36）将 10 年末的 100 元折算成现值，只相当于现在的 61 元，100 年末的现值只有 0.76 元。这就是资金（投资或效益）随着时间的变化而变化的规律。

（二）现值系数

根据式（2-36），第一年末的 1 元钱资金的现值为 $\frac{1}{1+i}$（元）；

第二年末的1元钱资金的现值为$\frac{1}{(1+i)^2}$(元)；第n年末的1元钱资金的现值为$\frac{1}{(1+i)^n}$(元)；n年末的1元钱资金的现值累计值f为：

$$f=\frac{1}{1+i}+\frac{1}{(1+i)^2}+\cdots+\frac{1}{(1+i)^n} \tag{2-37}$$

将上式的等号两边同时乘以$(1+i)$，得：

$$(1+i)f=1+\frac{1}{1+i}+\frac{1}{(1+i)^2}+\cdots+\frac{1}{(1+i)^{n-1}} \tag{2-38}$$

式(2-37)和式(2-38)等式两边相减，经整理后得：

$$f=\frac{(1+i)^n-1}{i(1+i)^n} \tag{2-39}$$

f即为现值系数，又称偿还因子、资本回收因子、贴现因子等。根据上述规律，可以方便地把不同年份的投资和效益折算到同一基准内，然后计算各种经济指标，并进行分析比较。

(三)动态经济评价方法

常见的动态分析法有投资偿还年限法、内部回收率法、益本比法等。

1. 投资偿还年限法

设某泵站工程的总投资现值为K元，工程建成后每年可获得效益为B元，同时，每年还应付出年费用C元，即每年可获净效益为$(B-C)$元。将n年末的净效益折现并累加，即得n年的总效益的现值P：

$$P=(B-C)f=(B-C)\frac{(1+i)^n-1}{i(1+i)^n} \tag{2-40}$$

式中：符号意义同前。

当投资的现值和n年的总净效益现值相等；即$K=P$时，说明工程投资的现值K可以在n年末全部回收。对于当年一次投资，并当年受益的工程，按年初投资、年末结算的原则，将全部资金折算到当年年初，其投资无须折现，由此可得：

$$K = (B - C)\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \tag{2-41}$$

因此，按上式求出的 n 值即为投资的偿还年限 T。即

$$T = n = -\frac{\lg\left(1 - i\frac{K}{B-C}\right)}{\lg(1+i)} \tag{2-42}$$

对于施工工期长、当年不能受益的工程，则应考虑资金的时间因素把不同年份的工程投资和效益折算到同一基准点上，然后进行经济分析。

2. 内部回收率法

所谓内部回收率就是工程的年净效益与年成本（包括投资折旧和运行管理费）相等的利率。在上式中，n 为工程的计算寿命年限。对机电排灌泵站工程一般采用以下数值：泵房为 $n=20$ 年，水泵为 $n=16$ 年，电动机为 $n=25$ 年，钢管为 $n=20$ 年。

当 K、n、B、C 等值已知时，由式（2-41）可以求出 i 值，这就是内部回收率。根据式（2-41），得

$$Ki(1+i)^n - (B-C)(1+i)^n + (B-C) = 0 \tag{2-43}$$

因上式为 i 的一元非线性方程，通常用试算法求解。显然，所求得的内部回收率越大越好，但只有大于规定的数值时，在经济上才是可行的。按联合国的规定，对于水电工程贷款的利率是 $i>15\%$。

3. 益本比法

益本比 R 是指在 n 年末的总净效益和总投资的现值比。对于当年一次投资当年受益的工程，则

$$R = \frac{B-C}{K}\left[\frac{(1+n)^n - 1}{i(1+i)^n}\right] \tag{2-44}$$

显然，只有益本比 $R>1$ 时才是有利的，一般 R 应大于 1.4 才是可行的。对于在计算寿命年限相同的多方案中，R 最大者为最优方案。

第三章　泵站工程规划布局

泵站工程也称提水工程，其特点是通过消耗一定能量来把一定的水量提升到一定高度或输送一定距离。它与自流取水输水工程相比，其主要优点是工程投资较少，施工工期短，见效较快。缺点是运行费用较高，维护管理较麻烦。因此，泵站工程规划，原则上应该是尽可能地减少工程投资、降低能源消耗、便于运行管理。另外，泵站工程的规划还应处理好近期和远景发展、局部利益和全局利益的关系，同时，符合技术上先进和经济效益显著的要求。

泵站工程规划的主要内容包括流量计算、工程布局（包括取水口或泵站站址选择和枢纽布置等）、扬程确定、水泵选型及机电设备配套等。因此，只有掌握了上述有关知识后才能完成泵站的规划任务。本章仅阐述规划布局方面的内容。

第一节　设 计 标 准

泵站规划设计中首先遇到的问题是设计标准问题。如供水泵站应在什么样的旱情下能保证供水；排水泵站能够把多大暴雨产生的涝水在多少时间内排除；在选择水泵时按什么标准确定扬程、流量；在设计建筑物时以多高的水位作为防洪水位等等，都以设计标准有关。

在一般情况下，设计标准太低，虽说工程投资较少，但工程效益也小。例如，排水泵站建成后还是可能在2～3年出现一次涝灾，供水泵站仍然可能经常出现供水不足。花了钱而收效甚微的工程是难以实施的。另外，如果规划设计标准太高，虽然可以增加工程效益，但工程投资也相应增大。对于经济欠发达地区，这

样的工程仍然无法实施。因此，设计标准的问题实际上是一个技术经济问题。设计标准应根据国家统一编制的规范来确定。有关规定见本书参考文献及资料［1］、［2］等。

一、泵站工程等别划分

泵站工程的规模是根据流域或地区规划所确定的任务，以近期目标为主，兼顾远景发展的要求，综合分析所确定的。根据泵站的规划流量或装机容量，排灌泵站分为五个等级，见表 3-1。对于工业、城镇供水泵站的等别划分应根据供水对象、供水规模和重要性确定。

表 3-1　　排灌泵站分等指标

泵站等别	泵站规模	分等指标	
		装机流量（m^3/s）	装机容量（万 kW）
Ⅰ	大（1）型	≥200	≥3
Ⅱ	大（2）型	200～50	3～1
Ⅲ	中型	50～10	1～0.1
Ⅳ	小（1）型	10～2	0.1～0.01
Ⅴ	小（2）型	<2	<0.01

注　1. 装机流量、装机容量系指单站指标，且包括备用机组在内。

2. 由多级或多座泵站联合组成的泵站工程的等别，可按其整个系统的分等指标确定。

3. 当泵站按分等指标分属两个不同等别时，应以其中的高等别为准。

二、泵站建筑物级别划分

泵站建筑物的级别则是根据泵站所属等别及其在泵站中的作用和重要性进行分级（见表 3-2）。永久性建筑物系指泵站运行期间使用的建筑物，根据其重要性分为主要建筑物和次要建筑物。主要建筑物系指失事后造成灾害或严重影响泵站使用的建筑物，如泵房，进水闸，引渠，进出水池，进出水管和变电设施等。次要建筑物系指失事后不致造成灾害或对泵站使用影响不大并易于修复的建筑物，如挡土墙，导水墙和护岸等。临时建筑物系指泵站施工期间使用的建筑物，如导流建筑物、施工围堰等。

表 3-2　　泵站建筑物级别划分

泵站等别	永久性建筑物级别		临时性建筑物级别
	主要建筑物	次要建筑物	
Ⅰ	1	3	4
Ⅱ	2	3	4
Ⅲ	3	4	5
Ⅳ	4	5	5
Ⅴ	5	5	—

三、泵站建筑物的防洪标准

泵站建筑物的防洪标准直接影响泵站建筑物的防洪水位，从而影响到工程造价的高低。根据表 3-1 可查出泵站工程的等别，再根据表 3-2 查出泵站建筑物的级别，然后，由表 3-3 查出泵站建筑物的防洪标准。

表 3-3　　泵站建筑物防洪标准

泵站建筑物级别	洪水重现期（年）		泵站建筑物级别	洪水重现期（年）	
	设　计	校　核		设　计	校　核
1	100	300	4	20	50
2	50	200	5	10	20
3	30	100			

注　修建在河流、湖泊或平原水库边的堤身式泵站，其建筑物防洪标准不应低于堤坝现有防洪标准。

第二节　自流与提水方案选择

在进行取水和输水工程的规划设计时，首先必须论证是采用自流方案还是提水方案。但是，在进行方案比较之前，需要分别从多个方案的自流和提水方案中选出最优方案后，再用经济分析方法决定自流和提水中的最优方案。因此，自流和提水方案选择是一个复杂的技术经济问题。

一、方案拟定

自流和提水方案的拟定都应本着在充分满足用水要求的同时，应因地制宜，统筹兼顾，尽可能地利用当地水资源，以减少工程投资，节省运行费用，便于运行管理为原则。

（一）自流工程

在拟定自流取水工程的规划方案时，首先应考虑无坝取水方案。即在距离用户最近的地区寻找能够满足水位高程要求和用水季节能够满足流量要求的水源。因为无坝取水的取水建筑物仅为取水闸，而有坝取水则需要修建调节水位和流量的拦河坝，工程投资会显著增加。但是，无坝取水方案的取水和输水渠道较长，沿途的交叉建筑物可能会增加，从而增加取水和输水建筑物的造价。因此，在考虑无坝取水的同时，也应该在靠近用户的地区选择有坝取水方案。有坝取水距离用户越近，虽然会缩短输水距离，但壅水坝高度也越高，工程投资也越大。因此，自流取水或输水工程可拟定出若干个规划方案，从中选出最优方案。

（二）提水方案

提水方案要求水源在用水季节能够满足用户流量要求，而对水位没有严格要求。但是，泵站的运行费用却与泵站扬程有关，即扬程越低，泵站的运行费用也越低。另外，取水口距用户越近，泵站的扬程可能越高，虽然可以缩短输水线路的长度，从而减少工程投资，但扬程的增加又会使运行费用和水费成本提高。因此，也可以拟定出取水口位置不同，泵站扬程不同的提水方案。

（三）混合取水方案

自流和提水结合方案称为混合取水方案。一般，在一个灌区或供水区域内，地形总是高低不平的，或者说是存在局部高地。如果为了满足局部高地的供水要求，需要抬高水源水位，或增加泵站扬程，这样会使工程投资增加，经济效益下降。因此，对于自流取水方案，可以放弃局部高地的自流供水，而改用泵站提水，以降低工程投资。同样，对于提水方案，如果某局部地区可以采用自流取水，则可以减少泵站扬程或流量，从而减少泵站的装机容

量，降低工程造价。如果有条件在输水线路沿线或附近修建水库或蓄水池调节流量，在用水高峰时，水库（或蓄水池）和泵站同时向用户供水，在用水量较小时则由泵站供水。在用户无须供水时，则泵站向水库或蓄水池供水。这样不仅减少了泵站的装机容量，减少了工程投资，而且大大提高了泵站的设备利用率。

二、方案选择

如上所述，根据供水地区的地形和水资源等条件，可以规划出自流、提水或混合型多种取水方案。然后，则需要从中选出最优方案。选择最优方案的方法很多，以下列举几种主要的方法。

（一）自流和提水方案选择

对效益相同的两个自流和提水方案比较，可以采用静态抵偿年限法确定最优方案。

设自流取水方案的工程投资为 $K_{自}$、年运行费用为 $C_{自}$，提水方案的投资为 $K_{提}$、年运行费用为 $C_{提}$。如果 $K_{自}>K_{提}$，$C_{提}>C_{自}$，则抵偿年限 $T_{抵}$ 为：

$$T_{抵}=\frac{K_{自}-K_{提}}{C_{提}-C_{自}} \tag{3-1}$$

当计算出的抵偿年限 $T_{抵}$ 大于国家规定的标准 $[T_{抵}]$ 时，说明自流方案不能在规定的年限内抵偿回自流方案所增加的投资，因此，提水方案优于自流取水方案。由此可得：

$$K_{自}>K_{提}+[T_{抵}](C_{提}-C_{自}) \tag{3-2}$$

当自流方案的投资 $K_{自}$ 大于提水方案的投资 $K_{提}$ 与 $[T_{抵}](C_{提}-C_{自})$ 之和时，则自流取水方案不可取。

另外，提水方案的年费用包括年耗电费用、大修费、维修费、折旧费、行政管理费、人员工资等。但泵站的主要开支是耗电费用，约占总支出的 60%～80%。因此，泵站的年费用可用下式计算：

$$C_{提}=\alpha f\frac{\rho g Q H_{st} t}{1000\eta_{st}} \tag{3-3}$$

式中：H_{st} 为多年平均的泵站净扬程，m；Q 为 H_{st} 对应的泵站的流

量，m^3/s；ρ 为水的密度，kg/m^3，对于清水 $\rho=1000kg/m^3$；g 为每千克水所受的重力，$g=9.8N/kg$；η_{st} 为多年平均的泵站效率[1]。t 为泵站多年平均运行时间，h；f 为电价，元/kW·h；α 为折算系数，一般 $\alpha=1.2\sim1.4$。

同时，泵站的工程投资 $K_{提}$ 与泵站的装机容量成正比。而泵站的装机容量又与泵站的流量、扬程成正比，与泵站效率成反比。因此，对泵站规划阶段，泵站的工程投资可用下式表示：

$$K_{提}=\beta K\frac{\rho gQH_{st}}{1000\eta_{st}} \tag{3-4}$$

式中：K 为电动机的功率储备系数，对于取水输水工程的泵站可取 $K=1.10\sim1.05$；β 为单位功率造价，元/kW；其余符号同前。

将（3-3）和（3-4）式代入（3-2）式，得

$$K_{自}>\beta K\frac{\rho gQH_{st}}{1000\eta_{st}}+[T'_{抵}]\left(\alpha f\frac{\rho gQH_{st}t}{1000\eta_{st}}-C_{自}\right) \tag{3-5}$$

上式不仅可以用于判断自流或提水方案的优劣，而且可以看出，要使自流取水方案成立，只有降低工程投资 $K_{自}$ 和降低运行费用 $C_{自}$ 才能与提水方案竞争；同样，要使提水方案成立，在规划设计时必须尽可能地减小泵站的流量和扬程，提高泵站效率。

（二）多方案选择

对于工程投资较大的多个投资、效益和运行费用不同的自流或提水规划方案的优化选择，可以采用第二章第四节所述的动态分析法。主要的分析方法有投资偿还年限法、内部回收率法和益本比法等。不管是自流、提水还是自流和提水相结合的混合方案，都可以计算出各个方案的投资、多年平均的效益和费用，然后，根据有关规定选取利率或还本年限值，按式（2-42）～式（2-44）分别计算出各个方案投资的偿还年限（或内部回收率，或益本比），

---

[1] 根据 GB/T50265—97《泵站设计规范》，轴流泵站和混流泵站的泵站效率不宜低于 70%，净扬程低于 3m 的泵站不宜低于 60%；离心泵站抽清水时，不宜低于 65%，抽取多泥沙水流时不宜低于 60%；对于已经设计或已建成的泵站应按第二章的方法计算泵站效率。

其中投资偿还年限最小者，或内部回收率、益本比最大者为最优方案。

第三节　供水泵站工程规划布局

供水泵站工程包括农业灌溉、城镇和工业供水等。各种类型供水泵站的规划可能各有不同，但其规划的原则和主要内容应该是相同的。在满足减少投资、节约能源、符合安全要求和便于运行管理等原则的同时，具体还应该处理好自流与提水相结合，尽量扩大自流供水面积，搞好供水区内的分区分级工作，正确选择泵站站址等。

泵站工程规划的主要内容是：①对当地的自然条件、技术水平、经济基础、社会发展等方面进行调查研究，收集资料和实地勘测；②根据当地经济及社会发展确定用户所需要的流量；③根据水源是否能够满足用户要求校核取水输水工程的流量；④根据水源的流量和水位，经过技术经济比较，选择自流还是提水方案；⑤如果选择的是提水方案，则需要选择泵站站址、输水和输电线路，并进行分级分区和枢纽布置；⑥计算泵站的扬程和流量；⑦选择水泵机组的型号和台数；⑧编制工程概预算，估算泵站工程投资；⑨进行泵站能耗计算，确定泵站的运行费用，计算泵站的经济效益；⑩论证工程在技术经济和环境保护等方面的可行性。由此可见，泵站工程规划的问题很多，所牵涉的知识面很广。为了便于讲解，有关扬程和流量、水泵机组选型等问题分别在第四、五、六章讲述。

一、供水区域划分

任何一个供水区，不管是灌区还是城区，通常都有地势不平和供水区域范围大小不同的问题。对于地形条件复杂、供水范围较大的地区，如果采用一级提水，并用一座泵站供给全区用水，不仅会增加工程投资，而且会造成很大的能源浪费。因此，对于规模较大的供水工程，往往需要将它划分为若干个小区、若干级泵

站，进行分区分级供水，以节约工程投资和运行费用。但分区分级太多，工程过于分散，又会给运行管理带来很大不便。因此，在供水区域划分时，应处理好集中与分散的关系。

供水泵站的分级分区一般有以下四种类型。这里主要讲述农业灌溉泵站工程规划中常见的规划问题。

（一）一级一区供水

这是用一座泵站向全区供水的形式。它适合于岸坡较陡，大部分灌溉面积都集中在岸坡以上的灌区。对于平原湖区，泵站扬程较低，区域内高程变化不大，供水范围较小的情况也适合这种形式，如图 3-1 所示。

（二）一级多站分区供水

当地面等高线与水源流向垂直或斜交，灌区内地面起伏，地形高差较大，其间常被大沟或溪流所分割时，可划分成几个相互独立的供水区，这就是一级多站分区供水的形式。如图 3-2 所示的地形，可以把灌区划分为两个区域，以大沟为界，分别建两个泵站，向两个灌区供水。这样可以减少跨越大沟的水工建筑物，也可减少干渠的长度，减少水量和水头损失，从而达到减少工程投资和节约运行费用的目的。

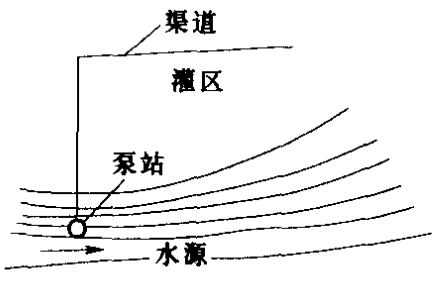


图 3-1　一区一级供水

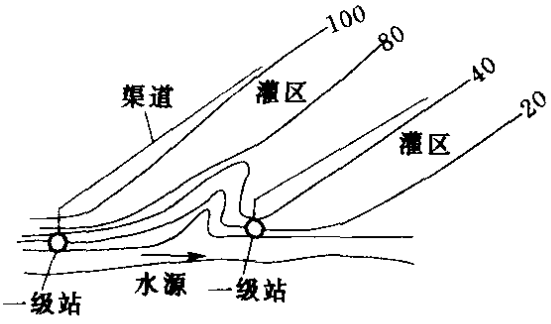


图 3-2　二区一级供水

（三）多级多站供水

当地面等高线与水源流向基本平行或斜交，地形高差较大，地面坡度由缓变陡时，可用多级多站供水的形式。如图 3-3 所示的地形，若一级供水，低处所需的水量也要提到最高处，然后由高处向低处自流而下，从而造成大量能源浪费。若采用分级供水的方

式，则可由各级泵站所控制的面积，决定其流量大小，从而达到节能的目的。但级数过多，不仅会增加工程投资，也会给管理带来不便。因此，需要通过技术经济比较才能确定分级的最优方案。

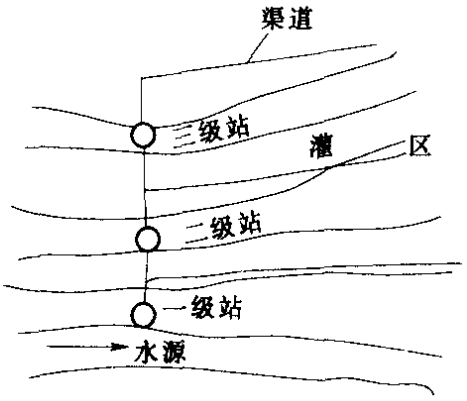


图 3-3　一区三级供水

（四）分级分区供水

对于面积较大、扬程较高、地形复杂、行政区划不一的地区，应该考虑分区分级的供水方案（见图 3-4）。这样不仅可以节省工程投资，降低能源消耗，同时还有利于水费征收以及行政管理。

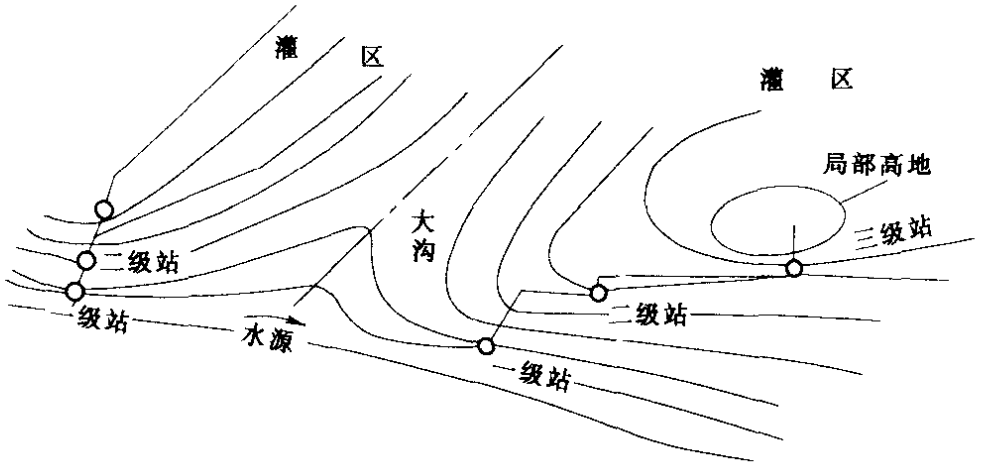


图 3-4　分区分级供水

对于城市或工矿企业的供水方案，和农业灌溉一样，也有分级分区问题。如果城市的范围较大，即使地势比较平坦，若采用一级供水，一次将压力加大到最远处的最高压力，靠近加压泵站的管道需要承受的压力最大，会使工程投资增加。为了满足远离加压泵站用户的压力要求，需要增大加压泵站的压力，从而增加泵站的运行费用。由此可见，对于供水工程，分级分区供水是值得关注的重要问题。

二、用最小功率法确定站址高程

（一）最小功率法的节能原理

对于灌区或城市供水，在拟定分级分区供水规划方案的基础

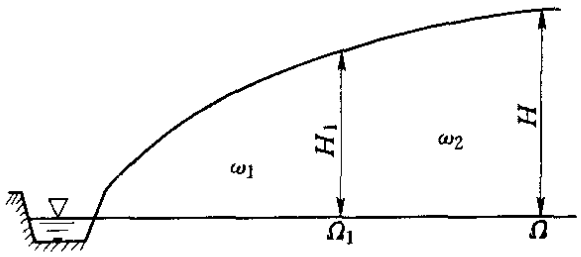


图 3-5　二级抽水示意图

上，需要进一步确定各站的提水高度，以便使供水区所需的总功率最小。然后，再根据各站的提水高度来选择各站的站址位置。如图 3-5 所示，若灌区总的提水高度为 H（m），灌区总面积为 Ω（km^2），如果采用一级提水方案，则泵站所需的功率为：

$$P_1 = \frac{\rho g Q H}{1000\eta_{st}} = \frac{\rho g q \omega H}{1000\eta_{st}} = K\omega H \text{ (kW)} \tag{3-6}$$

式中：K 为系数，$K = \frac{\rho g q}{1000\eta_{st}}$；$q$ 为灌水率，$m^3/(s \cdot hm^2)$；ρ 为水的密度，kg/m^3；η_{st}为泵站效率。

如采用二级提水方案，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：

$$P_2 = \frac{\rho g q}{1000\eta_{st1}}(\omega_1 + \omega_2)H_1 + \frac{\rho g q}{1000\eta_{st2}}\omega_2(H - H_1)$$

当 $\eta_{st1} = \eta_{st2} = \eta_{st}$时

$$\begin{aligned} P_2 &= \frac{\rho g q}{1000\eta_{st}}[(\omega_1 + \omega_2)H_1 + \omega_2(H - H_1)] \\ &= K[\Omega H - \omega_1(H - H_1)] \text{ (kW)} \end{aligned} \tag{3-7}$$

由此可见，二级提水方案比一级提水方案减少功率 $K\omega_1(H - H_1)$，即减少了将一级泵站灌溉流量提升高度 $(H - H_1)$ 所需的功率。要使 P_2 值最小，则必须使 $K\omega_1(H - H_1)$ 值最大，即需要用最小功率法求出 H_1 值。

同样，若采用三级提水方案，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 $(H_2 - H_1)$；则三级提水的总功率为：

$$\begin{aligned} P_3 = \frac{\rho g q}{1000\eta_{st}}[&(\omega_1 + \omega_2 + \omega_3)H_1 + (\omega_2 + \omega_3) \\ &\times (H_2 - H_1) + \omega_3(H - H_2)] \end{aligned}$$

$$= K\{\omega H - [\omega_1(H - H_1) + \omega_2(H - H_2)]\} \text{ (kW)} \quad (3\text{-}8)$$

同样可见，三级提水比一级提水减少功率 $K[\omega_1(H-H_1)+\omega_2(H-H_2)]$，使 P_3 值最小，也可以求得 H_1 和 H_2 的具体数值。

（二）最小功率法的计算方法

所谓最小功率法，就是用求极值$\left(令\frac{\partial P}{\partial \Omega}=0\right)$的方法，求出各级泵站的净扬程。最小功率法有图解法和电算法。当分级较多时，用电算方法较为方便。

设灌区总扬程为 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，…，相应的各级站的累计灌溉面积分别为 Ω_1，Ω_2，Ω_3，…，其高程—面积关系曲线见图 3-6。若按 n 级提水，则 n 级泵站的总功率为：

$$P_n = K[\Omega_1 H_1 + (\Omega_2 - \Omega_1)H_2 + (\Omega_3 - \Omega_2)H_3 + \cdots + (\Omega - \Omega_{n-1})H] \quad (3\text{-}9)$$

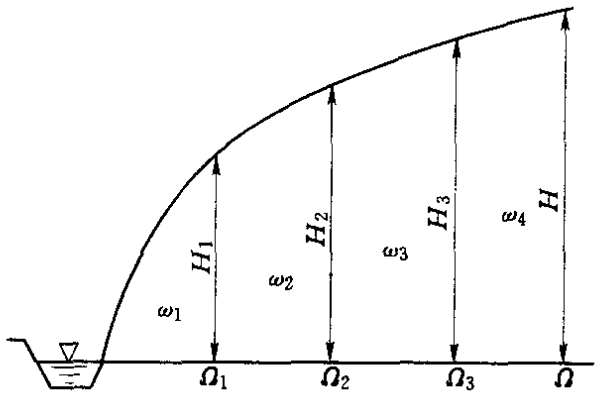


图 3-6　多级提水示意图

欲使 n 级提水的总功率最小，可将 P_n 对面积 Ω 进行偏微分，并令其等于零，即由$\frac{\partial P_n}{\partial \Omega_1}=0$，得 $H_2-H_1=\Omega_1\frac{\partial H_1}{\partial \Omega_1}$，

即
$$H_2 - H_1 = \Omega_1 \frac{\Delta H_1}{\Delta \Omega_1} \quad (3\text{-}10)$$

由$\frac{\partial P_n}{\partial \Omega_2}=0$，得 $H_3 - H_2 = (\Omega_2 - \Omega_1)\frac{\partial H_2}{\partial \Omega_2}$，

即
$$H_3 - H_2 = (\Omega_2 - \Omega_1)\frac{\Delta H_2}{\Delta \Omega_2} \quad (3\text{-}11)$$

……

由 $\frac{\partial P_n}{\partial \Omega_{n-1}}=0$，得 $H-H_{n-1}=(\Omega_{n-1}-\Omega_{n-2})\frac{\partial H_{n-1}}{\partial \Omega_{n-1}}$，

即
$$H-H_{n-1}=(\Omega_{n-1}-\Omega_{n-2})\frac{\Delta H_{n-1}}{\Delta \Omega_{n-1}} \tag{3-12}$$

由此可见，以上各式的共同特点是等式的左边为各站的净扬程；而等式的右边为两部分的乘积。第一部分表示相邻两站的前一站的灌溉面积，第二部分则表示各级站址处的高程与面积关系曲线的斜率。因而，n 级提水可用 $n-1$ 个算式，求出 n 级站的净扬程及其相应的站址高程。若用计算机进行数值计算，则可以把累计扬程和累计面积用二维下标变量 $H(I,J)$、$\omega(I,J)$ 表示，I 由 1 至 m；J 由 1 至 $n-1$。其中 m 为高程—面积曲线上所取的点数，n 为提水级数。先计算在 1 至 m 点处的斜率，然后依上述三式计算各级站的扬程，站址处曲线的斜率可用拉格朗日插值公式在 1 至 m 点处的斜率中求得。

用最小功率法确定各级站的净扬程后，还需据此选择各级站的具体站址，其选择原则应考虑以下几点❶：应确保泵站取水的可靠性，如主流靠近岸边，水源的流量能够满足供水要求等；岸坡的稳定性；应尽量减少泵站的工程量，如尽可能地减少站址处的挖、填方工程量；缩短出水管道长度；应便于泵房、进出水管路和进出水渠道、输电线路、交通道路及生活区布置等。

三、高扬程地区的经济扬程

泵站工程的耗电费用（或运行成本）与提水高度有密切关系，即扬程越高，耗电量越大，运行成本越高。但是，在农业技术水平一定的情况下，单位面积的产量（即效益）的增加是有一定限度的。当泵站工程的运行成本等于灌区的总收入时，泵站工程的净效益为零，该工程的兴建则毫无经济价值。这时的扬程称为极限扬程，实际工程的总扬程只有小于极限扬程时才是经济扬程。

（一）水费成本计算

❶ 参见本丛书中的《取水工程》分册。

1. 动力费

根据第二章有关公式计算出泵站每年的电费或燃料费用，为了计算方便起见，常常需要计算单位面积上的年耗电费用 F_1：

$$F_1 = f\frac{\rho g Q H_{st} t}{1000 \times 3600 \eta_{st} \Omega} = f\frac{2.72 \rho g m H_{st}}{10^6 \eta_{cs} \eta_f \eta_{st}} \text{（元 /hm}^2\text{）} \tag{3-13}$$

式中：ρ 为水的密度，kg/m^3；g 为每千克水所受的重力，对于清水，$g=9.8$N/kg；Q 为泵站流量，m^3/s；H_{st}为泵站净扬程，m；t 为泵站年运行时间，h；Ω 为灌溉面积，hm^2；f 为电价，元/kW·h；m 为灌溉定额，即每年每公顷面积所需的灌溉水量，m^3/hm^2；η_{cs}、η_f、η_{st}分别为渠系、田间水利用系数和泵站效率。

2. 折旧费 F_2 和大修基金 F_3

由第二章可知，水费成本中应包括折旧费和大修基金。泵站的折旧费和大修基金都与泵站固定资产的工程投资有关。泵站的固定资产由机电设备和土建工程两部分组成，其工程投资和折旧费、大修基金的提取比率见有关文献。如中小型电力排灌设备每年的折旧费可按 4.75%提取，土建工程可按 2%提取。然后再平均分摊到单位面积上去。

3. 管理费用 F_4

管理费用包括机电设备和土建工程的维修费、工作人员的工资、行政办公费等。管理费用与人员编制、工资水平等很多因素有关。将灌区总的管理费用平均折算到单位面积上，即得单位面积上的管理费用 F_4。

（二）单位面积的年净效益 B_0

首先根据灌溉后作物增产值及当时农产品的单价，计算单位面积的灌溉效益，但应特别值得注意的是，在计算灌溉效益时，必须考虑由于农业灌溉的实施，改善了生态环境，必然会给当地农副产品加工、乡镇企业的发展带来机遇。这些属于社会效益，在干旱地区这部分效益更加明显。当然，进行灌溉后，也会因此增加劳力、农机、肥料、种子等的费用。对于社会效益，还需要考

虑乡镇企业所需的投入。因此在进行净效益计算时还需要进行效益分摊。这样所剩余的部分就是泵站工程的净效益。

（三）经济扬程的确定

将泵站工程单位面积每年的净效益及其运行成本进行比较，只有净效益大于成本，即 $F_1+F_2+F_3+F_4<B_0$ 时，其相应的扬程才是经济的。

$$f\frac{2.72\rho gmH_{st}}{10^6\eta_{cs}\eta_f\eta_{st}}+F_2+F_3+F_4<B_0 \tag{3-14}$$

即

$$f\frac{2.72\rho gmH_{st}}{10^6\eta_{cs}\eta_f\eta_{st}}<B_0-(F_2+F_3+F_4) \tag{3-15}$$

由此可以得经济扬程 $[H_j]$ 的计算公式：

$$[H_j]<\frac{10^6\eta_{cs}\eta_f\eta_{st}[B_0-(F_2+F_3+F_4)]}{2.72f\rho gm} \tag{3-16}$$

由此可看出，影响经济扬程的因素很多。对于旱少雨的高原地区，为了解决当地的灌溉用水问题，要尽可能地提高经济扬程。而节省工程投资，减少渠系及田间渗漏，提高泵站效率，采取田间节水技术，减少水源的含沙量，减少各项管理费用，降低泵站的运行成本，提高泵站的净效益，都是提高经济扬程的有效途径。另外，政府的优惠政策，如减低高扬程地区的电价，对提高经济扬程也是十分重要的。

第四节　排水泵站工程规划布局

对于沿江滨湖等低洼地区，在雨季或汛期，外河水位经常高于田面或城镇街道，雨水或污水往往因不能自流排至外江而形成内涝，这时需通过泵站将雨水或污水排除。在地下水位较高或盐碱化地区，也需要用泵站排除地下水，以降低地下水位。

一、排水区的划分

排水区的划分原则是从整体规划出发，统筹兼顾，全面安排，综合治理。应满足高低水分开，内外水分开，就近排水，自排为

主，提排为辅的要求。同时，应适当考虑水利和行政区划管理等问题。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，也可减少排水泵站的装机容量和降低运行费用。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排除涝水的作用。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，防止客水流向下游，从而造成下游的涝灾。

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，可以合理确定畅排区、半畅排区和非畅排区。畅排区以自排为主，非畅排区以提排为主，半畅排区则自排和提排兼顾。现就以下不同地区说明排水区的划分。

（一）沿江滨湖圩区

湖区、圩区的地面虽然较为平坦，但仍有一定高差。尤其是面积较大的地区，因地面高差较大，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的水位条件，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。地势较低，排水期间外水位长期高于地面的地区，划为低排区。介于二者之间的地区，采取自排与提排相结合的排水方式。

（二）傍山半圩地区

这类地区的圩后是丘陵山区或高地，而圩前面临江湖。汛期外水位高于圩内地面，同时，客水流向下游，易成涝灾。分区时，要在山、圩区或高低分界处，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

对于该地区，受洪水影响较小，而受潮汐影响较大，同样可以按地面高程划分排水区。地面高程高于平均高潮位的地区可划为畅排区，低于平均低潮位者为低排区，介于二者间的为半畅排

区。畅排区采取自排，非畅排区采取泵站提排，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，利用落潮间隙自流排除涝水。若这样仍不能满足排水要求，则应考虑新建排水泵站，在闭闸期间提排。对这类地区，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，排水出路单一时，宜集中兴建大站。对于排水面积较小，地形较平坦，高差不大，而蓄水容积较大，行政区单一的地区，也以集中建站为宜。对于水网密集，排水出口分散，地势高低不平，高地要灌溉，低地要排水的地区，以分散建站为宜。

集中建站的优点是泵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。需要开挖排水干沟，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，挖压面积小，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，采取以小型为主，大、中、小结合的方式。

（二）一级排水和二级排水

排水区无论集中或分散建站，都有两种排水方式，即一级排水和二级排水。

所谓一级排水，就是泵站将涝水直接排入承泄区，见图 3-7 (*a*)，或由泵站将涝水先排入蓄涝容积，待外江水位降低后，再开闸自排，见图 3-7 (*b*)。

二级排水方式（见图 3-8），就是在洼地建小站，将涝水排入蓄涝容积内。这种泵站为二级站或内排站。因二级站的扬程较低，

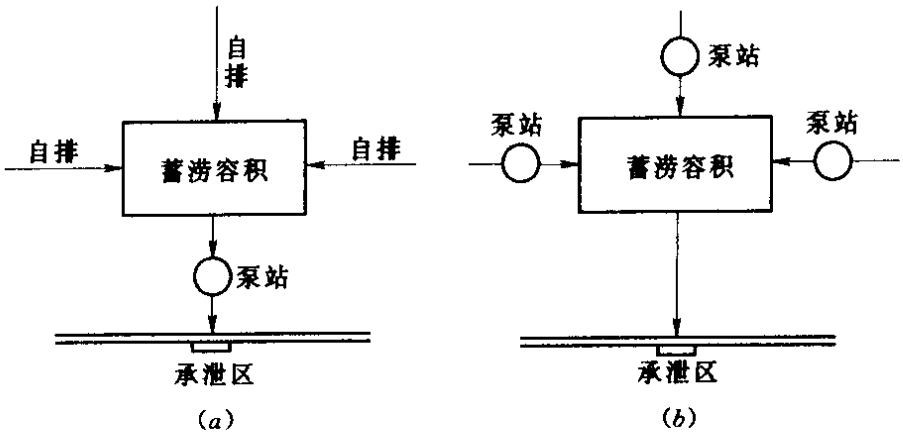


图 3-7　一级排水方式

故蓄涝容积内的涝水需要另外建站外排。这种泵站为一级站或外排站。若蓄涝容积较大，除泵站外排外，还可以利用蓄涝容积滞蓄涝水，待外水位降低后，再开闸自流排除滞蓄涝水。这样的闸站结合，可以减少外排站的装机容量。

在实际工程中，上述两种排水方式往往不能截然分开。有的地方外排站可以排田和排蓄结合，在运用上可以采取先排田后排蓄的方式。由此可见，当泵站排田时为一级排水方式，而排蓄时则为二级排水方式，如图 3-9 所示。

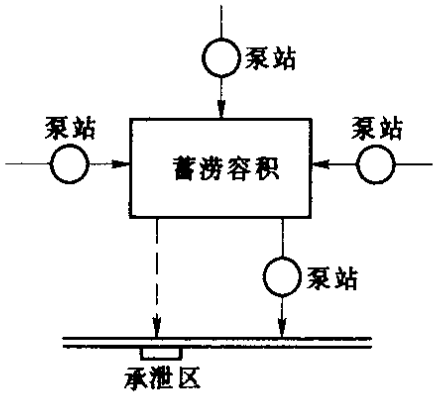


图 3-8　二级排水方式

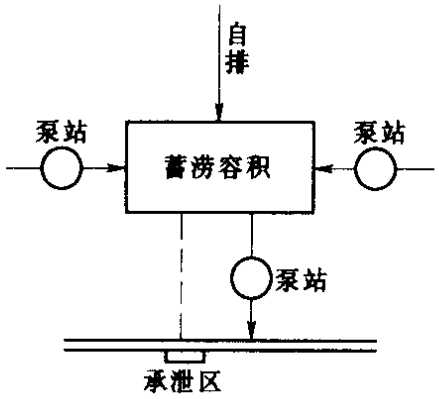


图 3-9　一级、二级排水结合方式

一般，对于排水面积不大、装机容量较小、扬程不高的排水区，以一级排水为宜。对于排水面积较大，地形复杂，高低不平，扬程较高的排水区，以二级排水为主。否则，不仅低洼地区排水不及时，且会增加排水沟渠的开挖深度，增加外排站扬程，使工

程投资和运行费用增加。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，二级站运用灵活，能适应局部低地排水，或部分低地要排、而部分高地又要灌的要求。

在滨海和感潮河道地区，若可以利用退潮排水，而又有较大的蓄涝容积时，内排站可以将低地涝水先排入蓄涝容积，待退潮后再开闸自排。在这种情况下，内排站实际上起到了外排站的作用，属于一级排水方式。若蓄涝容积较小，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规划中的一项重要工作，应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，还应考虑综合利用。根据需要，可把一座排水泵站建筑物设计成既能提排提灌，又能自排自灌；既能排灌又能利用站内动力设备进行农副产品加工、调相发电等，以充分发挥站内设备的作用，扩大工程效益。

第五节　泵站枢纽布置

泵站工程的枢纽布置就是综合考虑各种条件和要求，确定建筑物种类并合理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。如灌溉站，或排水站，或排灌结合站，其主体工程，即泵房、进出水管道、进出水建筑物等的布置应有所不同。相应的涵闸、节制闸等附属建筑物应与主体工程相适应。此外，考虑综合利用要求，如果在站区内有公路、航运、过鱼等要求时，应考虑公路桥、船闸、鱼道等的布置与主体工程的关系。

在工程布置时，还应根据地形、地貌、水系及原有的水利工程等条件，先进行主体工程布置，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。

一般来说，泵站枢纽布置应恰当处理好以下配套工程建筑物与主体工程的关系。

1. 公路桥

根据已建泵站工程的运用经验，认为公路桥与站身合建可以利用靠近泵房进出水的墩墙作桥墩，以节省建桥投资。但车辆的频繁过往，容易污染站区环境，直接影响值班人员工作，为了节省建桥投资，又能避免过往车辆对站区的影响，可以考虑公路桥与防洪闸、节制闸或引水渠上的拦污栅桥合建。但在一般情况下还是以单独建公路桥为宜。

2. 船闸

船闸和泵站合建的形式虽然可以节省投资，但因为泵站运行时，进出口的流速较大，有时还可能出现横向流速，从而影响通航安全。有时，为了考虑船闸的布置要求而影响泵站进出水建筑物的布置，致使泵站的进水条件受到影响。在河网地区，由于航运是重要的运输方式，兴建泵站一般应该考虑航运要求，因而很多采用小型轴流泵的内排站都考虑了泵站与船闸合建的方式。这样节省了工程投资，但水泵进水条件较差，应该引起注意。

3. 自流排水闸

在平原湖区，在兴建泵站之前，一般都有排水闸。因此，在兴建泵站时，应该考虑自排和提排相结合的问题。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相衔接。如果建站前无自流排水闸，则在枢纽规划布置时慎重考虑自排条件，是建自排闸还是结合泵站的附属建筑物自排，应根据具体情况进行分析比较。一般来说，当扬程较低，内外水位变幅不大时，中小型轴流泵站可考虑闸站结合的布置型式，以利于自排和提排相结合。

4. 节制闸

对于排灌结合，自流与提水排灌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，尽量减少闸的座数，便于管理，并有利于自动化。

5. 水电站

为了充分利用水力资源，可在汛后内湖水位高而有余水的情况下进行发电。对于这种兼有发电任务的泵站枢纽，有分建和合建两种形式。分建式投资较大，但泵站运行单一，操作简单；合建式可在不影响排灌任务的前提下发电，提高设备利用率，但水泵机组应满足提水和发电的可逆机组的要求，技术上要求较高。

根据泵站担负的任务不同，泵站枢纽布置一般有以下几种布置形式。

一、灌溉泵站枢纽布置

（一）无坝引水式

无坝引水的灌溉泵站的枢纽布置形式分有引水渠的和无引水渠的两种布置形式。

1. 有引水渠的布置形式

当岸坡较缓，岸边地面高程比泵站出水池要求的控制高程相差较大时，为了缩短出水管路或避免出水池建在过高的填方上，常在进水闸后设置引水渠，将泵房设在挖方中，如图 3-10 所示。

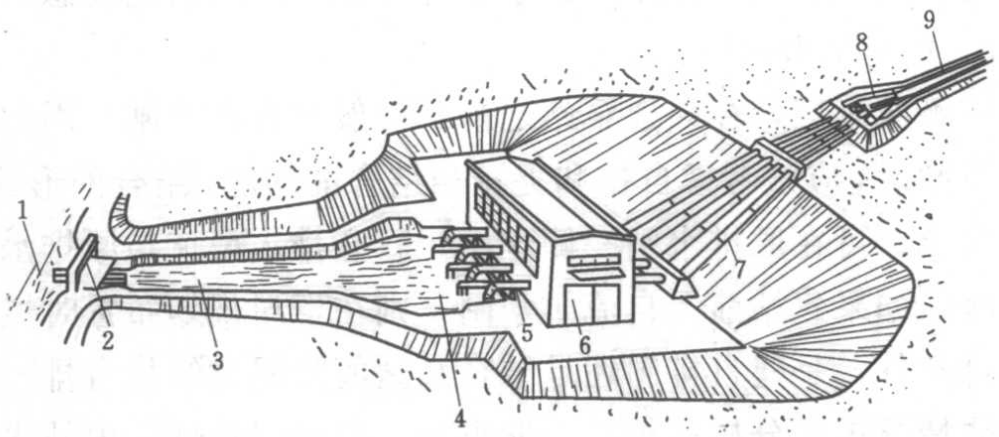


图 3-10　有引水渠的泵站枢纽布置图

1—水源；2—进水闸；3—引水渠；4—进水池；5—进水管道；6—泵房；7—出水管道；8—出水池；9—灌溉干渠

2. 无引渠的布置形式

当岸坡较陡，水源水位变化较大，灌区距水源较近时，可不设引水渠，而在进水闸后接泵房。这种进水形式要求进水建筑物

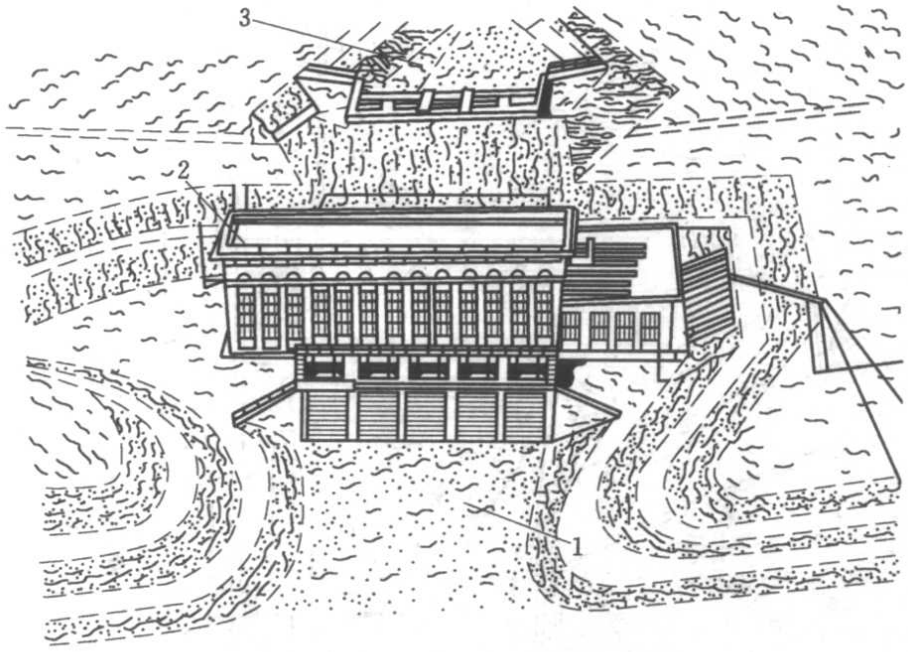


图 3-11　无引水渠的泵站枢纽布置图

1—进水池；2—泵房；3—出水池

有较高的防洪标准，确保泵房安全，如图 3-11 所示。在同样条件下，当水源水位变化较大时，可将取水建筑物与泵房合建，作为井式取水泵房设置于河床中，或采用泵船、泵车等移动式泵房。采用井式泵房时，为了保证最低水位时的正常取水，泵房底板必须设在较低位置。为了确保汛期最高洪水位时不淹没泵房，泵房的挡水墙必须高于最高洪水位。因此在水位变化幅度较大的河流取水时，泵房高度较大。这不仅会增加工程投资，同时还会因泵房内的通风、采光条件较差，在夏季的温度和湿度较大，给运行管理带来诸多不便。

3. 箱涵式引水的布置型式

在输水干渠上取水的二级泵站，当地面较陡时，为了减少工程量，并保持站前地面平整、开阔，常采用箱涵引水形式，如图 3-12 所示。这种布置基本属于正向进水，侧向出水形式。进水池形式为圆形。出水管的延长线在泵房以外，即使管道发生事故，水流也不至于直冲泵房。

（二）有坝引水式

1. 坝上游取水

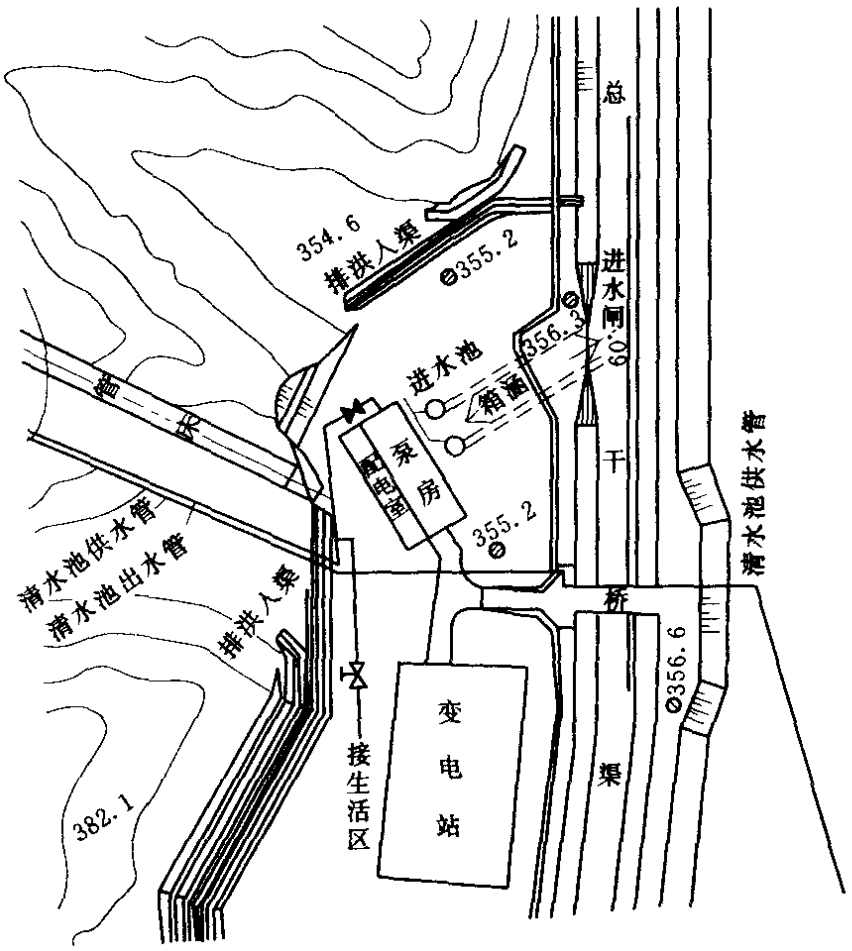


图 3-12　箱涵式引水泵站枢纽布置图

当灌区在坝上游，且坝上游的地质条件较好时，可采取坝上游取水形式，及在水库内的岸边设置井式泵房，或泵船、泵车等移动式泵房，如图 3-13 所示。该取水型式与前述的无坝无引水渠泵站枢纽布置基本相同。随着水库水位变幅的增大，井式泵房的工程投资会相应增大，同时也会增加运行管理的困难。

2. 坝下游取水

当灌区在坝下游，而按坝下自流灌溉的高程又不能满足要求时，可在自流渠道上设站取水，或设压力管道引水至坝下再设站提水。其枢纽布置见图 3-14。

二、排水泵站枢纽布置

排水泵站的布置形式很多，这里主要介绍以下几种。

（一）闸站分建

当泵站扬程较高，或内外水位变化幅度较大时，一般采用自

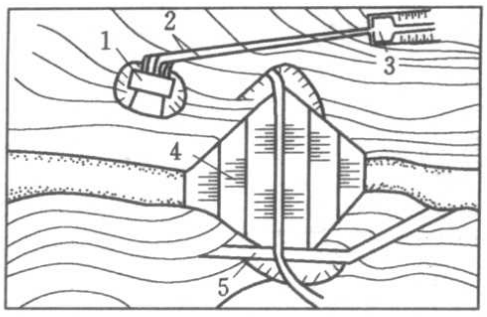


图 3-13　坝上游取水的泵站枢纽布置图

1—泵房；2—出水管；3—出水池；4—大坝；5—溢洪道

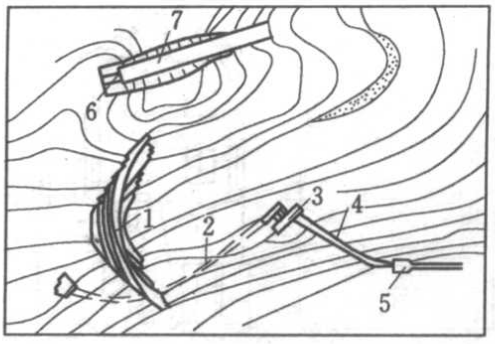


图 3-14　坝下游取水的泵站枢纽布置图

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

流排水闸和排水泵站分开设置，如图 3-15 所示。图中排水闸是建站前已有的工程，通过合理规划，建站后排水闸仍配合排水站排水。当降暴雨时，西、北节制闸关闭，将北部高处来水引向排水闸自流排入河道。同时，开启西节制闸，使西部低洼地区的涝水经排水站排入河道。当自排闸不能自流排水时，则开启北闸，使北部涝水经北节制闸，由排水站排入河道，即西、北部涝水同时排除。

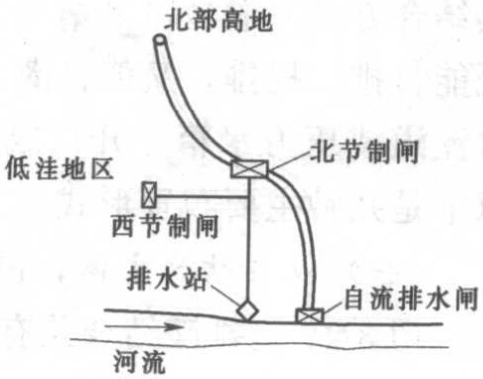


图 3-15　闸站分建的泵站枢纽布置示意图

（二）闸站结合

当泵站扬程较低，或内外水位变幅较小，安装中小型轴流泵时，采用该种形式。该形式常设有上、下涵洞，出口设平板闸门。自流排水时，开启闸门；提排时则关闭闸门，如图 3-16 所示。

三、排灌结合站枢纽布置

对于平原湖区，排水和灌溉都是不可缺少的水利措施。当外江水位较高，排水区内涝水不能自排时，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，

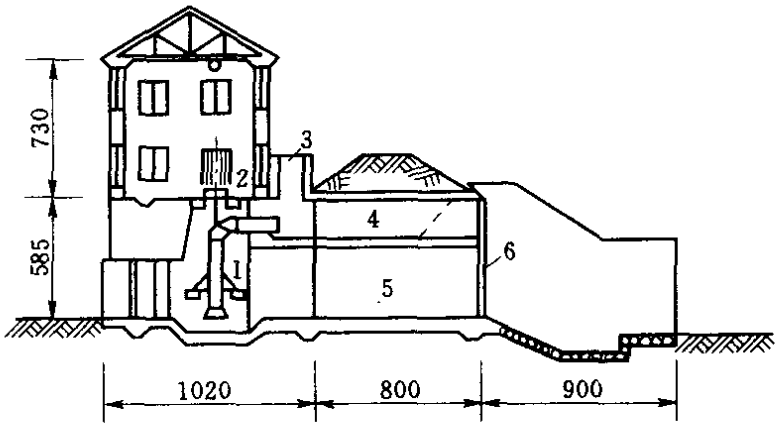


图 3-16　闸站合建式泵站剖视图（堤后式）（单位：cm）
1—立式轴流泵；2—电动机；3—通气孔；
4—上层涵洞；5—底洞；6—闸门

泵站枢纽布置往往需要把二者结合起来，以充分发挥泵站的作用。其结合方式一般是以泵站为主体，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。另外，还有在出水流道或压力水箱上开口或采用双向流道解决灌溉问题的方式。以下是几种主要布置形式。

（一）以泵站为主体，附属建筑物相配合的布置形式

图 3-17 是排灌结合兼有发电、航运等综合利用的枢纽布置形式。主要建筑物有两座泵站，一座水电站，两座船闸，属于泵站、电站、船闸分建的布置形式。第一泵站装机容量为 8×800kW，第二泵站为 2×5000kW，水电站为 10×200kW，具体运用方式如下。

1. 排水

主要排除白马湖地区的涝水。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，开启引水闸 2，控制闸 1、2，排水闸 1、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

引白马湖水灌溉时开启引水闸 2 及控制闸 1、2，关闭其他各

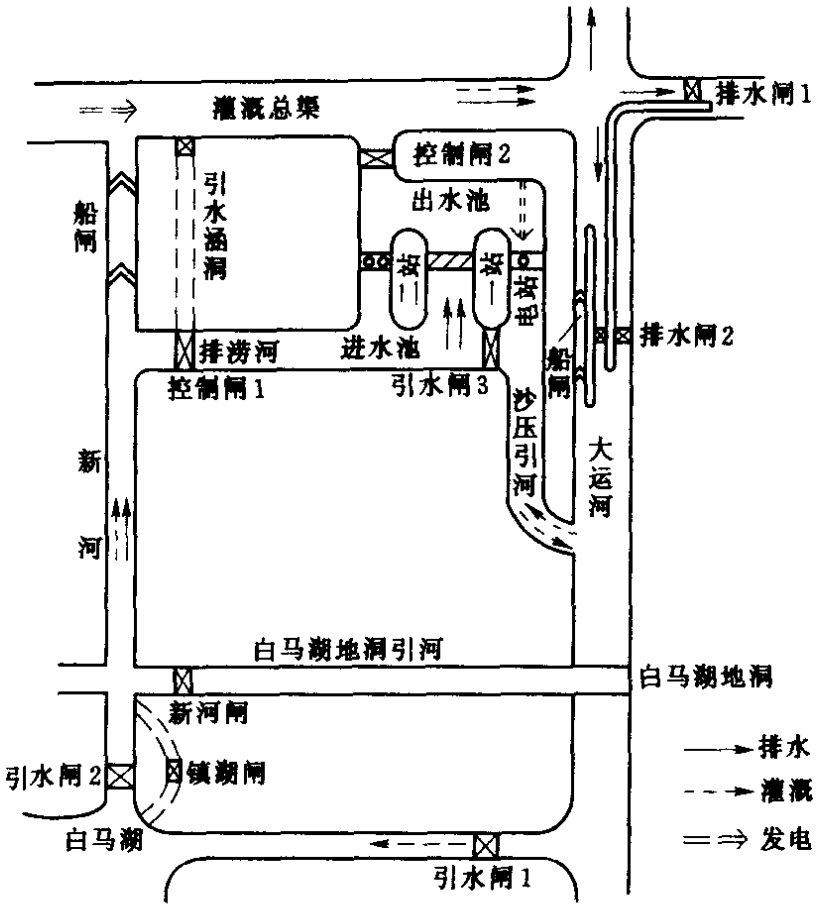


图 3-17　综合利用的泵站枢纽布置示意图

闸，引水经排涝河由泵站提水至灌溉总渠，向北送水。引江时开启引水闸 1、2，控制闸 1、2，或开启引水闸 3，控制闸 2，关闭相应的控制闸。

3. 发电

发电水源引自内湖。当内湖水量丰富而灌溉有余水时，由灌溉总渠由西向东引水，开启控制闸 2 引水至水电站发电，尾水排至大运河。

本工程枢纽布置相互协调，站、闸、渠利用率高，运用安全、方便、灵活，效益显著。

（二）利用排水站出水建筑物分水，解决灌溉问题的枢纽布置

图 3-18 是以排水为主，排灌结合的枢纽布置形式之一。该站装机容量 8×800kW。建站以前已建有排水大闸，建站后仍利用该

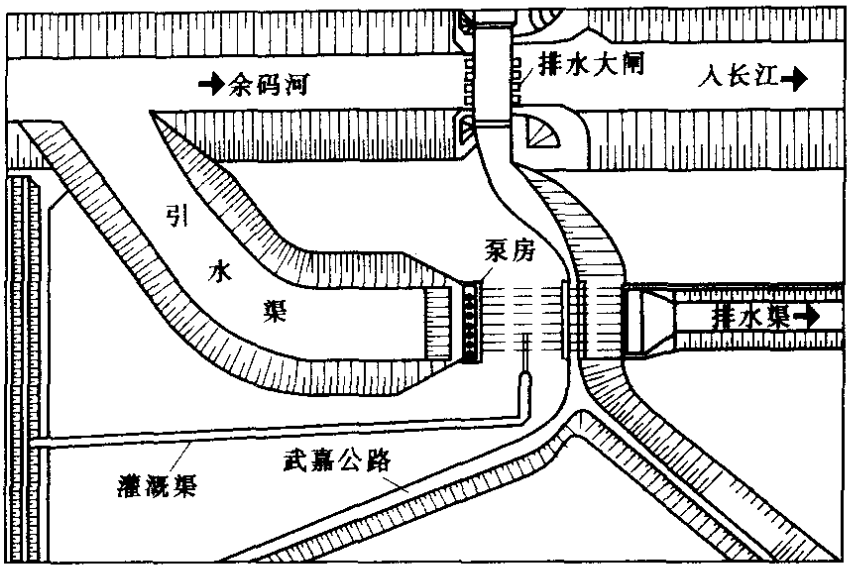


图 3-18　出水管开口，排灌结合的泵站枢纽布置图

闸自排，采用闸站分建，并利用出水管道开孔引水灌溉的布置形式。当外江水位较低时，涝水由大闸自流排向外江。汛期外江水位高于内湖水位时，关闭大闸，由泵站提排。需要灌溉时，开启出水管道上孔口的闸门，提取内湖水灌溉。这种布置形式可以减少建筑物，节省工程投资。但在设计时，应认真计算水泵在各种工况下的工作点，使水泵保持高效安全运行。本工程的引渠较短，且与引河偏角较大，进水条件较差。

图 3-19 是另一种布置形式。该工程以排水为主，闸站合建，并利用压力水箱开口以解决灌溉问题。将排水涵闸分为上下两层，上层能提排提灌，下层能自排自灌。上层即为压力水箱 3，侧面开有灌溉闸门。压力水箱出口设有竖井与穿堤涵洞 6 连通，并设有排灌闸门 9。穿堤涵洞 6 的出口设有防洪闸 8。控制各种闸门可以达到排水、灌溉、防洪等目的。具体运用方式如下。

1. 排水

内湖水位高于外江水位需要自排时，提起闸门 9 和防洪闸 8，内湖涝水自流排入外江。

当内湖水位低于外江水位需要泵站提排时，关闭灌溉闸 2，落下闸门 9，封闭底层涵洞，开启防洪闸，启动水泵机组，将内湖涝水排入外江。

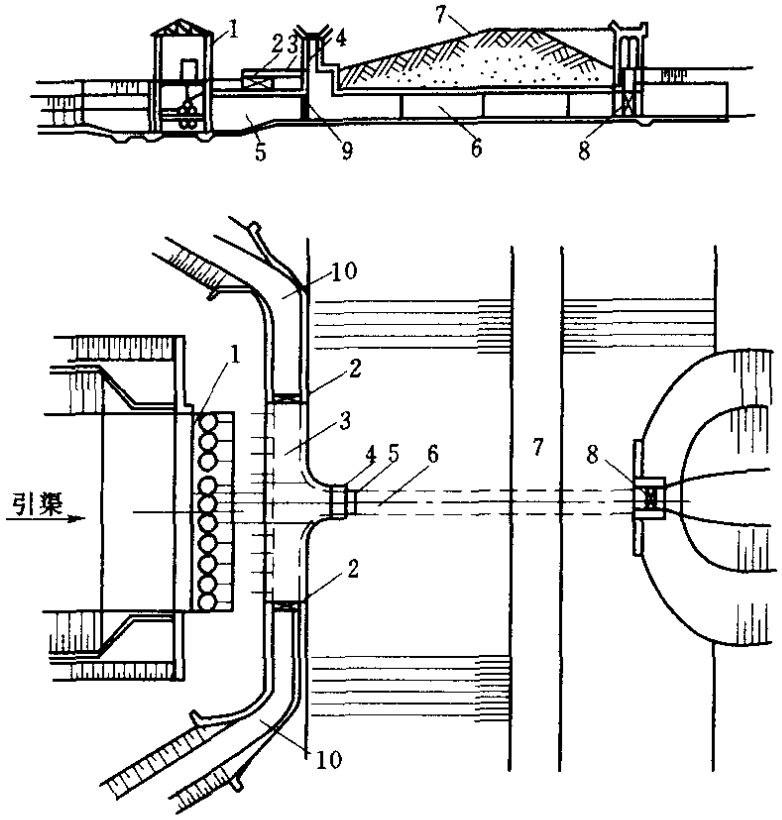


图 3-19　压力水箱开口，排灌结合的泵站枢纽布置图

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

2. 灌溉

当外江水位高于灌溉闸可以利用外江水自流灌溉时，可落下闸门 9，开启灌溉闸 2 和防洪闸 8。当外江水位低于灌溉闸 2 无法自流引入外江水时，可以提起闸门 9，并封闭压力水箱排水出口，开启灌溉闸 2，启动水泵机组，利用内湖蓄水进行提水灌溉。当内湖水位过低需要利用外江水提水灌溉时，可以提起闸门 9 并关闭压力水箱，开启灌溉闸 2 和防洪闸 8，启动水泵机组即可。

该布置形式可减少枢纽工程投资，设备利用率高，但结构复杂，闸门 9 封闭上层时的止水要求较高。同时，提排提灌时的水力损失较大，装置效率较低，规划设计时应特别注意。

（三）利用双向流道解决排灌结合的布置形式

图 3-20 是采用双向进出水流道的闸站合建，排灌结合的枢纽布置形式。泵站底层是进水流道，又是引水或排水的涵洞。进水

流道上层是出水流道。泵房直接挡水，适应于扬程较低，内外水位变幅不大的场合。自排或自灌时，开启闸门3、5，使内河水排入外江或利用外江水自流灌溉。提排时关闭闸门3，提起闸门5并关闭上层的出水流道出口，启动水泵机组即可。提灌时关闭闸门5，开启闸门3并关闭上层的出水流道出口，启动水泵机组即可。

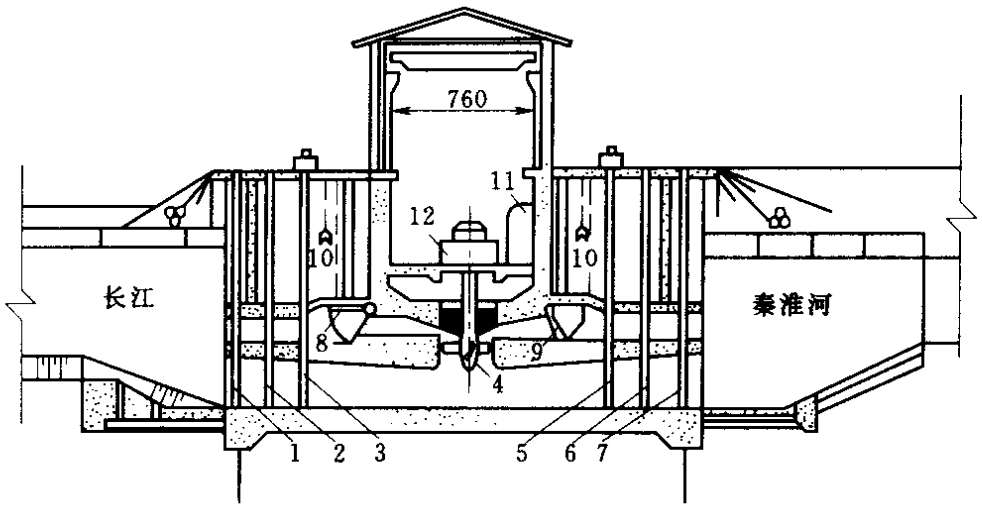


图 3-20　双向进、出水流道，排灌结合的泵站剖视图

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—平衡锤；11—开关柜；12—立式异步电动机

该合建形式建筑物少，便于集中管理，但流道水流条件较差，运行装置效率较低，并容易引起水泵机组振动，规划设计时应特别引起注意。为了改善水泵进口流态可在流道内加设导水锥。为了减少机组振动可在流道内的泵轴部务设套管。

第四章　泵站设计流量

根据泵站的工作任务，泵站流量可分为供水流量和排水流量，其中泵站供水流量包括工农业生产或居民生活等必须的流量和输水配水管（渠）及使用过程中所损耗的一部分流量；泵站排水流量为农田排水和城镇工业废水、生活污水和雨水等必须排除的水量。泵站流量是确定泵站规模的重要依据。因此，正确确定用户（供水或排水）流量，尽可能地减少输水配水过程中的水量损失，是降低工程投资和运行费用，节能节水的重要途径。

另外，对供水泵站，用户所需的流量（即用水流量）必须与水源可能供给的流量（即来水流量）相匹配。例如，对于灌溉，只有当来水过程能满足用水要求时，则可以按原定的灌溉面积进行规划设计。当来水和用水之间有矛盾时，可以采取以下措施加以解决：当来水大于用水时可以根据地形情况，适当地扩大灌区面积，以充分利用水资源；当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要求时：一是采取调蓄的方法增加蓄水工程，或另外开辟新水源；二是适当延长用水时间（但不得使作物严重受旱），或适当调整作物类型或作物种植比例，或适当缩小灌区范围，减少用水流量。前者会增加工程投资，后者则会减少工程效益。因此，供水泵站的流量也应根据技术经济比较后才能加以确定。

排水泵站的设计流量也与调蓄容积和受益面积的大小有关。调蓄容积越大，受益面积越小，泵站的流量则越小，工程投资和工程效益也越小。相反，调蓄容积越小，受益面积越大，泵站设计流量则越大，工程投资和工程效益也越大。所以，排水泵站设计流量的决定问题实际上也是一个技术经济问题。

以下介绍不同类型泵站设计流量的确定方法。

第一节　灌溉泵站的设计流量

灌溉泵站设计流量是在水源满足一定灌溉设计保证率的情况下，供给提水灌区内作物生长所必须的流量及输配水过程中渠系和田间所损失的流量。在确定灌溉泵站设计流量时，通常是根据灌区内气象、土壤、作物种类和耕作技术等因素估算作物需水量，再由灌溉试验和丰产灌水资料进行分析，推求灌区内各种作物灌溉制度及灌溉用水过程线，然后采用灌溉用水过程中持续时间较长（20～25d）的最大一次灌溉用水流量作为泵站设计流量。这种方法较为精确可靠，但较复杂，一般用于大中型灌区。而对于中小型灌区，或初步规划、可行性研究阶段，可采用简易计算方法确定其设计流量，即根据当地的自然经济情况，总结同类已成灌区历年丰产用水经验，拟定出主要作物最大一次灌水定额或灌水率，然后计算泵站设计流量。

一、按灌水定额计算

根据灌水定额计算泵站设计流量的公式如下：

$$Q = \frac{mA}{3600Tt\eta} \tag{4-1}$$

式中：Q 为泵站设计流量，m^3/s；m 为最大一次灌水定额，m^3/hm^2；A 为灌溉面积，hm^2；T 为灌水延续时间，d，指灌区最大一次灌水定额所需的延续天数；t 为水泵每天工作时间，h；η 为灌溉水的有效利用系数。

现将公式中的有关参数说明如下。

（一）最大一次灌水定额 m

对于任一灌区，都可能种植多种作物，主要有水稻和旱作物两大类型。各种作物全生育期的灌溉用水量（即灌溉定额），在生育期内的灌溉次数、每次灌水的时间和水量（即灌溉制度）也各不相同，可根据调查统计或灌溉试验资料确定。例如，根据陕西省洛惠渠总结的丰产灌水经验参照灌溉试验成果，并经水量平衡

计算，综合分析后制定该灌区主要作物的灌溉制度表（表 4-1）。由该表可知，作物的灌溉制度与灌溉保证率 P（%）有关。根据规范要求，灌溉设计保证率应按表 4-2 选用。由此可查出不同作物、不同灌溉保证率的最大一次灌水定额。例如，对于以旱作为主采用地面灌溉的干旱地区，由表 4-2 查出其灌溉保证率为 $P=50\%\sim75\%$，再根据表 4-1 可以查出与陕西省洛惠渠灌区类似的小麦一次最大灌水定额为 $750m^3/hm^2$，以此可作为确定同类灌区确定设计流量的依据。

表 4-1　　洛惠渠灌区主要作物灌溉制度

作物	灌水次数	生育阶段	一般干旱年（$P=75\%$）			干旱年（$P=90\%$）		
			灌水日期（旬/日）	灌水定额（m^3/hm^2）	灌溉定额（m^3/hm^2）	灌水日期（旬/日）	灌水定额（m^3/hm^2）	灌溉定额（m^3/hm^2）
小麦	1	分蘖—返青	中/12	750	2100	中/12	750	2700
	2	返青—拔节	上/13	675		上/3	675	
	3	抽穗—乳熟	中/4	675		中/4	675	
	4	乳熟—成熟				中/5	600	
玉米	0	播前	上中/16	750	1350	上中/6	750	1950
	1	拔节—孕穗	中/17	675		中/7	675	
	2	孕穗—盛花	中/18	675		中/8	675	
	3	孕穗—盛花				中/8	600	
棉花	0	播前	冬春泡	900	1350	冬春泡	900	1950
	1	现蕾—开花	上/7	675		上/7	675	
	2	开花—结铃	上/8	675		下/7	675	
	3	开花—结铃				上/8	600	

注　1. 表中灌溉定额未计入播前灌水定额；

2. 棉花灌水时间：冬泡在 12 月下旬。

（二）灌水天数 T

灌溉泵站的灌水延续时间是指灌水天数或轮灌天数，应根据当地的作物品种、灌水条件、灌区规模、水源条件和前茬作物收割期等因素确定。万亩以上灌区主要作物的灌水延续时间可按表 4-3 选用，万亩及万亩以下的灌区可适当减小。

表 4-2　　灌溉设计保证率

灌水方法	地　区	作物种类	灌溉设计保证率（%）
地面灌溉	干旱地区或水资源紧缺地区	以旱作为主	50～75
		以水稻为主	70～80
	半干旱、半湿润地区或水资源不稳定地区	以旱作为主	70～80
		以水稻为主	75～85
	湿润地区或水资源丰富地区	以旱作为主	75～85
		以水稻为主	80～95
喷灌、微灌	各类地区	各类作物	85～95

注　作物经济价值较高的地区，宜选用表中较大值；作物经济价值不高的地区，宜选用表中较小值。

表 4-3　　万亩以上灌区主要作物灌水延续时间（d）

作　物	播　前	生育期
水　稻	5～15（泡田）	3～5
冬小麦	10～20	7～10
棉　花	10～20	5～10
玉　米	7～5	5～10

（三）水泵每天工作时间 t

水泵每天工作时间，应根据灌区作物的需水要求和机电设备运行条件确定，一般可取 24h。对于条件较差而且无备用机组的泵站，可适当考虑在运行期间的设备检修时间，水泵每天工作时间可取为 20～22h。

（四）灌溉水利用系数 η

灌溉水利用率 η 包括渠系水利用系数 η_s 和田间水利用系数 η_f 两部分，可用下式计算：

$$\eta = \eta_s \eta_f \tag{4-2}$$

根据 GB 50288—99《灌溉与排水工程设计规范》，渠系水利用系数 η_s 的设计值应不低于表 4-4 所列数值。管道水利用系数的设

计值不应低于0.97。旱作灌区田间水利用系数的设计值不应低于0.9，水稻灌区田间水利用系数的设计值不应低于0.95。为了减少泵站提水所需要的能量消耗，降低运行费用，对提水灌区的渠道防渗要求更高。因此，提水灌区的渠系水利用系数应适当高于自流灌区。

表 4-4　　渠系水利用系数

灌溉面积（万亩）	>30	30～1	<1
渠系水利用系数	0.55	0.65	0.75

注　本表所列渠系水利用系数为自流灌区的设计值，泵站提水灌区可以适当提高。

二、按灌水率计算

灌水率 q 是指单位灌溉面积的灌水流量，单位为 [m^3/（s·万亩）] 或 [m^3/（s·100hm^2）]。据统计，万亩以上水稻灌区的设计净灌水率一般为0.45～0.6m^3/（s·万亩），即3～4m^3/（s·100hm^2）；大面积旱作灌区的设计净灌水率一般为0.2～0.35m^3/（s·万亩），即1.33～2.33m^3/（s·100hm^2）；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。对于控制面积较小的斗、农渠（灌溉面积几十亩到上千亩），常要在短期内集中灌水，故其设计净灌水率较上述经验数字大。由此，可根据灌溉面积 A 和灌区水利用系数 η 求出泵站设计流量 Q：

$$Q = \frac{Aq}{\eta} \tag{4-3}$$

式中的灌区水利用系数 η 可根据式（4-2）求得。

三、按灌溉模数计算

如果灌区作物组成不易确定，则在规划时，可根据不同地区历年的用水经验，按毛灌溉模数估算泵站的设计流量。所谓毛灌溉模数 f 是指泵站单位流量（即1m^3/s）的灌溉面积（万亩或hm^2）。毛灌溉模数可参考表4-5。

$$Q = \frac{A}{f} \tag{4-4}$$

式中：Q 为泵站设计流量，m^3/s；A 为灌溉面积，万亩或 hm^2；f 为毛灌溉模数，亩/（万 $m^3 \cdot s^{-1}$）或 $hm^2/(m^3 \cdot s^{-1})$，即每 $1m^3 \cdot s^{-1}$ 流量的灌溉面积，万亩或 hm^2。

表 4-5　　不同地区的灌溉模数

地　　区	f［万亩/（$m^3 \cdot s^{-1}$）］
南方平原湖区	0.75～1.00
南方丘陵山区	1.00～1.50
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

注　若渠道采取防渗措施，且用轮灌技术或灌区设有调蓄池时，表中的 f 值可提高 10%～25%。

四、用水量平衡法确定

对于大中型提水灌区规划设计，宜采用水量平衡法确定灌区需水流量过程线，并与水源的来水过程线配合，以确定灌溉泵站的设计流量。具体步骤如下。

（一）制定灌溉制度

1. 求作物需水量

作物的需水量与作物类型、种植比例、生育阶段等因素有关，可以通过灌溉试验或公式计算。目前规范推荐的计算方法是彭曼法。累加灌区内各种作物的需水量即可求得灌区的需水量。

2. 求灌区内土壤的最大和最小持水率

在不同土壤条件下，作物耕作层的含水率超过某一值时，土层中水将会向下层渗漏，该值即为最大持水率。但如果土层内的含水量小于某一值时，作物的产量将受到影响，该值为最小持水率，也可称为允许土层含水率下限。根据土工试验和灌溉试验可以求得。

3. 水量平衡计算

在某一作物的某一生育阶段内，土壤实际含水率应等于阶段初的含水率加上该阶段的有效降雨量、地下水补给量，同时并减

去作物需水量。当土壤的实际含水量小于最小持水率时则需要灌水，直至土壤实际含水量等于土层最大含水量为止，由此可以计算出该阶段的灌水量；当降雨或地下水补给后的土壤实际含水量大于最大持水率时则需要排水，由此也可以计算出该阶段的排水量。这样可以计算出作物的灌水时间、灌水次数、排水量、灌水定额等，这就是作物的灌溉制度，如表 4-1 所示。

（二）灌水率图的绘制

灌水率是单位面积的作物净灌水流量，常用单位为 [m^3/(s·万亩)]或 [m^3/(s·100hm^2)]。因为不同作物，不同生育阶段的需水量不同，每次灌水延续时间也各不相同，因此，第 i 种作物（种植比为 α_i）第 k 次灌水的灌水率 q_{ik} 为：

$$q_{ik}=\frac{\alpha_i m_{ik}}{36tT_{ik}} \quad [m^3/(s\cdot 100hm^2)] \tag{4-5}$$

式中：T_{ik} 为第 i 种作物第 k 次灌水的灌水延续时间，d；m_{ik} 为第 i 种作物第 k 次灌水的灌水定额，m^3/hm^2；t 为泵站每天运行的小时数，h。

作物灌水延续时间应根据当地作物品种、灌水条件、灌区规模与水源条件以及前茬作物收割期等因素确定。万亩以上灌区主要作物可按表 4-3 选用。万亩及万亩以下灌区可按表中数值适当减小。

根据各种作物播前和各生育期内各次灌水的灌水率及每次灌水的持续时间可以绘制出各种作物的灌水率过程线，将同时期各种作物灌水率相加，则可绘成全灌区年度初步灌水率图，如图 4-1 所示。

由图 4-1 可见，这样绘制的灌水率图，各阶段的灌水率大小相差悬殊，泵站将会出现水泵机组频繁开停机，渠道输水断断续续的情况，给管理带来很大困难。如按其中最大灌水率来计算泵站和渠道流量，势必造成泵站装机容量和渠道断面过大，增加工程投资。因此，必须对初步灌水率图进行必要的修正。其修正原则如下：①应与水源供水条件相适应；②全年各次灌水率大小比较

均匀，以累计 30d 以上的最大灌水率为设计灌水率，短期的峰值不应大于设计灌水率的 120%；③宜避免经常停水，特别应避免小于 5d 的短期停水；④提前或推迟灌水日期不得超过 3d，若同一种作物连续两次灌水均需变动灌水日期，不应一次提前、一次退后；⑤延长或缩短灌水时间与原定时间相差不应超过 20%；⑥灌水定额的调整值不应超过原定的 10%，同一种作物不应连续两次减小灌水定额；⑦调整后的灌水率图应和泵站的水泵台数相匹配；⑧当上述要求不能满足时，可适当调整作物组成。对图 4-1 所示的初步灌水率图进行修正后的灌水率如图 4-2 所示。

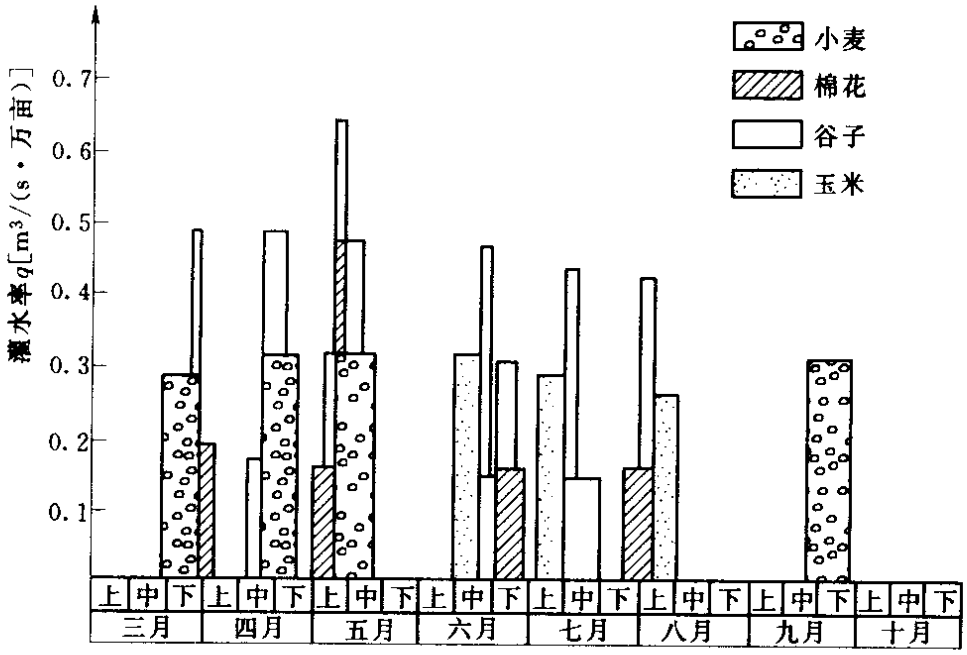


图 4-1　某灌区初步灌水率图

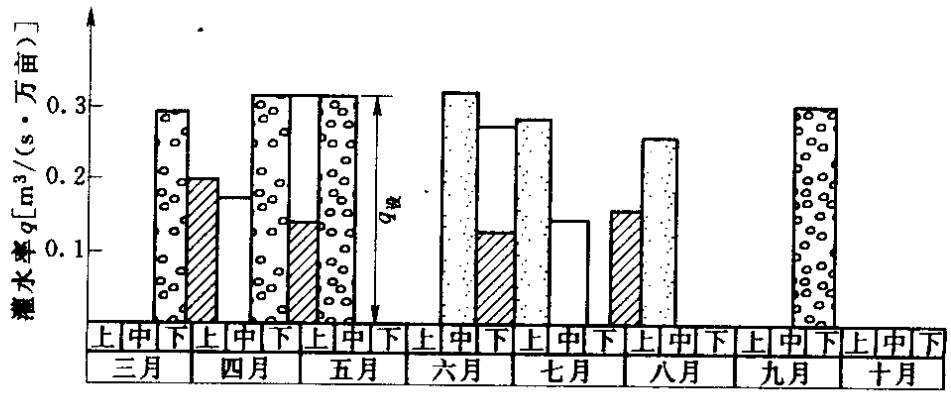


图 4-2　某灌区修正灌水率图（图例同前）

（三）设计灌水率的确定

为了推求泵站、渠道及有关建筑物的设计流量，需要确定设计灌水率值。一般是在修正后的灌水率图上选择延续时间大于20天的最大灌水率作为设计灌水率，如图4-2中的$q_{设}$。对于延续时间较短而数值大于设计灌水率的灌水流量，则可以临时利用泵站的备用容量和渠道的预留面积，加大输水流量予以满足。

据调查统计，一般万亩（即667hm^2）以上灌区的设计净灌水率：水稻灌区为3～4m^3/（s·100hm^2）；旱作灌区为1.33～2.33m^3/（s·100hm^2）；水旱田都有的大中型灌区，其综合净灌水率可按水旱面积比例加权平均求得。对于面积较小的灌区，常在短期内集中灌水，故其净灌水率远较上述经验数字大。

（四）泵站设计流量的确定

泵站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泵站、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（4-3）进行计算，但式中的q应为灌水率图上持续时间大于20d的最大灌水率，如图4-3所示。

如果最大灌水率的持续时间小于20d则可选用次大的灌水率

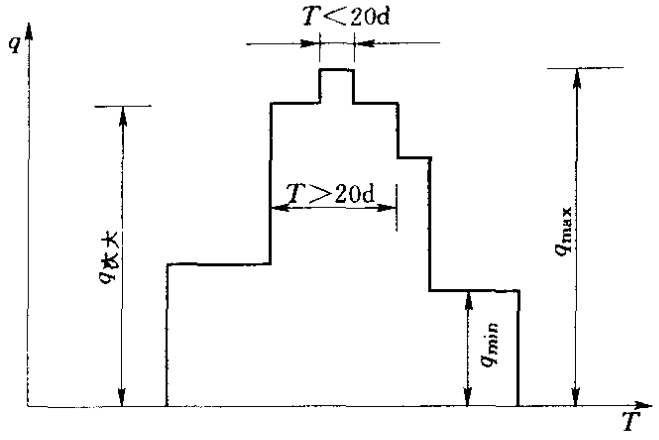


图 4-3　设计灌水率的选取

值 $q_{次大}$，但要保证次大灌水率推出的加大流量，大于或等于由最大灌水率值 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。

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，计算时采用灌水率图中最小的灌水率值 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加用水量，以及水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：

$$Q_{加大} = (1 + 加大系数)Q_{设}(m^3/s)$$

加大系数因设计流量的大小而异，一般采用以下数值：

当 $Q_{设}<1m^3/s$ 时，加大 20%～30%；

当 $Q_{设}=1～10m^3/s$ 时，加大 15%～20%；

当 $Q_{设}>10mm^3/s$ 时，加大 10%～15%。

上述计算比较复杂，一般用于大型灌区。为了加快计算速度，可以编制计算程序，用电子计算机进行计算。具体程序设计可参考文献资料 [6]、[8]。

第二节　城镇给水流量

城镇给水流量是根据供水对象，如居民、工厂、公共建筑等，

分别按用水量标准求出其用水量，然后再加以综合作为设计依据。用水量标准与城镇的发展规模、计划人口数、建筑群的层次和建筑标准、工业布局、用水量大的工业规模等有关。另外，生活用水和消防用水等标准又有所不同，因此，在确定城镇给水流量时应全面考虑，并结合现状资料和类似的地区或工业企业经验加以确定。

一、用水量计算

城镇居民、工业企业职工和公共建筑的工作人员每日都需要一定量的生活用水，生活用水量的大小与生活水平、生活习惯、卫生设备情况、水质、水压和气候条件等因素有关。生活用水量的计算，应参照有关规范并结合当地情况确定用水量标准，然后根据计划人口来计算生活用水量。城镇或居住区的生活用水量可按下式计算：

$$Q_1 = qN \tag{4-6}$$

式中：Q_1 为最高日生活用水量，m^3/d；q 为最高日生活用水量标准 $m^3/$（d·人），参见《城市给水工程设计规范》；N 为计划人口数。

城镇给水泵站在供给工业企业用水时，还应包括工厂职工的生活用水和淋浴用水量 Q_2、生产用水量 Q_3 以及公共建筑，浇洒道路及绿化用水量 Q_4，消防用水量 Q_5，其中职工生活用水和淋浴用水量 Q_2 可由下式确定：

$$Q_2 = \frac{n(N_1q' + N_2q'')}{T} \tag{4-7}$$

式中：n 为生产作业班数；N_1 为最大班的工人数；q' 为工人生活用水量标准，m^3/班；N_2 为最大班淋浴人数；q''为淋浴用水标准，$m^3/$（人·班）；T 为车间生产小时总数，h。

工业用水量 Q_3 应由工艺提供，或通过调研工业生产过程的用水情况，并参照同类工业用水资料确定。

浇洒道路及绿化用水量一般是结合管道漏损和其他未预见因素一并考虑的，在上述总水量的基础上增加 10%～20%，故城镇

最高日用水量为

$$Q_d = (1.1 \sim 1.2)(Q_1 + Q_2 + Q_3) \tag{4-8}$$

消防用水量的计算，需根据防火规范确定火灾发生次数及消防用水量标准来计算水量。若消防、生产与生活用水为合并系统，则最高日用水量应按消防用水量、生产用水量及85%的最高日生活用水量的总和计算。

二、给水泵站流量

给水系统中，所有构筑物都是按最高日用水量Q_d设计的，其中取水构筑物和水厂的设计流量随一级泵站的工作情况而定。一天中泵站工作时间越长，则流量越小。对大中型水厂的一级泵站一般按三班制24h均匀工作来考虑，以缩小构筑物规模和降低工程造价。因此，一级泵站、取水构筑物和水厂按最高日的平均流量计算：

$$Q = \frac{\alpha Q_d}{T} \tag{4-9}$$

式中：Q为一级泵站的设计流量，m^3/h；Q_d为最高日用水量，m^3/d；T为泵站每天工作时数；α为考虑水厂本身用水的系数。

系数α与水处理方法、构筑物类型及原水水质等因素有关，可通过计算加以确定，一般在1.05～1.10之间。对于取用无须处理的地下水时，一级泵站可直接把水输入管网。为了提高水泵的效率和延长井的使用年限，一般先输水到地面水池，再经二级泵站输入管网，此时，系数$\alpha=1.0$。

对二级泵站，从泵站到管网的输水管、管网和水塔等的计算流量，应按用水量变化曲线和二级泵站的工作情况来确定。

二级泵站的设计流量与管网中是否设水塔或高水池有关。当管网内无水塔时，二级泵站的流量等于用水量。为了保证水泵在高效区运转，以适应每日每小时的流量变化，泵站内的水泵应大小搭配，输水管及管网应按二级泵站最大供水量即日最高时用水量计算

$$Q_h = \frac{1000K_hQ_d}{24 \times 3600} = \frac{K_hQ_d}{86.4} \tag{4-10}$$

式中：K_h 为时变化系数；Q_h 为最高时设计用水量，L/s。

如果管网内设有水塔或高水池，由于它们能调节流量，二级站每小时的供水量可以不等于用水量。当供水量高于用水量时，多余的水进入水塔或水池内储存；反之，当供水量低于用水量时，水塔或水池补充水泵供水量之不足，从而减小泵站的装机容量。

第三节　农田排水流量

农田排水包括排涝和排渍两部分，所谓排涝即排除因降雨而引起的田面积水，以减少淹水时间和淹水深度；所谓排渍是指排除因地下水位过高而引起农作物产量下降的那部分地下水量。

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、排水天数、设计外江水位频率等，在发生一定标准的暴雨和外水位时，排涝工程应保证排水区内不发生涝灾。排涝标准的高低，应根据排水区水利设施的现状，一定时期内农业生产发展的需要，机电设备供应情况及地区的技术力量和当地的经济条件等因素综合分析确定。如果标准制定过低，则不能满足农业稳产高产的要求；但如果标准过高，又会造成资金和设备的积压，浪费人力和物力。据统计，我国旱作区一般采用设计标准的 1～3d 暴雨从作物受淹起 1～3d 排至田面无积水；水稻区一般采用设计标准的 1～3d 暴雨 3～5d 排至作物的耐淹深度。对于具有调蓄容积的排水系统，可按调蓄容积的大小采用较长历时的设计暴雨或一定间歇期的前后两次暴雨作为设计标准；排空容积的时间，可根据当地暴雨特性，统计分析两次暴雨的间歇天数确定，一般可采用 7～15d。

作物的耐淹深度和耐淹时间应根据当地或邻近地区有关试验或调查资料分析确定。在缺乏试验或调查资料的情况下可按表 4-6 选取。

表 4-6　　主要作物的排涝标准

农作物	生育阶段	耐淹水深（cm）	耐淹时间（d）
小　麦	拔节—成熟	5～10	1～2
棉　花	开花、结铃	5～10	1～2
玉　米	抽穗	8～12	1～1.5
	灌浆	8～12	1.5～2
	成熟	10～15	2～3
甘　薯	—	7～10	2～3
春　谷	孕穗	5～10	1～2
	成熟	10～15	2～3
大　豆	开花	7～10	2～3
高　粱	孕穗	10～15	5～7
	灌浆	15～20	6～10
	成熟	15～20	10～20
水　稻	返青	3～5	1～2
	分蘖	6～10	2～3
	成熟	20～25	4～6
	孕穗	20～25	4～6
	成熟	30～35	4～6

二、排水流量的计算

排水流量的计算方法主要有排涝模数法和调蓄演算法等。

（一）排水模数法

排水模数 q 是指单位面积上的排水流量，其单位为 $m^3/(s \cdot km^2)$。排水模数又分排涝模数和排渍模数。排涝模数是指单位面积上排除多余雨水的流量，而排渍模数是指单位面积上排除多余地下水的流量。设计排水模数可根据当地或邻近地区的实测资料分析确定。在无实测资料时，可根据当地的自然经济条件和生产发展水平，按照以下公式分析计算。在排水模数 q $[m^3/(s \cdot km^2)]$ 已知的情况下，很快就可以根据排水面积 A (km^2) 求出泵站的设计流量 Q (m^3/s)：

$$Q = qA \tag{4-11}$$

1. 排涝模数

是指在设计标准下的排涝模数，设计排涝模数应以此作为泵站设计流量确定的依据。

（1）经验公式法。平原区的设计排涝模数一般采用以下经验公式计算：

$$q = KR^m F^n \tag{4-12}$$

式中：q 为设计排涝模数，$m^3/s \cdot km^2$；K 为反映排水沟网的密度、沟底坡度、降雨历时及排水区形状等因素影响的综合系数；R 为设计暴雨所产生的径流深，mm；F 为排水面积，km^2；m 为反映洪峰与洪量关系的峰量指数；n 为反映排涝模数与面积关系的递减指数；K、m、n 应根据具体情况，经实地测验决定。

（2）平均排除法。

1）平原区旱地设计排涝模数：

$$q_d = \frac{R}{86.4T} \tag{4-13}$$

式中：q_d 为旱地设计排涝模数，$m^3/(s \cdot km^2)$；T 为排涝历时，d。

2）平原区水田设计排涝模数：

$$q_w = \frac{P - h_1 - ET' - F}{86.4T} \tag{4-14}$$

式中：q_w 为水田设计排涝模数，$m^3/(s \cdot km^2)$；P 为历时为 T 的设计暴雨量，mm；h_1 为水田滞蓄水深，mm；ET' 为历时为 T 的水田蒸发量，mm；F 为历时为 T 的水田渗漏量，mm。

3）平原区旱地和水田综合设计排涝模数：

$$q_p = \frac{q_d A_d + q_w A_w}{A_d + A_w} \tag{4-15}$$

式中：q_p 为综合设计排涝模数，$m^3/(s \cdot km^2)$；A_d 为旱地面积，km^2；A_w 为水田面积，km^2；

4）圩区内无较大湖泊、洼地作承泄区时的设计排涝模数：

$$q_j = \frac{PA - h_1 A_w - h_2 A_2 - h_3 A_3 - E_w A_1 - FA_w}{3.6TtA} \tag{4-16}$$

式中：q_j 为泵站向外河机排的设计排涝模数，$m^3/(s \cdot km^2)$；A 为

排水区总面积，km^2；h_2 为河网、沟塘滞蓄水深，mm；A_2 为河网、沟塘水面面积，km^2；h_3 为旱地及非耕地的初损与稳损量，mm；A_3 为旱地及非耕地面积，km^2；E_w 为历时为 T 的水田水面蒸发量，mm；A_1 为河网、沟塘及水田面积，km^2；t 为泵站在一天内的运行时间，h。

5）圩区内有较大湖泊、洼地作为承泄区时，自排区的机排设计排涝模数：

$$q_z = \frac{PA_z - h_1A_w - h_2A_2 - h_3A_3 - E_wA_1 - FA_w}{86.4TA_z} \tag{4-17}$$

式中：q_z 为圩区内自排区的设计排涝模数，$m^3/(s \cdot km^2)$；A_z 为圩区内自排区总面积，km^2；

6）圩区内有较大湖泊、洼地作为承泄区时，抢排与排湖的机排设计排涝模数：

$$q_y = \frac{3.6Ttq_qA_q + 86.4Tq_zA_z - h_qA_h}{3.6TtA} \tag{4-18}$$

式中：q_y 为泵站向外河抢排与排湖的机排设计排涝模数，$m^3/s \cdot km^2$；q_q 为圩区内抢排区设计排涝模数，$m^3/(s \cdot km^2)$，可按公式（4-16）计算，但式中 A 应改为 A_q；A_q 为圩区内抢排区面积，km^2；h_q 为圩区内湖泊死水位至正常蓄水之间的水深，mm；A_h 为圩区内湖泊死水位至正常蓄水之间的平均水面面积，km^2；

2. 排渍模数

设计排渍模数可按下式计算：

$$q_h = \frac{10^3\mu H}{3.6Tt} \tag{4-19}$$

式中：q_h 为设计排渍模数，$m^3/(s \cdot km^2)$；μ 为土壤给水度（释放水量与土壤体积的比值）；H 为地下水设计降低深度，m；T 为排水天数，d；t 为每天排水的小时数，h。

设计排渍深度、耐渍深度、耐渍时间和水稻田适宜日渗漏量等应根据当地或邻近地区的实测资料分析确定。在无实测资料时，可根据以下范围数值选取：旱地设计排渍深度为 0.8～1.3m；水

稻田设计排渍深度为0.4～0.6m；旱作物耐渍深度为0.3～0.6m，耐渍时间为3～4d；水稻田适宜日渗漏量为2～8mm/d（粘性土壤取小值，沙性土壤取大值）。

对于有渍害的旱作区，农作物生长期地下水位应以设计排渍深度作为控制标准，但在设计暴雨形成的地下水排除后，应在旱作物耐渍时间内将地下水位降至耐渍深度。水稻区应能在晒田期内3～5d将地下水位降至设计排渍深度。土壤渗漏量过小的水稻田，应采取地下水排水措施，使其淹水期的渗漏量达到适宜标准。

适于使用农业机械作业的设计排渍深度应根据各地区农业机械耕作的具体要求确定，一般为0.6～0.8m。

改良盐碱地或防治次生盐碱化的地区，其排水标准还应在返盐季节前将地下水控制在临界深度以下。地下水临界深度应根据各地区试验或调查资料确定。无试验或调查资料时，可按表4-7选用。

表4-7　　各地区排水模数公式中的各项参数

土　质	地下水矿化度			
	<2	2～5	5～10	>10
沙壤土、轻壤土	1.8～2.1	2.1～2.3	2.3～	2.6～2.8
中壤土	1.5～1.7	1.7～1.9	1.8～2.0	2.0～2.2
重壤土、粘土	1.0～1.2	1.1～1.3	1.2～1.4	1.3～1.5

（二）调蓄演算法

如果排水区内有较大的蓄涝容积，且位置较低而又集中，可调蓄全部排水面积上的设计暴雨量，此时，排水流量决定于排湖流量。在满足一定排水标准的条件下，排湖流量的大小取决于蓄水容积的大小和排湖时间的长短，可通过调蓄演算求得。调蓄演算法的图解原理及步骤如下。

首先，根据排水标准相应的设计频率（5～10年一遇）长历时（一般为7～30d）暴雨总量，按设计代表年典型的成涝雨型进行分配，并乘以暴雨径流系数，可求得产水深度（净雨深）过程线。将

各时段产水深度逐日累加，并绘制累积产水深度曲线，如图 4-4 中 *OABC* 所示。

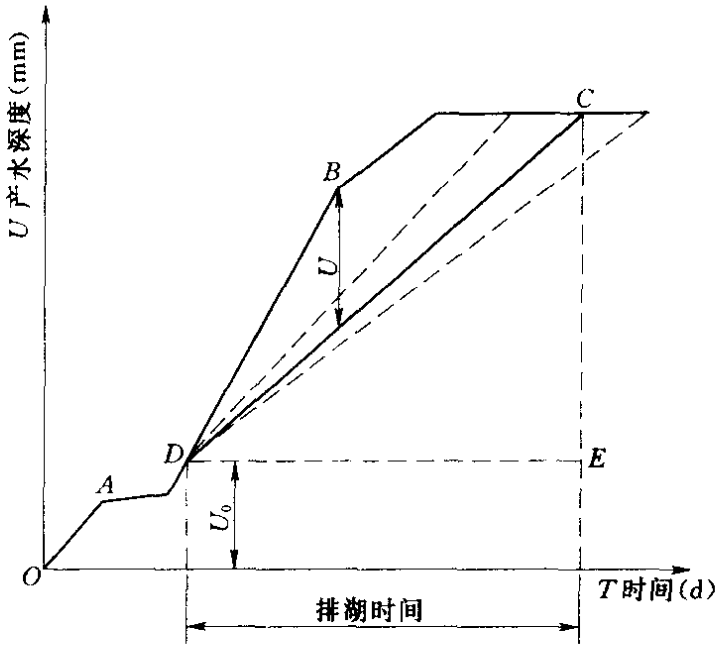


图 4-4　调蓄演算法图解原理

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 及内湖起排水位至调蓄水位之间的调蓄容积所能调蓄的产水深度 U：

$$U_0 = \frac{V_0}{1000F} \tag{4-20}$$

$$U = \frac{V_{有效}}{1000F} \tag{4-21}$$

式中：V_0 为内湖死水位至起排水位之间的调蓄容积，m^3；$V_{有效}$ 为内湖起排水位至调蓄水位之间的调蓄容积，m^3；F 为总排水面积，km^2。

然后在累积产水深度曲线 *OABC* 上找出纵坐标等于 U_0 的 D 点作为起排点，过 D 点作不同的放射线与曲线 *OABC* 相割，这些放射线即为不同的累积排水深度线，它们与累积产水深度曲线 *OABC* 之间的纵差为排水期间进入内湖的净雨深。取其中一条放射线与 *OABC* 线所夹的最大垂距（纵差）恰好等于 U 作为设计累积排水深度线，则既可充分利用内湖所具有的调蓄能力，也不会

造成内湖水位超过其允许的最大调蓄水位（内湖最高蓄渍水位）。根据设计累积排水深度线 DC 的斜率 $\tan\alpha=\dfrac{CE}{DE}$，即可求出设计排水流量：

$$Q=\frac{F}{86.4}\tan\alpha \tag{4-22}$$

式中：Q 为设计排湖流量，m^3/s；F 为总排水面积，km^2。

如果排水区内没有足够大的蓄涝容积调蓄全部涝水，则可以利用湖泊蓄积高地涝水，不能入湖的低地涝水，则先由泵站排至外河，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，即先排田，后排湖。

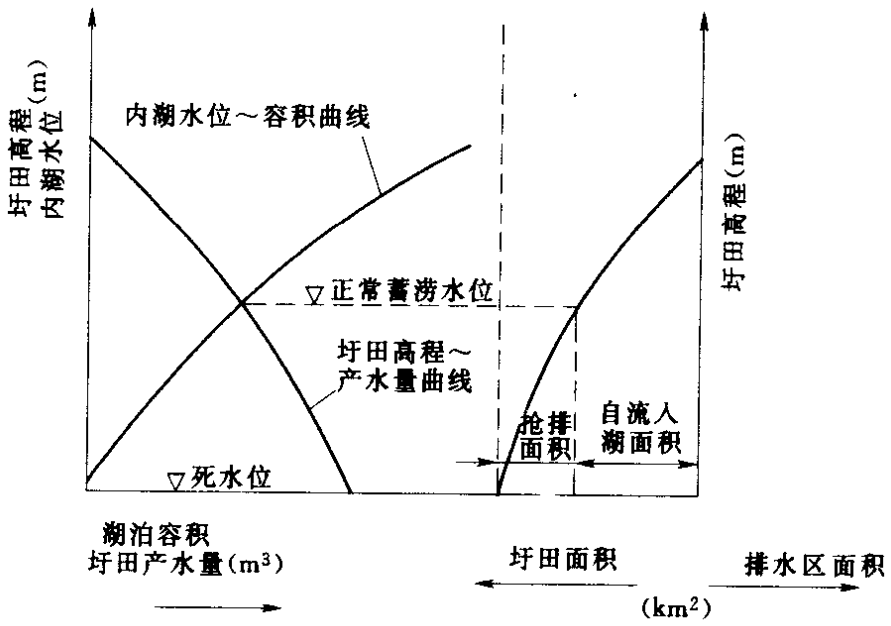


图 4-5　抢排面积和自流入湖面积的划分

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，如图 4-5 所示，排湖流量和排田流量可分别由调蓄演算法和平均排除法的公式计算，若排田装机大于排湖装机，则由排田流量作为水泵站的设计流量；反之，若排湖装机容量大于排田装机容量，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。

第四节　城镇排水流量

城镇排水是排除生活污水、工业废水和天然降水等。其中生活污水是人们日常生活中排出的污水，包括来自住宅、公共建筑、生活福利设施和工厂生活的污水；工业废水是工业生产过程中所产生的废水，即来自车间或厂矿等的排水；天然降水则是指雨水或雪、雹等融化水。

一、生活污水量

生活污水流量包括居住区生活污水、公共建筑生活污水、工业企业和生活污水流量等。

（一）居住区生活污水流量

居住区的生活污水流量，是根据生活污水量标准（即每人每日的生活污水量）和设计人口数，由下式计算确定

$$Q_1 = \frac{K_z N q_1}{24 \times 3600} \tag{4-23}$$

式中：Q_1 为居住区生活污水的设计流量，L/s；N 为设计人口数；q_1 为居住区生活污水标准，L/（人·d）；K_Z 为总变化系数。

居民区生活污水量标准是指居住区内排水系统设计中所采用的每人每日所排出的平均水量，它与给水量标准、室内卫生设备情况、气候、居住条件、生活水平等有关，一般采用《生活污水量标准》。

设计人口指污水排除系统设计期限终期人口，是设计依据的人口数。该值取决于城乡和工业企业发展规模，通常根据城乡人口密度（即单位面积上的居民数）来推求。

由于污水量标准是一个平均值，而实际上污水排除系统中的污水量是经常变化的，既有逐日变化也有逐时变化，因此，为了合理地确定污水流量，必须计算其总变化系数。总变化系数 K_z 为最高日最高时的污水量与平均日平均时的污水量的比值，可参照表 4-8 选用或由下式计算。

$$K_Z = \frac{2.7}{Q^{0.11}} \tag{4-24}$$

式中：Q 为平均日平均时污水流量，L/s。

表 4-8　　生活污水量总变化系数值

污水平均日流量（L/s）	5	15	40	70	100	200	500	≥1000
总变化系数 K_Z	2.3	2.0	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3

（二）公共建筑生活污水量

公共建筑生活污水量指宾馆、饭店、公共浴室、医院、学校等设施所排放的污水，可由式（4-25）或式（4-26）计算确定

$$Q_2 = 0.12\alpha\sqrt{N_P} + q_{max} \tag{4-25}$$

式中：Q_2 为计算管段污水设计流量，L/s；N_p 为计算管段内卫生器具的排水当量总数，排水中以 0.33L/s 为一个排水当量；α 为由公共建筑类型确定的系数，α=1.2～2.5；q_{max}为计算管段内排水量最大的一个卫生器具的排水量，L/s。

$$Q_2 = \sum \frac{q_p n_0 b}{100} \tag{4-26}$$

式中：q_p 为同类型的一个卫生器具排水流量，L/s；n_0 为同类型卫生器具总数；b 为卫生器具的同时排水百分数，如冲洗水箱大便器的同时排水百分数按 12%计。

（三）工业企业生活污水量

工业企业生活污水量，根据车间情况不同污水标准也不同，如热车间每人每班为 35L，而冷车间每人每班为 25L，工业企业生活污水量可用下式进行计算：

$$Q_3 = \frac{\sum K_h N_1 q_2}{3600T} + \frac{\sum N_2 q_3}{3600} \tag{4-27}$$

式中：Q_3 为工业企业生活污水及淋浴污水设计流量，L/s；K_h 为生活污水时变化系数，K_h=2.5～3.0；N_1 为车间最大班职工人数；q_2 为工人生活污水标准，L/（人·班）；T 为每班的工作时数，

h；N_2 为车间最大班淋浴的工人数；q_3 为高温、污染严重车间的淋浴污水量标准，一般 $q_3=40\sim60$L/(人·班)。

二、工业废水流量

工业废水量标准一般是按生产单位产品或加工单位数量原料所排出的平均废水量计算，它与生产种类、生产过程、单位产品用水量以及给水系统等很多因素有关。工业废水量由工业生产过程中所排出的平均废水量乘以总变化系数求得：

$$Q_4=\frac{K_Z q_3 M}{3600T} \tag{4-28}$$

式中：Q_4 为工业废水设计流量，L/s；q_3 为生产过程中每单位产品的废水量标准，m^3/单位产品；M 为产品的平均日产量；T 为每日生产小时数，h；K_Z 为总变化系数。

综上所述，城市生活及工业企业总的污水设计流量 Q 为：

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4 \tag{4-29}$$

应该指出的是，按上式求得的总污水设计流量，是假定排出的各种污水都在同一时间出现最大流量时的污水流量。显然，采用该流量来设计污水泵站是极不经济的，因此，如果资料较充足，应求出污水量逐时变化的过程线，计算一日中相同小时的各种污水流量之和，取其中最大时流量作为总设计流量。

三、雨水流量

城镇所需排除的雨水流量，取决于设计采用的暴雨强度、径流系数和汇流面积，常用下式进行计算

$$Q=\psi qF \tag{4-30}$$

式中：Q 为雨水设计流量，L/s；ψ 为径流系数；q 为设计暴雨强度，L/(s·hm^2)；F 为汇流面积，hm^2。

暴雨径流系数 ψ 定义为暴雨产生的径流量与降雨量的比值，其影响因素众多，如排水面积上的植物被覆、土壤的渗水能力、地面坡度、降雨历时、降雨强度等。目前尚不能精确地确定径流系数 ψ，在设计中可参考表 4-9 选用。

表 4-9　　径流系数 ψ 值

地面种类	ψ
各种屋面、混凝土和沥青路面	0.90
大块石铺砌路面和沥青表面处理的碎石路面	0.60
级配碎石路面	0.45
干砌砖石和碎石路面	0.40
非铺砌土路面	0.30
公园和绿地	0.15

当汇流面积较大，且建筑物分布的差异也较大时，可分成不同类型的小区，分别进行径流系数计算。然后根据各区汇水面积上的地面覆盖情况及占有面积的比例，由下式计算综合径流系数 ψ_p：

$$\psi_p = \frac{\sum f_i \psi_i}{F} \tag{4-31}$$

式中：f_i 为汇流面积上各类地面的面积；ψ_i 为与各类地面相应的径流系数；F 为全部汇水面积。

设计暴雨强度 q 可采用下式计算：

$$q = \frac{167A_1(1 + \mathrm{cot}T)}{(t + b)^n} \tag{4-32}$$

式中：T 为设计重现期，一般为 0.33～3 年；t 为降雨历时，min；A_1、b、n 为地区参数，根据当地雨量资料分析推求。

应用公式(4-32)所计算的雨水流量，没有考虑地面汇流的影响，所以是偏于安全的，有的地区则采用下式进行设计暴雨强度的计算：

$$q = \frac{167A_1(1 + \mathrm{cot}T)}{(t_1 + mt_2 + b)^n} \tag{4-33}$$

式中：t_1 为地面集水时间，min；t_2 为管渠内雨水流行时间，min；m 为折减系数，或称延缓系数，明渠 $m=1.2$，暗管 $m=2.0$。

另外，如果排水系统内设有调节池，排水泵站及排水管道的规模和投资都可以大为减小。因此，在规划设计时，应尽量利用天然洼地、湖泊、池塘作调节池，也可以采用人工修建的调节池。

第五章　泵站设计扬程

在实际运行中，泵站需要的扬程是随进水池和出水池的水位、管路及进出水池的阻力损失变化而变化的。泵站设计扬程则是在泵站设计工况下所需的扬程或压力。它对水泵选型、泵站规模、工程投资及泵站建成后的能量消耗和运行费用都有很大影响。目前，仍有不少泵站由于设计扬程确定不合理，使水泵长期偏离高效区工作，不仅会增加设备容量和工程造价，而且还会造成大量的能量浪费和水费成本的显著增加。因此，正确地确定泵站的设计扬程是泵站工程中的一项重要工作。

第一节　泵站的特征扬程

泵站扬程即泵站净扬程，为泵站进、出水池的水位之差，也就是泵站实际提水的几何高度。对于以天然河流、湖泊或水库等为水源或排水承泄区的供水（包括灌溉）或排水泵站，进、出水池的水位是经常变化的。因此，泵站的净扬程也是经常变化的，而扬程的变化会引起水泵运行参数的变化，不同设计参数又会影响工程投资、经济效益和安全运行。因此，采用什么样的标准确定泵站的设计净扬程是非常重要的问题。为了尽可能减少工程投资，并保证泵站建成后能满足经济和安全运行要求，在规划设计时，必须对泵站各种工况进行计算和校核。为了减少计算和校核工作量，只需对一些具有特征的扬程进行计算和校核即可。这些特征扬程主要有设计扬程、平均扬程、最大扬程、最小扬程等。

为了确定泵站各种特征扬程，首先应该确定进、出水池的特征水位。然后根据进出水池的水位组合确定特征扬程。为了确定特征水位，应该有足够的水位资料进行水位频率计算，并根据

《泵站设计规范》有关规定的频率标准确定不同的特征水位和特征扬程。为了减少计算工作量，可以采用电算的方法（见参考文献及资料［6］、［8］）。这里仅介绍特征水位和特征扬程的确定原则及其相关问题。

一、特征水位

（一）进水池水位

1. 灌溉和供水泵站

（1）防洪水位。灌溉或供水泵站通常是从河流、湖泊或水库取水。因此，泵站工程应该满足防洪要求，即在规定的防洪标准下，泵站工程能安全和正常运行。因此，进水池的防洪水位是确定泵房电机层楼板高程或泵房进水侧挡水墙顶部高程的依据，可按表 3-3 确定。对于受潮汐影响的泵站，其挡潮水位的重现期，应根据工程等级，结合历史最高潮汐水位，按表 3-3 确定。

（2）设计水位。从河流、湖泊或水库取水时，灌溉泵站取历年灌溉期水源保证率为 85%～95%的日平均或旬平均水位作为泵站的设计水位。供水泵站取水源保证率为 95%～97%；从渠道取水时，取渠道通过设计流量时的水位。

（3）最高运行水位。从河流、湖泊取水时，灌溉泵站取重现期 5～10 年一遇洪水的日平均水位作为进水池的最高运行水位，而供水泵站的重现期取 10～20 年一遇；从水库取水时，最高运行水位根据水库调蓄性能论证确定；从渠道取水时，取渠道通过加大流量时的水位。

（4）最低运行水位。从河流、湖泊、水库或受潮汐影响的河道取水时，灌溉泵站取历年灌溉期水源保证率为 95%～97%的最低日平均水位（或日最低潮水位）作为最低运行水位，而供水泵站则取水源保证率为 97%～99%；从渠道取水时，取渠道通过单泵流量时的水位。

（5）平均水位。从河流、湖泊或水库取水时，取灌溉期多年日平均水位；从渠道取水时，取渠道通过平均流量时的水位。应该指出，上述水位均应扣除从取水口至进水池的水头损失。从河

床不稳定的河道取水时，应考虑河床变化的影响。

2. 排水泵站

（1）最高水位。由于排水泵站的建成，建站前历史上出现过的最高内水位，一般不会再现。按我国各地规划的排涝标准，《泵站设计规范》规定以排水区建站后重现期10～20年一遇的内涝水位作为进水池的最高水位。但是，近年来不少泵站在特大洪涝的年份，经常出现超扬程、超负荷、虹吸式出水形式的外水位超驼峰等现象，迫使泵站无法运行。所以建站后，仍然有可能出现历史最高内水位；在堤防决口或分洪时，还有可能出现更高的内水位。因此，在特大洪涝的年份有不少泵站出现电机被淹的情况。在排水区的规划设计时，应根据泵站的重要性和当地的经济条件，适当考虑上述因素，正确地确定进水池的最高水位。

（2）设计水位。这是排水泵站经常出现的内涝水位，是计算泵站设计扬程的依据。排水泵站必须满足在设计扬程下排除设计流量的要求。

进水池设计水位的确定还与排水区有无蓄涝容积等关系密切。在一般情况下，可根据排田或排湖的要求，由排水渠首端的设计水位推算到站前的水位作为进水池的设计水位。在有排田要求且蓄涝容积不大的情况下，一般以较低耕作区（约占排水面积90%～95%）的涝水能排除为原则，确定排水渠道的设计水位。南方一些省常以排水区内耕作区90%以上的耕地不受涝的高程作为排水渠的设计水位。

根据排湖（即调蓄区）要求确定进水池设计水位时，泵站前池在有排水渠道与调蓄区相连的情况下，可按以下两种方式确定设计水位：其一，是以调蓄区设计低水位扣除排水渠道水头损失后作为设计水位。运行时，自调蓄区设计低水位起，在外水位为设计水位的情况下，泵站开始满负荷运行；随着来水量的不断增加，调蓄区边排边蓄直至达到正常水位为止。此时，泵站前池的水位也相应较设计水位高，泵站满负荷历时最长，排空蓄涝区的水也最快。湖南洞庭湖地区排水泵站进水池水位多按这种方式确

定。其二，是以蓄涝区设计低水位与设计蓄水位的平均值扣除排水渠道的水力损失后作为设计水位。按这种方式，只有到平均水位时，在外水位为设计水位的情况下，泵站才能满负荷运行。湖北省排水泵站进水池设计水位多按这种方式确定。

(3) 最高运行水位。这是排水泵站正常运行的最高水位，超过此水位将会增加涝灾损失，蓄涝区的控制工程也可能受到破坏。因此，最高运行水位应在保证排涝效益的前提下，根据排涝设计标准和排涝方式（排田或排调蓄区），通过综合分析计算确定。

(4) 最低运行水位。这是排水泵站正常运行的下限水位，是确定水泵安装高程的依据，低于此运行水位，将会使水泵发生汽蚀和振动，给泵站运行带来困难。在确定最低运行水位时应注意以下要求：①满足作物对降低地下水位的要求，一般按大部分耕地的平均高程减去作物的适宜地下水埋深，再减 0.2～0.3m；②满足蓄涝区预降最低水位的要求；③满足盐碱地区控制地下水位的要求，一般按大部分盐碱地平均高程减去地下水临界深度，再减去排水渠道水头损失。在存在多种要求时，选其中最低者作为最低运行水位。

(5) 平均水位。这是考核泵站是否经常在高效区运行的依据，对排水泵站而言，可取与设计水位相同的水位。

(二) 出水池水位

1. 灌溉和供水泵站

(1) 最高水位。当出水池接输水河道时，出水池最高水位取输水河道的校核洪水位；当出水池接输水渠道时，取与泵站最大流量相应的水位。

(2) 设计水位。按灌溉或供水设计流量和灌区或供水控制高程的要求推算到出水池的水位。

(3) 最高运行水位。取与泵站加大流量相应的水位。

(4) 最低运行水位。取与泵站单泵流量相应的水位；对有通航要求的输水河道，取最低通航水位。

(5) 平均水位：取灌溉或供水期多年日平均水位。

2. 排水泵站

排水泵站的容泄区往往是河流、湖泊等。因此，排水泵站的出水池水位变化较大，而且对泵站工程的造价、安全和经济运行都有很大影响。

(1) 防洪水位。此水位是确定泵站建筑物防洪墙顶部高程的依据，是计算分析泵站建筑物稳定安全的重要参数。直接挡洪的泵站防洪水位应按表 3-3 的规定确定；不直接挡水的泵房，因泵房前设有防洪闸（或涵洞），承担防洪任务，泵房设计时可不考虑防洪水位的作用。

(2) 设计水位。这是确定泵站设计扬程的依据。在设计扬程下，泵站必须满足设计流量的要求。据调查，我国各地的排涝设计标准有所不同。泵站出水池设计水位多数采用重现期 5～10 年一遇的 3～5d 平均水位。有的采用某一涝灾严重的典型年汛期外河最高水位的平均值，也有的采用泵站所在地大堤防汛警戒水位作为泵站出水池设计水位。由于设计年的选择具有一定的区域局限性，任意性较大，因此，《泵站设计规范》规定取重现期 5～10 年一遇的 3～5d 平均水位作为泵站出水池设计水位。具体计算时，可根据历年外河水位资料，选取每年排涝期 3～5d 连续最高水位平均值进行频率计算，然后取相应于重现期为 5～10 年一遇的外河水位作为设计水位。对于某些经济发展水平较高的地区或有特殊要求的粮棉基地和大城市郊区，如条件允许，对特别重要的泵站，可以适当提高出水池设计水位。

(3) 最高运行水位。这是确定泵站最高扬程的依据。对于采用虹吸式出水流道的块基型泵房，该水位也是确定驼峰底部高程的主要依据。例如，湖北省采用驼峰底部高出出水池最高运行水位 0.05～0.15m，江苏省采用 0.5m 左右。最高运行水位还与外河水位的变化幅度有关。设计重现期应保证泵站机组在最高运行水位工况下能安全运行，不应低于确定设计水位时采用的重现期标准。因此，规范规定外河水位变化幅度较小时，可取设计洪水位

为最高运行水位；外河水位变化幅度较大时，取重现期10～20年一遇的外河3～5d平均水位作为最高运行水位。对于特别重要的排水泵站，排涝设计标准可适当提高。

（4）最低运行水位。这是确定泵站最低扬程和流道出口淹没高程的依据，在该水位下，要求泵站仍能安全运行。一般可取承泄区历年排水期最低水位或最低潮水位的平均值作为泵站最低运行水位。

（5）平均水位。这是考核泵站是否经常在高效区运行的依据。在该水位下，泵站的装置效率高，能源消耗低。按规范规定，泵站出水池的平均水位可取承泄区排水期多年日平均水位或多年日平均潮水位。

二、特征扬程

泵站建成后，随着进出水池水位的变化，泵站的扬程也在不断变化。泵站的特征扬程包括设计扬程、平均扬程、最高扬程、最低扬程等。

（一）设计扬程

这是水泵选型的主要依据。泵站的设计扬程包括泵站的设计净扬程和设计总扬程（即在设计工况下的水泵扬程）。泵站的设计净扬程为出水池和进水池的设计水位之差。设计净扬程计入进、出水池的水力损失则称为装置扬程。再计入进、出水流道或进、出水管道的水力损失（包括局部损失和沿程损失）则称为泵站总扬程，也就是在设计工况下的水泵扬程。在该工况下，泵站必须满足设计流量的要求。

（二）平均扬程

这是泵站运行历时最长的工作扬程。泵站平均扬程也可分为平均净扬程和平均总扬程。对于中小型泵站，一般可用泵站出水池和进水池的平均水位之差表示。对于流量年内变化较大，水位、扬程变化也较大的大中型泵站，则应按水量加权平均的方法进行计算。计入进出水池和进出水管（或流道）的水力损失后，即为泵站的平均总扬程。选择水泵时，应使其在该扬程下，处于高效

区运行，从而使能量消耗最少。

对于扬程、流量变化较大的泵站，则应根据运行期内水位的水位频率曲线，求出不同时段 t_i 的频率为50%的泵站净扬程 $H_{st,i}$ 和流量 Q_i，然后用水量加权平均的方法求出平均净扬程：

$$H_J = \frac{H_{st,1}Q_1t_1 + H_{st,2}Q_2t_2 + \cdots + H_{st,n}Q_nt_n}{Q_1t_1 + Q_2t_2 + \cdots + Q_nt_n} = \frac{\sum H_{st,i}Q_it_i}{\sum Q_it_i} \tag{5-1}$$

（三）最高扬程

泵站最高扬程也分最高净扬程和最高总扬程。这是泵站正常运行的上限扬程，应按泵站出水池最高运行水位与进水池最低运行水位之差计算。水泵在该扬程下运行时，其流量虽然小于设计流量，但必须保证其运行的稳定性，即必须满足水泵机组的振动和噪音不超过允许的范围，电动机不得超负荷等要求。

（四）最低扬程

这是泵站正常运行的下限扬程。泵站最低扬程同样可分最低净扬程和最低总扬程。最低净扬程应按出水池的最低运行水位和进水池最高运行水位之差计算。在该工况下水泵流量最大，因此，必须保证水泵机组的安全运行，即水泵不发生汽蚀，机组不发生有害振动和噪音等现象。

第二节　管道损失扬程

泵站是通过管道把进水池的水送往出水池的，然后通过管道或渠道将水送往用户。水流通过管道或渠道时，流体内部及流体与管壁之间会产生摩擦，需要消耗一定能量。当管道形状和尺寸发生变化时，水流会产生旋涡，也要消耗能量。这部分消耗的能量称为管道损失扬程。因此，泵站所供给的能量不仅需要把水提升到要求的高度，或达到一定压力，而且还需要克服管道的各种阻力，从而使泵站的需要扬程增加。因此，在确定泵站需要扬程

时，应该计算管道的损失扬程。

管道损失扬程可分为沿程损失和局部损失。因流体内部和流体与管壁摩擦引起的能量消耗称为沿程损失扬程，因管道形状尺寸产生旋涡引起能量消耗称为局部损失扬程。

一、沿程损失扬程

在水力学中，沿程损失的计算方法很多，应根据不同的管材和管内流态加以选用。目前，我国一般根据不同管材选用不同公式。通用公式为：

$$h_f = f\frac{L}{D^b}Q^m \tag{5-2}$$

式中：h_f 为管道沿程水头损失，m；f 为摩擦阻力系数；L 为管道长度，m；D 为管道内径，m；Q 为管道内通过的流量，m^3/s；b 为管径指数；m 为流量指数。各种管材的 f、m 及 b 值见表 5-1 所示。

表 5-1　　f、m 及 b 数值表

管　材	f	m	b
混凝土、钢筋混凝土			
$n=0.013$	1.74×10^{-3}	2	5.33
$n=0.014$	2.02×10^{-3}	2	5.33
$n=0.015$	2.23×10^{-3}	2	5.33
旧钢管、旧铸铁管	1.78×10^{-3}	1.90	5.10
石棉水泥管	1.18×10^{-3}	1.85	4.89
硬塑料管	9.15×10^{-4}	1.77	4.77
铝管、铝合金管	8.08×10^{-4}	1.74	4.74

注　n 为粗糙系数。

上式还可以改写为：

$$h_f = S_f Q^m \tag{5-3}$$

式中：S_f 为沿程管路阻力参数。

对于管材、管径、管长已定的管道，S_f 是定值。例如，对钢筋混凝土管，S_f 和 h_f 可用下式计算：

$$S_f = 10.29n^2 \frac{L}{D^{5.33}} \tag{5-4}$$

$$h_f = S_f Q^m = 10.29n^2 \frac{L}{D^{5.33}} Q^2 \tag{5-5}$$

应该指出，管路阻力参数 S_f 是有单位的。当长度单位为 m，流量单位为 m^3/s 时，钢筋混凝土管的管路阻力参数 S_f 的单位为 s^2/m^5。

二、局部损失扬程

在泵站工程中，由于装置形式的不同，往往免不了有转弯、扩散、收缩、阀件、拍门及闸门等。水流通过这些异形管或各种阀件等管路附件时会产生局部阻力。克服这些阻力需要消耗一定的能量，这就是管道局部损失扬程 h_j，可按下式计算：

$$h_j = \sum \zeta_i \frac{v_i^2}{2g} \tag{5-6}$$

式中：ζ_i 为第 i 段管路附件的局部阻力系数；v_i 为第 i 段管路附件的平均流速，m/s。

对于直径为 D 的圆形断面的管道，通过的流量为 Q 时，其平均流速为 $v_i = \frac{Q}{\pi D_i^2/4}$。故圆形断面管道的局部损失扬程为：

$$h_j = 0.083 \sum \frac{\zeta_i}{D_i^4} Q^2 \tag{5-7}$$

因此，局部损失扬程也可以用局部阻力参数 S_j 表示：

$$h_j = S_j Q^2 \tag{5-8}$$

圆形断面管道的局部阻力系数为：

$$S_j = 0.083 \sum \frac{\zeta_i}{D_i^4} \tag{5-9}$$

由此可见，对钢筋混凝土圆管的管路阻力参数 S 和管路损失 h 可用下式计算：

$$S = S_f + S_j \tag{5-10}$$

$$h = SQ^2 = \left(10.29n^2 \frac{L}{D^{5.33}} + 0.083 \sum \frac{\zeta_i}{D_i^4}\right) Q^2 \tag{5-11}$$

各种不同形状和尺寸的管路附件的局部阻力系数有所不同。

以下介绍一些常用的管路附件的局部阻力系数的计算方法。

（一）弯管

1. 圆形断面的弯管

$$\zeta_{弯} = \left[0.13 + 0.16\left(\frac{D}{R}\right)^{3.5}\right]\frac{\theta}{90°} \tag{5-12}$$

2. 方形断面的弯管

$$\zeta_{弯} = \left[0.124 + 0.274\left(\frac{a}{R}\right)^{3.5}\right]\frac{\theta}{90°} \tag{5-13}$$

3. 椭圆形断面的弯管

当长短轴之比为 2，$b=$（1～3）D 时，椭圆形断面的 90°弯管局部阻力系数为：

$$\zeta_{弯} = 0.05 + 0.05\left(\frac{D}{b}\right)^{1.45} \tag{5-14}$$

4. 折管

对一次曲折的折管

$$\zeta_{弯} = 3.08 \times 10^{-7}\theta^3 + 5.561 \times 10^{-5}\theta^2 + 4.721 \times 10^{-3}\theta \tag{5-15}$$

以上各式中：D 为圆管直径；R 为弯管的曲率半径；a 为方形断面的边长或椭圆形弯管长轴的长度；b 为椭圆形弯管短轴的长度；θ 为转弯角度。

现将以上各式绘在图 5-1 中。由此可见，一次曲折的折管的阻力系数最大，弯管的阻力系数较小。而弯管中转弯半径越大，阻力系数越小。现以 90°弯管和折管为例，折管的阻力系数为 1.1，$R/D=2$ 的弯管的阻力系数为 0.15，相差 7 倍多。当然，折管可以在现场焊接，造价较便宜。为了减少折管的阻力系数，可采用多次曲折

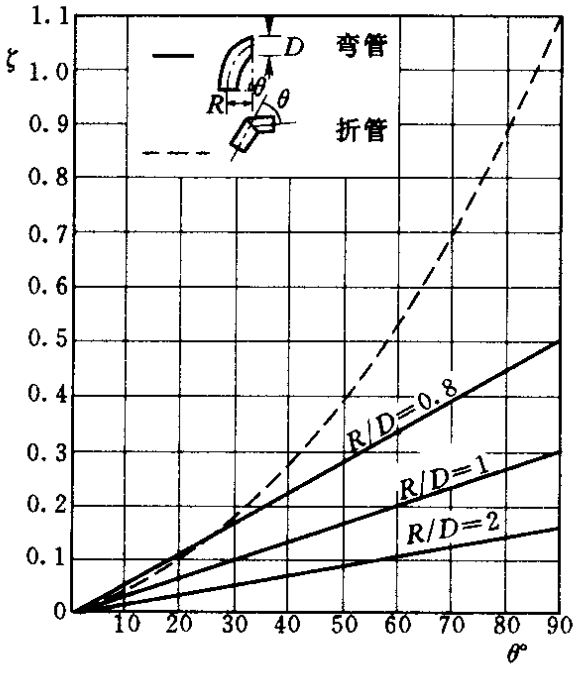


图 5-1　弯管及折管的局部阻力系数

的折管。

（二）扩散管和收缩管

扩散管和收缩管又分突然扩散、突然收缩、逐渐扩散（渐扩管）和逐渐收缩（渐缩管）。不同形状和尺寸的扩散管和收缩管的阻力系数有所不同。

1. 突然扩散和突然收缩管

突然扩散和突然收缩管见图 5-2 所示，其阻力损失可按下式计算。

$$h = \zeta \frac{v^2}{2g} \tag{5-16}$$

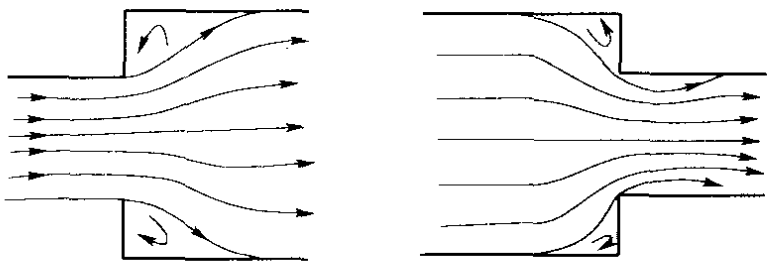


图 5-2　突然扩散和突然收缩

（1）突然扩散管。上式中的流速 v 为扩散前的流速。其阻力系数按下式计算：

$$\zeta_{突扩} = \alpha\left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2 \tag{5-17}$$

式中：f_1、f_2 为扩散前后的断面面积；α 为修正系数，$\alpha=1.0\sim1.1$。

对直径为 D 的圆形断面的突然扩散管，其阻力系数和局部阻力分别为：

$$\zeta_{突扩} = \alpha\left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]^2 \tag{5-18}$$

$$h_j = 0.083 \frac{\zeta_{突扩}}{D_2^4} Q^2 \tag{5-19}$$

（2）突然收缩管。此时，式（5-16）中的流速 v 为收缩后的流速。其阻力系数按下式计算：

$$\zeta_{突缩} = 0.48\left(1 - \frac{f_2}{f_1}\right)^2 \tag{5-20}$$

式中：f_1、f_2 为扩散前后的断面面积。

对直径为 D 的圆形断面的突然扩散管，其阻力系数和局部阻力分别为：

$$\zeta_{突缩} = \alpha\left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right]^2 \tag{5-21}$$

$$h_j = 0.083\frac{\zeta_{突缩}}{D_1^4}Q^2 \tag{5-22}$$

2. 渐扩管和渐缩管

(1) 渐扩管。渐扩管的阻力损失 h 可按下式计算

$$h = \zeta_{渐扩}\frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \tag{5-23}$$

式中：v_1、v_2 为扩散前后的断面平均流速，m/s；$\zeta_{渐扩}$ 为渐扩管的局部阻力系数，随扩散角和面积比而异，见图 5-3。

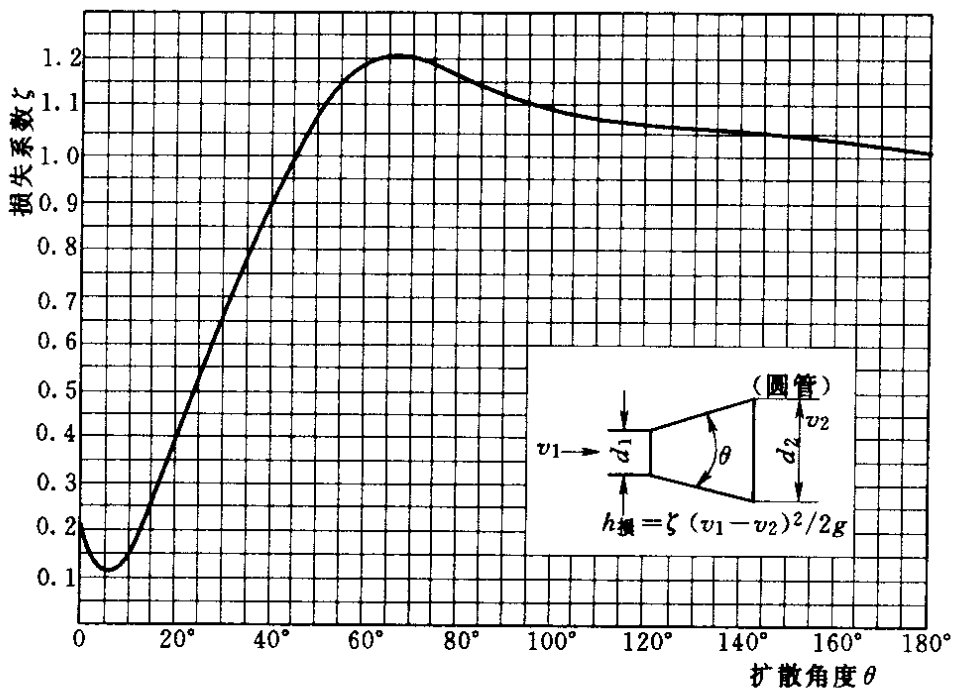


图 5-3　渐扩管的局部阻力系数

对于圆形断面的渐扩管，其阻力损失为：

$$h = 0.083\frac{(d_2^2 - d_1^2)^2}{d_1^4 d_2^4}\zeta_{渐扩}Q^2 \tag{5-24}$$

（2）渐缩管。渐缩管阻力损失按下式计算

$$h = \zeta_{渐缩} \frac{(v_2 - v_1)^2}{2g} \tag{5-25}$$

式中：v_1、v_2 为分别为收缩前后的平均流速，m/s；$\zeta_{渐缩}$为渐缩管的局部阻力系数，按下式计算

$$\zeta_{渐缩} = \frac{0.025}{8\sin\frac{\theta}{2}} \tag{5-26}$$

式中：θ 为收缩角。

对于圆形断面的渐缩管，其阻力损失为：

$$h = 0.083 \frac{(D_1^2 - D_2^2)^2}{D_1^4 D_2^4} \zeta_{渐缩} Q^2 \tag{5-27}$$

3. 特殊形状的渐扩管和渐缩管

对于大型泵站，其进出水流道的形状往往比较特殊，其管路损失计算公式也有所不同。

（1）圆形断面向矩形断面过渡的扩散管。这种特殊形状的渐扩管的当量扩散角 α 可用下式表示：

$$\tan\frac{\alpha}{2} = \frac{2\sqrt{a_1 b_1/\pi} - D_0}{2L} \tag{5-28}$$

式中：符号意义见图 5-4。

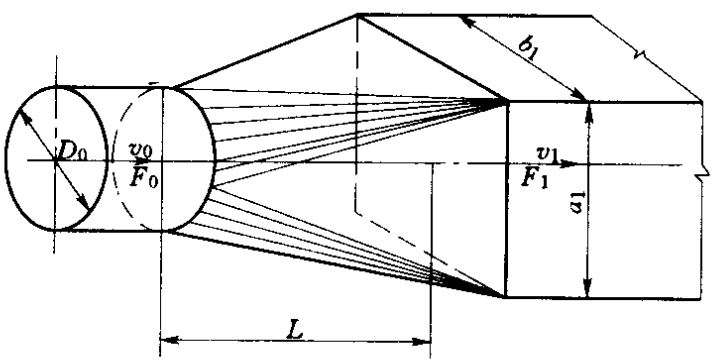


图 5-4　圆变方的扩散管

这种形状的扩散管的阻力损失可以认为是由两部分所组成。一部分为沿长度方向的摩擦损失，另一部分为由扩散引起的阻力损失，分别用 ζ_{TP}和 ζ_d 表示。

$$\zeta_d = 3.2K\tan\frac{\alpha}{2}\sqrt[4]{\tan\frac{\alpha}{2}}\left(1-\frac{F_1}{F_2}\right)^2 \tag{5-29}$$

$$\zeta_{TP} = \frac{\lambda}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\left(1-\frac{F_1}{F_2}\right)^2 \tag{5-30}$$

式中：K 为系数。对向两个平面扩散的情况，当 $4°<\alpha<12°$ 时，$K=0.66+0.11\alpha$；当 $12°<\alpha<40°$ 时，$K=2.32\sim0.0275\alpha$；对于 $4°<\alpha<24°$ 范围内的扁平渐扩管 $K=1.7\sim0.03\alpha$；α 为当量扩散角，见式 (5-28)；F_1、F_2 分别表示扩散前后的断面面积；λ 为系数，可取 $\lambda=0.02$。

故由圆形断面向矩形断面过渡的渐扩管的阻力损失 h 为：

$$h = \zeta\frac{v_2^2}{2g} = (\lambda_d + \lambda_{TP})\frac{v_2^2}{2g} \tag{5-31}$$

(2) 矩形断面向圆形断面过渡的渐缩管。当矩形断面高度和宽度为 a_1、b_1，圆形断面的直径为 D 时，则收缩角 α 为：

$$\tan\frac{\alpha}{2} = \frac{b_1 - D}{2L} \tag{5-32}$$

摩擦阻力系数 ζ_{TP} 为：

$$\zeta_{TP} = \frac{\lambda}{4\sin\frac{\alpha}{2}}\left\{\frac{a_1}{b_1}\left(1-\frac{F_1}{F_2}\right)+0.5\left[1-\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2\right]\right\} \tag{5-33}$$

局部阻力很小，可忽略不计，则阻力损失 h 为：

$$h = \zeta\frac{v_2^2}{2g} \tag{5-34}$$

式中：v_2 为渐缩管出口断面平均流速，m/s；

若进口断面 $F_1=a_1b_1$，出口断面 $F_2=\pi D^2/4$，则

$$\zeta_{TP} = \frac{\lambda}{4\sin\frac{\alpha}{2}}\left\{\frac{a_1}{b_1}\left(1-\frac{4a_1b_1}{\pi D^2}\right)+0.5\left[1-\left(\frac{4a_1b_1}{\pi D^2}\right)^2\right]\right\} \tag{5-35}$$

$$h = 0.083\zeta_{TP}\frac{1}{D^4}Q^2 \tag{5-36}$$

（三）管道进出口阻力损失

1. 管道进出口阻力损失

水流从进水池进入管道时，其进口阻力损失 h 按下式计算：

$$h = \zeta_{出} \frac{v^2}{2g} \tag{5-37}$$

式中：v 为管道内的平均流速，m/s；$\zeta_{出}$ 为管道进口的阻力系数，与进口形状有关，如图 5-5 所示。

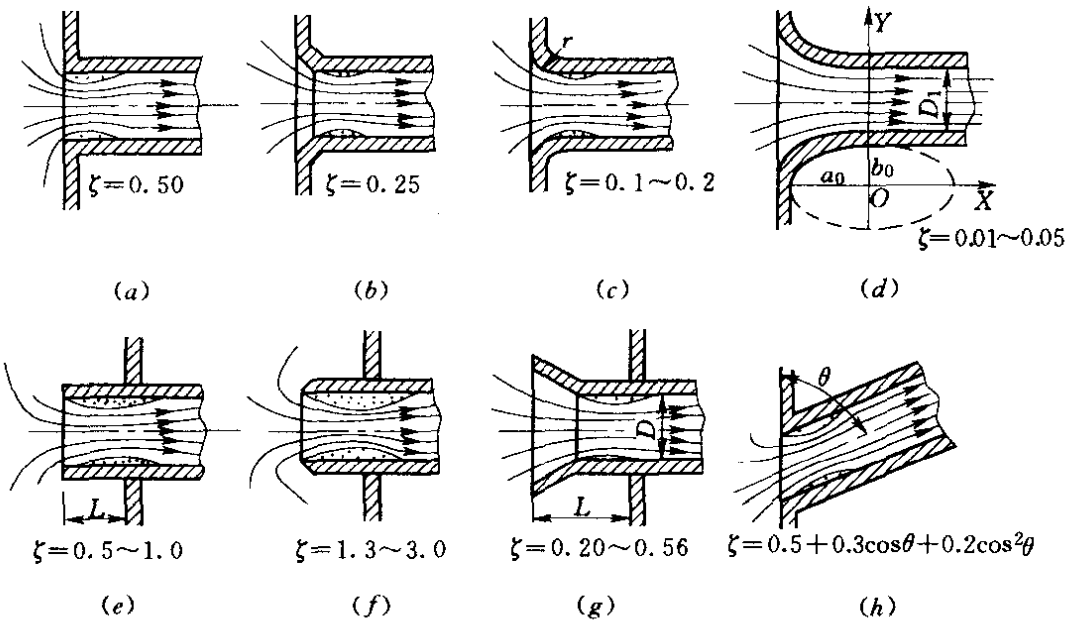


图 5-5　水平和倾斜进口形式及其阻力系数

（a）直角进口；（b）切角进口；（c）圆角进口；（d）椭圆喇叭进口；（e）突出平口；（f）突出尖口；（g）突出圆锥喇叭进口；（h）倾斜进口

2. 管道出口阻力损失

水从管道（流道）流入出水池时，相当于突然扩散，其阻力损失可按式（5-17）计算，对直径不变的圆管出口［图 5-6（a）］，

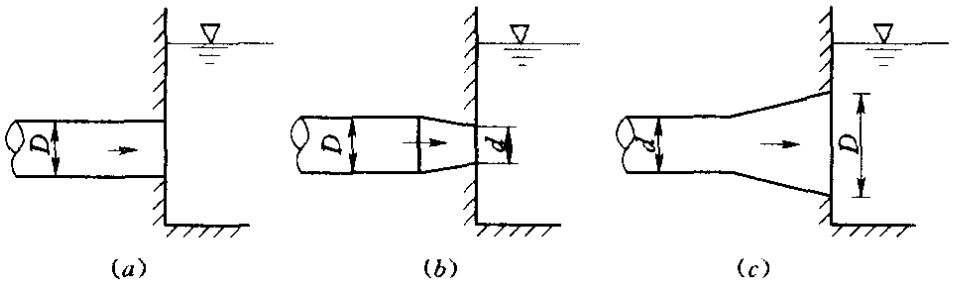


图 5-6　管路出口形式

（a）断面不变的圆管出口；（b）圆锥形收缩出口；（c）圆锥形扩散出口

阻力系数可取$\zeta_{出}=1$。如管道出口段为渐收缩管［图 5-6 (*b*)］，阻力系数如表 5-2 所示。如管道出口段为渐扩管［图 5-6 (*c*)］，阻力系数如表 5-3 所示。

表 5-2　　圆锥形收缩出口的阻力系数$\zeta_{出}$

d/D	0.95	0.90	0.85	0.80	0.70	0.60	0.50
$\zeta_{出}$	1.43	1.92	2.25	2.54	3.20	4.14	5.51

表 5-3　　圆锥形扩散出口的阻力系数$\zeta_{出}$

D/d			1.05	1.10	1.20	1.30	1.50	2.00	3.00
θ (°)	8	$\zeta_{出}$	0.84	0.70	0.51	0.39	0.24	0.11	0.06
	15		0.85	0.73	0.57	0.46	0.33	0.22	0.17
	30		0.94	0.82	0.73	0.65	0.61	0.52	0.49
	45		1.00	0.86	0.81	0.75	0.66	0.61	0.54

（四）合流及分流的阻力损失

对于多机组、长管道的泵站，常采用并联管路，这不仅能节省管路投资，而且可在小流量下运行时使管内流速明显降低，减少管路损失，达到节约能源的目的。并联管路常出现合流和分流的连接方式。不同的合流和分流形式的阻力系数有很大差别（见图 5-7）。

（五）阀件的阻力损失

1. 底阀

底阀为安装在进水管进口的单向阀，用于水泵起动时充水。其阻力损失系数与直径有关，如表 5-4 所示。由此可见，底阀的阻力系数很大，近年来主张取消底阀，而用真空泵抽真空起动水泵，特别是大中型水泵。

2. 进水滤网

取消底阀后的滤网的阻力系数为$\zeta_{滤}=2\sim3$，大型滤网为小值，小型滤网为大值。

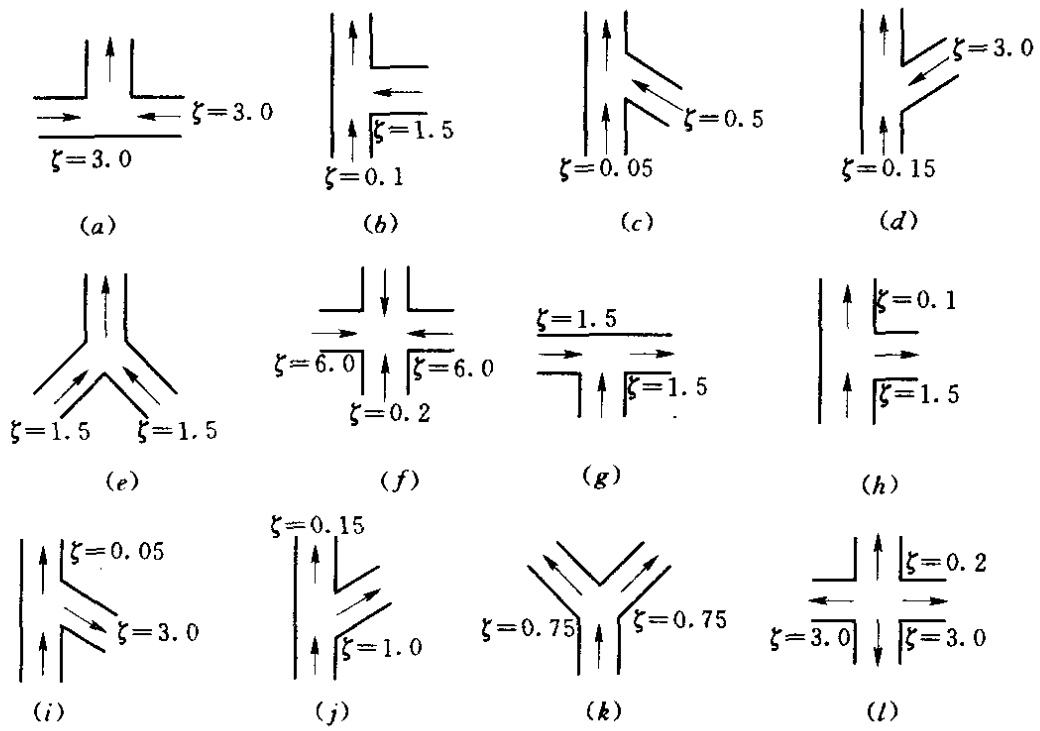


图 5-7　合流及分流连接方式的阻力系数

(*a*) ～ (*f*) 为合流；(*g*) ～ (*l*) 为分流

表 5-4　　有底阀滤网的阻力系数 $\zeta_{底}$

有底阀滤网		直径 (mm)	50	75	100	150	200	250	300	350～450	500～600
		$\zeta_{底}$	10	8.5	7.0	6.0	5.2	4.4	3.7	3.6	3.5

3. 闸阀

平板闸阀全开时的阻力损失最小，但阻力系数与闸阀的直径大小有关（见表 5-5）。

表 5-5　　闸阀全开时的阻力系数 $\zeta_{闸}$

闸阀（全开）		直径 (mm)	15	20	50	100	200	300 以上
		$\zeta_{闸}$	1.00	0.25	0.20	0.17	0.012	0.05

4. 蝶形阀

蝶形阀全开时的阻力系数 $\zeta_{蝶}$ 一般为 0.2～0.25。

5. 逆止阀

逆止阀是安装在出水管路上的单向阀。直径小于1500mm时取$\zeta_{逆}=1.2$；直径大于1250mm时取$\zeta_{逆}=1.5$。

6. 拍门

拍门是安装在管路出口的单向阀门。其阻力系数与拍门的开启角度θ有关，见表5-6。

表5-6　　拍门的开启角度θ与阻力系数$\zeta_{拍}$

θ（°）	20	30	40	50	60
$\zeta_{拍}$	2.5	1.0	0.6	0.3	0.1

注　因拍门安装在管道出口，故带拍门的出口阻力系数应为$\zeta_{拍}+1$。

第三节　渠道损失扬程

水流从水源经引水渠流入泵站的进水池，必然有一定的水面降落Δh_j。同样，水流从泵站的出水池经干渠流向灌区等用户时，水面降落Δh_c，也不可避免。当水源水位和灌区高程一定的情况下，Δh_j越大则进水池水位越低；Δh_c越大则出水池水位越高。也就是说，Δh_j、Δh_c的增大都会增加泵站的净扬程。因此，尽可能地减少渠道的水头损失也是非常重要的。

渠道上有各种水工建筑物，因此，渠道水头损失包括明渠的沿程水头损失及各种建筑物的水头损失。

一、明渠沿程水头损失

渠道的平均流速可按曼宁公式计算：

$$v=\frac{1}{n}R_h^{2/3}S^{1/2} \tag{5-38}$$

式中：v为渠道的平均流速，m/s；n为糙率。对混凝土面：有砂石外露的为0.016～0.020，拆除模板后未粉平的为0.015～0.018，模板接缝痕迹仔细粉平的为0.013～0.015；对砂浆砌砖为

0.015～0.018；对两岸砌石，渠底为平坦土面的为 0.025，对断面均一的直线渠道且渠底是泥沙的为 0.012～0.018，渠底为 2～6cm 砂粒的为 0.025，渠底为 5～15cm 砂粒的为 0.030；R_h 为水力半径，m；S 为水力坡度。$S=h/L$，其中 h 为水头损失，m；L 为渠道长度，m。

故渠道的沿程水头损失 h 为：

$$h = L\frac{v^2n^2}{R_h^{4/3}} \tag{5-39}$$

水力半径与断面形状有关，梯形断面的水力半径为：

$$R_h = \frac{AH}{A - H^2\left(\cot\theta - \dfrac{2}{\sin\theta}\right)} \tag{5-40}$$

$$A = H(b + \cot\theta) \tag{5-41}$$

式中：A 为渠道断面面积，m^2；H 为水深，m；θ 为渠道斜坡的倾斜角度，(°)；b 为渠道底宽，m。

二、桥墩的水头损失

渠道中的桥墩如图 5-8 所示，其局部水头损失可按公式（5-42）计算。

$$h = H\frac{\left(\beta + \lambda\dfrac{B}{H}\delta\right)}{0.5 - \left(1 + \lambda\dfrac{H}{B}\right)\delta} \tag{5-42}$$

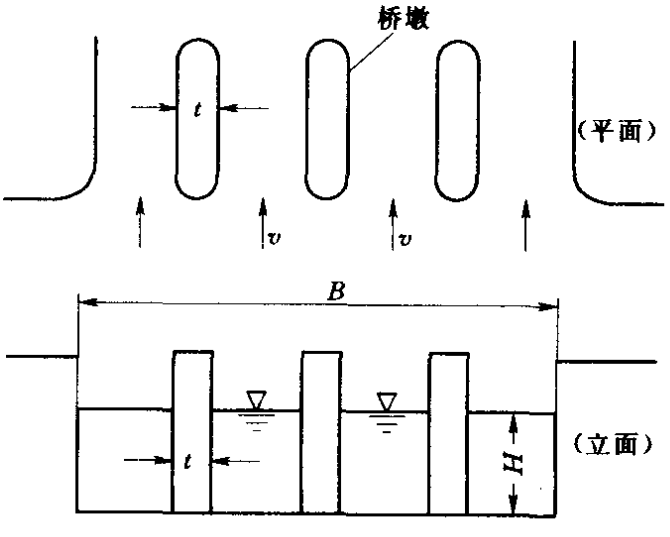
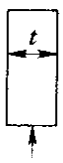
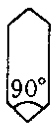
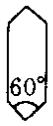


图 5-8　渠道中的桥墩

式中：h 为损失水头，m；H 为水深，m；B 为渠道全宽，m；β 为 $\sum t/B$，其中 $\sum t$ 为桥墩厚度的总和，m；t 为桥墩厚度，m；δ 为 h_a/H，h_a 为行近水头，m，$h_a=1.05v^2/2g$，$v\approx Q/BH$，v 为行进流速，m/s，Q 为流量，m/s；λ 为 $\sum\mu_0$。$\sum\mu_0$ 为系数的总和，μ_0 为单个桥墩单侧的形状系数（见表 5-7）。

表 5-7　　桥墩单侧的形状系数 μ_0

桥墩形状						
μ_0	0.10	0.08	0.07	0.09	0.06	0.10
$2\mu_0$	0.20	0.16	0.14	0.18	0.12	0.20

三、拦污栅的水头损失

$$h=\beta\sin\theta\left(\frac{t}{b}\right)^{\frac{4}{3}}\frac{v^2}{2g} \tag{5-43}$$

式中：h 为水头损失，m；β 为栅条形状系数（见表 5-8）；θ 为拦污栅的倾斜角度，(°)；t 为栅条厚度 mm；b 为栅条间的净距，mm；v 为通过拦污栅的流速，m/s，无污物时 $v=v_0$；有污物时 $v=v_aH/H'$（通常估计 $H-H'=10\sim30$cm），v_a 为行进流速，m/s，如图 5-9 所示。

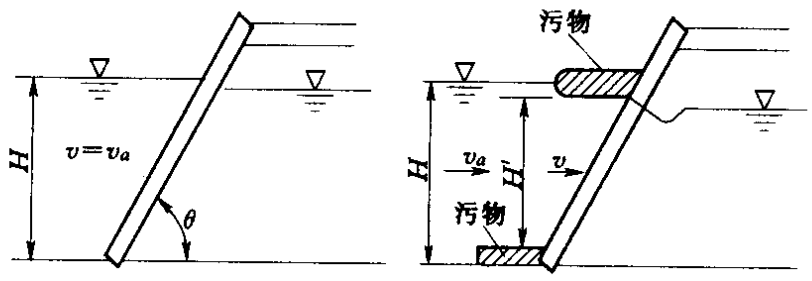


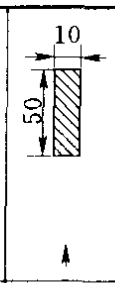
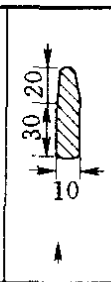
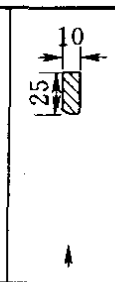
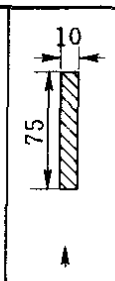
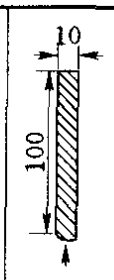
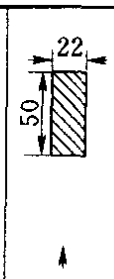
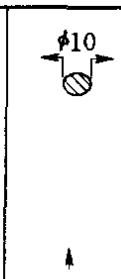
图 5-9　拦污栅

四、闸门的水头损失

在泵站的进、出水池及渠道中有工作闸、检修闸、防洪闸、节

制闸等各种闸门。闸门的形式主要有平板闸门和弧形闸门等。闸门的开度可用开起高度 a 与水面高度 A 之比来表示（见图 5-10）。闸门的水头损失可用公式（5-44）计算。闸门全开（即 $a/A=1$）时，阻力系数 $\zeta_{闸}$ 为 0，其他开度的阻力系数见表 5-9 所示。

表 5-8　　栅条形状系数表

断面形状									
β	2.34	1.77	1.60	1.0	2.34	2.34	2.34	2.34	1.73

注　箭头表示水流方向。

$$h=\zeta_{闸}\frac{v^2}{2g} \tag{5-44}$$

式中：h 为闸门的水头损失；$\zeta_{闸}$ 为闸门的阻力系数，与闸门的开度有关，见表 5-9。

表 5-9　　闸门的开度

a/A	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$\zeta_{闸}$	193.0	44.5	17.8	8.12	4.02	2.06	0.95	0.39	0.09	0

注　表中数据系 50mm×25mm 矩形断面的试验资料。

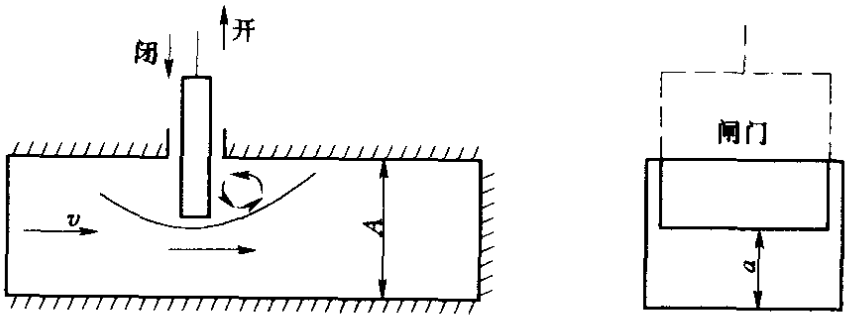


图 5-10　闸门的开度

第四节　简单管路的泵站需要扬程

所谓简单管路是指泵站内每台水泵都有一条各自的出水管道

的抽水装置。泵站扬程包括净扬程 H_{st}、装置扬程（又称实际扬程）H_{sy}和泵站需要的总扬程 $H_{需}$。因为只有当水泵提供的扬程 H 等于泵站需要的总扬程 $H_{需}$ 时，水泵才能稳定工作。所以，泵站需要扬程不仅与净扬程有关，而且与进出水管道和进出水池的阻力损失有关，与所选用的水泵性能也有关。确定泵站需要扬程的问题实际上也就是确定水泵工作点的问题。

一、泵站净扬程 H_{st}

泵站扬程又称泵站净扬程，通常是指泵站实际提水的几何高度。严格地说，泵站扬程应为出水池末端（或输水渠始端）与进水池始端（或引水渠末端）的单位总能量（势能、压能和动能之和）E_5 和 E_0 之差（见图 5-11）。即，

$$H_{st}=E_5-E_0=\left(Z_5+\frac{p_5}{\rho g}+\frac{v_5^2}{2g}\right)-\left(Z_0+\frac{p_0}{\rho g}+\frac{v_0^2}{2g}\right) \tag{5-45}$$

式中：Z_5、Z_0 分别为断面 5-5、0-0 的水面高程，m；$\frac{p_5}{\rho g}$、$\frac{p_0}{\rho g}$分别为断面 5-5、0-0 的水面压力，m；$\frac{v_5^2}{2g}$、$\frac{v_0^2}{2g}$分别为断面 5-5、0-0 的流速水头。

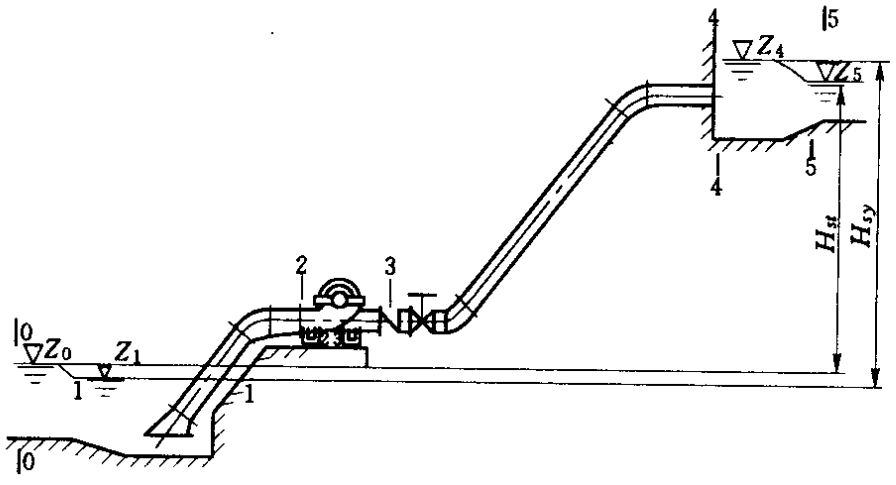


图 5-11　泵站净扬程和装置扬程

对于开敞式的进、出水池，水面压力均为大气压力，即 $p_5=p_0=p_a$。另外，在运行中，v_5 和 v_0 的差值很小，故 H_{st}可简化为：

$$H_{st} = Z_5 - Z_0 \tag{5-46}$$

即泵站扬程可简化为进、出水池的水位差，而与泵站的形式无关。如虹吸式出水形式，不会因虹吸管顶部高程的变化而改变泵站扬程［图 5-12（a）］。自由出流的装置形式也不会因管道出口距离出水池水面高度的大小而使泵站扬程发生变化［图 5-12（b）］。

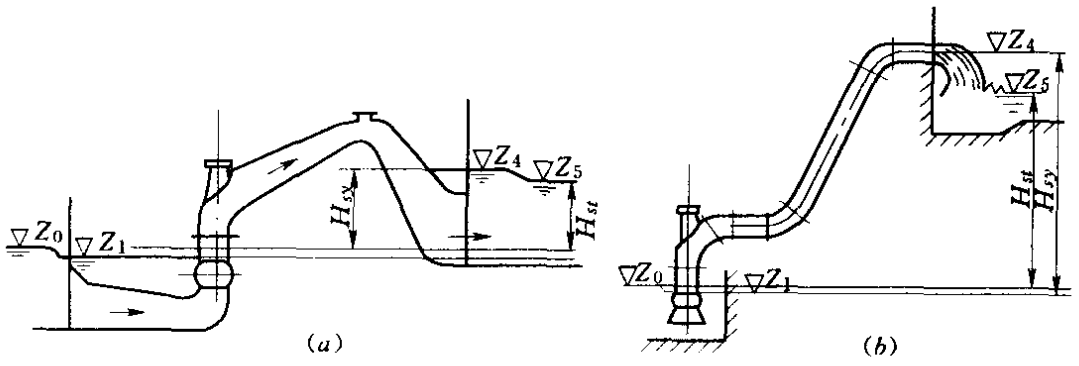


图 5-12 虹吸出流和自由出流

（a）虹吸出流；（b）自由出流

二、装置扬程（即实际扬程）H_{sy}

在实际运行中，泵站进出水池都有一定的水头损失，即 Z_1 低于 Z_0，Z_4 高于 Z_5（见图 5-11）。装置扬程一般可以认为是抽水装置实际运行时的提水高度。严格地说，装置扬程为断面 4-4 和 1-1 的单位能量之差，即

$$H_{sy} = E_4 - E_1 = (Z_4 - Z_1) + \frac{p_4 - p_1}{\rho g} + \frac{v_4^2 - v_1^2}{2g} \tag{5-47}$$

式中：Z_4、Z_1 分别为断面 4-4、1-1 的水面高程，m；$\frac{p_4}{\rho g}$、$\frac{p_1}{\rho g}$分别为断面 4-4、1-1 的水面压力，m；$\frac{v_4^2}{2g}$、$\frac{v_1^2}{2g}$分别为断面 4-4、1-1 的流速水头。

当 $P_5 = P_0 = P_a$、$v_4 = v_1$ 时

$$H_{sy} = Z_4 + Z_1 \tag{5-48}$$

又因

$$Z_4 = Z_5 + h_{cc}$$

$$Z_1 = Z_0 - h_{jc}$$

式中：h_{cc}、h_{jc}分别为进水池和出水池的水头损失，m。

故
$$H_{sy} = Z_5 - Z_0 + h_{cc} + h_{jc}$$

即
$$H_{sy} = H_{st} + h_c \tag{5-49}$$

式中：Δh_c 为进、出水池水头损失之和。

即
$$h_c = h_{cc} + h_{jc} \tag{5-50}$$

由式（5-49）和式（5-50）可知，装置扬程与泵站净扬程、进出水池的水头损失有关。另外，对于自由出流的泵站，管口距离水面越高，装置扬程则越高［图 5-12（*b*）］。实际上把管口至出水池水面的高度已视为出水池的水头损失。

三、泵站需要扬程 H_x

泵站需要扬程 H_x 应该等于水泵实际工作的扬程 H，可用水泵进出口断面的单位能量之差进行计算。

$$H = \left(Z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}\right)$$

$$= (Z_3 - Z_2) + \frac{p_3 - p_2}{\rho g} + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} \tag{5-51}$$

式中：H 为水泵扬程，m；Z_3 为水泵出口 3-3 断面压力表中心高程，m；Z_2 表示当水泵进口为正压时，Z_2 为该处压力表中心的高程；水泵进口为负压时，Z_2 为该处测压点的中心高程，m；$\frac{p_3}{\rho g}$为水泵出口处的压力，m；$\frac{p_2}{\rho g}$为水泵进口处的压力（若为负压，则以负值代入），m；$\frac{v_3^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$为水泵进出口断面的流速水头之差，m；其余符号意义同前。

根据式（5-51）可以测算出水泵的工作扬程。但不同装置型式及所用测试仪表不同时，计算公式也有所不同。

对图 5-13 所示的正值的卧式离心泵，其扬程为：

$$H = H_Z + H_3 + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} = V + M + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} \tag{5-52}$$

式中：H_Z 为吸上真空高度，m；H_3 为压出高度，m；V 为水泵进口测压点的真空度，m。若用真空表测出的真空值为 V'（mm 汞

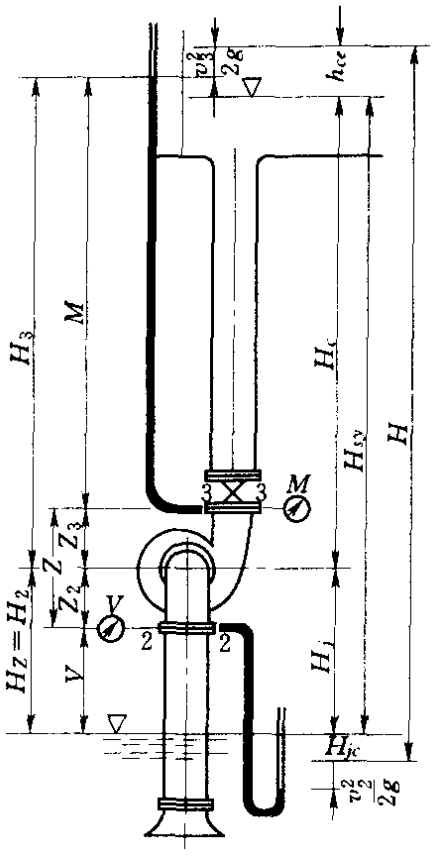


图 5-13　正值吸水的离心泵扬程计算

柱)，则 $V=0.0136V'$；M 为压力表读数，m；Z 为压力表中心至水泵进口测压点的高差，m；其余符号意义同前。

对图 5-14 所示的负值卧式离心泵，水泵进口为正压，用压力表测得其扬程 H 为：

$$H=H_3+H_2+\frac{v_3^2-v_2^2}{2g}$$

$$=M_3+M_2+\frac{v_3^2-v_2^2}{2g} \tag{5-53}$$

式中：H_3、H_2 分别为水泵进、出口测压断面的测压管水头，m；M_3、M_2 分别为水泵进、出口压力表读数，m；Z 为水泵进出口压力表中心的高差，m。

对于图 5-15 所示的负值吸水的立式轴流泵或混流泵，水泵进口为喇叭口，叶轮中心位于水面以下，进口压力不易测出。通常只在水泵出口测定其压力 M。该压力表中心与水面的距离为 Z，其扬程 H 为：

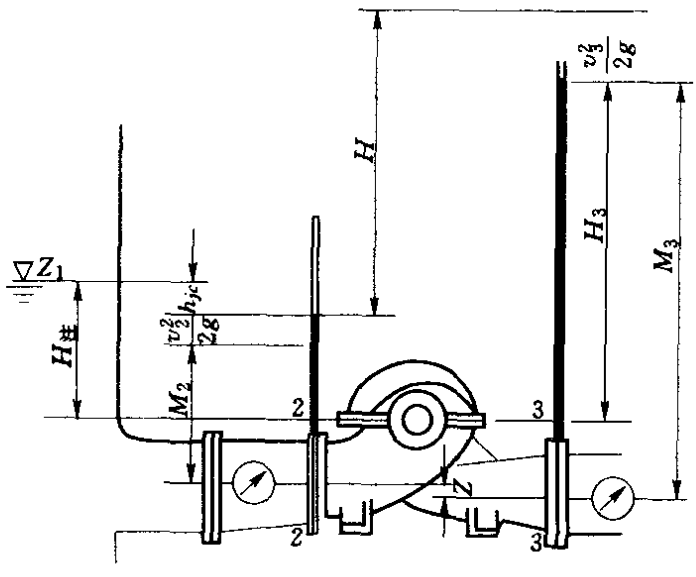


图 5-14　负值的卧式离心泵泵扬程计算

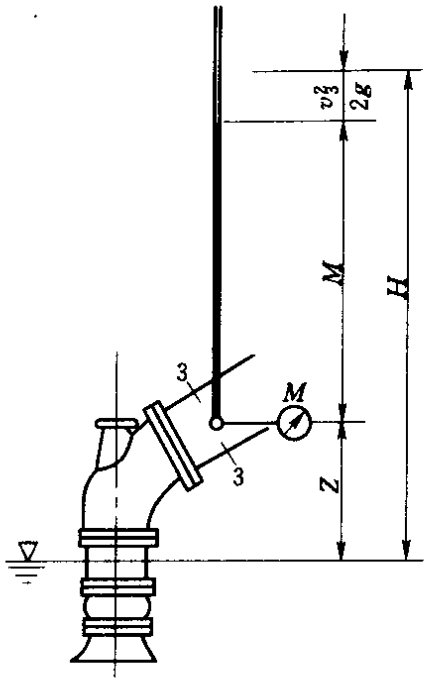


图 5-15　负值吸水的立式泵扬程计算

$$H = Z + M + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} \quad (5\text{-}54)$$

另外，由图 5-13 还可以推出水泵扬程 H 与装置扬程 H_{sy}、进出水管路的阻力损失 h_g 之间的如下关系：

$$H = H_{sy} + h_g \quad (5\text{-}55)$$

将式（5-49）代入上式，又可得

$$H = H_{st} + h_g + h_c \quad (5\text{-}56)$$

由此可见，泵站所需扬程，不仅与进出水池的水位之差有关，还与进出水管路和进出水池的水头损失有关。另外，管路水头损失可用下式计算：

$$h_g = SQ^2 \quad (5\text{-}57)$$

式中：S 称为管路阻力参数，s^2/m^5。

对于管材、管径、管长以及管路布置已定的情况下，S 是定值。因此，管路阻力损失 h_g，仅与流量的平方成正比。由此可以绘出泵站需要的扬程、流量曲线 $Q\sim H_x$。（见图 5-16）。如果水泵的性能曲线 $Q\sim H$ 已知，则两条曲线的交点 A 即为水泵工作点，该点

