

目 录

第一章 绪 论	1
第一节 水泵及水泵站在给水排水事业中的作用和地位	1
第二节 水泵定义及分类	2
第二章 叶片式水泵	4
第一节 离心泵的工作原理与基本构造	4
第二节 离心泵的主要零件	5
第三节 叶片泵的基本性能参数	10
第四节 离心泵的基本方程式	12
一、叶轮中液体的流动情况	13
二、基本方程式的推导	14
三、基本方程式的讨论	15
四、基本方程式的修正	17
第五节 离心泵装置的总扬程	17
第六节 离心泵的特性曲线	23
一、理论特性曲线的定性分析	23
二、实测特性曲线的讨论	26
第七节 离心泵装置定速运行工况	28
一、管道系统特性曲线	28
二、图解法求水箱出流的工况点	30
三、图解法求离心泵装置的工况点	30
四、离心泵装置工况点的改变	31
五、数解法求离心泵装置的工况点	33
第八节 离心泵装置调速运行工况	36
一、叶轮相似定律	36
二、相似定律的特例——比例律	38
三、相似准数——比转数 (n_s)	43
四、调速途径及调速范围	47
第九节 离心泵装置换轮运行工况	50
一、切削律	50
二、切削律的应用	50
第十节 离心泵并联及串联运行工况	54
一、并联工作的图解法	54
二、定速运行下并联工作的数解法	60
三、调速运行下并联工作的数解法	69
四、并联工作中调速泵台数的选定	82
五、水泵串联工作	82



第十一节 离心泵吸水性能	84
一、吸水管中压力的变化及计算	84
二、气穴和气蚀	86
三、水泵最大安装高度	87
四、气蚀余量 (NPSH)	89
第十二节 离心泵机组的使用、维护及更新改造	91
一、启动前的准备工作	91
二、运行中应注意的问题	92
三、水泵的故障和排除	93
四、机泵的更新改造	94
第十三节 轴流泵及混流泵	96
一、轴流泵的基本构造	96
二、轴流泵的工作原理	97
三、轴流泵的性能特点	98
四、混流泵	99
第十四节 给水排水工程中常用的叶片泵	100
一、IS 系列单级单吸式离心泵	100
二、Sh (SA) 系列单级双吸式离心泵	100
三、D (DA) 系列分段多级式离心泵	101
四、JD (J) 系列深井泵	104
五、潜水泵	104
六、污水泵、杂质泵	106
第三章 其它水泵	107
第一节 射流泵	107
一、工作原理	107
二、射流泵计算	108
三、射流泵的应用	109
第二节 气升泵	110
一、工作原理	111
二、气升泵装置总图	112
三、气升泵计算	114
第三节 往复泵	117
一、工作原理	117
二、性能特点和应用	119
第四节 螺旋泵	119
一、工作原理	119
二、螺旋泵装置	120
三、螺旋泵优缺点	121
第四章 给水泵站	122
第一节 泵站分类与特点	122
一、取水泵站 (也称一级泵站)	122
二、送水泵站 (也称二级泵站)	123
三、加压泵站	124

四、循环水泵站	124
第二节 水泵选择	125
一、选泵的主要依据	125
二、选泵要点	127
三、选泵时尚需考虑的其它因素	130
四、选泵后的校核	131
第三节 泵站变配电设施及自动测控系统	132
一、变配电系统中负荷等级及电压选择	132
二、泵站常用的变配电系统	133
三、变电所	135
四、常用电动机	135
五、交流电动机调速	137
六、水泵机组的控制设备	139
七、泵站自动测控系统	139
第四节 水泵机组的布置与基础	142
一、水泵机组的布置	142
二、水泵机组的基础	143
第五节 吸水管路与压水管路	144
一、对吸水管路的要求	144
二、对压水管路的要求	147
三、吸水管路和压水管路的布置	148
四、吸水管路和压水管路的敷设	150
第六节 泵站水锤及其防护	151
一、停泵水锤	151
二、停泵水锤计算综述	154
三、停泵水锤防护措施	155
第七节 泵站噪声及其消除	165
一、噪声的定义	165
二、泵站中的噪声源	165
三、噪声的危害	165
四、泵站内噪声的防治	166
第八节 泵站中的辅助设施	168
一、计量	168
二、引水	172
三、起重	174
四、通风与采暖	176
五、其它设施	177
第九节 给水泵站的土建要求	179
一、一级泵站	179
二、二级泵站	180
三、循环水泵站	183
第十节 深井泵站	184
一、一般深井泵站	184

二、大型深井泵站（湿式竖井泵站）	186
第十一节 给水泵站的工艺设计	186
一、设计资料	186
二、泵站工艺设计步骤和方法	187
三、泵站的技术经济指标	189
四、取水泵站工艺设计举例	190
第五章 排水泵站	197
第一节 概 述	197
一、组成与分类	197
二、排水泵站的基本类型	197
第二节 污水泵站的工艺特点	199
一、水泵的选择	199
二、确定集水池容积	200
三、机组与管道的布置特点	201
四、泵站内部标高的确定	202
五、污水泵站中的辅助设备	202
六、排水泵站的构造特点及示例	204
第三节 雨水泵站的工艺特点	208
一、雨水泵站的基本类型	208
二、水泵的选择	209
三、集水池（也称吸水井）的设计	209
四、出流设施	210
五、雨水泵站内部布置、构造特点与示例	213
第四节 合流泵站的工艺特点	219
一、概述	219
二、合流泵站示例	220
第五节 螺旋泵污水泵站的工艺特点	224
一、概述	224
二、设计参数的选择	225
三、螺旋泵的安装	226
四、选泵举例	227
五、螺旋泵站实例	228
附录 I 单泵多塔供水系统计算的 FORTRAN 程序	229
附录 II 多泵多塔单节点供水系统计算的 FORTRAN 程序	230
附录 III 多泵多塔多节点供水系统计算的 FORTRAN 程序	231
附录 IV 取水泵站调速计算的 FORTRAN 程序	233
附录 V 送水泵站调速计算的 FORTRAN 程序	235



第一章 绪 论

第一节 水泵及水泵站在给水排水事业中的作用和地位

在工程术语中，水泵站是大家所熟悉的名词。这多半是由于水泵是属于通用性的机械类而广泛地应用于国民经济的各个部门。随着现代工业的蓬勃发展，采矿、冶金、电力、石油、化工、市政以及农林等部门中，各种形式的泵站很多，其规模和投资越来越大，功能分类愈分愈细。

以采矿工业而言，矿山中竖井的井底排水，大水矿床的地表疏干以及掘进斜井的初期排水等技术设施，都需要建造一系列相应的泵站来满足整个采矿工程的需要。在电力部门中，无论是火力或原子能发电系统，从高压锅炉给水泵站起，一直到冷热水的循环泵站、水力清渣除灰的高压泵站以及冷却水的补给泵站等都是必不可少的。它们在整个系统中，常常是规模大，投资大，地位重要的工程项目。

在市政建设中，水泵站也是城市给水和排水工程中必要的组成部分。它们通常是整个给水排水系统正常运转的枢纽。图 1-1 所示为城市给水排水系统工艺基本流程。由图可知，城市中水的循环都是借一系列不同功能的水泵站的正常运行来完成的。

原水由取水泵站从水源地抽送至水厂，净化后的清水由送水泵站输送到城市管网中去，其流程如图 1-1 中实线所示。

在我国许多大型的城市给水工程中，“引滦入津”工程是一项较大规模的跨流域引水工程。该工程全长 234km，全年引水量达 10 亿余 m^3 ，全部工程中修建了 4 座大型泵站，分别采用了多台叶片可调型的大型轴流泵和高压离心泵进行抽升工作。此外，对于城市中排泄的生活污水和工业废水，经排水管渠系统汇集后，也必须由排水泵站将污水抽送至污水处理厂，经过处理后的污水再由另一个排水泵站（或用重力自流）排放入江河湖海中去，或者排入农田作为灌溉之用，其流程如图 1-1 中虚线所示。实际上，在排水管渠系统中使用泵站的场合是相当多的。除抽送污水和工业废水的泵站外，还有专门抽送雨水的泵站。有用来抽送整个城市排水的总泵站，也有仅用来抽送地势低洼区排水的区域性泵站。在污水处理厂内，往往从沉淀池把新鲜污泥抽送到污泥消化池、从沉砂池中排除沉渣、从二次沉淀池中提送回流活性污泥等等都要用各种不同类型的泵和泵站来保证运行的。

除此以外，在农田灌溉、防洪排涝等方面，水泵站经常作为一个独立的构筑物而服务于各项事业的。特别是随着社会主义农业的现代化，在农田基本建设中、在抽升黄河水引向西北高原的大型灌溉工程中都需建造很多大型、巨大型的泵站。在这方面有大流量、低扬程的轴流泵站，也有大流量、高扬程的离心泵站。目前，在我国西北地区抽升黄河水进

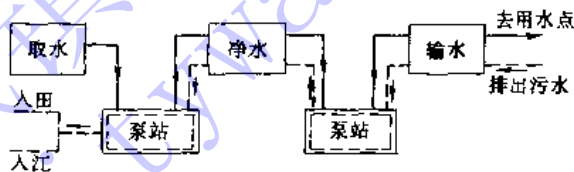


图 1-1 城市给水排水系统工艺基本流程

行高原灌溉的工程中,已建成的大型泵站的单泵扬程一般均在70~150m以上,有时多座泵站“串联”工作,组成梯级泵站群,工程规模是十分壮观的。

从经济的角度来看,城市供水企业一般都是用电大户。在整个给水工程的用电量中,95%~98%的电量是用来维持水泵的运转,其它2%~5%用在制水过程中的辅助设备上(如电动阀、排污泵、真空泵、机修及照明等)。以一般城镇水厂而言,泵站消耗的电费,通常占自来水制水成本的40%~70%,甚至更多。就全国水泵机组的电能消耗而言,它占全国电能总耗的21%以上。因此,通过科学优化调度,提高机泵设备的运行效率;采用调速电机,扩大水泵机组的高效工作范围;对役龄过长、设备陈旧的机泵,及时采取更新改造等措施,都是合理降低泵站电耗的重要途径。上海市吴淞水厂,自1981年将一台55kW电机采用可控硅串级调速运行以来,一直运行良好,每年节电约90万度;北京市水源九厂一期工程中二台取水泵和二台配水泵均采用了德国引进的变频式电机调速装置,这是国内水厂首先采用变频调速的机组,每年的节电效果是十分可观的。除此以外,泵站中还有多种形式的节电措施,例如采用液压自控蝶阀,各种微阻缓闭止回阀,取消止回阀等等方式均能达到良好的节电效果。

第二节 水泵定义及分类

水泵是输送和提升液体的机器。它把原动机的机械能转化为被输送液体的能量,使液体获得动能或势能。由于水泵在国民经济各部门中应用很广,品种系列繁多,对它的分类方法也各不相同。按其作用原理可分为以下三类:

(1) 叶片式水泵:它对液体的压送是靠装有叶片的叶轮高速旋转而完成的。属于这一类的有离心泵、轴流泵、混流泵等。

(2) 容积式水泵:它对液体的压送是靠泵体工作室容积的改变来完成的。一般使工作室容积改变的方式有往复运动和旋转运动两种。属于往复运动这一类的如活塞式往复泵、柱塞式往复泵等。属于旋转运动这一类的如转子泵等。

(3) 其它类型水泵:这类泵是指除叶片式水泵和容积式水泵以外的特殊泵,属于这一类

的主要有螺旋泵、射流泵(又称水射器)、水锤泵、水轮泵以及气升泵(又称空气扬水机)等。其中除螺旋泵是利用螺旋推进原理来提高液体的位能以外,上述各种水泵的特点都是利用高速液流或气流的动能或动量来输送液体的。在给水处理工程中,结合具体条件应用这类特殊水泵来输送水或药剂(混凝剂、消毒药剂等)时,常常能起到良好的效果。

上述各种类型水泵的使用范围是很不相同的。图1-2所示为常用

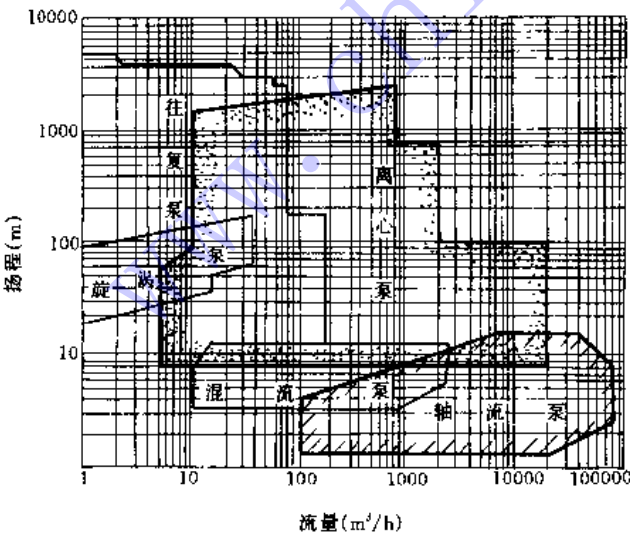


图 1-2 常用几种水泵的总型谱图



的几种类型泵的总型谱图。由图可见,目前定型生产的各类叶片式水泵的使用范围是相当广泛的,而其中离心泵、轴流泵、混流泵和往复泵等的使用范围各具有不同的性能。往复泵的使用范围侧重于高扬程、小流量。轴流泵和混流泵的使用范围侧重于低扬程、大流量。而离心泵的使用范围则介乎两者之间,工作区间最广,产品的品种、系列和规格也最多。

以城市给水工程来说,一般水厂的扬程在 $0.2 \sim 1 \text{ MPa}$ 之间,单泵流量的使用范围一般在 $50 \sim 10000 \text{ m}^3/\text{h}$ 之间。要满足这样的工作区间,由总型谱图可以看出,使用离心泵装置是十分合适的。即使某些大型水厂,也可以在泵站中采取多台离心泵并联工作方式来满足供水量的要求。从排水工程来看,城市污水、雨水泵站的特点是大流量、低扬程,扬程一般在 $0.02 \sim 0.12 \text{ MPa}$ 之间,流量可以超过 $10000 \text{ m}^3/\text{h}$,这样的工作范围,一般采用轴流泵比较合适。

综上所述,可以认为:在城镇及工业企业的给水排水工程中,大量的、普遍使用的水泵是离心式和轴流式两种。

目前,水泵发展的总趋向可归结为:

(1) 大型化、大容量化。如果说,在 40 年前,对于 5 万 kW 的发电机组被看做是一个重大的技术成就的话,那么,在今天这一动力不过是只能用来驱动一台 130 万 kW 大型汽轮发电机组的给水泵而已。近几年来,国际上大型水泵发展很快,巨型轴流泵的叶轮直径已达 7m,潜水泵直径已达 1m,用于城市及工业企业给水工程中的双吸离心泵的功率已达 5500kW。

(2) 高扬程化、高速化。目前,锅炉给水泵的单级扬程已打破了 10MPa 的记录。要进一步实现高扬程化,势必要提高泵的转速。今后随着水泵的气蚀、材料强度等问题的不断改善,泵的转速有可能进一步向高速化的方向发展,在水泵行业中,这种高速化的发展趋势是具有世界性的。

(3) 系列化、通用化、标准化。产品的系列化、通用化、标准化(简称为“三化”)是现代工业生产工艺的必然要求。1975 年国际标准化协会制订了额定压力为 0.72 MPa 的单级离心泵的主要尺寸及其规格参数(ISO2858-1975E)。此标准泵的性能范围为:流量 $6.3 \sim 400 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $0.25 \sim 1.25 \text{ MPa}$ 。目前,在欧洲凡满足此规格的水泵已作为标准泵出售。我国自 1958 年以来,在统一型号、系列分类、定型尺寸等方面也做了不少工作,水泵的托架、悬架、轴承架等主要零部件均已有了系列标准,产品的“三化”程度在不断提高。

今后,随着原子能和燃化工业等科学技术的发展,将进一步要求水泵业发展高速、高温、高压、高效率以及大容量等方面的各种特殊产品。同时,也要求不断提高现有常规产品的质量和水平。所有这些,都将意味着必需在基础理论、计算技术、模型试验、测量手段以及材料选择、加工工艺等一系列环节上的革新,未来是现今的延伸和继续,此任务是十分光荣而艰巨的。

第二章 叶片式水泵

叶片式水泵在水泵中是一个大类，其特点都是依靠叶轮的高速旋转以完成其能量的转换。由于叶轮中叶片形状的不同，旋转时水流通过叶轮受到的质量力就不同，水流流出叶轮时的方向也就不同。根据叶轮出水的水流方向可将叶片式水泵分为径向流、轴向流和斜向流 3 种。径向流的叶轮称为离心泵，液体质点在叶轮中流动时主要受到的是离心力作用。轴向流的叶轮称为轴流泵，液体质点在叶轮中流动时主要受到的是轴向升力的作用。斜向流的叶轮称为混流泵，它是上述两种叶轮的过渡形式，液体质点在这种水泵叶轮中流动时，既受离心力的作用，又有轴向升力的作用。

在城镇及工业企业的给水排水工程中，大量使用的水泵是叶片式水泵，其中以离心泵最为普遍。本章将以离心泵为重点，进行详细介绍和说明。

第一节 离心泵的工作原理与基本构造

在水力学中我们知道，当一个敞口圆筒绕中心轴作等角速旋转时，圆筒内的水面便呈抛物线上升的旋转凹面，如图 2-1 所示。圆筒半径越大，转得越快时，液体沿圆筒壁上升的高度就越大。离心泵就是基于这一原理来工作的（如图 2-1 所示），所不同的是离心泵的叶轮、泵壳都是经过专门的水力计算和设计来完成的。

图 2-2 所示为给水排水工程中常用的单级单吸式离心泵的基本构造。水泵包括蜗壳形的泵壳 1，和装于泵轴 2 上旋转的叶轮 3。蜗壳形泵壳的吸水口与水泵的吸水管 4 相连，出水口与水泵的压水管 5 相连接。水泵的叶轮一般是由两个圆形盖板所组成，盖板之间有若干片弯曲的叶片，叶片之间的槽道为过水的叶槽，如图 2-3 所示。叶轮的前盖板上有一个大圆孔，这就是叶轮的进水口，它装在泵壳的吸水口内，与水泵吸水管路相连通。离心泵在启动之前，应先用水灌满泵壳和

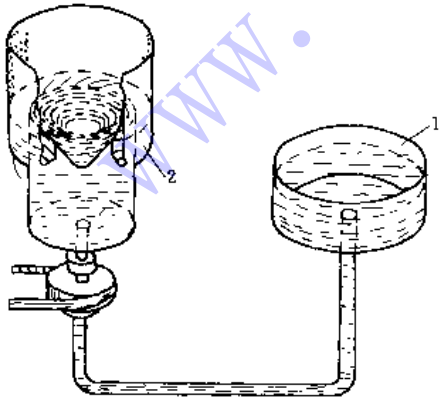


图 2-1 旋转圆筒中水流运动

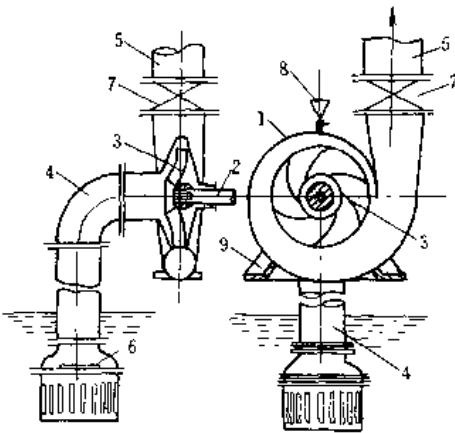


图 2-2 单级单吸式离心泵的构造

1—泵壳；2—泵轴；3—叶轮；4—吸水管；5—压水管；6—底阀；7—闸阀；8—灌水漏斗；9—泵座

吸水管，然后，驱动电机，使叶轮和水作高速旋转运动，此时，水受到离心力作用被甩出叶轮，经蜗形泵壳中的流道而流入水泵的压水管道，由压水管道而输入管网中去。在这同时，水泵叶轮中心处由于水被甩出而形成真空，吸水池中的水便在大气压力作用下，沿吸水管而源源不断地流入叶轮吸水口，又受到高速转动叶轮的作用，被甩出叶轮而输入压水管道。这样，就形成了离心泵的连接输水。

由上所述可知，离心泵的工作过程，实际上是一个能量的传递和转化的过程，它把电动机高速旋转的机械能转化为被抽升液体的动能和势能。在这个传递和转化过程中，就伴随着有许多能量损失，这种能量损失越大，该离心泵的性能就越差，工作效率就越低。

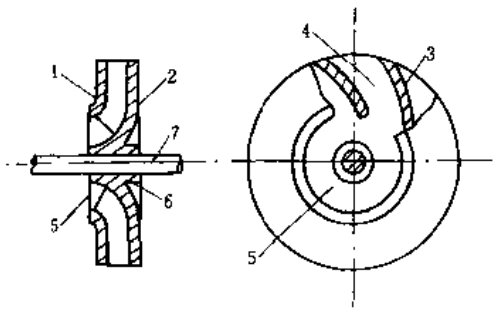


图 2-3 单吸式叶轮

1—前盖板；2—后盖板；3—叶片；4—叶槽；
5—吸水口；6—轮毂；7—泵轴

第二节 离心泵的主要零件

离心泵是由许多零件组成的。下面以给水排水工程中常用的单级单吸卧式离心泵（如图 2-4 所示）为例，来说明各零件的作用、材料和组成。

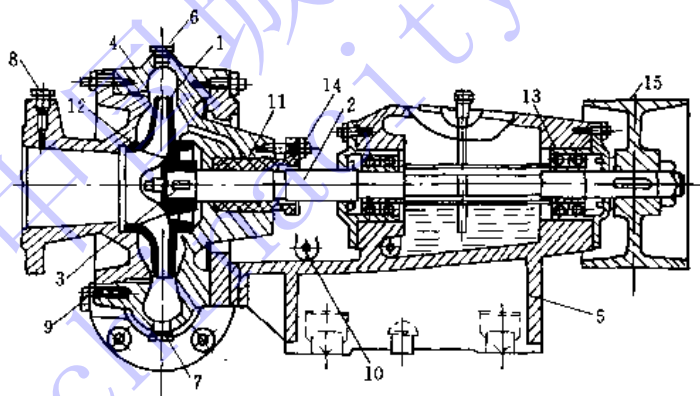


图 2-4 单级单吸卧式离心泵

1—叶轮；2—泵轴；3—键；4—泵壳；5—泵座；6—灌水孔；7—放水孔；8—接真空表孔；9—接压力表孔；10—泄水孔；11—填料盒；12—减漏环；13—轴承座；14—压盖调节螺栓；15—传动轮

一、叶轮（又称工作轮）

叶轮是离心泵的主要零件，见图 2-4 中 1。叶轮的形状和尺寸是通过水力计算来决定的。选择叶轮材料时，除了要考虑离心力作用下的机械强度以外，还要考虑材料的耐磨和耐腐蚀性能。目前多数叶轮采用铸铁、铸钢和青铜制成。

叶轮一般可分为单吸式叶轮与双吸式叶轮两种。单吸式叶轮已如图 2-3 所示，它是单边吸水，叶轮的前盖板与后盖板呈不对称状。双吸式叶轮如图 2-5 所示两边吸水，叶轮盖板呈对称状，一般大流量离心泵多数采用双吸式叶轮。



叶轮按其盖板情况又可分为封闭式叶轮、敞开式叶轮和半开式叶轮 3 种形式,如图 2-6 所示。凡具有两个盖板的叶轮,称为封闭式叶轮,如图 2-6 (a)。这种叶轮应用最广,前述的单吸式、双吸式叶轮均属这种形式。只有叶片没有完整盖板的叶轮称为敞开式叶轮,如图 2-6 (b) 所示。只有后盖板,没有前盖板的叶轮,称为半开式叶轮,如图 2-6 (c) 所示。一般在抽升含有悬浮物的污水泵中,为了避免堵塞,有时采用开式或半开式叶轮。这种叶轮的特点是叶片少,一般仅 2~5 片。而封闭式叶轮一般有 6~8 片,多的可至 12 片。

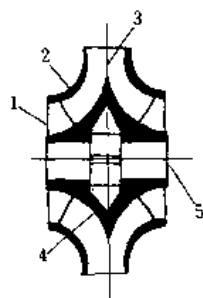


图 2-5 双吸式叶轮

1—吸入口; 2—轮盖; 3—叶片;
4—轮毂; 5—轴孔



图 2-6 叶轮形式

(a) 为封闭式叶轮; (b) 为敞开式叶轮;
(c) 为半开式叶轮

二、泵轴

泵轴是用来旋转泵叶轮的,如图 2-4 所示。常用材料是碳素钢和不锈钢。泵轴应有足够的抗扭强度和足够的刚度,其挠度不超过允许值;工作转速不能接近产生共振现象的临界转速。叶轮和轴用键来联结。键是转动体之间的连接件,如图 2-4 中 3 所示,离心泵中一般采用平键,这种键只能传递扭矩而不能固定叶轮的轴向位置,在大、中型水泵中叶轮的轴向位置通常采用轴套和并紧轴套的螺母来定位的。

三、泵壳

离心泵的泵壳通常铸成蜗壳形,其过水部分要求有良好的水力条件。叶轮工作时,沿蜗壳的渐扩断面上,流量是逐渐增大的,为了减少水力损失,在水泵设计中应使沿蜗壳渐扩断面流动的水流速度是一常数。水由蜗壳排出后,经锥形扩散管而流入压水管。蜗壳上锥形扩散管的作用是降低水流的速度,使流速水头的一部分转化为压力水头。

泵壳的材料选择,除了考虑介质对过流部分的腐蚀和磨损以外,还应使壳体具有作为耐压容器的足够的机械强度。

四、泵座

如图 2-4 中 5 所示,泵座上有与底板或基础固定用的法兰孔。泵壳顶上设有充水和放气的螺孔,以便在水泵起动前用来充水及排走泵壳内的空气。在水泵吸水和压水锥管的法兰上,开设有安装真空表和压力表的测压螺孔。在泵壳的底部设有放水螺孔,以便在水泵停车检修时用来放空积水。另外,在泵座的横向槽底开设有泄水螺孔,以便随时排走由填料盒内流出的渗漏水滴。所有这些螺孔,如果在水泵运动中暂时无用时,可以用带螺纹的丝堵(又叫“闷头”)栓紧。

上述的零件中,叶轮和泵轴是离心泵中的转动部件,泵壳和泵座是离心泵中的固定部件,此两者之间存在着 3 个交接部分,它们是:泵轴与泵壳之间的轴封装置为填料盒,如

图 2-4 中 11 所示；叶轮与泵壳内壁接缝处的减漏装置为减漏环，如图 2-4 中 12 所示；以及泵轴与泵座之间的转动连接装置为轴承座，如图 2-4 中 13 所示。

五、轴封装置

泵轴穿出泵壳时，在轴与壳之间存在着间隙，如不采取措施，间隙处就会有泄漏。当间隙处的液体压力大于大气压力（如单吸式离心泵）时，泵壳内的高压水就会通过此间隙向外大量泄漏；当间隙处的液体压力为真空（如双吸式离心泵）时，则大气就会从间隙处漏入泵内，从而降低泵的吸水性能。为此，需在轴与壳之间的间隙处设置密封装置，称之为轴封。目前，应用较多的轴封装置有填料密封、机械密封。

1. 填料密封

填料密封在离心泵中得到广泛的应用。近年来，它的形式很多，图 2-7 所示为较常见的压盖填料型的填料盒，它是由轴封套 1、填料 2、水封管 3、水封环 4 及压盖 5 等 5 个部件所组成。

填料又名盘根，在轴封装置中起着阻水或阻气的密封作用。常用的填料是浸油、浸石墨的石棉绳填料。近年来，随着工业发展，出现了各种耐高温、耐磨损以及耐强腐蚀的填料，如用碳素纤维、不锈钢纤维及合成树脂纤维编织成的填料等。为了提高密封效果，填料绳一般做成矩形断面。填料是用压盖来压紧的。压盖又叫“格兰”，它对填料的压紧程度可拧松拧紧压盖上的螺栓来进行调节，如图 2-4 中 14 所示。压盖压得太松，达不到密封效果，压得太紧，泵轴与填料的机械磨损大，消耗功率也大。如果压得过紧时，甚至可能造成抱轴现象，产生严重的发热和磨损。一般以水封管内水能够通过填料缝隙呈滴状渗出为宜。泵壳内的压力水由水封管经水封环中的小孔，如图 2-8 所示，流入轴与填料间的隙面，起着引水冷却与润滑的作用。

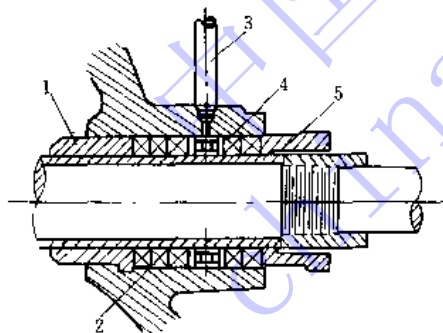


图 2-7 压盖填料型填料盒

1—轴封套；2—填料；3—水封管；4—水封环；5—压盖

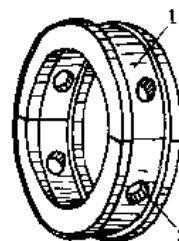


图 2-8 水封环

1—环圈空间；2—水孔

填料密封结构简单，运行可靠。但填料的寿命不长，对有毒、有腐蚀性及贵重的液体不能保证不泄漏。如发电厂的锅炉给水泵，需输送高温高压水，而泵轴的转速又高，若用填料密封则很难使泵正常工作。

2. 机械密封

机械密封又称端面密封，其基本元件与工作原理如图 2-9 所示，主要由动环 5（随轴一起旋转并能作轴向移动）、静环 6、压紧元件（弹簧 2）和密封元件（密封圈 4、7）等组成。动环籍密封腔中液体的压力和压紧元件的压力，使其端面贴合在静环的端面上，并在两环端面 A 上产生适当的比压（单位面积上的压紧力）和保持一层极薄的液体膜而达到密封的

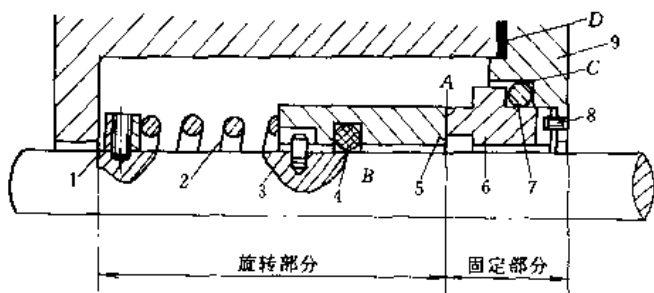


图 2-9 机械密封的基本元件和工作原理

1—弹簧座；2—弹簧；3—传动销；4—动环密封圈；5—动环；
6—静环；7—静环密封圈；8—防转销；9—压盖

目的。而动环和轴之间的间隙 B 由动环密封圈 4 密封，静环和压盖之间的间隙 C 由静环密封圈 7 密封。如此构成的三道密封（即 A 、 B 、 C 三个界面之密封），封堵了密封腔中液体向外泄漏的全部可能的途径。密封元件除了密封作用以外，还与作为压紧元件的弹簧一道起到了缓冲补偿作用。泵在运转中，轴的振动如果不加缓冲地直接传递到密封端面上，那么密封端面不能紧密贴合而会使泄漏量增加，或者由于过大的轴向载荷面导致密封端面磨损严重，使密封失效。另外，端面因摩擦必然会产生磨损，如果没有缓冲补偿，势必会造成端面的间隙越来越大面无法密封。

机械密封有许多种类，下面仅介绍平衡型与非平衡型机械密封（见图 2-10）。

非平衡型：密封介质作用在动环上的有效面积 B （去掉作用压力相互抵消的部分的面积）等于或大于动、静环端面接触面积 A 。端面上的压力取决于密封介质的压力，介质压力增加，端面上的比压成正比地增加。如果端面的比压太大，则可能造成密封泄漏严重，寿命缩短，因此非平衡型机械密封不宜在高压下使用。

平衡型：密封介质作用在动环上的有效面积 B 小于端面接触面积 A 。当介质压力增大时，端面上的比压增加缓慢，亦即介质压力的高低对端面的比压影响较小，因此平衡型可用于高压下的机械密封。

六、减漏环

叶轮吸入口的外圆与泵壳内壁的接缝处存在一个转动接缝，它正是高低压交界面，且具有相对运动的部位，很容易发生泄漏，如图 2-4 中 12 所示。为了减少泵壳内高压水向吸水口的回流量，一般在水泵构造上采用两种减漏方式：（1）减小接缝间隙（不超过 $0.1\sim0.5\text{mm}$ ）；（2）增加泄漏通道中的阻力等。在实际应用中，由于加工、安装以及轴向力等问题，在接缝间隙处很容易发生叶轮与泵壳间的磨损现象。为了延长叶轮和泵壳的使用寿命，通常在泵壳上镶嵌一个金属的口环，此口环的接缝面可以做成多齿型，以增加水流回流时的阻力，提高减漏效果，因此，一般称此口环为减漏环，如图 2-11 所示，为 3 种不同形式的减漏环。图 2-11（c）为双环迷宫型的减漏环，其水流回流时阻力很大，减漏效果好，但构造复杂。减漏环的另一作用是准备用来承磨的，因为，在实际运行中，在这个部位上，摩擦常是难免的，水泵中有了减漏环，当间隙磨大后，只须更换口环而不致使叶轮和泵壳报废，因此，减漏环又称承磨环，是一个易损件。

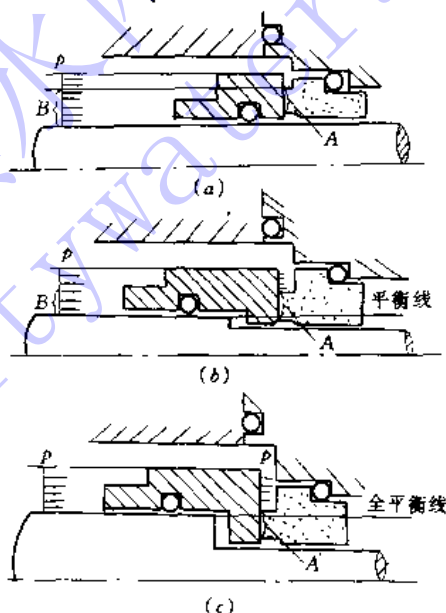


图 2-10 平衡型与非平衡型机械密封

(a) $B>A$ 非平衡型；(b) $B<A$ 平衡型；
(c) $B=0$ 完全平衡型

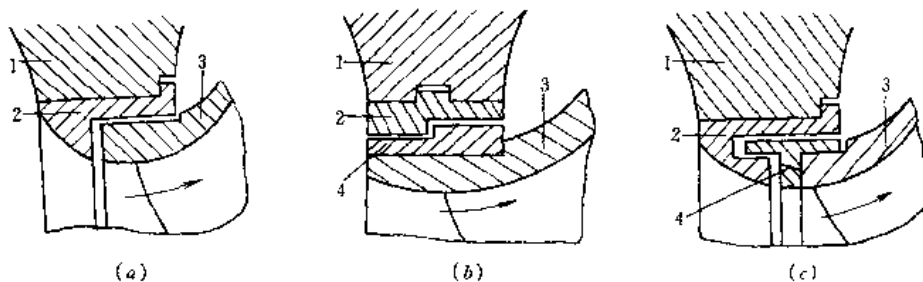


图 2-11 减漏环

(a) 为单环型；(b) 为双环型；(c) 为双环迷宫型

1—泵壳；2—镶在泵壳上的减漏环；3—叶轮；4—镶在叶轮上的减漏环

七、轴承座

轴承座是用来支承轴的。轴承装于轴承座内作为转动体的支持部分。水泵中常用的轴承为滚动轴承和滑动轴承两类。依荷载大小滚动轴承可分为滚珠轴承和滚柱轴承两种，其构造基本相同，一般荷载大的采用滚柱轴承。依荷载特性又可分为只承受径向荷载的叫径向式轴承，只承受轴向荷载的叫止推式轴承，如图 2-12 所示，以及同时支承径向和轴向荷载的叫径向止推轴承。

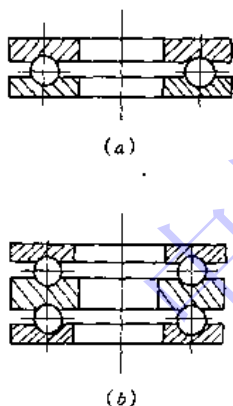


图 2-12 止推轴承

(a) 为单排滚珠止推轴承；

(b) 为双排滚珠止推轴承

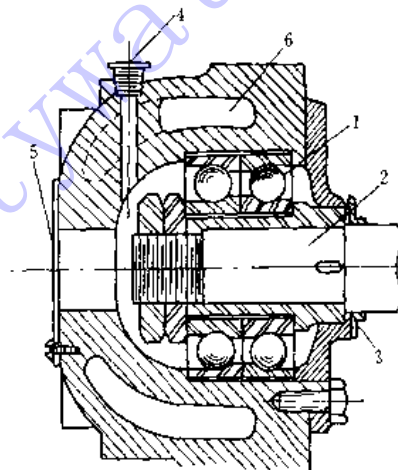


图 2-13 轴承座构造

1—双列滚珠轴承；2—泵轴；3—阻漏油橡皮圈；
4—油杯孔；5—封板；6—冷却水套

图 2-13 所示为轴承座的构造。它采用双列滚珠轴承。图中 6 为冷却水套。一般在轴承发热量较大、单用空气冷却不足以将热量散逸时，可采用这种水冷套的形式来冷却，水套上要另外接冷却水管。

大、中型水泵（一般泵轴直径大于 75mm 时）常采用青铜或铸铁（巴氏合金^①衬里）制造的金属滑动轴瓦，用油进行润滑。也有采用橡胶、合成树脂、石墨等非金属材料制成的滑动轴承，可使用水润滑和冷却。

① 巴氏合金：系锡（Sn）、铅（Pb）、锑（Sb）、铜（Cu）的合金，统称为巴氏合金。其特点是柔软、耐磨、富有塑性，油附着性好，通常将它贴附在青铜或铸铁的轴瓦上使用。



八、联轴器

电动机的出力是通过联轴器来传递给水泵的。联轴器又称“靠背”轮，有刚性和挠性两种。刚性联轴器，实际上就是用两个圆法兰盘连接，它对于泵轴与电机的不同心度，在连接中无调节余地，因此，要求安装精度高。常用于小型水泵机组和立式泵机组的连接。

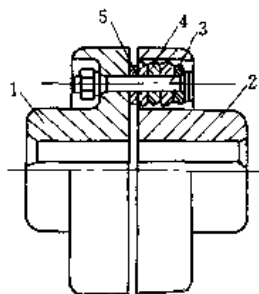


图 2-14 挠性联轴器

1—泵侧联轴器；2—电机侧联轴器；
3—柱销；4—弹性圈；5—挡圈

图 2-14 所示为常用的圆盘形挠性联轴器。它实际上是钢柱销带有弹性橡胶圈的联轴器，包括有两个圆盘，用平键分别将泵轴和电机轴相连接。一般大、中型卧式泵机组安装中，为了减少传动时因机轴有少量偏心而引起的轴周期性的弯曲应力和振动，常采用这类挠性联轴器。在泵房机组的运行中，应定期检查橡胶圈的完好情况，以免发生由于弹性橡胶圈磨损后未能及时换上，致使钢轴与圆盘孔直接发生摩擦，把孔磨成椭圆或失圆等现象。

九、轴向力平衡措施

单吸式离心泵，由于其叶轮缺乏对称性，离心泵工作时，叶轮两侧作用的压力不相等，如图 2-15 所示。因此，在水泵叶轮上作用有一个推向吸入口的轴向力 Δp 。这种轴向力特别

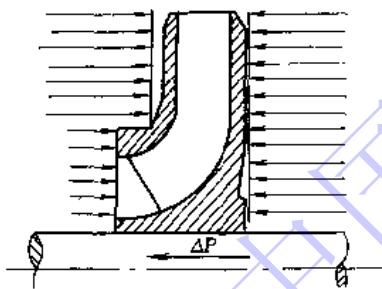


图 2-15 轴向推力

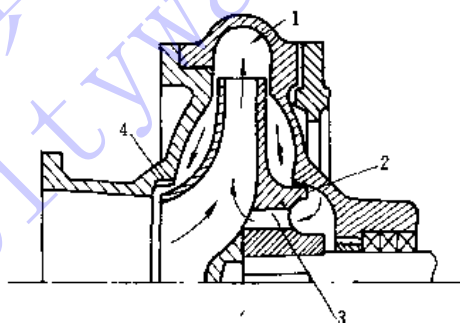


图 2-16 平衡孔

1—排出压力；2—加装的减漏环；
3—平衡孔；4—泵壳上的减漏环

是对于多级式的单吸离心泵来讲，数值相当大，必须采用专门的轴向力平衡装置来解决。对于单级单吸式离心泵而言，一般采取在叶轮的后盖板上钻开平衡孔，并在后盖板上加装减漏环，如图 2-16 所示。此环的直径可与前盖板上的减漏口环直径相等。压力水经此减漏环时压力下降，并经平衡孔流回叶轮中去，使叶轮后盖板上的压力与前盖板相接近，这样，就消除了轴向推力。此方法的优点是构造简单，容易实行。缺点是，叶轮流道中的水流受到平衡孔回流水的冲击，使水力条件变差，水泵的效率有所降低。一般在单级单吸式离心泵中，此方法应用仍是很广的。

第三节 叶片泵的基本性能参数

水泵的基本性能，通常由 6 个性能参数来表示：



(1) 流量(抽水量)——水泵在单位时间内所输送的液体数量。用字母 Q 表示,常用的体积流量单位是 m^3/h 或 L/s 。常用的重量流量单位是 t/h 。

(2) 扬程(总扬程)——水泵对单位重量 (1kg) 液体所作之功,也即单位重量液体通过水泵后其能量的增值。用字母 H 表示,其单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}/\text{kg}$,也可折算成抽送液体的液柱高度 (m) 表示;工程中用国际压力单位帕斯卡 (Pa)^① 表示。

扬程是表征液体经过水泵后比能增值的一个参数,如果水泵抽送的是水,水流进水泵时所具有的比能为 E_1 ,流出水泵时所具有的比能为 E_2 ,则水泵的扬程 $H=E_2-E_1$ 。那么,水泵的扬程,也就是水比能的增值。

(3) 轴功率——泵轴得自原动机所传递来的功率称为轴功率,以 N 表示。原动机为电力拖动时,轴功率单位以 kW 表示。

(4) 效率——水泵的有效功率与轴功率之比值,以 η 表示。

单位时间内流过水泵的液体从水泵那里得到的能量叫做有效功率,以字母 N_u 表示,水泵的有效功率为

$$N_u = \gamma QH (\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}) \quad (2-1)$$

式中 γ ——液体的容重 (kg/m^3)。

由于水泵不可能将原动机输入的功率完全传递给液体,在水泵内部有损失,这个损失通常就以效率 η 来衡量。水泵的效率为:

$$\eta = \frac{N_u}{N} \quad (2-2)$$

由此求得水泵的轴功率:

$$N = \frac{N_u}{\eta} = \frac{\gamma QH}{\eta} (\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}) \quad (2-3)$$

或

$$N = \frac{\gamma QH}{102\eta} (\text{kW}) \quad (2-4)$$

或

$$N = \frac{\gamma QH}{75\eta} (\text{HP}) \quad (2-5)$$

有了轴功率、有效功率及效率的概念后,可按下式计算运行水泵的电耗 (W) 值。

$$W = \frac{\gamma QH}{102\eta_1 \cdot \eta_2} \cdot t (\text{kWh})$$

式中 t 为水泵运行的小时数; η_1 及 η_2 分别为水泵及电机的效率值。

例如:某水厂取水泵站,供水量 $Q=8.64 \times 10^4 \text{m}^3/\text{d}$,扬程 $H=30\text{m}$;水泵及电机的效率均为 80% ,则该泵站工作 10h 其电耗值为:

将 $Q=8.64 \text{m}^3/\text{d}=1 \text{m}^3/\text{s}$; $H=30\text{m}$; $\eta_1=\eta_2=0.8$ 代入,则 $W=4594\text{kWh}$

(5) 转速——水泵叶轮的转动速度,通常以每分钟转动的次数来表示,以字母 n 表示。常用单位为 r/min 。

① 一个工程大气压 $=1$ 公斤/厘米² $=98.0665$ 千帕 (kPa) ≈ 0.1 兆帕 (MPa)。

各种水泵都是按一定的转速来进行设计的，当使用时水泵的实际转速不同于设计转速值时，则水泵的其它性能参数（如 Q 、 H 、 N 等）也将按一定的规律变化。

在往复泵中转速通常以活塞往复的次数来表示（次/min）（详见第三章）。

（6）允许吸上真空高度（ H_s ）及气蚀余量（ H_{sv} ）：

允许吸上真空高度（ H_s ）——指水泵在标准状况下（即水温为 20℃、表面压力为一个标准大气压）运转时，水泵所允许的最大的吸上真空高度。单位为 mH_2O ^❶。水泵厂一般常用 H_s 来反映离心泵的吸水性能。

气蚀余量（ H_{sv} ）——指水泵进口处，单位重量液体所具有超过饱和蒸气压力的富裕能量。水泵厂一般常用汽蚀余量来反映轴流泵、锅炉给水泵等的吸水性能。单位为 mH_2O 。气蚀余量在水泵样本中也有以 Δh 来表示的。

H_s 值与 H_{sv} 值两者是从不同的角度来反映水泵吸水性能好坏的参数（详见第十一节）。

上述 6 个性能参数之间的关系，水泵厂通常是用特性曲线来表示的。在水泵样本中，除了对该型号水泵的构造、尺寸作出说明以外，更主要的是提供了一套表示各性能参数之间相互关系的特性曲线，使用户能全面地了解该水泵的性能（详见本章第六节）。

另外，为方便用户使用，每台水泵的泵壳上钉有一块铭牌，铭牌上简明地列出了该水泵在设计转速下运转，效率为最高时的流量、扬程、轴功率及允许吸上真空高度或汽蚀余量值。铭牌上所列出的这些数值，是该水泵设计工况下的参数值，它只是反映在特性曲线上效率最高那个点的各参数值。如国内生产的 12Sh-28A 型单级双吸式离心泵的铭牌为：

离心式清水泵	
型号：12Sh-28A	转数：1450r/min
扬程：10m	效率：78%
流量：684m ³ /h	轴功率：28kW
允许吸上真空高度：4.5m	重量：660kg

铭牌上各符号及数字的意义：

12——表示水泵吸水口的直径（in）^❷；

Sh——汉语拼音“shuāng”双的头两个字母，表示单级双吸卧式离心泵；

28——表示水泵的比转数被 10 除的整数，也即该水泵的比转数为 280（“比转数”详见本章第八节）；

A——表示该水泵叶轮的直径已经切削小了一档（详见本章第九节）。

第四节 离心泵的基本方程式

离心泵是靠叶轮的旋转来抽送水的，那么，工作水流在旋转的叶轮中究竟是如何运动的呢？一个旋转的叶轮能够产生多大的扬程？对于这些运动规律，我们将借助于离心泵的基本方程式的推导和分析，逐一得到进一步的了解。

❶ 1mH₂O=9806.65Pa。

❷ 1in=2.54cm。

一、叶轮中液体的流动情况

图 2-17 所示为离心泵闭式叶轮的平面及剖面。水流从吸水管沿着泵轴的方向以绝对速度 C_0 自叶轮进口处流入，液体质点在进入叶轮后，就经历着一种复合圆周运动。因此，研究液体质点在叶轮中的流动时，存在着两个坐标系： a . 旋转着的叶轮是动坐标系； b . 固定不动的泵壳或泵座是静坐标系。水流在叶槽中以速度 W 沿叶片而流动，这是液体质点对动坐标系的运动，称为相对运动，其相对速度为 W 。在这同时，水流又有随叶轮一起作旋转运动的一个圆周速度 u ，此速度可看作叶轮这个动坐标系对泵壳这个静坐标系的运动速度，称为牵连速度。上述这两个速度的合成，即为液体质点对泵壳的绝对速度 C 。换句话说，对泵壳而言，水流将以绝对速度 C 在运动着。则水流在叶轮中的复合运动可用速度平行四边形来表示，如图 2-17 所示。图中速度 C_1 与 u_1 和 C_2 与 u_2 的夹角，称为 α_1 和 α_2 角， W_1 与负 u_1 和 W_2 与负 u_2 间的夹角，称为 β_1 和 β_2 角，在水泵的设计中， β_1 又被称为叶片的进水角， β_2 被称为叶片的出水角。

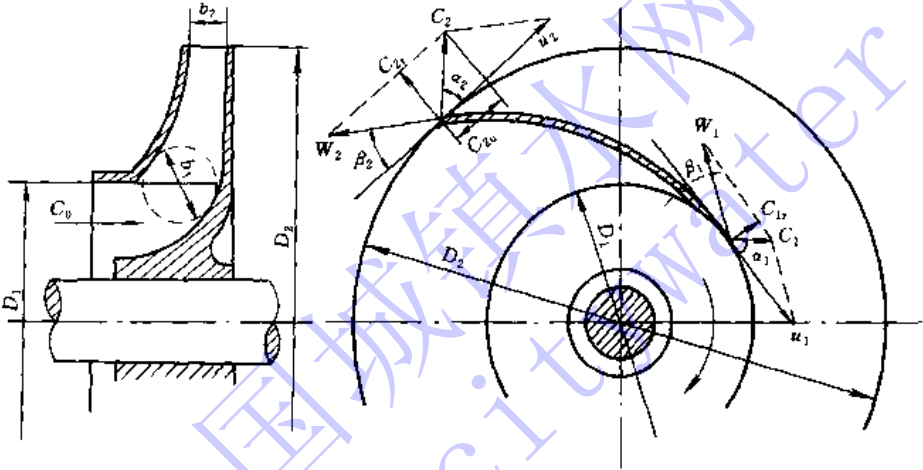


图 2-17 离心泵叶轮中水流速度

当叶片出口是径向时， $\beta_2=90^\circ$ ，如图 2-18 (b) 所示。当 β_1 和 β_2 均小于 90° 时，叶片与旋转方向呈后弯式叶片，如图 2-18 (a) 所示。当 β_2 大于 90° 时，叶片与旋转方向呈前弯式叶片，如图 2-18 (c) 所示。因此， β_2 角的大小反映了叶片的弯度，是构成叶片形状和叶

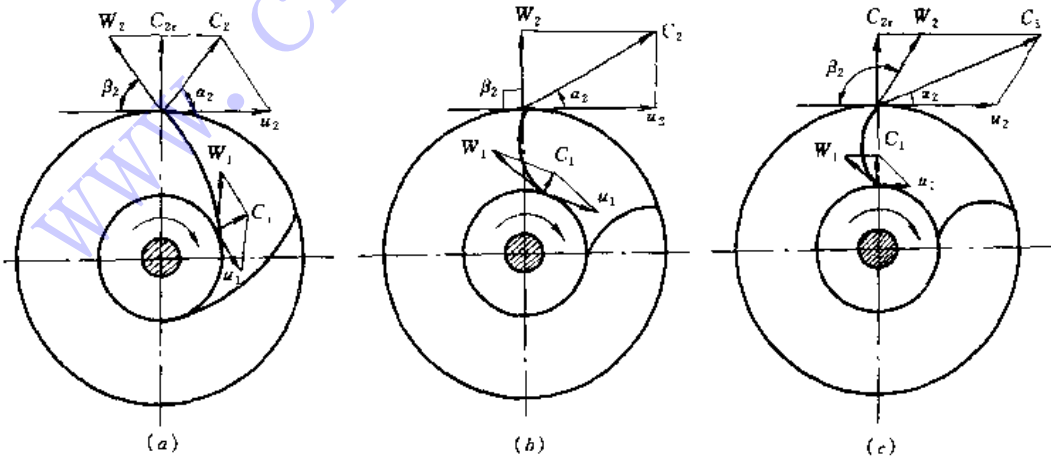


图 2-18 离心泵叶片形状

(a) 为后弯式 ($\beta_2<90^\circ$)；(b) 为径向式 ($\beta_2=90^\circ$)；(c) 为前弯式 ($\beta_2>90^\circ$)

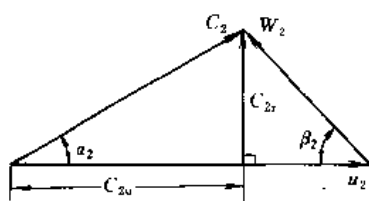


图 2-19 叶轮出口速度三角形

由图可知：

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2 = u_2 - C_{2r} \cot \beta_2 \quad (2-6)$$

$$C_{2r} = C_2 \sin \alpha_2 \quad (2-7)$$

二、基本方程式的推导

研究了叶轮中液体的运动以后,可以利用动量矩定理来推导叶片式水泵的基本方程式。为了简化分析推理,对叶轮的构造和液流性质先作 3 点假定:1. 液流是恒定流;2. 叶槽中,液流均匀一致,叶轮同半径处液流的同名速度相等;3. 液流为理想液体。也即不显示粘滞性,不存在水头损失,这时,扬程为理论扬程 H_T , 而且密度不变。

图 2-20 所示离心泵某一叶槽内水流上的作用力。在时间 $t=0$ 时,这段水流居于 $abcd$ 的位置,经过 dt 时段后,这段水流位置变为 $efgh$ 。在 dt 时段时,有很薄的一层水 $abef$ 流出叶槽,这层水的质量,用 dm 表示。根据前述假定可知,在 dt 时段内,流入叶槽的水 $cdgh$ 也具有质量 dm , 而且,叶槽内的那部分水流 $abgh$ 的动量矩可认为在 dt 时段内没有发生变化。因此,叶槽所容纳的整股水流的动量矩变化等于质量 dm 的动量矩变化。根据流动均匀一致的假定,应用动量矩定理可写出:

$$\frac{dm}{dt} (C_2 \cos \alpha_2 R_2 - C_1 \cos \alpha_1 R_1) = M \quad (2-8)$$

式中 M ——作用在叶槽内整股水流上的所有外力矩;

R_1, R_2 ——分别为叶轮进口和出口至轴中心的半径。

组成 M 的外力有:1. 叶片迎水面和背水面作用于水的压力 P_2 及 P_1 (见图 2-20);2. 作用在 ab 与 cd 面上的水压力 P_3 及 P_4 , 它们都沿着径向,所以对转轴没有力矩;3. 作用于水流的摩擦阻力 P_5 及 P_6 , 但由于是理想液体,故不予考虑。

把 (2-8) 式推广应用到流过叶轮的全部叶槽的水流时,式中的 M 须换成作用于全部水

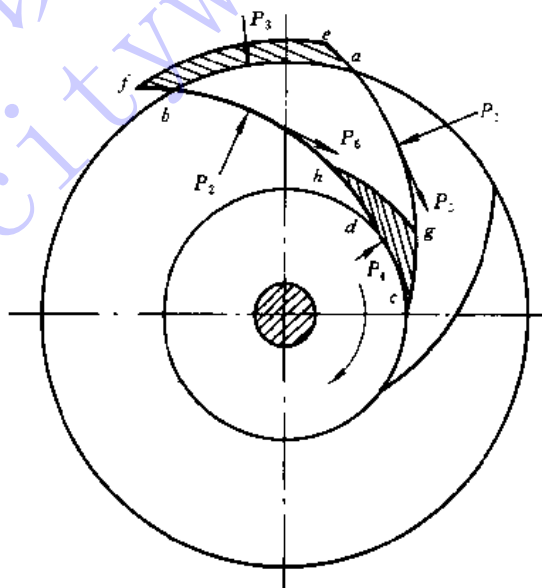


图 2-20 叶槽内水流上作用力

流的所有力矩之和 ΣM ，式中的 $\frac{dm}{dt}$ 可改写成 $\frac{\gamma Q_T}{g}$ 因此得：

$$\Sigma M = \frac{\gamma Q_T}{g} (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \quad (2-9)$$

式中 Q_T ——通过叶轮的理论流量。

根据假定 3 知道，叶轮是在无水力损失下运转，故叶轮上的功率全部传给了液体，其理论功率 N_T 可以用外力矩 (ΣM) 和叶轮旋转角速度 (ω) 的乘积来表示。

$$\text{即} \quad N_T = \Sigma M \omega \quad (\text{kg} \cdot \text{m/s}) \quad (2-10)$$

又知，理论功率 $N_T = \gamma Q_T H_T$ ，故得：

$$H_T = \frac{\Sigma M \omega}{\gamma Q_T} \quad (2-11)$$

将 (2-9) 式代入上式得：

$$H_T = \frac{\omega}{g} (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \quad (2-12)$$

由假定 2 可知： $u_1 = R_1 \omega$ ， $u_2 = R_2 \omega$ ，代入 (2-12) 式得：

$$H_T = \frac{1}{g} (u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u}) \quad (2-13)$$

(2-13) 式为离心泵的基本方程式。

三、基本方程式的讨论

1. 为了提高水泵的扬程和改善吸水性能，大多数离心泵在水流进入叶片时，使 $\alpha_1 = 90^\circ$ ，也即 $C_{1u} = 0$ ，此时，基本方程式可写成：

$$H_T = \frac{u_2 C_{2u}}{g} \quad (2-14)$$

由上式可知，为了获得正值扬程 ($H_T > 0$)，必须使 $\alpha_2 < 90^\circ$ ， α_2 愈小，水泵的理论扬程愈大。在实际应用中，水泵厂一般选用 $\alpha_2 = 6^\circ \sim 15^\circ$ 左右。

2. 水流通过水泵时，比能的增值 (H_T) 与圆周速度 u_2 有关。而 $u_2 = \frac{n\pi D_2}{60}$ ，因此，水流在叶轮中所获得的比能与叶轮的转速 (n)、叶轮的外径 (D_2) 有关。增加转速 (n) 和加大轮径 (D_2)，可以提高水泵之扬程。

3. 基本方程式在推导过程中，液体的容重 γ 并没起作用而被消掉的，因此，该方程可适用于各种理想流体。这表明，离心泵的理论扬程与液体的容重无关，其解释理由是：液体在一定转速下所受的离心力与液体的质量，也就是它的容重有关，但液体受离心力作用而获得的扬程，相当于离心力所造成的压强，除以液体的容重。这样，容重对扬程的影响便消除了。然而，当输送不同容重的液体时，水泵所消耗的功率将是不同的。液体容重越大，水泵消耗的功率也越大。因此，当输送液体的 γ 不同，而理论扬程 (H_T) 相同时，原动机所须供给的功率消耗是完全不相同的。

4. 由叶轮的进出口速度三角形图可知，按余弦定律可得：

$$W_1^2 = u_1^2 + C_1^2 - 2u_1 C_1 \cos \alpha_1 \quad (2-15)$$

$$W_2^2 = u_2^2 + C_2^2 - 2u_2 C_2 \cos \alpha_2 \quad (2-16)$$

将上两式除以 $2g$ ，并相减可得：

$$\frac{u_2C_2\cos\alpha_2 - u_1C_1\cos\alpha_1}{g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

因此：

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \tag{2-17}$$

(2-17) 式的含义，我们从水力学的相对运动能量方程中可以知道，水泵叶轮进出口断面的势能方程为：

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} = \left(Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} \right) - \left(Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} \right) \tag{2-18}$$

式中用 H_1 代表水泵叶轮所产生的势扬程，可得：

$$H_1 = \left(Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} \right) - \left(Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} \right) \tag{2-19}$$

如果用 H_2 代表水泵叶轮所产生的动扬程，可得：

$$H_2 = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \tag{2-20}$$

将 (2-19)、(2-20) 式代入 (2-17) 式，可得：

$$H_T = H_1 + H_2 \tag{2-21}$$

可见，水泵的扬程是由两部分能量所组成的，一部分为势扬程 (H_1)，另一部分为动扬程 (H_2)，它在流出叶轮时，以比动能的形式出现。在实际应用中，由于动能转化为压能过程中，伴有能量损失，因此，动扬程 H_2 这一项在水泵总扬程中所占的百分比愈小，泵壳内

① $H_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$ 该式表示单位重量液体在叶轮中运动时所获得的压能增值。而这种压能增值，是由两部分能量所组成的：

第一部分是 $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ ，它虽然是以速头差的形式来表示，但实际上是离心力对单位重量液体所作之功。它使液体在经过泵的叶轮时，压能增加。

证明如下：当单位重量的液体，沿半径方向移动 dR 距离时，则离心力对它所作之功为： $dA = \frac{1}{g} R \omega^2 dR$ 。单位重量液体由叶轮进口半径 R_1 处流到半径 R_2 的出口时，离心力所做之总功为：

$$A = \int_{R_1}^{R_2} dA = \frac{1}{g} \int_{R_1}^{R_2} R \omega^2 dR = \frac{\omega^2 R_2^2 - \omega^2 R_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

假设流过叶轮的水量为 1kg ，则离心力使 1kg 液体获得的有效压力用水柱高度 $[h_1]$ 来表示时：

$$[h_1] \times 1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \text{ (mH}_2\text{O)}$$

第二部分是 $\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$ ，它虽然也是速头差的形式，但实际上是叶槽内水流相对速度下降所转化的压能增值。因为叶轮进口面积较小，速度 W_1 就大；出口面积较大，速度 W_2 就小，因此，由于叶槽断面扩张而产生的压力增高，也可用水柱高度 $[h_2]$ 来表示： $[h_2] = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \text{ (mH}_2\text{O)}$

所以：

$$H_1 = [h_1] + [h_2] \text{ (mH}_2\text{O)}$$



部的水力损失就愈小，水泵的效率将提高。

四、基本方程式的修正

在上述推导基本方程式时，曾作了3点假定，现分述并修正如下：

假定1 关于液体是恒定流问题。当叶轮转速不变时，叶轮外的绝对运动可以认为是恒定的。在水泵开动一定时间以后，外界使用条件不变时，这一条假定基本上可以认为是能满足的。

假定2 关于叶槽中，液流均匀一致，叶轮同半径处液流的同名速度相等问题。这在实际应用中是有差异的。实际水泵的叶轮叶片一般为2~12片左右，在叶槽中，水流具有某种程度的自由。当叶轮转动时，叶槽内水流的惯性，反抗水流本身被叶槽带着旋转，趋向于保持水流的原来位置，因而相对于叶槽产生了“反旋现象”。图2-21(b)所示，为水流在封闭叶槽中的反旋现象。

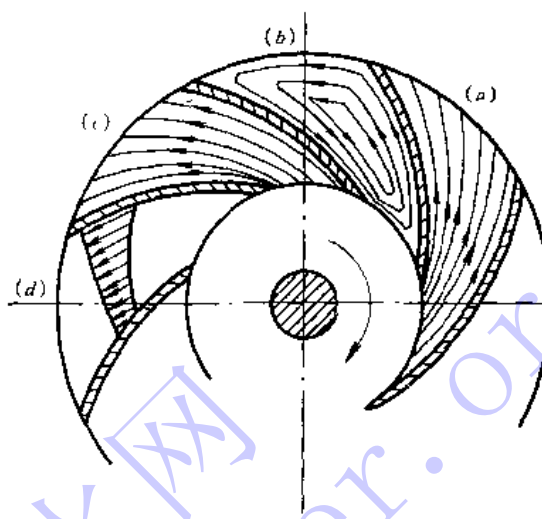


图 2-21 反旋现象对流速分布的影响

图2-21(a)表示无反旋情况下的流速分布。水泵运转中，叶槽内的实际相对速度将等于图2-21(a)与(b)所示的速度之叠加如图2-21(c)所示。

由图2-21可以看出，由于反旋，靠近叶片背水面的地方，流速提高压力降低。靠近叶片迎水面的地方，流速降低压力升高。这与叶轮内叶片迎水面的压力高于背水面的事实是相符合的，而与叶轮内水流运动均匀一致的假定是相矛盾的。因此，水泵叶槽中流速的实际分布是不均匀的，如图2-21(d)所示。在实际应用中需要进行专门的计算来修正。修正后的理论扬程为 H'_T ，它与理论扬程 H_T 之间关系为 $H'_T = \frac{H_T}{1+p}$ （式中 p 为修正系数，由经验公式确定）。

假定3 关于理想液体的问题。由于水泵站抽升的是实际液体（如江河中的水）。在泵壳内有水力损耗（包括叶轮进、出口的冲击，叶槽中的紊动，弯道和摩阻损失等），因此，水泵的实际扬程（ H ）值，将永远小于其理论扬程值。水泵的实际扬程可用下式表示：

$$H = \eta_h H'_T = \eta_h \frac{H_T}{1+p} \quad (2-22)$$

式中 η_h ——水力效率（%）；
 p ——修正系数。

综上所述，我们已推导和讨论了离心泵的基本方程式，知道了叶轮中水流的运动情况以及离心泵的实际扬程（ $\alpha_2 = 90^\circ$ ）小于其理论扬程。

第五节 离心泵装置的总扬程

离心泵基本方程式揭示了决定水泵本身扬程的一些内在因素。这对于水泵的设计、选



型以及深入分析各个因素对泵性能的影响是很有用处的。然而，在给水排水工程中，从使用水泵的角度上看，水泵的工作，必然要与管路系统以及许多外界条件（如江河水位、水塔高度、管网压力等）联系在一起的。在下面的讨论中，把水泵配上管路以及一切附件后的系统称为“装置”，如图 2-22 所示。

那么，在水厂的管理中，将如何来确定正在运转中的离心泵装置的总扬程？或者，在进行泵站的工艺设计时，将如何依据原始资料来计算所需的扬程进行选泵？本节讨论两个方面的问题。

从第三节可知，水泵的扬程 $H = E_2 - E_1$ 。就图 2-22 所示的离心泵装置来分析，以吸水水面 0-0 为基准面，列出进水断面 1-1 及出水断面 2-2 的能量方程式。则扬程为：

$$H = E_2 - E_1 = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - \left(Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right)$$

故：

$$H = (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (2-23)$$

式中 $Z_1, \frac{P_1}{\gamma}, v_1$ ——相应于断面 1-1 处的位置头、绝对压头和流速头；

$Z_2, \frac{P_2}{\gamma}, v_2$ ——相应于断面 2-2 处的位置头、绝对压头和流速头；

而

$$P_1 = P_a - P_v \quad (2-24)$$

$$P_2 = P_a + P_d \quad (2-25)$$

式中 P_a ——大气压力 (MPa)；

P_v ——真空表读数 (MPa)。也即表示承接点的真空值。真空表读数越大，即表示该点真空值越高；

P_d ——压力表读数 (MPa)。也即表示承接点的测管高度乘以液体容重。压力表读数越大，说明该点的相对压力越高。

将 (2-24)、(2-25) 式代入 (2-23) 式，得：

$$H = \Delta Z + \frac{P_d + P_v}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (2-26)$$

式中 以 $H_d = \frac{P_d}{\gamma}$ 、 $H_v = \frac{P_v}{\gamma}$ 代入得：

$$H = H_d + H_v + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta Z \quad (2-27)$$

H_d 为以水柱高度表示的压力表读数， H_v 为以水柱高度表示的真空表读数。一般水厂中的取水泵房运行时，其 $\left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta Z \right)$ 值较小，则 (2-27) 式在实际应用时可写为：

$$H = H_d + H_v \quad (2-28)$$

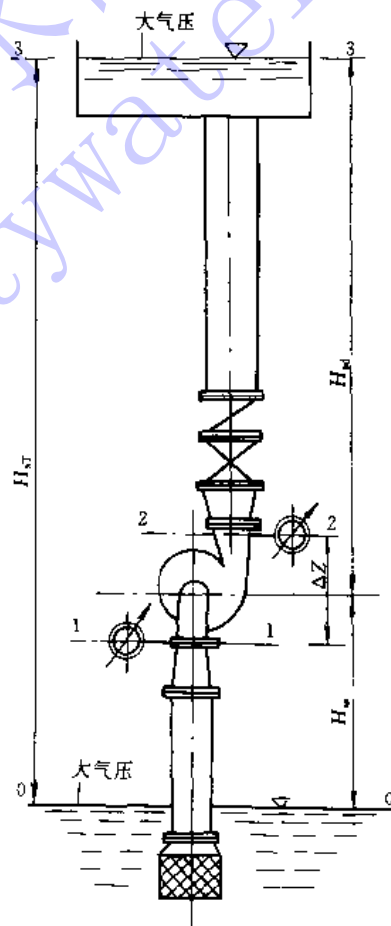


图 2-22 离心泵装置

由 (2-28) 式可知, 只要把正在运行中的水泵装置的真空表和压力表读数相加, 就可得出该水泵的工作扬程。

另外, 水泵扬程也可以用管道中水头损失及扬升液体高度来计算; 我们分别列出基准面 0—0 和断面 1—1 的能量方程式, 以及列出断面 2—2 和断面 3—3 的能量方程式, 可得:

$$H_v = H_{ss} + \Sigma h_s + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{\Delta Z}{2} \tag{2-29}$$

及
$$H_d = H_{sd} + \Sigma h_d + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{\Delta Z}{2} \tag{2-30}$$

式中 H_{ss} ——水泵吸水地形高度(mH₂O)。也即自水泵吸水井(池)水面的测管水面至泵轴之间的垂直距离(如吸水井是敞开的, H_{ss} 即为吸水井水面与泵轴之间的高差);

H_{sd} ——水泵压水地形高度 (mH₂O)。也即从泵轴至水塔的最高水位或密闭水箱液面的测管水面之间的垂直距离;

Σh_s 、 Σh_d ——分别为水泵装置吸水管路及压水管路中的水头损失之和 (mH₂O)。

将 (2-29)、(2-30) 式代入 (2-27) 式, 并化简后可得:

$$H = H_{ss} + H_{sd} + \Sigma h_s + \Sigma h_d \tag{2-31}$$

也即:
$$H = H_{ST} + \Sigma h \tag{2-32}$$

$$H_{ST} = H_{ss} + H_{sd}$$

式中 H_{ST} ——为水泵的静扬程 (mH₂O)。即水泵吸水井的设计水面与水塔 (或密闭水箱) 最高水位之间的测管高差。

$$\Sigma h = \Sigma h_s + \Sigma h_d$$

式中 Σh ——水泵装置管路中水头损失之总和 (mH₂O)。

由 (2-32) 式可以看出, 水泵的扬程在实际工程中, 用于两方面: 一是将水由吸水井提升至水塔 (即静扬程 H_{ST}); 二是消耗在克服管路中的水头损失 (Σh)。此公式是设计泵站经常要使用的, 它表达了如何根据外界条件, 来计算水泵应该具有的扬程。

本节中所介绍的求水泵扬程公式, 对于其它各种布置形式的水泵装置也都适用。如图 2-23 (a) 所示为自灌式岸边取水泵房, 水泵是处于自灌状态下工作, 图 2-23 (b) 是自灌式取水泵房装置示意, 水泵的进口与出口都装有压力表, 其扬程公式可推求如下:

按图 2-23 (b) 所示, 以进口轴线为基准, 该水泵扬程的能量方程式为:

$$H = E_2 - E_1 = Z + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right)$$

式中 P_1 、 P_2 也可以都用相对压力来表示, 则 $\frac{P_1}{\gamma} = H'_d$ 、 $\frac{P_2}{\gamma} = H_d$ (分别为水泵进口与出口的压力表读数)。

因此:

$$H = H_d - H'_d + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + Z \tag{2-33}$$

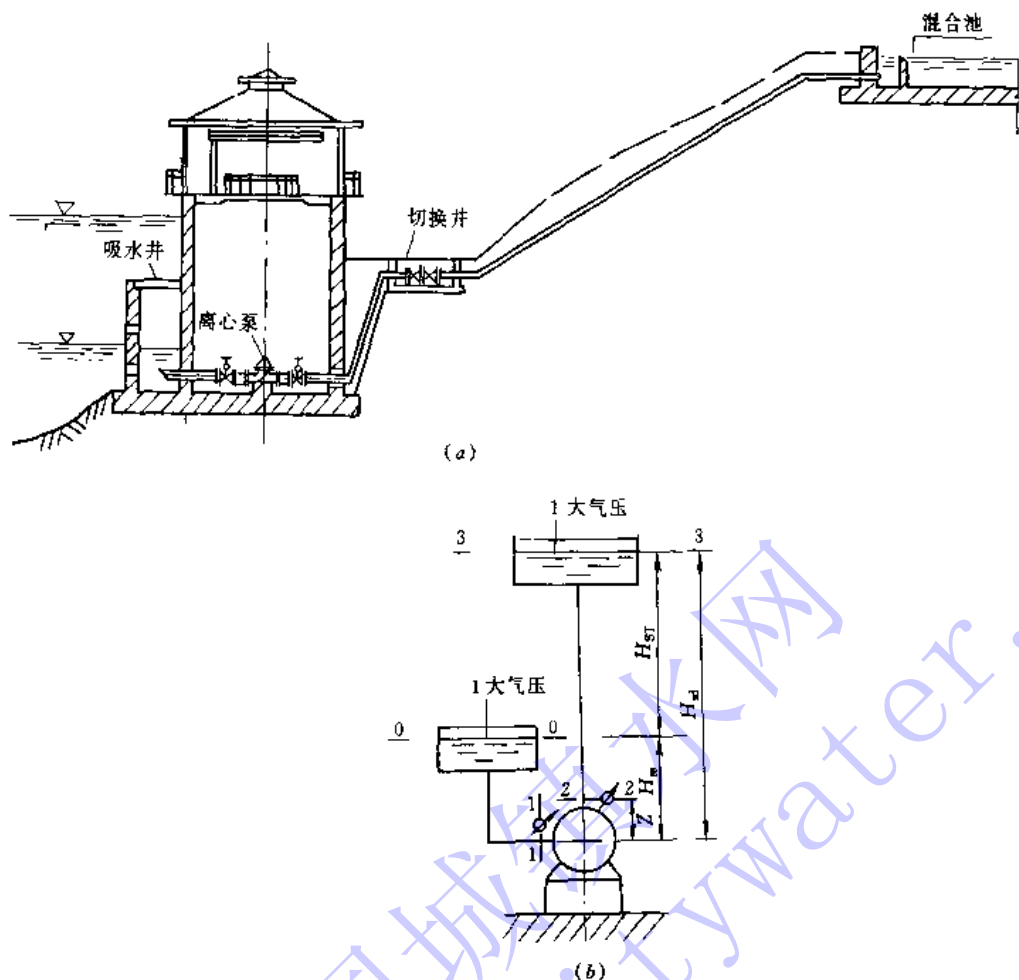


图 2-23 自灌式岸边取水泵房

(a) 为自灌式岸边取水泵房；(b) 为自灌式岸边取水泵房示意

如果压力表均装在沿泵轴线 ($Z=0$)，又可忽略流速头差 ($\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = 0$) 时，则扬程公式简化为：

$$H = H_d - H'_d \quad (2-34)$$

同理，列出 2—2 断面、3—3 断面及 0—0 断面、1—1 断面的能量方程式可得：

$$H_d = H_{sd} + \sum h_d - \frac{v_2^2}{2g} - Z \quad (2-35)$$

$$H'_d = H_{ss} - \sum h_s - \frac{v_1^2}{2g} \quad (2-36)$$

将 (2-35)、(2-36) 式代入 (2-33) 式，可得：

$$H = H_{st} + \sum h \quad (2-37)$$

必须注意：公式 (2-32) 及 (2-37) 的推导中，均认为高地水池表面的 $v_3 = 0$ ，如果水泵装置的出口是消防喷嘴射流时，则此公式使用时必须考虑 $\frac{v_2^2}{2g}$ 的影响 (见本节思考题 4)。

【例】 岸边取水泵房，如图 2-23 所示。已知下列数据，求该水泵之扬程。

水泵流量 $Q = 120 \text{ L/s}$ ，吸水管路长度 $l_1 = 20 \text{ m}$ ，压水管路长度 $l_2 = 300 \text{ m}$ (均采用铸铁



管), 吸水管径 $D_s=350\text{mm}$, 压水管径 $D_d=300\text{mm}$ 。吸水井水面标高为 58.00m , 泵轴标高为 60.00m , 水厂混合池水面标高为 90.00m 。

吸水进口采用无底阀的滤水网, 90° 弯头一个, $DN350\times 300$ 渐缩管一个。

【解】 水泵的静扬程: $H_{ST}=90-58=32\text{m}$

吸水管路中沿程损失: $h_1=il$ (i 可查给水排水设计手册), $h_1=0.0065\times 20=0.13\text{m}$

$DN=350\text{mm}$ 时, 管中流速 $v_1=1.25\text{m/s}$

$DN=300\text{mm}$ 时, 管中流速 $v_2=1.70\text{m/s}$

吸水管路中局部损失 (h_2):

$$h_2 = \sum \zeta \frac{v^2}{2g} = (1 \times \zeta_{\text{滤}} + 1 \times \zeta_{90^\circ}) \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{\text{渐缩}} \frac{v_2^2}{2g}$$

故:
$$h_2 = (2 + 0.59) \frac{(1.25)^2}{2g} + 0.17 \times \frac{(1.7)^2}{2g} = 0.231\text{m}$$

(注意, 采用的 ζ 值要与流速相对应。)

因此, 吸水管中总水头损失为:

$$\sum h_s = 0.13 + 0.231 = 0.361\text{m}$$

压水管中的总水头损失:

$$\sum h_d = 1.1 \times 0.0148 \times 300 = 4.88\text{m}$$

(式中系数 1.1 是表示压水管路中局部损失按管中沿程损失的 10% 计。)

因此, 水泵扬程为:

$$H = H_{ST} + \sum h_s + \sum h_d = 32 + 0.361 + 4.88\text{m}$$

$$H = 37.24\text{m}$$

思考算题:

1. 如图 2-24 所示的水泵装置。水泵从一个密闭水箱抽水, 输入另一密闭水箱, 水箱内的水面与泵轴齐平, 试问:

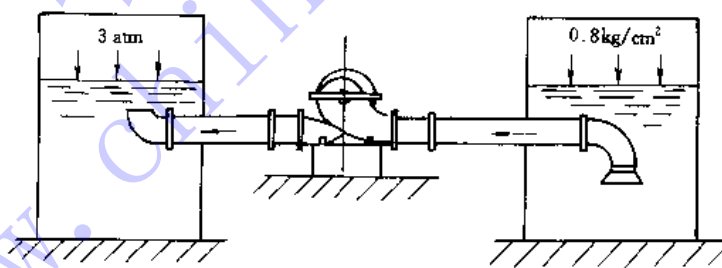


图 2-24 密闭式离心泵装置

(1) 该水泵装置的静扬程 $H_{ST}=?$ (m)

(2) 水泵的吸水地形高度 $H_{sa}=?$ (m)

(3) 水泵的压水地形高度 $H_{sd}=?$ (m)

2. 三台水泵三种抽水装置如图 2-25 (A)、(B)、(C) 所示。三台泵的泵轴都在同一标高上, 其中 (B)、(C) 装置的吸水箱是密闭的, (A) 装置吸水井是敞开的。

试问:

要使 $H_{sa(A)}=H_{sa(B)}=H_{sa(C)}$ 时, 则如图 2-25 中 $H_{(A)}=?$ (m); $P_C=?$ (atm)

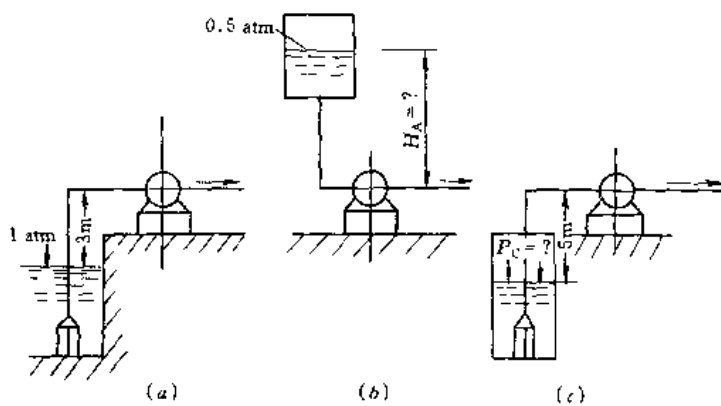


图 2-25 三种抽水装置

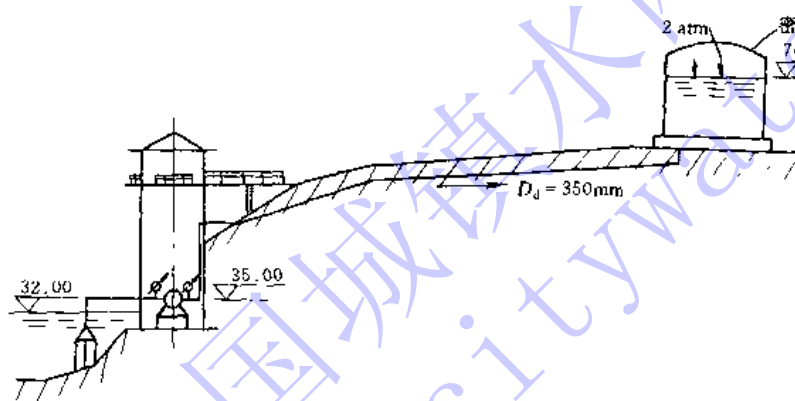


图 2-26 岸边取水泵房

3. 如图 2-26 所示的岸边取水泵房，水泵由河中直接抽水输入高地密闭水箱中。

已知条件：

水泵流量 $Q=160\text{L/s}$ ，管道均采用铸铁管，吸水及压水管道中的局部水头损失假设各为 1m 。

吸水管：管径 $D_s=400\text{mm}$ ，长度 $l_1=30\text{m}$ ；

压水管：管径 $D_d=350\text{mm}$ ，长度 $l_2=200\text{m}$ ；

水泵的效率 $\eta=70\%$ ；其它标高值见图 2-26 所示。

试问：

(1) 水泵吸入口处的真空表读数为多少 mH_2O ？相当于多少 mmHg ？相当于真空度为 % 多少？

(2) 水泵的总扬程 $H=?$

(3) 电动机输给水泵的功率 $N=?$ (kW)

4. 现有一台离心泵装置如图 2-27 所示，试证：

该离心泵装置的扬程公式应为：

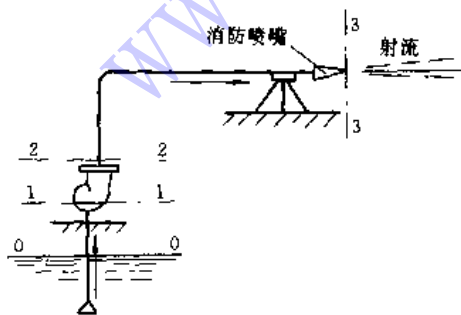


图 2-27 水泵喷射出流

$$H = H_{st} + \Sigma h + \frac{v_3^2}{2g}$$

第六节 离心泵的特性曲线

在离心泵的 6 个基本性能参数中,通常选定转速 (n) 作为常量,然后,列出扬程 (H)、轴功率 (N)、效率 (η) 以及允许吸上真空高度 (H_s) 等随流量 (Q) 而变化的函数关系式,例如:

当 $n=\text{const}$ 时:

$$\begin{aligned} H &= f(Q) & N &= F(Q) \\ H_s &= \phi(Q) & \eta &= \varphi(Q) \end{aligned}$$

如把这些关系式用曲线的方式来表示,就称这些曲线为离心泵的特性曲线。

设计离心泵时,首先是根据给定的一组 (Q 、 H) 与 n 值、按水力效率最高的要求来进行计算的。符合这一组参数的工作情况称为水泵的设计工况。在实际运行中,水泵的工作流量和扬程往往是在某一个区间内变化着的,流量和扬程均不同于设计值,这时,泵内的水流运动就变得很复杂,目前,企图符合这种运动情况的水力算法,还没有研究到足够准确的程度。因此,对于离心泵特性曲线的求得,通常是采用“性能试验”来进行实测的。下面首先对离心泵的特性曲线进行理论的分析,然后结合实测的曲线进行讨论。

一、理论特性曲线的定性分析

由离心泵的理论扬程公式: $H_T = \frac{u_2 C_{2u}}{g}$ 中,将 $C_{2u} = u_2 - C_{2r} \text{ctg} \beta_2$ 代入,可得:

$$H_T = \frac{u_2}{g} (u_2 - C_{2r} \text{ctg} \beta_2) \tag{2-38}$$

叶轮中通过的水量可用下式表示:

$$Q_T = F_2 C_{2r}$$

也即:

$$C_{2r} = \frac{Q_T}{F_2} \tag{2-39}$$

式中 Q_T ——泵理论流量 (m^3/s)。也即不考虑泵体内容积损失(如漏泄量、回流量等)的水泵流量;

F_2 ——叶轮的出口面积 (m^2);

C_{2r} ——叶轮出口处水流绝对速度的径向分速 (m/s)。

将 (2-39) 式代入 (2-38) 式:

$$H_T = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_T}{F_2} \text{ctg} \beta_2 \right) \tag{2-40}$$

式中 β_2 、 F_2 均为常数。当水泵转速一定时, u_2 也为常数。故 (2-40) 式可以写成:

$$H_T = A - BQ_T \tag{2-41}$$

(2-41) 式是一个直线方程式。当叶片的 $\beta_2 < 90^\circ$ 时,也即叶片是后弯式时, H_T 将随 Q_T 的增加而减小,如图 2-28 所示。该直线在纵坐标 H 轴上的截距为 $H_T = \frac{u_2^2}{g}$ 。

由 (2-22) 式可知,水泵的理论扬程是需要进行修正的,首先考虑在叶槽中液流不均匀

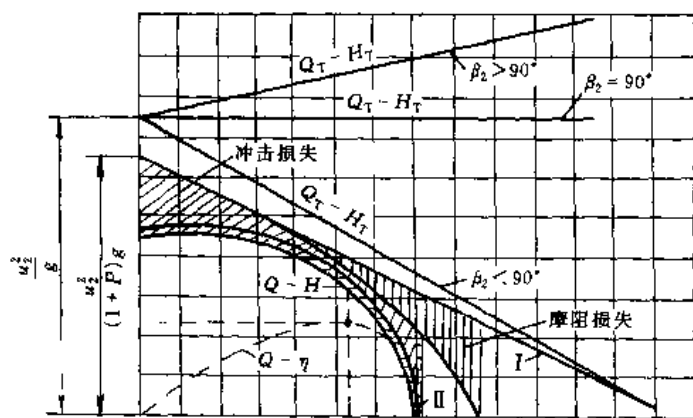


图 2-28 离心泵的理论特性曲线

的影响, $H'_T = \frac{H_T}{1+p}$, 因此, 在图 2-28 上直线的纵坐标值将下降, 成为直线 I, 它与纵轴相交于 $H'_T = \frac{u_2^2}{(1+p)g}$ 。

其次, 考虑水泵内部的水头损失, 要从直线 I 上减去相应流量 Q_T 下的水泵内部水头损失, 可得实际扬程 H 和理论流量 Q_T 之间的关系曲线, 也即 Q_T-H 曲线 (即曲线 II)。

离心泵内部的水头损失可分为两

类

1. 摩阻损失等 Δh_1 : 在吸水室、叶槽中和压水室中产生的摩阻损失。其中包括转弯处的弯道损失和由流速头转化为压头的损失。可由下式表示:

$$\Delta h_1 = k_1 Q_T^2 \quad (2-42)$$

式中 k_1 ——比例系数。

2. 冲击损失 Δh_2 : 水泵在设计工况下运行时, 可认为基本上没有冲击损失。当流量不同于设计流量时, 在叶轮的进口导水器、蜗壳压水室的进口等处就会发生冲击现象。流量与设计值相差越远, 冲击损失也越大, 其值可用下式表示:

$$\Delta h_2 = k_2 (Q_T - Q_0)^2 \quad (2-43)$$

式中 Q_0 ——设计流量 (m^3/s);

k_2 ——比例系数。

泵体内这两部分水力损失必然要消耗一部分功率, 使水泵的总效率下降。其值可用水力效率 η_h 来度量:

$$\eta_h = \frac{H}{H_T} \quad (2-44)$$

在对离心泵构造的讨论中, 我们知道: 在水泵工作过程中存在着泄漏和回流问题, 也就是说水泵的出水量总要比通过叶轮的流量小, 即 $Q = Q_T - \Delta q$, 此 Δq 就是漏渗量, 它是能量损失的一种, 称为容积损失。漏渗量 Δq 值大小与扬程 H 有关。从曲线 II 的横坐标值中减去相应 H 值时的 Δq 值, 这样, 就可最后求得扬程随流量而变化的离心泵 $Q-H$ 特性曲线。考虑到容积损失消耗了一部分功率, 其值可用容积效率 η_v 来度量:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_T} \quad (2-45)$$

除此以外, 水泵在运行中还存在轴承内的摩擦损失、填料轴封装置内的摩擦损失以及叶轮盖板旋转时与水的摩擦损失 (称为圆盘损失) 等, 这些机械性的摩擦损失同样消耗了一部分功率, 使水泵的总效率下降。其值可用机械效率 η_m 来度量:

$$\eta_m = \frac{N_h}{N} \quad (2-46)$$

式中 N_h ——叶轮传给水的全部功率, 称为水功率 ($N_h = \gamma Q_T H_T$)。也即是: 泵轴上输入的功率只有在克服了机械摩阻以后, 才把剩下的功率传给了液体。

因此，由（2-2）式得知，水泵的总效率 η 为：

为：
$$\eta = \frac{N_s}{N} = \frac{\gamma Q H}{N}$$

即：
$$\eta = \frac{\gamma Q H}{\gamma Q H_T} \cdot \frac{\gamma Q H_T}{\gamma Q_T H_T} \cdot \frac{\gamma Q_T H_T}{N}$$

将（2-44）、（2-45）及（2-46）式代入上式，即得：

$$\eta = \eta_b \cdot \eta_v \cdot \eta_m \tag{2-47}$$

从（2-47）式可看出，水泵的总效率（ η ）是 3 个局部效率的乘积。要提高水泵的效率，必须尽量减小机械损失和容积损失，并力求改善泵壳内过水部分的设计、制造和装配，以减少水力损失。

由图 2-28 还可看出，离心泵理论特性曲线 Q_T-H_T 的斜率是用叶片的出水角 β_2 来反映的。对一定转速下的某一叶轮而言，其 u_2 、 β_2 均是常数。水泵流量与扬程的变化，可以用 C_{2r} 与 C_{2u} 的变化来反映（如图 2-29（a）所示）。当 $\alpha_2=0$ 时， $C_{2r}=0$ ，即流量 $Q=0$ ，此时，扬程 $H=\frac{u_2^2}{g}$ 为最大值；当 $\alpha_2=90^\circ$ 时， C_{2r} 为最大值，即流量为最大值，此时，扬程为零值。如果我们把 a 图的坐标竖起来看， u_2 及 C_{2u} 坐标用 H_T 来表示， C_{2r} 坐标用 Q_T 来表示（如图 2-29（b）所示），很明显，当水流的 α_2 角在 $0^\circ\sim90^\circ$ 之间变化时，其相应的 (Q'_T, H'_T) 坐标点的变化轨迹即为 Q_T-H_T 理论特性曲线。

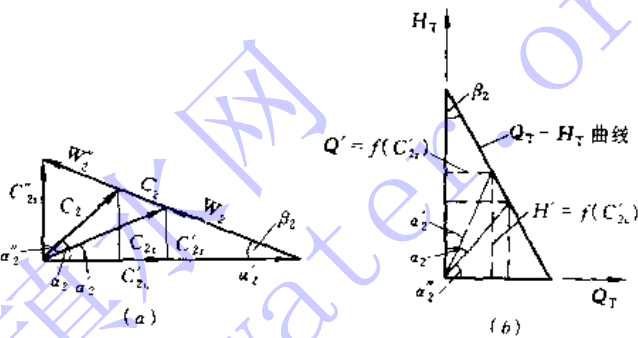


图 2-29 速度三角形与 Q_T-H_T 特性曲线的关系

由以上对 $Q-H$ 特性曲线的理论分析中，可以知道，如果用分析方法来求特性曲线，必须计算泵内的各种损失。然而，这是很难精确计算的。因此，一般水泵厂都是采用实验的方法来实测水泵的特性曲线。以上的定性分析，虽然未能最终地解决水泵实用上的数值问题，但它却从物理概念上作出了比较清楚的说明。

由以上对 $Q-H$ 特性曲线的理论分析中，可以知道，如果用分析方法来求特性曲线，必须计算泵内的各种损失。然而，这是很难精确计算的。因此，一般水泵厂都是采用实验的方法来实测水泵的特性曲线。以上的定性分析，虽然未能最终地解决水泵实用上的数值问题，但它却从物理概念上作出了比较清楚的说明。

另外，由（2-40）式可知，当 $\beta_2>90^\circ$ 时，则：

$$H_T = A + BQ_T \tag{2-48}$$

从（2-48）式可看出，水泵的扬程将随流量的增大而增大，并且，它的轴功率也将随之增大。对于这样的离心泵，如使用于城市给水管网中，将发现它对电动机的工作是不利的。因为，城市给水管网的工作流量是很不均匀的，对中小城市来讲，昼夜间用水量的变化幅度是比较悬殊的，特别是遇到消防或干管断裂等情况，其流量的变化幅度就更大，这时，如果采用的是 $\beta_2>90^\circ$ 的叶轮，则水泵的轴功率也将在一个相当大的幅度内变化着，它将要求电动机能在很大的功率变迁范围内有效地工作，这对一般的电动机是有困难的。另外，式（2-48）也仅仅是理论上的。实际上，从图 2-30 可以看出：当水泵转速 n 和流量 Q 一定时，则圆周速度 u_2 就一定，绝对速度的

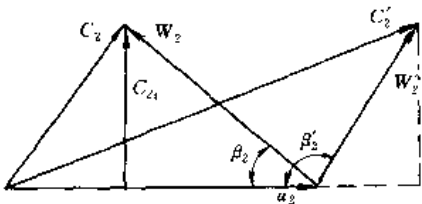


图 2-30 β_2 角改变时的出口速度三角形

如果采用的是 $\beta_2>90^\circ$ 的叶轮，则水泵的轴功率也将在一个相当大的幅度内变化着，它将要求电动机能在很大的功率变迁范围内有效地工作，这对一般的电动机是有困难的。另外，式（2-48）也仅仅是理论上的。实际上，从图 2-30 可以看出：当水泵转速 n 和流量 Q 一定时，则圆周速度 u_2 就一定，绝对速度的



径向分速 C_{2r} 也就一定, 当 β_2 增大时, 出口的绝对速度 C_2 就增大。结果, 换得的只是叶轮出口的动能增大, 它使叶轮出口和涡壳内的水头损失增加, 最后, 这种动扬程 H_2 的增加, 将无法被有效地利用。

再则, 为了避免在叶轮进口处产生漩涡, 目前, 一般离心泵叶轮的进口 α_1 采用 90° , 这样, 如果 β_2 采用大于 90° 时, 叶片的形状在几何上必然会加大流槽的弯度, 如图 2-18(c) 所示, 整个叶片存在有方向不同的两个弯曲, 使叶轮内流体的弯道损失加大。

所以, 权衡利弊, 目前离心泵的叶轮几乎一律采用了后弯式叶片 ($\beta_2 = 20^\circ \sim 30^\circ$ 左右)。这种形式叶片的特点是随扬程增大, 水泵的流量减小, 因此, 其相应的流量 Q 与轴功率 N 关系曲线 ($Q-N$ 曲线), 也将是一条比较平缓上升的曲线, 这对电动机来讲, 可以稳定在一个功率变化不大的范围内有效地工作。

二、实测特性曲线的讨论

图 2-31 所示为目前生产的“14SA-10”型水泵的特性曲线。该曲线是在转速 (n) 为 1450r/min 的情况下, 通过离心泵性能试验和汽蚀试验来绘制的。

图中包含有 $Q-H$ 、 $Q-N$ 、 $Q-\eta$ 及 $Q-H_s$ 等 4 条曲线。它们的特点可归纳如下:

1. 每一个流量 (Q) 都相应于一定的扬程 (H)、轴功率 (N)、效率 (η) 和允许吸上真空高度 (H_s)。扬程是随流量的增大而下降。这一点与上述 $Q-H$ 曲线的理论分析结果是相吻合的。它有利于泵站中电动机的选择和与管网联合工作中工况的自动调节 (详见第七节)。

2. $Q-H$ 曲线是一条不规则的曲线。相应于效率最高值的 (Q_0, H_0) 点的各参数, 即为水泵铭牌上所列出的各数据 (见图 2-31 中 A 点所示)。它将是该水泵最经济工作的一个点。在该点左右的一定范围内 (一般不低于最高效率点的 10% 左右) 都是属于效率较高的区段, 在水泵样本中, 用两条波形线 “}” 标出, 称为水泵的高效段。在选泵时, 应使泵站设计所要求的流量和扬程能落在高效段的范围内。

3. 由图 2-31 可见, 在流量 $Q=0$ 时, 相应的轴功率并不等于零, 而为 $N=100\text{kW}$ 。此功率主要消耗于水泵的机械损失上。其结果将使泵壳内水的温度上升, 泵壳、轴承会发热, 严重时可能导致泵壳的热力变形。因此, 在实际运行中, 水泵在 $Q=0$ 的情况下, 只允许作

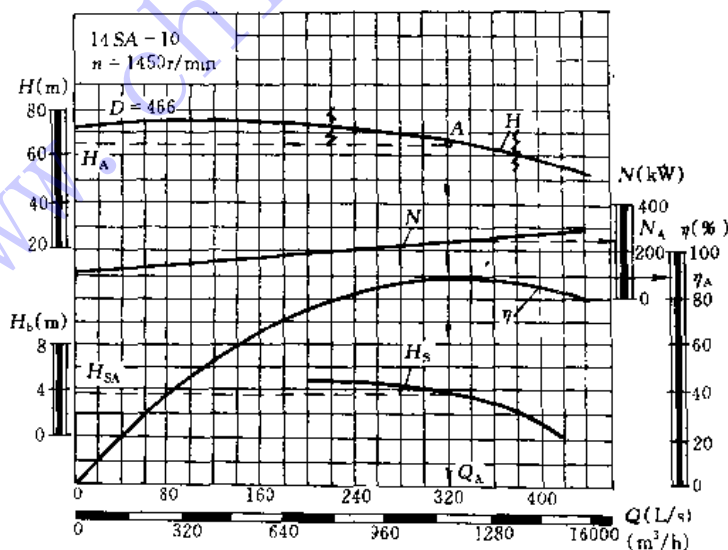


图 2-31 14SA-10 型离心泵的特性曲线

短时间的运行。

水泵正常启动时， $Q=0$ 的情况，相当于闸阀全闭，此时泵的轴功率仅为设计轴功率的 30%~40% 左右，而扬程值又是最大，完全符合了电动机轻载启动的要求。因此，在给水泵排水泵站中，凡是使用离心泵的，通常采用“闭闸启动”的方式。所谓“闭闸启动”就是：水泵启动前，压水管上闸阀是全闭的，待电动机运转正常后，压力表读数达到预定数值时，再逐步打开闸阀，使水泵作正常运行。

4. 在 $Q-N$ 曲线上各点的纵坐标，表示水泵在各不同流量 Q 时的轴功率值。在选择与水泵配套的电动机的输出功率时，必须根据水泵的工作情况选择比水泵轴功率稍大的功率，以免在实际运行中，出现小机拖大泵而使电机过载、甚至烧毁等事故。但亦应避免选配过大功率的电机，造成机大泵小使电机容量不能得到充分的利用，从而降低了电机的效率和功率因数 $\cos\varphi$ 。电动机的配套功率 (N_p) 可按下式计算：

$$N_p = k \frac{N}{\eta''}$$

(2-49)

式中 k ——考虑可能超载的安全系数，可参考表 2-1；

η'' ——传动效率。考虑电动机的功率传给水泵时，在传动过程中也将损失部分功率。

传动方式不同，功率损失值也不同。

N ——水泵装置在运行中可能达到的最大的轴功率。

根据运行中的水泵轴功率而定的 k 值

表 2-1

水泵轴功率 (kW)	<1	1~2	2~5	5~10	10~25	25~60	60~100	>100
k	1.7	1.7~1.5	1.5~1.3	1.3~1.25	1.25~1.15	1.15~1.1	1.1~1.08	1.08~1.05

一般采用挠性联轴器传动时： $\eta''\geq 95\%$ ，采用皮带传动时： $\eta''=90\%\sim 95\%$ 。

另外，水泵样本中所给出的 $Q-N$ 曲线，指的是水或者是某种特定液体时的轴功率与流量之间的关系，如果，所抽升的液体容重 (γ) 不同时，则样本中的 $Q-N$ 曲线就不能适用，此时，泵的轴功率要按 (2-4) 式进行计算。

5. 在 $Q-H_s$ 曲线上各点的纵坐标，表示水泵在相应流量下工作时，水泵所允许的最大限度的吸上真空高度值。它并不表示水泵在某 (Q 、 H) 点工作时的实际吸水真空值。水泵的实际吸水真空值必须小于 $Q-H_s$ 曲线上的相应值，否则，水泵将会产生气蚀现象（详见第十一节）。

6. 水泵所输送液体的粘度愈大，泵体内部的能量损失愈大，水泵的扬程 (H) 和流量 (Q) 都要减小，效率要下降，而轴功率却增大，也即水泵特性曲线将发生改变。故在输送粘度大的液体（如石油、化工粘液等）时，泵的特性曲线要经过专门的换算后才能使用，不能直接套用输水时的特性曲线。

综上所述，从能量传递角度来看，对于水泵特性曲线中任意一点 A 的各项纵坐标值，见图 2-31 所示，可作如下的归纳：

扬程 (H_A) 表示：当水泵的流量为 Q_A 时，每 1kg 水通过水泵后其能量的增值为 H_A 。或者说，当水泵的流量为 Q_A 时，水泵能够供给每 1kg 水的能量值为 H_A 。



功率 (N_A) 表示: 当水泵的流量为 Q_A 时, 泵轴上所消耗之功率 (kW)。近代, 叶片泵一般都采用电动机直接驱动, 电动机的效率 η' 可用下式求得:

$$\eta' = \frac{N}{N_i} \quad (2-50)$$

式中 N_i ——电网给电动机输入的功率 (kW)。

效率 (η_A) 表示: 当水泵的流量为 Q_A 时, 水泵的有效功率占其轴功率的百分数 (%)。

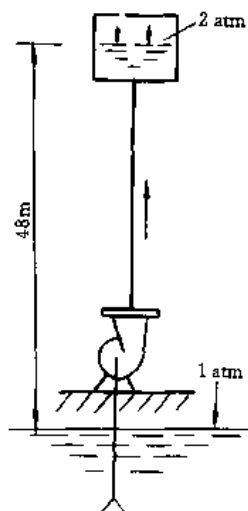


图 2-32

思考算题:

1. 现有离心泵一台, 量测其叶轮的外径 $D_2=280\text{mm}$, 宽度 $b_2=40\text{mm}$, 出水角 $\beta_2=30^\circ$, 假设此水泵的转速 $n=1450\text{r/min}$, 试绘制其 Q_T-H_T 理论特性曲线。

2. 一台输送清水的离心泵, 现用来输送容重为水的 1.3 倍的液体, 该液体的其它物理性质可视为与水相同, 水泵装置均同, 试问:

(1) 该泵在工作时, 其流量 Q 与扬程 H 的关系曲线有无改变? 在相同的工作情况下, 水泵所需要的功率有无改变?

(2) 水泵出口处的压力表读数 (MPa) 有无改变? 如果输送清水时, 水泵的压力扬程 H_d 为 0.5MPa, 此时压力表读数应为多少 MPa?

(3) 如该水泵将液体输往高地密闭水箱时, 密闭水箱内的压力为 2atm^① (如图 2-32 所示), 试问此时该水泵的静扬程 H_{ST} 应为多少?

第七节 离心泵装置定速运行工况

通过对离心泵特性曲线的理论分析与实际测定, 可以看出, 每一台水泵在一定的转速下, 都有它自己固有的特性曲线, 此曲线反映了该水泵本身潜在的工作能力。这种潜在的工作能力, 在现实泵站的运行中, 就表现为瞬时的实际出水量 (Q)、扬程 (H)、轴功率 (N) 以及效率 (η) 值等。我们把这些值在 $Q \sim H$ 曲线、 $Q \sim N$ 曲线、以及 $Q \sim \eta$ 曲线上的具体位置, 称为该水泵装置的瞬时工况点, 它表示了该水泵在此瞬时的实际工作能力。

泵站中决定离心泵装置工况点的因素有 3 个方面: 1. 水泵本身的型号; 2. 水泵运行的实际转速; 3. 输配水管路系统的布置以及水池、水塔 (高地水库) 的水位值和变动等边界条件。很明显, 不可设想, 对于一台出水口径为 500mm 的离心泵, 只给它配上一根口径为 50mm 的管道, 而它仍能够在设计状态下工作。下面我们将对水泵在定速运行情况下以及调速运行情况下, 工况点的确定以及影响工况点的诸因素分别进行讨论。

一、管道系统特性曲线

在水力学中, 我们已经知道, 水流经过管道时, 一定存在管道水头损失。其值为:

$$\Sigma h = \Sigma h_f + \Sigma h_z \quad (2-51)$$

① 1atm=0.101325MPa。



式中 Σh_f ——管道中摩阻损失之和；

Σh_i ——管道中局部损失之和。

对于管道系统布置已经定局后则管道长度 (l)、管径 (D)、比阻 (A) 以及局部阻力系数 (ζ) 等都为已知数。具体计算时可查阅给水排水设计手册中“管渠水力计算表”。

采用水力坡降 (i) 公式时：

对于钢管 $\Sigma h_f = \Sigma i k_1 l$

式中 k_1 由钢管壁厚不等于10mm 引入的修正系数。

对于铸铁管：

$$\Sigma h_f = \Sigma i l$$

采用比阻 (A) 公式时：

对于钢管：

$$\Sigma h_f = \Sigma A k_1 k_3 l Q^2$$

式中 k_3 ——由管中平均流速小于1.2m/s 引入的修正系数。

k_1 ——由钢管壁厚不等于10mm 引入的修正系数。

对于铸铁管：

$$\Sigma h_f = \Sigma A k_3 l Q^2$$

因此，采用比阻公式表示时 (2-51) 式可写为：

$$\Sigma h = \left[\Sigma A k l + \Sigma \zeta \frac{1}{2g \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)^2} \right] Q^2 \quad (2-52)$$

上式中 k 为修正系数，对于钢管 $k = k_1 k_3$ ，对于铸铁管 $k = k_3$ 。括号内的数值，对于一定的管道是个常量。为计算方便计，常用 S 表示：

$$\Sigma h = S Q^2 \quad (2-53)$$

式中 S ——代表长度、直径已定的管道的沿程摩阻与局部阻力之和的系数。(2-53)式可用一条二次抛物线，也即 $Q - \Sigma h$ 曲线一般称为管道水头损失特性曲线 (如图2-33所示)。曲线的曲率取决于管道的直径、长度、管壁粗糙度以及局部阻力附件的布置情况。

在泵站计算中，为了确定水泵装置的工况点，我们将利用此曲线，并且将它与泵站工作的外界条件 (如水泵的静扬程 H_{ST} 等) 联系起来考虑，按 (2-32) 式： $H = H_{ST} + \Sigma h$ 可画出如图2-34所示的曲线，我们称此曲线为水泵装置的管道系统特性曲线。该曲线上任意点 K 的一段纵坐标 (h_K)，表示水泵输送流量为 Q_K 将水提升高度为 H_{ST} 时，管道中每单位重量液体所需消耗的能量值。换句话说，管道系统中，通过的流量不同时，每单位重量液体在整个管道中所消耗的能量也不同，其值大小可见图2-34中 $Q - \Sigma h$ 曲线上各点相应的纵坐标值来表示。水泵装置的静扬程 H_{ST} ，在实际工程中，可以是吸水井至高地水池水面间的垂直几何高差，也可能是吸水井与压力密闭水箱之间的表压差。因此，管道水头损失特性曲线，只表示在水泵装置管道系统中，当 $H_{ST} = 0$ 时，管道中水头损失与流量之间的关系曲线，此情况为管道系统特性曲线的一个特例。

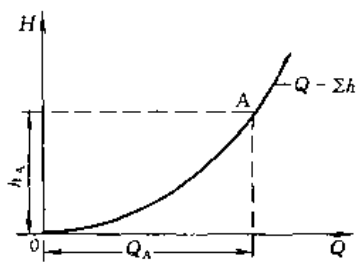


图 2-33 管道水头损失特性曲线

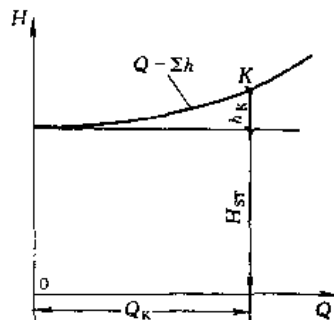


图 2-34 管道系统特性曲线

二、图解法求水箱出流的工况点

图2-35所示为水箱出流的简图。两个水箱中水位高差为 H (m)，如果水箱比较大，忽略水箱内的行近流速。那么，当管道的管径、长度及布置已定时，即可由 (2-53) 式画出 $Q-\Sigma h$ 曲线，如图2-35 (a)。然后，沿水箱的水面画一水平线与 $Q-\Sigma h$ 曲线相交于 K 点。此 K 点的纵坐标值 H_K ，既表示水箱能够供给液体的比能 H ，也表示当管道中通过流量为 Q_K 时，消耗于摩阻上的液体比能值 Σh_K (也即 $H = \Sigma h_K = H_K$)。从能量供与求的关系上看， K 点是矛盾统一的一个点。在水箱水位不变时，管道中将有稳定的流量 Q_K 出流， K 点称为该水箱出流的工况点。显然，如果水箱水位不断地下降，则工况点 K 将沿此 $Q-\Sigma h$ 曲线向左下方移动。

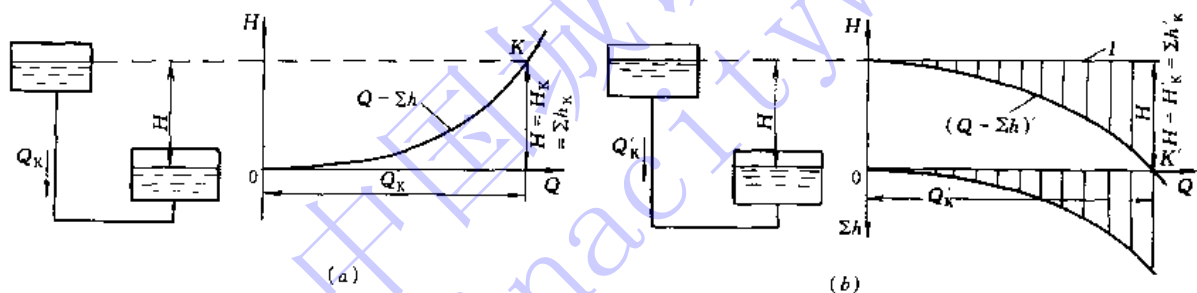


图 2-35 水箱出流工况图示

同样，我们也可以换一种形式来求此水箱出流的工况点：沿水箱水面画一水平线 I ，其纵坐标值皆为 H ，又沿 Q 坐标轴下面画出该管道的特性曲线 $Q-\Sigma h$ (如图2-35 (b) 所示)，然后，由水平线 I 上减去相应流量下的水头损失，得到 $(Q-\Sigma h)'$ 曲线，此曲线与 Q 坐标轴相交于 K' 点。则 K' 点将表示此水箱所能提供的总比能全部消耗掉的情况。也表示水箱能够供给的总比能与管道所消耗的总比能相等的那个平衡点。因此， K' 点即为该水箱出流的工况点。其流量值 $Q'_K = Q_K$ 。

上述求水箱出流工况点的两种方式，实质上是一样的。前一种比较直观，后一种，在水箱的水位线 I 上扣除了管道的水头损失，这个方法实际上是一种折引的方法，即将高水箱的工作能量扣除了管道的水头损失后，把它折引到低水箱的位置上来了。今后，在对泵站进行工况计算时，我们将常常采用这种折引的方法。

三、图解法求离心泵装置的工况点

离心泵装置工况点的求解有数解法和图解法两种。其中以图解法简明、直观，在工程中应用较广，现介绍于后。



图2-36所示为离心泵装置的工况，画出水泵样本中提供的该 $Q-H$ 曲线。再按公式 $H = H_{ST} + \Sigma h$ ，在沿 H_{ST} 的高度上，画出管道损失特性曲线 $Q-\Sigma h$ ，两条曲线相交于 M 点。此 M 点表示将水输送至高度为 H_{ST} 时，水泵供给水的总比能与管道所要求的总比能相等的那个点，称它为该水泵装置的平衡工况点（也称工作点）。只要外界条件不发生变化，水泵装置将稳定地在这点工作，其出水量为 Q_M ，扬程为 H_M 。

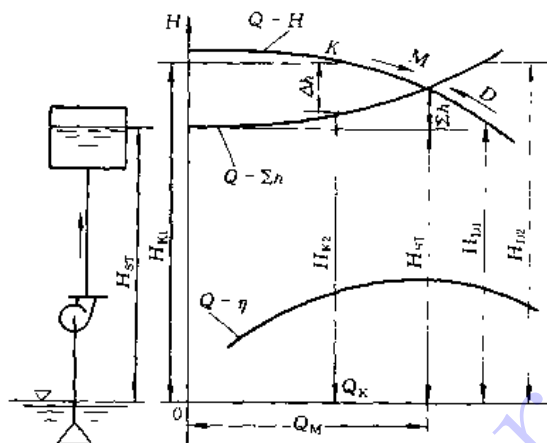


图 2-36 离心泵装置的工况

假设工况点不在 M 点，而在 K 点，由图 2-36 可见，当流量为 Q_K 时，水泵能够供给水的总比能 H_{K1} 将大于管道所要求的总比能 H_{K2} ，也即〔供给〕>〔需要〕，能量富裕了 Δh 值，此富裕的能量将以动能的形式，使管道中水流加速，流量加大，由此，使水泵的工况点将自动向流量增大的一侧移动，直到移至 M 点为止。反之，假设水泵装置的工况点不在 M 点，而在 D 点，那么，水泵供给的总比能 H_{D1} 将小于管道所要求的总比能 H_{D2} ，也即〔供给〕<〔需要〕，管道中水流能量不足，管流减缓，水泵装置的工况点将向流量减小的一侧移动，直到退至 M 点才达到平衡。所以， M 点就是该水泵装置的工况点。如果，水泵装置在 M 点工作时，管道上的所有闸阀是全开着的，那么， M 点就称为该装置的极限工况点。也就是说，在这个装置中，要保证水泵的静扬程为 H_{ST} 时，管道中通过的最大流量为 Q_M 。在工程中，我们总是希望，水泵装置的工况点，能够经常落在该水泵的设计参数值上，这样，水泵的工作效率最高，泵站工作最经济。

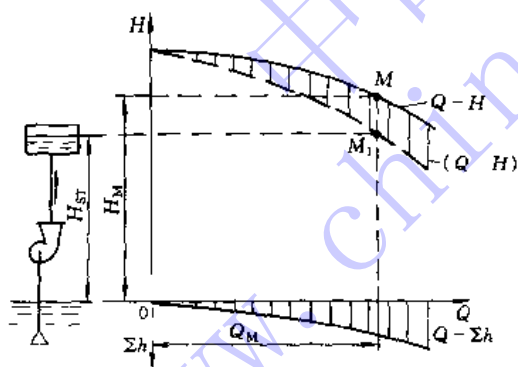


图 2-37 折引特性曲线法求工况点

也可以用折引的方法（也称“折引特性曲线法”）来求该水泵装置的工况点。如图2-37所示，先在沿 Q 坐标轴的下面画出该管道损失特性曲线 $Q-\Sigma h$ ，再在水泵的 $Q-H$ 特性曲线上减去相应流量下的水头损失，得到 $(Q-H)'$ 曲线。此 $(Q-H)'$ 曲线称为折引特性曲线。此曲线上各点的纵坐标值，表示水泵在扣除了管道中相应流量时的水头损失以后，尚剩的能量。这能量仅用来改变被抽升水的位能，即它把水提升到 H_{ST} 的高度上去。因此，沿水塔水位作一水平线，与 $(Q-H)'$ 曲线相交于 M_1 点，此 M_1 点的纵坐标代表了该装置的静扬程。

由 M_1 点向上作垂线引伸与 $Q-H$ 曲线相交于 M 点，则 M 点的纵坐标值 H_M ，即为该水泵的工作扬程 $H_M = H_{ST} + \Sigma h$ 。它就是管道需要的总比能与水泵供给的总比能正好相等的一点， M 点称为该离心泵装置的工况点，其相应的流量为 Q_M 。

四、离心泵装置工况点的改变

既然，离心泵装置的工况点，是建立于水泵和管道系统能量供求关系的平衡上，那么，只要两者之一情况发生改变时，其工况点就会发生转移。这种暂时的平衡点，就会被另一种

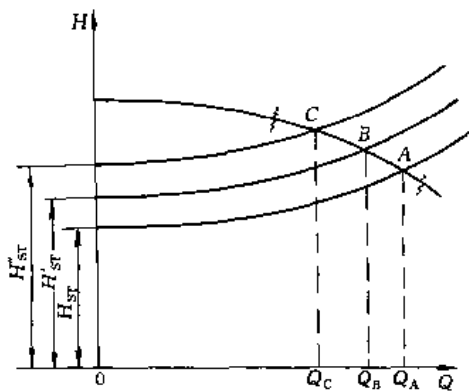


图 2-38 离心泵工况点随水位变化

新的平衡点所代替。这样的情况，在城市供水中，是随时都在发生着的。例如，有前置水塔的城市管网中，在晚上，管网中用水量减少，水输入水塔，水塔的水箱中水位不断升高，对水泵装置而言，静扬程不断增高，如图2-38所示，水泵的工况点将沿 $Q-H$ 曲线向流量减小侧移动（向左移动，由 A 点移至 C 点），供水量越小。相反地，在白天，城市中用水量增大，管网内静压下降，水塔出水，水箱中水位下降，水泵装置的工况点就将自动向流量增大侧移动（向右移动）。因此，泵站在整个工作中，只要城市管网中用水量是变化的，管网压力就会

有变化，致使水泵装置的工况点也作相应的变动，并按上述能量供求的关系，自动地去建立新的平衡。所以，水泵装置的工况点，实际上是在一个相当幅度的区间内游动着的。离心泵具有这种自动调节工况点的性能，也大大地增加了它在给水排水工程中的使用价值。当管网中压力的变化幅度太大时，水泵的工况点将会移出其“高效段”以外，在低效率点处工作。针对这种情况，在泵站的运行管理中，常需要人为地对水泵装置的工况点，进行必要的改变和控制，我们称这种改变和控制为“调节”。

最常见的调节是用闸阀来节流。也就是改变水泵出水闸阀的开启度来进行调节。图2-39为采用闸阀节流时，水泵装置工况点的改变图。图中工况点 A 表示闸阀全开时，该装置的极限工况点。关小闸阀，管道局部阻力增加， S 值加大，管道系统特性曲线变陡，水泵装置的工况点就向左移至 B 点或 C 点，出水量减少。闸阀全关时，局部阻力系数相当于无穷大，水流切断，此时，管道系统特性曲线与纵坐标重合。也就是说，利用闸阀的开启度可使水泵装置的工况点，由零到极限工况点 Q_A 之间变化。从经济上看，节流调节，很明显是用消耗水泵的多余能量 ΔH 的方法（见图2-39中阴影部分）来维持一定的供水量。其消耗的功率 $\Delta N = \frac{\gamma Q \Delta H}{102\eta}$ (kW)。在泵站的设计和运行中，一般情况下，不宜用闸阀来调节流量。但是，由于离心泵的 $Q-N$ 曲线是上升型的，使用闸阀节流时，随着流量的减小，水泵的轴功率也随之减小，对原动机无过载危害。而且使用闸阀节流方便易行，因此，在泵站实际运行中闸阀调节仍是常见的一种方法。

综上所述，定速运行情况下，离心泵装置工况点的改变，主要是管道系统特性曲线发生改变引起的（诸如水位变化、管网中用水量变化、管道堵塞或破裂以及泵站中闸阀节流

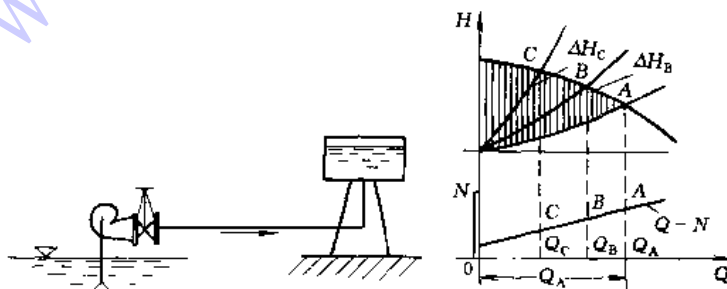


图 2-39 闸阀节流调节



等等)。

五、数解法求离心泵装置的工况点

离心泵装置工况点的数解,其数学依据是如何由水泵及管道系统特性曲线方程中解出 Q 和 H 值,也即由下列两个方程式中求解 Q 、 H 值。

$$H = f(Q) \quad (2-54)$$

$$H = H_{ST} + \Sigma SQ^2 \quad (2-55)$$

由上二式可见:两个方程式求两个未知数是完全可能的,关键在于如何来确定水泵的 $H=f(Q)$ 函数关系。

现假设水泵厂样本中所提供 $Q-H$ 曲线上的高效段,可用下列方程的形式来表示。即

$$H = H_x - h_x \quad (2-56)$$

式中 H ——水泵的实际扬程 (MPa);

H_x ——水泵在 $Q=0$ 时所产生的虚总扬程 (MPa);

h_x ——相应于流量为 Q 时,泵体内的虚水头损失之和, $h_x = S_x Q^m$ (MPa);

S_x ——泵体内虚阻抗系数;

m ——指数。对给水管一般 $m=2$ 或 $m=1.84$ 。

现采用 $m=2$, 则得:

$$H = H_x - S_x Q^2 \quad (2-57)$$

图2-40为(2-57)式的图示形式。它将水泵的高效段视为 $S_x Q^2$ 曲线的一个组成部分,并延长与纵轴相交得 H_x 值。

然后,在高效段内任意选取两点的坐标,代入(2-57)式,此两点一定能满足此方程式,即:

$$H_1 + S_x Q_1^2 = H_2 + S_x Q_2^2$$

对于一台水泵而言:

$$S_x = \frac{H_1 - H_2}{Q_2^2 - Q_1^2} \quad (2-58)$$

因 H_1 、 H_2 、 Q_1 、 Q_2 均为已知值,故可以求出 S_x 值。将(2-58)式代入(2-57)式可得:

$$H_x = H_1 + S_x Q_1^2 \quad (2-59)$$

由(2-59)式可以求出 H_x 值。表2-2所示为根据长沙水泵厂生产的SA型及部分旧型号离心泵的资料求得的 H_x 及 S_x 值。在求出了 H_x 及 S_x 值后,水泵的 $Q-H$ 特性曲线方程式,就可以写出为:

$$H = H_x - S_x Q^2 \quad (2-60)$$

当离心泵工作时,由(2-55)式及(2-60)式可得:

$$H_x - S_x Q^2 = H_{ST} + \Sigma SQ^2$$

也即:

$$Q = \sqrt{\frac{H_x - H_{ST}}{S_x + \Sigma S}} \quad (2-61)$$

式中 H_x 、 S_x 及 ΣS 均为已知值,当 H_{ST} 一定时,即可求出水泵相应工况点的流量和扬程。

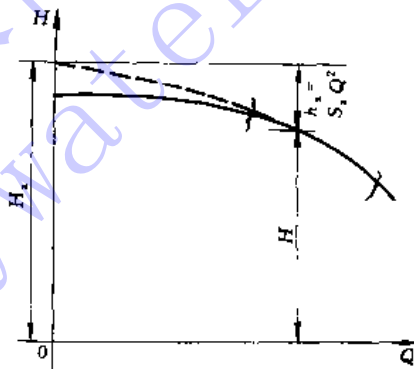


图 2-40 离心泵虚扬程

表 2-2

水 泵 型 号	转 速 (r/min)	叶轮直径 (mm)	m=2.0	
			H_x (mH ₂ O)	S_x (s/L) ² ·mH ₂ O
6SA-8	2950	270	112.76	0.00715
6SA-12	2950	205	61.67	0.00407
8SA-10	2950	272	107.40	0.00233
8SA-14	2950	235	79.41	0.00288
10SA-6	1450	530	100.43	0.000286
14SA-10	1450	466	76.25	0.0001
16SA-9	1450	535	105.19	0.000075
20SA-22	960	466	29.54	0.000028
24SA-10	960	765	92.13	0.0000234
28SA-10	960	840	115.67	0.0000151
32SA-10	585	990	59.29	0.00000529
湘江56-23	375	1200	30.29	0.00000042
12HJ c	1450	460	76.50	0.0001
14HJ c	1450	529	102.90	0.000088
20HJ c	960	765	92.20	0.000024

上述方程(2-60)式的建立,是把水泵的高效段视为二次抛物线上的一段。采用这种方式来建立 $Q-H$ 特性曲线方程,称为抛物线法。但是,实际上并不是每台水泵的高效段均能满足此假设条件的。这样,在实际采用中就会存在一定的误差。

拟合离心泵 $Q-H$ 曲线方程的另一途径是采用最小二乘法来进行。设 $Q-H$ 曲线可用下列多项式拟合：

$$H = H_0 + A_1 Q + A_2 Q^2 + \dots + A_n Q^n \quad (2-62a)$$

则根据最小二乘原理求 $H_0, A_1, A_2, \dots, A_m$ 的线性方程组 (亦称正则方程组) 为:

$$\begin{aligned} nH_0 + A_1 \sum_{i=1}^n Q_i &+ A_2 \sum_{i=1}^n Q_i^2 + \dots\dots + A_m \sum_{i=1}^n Q_i^m = \sum_{i=1}^n H_i \\ H_0 \sum_{i=1}^n Q_i &- A_1 \sum_{i=1}^n Q_i^2 + A_2 \sum_{i=1}^n Q_i^3 + \dots\dots + A_m \sum_{i=1}^n Q_i^{m+1} = \sum_{i=1}^n H_i Q_i \\ \dots\dots\dots \\ H_0 \sum_{i=1}^n Q_i^m &+ A_1 \sum_{i=1}^n Q_i^{m+1} + A_2 \sum_{i=1}^n Q_i^{m+2} + \dots\dots + A_m \sum_{i=1}^n Q_i^{2m} = \sum_{i=1}^n H_i Q_i^m \end{aligned} \quad (2-62b)$$

解 (2-62b) 就可求得 $H_0, A_1, A_2, \dots, A_m$ 。

实际工程中，一般取 $m=2$ 或 $m=3$ 。

$$m = 2 \text{ 时} \quad H = H_0 + A_1 Q + A_2 Q^2 \quad (2-62c)$$

$$m = 3 \text{ 时} \quad H = H_0 + A_1 Q + A_2 Q^2 + A_3 Q^3 \quad (2-62d)$$

【例】 现有14SA-10型离心泵一台，转速 $n=1450\text{r/min}$ ，叶轮直径 $D=466\text{mm}$ ，其 $Q-H$ 特性曲线如图2-31所示。试拟合 $Q-H$ 特性曲线方程。

【解】由14SA-10型的 $Q-H$ 特性曲线上,取包括 (Q_0, H_0) 在内的任意4点,其值如表2-3所示。上表中 H 值单位为m, Q 值单位为L/s。

表 2-3

型号	已知各点的坐标值								待计算值	
	H_0	Q_0	H_1	Q_1	H_2	Q_2	H_3	Q_3	A_1	A_2
14SA-10	72	0	70	240	65	340	60	380	0.0168	-0.00017

求解过程为：已知的各坐标值代入 (2-62b) 正则方程，可得：

$$\begin{cases} 288 + 960A_1 + 317600A_2 = 267 \\ 69120 + 317600A_1 + 108 \times 10^6 A_2 = 61700 \end{cases}$$

将上式化简后，解得：

$$A_1 = 0.168; A_2 = -0.000117$$

将结果 A_1 、 A_2 值代入 (2-62a) 式，得出该泵的 $Q-H$ 特性曲线方程为：

$$H = 72 + 0.0168Q - 0.00017Q^2$$

将上式与该水泵装置的管道特性曲线方程 $H = H_{ST} + SQ^2$ 联立，即可求得其工况点的 (Q , H) 值。

思考算题：

- 试从概念上区分水箱自由出流时，测压管水头线与管道水头损失特性曲线间的不同。
- 在图2-41所示的水泵装置上，在出水闸阀前后装 A 、 B 两只压力表，在进水口处装上一只真空表 C ，并均相应地接上测压管。现问：
 - 闸阀全开时， A 、 B 压力表的读数及 A 、 B 两根测压管的水面高度是否一样？
 - 闸阀逐渐关小时， A 、 B 压力表的读数以及 A 、 B 两根测压管的水面高度有何变化？
 - 在闸阀逐渐关小时，真空表 C 的读数以及它的比压管内水面高度如何变化？
- 如图2-42所示， A 点为该水泵装置的极限工作点，其相应的效率为 η_A 。当闸阀关小时，工作点由 A 点移至 B 点，相应的效率为 η_B 。由图可知 $\eta_B > \eta_A$ ，现问：
 - 关小闸阀是否可以提高效率？此现象如何解释？
 - 如何推求关小闸阀后该泵装置的效率变化公式？

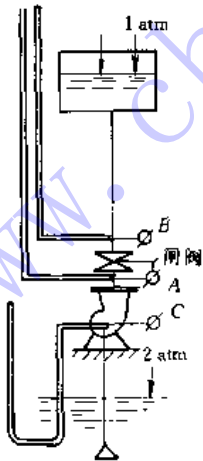


图 2-41 闸阀调节时的压力表变化

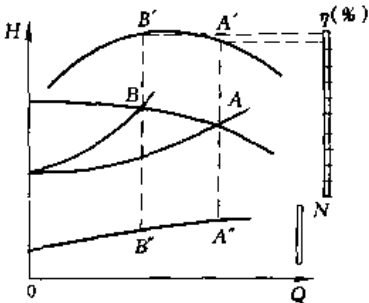


图 2-42

- 某取水工程进行初步设计时，水泵的压水管路可能有两种走向，如图2-43 (a) 及 (b) 所示。试问：
 - 如管道长度、口径、配件等都认为近似相等，则这两种布置，对泵站所需的扬程是否一样？为什么？



(2) 如果在图2-43 (a) 的布置中, 将最高处的管道改为明渠流, 对水泵工况有何影响? 电耗有何变化? 为什么?

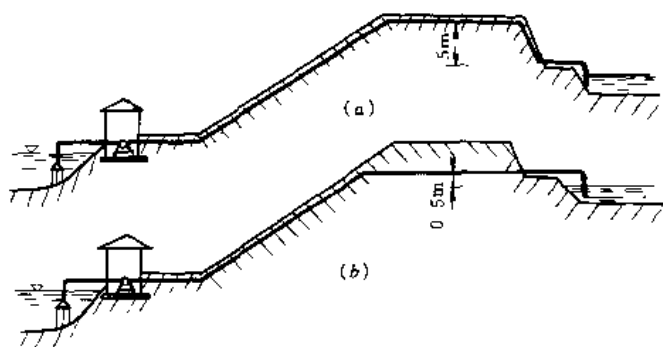


图 2-43 取水泵房管道走向比较

5. 试用数解法拟合12Sh-19型离心泵的 $Q-H$ 特性曲线方程 (见2-59图, $D=290\text{mm}$)。

(1) 抛物线法; (2) 最小二乘法。

第八节 离心泵装置调速运行工况

调速运行是指水泵在可调速的电机驱动下运行, 通过改变转速来改变水泵装置的工况点。如果说对定速运行工况, 考虑的是离心泵在固定的单一转速条件下, 如何充分利用其 $Q-H$ 曲线上的高效工作“段”, 那么, 对调速运行工况, 将着眼于在城市管网用水量逐时变动的情况下, 如何充分利用通过变速而形成的离心泵 $Q-H$ 曲线的高效工作“区”。因此, 调速运行大大地扩展了离心泵的有效工作范围, 是泵站运行中十分合理的调节方式。

为了对调速运行工况进行讨论, 下面将对离心泵叶轮的相似律、比例律以及其具体应用等问题分述于后。

一、叶轮相似定律

由于水泵内部液体流动的复杂性, 单凭借理论不能准确地算出叶片泵的性能。根据流体力学中的相似理论, 并运用实验模拟的手段, 可依水泵叶轮在某一转速下的已知性能换算出它在其它转速下的性能。水泵叶轮的相似定律是基于几何相似和运动相似的基础上的。凡是两台水泵能满足几何相似和运动相似的条件, 称为工况相似水泵。

几何相似条件是: 两个叶轮主要过流部分一切相对应的尺寸成一定比例, 所有的对应角相等。现设有两台几何相似水泵的叶轮, 一个为模型水泵的叶轮, 其符号以下角标 m 表示; 另一个为实际水泵的叶轮, 其符号不带下角标 m 。

$$\text{则: } \frac{b_2}{b_{2m}} = \frac{D_2}{D_{2m}} = \lambda \quad (2-63)$$

式中 b_2 、 b_{2m} ——分别为实际泵与模型泵叶轮的出口宽度;

D_2 、 D_{2m} ——分别为实际泵与模型泵叶轮的外径;

λ ——任一线性尺寸的比例或称模型缩小的比例尺。例如比模型泵大一倍的实际泵 $\lambda=2$ 。

运动相似的条件是: 两叶轮对应点上水流的速度方向一致, 大小互成比例。也即在相应点上水流的速度三角形相似。所以, 在几何相似的前题下, 运动相似就是工况相似。



由图2-44可以得出：

$$\frac{C_2}{C_{2m}} = \frac{u_2}{u_{2m}} = \frac{nD_2}{n_mD_{2m}} = \lambda \frac{n}{n_m}$$

也即：

$$\frac{C_{2u}}{(C_{2u})_m} = \frac{C_{2r}}{(C_{2r})_m} = \frac{u_2}{(u_2)_m} = \frac{D_2 n}{(D_2 n)_m} = \lambda \frac{n}{n_m}$$

(2-64)

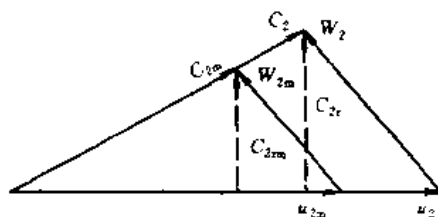


图 2-44 相似工况下两叶轮出口速度三角形

叶轮相似定律有三个方面：

1. 第一相似定律——确定两台在相似工况下运行水泵的流量之间的关系。

由 (2-45) 式可知：水泵流量 $Q = \eta_v Q_T$

即

$$Q = \eta_v F_2 C_{2r}$$

所以

$$\frac{Q}{Q_m} = \frac{\eta_v}{(\eta_v)_m} \frac{C_{2r}}{(C_{2r})_m} \frac{F_2}{(F_2)_m} \quad (2-65)$$

因为

$$F_2 = \pi D_2 b_2 \Phi_2$$

式中 Φ_2 ——考虑叶片厚度而引起的出口截面减少的排挤系数，对于几何相似的叶轮，

$$\Phi_{2m} = \Phi_2$$

对于两台满足相似条件的水泵而言，将 (2-64) 式代入 (2-65) 式可得：

$$\frac{Q}{Q_m} = \lambda^3 \frac{\eta_v}{(\eta_v)_m} \cdot \frac{n}{n_m} \quad (2-66)$$

(2-66) 式表示两台相似水泵的流量与转速及容积效率的乘积成正比，与线性比例尺的三次方成正比。此式称为第一相似定律。

2. 第二相似定律——确定两台在相似工况下运行水泵的扬程之间的关系。

由 (2-44) 式可知，水泵扬程 $H = \eta_h H_T$

也即 $H = \frac{\eta_h u_2 C_{2u}}{1 + p \frac{u_2 C_{2u}}{g}}$ 。现假定表示反旋现象的修正系数 p 值相等。则：

$$\frac{H}{H_m} = \frac{\eta_h u_2 C_{2u}}{(\eta_h u_2 C_{2u})_m}$$

因为，在相似工况下运行，故得：

$$\frac{H}{H_m} = \lambda^2 \frac{\eta_h n^2}{(\eta_h n^2)_m} \quad (2-67)$$

(2-67) 式表示两台相似水泵的扬程与转速及线性比例尺的二次方及与水力效率的一次方成正比。此式称为第二相似定律。

3. 第三相似定律——确定两台在相似工况下运行水泵的轴功率之间的关系。

因为

$$N = \frac{\gamma Q H}{102 \eta}$$

故：

$$\frac{N}{N_m} = \frac{\gamma Q H}{(\gamma Q H)_m} \frac{(\eta)_m}{\eta}$$

将 (2-47)、(2-66) 及 (2-67) 式代入上式，可得：

$$\frac{N}{N_m} = \lambda^5 \cdot \frac{n^3}{n_m^3} \cdot \frac{(\eta_m)_m}{(\eta_m)} \quad (2-68)$$

上式中 (η_m) 为实际泵的机械效率, $(\eta_m)_m$ 为模型泵的机械效率。抽升液体的容重相等时, (2-68)式表示了两台相似水泵的轴功率与转速的三次方, 线性比例尺的五次方成正比, 与机械效率成反比。

实用中, 如实际水泵与模型水泵的尺寸相差不太大, 且工况相似时, 可近似地认为三种局部效率都不随尺寸而变, 则相似定律可写为:

$$\frac{Q}{Q_m} = \lambda^3 \frac{n}{n_m} \tag{2-69}$$

$$\frac{H}{H_m} = \lambda^2 \frac{n^2}{n_m^2} \tag{2-70}$$

$$\frac{N}{N_m} = \lambda^5 \frac{n^3}{n_m^3} \tag{2-71}$$

二、相似定律的特例——比例律

把相似定律应用于以不同转速运行的同一台叶片泵, 就可以得到下式:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \tag{2-72}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \tag{2-73}$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \tag{2-74}$$

这三个公式表示同一台叶片泵, 当转速 n 变更时, 其它性能参数将按上述比例关系而变, 上面这三个式子为相似定律的一个特殊形式, 称为比例律。对于水泵的使用者而言, 比例律是很有用处的。它反映出转速改变时, 水泵主要性能变化的规律。在后述的关于离心泵装置的变速调节工况内容就是应用此比例律来换算的。

1. 比例律应用的图解方法

比例律在泵站设计与运行中的应用, 最常遇到的情形有二种: (1) 已知水泵转速为 n_1 时的 $(Q-H)_1$ 曲线如图2-45所示, 但所需的工况点, 并不在该特性曲线上, 而在坐标点 $A_2(Q_2, H_2)$ 处。现问: 如果需要水泵在 A_2 点工作, 其转速 n_2 应是多少? (2) 已知水泵 n_1 时的 $(Q-H)_1$ 曲线, 试用比例律翻画转速为 n_2 时的 $(Q-H)_2$ 曲线。

应用比例律的前提是工况相似。采用图解法求转速 n_2 值时, 必须在转速 n_1 的 $(Q-H)_1$

曲线上, 找出与 $A_2(Q_2, H_2)$ 点工况相似的 A_1 点, 其坐标为 (Q_1, H_1) 。下面采用“相似工况抛物线”方法来求 A_1 点。

由(2-72)、(2-73)式, 消去其转速后可得:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2$$

$$\text{即: } \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = k \tag{2-75}$$

$$\text{则可为: } H = kQ^2 \tag{2-76}$$

由(2-76)式可看出, 凡是符合比例律关系的工况点, 均分布在一条以坐标原点为顶点的

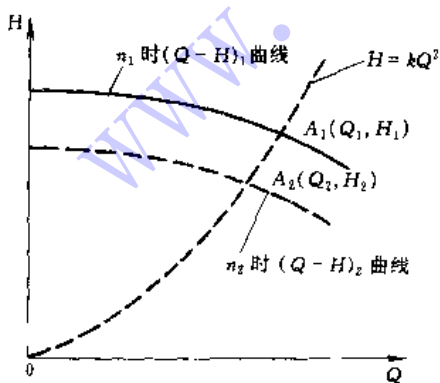


图 2-45 比例律的应用



二次抛物线上。此抛物线称为相似工况抛物线（也称等效率曲线）。

将 A_2 点的坐标值 (Q_2, H_2) 代入 (2-75) 式, 可求出 k 值, 再按 (2-76) 式, 写出与 A_2 点工况相似的普遍式 $H=kQ^2$ 。则此方程式即代表一条与 A_2 点工况相似的抛物线 (k 为常数)。它和转速为 n_1 的 $(Q-H)_1$ 曲线相交于 A_1 点, 此 A_1 点就是所要求的与 A_2 点工况相似的点。把 A_1 点和 A_2 点的坐标值 (Q_1, H_1) 和 (Q_2, H_2) 代入 (2-72) 式, 可得:

$$n_2 = \frac{n_1}{Q_1} \cdot Q_2$$

求出转速 n_2 后, 再利用比例律, 可翻画出 n_2 时的 $(Q-H)_2$ 曲线。此时, (2-72)、(2-73) 式中, n_1 和 n_2 均为已知值。利用迭代法, 在 n_1 的 $(Q-H)_1$ 曲线上任意取 (Q_a, H_a) 点、 (Q_b, H_b) 点及 (Q_c, H_c) 点……代入 (2-72)、(2-73) 式, 得出相应的 $(Q_a, H_a)'$ 点、 $(Q_b, H_b)'$ 点及 $(Q_c, H_c)'$ 点……。 (一般 6~7 点为好), 用光滑曲线连结可得出 $(Q-H)_2$ 曲线, 如图 2-46 虚线所示。此曲线即为图解法求得的转速为 n_2 时的 $(Q-H)_2$ 曲线。

同理, 也可按 $\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$ 来求得各相应于 N_1 的 N_2 值。这样, 也可画出在转速 n_2 情况下的 $(Q-N)_2$ 曲线。此外, 我们在利用比例律时, 认为相似工况下对应点的效率是相等的, 因此只要已知图 2-46 中 a 、 b 、 c 、 d 等点的效率, 即可按等效率原理求出转速为 n_2 时相应的点 a' 、 b' 、 c' 、 d' 等点的效率, 连成 $(Q-\eta)_2$ 曲线见图 2-46 所示。

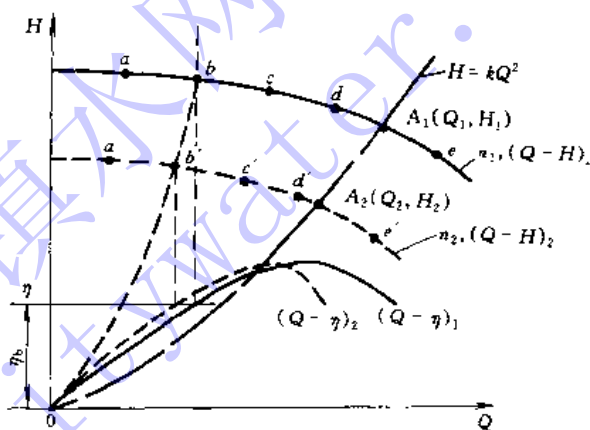


图 2-46 转速改变时特性曲线变化

上述讨论可知, 凡是效率相等各点的 $\frac{H}{Q^2}$ 比值, 均是常数 (k)。按此 k 值可画出一条效率相等、工况相似的抛物线。也就是说, 相似工况抛物线上, 各点的效率都是相等的, 但是, 实际上根据试验指出, 当水泵调速的范围, 超过一定值时, 其相应点的效率就会发生变化。实测的等效率曲线与理论上的等效率曲线是有差异的, 只在高效段范围内两者才吻合。尽管如此, 在工程实践中采用调速的方法, 还是大大地扩展了叶片泵的高效率工作范围。

【例】 某水泵转速 $n_1=950\text{r/min}$ 时的 $(Q-H)_1$ 曲线如图 2-47 所示。其管道系统特性曲线方程式为 $H=10+17500Q^2$ (Q 以 m^3/s 计)。

试问: (1) 该水泵装置工况点的 Q_A 与 H_A 值。(2) 保持静扬程为 10m , 流量下降 33.3% 时, 其转速 n_2 应降为多少 r/min ? (3) 降速后的 $(Q-H)_2$ 曲线如何?

【解】

(1) 根据管道系统特性曲线方程式: $H=10+17500Q^2$, 按此式算出表 2-4a。然后, 按此表点绘出 $Q-\Sigma h$ 曲线, 如图 2-47, 此线与 n_1 时的 $(Q-H)_1$ 曲线交于 A 点, 得出工况点的值 $Q_A=42\text{L/s}$, $H_A=38.2\text{m}$ 。

(2) 流量下降 33.3% 时, 其 Q_B 值为 $42(1-0.33)=28\text{L/s}$, 从图 2-47 可知 $H_B=23.1\text{m}$ 。由 (2-75) 式可得: $k=\frac{H_B}{Q_B^2}=29464.3 (\text{s}^2/\text{m}^5)$, 因此由 (2-76) 式可写出 $H=29464.3Q^2$,

按此式算出表2-4b。然后，按此表点绘出相似工况抛物线（见图2-47所示）与 $(Q-H)_1$ 曲线相交于C点， $Q_c=36.9\text{L/s}$ ， $H_c=40\text{m}$ 。由（2-72）式可求得 n_2 为：

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{Q_2}{Q_1} = 950 \frac{28}{36.9} = 720\text{r/min}$$

（3）降速后的 $(Q-H)_2$ 曲线可按比例律进行换算：

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1}Q_1 = \frac{720}{950}Q_1 = 0.758Q_1$$

各点上 Q 、 H 值的关系

表 2-4a

参 数	第 1 点	第 2 点	第 3 点	第 4 点	第 5 点
流量 Q (m^3/s)	0	0.01	0.02	0.03	0.04
扬程 H (m)	10	11.75	17	25.75	38

表 2-4b

参 数	第 1 点	第 2 点	第 3 点	第 4 点	第 5 点
流量 Q (m^3/s)	0	0.01	0.02	0.03	0.04
扬程 H (m)	0	2.95	11.78	26.52	47.14

不同转速时， Q 、 H 值变化换算

表 2-4c

转速 (r/min)	参 数	第 1 点	第 2 点	第 3 点	第 4 点	第 5 点
$n_1=950$	Q_1 (L/s)	0	10	20	30	40
	H_1 (m)	45	44.5	44.0	42.5	38.5
$n_2=720$	Q_2 (L/s)	0	7.58	15.2	22.7	30.4
	H_2 (m)	25.9	25.7	25.3	24.5	22.2

$$H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 H_1 = \left(\frac{720}{950}\right)^2 H_1 = 0.576H_1$$

在 $(Q-H)_1$ 曲线上，任取几点代入上式可得出表2-4c。

按表2-4c 各点就可描绘出 $n_2=720\text{r/min}$ 时的 $(Q-H)_2$ 曲线（见图2-47所示）。

综上所述，以泵站输配水管网系统为例，当管网中的用水量由 Q_{A1} 减小为 Q_{A2} 时，如果泵站是定速运行情况，那么，水泵装置的工况点将由 A_1 点自动移动至 A_2 点（如图2-48所示）。此时，管网中的静压由 H_{ST} 增大为 H'_{ST} ，轴功率为 N_{B2} （ B_2 点）。如果泵站是调速运行情况，那么，水泵装置的工况点将由 A_1 点移动至 A'_2 点。管网中的静压仍为 H_{ST} 不变，轴功率为 N'_{B2} （ B'_2 点）。

很明显，泵站调速运行的优点表现于：1. 保持管网等压供水（即 H_{ST} 基本不变）；2. 节省电耗（即 $N'_{B2}<N_{B2}$ ）。

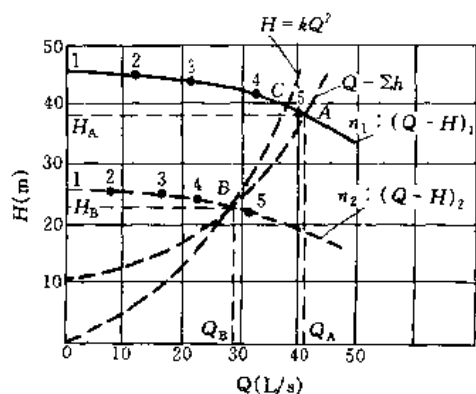


图 2-47 变速特性曲线图

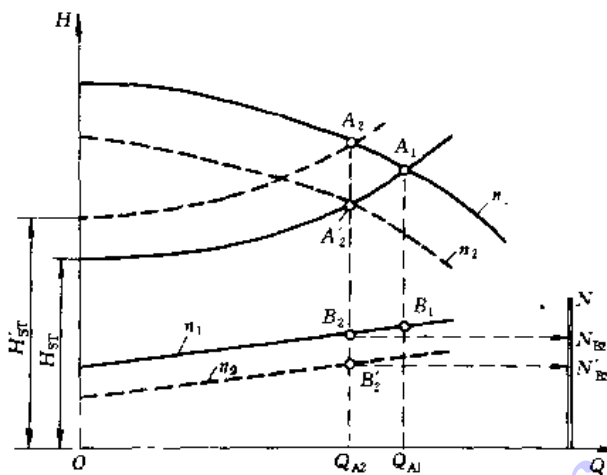


图 2-48 定速运行与调速运行工况点对比图

2. 比例律应用的数解方法

由图2-45可知，相似工况抛物线方程 $H = kQ^2$ 与转速为 n_1 时的 $(Q-H)_1$ 曲线的交点 $A_1 (Q_1, H_1)$ 是与所需的工况点 $A_2 (Q_2, H_2)$ 相似的工况点。求出 A_1 点的 (Q_1, H_1) 值，即可方便地应用比例律求出转速 n_2 值。

由 (2-57) 式及 (2-76) 式得出交点方程：

$$H = H_x - S_x Q^2 = kQ^2$$

即

$$Q = \sqrt{\frac{H_x}{S_x + k}} = Q_1 \quad (2-77)$$

$$H = k \cdot \frac{H_x}{S_x + k} = H_1 \quad (2-78)$$

上式中 k 值已如前述 $k = \frac{H_2}{Q_2^2}$ 。因此，由比例律可求出 n_2 值：

$$n_2 = n_1 \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_1 Q_2 \sqrt{S_x + k}}{\sqrt{H_x}} \quad (2-79)$$

下面介绍已知水泵转速为 n_2 时，推求翻画 $(Q-H)_2$ 曲线方程的方法。设转速为 n_2 时，水泵 $(Q-H)_2$ 曲线方程为 $H_2 = H'_x - S'_x Q_2^2$ 。为了要确定 H'_x 及 S'_x 值，可以先假设在 $(Q-H)_2$ 曲线上取两点 (Q'_A, H'_A) 及 (Q'_B, H'_B) ，与之相似的位于转速为 n_1 时的 $(Q-H)_1$ 曲线上的两点为 (Q_A, H_A) 及 (Q_B, H_B) 点，应满足：

$$\begin{cases} \frac{Q'_A}{Q_A} = \frac{n_2}{n_1}; & \frac{H'_A}{H_A} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \\ \frac{Q'_B}{Q_B} = \frac{n_2}{n_1}; & \frac{H'_B}{H_B} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \end{cases} \quad (2-80)$$

由 (2-58) 式知, 转速为 n_1 时 $H_1 = H_x - S_x Q_1^2$, 式中的 H_x 、 S_x 值可确定如下

$$\begin{cases} S_x = \frac{H_A - H_B}{Q_B^2 - Q_A^2} \\ H_x = H_A + S_x Q_A^2 \end{cases} \quad (2-81)$$

同样由 (2-58) 式也可得转速 n_2 时 $H_2 = H'_x - S'_x Q_2^2$ 式, 式中的 H'_x 及 S'_x 值, 可确定如下

$$\begin{cases} S'_x = \frac{H'_A - H'_B}{Q'^2_B - Q'^2_A} \\ H'_x = H'_A + S'_x Q'^2_A \end{cases} \quad (2-82)$$

将式 (2-80) 代入 (2-82) 得

$$\begin{cases} S'_x = \frac{H_A - H_B}{Q_B^2 - Q_A^2} \\ H'_x = H'_A + S'_x Q'^2_A = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 (H_A + S_x Q_A^2) \end{cases} \quad (2-83)$$

由式 (2-81) 及式 (2-83) 得

$$S'_x = S_x; \quad H'_x = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 H_x \quad (2-84)$$

求出 S'_x 及 H'_x 值后, 即可推求出转速为 n_2 时, 翻画 $(Q-H)_2$ 曲线的方程

$$H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 H_x - S_x Q_2^2 \quad (2-85)$$

需要指出, (2-85) 式对水泵高效段的 $(Q-H)$ 曲线方程具有较好的精度, 工况点偏离高效段时, 精度较差。它是水泵变速运行工况计算的一个基本方程。

【例】 某水泵, 转速 $n_1 = 950 \text{r/min}$ 时, 其 $Q-H$ 曲线高效段方程为 $H = 45.833 - 4583.333Q^2$, 管道系统特性曲线方程为 $H = 10 + 17500Q^2$ (上式中 H 以 m 计, Q 以 m^3/s 计), 试求

1. 该水泵装置的工况点;
2. 若所需的水泵工况点为 $Q = 0.028 \text{m}^3/\text{s}$, $H = 23.1 \text{m}$ 求水泵转速 n_2 值?
3. 求转速为 n_2 时的 $Q-H$ 曲线 (高效段) 方程?