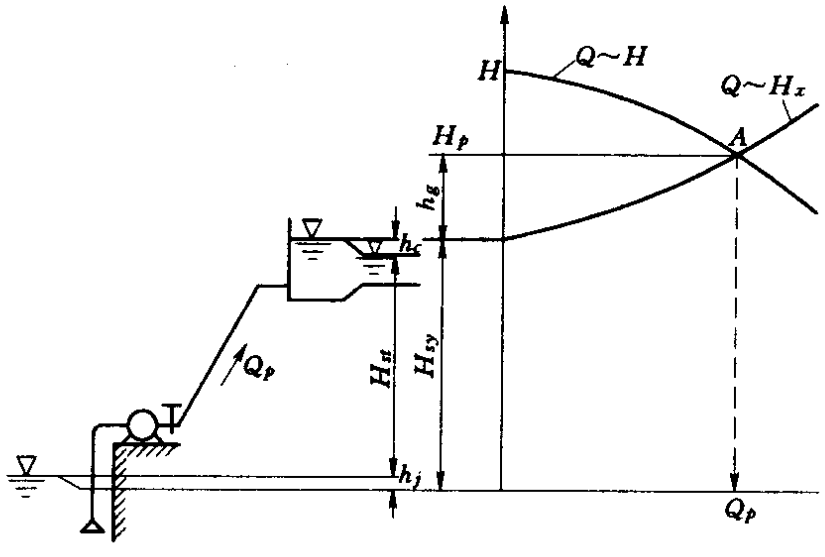


图 5-16　水泵的工作扬程

的水泵扬程和泵站需要扬程相等。将 A 点对应的流量 Q 代入式（5-57）可求出管路阻力损失 h_g，泵站装置扬程 H_{sy} 与 h_g 之和即为泵站需要扬程 H_x，也就是水泵的工作扬程 H_p。

第五节　复杂管路的泵站扬程

在实际工程中，不仅有简单管路，而且还有更加复杂的装置形式。如单台水泵通过不同管道向多个不同高度的水池（或水塔）供水；多台水泵通过一条管道向一个水池（或水塔）供水；多台水泵通过多条管道向多个水池（或水塔）供水等。本节主要介绍不同装置形式的泵站所需扬程的确定方法。

一、单泵多塔装置

（一）图解法

设有图 5-17 所示的单台水泵向三个高低不同的水池（或水塔）供水的抽水装置。首先求出管段 A_0B、BE、BD、BC 的阻力参数 S_0、S_1、S_2、S_3。以进水池水位为基准绘出直角坐标，横坐标为 Q，纵坐标为 H。在纵坐标上取各水池的水面至进水池的几何高度 H_{t1}、H_{t2}、H_{t3}，绘出 BE、BD、BC 管段的阻力曲线Ⅰ，Ⅱ，Ⅲ，然后用横加法绘出曲线Ⅳ。最后绘出水泵的 $Q\sim H$ 曲线，并用纵减法（扣除 A_0B 段的阻力损失）绘出 $Q\sim H'$ 曲线。该曲线与曲线Ⅳ的交点为 A'，通过 A' 点作垂线，与 $Q\sim H$ 曲线的交点为 A，即为水泵的工作点。与横坐标的交点 Q_p 为水泵的流量。过 A 和 A' 分别作水平线与纵坐标相交于 H_p 和 H_T。H_p 为水泵工作扬程。这两条水平线之间的距离即为管段 A_0B 的阻力损失 h_{AB}。BC、BD、BE 各管段的阻力损失 h_{BC}、h_{BD}、h_{BE} 见图 5-17 所示。水平线 H_TA' 与曲线Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ的交点相应的流量分别为 Q_1、Q_2、Q_3，这些流量应满足 $Q_p=Q_1+Q_2+Q_3$。

（二）数解法

图 5-17 所示的抽水装置各水池水位与泵站进水池的几何高度分别为 H_{t1}，H_{t2}，H_{t3}，…，H_{tn}，输水干管 A_0B 段的管路阻力

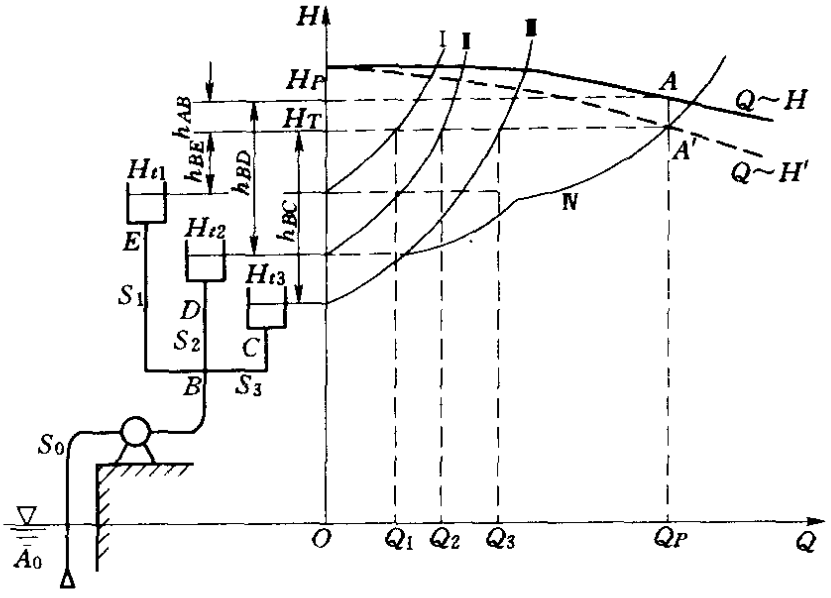


图 5-17　单泵多塔抽水装置

参数为 S_0，各支管的阻力参数分别为 S_1，S_2，…，S_n，由此可得各支管的阻力曲线方程为：

$$H_i = H_{ti} + S_i Q_i^2 \quad (i = 1,2,\cdots,n) \tag{5-58}$$

由此可得，

$$Q_i = [(H_i - H_{ti})/S_i]^{1/2} \quad (i = 1,2,\cdots,n) \tag{5-59}$$

若各支管的压力 H_i 取同一值 H_T，则可以按上式求出各支管的流量 Q_i，各水池流量总和 Q_Z 为：

$$Q_Z = \sum_{i=1}^{n} Q_i \tag{5-60}$$

另外，水泵的性能曲线 $Q\sim H$ 和 $Q\sim\eta$ 曲线可用数据表的形式输入计算机。如在曲线上取 m 个点，各点的扬程、流量和效率分别为 H_{pj}、Q_{pj}、η_{pj}（j=1，2，…，m），则用纵减法即可求出 $Q\sim H'$ 曲线上相应的 H'_j 值。根据 H_T，用拉格朗日插值法可以求出水泵流量 Q_p。

$$Q_p = \sum_{i=1}^{m} Q_{pi} \prod_{\substack{j=1 \\ j\neq i}}^{m} \frac{H_T - H'_j}{H'_i - H'_j} \tag{5-61}$$

如果 $|Q_Z - Q_p| < \varepsilon$（其中 ε 为计算精度），则 Q_p 即为所要求的水泵流量。由此可以求出水泵扬程 H_p：

$$H_p = H_T + S_0 Q_p^2 \tag{5-62}$$

否则可以用数值逼近的方法，即求出 Q_Z 和 Q_p 的平均值作为下一步运算的水泵流量 Q_p，再用拉格朗日插值法求出下一步运算的 H_T，并用 H_T 代入式（5-59）求出 Q_i，用式（5-60）求出 Q_Z，再看，$|Q_Z-Q_P|$ 是否小于规定的精度 ε。直到满足要求为止，最后还可以根据 Q_p 用插值法求出水泵效率 η_p，并根据下式求出水泵的轴功率 P_p：

$$P_p=\frac{\rho g Q_p H_p}{1000\eta_p}\quad(\mathrm{kW}) \tag{5-63}$$

以上计算过程可用图 5-18 所示的计算框图进行计算。

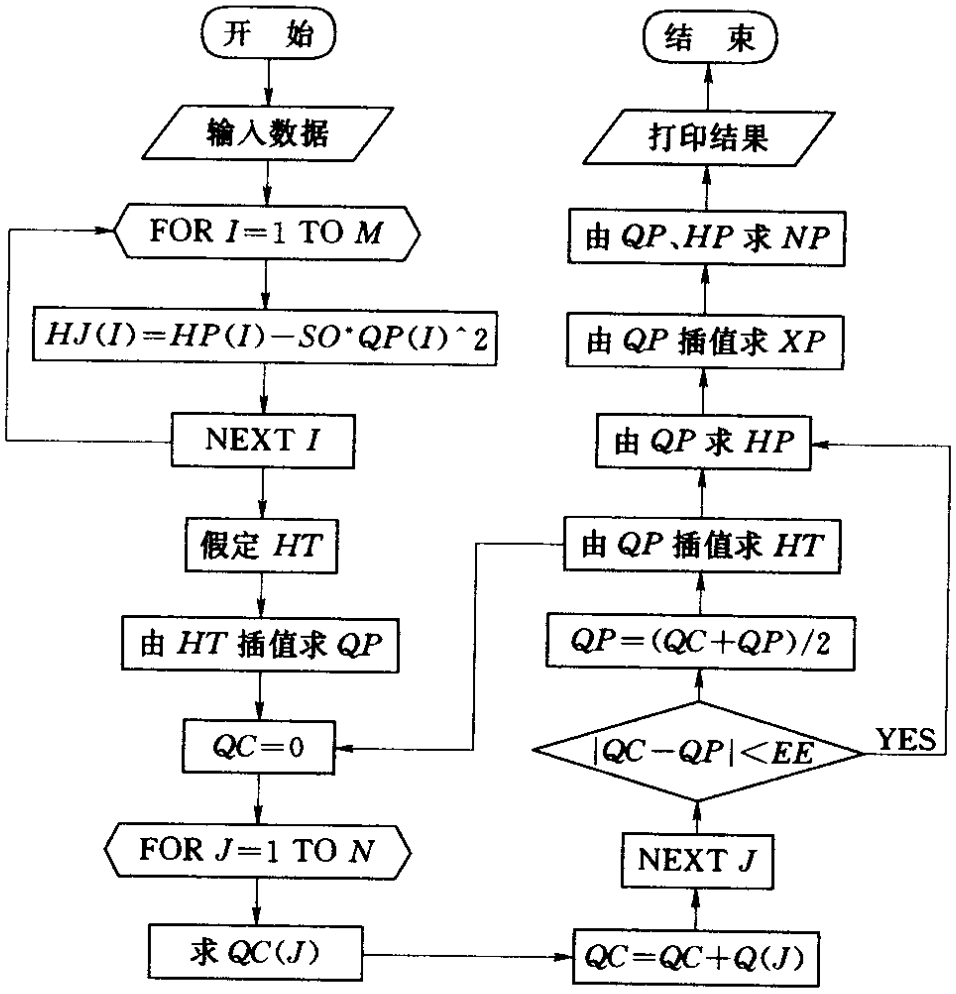


图 5-18 单泵多塔供水参数计算框图

二、多泵单塔（池）抽水装置

多台泵向一个水池（或水塔）供水的装置称为多泵单塔（池）抽水装置。这实际上是多台水泵并联运行的一种情况，这种

装置形式在工农业生产中应用广泛，其水泵工作扬程的确定方法也有图解法和数解法。

（一）图解法

图 5-19 为三台泵一个塔（池）抽水装置示意图。现将它们的性能曲线绘在图中（见图中曲线Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ）。并分别求出并联以前的管段 AD、BD、CD 的阻力参数 S_1、S_2、S_3 和并联以后的管路 DE 的阻力参数 S_0。用纵减法分别绘出曲线Ⅰ′、Ⅱ′、Ⅲ′，用横加法绘出三台泵合成后的曲线Ⅳ。根据进出池水位确定实际扬程 H_{sy}，按 $H=H_{sy}+S_0Q^2$ 绘出曲线Ⅴ，与曲线Ⅳ相交于 G 点。过 G 点作垂线，与横坐标的交点 Q_p 为三台水泵之总和，即通过并联后进入水池的流量。过 G 点作水平线，与Ⅰ′、Ⅱ′、Ⅲ′曲线的交点为 A'_1、A'_2、A'_3。过这些点作垂线在横坐标上的交点 Q_{p1}、Q_{p2}、Q_{p3} 分别 1 号、2 号、3 号泵的流量，且 $Q_p=Q_{p1}+Q_{p2}+Q_{p3}$，与曲线Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ的交点 A_1、A_2、A_3 分别为各台水泵的工作点，相应的扬程即为各台水泵的工作扬程 H_{p1}、H_{p2}、H_{p3}。它们与出水池水面的差值即为各管路的阻力损失 h_1、h_2 和 h_3。

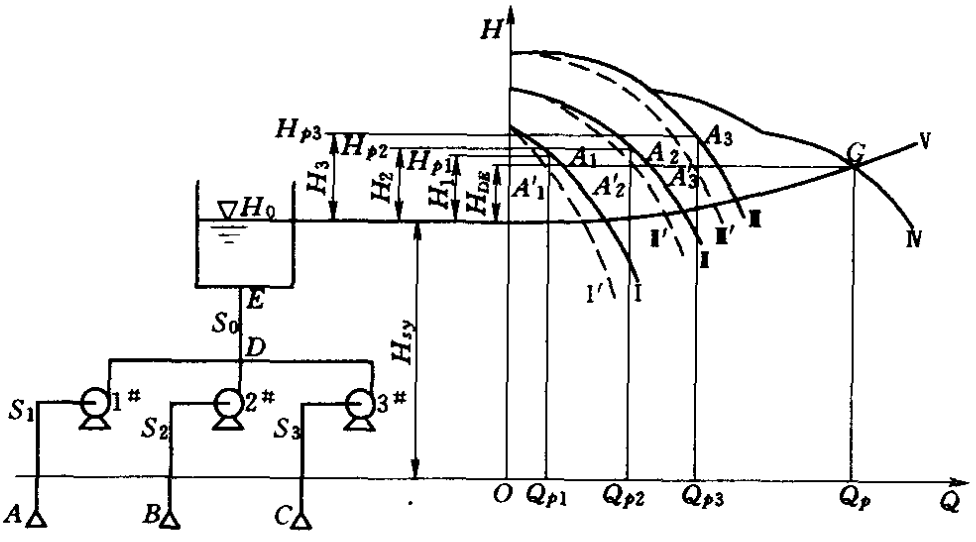


图 5-19　多泵单塔（池）抽水装置

（二）数解法

各台水泵的性能曲线可从样本中查得，其流量、扬程、效率等参数分别用二维数表示，即 H_{ij}、Q_{ij}、η_{ij}。其中 $i=1, 2, \cdots, n$，

表示水泵编号。$j=1, 2, \cdots, m$，表示各条曲线上取值点的编号，例 H_{11}表示 1 号泵 $Q\sim H$ 曲线上第 1 点上扬程值，并联点 D 之前的管段 AD，BD，CD，…的阻力参数为 S_i $(i=1, 2, \cdots, n)$，并联后的为 S_0，用纵减法可求出 Q_{ij}相应的 H'_{ij}

$$H'_{ij} = H_{ij} - S_i Q_{ij}^2 \tag{5-64}$$

若各台水泵取同一扬程 H_p，则用拉格朗日插值法可以求出各台水泵的流量 Q_p：

$$Q_{pi} = \sum_{j=1}^{m} Q_{ij} \prod_{\substack{k=1 \\ k\neq j}}^{m} \frac{H_p - H'_{ik}}{H'_{ij} - H'_{ik}} \tag{5-65}$$

n 台水泵总的流量 Q_p 为：

$$Q_p = \sum_{i=1}^{n} Q_{pi} \tag{5-66}$$

另外，抽水装置仅考虑 DE 所需的扬程 H_t 为：

$$H_t = H_{sy} + S_0 Q_c^2 \tag{5-67}$$

由此可求出：

$$Q_c = [(H_t - H_{sy})/S_0]^{1/2} \tag{5-68}$$

然后比较 Q_p 和 Q_c，当，$|Q_p - Q_c|$小于规定的精度要求时，则说明以上假定的 H_p 是合理的，Q_p 正是我们所要求的水泵并联后的总流量，插值求得的 Q_{pi}即为各台水泵的流量。否则用数值逼近的方法，取 $(Q_p+Q_c)/2$ 作为下一步计算时的流量。再按式（5-67）求出 H_t，并以 H_t 作为 H_p，按式（5-65）求各台水泵的流量 Q_{pi}，以及求出 $Q_p=\sum Q_{pi}$，再比较 Q_p 和 Q_Z，直到 $|Q_p-Q_c|<\varepsilon$ 为止。然后根据各台泵的流量 Q_{pi}按下式求出各台水泵的扬程 H_{pi}

$$H_{pi} = H_{sy} + S_i Q_{pi}^2 \qquad (i = 1, 2, \cdots, n) \tag{5-69}$$

同时根据 Q_{pi}用拉格朗日插值法求出各台泵的效率 η_{pi}，并用下式求各台水泵的轴功率 P_{pi}：

$$P_{pi} = \frac{\rho g Q_{pi} H_{pi}}{1000 \eta_{pi}} \quad (i = 1, 2, \cdots, n) \tag{5-70}$$

根据以上计算方法可绘出程序框图见图 5-20。

三、多泵多塔（池）抽水装置

多泵多塔（池）抽水装置即为多台水泵向多个水池（或水

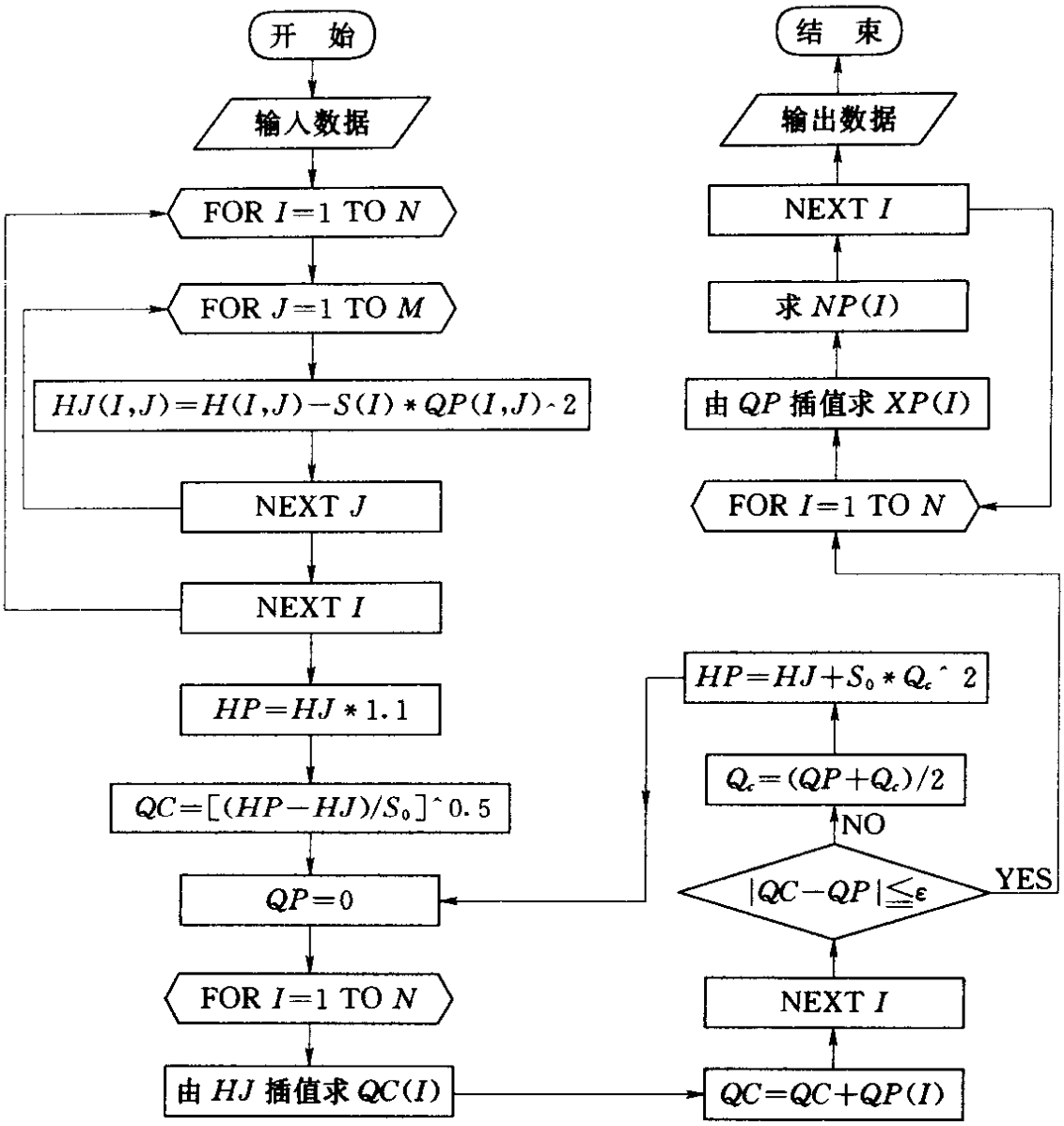


图 5-20　多泵单塔供水参数计算框图

塔）供水的装置。这种装置形式又分单节点和多节点，这里仅介绍比较简单的单节点情况。

（一）图解法

装置形式如图 5-21，首先绘出各台水泵的 $Q\sim H$ 曲线Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ，求出并联点（D 点）以前各管段的阻力参数 S_{01}、S_{02}、S_{03}，用纵减法求各台水泵 $Q\sim H$ 曲线相应 $Q\sim H'$ 曲线Ⅰ′、Ⅱ′、Ⅲ′，用横加法求Ⅰ′、Ⅱ′、Ⅲ′曲线的合成曲线Ⅳ′，求出并联点 D 后各管段的阻力参数 S_1、S_2、S_3，各出水池水位与进水池水位几何高差为 H_{t1}、H_{t2}、H_{t3}，绘出 D 点以后各管段的阻力曲线 1、2、3，并

用横加法求合成后的阻力曲线 4，曲线 4 与Ⅳ′的交点为 M，M 点相应的流量为三台水泵的总流量 Q_p，也是三个水池的总流量 Q_c。过 M 点作水平线与Ⅰ′、Ⅱ′、Ⅲ′曲线交于 A'_1、A'_2、A'_3，与 1、2、3 曲线交于 C_1、C_2、C_3。过 A'_1、A'_2、A'_3 作垂线交曲线Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ于 A_1、A_2、A_3，它们即为 1 号、2 号、3 号水泵的工作点。相应的流量 Q_{p1}、Q_{p2}、Q_{p3}分别为 1 号、2 号、3 号水泵的流量，$Q_p=Q_{p1}+Q_{p2}+Q_{p3}$，C_1、C_2、C_3 点对应的流量分别为 Q_{c1}、Q_{c2}、Q_{c3}，且 $Q_c=Q_{c1}+Q_{c2}+Q_{c3}$。

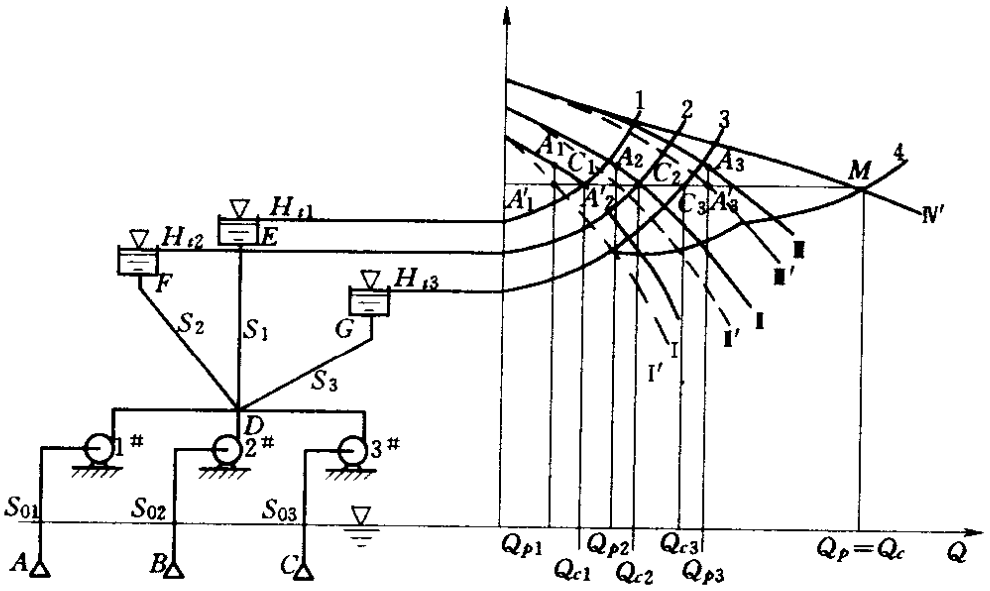


图 5-21　多泵多塔单节点抽水装置

（二）数解法

设有水泵总台数为 N，安装在同一座泵房内，用二维数组表示各台水泵各条性能曲线上各点的数据。其扬程、流量、效率分别用 H_{ij}，Q_{ij}，η_{ij}表示，其中 $i=1$，2，…，N，表示水泵编号，$j=1$，2，…，M，表示性能曲线上取值点的编号。

并联点 D 点以前的管段 AD，BD，CD…的阻力参数用 S_{0i}表示。其中 $i=1$，2，…，N 表示水泵的编号。故用纵减法确定的 $Q\sim H'$曲线的扬程值为 $HJ_{i,j}$，其计算公式如下：

$$HJ_{i,j}=H_{i,j}-S_{oi}Q^2_{i,j} \tag{5-71}$$

并联后 N 台水泵联合工作时的合成曲线可用横加法求得，即

在同一扬程下各台水泵的流量相加。这样即得 $Q_p \sim H'$ 曲线。

另外，水塔（或水池）共有 K 个。水塔与进水池水位高差为 HT_i（$i=1, 2, \cdots, K$）。从节点通向每个水池的支管阻力参数为 S_i（$i=1, 2, \cdots, K$），这样就可以写出每条支管的压力与流量的关系式：

$$H_i = HT_i + S_i Q_{ci}^2 \tag{5-72}$$

用横加法也可以绘出合成后的曲线 $Q_c \sim H$ 曲线。该曲线与

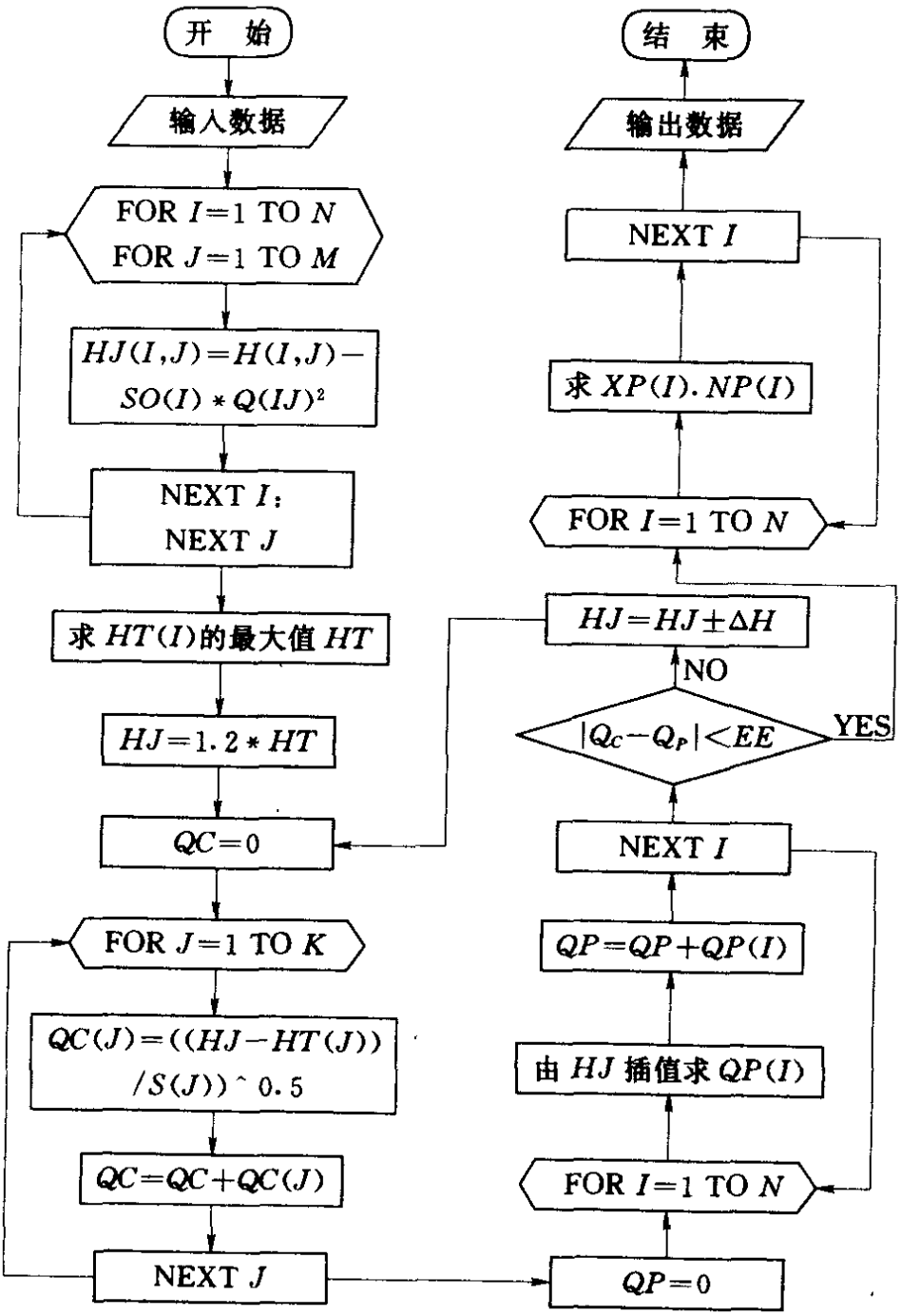


图 5-22　多泵多塔单节点供水参数计算框图

$Q_p \sim H'$的交点 G 即为合成后的工作点。通过 G 点作水平线分别交 $Q_p \sim H'_1$，$Q_p \sim H'_2$，$Q_p \sim H'_3$，…曲线于 A'_1、A'_2、A'_3。通过这些点作横坐标的垂直线与横坐标的交点即得水泵的流量 Q_{p1}，Q_{p2}，Q_{p3}，…，该垂线还与水泵性能曲线交于 A_1，A_2，A_3，…这些点的纵坐标即为各台水泵的扬程 H_{p1}，H_{p2}，…根据 Q_{p1}，Q_{p2}，…还可以求出水泵的效率和功率。

为了计算方便起见，可以利用计算机来进行计算，计算框图见图 5-22。上述程序设计及程序清单请参考文献及资料 [6]、[8]。

第六章　水泵机组

水泵机组包括水泵、动力机（电动机和内燃机等）和传动设备。它是泵站工程的主要设备，又称为主机组。泵站的辅助设备、电气设备和泵站中的各种建筑物都是为主机组的运行和维护服务的。水泵选型直接影响动力机和传动装置的配套，同时，也是辅助设备、电气设备、控制设备、泵房、进出水管道（或流道）、进出水池等的设计依据。水泵机组的选型配套是否合理，不仅影响泵站工程的效益能否正常发挥，而且对泵站工程投资、能源消耗、运行费用和安全运行都有很大影响。因此，在泵站的规划设计中应该引起足够重视。

第一节　水泵类型

取水输水泵站工程中最常用的水泵为叶片泵。按其工作原理，叶片泵的类型有离心泵、轴流泵及混流泵。按泵轴安装形式可分为立式、卧式和斜式。按电机是否能在水下运行又可分为常规泵机组和潜水电泵机组等。各种类型的水泵有不同的规格，表示规格的参数有口径、转速、流量、扬程、功率、效率及汽蚀余量（或允许吸上真空高度）等。水泵选型的内容就是确定水泵类型、规格和台数。因此，在水泵选型之前，应对常用水泵的类型和规格有所了解。

一、离心泵

（一）分类

（1）按叶轮进水方向分为单吸式和双吸式。

（2）按叶轮的数目分为单级和多级。单级泵只有一个叶轮，多级泵则有两个以上叶轮。

(3) 按泵轴安装形式分为立式、卧式和斜式。立式泵轴为铅直方向，卧式泵轴为水平方向，斜式泵轴为倾斜方向。

(二) 性能规格

离心泵的比转数 n_s 的范围为 30～300，其中，n_s=30～80 的称为低比转数离心泵，n_s=80～150 的称为中比转数离心泵，n_s=150～300 的称为高比转数离心泵。先介绍几种常用水泵的性能规格。

1. 单级单吸离心泵

图 6-1 为单级单吸卧式离心泵机组，这是中小型离心泵的主要形式。我国的单级单吸卧式离心泵的型号曾经用过原苏联的 K 型，后来改为 B 型或 BA 型。如 4B—35A 型表示泵进口直径为 4in (即 100mm)，B 表示卧式单吸单级离心泵，35 表示水泵扬程为 35m，A 表示叶轮直径车削过一次。近年来推出了一批按国际标准 (ISO—2858) 制造的 IS 系列。如 IS50—32—125 型表示 IS 系列，泵进口直径为 50mm，出口直径为 32mm，叶轮名义直径为 125mm。该系列的流量间隔比 (即相邻规格的水泵设计点流量之比) X_Q=1.6 和 2。扬程间隔比 X_H=1.6。整个系列共七种比转数的水力模型。

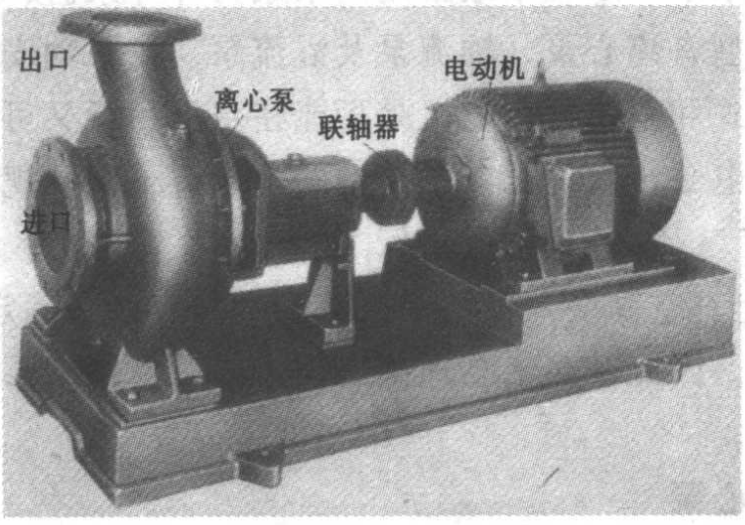


图 6-1 卧式单级单吸离心泵机组

因为该系列的口径和流量较小，在取水输水工程中使用较少。但单级单吸立式离心泵的流量现在已经达到 6m³/s，在大型灌溉和供水工程中的应用较多，如图 6-2 所示。

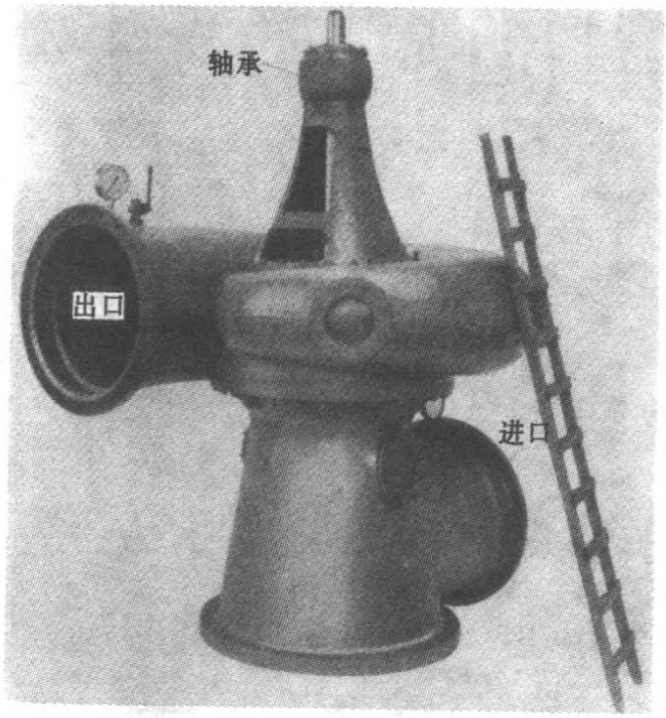


图 6-2　大型立式单吸离心泵

2. 双吸单级离心泵

双吸单级卧式离心泵常见的系列为 Sh 型、S 型、SA 型。20Sh—19 表示该泵为进口直径为 20in（即 500mm）的双吸单级卧式离心泵，该泵比转数为 19×10＝190。图 6-3 为单级双吸卧式离心泵机组，是最常见的大、中型离心泵的结构形式。由于水泵采用了水平中开的结构形式，使安装检修非常方便。

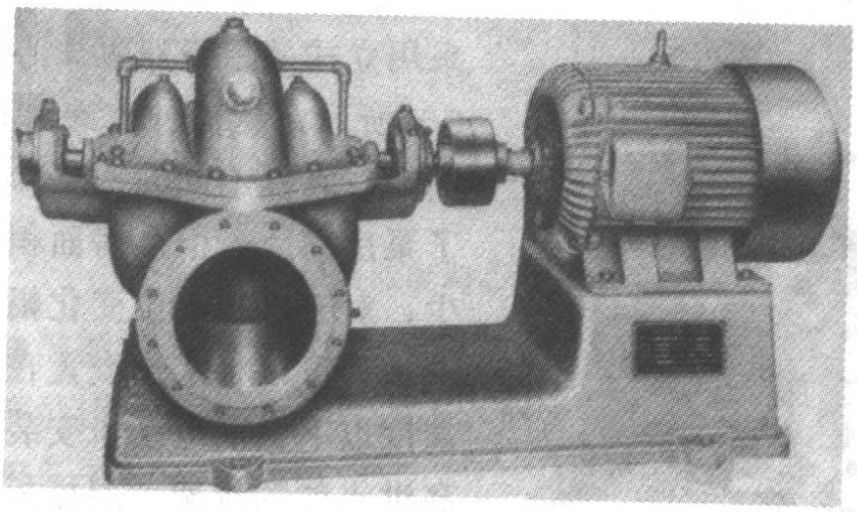


图 6-3　双吸单级卧式离心泵机组

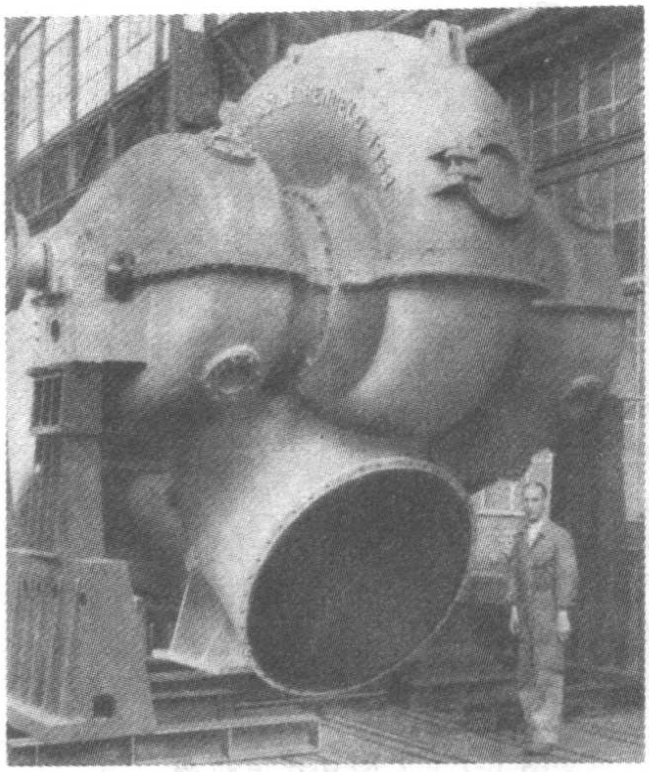


图 6-4　大型卧式双吸离心泵

但是，因为图 6-3 所示的水泵进出水管是水平布置的，所以，泵房内的进出水管和阀门都暴露在泵房底板上，给运行检修人员的交通带来很大不便。为此，可以采用图 6-4 所示的水泵进出口倾斜向下的结构形式，从而使泵房地板平整，有利于安装检修和运行管理。

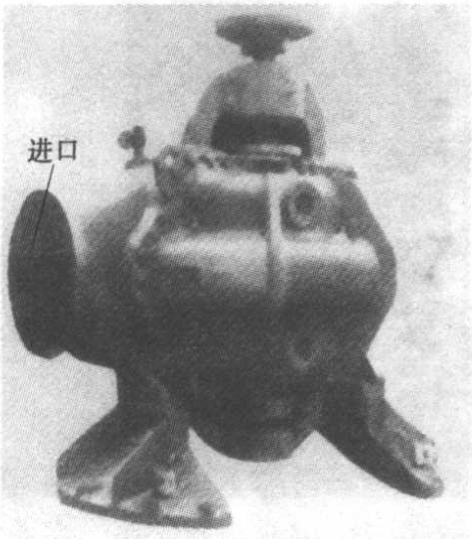


图 6-5　立式单级双吸离心泵

另外，在工程实际中有的泵站采用立式的单级双吸离心泵，见图 6-5 所示。从而使水泵和电动机分别设在高程不同的楼层，虽然增加了泵房高度，但泵房面积也因此减少，对于水源水位变化幅度很大的泵站，可以将水泵设置在允许吸上高度以下，而电动机安装在高于最高洪水位的排架上层楼板上，不仅可以减少工程投资，从而大大改善了电动机层的防潮、通风、采光条

件，有利于设备的运行管理。

图 6-6 为单级双吸卧式离心泵系列型谱。型谱中的 S 表示单级双吸式离心泵。字母前的数字表示泵进口直径（mm），字母后的数字表示设计扬程（m）。此外，近年来我国研制了不少大型离心泵，为我国工农业生产的发展起了重要作用。现将部分大型离心泵的技术参数列入表 6-1。在规划设计时可从图或表中选取。但应指出，无论在性能指标还是结构形式上，该型谱或表中的型号都不能满足生产发展的需要。在所需水泵参数不能满足要求时，可以向厂家或研究单位提出研制新泵的要求。

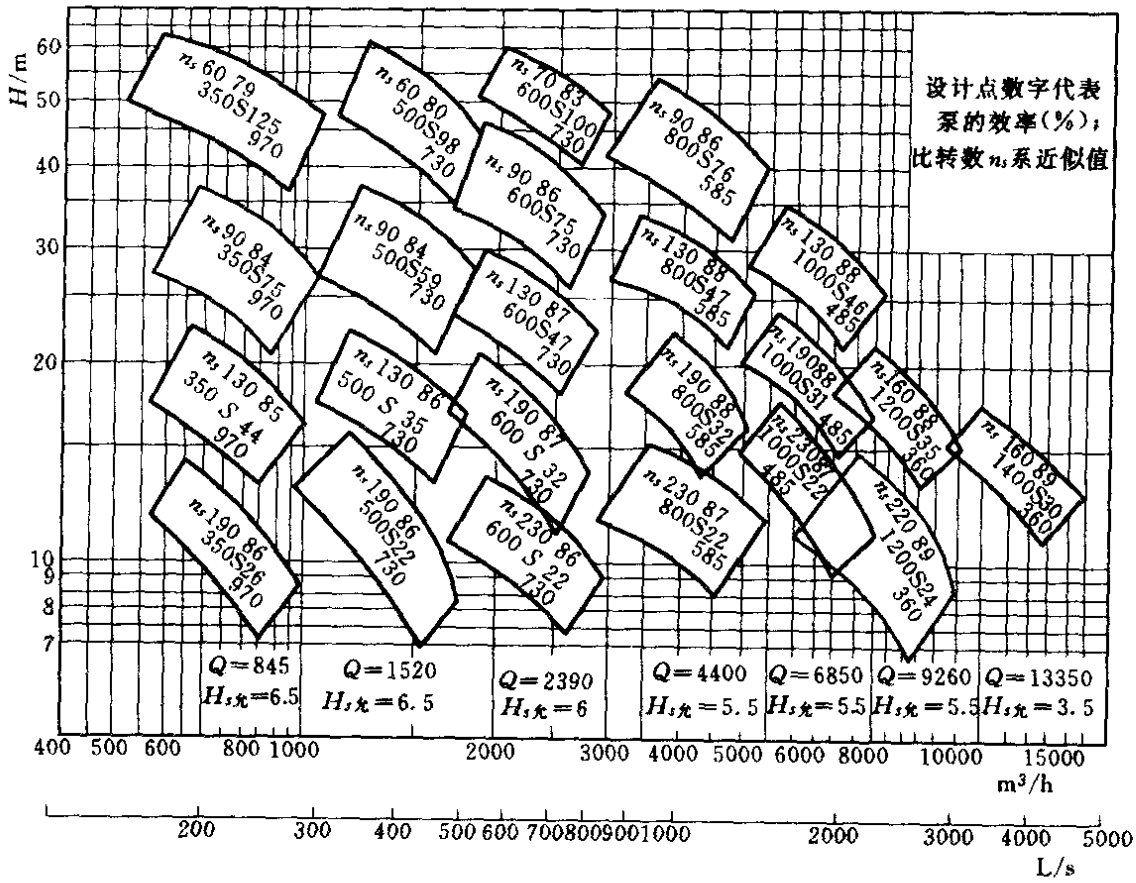


图 6-6　单级双吸离心泵型谱图

二、轴流泵

轴流泵的比转数 n_s 在 500 以上，属高比转数低扬程水泵，通常用于扬程低于 10m 的泵站。

（一）分类

轴流泵通常按泵轴的安装方向和叶片是否可调进行分类。

表 6-1　　我国部分大型离心泵技术参数

型　号	流量 (m^3/s)	扬程 (m)	转速 (r/min)	功率 (kW)		效率 (%)	允许吸上真空度 (m)	叶轮直径 (mm)	质量 (10^3kg)
				轴功率	配套功率				
500S—98	0.561	98.0	1450	687	780	79.5	4.0	860	
600S—75	0.880	75.0	970	761	850	85.0	1.3	782	
48Sh—22	3.472	23.6	485	914	1150	88.0	3.2	985	13.9
32SA—10A	1.760	75.0	730	1405	1900	92.0	2.0	990	8.3
湘江 56—23A	6.055	22.3	375	1460	2000	90.0		1300	23
湘江 56—23	5.00	20.0	375	1152	1250	85.0	3.6	1200	23
沅江立式 40—15	3.00	51.7	495	1710	2000	88.7	−1.5	1300	15
沅江立式 481—151	4.170	56.6	495	2370	3200	93.0	2.3	1440	26
$KD_2\times110\times2$	2.200	232	750		8000				
10DK—9×2	0.330	240	1450		1050	85.0		595	

1. 按泵轴的安装方向分类

按泵轴的安装方向分为立式、卧式和斜式三种。卧式轴流泵又分轴伸式、猫背式、贯流式和电机泵等。

2. 按叶片调节方式分类

按叶片调节方式分为固定叶片轴流泵、半调节和全调节轴流泵三种。目前，我国生产的轴流泵大部分为半调节和全调节轴流泵。

我国的轴流泵型号为 ZLB、ZLQ、ZWB、ZWQ 等，Z 表示轴流泵，L 表示立式，W 表示卧式，X 表示斜式，B 表示半调节，Q 表示全调节。这些字母的前后还有数字。前面的数字表示水泵出口的直径(英寸或 mm)，后面的数字乘以 10 后表示水泵的比转数 n_s。如 14ZLB—70 表示该泵为半调节立式轴流泵，其出口直径为 14in（即 350mm），比转数 $n_s=70\times10=700$。目前我国还生产了不少大型轴流泵，在农田排灌、南水北调、工业和城镇供水等方面得到了广泛的应用。这些水泵型号往往不用上述字母表示，在

水泵选型时应搞清其含义。如28CJ56表示叶轮直径为2.8m，扬程为5.6m，CJ表示长江牌的大型轴流泵。

（二）特点

1. 立式轴流泵

立式轴流泵是我国轴流泵的主要形式。其特点是：占地面积小；叶轮浸没在水中，起动方便；电动机安装在水泵上部，通风防潮条件较好，常用于进水池水位变幅较大的泵站。图6-7为中小型立式轴流泵，其进口形式多采用喇叭口。但对于大型立式轴流泵，通常口径超过1.6m，流量超过8m^3/s，对进水流态要求较高，多采用水流条件较好的进水流道。但在国外一些循环泵站所采用的喇叭进口的立式轴流泵的最大口径也已经超过2.0m。

大型轴流泵是取水输水工程常用的泵型之一，如南水北调东线工程、引滦入津工程和引黄济青工程等都采用了大型轴流泵。我国的大型立式轴流泵主要特点是：①口径大扬程低，一般大于1.6m，最大口径已达4.5m，扬程低于10m；②进出水流道与泵房基础浇筑在一起，以确保进出水流态良好；③叶片多采用全调节机构，以保证水泵机组启动方便、调节流量和经济运行；④有的采用抽心式结构，从而使安装检修更为方便；⑤辅助设备多，一般配备有油、气、水系统，以确保机组轴承、密封、启动和排水等安全可靠。图6-8为口径3.1m的ZL30—7型大型全调节立式轴流泵。该泵体与混凝土泵井组成一个出水弯管，固定部件的重量通过上座、泵座传至混凝土泵井上，另一部分支持在混凝土的进水上。泵体部件可以由上至下进行拆卸并从泵井内吊出。该泵还采用了全调节机构，即在空心轴内安装有操作油管，上端与安装在电机顶部的受油器相连，下端与叶轮上部接力

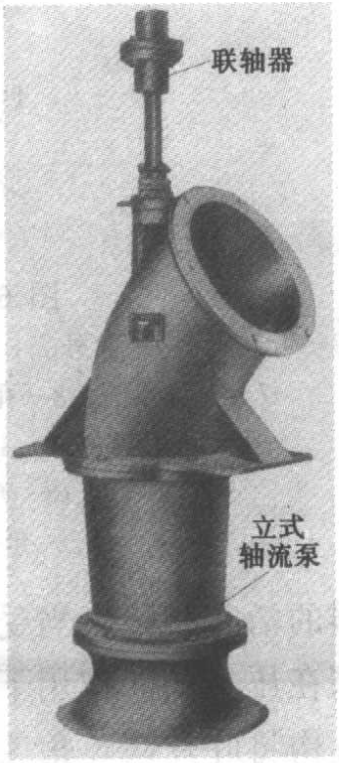


图6-7 中小型立式轴流泵

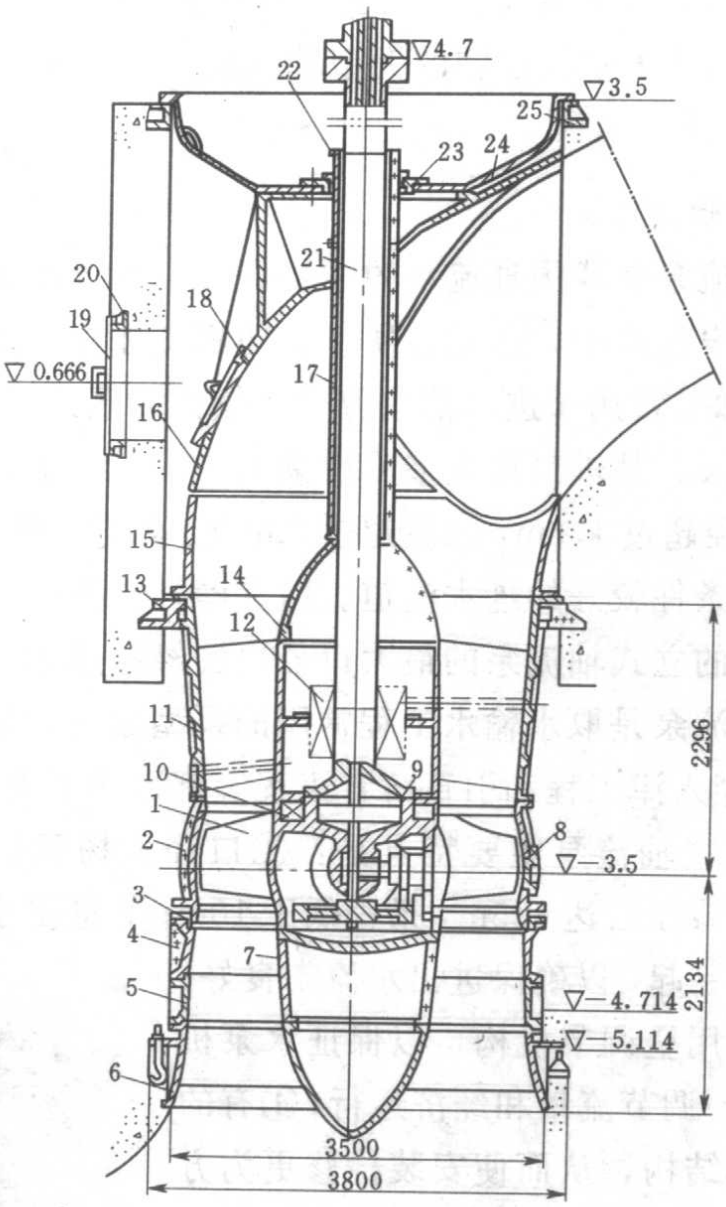


图 6-8　ZL30—7 型大型立式轴流泵

1—叶轮；2—叶轮外壳；3—填料压盖；4—进水锥管；5—中间接管；6—前导叶；7—前导水圈；8—孔盖；9—叶轮活塞腔；10—水导密封；11—导叶体；12—轴承部件；13—泵座；14—导水帽；15—异型管；16—泵盖；17—护管；18—孔盖乙；19—人孔盖；20—人孔座；21—水泵轴；22—套管；23—填料盒；24—上盖；25—上座

器的活塞相接。当受油器把压力油输送至接力器活塞上腔时，活塞在压力油的作用下推动活塞杆和操作架下行，通过连杆、拐臂机构将叶片向负角度旋转，活塞下腔的油通过压力油管的另一腔，经过受油器返回压力油系统的回油箱。反之，可使叶片向正角度方向旋转。在水泵机组启动时可将叶片调小，以减小启动力矩，便

于机组启动；在正常运行时，又可以根据不同扬程将叶片角度调到最佳状态，达到节约能源和降低运行成本的目的。

我国大型轴流泵多采用油压式叶片调节机构，部分扬程变化很小的泵站采用固定叶片、半调节叶片和机械式全调节机构。64ZLB—50型轴流泵是我国用量最多的大型立式半调节轴流泵。在实际运行中，根本无法进行叶片角度调节。为此，在泵站技术改造时普遍要求改为全调节形式。经技术经济比较和多年实践，认为将泵轴改为空心轴并在其中安装机械调节机构的形式不理想，而采用图 6-9 所示的安装在电机顶部的机械调节机构可以满足运行要求。

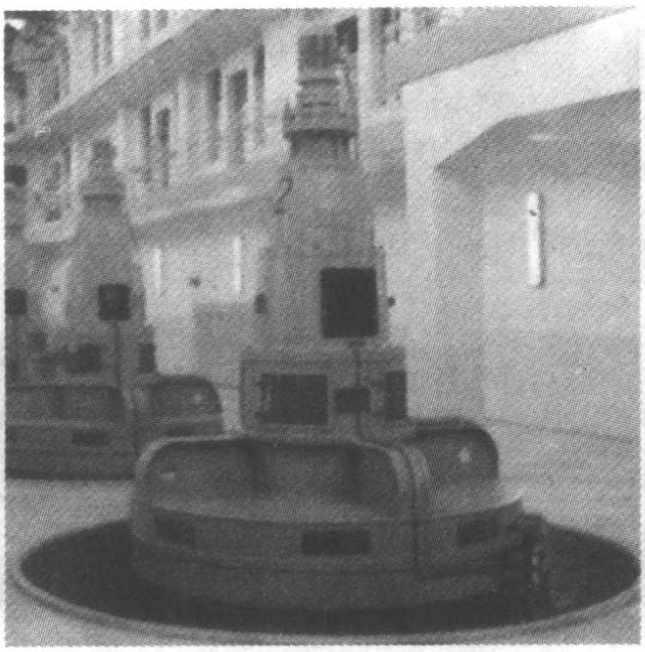


图 6-9　叶片调节机构

2. 卧式轴流泵

中小型卧式轴流泵（见图 6-10）的泵壳多为水平中开式，泵轴是水平安装的，拆装检修方便，用卧式动力机驱动。和立式轴流泵相比，泵房面积较大，进出水管弯曲较多，阻力损失较大，但可以在无须拆卸动力机的情况下，打开泵盖进行水泵检修，深受管理单位欢迎。

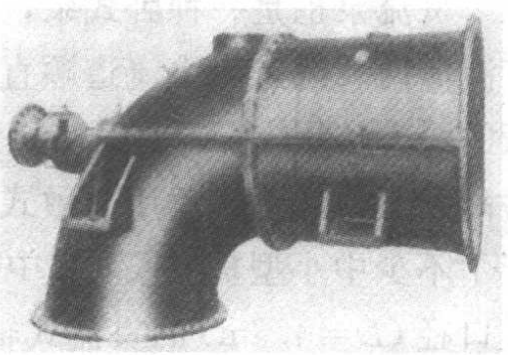


图 6-10　中小型卧式轴流泵

近年来我国对大型卧式轴流泵进行了大量的研制工作。其中安装在广东省斗门县西安泵站的30ZWB—30型（叶轮直径$D=3m$，$H=3.0m$，$Q=36.7m^3/s$，配套功率1600kW）。该泵的进出水流道都是向下弯曲的，故称猫背式。因进出水流道的损失较大而使其装置效率降低。因开挖深度较大而使其工程投资增加。又因所采用的齿轮噪音也较大而影响运行环境，故猫背式泵在大型泵站中未能得到推广。针对上述问题，在广东省顺德市的大门滘泵站首先采用平面“S”形口径1.6m、流量$7.4m^3/s$、装机容量360kW的卧式轴流泵（见图6-11）。

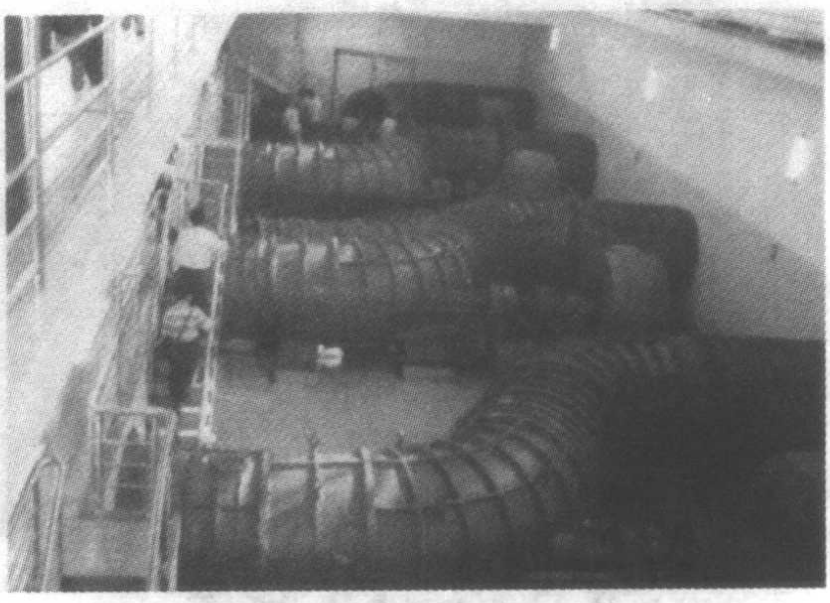


图6-11　平面“S”形卧式轴流泵

因为其进出水条件比猫背式泵好，泵站效率较高，工程投资较省，故在顺德市和鹤山市的另外三座泵站得到推广。

贯流泵也是一种卧式泵，其电动机和传动装置安装在泵内的灯泡体内。因进出水流道顺直，阻力损失小；加之采用了水平中开的泵壳结构，从而使安装检修也很方便；此外，开挖深度小，泵房高度低，还可以采用开敞式泵房，工程投资省等原因，日本生产了不少中小型贯流泵，其中图6-12是一种中型贯流泵。日本最大口径（$D=4.2m$）的贯流式轴流泵安装在新川河口排水泵站。我国也生产了泵叶轮直径为3.0m，扬程2.73m，流量$36.4m^3/s$，转

速 151.5r/min，配套功率 1250kW，水泵效率可达 88.3%，用行星齿轮传动的贯流泵。

全贯流泵又称电机泵，是将水泵和电机的转子合二为一，电机定子在转子外圈。泵结构简单，进出水流道平直，又可双向抽水，工程造价较省。但机组效率有待提高。图 6-13 为口径为 3m 的全贯流泵方案，其扬程为 2.7m，流量为 36.2m³/s，转速为 150r/min，配套功率 1250kW。由于电机的转子和定子在水泵叶轮外周，轴向尺寸最短，无须上述贯流泵的灯泡体，但电机效率较低。该泵模型机组已投入运行，大泵尚未用于生产。

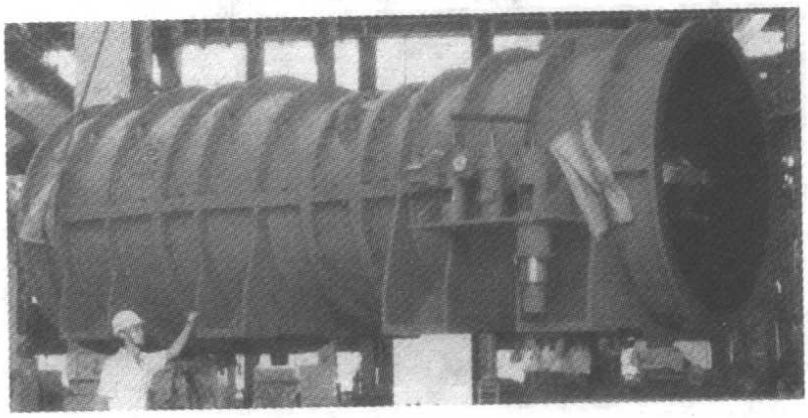


图 6-12　起吊中的中型贯流泵

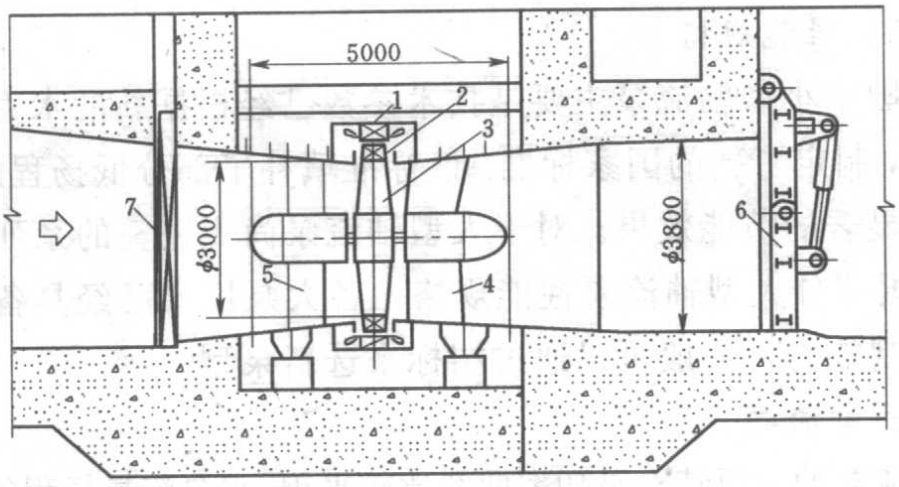


图 6-13　电机泵

1—电机定子；2—转子与叶轮；3—水泵叶轮；4—后导叶；5—前导叶；6—拍门；7—检修闸门

3. 斜式轴流泵

斜式轴流泵的轴是倾斜安装的，兼有立式泵和卧式泵的优点。其扬程介于立式泵和卧式泵之间，图 6-14 为斜式半调节轴流泵

站。我国内蒙古红圪卜泵站和广东顺德桂畔海泵站采用了这种泵型。叶轮直径 2.5m，扬程 2.5m，流量 16.5m³/s，转速 167r/min，配套功率为 630kW，泵轴与水平面成 45°角，外壳为中开式。另外，在湖南黄盖湖、浙江盐官和上海太浦河等大型泵站还采用了倾斜 15°的斜轴泵，其进水条件较好，但出水条件较差，因此，装置效率比预想的低些。



图 6-14　斜式轴流泵

（三）性能规格

我国中小型轴流泵主要是技术参数已经根据新的水力模型研究成果，制定了新的国家标准。该标准填补了部分低扬程的空白，并具有显著的节能效果。对于大型轴流泵尚无完整的系列，表 6-2 是我国部分大型轴流泵性能规格，各大泵厂家已经具备较强的新泵研制能力，一般可以通过招标来选新泵型。

三、混流泵

混流泵的主要特点是功率曲线比较平坦，水泵流量扬程的变化对功率影响较小，电动机的负荷较稳定；高效范围较宽、运行效率较高；抗汽蚀性能较好，运行较平稳等。因此，混流泵在工农业供水排水方面得到了广泛应用。我国混流泵的扬程范围一般为 5～20m。近年来发展的导叶式混流泵有取代部分扬程较高的轴流泵的趋势，扬程较高的混流泵也有取代扬程很低的离心泵的趋势。

表 6-2　　我国部分大型轴流泵技术参数（设计工况）

型　号	流　量 (m^3/s)	扬　程 (m)	转　速 (r/min)	功　率 (kW)		效　率 (%)
				轴功率	配套功率	
64ZLB—50	7	8	250	632	800	87
16CJ—50	7	8	250	632	800	87
165QZWB—110	8.2	4	280		550	
ZL13.5—8	13.5	8	250	1245	1600	85
2.8CJ—70	21	5.62	150	1330	1600	87.2
2.8CJ—50	26	9	150		3000	87
3.0CJ—70	18	3	105	740	800	89
ZL30—7	30.2	7	150	1385	3000	87
3m 贯流泵	36.4	2.73	151.5	1100	1250	88.8
3.6m 贯流泵	51.7	3.07	124		2000	89.3
4.0CJ—95	54.4	9.3	107.1	5460	6000	91
4.5CJ—70	55～60	7	100	4000	5000	89.6

混流泵结构型式有立式和卧式，还有蜗壳式和导叶式。

（一）卧式混流泵

最常见的 HB 型卧式蜗壳混流泵如图 6-15 示。因该泵比原来的“丰产”等型号的效率更高，故近年来逐渐成为了我国的主要泵型。

卧式混流泵也有导叶式的，其结构型式与卧式轴流泵类似。该泵型在日本较多，如图 6-16 所示。卧轴导叶式混流泵，由于采用了水平中开式的外壳，因此，水泵的安装检修都很方便。

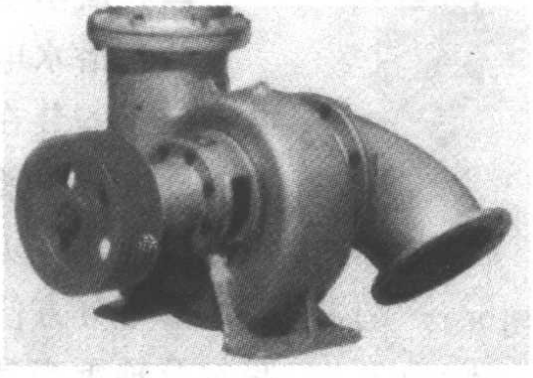


图 6-15　卧式蜗壳混流泵

（二）立式混流泵

立式混流泵也可分为蜗壳式和导叶式。图 6-17 为立式导叶式混流泵，除泵体外形不同外，其

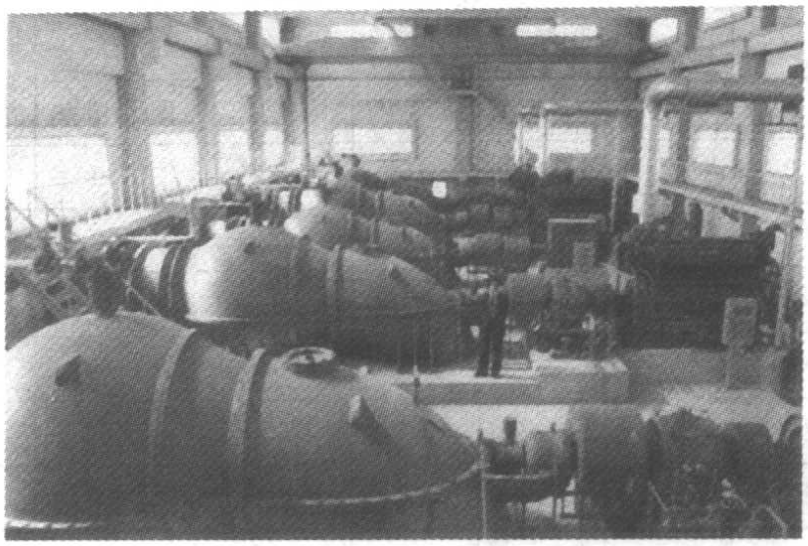


图 6-16　卧式导叶式混流泵

轴承、密封等结构形式与立式轴流泵基本相同。该泵可根据进水池水位变化幅度决定泵轴和中间接管的长度。和卧式混流泵相比，该泵的主要特点是启动方便（无须灌注引水），泵房面积较小，电机通风散热条件好等。

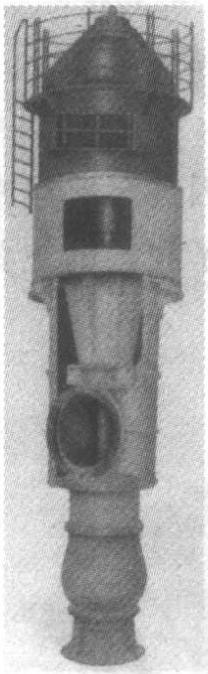


图 6-17　导叶式混流泵

我国最大的立轴蜗壳式混流泵，型号为6HL—70 型全调节混流泵。叶轮直径为 6m，扬程 6～12m，流量 80～100m^3/s，转速 75r/min，配套功率 7000kW，最高效率 92.1%，水泵总重 300t，安装在江苏省宿迁县皂河泵站。口径 3m 的 3HL 立轴蜗壳式混流泵见图 6-18。

四、潜水电泵

新型潜水电泵的主要特点是：①水泵叶轮和电机转子安装在同一根轴上，电机可以在水下运行，机组结构紧凑，泵站结构简单，辅助设备少，工程投资省；②水泵与出水管有自动耦合装置，安装检修十分方便；③电机采用 F 级绝缘，双重机械密封及轴承产品质量可以得到保证，内部装有各种传感器和保护装置，可靠性好和使用寿命长；④泵房和配电房、控制室可以分开设置，运行环境的通风、采光、温度、湿度条件

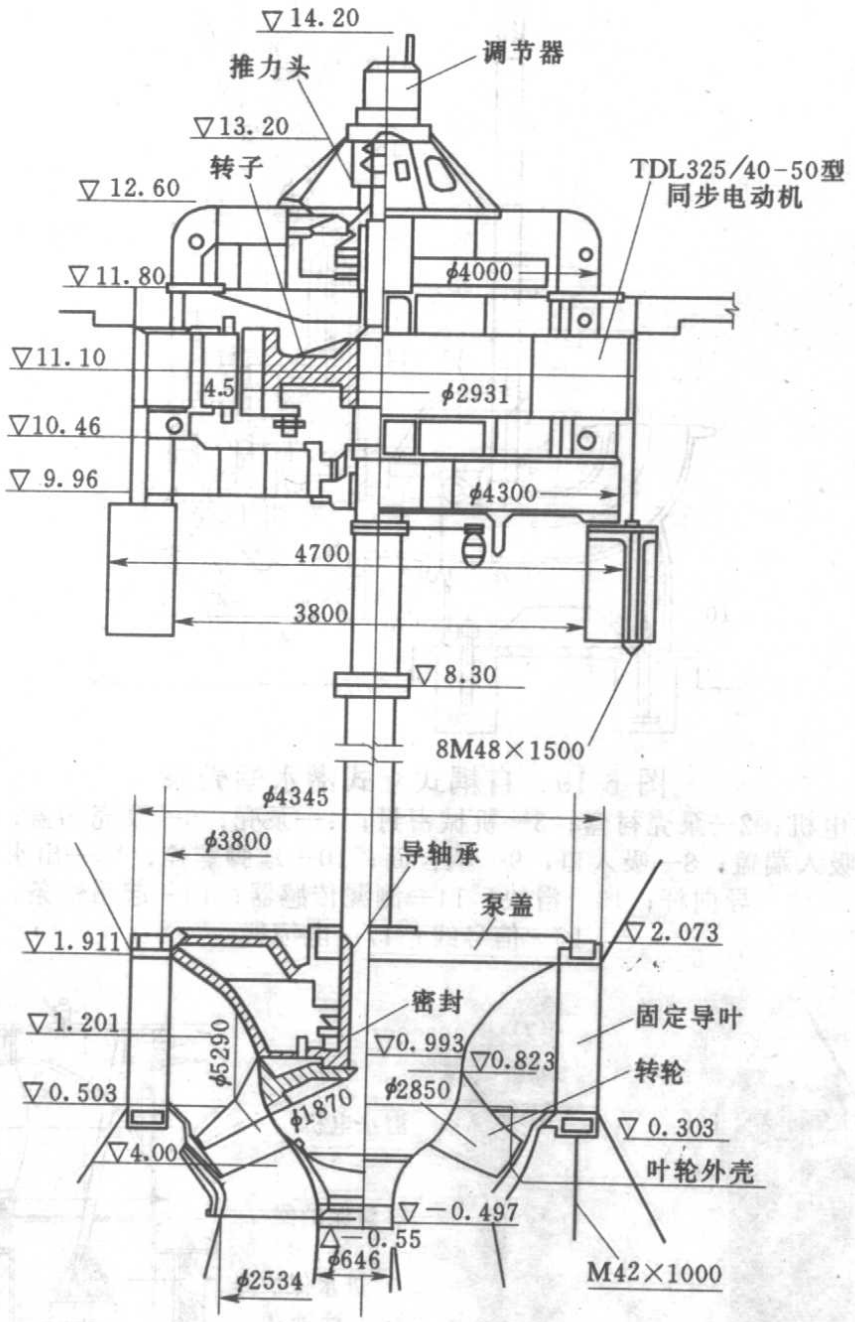


图 6-18　3HL 立式蜗壳式混流泵

好，便于工程和机电设备的维修管理。潜水电泵是一种国内外发展很快的新泵型。以往潜水电泵多用于深井提水和临时性施工排水，而当前我国自行设计制造的潜水电泵的口径已发展到 1.6m，单泵流量 $8m^3/s$ 以上，广泛用于水利工程的灌溉排水、自来水取水、城镇环保的污水和雨水排除等。潜水电泵的水泵叶轮可以是离心式，也可以是混流式或轴流式，用于排水泵站的潜水电泵多为扬程较低的轴流式和导叶混流式。供水泵站则多用离心式和混

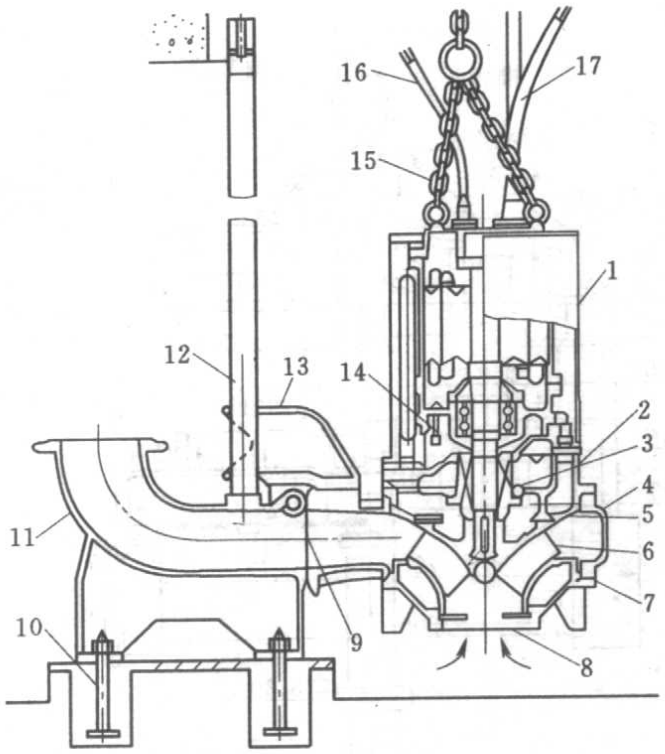
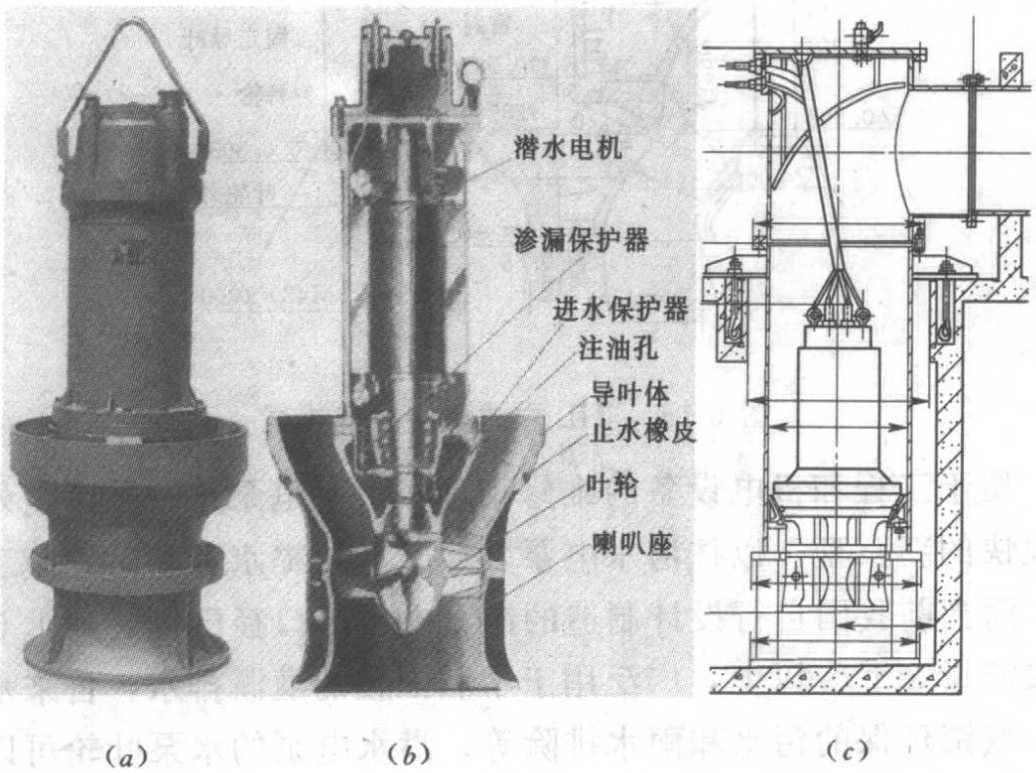


图 6-19　自耦式立式潜水蜗壳泵

1—潜水电机；2—泵壳衬盒；3—机械密封；4—泵壳；5—泵壳端盖；6—叶轮；7—吸入端盖；8—吸入口；9—耦合面；10—地脚螺栓；11—出水弯管；12—导向杆；13—滑块；14—测漏传感器；15—起吊链条；16—信号线；17—电缆线



(a)　(b)　(c)

图 6-20　自耦式井筒形立式潜水轴流泵外形、结构及安装图

(a) 外形图；(b) 结构图；(c) 安装图

流式。流量较小的无堵塞排污泵则往往采用混流式或单通道叶轮。轴流式和导叶混流式潜水电泵的结构形式多为井筒式。中小型排污泵多采用蜗壳式。图 6-19 为常用的带自耦装置的蜗壳离心式潜水电泵结构形式。图 6-20 为常用的带自耦装置的轴流式潜水电泵结构形式。

五、水轮泵

水轮泵是通过水轮机带动水泵叶轮旋转来抽水的。水轮泵的结构形式很多，图 6-21 为 BS100—8 型水轮泵。该泵设计水头 7.1m，提水流量 0.431m³/s，扬程 50m。水流通过导叶 5 进入水轮机，并使轴流式水轮机转轮 6 旋转。水轮机通过主轴 1 带动离

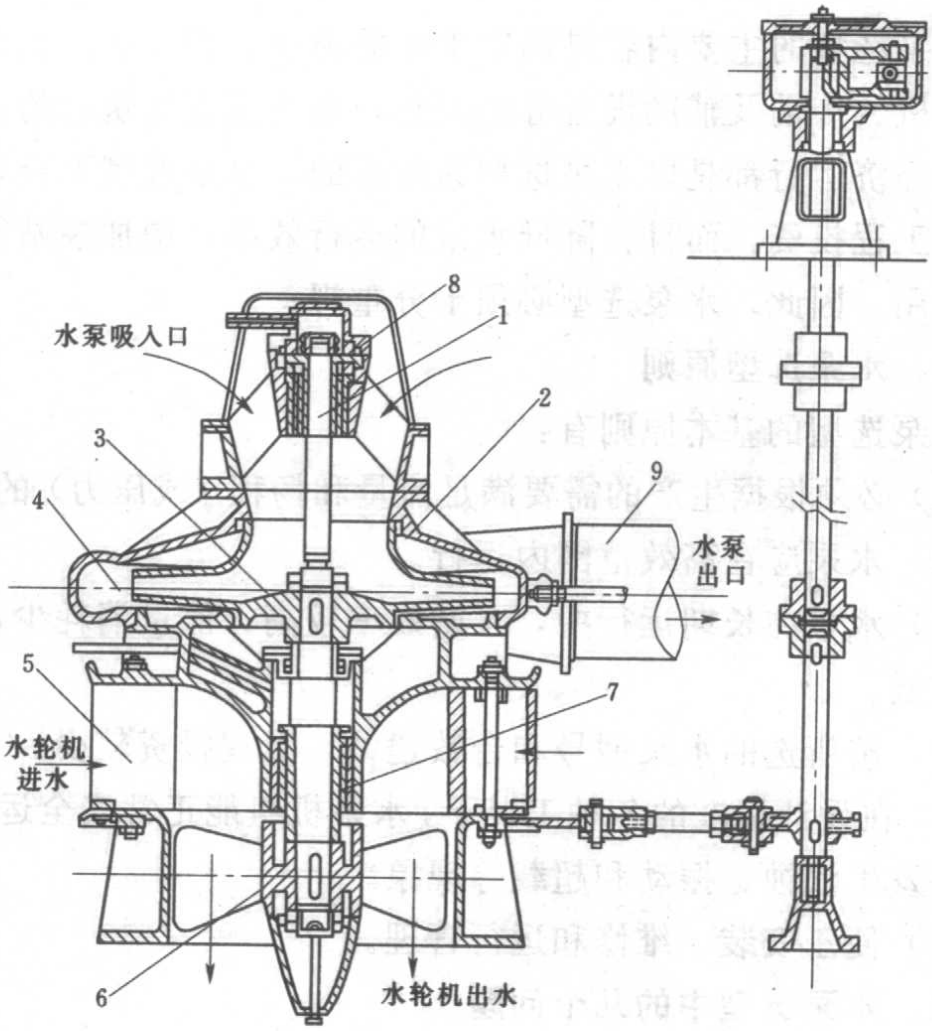


图 6-21　BS100—8 型水轮泵结构

1—主轴；2—泵体；3—水泵叶轮；4—蜗壳；5—水轮机导叶；6—水轮机转轮；7—导轴承；8—推力轴承；9—出水管

心泵叶轮 3 转动，从而把顶部进入叶轮的水流甩向蜗壳，进入出水管 9，完成抽水过程。水轮机还可以根据水头的变化，通过调速器改变水轮机和水泵叶轮的转速，从而使机组能在最佳工况下运行。

水轮泵最初主要用于水力资源丰富而用电困难的偏远山区。但对于像南水北调西线工程这样的大型调水工程，那里电网供电困难，但水力资源丰富，因此，水轮泵仍然可以作为机组选型的方案之一。

第二节　水泵选型

水泵选型的主要内容是确定水泵的类型、型号和台数等。因为动力机、传动及辅助设备等的配套，泵站工程建筑物的设计以及泵站经济运行都是以水泵选型为依据的，水泵选型不合理不仅会增加工程投资，而且会降低水泵的运行效率，增加泵站能耗和运行费用。因此，水泵选型必须十分重视。

一、水泵选型原则

水泵选型的基本原则有：

(1) 必须根据生产的需要满足流量和扬程（或压力）的要求。

(2) 水泵应在高效范围内运行。

(3) 水泵在长期运行中，泵站效率较高，能量消耗少，运行费用较低。

(4) 按所选的水泵型号和台数建站，工程投资较少。

(5) 在设计标准的各种工况下，水泵机组能正常安全运行，即不允许发生汽蚀、振动和超载等现象。

(6) 便于安装、维修和运行管理。

二、水泵选型中的几个问题

(一) 水泵类型比较

水泵类型通常根据地区特点和泵站的性质来选择。各种泵型比较见表 6-3。由该表可见，灌溉或给水泵站，扬程较高，宜选用

离心泵和混流泵。对于扬程较低的排水泵站，常选用混流泵和轴流泵。在一般的情况下，扬程小于10m时，宜选用轴流泵；5～30m时宜选用混流泵；20～100m时宜选用单级离心泵；大于100m时可选用多级离心泵或其他类型泵。

表 6-3　　常用泵型比较表

泵　型	离心泵	混流泵	轴流泵
比转速	40～300	300～500	500以上
扬程范围	10m以上	5～30m	0～10m
口　径	40～2000mm	100～6000mm	300～4500mm
流量范围	流量小，但从零流量到大流量均能运转	流量较大，从零流量到大流量均能运转	流量大，不能在小流量范围内运转
轴功率变化	具有上升型功率曲线，零流量时功率最小	具有平坦的功率曲线，电动机始终能满载运行	具有陡降型功率曲线，零流量时功率最大
效率变化	高效率范围广，能适应扬程变化	高效率范围广，能适应扬程变化	高效率范围窄，扬程变化后，效率很快降低
汽蚀性能	好	好	较差
结构与重量	同口径时结构复杂，重量大	同口径时结构较简单，重量较大	同口径时结构简单，重量较轻。全调节泵结构复杂
辅助设备	较少	中小型泵辅助设备少，大型泵辅助设备多	中小型泵辅助设备少，大型泵辅助设备多
维修保养	较易	较易	较麻烦
耐用年限	较长	较长	较短

应该指出，轴流泵和混流泵的流量及扬程在很大范围内是重叠的，但因混流泵的高效范围宽，轴功率变化平坦，工况变化时，动力机接近额定工况下工作，运行效率较高。加之有些混流泵的尺寸较小，土建投资省，所以在这两种泵型都可选用的情况下，应

优先选用混流泵。

（二）水泵结构形式比较

水泵的结构形式主要有卧式、立式和斜式。卧式和立式的主要特点如表 6-4 所示，斜式介于二者之间。

一般来说，立式泵的平面尺寸较小，高度较大。水泵叶轮淹没于水中，水泵启动方便，动力机可安装在最高洪水位以上，通风采光条件较好。但安装要求较高，检修较麻烦。因此，立式泵适用于水位变幅较大的场合。卧式泵的泵房面积较大，但安装检修较方便，泵房荷载分布较均匀，适合于地基应力较弱的泵站。卧式泵叶轮高于进水池水位时，需要增加充水设备。通常，卧式泵适用于进水池水位变幅较小的场合。由此可见，在选择水泵的结构形式时，应综合考虑泵站的任务和性质、水源水位变幅、地基条件、开挖深度等各方面的条件来确定，以达到工程投资和运行费较少的目的

表 6-4　　水泵结构形式比较

卧　式　泵	立　式　泵
叶轮如不淹没，起动时需抽真空	叶轮淹没，无须抽真空，起动简单
主要部件在水面以上，不易被腐蚀，保养、维修容易	主要部件在水面以下，易被腐蚀，保养、维护麻烦
叶轮垂直旋转，工作合理性差	叶轮水平旋转，工作合理
对于叶轮安装在水面以上的卧式泵，吸水高度大，易引起汽蚀	对于叶轮安装在水面以下的立式泵，吸水高度低，不易引起汽蚀
中小型泵吸水管路长，水力损失大	管路短，损失小
泵房开挖深度小，造价较低	泵房开挖深度大，造价较高
泵房占地面积大，厂房高度小	泵房占地面积小，厂房高度大
对于进水池水位变幅较大的泵站，卧式机组防洪要求较高	立式电动机有条件置于洪水位以上，防洪要求较低
主轴挠度大，轴承磨损不均匀	挠度小，磨损较均匀

（三）水泵台数

在确定水泵台数时，应考虑以下几个问题：

（1）从建站投资看，在泵站流量相同的情况下，台数少，机电设备少，泵房面积小。因而泵站土建投资和机电投资都会减少。但需要指出的是，在单泵容量增大到一定程度后，水泵的汽蚀性能将会降低。这就有可能增加泵站的开挖深度，以致加大工程投资和施工难度。

（2）从运行管理费用看，水泵机组台数少，单机容量大，机电设备的效率较高，维修管理较方便，所需的运行管理人员较少，费用较低。

（3）从泵站工作任务的保证性和适应性看，水泵机组台数越多，对运行期间生产要求流量的适应性则越大。一旦水泵机组出现故障，对生产的影响较少，故具有较高的保证性。

（4）从泵站性质看，一般排水泵站的设计流量及其排水过程中的流量变化均大于给水或灌溉泵站。所以，排水泵站的水泵台数一般较多。在一般情况下，当排水流量小于 $4m^3/s$ 时可选用 2 台，大于 $4m^3/s$ 时，可选 3 台以上；对给水或灌溉泵站，当流量小于 $1m^3/s$ 可选 2 台，大于 $1m^3/s$ 时可选 3 台以上。对梯级泵站，还应根据需要选配 1～3 台小型调节机组，以适应流量变化的需要。

（5）从备用容量看，在需要备用机组的情况下，当机组台数较少时，备用机组的容量也较大。一般，备用容量的增加又会加大工程投资。一般控制备用容量不超过总容量的 15%。由此，可以推求出需要有备用机组的泵站，水泵台数不宜少于 6 台。

由此可见，水泵台数与很多因素有关，应该根据投资省、运行费用低、供水或排水可靠性高的原则，针对不同情况加以确定。应该指出，在我国以往的泵站工程中，有的泵站只有一台泵，一旦水泵发生故障需要停机，泵站流量将等于零，使取水输水受到严重影响。另外，还有泵站的水泵台数多达 20 多台，不仅增加了工程投资，还给管理带来很大麻烦。造成上述情况的原因很多，但主要原因是由于当时的泵型较少，研制新泵型的能力较差，生产周期较长，给合理确定水泵台数带来一定困难，致使水泵台数很

不合理。另外，也有的工程因为设计和施工的工期要求短，照搬照抄现有工程的图纸，在合理台数不能满足流量要求的情况下，只好增加台数。

三、水泵选型的方法和步骤

（一）常规选型方法

所谓常规选型方法就是根据泵站的流量、扬程和结构等要求，在国内市场已有的产品中选取。具体步骤如下。

（1）根据泵站的多年平均净扬程（可取运行期间50%频率的扬程）H_{st}，估算管路阻力损失h_{pi}，一般可取$h_{pi}=(0.05\sim0.3)H_{st}$，其中离心泵取小值，轴流泵取大值。由此可以估算水泵的总扬程H：

$$H=(1.03\sim1.3)H_{st} \tag{6-1}$$

（2）根据初估的水泵总扬程H，结合泵站的性质初选水泵类型，即在水泵综合型谱图（或水泵性能表）上，选择几种扬程符合要求而流量不同的泵型A，B，C，…其流量分别为Q_1，Q_2，Q_3，…以此作为不同的选型方案（见图6-22）。

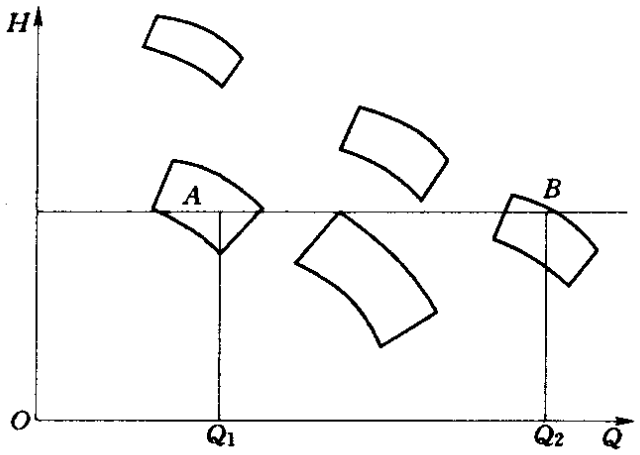


图6-22　在型谱图中选泵

（3）根据供水排水等生产所需的泵站设计流量Q_Z及各选型方案的水泵流量Q_1，Q_2，Q_3，…分别求出各方案的水泵台数Z_1，Z_2，Z_3，…计算公式为：

$$Z_i=\frac{Q_Z}{Q_i}\quad(i=1,2,3,\cdots) \tag{6-2}$$

（4）按选定的水泵型号和台数，并在流量过程线上拟合，检查各选型方案是否满足生产要求的流量变化过程。从图 6-23 可见，对第 3 个水泵选型方案，水泵台数 $Z_3=3$ 时，拟合后的流量过程线和设计流量过程线配合较好，可以认为第 3 个方案是可以满足流量变化过程的要求。

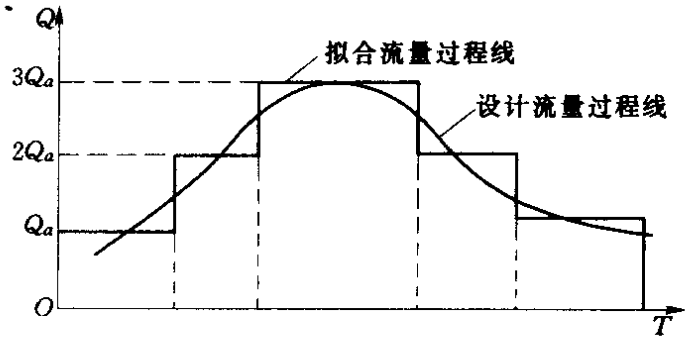


图 6-23　泵站流量过程线

（5）按初选的水泵型号、台数，拟定泵房形式和布置尺寸。确定管路直径和布置方案。计算管路损失并确定水泵安装高程，确定水泵在设计扬程和多年平均扬程下的工作点的参数、流量、功率和效率等。校核在设计扬程下是否能满足设计流量要求，在平均扬程下的水泵效率是否在高效范围内。

（6）计算满足流量要求的各类型方案的多年平均的年耗电费用。即根据多年平均的净扬程 H_{st} 所对应的参数，按 $E=f(\rho gQH_{st})/1000\eta_{st}$（元）[其中 f 为电价，元/（kW·h）]，求出多年平均的耗电费用。

（7）对满足要求的水泵选型方案进行泵站设计，求出其工程投资 K。在规划阶段，可根据已建同类泵站的单位容量造价 α（元/kW），和各选型方案的总容量 N，按公式求得各方案的总造价 $K=\alpha N$。

（8）对上述选型方案进行技术经济分析，按照年支出最小或总费用最小的原则，选择最经济合理的方案作为最优选型方案。

（二）按泵站最佳参数组合选泵

在泵站规划设计中，泵站的设计流量和设计净扬程是已知的。

但所选水泵的台数不同，每台泵的流量也有所不同，泵房面积也不相同。水泵所选配的进出水管（或流道）的形状和尺寸不同，管路阻力损失也不相同，所选水泵的总扬程也有所不相同。水泵的流量、扬程不同时，其配套功率也有所不同。不同泵房面积和不同功率时，泵站的工程投资也有所不同。不同水泵效率、管道效率和电机效率又会引起装置效率的变化。由此可见，水泵不同选型方案最终将影响泵站的工程投资和经济效益。为此可以分别计算出不同选型方案的工程投资、运行费用及经济效益，通过技术经济比较则可选出最优选泵方案。这里介绍大型轴流泵站最佳参数组合的选泵方法。

1. 确定水泵选型方案

水泵台数可根据公式(6-3)，设定不同的水泵台数 Z_i，计算出不同台数相应的水泵流量 Q_i。

$$Q_i = \frac{Q_Z}{Z_i} \tag{6-3}$$

式中：Q_Z 为泵站的总流量；Z_i 为水泵台数。

Z_i 可根据上述原则加以确定。如在 3～7 之间取整数值，每一个水泵台数代表一个选泵方案。如泵站总流量 $Q_Z=100\text{m}^3/\text{s}$，第一方案的水泵台数为 $Z_1=3$ 时，该方案的每台泵的流量为 $33.33\text{m}^3/\text{s}$。第二方案的水泵台数 $Z_2=4$ 时，该方案的每台泵的流量为 $25\text{m}^3/\text{s}$……。

2. 计算折引直径

轴流泵的折引直径 D_0 可按公式（6-4）计算：

$$D_0 = K\sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \tag{6-4}$$

式中：Q 为水泵流量，m^3/s；K 为系数（一般取范围为 4.0～4.5）；n 为水泵转速，r/min。

目前，我国多采用水泵和电动机直接传动，以提高传动效率，也可以避免因齿轮变速箱引起的噪音和维护方面的麻烦。因此，在直接传动的情况下，水泵的转速和电动机相同。电动机的同步转

速可按下式计算：

$$n = \frac{60f}{p} \tag{6-5}$$

式中：f 为电源频率，我国的 $f=50$；p 为电动机的极对数。

由此可见，电动机的极对数越多，其同步转速则越慢。另外，电动机的极对数为整数，因此，电动机的转速变化不是连续，而是分档次的。对水泵而言，在转速相同的情况下，叶轮外圆的切线速度随叶轮直径的增大而增大。而切线速度的大小直接影响水泵的汽蚀性能，因此，水泵叶轮直径越大，要求水泵的转速则越小。根据我国大泵的设计参数，1.6m 和 4.5m 直径轴流泵转速为 250r/min（$p=12$）和 100r/min（$p=30$）；6.0m 直径的大型混流泵转速为 75r/min（$p=40$）。据此可以确定不同直径的几个不同转速，由此可以计算出相应的折引直径 D_{0j}（其中 j 表示不同转速的序号，$j=1$，2，3，…）。

3. 计算水泵叶轮直径

轴流泵的叶轮直径可按下式计算：

$$D = \frac{D_0}{\sqrt{1-(d/D)^2}} \tag{6-6}$$

式中：d 为轮毂直径；D 为叶轮外径；d/D 表示轮毂比，与水泵的比转数 n_s 有关。

假定一个 n_s 值，可根据图 6-24 查得其相应的 d/D 值。

4. 计算水泵的总扬程

根据水泵的叶轮直径 D 和水泵的结构形式（卧式、斜式或立式）选择进出水流道形式，并通过水力计算，求出流道阻力损失 h_{pi}，然后，根据泵站净扬程 H_{st}，按下式计算出水泵的总扬程：

$$H = H_{st} + h_{pi} \tag{6-7}$$

另外，根据假定的水泵比转数计算公式也可以计算出相应的水泵总扬程 H'：

$$H' = \left(\frac{3.65n\sqrt{Q}}{n_s}\right)^{4/3} \tag{6-8}$$

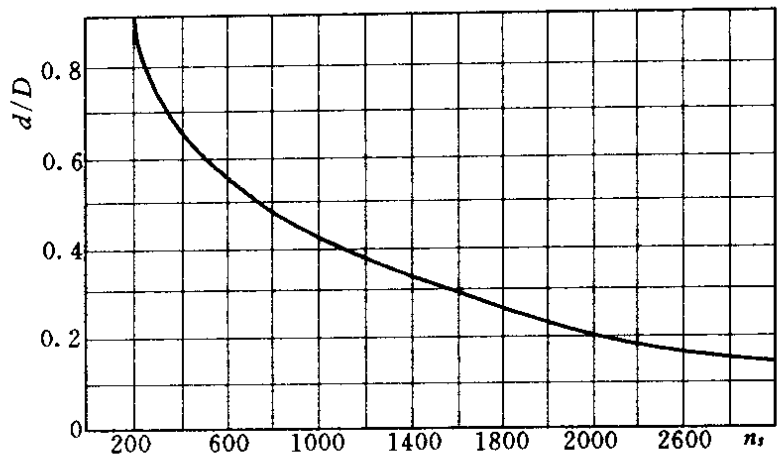


图 6-24　轴流泵的轮毂比曲线

当上述 H 和 H' 的差值小于我们所规定的允许误差时，则可以认为所假设的比转数是可以满足要求的，所求得的水泵参数（D、n、Q、H、n_s 等）组合是相互对应的，否则需要重新假定 n_s，重新计算口径和总扬程，直至 H 和 H' 之差小于允许误差为止。这是一个迭代过程，用电子计算机很快可以算出结果。为了简便起见，作者通过大量计算，绘制出了确定大型轴流泵基本参数的曲线图，见图 6-25 所示。例如，求 $H=9\text{m}$，$Q=25\text{m}^3/\text{s}$，$n_s=500$ 所对应的水泵口径 D 时，可以先在纵坐标上取 $H=9\text{m}$，通过该点画水平线与第一象限横坐标 $n_s=500$ 的垂线交于 A 点，与第二象限 $Q=25\text{m}^3/\text{s}$ 的直线交于 B 点。然后，过 A 点作垂线交于第四象限的直线于 F 点。过 B 点作垂线交于第二象限的 $n_s=500$ 的直线于 C 点。再过 C 点作水平线与虚线交于 E 点。过 E 点作垂线向下，与过第四象限的 F 点的水平线在第三象限交于 G 点，从中可以查出该点落在 $D=2.8\text{m}$ 的曲线上，说明该组参数对应的水泵叶轮直径为 2.8m。

5. 计算多年平均的泵站效率

泵站效率 η_{st} 可按式（2-12）计算。当采用直接传动时，传动效率 $\eta_{in}=1$；当进出水池水力损失可以忽略时，进出水池效率 $\eta_{po}=1$。这样，式（2-12）则可以简化为：

$$\eta_{st}=\eta_{mo}\eta_{pu}\eta_{pi} \tag{6-9}$$

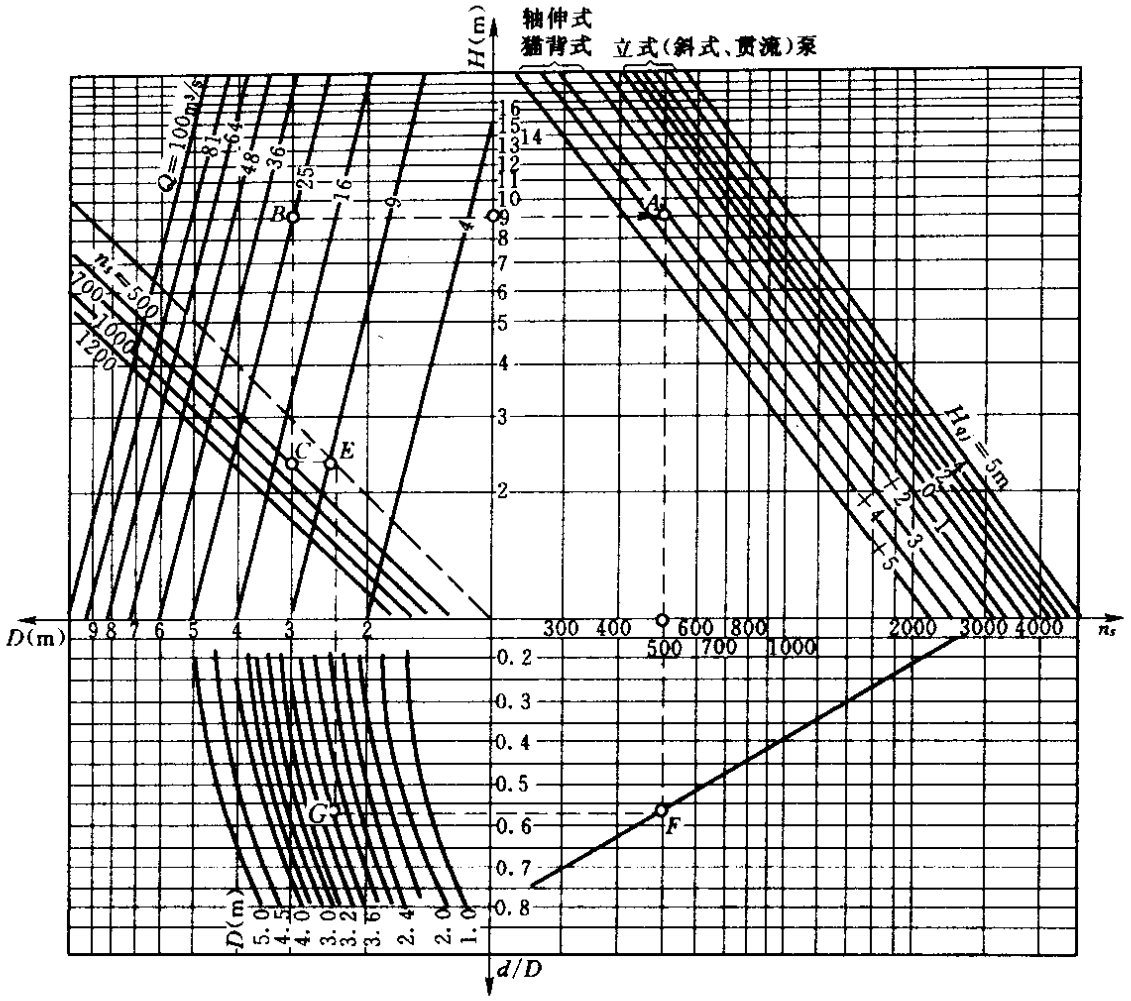


图 6-25　大型轴流泵基本参数的曲线图

即根据电动机效率 η_{mo}、水泵效率 η_{pu}和流道效率 η_{pi}即可计算出泵站效率。以下分别说明 η_{mo}、η_{pu}和 η_{pi}的确定方法。

（1）水泵效率。模型泵的效率 η_m可根据统计资料，按下式求出：

$$\eta_m = 86.7 - \frac{n_s}{300} \tag{6-10}$$

水泵的效率 η_{pu}可以根据模型泵效率用穆迪公式进行换算：

$$\eta_{pu} = 1 - (1 - \eta_m)\left(\frac{0.3}{D}\right)^{1/4} \tag{6-11}$$

（2）流道效率。根据所采用的进出水流道形式，按下式计算流道效率 η_{pi}：

$$\eta_{pi} = \frac{H_{sy}}{H_{sy} + h_{pi}} = \frac{H_{sy}}{H_{sy} + SQ^2} \tag{6-12}$$

式中：H_{sy}为泵站的实际扬程。

当进出水池的阻力损失可以忽略时，实际扬程H_{sy}与泵站净扬程H_{st}相等。同时将水泵的流量Q、流道的阻力参数S以及H_{st}，代入式（6-12）后即可计算出流道效率η_{pi}。

（3）电动机效率。电动机效率与负荷系数有关。一般在负荷系数等于0.75～1.0时，电动机的变化不大。另外，大型同步电动机的较高，一般可达$\eta_{mo}=92\%$。

6. 经济效益分析

（1）工程投资估算。泵站工程投资估算的具体方法见第二章。在水泵选型时泵站设计图纸尚未完成，无法采用直接计算法进行计算，但可以采用扩大指标进行估算。为此，先应计算出泵站的总装机容量$P_{装}$：

$$P_{装}=K\frac{\rho g Q_Z H_{st}}{1000\eta_{st}}\ (\mathrm{kW}) \tag{6-13}$$

式中：Q_Z为泵站总流量，m^3/s；K为功率储备系数（取值范围为1.10～1.05），其余符号意义同前。

因为泵站效率η_{st}已经算出，所以，泵站的装机容量很快可以算出。如果规划中已经提供了单位功率的工程投资α(元/kW)，则泵站总投资$K_{总}$为：

$$K_{总}=\alpha P_{装}=\alpha\frac{\rho g Q_Z H_{st}}{1000\eta_{st}}\ (元) \tag{6-14}$$

（2）年费用计算。泵站年费用包括电费、折旧费、大修理费、管理费等。

多年平均电费$E_{电}$可按下式计算：

$$E_{电}=f\frac{\rho g Q_Z H_{st}}{1000\eta_{st}}\ (元) \tag{6-15}$$

式中：f为电价，元/（kW·h）；t为多年平均运行小时数，h；其余符号意义同前。

折旧费、大修理费、管理费等与泵站的总投资有直接关系。一般可以按总投资$K_{总}$的一定比例α_1、α_2、α_3进行计算。因此，泵站

的年运行费用 E 可用下式计算：

$$E = E_{电} + (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)K_{总}$$

$$= f\frac{\rho g Q_Z H_{st} t}{1000\eta_{st}} + (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)K_{总} \qquad (6\text{-}16)$$

（3）最优方案选择。通过上述计算，可以计算出很多泵站参数组合方案的年费用。根据年费用最小的最优目标，可以认定其中年费用最小的方案即为最优方案。上述计算过程比较复杂，而且计算工作量大，为此可以用电算的方法进行计算。

在泵站参数最佳组合确定后，就可以据此在水泵样本上选择符合要求的水泵型号规格。如果水泵样本上没有完全符合要求的水泵，则可以初选性能参数最接近的泵型，然后进行工况校核。当无法满足要求时，可以根据计算出来的最佳参数组合向有关厂家公开招标，研制新泵。根据我国现在的技术条件，在较短时间研制出新泵是完全可能的。但应该注意，大泵的研制应该符合包括模型泵验收在内的有关规范要求。因为新泵的研制需要的生产周期较长，需要研制经费，但如果有可能研制出效率更高，安装检修更方便，使用时更加安全可靠的新泵型，经过技术经济比较，认为新泵研制的还本年限或抵偿年限符合规范要求，研制新泵工作是有意义的。

第三节　电　动　机

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。另外，在选择动力机

形式时还应考虑泵站的可靠性问题。如在沿海台风暴雨频繁发生的地区，一旦台风将电网线路损坏后，将会造成大面积停电，泵站无法正常工作，给当地居民人身安全和国家财产损失带来很大威胁。在这种情况下应该考虑选择柴油机作为动力机，或以柴油机作为备用动力，这种做法在日本已经很普遍了。

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。

电力排灌站的电源都是三相交流电，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，如起动转矩、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 JO_2 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 JO_2 系列。该系列具有效率高、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，R 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 T_Z 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 Z 表示座式轴承，同步电动机价格较高，但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。图 6-26 大型立式同步电动机的外形，其顶部为液压式叶片调节机构。

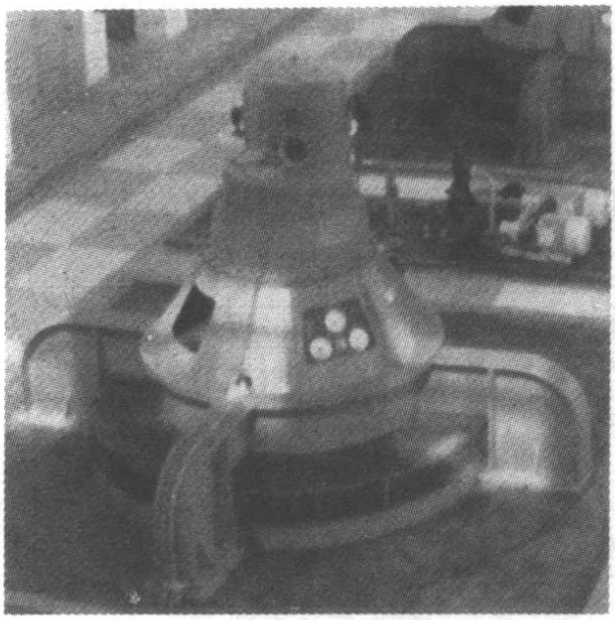


图 6-26　大型立式同步电动机外形
（3000kW，150r/min）

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、大型立式同步电动机的结构

在取水输水的泵站工程中，大型立式同步电动机应用较广，结构较复杂，所需的辅助设备最多，在此作一介绍。

大型立式同步电动机主要由定子、转子、机架、轴承、油槽等组成。图 6-27 为 1600kW 立式同步电动机的结构形式之一。

（一）定子

定子由机座、铁心和线圈组成（图 6-28）。机座是固定铁心的部件，也是支持机组转动部分的部件。铁心和线圈是产生旋转磁场的部件。

1. 机座

机座是定子的外壳，由钢板焊接而成。当外径较大时，一般 4m 以上作成分瓣组合式。机座应具有一定的刚度，以避免定子变形和震动，并能承受一定的短路扭矩。机座的上环承受全部机组转动部分的重力及水推力，下环将全部机组定子承担的重力传递给电机基础。

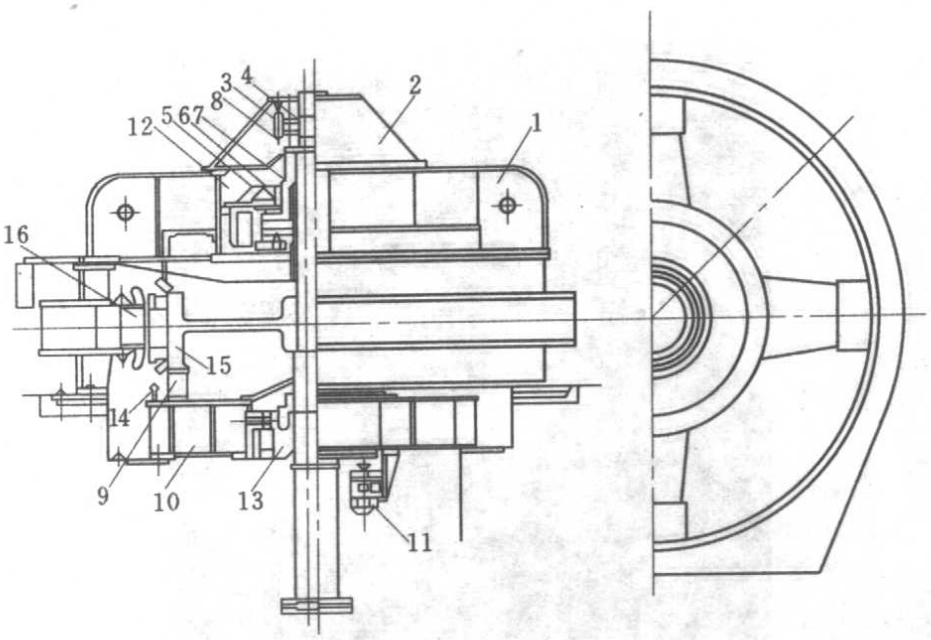


图 6-27　1600kW 同步电动机

1—上机架；2—罩；3—刷架；4—滑环；5—上导轴承支承螺钉；6—上导轴瓦；7—推力头；8—推力头卡环；9—制动器；10—下机架；11—测速发电机；12—上油缸；13—下油缸；14—加热元件；15—转子；16—定子

2. 铁心

一般由 0.35～0.5mm 厚的两面涂有绝缘漆的扇形硅钢片叠压而成。铁心沿高度分成若干段，段与段之间用“I”型衬条隔成通风沟，以便通风散热。铁心上下端有齿压板通过定位拉紧螺栓将叠片压紧。铁心外缘有燕尾槽，通过定位筋和托板将整个铁心固定在机座上。铁心内圆有矩形嵌线槽，用以嵌放绕组线圈。

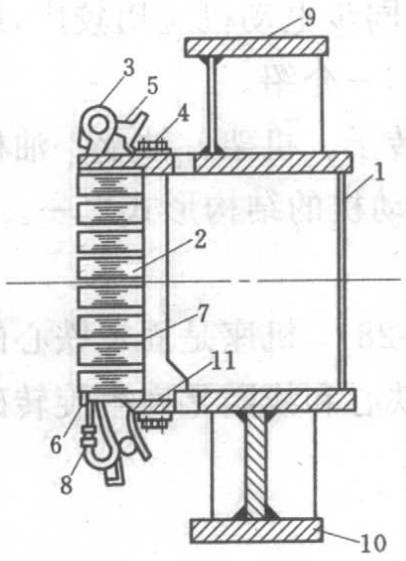


图 6-28　定子结构图

1—机座；2—铁心；3—线圈；4—支架；5—端箍；6—槽楔板；7—“I”字衬条；8—绝缘片；9—上环；10—下环；11—齿压板

3. 线圈

线圈用带有绝缘的扁铜线绕制而成，在外面包扎绝缘，一般采用叠绕线圈。在定子铁心槽内放有上、下两层线圈。下线时，把叠绕线圈的两边分别嵌入相邻两极指定槽内的上层和下层，依次叠装并连成一体。

（二）转子

转子由转子支架、磁轭、磁极等部件组成，见图 6-29。主轴通常用 35 号钢锻成，它是用来传递转矩的。转子支架主要用于固定磁轭并传递扭矩，一般采用铸钢件，并将支架与磁轭铸成一整体。磁轭主要是增大转动惯量和固定磁极，同时也是磁路的一部分。对于直径较大的同步电机，也有将转子支架做成轮幅与轮臂结构。磁极是产生磁场的部件，由磁极铁心、励磁线圈和阻尼条三部分组成，并用螺栓固定在磁轭上。

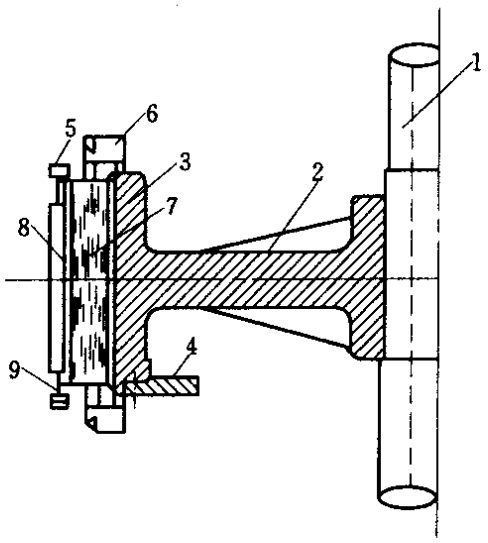


图 6-29　转子结构图

1—主轴；2—支架；3—磁轭；4—制动板；5—阻尼环；6—风扇；7—铁心；8—线圈；9—阻尼条

（三）上机架

立式同步电动机的上机架，一般均为辐射式荷重机架。它安装在定子机座上环上，用以承担全部机组转动部分的重力及水推力。上机架按机组容量和直径大小，一般为 4～6 条支腿，中间为上油槽，内装上导、推力轴瓦及轴承座、油冷却器等。

（四）下机架

下机架由外伸支腿和圆形油槽组成。有的与定子直接连接在一起，有的与定子分开。大型同步电动机一般分开的。下机架固定在电动机混凝土基础上。油槽内装设下导瓦、瓦架、油冷却器等。制动器安装在支腿上。

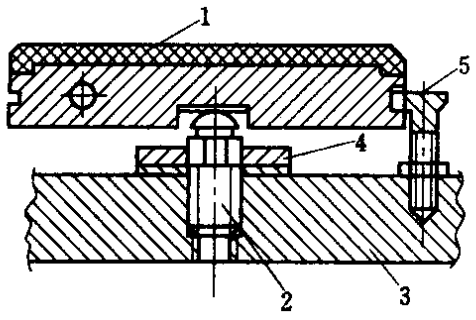


图 6-30　刚性支柱式推力轴承

1—推力瓦；2—支承螺栓；3—轴承座；4—锁片；5—限位螺钉

（五）轴承

大型立式同步电动机的轴承分为推力轴承（图 6-30）和导轴承两

种。导轴承又分为上导轴承和下导轴承。

1. 推力轴承

把承受的全部转动部分的重力及水推力传递给上机架。推力轴承由推力头、镜板、推力轴瓦、导向轴瓦等组成。

推力头一般为铸钢件，用键固定在主轴上随轴旋转，上部通过卡环卡在主轴槽内，以防止轴向位移。下部装有镜板，镜板与推力头之间装有两层对开的绝缘垫，镜板与推力头之间的连接采用装有绝缘套的螺钉。绝缘垫与绝缘套是保证推力头与镜板推力瓦之间的绝缘，防止轴电流损伤轴瓦和使润滑油变质。推力头的结构见图 6-31 所示。

镜板是固定在推力头体下面的转环，用锻钢制成。是一个平面轴承，对其平行度、光洁度要求很高。

推力轴瓦由于镜板推力轴瓦为扇形分块式(图 6-32)，在瓦的钢坯上浇铸一层锡基合金，一般厚约 5mm，轴瓦底面中间有一圆槽，与支承螺栓接触，中间并垫有铜片。

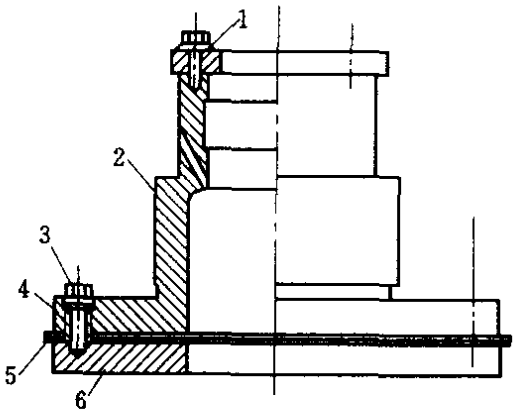


图 6-31　推力头结构图

1—卡环；2—推力头体；3—连接螺钉；4—绝缘套；5—绝缘垫；6—镜板

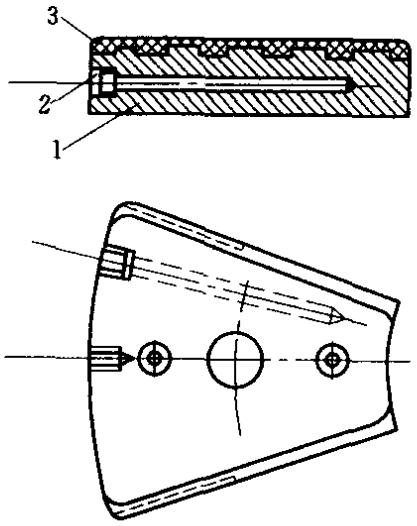


图 6-32　推力轴瓦

1—钢坯；2—温度计孔；3—锡基轴承合金

导向轴瓦是承受主轴旋转径向力的，除形状是分块圆弧式外，其他与推力瓦相似。

2. 导轴承

导轴承有上导轴承和下导轴承。装在上机架内的为上导轴承，装在下机架的为下导轴承。上导轴承与推力头和轴颈组成圆形摩擦副，一般有4块、6块和8块三种，可限制主轴的水平运动或摆动，使运转均匀。

（六）冷却器

电动机的冷却器有油冷却器和空气冷却器两种。油冷却器安装在上、下机架油槽内，由油铜管组成，有环形和箱形两种。管内通入冷却水，借助管壁与油进行热交换，达到冷却润滑油的目的。空气冷却器用于大容量密闭循环式电动机，装在定子上，也是由多根铜管组成，管内通有冷却水，带走电动机运行时铁心和线圈产生热量时的周围热空气。

（七）制动器

在电动机下机架的四个支腿上安装有四只制动器，用于机组制动，也可用作机组启动前顶起转子使镜板与推力轴承之间形成油膜，改善机组的启动性能。制动器分为锁定螺母式和锁定板式两种。锁定板式只能调高、低两个高程，灵活性差，使用较少。目前大多采用锁定螺母式制动器。

制动器的活塞下腔接到压缩空气的管道上，同时也接到高压油泵或手动高压油泵的压力油管道上，通过截止阀及电磁阀的动作，使制动器执行顶转子或制动的操作。顶转子是将整个转动部分的重量全部支承起来，所需压力较大，由高压油泵提供100～120×10^5Pa的高压油方能顶起。在高压油泵的进油管上，要装上溢流阀、安全阀及压力指示装置，以保证输油安全。制动时是将制动器与压缩管道接通，向制动器输送6～8×10^5Pa的压缩空气，刹住正在惰转的转子。一般，制动操作必须在惰转转速为额定转速的30%～40%时进行。

三、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，可按公式（6-17）进行：

$$P_{st} = K\frac{\rho g Q H_{st}}{1000\eta_{st}} \tag{6-17}$$

式中：P_{st}为电动机配套功率，kW；ρ 为被抽水的密度，kg/m^3；H_{st}为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 为水泵在最不利扬程下的流量，m^3/s；η_{st}为泵站效率；K 为电动机的功率储备系数，即所选电动机的容量与水泵可能出现的最大功率之比值，取值范围为 1.10～1.05。

电动机的功率储备系数 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（6-17）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数，增加能源消耗，提高运行成本。

四、电动机转速的确定

电动机的转速可用公式（6-18）表示：

$$n = \frac{60f}{p}(1 - s) \tag{6-18}$$

式中：f 为电网交流频率，我国采用 f=50Hz；p 为电动机的磁极对数；s 为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。同步电机的 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，而且还应该尽量使电动机和水泵的转速一致，这样就可采用直接传动，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，但需要增加降低转速的传动设备，或采用改变电源频率，或改变电动机的转差率等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，在无法采用叶片角度调节机构的情况下，应该考虑采用调速电动机。

五、水泵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 6-33 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 6-34 所示。

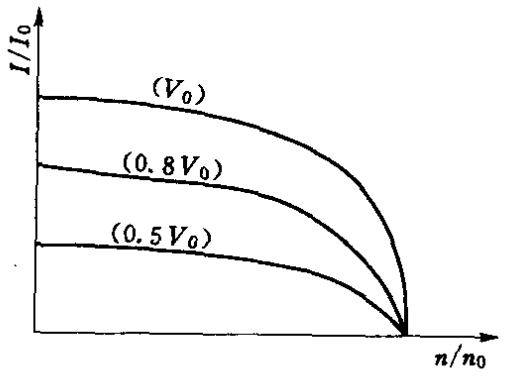


图 6-33　电动机启动电流

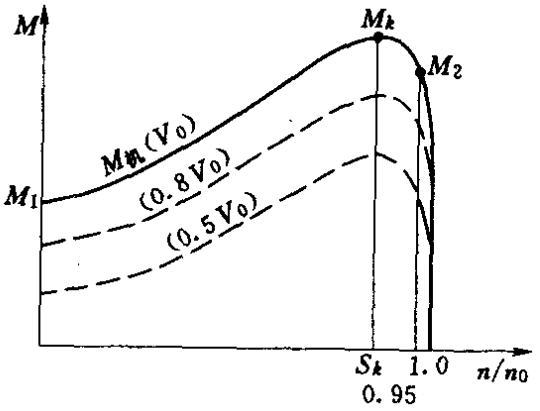


图 6-34　电动机启动转矩

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：

$$M_1 = \frac{0.00098V_x^2R_2^1}{(R_1 + R_2^1)^2 + (x_1 + x_2^1)^2} \tag{6-19}$$

式中：M_1 为电动机所能提供的起动转矩，N·m；V_x 为起动瞬间电动机的端电压，V；R_1 为定子有效电阻，Ω；R_2^1 为转子折合到定子侧的有效电阻，Ω；x_1 为定子绕组漏抗，Ω；x_2^1 为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_m，可用式（6-20）表示：

$$M_m = \frac{2M_k}{\frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S}} \tag{6-20}$$

$$M_k = \frac{M_1(1 + S_k^2)}{2S_k} \tag{6-21}$$

$$S_k = \left(\frac{0.05M_2 - M_1}{M_1 - 20M_2}\right)^{1/2} \tag{6-22}$$

式中：M_k 为电动机的临界转矩，N·m；S_k 为电动机的临界转差率；M_2 为同步电动机的牵入力矩，N·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（6-22）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6-33和图6-34中还可以看出，电动机的启动特性与电网的额定电压有密切关系，当电网电压低于电动机的额定电压 V_0（即满压）时，电动机起动电流曲线及转矩曲线都会下降。

（二）机组起动过程中的阻力矩 M_z

水泵机组起动过程中的阻力矩 M_z 包括水泵的水力矩 M_P、轴承和填料密封等的摩擦阻力矩 M_c 以及电动机在风、声、热等方面的损耗力矩 M_s 等。

1. 水泵的水力矩 M_P

水泵起动时的水力矩 M_P 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：

$$M_P = 9552\left(\frac{n}{n_0}\right)^2\left(\frac{P_0}{n_0}\right)\text{N}\cdot\text{m} \qquad (6\text{-}23)$$

式中：M_P 为水泵起动时的水力矩；n_0 为电动机的额定转速，r/min；P_0 为电动机的额定功率，kW。

由上式可知，水泵水力矩 M_c 是与转速的平方成反比的抛物线，如图 6-35 所示。

2. 摩擦阻力矩 M_c

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%。机组起动后，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%～20%时，摩擦阻力接近于零。对立式泵的摩擦阻力矩 M_c 可用下式表示：

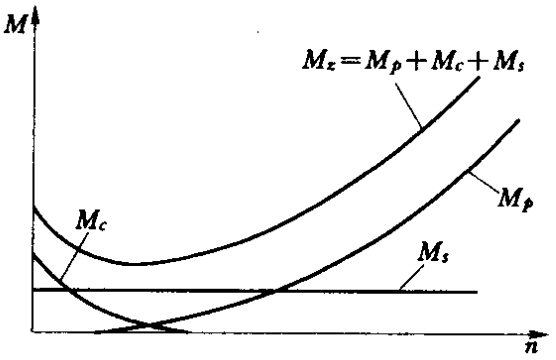


图 6-35　水泵机组阻力曲线

起动过程　　$M_c = \mu WRS^2$　　(6-24)

式中：W 为机组转子重量，N；R 为电动机转子半径，m；μ 为轴承摩擦系数 0.10～0.20；S 为转差率，随转速而变，即 $S=\frac{n_0-n}{n}$，当 $S=1$ 时就是起动瞬间的摩擦阻力矩；n_0 为额定转速，r/min；n 为机组起动过程中的转速，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 6-35）。

3. 机组的损耗力矩 M_s

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：

$$M_s = (1 - \eta)M_e \tag{6-25}$$

式中：M_s 为机组的损耗力矩，N·m；η 为电动机的效率；M_e 为电动机的额定转矩，N·m。

由此在图 6-35 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_Z

水泵机组的阻力矩 M_Z 可用下式表示：

$$M_Z = M_P + M_c + M_s \tag{6-26}$$

在图 6-35 中将 M_P、M_c、M_s 相加，即可以绘出机组阻力矩 M_Z 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：

$$M_j = M_m - M_Z = j\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} = \frac{GD^2}{4g}\frac{\pi \mathrm{d}n}{30\mathrm{d}t} = \frac{GD^2}{375}\frac{\mathrm{d}n}{\mathrm{d}t} \tag{6-27}$$

式中：M_m 为电动机的转矩 N·m；M_Z 为抽水机组的阻力矩，N·m；GD^2 为抽水机组的飞轮惯量，N·m^2；ω、n 为分别为飞轮的角速度和转速；t 为时间，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_m 大于机组的阻力矩 M_Z 时，才能把剩余的转矩（即加速转矩）M_j 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_m 和抽水机组的阻力矩 M_Z 相等时，$M_j=0$。$\mathrm{d}n/\mathrm{d}t=0$，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

历时，可根据式（6-28）求得：

$$t = \frac{GD^2}{375}\int_0^{n0} \frac{\mathrm{d}n}{M_m - M_Z} \tag{6-28}$$

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_m 和 M_Z 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_Z 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给的转矩曲线和水泵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 必须大于水机组起动瞬间需要克服的阻力矩。

（2）在启动过程中，M_m 曲线应在 M_Z 曲线之上，即 M_m 应大于 M_Z。

（3）M_m 曲线和 M_Z 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水泵组的阻力矩。否则，同步电动机无法牵入同步。

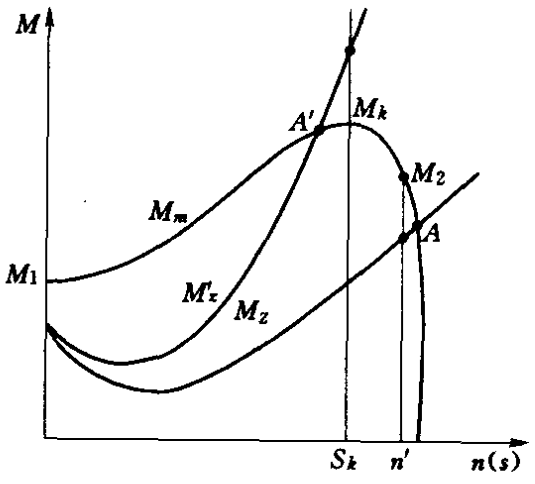


图 6-36　机组启动过程

图 6-36 中 M_m 和 M_Z 曲线的配合能满足上述要求，机组可以正常起动。若 M_Z' 曲线与 M_m 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。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_m 曲线或机组阻力矩 M_Z 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。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形式的电动机。

第四节 传 动 设 备

动力机与水泵之间的传动方式可分为直接传动与间接传动两类。当水泵和动力机的额定转速相等，转向也相同，且都是立式或卧式机组时，可采用直接传动。如果二者转速不等或转向不同，或一台为立式另一台为卧式时，就要采用间接传动。在我国，大部分泵站都采用直接传动。

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 6-37、图 6-38 所示。

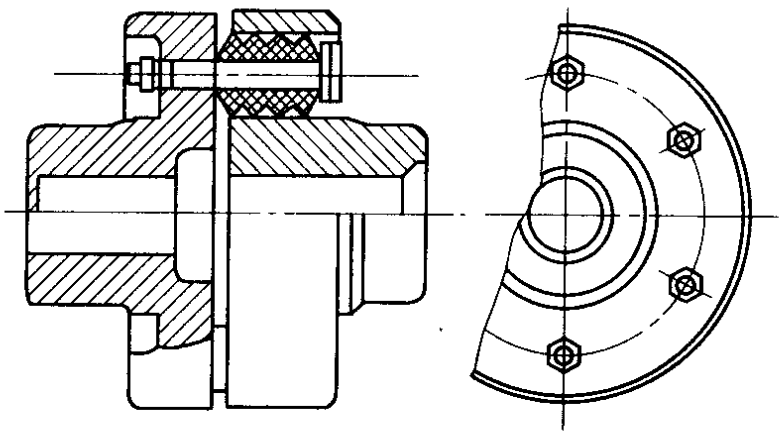


图 6-37 柱销弹性联轴器

直接传动不仅简单、方便、安全、结构紧凑、传动平稳，而且效率接近 100%。目前，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/rain、750r/ain 等。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

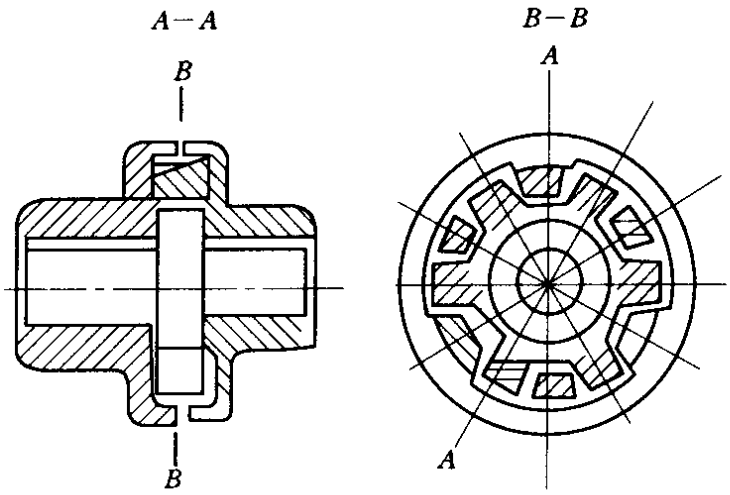


图 6-38　爪形弹性联轴器

承发热或产生振动，降低效率，严重时，还能使泵轴扭弯折断。

二、齿轮传动

这种传动效率高、结构紧凑，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；当两轴线在一直线上，但转速或转向不同时，可采用行星齿轮或星形齿轮，如图 6-39 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。

为了确保变速箱的工作平稳、噪音小，减少齿轮磨损，应将润滑油注入变速箱内，以减小齿轮间的摩擦，并提高传动效率。

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：

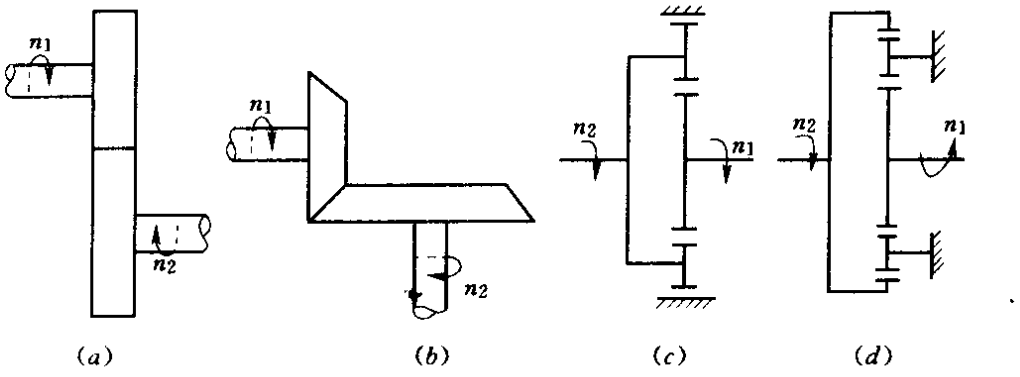


图 6-39　齿轮传动方式

（a）圆柱齿轮；（b）伞形齿轮；（c）行星齿轮；（d）星形齿轮

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \tag{6-29}$$

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。

齿轮传动在我国大中型泵站中应用较少，主要原因是我国的大功率齿轮变速箱的制造质量问题。当时采用的齿轮强度和噪音难于满足要求，因此，我国的大型泵站至今很少采用齿轮传动。但是，因为齿轮传动可使电动机的直径缩小，而且立式电动机也可选用卧式电动机，从而大大降低电动机的制造成本，因此，在国外，齿轮传动在大型泵站非常普遍。为此，只要齿轮传动的制造技术过关，该传动装置应该在大泵机组配套中予以考虑。

三、皮带传动

皮带传动一般用于中小型水泵机组，而在取水输水的泵站的主机组中很少使用，但有时在辅助设备中还有应用。皮带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一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 6-40 所示。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。

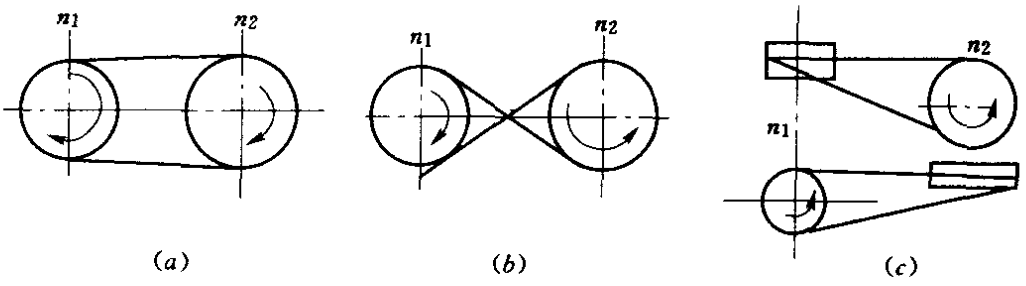


图 6-40　皮带传动示意图

（a）开口传动；（b）交叉传动；（c）半交叉传动

（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 6-5 所列。

表 6-5　　传动方式比较表

传动方式		传动效率	传动功率	传动比	占地面积	平稳性	带轮加工	综合利用
皮带传动	平皮带	0.90～0.98	一般在30～75kW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。

液压联轴器由一个泵轮和一个透平轮组成，如图 6-41 所示。

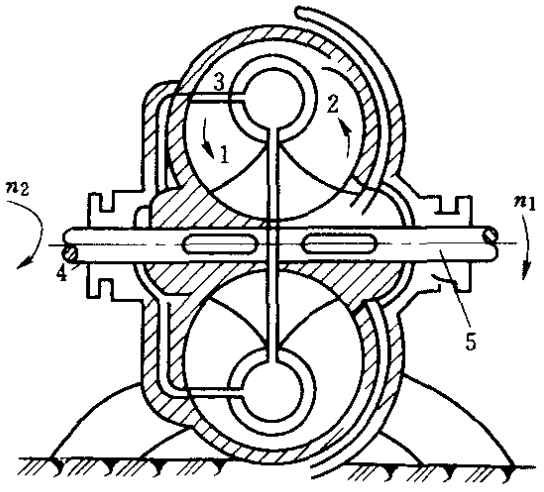


图 6-41　液压联轴器的原理图
1—传动透平轮；2—传动泵轮；
3—空腔；4—水泵轴；5—动力机轴

泵轮 2 和动力机的轴 5 联接，透平轮 1 和水泵的轴 4 联接。运转前在联轴器内充满工作液体（油或水），动力机运转后带动传动泵轮一起旋转。这时泵轮内的液体由于离心力的作用而被甩向空腔 3 中，因 3 中的液体压力大于透平轮 2 的压力，故可将液体压入透平轮内。这时透平轮叶片受到液压而旋转，从而带动水泵轴旋转。同时，透平轮叶片又将液体重新压入传动泵轮的内侧，如图 6-41 中的箭头所示，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%。对于自动控制的泵站，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，减少事故发生。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。

第七章　辅助设备

在泵站中，保证主机组正常运行和检修所必须的设备称为辅助设备，包括为主机组及泵房供油、供气、供水、排水、起重、通风、采暖等。对于中小型泵站，辅助设备比较简单，但对大型泵站因轴承等所承受的荷载大，密封等要求较高，因此，辅助设备也更加复杂。一旦辅助设备设计或管理不合理，将可能导致主机组发生严重事故。因此，认真设计并管理好辅助设备同样是非常重要的。

此外，泵站还有闸门及启闭设备、拦污栅及清污设备、管道阀门及水锤防护设备、拍门及断流设备等。这些设备将分别在其他章节中讲述。

第一节　供油系统

大型泵站的油系统主要包括润滑油、压力油、绝缘油及油处理系统等部分。

一、泵站用油种类

油的种类很多，这里只叙述泵站的机组用油，大体可分为润滑油和绝缘油两大类。

（一）润滑油

润滑油包括透平油、机械油、压缩机油、润滑油脂（黄油）等。泵站大容量机组常用的透平油有HU-22号、HU-30号、HU-45号三种，主要供给油压装置、主机润滑、油压启闭机等。透平油应满足主机组制造厂的要求，一般采用HU-30号较多。机械油一般常用的有HJ-10号、HJ20号、HJ-30号三种，主要用于辅助设备轴承、吊车和容量较小的主机组润滑。压缩机油是为空气压缩机

提供润滑油。润滑油脂（黄油）则是为滚动轴承提供润滑油。

（二）绝缘油

绝缘油包括变压器油、开关油和电缆油。泵站常用的变压器油有DB-10号和DB-25号两种，为变压器和互感器提供用油。其中10、25表示有的凝固点为－10℃和－25℃。开关油用于油开关，有DU-10号和DU-45号两种，其中10、45表示有的凝固点为－10℃和－45℃。电缆油有DL-38、DL-66、DL-110等，其中符号后的数值表示以千伏计的电压值，供不同电压的电缆使用。这些油中用量较大的是透平油和变压器油。

二、油的作用

（一）透平油的作用

透平油的主要作用有润滑、散热和传递能量。

1. 润滑

油在相互运动的零部件间隙形成油膜，以液体摩擦来代替金属固体之间的干摩擦，减少机件相对运动的摩擦阻力，减轻设备发热和磨损，延长设备的使用寿命，保证设备的功能和安全。

2. 散热

相互运动的零部件经油润滑后减少了摩擦损耗，但仍有摩擦（如分子间的摩擦等）。摩擦消耗的能量变为热量，会使油和金属接触面的温度升高。油温过高会加速油的劣化变质，影响设备功能。水泵机组内的透平油不仅可以起到润滑作用，还可以将热量带走，使油和设备的温度不至于超过规定值，保证设备经济安全运行。

3. 传递能量

全调节泵的叶片角度调节机构、液压启闭闸门的启闭、机组启动前的顶转子、机组停机过程中的刹车、液压联轴器等是通过透平油传递能量的。

（二）绝缘油的作用

绝缘油的主要作用是绝缘、散热和消弧。

1. 绝缘

由于绝缘油的绝缘强度比空气大得多，用油作为绝缘介质可提高电气设备运行的可靠性，缩小设备尺寸。同时，绝缘油还对棉纱纤维的绝缘材料起一定保护作用，使之不受空气和水分的侵蚀而很快变质。

2. 散热

变压器因线圈通过电流而产生热量，此热量若不能及时排出，温升过高将会损害线圈绝缘，甚至烧毁变压器。绝缘油可以吸收这些热量，再经冷却设备将热量传给水或空气带走，保持温度在一定的允许值内。

3. 消弧

当油开关切断电力负荷时，在触头之间产生电弧，电弧的温度很高，如不设法将电弧消除，就可能烧毁设备。此外，弧的继续存在，还可能使电力系统振荡，引起过电压击穿设备。绝缘油的作用原理是在受到电弧作用时，油发生分解，产生约70%的氢。氢是一种活泼的消弧气体，它一方面在油被分解过程中，从电弧中带走大量的热，同时也直接钻入弧道，将弧道冷却，限制弧道分子离子化，并使离子结合成不导电分子，使电弧熄灭。

三、油系统的组成

设计油系统应连接简便，操作程序清楚，管道和阀件少，全部操作要方便。

（一）润滑油系统

润滑油系统主要是为润滑水泵和电动机的轴承，包括电动机的推力轴承、上下导轴承和水泵导轴承。图7-1为大型立式同步电动机润滑油系统图。

1. 推力轴承润滑

推力轴承担负着机组转动部件的重量和水的轴向推力，大多采用刚性支柱式推力头和主轴紧密配合在一起转动。推力头把转动部分的荷重通过镜板直接传给推力轴瓦，然后经托盘、抗重螺栓、底座、推力油槽、机架最后传给混凝土基础。

镜板和推力轴瓦，无论在停机或运转状态，都是被油淹没的。

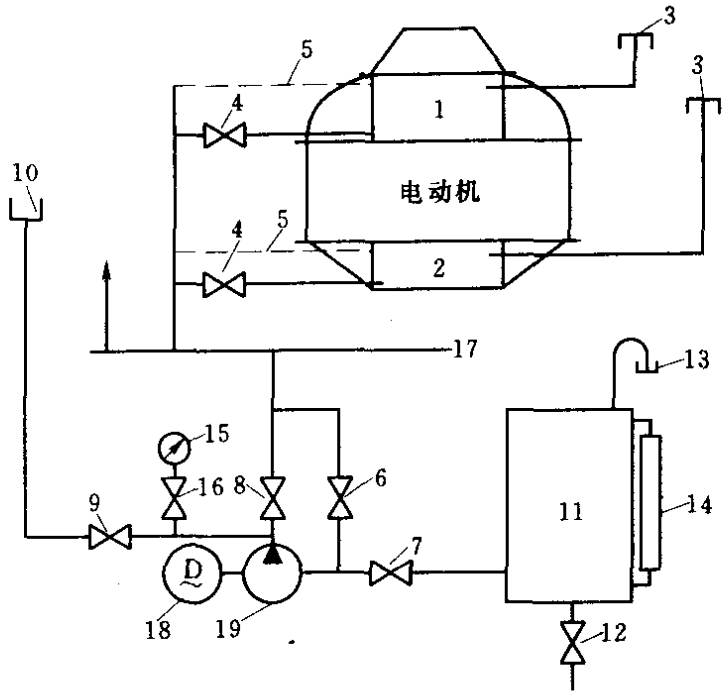


图 7-1　大型立式同步电动机润滑油系统图

1—上油槽；2—下油槽；3—注油口及盖；4—排油阀；5—溢油管；6～9—母管闸阀；10—废油出口；11—废油箱；12—事故排油；13—呼吸器；14—油位指示器；15—油压表；16—压力表开关；17—回油母管；18—电动机；19—油泵

由于推力轴瓦的支点和其重心有一定的偏心距，所以，当镜板随同机组旋转时，推力轴瓦会沿着旋转方向轻微地波动，从而使润滑油顺利地进入镜板和推力轴瓦之间，形成一个楔形油膜，这样增强了摩擦的润滑和散热的作用。

2. 电动机上、下导轴承的润滑

大轴和轴颈一起转动时，弧形导轴瓦分块分布在轴颈外的圆周上，大轴转动时的径向摆动力由轴颈传给导轴瓦、支柱螺栓、油槽、机架。停机时油槽油位应到支柱螺栓的一半。机组运行时，一方面把因摩擦而产生的热传给油，热油也随之作圆周运动。又由于导轴瓦面和轴颈的间隙经常变化，造成一定的负压，使油槽中心部分的冷油，经挡环和轴颈内圆之间隙而上移，再经轴颈上导油孔喷射到导轴瓦面上，使热油和冷油形成对流，起到润滑和散热作用。

3. 水泵导轴承润滑

水泵导轴承有橡胶轴承和稀油筒式轴承等几种。橡胶轴承是用一定压力水润滑或直接在水中自行润滑，因其抵抗横向摆动能力较差，间隙磨损较快，若不及时更换，将影响机组摆度。

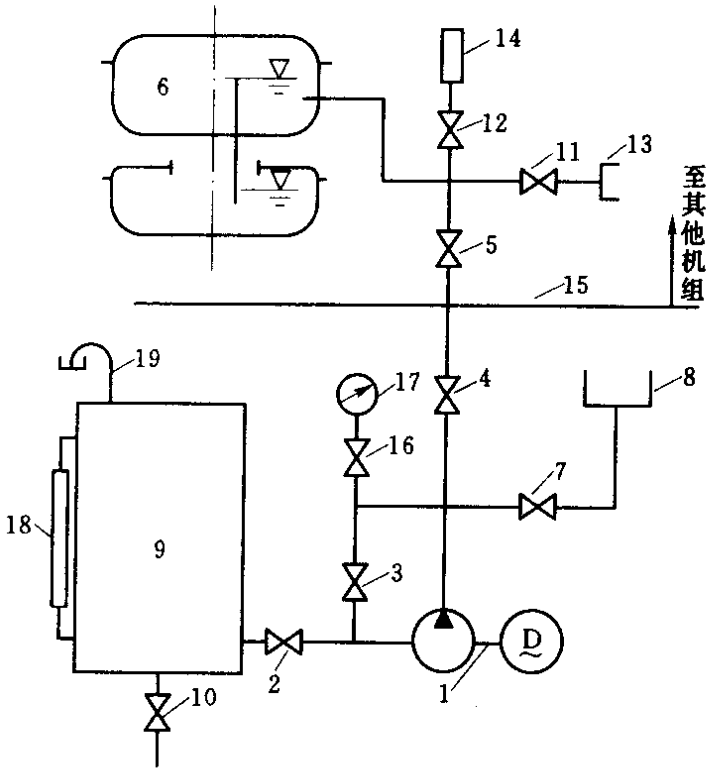


图 7-2　水泵润滑系统图

1—电动油泵；2、3、4、7—母管闸阀；5、11、12—分路闸阀；6—水泵导轴承上油箱及转动油盆；8—装配场出油口；9—油箱；10—事故放油闸阀；13—手压油泵加油口；14—油位指示器；15—加热母管；16—油压表开关；17—油压表；18—油位计；19—呼吸器

稀油筒式轴承用巴氏合金浇铸、稀油润滑。图 7-2 为大型立式泵轴承润滑系统图。因导轴承长期浸在水中，故需密封装置将油与水分开。水泵导轴承的油存在转动油盆和固定油盆内，油的循环是依靠大轴带动转动油盆旋转，使油盆内的油产生离心力，形成中间低、边缘高的球面，经毕托管上升到固定油盆、润滑轴和轴承后，再返回转动油盆循环使用。另一种是采用 60°螺旋槽式的，经 60°的螺旋槽，先润滑轴和轴承，再上升到固定油盆内，经回油管，返回转动油盆循环使用。

水泵导轴承的密封装置运行一定时间后，可能因变形、老化、损坏而漏水，当发现水泵导轴承浸水和有泥沙侵入时，必须停机修理，防止磨坏轴颈和水泵导轴承。

（二）压力油系统

压力油系统是用来为全调节水泵叶片调节机构和液压启闭闸门启闭、顶转子、液压联轴器等传递所需能量的系统，它主要由油压装置和调节器等组成。

1. 油压装置

油压装置主要由回油箱、压力油箱、电动油泵及管道、阀门等组成，大部分部件都安装在回油箱顶盖上，如图 7-3 所示。回油箱呈矩形，钢板焊成，内储一半无压透平油，油箱内由钢丝滤网分开，一边是回收的脏油，一边是滤过的干净油，箱盖上装着油压装置的大部分部件，其中两台螺杆或齿轮油泵，互为备用。工作时从回油箱中将清洁的油打入压力油箱，向叶片调节系统传送压力油。用过的油经操作管回到回油箱的脏油区，由本身滤过再用油泵至压力油箱管路上装有安全阀，以保安全。

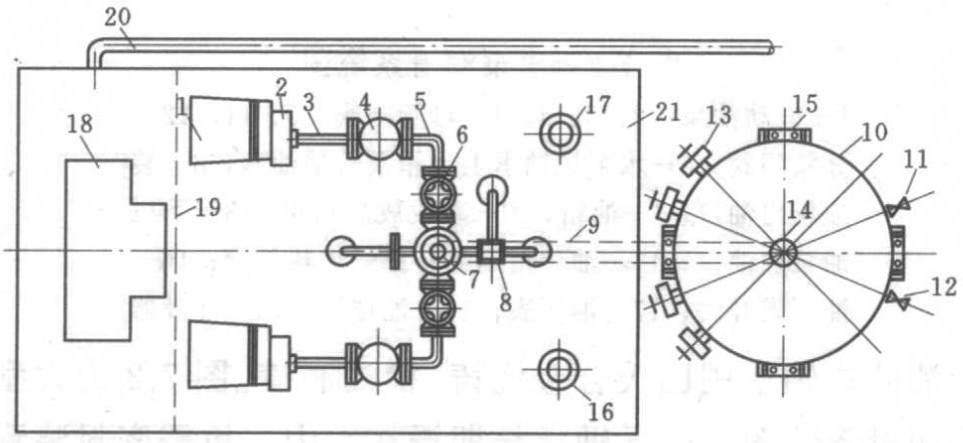


图 7-3　油压装置平面布置示意图

1—电动机；2—压力油泵；3—连接管道；4—逆止阀；5—弯管；6—截止阀；7—安全阀连接法兰；8—溢流阀；9—压力油输油管；10—压力油箱；11—压缩空气进气及放气阀；12—放油截止阀；13—电接点压力表；14—压力油箱吊环；15—压力油箱底脚；16—空气过滤器；17—回油箱油位指示器；18—进人孔盖；19—滤油网；20—回油管；21—回油箱

压力油箱为封闭式圆筒形，钢板焊成，储存压力油，按承受

压力决定壁厚。筒上装透明油位计、压力表等，并由管道与油泵和高压压缩空气连接。筒内储油 1/3 左右，另 2/3 充满压缩空气。工作时，压力油从压力油箱中送到叶片调节系统。油位高时，要补充压缩空气；油位低时，则用空气阀放出多余的压缩空气，但压力要保证在工作压力范围之内，压力表就是监视油压的。电接点压力表除监视油压外，还能自动控制油泵开启，以保持一定的压力范围。

压力油箱是高压容器，必须经检验合格后方可使用。

油泵常用螺杆油泵和齿轮油泵，是油压装置的心脏，担负着将无压力油加压输送到压力油箱的任务。

附件包括逆止阀、安全阀、压力信号装置、压力表、滤网等。

油压装置的回油箱内的干净油经油泵吸入，经连接管、逆止阀、连接弯管、截止阀、输油管送到压力油箱，压力油箱与压力油系统母管相接，由支管送往每台机组，经截止阀进入受油器，受油器的回油均通向回油母管，流向回油箱，经滤网滤后继续使用。

压力油箱内储存有压缩空气，箱上装有四只电接点压力表。在主机组运行过程中，压力油箱向机组供油后，油压将逐渐下降。当油压降到正常工作压力下限值时，第一只表的电接点闭合，使工作油泵启动，向压力油箱补油。当油压升到正常工作压力上限值时，该表的电接点断开，油泵停止运转。当工作油泵发生故障，油箱内压力继续下降到低于正常工作压力下限值时，第二只表的电接点压力表接通，备用油泵启动运转。同理，到时断开停止。在特殊情况下，若压力油箱压力仍继续下降或到时仍继续不停地上升，油泵未能切断，继续运转。此时，第三只表将发出压力过低或过高的信号，通知值班人员处理。第四只表为备用。

回油箱有油位信号指示器，也可发出油位过低或油位过高的信号，回油箱的正常油位一般为容器的 50%～60%。正常情况下，压力油系统在工作过程中耗油量是不大的。

图 7-4 为压力油系统的一种形式。油压装置必须满足下列要求：使用的透平油应清洁无水分、杂质、酸性等。吸入油泵的油

要经过过滤，滤网要定期清洗，尤其要注意金属粉末和机械杂质，防止磨损配压阀等精密部件。

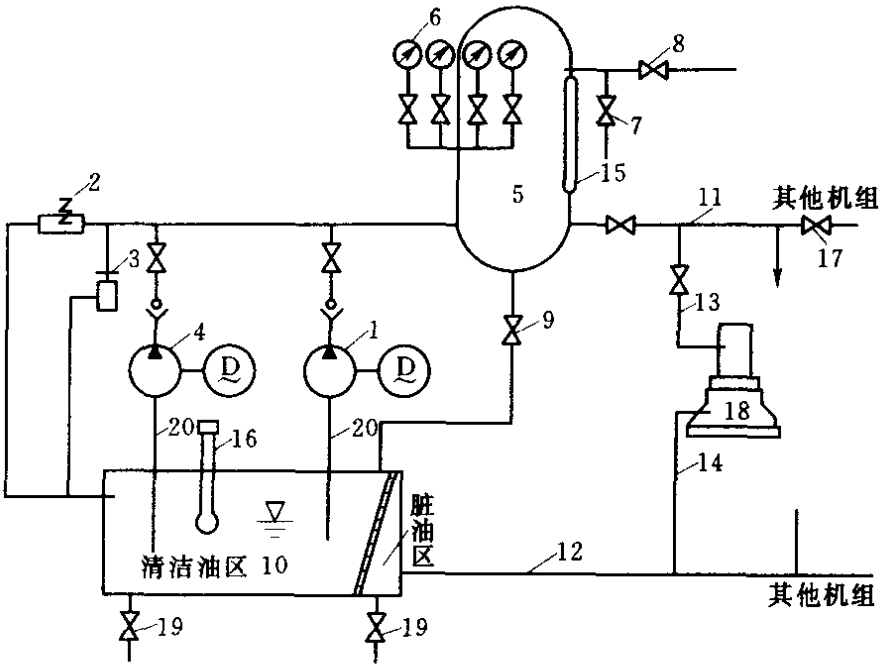


图 7-4　压力油系统图

1—工作油泵；2—安全阀；3—溢流阀；4—备用油泵；5—压力油箱；6—电接点压力表；7—放气阀；8—进气阀；9—放油阀；10—回油箱；11—压力油母管；12—回油母管；13—压力油支管；14—回油支管；15—压力油箱油位指示器；16—回油箱油位指示器；17—压力油母管联络闸阀；18—受油器；19—回油箱放油阀；20—油泵进油管

一般选用 22 号或 30 号透平油为宜，尽量与机组润滑油统一。油泵出油口必须装有安全阀、溢流阀。与压力油箱连接管道应安全可靠，各部件性能也应灵敏。

2. 刹车制动系统

机组在停止运转过程中，由于流道中水作用的惯性力，使机组维持一定时间的惰转，由于惰转时转速慢慢下降，延续的时间较长，容易破坏镜板，与推力轴瓦之间的油膜，特别是单向进油的推力轴瓦，不允许长时间低速惰转或倒转。因此要输入一定压力的压缩空气，用制动器装置顶起制动块，顶牢电动机转子下面的制动环，产生足够的制动转矩，使惰转的转子很快地停止旋转。一般在机组停机后，转速降到额定转速的 1/3 时，立即输入压缩

空气以制动。

3. 启动顶车系统

停机时机组转动部件的荷重通过镜板紧紧压在推力轴瓦上，时间越长，镜板和推力轴瓦之间的油膜被挤得越薄，甚至干燥无油膜。因此，一般规定，停机 48h 后均需顶起转子（顶起高度 3～5mm）后才能启动机组。这就是所谓的“启动顶车”。

电动机下机架下装了四只制动器，制动器活塞下腔接到高压油管和压缩空气的管道上，通过截止阀和电磁阀的动作，使制动器按人为控制分别执行顶转子或刹车制动的动作。顶转子是将整个转动部分的重量全部支承起来，所需压力较大。高压油泵或手动高压油泵提供高压油，在高压油泵的出口上装溢流阀、安全阀及压力指示装置，保证输油安全。刹车制动时，是将制动器与压缩空气管道接通，向制动器输送一定压力的压缩空气，刹住正在惰转的转子。图 7-5 为某泵站制动及顶车系统图。

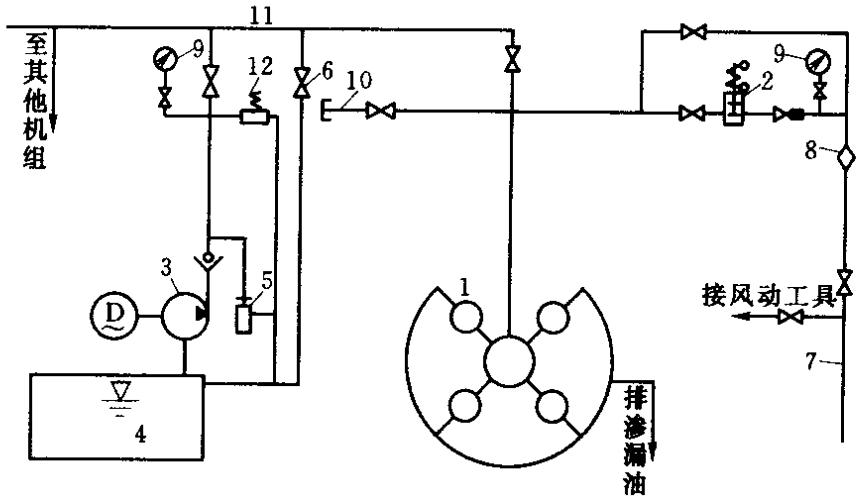


图 7-5 制动及顶车系统图

1—制动器；2—电磁阀；3—高压油泵；4—回油箱；5—溢流阀；6—回油阀；7—压缩空气管道；8—空气过滤器；9—压力表；10—手动高压油泵；11—高压油母管；12—安全阀

（三）油的净化处理方法

轻度劣化或被水分和机械杂质污染的油，称为污油。污油经净化处理仍可使用，处理方法可根据油的污染程度采取不同的方法。对于深度劣化变质的废油，只有采取物理化学方法使油再生，

这就必须用专用设备集中处理，一般泵站不予考虑。泵站常用的简单净化方法如下。

1. 澄清

当油在油槽（或桶）内长期处于静止状态时，相对密度较大的水和机械杂质便沉淀到底部。这种方法设备简单、便宜、方便，对油没有伤害；但时间长，净化不完全，酸质和可溶性杂质不能除净。

2. 压力过滤

利用压力滤油机把油加压，通过具有能吸收水分和阻止一切机械杂质通过的过滤层（常用的是滤纸）进行过滤，使油质净化，这是泵站常用的净化处理方法。

压力滤油机是由齿轮油泵、滤清器、安全阀、回油阀、油样阀压力表、滤床（包括滤板、滤柜、滤纸、油盆）、支架、弹性联轴节及电动机等部件组成。被过滤的油从进口吸入，经粗滤器除去较大粒尘杂质，再进入齿轮泵，受挤压迫使经滤床，渗过滤纸，从而除去水分和杂质，然后从出油管流出。

压力滤油机的操作过程：首先在启动前检查各连接部分有无松动现象；将管子接好，关闭回油阀；将干燥清洁的滤纸放在滤板和滤柜之间，每档1～3张，同一形状的凸耳置于上，滤纸和滤板、滤柜两孔对齐后，拧紧螺栓；接好电源和地线，启动电动机，旋转方向与齿轮泵铭牌上的箭头方向一致，不得相反；正常运转时，油压表的指针在工作压力时表示正常，并应经常检查。滤纸饱和后应予以更换。压力的增大可能是堵塞所造成，应停车检查；运转期间，应定时从油样阀处取适量油样进行检查或作性能试验；油床处回油过多时，就打开回油阀，放净存油后关闭；滤板和滤柜应经常保持清洁，每次过滤应擦净两平面，以防漏油；运转完毕后，将粗滤器清洗干净；为充分利用滤纸，更换时不要全部更换，而是更换进油侧的一张，新滤纸放在出油侧。用过的滤纸不因水分过大而软化时，可用净油清洗除去滤纸上的杂质，在烘箱内烘干再用，但烘焙温度不得超过100℃。

泵站内应设油库，储存一定的油量，以补充因损耗而减少的油或出现特殊情况时用油。对于绝缘油净化后必须按规定进行检查，如耐压试验、电气强度试验、介质损失角试验等。

3. 真空分离

真空分离的原理是根据油和水的沸点不同进行的。因沸点与压力大小有关，压力增大，沸点升高；压力减小，沸点降低。真空滤油机就是把具有一定温度（50～70℃）的油，压向真空罐内，再经过喷嘴扩散成雾状，此时油中的水分和气体在一定温度和真空下气化，形成减压蒸发，油与水分和气体得到分离，再用真空泵经油气分离板，将水蒸气和气体抽吸出来，达到从油中除水脱气的目的。

真空滤油原理如图 7-6 所示，其操作程序：①将污油通过压力滤油机初步在储油罐内循环过滤除掉油中杂质；②将油输入加热器，压向真空罐进行喷雾（采用一般喷器的喷嘴）；③待真空罐内的油位表达 1/2 的油量时，用另一台滤油机或油泵，将罐内的油抽出至储油罐，如此不断循环，并控制真空罐进油压力为（2～3）$\times 10^5$Pa，同时调节出油，达到进出油量平衡；④待加热器出油温度达 50～70℃时，开启真空泵，使罐内真空度逐渐提高至额定值为止，油循环趋于正常运行，直至污油中的除水、脱氧到合格

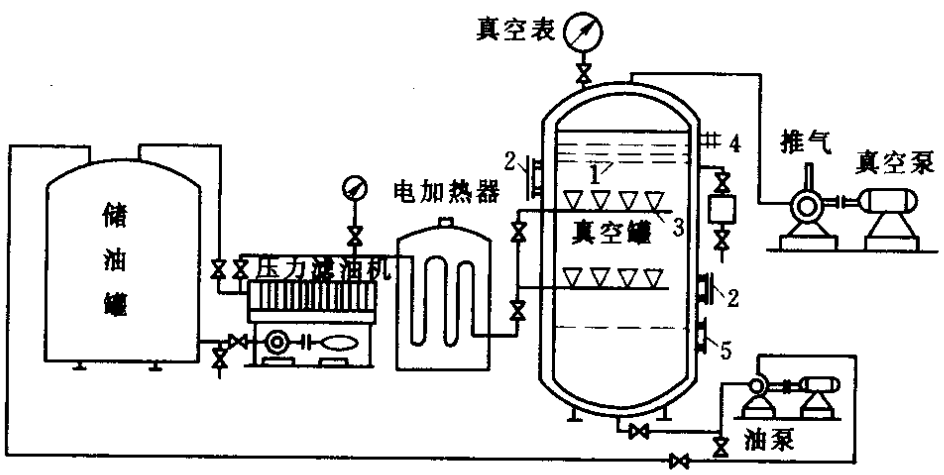


图 7-6　真空过滤原理图

1—油汽分离板；2—观察孔；3—喷嘴；4—法兰；5—油位计

为止（若油泵抽不出油，可能是油泵吸程小于真空罐内真空值，可关小油泵出口阀门开度，使油压上升）。

真空分离方法速度快（比压力滤油机快20多倍），质量好，除去油中水分和气体能力强，无油耗，能耗少，不受气候条件影响，这对用油量较大的用油设备的注油、换油速度快，但不能清除机械杂质。

第二节 供气系统

泵站工程中的供气系统包括压缩空气系统、抽真空系统等。

一、压缩空气的用途

（1）向油压装置的压力油箱补给一定数量的压缩空气，以便储备能量供给机组调整叶片角度，工作压力为25×10^5Pa和40×10^5Pa两种，根据设计需要而定。

（2）机组停机时，供给制动器装置的压缩空气，缩短停机时惰转时间。

（3）供给虹吸式出水流道上真空破坏阀动作的动力，保证停机后虹吸式出水流道断流。

（4）供给站内电动工具检修时用以吹扫、清洁以及其他用气等。

（5）变电站配电装置（空气断路器、气动隔离开关等）用气。

二、压缩空气系统

压缩空气根据用气对象的性质，分为高压气系统和低压气系统。高压气系统的压力一般为25×10^5Pa和40×10^5Pa，主要向水泵叶片调节机构用的油压装置充气。低压气系统的压力一般为$(7\sim8)\times10^5$Pa，主要用于机组制动、打开虹吸式出水流道的真空破坏阀、安装检修时的吹扫设备等。

图7-7为某泵站压缩空气系统图。该系统包括空压机、逆止阀、分离器、储气罐、安全阀及控制指示仪表等。

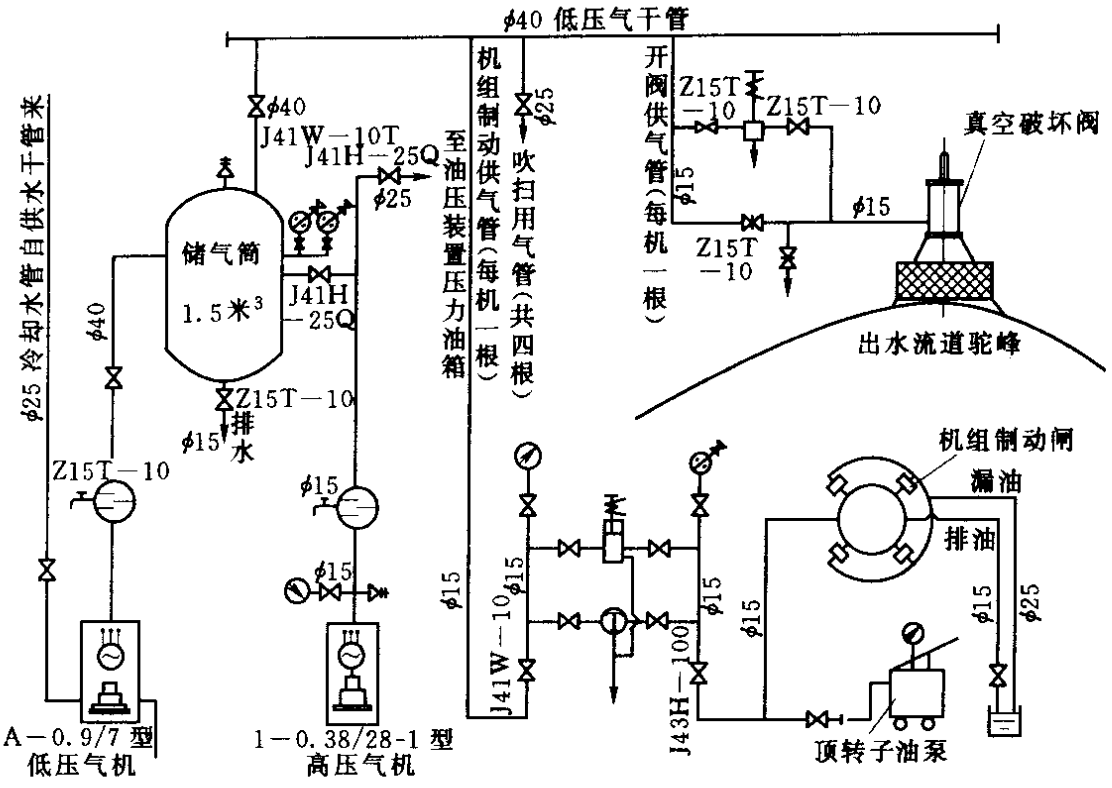


图 7-7　某泵站压缩空气系统图

（一）高压气系统

全调节水泵采用油压操作的泵站，油压装置的储能器有 1/3 的容积是透平油，其余 2/3 的容积为压缩空气，二者共同形成操作所必需的工作压力。由于压缩空气具有弹性，可使操作压力的波动减至最小，以保持调节系统工作的稳定。储能器首次充气可以采取两种方式：一种方式是用高压气机直接充气以达到工作压力；另一种方式是先用低压压气系统向储能器充气至 7×10^5Pa，然后由油泵抽油至规定油位，再用高压气机充气，最后达到工作压力。由于低压系统容量较大，此种方式可缩短充气时间，减轻高压气机的负担。压力油箱的补气可用高压气机直接进行。

充入储能器中的压缩空气应该干燥，避免压力油混入水分，锈蚀叶片调节操作机构，故高压气机出口管道上应装设油水分离器。

空气压缩机的选择，按满足一台油压装置的充气进行计算，其排气量用下式求定：

$$Q_k=\frac{0.67V(p+1)}{60t}\quad(\mathrm{m^3/min})\qquad(7\text{-}1)$$

式中：V 为储能器总容积（m^3）；p 为储能器最大工作压力，一般为（20～25）$\times10^5$Pa，对于 40CJ95 型泵提高为 40×10^5Pa；t 为充气时间（h），一般为 2h 左右。

高压气系统一般采用手动操作，也可以采用自动操作。此时高压气机选用两台，其中一台工作，一台备用。当储能器压力降低，但油位正常时，自动起动工作压气机补气；当高压机发生故障，储能器压力继续降低时，备用压气机即自动投入运行。手动操作的高压气系统，由于储能器补气量不大，每次充气时间不长，高压机可间歇工作，出现故障时能及时修理，故一般只选用一台，并可从油泵出口加旁通管，以便必要时绕过储能器，直接向叶片调节系统供给压力油作为备用。高压气管一般选用外径 32mm，壁厚 2.5mm 的无缝钢管。装有 28CJ56 型机组的某泵站手动操作的高压压气系统原理图见图 7-7。

（二）低压气系统

水泵机组停机时，电源被切断，流道上的水流由于重力或虹吸作用而倒流。对于虹吸式出水流道的断流方式，一般采用打开驼峰顶部的真空破坏阀，使空气在几秒钟内进入流道内破坏真空。真空破坏阀的开启系利用压缩空气进入阀体活塞下部，将阀体顶起。供气采用自动操作，用电磁空气阀控制，纳入停机自动操作回路上，以便停机后及时断流。

机组在停机过程中，有一段时间为低速旋转。为了防止低速引起推力轴承油膜破坏，烧坏轴承，常采取一次连续强迫制动的方式，在机组转速下降至额定转速的 35%时，利用装在电动机转子下面的活塞式空气制动闸，由压缩空气顶起制动闸托住转子制动。当在抽水工况停机时，对于流道出口用拍门或有较短的虹吸出水流道（如堤身式泵站），如能在反转以前的降速过程中制动，将机组平稳地停住，则采用正刹，否则需采用反刹。对于较长的虹吸出水流道或出口用快速闸门的机组，宜采用反刹。所谓反刹是指在反转高峰以后的降速过程中制动。此时自动操作程序较复杂，但可避免正刹后由于水倒流引起的较大水力矩冲击而损坏机

组。在调相工况停机时，机组不会反转，故在正转降速时制动。

800kW 机组未配制动装置，故停机时均不制动。有些安装1600kW 机组的泵站，抽水停机时亦有取消制动的。因水对转轮有阻力，机组基本上能在 1～2min 内停稳，此时对推力轴承有何影响，尚有待继续观察和总结。在调相停机时，因转轮室内无水，机组低速旋转时间很长，为安全起见，一般都应考虑制动。

机组制动操作纳入停机自动操作回路中，虹吸出水流道的机组停机采用正刹时，为防止因真空破坏阀出现故障发生真空未破坏而制动的事故，应在真空破坏阀打开并接通阀顶接点和机组降速至 35%这两个条件均已具备时进行。为满足系统事故停电而机组能正常停机，以电容蓄能作为备用操作电源时，宜采用带有吸引和脱扣两种线圈的电磁空气阀，供自动控制破坏真空和制动用。

机组制动和流道破坏真空用气工作压力为(5～7)×10^5Pa，真空破坏阀每只耗气量为 0.3～0.5L/s。常用同步电动机 TL1600-40/3250 型和 TL3000-40/3250 型的制动耗气量均为 0.75L/s。

一台机组破坏真空及制动用的自由空气量按下式计算：

$$Q_1 = 60(p+1)(nq_1t_1 + q_2t_2)/1000 \quad (m^3) \qquad (7\text{-}2)$$

式中：p 为压缩空气工作表压力（5～7）×10^5Pa；q_1 为一只真空破坏阀耗气量，L/s；n 为一台机组使用的真空破坏阀只数；q_2 为制动耗气量，L/s；t_1 为真空破坏阀开启持续时间，min，一般为 0.5～1min；t_2 为制动持续时间，min，一般为 1 min。