【解】

1. 管道系统特性曲线与转速为 n_1 时 $(Q-H)_1$ 曲线相交之点为所求的工况点 (参见图 2-48 上 A_1 点), 即 $10 + 17500Q^2 = 45.833 - 4583.333Q^2$

解上式求得:

$$Q_A = 40.28 \text{L/s}, \quad H_A = 38.396 \text{m}.$$



2. 由 (2-75) 式可得:

$$k = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{23.1}{(0.028)^2} = 29464.286$$

代入 (2-79) 式求得:

$$n_2 = \frac{950 \times 0.028 \sqrt{4583.333 + 29464.286}}{\sqrt{45.833}} = 725 \text{ r/min}$$

3. 由 (2-84) 式, $H'_x = H_x \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 26.694$, $S'_x = S_x = 4583.333$ 。因此, 当水泵转速降为 n_2 时, $(Q-H)_2$ 曲线 (高效段方程为: $H = H'_x - S'_x Q^2 = 26.694 - 4583.333 Q^2$ 。

读者可以验证一下, 该曲线方程与管道系统特性曲线方程 $H = 10 + 175000 Q^2$ 的交点就是 (0.028, 23.1) 点。

三、相似准数——比转数 (n_s)

目前, 叶片泵的叶轮构造和水力性能是多种多样的, 大小尺寸也各不相同, 为了对整个叶片泵进行分类, 将同类型的泵组成一个系列, 这就须要有一个能够反映叶片泵共性的综合性的特征数, 作为水泵规格化的基础。这个特征数就是现今通用的相似准数, 称为叶片泵的比转数 (n_s) (又叫比速)。比转数是叶轮相似定律在叶片泵领域内的具体应用。

1. 比转数公式的推导: 按照水泵的相似原理, 我们把各种叶片泵分成若干相似泵群, 在每一个相似泵群中, 拟用一台标准模型泵作代表, 用它的几个主要性能参数 (Q, H, n) 来反映该群相似泵的共同特性和叶轮构造。

模型泵的确定是: 在最高效率下, 当有效功率 $N_e = 735.5 \text{ W}$ (1HP), 扬程 $H_m = 1 \text{ m}$, 流量 $Q_m = \frac{75 N_e}{\gamma H_m} = 0.075 \text{ m}^3/\text{s}$, 这时该模型泵的转数, 就叫做与它相似的实际泵的比转数 n_s 。前面例举的 12sh-28A 型离心泵中, 数字 “28” 即表示此水泵的比转数 $n_s = 280$, 因此, 凡与它工况相似的水泵, 其比转数也将等于 280, 相反, 若比转数与此差别很大时, 则就不属于这一类相似泵群, 而应属于另一类相似泵群。

现在, 假设有一台模型泵, 它的各项参数均以下角 m 表示, 模型泵的转数即比转数用 n_s 表示。按相似定律, 可写出:

$$\frac{Q}{Q_m} = \lambda^3 \left(\frac{n}{n_s} \right) \quad (2-86)$$

$$\frac{H}{H_m} = \lambda^2 \left(\frac{n}{n_s} \right)^2 \quad (2-87)$$

式中, 没有注写下角的各对应符号, 表示与模型泵相似的实际水泵的各对应参数。由 (2-87) 式得:

$$\lambda = \left(\frac{n_s}{n} \right) \sqrt{\frac{H}{H_m}}$$

将上式代入 (2-86) 式, 可得:

$$\frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{n_s}{n} \right)^3 \left(\frac{n}{n_s} \right) \sqrt{\left(\frac{H}{H_m} \right)^{\frac{3}{2}}}$$

所以：

$$n_s = n \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{H_m}{H} \right)^{\frac{3}{4}} \tag{2-88}$$

(2-88) 式即为水泵叶轮的相似准数。也就是说，凡两台工况相似的水泵，它们的流量、扬程和转数，一定是符合 (2-88) 式所示关系。

现将模型泵的 $H_m=1\text{m}$ ， $Q_m=0.075\text{m}^3/\text{s}$ 代入 (2-88) 式，可得下式：

$$n_s = \frac{3.65n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \tag{2-89}$$

式中 $Q\text{—m}^3/\text{s}$ ； $H\text{—m}$ ； $n\text{—r/min}$ 。

【例】

试求某台12sh 型离心泵的比转数 $n_s=?$

【解】 由水泵铭牌上已知，该台12sh 型离心泵的各给定的参数为：

在最高效率时： $Q=684\text{m}^3/\text{h}$ ， $H=10\text{m}$ ， $n=1450\text{ r/min}$ 。由于 sh 型是双吸式离心泵，故采用 $\frac{Q}{2}$ 代入 (2-89) 式中得：

$$n_s = 3.65 \frac{1450 \sqrt{\frac{684}{2} \times \frac{1}{3600}}}{10^{\frac{3}{4}}}$$

则： $n_s = 288$

在水泵样本中一般表示为12sh—28型。

由上述可知，比转数 n_s 实质上是相似定律中的一个特例。即在一种相似泵群中，选出一个模型泵作为标准，如果甲泵与它相似，乙泵也与它相似，则甲泵与乙泵也就必定相似，从而由 (2-89) 式算出的比转数 n_s 也必定相等。在应用 (2-89) 式时，应注意下列几点：

- (1) Q 和 H 是指水泵最高效率时的流量和扬程，也即水泵的设计工况点。
- (2) 比转数 n_s 是根据所抽升液体的容重 $\gamma=1000\text{kg/m}^3$ 时得出的，也即根据抽升20℃左右的清水时得出的。
- (3) Q 和 H 是指单吸、单级泵的流量和扬程。如果是双吸式水泵，则公式中的 Q 值，应该采用水泵设计流量的一半（也即采用 $\frac{Q}{2}$ ）。若是多级泵， H 应采用每级叶轮的扬程（如为三级泵，则扬程用该泵总扬程的 $\frac{H}{3}$ 代入）。

(4) 对于任一台水泵而言，比转数不是无因次数，它的单位是“r/min”。可是，由于它并不是一个实际的转速，它只是用来比较各种水泵性能的一个共同标准。因此，它本身的单位含义，无多大用处，一般在书本中均略去不写。在具体计算某泵的比转数值时，因使用的单位不同，同一台泵的 n_s 值也不相同。国际上有些国家采用2-89a 式来表示 n_s 值，它的 Q 、 H 和 n 单位有采用英制单位 $[\text{ft}^3/\text{min}]$ 、 $[\text{ft}]$ 和 $[\text{r/min}]$ ，也有采用公制单位 $[\text{m}^3/\text{min}]$ 、 $[\text{m}]$ 和 $[\text{r/min}]$ ，其换算表可见表2-5

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \tag{2-89a}$$

比 转 速 n_s 换 算 表

表 2-5

$n_s = \frac{3.65n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$						
Q, H, n (m^3/s), (m), (r/min)	Q, H, n (m^3/s), (m), (r/min)	Q, H, n (m^3/min), (m), (r/min)	Q, H, n (L/s), (m), (r/min)	Q, H, n (ft^3/s), (ft), (r/min)	Q, H, n (ft^3/min), (ft), (r/min)	Q, H, n (U. S. gal/ min), (ft), (r/min)	Q, H, n (U. K. gal/ min), (ft), (r/min)
1	0.274	2.12	8.66	0.667	5.168	14.16	12.89
3.65	1	7.746	31.623	2.435	18.863	51.70	47.036
0.4709	0.129	1	4.083	0.315	2.438	6.68	6.079
0.1152	0.0316	0.245	1	0.077	0.597	1.634	1.4871
1.499	0.411	3.178	12.99	1	7.752	21.28	19.23
0.1935	0.053	0.410	1.675	0.129	1	2.74	2.49
0.0706	0.0193	0.150	0.611	0.047	0.365	1	0.912
0.0776	0.0213	0.165	0.672	0.052	0.401	1.096	1

例如，按日本 JIS 标准，我国的比转数值为日本的比转数值的0.47倍,美国常用的单位是Q (U. S. gal/min)、H (ft)、n (r/min) 按此单位由2-5表查得：我国的比转数值为美国的比转数值的0.0706倍。

2. 对比转数的讨论：可分下列几点说明。

(1) 比转数 (n_s) 虽然是按相似关系，把实际的原型泵抽象成模型泵后的转速，但从(2-89)式中可以看出，比转数 n_s 中包含了实际原型泵的几个主要性能参数Q、H、 n 值。因此，它是反映实际水泵的主要性能的。从(2-89)式可明显看出：当转速 n 一定时， n_s 越大，表示这种水泵的流量越大，扬程越低，一般低扬程的农用泵都是高比转数的。反之，比转数越小，表示这种泵的流量小，扬程高，一般高压锅炉给水泵，多数是低比转数的。

(2) 叶片泵叶轮的形状、尺寸、性能和效率都随比转数而变的。因此，使用比转数 n_s 公式，可对叶片泵进行分类，如图2-49所示。

低比转数：扬程高、流量小。在构造上可用增大叶轮的外径 (D_2) 和减小内径 (D_0) 与

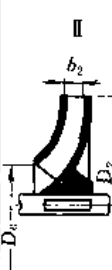
离 心 泵			混流泵	轴流泵
低比转数	正常比转数	高比转数		
 $n_s = 50 \sim 100$ $\frac{D_2}{D_0} = 2.5 \sim 3.0$	 $n_s = 100 \sim 200$ $\frac{D_2}{D_0} = 2.0$	 $n_s = 200 \sim 350$ $\frac{D_2}{D_0} = 1.8 \sim 1.4$	 $n_s = 350 \sim 500$ $\frac{D_2}{D_0} = 1.2 \sim 1.1$	 $n_s = 500 \sim 1200$ $\frac{D_2}{D_0} = 0.8$

图 2-49 叶片泵叶轮按比转数分类

叶槽宽度 (b_2) 的方法来得到高扬程、小流量。其 $\frac{D_2}{D_0}$ 可以大到 2.5, $\frac{b_2}{D_2}$ 可以小到 0.03。结果使叶轮变为外径很大, 外型扁平, 叶轮流槽狭长 (呈瘦长型), 出水方向呈径向。

高比转数: 扬程低、流量大。要产生大流量, 叶轮进口直径 D_0 及出口宽度 b_2 就要加大, 但又因扬程要低, 则叶轮的外径 D_2 就要缩小, 于是, $\frac{D_2}{D_0}$ 比值就小, $\frac{b_2}{D_2}$ 就大。这样的结果, 叶轮外型就变成外径小而宽度大, 叶槽由狭长而变为粗短 (呈矮胖型), 水流方向由径向渐变为轴向。由图 2-49 可看出, 当 $\frac{D_2}{D_0}=0.8$ 时, 离心泵就演变成了轴流泵, 其出水方向是沿泵轴方向。介于离心泵和轴流泵之间的是混流泵, 其比转数 $n_s=300\sim 500$ 左右。混流泵的特点是流量大于同尺寸的离心泵而小于轴流泵, 扬程大于轴流泵而小于离心泵。

(4) 比转数 n_s 不同, 反映了水泵特性曲线的形状也不同。我们将各种不同 n_s 的特性曲线用相对值为坐标绘出如图 2-50、图 2-51 及图 2-52 所示。图中以设计工况的工作参数: Q_0 、 H_0 、 N_0 、 η_0 作为 100%, 按下式算出不同 n_s 的叶片泵, 在非设计工况下的性能参数 Q 、 H 、 N 及 η 的相对值 $\bar{Q}$ 、 $\bar{H}$ 、 $\bar{N}$ 及 $\bar{\eta}$ 值为:

$$\begin{aligned}\bar{Q} &= \frac{Q}{Q_0} & \bar{H} &= \frac{H}{H_0} \\ \bar{N} &= \frac{N}{N_0} & \bar{\eta} &= \frac{\eta}{\eta_0}\end{aligned}$$

图 2-50, 图 2-51 及图 2-52 明确地表示: n_s 越小, $Q-H$ 曲线就越平坦, $Q=0$ 时的 N 值就越小。因而, n_s 低的水泵, 采用闭闸起动时, 电动机属于轻载起动, 起动电流减小, 另外, n_s 越小, 效率曲线在最高效率点两侧则下降得也越和缓。反之, n_s 越大, $Q-H$ 曲线越陡降, $Q=0$ 时的 N 值越大, 效率曲线高效点的左右部分下降得越急剧。对于这种水泵, 最好用于稳定的工况下工作, 不宜在水位变幅很大的场合下工作。

相对性能曲线还具有实用意义, 如果在实际工作中遇到一台没有特性曲线资料的水泵, 而且也无法进行性能试验时, 那就可按照泵铭牌上的 Q 、 H 、 N 和 n 值, 按 (2-89) 式算出该泵的 n_s 值。再从图 2-50, 图 2-51 及图 2-52

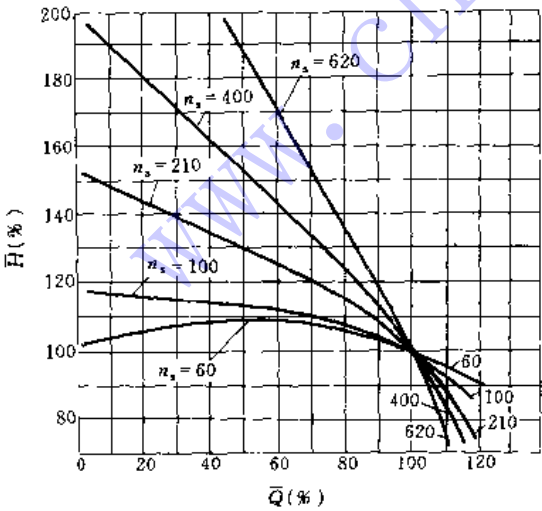


图 2-50 不同 n_s 叶片泵的相对 $\bar{Q}-\bar{H}$ 曲线

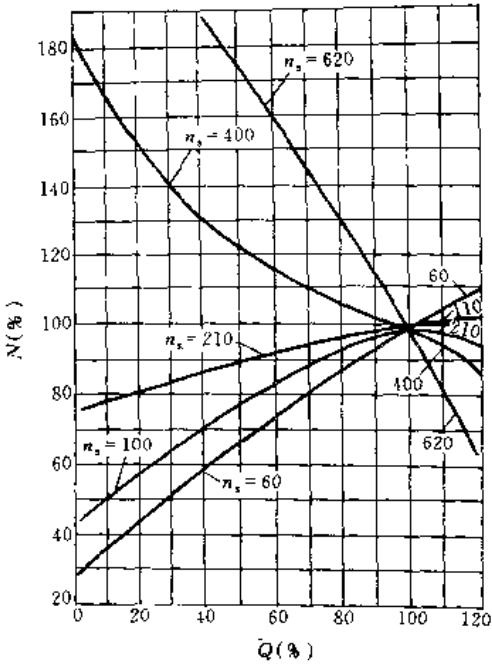


图 2-51 不同 n_s 叶片泵的相对 $\bar{Q}-\bar{N}$ 曲线

上找出相对性能曲线，然后，按下式即可点绘出该水泵的 $Q-H$ 、 $Q-N$ 及 $Q-\eta$ 曲线。

$$\left. \begin{aligned} Q &= \bar{Q} \cdot Q_0 \\ H &= \bar{H} \cdot H_0 \\ N &= \bar{N} \cdot N_0 \\ \eta &= \bar{\eta} \cdot \eta_0 \end{aligned} \right\} \quad (2-90)$$

四、调速途径及调速范围

实现变速调节的途径一般有两种方式。一种方式是电机转速不变，通过中间偶合器以达到改变转速的目的。属于这种调速方式的常见有液力偶合器，它是用油作为传递力矩的介质，是属于滑差传动的一种。另一种方式是电机本身的转速可变。属于这种调速方式的有改变电机定子电压调速，改变电机定子极数调速，改变电机转子电阻调速，串级调速以及变频调速等多种（详见第四章第三节）。下面对液力偶合器的工作原理作简单介绍。

图2-53所示为具有液力偶合器的水泵机组装置图，图2-54所示为液力偶合器的构造和工作原理简图。由图中可知，液力偶合器由泵轮、涡轮和转动外壳等主要部件组成。泵轮和涡轮对称布置，几何尺寸相同，在轮内有许多径向辐射并与轴线平行的叶片。转动的外壳通常与泵轮外缘法兰通过螺钉相联接，并包围在涡轮之外，使传动介质（液体或油）能贮存在泵轮和涡轮之中。常用的传动介质是油（20号机油或22号透平油）。当偶合器上的输入轴带动泵轮旋转时，油在叶片带动下因离心力的作用，由泵轮内侧（进口）流向外缘（出口），形成高压高速油流并冲向涡轮叶片，使涡轮跟泵轮作同方向旋转。油在涡轮中由外缘（进口）流向内侧（出口）的流动过程中被迫减压减速，然后再流入泵轮进口，如此循环。在这种循环中，

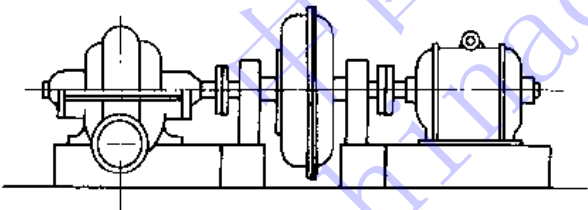


图 2-53 液力偶合器和水泵机组装配图

泵轮将输入的机械功转换为油的动能和升高压力的势能，而涡轮则将油的动能和势能转换为输出的机械功，从而实现功率的传递。运转中只要改变偶合器的充油量，就可在电动机转速恒定的情况下达到改变水泵转速的效果。其调速范围可用转速比 i 表示。转速比即水泵转速与电动机转速之比值，一般液力偶合器的 $i=0.4\sim0.97$ ，在实用上已充分满足使用要求。偶合器本身的结构中，均已考虑了其在运转中能够任意改变其充油量的装置。对油的要求是：粘度低，润滑性适当，比重较大，无腐蚀性，闪点高以及不易产生泡沫等。表2-6所示为我国目前生产的部分液力偶合器的主要规格。

综上所述，采用液力偶合器对叶片泵机组可进行无级调速，它与传统的关阀节流调节相比，可以大量节约电能，并可使电动机空载（或轻载）启动，有利于电网工作。但也应指

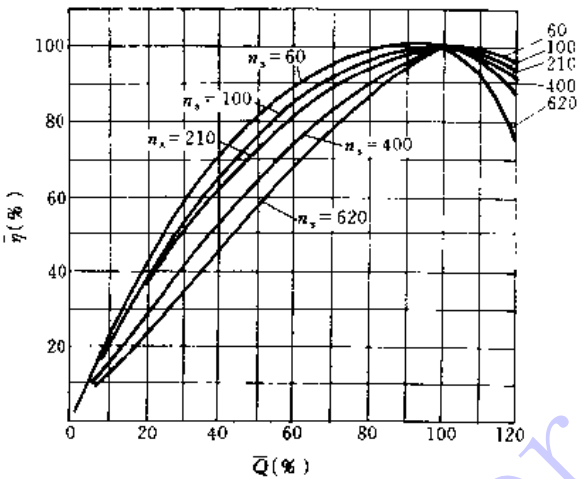


图 2-52 不同 n_s 叶片泵的相对 $Q-\eta$ 曲线

油在叶片带动下因离心力的作用，由泵轮内侧（进口）流向外缘（出口），形成高压高速油流并冲向涡轮叶片，使涡轮跟泵轮作同方向旋转。油在涡轮中由外缘（进口）流向内侧（出口）的流动过程中被迫减压减速，然后再流入泵轮进口，如此循环。在这种循环中，泵轮将输入的机械功转换为油的动能和



水泵调速运行的最终目的是为了节能，但是，实现调速运行的过程必须以安全运行为前提。因此，在确定水泵调速范围时，应注意以下几点：

表 2-6

1. 水泵机组的转子与其它轴系一样,在配置一定质量的基础后,都有自己固有的振动频率。当机组的转子调至某一转速值时,转子旋转而出现的振动频率,如果正好接近其固有的振动频率时,水泵机组就会猛烈地振动起来。通常,把水泵产生共振时的转速称为临界转速 (n_c)。调速水泵安全运行的前提是调速后的转速不能与其临界转速重合、接近或成倍数。

否则,将可能产生共振现象而使水泵机组遭到损坏。通常,单级离心泵的设计转速都是低于其轴的临界转速,一般设计转速约为其临界转速的75%~80%。对于多级泵而言,临界转速要考虑第一临界转速与第二临界转速。水泵厂的设计转速(n)值一般是大于第一临界转速的1.3倍,小于第二临界转速的70%(即 $1.2n_{c1} < n < 0.7n_{c2}$)。因此,大幅度地调速必须慎重,最好能征得水泵厂的同意。

2. 水泵机组的转速比原先的额定转速调高时,水泵叶轮与电机转子的离心应力将会增加,如果材质的抗裂性能较差或铸造时均匀性较差时,就有可能出现机械性的损裂,严重时可能出现叶轮飞裂现象。因此,水泵的调速一般不轻易地调高转速。

3. 调速装置价格昂贵,泵站中一般采用调速泵与定速泵并联工作的方式。当管网中用水量变化时,采用启闭定速泵台数来进行大调,利用调速泵来进行细调。调速泵与定速泵配置台数的比例,应以充分发挥每台调速泵的调速范围,以及经过调速运行后,能体现出较高的节能效果为原则。例如,在设有4台同型号水泵机组的泵站中,配置一调三定的方案,其节能效果就不如采用二调二定配置的方案。但是,也并不是说调速泵配置越多越好。这一问题在学习“第十节离心泵并联及串联运行工况”后,理解将进一步得到深化。

4. 调速后泵站工况点的扬程如果等于调速泵的启动扬程,调速泵不起作用(即调速泵流量为零)。因此,水泵调速的合理范围应根据调速泵与定速泵均能运行于各自的高效段内这一条件所确定。

水泵的工况点偏离其高效区是需要调速的基本条件,偏离的程度不同,调速后的节能效果也不同。供水企业在考虑问题时,除了考虑是否需要调速外,尚需考虑因调速而投资增加部分的回收。在通常情况下,回收期为2年可认为是合理的。若调速装置费用为 T ,因调速而节约的电费为 A ,则

$$T/A \leq 2 \quad (2-91)$$

一般情况下,调速前后的供水扬程相差不多, A 可以通过下式计算得到:

$$A = KQ \sum_{i=1}^n \left(\frac{277.79}{\eta_i} - \frac{277.79}{\eta_{av}} \right) H_i C_i \quad (2-92)$$

式中 A ——水泵运行效率提高后所节约的电费(元);

K ——当地每kWh的电费(元)。

277.79是当水泵的效率为100%,在全压强为1MPa,水量 Q 为1000m³时所消耗的电度数。当水泵的效率小于100%时,在同样的压强和流量情况下,水泵所消耗的电能一定大于此值。两者之比值,即为水泵之效率 η 。(2-92)式中,括号中的第一项是泵组在总效率 η_i 时,每千m³每MPa所消耗的电能kWh,第二项是水泵调到高效区后,每千m³每MPa所消耗的电能kWh,其中 η_{av} 是水泵高效区内水泵效率的平均值与电机效率的乘积。括号内的差值即为调速后所节约的每千m³·MPa的kWh值。式中 H_i 是水泵在全年中,不同季节和不同时刻时所出现的全压强值(全扬程)。根据实际的负荷情况不同,可以有一组不同的 H_i 值,因而从水泵的特性中可得到一组对应的不同的 η_i 值。 C_i 是 H_i 在全年中出现的机率, Q 是水泵在全年中的供水量(1000m³)。把每一 H_i 时所节约的电能总和起来,便得到了水泵采用调速后的节电费用。

思考算题:

1. 试从比例律的内涵说明泵站中采用调速运行的重大意义。

- 试归纳调速运行的优点以及需要注意的事项。
- 同一台水泵，在运行中转速由 n_1 变为 n_2 ，试问其比转数 n_s 值是否发生相应的变化？为什么？
- 在产品试制中，一台模型离心泵的尺寸为实际泵的 $\frac{1}{4}$ 倍，并在转速 $n=730\text{r/min}$ 时进行试验。此时量出模型泵的设计工况出水量 $Q_m=11\text{L/s}$ ，扬程 $H_m=0.8\text{m}$ 。如果模型泵与实际泵的效率相等。试求：实际水泵在 $n=960\text{r/min}$ 时的设计工况流量和扬程。
- 清理仓库时，找出一台旧的 BA 型水泵，从其模糊的铭牌上，可看出： $Q=32\text{L/s}$ ， $H=50\text{m}$ ， $n=2900\text{r/min}$ ， $N=22.9\text{kW}$ ， $\eta=68.5\%$ 。
试绘制其 $Q-H$ ， $Q-N$ 及 $Q-\eta$ 性能曲线。
- 在美国文献中报导了一份 $n_s=1800$ 的离心泵的试验资料，问该泵折算为我国采用的单位时，其比转数 $n_s=?$

第九节 离心泵装置换轮运行工况

换轮运行就是把水泵的原叶轮外径在车床上切削得小一些再安装好进行运转。经过切削后的叶轮，其特性曲线就按一定的规律发生变化。切削叶轮是改变水泵性能的一种简便易行的办法，即所谓变径调节。

一、切削律

实践证明：在一定条件下，叶轮经过切削后，其性能参数的变化与切削前后轮径间存在下列关系：

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D'_2}{D_2} \tag{2-93}$$

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 \tag{2-94}$$

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^3 \tag{2-95}$$

(2-93)、(2-94) 及 (2-95) 式统称为水泵叶轮的切削律。式中 Q' 、 H' 、 N' 相应为叶轮外径切削为 D'_2 时的流量，扬程和轴功率。切削律是建于大量感性试验资料的基础上，它认为如果叶轮的切削量，控制在一定限度内时，则切削前后水泵相应的效率可视为不变。此切削限量与水泵的比转数有关。表2-7列出了常用的叶轮切削限量。

叶 轮 切 削 限 量						表 2-7
比转数 n_s	60	120	200	300	350	350以上
最大允许切削量 (%)	20	15	11	9	7	0
效率下降值	每切削10%，效率下降1%		每切削4%，效率下降1%			

二、切削律的应用

切削律在应用上一般可能遇到两类问题。

第一类问题：已知叶轮的切削量，求切削前后水泵特性曲线的变化。也即：已知叶轮外径 D_2 的特性曲线，要求画出切削后的叶轮外径为 D'_2 时的水泵特性曲线 ($Q'-H'$) 曲线、($Q'-N'$) 曲线及 ($Q'-\eta'$) 曲线。

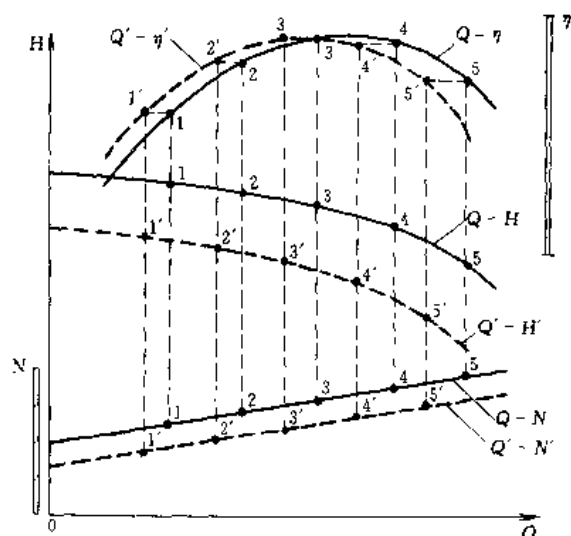


图 2-55 用切削律翻画特性曲线

算出的 (Q'_1, H'_1) 、 (Q'_2, H'_2) 、 (Q'_3, H'_3) 、……、 (Q'_5, H'_5) 等点画在坐标系上，这叫“立点”。最后，用光滑曲线连起来，即得如图 2-55 中所示的切削后的水泵 $(Q'-H')$ 曲线。同样道理，也可用此法画出切削后的 $(Q'-N')$ 和 $(Q'-\eta')$ 曲线。

第二类问题是：根据用户需求，要水泵在 B 点工作，流量为 Q_B ，扬程为 H_B ， B 点位于该系的 $(Q-H)$ 曲线的下方如图 2-56 所示。现使用切削方法，使水泵的新特性曲线通过 B 点，试问：切削后的叶轮直径 D'_2 是多少？需要切削百分之几？是否超过切削限量？

对于这类问题，已知的条件是：现有水泵的叶轮直径 D_2 及 $(Q-H)$ 曲线和 B 点的坐标 (Q_B, H_B) 。

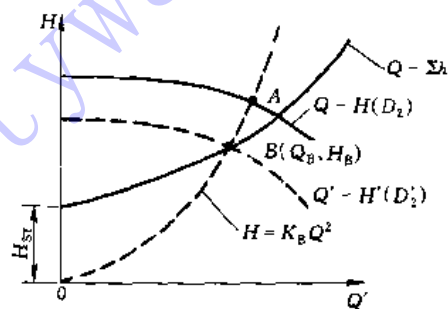


图 2-56 用切削抛物线求叶轮切削量

按切削律可得：

$$\frac{H'}{(Q')^2} = \frac{H}{Q^2} = K \quad (2-96)$$

式中 K ——切削系数。

推广之，可得：

$$H = KQ^2 \quad (2-97)$$

(2-97) 式代表一条二次抛物线方程式。凡是满足切削律的任何工况点，都分布在这条抛物线上，此线称为“切削抛物线”。由实践资料证明，在切削限度以内，叶轮切削前后的水泵效率变化是不大的，因此，上述的切削抛物线又称等效率曲线。也就是说，凡在此曲线上的各点，其相应的效率可视为相等。

将 B 点的 Q_B 、 H_B 代入 (2-96) 式求出 K_B 值，按 (2-97) 式，点绘出切削抛物线并与原 $(Q-H)$ 曲线相交于 A 点见图 2-56 所示。此 A 点即为满足切削律要求的 B 点的对应点。将 A 点的 Q_A (或 H_A) 和 B 点的 Q_B (或 H_B) 代入切削律。就可求出切削后的叶轮直径 D'_2 值。切削量的百分数为：



$$\text{切削量}(\%) = \frac{D_2 - D'_2}{D_2} 100\% \quad (2-98)$$

如不超限值，在求得切削后叶轮的直径 D'_2 后，再进一步推画出 D'_2 时的水泵特性曲线。

应用切削律，除应注意其切削限量以外，还应注意：

(1) 对于不同构造的叶轮切削时，应采取不同的方式。低比转数的叶轮，切削量对叶轮

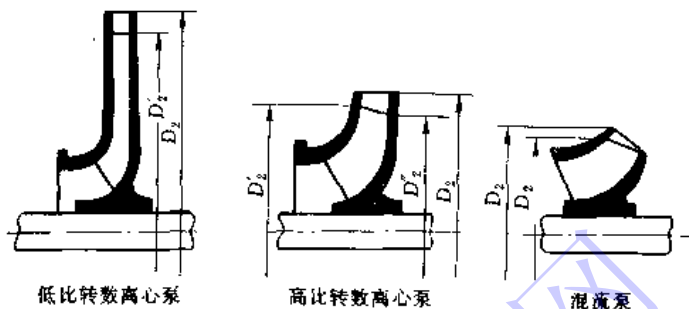


图 2-57 叶轮的切削方式

前后两盖板和叶片都是一样的；对于高比转数离心泵叶轮，则切削量不同，后盖板的切削量应大于前盖板如图 2-57 所示。对混流式叶轮则只切削前盖板的外缘直径，在轮毂处的叶片完全不切削，以保持水流的流线等长。如果，叶轮出口处有导流器或减漏环，则切削时可只切削叶片，而不切削盖板。

(2) 离心泵叶轮切削后，其叶片的出水舌端就显得比较厚。如能沿叶片弧面在一定的长度内锉掉一层，则可改善叶轮的工作性能。图 2-58 中 A 表示叶片出水舌端没锉的情况，B 表示锉出水舌上表面的情况，C 表示锉出水舌下表面的情况。由图可知：锉上表面时，锉前两叶片间距 d 与锉后两叶片间距 d_F 基本不变，出水断面可视为没改变，按实践经验指出，其 β_2 角改变的影响，在运行中也可忽略不计，因此，叶片上表面的锉尖意义不大。

锉叶片出水舌端下表面将使两叶片间距从 d 增至 d_F ，如图 2-58 中 C 所示。因此，在给

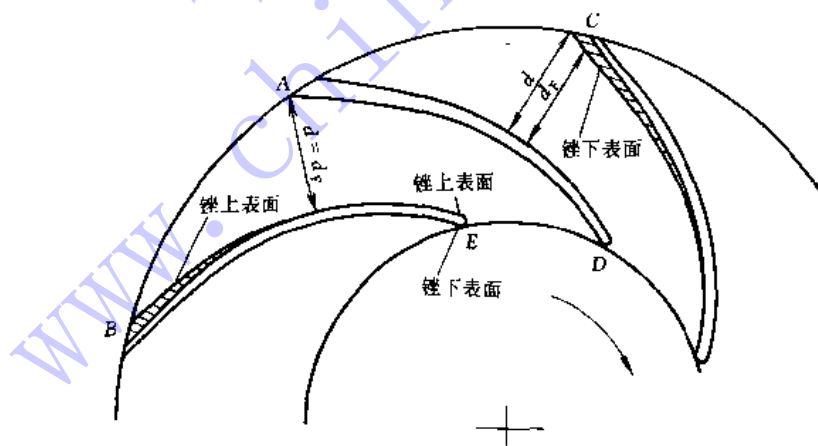


图 2-58 叶轮切削后叶片的锉尖

定流量 Q 下，叶轮出水面积上的平均径向流速 C_{2r} 将降低， β_2 角通常略有增加。根据方程

$H = \frac{u_2 C_{2u}}{g}$ 可看出，在相同流量 $Q = Q_F$ 时，水泵扬程将有所提高 (Q_F ——叶片锉尖后的流

量),其轴功率也将有所增加。实践指出:其最高效率通常有所改善,最高效率点一般向流量增大侧移动。但应注意,在锉叶片时,不应将出水舌的端部锉成圆角凹槽。另外,图 2-58 中 *D* 所示的叶片的进口叶舌是呈圆弧形的,如能将它锉成图中 *E* 所示的锐角形,则对其气蚀性能将有所改善。

(3) 叶轮切削是解决水泵类型、规格的有限性与供水对象要求的多样性之间矛盾的一种方法,它使水泵的使用范围扩大。图 2-59 所示为水泵厂样本中所提供的 12Sh-19 型水泵的 (*Q*-*H*) 曲线,图中的实线表示该水泵采用叶轮直径 $D_2=290\text{mm}$ 时,水泵的 (*Q*-*H*) 曲线。虚线表示该水泵采用切削后的叶轮直径 $D'_2=265\text{mm}$ 时,水泵的 (*Q*'-*H*') 曲线。图上波形短线表示水泵高效率工作范围,将图上所示的高效段用直线连接起来,得到 *ABCD* 面积,这块面积中所有各点的 (*Q*, *H*) 值,其相应的效率均较高,也就是说,当该水泵叶轮直径 $D_2=290\text{mm}$ 逐渐切小时,其高效率区的 (*Q*, *H*) 值,即在此面积 *ABCD* 中变化,直到切削至 $D_2=265\text{mm}$ 时,高效区即成为图上的一根虚线。面积 *ABCD* 称为该水泵的高效率方框图。

目前,叶轮切削一般用于清水泵中,水泵厂常常对同一台水泵,配上 2~3 个外径不一

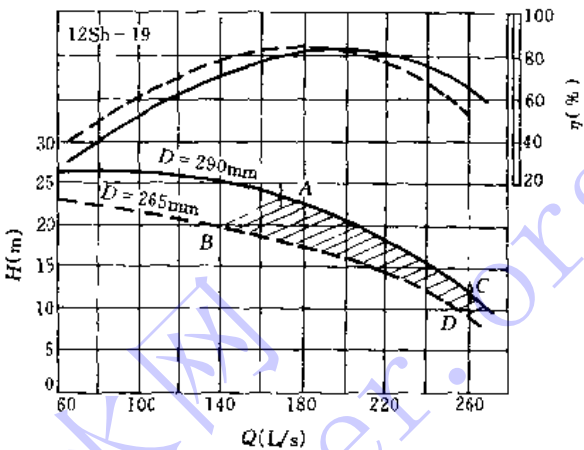


图 2-59 水泵高效率方框

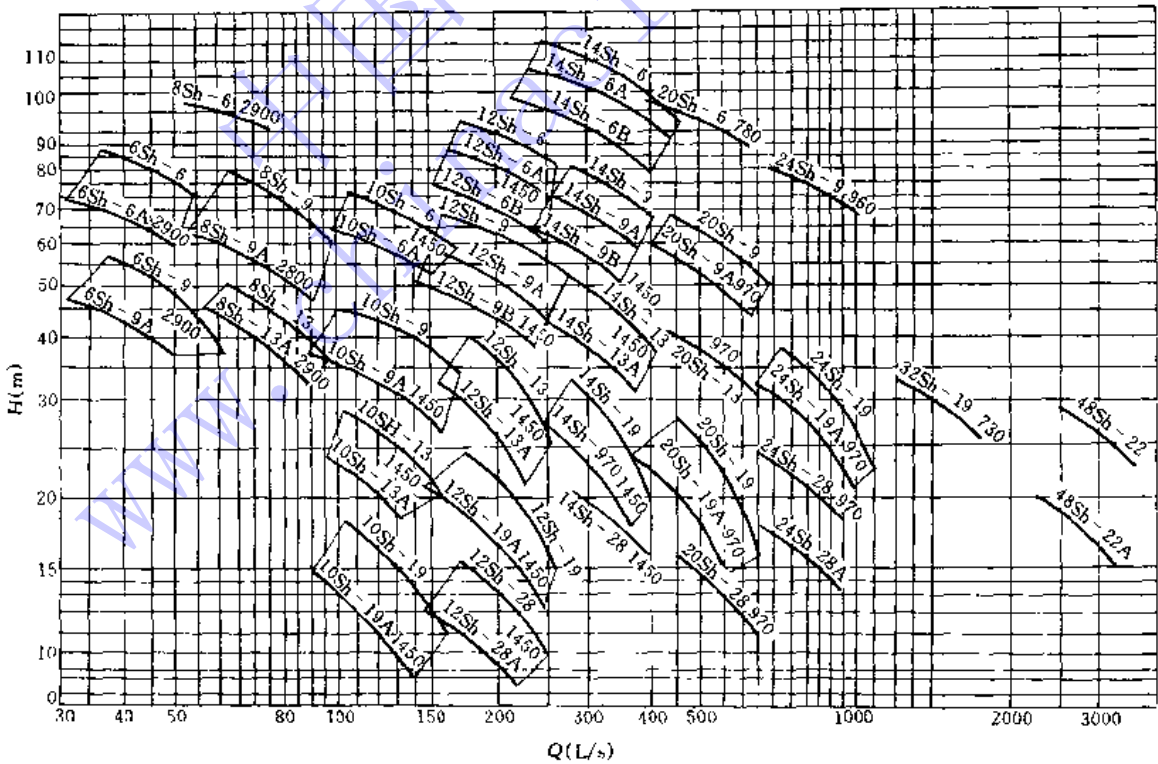


图 2-60 Sh 型离心泵性能曲线型谱图

样的叶轮以便用户采用。为使选泵方便，样本中通常将厂方所生产的某种型号水泵的高效率方框图，成系列地绘在同一张座标纸上，称为性能曲线型谱图，如图 2-60 所示。图中每一小方框表示一种水泵的高效工作区域。框内注明该水泵的型号、转速及叶轮直径。用户在使用这种型谱图选择水泵时，只须看所需要的工况点落在哪一块方框内，即选用哪一台水泵，十分方便简明。

思考算题：

- 某循环水泵站中，夏季为一台 12Sh-19 型离心泵工作，水泵叶轮直径 $D_2=290\text{mm}$ ，管路中阻力系数 $S=225\text{s}^2/\text{m}^5$ ，静扬程 $H_{\text{ST}}=14\text{m}$ 。到了冬季，用水量减少了，该泵站须减少 12% 的供水量，为了节电，到冬季拟将另一备用叶轮切小后装上使用。问：该备用叶轮应切削外径百分之几？
- 如果说，在学本课程前，你对着一台离心泵的铭牌，可以直接说出它能打多少水，扬程是多高。那么，现在对于这个问题，你将如何回答？为什么？

第十节 离心泵并联及串联运行工况

泵站中，在解决水量、水压的供求矛盾时，蕴藏着丰富的节能潜力。泵站设计人员在解决供求矛盾的同时，也常体现节能措施的实现。大中型水厂中，为了适应各种不同时段管网中所需水量、水压的变化，常常需要设置多台水泵联合工作。这种多台水泵联合运行，通过连络管共同向管网或高地水池输水的情况，称为并联工作。水泵并联工作的特点：(1) 可以增加供水量，输水干管中的流量等于各台并联水泵出水量之总和；(2) 可以通过开停水泵的台数来调节泵站的流量和扬程，以达到节能和安全供水的目的。例如：取水泵站在设计时，流量是按城市中最大日平均小时的流量来考虑的，扬程是按河道中枯水位来考虑的。因此，在实际运行中，由于河道水位的变化，城市管网中用水量的变化等，必定会涉及取水泵站机组开停的调节问题。另外，送水泵站机组开停的调节就更显得必要了；(3) 当并联工作的水泵中有一台损坏时，其它几台水泵仍可继续供水，因此，水泵并联输水提高了泵站运行调度的灵活性和供水的可靠性，是泵站中最常见的一种运行方式。

一、并联工作的图解法

1. 水泵并联性能曲线的绘制：

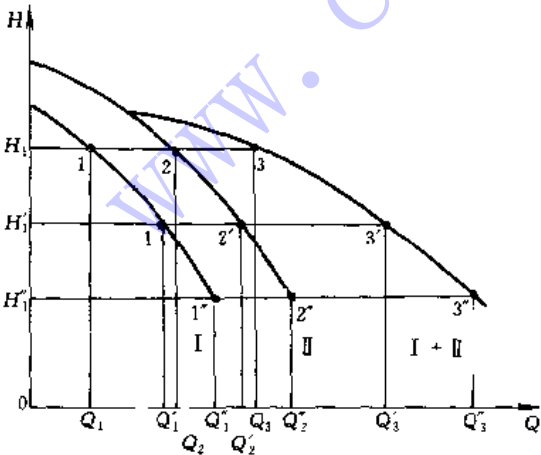


图 2-61 水泵并联 $Q-H$ 曲线

在绘制水泵并联性能曲线时，先把并联的各台水泵的 $(Q-H)$ 曲线绘在同一坐标图上，然后把对应于同一 H 值的各个流量加起来，如图 2-61 所示，把 I 号泵 $(Q-H)$ 曲线上的 1、1'、1''，分别与 I 号泵 $Q-H$ 曲线上的 2、2'、2''各点的流量相加，则得到 I、I 号水泵并联后的流量 3、3'、3''，然后连接 3、3'、3''各点即得水泵并联后的总和 $(Q-H)_{1+2}$ 曲线。这种等扬程下流量叠加的方法，实际上是将管道水头损失视为零的情况下来求并联后的工况点。因此，同型号的两台

(或多台)泵并联后的总和流量,将等于某扬程下各台泵流量之和。事实上,管道水头损失是必须考虑的,所以,寻求并联工况点的图解就没有那样简单。

2. 同型号、同水位的两台水泵的并联工作(如图 2-62 所示):

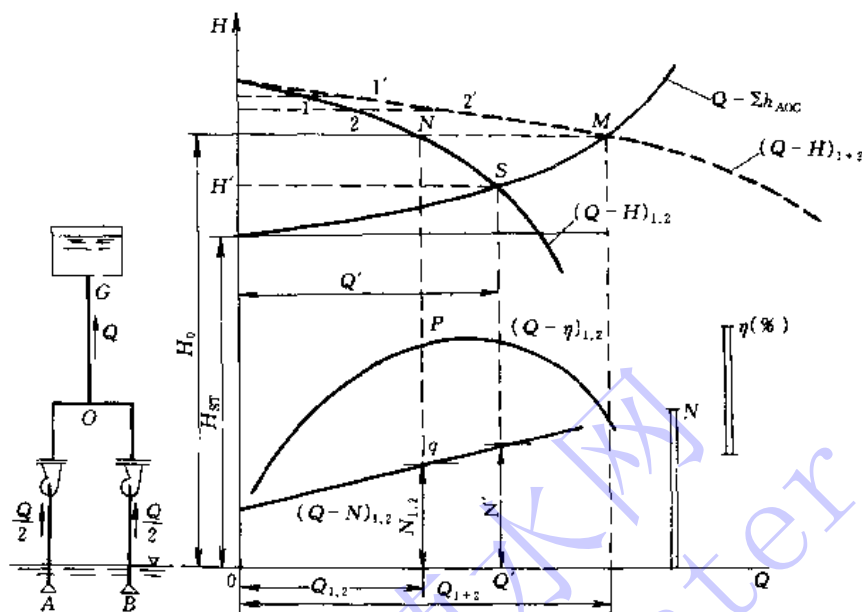


图 2-62 同型号、同水位、对称布置的两台水泵并联

(1) 绘制两台水泵并联后的总和 $(Q-H)_{1+2}$ 曲线: 由于两台水泵同在一个吸水井中抽水, 从吸水口 A 、 B 两点至压水管交汇点 O 的管径相同, 长度也相等, 故 $\Sigma h_{AO} = \Sigma h_{BO}$, AO 与 BO 管中, 通过的流量均为 $\frac{Q}{2}$, 由 OG 管中流进水塔的总流量为两台泵流量之和。因此, 两台泵联合工作的结果, 是在同一场程下流量相叠加。为了绘制并联后的总和特性曲线, 我们可以先不考虑管道水头损失, 在 $(Q-H)_{1,2}$ 曲线上任取几点, 然后, 在相同纵坐标值上把相应的流量加倍, 即可得 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$ 、 $\dots$ 、 m' 点, 用光滑曲线连起 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$ 、 $\dots$ 、 m' 点, 绘出一条并联后的总和特性曲线 $(Q-H)_{1+2}$ 如图 2-62 所示。图中所注下角“1、2”, 表示单泵 1 及单泵 2 的 $(Q-H)$ 曲线。下角“1+2”表示两台泵并联工作的总和 $Q-H$ 曲线。上述的这种等扬程下流量叠加的原理称为横加法原理。所谓总和 $(Q-H)_{1+2}$ 曲线的意思, 就是把两台参加并联水泵的 $Q-H$ 曲线, 用一条等值水泵的 $(Q-H)_{1+2}$ 曲线来表示。此等值水泵的流量, 必须具有各台水泵在相同扬程时流量的总和。

(2) 绘制管道系统特性曲线, 求出并联工况点:

由前述已知, 为了将水由吸水井输入水塔, 管道中每单位重量的水应具有的能量为 H :

$$H = H_{ST} + \Sigma h_{AO} + \Sigma h_{OG} = H_{ST} + S_{AO}Q_1^2 + S_{OG}Q_{1+2}^2 \quad (2-99)$$

式中: S_{AO} 及 S_{OG} 分别为管道 AO (或 BO) 及管道 OG 的阻力系数。因为两台泵是同型号, 管道中水流是水力对称, 故管道中 $Q_1 = Q_2 = \frac{1}{2}Q_{1+2}$, 代入 (2-99) 式:

$$H = H_{ST} + \left(\frac{1}{4}S_{AO} + S_{OG} \right) Q_{1+2}^2 \quad (2-100)$$

由 2-100 式可点绘出 AOG (或 BOG) 管道系统的特性曲线 $Q-\Sigma h_{AOG}$, 此曲线与 $(Q-H)_{1+2}$ 曲线相交于 M 点。 M 点的横坐标为两台水泵并联工作的总流量 Q_{1+2} , 纵坐标等于两台水泵的扬程 H_0 , M 点称为并联工况点。

(3) 求每台泵的工况点: 通过 M 点作横轴平行线, 交单泵的特性曲线于 N 点, 此 N 点即为并联工作时, 各单泵的工况点。其流量为 $Q_{1,2}$, 扬程 $H_1=H_2=H_0$ 。自 N 点引垂线交 $Q-\eta$ 曲线于 P 点, 交 $Q-N$ 曲线于 q 点, P 及 q 点分别为并联时, 各单泵的效率点和轴功率点。如果, 将第二台泵停车, 只开一台泵时, 则图 2-62 中的 S 点, 可以近似地视作单泵的工况点。这时的水泵流量为 Q' , 扬程为 H' , 轴功率为 N' 。

由图 2-62 可看出, $N' > N_{1,2}$, 即单泵工作时的功率大于并联工作时各单泵的功率。因此, 在选配电动机时, 要根据单泵单独工作的功率来配套。另外, $Q' > Q_{1,2}$, $2Q' > Q_{1+2}$, 这就是说, 一台泵单独工作时的流量, 大于并联工作时每一台泵的出水量, 也即两台泵并联工作时, 其流量不能比单泵工作时成倍增加。这种现象, 在多台泵并联时, 就很明显 (当管道系统特性曲线较陡时, 就更显突出)。

举例:

图 2-63 所示为 5 台同型号水泵并联工作的情况。由图可知: 以 1 台泵工作时的流量 Q_1 为 100, 两台泵并联的总流量 Q_2 为 190, 比单泵工作时增加了 90, 3 台泵并联的总流量 Q_3 为 251, 比 2 台泵时增加了 61, 4 台泵并联的总流量 Q_4 为 284, 比 3 台泵时增加了 33, 5 台泵并联的总流量 Q_5 为 300, 比 4 台泵时只增加了 16。由此可见, 再增加并联水泵的台数, 其效果就不大了。每台泵的工况点, 随着并联台数的增多, 而向扬程高的一侧移动。台数

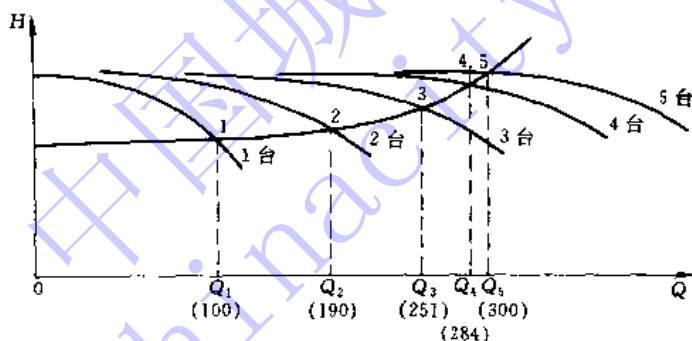


图 2-63 5 台同型号水泵并联

过多, 就可能使工况点移出高效段的范围。因此, 在对旧泵房挖潜、扩建时, 不能简单地理解为增加一倍并联水泵的台数, 流量就会增加一倍。必须要同时考虑管道的过水能力, 经过并联工况的计算和分析后, 才能下结论。没经工况分析, 就随便增加水泵的台数是不可靠的, 造成这种错觉的原因, 常常是将并联后的工况点, 与绘制水泵总和 $(Q-H)$ 曲线时, 所采用的等扬程下流量叠加的概念混为一谈。这里关键是, 忽略了管道系统特性曲线对并联工作的影响。最后, 对于泵站设计开始考虑问题时, 就应注意到: 如果所选的水泵是以经常单独运行为主的, 那么, 并联工作时, 要考虑到各单泵的流量是会减少的, 扬程是会提高的。如果选泵时是着眼于各泵经常并联运行的, 则应注意到, 各泵单独运行时, 相应的流量将会增大, 轴功率也会增大。

3. 不同型号的 2 台水泵在相同水位下的并联工作, 如图 2-64 所示。

这情况不同于上面所述的主要是: 两台水泵的特性曲线不同, 管道中水流的水力不对

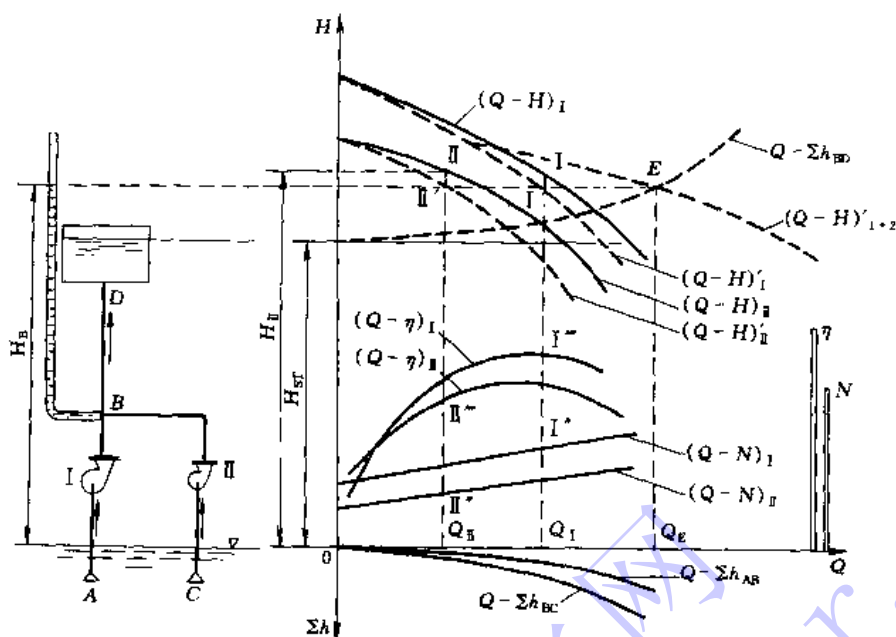


图 2-64 不同型号，相同水位下两台水泵并联①

称。所以，自吸水管端 A 和 C 至汇集点 B 的水头损失不相等（即： $\Sigma h_{AB} \neq \Sigma h_{BC}$ ）。2 台水泵并联后，每台泵的工作点的扬程也不相等（即： $H_1 \neq H_2$ ）。因此，欲绘制并联后的总和 $(Q-H)$ 曲线，一开始就不能使用等扬程下流量叠加的原理。

现在我们只知道，泵 I 与泵 II 所以能够并联工作，在管路汇集点 B 处，就只能有一个共同的测压管水头，见图 2-64 中 H_B 所示，则测压管水面与吸水井水面之高差 H_B 为：

$$H_B = H_1 - \Sigma h_{AB} = H_1 - \Sigma S_{AB} Q_1^2 \quad (2-101)$$

式中 H_1 ——表示水泵 I 在相应流量为 Q_1 时的总扬程（m）；

S_{AB} —— AB 管段的阻力系数。

（2-101）式表示水泵 I 的总扬程 H_1 ，扣除了 AB 管段在相应流量 Q_1 下的水头损失 Σh_{AB} 后，就等于汇集点 B 处的测压管水面与吸水井水面高差 H_B ，此 H_B 值相当于将水泵 I 折引至 B 点工作时的扬程，也即扣除了管段 AB 水头损失的因素，水泵 I 可视为移到了 B 点工作。

① 图 2-64 所示的并联工作装置中，采用图解法来求工况点，其数学依据是试算法。按已知条件可列出下列 5 个方程式：

$$\text{水泵 I:} \quad H_1 = f(Q_1) \quad (2-103)$$

$$\text{水泵 II:} \quad H_2 = f(Q_2) \quad (2-104)$$

$$\text{管道 ABD:} \quad H_1 = H_{ST} + S_{AB} Q_1^2 + S_{BD} Q^2 \quad (2-105)$$

$$\text{管道 CBD:} \quad H_2 = H_{ST} + S_{CB} Q_2^2 + S_{BD} Q^2 \quad (2-106)$$

$$\text{汇集点 B:} \quad Q = Q_1 + Q_2 \quad (2-107)$$

在（2-103）～（2-107）式中，存在着相互依附的五个未知数： H_1 、 H_2 、 Q_1 、 Q_2 及 Q 。采用特性曲线一次折引后，使（2-104）式简化为 $H_B = F(Q)$ (2-108)

$$\text{（2-105）、（2-106）式简化为} \quad H_B = H_{ST} + S_{BD} Q^2 \quad (2-109)$$

公式（2-108）即为总和 $(Q-H)'_{1+2}$ 折引特性曲线方程式。公式（2-109）即为干管 BD 的管道特性方程式。由（2-108）及（2-109）两式，即可采用试算法点绘出总和 $(Q-H)'_{1+2}$ 折引特性曲线和 BD 管道特性曲线。由此可求得 H_B 和 Q 值，然后，依次可求得 Q_1 、 Q_2 及 H_1 、 H_2 值。

同理：

$$H_B = H_I - \Sigma h_{BC} = H_I - \Sigma S_{BC} Q_2^2 \tag{2-102}$$

式中 H_I ——表示水泵Ⅰ在相应流量为 Q_I 时的总扬程 (m)；
 S_{BC} ——BC 管段的阻力系数。

(2-102) 式中 H_B 也即相当于将水泵Ⅰ折引到 B 点工作时尚存的扬程。这样，就可先分别绘出 $Q-\Sigma h_{AB}$ 和 $Q-\Sigma h_{BC}$ 曲线，然后，采用第七节中所介绍的折引特性曲线法，将水泵Ⅰ、Ⅱ的 $(Q-H)_I$ 和 $(Q-H)_I$ 曲线上，相应地扣除水头损失 Σh_{AB} 和 Σh_{BC} 的影响，得到如图 2-64 中虚线所示的 $(Q-H)'_I$ 折引特性曲线和 $(Q-H)'_I$ 折引特性曲线。此两条曲线排除了泵Ⅰ与泵Ⅱ在扬程上造成差异的那部分因素。它们表示了将两台水泵都折引到 B 点工作时的性能。这样，就可以采用等扬程下流量叠加的原理，绘出总和 $(Q-H)'_{1+2}$ 折引特性曲线。此总和 $(Q-H)'_{1+2}$ 曲线，犹如一等值水泵的性能曲线。因此，再下一步，就只要考虑此等值水泵与管段 BD 联合工作向水塔输水时的工况。

先画出管段 BD 的 $Q-\Sigma h_{BD}$ 曲线，求得它与总和折引 $(Q-H)'_{1+2}$ 曲线相交于 E 点，此 E 点的流量 Q_E ，即为两台水泵并联工作的总出水量。通过 E 点，引水平线与 $(Q-H)'_I$ 及 $(Q-H)'_I$ 曲线相交于 I' 及 I' 两点，则 Q_I 及 Q_I 即为水泵Ⅰ及水泵Ⅱ在并联时的单泵流量， $Q_E=Q_I+Q_I$ ，现由 I'、I' 两点各引垂线向上，与 $(Q-H)_I$ 及 $(Q-H)_I$ 曲线相交于 I 及 I 点。显然，此 I、I 点就是并联工作时，泵Ⅰ及泵Ⅱ各自的工况点，其扬程分别为 H_I 及 H_I 。由 I、I 点引垂线向下，与 $(Q-N)'_I$ 及 $(Q-N)'_I$ 相交于 I'' 及 I'' 点，此两点 N_I 及 N_I 就是两台水泵并联工作时，各单泵功率值。同样，其效率点分别为 I''' 及 I''' 点，其值分别为 η_I 及 η_I 。

并联机组的总轴功率 N_{1+2} 及总效率 η_{1+2} 分别为：

$$N_{1+2} = N_I + N_I \tag{2-110}$$

$$\eta_{1+2} = \frac{\gamma Q_I H_I + \gamma Q_I H_I}{N_I + N_I} \tag{2-111}$$

在我国北方地区，常见以井群采集地下水。一井一泵，井群以联络管相连以后，以一根或多根干管输送至水厂，再集中消毒后由泵站加压输入管网。这种情况，从水泵工况来分析，相当于几台水泵在管道布置不对称的情况下并联工作。与上述例子所差别的，往往只是各井间的吸水动水位的不同。在进行工况计算时，只须在计算静扬程 H_{st} 时，以一共同基准面算起，然后做相应的修正即可，其它算法都是相似的。另外，衡量管道布置的对称与否，应从工程来考虑，一般仅在管道布置差异较大的情况下，才认为是不对称布置。例如在两台离干管汇集点距离相差较大的井泵进行并联工作时，或在两个泵站离管网输水干管的汇集点距离不一而并联工作等场合下，就应按上述方法进行计算。

4. 如果两台同型号并联工作的水泵，其中一台为调速泵（见图 2-65 中泵Ⅰ_调），另一台是定速泵（图 2-65 中泵Ⅰ_定）。则在调速运行中可能会遇到两类问题：其一是调速泵的转速 n_1 与定速泵的转速 n_2 均为已知，试求二台并联运行时的工况点。这类问题已如图 2-64 所述，比较简单。调速运行的过程，实际上是调速泵与定速泵的 $(Q-H)_{I,I}$ 特性曲线由完全并联转化为不完全并联的过程，其工况点的求解可按图 2-64 所述求得。其二是只知道调速

后两台泵的总供水量为 Q_P (H_P 为未知值), 试求调速泵的转速 n_1 值 (即求调速值)。

这类问题比较复杂, 存在调速泵的工况点值 (Q_1, H_1)、定速泵的工况点值 (Q_2, H_2) 及调速泵的转速 n_1 等 5 个未知数。直接求解比较困难, 我们仍可采用折引法来求解。

解题步骤:

(1) 画出两台同型号水泵的 ($Q-H$)_{1,2} 特性曲线, 并按 $h_{BD}=S_{BD}Q^2$ 画出 $Q-\Sigma h_{BD}$ 管道特性曲线, 由图 2-65

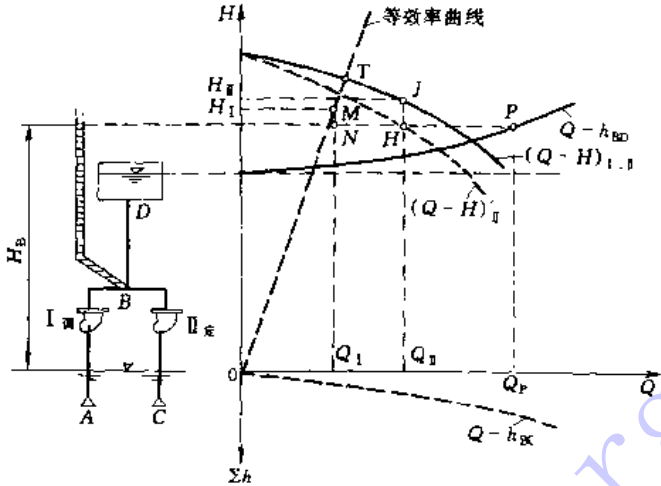


图 2-65 一定水泵并联工作

- 上得出 P 点;
- (2) P 点的纵坐标即为装置图上 B 点的测管水头高度 H_B 值;
- (3) 按 $h_{BC}=S_{BC}Q^2$ 画出 $Q-\Sigma h_{BC}$ 曲线, 由定速泵的 ($Q-H$)₁ 曲线上扣除 $Q-\Sigma h_{BC}$ 曲线, 得折引 ($Q-H$)'₁ 曲线, 它与 H_B 的高度线相交于 H 点 (见图 2-65 所示);
- (4) 由 H 点向上引垂直线与 ($Q-H$)_{1,2} 相交于 J 点, 此 J 点为调速运行时定速泵的工况点 (即 Q_1 与 H_1 值);
- (5) 调速泵的流量 $Q_1=Q_P-Q_2$, 调速泵的扬程 $H_1=H_P+S_{AB}Q_1^2$, 在图上得 M 点;
- (6) 按 $\frac{H_1}{Q_1^2}=k$, 求得 k 值。画出通过 (Q_1, H_1) 点的等效率曲线与原定速泵 ($Q-H$)_{1,2} 曲线交于 T 点;

(7) 由图上按 $n_1=n_{10}\left(\frac{Q_1}{Q_T}\right)$ 式求得调速后的转速 n_1 值 (n_{10} 为调速泵的额定转速)。

5. 一台水泵向两个并联工作的高地水池输水, 如图 2-66 所示。

首先假设在管路分支点 B 处, 安装一根测压管, 依此测压管的水面高度可分析出水泵向两个不同高度的水池输水时, 可能存在 3 种不同的情况; (1) 测压管内水面高于水池 D 内水面 (即 $H_B>Z_D$) 时, 水泵向两个高地水池输水; (2) 测压管内水面低于水池 D 内水面, 而高于水池 C 内水面 (即 $Z_C<H_B<Z_D$) 时, 水泵与高水池 D 并联工作, 共同向低水池 C 输水; (3) 测压管内水面等于水池 D 内水面 (即 $H_B=Z_D$) 时, 水池 D 的水不进也不出, 水面维持平衡, 水泵单独向水池 C 输水 (这是一种瞬间临界的状态, 在工程中意义不大)。

对于第 (1) 种工况: 水泵扬程为 H_0 , 水在 B 点所具有的比能 $E_B=H_0-\Sigma h_{AB}$ (因动能相对甚小, 忽略不计), B 点的测压管水头为:

$$H_B=E_B=H_0-\Sigma h_{AB} \tag{2-112}$$

按已知的管道布置, 作出 $Q-\Sigma h_{AB}$ 曲线, 然后, 按第七节介绍的折引特性曲线方法和 (2-112) 式, 从水泵 ($Q-H$) 曲线的纵坐标上, 减去管道 AB 内相应流量下的水头损失, 得到将水泵折引到 B 点处的折引 ($Q-H$)' 特性曲线。

再分别画出 BC 及 BD 的管道系统特性曲线 $Q-\Sigma h_{BC}$ 及 $Q-\Sigma h_{BD}$ 曲线 (按 $H_B=Z_C+\Sigma h_{BC}=Z_D+\Sigma h_{BD}$, 绘在图 2-66 上)。由于 $Q_{AB}=Q_{BC}+Q_{BD}$, 所以, 将两条管道系统特性曲线



相叠加得 $(Q - \Sigma h)_{BC+BD}$ ，与水泵在 B 点的折引特性曲线 $(Q-H)'$ 相交于 M 点。此 M 点的横坐标为通过 B 点的总流量。由 M 点向上引垂线与 $(Q-H)$ 曲线交于 M' 点，则此 M' 点即为水泵的工况点，其纵坐标即为水泵的扬程。由 M 点向左引水平线与 $Q - \Sigma h_{BC}$ 及 $Q - \Sigma h_{BD}$ 分别相交于 P 、 K 两点，此 P 点的横坐标即为 Q_{BC} 值， K 点的横坐标即为 Q_{BD} 值。

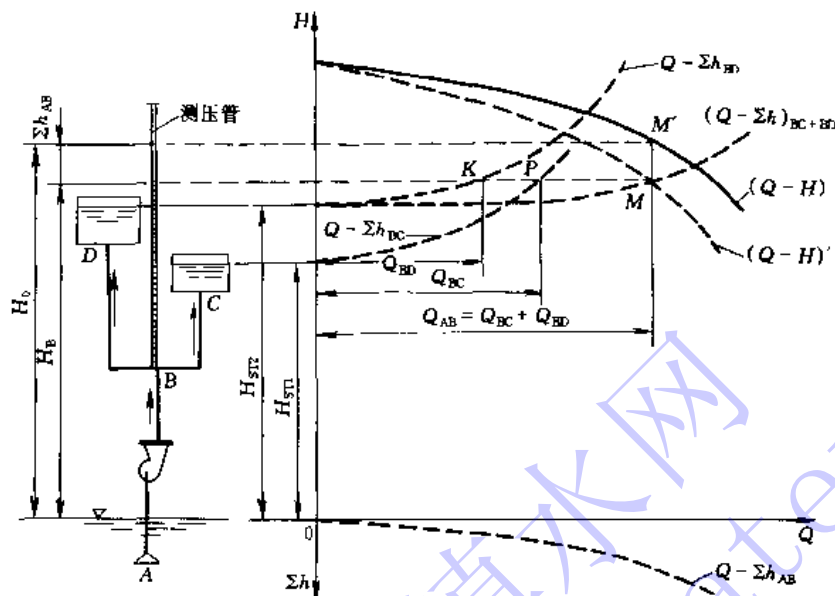


图 2-66 一台泵向两个高地水池输水

下面再分析第 (2) 种工况见图 2-67 所示：这种情况下，水在 B 点所具有的比能 E_B 为：

$$E_B = H_0 - \Sigma h_{AB} = Z_D - \Sigma h_{BD} \quad (2-113)$$

同样，忽略动能值时，可得 $H_B = E_B$ 。按已知的管道布置，画出 $Q - \Sigma h_{AB}$ 及 $Q - \Sigma h_{BD}$ 曲线，然后，按折引特性曲线方法和 (2-113) 式，在水泵 $Q-H$ 曲线的纵坐标上，减去管道 AB 内相应流量下的水头损失，可得折引 $(Q-H)'$ 曲线，以及在 D 水池的水面水平线上扣去管道 BD 内相应流量下的水头损失，得到 $(Q-H)_{BD}$ 曲线。这样，等于将水泵和水池 D 均折引到了 B 点。管道 BC 内的流量 $Q_{BC} = Q_{AB} + Q_{BD}$ 。这时，就可采用等扬程下流量叠加的原理，将 $(Q-H)'$ 曲线与 $Q-H_{BD}$ 曲线相加，绘出总和 $Q-H$ 曲线。它与 BC 管道的 $Q - \Sigma h_{BC}$ 曲线相交于 M 点，此 M 点的横坐标即为 $Q_{AB} + Q_{BD} = Q_{BC}$ 见图 2-67 所示。同样，过 M 点引水平线与 $(Q-H)'$ 曲线及 $Q-H_{BD}$ 曲线相交于 P 点及 K 点，此 P 、 K 点的横坐标即为水泵的输水量 Q_{AB} 和水池 D 的出水量 Q_{BD} 。由 P 点向上引垂线与 $(Q-H)$ 曲线相交于 P' 点，此 P' 点即为水泵的工况点。

综上所述，并联工况计算的复杂性，通常是由于各水泵型号的不同，静扬程的不同以及管道中水流的水力不对称等因素，使参加并联工作的各水泵的实际工作扬程不相等而引起的。采用特性曲线折引的方法，在原 $(Q-H)$ 曲线上，通过折引，扣除水头损失不同的那一段管道，逐一绘出折引 $(Q-H)'$ 曲线，这样就使问题得到了简化，就可以使用等扬程下流量叠加的原理，绘出总和折引 $(Q-H)'_{1+2}$ 曲线。然后找出此折引曲线与总管特性曲线的交点，求得并联后的总流量。再反推回去，即可求出各单泵的工况点。

二、定速运行下并联工作的数解法

1. 并联时 $(Q-H)$ 曲线的数解式：

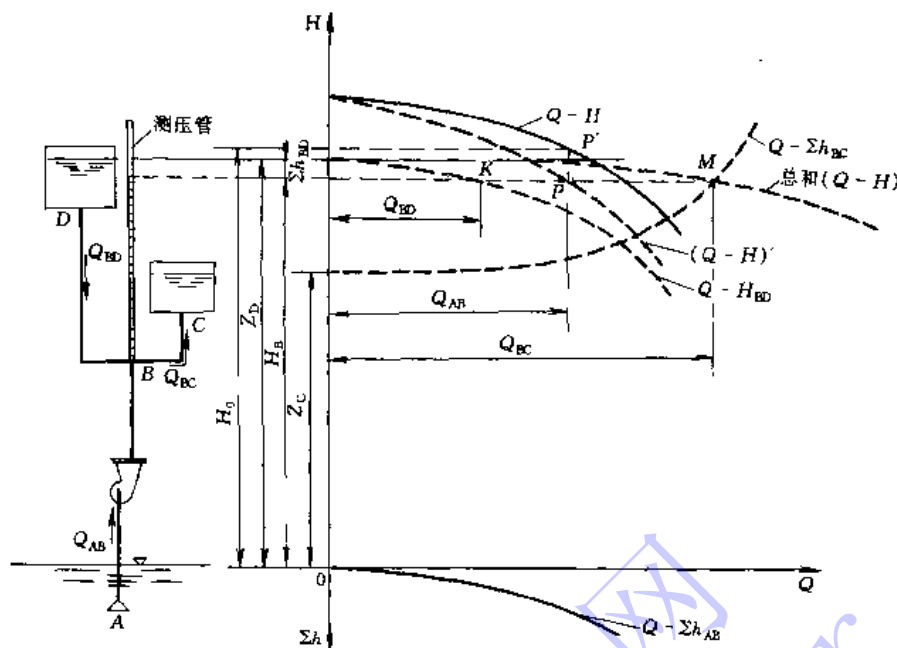


图 2-67 水泵与高地水池联合工作

n 台同型号水泵并联工作时, 其总和 $(Q-H)$ 曲线上各点的流量 $Q=n \cdot Q'$ (Q' 为已知扬程时一台水泵的流量。此时, 并联工作水泵的总虚扬程 (H_x) 等于每台水泵的虚扬程 (H'_x)。

即

$$H_x = H'_x$$

因此, n 台同型号水泵并联工作时, 水泵的扬程 (H) 为:

$$H = H_x - (nQ')^m \cdot S_x \quad (2-114)$$

式中 S_x ——并联工作时, 水泵的总虚阻抗, 其值可由下式求得:

$$S_x = \frac{H'_a - H'_b}{(nQ'_b)^m - (nQ'_a)^m} = \frac{H'_a - H'_b}{n^m [(Q'_b)^m - (Q'_a)^m]} \quad (2-115)$$

式中 H'_a, H'_b ——并联总和 $(Q-H)$ 曲线高效段上任取的二点扬程;

Q'_a, Q'_b ——扬程为 H'_a, H'_b 的情况下, 各水泵的流量。

由 (2-58) 式可知, (2-115) 式为:

$$S_x = \frac{S'_x}{n^m} \quad (2-116)$$

式中 S'_x ——单泵的虚阻抗。

对于两台不同型号水泵进行并联工作时:

$$S_x = \frac{H_a - H_b}{(Q'_b + Q''_b)^m - (Q'_a + Q''_a)^m} \quad (2-117)$$

式中 Q'_a, Q''_a ——在扬程 H_a 时, 第一台与第二台水泵的流量;

Q'_b, Q''_b ——在扬程 H_b 时, 第一台与第二台水泵的流量。

因此, 两台不同型号水泵并联工作时:

$$H_x = H_a + (Q'_a + Q''_a)^m \cdot S_x = H_b + (Q'_b + Q''_b)^m \cdot S_x \quad (2-118)$$

可用类似方式确定 n 台不同型号水泵并联时的总虚扬程 H_x 及总虚阻抗 S_x 值, 求得 H_x 及 S_x 后即可进一步用数解法来推求并联的工况点。

2. 单泵多塔供水系统工况的数解算例。

【例】 已知: 清水池水位 H_0 , 水泵型号, 各水塔的水位标高 $H_1, H_2, H_3, \dots, H_J$ (如图 2-68 (a) 所示), 输水干管及各分支管道的管长 (L_i)、管径 (D_i)。

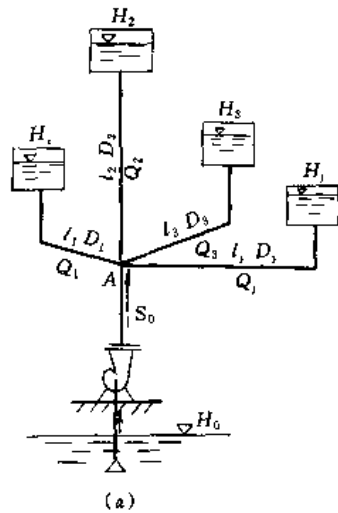


图 2-68 (a) 单泵多塔供水系统

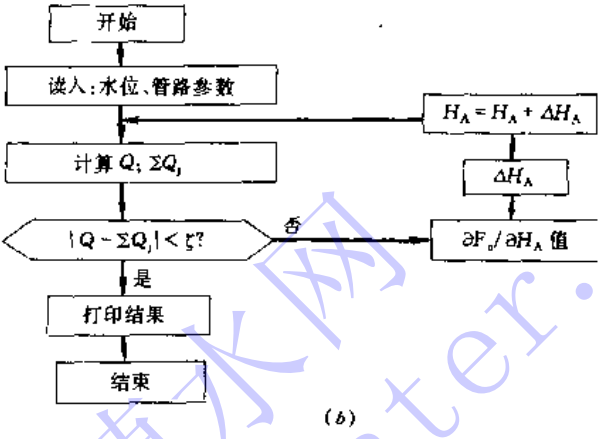


图 2-68 (b) 计算框图

- 求: (1) 水泵的工况点 (Q, H);
(2) 各支管中流量 (Q_i)。

解:
按题意, 共有 $J+2$ 个未知数。现可以列出:

$$(1) Q = \sqrt{\frac{H_x + H_0 - H_A}{S_x + S_0}}$$

(2) 由海曾-威廉斯 (HAZEN-WILLIANS) 公式可以列出 J 个方程即:

$$\sum_{i=1}^J Q_i = \sum_{i=1}^J 0.27853 \cdot C \cdot D_i^{2.63} \cdot l_i^{-0.54} (H_A - H_i)^{0.54}$$

(3) 列出节点 A 的连续方程: $Q - \sum Q_i = 0$

在上述列出的 $J+2$ 个方程中, 节点 A 的测管水面高度 H_A 可采用牛顿迭代法来求得。

$$H_{A(n+1)} = H_{A(n)} + \Delta H_A \tag{2-119}$$

式中 ΔH_A 为每次迭代过程的校正水位, 其值为:

$$\Delta H_A = - \frac{F_n}{\frac{\partial F_n}{\partial H_A}} \tag{2-120}$$

式中 $F_n = Q - \sum Q_i$

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_n}{\partial H_A} = & \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{(S_x + S_0) (H_x + H_0 - H_A)}} \\ & - \sum_{i=1}^J 0.54 \times 0.27853 C D_i^{2.63} l_i^{-0.54} (H_A - H_i)^{-0.46} \end{aligned} \tag{2-121}$$

迭代过程采用电算来求解是十分简便的, 其计算框图可如下:

计算程序 (BASIC 语言)^①

```

10 REM PUMPING SYSTEM BEHAVIOR PROGRAM-1
20 READ P, M, Z
30 DIM H (M+3), S (M+1), Q (M+1), L (M), D (M), K (3)
40 FOR I=1 TO P
50 READ H (0), H (M+1), H (M+2), S (0), S (M+1), C
60 FOR J=1 TO M
70 READ H (J), L (J), D (J)
80 NEXT J
90 K (0) =0; K (1) =1
100 Q (0) =SQR ( (H (M+1) +H (0) -H (M+2)) / (S (0) +S (M+1)))
110 FOR J=1 TO M
120 T=H (M+2) -H (J)
130 IF T=0 THEN T=. 0001
140 Q (J) =ABS (T) ^ 0.54 *SGN (T)
150 Q (J) =0.27853 *C *D (J) ^ 2.63 *L (J) ^ (-0.54) *Q (J)
160 K (0) =K (0) +Q (J)
170 NEXT J
180 IF ABS (Q (0) -K (0)) >Z THEN 200
190 GOTO 280
200 E=-0.5 *SQR (1/(S(0)+S(M+1))/(H(M+1)+H(0)-H(M+2)))
210 FOR J=1 TO M
220 F=ABS (H (M+2) -H (J))
230 F=-0.54 *0.27853 *C *D (J) ^ 2.63 *L (J) ^ (-0.54) *F ^ (-
    0.46)
240 K (1) =K (1) +F
250 NEXT J
260 H (M+2) =H (M+2) - (Q (0) -K (0)) / (K (1) +E)
270 GOTO 90
280 PRINT " * * * * * "
290 PRINT " Q (0) ="; Q (0) *1000
300 PRINT " H="; H (M+1) -S (M+1) *Q (0) ^ 2
310 FOR J=1 TO M
320 PRINT " Q ("; J;" ) ="; Q (J) *1000
330 NEXT J
340 PRINT " * * * * * "
350 NEXT I
360 END
370 DATA 1, 4, 0.0001
380 DATA 4.5, 100.83, 80, 200, 286, 100
390 DATA 70, 150, 0.2, 108, 900, 0.15, 79.9, 500, 0.15, 60, 800, 0.1

```

程序说明：

① 本程序采用 FORTRAN 语言时，见附录 1 所示。

- P——清水池水位变化次数；
- $S(M+1)$ ——水泵的 S_s 值；
- $H(J)$ ——第 J 个水塔的水位标高；
- $H(M+1)$ ——水泵的 H_s 值；
- $S(0)$ ——输水干管的总阻抗值；
- M ——水塔数目；
- $H(0)$ ——清水池水位标高；
- $L(J)$ ——通向第 J 个塔的管长；
- $H(M+2)$ ——节点 A 水位标高；
- Z ——误差精度。

【例】 现有 10SA-6 型离心泵装置向 4 个水塔输水，该泵转速为 1450r/min，叶轮直径为 530mm。已知清水池 $H(0)=4.5\text{m}$ 、 $S(0)=200\text{s}^2/\text{m}^5$ 、海曾公式中 $C=100$ 、 $Z=0.001$ ，各水塔水位标高、管径、管长如下表：

水塔序号	水塔水位标高 (m)	管 长 (m)	管径 (m)
1	70	150	0.2
2	108	900	0.15
3	79.9	500	0.15
4	60	800	0.10

计算结果：

(1) 4 个水塔同时工作：

水泵工况： $Q=161.96\text{ (L/s)}$ ； $H=93.33\text{ (m)}$

1 号水塔 $Q(1)=145.39\text{ (L/s)}$ (进水)

2 号水塔 $Q(2)=-21.10\text{ (L/s)}$ (出水)

3 号水塔 $Q(3)=26.08\text{ (L/s)}$ (进水)

4 号水塔 $Q(4)=11.59\text{ (L/s)}$ (进水)

(2) 当 4 号水塔关闭时，1、2、3 号水塔工作情况：

水泵工况： $Q=155.57\text{ (L/s)}$ ； $H=93.91\text{ (m)}$

1 号水塔 $Q(1)=148.78\text{ (L/s)}$ (进水)

2 号水塔 $Q(2)=-20.35\text{ (L/s)}$ (出水)

3 号水塔 $Q(3)=27.15\text{ (L/s)}$ (进水)

(3) 当 3、4 号水塔关闭时，1、2 号水塔工作情况：

水泵工况： $Q=138.49\text{ (L/s)}$ ； $H=95.34\text{ (m)}$

1 号水塔 $Q(1)=156.91\text{ (L/s)}$ (进水)

2 号水塔 $Q(2)=-18.42\text{ (L/s)}$ (出水)

(4) 当 2、3、4 号水塔均关闭，仅 1 号水塔工作时：

水泵工况： $Q=151.06\text{ (L/s)}$ ； $H=94.30\text{ (m)}$

3. 多泵多塔单节点供水系统工况的数解算例 (N 台同型号水泵与 M 个不同水位水塔

联合作业，如图 2-69 所示）。

根据同型号水泵并联时总虚阻抗 (S_x)、总虚扬程 (H_x) 及总流量 (Q) 的公式，即：

$$S_x = \frac{S'_x}{n^m}$$

$$H_x = H'_x$$

$$Q = NQ'$$

只需将上述计算程序中插入求 S_x 及 H_x 的语句，即可求得并联时各水泵的工况点。具体只需改动 10~30 语句，并在 150 语句后插入一单泵流量的打印语句即可。更动如下：

现今： N——同型号水泵的台数；

S (M+2) ——N 台同型号水泵并联时，每一台水泵的虚阻抗 (s^2/m^5)；

Q (M+2) ——N 台同型号水泵并联时，每一台水泵的出水量 (L/s)；

H (M+3) ——N 台同型号水泵并联时，每一台水泵的虚扬程 (m)。

计算程序 (BASIC 语言)①

```

10 REM PUMPING SYSTEM BEHAVIOR PROGRAM-2
20 READ P, M, Z, N
30 DIM H (M+3), S (M+2), Q (M+2), L (M), D (M), K (3)
40 READ S (M+2), H (M+3)
50 S (M+1) = S (M+2) / (N ^ 2)
60 H (M+1) = H (M+3)
70 FOR I=1 TO P
80 READ H (0), H (M+2), S (0), C
90 FOR J=1 TO M
100 READ H (J), L (J), D (J)
110 NEXT J
120 K (0) = 0: K (1) = 0
130 Q (0) = SQR ((H (M+1) + H (0) - H (M+2)) / (S (0) + S (M+1)))
140 FOR J=1 TO M
150 T = H (M+2) - H (J)
160 IF T=0 THEN T=.0001
170 Q (J) = ABS (T) ^ 0.54 * SGN (T)
180 Q (J) = 0.27853 * C * D (J) ^ 2.63 * L (J) ^ (-0.54) * Q (J)
190 K (0) = K (0) + Q (J)
200 NEXT J
210 IF ABS (Q (0) - K (0)) > Z THEN 230
220 GOTO 310
230 E = -0.5 * SQR (1 / (S (0) + S (M+1)) / (H (M+1) + H (0) - H (M+2)))
240 FOR J=1 TO M

```

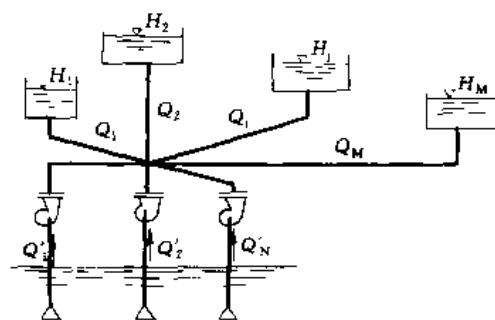


图 2-69 多泵多塔单节点供水系统

① 本程序采用 FORTRAN 语言时，见附录 I 所示。



```

250 F=ABS (H (M+2) -H (J))
260 F=-0.54*.27853*C*D (J) ^ 2.63*L (J) ^ (-0.54)*F^ (-0.46)
270 K (1) =K (1) +F
280 NEXT J
290 H (M+2) =H (M+2) - (Q (0) -K (0)) / (K (1) +E)
300 GOTO 120
310 PRINT " * * * * * "
320 PRINT " Q (0) ="; Q (0) *1000
330 PRINT " Q (M+2) ="; Q (0) *1000/N
340 PRINT " H="; H (M+1) -S (M+1) *Q (0) ^ 2
350 FOR J=1 TO M
360 PRINT " Q ("; J;" ) ="; Q (J) *1000
370 NEXT J
380 PRINT " * * * * * "
390 NEXT I
400 END

```

【例】 现有两台 10SA-6 型离心泵在定速运行下并联工作，向 4 个水塔供水。水塔的水位标高同 2. 例，该泵转速、叶轮直径及清水池水位，输水干管的阻抗系数 $S(0)$ 等均同上例。

将数据输入程序，其相应的 DATA 语句为：

```

410 DATA 1, 4, 0.001, 2
420 DATA 286, 100.43
430 DATA 4.5, 80, 200, 100
440 DATA 70, 150, 0.2, 108, 900, 0.15, 79.9, 500, 0.15, 60, 800, 0.1

```

计算结果为：

并联时泵站总出水量 $Q=180.68$

每台泵的 $Q_n=90.34$ (L/s); $H_n=98.10$ (m)

(1) 号水塔 $Q(1)=157.10$ (L/s) (进水)

(2) 号水塔 $Q(2)=-18.37$ (L/s) (出水)

(3) 号水塔 $Q(3)=29.73$ (L/s) (进水)

(4) 号水塔 $Q(4)=12.25$ (L/s) (进水)

4. 多泵多塔多节点供水系统工况的数解算例 (N 台不同型号与 M 个不同水位水塔联合工作于多节点上如图 2-70 (a) 所示)。

本算例属于多水源供水系统中的水力平衡课题，由于多节点和多泵站的存在，在计算

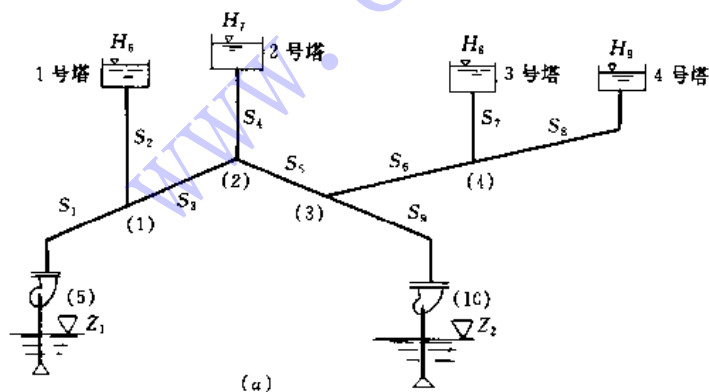


图 2-70 (a) 多泵多塔多节点供水系统



中除了考虑泵站与节点间的水力平衡外,还要使各节点间水力平衡。计算时,管网中如有 i 个公共节点时,就有 H_i 个待定的节点水位值,可以列出 i 个水力平衡的非线性方程组。这类课题按非线性规划优化计算,可以有多种途径来求解。本算例采用逐次逼近法,对各公共节点进行水头校正,考虑到编号的方便,采用双下标变量来对节点进行编号。例 $Q(I, J)$ 表示与第 I 个节点相连的第 J 管段的流量。计算中采用的基本公式为:

在公共节点 i 处:

$$F_i = \sum Q_{ij} = 0 \quad (2-122)$$

在管段中:

$$Q_{ij} = r_{ij} [H_i - H_j]^{0.5} \cdot \text{SGN}(H_i - H_j) \quad (2-123)$$

水头校正值:

$$\Delta H_i = - \frac{F_i^{(n)}(H_i^{(n)}, H_j^{(n)})}{\sum \frac{\partial Q_{ij}^{(n)}}{\partial H_i^{(n)}}} \quad (2-124)$$

水泵扬程:

$$P_i = H_{xi} - S_{xi} \cdot Q_{ij}^2 \quad (2-125)$$

上式中, $r_{ij} = \frac{1}{\sqrt{S_{ij}}}$; 设公共节点 i 的第 n 次水位近似值为 $H_i^{(n)}$, 则经过校正后 $H_i^{(n+1)} = H_i^{(n)} + \Delta H_i$, 反复迭代计算, 直至 $|F_i|$ 小于某一精度值, 即 $|F_i| < \zeta$ 时为止。其计算过程可见如下计算框图(图 2-70 (b))。

计算程序 (BASIC 语言)①

```

10 REM PUMPING SYSTEM BEHAVIOR PROGRAM-3
20 READ M0, M, M1, M2, E, MS
30 DIM R (M0), S (M0), MM (M), IS (M, MS), JS (M, MS), H (M+M1
+M2)
40 DIM F (M), T (M), Q (M, MS), KS (M1), HX (M1), SX (M1)
50 FOR I=1 TO M0: READ S (I): R (I) =1/SQR (S (I)): NEXT I
60 FOR I=1 TO M
70 READ MM (I)
80 FOR J=1 TO MM (I): READ IS (I, J), JS (I, J): NEXT J
90 NEXT I
100 FOR I=1 TO M+M1+M2: READ H (I): NEXT I
110 FOR I=1 TO M1: READ HX (I), SX (I), KS (I): NEXT I
120 FOR I=1 TO M1: R (KS (I)) =1/SQR (S (KS (I)) +SX (I)): NEXT I
130 FOR I=1 TO M

```

① 本程序采用 FORTRAN 语言时, 见附录 I 所示。

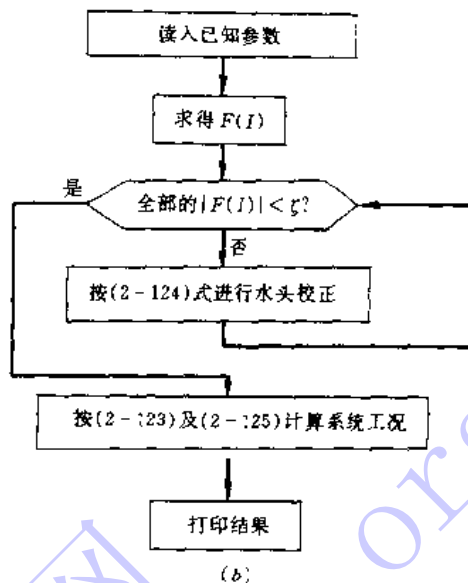


图 2-70 (b) 计算框图



```

140 F (I) =0: T (I) =0
150 FOR J=1 TO MM (I)
160 A=H (I) -H (JS (I, J)): IF A=0 THEN A=.0001
170 Q (I, J) =R (IS (I, J)) * ABS (A) ^ 0.5 * SGN (A): F (I) =F (I) +
Q (I, J)
180 T (I) =T (I) +0.5 * Q (I, J) /A
190 NEXT J: NEXT I
200 FOR I=1 TO M
210 IF ABS (F (I)) >E THEN 340
220 NEXT I
230 FOR I=1 TO M: FOR J=1 TO MM (I)
240 PRINT "Q ("; I; ", "; J; ") =" : Q (I, J) * 1000
250 NEXT J
260 PRINT " H ("; I; ") =" : H (I): NEXT I
270 FOR K=1 TO M1
280 FOR I=1 TO M: FOR J=1 TO MM (I)
290 IF IS (I, J) =KS (K) THEN 310
300 NEXT J, I: GOTO 320
310 PRINT " P ("; K; ") =" : HX (K) -SX (K) * Q (I, J) ^ 2. " Q ("; K; ")
=" : -1000 * Q (I, J)
320 NEXT K
330 END
340 FOR I=1 TO M: H (I) =H (I) -0.5 * F (I) /T (I): NEXT I
350 GOTO 130
360 DATA

```

程序说明:

M0——管段数;

M——水压待定的节点数;

M1——水泵数;

M2——水塔数;

MS——节点所连管段数之最大值;

E——允许流量闭合差 (可取 $0.001 \sim 0.0001 \text{ m}^3/\text{s}$);

S (I) ——管段 I 的摩阻系数;

R (I) ——S (I) 的倒数;

MM (I) ——与节点 I 相连的管段数;

IS (I, J) ——与节点 I 相连的第 J 根管段的管段编号;

JS (I, J) ——与节点 I 相连的第 J 根管段的另一端节点的编号;

Q (I, J) ——与点 I 相连的第 J 根管段的管段流量;

H (I) ——节点 I 的水位值 (输入初始值时, 水泵可用 $H_w + Z_i$ 值代入);

F (I) ——节点 I 的流量闭合差, 即 $\sum Q_{ij}$;

T (I) ——中间变量, 即 $\frac{\partial Q_{ij}}{\partial H_i}$ 值;

KS (I) ——第 I 台水泵的出水管管段编号

HX (I) ——第 I 台水泵的虚扬程；

SX (I) ——第 I 台水泵的虚阻耗；

P (I) ——第 I 台水泵的扬程。

【例】 图 2-70 (a) 所示的供水系统，离心泵型号分别为 10SA-6 型（转速 $n_1=1450\text{r/min}$ ，轮径 $D_1=530\text{mm}$ ），14SA-10 型（转速 $n_2=1450\text{r/min}$ ，轮径 $D_2=466\text{mm}$ ）。各管段的阻耗系数（单位： $S—(s/L)^2 \cdot m$ ）：

$$S_1 = 32, S_2 = 39, S_3 = 32, S_4 = 46, S_5 = 52$$

$$S_6 = 43, S_7 = 25, S_8 = 29, S_9 = 33$$

水塔水位标高： $H_6=53\text{m}$ ， $H_7=59\text{m}$ ， $H_8=51\text{m}$ ， $H_9=48\text{m}$ 。清水池水位标高 $Z=0$ 。

输入相应的数据，其 DATA 语句为：

360 DATA 9, 4, 2, 4, 0.001, 3

370 DATA 32, 39, 32, 46, 52, 43, 25, 29, 33

380 DATA 3, 1, 5, 2, 6, 3, 2, 3, 3, 1, 4, 7, 5, 3, 3, 5, 2, 6, 4, 9, 10, 3, 6, 3, 7, 8, 8, 9

390 DATA 55, 55, 55, 55, 76.25, 53, 59, 51, 48, 100.43

400 DATA 76.25, 100, 1, 100.43, 286, 9

计算结果：

水泵工况点：12SA-10 型： $Q=364.64\text{L/s}$ ， $H=63\text{m}$ 。

10SA-6 型： $Q=360.22\text{L/s}$ ， $H=62.8\text{m}$ 。

(1) 号水塔： $Q_1=383.54\text{L/s}$ （进水）

(2) 号水塔： $Q_2=-73.20\text{L/s}$ （出水）

(3) 号水塔： $Q_3=84.85\text{L/s}$ （进水）

(4) 号水塔： $Q_4=331.14\text{L/s}$ （进水）

三、调速运行下并联工作的数解法

在给水管网中，泵站输配水系统一般由取水泵站及送水泵站两种类型的水泵站组成。对于调速运行下水泵并联工作的数解方法，本书将结合这两种泵站的不同特点，分述如下。

1. 取水泵站调速运行的数解法

通常取水泵站由于水源水位涨落，导致水泵流量变化。为了保证水厂中净化构筑物均匀负荷，可采用调速运行的方法来实现取水泵站的均匀供水，这在现实工程中是有很重要意义的。

设某水厂的取水泵站有两台不同型号的离心泵并联工作(如图 2-71 所示)。其中 1 号泵为定速泵，其 $(Q-H)$ 曲线高效段的方程为 $H=H_{x1}-S_{x1}Q^2$ 。2 号泵为可调速泵，当转速为 n_0 时，其 $(Q-H)$ 曲线高效段的方程为 $H=H_{x2}-S_{x2}Q^2$ 。图 2-71 中 Z_1 、 Z_2 分别为 1 号泵、2 号泵吸水井水位标高 (m)。 Z_0 为水厂混和井水面标高 (m)， S_i 为管道阻耗系数 ($i=1, 2, 3$)，其单位为： s^2/m^5 ，水厂要求取水泵站供水量为 Q_T (m^3/s)。

试求：实现取水泵站均匀供水的调速泵转速 n^* 值。

计算步骤：

1) 计算公共节点 (3) 的总水压 H_3 值

$$H_3 = Z_0 + S_3Q_T^2 \tag{2-126}$$

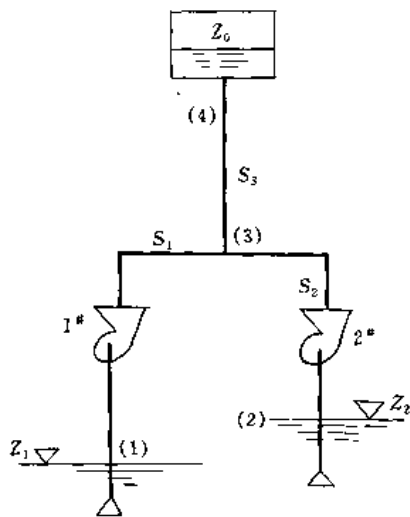


图 2-71 调速泵站示意

$$Q_2 = \sqrt{\frac{\left(\frac{n}{n_0}\right)^2 H_{x2} + Z_2 - H_3}{S_2 + S_{x2}}} \quad (2-128)$$

3) 计算实现均匀供水的调速泵转速 n^* 值

实现均匀供水，亦即要求泵站中运行水泵的出水量之和保持水厂所要求的供水量 Q_T 。按连续性方程，在图 2-71 上公共节点 (3) 处应有 $Q_1 + Q_2 = Q_T$ ，亦即

$$Q_T = \sqrt{\frac{H_{x1} + Z_1 - H_3}{S_1 + S_{x1}}} + \sqrt{\frac{\left(\frac{n}{n_0}\right)^2 H_{x2} + Z_2 - H_3}{S_2 + S_{x2}}} \quad (2-129)$$

解上式即可求出实现均匀供水的调速泵转速 n^* 值 (即 $n = n^*$ 值)。

通常，当取水泵站中有多台定速泵与一台调速泵并联运行时，可将并联运行的定速泵按本书中前面介绍的方法，求出并联后的水泵 ($Q-H$) 曲线，并视它们为一当量水泵。这样，就转换为一台定速泵 (当量水泵) 与一台调速泵的联合运行，再按上述步骤求出调速泵的转速 n^* 值。或者，先对每台定速泵，仿 (2-127) 式求出其出水量，然后按公共节点连续性方程列出类似于 (2-129) 式的方程并求解之得出 n^* 值。一般而言，后一种方式可能更适合于数解。

由于 Z_0 、 S_3 、 Q_T 均为定值，因此 H_3 可求得。

2) 计算水泵的出水量

定速泵的出水量可按 (2-61) 式计算，此时 $H_{ST} = H_3 - Z_1$ (而不是 $H_{ST} = Z_0 - Z_1$ ，需注意!)。因此：

$$Q_1 = \sqrt{\frac{H_{x1} + Z_1 - H_3}{S_1 + S_{x1}}} \quad (2-127)$$

调速泵的出水量 Q_2 与水泵转速有关。设水泵运行时转速为 n ，则相应的 $Q-H$ 曲线高效段方程由 (2-85) 式为： $H = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 H_{x2} - S_{x2}Q^2$ ，由式 (2-61) 可得 (此时 $H_{ST} = H_3 - Z_2$)：

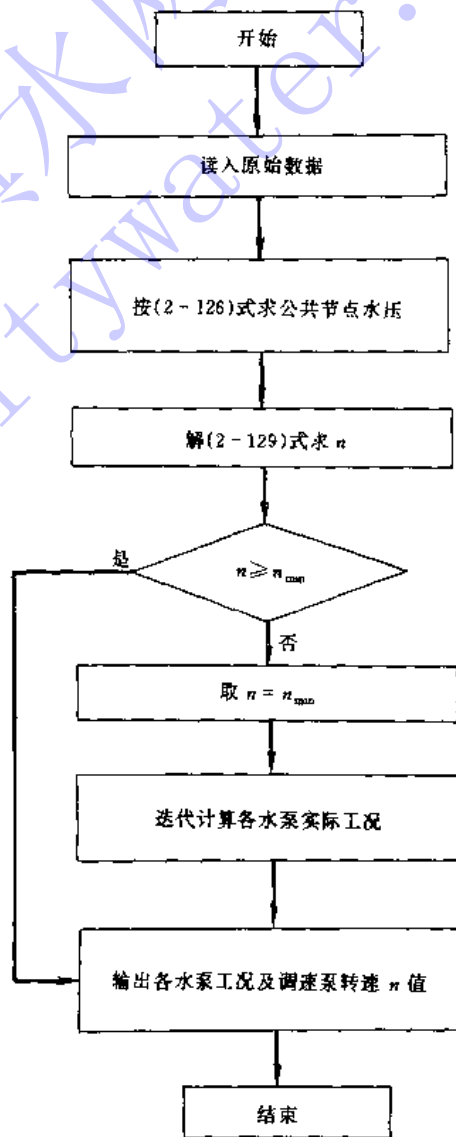


图 2-72 取水泵站调速计算框图



4) 求水泵的实际工况点

前面已经指出, 水泵调速是有一定的范围限制, 也只有在这样的范围内才有等效率工况相似点。当求得的 n^* 值小于允许的最低转速 $n_{\min}$ 时, 应取 $n^* = n_{\min}$ 值, 此时有必要计算出相应于 $n^* = n_{\min}$ 时的各水泵的工况点和总出水量, 以便采取其它措施实现均匀供水。

5) 计算框图与程序

为便于在实际工程中应用, 给出求解 n^* 值的计算框图 (如图 2-72 所示) 及 BASIC 语言的计算机程序。

计算程序 (BASIC 语言)^①

```

5  REM COMPUTING PUMP SPEED FOR PUMPING STATION (1)
10  READ QT, Z0, SAB, M, NMIN
20  DIM HX (M), SX (M), S (M), Z (M), Q (M)
30  READ NO, HXA, SXA, SA, ZA
40  FOR I=1 TO M
50  READ HX (I), SX (I), S (I), Z (I)
60  NEXT I
70  HA=Z0+SAB*QT^2
80  FOR I=1 TO M
90  HT=HX (I) +Z (I) -HA
100 Q (I) =SQR (ABS (HT) / (SX (I) +S (I))) *SGN (HT)
110 NEXT I
120 QQ=0
130 FOR I=1 TO M: QQ=QQ+Q (I): NEXT I
140 QA=QT-QQ
150 N=NO*SQR ((QA^2*(SA+SXA)+HA-ZA)/HXA)
160 IF N>=NMIN THEN HXA=(N/NO)^2*HXA: GOTO 360
170 N=NMIN: HXA=(N/NO)^2*HXA
180 QA=SQR (ABS (HXA+ZA-HA) / (SXA+SA)) *SGN (HXA+ZA-HA)
HA)
190 FOR I=1 TO M
200 HT=HX (I) +Z (I) -HA
210 Q (I) =SQR (ABS (HT) / (SX (I) +S (I))) *SGN (HT)
220 NEXT I
230 QB=SQR (ABS (HA-Z0) /SAB) *SGN (HA-Z0)
240 QQ=QA-QB
250 FOR I=1 TO M: QQ=QQ+Q (I): NEXT I
260 IF ABS (QQ) <=.001 THEN 350
270 A1=-1/SQR ((SXA+SA)*ABS (HXA+ZA-HA))
280 A2=-1/SQR (SAB*ABS (HA-Z0))
290 F1=A1+A2
300 FOR I=1 TO M
310 F1=F1-1/SQR ((SX (I) +S (I))*ABS (HX (I) +Z (I) -HA))
320 NEXT I

```

① 本程序采用 FORTRAN 语言时, 见附录 IV 所示。

```

330 HA=HA-QQ/F1
340 GOTO 180
350 QT=QB
360 PRINT " n="; INT (N)
370 PRINT" QA="; QA, " HA="; HXA-SXA * QA ^ 2
380 FOR I=1 TO M
390 PRINT "QP (";I;" )="; Q (I), "HP (";I;" )="; HX (I) -SX (I) * Q (I) ^ 2
400 NEXT I
410 PRINT " QT="; QT
420 END

```

程序符号说明:

输入变量:

QT— Q_T ; Z0— Z_0 ; NMIN— $n_{\min}$;

SAB——公共节点至混和井输水管的 S 值 (s^2/m^5);

M——并联运行定速泵数;

NO——调速泵额定转速 n_0 (r/min);

HXA——调速泵转速为 n_0 时的 H_x (m);

SXA——调速泵转速为 n_0 时的 S_x (s^2/m^5);

SA——调速泵吸水及压水管的 S 值 (s^2/m^5);

ZA——调速泵吸水井水位 (m);

HX (I) ——第 I 台定速泵的 H_x (m);

SX (I) ——第 I 台定速泵的 S_x (s^2/m^5);

S (I) ——第 I 台定速泵吸水及压水管的 S 值 (s^2/m^5);

Z (I) ——第 I 台定速泵吸水井水位 (m)。

输出变量:

N——计算求得的 n^* (r/min);

QA、HA——调速泵的实际工况点;

QP (I)、HP (I) ——第 I 台定速泵实际工况点;

QT——泵站实际供水量。

【例】 某水厂取水泵站采用三台 24Sh-19 型离心泵 (二用一备)。水泵转速 $n=960r/min$, $Q-H$ 特性曲线方程采用 $H=47.208-20.833Q^2$, 其中 2 号泵可调速运行 ($n_{\min}=768r/min$), 如图 2-71 所示。

已知: $S_1=5s^2/m^5$ 、 $S_2=2s^2/m^5$ 、 $S_3=0.6944s^2/m^5$, $Z_0=60.5m$, 泵站吸水井水位 $Z_1=Z_2$, 水位标高洪水位 37.50m, 常水位 32.80m, 枯水位 28.90m。

试求:

(1) 调速泵及定速泵均按额定转速运行时泵站在不同水位下的出水量?

(2) 设水厂要求取水泵站的出水量为 $1.4m^3/s$, $Z_1=Z_2=32.80m$ 时, 调速泵的转速 n^* 及水泵工况点为多少?

(3) 若水厂要求取水泵站的出水量为 $1.2m^3/s$, $Z_1=Z_2=37.50m$ 时, 调速泵的转速 n^* 及水泵工况点为多少?

【解】

(1) 调速泵按额定转速运行时，可利用本节中“多泵多塔多节点供水系统”工况求解程序进行计算，本例中，对应的 DATA 语句为：

```
360 DATA 3, 1, 2, 1, 0.001, 3
370 DATA 5, 2, 0.6944
380 DATA 3, 1, 2, 2, 3, 3, 4
390 DATA 70, 76.108 (80.008, 84.708), 76.108 (80.008, 84.708), 60.5
400 DATA 76.108(80.008,84.708),20.833,1,76.108(80.008,84.708),20.833,2
计算结果见下表 (Q: m³/s, H: m)
```

水 位	定 速 泵 工 况 点		调 速 泵 工 况 点		总 供 水 量
	流 量 (Q)	扬 程 (H)	流 量 (Q)	扬 程 (H)	
枯 水 位	0.736	35.915	0.783	34.432	1.519
常 水 位	0.823	33.093	0.876	31.239	1.699
洪 水 位	0.917	29.692	0.975	27.390	1.892

(2) 利用图 2-72 所示的计算框图及程序进行计算。

对应的 DATA 语句为：

```
430 DATA 1.4, 60.5, 0.6944, 1, 768
440 DATA 960, 47.208, 20.833, 2, 32.8
450 DATA 47.208, 20.833, 5, 32.8
```

计算结果为：

定速泵： $Q=0.838\text{m}^3/\text{s}$ ， $H=32.57\text{m}$

调速泵： $Q=0.562\text{m}^3/\text{s}$ ， $H=29.69\text{m}$

转速 $n^*=841\text{r}/\text{min}$

实际总供水量为 $1.4\text{m}^3/\text{s}$ （等于要求出水量）。

(3) 同样利用上述程序可算得：

定速泵： $Q=0.938\text{m}^3/\text{s}$ ， $H=28.84\text{m}$ ，

调速泵： $Q=0.502\text{m}^3/\text{s}$ ， $H=24.94\text{m}$

转速 $n^*=768\text{r}/\text{min}$

实际总供水量为 $1.44\text{m}^3/\text{s}$ （稍大于要求出水量）。此情况下调速泵已采用最低转速 $n_{\min}$ ，因此为实现均匀供水，可考虑适当切削水泵叶轮来调整。

2. 送水泵站调速运行的数解法

送水泵站与管网联合工作的工况计算是一个比较复杂的课题。下面介绍的是以等压配水为目标的单水源管网的水泵调速运行的计算方法。所谓等压配水，简述之就是控制水厂送水泵站的出水压力使管网控制点的自由水压能满足用户所需的服务水压，并尽量使两者接近。

计算步骤：

(1) 水厂送水泵站出水压力的确定

水厂送水泵站出水压力应保证管网中各节点的自由水压均不小于用户所需的服务水

压。当管网中某控制点的服务水压小于用户所需值时,送水泵站应采取增开水泵等措施来

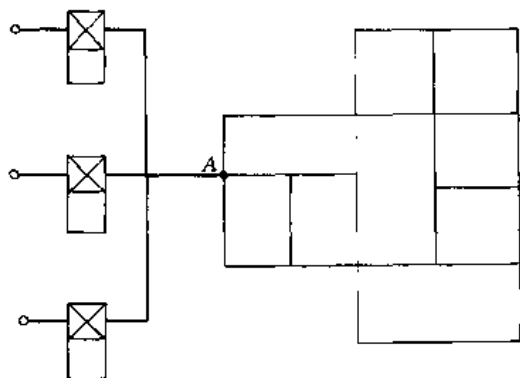


图 2-73 送水泵站与管网联合工作

增大水厂的出水压力;当服务水压大于用户所需值时,为节省电耗、减少漏水及爆管事故的发生,可通过调速的方法来减小水厂出水压力降低服务水压。这是水厂调度中较常见的等压配水调度模式。

图 2-73 所示为送水泵站与管网联合工作的示意。设水厂出水点 A 的出水压力为 H_A ,地面标高为 Z_A ,水厂至管网中任一节点 i 的管段水头损失为 Σh_i ,节点 i 的地面标高为 Z_i ,用户所需的服务水压为 H_{ci} 。该节点的实际自由水压(服务水压) H_i 可由下式计算确定:

$$H_i = H_A + Z_A - Z_i - \Sigma h_i \quad (2-130)$$

服务水压 H_i 应保证用户的用水需要:

$$H_i \geq H_{ci} \quad (2-131)$$

$$H_A \geq H_{ci} + Z_i + \Sigma h_i - Z_A \quad (2-132)$$

设管网中节点 i 为控制点,则理想的水厂出水压力 H_A^* 应为:

$$H_A^* = H_{ci} + Z_i + \Sigma h_i - Z_A \quad (2-133)$$

(2) 调速计算

对于单水源供水管网,泵站的供水量 Q_T 即为管网中用户的用水量,即管网节点流量之和。如能确定水厂出水压力 H_A^* ,实际上就能确定所要求的泵站运行工况 (Q_T, H_A^*)。

水厂出水压力为 H_A^* 时,各定速泵的实际供水量 QP_j 可由 (2-61) 式求出,此时 $H_{ST} = H_A^* + Z_A - Z_{P_j}$, 另有:

$$QP_j = \sqrt{\frac{H_{ST} + Z_{P_j} - H_A^* - Z_A}{S_{x_j} + SP_j}} \quad (2-134)$$

求出各定速泵的供水量后,调速泵的供水量 Q' 可由下式确定:

$$Q' = Q_T - \Sigma QP_j \quad (2-135)$$

调速泵的扬程 H' 为:

$$H' = H_A^* + Z_A + S'Q'^2 - Z_P \quad (2-136)$$

式中 S' ——调速泵吸水及压水管的 S 值;

Z_P ——调速泵吸水井的水位标高。

设调速泵在额定转速 n_0 运行时 $Q-H$ 曲线方程为 $H = H_x - S_x Q^2$, 由 (2-79) 式可求出所需调速泵转速 n^* 值:

$$n^* = \frac{n_0 Q' \sqrt{S_x + k}}{\sqrt{H_x}} \quad (2-137)$$

上式中 k 值为:

$$k = \frac{H'}{Q'^2}$$



$$=S' + \frac{H_A^* + Z_A - Z_P}{Q'^2} \quad (2-138)$$

(3) 调速后水泵工况计算

若按 (2-137) 式求出的 $n^* < n_{\min}$, 则取 $n^* = n_{\min}$, 此时须重新确定水泵实际工况及节点的实际水压情况。

(4) 计算框图与程序

为便于在实际工程中应用, 给出求解 n^* 值的计算框图 (如图 2-74 所示) 及 BASIC 语言的计算机程序。

计算程序 (BASIC 语言)①

```

10 REM COMPUTING PUMP SPEED
   FOR PUMPING STATION (2)
20 READ M, N, MP, NSY, S, E
30 DIM H (M+MP), X (M), SP (N
   + MP), T (N + MP, 2), HX
   (MP), SX (MP), SPS (MP)
40 DIM SO (M, S), S (M, S), Q (N
   + MP), QO (M), M (M), D (M),
   ZP (MP), Z (M), HC (M)
50 FOR I=1 TO N: READ T (I, 1), T
   (I, 2): NEXT I
60 FOR I=1 TO MP: T (N+I, 1) =
   M+I: T (N+I, 2) = NSY: NEXT
   I
70 GOSUB 1450
80 FOR I=1 TO MP-1: READ HX
   (I), SX (I), SPS (I), ZP (I): NEXT
   I
90 READ NRO, NMIN, HXA, SXA,
   SA, ZP (MP): NR=NRO
100 HX (MP) = HXA: SX (MP) = SXA:
   SPS (MP) = SA
110 FOR I=1 TO N: READ SP (I):
   NEXT I
120 FOR I=1 TO MP
130 SP (N+I) = SPS (I) + SX (I): H (M+I) = HX (I) + ZP (I)
140 NEXT I
150 FOR I=1 TO N+MP: SP (I) = 1/SQR (SP (I)): NEXT I
160 FOR I=1 TO M: READ Z (I), HC (I), H (I): NEXT I
170 QT=0
180 FOR I=1 TO M

```

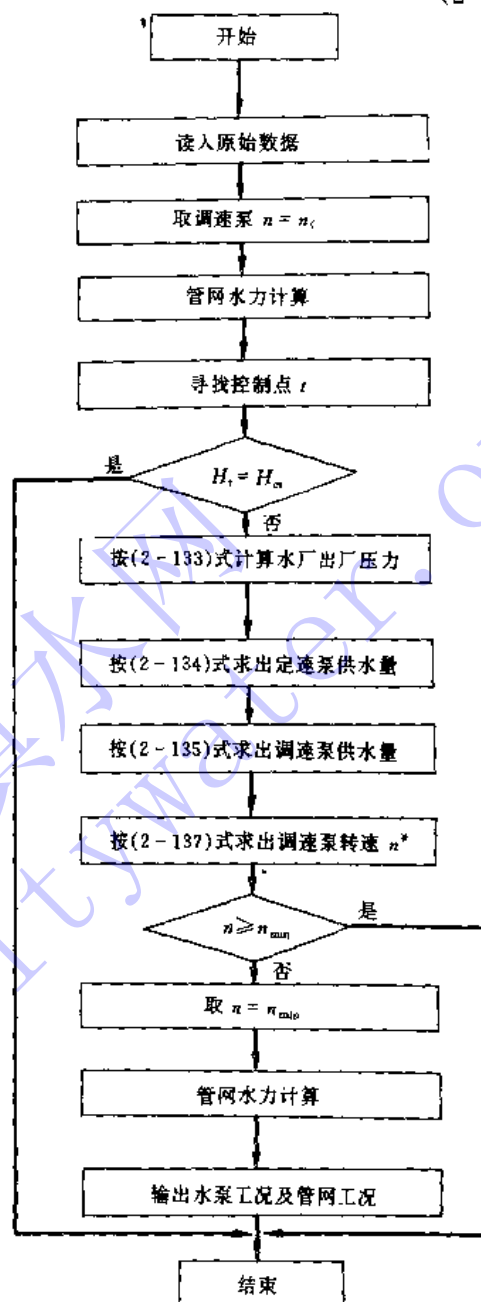


图 2-74 送水泵站调速计算框图

① 本程序采用 FORTRAN 语言时, 见附录 V 所示。



```

190 READ QO (I): QT=QT+QO (I)
200 NEXT I
210 GOSUB 400
220 FOR I=1 TO D (M): A (I) =0: NEXT I
230 FOR I=1 TO N+MP
240 T=H (T (I, 1)) -H (T (I, 2))
250 IF T=0 THEN T=.00001
260 Q (I) =Q (I) /T/2
270 NEXT I
280 FOR I=1 TO M
290 K=D (I)
300 FOR J=1 TO M (I)
310 T=ABS (S (I, J)): A (K) =A (K) +Q (T)
320 IF SO (I, J) >I THEN 340
330 KO=D (I) -I+SO (I, J)
335 A (KO) =-Q (T)
340 NEXT J
350 NEXT I
360 GOSUB 990
370 R=.5: IF F<.1 THEN R=1
380 FOR I=1 TO M: H (I) =H (I) -R*X (I): NEXT I
390 GOTO 210
400 REM COMPUTING PIPE FLOW
410 FOR I=1 TO N+MP
420 T=H (T (I, 1)) -H (T (I, 2)): Q (I) =SP (I) * ABS (T) ^ .5 * SGN (T)
430 NEXT I
440 REM COMPUTING MAX RESIDUAL OF ALL NODES
450 F=0
460 FOR I=1 TO M
470 X (I) =QO (I)
480 FOR J=1 TO M (I)
490 T=S (I, J)
500 X (I) =X (I) +Q (ABS (T)) * SGN (T)
510 NEXT J
520 IF ABS (X (I)) >F THEN F=ABS (X (I))
530 NEXT I
540 IF F>E THEN RETURN
550 II=1: AMIN=H (II) -Z (II) -HC (II)
560 FOR I=2 TO M
570 BMIN=H (I) -Z (I) -HC (I)
580 IF BMIN>=AMIN THEN 600
590 AMIN=BMIN: II=I
600 NEXT I
605 IF NR=NMIN THEN 800
610 IF AMIN>.1 THEN 660
620 IF ABS (AMIN) <=.1 THEN 800
630 IF NR<NRO THEN NR=NRO: HX (MP) =HXA: H (M+MP) =HXA+

```



```

        ZP (MP): GOTO 210
640 PRINT " * * * H ("; II; ") - Z ("; II; ") - HC ("; II; ") = "; AMIN; "!"
* * * "
645 PRINT
650 GOTO 800
660 HA=H (NSY) -AMIN
670 FOR I=1 TO M: H (I) =H (I) -AMIN: NEXT I
680 QQ=0
690 FOR I=1 TO MP-1
700 HT=HX (I) +ZP (I) -HA
710 Q (N+I) =SQR (ABS (HT) / (SX (I) +SPS (I))) *SGN (HT)
720 QQ=QQ+Q (N+I)
730 NEXT I
740 Q (N+MP) =QT-QQ: Q1=Q (N+MP)
750 K=SA+ (HA-ZP (MP)) /Q1^2
760 NR=NRO * Q1 * SQR ( (SXA+K) /HXA)
770 HX (MP) = (NR/NRO) ^2 * HXA
775 IF NR<NMIN THEN NR=NMIN
780 H (M+MP) =ZP (MP) +HX (MP)
790 GOTO 210
800 REN OUTPUT COMPUTING RESULTS
810 FOR I=1 TO N STEP 3
820 PRINT TAB (2); " Q ("; I; ") ="; INT (Q (I) *1000000+0.5) /1000000;
830 PRINT TAB (30); " Q ("; I+1; ") ="; INT (Q (I+1) *1000000+0.5) /
1000000;
840 PRINT TAB (60); " Q ("; I+2; ") ="; INT (Q (I+2) *1000000+0.5) /
1000000;
850 NEXT I
860 PRINT
870 FOR I=1 TO M STEP 3
880 PRINT TAB (2); " H ("; I; ") ="; INT (H (I) *1000+0.5) /1000;
890 PRINT TAB (30); " H ("; I+1; ") ="; INT (H (I+1) *1000+0.5) /1000;
900 PRINT TAB (60); " H ("; I+2; ") ="; INT (H (I+2) *1000+0.5) /1000;
910 NEXT I
920 PRINT
930 FOR I=1 TO MP
940 PRINT " QP ("; I; ") ="; Q (N+I); " HP ("; I; ") ="; HX (I) -SX
(I) * Q (N+I) ^2
950 NEXT I
960 PRINT
970 PRINT " NR="; INT (NR+0.5)
980 END
990 REM THE SUB-PROGRAM CALCULATE LINEAR-EQUATION
1000 A (I (1)) =SQR (A (I (1)))
1010 FOR J=2 TO M
1020 IF SO (J, 1) >1 THEN 1040
1030 K=D (J) -J+1: A (K) =A (K) /A (1)

```



```
1040 NEXT J
1050 FOR I=2 TO M
1060 A=A (D (I))
1070 IF SO (L, 1) >I THEN 1110
1080 FOR X=SO (L, 1) TO I-1
1090 K=D (I) -I+X: A=A-A (K) ^ 2
1100 NEXT X
1110 IF A>0 THEN 1130
1120 PRINT " THE PROCESS WAS FAILED": STOP
1130 A (D (I)) =SQR (A)
1140 IF I=M THEN 1250
1150 FOR J=I+1 TO M
1160 IF I<SO (J, 1) THEN 1240
1170 K=D (J) -J+I: A=A (K)
1180 IF SO (J, 1) =I THEN 1230
1190 FOR X=SO (J, 1) TO I-1
1200 IF X<SO (L, 1) THEN 1220
1210 K0=D (J) -J+X: K1=D (I) -I+X: A=A-A (K0) * A (K1)
1220 NEXT X
1230 A (K) =A/A (D (I))
1240 NEXT J
1250 NEXT I
1260 X (1) =X (1) /A (D (1))
1270 FOR I=2 TO M
1280 Y=X (I)
1290 IF SO (L, 1) >I THEN 1330
1300 FOR X=SO (L, 1) TO I-1
1310 K=D (I) -I+X: Y=Y-A (K) * X (X)
1320 NEXT X
1330 X (I) =Y/A (D (I))
1340 NEXT I
1350 X (M) =X (M) /A (D (M))
1360 FOR I=M-1 TO 1 STEP -1
1370 Y=X (I)
1380 FOR X=I+1 TO M
1390 IF I<SO (X, 1) THEN 1410
1400 K=D (X) -X+I: Y=Y-A (K) * X (X)
1410 NEXT X
1420 X (I) =Y/A (D (I))
1430 NEXT I
1440 RETURN
1450 FOR I=1 TO M
1460 K=0
1470 FOR J=1 TO N+MP
1480 IF K>=S THEN 1520
1490 IF T (J, 1) =I THEN K=K+1: S (L, K) =J: SO (L, K) =T (J, 2):
GOTO 1510
```



```

1500 IF T (J, 2) = I THEN K=K+1: S (I, K) =-J: SO (I, K) =T (J,
1)
1510 NEXT J
1520 M (I) =K
1530 NEXT I
1540 FOR I=1 TO M
1550 B=SO (I, 1): C=1
1560 FOR J=2 TO M (I)
1570 IF SO (I, J) <B THEN B=SO (I, J): C=J
1580 NEXT J
1590 SO (I, C) =SO (I, 1): A=S (I, C)
1600 S (I, C) =S (I, 1): S (I, 1) =A: SO (I, 1) =B
1610 NEXT I
1620 D (1) =1
1630 FOR I=2 TO M
1640 H=I -SO (I, 1)
1650 IF H<0 THEN H=0
1660 D (I) =D (I-1) +H+1
1670 NEXT I
1680 DIM A (D (M))
1690 RETURN

```

程序中变量说明:

输入变量:

M——管网节点数, 包括水厂出水节点;

N——管网管段数, 不包括水泵吸、压水管;

MP——送水泵站内运行水泵数;

NSY——水厂出水节点之编号;

S——节点所联管段数之最大值;

E——允许闭合差, 一般取 $E=0.001\text{m}^3/\text{s}$;

T (I, 1)、T (I, 2)——管段 I 的上、下游节点标号;

HX (I)——第 I 台定速泵之 H_x 值 (m);

SX (I)——第 I 台定速泵之 S_x 值 (s^2/m^5);

SPS (I)——第 I 台定速泵吸、压水管之 S 值 (s^2/m^5);

ZP (I)——第 I 台定速泵吸水井水位标高 (m);

NRO——调速泵额定转速 (r/min);

NMIN——调速泵的 n_{min} (r/min);

HXA——调速泵之 H_x 值 (m);

SXA——调速泵之 S_x 值 (s^2/m^5);

SA——调速泵吸、压水管之 S 值 (s^2/m^5);

ZP (MP)——调速泵吸水井水位标高 (m);

Z (I)——节点 I 的地面标高 (m);

HC (I)——节点 I 要求的服务水压 (m);

QQ (I)——节点 I 的节点流量 (m^3/s)。

输出变量

$H(I)$ —— 节点 I 总水压 (m);

QP (I)、HP (I) ——第 I 台水泵实际工况点, 规定 MP 台泵为调速泵。

程序注释:

本程序包括 3 方面内容: 管网平差计算、管网控制点的自动搜寻、调速值 n^* 的计算。为了便于阅读, 对程序作下述注释。

220~360 句:平方根法解线性方程组并求出节点水压校正值;

370~380 句：迭代计算；

400~430 句：计算管段流量；

440~530 句: 计算节点流量闭合差, 并寻找闭合差绝对值之最大者;

550~600 句：自动搜寻管网控制点；

610~650 句: 若控制点自由水压小于用户所需服务水压, 则令 $n^* = n_0$;

660 句：求水厂出水节点水压：

680~730 句：求调速泵出流量；

740 句：求定速泵出流量：

750~775 句: 求 n^* 值:

800~980 句：输出计算结果。

【例】 如图 2-75 所示的管网—泵站输水系统,有关参数如下表所示。送水泵站内二台泵运行,1号泵为定速泵,型号为 12SH—19,其 $Q-H$ 曲线方程 $H=40.37-114.811Q^2$; 2号泵为调速泵,型号为 20SH—13,额定转速 $n_0=970\text{r/min}$ 时,其 $(Q-H)$ 曲线方程 $H=47.004-37.879Q^2$ 。1号泵吸、压水管之 $S_1=10\text{s}^2/\text{m}^5$, 2号泵吸、压水管之 $S_2=5\text{s}^2/\text{m}^5$, 两台泵吸水井水位相同均为 45.30m, 调速泵的最小转速 $n_{\min}=620\text{r/min}$ 。有关参数见下表。

试求:

- (1) 调速泵按额定转速运行时各水泵工况及控制点水压:

- (2) 管网中用户用水量减少 30% 时 (各节点流量均减少 30%), 各节点要求的服务水压不变, 问调速泵转速应为多少?

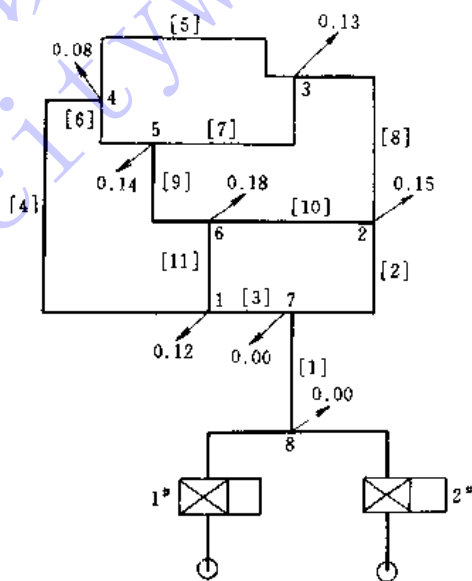


图 2-75 送水泵站—管网联合工作

管段编号	管长 (m)	管径 (mm)	S 值 ^①	节点号	节点流量 (m ³ /s)	地面标高 (m)	H _i (m)
1	100	800	0.573	1	0.12	51.00	20.00
2	450	600	11.939	2	0.15	51.00	20.00
3	200	600	5.306	3	0.13	56.50	20.00
4	700	500	49.07	4	0.08	51.00	20.00
5	200	400	41.40	5	0.14	51.00	20.00
6	150	400	21.735	6	0.18	51.00	20.00
7	210	400	43.470	7	0.00	51.00	20.00
8	250	400	51.75	8	0.00	51.00	20.00
9	180	500	12.726				
10	120	500	8.412				
11	130	500	9.113				

【解】

(1) 输入程序中的 DATA 语句如下:

```

1700 DATA 8, 11, 2, 8, 3, 0.001
1710 DATA 8, 7, 7, 2, 7, 1, 1, 4, 4, 3, 5, 4, 5, 3, 2, 3, 6, 5, 6, 2, 1, 6
1720 DATA 40.370, 114.811, 10, 45.3
1730 DATA 970, 620, 47.004, 37.879, 5, 45.3
1740 DATA 0.573, 11.9385, 5.306, 49.07, 41.4, 21.735
1750 DATA 43.47, 51.75, 12.726, 8.412, 9.113
1760 DATA 51, 20, 71, 51, 20, 73, 56.50, 20, 75, 51, 20, 77
1800 DATA 51, 20, 79, 51, 20, 81, 51, 20, 83, 51, 20, 85
1840 DATA 0.12, 0.15, 0.13, 0.08, 0.14, 0.18, 0, 0

```

计算结果:

定速泵工况: $Q=0.2365\text{m}^3/\text{s}$, $H=33.948\text{m}$

调速泵工况: $Q=0.5635\text{m}^3/\text{s}$, $H=34.976\text{m}$

控制点水压: 节点 3 为控制点, 总水压为 76.513m, 自由水压为 20.013m, 满足服务水压要求。

(2) 当节点流量均减少 30% 时, 输入程序中的 DATA 语句如下:

```

1700 DATA 8, 11, 2, 8, 3, 0.001
1710 DATA 8, 7, 7, 2, 7, 1, 1, 4, 4, 3, 5, 4, 5, 3, 2, 3, 6, 5, 6, 2, 1, 6
1720 DATA 40.370, 114.811, 10, 45.3
1730 DATA 970, 620, 47.004, 37.879, 5, 45.3
1740 DATA 0.573, 11.9385, 5.306, 49.07, 41.4, 21.735

```

① S 值按巴甫洛夫斯基公式计算。



1750 DATA 43.47, 51.75, 12.726, 8.412, 9.113

1760 DATA 51, 20, 71, 51, 20, 73, 56.50, 20, 75, 51, 20, 77

1800 DATA 51, 20, 79, 51, 20, 81, 51, 20, 83, 51, 20, 85

1840 DATA 0.084, 0.105, 0.091, 0.056, 0.098, 0.126, 0, 0

计算结果:

定速泵工况: $Q=0.2548\text{m}^3/\text{s}$; $H=32.915\text{m}$

调速泵工况: $Q=0.3052\text{m}^3/\text{s}$; $H=32.732\text{m}$

运行转速 $n^*=852\text{r}/\text{min}$

四、并联工作中调速泵台数的选定

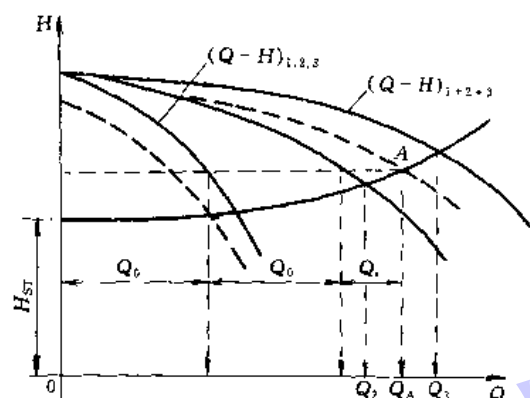


图 2-76 三台同型号并联调速

泵站中如果有多台水泵并联工作时,调速泵与定速泵配置台数比例的选定,应以充分发挥每台调速泵在调速运行时仍能在较高效率范围内运行为原则。例如图 2-76 所示为三台同型号水泵并联工作。如果采用一调二定方案配置,当泵站要求供水量为 Q_A ,如果 $Q_2 < Q_A < Q_3$ 时,开启两台定速泵、一台调速泵是完全可以满足的。此时,泵站的供水量为 Q_A ,两台定速泵每台流量为 Q_0 ,调速泵流量为 Q (如图 2-76 所示)。如果当 Q_A 很接近 Q_2 时,此时调速泵的出水量 Q 就很

小,其效率 η 值一定很低,达不到节能效果。如果上述情况,采用的是二调一定的方案,情况就不一样了。此时,当泵站的供水量为 Q_A ,一台定速泵供 Q_0 ,两台调速泵每台均供 $\frac{Q_0+Q}{2}$,此 $\frac{Q_0+Q}{2}$ 值可以控制在单泵的高效段内。如果泵站要求的供水量 Q_A 减少 ($Q_A \leq Q_2$ 时),此时可以关掉一台定速泵,由两台调速泵供水,这样也比较容易使调速泵在它高效段内工作,达到调速节能目的。

显然,如果泵站要求供水量 $Q_A > Q_3$ 时,可设两台定速泵两台调速泵来满足。按此方案类推,可使每单台调速泵的流量由 $\frac{1}{2}$ 定速泵流量到满额定速泵供水之间变化,缩小了单台调速泵的调速范围,可望保持调速泵在高效段内运行,以达到调速节能目的。

五、水泵串联工作

串联工作就是将第一台水泵的压水管,作为第二台水泵的吸水管,水由第一台水泵压入第二台水泵,水以同一流速,依次流过各台水泵。在串联工作中,水流获得的能量,为各台水泵所供给能量之和,如图 2-77 所示。串联工作的总扬程为: $H_A = H_1 + H_2$,由此可见,各水泵串联工作时,其总和 $Q-H$ 性能曲线等于同一流量下扬程的叠加。只要把参加串联的水泵 $Q-H$ 曲线上横坐标相等的各点纵坐标相加,即可得到总和 $(Q-H)_{1+2}$ 曲线,它与管道系统特性曲线交于 A 点。此 A 点的流量为 Q_A 、扬程为 H_A ,即为串联装置的工况点。自 A 点引竖线分别与各泵的 $Q-H$ 曲线相交于 B 及 C 点,则 B 点及 C 点分别为两台单泵在串联工作时的工况点。



多级泵, 实质上就是 n 级水泵的串联运行。随着水泵制造工艺的提高, 目前生产的各种型号水泵的扬程, 基本上已能满足给水排水工程的要求, 所以, 一般水厂中已很少采用串联工作的形式。

如果需要水泵串联运行, 要注意参加串联工作的各台水泵的设计流量应是接近的。否则, 就不能保证两台泵都在较高效率下运行, 严重时, 可使小泵过载或者反而不如大泵单独运行。因为, 在水泵串联条件下, 通过大泵的流量也必须通过小泵, 这样, 小泵就可能在很大的流量下“强迫”工作, 轴功率增大, 电动机可能过载。另外, 两台泵串联时, 应考虑到后一台泵泵体的强度问题。

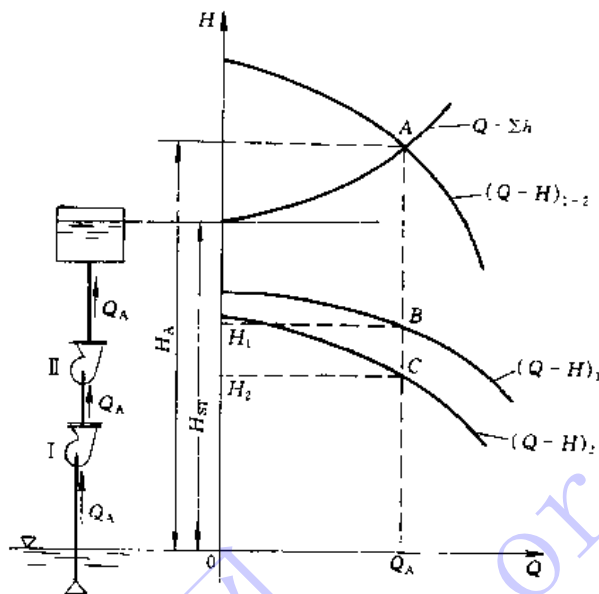


图 2-77 水泵串联工作

采用数解法同样可以推求串联工作时的水泵工况。 n 台水泵串联工作时, 其总扬程为 $H = H^{(1)} + H^{(2)} + \dots + H^{(n)}$ ($H^{(i)}$ 为第 i 台泵在某流量下的扬程), 因此, 在串联总和的 $(Q-H)$ 曲线上任取两点 (Q_1, H_1) 及 (Q_2, H_2) , 由 (2-58) 及 (2-59) 可得:

水泵总虚阻抗为:

$$\begin{aligned} S_x &= \frac{H_1 - H_2}{Q_2^m - Q_1^m} = \frac{(H_1^{(1)} + H_1^{(2)} + \dots + H_1^{(n)}) - (H_2^{(1)} + H_2^{(2)} + \dots + H_2^{(n)})}{Q_2^m - Q_1^m} \\ &= \frac{H_1^{(1)} - H_2^{(1)}}{Q_2^m - Q_1^m} + \frac{H_1^{(2)} - H_2^{(2)}}{Q_2^m - Q_1^m} + \dots + \frac{H_1^{(n)} - H_2^{(n)}}{Q_2^m - Q_1^m} \\ &= S_{x1} + S_{x2} + \dots + S_{xn} = \sum_{i=1}^n S_{xi} \end{aligned} \quad (2-139)$$

水泵总虚扬程为:

$$\begin{aligned} H_x &= H_1 + S_x Q_1^m = (H_1^{(1)} + H_1^{(2)} + \dots + H_1^{(n)}) + \left(\sum_{i=1}^n S_{xi} \right) Q_1^m \\ &= (H_1^{(1)} + S_{x1} Q_1^m) + (H_1^{(2)} + S_{x2} Q_1^m) + \dots + (H_1^{(n)} + S_{xn} Q_1^m) \\ &= H_{x1} + H_{x2} + \dots + H_{xn} = \sum_{i=1}^n H_{xi} \end{aligned} \quad (2-140)$$

思考算题:

1. 试论述 4 台同型号并联工作的泵站, 采用一调三定、三调一定或采用二调二定方案作调速运行时, 其节能效果各有何不同?
2. 某机场附近一个工厂区的给水设施如图 2-78 所示
已知: 采用一台 14SA-10 型离心泵工作, 转速 $n=1450\text{r/min}$, 叶轮直径 $D=466\text{mm}$, 管道阻力系数 $S_{AB}=200\text{s}^2/\text{m}^5$, $S_{BC}=130\text{s}^2/\text{m}^5$, 试问:
(1) 当水泵与密闭压力水箱同时向管路上 B 点的四层楼房供水时, B 点的实际水压等于保证 4 层楼房所必须的自由水头时, 问 B 点出流的流量应为多少 m^3/h ?

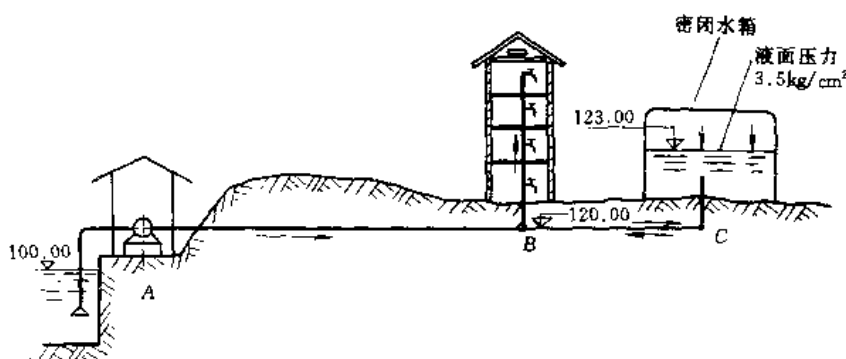


图 2-78 厂区给水设施

(2) 当水泵向密闭压力水箱输水时, B 点的出流量已知为 40L/s 时, 问水泵的输水量及扬程应为多少?
输入密闭压力水箱的流量应为多少?