低压压气系统一般配有储气筒，作为气能的储存器，在设备耗气量少时充存气能，设备耗气量大时放出气能，以减少压气机容量，并缓和压气机由于连续动作而产生的压力波动，稳定地供气，同时分离出油水等杂质。储气筒容积按下式决定：

$$V = K\frac{Q_1Z}{\Delta p} \quad (m^3) \qquad (7\text{-}3)$$

式中：Q_1 为一台机组破坏真空及制动用气量，m^3；Δp 为储气筒允许气压降，10^5Pa，一般为（1～2）×10^5Pa；Z 为同时停机台数；

K 为管道漏气系数，取 $K=1.05$。

泵站安装检修时，常用压缩空气来吹扫设备上的尘埃，吹扫水系统的过滤网和供排水管道进口的拦污栅等，用气量不大，可概略按 $0.5m^3/min$ 计算。

低压气机生产率按停机后恢复储气筒压力的时间根据下式计算校核：

$$Q = K\frac{Q_1 Z}{\Delta t} > Q_2 \quad (m^3/min) \qquad (7\text{-}4)$$

式中：Q_2 为检修用气量，m^3/min；Δt 为储气筒恢复压力时间，min，一般为 5～10min；其余符号同前。

用气量较大或机组台数较多的泵站，可选用两台压气机，其中一台工作，一台备用。用气量较少的泵站，可选用一台压气机，以高压机作为备用。风冷式压气机容易发热，需停机冷却后方能继续工作，因此以选用水冷式压气机为好。

压缩空气管路直径一般按经验选定，破坏真空和制动管径可分别采用ϕ15mm 即可，贯通全厂的干管管径，可采用ϕ40～80mm。

管道及各设备元件的制作安装，应尽量做到严密少漏气，特别是埋入混凝土中的管段，在浇灌混凝土前必需进行试压，符合质量标准后再浇灌混凝土。控制阀门宜采用密封性能较好的截止阀，较短的管道可用水煤气钢管，较长的管道和预埋管宜采用无缝钢管。装有 28CJ56 型水泵机组的某泵站低压压气系统原理图见图 7-7。

为防止机组长时间停机以后，轴承油膜可能被破坏而导致开机时烧毁轴瓦，除 64ZLB-50 型配套的 800kW 电动机外，其他电动机均设有顶转子装置。机组投入运行后，第一次停机超过 24h，第二次停机超过 36h，第三次超过 48h 及以后停机超过 72h，均需在开机前将转子顶起，让油进入轴承内，使油膜形成。顶转子与机组制动共用制动闸，顶转子时首先切断制动系统各元件与制动闸的联系，然后向制动闸供给压力油，利用移动式油泵将油压加到（80～100）$\times 10^5$Pa，制动闸即将转子抬起。转子抬起高度应严

格监视控制，不能使转动部分与固定部分相碰，以免损坏机件，常在电机层上电动机推力头处装设千分表监视，因此顶转子高压油泵以布置在电动机层上较便于兼顾。顶转子结束以后放油，并用制动系统的压缩空气吹除制动闸及管道内的残油。高压油泵通常由电机厂配套，但需向厂家提出供货要求，一般，一个泵站共用一台即可。过去随主机供应的多为手动高压油泵，费劲又费时，有些泵站装设一条贯通全厂的高压油管，与手摇泵、油压装置、各机组刹车装置相连。顶转子时，先用油压装置充压至 20×10^5Pa 左右，然后手摇油泵至预定压力，再逐台切换各机组刹车装置以顶起转子，可大大加快速度和减轻劳动强度，但可能会产生误操作或由于控制阀门不严、漏油泄压等而造成事故，应引起注意。因此，不如采用移动式的电动高压油泵单独操作为好。

三、抽真空系统

（一）用途

1. 启动充水

抽真空系统主要用于水泵叶轮位于水面以上（即安装高度为正值）的水泵启动时的抽真空灌注引水。卧式泵（包括离心泵、混流泵和轴流泵）在有可能出现叶轮高于进水池低水面以上启动的情况下，必须在启动前使水泵叶轮充满水，否则水泵无法启动。对于小型水泵往往采用底阀，用人工的方法将进水管和水泵叶轮的空间充满水。但因为底阀的阻力很大，大中型泵的启动充水都采用抽真空的方法来完成。对于大型泵站的供排水泵，为了便于运行管理自动化，往往采用抽真空的方法进行启动充水。

2. 虹吸式出水流道抽气

大型立式泵（如轴流泵和导叶式混流泵）通常将叶轮安装在最低水位以下，水泵启动前叶轮淹没在水中，故无须充水即可启动。但当大型泵站采用虹吸式出水流道时，水泵启动过程中虹吸管顶部的空气排除困难，延长虹吸形成时间，并会使出水流道内出现压缩膨胀现象，从而引起压力脉动。流道内的空气被压缩后将增加水泵的启动扬程。因为轴流泵具有在小流量区运行不稳定

的特性，所以，长时间小流量区运行也会进一步加剧水泵机组振动和增加启动阻力矩，增加机组启动困难。如果在电动机牵入同步的允许时间内水泵机组的转速达不到亚同步转速，电动机将无法启动。机组长时间的振动，将会缩短机组寿命，也会影响机组安全运行。为此，为了改善机组启动条件，虹吸式出水流道顶部都应设置抽真空设备。

（二）抽气量计算

1. 水泵启动充水时的抽气量

水泵启动前应该关闭出水管路上闸阀，只有在闸阀以前的泵内和进水管内全部充满水才能启动水泵机组。如果知道这部分（即进水池最低水位以上至出水闸阀之间的管路和泵内）空气体积为 V（m^3）和抽气时间所需时间 t（一般不超过 5min），即可很快求出抽气流量 Q_q（m^3/min）。但还应考虑连接法兰及填料函的漏气（用安全系数 K 表示），以及吸程的变化（用吸程变化系数 K_1 表示），启动充水时的抽气流量可用下式计算：

$$Q_q = KK_1 \frac{V}{t} \quad (m^3/min) \tag{7-5}$$

2. 虹吸式出水流道抽气量

虹吸式出水流道抽气量可按下式计算：

$$Q_h = \left(\frac{p_1 V_1}{p_2} - V_2 \right) \Big/ t \quad (m^3/min) \tag{7-6}$$

式中：p_1 为抽气前的真空压力，m，虹吸管顶部与大气相通时 $p_1 = 10m$；p_2 为抽气后的真空压力，m；V_1 为抽气前流道内的空气体积，m^3；V_2 为抽气后流道内的空气体积，$V_2 = V_1 - V_3$，其中 V_3 为产生负压后，流道内水面上升的充水部分体积，m^3。

（三）抽真空系统

1. 启动充水抽气系统

该系统较简单，主要有真空泵、循环水管、水气分离箱和抽气管道等组成，如图 7-8 所示。真空泵型号应根据式（7-5）计算出的抽气量来选择。泵站抽真空常采用水环式真空泵。抽气管应

与卧式泵顶部的抽气管相连。

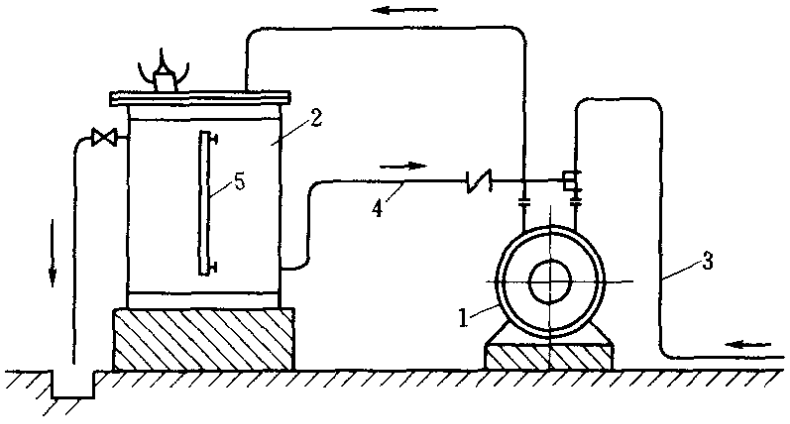


图 7-8　水环式真空泵抽真空系统

1—水环式真空泵；2—水气分离箱；3—抽气管；
4—循环水管；5—玻璃水位管

2. 虹吸式出水流道抽气系统

图 7-9 为虹吸式出水流道抽真空系统图。该系统常采用水环式真空泵两台，互为备用。工作时，两台泵也可以同时抽气，以缩短时间。泵站起动时，仅需在第一台投入运行的机组上采用真空泵抽气，该机组投入运行后，可利用驼峰处已造成的负压来代替真空泵抽排。由于虹吸管内水流具有挟气能力，抽气速度比真空泵快，效果更好，如抽气管径较大，几分钟内即可完成。因此，真空泵的选择主要是按第一台机组起动前的抽气时间来决定。抽气时间随内外水位及流道容积而变化，当泵站内河为设计水位，外江为最低工作水位时，抽气时间最长。一般电力排灌泵站，机组运行前有比较充裕的准备时间，故此抽气时间可按 0.2～1h 左右选定。最大扬程不高的堤身式泵站，抽气时间可以长一些；流道较长的堤后式泵站，漏气量可能较大，抽气时间就要选短些。此外，当供电系统发生突然停电事故，机组需再次起动时，抽气时间长了就不够及时，故运行单位多倾向选择容量大一些的真空泵，这样增加投资不多，但使用方便灵活。真空泵常布置在靠近驼峰顶部的副泵房中，以便操作维护。

抽气管路按利用相邻已运行的机组帮助抽气的时间来拟定管径，这个时间宜在 10min 内为好，也可参照经验选取，如装 28CJ56

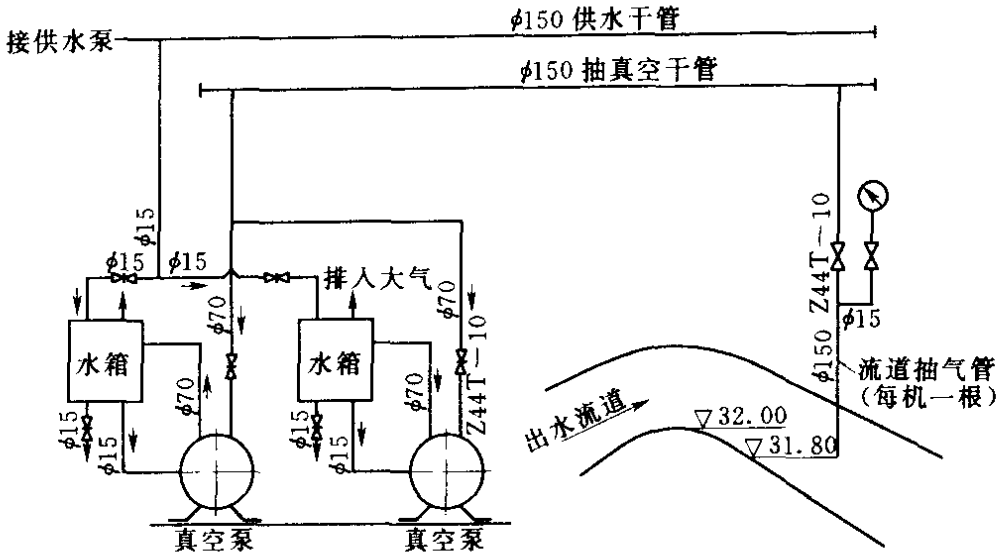


图 7-9　虹吸式出水流道抽真空系统图

型机组的泵站，管径一般为φ150mm 左右。管道进口埋设在驼峰中心线以外的出水方向，较驼峰底面低 150～200mm。抽真空时，外水面逐渐上升，至淹没抽气管口时为止，水位即不再上升，可防止真空度超过要求值，避免外水倒灌引起机组反转。出口如装有拍门的低驼峰虹吸管，起动前抽气可无须顾虑外水倒灌，抽气管可埋设在峰顶。机组起动后，空气集中在驼峰中线靠外壁处，如图 7-9 所示，因此抽气管位置亦应埋设在此处，以便起动后仍能从管中抽气。峰顶应装真空压力表以便监视，测量范围为 760mm 汞柱～0～0.1MPa。测压管不宜装在抽气管上，最好能直接从流道中引出，以便较准确地反映流道内真空压力的实际情况，埋设位置亦应在靠出水侧的顶壁上。

第三节　水　系　统

泵站水系统包括供水系统和排水系统。供水系统又包括技术用水（即生产供水）、消防用水和生活用水的供给。排水系统主要是排除机组运行检修期间进水流道内存水，各种使用过的废水和检修闸门的漏水，机组运行时机械封水部分的漏水，机组检修期间水工建筑物渗水，以及室内积水等。

一、供水系统

（一）供水系统的供水对象

供水系统包括机组的冷却水、润滑水、机组检修后主要进水管的充水以及有关辅助设备的用水等。这部分称为技术供水，用水量约占整个系统供水量的85%左右。其次是供给机房和设备的消防、清洗和生活用水，水量较少，约占整个系统供水量的15%左右。泵站供水系统必须满足水质、水量、水压的要求。当水源含沙量大或水质不能满足要求时，应进行净化处理，或采用其他水源。

1. 同步电动机轴承冷却水系统

大型立式同步电动机有推力轴承及上、下导轴承。为了减少轴和轴承之间的摩擦，需要有润滑油，以延长电动机的寿命和提高电动机的运行效率。在运行中轴承所产生的热量将会使润滑油温度升高，不仅会影响轴承的寿命和安全，还会加速润滑油（透平油）的劣化。因此，电动机油缸内需要安装一组铜合金管制的水冷却器。冷却水从冷却器一端进入，从另一端排出，从而吸取润滑的热量，降低轴承及油的温度。冷却水不能中断，否则会引起轴承温度上升，油质变坏。冷却水的温度也不能太高，否则会使冷却器的冷却效率降低，从而影响机组不能在满负荷下运行。

2. 大型泵橡胶导轴承及其他橡胶水封的润滑和冷却水

大型泵导轴承多采用水润滑的橡胶轴承。润滑水通过水管引入轴承上端，在流经轴承与轴之间的间隙形成水膜，维持轴与轴瓦之间相互运动时的液体摩擦，最后由下端流出，完成润滑和冷却任务。橡胶轴瓦在供水中断时，会产生大量热量，将导致橡胶轴瓦烧毁，致使机组无法工作。因此，橡胶轴承的供水必须十分可靠。润滑水必须保证不间断地提供足够的水量、水压、水质和水温的要求，确保在机组运行中正常运行。在水质方面，要求其含沙量低于0.03～0.05kg/m^3。最大粒度不大于0.06～0.10mm。润滑水的暂时硬度不大于60～80，润滑水中不允许含有油脂及其他对轴承及主轴有腐蚀性的杂物。但水质不能满足要求时，必须

采用水处理设备进行净化处理。

3. 水冷式空气冷却器气缸的冷却水

空气被压缩时，温度可能升至200℃左右。因此，空气压缩机的气缸需要冷却。同时，润滑油发热达到燃烧程度时，活塞将会被烧毁。气缸的冷却也可以起到冷却润滑油的作用。

4. 水环式真空泵的供水

水环式真空泵需要一定水量形成水环，才能连续不断地抽吸气体。真空泵的用水可以设置独立水循环系统，也可以由同一的供水系统供给。

5. 消防、清洗及生活供水

泵站内有各种可燃性物质，如木结构、油类和电器设备等，失火的可能性是存在的。一旦失火将会给巨大损失。泵站消防供水包括室外和室内消防供水。室内消防主要是为主泵房、辅机房的消防。另外，在检修和清洁卫生时需要用水，泵站内还应考虑生活用水。消防、清洗及生活供水虽然用水量较少，但却非常重要。至于泵站生活区的供水，一般另成系统，不与泵站的技术供水直接相连，以免影响泵站的安全运行。但在泵站距生活区较近的场合，可在泵房顶部设置专供生活用水的水箱或蓄水池，用管路接入泵站供水系统。连接管用闸阀控制，并令其处于常闭位置。闸阀旁装设信号灯，可反映池内水位。当技术供水有余裕时，手动切换阀向水池供水，这样可以使技术供水和生活供水适当兼顾。

（二）供水系统的供水量

主机的冷却和润滑是供水系统的主要对象，因此，主机的冷却和润滑的供水量是供水系统设计的主要依据。

1. 电动机推力轴承和上、下导轴承冷却器的用水量

推力轴承冷却器的用水量可按轴承摩擦损耗的功率进行计算。功率损失 ΔN_t 为：

$$\Delta N_t = P\frac{\mu u}{1000} \quad (\mathrm{kW}) \tag{7-7}$$

所需冷却水量 q_t 为：

$$q_t = \frac{3600\Delta N_t}{c\Delta t} \quad (m^3/h) \tag{7-8}$$

式中：P 为推力轴承轴向总负荷，包括轴向推力和机组转动部分的重力组成，N；u 为推力轴瓦平均摩擦速度，m/s，一般取轴瓦2/3直径作为摩擦半径 R（m），当电动机的转速为 n（r/min）时，推力轴瓦平均的摩擦速度为 $u=\pi Rn/30$（m/s）；μ 为镜板与推力轴瓦的摩擦系数，一般取 0.001 左右；c 为冷却水的比热，可取 $c=4186.8J/(kg\cdot K)$；Δt 为冷却水进出口温差，一般为 3～5℃。

一般认为，上、下导轴承所需的冷却水量相等，且为推力轴承冷却水量 q_t 的 10%～20%。故上、下导轴承所需的总冷却水量 Q_d 为：

$$q_d = 2(0.1 \sim 0.2)q_t \tag{7-9}$$

我国生产的 TL800-24-2150 型同步电动机上下导轴承油槽冷却水均为 $10m^3/h$；TL1600-40/3250 型和 TDL325/56-40 型均为 $17m^3/h$；TL3000-40/3250 型上、下导轴承分别为 $15.5m^3/h$ 和 $1m^3/h$。

水的冷却效果与流速有关，故进入冷却器的冷却水应有一定压力。而冷却器进口水压与其阻力损失 h_f 有关，可通过下式进行计算：

$$h_f = n\left(\lambda\frac{L}{d}+\zeta\right)\frac{v^2}{2g} \quad (m) \tag{7-10}$$

式中：L 为管路长度，m；d 为管路直径，m；v 为管内流速，m/s；λ 为管道摩擦系数，铜管可取 $\lambda=0.031$；ζ 为局部阻力系数，可取 $\zeta=0.35\sim4.0$；n 为冷却器内水流通道的回路数，通常为 $n=4$。

由于铜管使用后有可能积垢和氧化，传热系数下降，水流阻力增加，实际使用值较公式计算值大。但流速过大不仅会增加供水容量，而且会增加管壁磨损，容易出现漏水事故，影响使用寿命。流速过小泥沙杂质又容易吸附，管壁增厚堵塞，影响冷却效果。大型电动机油冷却器的进口压力，一般控制在 10^5Pa 左右，最大不超过 2×10^5Pa。

2. 电动机空气冷却器供水

电动机在运行中，有电磁损失和机械损失。这些损失能量转换的热量如果不及时散发，不仅会降低电动机的出力，而且会破坏线圈绝缘，甚至发生事故。为此，电动机转子的上下装有风扇。电动机旋转后，冷风通过风扇从电动机上下机架吸入，冷却线圈和硅钢片，再通过风孔排向泵房，或通过风机经风道排出站外。但大于3000kW的电动机，主机冷却一般采用密闭自循环方式，在电机定子外围加以封闭，形成一定空间。在该空间内装有几个空气冷却器。热风经过冷却器后变为冷空气，再吸入电机，如此循环即可达到冷却电机的目的（见图7-10）。

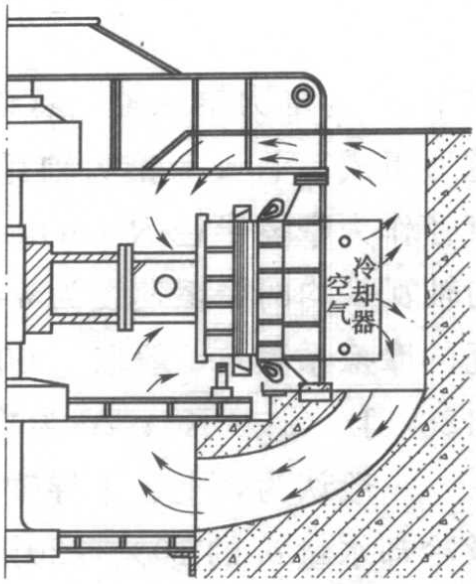


图 7-10　密闭自循环通风

空气冷却器主要由铜合金管组成。铜管四周绕有弹簧形细铜丝，以增加吸热面积。管内通冷却水，使热空气冷却。一般规定一定的冷却空气吸热后，其温度不高于60℃，经过冷却后不超过35℃。而冷却器进出水温差要求达到2℃～4℃。因此，冷却水的进水温度不允许超过30℃。根据热量平衡条件，冷却水量可用下式计算：

$$q_a = \frac{3600N_c}{c\Delta t} \tag{7-11}$$

式中：q_a 为空气冷却器所需水量，t/h；N_c 为电机电磁损耗功率，kW；c 为水的比热，可取 $c=4186.8$J/（kg·K）；Δt 为进出口温差，一般为2～4℃；其中 $N_c=N_d-N_z$；N_d 为电动机总损耗功率，kW；N_z 为电动机轴承机械损耗功率，kW。

电机总耗功率 N_d 可按下式计算：

$$N_d = \frac{N(1-\eta)}{\eta}\ (\text{kW}) \tag{7-12}$$

式中：N 为电动机输出的额定功率，kW；η 为电机效率。

3. 水泵橡胶导轴承的润滑水量

对于橡胶轴瓦，在正常转速下所需的润滑水量可按下式计算：

$$q_w = \frac{10KlD_p u^{3/2}}{c\Delta t} \tag{7-13}$$

式中：q_w 为橡胶轴承的润滑水量，L/s；l 为轴瓦长度，m；D_p 为轴颈直径，m；u 为轴颈的最大圆周速度，m/s；K 为与圆周速度有关的系数，一般取 0.18；Δt 为润滑水的温差，一般取 3～5℃；c 为水的比热，J/（kg·K）。

在运行中，水泵的橡胶轴承浸入水中，如果水质较好，可用泵中被抽的水来润滑。上橡胶轴承的润滑水也可利用电机冷却水的回水润滑。对于有调相要求的机组，在调相运行时，电动机空转即可向电网输送无功功率。但由于电动机和水泵的联轴器无法拆开，只好带动水泵一起空载运转。为了减少水的阻力，通常需要用压缩空气将泵内的水位压到水泵叶轮以下。这时水泵内无水，故必须同时向上、下橡胶轴承内供给一定有压的水，以保证橡胶轴承的润滑和冷却。一旦中断供水，将很快导致轴瓦的烧坏和轴颈的损伤，因此，调相运行时更要保证供水可靠。

另外，对于稀油润滑筒式轴承，为了防止泵体内的水进入油轴承，故应有密封装置。对于梳形迷宫密封装置，装有防漏密封圈。调相运行时，泵内无水，必须提供防漏橡胶密封圈的润滑水。对于平面密封装置，装有动环和静环，材料为橡胶与不锈钢，为了延长其使用寿命，应该提供水质较好的润滑水。

目前我国生产的 64ZLB-50、16CJ80、28CJ56、ZL30-7 型泵的润滑水量均为 1.8m³/h；28CJ90 型为 7.2m³/h；40CJ95 型和 45CJ70 型为 3.6m³/h，使用时可供参考。

4. 消防水量

室外消防管道压力应保证在灭火时从地面算起的水枪充实水柱不少于 10m。计算水压时，应采用喷嘴口径为 19mm 的水枪和直径为 65mm 的麻质水带。水龙带的长度应使建筑物能在其保护

范围之内，每股水流的计算流量 q 不应小于 5L/s，消防管道直径不应小于 100mm，消火栓距路边不应大于 2m，距房屋外墙不应小于 5m，地上式消火栓距外墙 5m 有困难时可减少到 1.5m。

室内消火栓充实水柱长度不应小于 7m，应能达到室内任何部分，栓口离地面高度为 1.2m。

消防水带的水头损失可按下式计算：

$$h = AQ^2L \quad (\text{m}) \tag{7-14}$$

式中：A 为水带阻力系数，直径为 50mm 和 65mm 的 A 值分别为 0.015 和 0.00385；Q 为流量，L/s；L 为水带长度，m。

水枪入口所需供水压力 H 为：

$$H = \frac{Q^2}{\beta} \quad (\text{m}) \tag{7-15}$$

式中：Q 为通过水枪的流量，L/s；β 为系数，与水枪直径有关，如喷嘴口径直径 19mm 的水枪，可取 $\beta=1.577$。

消防栓出口需要压力为消防水带的水头损失 h 与水枪入口处水压力 H 之和。只有保证消防栓出口有足够的压力才能确保消防水枪足够流量和喷射高度。

（三）供水系统

1. 供水方式

供水方式有直接和间接供水。直接供水指供水泵抽水通过供水母管、支管直接向用水设备供水；间接供水指供水泵向水塔或蓄水池供水，再由水塔或蓄水池通过供水母管、支管向用水设备供水。直接供水的供水泵是连续使用的，为保证供水安全可靠，备用水泵应能自动切换投入。直接供水投资省、使用方便，但供水泵使用时间长，必须连续工作，需考虑备用机组。采用间接供水方式单泵流量小，供水泵间隙使用，安全可靠。水通过蓄水池能沉淀一部分泥沙杂质，提高了供水质量。但间接供水投资大。

在直接供水方式中，又有混合供水和单独供水之分。混合供水指使用一台泵同时提供冷却水、润滑水。单独供水就是冷却水、

润滑水分开供给，各自使用单独的供水泵。对于 1.6m 直径的大泵，常用如图 7-11 所示的供水方式。

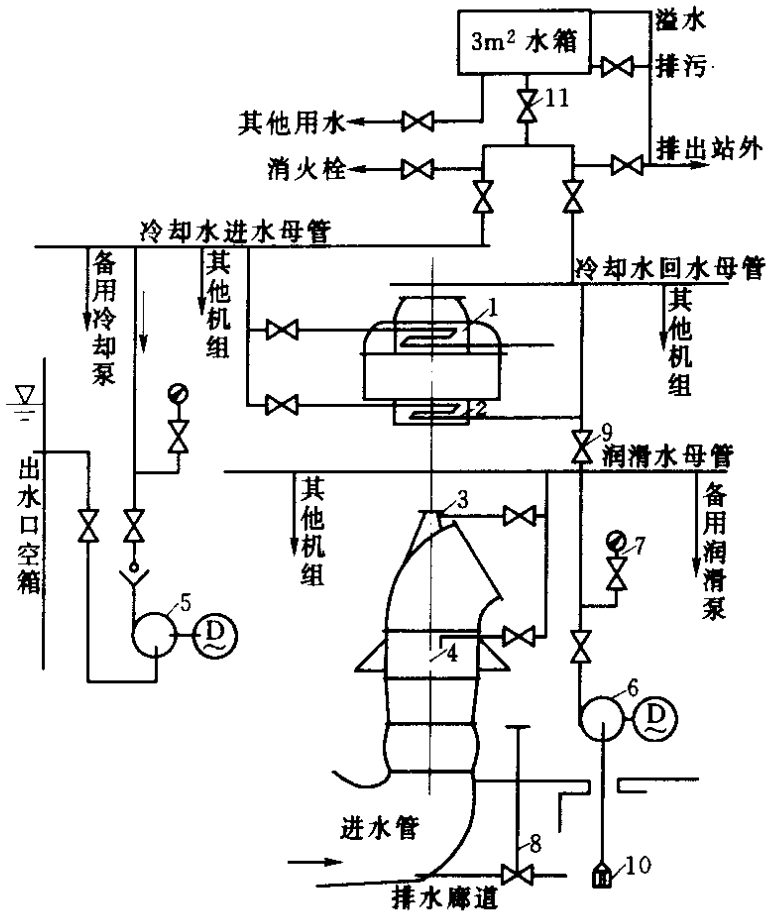


图 7-11　供水方式

1—上油槽冷却器；2—下油槽冷却器；3—上橡胶轴承；4—下橡胶轴承；5—冷却泵；6—润滑泵；7—压力表；8—检修闸阀；9—冷却水回水母管及润滑水管连通阀；10—进水滤网；11—水箱进水总阀

2. 供水泵选择

泵站供水系统的供水普遍采用水泵供水的方式。不论是直接供水还是间接供水，为了供水安全可靠，供水泵必须选用两台或两台以上，互为备用。

供水泵的台数可参照泵站总用水量和主机台数经比较后选定。一般，总用水量较少，供水泵容量不大的泵站，台数宜少。反之可增加台数，但一般不超过主机台数。

泵站的供水泵采用价格低廉、安装维护方便、结构简单、检

修方便、运行可靠的卧式离心泵。供水泵安装在水泵层，高程在进水池水面以下，能自动充水，水泵起动方便。但由于水泵层位置过低，比较潮湿，对电气设备，特别是对备用水泵的电动机等有影响。万一发生泵室淹水事故供水泵装置将首先被淹。

选择供水泵时，其流量和扬程在任何工况下都应满足各用水设备的需要，并力求处在高效工况下工作。同时应考虑至少有一台备用泵能够自动投入，以保证供水系统的安全可靠。供水泵的总扬程，应按照通过最大流量时保证最远最高处的用水设备所需的压力来考虑。根据江都排灌站使用经验，供水泵的总扬程的确定主要依据机组油冷却器进水压力的要求，适当兼顾辅助设备进水压力来考虑。供水泵的总扬程可按下式计算：

$$H_g = (\nabla_l - \nabla_j) + H_l + h_f \qquad (7\text{-}16)$$

式中：H_g 为供水泵所需的总扬程；∇_l 为油冷却器进口处的海拔高程，m；∇_j 为供水泵的进口水位高程，m；H_l 为油冷却器要求的进水压力，m；h_f 为直至油冷却器进口处的进出水管路水力损失之和，m。

供水泵的单机流量 Q 可按下式计算：

$$Q = \frac{Q_1 Z_1 + Q_2 + Q_3}{Z} \quad (m^3/h) \qquad (7\text{-}17)$$

式中：Q_1 为一台主机冷却和润滑水量，m^3/h；Z_1 为主机台数；Q_2 为同时工作的辅机用水量，m^3/h；Q_3 为泵站室内外一次消火用水量，m^3/h；Z 为工作供水泵台数。

供水泵的工作扬程应同时满足冷却润滑以及消防水压的要求。润滑水在水泵导轴承进口处的水压为 10～20m（水柱高）。冷却水在冷却水进口处最高压力按强度要求不超过 20m（水柱高）。根据供水泵的流量和扬程在水泵系列型谱或产品样本上可以查到合适的泵型。供水泵一般为卧式单级单吸离心泵。

3. 供水泵布置及管径选择

供水泵一般布置在水泵层。因水层低于最低水位，供水泵进水管的进口无须安装底阀，也无须抽真空启动，但电动机容易受

潮。特别是在泵站无备用电源的情况下，一旦停电，水泵层下的排水廊道内的积水不能排除，将影响供水泵的正常工作。因此，有的泵站将供水泵布置在高于进水池最高水位楼板上，提高供水泵的可靠性。但应注意的是供水泵的安装高度不得大于其有效吸程，并应采用抽真空的方法进行启动充水。进水管进口应设置在最低水位 1m 以下，并设置进口拦污网，以防止杂物吸入。

一般，供水管道采用水煤气钢管，也可采用焊接钢管，管径可按经济流速选定。进水管的流速为 1～2m/s，出水管的流速为 1.5～2.5m/s，最后应结合供水泵的性能参数、供水管路的阻力损失和供水对象的水压要求进行校核。

图 7-12 为某泵站主机组油、水系统图。

二、排水系统

站内排水包括检修排水、调相排水、生产污水及泵房渗漏水排水等几部分。

检修排水是在机组检查或修理时，排除进出水流道内的积水及闸门渗漏水以便工作。

调相排水是用排水的方式降低进水流道水位，使水泵叶轮脱离水面后进行调相运行。

生产污水和泵房渗漏水的排水包括排除主电动机冷却水；主泵填料密封漏水；主泵采用油导轴承时的密封漏水，水冷压气机排水；水环式真空泵排水；人孔、闸阀、管道和元件的漏水排水；汽水分离器及储气筒污水、冲洗水过滤器污水；泵房水下部分建筑物和伸缩缝的渗漏水和其他污水等。通常根据排水对象的特征，能自流排走者尽量自排，自排有困难的再集中至泵房最低处的集水廊道中，用排水设备抽出室外。

检修调相排水与泵房渗漏排水，常作为一个系统处理，使用共同的集水廊道和排水设备，主要是考虑到机组检修或作调相运行时，大都在不抽水的季节中进行，此时万一由于闸门或闸阀误操作而造成淹没泵房水下部分的事故，其严重性较水电站要小一些。有些泵站将技术供水泵等主要设备布置在高于进水侧水面的

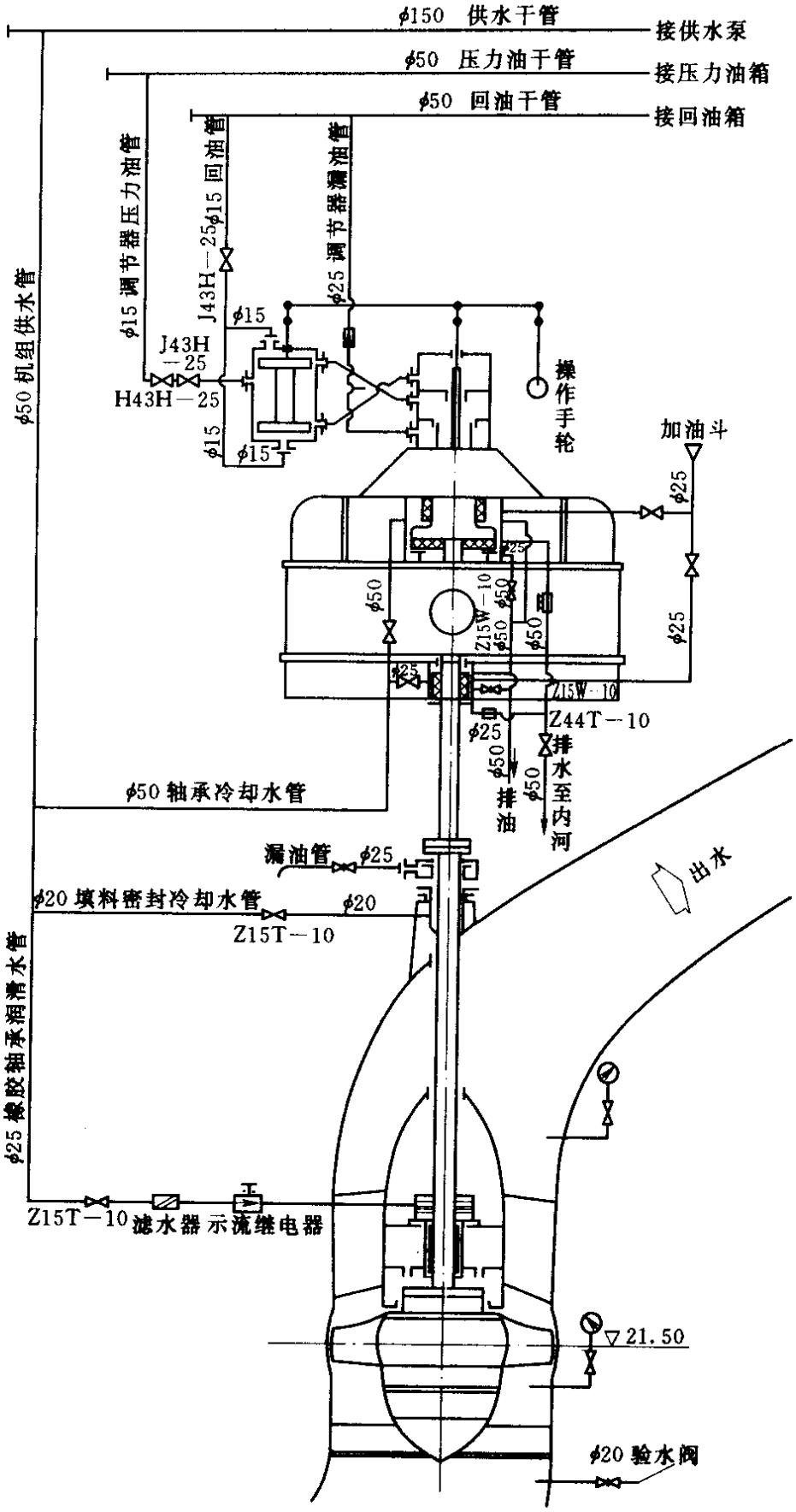


图 7-12　某泵站主机组油、水系统

位置，以备万一发生水淹事故主机仍能投入运行。有些泵站在进水流道排水闸阀全开和全关位置上装有电气接点监视，集水廊道最高水位有警报讯号，以尽量减少事故的机遇。

泵房渗漏水量一般不大，但如伸缩缝处理得不好，水下混凝土浇筑质量差，一、二期混凝土接合不良，泵房沉陷不均拉裂伸缩缝等均可导致渗漏水量增大，因此应重视施工质量，设计时通常参照性质相近的已建泵站选取。对于检修和渗漏共用排水设备的泵站，由于渗漏水量所占比重较小，常略而不计，只按检修或调相的要求选择排水设备即可。

集水廊道布置在泵内最低处，平时容纳泵房渗漏水及生产污水，利用排水泵控制水位，自动排出室外。调相或检修时容纳流道积水，再通过排水泵抽排。集水廊道必需有足够的工作容积，使流道内积水在较短时间内流入，并造成较大的水压，压紧检修门减少渗漏量。

集水廊道最高水位应低于室内检修运行工作最低地面（一般为水泵层）0.5～1.0m；同时应等于流道内调相最高水位减去闸门漏水量通过进水流道排水管的水头损失。正常工作水位通常取最高水位以下 0.2m。正常工作水位与最低工作水位之间的容积，应等于或大于一台调相机组流道内的从进水水位至调相最高工作水位之间的容积，同时应满足抽排渗漏水时，排水泵连续运行 20min 所需要的容积。据此定出最低工作水位。集水廊道最低水位为流道内检修工作水位减去闸门漏水量通过进水流道排水管的水头损失，并照顾到清污的要求。一般在排水泵吸入口下方设有集水坑，较廊道底板低 0.5～1.0m 左右，有些泵站将最低水位同时作为最低工作水位，使内外压差更大，有利于压紧检修闸门。

集水廊道排水，可采用自动操作，装设电极式水位计或液位信号器，当水位至正常工作水位时发出讯号起动工作水泵排水，水位升至最高水位时起动备用水泵排水，并发出讯号，水位下降至最低工作水位时停排。电极式水位计或液位信号器应布置在套管内，套管伸入最低水位以下 0.3～0.5m，防止污油污染前者的电

极或杂物卡住后者浮子，使元件失灵。

机组检修时，如同时要求检查流道底面结构，则流道内积水应尽量排空，此时集水廊道要更低一些，如无此要求，可将流道内水深控制在0.3～0.5m左右，以便能检查流道弯肘部分及流道排水管进口拦污网或清除污物等工作。

机组调相时，拟定的调相最高水位，等于或低于转轮下缘0.5倍转轮直径，调相正常工作水位等于集水廊道正常工作水位加上闸门漏水量通过进水流道排水管的水头损失。调相最低工作水位等于集水廊道最低工作水位加上闸门漏水量通过进水流道排水管的水头损失。

机组检修或调相所需排水泵的总排水量，按下式计算：

$$\sum Q = \frac{V_1 + V_2}{T} + 0.36qLn \quad (\mathrm{m^3/h}) \qquad (7\text{-}18)$$

式中：V_1 为集水廊道正常工作水位与最低工作水位之间的容积，m^3；V_2 为一台机组流道内进水池设计水位与检修或调相最低工作水位之间的容积，m^3；T 为排水时间，一般取为4h；q 为闸门止水处单位长度漏水量，L/s；L 为闸门止水周边长度，m；n 为同时调相检修机组台数。

闸门漏水与闸门止水形式和制造安装质量有关，一般进口检修闸门常用P型橡皮或平板型橡皮止水，如闸门和门槽的制造和安装质量均能符合要求，漏水量是很少的。如湖北樊口泵站进水流道检修门，经细致安装调整后，闸门每米长度的漏水量小于0.1L/s，但一般难于达到这一标准，因此建议按普通施工条件，每米长度漏水量采用1.25～1.5L/s计算较为合适。若泵站为平管出水，出口用快速闸门或拍门控制时，则闸门漏水量为进出水闸门漏水量之和。对于具有虹吸式出水流道的机组，若外水位低于驼峰底面，则只按进水闸门计算漏水量，对于驼峰较矮的流道，出口又有闸门或拍门控制，若外江水位高于驼峰底面时，出口闸门漏水量可通过专设的排水管自流排入进水池。

排水泵的设计扬程为集水廊道正常与最低工作水位的平均值

与在调相或检修期间可能出现的最高外水位之差加上排水管道的水头损失。最大扬程为集水廊道最低工作水位与排泵房渗漏水时可能出现的最高外水位之差加上排水管道的水头损失。水泵的安装高程应满足水泵允许吸上高度的要求。

排水泵在检修或调相期间不考虑备用容量，机组台数最少应为两台，一般布置在廊道顶板水泵层平面上，其吸上高度都比较大，故多选用允许吸上高度较大的卧式单吸单级离心泵。主机台数较多的泵站，为了使用灵活，有时排水泵台数可以多一些，但每台排水泵的排水量应大于一台机组的闸门漏水量。当投入自动操作时，应分别规定工作和备用泵，并能互相切换。

每台排水泵的排水量为总排水量除以台数。

室内排水可排往泵站出水侧，也可排入进水侧。一般进水池水质比较清洁，常作技术供水水源，室内集水廊道的积水比较脏，并杂有油污，如排至进水池，对技术供水不利，排至出水池，可消除这一缺点，但扬程较高，设备容量和电能损耗相应增大，特别是对堤后式泵站，排往出水侧的管路布置也较为复杂，设计时应通过比较决定。排水管出口最好装有拍门，以防鱼类或杂物堵塞，如出口处便于检修，也可装设拦污网，当污物堵住网眼时，应能及时清除。排水管吸水侧如采用底阀充水，当出水侧有水时，可以从旁通阀供给，出水侧无水时，由厂内供水管引进。

进水流道排水管管径一般按通过闸门漏水量时水头损失为0.2m左右拟定，进口应布置有拦污网，并在附近装设压缩空气吹扫管定期吹扫。

室内水下部分各层地面四周及水上部分布置有水机管路的场所，均应布置排水沟，主泵外壳四周亦应布置排水沟，汇流至集水廊道内。装有10台28CJ56型机组的某泵站排水系统原理见图7-13。应该指出，近年来，潜水电泵发展很快，有些泵站已不采用图7-13所示的BA或IS系列的卧式单级单吸离心泵，而改为图6-19或图6-20所示的潜水电泵，使排水泵的布置、安装、检修、启动和运行更加方便。

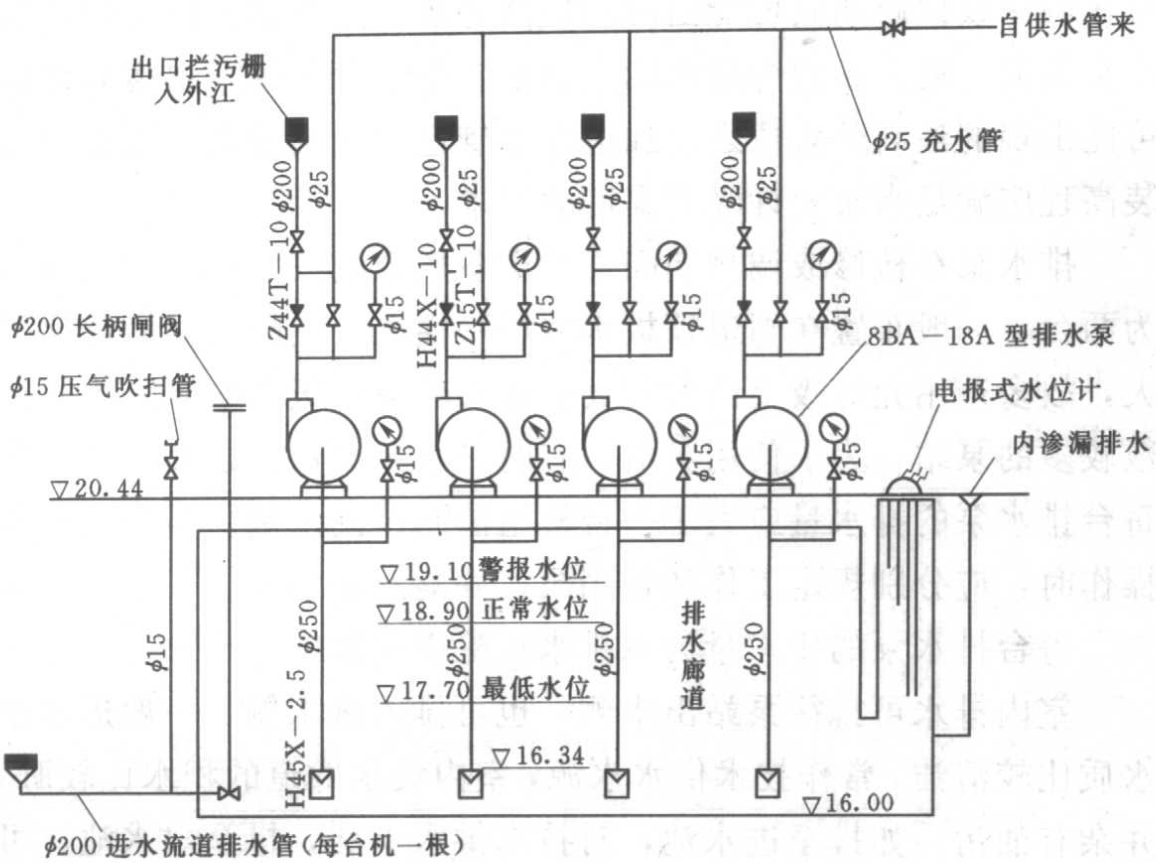


图 7-13　排水系统图

第四节　通风与起重设备

一、通风设备

（一）主电动机的通风

大型泵站主泵机组的电动机，目前均系采用空气冷却，在电动机转子周围的两端装有特制的风扇。运行时，利用风扇将空气从辐射方向吹入电动机内，冷却电动机的线圈和铁心，使电动机能在允许的温度下正常地工作。

用空气冷却电动机的通风方式一般有开敞式、管道式和密闭自循环式三种。国内大型同步电动机设计时这三种通风方式都曾采用过。实践证明，开敞式的通风效果差，已逐步改造为管道式通风，而大于 5000kW 的 TDL535/60-56 型、TDL550/45-60 型和 TL7000-80/7400 型均为密闭自循环式方式。

1. 开敞式通风

开敞式通风是以泵房内的空气来冷却电动机的，即泵房内的空气在风扇作用下，直接从电动机上机架进风口及电机层以下的电动机下部进入，冷却电动机线圈及铁心后，经定子外壳出风孔排入泵房的电机层（见图 7-14）。这种通风方式虽然较简单，造价低，但在夏季，由于泵房内的环境气温较高，吸入电动机的空气冷却效果较差，而从电动机排出的热空气又不断使泵房环境温度加热，因此，冷却效果更差。例如，湖北省早期建成的黄天湖泵站，装设 6 台 800kW 机组，采用开敞式通风后，通过多年运行表明，夏季抽水时电动机层温度比室外高 7～8℃，最热时温度达 48℃，个别地方有高达 52℃的，对运行极为不利，因此湖北省对装有 1600kW 机组的泵站及其后装有 800kW 机组的泵站，均将开敞式通风改为管道通风，在电动机四周加混凝土环形风道，并引出室外。

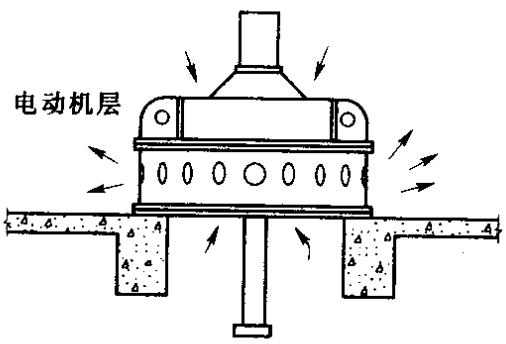


图 7-14　开敞式通风

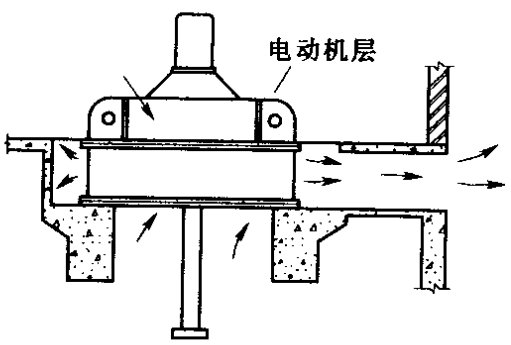


图 7-15　管道式通风

2. 管道式通风

管道式通风也是利用泵房内的空气作为冷却空气。空气从电动机上机架进风口及电机层下面的电动机下部进入，冷却电动机线圈及铁心后，经定子外壳出风孔进入专用的风道排出室外（见图 7-15）。

风道为环形，其断面尺寸可根据电动机的通风量和风速大小来确定。风速一般为 $v=4\sim6\text{m/s}$，通风量 Q 可按下式计算：

$$Q=\frac{\omega}{864\gamma\Delta t}\quad(\text{m}^3/\text{s}) \tag{7-19}$$

式中：γ 为排风道内热风的单位体积重量，当热风温度为 55℃时，$\gamma=1.076\text{kg/m}^3$；$\Delta t$ 为通过电动机所产生的温度差，可取为 15℃；ω 为电动机的放热量，$\omega=860N_d$（4186.8J），其中 N_d 为电动机损耗功率，kW，可按公式（7-12）计算。

由此可以根据计算出的 $A'=Q/v$（m^2）值，初步拟定风道的断面面积 A，然后计算风道风力损失，并校核所拟定的断面面积 A 是否满足要求。如不能满足要求可以采取以下措施：①适当扩大，以减小热风流速；②若风速太小则不利于散热，可与电机厂家协商，适当扩大电机定子外罩的出风口；③在风道出口处安装风机；④减少机组的运行负荷。实践证明，这些措施是有效的，但在扬程较高又遇特大暴雨，需要按最大流量运行时，用减少负荷的办法是难以满足生产要求的。因此，在泵站设计时，应重点考虑扩大电机外罩的出风口和在风道加风机的措施。如 1600kW 的电动机按原设计可以采用开敞式通风，厂家要求冷却空气温度不超过 40℃，电机定子绕组允许温升为 70℃。尽管由开敞式改为风道式通风，但因未装风机，在满负荷运行时，定子绕组温度在 100℃以上，需限制运行。后安装了风机，厂家扩大了电机外罩出风口直径，定子绕组温度可降到 100℃以下。如湖北排湖泵站 2 号机组，在室温 40℃，负荷 1550kW 的情况下，定子绕组温度可降到 95℃，基本可以满足要求。但装风机后定子绕组温度又可降 15～20℃，效果更好。

一般采用 T30 型轴流式风机作为风道内的风机，但因风道内的温度较高，驱动风机的电动机容易发热，导致风机停转，影响通风效果。因此，最好将驱动电机安装在风道以外的电机层楼板上，用三角皮带传动，通风效果较好。

风道出风口一般布置在泵房的进水侧，热风沿水平方向排出室外。但应避免出风口正对室外风向，以免影响排风效果。也可以将出风口在室外部分做成“T”字形，或增设垂直风道，将热风引向房顶排出。

3. 密闭循环通风

电动机四周设密闭的环形风道，将冷却用的空气与外界隔绝，热风从电动机定子外壳出风口排出后，经过水冷的空气冷却器将空气冷却再循环使用，从上下两端进入电动机冷却（见图 7-10）。

空气冷却器是由一定数量的黄铜管组成，铜管的两端嵌入上部和下部的水箱内，冷却水在管内连续流过，空气则在管子之间流动，利用温度较低的水将热风中所含的热量带走，铜管上还缠绕大量的黄铜丝以增大散热面，从而达到将空气冷却的效果。

（二）主副泵房通风

泵站主副泵房不挡水的各层，大都有条件开窗户，应尽量采用自然通风。将开敞式通风的电动机改为管道式通风或采用密闭循环通风的机组，使主泵房温度有很大的改善，如风道盖板装设严密，对主机间温度影响就不大，故凡能采用自然通风的地方，开设适量的窗户，一般即可满足通风要求。

主泵房水下部分不能开窗，没有条件采用自然通风，过去曾认为这些区域空间大，在内巡视检修工作时间不长，因而很少考虑通风措施。通过运行实践，这些地方由于空气不流通，经常感到空气浑浊和闷热难受，在机组安装检修时，矛盾更为突出，特别是进行电焊作业，烟雾充斥其中排不出去，工作条件更差，因此适当考虑机械通风，使有新鲜空气对流，是很有必要的。

根据气流组织及布置，可将主泵房水下部分各层组成集中的或各个单独的通风系统，其通风量可按排除余热或余湿考虑，但由于水下部分各层比较空敞，发热的设备不多，余热不是很大的，而余湿又往往与厂内防潮排水和混凝土施工质量的好坏有很大关系，很难估算准确，从简便出发，这些系统的通风量按每个通风系统所控制的建筑物体积的每小时换气次数计算较好。因此，每个通风系统的通风量 Q 可按下式计算：

$$Q = VZ \quad (m^3/h) \tag{7-20}$$

式中：V 为系统所控制的建筑物内净空间体积，m^3；Z 为每小时换气次数，常采用 1～3 次，对于运行人员工作和巡视较多的场所选用大值。

泵站水泵层和检修层的通风一般采用风机和通风管道从进水侧送入新鲜空气，然后在水泵层出水侧用风机并通过风道排出室外。以达对流和换气的目的。

因泵站电气操作电源为直流电，故在泵房内一般设有蓄电池室。因为酸性蓄电池在充电过程中会产生大量氢气和酸雾，这不仅直接影响工作人员的健康，而且在达到一定浓度时还有爆炸危险。因此，应将酸室和套间作为独立的通风系统，进、排风分别设置专用通风管道，从室外引入新鲜空气，并将有害气体排至高于屋顶 1.5m 以上的大气中，同时也不能影响其他建筑物，空气也不能循环使用。

二、起重设备

为了满足机组安装及检修需要，泵房内应设置起重设备。

泵站中常用的起重设备为梁式起重机。而梁式起重机按起重滑车的形式分为单滑轮和双滑轮；按起重机主梁形式分为单梁和双梁；按操作方式分为手动和电动。另外，起重机的工作制还有轻重和速度快慢之分。由此可组成手动或电动单梁葫芦、手动或电动桥式吊车等。电动桥式吊车根据工作时间的长短又可分为轻、中、重级。

在选择吊车类型时，主要根据最重吊运部件和吊具的总重量大小和工作时间的长短确定。一般，在确定手动还是电动时，主要根据吊车的工作时间的长短。台数少的泵站每年检修时间较短，故常选用手动吊车，而台数多的泵站，吊车的工作时间也较长，以选用电动吊车为宜。对于起重量小于 5t，主机组小于 4 台的泵站，宜选用手动单梁。起重量大于 5t 时，宜选用电动单梁或双梁起重机。起重机的工作制应采用轻级、慢速。制动器和电气设备的工作制应采用中级。

在选择起重机时还应注意其跨度和起吊高度。起重机跨度级差应按 0.5 级选取，而且起重机两端应设阻进器。

起重机的起吊高度与设备的搬入方式有关，而搬入方式又影响到泵房的建筑设计，可见起吊方式对泵站工程投资和设备安装

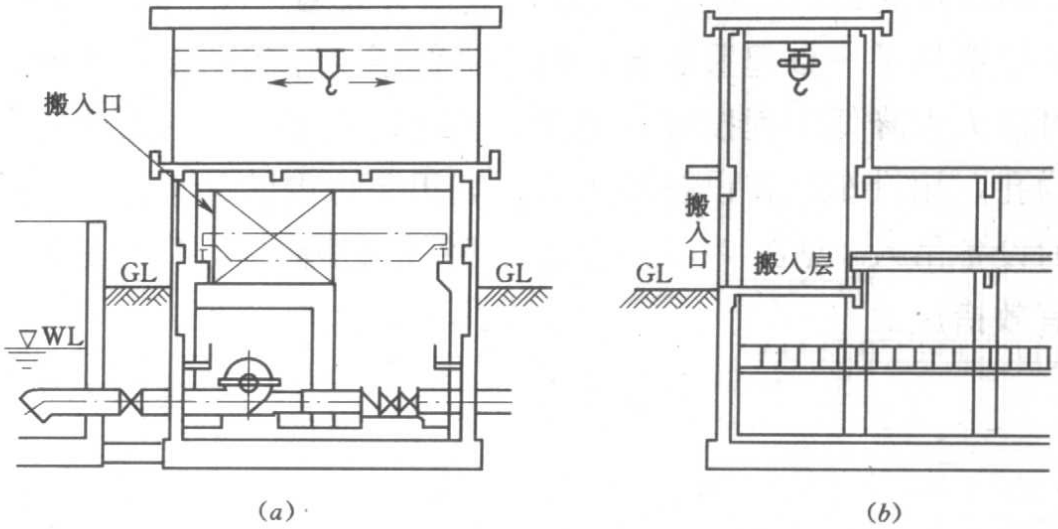


图 7-16　二步法起吊方式

(a) 正视图；(b) 侧视图

检修都有影响。因此，在泵房设计时应同时考虑起吊方式的选择。例如，有的泵站由于水泵的安装高程所限不能安装得太高，但因地形或进水池水位所限，泵房必须做成四周和底板不能漏水的干室型泵房，而且挡水墙的高度应高于进水池的最高水位。这样就形成了进入泵房的大门高于泵房底板的现象。在这种情况下，必须按大门处汽车搬运的高度来确定起重机主梁泵房屋架的高度，而该高度显然高于泵房底板处要求的高度。但是，如果泵房分成两部分，即把大门处设为检修或装卸间，安装水泵机组的位置称为工作间，检修间和工作间按照起吊要求确定高度，并按不同跨

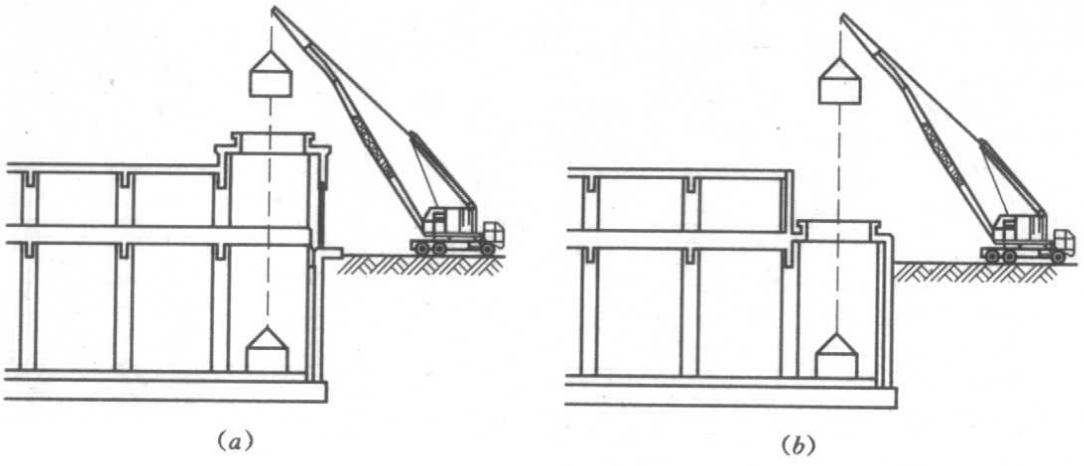


图 7-17　吊物孔吊入方式

(a) 屋顶吊物孔；(b) 地面吊物孔

度分别选择起重机，采用二步法的起吊方式搬入（如图 7-16）。这样虽然增加了一台起重设备，但却降低了工作间的泵房高度，从而可以大大降低工程投资。另外，也可以在室外的地面或屋顶设吊物孔，用汽车吊将设备吊入后再利用泵房内的吊车将安装或检修的设备吊入（见图 7-17），这也是降低泵房高度，减少工程投资的有效措施。

第八章　泵　　房

泵房是安装水泵、动力机、辅助设备、电气设备等的建筑物，是泵站工程中的主体工程。泵站的主要作用是为水泵机组等各种机电设备以及运行管理人员提供良好的工作条件。合理设计泵房对降低工程投资、提高泵站效率、延长机电设备寿命以及为运行管理人员创造良好环境具有重要意义。

在实际工程中，泵房形式多种多样，最常用的分类是按泵房是否能移动分为固定式和移动式泵房。固定式泵房按基础和泵房内是否可以进水分为分基型、干室型、湿室型和块基型。移动式泵房又分泵车和泵船。本章主要讲述以上几种常用的泵房形式的适用条件、内部布置和特殊要求。

第一节　分基型泵房

分基型泵房的主要特点是水泵机组和泵房的基础分开，属单层结构。因其结构简单，施工方便，可以采用砖、石、木等当地材料，工程造价比较便宜，故中小型泵站应首先考虑采用分基型泵房形式。

分基型泵房根据所选的水泵机组形式可分为常规卧式机组、斜式机组和潜水电泵机组三种分基型泵房。本节主要阐述分基型泵房的适应场合和内部布置等问题。

一、适应场合

（一）常规分基型泵房

常规分基型泵房所安装的是卧式离心泵或混流泵机组，如图8-1所示。该水泵机组的安装高程不能太高，也不能太低。如果安装高度太高，在进水池最低水位时，水泵就有可能发生汽蚀和振

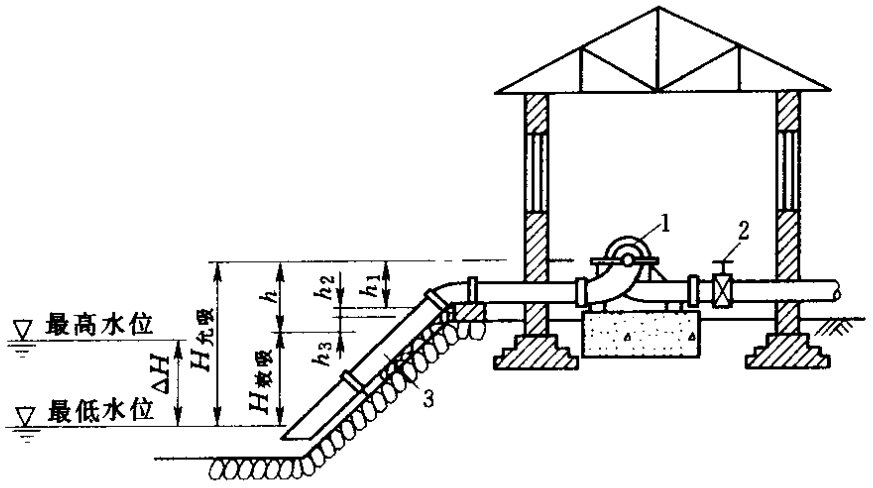


图 8-1　常规分基型泵房剖视图

1—水泵；2—闸阀；3—进水管

动。如果安装太低，不仅会增加泵房的开挖深度，增加工程造价，而且可能在进水池最高水位时泵房进水，淹没机电设备。在地下水位较高的地区，地下水产生的浮托力有可能破坏泵房地板，地下水渗入泵房，并使机电设备经常处于潮湿状态，影响机组寿命和安全运行。因此，如图 8-1 所示，只有当进水池水位变幅 ΔH（即最高和最低水位之差）小于泵站的有效吸程 $H_{效吸}$ 时，常规的分基型泵房才是可行的。也就是说，若进水池的水位变幅为 ΔH，泵站的有效吸程为 $H_{效吸}$，则该分基型泵房必须满足的条件是：

$$\Delta H \leqslant H_{效吸} \tag{8-1}$$

式中的有效吸程 $H_{效吸}$ 可根据水泵的允许吸上高度 $H_{允吸}$ 和水泵叶轮中心至最高水位的高度 h 之和，即

$$H_{效吸} = H_{允吸} - h \tag{8-2}$$

式中 h 包括水泵叶轮中心线至水泵基础顶面的高度 h_1、水泵基础顶面至泵房地板的高度 h_2 和泵房地板至进水池最高水位的高度 h_3。h_1 可由水泵样本查得，h_2 一般为 10～30cm。h_3 即安全超高，主要考虑防止波浪、壅浪等原因可能造成在最高水位时超过挡水部位而增加的安全高度。它与泵站建筑物级别和计算工况有关，如表 8-1 所示。

表 8-1　　泵站挡水部位顶部安全超高下限值

运用情况 \ 泵站建筑物级别	1	2	3	4、5
设　　计	0.7	0.5	0.4	0.3
校　　核	0.5	0.4	0.3	0.2

注　设计运用情况是指在设计水位时运用的情况，校核运用情况是指泵站在最高运行水位或洪（涝）水位时的运用情况。

根据水泵不发生汽蚀的要求，水泵的允许吸上高度 $H_{允吸}$ 可用下式表示：

$$H_{允吸} = H_{允真} - \frac{v_{进}^2}{2g} - h_{进损} \tag{8-3}$$

式中：$H_{允真}$ 为水泵允许吸上真空高度，m；$v_{进}$ 为水泵进口流速，m/s；$h_{进损}$ 为水泵进水管的阻力损失，m。

在水泵样本上有时用允许汽蚀余量 $\Delta h_{允}$ 表示水泵的汽蚀性能，它与 $H_{允真}$ 的关系可用下式计算：

$$\Delta h_{允} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - H_{允真} + \frac{v_{进}^2}{2g} \tag{8-4}$$

式中：$P_a/\rho g$ 为大气压力，m；$P_v/\rho g$ 为水的汽化压力，m；其他符号同前。因此，水泵的允许吸上高度 $H_{允吸}$ 也可以用下式表示：

$$H_{允吸} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - \Delta h_{允} - h_{进损} \tag{8-5}$$

由此可见，水泵的允许吸上高度 $H_{允吸}$ 与泵站所在地的海拔高度（不同海拔高度的大气压力不同）、汽化压力（不同水温的汽化压力不同）、水泵汽蚀性能、进水管的阻力损失、水泵进口的流速水头等很多因素有关。在海拔高程为零时，大气压力为 10.33m。在水温为 25℃时，水的汽化压力为 0.33m。因此，在这种情况下，$\Delta h_{允}$ 与 $H_{允真}$ 的换算公式可简化为：

$$\Delta h_{允} = 10 - H_{允真} + \frac{v_{进}^2}{2g} \tag{8-6}$$

值得注意的是，上式中的水泵 $H_{允真}$ 或 $\Delta h_{允}$ 值应是水泵的汽蚀特性曲线上查得的最不利工况下的允许吸上真空高度或允许汽

蚀余量。如图 8-2 所示的 32SA-10 型双吸离心泵的性能曲线中，除流量—扬程（$Q\sim H$）、流量—功率（$Q\sim P$）、流量—效率（$Q\sim\eta$）曲线外，还有流量—允许吸上真空度（$Q\sim H_s$）曲线。该泵在额定流量 1408.33（L/s），即扬程为 48.5m 时的允许吸上真空度 H_s 为 4.8m。如果该泵有可能在最低扬程 43m 下运行，此时的 H_s =2.0m。用最低扬程所对应的 H_s 计算出的 $H_{效吸}$ 将比额定扬程下的 H_s 计算出的 $H_{效吸}$ 小。因此，用在额定工况的数值计算出的有效吸程来确定的水泵安装高度，水泵发生汽蚀和振动的可能性大，是不安全的。

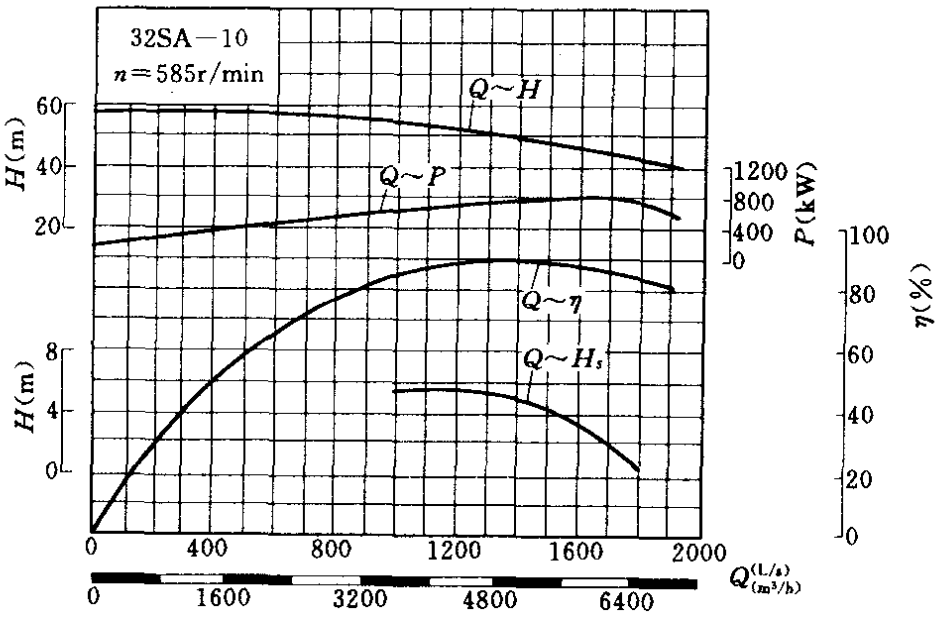


图 8-2　32SA-10 型水泵性能曲线

但是，在很多水泵样本上都很难查到如图 8-2 所示的 $Q\sim H_s$ 特性曲线，一般只能在性能表中查到额定点的 H_s 值。该值只有在进、出水池水位或运行扬程变化很小的情况下才能用于上式计算。但在目前的规划设计中，仍有不少泵站在扬程变化较大的情况下也采用该值计算允许吸程，这就是当前实际工程中水泵汽蚀和振动频繁发生的重要原因。为了避免水泵汽蚀和振动发生，在无 $Q\sim H_s$ 的曲线的情况下，应该根据水泵样本的额定工况点的 $H_{允真}$ 或 $\Delta h_{允}$ 值估算实际运行工况点的 $H_{允真}$ 或 $\Delta h_{允}$ 值，然后再代入上述相关公式。这样计算出来的 $H_{允吸}$ 才是比较安全的。下面介绍单级

双吸离心泵的换算方法[12]。

图 8-3 为 Sh 型单级双吸离心泵相对流量和相对汽蚀余量的关系曲线。可根据该图可以查出水泵流量变化后允许汽蚀余量。例如，在样本查得，32Sh-19 型卧式双吸离心泵在额定工况（$H_{额}=32.5m$，$Q_{额}=1.53m^3/s$）下的 $H_{允真}$ 为 4.35m。根据公式（8-6）计算出额定工况下的允许汽蚀余量为 6.15m。如果该泵站有可能在扬程 25.4m（流量为 $1.795m^3/s$）下运行，这时，$Q/Q_{额}=1.795/1.53=1.173$，由图 8-3 可查出 $\Delta h_{允}/\Delta h_{允额}=1.24$，故 $\Delta h_{允}=1.24\times6.15=7.626m$。根据式（8-4）可换算出该泵在流量为 $1.795m^3/s$ 下运行时的允许吸上真空高度 $H_{允真}$ 为 2.874m，比额定工况下的允许吸上真空高度降低了约 1.5m。

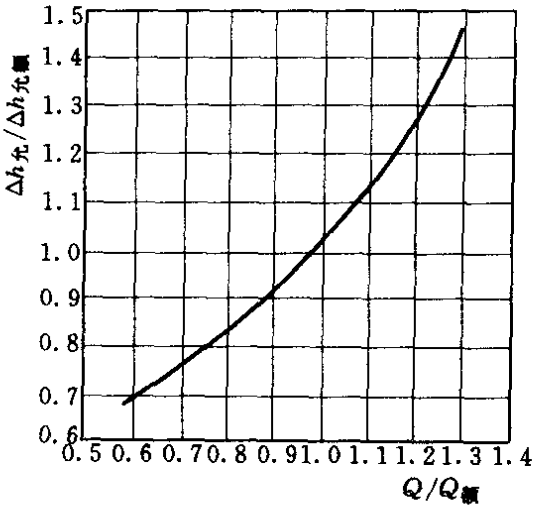


图 8-3 双吸离心泵相对流量和汽蚀余量关系

另外，如果泵站在渠首设有防洪闸，或引渠上另建一座节制闸，在水源水位高于泵房地板高程时，可以控制站前水位，使之低于泵房地板高程。在这种情况下分基型泵房可以不受式(8-1)的限制，即使选用卧式机组仍然可以采用分基型泵房。不过，应该注意的是，如果闸门漏水的事情是经常发生而又无法解决时，为了防止泵房被淹，还需要在节制闸附近另建一个为前池排水的泵房，才能确保在泵站非运行季节，在节制闸漏水泵房不致进水受淹。显然，这样不仅会增加工程投资，而且在运行季节用节制闸或防洪闸降低进水池水位，必然会增加泵站运行扬程，从而增加运行费用。因此，只有在取水口必须建防洪闸，而且在非运行季节进水池水位有可能高于泵房地板的场合，才考虑选用分基型泵房。

（二）斜式机组的分基型泵房

采用斜式安装机组，即水泵的安装高程按最低水位确定（一般将水泵叶轮淹没在最低水位以下，以免启动充水），泵房的地板高程按最高水位确定，电动机倾斜安装在机房里。水泵和电机之间用长轴连接。

由于水泵和电动机分别安装在不同的高度上，既解决了水泵的防止汽蚀问题，也解决了电动机的防潮和被淹问题。因此，这种分基型泵房可以不受公式（8-1）条件的限制。它可以适应进水池水位变化幅度较大的场合。但是，当进水池水位变化幅度增大后，机组之间的传动轴的长度也会增加，相应的中间轴承也要增加，运行的稳定性将受到影响。同时，因为水泵固定在水下，在淹没深度大时一旦水泵发生故障，将会增加检修难度。因此，水位变化幅度也不宜太大，一般应控制在 10m 以内。

图 8-4 所示的水泵为倾斜安装的轴流泵或混流泵。甚至中小型蜗壳式和导叶式混流泵、单吸或双吸蜗壳式离心泵也可以倾斜安装。水泵安装在屋外，房内仅安装电机和辅助设备及电气设备。

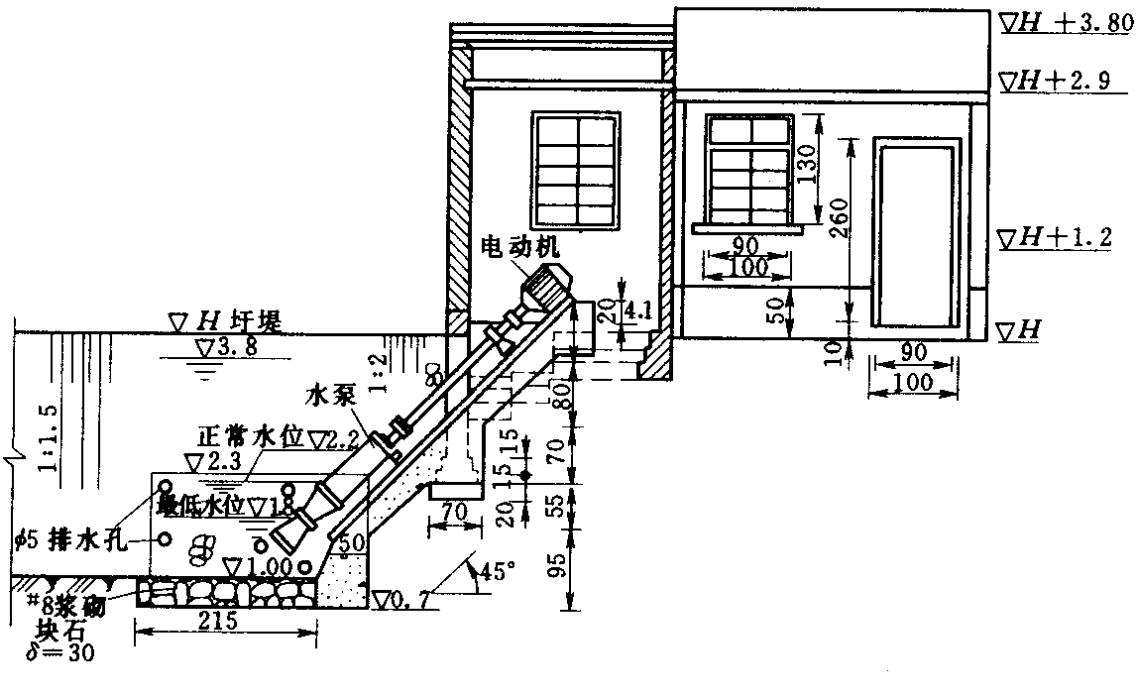


图 8-4　斜式机组的分基型泵房（尺寸单位：cm）

（三）潜水电泵机组的分基型泵房

采用潜水电泵时，水泵和电动机可以同时潜入水中运行，只要将其安装在进水池最低水位以下，能满足水泵抗汽蚀的要求，同时在运行时进水池不至于产生进气旋涡即可。因为潜水电泵的水泵和电动机为同轴传动，电动机也可以在水下运行，因此，不会因水位变化大而需要加长泵轴长度。为了检修方便，可以采用带自耦装置的潜水电泵（见第六章图 6-19 和图 6-20）。在水泵的上部只需设置起吊用的起吊架，而不需要专门为水泵和电动机设置房屋。原泵房仅用于安装电气和控制设备，同时作为维修管理用房，原泵房面积大大缩小，工程投资显著降低。图 8-5 为安装井筒式潜水轴流（或混流）电泵，也可以安装导杆式蜗壳离心泵。因为自耦式潜水电泵安装拆卸非常方便，即使在水位很高的情况下机组出现故障，也可以很快将机组吊出，提高了机组的可靠性。因此，和长轴的斜式泵相比，具有明显的发展优势。但因为水位变化幅度越大，挡土墙的高度也越大，工程投资相应增加。因此，工程投资成了该形式限制水位变化幅度的主要因素。

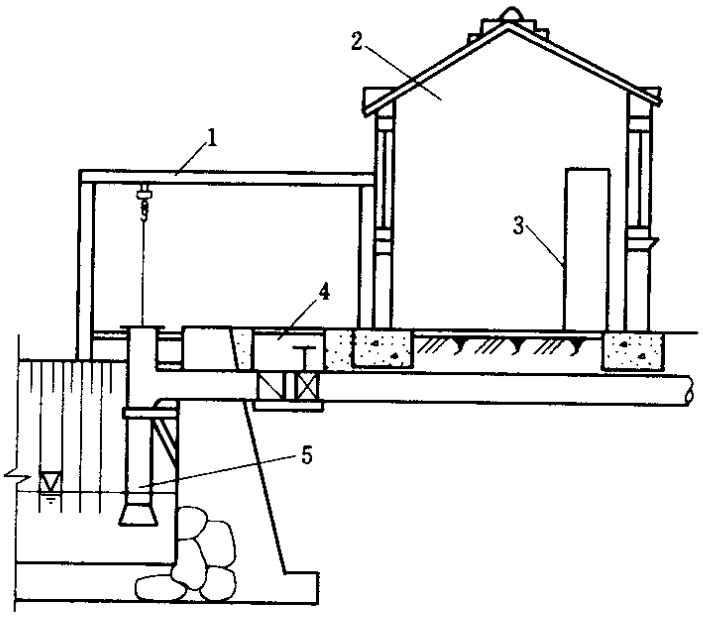


图 8-5　安装潜水电泵的分基型泵房

1—起吊架；2—检修间及控制室；3—配电柜；

4—闸阀井；5—井筒式潜水电泵

二、泵房布置

上述三种类型的分基型泵房的内部布置有所不同。常规的卧式机组应考虑设备、检修间、交通通道、充水和排水系统的布置等。安装斜式机组的分基型泵房的水泵已伸出泵房之外，潜水电泵机组则全部在外，因此后两种分基型泵房主要是电气设备和检修间。这里主要介绍常规分基型的泵房布置。

（一）设备布置

机电设备布置一方面应满足机电设备的安装、运行和检修以及紧凑、整齐和美观的要求，另一方面又需要满足泵房结构布置以及泵房内的通风、采暖、采光的要求，并符合防潮、防火、防噪声的技术规定。同时，还应该注意泵房内外的交通运输要求，建筑造型应该美观。

1. 主机组布置

按水泵的类型及数量，一般有下列 2 种布置形式。

（1）单列式布置。各机组轴线位于一条直线上，如图 8-6（*a*）所示。这种布置形式的优点是简单、整齐、泵房跨度小，既适用于卧式机组，也适用于立式机组；缺点是当机组数目太多时会增加泵房长度，前池及进水池也会相应加宽。为了缩短泵房长度，可以采用图 8-6（*b*）所示的机组相对布置的形式。对于单级单吸离心泵或混流泵则应采用图 8-6（*c*）所示的泵轴线平行的布置方式。

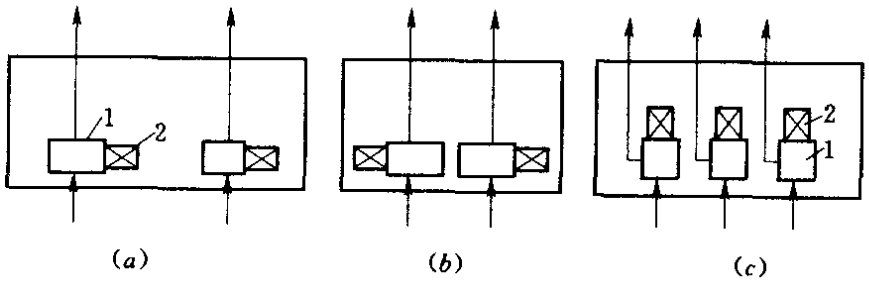


图 8-6　单列式布置

1—水泵；2—电动机

（2）双列式布置。当机组数目较多时，或者在深挖方中建站，

为了缩短泵房长度减少前池进水池宽度，可以采用这种布置形式，如图 8-7 所示。

双列式不仅将机组排成两列，而且应相互交错，以充分利用泵房平面尺寸，缩短了泵房长度，但增加了跨度，泵房内部显得比较零乱，管理操作不便。有时为了减少前池的宽度，在布置时可以将部分水泵的轴调向。由 Sh 型水泵的构造可知，从电动机方向看水泵转轮是逆时针方向旋转的，从水泵进水口向出水口方向看电动机在右侧。如果根据需要将电动机换至左侧，水泵的叶轮转动方向不变，因此，电动机的转动方向应改为顺时针方向旋转。另外，改变水泵和电机安装位置时，须在订货时加以说明。

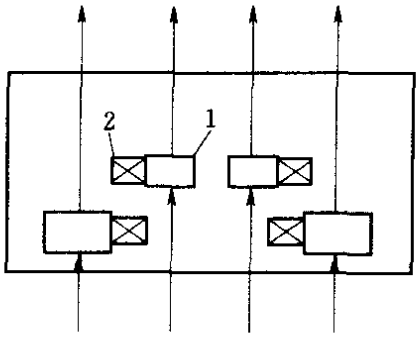


图 8-7　双列式布置
1—水泵；2—电动机

在主机组布置时应注意间距须符合要求。对于卧式泵，单列式布置时相邻机组间的净距不应小于 1.8～2.0m。双列式布置时，管道与相邻机组之间的净距不应小于 1.2～1.5m。对于就地检修的电动机应满足转子抽心要求。同时还应该满足进水喇叭管在进水池布置的要求。边机组的布置应满足设备起吊、楼梯、交通道布置的要求。

2. 配电设备布置

（1）布置形式。有集中及分散布置两种。分散布置时，一般将配电盘放在两台电动机中间的靠墙空地上，这时泵房无须加宽。集中布置时，根据其在泵房中的位置，又有两种形式：

1）一端式布置。在泵房进线一端设配电间。这是工程上普遍采用的一种形式，尤其适用于机组台数较少的泵站。其优点是泵房跨度小，进出水侧都可以开窗，有利于通风及采光。但机组数目太多时，工作人员不便监视远离配电间的机组运行情况。

2）一侧式布置。将配电设备布置在泵房一侧（进水侧或出水侧），一般在出水侧设配电间的居多。其优点是当机组台数较多时，

有利于监视机组运行。为了不增加泵房跨度，可沿泵房跨度方向向外凸出一部分作为配电间，而不会增加整个泵房的跨度，比较经济。

（2）布置要求。配电间的尺寸主要取决于配电柜的数目及规格尺寸，以及必要的操作维修空间。配电柜分高压、低压两种。低压配电柜可采用成套设备，其外形尺寸一般为宽 900mm、深 600mm、高 2140mm。不需靠墙安放的，可选双面维护。单面维护的，可以靠墙安放。高压开关柜一般采用成套设备，适用电压为 6kV、10kV，其外形尺寸一般为宽 1200mm、深 1200mm、高 3100mm。配电柜的数目，按设计要求而定，通常每台机组需要一个。若采用不靠墙安装的配电柜，柜后要留出不小于 0.8m 的通道，以利检修。柜前一般需要不小于 1.5m（低压）及 2.0m（高压）的操作宽度。

配电间的地板应略高出泵房地板，防止积水流向配电间。有时其高度可与泵房内交通走道相同。配电间一般都应单设一个外开的便门，以备发生事故之用。

3. 检修间布置

机组的检修应尽量利用机组间的空地。若为检修需要增加机组间距而影响工程投资时可考虑另设检修间。检修间一般设在靠近泵房大门的一端，其平面尺寸要求能够放下泵房内部的最大设备或部件，并便于拆卸，同时还要留有余地存放工具等。在检修间除放置电动机转子外，还应留有运输最重件的汽车进入泵房的场地，其长度可取机组长度的 1.0～1.5 倍。卧式机组应满足设备进入泵房的，检修间长度应满足一台机组安装或扩大性大修的需要。

4. 走道布置

泵房内的主要走道是沿泵房长度方向布置的，以便于值班人员巡视及搬运，其宽度应不小于 1.5m。走道一般布置在出水侧，并高出泵房地板一定高度，以利于闸阀的操作。

5. 充水系统布置

充水系统包括充水设备（如真空泵机组）及抽气干、支管，其布置以不影响主机组检修、不增加泵房面积、便于工作人员操作为原则。一般布置在检修间或进水侧中部的空地上。抽气干管位于充水设备同侧，可沿机组基础的地面铺设，也可支承在高于地面的空间，然后再用抽气支管与每台水泵相连。

6. 排水系统布置

排水系统用来排除水泵水封用的废水及管阀漏水等。泵房地面应有向前池方向倾斜的坡度（约2%左右），并设排水干、支沟。支沟一般沿机组基础布置，但应与电缆沟分开，以免电缆受潮。废水沿支沟汇集于干沟中，然后可以穿出泵房墙自流入前池。有时，为了缩短排水时间或不能自排时，可使排水干沟的积水先流入集水井中，其位置应与排水泵的位置同时考虑，通常设在泵房的低处。然后，用排水泵将集水井中之水排走。

（二）泵房尺寸的确定

1. 泵房宽度

泵房宽度应根据泵体的大小，进出水管路及其阀件的长度，安装检修及操作所必需的空间，并考虑进出水侧走道宽度等要求而确定。其宽度也应与定型的屋架或吊车跨度相适应。

如图8-8所示，泵房内的进出水管路为了避免漏气漏水以及便于拆装，通常都采用法兰连接的金属管。由于进、出水管路的直径一般都比水泵进口及出口的口径大，所以在水泵进口需要安装一个偏心渐缩接管 $b_{接1}$，出口需要一个渐扩接管 $b_{接2}$。出水管路的阀件的位置可根据具体情况确定。对于分基型泵房逆止阀通常置于室内，但为了便于检修，先装逆止阀后装闸阀。为了方便闸阀的拆卸，闸阀后往往接一短管 $b_{接4}$。此外，为了避免阀件重量传给水泵或其他设备，阀件下均设支墩支承。$b_{接1}$及 $b_{接2}$可按设计要求而定，但净宽 $b_{净1}$需满足拆装管路的要求空间。

2. 泵房长度

泵房长度主要根据机组或机组基础的长度，以及机组间的间距而确定。一般，根据电机功率确定间距，如表8-2。

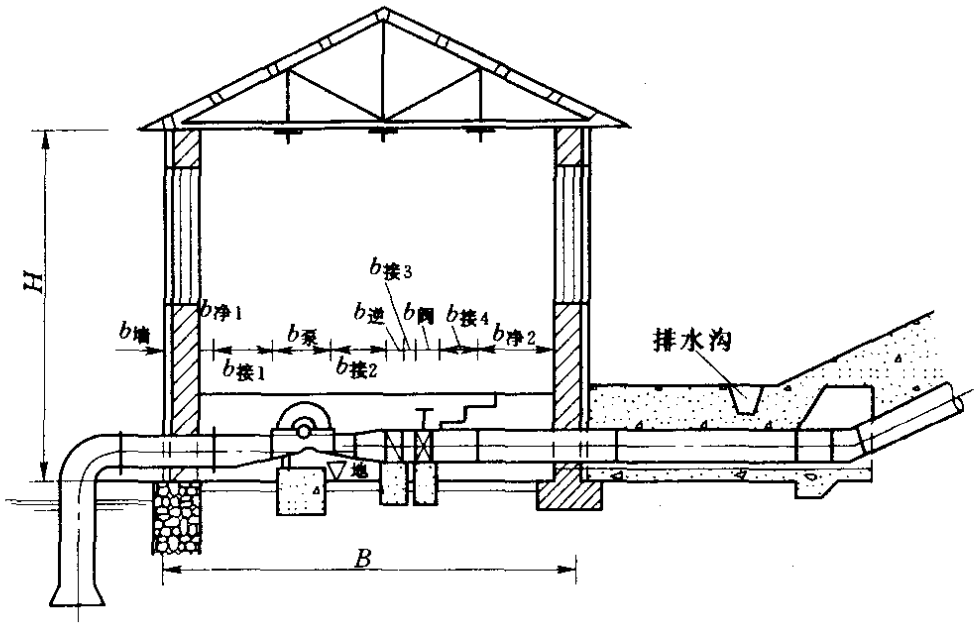


图 8-8　泵房宽度组成图

表 8-2　　机 组 间 距 表

序号	布　置　情　况	最　小　间　距
1	两机组基础间的间距 ①电机功率为 20～55kW； ②电机功率大于 55kW	 不小于 0.8m； 不小于 1.2m
2	①相邻两机组突出基础部分的间距及机组突出部分与墙壁的间距； ②上述情况如电机功率大于 55kW	应保证泵轴或电机转子检修时可以拆卸。并不小于 0.8m； 同上要求，并不小于 1.2m

基础长 L' 加上间距 b' 即为机组中心距 L。该值应等于每台水泵要求的进水池宽度与池中隔墩厚度之和，如图 8-9 所示。两者如果不一致，可通过调整间距来统一。机组中心距也就是泵房的柱距，在有配电间或检修间的泵房中，配电间或检修间的柱距可取与机组间的柱距相同，或者根据设计需要而定。

3. 泵房高度

首先，应根据式（8-3）求出水泵的允许吸上高度 $H_{允吸}$，由此可以根据泵站进水池最低水位 $\nabla_{低}$，用下式求出水泵安装高程 $\nabla_{安}$：

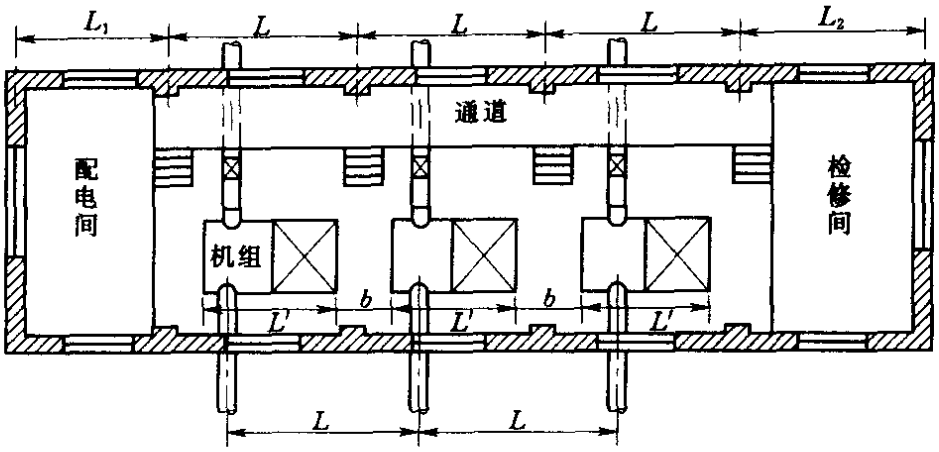


图 8-9　泵房长度组成图

$$\nabla_{安} = \nabla_{低} + H_{允吸} \tag{8-7}$$

根据水泵叶轮中心至基础顶面的高度 h_1 和基础顶面至泵房地面的高度 h_2 可以确定泵房地面的高程。

H 即为泵房高度，指泵房地面与屋架下弦杆之间的高度。对于重量轻的小型机组，可不设吊车，泵房高度较小，但一般不宜小于 3.5m。对于重量较重的水泵和电机，则应考虑采用吊车起吊，以便进行安装和检修。在这种情况下，应考虑汽车车厢底板离地面高度、垫块高、最高设备（或部件）的高度、捆扎长度、吊车吊钩到轨道面的距离、起吊物吊离车厢底板的必要高度等。另外，泵房高度还应满足吊车能在已安装好的设备上空自由通行的要求，具体尺寸确定可参见下节干室型泵房高度确定方法。

三、结构设计

分基型泵房结构包括屋盖、吊车梁、柱、墙及基础等，其结构形式与工业民用建筑的结构基本相同，应尽量采用国家、地方建筑部门的定型设计或建筑结构图集。以下仅就主要构件结构说明其设计要求。

（一）屋盖

屋盖由屋面与支承结构二部分组成。屋面起围护作用，支承结构支承屋面，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。例如泵房跨度较小，当地有木材可用时，可选用木结构上盖瓦材的斜屋盖；当泵房跨度较大，当地木材又比较困难时，可采用钢筋混凝土结构的平屋盖或其他形式的屋盖，总之应根据具体条件比较选定。

1. 斜屋盖

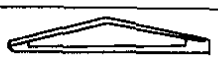
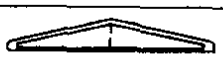
斜屋盖主要是靠屋面的坡度把水排走，其形式有单坡与双坡形，泵房常用双坡形。

（1）支承结构。屋架、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（梁）、檩条传给屋架，再传给墙或柱。

屋架搁置在房屋的跨度方向，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条或在屋架之间设剪刀撑等。

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。屋架就其材料分为木屋架、钢木混合屋架、钢及钢筋混凝土屋架或屋面梁，按形式分为三角形、梯形、折线形、拱形屋架等。如表 8-3 所示，选型应根据房屋跨度、屋面形式和辅材等考虑，泵房常用的有三角形屋架。该形式费材料，但构造及施工简单，无论何种辅材均可采用，当跨度小于 6～12m 时，可用木屋架或钢木混合屋架。跨度较大或木材较缺乏时可采用钢筋混凝土或钢屋架。

表 8-3　　常 用 屋 架 形 式

序号	构件名称	形　　式	材　　料
1	双坡 I 字形复梁		预应力混凝土跨度 12～15m
2	空腹屋面梁		预应力混凝土跨度 12～15m
3	拱式屋架		预应力混凝土跨度 9m、12m、15m
			
4	二铰拱屋架		钢筋混凝土跨度 9m、12m、15m
5	三角形屋架		木、钢木、钢筋混凝土屋架
			型钢屋架
6	折线形屋架		钢筋混凝土跨度 15m、18m

拱形屋架受力最合理，既经济又省材料，但施工较麻烦，因此较多采用折线形屋架，并常采用钢筋混凝土或预应力钢筋混凝土结构。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。檩条可用木、钢筋混凝土、钢制成，以木檩条应用较广。截面一般在50mm×70mm～80mm×140mm上下，其跨度不大于3.6～4.0m。当屋架间距较大时，可用钢筋混凝土檩条，常做成“T”形截面，最长达6m。屋面板常用木或钢筋混凝土制成。在木屋架上设木屋面板，厚度常用20～25mm，相应跨度0.7～1.0m；钢筋混凝土屋架常设钢筋混凝土屋面板，大型屋面板可直接放在屋架上，当尺寸较小时则置于檩条上。常用钢筋混凝土预制板有预应力混凝土大型屋面板、钢筋混凝土肋形板及槽形板，预应力混凝土多孔板等，一般可选用标准图，必要时也可自行设计。

（2）屋面构造。由屋面板、油毡、顺水条、挂瓦条及平瓦组成，见图8-10。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。

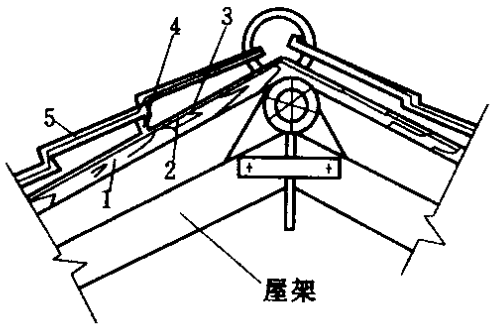


图8-10　斜屋盖的屋面构造
1—屋面板；2—油毡；
3—顺水条；4—挂瓦
条；5—瓦

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、多雪情况有关，一般陶瓦、水泥瓦的高跨比$H/L=1/2\sim1/5$。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、构造和材料均与斜屋盖有区别外，一般屋面坡度小于5%。由于屋盖的坡度较平，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，使屋面的质量得到保证。

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间层两部分，如图 8-11 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。

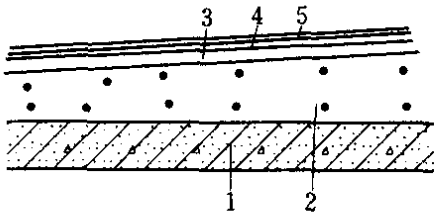


图 8-11　平屋盖构造

1—钢筋混凝土板；2—矿渣保温层找坡；3—水泥砂浆找平；4—冷底子油一度；5—二毡三油上撒绿豆沙

(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，次梁传给主梁再传给墙或柱上。

承重基层常采用钢筋混凝土预制梁、板。若预制构件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。钢筋混凝土梁可做成矩形、“T”形、“工”字形、设计按有关规范进行。

有保温隔热要求的平屋盖，常用的保温隔热材料有炉渣、矿碴、泡沫混凝土板、多孔陶土板等，保温层厚度应根据当地气温条件及所采用材料的导热性能决定。在保温层下可用一毡二油或两层热沥青的隔气层，以免凝聚水破坏保温层。

在不放保温层的屋盖上，找平层放在承重结构的上面；有保温层的屋盖找平层则放在保温层的上面，并做出一定的坡度，一般用 20mm 厚的水泥砂浆抹面。

(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和粘结的防水层，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，宜用于屋面平整、无较大振动、地基沉陷比较均匀以及气温差别较小的地区。

面层是用来保护防水层使其不受气候影响及机械破坏。泵房

属于不上人的平屋盖，在防水层上面常铺一层绿豆沙（4～6mm 的卵石或碎石）作为面层。

（3）平屋盖的排水。一般用外部排水，即水落设备置于室外。集水口用排出的形式，或在女儿墙上每隔一定距离（10～15m）预留孔洞，用镀锌铁皮漏斗与墙外落水管相连接，使雨水沿落水管排至地面排水沟。此外，也可采用自由落水，雨水经过挑檐自由落下，经地面散水坡汇入排水沟。

3. 屋盖所受的荷载

（1）恒载。恒载是指屋盖结构各层材料自重。

（2）活载。活载是指使用与施工过程中作用在结构构件上的可变荷载。如人群、设备、雪载、风载等。

1）屋面活载。泵房屋盖一般不上人，其屋面活载以 50kg/m^2 计。

2）屋面集中荷载。按施工或检修时集中荷载（如人和小工具）为 80kN 进行验算。

3）雪载。屋面水平投影面上所受的雪载，与屋面的形式和建筑物所在地区积雪深度有关，雪载可按下式计算：

$$S = CS_0 \tag{8-8}$$

式中：S 为雪载，kPa；C 为屋面积雪分布系数，按不同的屋面形式查荷载规范，一般屋面 $C=1$；S_0 为基本雪载，根据地区查荷载规范。

因屋面活载与雪载不会同时存在，故不必同时考虑，设计时可取两者中较大值。

4）风载。作用在屋面上的风荷载 W（kPa）应按下式计算：

$$W = KK_zW_0 \tag{8-9}$$

式中：W_0 为基本风压，kPa；K_z 为风压高度变化系数；K 为风载体型系数。K_z、K 可从有关规范中查得。

当风载与恒载及其他活载组合时，除恒载外，风载和其他活载均应乘以组合系数 0.9。但当风载与恒载组合时，或者对于高耸房屋当风载与恒载及其活载组合时，风载不应降低。

（二）吊车梁

1. 设计条件

吊车梁是有吊车的泵房中重要构件之一，它主要是承受吊车在起动、运输、制动时产生的各种移动荷载。大中型泵房常装有单台检修吊车，起重吨位不大，且极少在最大荷载下工作，使用又不频繁，操作时间百分数（10%）较低，为轻级工作制。

设计吊车梁时必须考虑这些特点，据《工业与民用建筑钢筋混凝土结构设计规范》有关规定，承受轻级工作制的吊车，吊车梁可不验算重复荷载作用下的疲劳强度。

泵房吊车梁一般多采用单跨简支梁，也可做成多跨连续梁。单跨简支梁多采用钢筋混凝土或预应力钢筋混凝土，预制吊装构件，一般做成“T”形截面。

2. 作用在吊车梁上的荷载

由于吊车梁承受吊车荷载比较复杂，如图 8-12 所示，有垂直、水平荷载（且是移动荷载）又有冲击振动作用，因此必须了解如何确定其设计荷载值及内力变化规律。

（1）恒载。恒载包括梁自重以及梁顶以上的混凝土垫层、吊

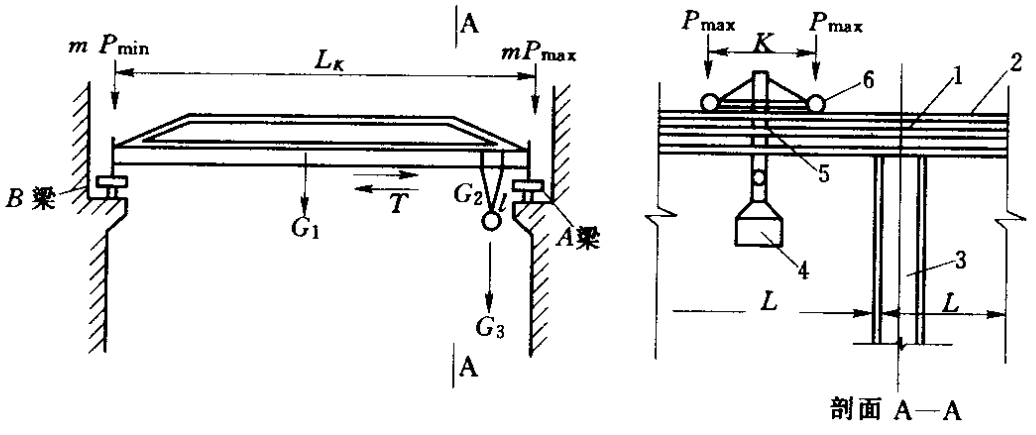


图 8-12　吊车活载图

1—吊车梁；2—轨道；3—壁柱；4—起吊物；5—小车；6—轮

L_K—吊车跨度（m）；K—吊车轮距（m）；m—作用在一根吊车梁上的轮子数；L—吊车梁的跨度（m）；G_1—吊车自重（不包括小车）（kN）；G_2—小车自重（kN）；G_3—最大起吊物重（kN）；P_{max}—吊车垂直最大轮压（kN）；P_{min}—吊车垂直最小轮压（kN）；T—吊车水平横向制动力（±kN）

车轨道、联结件等重量，梁自重按实际截面确定，梁顶以上荷载按有关手册、图集查得，均以匀布荷载计算。

（2）活载。即吊车荷载。包括垂直荷载及水平横向荷载。

1）垂直轮压。最大轮压 P_{max} 可由吊车产品样本中查得，也可根据小车所能达到的实际极限位置来决定，每个轮子最大轮压为：

$$P_{max}=\frac{1}{m}\left(\frac{1}{2}G_1+G_2\frac{L_K-l}{L_K}+G_3\frac{L_K-l}{L_K}\right)\ (\text{kN/轮}) \tag{8-10}$$

式中：G_1、G_2、G_3 为吊车、小车和起吊物重量，kN；m 为作用在一根吊车梁上的轮子数；L_K 为吊车跨度，m；l 为吊钩至吊车梁轨道中心的极限距离，m。

计算吊车梁及连接部分强度时，吊车垂直荷载应乘以动力系数，轻级工作制可取 1.1。

2）水平横向荷载。当小车突然刹车时会产生横向水平制动力，即水平横向荷载，其作用点为轨道顶，方向与轨道垂直，并具有正、反两个方向，计算时可取小车重 G_2 及起吊物重 G_3 总和的 5%并分布在 m 个轮子上，即按下式计算：

$$T=\frac{G_2+G_3}{20m}\ (\text{kN/轮}) \tag{8-11}$$

横向水平制动力不必乘以动力系数。梁在横向水平制动力作用下，在水平方向受弯，内力计算同垂直方向一样，但不算自重等恒荷。

手动吊车在刹车时产生的水平力甚小可忽略不计。

可见，设计泵房吊车梁应进行恒载与吊车垂直荷载作用下垂直截面的强度与挠度计算；应进行在吊车横向水平荷载作用下垂直截面的强度校核（不计梁肋的作用）；应进行在吊车横向荷载与垂直荷载偏心作用下断面的抗扭强度校核。

设计采用钢筋混凝土单跨简支吊车梁时可根据吊车起重吨位、吊车跨度及泵房柱距，尽可能选用国家建筑构件图集，可不必进行计算。

（三）外墙结构

泵房四周的外墙，主要用来挡风雪、隔热、保温，并承受上部屋面系统的荷载。外墙沿房屋短向布置的称为横墙，斜屋顶两端的横墙称为山墙；沿房屋长向布置的称为纵墙或檐墙。

外墙主要由墙身、檐口及勒脚三部分组成，而墙身又包括门、窗洞及过梁、圈梁、壁柱等。

外墙除承受垂直荷载外，并要求具有一定的抗风压能力。为此，在设计时应按荷载的大小及所采用的材料、墙长、墙高，计算出必要的墙厚，以满足强度与稳定要求。

1. 墙身

（1）墙体结构。泵房墙体大多采用砖结构，其厚度为24cm或37cm（即一块或一块半砖）。当墙体上直接承受较大的集中荷载或有吊车作用时，则应做成带壁柱的墙垛。墙垛比墙常突出12cm、24cm或37cm等，承重砖墙与屋架或屋面大梁组成排架。当吊车起重吨位较大时，可做成钢筋混凝土立柱，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，而墙仅起防护结构的作用。

砌墙体的材料一般是粘土烧制砖，我国现行规格为24cm×11.5cm×5.3cm，标号一般为50号、75号、100号、150号等，以75号和100号用得最多。砌砖用的砂浆标号一般为10号、25号、75号和100号等，常用的是10号和25号，对有振动荷载的泵房墙体用砖标号不得低于75号，砂浆不低于25号。为了保护墙体还应以较密实的水泥砂浆勾外墙缝。

（2）门、窗过梁和圈梁。门、窗过梁就是在门、窗洞口顶上放一根横梁，其作用是为了支持门、窗口以上的墙体重，并将其传给门、窗两边的墙体。过梁以上的墙体，由于砌块相互搭接和砂浆的胶结只将一部分重量传给过梁，其他重量传给了两侧的墙。泵房常用钢筋混凝土过梁，对于门窗跨度不大于1.5 m时，可用钢筋砖过梁。

圈梁是连续设置在纵横墙的同一水平上的梁，并与立柱相连

接，尽可能做成封闭圈，用以加强泵房的整体刚度，防止振动荷载及地基不均匀沉陷对房屋的影响。泵房圈梁多用钢筋混凝土圈梁，一般在檐口部分设置一道，也有将其放在基础面上，对于纵墙较高和较长的泵房，沿着墙体在一定的高度上可增设圈梁。圈梁宽度一般与墙厚度相同，高度 20～25cm，主筋不少于 2 ϕ10，箍筋为ϕ4 或ϕ6，每 20cm 放一个。设计时，可考虑圈梁兼作过梁用，在穿过门窗顶的部位应按过梁受力要求配筋。

2. 其他结构

（1）变形缝。包括沉降缝、伸缩缝、地震缝。

沉降缝：地基强度不均匀或泵房相邻部分的高度，荷载和结构形式有较大差别时应设沉降缝，即将泵房从基础到屋盖分成几个独立的部分，彼此间留有空隙，使其自由下沉不受牵制。

伸缩缝：泵房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 以上时应设伸缩缝一道，只将基础以上的墙身分开，其缝宽与沉降缝相同，大约 2～3cm。

地震缝：在地震区的泵房，按规定的要求亦应设地震缝，以防地震对泵房的破坏。地震缝的空隙不应小于 5cm，设计时应与沉降缝，伸缩缝统一考虑。

（2）檐口。屋盖与墙身相接处称为檐口，它对墙身起保护作用。檐口可做成包檐与挑檐两种，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形式，伸出尺寸和形式主要依据泵房高度及所采用的材料而定。

（3）勒脚。墙身下面加厚部分称为勒脚。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风化剥落，影响泵房的坚固，因此要求以坚固耐久的材料建造，可用普通的砖石制作外皮，用混凝土贴面，或水泥砂浆抹面即可。为了保护勒脚沿外墙四周应做散水与排水沟。

（四）门、窗

1. 门

主要供设备及人群出入用，亦可兼作通风采光。泵房一般设检修间大门、配电间防火门及泵房便门。

检修间大门，对于有吊车的泵房要求能通行汽车，常用通行汽车的大门尺寸为 300cm×330cm，或 330cm×360cm，若通行重型载重汽车，大门则需用 360cm×420cm 等，大门可做成开关门（外开门）或推拉门、折门等。配电间防火门要满足搬运配电间最大配电柜的需要，并做成外开门。便门可设在通往生活区及进泵房方便之处。

泵房门常用木门、铝合金门或钢木门等。当具有防火或其他要求时可用钢门。

2. 窗

窗是用作通风和采光的，其选型及尺寸与泵房面积、空间大小、气候因素及泵房的通风措施等因素有关。一般门窗面与室内地面面积之比应不小于 1/2～1/5 以利自然通风。

泵房一般用木制开关窗、翻窗及活叶窗等，当具有防火或用机械开关以及有其他特殊要求时可选用铝合金、塑钢、钢窗等。门窗设计可选用标准图。工业与民用建筑的常用尺寸为：门宽在 80～100cm之间以 10cm 为模数；120cm 以上以 30cm 为模数，如 150cm、180cm、210cm 等。门高自 210cm 开始以 30cm 为模数，如 240cm、270cm、300cm 等，窗的宽高尺寸都以 30cm 为模数。

（五）基础

基础是泵房的地下部分。它的作用是将泵房自重、屋盖面积雪重及泵房内所承受的人和设备等重量传给地基。地基和基础共同保证泵房的坚固、耐久和安全。因此要求它们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。

基础的强度和稳定性，不仅决定于基础的形状及材料的选用，还有赖于地基的性质。为了确定地基的性质和承载能力，必须进行工程地质勘察。

选择地基与基础又与泵房的荷载大小及其结构措施有关，因

此在设计时，地基、基础与泵房的结构措施统一考虑，选择经济可靠的方案。

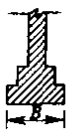
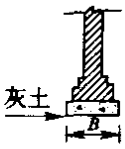
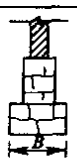
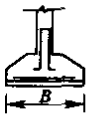
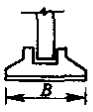
1. 基础的埋置深度

基础埋置深度应使基础底面设置在承载能力较大的老土层上，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，在地下水位较高的地区，还要设在最低地下水位以下，以防水的结冰和融化、地下水位的上升和下降而增加泵房的沉降量和引起不均匀沉陷。

2. 基础的类型和构造

基础的形式、大小与上部荷载及地基情况有关，一般须通过计算决定。泵房常用的基础有以下几种，如表 8-4 所示。

表 8-4　　常 用 基 础 类 型

序号名称	剖面形式	材　　料	适 用 条 件
1. 砖基础		粘土砖不低于 75 号，水泥砂浆不低于 50 号	墙下常用的基础形式
2. 灰土基础		石灰：粘土＝3∶7～2∶8	当地下水位高于垫层时不宜采用
3. 混凝土基础		75 号或 100 号混凝土	地下水位较高，上部结构荷载较大
4. 毛石基础		用 30 号或 50 号砂浆砌筑	一般用于产石区
5. 钢筋混凝土基础		一般用 150 号混凝土	上部结构荷载较大，地基承载力较低，所需基础较大、较深
6. 钢筋混凝土杯形基础		一般用 150 号混凝土	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，土质较好及地下水位较低的地基上。它由墙及大方脚组成，常砌成台阶形，基础高宽比 h/L 应大于 1.5，即两翼挑出宽 L 为 24cm 时，高 h 至少为 36cm，以保证基础底面最外层部分仍处于压力传递角的范围内。

由于基础埋在土中比较潮湿，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。

分基型泵房基础多采用砖基础。

（2）灰土基础。当基础宽度和埋深较大时，为了节约大方脚用砖而采用这种形式。它是由砖基础墙、大方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，一般可采用 30～45cm 厚，每 15cm 俗称一步。灰土基础不宜做在地下水及潮湿的土层中。

（3）混凝土基础。在地下水位较高、泵房荷载较大时，可用混凝土基础，可以浇筑成任何形式。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，又施工方便时，常选用梯形。基础高宽比 h/L 应大于 1。所用混凝土标号根据计算决定，一般不低于 50 号。

（4）钢筋混凝土基础。当泵房荷载较大，地基承载力又较差及采用上述基础不经济时，可用钢筋混凝土基础。

在泵房设计中多做成钢筋混凝土独立基础，用于钢筋混凝土吊车柱下。现浇的柱下独立基础常采用角锥体或台阶形；预制的柱下独立基础常采用杯口形式，所以也叫杯形基础。

由于基础底面加有钢筋，抗拉强度较高，基础高宽比较上述基础小。

（六）卧式机组基础设计

机组基础一方面是用于固定水泵和电动机的相对位置保持不变，另一方面是承受机组重量和机组运转时的振动力。所以，基础应有足够的强度和刚度。卧式机组基础大都为块状混凝土结构，

见图 8-13 所示。

基础平面尺寸应根据水泵样本中水泵安装尺寸决定。螺孔中心离基础边缘距离 b 不小于 20cm，基础顶面高出泵房地面 h_1=10～30cm。基础采用 100 号混凝土时，螺栓最小埋深 h_2 可查表 8-5，螺栓弯钩下缘离基础底面最小距离 t=10～20cm，根据 h_2 及 t 值即可决定基础高度 H。

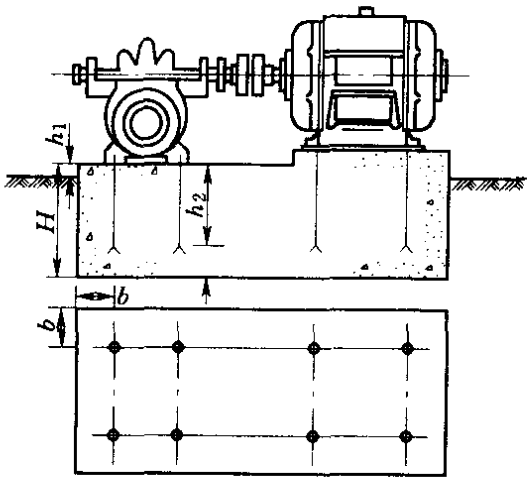


表 8-5　　螺栓最小埋深表

螺栓直径 (mm)	末端有弯钩的螺栓埋深 h_2 (cm)
<20	40
24～30	50
32～36	60
40～50	70～80

图 8-13　Sh 型双吸式离心泵机组的基础

由于机组基础同时承受静力和动力作用，过大的振动不仅影响机组正常运行，而且引起地基的附加沉陷，造成房屋损坏。所以基础设计应满足以下要求：

（1）基础应力应满足地基允许承载力的要求：实践证明，地基在动荷作用下产生的沉降比只承受静荷作用时要大，为此在设计基础时，应采用比静荷作用时要低的地基承载力。降低的程度与振动加速度的大小有关，但实际上很难估计地基受动力的影响，通常按式（8-12）验算动力基础底面承载力：

$$p \leqslant \psi R \tag{8-12}$$

式中：p 为基础底面承载力，kPa；ψ 为由于动力影响对地基承载力的折减系数，对于电动机机组基础采用 0.8；R 为修正后的静荷作用下地基允许承载力，kPa。

（2）基础的自振圆频率不可与基础的强迫振动频率相同，以防止共振现象：假设机组和基础的重心及作用力和基础底面形心

都在同一条直线上，这时仅产生垂直振动。基础垂直振动的自振圆频率 ω_0 按式（8-13）计算：

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_Z F}{m}} \tag{8-13}$$

式中：ω_0 为基础自振圆频率，s^{-1}；F 为基础底面面积，m^2；m 为机组和基础的质量，$m=G/9.81$（$kg \cdot s^2/m$）；G 为机组和基础的重量，t；C_Z 为地基抗压刚度系数，kPa。与土壤性质、地基土允许承载力及基础底面积有关。

在动力基础的振动计算中，最好现场实测 C_Z 值或参考有关规范选用。

基础强迫振动频率 ω 与机组的转数 n 有关，即

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} = 0.105n \tag{8-14}$$

式中：ω 为基础强迫振动频率，s^{-1}；n 为机组转数，r/min。

如果 $\omega_0=\omega$，在理论上振幅值将为无限大，即形成共振。所以，在设计时，应尽量避开共振区，即满足 $\omega_0/\omega \leqslant 0.75$ 或大于 1.25 的要求。

（3）机组运转时产生的振幅应符合规范的要求：高频率转动机组的振幅虽然应考虑土的阻尼作用，但仍然会产生很大的数值，必须进行校核。因为机组转动时总会产生离心力，其大小取决于设计、制造、安装和维护等各方面的因素，通常可按式（8-15）、式（8-16）简化计算。

$$a = \frac{Q_1 \omega_0}{2\lambda C_Z F} \tag{8-15}$$

$$Q_1 = em\omega_1^2 \tag{8-16}$$

式中：a 为振幅，m；Q_1 为离心力，kN；λ 为阻尼系数，$2\lambda/\omega_0$ 值在 0.2～0.5 范围内，对于混凝土材料可选用 0.45；e 为机组转动质量中心与转动中心的偏差值，m，由制造及安装精度确定，通常不同转速下的 e 值如表 8-6；m 为机组转动部分

表 8-6　e 值表

转数 (r/min)	e (mm)
3000	0.05
1500	0.2
≤750	0.3～0.8

的质量，$(kg \cdot s^2)$ /m；其他符号意义同前。

按规范要求计算的 a 值不应大于 0.15mm。

第二节 干室型泵房

干室型泵房有地上和地下两层结构。地上结构与分基型泵房基本相同，地下结构为不能进水的干室。室内安装水泵机组，机组的基础和泵房的基础用钢筋混凝土浇筑成整体。

一、适应场合

这种泵房形式适合于水泵吸程较低，进水池水位变化幅度较大的场合。干室型泵房的底板和侧墙都是用钢筋混凝土浇筑成整体，挡水墙顶部高程在最高水位以上，底板高程按最低水位和水泵汽蚀性能决定。因此，在最低水位时水泵仍能正常工作，在最高水位时泵房也不会进水。这种形式的泵房和分基型泵房相比，结构复杂，造价更高，但却适用于以下场合：①水源水位变幅 ΔH 大于水泵有效吸程 $H_{效吸}$。②采用分基型泵房在技术、经济上不合理，例如当水源水位变幅较大时，为了采用分基型泵房，需要在引渠上建闸控制水位。这样不仅增加了工程投资，也加大了提水扬程，从而增加了提水成本。在这种情况下应考虑采用干室型泵房。③地质和水文地质条件较差，如土壤的承载力较低及地下水位较高时，也应该考虑采用干室型泵房。

二、类型选择

干室型泵房的类型有：①按平面形状有：矩形、圆形、半圆形和桥墩形等；②按层次有：单层和多层；③按机组形式有：立式或卧式和斜式水泵机组；④按泵房和进、出水室的布置有：合建式和分建式；⑤为了适应更大的水位变幅的要求又能减少工程投资，还有潜没式泵房。总之，干室型泵房的结构形式是多种多样的。这里介绍几种常见的形式。

（一）矩形干室型泵房

矩形干室型泵房是常见的干室型泵房之一。该泵房形状便于

设备布置和维护管理，也便于进出水管路和进出水池的布置，适合于水泵机组台数较多的泵站。但随地下干室部分的高度增加，其受力条件则越来越差，侧墙和底板的断面尺寸增大，钢筋混凝土用量也增多，因此，矩形泵房适合于干室高度较小，即水泵吸程较大、水源水位变化幅度较小的场合，如图 8-14 所示。

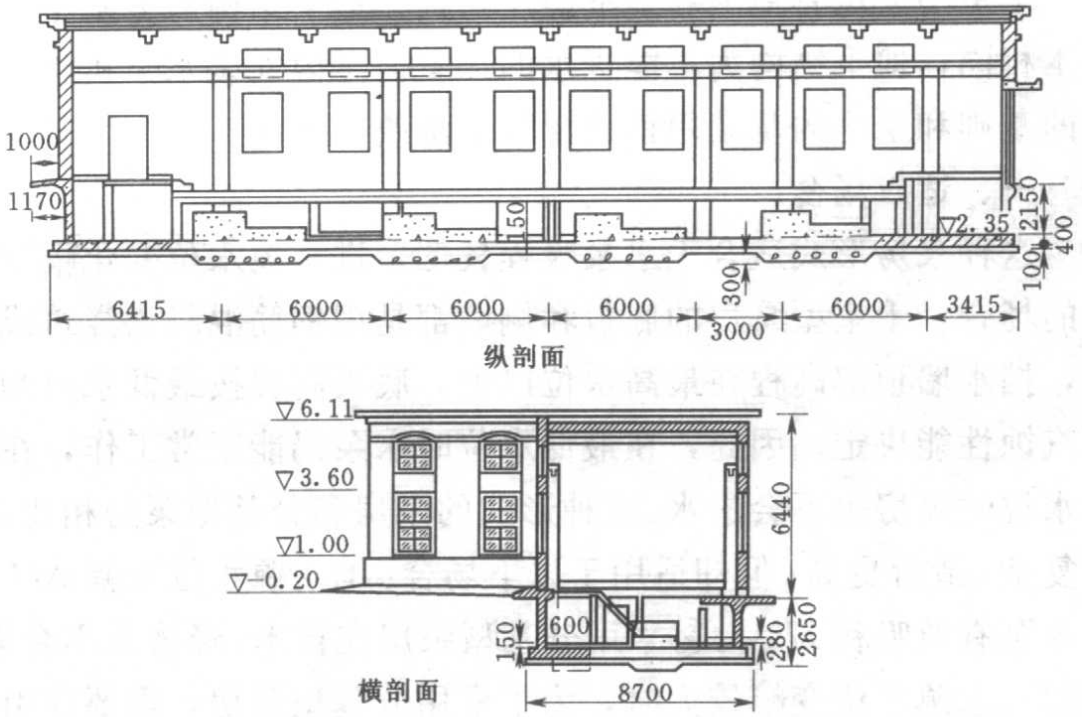


图 8-14　矩形干室型泵房剖视图

（高程为 m；其余为 mm）

（二）圆形（竖井式）干室型泵房

圆形泵房具有较好的受力条件，可以节省建筑材料。当水位变幅大于 10m 时，采用圆形干室型泵房较为有利。但圆形干室型泵房内机组和管路布置不如矩形泵房方便，容易相互干扰。一般当机组台数少于 5 台时才考虑采用。图 8-15 是圆形干室型泵房的一种形式。

因圆形泵房的高度大，为了充分利用泵房的空间和改善电动机的通风、采光及防潮等条件，最好采用立式机组，并将电动机和配电设备安装在上一层楼板上。

图 8-15 也是一种进水间与泵房合建的一种形式。进水室有两个进水窗，有利于在洪水季节能取到含沙量较少的表面水流。这

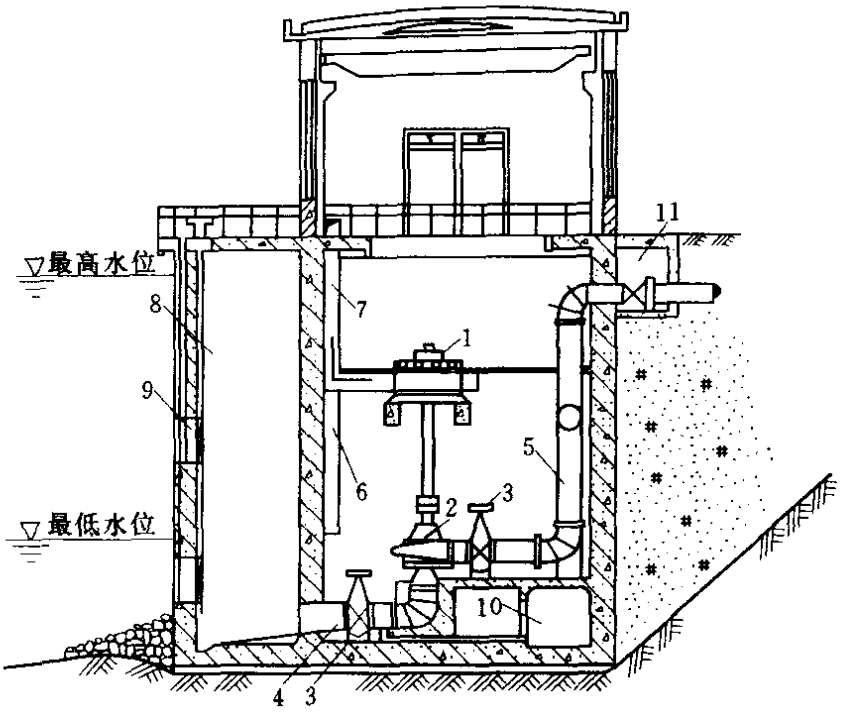


图 8-15　圆形干室型泵房剖视图

1—电动机；2—水泵；3—闸阀；4—进水管；5—出水管；6—进风管；7—出风管；8—进水室；9—进水闸；10—排水廊道；11—阀门井

种泵房形式要求有较好的地质条件。合建式的主要优点是整体布置紧凑，总的建筑面积较小，水泵的吸水管短、运行安全可靠、便于管理。但要求河岸较陡，岸边水深较大，岸边的地质条件较好。

图 8-16 是分建式圆形干室型泵房，即引水建筑物和泵房分开。泵房设在靠近岸边的地质条件较好的地方，而引水建筑物则设在距岸边较远处，引水管可以是自流管，也可以是虹吸管。

（三）瓶式干室型泵房

当泵房高度达到 30～40m 时，为了满足防渗、抗浮、抗滑和抗倾覆等稳定要求，其基础埋深将达总高度的 1/8～1/7，圆筒壁厚一般在 0.8～1.0m，底板厚度为 3～5m。为了节约投资，工程上出现了瓶式干室型泵房（如图 8-17），泵房底部的平面尺寸和高度按工艺布置和安装要求确定。泵房上部的平面尺寸比底部小得多，而高度却占泵房总高度的 1/2～2/3，甚至更大些。这样压缩了不必要的空间，降低了泵房的浮力，而且使结构的稳定性更好。

若将瓶式泵房的基础嵌入基岩内一定深度，泵房的浮托是靠

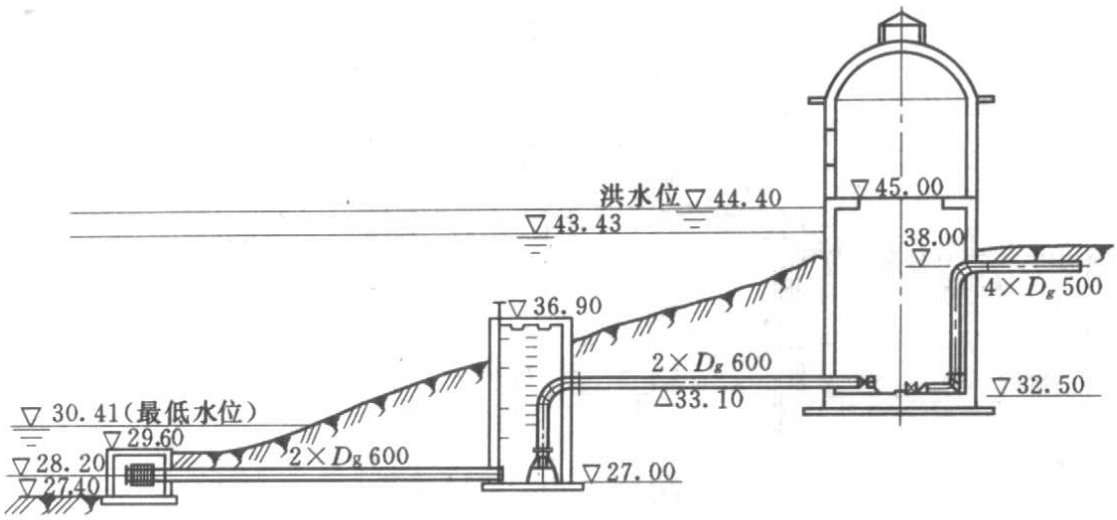


图 8-16　分建式自流管取水构筑物

斜壁上的水压力来克服大部分浮力。这样可以使瓶壁做得更薄，这就是薄壁式泵房形式，这种泵房可以使工程量进一步减少。如重庆某水厂设计取水量为 5 万 t/d，曾经设计了三种泵房形式，即重力直筒式、重力瓶式和薄壁瓶式干室型泵房(见图 8-18)。经比较，薄壁瓶式所需材料最少（见表 8-7)。瓶式泵房的主要缺点是只能取底层水，特别是在洪水期，含沙量大。同时，机房内温度较高，噪音大，运行管理人员的工作条件较差。

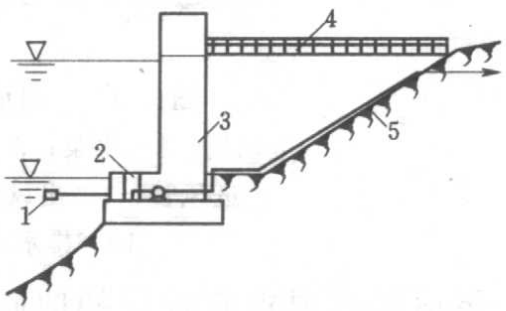


图 8-17　重力瓶式干室型泵
1—自流管；2—集水井；3—泵房；4—栈桥；5—出水管

表 8-7　　三种泵房形式主要工程量

方　案	混凝土 (m^3)	钢　材 (t)	水　泥 (t)	木　材 (m^3)	土石方 (m^3)
重力直筒式泵房	1428	113	475	172	1060
重力瓶式泵房	890	89	286	140	991
薄壁瓶式泵房	454	42	151	85	859

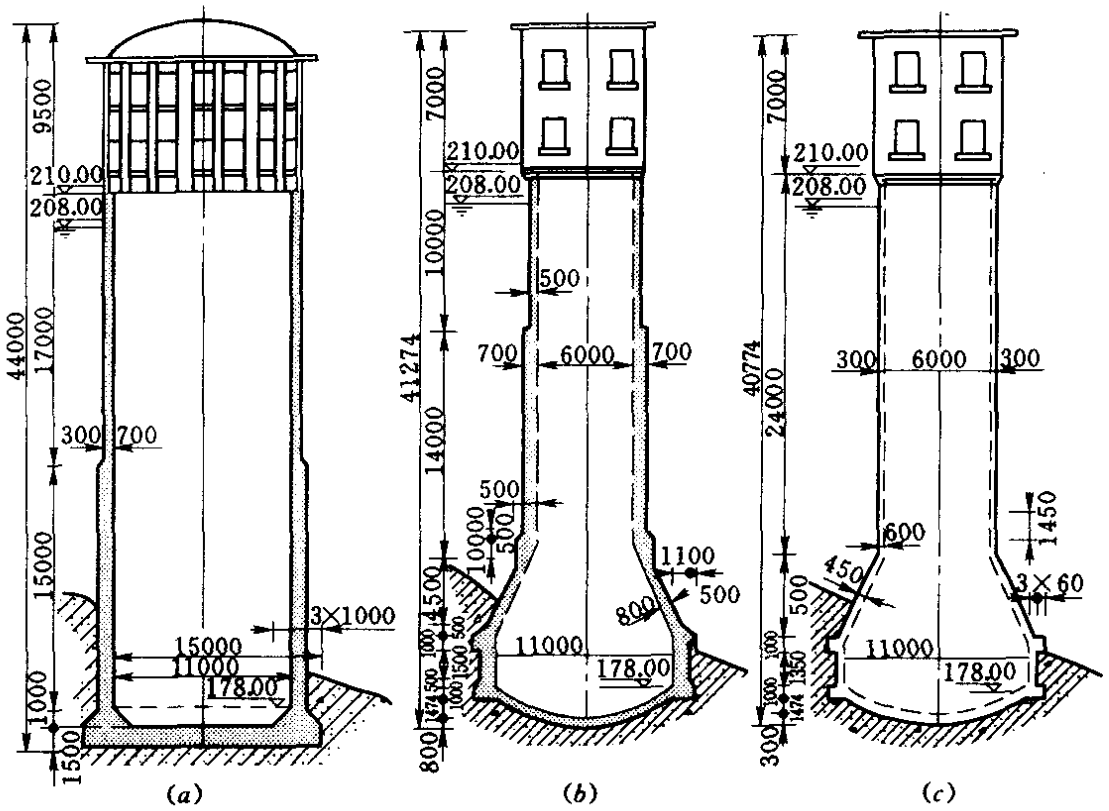


图 8-18　三种竖井式泵房方案比较

(*a*) 重力直筒式；(*b*) 重力瓶式；(*c*) 薄壁瓶式

(四) 潜没式干室型泵房

潜没式泵房经常处于淹没状态，泵房与外界有廊道连接。为了解决通风散热问题，还设有风道。为了减少泵房面积，在泵房内不设检修间。通过设在廊道台阶两旁的轻便轨道，用卷扬机让设备出入。在廊道出口处，设有卷扬机房和通风机房，如图 8-19 所示。广西某取水泵房位于红水河中游，最大水位变幅达 33.31m，选用 4 台 32SLA-10 型水泵，经过方案比较，淹没式比开敞式节省混凝土 50%，节省钢筋 36.3%。这种泵房的主要缺点是通风条件差。虽有机械通风，但在盛夏，泵房内仍然十分闷热，而且噪音大，操作管理及设备检修仍不方便。

三、泵房布置

(一) 设备布置

1. 矩形泵房的布置

对于矩形干室型泵房的设备布置的基本原则、方法与分基型

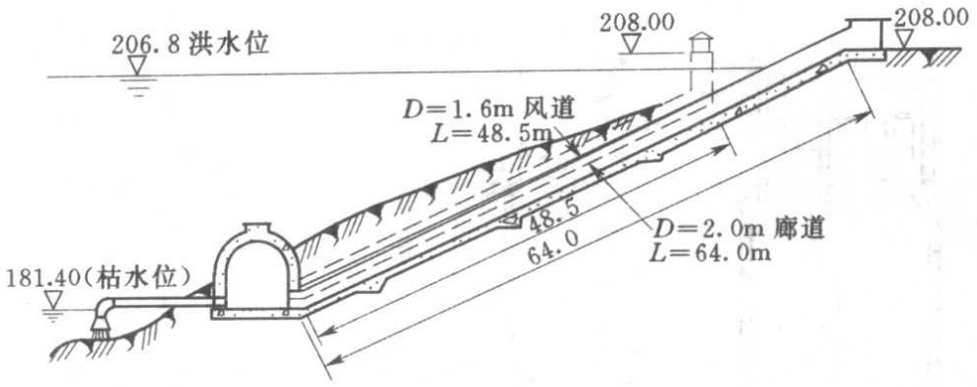


图 8-19　潜没式泵房（单位：m）

泵房相似，主要有单列式和交错式两种。图 8-20 为矩形干室型泵房主机组单列式布置，所选用的是单级双吸卧式离心泵，配套动力为同步电动机。但对于台数较多的泵站最好采用交错式布置。这样虽然会增加泵房的跨度，但台数多时，可以大大减小泵房长度，所以，当减小长度所节省的投资大于增加跨度所增加的投资时，交错布置的优越性就可以显示出来。

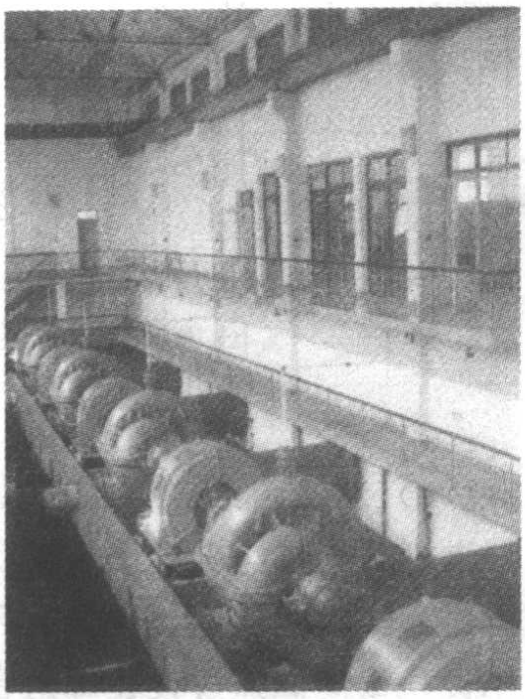


图 8-20　矩形泵房主机组布置
（卧式机组单列式布置）

为了减少泵房跨度，选用立式机组将可取得显著效果。图 8-21为采用立式机组的矩形干室型泵房，其中水泵为立式沅江 48-28 型，扬程为 27.9～40.7m，流量为 3.12～4.3m^3/s，转速为 495r/min。配套动力为 2000kW 的 JSL－2000－12 型立式异步电动机。泵房长度方向的机组间距为 6m，跨度方向为 8m。与卧式机组相比，不仅可以缩短泵房长度，而且还可以减小泵房跨度。如另一规模相当的泵站选用卧式 Sh48-22A 型水泵，JL143/49-12 型电动机。尽管该站采用了交错式布置，使得机组在长度方向的机组间距和立式机组接近，但在

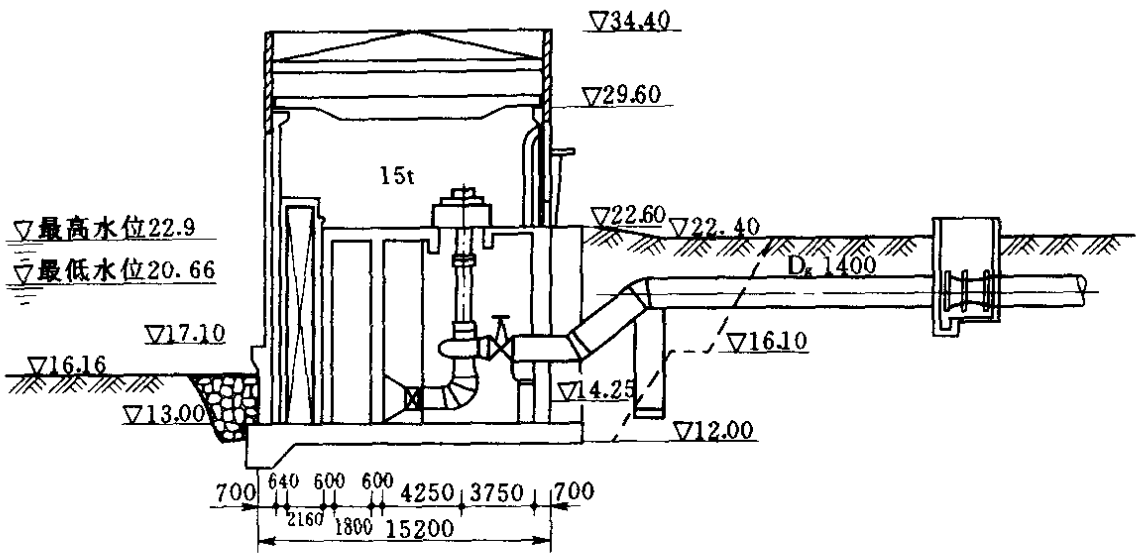


图 8-21　矩形干室型泵房主机组布置

（立式机组单列式布置；单位：高程为 m，其余为 mm）

跨度方向却增加为 10.4m。

2. 圆形泵房的布置

对于水位变化幅度较大，地质条件较差，机组台数较少的泵站，为了改善地下部分的受力条件，节省工程投资，可以选用圆形干室形泵房。为了尽可能地减小泵房面积，要求设备布置更加紧凑。圆形泵房应尽量采用立式机组，采用卧式机组而且台数为 4～5 台时，应尽量采用交错布置形式。图 8-22 为圆形干室型泵房立式机组单列式布置。

圆形干室型泵房常采用与进出水池合建的形式。图 8-23 为进水池和泵房合建。进水池分为两个部分，中间用带有闸阀的管道连通，当其中任一台机组的检修闸阀需要检修时，或因其他原因需要检修其中一个水池时，可以关闭闸阀，另一个水池还可以继续工作。图 8-24 为进出水池和泵房合建的形式。

根据干室型泵房的结构特点，应注意以下几个问题：

（1）室内排水及室外的防渗处理：在干室型泵房中，进水池水位常常高于水泵，所以水泵的进、出水管道上应设闸阀及泄水管，作为检修时管道及泵体泄空之用。为了及时排除泵房内部的渗水和管阀漏水以及排除检修时的废水，一定要设置排水泵进行

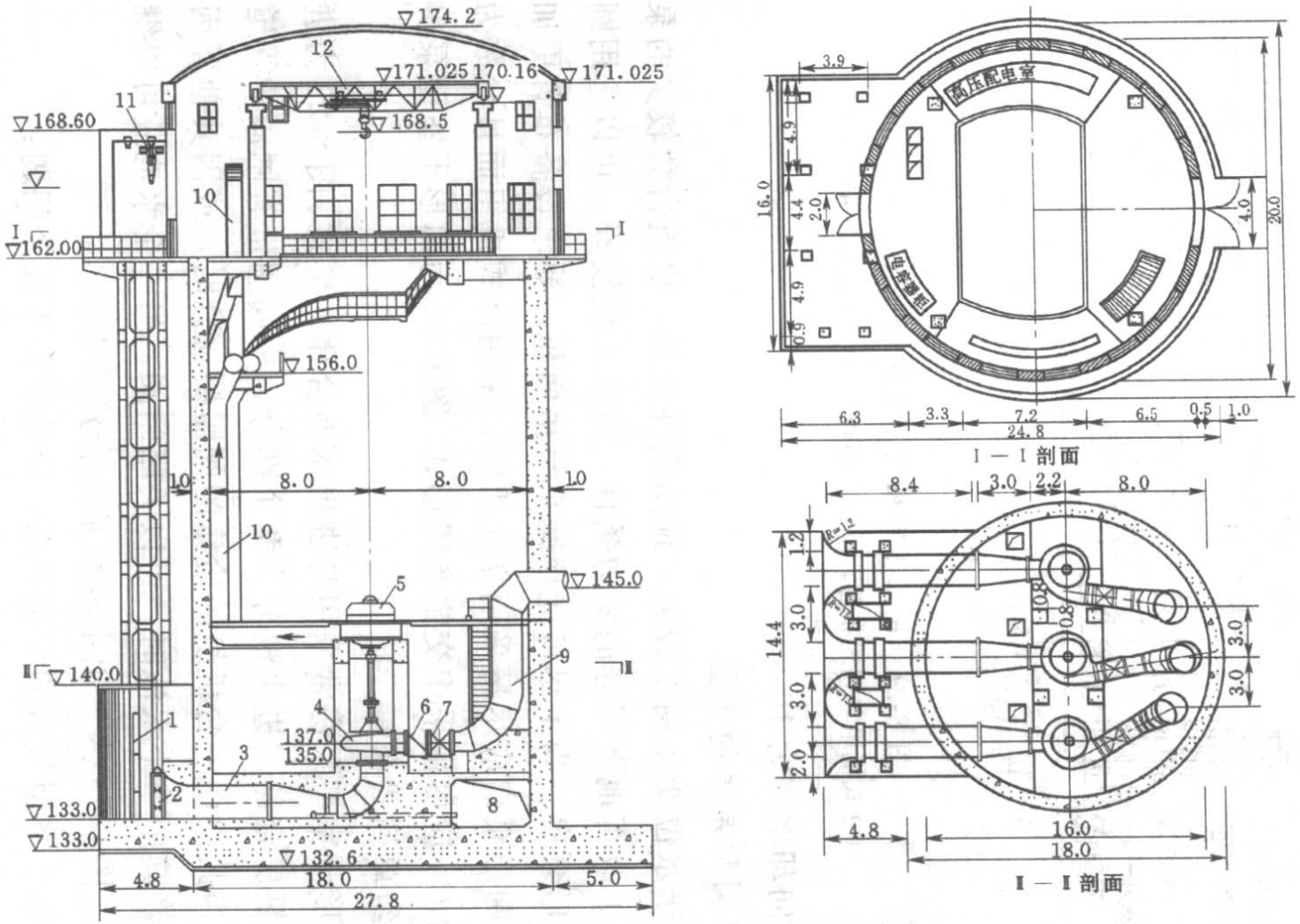


图 8-22　圆形室型泵房（立式机组）（单位：m）

1—检修闸门；2—工作闸门；3—进水流道；4—水泵；5—电动机；6—可控逆止阀；7—闸阀；8—排水廊道；9—出水管；10—出风管；11—闸门启闭机；12—吊车

排除。为了加强水下部分的防渗能力，要求侧墙及底板的防渗混凝土层的抗渗标号不小于400号，其厚度约2cm。

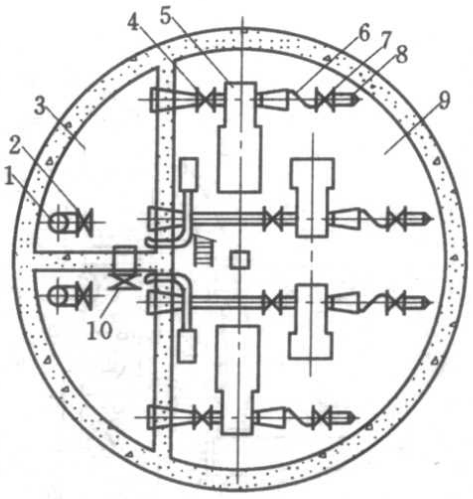


图 8-23　与进水室合建的干室型泵房

1—虹吸引水管；2—闸阀；3—进水室；4—检修闸阀；5—水泵机组；6—逆止阀；7—出水阀；8—出水管；9—水泵室；10—连通阀

(2)加强通风措施：由于干室型泵房地下室一般较深，如果仅依靠自然通风，往往难以满足要求，因此必须设置机械通风系统。尤其是高度很大圆筒式、瓶式和潜没式泵房，当机组容量大散热量较高时，仅从电机出风口抽排热空气至室外，其效果不明显。实践证明，可以同时采用机械送风装置，即从泵房外吸取冷空气一直送入泵房底层，可以保证机组和运行人员有良好的工作条件。此外，在非运行季节需对电机加强防潮措施。

(3) 充分利用泵房空间：为了充分利用泵房上部空间，干室型泵房的配电设备可以布置在上层楼板上，该层不应布满整个泵房，以便于底层设备或部件的吊装。由于配电设备高于水面，可以避免受潮且有利于运行和管理。

对于圆筒形泵房，因泵房内设备布置比较紧凑，原地检修困难，通常可以在上层楼板进行小修，需要大修时，应运出泵房外进行。

矩形干室型泵房的检修间下层可以作为地下室，利用其布置辅助设备，必要时也可以不开挖，以缩小干室面积节省工程投资。

(二) 泵房尺寸的确定

1. 泵房高度的计算

干室型泵房平面尺寸的确定，可以参照分基型泵房的有关内容。下面以矩形干室型泵房为例，说明泵房中各高程的确定，如图8-25。

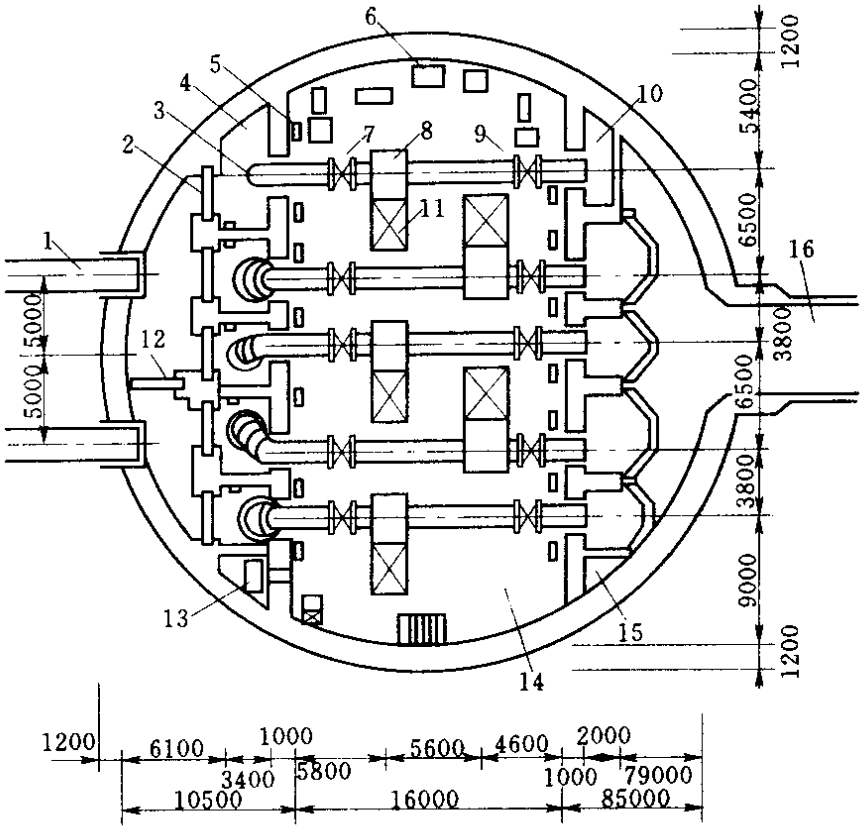


图 8-24　与进出水室合建的干室型泵房

1—引水管；2—进水闸门；3—进水管；4—进水间；5、6—风管；
7—检修阀；8—水泵；9—出水阀；10—出水室；11—电动机；
12—进水室连通闸门；13—电梯；14—水泵室；
15—电缆室；16—渠道

(1) 水泵安装高程$\nabla_{泵}$。水泵安装高程即水泵叶轮安装基准面的高程，对卧式泵为泵轴线所在的水平面，而立式泵则为叶轮进口的上缘所在的水平面。由公式 (8-2)、(8-3) 可以求出水泵的允许吸程$H_{允吸}$，水泵安装高程$\nabla_{泵}$为进水池最低水位$\nabla_{低}$与$H_{效吸}$之和，即

$$\nabla_{泵} = \nabla_{低} + H_{允吸} \tag{8-17}$$

当$\nabla_{泵} < \nabla_{高}$（$\nabla_{高}$为进水池最高水位）时，无法采用分基型泵房。另外，由于所选用的电动机不能淹水，而且还有防潮和通风要求，因此，必须选用干室型泵房。但因水泵汽蚀性能的不同，有时水泵的允许吸程$H_{允吸}$还可能出现负值，此时的$\nabla_{泵}$还会出现小于最低水位$\nabla_{低}$的情况。在这种情况下，即使在最低水位的工况下，水泵仍可以无须抽真空启动，从而，不仅可以减少辅助设备，而且

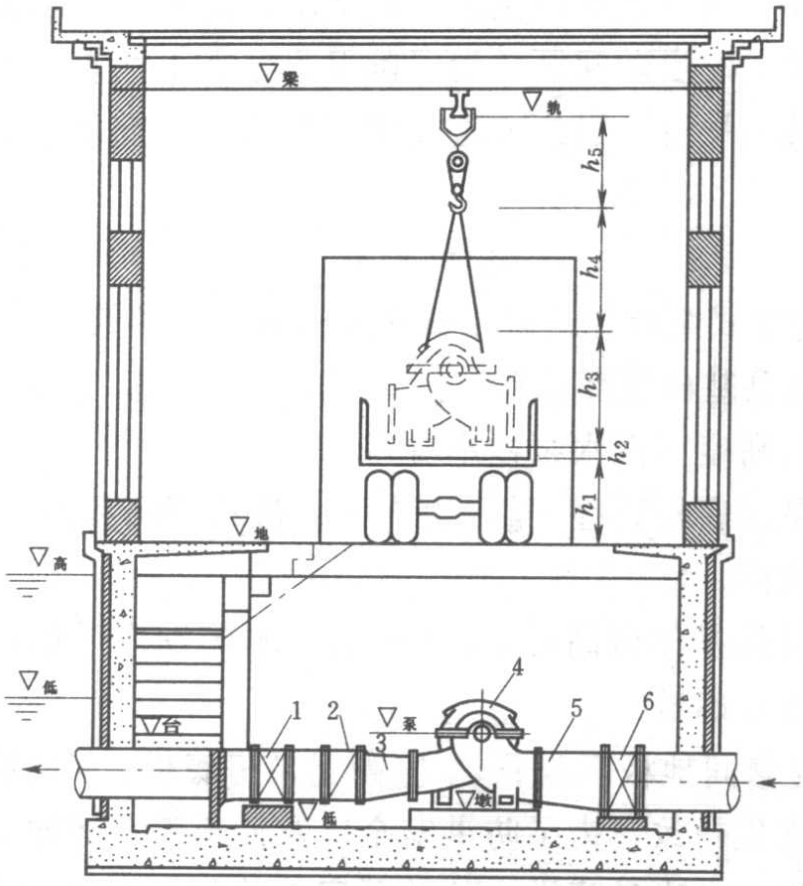


图 8-25　确定泵房高度示意图

1—出水闸阀；2—可控逆止阀；3—渐扩管；
4—水泵；5—偏心渐缩管；6—检修闸阀

还可以简化启动操作，有利于运行管理。为此，有些即使$\nabla_{低} \leqslant H_{允吸} \leqslant \nabla_{高}$，在工程投资增加不是很多的情况下，仍然采用降低水泵安装高程的办法来满足泵站简化启动程序的要求。这时的水泵安装高程可取为：

$$\nabla_{泵} = \nabla_{低} \tag{8-18}$$

但对于卧式水泵，在$\nabla_{泵} = \nabla_{低}$的情况下，最低水位时水泵叶轮仅淹没一半，另一半叶轮和蜗壳为空气。因此，在启动时，还有一个排气过程，机组可能会出现噪音和震动现象。所以，对大型卧式泵最好按下式确定其安装高程：

$$\nabla_{泵} = \nabla_{低} - D/2 \tag{8-19}$$

式中：D 为水泵叶轮直径。

但对于立式泵（如图 8-15、图 8-21），按（8-7）式计算的水

泵安装高程是按水泵不发生汽蚀的要求确定的，而没有考虑水泵在最低水位时的启动问题。为了确保水泵在不抽真空的工况下启动时无振动和噪音，也应该将立式泵的蜗壳全部位于最低水位以下。即

$$\nabla_{泵} = \nabla_{低} - h \tag{8-20}$$

式中：h 为立式泵叶轮进口上缘至蜗壳顶部的高度。

（2）水泵基础顶面高程$\nabla_{墩}$。水泵安装高程$\nabla_{泵}$减去泵轴线至水泵底座的高度（由水泵样本查得）；

（3）泵房底板高程$\nabla_{底}$。由水泵基础顶面高程减去 0.1～0.3 m 的安装空间；

（4）闸阀操作台高程$\nabla_{台}$。应根据闸阀操作手柄的高度和便于手操作进行确定；

（5）检修间地板高程$\nabla_{地}$。应高于泵房底板，其高程一般和配电间地板高程一致，为了防洪安全以及便于汽车运输设备，检修间地板高程应高出最高洪水位及泵房外地面 0.5 m 左右。

（6）吊车轨面高程$\nabla_{轨}$应保证载重汽车进入检修间装卸设备，所以吊车轨面高程应根据这个起吊基点由式（8-21）确定。

$$\nabla_{轨} = \nabla_{地} + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 \tag{8-21}$$

式中：$\nabla_{地}$为检修间地板高程，m；h_1 为汽车车厢底板离地面高度，m；h_2 为垫块高，m；h_3 为最高设备（或部件）的高度，m；h_4 为捆扎长度，m；h_5 为吊车吊钩到轨道面的距离，m；h_6 为起吊物吊离车厢底板的必要高度，m。

（7）屋面大梁底面高程$\nabla_{梁}$由吊车轨面高程$\nabla_{轨}$加上轨道高度而确定。

2. 搬入和起吊方式的选择

应该指出，泵房高度除与上述众多因素有关外，还与搬入方式和泵房内的起吊方式有关。

（1）搬入方式。搬入方式主要是指卡车搬入和汽车吊搬入。

卡车搬入方式是最常见的一种搬入方式，即用卡车将设备从大门运至泵房内的检修间，因此，检修间的高度必须满足按公式

(8-21)计算的起吊高度。汽车吊搬入则是在室外或屋顶设吊物孔，由汽车吊将设备从吊物孔吊入泵房，检修间和泵室同在干室内，用一台吊车吊运。

汽车吊搬入方式如第七章图 7-17 所示，即在屋顶或略高于地面处设吊物孔，用汽车吊将设备吊入或吊出，被吊设备放在平板车上移动到泵房内吊车所及的位置后，再起吊到所需安装的位置。因汽车吊不需要进入泵房，泵房高度仅需满足泵室的起吊高度即可，故可以降低泵房高度，减少工程投资。

(2) 起吊方式。这里指的是泵房室内的起吊方式，主要有一步法和二步法。所谓一步法就是在泵房内只设一台吊车，检修间和泵室共用，而二步法则需要两台吊车分开设置在检修间和泵室内，分二步进行起吊。

一步法是最常见的一种起吊方式。该方式泵房布置简单，起吊方便。但是，为了尽量减小地下干室面积，一般都是将检修间地板与大门底高以及室外地面齐平。在这种场合，如果采用卡车搬入，由于泵室均为地下室，底板低于地面高程，因此，泵室的实际起吊高度往往大于按上述计算公式算出的起吊高度。为了满足一台吊车能在检修间和泵室之间行走的要求，必需抬高泵室部分的泵房高度，从而增加了泵房造价。

为了节省工程投资，可以考虑采用二步法起吊，即将泵房分为水泵室和检修间两个部分，分别设置两部吊车。如图 8-26 所示，其中检修间设有吊车 A，负责卡车装卸和泵室设备的上下。泵室则根据机组起吊要求决定其起吊高度，由吊车 B 负责起吊到所需位置。在安装设备时，先从卡车卸下后由吊车 A 吊至泵室地板上的平板车 6，并将平板车移动到位置 7 后，再由吊车 B 将设备吊往需要安装的位置。同样，如果需要将设备检修，可以先将卸下的设备吊往位置 7 的平板车，将平板车移动到位置 6，再用吊车 A 起吊到检修间或运出站外。

国内大部分干室型泵站采用卡车搬入，一步法起吊。但搬入和起吊方式与吊车的造价、水泵机组台数多少、检修间和泵房地

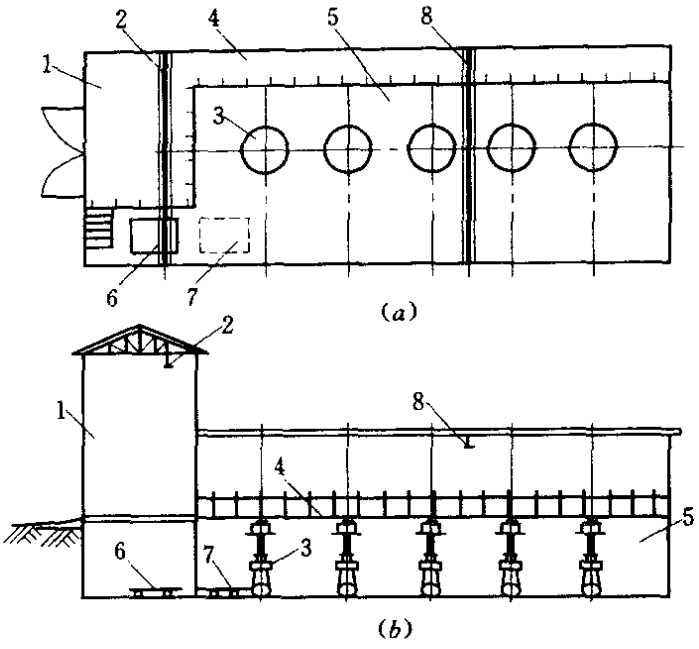


图 8-26　检修间和泵室分开起吊

(a) 平面图；(b) 立面图

1—检修间；2—吊车 A；3—水泵；4—通道；5—泵室；6—平板车；7—移动后的平板车；8—吊车 B

下干室部分的跨度、长度和深度有关。吊车的起重量越大、行车的跨度越大，则其造价也越高。泵房地下干室部分的跨度、长度和深度越大，单位面积的造价也越高。因此，在选择泵房形式和搬入及起吊方式时，应该进行技术经济比较，最后选择最佳方案。

四、整体稳定校核

(一) 泵房整体稳定校核

干室型泵房整体稳定校核一般应包括抗滑，抗浮两种工况。根据干室型泵房的结构特点，干室三面都回填土，因受力比较均匀，通常不必进行抗滑稳定计算。但是，由于干室内不允许进水，在高水位时浮力很大，必须进行抗浮稳定校核。

抗浮稳定校核可选择这样的计算工况，即泵房土建施工完毕，机组未安装、未回填土，但泵房四周达设计最高水位时，此时抗浮力为泵房土建部分自重，包括屋面系统、砖墙、水下墙及底板等，设其为 W（方向朝下），浮托力为泵房淹没于水下同体积的水重，设为 $W_{浮}$（方向朝上）。

抗浮稳定程度以安全系数 $K_{浮}$ 表示。$K_{浮}$ 为抗浮力与浮托力的

比值。

即
$$K_{浮} = \frac{W}{W_{浮}} \tag{8-22}$$

$K_{浮}$ 必须大于或等于允许的抗浮安全系数 $[K_{浮}]$，一般 $[K_{浮}]$ 应大于 1.1，如果计算的尺寸不满足抗浮稳定要求，可考虑增加泵房的自重或将底板适当的伸出并回填土，以利用其上的水重及土重，从而加大泵房的抗浮力。

计算工况的选择，应以最不利工况为准，但有时难以预见哪一种工况为最不利时，则必须按几种工况分别计算，予以比较。

（二）地基应力校核

干室型地基应力的校核工况，取泵房土建施工完毕、机组已经安装及进水池为设计最低水位。若机组台数较少可取整个泵房作为计算单元，否则可沿泵房长度方向，取一台机组与相邻另一台机组的中线所夹的范围作为计算单元（如图 8-27 所示），地基应力按式（8-23）进行计算。

$$P_{\min}^{\max} = \frac{\sum N}{Bl}\left(1 \pm \frac{6e}{B}\right) \tag{8-23}$$

$$e = \frac{B}{2} - \frac{\sum M_A}{\sum N} \tag{8-24}$$

式中：P_{max}为基础底面边缘最大地基应力，kPa/m²；P_{max}为基础底面边缘最小地基应力，kPa/m²；$\sum N$ 为计算单元内所有垂直力之和，kN；B 为计算底板宽度，m；l 为计算单元长度，m；e 为偏心距，m；$\sum N$ 作用点对于底板中线的距离；$\sum M_A$ 为计算单元内所有外力（包括水平力和垂直力）对 A 点的力矩之和，kN·m。

根据《工业与民用建筑地基基础设计规范》有关规定，按允许承载力计算地基，应符合下式要求：

$$P \leqslant R \tag{8-25}$$

式中：P 为基础底面处的平均地基应力，kPa/m²；R 为修正后地基土的允许承载力，kPa/m²。

受偏心荷载作用时，除符合式（8-24）要求外，尚应符合下式要求：

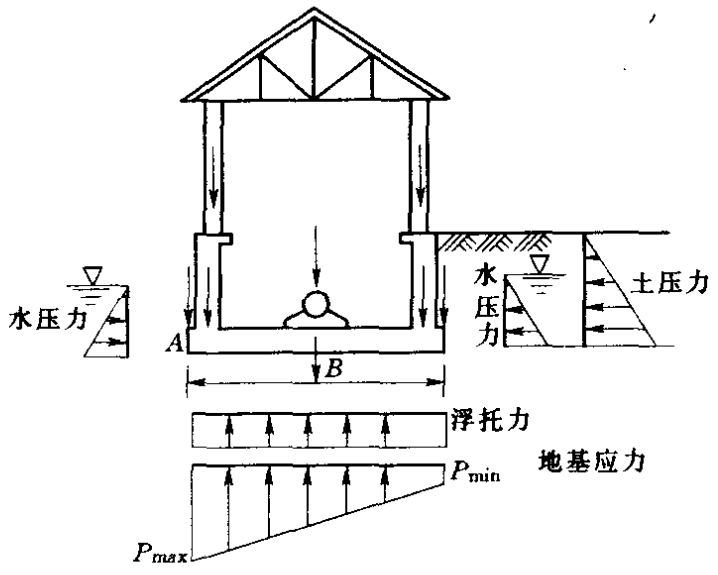


图 8-27　地基应力计算图

$$P_{max} \leqslant 1.2R \tag{8-26}$$

五、结构设计

干室型泵房的上部结构与分基型的基本相同，不再赘述。这里仅介绍干室部分的侧墙和底板的受力情况。

（一）矩形干室型泵房的侧墙及底板

1. 侧墙荷载分析及计算方法

干室侧墙（指水下墙部分）承受回填土（包括地面活荷载）的主动土压力、水压力（临水面的水压力及地下水产生的渗水压力）、上部砖墙（包括屋面系统及吊车系统及风载）传递下来的垂直力、弯矩及剪力。

干室侧墙计算简图的取法和上部砖墙的结构形式有关。当侧墙的刚度与水上墙（壁柱）的刚度比值较小时（如刚度比小于 5），则两者应该视为一个整体，按变截面的排架进行计算。如果侧墙的刚度较大，它不受上部壁柱变形的影响，那么可以分开进行计算。

当侧墙和上部砖墙的壁柱分开计算时，应考虑下述几种不利的荷载组合：①如图 8-28（a）所示，水下墙已建成但已回填土，假设地下水水位升到设计最高内水位，上部砖墙未建。此时水下墙承受土压力及水压力作用，略去水下墙自重，按上端自由下端

嵌固的悬臂梁计算。②如图 8-28（*b*）所示。泵房已经建成，墙外到达设计最高内水位，顶部受上部壁柱传来的偏向室内的偏心荷载及壁柱自重的作用力，按偏心受压构件进行计算。③如图 8-28（*c*）所示，泵房已经建成，假设墙外无水和无土压作用，其顶部受上部壁柱传来的偏向室外的偏心荷载及壁柱自重的作用力，按偏心受压构件进行计算。

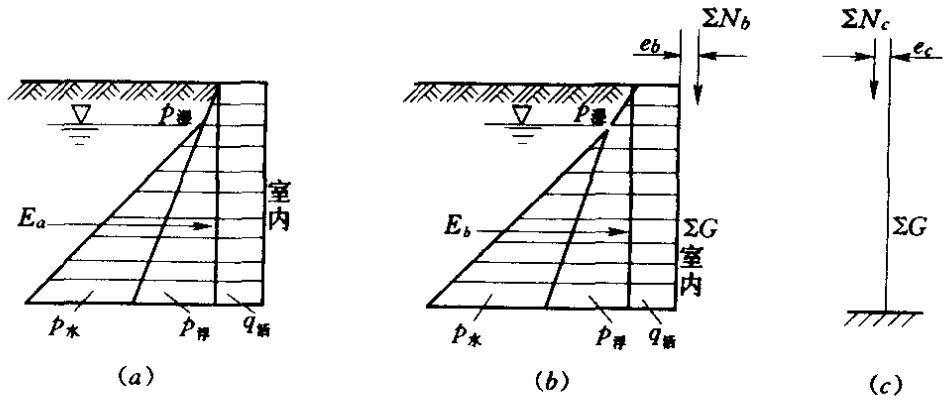


图 8-28　干室型侧墙不利荷载组合

ΣN—上部总力；e—上部总力的偏心矩；E—水土总压力；

$p_{水}$—水压强度；$p_{浮}$—浮土压强；$p_{湿}$—湿土压强；

$q_{活}$—地面超压；ΣG—地下墙重

水下墙外侧直立钢筋应按工况①或②的最大弯矩及垂直力进行计算；内侧直立钢筋应按工况③的弯矩及垂直力进行计算。水下墙的断面尺寸按①、②、③三种工况中最大剪力控制。

2. 底板荷载分析及计算方法

底板所受的荷载除地基反力外还有：①上部砖墙（包括屋顶及吊车系统）及水下墙自重等通过壁柱传给底板，假定其作用线与水下墙中心线重合，不考虑垂直荷载的偏心及横向力引起的弯矩作用；②土压力、水压力及地面活荷载对水下墙底部产生的弯矩传至底板；③泵房周围地下水对底板产生的浮力；④泵房内设备重；⑤底板自重。

计算工况选择及荷载分析与计算方法及计算截条取法有关。干室型的底板可按倒置梁法或弹性地基梁法进行静力计算。

（1）倒置梁法。见图 8-29 及图 8-30，因干室底板的长宽比—

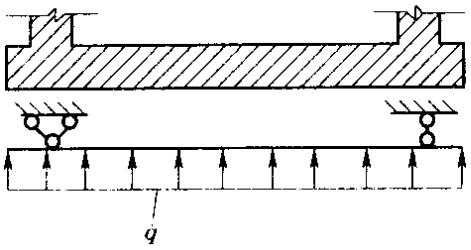


图 8-29　底板倒置梁法计算简图

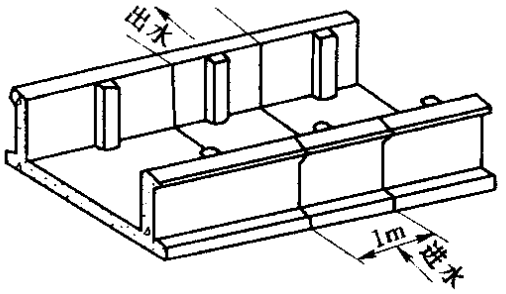


图 8-30　底板截条选取图

般大于 2，故可沿泵房进、出水方向取单宽截条并将底板视为支承在水下墙上的梁，其作用荷载 q 按下式计算。

$$q = q_{均} + q_{浮} - q_{自} \tag{8-27}$$

式中：$q_{均}$ 为在地基应力校核中最不利情况下，底板以上所有外荷载引起的地基反力的平均值，并假定均匀分布，视为均布反力；$q_{浮}$ 为地下水产生的浮力；$q_{自}$ 为底板自重。

该法主要缺点是将地基应力假定为均匀分布，这是和实际情况不符的。将梁倒置后把水下墙视为支座，这样求出的支座反力显然不会和原来通过水下墙传给底板的反力相等，故计算结果比较粗略。但因计算简便，一般在中、小型泵房底板中经常使用。

（2）弹性地基梁法。将梁和地基都视为弹性体，地基反力不作均匀分布的假设而是根据荷载予以计算。水下墙不作为底板支座而是作为外荷作用于底板上。计算结果较前法精确。

取进、出水方向截出单宽的横向截条进行计算。荷载组合及计算工况，一般可以采取下列两种：①土建施工完毕，周围未回填土，正在进行机电安装，但泵房达设计最高水位。计算底板负弯矩，配置底板上层钢筋如图 8-31（a）所示。②运行期，达到设计最高水位，计算底板正弯矩，配置底板下层钢筋如图 8-31（b）所示，

（二）圆筒干室型泵房

圆筒干室型泵房由于筒壁及底板的连接方式不同，其内力分布也就不同，因而计算方法也就不一样。连接方式与实际上将要采取的连接构造方案有关，通常有下列两种：

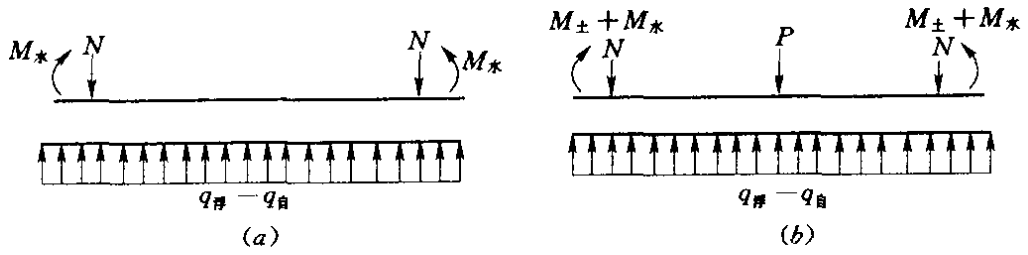


图 8-31　底板计算简图

N—上部结构传至底板的荷载；$M_{水}$—水压力对水下墙产生的弯矩传至底板；$q_{浮}$—底板承受的浮托力；$q_{自}$—底板自重；$M_{土}$—土压力及活荷载对水下墙产生的弯矩传至底板；P—主机组及其基础重

(1) 铰接：连接处允许转动和移动，所以构造上必须有既保证上述要求而又不漏水的措施。

(2) 固定：连接处为整体浇筑，通常又用支托形式加厚其截面（见图 8-32），底板在该处除具有足够刚度外，并能满足下列三个条件时，可作固定支承计算：①底板厚度 t_1 大于或等于筒壁厚度 h_1，即 $t_1 \geqslant h_1$；②筒壁两侧底板加厚部分的长度相等或接近相等，即 $c_1 \approx c_2$，且都大于筒壁厚度，即 $c_1 > h_1 < c_2$，若底板厚度相等，且 $t_1 \geqslant h_1$ 时，此条件可不考虑；③地基良好，压缩性较小，否则，应按弹性连接计算。

1. 荷载分析

作用于圆筒形泵房上的力有：水压力、土压力、浮托力、温度应力、底板挑出部分的水重及土重、泵房及设备自重、地基反力等，除温度应力外，其他外荷计算均可参考前述的计算方法。

(1) 温度应力。如图 8-33 所示，筒壁不论夏季或冬季，都由

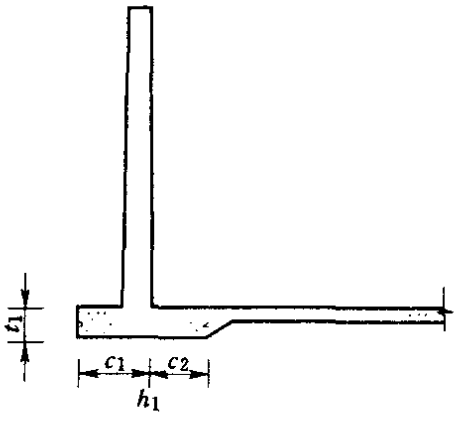


图 8-32　下端固定支承

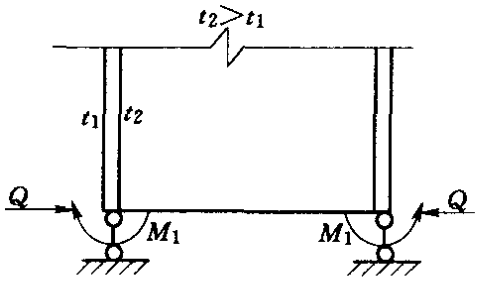


图 8-33　温度应力计算简图

于泵房内外的温差而引起壁面应力（弯矩、切力及环向力）的变化。根据筒壁和底板的连接方式，可分别按有关公式进行计算。

1）底端铰结顶端自由。

$$\left.\begin{aligned} M_1 &= \pm\ 0.1nE\alpha_t h^2\Delta t(\eta_3 - 1) \\ M_2 &= \mp\ 0.1nE\alpha_t h^2\Delta t \\ T_2 &= -\ 0.2nER\alpha_t h^2\Delta t\eta_4 \frac{1}{S^2} \\ Q &= -\ 0.2nE\alpha_t h^2\Delta t\eta_2 \frac{1}{S} \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}28)$$

2）底端固定顶端自由。

$$M_1 = M_2 = \mp\ 0.1nE\alpha_t h^2\Delta t \qquad (8\text{-}29)$$

式中：正号表示筒壁内侧受拉；负号表示外侧受拉。

式中：M_1 为温差产生的单位宽度内的纵向弯矩（kN·m/m）；M_2 为温差产生的单位高度内的环向弯矩（kN·m/m）；T_2 为温差产生的单位高度内的环向力（kN·m/m）；Q 为温差产生的单位宽度内的底端切力（kN·m/m）；n 为荷载系数，取 1.1；E 为混凝土弹性模量（kPa）；α_t 为混凝土线膨胀系数，等于 10^{-5}；h 为筒壁厚度（m）；Δt 为筒壁内外表面温差，℃，$\Delta t \approx \frac{h}{0.3+h}\Delta T$；$\Delta T$ 为筒壁内外介质温差，℃；R 为圆筒平均半径（m）；S 为筒壁刚度特征值（m），$S=0.76Rh$；η_1、η_2、η_3、η_4 为寻墨尔系数，见表 8-8。

表 8-8　　寻 墨 尔 系 数

$\frac{X}{S}$	η_1	η_2	η_3	η_4
0.1	0.9004	0.0903	0.9907	0.8101
0.2	0.8024	0.1627	0.9651	0.6397
0.3	0.7078	0.2189	0.9267	0.4889
0.4	0.6174	0.2610	0.8784	0.3564
0.5	0.5323	0.2908	0.8231	0.2415
0.6	0.4530	0.3099	0.7629	0.1431
0.7	0.3798	0.3199	0.6997	0.0599
0.8	0.3130	0.3223	0.6353	−0.0093

续表

$\frac{X}{S}$	η_1	η_2	η_3	η_4
0.9	0.2528	0.3185	0.5713	−0.0657
1.0	0.1988	0.3096	0.5084	−0.1108
1.1	0.1510	0.2907	0.4417	−0.1397
1.2	0.1092	0.2807	0.3899	−0.1715
1.3	0.0729	0.2626	0.3355	−0.1897
1.4	0.0419	0.2430	0.2849	−0.2011
1.5	0.0158	0.2226	0.2384	−0.2068
1.6	−0.0059	0.2018	0.1959	−0.2077
1.7	−0.0236	0.1812	0.1576	−0.2048
1.8	−0.0376	0.1610	0.1234	−0.1986
1.9	−0.0484	0.1415	0.0931	−0.1899
2.0	−0.0564	0.1231	0.0667	−0.1795
2.1	−0.0618	0.1057	0.0439	−0.1675
2.2	−0.0652	0.0896	0.0244	−0.1548
2.3	−0.0668	0.0748	0.0080	−0.1416
2.4	−0.0669	0.0613	−0.0056	−0.1282
2.5	−0.0658	0.0491	−0.0167	−0.1149
2.6	−0.0636	0.0383	−0.0253	−0.1019
2.7	−0.0608	0.0287	−0.0321	−0.0895
2.8	−0.0573	0.0204	−0.0369	−0.0777
2.9	−0.0535	0.01330	−0.0402	−0.0668
3.0	−0.0493	0.00703	−0.0427	−0.05633
3.1	−0.0450	0.00187	−0.04313	−0.04687
3.2	−0.0407	−0.00238	−0.04308	−0.03831
3.3	−0.0364	−0.00582	−0.04222	−0.03060
3.4	−0.0332	−0.00853	−0.04173	−0.02467
3.5	−0.0283	−0.01059	−0.03889	−0.01771
3.6	−0.0245	−0.01209	−0.03659	−0.01241
3.7	−0.0210	−0.01310	−0.03410	−0.00790
3.8	−0.0177	−0.01369	−0.03139	−0.00401
3.9	−0.0147	−0.01392	−0.02862	−0.00078
4.0	−0.01197	−0.01386	−0.02583	+0.00189
4.1	−0.00955	−0.01356	−0.02311	0.00401
4.2	−0.00735	−0.01307	−0.02042	0.00572
4.3	−0.00545	−0.01243	−0.01787	0.00699

续表

$\frac{X}{S}$	η_1	η_2	η_3	η_4
4.4	−0.00380	−0.01168	−0.01546	0.00791
4.5	0.00235	−0.01086	−0.01320	0.00852
4.6	0.00110	−0.00999	−0.01112	0.00886
4.7	0.0002	−0.00909	−0.00921	0.00898
4.8	0.0007	−0.00820	−0.00748	0.00892
4.9	0.0009	−0.00732	−0.00593	0.00870
5.0	0.0020	−0.00646	−0.00455	0.00837
5.1	0.00235	−0.00564	−0.00334	0.00795
5.2	0.00260	−0.00487	−0.00229	0.00746
5.3	0.00275	−0.00415	−0.00139	0.00692
5.4	0.00290	−0.00349	−0.00063	0.00636
5.5	0.00290	−0.00288	−0.00001	0.00578
5.6	0.00290	−0.00233	+0.00053	0.00520
5.7	0.00280	−0.00184	0.00095	0.00464
5.8	0.00270	−0.00141	0.00127	0.00409
5.9	0.00255	−0.00102	0.00152	0.00356
6.0	0.00240	−0.00069	0.00169	0.00307
6.1	0.00220	−0.00041	0.00180	0.00261
6.2	0.00200	−0.00017	0.00185	0.00219
6.3	0.00185	0.00003	0.00187	0.00181
6.4	0.00165	0.00019	0.00184	0.00146
6.5	0.00150	0.00032	0.00179	0.00115
6.6	0.00130	0.00042	0.00172	0.00087
6.7	0.00120	0.00050	0.00162	0.00063
6.8	0.00095	0.00055	0.00152	0.00042
6.9	0.00090	0.00058	0.00141	0.00024
7.0	0.00070	0.00060	0.00129	0.00009

注 1. X 为筒壁某点离底端的距离（m）；

2. $\eta_3=\eta_1+\eta_2$；$\eta_4=\eta_1-\eta_2$。

（2）荷载组合。筒壁按下述情况进行计算，即泵房施工完毕，已回填土，水位达到最高水位，并要考虑夏季和冬季壁内外温度差影响而造成的温度应力。在水压力和土压力作用下，筒壁外侧受拉。夏季由于筒壁外的温度高于筒壁内部，在温度应力作用下，筒壁内侧受拉；冬季由于筒壁外的温度低于筒壁内的温度，则筒

壁外侧受拉。因此，按最高水位时的土压力、水压力及冬季时温度应力所产生的筒壁外侧纵向弯矩的最大值作为外侧竖向钢筋的计算依据；按冬季温度应力产生的环向弯矩作为外侧环向钢筋的计算依据；按夏季温度应力产生的纵向及环向弯矩作为筒壁内侧竖向及环向钢筋的计算依据。

底板上的作用力主要是浮托力、筒身、机电设备自重及由此而产生的地基反力。若泵房在高水位时的浮托力大大超过筒身及设备自重、地基反力，则反力和自重均可不必计算。通常以高水位时的浮托力所产生的径向弯矩及环向弯矩作为径向及环向配筋依据。常用的配筋方法为辐射—环向及两向配筋，后者为沿两个互相垂直的方向配筋，但用得较少。

2. 筒壁内力计算

筒壁的厚度 h 相对于筒径 R 来说是比较小的，一般 $h/R \leqslant 1/20$，属于薄壁圆筒，它的内力计算方法和筒壁有效高度 H（即受荷载的高度）与筒壁刚度特征值 S 的比值有关。一般来说，该比值愈小，则意味着圆筒的直径愈大，那么底板对筒壁的影响不能忽略；相反，该比值愈大则圆筒的直径愈小，这时可以近似地忽略底板与筒壁的连接作用，对计算结果影响不大。

根据 H/S 的比值范围，有以下几种情况：①$H/S<1.0$，按垂直单向计算。即仅考虑底板对筒壁在垂直方向的约束作用，可在筒壁上截取单宽的竖条像普通梁一样计算弯矩和剪力。②$H/S \geqslant 15$，按水平单向计算。即仅考虑水平方向的约束作用，视筒壁为两端自由的静定圆筒，只有环向拉力存在。③$1.0 \leqslant H/S<2.5$ 按短壁圆筒计算。④$2.5 \leqslant H/S<15$ 按长壁圆筒计算。

③及④需要同时考虑垂直单向和水平单向的两向作用。设想筒壁由许多条底端固定的垂直悬臂梁及许多条水平圆环所组成，作用于筒壁的外力由这两部分承担，筒壁内不仅产生环向拉力，同时在垂直方向还产生弯矩。根据沿筒壁同一高度上受外力作用时梁及圆环的径向变形相等的条件，确定它们各自负担的外力，从而可以导出圆筒变形的基本微分方程，方程中的参变数可以根据

筒壁两端的边界条件确定。

实质上，垂直悬壁梁相当一个放置在弹性地基上的梁，当 $2.5 \leqslant H/S < 15$ 时，可以认为筒壁两端的边界力互不影响，这时筒壁两端近似地假设为弹性地基上的无限长梁，工程中的圆筒形干室型泵房均属于这种情况。当 $1.0 \leqslant H/S < 2.5$ 时，则筒壁两端的边界力互有影响，这时筒壁需按弹性地基上的短梁计算。

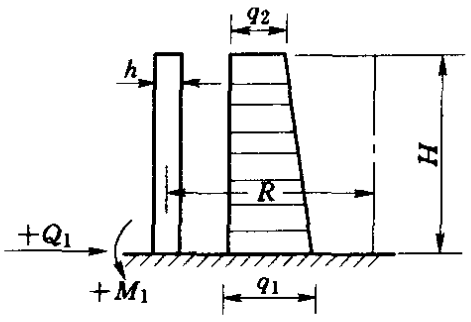


图 8-34　等厚池壁计算简图

下面主要介绍常用的长壁（梁）圆形泵房等厚筒壁计算的数解法。见图 8-34，当筒壁底端固定，上端自由时：

$$\left.\begin{aligned} M_1 &= \frac{S^2}{2H}(Sq_1 - Sq_2 - Hq_1) \\ Q_1 &= \frac{S}{2H}(2Hq_1 - Sq_1 + Sq_2) \\ M_x &= M_1\eta_1 + (M_1 + SQ_1)\eta_2 \\ T_2 &= T_{20} + \frac{2R}{S^2}[M_1\eta_2 - (M_1 + SQ_1)\eta_1] \end{aligned}\right\} \tag{8-30}$$

当 $q_2 = 0$ 时，

$$\left.\begin{aligned} M_1 &= \frac{q_1S^2}{2}\left(\frac{S}{H} - 1\right) \\ Q_1 &= q_1S\left(1 - \frac{S}{2H}\right) \end{aligned}\right\} \tag{8-31}$$

当筒壁底端铰结上端自由时，

$$\left.\begin{aligned} M_x &= \frac{q_1S^2}{2}\eta_2 \\ T_2 &= T_{20} - q_1R\eta_1 \end{aligned}\right\} \tag{8-32}$$

式中：M_1 为筒壁底端的纵向弯矩，kN·m；Q_1 为筒壁底端切力，kN；M_x 为筒壁沿高度变化的纵向弯矩，kN·m；T_2 为环向拉力，kN；T_{20} 为静定环向力，kN，$T_{20} = q_1R$ (kN)；q_1、q_2 为底部及顶

部的水平荷载强度，kN/m；S 为筒壁刚度特征值，m；R 为圆筒平均半径，m；h 为筒壁厚度，m；H 为筒壁有效高度，m；η_1、η_2 为寻墨尔系数，查有关表格。

3. 底板内力计算

圆筒干室型泵房底板常采用钢筋混凝土结构，外缘和筒壁相接，底板下为地基基础。通常，底板的厚度 t 和圆筒直径 D 之比即 $t/D \leqslant 10$，故可视为薄板，实际工程中由于板的变形较小，一般最大挠度小于板厚的 1/5，属于小挠度变形范围。所以，底板按弹性薄板小挠度理论的假定进行计算。

为了计算方便，可不考虑底板挑出部分，按外缘固定或简支时承受均布荷载计算径向弯矩 M_r 及环向弯矩 M_t。

底板本身在几何上是轴对称的，若外荷分布也是轴对称，则其内力及变形也必然是轴对称。圆形底板的内力具有如下特点：①在环向截面上不存在剪力；②在环向和径向截面上不存在扭矩；③在同心圆周上的内力分布是均匀的，即内力相等，但沿径向分布是变化的。据此可导出典型荷载作用下，底板内力计算公式。

情况一：外缘固定，承受均布荷载，距圆心 r 处的径向及环向弯矩值为：

$$\left.\begin{aligned} M_r &= \frac{q}{16}[R^2(1+\mu) - r^2(3+\mu)] \\ M_t &= \frac{q}{16}[R^2(1+\mu) - r^2(1+3\mu)] \end{aligned}\right\} \quad (8\text{-}33)$$

式中：M_r 为距圆心为 r 处每单位长度上的径向弯矩，kN·m；M_t 为距圆心为 r 处每单位长度上的环向弯矩，kN·m；q 为底板上作用的均布荷载，kN·m；R 为底板半径，m；μ 为材料泊桑比，如混凝土 $\mu=1/6$；r 为底板上任一点距圆心处的距离，m。

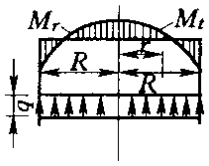
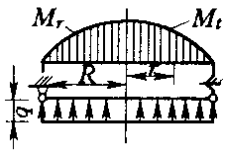
也可将公式（8-33）进行改写为：

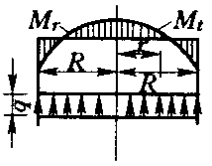
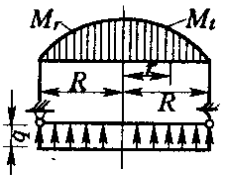
$$\left.\begin{aligned} M_r &= \frac{qR^2}{16}\left[(1+\mu) - (3+\mu)\frac{r^2}{R^2}\right] = C_r qR^2 \\ M_t &= \frac{qR^2}{16}\left[(1+\mu) - (1+3\mu)\frac{r^2}{R^2}\right] = C_t qR^2 \end{aligned}\right\} \quad (8\text{-}34)$$

式中：C_r 为径向弯矩系数；C_t 为环向弯矩系数。

C_r 及 C_t 可按 r/R 的比值从表 8-9 中查得，故计算比较方便。

表 8-9　　承受均布荷载的圆形板弯矩系数 C_r 及 C_t

荷载及弯矩图形	C_t	比值 r/R					
		0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
	C_r	0.073	0.071	0.065	0.056	0.041	0.023
	C_t	0.073	0.072	0.069	0.065	0.058	0.049
	C_r	0.198	0.195	0.190	0.178	0.166	0.148
	C_t	0.198	0.195	0.194	0.190	0.183	0.174

荷载及弯矩图形	C_t	比值 r/R				
		0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
	C_r	0.020	−0.025	−0.054	−0.088	0.125
	C_t	0.040	0.027	0.013	−0.004	−0.021
	C_r	0.128	0.102	0.072	0.038	0.000
	C_t	0.164	0.153	0.139	0.124	0.104

注　材料泊桑比 $\mu=1/6$。

从表 8-9 中可知，最大径向弯矩为外缘处 $r/R=1.0$，$M_r=-0.125qR^2$；在圆心处，$r/R=0$，M_r 和 M_t 相等，$M_r=M_t=+0.073qR^2$。

情况二：外缘简支，承受均匀荷载，距圆心为 r 处的径向、环

向弯矩值为：

$$\left.\begin{aligned} M_r &= \frac{q}{16}(3+\mu)(R^2-r^2) \\ M_t &= \frac{q}{16}[R^2(3+\mu)-r^2(1+3\mu)] \end{aligned}\right\} \tag{8-35}$$

式中：符号意义同前。

也可将式（8-35）改写为：

$$\left.\begin{aligned} M_r &= \frac{qR^2}{16}(3+\mu)\left[1-\left(\frac{r}{R}\right)^2\right] = C_r qR^2 \\ M_t &= \frac{qR^2}{16}\left[(3+\mu)-\left(\frac{r}{R}\right)^2(1+3\mu)\right] = C_t qR^2 \end{aligned}\right\} \tag{8-36}$$

C_r 及 C_t 可按 r/R 的比值从表 8-9 中查得。

从表可知，简支时圆心处的径向及切向弯矩值最大并相等，$M_r=M_t=0.198qR^2$。在边缘处 $M_r=0$，$M_t=0.104qR^2$。

底板厚度应按底板中最大弯矩值设计。圆底板最大剪力产生在支承处（外缘），不同支承在均布荷载下，均可按式（8-37）计算。

$$Q_{max} = \frac{\pi R^2 q}{2\pi R} = \frac{qR}{2} \quad (\text{kN}) \tag{8-37}$$

4. 筒壁底板弯矩的调整

在圆筒形泵房的内力计算中，当分别按前述方法计算筒壁底端弯矩 M_1 及底板边缘处径向弯矩 M_r 时，二者应该是相等的，但实际上两者不等，故需调整。调整的方法可根据筒壁及底板抗挠劲度按比例进行分配。筒壁及底板抗挠劲度可按公式（8-38）计算：

$$\left.\begin{aligned} K_c &= K_{筒} \times \frac{Eh^3}{H} \\ K_b &= K_{底} \times \frac{Et^3}{R} \end{aligned}\right\} \tag{8-38}$$

式中：K_c 为筒壁抗挠劲度（kN·m/m）；K_b 为底板抗挠劲度（kN

·m/m)；$K_{筒}$ 为筒壁抗挠劲度系数，见表 8-10；$K_{底}$ 为底板抗挠劲度系数，$K_{底}=0.104$；E 为混凝土弹性模量（kN/m^2）。其他符号意义同前。

根据抗挠劲度，计算分配系数。

表 8-10　　筒壁抗挠劲度系数

H^2/Dh	$K_{筒}$	H^2/Dh	$K_{筒}$	H^2/Dh	$K_{筒}$	H^2/Dh	$K_{筒}$
0.4	0.139	3.0	0.548	10	1.010	24	1.566
0.8	0.270	4.0	0.635	12	1.108	32	1.810
1.2	0.345	5.0	0.713	14	1.198	40	2.025
1.6	0.399	6.0	0.783	16	1.281	48	2.220
2.0	0.445	8.0	0.903	20	1.430	56	2.400

$$\left.\begin{aligned} &\text{筒壁分配系数为} \quad \frac{K_c}{K_c+K_b} \\ &\text{底板分配系数为} \quad \frac{K_b}{K_c+K_b} \end{aligned}\right\} \tag{8-39}$$

将不平衡弯矩 $\Delta M=M_r-M_1$，分别乘上筒壁及底板的分配系数则得到筒壁底端及底板边缘处的分配弯矩值。

筒壁其他各点的纵向弯矩，可根据底端简支、顶端自由、底端作用弯矩时筒壁纵向弯矩计算，从表 8-11 查出系数，按下式进行计算：

$$m = \text{系数} \times M \tag{8-40}$$

式中：m 为弯矩增值（kN·m）；M 为筒壁底端分配弯矩（kN·m）。

计算出弯矩增值后，与未调整前的弯矩值相加，即得到调整后的弯矩值。

底板径向及环向弯矩的调整方法是将未调整前所计算的径向及环向弯矩均加上底板边缘处分配弯矩，即为调整后的底板径向及环向弯矩值。

表 8-11

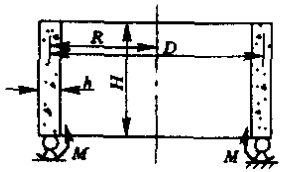
筒壁纵向弯矩计算表

弯矩 M 在底端

底简支顶自由

m＝系数×M（kN·m）

正号表示拉力在外面



$\frac{H^2}{Dh}$	各点之系数											
	0.1H	0.2H	0.3H	0.4H	0.5H	0.6H	0.7H	0.75H	0.8H	0.85H	0.9H	0.95H	1.0H
0.4	+0.013	+0.051	+0.109	+0.196	+0.296	+0.414	+0.547	—	+0.692	—	+0.843	—	+1.000
0.8	+0.009	+0.040	+0.090	+0.164	+0.253	+0.375	+0.503	—	+0.659	—	+0.824	—	+1.000
1.2	+0.006	+0.027	+0.063	+0.126	+0.206	+0.316	+0.454	—	+0.616	—	+0.802	—	+1.000
1.6	+0.003	+0.011	+0.035	+0.078	+0.152	+0.253	+0.393	—	+0.570	—	+0.775	—	+1.000
2.0	−0.002	+0.002	+0.012	+0.034	+0.096	+0.193	+0.340	—	+0.519	—	+0.748	—	+1.000
3.0	−0.007	−0.022	−0.030	−0.029	−0.010	+0.087	+0.227	—	+0.426	—	+0.692	—	+1.000
4.0	−0.008	−0.026	−0.044	−0.051	−0.034	+0.023	+0.159	—	+0.354	—	+0.645	—	+1.000
5.0	−0.007	−0.024	−0.045	−0.061	−0.057	−0.015	+0.095	—	+0.296	—	+0.606	—	+1.000
6.0	−0.005	−0.018	−0.040	−0.058	−0.065	−0.037	+0.057	—	+0.252	—	+0.572	—	+1.000
8.0	−0.001	−0.009	−0.022	−0.044	−0.068	+0.062	+0.002	—	+0.178	—	+0.515	—	+1.000
10.0	0.000	−0.002	−0.009	−0.028	−0.053	−0.067	−0.031	—	+0.123	—	+0.467	—	+1.000
12.0	0.000	0.000	−0.003	−0.016	−0.040	−0.064	−0.049	—	+0.081	—	+0.424	—	+1.000
14.0	0.000	0.000	0.000	−0.008	−0.029	−0.059	−0.060	—	+0.043	—	+0.387	—	+1.000
15.0	0.000	0.000	+0.002	−0.003	−0.021	−0.051	−0.068	—	+0.025	—	+0.354	—	+1.000
20	—	—	—	—	—	—	—	—	−0.015	+0.095	+0.296	+0.606	+1.000
24	—	—	—	—	—	—	—	—	−0.037	+0.657	+0.250	+0.572	+1.000
32	—	—	—	—	—	—	—	—	−0.062	+0.002	+0.178	+0.515	+1.000
40	—	—	—	—	—	—	—	—	−0.067	−0.031	+0.123	+0.467	+1.000
48	—	—	—	—	—	—	—	—	−0.064	−0.049	+0.081	+0.424	+1.000
56	—	—	—	—	—	—	—	—	−0.059	−0.060	+0.048	+0.387	+1.000

第三节　湿室型泵房

湿室型泵房主要特点是泵房下部为湿室，即一个与前池相通的进水池（或称进水间）。湿室不仅起着进水池的作用，同时湿室中的水重可以平衡部分水的浮托力，增加了泵房的整体稳定。湿室型泵房的上部结构与分基型和干室型泵房基本相同，而下部结构常用圬工或钢筋混凝土等材料。因此，和干室型泵房相比，工程投资一般较省。

湿室型泵房常用立式、卧式的轴流泵和导叶式混流泵。从水泵口径看，湿室型泵房在我国多用于口径 1.2m 以下的中小型立式、卧式轴流泵。但在国外，所选用的立式、卧式轴流泵和导叶式混流泵的口径已达 2.0m，甚至还有一些大中型立式、卧式立式离心泵机组也采用湿室型泵房。

以往，湿室型泵房选用立式泵时机组安装检修不太方便，特别是排架式的湿室型泵房，水泵梁一般都淹没在水下，拆卸和安装很困难。但随着立式泵抽心式结构和带自耦装置的潜水电泵的发展，从根本上克服了湿室型泵房立式机组安装检修不便的缺点，从而使湿室型泵房得到了更加广泛的应用。

根据地形、地质、建筑材料及水泵机组形式等条件，湿室型泵房的结构形式主要有墩墙式、排架式、圆筒式和箱式泵房等五种。

一、形式及其适应场合

湿室型泵房的主要特点是在其下部有可以进水的湿室。和干室型泵房相比，室中的水重可以平衡部分水的浮托力。因此，湿室型泵房的整体稳定性比干室型泵房好。因此，对基础条件较差的泵站应该首先考虑选用湿室型泵房。但因为湿室型泵房也有多种结构形式，因此，不同形式的湿室型泵房也有不同的适应条件。

（一）墩墙式泵房

除进水侧外，泵房的其他三面都是挡土墙（见图 8-35）。同时，每台水泵之间用隔墩分开，单独形成进水室，进水条件较好。各进水室的进口设有拦污栅和检修闸，当水泵发生事故需要检修时，其余机组可以照常运行，相互干扰小，运行可靠性较高。支承水泵和电机的梁直接搁在隔墩上。这种结构的优点是水泵工作不仅可以采用钢筋混凝土结构，也可以采用浆砌石结构，就地取材，施工简单。但由于后墙填土具有较大的水平推力。为了满足抗滑稳定，仍然需要较大的泵房重量。这样既会增加地基应力，也加大了工程投资。所以只有在地基条件较好的地区才被采用。

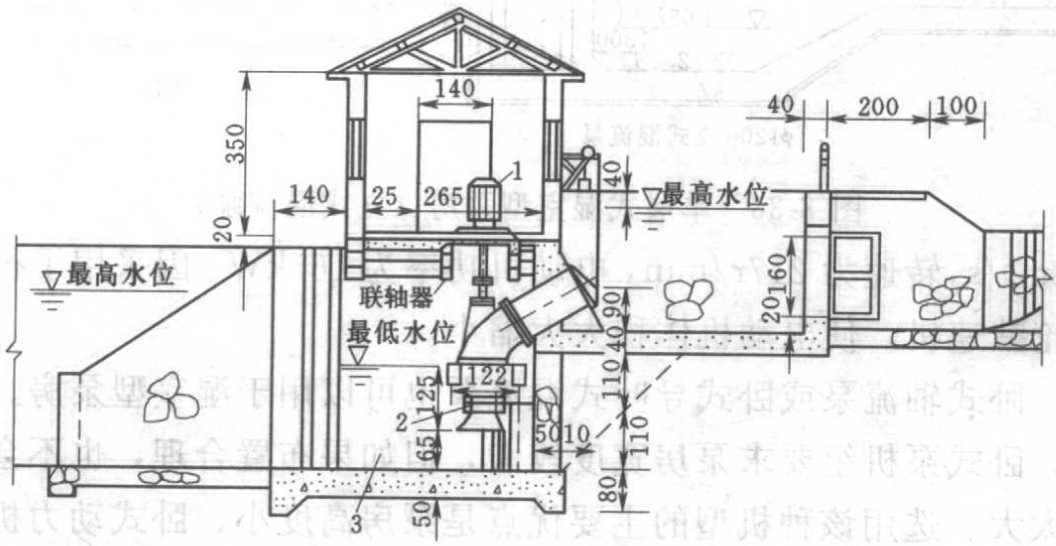


图 8-35　二层式湿室型泵房（立式轴流泵）

1—立式电动机；2—立式水泵；3—湿室

图 8-35 是我国最常见的一种选用中小型轴流泵的湿室型泵房。从结构上讲这是双层结构。机组结构由立式轴流泵、立式电动机和传动轴三部分组成。传递轴向力的推力轴承设置在传动轴的上部。这样不仅增加了制造和安装检修的麻烦，同时也会增加泵房结构的复杂性。国外有些水泵机组采用了单层结构，从而可以避免上述问题的出现，使泵房设计更趋合理。图 8-36 为日本茨城县布镰排水泵站。该站为单层式湿室型泵房结构，选用的是口径 1.2m 的立式导叶式混流泵，水泵扬程为 4.5m，流量为

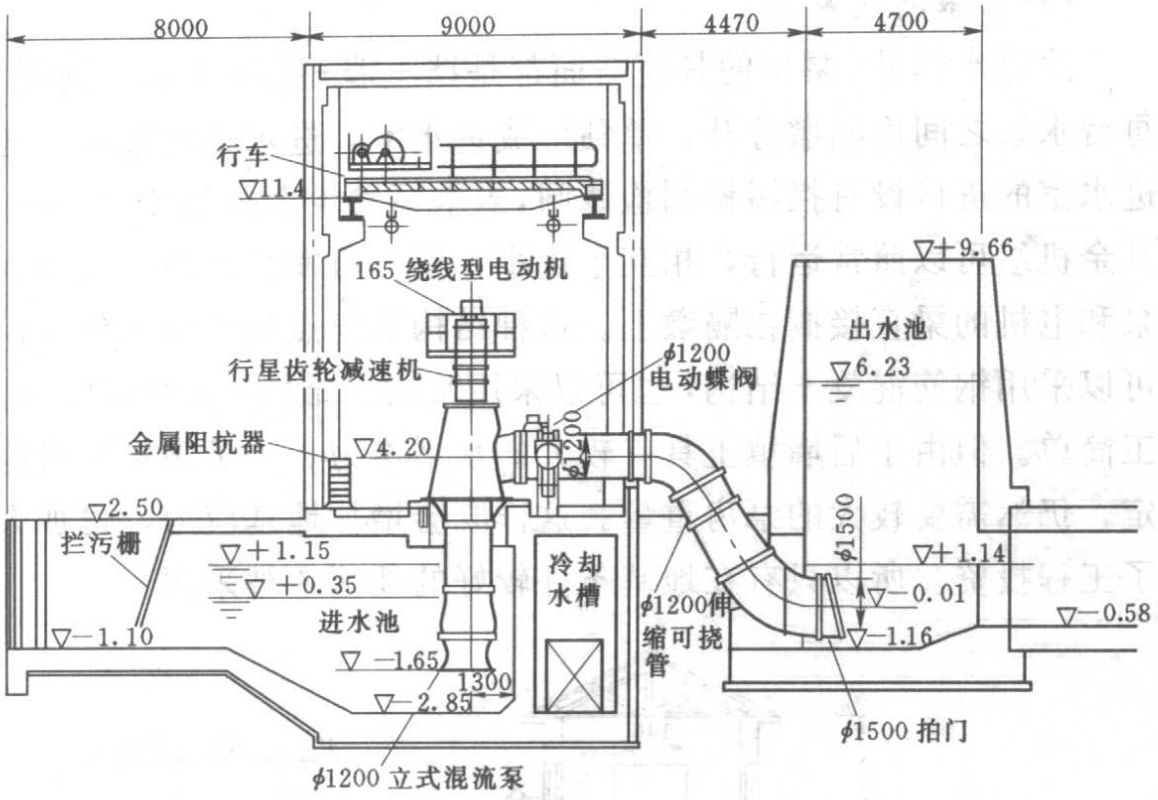


图 8-36　单层式湿室型泵房（立式混流泵）

2.8m³/s，转速为 217r/min，电动机功率为 165kW。因采用了行星齿轮减速机，使电动机体积大大缩小。

卧式轴流泵或卧式导叶式混流泵也可以用于湿室型泵房。一般，卧式泵机组要求泵房宽度较大，但如果布置合理，也不会增加太大。选用该种机型的主要优点是泵房高度小、卧式动力机和齿轮减速机的造价较低、卧式中开结构的水泵和卧式动力机和齿轮减速机检修更加方便。在我国早期采用卧式机组的湿室型泵房很多，但也许是因为目前市场很少见到这种卧式轴流泵和卧式导叶式混流泵，这种形式的湿室型泵房已经很少见到了。其实，在国外现在仍有不少这样的工程实例。如图 8-37 所示的是日本九州的江见上游排水泵站。该站水泵口径 1.5m，扬程 2.5m，流量 4m³/s，转速 180r/min，动力机为 312.8kW 的燃汽轮机。该站的泵房高度比同口径的水泵机组小多了，如果选用电动机作动力机，其宽度也可以进一步减小。显然，该站和立式机组相比，在节约工程投资、便于安装检修等方面均具有更大优势，因此，建议我国重新认识和研究这种形式的水泵机组和泵房形式。

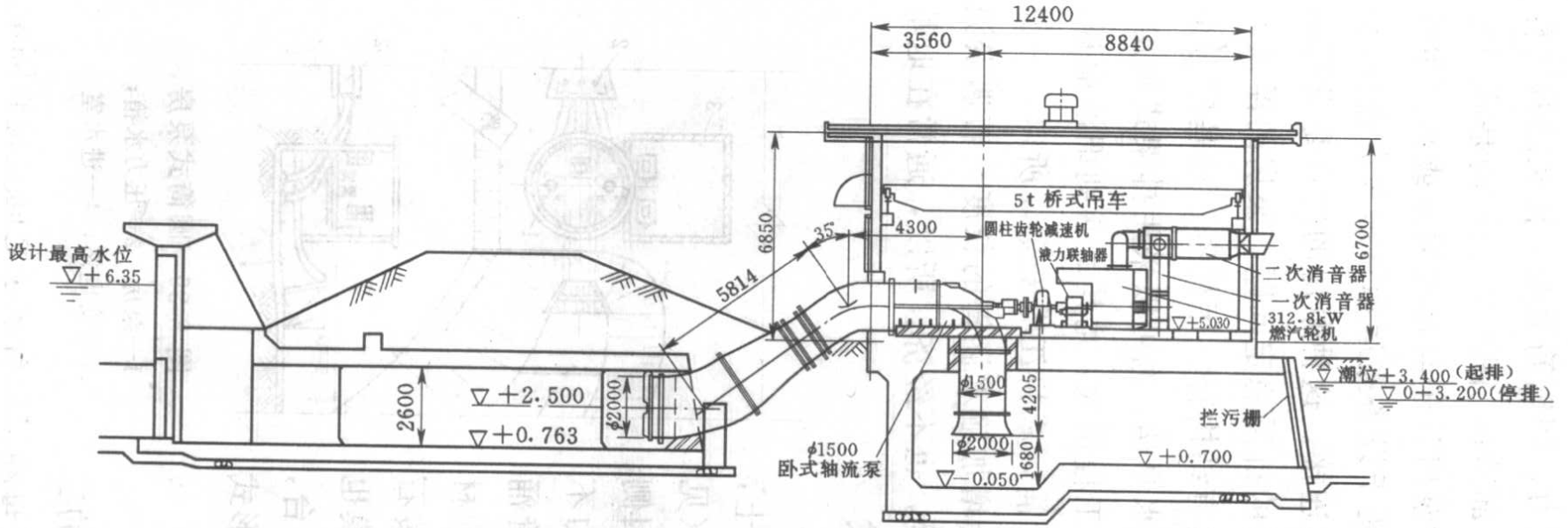


图 8-37　单层式湿室型泵房（卧式轴流泵）

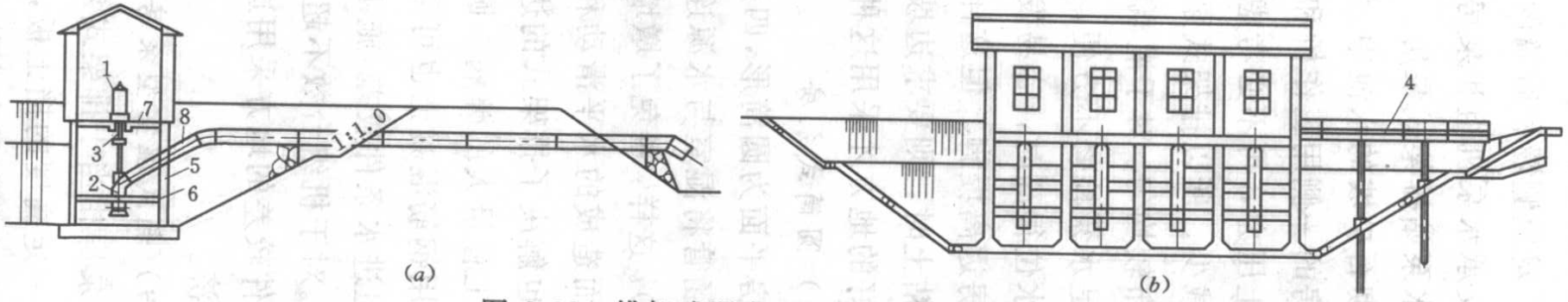


图 8-38　排架式湿室型泵房（排水泵站）

(a) 剖面图；(b) 正视图

1—立式电动机；2—立式轴流泵；3—传动轴；4—工作桥；5—排架；6—水泵梁；7—电动机梁；8—出水管

（二）排架式泵房

为了避免侧墙和后墙的土压力，用钢筋混凝土排架结构代替墩墙来支承水泵机组和泵房的上部结构。图 8-38 所示的是我国常见的排水泵站排架式泵房。这种泵房位于与排水河道或水源相通的三面砌石护坡的水池中。为了便于设备搬运和管理人员通行，必须在泵房的一侧用工作桥和岸坡连接。这种泵房的优点是没有侧墙及后土压力，可不必考虑泵房的抗滑稳定问题，泵房的浮托力也大大减少。所以排架式泵房具有结构轻、用材省、地基应力小而且分布较均匀。对于灌溉或供水泵房，也可以采用排架式泵房，其缺点是水泵检修不方便，护坡工程量大，尤其是遇到细沙地基，在外江水位很高时，容易发生管涌，威胁江堤安全。所以，一般要求泵房远离堤脚。但这样又会增加输水涵管的长度。若遇淤泥或泥质粘土时，则要求边坡很缓，也不经济。所以，通常在地基条件较好的地方才采用这种形式。

（三）圆筒式泵房

泵房平面为圆筒形，四周填土，用引水涵管将湿室与水源连通（见图 8-39）。这样，避免了墩墙式因侧向填土而造成的水平滑动和应力不均匀，也解决了排架式的边坡管涌及护坡工程量大的弊病。圆筒的材料可采用钢筋混凝土也可采用砖石砌筑。但进水条件较差，施工立模也较麻烦。对于机组台数不超过三台，地基条件较差的地方采用这种形式比较经济。

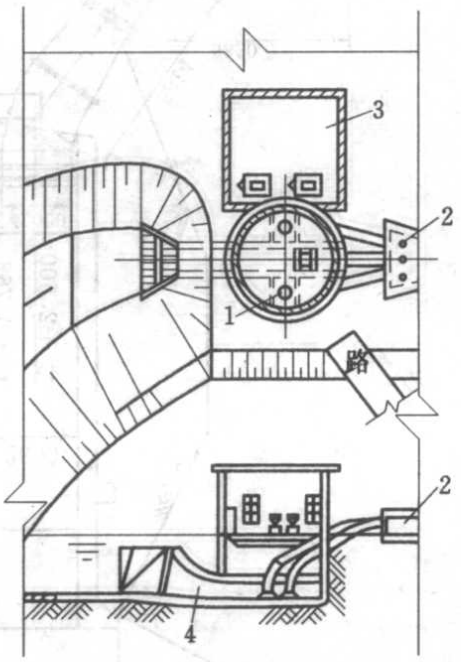


图 8-39　圆筒式泵房
1—泵房；2—压力水箱；
3—变电站；4—进水室

（四）箱式湿室型泵房

该泵房相当于排架式泵房的三面加筑一定高度的挡土板，中间每隔二三台水泵之间设检修隔墩。墩高超出进水室最高水位。在进水室前设检修闸（见图 8-40）。该

泵房的主要优点是挡土板可控制三面填土高度，借以达到控制土压力的目的。与墩墙式相比增加了泵房的稳定性，与排架式相比，刚度大能适应软基沉陷，抗震性好，对外交通方便。

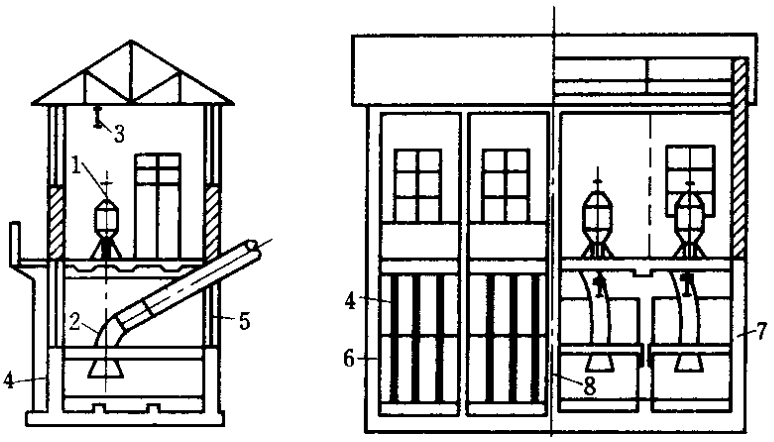


图 8-40　箱式湿室型泵房

1—电动机；2—立式水泵；3—吊车；4—拦污栅；
5—横排架；6—纵排架；7—挡土墙；8—隔墙

图 8-41 所示的是进出水均为箱形结构的泵房形式。水泵一般只有叶轮、叶轮外壳和导叶体，没有出水弯管。由于水泵和泵房的构造都很简单，可用浆砌块石等当地材料砌筑，造价低，施工简单。适合于洪枯水位变化很小，扬程很低的小型泵站，在上海和江浙一带采用这种形式的泵站较多。但是在国外，如日本、荷兰等国，水泵口径超过 1m 的大中型泵站有时也采用这种形式。图 8-41 为日本霞浦新利根川排水泵站。该站排灌两用，水泵口径为 2m，扬程 2m，流量 7～8.33m^3/s，转速 110r/min，电动机功率 260kW，无出水管，进出水均为箱形结构。泵站高度、跨度和长度尺寸很小，工程投资省。

二、内部布置

（一）采用立式机组

中小湿室型泵房多采用立式轴流泵，其设备布置比较简单，机组间距和电机层空间主要取决于下层水泵的进水要求和湿室的尺寸，主机组多为单列式布置，考虑到高压进线及对外交通的方便，配电间可以布置在泵房的一端，或者根据具体情况，沿泵房长度

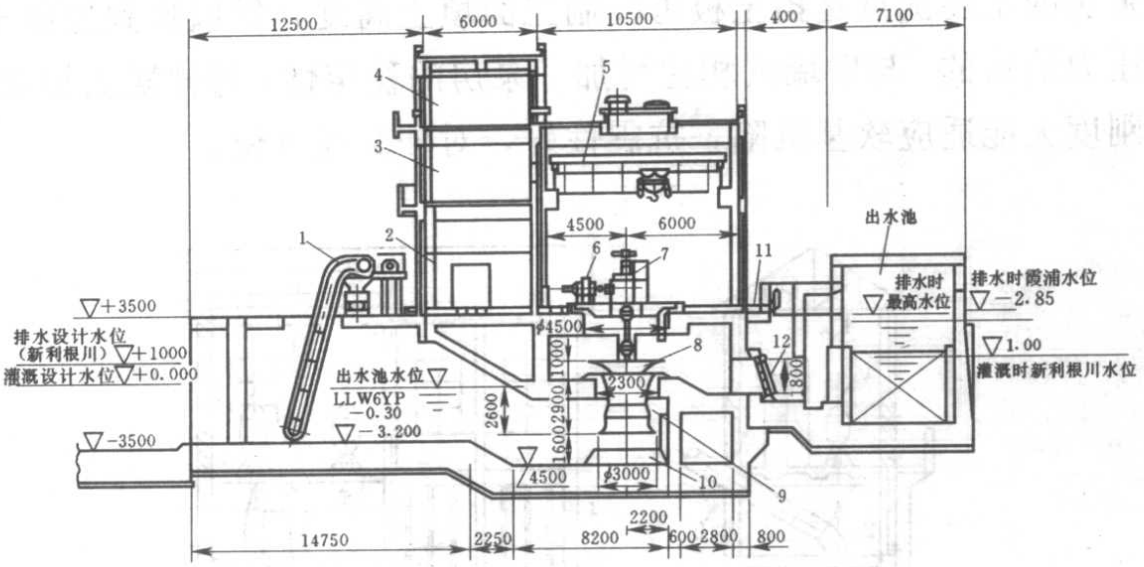


图 8-41　日本新利根川排水泵站

1—自动清污机；2—配电间；3—资料室；4—办公室；5—20t 电动吊车；6—260kW 电动机；7—齿轮减速箱；8—水泵出水导流帽；9—全调节轴流泵（D=2m）；10—防涡墩；11—Φ250 通气管；12—拍门

方向集中或分散布置。

由于立式轴流泵叶轮均淹没于水下工作，无须充水设备，但是，启动立式轴流泵时需要向上橡皮轴承的灌注润滑水，其安放位置应根据水泵的允许吸程确定。另外，还需设有检修水泵时用以抽干湿室内的部分积水的排水设备。

泵房上下层之间的设备运送是靠垂直吊运的，所以在上层楼板上应开吊物孔，这样做也有利于下层的通风采光要求。泵房内应尽量加大窗户面积，如果自然通风条件不良，可以在上层设一些排风扇加强通风。

湿室立式轴流泵泵房的平面尺寸是以下层湿室的尺寸为依据的，当然也要满足上层机电设备布置的要求。在设计泵房时两者要协调一致，如果电机层跨度要求比湿室大，那么可以考虑将电机层在结构上做成悬臂。

湿室型泵房平面尺寸应根据湿室（即水泵的进水池）的要求进行设计，有关机组的间距要求可参考表 8-2。立面尺寸除应满足安装检修和运行管理要求外，还必须满足水泵机组在运行中不发生震动的要求。水泵机组振动的原因很多，主要有两个方面：其

一是水泵发生汽蚀；其二是进水池中的流态，包括水面进气旋涡和水中旋涡。而影响水泵汽蚀和进水池流态的主要原因是水泵叶轮、进水喇叭口的高程及进水池的尺寸（如进口淹没深度、悬空高度、后墙距、池宽等）。进水池的尺寸在进出水池有关章节中讲述，在此仅介绍水泵叶轮安装高程有关的尺寸及机组安装检修要求的立面尺寸，见图 8-42 所示。

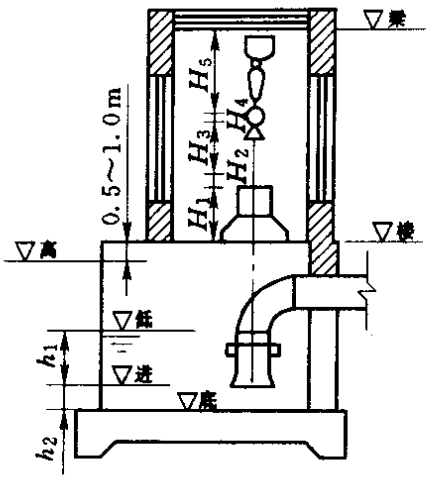


图 8-42　湿室型泵房立面尺寸

1. 水泵安装高程$\nabla_{安}$

水泵安装高程可参考干室型泵房的计算方法，所不同的是湿室型泵房一般选用轴流泵或导叶式混流泵。近年来，我国也发展了立式单吸和双吸离心泵（包括潜水电泵）。这些泵型也可以用于湿室型泵房。因此，在确定水泵安装高程时应根据不同泵型的允许汽蚀余量或真空吸上高度，按公式（8-3）或式（8-5）求出水泵允许吸上高度$H_{允吸}$后，再根据进水池最低水位$\nabla_{低}$，按式（8-20）求出水泵的叶轮中心的高程$\nabla_{泵}$。

当水泵允许吸上高度为负值时，水泵安装高程将低于进水池最低水位。但对于立式泵，无论是轴流泵、混流泵还是离心泵，即使是根据水泵的汽蚀性能计算出的$H_{允吸}$为正值，为了便于启动和改善水泵的运行条件，一般仍将水泵叶轮中心线置于最低水位以下。

另外，有些水泵产品样本没有表明允许汽蚀余量或允许吸上真空高度，但在厂家提供的水泵安装图中标明了水泵进水喇叭口的最小淹没深度h_1及悬空高度h_2等，由此可按下式确定水泵进水喇叭口高程$\nabla_{进}$和底板高程$\nabla_{底}$等。水泵进水喇叭口高程可按下式计算：

$$\nabla_{进} = \nabla_{低} - h_1 \tag{8-41}$$

式中：$\nabla_{低}$为最低下水位，m；h_1为淹没深度，m。可由水泵样本

查得。

2. 底板高程$\nabla_{底}$

$$\nabla_{底} = \nabla_{进} - h_2 \tag{8-42}$$

式中：h_2为悬空高度，m。

3. 电机层楼板高程$\nabla_{楼}$

一般应按最高内水位$\nabla_{高}$加上安全超高(0.5～1.0m)确定。如果$\nabla_{楼}$低于根据水泵和电机轴长尺寸而推算者，则应按后者确定。为了防止地面雨水的进入，电机层楼板应高于地面。

4. 泵房屋面大梁下缘高程$\nabla_{梁}$

屋架或屋面大梁的下缘到电机层楼板的垂直距离即为泵房的高度，屋面大梁下缘高程应满足起吊最大部件的要求。

$$\nabla_{梁} = \nabla_{楼} + H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 \tag{8-43}$$

式中：$\nabla_{楼}$为电机层楼板高程，m；H_1为电动机高出电机层楼板高度，m，若考虑吊件不超过电动机顶部，则此项可不计入；H_2为吊件与电动机之间的安全距离，一般取0.3～0.5m；H_3为吊件的最大长度，比较电机转子及水泵轴长，取其大者；H_4为吊钩与吊件之间的吊索长度，m；H_5为吊钩与小车轨道顶部最小距离，m。

（二）采用卧式机组

由于卧式机组的安装检修和运行管理比较方便，而且泵房高度较小，因此，选用卧式机组的湿室型泵房在国外的应用广泛。在我国，20世纪50～60年代的河北和天津等地的泵站也采用了不少该种形式的湿室型泵房。但因当时生产的卧式轴流泵没有合适的配套电机，齿轮传动的制造技术也不能满足泵站要求，所以多采用皮带间接传动方式，从而使泵房面积增大而且泵站效率降低。为了减少泵房面积，有时采用单列式交错布置，或水泵和电动机分两层布置。但是，随着水泵机组和齿轮传动装置等机械设备制造技术的进步，我国完全有能力开发出适合我国湿室型泵房要求的卧式机组。

卧式和立式机组的湿室型泵房的尺寸确定方法基本相同，但以下几点值得注意：

1. 水泵安装高程$\nabla_{安}$

卧式轴流泵或卧式导叶式混流泵的安装高程也是按公式（8-3）或式（8-5）求出水泵允许吸上高度$H_{允吸}$后，再根据进水池最低水位$\nabla_{低}$，按式（8-19）求出水泵的叶轮中心的高程$\nabla_{泵}$。对于中小型卧式泵，其叶轮中心的高程即为泵轴线高程。但对于大口径泵，为了确保水泵不发生汽蚀，则应将叶轮上缘高程作为水泵的安装高程。另外，因为水泵通常安装在最低水位以上，所以泵房内一般需要为水泵启动充水的抽真空设备。

2. 进水室尺寸的确定

根据本书第十一章可以确定进水池尺寸，即确定进水池中进水喇叭口的最小淹没深度、悬空高度、后墙距、池宽等。由此计算出喇叭口高程$\nabla_{进}$、底板高程$\nabla_{底}$、后墙距T和机组之间的距离等尺寸。据此可以进行泵房的平面和立面布置和尺寸确定。值得注意的是，进水池尺寸不合理时不仅会增加工程投资和降低泵站效率，而且还会使池中产生表面进气旋涡、水下附壁旋涡和附底旋涡，使机组产生强烈振动和噪音，影响机组寿命和安全运行。因此，在设计时应该特别注意。

三、整体稳定分析

湿室型泵房一般都建筑在软弱地基上，因此对其整体稳定应当给予足够的重视。

湿室型泵房可分为堤身式和堤后式两种，前者往往和出水池、压力水箱建在一起，因此泵房本身就是一个挡水建筑物，和水闸一样，不仅直接承受水压还受到渗透水流的作用。所以应该进行抗渗及抗滑的稳定校核。

（一）抗渗稳定校核

为了确保地基土壤的渗透稳定性，泵房及出水建筑物（出水池或压力水箱）应有足够的地下轮廓线长度，同时需要在渗透水流逸出处做反滤层，并在其顶部的底板上设排水孔以防渗透水流将土壤中的细颗粒带走，避免流土管涌等现象产生。地下轮廓线（或称渗径）是从水流的入渗点开始，沿建筑物的不透水地下轮廓

到渗流的逸出点为止，其长度可以采用勃来法或莱因法进行计算。

（二）抗滑稳定分析

由于湿室型泵房的下部可以进水，一般只进行抗滑稳定分析，可按下式计算：

$$K=\frac{\text{抗滑力}}{\text{滑动力}}=\frac{(\sum W-\sum V)f}{\sum H}\geqslant[K_{滑}]$$

式中：K 为抗滑安全系数；$\sum W$ 为泵房自重、土重及设备重的总和，kN；$\sum V$ 为渗透压力和浮托力的总和，kN；$\sum H$ 为水平推力的代数和；f 为底板与地基间的摩擦系数；$[K_{滑}]$ 为允许的抗滑安全系数，参照参考文献《泵站设计规范》等级划分及设计标准有关规定选用。

四、结构设计

湿室型泵房的上部结构也和分基型的基本相同，这里仅介绍水泵梁和排架的受力分析。

（一）水泵梁受力分析

支承水泵壳体的梁称水泵梁，共有两根，其计算简图取决于湿室型泵房的结构形式。对于墩墙式泵房的水泵梁多属单跨梁，根据其与墩墙的刚度，可按两端固结或两端简支进行设计。对于排架式泵房由于它和排架多系整体浇筑，故通常按连续梁进行计算，该连续梁支承在横排架的下横梁上，其计算简图如图 8-43 所示。

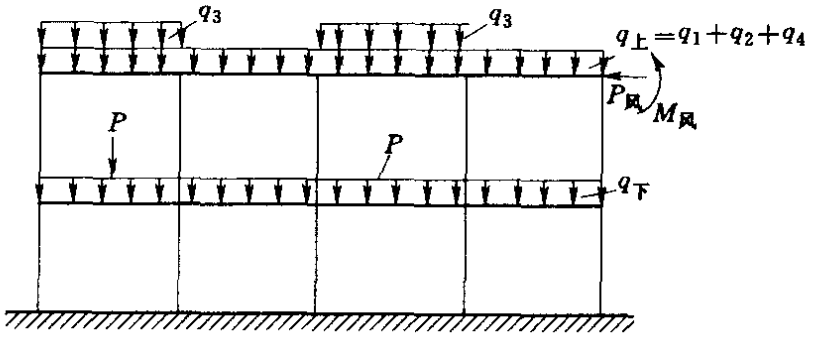


图 8-43　水泵梁计算简图

图中作用在梁上的主要荷载有：①水泵梁自重，垂直的均布静荷 q；②水泵泵体部件重量 P_1，包括喇叭口、导叶体、弯管等；

③出水弯管至后墙或排架的搁梁之间的水管重及管中水重的一部分为 P_2。

荷载 P_1 及 P_2 通过水泵底座传至水泵梁，它们为局部匀布荷载，但为了计算简便可按集中静荷考虑，并令 $P=(P_1+P_2)/2$，即认为 P_1、P_2 由两根水泵梁平均承受。

除了以上主要荷载外，尚需考虑当事故停泵或拍门失效时，在比较大的水头作用下，由于水的倒流而对水泵弯管产生冲击力的水平分力 R_x（见图 8-44）。它导致水泵梁在水平方向的弯曲变形，甚至断裂。所以必须对水泵梁进行双向弯曲强度校核。至于 R_x 传到梁顶所产生的扭矩作用，因其值一般较小，在设计中可不考虑。图中荷载乘以 K，K 为动力系数，通常取 1.2～1.8，乘此系数后将活荷化成静荷，然后再根据其作用点的位置，推求出水泵梁所承受的水平力，并假设其力为两根水泵梁平均分担。通常，由于弯管高程接近镇墩高程，其水平分力大部分传至镇墩，这时，水泵梁承担水平分力很小。如果弯管高程接近水泵梁，则大部分水平分力就由水泵梁承担。

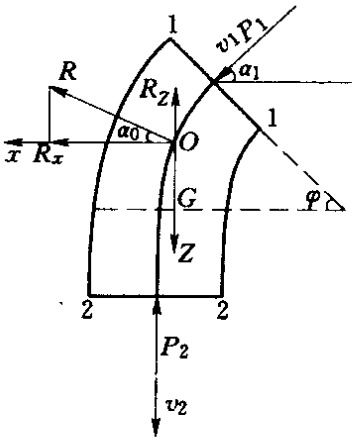


图 8-44　水泵弯管受力简图

冲击力的水平分力 R_x 及垂直力 R_Z 的计算见图 8-44，取弯头内水体为脱离体，令坐标系为 Oxz，写出 x 轴的动量方程式：

$$F_x=\rho Q(v_{x2}-v_{x1})$$

$$P_x=P_1\cos\alpha_1 A_1+\rho Q v_1\cos\alpha_1 \tag{8-44}$$

写出 z 轴的动量方程式：

$$F_z=\rho Q(v_{Z2}-v_{Z1})$$

$$P_z=P_2A_2-G-P_1\sin\alpha_1 A_1+\rho Q(v_2-v_1\sin\alpha_1) \tag{8-45}$$

根据作用力和反作用力互等原理：

$$R_x=P_x$$

$$R_z=P_z$$

式中：P_x、P_z 为弯管对水体的水平及垂直分力，kN；R_x、P_z 为

水体对弯管的水平及垂直分力，kN；P_1、P_2 为断面 1—1 及 2—2 处的中心静压强，kPa；A_1、A_2 为断面 1—1 及 2—2 的面积，m^2；v_1、v_2 为断面 1—l 及 2—2 处的水倒流流速，m/s；ρ 为水的密度，kg/m^3；Q 为倒流时，通过弯头的流量，m^3/s，水泵倒流流量与水泵比速、倒转时水头及管路性能有关，一般轴流泵在额定扬程情况下，其倒流流量为水泵额定流量的 1.2～1.6 倍；α_1 为弯管出口中心线与水平方向的夹角。

（二）排架受力分析

以排架式湿室型泵房为例，其下部结构系由立柱、上横梁（其上部为电机层楼面）、下横梁、底板组成一个刚性联结的双层钢筋混凝土排架，为了简化计算，仍按平面结构进行计算。

排架按纵横两个方向进行计算。

1. 横向排架

荷载的作用宽度（如风荷及电机层楼面荷载等）可取一跨的距离。如图 8-45 所示，作用荷载有：①横排架上横梁自重及电机层楼板传来的均布静荷 $q_{上}$；②横排架下横梁自重 $q_{下}$；③电机梁传给上横梁的集中力 $P_{电}$；④水泵梁传给下横梁的集中力 $P_{泵}$；⑤上部砖柱由于偏心而传给排架的力矩 M_1、M_2 及集中力 $P_{支}$；⑥风荷作用在上部砖墙和屋顶等迎风面上，如将其作用点移至上横梁节点处，则形成水平力 $P_{风}$ 及由此而产生的弯矩 $M_{风}$。

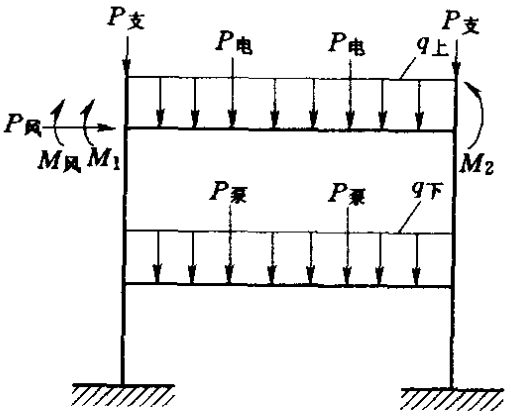


图 8-45　横向排架计算简图

为了计及最不利的荷载组合对横排架的影响，前述荷载中的 $P_{电}$ 及 $P_{泵}$ 应该是使电机梁及水泵梁产生最大支座负弯矩时的反力。

在进行横向排架的内力计算时，经常遇到的是结构对称而荷载不对称并有节点移动的刚架。此时，可以充分利用其对称性，将荷载分解成正对称和反对称两组，然后分别进行内力计算，最后

予以叠加。

2. 纵向排架

通常取出水侧方向的纵向排架作为一计算单元，因为水泵的出水管往往搁置于下纵梁上。计算简图如图 8-46 所示，为一双层多跨刚架，作用荷载有：①纵排架上纵梁自重 q_1；②纵排架上纵梁电机层楼板自重 q_2 及其均布活荷载 q_3；③纵排架上纵梁上部砖墙及屋面系统荷载 q_4，图中 $q_{上}$ 包括纵梁自重 q_1、纵梁电机层楼板自重 q_2 和纵梁上部砖墙及屋面系统荷载 q_4，即 $q_{上}=q_1+q_2+q_4$；④纵排架下纵梁自重 $q_{下}$；⑤出水管及其中水重，可视为集中荷载 P；⑥风荷而造成的水平力 $P_{风}$ 及弯矩 $M_{风}$，假设风从右侧吹来。

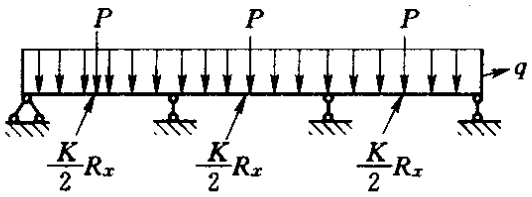


图 8-46　纵向排架计算简图

计算简图中 q_3 及 P 的作用位置系考虑最不利的荷载组合。

第四节　块基型泵房

块基型泵房是大型泵站常见的一种泵房形式。其主要特点是将泵座、进水流道和泵房底板浇筑在一起，泵房本身重量大，抗浮和抗滑稳定性好，适用于大口径水泵，对于需要泵房直接挡水时，采用块基型较为有利。由于块基型结构整体性好，可适用于各种地基条件。大型水泵的口径大，流量大，要求进出口有良好的流态。因此，要求有精心设计的进、出水流道，以确保水泵运行稳定性和经济性。

一、泵房形式

块基型泵房的形式很多。按泵房是否直接挡水分为堤身式和堤后式；按水泵机组结构分为立式、斜式、卧式。通常，立式机组按进出水流道、斜式机组按倾斜角度、卧式机组按泵轴是否伸出进行分类。立式泵的进水流道形式有肘形、钟形、簸箕形、双向进水等形式；出水流道形式有虹吸式、直管式和双向出水等形

式。斜式机组的倾斜角度主要有45°、30°、15°等几种。卧式机组主要有贯流式和轴伸式。贯流式有前置灯泡式、后置灯泡式和全贯流式；轴伸式有前轴伸式、后轴伸式等。不同形式的机组对泵房结构有很大影响。在工程中立式机组的块基型泵房发展最早，现在仍是应用最广的一种形式。但随着水泵技术的不断发展，大型斜式和卧式轴流泵和混流泵产品的逐渐成熟，泵房形式也逐渐多样化，从而使泵站工程的应用更加广泛，工程效益更加明显。

堤身式泵房，直接承受上下游水位差的水平压力和渗透压力，其两翼与堤防相连接。有时，上下游水位差较大，为了减小泵房的压力，以及降低泵房的设计标准（干堤防洪标准较高），在枢纽布置上采用闸站分建式，即在堤身上建防洪闸，阻挡外江高水，而将泵房建于防洪闸之后，阻挡出水池中水位。这种形式的泵房，亦属于堤身式。堤身式泵房出水流道短，建筑物等级高，一般与防洪标准一致，因挡外河水位，通风采光受到一定限制；又因破堤建站，一般跨越汛期，施工应有安全度汛措施。根据国内已有经验，扬程在5m以下时，采用堤身式泵房是比较经济的。

块基型泵房形式除与机组结构和堤防重要性有关外，还与地形、地质、水文及泵站功能等很多因素有关。因此，在选择泵房形式时，应根据工程的实际情况，进行多方案比较，从中选择技术先进，经济合理，安全可靠及运行维护方便的最优形式。

以下介绍常见的一些泵房形式。

（一）立式机组块基型泵房

立式水泵机组结构一般采用泵体固定在机墩或座环上。叶轮处的泵壳采用中开螺栓连接。当需要检修水泵时，可以先将泵壳打开后拆下泵轮，再通过吊物孔将其吊往检修间或运往厂家修理，使得机组安装检修非常困难。为此，国内外发展了一种能在电机吊走后，可以在电机层从水泵的上接管和中接管中直接将水泵转动部分、叶轮外壳、导叶体等部件吊出。这种结构称为抽心式结构。因该结构便于安装检修，故很受管理单位欢迎。但这并没有根本改变立式机组的块基型泵房的进出水流道形式。因此，立式

机组的块基型泵房仍然可以根据进出水流道形式进行分类。

1. 肘形进水-直管出水的块基型泵房

肘形进水流道内的流速变化均匀，一般不会产生涡带，运行平稳，而且水力损失较小。因此，这是块基型泵房最常见的一种进水流道形式。该流道的设计方法见第九章。

直管式出水流道的设计简单，因而泵房结构也较简单。因此，该种流道也是常见的出水形式之一。因为块基型泵房多安装轴流泵，而该泵型不允许关阀启动，否则容易引起机组超载，甚至烧毁电动机。另外，在停机时需要迅速截断水流，以防水柱倒流，机组反转。因此，直管式出水流道要求在流道出口需要设置拍门或快速闸门等断流装置。

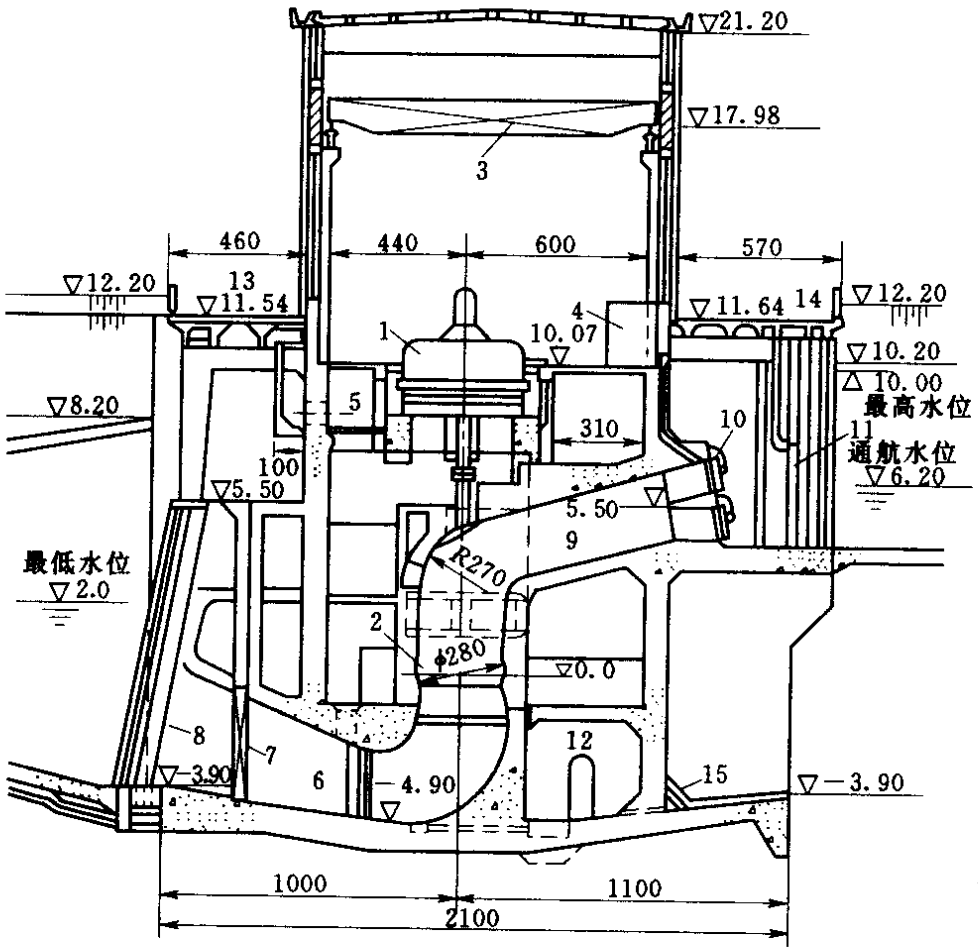


图 8-47 驷马山泵站（堤身式）

1—1600kW 主电动机；2—2.8m 轴流泵；3—桥式吊车；4—高压开关柜；5—排风道；6—肘形进水流道；7—进口检修闸门；8—拦污栅；9—直管式出水流道；10—拍门；11—出口检修闸门；12—排水廊道；13—公路桥；14—工作桥；15—反滤层

图 8-47 所示的安徽省驷马山泵站采用的为肘形进水和直管出水流道，属于堤身式或河床式泵房。该站为驷马山引江工程的一级泵站，即将长江水抽往滁河，以满足灌溉需要。该站机组台数共计 10 台。主水泵型号为 28CJ56 型立式全调节轴流泵，叶轮直径 2.8m，单泵流量 21m³/s，设计扬程为 5.6m，配套电机容量为 1600kW。据设计比较，该站因采用短的直管式出水流道，每台机组可比虹吸式出水流道节省工程投资 2.5 万元。但因流道出口面积较大，每台水泵出口分成八扇小拍门，增加了阻力损失。据模型试验估计，该站的拍门断流比虹吸出水流道降低效率约 3% 左右。经多年运行证明，拍门不仅在停机时所受冲击力较大，而且在正常运行时也存在不断摆动的状态，加上联结铰座尺寸和预埋固定螺栓较小，经常出现螺栓断裂及拍门脱落和冲走的情况。另外，该站出水弯管的转弯半径较小，也是影响泵站效率的重要原因。

采用直管式出水流道的堤身式泵房一般用于水平推力较小的低扬程泵站，或对于重要堤防不允许管道穿堤的情况。否则应采用堤后式泵房，如图 8-48 所示。该站为湖南省仙桃嘴泵站，主水泵型号也是叶轮直径 2.8m 的 28CJ56 型立式全调节轴流泵。该站因出口拍门处的通气孔的直径太小，水泵启动时从通气孔断断续续喷出高达 10m 以上的水柱，持续时间达数分钟，影响了机组正常开停机和稳定运行。

2. 肘形进水-虹吸出水的块基型泵房

该泵房为肘形进水流道、虹吸式出水流道块基型泵房，如图 8-49 所示。水泵的进出水流道和泵房浇在一起，整体稳定性好。泵站可以直接阻挡洪水，故适合于堤身式泵站。虹吸式出水流道的驼峰顶部有真空破坏阀，停机时会自动开阀，空气进入，破坏真空、截断水流，防止水柱倒流和机组反转。因此，虹吸式出水流道不需要安装拍门，从而可以消除拍门带来的种种问题。另外，虹吸式出水流道出口流道断面比直管流道大，流速相应较小，因此，尽管虹吸式出水流道的弯曲较多，但在一般情况下，流道损失反

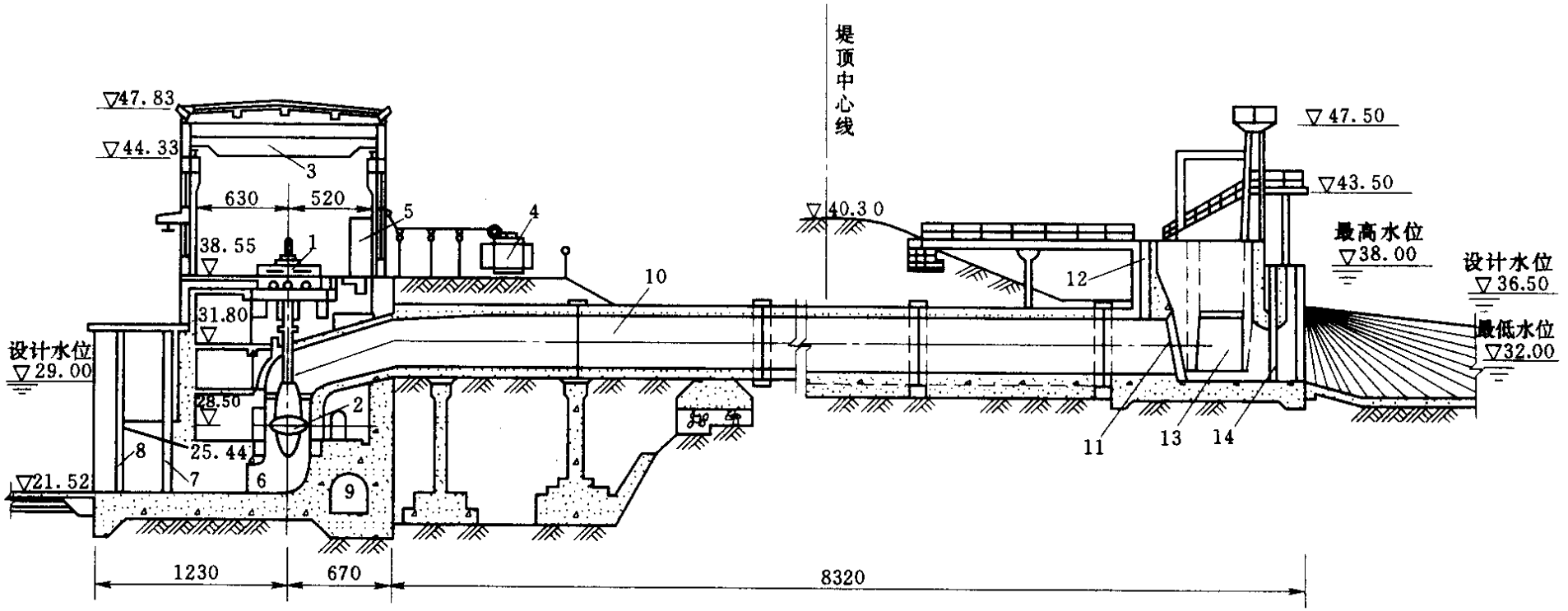


图 8-48　湖南省仙桃嘴泵站（堤后式）

1—1600kW 主电动机；2—2.8m 主水泵；3—桥式吊车；4—主变压器；5—高压开关柜；6—肘形进水流道；7—进口检修闸；8—拦污栅；9—排水廊道；10—直管式出水流道；11—拍门；12—通气孔；13—灌溉闸门；14—出口检修闸门

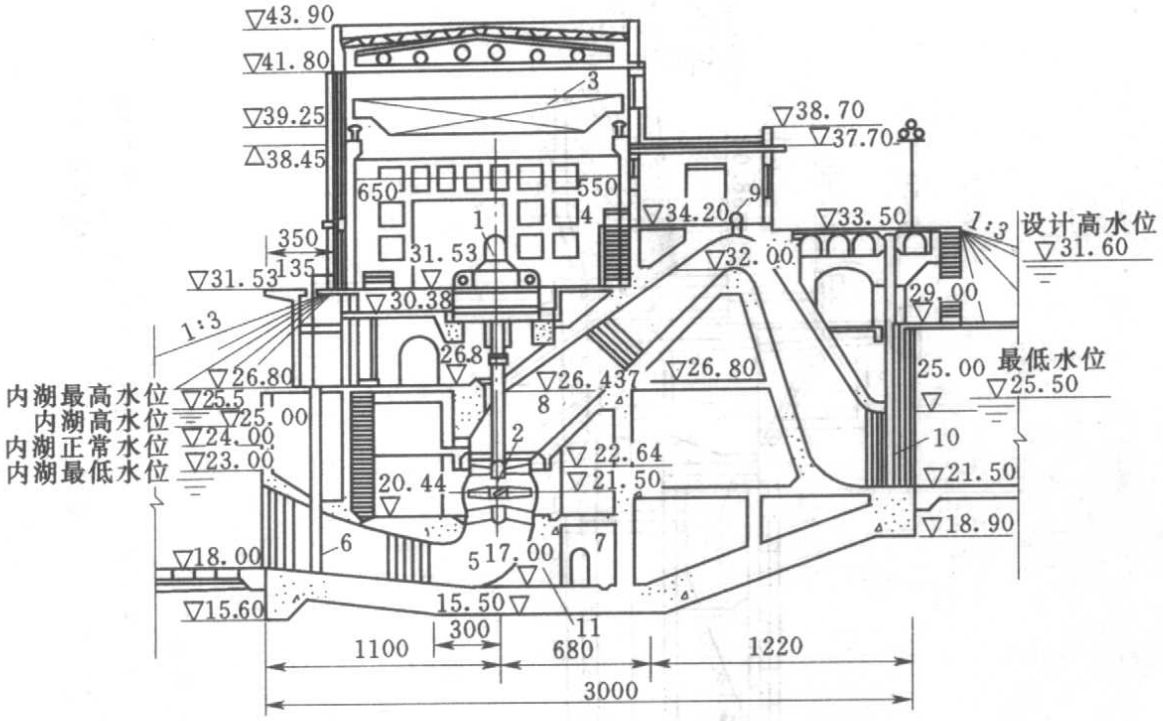


图 8-49　高潭口泵站（堤身式）

1—1600kW 主电动机；2—2.8m 主水泵；3—桥式吊车；4—高压开关柜；5—肘形进水流道；6—检修闸门；7—排水廊道；8—虹吸式出水流道；9—真空破坏阀；10—防洪闸门；11—块形基础

而比直管式小。虹吸式出水流道还有一个优点，就是泵站的运行扬程不会因虹吸流道驼峰顶部的高程而改变，有利于泵站的经济运行。但该出水流道水位变化有一定的适应范围，需要特别加以注意。如图 8-50 所示，虹吸管驼峰底部高程应比外江最高水位高出安全高度 δ（m）。驼峰断面的高度 h 一般采用（0.5～0.785）D，其中 D 为叶轮直径。另外，驼峰顶部的压力也有限制，一般不得小于最大允许的真空值 $H_{允}$。根据图 8-50 可求出水池最低水位 $\nabla_{低}$：

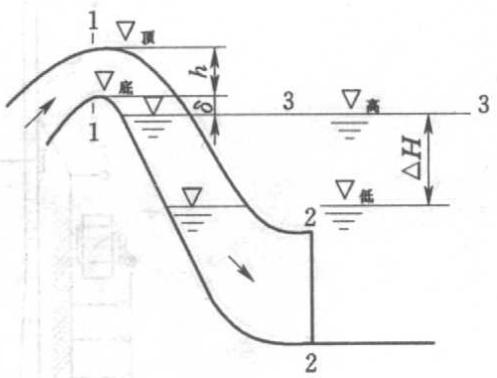


图 8-50　虹吸式出水流道最大允许水位变幅

$$\nabla_{低} = \nabla_{顶} - H_{允} + \frac{v_1^2 - v_3^2}{2g} - h_{损} \qquad (8\text{-}46)$$

式中：$\nabla_{顶}$为驼峰顶部高程，m；v_1为驼峰断面流速，m/s；v_3为3—3断面流速，m/s；$h_{损}$为驼峰断面至出口断面2—2的阻力损失，m。

最高水位$\nabla_{高}$可按下式计算：

$$\nabla_{高} = \nabla_{顶} - h - \delta \tag{8-47}$$

式中：h为驼峰断面高度，m；δ为安全超高，m。

根据式（8-46）和式（8-47），可得外江最大允许的水位变幅ΔH为：

$$\Delta H = \nabla_{高} - \nabla_{低} = H_{允} - h - \delta - \frac{v_1^2 - v_3^2}{2g} + h_{损} \tag{8-48}$$

在初选虹吸式出水流道的泵房形式时，可以取$H_{允}=8$m，$h=0.785D$，$\delta=0.2$m。因为出口段的阻力损失$h_{损}$和流速水头差值都比较小，可以认为相互抵消。将以上数据代入式（8-48），即可得出以下估算公式：

$$\Delta H \approx 7.8 - 0.785D \tag{8-49}$$

由此可见，外江水位最大允许变幅ΔH主要与水泵口径大小有关。即水泵口径D越大，允许的水位变幅则越小。表8-12为不同口径水泵的虹吸式泵房所适应的最大允许水位变幅度，可供参考。如果外江水位的最大水位变幅大于ΔH，则应该考虑采用带直管式出水流道的堤后式泵房。

表 8-12　　最大允许水位变幅

水泵口径 D（m）	1.6	2.8	3.1	4.0	4.5
允许水位变幅 ΔH（m）	6.54	5.60	5.34	4.66	4.27

肘形进水-虹吸出水的块基型泵房也可以用于堤后式泵站，如图8-51所示。该站为江都四站，所选用的主水泵为直径3.1m的ZL30-7型立式全调节轴流泵。该泵扬程为7m，单泵流量为30 m^3/s，配套功率为3000kW。根据现场测试资料，在叶片角度为0°，进出口水位差为4.62m时，单泵流量为31.44m^3/s，电动机效率

为 94.6%，水泵装置效率为 70.1%，泵站总效率为 66.34%。当时能达到这样的效率水平还是不错的，但随着大泵和流道效率的提高，泵站效率已经有了明显提高。

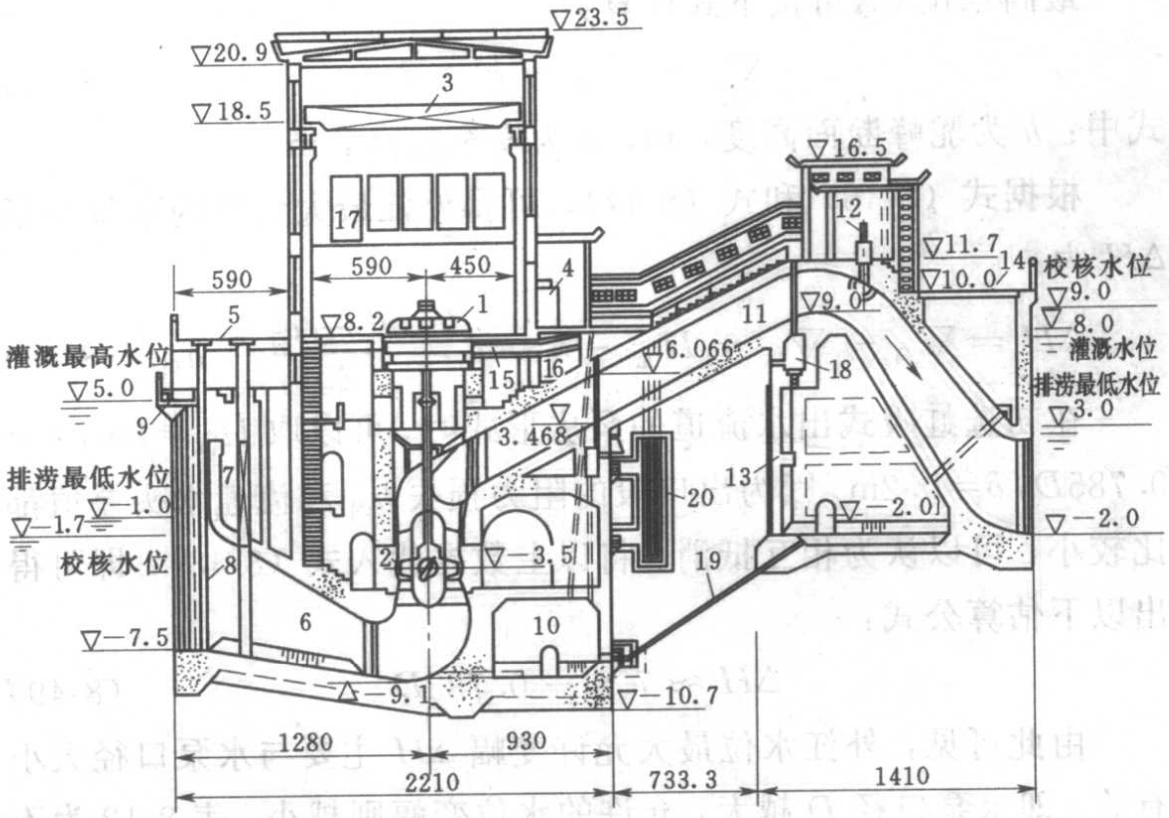


图 8-51　江都四站（堤后式泵房）

1—3000kW 主电动机；2—3.1m 主水泵；3—桥式吊车；4—高压开关柜；5—工作桥；6—肘形进水流道；7—检修闸门；8—拦污栅；9—清污便桥；10—排水廊道；11—虹吸式出水流道；12—真空破坏阀；13—出口挡土墙；14—公路桥；15—排风管道；16—电缆道；17—主控制室；18—检修廊道；19—排水管；20—反滤层

这种堤后式泵站因虹吸式出水流道较长，容易产生不均匀沉降致使流道出现裂缝。因此，一般在虹吸管的上升段分别用两条带有止水的伸缩缝将泵房和下降段分开（见图 8-48）。但是，如果不均匀沉降过大，止水仍有可能开裂，从而引起流道漏水或进气。这样不仅会降低泵站效率，还会引起机组振动，在设计和运行时应该特别注意。由于进气的位置可能是靠近驼峰负压区的伸缩缝，因为该处流道内压力低于大气压力，伸缩缝中的止水开裂后空气会进入流道内，除部分空气随水流排向出口外，还有一部分停留在驼峰顶部，形成气囊，而气囊在驼峰处经常处于压缩膨胀的不

稳定状况，从而引起水流的压力脉动。判断伸缩缝是否进气的简单方法是水泵运行后出水池中有无大量气泡溢出。有大量气泡出现时，说明伸缩缝止水已经开裂，应及时处理。

图 8-52 为湖北省黄陂武湖泵站剖面图。该站安装有 8 台水泵型号为 64ZLB50 型轴流泵，水泵叶轮直径为 1.6m，额定转速为 250r/min，设计扬程为 8m，设计流量 $8m^3/s$，配套功率为 800kW。该站为堤后虹吸式出水流道块基型泵站。这种形式的泵站对于堤防安全有利，同时还可以改善泵房的受力条件，但出水管路长，工程投资较大。该站采用真空破坏阀断流，即在停机时自动打开流道顶部的真空破坏阀，空气进入驼峰顶部，破坏真空，截断水流，防止机组倒转。为了保证外江水位超过 26.5m（即超驼峰）的情况下不发生事故停机，在流道出口仍设有拍门。为了减少阻力损失，提高运行效率，在设计外水位 26.0m 以下运行时，应该将拍门吊起。

图 8-53 为湖北省樊口泵站剖面图。该站安装的水泵型号为 40CJ95 型轴流泵，水泵叶轮直径为 4.1m，额定转速为 107.1 r/min，设计扬程为 9.5m，设计流量 $53.5m^3/s$，配套功率为 6000kW，是我国配套功率最大的轴流泵。由图可见，该站出口外江最低水位为 17.00m，最高水位为 26.70m，即水位变化幅度达 9.7m。根据计算（见表 8-12），该站选用的水泵直径为 4.0m，允许水变化幅度为 4.66m。即泵站实际的水位变化幅度远远大于允许的水位变化幅度，因此该站不宜采用虹吸式出水流道，否则虹吸管驼峰将会在低水位时产生负压过大，使水汽化而形成汽囊，启动时无法形成虹吸，运行时将会引起机组振动。因此，应该考虑采用直管式出水流道。但从图中可见，根据水泵的安装高度和水泵直径，出水弯管的最低高程为 18.85m，仍然高于外江最低启动水位 17.00m。为了使泵站在低水位时不至于浪费扬程，以利于节约能源，降低运行费用，因此出现了图中所示的低驼峰式的出水流道形式。虽然在形状上看，该出水流道很像虹吸式，但在大部分运行时间内流道驼峰顶部均不会出现负压，因此，在机组停机

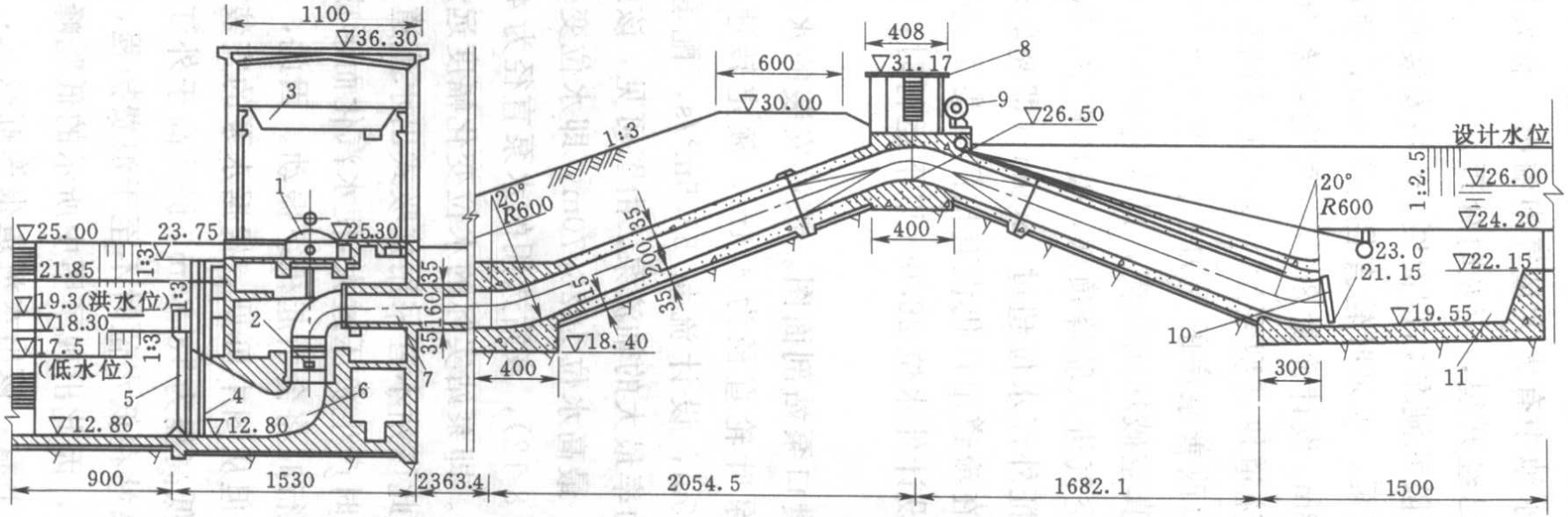


图 8-52　湖北省黄陂武湖泵站

1—800kW 主电动机；2—1.6m 主水泵；3—手动双梁吊车（10/5t）；4—进水检修闸门；
5—拦污栅；6—肘形进水流道；7—虹吸式出水流道；8—真空破坏阀室；9—拍门启闭设备；10—拍门；11—出水池

时无法利用真空破坏阀来截断水流，只能采用拍门断流方式。由于水泵直径大，使得拍门净空尺寸达 4.5m×4.5m。大型拍门的重量大，惯性大，而机组启动初期的流量小，难以及时冲开拍门，这样就有可能增加启动扬程，机组振动，电机超载。为了使得机组启动时拍门能迅速打开，采用了在大拍门上开小拍门的办法。为了减小机组运行时增大拍门的开度，提高泵站的运行效率，降低运行费用，采用了油压装置。值得注意的是，该站的布置形式不利于拍门的检修，只有将启闭台上的房屋拆除后才能将拍门吊出，很不方便。

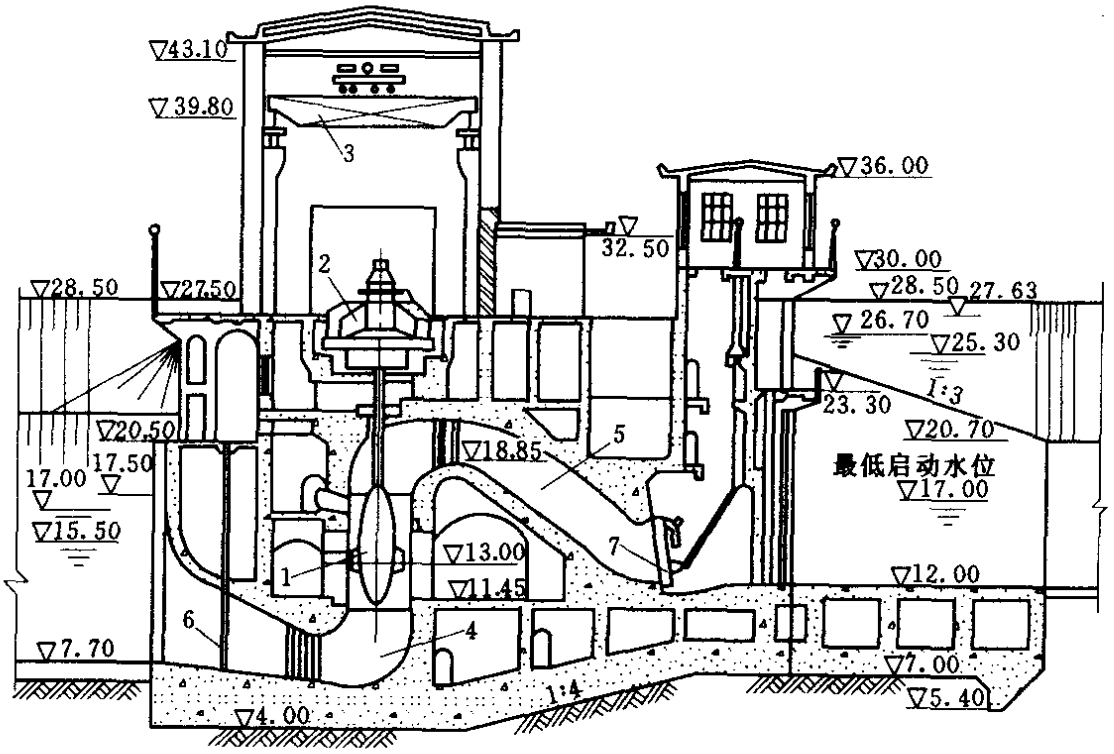


图 8-53　樊口泵站

1—4.0m 轴流泵；2—6000kW 同步电动机；3—桥式吊车；4—肘形进水流道；5—低驼峰式出水流道；6—进口检修闸门；7—拍门

3. 钟形进水—直管出水式块基型泵房

和肘形进水流道相比，钟形进水流道的高度更低，基础开挖少，工程投资较低，从而更适合于基础条件不好的泵站工程。因此，该进水流道形式在国内外得到了普遍应用。图 8-54 为我国湖南省坡头泵站，是我国采用钟形进水流道的单泵容量最大的轴流泵之一。该泵型号为 28CJ90 型，叶轮直径为 2.8m，设计扬程为

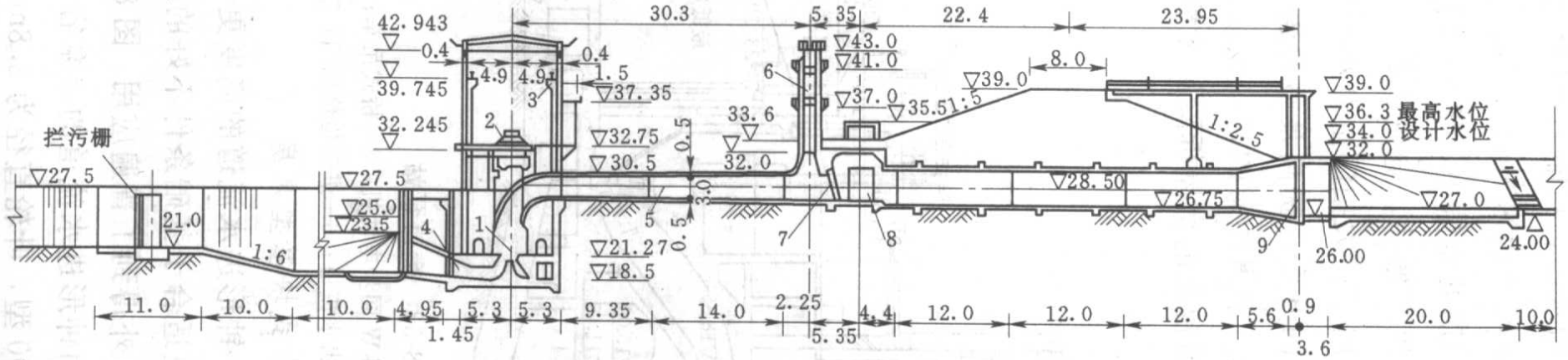


图 8-54　坡头泵站

1—2.8m大型水泵；2—2800kW电动机；3—桥式吊车；4—钟型进水流道；5—直管式出水流道；
6—调压塔；7—拍门；8—灌溉闸门；9—防洪闸

9.0m，单泵流量为 25m³/s，配套功率为 2800kW。该站为堤后式泵站，流道较长。为了节省工程投资，采用了两台机组在堤内的压力水箱并联后通过一根穿堤涵管将涝水排向外江。为了确保各台机组的正常运行，各台水泵防止水柱倒流的拍门设在压力水箱内。为了确保在启动和停机时压力水箱、出水流道和涵管内产生过大的压力变化，在拍门的内侧设有调压塔。为了防洪安全，在涵管出口处设有防洪闸。除坡头泵站外，湖北汉川泵站采用了同样的泵型和钟形进水流道形式，武汉市的罗家路泵站等也采用了同样的泵房形式。

4. 钟形进水-虹吸出水式块基型泵房

钟形进水流道也可以和虹吸出水流道组合来设计泵站，如图 8-55 所示。该站为湖北省黄陂后湖泵站，它采用了堤后虹吸式泵房，管道较长，但避免了管道穿堤，影响堤防安全。由图 8-55 可见，该站出口的设计最低水位为 22.0m，设计最高水位为 27.55m，即设计水位变化幅度为 5.55m。因为该站采用的虹吸管顶部高度为 $h=1.0D$，根据式(8-47)求出的允许水位变化幅度为 6.2m。所以，泵站的出口水位变化幅度小于允许的水位变化幅度，可以满足虹吸出水流道的要求。

除黄陂后湖泵站外，武汉市的罗家路泵站、新洲的沐家泾二站等 1.6m 大泵也采用钟形进水流道。多年运行证明，只要按照正确方法进行设计和施工，该种形式的泵房形式可以满足工程投资省，运行效率高的要求。

5. 钟形进水-蜗壳出水式块基型泵房

(1) 大型立式混流泵机组。众所周知，由于混流泵出口的环量较大，因此，立式混流泵的出口形式有导叶式和蜗壳式两种。导叶式是将叶轮出口的旋转水流导成轴向，然后用弯管与出水流道相连。而蜗壳式则是将水流导成径向，通过蜗壳将水流引向出水流道。显然，对于大型水泵，为了缩短轴向尺寸，常常采用蜗壳出水形式。为了减少泵房底板的开挖深度，又能保障叶轮进口良好的水流条件，也常常采用钟形进水流道。

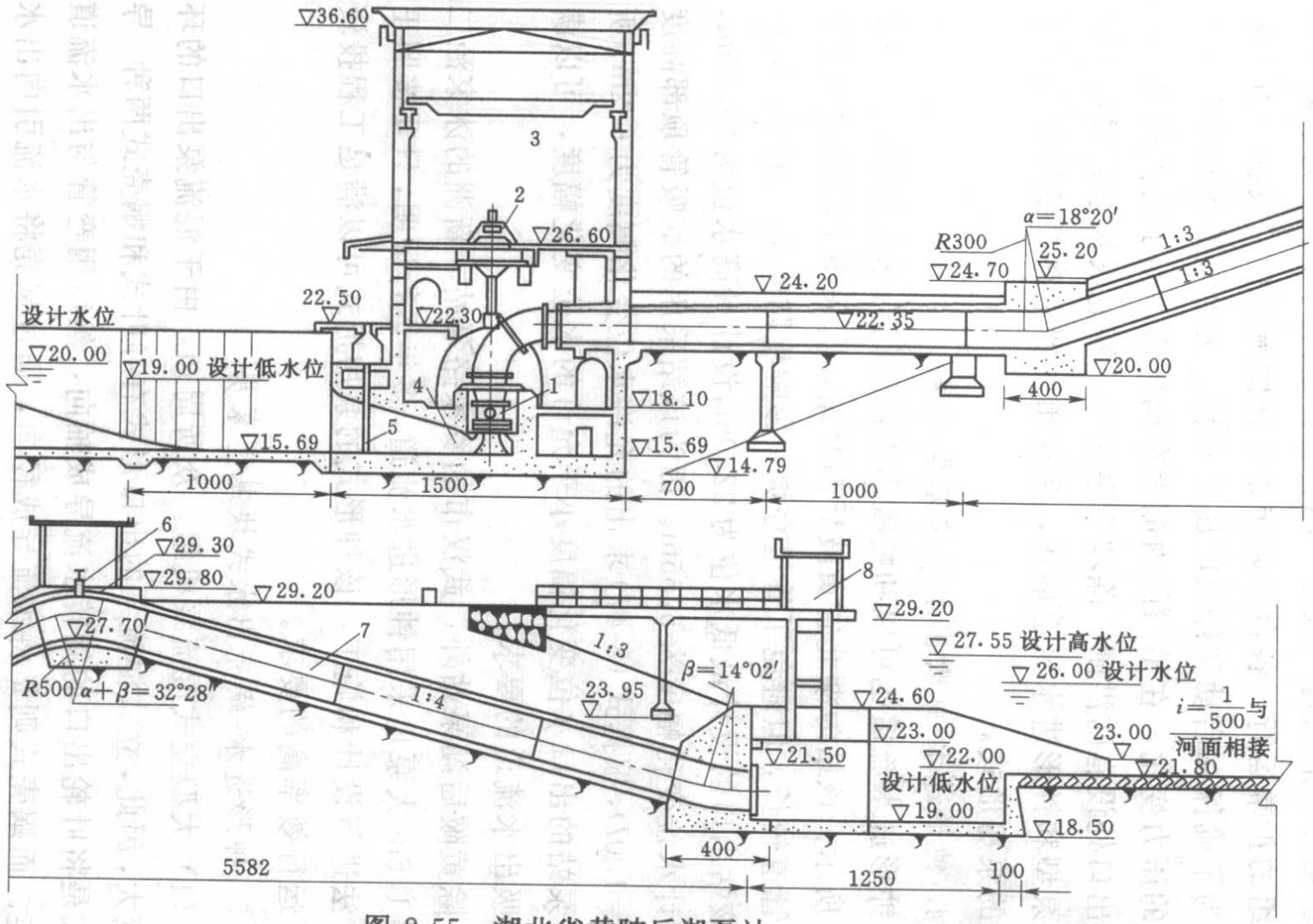


图 8-55　湖北省黄陂后湖泵站

1—1.6m 主泵；2—800kW 主电动机；3—吊车；4—钟形进水流道；5—检修闸门；6—真空破坏阀；7—虹吸式出水流道；8—防洪闸

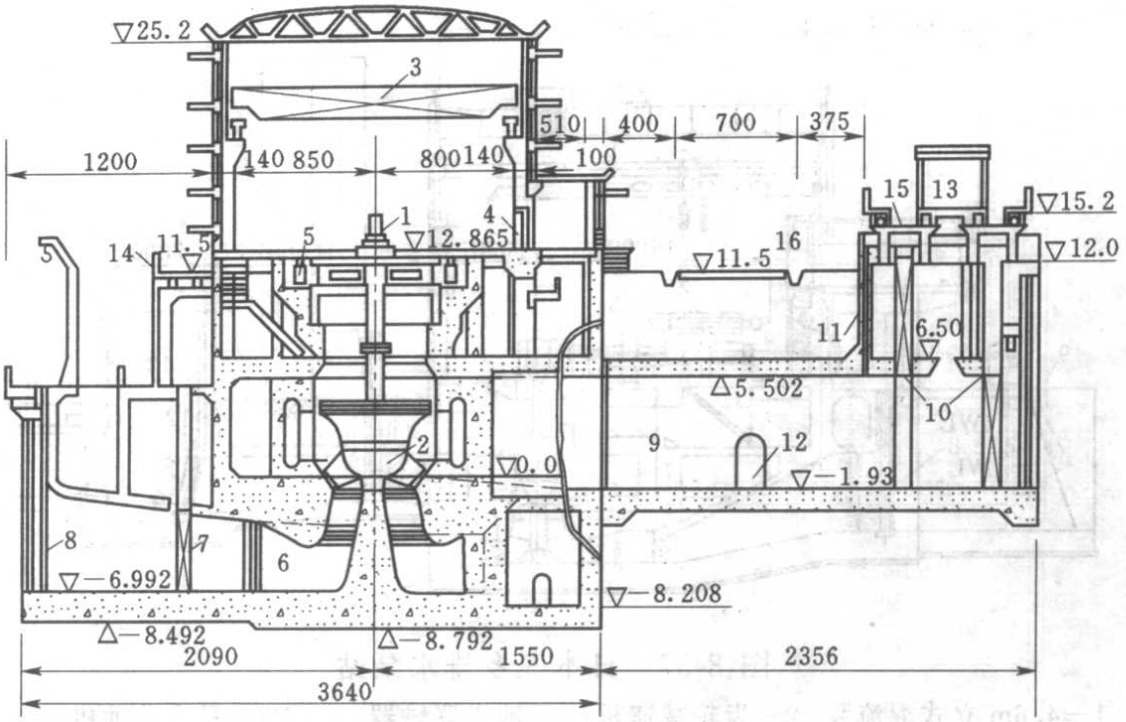


图 8-56　江苏省皂河泵站

1—7000kW 主电动机；2—6.0m 立式混流泵；3—桥式吊车；4—开关柜；5—空气冷却器；6—钟形进水流道；7—检修闸门；8—拦污栅；9—出水流道；10—出口油压闸门；11—通气孔；12—人孔；13—油压机室；14、15—工作桥；16—公路

在发展大型轴流泵站的同时，大型混流泵站也得到了很快发展。图 8-56 为江苏省皂河泵站剖面图。该站选用 6HL 型立式大型混流泵，其转轮直径 5.7m，设计扬程 7m，设计流量 97.5m^3/s，额定转速 75r/min，配套功率 7000kW。由于该站采用了钟形进水道和出水蜗壳形式，从而使水泵机组的轴向尺寸大为缩短。除皂河泵站外，安徽的驷马山引江工程的滁河一、二级站（水泵型号为 3HL 型）等工程也采用这种泵房形式。

在日本，大型立式混流泵站的应用更加广泛。三乡排水泵站（安装直径 4.6m 混流泵 3 台，3.6m 混流泵 1 台，3.0 混流泵 1 台）、北千叶第一排水泵站（安装直径 3.6m 混流泵 1 台，2000×1800 型 5 台）、南烟排水泵站（安装直径 3.6m 混流泵 2 台）等工程都采用了钟形进水、蜗壳出水的泵房形式。图 8-57 为三乡排水泵站的剖面图。

（2）大型立式轴流泵机组。以往，因为轴流泵的扬程很低，叶

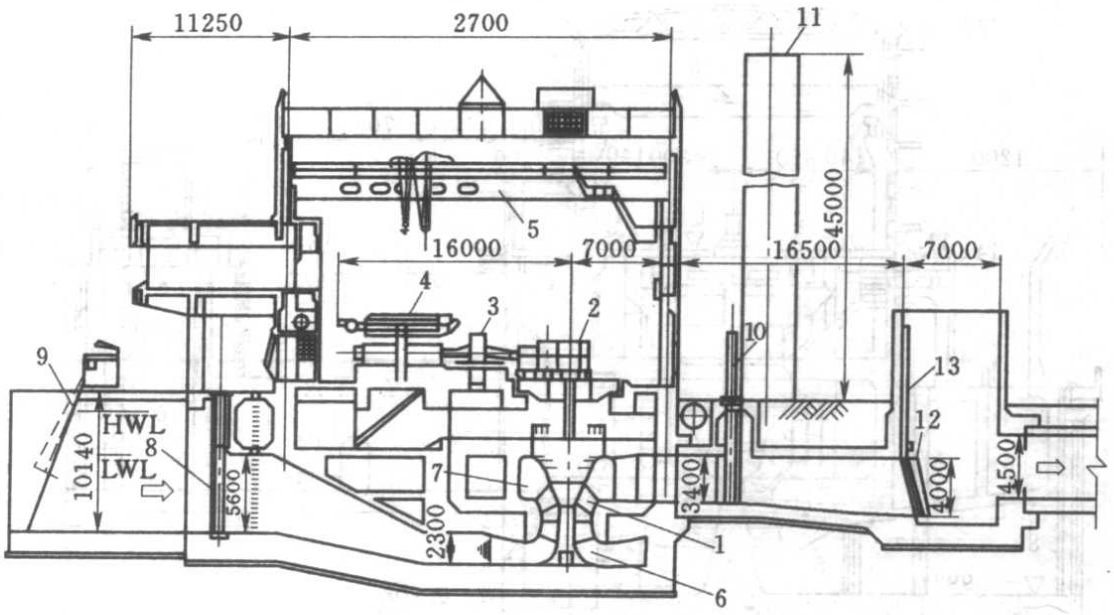


图 8-57　日本三乡排水泵站

1—4.6m 立式混流泵；2—齿轮减速机；3—液力联轴器；4—6200 马力柴油机；5—桥式吊车（50t/10t）；6—钟形进水流道；7—出水蜗壳；8—检修闸门；9—清污机；10—出水闸门；11—烟囱；12—拍门；13—通气管

轮出口的环量较小，一般都是用轴向导叶将水流导成轴向，而很少用蜗壳出水形式。但在日本出水蜗壳在大型立式轴流泵中的应用已经很普遍了。如日本的日光川泵站、蒲田津排水泵站、新井乡川排水泵站等大型泵站全部采用了这种泵房形式。大型立式轴流泵出水蜗壳研制成功，对缩短水泵轴向尺寸，节省工程投资有着重要意义。

图 8-58 为日本爱知县日光川排水泵站。水泵叶轮直径为 4.6m 的大型轴流泵，也是日本最大的轴流泵。该泵有 87r/min 和 92r/min 两挡转速，扬程分别为 7.1m 和 3.7m，流量分别为 75m^3/s 和 27m^3/s，动力机为柴油机，相应功率为 5485 马力（1 马力＝735.50W）和 5800 马力。另外，由于该站的扬程不高，泵房可以满足抗滑稳定要求，因此，采用了河床式的布置形式，从而缩短了出水流道的长度，进一步降低了工程投资。由于采用了直管式出水流道和油压快速闸门断流方式，泵房结构简单，施工方便。

（3）大型立式机组的串并联形式。钟形进水-蜗壳出水式块基型泵房还可以用于水泵串并联的装置形式。对于出水侧的水位变

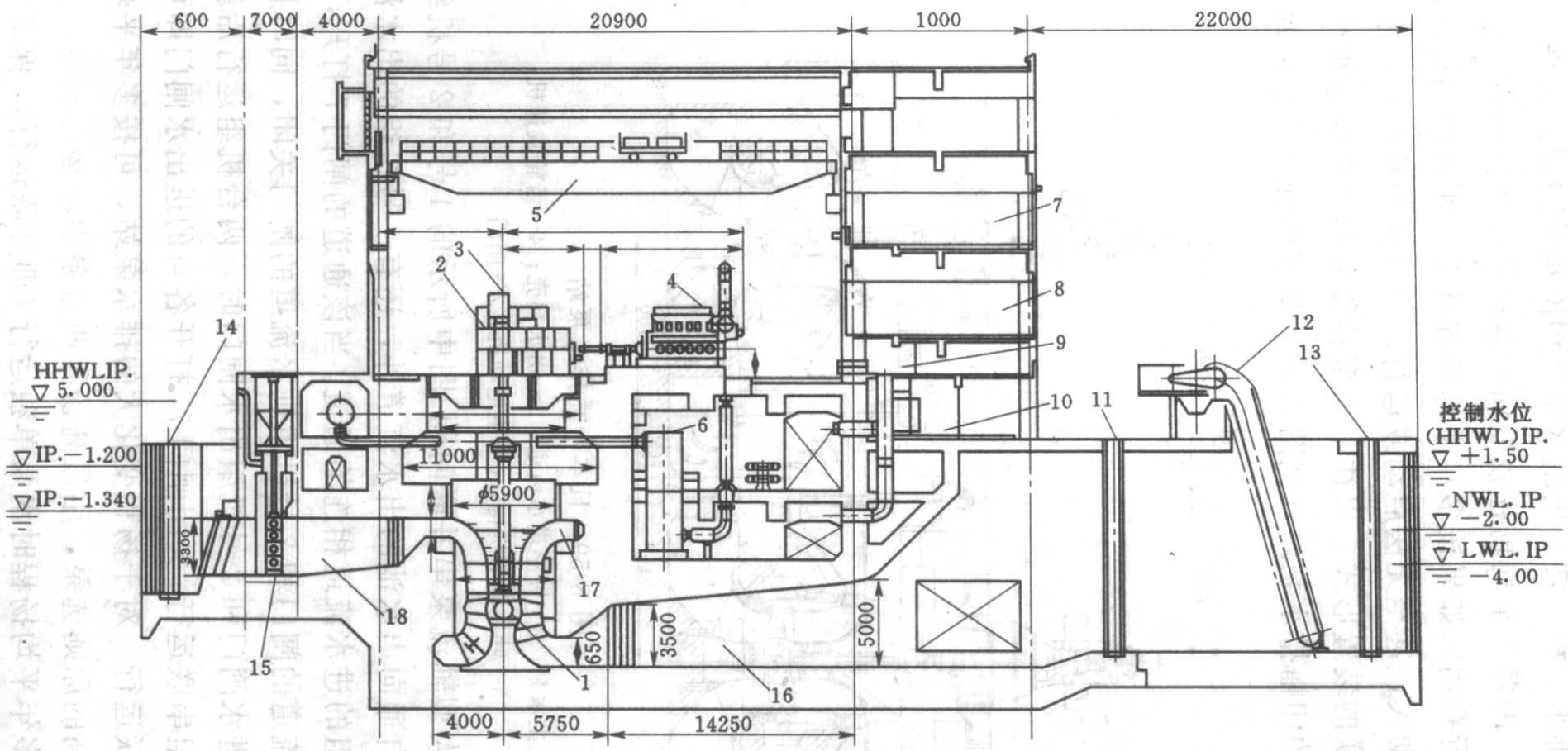


图 8-58　日光川排水泵站

1—立式轴流泵（直径 4.6m）；2—带液力联轴器的齿轮减速器；3—叶片调节装置；4—柴油机（5800 马力）；
5—桥式吊车（主吊 50t，辅吊 20t）；6—消音器；7—控制室；8—电气室；9—换气管室；10—换气装置室；
11、13、14—叠梁检修闸门；12—自动清污机；15—油压快速闸门；16—钟形进水流道；17—出水蜗壳；18—出水流道

化幅度大的排水工程，常常出现水泵选型困难的问题。如果按设计水位选型，因多年平均扬程较低而经常处于低效区运行，会增加泵站的运行费用。如果按多年平均扬程选型，则在最高扬程时水泵机组振动大，甚至无法启动或运行。对于这种情况，一般可以采用串并联的装置形式。以往，大型轴流泵的串并联是很少见的，但日本的印幡排水泵站（见图 8-59）却利用钟形进水和蜗壳

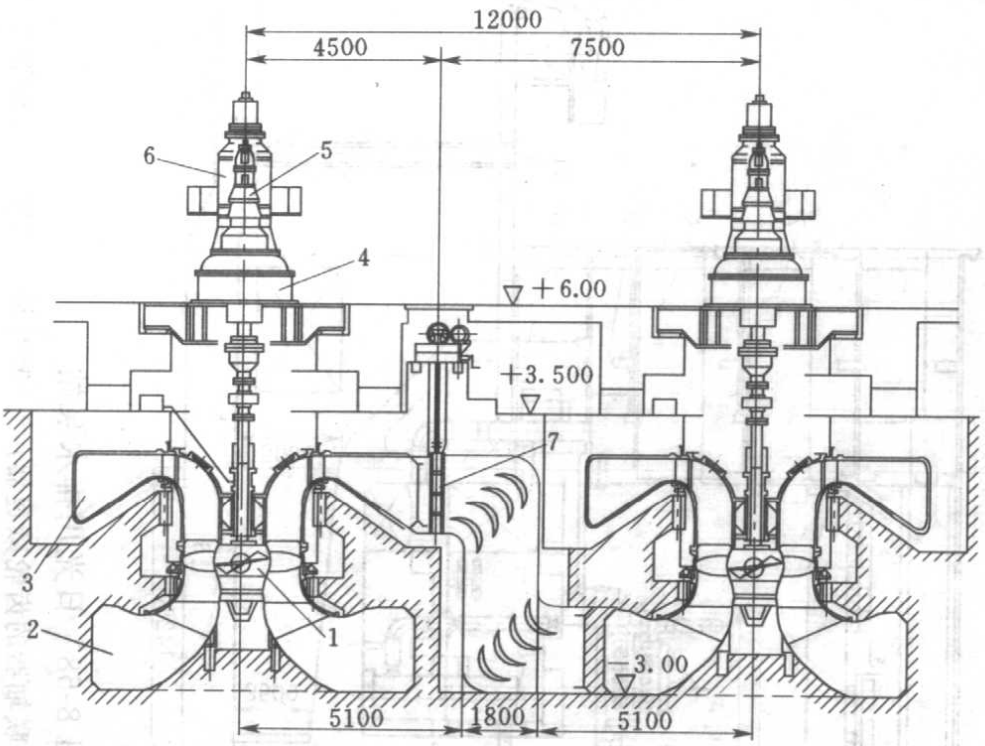


图 8-59　日本印幡排水泵站

1—2.8m 主水泵；2—钟形进水流道；3—出水蜗壳；4—齿轮减速机；5—叶片调节机构；6—主电动机；7—闸门

出水解决了大型轴流泵串并联问题。图中所示的 1 号和 2 号机组之间除有各自通向出水池的出水流道外，还有 1 号机组的出水流道与 2 号机组的进水流道相连的通道。当该通道的闸门 7 打开，1 号机组出水流道的闸门和 2 号机组进水流道的闸门关闭，同时打开 1 号机组进水闸门和 2 号机组出水闸门时，两台机组运行后就可以实现机组串联运行；关闭闸门 7，打开各自的进出水闸门即可实现机组并联运行。对于扬程变化大的排水泵站，可按多年平均扬程效率最高的原则选泵，用最高扬程两台泵串联运行校核。这样就可以在多年平均扬程时水泵单独运行（即并联运行），保证泵

站运行费用最低；当扬程增高引起机组振动时则应转换为串联运行，以确保泵站安全运行。对于灌排结合的泵站，当灌溉和排水的扬程相差较大时，也可以采用串并联的装置形式。当然，在串联时由于流道弯曲较多，阻力损失较大，装置效率较低，但因为运行时间较短，对全年的运行费用影响较小。

6. 立式机组“X”形双向进出水流道的块基型泵房

采用立式机组双向进出水流道的块基型泵房同时具有自排自灌和提排提灌多项功能的闸站结合形式。图 8-60 为安徽省凤凰颈泵站。该站共选用 6 台立式半调节轴流泵机组，其中 2 台 3.1ZLB39-3 型，比转数为 1250，另外 4 台为 3.1ZLB39-改型，比转数为 1000。两种泵型的下列参数均相同：叶轮直径为 3.1m，额定转速为 150r/min，设计流量 40m³/s，效率为 88.6%。进出水流道为“X”形双向流道。当与巢湖相通的西河水位高于长江水位需要排水时，可以开启闸门 6、8，实现自流排水。当长江水位高于

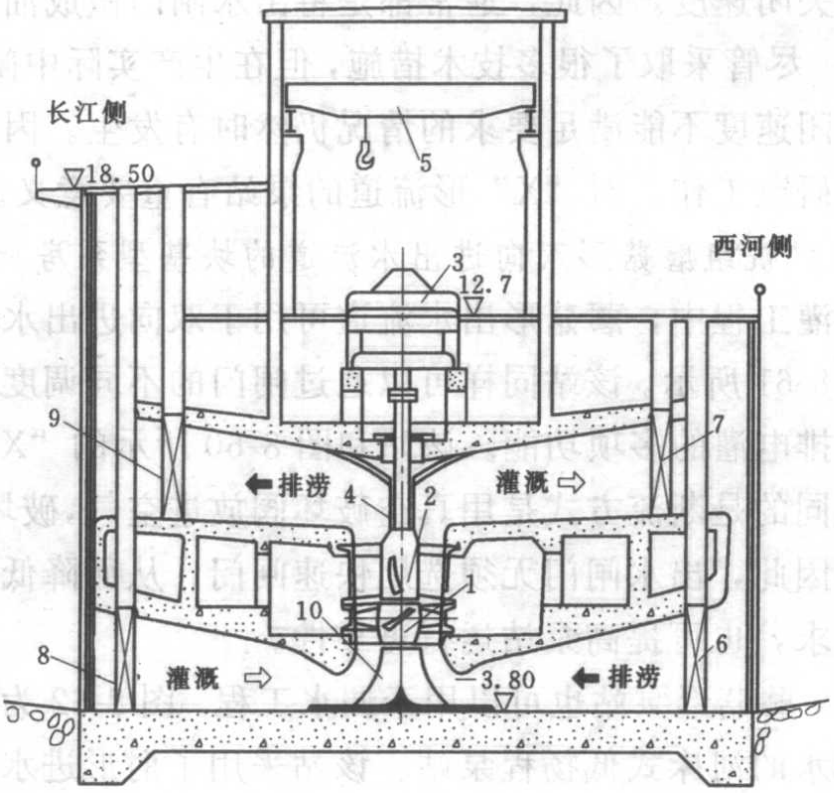


图 8-60　凤凰颈泵站

1—3.1m 水泵叶轮；2—水泵导叶体；3—2200kW 电动机；4—主轴护管；5—桥式吊车；6、7、8、9—闸门；10—导水锥

西河水位时，同样开启闸门 6、8，也可以实现自流引水灌溉。当西河侧水位低于长江水位需要排水时，则可开启闸门 6、9，关闭闸门 7、8，开动水泵机组，实现机电排水（提排）。当长江水位低于西河水位时，开启闸门 8、7，关闭闸门 6、9，开动水泵机组，实现机电灌溉（提灌）。和具有同样功能的泵站和双向自流排水闸分建的水利枢纽相比，其主要优点是工程投资省，运行管理方便。而主要缺点是流道内水流紊乱，机组振动和噪音大、轴承磨损快，给管理带来很大麻烦。但在进水流道加导水锥，可以改善水泵进口的流态，避免流道内产生涡带，并不能消除机组振动和轴承的快速磨损。经该站研究，在水泵的出水侧增加泵轴套管后，可以避免该处脉动压力传至泵轴，有效解决了该机组振动和轴承磨损问题。

另外，“X”形双向流道的四道闸门都必须满足双向止水的要求，而且其中的两道出水闸门还必须满足启动和突然停机时要求的开启或关闭速度。因此，通常都是将出水闸门做成油压控制的快速闸门。尽管采取了很多技术措施，但在生产实际中闸门漏水、开启或关闭速度不能满足要求的情况仍然时有发生。因此，加强对闸门的研究工作，对“X”形流道的泵站有重要意义。

7. 立式机组蘑菇形双向进出水流道的块基型泵房

在排灌工程中，蘑菇形出水流道可用于双向进出水的泵站工程，如图 8-61 所示。该站同样可以通过闸门的不同调度实现自排自灌、电排电灌的多项功能。该站和图 8-60 所示的“X”形双向流道所不同的是断流方式是用真空破坏阀放进空气，破坏真空，截断水流。因此，出水闸门无须选用快速闸门，从而降低了对闸门的设计要求，也可提高泵站运行可靠性。

另外，蘑菇形泵站也可以用于调水工程。图 8-62 为原苏联某向上游调水的河床式低扬程泵站。该站采用了肘形进水，蘑菇形出水的流道形式，选用了三台扬程为 11m，流量为 15m^3/s 的轴流泵机组。泵站与泄洪用的溢流坝段相结合。水泵的叶轮安装在单独设置的垂直竖井内。在泄洪期间，可以充分利用溢流坝段泄洪，

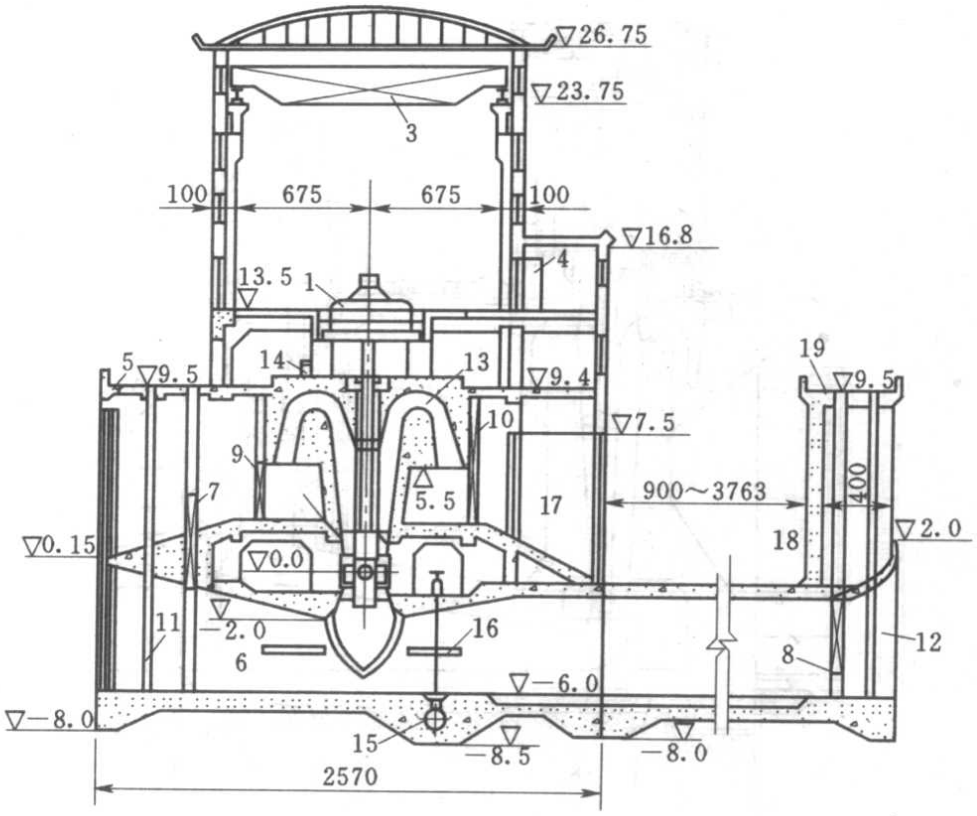


图 8-61　蘑菇形双向流道块基型泵房

1—1600kW 主电动机；2—2.8m 主水泵；3—桥式吊车；4—高压开关柜；5—工作桥；6—涵洞式双向进水流道；7、8—进水闸门；9、10—出水闸门；11、12—拦污栅；13—蘑菇形虹吸式出水流道；14—真空破坏阀；15—排水管；16—导流隔板；17—导流墩；18—渡槽；19—工作桥

减少工程投资。进水流道布置在溢流坝体内，安装检修时可以从竖井中起吊水泵叶轮，也可以经廊道将叶轮吊起。蘑菇形出水流道也是虹吸式出水流道的一种，在其顶部应安装真空破坏阀，停机时自动打开进入空气，破坏真空，截断水流，防止机组倒转。

8. 立式潜水电泵机组块基型泵房

随着潜水电泵的大型化，块基型泵房又有了新的形式。图 8-63 为河北省叶三拨泵站的大型立式潜水电泵块基型泵房。该站为了进行潜水电泵和常规轴流泵对比，选用了 3 台潜水电泵和 4 台常规轴流泵机组。潜水电泵为直径 1.4m，额定转速 370r/min，设计流量 5.6m^3/s，扬程 2～6m 的立式井筒自耦式潜水电泵（电压为 6000V）。实际运行证明，潜水电泵不仅安装检修方便，而且泵站结构简单，改善了泵房底板地基应力，抗滑稳定条件较好。经

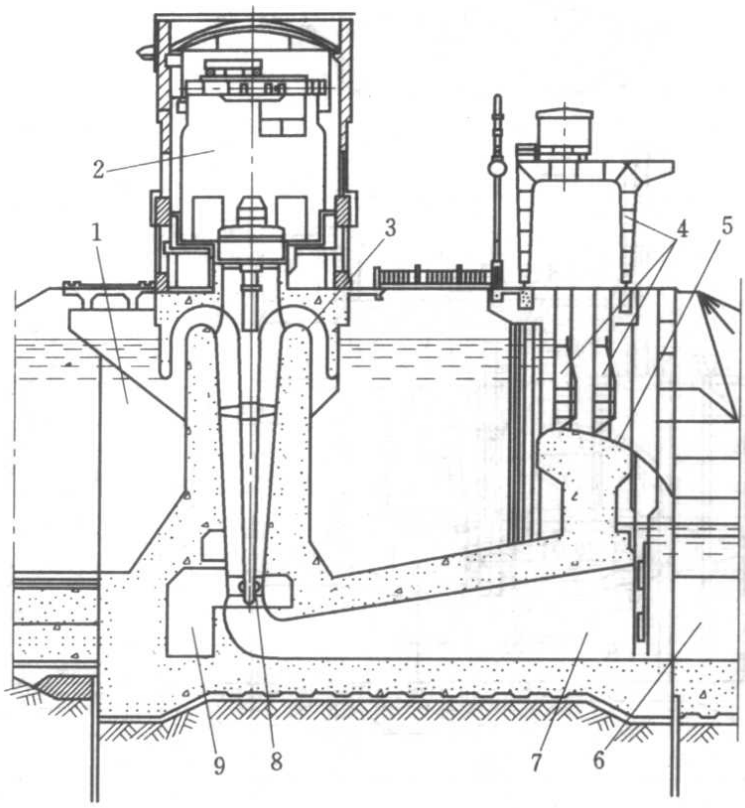


图 8-62　肘形进水、蘑菇形出水的块基型泵房

1—上游；2—主泵房；3—蘑菇形虹吸式出水流道；4—溢流坝上的机械设备；5—溢流坝顶；6—下游；7—肘形进水流道；8—轴流泵叶轮（扬程 11m，流量 m^3/s）；9—交通廊道

综合比较，潜水电泵方案可节省总投资 16.7%，其中土建部分节省 28.5%。应该指出的是，泵房的上层建筑是因为常规轴流泵的需要而建的，而对于潜水电泵而言，即使要建上部泵房也只要满足电气设备和控制室的要求即可，并不需要如图所示的高度和宽度。另外，出水流道的高程也是按照常规轴流泵的高度决定的。由于流道出口较高，在泵站运行时拍门可能高出水面，不仅会浪费能量，增加运行费用，而且还可能使拍门关闭不严。为此，在拍门附近还设有溢流堰。

（二）斜式机组块基型泵房

大型轴流泵和导叶式混流泵有斜式结构。众所周知，立式泵的进、出水流道的转弯角度均为 90°，而斜式泵的进、出水流道转弯角度一般均小于 45°。因此，斜式泵的装置效率一般较高。同时，

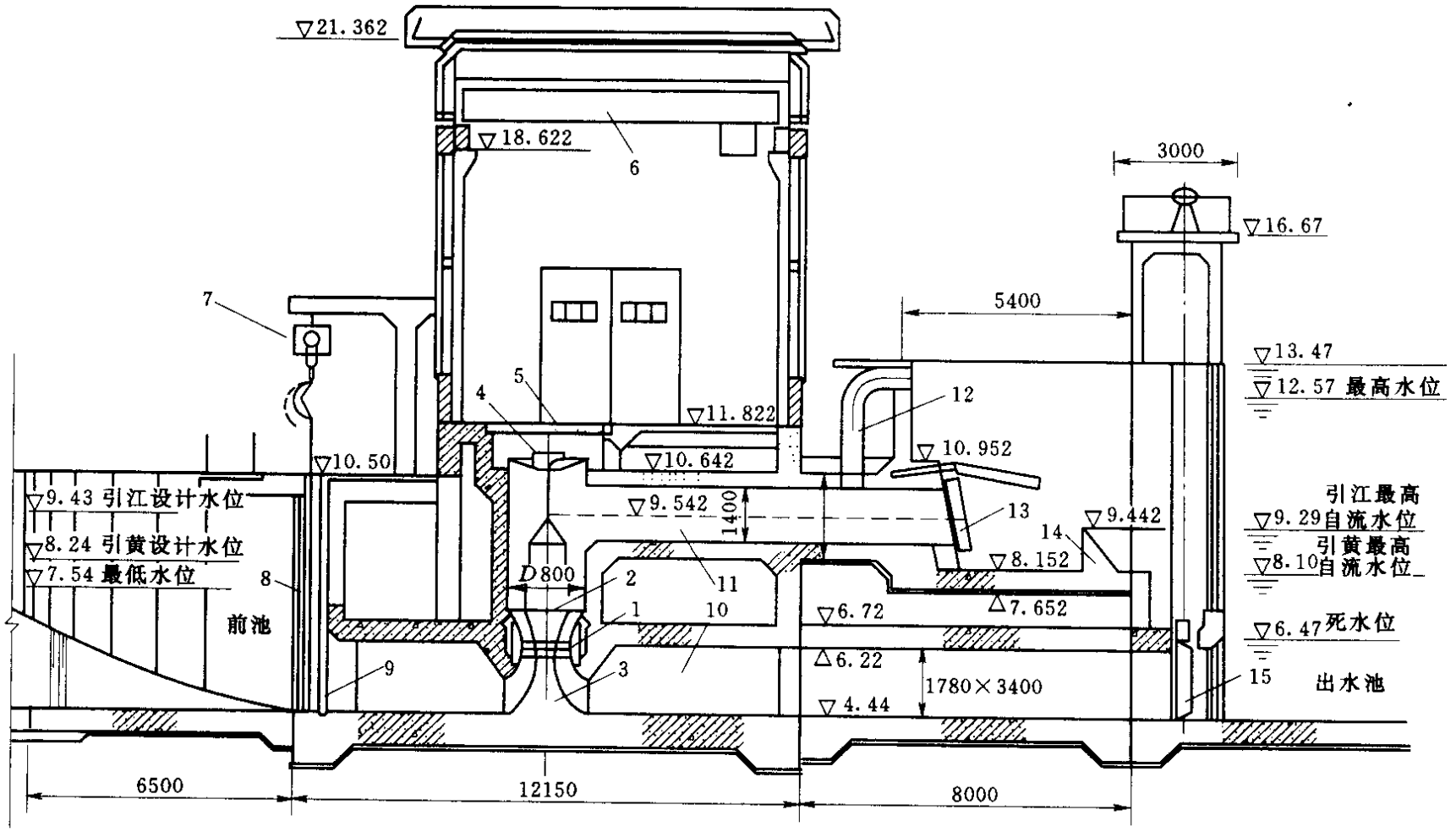


图 8-63　河北省叶三拨泵站

1—水泵叶轮；2—潜水电动机；3—导水锥；4—井筒盖板；5—泵房配电层盖板；6—吊车；
7—抓斗式清污机；8—拦污栅；9—闸门；10—自流涵洞；11—出水流道；12—通气管；13—拍门；14—溢流堰；15—闸门

斜式泵一般采用泵壳中开的结构，安装检修比立式泵方便。斜式机组的电动机位置较高，具有立式机组同样的通风良好的优点。另外，斜式水泵机组的泵房结构简单，造价较低。因此，安装大型斜式机组的块基型泵站近年来有所发展。

1. 45°斜轴泵机组的块基型泵房

图 8-64 为内蒙古红圪卜泵站。该站所示的是 45°斜轴泵机组的块基型泵房，广东省顺德市的桂畔海泵站也采用这种泵房形式。泵站安装的是直径为 2.5m 的斜轴轴流泵机组。水泵转速为 167r/min，设计扬程为 2.6m，单泵流量为 16.5m^3/s，配套功率为 630kW。图 6-14 为桂畔海泵站的泵房内部照片。水泵和电动机之间没有减速器，从而减小了机组轴向尺寸。由于轴的倾斜，使进、出水流道的弯曲角度变小，从而减小流道的阻力损失。这种泵房形式的泵房高度比立式机组的泵房小，而泵房宽度则小于卧式机组。因此，可以认为，斜式机组的泵房兼有立式和卧式机组的优点，又在某些方面避免了它们的缺点。

2. 15°斜轴泵机组的块基型泵房

随着水泵直径的增大和泵站扬程的降低，采用 45°斜轴泵机组时，在不降低进水水泵安装高度的情况下，可能会出现出水流道出口高出最低水位的情况。这样将会增加水泵的运行扬程和运行费用。当然，此时可以将出水流道的出口降低，即将直管式出水流道改为虹吸式，但这样又会增加工程量。另外，采取减低水泵安装高程的办法，也可以使直管式出水流道出口保持在出水池最低水位以下，避免运行费用的增加，但仍会增加泵房和进水池的开挖深度，从而增加工程投资。因此，减小水泵机组的倾斜角度成为解决上述问题有效办法。倾斜角度的减小还可以进一步改善进出水流道的水流条件，因此，一般认为斜轴泵装置较高。但值得注意的是，随着倾斜角度的减小，机组的轴向尺寸随之增加。为了缩短斜轴泵的轴尺寸，往往在出水流道又要形成一个“S”形向下转弯并逐渐扩大的弯管。根据我们进行的三维流动计算结果，在该弯曲部分和水平扩散段容易产生旋涡，从而增加出水流道的

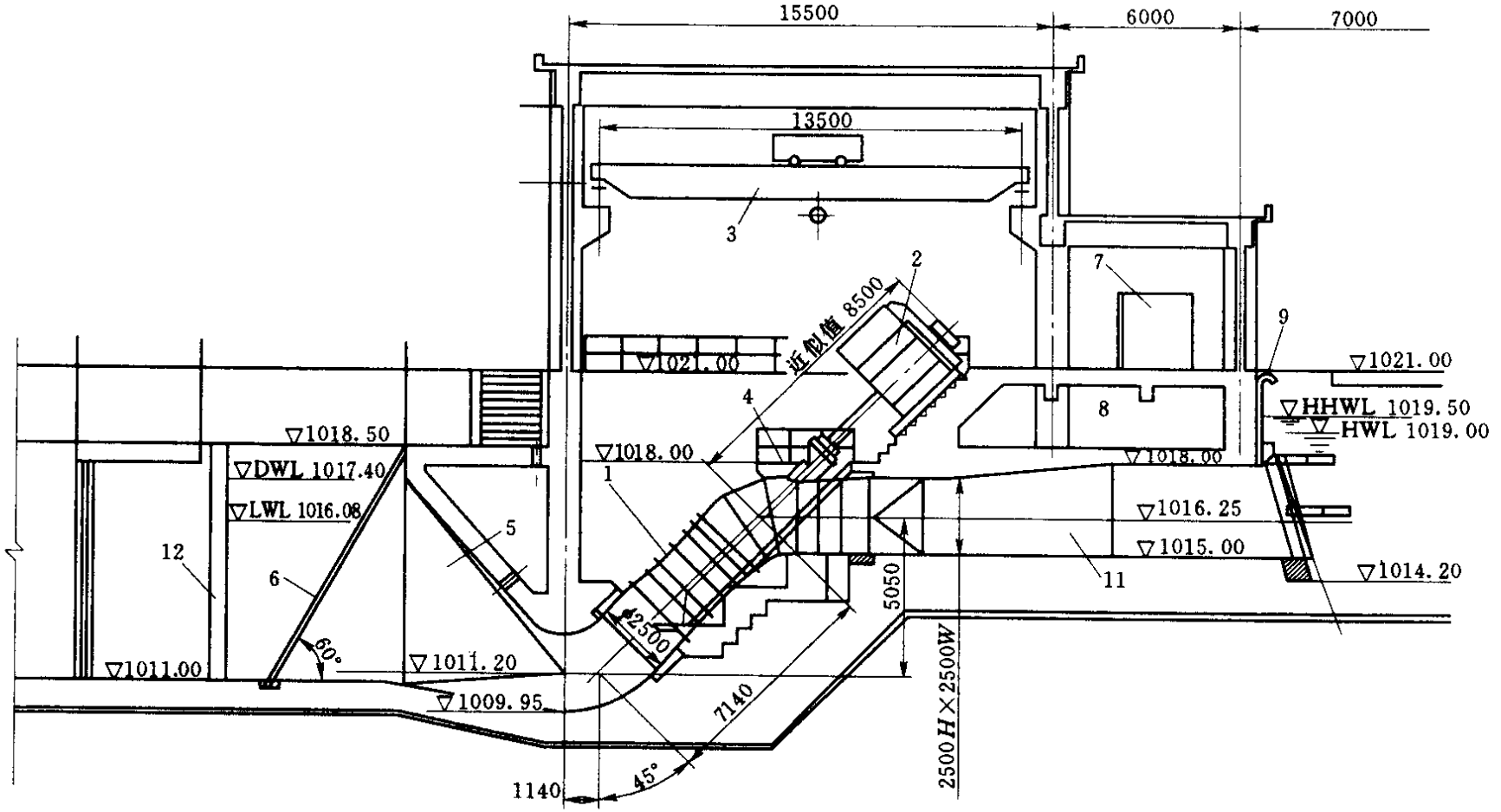


图 8-64　红圪卜泵站

1—斜式轴流泵（直径 2.5m，倾斜 45°）；2—同步电动机（630kW）；3—桥式吊车（20t）；4—网纹板；
5—肘形进水流道；6—拦污栅；7—配电盘；8—电缆间；9—通气管（ϕ150）；10—拍门；
11—直管式出水流道；12—检修闸门

水力损失，甚至引起机组振动。所以，如何选择倾斜角度已是众所关心的课题。图 8-65 为采用 15°斜轴泵机组的块基型泵房的上海太浦河泵站。泵房内布置有六台轴流泵，叶轮直径为 4.1m，转速为 80r/min，设计扬程为 1.7m，单泵流量为 50m³/s。湖南省的黄盖湖泵站、浙江省的海盐泵站等都是采用这种泵房形式。比较图 8-64 可以看出，图 8-65 的进水流道的转弯较小，但出水流道增加了一个弯道，这是影响其装置效率的重要因素。

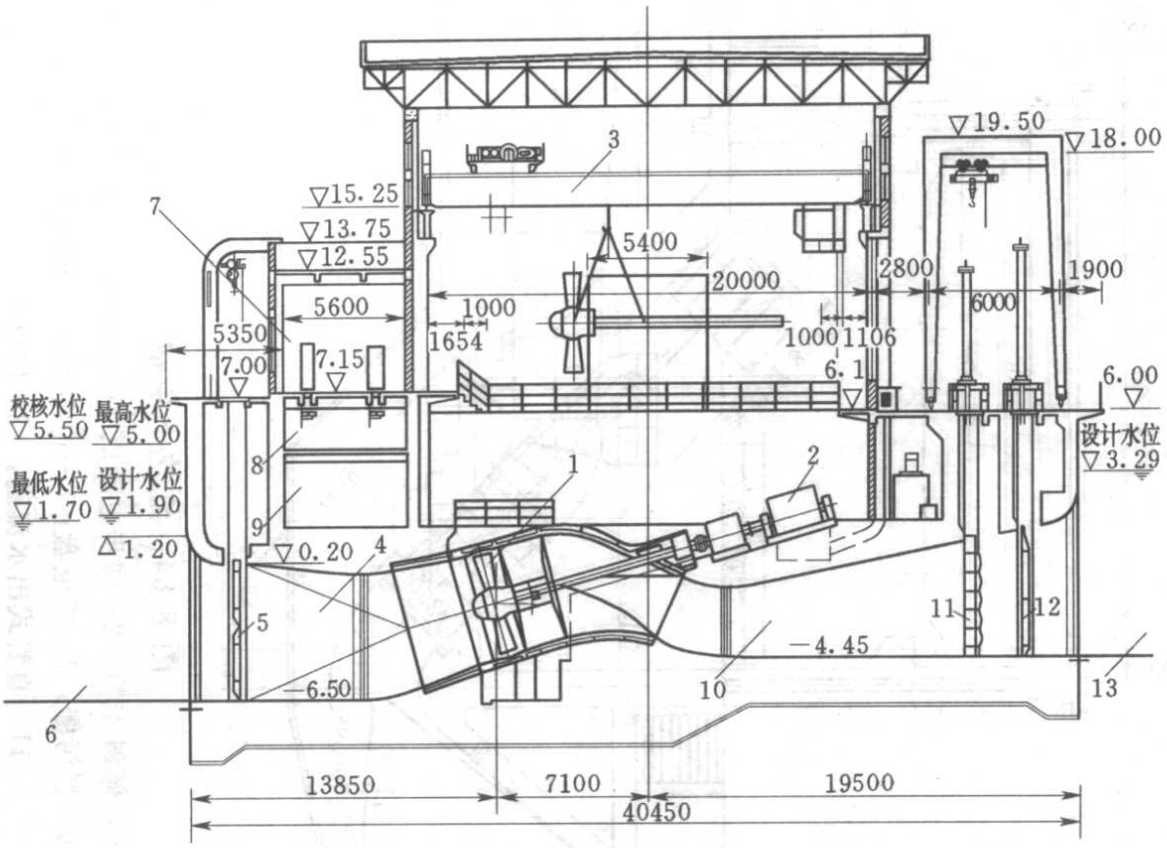


图 8-65　太浦河泵站

1—15°斜轴轴流泵；2—电动机（630kW）；3—桥式吊车（32t/5t）；4—进水流道；5—进口检修闸门；6—进水池；7—配电室；8—电缆层；9—辅机室；10—出水流道；11—多叶拍门；12—快速闸门；13—出水池

（三）卧式机组的块基型泵房

卧式机组的泵房形式很多，主要分为轴伸式和贯流式。而轴伸式又有前轴伸式和后轴伸式两种。贯流泵又分灯泡式和全贯流式，灯泡式还有前置灯泡和后置灯泡。卧式机组的泵房的主要优点是泵房高度较低，工程投资较省，机组安装检修较方便等。这里介绍几种主要形式。

1. 轴伸泵机组的块基型泵房

图 8-66 为广东省斗门县的西安泵站。该站选用了后轴伸式卧式（又称猫背式）轴流泵。水泵型号为 30ZWB-30 型卧式轴流泵，叶轮直径为 3.0m，设计扬程为 3.0m，设计流量为 36.7m³/s，配套功率为 1600kW。

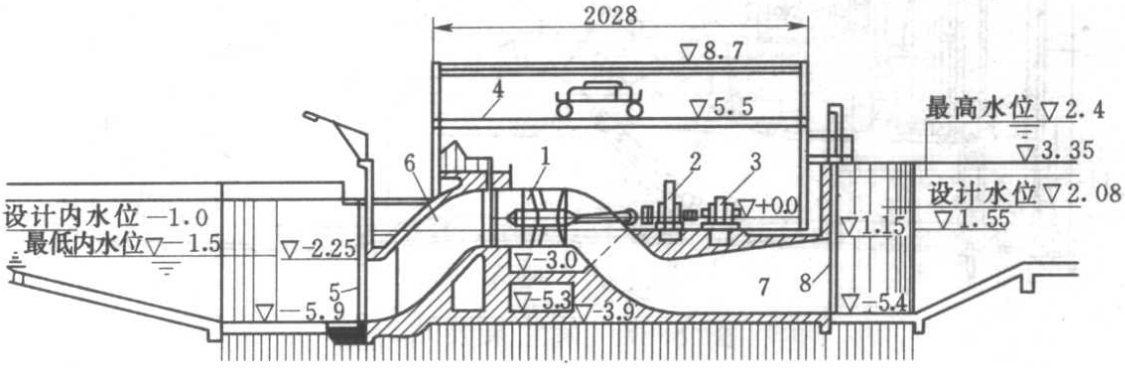


图 8-66　广东省西安泵房剖视图

1—3.0m 主水泵；2—减速箱；3—1600kW 电动机；4—桥式吊车；5—机修闸门；6—进水流道；7—出水流道；8—油压快速闸门

实际上，在世界各国都有不同形式的卧式轴伸式机组的块基型泵房。图 8-67 是荷兰某泵站。该站选用了直径为 3.6m 的卧式轴流泵，并采用柴油机和齿轮传动装置与之配套。该站虽然结构比较复杂，但具有自流排水和水泵机械排水双重功能，是一种闸站结合的泵房形式，使得枢纽工程投资大大减小。当出水侧水位高于进水侧时，可将逆止门 9 放下，开启水泵机组即可实现机械排水。当出水侧水位低于进水侧时，可将逆止门吊起，并打开进出水各闸门即可实现自流排水，从而可以减少泵站的运行费用。

以上两种泵房都是采用后轴伸式卧式泵机组，而图 8-68 则为乌克兰第聂伯－顿巴斯干渠泵站所采用的一种前轴伸卧式机组。该泵的主轴从进水侧伸出，虽然泵轴对水泵进水条件有所影响，但与图 8-66 和图 8-67 不同，出水流道无须向下弯曲，不仅可以使出水流道较顺直，提高出水流道效率，而且还可以提高流道出口和出水池的底板高程，降低工程投资。但应注意，这种折线形向上翘起的出水流道，在流速大时，在转折处容易产生旋涡，增加阻力损失。

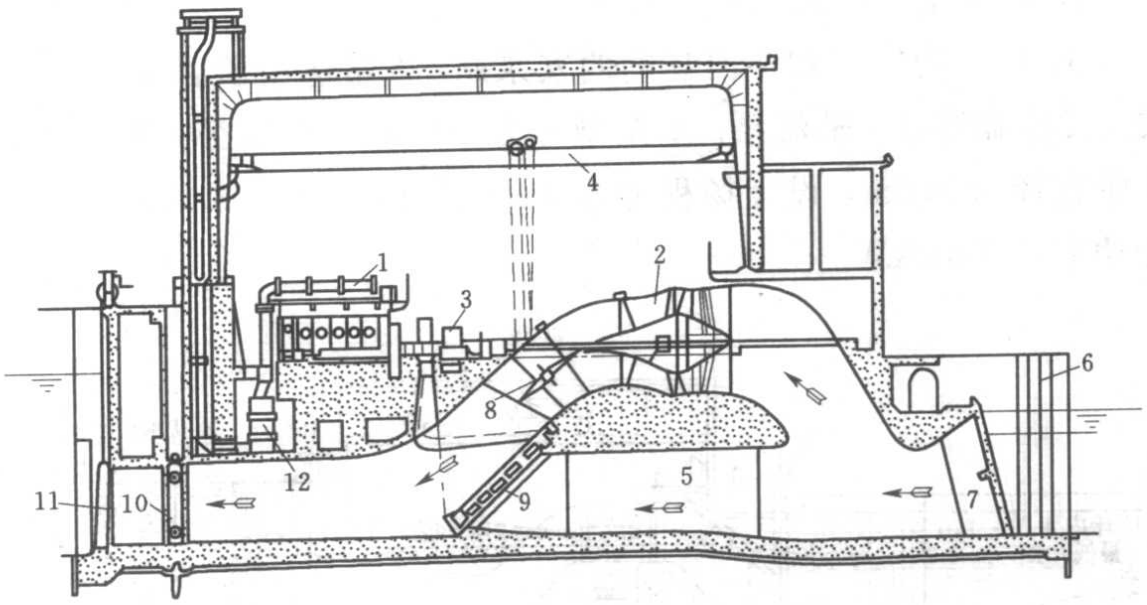


图 8-67　荷兰某泵站

1—柴油机；2—卧式后轴伸式轴流泵（直径 3.6m）；3—齿轮减速箱；4—桥式吊车；5—自流涵洞；6—进口检修闸门；7—拦污栅；8—蝶阀；9—逆止门；10—快速门；11—检修门；12—消音器

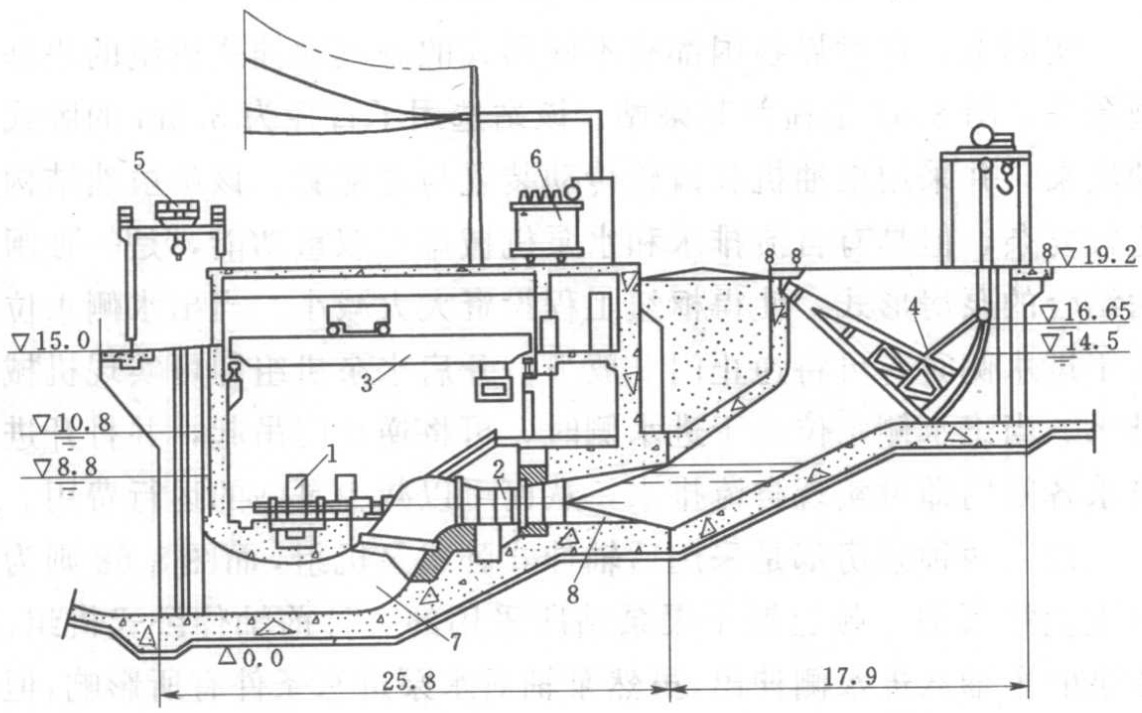


图 8-68　乌克兰第聂伯-顿巴斯干渠泵站

1—电动机；2—前轴伸卧式轴流泵（直径 2.2m）；3—桥式吊车；4—弧形快速闸门；5—检修闸门吊车；6—变压器；7—进水流道；8—出水流道

为了避免出水流道的向下弯曲，又能确保水泵具有较好的进

水条件，还有平面“S”形的布置方式。图 6-11 所示的广东省顺德市大门滘等泵站就是采用了这种流道布置形式，抬高了出水流道的高度，节省了工程投资。

2. 贯流式机组的块基型泵房

贯流式块基型泵房的结构简单。一般，电动机位于进水池水位以下，泵房高度很低。甚至可以省去主泵房的上部结构，用移动的门式起重机即可解决安装和检修的起吊问题。控制室只需要按配电要求修建。因此可以大大节省工程投资。另外，贯流式机组的进出流道都是直管式的，阻力损失小，流道装置效率较高。

贯流式机组的泵房形式有灯泡式和全贯流式两种。

（1）灯泡式贯流机组的泵房：该形式的泵房主要特点是电动机及传动装置都设在水泵的灯泡体内。进出水流道顺直，流道效

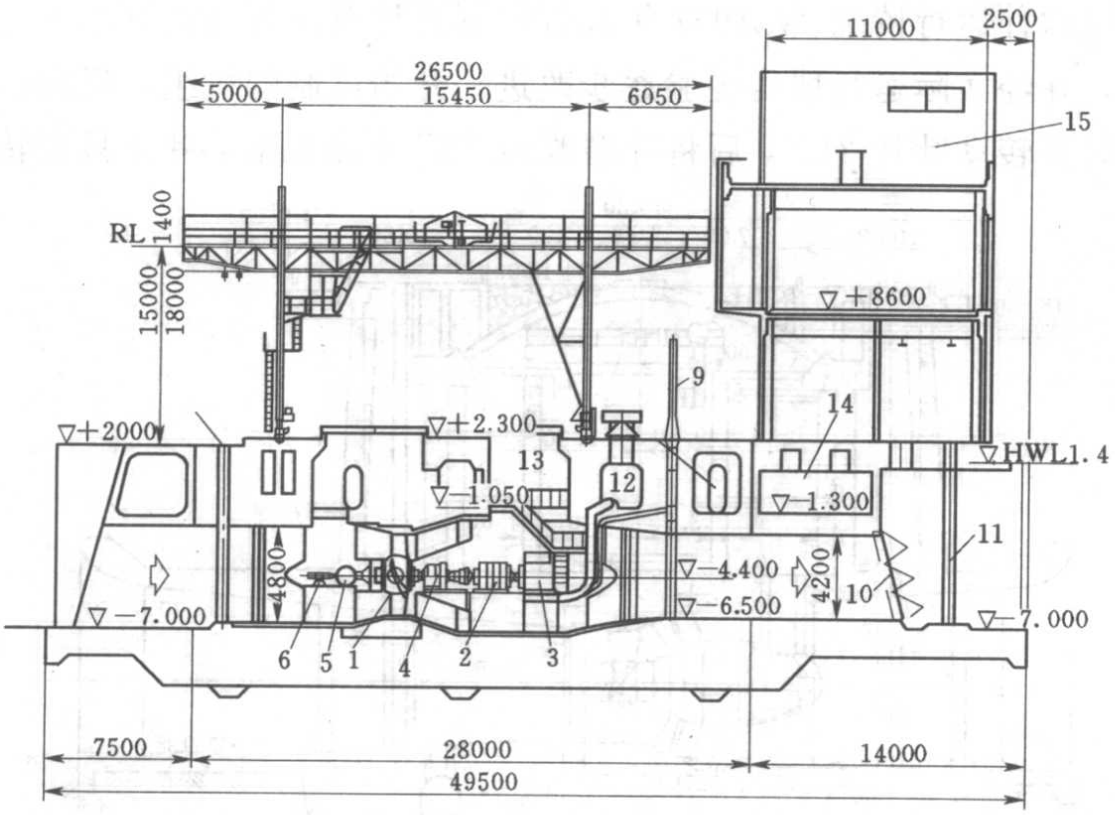


图 8-69　新川河口排水泵站剖面图

1—4.2m 主水泵；2—星形齿轮减速箱；3—1300kW 主电动机；4、5—轴承；6—叶片调节装置；7—叠梁闸门；8—拦污栅；9—油压滚动闸门；10—多瓣式拍门；11—出口叠梁闸门；12—通风道；13—支柱兼通道；14—电缆道；15—控制室；16—门式吊车(25t/7.5t)

率较高，工程投资较省。但因为灯泡体的存在增加了泵内的流动损失。为此，缩小灯泡体直径是提高水泵效率的重要途径。而灯泡体的直径又与电动机的直径有直接关系，因此，选用高速小直径的电动机，并通过齿轮减速机与水泵联结的机组配套是该装置的关键技术。图 8-69 是日本新川河口排水泵站。该站选用了直径 4.2m 的大型后置灯泡式贯流泵，额定转速为 68r/min，设计扬程为 2.7m，设计流量为 $40m^3/s$，配套功率为 1300kW，灯泡体直径为 3.6m。进水流道直径为 4.8m，出水流道直径为 4.2m。门式吊车主吊 25t，辅吊 7.5t。

灯泡式贯流泵还可以用于排灌两用和抽水发电两用的多功能泵站。图 8-70 为法国朗斯潮汐电站。该站采用的是双向转动和双向流水的机组，具有排灌两用，抽水与发电两用的多种功能，能适应六种运行情况。从 1957 年起曾研制几种双向流动的灯泡式机组，并经实际运行取得经验逐步改进。开始试制的机组，反向运行时要转动叶片 215°，后将叶型改为“S”形断面后，叶片只要转

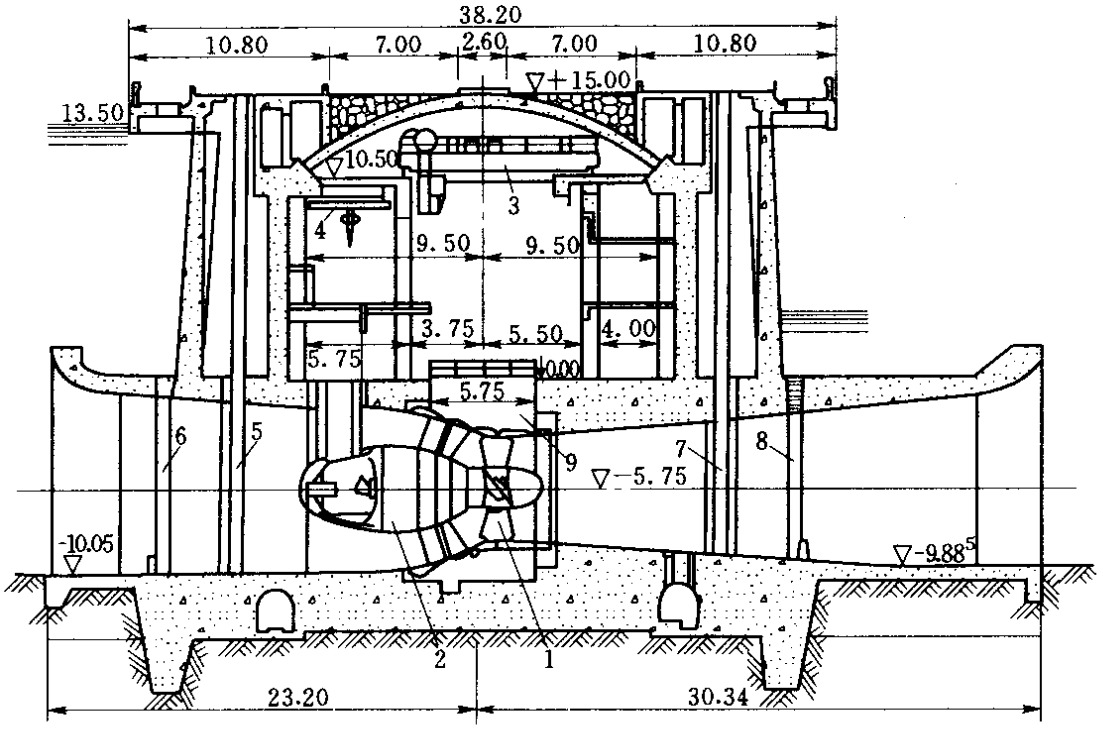


图 8-70　法国朗斯潮汐电（泵）站

1—转轮；2—灯泡体；3—桥式吊车；4—辅助吊车；

5、7—工作闸门槽；6、8—检修闸门槽；9—通道

动 5°～35°。该站所装 24 台各 1 万 kW 的灯泡式机组，口径 5350mm，转速 93.75r/min。转轮与灯泡内的电机直联，不用变速装置。电机直径 4.35m，可作发电机或电动机用。灯泡内用 2 个大气压的空气冷却，并利用灯泡外的水流冷却。正向或反向发电，水头范围 3～11m，出力 3200～10000kW；正向或反向抽水，扬程范围 1～6m，输入功率 10000kW 时，各种扬程的抽水流量达225～100m³/s。该机组是以发电为主设计的，正向作为水轮机用时最高效率达 87%，反向作为水泵用时最高效率为 66%。如果考虑以抽水为主，对转轮叶型加以适当修改，有可能提高作为水泵用时的效率。该站自 1967 年开始运行以来，各种方式实际运行良好。

此外，图 8-71 所示的德国德策姆抽水蓄能电（泵）站也是采用灯泡式贯流泵机组。这是一座低水头抽水蓄能电（泵）站，已于 1962 年建成。所装 4 台可逆式灯泡机组，口径 4.200mm，因考虑兼作水泵，转轮用 6 个叶片，转速 92.5r/min。正向发电水头范围 3.5～8.7m，设计水头 6.83m，过流量 95m³/s，出力 5.750kW，在 70%～80%出力时最高效率 91.5%。反向抽水扬程 8.5～9.8m，在扬程 9.15m 时抽水 45m³/s，输入功率 5600kW，效率

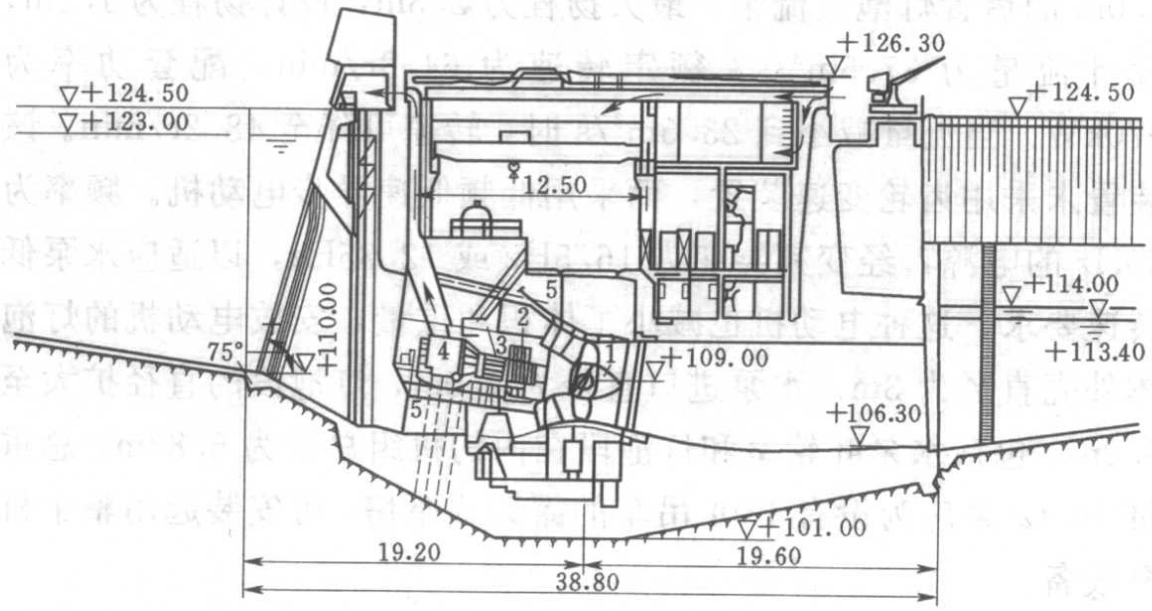


图 8-71　德国德策姆抽水蓄能电（泵）站

1—水泵水轮机；2—行星齿轮减速器；3—逆向齿轮变向器；4—发电电动机；5—预应力锚杆

72.3%。在水泵水轮机与750r/min的发电电动机之间，装有行星齿轮变速器和逆转齿轮变向器。用逆转齿轮变向器转变运行方向，用行星齿轮变速器改变转速。当正向发电时由92.5r/min提高至750r/min。反向抽水时由750r/min降至135r/min。

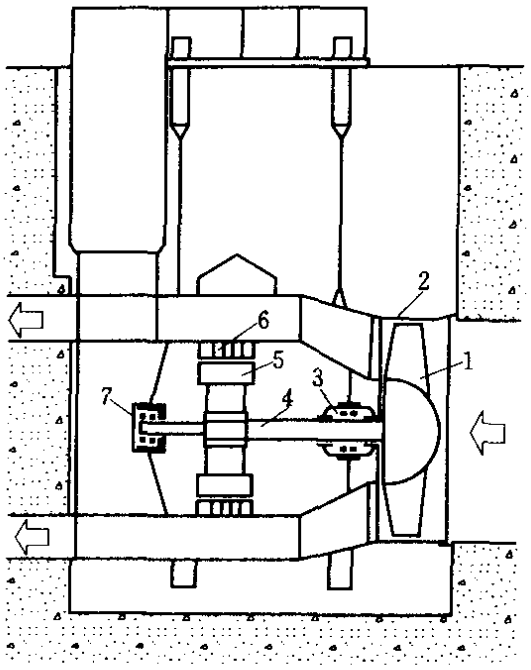


图 8-72　荷兰爱莫顿泵站
1—泵叶轮；2—叶轮外壳；3—径向轴承；4—主轴；5—电动机转子；6—电动机定子；7—推力轴承

以上几种形式的灯泡式贯流泵机组均采用了齿轮变速装置和叶片调节机构，虽然使电动机的转速加快，体积缩小，有利于缩小灯泡体的直径，但也增加了机组的复杂性。因此，也有的国家采用直接传动和电动机电源变频技术，从而使机组构造大为简化。图8-72为荷兰爱莫顿泵站，就是采用这种机组的型块基型泵站。该泵安装了四台口径为4.0m的后置灯泡贯流泵，最大扬程为2.3m，设计扬程为1.2m，设计流量为37.5m^3/s，额定转速为64.3r/min，配套功率为970kW。当流量减小到23.5m^3/s时，转速可降至48.2r/min。该装置未采用齿轮变速装置，而采用低频低速异步电动机。频率为50Hz的电源，经变频器变为16.5Hz或12.35Hz，以适应水泵低转速要求。这种电动机也减小了体积和重量，安放电动机的灯泡体外壳直径为3m。水泵进口直径为4.0m，灯泡段的直径扩大至5.0m。包括水泵叶轮室和灯泡段在内的机组总长为6.83m，总重量145t。泵房为设有150t吊车的露天式泵房，可安装起吊整个机泵设备。

（2）全贯流泵的块基型泵房。全贯流泵又称电机泵，如图6-13所示。该水泵机组是水泵和电机合二为一，即机泵同轴，电动机的转子和水泵的叶轮结合，即将电机转子线圈布置在水泵叶片

的外缘，轴向尺寸最短，机组结构紧凑，构造简单，灯泡体直径小，进出水流道平直，又可双向抽水，工程造价较省。电机的定子和转子在水中，实际上相当于大型潜水电泵。因此，要求电机绕组具有更高的绝缘等级。另外，因电机的定子和转子之间存在间隙，对水泵和电机效率都有影响，故机组效率较低。

二、内部布置

块基型泵房均为安装大型水泵机组，辅助设备较多，电气设备和控制设备较复杂，因此，泵房布置也较复杂。根据不同功能，泵房一般可分为主泵房、辅机房、检修间、配电间、控制室等。对于虹吸式出水流道的泵房，还有真空破坏阀室。如上所述，由于机组结构形式的不同，块基型泵房的内部布置也有很大差别。就主泵房而言，安装立式机组的泵房比较复杂，有的可分为四层，即进水流道层、水泵层、联轴器层和电机层。泵站的全部设备，应根据其作用和运行操作要求，布置在上述各层（间、室）的适当部位。同时应根据布置紧凑、应用方便、整齐美观的原则，确定有关尺寸。

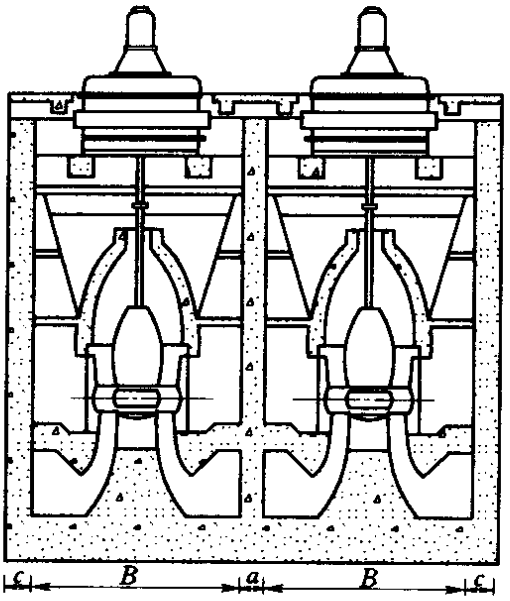


图 8-73　块基型泵房长度计算

（一）主泵房

1. 机组布置及主泵房的长度确定

块基型泵房（图 8-73），一般采用矩形，水泵机组布置成单列式。

主泵房的长度可按下式计算：

$$L = nB + (n-1)a + 2c \tag{8-50}$$

式中：L 为主泵房长度，m；n 为主机组台数；B 为进水流道进口宽度，m，根据流道设计而定（示意图为钟形进水流道）；a 为两台机组间隔墩的厚度，一般采用 0.8～1.0m，通过结构计算决定

（如设缝墩，隔墩数与机组数相等）；c 为边墩厚度，一般采用 1.0～1.2 m，通过结构计算决定。

上式是根据进水流道的宽度及结构要求计算主泵房的长度。但是，还有另外两个条件必须同时满足，一个是高压电器的安全距离规定，一般要求电机间净距不小于 1.5 m，亦即满足下式：

$$B + a - D \geqslant 1.5 \tag{8-51}$$

式中：D 为电动机的最大外径，m；其余符号意义同前。

另一个条件是在水泵层每一台水泵两侧的净距应能满足拆装转轮检修水泵等工作所需求的操作场地。

在泵房设计中，有的为了取消检修间而扩大机组的间距，以便在机旁进行检修，或者因为没有采用机械通风，而要扩大机组间距来满足自然通风散热的要求，这样做不仅增加了主泵房的建筑面积，增加工程投资，而且在管理运用上也不方便。因此，对大型泵站一般都应设检修间，不应为了满足机旁检修或通风的要求而扩大机组间距。

2. 电机层设备布置及宽度的确定

对于立式机组的块基型泵房，水泵和电动机在不同的层面上。电机层主要是布置驱动主水泵的电动机、配电设备以及用于调节叶片角度和刹车的油压装置、吊物孔和楼梯孔等。在确定了机组间距之后，主要通过调整电动机、配电设备以及吊物孔三者之间的相对位置来确定机房的宽度。根据生产实践，可以归纳为下列几种布置形式。

（1）配电设备沿泵房纵向靠出水侧布置在电机层楼板上，吊物孔布置在靠进水侧同一层楼板上，如图 8-74 所示，电机层的宽度可按下式计算：

$$B = D + b_1 + b_2 + b_3 + b_4 + b_5 + b_6 \tag{8-52}$$

式中：B 为电机层净宽，m；D 为电机的外径，m；b_1 为配电盘背面与吊车柱间的净距；b_2 为配电盘的厚度，m；b_3 为配电盘板面至电动机外壳边缘的净距，m；b_4 为电动机外壳至吊物孔边缘距离，m；b_5 为吊物孔的宽度，m；按吊运最大部件尺寸决定；b_6 为吊物

孔边至吊车柱的距离，m；要满足盖板的支承宽度。

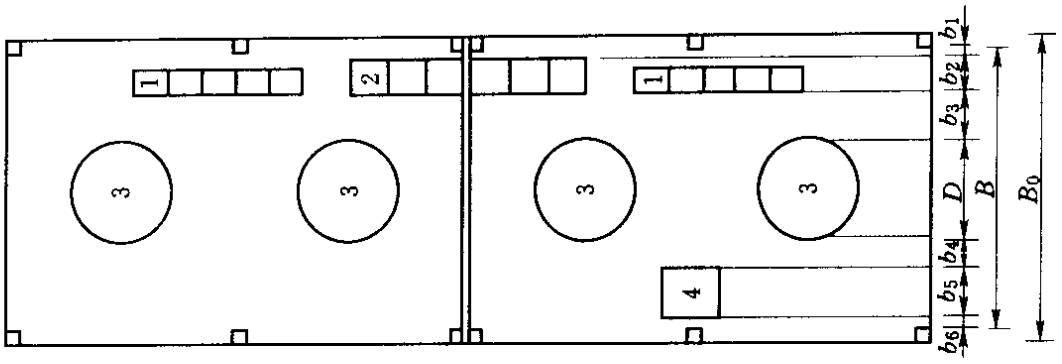


图 8-74　电机层布置图

1—低压配电柜；2—高压配电柜；3—电动机；4—吊物孔

（2）配电设备布置在泵房出水侧或泵房一端的配电间内，根据泵房的结构布置，配电间可以布置在外伸泵房底板的立柱上或布置在吊车柱外伸的牛腿上。配电间的宽度按配电盘的尺寸和要求决定。这样，在计算泵房跨度时，就不必考虑上式中的 b_1 及 b_2 值。这种布置方式不仅可以缩小泵房跨度，而且使电机层内显得整齐美观。

（3）如果吊物孔不设在电机层楼板内，则电动机外壳至前墙的距离可以减小，按照工作过道宽度及安装起吊的要求确定其距离，以不小于电动机定子外径为宜。这种布置方式，电机层的跨度可以进一步缩小，吊物孔移至检修间，在靠进水侧或出水侧设吊物井，井地面与水泵层齐平，水泵部件可通过吊物井进入水泵层，然后再用平台车进行水平搬运到各个泵间，这样虽然增加了一个吊物井，但是由于减小了主泵房的尺寸，在建筑投资上还是经济的。另外，对于抽心式结构的立式泵，可以在电机或电机转子吊出后将水泵转轮吊出。所以，在这种情况下，也无须设吊物孔。