(以图解法或数解法求之)

第十一节 离心泵吸水性能

离心泵的正常工 作, 是建立在对水泵吸水条件正确选择的基础上。在不少场合下, 水泵装置的故障, 常是出于吸水条件选择不当而引起的。所谓正确的吸水条件, 就是指在抽水过程中, 泵内不产生气蚀情况下的最大吸水高度。为了掌握水泵的吸水条件, 我们作如下讨论:

一、吸水管中压力的变化及计算

图 2-79 为离心泵管路安装示意。水泵运行中, 由于叶轮的高速旋转, 在其入口处造成了真空, 水自吸水管端流入叶轮的进口。吸水池水面大气压与叶轮进口处的绝对压力之差, 转化成位置头、流速头, 并克服各项水头损失。图 2-79 中, 绘出了水从吸水管经泵壳流入叶轮的绝对压力线。以吸水管轴线为相对压力的零线, 则管轴线与压力线之间的高差表示了真空值的大小。绝对压力沿水流减少, 到进入叶轮后, 在叶片背面(即背水面)靠近吸水口的 K 点处压力达到最低值, $P_K = P_{\min}$ 。接着, 水流在叶轮中受到由叶片传来的机械能, 压力才迅速上升。下面介绍确定此最低压力值 (P_K):

首先, 写出吸水池水面和水泵进口安装真空表处 1-1 断面的能量方程式, 以吸水池水面为基准面, 并略去其行近流速水头, 可得:

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} + H_m + \frac{v_1^2}{2g} + \Sigma h_s \quad (2-141)$$

式中 $\frac{P_s}{\gamma}$ 、 $\frac{P_1}{\gamma}$ ——分别为吸水池水面大气压与 1-1 断面处的绝对压力 (以 mH_2O 表示);

H_m ——吸水地形高度 (也即安装高度) (m);

Σh_s ——自吸水管进口至 1-1 断面间的全部水头损失之和 (m)。

对吸水池水面及叶片入口稍前处 0-0 断面 (图 2-79 中压力线上 0 点的位置) 列能量方程式, 得:

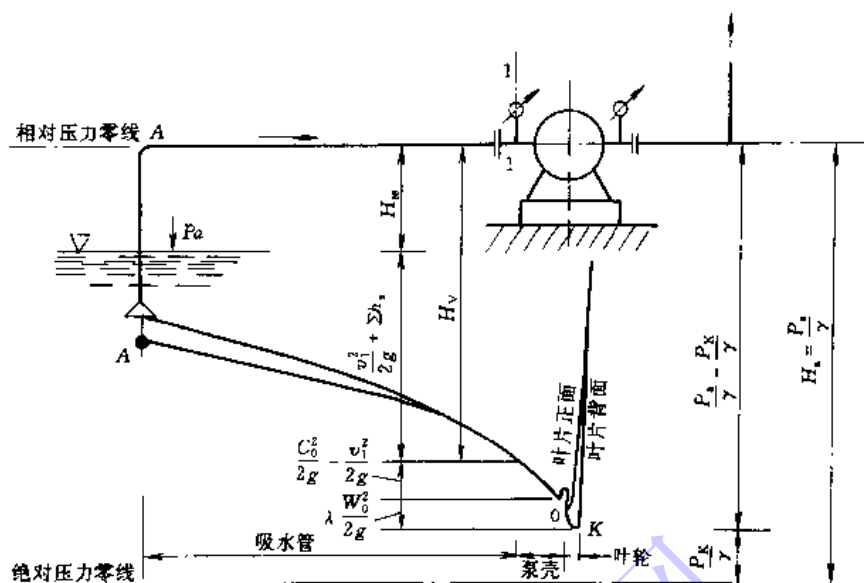


图 2-79 吸水管及泵入口中压力变化

$$\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_0}{\gamma} = H_{ss} + \Sigma h_s + \frac{C_0^2}{2g} \quad (2-142)$$

式中 C_0 、 P_0 ——分别为 0—0 断面上的流速及绝对压力。

再对 0—0 断面中心点 O 与叶片背（水）面靠近吸水口的断面 K 点（图 2-79 中压力线上 K 点的位置）写出相对运动的能量方程式，经化简可得：

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{W_0^2}{2g} = \frac{P_K}{\gamma} + \frac{W_K^2}{2g} \quad (2-143)$$

上式又可写成：

$$\frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_K}{\gamma} - \frac{W_0^2}{2g} \left(\frac{W_K^2}{W_0^2} - 1 \right)$$

如果令 $\lambda = \frac{W_K^2}{W_0^2} - 1$ (λ 为气穴系数) 则上式变为：

$$\frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_K}{\gamma} + \lambda \frac{W_0^2}{2g} \quad (2-144)$$

将 (2-144) 式代入 (2-142) 式，可得：

$$\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_K}{\gamma} = H_{ss} + \Sigma h_s + \frac{C_0^2}{2g} + \lambda \frac{W_0^2}{2g}$$

上式可改写为：

$$\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_K}{\gamma} = \left(H_{ss} + \frac{v_1^2}{2g} + \Sigma h_s \right) + \frac{C_0^2 - v_1^2}{2g} + \lambda \frac{W_0^2}{2g} \quad (2-145)$$

(2-145) 式的含意是：吸水池水面上的压头 $\left(\frac{P_a}{\gamma} \right)$ 和泵壳内最低压头 $\left(\frac{P_K}{\gamma} \right)$ 之差用来支付：把液体提升 H_{ss} 高度；克服吸水管中水头损失 (Σh_s)；产生流速水头 $\left(\frac{v_1^2}{2g} \right)$ 、流速水头差值 $\left(\frac{C_0^2 - v_1^2}{2g} \right)$ 和供应叶片背面 K 点压力下降值 $\left(\lambda \frac{W_0^2}{2g} \right)$ 。从图 2-79 中也可明显看出：(2-145)

式的左边各项 $\left(\frac{P_s}{\gamma}-\frac{P_k}{\gamma}\right)$ 表示吸水井中能量余裕值, $\frac{P_s}{\gamma}$ 一般情况下就是当地的大气压, $\frac{P_k}{\gamma}$ 是个条件值,它不能低于该水温下的饱和蒸汽压力。(2-145)式的右边各项,实际上可以分为泵壳外与泵壳内两项压力水头的降落,以真空表为界,真空表所指示的,是泵壳进口外部的压力下降值 $\left(H_{ss}+\sum h_s+\frac{v_1^2}{2g}\right)$,它反映了真空表安装点的实际压头下降值 H_v ,而 $\left(\frac{C_0^2-v_1^2}{2g}+\lambda\frac{W_0^2}{2g}\right)$ 反映了泵壳进口内部的压力下降值,此值中 $\lambda\frac{W_0^2}{2g}$ 是叶轮进口和进口附近叶片背面(背水面)的压头差,它的变化很大,而且,通常不小于3m,因此,泵壳内部的压头下降值是相当可观,而且,是由水泵的构造和工况而定的。

二、气穴和气蚀

水泵中最低压力 P_k 如果降低到被抽液体工作温度下的饱和蒸汽压力(即汽化压力) P_{va} 时,泵壳内即发生气穴和气蚀现象。

水的饱和蒸汽压力,就是在一定水温下,防止水汽化的最小压力。其值与水温有关,如表2-8所示,水的这种汽化现象,将随泵壳内的压力的继续下降以及水温的提高而加剧。当叶轮进口低压区的压力 $P_k\leq P_{va}$ 时,水就大量汽化,同时,原先溶解在水里的气体也自动逸出,出现“冷沸”现象^①,形成的汽泡中充满蒸汽和逸出的气体。汽泡随水流带入叶轮中压力升高的区域时,汽泡突然被四周水压压破,水流因惯性以高速冲向汽泡中心,在汽泡闭合区内产生强烈的局部水锤现象,其瞬间的局部压力,可以达到几十兆帕^②,此时,可以听到汽泡冲破时炸裂的噪音,这种现象称为气穴现象^③。

水温与饱和蒸汽压力 $\left(h_{va}=\frac{P_{va}}{\gamma}\right)$ 表 2-8

水 温 (℃)	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
饱和蒸汽压力 h_{va} (mH ₂ O)	0.06	0.09	0.12	0.24	0.43	0.75	1.25	2.02	3.17	4.82	7.14	10.33

离心泵中,一般气穴区域发生在叶片进口的壁面,金属表面承受着局部水锤作用,其频率可达20000~30000次/s之多,就象水力楔子那样集中作用在以平方微米计的小面积上,经过一段时期后,金属就产生疲劳,金属表面开始呈蜂窝状,随之,应力更加集中,叶片出现裂缝和剥落。在这同时,由于水和蜂窝表面间歇接触之下,蜂窝的侧壁与底之间产生电位差,引起电化腐蚀,使裂缝加宽,最后,几条裂缝互相贯穿,达到完全蚀坏的程度。水泵叶轮进口端产生的这种效应称为“气蚀”。

气蚀是气穴现象侵蚀材料的结果,在许多书上统称为气蚀现象。在气蚀开始时,称为气蚀第一阶段,表现在水泵外部的是轻微噪音、振动(频率可达600~25000次/s)和水泵扬程、功率开始有些下降。如果,外界条件促使气蚀更加严重时,泵内气蚀就进入第二阶

① 伴随气穴现象而出现的冷沸,与一般生活的沸腾现象有相似之处,但不能等量齐观。其异同点在于:(a)两者都发生气泡,“沸腾”主要是温升的结果,是一种热力学现象,“气穴”主要是压力降低,是一种水动力学现象。(b)气穴现象,它包括从气泡的形成到溃灭为止的整个过程,而沸腾现象中的气泡是连续地增长的,同时,不存在溃灭过程(即使当气泡通过表面时,可能会破裂,但蒸汽的总容积是连续地增加的)。(c)两者都有热交换问题,但气穴现象的热交换,不及沸腾的重要。对气穴现象来说,关心的是什么情况下会发生压力的降低。

② 1兆帕 $\approx 10^6\text{N/m}^2\approx 10\text{kg/cm}^2$ 。

③ 气穴是拉丁文“Cavitas”,由这种现象得出的效应称为气蚀。



段，气穴区就会突然扩大，这时，水泵的 H 、 N 、 η 就将到达临界值而急剧下降，最后终于停止出水。

气蚀影响对不同类型的水泵是不同的。对 n_s 较低的水泵（如 $n_s < 100$ ），因水泵叶片流槽狭长，很容易被汽泡所阻塞，在出现气蚀后， $Q-H$ 、 $Q-\eta$ 曲线迅速降落，对 n_s 较高的水泵（ $n_s > 150$ ），因流槽宽，不易被汽泡阻塞，所以 $Q-H$ 、 $Q-\eta$ 曲线先是逐渐地下降，过了一段才开始锐落，正常输水破坏。对于气蚀现象的物理性质，由于它是一种高速现象，它的发生、发展和破坏过程是如此短促，以致借助于速率最快的电影摄制机，有时仍不能观察到细节的现象。因此，关于气蚀性质的大量推测主要是建于研究气蚀现象某些效应的基础上的，而不是直接观察现象本身。

三、水泵最大安装高度

泵房内的地坪标高取决于水泵的安装高度，正确地计算水泵的最大允许安装高度，使

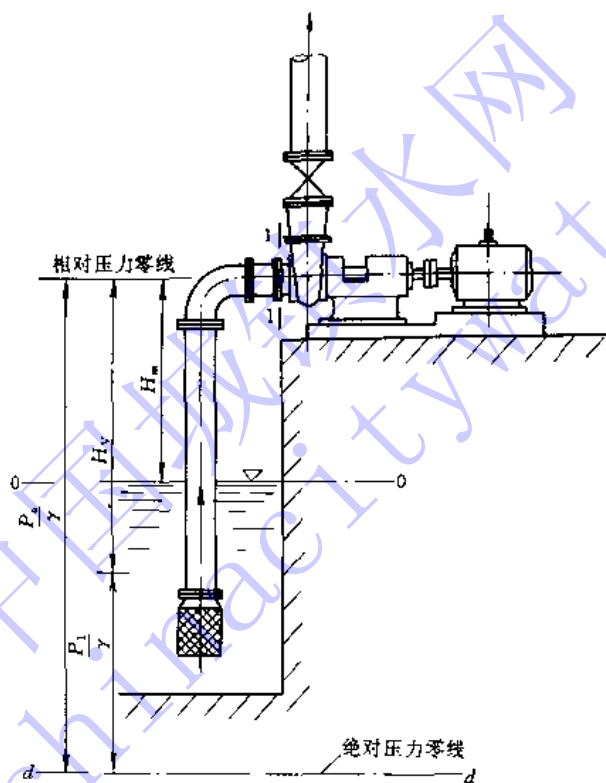


图 2-80 离心泵吸水装置

泵站即能安全供水，又能节省土建造价，具有很重要的意义。由 (2-141) 式可知：

$$\frac{P_a - P_1}{\gamma} = H_{ss} + \frac{v_1^2}{2g} + \Sigma h_s$$

式中

$$\frac{P_a - P_1}{\gamma} = H_v \quad (2-146)$$

H_v ——水泵泵壳入口的测压孔处的真空值 (mH_2O) 见图 2-80 所示。

故

$$H_{ss} = H_v - \frac{v_1^2}{2g} - \Sigma h_s \quad (2-147)$$

水泵铭牌或样本中，对于各种水泵都给定了一个允许吸上真空高度 H_s ，此 H_s 即为 (2-147) 式中 H_s 的最大极限值。在实用中，水泵的 H_s 超过样本规定的 H_s 值时，就意味着水泵将会遭受气蚀。

水泵厂一般在样本中，用 $Q-H_s$ 曲线来表示该水泵的吸水性能。图 2-81 所示，为 14SA 型离心泵的 $Q-H_s$ 曲线，此曲线是在大气压为 10.33mH₂O，水温为 20℃ 时，由专门的气

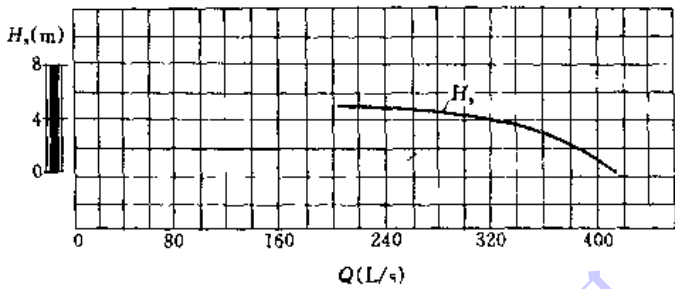


图 2-81 14SA 型离心泵 $Q-H_s$ 曲线

蚀试验求得的。它是该水泵吸水性能的一条限度曲线。在使用时，要注意 H_s 值是个条件值，它与当地大气压 (P_a) 及抽升水的温度 (t) 有关，由 (2-146) 式可看出。因此，在工程上应用水泵样本中的 H_s 值时，必须考虑到：当地大气压越低，水泵的 H_s 值就将越小（大气压与当地海拔的关系，见表 2-9 所示）。其次，如抽升的水温 (t) 越高，水泵吸入口处所要求的绝对压力 P_1 也就应越大（水温与防止气穴现象的饱和蒸汽压力值关系，见表 2-8 所示）。水温越高，水泵的 H_s 值也将越小。

海拔高度与大气压 $\left(\frac{P_a}{\gamma}\right)$ 关系 表 2-9

海 拔 (m)	-600	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	2000	3000	4000	5000
大气压 $\frac{P_a}{\gamma}$ (mH ₂ O)	11.3	10.33	10.2	10.1	10.0	9.8	9.7	9.6	9.5	9.4	9.3	9.2	8.6	8.4	7.3	6.3	5.5

如果，水泵安装实际地点的气压是 h_a ，不是 10.33mH₂O 时（例如在高原区修建泵站）或水温是 t 而不是 20℃ 时（例如用来抽升热水时，其饱和蒸汽压力是 h_{va} 而不是 20℃ 的 0.24 时），则对水泵厂所给定的 H_s 值，应作如下的修正：

$$H'_s = H_s - (10.33 - h_a) - (h_{va} - 0.24) \tag{2-148}$$

式中 H'_s ——修正后采用的允许吸上真空高度 (m)；

H_s ——水泵厂给定的允许吸上真空高度 (m)；

h_a ——安装地点的大气压 $\left(\text{即 } \frac{P_a}{\gamma}\right)$ (mH₂O)；

h_{va} ——实际水温下的饱和蒸汽压力 (表 2-8)。

【例】 12Sh-19A 型离心泵，流量为 220L/s 时，在水泵样本的 $Q-H_s$ 曲线中查得，其允许吸上真空高度 $H_s=4.5\text{m}$ ，泵进水口直径为 300mm，吸水管从喇叭口到泵进口的水头损失为 1.0m，当地海拔为 1000m，水温为 40℃，试计算其最大安装高度 H_{sa} 。

【解】 由 (2-148) 式计算 H'_s ，

查表 2-8，水温为 40℃ 时， $h_{va}=0.75\text{m}$

查表 2-9, 当海拔为 1000m 时, $h_s=9.2\text{m}$

根据 (2-148) 式:

$$H'_s = 4.5 - (10.33 - 9.2) - (0.75 - 0.24) = 2.86\text{m}$$

由 (2-147) 式可得:

$$H_{ss} = H'_s - \frac{v_1^2}{2g} - \Sigma h_s$$

$$v_1 = \frac{Q}{\omega} = \frac{0.22}{0.785 \times (0.3)^2} \approx 3.11\text{m/s}$$

$$\frac{v_1^2}{2g} \approx 0.5\text{m} \quad \Sigma h_s = 1\text{m}$$

所以, 最大安装高度为:

$$H_{ss} = 2.86 - 0.5 - 1 = 1.36\text{m}$$

四、气蚀余量 (NPSH)^①

离心泵的吸水性能通常是用允许吸上真空高度 H_s 来衡量的。 H_s 值越大, 说明水泵的吸水性能越好, 或者说, 抗气蚀性能越好。但是, 对有些轴流泵、热水锅炉给水泵等, 其安装高度通常是负值, 叶轮常须安在最低水面下, 对于这类泵常采用“气蚀余量”这名称来衡量它们的吸水性能。

由公式 (2-145) 及 (2-141) 可得: $\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{C_0^2}{2g} + \lambda \frac{W_0^2}{2g}$

当气蚀时, 可写成:

$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{C_0^2}{2g} + \lambda \frac{W_0^2}{2g} = H_{sv} \quad (2-149)$$

$$H_{sv} = h_s - h_{vs} - \Sigma h_s \pm |H_{ss}| \quad (2-150)$$

式中 $H_{sv} = \frac{C_0^2}{2g} + \lambda \frac{W_0^2}{2g}$ ——总气蚀余量。也即水泵进口处单位重量的水, 所具有超过汽化压力的余裕能量再加上 $\frac{v_1^2}{2g}$ 。其大小通常换算到泵轴的基准面上 (按泵的结构形式来确定基准面, 见图 2-82 所示);

$h_s = \frac{P_s}{\gamma}$ ——吸水井表面的大气压力 (mH_2O);

$h_{vs} = \frac{P_v}{\gamma}$ ——该水温下的汽化压力 (mH_2O);

Σh_s ——吸水管道的的水头损失之和 (mH_2O);

H_{ss} ——水泵吸水地形高度, 即安装高度 (m)。

水泵的安装高度 H_{ss} , 是吸水井水面的测压管高度与泵轴的高差。当水面的测压管高度低于泵轴时, 水泵为抽吸式工作情况, $|H_{ss}|$ 值前取“-”号, 当水面的测压管高度高于泵轴时, 水泵为自灌式工作情况, $|H_{ss}|$ 值前取“+”号。

(2-150) 式的图示形式, 可见图 2-83。水泵厂样本图中提供的气蚀余量 (NPSH) 由 Δh

① NPSH——系 Net Positive Suction Head 的缩写, 直译为净正吸入水头, 我国习称为“气蚀余量”。使用中, 有用 H_{sv} 表示的, 也有用 Δh_{sv} 表示的。



和避免气蚀的余裕量 ($0.3\text{mH}_2\text{O}$ 左右) 两部分所组成。 Δh 值与叶轮进口的流速水头值、叶片入口摩擦损失、叶轮进口冲击损失及进口附近叶片背 (水) 面的压头差等有关, 也就是说, 与叶片进口形状, 进水道的构造等有关, 通常是用试验来测定的。试验是按临界状态下, 该水温的汽化压力余裕能量再加上 $0.3\text{mH}_2\text{O}$ 来考虑的 (所谓临界状态是指水泵由于气蚀而不能正常工作的分界点), 所以, 样本中所提供的气蚀余量是“必要的气蚀余量”。按 (2-150) 式或 (2-149) 式左侧算出的, 是该水泵装置的实际的气蚀余量, 该值是由水泵安装处的外部条件所决定的, 是表示水达到汽化压力值尚有余裕的能量。为安全计, 在工程中, 水泵实际使用时的气蚀余量 (实际 NPSH) 应该比水泵厂要求的气蚀余量 (必要 NPSH) 再要大 $0.4\sim 0.6\text{mH}_2\text{O}$ 。

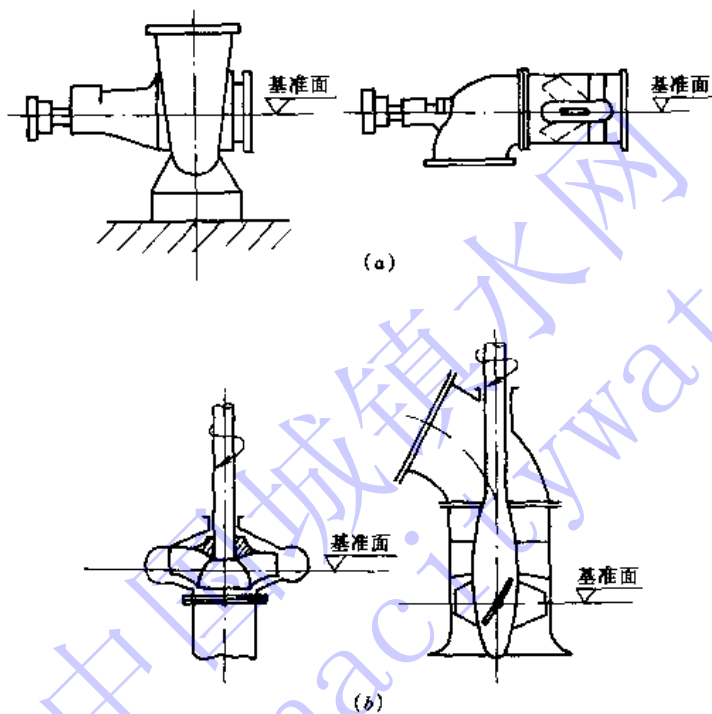


图 2-82 水泵基准面的确定

(a) 卧式: 以通过水泵轴中心线的水平面为基准面, (b) 立式: 以通过叶轮叶片的进水边中心的水准面为基准面

图 2-83 中 Q_A 如为该系的正常工况下的出水量, 则在运转过程中, 流量大于 Q_A 时, 该泵避免产生气蚀的余裕能量越来越小了。在泵站设计中, 应充分估计到类似这样的情况, 以保证在实际运行中可能出现的大流量情况下, 不产生气蚀现象。由上所述可知: 水泵厂样本中要求的气蚀余量越小, 表示该水泵的吸水性能越好。

对于 (2-150) 式还可以用另一形式来表示 (以吸水井水位低于泵轴时为例):

$$H_{av} = h_s - h_{va} - \left(|H_{sa}| + \sum h_s + \frac{v_1^2}{2g} \right) + \frac{v_1^2}{2g}$$

$$\text{故} \quad H_{av} + H_s = (h_s - h_{va}) + \frac{v_1^2}{2g} \quad (2-151)$$

(2-151) 式反映了气蚀余量与吸上真空高度之间的关系。工程中防止气蚀的根本方法是在使用中, 使实际 NPSH > 必要的 NPSH。这里, 减小水泵必要的 NPSH 是水泵设计和

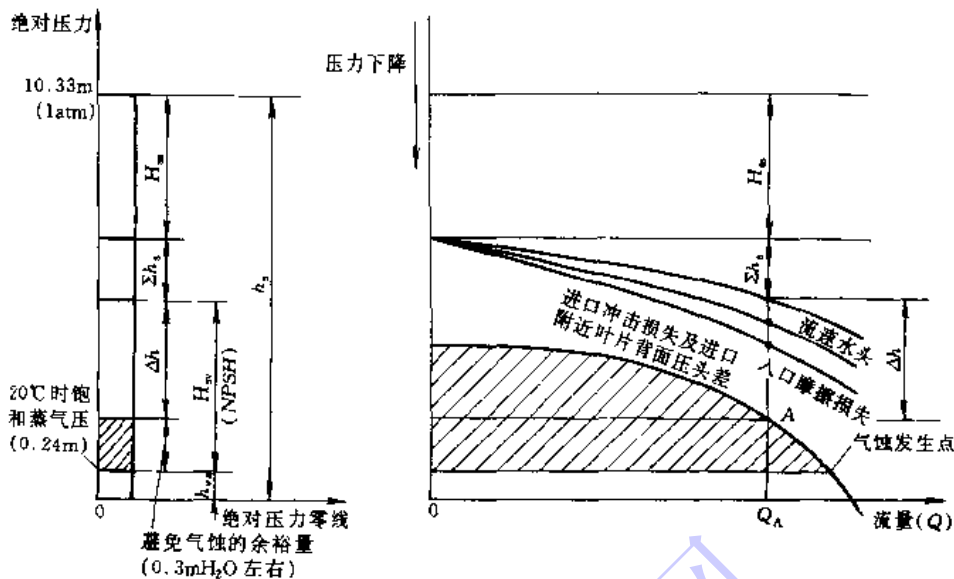


图 2-83 吸入式工作的水泵气蚀余量图示

制作方面的问题，对使用者来讲，应在水泵装置的合理布置方面多加些考虑。

综上所述，叶片式水泵的吸水过程，是建立在水泵吸入口能够形成必要真空值的基础上，此真空值是个须要严格控制的条件值，在实际使用中，水泵真空值太小，抽不上水，真空值太大，产生气蚀现象。因此，水泵装置正确的吸水条件，是以运行中不产生气蚀现象为前提的。使用中应以水泵样本中给定的允许吸上真空高度 H_s ，或者以水泵样本中给定的必要的气蚀余量 Δh_{sv} 作为限度值来考虑问题。

思考算题：

- 24Sh-19 型离心泵的铭牌上注明：在抽升 20℃ 水温的水时， $H_s=2.5\text{m}$ 。
- 现问：(1) 该泵在实际使用中，是否其水泵吸入口的真空表值 H_v 只要不大于 $2.5\text{mH}_2\text{O}$ ，就能够保证该泵在运行中不产生气蚀？
- (2) 铭牌上 $H_s=2.5\text{m}$ 是否意味着，该泵在叶轮中的绝对压力最低不能低于 $10.33\text{m}-2.5\text{m}=7.83\text{mH}_2\text{O}$ 高？为什么？

第十二节 离心泵机组的使用、维护及更新改造

离心泵机组的正确启动、运行与停车是泵站输配水系统安全、经济供水的前题。学会对离心泵机组的操作管理技术与学会掌握离心泵机组的性能理论，对于从事给水排水工程的技术人员而言都是相当重要的。

一、启动前的准备工作

水泵启动前应该检查一下各处螺栓连接的完好程度，检查轴承中润滑油是否足够、干净，检查出水阀、压力表及真空表上的旋塞阀是否处于合适位置，供配电设备是否完好，然后，进一步进行盘车，灌泵等工作。

盘车就是用手转动机组的联轴器，凭经验感觉其转动的轻重是否均匀，有无异常声响。目的是为了检查水泵及电动机内有无不正常的现象，例如转动零件松脱后卡住、杂物堵塞、

泵内冻结、填料过紧或过松、轴承缺油及轴弯曲变形等问题。

灌泵就是启动前，向水泵及吸水管中充水，以便启动后即能在水泵入口处造成抽吸液体所必须的真空值。从理论力学可知液体离心力为：

$$J = \frac{\gamma W}{g} \omega^2 r$$

(2-152)

式中 J ——转动叶轮中单位体积液体之离心力 (kg)；
 W ——液体体积 (当 J 为单位体积液体之离心力时， $W=1$) (m³)；
 ω ——角速度 (1/s)；
 r ——叶轮半径 (m)；
 γ ——液体容重 (kg/m³)。

由 (2-152) 式可知，同一台水泵，当转速一定时，液体的容重 γ 越大，由于惯性而表现出来的离心力也越大。空气的容重约为水的 1/800，灌泵后，叶轮旋转时在吸入口处能产生的真空值一般为 600mmHg 左右，而如果不灌泵，叶轮在空气中转动，水泵吸入口处只能产生 0.75mmHg 的真空值，这样低的真空值，当然是不足以把水抽上来的。

对于新安装的水泵或检修后首次启动的水泵是有必要进行转向检查的。检查时，可将两个靠背轮脱开，开动电动机，视其转向与水泵厂规定的转向是否一致，如不一致，可以改接电源的相线，也即将 3 根进线中任意对换两根接线，然后接上再试。

准备工作就绪后，即可启动水泵。启动时，工作人员与机组不要靠得太近，待水泵转速稳定后，即应打开真空表与压力表上的阀，此时，压力表上读数应上升至水泵零流量时的空转扬程，表示水泵已经上压，可逐渐打开压力闸阀，此时，真空表读数逐渐增加，压力表读数应逐渐下降，配电屏上电流表读数应逐渐增大。启动工作待闸阀全开时，即告完成。

水泵在闭闸情况下，运行时间一般不应超过 2~3min，如时间太长，则泵内液体发热，会造成事故，应及时停车。

二、运行中应注意的问题

(1) 检查各个仪表工作是否正常、稳定。电流表上读数是否超过电动机的额定电流，电流过大或过小，都应及时停车检查。引起电流过大，一般是由于叶轮中杂物卡住、轴承损坏，密封环互磨、泵轴向力平衡装置失效、电网中电压降太大等原因。引起电流过小的原因有：吸水底阀或出水闸阀打不开或开启不足、水泵气蚀等原因。

离心泵常见的故障及其排除 表 2-10

故 障	产 生 原 因	排 除 方 法
启动后水泵不出水或出水不足	1. 泵壳内有空气，灌泵工作没做好 2. 吸水管路及填料有漏气 3. 水泵转向不对 4. 水泵转速太低 5. 叶轮进水口及流道堵塞 6. 底阀堵塞或漏水 7. 吸水井水位下降，水泵安装高度太大 8. 减漏环及叶轮磨损 9. 水面产生漩涡，空气带入泵内 10. 水封管堵塞	1. 继续灌水或抽气 2. 堵塞漏气，适当压紧填料 3. 对换一对接线，改变转向 4. 检查电路，是否电压太低 5. 揭开泵盖，清除杂物 6. 清除杂物或修理 7. 核算吸水高度，必要时降低安装高度 8. 更换磨损零件 9. 加大吸水口淹没深度或采取防止措施 10. 拆下疏通



续表

故 障	产 生 原 因	排 除 方 法
水泵开启不动或启动后轴功率过大	1. 填料压得太死, 泵轴弯曲, 轴承磨损 2. 多级泵中平衡孔堵塞或回水管堵塞 3. 靠背轮间隙太小, 运行中二轴相顶 4. 电压太低 5. 实际液体的比重远大于设计液体的比重 6. 流量太大, 超过使用范围太多	1. 松一点压盖, 矫直泵轴, 更换轴承 2. 清除杂物, 疏通回水管路 3. 调整靠背轮间隙 4. 检查电路, 向电力部门反映情况 5. 更换电动机, 提高功率 6. 关小出水闸阀
水泵机组振动和噪音	1. 地脚螺栓松动或没填实 2. 安装不良, 联轴器不同心或泵轴弯曲 3. 水泵产生气蚀 4. 轴承损坏或磨损 5. 基础松软 6. 泵内有严重摩擦 7. 出水管存留空气	1. 拧紧并填实地脚螺栓 2. 找正联轴器不同心度, 矫直或换轴 3. 降低吸水高度, 减少水头损失 4. 更换轴承 5. 加固基础 6. 检查咬住部位 7. 在存留空气处, 加装排气阀
轴承发热	1. 轴承损坏 2. 轴承缺油或油太多 (使用黄油时) 3. 油质不良, 不干净 4. 轴弯曲或联轴器没找正 5. 滑动轴承的油环不起作用 6. 叶轮平衡孔堵塞, 使泵轴向力不能平衡 7. 多级泵平衡轴向力装置失去作用	1. 更换轴承 2. 按规定油面加油, 去掉多余黄油 3. 更换合格润滑油 4. 矫直或更换泵轴的正联轴器 5. 放正油环位置或更换油环 6. 清除平衡孔上堵塞的杂物 7. 检查回水管是否堵塞, 联轴器是否相碰, 平衡盘是否损坏
电动机过载	1. 转速高于额定转速 2. 水泵流量过大, 扬程低 3. 电动机或水泵发生机械损坏	1. 检查电路及电动机 2. 关小闸阀 3. 检查电动机及水泵
填料处发热、漏渗水过少或没有	1. 填料压得太紧 2. 填料环装的位置不对 3. 水封管堵塞 4. 填料盒与轴不同心	1. 调整松紧度, 使滴水呈滴状连续渗出 2. 调整填料环位置, 使它正好对准水封管口 3. 疏通水封管 4. 检修, 改正不同心地方

(2) 检查流量计上指示数是否正常。也可看出水管水流情况来估计流量。

(3) 检查填料盒处是否发热、滴水是否正常。滴水应呈滴状连续渗出, 才算符合正常要求。滴水情况一般是反映填料的压紧适当程度, 运行中可调节压盖螺栓来控制滴水量。

(4) 检查泵与电动机的轴承和机壳温升。轴承温升, 一般不得超过周围温度为 35°C , 最高不超过 75°C 。在无温度计时, 也可用手摸, 凭经验判断, 如感到很烫手时, 应停车检查。

(5) 注意油环, 要让它自由地随同泵轴作不同步的转动。随时听机组声响是否正常。

(6) 定期记录水泵的流量、扬程、电流、电压、功率因素等有关技术数据, 严格执行岗位责任制和安全技术操作规程。

(7) 水泵的停车应先关出水闸阀, 实行闭闸停车。然后, 关闭真空及压力表上阀, 把泵和电动机表面的水和油擦净。在无采暖设备的房屋中, 冬季停车后, 要考虑水泵不致冻裂。

三、水泵的故障和排除

离心泵常见的故障及其排除见表 2-10。

四、机泵的更新改造

泵站中机泵的用电，通常是供水企业中的用电大户。泵站运行中机泵的工作效率，对于节电有十分重要的意义。国家机械工作部门逐年通过报刊公布一批淘汰的机电产品名单，也提出了替代这些机电产品的新型号，其目的是逐步以节能型的机泵来替代效率低的机泵产品。在一些供水历史较长的供水企业中，役龄在 20 年以上的机泵设备，所占比例不小，这些设备中，有的因年限过久，机械磨损大，效率低下，有的因本身质量原先就不够完善，经过长期运行，质量方面弱点就暴露无遗，对于这样的供水企业，应从经济效益和供水安全性出发，提出更新改造计划和措施。

1. 电动机

电动机运行中的效率是否达到额定值，完全由负荷率的大小决定。表 2-11 所示为上海电机厂对其 JSQ 和 JRQ 系列电动机在不同负荷率时的效率实测值。由该表可以看出，当电动机的负荷为 1/2 时，效率要降低 2%~3%。正确配套的水泵机组，其电动机的负荷率应是大于 0.8 以上。若出现负荷率低时应立即追查原因，如管道情况有否变化、供水情况是否正常、水泵是否正常等。若其他一切正常，则应更换电动机。从负荷率看，电动机更新改造的基本条件之一是当负荷率低于 0.5 时，可以认为水泵与电动机匹配不当，有大马拉小车现象。在其他情况正常的前提下，应调整电动机的容量。

表 2-11

效率 (%) 电动机	负 荷 率			
	4/4	3/4	1/2	1/4
JSQ 系列 及 JRQ 系列	94	93.5	92	87
	93	92.5	91.5	86.5
	92	91.5	90.5	85
	91	90	88	80.5
	90	89.5	87.5	80
	89	88.5	86	77.5

近年来，机电产品中损耗较老型号少的电动机在国内已经生产，它们在材料选用上，结构设计上都较老产品有所改进，所以效率较高，大概比老产品高 2%~3%。此外，电动机使用时间长了，首先表现在绝缘性能的降低。所以决定电动机更换的第 2 个条件是电机绝缘性的低劣。它的判断是：(1) 绝缘性能低劣的电机在停机 24h 后，定子绕组对地绝缘电阻，低压电机降至 0.5MΩ 以下，6kV 电机降至 6MΩ 以下；(2) 绕组主绝缘明显变脆，历年绝缘试验时，漏电流呈明显上升趋势。解决此类问题的方案可以是：列出计划更换新型号电动机或者更换定子全部绕组。有的地区，更换全部定子绕组的代价与购买一台电动机相当，则解决方案只有前者。

在水厂的生产过程中，有些设备的电动机容量在 155kW 以内，它们大多是老产品系列，效率不高。对于这类电机，可以订出改造计划，在一定时期内更换为节能型的电动机。

2. 水泵

水泵是水厂的主要生产设备，所以在水厂的设计时，对水泵的选型应十分慎重，选用效率较高的水泵。但即使这样，由于实际运行工况的变化，会出现高效水泵低效运行的结果。供水企业应十分重视水泵的运行，制订出制度，定期对水泵的特性进行测定。决定水

泵是否应更新改造的条件是：

(1) 定期测定水泵的特性，主要是 $Q-H$ 特性和 $Q-\eta$ 特性。若实测的结果与原始记录相差很多时，在无其他不正常的情况下，则应该更换叶轮。

(2) 水泵制造厂应根据国家的标准制造出合格的水泵。机械工业部也根据我国实际情况，制订了水泵应有的效率要求。有关参数见表 2-12、表 2-13 及表 2-14、表 2-15。

对于单级单吸，单级双吸离心泵，在规定允许使用的流量范围内，其效率应不低于表 2-12。

表 2-12

Q (m ³ /h)	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90
η (%)	58	60.8	62.8	64	64.8	66.1	67.3	68	68.8	69	69.5
Q (m ³ /h)	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
η (%)	69.9	71.0	71.3	72.3	73.1	74	74.3	74.5	75	75.2	75.4
Q (m ³ /h)	1500		2000	3000		4000	5000	6000	8000	10000	
η (%)	76.4		77	78		78.8	79	79.2	79.5	80	

流量大于 10000m³/h 的单级离心泵其效率应不小于 80%，上表是比转数 n_s 为 120~210 的效率值。比转数 n_s 不在此范围时的修正系数见表 2-13。

表 2-13

n_s	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
$\Delta\eta$ (%)	20	17	14.3	12	10	8.5	7.2	6	5	4	3.2	2.5	2.0	1.5
n_s	100	110	120~210			220	230	240	250	260	270	280	290	300
$\Delta\eta$ (%)	1.0	0.6	0			0.3	0.65	1.0	1.3	1.6	2.0	2.3	2.6	3.0

长轴离心深井泵在规定允许使用的流量范围内，其效率应不低于表 2-14。

表 2-14

Q (m ³ /h)	5	10	18	30	50	80	130	160
η (%)	48.5	56	60.5	63.5	66.0	67.5	68.8	69.8
Q (m ³ /h)	210		340	550		900	1000	1500
η (%)	70.2		71.5	72.0		72.3	72.5	72.7

上述 η (%) 是比转数 $n_s=110\sim120$ ，当比转数 $n_s>210$ 时的修正系数如表 2-15。

表 2-15

n_s	220	230	240	250	260	270	280	290	300
$\Delta\eta$ (%)	0.15	0.40	0.7	0.95	1.3	1.7	2.0	2.5	3.0

对于混流泵和轴流泵，国家尚未制订效率的最小范围，供水企业可依据制造厂给出的

性能曲线进行对照。如运行中的水泵效率低于上表所列出的值，或者低于制造厂所给出的性能指标时，则应更换效率较高的水泵。

对于采用调节出水阀来控制管网压力的，说明水泵的选型与当前水量供应的情况十分不匹配，应该根据实际情况更换水泵型号或者采用调速技术来改善此类供水情况。城市供水的特点是供水量随时间、季节有较大的变化。若流量的变化与季节有明显的关系，则可以更换合适的叶轮以满足流量变化的需要。取用地下水的深井泵，若地下水位的变化已经超出深井泵的范围，则需列入更新改造计划。

第十三节 轴流泵及混流泵

轴流泵及混流泵都是叶片式水泵中比转数较高的一种泵。它们的特点都是属于中、大流量，中、低扬程。特别是轴流泵，扬程一般仅为 4~15m 左右。在给水排水工程中，例如大型钢厂、火力发电厂、热电站的循环水泵站，城市雨水防洪泵站、大型污水泵站以及象引滦入津工程中的一些大型提升泵站等等，轴流泵及混流泵的采用都是十分普遍的。

一、轴流泵的基本构造

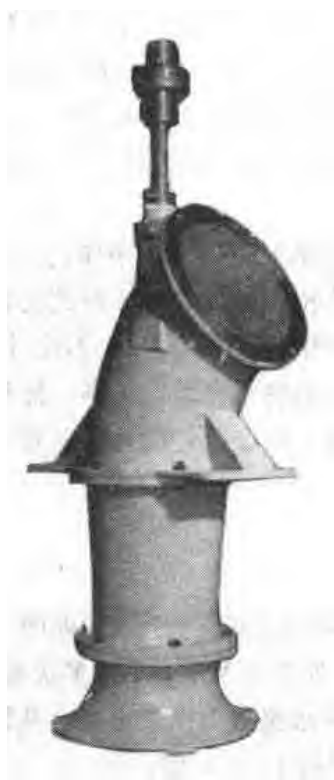
轴流泵的外型很象一根水管，泵壳直径与吸水口直径差不多，既可以垂直安装（立式）和水平安装（卧式），也可以倾斜安装（斜式）。图 2-84（a）所示为立式半调（节）式轴流泵的外形图。图 2-84（b）所示为该泵的结构图，其基本部件由吸入管 1，叶轮（包括叶片 2，轮毂 3），导叶 4，泵轴 8，出水弯管 7，上下轴承 5、9，填料盒 12 以及叶片角度的调节机构等组成。

（1）吸入管：为了改善入口处水力条件。一般采用符合流线型的喇叭管或做成流道形式。

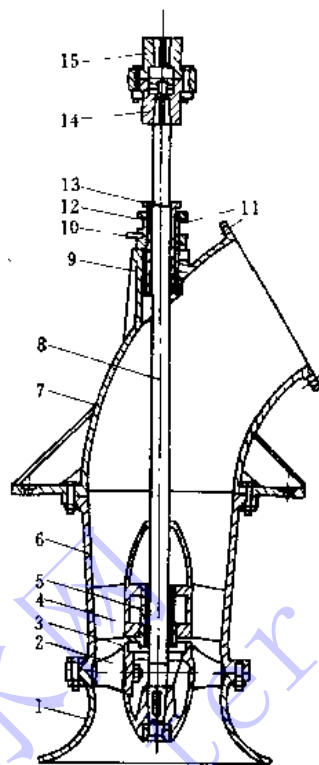
（2）叶轮：是轴流泵的主要工作部件。其性能直接影响到泵的性能，叶轮按其调节的可能性，可以分为固定式、半调式和全调式 3 种。固定式轴流泵是叶片和轮毂体铸成一体的，叶片的安装角度是不能调节的。半调式轴流泵其叶片是用螺母栓紧在轮毂体上，在叶片的根部上刻有基准线，而在轮毂体上刻有几个相应的安装角度的位置线，如图 2-85 中的一 4°、-2°、0°、+2°、+4°等。叶片不同的安装角度，其性能曲线将不同。根据使用的要求可把叶片安装在某一位置上，在使用过程中，如工况发生变化需要进行调节时，可以把叶轮卸下来，将螺母松开转动叶片，使叶片的基准线对准轮毂体上的某一要求角度线，然后把螺母拧紧，装好叶轮即可。全调式轴流泵就是该泵可以根据不同的扬程与流量要求，在停机或不停机的情况下，通过一套油压调节机构来改变叶片的安装角度，从而来改变其性能，以满足使用要求，这种全调式轴流泵调节机构比较复杂，一般应用于大型轴流泵站。

（3）导叶：在轴流泵中，液体运动好象沿螺旋面的运动，液体除了轴向前进外，还有旋转运动。导叶是固定在泵壳上不动的，水流经过导叶时就消除了旋转运动，把旋转的动能变为压力能。因此，导叶的作用就是把叶轮中向上流出的水流旋转运动变为轴向运动。一般轴流泵中有 6~12 片导叶。

（4）轴和轴承：泵轴是用来传递扭矩的。在大型轴流泵中，为了在轮毂体内布置调节、操作机构，泵轴常做成空心轴，里面安置调节操作油管。轴承在轴流泵中按其功能有两种：（1）导轴承（如图 2-84 中 5 和 9），主要是用来承受径向力，起到径向定位作用。（2）推力



(a) 外形图



(b) 结构图

图 2-84 立式半调型轴流泵

1—吸入管；2—叶片；3—轮毂体；4—导叶；5—下导轴承；6—导叶管；7—出水弯管；8—泵轴；
9—上导轴承；10—引水管；11—填料；12—填料盒；13—压盖；14—泵联轴器；15—电动机联轴器

轴承，其主要作用在立式轴流泵中，是用来承受水流作用在叶片上的方向向下的轴向推力，水泵转动部件重量以及维持转子的轴向位置，并将这些推力传到机组的基础上去。

(5) 密封装置：轴流泵出水弯管的轴孔处需要设置密封装置，目前，一般仍常用压盖填料型的密封装置。

二、轴流泵的工作原理

轴流泵的工作是以空气动力学中机翼的升力理论为基础的。其叶片与机翼具有相似形状的截面，一般称这类形状的叶片为翼型，如图 2-86 所示。在风洞中对翼型进行绕流试验表明，当流体绕过翼型时，在翼型的首端 A 点处分离成为两股流，它们分别经过翼型的上

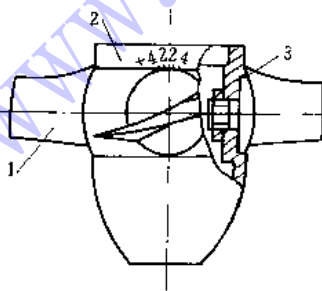


图 2-85 半调式叶片

1—叶片；2—轮毂体；3—调节螺母

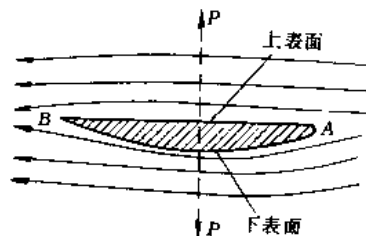


图 2-86 翼型绕流

表面（即轴流泵叶片工作面）和下表面（轴流泵叶片背面），然后，同时在翼型的尾端 B 点汇合。由于沿翼型下表面的路程要比翼型上表面路程长一些，因此，流体沿翼型下表面的流速要比沿翼型上表面流速大，相应地，翼型下表面的压力将小于上表面，流体对翼型将有一个由上向下的作用力 P 。同样翼型对于流体也将产生一个反作用力 P' ，此 P' 力的大小与 P 相等，方向由下向上，作用在流体上。

图 2-87 为立式轴流泵工作的示意。具有翼型断面的叶片，在水中作高速旋转时，水流相对于叶片就产生了急速的绕流，如上所述，叶片对水将施以力 P' ，在此力作用下，水就被压升到一定的高度上去。从第四节离心泵基本方程的推导过程可知，不论叶片形状如何，方程的形式仅与进出口动量矩有关，也即不管叶轮内部的水流情况怎样，能量的传递都决定于进出口速度四边形，因此，此基本方程不仅适用于离心泵，同样也适用于轴流泵、混流泵等一切叶片泵，故也称叶片泵基本方程。

三、轴流泵的性能特点

轴流泵与离心泵相比，具有下列性能特点：

(1) 扬程随流量的减小而剧烈增大， $Q-H$ 曲线陡降，并有转折点，如图 2-88 所示。其主要原因是，流量较小时，在叶轮叶片的进口和出口处产生回流，水流多次重复得到能量，类似于多级加压状态，所以扬程急剧增大。又回流使水流阻力损失增加，从而造成轴功率增大的现象，一般空转扬程 H_0 约为设计工况点扬程的 1.5~2 倍。

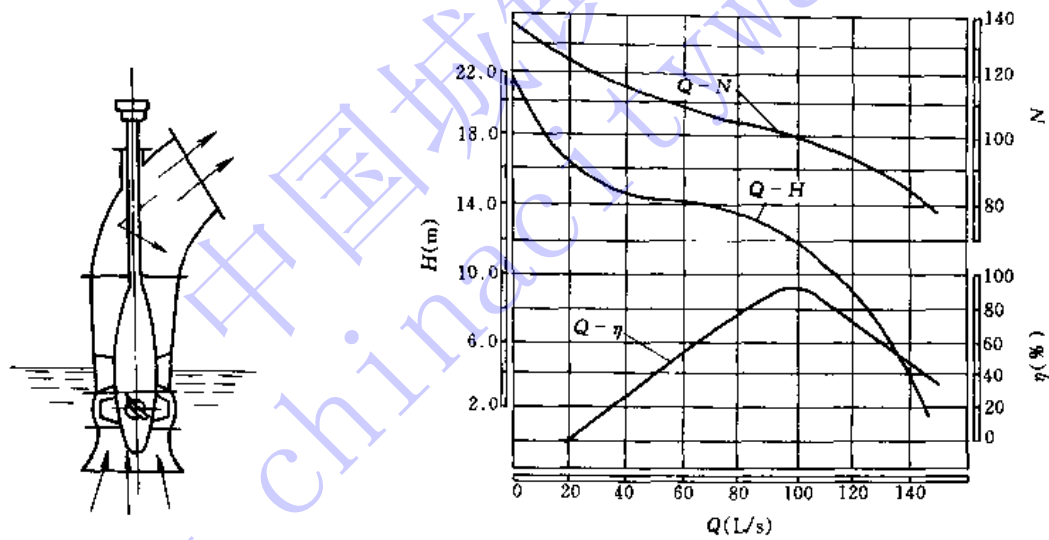


图 2-87 立式轴流泵工作示意

图 2-88 轴流泵特性曲线

(2) $Q-N$ 曲线也是陡降曲线，当 $Q=0$ （出水闸阀关闭时），其轴功率 $N_0 = (1.2 \sim 1.4) N_d$ ， N_d 为设计工况时的轴功率。因此，轴流泵启动时，应当在闸阀全开情况下来启动电动机，一般称为“开闸启动”。

(3) $Q-\eta$ 曲线呈驼峰形。也即高效率工作的范围很小，流量在偏离设计工况点不远处效率就下降很快。根据轴流泵的这特点，采用闸阀调节流量是不利的。一般只采取改变叶片装置角 β 的方法来改变其性能曲线，故称为变角调节。大型全调式轴流泵，为了减小水泵的启动功率，通常在启动前先关小叶片的 β 角，待启动后再逐渐增大 β 角，这样，就充分发挥了全调式轴流泵的特点。图 2-89 表示同一台轴流泵，在一定转速下，把不同叶片

装置角 β 时的性能曲线、等效率曲线以及等功率曲线等绘在一张图上，称为轴流泵的通用特性曲线。有了这种图，可以很方便地根据所需的工作参数来找适当的叶片装置角，或用这种图来选择水泵。

(4) 在水泵样本中，轴流泵的吸水性能，一般是用汽蚀余量 Δh_v 来表示的。汽蚀余量值由水泵厂汽蚀试验中求得，一般轴流泵的汽蚀余量都要求较大，因此，其最大允许的吸上真空高度都较小，有时叶轮常常需要浸没在水中一定深度处，安装高度为负值。为了保证在运行中轴流泵内不产生气蚀，须认真考虑轴流泵的进水条件（包括吸水口淹没深度、吸水流道的形状等），运行中实际工况点与该泵设计工况点的偏离程度，叶轮叶片形状的制造质量和水泵安装质量等。

四、混流泵

混流泵根据其压水室的不同，通常可分为蜗壳式（如图 2-90 所示）和导叶式（如图 2-91 所示）两种。混流泵从外形上看，蜗壳式与单吸式离心泵相似，导叶式与立式轴流泵相似。其部件也无多大区别，所不同的仅是叶轮的形状和泵体的支承方式。混流泵叶轮的工作原理是介乎于离心泵和轴流泵之间的一种过渡形式，叶片泵基本方程同样适合于混流泵。

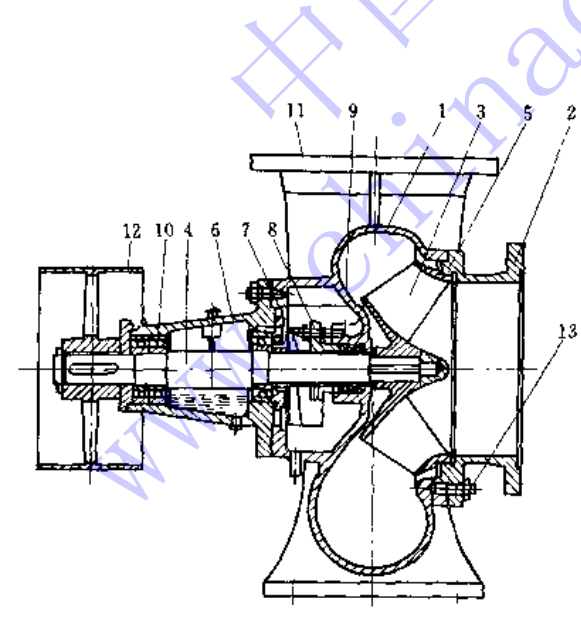


图 2-90 蜗壳式混流泵构造装配图

- 1—泵壳；2—泵盖；3—叶轮；4—泵轴；5—减漏环；
- 6—轴承盒；7—轴套；8—填料压盖；9—填料；10—滚动轴承；11—出水口；12—皮带轮；13—双头螺丝

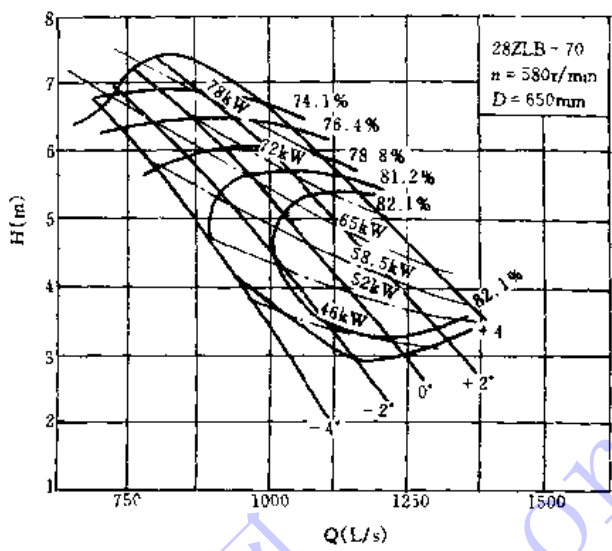


图 2-89 轴流泵的通用特性曲线

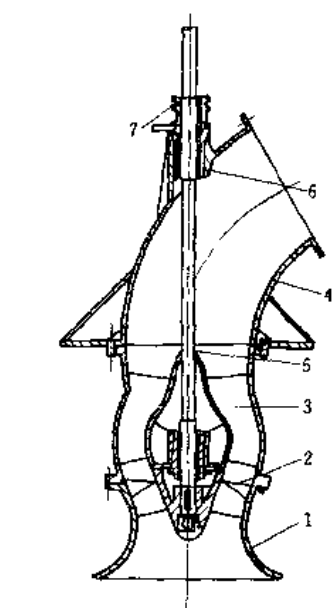


图 2-91 导叶式混流泵结构图

- 1—进水喇叭；2—叶轮；3—导叶体；
- 4—出水弯管；5—泵轴；
- 6—橡胶轴承；7—填料函

第十四节 给水排水工程中常用的叶片泵

叶片泵的构造形式甚多，其分类方法也各不相同。可以从各个角度来提出分类：有卧式的、立式的；有抽升清水的、污水的；有按泵壳的接缝分为水平接缝（中开式）的、垂直接缝（分段式）的；也有单级单吸、单级双吸以及多级分段式的等。但对某一具体型号的泵，往往是采用几个分类名称的组合，而以其中主要的特征来命名。在给水排水工程中，常用的叶片泵计有：

一、IS 系列单级单吸式离心泵

它是现行水泵行业首批采用国际标准联合设计的新系列产品，其外形、构造如图 2-92 所示。它的特点是：性能分布合理（流量范围为 $6.3\sim 400\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程范围为 $5\sim 125\text{m}$ ，用户可选择到比较满意的型号），其次是标准化程度高，泵的效率达到国际水平。IS 型单级单吸式离心泵供输送温度不超过 80°C 的清水及物理化学性质类似水的液体。其全系列共 29 种基本型。性能和规格比国家已于 1986 年淘汰的 BA 型、B 型系列，无论在性能参数或结构上均有较大的扩展和改进。

型号意义：例如 IS100—65—250A

型

IS——采用 ISO 国际标准的单级单吸清水离心泵；

100——水泵吸入口直径（mm）；

65——水泵压出口直径（mm）；

250——叶轮直径（mm）；

A——叶轮第一次切削。

二、Sh(SA)系列单级双吸式离心泵

这种泵在城镇给水、工矿企业的循环用水、农田排灌、防洪排涝等方面应用十分广泛，是给水排水工程中最常用的一种水泵。目前，常见的流量为 $90\sim 20000\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程为 $10\sim 100\text{mH}_2\text{O}$ 。按泵轴的安装位置不同，有卧式和立式两种。图 2-93 所示为 Sh 型单级双吸卧式离心泵图。其型号的意义见本章第三节“离心式清水泵”铭牌。

与 Sh 型泵的结构形式相类似的泵有 SA 型和 S 型泵。它们共同的特点是泵的吸入口与压出口均在泵轴心线的下方，检修时只要松开泵盖结合面的螺母，即可揭开泵盖，可将全部零件拆下，不必移动电动机和管路。因此它对于维修来讲，是一种比较合理的结构形式。这类泵的填料盒作用，主要是防止漏气。水泵的正常转向一般是从传动方向看去为逆时针方向旋转，在进行泵站机组布置时，也可以根据需求，将这类泵改成反转向，在订购水泵时，应向水泵厂注明转向的要求。双吸式叶轮由于形状对称，两侧的轴向力互相抵消，一

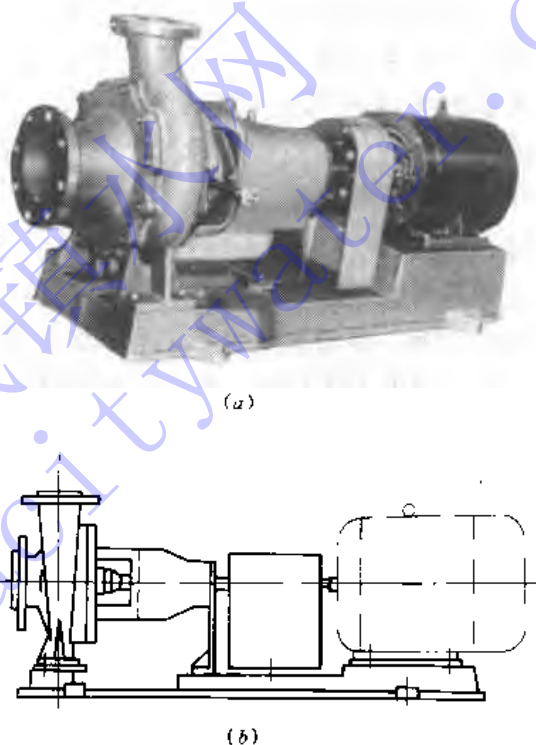
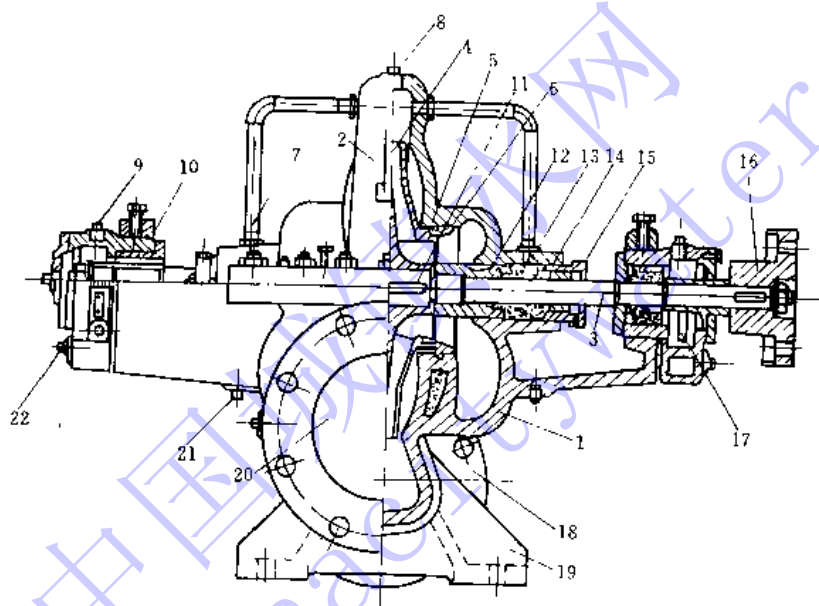


图 2-92 IS 型单级单吸式离心泵



(a) 外形图



(b) 剖面图

图 2-93 单级双吸卧式离心泵

1—泵体；2—泵盖；3—泵轴；4—叶轮；5—叶轮上减漏环；6—泵壳上减漏环；7—水封管；8—充水孔；9—油孔；10—双列球轴承；11—键；12—填料套；13—填料环；14—填料；15—压盖；16—联轴器；17—油杯指示管；18—压水管法兰；19—泵座；20—吸水管；21—泄水孔；22—放油孔

般不需要专设平衡装置。与 SA 型水泵类同的另一种水泵是 SLA 型立式双吸离心泵（如图 2-94 所示）。它是将 SA 型的泵轴改为立式安装，除上下两轴承体内装有向心球轴承外，上端轴承体内还装有止推球轴承，以承受泵的轴向推力及转动部分的重量。习惯上把这种泵称为“卧式立装”，目的是可使泵房平面面积减小，布置紧凑，但从安装和维修角度讲，它不如卧式泵方便。

三、D (DA) 系列分段多级式离心泵

这种泵相当于将几个叶轮同时安装在一根轴上串联工作。轴上叶轮的个数就代表泵的级数。图 2-95 所示为 100D16A×12 型多级离心泵的外形图。型号意义：

100——泵吸入口直径 (mm)；

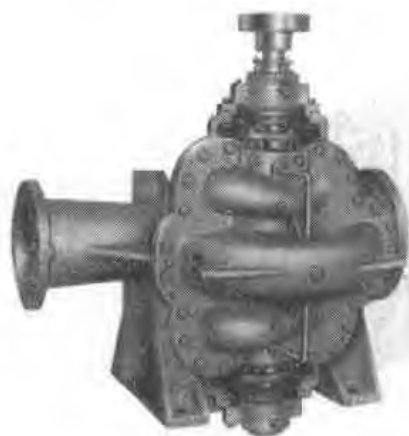


图 2-94 SLA 型立式双吸离心泵

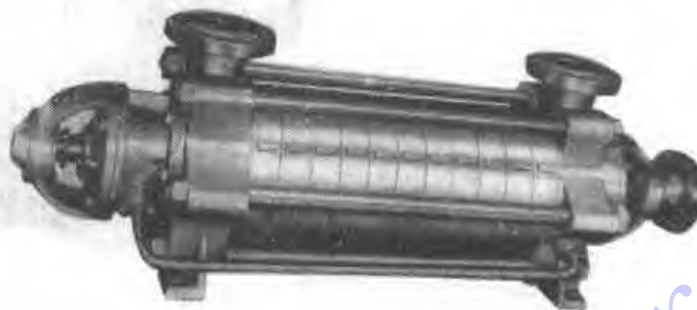
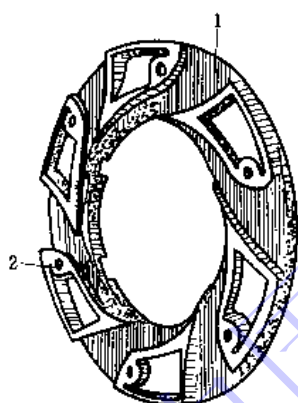
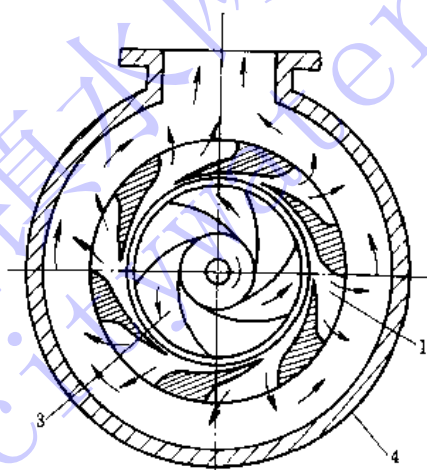


图 2-95 分段多级式离心泵



(a) 导流器



(b) 水流运动情况

图 2-96 导叶式离心泵

1—流槽；2—固定螺栓孔；3—水泵叶轮；4—泵壳

D——单吸多级分段式；

16——单级扬程 (m)；

A——同一台泵叶轮被切削；

12——水泵级数 (叶轮数)。

多级泵工作时，液体由吸水管吸入，顺序地由前一个叶轮压出进入后一个叶轮，每经过一个叶轮，液体的比能就增加一次，所以，泵的总扬程是按叶轮级数的增加而增加。目前，这类泵扬程在 $100 \sim 650 \text{mH}_2\text{O}$ 高范围内，流量在 $5 \sim 720 \text{m}^3/\text{h}$ 范围内。这类多级泵的泵体是分段式的，由一个前段，一个后段和数个中段所组成，用螺栓连结成一体。它的叶轮都是单吸式的，吸入口朝向一边。泵壳不铸有蜗壳形的流道，水从一个叶轮流入另一个叶轮，以及把动能转化为压能的作用是由导流器来进行的。导流器的构造图如图 2-96 (a) 所示，它是一个铸有导叶的圆环，安装时用螺母固定在泵壳上。水流通过导流器时，犹如



水流流经一个不动的水轮机的导叶一样，因此，这种带导流器的多级泵通常称为导叶式离心泵（又称透平式离心泵）。图 2-96 (b) 表示泵壳中水流运动的情况。

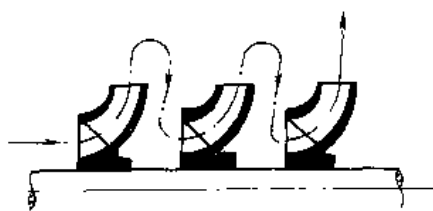


图 2-97 分段多级式离心泵中液流示意

图 2-97 所示为分段多级式离心泵中液流的示意。其轴向推力将随叶轮个数的增加而增大。所以，在分段多级离心泵中，轴向力的平衡是一个不容忽视的问题。为了消除轴向推力，通常在水泵最后一级，安装平衡盘装置，如图 2-98 所示。此平衡盘以键销固定于轴上，随轴一起旋转，它与泵轴及叶轮可视为同一个“刚性体”，而泵壳及泵座则视为另一个“刚性体”。当最后一级叶轮出口的压

力水有一部分经轴隙 a 流至平衡盘时，平衡室内有一个 $\Delta P'$ 的力作用在平衡盘的内表面上，其值为 $\Delta P' = \gamma h A$ (A 为平衡盘的面积)，其方向与水泵的轴向力 ΔP 相反。如 $\Delta P'$ 接近 ΔP 时，对泵轴而言，意味着使它向左位移的力和使它向右位移的轴向力平衡，所以，我们称 $\Delta P'$ 为轴向力的平衡力。在水泵运行中，由于水泵的出水压力是变化的，因此，轴向力 ΔP 也是变化的，当 $\Delta P > \Delta P'$ 时，泵轴及平衡盘向右位移，盘隙 b 变小，泄漏量也变小，但因轴隙 a 是始终不变的，此时，平衡室内就进水多而出水少，平衡室压力 $\gamma h A$ 值增大，也即向左的平衡力 $\Delta P'$ 就增大，很快地它增长至 $\Delta P' = \Delta P$ 值时，轴和平衡盘又从右边拉回到原来平衡位置。

分段多级泵中装了平衡盘以后，不论水泵工作情况如何变化，在平衡室内一定能自动地使 $\Delta P'$ 调整至与 ΔP 相等，并且，这种调整是随时地在进行的。在水泵运行中，平衡盘始终处于一种动态平衡之中，泵的整个转动部分始终是在某一平衡位置的左右作微小的轴向脉动。一般水泵厂在水厂的总装图上，对于装上平衡盘后，轴的窜动量都提有明确的技术要求。这里，轴缝 a 的作用，主要是造成一水头损失值，以减少泄漏量，盘隙 b 的作用，主要是控制泄漏量，以保证平衡室内维持一定的压力值。平衡盘直径应适当比水泵吸入口直径大一些，以保证 $\Delta P'$ 能与 ΔP 平衡。轴隙、盘隙、盘径这三者在水泵制作的设计中，都需要具体计算。另外采用了平衡盘装置后，就不采用止推轴承，因为止推轴承限制了泵转动部分的轴向移动，使平衡盘失掉自动平衡轴向力这个最大的优点。

此外，对多级泵而言，消除轴向力的另一途径是将各个单吸式叶轮作“面对面”或“背靠背”的布置，如图 2-99 所示。一台四个单吸式叶轮的多级泵，可排成犹如两组双吸式叶轮在工作，这样，可基本上消除由于叶轮受力的不对称性而引起的轴向推力，但是，一般而言，这类布置将使泵的构造较为复杂一些。

四、JD (J) 系列深井泵

深井泵是用来抽升深井地下水的。图 2-100 (a) 所示为常用的 JD 型深井泵的外形图。

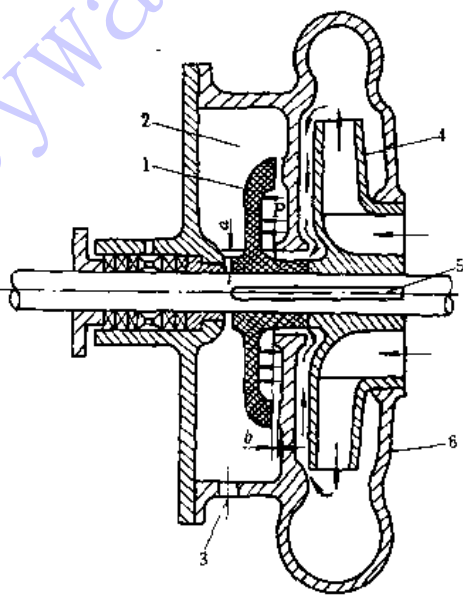


图 2-98 平衡盘

1—平衡盘；2—平衡室；3—通大气孔；
4—泵叶轮；5—键；6—泵壳

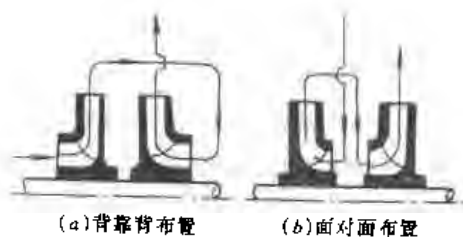


图 2-99 叶轮对称布置

它主要由三部分组成：(1) 包括滤网在内泵的工作部分；(2) 包括泵座和传动轴在内的扬水管部分；(3) 带电动机的传动装置部分等。这类泵实际上是一种立式单吸分段式多级离心水泵。

图 2-100 (b) 所示为 JD 型深井泵的构造剖面。图中叶轮 1 可以有 2~36 个固定于同一根竖直的传动轴 2 上。泵壳由上导流壳 3、中导流壳 4 与下导流壳 5

三部分组成。叶轮位于中导流壳内，下导流壳是用来连接中壳与吸水管 6，把水流导向叶轮。上导流壳是用来连接中壳与扬水管 7，并把叶轮甩出的水引入扬水管中。吸水管下端连有滤水网 8，用来防止砂石及其它杂物进入水泵。水泵运行时，水从滤网经下导流壳流道进入叶轮，以逐级增加压力，最后通向扬水管至泵底座弯管 9 排出。工作部分在井内至少要让 2~3 个叶轮浸入动水位以下，而滤水网一方面至少要比最低动水位低 0.5~1.0m，另一方面要离开井底不小于 2m 距离。

传动轴通过扬水管中心并由橡胶轴承 10 支承。整个泵轴系由许多单个短轴，采用联轴器 11 将它联为一整体。所谓短轴就是一定标准长度的单节，其节数根据井的深度来决定，传动轴一般用螺纹联轴节连接。传动装置由立式电机和电机座所组成，泵的转动部分和轴向力全部由电机止推轴承来承受。

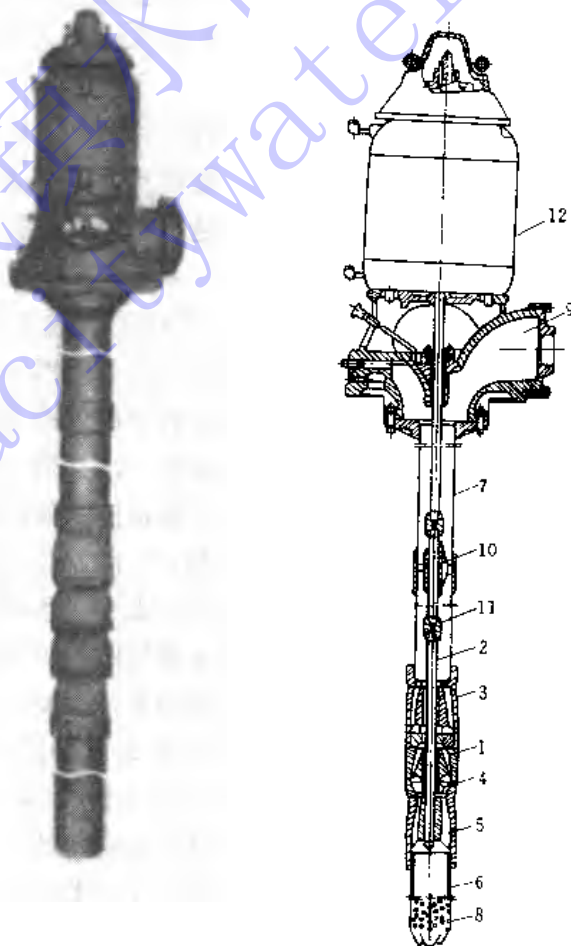
型号意义：例如 6JD-28×11 型

6——适用井径为 6in 及 6in 以上；
JD——深井多级泵；28——额定流量为 28m³/h；11——表示叶轮级数。

五、潜水泵

潜水泵的特点是机泵一体化，可长期潜入水中运行。近十余年来，国产潜水泵的更新换代产品，层出不穷，在给水排水工程中应用潜水泵也日见普遍。目前国产的潜水泵，按其用途分，有给水泵和排污泵；按其叶轮形式分，有离心式，轴流式及混流式潜水泵等。

图 2-101 所示，为湿式潜水给水泵的安装外形图。其构造由电机 1、水泵 2、带导杆的自动耦合装置 3 和带支座的出水弯管 4 组成。水泵安装时，泵沿导杆下滑到达底座，依靠耦合接口与出水口自动



(a) 外形

(b) 构造

图 2-100 JD 型深井泵构造

1—叶轮；2—传动轴；3—上导流壳；4—中导流壳；
5—下导流壳；6—吸水管；7—扬水管；8—滤水网
9—泵底座弯管；10—轴承；11—联轴器；12—电动机

● ●

图 2-101 湿式潜水给水泵安装外形图

1—电机；2—水泵；3—自动耦合装置；
4—出水弯管；5—支承块；6—吊绳

Q——潜水电泵；

70——泵的比转数代号 (即比转数为 700)

干式电动机系采用向电动机内充入压缩空气或在电动机的轴伸端用机械密封等办法来阻止水或潮气进入电动机内腔，以保证电动机的正常运行。半干式是仅将电动机的定子密封，而让转子在水中旋转。湿式是在电动机定子内腔充以清水或蒸馏水，转子在清水中转动，定子绕组采用耐水绝缘导线，这种湿式电动机结构简单，应用较多。充油式就是在电

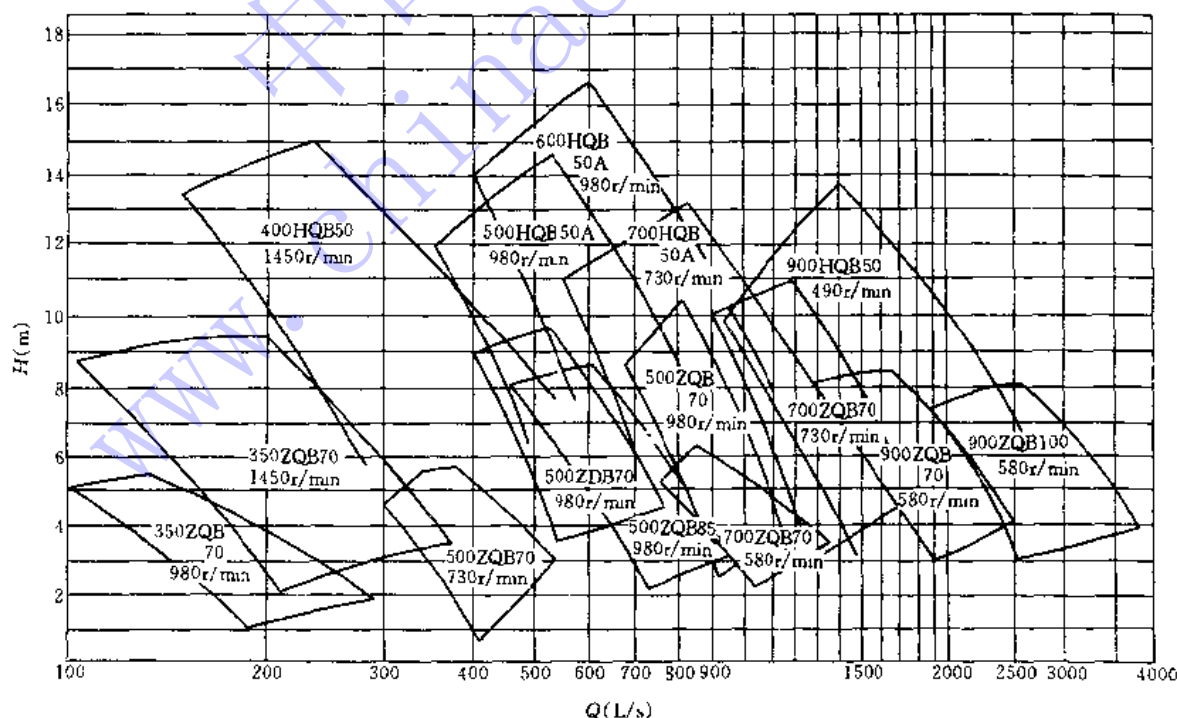


图 2-102 国产潜水轴流泵及混流泵的型谱图

动机内充满绝缘油（如变压器油），防止水和潮气进入电机绕组，并起绝缘、冷却和润滑作用。

六、污水泵、杂质泵

国产常见的 PW 型污水泵，它是卧式单级悬臂式离心泵。它与清水泵的不同处在于：叶轮的叶片少，流道宽，便于输送带有纤维或其它悬浮杂质的污水。另外，在泵体的外壳上开设有检查、清扫孔，便于在停车后清除泵壳内部的污浊杂质。污水泵实际上是杂质泵的一种。在矿山、冶金、化工、电力等部门中，经常需要输送带有杂质液体的水泵和泥浆泵、灰渣泵、砂泵等，这类泵统称为杂质泵。其主要特点是：叶轮、泵体及泵盖等过流部分要求采用耐磨材料。承磨件的耐磨性往往是决定水泵使用寿命的关键。此外，泵壳上通常开有清扫孔，以适应经常检查拆洗的要求。有的泵体上方开设有摇臂机构，检修时，进浆管可以不动即可开启泵体。对于杂质泵也有采取局部加厚承磨部分的断面来延长使用寿命的。目前，国产的 WQ 型潜水排污泵，外型与图 2-101 相似，其流量范围为 1~2000m³/h，扬程范围为 2~50m 水柱，功率范围为 1~160kW。

82

第三章 其它水泵

第一节 射流泵

射流泵也称水射器。基本构造如图 3-1 所示，由喷嘴 1，吸入室 2，混合管 3 以及扩散管 4 等部分所组成。构造简单，工作可靠，在给水处理工程中经常应用。

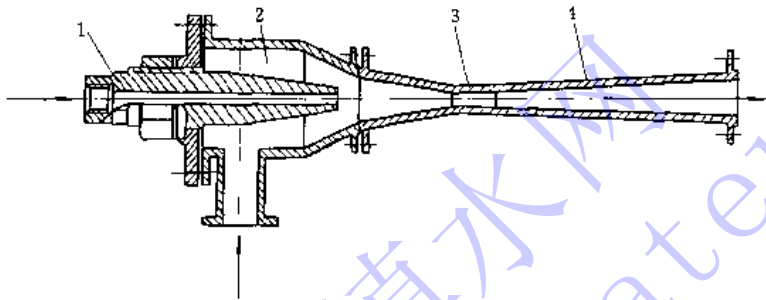


图 3-1 射流泵构造

1—喷嘴；2—吸入室；3—混合管；4—扩散管

一、工作原理

如图 3-2 所示，高压水以流量 Q_1 由喷嘴高速射出时，连续挟走了吸入室 2 内的空气，在吸入室内造成不同程度的真空，被抽升的液体在大气压力作用下，以流量 Q_2 由管 5 进入吸入室内，两股液体（ Q_1+Q_2 ）在混合管 3 中进行能量的传递和交换，使流速、压力趋于拉平，然后，经扩散管 4 使部分动能转化为压能后，以一定流速由管道 6 输送出去。在图 3-2 中：

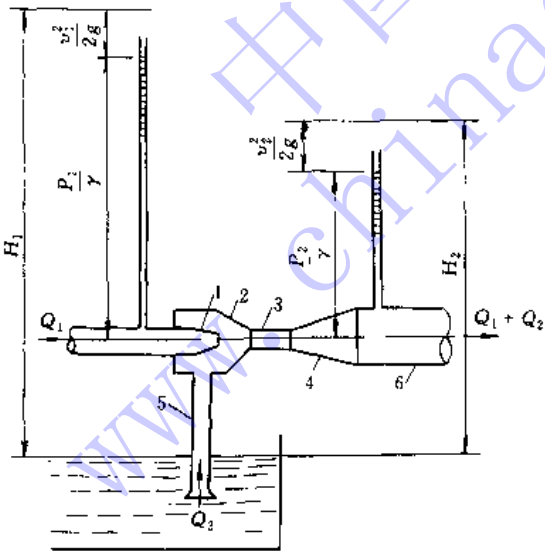


图 3-2 射流泵工作原理

1—喷嘴；2—吸入室；3—混合管；4—扩散管；
5—吸水管；6—压出管

- H_1 ——喷嘴前工作液体具有比能（ mH_2O ）；
- H_2 ——射流泵出口处液体具有比能，也即射流泵的扬程（ mH_2O ）；
- Q_1 ——工作液体的流量（ m^3/s ）；
- Q_2 ——被抽液体的流量（ m^3/s ）；
- F_1 ——喷嘴的断面积（ m^2 ）；
- F_2 ——混合室的断面积（ m^2 ）。

射流泵的工作性能一般可用下列参数表示：

示：

$$\begin{aligned} \text{流量比 } \alpha &= \frac{\text{被抽液体流量}}{\text{工作液体流量}} = \frac{Q_2}{Q_1} \\ \text{压头比 } \beta &= \frac{\text{射流泵扬程}}{\text{工作压力}} = \frac{H_2}{H_1 - H_2} \\ \text{断面比 } m &= \frac{\text{喷嘴断面}}{\text{混合室断面}} = \frac{F_1}{F_2} \end{aligned}$$

二、射流泵计算

射流泵的计算通常是按已知的工作流量和扬程，以及实际需要抽吸的流量和扬程来确定射流泵各部分的尺寸。计算常采用试验数据和经验公式来进行。目前，这方面的公式与图表甚多，实际中有时因适用条件的差异，加工精度的不同，使用数据彼此出入还较大。因此，在实用中可按运行情况作适当调速。表 3-1 所示为射流泵效率较高时（达 30% 左右），其参数 α 、 β 、 m 之间的关系。

射流泵 α 、 β 、 m 参数关系 表 3-1

m	0.15	0.20	0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00
α	2.00	1.30	0.95	0.78	0.55	0.38	0.30	0.24	0.20	0.17	0.15
β	0.15	0.22	0.30	0.38	0.60	0.80	1.00	1.20	1.45	1.70	2.00

下面举例说明利用表 3-1 的参数来计算射流泵尺寸的方法。

【例】 如图 3-2 所示，已知抽吸流量 $Q_2=5\text{L/s}$ ，射流泵扬程 $H_2=7\text{mH}_2\text{O}$ ，喷嘴前工作液体所具比能 $H_1=33\text{mH}_2\text{O}$ 。求射流泵各部分尺寸。