此外，电机层的宽度还要兼顾定型的桥式吊车的规格。

3. 联轴层设备布置及宽度的确定

对于大型立式水泵机组，为了便于安装和检修，需要设联轴层。该层的设备比较简单，主要是布置油、气、水管道及电缆等。管道一般在进水侧靠墙架空布置，电缆布置在电机层楼板下的电

缆室内。这些设备所占位置不大，因此，联轴层的尺寸，主要不是由设备布置的要求决定的，而是根据安装检修的要求以及各层结构连接要求而定的，一般与电机层宽度相同。

4. 水泵层设备布置及宽度的确定

水泵层的作用主要是安装和检修主水泵、供水泵及排水泵。主水泵的间距是根据进水流道宽度及电动机间的净距要求决定的。机组轴线在顺水流方向的位置与吊物孔及配电间的布置有关（有时，为了调整地基应力分布，也可能要调整机组轴线的位置），如果吊物孔布置在电机层楼板内或检修间内靠进水侧时，则机组轴线偏向出水侧。如吊物孔布置在检修间靠出水侧时，机组轴线则偏向进水侧。供水泵一般靠近前墙布置，排水泵靠后墙布置。水泵层前后墙的距离，应根据上述不同的布置方式、设备尺寸和安装检修的要求来决定。

5. 进水流道层

进水流道层包括进水流道及排水廊道，其尺寸大小应与水泵层及泵房底板相适应。泵房底板的尺寸是根据上部结构布置、稳定分析及基础设计来决定的。如果进水流道根据水力设计要求的长度大于泵房底板的宽度，其大于的部分可以用沉陷缝将水泵流道断开，这样既不影响进水条件，又能节省混凝土工程量。但是应当注意，检修闸门槽应与泵房的大块基础连成一体，沉陷缝以外可设拦污栅槽。

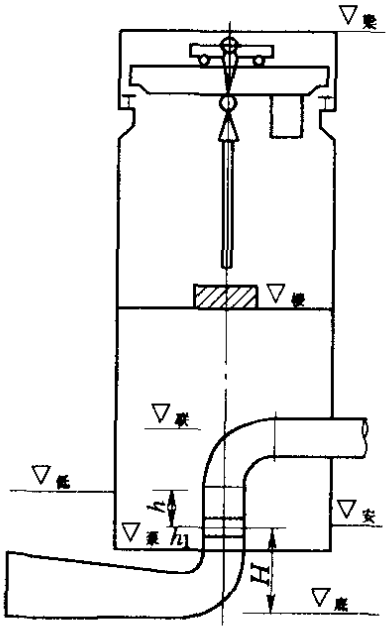


图 8-75　泵房高程计算示意图

6. 泵房各层高程的确定

泵房各层的相对高程是相互联系的，起决定作用的是水泵的安装高程，即叶轮中心线的高程，其他各层的高程据此推算，如图 8-75 所示。

(1) 水泵安装高程的确定。按照水泵可能遇到的各种工况，由

水泵的汽蚀性能，计算出相应的安装高程，$\nabla_{安}$取其中最低值。应指出，在大型泵站的实际运行中，偏离设计扬程运行的机会较多，设计时要注意校核低扬程和高扬程时的汽蚀情况，不能简单地根据进水池最低水位和最大扬程来确定水泵的安装高程。

如果缺乏水泵汽蚀性能曲线，可以根据水泵厂提供的最小淹没深度来确定。

$$\nabla_{安} = \nabla_{低} - h \tag{8-53}$$

式中：$\nabla_{安}$为水泵安装高程，即叶轮中心线的高程 m；$\nabla_{低}$为进水池最低水位，m；h 为叶轮中心线处最小淹没深度，m。

（2）进水流道底部高程$\nabla_{底}$。根据进水流道的水力设计，叶轮中心线至进水流道底部的高度 H 与叶轮直径 D 存在一定的比值关系，比值（H/D）随进水流道的形式而变，应通过模型试验求得。若高度 H 已知，即可按下式计算出$\nabla_{底}$：

$$\nabla_{底} = \nabla_{安} - H \tag{8-54}$$

（3）水泵层高程$\nabla_{泵}$。根据结构计算确定进水流道顶板的厚度，进而推算水泵层高程$\nabla_{泵}$，如此高程高于泵坑的高程，则泵坑范围内的流道顶板可以减薄，而用增加含钢率或其他结构措施来保证流道顶板的强度。泵坑的大小及高程应满足检修时拉开叶轮外壳的要求。

（4）联轴层高程$\nabla_{联}$。为了便于检修填料函、拆装联轴器、检修电动机下部结构及油、气、水管道和阀件，一般使联轴层与填料函大致在相同的高程，同时在电机大梁下方应留有工作人员通过的足够高度。有时为了满足净空高度的要求，可以使联轴层的高程低于填料函的高程。

（5）电机层楼板高程$\nabla_{楼}$。根据水泵安装高程，加上泵轴及电机轴的长度来确定，其高程必须高于最高内水位。对于大型立式轴流泵站，为了便于布置通风管道，往往使电机定子的排风口在楼板以下。

（6）屋面大梁的下缘高程。它取决于泵轴的吊装高度或电动机的吊心高度（两者中取最大者），其高程应满足使被吊起的最长

部件通过电机定子，并留有一定的安全超高。具体可参看本章第二节中之（二）的屋面大梁底面高程$\nabla_{梁}$的确定方法及公式(8-21)确定。

（二）辅机房及真空破坏阀室

辅机房内主要是安装空气压缩机、油泵及油压装置、真空泵、站用变压器，备用电源发电机组等。真空破坏阀室除了安装真空破坏阀外，可以考虑把上述辅机也放在其中，无须另建辅机房，只有堤后式虹吸泵站，因为驼峰距主泵房较远，所以需要单独设真空破坏阀室。

三、稳定校核

根据水力设计和设备布置初步拟定泵房的尺寸之后，还要进行抗渗、抗滑以及地基承载能力的校核，确保泵房在各种外力作用下，不产生滑动倾倒和过大的不均匀沉陷。

（一）地下轮廓线的设计

对于堤身式块基型泵房来说，由于泵房本身直接承受因进、出水侧水位差而造成的水平推力及渗透压力和浮托力，所以泵房顺水流方向的长度除了满足机组本身布置所需要外，还要考虑泵房稳定及渗径长度所需要的地下轮廓尺寸。特别是在平原湖区上修建大型排水站，更要十分重视。

通常，为了满足一定的渗径长度要求，主要是依靠泵房底板长度，以及利用出口处的防渗板，并且在渗流溢出处设置反滤层及铺盖等措施，以防止管涌和流土产生，避免基土渗透变形，确保泵房的整体稳定要求。

1. 水平防渗设备（防渗板或铺盖）

水平防渗设备要求在长期使用下不透水，并能适应泵房地基的变形。按建筑材料的不同有粘土、粘土混凝土、沥青混凝土等防渗板或铺盖。其长度一般为泵站最大水头的1～2倍。

2. 反滤层设备

反滤层系由粒径不同的无粘性土壤组成。粒径自下而上逐渐加大，一般采用三层，每层厚度约20～30cm，自下而上为中砂

(粒径 $d=0.5\sim1.0$mm)、瓜米石 ($d=1\sim2.5$mm)、碎石 ($d=6\sim12$mm)，反滤层长度一般为 5～10m，其上部设置铺盖，铺盖上有 45cm 的排水孔，呈梅花形布置。

(二) 泵房的整体稳定校核

在完成泵房内部布置及尺寸初步拟定后，为了论证泵房在不同的情况下工作时，均能保证自身的整体稳定性，还需要进行稳定校核。它包括抗滑稳定计算及地基应力校核等内容，以达到既经济而又安全可靠的要求。

1. 计算情况的选择

在整体稳定分析之前，首先要选择可能出现的最不利荷载组合，一般可按下述四种情况考虑。

(1) 竣工情况。系指工程建完初期，进、出水侧均无水，但边墩及后墙已回填土。

(2) 设计情况。系指泵站运行情况，对于堤身式泵房来说，进、出水侧水位相应于泵站排水设计流量时的水位；对于堤后式泵房来说，进水侧水位为设计内水位，而出水侧按该地区地下水的埋藏深度而确定。

(3) 校核情况。系指泵站非常运行情况，进出水侧均取最高水位。

(4) 止水失效情况。系指出水池底板和消力池连接处的止水失效，从而使渗径长度减少，对于堤身式泵站来说，这种情况尤需进行校核。此时进出水侧水位取与设计情况相同。

计算情况中作用的主要荷载有泵房自重、水压力、土压力、浪压力、渗透压力及浮托力等。

前述荷载均可归纳为水平和垂直的两个方向的力。

2. 抗滑稳定计算

对于修建在软土地基上的泵站由于地基承载力小，当同时承受水平及垂直荷载时，泵房基础可能发生表面滑动或深层圆弧滑动，通常根据临界垂直荷载的大小予以判断。

如果泵房底板所受的平均地基应力小于或等于临界垂直荷载

时，地基将发生表面滑动，否则，将按深层圆弧滑动处理。

若为表面滑动，可以采用式（8-42）进行抗滑稳定计算。

3. 地基稳定计算

在进行地基稳定计算时，除校核地基承载能力外，还要校核地基应力不均匀的分布程度，以避免发生过大的不均匀沉陷。

如果地基资料齐全，对于重要的大型泵站来说，还需要进行地基的变形计算，校核地基的最大沉降量是否满足设计要求，借以确定预留超高量，保证地基变形完成后，建筑物的标高接近于设计标高。

（1）地基的变形计算。水工建筑物的沉降量以建站施工期为最大，估计在软土地基一般可以完成总沉降量的40%～60%，因此，除计算最终沉降量外，还必须估计在施工期建筑物可能完成的沉降量和建成以后的剩余沉降量及延续时间。

地基变形计算通常广泛采用单向压缩分层综合法。该法适用于任何地质条件及荷载条件，而且考虑到地基中不同土层原有的物理力学性质及应力状态。它假定基土在侧限下发生压缩而造成地基变形，所以，可利用侧限土层的压缩量计算公式进行计算。

为了使地基变形计算较为简便和准确，而将整个地基厚度按土的物理力学性质和状态的不同而划分为许多分层，使每分层内附加应力沿深度的分布近于直线规律，然后计算各分层的压缩量 S_i，再将所有的 S_i 值加在一起，即得到地基的最终变形量 S。

$$S = \sum_{i=1}^{n} S_i \tag{8-55}$$

$$S_i = \frac{\Delta P_i h_i}{E_i}\beta \tag{8-56}$$

$$\Delta P_i = P_{2i} - P_{1i} \tag{8-57}$$

式中：h_i 为某一分层厚度，cm，脚标 i 表示分层序号；ΔP_i 为作用于土层 h_i 厚度中平均附加应力，Pa；P_{1i} 为所研究的土层 h_i 中点以上的土的自重，其值为土的重度与地面至 h_i 中点的深度之积；P_{2i} 为基础的荷载与基坑开挖的土重之差在 h_i 中点所引起的附加应力，此值按弹性理论方法确定；E_i 为各分层土的变形模量，Pa；

β 为决定于基土侧胀系数 μ 的系数，$\beta=\frac{1-2\mu^2}{1-\mu}$；$\mu$ 为土在侧向膨胀的单位变形与垂直向压缩的单位变形之比（无因次），其变化范围均小于 0.5。

（2）地基应力校核。泵房底板的地基应力近似按直线变化计算，计算式（8-23）～式（8-26）。

值得指出的是，泵房的稳定分析计算是一项烦琐而又十分重要的工作，泵房满足稳定要求后，才能进行各部位的结构计算，稳定计算过程中往往要调整数次方能满足要求。

为了使得泵房在各种荷载组合作用下均能达到自身稳定，首先必须要做到泵房的本身荷载应尽量对称，防止其偏心过大，否则难以调整。如果在设计中发现不能满足要求，则可以针对具体情况采取下述措施：①将底板向进水侧或出水侧方向延长，利用改变基础宽度的办法，调整偏心程度；②用减轻（如挖空）或增加（填沙或充水）某一侧及某一部位重量的方法，使地基应力分布尽量均匀；③改变底板的底部形状，如做成齿墙状或板状，或者根据需要将部分底板做成向进水侧或出水侧倾斜，以达到降低进口或出口处挡土墙高度，对泵房的稳定有利；④进行必要的处理，如换沙基或打板桩及加做阻滑板等等；

采取上述措施后，都会不同程度地改变垂直力或水平力的数值，所以必须重新校核泵房的抗滑稳定性。

四、结构设计

这里主要介绍墩墙、底板、电机层板梁等主要构件的受力分析。

（一）墩墙

从块基型泵房的结构可知，进水流道的进水口上部可视为一个空间的箱形结构，电机层楼板，电机大梁以及水泵进出水流道均与墩（边墩、缝墩或中墩）墙（前、后墙）刚性联结，因为泵房底板的刚度比墩墙的刚度大得多，故可以认为墩墙与底板固结。

为了简化起见，仍按平面刚架结构进行内力分析，垂直水流

方向取单宽刚架，以缝墩为界视为一个计算单元，计算简图如图8-76所示。

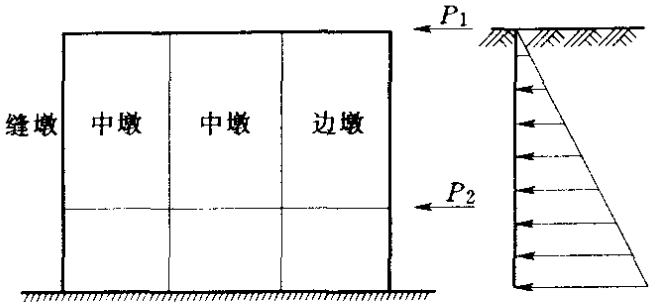


图 8-76　墩墙计算简图

刚架在边墩回填土压力作用下，产生侧向移动，因自重所引起的内力比土压力小得多，故略而不计。采用反弯点法进行刚架的内力计算，基本假定如下：

（1）将水平土压力荷载化为集中荷载作用于节点上，如 P_1、P_2。

（2）上层刚架的反弯点（即弯矩为零处）在各墩高度的中点，下层刚架的反弯点在各墩高度的 2/3 处，从而定出各墩的剪力作用点。

（3）按各墩的相对刚度 i 进行剪力分配，计算剪力。

刚度 K 即 EJ/l，而 $J \propto h^3$（h 为墩厚），若各墩的 E 相等，则 $K \propto \frac{J}{l} \propto \frac{h^3}{l}$。

即
$$K_{边} = \frac{h_{边}^3}{l}; \quad K_{缝} = \frac{h_{缝}^3}{l}; \quad K_{中} = \frac{h_{中}^3}{l} \tag{8-58}$$

而
$$i = \frac{K}{\sum K} \quad (\sum K = K_{边} + K_{缝} + K_{中}) \tag{8-59}$$

（4）根据剪力可以求得各墩的弯矩，据此进行配筋计算。

应当指出，当计算简图与反弯点法的基本假定不符合时，可考虑采用其他方法进行内力计算。

电机大梁前面部分的各墩可按前述方法计算。而电机大梁后面部分，由于各墩以电机大梁传来的弯矩及垂直荷载为主要荷载，故按偏心受压柱进行配筋及内力计算。

泵房内的中墩和缝墩（又称隔墩）为了通风及检修之便，均开有门洞，在电机大梁传来的集中荷载作用下，门洞附近将发生应力集中，并且有可能发生剪切破坏，所以应分别予以验算。

门洞的尺寸通常属于大孔口，可参考水工结构关于坝内的孔口或廊道所采用的计算方法，求出门洞顶部及底部的最大拉应力，校核其是否超过混凝土允许拉力，以不出现裂缝为准。

泵房前后墙根据高宽比，可按双向和单向板计算。

前墙承受水压力，必要时考虑浪压力及壅高，其底部及两侧分别与底板和墩固结，上部可认为是与电机层楼板铰结的板。

后墙视泵房的形式不同可以是挡水墙（堤身式）或挡土墙（堤后式），其作用荷载按具体情况进行考虑。其底部及两侧分别和底板及墩固结，上部与出水流道固结，属于四边固结的板。

（二）底板

泵房底板按顺水流方向可分为进水流道底板、排水廊道底板两部分，按垂直水流方向可分为中跨（指缝墩与缝墩之间机组段）、及边跨（指缝墩与边墩之间机组段）两种计算单元，由于受力条件不同，分别予以说明。

1. 进水流道底板部分

（1）中跨进水流道底板。属于断面渐缩的厚板，两侧及后缘均为大体积混凝土，可以认为是三边固结一边自由的等腰梯形板如图 8-77 所示。无边载作用，只承受纵向地基反力（由稳定分析可得）和自重。为了计算方便，其计算简图可简化成两边固结的单向板条（如图中阴影部分），板条位置视荷载不同而截取，通常，以检修闸门为界，分闸前、闸后及闸下三部分计算，闸下部分还需考虑闸门的重量。

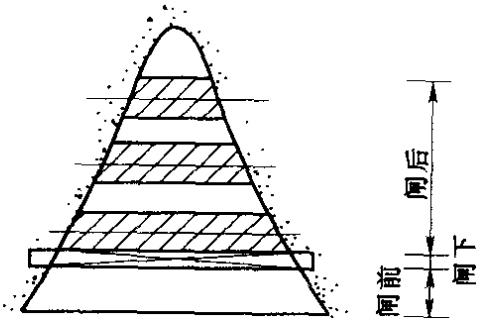


图 8-77　中跨进水流道底板计算简图

闸前、闸下部分通常取竣工、进水池最高水位、进水池最低水位等三种计算情况进行荷载组合。而闸后部分除此外，尚需考

虑检修情况（即进水流道内无水而进水池为最高水位）。

比较前述各情况选取最大的正弯矩配底板底层钢筋，最大负弯矩配底板的面层钢筋。

（2）跨边进水流道底板。荷载不仅要考虑自重、纵向地基反力，还要考虑因边墩土压力（边载）引起的横向地基反力，以及边墩和中墩底部传给底板的不平衡力矩，每一个墩子的位置可以看成一个支座，故可按一倒置连续梁进行内力计算。

边墩、中墩或缝墩传给底板的不平衡力矩的计算见墩墙受力分析一节。这里仅对横向地基反力的计算加以说明。

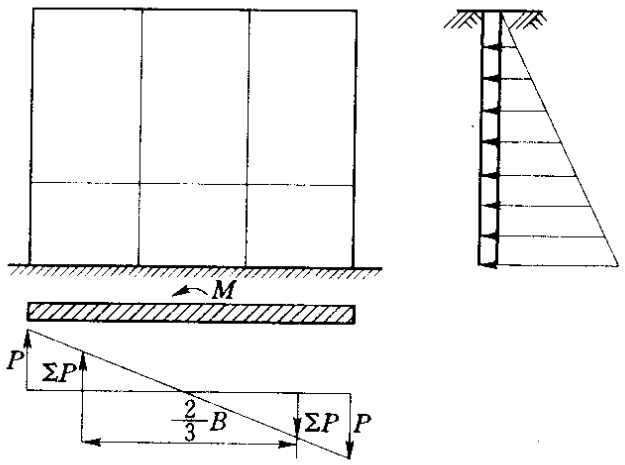


图 8-78　边跨进水流道
底板计算简图

计算简图如图 8-78 所示。经分析只有竣工情况时荷载组合最危险（即边墩前面无水），故计算时仅考虑该情况。

图中矩形荷载为考虑超载（通常可按 0.4kPa 计）而产生的土压力，三角形荷载为填土高而造成的土压力。若前述两种外力对底板产生的力矩分别为 M_1 及 M_2，则总力矩为 $M=M_1+M_2$，M 沿垂直于纸面的方向是均匀分布的，所以可以认为它作用于底板的中心，其引起的地基反力 P 可按下式计算：

$$P=\frac{4\sum P}{B}\quad(\mathrm{kN}) \tag{8-60}$$

而

$$\sum P=\frac{1}{2}P\,\frac{B}{2}=\frac{3M}{2B} \tag{8-61}$$

式中：B 为垂直水流方向的底板宽度，m；M 为总力矩，kN·m。

将纵、横地基反力进行叠加，扣除底板自重后作用在底板上，即可进行内力计算。

2. 排水廊道底板部分

排水廊道底板为整体结构，中墩（即隔墩）将其分成彼此独立的部分，根据所在部分亦可取中跨、边跨两种计算单元。

中跨廊道底板可视为四边固结的双向或单向板计算。由于有沉陷缝隔开故不计边载作用，即不考虑横向地基反力，而只计纵向地基反力及自重作用。

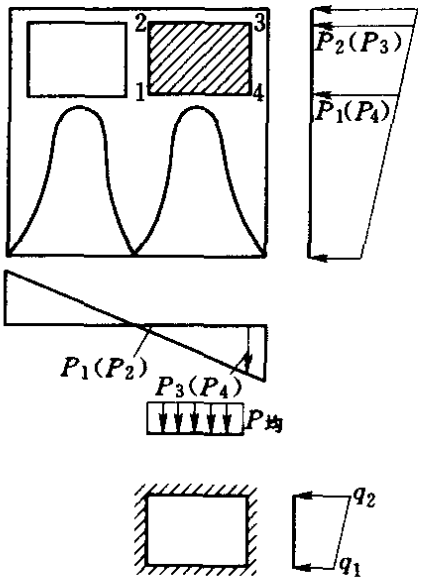


图 8-79　边跨排水廊道底板计算简图

边跨廊道底板尚需考虑横向地基反力。

假设边跨为二台机组组成，如图 8-79 所示。

板上 1、2、3、4 各点位置所受的荷载计算如下：从纵向地基反力分布图可得 P_1（P_4）及 P_2（P_3），从横向地基反力分布图可得 P_1（P_2）及 P_3（P_4），取平均值 $P_{均}=(P_1+P_2)/2$。将两者叠加：

$$q_1 = P_1(P_4) - P_{均} \tag{8-62}$$

$$q_2 = P_2(P_3) - P_{均} \tag{8-63}$$

有了作用荷载，根据四边固定的单向或双向板，可查表计算板中及支座处的内力，并据此进行配筋计算。

（三）电机层板梁

1. 电机层楼板

电机层由于要安装机电设备，常常需要在楼板上开一些孔洞。同时，由于通风道等影响，使得楼板布置很不规则，板上有许多大小不等的方、圆孔洞，故计算时可将楼板划分为若干区，选择控制区段的代表跨径作为单向或双向板进行计算。考虑安放机电

设备时的冲击作用，故一般板厚取 20cm。

楼板除本身自重外，还作用有活荷载。它包括检修安装时放在楼板上的工具、设备部件及人群荷载，其大小和作用位置根据实际情况予以决定。根据经验，楼板活荷载可采用 $1t/m^2$。考虑安装时的活荷载，可按下述经验公式计算：

$$q = \frac{0.24G}{D - 0.8} \tag{8-64}$$

式中：q 为安装时的活荷载，kN/m；G 为电机转子带轴重，kN；D 为转子直径，m。

若板和墩墙整体浇筑且刚度比相差很大，则一般按固结考虑，否则按弹性支承或简支考虑。

考虑安装、检修及运行时最不利组合，根据所取计算简图，分别求出支座和跨中弯矩，并据此配筋。

2. 电机梁

大型立式电动机的支承梁系结构与机组的基础形式有关，如图 8-80 即为次梁和大梁组成的井字梁系，是最常采用的支承形式。也有的如图 8-81 所示，即从两侧中墩上伸出牛腿以代替次梁。下面主要介绍第一种支承梁系，并针对第二种的不同之处加以补充说明。

次梁通常是和大梁整浇的，所以其两端可视为与大梁固结，而大梁两端又与两侧墩墙联结，所以荷载的传递顺序是：次梁→大

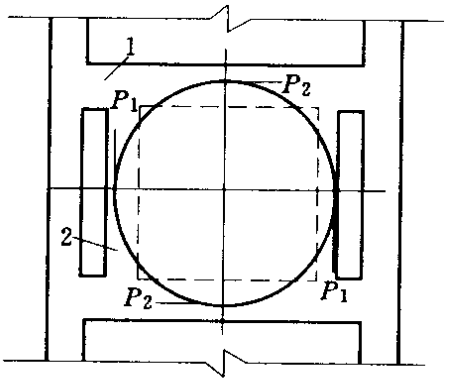


图 8-80　井字梁系示意图
1—大梁；2—次梁

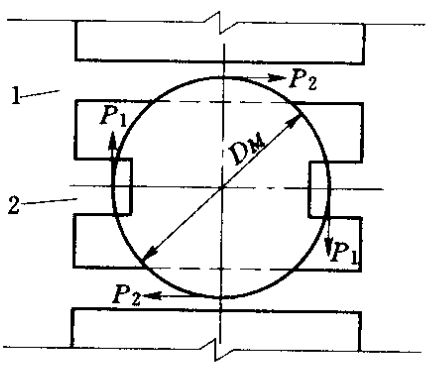


图 8-81　大梁与牛腿支承示意图
1—墩墙；2—牛腿

梁→墩墙→泵房底板。

电机支承梁系受电机层楼板及风罩盖板传来的荷载、电机重量、水泵转动部分重量（轴向推力）以及梁系自重及风道自重等荷载，此外还要考虑机组运行时的扭矩及振动的影响。所以需要进行静力和动力计算。为了计算简便，支承梁系所受的荷载均认为是集中荷载。

（1）荷载计算。

1）垂直荷载。垂直荷载包括：

a. 梁系自重（均布荷载）q。

b. 支承范围内电机层楼板重G_1。进水侧楼板通常按一端固结于前墙，另一端铰结于风道环形曲梁壁上，而后者又搁置在电机井字梁系上进行计算。根据结构静力计算可知，固定端的支座反力为$5qL/8$，铰支端支座反力为$3qL/8$，据此可以认为支承范围内楼板总重的5/8由前墙承担，而3/8由风道曲梁传到电机支座上（根据楼板支承情况不同，若按两端铰支或按两端固结考虑，则由前墙和风道曲梁各承担一半）。出水侧楼板的支承范围荷载因较进水侧为小，故可不予考虑，况且，配电装置因另布置梁系支承，故其楼板作用荷载也与电机支承梁系的荷载计算无关。

c. 楼板总重除计及本身自重外，作用于楼板上的其他活荷载包括：电机定子及上、下机架重G_2；电机转子带轴重G_3；水泵叶轮带轴重G_4；风道环形曲梁重G_5；轴向水压力G_6（kN）。

$$G_6 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\frac{\rho g}{1000}H_{max} \tag{8-65}$$

式中：D为叶轮直径，m；d为轮毂直径，m；H_{max}为最大的工作水头，m；ρ为水的质量，kg/m^3；g为重力加速度，m/s^2。

2）水平荷载。水平荷载包括：

a. 正常扭矩。电机正常运行时，由于电磁感应而引起作用在定子上并传至支承梁系上的扭转力矩M_n（t·m），按下式计算。

$$M_n = 0.975\frac{N\cos\varphi}{n} \tag{8-66}$$

式中：N 为电机额定功率，kW；$\cos\varphi$ 为电机功率因数；n 为电机额定转速，r/min。

此扭矩 M_n 使电机支座的支承上产生水平推力 P_1(kN)，它沿着支承螺栓的切线方向作用，见图 8-81。

$$P_1 = \frac{M_n}{D_M \frac{m}{2}} \tag{8-67}$$

式中：D_M 为支承螺栓中心距，m；m 为螺栓数目。

b. 短路扭矩。当电机短路时，由于强大的短路电流而引起的突然扭矩 M'_n，它比正常扭矩大 5～7 倍。M'_n（kN·m）按下式计算。

$$M'_n = \frac{4N}{n} \tag{8-68}$$

$M'n$ 产生的水平推力 P_2（kN）为：

$$P_2 = \frac{M'_n}{D_M \frac{m}{2}} \tag{8-69}$$

因为 $M'_n > M_n$，所以通常以 M'_n 作为计算水平推力的依据。

支承梁系是在动力荷载作用下工作，为了计算简便，它将动力荷载乘以动力系数 μ 而化为静荷载。在计算时 μ 往往预先选定，然后在动力计算时再加以校核。

动力荷载指电动机推力轴承所承受的荷载，即包括前述 $G_3+G_4+G_6$。

为此，总的垂直集中荷载 G 为：

$$G = (G_1 + G_2 + G_5) + \mu(G_3 + G_4 + G_6) \tag{8-70}$$

假设 G 由四个支承螺栓平均负担，故每个螺栓上（即电机支座处）所作用的集中力 P（kN）为：

$$P = \frac{G}{4} \tag{8-71}$$

（2）静力计算。先计算次梁，再计算大梁。

1）次梁。计算简图及作用荷载如图 8-82 所示。

从计算简图可知为一单跨超静定梁，查表可以计算内力及支座反力 $P_{次}$。

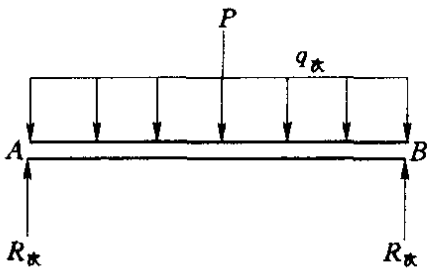


图 8-82　次梁计算简图

$q_{次}$—次梁的自重；P—集中荷载；$R_{次}$—次梁支座反力

2）大梁。

a. 内力计算。大梁的内力计算，通常有单跨固端梁和多跨连续梁两种方法。如果隔墩的刚度大大超过大梁的刚度，同时二者之间又有足够的锚着强度时，应按单跨固端梁进行计算；否则，应按等跨连续梁进行计算。至于应按几跨连续，应视缝墩与边墩，或缝墩与缝墩的跨间数而定。

为了便于说明问题，假设一三跨连续梁，其计算简图及作用荷载如图 8-83 所示。

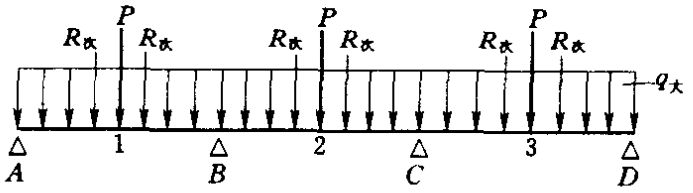


图 8-83　大梁计算简图

$q_{大}$—大梁自重；P—集中荷载；$R_{次}$—次梁传来的支座反力

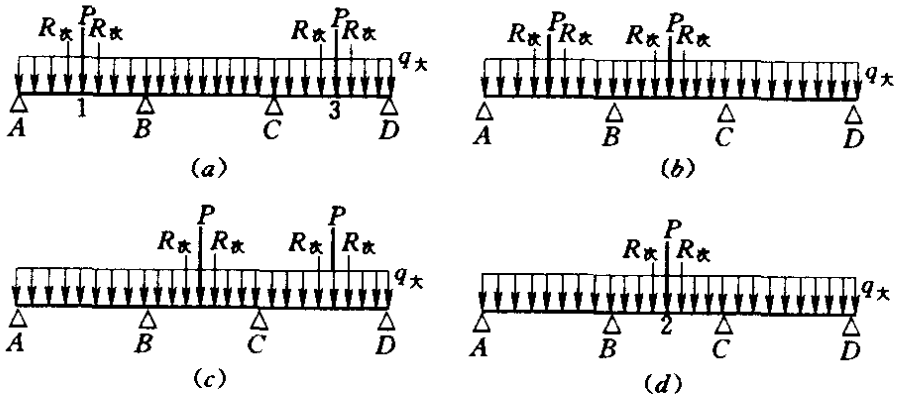


图 8-84　不同荷载组合

考虑到泵站不同的荷载组合，选取其中最不利的情况进行内力计算。根据分析，当机组全部安装并投入运行并不是最不利情

况，而不利的情况在于：①两边的机组已安装，而中间机组未安装，如图 8-84（a），此时 1 及 3 处产生最大正弯矩。②相邻两台机组已安装，如图 8-84（b），此时，在 B 处或如图 8-84（c）的 C 处产生最大负弯矩。③仅中间的机组安装，如图 8-84（d），在 2 处产生最大正弯矩。④同时考虑两端固结情况，如图 8-85（a）及（b），在 A 及 D 处产生最大负弯矩。

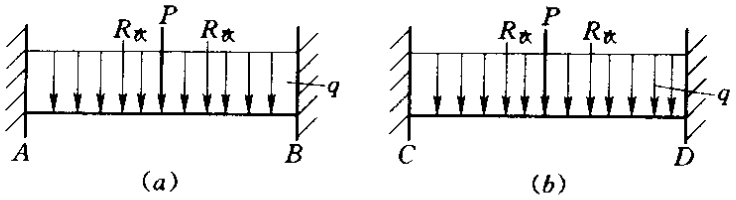


图 8-85　大梁两端固结的计算简图

根据前述分析可以找到其规律，即计算某跨最大正弯矩时，该跨应作用集中荷载，其余每隔一跨作用集中荷载。计算某支座最大负弯矩及支座剪力时，该支座相邻两跨作用集中荷载，其余每隔一跨作用集中荷载。

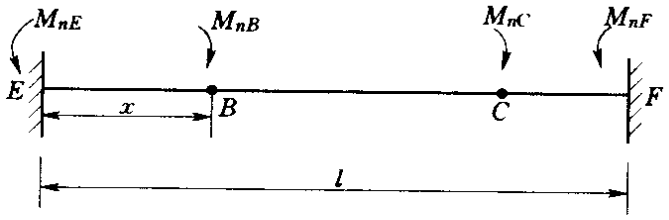


图 8-86　大梁抗扭校核计算简图

b. 抗扭校核。大梁支座断面处受扭矩作用，校核是否需要设置附加钢箍及纵向钢筋，以单跨大梁 EF 为例，计算简图及作用的扭矩如图 8-86 所示。公式如下：

$$M_{nC} = M_{nB} = M_{支} + Q_{支} \times \frac{b}{2} \tag{8-72}$$

$$M_{nE} = \sum \frac{M_i(l - x)}{l} \tag{8-73}$$

$$M_{nF} = \sum \frac{M_{ir}}{l} \tag{8-74}$$

式中：$M_{支}$ 为次梁支座弯矩，kN·m；$Q_{支}$ 为次梁支座反力，kN·m；b 为大梁断面宽度，m；M_i 为指 M_{nB}及 M_{nC}；l 为大梁的计算跨度，m；x 为 M_{nB}及 M_{nC}作用点里支座 E 处的距离。

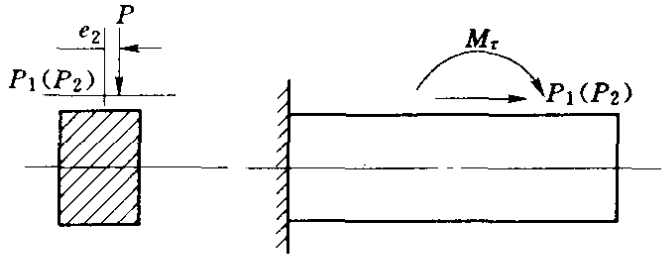


图 8-87　悬臂牛腿扭矩计算图

对于电动机的水平扭矩产生的水平力 P_1 或 P_2，如果采用井字支承梁系，则对次梁及大梁均不会产生扭曲变形。但是，对于悬臂牛腿可视为悬臂短梁，将产生扭矩，如图 8-87 所示。若此时集中力 P 又有偏心，则扭矩 M_T 按下式计算。

$$M_T = P_1(\text{或 } P_2)e_1 + Pe_2 \tag{8-75}$$

式中：P_1（或 P_2）为水平推力，kN；P 为集中荷载，kN；e_1 为梁高的一半，m；e_2 为偏心距，m。

根据扭矩 M_T 即可校核截面尺寸，并进行抗扭钢筋的计算。

c. 斜截面强度计算。因支座处切力最大，须计算支座的最大主拉应力，如果主拉应力可由混凝土承担，则不必计算弯起钢筋，此时弯筋及钢箍均按构造要求选配，否则，要根据计算数值配置。

（3）动力计算。

动力计算的目的是校核支承梁系在机组强迫振动下，是否发生水平及垂直方向的共振，以及进行垂直及水平方向的振幅验算。

1）共振校核。

a. 自振频率。

①垂直自振频率。梁系振动可作为一个自由度的结构，按无阻尼情况下的振动问题来进行研究。垂直自振频率 n_{01}按下式计算：

$$n_{01} = \frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{Y}} = \frac{30}{\sqrt{Y}} \quad (\text{次/min}) \tag{8-76}$$

式中：Y 为结构在荷载作用下的垂直变位，通常按两端固结跨中受集中荷载计算：$Y=\frac{Pl^3}{192EJ}$（cm）；P 为在梁上的全部集中荷载（不考虑动力系数），kN；l 为计算跨度；E 为混凝土的弹性模量，kPa；J 为矩形截面惯性矩，cm^4。

②水平自振频率

$$n_{02}=\frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{G_2\delta_2}}=\frac{30}{\sqrt{G_2\delta_2}} \tag{8-77}$$

式中：G_2 为集中在梁上的当量荷载，kN，$G_2=P+0.35W$（W 为单跨梁自重）；δ_2 为梁上作用单位荷载时的水平变位，若 $P=1$kN，按两端固定，梁受集中荷载作用，则 $\delta_2=\frac{l^3}{192EJ}$（cm）。

b. 强迫振动频率。

①由于机组转子的不平衡而产生的水平振动，即由于安装时轴线不对中，或转子制造质量不均匀的缘故。可以认为水平强迫振动频率 n_1 就是电动机额定转数即 $n_1=n$。

②当水由导叶体倒流入水泵叶轮时，引起的垂直方向的强迫振动频率 n_2。

$$n_2=\frac{nX_1X_2}{a} \tag{8-78}$$

式中：X_1 为导叶体叶片数；X_2 为水泵叶轮叶片数；a 为 X_1、X_2 两数的最大公约数。

c. 共振校核。

①垂直方向：若 $n_2<n_{02}$，且 $\frac{n_{02}-n_2}{n_{02}}$（%）$>$（20%～30%），则认为不会产生共振。

②水平方向：$n_1<n_{01}$，且 $\frac{n_{01}-n_1}{n_{01}}$（%）$>$（20%～30%），则认为不会产生共振。

2）振幅验算。根据一个自由度的结构，考虑阻尼的振动方程式而求得。

a. 垂直振幅 A_1：

$$A_1 = \frac{P_1}{\frac{G_1}{g}\sqrt{(\lambda_1^2 - \omega_1^2)^2 + 0.2\lambda_1^2\omega_1^2}} \quad (\text{mm}) \qquad (8\text{-}79)$$

式中：P_1 为作用于梁上的动荷载（指推力轴承荷载，但不考虑动力系数），kN；G_1 为梁自重及其上的总荷载，kN；λ_1 为垂直振动的自振圆频率，即 2π 秒内的振动次数。$\lambda = 2\pi n_{01}/60 = 0.104 n_{01}$ (1/s)；ω_1 为垂直强迫振动圆频率，$\omega_1 = 2\pi n_2/60 = 0.104 n_2$。

$A_1 \leqslant 0.1 \sim 0.15$mm。

b. 水平振幅 A_2：

$$A_2 = \frac{P_2}{\frac{G_2}{g}\sqrt{(\lambda_2^2 - \omega_2^2)^2 + 0.2\lambda_2^2\omega_2^2}} \quad (\text{mm}) \qquad (8\text{-}80)$$

式中：P_2 为作用在梁上的水平振动荷载，kN，即离心力 $P_2 = em_1\omega_2$；λ_2 为 2π 秒内梁的水平振动的自振圆频率，1/s，$\lambda_2 = 0.104 n_{02}$；ω_2 为水平强迫振动圆频率，1/s，$\omega_2 = 0.104 n_1$；e 为转动部分的质量中心与转动部分中心的偏差，由制造及安装精度确定，当 $n \leqslant 750$r/min 时，$e = 0.035 \sim 0.08$cm；m_1 为转动部分的质量，$m_1 = \omega_1/g$；G_2 为电机转子加轴重量；$A_2 \leqslant 0.15 \sim 0.20$mm。

第五节 泵船及泵车

泵船和泵车属于移动式泵房。在水源水位变幅较大、建固定式泵站投资大、工期长、施工困难的场合建站时，应优先考虑泵船及泵车等移动式泵房。因为它具有较大的灵活性和适应性，没有构造复杂的水下建筑物，所以施工期短，收效快，投资少，但运行管理比固定泵站复杂。为了简化运行管理，近年来出现了斜拉自耦式潜水电泵装置，从而扩大了移动式泵房的适应范围。

一、泵船

（一）适应条件

泵船是以船为泵房，将水泵和电动机等设备安装在泵船上。泵船可以随水源的水位涨落而升降，其主要适应条件如下：

（1）河面较宽，有足够水深，水流较平稳，洪水期不会漫坡，枯水也不会出现浅滩。

（2）河床稳定，岸边有较适宜的坡度。

（3）在通航及放筏的河道中，泵船与主航道应保持一定距离，防止撞击泵船。

（4）应避开大回流区，以免大量漂浮物聚集在进水口，影响进水。

（5）为了便于泵船定期检修，应考虑附近有作为检修场地的平坦河岸。

（二）船体材料及内部布置

1. 船体材料

泵船船体材料有木材、钢材和钢丝网水泥等。木船建造初期投资少、施工快，各地均可建造。但存在强度低、易腐烂、防火效果差、使用期短、养护费用大、耗用木材多等缺点。因而近期修造的泵船多为钢船和钢丝网水泥船。

钢船建造费用较贵，耗用钢材较多，但没有木船的缺点，强度高，使用年限长，维修养护好的钢船可以使用几十年。

钢丝网水泥船具有强度高、耐久性好、节省钢材和木材、造船施工技术不复杂、维修费用少、重心低、稳定性好、使用年限长等优点，因此近年来广为采用。

船身的形状和尺寸系根据最大排水量条件设计的。主要设计方法和设计原则，应按内河航运船舶的设计规定进行，有关结构设计一般由专门的船舶设计部门进行或参照有关定型设计选用。下面只讨论关于拟定船体尺寸的有关问题。

2. 设备布置

泵船的平面布置，主要包括设备间和船首、船尾等部分，设备间一般可分为上承式与下承式两种。

（1）上承式（图 8-88*a*），将水泵机组安装在船甲板上面。这种布置便于安装和操作，进、出水管可铺设在甲板上。但这种布置的基础高，重心也高，稳定性差，振动大。

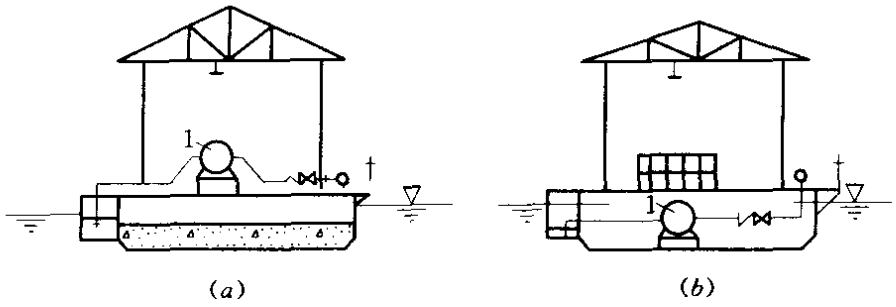


图 8-88　设备布置图

(a) 上承式布置；(b) 下承式布置

1—水泵机组

(2) 下承式 (图 8-88b)，将水泵机组安装在船舱底骨架上，所以重心低，稳定性好，振动小。但管理、操作和通风条件较差，同时，因吸水管穿过船舷，故仅适用于钢结构船体。

船的首尾甲板上，应根据泵船的锚固和移位的方法以及操作要求，布置绞盘，系缆桩，导缆钳等设施，见图 8-89。船首、尾的长度，视安全操作的需要而定，一般可采用 2～3m。

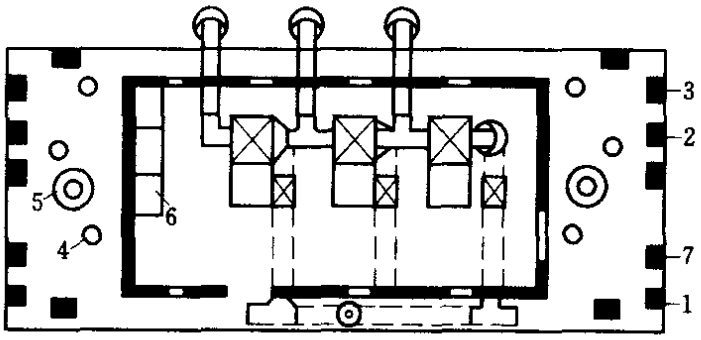


图 8-89　泵船平面布置

1—钢缆套；2—系缆桩；3—导缆钳；4—导链孔；

5—绞盘；6—开关柜；7—锚链

(三) 管道及活动接头

管道除了泵船上的水泵进出水管以外，还有联络管和岸上输水管。联络管是船上水泵出水管与岸上输水管的连接管。联络管有阶梯式、摇臂式和钢引桥三种连接方式，见图 8-90、图 8-91、图 8-92。联络管的两端分别与水泵出水管和岸上输水管相接，其接头形式有球形接头、套筒旋转接头和橡胶管接三种。

1. 活动接头

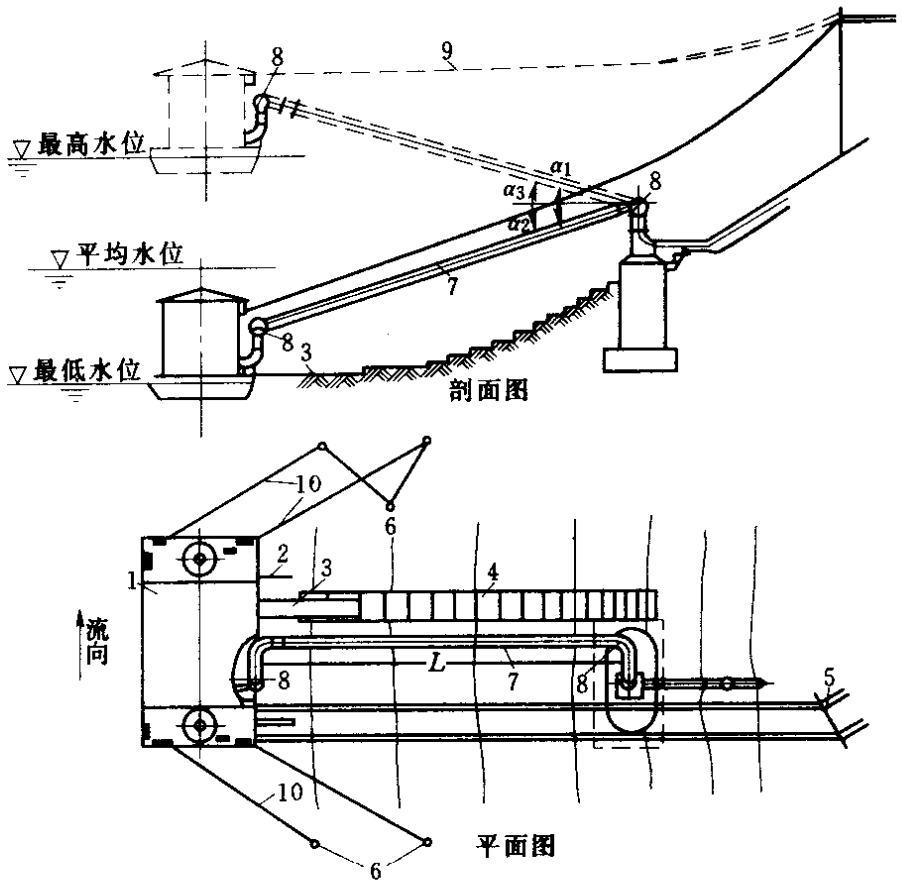


图 8-90　泵船摇臂式布置

1—泵船；2—撑杆；3—跳板；4—阶梯；5—电杆；6—系缆桩；
7—摇臂联络管；8—活动接头；9—电缆；10—锚缆

活动接头是船的关键部件，它必须满足转动灵活和密封好不漏水的要求。

(1) 球形万向接头。如图 8-93 所示，它是由球心、压盖和外壳三零件组成。填料用油麻盘根或橡胶绳。使用时将压盖螺栓旋好，使其松紧适度，即可达到灵活不漏水的要求。ϕ400mm 以下的采用铸铁制造，ϕ600mm 的用铸钢制造。因几个零件要求较高的同心度，故加工较复杂。这种接头的最大允许转角 22°，一般使用 11°～15°，工作压力可达 0.98MPa。

(2) 套筒旋转接头。如图 8-94 所示，这种接头制造比较简单，用钢板卷焊。由于它只能在一个平面上旋转，为了适应泵船在三个方面移动摇摆的需要，必须由几个套筒接头组合成摇臂式联络管。在使用套筒接头时，必须注意各接头受力均匀，防止扭曲变

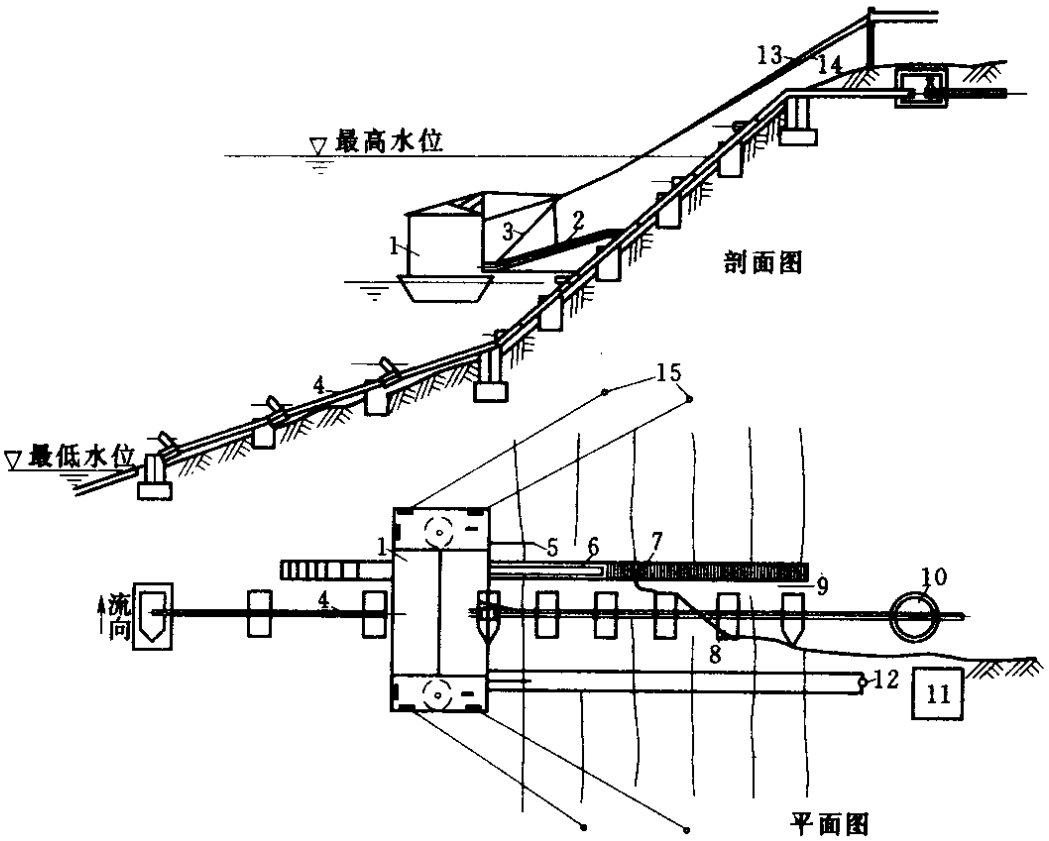


图 8-91　泵船阶梯式布置

1—泵船；2—联络管；3—吊杆；4—输水斜管；
5—撑杆；6—跳板；7—阶梯；8—操作平台；
9—主墩；10—转换井；11—变电室；12—电杆；
13—动力线；14—电话线；15—系缆桩

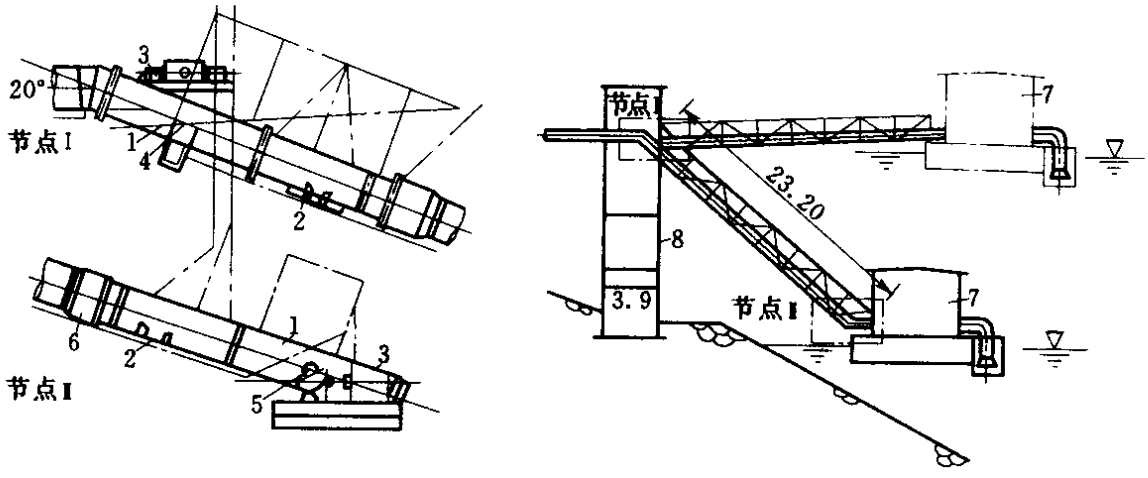


图 8-92　泵船钢引桥式布置

1—橡胶软管；2—活动支架；3—弹簧设备；
4—悬挂结构；5—钢球接头；6—伸缩节；
7—泵船；8—岸边支架

形，为此要合理组合其安装位置。此外，还要保证接头的加工质量，合理选择填料，在运行中用机油防腐润滑，避免失灵。目前已经使用的套筒接头为200～700mm，用8～12mm厚的钢板卷焊。工作压力0.4～0.9MPa。

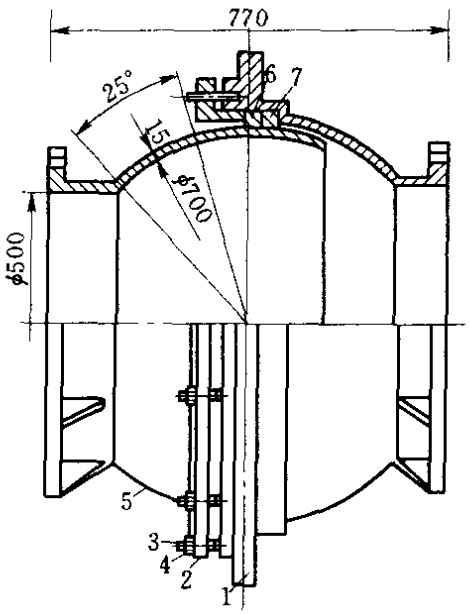


图 8-93　球形万向接头

1—承口法兰；2—填料压盖法兰；3—螺栓；4—螺母；5—插口；6、7—橡皮圈（尺寸单位：mm）

（3）橡胶管接头。如图8-95，将橡胶管套在钢制管上，短管带法兰盘，以便于钢管连接。由于胶管弹性较好，故使用灵活、操作方便；缺点是胶管价格较贵，易老化开裂。这种接头适用于阶梯式布置和钢引桥布置。一般多用于小管径管道连接，最大管径为600mm。此种接头使用寿命一般为2～3年，在使用中应避免受扭曲、受拉、受磨，维护好者可以延长使用期限。

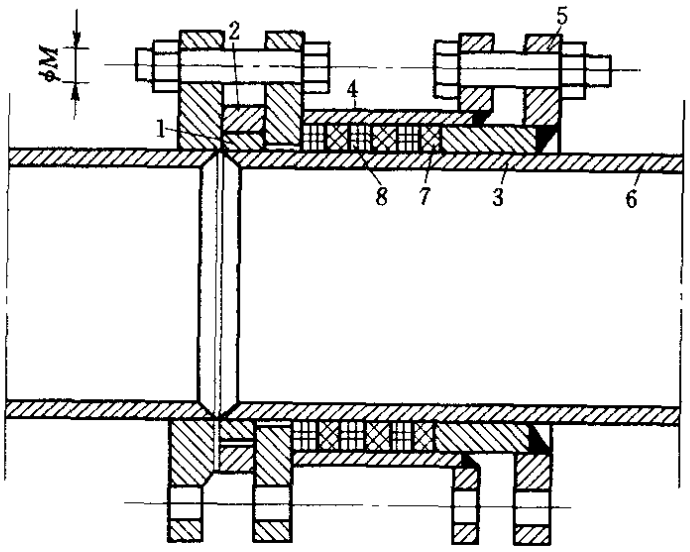


图 8-94　套筒接头

1—橡皮垫圈；2—挡圈；3—短管；4—套管；5—法兰盘；6—钢管；7—方橡皮盘根；8—牛油石棉盘根

2. 联络管

(1) 连接形式

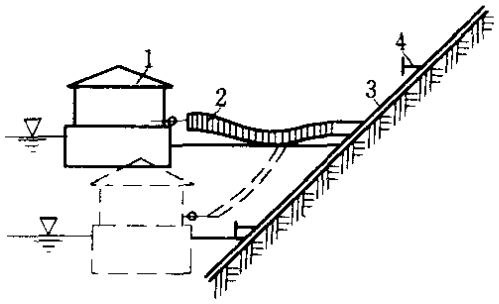


图 8-95 橡胶联络管阶梯式连接

1—泵船；2—橡胶联络管；3—输水斜管；4—阶梯式接口

1) 带球形接头和套筒接头的钢联络管。在钢联络管的两端各有一个球形活动接头或套筒接头，一端与水泵的出水管连接，一端与输水斜管连接。连接的方式一般为阶梯式或摇臂式。钢管较重，不利于泵船平衡和移位操作，因而管径不能过大，长度宜小。在我国西南地区的某些河段，水位变速较大，最大的可达 2m/h，联络管的管径用ϕ100～250mm，最大到 350mm。而武汉地区的长江、汉江水位变速较小，最大 1.2m/d，联络管的管径可达 600 mm，一般管长在 20 m 以下。

2)摇臂式钢联络管。如图 8-96 所示，是摇臂式联络管的一种，它是由五个套筒接头和一个联络直管组合而成。在船上有三个套筒接头，在岸边支墩上有两个套筒接头，这样就可以达到在三相活动的目的。但因其受力不均、填料易损、接头漏水，因而在生产上又有改进，改由七个套筒接头组合而成。这种联络管的主要优点是：管路对称安装，解决了因悬臂而产生的扭曲力，结构受力比较均匀。

摇臂式联络管和球形接头联络管相比较，它的最大优点是不因水位的涨落而拆装接头，可以连续供水、方便管理；在洪水期间，船体可作水平移动，使能靠近岸边便于锚固。其缺点是由于套筒接头多，转动摩擦力大、易漏水。

目前摇臂式联络管都采用一级一船一管，适应水位变幅约 18～20m。在洪、枯水位之间，摇臂联络管轴线的夹角，一般在 60°左右，最大不超过 70°。在流速急湍、水位变速大的河流上采用较小角度比较安全。岸边活动接头的中心高程应高出正常水位，并使洪水期时联络管的上涨角 α_1 略小于枯水期的下降角 α_2，平时有较多的机会在下降角情况下工作。

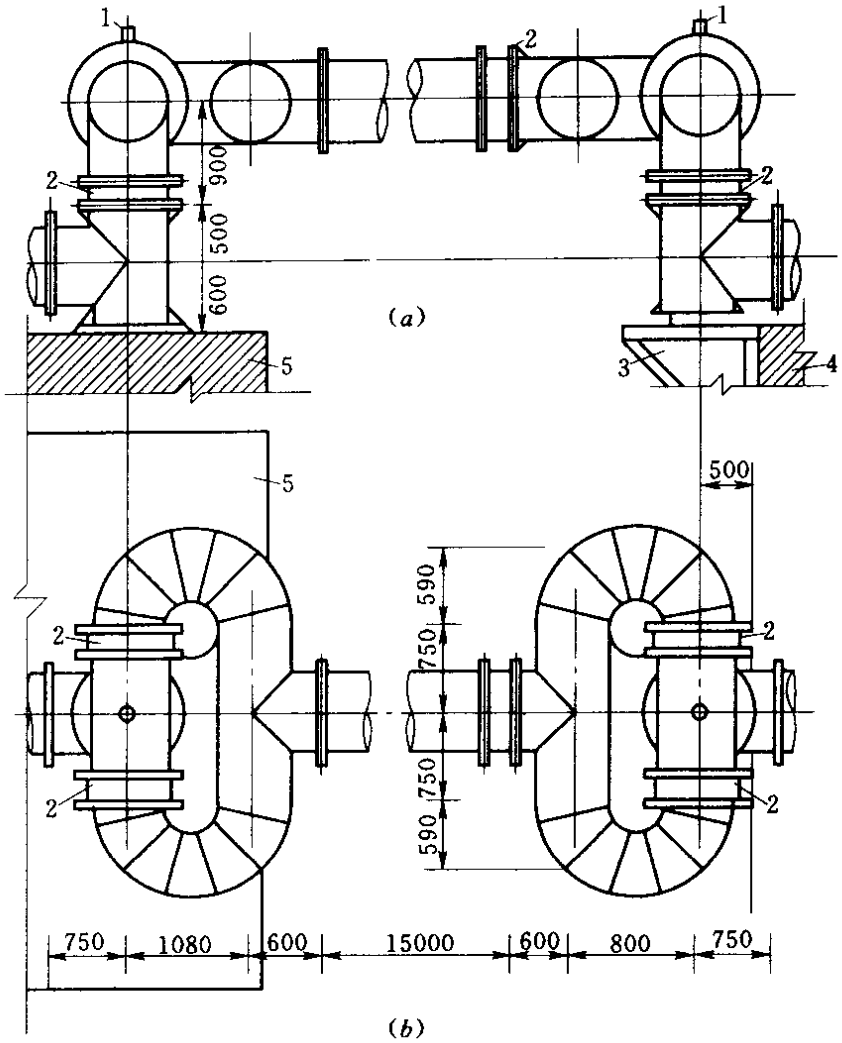


图 8-96　橡胶联络管阶梯式连接

(a) 立面图；(b) 平面图（尺寸单位：mm）

1—双口排气阀；2—套筒旋转接头；3—支架；

4—泵船；5—河岸支墩

3）装在钢引桥上的橡胶接头钢联络管。将钢联络管两端用带法兰盘的橡胶软管连接，固定在钢结构的引桥上，而钢引桥两端，一端是用岸边高出洪水的支墩或框架上的悬挂结构进行连接，另一端位于泵船侧面的球形支座上，并在球形支座上装有能受拉、受压两套弹簧以缓冲泵船受风浪造成离岸或靠岸移动的影响（图 8-92）。这种形式适用于取水量较大，河水流速较急，河岸较陡的情况。其特点是不需更换接头，即可适应泵船的移动和升降；岸上接头在最高水位以上，引桥兼作交通桥，因而操作管理方便。但引桥用钢材较多是其缺点。

目前已经使用的有一船一引桥和一船二引桥。每个引桥上有1～3根联络管，橡胶管接头的直径ϕ600mm、长3m，联络管的长度可根据需要而定。

（2）联络管的长度及强度。联络管的长度与活动接头的有效转角、联络管的连接方式、河岸坡度、泵船可能产生的最大倾角、吸水管伸入水中的深度及管子的挠度有关。球形万向接头阶梯式联络管的长度一般为6～12m；套筒接头摇臂式联络管，按水位最大变幅决定联络管的长度，一般为20m左右，其最大挠度不得大于$\frac{L}{200}$～$\frac{L}{300}$。

联络管管壁，加强筋及法兰接口等处的强度应按下列荷载进行校核：①充满水体的管道重量；②动水压力；③工作桥检修设备及人群的重量；④由于动水压力、风压及荷载等作用可能产生的管道拉应力或推力；⑤由于活动接头内部摩擦阻力引起的管道上的弯矩（一般等于管道本身弯矩的0.15倍）。

如管道的刚度、挠度不符合要求时，须进行加固或缩短管长。以上所述是对钢管而言。橡胶联络管有的过长也需加固。

3. 输水斜管

输水斜管是指下接联络管，上接岸上输水系统的管道。

（1）斜管的敷设坡度。这是选择泵船位置的重要条件之一。对一般阶梯式接头，岸坡角度以20°～30°左右为宜。对于摇臂式接头，岸坡角度可以大些，以便缩短联络管的长度。管道坡度随岸坡而定，可以一个坡度，也可有转角。当岸坡比较规则、地质条件较好时，可将斜管沿地面敷设。当岸坡不太规则，可设支墩，将管道固定在支墩上，管旁应设置阶梯或走道板，以便检修操作。

（2）斜管上叉管的布置。应根据水位的变速及河岸的坡度来定。叉管分布不必均匀，一般在洪水期水位变速大、河岸坡度陡时，叉管垂直间距可大些。应保证运行水位在两个叉管之间以最大变速变化所用的时间大于拆装一次的时间。枯水期水位变速小，河岸坡度缓，则叉管间距可小些。一般0.6～2.0m的高差布置一

个叉管。最高和最低的叉管应能满足最高水位和最低水位时的取水要求，每个泵船设一根斜管，如果一站有两根以上斜管，叉管应错开布置，以便交替拆换接头。

（3）闸阀布置。斜管较长时，可在中水位及洪水位附近各设闸阀一个，以减少泄水及更换接头的时间。

（四）电器及附属设备

除以上所述外，泵船还有一些附属设备，如供配电设备，起吊设备和系留设备等。现仅就适应泵船特点的设备简述如下。

1. 供电、配电设备

当前供电方式有三种：架空线路、架空电缆和电缆沿摇臂联络管架设。

架空线路的特点是随着水位的改变拆换线路，利用人力绞盘收放电线。这种方式适用于泵船水泵机组较小，泵船靠近岸边，水位涨落速度小于 1m/h 的情况。

架空电缆是利用起重机械收放电缆，改变电缆长度，以适应水位的涨落。在岸坡较陡，泵船靠岸近，水位变幅较大的情况下可选用。

电缆沿联络管的架设适用于摇臂式和引桥式联络管，运行方便，维护简单，为多数较大的泵船采用。

供电变压器设置在最高洪水位以上的岸边，有专门的配电房，向各泵船供电，各泵船都有单独的配电系统，以便移船时，仍能继续供水。

2. 起吊设备

起吊设备在拆换接头时，用于起吊联络管。运行的方式有：在泵船上设扒杆，在跳船上设扒杆，在斜管叉管接头处设扒杆。前两种适用于较小的联络管，水位变速较大的场合；后一种适用于管径较大，水位变速较小的情况。

3. 系留设备

为了便于泵船的停泊和移位，需要选择适当的锚固方式和锚固设备。应根据停泊位置的地形河流状况，航运要求，及气象条

件等因素来确定。系留方式有：岸边系留；船首尾抛锚与岸边系留结合；船首尾抛锚，增设角锚与岸边系留相结合。

关于锚固设备，可参阅有关书籍选用。

另外，还应有照明、通讯设备、船体防护设备以及水位报警设备等。

（五）稳定要求及验算

1. 船体设计要求

（1）排水量。排水量包括计算排水量和富裕排水量。富裕排水量系考虑在计算泵船全部静力时，所采用的公称重量与实际重量之差，以及为调整平衡而需增加的压舱重物等未能预计的排水量部分。一般情况下，富裕排水量约为计算排水量的20%～50%。

（2）船体主要尺寸。长宽比一般宜为2∶1～3∶1，吃水深宜在0.5～1.0m间，船体深以1.2～1.5m为宜，并考虑当最大横倾时尚有0.3～0.5m的干舷。为了防波浪冲击，干舷应采用0.6～1.2m。船宽应根据设备平面布置确定，一般应大于4m，以6m左右为宜。

（3）船在横倾与正浮状态下通过浮心且垂直于船面的垂直线的交点即其稳心，稳心至重心的距离即稳心高度。泵船的稳心高度愈高，复原力矩愈大，稳定性也愈好。一般取泵船的稳心高度为1～7m（以2～5m为宜）。为了取得适宜的稳心高度，船宽与吃水深之比宜采用8∶1～12∶1。

（4）为了确保泵船的安全，防止沉船事故，应在船舱中设立密隔舱。

2. 泵船稳定性标准的一般要求

（1）在不增加荷重（平衡水箱、压载物）的情况下，通过设备布置务使泵船在正常运行时维持平衡。

（2）仅验算正浮状态和横倾时稳定性。

（3）为保证安全运转，在风压作用下移动时横倾角应该小于7°。风压产生的最大横倾力矩，应小于船体的复原力矩。

（4）泵船在设备和管道安装过程中，应进行平衡验算。否则

应采取平衡措施。

3. 泵船的静力平衡及稳性验算

（1）浮力计算。

1）泵船的总荷载：

$$P = K(P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5) \tag{8-81}$$

式中：P 为总荷载，kN；K 为风浪及水泵运行时，动荷载的安全系数。一般采用 1.2～1.5；P_1 为泵船船体重量，kN；P_2 为设备及材料重量，kN；P_3 为水重。包括水管、水泵、真空泵系统、平衡水箱及船体内的积水（按积水深 0.1m 计）等重量，kN；P_4 为活荷重，kN；P_5 为锚链的垂直分力，kN。

2）船体的浮力：

$$P_A = \varphi LBH \tag{8-82}$$

式中：P_A 为船体的浮力，kN；φ 为排水系数，采用 0.8～0.95；L 为泵船水面线处的长度，m；B 为泵船水面线处的宽度，m；H 为吃水深度，m。

保证泵船不沉需要满足 $P_A \geqslant P$ 的条件。

考虑富裕排水量时，则 $P_A =$（1.2～1.5）P。

（2）静力平衡计算。泵船横向静力平衡，需满足：

$$\sum M_x = \sum(P_i Y_i) = 0 \tag{8-83}$$

（3）重心位置计算。

1）泵船载重时，重心在 y-y 轴上的位置（图 8-97）。

$$y_g = \frac{\sum M_x}{\sum P_i} \tag{8-84}$$

式中：y_g 为重心位置，m；$\sum M_x$ 为船体构件和设备等荷载对 x-x 轴的力矩之和，$\sum P_i$ 为船体构件和设备等荷载重量之和，kN。

2）泵船载重时，重心在 z-z 轴上的位置（图 8-97）。

$$Z_g = \frac{\sum(P_i Z_i)}{\sum P_i} \tag{8-85}$$

式中：Z_i 为船体构件、设备等荷载之重心至船底的距离。

（4）稳定性计算。

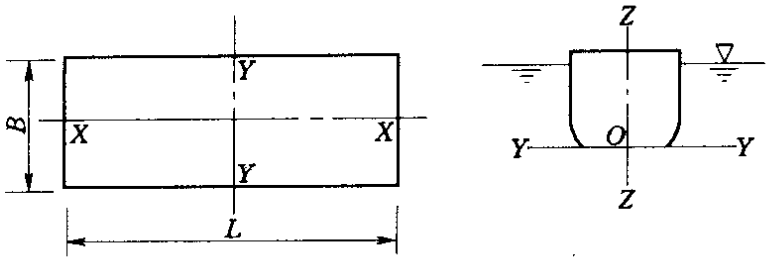


图 8-97　平衡计算图

1）风压作用下泵船最大倾侧力矩：

$$M_1 = 0.001PSZ \tag{8-86}$$

$$Z = Z_n - a_1H_1 - a_2Z_g \tag{8-87}$$

式中：P 为承风面积上的单位风压力，kPa；S 为船在水线以上的承风面积，m^2；Z 为风压动力作用时的倾侧力臂，以船底为基准线，m；Z_n 为承风面积中心离船底的高度（用求平面形状重心坐标的方法）；H_1 为实际水线时的平均吃水深度，m；a_1、a_2 为影响 Z 值的系数，查表 8-13。

表 8-13　　**a_1、a_2 值**

B/H_1	2.5	3	4	5	6	7	8	≥10
a_1	0.23	0.14	−0.09	−0.39	−0.74	−1.13	−1.58	−2.32
a_2	1.16	1.01	0.92	0.85	0.78	0.73	0.69	0.67
Z_g/B	0.18	0.22	0.26	0.30	0.34	0.38	0.42	0.46

计算风力倾侧力矩时，风向取垂直于正浮时的泵船纵向中剖面。在泵船整个倾侧过程取 M_1 为定值。

2）风压作用下泵船的横倾角：

$$\theta = \frac{M_2}{\frac{1}{2}Wh_m}\ （弧度） \tag{8-88}$$

$$h_m = \rho + Z_c + Z_g \tag{8-89}$$

$$Z_c = \frac{l + l}{2(2l + L)} \tag{8-90}$$

$$j_0 = \frac{1}{12}B^3L \tag{8-91}$$

式中：M_2 为泵船最小动力复原力矩，可采用 M_1 值，kN·m；W 为船体排水量（即浮力 P_A），kN；h_m 为稳心高度，即稳心至重心的距离；ρ 为稳心半径，即稳心至浮心的距离；Z_c 为浮心至船底的高度，对纵剖面为梯形者；l 为船底长度；其他符号意义同前。

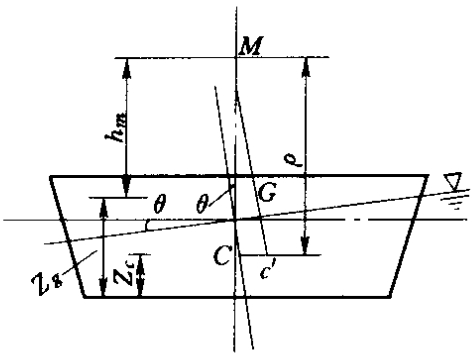


图 8-98　横倾角计算简图

M—稳心；G—重心；C—浮心

为了满足泵船的稳定要求，其横倾角应小于 7°。计算简图如图 8-98 所示。

二、泵车

（一）适应条件

泵车的突出优点是水泵机组安装在岸坡轨道上的车子内，根据水源水位的涨落，泵车靠绞车沿轨道升降，故不受河道水流冲击和风浪波动的影响，稳定性较好。但由于绞车重量的限制，泵车不可能很大，因而取水量较小。在选择泵车时应注意以下几点：

（1）水源水位变幅在 10～35m 之间，涨落速度不大于 2m/h。

（2）河岸较稳定，岸坡地质条件较好，且有适宜的倾角，一般为 10°～30°为宜。

（3）河流漂浮物较少，无浮冰，不易受漂木、浮筏、船只的撞击。

（4）河段顺直，靠近主流。

（5）取水流量小，单车流量多在 $1m^3/s$ 以下。

为了克服运行管理的不便，可以采用带自动耦合装置的斜拉式潜水电泵。这样不仅避免了运行过程频繁改变泵车位置，而且不受水源水位涨落大小的限制。

（二）坡道形式及设备布置

1. 坡道形式

坡道形式对泵车式泵站的工程投资有很大影响，应根据当地的地形和地质条件，经过技术经济比较加以选择。

水源岸边坡道若过陡，需要的牵引设备则大，过缓则会增加坡道长度。一般坡道倾角以10°～25°为宜，坡道上通常有输水斜管、轨道、电缆沟、人行道及平台，以及为了避免牵引缆车的钢丝绳与坡道摩擦用的滚筒，还有为了提供缆车安全挂钩用的挂钩座和为了拆换接头用的接管平台和设备检修平台等等。

工程上最常见的坡道基础通常有整体式，框形挡土墙式，框格式及斜桥式等。图8-99为整体式，图8-100为斜桥式。

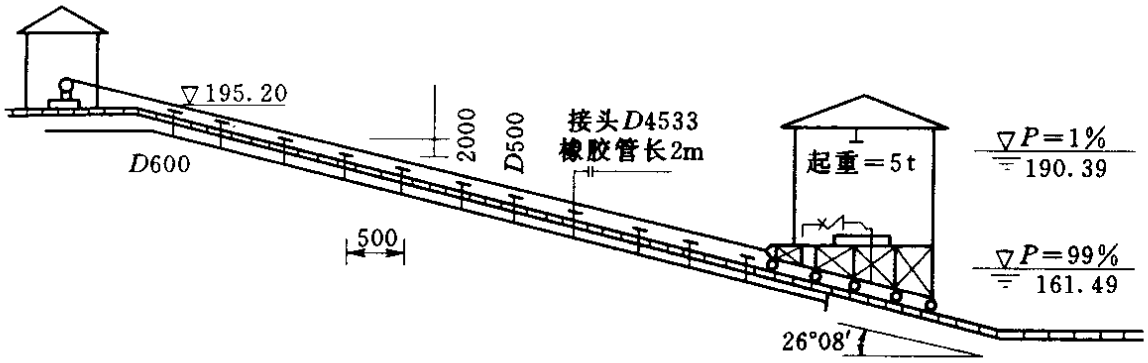


图8-99　为整体式布置

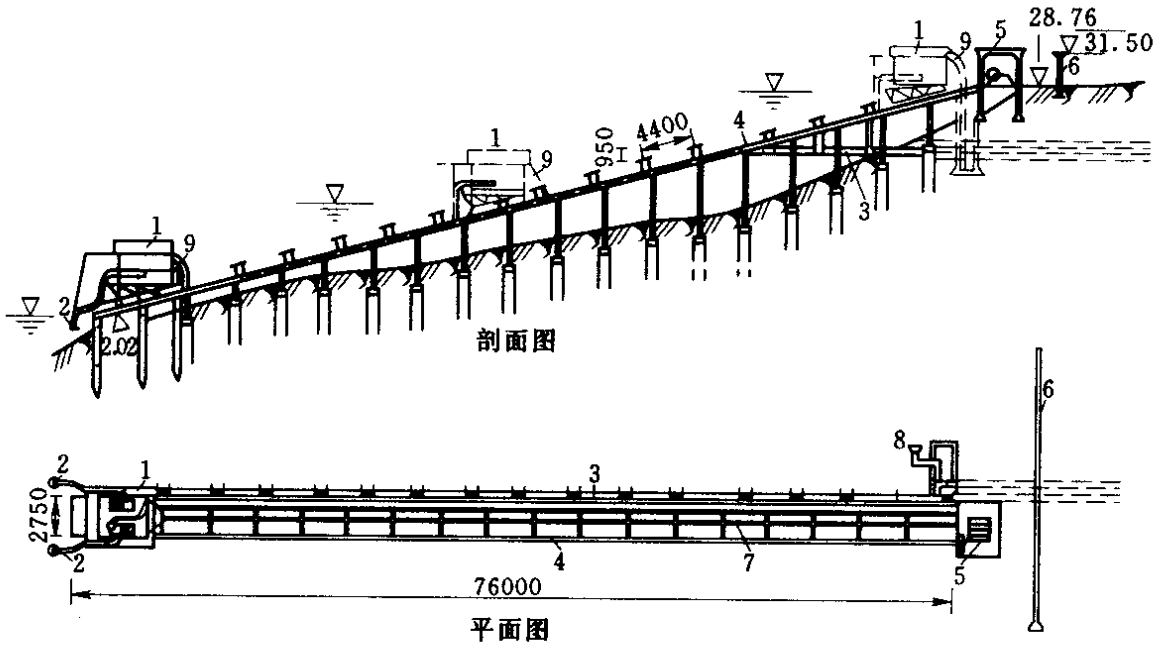


图8-100　斜桥式布置（尺寸单位：mm）

1—泵车；2—吸水管；3—输水斜管；4—斜桥；5—绞车房；6—防洪堤；7—缆绳；8—高水位进水口；9—橡胶联络管

在坡道设计中，应特别注意减小水下工程量，通常采用的措施有以下几种：

(1) 缆车吸水管的托架采用悬臂托架。

(2) 斜桥末端的钢筋混凝土纵梁采用悬臂结构。

(3) 轨道的轨枕应事先预制好，施工时在水下装配。

(4) 斜桥末端竖柱用预制钢筋混凝土桩，斜梁用型钢，水下用混凝土固结。

2. 设备布置

车体要求重量轻，稳定性好，刚度大，振动小，满足这些要求应从设备布置和结构设计两方面解决。

车体平面受到倾角、轨距、叉管高差的限制，不宜过宽过长。车体重量受到牵引设备和制动设备的限制，不宜过重。所以，车上设备布置适当紧凑，除满足行人道、安全操作的距离和经常小修所需要的场地外，还应适当压缩与车体四壁的间距。

(1)平面布置。车体内安装大型机组时，为了增加车体的稳定，应降低重心高度。为了增加车体刚度，应减小三角形桁架腹杆的长度，所以，车体在竖向可以布置成阶梯形，如图 8-101 所示。

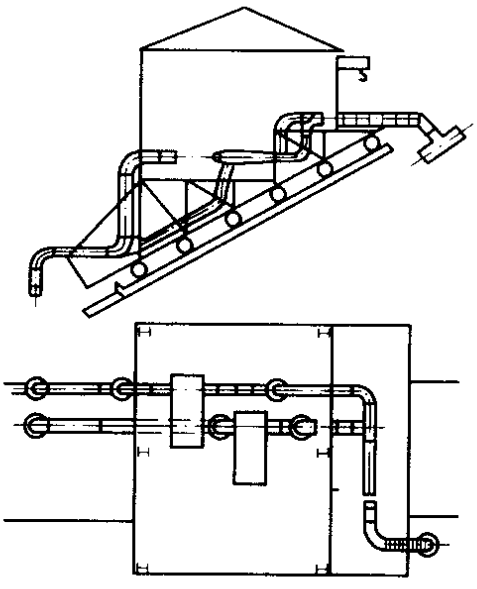


图 8-101　阶梯式布置图

在斜坡较平坦的情况下，为了便于吸水可以设置尾车，一般有悬臂平设及沿坡道斜设两种。

(2) 车高。有吊车设备者，净高采用 4.0～4.5 m；无吊车设备者，净高 2.5～3.0m。

(3) 轨距。当水泵进口直径 $d=300\sim500$mm 时，其轨距一般为 2.8～4.0m；当 $d<300$mm 时，其轨距为 1.5～2.5 m。

(4) 滚轮。有单凸缘和双凸缘两种。单凸缘滚轮在移车时容易脱轨；双凸缘工作平稳，不易脱轨。

(5) 车体外围。要有走道以便拆装管件和监视航行船只；此外还要考虑启动、通风、隔音、隔热装置和通讯、信号等设备。

（6）进出水管布置。装置在斜桥上的泵车，其吸水管应布置在车体两侧；在斜坡上的泵车，其吸水管应布置在车体的后侧。出水管在300mm以下者，多采用架空式，出水管在500mm以上者，如与人行道有干扰时，应采用下埋式。

（7）水泵机组的基座，宜采用铸铁的整体基座，当采用钢结构整体基座时，要有足够的刚度，水泵机组基座的重量应尽量直接落在轨道上。

（三）车体结构

车体由平台梁、桁架、车轨装置、联络管、保险挂钩及上层房屋结构等组成，是一个由钢构件组合而成的空间结构。其纵向为阶梯式的三角形腹系桁架，横向为矩形封闭式钢架。电动机转动时的干扰力对车体桁架的作用力是多向的。设计时，首先应保证车体桁架和底板有足够的强度、刚度和稳定性。进行强度计算时，机器动荷载可按静荷载乘上1.5～1.8的动力系数计算。稳定性应按杆件受振动荷载作用进行计算。为了防止产生振动，要控制机器运行时的干扰力频率与杆件的自然频率的差值在20%～30%以上。计算时尤其要注意直接支承机器的梁和桁架中的受压杆件。

车体在移动时两排桁架可能由于滚轮与轮道产生摩擦力的不同，或滚轮受淤泥、垃圾的阻碍而受力不均匀，因此要特别加强两桁架之间的连接刚度，以防受力不均匀而产生相对位移。

其次，应核算车架结构的振幅，当振幅超过机组机座振动最大容许振幅时，人在车内会感到不舒服，对设备也十分不利。

此外还要考虑桁架与滚轮的关系。通常每排桁架下面有2～3个滚轮，滚轮应安装在桁架节点底下。节点间距一般在1.2～1.5m左右。滚轮数目多，桁架杆件截面可以减小；但滚轮数目过多，有的滚轮可能起不到支承作用，反而对设计不利。

（四）牵引及安全设备

缆车牵引设备通常由绞车、钢丝绳、上、下滑轮组和导向轮等组成。

（1）绞车。绞车房设于岸边最高洪水位以上，位于斜坡或斜桥中心线上。牵引力在5t以上者宜采用电动装置。

（2）钢丝绳。一般采用2～3道，直径为22～31.75mm。用手动绞车时，安全系数采用6～8；用电动绞车时，采用8～10。

与泵车连结有单滑轮及双滑轮两种。使用单滑轮时，移车快，联结简单；使用双滑轮时，移车慢、连接复杂，但绞车牵引力可减小。

（3）缆车制动装置。应为电磁铁刹车或电磁铁刹车与手刹车并用的设备。泵车固定时的安全设备和泵车移动时的安全设备，通常采用安全挂钩。

（五）输水斜管及活动接头

1. 输水斜管

输水斜管沿斜坡或斜桥敷设，斜管上设置若干叉管，运转时缆车上水泵出水管即与叉管连接，斜管上端在岸上接入输水管。

输水斜管及叉管的管材一般为铸铁，管径在500mm以上者，则常用焊接钢管。斜管的安装方法视坡道形式而定。在斜桥上为架空安装；在斜坡上可以明装，也可以埋设在坡道下面。架空或明式敷设者，冬季应注意防冻。暗式敷设的缺点是容易锈蚀。

输水斜管的布置要便于移车，便于拆装活动接头，其布置方式如下：

（1）对于斜坡式坡道，两部缆车配置两条输水斜管者，有以下两种布置方式。一种是两部缆车的外侧，各放一条斜管，其优点是不增加斜坡的总宽度，斜管也不需穿越缆车房的基础；另一种是两条输水斜管放在两部缆车中间，这种布置的优点是岸上连接井布置紧凑，配件少，管理方便。

（2）对于斜桥式坡道，输水斜管一般应放在桥架外侧，但须注意输水斜管与斜桥走道一定要放在同一侧，以便移车时就近拆装接头。走道板用钢筋混凝土浇筑。

2. 活动接头

活动接头有刚性和柔性两类。刚性接头系用钢管或铸铁管直

接连接；柔性接头系在水泵出水管与叉管间加一段橡胶软管、伸缩接头、套筒等。刚性接头拆装都费时费力，操作不便，很少使用。柔性接头有一定的灵活性，使用方便。

（六）稳定平衡计算

泵车的稳定平衡包括纵向和横向平衡。

1. 纵向平衡

纵向平衡就是泵车在斜坡轨道方向（见图 8-102*a*）是稳定的。其稳定条件是包括水泵、电动机等机电设备在内的泵车重心必须在上下车轮的范围内，并有一定安全系数。纵向平衡计算式为：

$$S_B \geqslant 2KH\tan\beta \tag{8-92}$$

式中：S_B 为车轴距离；H 为重车重心距轨道面的高度；β 为坡道倾角；K 为安全系数，大于 1。

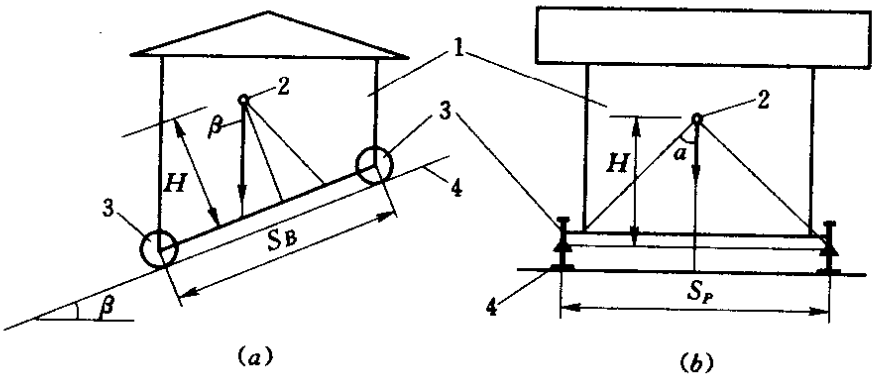


图 8-102　泵车平衡计算图

1—泵车；2—重心；3—车轮；4—轨道

2. 横向平衡

横向平衡就是泵车在轨道两侧方向（见图 8-102*b*）是稳定的。其稳定条件是包括水泵、电动机等机电设备在内的泵车重心必须在两侧车轮的范围内，并有一定安全系数。纵向平衡计算式为：

$$\tan\alpha = \frac{S_P}{2H} \tag{8-93}$$

式中：S_P 为车轮距离；H 为重车重心距轨道面的高度；α 为车轨横向垂直轴线和空车中心与钢轨及车轮切点联线的夹角，根据实际资料，考虑安全因素，α 应大于 22°，在特殊情况下为 16°～18°。

由此可见，泵车的纵向和横向稳定均与泵车的重心高度有密切关系。尽可能地降低泵车重心高度是缩短泵车长度和宽度，缩小轨道间距，节省工程投资的重要途径。当根据泵车布置不能满足上述纵向或横向平衡条件时，则应该调整泵车纵向轮轴距离或车轮横向距离（轨道间距）。

三、斜拉自耦式潜水电泵装置

如上所述，在水源水位变化幅度大的情况下，虽然采用泵船和泵车可以减少工程投资和加快施工进度，但也给运行管理带来诸多不便。为了避免在运行期间频繁地更换联络管与输水斜管的接头，简化运行管理程序，随着水泵技术水平的不断提高，近年来不少人提出了用潜水电泵取代常规的水泵和电动机的装置形式。最初出现的斜拉式潜水电泵装置是将潜水电泵固定安装在输水斜管的末端，在运行中不管水源水位如何变化，均无须改变潜水电泵的位置，免去了频繁更换接头的工作，大大减轻了劳动强度。但是，一旦潜水电泵机组出现故障需要检修时，必须连同输水斜管一起将潜水电泵满满拉起。从而降低了供水装置的可靠性。这种原始的斜拉式潜水电泵装置只能用于小型的临时性抽水装置。为了同时解决方便运行管理和提高安全可靠性，作者提出了斜拉自耦式潜水电泵装置，并获国家专利。在此介绍该装置的基本原理和关键技术。

（一）装置工作原理

潜水电泵的形式很多，各种形式都可以安装在泵车上。图 8-103 为立式蜗壳离心（或混流）泵的斜拉自耦式潜水电泵装置。图 8-103（a）中的弯管 19 与出水弯管 8 处于耦合状态。这时，泵车前轮 3 与限位块 4 接触，泵车不能向下滑动。同时，固定在泵车横杆上的挂钩 17 正好与定位杆 15 扣上，泵车也不能向上脱开轨道面。在这种情况下，在潜水电泵重量 G 与横杆 18 形成的力矩 GL_1 作用下，耦合面 7 被压紧，机组可以开机运行。

当机组因故障或保养需要将潜水电泵吊出水面时，首先将缆绳 12 拉紧，潜水电泵绕横杆 18 顺时针方向旋转，耦合面分开。当

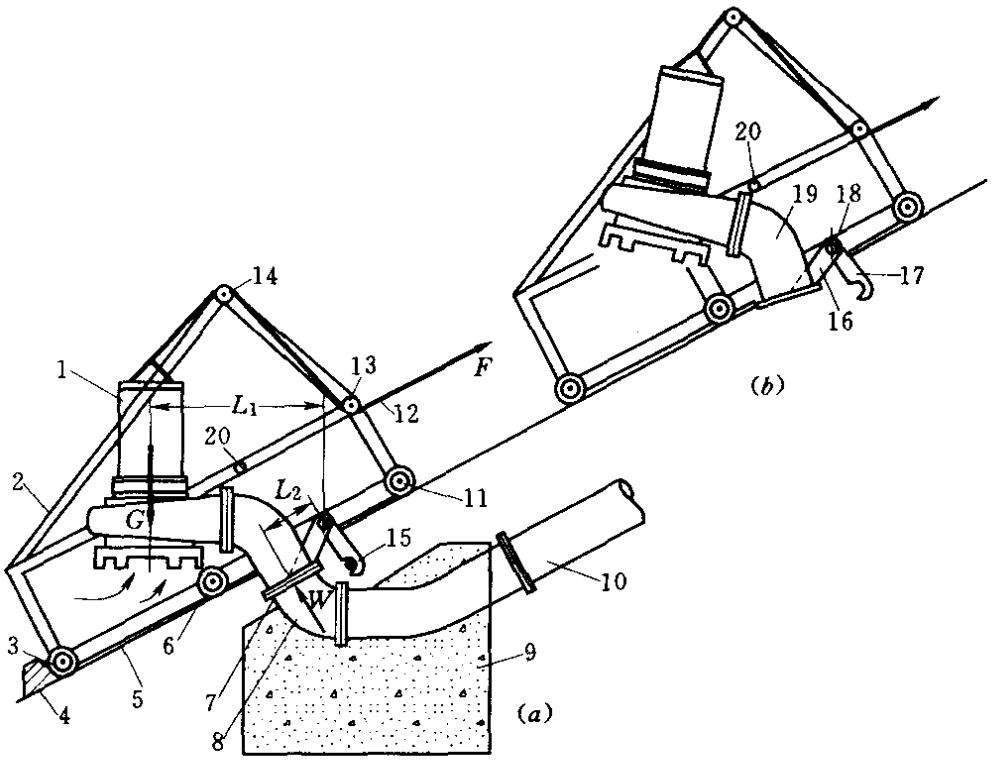


图 8-103　斜拉自耦式立式蜗壳潜水电泵装置

1—立式蜗壳潜水电泵；2—泵车；3、6、11—车轮；4—限位块；5—轨道面；7—耦合面；8—弯管；9—镇墩；10—出水管(输水斜管)；12—缆绳；13、14—换向滑轮；15—定位杆；16—摇臂；17—挂钩；18—横杆；19—弯管；20—限位杆

潜水电泵与限位杆 20 接触时，潜水电泵停止转动。继续开启绞车缆绳时，泵车连同潜水电泵一起将沿轨道向上滑动。图 8-103 (*b*) 为泵车在坡面轨道上滑行时的状态。由此可见，本装置用一根缆绳就可以完成牵引泵车和安装拆卸潜水电泵的任务。

利用同样的耦合原理，还可以设计出斜式和立式导叶式轴流泵和混流潜水电泵的斜拉自耦装置。其中图 8-104 为斜轴导叶式潜水电泵自耦装置，图 8-105 为立轴导叶式潜水电泵自耦装置。

(二) 耦合面的密封

耦合面的密封止水效果不仅与作用力矩有关，而且与密封形式有关。通常，因为制造加工和安装等原因，耦合面的密封止水效果受到影响。为此，采用了图 8-106 所示的密封装置。“O”形橡胶密封圈安装在弯管 1 的法兰面上，这样有利于密封圈的更换和维护。为了使密封圈能固定在法兰面上，可以采用承插结构，并

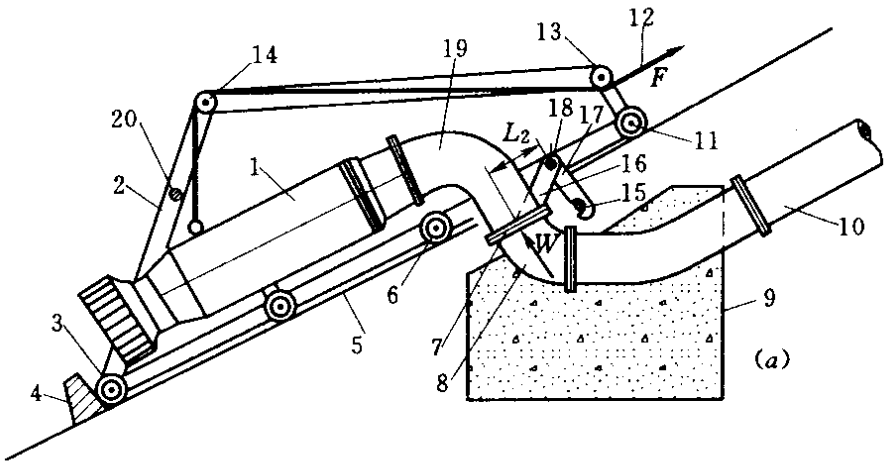


图 8-104　斜轴导叶式潜水电泵的斜拉自耦式装置

（编号注释见图 8-103）

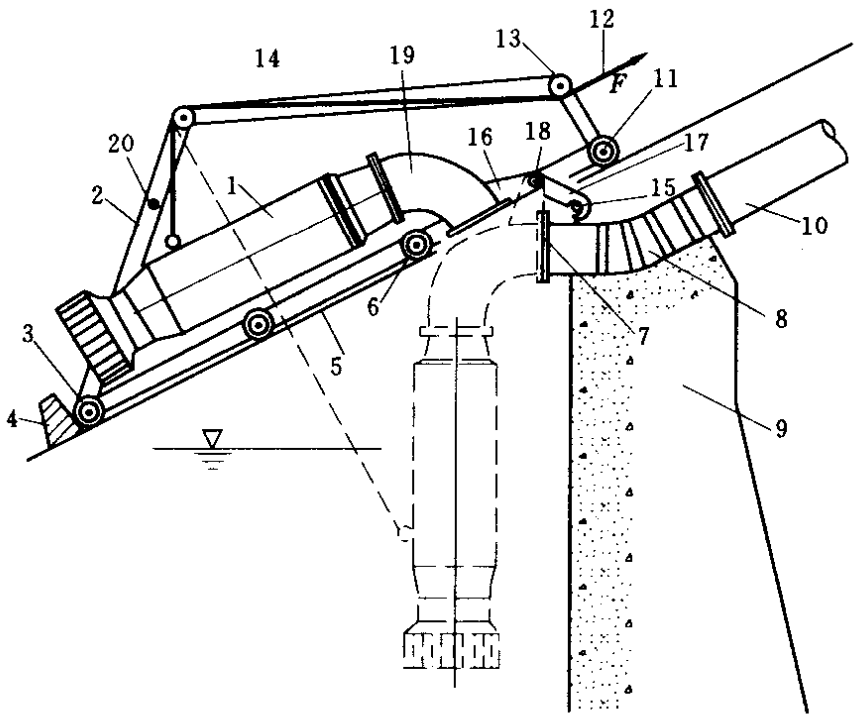


图 8-105　立轴导叶式潜水电泵的斜拉自耦式装置

（编号注释见图 8-103）

在法兰面的密封圈处做成槽沟形，使密封圈不会滑动。

（三）稳定平衡问题

根据力矩平衡原理，如图 8-103（a）所示，作用在耦合面上的力矩有反时针方向的 GL_1 和顺时针方向的 WL_2。只有当 GL_1 大于 WL_2 时，耦合面才能被压紧。虽然对于一定口径的潜水电泵而言，随着扬程的增高其重量 G 有所增加，但出口的压力 W 也随之

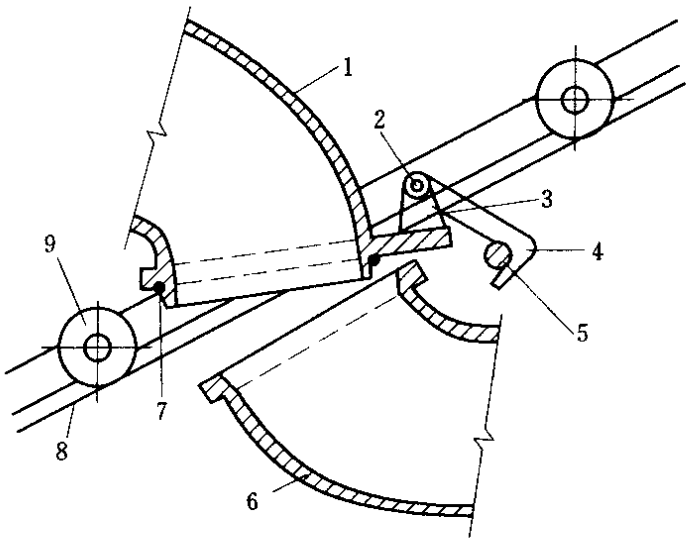


图 8-106　耦合面的密封形式

1—水泵侧弯管；2—横杆；3—摇臂；4—挂钩；5—定位杆；6—出水管侧弯管；7—橡胶密封圈；8—轨道面；9—车轮

增高。在扬程增高的情况下如果不能满足平衡条件，则可按下式计算力臂 L_1 的长度：

$$L_1 = K\frac{WL_2}{G} \tag{8-94}$$

式中：K 为大于 1 的安全系数，其余符号见图 8-103（a）。

当条件不能得到满足时，可以通过加长水泵出口接管的办法来满足 L_1 的要求。

第九章　进出水建筑物

泵站的进出水建筑物包括进水建筑物和出水建筑物。进水建筑物一般有前池、进水池等。但对于从河流取水的泵站，除泵房直接从水源中取水外，进水建筑物还应包括取水头部、引水管（涵）或引水渠、集水井等。出水建筑物一般为出水池。进出水建筑物是泵站与水源和输水系统衔接的重要部分。

对于水源水位、主流位置、含沙量等经常发生变化的取水泵站，为了安全可靠地获取足够的符合要求的水质，需要设置满足要求的取水建筑物。例如，取水头部应确保在运行期间取水的安全可靠性。引水管涵或引水渠道应确保足够的水量从水源输送到泵站的前池和进水池。有时为了防止泵站被淹需要建防洪闸，为了便于交通，需要在引渠上架设桥梁等。这些建筑物不仅影响泵站的安全和运行管理，而且也影响工程投资。因此，进水建筑物的规划设计应该引起足够重视。

第一节　取水管渠

本节除从水源至泵站前池的取水管道或引渠外，还包括取水头部。

一、取水头部

当河流的主流距岸边较远，泵房又不可能直接建于主流当中的场合，常常需要在主流河床中设置取水头部，以保证泵站在各种运行工况下都能提取水质良好的足够水量。取水头部除位置选择特别重要外，如何防止泥沙、各种漂浮物以及水生物滋长等原因引起取水头部的堵塞也是十分重要的。

取水头部的形式很多，应该根据水源的水文、地质、施工、航

运以及含沙量和漂浮物等具体情况确定。

（一）管式取水头部

管式取水头部一般采用钢管结构，具有构造简单、造价较低、施工方便等优点。常用于水质较好的中小型取水工程。管式取水头部按其外形分为喇叭管式和莲蓬头式两种。

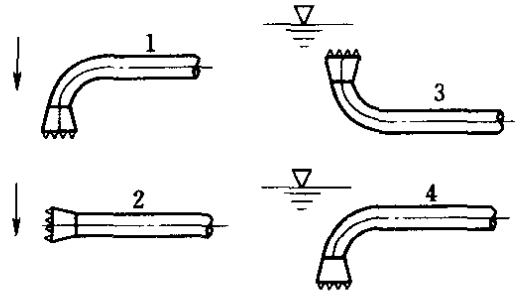


图 9-1　管式取水头部

1—顺水流式；2—水平式；3—垂直水流向上式；4—垂直水流向下式

图 9-1 为喇叭管式取水头部的几种形式。在泥沙和漂浮物较多的河流比较适宜。但因为水流在头部下游端产生旋涡和回流，有可能使部分已流向下游的漂浮物重新吸入取水头部。水平式（图 9-1 中的 1、2）主要用于河床较浅、纵坡较小的河流。垂直向上式（图 9-1 中的 3）一般用于河床较陡、河水较深、冰凌和漂浮物较少而推移质泥沙较多的河流。垂直向下式（图 9-1 中的 4）主要用于直吸式取水泵房，河流中的漂浮物较多而推移质泥沙较少的场合。

图 9-2 是莲蓬式取水头部。一般用于中小型取水工程。这种形式在漂浮物和青苔较多的河流中容易堵塞。因此，这种进水头部的流速不宜太大，而且应有良好的反冲或清洗装置。如重庆某水厂采用了图 9-2 所示的取水头部，孔眼直径为 8～10mm，堵塞系数比其他形式小，故采用了三个莲蓬头，为了保证不被堵塞，增设了反冲洗装置。

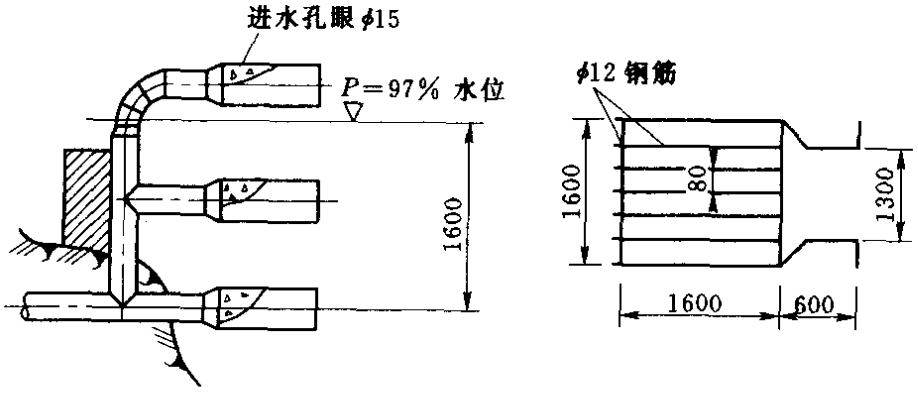


图 9-2　莲蓬式取水头部

（二）蘑菇式取水头部

图 9-3 是蘑菇式取水头部。水流是从帽盖底下曲折流入的。因为这种形式要求的淹没深度最小，故泥沙和悬浮物不容易进入引水管道。又因为其头部高度较大，故适合于枯水期仍有较大水深的中小型取水工程。根据试验资料，蘑菇式的进草量比喇叭管式减少 50%以上。但实际上未达到预期效果。

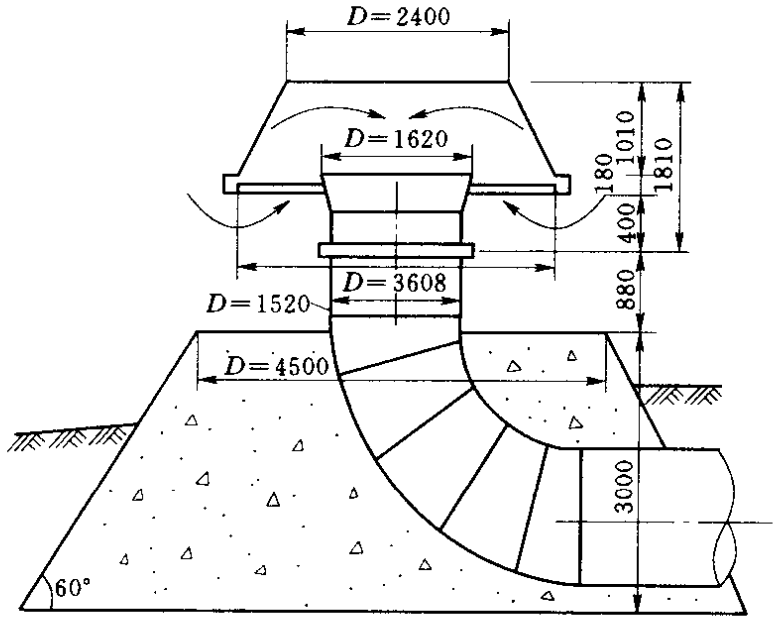


图 9-3　蘑菇式取水头部

（三）鱼罩式取水头部

鱼罩式取水头部是一种改进的莲蓬头式，筒身及其尾部圆锥头部钻有圆孔，具有外形圆滑，水流阻力小等优点。由于进水流速小于河流流速，漂浮物不易吸附在罩面上。这种取水头部适合于中小型取水工程。图 9-4 为某电厂采用的鱼形罩式取水头部。圆柱直径为 1.2m，圆锥夹角 $\alpha=90°$，用 8mm 钢板制作。整个圆柱和圆锥罩上钻有直径为 13mm 圆孔，孔中心距为 25mm。设计进水流量为 $612m^3/h$，孔眼流速为 0.46m/s，小于河水流速。运行时对减少杂草堵塞有一定效果，但仍难以彻底免除堵塞。因此需要设置反冲系统，堵塞后仍需要潜水员下水用钢丝刷清堵。

（四）箱式取水头部

用钢筋混凝土制成箱子，安置在河底。水流从周围的格栅或

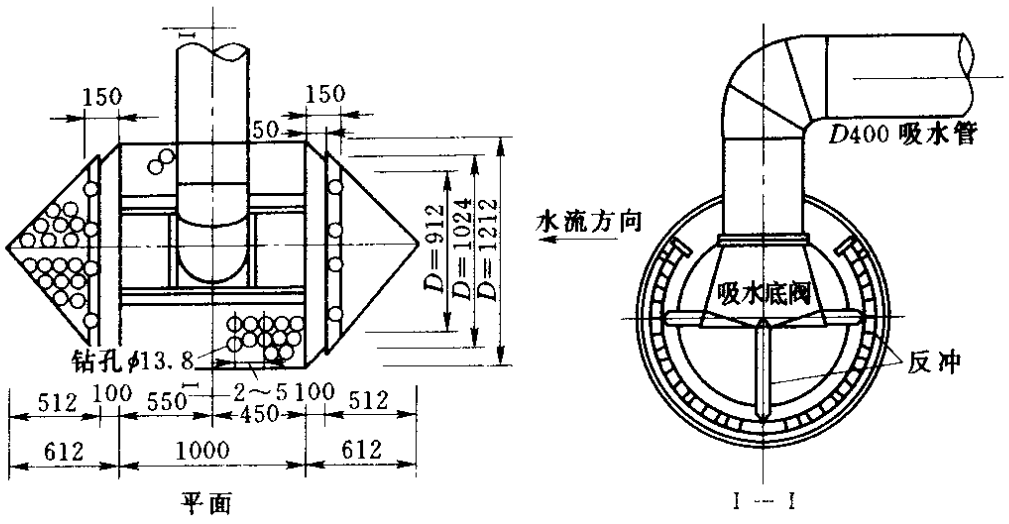


图 9-4　鱼罩式取水头部

条缝进水，喇叭管设在箱内，如图 9-5 所示。箱体形状有圆形、棱形、矩形、沉船形等。根据施工条件，箱体可做成整体浮运下沉，或分成几部分在水下拼装。这种取水头部常用于非软弱地基和中等流速的半山区和平原地区的河流。

图 9-5 为圆形箱式取水头部，一般由三节装配而成。四周或顶部设进水窗口，窗口处设格栅，常采用吊装就位，然后上下夹牢的施工方法。制作施工比较简单。

棱形箱式取水头部（图 9-6）多为两面进水，一般分成三节预制，水下拼装。在中南地区含沙量较少的河流上采用较多。如湖南某化工厂取用长江水，采用棱形箱式取水头部，伸入江心约 340m，投产后运行效果良好。

矩形箱式取水头部如图 9-7 所示。为了减少水下施工量，全部构件可以预制，底板为四块预制的钢筋混凝土板，用 150mm 铸铁管作支柱，格栅的竖条为 12mm 的圆钢，横条为∠60mm×60mm×6mm 的角钢，间距约 30mm。这种取水条件较差，杂草进入较多。

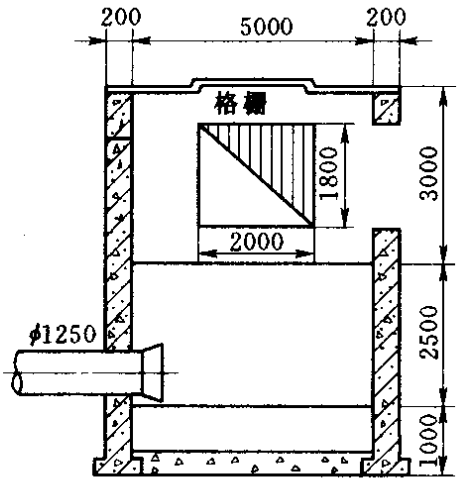


图 9-5　圆形箱式取水头部

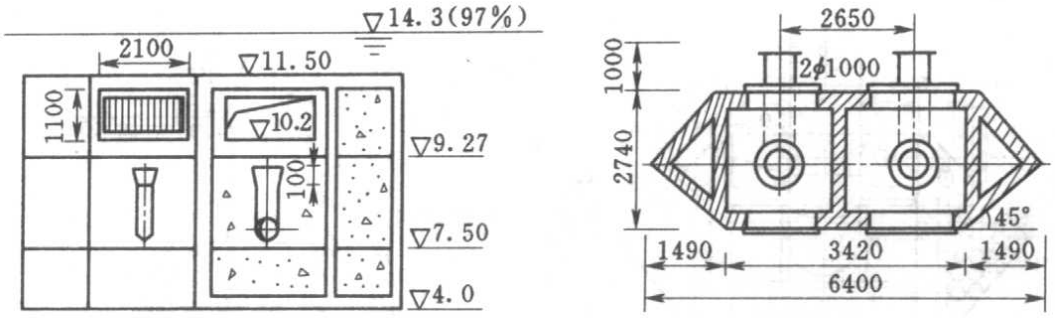


图 9-6　棱形箱式取水头部

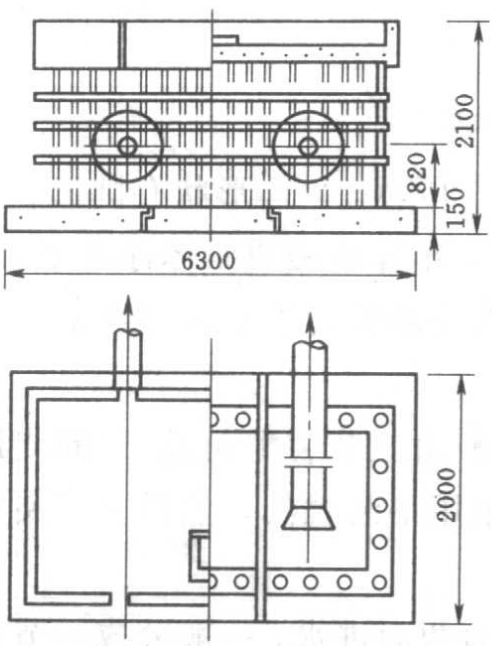


图 9-7　矩形箱式取水头部

图 9-8 为沉船式取水头部，一般采用双层钢丝网水泥船形结构。船体虽然较大，但呈流线形，对水流影响不大。因自重小、吃水浅，可采用浮运沉放法施工。沉船式比钢筋混凝土沉箱可省去拖船和浮吊设备。具有设备简单、投资省、施工方便等优点。可节省材料和施工费用约 40%～50%，吉林松花江上采用较多。吉林某水厂采用了图 9-8 的取水头部形式，取水量为 17 万 m^3/d，取水头部长 27.5m，宽 5.0m，投产后运行效果良好。

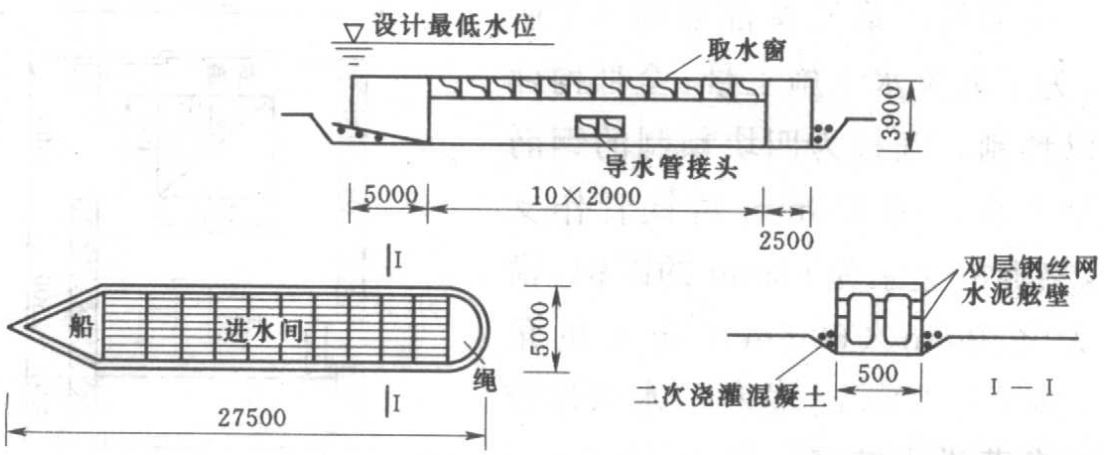


图 9-8　沉船式取水头部

（五）桥墩式取水头部

桥墩式取水头部迎水面做成流线形，基础埋入河床，稳定性较好。由于局部冲刷，泥沙不易淤积，能保持一定的取水深度。适合于取水量大、河水流速较大和水深较浅的河流。图 9-9 为四川渡口某厂采用的椭圆形桥墩式取水头部。内外部均为钢壳体，中间浇灌混凝土实体压重，取水头部周围的河床回填大卵石，以防局部冲刷。其中，底部为锅底形，顶部为盖板，上部的侧面为格栅。桥墩式取水头部根据其顶部是否露出水面分为淹没式、半淹没式和非淹没式三种，后者在工程中很少使用。图 9-10 为淹没桥墩式取水头部。先用钢板将喇叭管和外壳焊好，整体在水上吊装定位，然后再浇混凝土。这种形式使用多年，效果良好。图 9-11 为半淹没桥墩式取水头部。在低水位时上部结构露出水面，便于检修清理。高水位（特别是汛期含沙量大）时，可以利用上层进水，减少泥沙进入。某钢厂采用了这种形式，每个取水头部的取水量达 22.75m^3/s。用中格隔墙分为两格，每格顺进水方向又用闸门和胸墙分隔成两部分。平面尺寸长 13m，宽 7m。进水窗口底坎至顶板高度为 10m。采用单面进水形式，设置了两层进水窗口，下层窗口底标高为 5.0m，窗顶标高为 7.6m；上层窗口底部标高为 11.0m，窗顶标高为 13.6m。当河水位高于 13.6m 时，水流从上层窗口进入；当水位低于 11.0m 时水流从下层窗口进水。为了控制平板闸门的开度，设有油压装置，即使在淹没条件下也能通过

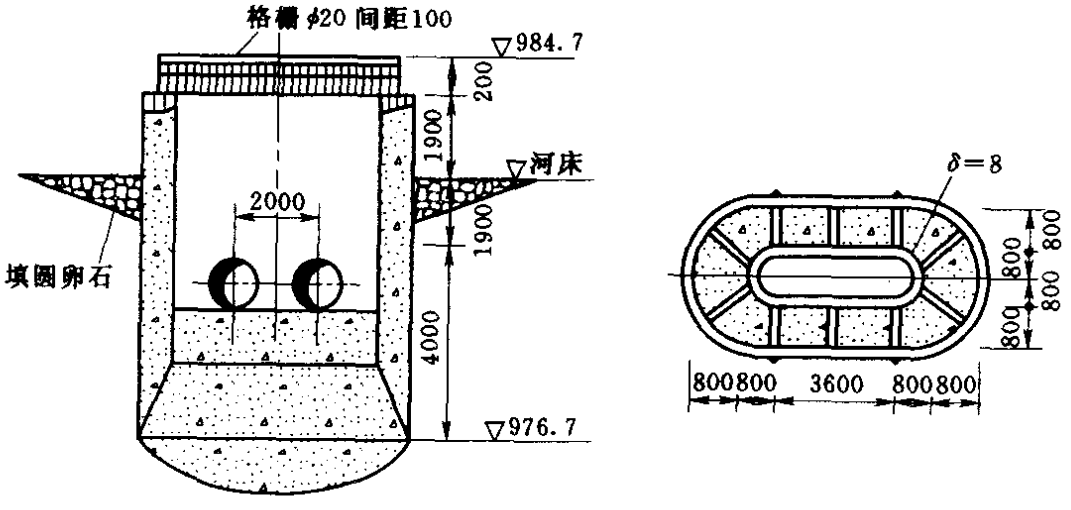


图 9-9　椭圆形桥墩式取水头部

遥控系统进行控制。

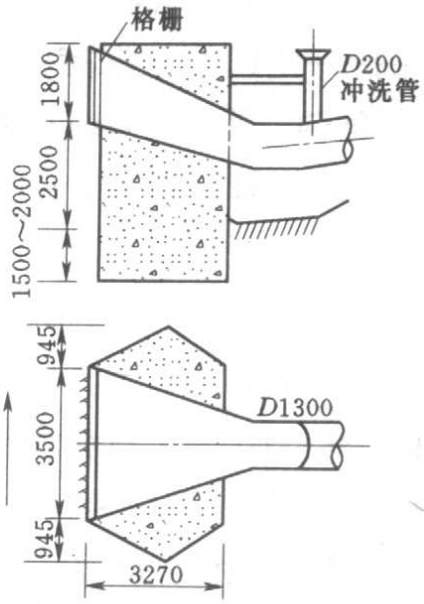


图 9-10　淹没桥墩式取水头部

（六）岸边隧洞式取水头部

对于主流近岸，岸坡较陡且为基岩的河段取水时可采用岸边隧洞式取水头部。施工时可采用隧洞掘进施工法，在挖掘到接近水边时，预留一定厚度的岩石（称为岩塞），最后采用爆破法一次炸除预留的岩塞形成取水口，从而可以减少大量的水下施工，具有节省投资、施工方便的优点。图 9-12 为某电厂的岸边隧洞式喇叭口形取水头部。

（七）框架式取水头部

这种取水头部（见图 9-13）是用框架支承取水头部和引水管道的重量。钻孔桩可用于各种地基，但应考虑水深和流速的影响。由于桩柱为透空式结构，阻力面积小，

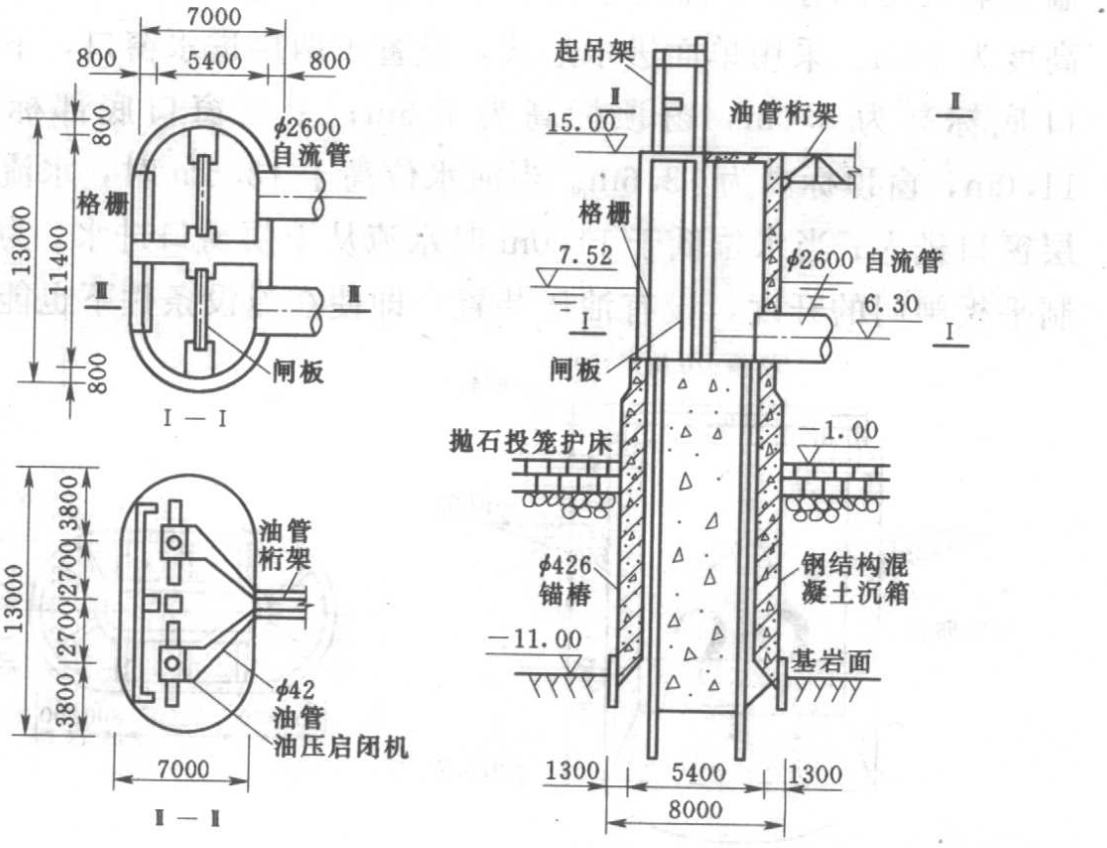


图 9-11　半淹没桥墩式取水头部

可用栈台法沉桩，可省去水下土石方。桩柱一般采用钢筋混凝土桩、木柱或内填混凝土的钢管桩。

为了防止冲刷，通常在周围河床用抛石护底。为了防止漂浮物进入取水头部，框架周围可用竹篱笆围护。框架式取水头部适于流速较小，水位变幅不大，河床地质条件便于打桩的平原河流。长江下游采用这种形式较多。

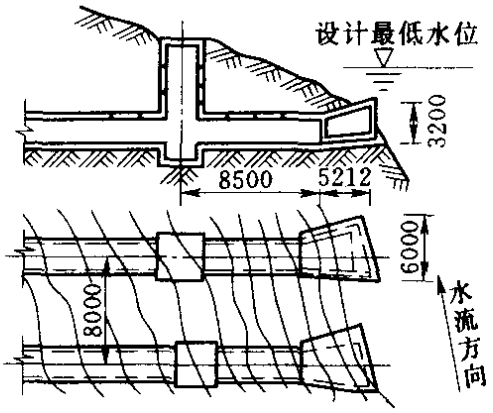


图 9-12　岸边隧洞式取水头部

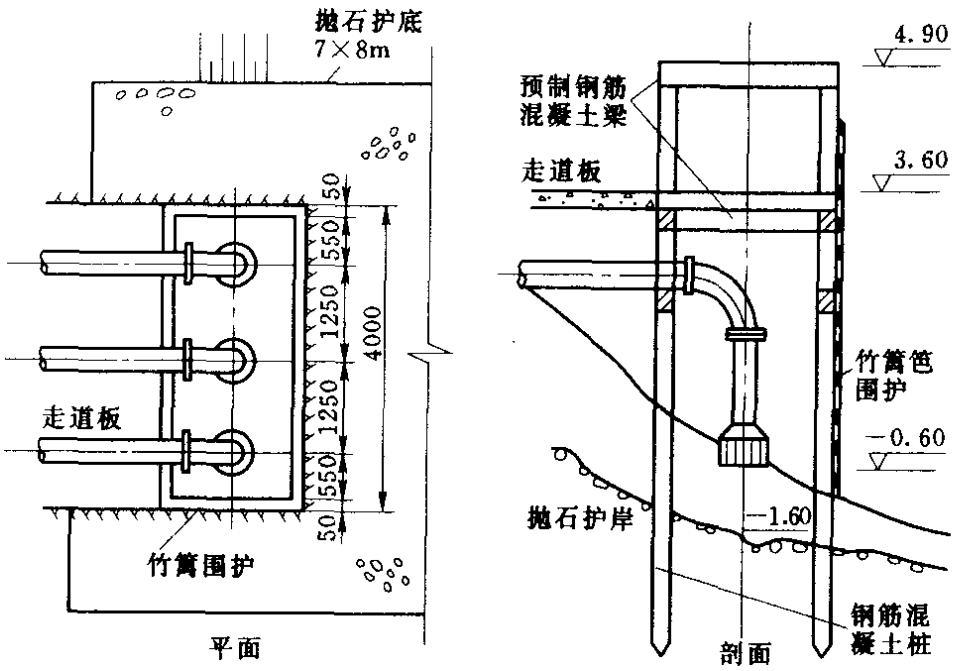


图 9-13　框架式取水头部

（八）斜板（管）式取水头部

图 9-14 是四川某厂设在长江凹岸的取水构筑物，是我国第一个斜板式取水头部。这种取水头部是利用层流原理，在其内部设置许多间隔较小的平行斜板，倾角为 45°或 60°。由于取水头部的断面较大，流速较小，含沙量较大的水流通过时，粒径较大的泥沙沉淀在斜板上，然后顺着斜板自动下滑，落入江中并随水流冲走。因此，斜板式取水头部可以起到预沉泥沙的作用，具有较好

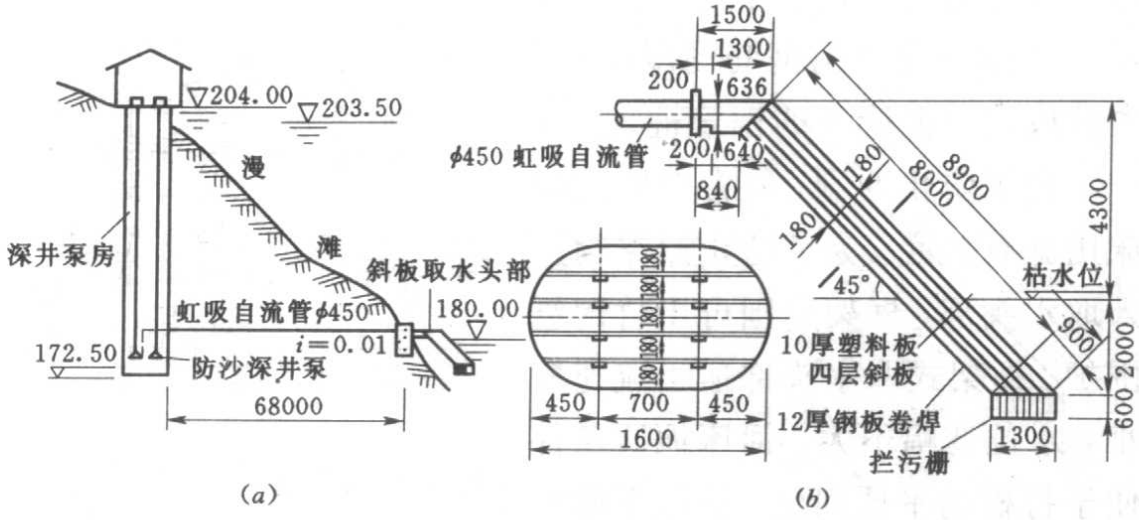


图 9-14　斜板式取水头部

的除沙效果。

（九）活动式取水头部

活动式取水头部的进水口可以随水位的涨落而升降。适合于从枯水期水深较浅，洪水期河床推移质泥沙较多的河流中取水的中小型取水工程。

图 9-15 是软管式的取水头部。软管一端接入钢制叉管三通，并焊接在取水喇叭管的支座上。另一端接进水头部，并与浮筒相连。利用浮力将取水头部吊起。从而起到防止洪水期间大量泥沙进入引水管道。

图 9-16 是一种伸缩式的取水头部。进水喇叭口向上。喇叭口外有一个可以伸缩的活动罩。为了防止漂浮物进入，在活动罩的上部设有格栅。用钢丝绳把活动罩和钢浮筒连接起来。随着水位涨落可以使进水口位置发生改变。这种形式的取水头部一般适用于枯水位水深大于 1m，取水头部处河床流速为 0.2～0.5m/s 的场合。

摇臂式取水头部(图 9-17)也是一种活动取水头部形式。在引水管前端有一个转动套筒。套筒上安有一个 90°摇臂管取水头，并用绳索与钢浮筒连接，随着水位变化，钢浮筒位置也相应变化，因此取水头部也随水位而转动。为了不使套筒处受力，可用尼龙绳穿过摇臂管法兰上的孔眼固定在支墩上。这样可使摇臂转动灵活。

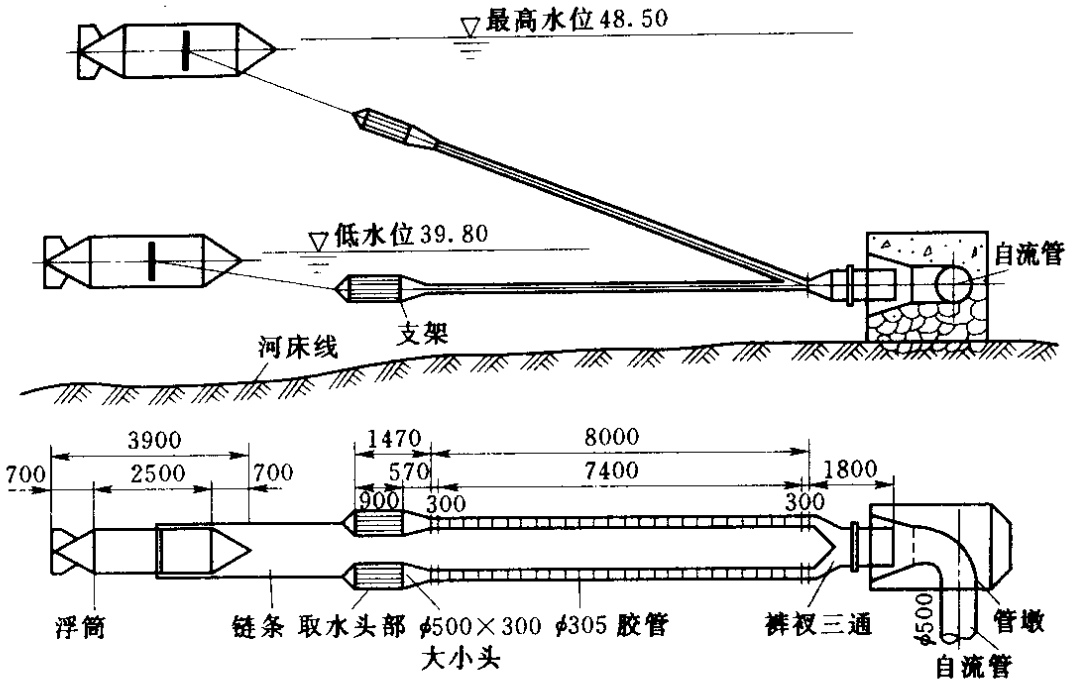


图 9-15　软管式取水头部

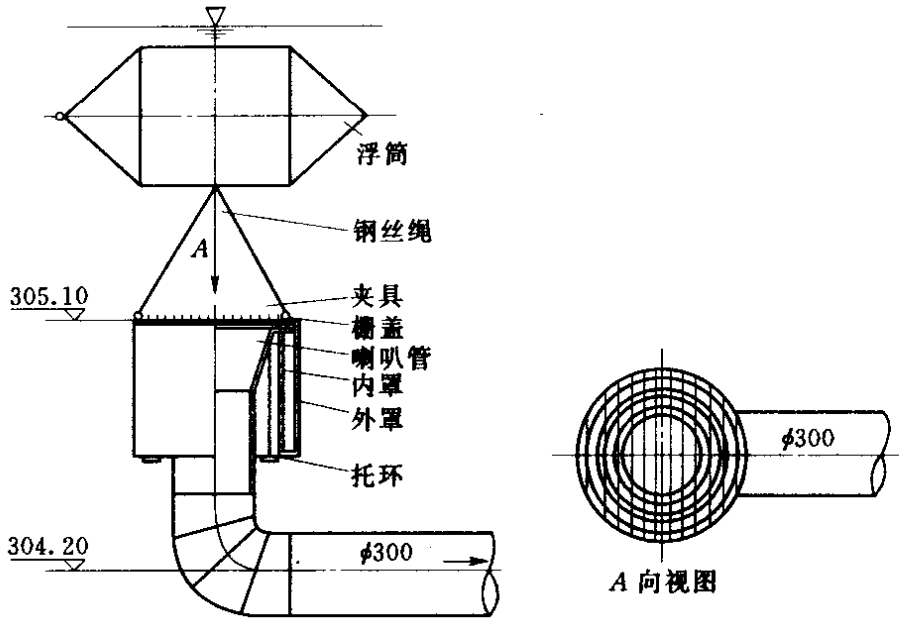


图 9-16　伸缩罩式取水头部

活动式取水头部的另一种形式是浮吸式取水头部，如图 9-18 所示。吸水头用带 8～12mm 孔眼的钢管制成，每孔流速一般为 0.7～1.0m/s，孔隙率不宜大于 16%。吸水管采用法兰连接的胶管，浮筒与胶管连接。

二、引水管道

引水管道是连接取水头部和集水井或进水池、进水室之间的

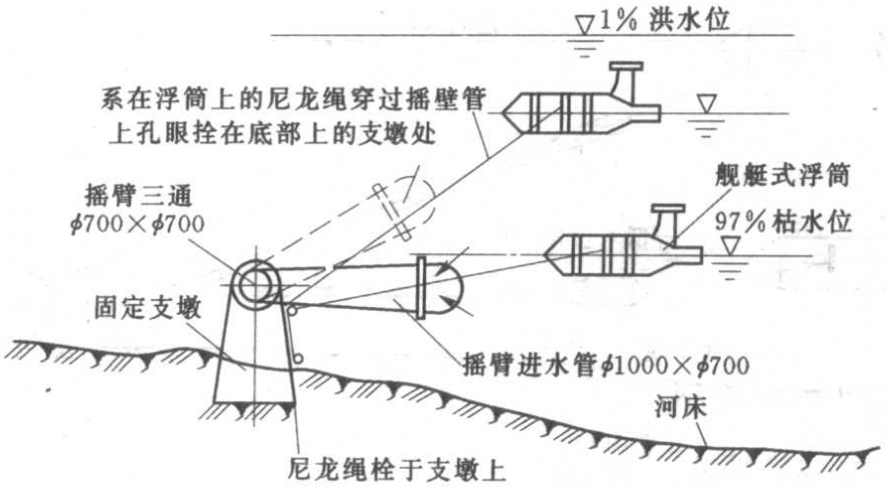


图 9-17　摇臂式取水头部

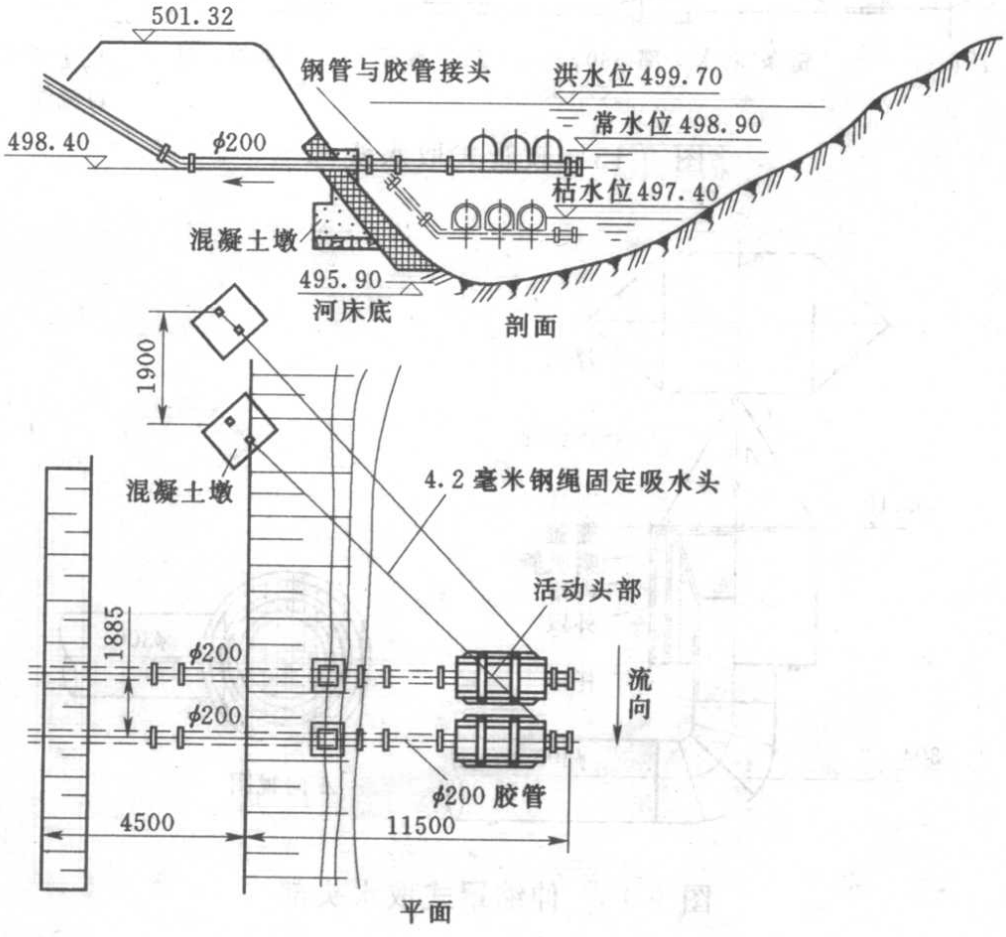


图 9-18　浮吸式取水头部

管道。引水管有重力自流引水管和虹吸自流引水管。各种引水管道有各自的适用条件，也有不同的设计要求和设计方法，以下分别加以介绍。

（一）重力自流取水管

重力自流管是位于最低水位以下的直管。有的坡向泵房，有的坡向取水头部。它是靠取水头部和集水井（室）之间的水位差（即重力），使水流从取水头部流向集水井（室）。这种取水形式对河床地形和地质构造有着广泛的适用性。因此，在全国各地已被广泛采用。图 8-16 就是重力自流管形式之一。

自流管的管径是根据管内的设计流速确定的。流速的增大可以减小管径、节省工程投资。但也会将更多的泥沙带入，并造成较大的阻力损失，从而增加管理工作的麻烦以及提高运行费用。但流速过小又会引起管内淤积。因此，管内流速不应超过经济流速，也不应小于不淤流速。根据国内实际工程调查和试验资料，设计中采用的正常流速一般大于 1.0m/s。最大流速不超过 2.5m/s，最低流速不低于 0.23m/s。初期水泵一般不会全部投入运行，因此，引水管道初期取水流量一般较小，管内流速较低。一般要求初期投产运行的流速不宜小于 0.6m/s。

实践证明，重力自流管在停用期间容易引起管内淤积。因此在原水浊度大时，应特别注意停用时的重力自流管的设计。有的在取水端装有可以启闭的闸门，停用时预先关闭。也有的采用冲洗措施。冲洗的方法有顺冲和反冲两种。顺冲是关闭部分自流管的闸门，让被冲洗的自流管通过全部流量，以提高管内流速。也可以在河流水位高时，先关闭自流管末端闸门，使进水室的水位抽至最低水位，然后迅速打开闸门，利用较大的水位差对管内进行冲洗。反冲法则是在河流水位较低时，先关上自流管上的闸门，并将进水室的一个分格充水至最高水位，然后迅速打开闸门，也是利用水位差将管内的泥沙冲洗干净。有条件时，也可以将自流管和泵站的压力管路或冲洗泵连接起来进行冲洗。由于此法的水量充足、压力高，使用灵活方便，效果较好。冲洗流速一般可取 1.5～2.0m/s。

重力自流管的根数主要取决于取水量、管材、施工条件、操作方式等因素。对于一般取水工程，至少应设置两根自流管。当发生事故停用一根时，其余的应能通过 70%的设计流量。只有在

可靠性要求不高而允许短时间停水的情况下，可以只用一根。对于取水要求较高的厂矿企业，即使发生事故，其余自流管仍然按100%的取水量来确定管径。

重力自流管主要选用钢管、铸铁管和钢筋混凝土管等。钢管的投资较大，但接头较少，施工方便，在大中型取水构筑物采用较多。只要注意施工质量，采取适当的防腐措施，仍有较长的使用寿命。

（二）虹吸式自流引水管

如前所述，重力式自流取水管的敷设深度大，需要开挖的土石方较多；或者水下施工较困难而且投资很大，或为了确保安全，不允许管道穿过堤坝时，应该考虑采用虹吸式自流取水管这种形式。图 8-17 即为这种形式之一。由此可知，在图示的条件下，采用虹吸式自流取水管时具有施工简单，工程投资省等优点。同时因为枯水期虹吸管上的阀门可以露出水面，维护检修都比较方便。但这种引水方式需要配备一套抽真空系统，增强了泵房面积，也增加了操作、维护工作量。另外，虹吸管对管材和施工质量要求高，一旦管路出现漏气，就需频繁操作真空泵，否则就会使虹吸遭到破坏，以致发生停水事故。因此一定要特别注意施工质量，并按规定进行试压后才能投入生产。

在设计虹吸式自流取水管时应该特别注意取水头部、虹吸管顶部和末端的安装高程。

取水头部处的虹吸管进口高程是根据最低水位，同时考虑在风浪和行船波浪的影响下，取水头部不会进气确定的。虹吸管的末端虽然位于集水井中，受风浪的影响很小，但是因为虹吸管顶部的压力较低，特别是在最低水位时，虹吸管顶部露出水面之后，其顶部压力通常都低于大气压力（即为真空状态）。因此，在虹吸管末端淹深不满足要求时，空气还可能从虹吸管末端的出口处进入虹吸管顶部的真空部位，从而使虹吸遭到破坏。按照规范要求，虹吸管进出口处应淹没在最低水位 1.0m 以下。重庆某电厂的取水头在枯水期的淹没深度仅为 0.62m，在风浪和行船波浪影响下，

经常吸入空气，每隔几天就要抽一次真空，给运行管理带来很大麻烦。

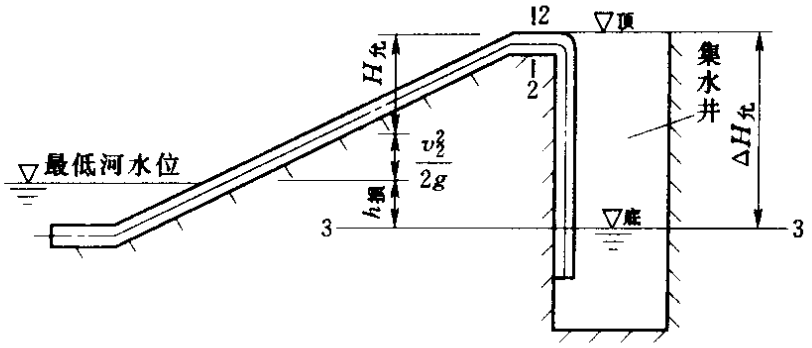


图 9-19　虹吸管顶部高程的确定

虹吸管顶部受真空值的限制，其距离集水井最低水位的高差不能超过一定的限度。根据图 9-19 中 2-2 和 3-3 断面的能量方程式可推导出虹吸顶部与集水井最低水位的最大允许高差 $\Delta H_{允}$ 为：

$$\Delta H_{允} = H_{允} - \frac{v_2^2}{2g} - h_{损} \tag{9-1}$$

式中：$H_{允}$为虹吸管顶部允许的真空值，m；v_2 为虹吸管顶部的流速，m/s；$h_{损}$为 2-2 和 3-3 断面之间的水头损失，m；g 为重力加速度，m/s^2。

由此可以确定虹吸管顶部高程$\nabla_{顶}$必须满足：

$$\nabla_{顶} \leqslant \nabla_{低} + \Delta H_{允} \tag{9-2}$$

式中：$\nabla_{低}$为集水井内最低水位，m；其余符号意义同前。

由式（9-1）、（9-2）可知，虹吸管顶部高程主要受允许真空值 $H_{允}$、管内流速 v_2 以及出口段的水头损失 $h_{损}$ 等因素的限制。为了确保虹吸管顶部的水流不发生汽化现象，该处的真空值必须小于当地水温下的汽化压力，同时还应有足够的安全值。目前有人建议 $H_{允}$ 采用 4～6m 比较合适。

虹吸管内流速也是设计中应该注意的参数。由式（9-1）、（9-2）可知，管内流速过大会增加流速水头和管道水力损失，从而降低虹吸顶部的允许标高，增加虹吸管的施工费用。但流速过小，也

会增加管道直径，从而使管道投资加大。一般要求设计流速为1.0～1.5m/s，最小流速不宜小于0.6m/s。

虹吸管的根数应该满足安全取水的原则，并进行技术经济比较来确定。一般不小于两根，每根虹吸管都应该有单独的抽真空系统，以免在操作上发生差错。管路上的阀门宜采用明杆式，便于判断其开闭状态。同时管路上还应安装真空信号装置，确保系统安全可靠。

三、引水明渠

引水明渠简称引渠。在取水工程中，除前述的引水管道外，引水涵洞或引渠也是一种重要形式。其中引水涵洞是用钢筋混凝土或其他材料代替金属管道。引渠一般是用明渠代替管道，如图9-20所示。虽然明渠占地面积较大，但在一般情况下，因其所用金属或钢筋混凝土等材料较少，便于群众性开挖施工，工程投资较少，明渠引水也是引水输水工程中的常见形式。

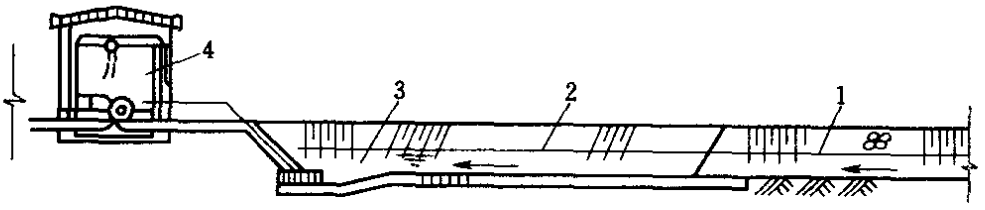


图9-20　明渠式引水建筑物

1—引渠；2—前池；3—进水池；4—泵房

（一）渠线布置

引渠中心线最好布置成直线，这样不仅可以使渠线较短，节省工程投资，而且还可以使渠中流态平稳，减少渠道的冲刷和淤积。但是，当渠道通过地质条件较差的地带，如遇开挖困难的岩石或填方较大的洼地时，直线布置也可能增加工程投资。因此，绕过不良地形或不利地质的地带，将渠线布置成弯曲形状的情况也是常见的。

但是，因弯曲渠道的凹岸容易发生冲刷，凸岸容易发生淤积，故弯曲的渠道应该将曲率半径控制在一定范围内。土渠的弯道半

径不宜小于渠道水面宽度的5倍；石渠或衬砌渠道不宜小于渠道水面宽度的3倍。另外，弯道终点与前池进口之间应有长度不小于渠道水面宽度8倍的直线段，以保证引渠和前池的衔接良好。

（二）断面设计

引渠设计应满足纵向和平面稳定要求。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，或在一定时段内保持冲淤平衡。平面稳定是指在设计条件下，渠道不发生左右摆动，两岸不发生冲刷或淤积。

引渠设计包括纵、横断面设计。而纵、横断面设计是相互联系并互为条件的，在实际工作中不能截然分开，两者往往需要相互交替进行，反复计算和比较，最后确定合理的设计方案。

渠道断面尺寸一般是根据均匀流公式进行计算：

$$Q = AC\sqrt{Ri} \tag{9-3}$$

式中：Q为设计流量，m^3/s；A为渠道的过水断面，m^2；R为水力半径，m；i为水力比降，在均匀流中与渠底比降一致；C为谢才系数，一般$C=R^{1/6}/n$，$m^{1/2}/s$；n为渠床糙率。

1. 渠底比降

随着渠底比降的增大，渠中流速随之增加，可能引起渠道冲刷，也会增大水头损失。但渠底比降过小，渠中流速随之减小，过水断面面积增大，工程投资加大，还可能引起渠道淤积。因此，渠底比降应通过技术经济比较后才能确定。在含沙量较大的河流中取水时，可取渠底比降$i=1/2000\sim1/5000$；在含沙量较少的河流中取水时，为了防止冲刷，可取渠底比降$i<1/5000$。

2. 渠床糙率

渠床糙率与渠道土壤、地质条件、施工质量及维护保养等条件有关，同时还受通过的流量和含沙量等因素影响。一般的土渠床，当流量为$1\sim25m^3/s$、渠道平整顺直、保养良好时，可取糙率$n=0.0225$；养护正常时，可取糙率$n=0.025$；渠床多石、杂草滋生、养护较差时，可取糙率$n=0.0275$。

3. 渠道断面宽深比

选择渠道断面的宽深比（$\alpha=b/h$）时，有以下两种方法：

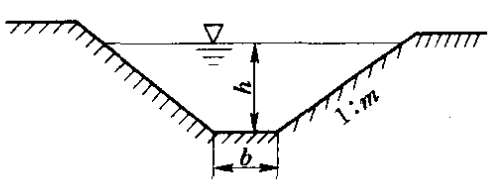


图 9-21　比较宽浅的断面形式

（1）按输水能力最大或过水断面最小的原则选择 α：根据水力学推导，梯形断面水力最优断面的宽深比 $\alpha_{优}$ 为：

$$\alpha_{优}=2(\sqrt{1+m^2}-m) \tag{9-4}$$

式中：符号见图 9-21。

由式（9-4）可见，最优宽深比 $\alpha_{优}$ 仅与边坡系数 m 有关，故可用上式计算出不同 m 的 $\alpha_{优}$ 值（表 9-1）。

表 9-1　　m-$\alpha_{优}$ 关　系　数

边坡系数 m	0	0.25	0.50	0.75	1.00
$\alpha_{优}$	2	1.56	1.24	1.00	0.83
边坡系数 m	1.25	1.50	1.75	2.00	3.00
$\alpha_{优}$	0.70	0.61	0.53	0.47	0.32

根据式（9-4）或表 9-1 选择的宽深比 $\alpha_{优}$ 的挖方量虽少，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（$\alpha>\alpha_{优}$）的断面形式，如图 9-21 所示。

（2）按渠道断面相对稳定来选择宽深比 α：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：

$$h=\beta Q^{1/3} \tag{9-5}$$

$$\alpha=NQ^{1/4}-m \tag{9-6}$$

式中：β 为系数，$\beta=0.7\sim1.0$，一般可取 $\beta=0.85$；N 为系数，

$N=3$。

根据以上经验公式，当 $Q=1\sim3m^3/s$ 时，可取 $\alpha=1\sim2$；$Q=3\sim5m^3/s$ 时，可取 $\alpha=2\sim4$；$Q=5\sim10m^3/s$ 时，可取 $\alpha=3\sim5$；$Q=10\sim30m^3/s$ 时，可取 $\alpha=5\sim7$；$Q=30\sim60m^3/s$ 时，可取 $\alpha=6\sim10$。

以上各参数确定后，即可根据式（9-3）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

上述引渠是按等速流进行设计的，故只有当水泵工作流量 $Q_{泵}=Q_{渠}$ 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 $Q_{泵}$ 减小到 0，这时引渠水面将会壅高。如水泵开机台数逐渐增多或水泵实际扬程降低时，$Q_{泵}$ 增大，引渠水面又会降落。水面的壅高或降落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，然后再以一定的速度向渠首传播。

正波高度 $\Delta h_{正}$ 可按下式计算：

$$\Delta h_{正}=\frac{\Delta v\sqrt{h_0}}{2.76}-0.01h_0 \tag{9-7}$$

负波高度 $\Delta h_{负}$ 可按下式计算：

$$\Delta h_{负}=2\frac{Q_0-Q_1}{B\sqrt{gh_0}} \tag{9-8}$$

式中：$\Delta h_{正}$ 为正波高度，m；Δv 为水泵流量减小前后的渠中平均流速之差，m/s；$\Delta h_{负}$ 为负波高度，m；h_0 为渠中平均水面深度，m；

g 为重力加速度，$g=9.81\text{m/s}^2$；B 为渠中平均水面宽度，m；Q_0 为机组起动前渠中流量，m^3/s；Q_1 为机组起动后渠中流量，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程。

引渠中的水位随流量的变化而变化的过程，在水力学或流体力学中属于非恒定流，而不是恒定流中的均匀流。因此，通过非恒定流计算才能精确求出引渠不同断面、不同时间的水位变化。

第二节 前　　池

前池是引水管（渠）和进水池的连接建筑物。前池的形状和尺寸，不仅会影响水流流态，而且对泵站工程的投资和运行管理带来很大影响。然而，在工程实践中，往往对这部分设计没有引起足够重视，由此而来引起的进水池流态恶化，水泵机组振动，泵站效率下降，池内泥沙淤积等问题严重的例子时有发生。因此，认真分析研究前池的流动规律，合理确定前池的形状和尺寸，是泵站工程的重要问题之一。

一、前池的类型

根据水流方向，前池分为正向和侧向两大类。

（一）正向进水前池

正向进水前池是指前池的来水方向和进水池的进水方向一

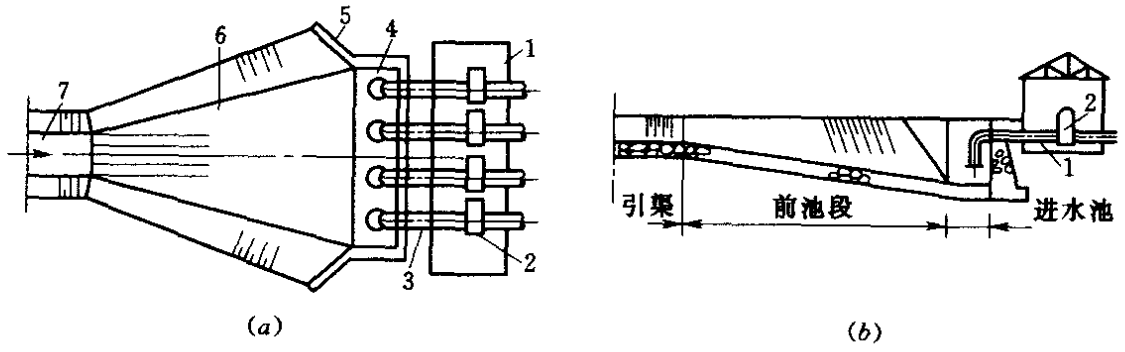


图 9-22　前池和进水池示意图

1—泵房；2—机组；3—进水管；4—进水池；5—翼墙；6—前池；7—引渠

致，前池的过水断面一般是逐渐扩大，如图 9-22 所示。

正向进水前池的主要特点是形状简单，施工方便，水流容易满足要求。但在水泵机组较多的情况下，为了保证池中有较好的流态，需要增加池长，从而导致工程的增加。这对于开挖困难的地质条件和用地困难的城区更是这样。因此，正向进水前池又出现了折线形和曲线形。在保证池中具有较好流态的情况下，尽量缩短前池长度。

（二）侧向进水前池

侧向进水前池的来水方向和出水方向是正交或斜交的，如图 9-23 所示。

由于池中的水流需要改变方向，池中流速分布难以均匀。因此，池中容易形成回流和漩涡，从而影响水泵的性能。但因侧向进水前池占地较少，工程投资较省，在工程实际中也经常遇到。所以，认真研究侧向进水前池的水力特性，确保池内水流平稳，不出现回流和漩涡，是十分重要的。

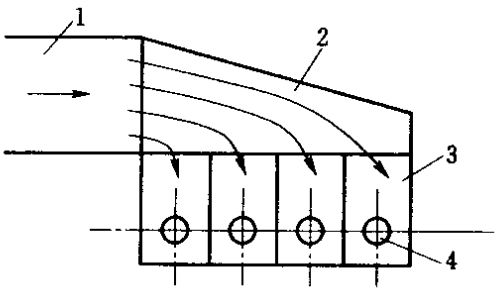


图 9-23　侧向进水前池
1—引渠；2—前池；3—进水池；4—水泵

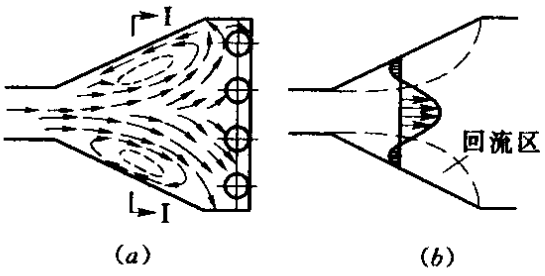


图 9-24　前池中的回流
(a) 水流状态；(b) 断面 I — I 流速分布

二、流态分析

（一）正向进水前池的流态分析

正向进水前池流态的主要影响因素是扩散角的大小。根据水力学原理，扩散水流的扩散能力可用扩散角 α 来表示。它与初始断面的流速 v 有很大关系。v 越大则水流的固有扩散角 α 越小。当前池实际扩散角大于水流固有的扩散角时，前池中的水流将会脱离边壁，出现回流和漩涡。图 9-24 就是这种不良流态的示意图。

由此可见，在主流的两侧有较大的回流区，在进水池两侧还会形成漩涡。由于水流来不及扩散，水流直接冲击进水池后墙，然后折向两侧，引起侧边回流。由于中间主流大于边侧回流流速，回流区的水位和压力大于主流区。在这种压力差的作用下，主流断面进一步压缩，流速进一步增大，从而导致池中流态更加恶化。试验表明，前池中的流态对水泵性能及工程管理将带来很大影响。例如，前池的流态可能涉及到进水池的流态，使进水池形成漩涡。一旦产生进气漏斗漩涡，空气将会进入水泵，从而降低水泵效率，使机组产生振动和噪音。另外，不良的水力条件还会引起前池的冲刷和淤积。图 9-25 为某站前池断面的流速分布和淤积情况。在边侧回流区的淤积深度达 4m。

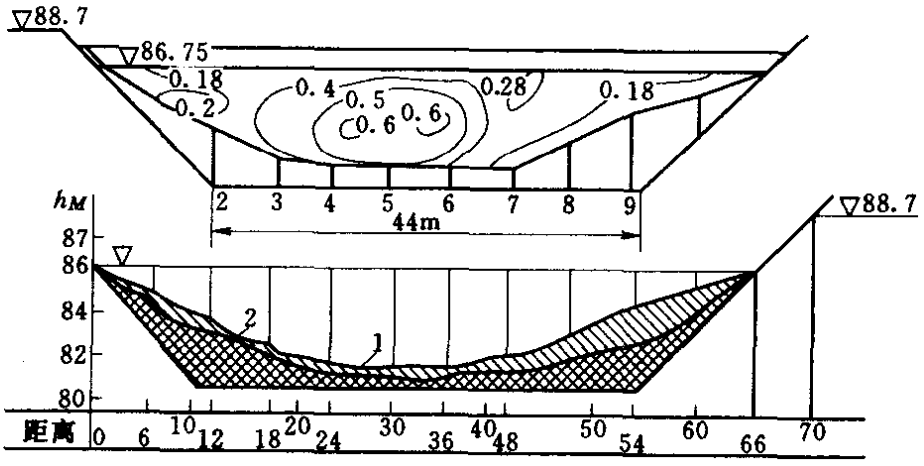


图 9-25　前池断面流速和淤积情况

1—1974 年淤积部分；2—1996 年淤积部分

（二）侧向进水前池的流态分析

侧向进水前池内的流态主要取决于引渠的末端流速、前池的形状和机组的运行组合。图 9-26 为我们对某电厂循环泵站侧向进水前池的模型实测流动状态。

由图 9-26 可见，在前池形式尺寸一定的情况下，水流从两个涵洞进入前池后，池内流态取决于机组运行组合。当 1 号机组运行时，不仅 1 号涵洞的水流会流向 1 号机组的进水口，2 号涵洞的水流也会穿过中间隔墩的孔口同时流向该处。由于 B、C 处呈直角

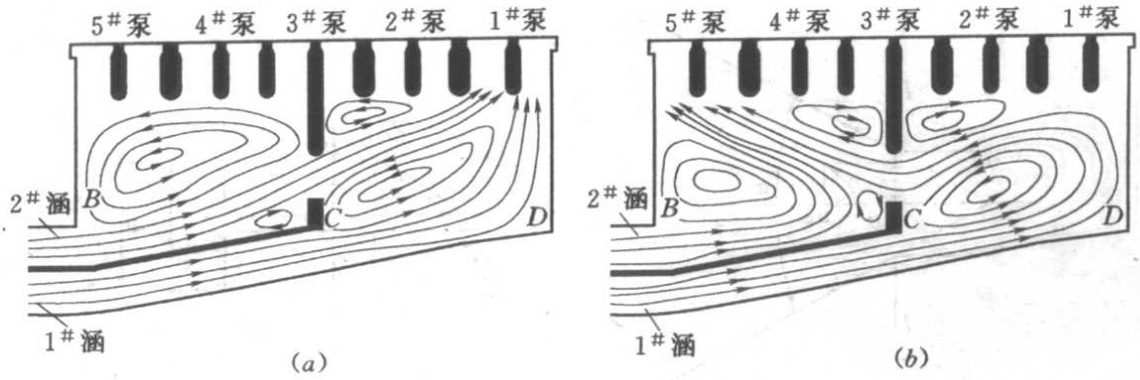


图 9-26　侧向进水前池的流动状态

形，水流突然扩散，池中出现了四个大小不同的回流区。水泵进水口处还会出现漩涡。当5号机组运行时，1号涵洞的水流经过大回转以后，也会穿过中间隔墩的孔口，流向5号机组的进水口。2号涵洞的水流也是经过大转弯后才进入5号机组的。因此，在池中也形成了四个大小不同的回流区。由于水流是斜向进入运行机组的进水口，在隔墩进口处有漩涡出现，进水也内的流速分布不均，从而影响水泵的运行特性。

三、水流扩散角的确定

前池扩散角 α（图 9-27）是影响正向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，则在引水渠末端的前池入口处，水流流速可以分解为横向流速 v_y 和纵向流速 v_x。从而可得公式（9-9）。

$$\tan\theta = \frac{v_y}{v_x} \tag{9-9}$$

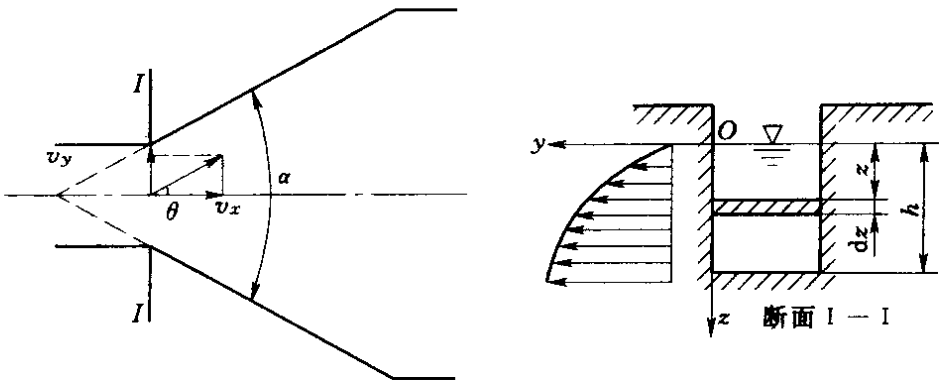


图 9-27　水流扩散示意图

式中：θ 为水流扩散角。

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：

$$v_y = \frac{1}{h}\int_0^h \varphi\sqrt{2gz}\,\mathrm{d}z = 0.94\varphi\sqrt{gh} \tag{9-10}$$

式中：φ 为流速系数；h 为断面 I - I 处的水深。

由于水流受沿渠道纵向惯性的影响，所以实际的横向流速 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：

$$v_y = 0.94\varphi\varphi_1\sqrt{gh} = k\sqrt{gh} \tag{9-11}$$

式中：k 为小于 1 的系数，$k=0.94\varphi\varphi_1$。

水流的纵向分速 v_x 可近似地认为 $v_x=v$（v 为引渠末端的断面平均流速）。

将 v_y 和 v_x 代入式（9-9），则得：

$$\tan\theta = \frac{k\sqrt{gh}}{v} = k\frac{1}{\sqrt{Fr}} \tag{9-12}$$

式中：Fr 为引渠末端断面水流的弗劳德数，$Fr=\dfrac{v^2}{gh}$。

由式（9-12）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自然扩散角，称为水流的临界扩散角。若前池锥角 $\alpha \leqslant 2\theta$，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。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（9-12）中的系数是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：

$$\tan\theta = 0.065\frac{1}{\sqrt{Fr}} + 0.107 = 0.204\frac{\sqrt{h}}{v} + 0.107 \tag{9-13}$$

式中：符号意义同前。

比较式（9-12）和式（9-13）可以看出，两者除差一常数项外，形式完全相同，也就是说，理论推导和实际试验结果是相符的。现将 $Fr=1$（即水流处于缓流和急流之间的临界状态）代入式（9-13）得 $\tan\theta=0.172$，即 $\theta=9.75°$。这时，边壁不发生脱流的扩散锥角 $\alpha=2\theta\approx20°$，这和水力学中关于急流流态要求 $\alpha<20°$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 $\alpha=20°\sim40°$。

四、正向进水前池主要尺寸的确定

（一）前池扩散角的确定

根据引渠末端的水深 h 和流速 v，按式（9-13）可计算出水流临界的扩散角 θ。前池实际的扩散角 α 应满足 $\alpha \leqslant 2\theta$ 的要求。

（二）前池池长的确定

当引渠末端的底宽 b、前池扩散角 α 和进水池宽度 B 已知时，前池的池长 L 可按下式计算

$$L=\frac{B-b}{2\tan\frac{\alpha}{2}} \tag{9-14}$$

由上式可知，当 B 和 b 相差很大时，前池长度 L 也会很大，从而增加工程投资。为此，可以采用图 9-28（b）所示的折线形前池。若靠近引渠一侧的池长为 L_1，根据引渠末端的 h_1 和 v_1 求出水流的扩散角 θ_1，并取前池的扩散角 $\alpha_1=2\theta_1$。然后再根据 L_1 末端的水深 h_2 和流速 v_2，又可以求该断面的水流扩散角 θ_2，并取第二段前池扩散角 $\alpha_2=2\theta_2$，同时求出该段池长 L_2。这样前池形状呈折线形。前池总长为 L_1 与 L_2 之和。如果将前池分段数增加到无穷多段，则前池边壁呈曲线形，见图 9-28（c）前池长度达最小值。对用地困难或开挖困难的地区可以考虑采用折线或曲线形方案。不过，这两种形式虽然水流不会脱离边壁，但可能造成水流斜向进入边侧进水池的流态，引起进水池产生回流或旋涡。为此，应该把曲线做成“S”形。使水流能平稳进入进水池中。

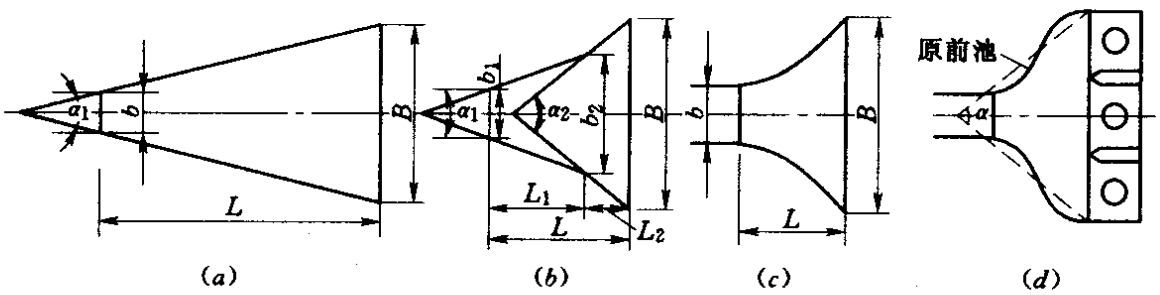


图 9-28　池长和锥角的关系

（a）直线扩散；（b）折线扩散；（c）曲线扩散；（d）S 形曲线扩散

（三）池底纵向坡度

由于引渠末端底部高程一般比进水池底部高，因此，引渠和进水池连接时，前池的形状不仅在平面上扩散，在剖面上也有一个向进水池方向倾斜的纵坡 i，其值为：

$$i=\frac{\Delta H}{L} \tag{9-15}$$

式中：ΔH 为引渠末端底部与进水池底部的高差，m；L 为前池的长度，m。

若前池较长，亦可将此坡度设置在进水池一侧。但是，坡度 i 的大小对进水池的流态有影响。由图 9-29 所示，进水管进口阻力系数 ζ 随坡度的增大而增加。当 $i=0$（平底）时，$\zeta=1.63$；当 $i=0.5$ 时，$\zeta=1.71$。因此，前池纵坡不宜太大，特别应该避免倾角为 90°（即 $i=\infty$）的纵坡。另外，纵坡对工程量也有影响。纵坡越小，前池的开挖量也越大。因此，前池的纵坡应该适中。通常可取 $i=1/3\sim1/5$。

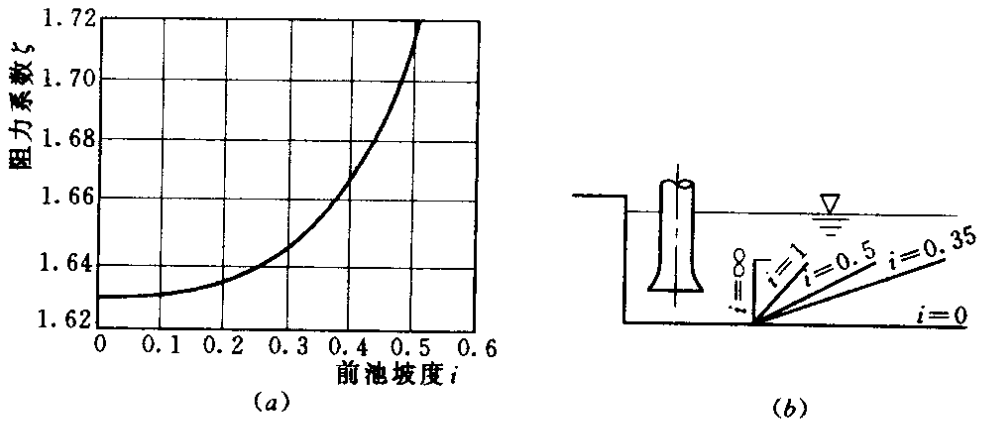


图 9-29　前池坡度的比较

（a）不同 i 时管口阻力系数曲线；（b）前池坡度示意图

此外，前池纵坡 i 对水流的扩散也有影响。实验证明，如果前池中的底坡分成两段，靠近引渠一侧采用倒坡，靠近进水池一侧采用顺坡（如图 9-30 所示），则可以大大改善前池的流态。正坡 i 可取为 $i=0.2$，长度 $L_2=(0.3\sim0.35)L_1$，总的池长 $L=L_1+L_2$，池底脊部的断面平均流速为相应工况下引渠平均速度的 1/1.2～1/1.3，不允许前池的脊部像非淹没堰流一样工作。

（四）前池中的隔墩

前池中加设隔墩，可以避免在部分机组运行时池中产生回流和偏流，从而可以减少池长，加大扩散角 α。同时，加设隔墩后，

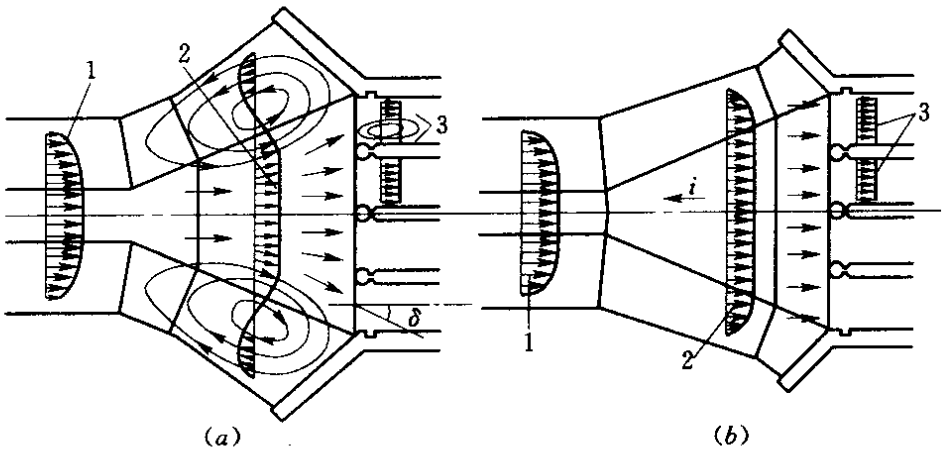


图 9-30　正向进水前池的水流特性

(a) 底为正坡 ($i>0$) 的前池；(b) 底为倒坡 ($i<0$) 的前池

1—引渠中的流速分布图；2—前池中的流速分布图；

3—进水池中的流速分布图

减小了前池的过水断面，增加了池中流速，可防止泥沙淤积。

隔墩形式有半隔墩和全隔墩两种。半隔墩是在前池当中设若干个像桥墩一样的隔墩，实际上只起导流作用。如果把这些隔墩延伸至进水池后墙，即每个进水池都有各自的前池，这样的隔墩称为全隔墩（见图 9-31）。