【解】 (1) 工作液体流量 Q_1 ：

$$\beta = \frac{H_2}{H_1 - H_2} = \frac{7}{33 - 7} = \frac{7}{26} = 0.27$$

查表 3-1 得：流量比 $\alpha=1.12$ ，断面比 $m=0.23$ ，因此：

$$Q_1 = \frac{Q_2}{\alpha} = \frac{0.005}{1.12} = 0.0045\text{m}^3/\text{s}$$

(2) 喷嘴及混合室断面积：

由水力学中管嘴计算公式得知：

$$Q_1 = F_1 \Phi \sqrt{2gH_1}$$

式中 Φ ——喷嘴的流量系数，取 $\Phi=0.95$ ；

F_1 ——喷嘴断面积 (m^2)。

所以

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{Q_1}{\Phi \sqrt{2gH_1}} = \frac{0.0045}{0.95 \sqrt{2 \times 9.8 \times 33}} \\ &= 0.000186\text{m}^2 = 186\text{mm}^2 \end{aligned}$$

喷嘴直径

$$d_1 = 1.13 \sqrt{F_1} = 1.13 \sqrt{186} = 15.4\text{mm}$$

混合管断面积

$$F_2 = \frac{F_1}{m} = \frac{186}{0.23} = 807\text{mm}^2$$

混合管直径 $d_2 = 1.13 \sqrt{F_2} = 1.13 \sqrt{807} = 32\text{mm}$

(3) 喷嘴与混合管的间距 l :

一般资料提出: $l = (1-2) d_1$ 较为合适, 这里可取 $l = 16 \sim 30\text{mm}$

(4) 混合管型式及长度 L_2 :

混合管有圆柱型和圆锥型两种, 经过试验对比, 在技术条件相同条件下, 圆柱型混合管射流泵的效能普遍优于圆锥型混合管, 这是因为前者混合管较长, 工作液体与被抽吸液体在其中能充分混合, 能量传递也很充分, 因而效能较高。本例题采用圆柱型混合管。长度 L_2 根据许多试验资料表明按 $L_2 = (6 \sim 7) d_2$ 较佳, 本例题采用 $L_2 = 6 d_2 = 6 \times 32 = 192\text{mm}$ 。

(5) 扩散管长度 L_3 及扩散管圆锥角 θ :

按实验推荐扩散管圆锥角 θ 以不超过 $8^\circ \sim 10^\circ$ 为佳, 扩散管长度 $L_3 = \frac{d_3 - d_2}{2 \tan \frac{\theta}{2}}$

如取 $\theta = 8^\circ$, d_3 取 67mm (公称管径为 70mm), 则:

$$L_3 = \frac{67 - 32}{2 \tan 4^\circ} = \frac{17.5}{0.0699} = 250\text{mm}$$

(6) 喷嘴长度 L_1 :

收缩圆锥角一般不大于 40° , 喷嘴的另一端与压力水管相连接。这里 $Q_1 = 4.5\text{L/s}$, 压力水管管径取 50mm , 则:

$$L_1 = \frac{50 - 15}{2 \tan 20^\circ} = \frac{17.5}{0.364} = 48\text{mm}$$

(7) 射流泵效率 η :

$$\eta = \frac{\gamma Q_2 H_2}{\gamma Q_1 (H_1 - H_2)} = \alpha \beta = 1.12 \times 0.27 = 0.3$$

(8) 关于吸入室的构造, 应保证实现 l 值的调整范围, 同时吸水口位于喷口的后方, 吸水口处被吸水的流速不能太大, 务使吸入室内真空值 $H_s < 7\text{mH}_2\text{O}$ 。

三、射流泵的应用

射流泵优点有: (1) 构造简单、尺寸小、重量轻、价格便宜; (2) 便于就地加工, 安装容易, 维修简单; (3) 无运动部件, 启闭方便, 当吸水口完全露出水面后, 断流时无危险; (4) 可以抽升污泥或其它含颗粒液体; (5) 可以与离心泵联合串联工作从大口井或深井中取水。缺点是效率较低。在给水排水工程中一般用于:

(1) 用作离心泵的抽气引水装置, 在离心泵泵壳顶部接一射流泵, 当水泵启动前可用外接水管的高压水, 通过射流泵来抽吸泵体内空气, 达到离心泵启动前抽气引水目的。

(2) 在水厂中利用射流泵来抽吸液氯和矾液, 俗称“水老鼠”。

(3) 在地下水除铁曝气的充氧工艺中, 利用射流泵作为带气、充气装置, 射流泵抽吸的始终是空气, 通过混合管进行水气混合, 以达到充氧目的。这种水、气射流泵一般称为加气阀。

(4) 在排水工程中, 作为污泥消化池中搅拌和混合污泥用泵。近年来, 用射流泵作为生物处理的曝气设备及浮净化法的加气水设备发展异常迅速。



(5) 与离心泵联合工作以增加离心泵装置的吸水高度。如图 3-3 所示, 在离心泵的吸水管末端装置射流泵, 利用离心泵压出的压力水作为工作液体, 这样可使离心泵从深达 30~40m 的井中提升液体。目前, 这种联合工作的装置已常见, 它适用于地下水位较深的地区或牧区解决人民生活用水、畜牧用水和小面积农田灌溉用水。

(6) 在土方工程施工中, 用于井点来降低基坑的地下水位等。

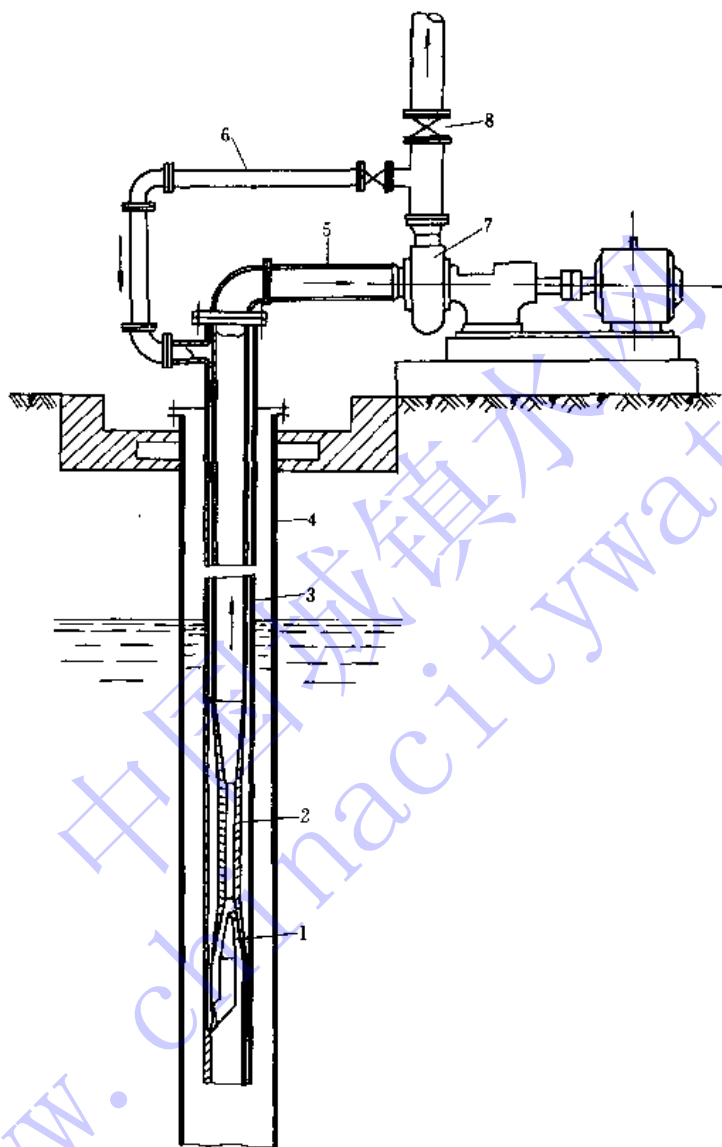


图 3-3 射流泵与离心泵联合工作

1—喷嘴; 2—混合管; 3—套管; 4—井管; 5—水泵吸水管; 6—工作压力水管; 7—水泵; 8—闸阀

第二节 气 升 泵

气升泵又名空气扬水机。它是以压缩空气为动力来升水、升液或提升矿浆的一种气举装置。其基本构造是由扬水管 1、输气管 2、喷嘴 3 和气水分离箱 4 等 4 个部件组成。构造简单, 在现场可以利用管材就地装配。



一、工作原理

图 3-4 为一个装置气升泵的钻井示意。地下水的静水位为 0-0，来自空气压缩机的压缩空气由输气管 2 经喷嘴 3 输入扬水管 1，于是，在扬水管中形成了空气和水的水气乳状液，沿扬水管而上涌，流入气水分离箱 4，在该箱中，水气乳状液以一定的速度撞在伞形钟罩 7 上，由于冲击而达到了水气分离的效果，分离出来的空气经气水分离箱顶部的排气孔 5 逸出，落下的水则借重力流出，由管道引入清水池中。

扬水管中，水之所以被抽升一般是按连通管原理来解释的。因为，水气乳液的比重小于水（一般上升的水气乳液比重为 0.15~0.25 左右），比重小的液体的液面高，在高度为 h_1 的水柱压力作用下，根据液体平衡的条件，水气乳液便上升至 h 的高度，其等式如下：

$$\gamma_w h_1 = \gamma_m H = \gamma_m (h_1 - h) \quad (3-1)$$

式中 γ_w ——水的容重 (kg/m^3)；

γ_m ——扬水管内水气乳液的容重 (kg/m^3)；

h_1 ——井内动水位至喷嘴的距离，称为喷嘴淹没深度 (m)；

h ——提升高度 (m)。

只要 $\gamma_w h_1 > \gamma_m H$ 时，水气乳液就能沿扬水管上升至管口而溢出，气升泵就能正常工作。将 (3-1) 式移项可得：

$$h = \left(\frac{\gamma_w}{\gamma_m} - 1 \right) h_1 \quad (3-2)$$

由上式可知，要使水气乳液上升至某高度 h 时，必须使喷嘴下至动水位以下某一深度 h_1 ，并需供应一定量的压缩空气，以形成一定的 γ_m 值。水气乳液的上升高度 h 越大，其容重 γ_m 就越小，需要消耗的气量也应越大，而喷嘴下至动水位以下的深度也就应越大。因此，压缩空气量和喷嘴淹没深度是与水气乳液上升高度 h 值直接有关的两个因素。

实际上，根据上述液体平衡条件得出的关系，在运动的气水混合物条件下并不正确。因为，在气升泵中，能量的消耗不仅是把液体从低处提到高处，而且还要克服运动中的阻力和传给液体以动能。重量比水小得多的汽泡上升运动是液体能够上升的一个重要原因。但是，气体与液体在管内的混合运动情况是比较复杂的。在许多情况下，需凭借试验数据来分析和解决问题。

(3-2) 式中，当 h_1 为常数时，可以作出如图 3-5 所示的升水高度 h 和水气乳液容重 γ_m 之间的理论关系曲线。如图中实线所示，在 γ_m 接近于零时，升水高度将趋向于无穷大，当 $\gamma_w = \gamma_m$ 时，即没有通入空气时，升水高度 h 为零。从试验可知，如果 γ_m 小到某一个临界值 γ'_m 时，再减小 γ_m 就会引起升水高度 h 的减小，这是因为水力阻耗很快增长和空气泡过大使水流发生断裂的缘故。因此，实际的 $h = f(\gamma_m)$ 的关系曲线将如图 3-5 上的虚线所示。

根据许多试验结果指出，要使气升泵具有较佳的工作效率 η ，必须注意 h 、 h_1 和 H 三者之间应有一个合理的配合关系。 h_1 与 H 的关系一般用淹没深度百分数 m 表示，即：

$$m = \frac{h_1}{H} 100(\%) \quad (3-3)$$

根据升水高度 h 选择较佳的 m 值时,可参照表 3-2 所示的试验资料,由表 3-2 可看出:在升水高度很小时,淹没深度大大地超过了升水高度。故气升泵在抽升地下水时,要求井打得比较深,以便满足喷嘴淹没深度的要求。例如:已知抽水高度 $h=30\text{m}$ 得,查表 3-2 得 $m=0.7$,代入 (3-3) 式可求出 $h_1=70\text{m}$ 。也就是说,该装置在升水高度为 30m 时,喷嘴淹没在动水位以下要 70m 。

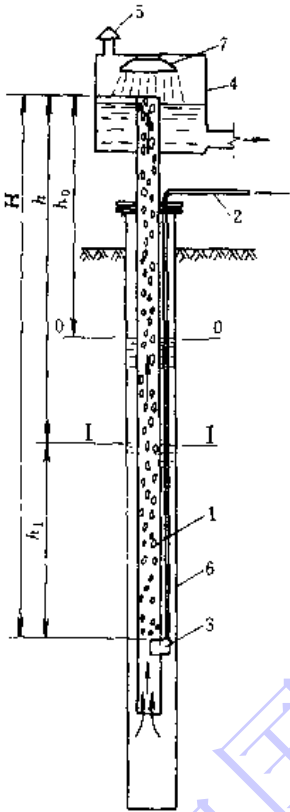


图 3-4 气升泵构造

1—扬水管; 2—输气管; 3—喷嘴; 4—气水分离箱;
5—排气孔; 6—井管; 7—伞形钟罩

升水高度与较佳 m 值关系 表 3-2

升水高度 h (m)	较佳的 m 值 (%)
<40	70~65
40~45	65~60
45~75	60~55
90~120	55~50
120~180	45~40

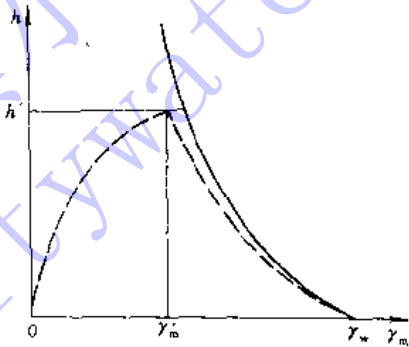


图 3-5 $h-\gamma_m$ 曲线

二、气升泵装置总图

图 3-6 为气升泵装置的总图。现以空气流径为序,对各组成部件作一扼要介绍。

1. 空气过滤器:它是空气压缩机的吸气口,其作用是防止灰尘等侵入空气压缩机内。常用的结构形式是多块油浸穿孔板,以一定的间距排列在框架上,邻板之间的孔眼互相错开,空气穿过前一块的孔眼后就碰在下一块板的油壁上,空气中尘土就被粘在油壁上,这样就达到过滤目的。一般空气过滤器安装在户外离地 $2\sim4\text{m}$ 高的背阳地方。

2. 风罐:风罐功用是使空气在罐内消除脉动,能均匀地输送到扬水管中去(如往复式空气压缩机的输气量是不均匀的)。另外,风罐还起着分离压缩空气中挟带的机油和潮气的作用。考虑到罐内油挥发的气体遇到高温产生爆炸的可能性,风罐应置于室外。风罐构造如图 3-7 所示。风罐容积近似可采取如下值 [W 表示空气压缩机风量 (m^3/min), V 表示风罐容积 (m^3)]:

风量小于 $6\text{m}^3/\text{min}$ 时: $V=0.2W$ (m^3)

风量为 $6\sim30\text{m}^3/\text{min}$ 时: $V=0.15W$ (m^3)

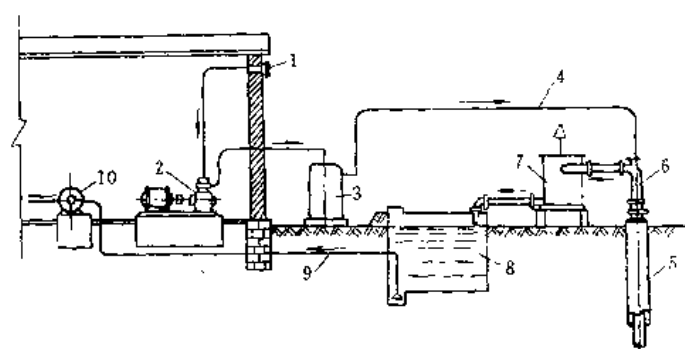


图 3-6 气升泵装置总图

1—空气过滤器；2—空气压缩机；3—风罐；4—输气管；5—井管；6—扬水管；7—空气分离器；
8—清水池；9—吸水管；10—水泵

风量大于 $30\text{m}^3/\text{min}$ 时： $V=0.1W\text{ (m}^3\text{)}$

3. 输气管：管内气流速度不大于 $15\sim 20\text{m/s}$ ，一般采用 $7\sim 14\text{m/s}$ 计算输气管直径。在实际工作压力为 $3\sim 8\text{kg/cm}^2$ 时，可根据每分钟所需气量值查表 3-3 来确定输气管直径。

输 气 管 直 径 的 确 定

表 3-3

所 需 气 量 (m^3/min)	直 径 (mm)	所 需 气 量 (m^3/min)	直 径 (mm)
0.17~0.50	15~20	11.70~16.70	63~76
0.50~1.00	20~25	16.70~27.00	76~89
1.00~1.70	25~32	27.00~38.40	89~102
1.70~3.40	32~38	38.40~50.00	102~114
3.40~6.70	38~51	50.00~70.00	114~127
6.70~11.70	51~63		

为了排去输气管中的凝结水，管路应向井倾斜，坡度为 $0.01\sim 0.05$ 。

4. 喷嘴：喷嘴的作用是在扬水管内造成水气乳液。为了使空气与水充分混合，汽泡的直径不宜大于 6mm ，由于空气不应集中在一处喷出，需设布气管，按布气管与扬水管的布置方式，喷嘴在扬水管中的位置有并列布置、同心布置及同心并列组合式布置共 3 种，如图 3-8 中 (a)、(b)、(c) 所示。同心布置是一段钻有小孔眼的布气管，长为 $1.5\sim 2.0\text{m}$ 左右，下端“焊死”，上端与输气管连接置于扬水管中央位置。

一般喷嘴上小孔眼的直径均在 $3\sim 6\text{mm}$ 间，小孔是向上倾斜钻的，这样能使压缩空气向上喷射，升水效果更好。

5. 扬水管：扬水管直径过小时，井内水位降落大，抽水量将受到限制；扬水管直径过大时，升水产生间断，甚至不能升水。扬水管直径的决定与水气乳液的流量（即抽水量和气量之和）、流速和升水高度以及布气管的布置形式等因素有关，一般可按水气乳液流出管口前流速 $6\sim 8\text{m/s}$ 来计算管径，也可由表 3-4 查得。扬水管长度应比喷嘴的管段底长 $3\sim 5\text{m}$ ，以免汽泡逸出管外。为防止锈蚀，管壁内外应作防锈处理。扬水管与布气管并列布置虽使井孔稍增大些，但扬水管直径较同心布置时为小，且扬水管内水头损失也较小，因此，一般较多采用并列布置。

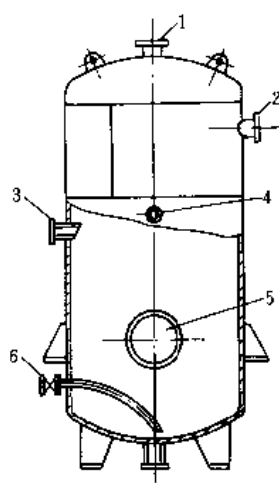


图 3-7 风罐

1—接安全阀；2—接输气管；3—接进气管；4—接压力表；5—检查孔；6—排污阀

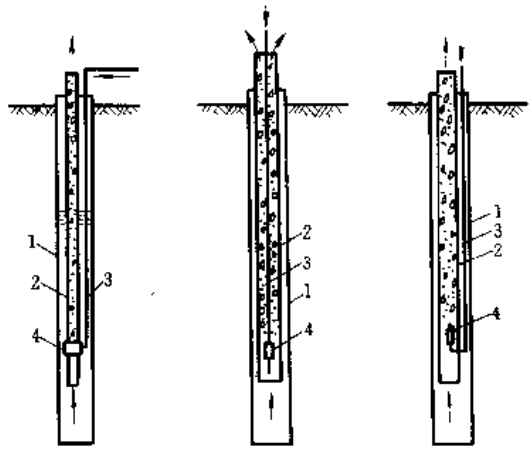


图 3-8 喷嘴布置

1—井管；2—扬水管；3—输气管；4—喷嘴

管路作不同形式布置时，直径与流量关系 表 3-4

流 量 (L/s)	管 径 (mm)					
	并 列 布 置			同 心 布 置		
	扬水管 D	布气管 d	井筒 D_0	扬水管 D	布气管 d	井筒 D_0
1~2	40	12	100	—	—	—
2~3	50	12~20	100	50	12.5	75
3~5	63	20~25	150	63	20	100
5~6	63	20~25	150	75	20	100
6~9	75	25~30	150	88	25	125
9~12	88	25~30	200	100	32	150
12~18	100	30~38	200	125	38	175
18~30	125	38~50	250	150	50~63	200
30~45	150	50~63	300	200	75	250
45~60	175	50~63	350	—	—	—
60~75	200	63~75	350~400	250	88	300
75~120	250	75~88	400~450	300	100	350
120~180	300	88~100	450~500	—	—	—

6. 气水分离箱：气水分离箱的形式很多，常用的是带伞形反射罩的分离箱，如图 3-9 所示。

三、气升泵计算

气升泵计算包括：求定空气压缩机性能参数和气升泵各部件尺寸，兹分述如下：

1. 求定空气压缩机性能参数：

(1) 风量 (W_2)：气升泵正常工作时，每分钟所需的空气体积 (W_1) (m^3/min)，可按下列计算（空气体积指的是换算成一个大气压力下的自由空气体积）：

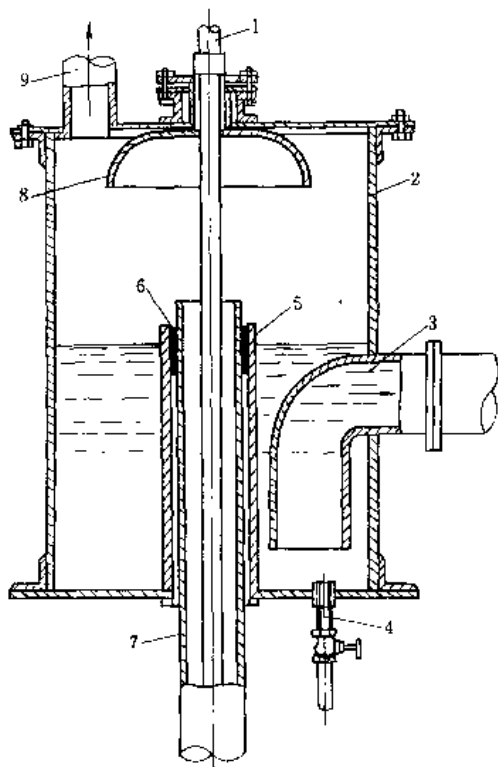


图 3-9 气水分离箱

- 1—输气管；2—集水箱；3—出水管；4—放空管；
5—外套管；6—填料；7—扬水管；8—反射钟罩；
9 排气管

$$W_1 = \frac{QW_0}{60} (\text{m}^3/\text{min}) \quad (3-4)$$

式中 W_0 ——提升 1m^3 的水所需之风量，称为空气比流量。对于并列布置的风管，可按下式计算：

$$W_0 = \frac{h}{\alpha \lg \frac{h(K-1)-10}{10}} (\text{m}^3/\text{m}^2) \quad (3-5)$$

式中 α ——与淹没系数 K 有关的系数
 $\left(K = \frac{H}{h}\right)$ ，见表 3-5。

如果是同心布置时，空气的比流量将较并列布置大一些，可将上述 W_0 乘以 $1.05 \sim 1.20$ 。考虑管路的漏气损失，空气压缩机应生产的风量 W_2 为：

$$W_2 = (1.1 \sim 1.2)W_1 (\text{m}^3/\text{min}) \quad (3-6)$$

(2) 风压：气升泵抽水的先决条件之一，是压缩空气的风压要大于从喷嘴至静水位间的水柱压力。此压力称为压缩空气的启动压力 p_1 。

淹没系数 K 与 α 关系

表 3-5

K	4.0	3.35	2.85	2.5	2.2	2.0	1.8	1.7	1.55
α	14.3	13.9	13.6	13.1	12.4	11.5	10.0	9.0	7~8

$$p_1 = 0.1[(Kh - h_0) + 2] (\text{atm})^{\text{①}} \quad (3-7)$$

式中 h_0 ——静水位至扬水管口之间的高差 (m)。

气升泵正常运行时的风压称为压缩空气的工作压力 p_2 ，它等于喷嘴至动水位之间的水柱压力与空气管路内压头损失之和（在空气压缩机距管井不远时压头损失不超过 5m），所以：

$$p_2 = 0.1[h(K-1) + 5] (\text{atm}) \quad (3-8)$$

(3) 空气压缩机的实际轴功率 (N)：实际轴功率 N 即为发动机实际输向空气压缩机的能量。

即：

$$N = 1.25N_0 (\text{kW}) \quad (3-9)$$

式中 N_0 ——空气压缩机的计算轴功率 (W)， $N_0 = N_1 W_2 P_2$

N_1 ——单位轴功率 (kW)，其值取决于空气压缩机的工作压力 p_2 值，可参阅表 3-6 所示。

① $1\text{atm} = 0.101325\text{MPa}$

单位轴功率与工作压力关系

表 3-6

工作压力 p_2 (atm)	1	2	3	4	5	6	7
单位轴功率 N_1 (kW)	1.427	1.400	1.250	1.180	1.100	1.030	0.933

(4) 气升泵效率 η :

$$\eta = \frac{1000Qh}{1.36N_1} \quad (3-10)$$

式中 Q ——抽水量 (m^3/s)。

2. 气升泵各部件尺寸的求定:

扬水管、输水管的直径,可按抽水量大小由表(3-4)查出,喷嘴位置可由 $H=Kh$ 来决定。

【例】 如图 3-4 所示的气升泵装置,已知钻井深度为 125m, $h_0=30\text{m}$, $h=60\text{m}$, $K=2$, 井管直径 250mm, 预计抽水流量 $Q=0.014\text{m}^3/\text{s}=50\text{m}^3/\text{h}$ 。采取并列布置,试计算该装置的主要参数值。

【解】 (1) 风量计算:

当 $h=60\text{m}$ 时,

则 $H=Kh=2 \times 60=120\text{m}$

$$\text{压缩空气比流量 } W_0 = \frac{h}{\lg \frac{h(K-1)+10}{10}}$$

由表(3-9)查得: $\alpha=11.5$, 则:

$$W_0 = \frac{h}{11.5 \lg \frac{60(2-1)+10}{10}} = 6.2\text{m}^3/\text{m}^3$$

$$W_1 = \frac{QW_0}{60} = \frac{50 \times 6.2}{60} = 5.2\text{m}^3/\text{min}$$

所以,空气压缩机风量 $W_2=1.2W_1=1.2 \times 5.2=6.24\text{m}^3/\text{min}$

(2) 风压计算:

压缩空气启动压力 $p_1=0.1[(Kh-h_0)+2]$

故 $p_1=0.1[(2 \times 60-30)+2]=9.2\text{atm}$

压缩空气工作压力 $p_2=0.1[h(K-1)+5]$

故 $p_2=0.1[60(2-1)+5]=6.5\text{atm}$

(3) 空气压缩机实际轴功率计算:

因为 $N_0=N_1W_2p_2(\text{kW})$

由表 3-6 查得: 当 $p_2=6.5$ 大气压时, $N_1=0.98$ (用插入法求得)。

所以: $N_0=0.98 \times 6.24 \times 6.5=40.8(\text{kW})$

空气压缩机的实际轴功率为:

$$N=1.25N_0=51\text{kW}$$

(4) 气升泵效率计算:



$$\eta = \frac{1000Qh}{1.36N75} = \frac{1000 \times 0.014 \times 60}{1.36 \times 51 \times 75} = 16\%$$

因此,气升泵与深井泵相比,它的效率显然是很低的。然而,其最大的优点是井孔内无运动部件,构造简单,工作可靠,在实际工程中,不但可用于井孔抽水,而且还可用于提升泥浆、矿浆、卤液等。对于钻孔水文地质的抽水试验,石油部门的“气举采油”以及矿山中井巷排水等方面,气升泵的应用常具有独特之处。

第三节 往 复 泵

往复泵主要由泵缸、活塞(或柱塞)和吸、压水阀所构成。它的工作是依靠在泵缸内作往复运行的活塞(或柱塞)来改变工作室的容积,从而达到吸入和排出液体的目的。由于泵缸主要工作部件(活塞或柱塞)的运动为往复式的,因此,称为往复泵。

一、工作原理

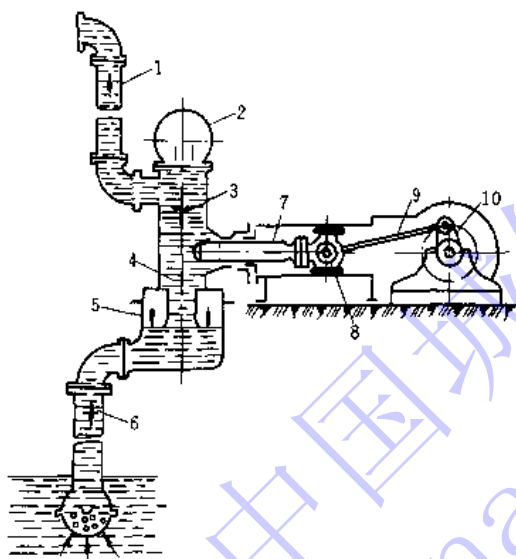


图 3-10 往复泵工作示意

1—压水管路; 2—压水空气室; 3—压水阀; 4—吸水阀; 5—吸水空气室; 6—吸水管路; 7—柱塞;
8—滑块; 9—连杆; 10—曲柄

图 3-10 所示为往复泵的工作示意。柱塞 7 由飞轮通过曲柄连杆机构来带动,当柱塞向右移动时,泵缸内造成低压,上端的压水阀 3 被压而关闭,下端的吸水阀 4 便被泵外大气压作用下的水压力推开,水由吸水管进入泵缸,完成了吸水过程。相反,当柱塞由右向左移动时,泵缸内造成高压,吸水阀被压而关闭,压水阀受压而开启,由此将水排出,进入压水管路,完成了压水过程。如此,周而复始,柱塞不断进行往复运行,水就间歇而不断地被吸入和排出。活塞或柱塞在泵缸内从一顶端位置移至另一顶端位置,这两顶端之间的距离 S 称为活塞行程长度(也称冲程),两顶端叫做死点。活塞往复一次(即两冲程),泵缸内只吸入一次和排出一口水,这种泵称为单动往复泵。单动往复泵

的理论流量(不考虑渗漏时) Q_T 为:

$$Q_T = FS n = \frac{\pi D^2}{4} S n (\text{m}^3/\text{min}) \quad (3-11)$$

式中 F ——柱塞(或活塞)断面积 (m^2);
 n ——柱塞每分钟往复次数 (次/min);
 S ——冲程 (m)。

实际上,在往复泵内,吸水阀和压水阀的开关动作均略有延迟现象,有一部分水漏回吸水管和泵缸,另外,由于柱塞、填料盒的不紧密等也造成水漏损和吸入空气,因此,往复泵的实际流量 Q ,一定小于理论流量 Q_T ,其值可用容积效率 η_v 来表示:

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

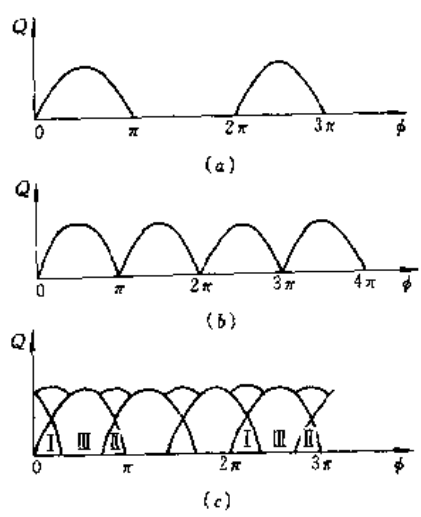


图 3-11 流量变化曲线
(a) 为单动泵流量曲线；(b) 为双动泵流量曲线；(c) 为三动泵流量曲线

构造良好的大型往复泵容积效率 η_v 较高，小型往复泵的容积效率 η_v 较低，一般 η_v 约为 85%~99% 之间。

往复泵多采用曲柄连杆作传动机构，由理论力学可知当曲柄作等角速度旋转时，活塞或柱塞的速度变化为正弦曲线，活塞在两个死点时，速度为零，加速度达最大值，在中间位置时，速度最大，加速度为零。由于柱塞面积 F 为一常数，因此，水泵供水量与柱塞速度变化的规律一样，也即按正弦曲线规律变化，如图 3-11 (a) 所示。由图可知：单动往复泵的出水是极不稳定的。为了改善这种不均匀性，可将三个单动往复泵互成 120° ，用一根曲轴连结起来，组成一台三动泵，当曲轴每转一圈，三个活塞（或柱塞）分别进行一次吸入和排出水体，其流量变化如图 3-11 (c) 所示，出水比较均匀。

图 3-12 所示为双作用往复泵，也称双动泵。在计算时要考虑到活塞杆的截面积 f 对流量的影响。在活塞每往复一次的时间内，双动泵的理论出水量为：

$$Q_T = (2F - f)sn \text{ (m}^3\text{/min)} \tag{3-13}$$

其出水量变化曲线图如图 3-11 (b) 所示。为了尽可能使往复泵均匀地供水，以及减少管路内由于流速变化而造成液体的惯性力作用，一般常在压水及吸水管路上装设密闭的空气室，借室内空气的压缩和膨胀作用，来达到缓冲调节的效果。

往复泵的扬程是依靠往复运动的活塞，将机械能以静压形式直接传给液体。因此，往复泵的扬程与流量无关，这是它与离心泵不同的地方。它的实际扬程仅取决于管路系统的需要和泵的能力，即它应该包括水的静扬程高度 H_{ST} ，吸、压水管中的水头损失之和（包括出口的流速水头） Σh 。

因此：

$$H = H_{ST} + \Sigma h \text{ (m)} \tag{3-14}$$

图 3-13 为往复泵的特性曲线图，其扬程与流量无关，理论上应是平行于纵座标轴 H 的

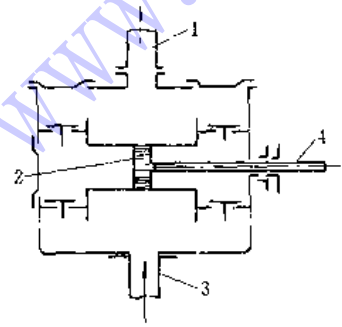


图 3-12 双动泵示意
1—出水管；2—活塞；3—吸水管；4—活塞杆

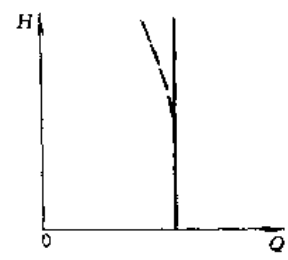


图 3-13 往复泵特性曲线

直线，但实际上因液体难免没有泄漏，且随泵的扬程增加，泄漏也严重，所以，实际的特性曲线如图 3-13 中虚线所示。

二、性能特点和应用

往复泵的性能特点可归结为：(1) 扬程取决于管路系统中的压力、原动机的功率以及泵缸本身的机械强度，理论上可达无穷大值。供水量受泵缸容积的限制，因此，往复泵的性能特点是高扬程，小流量的容积式水泵。(2) 必须开闸下启动。如果按离心泵一样在压水闸关闭下启动水泵，将使水泵或原动机发生危险，传动机构有折断之虞。(3) 不能用闸阀来调节流量。因为关小闸阀非但不能达到减小流量的目的，反而，由于闸阀的阻力而增大原动机所消耗的功率，因此，管路中的闸阀只作检修时隔离之用，平时须常年开闸运行。另外，由于流量与排出压力无关，因此，往复泵适宜输送粘度随温度而变化的液体。(4) 在给水泵排水站中，如果采用往复泵时，则必须有调节流量的设施，否则，当水泵供水量大于用水量时，管网压力将遽增，易引起炸管事故。(5) 具有自吸能力。往复泵是依靠活塞在泵缸中改变容积而吸入和排出液体的，运行时吸入口与排出口是相互间隔各不相通的，因此，泵在启动时，能把吸入管内空气逐步抽上排走，因而，往复泵启动时可不必先灌泵引水，具有自吸能力。有的为了避免活塞在启动时与泵缸干磨，缩短启动时间和启动方便，所以，也有在系统中装设底阀的。(6) 出水不均匀，严重时可能造成运转中产生振动和冲击现象。

往 复 泵 与 离 心 泵 比 较 表 3-7

项 目	往 复 泵	离 心 泵
流 量	较小，一般不超过 200~300m³/h	很 大
扬 程	很 高	较 低
转数（往复次数）	低，一般小于 400 次/min	很高，常用为 3000r/min
效 率	较 高	较 低
流量调节及计量	不易调节，流量一般为恒定值，可计量	流量调节容易，范围广，要用专门仪表计量
适宜输送液体介质	允许站度较大液体，不宜含颗粒液体	不宜输送粘度较大液体，但可以输送污水等
流量均匀度	不均匀	基本均匀，脉动小
结 构	较复杂，零件多	简单，零件少
体积、重量	体积大，重量大	体积小，重量轻
自吸能力	能自吸	一般不能自吸，需灌泵
操作管理	操作管理不便	操作管理较方便
造 价	较 高	较 低

表 3-7 为往复泵与离心泵优缺点的比较。由表可以看出，虽然近代在城市给水排水工程中，往复泵已被离心泵趋于取代，但它在某些工业部门的锅炉给水方面、在输送特殊液体方面，在要求自吸能力高的场合下，仍有其独特的作用。

第 四 节 螺 旋 泵

螺旋泵也称阿基米德螺旋泵。近代的螺旋泵，在荷兰、丹麦等国应用较早，目前已推广到各国，广泛应用于灌溉、排涝、以及提升污水、污泥等方面。

一、工作原理



螺旋泵的提水原理与我国古代的龙骨水车十分相似。如图 3-14 所示,螺旋泵倾斜放置在水中,由于螺旋轴对水面的倾角小于螺旋叶片的倾角,当电动机通过变速装置带动螺旋轴时,螺旋叶片下端与水接触,水就从螺旋叶片的 P 点进入叶片,水在重力作用下,随叶片下降到 Q 点,由于转动时的惯性力,叶片将 Q 点的水又提升至 R 点,而后在重力作用下,水又下降至高一级叶片的底部,如此不断循环,水沿螺旋轴被一级一级地往上提起,最后,升到螺旋泵的最高点而出流。由于螺旋泵提升原理不同于离心泵和轴流泵,因此,它的转速十分缓慢,一般仅在 $20 \sim 90 \text{r/min}$ 之间。

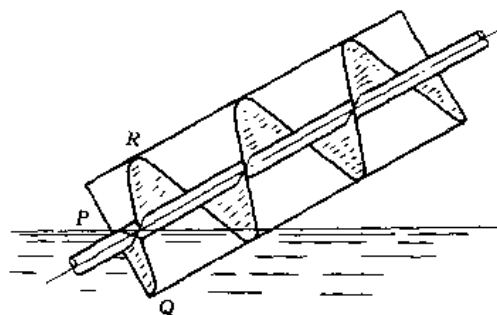


图 3-14 提水原理

二、螺旋泵装置

螺旋泵装置由电动机 1、变速装置 2、泵轴 3、叶片 4、轴承座 5 和泵外壳 6 等部分所组成,如图 3-15 所示。泵体连接着上下水池,泵壳仅包住泵轴及叶片的下半部,上半部只

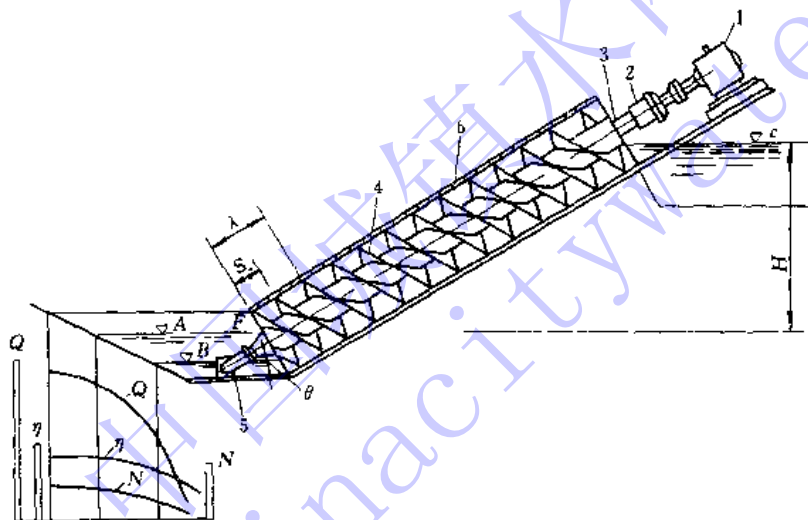


图 3-15 螺旋泵装置

1—电动机;2—变速装置;3—泵轴;4—叶片;5—轴承座;6—泵壳
A—最佳进水位;B—最低进水位;C—正常出水位;H—扬程; θ —倾角;S—螺距

要安装小半截挡板,以防止污水外溅。泵壳与叶片间,既要保持一定的间隙,又要做到密贴,尽量减少液体侧流,以提高泵的效率,一般叶片与泵壳之间保持 1mm 左右间隙。大中型泵壳可用预制混凝土砌块拼成,小型泵壳一般采用金属材料卷焊制成,也可用玻璃钢等其它材料制作。

图 3-15 中的特性曲线表明:当进水水位升高到泵轴上边缘的 F 处,流量为最高值,假如水位继续上升,则泵的流量就不会再增加。不仅如此,由于进水水位增高,叶片在水中作无用的搅拌,螺旋泵的轴功率加大,而效率会下降。

影响螺旋泵效率的参数主要有以下几个:

1. 倾角 (θ):指螺旋泵轴对水平面的安装夹角。它直接影响泵的扬水能力,倾角太大时,流量下降。

2. 泵壳与叶片的间隙：间隙越小，水流失越小，泵效率越高。为了保持微量的间隙，要求螺旋叶片外圆的加工精密，同时，泵壳内表面要求光滑平整。

3. 转速 (n)：实验资料表明，螺旋泵的外径越大，转速宜越小，泵外径小于 400mm 时，其转速可达 90r/min 左右；外径为 1m 时，转速约 50r/min 为宜；当泵外径达 4m 以上时，转速骤降至 20r/min 左右为宜。

4. 扬程 (H)：螺旋泵是低扬程水泵。扬程低时，效率高。扬程太高时，泵轴过长，挠度大，对制造、运行都不利。螺旋泵扬程一般在 3~6 米左右。

5. 泵直径 (D)：泵的流量取决于泵的直径。一般资料认为：泵直径越大，效率越高。泵的直径与泵轴直径之比以 2：1 为宜；如果比例不当，如叶片直径大，轴径过小时，则由于泵在旋转时产生离心力，被螺旋泵带上的水反而不多，反之，盛水空间小，效率低。

6. 螺距 (S)：沿螺旋叶片环绕泵轴呈螺旋形旋转 360 度所经轴向距离，即为一个螺旋导程 λ 。螺距 S 与导程 λ 的关系为：

$$S = \frac{\lambda}{Z} \tag{3-15}$$

式中 Z ——螺旋头数，也即叶片数，一般为 1、2 片至 4 片左右。当 $Z=1$ 时，导程就等于螺距（即 $S=\lambda$ ）。目前，大型螺旋泵一般采用 1 片；中型采用 1~2 片；小型采用 2~4 片。泵的直径 D 与螺距 S 之比的最佳值为 1。也就是说泵直径为 1m 时，其螺距也宜为 1 米。

7. 流量 (Q) 及轴功率 (N)：螺旋泵的流量与螺旋叶片外径 D 、螺距 S 、转速 n 和叶片的扬水断面率 α 有关，如下式：

$$Q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \alpha S n (\text{m}^3/\text{min}) \tag{3-16}$$

式中 d ——泵轴直径 (m)；

D ——水泵叶轮外径 (m)；

S ——螺距 (m)；

n ——转速 (r/min)。

轴功率可由 $N = \frac{\gamma Q H}{102 \eta}$ (kW) 来计算。

三、螺旋泵优缺点

优点：1. 提升流量大，省电。例如提升高度为 3.5m，流量为 500m³/h，采用螺旋泵只需 7.5kW 电动机，如用其它类型泵，却要配 10kW 的电动机。2. 螺旋泵只要叶片接触到水面就可把水提升上来，并可按进水位的高度，自行调节出水量，水头损失小，吸水井可以避免不必要的静水压差。3. 由于不必设置集水井以及封闭管道，泵站设施简单，减少土建费用，有的甚至可将螺旋泵直接安装在下水道内工作。4. 离心式污水泵在泵前要设筛格，以去除碎片和纤维物质，防止堵塞水泵。而螺旋泵因叶片间间隙大，不需要设筛格，可以直接提升杂粒、木块、碎布等污物。5. 结构简单、制造容易。另外由于低速运转，因此，机械磨损小，经常维修简单。6. 离心泵由于转速高，将破坏活性污泥绒絮，而螺旋泵是缓慢地提升活性污泥，对绒絮破坏较少。

缺点：1. 扬程一般不超过 6~8m，在使用上受到限制。2. 其出水量直接与进水位有关，故不适用于水位变化较大的场合。3. 螺旋泵必须斜装，占地较大些。

第四章 给 水 泵 站

水泵、管道及电机（简称泵、管、机）三者构成了泵站中的主要工艺设施。为了掌握泵站设计与管理技术，对于泵站中的选泵依据、选泵要点、水泵机组布置、基础安装要求、吸压水管管径确定、闸阀布置与管道安装要求以及电机电器设备的选用等方面的知识，是必须有深入的了解与掌握的。除此以外，对于保证泵、管、机正常运行与维护所必须的辅助设施诸如：计量、充水、起重、排水、通风、减噪、采光、交通以及水锤消除等方面的设备与措施的选用也必须有基本的了解与掌握。本章将对上述内容作分节阐述。

第一节 泵站分类与特点

在泵站的分类中，按照水泵机组设置的位置与地面的相对标高关系，泵站可分为地面式泵站、地下式泵站与半地下式泵站；按照操作条件及方式，泵站可分为人工手动控制、半自动化、全自动化和遥控泵站等4种。半自动化泵站是指开始的指令是由人工按动电钮使电路闭合或切断，以后的各操作程序是利用各种继电器来控制。全自动化的泵站中，一切操作程序则都由相应的自动控制系统来完成的。遥控泵站的一切操作均由远离泵站的中央控制室进行的。在给水中，常见的分类是按泵站在给水系统中的作用可分为：取水泵站、送水泵站、加压泵站及循环水泵站4种。

一、取水泵站（也称一级泵站）

取水泵站在水厂中也称一级泵站。在地面水水源中，取水泵站一般由吸水井、泵房及闸阀井（又称闸阀切换井）等3部分组成。其工艺流程如图4-1所示。取水泵站由于它具有靠江临水的特点，所以河道的水文、水运、地质以及航道的变化等都会直接影响到取水泵站本身的埋深、结构形式以及工程造价等。我国西南及中南地区以及丘陵地区的河道，水位涨落悬殊，设计最大洪水位与设计最低枯水位相差常达10~20m之间。为保证泵站能在

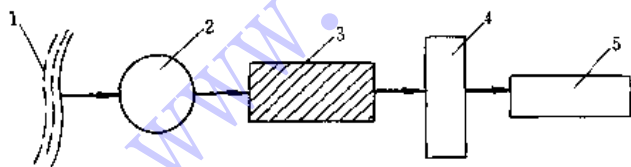


图 4-1 地面水取水泵站工艺流程

1—水源；2—吸水井；3—取水泵房；4—闸阀井（即切换井）；
5—净化场

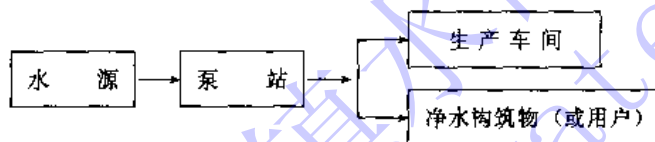
最枯水位抽水的可能性，以及保证在最高洪水位时，泵房筒体不被淹没进水，整个泵房的高度就常常很大，这是一般山区河道取水泵站的共同特点。对于这一类泵房，一般采用圆形钢筋混凝土结构。这类泵房平面面积的大小，对于整个泵站的工程造价影响甚大，所以在取水泵房的设计中，有“贵

在平面”的说法。机组及各辅助设施的布置，应尽可能地充分利用泵房内的面积，水泵机组及电动闸阀的控制可以集中在泵房顶层集中管理，底层尽可能做到无人值班，仅定期下去抽查。

设计取水泵房时,在土建结构方面应考虑到河岸的稳定性,在泵房筒体的抗浮、抗裂、防倾覆、防滑坡等方面均应有周详的计算。在施工过程中,应考虑到争取在河道枯水位时施工,要抢季节,要有比较周全的施工组织计划。在泵房投产后,在运行管理方面必须很好地使用好通风、采光、起重、排水以及水锤防护等设施。此外,取水泵站由于其扩建比较困难,所以在新建给水工程时,应充分地认识到它的“百年大计,一次完成”的特点,泵房内机组的配置,可以近远期相结合,对于机组的基础、吸压水管的穿墙嵌管,以及电气容量等都应该考虑到远期扩建的可能性。

在近代的城市给水工程中,由于城市水源的污染、市政规划的限制等诸多因素的影响,水源取水点的选择常常是远离市区,取水泵站是远距离输水的工程设施。因此,对于水锤的防护问题、泵站的节电问题、远距离沿线管道的检修问题以及与调度室的通讯问题等都是必须注意的。

对于采用地下水作为生活饮用水水源而水质又符合饮用水卫生标准时,取井水的泵站可直接将水送到用户。在工业企业中,有时同一泵站内可能安装有输水给净水构筑物的又有直接将水输送给某些车间的水泵,其工艺流程为:



二、送水泵站(也称二级泵站)

送水泵站在水厂中也称为二级泵站,其工艺流程如图 4-2 所示。通常是建在水厂内,它抽送的是清净水,所以又称为清水泵站。

由净化构筑物处理后的出厂水,由清水池流入吸水井,送水泵站中的水泵从吸水井中吸水,通过输水干管将水输往管网。送水泵站的供水情况直接受用户用水情况的影响,其出厂流量与水压在一天内各个时段中是不断变化的。送水泵站的吸水井,它既有利于水泵吸水管道

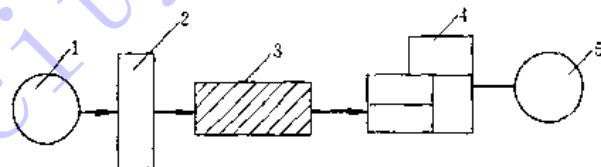


图 4-2 送水泵站工艺流程

1—清水池; 2—吸水井; 3—送水泵站; 4—管网;
5—高地水池(水塔)

布置,也有利于清水池的维修。吸水井形状取决于吸水管道的布置要求,送水泵房一般都呈长方形,吸水井一般也为长方形。

吸水井型式有分离式吸水井和池内式吸水井两种。分离式吸水井如图 4-3 所示,它是邻近泵房吸水管一侧设置的独立构筑物。平面布置一般分为独立的两格,中间隔墙上安装阀门,阀门口径应足以通过邻格最大的吸水流量,以便当进水管 A (或 B) 切断时泵房内各机组仍能工作。分离式吸水井对提高泵站运行的安全度有利。池内式吸水井如图 4-4 所示,它是在清水池的一端用隔墙分出一部分容积作为吸水井。吸水井分成两格,图 (a) 隔墙上装阀门,图 (b) 隔墙上装闸板,两格均可独立工作。吸水井一端接入来自另一只清水池的旁通管。当主体清水池需清洗时,可关闭壁上的进水阀(或闸板),吸水井暂由旁通管供水,使泵房仍能维持正常工作。

送水泵站吸水水位变化范围小,通常不超过 3~4m,因此泵站埋深较浅。一般可建成

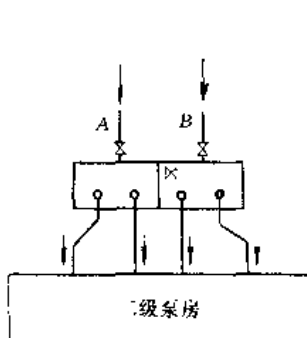


图 4-3 分离式吸水井

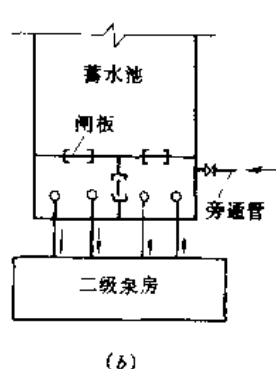
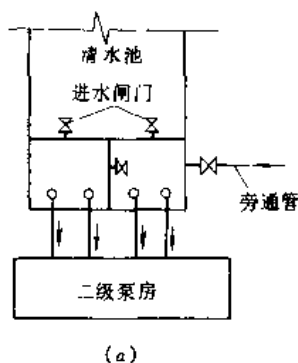


图 4-4 池内式吸水井

地面式或半地下式。送水泵站为了适应管网中用户水量和水压的变化，必须设置各种不同型号和台数的水泵机组，从而导致泵站建筑面积增大，运行管理复杂。因此水泵的调速运行在送水泵站中尤其显得重要。送水泵站在城市供水系统中的作用，犹如人体的心脏，通过主动脉以及无数的支微血管，将血液输送到人体的各个部位上去。在无水塔管网系统中工作的送水泵站，这种类比性就更加明显。

三、加压泵站

城市给水管网面积较大，输配水管线很长，或给水对象所在地的地势很高，城市内地形起伏较大的情况下，通过技术经济比较，可以在城市管网中增设加压泵站。在近代大中型城市给水系统中实行分区分压供水方式时，设置加压泵站已十分普遍。如上海、武汉等特大城市供水区域大，供水距离有的长达 20 多 km，为了保证远端用户的水压要求，在高峰供水时最远端的水头损失达 80m（按管道中平均水力坡降为 4‰ 计算），加上服务水头 20m，则要求出厂水压达 100mH₂O。这样，不仅能耗大，且造成邻近水厂地区管网中压力过高，管道漏失率高，卫生器具易损坏。而在非高峰季节，当用水量降为高峰流量的一半时，管道水头损失可降为 20m 左右，出厂水压只要求 40mH₂O 左右。为此，在上海市先后增设了近 25 座加压泵站，使水厂的出厂水水压控制在 35~55mH₂O 之间。因此，上海自来水电耗平均为 210 度/1000m³，远远地低于国内平均水平 340 度/1000m³，这是重要原因之一。加压泵站的工况取决于加压所用的手段，一般有两种方式：1. 采用在输水管线上直接串联加压的方式，如图 4-5（a）所示。这种方式，水厂内送水泵站和加压泵站将同步工作。一般用于水厂位置远离城市管网的长距离输水的场合。2. 采用清水池及泵站加压供水方式（又称水库泵站加压供水方式）。即水厂内送水泵站将水输入远离水厂、接近管网起端处的清水池内，由加压泵站将水输入管网，如图 4-5（b）所示。这种方式，城市中用水负荷可借助于加压泵站的清水池调节，从而使水厂的送水泵站工作制度比较均匀，有利于调度管理。此外，水厂送水泵站的出厂输水干管因时变化系数 $K_{\text{时}}$ 降低或均匀输水，从而使输水干管管径可减小。当输水干管越长时，其经济效益就越可观。

四、循环水泵站

在某些工业企业中，生产用水可以循环使用或经过简单处理后回用时采用。在循环系统的泵站中，一般设置输送冷、热水的两组水泵，热水泵将生产车间排出的废热水，压送到冷却构筑物进行降温，冷却后的水再由冷水泵抽送到生产车间使用。如果冷却构筑物的位置较高，冷却后的水可以自流进入生产车间供生产设备使用时，则可免去一组冷水泵。有



时生产车间排出的废水温度并不高,但含有一些机械杂质,需要把废水先送到净水构筑物进行处理,然后再用水泵压回车间使用。这种情况就不设热水泵。有时生产车间排出的废水,既升高了温度又含有一定量的机械杂质,其处理工艺流程如图 4-6 所示。

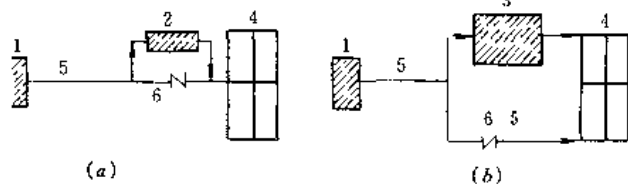


图 4-5 加压泵站供水方式

1—二级泵房; 2—增压泵房; 3—水库泵站;
4—配水管网; 5—输水管; 6—逆止阀

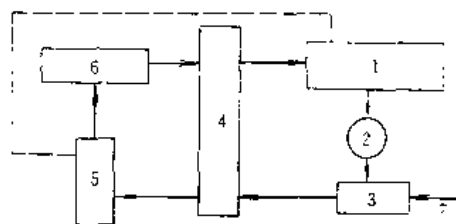


图 4-6 循环给水系统工艺流程

1—生产车间; 2—净水构筑物; 3—热水井; 4—循环泵站; 5—冷却构筑物; 6—集水池; 7—补充新鲜水

一个大型工业企业中往往设有好几个循环给水系统。循环水泵站的工艺特点是其供水对象所要求的水压比较稳定,水量亦仅随季节的气温改变而有所变化,但供水安全性要求一般都较高,因此,水泵备用率较大,水泵台数较多,有的一个循环泵站冷热水泵可达 20~30 台。在确定水泵数目和流量时,要考虑到一年中水温的变化,因此,可选用多台同型号水泵,不同季节开动不同台数的泵来调节流量。循环水泵站通常位于冷却构筑物或净水构筑物附近。

为了保证水泵良好的吸水条件和管理方便,水泵最好采用自灌式,即让水泵顶的标高低于吸水井的最低水位,因此循环水泵站大多是半地下式的。

第二节 水泵选择

一、选泵的主要依据

选泵的主要依据是所需的流量、扬程以及其变化规律。

确定一级泵站的设计流量,有两种可能的基本情况:

1. 泵站从水源取水,输送到净水构筑物。

为了减小取水构筑物、输水管道和净水构筑物的尺寸,节约基建投资,在这种情况下,通常要求一级泵站中的水泵昼夜均匀工作,因此,泵站的设计流量应为:

$$Q_r = \frac{\alpha Q_d}{T} (\text{m}^3/\text{h}) \quad (4-1)$$

式中 Q_r ——一级泵站中水泵所供给的流量 (m^3/h);

Q_d ——供水对象最高日用水量 (m^3/d);

α ——为计及输水管漏损和净水构筑物自身用水而加的系数,一般取 $\alpha=1.05\sim1.1$;

T ——为一级泵站在—昼夜内工作小时数。

2. 泵站将水直接供给用户或送到地下集水池。

当采用地下水作为生活饮用水水源,而水质又符合卫生标准时,就可将水直接供给用户。在这种情况下,实际上是起二级泵站的作用。

如送水到集水池,再从那里用二级泵站将水供给用户,则由于给水系统中没有净水构



筑物，此时泵站的流量为：

$$Q_r = \frac{\beta Q_d}{T} (\text{m}^3/\text{h}) \quad (4-2)$$

式中 β ——给水系统中自身用水系数，一般取 $\beta=1.01\sim1.02$ 。

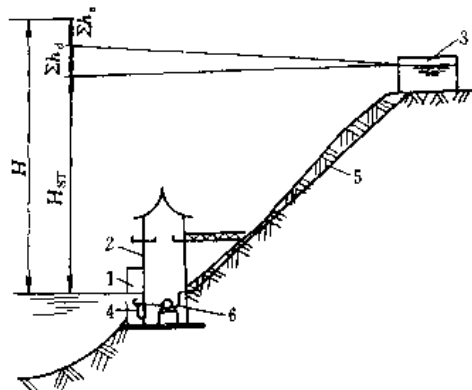


图 4-7 一级泵站供水到净水构筑物的流程

1—吸水井；2—泵站；3—净化构筑物；
4—吸水管路；5—压水管路；6—水泵

对于供应工厂生产用水的一级泵站，其中水泵的流量应视工厂生产给水系统的性能而定，如为直流给水系统，则泵站的流量变化时，可采取开动不同台数泵的方法予以调节。对于循环给水系统，泵站的设计流量（即补充新鲜水量）可按平均日用水量计算。

一级泵站中水泵的扬程是根据所采用的给水系统的工作条件来决定的。

当泵站送水至净化构筑物，如图 4-7 或往循环生产给水系统补充新鲜水时，泵站所需的扬程按下式计算：

$$H = H_{ST} + \Sigma h_s + \Sigma h_d \quad (4-3)$$

式中 H ——泵站的扬程 (m)；

H_{ST} ——静扬程，采用吸水井的最枯水位（或最低动水位）与净化构筑物进口水面标高差 (m)；

Σh_s ——吸水管路的水头损失 (m)；

Σh_d ——输水管路的水头损失 (m)。

此外，计算时还应考虑增加一定的安全水头，一般为 1~2m。

当直接向用户供水时，例如用深井泵抽取深层地下水供城市居民或工厂生活饮用水或生产冷却用水时，则水泵扬程为：

$$H = H'_{ST} + \Sigma h + H_{sev} \quad (4-4)$$

式中 H'_{ST} ——水源井中枯水位（或最低动水位）与给水管网中控制点的地面标高差 (mH₂O)；

Σh ——管路中的总水头损失 (mH₂O)；

H_{sev} ——给水管网中控制点所要求的最小自由水压（也叫服务水头）。

水泵所需之静扬程 (mH₂O) 见 (2-32) 式为：

$$H_{ST} = H'_{ST} + H_{sev}$$

二级泵站一般按最大日逐时用水变化曲线来确定各时段中水泵的分级供水线。分级供水的优点，在于管网中水塔的调节容积远较均匀供水时为小。但是，分级不宜太多，因为分级供水需设置较多的水泵，将增大泵站面积，清水池的调节容积也要加大，此外，二级泵站的输水管直径也要相应加大，因为必须按最大一级供水流量来设计输水管道的直径。

通常对于小城市的给水系统，由于用水量不大，大多数采用泵站均匀供水方式，即泵站的设计流量按最高日平均时用水量计算。这样，虽然水塔的调节容积占全日用水量的百分比值较大，但其绝对值不大，在经济上还是合适的。对于大城市的给水系统，有的采取



无水塔、多水源、分散供水系统，因此宜采取泵站分级供水方式，即泵站的设计流量按最高日最高时用水量计算，而运用多台同型号或不同型号的水泵的组合来适应用水量的变化。对于中等城市的给水系统，应视给水管网中有无水塔以及水塔在管网中的位置而定，可分多种情况通过管网平差后确定。

二、选泵要点

选泵就是要确定水泵的型号和台数。对于各种不同功能的泵站，选泵时考虑问题的侧重点也有所不同，一般可归纳如下：

1. 大小兼顾，调配灵活

众所周知，给水系统中的用水量通常是逐年、逐日、逐时地变化的，给水管道中水头损失又与用水量大小有关，因而所需的水压也是相应地变化的（对于取水泵站来说，水泵所需的扬程还将随着水源水位的涨落而变化）。选泵时不能仅仅只满足最大流量和最高水压时的要求，还必须全面顾及用水量的变化。例如某泵站通过一条 3000m 长，500mm 直径的钢管向某用水区供水，吸水井最低水位与用水区地面高差为 1m，供水最不利点所需的服务水头为 6m，泵站至最不利点的水头损失 9.3m。用水区的用水量从最大为 795m³/h 到最小为 396m³/h，逐时变化。按最大工况时的要求选泵，则水泵的流量为 795m³/h，由 (4-4) 式可得扬程为（站内管道水头损失估计为 2m，安全水头为 1.5m）：

$$H = 1 + 2 + 9.3 + 6 + 1.5 = 19.8\text{m}$$

虽然选用一台 12Sh-19 型水泵，流量为 795m³/h，扬程为 20m，即满足要求。但是，就全年供水来说，最大用水量出现的机率并不很多，往往只占百分之几，绝大部分时间，用水量和所需扬程均小于最大工况时。因此，按上述方法选泵，将使泵站在长期运行中造成很大的能量浪费。

在图 4-8 上作出 12Sh-19 水泵的 $Q-H$ 曲线和管路特性曲线。在最大用水量时，水泵效率较高为 $\eta=82\%$ ，流量满足要求，扬程也没有浪费。但是在最少用水量 (396m³/h) 时，管路中所需水压从 20m 减小到 12m，而这时水泵的扬程却从 20m 增加至 26m，水泵效率也下降到 $\eta=63\%$ ，即水泵实际消耗的能量大大超过管网所需的能量，造成很大的浪费。

设用水量的变化是均匀的，则图 4-8 中斜线画的面积可以表示浪费的能量。实际上由于最大用水量在整个设计期限内出现的机率极低，因此，浪费的能量远较图中斜线部分面积为大。

在上例中，如果选用几台不同大小或型号的水泵来供水，如图 4-9 所示。图中曲线 1、

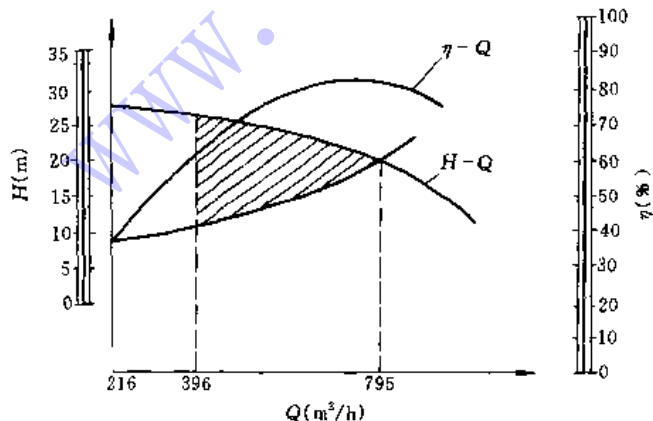


图 4-8 12Sh-19 型水泵特性曲线

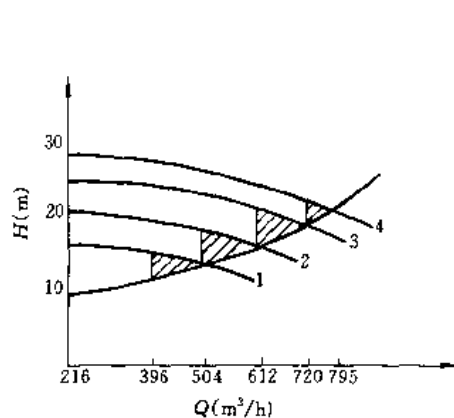


图 4-9 四台不同型号水泵 $Q-H$ 曲线



2、3、4 代表四台性能不同的水泵的 $Q-H$ 曲线。用水量从 $396\text{m}^3/\text{h}$ 到 $504\text{m}^3/\text{h}$ ，用水泵 1 工作；用水量从 $504\text{m}^3/\text{h}$ 到 $612\text{m}^3/\text{h}$ ，用水泵 2 工作；用水量从 $612\text{m}^3/\text{h}$ 到 $720\text{m}^3/\text{h}$ ，用水泵 3 工作；用水量从 $720\text{m}^3/\text{h}$ 到 $795\text{m}^3/\text{h}$ ，用水泵 4 工作。图中的斜线部分面积表示用水量为均匀变化时的能量浪费。显然，比只用一台水泵工作的情况浪费的能量少得多。

由此可见，在用水量和所需的水压变化较大的情况下，选用性能不同的水泵的台数越多，越能适应用水量变化的要求，浪费的能量越少。例如管网中无调节水量构筑物，扬程中水头损失占相当大比重的二级泵站，其供水量随用水量的变化而明显地变化。为了节省动力费用，就应根据管网用水量与相应的水压变化情况，合理地选择不同性能的水泵，做到大小泵要兼顾，在运行中可灵活调度，以求得最经济的效果。这类泵站的工作泵台数往往较多，一般为 3~6 台，甚至更多。当采用 3 台工作泵时，各泵间的设计流量比可采用 1:2:2。这样配置的 3 台工作泵可应付 5 种不同的流量变化。当采用 6 台工作泵时，各泵间的设计流量比可采用 1:1:2.5:2.5:2.5:2.5。这样配置的 6 台工作泵可应付 14 种不同的流量变化。例如长沙市第三水厂日供水量 20万 m^3 的送水泵房就是采用这种比例配置，效果甚好。实践表明，泵站的经常运行费用（主要是电费）占水厂制水成本约 50% 左右，甚至更大。根据上海自来水公司的统计，其所属水厂中的 5 个水厂 30 余年的电费支出，即相当于全市自来水企业的大部分投资。

2. 型号整齐，互为备用

从泵站运行管理与维护检修的角度来看，如果水泵的型号太多则不便于管理。一般希望能选择同型号的水泵并联工作，这样无论是电机、电器设备的配套与贮备，管道配件的安装与制作均会带来很大的方便。对于水源水位变化不大的取水泵站，管网中设有足够调节容量的网前水塔（或高地水池）的送水泵站以及流量与扬程比较稳定的循环水泵站，均可在选泵中采用本要点给予侧重考虑。当全日均匀供水时，泵站可以选 2~3 台同型号的水泵并联运行。

上述 2 个要点，形式上似乎有矛盾，但在实际工程中往往可以统一在选泵过程中，例如选用 5 台泵的泵站，其流量比一般不会采用 1:2:3:4:5，这样配置的水泵，虽然它可应付 15 种工况变化，但是，泵站内各泵大小各异，运行管理必然是复杂而不受人欢迎的。如果我们采用 1:2:3:3:3，这样配置的水泵可应付 12 种工况变化，它将上述 2 个要点融合在一起。

3. 合理地用尽各水泵的高效段

单级双吸式离心泵是给水工程中常用的一种离心泵（如 Sh 型、SA 型）。它们的经济工作范围（即高效段），一般在 $0.85Q_p \sim 1.15Q_p$ 之间（ Q_p 为水泵铭牌上的额定流量值）。选泵时应充分利用各水泵的高效段。

例如：某市已获得的最大日用水量逐时变化曲线如图 4-10 所示。该市管网中无水量调节构筑物，送水泵站向无水塔管网供水。可按下述方式选泵。

（1）按最大日平均小时流量的 70%（即 $0.7Q_{\text{日·平均时}}$ ）选泵。该选出泵的经济工作范围为：

$$\begin{cases} 0.7Q_{\text{日·平均时}} \times 0.85 = 0.59Q_{\text{日·平均时}} \\ 0.7Q_{\text{日·平均时}} \times 1.15 = 0.81Q_{\text{日·平均时}} \end{cases}$$



由于平均时的流量占全日流量的 4.17%，
则上述的经济工作范围可折算为：

$$\begin{cases} 0.59 \times 4.17\% \times Q_H = 2.46\% Q_H \\ 0.81 \times 4.17\% \times Q_H = 3.38\% Q_H \end{cases}$$

(2) 按最大日平均小时流量的 100% (即 $1.0Q_{H, \text{平均时}}$) 选泵。可得经济工作范围为 ($3.54\%Q_H \sim 4.6\%Q_H$)；

(3) 按最大日平均小时流量的 130% (即 $1.3Q_{H, \text{平均时}}$) 选泵。可得经济工作范围为 ($4.58\%Q_H \sim 6.25\%Q_H$)。

把上述 (1)、(2)、(3) 种情况选出的泵，总体来观察可知：选出的泵可以在 $(2.46 \sim 6.25)\%Q_H$ 范围内经济地工作。

4. 近远期相结合的观点在选泵过程应给予相当的重视。特别是在经济发展活跃的地区和年代，以及扩建比较困难的取水泵站中，可考虑近期用小泵大基础的办法，近期发展采用换大泵轮以增大水量，远期采用换大泵的措施。

5. 大中型泵站需作选泵方案比较。

【例】 根据给水管网设计资料，已知最高日最高时用水量为 920L/s ，时变化系数 K_t 为 1.7，日变化 K_d 为 1.3，管网最大用水时水头损失为 11.5m ，输水管水头损失为 1.5m ，泵站吸水井最低水位到管网中最不利点地形高差为 2m ，用水区建筑物层数为 3 层。试进行送水泵站水泵的选型设计。

【解】 已知管网要求的服务水头为 16m ，假设用水量最大时泵站内水头损失为 2m ，则由 (4-4) 式，可求得泵站的总扬程为：

$$H = 2 + 1.5 + 11.5 + 2 + 16 + 2 = 35\text{m}$$

根据 $Q=920\text{L/s}$ 和 $H=35\text{m}$ ，在水泵综合性能图上作出 a 点。当 $Q=30\text{L/s}$ 时 (即本水泵综合性能图上的坐标原点)，泵站内水头损失甚小，此时输水管和配水管网中水头损失也较小，今假定三者之和为 2m ，则所需水泵的扬程应为：

$$H = 2 + 2 + 16 + 2 = 22\text{m}$$

在图上作出 b 点，如图 4-11 所示。因为该用水区的时变化系数为 1.7，日变化系数为 1.3，所以平均日的平均时用水量应为 416L/s 。从图上可以看出当 $Q=416\text{L/s}$ 时，在 ab 线上所需扬程为 31m 左右。显然在用水较少的季节，所需扬程将沿 ab 线下降。因此选泵时必须注意节约能量。

从图 4-11 找到用一台 20Sh-13 型泵及两台 12Sh-13 型泵并联时，可以满足 a 点用水要求，而且 20Sh-13 及 12Sh-13 单泵运行时的高效段均与 ab 相交，并且分别在 600L/s 及 240L/s 的流量下运行。当 20Sh-13 和一台 12Sh-13 并联运行时，可在 750L/s 流量下与 ab 线相交。因此选用一台 20Sh-13 及两台 12Sh-13，作为第一方案。从图 4-11 还可以找到用两台 14Sh-13 (其中一台用经过切削后的叶轮，即 14Sh-13A) 及一台 12Sh-13 并联运行，亦可满足 a 点用水要求。并可看出 14Sh-13A 与 12Sh-13 并联及单独运行时与 ab 线交于流量

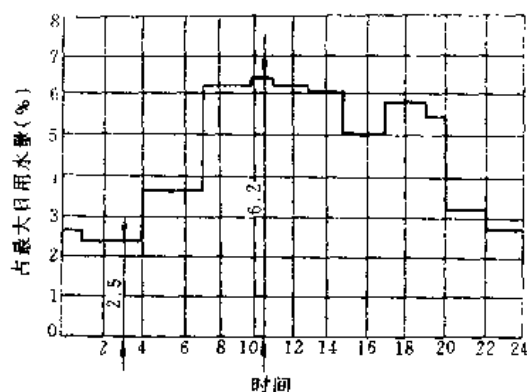


图 4-10 最大日用水量变化曲线

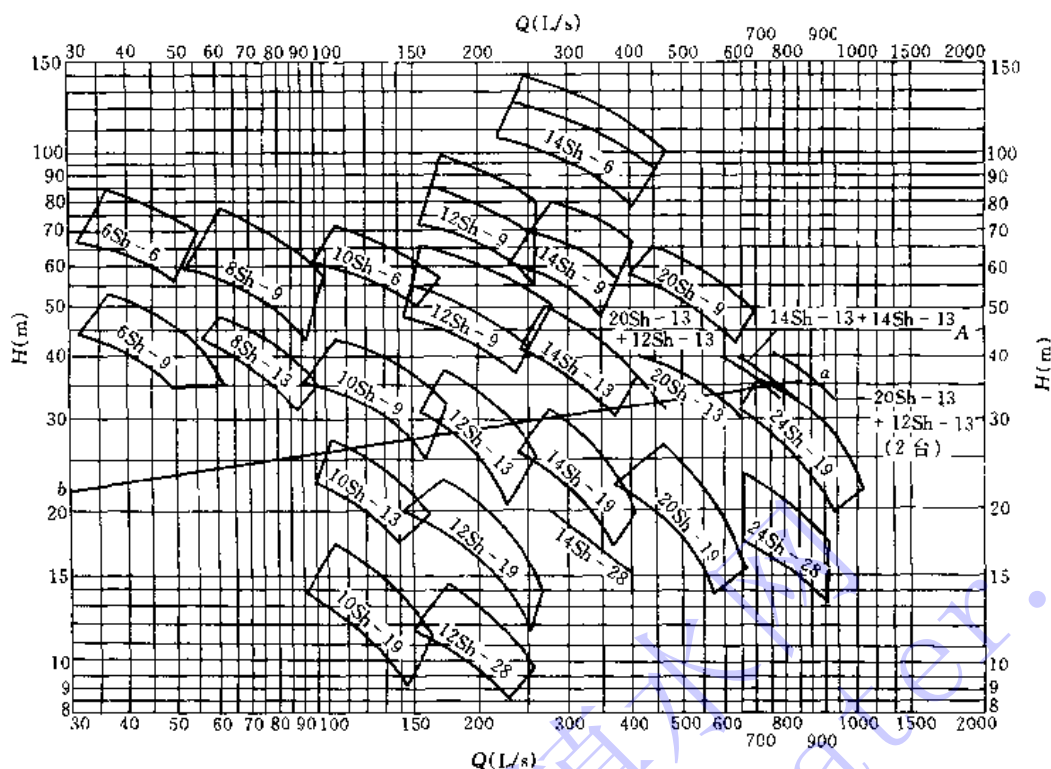


图 4-11 选泵参考特性曲线

为 570、370 及 240L/s，以及一台 14Sh-13 与一台 14Sh-13A 并联运行时与 *ab* 线交于 760L/s。列出分级供水水泵运行表见表 4-1。