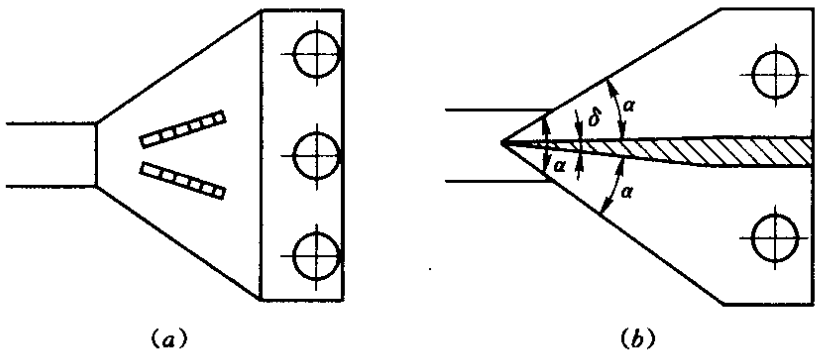


图 9-31　前池加隔墩

(a) 前池加隔墩；(b) 全隔墩

(五) 前池中的底坎

从水力学的观点看，前池中设置横向底坎，可以改善水流在平面上的扩散条件。由图 9-32 可见，加设底坎后原来的回流区基本消失，流速分布比较均匀，从而有效地减小了泵站机组的振动

和噪音。但是，有底坎的前池和池底为倒坡的前池相比，水流扩散较慢，因为倒坡对水流的影响是从最始端开始的。另外，底坎使前池结构复杂化，坎前还可能造成泥沙淤积。因此，只有在对前池进行改造时才被采用。

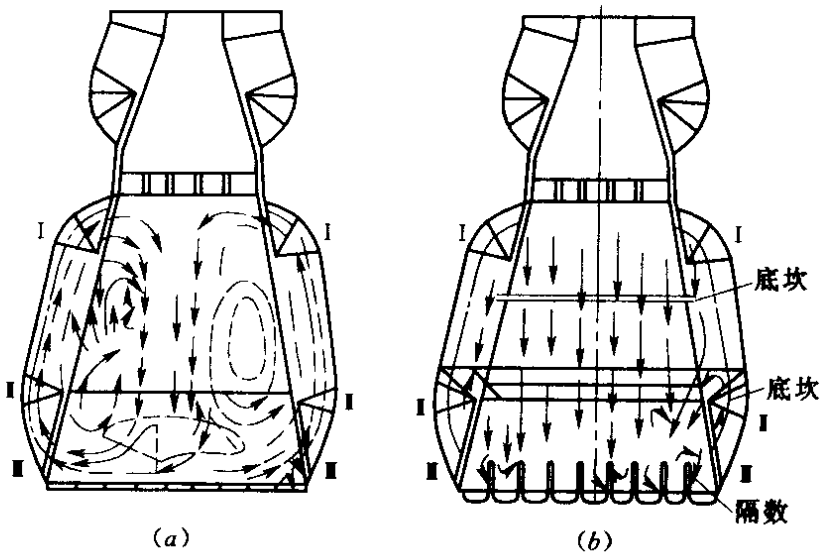


图 9-32　底坎和隔墩对流态的影响

(a) 设置前；(b) 设置后

(六) 前池的翼墙

翼墙是连接进水池和前池之间的边墙。它对减少泵站工程造价和改善边侧进水池流态都起一定作用。翼墙形式多采用图 9-22 所示的直立式并和前池中心线成 45°角。此形翼墙便于施工，水流条件也较好。但也可采用扭坡、圆弧形翼墙。

五、侧向进水前池

侧向进水前池主要有单侧向和双侧向两类(见图 9-33)。对于水泵台数超过 10 台的泵站常采用双侧向式前池。另外，根据边壁形状侧向进水前池又分为矩形、锥形和曲线形 (图 9-33)。

矩形侧向进水前池结构简单，施工方便，但工程量较大，同时流速沿池长渐小，在前池的后部容易发生泥沙淤积。这种前池的长度 L 等于进水池的总宽度 B，池宽 b 可取设计流量时引渠的水面宽度。

锥形侧向进水前池的特点是流量沿程减小。其过水断面也相

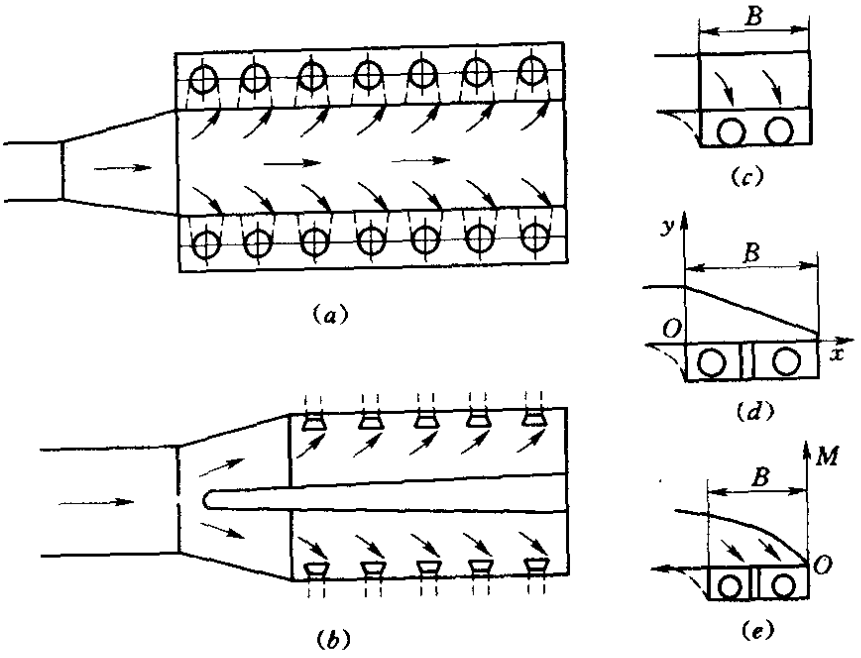


图 9-33　侧向进水前池示意图

(*a*) 无隔墩；(*b*) 有隔墩；(*c*) 矩形；

(*d*) 锥形；(*e*) 曲线形

应缩小，以保证池中流速和水深基本不变，水流条件较好。曲线形侧向进水前池，其外壁可采用抛物线、椭圆或螺旋线等形式。

上述三种侧向进水前池都有 90°转弯处。水流在该处的流动呈突然扩散，这是产生漩涡和回流的主要原因。因此，在设计侧向进水前池时应该用圆弧或椭圆弧取代直角转弯（见图 9-33*c*，*d*，*e* 中的虚线）。为了改善池中流态，在池中设导流隔墩和底坎也是有效的。

第三节　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 9-34（*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，漩涡的漩转速度也随之加大，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 9-34（*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 9-34（*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 9-34（*d*）］，使大量空气进入水泵。

水泵吸入空气后，其性能会明显恶化。图 9-35 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。

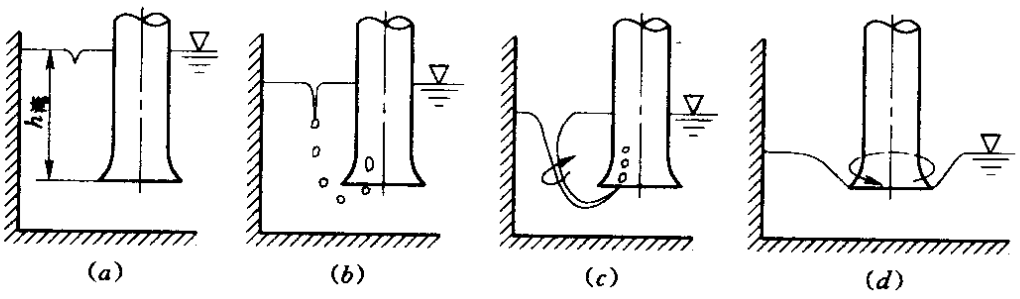


图 9-34　表面漩涡

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

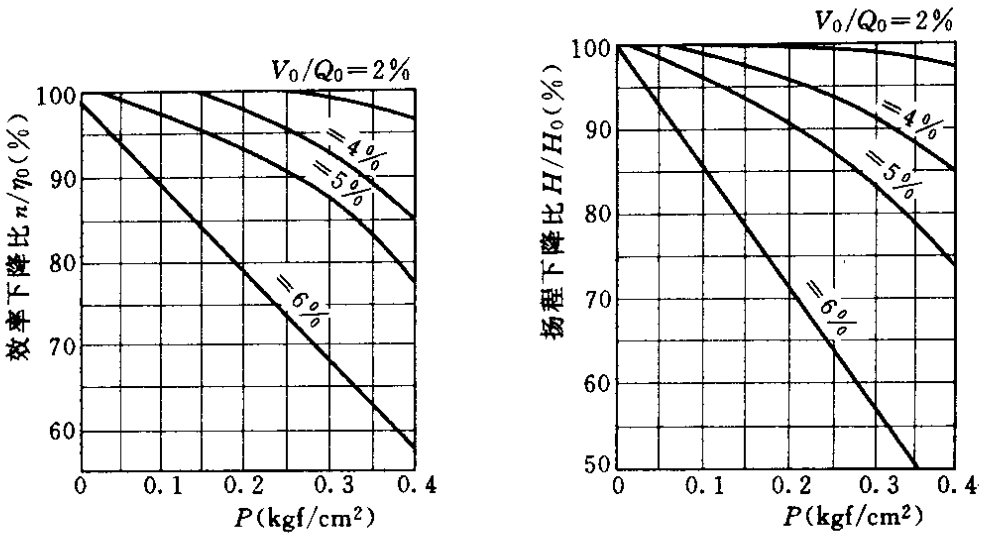


图 9-35　空气吸入量对单级离心泵（$n_s=100$）性能的影响

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），P—泵入口压力（kgf/cm^2）（按法定计量单位应为“Pa”，考虑到该曲线为过去的实验资料，故采用 kgf/cm^2，$1kgf/cm^2=9.80665\times10^4Pa$）；$V_0$—换算到泵入口压力的空气吸入容积（$m^3/s$）

一端位于池壁（或池底）。而另一端位于管口的涡带，如图 9-36 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。

（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）漩转的回流现象，如图 9-37 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 9-37（a）中，虽然在池中的直角处有时出现漩涡 2，但水泵周围无围绕水泵旋转的回流。而图 9-37 中（b）、（c）由于进水条件差，在池中均产生围绕水泵旋转的回流，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，在

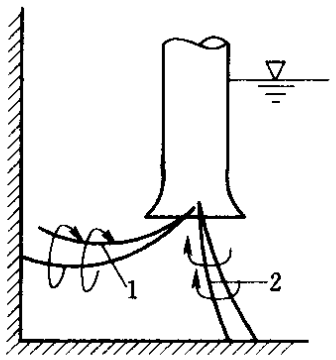


图 9-36　附壁漩涡

1—附壁漩涡；2—附底漩涡

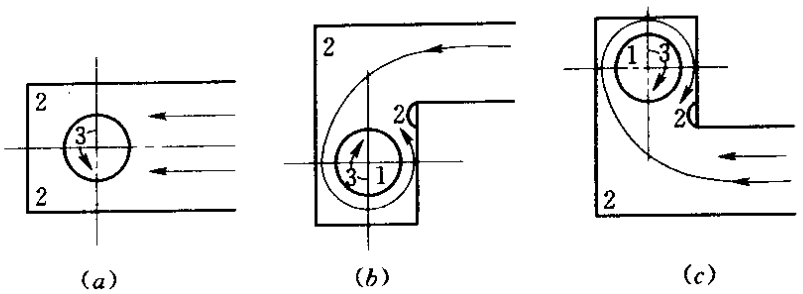


图 9-37　进水池中回流

1—水泵；2—漩涡；3—水泵叶轮转动方向

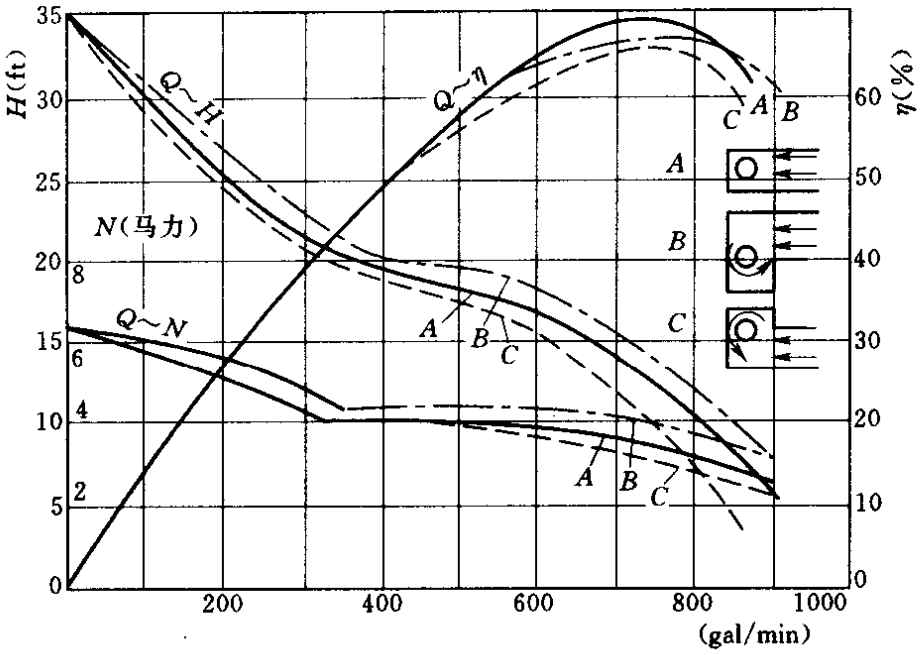


图 9-38　回流对立式导叶式混流泵性能的影响

注：单位处理同图 9-35。ft 为英尺，gal 为美加仑；1ft＝0.3048m；

1gal＝3.78541×10^{-3}m^3；1 马力＝735.499W

图 9-37（*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 9-37（*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 9-38 为回流对立式导叶式混流泵性能的影响。

（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，

或为了防止水草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 9-39 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 $T=(0.3\sim0.5)D_{进}$（其中 $D_{进}$ 为管口直径）。

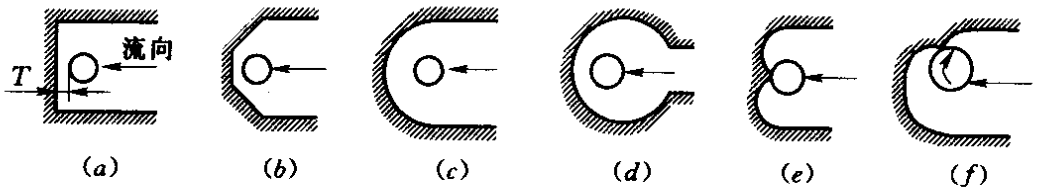


图 9-39　进水池各种边壁形式

（a）矩形；（b）多边形；（c）半圆形；（d）圆形；（e）马鞍形；（f）蜗壳形

图 9-39（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 9-39（d）所示的圆形水池，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。但紊乱的水流有利于防止泥沙淤积，所以在多泥沙水源的取水泵站中采用较多。

图 9-39（e）、（f）所示者为马鞍形和蜗壳形边壁，对防止漩

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阻力损失，一般可取 $D_{进}=(1.3\sim1.5)D_1$（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、回流和水头损失都有影响。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，且增加工程造价。试验表明，当 $B=(2\sim5)D_{进}$ 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 $B=3D_{进}$ 即可。

（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

$$\pi D_{进} P v'_{进} = \frac{\pi}{4} D^2_{进} v_{进} \tag{9-16}$$

式中：$v'_{进}$ 为进水管口下圆柱表面上的水流平均流速；$v_{进}$ 为进水管口断面的平均流速。

过去均假定 $v'_{进}=v_{进}$（图 9-40）。将此关系式代入式(9-16)中，得悬空高为 $P=D_{进}/4=0.25\,D_{进}$。应该指出，这一假定与实际出入颇大，这样所求的 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 9-40）。据此求出悬空高应为：

$$P = 0.62D_{进} \qquad (9\text{-}17)$$

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。

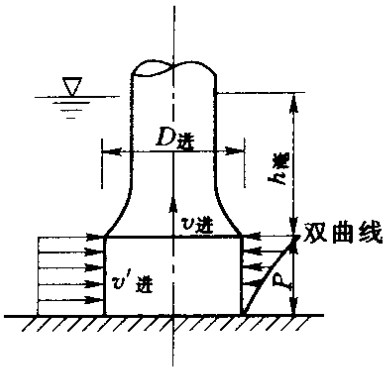


图 9-40　悬空高 P

图 9-41（a）、（b）为两组试验曲线。由此明显看出，当 $P/D_{进}<0.7$ 时，管口水力阻力系数 ζ 突增，流量 Q 显著下降。这和上面要求的 $P\geqslant 0.62\ D_{进}$ 的结论基本上是相符的。但当 $P/D_{进}>0.7$ 时，ζ 和

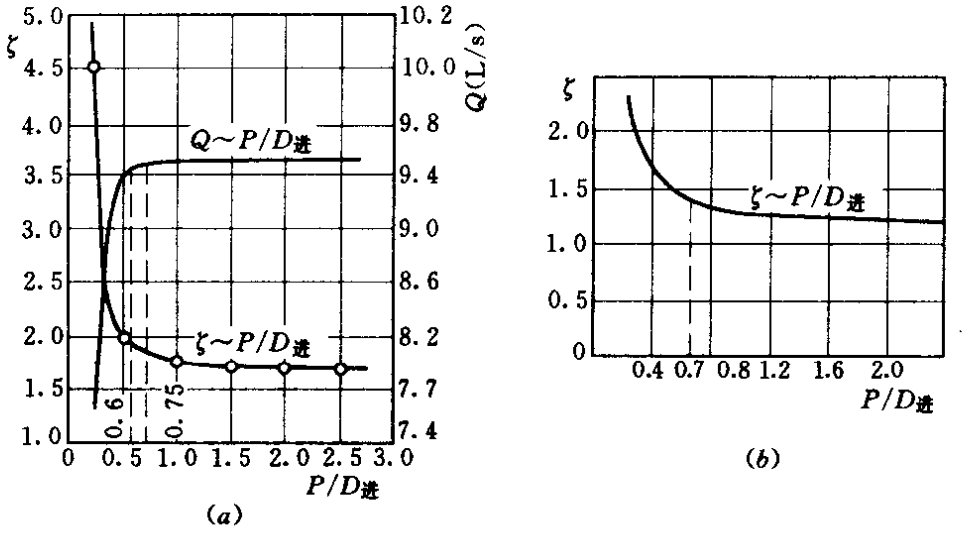


图 9-41　$\zeta\sim P/D_{进}$ 关系曲线

（a）国内试验曲线；（b）国外试验曲线

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 $P>1.0D_{进}$ 时，将会造成进水口压力和流速分布不均的单面进水（图 9-42），水泵效率开始下降，所以，悬空高一般建议为：

$$P = (0.5 \sim 0.8)\ D_{进} \qquad (9\text{-}18)$$

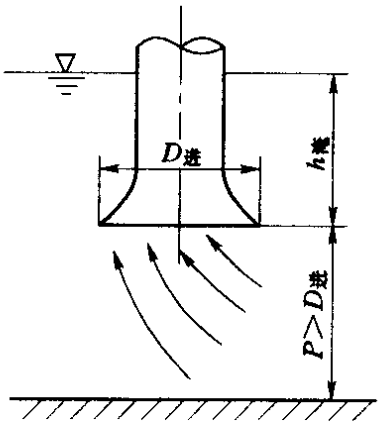


图 9-42　$P>D_{进}$ 时流速分布示意图

（五）淹没深度 $h_{淹}$ 的确定

淹没深度 $h_{淹}$ 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 $h_{临淹}$，见图 9-34 (*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 $h_{淹}>h_{临淹}$。

影响临界淹没深度的因素很多，主要因素有管口直径 $D_{进}$、进口流速 $v_{进}$、后墙矩 T 以及悬空高 P 等。目前计算 $h_{临淹}$ 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 $h_{临淹}$ 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 $h_{临淹}$

$$h_{临淹}=K_sD_{进} \tag{9-19}$$

对于正值吸水的离心泵或混流泵，弗劳德数 $Fr=\dfrac{v_{进}^2}{gD_{进}}$ 在 0.3～1.8 的范围内时，可采用下式求 K_s：

$$K_s=0.64\left(Fr+0.65\frac{T}{D_{进}}+0.75\right) \tag{9-20}$$

或

$$K_s=K_DK_P\left(0.5v_{进}+1.3\frac{T}{D'_{进}}+0.4\right) \tag{9-21}$$

其中 K_D 和 K_P 为修正系数。见表 9-2 和表 9-3。

表 9-2　$D'_{进}/D_{进}$～K_D 关系表（其中模型泵喇叭口直径 $D_{进}$=150mm）

$D'_{进}/D_{进}$	1	2	3	4
K_D	1.0	0.85	0.80	0.76
$D'_{进}/D_{进}$	5	6	8	10
K_D	0.73	0.70	0.68	0.65

注　$D'_{进}$ 为原型泵喇叭口直径；$D_{进}$ 为模型泵喇叭口直径。

（六）进水池的长度 L_g

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。

表 9-3　　$P/D_{进}$-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	0.95	0.90	0.85	0.82	0.80

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

$$hBL_g = KQ \tag{9-22}$$

所以

$$L_g = \frac{KQ}{hB} \tag{9-23}$$

式中：L_g 为进水池最小长度 m；Q 为泵站总流量，m^3/s；K 为秒换水系数；其他符号意义同前。

当 $Q<0.5m^3/s$ 时，$K=25\sim30$；

当 $Q>0.5m^3/s$ 时，$K=15\sim20$。

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 9-43）。

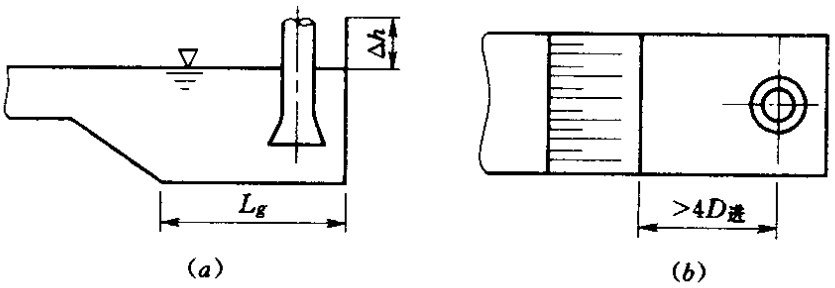


图 9-43　进水池长度

(a) 剖面图；(b) 平面图

（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。

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。作者对进水池所做的模型试验与国外有关试验数据作一比较，列于表 9-4 中，可供参考。

表 9-4　　进水池的模型试验数据

国别		悬空高	淹没深	后墙距（后墙至主管中心）	池宽	池长（后墙至格栅）	侧向引水直段
日本		(0.5～1.0) D_0 大于 1.13 D_0 时有漩涡	(1.5～0.7) D_0 （如有防涡措施则取 1.4D_0）	(0.75～1.0) D_0	(1.8～2.5) D_0	(5～8) D_0	大于 3H
美国		0.37Q 或 (0.3～0.47) D_0	2.5Q 或 2.735 D_0	(0.75～1.18) D_0	(2～3) D_0	(3～5.3) D_0	
原苏联		(0.5～0.6) D_0	2D_0	0.75 D_0	(2～3) D_0	$K=LBh/Q$ $K=15$～30	
英国		(0.33～0.5) D_0	大于 1.5 D_0	(0.6～0.75) D_0	(2～3) D_0	(4～6) D_0	
中国		(0.5～0.8) D_0	(0.8～1.8) D_0	(0.8～1.0) D_0	(2～3) D_0	大于 4 D_0	
作者模型试验	试验范围	(0.33，0.5，0.62，0.75) D_0	(0.5，0.8，1.2，1.5，1.86) 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	0.75 D_0	1.86 D_0	0.75 D_0	3 D_0	4.5 D_0	大于 3H

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 $h_{淹}$ 小于临界淹深而出现进气漩涡时，可以在进水管上加盖板［图 9-44 (*a*)、(*b*)、(*c*)］，也可以采用双进水口［图 9-44 (*d*)］以减小管口进水流速 $v_{进}$，还可以在池中其他部位加设隔板［图 9-45 (*b*)、(*c*)、(*d*)、(*e*)］。

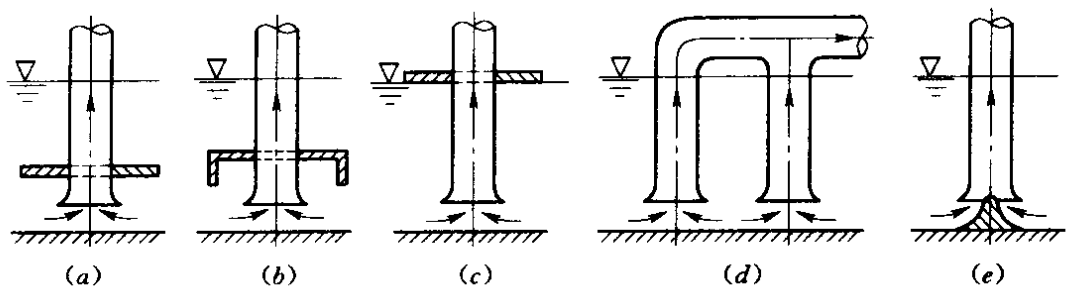


图 9-44　防涡措施之一

(a) 水下隔板；(b) 水下盖板；(c) 水面浮板；
(d) 双进水口；(e) 加导水锥

(2) 为了防止附底漩涡，可在管口下的底板上设导水锥 [图 9-44 (e)]。

(3) 为了防止回流的产生，可采用后墙隔板 [图 9-45 (a)]，管后隔板 [图 9-45 (b)]，水下隔板或隔柱 [图 9-45 (c)、(d)]，或池底隔墙 [图 9-45 (f)]。

试验表明，图 9-45 (e) 所示的倾斜隔板可显著降低临界淹没深度 $h_{临淹}$ 值。图 9-46 为试验所得曲线，曲线 1 是无防涡措施时的 $h_{淹}/D_{进}\sim v_{进}$ 关系。曲线 2、3 和 4 分别代表图 9-45 (c)、(d)、(e) 的 $h_{临淹}/D_{进}\sim v_{进}$ 关系曲线。由此可见，带倾斜隔板的防涡措施的 $h_{临淹}$ 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 9-47 所示。试验表明，隔墩应稍离后墙并在墩壁开

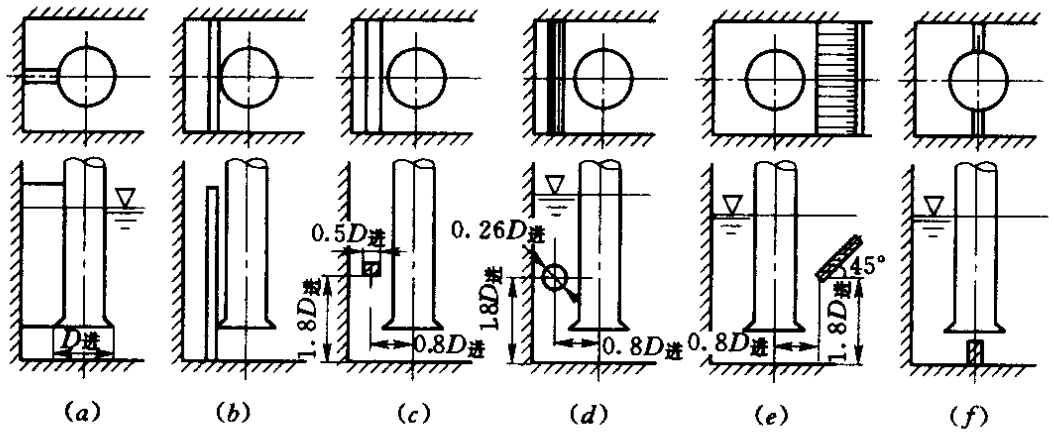


图 9-45　防涡措施之二

(a) 后墙隔板；(b) 管后隔板；(c) 水下隔板；
(d) 水下隔柱；(e) 倾斜隔板；(f) 池底隔墙

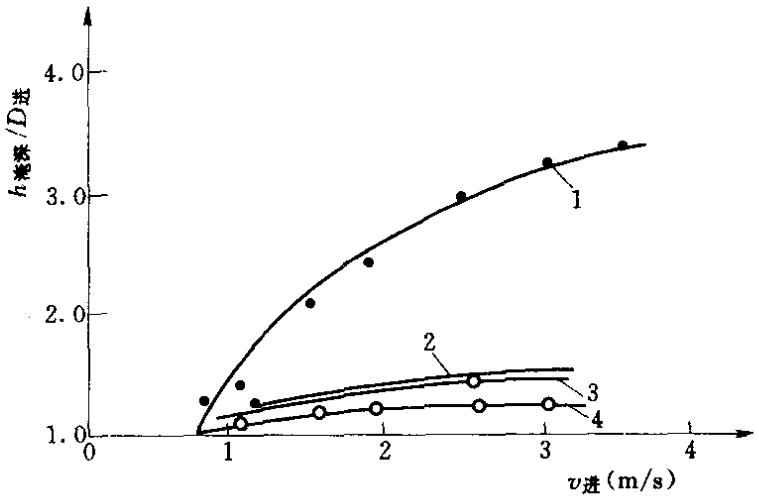


图 9-46　漩涡防止方式效果

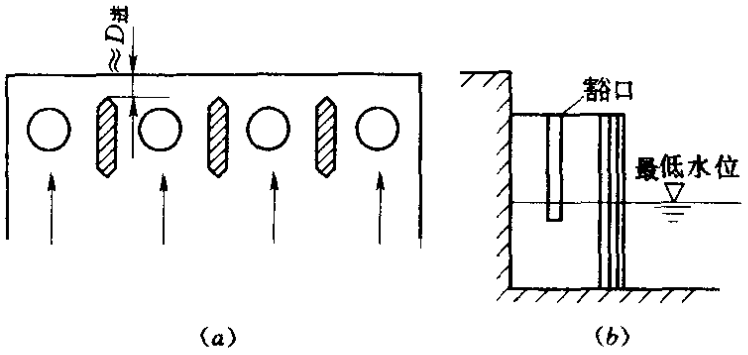


图 9-47　进水池隔墩

(a) 隔墩；(b) 墩壁开豁口

豁口（图 9-47），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。

第四节　进 水 间

城镇供水和火力发电厂循环供水等工业供水泵房的进水建筑物也称进水间或进水流道。这类泵站常建在人口稠密、建筑物众多的城区，这就要求这类泵站的进水建筑物结构更加紧凑。另外，这类泵站对水质要求高，不允许水草杂物进入水泵，因此，在进水间均安有旋转滤网，从而使这类泵站的结构更加复杂。但是，这类泵站的另一个特点是运行时间长、可靠性要求高。如果因为进水条件不良降低水泵装置效率或迫使水泵事故停机，将会给工程带来重大的经济损失。因此，规划设计时，对这类泵站的进水间应该特别加以重视。

一、进水间的布置形式

进水间的布置形式与引水方向、取水方式、取水流量以及清污设备的形式和布置等很多因素有关。按引水方向进水间分正向引水和侧向引水两种形式；按引水方式分管式引水和开式（明渠）引水；按清污设备（旋转滤网）的布置又可分正面和侧面布置两种形式；按水泵进水管的吸水方向还可分为垂直吸水和水平吸水两种。由此可以有多种多样的组合，从而创造出各种形式的布置方案。不同方案的评价标准应该是工程投资少，水泵吸入口的流态能满足要求，进水间水头损失较小，不产生表面旋涡和水中涡带，旋转滤网的清污效果好等。以下介绍几种主要进水间形式。

二、正向进水的进水间

（一）滤网正面布置

图 9-48 所示的是最常见的单元式多泵用的正向引水的进水间。其引水方向是正向的，引水方式是管道引水，旋转滤网是正面布置。这种形式的进水建筑物也可以分成前池和进水池两部分，前面和引水段连接，进水池是湿式型。

这种形式的进水间可以采用矩形的沉箱法施工，可减少施工

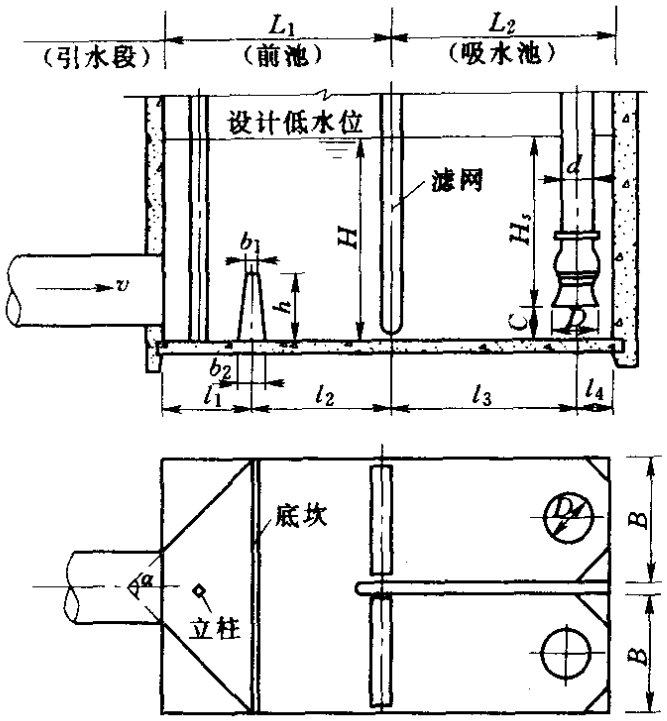


图 9-48　正向引水的进水间

期对周围建筑物的影响。因为引水方向和进水池的水流方向一致，滤网又是正向布置，在不被水草堵塞的情况下，滤网还可以起到一定的整流作用。因此，水泵的吸水条件较好。但是引水管进入进水间后呈突然扩散，因此前池的水流比较紊乱。为了改善前池的水流条件，引水管与前池的连接部分最好做成扩散形，扩散角一般可取 20°～40°。在引水管口的轴线上可设正方形立柱，边长可取为进水池宽的 1/8～1/10。在 $l_1=2.5D$（其中 D 为水泵进水喇叭口直径）的位置可以设置底坎，坎高 h 可取设计低水位时的水深 H 的（0.3～0.4）倍。坎顶宽 $b_1=$（0.15～0.20）H，坎底宽 $b_2=$（0.2～0.25）H。另外，进水池后墙的直角处也容易产生漩涡。因此，可以把后墙设计成多边形，这对改善进水池的流态是有利的。图 9-48 中底坎至滤网的距离 l_2 可取为 $2.5D$，l_3 为进水池长度，可取 $l_3=4.5D$。其他尺寸如后墙距 l_4、淹没深度 H_s、悬空高 C 以及池宽 B 都可以参照上节进水池尺寸的确定方法加以确定。

此外，图 9-49 和图 9-50 也是两种常见的开敞式进水形式，通常用于干室或块基型泵房的进水间布置方案。图 9-49 是正向进

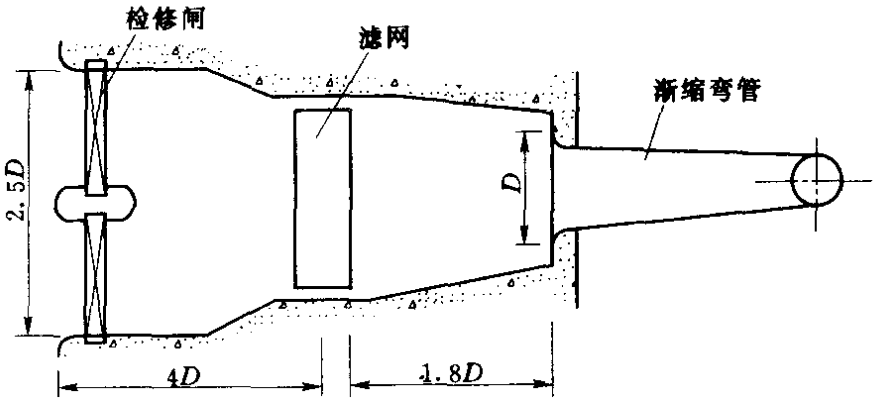


图 9-49　渐缩弯管前的进水间

水、渐缩弯管流道配置正面滤网的布置形式。进口至滤网中心线的距离为 $4D$，滤网出口至水泵进水流道距离可取为 $1.8D$（其中 D 为渐缩弯管进口直径）。图 9-50 是带肘形或钟形进水流道的进水间布置方案。由于这种进水流道通常用于大型水泵，对进水间的流态要求更高，因此一般要求滤网中心至流道进口的距离为（2～2.5）D（其中 D 为水泵叶轮直径）。

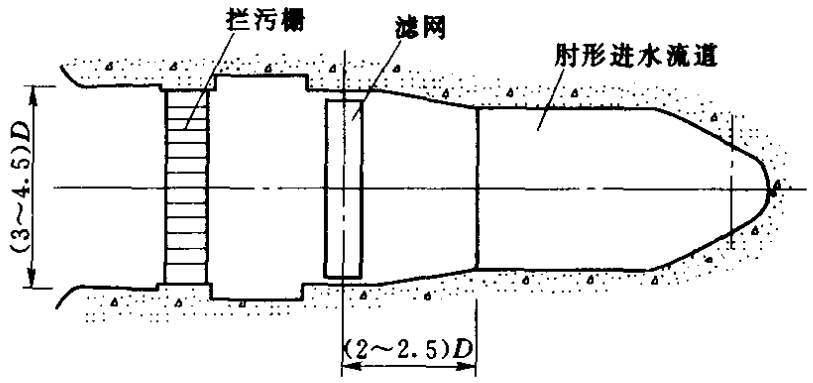


图 9-50　肘形或钟形进水流道前的进水间

（二）滤网侧面布置

正面布置的旋转滤网在运行过程中，有时因为喷嘴冲洗效果不理想而把水草带入水泵使水质难以保证。为此，工程上出现了旋转滤网侧面布置的方案。

图 9-51 是一种立式水泵湿室型泵房采用侧面布置的旋转滤网时的进水间布置方案。由于旋转滤网是侧面布置，不管滤网的旋转方向如何，水草都不会进入水泵，从而可以保证较好的水质。

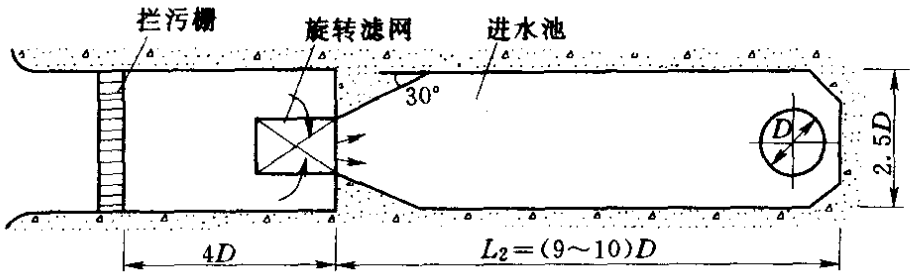


图 9-51　滤网侧面布置的正向进水形式

但侧面布置的滤网，水流是从两侧进入进水池的，在旋转滤网中间可以发现漩涡。水流进入进水池以后，又呈突然扩散状态，从而影响进水池中的流态。为此需要在滤网出口处设一渐扩段。为了确保水泵进口处的良好流态，国外有些资料规定进水池长 $L_2=(9\sim10)D$（其中 D 为水泵进口直径）。这个尺寸将可能造成工程投资的显著增加。为此应该采取整流设施并通过模型试验来确定合理的尺寸。

图 9-52 和图 9-53 是滤网侧面布置的另外两种进水间形式。引水方式也是开敞式的，常用于干室型或块基型泵房的进水形式布置。图 9-52 是用于渐缩弯管进水流道。从滤网至进口处的距离可取为 $3D$，滤网出口处至水泵进水流道的进口处的距离可取为 $1.8D$（其中 D 为渐缩弯管进口直径）。图 9-53 是带肘形或钟形进水流道的布置形式。滤网出口至水泵进水流道进口处的距离可取为（3～4）D（其中 D 为水泵叶轮直径）。为了保证良好的进水条件，可以在滤网出口至流道进口处增设隔板，以改善因突然扩散和突然收缩造成的流态。

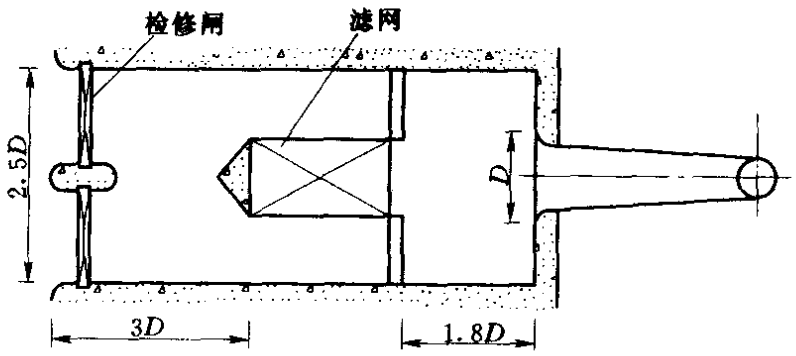


图 9-52　带渐缩弯管的侧面滤网布置

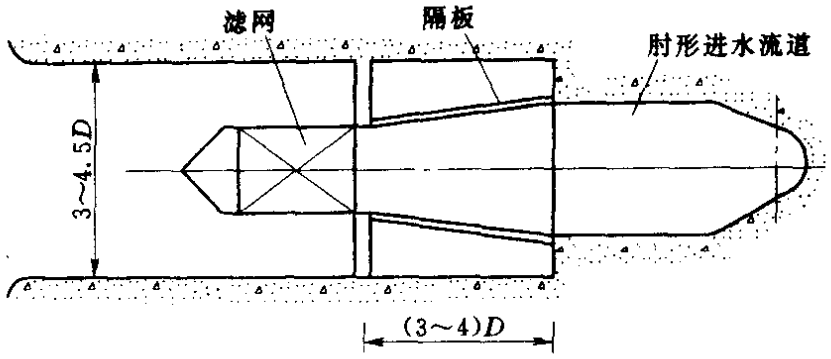


图 9-53　带肘形进水流道的侧面滤网布置

三、侧向进水的进水间

侧向进水的进水间，其中的滤网布置形式也有正面和侧面两种布置方案。图 9-54 是开敞式侧向进水、滤网正面布置、泵房形式为湿室型的进水间布置形式。这种布置方案适合于水源流速小于 0.6m/s 的场合。否则应根据工程的具体情况在临近进水池处设置导流装置，或增大前池长度。

图 9-55 是明渠引水的侧向布置形式，滤网仍是正面布置。为了改善水流在转弯处的流态，通常要求采用圆弧连接，而且应该使转弯处的上游侧的引渠长度大于引渠断面平均水深的三倍。图 9-55 标出了具体尺寸要求。

对于侧向进水，滤网也是侧面布置，水泵的进水流道采用渐缩弯管时，进水间的布置形式可参见图 9-56。这种形式的引渠宽度 b 应与进水池的长度 L_2 相匹配。当 $b=1.1D$ 时，可取 $L_2=1.5D$。当 $b=$

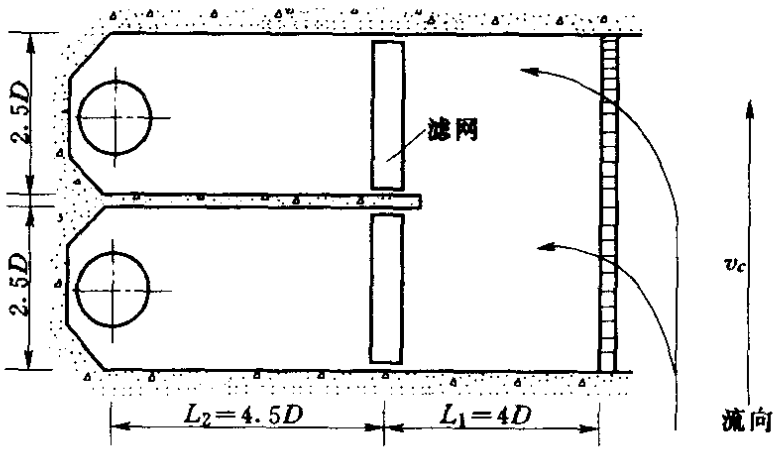


图 9-54　开敞式侧向进水

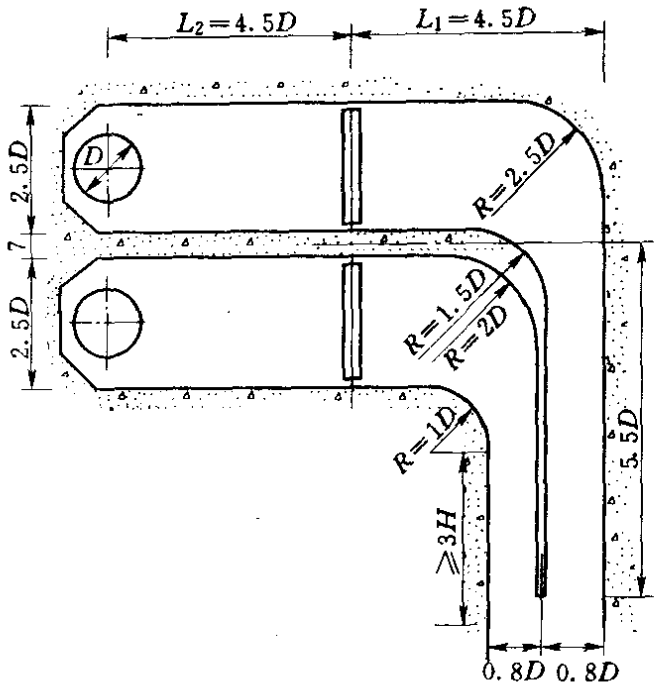


图 9-55　明渠引水的侧向进水

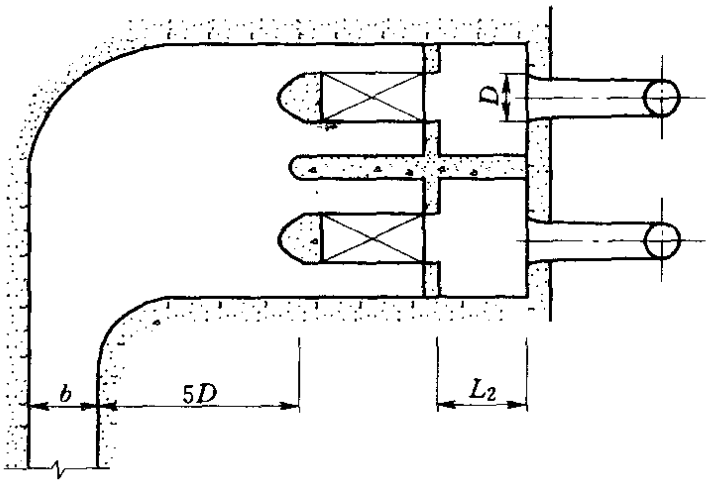


图 9-56　滤网侧面布置的侧向进水形式

$1.6D$ 时，宜取 $L_2=1.8D$（其中 D 为流道进口直径）。

第五节　进水建筑物的附属设备

进水建筑物的附属设备包括进水闸、防洪闸、检修闸、拦污栅及清污设备等，具体设置应满足工程实际需要。

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；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：与启闭设备相接连的部件。

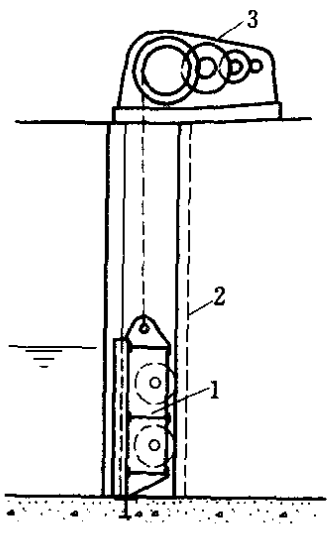


图 9-57 闸门的组成
1—活动部分；2—埋设部分；3—启闭设备

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 9-57 及图 9-58 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。

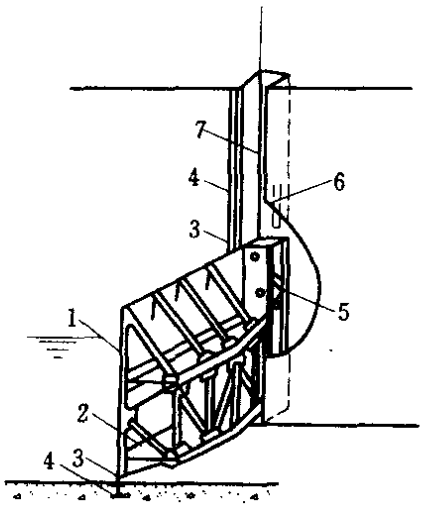


图 9-58　平面闸门门叶

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

（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，有时采用分块的叠梁，特别在露顶式的孔口，采用叠梁式较为普遍。

（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，当高水位采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，叠梁闸门，立拱闸门，弓形闸门。如

图 9-59 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。

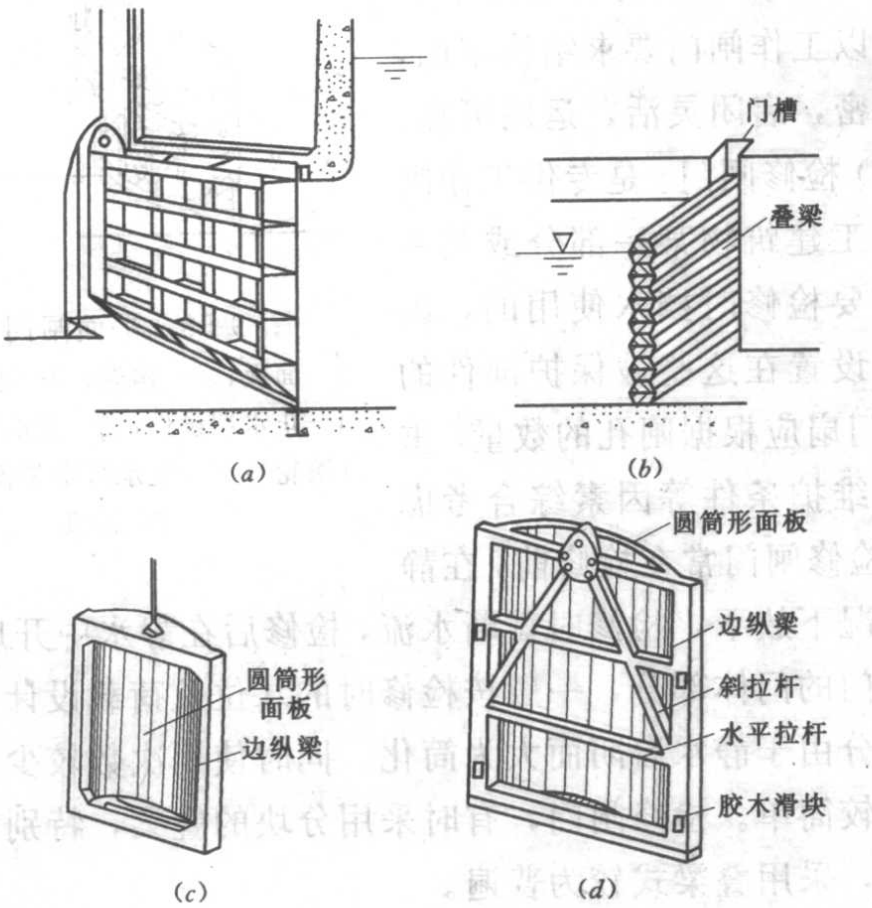


图 9-59 闸门结构形式图

(a) 滑动式平面闸门；(b) 叠梁闸门；(c) 带边框的立拱闸门；(d) 弓形闸门

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，其面板是由多层重叠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。

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. 灌溉或供水泵站进口闸门

（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，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 9-60 所示。

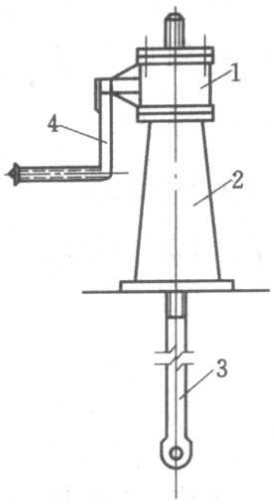


图 9-60　螺杆式启闭机

1—齿轮箱；2—支座；3—螺杆；4—手摇把

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闭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。

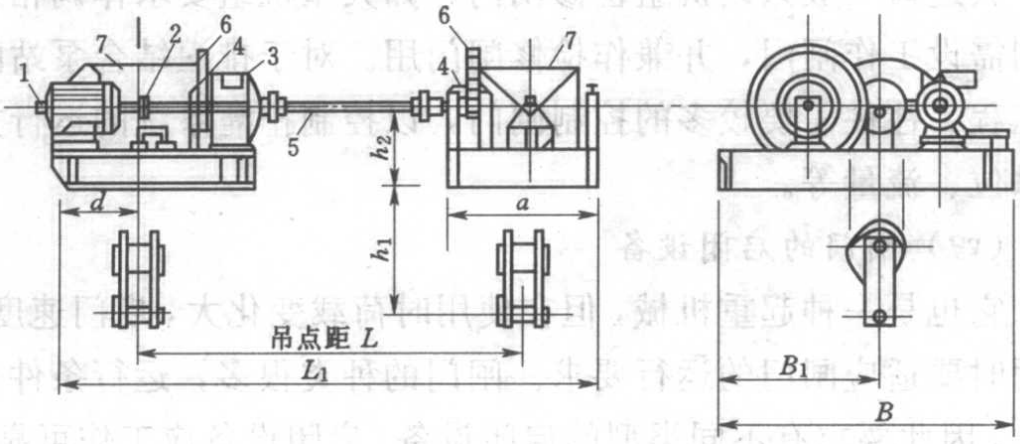


图 9-61　卷扬式启闭机

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

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 9-61 所示。

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 9-62）。

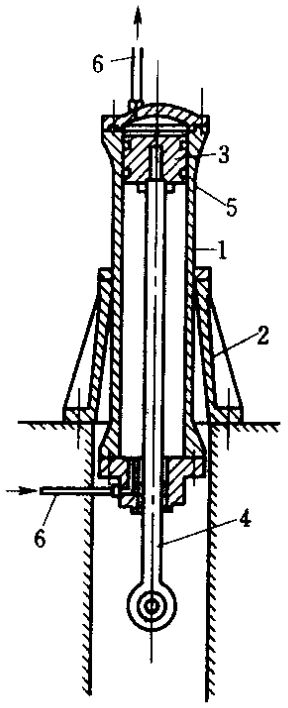


图 9-62　液压式启闭机
1—活塞筒；2—支座；3—活塞；4—连杆；5—油封环；6—油管通往油泵

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的平车上，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 9-63 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

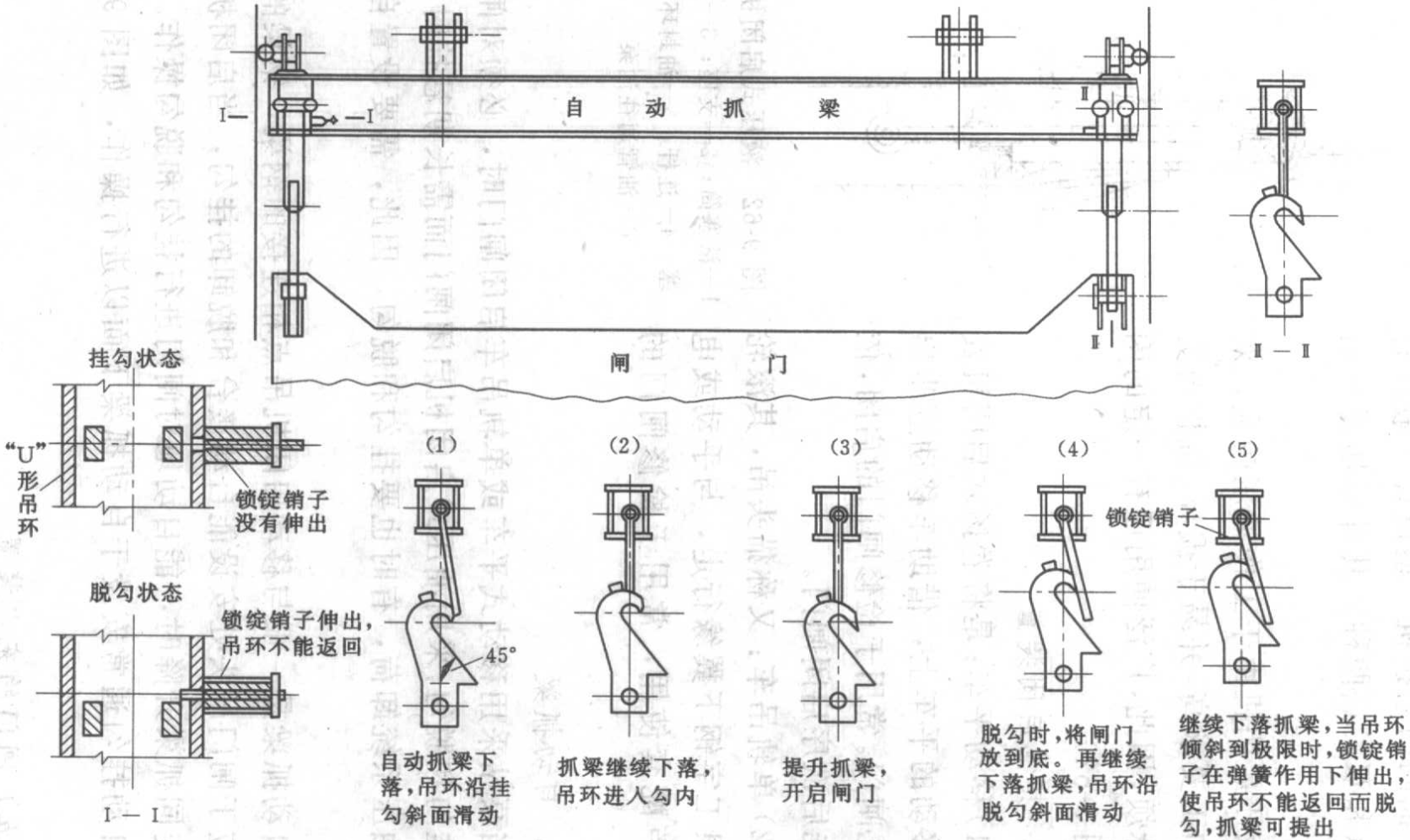


图 9-63 自动吊环的挂脱过程

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，对充水的挂勾状态水道应考虑设置排气管。

二、拦污栅及清污装置

（一）拦污及清污装置设计

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。

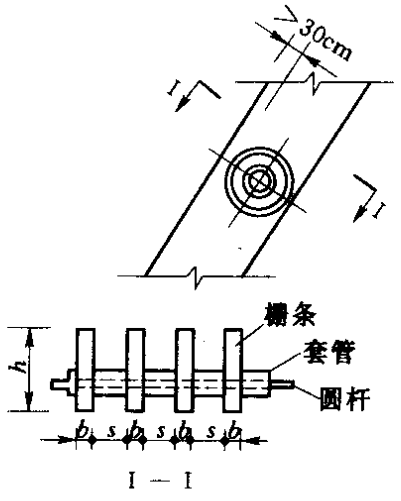


图 9-64　拦污栅栅条结构图

拦污栅是由直立的栅条联结而成，栅条一般由扁钢做成，栅面四周镶有角钢或槽钢，沿高度方向可设二层或多层；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 9-64 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前的进口处（还有设在流道内的）。这种布置形式，可以利用流道的隔墩做拦污栅支墩，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，并伴随很大的噪声，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，即使池中水位降至 22.7m，由于水流平稳，机组仍运行正常。从下面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 9-5 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°，实测结果如表 9-6 所示。

从表 9-5 和表 9-6 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，该处垂直线上的流速可相差数倍，分布极不均匀。

表 9-5　实测结果（一）

测点水深（m）	流速（m/s）
3.0	0.010
2.30	0.632
1.50	0.572
0.75	0.125

表 9-6　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

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，有时还采用前后两道粗细不同的拦污栅（图 9-65）。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 $h_{栅}$，可按第五章式（5-43）进行计算。

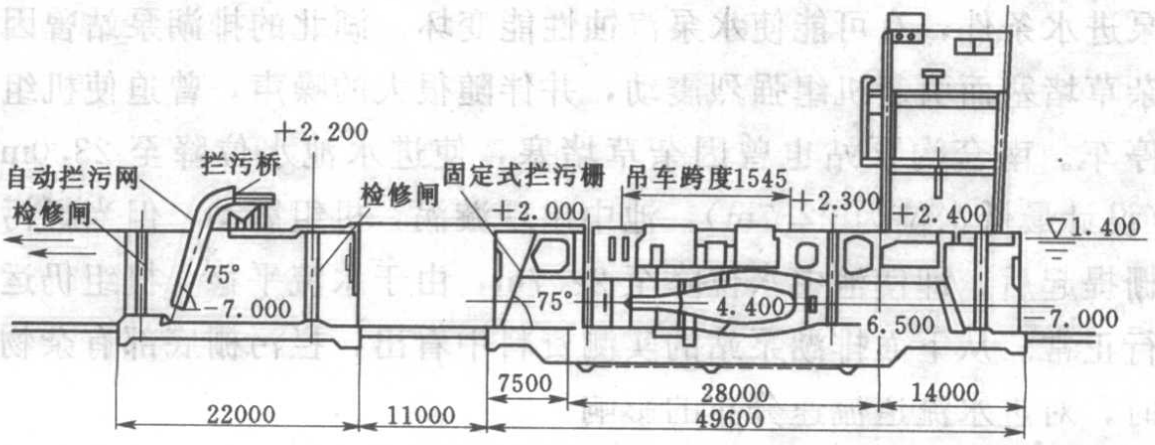


图 9-65　两道拦污栅

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，当孔口较大或过栅流速要求较小时，可采用曲面拦污栅。其位置要求与进水流道有一定的距离，且过栅流速为 0.5～0.8m/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 100～200mm；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 50～100mm。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 70～100mm；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，此时可做成曲线形拦污栅。

2. 与水位、荷载条件有关

对于水深较大的露顶拦污栅，可做成上、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 4.0m，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°～70°，高度在 5m 以上时，要设置中间作业层；机械清污时，倾角可达 70°～80°。对需要起吊拦污栅清污的情况，拦污栅可做成活动式，也设支承行走与导向装置；对于水力冲洗清污的拦污栅，常做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。

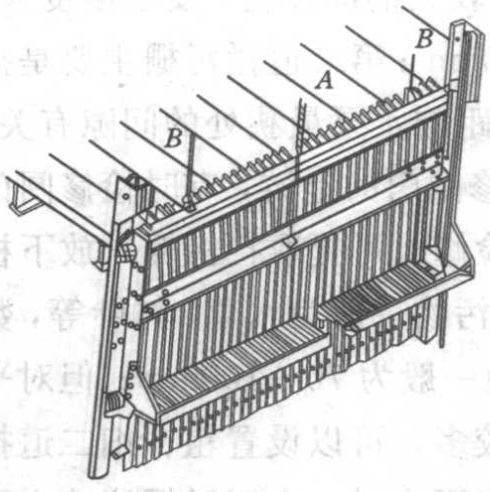


图 9-66　耙斗式清污机的清污齿耙

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、单轨悬吊式三种形式。由机架、驱动机组、耙斗等组成。可用在深式取水口上，如图 9-66 所示。

图 9-66 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，也可没有轨道而沿栅面滑动。

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 9-67 所示。用于污物为水草、枝叶、菜

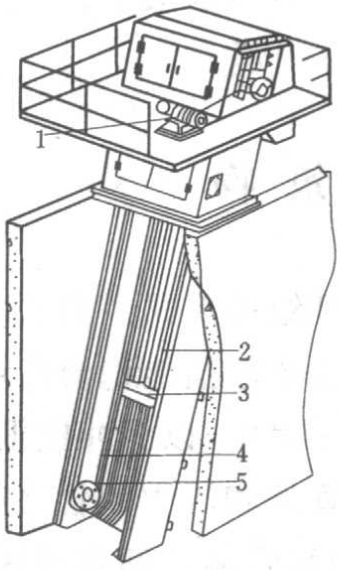


图 9-67　回转耙式清污机

1—电动机；2—拦污栅；3—齿耙；4—链条；5—从动链轮

皮等体积较小，但数量较多的情况。这种清污维护方便。

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 9-68）。

1. 可动式皮带运输机

将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. 倾斜翻板式运输机

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，这种形式适用于大型泵站。

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斗内，吊斗沿着支架大致按垂直向提升，并将污物投

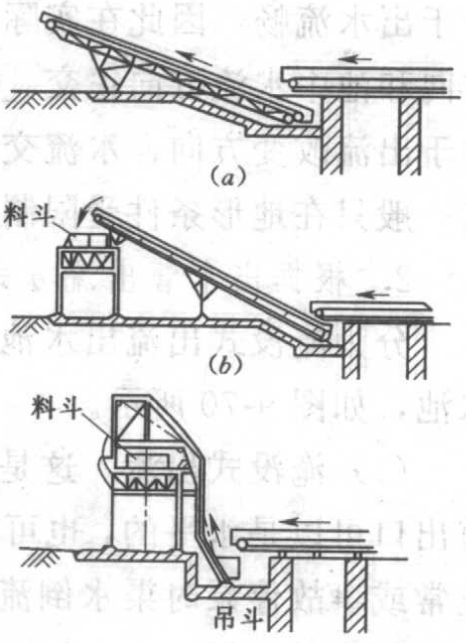


图 9-68　几种传送装置

(a) 可动式皮带运输机；(b) 倾斜翻板式运输机；(c) 吊斗式提升机

入料斗，然后由拖拉机或卡车运走。与倾斜运输机相比，它占地面积小，但不适合处理粗大的污物。

第六节　出水建筑物

出水建筑物分出水池和压力水箱两种结构形式。出水池是一座连接压力管道和干渠的衔接建筑物，主要起消能稳流作用，以便将压力水管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容泄区去。现将出水池和压力水箱的结构形式、尺寸及其确定方法等分述如下。

一、出水池

（一）出水池的类型

1. 根据水流方向划分

根据水流方向划分，出水池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 9-69（*a*）所示，由于出水流畅，因此在实际工程中采用较多；后者是指管口出流方向和池中水流方向正交［图 9-69（*b*）］或斜交［图 9-69（*c*）］，由于出流改变方向，水流交叉，流态紊乱，池与渠不便衔接，所以一般只在地形条件受限制的情况下采用。

2. 根据出水管出流方式划分

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 9-70 所示。

（1）淹没式出流。这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 9-70（*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。

（2）自由式出流。这时管道出口位于出水池水面以上［图 9-70（*b*）］。这种出流方式，浪费了高出于水池水面的那部分水头［图 9-70（*b*）中的 Δh］，减小了出水量。但由于施工、安装方便，

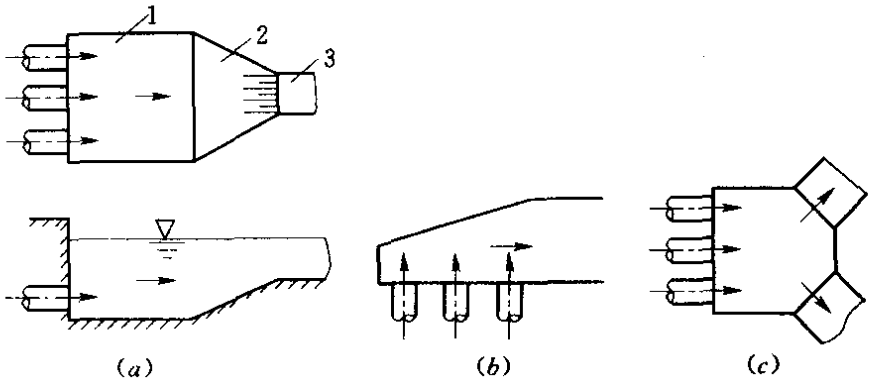


图 9-69　正向和侧向出水池

(a) 正向出水；(b)、(c) 侧向出水

1—出水池；2—过渡段；3—干渠

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 9-70 (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。

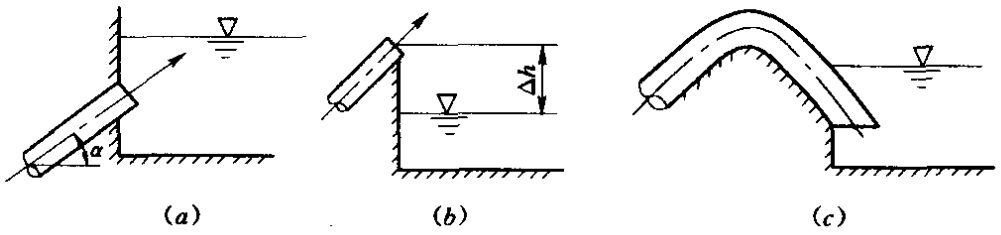


图 9-70　出水管不同出流方式

(a) 倾斜淹没式出流；(b) 自由式出流；(c) 虹吸式出流

(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 9-71 (a)]，两侧有回流区 B [图 9-71 (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。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。

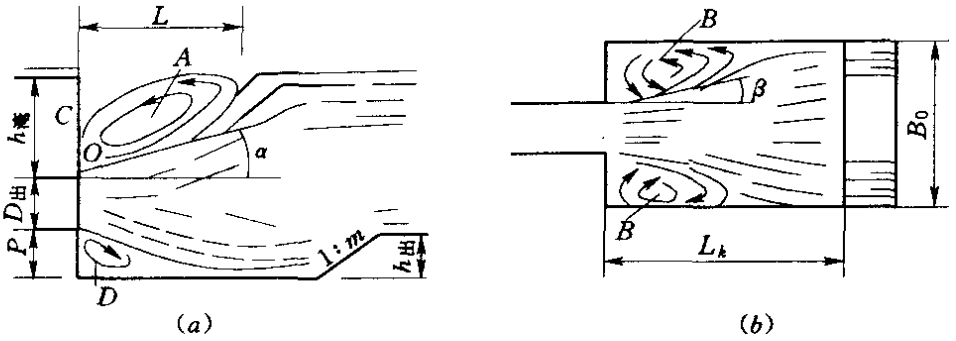


图 9-71　出水池中流态

（a）剖面；（b）平面

试验表明，图 9-71 中的各旋滚区 A、D 及回流区 B 的形状大小（即扩散角 α、β、旋滚长 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，即弗劳德数 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，$Fr>0.7$ 时池中将产生水跃，$Fr<0.7$ 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，则旋滚长度 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 $B_0=$（3～4）$D_{出}$ 出时，扩散角 β 具有最小值，即回流区最大，当 $B_0<3D_{出}$ 或 $B_0>4D_{出}$ 时，β 值都会增大，即回流区缩小。由图 9-72 可知，当 $B_0/D_{出}=3$ 时，$\beta=11°$；而 $B_0/D_{出}=2$ 时，β 值增至 30°。

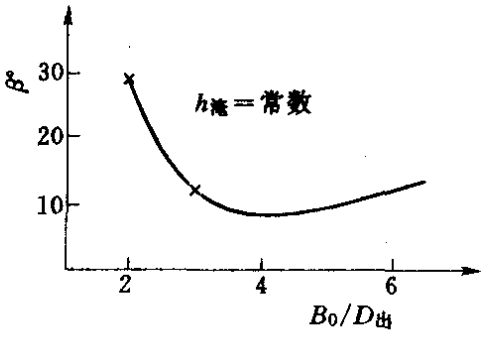


图 9-72　池宽与扩散角关系

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 9-73（a）中所出现的水流折冲及回流现象在设有隔墩的池中［图 9-73（b）］基本消失，水流比无隔墩时平稳而顺畅。

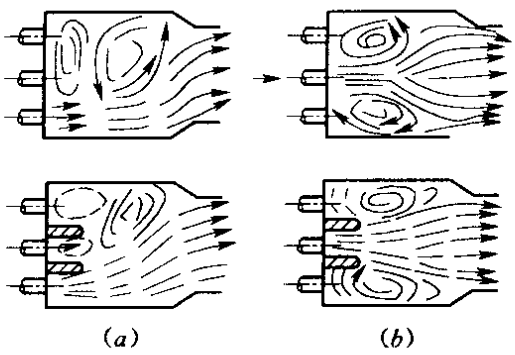


图 9-73　出水池水流中的隔墩
（a）有无隔墩时边台泵运行；
（b）有无隔墩时中间泵运行

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。

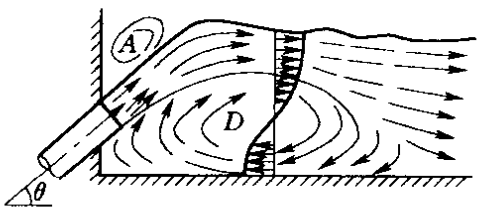


图 9-74　倾斜式出水流态

倾斜式出流形式随出水管向上翘起的角度 θ 的增加，表面旋滚区 A 逐渐减少（图 9-74），直至消失，而底部旋滚区 D 逐渐扩大，当 $\theta=15°\sim20°$ 时，底部旋滚的长度达到最大值。此后，底部旋滚区的长度随 θ 角的增大而减小。此外，底部旋滚区的长度还与管路出口的流态、出水池的尺寸、池坎高度和距管口的距离等因素有关。

英国的雷伯等人试验成功了一种出水管道向下出流的出水池，这种池的消能效果较好，设计尺寸也经济，如图 9-75 所示。

（三）出水池各部尺寸的确定

1. 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，以便比较。

1）水面旋滚法：如图 9-76 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

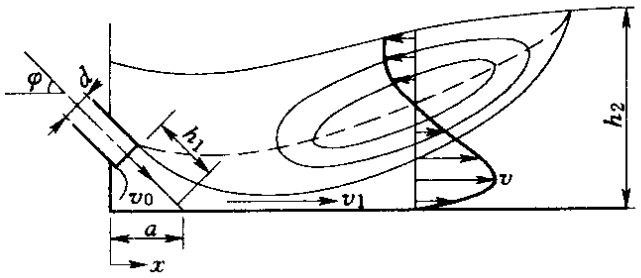


图 9-75　管道向下出流时的出水池

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—侧射时的起始最大流速；x—沿中线轴

的距离；φ—出流喷射角

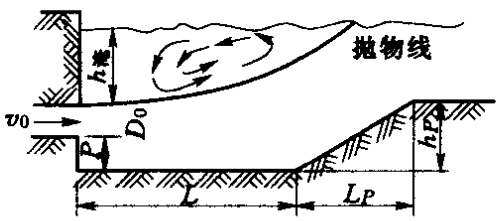


图 9-76　淹没出流示意图

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形式和高度 h_p。由于管道出口流速较低（一般均在 3m/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：

$$L = ah_{淹}^{0.5} \tag{9-24}$$

$$a = 7 - \left(\frac{h_p}{D_0} - 0.5\right)\frac{2.4}{1\dfrac{0.5}{m^2}} \tag{9-25}$$

$$m = h_p/L_p \tag{9-26}$$

式中：L 为出水池长度，m；a 为试验系数；h_p 为台坎高度；L_p 为斜坡水平长度；m 为台坎坡度，当垂直台坎时 $m=\infty$，当 $h_p=0$ 时，$m=0$。

应该注意，当用上式计算池长时，$h_{淹}$ 值应为管口上缘的最大淹没深值 $h_{淹最大}$。

根据水面旋滚消能理论和试验，原苏联 A·A·特瑞卡柯夫提出了如下的出水池长度的计算公式

$$L = Kh_{淹最大} \tag{9-27}$$

式中：$h_{淹最大}$为出水管口最大淹没深度；K 为系数，可从表 9-7 中选用。

表 9-7　　K 值表

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

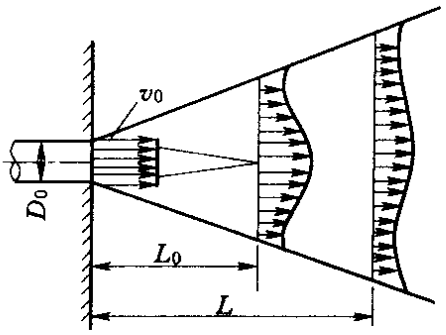


图 9-77　淹没射流

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，保加利亚波波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 9-77）。

$$L = 3.58\left[\left(\frac{v_0}{v_{渠}}\right)^2 - 1\right]^{0.41} D_0 \tag{9-28}$$

式中：v_0 为管道出口平均流速；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）出水池其他尺寸的确定。

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水口，一般采用：$P=10\sim20$cm。

2）管口上缘最小淹没深度。一般采用

$$h_{淹最小} = (1 \sim 2)\frac{v_0^2}{2g} \tag{9-29}$$

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

$$B \geqslant (2 \sim 3)D_0 \tag{9-30}$$

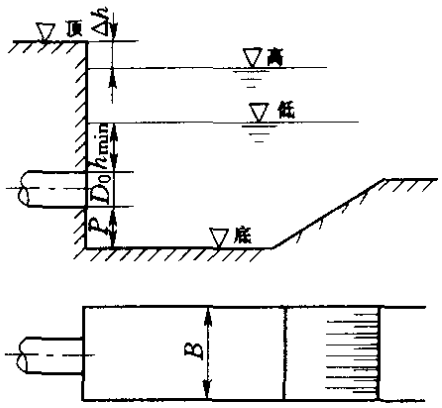


图 9-78　池深的确定

4）出水池底板高程：如图 9-78 所示，它是根据干渠最低水位▽低来确定的。即

$$\nabla_{底} = \nabla_{低} - (h_{min} + D_0 + P) \tag{9-31}$$

式中：h_{min}为最小淹没深。

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 确定的（图 9-78）即

$$\nabla_{顶} = \nabla_{高} + \Delta h \tag{9-32}$$

当 $Q<1m^3/s$ 时，$\Delta h=0.4m$；

当 $Q>1m^3/s$ 时，$\Delta h=0.5m$。

（3）向下出流时水池尺寸的确定。英国雷伯根据图 9-75 所做的试验表明：出水管向下的喷射角以 90°最好，与在大气出流相比，消能效果更为显著，如图 9-79 所示。它与水平出流相比，水池长度可缩小近一半。表 9-8 列出其试验值。

雷氏还就图 9-75 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（9-33）。

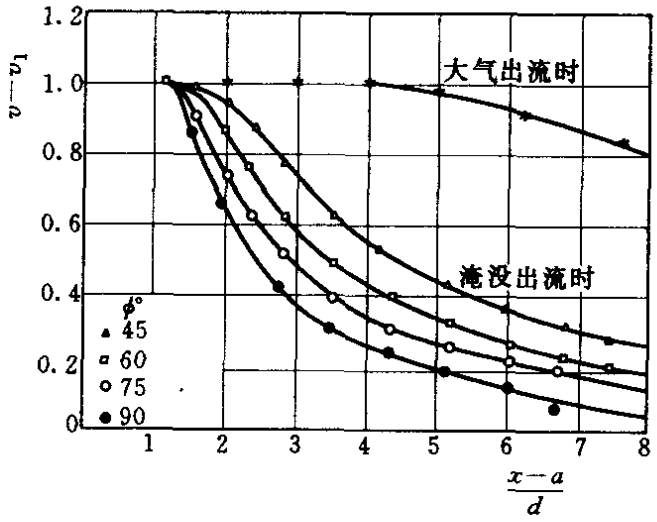


图 9-79　管道向下出流时出水池有关参数的试验曲线

表 9-8　　试　验　值

向下倾角 φ	喷射高度 h_1/d	池宽 W/d	下游水深 h_2/d	离后墙射距 a/d	池长 $x\text{-}a/d$	弗氏数 Fr	雷诺数 Re (10^4)
90	1	4	4	7	5～8	8	8.7

注　表中符号见图 9-75。

$$\frac{v}{v_1} = c\left(\frac{d}{x-a}\right)^n \tag{9-33}$$

式中：c 为比例系数；n 为指数。

c、n 值与喷射角有关，如表 9-9 所示。

表 9-9　　c、n 值

喷射类型	喷射高度 (h_1/d)	喷射角 (φ)	c	n
向下淹没式喷射	1～6	45	2.32	1.02
		60	2.05	1.09
		75	1.97	1.22
		90	1.79	1.45

2. 侧向出水池尺寸的确定

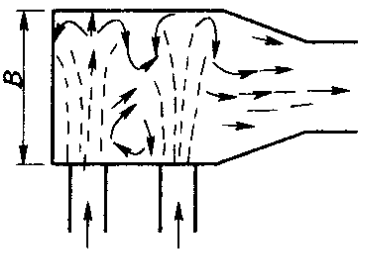


图 9-80　侧向出流

(1) 池宽 B 的确定：由于侧向出流受到对面边壁的阻挡而形成反向回流，使之出流不畅。壁面距管口越近，出流受阻力越大，出水流量越小，如图 9-80 所示。图 9-81 是一组试验曲线，从中可以看出，当池宽 $B>4D_0$ 时，池宽对出流流量 Q 已无明显影响。

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：

$$\frac{B}{D_0} = 2\sqrt{5Fr - \frac{h_{淹}}{v_0}} \tag{9-34}$$

式中：Fr 为管口出流的弗劳德数；$h_{淹}$为管口上缘淹没深度。

对单管侧向出流，一般可采用：

$$B = (4 \sim 5)D_0 \tag{9-35}$$

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 9-82 所示。不同断面池宽可分别采用如下尺寸：1-1 断面：$B_1=(4\sim5)D_0$；2-2 断面：$B_2=B_1+D_0$；3-3 断面：$B_3=B_l+2D_0\cdots$

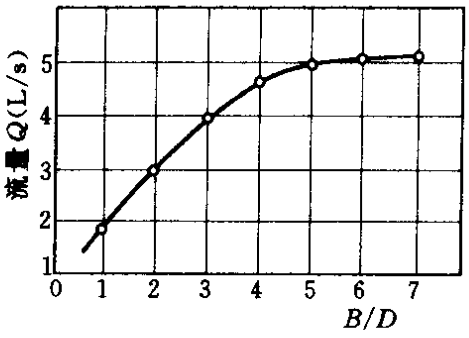


图 9-81　Q-B/D 关系曲线

（2）池长的确定：图 9-83 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。因此，对单管侧向出流的池长计算公式为：

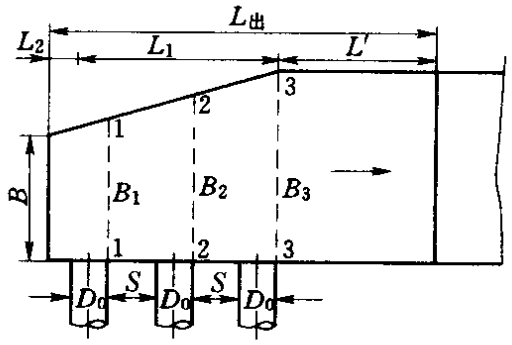


图 9-82　多管侧向出流

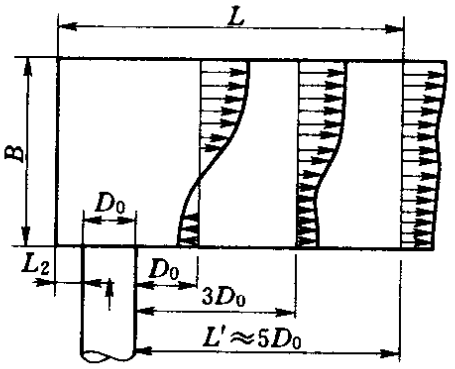


图 9-83　侧向出流的流速分布

$$L = L_2 + D_0 + L' = L_2 + 6D_0 \tag{9-36}$$

式中：L_2 为管口外缘至池边距离。

对多管侧向出流（图 9-82）：

$$L_{出} = L_2 + L_1 + L' = D_0 + [nD_0 + (n\text{-}1)S] + 5D_0$$
$$= (n + 6)D_0 + (n\text{-}1)S \tag{9-37}$$

式中：n 为管道根数；S 为管道之间的净距（图 9-82）；其他符号意义同前。

（四）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 9-84 所示。

收缩角通常采用 $\alpha=30°\sim45°$，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

$$L_g = \frac{B-b}{3\tan\frac{\alpha}{2}} \qquad (9\text{-}38)$$

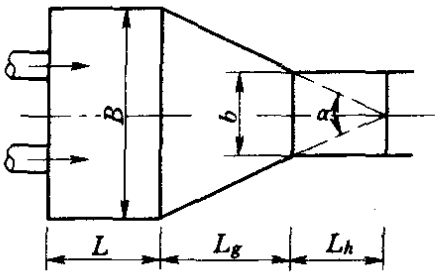


图 9-84　过渡段长度

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：

$$L_h = (4 \sim 5)h_{渠大} \qquad (9\text{-}39)$$

式中：$h_{渠大}$为干渠最大水深。

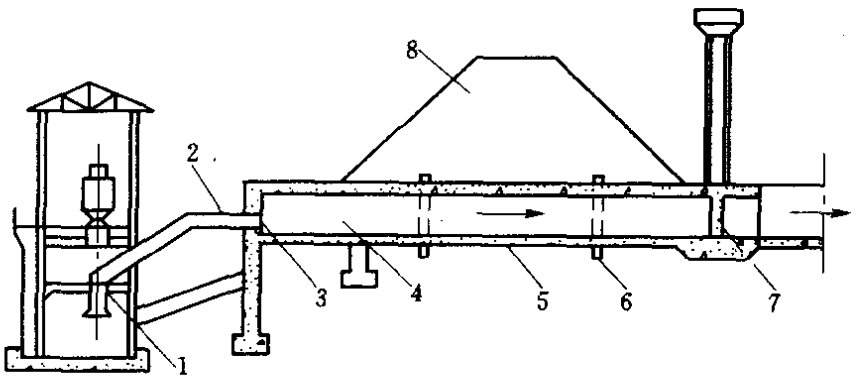


图 9-85　压力水箱

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—防洪堤

二、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 9-85 所示，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 9-86）和侧向出水（图 9-87）两种。

（2）按几何形状分，有梯形（图 9-86）和长方形两种。

（3）按水箱结构分，箱中有隔墩和无隔墩两种。

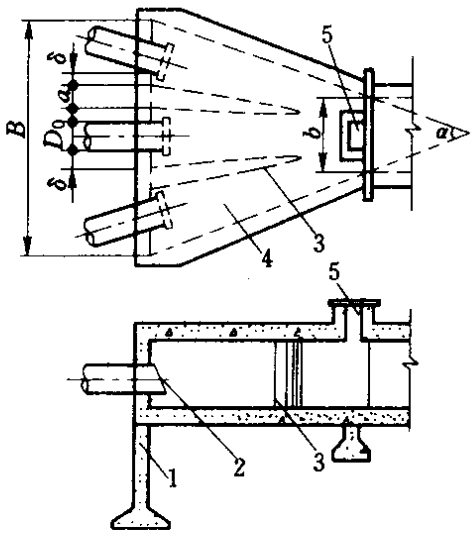


图 9-86　正向出水压力水箱
1—支架；2—出水口；3—隔墩；4—压力水箱；5—进人孔

试验表明，正向出水压力水箱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）压力水箱结构和尺寸的确定

压力水箱式出水结构，一般由压力水箱、压力涵管和防洪闸等部分组成（图 9-86 和图 9-87）。

压力水箱在平面上呈渐收缩的梯形，箱内设有隔墩，水箱可和泵房分建，也可和泵房合建成一体。分建式水箱应设置支架支撑，支架基础应筑于挖方上。合建式水箱后侧，应简支于泵房后墙壁上，以防泵房与水箱不均匀沉陷。箱壁厚度一般为 30～40cm，隔墩厚 20～30cm，在现场浇筑而成。压力水箱尺寸应根据出水管数目（一般为 3～5 根）、管径而定。水箱进口的净宽 B（见图 9-86）为：

$$B = n(D_0 + 2\delta) + (n-1)a \tag{9-40}$$

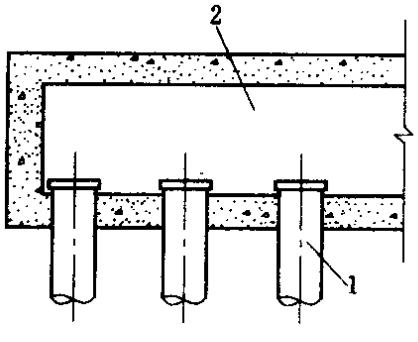


图 9-87　侧向出水压力水箱
1—出水管；2—压力水箱

式中：n 为出水管根数；D_0 为出水管口直径；δ 为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 $\delta=25\sim30$cm；a 为隔墩厚，可取 $a=20\sim30$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 $a=30°\sim45°$。

为便于检修，水箱顶部设有进人孔，进人孔多呈 60～100cm 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 2～3mm 厚的橡皮止水。

侧向压力水箱内的水流紊乱，阻力损失大，且容易引起机组振动。在不得已需要采用这种型式时，应通过模型试验加以论证。

（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。

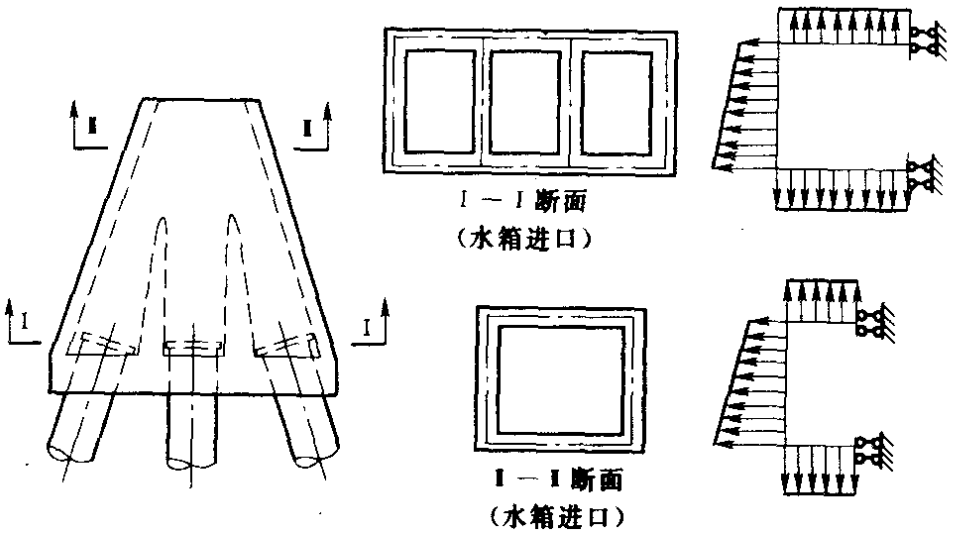


图 9-88　压力水箱计算简图

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形式，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力矩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 9-88 所示。

在计算过程中应注意：①压力水箱隔墩如果能和顶板联结，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。

第十章　进出水管道

进出水管道包括水泵的进水管和出水管。进水管为连接水泵进口和进水池的管道；出水管为连接水泵出口和出水池的管道。管道是泵站不可缺少的一部分。虽然管道本身的构造简单，但管线的选择和布置、管道直径的确定、管段之间的连接、管路附件的设计和选择、水流在管道中流动过程的过渡过程计算等一系列问题却很复杂。设计不合理的管道，不仅会增加工程投资，降低水泵的运行效率，增加运行费用，而且会引起水泵的汽蚀和振动，也可能发生水锤事故，引起管道破裂，严重影响泵站的安全运行，给泵站工程和工农业生产带来重大损失。由此可见，进出水管道的规划设计在泵站工程中同样很重要。

第一节　进水管道

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。进水管一般较短，对泵站的工程投资影响不大，但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，从而降低了水泵的安装高程和泵房底板高程，增加了泵房的开挖深度和工程投资。同时，阻力损失的增加也会降低管路效率和增加运行费用；②使水泵叶轮进口的流速和压力分布不均匀，由此可以引起水泵汽蚀、机组振动和水泵运行效率的降低；③管内存气或进气，也会引起机组振动，降低装置效率。因此，对进水管道进行正确设计是很重要的。

一、进水管道的布置和管径

进水管道的布置和设计内容包括管径大小、管线布置、异型管、管路附件的确定等。

（一）进水管布置

根据所选水泵的结构形式的不同，进水管的布置形式也有所不同，如图 10-1 所示。进水管布置形式与水泵类型和结构、进水池水位变化幅度、泵房形式等很多因素有关，一般有水平、垂直和倾斜三种布置形式。图 10-1（*a*）、（*d*）为卧式和立式双吸离心泵水平布置的进水管，也可以用于中小型贯流泵，泵房形式为干室型泵房。因该二图中的进水池最低水位高于进水管水平管段，因此，进水管为直线布置。但因图 10-1（*a*）的进水喇叭口以上的淹没深度不足满足防止进气漩涡的产生，故在进水管的进口处增加了 60°的弯管，并在弯管之前还有喇叭管。另外，因为进水池水位经常高于水泵和进水管，为了便于水泵检修，必须在进水管上安装检修阀门。如果泵房和进水池之间相距较远，或泵房和进水池之间有沉降缝，则应在进水管上设置柔性接管。

对于干室型或分基型泵房，进水池最低水位经常低于水平管段，因此，需要有垂直或倾斜的管段与水平管段连接，如图 10-1（*b*）、（*c*）所示。对于分基型泵房，如果为了减少整个泵站工程的占地面积，需要采用直立的进水池后墙，这就可以选用该图（*b*）所示的垂直布置的进水管形式。如果需要节省挡土墙的工程投资，进水池的后墙可以采用斜坡形式，就可以选用该图（*c*）所示的倾斜布置形式。

图 10-1（*e*）为用于干室型泵房的立式单吸离心泵或混流泵的进水管布置形式。因为进水管必须水平布置，而水泵的进口是朝下的，因此，在水泵的进口处必须安装 90°弯管。但因弯管对流态影响很大，因此，进水管的直径最好大于水泵进口直径，并将 90°弯管设计成渐缩弯管，或肘形弯管形式，以使水泵进口的流速和压力分布能够满足要求。另外，因进水池水位经常高于水泵，故在进水管上必须安装检修阀门。

图 10-1（*f*）为湿室型泵房的卧式轴流泵或导叶式混流泵的进水管布置形式。显然，因为进水管是垂直布置，而水泵进口的水流是水平方向，因此，在水泵的进口必须安装进水 90°弯管。如果

是采用前轴伸式的卧式泵，在进水弯管上还有泵轴伸出。水泵进口的流态不仅受弯管的影响，同时还受到泵轴的影响。因此，在设计进水弯管时更应该引起注意。

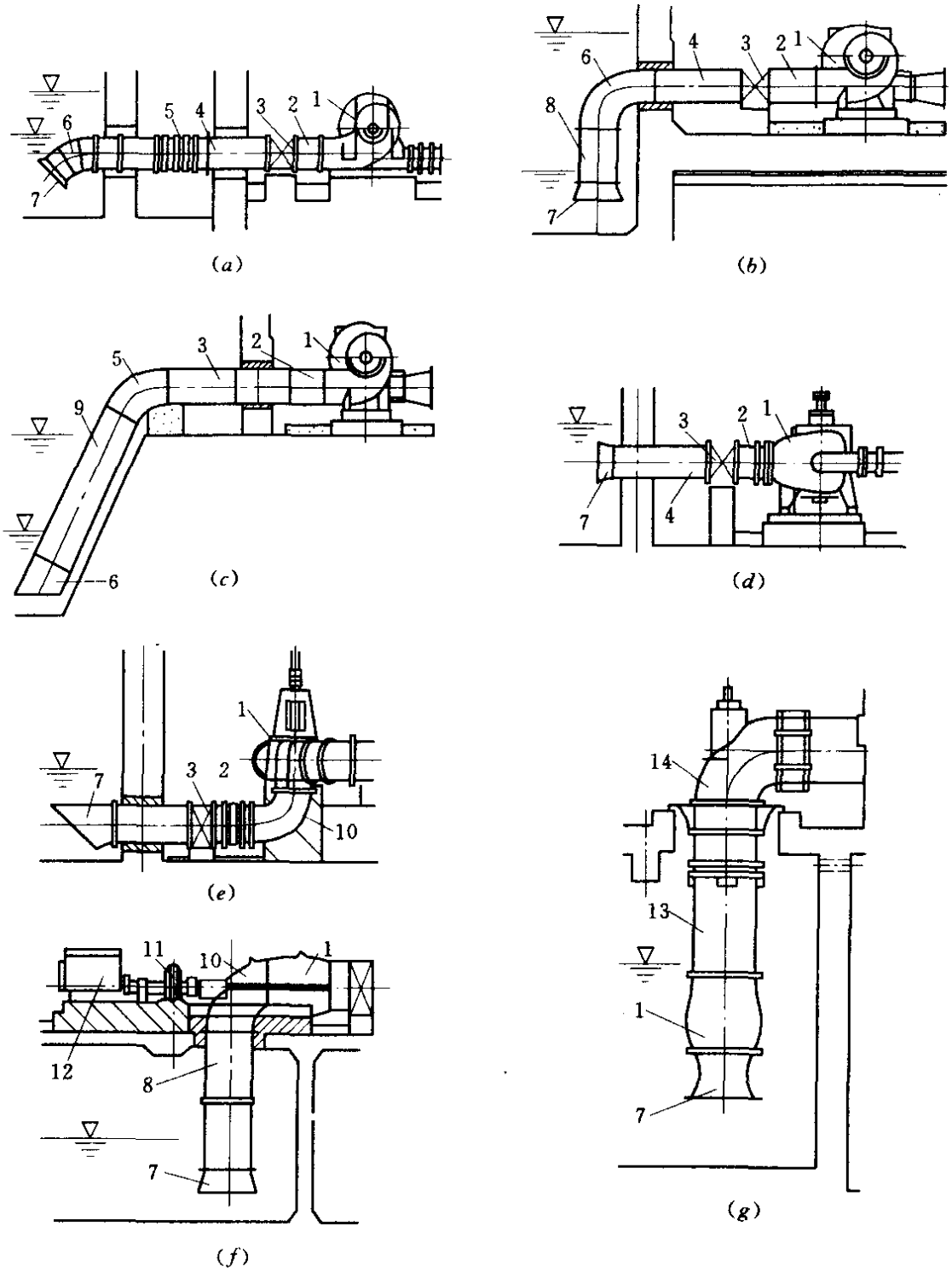


图 10-1　进水管布置形式

1—水泵；2—进水接管；3—检修阀；4—水平进水管；5—柔性接管；6—弯管；7—进水喇叭口；8—垂直进水管；9—倾斜进水管；10—水泵进水弯管；11—齿轮减速器；12—电动机；13—水泵出水管；14—水泵出水弯管

图 10-1（g）为湿室型泵房的立式轴流泵或导叶式混流泵的进水形式。因为水泵叶轮位于水下，因此，水泵进口直接与进水喇叭口相接。在这种情况下，虽然没有进水管对水泵进口的流态影响，但进水池的流态对水泵的影响却很大，因此，在设计进水池应该特别注意。

（二）管径确定

进水管的直径大小直接影响管道内的流速，而管路阻力损失与流速的平方成正比。因此，为了减少进水管的阻力损失，提高管路效率，进水管的直径不宜选得过小。一般，进水管的直径应比水泵进口直径大一级❶。同时，还应该满足管内流速在 1.5～2.0m/s 之间，也就是说，进水管的直径应在以下计算范围。

$$D = (0.92 \sim 0.8)\sqrt{Q}$$

式中：D 为进水管管径，m；Q 为水泵的设计流量，m^3/s。

二、异型管

（一）进口形式的选择

选择进口形式时主要应考虑其阻力损失和允许淹没深度的大小两个方面的因素。尽管进口阻力损失较小，但不同的进口形式，其阻力损失的差别甚大，变化范围为 1.0～0.01，相差 100 倍，如图 10-2 所示。但不管水平进水管还是垂直进水管，都是喇叭口的进水形式的阻力系数最小。因此，选择喇叭口的进水形式是有利的。常用的铸铁喇叭口尺寸见表 10-1 所示。

另外，根据有关试验，喇叭口的形状和尺寸对淹没深度也有很大影响。即不同形状尺寸的喇叭口，在相同流量的情况下，进水池表面不产生进气漩涡的允许淹没深度也是不同的。实验证明，垂直安装的喇叭口比水平安装的允许淹没深度小。为了减少水平安装的喇叭口淹没深度，日本采用了一种进口倾斜的特殊形状的喇叭口（见图 10-3a），可供参考。

---

❶ 在工程中，标准的管道直径是按 50mm 级差排列的，如水泵进口直径为 500mm，则进水管直径应大于水泵进口直径，可取为 550mm。

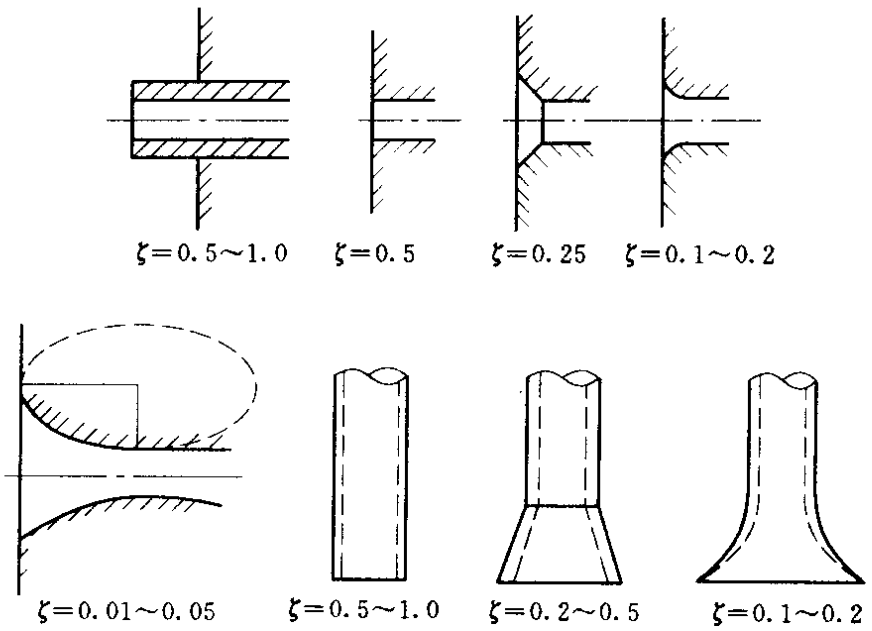


图 10-2　进水形式及其阻力系数

表 10-1　　铸铁喇叭口尺寸表

公称内径（mm）		外形尺寸（mm）			重量（kg）	图　形
d	*D*	*T*	*H*	*R*		
300	375	13	190	481.2	19.6	
350	440	14	220	538.4	27.7	
400	500	15	250	624.8	39.0	
450	560	16	280	709.4	52.1	
500	630	17	310	740.6	68.7	

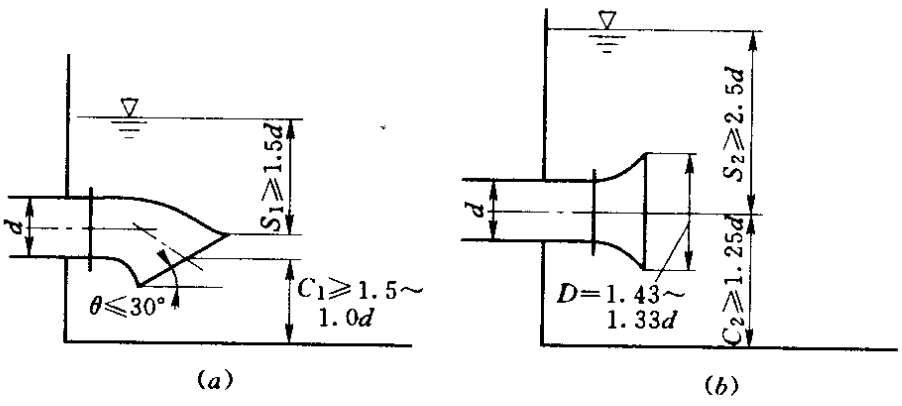


图 10-3　喇叭口的淹没深度

（*a*）异形喇叭口；（*b*）水平喇叭口

（二）进水接管

如上所述，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的进水接管（见图 10-1）常常需要采用渐缩管连接。

在设计渐缩管时应考虑减少阻力损失和在管道内不产生气囊为原则。渐缩管的阻力损失与其收缩角及渐缩管前后断面面积的大小有关，如图 10-4 所示。渐缩管的阻力系数可参考第五章有关内容。但对于水泵安装在进水池水面以上的进水管，进水管内常为负压。如果管道有高于水泵进口上缘的突起部分，如图 10-4（a）所示，则水中游离的空气以及因压力过低产生的汽泡将会停留在突起处并形成气囊。因为气囊在压力的作用下容易压缩膨胀，而气囊的压缩膨胀又会加剧管内压力的不稳定。因此，在设计时应该尽量避免这种情况的发生。但对于圆锥形渐缩管的水平进水管段，高于水泵进口的突起部分是难以避免的。因此，水泵进口处的进水接管以选用偏心渐缩管为宜。所谓偏心渐缩管就是进出口断面的上缘在同一水平线上，如图 10-4（b）所示。另外，还应避免图 10-4（c）的布置形式，因为这种形式同样容易产生气囊。

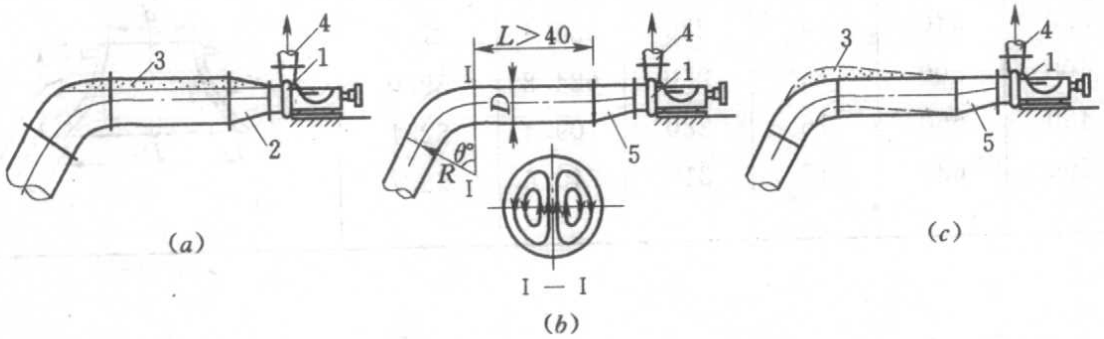


图 10-4　进水管段

（a）锥形渐缩管；（b）偏心渐缩管（I — I 断面为二次回流）；（c）翘起管段

1—水泵；2—锥形渐缩管；3—气囊；4—出水管；5—偏心渐缩管

（三）弯管

对于图 10-1（e）所示的立式单吸蜗壳泵和 10-1（f）所示的卧式轴流泵装置形式，水泵进口的进水弯管是不可少的。弯管的阻力系数 $\zeta_{弯}$ 可根据第五章的有关公式计算。影响弯管阻力系数的

主要因素有 R、D、θ 等参数。增大 R 或减小 θ 都可以达到减小 $\zeta_{弯}$ 的目的。

另外，水流流经弯管后，会产生二次回流［图 10-4 (*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，如图 10-1 (*e*) 和 (*f*) 所示，不均匀的流速和压力分布将会使水泵性能恶化，效率下降，甚至引起振动和噪音。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，见图 10-4 (*b*) 所示。大量的水力学试验也表明，增大 R 及和减小 θ 对改善弯管出口断面的流态也是有好处的。

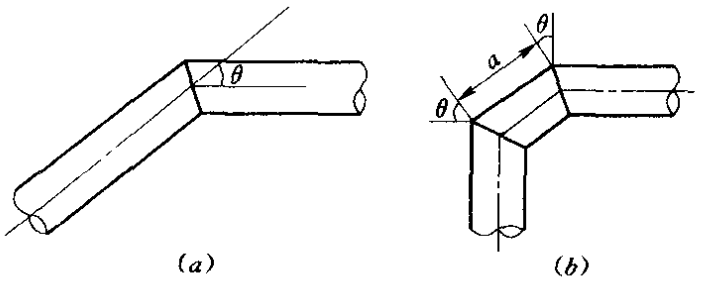


图 10-5　折曲弯管

在实际工程中，常见的弯管有铸铁弯管和焊接弯管。焊接弯管为折曲弯管（见图 10-5 所示），其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漩涡和二次回流，阻力系数也更大。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 10-5 (*b*) 所示。曲折弯管的阻力系数见表 10-2 所示。

表 10-2　　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	
ζ	0.55	0.70	0.90	1.10	

三、进水管道上的阀件

进水管上的阀门主要有用于启动充水的底阀和用于检修水泵的闸阀或蝶阀等。

（一）底阀

对于分基型泵房以及需要在最低水位低于水泵叶轮的工况下启动水泵的干室型泵房和卧式泵的湿室型泵房，启动前水泵叶轮无水，水泵无法启动。因此，启动前将水泵叶轮充满水是不可缺少的运行环节。充水的方法有人工充水和机械充水两种。对于大中型泵站均采用机械充水的方法，即用真空泵将进水管和泵内的空气抽出，进水池的水将在大气压力的作用下进入泵内，完成充水任务。

对于口径小于 150mm 的小型抽水装置，一般采用人工充水的方法。即在进水管的入口处装有只能向水泵进口方向流动的单向流动阀，通常称为底阀（见图 10-6）。在水泵启动前，底阀处于关闭状态，用人工的方法将水从水泵壳顶部的充水阀门打开后，可以从灌水漏斗将水灌入进水管和泵内。当整个进水管和水泵叶轮灌满水后，水泵方能启动。

底阀的结构主要有单叶式和双叶式两种。图 10-6（*a*）为单叶式的关闭状态，而图 10-6（*b*）为双叶式的运行状态。底阀的主要问题是阻力损失大以及运行管理麻烦。阻力损失大，会造成较大的能量损失，增加运行费用。据有关资料介绍，底阀的能量损失占进水管能量损失的 50%～70%，占进、出水管总的能量损失的 10%～50%。水泵扬程越低，底阀的能量损失所占比例则越大。另外，底阀容易被水草堵塞和杂物卡住而关闭不严，常常出现漏水现象，给运行管理带来很大麻烦。另外，因为底阀为单向阀门，在水泵机组突然停机时会快速关闭，产

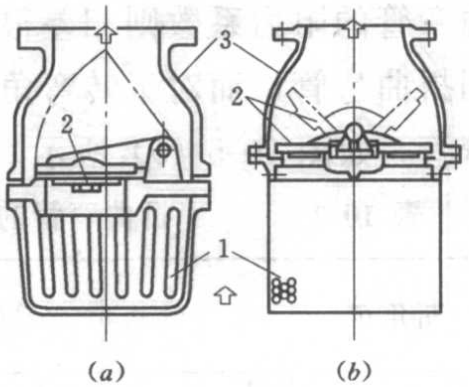


图 10-6　底阀

（*a*）单叶式；（*b*）双叶式

1—滤网；2—阀叶；3—阀体

生很大的水锤压力，有可能使进水管和底阀遭受破坏。为此，可在进水管上设置如图 10-7 所示的泄压管，以保证管路和底阀的安全。

鉴于上述情况，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。在大中型泵站中，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。

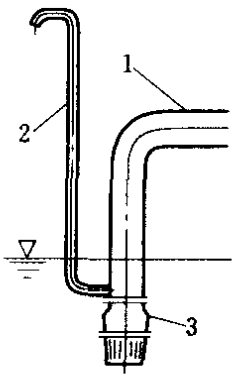


图 10-7　泄压管

1—进水管；2—泄压管；3—底阀

另外，取消底阀后，如果出水管路上无断流设施，在突然停机时管路中的水流反向流动会引起水泵机组倒转。因此，取消底阀后应该进行管路的水力过渡过程计算，验算管路和水泵的安全性。

（二）闸阀

对于水泵安装在进水池最高水位以下的抽水装置，需要在进水管上安装阀门，以便水泵检修。在泵站工程中，常选用闸阀作为检修阀。

闸阀的主要结构特征是阀杆转动，阀板上下滑动从而实现闸阀的开启。阀门全开时，过水面积和闸阀口径相同，阻力损失很小。另外，在关闭时，楔形阀板压入阀座内，水封性好。其缺点是：因为是靠阀板上下来开启，从而增大了阀门的整体高度；阀门的操作力大；启闭速度慢；阀门整体重量大等。

闸阀可根据阀杆、阀板及操作方式分类。按阀杆有内、外螺纹之分。内螺纹式阀门的阀杆与阀板之间有螺纹，转动阀杆时，阀杆本身并不作上下运动，而是靠螺纹带动阀板上下，故也称暗杆式闸阀，如图 10-8（a）所示。外螺纹式的阀门转动阀杆时，不仅带动阀板上下，阀杆本身也上下运动，故也称明杆式闸阀，如图

10-8（*b*）所示。内螺纹式阀门多用于清水场合，而外螺纹式阀门的抗磨损、抗腐蚀性能强，可用于含沙量较大的河水和污水场合。

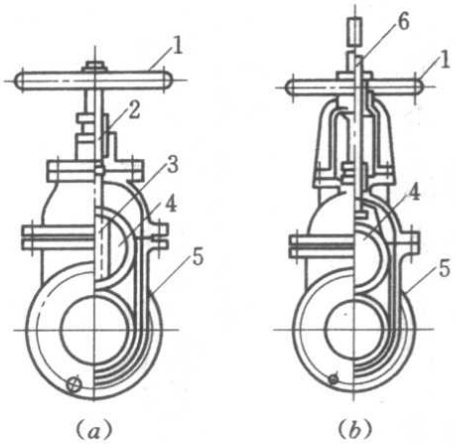


图 10-8　手动闸阀

（*a*）内螺纹式；（*b*）外螺纹式

1—手柄；2—阀杆；3—内螺纹；4—阀板；5—阀体；6—外螺纹阀杆

闸阀的阀板和阀座有单面锥度和双面锥度的两种。一般，闸阀用于全开或全关的工况，因此，标准形式的闸阀的阀板是双面的，但在需要部分开度的场合，最好选用单面形式。

按照操作方式，闸阀可分为手动和电动两种。口径小于500mm 的闸阀多用圆形手柄。对于口径及操作力较大的场合，也有带减速齿轮的手动闸阀，但开启速度很慢。电动闸阀一般采用蜗轮蜗杆减速机，在制动位置配备有能使阀板可靠停止的限位开关和制动装置，还有作为阀内卡入异物时起保护作用的转矩开关、开度计、手动用的手柄等。电动闸阀的开启速度一般为 150～200mm/min。

选用闸阀时应注意安装方式。因为闸阀的上部为空腔，在运行时常常存有空气。空气的压缩膨胀会引起机组振动，因此，进水管的闸阀应该水平卧轴安装。另外，检修阀在运行期间应该是常开的。因为阀门的开度减小后不仅会使其阻力系数明显增大，而且会使阀门之后的流态紊乱，甚至产生漩涡，影响水泵进口的流速和压力分布，从而降低水泵的运行效率。因此，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

如上所述，虽然水泵的进水管较短，但仍有管段与管段、管段与阀门、管段穿墙时与挡水墙结合的防止漏水以及当泵房与进水池之间有不均匀沉降如何防止管道变形和破裂等问题。这些问题一般采用伸缩节头、柔性节头、穿墙套管等措施来解决。

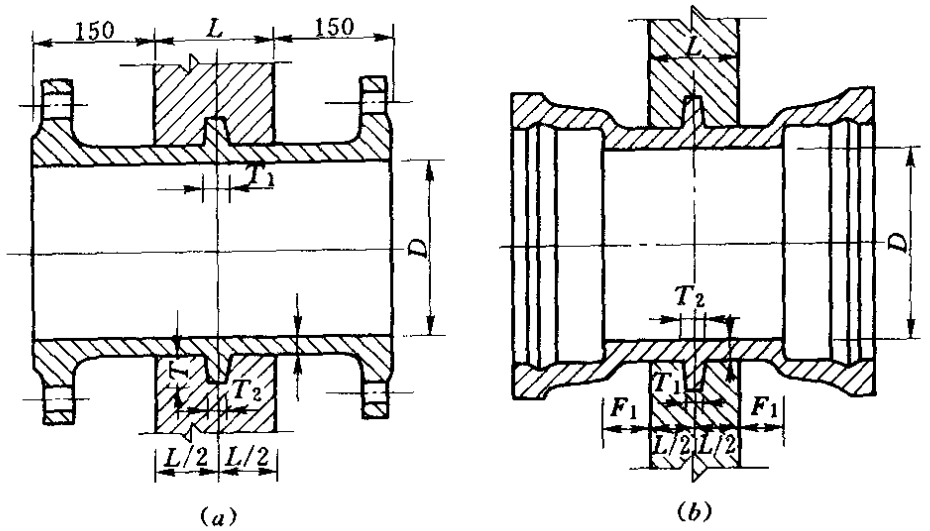


图 10-9　穿墙管

（一）穿墙管

对于干室型泵房，其挡水墙必然高于进水池最高水位。因此，进水管穿过挡水墙的位置经常处于水下，如果处理不好，穿墙处就有可能漏水。因此，应该特别注意穿墙管的防渗漏问题。

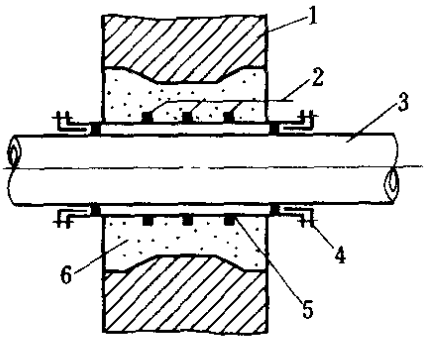


图 10-10　穿墙套管
1—钢筋混凝土挡水墙；2—截水环；3—进水管；4—止水装置；5—穿墙套管；6—二期混凝土

穿墙管形式有法兰式、承插式（见图 10-9）及套管式（见图 10-10）等。如果将进水管和泵房的挡水墙同时浇筑，又会给设备安装造成困难。为此，可以采用穿墙套管的形式（见图 10-9），以便防水和便于安装。穿墙套管的直径大于进水管，管外壁焊有 2～3 个截水环。在泵房施工时，先在墙上预留孔口，使其孔径比套管径大 15～20cm 左右。然后将套管放入，并补浇二期混凝土。套管和进水管之间有止水装置，即使因温度等原因进水管与套管之间出现水平位移，也可以防止漏水或渗水。

（二）伸缩接管

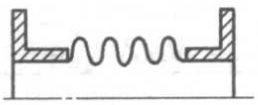
泵房和进水池之间为防止因不均匀沉降引起建筑物的破坏，常常设有伸缩缝。但进水管从泵房穿出后还要固定在进水池的后

墙上。如果管道不能伸缩，在建筑物之间发生相对位移时，将会引起管道破裂。因此，在进水管段上应该安装伸缩接管，也称柔性接管。伸缩接管的种类很多，一般可分为波纹形、滑动形、回转形等。

1. 波纹形伸缩接管

波纹形伸缩接管的主要特点是管壁呈波纹状，能够适应一定范围内的拉伸和压缩变形要求，不至于使管道破裂。波纹形伸缩接管主要有金属波纹形和橡胶波纹形两类，见表 10-3 所示。

表 10-3　　波纹管特征表

种　类		适宜直径（mm）	特　征
金属		50～2000	①最大伸缩量 150mm；②偏转角度约 5°以下；③偏心量一般为 50mm 以下，特殊型的可达 300mm；④允许温度 200～350℃；⑤耐压 200kPa 以下；⑥无旋转性
橡胶		50～2400	①最大伸缩量每节 20～50mm；②偏转角度约 10°以下；③偏心量每节约 10mm 以下；④允许温度 70～100℃；⑤耐压 170kPa 以下；⑥无旋转性

2. 套管式伸缩接管

套管式伸缩接管属于滑动型伸缩接管。其结构如图 10-11 所

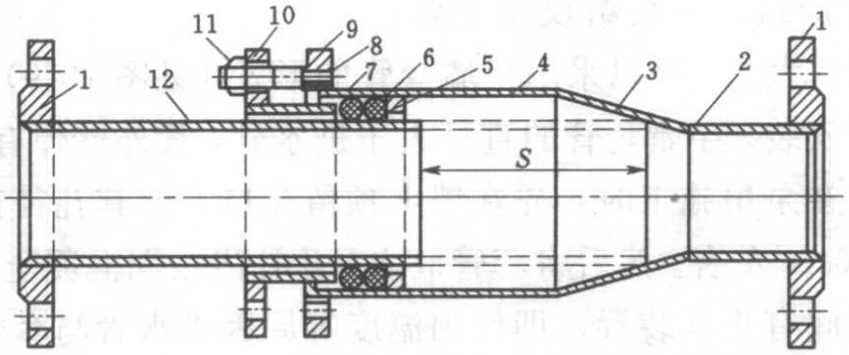


图 10-11　套管式伸缩管

1—法兰盘；2、12—焊接钢管；3—异径管；4—套管；5—挡圈；6—橡胶圈；7—短管；8—双头螺栓；9、10—翼盘；11—螺母

示，焊接钢管12放入套管3后，拧紧螺栓，短管7压紧橡胶圈，即可防止漏水。最大伸缩量S可达200mm，而且具有一定的旋转性，允许在常温下工作，但无偏心量（即要求接管与套管轴线在同一直线上。另外，如果进水管的一端与挡水墙固定，另一端与水泵机组固定，以后要拆卸或检修管路、闸阀、水泵将是非常困难的。因此，有些泵站的进水管路上也安装有套管式伸缩接管，如图10-1（e）所示。

第二节　出水管道及其布置

水泵安装高程和出水池水位高程确定后，出水管线的不同走向、坡度、串并联布置以及管材的选择等可以组成不同的设计方案。这些方案中，有的投资少但泵站效率不高；有的则可能运行费用低但工程投资大。本节的重点是掌握出水管线的选择和布置原则和方法，使工程达到技术上先进和经济上合理的目的。

一、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，普通压力管和高压管，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，重量大，且见水后易生锈，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，由于锈蚀，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约25%左右；⑤安装简便。目前钢筋混凝土管多采用承插式连接，用橡胶圈密封止水；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改进，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重量大、易破裂，因而给装卸、搬运带来一定的困难。

二、管道阀件

为了满足水泵机组启动、停机以及正常工作时的安全和经济运行要求，在出水管道上需要安装截流阀、逆止阀等。

（一）截流阀

泵站出水管路上通常都需要安装截流阀，其主要作用是：减小离心泵启动时的功率；正常运行时便于调节水泵流量；水泵需要抽真空启动时关闭阀门以便减少抽气体积；便于正常停机时的断流，防止管内水倒流时冲动叶轮引起机组反转等。常用的截流阀主要有闸阀和蝶阀两类。

1. 闸阀

闸阀的结构类型如上节所述，用于出水管路上的闸阀，应注意闸阀在关闭情况下的密封要求，以满足抽真空起动水泵的要求。对于抽清水的泵站可选用内螺纹暗杆式闸阀；对于含沙量较大或污水泵站则应选用外螺纹明杆式的闸阀。对于口径较大的水泵应

选用电动闸阀。

2. 蝶阀

蝶阀的特点是在阀室中使阀板转动来实现开启或关闭的。与闸阀相比，闸室更小，启闭速度更快，操作力更小。同时，蝶阀的流量调节特性较好，在部分开度时也能使用。故也可作为调节流量的控制阀使用。但因为阀门全开时阀板仍在闸室中，故阻力损失比闸阀大。按蝶阀的阀杆安放方向有立式和卧式两种形式（见图 10-12 所示）。立式蝶阀的启闭装置在在阀体的顶部，平面安装空间较小，但轴承在下部，泥沙容易进入。故含沙量较大的泵站最好选用卧式蝶阀。

蝶阀也有手动和电动之分。手动蝶阀多采用在涡轮涡杆减速机上安装圆形手柄进行启闭的方式。电蝶阀多为重叠使用二级涡轮涡杆，和闸阀一样，也配备有限位开关、制动装置、扭矩开关、开度计、手柄等，启闭速度一般为 30s（小口径）至 120s（大口径）。

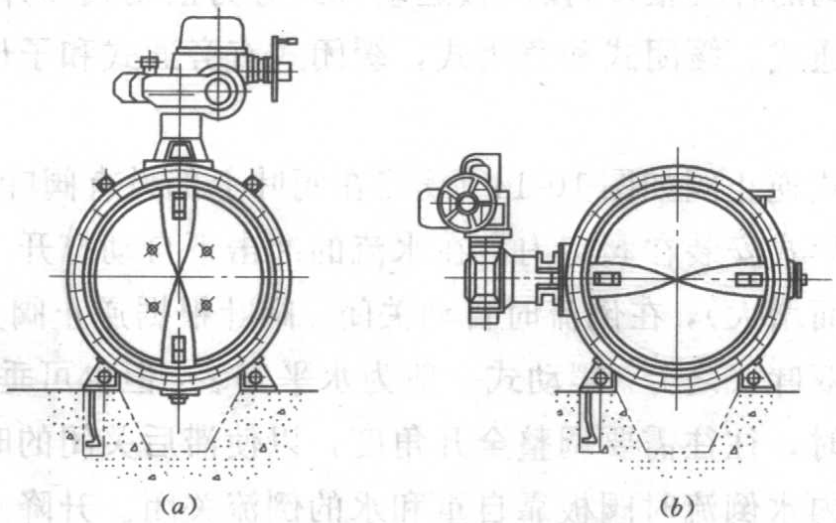


图 10-12　蝶阀

(a) 立式；(b) 卧式

（二）逆止阀

通常，在水泵正常启动、停机时，是通过截流阀来实现管道断流的，而安装在出水管道上的逆止阀是随截流阀开启后的水流将其冲开，随截流阀关闭后水流停止流动而在自重作用下自行关

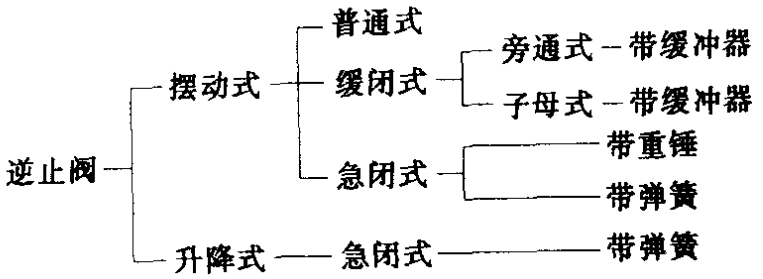


图 10-13　逆止阀分类

闭的。但在事故停机时，因闸阀关闭速度慢而不能及时关闭。因此，在安装闸阀作为截流阀的情况下，通常需要安装逆止阀，以便在管内水流出现倒流时，逆止阀的阀板受管内反向水流的冲击和本身自重作用，在短时间内能自行关闭，从而隔断水流，以防止水泵机组倒转，也可以防止进水池出现溢流危险。另外，如果多台并联的各台水泵未安装逆止阀，任何一台水泵机组出现事故停机，其余机组也不能工作，否则将会使事故停机的机组倒转，减少泵站的出水量，影响泵站的经济和安全运行。

逆止阀的种类很多，按阀板运动方式分为摆动式和升降式。摆动式有普通式、缓闭式和急闭式，缓闭式有旁通式和子母式（见图 10-13）。

摆动式逆止阀如图 10-14 所示。在阀叶上部设有阀叶轴。阀叶呈下吊的形式安装在阀室内，在水流的冲击下自动打开（开度随流速增大而增大），在倒流时自动关闭。阀叶根据逆止阀大小，有单叶式和双叶式之分。摆动式一般为水平安装，但也可垂直安装。垂直安装时，往往需要调整全开角度，以使滞后关闭的时间不会太长。管内水倒流时阀板靠自重和水的倒流关闭。升降式逆止阀的结构是靠水流将阀板垂直抬起，同时，在倒流时，靠自重及水的流动而下降并关闭。

1. 摆动式普通逆止阀

图 10-14 (*a*)、(*b*) 是常用的普通摆动式逆止阀。阀叶是对通过阀叶轴悬挂在阀室内的。水泵运行时，截流阀全开，在水流冲击下，阀叶绕阀叶轴转动，水流通过阀室。在停机时，流速由快

变慢，然后倒流。阀叶随流速和流向的变化，在自重和反向水流的作用下，开度逐渐减小，最后关闭。如果管道内出现正负压力变化，阀叶也可能出现多次反复拍打现象。为了减轻阀叶关闭时的冲击力，延长使用寿命，对于大口径逆止阀可采用图 10-14（*b*）所示的双叶结构。

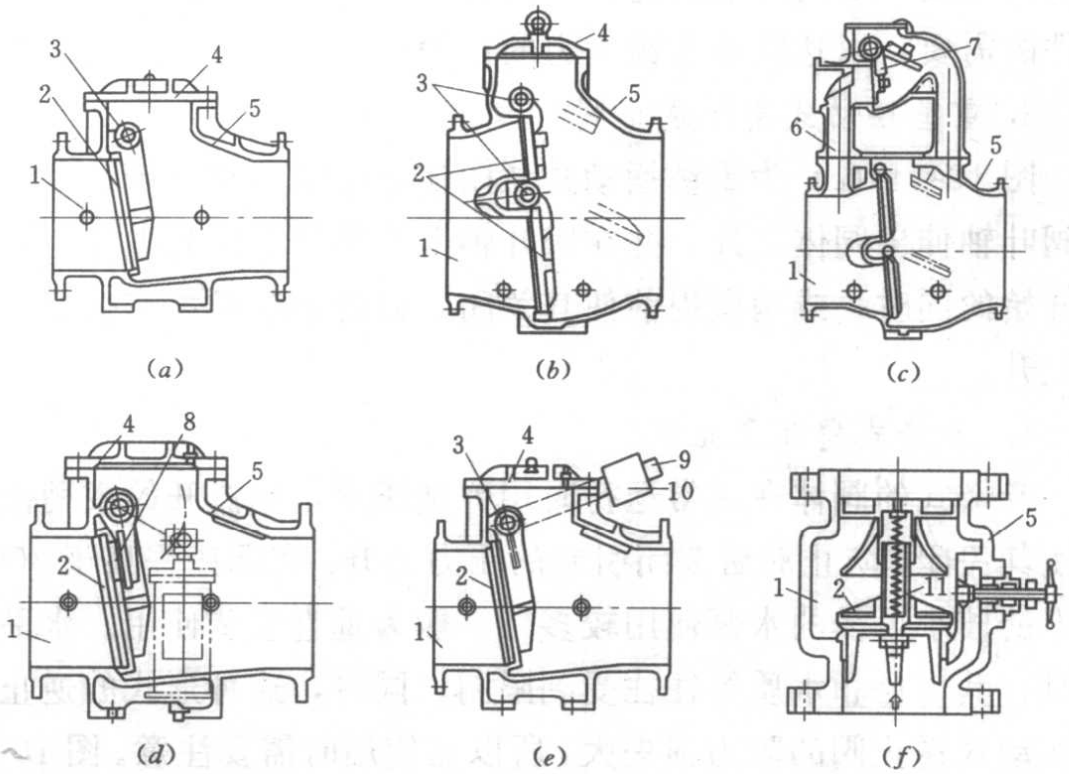


图 10-14　逆止阀

（*a*）单叶摆动式普通逆止阀；（*b*）双叶摆动式普通逆止阀；（*c*）旁通摆动式缓闭逆止阀；（*d*）子母摆动式缓闭逆止阀；（*e*）重锤摆动式急闭逆止阀；（*f*）升降式急闭逆止阀

1—阀室；2—阀叶；3—阀叶轴；4—阀盖；5—阀体；6—旁通管；7—旁通子阀；8—子阀叶；9—摇臂；10—重锤；11—弹簧

2. 摆动式缓闭逆止阀

图 10-14（*c*）、（*d*）是摆动式缓闭逆止阀。其中图 10-14（*c*）为旁通式摆动缓闭逆止阀。该阀室上设置旁通管，在旁通管上安装有一个较小的缓闭阀（称为子阀）。倒流开始时，主阀使大部分水停止流动，子阀在泄压的同时缓慢关闭，从而可以减小管路的水锤压力。

图 10-14（*d*）为另一种摆动缓闭逆止阀，它是在主阀叶上再设一个小的阀叶（称为子阀叶）。管内倒流时，主阀叶首先关闭，使大部分水停止流动，子阀叶在泄压的同时缓慢关闭，同样可以减小管路的水锤压力。

以上两种结构的缓闭逆止阀都可以通过调整缓闭子阀的面积和关闭速度，来满足泵系统转动惯量（GD^2）、实际扬程及管路等条件的需要，以达减小水锤压力的目的。

3. 重锤摆动式急闭逆止阀

图 10-14（*e*）为重锤摆动式急闭逆止阀的结构示例。该阀是将阀叶轴伸出阀体之外，并在阀叶轴上安装带重锤的摇臂。在倒流开始的同时，或稍微提前使其关闭，以防止滞后关闭引起的压力上升。

4. 升降式急闭逆止阀

升降式的阀体在正常运行时用弹簧压紧，倒流开始或稍微提前使其关闭，防止滞后关闭引起的压力上升。实际扬程高于 300m 以下的较小口径的水泵使用较多。一般为垂直安装使用。水平安装时，其口径和水质等往往受到限制。同时，这种形式的逆止阀比摆动式逆止阀的阻力损失大，所以在使用时需要注意。图 10-14（*f*）为升降式急闭逆止阀的结构示例。

如上所述，逆止阀的结构形式很多，应根据包括管路在内的水泵装置水力过度过程的具体情况加以选择。图 10-14（*a*）、（*b*）是无水锤危险时最常用的普通摆动式逆止阀。在实际扬程高、口径大的场合，应选择双叶式。但是，在选用普通逆止阀可能出现管路不能承受的水锤压力时，应该考虑选用其他可以减轻水锤压力的缓闭或急闭逆止阀，如图 10-14（*c*）、（*d*）、（*e*）和（*f*）。另外，近年来出现了油压控制关闭速度的可控缓闭逆止阀，根据水锤计算的要求调节阀叶关闭速度，以使倒流时引起的压力上升不至于对水泵和管道造成破坏。

另外，因为各种逆止阀的水流阻力损失较大，可控逆止阀的价格较高，而普通逆止阀关闭时又容易产生较大的水锤压力，所

以对于扬程较低、管道较短的泵站应该研究能否不设逆止阀的问题。

（三）回转阀

如上所述，通常在出水管路上需要同时安装截流阀和逆止阀，不仅增加设备投资，而且也增大了泵房面积，也使土建投资增加。能否用同一个阀门同时具有截流和止逆两个功能呢？这是人们所关注的重要问题。这里介绍的回转阀就是这种阀门。

回转阀由壳体、阀体、驱动轴、启闭装置等部分所组成，如图 10-15 所示。阀体为一个圆锥形回转体，其中有一直径与出水管直径相同的管形通道。将圆锥体提起并转动，使其中的管形通道对准水流方向，然后再将阀体压下，将阀体固定。这时阀门处于全开状态，水流通过管形通道在管中流动。再将锥体提起并转动 90°，回转阀处于关闭状态，截断水流。

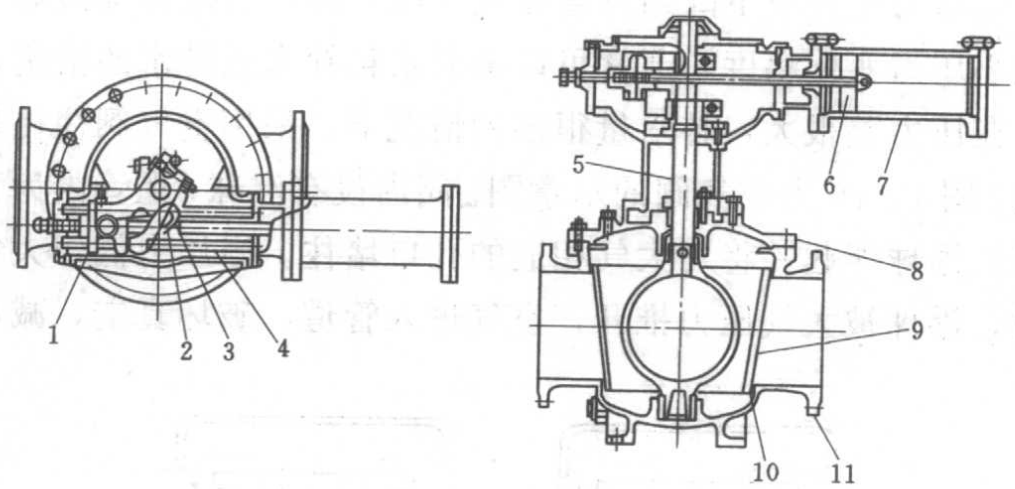


图 10-15　油压式回转阀

1—十字头；2—提升杆；3—提升连杆；4—导向杆；5—主轴；6—活塞；7—油缸；8—上盖；9—阀体；10—阀体座；11—阀外壳

阀门的启闭装置是靠十字头的直线运动来使阀体上下和转动的机构，其操作动力有手动、电动和油压三种。对于中高扬程的泵站，回转阀应同时具有截流、调节流量和防止水锤等功能，因此，手动式的回转阀很少使用。常用的电动回转阀结构简单，操作容易，但在停电时不能使用，故一般用于截流功能，如要同时

具有截流、止逆和防水锤功能，则应采用直流电源。图 10-15 为日本的一种油压式回转阀，它是由通过压力油推动油缸中的活塞及活塞杆运动，来完成阀体的升降和旋转，可以同时满足截流、止逆和防水锤的要求。因此，油压式回转阀是一种较为理想的出水阀门。

因回转阀的阀体是先提起后转动，转动时无金属之间的摩擦，故操作力小。阀门全闭时是靠阀体和阀座的圆锥面压紧，故水封性能好。回转阀全开时零部件对水流无阻挡，故水力损失很小。阀体在阀室内 0°～90°之间转动方便，流量控制性能好，转动速度容易控制，水锤防护性能也好。

（四）空气阀

对于高扬程和长距离输水工程，管道出现上下起伏是难免的。当管道内流速变化时，在向上突起的部分可能出现压力上升或下降。当压力上升或下降超过管道允许压力时，管道将会破坏。为了减小压力变化幅度，通常可以采取水箱补水或排水的措施。但是，在压力差很大，补水量很多的情况下，采用空气阀往往是经济的。图 10-16 为空气阀的示意图。阀内设有浮球，在管内为正压力时，浮球浮起并将与大气相通的孔口堵住。当压力低于大气压力时，浮球被大气压力推开，空气进入管道，破坏真空，减小管

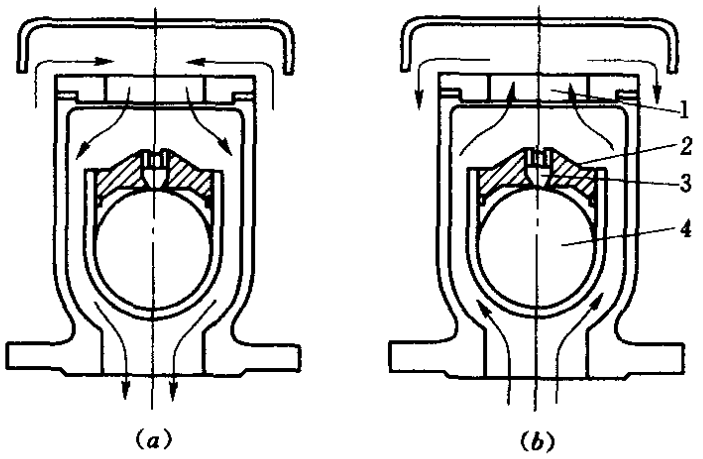


图 10-16　空气阀示意图

(a) 吸气；(b) 排气

1—大孔口；2—阀座；3—小孔口；4—浮球

道内外的压力差。当压力增大时，管内空气也可以从该孔口排出，从而起到减小水锤压力，保证管道安全的作用。

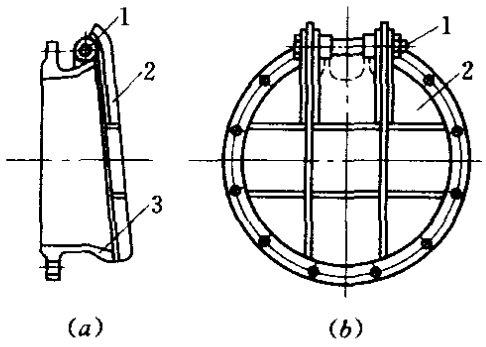


图 10-17　拍门

1—铰链；2—门叶；3—门座

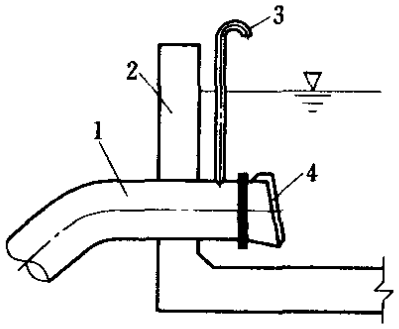


图 10-18　拍门安装图

1—出水管；2—出水池挡土墙；3—通气管；4—拍门

（五）拍门

拍门是安装在出水管出口的单向阀门，和逆止阀一样，具有防止倒流的功能。如图 10-17 所示，拍门结构原理和摆动式逆止阀相同，在水流冲击下开启，而且开度与流速成正比。当流速减小时开度随之减小，直至关闭。拍门和逆止阀相比，结构简单，重量轻，造价便宜，阻力损失也较小。但在扬程较高的情况下关闭时拍门的内侧会产生很大的负压，故需安装通气管（见图 10-18）。拍门一般用在扬程较低，管径较小的泵站。近年来，不少大型泵站也开始研究和采用拍门作为断流设备，出现了不少结构形式，有关问题见第十一章。

三、异型管件

（一）渐扩接管

因出水管直径一般较泵出口直径大，故需要采用渐扩接管。出水管路和进水管不同，除虹吸式外，泵站出水管的压力均处于正压状态，即管内一般不会出现气囊。因此，出水管路上的渐扩管无须做成偏心，即采用正心渐扩管即可。因渐扩管的阻力损失系数会随扩散角的增大而迅速增大，故控制扩散角的大小（或根据进出口断面直径控制其长度）显得尤为重要。扩散管长度 L 可取

为 $L=(5\sim7)(D_{出}-D_{泵})$，其中 $D_{泵}$ 为水泵出口直径，$D_{出}$ 为渐扩管出口直径。

（二）叉管

在并联送水的管道中，必须用叉管把数条支管和干管连接起来。叉管的形式如图 10-19 所示，主要有“T”形、“Y”形和“Γ”形三种。“T”形是常见的三通形式，结构较简单，布置较方便，但阻力损失大，管路效率低。“Y”形分叉的特点是汇合前的支管大小相等，方向对称。“Γ”形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。一般情况下叉管不宜采用直角交叉。支管采用渐变形式，其夹角采用 6°～8°为宜。干管与支管夹角一般为 30°～75°。如图 10-19 所示。

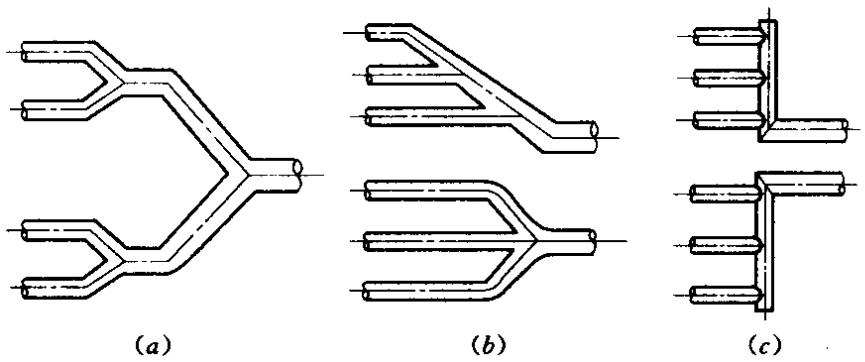


图 10-19　叉管示意图

（a）对称的“Y”形叉管；（b）不对称的“Γ”形叉管；（c）“T”形叉管

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 10-20 中的阴影部分所示。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 10-21 所示。

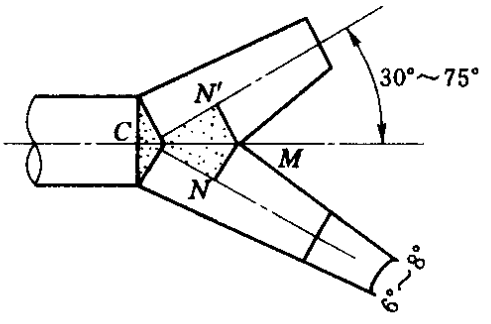


图 10-20　钢叉管

（三）其他

1. 伸缩接管

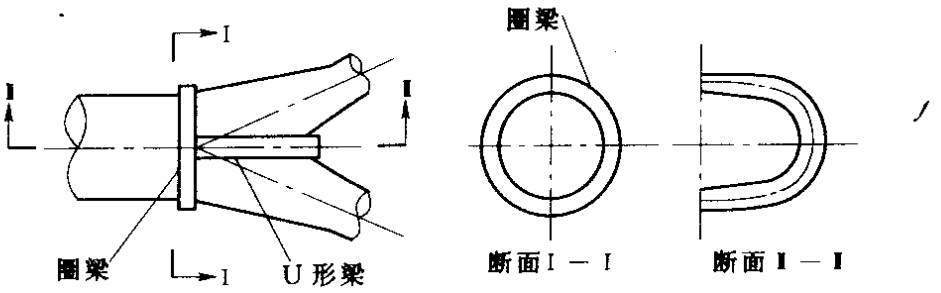


图 10-21　钢叉管结构梁

在泵房内，为了便于安装和拆卸截流阀、逆止阀等，出水管上需要设置伸缩接管。对于露天铺设的管道，受气温影响不可避免地会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接管。伸缩接管的结构形式如上节图 10-11 所示，这里不再详述。

2. 进人孔

对于管径大于 800mm 而且管道又较长时，为了便于检修，需要在管道上设置进人孔。孔径一般为 500～600mm。进人孔间距以 150m 为宜。

四、出水管线的选择

（一）管线选择原则

出水管线的选择基本原则是工程安全可靠，经济合理以及泵站效率高。具体原则如下：①管线应尽量垂直等高线布置，以利管坡稳定，也可缩短管路长度。②管线要尽可能的直线布置，减少转弯和曲折，以减少管道投资和阻力损失。③管道应铺设在坚实的地基上，避开填方及滑坍地带，确保管道安全。④管道应尽量布置在压力坡度线（即发生水锤时，管道内的水压降低过程线）上，避免管内出现水柱分离现象，确保管道不遭破坏。⑤在地形复杂的情况下可考虑变管坡布置，尽量减少工程的开挖量，避开填方地区。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∶2.5～1∶3。⑥管线选择应避免山洪的威胁，并有利于管段的运输和安装。

（二）管线选择

首先画出纵剖面图(见图 10-22)，然后拟定几种管线方案，其中方案Ⅰ为沿着地面布置管路的方案。该方案的挖方和填方最小，土方工程量最小，但管路最长，装置效率最低，运行费用较高；方案Ⅱ是管路垂直布置，然后通过渡槽把水送往用户。该方案的管路最短，运行费用最省，但渡槽的投资可能比管道大。也可以用填方代替渡槽，但必须注意出水池和渠道在填方上的稳定性；方案Ⅲ是出水池位置不变，移动泵房位置，延长引渠，泵房置于挖方之中。该方案挖方大，但管道较短。各种方案需要通过经济比较来确定最优方案。

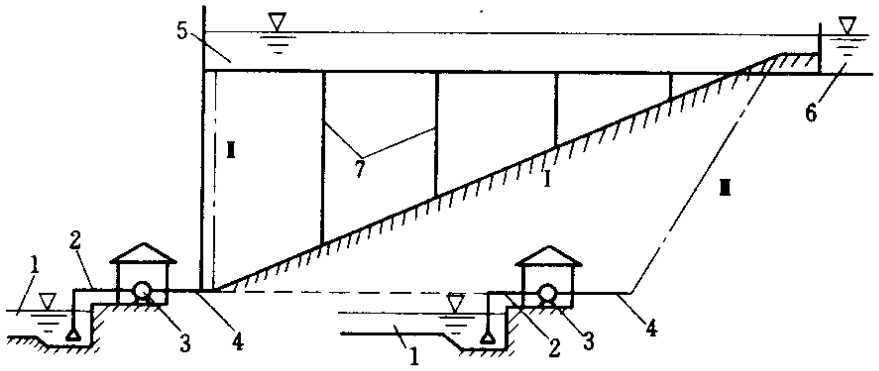


图 10-22　管线纵剖面图

1—引渠；2—进水管；3—水泵；4—出水管；5—渡槽；6—出水池；7—桥墩；Ⅰ—管线布置方案Ⅰ；Ⅱ—管线布置方案Ⅱ；Ⅲ—管线布置方案Ⅲ

设方案Ⅰ和Ⅱ的投资分别为 k_1 和 k_2。因为不同方案的管路长度不同，所以，水泵工作点是不同的，相应的流量和装置效率也不同。设方案Ⅰ和Ⅱ的流量和装置效率分别为 Q_1 和 Q_2 (m^3/s)、η_1 和 η_2，泵站的净扬程 $H_{净}$ (m) 相同。不同方案的不同流量，可以通过改变运行时间来满足用户用相同用水量 V (m^3) 的要求。若两个方案的运行时间分别为 t_1 和 t_2 (h)。则

$$V = 3600Q_1t_1 = 3600Q_2t_2 \tag{10-1}$$

若电费价格为 f，元/ (kW·h)，则两个方案的耗电费用之差 ΔC 为：

$$\Delta C = C_1 - C_2 = f\frac{\rho g H_{净}}{1000}\left(\frac{Q_1t_1}{\eta_1} - \frac{Q_2t_2}{\eta_2}\right)$$

$$= 2.72 \times 10^{-3} fVH_{净}\left(\frac{1}{\eta_1} - \frac{1}{\eta_2}\right) \tag{10-2}$$

根据抵偿年限法，只有满足下式条件时，方案Ⅱ才是可行的

$$\frac{k_2 - k_1}{C_1 - C_2} \leqslant [T_{抵}] \tag{10-3}$$

式中：$[T_{抵}]$ 为国家规定的抵偿年限标准。

由此可得

$$k_2 \leqslant k_1 + 2.72 \times 10^{-3} fVH_{净}\left(\frac{1}{\eta_1} - \frac{1}{\eta_2}\right)[T_{抵}] \tag{10-4}$$

也就是说，如果方案Ⅱ的投资 k_2 满足上式时，方案Ⅱ才优于方案Ⅰ。

另外，工程投资还可以用另一种方式表示。如图 10-23 所示，方案Ⅰ的管段$\overline{AB}$的长度为 L_1；方案Ⅱ的管段为$\overline{AC}$和$\overline{CD}$的长度 L'_2 和 L''_2 之和。如果 A 和 B 的高差为 $H_{出}$，A 和 C 的高差为 H_i。渡槽$\overline{DB}$的长度为 L_d。它们之间的相互关系为：

$$L_1 = H_{出} / \sin\alpha \tag{10-5}$$

$$L_2 = L'_2 + L''_2 = H_i / \sin\alpha + (H_{出} - H_i) \tag{10-6}$$

$$L_d = L''_2 \cot\alpha = (H_{出} - H_i)\cot\alpha \tag{10-7}$$

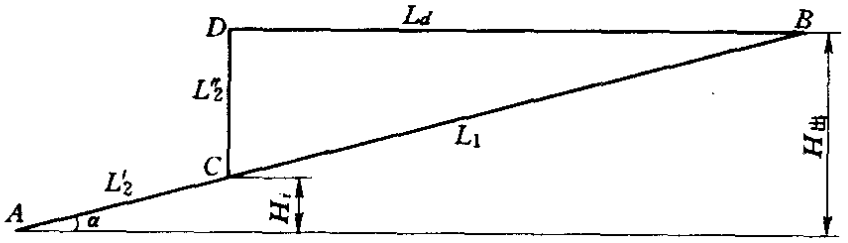


图 10-23　管长计算图

若管道的每米长度的价格为 f_g（元/m），渡槽为 f_d（元/m），则两个方案的工程投资为：

$$k_1 = f_g \frac{H_{出}}{\sin\alpha} \tag{10-8}$$

$$k_2 = f_g\left(\frac{H_i}{\sin\alpha} + H_{出} - H_i\right) + f_d(H_{出} - H_i)\cot\alpha$$

$$= \left[f_g \left(\frac{1}{\sin\alpha} - 1 \right) - f_d \cot\alpha \right] H_i + (f_g + f_d \cot\alpha) H_{出} \tag{10-9}$$

将 k_1 和 k_2 代入式（10-4），整理后则得

$$H_i \leqslant \frac{1}{f_g \left(\frac{1}{\sin\alpha} - f_d \cot\alpha \right)} \left\{ f_g \frac{H_{出}}{\sin\alpha} - (f_g + f_d \cot\alpha) H_{出} + 2.72 \times 10^{-3} f V H_{净} \left(\frac{1}{\eta_1} - \frac{1}{\eta_2} \right) [T_{抵}] \right\} \tag{10-10}$$

同时，H_i 也必须满足

$$0 \leqslant H_i \leqslant H_{出} \tag{10-11}$$

这样就把方案Ⅱ的投资 k_2 极限值问题变为何处开始建渡槽的问题。当求出的 H_i 超出了上述范围时，方案Ⅱ则为不可行。

同样也可以和开挖土方，延长引渠，移动泵房的方案Ⅲ比较，也可以得出一个合适的位置。

五、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两种。单机单管的优点是管道结构简单、附件少、运行可靠，一般适用于机组台数少、扬程低、管道短的泵站；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。并联布置形式可节省管材、减小管床和出水池的宽度，从而可以减少工程投资；另外，部分水泵运行时，并联后的主管内的流速降低，可提高装置效率。但因管道并联会导致管道附件增多，局部损失加大。一旦主管道发生事故，并联水泵全部不能工作，使供水可靠性受影响。因此，管道布置形式需要进行技术经济比较确定。

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，也可以采用几台泵串联抽水。

管道的铺设分明式和暗式两种。明式铺设如图 10-24 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

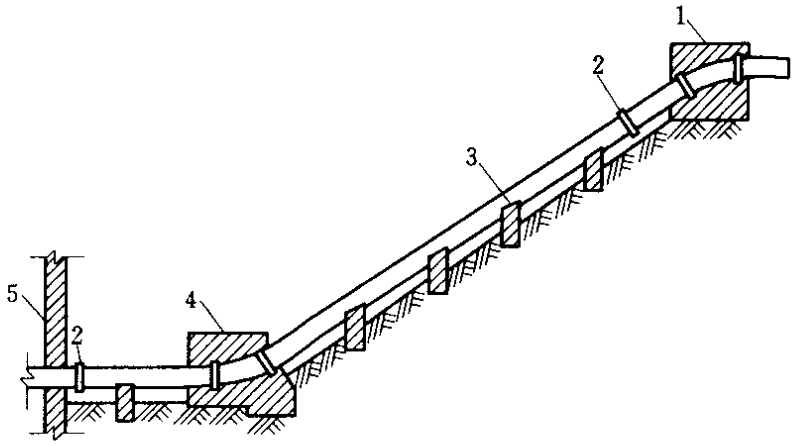


图 10-24　出水管道示意图

1、4—镇墩；2—伸缩节；3—支墩；5—泵房

铺设的优缺点与明式铺设相反。

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 20～30cm；管内直径大于 60cm 时，管顶应在冻土层以下 30～50cm。对于我国南方的非冻土区，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夯实。

管道的支承方式因管材不同而异。钢筋混凝土管通常敷设在连续的素混凝土座垫或浆砌块石管座上，如图 10-25（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。对于铸铁管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

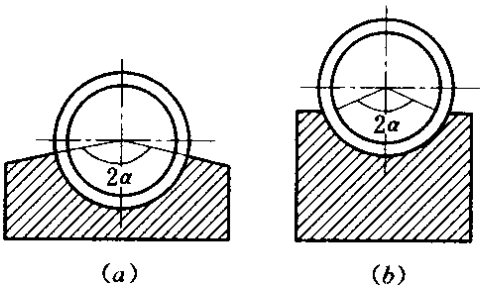


图 10-25　管道支承结构示意图

（a）混凝土连续管座；（b）混凝土墩

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沙卵石层上。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。

第三节　经济管径计算

在高扬程、长管道、大容量的泵站工程中，出水管道的投资占总投资的比例很大，而影响管道投资的重要因素之一就是管道的直径。另外，管道直径大小还直接影响到管路阻力的大小。因为管路的沿程损失与管径的5.33次方成反比，局部阻力损失与管径的4次方成反比，管路直径的减小会使阻力损失明显增加，从而降低装置效率，增加运行费用。因此，在设计泵站时，如何确定出水管直径是一项十分重要的工作。

这里介绍两种确定管径的方法。

一、年费用最小法

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

$$E = E_1 + E_2 \quad (10\text{-}12)$$

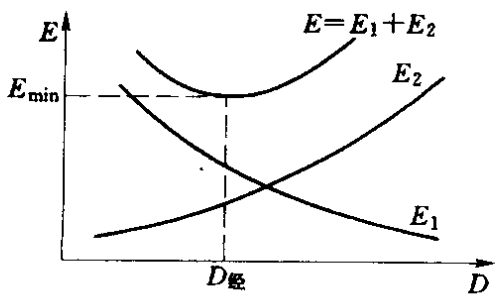


图10-26　经济管径的确定

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10-26所示的曲线。其中E的最小值E_{min}所对应的管径$D_{经}$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等因素有关，同时，也与排水区内的来水或灌区作物需水等情况有关。因为外江水位是经常变化的，水泵的扬程也是经常变化的。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及其相应的设计流量和运行时间作为计算年耗电费的依据。

此外，管径大小固然会影响管路本身的阻力损失，使管路的能量损失发生变化。但管径大小也会改变管路阻力曲线，从而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本身的能量损失变化是不够的，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，应按以下方法进行计算。

（1）求管路阻力参数 S。

对钢筋混凝土管，根据式（5-11），求出管路阻力参数 S（s^2/m^5）：

$$S = 10.29n^2 \frac{L}{D^{5.33}} + 0.083 \frac{\sum\zeta}{D^4}$$

（2）列出装置需要扬程 H_x 方程式。

$$H_x = H_{sy} + SQ^2 \qquad (10\text{-}13)$$

式中：H_{sy}为忽略进出水池水头损失情况下多年平均的上、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 10-27）。

（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（$Q\sim P$）曲线，流量—效率（$Q\sim\eta$）曲线，而流量—扬程（$Q\sim H$）曲线与 $H_x=H_{sy}+SQ^2$ 曲线的

交点即为水泵的工作点。从图 10-27 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。

（4）绘制电动机效率曲线。根据水泵的轴功率 P_{pu} 和传动效率 η_{in}（直接传动时 $\eta_{in}=1$）可求出电动机的负荷 P_{in}

$$P_{in}=\frac{P_{pu}}{\eta_{in}} \qquad (10\text{-}14)$$

根据电动机的额定功率 P_0，可求出电动机的负荷系数 β

$$\beta=P_{in}/P_0 \qquad (10\text{-}15)$$

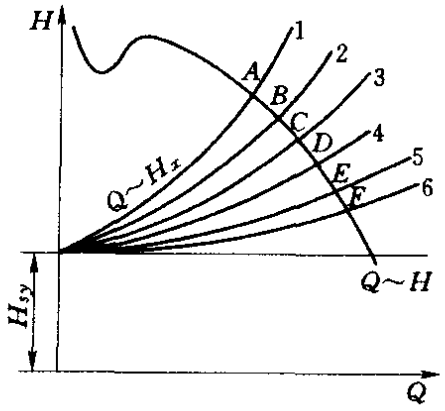


图 10-27　装置需要性能曲线

根据 β 可在电动机效率曲线中查出运行工况下的电动机效率 η_{mo}。

（5）求管路效率 η_{pi}：

$$\eta_{pi}=\frac{H_{sy}}{H_{sy}+h_{pi}}\times 100\% \qquad (10\text{-}16)$$

式中：h_{pi}为管路损失。

（6）求泵站效率 η_{st}：

$$\eta_{st}=\eta_{mo}\eta_{in}\eta_{pu}\eta_{pi}\eta_{po} \qquad (10\text{-}17)$$

式中：符号意义详见公式（2-12）。

（7）求水泵的运行时间 T（h）：

$$T=\frac{mA}{3600Q} \qquad (10\text{-}18)$$

式中：m 为毛灌溉定额，m^3/hm^2；A 为灌溉面积，hm^2；Q 为水泵流量，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）：

$$E_1=\frac{f\rho gQH_{sy}T}{1000\eta_{sy}} \qquad (10\text{-}19)$$

式中：f 为电价，元/（kW·h）；其余符号意义同前。

2. 年生产费 E_2 的计算

对钢筋混凝土管可按下式计算 E_2：

$$E_2 = af_2 \frac{\pi}{4}[(D+2\delta)^2 - D^2]Ln \tag{10-20}$$

式中：a 为年折旧率；f_2 为钢筋混凝土单价，元/m^3；δ 为管壁厚，m；L 为管长，m；n 为水泵台数；D 为管径，m。

3. 计算

根据以上所列诸式，可编写电算程序，通过计算机很快求出经济管径。

二、用经验公式确定经济管径

由于上述确定管径的方法比较繁琐，所以在初步设计阶段，也可采用经验公式来确定。

当 $Q<120m^3/h$ 时，

$$D = 13\sqrt{Q} \tag{10-21}$$

当 $Q>120m^3/h$ 时，

$$D = 11.5\sqrt{Q} \tag{10-22}$$

式中：Q 为水泵的设计流量，m^3/h；D 为出水管的直径，mm。

这种方法确定的管径，完全符合经济流速（2.5～3.5）m/s（小管径取低值，大管径取高值）的要求。

【例 10-1】 某灌区灌溉面积为 1000 亩，毛灌溉定额为 $800m^3$/亩，多年平均的净扬程为 82m，选用一台 12Sh—6 型离心泵，管路布置如图 10-28 所示，求经济管径。

【解】 1. 求年耗电费 E_1

绘出 12Sh—6 型水泵的性能曲线（见图 10-29），并根据钢管糙率 $n=0.012$、管长 $L=145m$、局部阻力系数 $\sum\zeta=3.49$（不用异径管）或 3.71（采用异径管），按公式 $S=10.29n^2L/D^{5.33}+0.083\sum\zeta/D^4$，假定 $D=300mm$、350mm、400mm、450mm 等四种管径，分别求出不同管径的 S 值，并根据 $h_{损}=SQ^2$，假定不同的流量 Q，求出不同管路损失 $h_{损}$，用纵减法，求出不同管径的 $H'\sim Q$ 曲线。

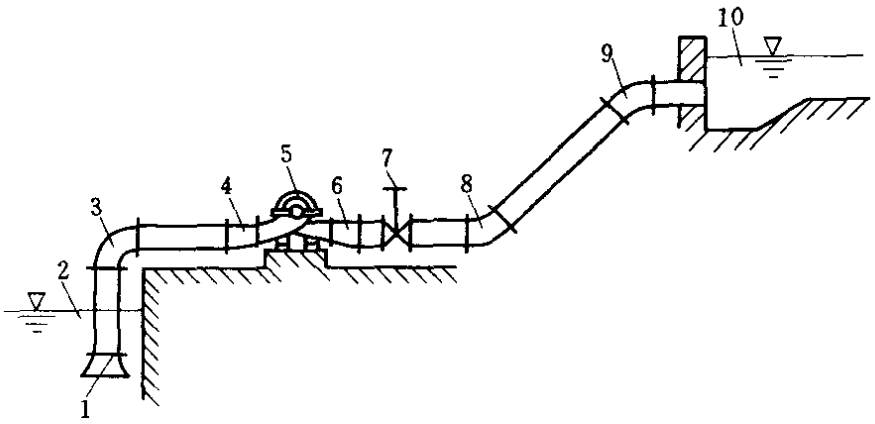


图 10-28　管路布置图

1—喇叭管；2—进水池；3—进水弯管；
4—偏心接管；5—水泵；6—扩散管；
7—闸阀；8、9—弯管；10—出水池

再根据净扬程 $H_{净}=82\text{m}$，分别求出不同管径时的工作点。由此可查出管径不同时的水泵流量、管路损失、水泵效率和水泵的轴功率 P_{pu}，然后根据电动机的效率曲线（本例尚未示出），求出不同管径时的电动机效率 η_{mo}。同时还根据 H_{sy}（在忽略进出水池水头损失的情况下即为 H_{st}）和管路损失 $h_{损}$，求出不同的管路效率 $\eta_{pi}=H_{sy}/(H_{sy}+h_{pi})$，最后按 $\eta_{sy}=\eta_{mo}\eta_{in}\eta_{pu}\eta_{pi}$（其中传动方式为直接传动时，$\eta_{in}=1$），求出不同管径时的装置效率 η_{sy}。另外，再根据 $t=mA/(3600Q)$，求出不同管径时的年运行时间 t，根据 $E_1=f\rho gQH_{sy}t/(1000\eta_{sy})$ 求出不同管经时的年耗电费用。现将所求的各项数据列入表 10-4 中。

表 10-4　　年耗电费计算表

管径 D (mm)	管路阻力参数 S (s^2/m^3)	流量 Q (m^3/s)	水泵扬程 H (m)	水泵效率 $\eta_{泵}$ (%)	管路效率 $\eta_{管}$ (%)	装置效率 $\eta_{装}$ (%)	运行时间 t (h)	年耗电费 E_1 (元)
300	176.18	0.219	90.00	77.5	91.11	64.96	1015	110036.8
350	78.31	0.239	86.50	76.5	94.80	66.72	930	107126.9
400	40.39	0.246	85.00	75.5	96.47	67.00	903	106615.4
450	22.65	0.254	83.67	74.0	98.00	66.85	877	106942.4

注　1. 净扬程 $H_{sy}=82\text{m}$；

2. 电机效率以 $\eta_{mo}=92\%$ 计；

3. 电费按 $f=0.4$ 元/（kW·h）计。

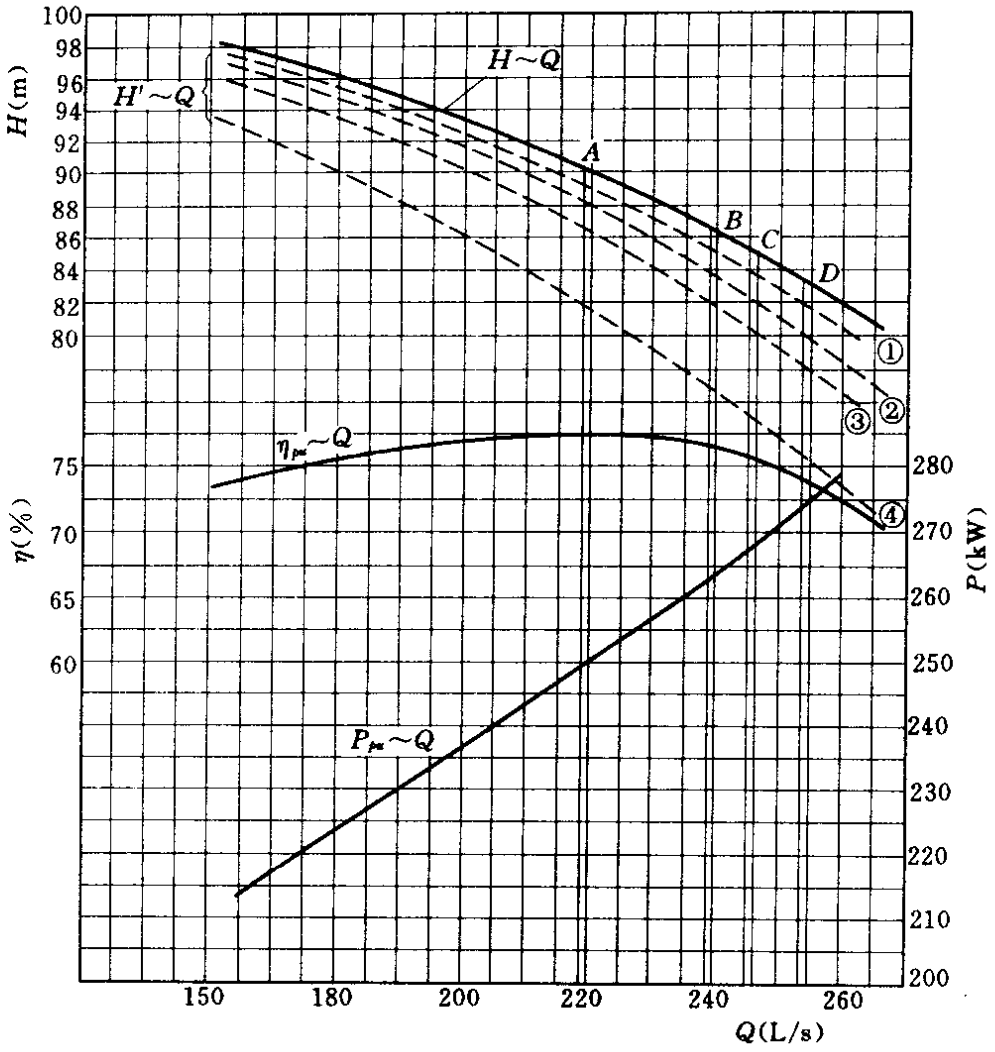


图 10-29　12Sh—6 型离心泵的性能曲线

①—D=450mm；②—D=400mm；③—D=350mm；④—D=300mm

表 10-5　　年生产费计算表

管径 D (mm)	喇叭口 (元)	90° 弯头 (元)	渐缩管 (元)	渐扩管 (元)	闸阀 (元)	45° 弯头 (元)	直管		管路总价 K (元)	年生产费 E_2 (元)
							单价 (元/m)	总价 (元)		
300	31.96	32.4	—	—	320	2×75.2	60	8700	9234.7	369.4
350	63.70	98.0	63.70	63.70	550	2×88.2	70	10150	11165.5	446.6
400	112.20	112.3	112.20	112.20	715	2×98.0	80	11600	12969.9	518.8
450	120.00	120.0	120.00	120.00	900	2×132.6	90	13050	14738.4	589.5

注　管路总长 L=145m。

2. 求年生产费用 E_2

根据管路布置所需要的管路附件和直管长度，查有关产品样

本，即可求出不同管径的管路总造价 K，取包括维修保养费在内的年折旧费 $\alpha=4\%$，按 $E_2=\alpha K$，求出不同管径的年生产费用，列入表 10-5 中。

3. 求年费用 E_2

现将表 10-4 和表 10-5 中的 E_1 和 E_2 列入表 10-6，即可求出年费用 $E=E_1+E_2$。

表 10-6　　年费用计算表

管径 D (mm)	年耗电费 E_1 (元)	年生产费 E_2 (元)	年费用 $E=E_1+E_2$ (元)
300	110036.8	369.4	110406.2
350	107126.9	446.6	107573.5
400	106615.4	518.8	107134.2
450	106942.4	589.5	107531.9

4. 确定经济管径

由表 10-6 可知，年费用最小值为 107134.2 元，该值对应的管道直径为 400mm。故该站的经济管径为 400mm。由此可见，经济管径的影响因素很多，即使其他因素不变而仅将电费价格降到 $f=0.04$ 元/（kW·h），泵站的经济管径都有可能降至 350mm。

第四节　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 10-30 所示，设管壁厚度为 δ，钢板容许应力为 $[\sigma]$，则

$$[\sigma]=\frac{N}{\delta}$$

式中：$N=\frac{1}{2}\gamma_W H_P D$。

$$\delta=\frac{\gamma_W H_P D}{2[\sigma]} \qquad (10\text{-}23)$$

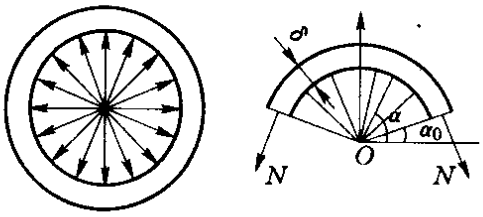


图 10-30　出水管内压力图

对于用钢板卷焊且管径较大的

钢管，需要加一卷焊系数 φ，即

$$\delta = \frac{\gamma_w H_p D}{2\varphi[\sigma]}(\text{cm}) \tag{10-24}$$

式中：H_p 为管道中心处压力水头，m；D 为管道内径，cm。

对于钢管，还应考虑锈蚀与泥沙磨损问题，对清水管道可加厚 1～2mm；对含沙量大的管道可加厚 2～4mm。

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，弹性稳定往往成为控制管壁厚度的主要条件。

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应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 10N/cm^2，钢的弹性模量 $E=22\times10^6\text{N/cm}^2$、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

$$\delta \geqslant \frac{1}{130}D \tag{10-25}$$

式中：D 为管道的计算直径。

在低扬程、长管道、大管径的泵站中，用式（10-25）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

10-31 所示为带有刚性环的管壁剖面。

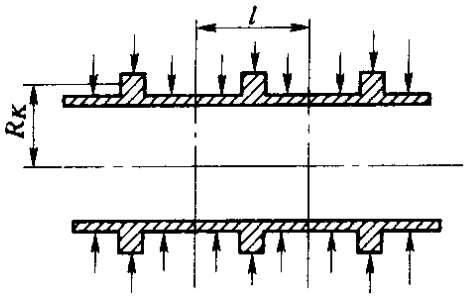


图 10-31　压力钢管的刚性环

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、承插口接头形式和细部尺寸、橡胶圈的尺寸及压缩率等。

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，管子的结构构造已有标准可循，无须另行设计。

预应力钢筋混凝土压力管一般采用承插式柔性接头（图 10-32*a*）、法兰套管式柔性接头（图 10-32*b*）和套管式刚性接头（图

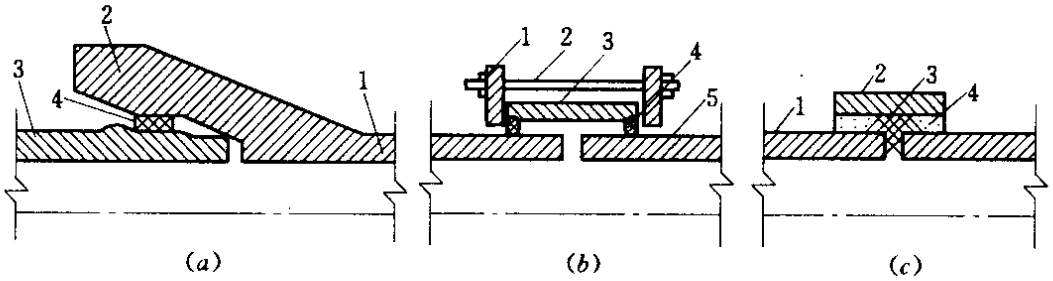


图 10-32　预应力钢筋混凝土接头

（*a*）承插式柔性接头：

1—主管；2—承插口；3—插口段；4—橡胶圈；

（*b*）法兰套管式柔性接头：

1—铸铁或钢筋混凝土法兰；2—螺栓拉杆；3—铸铁或钢筋混凝土套管；4—橡胶圈；5—平口式插管；

（*c*）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

10-32c)。平头套管式接头虽然外形简单，但存在安装铺设费工、造价高、使用寿命短等缺点。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。

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。

承插式柔性接头可允许转角 1.0°～1.5°；纵向位移 5～8mm。

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：一类封闭式，即将弯曲管段设于镇墩之内，如图 10-33（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 10-33b），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。

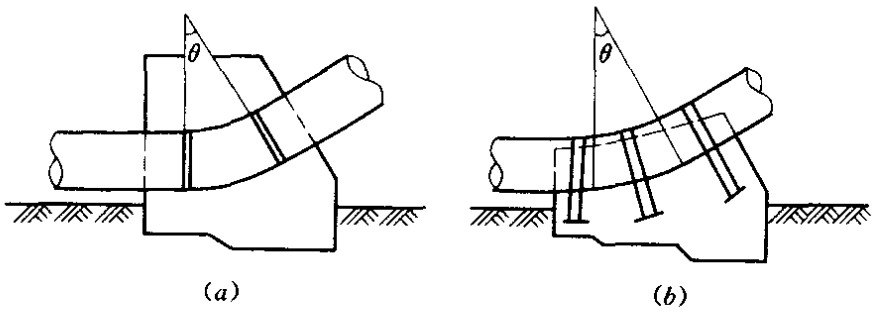


图 10-33　镇墩形式

（a）封闭式；（b）开敞式图

镇墩的基础，在岩基上时可做成倾斜的阶梯形，以便增大镇墩的抗滑能。如在土基上时，镇墩的基础一般做成水平的，且基面在冻土线以下。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在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抗滑和抗倾覆稳定性校核；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. 镇墩的受力分析和计算（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 10-7）。