从表 4-1 可以看出，第一方案能量利用略好于第二方案，特别在出现机率较大时，如 370~750L/s 范围内（这一范围用水量接近于平均用水量），能量浪费较少，而且水泵台数两个方案均相等。因此可采用第一方案。

三、选泵时尚需考虑的其它因素

选泵时尚需考虑的其它因素，有下列几点：

(1) 水泵的构造形式对泵房的大小、结构形式和泵房内部布置等有影响，因而对泵站造价很有关系。例如，对于水源水位很低，必须建造很深的泵站时，选用立式泵可使泵房面积减小，降低造价。又如单吸式垂直接缝的水泵和双吸式水平接缝的水泵在泵站内吸、压水管的布置上就有很大不同。

(2) 应保证水泵的正常吸水条件。在保证不发生气蚀的前提下，应充分利用水泵的允许吸上真空高度，以减少泵站的埋深，降低工程造价。同时应避免泵站内各泵安装高度相差太大，致使各泵的基础埋深参差不齐或整个泵站埋深增加。

(3) 应选用效率较高的水泵，如尽量选用大泵，因为一般大泵比小泵的效率较高。

(4) 根据供水对象对供水可靠性的不同要求，选用一定数量的备用泵，以满足在事故情况下的用水要求；在不允许减少供水量的情况下（例如冶金工厂的高炉与平炉车间的供水），应有两套备用机组；允许短时间内减少供水量的情况下，备用泵只保证供应事故用水量；允许短时间内中断供水时，可只设一台备用泵。城市给水系统中的泵站，一般也只需一台备用泵。通常备用泵的型号可以和泵站中最大的工作泵相同。当管网中无水塔且泵站

内机组较多时，也可考虑增设一台备用泵，它的型号和最常运行的工作泵相同。如果给水系统中具有足够大容积的高地水池或水塔时，可以部分或全部代替泵站进行短时间供水，则泵站中可不设备用泵，仅在仓库中贮存一套备用机组即可。

备用泵和其它工作泵一样，应处于随时可以启动的状态。

(5) 选泵时应尽量结合地区条件优先选择当地制造的成系列生产的、比较定型的和性能良好的产品。

选 泵 方 案 比 较

表 4-1

方 案 编 号	用水量变化范围 (L/s)	运行水泵型号 及 台 数	水泵扬程 (m)	所需扬程 (m)	扬程利用率 (%)	水泵效率
第一方案选用 一台 20Sh-13 两台 12Sh-13	750~920	一台 20Sh-13 两台 12Sh-13	40~35	34~35	82~100	80~88 78~82
	600~750	一台 20Sh-13 一台 12Sh-13	39~34	33~34	81~100	82~88 79~86
	460~600	一台 20Sh-13	38~33	31~33	77~100	82~87
	240~460	两台 12Sh-13	42~33	28~31	50~100	69~84
	<240	一台 12Sh-13	~28	~28		~83
第二方案选用 一台 14Sh-13 一台 14Sh-13A 一台 12Sh-13	760~920	一台 14Sh-13 一台 14Sh-13A 一台 12Sh-13	40~35	34~35	82~100	83~75 82~84 78~85
	570~760	一台 14Sh-13 一台 14Sh-13A	40~34	32~34	81~100	83~74 82~82
	370~570	一台 14Sh-13A 一台 12Sh-13	42~32	30~32	71~100	76~82 69~84
	240~370	一台 14Sh-13A	42~30	28~30	80~100	76~78
	<240	一台 12Sh-13	~28	~28		~83

四、选泵后的校核

在泵站中水泵选好之后，还必须按照发生火灾时的供水情况，校核泵站的流量和扬程是否满足消防时的要求。

就消防用水来说，一级泵站的任务只是在规定的时间内向清水池中补充必要的消防贮备用水。由于供水强度小，一般可以不另设专用的消防水泵，而是在补充消防贮备用水时间内，开动备用水泵以加强泵站的工作。

因此，备用泵的流量可用下式进行校核：

$$Q = \frac{2\alpha(Q_t + Q') - 2Q_t}{t_t}$$

(4-5)

式中

Q_t ——设计的消防用水量 (m³/h)；
 Q' ——最高用水日连续最大二小时平均用水量 (m³/h)；
 Q_t ——一级泵站正常运行时的流量 (m³/h)；
 t_t ——补充消防用水的时间，从 24~48h，由用户的性质和消防用水量的大小决定，见建筑设计防火规范；
 α ——计及净水构筑物本身用水的系数。

就二级泵站来说,消防属于紧急情况。消防用水其总量一般占整个城市或工厂的供水量的比例虽然不大,但因消防期间供水强度大,使整个给水系统负担突然加重。因此,应作为一种特殊情况在泵站中加以考虑。

例如,10万人口的城镇,一二层混合建筑,其生活用水按 $100\text{L}/(\text{人}\cdot\text{d})$ 计,平均秒流量 $q=116\text{L/s}$,设工业生产用水按生活用水量的30%计算,为 $Q'=0.3\times 116=35\text{L/s}$,合计 $\sum Q=151\text{L/s}$ 。消防时,按两处同时着火计, $q_f=60\text{L/s}$ 。可见,几乎使泵站负荷增加40%。

因此,虽然城市给水系统常采用低压消防制,消防给水扬程要求不高,但由于消防用水的供水强度大,即使开动备用泵有时也满足不了消防时所需的流量。在这种情况下,可增加一台水泵。如果因为扬程不足,那么泵站中正常运行的水泵,在消防时都将不能使用,这时将另选适合消防时扬程的水泵,而流量将为消防流量与最高时用水量之和。这样势必使泵站容量大大增加。在低压制条件下,这是不合理的。对于这种情况,最好适当调整管网中个别管段的直径,而不使消防扬程过高。

归纳起来,选泵应注意以下几点:

- (1) 在满足最大工况要求的条件下,应尽量减少能量的浪费;
- (2) 合理地利用各水泵的高效率段;
- (3) 尽可能选用同型号泵,使型号整齐,互为备用;
- (4) 尽量选用大泵,但也应按实际情况考虑大小兼顾,灵活调配;
- (5) Σh 值变化大,则可选不同型号泵搭配运行。
- (6) 保证吸水条件,照顾基础平齐,减少泵站埋深;
- (7) 考虑必要的备用机组;
- (8) 进行消防用水时的校核;
- (9) 考虑泵站的发展,实行近远期相结合;
- (10) 尽量选用当地成批生产的水泵型号。

第三节 泵站变配电设施及自动测控系统

给水泵站中的变配电设施基本上相同于一般工矿企业的变配电设施,但在一些具体问题上,有其本身的特点。

一、变配电系统中负荷等级及电压选择

(一) 负荷等级:电力负荷的等级,是根据用电设备对供电可靠性的要求来决定的。电力负荷一般分为三级。

1. 一级负荷是指突然停电将造成人身伤亡危险,或重大设备损坏且长期难以修复,因而给国民经济带来重大损失的电力负荷。大中城市的水厂及钢铁厂、炼油厂等重要工业企业的净水厂均应按一级电力负荷考虑。一级负荷的供电方式,应有两个独立电源供电,按生产需要与允许停电时间,采用双电源自动或手动切换的结线或双电源对多台一级用电设备分组同时供电的结线。独立电源是指若干电源中,任一电源故障或停止供电时,不影响其它电源继续供电。同时,具备下列两个条件的发电厂、变电站的不同母线段均属独立电源:(1) 每段母线的电源来自不同的发电机;(2) 母线段之间无联系,或虽有联系,但在其中一段发生故障时,能自动断开而不影响另一段母线继续供电。

2. 二级负荷是指突然停电产生大量废品,大量原材料报废或将发生主要设备破坏事故,但采用适当措施后能够避免的电力负荷。对有些城市水厂而言,则应是允许短时断水,经采取适当措施能恢复供水,利用管网紧急调度等手段可以避免用水单位造成重大损失者属于这种负荷。例如有一个以上水厂的多水源联网供水的系统或备用蓄水池的泵站,或有大容量高地水池的城市水厂。二级负荷的供电方式,应由两回路供电,当取得两回路线路有困难时,允许由一回路专用线路供电。

3. 三级负荷指所有不属一级及二级负荷的电力负荷。例如村镇水厂,只供生活用水的小型水厂等。其供电方式,无特殊要求。

(二) 电压选择:水厂中泵站的变配电系统,随供电电压等级的不同而异。电压大小的选定,与泵站的规模(即负荷容量)和供电距离有关。目前,电压等级有下列几种:380V、(220V)、6kV、10kV、35kV等。其中6kV等级不是国家标准等级,将趋于逐步淘汰。对于规模很小的水厂(总功率小于100kW),供电电压一般为380V。对于大多数中小型净水厂,供电电压以6kV和10kV居多,今后将尤以10kV替代6kV。对于大型水厂,大多供给35kV电压。

一般由380V电压供电的小型水厂,往往只可能有一个电源。因此,不能确保不间断供水。由6kV或10kV电压供电的中型水厂,需视其重要程度可由两个独立电源同时供电,或由一个常用电源和一个备用电源供电。6kV电源可直接配给泵站中的高压电机。水厂内其它低压用电设备可通过变压器将电压降至380V。10kV级的高压电机产品型号,近十年来已开始逐步增多。

二、泵站中常用的变配电系统

变配电设备是泵站中重要组成之一。工艺工程师掌握有关变配电知识就能够向电气设计人员提出明确的要求和资料,使整个设计更臻完善。图4-12所示为10kV总变电所(双电源)的结线图。总变电所设有两台主变压器,两台厂变压器。主变压器将10kV电压降为6kV后进行配电。厂变压器将10kV降为380V后进行配电。变压器容量均按6kV(或380kV)全负荷的100%~75%考虑。图中每个油开关前后均设置隔离开关。隔离开关主要

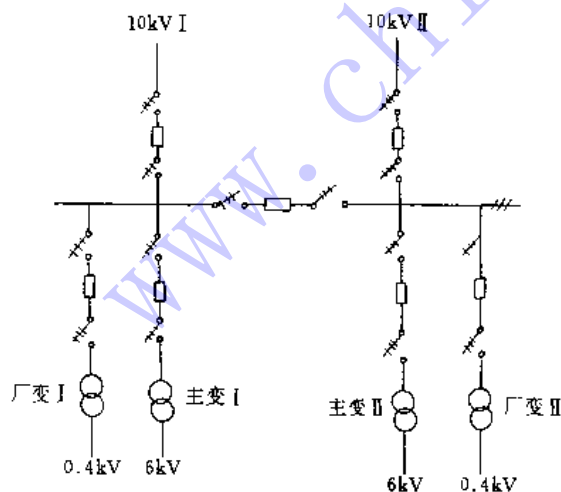


图 4-12 10kV 总变电所结线图 (双电源)

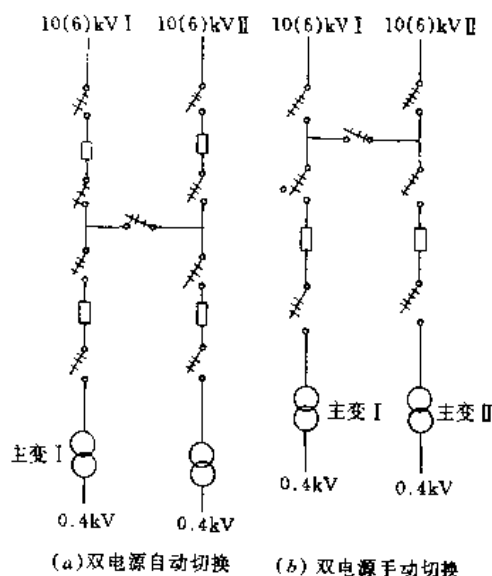


图 4-13 6~10kV 变电所常用结线

是在油开关需要检修时起切断电路作用。在高压电路中，隔离开关只能在断路情况下动作，以免带负荷拉闸造成强电弧烧损隔离开关的刀口或烧伤操作人员。泵站中如配用的是10kV的高压电机，则可直接连结。

图4-13为6~10kV变电所常用结线图。图中(a)适用于一个常用电源，一个备用电源，可以自动切换，中间的隔离开关作检修时切断之用。图中(b)适用于备用电源允许手动切换，切换时可以短时间停电的场合。对于中小型水厂一般均由6kV或10kV电压以双回路供电，经降压为380V后进行配电使用。水厂泵站中应设置变电所，安装两台变压器，每台变压器容量可按水厂最大计算容量的75%的备用量选择。

图4-14所示为常用的高压配电屏的外形与结线图。图中的油开关是操作用的开关，开关盒内装有变压器油，在接通与断开瞬间，油可起灭弧作用。图中的隔离开关仅起隔离作用。因此在水泵闭闸启动过程，应先推上隔离开关（此时电路仍未接通），然后再推上油开关（电路接通），电机开始旋转。在水泵闭闸停车过程则相反，先拉下油开关（电路拉断），然后拉下隔离开关。图中4为电流互感器，它串联于线路上，由于电机是三相平衡荷载，一般串接二个电流互感器。图中3为电压互感器，并联于主线路。图4-15所示为低压配电屏的结线图。图中电流的量测仍是通过串结的电流互感器来进行的。由于是低压，因此可采用普通的闸刀开关1来作为隔离开关。

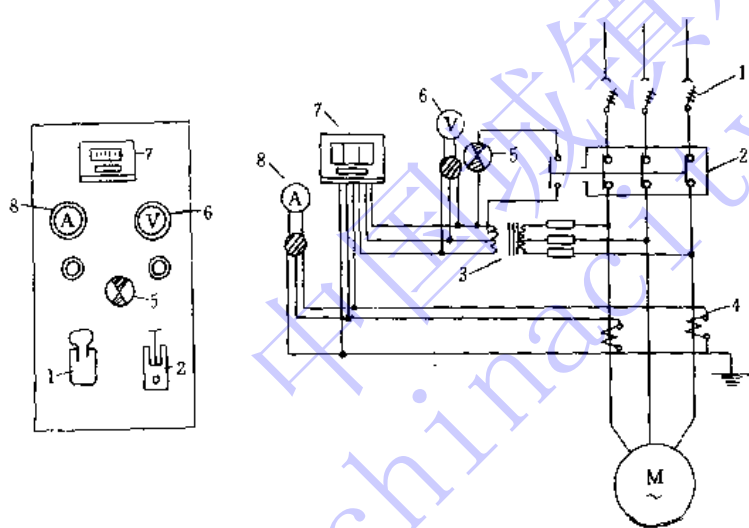


图 4-14 常用高压配电屏

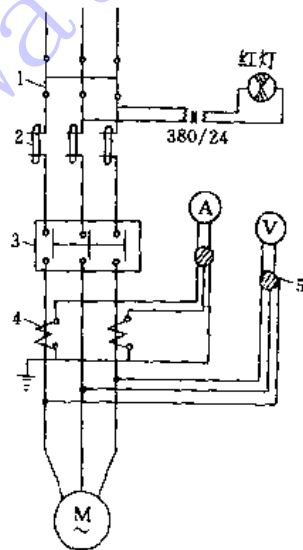


图 4-15 低压配电屏接线图

无论是高压配电还是低压配电，现代都采用由电器开关厂生产的成套设备。成套设备一般称配电屏（又称开关柜）。

由专门工厂成批生产的定型产品，是根据不同需要按一定的组合和线路将有关的配电设备（如开关、母线、互感器、测量仪表、保护装置和操作机构等）分别安装在一个铁框里，铁框具有一定的规模尺寸。

采用成套配电装置有很多优点，工作安全可靠，维护方便，施工安装简单，便于移动，而且设备安装紧凑，缩小了建筑体积，各柜的尺寸一致，增加了室内的整洁美观。

开关柜的布置应遵守以下的规定：



(1) 开关柜前面的过道宽度应不小于下列数值:

低压柜为 1.5m, 高压柜为 3.0m。

(2) 背后检修的开关柜与墙壁的净距不宜小于 0.8m。

高压配电室长度超过 7m 时应开两个门, 对于 GG-1C 型高压开关柜, 门宽 1.5m, 门高 2.5~2.8m。当架空出线时, 架空线至室外地坪高度为 4.5m, 高压配电室高度为 5m。当在开关柜顶上装有母线联络用的隔离开关时, 室内净高应为 4.5m。

低压配电室的门宽为 1.0m, 并应考虑以下情况确定其数目:

(1) 由低压配电室到水泵房要方便;

(2) 由低压配电室到高压配电室、变压器室要方便;

(3) 要考虑操作的路线, 值班人员上下班进出方便。

三、变电所

变电所的变配电设备是用来接受、变换和分配电能的电气装置, 它由变压器、开关设备、保护电器、测量仪表、连接母线和电缆等组成。

(一) 变电所的类型选择

变电所大体有以下几种类型: 1. 独立变电所。设置于距水泵房 15~20m 范围内单独的场地或建筑物内。其优点是便于处理变电所和水泵房建筑上的关系, 离开人流较多的地方, 比较安全。若附近有两个以上的水泵房, 或有其它容量较大的用电设备, 应选用这种形式。其缺点是: 离泵房内的电机较远, 线路长, 浪费有色金属, 消耗电能, 且工人维护管理不便, 故在给水排水工程中, 一般不宜采用。2. 附设变电所。设置于泵房外, 但有一面或二面墙壁和水泵房相连。这种形式采用较多。其优点是使变压器尽量靠近了用电设备, 同时并不给建筑结构方面带来困难。3. 室内变电所。此种变电所是全部或部分地设置于泵房内部, 但位于泵房的一侧, 此外变电所应有单独的通向室外的大门。这种类型和第二种相近, 只是建筑处理复杂一些, 但维护管理却较方便。采用这种形式也较多。

(二) 变电所的位置和数目

1. 变电所的位置应尽量位于用电负荷中心, 以最大限度地节约有色金属, 减少电耗。2. 变电所的位置应考虑周围的环境, 比如设置在锅炉的上风等。3. 变电所的位置应考虑布线是否合理, 变压器的运输是否方便等因素。4. 变电所的数目由负荷的大小及分散情况所决定, 如负荷大, 数量少, 且集中时, 则变电所应集中设置, 建造一个变电所即可, 如一级泵房、二级泵房等即是。如负荷小, 数量大, 且分散时, 则变电所也应该分散布置, 即应建筑若干个变电所。如深井泵房, 井数多, 距离远, 每个泵站一般只有一台水泵, 故必要时只好在每个深井泵房旁边设置一套配电设备。5. 根据泵站的发展应考虑变电所有发展的余地。

(三) 变电所的布置方案

变电所和水泵房的组合布置可以从下述几方面考虑: 变电所应尽量靠近电源, 低压配电室应尽量靠近泵房; 线路应顺直, 并尽量短; 泵房应可以方便地通向高、低压配电室和变压器室; 建筑上应注意与周围环境协调。图 4-16 (a) 所示为几种组合布置方案, 可供参考。

四、常用电动机

电动机从电网获得电能, 带动水泵运转, 同时又处于一定的外界环境和条件下工作。因

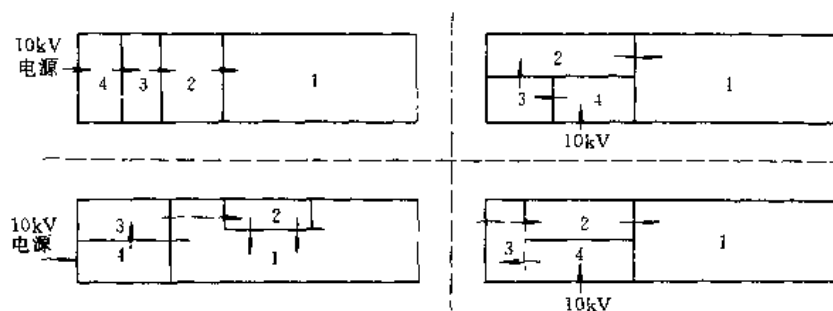


图 4-16 (a) 变电所与水泵房的组合布置

1—水泵房；2—低压配电室（包括值班室）；3—变压器室；4—高压配电室

此，正确地选择电动机，必须解决好电动机与水泵，电动机与电网，电动机与工作环境间的各种矛盾，并且尽量使投资节省，设备简单，运行安全，管理方便。一般应综合考虑以下四个方面的因素：

1. 根据所要求的最大功率、转矩和转数选用电动机。

电动机的额定功率要稍大于水泵的设计轴功率。电动机的启动转矩要大于水泵的启动转矩。电动机的转数应和水泵的设计转数基本一致。

2. 根据电动机的功率大小，参考外电网的电压决定电动机的电压。

通常可以参照以下原则，按电动机的功率选择电压：

(1) 功率在 100kW 以下的，选用 380V/220V 或 220/127V 的三相交流电；

(2) 功率在 200kW 以上的，选用 10kV（或 6kV）的三相交流电；

(3) 功率在 100~200kW 之间的，则视泵站内电机配置情况而定，多数电动机为高压，则用高压，多数电动机为低压，则用低压。

如果外电网是 10kV 的高压，而电动机功率又较大时，则应尽量选用高压电动机。

3. 根据工作环境和条件决定电动机的外形和构造形式：

不潮湿、无灰尘、无有害气体的场合，如地面式送水泵站，可选用一般防护式电动机；多灰尘或水土飞溅的场合，或有潮气、滴水之处，如较深的地下式地面水取水泵站中，宜选用封闭自扇冷式电动机；防潮式电动机一般用于暂时或永久的露天泵站中。

一般卧式水泵配用卧式电动机，立式水泵配用立式电动机。

4. 根据投资少，效率高，运行简便等条件，确定所选电动机的类型。

在给水处理泵站中，广泛采用三相交流异步电动机（包括鼠笼型和绕线型）。有时也采用同步电动机。

鼠笼型电动机，结构简单，价格便宜，工作可靠，维护比较方便，且易于实现自动控制或遥控，因此使用最多。其缺点是起动电流大，可达到额定电流的 4~7 倍，并且不能调节转速。但是，由于离心泵是低负荷起动，需要的起动转矩较小，这种电动机，一般均能满足要求，在一般情况下，可不装降压启动器，直接启动。对于轴流泵，只要是负载启动，启动转矩也能满足要求。在供电的电力网容量足够大时，采用鼠笼型电动机是合适的。过去常用的型号是 JO₂ 系列和 JS 系列，目前，基本以 Y 系列取而代之。

绕线型电动机，适用于起动转矩较大和功率较大或者需要调速的条件下，但它的控制

系统比较复杂。绕线型电动机能用变阻器减小起动电流。过去常用的有 JR 或 JRQ 系列, 目前, 基本以 YR 系列取而代之。

同步电动机价格昂贵, 设备维护及起动复杂, 但它具有很高的功率因数, 对于节约电耗, 改善整个电网的工作条件作用很大, 因此功率在 300kW 以上的大型机组, 利用同步电动机具有很大的经济意义。

五、交流电动机调速

交流电动机转速公式如下:

$$\text{同步电动机} \quad n = \frac{60}{P} \cdot f \quad (4-6)$$

$$\text{异步电动机} \quad n = \frac{60f}{P}(1 - S) \quad (4-7)$$

式中 n ——电动机转速 (r/min);
 f ——交流电源的频率 (Hz);
 P ——电动机的极对数;
 S ——电动机运行的转差率。

根据 (4-6) 式及 (4-7) 式可知, 调节交流电动机的 f 、 P 和 S 均可调节转速。通常把调节转速的方法分为两类:

1. 调节同步转速 (4-6) 式中 $\frac{60f}{P}$ 一项称为同步转速, 根据公式改变 f 或 P 均可达到调速目的。因此有两种调速方案: 调节电源频率称变频调速, 改变电机极对数称变极调速。

2. 调节转差率 只用于异步电动机, 此时同步转速 n_0 不变。调转差率调速的方案甚多如调节电动机定子电压、改变串入绕线式电机转子电路的附加电阻值等。调转差率调速方法的共同缺点是效率低, 所以通常称此方法为能耗型调速, 而调同步转速称高效型调速。

表 4-2 为各种交流调速方案的比较, 从表中可看出在诸多的调速方案中, 对性能评价高的仍为调同步转速的方案 (即变极调速和变频调速两种)。

变极调速就是通过电动机定于三相绕组接成几种极对数方式, 使鼠笼式异步电动机可以得到几种同步转速, 一般称为多速电动机。常用的有双速、三速和四速电动机 3 种。变极调速虽然具有初期投资小, 节能效果高等优点, 但它的调速档数只有几档, 应用范围受到限制。

变频调速既适用于同步电机也适用于异步电机, 后者用得更为普遍。图 4-16 (b) 所示为变频调速电动机的机械特性。从图上可看出: (1) 电源频率 f 值改变时, 电机的转速也相应改变。当某一负载转矩为 M_2 时, 可得到不同的转速 n 。若 $f_1 > f'_1 > f''_1 > f'''_1$ 时, 则 $n_1 > n_2 > n_3 > n_4$ 。故调节 f 即调节了 n 值。(2) 在某一频率 f 情况下, 负载转矩变化时, 其转速变化不大, 工程上称其机械特性硬 (机械特性即转速-转矩特性)。机械特性硬是一优点,

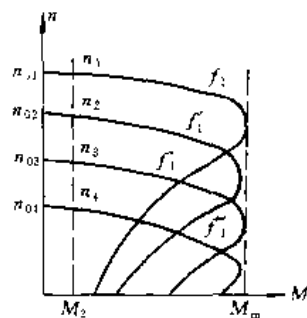
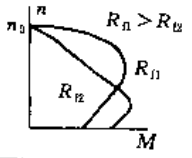
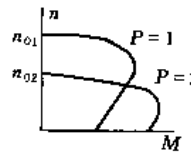
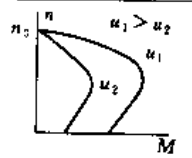
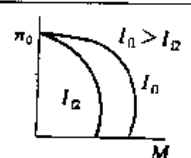
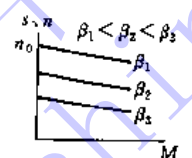
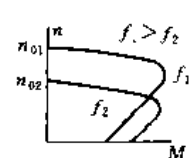
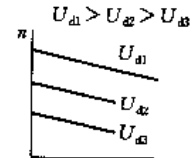


图 4-16 (b) 变频调速 n - M 特性

各种交流调速方式比较表

表 4-2

调速方案	转子串电阻	变极调速	调压调速	转差调速
调速方式	改变转子电路附加电阻值	改变定子极对数	调节电机定子电压	采用转差离合器调节激磁电流
机构特性				
调速范围(%) 电机效率 η 功率因数 节能效果 快速性 电机要求 初投资 可靠性 维护保养 对电网干扰 故障处理 性能评价	100~50 1-S, 差 优 一般 差 绕线式电机 较省 好 易 无 停车处理 较好	一般为3~4档 优 良好 优 ^① 快 多速鼠笼型电机 最省 好 最易 无 停车处理 好	100~80 1-S, 差 差 一般 快 异步电动机均可 省 好 易 大 可投入电网工频 较好	97~20 1-S, 差 良 一般 快 滑差电机 较省 一般 较易 无 停车处理 较好

调速方案	串级调速	变频调速	无换向器电机调速
调整方式	调节逆变器逆变角 β	调节供电电源(变频器)频率	(1) 调直流电压 U_d (2) 调激磁电流 I_m (3) 调换流超前角 γ
机构特性			
调速范围(%) 电机效率 η 功率因数 节能效果 快速性 电机要求 初投资 可靠性 维护保养 对电网干扰 故障处理 性能评价	100~40 $P_s \rightarrow$ 电网, 高 差 一般 快 绕线式电机 较贵 较差 较大 较大 停车处理 较好	100~0 高 优 优 快 交流电动机均可 贵 好 较难 较大 投入工频市电 最好	100~2 较高 差 优 稍差 无换向器电机 贵 好 较难 较大 较大 停车处理 好

①指流量对应于转速时。



表明它稳速精度高。在各种调速方案运行时,电动机的机械特性是不同的,例如调压调速方案,当负载变化引起转矩变化时,其转速波动就较大,就称为特性较软。(3) 调速过程中电动机转差损耗很小,电动机可以在很小转差率情况下正常运行,效率很高。(4) 属于无级调速、调速范围很宽,基本上可以从零赫兹(Hz)平滑调到额定转速,且只要电动机结构条件等允许,还可以从额定转速值上调。变频调速必须有一个频率可调的电源装置,这就是变频器。目前变频器种类繁多,国内外已有成品可供选用。

六、水泵机组的控制设备

电动机功率小于10kW的水泵机组,可以直接启动;功率在10kW以上时,应使用减压启动设备。深井泵机组因为是重载启动,传动轴细而长,如直接启动,传动轴上受到扭力很大,易损伤传动轴,故深井泵机组不论功率大小,均需采用减压启动。

(1) 手操作启动器

直接启动可采用胶盖闸刀、铁壳开关。减压启动时,如电动机为380V“ Δ ”接法,可用QX系列干式星三角启动器或油浸式星三角启动器;当电动机为380V“Y”接法时,只能采用QJ系列自耦变压器式手操作补偿器。

(2) 电磁启动器:

为便于遥控,一些距离较远的深井和大口井水泵机组,宜采用电磁启动器;对于潮湿的或很深的竖井式取水泵房,为保证操作安全,必须使用电磁启动器,启动器应装置在上层非淹没区或干燥地点,操作按钮采用防水式,可接到水泵机组的控制闸阀附近,便于操作。为逐步实现水泵控制自动化,水泵机组控制应尽量使用电磁启动器。

电磁启动器种类较多,可根据电动机的接法和水泵机组的要求选用。

七、泵站自动测控系统

1. 控制方式

泵站是水厂的重要组成部分。现代化泵站,除了工艺和设备要求先进外,更关键的是要实现生产过程的实时监测和自动控制。也即通常称为的自动测控系统。这种自动测控系统实际上就是IAC技术(即仪表化、自动化及控制化)在泵站中的具体应用。它不仅能保证出水水量、水压,解放生产力,提高生产效率,降低能耗,而且是给水技术上的一次重要变革。要实现自动测控,必须使泵站工作过程在控制方式选择上作综合考虑。就目前对过程控制的方式而言,有集中型控制方式、分散型控制方式、集散型控制方式和分布型控制方式等四种。国内外采用较多的控制方式是集散型控制系统,它是七十年代中期发展起来的新型控制方式,下面重点介绍这种控制方式。

2. 集散型控制

集散型控制就是“指挥权集中、控制权分散”,这种控制方式,它注重于功能分散,以求危险分散,提高系统的可靠性,便于实现三级控制(即就地现场的手动控制、车间自动控制和中央控制室集中控制)。集散型控制采用的主要硬件是工业计算机(IPC)、可编程序控制器(PLC)及智能化仪表群。通常简称IPC+PLC系统。图4-17所示为国内某水厂IPC+PLC控制系统的示意图。

水厂工艺过程中取水泵站、加药间、沉淀、过滤、送水泵站等均视为被控制的各车间。其控制方式的主要特点是:

(1) 集中管理、分散控制。它可在中控室对车间的各种设备进行控制和管理,又能在车

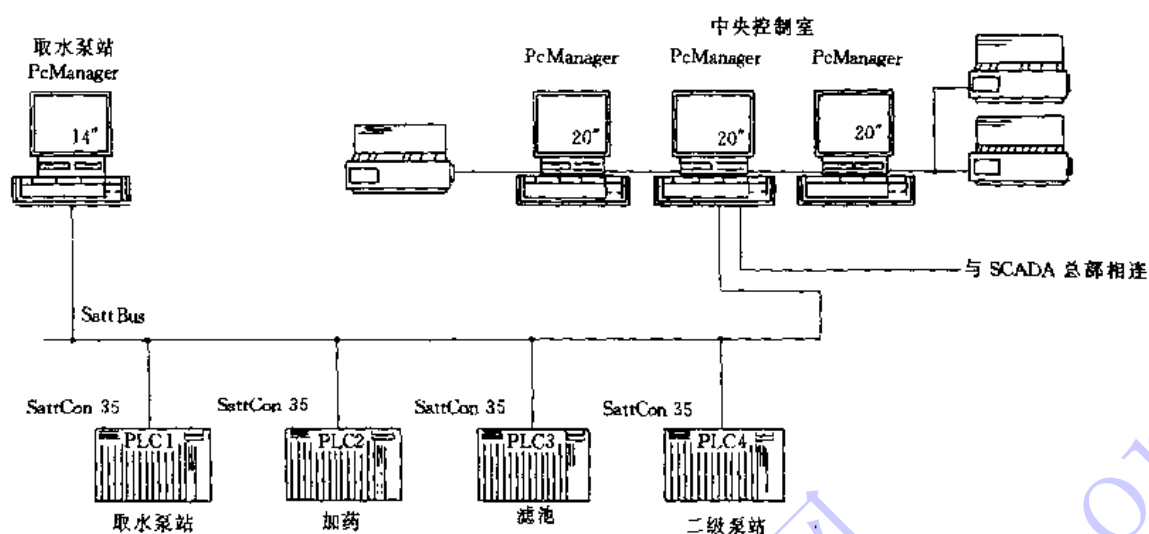


图 4-17

间控制室通过局控器对车间设备进行控制，避免集中式控制系统存在的危险性，即主机一发生故障，整个控制系统就会停止运转。当主控器发生故障时，各局控器不会受影响而仍执行各自的控制程序，某个局控器故障也不会影响其他局控器的运行，使系统可靠性大大提高。

(2) 可使操作调试人员从就地控制、车间控制逐步过渡到中央控制。调试安装方便，利于操作。

(3) 可维护性好，维修方便。检修系统中任一部分，不会影响其它部分的自动运行。

由于 PLC 的可靠性高，编程较易，可与工业现场信号直接相连，而且现代的 PLC 的通讯功能、网络功能都有很大的提高，并且有较强功能的软件平台。因此，由 PLC 和工业型电脑组成的集散型控制系统在可靠性、实时性、开放性和软件等方面都具有很大的优势，PLC 软件的编制是按照被控制的各车间工艺过程的要求来制定的。

3. 泵站中的测控过程

在 IPC+PLC 系统中，取水泵站和送水泵站均分别有一个自己的 PLC 控制子站。此子站的硬件主要是如图 4-18 所示的一个 PLC 控制柜，柜中由 6~8 模块组成，泵站中机组的控制过程均受模块已编制的软件来控制，测控过程的要点分述于下：

取水泵站

(1) 泵站中的 PLC 控制子站除了对本身的机组设备进行监控以外，还要负责对源水有关的数据和清水池的水位进行采集和监控。需要测控的数据有：电机电流、电压、温度、有功电度、无功电度、闸阀开关状态、河流水位、源水浊度、清水池水位、流量、扬程、调频信号以及工业电视信号等。

(2) 取水泵站的自动控制一般可分为远程控制和全自动控制两种。远程控制是指远距离输水的取水泵站，在此状态，操作人员可根据需要，通过计算机操作，对任意一台泵进行启动或停止。全自动控制是指在全自动方式下，根据清水池水位，出厂水流量和源水进水量决定源水泵的开启台数，并按先启动先停车的原则，对累计工作时间多的先停的原则，

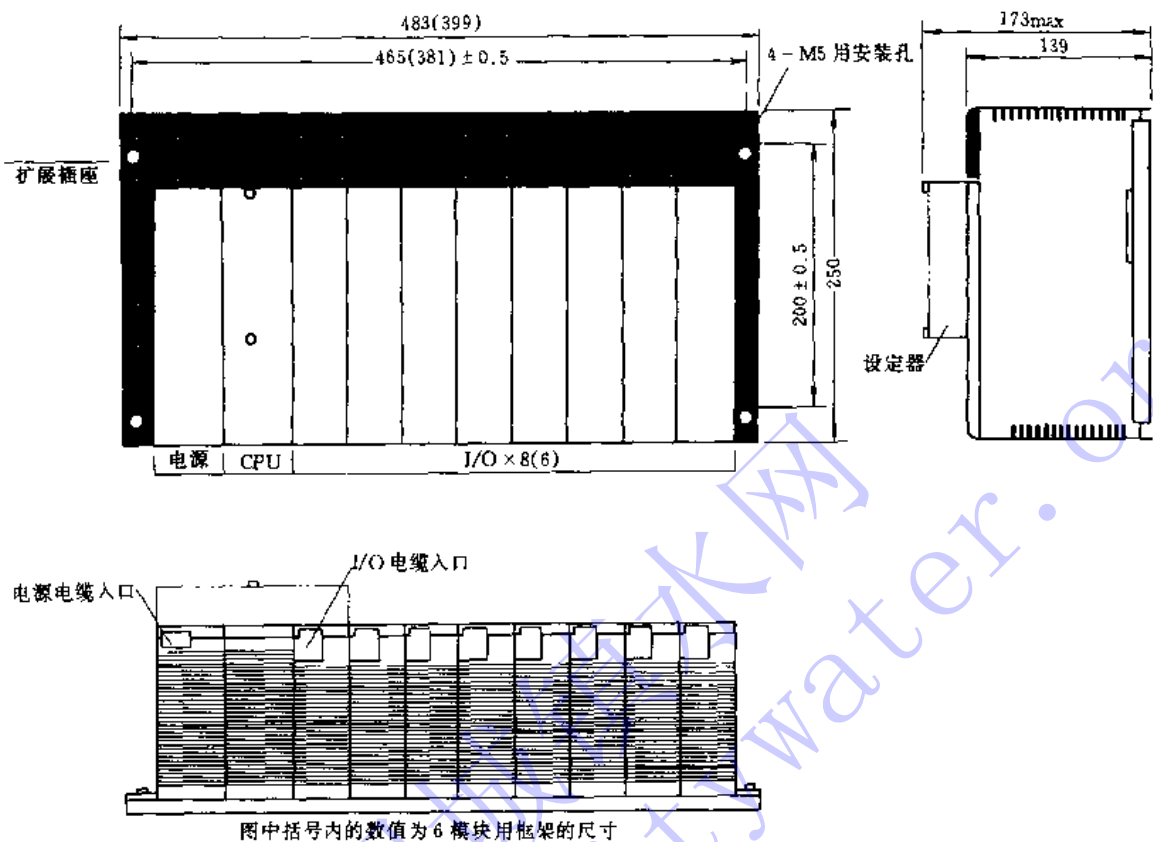


图 4-18 PLC 控制器示意

轮换进行工作。

(3) 决定泵启停的基本条件,是在泵启动前,先检查该泵是否满足启动条件。在泵的启动过程中,还需不断地检测启动电流的变化曲线,比较是否与正常的启动电流曲线相符,如不相符,立即停止该泵的启动,并给出声、光报警(包括漏电报警、缺相报警、阀不到位报警、吸水井水位过低报警等),显示相应的故障类别,以便操作人员及时处理。

送水泵站

(1) 送水泵站的自动控制,同样可分为远程控制和全自动控制两种。远程控制状态,根据具体情况,通过电脑操作对任一台泵进行启动或停车操作。全自动控制状态,根据出厂水压力和流量决定清水泵的停开台数。

(2) 送水泵站中水泵的控制,通常以一台或二台恒速泵作为基本工作泵,当管网中用水量增加,恒速泵的出厂水压力小于设定值,调速泵投入工作,并按实时出厂水压力逐步调高转速,以保证出厂压力恒定。恒速泵的停开数与调速泵调节区间的大小有关。

(3) 送水泵站监测的参数与取水泵站基本相同,但它不需监测有关源水的数据。管网中各测压点的压力参数,通常直接传送至中控室。



第四节 水泵机组的布置与基础

一、水泵机组的布置

水泵机组的排列是泵站内布置的重要内容，它决定泵房建筑面积的大小。机组间距以不妨碍操作和维修的需要为原则。机组布置应保证运行安全，装卸、维修和管理方便，管道总长度最短、接头配件最小、水头损失最小并应考虑泵站有扩建的余地。机组排列形式有以下几种：

(一) 纵向排列 (图 4-19 所示)。纵向排列 (即各机组轴线平行单排并列) 适用于如 IS 型单级单吸悬臂式离心泵。因为悬臂式水泵系顶端进水，采用纵向排列能使吸水管保持顺直状态 (如图 4-19 中泵 1)。如果泵房中兼有侧向进水和侧向出水的离心泵 (如图 4-19 中泵 2 均系 Sh 型泵或 SA 型泵)，则纵向排列的方案就值得商榷。如果 Sh 型泵占多数时，纵向排列方案 (如图 4-19 所示) 就不可取。例如 20Sh-9 型泵，纵向排列时，泵宽加上吸压水口的大小头和两个 90 度弯头长度共计 3.9m (如图 4-20 所示)。如果作横向排列，则泵宽为 4.1m，其宽度并不比纵排增加多少，但进出口的水力条件就大为改善了，在长期运行中可以节省大量电耗。

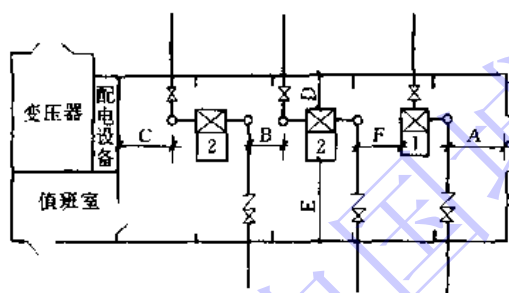


图 4-19 水泵机组纵向排列

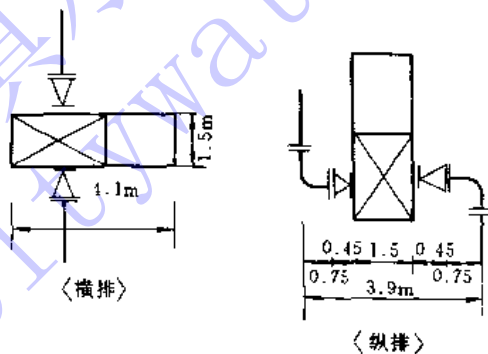


图 4-20 纵排与横排比较 (20Sh-9 型)

图 4-19 所示图中，机组之间各部尺寸应符合下列要求：

(1) 泵房大门口要求通畅，既能容纳最大的设备 (水泵或电机)，又有操作余地。其场地宽度一般用水管外壁和墙壁的净距 A 值表示。 A 等于最大设备的宽度加 1m，但不得小于 2m。

(2) 水管与水管之间的净距 B 值应大于 0.7m，保证工作人员能较为方便地通过。

(3) 水管外壁与配电设备应保持一定的安全操作距离 C 。当为低压配电设备时 C 值不小于 1.5m，高压配电设备 C 值不小于 2m。

(4) 水泵外形凸出部分与墙壁的净距 D ，须满足管道配件安装的要求，但是，为了便于就地检修水泵， D 值不宜小于 1m。如水泵外形不凸出基础， D 值则表示基础与墙壁的距离。

(5) 电机外形凸出部分与墙壁的净距 E ，应保证电机转子在检修时能拆卸，并适当留有余地。 E 值一般为电机轴长加 0.5m，但不宜小于 3m，如电机外形不凸出基础，则 E 值表示基础与墙壁的净距。

(6) 水管外壁与相邻机组的突出部分的净距 F 应不小于 0.7m。如电机容量大于 55kW

时, F 应不小于 1m。

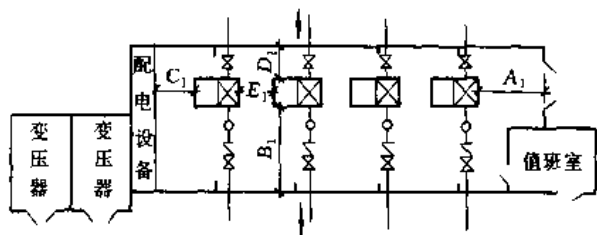


图 4-21 水泵机组横向排列

(二) 横向排列 (图 4-21 所示)

侧向进、出水的水泵, 如单级双吸卧式离心泵 Sh 型、SA 型采用横向排列方式较好。横向排列虽然稍增长泵房的长度, 但跨度可减小, 进水管顺直, 水力条件好, 节省电耗, 故被广泛采用。横向排列的各部尺寸应符合下列要求:

(1) 水泵凸出部分到墙壁的净距 A_1 与上述纵向排列的第一条要求相同, 如水泵外形不凸出基础, 则 A_1 表示基础与墙壁的净距。

(2) 出水侧水泵基础与墙壁的净距 B_1 应按水管配件安装的需要确定。但是, 考虑到水泵出水侧是管理操作的主要通道, 故 B_1 不宜小于 3m。

(3) 进水侧水泵基础与墙壁的净距 D_1 , 也应根据管道配件的安装要求决定, 但不小于 1m。

(4) 电机凸出部分与配电设备的净距, 应保证电机转子在检修时能拆卸, 并保持一定安全距离, 其值要求为: $C_1 = \text{电机轴长} + 0.5\text{m}$ 。但是, 低压配电设备应 $C_1 \geq 1.5\text{m}$; 高压配电设备 $C_1 \geq 2.0\text{m}$ 。

(5) 水泵基础之间的净距 E_1 值与 C_1 要求相同, 即 $E_1 = C_1$ 。如果电机和水泵凸出基础, E_1 值表示为凸出部分的净距。

(6) 为了减小泵房的跨度, 也可考虑将吸水阀门设置在泵房外面。

(三) 横向双行排列 (如图 4-22 所示)

这种排列更为紧凑, 节省建筑面积。泵房跨度大, 起重设备需考虑采用桥式行车。在泵房中机组较多的圆形取水站, 采用这种布置可节省较多的基建造价。应该指出, 这种布置形式两行水泵的转向从电机方向看去是彼此相反的, 因此, 在水泵定货时应向水泵厂特别说明, 以便水泵厂配置不同转向的轴套止锁装置。

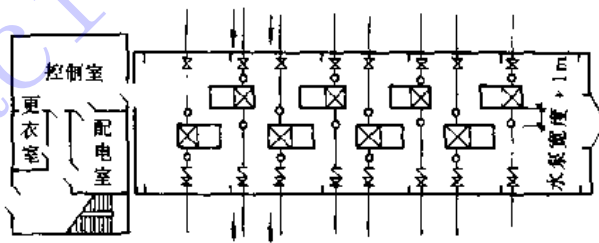


图 4-22 横向双行排列 (倒, 顺转)

二、水泵机组的基础

机组 (水泵和电动机) 安装在共同的基础上。基础的作用是支承并固定机组, 使它运行平稳, 不致发生剧烈振动, 更不允许产生基础沉陷。因此, 对基础的要求是: (1) 坚实牢固, 除能承受机组的静荷载外, 还能承受机械震动荷载; (2) 要浇制在较坚实的地基上, 不宜浇制在松软地基或新填土上, 以免发生基础下沉或不均匀沉陷。

卧式水泵均为块式基础, 其尺寸大小一般均按所选水泵安装尺寸所提供的数据确定。如无上述资料, 对带底座的小型水泵可选取:

基础长度 $L = \text{底座长度 } L_1 + (0.15 \sim 0.20) (\text{m})$

基础宽度 $B = \text{底座螺孔间距 (在宽度方向上) } b_1 + (0.15 \sim 0.20) (\text{m})$

基础高度 $H = \text{底座地脚螺钉的长度 } l_1 + (0.15 \sim 0.20) (\text{m})$

对于不带底座的大、中型水泵的基础尺寸,可根据水泵或电动机(取其宽者)地脚螺孔的间距加上 $0.4\sim 0.5\text{m}$,以确定其长度和宽度。基础高度确定方法同上。

基础的高度还可用于下述方法进行校核。基础重量应大于机组总重量的 $2.5\sim 4.0$ 倍。在已知基础平面尺寸的条件下,根据基础的总重量可以算出其高度。基础高度一般应不小于 $50\sim 70\text{cm}$ 。基础一般用混凝土浇筑,混凝土基础应高出室内地坪约 $10\sim 20\text{cm}$ 。

基础在室内地坪以下的深度还取决于临近的管沟深度,不得小于管沟的深度。由于水能促进振动的传播,所以应尽量使基础的底放在地下水位以上,否则应将泵房地板做成整体的连续钢筋混凝土板,而将机组安装在地板上凸起的基础座上。

为了保证泵站的工作可靠,运行安全和管理方便,在布置机组时,应遵照以下规定:

(1) 相邻机组的基础之间应有一定宽度的过道,以便工作人员通行。电动机容量不大于 55kW ,净距应不小于 0.8m ,电动机容量大于 55kW 时,净距不小于 1.2m 。电动机容量小于 20kW 时,过道宽度可适当减小。但在任何情况下,设备的突出部分之间或突出部件与墙之间应不小于 0.7m ,如电动机容量大于 55kW 时,则不得小于 1.0m 。

(2) 对于非水平接缝的水泵,在检修时,往往要将泵轴和叶轮沿轴线方向取出,因此在设计泵房时,要考虑这个方向有一定的余地,即水泵离开墙壁或其他机组的距离应大于泵轴长度加上 0.25m ,为了从电动机中取出转子,应同样地留出适当的距离。

(3) 装有大型机组的泵站内,应留出适当的面积作为检修机组之用。其尺寸应保持在被检修机组的周围有 $0.7\sim 1.0\text{m}$ 的过道。

(4) 泵站内主要通道宽度应不小于 1.2m 。

(5) 辅助泵(排水泵、真空泵)通常安置于泵房内的适当地方,尽可能不增大泵房尺寸。辅助泵可靠墙安装,只须一边留出过道。必要时,真空泵可安置于托架上。

第五节 吸水管路与压水管路

吸水管路和压水管路是泵站的重要组成部分,正确设计,合理布置与安装吸、压水管路,对于保证泵站的安全运行,节省投资,减少电耗有很大的关系。

一、对吸水管路的要求

对于吸水管路的基本要求是3点:1. 不漏气。吸水管路是不允许漏气的,否则会使水泵的工作发生严重故障。实践证明,当进入空气时,水泵的出水量将减少,甚至吸不上水。因此,吸水管路一般采用钢管,因钢管强度高,接口可焊接,密封性胜于铸铁管。钢管埋于土中时应涂沥青防腐层。当然也有不少泵站采用铸铁管的,但施工时接头一定要严密。2. 不积气。水泵吸水管内真空值达到一定值时,水中溶解气体就会因管路内压力减小而不断逸出,如果吸水管路的设计考虑欠妥时,就会在吸水管道的某段(或某处)上出现积气,形成气囊,影响过水能力,严重时破坏真空吸水。为了使水泵能及时排走吸水管路内的空气,吸水管应有沿水流方向连续上升的坡度 i ,一般大于 0.005 ,以免形成气囊(如图4-23所示)。由图可见,为了避免产生气囊,应使沿吸水管线的最高点在水泵吸入口的顶端。吸水管的断面一般应大于水泵吸入口的断面,这样可减小管路水头损失,吸水管路上的变径管可采用偏心渐缩管(即偏心大小头),保持渐缩管的上边水平,以免形成气囊。3. 不吸气。

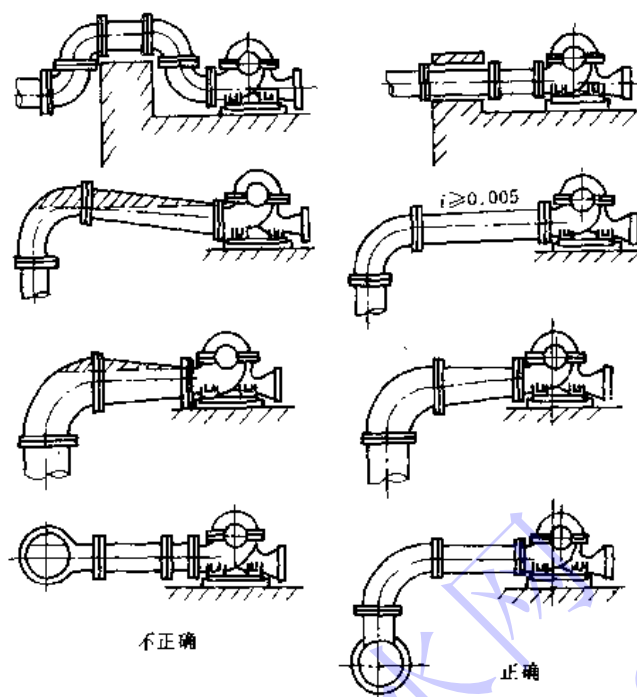


图 4-23 正确的和不正确的吸水管安装

吸水管进口淹没深度不够时，由于进口处水流产生漩涡、吸水时带进大量空气。严重时也将破坏水泵正常吸水。这类情形，多见于取水泵房在河道枯水位情况下吸水。为了避免吸水井（池）水面产生漩涡，使水泵吸入空气，吸水管进口在最低水位下的淹没深度 h 不应小于 $0.5 \sim 1.0\text{m}$ ，如图 4-24 所示。若淹没深度不能满足要求时，则应在管子末端装置水平隔板，如图 4-25 所示。

为了防止水泵吸入井底的沉渣，并使水泵工作时有良好的水力条件，应遵守以下规定：

- (1) 吸水管的进口高于井底不小于 $0.8D$ ，如图 4-24。 D 为吸水管喇叭口（或底阀）扩大部分的直径，通常取 D 为吸水管直径的 $1.3 \sim 1.5$ 倍。
 - (2) 吸水管喇叭口边缘距离井壁不小于 $0.75 \sim 1.0D$ 。
 - (3) 在同一井中安装有几根吸水管时，吸水喇叭口之间的距离不小于 $(1.5 \sim 2.0) D$ 。
- 当水泵采用抽气设备充水或能自灌充水时，为

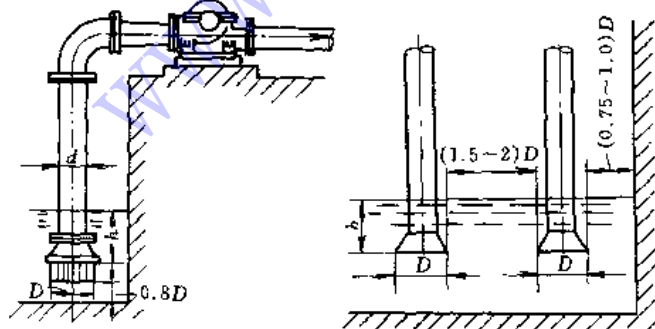


图 4-24 吸水管在吸水井中的位置

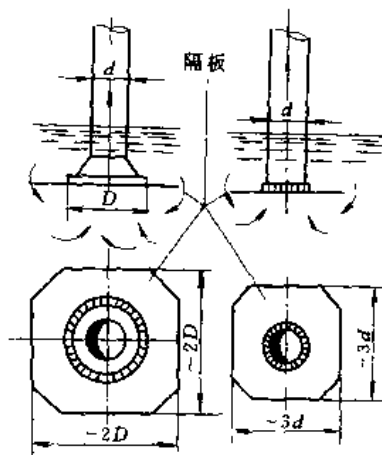


图 4-25 吸水管末端的隔板装置



了减少吸水管进口处的水头损失，吸水管进口通常采用喇叭口形式。如水中较大的悬浮杂质时，喇叭口外面还需加设滤网，以防水中杂物进入水泵。

当水泵从压水管引水启动时，吸水管上应装有底阀。底阀过去一般用水下式，装于吸水管的末端。底阀的式样很多，它的作用是水只能吸入水泵，而不能从吸水喇叭口流出。图 4-26 所示为一种铸铁底阀，在水泵停车时，碟形阀门在吸水管中水压力及本身重量作用下落座，使水不能从吸水管逆流。底阀上附有滤网，以防止杂物进入水泵堵塞或损坏叶轮。实践表明，水下式底阀因胶垫容易损坏，引起底阀漏水，须经常检修拆换，给使用带来不便。为了改进这一缺点，试验成功了水上式底阀，如图 4-27 所示。由于水上式底阀具有使用效果良好，安装检修方便等优点，因而设计中采用者日益增多。水上式底阀使用的条件之一，是吸水管路（图 4-27 中 1 所示）水平段应有足够的长度，以保证水泵充水启动后，管路中能产生足够的真空值。

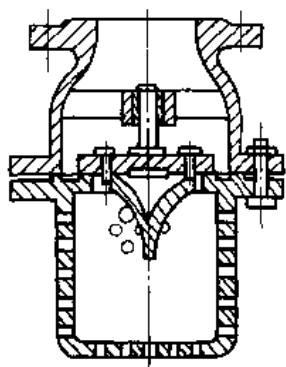


图 4-26 铸铁底阀

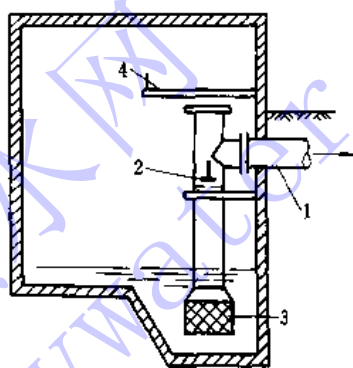


图 4-27 水上式底阀

1—吸水管；2—底阀；3—滤罩；4—工作台

【例】 设水泵安装高度为 4m，底阀距离吸水池中最低水位为 3.5m。试计算该水上式底阀正常工作所需的吸水管水平段 l_1 的长度（米），如图 4-28 所示。

【解】 设水泵启动前 l_1 段内的压力为 P_1 ，空气容积为 V_1 ，垂直段 l_2 内压力为 P_2 ，空气容积为 V_2 。开始启动后，管段 l_1 与 l_2 中的压力为 P 。按波义耳定律： $P(V_1 + V_2) = P_2 \cdot V_2$ 。

假设忽略水头损失，则因水泵的安装高度 $H_s = 4m$ ，得： $P = 0.6atm$ 。又因底阀前后的吸水管径相同，故 V_1 及 V_2 可以用 l_1 及 l_2 来替代。因此： $0.6(l_1 + 3.5) = 1 \times 3.5$ 得： $l_1 = 2.33m$ 。

考虑到水管内的水头损失和水泵填料函不密封漏气以及经过水上式底阀本身的水头损失等，还须乘以修正系数 K ，其值如下表 4-3。

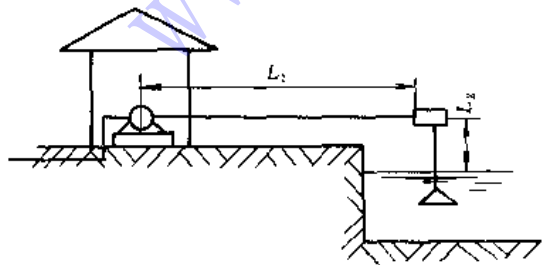


图 4-28 水上式底阀计算示意图

因此， l_1 段水管长度应为：

$$l_1 = 2.5 \times 2.33 = 5.8m \text{ (取 } 6m \text{)}$$

吸水管中的设计流速建议采用以下数值：

管径小于 250mm 时，为 1.0~1.2m/s；管径等于或大于 250mm 时，为 1.2~1.6m/s。

在吸水管路不长且地形吸水高度不很大的情况下，可采用比上述数值大些的流速，如



1.6~2.0m/s。例如水泵为自灌式工作时，则吸水管中流速就可适当放大。

表 4-3

安装高度 H_{ss} (m)	2	3	4	5	6
K 值	1.9	2.1	2.5	3.0	3.7

二、对压水管路的要求

泵站内的压水管路经常承受高压（尤其当发生水锤时），所以要求坚固而不漏水，通常采用钢管，并尽量采用焊接接口，但为便于拆装与检修，在适当地点可设法兰接口。

为了安装上方便和避免管路上的应力（如由于自重、受温度变化或水锤作用所产生的应力）传至水泵，一般应在吸水管路和压水管路上需设置伸缩节或可曲挠的橡胶接头（如图 4-29 所示）。管道伸缩节目前已有多种形式可供选用。为了承受管路中内压力所造成的推力，在一定的部位上（各弯头处）应设置专门的支墩或拉杆。

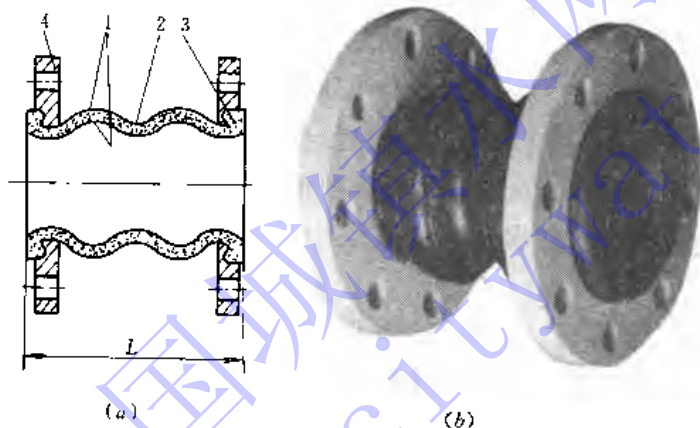


图 4-29 可曲挠双球体橡胶接头
1—主体；2—内衬；3—骨架；4—法兰

在不允许水倒流的给水系统中，应在水泵压水管上设置止回阀。一般在以下情况应设置止回阀：

- (1) 井群给水系统。
- (2) 输水管路较长，突然停电后，无法立即关闭操作闸阀的送水泵站（或取水泵站）。
- (3) 吸入式启动的泵站，管道放空以后，再抽真空比较困难。
- (4) 遥控泵站无法关闸。
- (5) 多水源、多泵站系统。
- (6) 管网布置位置高于泵站，如无止回阀时，在管网内可能出现负压。

止回阀通常装于水泵与压水闸阀之间，因为止回阀经常损坏，所以当需要检修，更换止回阀时，可用闸阀把它与压水管路隔开，以免水倒灌入泵站内。这样装的另一优点是，水泵每次启动时，阀板两边受力均衡便于开启。缺点是压水闸阀要检修时，必须将压水管路中的水放空，造成浪费。因此也有的泵站，将此阀放在压水闸阀的后面。这样布置的缺点是当止回阀外壳因发生水锤而损坏时，水流迅速倒灌入泵站，有可能使泵站被淹。故只有水锤现象不严重，且为地面式泵站时，才允许这样布置。或者将止回阀装设于泵站外特设

的切换井中。图 4-30 所示为法兰连接的旋启式止回阀,通常用于 200~600mm 的管路中。这种旋启式止回阀的最大缺点是在它关闭时会产生关阀水锤。目前,已有许多不同形式的止回阀在工程中可供选用。

压水管路上的闸阀,因为承受高压,所以启闭都比较困难。当直径 $D \geq 400\text{mm}$ 时,大都采用电动或水力闸阀。

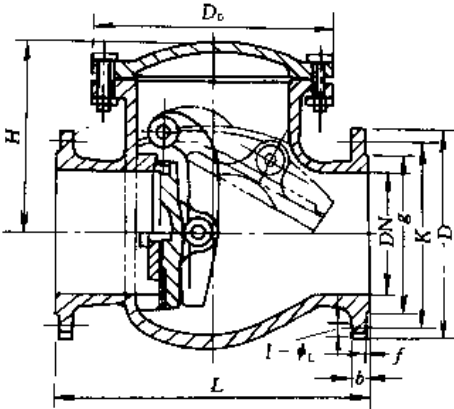


图 4-30 旋启式止回阀

泵站内压水管路采用的设计流速可比吸水管路大些,因为压水管路允许的水头损失较大。又压水管路上管件较多,减少了管件的直径,就可减小它们的重量、造价和缩小泵房的建筑面积。压水管路的设计流速为:

管径小于 250mm 时,为 1.5~2.0m/s;

管径等于或大于 250mm 时,为 2.0~2.5m/s;

上述设计流速取值较给水管网设计中的平均流速要大,因为泵站内压水管路不长,流速取大一点,水头损失增加不多,但可减少管子和配件的直径。

三、吸水管路和压水管路的布置

如前所述,泵站内吸水管一般没有联络管,如果因为某种原因,必须减少水泵吸水管的条数,而设置联络管时,则在其上应设置必要数量的闸阀,以保证泵站的正常工作。但是这种情况应尽量避免,因为,在水泵为吸入式工作时,管路上设置的闸阀越多,出事的可能性也越大。

图 4-31 (a) 所示为三台水泵(其中一台备用)各设一条吸水管路的情况。水泵轴线高于吸水井中最高水位,所以吸水管路上不设闸阀。

图 4-31 (b) 所示为三台水泵(其中一台备用)采用两条吸水管路的布置。在每条吸水管路上装设一个闸阀 1,在公共吸水管上装设两个闸阀 2,在每台水泵附近装设一个闸阀 3。当两个闸阀 2 都关闭的时候,水分别由两条吸水管路引向水泵 H_1 和 H_3 。其他情况运转时(H_1 和 H_2 或 H_2 和 H_3),要开启两个闸阀 2 中的一个。如果闸阀 1 中有一个要修理,则一条吸水管将供应两台水泵吸水。

设置公共的吸水管路,虽然缩短了管线的总长度,但却增加了闸阀的数量和横联络管,所以它只适用于吸水管路很长而又不能设吸水井的情况。

一般情况下,为了保证安全供水,输水干管通常设置两条(在给水系统中有较大容积的高地水池时,也可只设一条),而泵站内水泵台数常在 2~3 台以上。为此,就必须考虑到当一条输水干管发生故障需要修复或工作水泵发生故障改用备用水泵送水时,均能将水

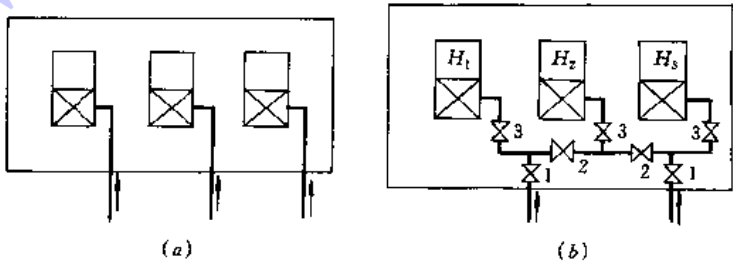


图 4-31 吸水管路的布置

送往用户。

供水安全要求较高的泵站，在布置压水管路时，必须满足：

- (1) 能使任何一台水泵及闸阀停用检修而不影响其他水泵的工作。
- (2) 每台水泵能输水至任何一条输水管。

送水泵站通常在站外输水管路上设一检修闸阀，或每台水泵均加设一检修闸阀，即每台泵出口设有两个闸阀。这种闸阀经常是开启状态的，只有当修理水泵或水管上的闸阀时，才关闭。这样布置，可大大地减少压水总联络管上的大闸阀个数，因而是较安全又经济的办法。

检修闸阀和联络管路上的闸阀，因使用机会很少，不易损坏，一般不再考虑修理时的备用问题，但是，所有常开闸阀，也应定期进行开闭的操作和加油保护，以保持其工作的可靠性。

压水管路及管路上闸阀布置方式的不同，对泵站的节能效果与供水安全性均有紧密联系。如图 4-32 所示的三台泵（二用一备）、两条输水管的两种不同方式布置中，可看出，这两种布置共同的特点是，当压水管上任一闸阀 1 需要检修时，允许有一台泵及一条输水管停用，两台泵的流量由一条输水管送出。当修理任一闸阀 2 时，将停用两台泵及一条输水管。这两种方式布置的不同点在于，图中（a）式布置可节省两个 90 度弯头的配件，并且泵 I、泵Ⅰ作为经常工作泵，水头损失甚小（水流通过三通时其阻力系数 $\xi=0.1$ ），它与图中（b）布置相比较具有明显的节能效果。

上述这种情况，如果必须保证有两台泵向一条输水管送水时，则应在联络母管 a-b 上要增设两个双闸阀，如图 4-33（b）所示。有时为了缩小泵房的跨度，可将闸阀 1 装在联络母管 a-b 的延长线上，如图 4-33（c）所示。由此可看出，压水管上闸阀的设置，主要是取决于供水对象对于供水安全性的要求，不同要求应有不同的布置方式。

图 4-34 所示为 4 台水泵向两条总压水管供水的布置图，其中一台为备用泵。这时闸阀 2 之一要修理时，泵站还有两台水泵及一条压水总管可供水，水量下降不多。假设只装一个闸阀 2，则当修理它时，整个泵站将停止工作。

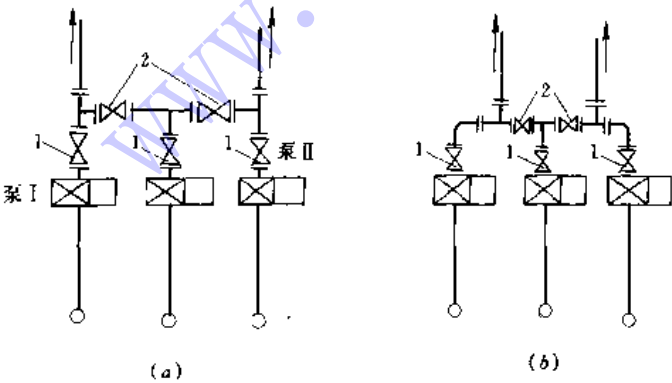


图 4-32 输水管不同方式布置比较

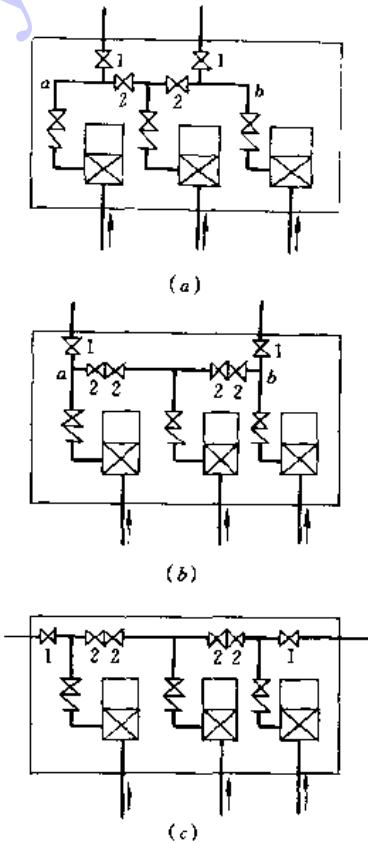


图 4-33 三台水泵时压水管路的布置

有时为了减小泵房的跨度，将联络管置于墙外的管廊中或将联络管设在站外，而把联络管上的闸阀置于闸阀井中，如图 4-35 所示。

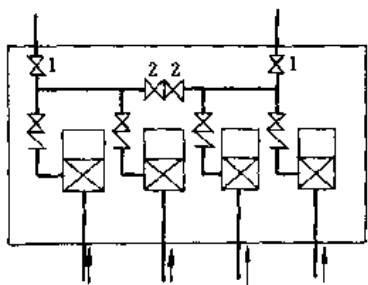


图 4-34 4 台水泵的压水管路布置

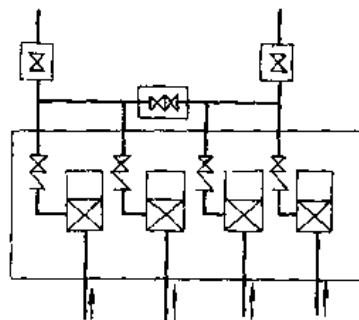


图 4-35 联络管在站外的压水管路布置

四、吸水管路和压水管路的敷设

管路及其附件的布置和敷设应当保证使用和修理上的便利。敷设互相平行的管路时，应使管道外壁相距 0.4~0.5m，以便维修人员能无阻地拆装接头和配件。为了承受管路中压力所造成的推力，应在必要的地方（如弯头、三通处）装置支墩、拉杆等，不允许让这些推力传给水泵。

管路上必须设置放水口，供放空管路之用。泵站内的水管不能直接埋于土中，视具体情况可以敷设于：（1）砖、混凝土或钢筋混凝土的地沟中；（2）机器间下面的地下室中；（3）泵站地板上。

如吸、压水管直径在 500mm 以下，建议敷设在地沟中或将两者之一敷设在地沟中，以利泵站内的交通。直径大于 500mm 的水管，因不适于安装过多的弯头，宜直进直出，可连同水泵一起安装在泵站机器间的地板上，水泵吸、压水管安装呈一直线，不设弯头，可节约电耗。当水管敷设于泵站地板上时，应修建跨过管道并能走近机组和闸阀的便桥和梯子。在机组为数不多（不多于 2~3 套）和管路不很长的个别场合，直径大于 500mm 的水管也可以敷设于地沟中。

地沟上应有活动盖板，为了便于安装和检修，从沟底到下管壁的距离不应小于 350mm，从管壁到沟的顶盖的距离应不小于 100~200mm。直径在 200mm 以下的水管应敷设在地沟的中间，沟壁与水管侧面的距离应不小于 350mm。直径为 250mm 或更大的水管应不对称地敷设于沟中，管壁到沟壁的距离，在一侧不应小于 350mm，而另一侧应不小于 450mm。沟底应有向集水坑或排水口倾斜的坡度 i ，一般为 0.01。

地下式水泵站所在地地下水位较高时，不宜采用能通行的管沟或地下室，否则会大大增加泵站的造价。

吸、压水管在引出泵房之后，必须埋设在冰冻线以下，并应有必要的防腐防震措施。如管道位于泵站施工工作坑范围内，则管道底部应作基础处理，以免回填土发生过大的沉降。

泵站内管道一般不宜架空安装。但地下深度较大的泵房，为了与室外管路连接，有时不得不作架空管道。管道架空安装时，应作好支架或支柱，但不应阻碍通行，更不能妨碍水泵机组的吊装及检修工作。不允许将管道架设在电气设备的上方，以免管道漏水或凝露



时,影响下面电气设备的安全工作。

第六节 泵站水锤及其防护

一、停泵水锤

在压力管道中,由于流速的剧烈变化而引起一系列急剧的压力交替升降的水力冲击现象,称为水锤(又叫水击)。

离心泵本身供水均匀,正常运行时在水泵和管路系统中不产生水锤危害。一般的操作规程规定,在停泵前需将压水阀门关闭,因而正常停泵也不引起水锤。

所谓停泵水锤是指水泵机组因突然失电或其他原因,造成开阀停车时,在水泵及管路中水流速度发生递变而引起的压力递变现象。

发生突然停泵的原因可能有:

(1) 由于电力系统或电气设备突然发生故障,人为的误操作等致使电力供应突然中断。

(2) 雨天雷电引起突然断电。

(3) 水泵机组突然发生机械故障,如联轴器断开,水泵密封环被咬住,致使水泵转动发生困难而使电机过载,由于保护装置的作用而将电机切除。

(4) 在自动化泵站中由于维护管理不善,也可能导致机组突然停电。

停泵水锤的主要特点是:突然停电(泵)后,水泵工作特性开始进入水力暂态(过渡)过程,其第Ⅰ阶段为水泵工况阶段。在此阶段中,由于停电主驱动力矩消失,机组失去正常运行时的力矩平衡状态,由于惯性作用仍继续正转,但转速降低(机组惯性大时降得慢,反之则降得快)。机组转速的突然降低导致流量减少和压力降低,所以先在泵站处产生压力降低。这点和水力学中叙述的关阀水锤显然不同。此压力降以波(直接波或初生波)的方式由泵站及管路首端向末端的高位水池传播,并在高位水池处引起升压波(反射波),此反射波由水池向管路首端及泵站传播。由此可见,停泵水锤和关阀水锤的主要区别就在于产生水锤的技术(边界)条件不同,而水锤波在管路中的传播、反射与相互作用等,则和关阀水锤中的情况完全相同。