2. 作用于镇墩上诸力的组合

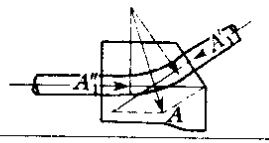
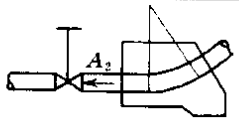
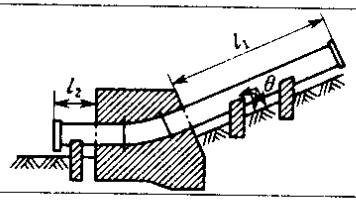
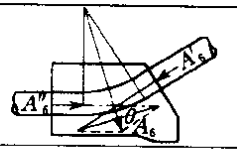
有下列三种情况的组合，设计时应选用最不利者：①水泵正常运行情况；②水泵停机，闸阀关闭，管内充满静水的情况；③突然停机，逆止阀关闭，管内发生水锤的情况。

这三种情况的作用力组合形式如图 10-34 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（$\sum A'$）在三种情况下都是正的，镇墩以下的力（$\sum A''$）则各有不同。情况（a）中（$\sum A''$）都是负的，而情况（b）、（c）中的 $\sum A''$ 和 $\sum a''$ 有正有负。显然，情况（a）中（$\sum A'$）和（$\sum A''$）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。

其次，再把②、③两种情况来作比较。由于水锤的作用，情

表 10-7　　镇墩承受内外作用力计算式及示意图

作用力类型	正常运行和停机	事故突然停机	图　　示	备　　注
管内内水压力	$A'_1=A''_1=\gamma H\dfrac{\pi D^2}{4}$	$a'_1=a''_1=\gamma H_{幅}\dfrac{\pi D^2}{4}$		γ 为水重度； D 为管道内径； H 为管内水压力
关闭闸阀时管内内水压力	$A''_2=\gamma H_p\dfrac{\pi D_{阀}^2}{4}$	$a'_2==\gamma H_{幅}\dfrac{\pi D_{阀}^2}{4}$		$D_{阀}$为闸阀或逆止阀直径； H_p 为闸阀处水压力； $H_{幅}$为逆止阀处水压力
伸缩节处填料摩擦力	$A'_3=\pi D_1 b_k f_k \gamma H_2$ $A'_3=\pi D_1 b_k f_k \gamma H_1$	$a'_3=\pi D_1 b_k f_k \gamma H_{幅下}$ $a''_3=\pi D_1 b_k f_k \gamma H_{幅上}$		b_k 为填料宽度； f_k 为填料与管壁摩擦系数； D_1 为填料处管道直径； H_2、H_1 为镇墩上、下伸缩节处水压力
支墩与管壁摩擦力	$A'_4=(g_{管}+g_{水})\,l_1 f\cos\theta$ $A''_4=(g_{管}+g_{水})\,l_2 f$			θ 为管道铺设角； f 为管道与支墩摩擦系数
管道（有水）自重产生的下滑力	$A'_5=l_1(g_{管}+g_{水})$ $\times(\sin\theta-f\cos\theta)$			$g_{管}$为单位管长重量； $g_{水}$为单位管长内水重量
水流作用的离心力	$A'_6=A''_6=\dfrac{r\pi}{4g}D^2v^2$ $A_6=\dfrac{r\pi}{2g}D^2v^2\sin\dfrac{\theta}{2}$			v 为管内水的流速
伸缩接头处附加水压力	$A'_7=\dfrac{\pi}{4}rH_2\,(D_2^2-D^2)$ $A''_7=\dfrac{\pi}{4}rH_1\,(D_2^2-D^2)$	$a'_7=\dfrac{\pi}{4}rH_{幅1}\,(D_2^2-D^2)$ $a''_7=\dfrac{\pi}{4}rH_{幅2}\,(D_2^2-D^2)$		D_2 为伸缩节直径

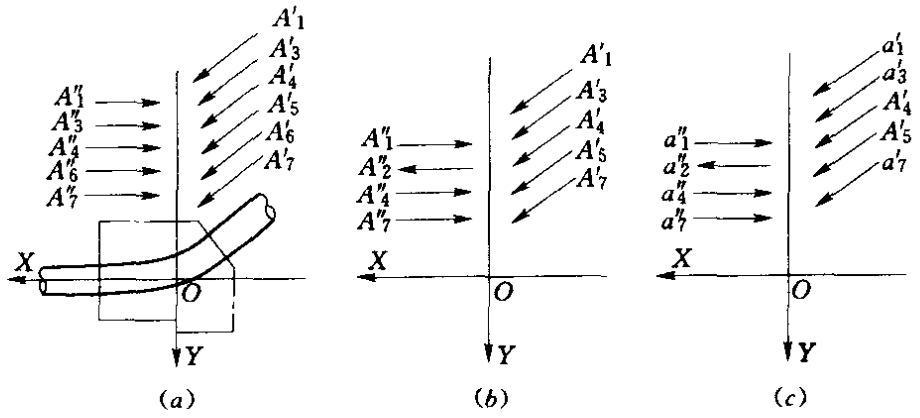


图 10-34　镇墩上诸作用力组合示意图

况③中的（$\sum A'$）一定比情况②中的（$\sum A'$）值大，而情况③中的（$\sum A''$）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的③荷载组合来设计镇墩。该条件是，近年来许多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③种荷载组合来设计镇墩，不必再和其他①、②两种情况比较了。但是对于高扬程泵站，为了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。墩身失稳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，则可不必再进行抗倾覆验算。

这时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 10-35 所示。设直角坐标系原点在基础底面的投影与底面形心重合，y 轴垂直于底面，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

$$\left.\begin{aligned}\sum X &= \sum A'\cos\theta + \sum A''\\ \sum Y &= \sum A'\sin\theta\end{aligned}\right\} \tag{10-26}$$

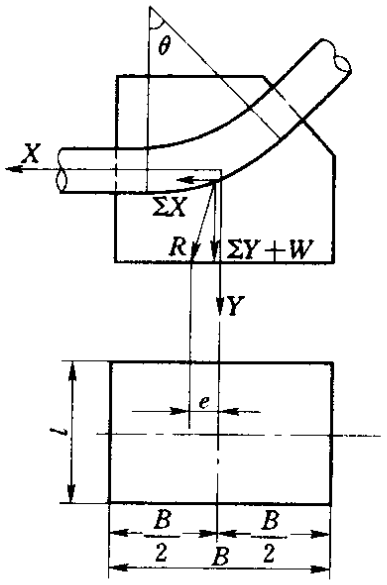


图 10-35　镇墩结构计算图

设镇墩自重为 W，基础底面与地基间摩擦系数为 f，则 $\sum X$ 为使镇墩沿底面滑动的合力，而 $(\sum Y+W)f$ 即为抗滑的摩擦力。若设镇墩的抗滑安全系数为 K_c，则

$$K_c = \frac{(\sum Y + W)f}{\sum X} \tag{10-27}$$

式中：K_c 为抗滑安全系数，一般取 $K_c=1.2\sim1.35$。

由此可得：

$$W = \frac{K_c}{f}\sum X - \sum Y \tag{10-28}$$

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 10-36。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。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

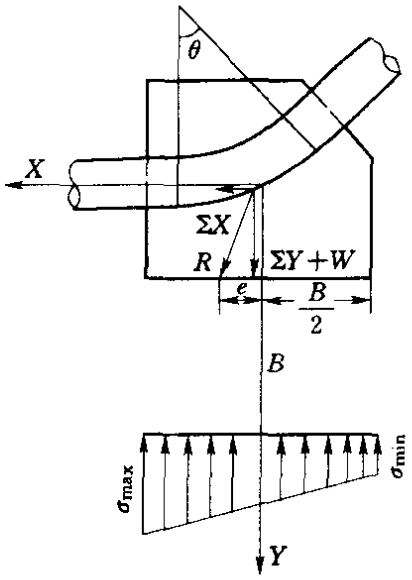


图 10-36　地基应力校核

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'_5 小于管道沿支墩的摩擦力时，则墩重 W 将随管道铺设的角度增大而减小。这是因为

$$W = \frac{K_c}{f}\sum X - \sum Y$$

而

$$\sum X = \sum A'\cos\theta - \sum A''$$

$$\sum Y = \sum A'\sin\theta$$

即

$$W = \frac{K_c}{f}(\sum A'\cos\theta - \sum A'') - \sum A'\sin\theta$$

令 W 对 θ 取一阶导数得

$$\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}\theta} = -\left(\frac{K_c}{f}\sum A'\sin\theta + \sum A'\cos\theta\right)$$

这里铺设角 θ 只能是 $0°\leqslant\theta<90°$，那么 $\sin\theta$ 和 $\cos\theta$ 值都是正的。所以

$$\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}\theta} < 0$$

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。

第十一章　进出水流道

在我国，一般将叶轮直径大于1.6m的水泵称为大型水泵。对于大型水泵，其进出水管道习惯称为进出水流道。水流从进水池通过进水流道进入水泵，从水泵出口排出的水流通过出水流道进入出水池。以往，为了减少泵房面积，并使电动机有较好的通风防潮工作环境，大型泵站通常采用立式泵。但因立式泵的轴向尺寸较大，故尽量减少泵房高度和泵房底板开挖深度往往是十分重要的问题。但是，过小的泵房高度和开挖深度又会恶化进水条件，甚至引起水泵汽蚀和机组振动，降低装置效率，增加运行费用。因此，对大型泵站的进出水流道有更高的设计要求。

大型立式泵的进水流道形式主要有肘形和钟形两种［见图11-1（*a*）、（*b*）］。出水流道主要有虹吸式和直管式两种［见图11-2（*a*）、（*b*）］。这四种流道形式在《泵站设计规范》中有具体要求。簸箕形进水流道［图11-1（*c*）］首先在荷兰的一些泵站中应用，目前我国尚无规范可循，在设计时应特别注意。双向进出水流道［图11-2（*c*）］可用于闸站结合的泵站工程，对节省工程投资有明显效果。但该形式的进出水流道内的流态均较紊乱，容易引起机组振动。但经我们试验研究，进水流道增加导水锥后双向进水流道的蜗带可以消除。经安徽凤凰颈泵站研究证明，用轴套将水泵主轴和出水流道内紊动水流隔开，机组振动问题基本解决，从而

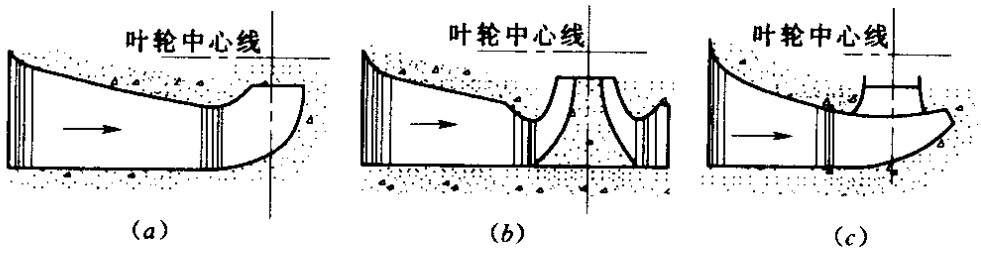


图11-1　进水流道的几种形式

（*a*）肘形；（*b*）钟形；（*c*）簸箕形

为双向进出水流道的应用打下了基础。本章主要介绍我国常见的肘形和钟形进水流道、虹吸和直管式出水流道及其断流方式。

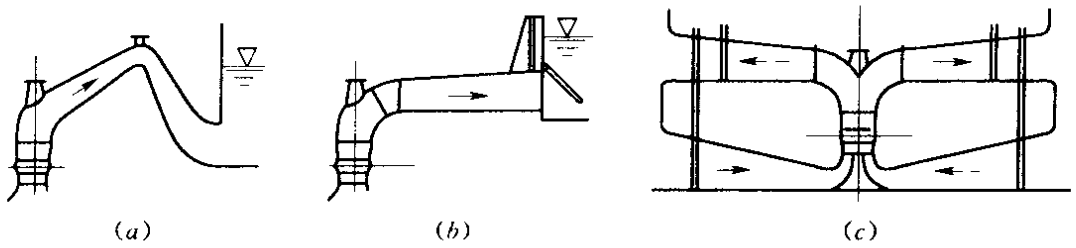


图 11-2　出水流道的几种形式

(a) 虹吸式；(b) 直管式；(c) 双向进出水式

第一节　肘形进水流道

肘形进水流道是大型立式泵中最常见的一种进水流道形式。由于进水流道直接影响水泵叶轮进口断面的流速和压力分布，因此，对水泵性能有很大影响。若流道的形状尺寸选择不当，流道内就有可能产生漩涡，严重时会形成涡带。一旦涡带进入水泵，水泵机组就会发生强烈振动。另外，进水流道和底板浇成整体，形状和尺寸直接影响泵站的工程投资和施工难易。为此，进水流道的设计应满足以下要求：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、流道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 11-3 (a)］、等直径圆角弯管［图 11-3 (b)］、曲率半径相同的断面渐缩管［图 11-3 (c)］以及不同曲率半径断面渐缩的肘形弯管［图 11-3 (d)］。

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［11-3 (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

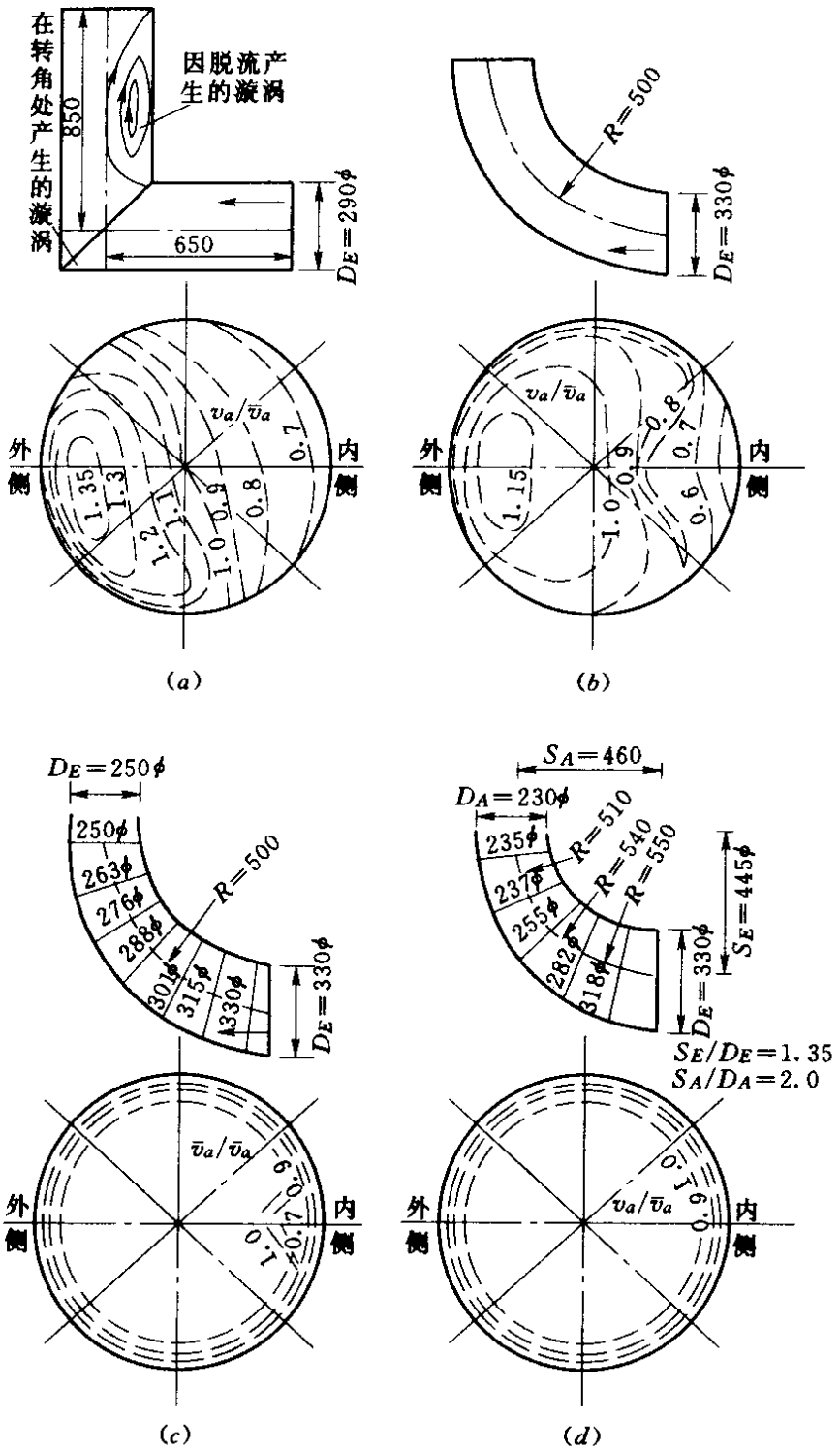


图 11-3　弯管形状对出口断面流速的影响

(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管

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 11-3 可见，不同形状的弯管内流速分布也有所不同。对于图 11-3 (*b*) 所示的圆角弯管的最大和最小流速约为平均流速的±22.5%，而图 11-3 (*c*) 中所示的渐缩弯管则有较大的改善，图 11-3 (*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、弯曲段和出口段组成，如图 11-4 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 11-4 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 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 $\zeta=1.1$）。但是，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，H/D 值的增大也会增加施工的困难。

二、流道的线形设计

（一）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 11-4）：

$H/D=1.5\sim1.8$（少数采用 2.24）；$L/D=3.6\sim4.0$；$B/D=2.0\sim2.5$；$R/D=0.8\sim1.0$；$r/D=0.2\sim0.5$；$r_0/D=0.5\sim0.7$；$\alpha<20°\sim25°$；$\beta<10°\sim12°$（一般为平底，即 $\beta=0°$）；$h_k/D=0.8\sim1.0$。

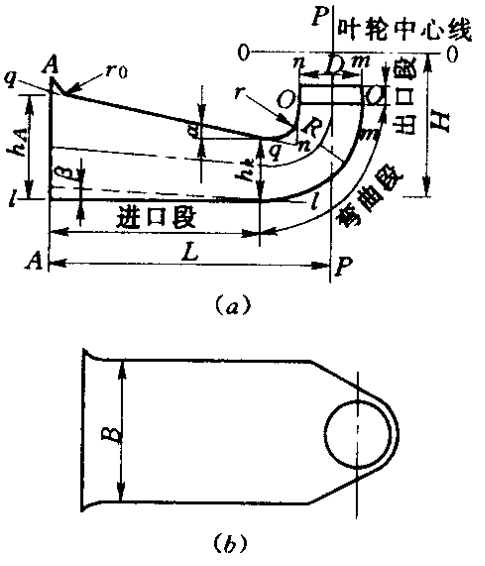


图 11-4　肘形进水流道的组成

式中：D 为水泵叶轮直径；H 为叶轮中心至底板的高度；L 为流道进口至泵轴线的长度；B 为流道进口段宽度；R 为弯曲段外曲率半径；r 为弯曲段内曲率半径；r_0 为进口顶部的曲率半径；α 为进口段顶部渐缩角；β 为

进口段底部倾角。

（二）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 0-0 和水泵座环法兰面位置 m-n 和直径 D，并以此作为进水流道出口断面，如图 11-4 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 0-0 和 H、β 值，确定流道底边线 l-l。当流道为平底（即 $\beta=0°$）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 线稍微翘起。但 β 角最好不要大于 10°～12°。

（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 $v_A=0.5$～1.0m/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：

$$h_A=\frac{Q}{Bv_A} \tag{11-1}$$

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。当所作图形的 h_k 值在（0.8～1.0）D 的范围内时，可以认为所拟定的尺寸基本满足要求。当 h_A 值太大或太小时，可以调整 α 或 L 值，直至满足要求为止。

（三）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。这样可以作出流速和流道长度、断面面积和流道长度的关系曲线（图11-5）。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。

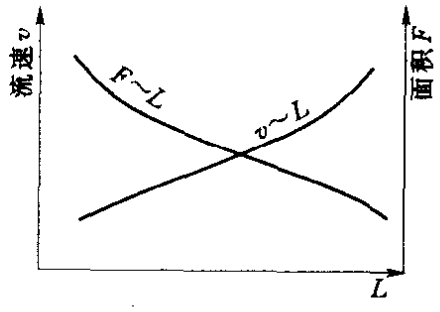


图 11-5　流速和断面积、流道长度变化曲线

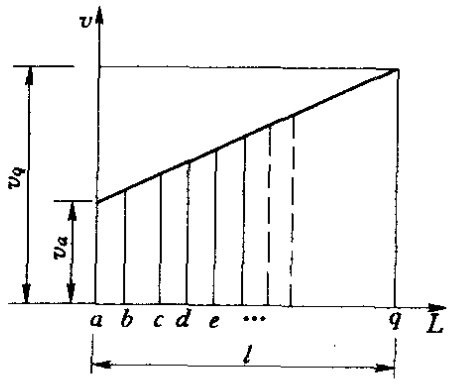


图 11-6　流速和流道长度关系

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 $\Delta v/\Delta t$ 等于常数的原则。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11-6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。

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。按流速直线递增法绘出的平面图收缩比较均匀。如图11-7（*b*）中的实线所示。按流速曲线递增法

绘出的平面图，进口段的宽度基本不变，弯曲段收缩角大些，如图 11-7（*b*）中的虚线所示。

三、设计步骤

（一）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 11-8（*a*）所示。

（2）在剖面轮廓图［图 11-8（*a*）］中绘出流道中心线 *aq*，即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*。

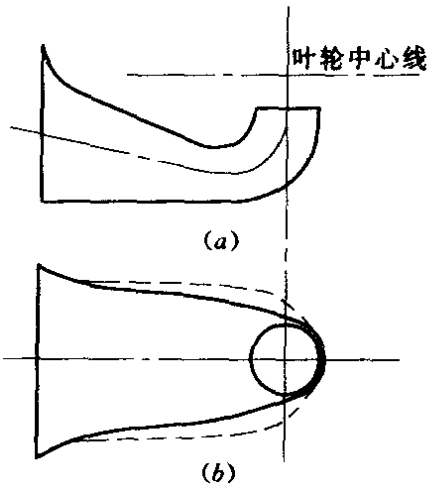


图 11-7　两种平面轮廓图

（3）在中心线上定出有代表性的点 *a*，*b*，*c* 等，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* 等各点的过水断面，并将 *a*，*b*，*c* 等各点投影到平面图中，同时绘出 *A-A*，*B-B*，*C-C* 等等截面，如图［11-8（*b*）］所示。

（4）将剖面图中的中心线 *aq* 展开，绘出平面展开图 11-8（*c*）。并在展开的中心线上标出 *a*，*b*，*c* 等各点，同时通过各点作 *aq* 的垂线。取 *A-A*，*B-B*，*C-C* 等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 等。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。为了达到这一目的，可以在剖面图 11-8（*a*）中用两条光滑的曲线（如图中虚线所示），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 等。

（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，

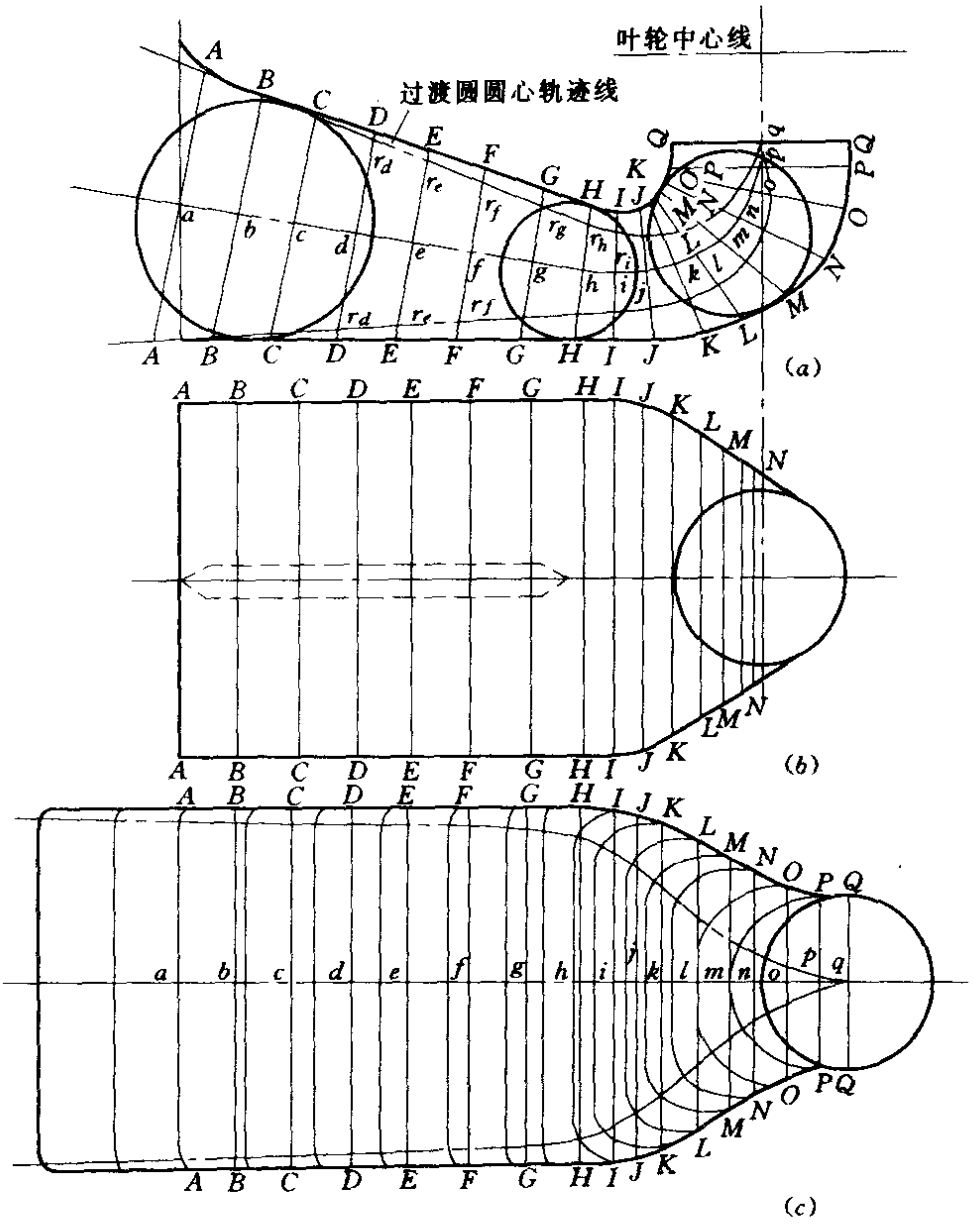


图 11-8　肘形进水流道的线形设计

(a) 剖面轮廓图；(b) 平面轮廓图；(c) 平面展开图

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 i 断面的面积可按下式计算：

$$F_i = h_i b_i - 4r_i^2 + \pi r_i^2 = h_i b_i - 0.86 r_i^2 \qquad (11\text{-}2)$$

式中：h_i、b_i、r_i 分别为第 i 断面的高度、宽度和过渡圆半径，如图 11-9 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：

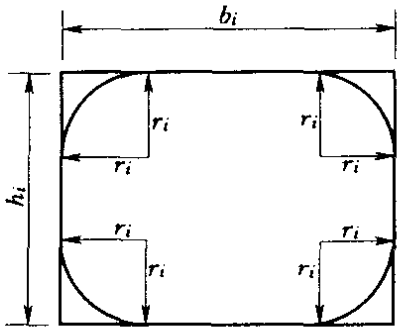


图 11-9　计算断面图

$$v_i = \frac{Q}{F_i} \tag{11-3}$$

(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-L 和 F-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。

（二）流速直线递增法

(1) 如图 11-8 (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 11-6)，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；再根据式 (11-4) 求出各断面的宽度：

$$b_i = \frac{F_i + 0.86r_i}{h_i} \tag{11-4}$$

(5) 根据各断面的 h_i、b_i、r_i，即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较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除水力损失小外，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。

第二节　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 11-10 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形流道稍微宽些，但其显著特点是流道高度小，可以抬高泵房底板高程，H/D 值一般为 1.1～1.4，甚至有的站采用 0.8～1.0，运行中并未发生异常现象。此外，这种流道施工较方便，而且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渐增大，采用钟形进水流道的块基型泵站也将会逐渐增多。

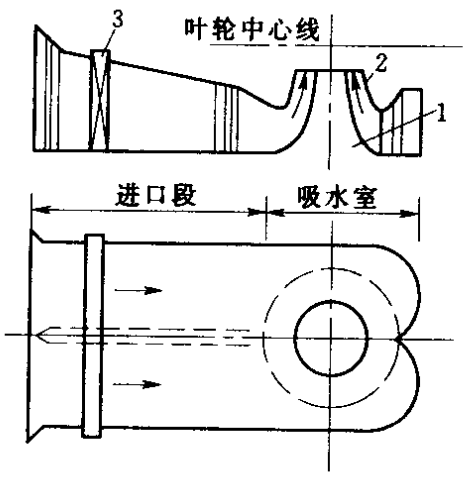


图 11-10　钟形进水流道
1—导水锥；2—喇叭管；3—检修闸

一、流道形状尺寸对流态及工程投资的影响

（一）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 11-11 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。这种现象可以

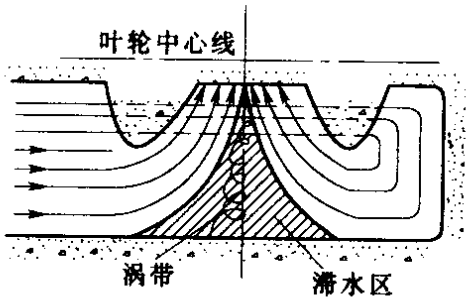


图 11-11　无导水锥时的流态

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 11-12 所示。矩形吸水室的后墙处有三个漩涡区，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，严重者可能使动力机超载，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栅的作用。

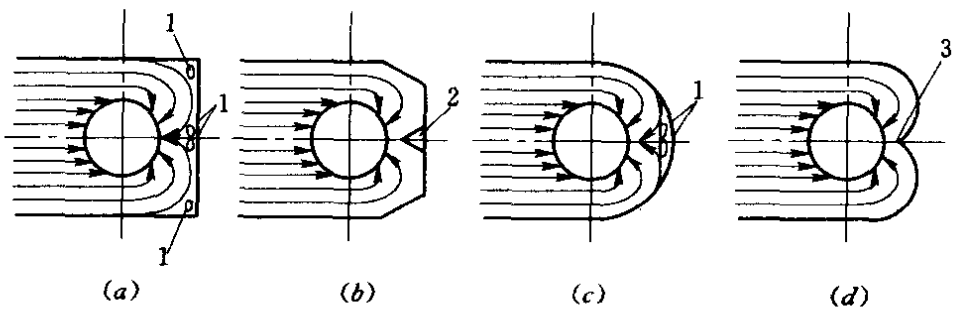


图 11-12　吸水室的几种形式

(a) 矩形；(b) 多边形；(c) 半圆形；(d) 涡壳形

1—旋涡；2—隔涡墩；3—隔舌

(二) 流道尺寸对流态及工程投资的影响

1. 喇叭管口悬空高度 h_1

h_1 太大时，不仅会增加流道高度 H，降低底板高程，增加工

程投资，而且会恶化流道内的水流状态。因为 h_1 的增大即喇叭口以下的圆柱面面积的加大，使流速和阻力减小，水流的自由度加大。当 h_1 增大到一定程度时，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 11-13 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 $(0.4\sim0.6)D_0$，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，但应等于水泵座环直径。

2. 流道高度 H

H 为水泵叶轮中心线至流道底板的高度，如图 11-13 所示。H 包括三部分，即

$$H = h_0 + h + h_1 \tag{11-5}$$

式中：h_0 为叶轮中心线至水泵座环法兰面的高度；h 为喇叭管的高度；h_1 为喇叭管进口至底板的悬空高度。

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，设计水泵时，应尽可能减小 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，确保水泵进口的流速更均匀。但是，

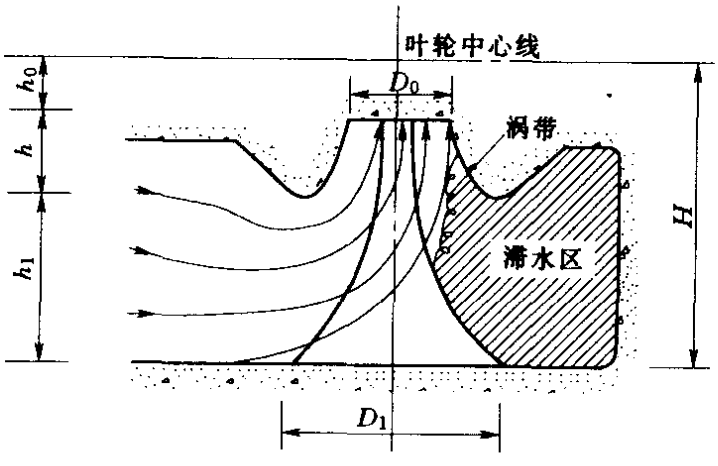


图 11-13　h_1 太大时出现的流态

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（0.3～0.4）D_0。

3. 喇叭口直径 D_1

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，减少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 及吸水室的宽度 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 $D_1=$（1.3～1.4）D_0。

二、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形设计，涡壳吸水室及进口段的设计。

（一）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。线形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

$$F_i = 2\pi R_i b_i \tag{11-6}$$

式中：R_i 为母线 AB 的重心 O 点至机组中心线的距离（见图 11-14）；b_i 为母线 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，

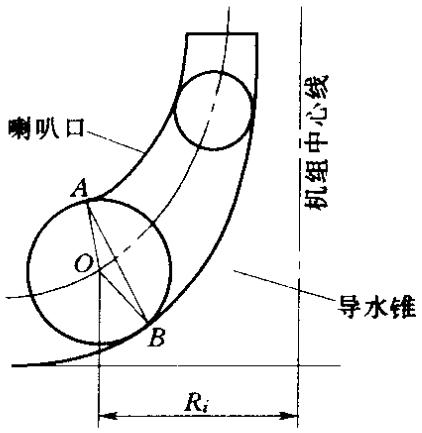


图 11-14　环形过水断面的计算图

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形可以不必校核。

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 11-15）。A、C 点至 q-q 线的距离为 Z_0，B、D 点至 q-q 线的距离为 Z_1。而 $AC=D_0$，$BC=D_1$，喇叭管的高度为 h，根据 $ZD^2=K$ 式可以得出下列方程组

$$Z_0D_0^2 = K_0 \tag{11-7}$$

$$Z_1D_1^2 = K_1 \tag{11-8}$$

$$Z_0\text{-}Z_1 = h \tag{11-9}$$

联解以上三式求得 K 值。

$$K = \frac{hD_0^2}{1-\left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2} \tag{11-10}$$

为了作图方便，需要用式（11-8）和式（11-9）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 $ZD^2=K$ 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 11-16 所示。所以，导水锥

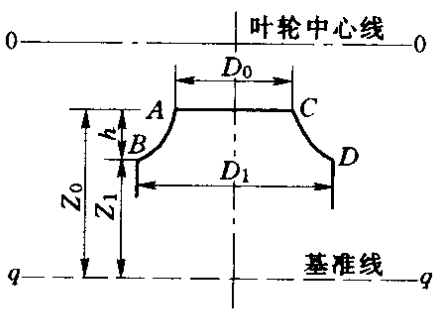


图 11-15　喇叭管线形图

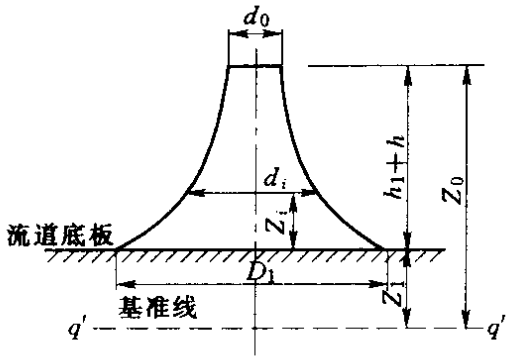


图 11-16　导水锥曲线

的常数 K 可由下式求得

$$K=\frac{(h+h_1)d_0^2}{1-\left(\frac{d_0}{D_1}\right)^2} \tag{11-11}$$

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。

（二）蜗壳吸水室的设计

蜗壳设计采用平均流速 v＝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，该流速可用下式求得：

$$v=\frac{Q}{\pi D_1 h_1} \tag{11-12}$$

式中：Q 为水泵的设计流量；D_1 为喇叭管进口直径；h_1 为喇叭口至底板的高度。

按下式求出各断面的流量 Q_i：

$$Q_i=\frac{\varphi_i}{360°}Q \tag{11-13}$$

式中：Q_i 为第 i 断面的流量；φ_i 为第 i 断面至隔舌的夹角，如图 11-17 所示。

根据 Q 和 v 可以求出各断面的面积 F_i：

$$F_i=\frac{Q_i}{v} \tag{11-14}$$

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 11-18）。为了避免喇叭管进口处出现尖角，影响

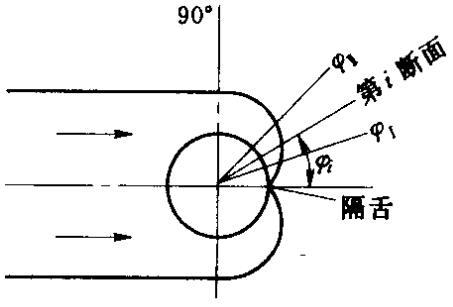


图 11-17　蜗壳计算断面

流态，设计的蜗壳梯形断面还需要加宽 a'，最后用圆弧连接（见图中虚线所示）。断面的其他尺寸对工程量及流态也有影响，α 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 α 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 α 角增大，即水流进入喇叭管的收缩角加大，使阻力损失加大。

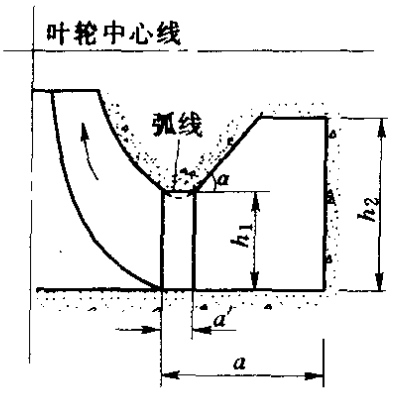


图 11-18　蜗壳断面

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 α，应该对 α 提出一定的要求，一般可取 $\alpha=45°\sim60°$。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_t 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 11-18 所示的图形。其断面面积为：

$$F_i = h_2 a_i - (h_2 - h_1)a' - \frac{1}{2}(h_2 - h_1)^2 \cot\alpha \quad (11\text{-}15)$$

由此可得出蜗壳的宽度：

$$a_i = \frac{1}{h_2}\left[F_i + (h_2 - h_1)a' + \frac{1}{2}(h_2 - h_1)^2 \cot\alpha\right]$$

$$= \frac{1}{h_2}\left[\frac{Q_i}{v} + (h_2 - h_1)a' + \frac{1}{2}(h_2 - h_1)^2 \cot\alpha\right] \quad (11\text{-}16)$$

按上式求得 a_i，当 a_i 在 $a' < a_i < a' + (h_2 - h_1)\cot\alpha$ 时，断面呈图 11-19 所示的图形，其面积为：

$$F_i = a_i h_1 + \frac{1}{2}(a - a')^2 \tan\alpha \quad (11\text{-}17)$$

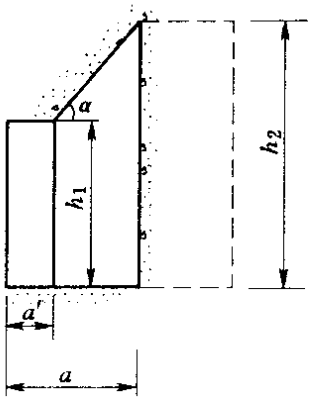


图 11-19　蜗壳断面之二

所以

$$a_i=\frac{1}{h_1}\left[F_i-\frac{1}{2}(a-a')^2\tan\alpha\right]$$

$$=\frac{1}{h_1}\left[\frac{Q_i}{v}-\frac{1}{2}(a-a')^2\tan\alpha\right] \tag{11-18}$$

当 $a_i<a'$ 以后，断面变为矩形，故

$$F_i=a_ih_i$$

$$a_i=\frac{F_i}{h_1}=\frac{Q_i}{h_1v} \tag{11-19}$$

这样，任意断面的 a 值都可以求出，从而可绘出各部的尺寸。

（三）进水段的设计

当蜗壳设计好后，流道宽度 B 也就定了，即 $B=D_1+2a$。如图 11-20 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，重新求出流道宽度 B，直到合适为止。

当宽度 B 确定以后，可以根据图 11-20 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 0.5～1.0m/s。B-B 断面的流速应和蜗壳进口断面的流速相等，不会致使流速发生突变。一般 $h_B=h_2$，从 A-A 至 B-B 的流速应该是渐变的。因为流道宽度未变，因此可以使流道高度渐变，流道底边一般为平底，需要抬高进水池底高时，也可以增大 β 角，一般 $\beta<10°$～$12°$。顶边仰角 α 一般不超过 20°～30°。这样可以定出流道长度 L，一般 $L=(3.5\sim4.0)D_0$。当根据上述所定的 α、β 角定出的 L 超出这个范围较远时，可以适当地调整 α 和 β 角。

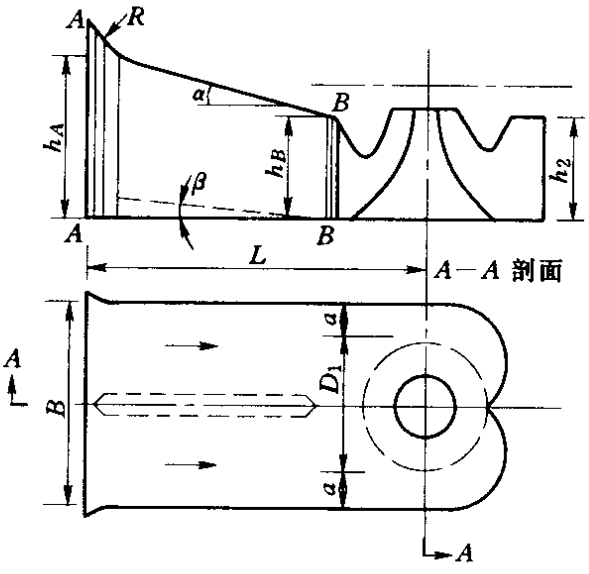


图 11-20　钟形进水流道进口段

三、设计步骤

（一）喇叭管尺寸的确定

（1）根据水泵结构，将水泵座环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 $h=(0.3\sim0.4)\ D_0$（其中 D_0 为水泵座环直径）。

（3）按式（11-10）求出 K 值。

（4）按 $Z_iD_i^2=K$ 求出 Z_i 和 D_i 的关系曲线。

（二）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 $h_1=(0.4\sim0.6)\ D_0$。

（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（11-11）算出 K 值，再用 $Z_id_i^2=K$ 求 Z_i 和 d_i 的关系曲线，即为导水锥的轮廓线。

（三）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（11-13）计算。

（2）拟定蜗壳断面形式。若为图 11-18 所示的断面形式，而且已拟定 h_1，h_2，a，a' 等尺寸，则可以分为三段计算各断面的蜗壳宽度 a。

1）当 $a_i>a'+(h_2-h_1)\cot\alpha$ 时

$$a_i=\frac{1}{h_2}\left[\frac{Q_i}{v}+(h_2-h_1)a'+\frac{1}{2}(h_2-h_1)^2\cot\alpha\right]$$

2）当 $a'<a_i<a'+(h_2-h_1)\cot\alpha$ 时

$$a_i=\frac{1}{h_1}\left[\frac{Q_i}{v}-\frac{1}{2}(a-a')^2\tan\alpha\right]$$

3）当 $a_i < a'$ 时

$$a_i = \frac{Q_i}{h_1 v}$$

（四）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 和 β 可绘出进口段。所得出的流道长度应满足 $L=$（3.5～4.0）D_0 的要求。

第三节　虹吸式出水流道

虹吸式出水流道是一种弯曲形的出水流道。由于它可以越过堤防，对堤防的安全没有影响，同时也因其断流方式简单可靠，所以这是大型泵站中最常见的出水流道之一。

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 11-21），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，从而可以防止管内水的倒流和水泵机组倒转。此外，从图 11-21 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

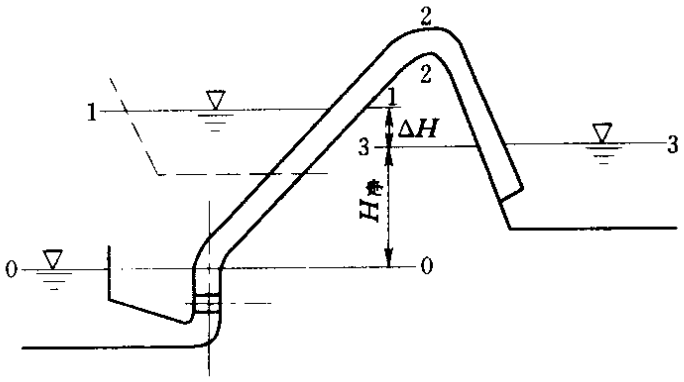


图 11-21　虹吸式出水流道工作原理图

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。

二、虹吸形成过程

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 11-22 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 11-22（a）］；当水泵提升的水位超过驼峰底部时，就像溢流堰那样，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 11-22（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 11-22（c）］；当停泵时，流道内形成虹吸，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 11-22（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。

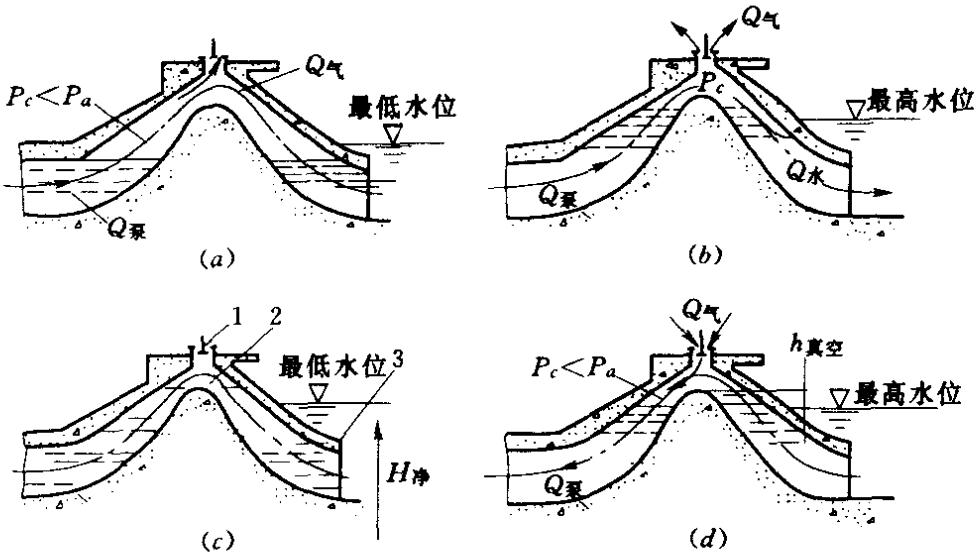


图 11-22　虹吸作用的形成过程

(*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

三、流道设计

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 11-23）。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。

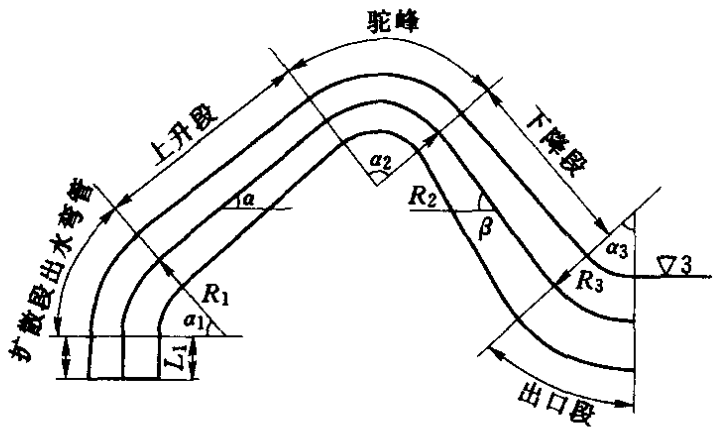


图 11-23　虹吸式出水流道组成

(一) 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 $\alpha=30°\sim45°$。

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

$$\tan\varphi_2=\frac{B-D}{2L_2} \tag{11-20}$$

太大的 φ_2 会增加流道的阻力损失，一般取 $2\varphi_2\leqslant8°\sim12°$。当所选的 B、L、D_2 等值不能满足 φ_2 要求时，应该适当调整，直到满足为止。

由圆变方的断面，其渐变长度一般不应小于管径的两倍。

（二）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，为了保持所需真空，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 对虹吸形成及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：

$$v = 3.4\sqrt{R} \tag{11-21}$$

式中：R 为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。$\nabla_{底}$可按下式计算：

$$\nabla_{底} = \nabla_{高} + \delta \tag{11-22}$$

式中：$\nabla_{高}$为出水池设计最高水位；δ 为安全超高，一般可取 $\delta=0.2\sim0.3$m。

3. 驼峰断面面积 A 的确定

为了保证驼峰断面处压力较小，驼峰处多采用高度较小的矩形断面。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 $h=(0.5\sim0.785)D$。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。

在确定 h 以后，驼峰断面宽度 b 应按驼峰断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

$$\nabla_{顶} = \nabla_{底} + h \tag{11-23}$$

式中：$\nabla_{底}$为驼峰底部高程；h 为驼峰断面高度。

6. 驼峰断面宽度 B 的确定

$$B = \frac{A}{h} \tag{11-24}$$

式中：A 为驼峰断面面积；h 为驼峰断面高度。

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 $B=$（1～2）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。

（三）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。

这部分的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 $\beta=40°\sim70°$。如果考虑出水流道与出水池最佳设计参数的配合（图 11-23），则 β 宜设计在 70°左右。

（四）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。另外为了减少动能转化为压能时的出口损失，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 $\nabla_{池低}$ 和虹吸管出口最小淹没深度 $h_{淹}$ 可以推求流道出口的顶部高程 ∇_3

$$\nabla_3=\nabla_{池低}-h_{淹} \tag{11-25}$$

如 $h_{淹}$ 过小，大气压力会击破深度为 $h_{淹}$ 的水层，使空气进入驼峰低压区，破坏真空，影响虹吸形成。但 $h_{淹}$ 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

$$h_{淹}=(4\sim5)\frac{v_3^2}{2g} \tag{11-26}$$

式中：v_3 为出口断面的平均流速；g 为重力加速度。

但是 $h_{淹}$ 不得小于 0.3m。

根据 v_3 和 $h_{淹}$ 可以确定流道出口底部和出水池底部高程。

（五）驼峰顶部真空值的校核

$$H_2=\nabla_{顶}-\nabla_{池低}+\frac{v_2^2-v_3^2}{2g}-h_{损} \tag{11-27}$$

式中：H_2 为驼峰顶部实际的真空值；v_2 为驼峰处的断面平均流速；g 为重力加速度；$h_{损}$ 为驼峰至出口断面的水头损失。

而最大允许真空值为：

$$H_{允}=\frac{P_a}{\rho g}-\frac{P_k}{\rho g}-a \tag{11-28}$$

式中：$H_{允}$ 为最大允许真空值；P_a 为当地海拔高程的大气压力；P_k 为临界汽化压力；ρ 为水的密度；a 为考虑水的紊动和波浪引起的安全值。

当 $H_2\leqslant H_{允}$ 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 11-24），而抬高以后的出水池水位$\nabla_{池低}$为：

$$\nabla_{池低} = \nabla_{顶} - H_{允} + \frac{v_2^2 - v_3^2}{2g} - h_{损} \qquad (11\text{-}29)$$

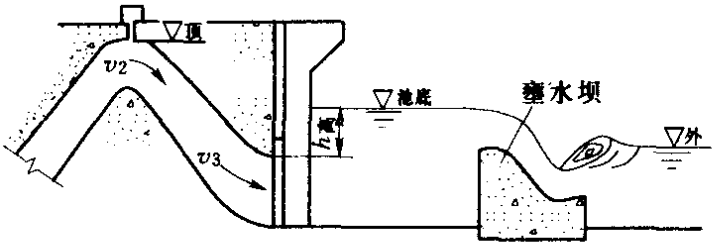


图 11-24　用壅水坝抬高水位

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，从而增加了运行费用。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。

根据上述方法拟定的主要尺寸，可绘出虹吸式出水流道的纵剖面轮廓图。同肘型进水流道的绘法一样，可以根据流速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，最后用允许的扩散角加以校核。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。

四、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。

（一）技术要求

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

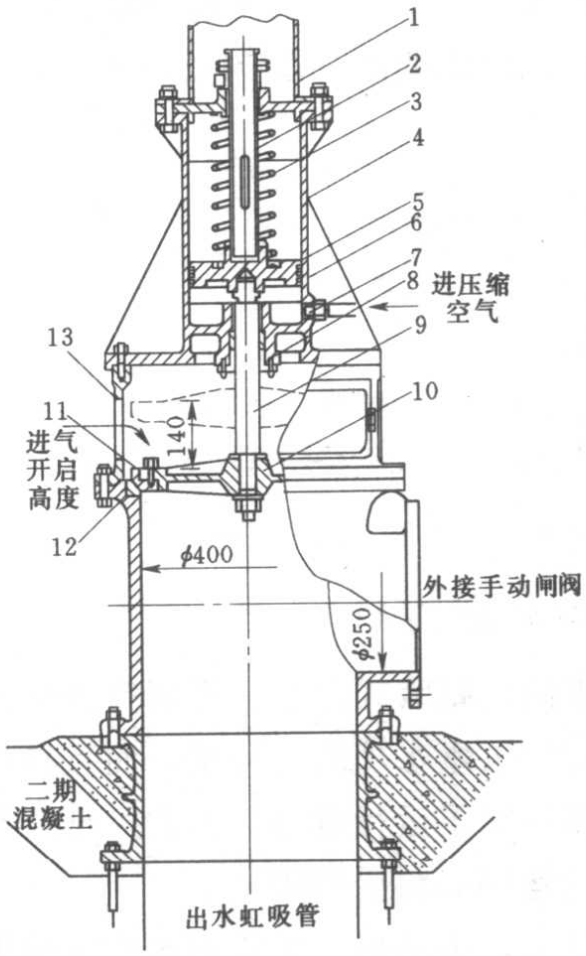


图 11-25　真空破坏阀之一

1—罩壳；2—活塞杆；3—弹簧；4—气缸；5—活塞；6—活塞环；7—填料；8—填料压盖；9—阀杆；10—阀盖；11—黄铜阀门外环；12—阀门座；13—进气滤网

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。

（二）种类

真空破坏阀的种类很多，主要有机械式、电动式和气动式等。大型泵的虹吸式出水流道最常见的是气动平板阀。它由阀座、阀盖、气缸、活塞、活塞杆、弹簧等部分所组成，如图 11-25 及图 11-26 所示，前者通常用于直径 1.6m 大泵，后者用于直径 2.8m 以上的大泵。

如果真空破坏阀因故不能打开时，可以打开手动阀，将压缩空气送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他原因真空破坏阀无法打开时，值班人员可以打开图 11-25 所示的外接手动闸阀，让空气直接进入流道，或用大锤击破图 11-26 所示的真空破坏阀旁的有机玻璃板，使空气进入。这样，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：

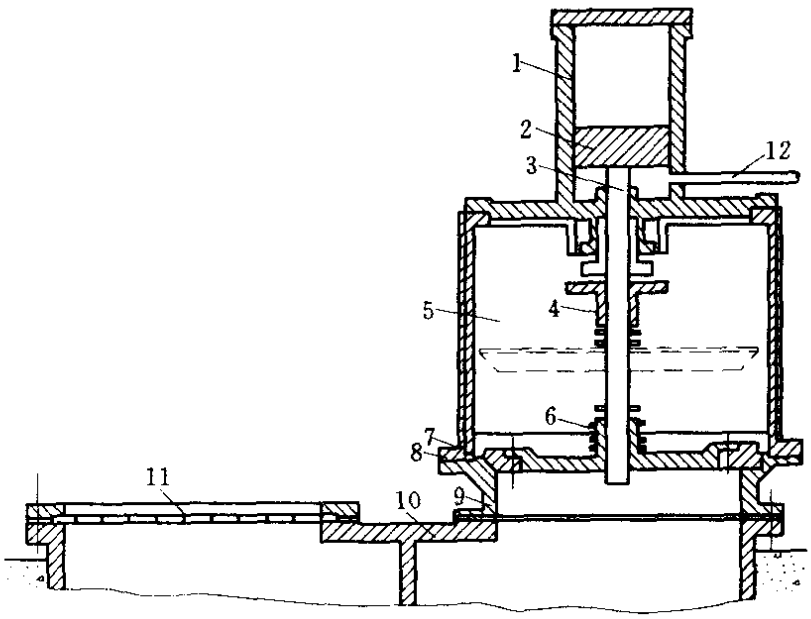


图 11-26　真空破坏阀之二

1—缸体；2—活塞；3—活塞杆；4—弹簧；5—进气滤网；6—阀盘；7—气阀外环；8—阀环座；9—连接管；10—预埋管；11—有机玻璃板；12—短管

$$F = \frac{Q}{c\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \tag{11-30}$$

式中：Q 为进入的空气流量，要等于管中的倒泄水量或启动时的水泵流量，m^3/s；c 为流量系数，对于真空破坏阀采用 0.5；ρ 为空气的密度。

将流量系数、空气密度等代入上式，整理后得式（11-31）：

$$F = \frac{Q}{200\sqrt{\Delta p}} \tag{11-31}$$

式中：Δp 为真空破坏阀内外压力差，可从下列三式中取小值，即

$$\Delta p < \rho g(\nabla_{\text{虹顶}} - \nabla_{\text{上设}}); \Delta p < \rho g(\nabla_{\text{上设}} - \nabla_{\text{出口顶}})$$

$$\Delta p < \frac{20E}{K}\left(\frac{\delta}{D}\right)$$

式中：E 为弹性模量，N/cm^2；K 为储备系数，对虹顶为钢筋混凝土时，取 $K=5$；δ 为虹顶钢筋混凝土块体厚度，cm；D 为虹吸管道顶部内径，cm；$\nabla_{\text{虹顶}}$ 为虹吸管顶部高程；$\nabla_{\text{上设}}$ 为外江设计水位；

$\nabla_{出口顶}$为流道出口顶部高程。

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%～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

$$D = 0.175Q^{0.5}(\mathrm{m}) \tag{11-32}$$

式中：Q 为水泵的额定流量，m^3/s。

真空破坏阀的阀升高度 h 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

$$\mu\pi Dhv = \frac{\pi D^2}{4}v$$

所以

$$h = \frac{D^2}{4\mu} \tag{11-33}$$

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 0.71～0.815。

第四节　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。一般认为，泵站正常运行时，直管式出水流道的任一断面都具有一定正压力。

一、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，甚至其他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及其出口断面太小时，会增加阻力损失，降低泵站效率，从而增加运行费用。

（3）停泵应及时可靠：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、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 $h_{淹}=v^2/2g$，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 11-27）。

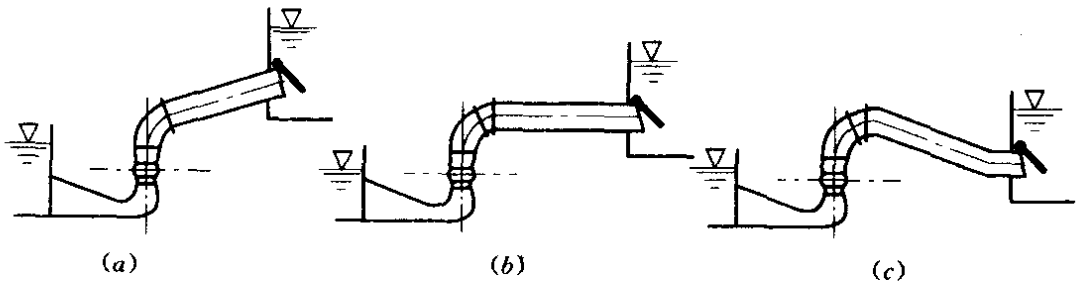


图 11-27　直管式出水流道的几种管线布置形式

（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，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。如图 11-28 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。

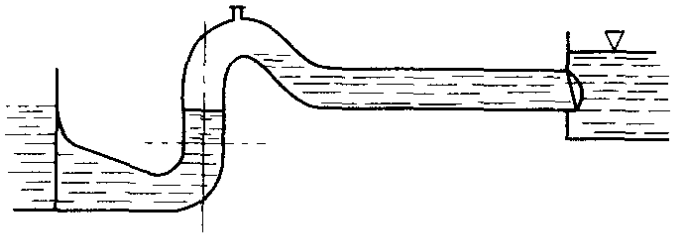


图 11-28　低驼峰式出水流道

三、通气孔

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。

通气孔的面积可按下式计算：

$$F = \frac{V}{\mu v t} \tag{11-34}$$

式中：V 为出水流道内的空气体积；μ 为风量系数，可取 $\mu=0.71$～0.815；v 为最大气流速度，可取 $v=90$～100m/s；t 为排气或进气的时间，可取 $t=10$～15s。

根据 F 可以求出通气孔的直径。

四、断流方式

直管式出水流道的断流方式主要有拍门和快速闸门。

（一）拍门

拍门是一种安装在管道或流道出口的一种单向阀门。拍门顶部用铰链与门座相联，水泵开机后，在水流的冲击下自动打开。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，因拍门是靠水流冲击开启的，故在正常运行时经常需要消耗一定能量。又由于拍门是在自重或倒流水的冲击力关闭的，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，对拍门本身及水工建筑物产生不良影响。为了解决这些问题，生产上创造出了多种形式的拍门，以下介绍几种主要形式。

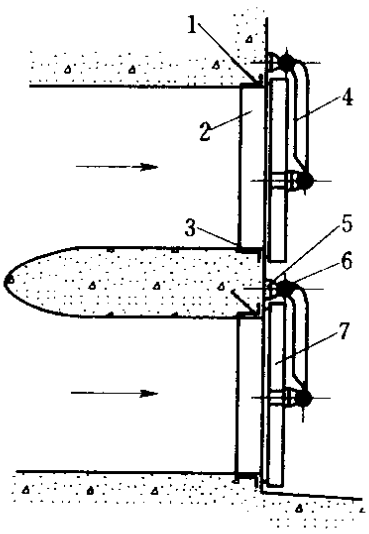


图 11-29　多扇组合拍门

1—基础拉杆；2—拍门座；3—密封环；4—摇臂；5—上轴承座；6—上轴承；7—拍门体

1. 自由式拍门

自由式拍门如图 10-17 所示，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。其主要特点是结构简单，造价便宜，但阻力损失较大，多用于中小型泵站的出口断流，但口径为 1.6m 和 2.8m 的大型泵站有时也采用这种拍门形式。

2. 多扇组合式拍门

为了增大拍门的张开角度（即张角），可将大口径的拍门分成若干小块，就构成了多扇组合式拍门。图 11-29 为安徽驷马山泵站所采用的这种拍门形式。该站于每台机组的流道出口设置上下两层共八扇小拍门组成的组合式拍门。因每扇拍门较小，倒流水对每块小拍门上的作用力也小，从而可以减少撞击力。但实际运行中发现，因通过每扇小拍门的流量也有所减少，拍门的张角并不能增大。同时还需加设中间支承梁，反而增加了水头损失。而且，各小拍门张角不尽相同，水流相当紊乱，引起拍门上下摆动剧烈。因此，这种型式的拍门使用并不普遍。

3. 带平衡锤的拍门

为了满足结构和强度方面的需要，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，而且会使其张角小而阻力大，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 11-30 所示。

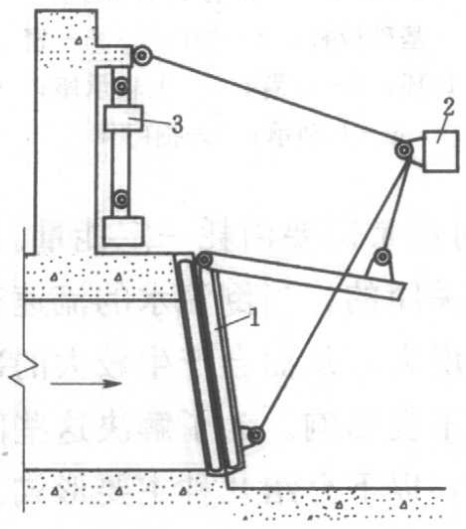


图 11-30　带平衡锤的拍门
1—拍门；2—转向滑轮座；3—平衡锤

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。

4. 机械平衡液压缓冲式拍门

湖南仙桃嘴泵站设计了一种机械平衡液压缓冲式拍门，如图 11-31 所示。水泵启动后，水流将拍门冲开，然后，由启闭机拉平并锁定，从而大大减少水泵运行时的水头损失。机组停机时，锁定释放装置上的电磁铁断电，钢丝绳上的连接叉头自动脱钩，拍门关闭。在最后关闭的瞬间，液压缓冲装置发挥作用，将拍门拉住，从而大大减小拍门的冲击力。从理论上讲，这是较理想的拍门控制系统，但要求平衡和缓冲装置有很高的可靠性。为了防止平衡和缓冲装置

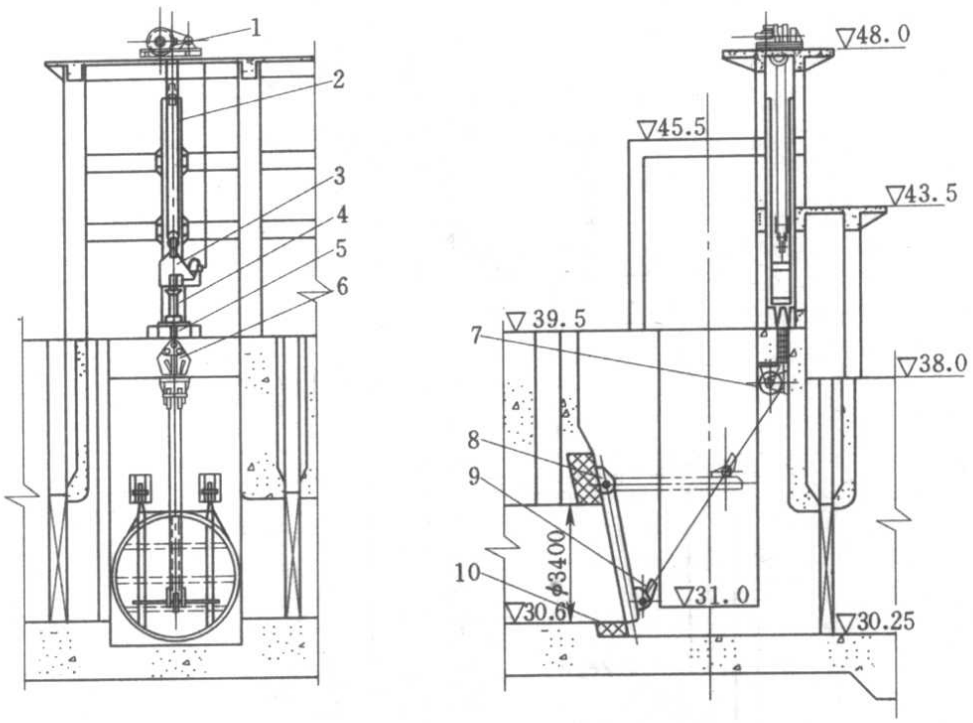


图 11-31　机械平衡液压缓冲的拍门

1—启闭机；2—导向槽；3—锁定释放装置；4—油压缓冲装置；5—缓冲座；6—楔形绳夹；7—导向滑轮；8—支承铰；9—启吊铰；10—水封装置

失灵，在计算管路阻力损失和设计拍门及水工建筑物时仍然应按普通拍门考虑。

5. 双铰式拍门

双铰式拍门最早用于湖北沙湖泵站，如图 11-32 所示。该站选用的是口径 2.8m 的大型轴流泵机组。拍门分为上下两节，中间用铰链连接。下节一般比上节小，这样，在水泵启动时，易于被水流冲开。并要求上下两节门的相对开度不超出 10°，以使水流平顺。在上节门两边柱上装有限位板，限制下节门继续开大。下节门冲开后，用 5t 卷扬机将拍门拉平并锁紧。事故停机时，释放机构自动打开，拍门关闭。

该拍门释放机构动作原理见图 11-33。当机组启动运行后，电动机 8 带动减速器 6，通过正向靠背轮 7 及齿轮使卷扬机旋转，把拍门吊起并使其张角达 80°～90°。同时，圆棘轮 2 亦随着转动。当卷扬机失去控制时，拍门则由圆棘轮 2 和杠杆 3 锁定。机组停机

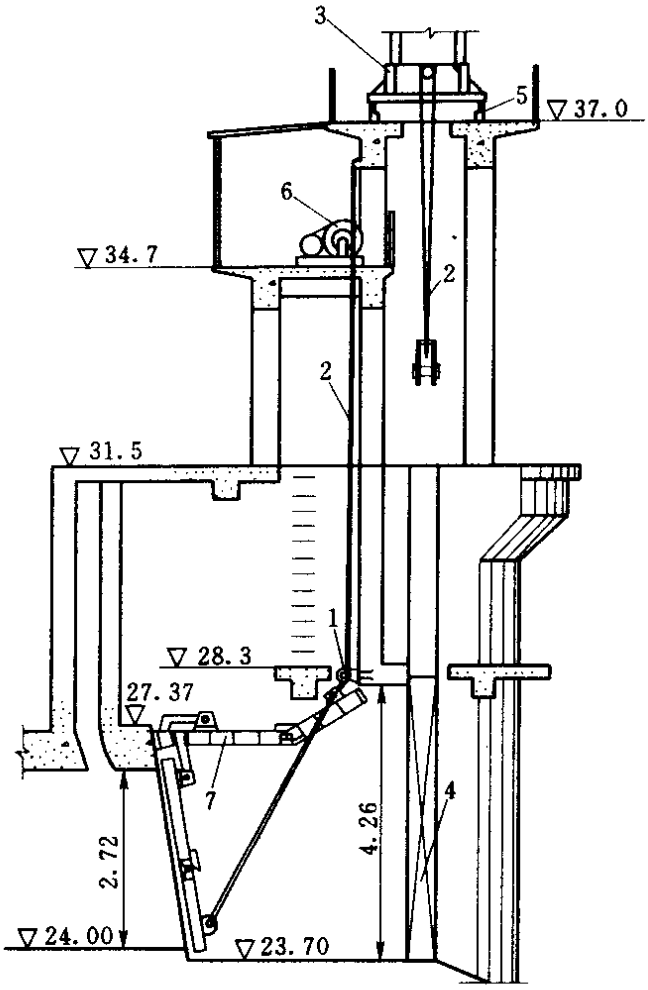


图 11-32　机械平衡液压缓冲拍门

1—支点滑轮；2—钢丝绳；3—闸门卷扬机；4—闸门；
5—轻便铁轨；6—拍门启闭机；7—拍门门体

时，油开关跳闸，电磁空气阀 13 的线圈带电，打开电磁阀门，压缩空气由电磁阀进入活塞 4，推动杠杆 3，使其脱离圆棘轮 2，拍门开始关闭。当电磁阀 13 拒绝动作时，可用人工打开常闭闸阀 12，压缩空气推动活塞 4，完成释放工作。如果没有压缩空气或压力不足，还可用手动操作机构 11，打开杠杆 3，同样能达到释放拍门的目的。

双铰式拍门主要优点有：①因下节门容易冲开，机组启动较为平稳。停机时，由于两节门关闭存在一定时差，撞击时力臂变小，撞击力将比整块式拍门为小；②运行时，由于拍门固定在水平位置，拍门在水中的振动大为减轻，水头损失也减到最小；③

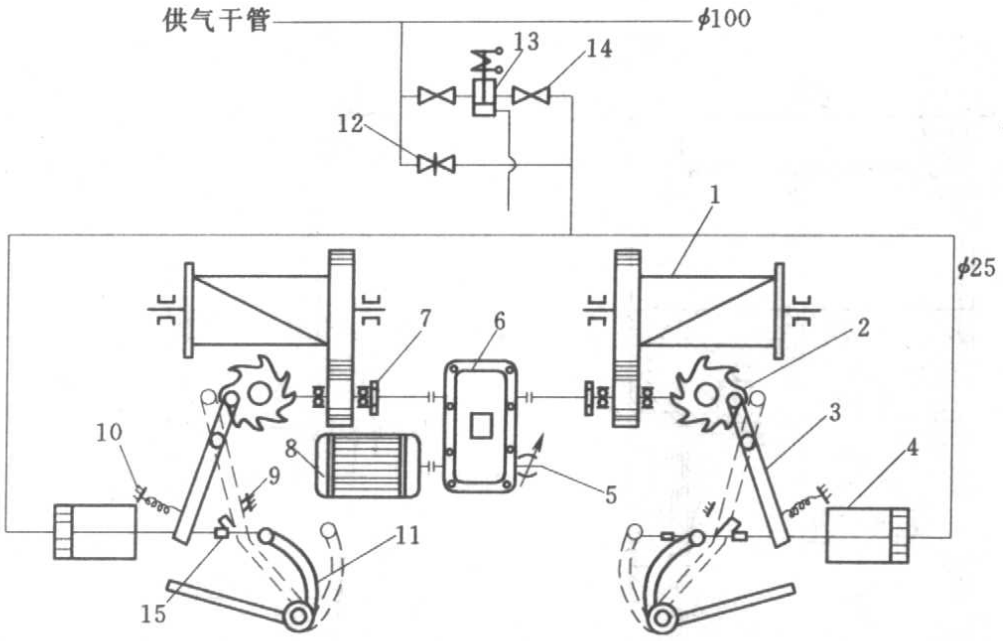


图 11-33　双铰式拍门释放机构示意图

1—卷扬机；2—圆棘轮；3—支承杠杆；4—活塞；5—交流电磁控制器；6—减速器；7—正向靠背轮；8—电动机；9—限位桩；10—定位弹簧；11—手动操作机构；12—常闭闸阀；13—电磁空气阀；14—常开闸阀；15—调整螺帽

结构简单，运行可靠，基本上达到了减少阻力和撞击力的目的。它的缺点有：①中间铰轴处漏水较一般拍门大；②拍门在关闭瞬间，仅靠设在门座上的止水橡皮进行缓冲，仍有一定的撞击力。

6. 水压缸缓冲拍门

这种型式仍为双铰式拍门，不过在上节门上装设缓冲水压缸，下节门作成浮箱。水压缸内有活塞，活塞杆的下端和下节门相连，图 11-34 即为湖南沙河口泵站采用的水压缸缓冲拍门。

水泵启动后，首先冲开下节门。当下节门开度达到一定值时，限位装置加以限制，上节门仍可继续开大。根据原型测试，上节门开启度可达 45°左右。停机时，上节门首先关闭，然后再关下节门。下节门在最后关闭的瞬间，水缸内缓冲装置起作用，从而使撞击力减小。但是该拍门在运行期间，由于上节门未拉平，要长期承受水流的冲击，直接影响到机组的效率。

7. 油压控制式大型拍门

油压控制式大型拍门首先用于湖北樊口泵站上，其孔口净空

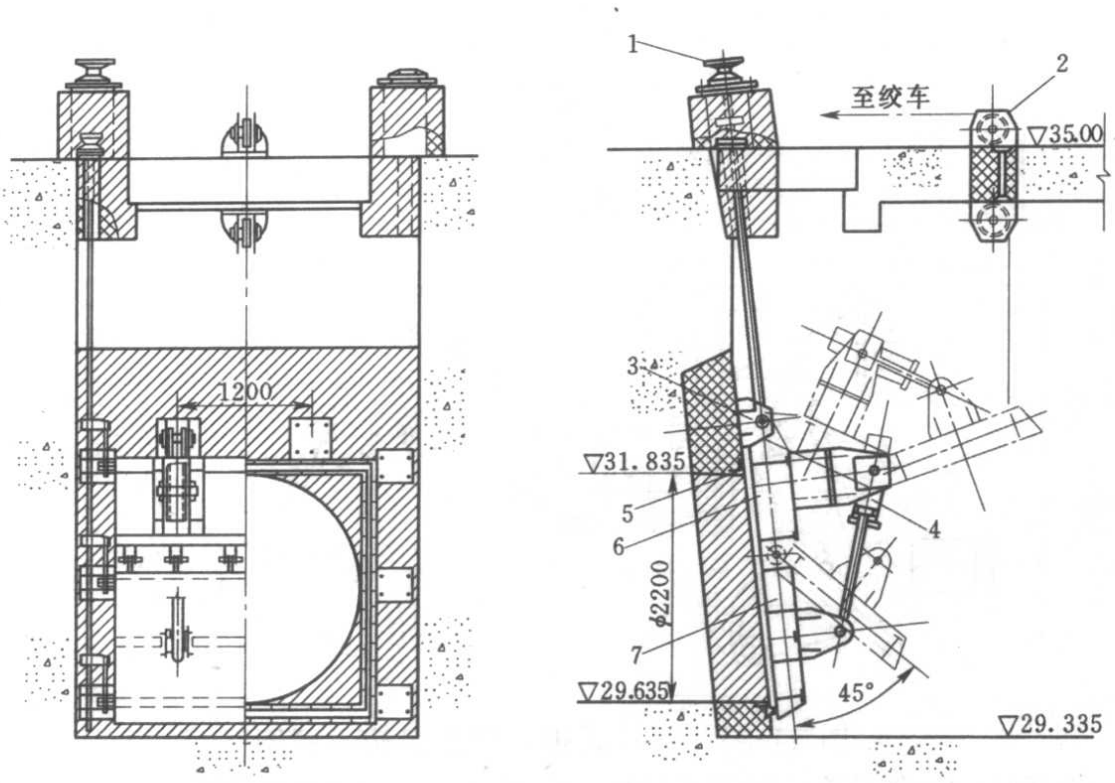


图 11-34　水压缸缓冲拍门图（长度单位：mm）

1—锁定装置；2—启闭导向滑轮；3—门顶铰座；4—液压缓冲装置；5—水封装置；6—上节门页；7—下节门页

尺寸为 4.5m×4.5m，重量达 10.5t，如不加以控制，运行期间任其在水中晃动，不仅要耗费大量电能，而且拍门长期经受水流冲击，会使金属结构疲劳，缩短使用年限。事故停机时，还要产生很大撞击力。针对以上三个问题，樊口泵站采用了油压控制式大型拍门。该装置由大拍门、小拍门、导向滑槽和油压启闭机等部件构成。如图 11-35 所示。大拍门为主要挡水结构，做成实体式，以利快速关闭。小拍门是为适应水泵小角度（−20°）启动而设置的。因水泵小角度启动，流量小，有可能冲不开大拍门，这时泵体压力升高，电机超负荷运行，机组将发生振动。设置了小拍门后，条件就大大改善了。滑槽为油压机的导向装置。其作用为把拍门绕铰轴的圆周运动变为油压机的直线运动，且使油压机受力较摆动式油缸为小。油压机的缸体用无缝钢管制作。油缸下端设有 20cm 长的缓冲段，内有各种孔径的节流环，以备调试和控制活塞杆下降速度，从而使拍门最后能缓慢地关闭。

拍门的操作由中央控制室自动控制。开机时，水泵叶片角度调整为－20°，小股水流由小拍门冲出，待电机同步后，再缓慢提升大拍门至全开位置，并将其锁紧。然后，加大叶片角度至需要值，主机即可投入正常运行。正常停机时，先将叶片角度调回。同时，油压机接通电源，管路阀件打开，大拍门借自重下落。当叶片角调回到-20°时，再行停机。在临近关闭的瞬间，油压机油路开始缓冲，直至全部关闭孔口。事故停机时，只是油压机迅速接通直流电源，同样可以关闭孔口，总关闭时间小于15s。如果油压机出现故障，或大拍门被阻不能下落时，事故门立即自动关闭，截断水流，保护机组安全。

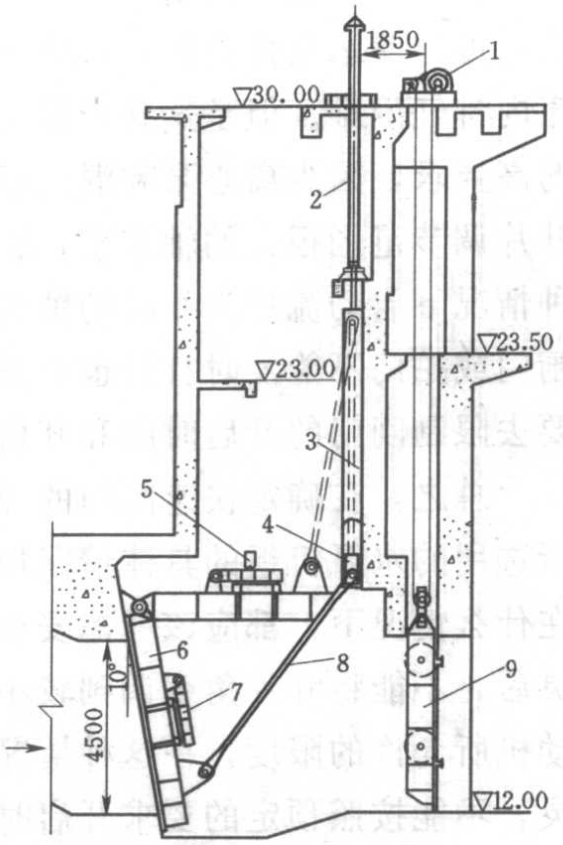


图 11-35　油压控制式大型拍门
1—卷扬机；2—油压机；3—滑槽；
4—滑块；5—混凝土梁支架；
6—大拍门；7—小拍门；
8—拉杆；9—检修门

（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，阻力损失很小，特别适用于出口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。

对于一般的轴流泵而言，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动时间，甚

至引起机组振动。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。但是这并不是所有的水泵对闸门的开启都有这样的高要求，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，最小叶片角度可达－20°。如果在这种情况下启动流量为 0 时的轴功率小于电动机的额定功率，即使闸门或拍门不能及时打开也不至于使电机超载，因此也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，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胸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 11-36 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。

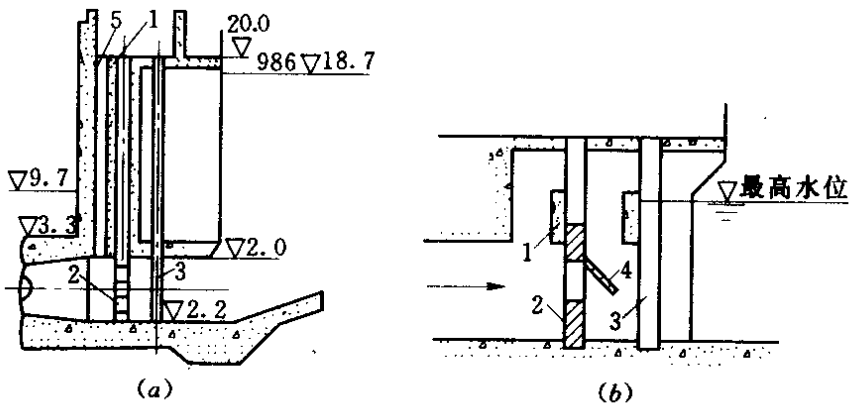


图 11-36　快速闸门

1—胸墙；2—快速闸门；3—检修闸门；
4—小拍门；5—通气孔

第十二章　水锤及其防护

在泵站工程中，管道破裂、机组振动是比较普遍现象。这种现象将使泵站无法运行，严重影响取水输水工程的正常运作。有些泵站的机组和管道振动虽然可以勉强运行，但长时期的振动和噪音，不仅会缩短设备寿命，增加维护管理难度，而且会给运行环境造成恶劣影响。一旦泵站建成后出现上述问题需要改造时，将会造成很大经济损失。因此，在泵站规划设计时就应对上述可能出现的问题加以注意，并采取防止措施。

引起管道破裂和机组振动的原因可能很多，除设备制造和施工安装质量、运行管理水平、甚至人为的破坏等可能导致管道及机组的损坏外，工程的设计方法也是重要影响因素。这里主要介绍泵站水锤及其防护的有关理论和计算方法。

第一节　关阀水锤

在泵站中，机组的起动和停机、阀门开启和关闭、水泵转速或叶片角度的变化等都会使管道内的流速发生变化，使管道中的水流产生相应的冲量，从而使其压力发生变化。单位时间内的动量变化越大，管道中的压力变化也越大，由此产生的冲击力也越大。该力作用在管道和水泵的部件上犹如锤击，致使管道破裂，设备损坏，这就是所谓的泵站水锤。管道中的压力随流速变化而变化的过程称之为水力过渡过程。

根据水锤起因的不同，泵站水锤可分为关阀水锤、起动水锤和停泵水锤等。本节介绍关阀水锤。

一、刚性水锤

泵站中的水锤或水力过渡过程是相当复杂的。为了便于计算，

首先忽略水体与管壁的摩擦阻力，而且不考虑水体和管材弹性。在这种情况的水锤称为刚性水锤。

现以图 12-1 所示的水泵装置为例。取出水管段 AB，其直径为 D、长度为 L，面积为 F，故该管段的水体质量为 ρFL。设出水池与进水池的水位高差（即泵站的实际扬程）为 H_0，水泵正常运行时如果不考虑管路阻力，则水泵工作扬程应等于实际扬程 H_0。如果在很短的时间 dt 内关小闸阀，使管道内的流速由 v_0 变为 v，管段 AB 左端的压力由 H_0 变为 H（H 可能高于 H_0，也可能低于 H_0）。如果出水管 AB 为平管，至进水池的高差为 Z，出水位恒定，则该水体右端的压力 $P_B=\rho g\ (H_0-Z)\ F$ 保持恒定，而闸阀关小后，左端压力 P_A 则由正常运行的 $\rho g\ (H_0-Z)\ F$ 变为 $\rho g\ (H-Z)F$，破坏了管段水体作用力的平衡，从而使水体产生加速度。因此，在不计水体与管壁的摩擦阻力，而且不考虑水体和管材的弹

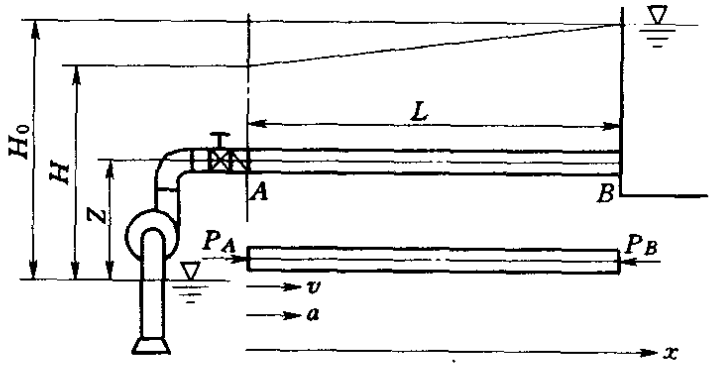


图 12-1　刚性水锤计算

性的情况下，根据牛顿第二定律可得：

$$\rho g(H-Z)F-\rho g(H_0-Z)F=\rho FL\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}$$

整理后，得刚性水锤方程：

$$H-H_0=\frac{L}{g}\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} \tag{12-1}$$

式中：$\mathrm{d}v$ 可用 $(v-v_0)$ 表示；$L/\mathrm{d}t$ 表示水锤波的传播速度，可用 a 表示。这样，上式可改写为：

$$H-H_0=\frac{a}{g}(v-v_0) \tag{12-2}$$

即
$$H = H_0 + \frac{a}{g}(v - v_0) \tag{12-3}$$

例如某泵站 $H_0=100\text{m}$，$a=1000\text{m/s}$，$g=9.81\text{m/s}^2$，正常运行时的流速 $v_0=3\text{m/s}$。将如上数据代入式（12-3），则得：关阀后流速 $v=2\text{m/s}$ 时的 A 点压力 $H=100+1000\ (2-3)\ /9.81=-2$（m）；如果很短时间内流速变为 1m/s，则 A 点压力 $H=100+1000\ (1-3)\ /9.81=-104$（m）。

由此可见，尽管因为计算公式忽略了很多因素，计算结果与实际工程有很大出入，但管道内流速的急剧变化将引起压力的急剧变化，这已是不争的事实。

另外，这里应该注意水锤波传播速度 a 和流速 v 方向。当方向与坐标 x 一致时为正，反之为负。由此可将泵站水锤主要分为以下几种情况：

（1）水泵正常运行，突然关小闸阀。这时 a 与 x 的方向相同，a 为正；关小闸阀后的 v 小于 v_0，则 $(v-v_0)$ 为负，故 H 小于 H_0，即出现降压现象，在一般情况下不会出现管道爆裂。但如果管内压力 H 变为负压，管道所承受的是大气压向管内的压力。当该压力大于管道的承受能力时，管道将会被压扁而破裂。这是属于关阀水锤。

（2）水泵启动。水泵正常运行时突然开大闸阀（或水泵增速或叶片角度突然加大），管道内的流速迅速加大，也将引起管道内的压力变化。这时 a 与 x 的方向相同，a 为正；流速方向与 x 坐标方向一致，v 和 v_0 皆为正，而且开大闸阀后的 v 大于 v_0，则 $(v-v_0)$ 为正，故 H 大于 H_0。当 H 大于管道所能承受的压力时，管道将出现爆裂。这是属于启动水锤或开阀水锤。

（3）突然停机。有逆止阀的事故停水泵，或在正常停机时未能关闭闸阀前就切断电源，水体反向流动，逆止阀快速关闭。这时 a 与 x 的方向相同，a 为正；水体反向流动，即 v 和 v_0 皆为负值，故 $(v-v_0)$ 变为 $[-v-(-v_0)]=-(v-v_0)$，逆止阀关闭后的 v 小于 v_0，则式（12-2）中的右边项仍为正，故 H 大于 H_0；

当 H 大于管道所能承受的压力时，管道将出现爆裂。这是属于事故停泵水锤。

（4）无逆止阀的正常停泵过程。该过程将经过水泵工况、制动工况和水轮机工况等，流速和压力变化很复杂，其变化过程分析在下节讲述。

在以上几种情况中，正常运行时的关闸或开闸速度，以及水泵转速或叶片角度的变化是可以人为控制的，因此，压力变化容易控制在允许的范围内。但对于装有逆止阀的管路中的事故停泵，普通的逆止阀关闭速度无法人为控制。因此，事故停泵是最危险的，应该特别引起注意。

另外，在实际工程中，水和管壁都是有弹性的，水和管壁之间的摩擦阻力有时也是不可忽略的，用式（12-3）计算水锤压力将会出现很大误差。所以，研究考虑弹性和摩阻的水锤现象是具有实际意义的。还有，压力的变化还会引起沿管轴线的轴向力的增加。因此，准确地水锤计算不仅对管道，而且对机组和阀的强度和基础设计、镇墩计算等也非常重要。

二、弹性水锤计算理论

（一）水锤波及其传播速度

理论推导和实测资料表明，水锤波的传播速度 a 与很多因素有关。考虑水体和管壁弹性的水锤波传播速度 a 可用下式计算：

$$a=\sqrt{\frac{K/\rho}{1+CKD/E\delta}}\ (\mathrm{m/s}) \tag{12-4}$$

式中：D 为管道直径，mm；δ 为管壁厚度，mm；K 为水的弹性模量，$\mathrm{N/m^2}$；E 为管壁材料的弹性模量（表 12-1）；ρ 为水的密度，$\mathrm{kg/m^3}$；C 为管道约束系数，与管道约束状况等因素有关，当管道可以自由伸缩时，$C=1$。

在常温清水情况下，$K=2.1\times10^9\mathrm{N/m^2}$，$\rho=1000\mathrm{kg/m^3}$，此时，$a$ 值可按下式确定：

$$a=\frac{1425}{\sqrt{1+\frac{K}{E}\frac{D}{\delta}}}(\mathrm{m/s}) \tag{12-5}$$

表 12-1　　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/m^2)	9×10	2.1×10^2	2.1×10	3.3×10	7.0×10

通常，对于钢管 $a\approx800\sim1200$m/s；对于钢筋混凝土管 $a\approx900\sim1000$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。

（二）水锤基本方程

水锤基本方程是水泵装置水锤分析和计算的基础，它包括用微分方程式表示的运动方程和连续方程，反映了在水力过渡过程中不稳定流的流速和压力的变化规律。求解水锤基本方程，可以求得任一时刻、任一位置的压力、流速等各项参数。

根据流体力学原理可以推导出运动方程和连续方程如下：

$$\begin{cases} g\dfrac{\partial H}{\partial x}+\dfrac{\partial v}{\partial t}+\dfrac{fv|v|}{2D}=0 & (12\text{-}6) \\ \dfrac{\partial H}{\partial t}+\dfrac{a^2}{g}\dfrac{\partial v}{\partial x}=0 & (12\text{-}7) \end{cases}$$

如以流量 Q 代替流速 v，则运动方程式和连续方程可写成：

$$\begin{cases} gA\dfrac{\partial H}{\partial x}+\dfrac{\partial Q}{\partial t}+\dfrac{fQ|Q|}{2DA}=0 & (12\text{-}8) \\ gA\dfrac{\partial H}{\partial t}+a^2\dfrac{\partial Q}{\partial x}=0 & (12\text{-}9) \end{cases}$$

式中：H 为水的压力；A 为断面面积；g 为重力加速度；a 为水锤波的传播速度；D 为管道直径；f 为摩擦损失系数；v、Q 为水流流速和流量；x 为计算断面在管道中的位置；t 为计算时刻。

（三）水锤波动方程

上述运动方程和连续方程是拟线性双曲线形偏微分方程组，无法直接求出其解析解。在电子计算机技术应用前，为了简化计算，往往忽略非线性项（运动方程中的摩阻项），将水锤基本方程转换为波动方程，并用数学方法求其通解，最后得到两个波动函数，再根据初始和边界条件求解。忽略摩阻项后的水锤基本方程

可简化为：

$$\begin{cases} \dfrac{\partial v}{\partial t} + g\dfrac{\partial H}{\partial x} = 0 & (12\text{-}10) \\ \dfrac{\partial v}{\partial x} + \dfrac{g}{a^2}\dfrac{\partial H}{\partial t} = 0 & (12\text{-}11) \end{cases}$$

为了求解上述方程组，将式（12-10）对 t 微分得式（12-12），将式（12-11）对 x 微分得式（12-13）。

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 v}{\partial t^2} + g\dfrac{\partial^2 H}{\partial t \partial x} = 0 & (12\text{-}12) \\ \dfrac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \dfrac{g}{a^2}\dfrac{\partial^2 H}{\partial t \partial x} = 0 & (12\text{-}13) \end{cases}$$

根据以上两式可得：

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \tag{12-14}$$

上式表示管轴线坐标点的流速和时间的关系。

同理，将式（12-10）对 x 微分得式（12-15），将式（12-11）对 t 微分得式（12-16）。

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} + g\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} = 0 \tag{12-15}$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} + \frac{g}{a^2}\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} = 0 \tag{12-16}$$

根据以上两式可得：

$$\frac{\partial^2 H}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} \tag{12-17}$$

上式表示管轴线坐标点的压力和时间的关系。

式（12-14）和式（12-17）即为水锤波动方程。

（四）水锤波的共轭方程

波动方程是二阶偏微分方程组，也是双曲线形偏微分方程，直接积分很困难，但它们有两组特征线，即 $dx = \pm a dt$，沿着这两条特征线，水头和流速变化必须符合一定函数关系。引入波动函数 F、f，式（12-14）和式（12-17）经二次积分后的通解形式为：

$$H - H_0 = F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \tag{12-18}$$

$$v - v_0 = -\frac{g}{a}\left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right)\right] \tag{12-19}$$

式中：H_0 和 v_0 为初始压力和流速。

将式（12-18）和式（12-19）相加，得

$$H - H_0 + \frac{a}{g}(v - v_0) = 2f\left(t + \frac{x}{a}\right) \tag{12-20}$$

在管道上取 A、B 两个断面，并假设顺行波 f 在 t_1 时传播至 A 处，t_2 时传播至 B 处，以 H_{A1}、v_{A1}表示 t_1 时 A 断面的压力和流速；以 H_{B2}、v_{B2}表示 t_2 时 B 断面的压力和流速。

对于 A 断面：

$$H_{A1} - H_0 + \frac{a}{g}(v_{A1} - v_0) = 2f\left(t_1 + \frac{x_1}{a}\right) \tag{12-21}$$

对于 B 断面：

$$H_{B2} - H_0 + \frac{a}{g}(v_{B2} - v_0) = 2f\left(t_2 + \frac{x_2}{a}\right) \tag{12-22}$$

因 $$x_2 = x_1 - (t_2 - t_1)a$$

故 $$t_2 + \frac{x_2}{a} = t_2 + \frac{x_1 - (t_2 - t_1)a}{a} = t_1 + \frac{x_1}{a}$$

由此可见，$f\left(t_1 + \frac{x_1}{a}\right) = f\left(t_2 + \frac{x_2}{a}\right)$

联解式（12-21）和式（12-22），得

$$H_{A1} - H_{B2} = -\frac{a}{g}(v_{A1} - v_{B2}) \tag{12-23}$$

另外，将式（12-18）和式（12-19）相减，得

$$H - H_0 - \frac{a}{g}(v - v_0) = 2F\left(t - \frac{x}{a}\right) \tag{12-24}$$

同理可得

$$H_{B1} - H_{A2} = \frac{a}{g}(v_{B1} - v_{A2}) \tag{12-25}$$

实际上，顺行波 f 和逆行波 F 是连锁发生的，以上式（12-23）和式（12-25）仅相差一个符号，故以上两式称共轭方程。

为了计算或作图方便起见，常采用压力和流速的相对值来表示，同时还引入管路特征常数 ρ，即

$$h=\frac{H}{H_0};v_{相对}=\frac{v}{v_0}=\frac{Q}{Q_0}=q;\rho=\frac{av_0}{2gH_0}$$

式中：H_0、v_0 为水管在稳定流时某一点上的压力和流速；H、v 为水管在水锤发展过程中，该点在某一时刻发生的压力和流速；a 为水锤波传播速度。

这样就可以将以上式（12-23）和式（12-25）共轭方程改写为无因次式：

$$\begin{cases} h_{A1}-h_{B2}=-2\rho(v_{A1}-v_{B2}) & (12\text{-}26a) \\ h_{A2}-h_{B1}=2\rho(v_{A2}-v_{B1}) & (12\text{-}26b) \end{cases}$$

或

$$\begin{cases} h_{A1}-h_{B2}=-2\rho(q_{A1}-q_{B2}) & (12\text{-}27) \\ h_{A2}-h_{B1}=2\rho(q_{A2}-q_{B1}) & (12\text{-}28) \end{cases}$$

水锤共轭方程式（12-27）和式（12-28）在水锤图解计算图上所表示的图示是二根具有相等值而坡度方向相反的直线（图 12-2）。只要知道管路上某一点 A 在时刻 t 的压力和流速（h_{At}、v_{At}）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 $v_{相对}$ 值，将落在通过（h_{At}、v_{At}）坐标点而具有斜率为 -2ρ 的直线上，即图 12-2 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决定，而必须要由另一个方程（或另一根曲线）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 点出发的水锤波所经管路上其他各点时那一点的 h、$v_{相对}$ 值，将落在通过（h_{Bt}、v_{Bt}）坐标点而具有坡度 $+2\rho$ 的直线上，即图 12-2 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。

三、图解法

（一）简单管路的关阀水锤

所谓简单管路就是一根管材和管径相同，出口装有阀门的管道。用这样的管道从水库或水池输水时，不管是开阀或关阀，都

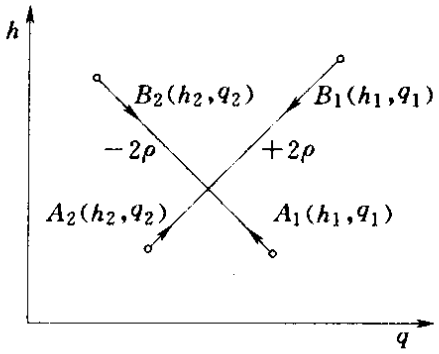


图 12-2　水锤共轭方程的图式

会引起管道内部的压力变化，这就是简单管路的水锤问题。当因为关阀或开阀引起的压力超过管道允许值时，管道将被破坏。

为了便于讲解，首先说明阀门逐渐关闭，而且不计管路摩擦阻力时的图解方法。

图 12-3 (a) 为出口处带阀门的管

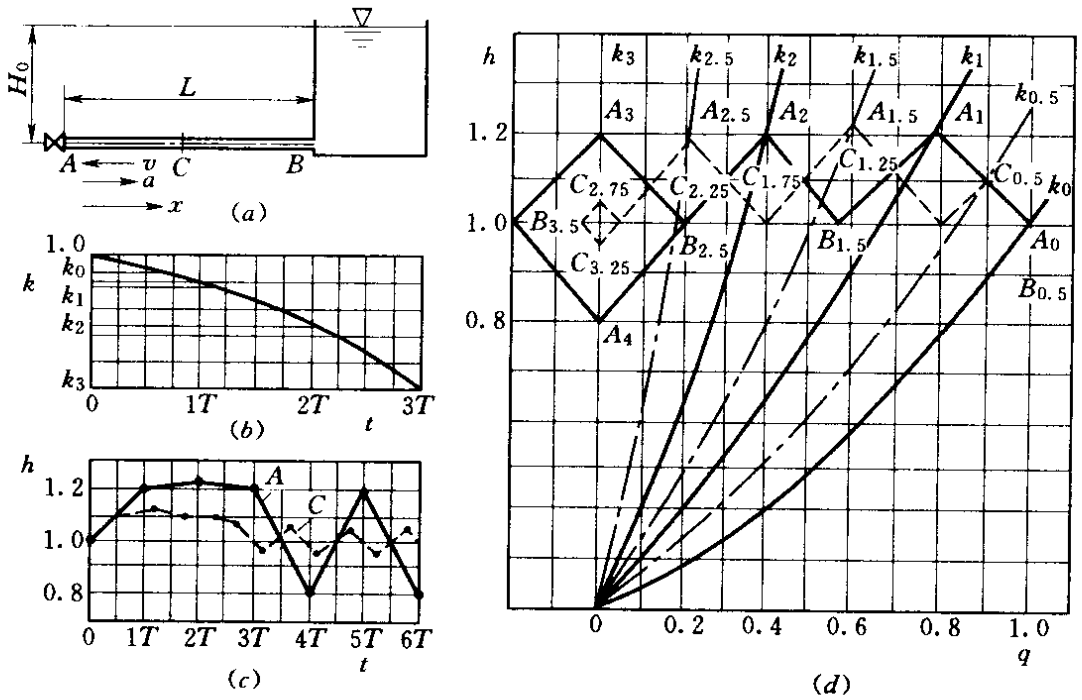


图 12-3　关阀水锤图解（逐渐关闭）

道输水装置，水位不变的水池或水库中的水通过管道 AB 向外输水。图解法求解关阀水锤就是在 h-q 的坐标平面内，通过边界条件、初始条件和水锤射线，用作图的方法求解该装置在关阀过程中的管路各点的压力变化。边界条件有管道、阀门和水池的特性曲线。初始条件是指在作图前已知的条件，根据初始条件可在图中找出初始点，从初始点开始作图。

1. 确定边界条件

(1) 根据管材、管径等条件，按式 (12-5) 计算水锤波传播速度 a，然后按公式 $T=2L/a$ 计算水锤波在管道内往返一次需要的

时间（水锤相长）T。

（2）绘制阀门特性曲线。现以 3 个相长（即 $3\times 2L/a$）的时间内将阀门全关闭为例，在图 12-3（b）不同时间（$t_0=0$、$t_1=1T$、$t_2=2T$、$t_3=3T$）所对应的阀门开度为 k_0、k_1、k_2、k_3；将每一开度对应的管路阻力曲线绘制在图 12-3（d）中。

（3）绘制水池特性曲线。对于足够大的水池或水库，可认为在阀门关闭过程中水位不变，即在该过程中管路出口 B 点的压力 H 和初始的压力 H_0 相等，即 $h=H/H_0=1.0$。因此，可认为水池特性曲线在图 12-3（d）中是一条通过 $h=1.0$ 的水平直线。

2. *确定初始条件*

在阀门关闭前的管路特性曲线为图 12-3（d）中的曲线 k_0，管路进口 B 点的压力在通过 $h=1.0$ 的水平直线上，因此，曲线 k_0 与 $h=1.0$ 的水平直线的交点为管路进口 B 点在 $t=0$ 时的工况点 B_0，对应的压力为 $h=1.0$，流量为 $q=1.0$。因为不计阻力损失，阀门 A 处的压力和流量与 B 点相等，故 A 点在 $t=0$ 的工况点 A_0 和 B_0 点在同一点上。另外，在阀门关闭后的 $t=0.5T$ 以前，水锤波尚未到达 B 点，所以在 $t=0.5T$ 的工况点 $B_{0.5}$ 也与 A_0 和 B_0 重合。

3. *用作图法确定阀门关闭过程阀门 A 处的压力变化过程*

（1）计算管路常数 $\rho=aV_0/2gH_0$。

（2）计算 $t=1T$ 时的 A 点压力：从阀门关闭开始，经过半相（$t_{0.5}=0.5T$）时间水锤直射波从阀门 A 点传播到出口 B 点，再经半相时间水锤反射波又从 B 点回到 A 点，这时的时间已是 $1.0T$，即 $t_{1.0}=1.0T$；阀门的开度已经由 k_0 关闭到 k_1，其管路特性曲线为图 12-3（d）中的曲线 k_1。因此，水锤波射线斜率应为 -2ρ（即 $\tan\alpha=-2\rho$）。该射线与管路特性曲线 k_1 的交点即为 A 点在 $t_{1.0}=1.0T$ 时刻的工况点 $A_{1.0}$，由图可查出该点的压力即为 $t=1T$ 时的 A 点压力；因为水流是从阀门流出的，关闭阀门将使 A 点的流速变慢，压力升高。因此，作斜率为 -2ρ 的水锤射线。该射线与 $t=1.0T$ 时的管路阻力曲线 k_1 交于 A_1 点。该点的压力即为 A 点在 t

$=1.0T$ 时刻的压力。

(3) 计算 $t=1.5T$ 时的 B 点压力：水锤波从 A 点出发，再经 $0.5T$ 时间到达 B 点。这时的时间 $t=1.5T$，水锤射线的斜率为 2ρ。因为 B 点与水池相连，B 点的压力均在 $h=1.0$ 的水平线上，所以，水锤射线与该水平线的交点即为 B 点在 $t=1.5T$ 时刻的工况点 $B_{1.5}$。

(4) 计算 $t=2T$ 时的 A 点压力：从 $t=1.5T$ 时刻到 $2T$ 时刻，水锤波再次回到 A 点，水锤射线的斜率为 -2ρ。这时的阀门开度已关闭到 k_2，对应的管路特性曲线为图 12-3 (d) 中的曲线 k_2。该曲线与射线的交点为 A_2，该点的压力即为 A 点在 $t=2.0T$ 时刻的压力。

(5) 由此类推，可以求出阀门全关时的 A 点处的工况点 A_3，A_4，…及相应的压力。阀门全关后 A 点压力就在 $q=0$ 的纵坐标轴上下波动。由此可以绘制出 A 点在阀门关闭过程中的压力变化。将该变化过程绘制在图 12-3 (c) 中，折线 A 就是 A 点的压力过程线。

4. 确定管路中点 C 的压力变化过程

如果还要求管路中点 C 的压力变化过程，则应在图 12-3 (d) 中增加管路阻力曲线 $k_{0.5}$、$k_{1.5}$、$k_{2.5}$等（见该图点划线）。从 A_0 点出发的射线与曲线 $k_{0.5}$交于 $C_{0.5}$，即为在 $t=0.5T$ 时刻管路中点 C 的工况点，由此可以从图中查出该时刻的中点 C 点压力；然后从 $C_{0.5}$点作斜率为 2ρ 的射线（见图中虚线）与 $h=1.0$ 的水平线交于 $B_{0.5}$；再经 $B_{0.5}$点作斜率 -2ρ 的射线，与曲线 $k_{1.5}$相交于 $A_{1.5}$，同时也交射线 $A_1B_{1.5}$于 $C_{1.25}$；然后再从 $A_{1.5}$点出发，以此类推，继续作图，分别求出 $C_{1.75}$、$C_{2.25}$、$C_{2.75}$等，最后在 $q=0$ 的纵坐标轴上下波动。将 $C_{0.5}$，$C_{1.25}$，$C_{1.75}$，$C_{2.25}$，$C_{2.75}$…各点对应的压力点绘在图 12-3 (c) 中，折线 C（见图中虚线）就是 C 点的压力过程线。

(二) 不计管路摩阻的泵系统正常关阀

对于离心泵或混流泵，在泵出水侧一般都安装有阀门。在正常停泵前，通常是先将阀门关闭然后切断电源。阀门关闭的过程，

也是管内流速变化的过程。而流速的变化必然引起压力的变化，这就是正常停泵中的关阀水锤。在不计管路摩擦阻力的情况下，正常停泵中的关阀水锤图解法如下。

1. 确定边界条件

与上述关阀水锤的边界条件基本相同，需要计算水锤波传播速度 a、水锤波在管道内往返一次需要的时间（水锤相长）T；在图 12-4（d）中绘制不同阀门开度的阀门特性曲线 k_1、k_2、k_3、…；绘制水池特性曲线（$h=1.0$ 的水平线）；此外还应该绘制水泵性能（$q\sim h$）曲线。用纵减法绘出不同阀门开度的阀门特性曲线 k_1，k_2，k_3、…对应的装置特性曲线 S_1、S_2、S_3、…

2. 确定初始条件

在阀门关闭前（即 $t=0$），假定不计管路摩擦阻力，故管路阻力曲线与横坐标 q 相重合。此时，水泵出口至管路出口的压力坡度线为水平线。若以 A 点高程为基准线，则 A 点 h_{A0}和 B 点的压力 h_{B0}与其位置高度 Z_B 之和均等于 H_0，即 $h_{A0}=h_{B0}+Z_B=h_0$。由此可见，$h=1.0$ 的水平线与水泵的性能曲线 $q\sim h$ 的交点即为关阀前 B 点和 A 点的工况点 B_0 和 A_0。另外，在关闭阀门后，经 $0.5T$ 时段后水锤波从 A 点到达 B 点，因此，在 $0.5T$ 之前，B 点的压力和流量保持不变。因此，B 点在 $0.5T$ 时的工况点 $B_{0.5}$也和 B_0 和 A_0 重合。该点即为作图之前的初始点。

3. 用作图法确定阀门关闭过程中管道各点的压力变化过程

（1）计算管路常数 $\rho=av_0/2gH_0$。

（2）计算 $t=1T$ 时的 A 点压力：从起始点 $B_{0.5}$开始，经过半相（$t_{0.5}=0.5T$）时间水锤反射波从阀门 B 点返回 A 点，这时的时间已是 $t_{1.0}=1.0T$，阀门的开度已经关闭到 k_1，其对应的装置特性曲线为 S_1。因此，水锤波射线斜率应为 2ρ（即 $\tan\alpha=2\rho$）。该射线与装置特性曲线 S_1 的交点即为 A 点在 $t_{1.0}=1.0T$ 时刻的工况点 A_1，由图可查出该点的压力即为 $t=1T$ 时的 A 点压力；因为水流是从水泵流向出水池的，关闭阀门将使 A 点的流速变慢，压力降低。因此，作斜率为 2ρ 的水锤射线。该射线与 $t=1.0T$ 时的装

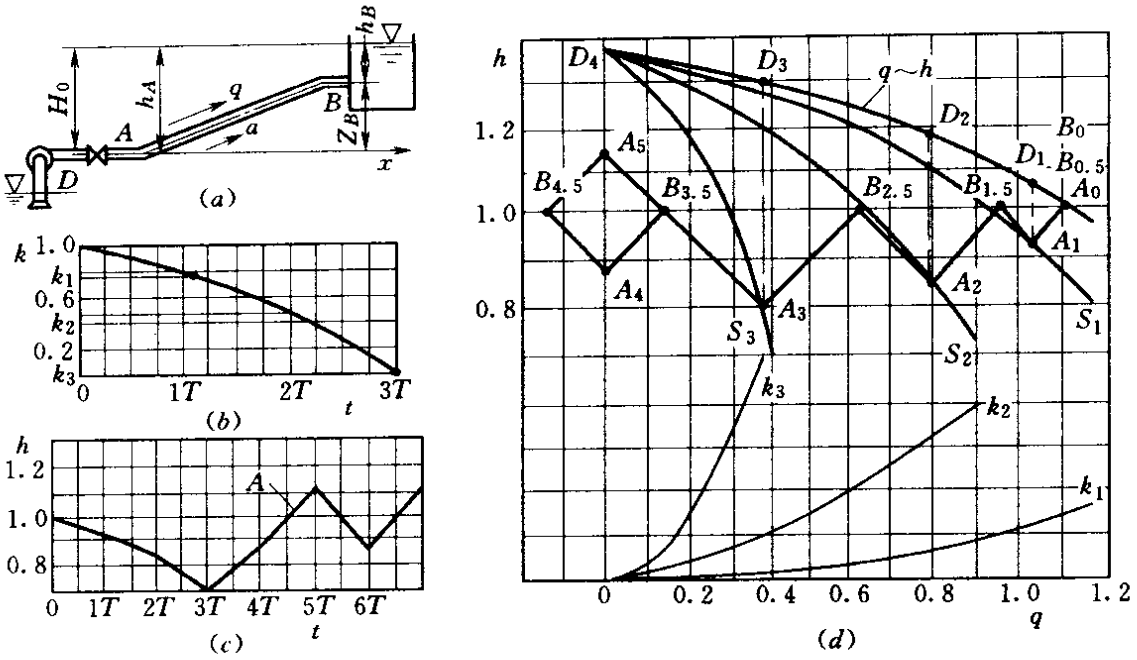


图 12-4　泵系统正常关阀水锤图解

置特性曲线 S_1 交于 A_1 点。该点的压力即为 A 点在 $t=1.0T$ 时刻的压力。

(3) 通过 A_1 作垂线交水泵性能曲线 $q\sim h$ 于 D_1，该点对应的压力即为阀门进水侧 D 点的压力（即水泵压力）。

(4) 计算 $t=1.5T$ 时的 B 点压力：水锤波从 A 点出发，再经 $0.5T$ 时间到达 B 点。这时的时间 $t=1.5T$，水锤射线的斜率为 -2ρ。因为 B 点与水池相连，B 点的压力均在 $h=1.0$ 的水平线上，所以，水锤射线与该水平线的交点即为 B 点在 $t=1.5T$ 时刻的工况点 $B_{1.5}$。

(5) 计算 $t=2T$ 时的 A 点压力：从 $t=1.5T$ 时刻到 $2T$ 时刻，水锤波再次回到 A 点，水锤射线的斜率为 2ρ。这时的阀门开度已关闭到 k_2，对应的装置特性曲线为 S_2。该曲线与射线的交点为 A_2，该点的压力即为 A 点在 $t=2.0T$ 时刻的压力。

(6) 通过 A_2 作垂线与水泵性能曲线 $q\sim h$ 相交于 D_2，该点对应的压力即为阀门进水侧 D 点的压力。

(7) 由此类推，可以求出阀门全关时的 A 点和 D 点处的工况

点 A_3 和 D_3。此后，A 点的工况点 A_3，A_4，A_5，…及相应的压力，阀门全关后 A 点压力就在 $q=0$ 的纵坐标轴的 A_4、A_5 两点上下波动。这时 D_4 点即为 D 点的工况点，即水泵的关死点压力。由此可以绘制出 A 点和 D 点在阀门关闭过程中的压力变化。将该变化过程绘制在图 12-4（c）中，这就是 A 点的压力过程线。同样，如果还要求管路中点 C 的压力变化过程，也应在图 12-4（d）中增加管路阻力曲线 $S_{0.5}$、$S_{1.5}$、$S_{2.5}$等，如图 12-3 所示的方法可以求出。

（三）考虑管路摩阻的泵系统正常关阀

以上所述的简单管路和泵系统关阀水锤的图解法中由于不计管路摩擦阻力（简称摩阻），给计算带来很大方便。但在实际工程中，管路摩阻是不可忽略的，因为不计摩阻的水锤计算必然会造成较大误差。例如，由于不计管路摩阻而使阀门全关后阀门 A 处的压力将永远振荡下去，永不停息，这是与实际不符的。但由于管路摩阻是沿管路均匀分布的，在图解法中不便计入，所以，一般是在管道某处采用假想阻力环来代替沿程的管路摩阻的方法。所采用的阻力环的局部阻力正好等于全管段的沿程阻力。阻力环可以设在水泵的出水阀门 A 处，也可以设在管道出口 B 处，甚至还可以多处设置，阻力环越多计算结果越精确，但计算越复杂，计算工作量越大。

现假定阻力环设在管路出口处（见图 12-5）。阻力环的水池一侧为 B 点，另一侧为 B' 点。设 AB 管段的摩擦阻力全部集中于阻力环，因此，可以认为 AB' 管段没有阻力。阻力环的阻力曲线为 $q\sim h_f$，加上装置扬程后可绘制出装置性能曲线 $q\sim h'$。曲线 $q\sim h$ 和曲线 $q\sim h'$ 的交点即为在阀门关闭前 $t=0$ 时刻，A 和 B' 处的工况点 A_0 和 B'_0。通过 B'_0 点作垂线与 $h=1.0$ 的水平线的交点即为 B 点处在 $t=0$ 时刻的工况点 B_0。B'_0 点和 B_0 点的压力差即为在阀门全开时的管路阻力损失。阀门关闭后，经过半相时间（$t=0.5T$）水锤波从 A 点到达 B' 点，因此在 $t=0$ 至 $t=0.5T$ 的时段内 B' 点的参数不变，工况点 $B'_{0.5}$与 B'_0 在同一点上，B 处的工况点 $B_{0.5}$与 B_0 也在同一点上。用作图法求 A 点的压力变化时，对于

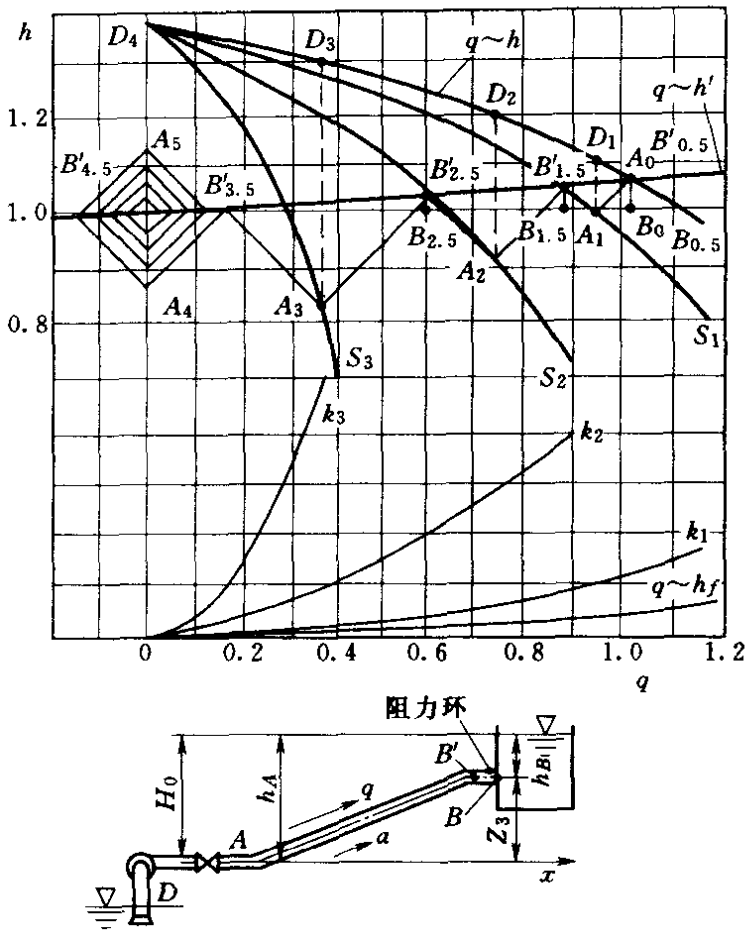


图 12-5　考虑管路摩阻的泵系统关阀水锤图解

水泵系统的正常关阀水锤，可以通过 $B'_{0.5}$点作斜率为 $+2\rho$ 的水锤射线与阀门开度 k_1 对应的曲线 S_1 交于 A_1 点。该点为 $t=1T$ 时刻 A 点处的工况点。过 A_1 点作垂线与水泵性能曲线 $q\sim h$ 的交点即为 D 点在该时刻的工况点 D_1。再通过 A_1 点作斜率为 -2ρ 与 $q\sim h'$ 曲线相交于 $B'_{1.5}$，该点为在 $t=1.5T$ 时刻 B' 点的工况点。过 $B'_{1.5}$点作垂线交 $h=1.0$ 的水平线的交点即为 B 点处在该时刻的工况点 $B_{1.5}$。同理，可以求出 A_2，D_2，$B'_{2.5}$，$B_{2.5}$，A_3，D_3，$B'_{3.5}$，$B_{3.5}$，…当阀门全关后，阀门 A 处的压力经过一段时间的振荡逐渐趋近于 $h=1.0$，这与工程实际相符。

四、小结

由以上简单管路输水装置和水泵系统抽水装置关阀过程的压力变化可以看出以下几点。

1. 水流方向对关阀水锤压力的影响

由图 12-3 和图 12-4 可知，当阀门关闭前的水流方向不同时，阀门 A 处的压力变化过程完全不同。对于管道在阀门和水池（库）之间的装置，由水池向外供水时，水流方向由 B 流向 A。在关阀过程中，B 处的压力不变，而 A 点的压力大于正常工作压力（即 $h>1.0$）。反之，如果水流方向由 A 流向 B，B 处的压力仍然保持不变，但 A 处压力则在关阀过程中小于正常压力（即 $h<1.0$）。不过，两种情况的相同之处是在阀门全关后，A 处压力都是在正常工作压力的上下出现压力振荡。对于抽水装置，在正常运行时的水流方向是从 A 流向 B（即正流）的，但在事故停泵时，管内的流向将会经历一个由正流变为倒流（即由 B 流向 A）的过程。如果在倒流的情况下关闭阀门，将会出现图 12-3 所示的关阀水锤，而且水锤压力的上升或下降是随倒流速度的增大和关阀速度的加快而增加的。如果在倒流的情况下逆止阀快速关闭，水锤压力的升高或降低就有可能超出管道和机组的允许值，使工程安全受到影响。

2. 关阀速度对关阀水锤压力的影响

从上述图 12-3 和图 12-4 的关阀时间为 $t=3T$，即在 $3T$ 时间内将阀门全部关闭。如果关闭时间沿长，即关阀速度放慢，则在图 12-3 和 12-4 中阀门特性曲线将增多，A 处的压力增高或降低值将减小；相反，如果将关阀时间缩短，则图中的阀门特性曲线将减少，A 处的压力增高或降低值将明显加大。因此，在正常停泵前的关阀速度应该控制在允许的范围内。

3. 管路阻力对阀门全关后压力振荡的影响

如前所述，阀门全关后管道中的压力振荡时间的长短与管路阻力大小密切有关。如图 12-6 所示，对于阻力较大的管路，管路阻力损失随流量的增大的幅度也大，所以，在第一象限的 $q\sim h'$ 曲线向上翘也越高，在第三象限的 $q\sim h'$ 曲线向下弯曲也越低。这样 A 处在 $q=0$ 的坐标轴上振荡的次数将明显减少。

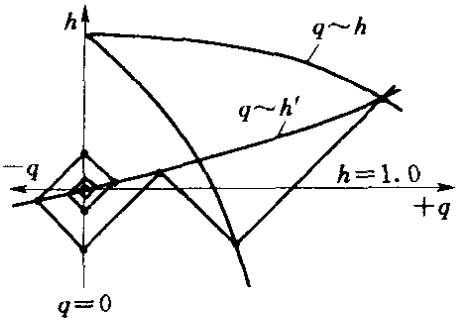


图 12-6　阀门全关后的压力振荡

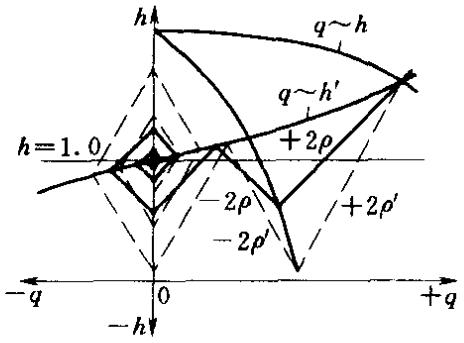


图 12-7　管路常数对水锤压力的影响

4. 管路常数 ρ 对水锤压力的影响

由作图法可知，水锤射线的斜率 2ρ 越大，水锤压力的变化幅度也越大。如图 12-7 所示，当管路常数增大时，水锤射线由实线变为虚线，阀门全关后的降压和升压都有所增加。降压后的压力有可能低于 0，使压力成为负压，升压有可能超过水泵的关死点压力。因为管路常数 $\rho=av_0/2gH_0$，所以，对于关阀前流速 v_0 较大和 H_0 较小的管道，可能出现的压力升高或降低值也较大，管路遭受破坏的可能性也越大。因此，在这种情况下更应注意放慢关阀速度。

第二节　事故停泵水锤

事故停泵水锤是在运行人员毫无准备的情况下，因为电网突然跳闸断电，或机组、配电系统某部位发生故障，继电保护动作等原因使电动机断电，阀门来不及缓慢关闭，水泵突然失去动力，由此引起的水锤称为事故停泵水锤。

事故停泵水锤与水泵机组的性能、管路是否安装逆止阀以及逆止阀的关闭特性等因素有关。以下分别不同情况对水锤计算方法加以说明。

一、管道无逆止阀的情况

（一）事故停泵过程

事故停泵后水力过渡过程（水锤过程）可分为三个阶段，如

图 12-8 所示。图中 h、q、α 分别为压力、流量与转速的相对值。若泵站的额定工况下的扬程、流量和转速分别为 H_R、Q_R 和 n_R，而在发生水力过渡过程中的实际压力、流量和转速分别为 H、Q 和 n 时，则相对值 $h=H/H_R$，$q=Q/Q_R$，$\alpha=n/n_R$。

1. 水泵工况

停电后，水泵转速逐步下降，随之管内压力下降。但水泵和管中水流的惯性作用将继续沿原有方向流动，但其速度（或流量）逐渐减小。图 12-8（a）中 h_A、q、α 曲线表示该图（b）中 A 点的压力、流量及水泵转速的变化过程线。停泵后，上述三条曲线逐渐下降，直至曲线 q 与 $q=0$ 的横坐标轴相交为止。这一阶段称为“水泵工况”。

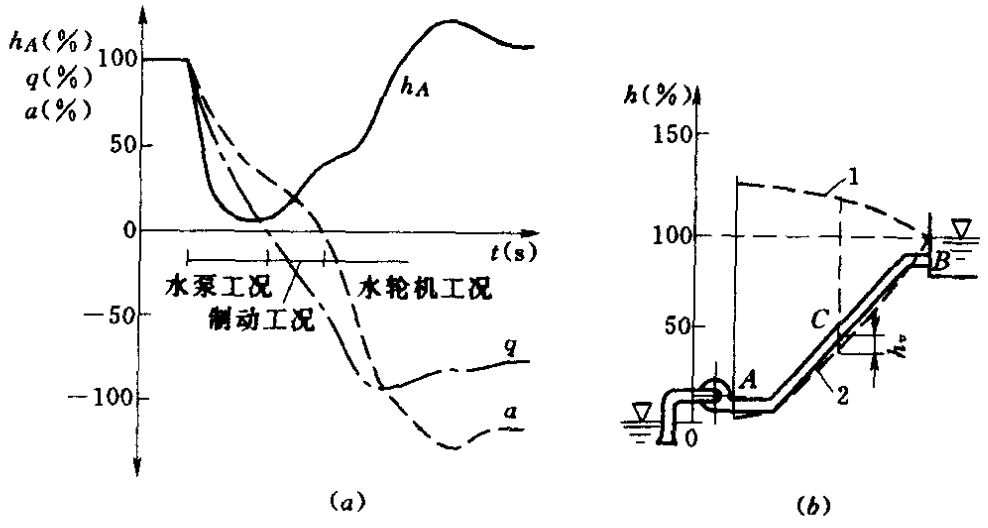


图 12-8 无逆止阀时的水力过渡现象

（a）无逆止阀时水泵出口处水力过渡过程线；（b）无逆止阀时管道沿程最大、最小压力分布曲线

1—最高压力线；2—最低压力线

2. 制动工况

受重力或静压力的作用，“水泵工况”后的管内水体由瞬间静止迅速变为倒流，但水泵机组因惯性仍继续正转。这时，倒流的水对正转的水泵叶轮起制动作用，使其转速继续降低，直至转速为零，如图 12-8（a）中用曲线 α 与 $\alpha=0$ 处的横坐标轴相交，从 $q=0$ 时刻至 $\alpha=0$ 这一阶段称为“制动工况”。由于水流受正转叶

轮的阻碍，管中 A 点压力（见 h_A 曲线）开始回升。

3. 水轮机工况

“制动工况”之后，倒流流量继续增大，水泵机组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，倒流流量很快达最大值，倒转速度也迅速上升。但随着叶轮反转速度的升高，它作用于水的离心力也越大，阻止水流下泄，反而使反向流量有所降低，从而引起管中正压水锤值继续上升并增至最大，相应的反转转速也达最大值。随后由于反向流量继续减小，作用于叶轮的能量相应减小，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。由于这时的机组受反向水流的冲动，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 $\alpha=0$。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 12-8（b）中表示了无逆止阀时管线中的最大、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），可能形成负压 h_v，低于水的汽化压力时，就可能产生水柱中断现象，给管路带来危害。为此，有必要通过计算来预测管路各点的压力变化。

（二）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：

$$M=-J\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} \tag{12-29}$$

式中：J 为机组转子的惯性矩，$\mathrm{N\cdot m\cdot s^2}$；$\omega$ 为角速度，1/s。

又

$$J=\frac{GD^2}{4g} \tag{12-30}$$

式中：GD^2 为机组转子的飞轮惯量，$\mathrm{N\cdot m_2}$；g 为重力加速度，$g=9.81\mathrm{m^2/s}$。

若机组转速为 n（r/min），则 $\omega=\frac{2\pi n}{60}$。将式（12-30）中的 J 和 ω 带入式（12-29），则得：

$$M=\frac{GD^2}{375}\frac{\mathrm{d}n}{\mathrm{d}t} \tag{12-31}$$

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：

$$n_i - n_{i+1} = \frac{375}{GD^2}\left(\frac{M_i + M_{i+1}}{2}\right)\Delta t \tag{12-32}$$

在上式两边各除以 n_R（机组额定转速），在右边乘以 $\frac{M_R}{M_R}$（其中 M_R 为水泵正常运转时最高效率点的转矩），得

$$\alpha_i - \alpha_{i+1} = \frac{375M_R}{2GD^2n_R}(\beta_i + \beta_{i+1})\Delta t \tag{12-33}$$

式中：$\alpha_i = \frac{n_i}{n_R}$；$\alpha_{i+1} = \frac{n_{i+1}}{n_R}$；$\beta_i = \frac{M_i}{M_R}$；$\beta_{i+1} = \frac{M_{i+1}}{M_R}$。

另外，转矩可用下式表示：

$$M_R = \frac{1000P_R}{\omega_R} = \frac{1000P_R}{2\pi n_R/60} = 9549\frac{P_R}{n_R} \tag{12-34}$$

式中：P_R 为水泵正常运转时最高效率点的轴功率（kW）。

将式（12-34）代入式（12-33），则

$$\alpha_i - \alpha_{i+1} = \frac{1790438P_R}{GD^2n_R^2}(\beta_i + \beta_{i+1})\Delta t \tag{12-35}$$

如 GD^2 以 kN·m^2 计，则上式应改为：

$$\alpha_i - \alpha_{i+1} = \frac{1790P_R}{GD^2n_R^2}(\beta_i + \beta_{i+1})\Delta t \tag{12-36}$$

由理论力学或电力驱动学可知，机组的时间常数是：

$$T_a = \frac{GD^2n_R^2}{3580P_R}\ (\text{s}) \tag{12-37}$$

因此，可将式（12-36）写成：

$$\alpha_i - \alpha_{i+1} = \frac{1}{2T_a}(\beta_i + \beta_{i+1})\Delta t \tag{12-38}$$

这就是水泵机组转子的惯性方程。

（三）确定水泵机组的转动惯量 GD^2

机组转动惯量 GD^2 包括电动机和水泵转动部分的转动惯量 GD_m^2 和 GD_p^2 以及水泵转轮中水体的转动惯量 GD_w^2 之和。即

$$GD^2 = GD_m^2 + GD_p^2 + GD_w^2 \tag{12-39}$$

通常，水泵和电动机的转动惯量可以从产品样本或有关手册中查到。在无法查到时可按有关公式进行计算。

计算电动机转动惯量的经验公式有：

$$GD_m^2 = 8706.4\left(0.7355\frac{P}{n}\right)^{1.435} \tag{12-40}$$

式中：P 为电动机功率，kW；n 为电动机转速，r/min。

但随着电动机逐步向小型化、轻型化发展，GD_m^2 也有所变化。因此按上述经验公式计算时可能出现较大误差。在这种情况下如果需要精确数据时，可与有关厂家联系，根据具体尺寸进行计算。

水泵的转动惯量包括转轮和转轴的转动惯量 GD_L^2 和 GD_z^2。转轮的转动惯量可按下式计算：

$$GD_L^2 = \varphi D_2^2 B_2 \rho_g g \tag{12-41}$$

式中：φ 为叶轮型式系数，对双吸式叶轮，φ=0.08～0.1；对单吸式叶轮，φ=0.05～0.06；D_2 为叶轮外径，m；B_2 为叶轮出口宽度，m；ρ_g 为叶轮材料密度，kg/m^3；g 为重力加速度，g=9.81m/s^2。

水泵转轴的转动惯量 GD_z^2 可按下式估算：

$$GD_z^2 = \frac{\pi}{8} d_z^4 l \rho_s g \tag{12-42}$$

式中：d_z 为泵轴直径，m；l 为泵轴长度，m；ρ_s 为泵轴材料密度，kg/m^3；g 为重力加速度，g=9.81m/s^2。

水泵叶轮中水的转动惯量可按下式计算：

$$GD_w^2 = \frac{\pi}{8}(D_2^4 - D_1^4) B_2 \rho_w g \tag{12-43}$$

式中：D_1 和 D_2 为叶轮入口和出口的直径，m；ρ_w 为水的密度，kg/m^3；其余符号同前。

一般情况下，电动机的转动惯量比水泵的大得多，后者约等于前者的10%，故在估算时，可将电动机的转动惯量加大10%作为水泵机组的转动惯量。

（四）水泵全特性

水泵在发生事故停机时，如果管路上未装逆止阀，或逆止阀

出现故障不能及时关闭，或管路上装有缓闭阀的情况下，水泵的工作点不仅可能经过水泵工况，还可能经过制动工况和水轮机工况。因此，在进行水锤计算时应该掌握水泵全特性曲线。

水泵全特性曲线是用等扬程曲线和等转矩曲线表示，现就此加以说明。

1. 等扬程（或水头）线

常用的水泵性能曲线是通过实验测出水泵的流量、扬程、转速、功率、效率等参数，在坐标系中将纵坐标轴定为扬程 h、功率 p 和效率 η，将横坐标定为流量 q。然后，以某一转速绘制出其对应的 $q\sim h$ 曲线；以另一转速绘制出另一条对应的 $q\sim h$ 曲线；这样就可以绘出很多转速相等的中 $q\sim h$ 曲线，如图 12-9 (a) 所示。同理还可以绘制出相同转速的 $q\sim p$ 曲线、$q\sim\eta$ 曲线［图 12-9 (a) 中未示出］。但在全特性曲线［图 12-9 (b)］中，则是以转速 α 为纵坐标，以流量 q 为横坐标，绘出的是扬程相等的转速与流量关系曲线。例如，在图 12-9 (a) 中通过纵坐标 $h=100\%$ 作水平线，与转速 $\alpha=100\%$，90%，80%，70%，…对应的 $q\sim h$ 曲线分别交于 A，B，C，D，…，这些点的扬程均等于 100%。将这些点相应的流量和转速点绘在图 12-9 (b) 中，也可以得到相应的 A、B、C、D。将这些点连成曲线，即为全性能曲线中 $h=100\%$ 的等扬程曲线。同样，还可以绘出其他的等扬程曲线，如图 12-9 (b) 中的 $h=50\%$ 等扬程曲线。当 $h=0$ 时，即可从图 12-9 (a) 中横坐标轴

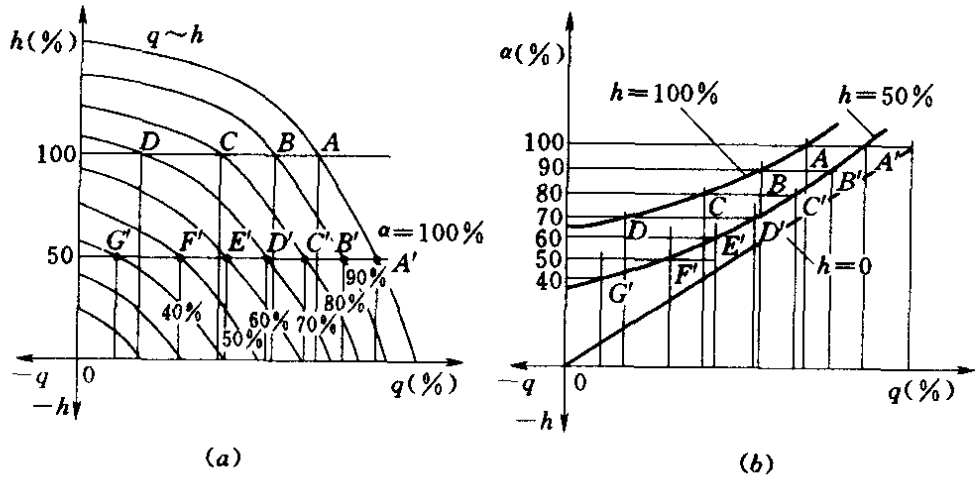


图 12-9　全特性曲线绘制

与不同转速的 $h\sim q$ 曲线的交点所对应流量与 $h=0$ 的数据点绘在图 12-9（b）中，并连成线，实际上，这是一条直线。

另外，在水泵全特性实验中测出流量、扬程、转速，用同样的方法可以绘制出四个象限的等扬程（或压力、水头）线，如图 12-10 所示。

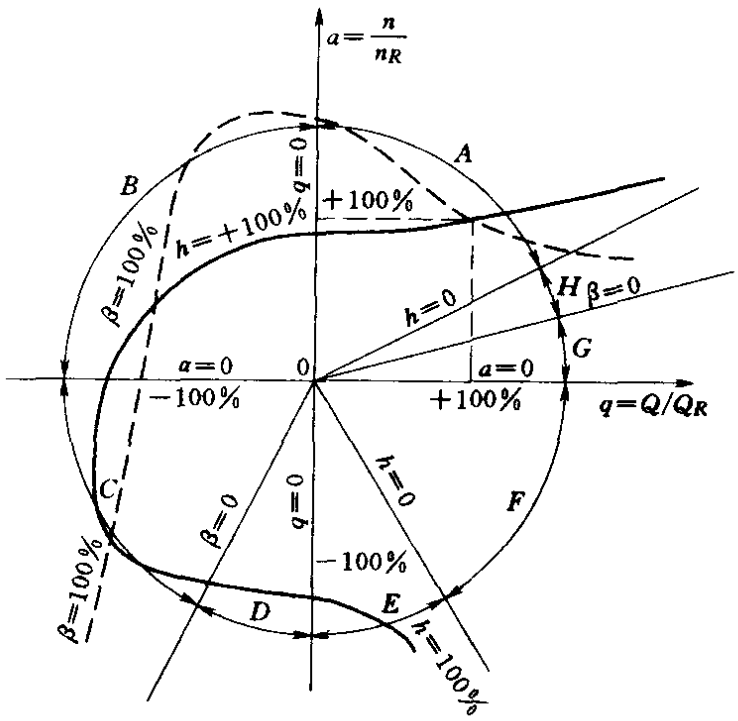


图 12-10　水泵全特性曲线

2. 等转矩线

由式（12-34）可知，水泵额定工况的转矩 M 与功率 P 和转速 n 的关系式为 $M=9549P/n$，由此可以根据轴功率和转速计算出各种工况的转矩相对值 β，然后将转速、转矩和流量的关系，点绘出等转矩曲线。同样 $\beta=0$ 的等转矩线也是一条直线。在转矩 $M=0$ 时，说明水泵机组已处于水轮机工况的转速为飞逸转速的稳定状态。

由图 12-10 可知，水泵全特性可用零扬程线（$h=0$）和等转矩线（$\beta=0$）将四个象限分成八个区。第一象限的 A 区为正转水泵工况区；第四象限的 E 区为反转水泵工况区；第三象限的 C 区为正转水轮机工况；第一象限的 G 区为反转水轮机工况；其余的 B、

D、F、H 均为制动耗能工况区。

水泵全特性试验需要专门的试验台，试验工作量很大。在无法进行测试的情况下，可以根据现有资料，选择比转数 n_s 相同或相近的全性能曲线进行水锤计算。图 12-11 为 $n_s=77$ 的离心泵全特性曲线。同样，还可以在有关资料中查到其他比转数的全特性曲线。

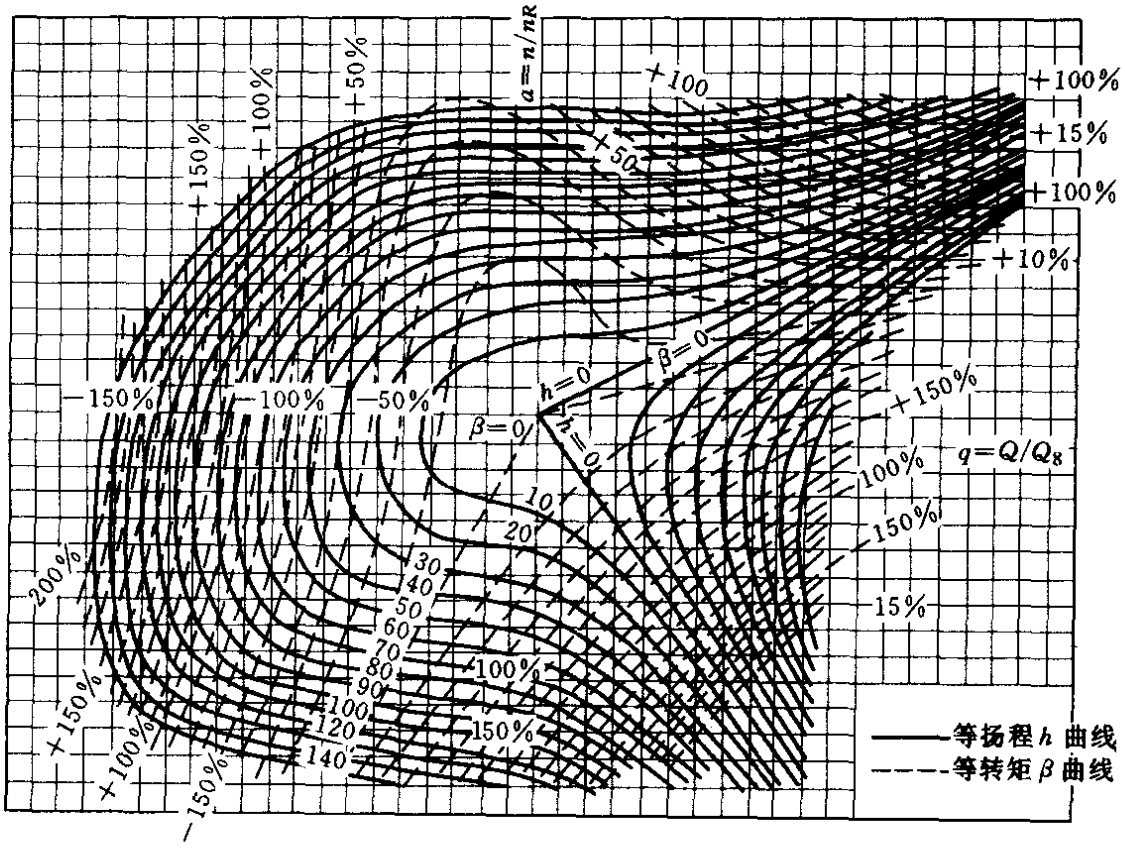


图 12-11　$n_s=77$ 的离心泵全特性曲线

（五）图解法

用图解法求解事故停泵水锤的压力变化过程同样需要确定边界条件和初始条件。现以考虑管路阻力，管路不装逆止阀的装置为例，边界条件有水泵全特性、管路阻力曲线、出水池水位等。以停泵前水泵在稳态时工作点为初始条件，根据水锤射线（共轭方程）以及水泵机组的惯性方程，即可进行图解。图解法的具体步骤如下。

（1）根据式（12-5）计算水锤波传播速度 a，一般，钢管 $a\approx$

800～1200m/s；钢筋混凝土管 $a\approx900$～1000m/s。

(2)根据 $T=2L/a$ 计算水锤波从水泵出口至管道出口往返一次所需要的时间（相长）T。

(3) 确定水泵机组的转动惯量 GD^2。一般，电动机的转动惯量可在产品样本上查到，水泵的转动惯量约等于前者的 10%，在估算时，可将电动机的转动惯量加大 10%作为水泵机组的转动惯量。在无法找到电动机的转动惯量的资料时，则应按公式（12-39）至式（12-43）进行计算。

(4) 收集所选水泵的全特性曲线。

(5)计算水锤射线的斜率 2ρ。可根据公式 $2\rho=av_0/gH_R$ 计算。

(6)计算管路阻力：①根据管路有关资料计算参数 S：管路阻力参数包括沿程和局部阻力参数，即 $S=10.29n^2L/D^{0.533}+0.08262\sum\zeta/D^4$；对于高扬程和长管道，管路局部阻力所占比例很小时可忽略，此时，$S=10.29n^2L/D^{0.533}$；②用公式 $h=Sq^2$ 计算不同流量（相对值）q 对应的管路阻力（相对值）h。

(7) 确定初始点：①在图 12-12 (b) 中绘制水泵相对性能 $q\sim h$ 曲线；②泵站实际扬程为 H_{sy}的相对值 h_{sy}；用 $h'=h_{sy}+Sq^2$ 绘制在水泵工况稳态时的装置特性（$q\sim h'$）曲线，但在水轮机工况（即流量为负值的第二象限）的计算公式应为 $h'=h_{sy}-Sq^2$；③水泵 $h\sim q$ 曲线与 $h'=h_{sy}+Sq^2$ 曲线的交点 A_0 为在稳态水泵工况下

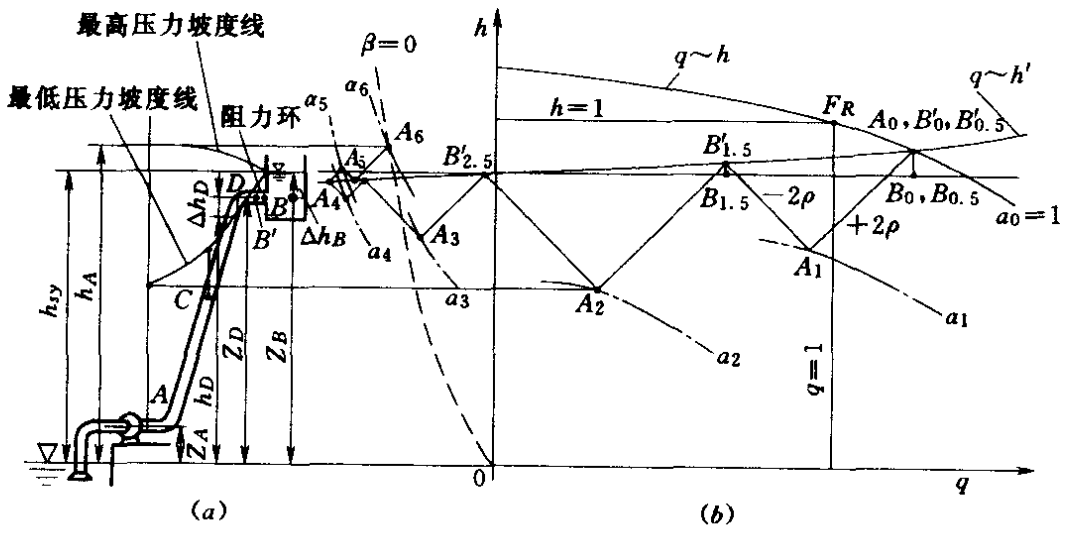


图 12-12 事故停泵水锤图解（无逆止阀、机组允许倒转）

的工作点，也是水泵出口 A 点在停泵前（$t=0$）的工况点。应该注意，初始点与水泵的设计工况点（如图中的 F_R 点）不一定重合。

（8）绘制飞逸特性曲线。水泵在水轮机工况的飞逸状态下的转矩 $M=0$，由此可从水泵的全特性曲线（第三象限）中查出 $\beta=0$ 的直线。该直线与不同的等压力（水头）线有不同的交点。查出各交点的流量 q 和压力（水头）h，并在图 12-12（b）第二象限中绘出流量和压力相对值的关系曲线（见图中 $\beta=0$ 的虚线）。

（9）求事故停泵后 A 点的参数变化：①事故停泵后水泵出口 A 点处的工况点为 A_0（即起始点）；②假设管路阻力集中在管路出口处，即阻力环位于相距很近的两点 B' 和 B 点之间，因此，在停泵前 B' 点的工况点 B'_0 与 A_0 重合。过 B'_0 作垂线与 $h=h_{sy}$ 的水平线相交于 B_0。该点即为 B 点在 $t=0$ 时刻的工况点；B'_0 与 B_0 的压力差即为阻力环的阻力损失，也就是管路阻力损失。这虽然与管路沿程摩擦阻力分布有出入，但并不影响 A、B 两点的实际压力，但给图解法带来很大方便；③停泵后，转速下降，流量和压力减小，水锤波从 A 点经过半相（$t=0.5T$）时间后到达 B' 点，此时的工况点 $B'_{0.5}$ 与 B'_0 的参数相同，因此，$B'_{0.5}$、B'_0、A_0 都在同一点上；同样，$B_{0.5}$，B_0 也在同一点上；④求 $t=1T$ 时段末 A 点的压力和水泵转速：从停泵开始水锤波从 A 点到 B' 点，再从 B' 点返回 A 点，所经过的时段正好是一个相（$\Delta t=1.0T$），故可将此刻 A 点的工况点标为 A_1，该点必须满足式（12-38）$\alpha_i-\alpha_{i+1}=\dfrac{1}{2T_a}(\beta_i+\beta_{i+1})\Delta t$，其中 T_a 为时间常数，可根据机组的转动惯量 GD^2、额定转速 n_R 和额定功率 P_R 按（12-37）式计算。现以水锤波从一端到另一端需要的时间（$0.5T$）作为计算时间步长 Δt，即 $\Delta t=0.5T=L/a$。另外，$B'_{0.5}$ 点与初始点 A_0 在同一点上，水泵转速 n 等于额定转速 n_R，故 $B'_{0.5}$ 点的 $\alpha_{0.5}=\alpha_0=1$。根据工况点 A_0 在水泵功率曲线上查出该工况的功率 P_0，并按式（12-34）$M=9549P_0/n_R$ 计算 M_0，按 $\beta=M/M_R$ 计算 $\beta_0=M_0/M_R$。因为水泵停机时的工作点不一定在水泵设计工况点，因此，此时的流量 q_0 不一定等于 q_R，扬

程 h_0 也不一定等于 h_R，P_0 也不一定等于 P_R，因此，β_0 虽然等于 $\beta_{0.5}$，但不一定等于 1。式（12-38）可以写为：

$$1-\alpha_1=\frac{1}{2aT_a}(\beta_{0.5}+\beta_1)$$

或

$$\alpha_1=1-\frac{L}{aT_a}(\beta_{0.5}+\beta_1) \tag{12-44}$$

在图 12-12(*b*)中从 $B'_{0.5}$点出发的斜率为 $+2\rho$ 的水锤射线上，任意假设一点 A'_1，从该图中可以查出该点的 h'_1、α'_1 和 q'_1 值。同时，从该泵的全特性曲线查出对应的 α'_1 和 β'_1 值。将 α'_1 和 β'_1 代入式（12-44）等式的两侧，若等式不成立，则说明 A'_1 点不是所求的 A_1 点，需要重新假设 A'_1 点，重新计算等式是否成立，直至等式成立为止，所假设的 A'_1 点才是所求的 A_1 点。A_1 点对应的参数 q_1、h_1、α_1 和 β_1 值即为所求的参数。由此可见，A_1 点的确定是一个试算过程；⑤过 A_1 点作斜率为 -2ρ 的水锤射线，与曲线 $q\sim h'$ 的交点即为 $t=1.5T$ 时刻 B' 点的工况点 $B'_{1.5}$；⑥过 $B'_{1.5}$点作斜率为 $+2\rho$ 的水锤射线，并同样的试算方法在该线上求得 A_2。依此类推，可以求出不同时段末 A 点压力和水泵流量、转速等有关参数，直至转速等于飞逸转速为止。

(10) 求管路中点 C 的压力变化。C 点在事故停泵过程中的压力变化过程可用图 12-13 来表示。如果有甲、乙两人同时从 A 点出发，经过 $t=0.5T$（T 为水锤波在管路 AB 往返一次所需的时间，即一个相长）经过管路中点 C 后同时到达 B 点，并在 $t=0.75T$ 时同时回到 C 点。如果甲继续走向 A 点，而乙则返回 B 点，当 $t=1.0T$ 时，甲、乙分别到达 A、B 点。此后，当 $t=1.5T$ 时，甲、乙同时到达 C 点。由此可见，C 点的水锤压力一定在从 B'_1 点出发的斜率为 -2ρ 水锤射线上，同时也一定在从 A_1 点出发的斜率为 $+2\rho$ 水锤射线上，而满足这两个条件的就是这两条水锤射线的交点。为了确定该交点，需要首先确定 $t=0.75T$ 时的 C 点的工况点 $C_{0.75}$和 $t=1.0T$ 时 A 点的工况点 A_1。如前所述，水锤波从 B 点经过 $\Delta t=0.5T$ 时间返回到 A 点，这时 A 点的工况点为 A_1，可按上

述方法求得；同样，$t=0.75T$ 时刻管路中点 C 的工作点也可以用试算方法求得，只不过是因为 B 点到 C 点所需时间为 $0.25T$，即 $\Delta t=0.25T=2L/4a=L/2a$，故试算公式应为 $\alpha_{0.5}-\alpha_{0.75}=(L/2aT_a)(\beta_{0.5}+\beta_{0.75})$，由此可以在 $B_{0.5}$ 到 A_1 的水锤射线上确定 $C_{0.75}$。然后从 $C_{0.75}$ 作斜率为 $+2\rho$ 水锤射线与 $q\sim h'$ 线相交，这就是 B'_1。通过 B'_1 作斜率为 -2ρ 水锤射线至 $A_{1.5}$，并与 A_1 至 $B_{1.5}$ 的斜率为 $+2\rho$ 水锤射线相交，交点就是 C 点在 $t=1.25T$ 时刻的工况点 $C_{1.25}$。同理，还可以求出 $C_{1.75}$，$C_{2.25}$，$C_{2.75}$ 等各点。将各点连成的曲线就是管路中点 C 的压力变化曲线。同样，如果在 $B_{0.5}$ 到 A_1 的水锤射线上确定 $C_{0.625}$、$C_{0.875}$，按上述方法还可以求出 $3L/4$、$L/4$ 处的压力变化。

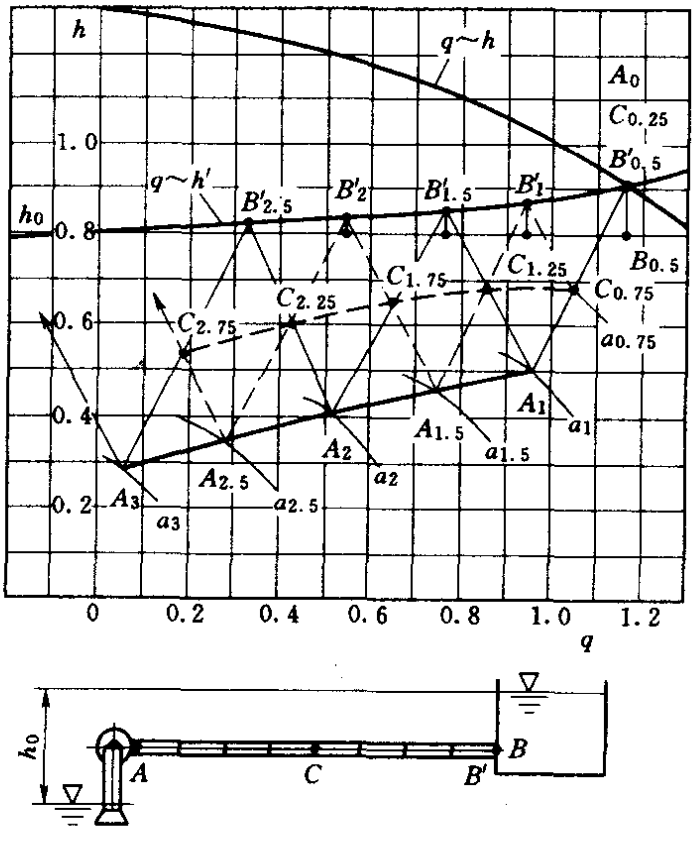


图 12-13　管路中点的水锤图解

（11）绘制压力、流量与转速的变化过程线。如果以时间 t 为横坐标，以压力、流量与转速的相对值 h、q、α 为纵坐标，则可绘制出图 12-8（a）所示的水泵流量与转速的变化过程线，还可以绘

制出 A、C 等各点的压力变化过程线 $t\sim h_A$、$t\sim h_C$ 等；

(12) 绘制同一时刻管路各点的压力分布。将同一时刻的 A，C，D，B 等各点的压力连成曲线，如图 12-8 所示，由此可以计算出管路各点的压力分布（即压力坡度线）。为了考核水锤压力对管道安全的影响，常常需要绘制出最高和最低压力坡度线，对于出口 B 点，任一时刻的压力均保持不变。

(13) 管路各点的实际压力计算。①求 B 点的实际压力：如果最低或最高压力坡度线已经绘出，则这两条压力坡度线均与出水池水面相交。以进水池为基准的 B 点压力为 h_{sy}，B 点与进水池水位的高差为 Z_B，因此，B 点的实际压力 $\Delta h_B=h_{sy}-Z_B$，即为 B 点在出水池中的水深（为正压）。另外，最高和最低压力坡度曲线都交于一点，说明管道出口 B 点在任何时刻的压力不变，而且等于该点在出水池中的水深。②求 D 点的最低压力：D 点位于管路的突起部分，如图 12-12（a）所示。在最低压力坡度线上的压力为 h_D，与进水池水位的高差为 Z_D，因此，D 点的实际压力 $\Delta h_D=h_D-Z_D$，因为 $h_D<Z_D$，故 Δh_D 为负压。当负压大于管道允许值时，管道就有可能被大气压力压扁并开裂。当 Δh_D 小于汽化压力 h_v 时，该点的水将被汽化，管道破坏的可能性就更大。③求 A 点的最高压力：管路的最高压力往往发生在 A 点处。如图 12-12 (a) 所示，在最高压力坡度线上的压力为 h_A，与进水池水位的高差为 Z_A，因此，A 点的实际压力 $\Delta h_A=h_A-Z_A$，因为 $h_A>Z_A$，故 Δh_A 为正压。当 Δh_A 超过管道允许压力时，该处管道有可能被破坏；

二、管道有逆止阀的情况

为了防止水泵事故停机时的机组倒转，损坏设备，常常在水泵出口设置逆止阀。逆止阀又分普通逆止阀、缓闭逆止阀等。为了防止逆止阀引起过大的压力升高和下降，常常需要安装水锤消除器等设备。不同的阀门有不同的关闭规律，不同的关闭规律将产生不同的水锤压力，因此需要对不同阀门或设备的水锤计算有所了解。

（一）安装逆止阀的装置

假如水泵出口装有普通逆止阀，在发生事故停泵时，随着水泵转速的降低，水泵出口处的压力变化可以按上述的方法计算停泵后在 $t=1T$，$2T$，$3T$，…时刻 A 点处的工况点 A_1，A_2，A_3，…各工况点对应的压力就是 A 点的压力变化过程。现假定逆止阀在水泵流量等于零时的瞬间关闭，此时图 12-14 中的 A_2、A_3 的连线（水锤压力变化过程线）与 $q=0$ 的纵坐标轴的交点为 A'。过 A' 点作斜率为 -2ρ 的水锤射线与装置特性曲线 $q\sim h'$ 相交，在过该点作斜率为 $+2\rho$ 的水锤射线与 $q=0$ 的纵坐标轴的交点 E'。E' 的压力就是逆止阀关闭时的最大压力。关阀后的 A 点压力将在 A' 和 E' 之间振荡，并逐渐衰减。

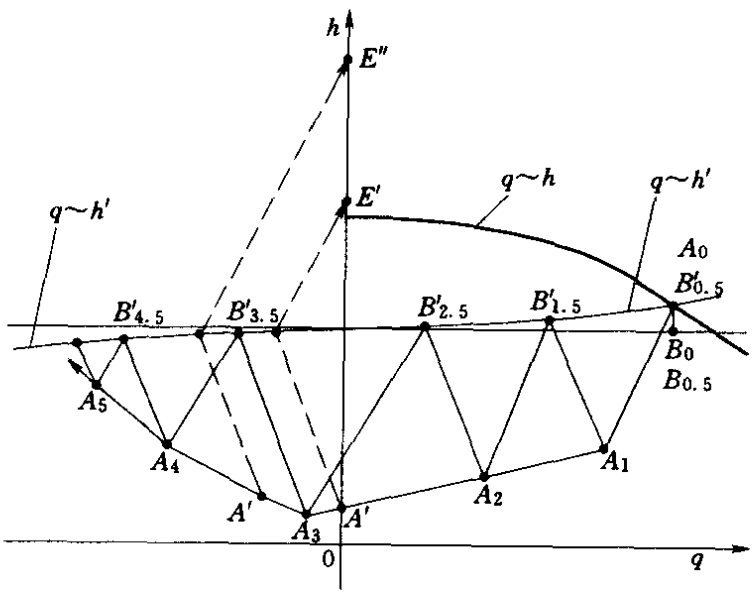


图 12-14　水泵出口安装逆止阀的水锤图解

如果逆止阀在开始倒流后才关闭，如在图 12-14 中的 A_3、A_4 之间的 A''关闭，关闭后的压力将变为 E''，明显高于 E'。

（二）安装逆止阀和水锤消除器的装置

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 12-15）。当水锤射线越过扬程坐标轴（即水开始倒流）后，逆止阀关闭，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。然后，水锤射线就在 R 曲线与 $q\sim h'$ 的装置特性曲线之间交替反射，逐渐衰减，最后稳定在管路阻力曲线与 R 曲线的交点上。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 B 点上。

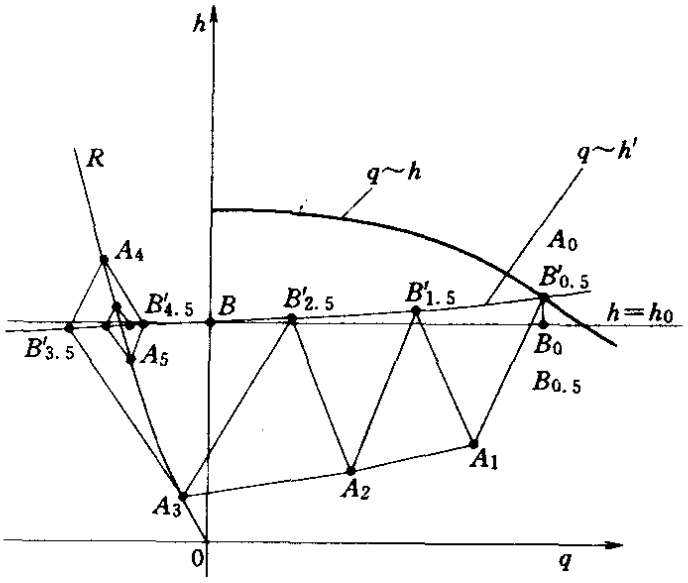


图 12-15　装逆止阀和水锤消除器的抽水装置水锤图解

图 12-15 中 A_0，A_1，A_2，A_3，A_4，A_5，…为 A 点压力变化过程线。其中最高压力点为 A_4，压力最低点为 A_3。

（三）压力升高的影响因素

以上讲述了无逆止阀而机组允许倒转、安装逆止阀、安装水锤消除器等水泵装置的水锤计算方法。由此可见，压力升高的影响因素如下：

1. 无逆止阀的压力上升的影响因素

主要与水锤射线的斜率和水泵全特性有关。①水锤射线斜率越大，即管路特征常数 ρ 越大，水锤升压和水锤降压都将增大。因 $\rho=av_0/2gH_0$，故水锤波速 a 越大、停泵前的管内流速 v_0 越大或停泵前的实际扬程 H_0 越小，水锤升压和水锤降压都将越大。②从水泵全特性和装置特性看，机组惯性越小，停泵后转速下降越快，水锤升压和水锤降压都将越大。

2. 逆止阀关闭规律对水锤压力的影响

除上述的管路特征常数 ρ 和水泵全特性和装置特性对水锤压

力有影响外，还与逆止阀关闭的时间有关。当逆止阀在流量等于零时关闭比在倒流后关闭的水锤压力小，而且是倒流流量越大水锤压力也越大。

3. 水锤消除器喷水孔的流量与压力关系对水锤压力的影响

流量与压力关系曲线越陡，即喷水孔阻力越大，水锤压力也越大。

4. 有逆止阀和无逆止阀的比较

一般认为，有逆止阀比无逆止阀的水锤压力大，但如果能选定或控制逆止阀的关闭规律，仍然有可能使水锤压力满足管道的允许压力要求。

第三节 水锤电算法

如前所述，用图解法求解水锤压力的概念清楚，但比较麻烦，特别是对于复杂管路更加不便。因此，在电子计算机日益普及的今天，水锤电算方法受到广泛欢迎。

电算方法是一种数值计算方法，即将以偏微分方程表示的水锤基本方程转变为在特征方向上的常微分方程（特征方程），沿特征线进行积分，得到有限差分方程，根据给定的初始条件，采取有限差分数值计算。这种方法也称为特征线法。

一、基本原理

现在重新写出本章第一节式（12-8）和式（12-9）的水锤基本方程即运动方程和连续方程为：

$$\begin{cases} gA\dfrac{\partial H}{\partial x}+\dfrac{\partial Q}{\partial t}+\dfrac{fQ|Q|}{2DA}=0 & (12\text{-}8)\\ gA\dfrac{\partial H}{\partial t}+a^2\dfrac{\partial Q}{\partial x}=0 & (12\text{-}9) \end{cases}$$

令：

$$L_1=gA\frac{\partial H}{\partial x}+\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{fQ|Q|}{2DA}=0 \qquad (12\text{-}45)$$

$$L_2=gA\frac{\partial H}{\partial t}+a^2\frac{\partial Q}{\partial x}=0 \qquad (12\text{-}46)$$

现用待定系数λ将以上二式进行线性组合，即

$$L = L_1 + \lambda L_2 \tag{12-47}$$

将 L_1、L_2 代入，整理后得：

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial x} + \lambda a^2 \frac{\partial Q}{\partial t}\right) + \lambda g A\left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda}\frac{\partial H}{\partial x}\right) + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \tag{12-48}$$

设 $H=H(x, t)$ 和 $Q=Q(x, t)$ 是运动方程和连续方程的解，并假定变量 x 是 t 的函数，即 $x=f(t)$，则 Q 和 H 对 t 的全导数为：

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x}\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \tag{12-49}$$

$$\frac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x}\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \tag{12-50}$$

设

$$\lambda a^2 = \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \tag{12-51}$$

将上式代入式（12-49），得

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \tag{12-52}$$

又设

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \tag{12-53}$$

将上式代入式（12-50），得

$$\frac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda}\frac{\partial H}{\partial x} \tag{12-54}$$

另外，根据式（12-51）和式（12-53），可得 $\lambda a^2=\frac{1}{\lambda}$，即

$$\lambda = \pm \frac{1}{a} \tag{12-55}$$

由此可见，式（12-52）中的等式右边正好是式（12-48）第一括号内的两项，式（12-54）中的等式右边正好是式（12-48）第二括号内的两项。故式（12-48）可改写为：

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}t} \pm \frac{gA}{a}\frac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}t} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \tag{12-48}$$

这样，偏微分方程表示的水锤基本方程就转变为常微分方程。

但该式必须满足的条件是：

$$\frac{dx}{dt}=\frac{1}{\lambda}=\pm a \tag{12-56a}$$

或

$$dt=\pm dx/a \tag{12-56b}$$

这就是特征线方程。将式（12-56b）两边积分得：

$$t_1-t_2=+(x_1-x_2)/a \tag{12-57a}$$

$$t_1-t_2=-(x_1-x_2)/a \tag{12-57b}$$

或

$$(t_1-t_2)/(x_1-x_2)=+1/a \tag{12-57c}$$

$$(t_1-t_2)/(x_1-x_2)=-1/a \tag{12-57d}$$

即

$$\Delta t/\Delta x=+1/a \tag{12-57e}$$

$$\Delta t/\Delta x=-1/a \tag{12-57f}$$

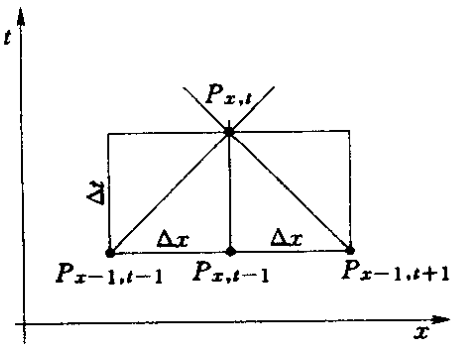


图 12-16　特征网格

式中 a 为水锤波的传播速度。以上两式实际上是两条斜率分别为 $+1/a$ 和 $-1/a$ 的直线方程。现取图 12-16 所示的 $x\sim t$ 坐标平面，横坐标为 x，纵坐标为 t。如果图中 P（x，t）和 P（$x+1$，$t-1$）两点连成的直线的斜率为 $+1/a$，P（x，t）和 P（$x-1$，$t-1$）两点连成的直线的斜率为 $-1/a$，则 P（x，t）点的流量和扬程就可以用式（12-48′），根据 P（$x+1$，$t-1$）点和 P（$x-1$，$t-1$）点的流量和扬程来求得。

因 $dt=dx/a$，故在式(12-48)前两项乘以 dt，第三项乘以 dx/a，等式仍然成立，即

$$dQ\pm\frac{gA}{a}dH+\frac{fQ|Q|}{2DAa}dx=0 \tag{12-58}$$

在特征网格内展开，并积分得：

$$\int_{Q_{i+1,j-1}}^{Q_{i,j}}dQ\pm\frac{gA}{a}\int_{H_{i+1,j-1}}^{H_{i,j}}dH+\frac{f}{2DA}\int_{x_{i+1,j-1}}^{x_{i,j}}Q|Q|dx=0 \tag{12-59}$$

对于特征网格上的任意点 $P_{x,t}$的 $H_{x,t}$、$Q_{x,t}$可用已知前一个相

邻点 $P_{x-1,t-1}$ 在 Δt 时段前的 $H_{x-1,t-1}$、$Q_{x-1,t-1}$ 和后一个相邻点 $P_{x+1,t-1}$ 在 Δt 时段前的 $H_{x+1,t-1}$、$Q_{x+1,t-1}$ 由下式计算。用差分式表示：

$$Q_{x,t}=Q_{x-1,t-1}-\frac{gA}{a}(H_{x,t}-H_{x-1,t-1})$$

$$-\frac{f}{2DA}(x_{x,t}-x_{x-1,t-1})Q_{x-1,t-1}|Q_{x-1,t-1}| \quad (12\text{-}60a)$$

$$Q_{x,t}=Q_{x+1,t-1}+\frac{gA}{a}(H_{x,t}-H_{x+1,t-1})$$

$$-\frac{f}{2DA}(x_{x,t}-x_{x+1,t-1})Q_{x+1,t-1}|Q_{x+1,t-1}| \quad (12\text{-}60b)$$

上式中的 $(x_{x,t}-x_{x-1,t-1})$ 和 $(x_{x,t}-x_{x+1,t-1})$ 均可用 Δx 表示。

对于输水管道的水锤计算，若选择相等的计算时间间隔 Δt，并将管长 L 分成 N 段，即管段长度 $\Delta x=L/N$，式 (12-56) 则为：

$$\Delta x=\pm a\Delta t \quad (12\text{-}61)$$

再取 $\Delta t=\Delta x/a=L/Na$，则上述条件就可满足。

令管路特征常数 $C_a=gA/a$；管道摩阻特征常数 $C_f=f\Delta x/2DA$，则

$$Q_{x,t}=Q_{x-1,t-1}-C_a(H_{x,t}-H_{x-1,t-1})-C_fQ_{x-1,t-1}|Q_{x-1,t-1}| \quad (12\text{-}62a)$$

$$Q_{x,t}=Q_{x+1,t-1}+C_a(H_{x,t}-H_{x+1,t-1})-C_fQ_{x+1,t-1}|Q_{x+1,t-1}| \quad (12\text{-}62b)$$

令：
$$C_P=Q_{x-1,t-1}+C_aH_{x-1,t-1}-C_fQ_{x-1,t-1}|Q_{x-1,t-1}| \quad (12\text{-}63a)$$

$$C_n=Q_{x+1,t-1}-C_aH_{x+1,t-1}-C_fQ_{x+1,t-1}|Q_{x+1,t-1}| \quad (12\text{-}63b)$$

将以上两式代入式 (12-62a、b) 两式，则

$$Q_{x,t}=C_P-C_aH_{x,t} \quad (12\text{-}64a)$$

$$Q_{x,t}=C_n+C_aH_{x,t} \quad (12\text{-}64b)$$

将以上两式联解，得

$$Q_{x,t}=(C_P+C_n)/2 \quad (12\text{-}65a)$$

$$H_{x,t}=(C_P-Q_{x,t})/C_a \tag{12-65b}$$

或

$$H_{x,t}=(Q_{x,t}-C_n)/C_a \tag{12-65b'}$$

这样，管道任意一点 $P_{x,t}$ 在任意时刻 t 的参数（$H_{x,t}$、$Q_{x,t}$）就可以根据前一点 $P_{x+1,t-1}$ 在前一时段的已知参数（$H_{x+1,t-1}$、$Q_{x+1,t-1}$）和后一点 $P_{x-1,t-1}$ 在前一时段的已知参数（$H_{x-1,t-1}$、$Q_{x-1,t-1}$）求得。例如图（12-17）所示的管路，需要求长度为 L 的管道中的 5 个距离相等位置的压力变化，则应将管道分为 4 段，即 $N=4$，则 $\Delta x=L/N$。根据 $\Delta t=\Delta x/a$ 求出 Δt。由此可以绘出如图 12-17 所示的计算网格。如果根据初始条件知道 t_0 时管路各点的流量和压力，则可以按式（12-65a）和式（12-65b）或式（12-65b'）求得 $t=t_0+\Delta t$ 时段末各点的流量和压力。但是，管道两端的边界点，只有一个相邻点。如图 12-17 中在求 $t=t_0+\Delta t$ 时刻的 $P_{0,1}$ 点只有一个相邻点 $P_{1,0}$，$P_{4,1}$ 点也只有一个相邻点 $P_{3,0}$。因此，必须根据边界条件另建方程，才能联立求解。当边界点参数求出后就可以计算 $t=t_0+2\Delta t$ 时段末的有关参数。由此类推，最终求出管路各点在不同时刻的相关参数，从而完成水锤计算过程。

由此可见，边界条件和初始条件是水锤问题求解的关键。因此，分析供水装置的边界条件和初始条件是影响水锤计算成果的重要因素。这里主要介绍供水装置简单管路（管径、管材不变）阀门关闭过程的水锤电算方法。供水装置包括水池（或水库）供水和水泵供水两种形式。水泵装置的关阀又包括正常停泵时的关阀和事故停泵时的关阀两种情况。

二、水池（库）供水系统

图 12-17 所示的是水池（库）供水系统，其中管路一端为水位恒定的水池（或水库），另一端为阀门。通过控制阀门的开度来调节水池（或水库）的供水流量，但在改变流量的同时，管路各点的压力也会发生变化，为了避免过大的压力或过大的真空破坏管路，因此需要进行水锤计算。

在进行关阀水锤电算时必须确定初始条件和边界条件。

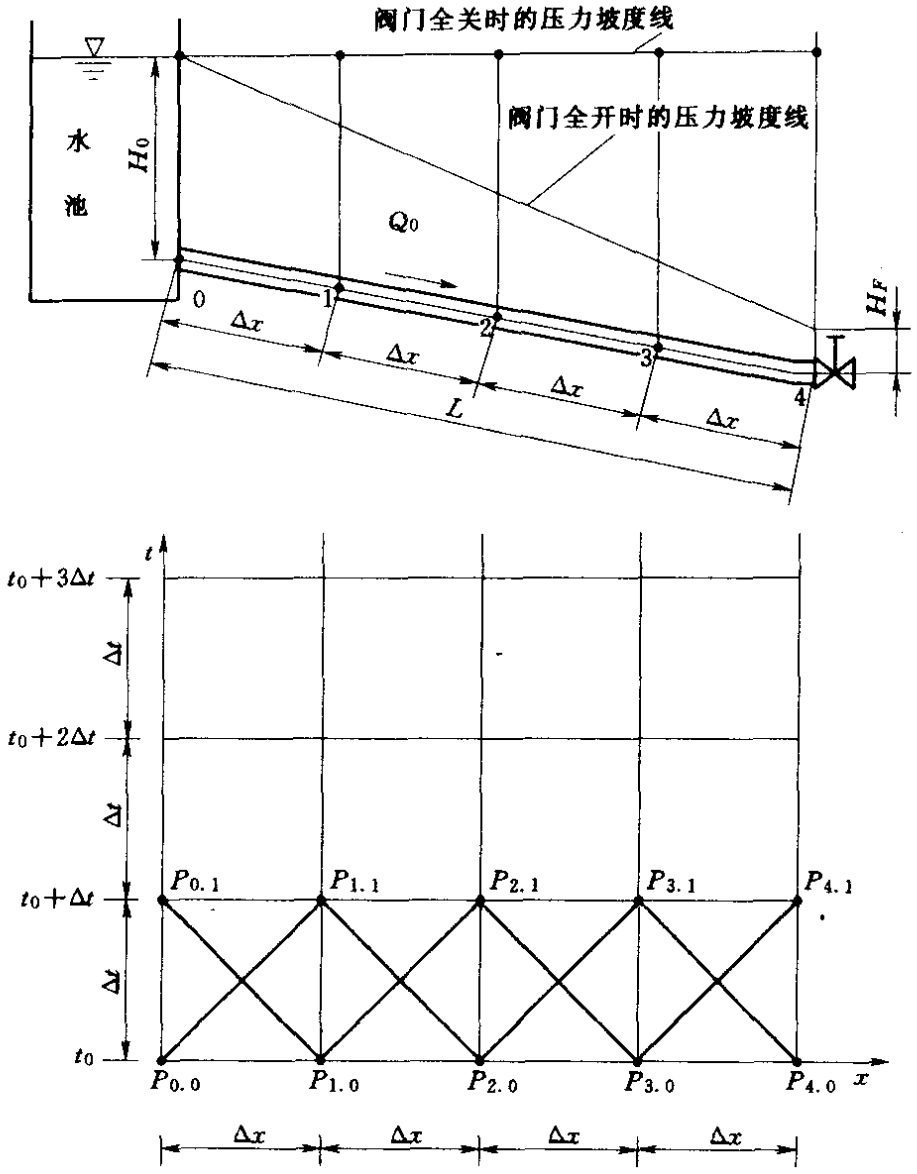


图 12-17　管路水锤计算特征网格

（一）边界条件

边界条件是指管路首端和末端在不同时间的流量和压力。如图 12-17 所示的是水池（库）供水系统的首端，在网格中为 $P_{0,t}$点。该点在关阀前为 $P_{0,0}$，其压力 $H_{0,0}$为该点的水深 H_0。如果在关阀期间水池（库）水位不变，则在任意时刻的管道进口压力不变，即 $P_{0,t}=H_0$。

管道末端（第 N 点）的阀门出口为大气压力，即相对压力为 0，因此，首、末两点的压差 $H_F=(H_0+\Delta Z_N-0)$。另外，当通过管路的流量为 Q_0 时，包括阀门阻力在内的管路阻力损失为 h_g，

而且满足以下条件：

$$H_0 + \Delta Z_N = h_g \tag{12-66}$$

式中：H_0 为管路首端压力；h_g 为管路阻力损失；ΔZ_N 为管道末端与首端的高差。

管路阻力损失 h_g 为沿程阻力损失与局部阻力损失之和。即：

$$h_g = (S_{程} + S_{局})Q_0^2 \tag{12-67}$$

式中：$S_{程}=10.29n^2L/D^{0.533}$；$S_{局}=\zeta/2gA^2=0.083\sum\zeta/D^4$；$D$ 为管道直径；L 为管长；n 为粗糙系数；A 为过水断面面积；$\sum\zeta$ 为管路的局部阻力系数之和，在忽略管道异型管的局部损失而仅考虑阀门局部阻力的情况下，$\sum\zeta$ 等于阀门阻力系数 ζ。

局部阻力参数 $S_{局}=S_{阀}$；根据以上两式，可求得关阀前管道通过的流量 Q_0 为：

$$Q_0 = \sqrt{\frac{H_0 + \Delta Z_N}{S_{程} + S_{阀}}} \tag{12-68}$$

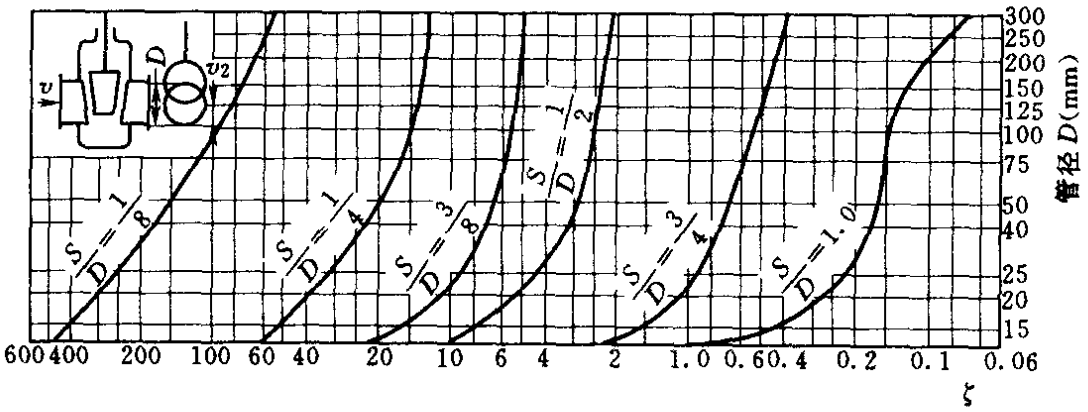


图 12-18　闸阀口径和开度对应的阻力系数

阀门前的管路末端压力 H_F 正好等于阀门的阻力 $h_{阀}=\zeta/2gA^2$。阀门阻力系数 ζ 与阀门的直径 D 和开度（S/D）有关。图 12-18 为闸阀的口径和开度与阻力系数的关系图。由图可见，即使在闸阀全开的情况下，其阻力系数也不等于 0。表 12-2 为不同口径的闸阀全开时的阻力系数的具体数据。表 12-3 为 $D=600$mm 和 700mm 的闸阀不同开度时的阻力系数。

在关阀的过程中，式（12-68）中只有 $S_{阀}$ 在发生变化，而其

表 12-2　　不同口径的闸阀全开时的阻力系数

D（mm）	25	40	50	75	100	125	150	200	250	300
ζ	0.23	0.18	0.17	0.15	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.07

表 12-3　　闸阀不同开度时的阻力系数

开度（S/D）		0.05	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80
ζ	D=600mm	235	100	28	11	5.6	3.2	1.7	0.95	—
	D=750mm	335	111	23	9.4	5.2	3.1	1.9	1.13	0.60

他参数则不变。但 $S_{阀}$除与开度及其对应的阻力系数发生变化外，还与关阀的时间（速度）有关。

另外，通过闸阀的流量 Q 和阀门上游侧（即水泵出口处）压力 H 的关系可用下式表示：

$$Q = \zeta A \sqrt{2gH} \tag{12-69}$$

式中：A 为闸阀开启面积；ζ 为流量系数。如果在稳定流动时的闸阀开启面积、流量和压力分别为 A_0、Q_0 和 H_{F0}。在水锤计算过程中任意时刻 t 的闸阀开启面积、流量和压力分别为 A_t、Q_t 和 H_{Ft}。将上述数据代入式（12-69），得

$$Q_0 = \zeta_0 A_0 \sqrt{2gH_{F0}} \tag{12-70}$$

$$Q_t = \zeta_t A_t \sqrt{2gH_{Ft}} \tag{12-71}$$

以上两式等号两边相除，并令相对开度 $\tau_t = (\zeta_t A_t) / (\zeta_0 A_0)$，得

$$Q_t^2 = \frac{(\tau_t Q_0)^2}{H_{F0}} H_{Ft} \tag{12-72}$$

对于闸阀在管路末端的情况，即在网格的第 N 点上，任意时刻的流量和压力关系为：

$$Q_{N,t} = \frac{\tau_t Q_0}{\sqrt{H_{F0}}} \sqrt{H_{N,t}} \tag{12-73}$$

如果已知阀门的关闭规律（如图 12-19），即可知道任意时刻

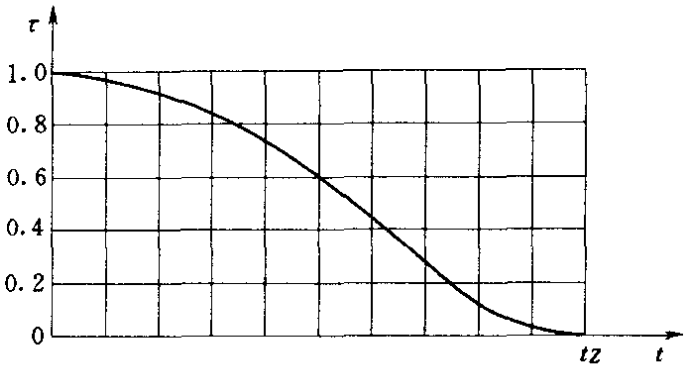


图 12-19　阀门关闭时间与开度示意

的开度。根据开度可以在图 12-18 或表 12-2、表 12-3 查出阻力系数 ζ，在图 12-20 查出任意开度对应的阀门有效过流面积 A。由此可以求出该时刻的相对开度 τ_t。从而求出任意时刻的管路流量。

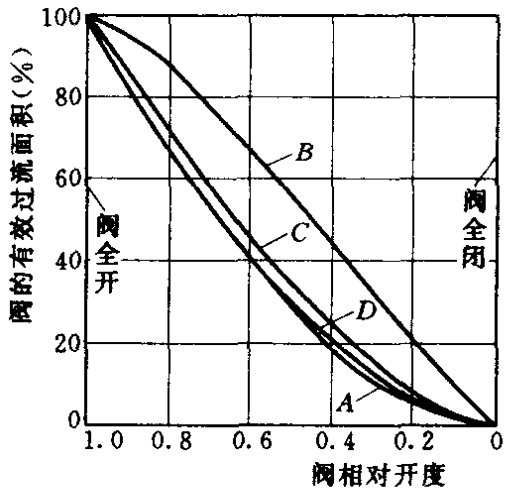


图 12-20　阀门开度与过流面积
A—碟阀；*B*—平板闸阀；*C*—孔板闸阀；*D*—旋塞阀（即回转阀）

（二）初始条件

初始条件包括在关阀前管路各点（$P_{x,0}$）的流动参数（流量 $Q_{x,0}$ 和压力 $H_{x,0}$）。根据上述边界条件可知，管道进口处的压力 $H_{0,0}$ 等于水深 H_0，在管道末端的阀门前的压力 $H_{N,0}=H_{F0}$。如图 12-17 所示，管道首、末端压力的连线即为管路在关阀前的压力坡度线。根据管路各点的位置作垂线与压力坡度线的交点即可求出该点在关阀前的压力 $H_{x,0}$：

$$H_{x,0}=\frac{x}{L}(H_0+\Delta Z_x-H_{F0}) \tag{12-74}$$

关阀前管路各点的流量相等，并可用式（12-68）计算。

（三）电算方法

根据上述边界条件可以计算出边界点在不同时段的压力或流量。同时根据初始条件还可以计算出特征网格各结点在关阀前的压力或流量。然后，根据式（12-65*a*、*b* 或 *b*′）可以计算出不同时

段管路各点的压力和流量。整个计算过程可用图 12-21 所示的程序计算框图来表示。

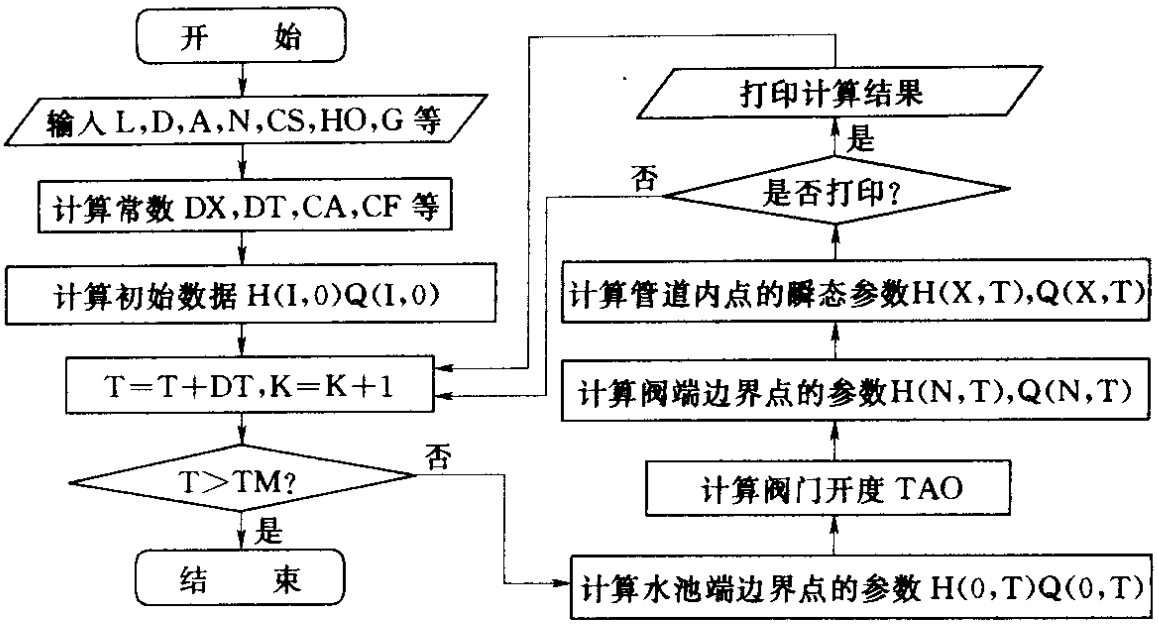


图 12-21　水池供水系统关阀水锤电算框图

框图中的主要标识符的意义为：L、D、A 为管道长度、直径和过水面积；N 为管道分段数；Q、H 分别为流量和压力；DX、DT 为管段长 $\mathrm{d}x$ 和时段 $\mathrm{d}t$；CA、CF 为特征方程中的系数 C_a 和 C_f；TM 为设定的最长计算时间。

三、泵系统正常关阀水锤

泵系统即泵站供水系统（如图 12-22 所示）。在泵站中，正常停泵的操作程序是先关闭阀门，然后再切断电动机的电源，水泵转速逐渐降低，最后停止转动。在阀门关闭的过程中，水泵保持额定转速，性能曲线不变（见图 12-22*a* 中的 $q\sim h$ 曲线）。但管路随阀门开度减小，装置特性曲线（$q\sim h'$）随阀门阻力增大而不断向上翘起，水泵的工作点 M 的位置不断变化，流量不断减小，压力随之而变。

比较图 12-22 和图 12-17 可知，泵站供水系统和水池供水系统相比，前者的供水水池被后者的泵站所取代，管路末端的阀门由出水池所取代，阀门由管路末端移至首端。也就是说，两种不同的管道供水系统，供水方向没有变化，但边界条件和初始条件

发生了变化。因此，水锤电算的不同之处主要在于确定边界条件和初始条件。

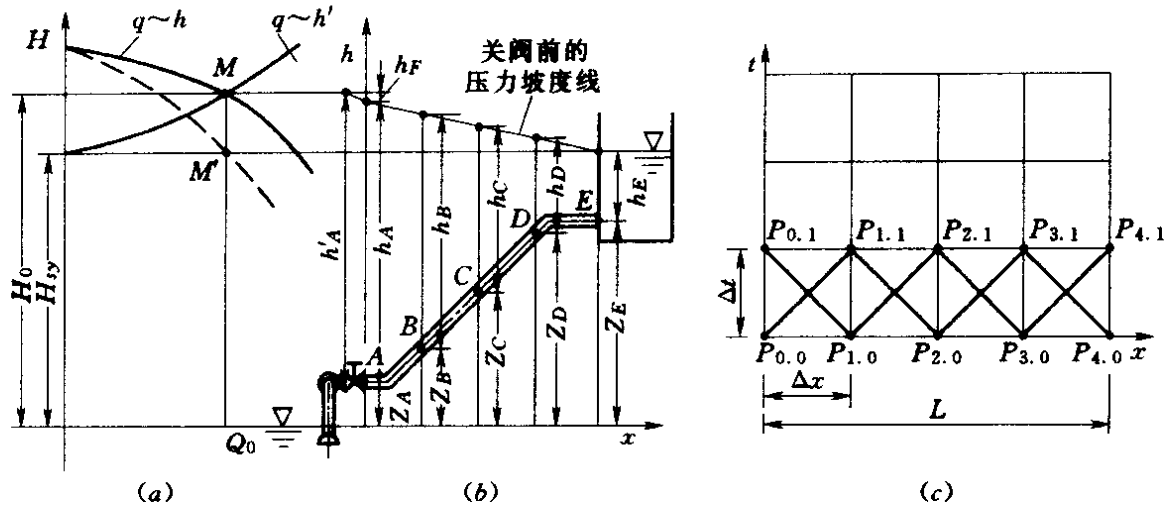


图 12-22　关阀水锤的计算网格

(a) 水泵稳态运行的工作点；(b) 出水管路各计算点位置；(c) 计算网格

(一) 边界条件

计算前首先需要知道图 12-22 (b) 中的首端边界 A 点及末端边界 E 点的流量和扬程，即该图(c)$P_{0,0}$点的流量 $Q_{0,0}$和扬程 $H_{0,0}$，以及 $P_{4,0}$点的流量 $Q_{4,0}$和扬程 $H_{4,0}$。

1. 首端边界 A 点

根据图 12-22 (a) 所示的水泵在稳态运行时的工作点 M 的流量 Q_0 和扬程 H_0 求得，即 $Q_{0,0}=Q_0$；$H_{0,0}=H_0$。应该注意的是，计算压力 H_0 是以进水池水面为基准计算的水泵总扬程（或压力），因此，阀门前的 A'点的计算压力 H_0 应等于该点的实际压力 h'_A 加上位置高度 Z_A，即 $H_0=h'_A+Z_A$。另外，H_0 也可以用装置扬程 H_{sy}和管路阻力损失（包括阀门阻力 h_F 在内）$h_{损}$ 之和来表示，即 $H_0=H_{sy}+h_{损}=H_{sy}+SQ_0^2$。阀门后的压力应等于阀门前后压力之差，即 $h_A=h'_A-h_F=H_0-h_F$。由此可见，首端边界 A 点的压力 h_A 与水泵性能、管路特性、A 点的位置高度等因素有关。

如图 12-22 (a) 所示，对于泵站供水系统，装置扬程 H_{sy}、A 点与基准面的高差 Z_A 是不变的。因此，水泵的性能曲线和管路特

性曲线是决定水泵的工作点 M 的关键。在不少水锤计算资料中，一般都是推荐用二次或三次多项式进行拟合，联解水泵和管路特性方程，求出水泵工作点 M，从而确定该点的压力和流量。这样虽然计算方便，但部分水泵性能曲线与二次或三次曲线完全不同时，用方程式拟合曲线的方法求水泵工作点会造成很大误差。因此，这里还是推荐采用插值的方法（如拉格朗日插值法，见本书第二章），虽然计算工作量有所增加，但对于计算机来说是微乎其微的。更重要的是，插值法可以得出较高精度的计算结果。

在关阀过程中，阀门开度逐渐减小，水泵工作点的流量逐渐减小，压力随之发生变化。因此，和水池供水系统的关阀水锤计算的边界条件不同，首端边界点 A 的流量和压力是随阀门的关闭时间和开度的变化而变化。

值得注意的是，阀门全开时仍有一定的阻力损失，因此，阀门两侧的压力是不相等的。在关阀的过程中，管路本身的直径、管长、水泵型号不变，因此，管路的沿程阻力参数 $S_{程}$ 和水泵性能曲线也不会变化。但随着开度的减小，阀门的阻力参数 $S_{阀}$ 会明显增大，从而导致水泵流量（即通过管路的流量）减小，最终阀门全部关闭，流量减小到 0。

2. 末端边界 E 点

该点为管路出口，并与出水池相连。该点的计算压力 H_E 应等于该点的实际压力 h_E 加上位置高度 Z_E，即 $H_E=h_E+Z_E$。一般管路出口的水头损失很小，可以忽略不计，故该点的实际压力即为该点在出水池中的水深，在图 12-22 中 $H_{4,0}=H_E$。如果出水池有足够大（如向水库供水、向河流或湖泊排水），或流入和流出的流量相等，可以认为水池的水位不变。在这种情况下的水锤计算中 E 点在任何时刻的压力均保持不变，即 $H_{4,i}=H_{4,0}=H_E$。另外，因管路中间无分流，故在关阀前管路出口的流量也等于水泵在稳态运行时的流量 Q_0，计算网格边界上的 $P_{4,0}$ 点的初始流量为 $Q_{4,0}=Q_0$。

（二）初始条件

对于图 12-22（b）所示的水泵装置，在忽略局部阻力损失的情况下，简单管路各点的压力坡度线即为两端边界的压力连成直线。根据压力坡度线和待求各点的位置和高程，可以确定各点在阀门关闭前的压力。这样就可以求出 $t=0$ 时计算网格中的各点计算压力 $H_{x,0}$：

$$H_{x,0} = H_{sy} + (H_0 - H_{sy})\frac{x}{L} \tag{12-75}$$

各点的实际压力 $h_{x,0}$为：

$$h_{x,0} = H_{x,0} - Z_x \tag{12-76}$$

式中：符号见图 12-22；式中的 x 表示图中的 A，B，C，D，…各点。

另外，根据连续性原理，在 $t=0$ 时计算网格中的各点的流量均等于该工况的水泵流量，即 $Q_{x,0}=Q_0$。

（三）电算方法

首先需要输入管道、水泵性能和阀门等有关数据，然后用第二章所介绍的纵减法确定水泵工作点，从而求出稳态阀门之前的压力和流量。根据边界条件计算出边界点在不同时段的压力或流量。同时根据初始条件还可以计算出特征网格各结点在关阀前的压力或流量。此后可根据式（12-65a、b 或 b'）计算出不同时段管路各点的压力和流量。整个计算过程可用图 12-23 所示的程序计算框图来表示，其中标识符号与图 12-21 相同。

四、事故停泵的水锤电算方法

如前所述，发生事故停泵时，水泵的转速随时间而变，具体变化与机组的转矩和转动惯量有关，表征压力、流量、转速和转矩相互关系的曲线为水泵全特性曲线。表征水泵转速和转矩与时间变化规律的方程为水泵机组的惯性方程。在采用特征线法的水锤电算方法中，为了便于数值计算，需要用较为简单的方法将复杂的全特性曲线输入计算机进行储存，并写入边界方程，以便确定任意瞬时水泵的运动参数。

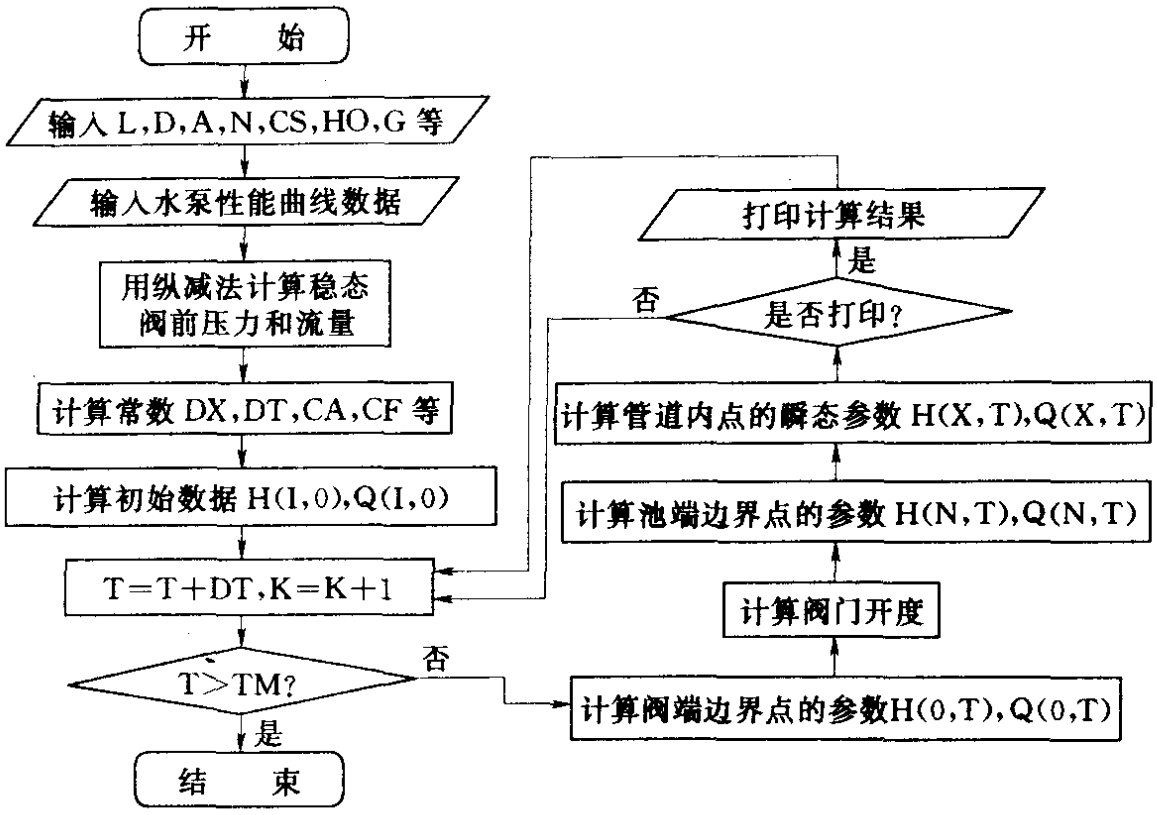


图 12-23　泵系统关阀水锤电算框图

（一）全特性曲线的数值表示方法

根据水泵比例律$\frac{H_1}{n_1^2}=\frac{H_2}{n_2^2}$；$\frac{Q_1}{n_1}=\frac{Q_2}{n_2}$，由此可得：$\frac{H}{n^2}$＝常数；$\frac{Q}{n}$＝常数。假定不同转速的相似工况点的效率相等，即，$\frac{Mn}{QH}$＝常数，由此可得$\frac{M}{n^2}$＝常数。设$v=Q/Q_R$；$h=H/H_R$；$\alpha=n/n_R$；$\beta=M/M_R$。水泵在相似工况下的以下关系成立：

$$\frac{h}{\alpha^2}\propto\frac{v}{\alpha},\frac{\beta}{\alpha^2}\propto\frac{v}{\alpha} \tag{12-77}$$

及

$$\frac{h}{v^2}\propto\frac{\alpha}{v},\frac{\beta}{v^2}\propto\frac{\alpha}{v} \tag{12-78}$$

根据已知资料，利用式（12-77），以h/α^2及β/α^2为纵坐标，以v/α为横坐标；或利用式（12-78），以h/v^2及β/v^2为纵坐标，以α/v为横坐标可以绘出两组曲线。但水泵在水力过渡过程中，h、v、α、β均会改变符号，并且都会为0，但不会同时为0。这样，当

$\alpha=0$ 时，v/α、h/α^2、β/α^2 均会趋近于无穷大；当 $v=0$ 时，α/v、h/v^2、β/v^2 也会趋近于无穷大。为了避免这类情况出现，可采用以下两组新的坐标变量，即

$$\frac{h}{\alpha^2+v^2}\sim\theta \text{ 和} \frac{\beta}{\alpha^2+v^2}\sim\theta$$

其中

$$\theta=\arctan\frac{\alpha}{v}$$

对于相似工况，$\frac{h}{\alpha^2+v^2}$、$\frac{\beta}{\alpha^2+v^2}$和 θ 值均为常量。这样，复杂的水泵全特性曲线就可以用 $\theta\sim\frac{h}{\alpha^2+v^2}$曲线和 $\theta\sim\frac{\beta}{\alpha^2+v^2}$曲线表示。图 12-24 是根据 n_s 为 90、260、537、953 的全特性曲线绘制的这种曲线。

（二）水泵端边界条件

水泵端边界条件可根据该泵的全特性曲线、机组的惯性方程和边界处的特征方程联立求解。

1. 水泵工作状态方程

根据图 12-24 所示的水泵全特性曲线，在曲线上将 θ 在 0°～360°范围内等分，以 θ 和相对应的 $h/(\alpha^2+v^2)$ 和 $\beta/(\alpha^2+v^2)$ 值列成数据表存入计算机。如果等分点足够多，则该两点之间的曲线可用直线近似表示，如图 12-25 所示。先已知时段初的变量 α、v、h 和 β，需要计算时段末各对应的 α_p、v_p、h_p 和 β_p。首先根据时段初已知的 α_i 和 v_i，以及前一时段 α 和 v 的已知增量 $\Delta\alpha_{i-1}$和 Δv_{i-1}，推算出该时段末的 α_p、v_p：

$$\alpha_p=\alpha_i+\Delta\alpha_{i-1} \tag{12-79}$$

$$v_p=v_i+\Delta v_{i-1} \tag{12-80}$$

根据 α_p 和 v_p 可以计算 $\theta=\arctan(\alpha_p/v_p)$，在图 12-24 (*a*)、(*b*) 的坐标上分别找到该点，该点两边对应的等分格点的纵坐标值已知，则可以求出该直线方程的常数项 a_1、b_1、a_2、b_2。

$$\frac{h_p}{\alpha_p^2+v_p^2}=a_1+b_1\arctan\frac{\alpha_p}{v_p} \tag{12-81}$$

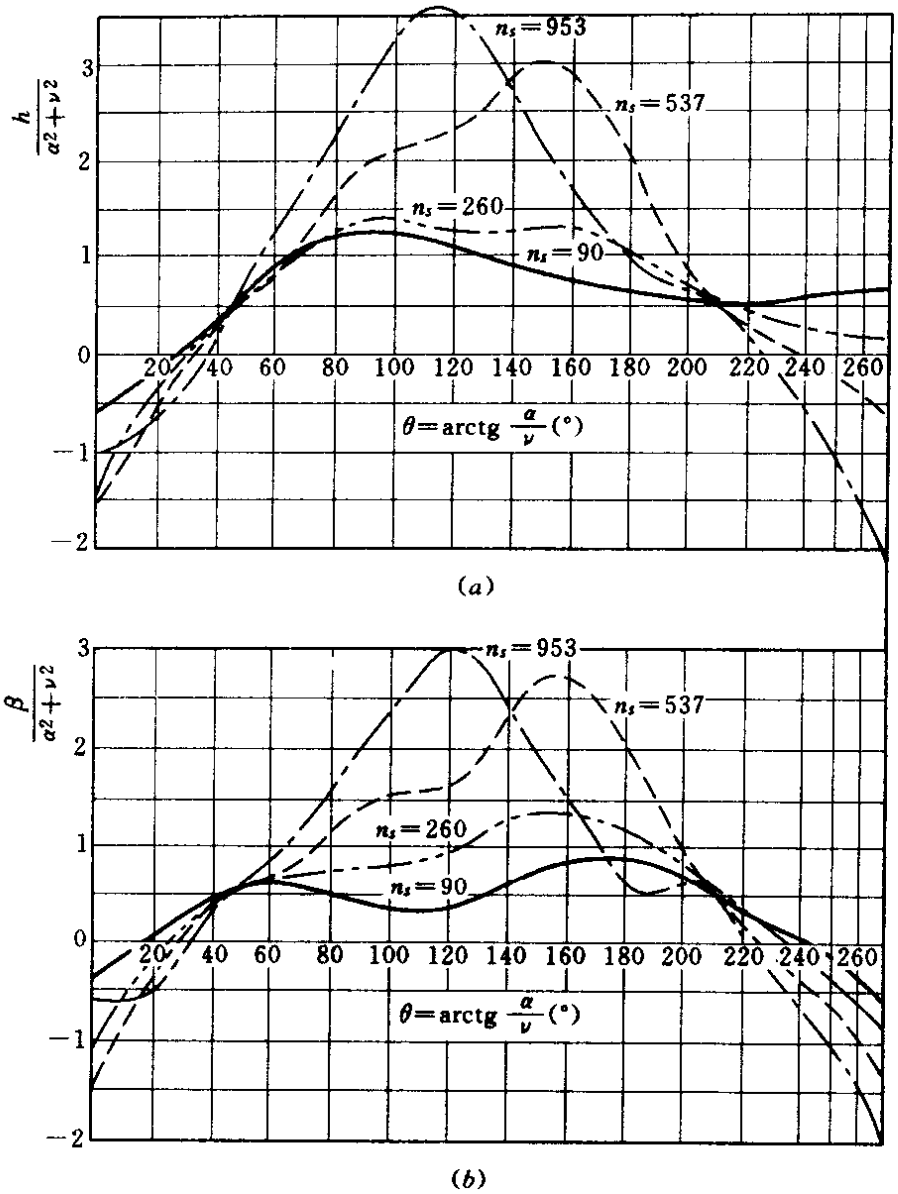


图 12-24　不同比转数 n_s 的水泵特性曲线

(a) $\theta\sim\frac{h}{a^2+v^2}$曲线；(b) $\theta\sim\frac{\beta}{a^2-v^2}$曲线

$$\frac{\beta_p}{\alpha_p^2+v_p^2}=a_2+b_2\arctan\frac{\alpha_p}{v_p} \tag{12-82}$$

值得注意的是，有些计算机的反正切函数 ATAN (x) 计算所得的 θ 值往往是在 $+\pi/2$ 和 $-\pi/2$ 之间，而这里指的分段范围是 0～2π 之间。如果出现 $\theta<0$，则应将 θ 的计算值加上 π 或 2π，以避免这种约束。

2. 水泵扬程方程

如果水泵出口已安装闸阀，水泵扬程的平衡条件为：

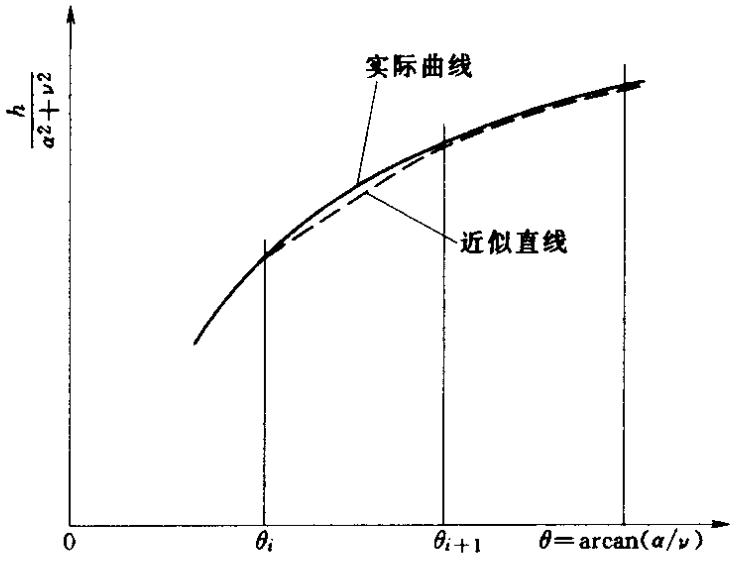


图 12-25　用直线表示的水泵特性曲线

$$H_p = H_{pi,1} - H_s + \Delta H_{pv} \tag{12-83}$$

式中：H_p 为时段末的水泵扬程；$H_{pi,1}$为闸阀出水侧截面在时段末的压力；H_s 为进水池水面在基准面以上的高度；ΔH_{pv}为闸阀的阻力损失压力，可用 $\Delta H_{pv}=C_V Q_{pi,1}|Q_{pi,1}|$；其中 C_V 为与闸阀阻力有关的闸阀特性系数；$Q_{pi,1}$为闸阀出水侧截面在时段末的流量。不过在水力过渡过程中，是表示瞬变状态下水泵的扬程，其值应根据该瞬时的 α_p 和 v_p 值，由水泵的工作状态方程予以确定。

3. 水泵机组惯性方程式

根据式（12-33），事故停泵后，水泵机组的惯性方程为：

$$\alpha_i - \alpha_{i+1} = \frac{375M_R}{2GD^2n_R}(\beta_i + \beta_{i+1})\Delta t$$

式中：下标 i 表示时段初；$i+1$ 表示时段末，由此可得时段末未知的转速 α_p：

$$\alpha_p = \alpha - \frac{375M_R}{2GD^2n_R}(\beta + \beta_p)\Delta t \tag{12-84}$$

4. 出水管路特征方程

当进水管较短时可略去其与水泵连接的正特征线方程，这里列出管路截面（i，1）处的负特征线方程，即

$$Q_{pi,1} = C_n + C_a H_{pi,1} \tag{12-85}$$

5. 连续方程

由于水泵从进水至出水截面处无分流，故得：

$$Q_{pi,1} = Q_p \tag{12-86}$$

式中：Q_p 为已知时段末通过水泵的流量。

（三）水泵端边界条件的联解

现联解式（12-81）、（12-82）、（12-83）及式（12-84）、（12-85）、（12-86）。

首先，将式（12-83）、（12-85）及式（12-86）中的 H_p，和 Q_p 分别以 $H_R h_P$ 及 $Q_R v_p$ 代入，经整理后得：

$$Q_R v_p = C_n + C_a H_s + C_a H_R h_P - C_a C_R^2 v_p \tag{12-87}$$

其余四个方程式，即式（12-81）、（12-82）、（12-84）及式（12-87）共有四个未知数 α_p、v_p、h_p 和 β_p。为了简化求解，从前述方成中消去 h_p 和 β_p，即将式（12-81）中 h_p 的代入（12-87）；将式（12-82）中 β_p 代入式（12-84），整理后得：

$$F_1 = C_a H_R\left(a_1 + a_2 \arctan\frac{\alpha_p}{v_p}\right)(\alpha_p^2 + v_p^2) - Q_{Rp} - C_a C_V Q_R^2 v_p |v_p| + C_n + C_a H_s = 0 \tag{12-88}$$

$$F_2 = \alpha_p - C_6(\alpha_p^2 + v_p^2)\left(a_3 + a_4 \arctan\frac{\alpha_p}{v_p}\right) - \alpha - C_6\beta = 0 \tag{12-89}$$

以上两式所含未知量 α_p 和 v_p 的非线性方程式，可以采用牛顿-莱福逊法迭代求解。以上两式可简写成以下函数形式，即

$$F_1(\alpha_p, v_p) = 0, F_2(\alpha_p, v_p) = 0$$

设 α_p 和 v_p 为近似解，则令 $\alpha_p + \mathrm{d}\alpha_p$ 和 $v_p + \mathrm{d}v_p$ 为其近似精确解，则

$$F_1(\alpha_p + \mathrm{d}\alpha_p, v_p + \mathrm{d}v_p) = 0, F_2(\alpha_p + \mathrm{d}\alpha_p, v_p + \mathrm{d}v_p) = 0$$

将以上两式用多元函数的泰勒公式展开，取线性项近似，得

$$F_1 + \frac{\partial F_1}{\partial \alpha_p}\mathrm{d}\alpha_p + \frac{\partial F_1}{\partial v_p}\mathrm{d}v_p = 0 \tag{12-90}$$

$$F_2 + \frac{\partial F_2}{\partial \alpha_p}\mathrm{d}\alpha_p + \frac{\partial F_2}{\partial v_p}\mathrm{d}v_p = 0 \tag{12-91}$$

由以上两式联立求解，可得 $\mathrm{d}\alpha_p$ 和 $\mathrm{d}v_p$ 如下：

$$\mathrm{d}\alpha_p = \frac{F_2\dfrac{\partial F_1}{\partial v_p} - F_1\dfrac{\partial F_2}{\partial \alpha_p}}{\dfrac{\partial F_1}{\partial \alpha_p}\dfrac{\partial F_2}{\partial v_p} - \dfrac{\partial F_1}{\partial v_p}\dfrac{\partial F_2}{\partial \alpha_p}} \tag{12-92}$$

$$\mathrm{d}v_p = \frac{F_2\dfrac{\partial F_1}{\partial v_p} - F_1\dfrac{\partial F_2}{\partial \alpha_p}}{\dfrac{\partial F_1}{\partial v_p}\dfrac{\partial F_2}{\partial \alpha_p} - \dfrac{\partial F_1}{\partial \alpha_p}\dfrac{\partial F_2}{\partial v_p}} \tag{12-93}$$

以上两式中的 F_1 和 F_2 对 α_p 和 v_p 的偏导数，可由式（12-88）和式（12-89）求得：

$$\frac{\partial F_1}{\partial \alpha_p} = C_a H_R\left(2a_1\alpha_p + a_2 v_p + 2a_2\alpha_p \arctan\frac{\alpha_p}{v_p}\right) \tag{12-94}$$

$$\frac{\partial F_1}{\partial v_p} = C_a H_R\left(2a_1\alpha_p - a_2 v_p + 2a_2\alpha_p \arctan\frac{\alpha_p}{v_p}\right) - Q_R - 2C_a C_V Q_R^2 |v_p| \tag{12-95}$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial \alpha_p} = 1 - C_B\left(2a_3\alpha_p + a_4 v_p + 2a_4\alpha_p \arctan\frac{\alpha_p}{v_p}\right) \tag{12-96}$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial v_p} = C_B\left(-2a_3\alpha_p + a_4 v_p - 2a_4\alpha_p \arctan\frac{\alpha_p}{v_p}\right) \tag{12-97}$$

从而求得精确解的近似值 $\alpha_p+\mathrm{d}\alpha_p$ 和 $v_p+\mathrm{d}v_p$。

具体的计算方法和步骤简述如下：

设 $\alpha_p^{(1)}$ 和 $v_p^{(1)}$ 是初估的近似值（一般可用前一时段的 α 和 v 加上前两时段 $\Delta\alpha$ 和 Δv，即 $\alpha+\Delta\alpha$ 和 $v+\Delta v$ 作为初估值），将 $\alpha_p^{(1)}$ 和 $v_p^{(1)}$ 代入式（12-92）、式（12-93），求出 $\mathrm{d}\alpha_p^{(1)}$ 和 $\mathrm{d}v_p^{(1)}$。则逼近精确值的近似解如下：

$$\alpha_p^{(2)} = \alpha_p^{(1)} + \mathrm{d}\alpha_p^{(1)}$$

$$v_p^{(2)} = v_p^{(1)} + \mathrm{d}v_p^{(1)}$$

将和值作为初估值重新代入式（12-92）、式（12-93），又可以求出 $\mathrm{d}\alpha_p^{(2)}$ 和 $\mathrm{d}v_p^{(2)}$。同理可得更精确的近似值。依此类推，直到求出的 $\mathrm{d}\alpha_p$ 和 $\mathrm{d}v_p$ 小于规定的误差，例如 $\mathrm{d}\alpha_p<0.001$，$\mathrm{d}v_p<0.001$。

这时所求得的 $\mathrm{d}\alpha_p$ 和 $\mathrm{d}v_p$，即为满足一定精度要求的精确解，

将其代入相应的公式中即可求出时段末的 M_p、H_p 和 Q_p 等值。这样，可以用所求的各参数值作为下一时段初的已知量，继续按上述步骤进行计算，直到求出所需计算时间的 α_p、v_p、h_p 和 β_p 等值为止。

为了避免求解 $d\alpha_p$ 和 dv_p 时，精度达不到规定要求而出现反复循环，电算时可采用控制循环次数 S 的方法加以限制，比如可在循环 30～40 次时使计算暂停，经分析或修改规定精度或增加循环次数后再投入运算。

图 12-26 是事故停泵水锤的电算框图。其中标识符的意义：$A1$、$B1$、$A2$、$B2$ 分别为插值公式中的系数 a_1、b_1、a_2、b_2；$F1$、$F2$ 为式 (12-88)、(12-89) 中的函数值 F_1 和 F_2；$F1A$、$F1V$ 分别为 F_1 对 α 和 v 的偏导数；$F2A$、$F2V$ 分别为 F_2 对 α 和 v 的偏导数；DA、DV 分别为 α 和 v 的增量 $d\alpha$ 和 dv；其他符号意义同前。

根据图 12-26 电算框图可以编制出不带逆止阀的事故停泵水锤的电算程序。程序运行后打印出不同时刻、不同位置的压力、流量(或流速)、水泵转速等参数。如果将上述参数储存起来，还可以绘出

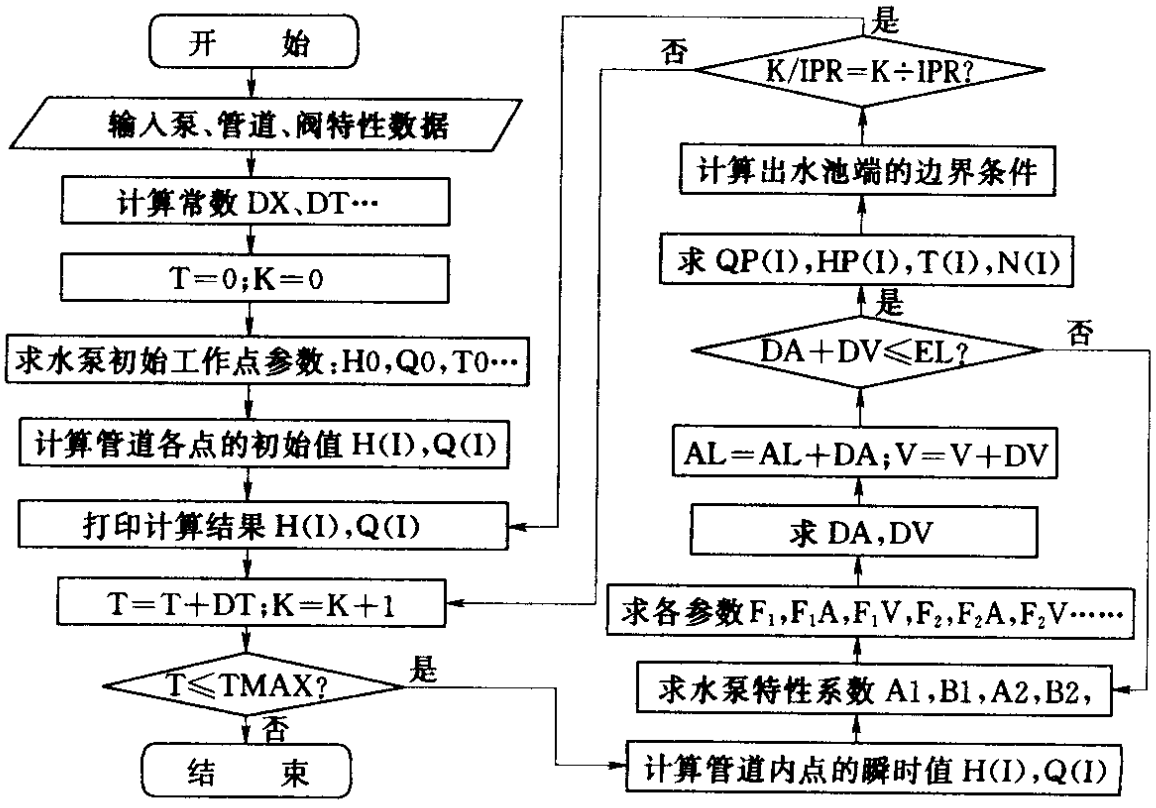


图 12-26　事故停泵水锤的电算框图

不同时段各参数的变化过程线。根据这些过程线可以清楚查出水泵出口和管路各点的最大压力和最小压力、在无逆止阀场合的开始倒流的时间、水泵机组的飞逸转速的大小和出现的时间等。

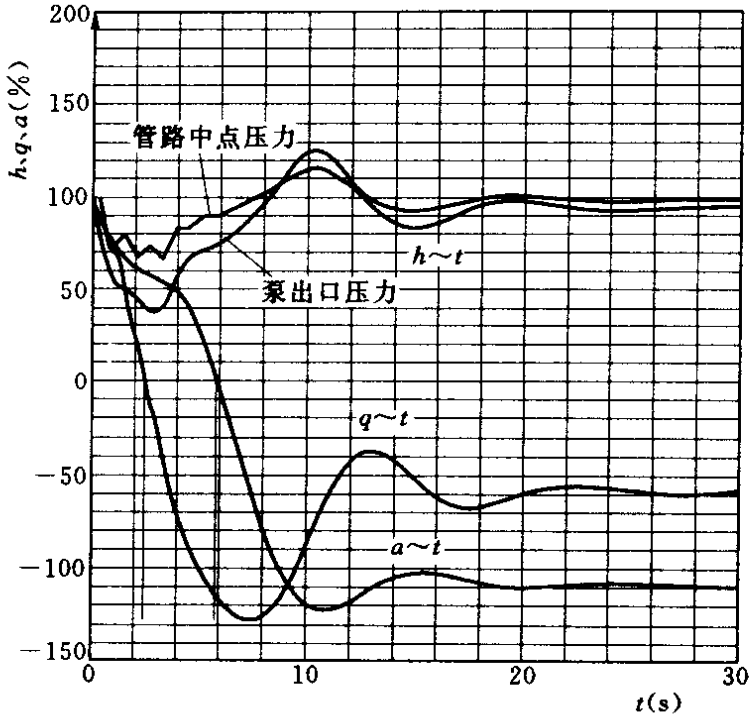


图 12-27　事故停泵水锤计算图（无逆止阀）

图 12-27 为在无逆止阀的情况下，事故停泵的参数变化过程线；图 12-28 为在有逆止阀的情况下，事故停泵的参数变化过程

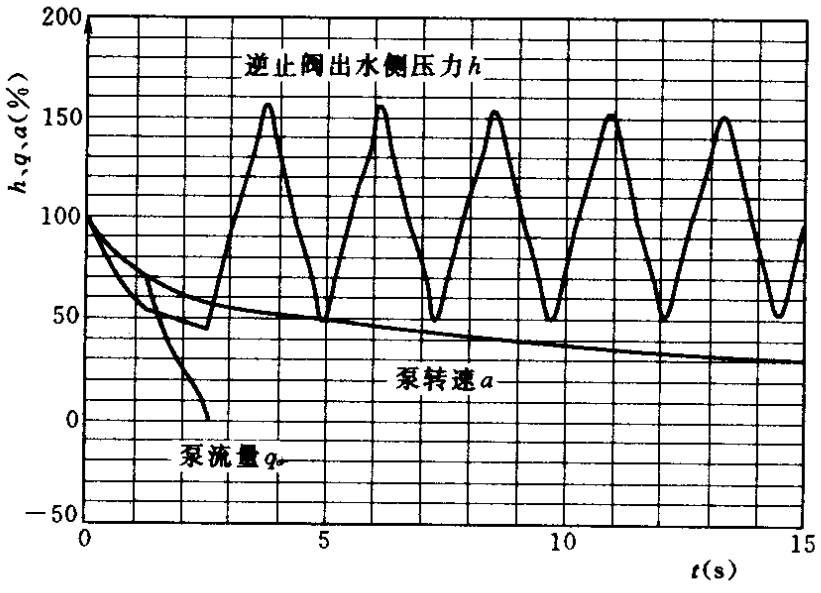


图 12-28　事故停泵水锤计算图（有逆止阀）

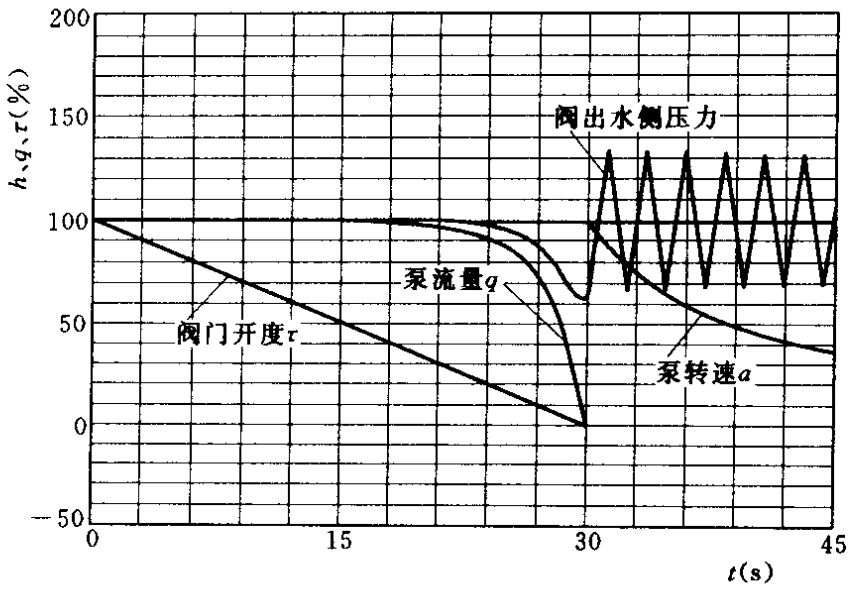


图 12-29　正常停泵水锤计算图（先关阀后断电）

线；图 12-29 为在正常停泵的情况下关阀后的参数变化过程线。尽管这些图均为工程计算实例，不同的泵站计算结果不尽相同，但大致的形状基本不变。例如图 12-27 中水泵出口处的压力变化大于管路中点的压力变化，这是不会改变的；若机组转动惯量 GD^2 增大后，流量为零和转速为零的出现时间将会延迟，水泵出口和管路各点的压力变化幅度将减小，但压力、流量和转速等参数的波动是不可避免的。又如图 12-28 由于安装了逆止阀，事故停泵后和无逆止阀的图 12-27 有根本性的变化，在停泵后 2.5s 时水泵流量降到零，水泵出口压力也降到最低点，随后则急剧上升，并在 3.7s 时达到最大值 155%左右，比图 12-27 所示的最大值有了明显增加，此后将发生比无逆止阀情况更加剧烈的压力振荡，而且需要经过较长时间才能受管路阻力的影响而逐渐衰减。若有关参数发生变化，也许出现流量、转速为零的时间不尽相同，压力振荡幅度大小可能有所区别，但压力振荡总是存在的。再如图 12-29，在正常停泵时，先关闭阀门后再切断电源。从图中可以看出，阀门是在 30s 内按直线规律关闭，切断电源后转速开始下降，压力开始上升。虽然切断电源后的压力变化幅度比图 12-28 有明显减小，但振荡仍然存在。如果阀门关闭时间缩短，压力振荡幅度将

会加大，反之，关闭速度放慢，压力振动幅度将会减小，但变化的趋势是不会变的。根据不同的边界条件和初始条件还可以求出不同场合的不同参数的变化过程线，在此不再详述。

第四节　水锤简易计算法

如上所述，泵站水锤计算方法有图解法和电算法。图解法概念清晰，但计算麻烦；而电算法则可以利用现代化的计算工具，计算速度快，但计算过程一般不容易掌握。为此，不少学者和工程技术人员利用大量计算成果，绘制出各种计算图表，大大简化了水锤计算。这就是所谓的水锤简易计算法。下面介绍几种简易计算方法。

一、帕马金简易计算方法

美国工程师J·帕马金最早提出了一组图解曲线（图12-30）。其图解方法是先求出管道特性参数2ρ、水泵机组转子的惯性系数K和水锤波在管道中往返一次需要的时间$\frac{2L}{a}$，然后求出乘积$K\frac{2L}{a}$，即可在曲线的纵坐标上查出水泵出口处的最大降压和最大升压、管道中点的最大降压和最大升压、水泵最大的倒转转速、水泵开始倒流的时间、水泵转速为零的时间、水泵达到最大倒转转速的时间等数据。其中，

$$2\rho=\frac{av_0}{gH_0} \tag{12-98}$$

$$K=\frac{1.79\times10^3\times Q_RH_R}{GD^2\eta n_R^2}=\frac{182.5P_R}{GD^2n_R^2}$$

$$K\left(\frac{2L}{a}\right)=\frac{182.5P_R}{GD^2n_R^2}\frac{2L}{a}=\frac{365P_RL}{aGD^2n_R^2} \tag{12-99}$$

式中：v_0、H_0分别为水锤发生初始的管中流速，m/s、扬程，m；a为水锤波传播速度，m/s；Q_R、H_R、η和P_R分别为水泵额定工况下水泵流量，m^3/s、扬程，m、效率%和轴功率，kW；n_R为水

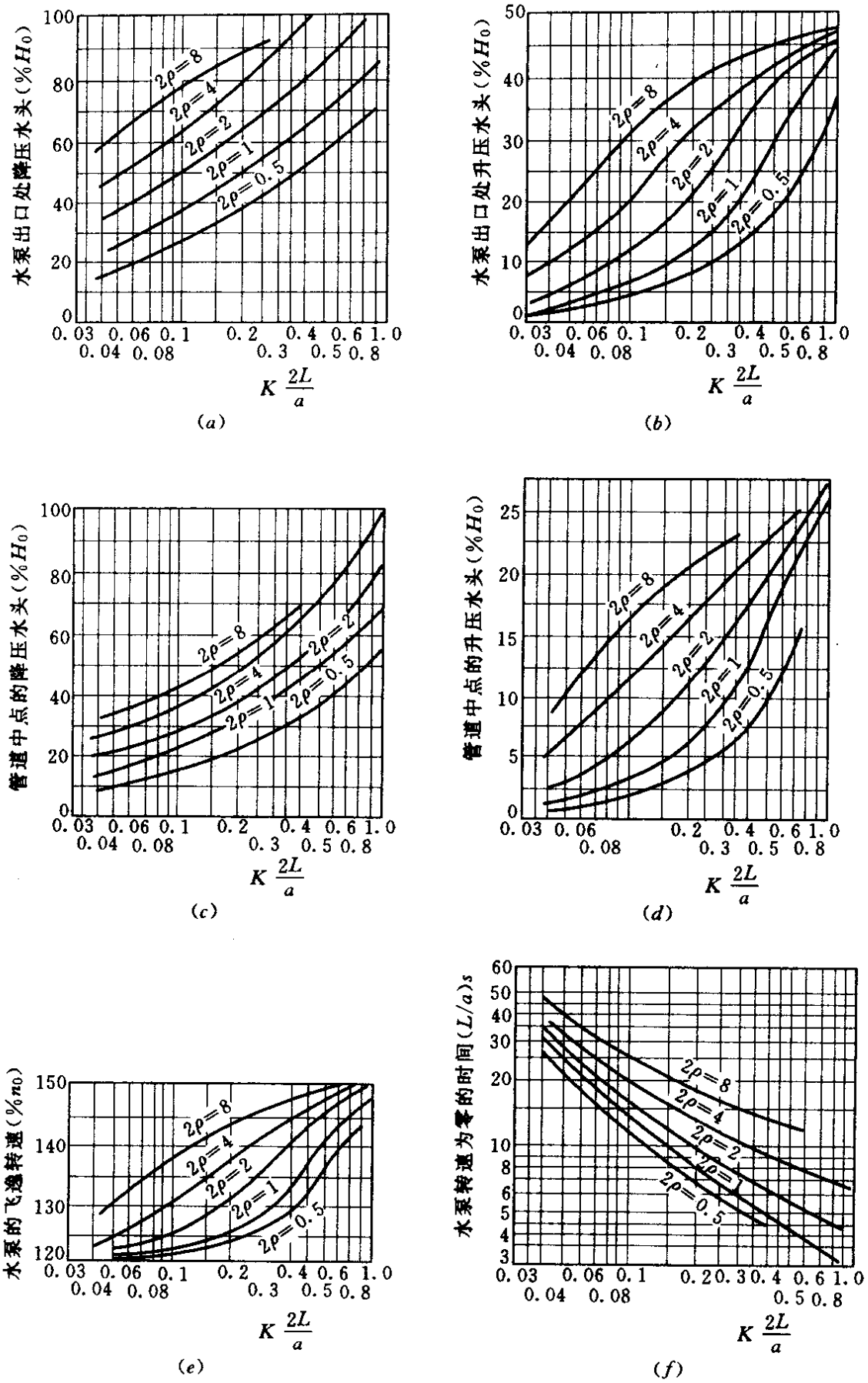


图 12-30　帕马金水锤图解曲线（一）

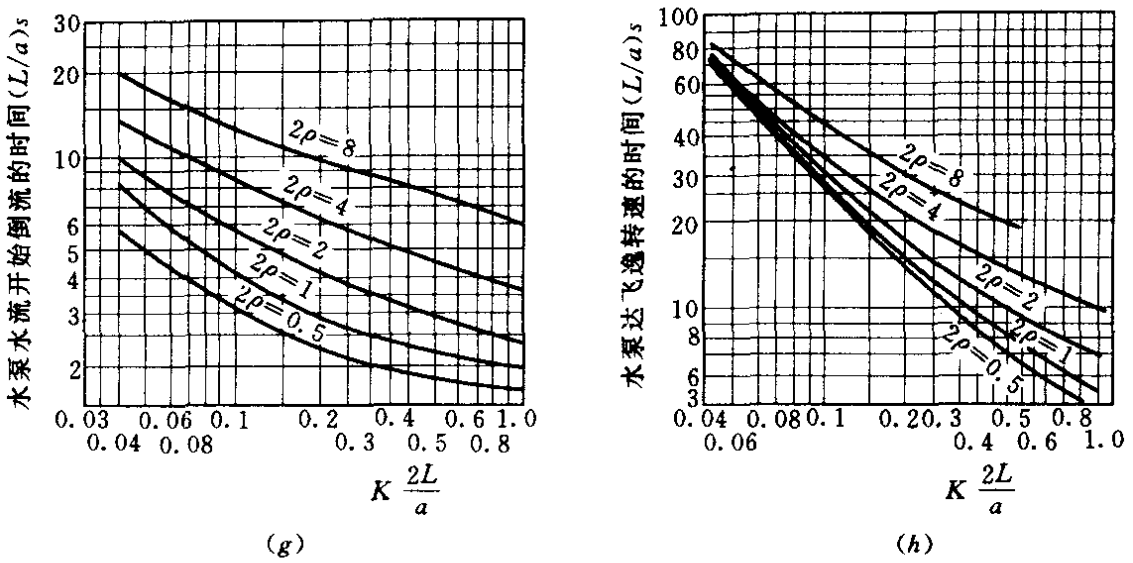


图 12-30　帕马金水锤图解曲线（二）

泵额定转速，r/min；GD^2 为机组转动部分的飞轮惯量，t·m²，初略估计时，可从有关样本、手册中查取电动机的 GD^2。如计入水泵时，再加大 10%；L 为出水管长度，m。

图 12-30 共有 8 幅计算图，每幅又有 2ρ 分别为 0.5、1、2、4、8 的 5 条曲线。为此，可以根据式（12-98）、式（12-99）和泵站的相关参数求出 2ρ 和 $K\frac{2L}{a}$，查出有关水锤计算的最不利参数。值得注意的是，这些参数均为无量纲相对比值。其中，水泵出口和管道中点的升压和降压应为图中查出的相对值与水泵的初始扬程 H_0 的乘积；各时间参量应为图中查出的相对值与水锤波单程传播时间（半相）L/a 的乘积；最大倒转转速为相对值与水泵的额定转速的乘积。如果计算出的 2ρ 不是正好在图中的曲线上时，可以用插值的方法确定与其对应的纵坐标值。

在水泵出口装有逆止阀时的事故停泵水锤过程中，水流开始倒流后，在倒泄水流的作用下，逆止阀迅速关闭。若忽略管道阻力损失，在逆止阀处的压力水头升高约等于开始倒流的瞬间最大降压水头。估算水泵出口装有逆止阀的事故停泵水锤值时，可用图 12-30 (a)、(c)分别求出水泵出口处和管道中点处的最大降压水头值，然后将其绝对值分别加于水泵处和管道中点处的正常压力水头，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。

二、富泽清治停泵水锤简易计算方法

日本的富泽清治根据电子计算机数百种水锤解析资料归纳出计算曲线图。该计算方法是考虑了管道的阻力损失以及长管道系统可能产生水柱分离的事故停泵水锤的简易计算方法。

（一）基本数据

（1）泵的规格和台数：形式、流量、总扬程、转速、水泵效率、水泵台数。

（2）运行状态：串联或并联、最大流量、进水池水位、出水池水位、运行实际扬程的范围、末端的剩余压力。

（3）动力机的规格：形式、输出功率、电压、频率、极数、转速。

（4）阀门种类和特性：形式、口径、驱动方式。

（5）出水管路：布设状况、管材种类、管长、管壁厚、固定方式。

（二）计算步骤

1. 泵各项参数

（1）使用台数：N 台；

（2）水泵流量（单泵）：Q_n（m^3/s）；

（3）水泵总扬程：H_n（m）；

（4）水泵转速：N_n（r/min）；

（5）水泵效率：η_n；

（6）水泵轴功率：$P_n=\dfrac{\rho g Q_n H_n}{1000\eta_n}$（kW）；

（7）水泵转矩：$M_n=\dfrac{974P_n}{N_n}$（kgf·m）；

（8）流体密度：常温清水，$\rho=1000$（kg/m^3）；

（9）动力机输出功率：P（kW）；

（10）动力机转子体的转动惯量：GDm^2（$kgf\cdot m^2$）；

（11）水泵转子体的转动惯量：GD_p^2（$kgf\cdot m^2$）；

（12）总转动惯量：$GD^2=GDm^2+GD_p^2$（$kgf\cdot m^2$）；

（13）水泵的惯性系数 K：

$$K=\frac{375M_n}{GD^2N_n} \tag{12-100}$$

当安装 2 台以上性能不同的水泵时，有必要分别对各台水泵进行求解，然后再按内插法进行修正：①计算各台泵的 K_i 值；②将各台泵的值与出水流量按比例进行修正内插，例如，若各自流量取作 Q_1、Q_2，设泵的惯性系数为 K_1、K_2，则等价惯性系数 K_i：

$$K_i=\frac{Q_1K_1+Q_2K_2}{Q_1+Q_2} \tag{12-101}$$

2. 基本数据的计算

（1）出水管内的流速：v_n

$$v_n=\frac{Q}{\pi D^2/4}(\mathrm{m/s}) \tag{12-102a}$$

式中：D 为管道直径，m；Q 为管道内通过的流量，$\mathrm{m^3/s}$。

当出水管口径沿程变化时，可用下式先求出各段的流速 v_i，然后计算等效流速 v_n。

$$v_i=\frac{Q}{\pi D_i^2/4}\quad v_n=\frac{\sum(L_iv_i)}{\sum L_i} \tag{12-102b}$$

式中：的 L_i 为各段管道的长度，m。

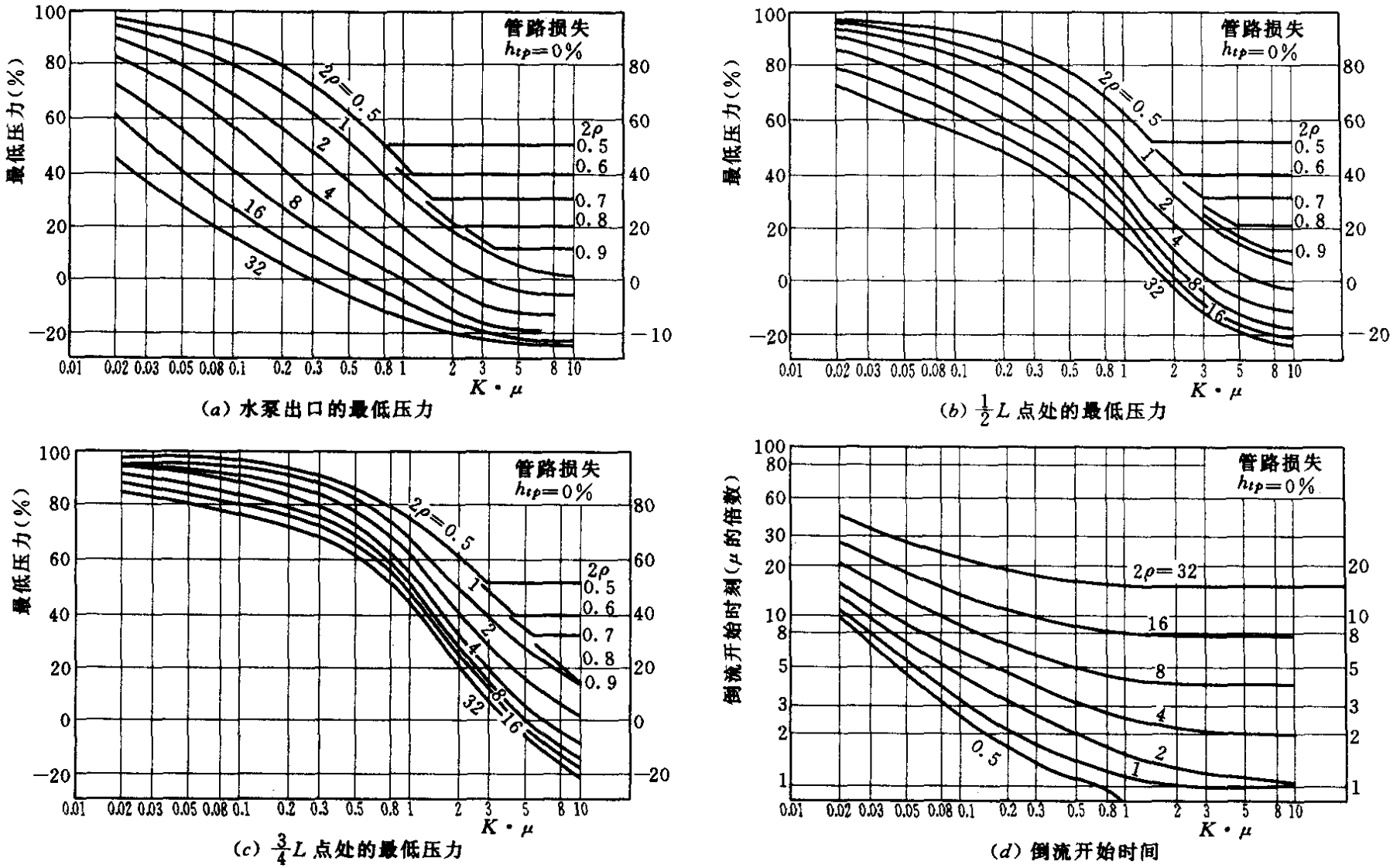
（2）水锤波的传播速度 a：

$$a=\frac{1425}{\sqrt{1+\frac{k}{E}\frac{D}{t}}}(\mathrm{m/s}) \tag{12-103a}$$

式中：k 为水的弹性模量，$k=2.07\times10^8\mathrm{kgf/m^2}$❶；$E$ 为管材的纵向弹性模量，$\mathrm{kgf/m^2}$。其中钢管的 $E=2.1\times10^{10}\mathrm{kgf/m^2}$；压延管为 $1.6\times10^{10}\mathrm{kgf/m^2}$；铸铁管为 $1.1\times10^{10}\mathrm{kgf/m^2}$；预应力混凝土管为 $0.4\times10^{10}\mathrm{kgf/m^2}$；离心力混凝土管为 $0.2\times10^{10}\mathrm{kgf/m^2}$；石棉管为 $0.2\times10^{10}\mathrm{kgf/m^2}$；硬质聚氯乙烯管为 $0.03\times10^{10}\mathrm{kgf/m^2}$；强化塑胶管为 $(0.115\sim0.23)\times10^{10}\mathrm{kgf/m^2}$；$t$ 为管壁厚度。

---

❶ $1\mathrm{kgf/cm^2}=9.8\times10^4\ \mathrm{Pa}$，下同。



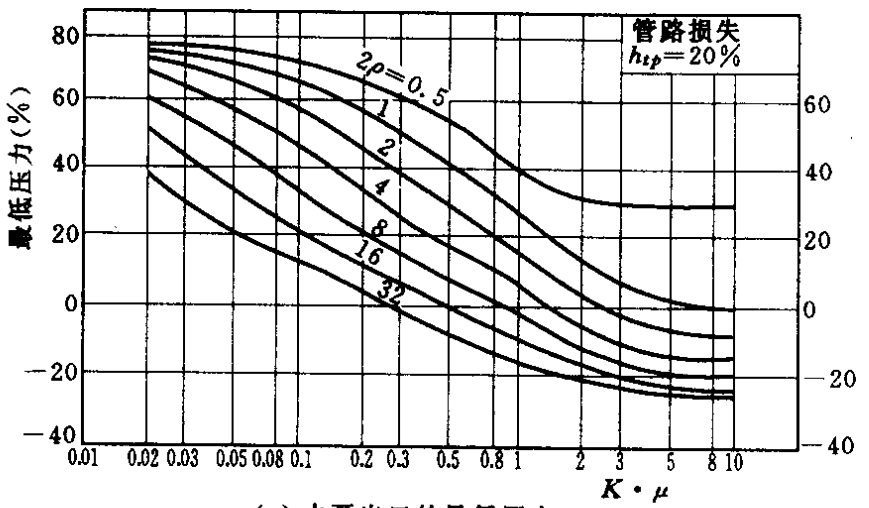
(a) 水泵出口的最低压力

(b) $\frac{1}{2}L$ 点处的最低压力

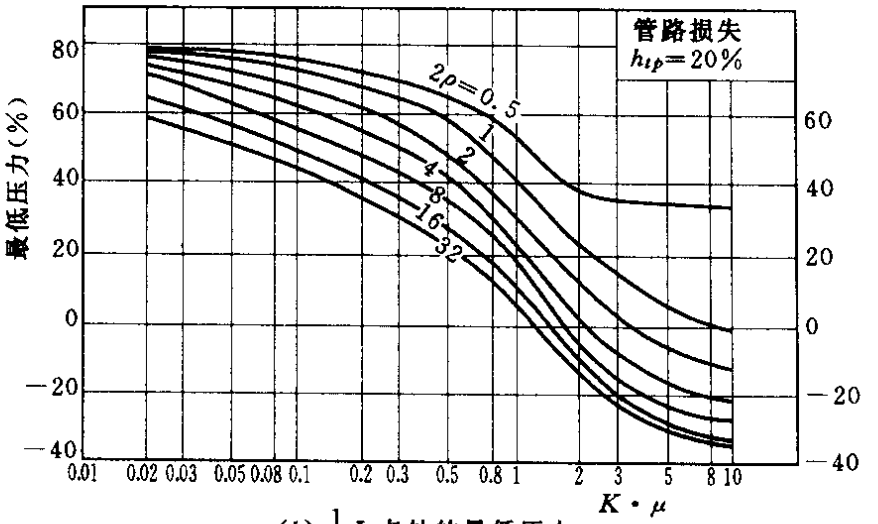
(c) $\frac{3}{4}L$ 点处的最低压力

(d) 倒流开始时间

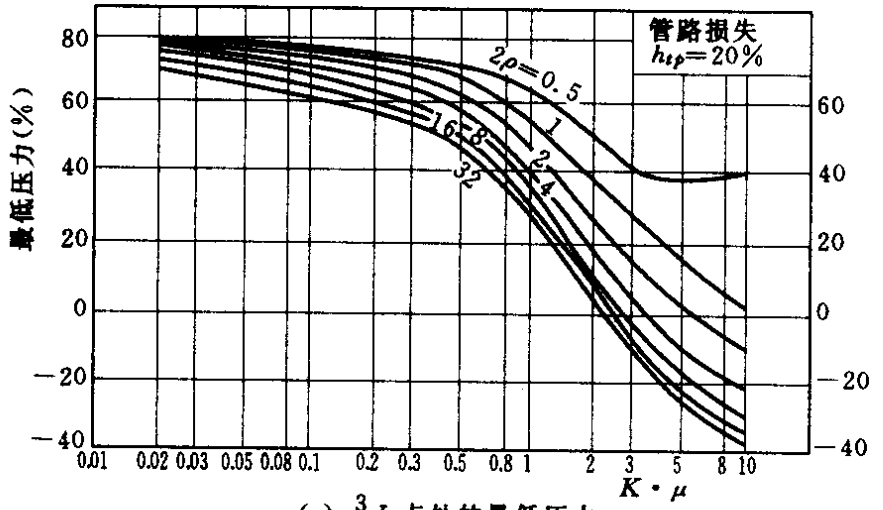
图 12-31 水锤简易计算图之一(h_{tp}=0%)



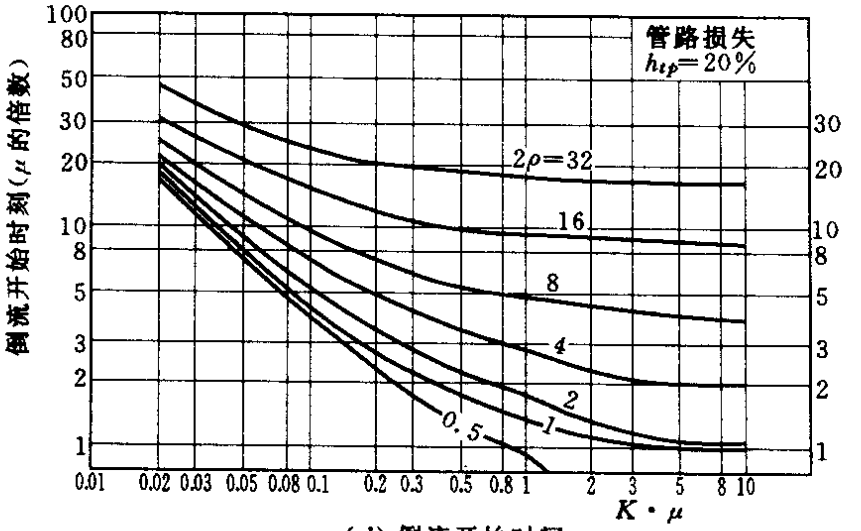
(a) 水泵出口的最低压力



(b) $\frac{1}{2}L$ 点处的最低压力

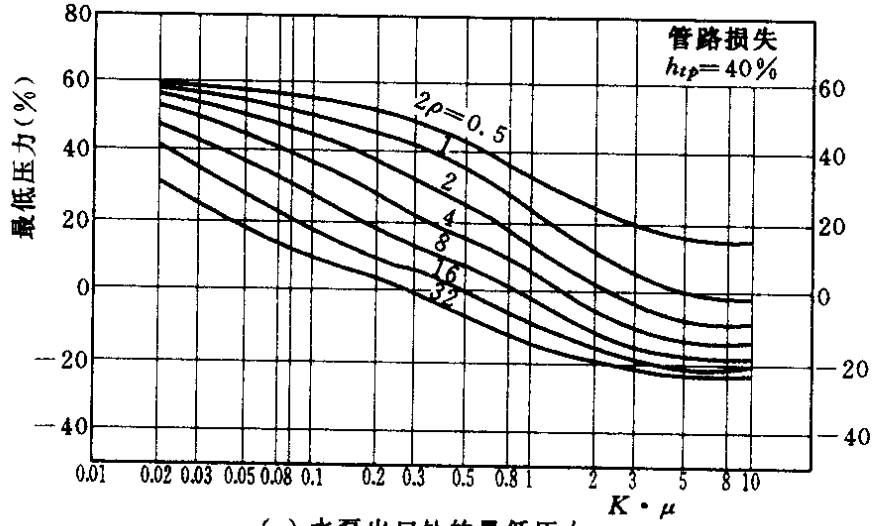


(c) $\frac{3}{4}L$ 点处的最低压力

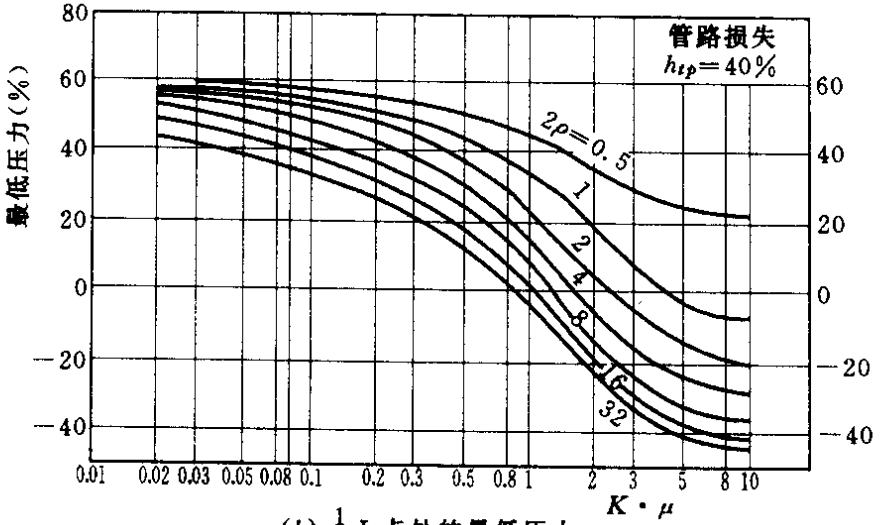


(d) 倒流开始时间

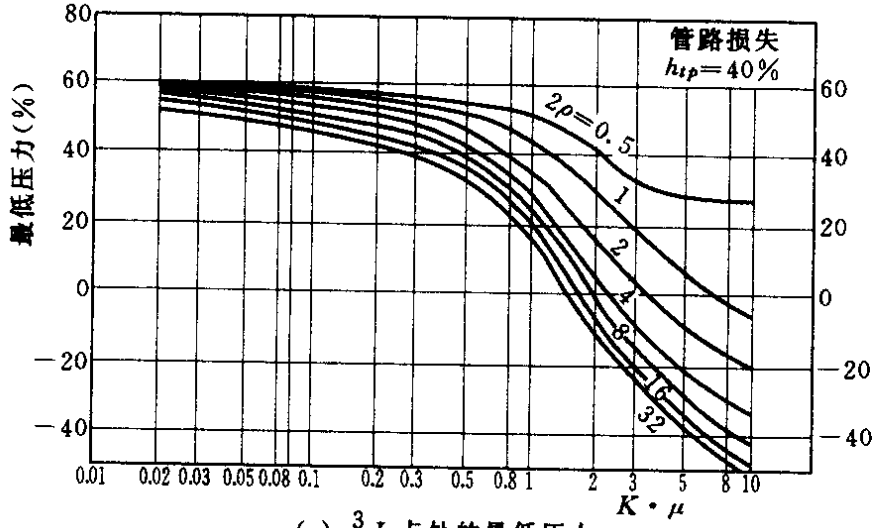
图 12-32 水锤简易计算图之二(h_{tp}=20%)



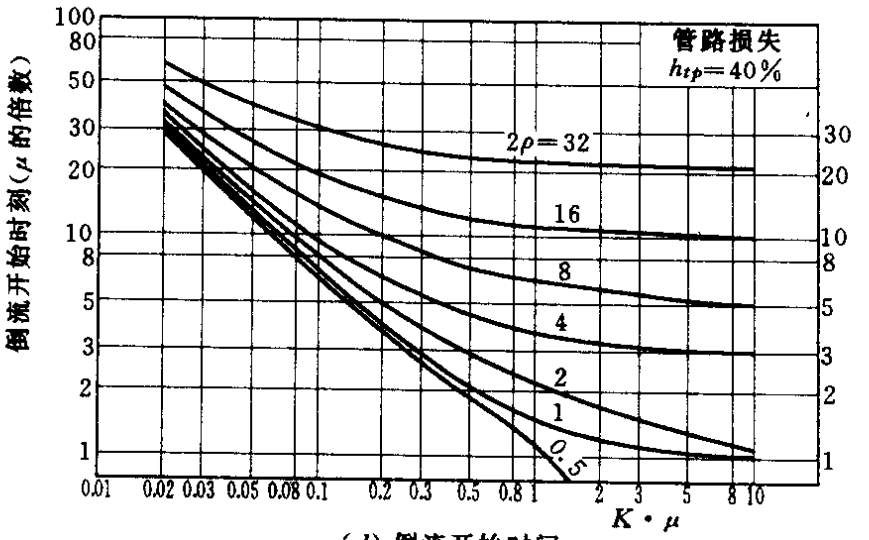
(a) 水泵出口处的最低压力



(b) $\frac{1}{2}L$ 点处的最低压力

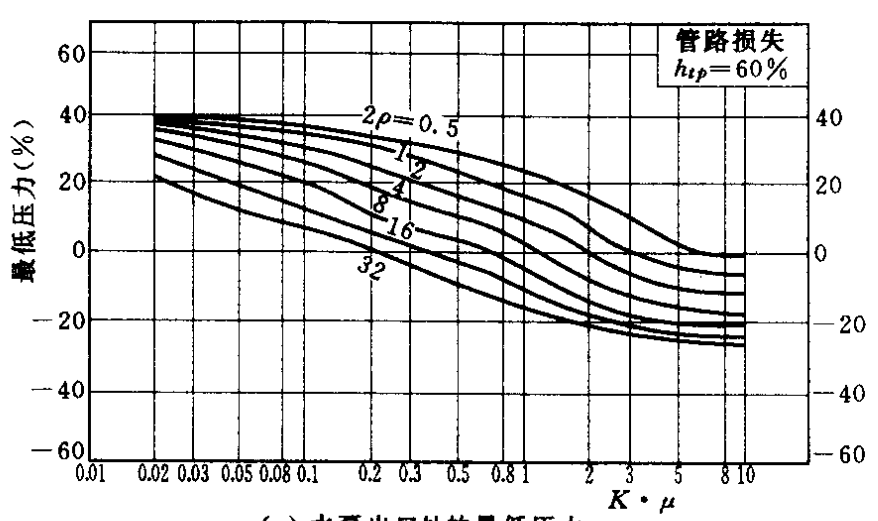


(c) $\frac{3}{4}L$ 点处的最低压力

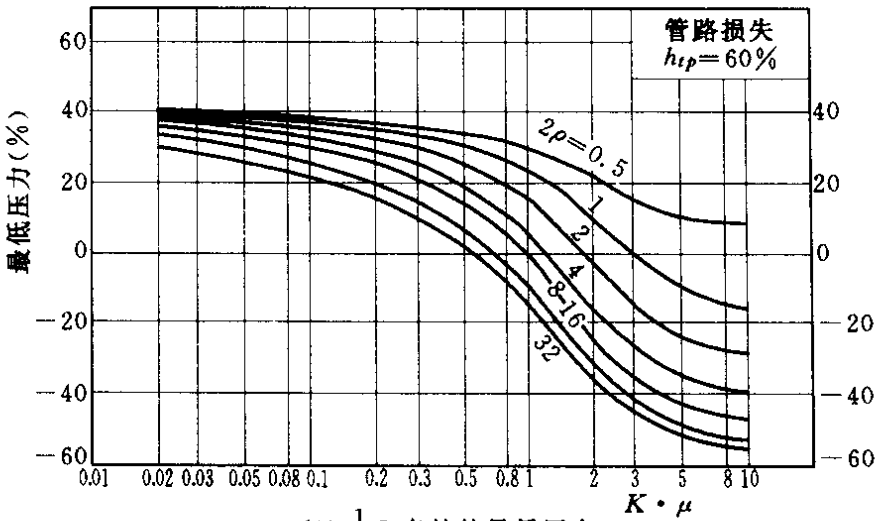


(d) 倒流开始时间

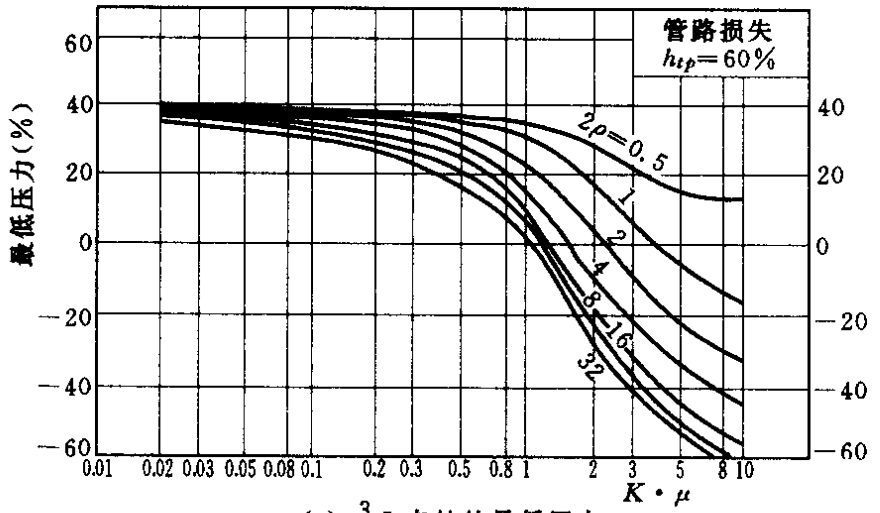
图 12-33 水锤简易计算图之三(h_{tp}=40%)



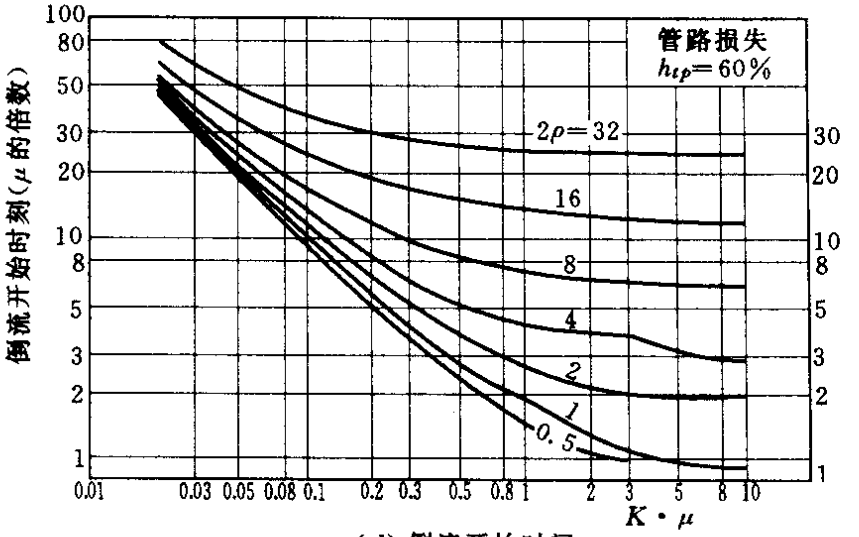
(a) 水泵出口处的最低压力



(b) $\frac{1}{2}L$ 点处的最低压力

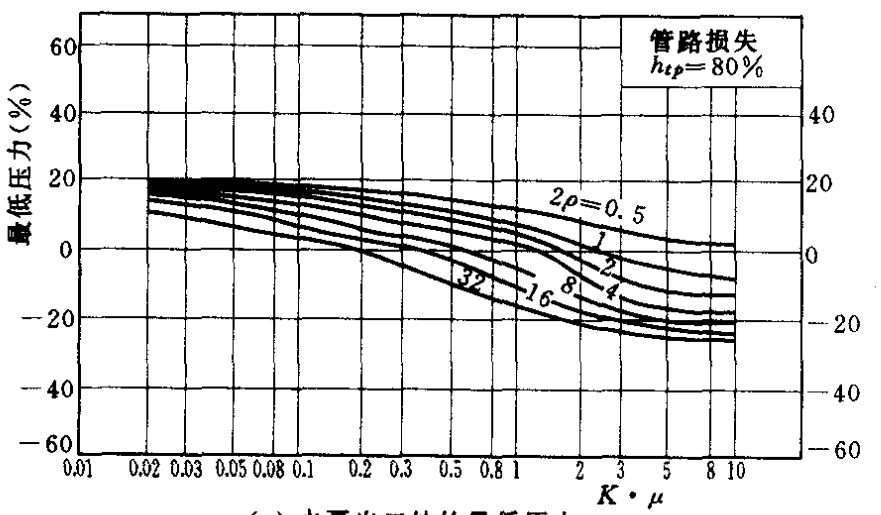


(c) $\frac{3}{4}L$ 点处的最低压力

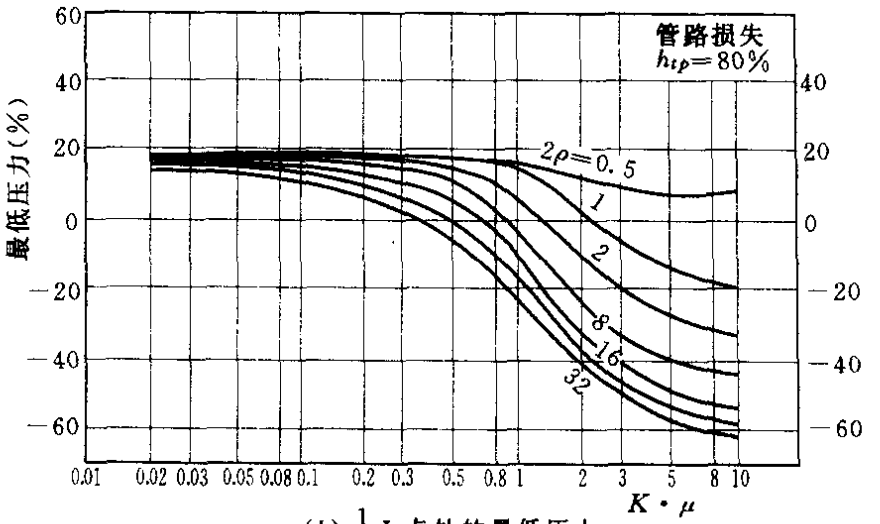


(d) 倒流开始时间

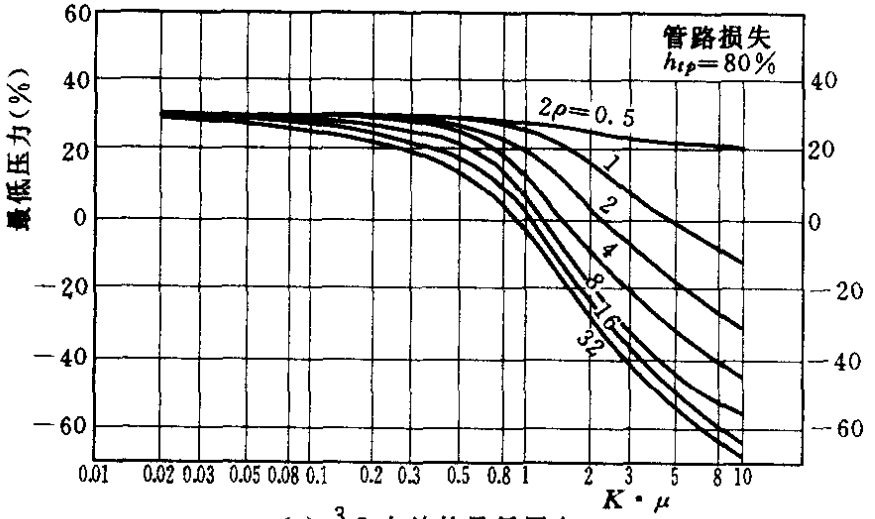
图 12-34　水锤简易计算图之四(h_{tp}=60%)



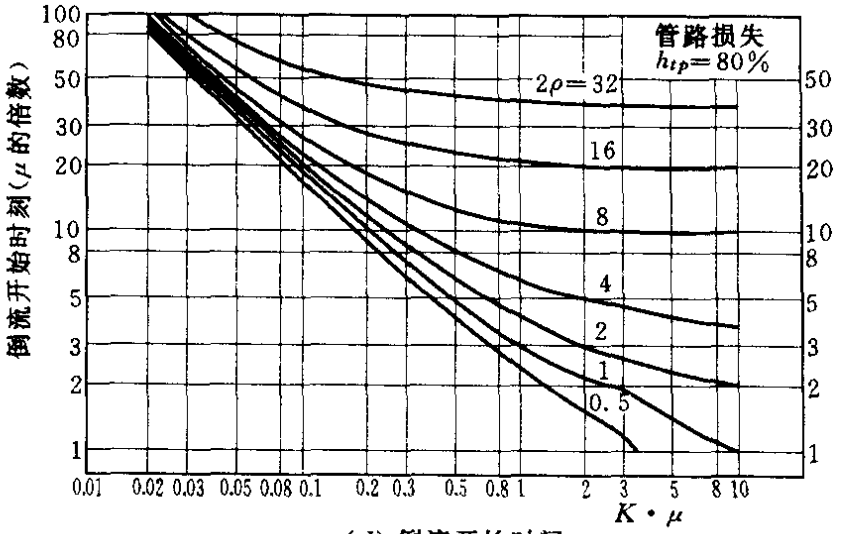
(a) 水泵出口处的最低压力



(b) $\frac{1}{2}L$ 点处的最低压力



(c) $\frac{3}{4}L$ 点处的最低压力



(d) 倒流开始时间

图 12-35　水锤简易计算图之五(h_{tp}=80%)

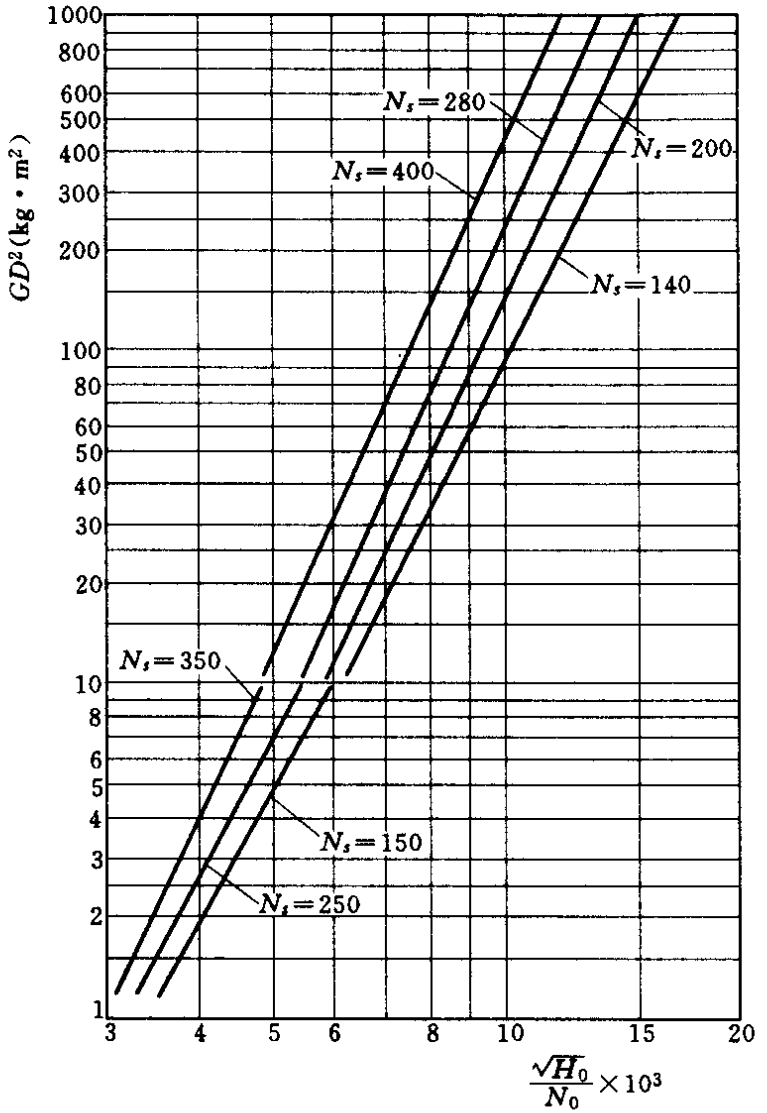


图 12-36　双吸蜗壳离心泵的 GD^2

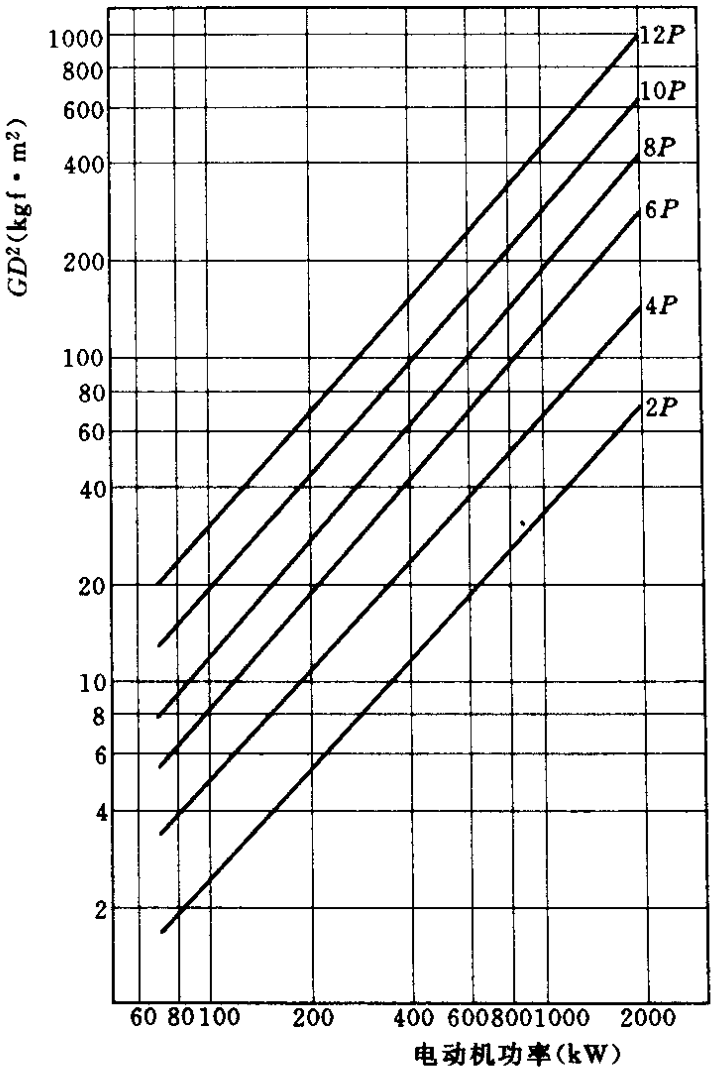


图 12-37　鼠笼式电动机的 GD^2

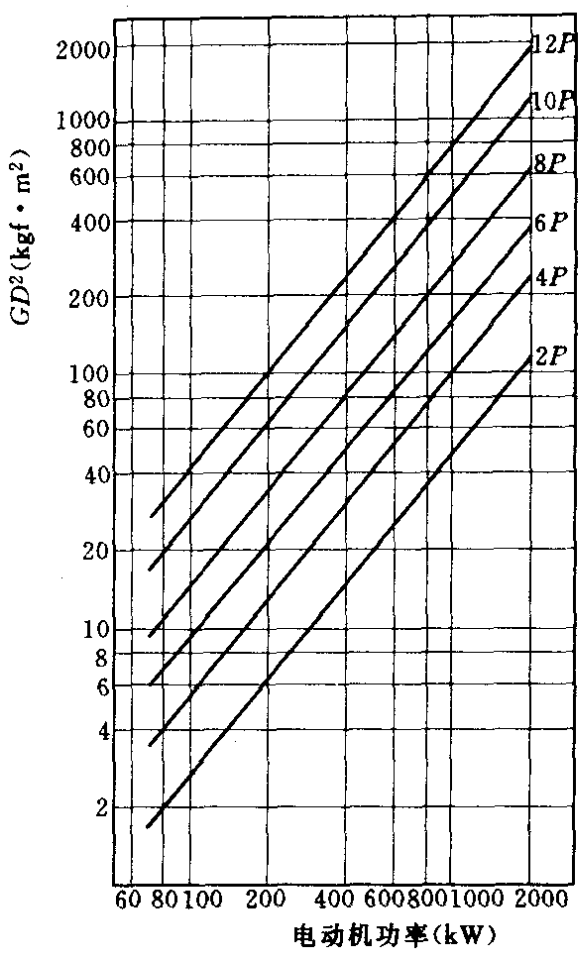


图 12-38 绕线式电动机的 GD^2（3kV）

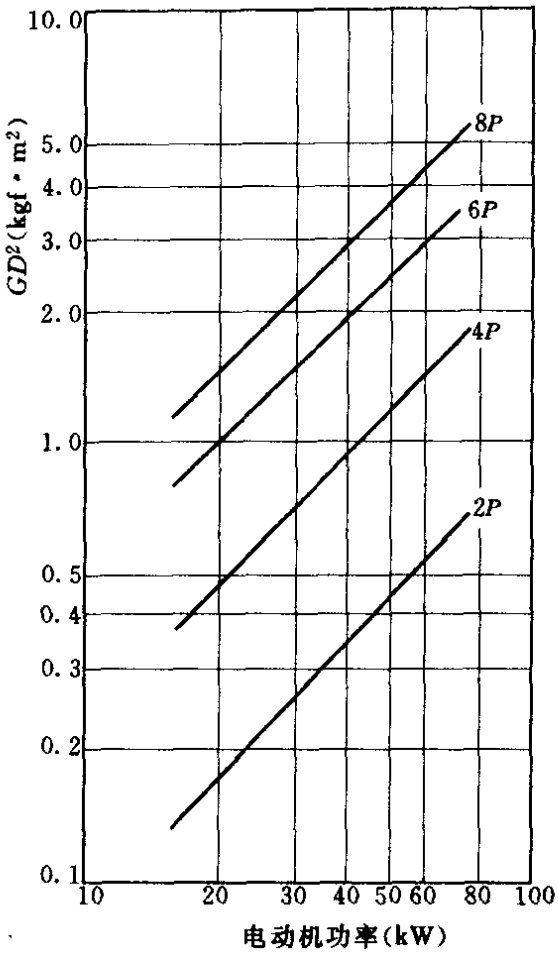


图 12-39 绕线式电动机的 GD^2（400V）

当出水管的管径、管壁厚、或管材沿程变化时，各管段的水锤波的传播速度 a_i 为：

$$a_i = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{k}{E_i}\frac{D_i}{t_i}}} \tag{12-103b}$$

利用上式求出的数值，按下式可求出等价的水锤波传播速度：

$$a = \frac{\sum L_i}{\sum\left(\frac{L_i}{a}\right)L_i} \tag{12-103c}$$

（3）管道常数 2ρ：

$$2\rho = \frac{a_i v_n}{g H_n} \tag{12-104}$$

如果出水管道的直径或管材沿流程变化时，a_i 和 v_i 可用式（12-103b）和（12-102b）求出的等价值代入上式进行计算。

（4）水锤波往返一次的时间 μ：

$$\mu = \frac{2L}{a} \tag{12-105}$$

当 a 沿程变化时，可采用式（12-103c）所得的等价值来计算。该值越大，就意味着管道越长，水泵突然停泵的压力波动表示出水管内流体具有的惯性力影响其后的压力变化，也意味着水泵装置具有的转动惯量 GD^2 影响很小。

（5）$K\mu$ 值的计算

该值为简易计算图的横坐标，可用下式计算：

$$K\mu = \frac{375M_n}{GD^2N_n}\frac{2L}{a} \tag{12-106}$$

3. 简易计算图及其应用

该方法的水锤简易计算图见图 12-31～图 12-35，分别表示管路阻力损失为 0%、20%、40%、60%、80%时的不同位置（泵出口、1/2L、3/4L）的压力和机组从停机到开始倒流的时间。

应用该图时应该注意以下事项：①当出水管的阻力损失与图中的损失不同时，可以先利用两张相近的图分别求出相应参数，然后按所求参数与管路损失的直线关系插值，求出相应参数；②一般，对于出水管为压力上升问题时，用管路损失较小的图求出的压力上升值将大于实际值。相反，用管路损失较大的图求出的压力上升值将小于实际值；③对于负压问题，用管路损失大的图求出的值将会大于实际值，相反，用管路损失小的图求出的值将会小于实际值。

水泵和电动机的飞轮惯量 GD_F^2 可从图 12-36～图 12-39 查得。

第五节　水锤防护措施

在工程实际中，在什么情况下容易发生水锤破坏，需要进行

水锤计算并采取防护措施，有哪些防护措施等问题是工程技术人员所关心的问题，也是本章主要介绍的内容。

一、泵站水锤现象的判断

输水泵站工程中水泵机组开停泵或阀门快速操作时出水管路是否会发生水锤现象可以根据以下情况进行判断：

（1）实际扬程大于10m，出水管的长度大于实际扬程20倍的场合。

（2）出水管内的流速是否超过1m/s。

（3）出水管路的布置是否有突起部分。突起部分容易滞留空气，容易出现负压和水柱分离。

（4）出水管的阻力损失是否超过供水压力的30%～40%。在某些情况下虽然无须担心压力上升，但在出水管中点之后靠近末端处容易发生水柱分离现象。

（5）是否在未关闭阀门的情况下启动水泵。

（6）在采用立式泵或其他情况下，水泵和出水管之间是否有残留空气或未能将空气完全排除。

（7）开闭阀门的操作时间是否短于水锤波的一个往返周期T。当阀门的操作时间超过4～5T时，管道内很少出现较大的压力变动。

二、水锤防护措施

停泵水锤首先出现的是压力降低。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。如果降压有可能导致水柱分离再弥合，将可能加剧水锤升压的发生。所以，水锤防护措施主要有防止降压（形成负压）和防止水锤升压两类，也有的可以同时具有防止降压和升压功能。

图12-40为水泵装置中出水管路中的水锤防护措施示例。现将图中各种水锤防护措施简要介绍如下。

（一）飞轮

飞轮安装在水泵与电动机之间（见图12-41），主要用于增加水泵机组转子体的转动惯量GD^2。根据水泵机组的惯性方程［见

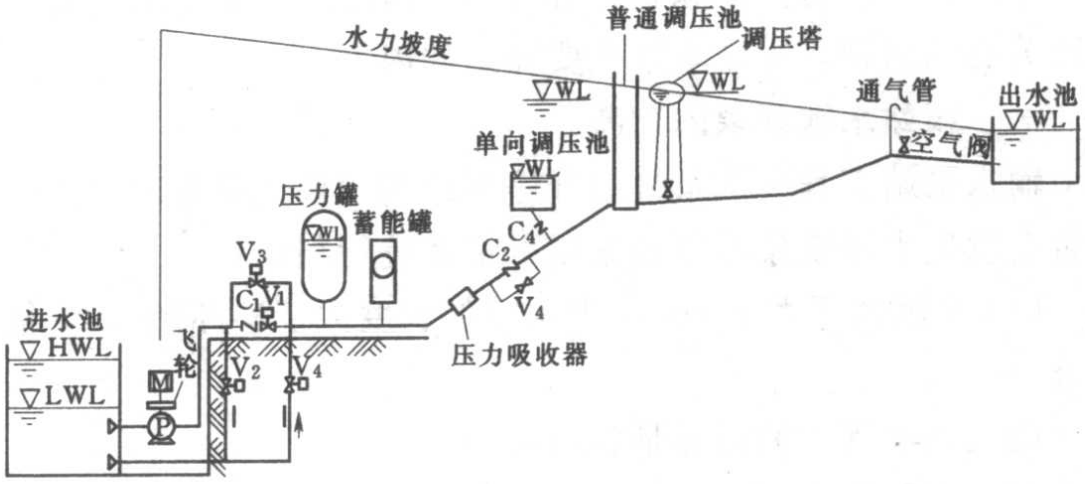


图 12-40　水锤防护措施示例

式 (12-38)]，GD^2 的增大，将使机组的转速变化减小，即停泵后，可延长机组正转时间，也可延缓反转开始时间，从而可以减小管中压力下降，防止水柱分离现象出现，也可以防止水泵倒转后的压力上升。

飞轮的尺寸确定可见本节实例（见后），这里不再详述。

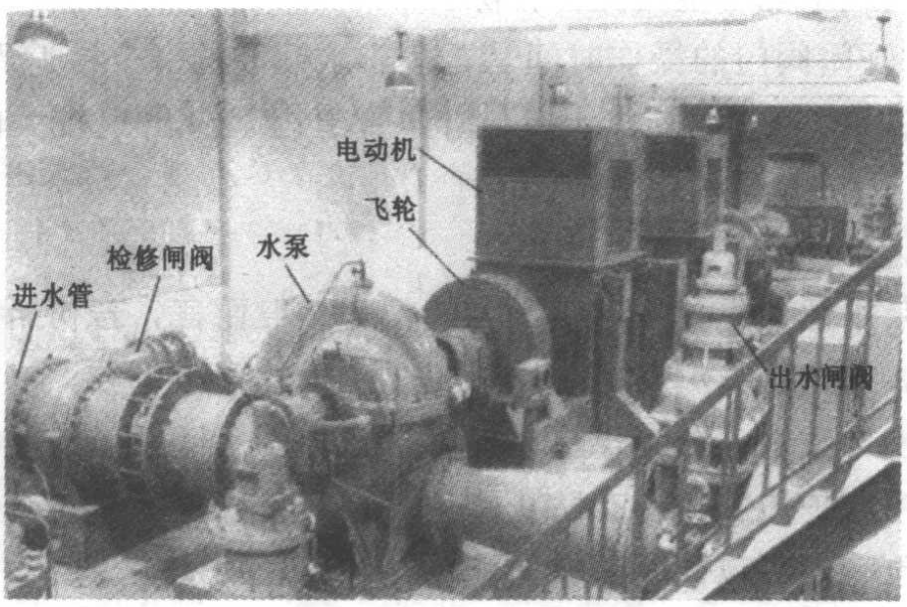


图 12-41　飞轮照片

飞轮形式有专用飞轮和兼用飞轮两种。图 12-42（a）为专用飞轮，图 12-42（b）为兼有联轴器功能的飞轮。前者需设置专门的飞轮支架，增加的泵房面积和工程投资大于后者。

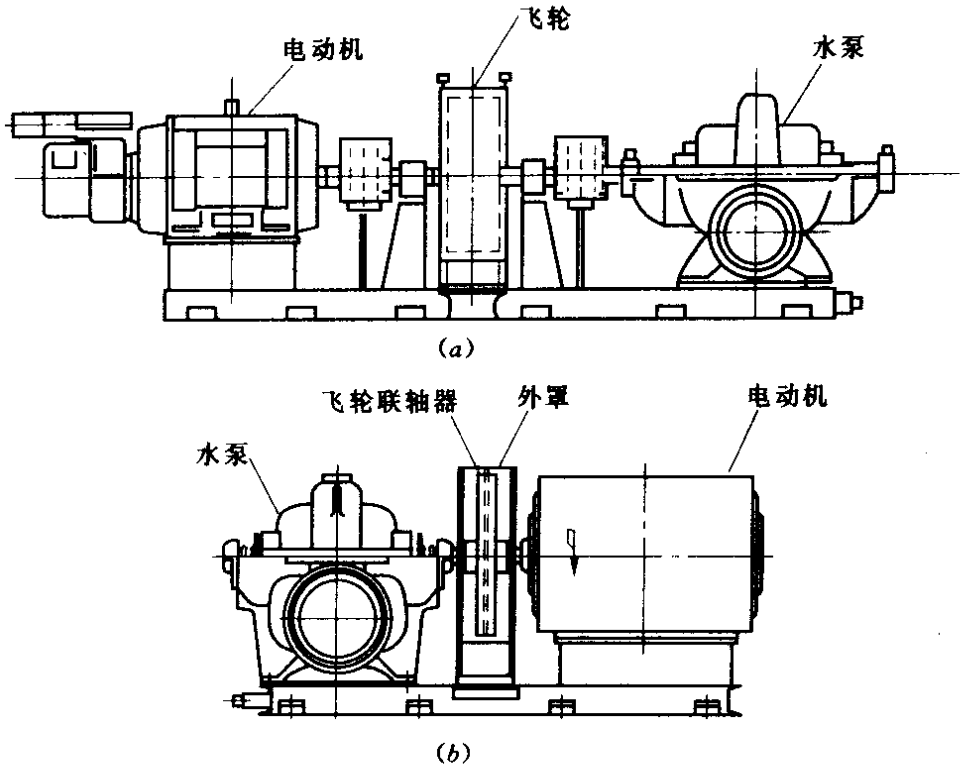


图 12-42　飞轮形式

这种措施一般适用于出水管道较短的泵站。由于增大了启动阻力矩，可能使机组启动产生困难。因此，采用此类防护措施时应校核电动机是否满足机组启动力矩的要求。

（二）阀门

在泵站的出水管或输水管道中，可能有很多形式的阀门，应根据需要具体分析后进行选择。这里介绍的是与水锤防护有关的阀门。

1．截流阀 V_1

图 12-40 中的闸阀 V_1 是水泵的主阀门，通常用于①水泵启动抽真空时使水泵和管道隔断，以减少抽气体积，减少启动时间；②控制水泵的运行工况，如调节流量等。因此，该阀本来并不是水锤防护阀门，但该阀的开启和关闭速度将会影响管路压力变化。所以，闸阀的开启和关闭速度必须满足水锤防护要求。截流阀的种类很多，常见的有闸阀、蝶阀等，具体形式见第十章图 10-8、图 10-12。

2. 逆止阀

图 12-40 中的 C_1 是安装在水泵出口处的逆止阀，其功能是：①在水泵停机后能够及时关闭，截断管路中的水流，防止水泵机组长时间的倒转和管路中长时间的倒流；②对于多台泵并联的场合，为了调节流量需要增减机组台数，或部分机组出现故障后需要退出运行时，逆止阀往往是不可忽略的。但因该阀的阻力损失大，并在事故停泵后反向高速水流的作用下快速关闭而引起很大的水锤增压，故在一般的情况下，经过论证后可以取消逆止阀。在非装不可的情况下，应根据压力变化选用急闭或缓闭逆止阀。

图 12-40 中的 C_2 是安装在管路中间的逆止阀。C_2 将起到将管路分成两段，使水锤计算中的管长 L 减小，从而可以达到减小 C_1 处的压力升高的作用。逆止阀的形式见图 10-14。

另外，在第十章中介绍的回转阀（见图 10-16），可以同时具有截流和防止倒流的功能，在按要求设定关闭程序后，也可以用于水锤防护。这样，既可以减小泵房空间，减少设备投资，同时还可以满足使用要求。

3. 旁通阀

在管路中根据需要常常设有旁通管。用于控制旁通管流量的阀门即为旁通阀。旁通阀的形式一般为手动闸阀或电磁阀。

图 12-40 中的 V_2 是将水泵和主阀 V_1 隔离的阀门。如果在水泵与主阀之间有残留空气存在，一旦水泵启动，将可能产生很高的压力变化。为了避免这种情况出现，在水泵启动时，必须首先打开阀门 V_2，将出水管内的空气完全排除后才能启动水泵；

图 12-40 中的 V_4 设在逆止阀与进水池的旁通管上，在出水侧压力异常升高时，开启 V_4 后，可以将该压力释放到进水池。另外，在出水侧压力突然降低时也可以从进水池补水。这种阀门也称为压力波动消除器；

图 12-40 中的 V_3 和 V_5 是逆止阀 C_1 和 C_2 旁通管上的阀门，主要用于放空管内水流。如果能够控制开关速度，该阀也能起到水锤防护作用。

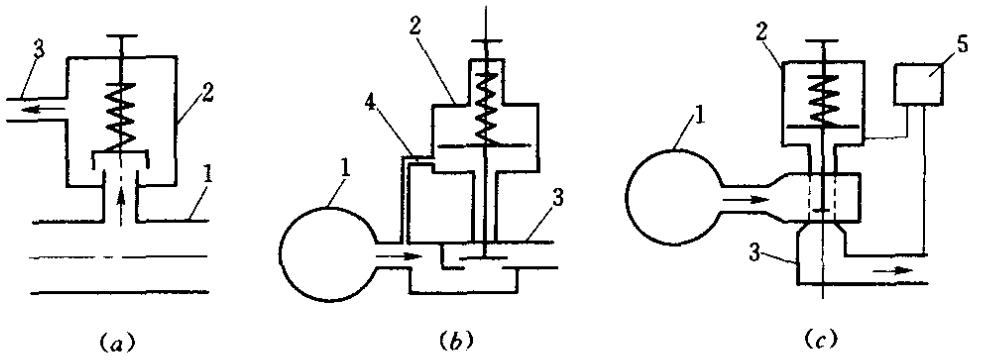


图 12-43　安全阀

1—主管道；2—安全阀；3—泄水管；4—旁通管；5—控制器

4. 安全阀

图 12-43（*a*）为安全阀示意图，主要用于防止压力上升。阀门弹簧的压紧程度可以根据水锤防护要求设定。当管内压力小于设定压力时，安全阀关闭；当管道压力超过设定压力时，阀门开启，泄出部分流量，降低管内压力，以确保管道安全。

图 12-43（*b*）又称为减压阀，其工作原理与（*a*）相同，不同点在于阀门上游侧压力超过设定压力越大，阀门开度也越大。另外，该阀的开启和关闭存在滞后现象。

图 12-43（*c*）又称为调压阀，是一种由控制器控制的节流阀。它是通过接力器来开启和关闭的。开启和关闭时间均可事先设定。该阀一般安装在水泵出水侧。水泵动力中断后，此阀迅速打开，然后慢慢关闭，以减小管道的压力上升。

水锤消除器是另一种形式的安全阀，其主要结构有下开式和上开式两种。下开式水锤消除器的结构和工作原理见图 12-44。当管道正常工作时，管内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，阀板和密合圈 8 相密合，消除器处于关闭状态；一旦事故停泵时，管内压力下降，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。图 12-44 为该水锤消除器的开启状态。这种水锤消除器结构简单，动作可靠，开启迅速，并且不

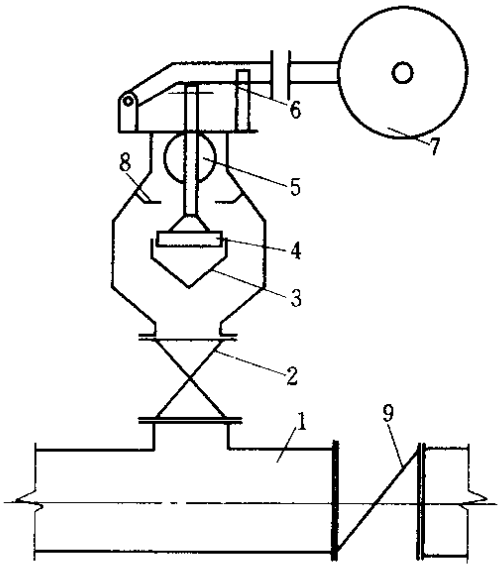


图 12-44　下开式水锤消除器
1—主管道；2—闸阀；3—分水锥；4—阀板；5—排水口；6—横销；7—重锤；8—密合圈；9—逆止阀

发生二次水锤，在使用中只要注意加强维护，可获较好效果。但无法自动复位，在实际运行中还有发生误操作的可能性。因此，使用中不仅应注意重锤重量的调整，而且注意开启压力的历时不能小于消除器机械滞后的历时，否则可能出现开启不及时而无法发挥水锤防护作用。选择消除器时，其进口直径 d 可用下式估算：

$$d = \frac{1.13D\sqrt{v_0 - 0.005H_1}}{\sqrt[4]{H_1}} \tag{12-107}$$

式中：D 为主管道直径，mm；H_1 为管道允许的水压值，m，可采用管子的试验压力；v_0 为管道正常流速，m/s。

当粗略选定消除器进口直径时，可采用

$$d = 0.25D \tag{12-108}$$

目前我国生产的这种水锤消除器有如表 12-4 所列四种规格。

表 12-4　　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	5l	130×35×85
ϕ200	5l	160×43×100

图 12-45 是上开式水锤消除器的一种。管路正常工作时，活塞 2 的面积大于阀门 1，故阀门 1 处于关闭状态。水泵突然停止运行时，逆止阀出水侧的压力最初降低，随后又升高。在管路出现倒

流时逆止阀迅速关闭，逆止阀出水侧压力迅速升高，进水侧压力则降低为零。因阀板 1 与逆止阀出水侧的管路相连，活塞 2 的上部空间与逆止阀进水侧管路相通（通过管路 5 及 3）。故阀板 1 迅速打开，管道内的部分水体通过放水管 6 向外排放，从而降低水锤升压。在水锤压力消除后，消除器开始自动关闭。压力水沿逆止阀出水侧的管路 7 传至配压器活塞 8 和 9 之间的空间（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，活塞 2 上部通过管 3 和管 14 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 的力大于阀板 1 上的力，因而活塞连同阀板向下移动，阀板 1 关闭，水锤消除器恢复到原来位置，准备下次动作。油压制动器 10 的作用是确保消除器平稳地关闭。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向下部，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向上部，从而减缓关闭速度，以保证水锤压力的完全消除。

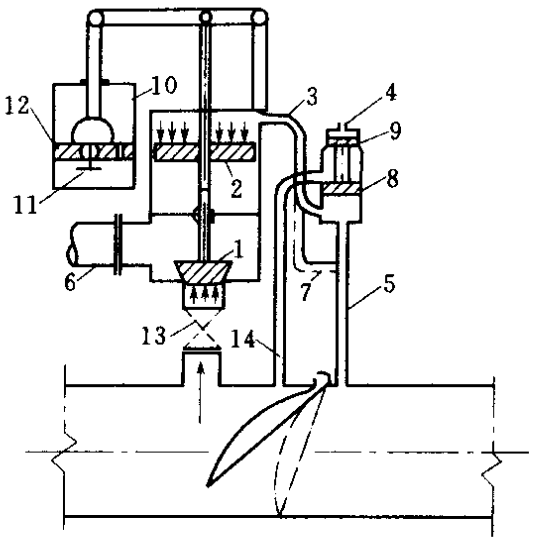


图 12-45　上开式水锤消除器

1—阀板；2—活塞；3、5、7、14—连通管；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—闸阀

在中小型水泵站中，可采用没有配压器的半自动的水锤消除器，从而使消除器的结构简化。当水泵突然停机时，在水锤压力作用下，消除器自动开启。在水锤压力消除时，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 12-45 中的虚线所示。

在这种情况下，不需要配压器 4 和连接管 7，将连管 5 通过管 3 和消除器直接相联。

（三）调压罐

调压罐又称压力罐、空气罐、空气室等，这是一个压力容器，下端与出水管联通，上部存有压缩空气。

图 12-46（*a*）为差压式调压罐，压力上升和压力下降的水锤防护均可使用。水泵正常运行时，罐内空气压力与压力罐连接处的管内压力保持平衡，罐内水位稳定。当管道内压力增大时，主管道内水进入调压罐，罐内水位上升，防止管道内的压力继续上升。与此同时，管内空气被压缩，压力上升。当空气压力与管道内压力相等时，管内水位又处于平衡状态，水位再次保持稳定。当管道压力下降时，在压缩空气的作用下，罐内的水体迅速排出，给管道补水，从而阻止管道压力继续下降。因此，这种调压罐具有防止压力上升和压力下降双重功能。由于该调压罐与管道相连的孔口为喷嘴形，水流从压力罐流出的阻力比流入小（一般为 1：2.5）。这样，不仅可以减小压力罐的体积，还能保证在发生压力降低时迅速向管内补水，从而可以提高水锤防护效果。

图 12-46（*b*）为单向调压罐，仅用于压力下降的场合。该形式的压力罐与管道的连接管上装有逆止阀。当管内压力大于罐内压力时，逆止阀关闭；当管内压力降低时，逆止阀打开，并向出水管供水，防止过大的压力下降。对于实际扬程较低，管路阻力损失所占比例较大，水泵突然停机后向水泵方向的反推力较小，无

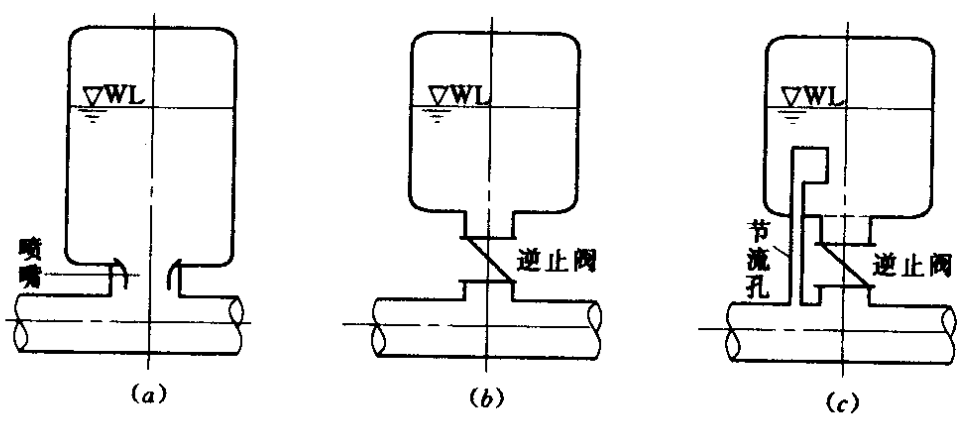


图 12-46　调压罐的几种形式

须利用调压罐来吸收压力。因此，采用防止压力下降的单向压力罐即可满足水锤防护要求。

图 12-46（c）和（b）相似，只是多了一根回水管。当管内压力升高时，水流可以通过回水管进入压力罐；当管内压力下降时逆止阀打开，罐内水体可以通过逆止阀和回水管迅速向管道补水。因此，这种形式的压力罐不仅可以吸收压力上升，而且防止压力下降的速度加快。

为了使调压罐正常发挥作用，必须提供空气压缩机及其辅助设备，从而增加了工程投资和维修管理费用。图 12-47 为单向调压罐的工程实例。该泵站三台水泵并联运行，单泵额定流量为 $Q=0.45\text{m}^3/\text{s}$，扬程 $H=73\text{m}$，管道直径 $D=1000\text{mm}$，管路长度 $L=52\text{m}$，根据水锤防护要求，压力罐的容积为 64m^3，共分两座，每座容积为 32m^3。

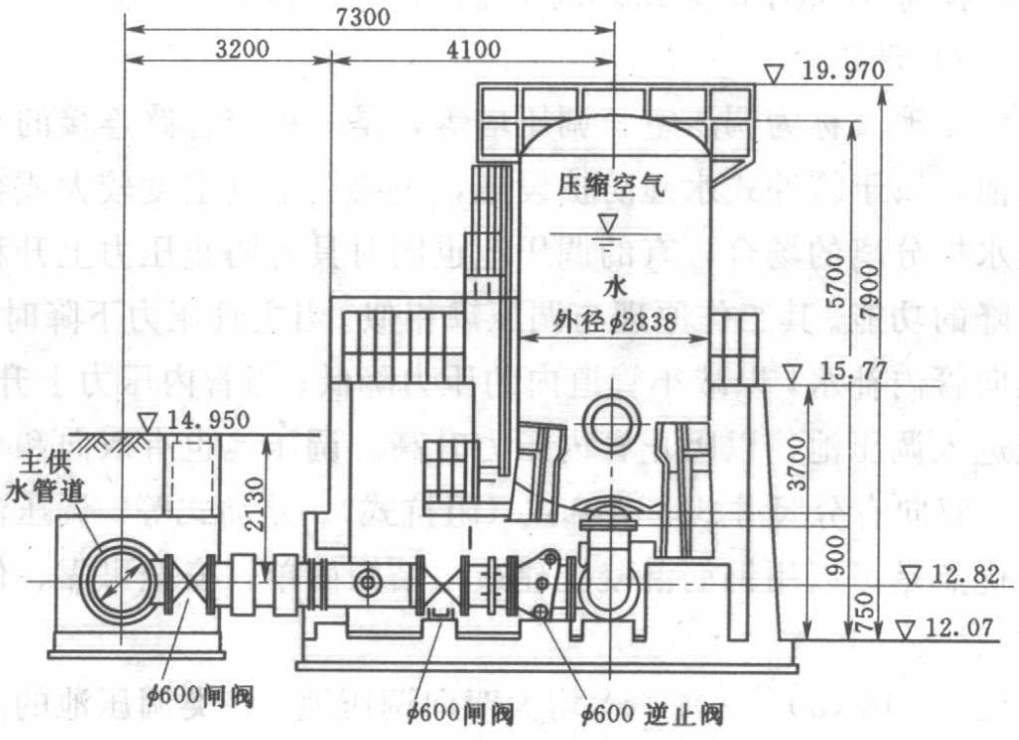


图 12-47　单向调压罐实例

压力罐的容积可按等温方程进行计算。若压力调压罐的上部空气容积为 C（m^3）；管中水柱中断后所空出的容积为 ΔC（m^3）；C_a 为 C 和 ΔC 之和，即 $C_a=C+\Delta C$；H 为正常运行时，调压罐上

部的空气压力，一般可以令其为水泵正常运行时的扬程（单位为绝对压力，米水柱高度）；H_a 为罐内因填补管中空间而引起的水位下降后的上部空气压力，为了不产生负压，可采用 10m 水柱高度（绝对压力），则

$$H_aC_a = HC$$

$$C = C_a \frac{H_a}{H}$$

将 $C_a = C + \Delta C$、$H_a = 10\text{m}$ 代入上式，得

$$C = K \frac{\Delta C H_a}{H - H_a} = K \frac{10\Delta C}{H - 10} \tag{12-109}$$

式中：K 为安全系数，一般可取 $K = 1.25$。

由上式可见，管道中压力下降后出现的水柱中断所空出的容积越大，水泵工作扬程越低，调压罐所需容积也越大。因此，调压罐适用于扬程高、流量小的泵站。调压罐的尺寸计算见本节实例。

（四）调压池

调压池又称为调压室、调压塔等，是一种与管路连接的开敞式水池，属于缓冲式水锤防护设施，主要用于真空度较大或容易发生水柱分离的场合，有的调压池也同时具有防止压力上升和压力下降的功能。其工作原理与调压罐相似。当主管压力下降时，调压池向管内补水，以减小管道内的压力降低；当管内压力上升时，水流进入调压池，以阻止管内压力升高。调压池也有双向和单向之分，双向有分竖井式、节流式（阻抗式）、差动式等。调压池的主要优点是可以用钢筋混凝土建造，结构简单，安全可靠、便于维护。

图 12-48 (*a*)、(*b*)、(*c*) 均为双向调压池。该类调压池的高度必须高于管路的最高压力线，否则在最高压力时会出现溢流；为了保证池中的水位变化幅度不会太大，调压池必须有较大的断面面积；调压池还必须有足够的容量，以确保在补水过程中不至于池中的水全部泄空，以防止空气进入管道。由此可见，该类调压池适合于扬程较低，管道直径较小的泵站。

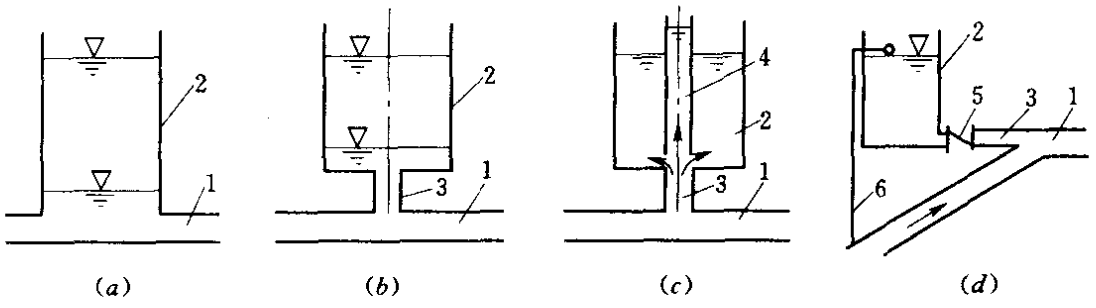


图 12-48　调压池的几种形式

(a) 竖井式；(b) 节流式；(c) 差动式；(d) 单向式

1—主管道；2—调压池；3—连接管；4—内竖管；5—逆止阀；6—充水管

当所需调压池水位较高但补水量很小时，可采用调压塔。水池与地面之间用支架支承。

图 12-48 (d) 为单向调压池。水泵启动时，逆止阀关闭，并通过充水管向水池充水。当水池水位到达设定值时，充水管末端的浮球阀自动关闭，池内水位稳定在设定水位。当事故停泵，管内压力降低到设定水位时，逆止阀迅速打开，通过连接管向管道补水，防止管道压力继续下降而产生水柱分离。单向调压池只能防止压力下降，但因逆止阀的存在，使其高度大大降低，只要水量满足要求即可。在选用单向调压池时，应注意：①单向调压池一般仅能保护池内最高水位以下的管道部分，如果在此高程以上仍有可能出现水柱分离时，则应设两个或多个，如图 12-49 所示；②为了增加可靠性，可在连接管上并联安装两个逆止阀；③充水管应有足够的直径，以便在补水后能迅速向池中充水，同时要求浮球阀动作可靠；④冬季应对水池、补水的连接管和充水管路等采取防冰冻措施。

调压池的尺寸计算见本节实例（例 12-1）。

三、水锤防护实例

通过本实例可以掌握水锤防护措施的选用方法。

【例 12-1】 某泵站的管路布置如图 12-50 所示。

(一) 设计条件

泵站设计总流量 2.5m³/s（单台 1.25 m³/s）；进水池水位

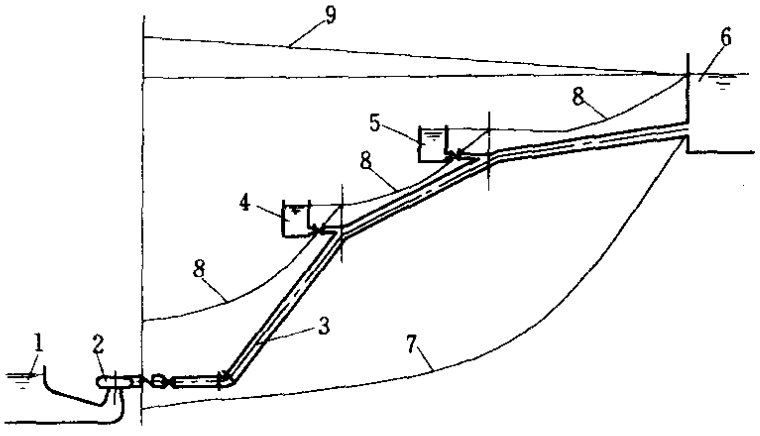


图 12-49　多个单向调压池的防护效果

1—进水池；2—水泵；3—出水管路；4—1 号调压池；5—2 号调压池；6—出水池；7—未设调压池时的最低压力线；8—设调压池后的最低压力线；9—正常运行时的压力线

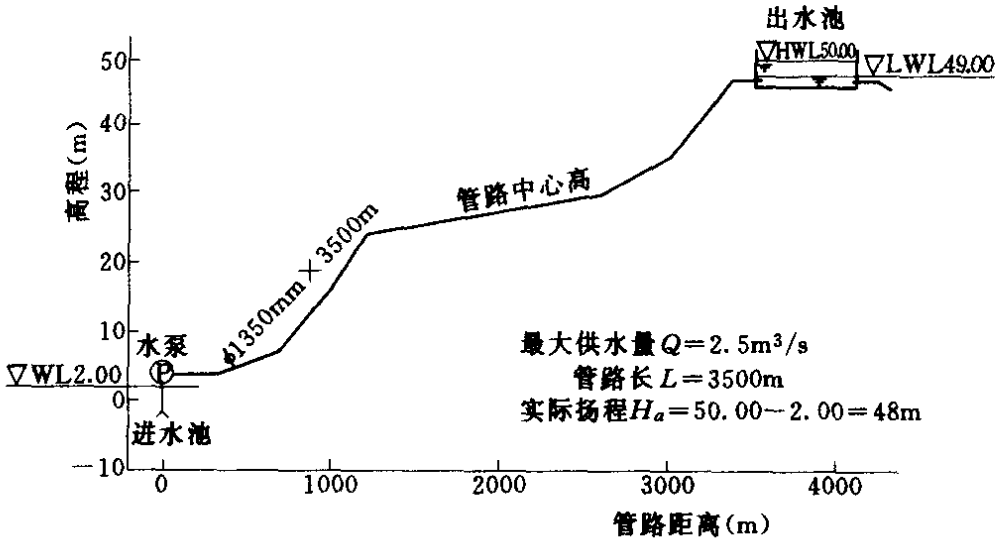


图 12-50　某泵站的管路布置

2.0m；出水池水位 50.0m；实际扬程为 48m；水泵台数为 2 台；输水管长 3500m；管径 1350mm；管材为钢管，壁厚为 12mm。

（二）资料

（1）水泵运行参数：水泵类型为卧式双吸离心泵，口径 800mm；流量 1.25 m^3/s；转速 730r/min；效率 84%；总扬程 84.0m。

（2）泵站运行状态：最大并联台数为 2 台；最大出水流量为 2.5 m^3/s。

(3) 动力机类型：绕线型三相异步电动机；输出功率 930kW；转速 730r/min（8 极）；频率 50Hz；电压 6000V。

（三）有关数据计算

1. 水泵数据

水泵轴功率 $P_R=\rho g Q_R H_R/\eta_R=9.8\times1.0\times1.25\times56/0.84=817$ (kW)。

水泵转矩 $M_R=947P_R/n_R=947\times817/730=1090$ (kW)。

电动机根据输出功率 $P=930$kW，查图 12-38 的转动惯量 $(GD^2)_2=250$kgf·m^2；

水泵的转动惯量 $(GD^2)_1=0.1\times250=25$ (kgf·m^2)；

机组总的转动惯量 $GD^2=(GD^2)_1+(GD^2)_2=25+250=275$ (kgf·m^2)。

2. 水泵的惯性系数

$$K=\frac{375M_R}{GD^2n_R}=\frac{375\times1090}{275\times730}=2.04$$

3. 管路的额定流速

$$V=\frac{2Q_R}{\pi D^2/4}=\frac{2\times1.25}{3.14\times1.35^3/4}=1.747\ (\text{m/s})$$

4. 水锤波传播速度

$$a=\frac{1425}{\sqrt{1+\frac{k}{E}\frac{D}{t}}}=\frac{1425}{\sqrt{1+\frac{2.07\times10^8}{2.1\times10^{10}}\times\frac{1350}{12}}}=981\ (\text{m})$$

5. 管路常数

$$2\rho=\frac{aV}{gH}=\frac{981\times1.747}{9.8\times56}=3.12$$

6. 水锤波往返一次的时间

$$\mu=\frac{2L}{a}=\frac{2\times3500}{981}=7.1(\text{s})$$

7. $K\mu$ 值

$$K\mu=2.04\times7.1=14.5$$

（四）最低压力线图的绘制

1. 管路阻力损失

$h_{tp}=(56-48)/56=0.143=14.3\%$。利用简易计算图（图 12-31、图 12-32）进行插值计算。

2. 最低压力计算

（1）$K\mu=14.5$ 在图 12-31 和图 12-32 中已超出横坐标的最大值。为此可以按插补法将图放大求出。根据 $K\mu=14.5$，在图 12-31 和图 12-32 中可以分别查出水泵出口、$L/2$、$3L/4$ 处在管路阻力损失为 0%和 20%的最低压力，列入表 12-5 中。

（2）求最低压力。

水泵出口处：$H_RH\%=56\times(-0.115)=-6.4$（m）

$L/2$ 处：$H_RH\%=56\times(-0.155)=-8.7$（m）

$3L/4$ 处：$H_RH\%=56\times(-0.15)=-8.4$（m）

表 12-5　　最 低 压 力

位置	管路阻力损失（0%）	管路阻力损失（20%）	管路阻力损失（14.3%）
水泵出口处	−10%	−13%	−11.5%
$L/2$ 处	−10%	−21%	−15.5%
$3L/4$ 处	−8%	−22%	−15.0%

以进水池最低水位为基准，将这些数据点绘在输水管路的纵断面图上，若用光滑的曲线连接则得到图 12-51 的 a 线。由图可知，在距离泵站 2600m 附近出现约 36m 负压，有可能产生水柱分离的负压，有必要采取相应的措施。

（五）最高压力线图的绘制

如果将图 12-51 绘制的最低压力坡度曲线，转换为以出水池最高水位为基准，对称地画一条曲线，就可以求得最高压力坡度线（b 曲线）。

（六）设置飞轮防止负压的措施

1. 配备飞轮的原则

要将输水管路内的最低压力维持在−6m 以内。在这种场合，是根据管路上 1200m 附近（B_1 点）的最低压力为−6m 来设计飞

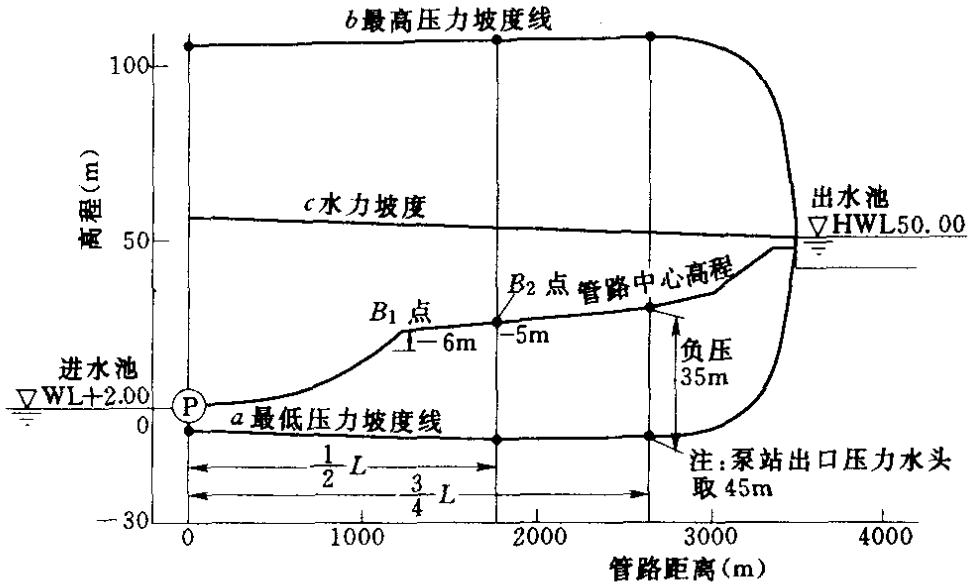


图 12-51　水锤解析图（无飞轮）

轮的。为此，最好控制 $L/2$ 点处（B_2 点）的最低压力－5m。在纵坐标上高程为＋22m 的位置，扣除进水池水位＋2m，压力为 20m。

此时，B_2 点最低压力所占比例如下：

$H\%=H_{L/2}/H_R=20/56=0.35=35\%$

2. 计算 $H\%=35\%$ 对应的 $K\mu$ 值

利用图 12-28 和图 12-29，针对本设计例题中的管路损失比例（14.3%），求管路中间点（$L/2$ 处）的压力与 $H\%=35\%$ 相应的 $K\mu$ 值。

首先，如果用 $2\rho=3.12$ 求与 $H\%=35\%$ 相应的 $K\mu$ 值，就有如表 12-6 所列的结果。

表 12-6　　中点的压力变化

中点压力（$H\%$）	管路损失（%）	$K\mu$ 值
35	0	1.05
35	20	0.62
35	14.3	≈0.835

注　管路阻力损失 14.3%是大致取管路阻力损失 0%～20%之间的中间值，故将 $K\mu$ 值取作（1.05＋0.62）/2＝≈0.835。

从表 12-6 可知，若取 $K\mu=0.835$，输水管路的中间点的 $H\%$

＝35%，则可将负压值控制在－5m 以内。

3. 管路最低压力线

如果利用 $K\mu=0.835$ 的管路阻力损失为 0%和 20%的图 12-28 和图 12-29 求出管路各点的压力变化，列入表 12-7。

表 12-7　　压 力 变 化

位置	管路阻力损失 (0%)	管路阻力损失 (20%)	管路阻力损失 (14.3%)
水泵出口处	+16%	+13%	+14.5%
$L/2$ 处	+42%	+28%	+35%
$3L/4$ 处	+65%	+45%	+55%

根据表 12-7 求得最低压力如下：

水泵出口处：$H_RH\%=56\times0.145=8.12$m；

$L/2$ 点处：$H_RH\%=56\times0.35=19.6$m；

$3L/4$ 点处：$H_RH\%=56\times0.55=30.8$m。

若以最低进水池水位为基准，将以上数值绘在管路纵剖面上，则可求得图 12-52 所示的最低压力坡度线。由此可知，在 1200m 的管路附近的负压为-6m，不会发生水柱分离。

4. 飞轮设置方案

根据 $K\mu=0.835$ 得：

$$K=0.835/\mu=0.835/7.1=0.1176$$

转动部分总转动惯量 GD^2 为：

$$GD^2=375\times1090/(0.1196\times730)=4761.3\ (\text{kgf/m}^2)$$

飞轮的转动惯量 GD_F^2 为：

$$GD_F^2=GD^2-(GD^2)_1-(GD^2)_2$$

式中：$(GD^2)_1$ 为水泵转子体的转动惯量；$(GD^2)_2$ 为电动机转子体的转动惯量。

$$GD_F^2=4761.3-25-250=4486.3\ (\text{kgf/m}^2)$$

因此，飞论的转动惯量可取为 4500 (kgf/m^2)。

5. 飞轮的尺寸可按下式计算

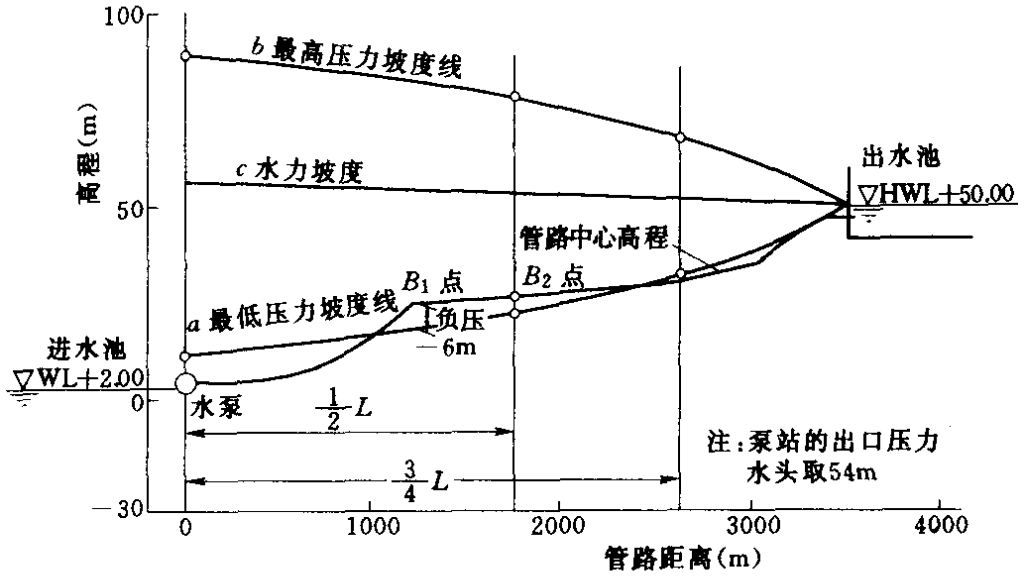


图 12-52　水锤分析图（有飞轮）

$$GD_F^2 = G\frac{D_1^2 + D_2^2}{2}$$

式中：G 为飞轮重量，kg；D_1 为飞轮内径，m；D_2 为飞轮外径，m。

（1）飞轮尺寸。

1）飞轮外径 D_2。一般圆周速度 U 不超过 65m/s，材质为铸钢。根据转速 $n=730$r/min，取 $U=60$ m/s，则

$$D_2 = \frac{60U}{\pi n} = \frac{60 \times 60}{3.14 \times 730} = 1.57\ (\text{m})$$

取 $D_2=1.6$m。

2）飞轮内径 D_1：取 $D_1=1.1$m。

3）飞轮宽度 B：一般为外径的 0.1～0.2 倍。现假定为 0.18 倍，则 $B=0.18D_2=0.18\times1.6=0.288$（m），取 $B=0.29$m。

（2）飞轮重量 G。可按下式计算：

$$G = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)B\gamma_m$$

$$= \frac{\pi}{4} \times (1.6^2 - 1.1^2) \times 0.29 \times 7800 = 2397.15\ (\text{kg})$$

式中：γ_m 为铸钢的重度，取 $\gamma_m=7800$kgf/m^3。

（3）飞轮的转动惯量校核。

$$GD_F^2 = G \cdot \frac{D_2^2 + D_1^2}{2}$$

$$= 2397.15 \times \frac{1.6^2 + 1.1^2}{2} = 4518.6\ (\text{kgf/m}^2)$$

即所设计的飞轮转动惯量大于设计要求值4500(kgf/m²)，故可以满足设计要求。根据以上计算数据，可以绘出飞轮的基本尺寸图，如图12-53所示。

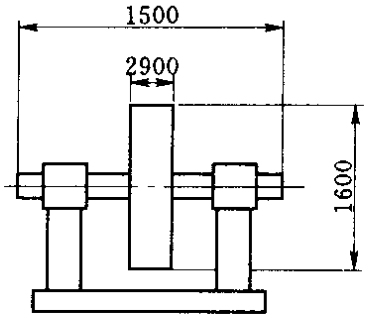


图12-53 飞轮的基本尺寸

（七）设置调压罐防止负压的措施

1. 相关数据计算

调压罐内的初始绝对压力 H_0^*

$$H_0^* = H_R - H_{s1} + 10.33$$

$$= 56 - 5 + 10.33 = 61.33\ (\text{m})$$

管路阻力损失 H_f=8m；水泵初始流量 Q_0=2.5(m³/s)；管路长度 L=3500m；管路初始流速 v_0=1.747 (m/s)；水锤波传播速度 a=981 (m/s)；管路特征常数 $2\rho = a\,v_0/(g\,H_0^*)$ =981×1.747/(9.8×61.33) =2.85。

2. 基本假定

与设置飞轮的防护方案的目标相同，将采用调压罐之后的压力上升和压力下降假定为图12-54所示。

3. α 和 β 的计算

(1) 在水泵出口处（X 点）的最高上升压力：

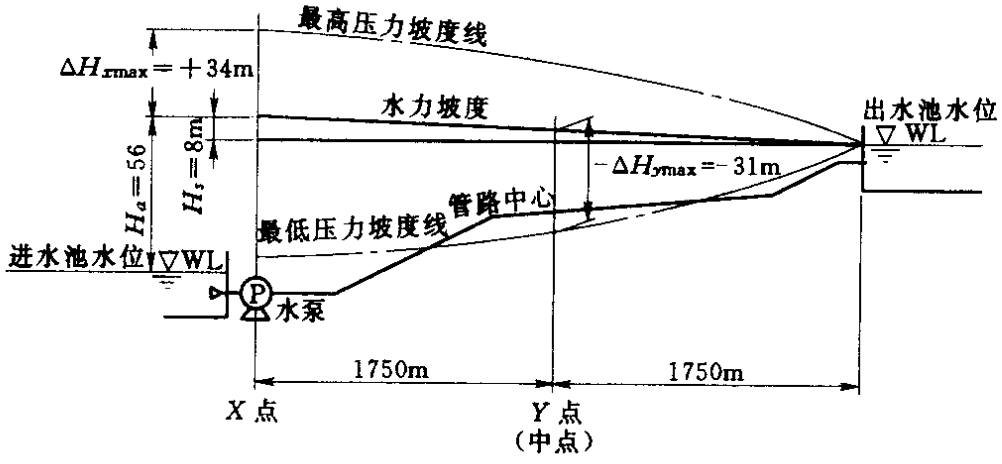


图12-54 压力上升和压力下降图

$$+\Delta H_{x\max}=\alpha H_0^*$$

$$\alpha=+\Delta H_{x\max}/H_0^*=34/61.33=0.55$$

（2）在中点（Y 点）的最大下降压力：

$$-\Delta H_{y\max}=\beta H_0^*$$

$$\beta=-\Delta H_{y\max}/H_0^*=31/61.33=0.51$$

假定 $k=0.3$，从图 12-55 的曲线（$k=0.3$）中采用 α' 比 α 小（$\alpha'\leqslant\alpha$）。另外，如果选定 β' 比 β 小（$\beta'\leqslant\beta$）的 α'、β'，则由 $\frac{2C_0a}{Q_0L}=13$，查得：

$$\alpha'=0.55,\beta'=0.44$$

$$\alpha''=0.30,\beta''=0.285$$

4. 压力上升值和压力下降值的计算

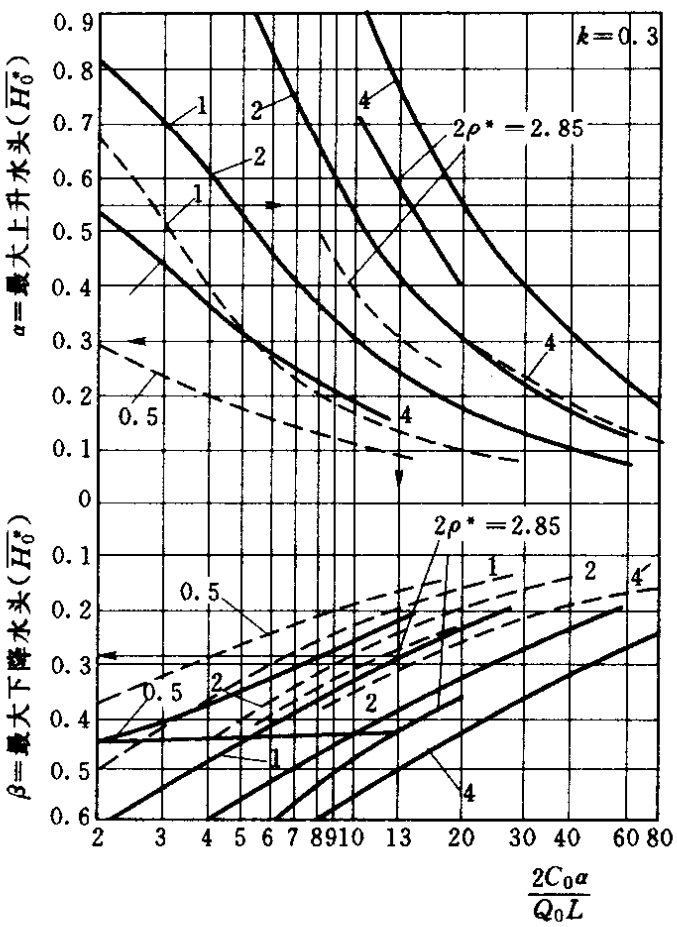


图 12-55　调压罐容积的简易计算图

注：1. 曲线旁的数字表示 $2\rho^*$ 值；2. 实线为泵出口处的数值，虚线表示管路中点的值。

（1）水泵出口处（X 点）。

压力上升值：

$+\Delta H_{x\max}=\alpha' H_0^*=0.55\times61.33=33.7$（m）

压力下降值：

$-\Delta H_{y\max}=\beta' H_0^*=-0.44\times61.33=-33.7$（m）

（2）管路中点（Y 点）

压力上升值：$+\Delta H_{x\max}=\alpha'' H_0^*=0.3\times61.33=18.4$（m）

压力下降值：$-\Delta H_{y\max}=\beta'' H_0^*=-0.286\times61.33=-17.4$ m

5. 水锤解析图

如图 12-56 所示。

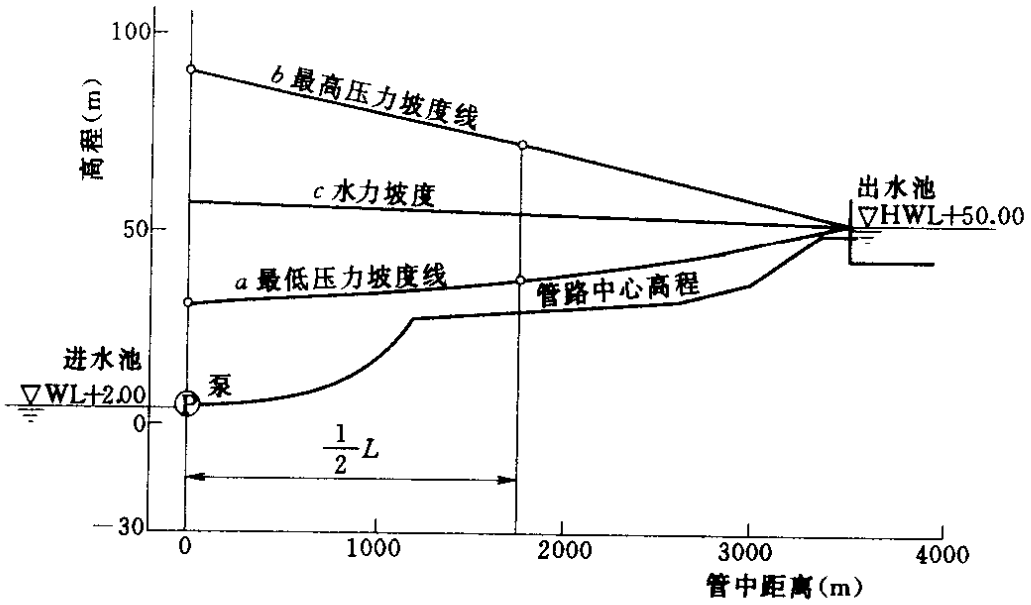


图 2-56　设调压罐的锤解析图

6. 压力罐的容积计算

（1）初始体积（C_0）计算：

根据 $\dfrac{2C_0\alpha}{Q_0L}=13$，压缩空气的初始体积（$C_0$）如下：

$$C_0=\frac{13Q_0L}{2a}=\frac{13\times2.5\times3500}{2\times981}=58\ (\mathrm{m^3})$$

（2）压力罐的最小容积。

$$C'=\frac{C_0}{1-\beta'}=\frac{58}{1-0.44}=103.4\ (\mathrm{m^3})$$

（3）压力罐孔口的阻力损失。

$$h_K = K H_0^* - H_f = 0.3 \times 61.33 - 8 \approx 10.4\ (\text{m})$$

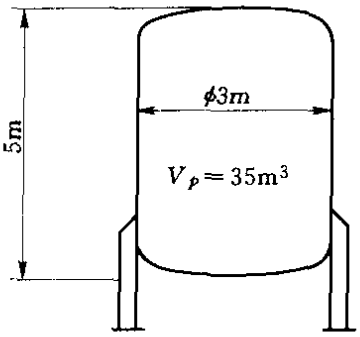


图 12-57　调压罐的尺寸

（4）调压罐的尺寸：假定设置 3 个压力罐，则每个调压罐的容积为 35（m^3），其大致尺寸为直径 3m，高度 5m，见图 12-57 所示。

（八）设置单向调压池防止负压的方案

一般情况下，调压池容量计算可以忽略管路阻力损失。但对于管路损失较大的场合，在计算水柱分离时应当包含管路水头损失。本例用含管路损失的刚体理论公式来计算水柱分离量。

1. 各项数值的计算

（1）安装位置：距离泵站 1200m 的位置。

（2）尺寸：单向调压池的尺寸：直径 4m、高度 3.8m。

（3）水位：单向调压池的初始内水位：＋30.00m。

（4）通往单向调压池的连接管路：口径 500mm，2 根，延伸长度约 8m（假设值）。

（5）管路布置（见图 12-58）。

2. $A-B$ 区间水体移动的简易计算

根据计入输水管路损失的刚体理论公式求管路内水体移动距

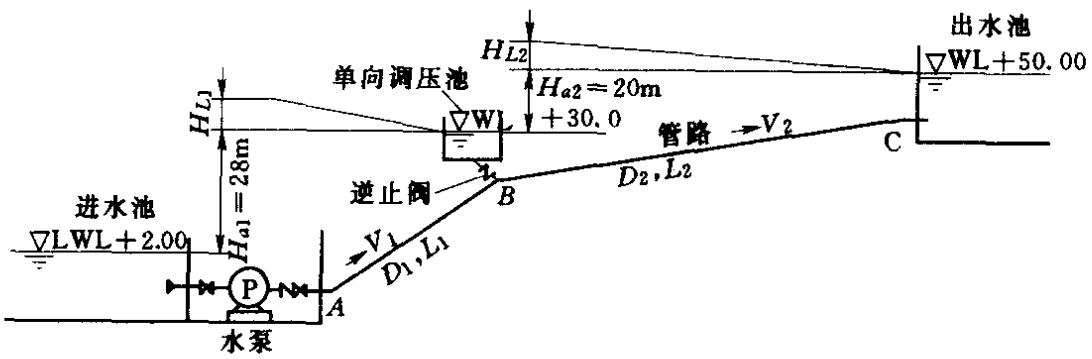


图 12-58　单向调压池的设置

注：管路直径 $D_1=D_2=1.35$m；管路长度 $L_1=1200$m，$L_2=2300$m；管路阻力损失 $H_{L1}=2.36$m，$H_{L2}=4.52$m；管内流速 $v_1=v_2=1.474$ m/s。

离（S_1）：

$$S_1 = \frac{L_1}{2g\lambda_1}\log_e\left(1 + \frac{\lambda_1 V_1^2}{H_{a1}}\right)$$

式中：S_1 为突然停泵后水在管路内移动的距离，m；λ_1 为常数，$\lambda_1 = H_{L1}/V_1^2 = 2.36/1.747^2 = 0.7736$；$H_{L1}$为管路损失 $H_{L1} = \lambda_1 V_1^2 = 2.36$m；$H_{a1}$为实际扬程 30-2＝28m。故

$$S_1 = \frac{1200}{2 \times 9.8 \times 0.7732} \times \log_e\left(1 + \frac{2.36}{28}\right) = 6.904\ (\text{m})$$

3. $B-C$ 区间水体移动距离的简易计算

$$S_2 = \frac{L_2}{2g\lambda_2}\log_e\left(1 + \frac{\lambda_2 V_2^2}{H_{a1}}\right)$$

$$\lambda_2 = H_{L2}/V_2^2 = 4.52/1.747^2 = 1.4809\ (\text{m})$$

故，$S_2 = \frac{2300}{2 \times 9.8 \times 1.4809} \times \log_e\left(1 + \frac{4.52}{20}\right) = 16.145\ (\text{m})$

4. 水柱分离距离和容积

B 点的水柱分离距离（S），可以按上述 2、3 项计算结果，计算如下：

$$S = S_2 - S_1 = 16.145\text{m} - 6.094\text{m} = 10.05\text{m}$$

因此，在 B 点分离的水柱容积（V_{ob}）：

$$V_{ob} = S\pi D_1^2/4 = \pi \times 1.352 \times 10.05 = 14.37\ (\text{m}^3)$$

5. 单向调压池的尺寸（图 12-59）

从上面计算所得的容积求调压塔的尺寸。

（1）假定单向调压池的直径 D_s＝4m。

（2）单向调压池的有效水位差 ΔH：

$$\Delta H = \frac{V_0}{\pi D^2/4} = \frac{14.37}{\pi \times 4^2/4} \approx 1.14\text{m}$$

（3）单向调压池的有效容积，假定为计算容积的 2 倍。

（4）单向调压池的高度 H_{sH}。

针对上述计算结果，考虑调压池下部留 lm，上部留 0.5m 的富裕，其高度 H_{sH}为：

H_{sH}＝1.14×2＋1＋0.5＝3.78m，取 H_{sH}＝3.8m

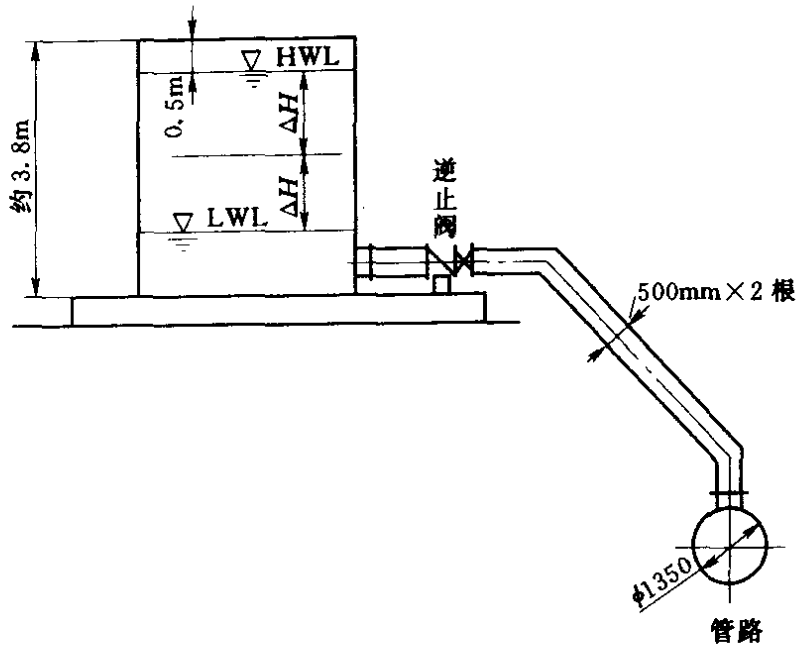


图 12-59　单向调压池的基本尺寸

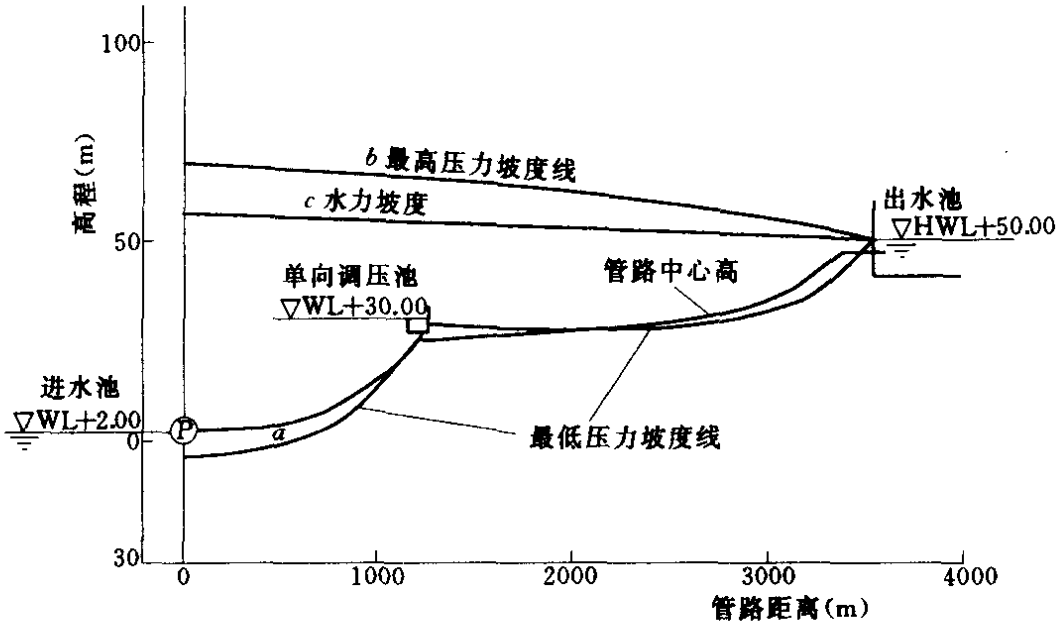


图 12-60　设单向调压池的水锤解析图

6. 设单向调压池的管路压力

前面把单向调压池设在输水管路的 B 点，此时虽然能求出发生在 B 点的水柱分离量，但是很难用简易计算方法正确地求出设有单向调压池后，整个输水管路内的压力将发生怎样的变化。所以，利用电子计算机对上述设有单向调压池场合的压力变化进行

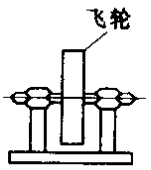
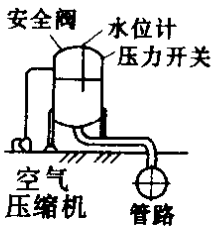
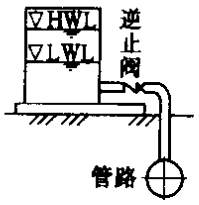
了分析计算，由图 12-60 可见，整个输水管路的压力维持在－5～－6m 的范围。

上述水锤计算为简易计算法求得的粗略值，可用于初步设计阶段。为了提高计算精度，在技术设计阶段需要用电子计算机进行计算。

（九）水锤防护方案的选择

现用表 12-8 对飞轮、压力罐和单向调压池三种方案进行比较。然后根据维护管理容易、占地面积少和投资少等原则，以选用飞轮方案为宜。

表 12-8　　水锤防护方案比较

项目	飞轮方案	压力罐方案	单向调压池方案
设备组成	 飞轮装置	 调压罐、空气压缩机、水位计、压力开关、安全阀等	 单向调压池、闸阀 4 个、逆止阀 2 个、浮球阀等
设备费用指数	2 台，320	3 个，540	1 个，280
增加的土建费用	泵房面积有所增加，但无须增加室外占地面积	室外占地范围应留有空间	在有可能获取 1200m 处土地使用权时，比压力罐的方案有利
保养与管理	轴承的检查容易	所需设备的管理比飞轮方案较麻烦	所需设备的管理比压力罐方案较简单

主要参考文献及资料

1 GB/T50265—97. 泵站设计规范．北京：中国计划出版社，1997

2 GB50288—99. 灌溉与排水工程设计规范．北京：中国计划出版社，1999

3 刘竹溪．水泵及水泵站工程．北京：水利电力出版社，1981

4 湖北省水利电力设计院主编．大型电力排灌站．北京：水利电力出版社，1984

5 丘传忻．泵站节能技术．北京：水利电力出版社，1985

6 丘传忻．泵站节能改造BASIC程序设计．武汉：武汉水利电力学院自编教材，1987

7 沈日迈．江都排灌站．第3版．北京：水利电力出版社，1986

8 丘传忻等．泵及泵站工程BASIC程序设计．武汉：武汉水利电力学院自编教材，1988

9 刘竹溪，刘光临．泵站水锤及其防护．北京：水利电力出版社，1988

10 [苏] B.Φ. 切巴耶夫斯基主编．泵站设计与抽水装置实验．窦以松等译．北京：水利电力出版社，1990

11 皮积瑞．农田水利与泵站工程．北京：水利电力出版社，1990

12 [日] 日本农林水产省构造改善局．泵站工程设计规范．黄林泉，丘传忻，刘光临译，北京：水利电力出版社，1990

13 皮积瑞，解广润主编．机电排灌设计手册．第2版．北京：水利电力出版社，1992

14 许志方，沈佩君．水利工程经济．北京：水利电力出版社，1993

15 栾鸿儒．水泵及水泵站．北京：水利电力出版社，1993

16 于必录，刘超，杨晓东合编．泵系统过渡过程分析与计算．北京：水利电力出版社，1993

17 [日] 日本农业土木事业协会．泵站工程技术手册．丘传忻，林中卉，黄建德译．北京：中国农业出版社，1998

18 中华人民共和国水利部农水司．新中国农田水利史话．北京：中国水利水电出版社，1999

19 SL254—2000. 泵站技术改造规程．北京：中国水利水电出版社，2000

20 SL255—200. 泵站技术管理规程．北京：中国水利水电出版社，2000

21 丘传忻．泵站工程．武汉：武汉大学出版社，2001

Document generated by Anna’s Archive around 2023-2024 as part of the DuXiu collection (https://annas-blog.org/duxiu-exclusive.html).

Images have been losslessly embedded. Information about the original file can be found in PDF attachments. Some stats (more in the PDF attachments):

{
  "filename": "MTEyODg3Nzkuemlw",
  "filename_decoded": "11288779.zip",
  "filesize": 47567887,
  "md5": "5cfc757c2c29736b86fa95e4799d6db0",
  "header_md5": "e713b73d81a1c6b1e58e26466081d299",
  "sha1": "ae5d19e7e41b6c73e0f129bd5488d5d5d828677a",
  "sha256": "88831f3f143ac8e251d3735e41f0a145982119ca8251fd1fe32169f23ae71dd0",
  "crc32": 3675153562,
  "zip_password": "",
  "uncompressed_size": 49730469,
  "pdg_dir_name": "",
  "pdg_main_pages_found": 605,
  "pdg_main_pages_max": 605,
  "total_pages": 617,
  "total_pixels": 2308612736,
  "pdf_generation_missing_pages": false
}