压力水管中的水,在断电后的最初瞬间,主要靠惯性作用,以逐渐减慢的速度,继续向高位水池方向流动,然后使其流速降至零,但这种状态是不稳定的,在重力水头的作用下,管路中的水又开始向水泵站倒流,速度又由零逐渐增大,以后的技术特点,应视在水泵压出口处有无普通止回阀而分别出现下述几种情况。

1. 在水泵出口处有止回阀的情况(有阀系统)

当管路中倒流水流的速度达到一定程度时,止回阀很快关闭,因而引起很大的压力上升;而且当水泵机组惯性小,供水地形高差大时,压力升高也大。

这种带有冲击性的压力突然升高能击毁管路或其它设备。国内外大量的实践证明,停泵水锤的危害主要是因为水泵出口止回阀的突然关闭所引起的。

突然停泵后,流量 Q 、压头 H 、转数 n 和转矩 M 等随时间变化的曲线,称为停泵暂态过程线。图4-36是水泵出口处设有止回阀的某泵站的停泵暂态过程线。从图中可以看出,水锤增压还是很大的,最高压力几乎达到正常压力的200%;另一方面,各基本工作参数皆为

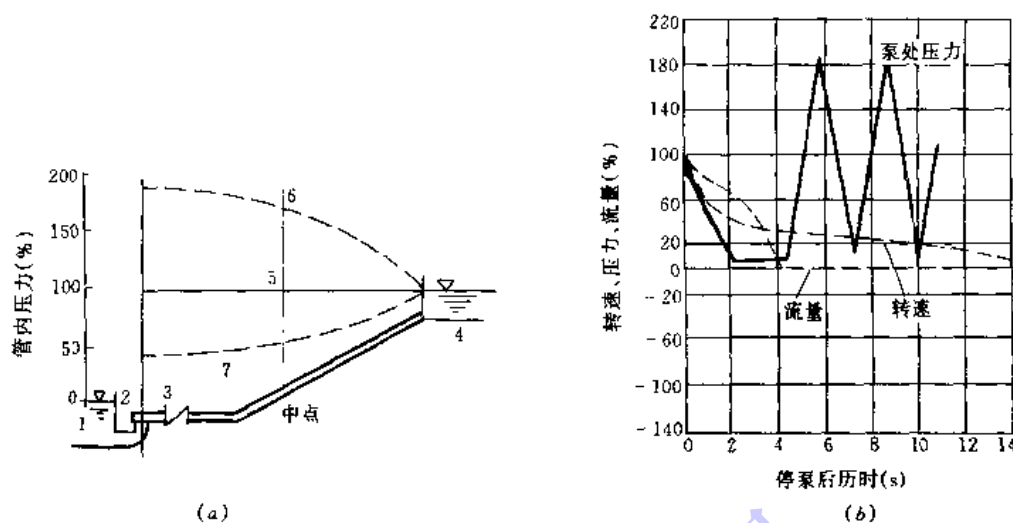


图 4-36 泵站管路纵断面图及停泵水锤暂态过程线

(a) 泵站及管路纵断面; (b) 停泵水锤暂态过程线

1—吸水池; 2—立式水泵; 3—普通止回阀; 4—压水池 (高位水池); 5—正常运行时水头 (压力) 线 (不计摩阻); 6—最高水头 (压力) 线; 7—最低水头 (压力) 线

正值。

2. 在水泵压出口无普通止回阀 (无阀系统)

在水泵突然断电后的水泵工况阶段中, 虽然各基本工作参数如流量 Q 、水头 H 、转速 n 及转矩 M 都是正值, 但它们都是随时间而减小, 见图 4-37。由图可知, 从开始停泵至流量降到零阶段为水泵工况阶段, 随后, 管路中水又向水泵站方向倒流, 其流速绝对值由零逐渐增大, 但流速的符号是“负”, 故流速的代数值是逐渐减小的。由流量等于零至转速降到零这一阶段, 称为制动 (耗能) 工况阶段, 即图 4-37 第Ⅱ阶段。因为在水泵压出口不设普通止回阀, 故水池及管路中的水, 能持续地不断倒流并对正向转动的水泵叶轮施加反向制动力矩, 使水泵的正向转速不断减小, 最后降到零, 在此阶段内水倒流, 流量为负值, 而水泵是依惯性做正向转动, 故也称为耗能工况阶段。转动的水泵叶轮可视为一个局部阻力 (它的阻力系数是变化的), 因此在水泵工况时降低了的压力, 在制动工况时又开始回升 (见图 4-37), 但其最大的升值要比有普通止回阀的情况小得多, 这也是近代泵站中不设普通止回阀的重要原因之一。

制动工况结束, 水泵进入第Ⅲ阶段, 即水轮机工况阶段。在此阶段初期, 倒流流量仍在增大, 机组反向的转速也很快增大, 最后达到最大反向转速——最大飞逸转速 n_{max} 。在此阶段中机组的工作好像空载的水轮机机组, 故也称此阶段为逸转水轮机工况阶段。机组达最大飞逸转速时, 机轴上转矩 M 为零。在此时刻之前, 由于通过水泵的倒流流量减少, 因而在泵及管路中又引起了压力升高 (见图 4-37), 但升压速率较小, 最大升值也不高, 在本图中为 $1.28H$ 。从图可概略地看出: 转矩 M 、水头 H 、倒流流量及反向转速等的极大值均发生在水轮机工况阶段。

由转矩 M 为零时刻起水泵工作进入第Ⅳ阶段, 即另一种状况的制动工况阶段, 之后, 水泵工作的水力暂态 (过渡) 过程并没有停息, 只是由于各种阻尼的影响, 使水头的振荡和流速的变化等逐渐衰减下来。

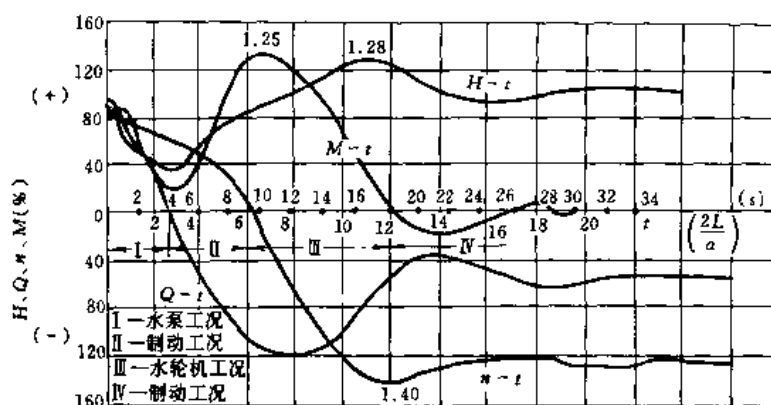


图 4-37 停泵水锤暂态过程线（无止回阀）

注：立式单级离心泵，额定转速 $n_0=400\text{r/min}$ ； $H_0=94.6\text{m}$ ；
 $Q_0=6.1\text{m}^3/\text{s}$ ；压水管长 $L=669\text{m}$ ；比转速 $n_s=115$

如果管路末端无水池或水池很小，当水倒流时，水管会被泄空，这时水泵机组要在变水头（逐渐减小）情况下反转。

如果水泵机组惯性很弱，在反向水流到达泵站前，水泵机组已停止转动，这时，就不存在制动工况阶段，但应注意，这是指第Ⅱ阶段的制动工况。

3. 泵管路系统中的水柱分离现象和断流（弥合）水锤

不管水泵出口处有无止回阀，突然停泵后在泵站及管路内恒发生压力降落。图 4-38 中给出了两种布管方式及它们的最低压力线 EFR 。靠近泵站处压力降较大，而在压水池附近压力降较小。在 $AB'C$ 的布管方式中最低压力线 EFR 标高恒高于管线标高，即在管路内水压力恒大于大气压，而在 ABC 的布管方式中，有很大一段管线标高高于最低压力线标高，即在“1-2”管段内出现了真空，而最大真空值发生在管路膝部 B 点。

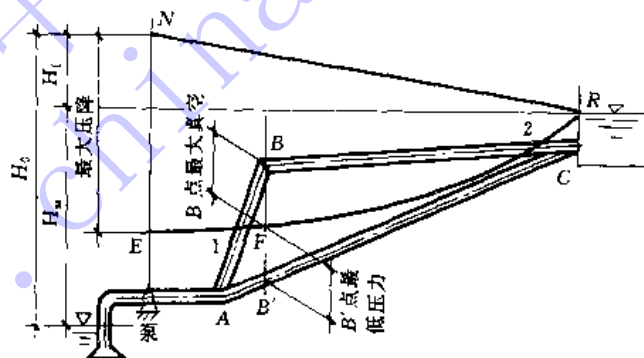


图 4-38 两种布管方式（ ABC 及 $AB'C$ ）

NR —正常运行时压力线； EFR —发生水锤时最低压力线

当管路中某处的压力降到当时水温的饱和蒸气压以下时，水将发生汽化，破坏了水流的连续性，造成水柱分离（又叫水柱拉断），而在该处形成“空腔段”。当分离的水柱重新弥合时或“空腔段”重新被水充满时，由于两股水柱间的剧烈碰撞会产生压力很高的“断流（弥合）水锤”。断流弥合水锤的升压值比一般水流连续时水锤的升压要大，危害性也大。因此，在探讨停泵水锤时，必须先判断是否会产生水柱分离现象及其可能发生的地



点。

“水柱分离”不一定都发生在如图 4-38 所示的陡转点 B 点，在平缓的管路中，由于正常流速过大，机组惯性又小，突然停电后，也可能发生水柱分离现象和断流水锤。

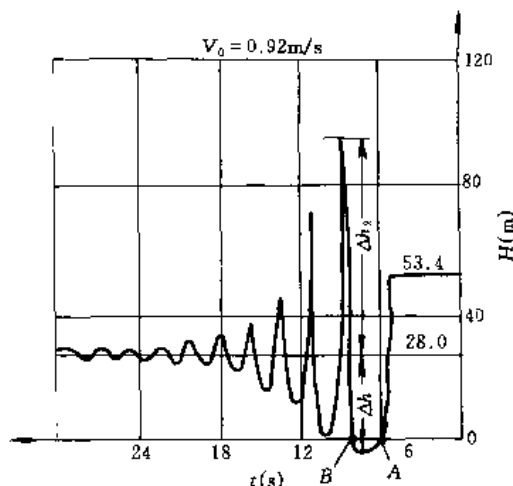


图 4-39 断流弥合水锤暂态过程线

图 4-39 所示为一水柱分离发生在管路首端的初速 V_0 较小时的断流弥合水锤暂态过程线，它是通过专门实验装置测得的。在该实验装置中，静扬程 $H_{ST}=28.0\text{m}$ ，用突然关阀代替突然停泵以造成管路中的水柱分离现象。图中示出：在时刻 A 水柱开始分离，出现真空；在时刻 B “空腔段”完全弥合并开始产生断流弥合水锤升压，而最大的水锤升压值 Δh_2 明显地大于最大的降压值 Δh_1 ，此时最高水头值超过 $3H_{st}$ 。

二、停泵水锤计算综述

在具体的技术条件下，如何进行停泵水锤分析，如何判断停泵水锤的危害，采取何种防护措施来消除其危害，以及如何估评防护措施的技术经济效果等，都要以相应的停泵水锤计算为基础。例如，在设计水泵站及输水管路时，必须根据各种可能的荷载来进行校核。在各种荷载中内水压力是主要的。在计算内水压力值时，必须包括停泵水锤最大升压值的计算。又如，在不设普通止回阀的水泵站及输水管路中，停泵水锤的最大升压，一般并不引起灾害。但往往因机组的最大反转数超过额定转数 n_0 太多，或因机轴窜（振）动等而引起技术事故，因此，比较准确地计算上述诸值，也就十分重要。再如，为了判断突然停泵后能否发生水柱分离现象以及确定断流弥合水锤发生的时间及地点，就必须进行大量的计算与分析工作。

进行停泵水锤计算是为了求得：

1. 在发生停泵水锤的暂态过程中，泵站及管路中流量 Q 、水头 H 、机组转数 n 及轴上转矩 M 等基本参数随时间 t 而变化的规律以及它们的极值。换言之，就是求出各主要地点（如泵站和水柱分离处）的停泵水锤暂态过程线。
2. 在输水管路中开始产生水柱分离的地点和时刻、断流空间（空腔）的大小、两分离水柱相互碰撞的时刻以及断流弥合水锤的升压值。
3. 为进行停泵水锤分析所需要的其它资料与数据，如水泵的全性能曲线、水锤波传播和反射等规律以及水泵机组的惯性效应等。
4. 可能采用的停泵水锤防护措施的技术经济效果。
5. 处于停泵水锤暂态条件下，对水泵机组及管路等主要设备的机械强度校核与评价。
6. 找出经济合理的水锤防护措施，以保证泵站、管道运行安全。

由此可见，进行停泵水锤计算并不仅仅是为了取得几个数据，而是要求得到为正确进行停泵水锤分析与防护所需的资料、规律与数据。

关于停泵水锤的计算方法，如从方法上分，有数解综合法、图解法、电算法以及其它

方法等。如从计算的目的上分,有停泵水锤危害的预估算及停泵水锤的精确计算。

具体计算详见西北建筑工程学院教授金锥主编的《停泵水锤及其防护》书中第六章~第九章(中国建筑工业出版社1993年版)。

三、停泵水锤防护措施

1. 防止水柱分离

主要应从管路布置上考虑,不要布置成如图4-38中ABC那样走向,而应布置成AB'C的走向方式。如果由于地形条件所限,不能变更管路布置,也可考虑在管路的适当地点设置调压塔。

2. 防止升压过高的措施

(1) 设置水锤消除器

1) 设下开式水锤消除器,如图4-40所示。水泵正常工作时,管道内水压作用在阀板1上的向上托力大于重锤3和阀板1向下的压力,阀板与阀体密合,水锤消除器处于关闭状态。突然停泵时,管道内压力下降,作用于阀板的下压力大于上托力,重锤下落,阀板落于分水锥2中(图中虚线所示位置)从而使管道与排水口4相连通。当管道内水流倒流冲闭止回阀致使管道内压力回升时,由排水口泄出一部分水量,从而水锤压力将大大减弱,使管道及配件得到了保护。

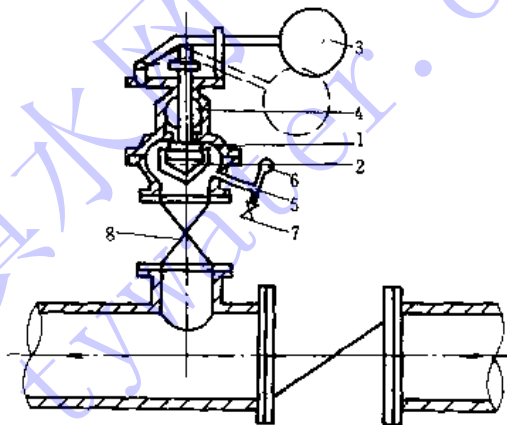


图4-40 下开式水锤消除器

1—阀板;2—分水锥;3—重锤;4—排水口;5—三通管;6—压力表;7—放气门;8—闸阀

此种水锤消除器的优点是管路中压力降低时发生动作,能够在水锤升压发生之前,打开放水,因而能比较有效地消除水锤的破坏作用。此外,它的动作灵敏,结构简单,加工容易,造价低,工作可靠。缺点是消除器打开后不能自动复位,且在进行复位操作时,容易发生误操作。

消除器的复位工作应先关闸阀把重锤从杆上拿下来,抬起杠杆,插上横销,再加上重锤,开闸阀复位后,还要按下横销,下次发生突然停电时,消除器才能再打开。否则,在下次发生突然停电时,消除器将不动作。另外,如果没有关闸阀就把立杆和阀板1抬起,往往容易形成二次水锤。

下开式水锤消除器的直径 d 和数目可参考表4-4选用。

也可利用下述经验公式确定:

$$d = 0.25D$$

式中 D ——为输水管直径(mm)。

下开式水锤消除器安装注意事项:1) 必须安装在止回阀下游(以正常水流方向),离止回阀越近越好;2) 在排水口上应安装比消除器直径大一号的排水管,排水管上最好没有弯头,如有弯头时,最好用法兰弯头,并必须设置支墩;3) 消除器及其排水管道必须注意防冻;4) 消除器重锤下面,必须设置支墩,托住重锤,支墩上表面覆以厚木板,以缓冲重锤向下冲击力,重锤下落时杠杆不能直接压在消除器连杆帽上,以免发生倾覆力矩,损坏

输水管直径与下开式水锤消除器直径

表 4-4

输水管直径 (mm)	方 案 一		方 案 二	
	直径 (mm)	个 数	直径 (mm)	个 数
300	150	1	200	1
400	150	1	200	1
500	150 或 200	1	200	1
600	200	1	200	1
700	200	1~2	200	1
800	200	2	200	2
900	200	2	200	2
1000	200	2	350	1
1100	200	2	350	1~2

消除器。

2) 自动复位下开式水锤消除器: 如图 4-41 所示为自动复位下开式水锤消除器, 它具有普通下开式消除器的优点, 并能自动复位。

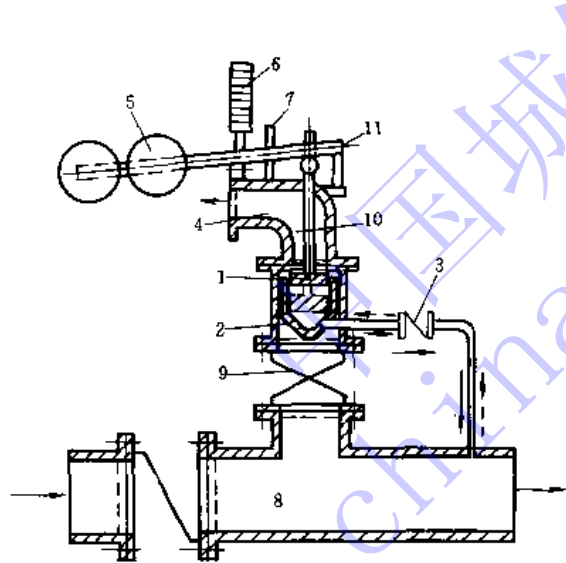


图 4-41 自动复位下开式水锤消除器

1—活塞; 2—缸体; 3—阀瓣上钻有小孔的单向阀
4—排水管; 5—重锤; 6—缓冲器; 7—保持杆;
8—管道; 9—闸阀 (常开); 10—活塞联杆;
11—支点

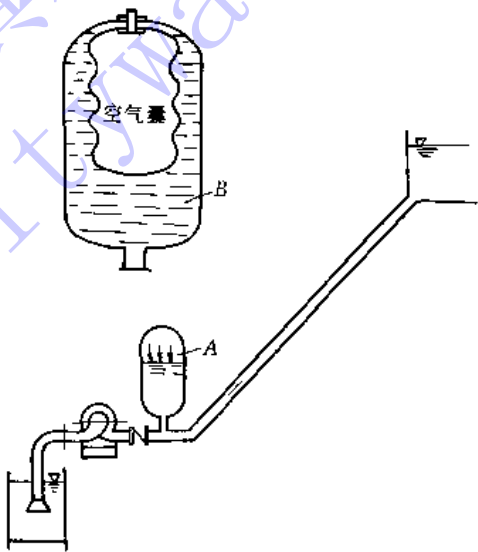


图 4-42 空气缸

A—没有气囊; B—有气囊

工作原理是: 突然停电后, 管道起端产生降压, 水锤消除器缸体外部的水经闸阀 9 向下流入管道 8, 缸体内的水经单向阀 3 也流入管道 8, 此时, 活塞 1 下部受力减少, 在重锤 5 作用下, 活塞下降到锥体内 (图中虚线位置), 于是排水管 4 的管口开启, 当最大水锤压力到来时, 高压水经消除器排水管流出, 一部分水经单向闸阀瓣上的钻孔倒流入锥体内 (阀瓣上的钻孔直径根据水锤波消失所需时间而定, 一般由试验求得), 随着时间的延长, 水



锤逐渐消失,缸体内活塞下部的水量慢慢增多,压力加大,直至重锤复位。为使重锤平稳,消除器上部设有缓冲器6,活塞上升,排水管口又复关闭,这样即自动完成一次水锤消除作用。

这种消除器的优点是:(1)可以自动复位;(2)由于采用了小孔延时方式,有效地消除了二次水锤。

(2) 设空气缸

图4-42所示为管路上装置空气缸的示意。它利用气体体积与压力成反比的原理,当发生水锤,管内压力升高时,空气被压缩,起气垫作用;而当管内形成负压,甚至发生水柱分离时,它又可以向管道补水,可以有效地消减停泵水锤的危害。

它的缺点是需用钢材,同时空气能溶解于水,所以还要有空气压缩机经常向缸中补气;如在缸内装橡胶气囊,将空气与水隔开,则可以不用经常补气设备。目前,在国内外已推广采用带橡胶气囊的空气缸。

空气缸的体积较大,对于直径大,线路长的管道可能大到数百立方米,因此,只适用于小直径或输水管长度不大的情况。

(3) 采用缓闭阀

缓闭阀有缓闭止回阀及缓闭式止回蝶阀,它们均可使用于泵站中来消除停泵水锤。阀门的缓慢关闭或不全闭,允许局部倒流,能有效地减弱由于开闸停泵而产生的高压水锤。压力上升值的控制与阀的缓闭过程有关。图4-43所示为液压式缓闭止回阀。它是一种比较理想的分阶段缓闭的设施,安装在水泵压水管上可作为闸阀和止回阀两用(即一阀代替两阀

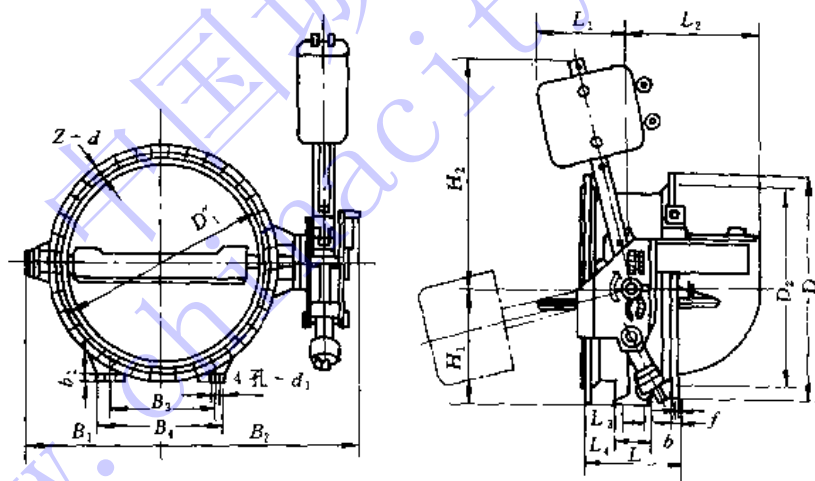


图 4-43 液压式缓冲止回蝶阀

作用)。当泵站突然停电时,闸阀借助于重锤及油缸的特性,前60°蝶阀圆板为快关动作,后30°为慢关动作,快关和慢关的时间通过计算,可按需要预先调定。这种阀能有效地减少管路系统中水的倒流和消除水锤压力波动,目前国内已有许多水厂泵站采用。

图4-44所示为用于管径600mm以下的缓闭止回阀。它是普通型旋启式止回阀上面加设一个带阻尼的水缸(或油缸),在泵站突然停电,水泵处于开闸停车情况下,该缓闭止回阀在倒流水的冲击下依靠水缸(或油缸)中的阻尼作用形成均匀缓闭。与这种阀类同的另一种“母子止回阀”(如图4-45所示),该阀在水泵开闸停泵过程,大阀板(母阀)快关,小



阀板（子阀）缓闭，它与图 4-44 所示的缓闭止回阀相比较，具有回流量小的优点，可适用于较大口径的管路。

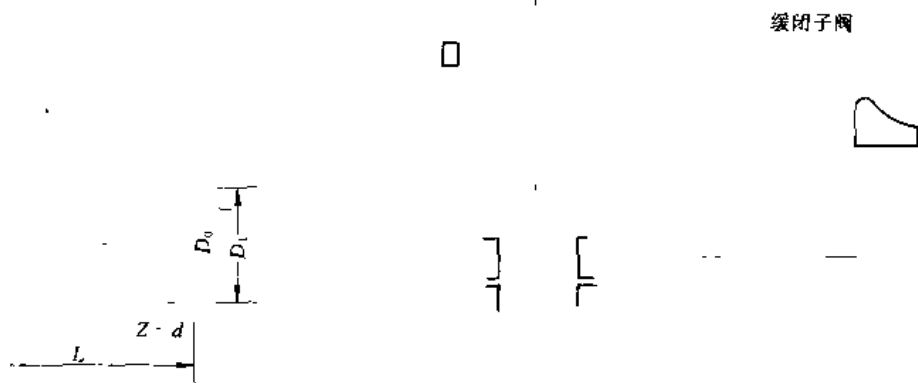


图 4-44 缓闭止回阀

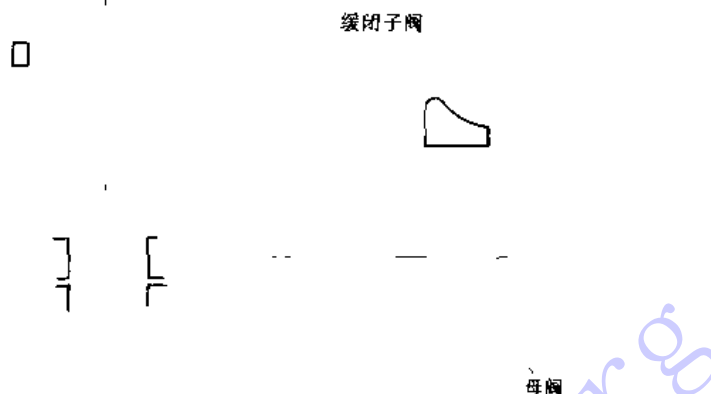


图 4-45 母子止回阀

(4) 取消止回阀

取消水泵出口处的止回阀，水流倒回时，可以经过水泵泄回吸水井，这样不会产生很大的水锤压力，平时还能减少水头损失，节省电耗，但是，倒回水流会冲击泵倒转，有可能导致轴套退扣（轴套为丝接时）。此外，还应采取其它相应的技术措施，以解决取消止回阀后带来的新问题。

国内有关单位对取消止回阀以消除停泵水锤问题，曾做过不少研究和试验。从已有的国内实测资料可知：取消止回阀后，最大停泵水锤升压仅为正常工作压力的 1.27 倍左右，水泵机组最大反转速度为正常转速的 1.24 倍，仅在个别试验中发生过轴套退扣和机轴窜动现象，没有发生机组或其他部件的损坏情况，电气设备也

取消止回阀后，水泵出口处应设置快速关闭阀，以防止水流倒流冲击水泵。

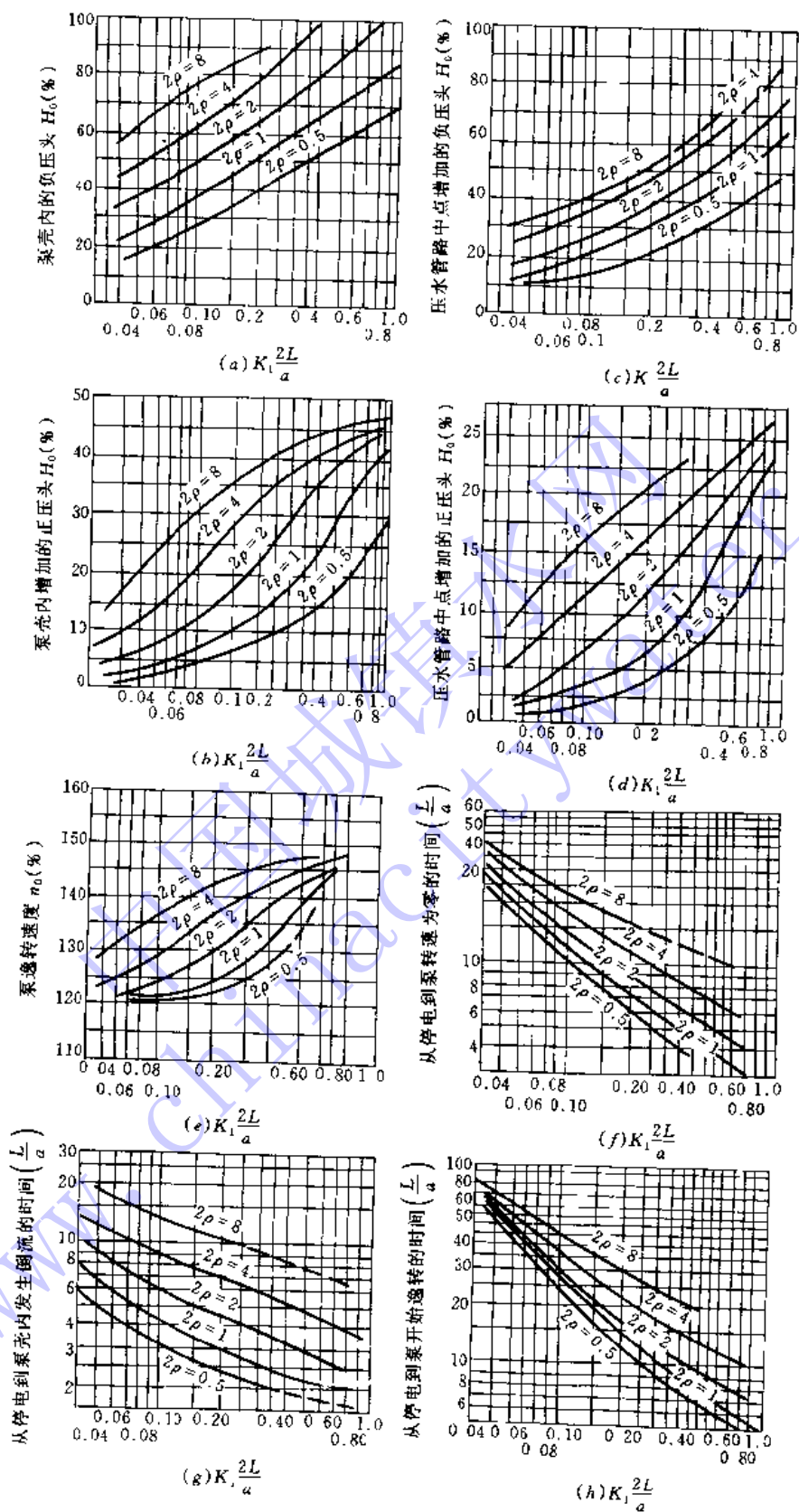


图 4-46 帕马金停泵水锤计算图表

式中 a ——水锤波传播速度 (m/s);
 K ——水的弹性模量 (kg/cm²);
 E ——管材的弹性模量 (kg/cm²);
 D ——水管的公称直径 (mm);
 δ ——管壁厚度 (mm)。

$$2\rho = \frac{av_0}{gH_0} \quad (4-9)$$

式中 2ρ ——管路常数, 为无因次数, 由水力学知, 管路常数代表单位额定水头下, 该管系的压力增值;
 v_0 ——泵站正常运行条件下, 管内水流速度 (m/s);
 H_0 ——泵站正常运行时, 最大扬程 (m);
 g ——重力加速度 (m/s²)。

$$K_1 = 1.70 \times 10^6 \frac{Q_0 H_0}{GD^2 \eta_0 n_0^2} \quad (4-10)$$

式中 K_1 ——机组的惯性系数 (s⁻¹);
 n_0 ——水泵的正常 (额定) 转速 (r/min);
 η_0 ——水泵的正常效率 (%);
 Q_0 ——相应于 n_0 与 η_0 的水泵流量 (m³/s);
 H_0 ——相应于 n_0 与 η_0 的水泵扬程 (m);
 GD^2 ——机组的飞轮力矩 (其值与电机型号有关, 可参阅表 4-5) (kg·m²);
 L ——管路总长度 (m)。

帕马金计算图表的适用条件是: 吸水管较短, 压水管出口接明渠或水池; 单泵或多泵并联工作的简单管路, 压水管路不很长; 管路上没有止回阀。

计算实例:

原始资料:

某取水泵站近期工程采用三台 24Sh-19 型水泵 (二台工作一台备用), 水泵叶轮直径 $D=540\text{mm}$, 配套电动机为 JSQ1410-6 型, $n=970\text{r/min}$ 。一根上山管线 $DN=1000\text{mm}$, 长 $L=374\text{m}$, 管材为钢管, 壁厚为 14mm。水厂混合池水面标高为 60.5m, 水源水位标高为洪水位 37.50m、常水位 26.80m、枯水位 23.68m。

求泵站正常运行工况点:

(1) 根据管路特性曲线方程 $\Sigma h = SQ^2$, 绘出水源枯水位与洪水位时的管路特性曲线见图 4-47。

(2) 绘出水泵并联特性曲线, 求得泵站在枯水位、常水位及洪水位时的工况点见图 4-47 (枯水位时 $H_{ST}=36.82\text{m}$; 常水位时 $H_{ST}=33.7\text{m}$; 洪水位时 $H_{ST}=23\text{m}$)。

求得在不同水位条件下, 水泵站的出水量和扬程为:

当枯水位时: $Q=1185\text{L/s}=102400\text{m}^3/\text{d}$

$$H=39.4\text{m}$$

当常水位时: $Q=1406\text{L/s}=121500\text{m}^3/\text{d}$

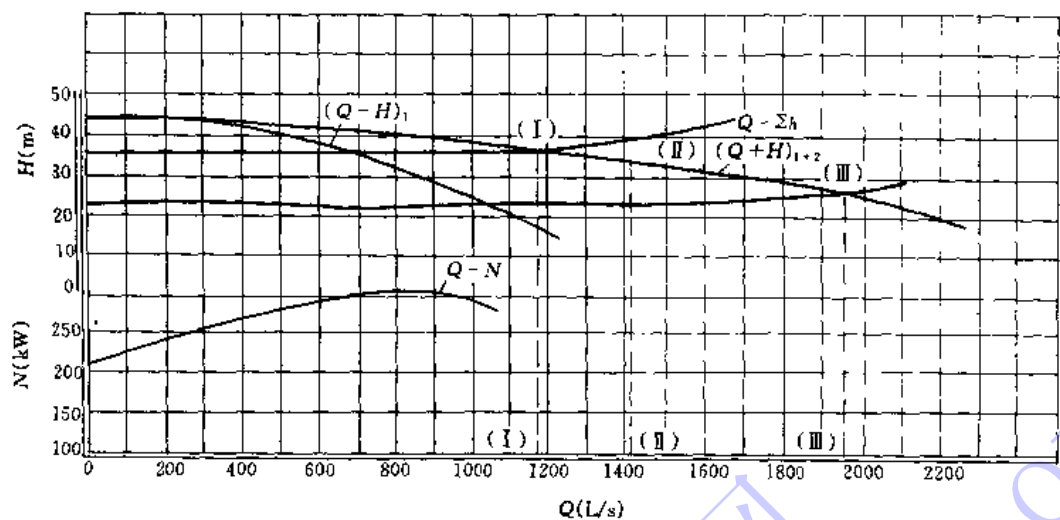


图 4-47 两台 Sh-19 型水泵并联工况

$H=37.5\text{m}$
 当洪水位时： $Q=1953\text{L/s}=168700\text{m}^3/\text{d}$
 $H=29\text{m}$
 停泵水锤计算：
 按在最枯水位情况下（此时静扬程最大），发生突然停电事故进行水锤计算。
 （1）水锤波传播速度 a 为

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \frac{D}{\delta}}} \text{ (m/s)}$$

表 4-5

电 机 型 号	电 压 (V)	功 率 (kW)	$GD^2 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)$
JS-114-4	380	115	12
JS-115-4	380	135	14
JS-116-4	380	155	16
JS-117-4	380	180	18
JS-126-4	380	225	33
JS-127-4	380	260	36
JS-128-4	380	300	41
JS-136-4	6000	220	53
JS-137-4	6000	260	60
JS-138-4	6000	300	66
JSQ-147-4	6000	360	85
JSQ-148-4	6000	440	100
JSQ-1410-4	6000	500	120
JSQ-158-4	6000	680	170
JSQ-1510-4	6000	850	210



续表

电 机 型 号	电 压 (V)	功 率 (kW)	GD^2 (kg·m ²)
JSQ-1510-6	6000	650	330
JSQ-1512-6	6000	780	400
JRQ-147-4	6000	360	85
JRQ-148-4	6000	440	100
JRQ-1410-4	6000	500	120
JRQ-148-6	6000	310	145
JRQ-1410-6	6000	380	180
JRQ-157-6	6000	460	230
JRQ-158-6	6000	550	260
JRQ 1510-6	6000	650	330
Y355-34-4	6000	220	14
Y400-39-4	6000	350	26
Y450-46-4	6000	630	50
Y500-50-4	6000	1000	110
Y355-46-6	6000	220	31
Y400-43-6	6000	280	46
Y450-46-6	6000	450	71
Y500-50-6	6000	710	157
Y560-2	10000	315	31.3
Y560-4	10000	220	63
Y630-4	10000	560	149
Y560-6	10000	280	130
Y630-6	10000	400	232
YR355-34-4	6000	220	16
YR400-39-4	6000	355	30
YR450-46-4	6000	630	57
YR500-50-4	6000	1000	125
YR400-43-6	6000	280	52
YR450-46-6	6000	450	80
YR500-50-6	6000	710	178
YR560-4	10000	220	63
YR630-4	10000	560	149
YR560-6	10000	280	130
YR630-6	10000	400	232

以 $K=2.1 \times 10^4 \text{ kg/cm}^2$, $E=2.1 \times 10^6$, $D=1000\text{mm}$, $\delta=14\text{mm}$, 代入上式, 得:

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \frac{2.1 \times 10^4}{2.1 \times 10^6} \times \frac{1000}{14}}} = 1070\text{m/s}$$

(2) 求管路常数 2ρ

因管段直径不一, 故求其平均流速 v_0 值。水泵压水管 $D_1=700\text{mm}$, $L_1=27\text{m}$, 每台水泵出水量为 $\frac{1185}{2}=593\text{L/s}$, 所以 $v_1=1.54\text{m/s}$, $1000i=4\text{m}$; 上山管路 $D_2=1000\text{mm}$, $L_2=374\text{mm}$, 所以 $v_2=1.51\text{m/s}$, $1000i=2.42\text{m}$, 则:

$$v_0 = \frac{L_1 v_1 + L_2 v_2}{\Sigma L} = 1.512\text{m/s}$$

所以:

$$2\rho = \frac{av_0}{gH_0} = 4.19$$



(3) 惯性系数 K_1

已知电机 $n_0=970\text{r/min}$ ，水泵效率 $\eta_0=0.8$ ，查得电机 $GD^2=180\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ，考虑水泵的飞轮转矩，乘以系数 1.2，得：

$$K_1 = 1.79 \times 10^6 \frac{H_0 Q_0}{1.2 GD^2 \eta_0 n_0^2} = 0.258$$

又

$$\frac{2L}{a} = 0.75,$$

所以：

$$K_1 \frac{2L}{a} = 0.193$$

(4) 查图 4-46 求得下列各值

在停电事故中水泵压力下降值为 $78\%H_0$ ，压力上升值为 $33\%H_0$ ；

在管路中点 C 断面上压力下降值为 $46\%H_0$ ，压力上升值为 $16\%H_0$ ；

从停电到水泵转速为零的时间 $t_1=12 \times \frac{L}{a}=11 \times 0.375=4.5\text{s}$ ；

从停电到泵壳内发生倒流的时间 $t_2=7.0 \times 0.375=2.63\text{s}$ ；

水泵的逸转速度为 $136\%n_0$ 。

(5) 计算结果

泵壳处的实际压头

$$H_{\max}=39.4+39.4 \times 33\%=52.4\text{m}$$

$$H_{\min}=39.4-39.4 \times 78\%=8.6\text{m}$$

管路上 C 点处的压头

$$H_{\max}=45.7\text{m}$$

$$H_{\min}=21.3\text{m}$$

水泵最大反转数

$$n_{\text{rmax}}=970 \times \frac{136}{100}=1320\text{r/min}$$

将上述计算结果绘制成泵站的正常工况及反常工况下的压力线，如图 4-48 所示。

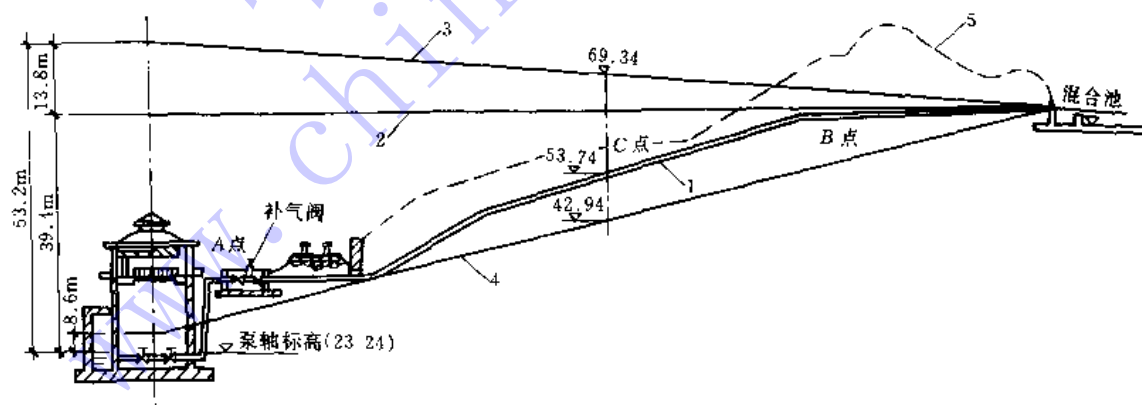


图 4-48 停泵水锤发生前后泵房压力工况图

1—输水管线；2—正常运行水管压力线；3—突然停电水锤压力升高线；
4—突然停电水锤压力下降线；5—原地面线

成果分析：

(1) 泵站中取消止回阀后，最大停泵水锤压力为正常工作压力的 1.33 倍。这个压力不

会导致泵壳和管道的破裂事故。因为一般离心泵的空转扬程均超过其额定扬程的 1.3 倍以上,而输水管道的试验压力也超过其正常工作压力的 1.5 倍以上。

(2) 水泵最大反转速 n_{rmax} 为正常转速 n_c 的 1.36 倍,这是比较大的,但是计算中没有考虑管路的摩阻。另外,考虑到如果管路长度不大,回流量有限等因素,则实际的反转速度有可能达不到计算值或仅在极短时间内达到此值。因此,在实际工程中应结合具体条件,对此项所带来的后果,进行充分的分析。

(3) 从图 4-48 可知,在突然停电后,输水管线中的相当大一部分处于负压状态。为了防止在管路中出现水柱拉断现象,应采取补气或补水的措施,以消除负压。

为了保证安全生产,在泵站中取消止回阀的同时,应采取以下技术措施:

(1) 在输水管线上适当地点,一般在出水管闸门切换井处装设补气阀,如图 4-48 所示。在管路上出现负压时,补气阀即能自动大量进气;或在输水管线埋设较浅之处,安装补气立管(一般管径 $D=100\sim150\text{mm}$),它可以起到经常排气和补气的作用。

(2) 在输水管出口处设一轻质拍门,如图 4-49 所示。当突然停泵后,拍门的关闭可以阻止混合池中的水倒流入泵房,同时有助于减缓管路中水流的下泄速度。

(3) 水泵的轴套螺母均为丝扣套接,为了防止其退扣,可采用双螺母,或单螺母加止锁销钉,以满足水泵反转时不松套的要求。双螺母又称防松螺母,它是依靠摩擦力来防松。如图 4-50 所示,当旋紧第二个螺母 B 时,在二螺母接触面上产生压紧力,使内外螺纹的间隙情况如图示,螺母 B 拧得越紧,螺纹牙上的压紧力越大。防松作用就是靠这压紧力所产生的摩擦力。

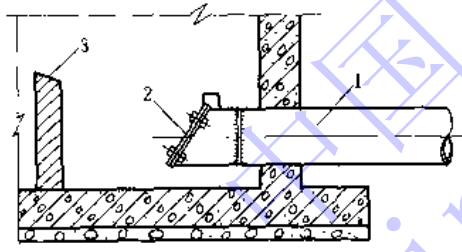


图 4-49 输水管末端拍门安装

1—上山管线; 2—拍门; 3—混合池隔板

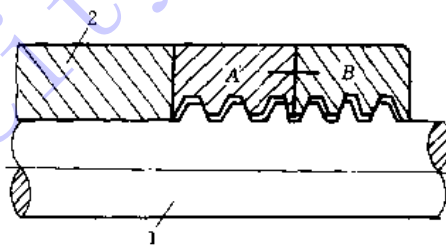


图 4-50 双螺母轴套

1—泵轴; 2—轴套; A、B—轴套螺母(锯成两半)

(4) 对于水泵的电动机与闸门的电动机可采用联锁控制来防止误操作事故的发生。对于失压保护装置应采用人工复位的措施,以防止电力网输电不正常而出现连续两次启动的现象。

(5) 其它措施:

1) 设置自动缓闭水力闸阀。

如上所述,取消止回阀后,突然停泵时,倒流水流会引起水泵较长时间反转,造成水量的大量浪费和再次开动水泵的困难等,为克服上述缺点和提高泵站自动化水平,国内不少单位采用自动缓闭水力闸阀。

2) 用闸门控制:在大型或特大型水泵站中均不设止回阀,而依一定的程序,用常备动力缓闭出水阀门,来消除水锤危害。

3) 在突然停电后,对泵轴(或电动轴)采取“刹车”措施,如(立式)深井泵中采用



棘轮刹车。水泵突然失电后，允许水流倒回，但叶轮不转动，这方法能使升压大大减少，也避免了叶轮高速反转时引起的一些问题。

总之，泵站中减小停泵水锤危害性的措施是多方面的，而且通常是各有其利弊。例如取消止回阀后，有些不利的因素将会集中到水泵机组上去。另外在采用缓闭阀时，除了要考虑机泵单机停车的情况外，也必须考虑到多泵并联工作时，单机突然失电的可能性，情况是多种多样的，应掌握其实质，结合具体情况灵活应用。

第七节 泵站噪声及其消除

一、噪声的定义

从物理学观点来讲，噪声就是各种不同频率和声强的声音无规律的杂乱组合。从生理学观点讲，凡是使人烦躁的、讨厌的、不需要的声音都叫噪声。它是一种令人烦恼、讨厌、产生干扰、刺激，使人心神不安，妨碍和分散注意力或对人体有危害的声音。

二、泵站中的噪声源

噪声的起源很多。工业噪声通常可以分为空气动力性、机械性和电磁性噪声 3 种。

空气动力性噪声是由于气体振动产生的，当气体中有了涡流或发生了压力突变时，引起气体的扰动，就产生了空气动力性噪声。例如通风机、鼓风机、空气压缩机等产生的噪声。

机械性噪声是由于固体振动而产生的。在撞击、摩擦、交变的机械应力作用下，机械的金属板、轴承、齿轮等发生振动，就产生了机械性噪声。例如，车床、阀件、水泵轴承等产生的噪声。

电磁性噪声是由于电机的空气隙中交变力相互作用而产生的。如电机定、转子的吸力，电流和磁场的相互作用，磁滞伸缩引起的铁心振动等等。例如，电动机、变压器产生的噪声。

泵站中的噪声源有：电机噪声、泵和液力噪声（由流出叶轮时的不稳定流动产生）、风机噪声、阀件噪声和变压器噪声等。其中以电机转于高速转动时，引起与定于间的空气振动而发出的高频声响为最大。

三、噪声的危害

1. 可以造成职业性听力损失

如果长年累月在强噪声环境下工作，长期持续不断地受强噪声的刺激，日积月累，形成永久性听觉疲劳，会使内耳听觉器官发生器质性病变，称为噪声性耳聋，也称职业性听力损失，它是神经性耳聋的一种，是一种职业病。

噪声性耳聋与噪声强度和频率有关，噪声强度越大，频率越高，噪声性耳聋的发病率越高。噪声性耳聋也与噪声作用的时间长短有关，同样强度的噪声，每天作用 8h 就比每天作用 0.5h 发病率高得多。

一般地说，经常在 90dB (A)（相当于重型汽车、泵房、很吵闹的街道等）以上的噪声环境下长期工作，就有可能发生噪声性耳聋。

一些声源的 A 声级见表 4-6。

2. 噪声引起多种疾病

表 4-6

A 声 级 (dB)	声 源 (一般距离测点 1~1.5m)	A 声 级 (dB)	声 源 (一般距离测点 1~1.5m)
10~20	静夜, 消声室内	100~110	织布机、电锯
20~30	轻声耳语, 很安静的房间	110~120	柴油发动机, 球磨机
40~60	普通室内声音	120~130	高射机枪, 风铲、螺旋桨飞机
60~70	普通谈话声, 较安静的街道	130~140	喷气飞机, 风洞, 高压大流量放
80	城市街道, 收音机, 公共汽车内		风, 火炮
90	重型汽车, 泵房, 很吵的街道	160 以上	火箭, 导弹, 飞船

噪声能够引起多种疾病。是指在噪声的影响下, 可以诱发一些疾病。噪声作用于人们的中枢神经系统, 使人的基本生理过程——大脑皮层的兴奋和抑制平衡失调, 导致条件反射异常, 使人脑血管张力遭到损害。长期作用的结果, 就会形成牢固的兴奋灶, 累及植物性神经系统, 导致病理学影响, 产生头疼、脑胀、昏晕、耳鸣、多梦、失眠、心慌和全身疲乏无力等临床症状。这些症状, 医学上统称为神经衰弱症, 亦称神经官能症。

噪声还会对人的消化系统和心血管系统造成损害, 导致胃病及胃溃疡的发病率增高, 使人心跳加快, 心律不齐, 血管痉挛, 血压升高, 以致冠心病和动脉硬化的发病率增高等。

3. 噪声影响正常生活

吵闹的噪声影响人们的生活, 它妨碍睡眠、干扰谈话, 吵得人惶惶不安, 烦恼异常。噪声级达到 90dB (A) 以上, 你就是大声喊也听不清了。至于打电话, 在 55~60dB (A) 就有些困难, 到了 85dB (A) 就根本听不见了。所以在水厂内, 泵房的布置应离开办公楼远一些。

4. 噪声降低劳动生产率

在嘈杂的环境里, 人们心情烦躁, 干活容易疲乏, 反应也迟钝, 所以工作效率降低, 而且影响工作质量。

由于噪声的心理学作用, 分散了人们的注意力, 容易引起工伤事故。

四、泵站内噪声的防治

防治噪声最根本的办法是从声源上治理, 即将发声体改造成为不发声体, 但是, 在许多情况下, 由于技术上或经济上的原因, 直接从声源上治理噪声往往是很困难的。这就需要采取吸音、消音、隔音、隔振等噪声控制技术。吸音是用吸音材料装饰在水泵房间的内表面上或在高噪声房间悬挂空间吸音体, 将室内的声音吸掉一部分, 以降低噪声。消音可采用消音器, 它是消除空气动力性噪声的重要技术措施, 把消音器安装在气体通道上, 噪声被降低, 而气体可以通过。隔音是把发音的物体或者需要安静的场所封闭在一定的空间内, 使其与周围环境隔绝, 如做成隔音间或隔音罩。隔振是在机组下装置隔振器, 使振动不至传递到其它结构体而产生辐射噪声。

目前, 有关部门和科研单位正在研究制订噪声容许标准。国际标准化组织 (即 ISO 组织) 提出的噪声允许标准规定: 为了保护听力, 每天工作 8h, 允许连续噪声的声级为 90dB (A); 为了保证生活和工作环境的安静, 使人们不受噪声的干扰, 住宅区室外噪声允许标准为 35~45dB (A); 车间 (按不同性质) 噪声允许标准为 45~75dB (A)。

1. 吸音



如果室内有一个声源，这个声源发出的声波将从墙面、顶棚、地面以及其他物体表面多次反射，反射将使声源在室内的噪声级比同样声源在露天的噪声级高。如果在泵房内表面装饰吸音材料或悬挂空间吸音体，泵房的噪声就会得到一定程度的降低。

声能之所以能够被吸收，是由于吸声材料的多孔性。当声波进入孔隙，引起孔隙中的空气和吸音材料的细小纤维的振动，由于摩擦和粘滞阻力，使相当一部分声能转化为热能被吸收掉。因为吸声材料大都是松软或多孔的，表面富有细孔，孔和孔之间互相连通，并深入到材料内层，这样声波就可以顺利地透入。如玻璃棉、矿渣棉、泡沫塑料、毛毡、石棉绒、棉絮、卡普隆纤维、加气混凝土、吸声砖、木丝板、甘蔗板等，都是较好的吸音材料。

多孔吸音材料由于疏松多孔的特点，直接用在室内很容易损坏、污染、松散、掉落、积满灰尘，而且也不美观，因此，在实际应用中，常用透气的织物（如玻璃丝布、亚麻布）把吸音材料包好，缝成袋状，装入木框架内，然后在表面加一层窗纱或铅丝网、钢板网罩面，如果有条件，还可以用胶合板、塑料贴面板、纤维板、石棉水泥板等制成的穿孔板罩面。穿孔板的孔眼面积占整个板面积的 20% 以上。

为了提高吸音的效率，通常采用共振吸音的方法，图 4-51 所示为一种共振吸音结构。

每一个共振器都具有一定的固有振动频率 f_0 。当外来声波的频率与共振器的固有振动频率相同时，发生共振，此时，振动幅度值最大，空气柱往返于孔颈中的速度也最大，摩阻损失也最大，吸收的声能也最多。

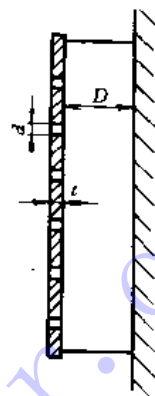


图 4-51 穿孔板共振吸声结构示意图

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{(t + 0.8d)D}} \quad (\text{Hz}) \quad (4-11)$$

式中 c ——声速 (cm/s);

d ——孔径 (cm);

D ——腔深 (cm);

t ——颈长 (板厚) (cm);

P ——穿孔率，穿孔面积与总表面积之比。

穿孔率 P 与孔径 d 按三角排列的孔心距 l 的关系为：

$$P = \frac{\frac{\pi}{2\sqrt{3}}d^2}{l^2} \quad (4-12)$$

我们可以针对噪声的频谱性质，适当选取穿孔率 P 、孔径 d 、板厚 t 、腔深 D ，做成单一的或组合的共振吸音结构，就可以在某一频率或频段得到最大的吸收。

2. 消音

泵房中的消音一般用于单体机组方面，目前国内已生产的水冷式消音电机，对于消除电机内空气动力性噪声方面效果较好，可使整个泵房的工作噪声得到较大幅度下降。

3. 隔音

泵房中把水泵机组放置在隔音机罩内，与值班人员隔开，或者也可以把值班人员置于隔音性能良好的控制室内，与发音的机组隔开，从而使值班人员免受噪声的危害。后者一



般采用较多。与吸音材料相反，隔音结构通常都是密实、沉重的材料如砖墙、钢筋混凝土或钢板、木板等。

4. 隔振

振动是波动的一种形式。水泵机组所产生的振动，传给基础、地板、墙体等，以弹性波的形式沿房屋结构传到泵房内，以噪声的形式出现，这就称为固体噪声。钢筋混凝土、金属板等虽然是隔绝空气声波的良好材料，但它们对固体声波都没有多大程度的减弱。在水泵机组和它的基础之间安装橡胶隔振垫，可使振动得到减弱。水泵的隔振过去曾采用过沙基础、软木基础、橡胶垫基础和无阻尼的简易弹簧基础等做法。由于或材料来源困难、价格昂贵，或地面需做基坑、安装不便或隔振效果不佳等原因而逐渐不被采用。目前水泵隔振主要采用橡胶隔振垫。可详见全国通用建筑标准设计图给水排水标准图集中关于“水泵隔振基础及其安装”的要求。

第八节 泵站中的辅助设施

一、计量

为了有效地调度泵站的工作，并进行经济核算，泵站内必须设置计量设施。目前，水厂泵站中常用的计量设施有电磁流量计、超声波流量计、插入式涡轮流量计、插入式涡街流量计，以及均速流量计等。这些流量计的工作原理虽然各不相同，但它们基本上都是由变送器（传感元件）和转换器（放大器）两部分组成。传感元件在管流中所产生的微电信号或非电信号，通过变送、转换放大为电信号在液晶显示仪上显示或记录。一般而言，上述代表现代型的各种流量计较之过去在水厂中使用的诸如孔板流量计、文氏管流量计等压差式流量仪表，具有水头损失小、节能和易于远传、显示等优点。

1. 电磁流量计

电磁流量计是利用电磁感应定律制成的流量计如图 4-52 所示，当被测的导电液体，在导管内以平均速度 v 切割磁力线时，便产生感应电势。感应电势的大小与磁力线密度和导体运动速度成正比，即：

$$E = BvD \times 10^{-8} \quad (\text{V})$$

而流量为
$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 v \quad (\text{cm}^3/\text{s})$$

可得：

$$Q = \frac{\pi}{4} \frac{E}{B} D \times 10^8 \quad (\text{cm}^3/\text{s}) \quad (4-13)$$

式中 E ——产生的电动势 (V)；

B ——磁力线密度 (Gs)；

Q ——导管内通过的流量 (cm^3/s)；

D ——管径 (cm)；

v ——导体通过导管的平均流速 (cm/s)。

所以当磁力线密度一定时，流量将与产生的电动势成正比。测出电动势，即可算出流

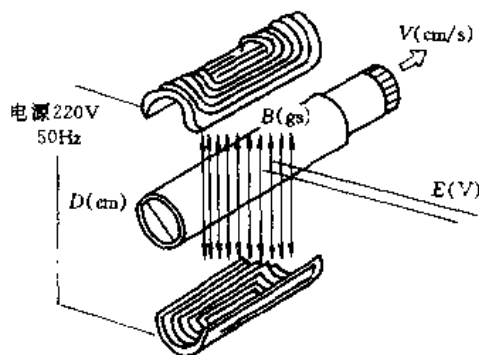


图 4-52 电磁流量计



量。

电磁流量计由电磁流量变送器和电磁流量转换器（放大器）组成。变送器安装在管道上，把管道内通过的流量变换为交流毫伏级的讯号，转换器则把讯号放大，并转换成 $0\sim 10\text{mA}$ 直流电讯号输出，与其他电动仪表配套，进行记录指示、调节控制等。

电磁流量计的特点是：（1）其变送器结构简单，工作可靠。（2）水头损失小，且不易堵塞，电耗少。（3）无机械惯性，反应灵敏，可以测量脉动流量，流量测量范围大，低负荷亦可测量；而且输出讯号与流量成线性关系，计量方便（这是最主要的优点）；测量精度约为 $\pm 1.5\%$ 。（4）安装方便。（5）重量轻，体积小，占地少。（6）价格较高，怕潮、怕水浸。

电磁流量计的直径等于或小于工艺管道直径（由于电磁流量计具有很大的测量范围，所以一般情况下，即使管道中流量很大，也不必选用比管道直径大的流量计），流量计的测量量程应比设计流量大，一般正常工艺流量为量程的 $65\%\sim 80\%$ ，而最大流量仍不超过量程。例如设计管道直径为 700mm ，设计流量为 $1500\text{m}^3/\text{h}$ ，就可以选用 LD-600 型电磁流量计，其量程范围为 $0\sim 2000\text{m}^3/\text{h}$ 。在这种情况下，正常工作时最大流量为最大量程的 75% 。

电磁流量计的安装环境，应选择周围环境温度为 $0\sim 40^\circ\text{C}$ 。应尽量避免阳光直射和高温的场合，尽量远离大电器设备，如电动机、变压器等。为了保证测量精度，从流量计电极中心起在上游侧 5 倍直径的范围内，不要安装影响管内流速的设备配件，如闸阀等。对于地下埋设的管道，电磁流量计的变送器应装在钢筋混凝土水表井内。井内有泄水管，井上有盖板，防止雨水的浸淹。电磁流量计的电源线和讯号线，应穿在金属管套内（最好是电源线和讯号线分别穿在两根管子内）敷设，以免损坏电线，同时可以减少干扰，提高仪表的可靠性和稳定性。在流量计的下游侧安装伸缩接头，以便于仪表的拆装。

2. 超声波流量计

超声波流量计是利用超声波在流体中传播速度随着流体的流速变化这一原理设计的。一般称为速度差法，目前世界各国所用的超声波流量计大部分属于这种类型。在速度差法中，根据接收和计算模式的不同，先后又有时差法、频差法及时频法等多种类型的超声波流量计。从超声波流量计发展历史来看，首先出现的是时差法，但由于当时超声测流理论认为时差法量测精度受液体温度变化影响较大，而且当时采用的转换方式使时差法误差较大，分辨率不高。所以到 70 年代后，由新起的频差法取代。近代由于数字电路技术的发展，计量频率数比较容易提高量测精度和分辨率，所以频差法超声波流量计在国际上大批生产推广使用。图 4-53 所示为国产超声波流量计的安装示意。由图上可以看出，它是由 2 个探头（超声波发生及接收元件）及主机两部分组成。其优点是水头损失极小，电耗很少，量

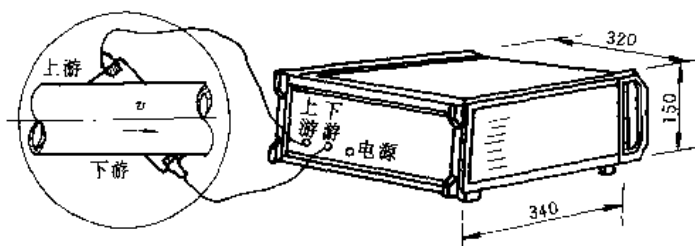


图 4-53 超声波流量计安装示意

测精度一般在 $\pm 2\%$ 范围内,使用中可以计瞬时流量,也可计累积流量。安装时探头的安装部位要求上游的直管段 ≤ 10 倍管径,下游的直管段不小于5倍管径。目前国产的超声波流量计已可测量管径100~2000mm之间的任何直径管道,讯号传送一般为30~50m以内。

3. 插入式涡轮流量计

插入式涡轮流量计主要有变送器和显示仪表两个部分组成,其测量原理如图4-54所示。利用变送器的插入杆将一个小尺寸的涡轮头插到被测管道的某一深处,当流体流过管道时,推动涡轮头中的叶轮旋转,在较宽的流量范围内,叶轮的旋转速度与流量成正比。利用磁阻式传感器的检测线圈内的磁通量发生周期性变化,在检测线圈的两端发生电脉冲信号,从而测出涡轮叶片的转数而测得流量。实验证明,在较宽的流量范围内,变送器发出的电脉冲流量信号的频率与流体流过管道的体积流量成正比,其关系可用(4-14)式表示:

$$Q = \frac{f}{K} \quad (4-14)$$

式中 f ——流量信号的频率(次/s);
 K ——变送器的仪表常数(次/ m^3);
 Q ——流过的流量(m^3/s)。

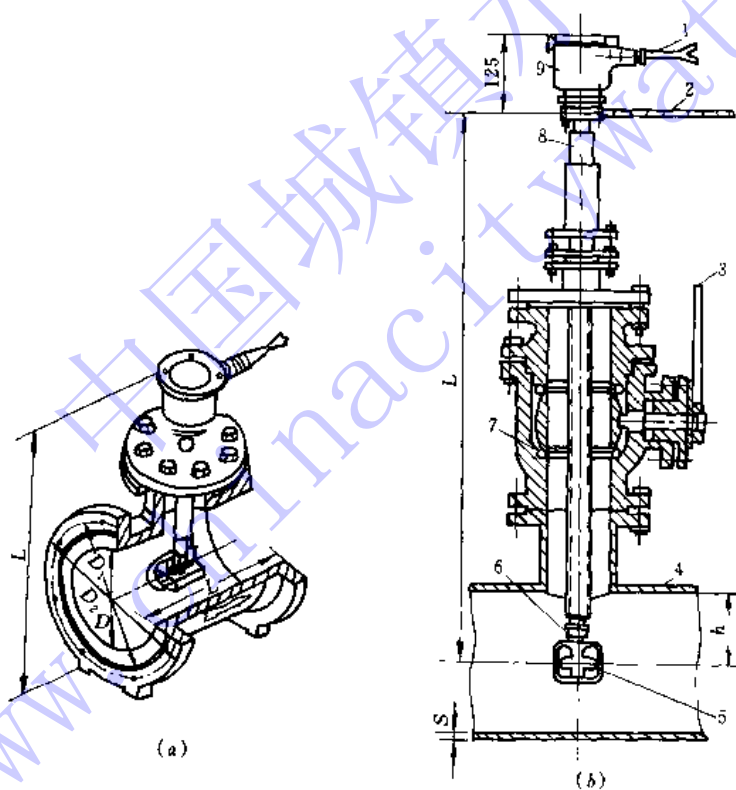


图 4-54 插入式涡轮流量计

1—信号传输线; 2—定位杆; 3—阀门; 4—被测管道; 5—涡轮头; 6—检测线圈; 7—球阀;
8—插入杆; 9—放大器

一般保证仪表常数精度的流速范围为0.5~2.5m/s。目前,用于管径200~1000mm的管道,仪表常数的精度为 $\pm 2.5\%$ 。插入式涡轮流量计目前还没有专门的型号命名,一般沿用变送器的型号作为流量计的型号。例如LWCB型插入式涡轮流量变送器与任何一种型号

的显示仪配套组成的插入式涡轮流量计，就称为 LWCB 型插入式涡轮流量计。

目前国产的插入式涡轮流量计有 LWC 型与 LWCB 型。LWC 型必须断流才可在管道上安装和拆卸。所以它只用在可以随时停水的管道，否则应安装旁通管道。而 LWCB 型可不断流即可在管道上安装和拆卸，它也无须安装旁通管道。

4. 插入式涡街流量计

涡街流量计又称卡门涡街流量计，它是根据德国学者卡门发现的漩涡现象而研制的测流装置，是 70 年代在流量计领域里崛起的一种新型流量仪表。

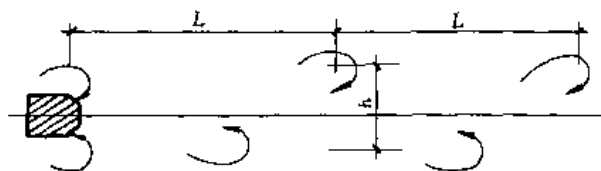


图 4-55 卡门涡街

卡门的漩涡现象认为：液流通过一个非流线型的障碍挡体时，在挡体两侧便会周期性的产生两列内漩的交替出现的漩涡。当两列漩涡的间距 h 与同列两个相邻漩涡之间的距离 L 之比（见图 4-55 所示）满足 $\frac{h}{L} \leq 0.281$ 时，此时所产生的

的漩涡是稳定的，经得起微扰动的影响，称为稳定涡街，因而命名为卡门涡街（Vortex Street）。插入式涡街流量计就是按此原理研制的，图 4-56 所示为此流量计的安装示意。其主要部件为传感器、插入杆、密封锁紧装置及放大器等。传感器中产生漩涡的挡体系用不

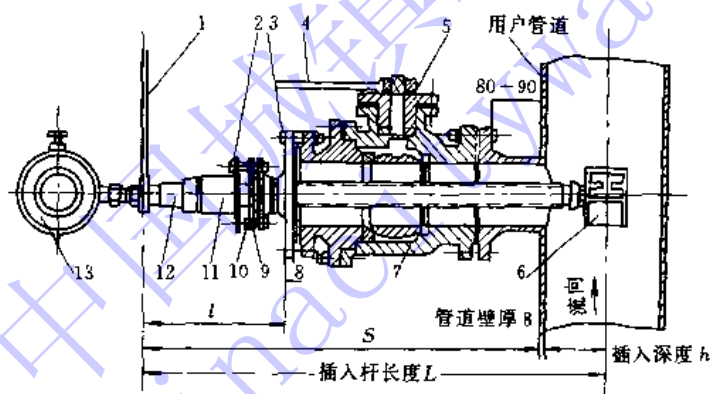


图 4-56 插入式涡街流量计

锈钢制成的多棱柱型复合挡体结构，这种复合挡体结构可以产生强烈而稳定的漩涡。由漩涡的频率数 f 与流体的流速 v 成正比，与挡体的特征宽度 d 成反比的关系，可写出 (4-15) 式：

$$f = ST \cdot \frac{v}{d} \quad (4-15)$$

上式中 ST ——比例关系数，称为斯特路哈尔数 (STROUHAL)，它是雷诺数的函数。又因 $Q = v \cdot A$ ，所以可得

$$f = ST \cdot \frac{Q}{A \cdot d}$$

令

$$K = \frac{ST}{A \cdot d}$$

则得：

$$f = K \cdot Q \quad (4-16)$$

上式中 K 为流量计的仪表常数。由 (4-16) 式表明，管道中通过的流量与漩涡频率成正比。

涡街流量计又称漩涡流量计。它无可动件、结构简单、安装方便、量程范围较宽、量测精度一般为 $\pm 1.5\% \sim \pm 2.5\%$ 。目前测量的管径由50~1400mm。型号也以漩涡流量传感器的型号命名，较常用的是LVCB型插入式漩涡流量计。

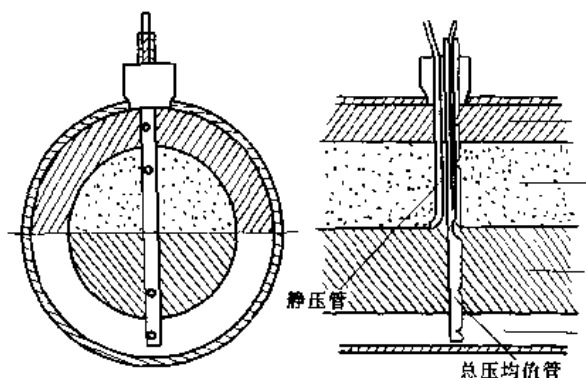


图 4-57 均速管流量计

一根扁平光滑的铜棒作为测量体，在其水流方向沿纵向轴线上按一定间距钻有两对或两对以上的测压孔，各测压孔是相通的，传到测量体铜棒中各点的压力值经平均后由总压引出管经传压细管引入差压变送器的高压腔内，在铜棒背向流体流向一侧中央开设有一个测压孔（此测压孔与逆流正面的各测压孔在中空铜棒中间是隔开的），它所测得的值代表整个管道截面上的静压。实验资料表明，此测得的静压值比实际静压要低50%左右，因而可给出比正常值大得多的差压值。此静压也用传压细管引入差压变送器的低压腔。这样，差压计所测得的差压平方根即反映了测量截面上平均流速的大小。平均流速又与流量成正比，从而可得出（4-17）式：

$$Q = \mu \sqrt{h} \quad (4-17)$$

式中 h ——均速毕托管测量压差（m）；
 μ ——流量系数，出厂前由厂方标定；
 Q ——流量（ m^3/h ）。

图 4-58 所示为均速管流量计安装示意图。

二、引水

水泵的工作有自灌式和吸入式两种方式。装有大型水泵，自动化程度高，供水安全要求高的泵站，宜采用自灌式工作。自灌式工作的水泵外壳顶点应低于吸水池内的最低水位。当水泵在吸入式工作时，在启动前必须引水。引水方法可分为两大类，一是吸水管带有底阀；一是吸水管不带底阀。

1. 吸水管带有底阀：

（1）人工引水：将水从泵顶的引水孔灌入泵内，同时打开排气阀。此法只适用于临时性供水且为小泵的场所。

5. 均速管流量计

均速管流量计是基于早期毕托管测速原理而来的一种新型流量计。研究始于60年代末期，国外称为“阿纽巴”（AN-NUBAR）流量计。它主要由双法兰短管、测量体铜棒、导压管及差压变送器、开方器及流量显示、记录仪表等组成，其结构示意图如图 4-57 所示。其工作原理是根据流体的动、势能转换原理，综合了毕托管和绕流圆柱体的应用技术制成的。在管道内插入

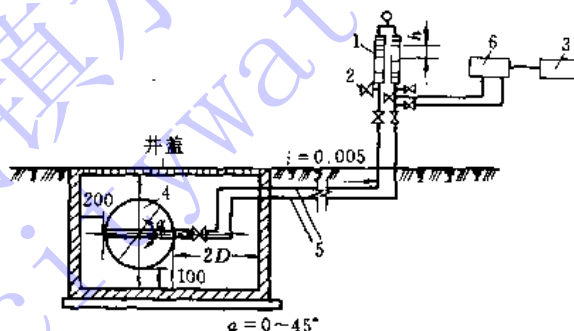


图 4-58 均速管流量计安装示意

1—水位差压计；2—排空阀门；3—开方积算器；
4—输水管 D ；5—高低压管（白铁管）；
6—差压变送器



(2) 用压水管中的水倒灌引水：当压水管内经常有水，且水压不大而无止回阀时，直接打开压水管上的闸阀，将水倒灌入泵内。如压水管中的水压较大且在泵后装有止回阀时，直接打开送水闸阀引水就不行了，而需在送水闸阀后装设一旁通管引水入泵壳内，如图 4-59 所示。旁通管上设有闸阀，引水时开启闸阀，水充满泵后，关闭闸阀。此法设备简单，一般中、小型水泵（吸水管直径在 300mm 以内时）多被采用。

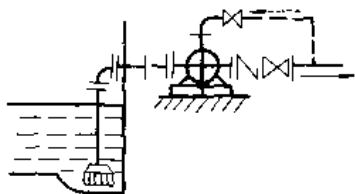


图 4-59 水泵从压水管引水

2. 吸水管上不装底阀的水泵有下述引水方法：

(1) 真空泵引水：此法在泵站中采用较为普遍，其优点是水泵启动快，运行可靠，易于实现自动化。目前使用最多的是水环式真空泵，其型号有 SZB 型，SZ 型及 S 型 3 种。水环式真空泵的构造和工作原理，如图 4-60 所示，简介如下：

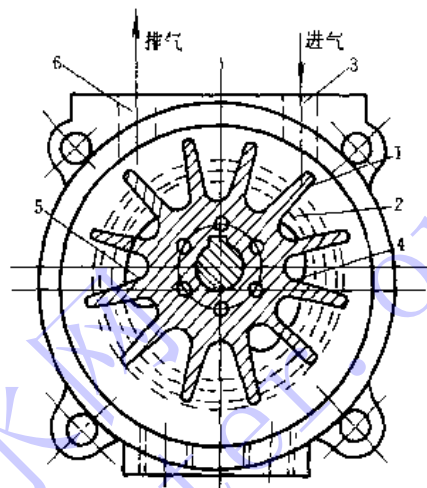


图 4-60 水环式真空泵的工作原理

1—叶轮；2—旋转水环；3—进气管；
4—进气口；5—排气口；6—排气管

叶轮 1 偏心地装置于泵壳内，启动前往泵壳内灌满水，叶轮旋转时由于离心作用，将水甩至四周而形成一旋转水环 2，水环上部的内表面与轮壳相切，沿箭头方向旋转的叶轮，在前半转（图中右半部）的过程中，水环的内表面渐渐与轮壳离开，各叶片间形成的空间渐渐增大，压力随之降低，空气就从进气管 3 和进气口 4 吸入。在后半转（图中左半部）的过程中，水环的内表面渐渐与泵壳接近，各叶片间的空间渐渐缩小，压力随之升高，空气便从排气口 5 和排气管 6 排出。叶轮不断地旋转，水环式真空泵就不断地抽走气体。

真空泵的排气量可近似地按下式计算：

$$Q_v = K \frac{(W_p + W_s) H_a}{T(H_a - H_{ss})} \quad (4-18)$$

式中 Q_v ——真空泵的排气量 (m^3/h)；

W_p ——泵站中最大一台水泵泵壳内空气容积 (m^3)，相当于水泵吸入口面积乘以吸入口到出水闸阀间的距离；

W_s ——从吸水井最低水位算起的吸水管中空气容积 (m^3)，根据吸水管直径和长度计算，一般可查表 4-7 求得；

H_a ——大气压的水柱高度，取 10.33m；

H_{ss} ——离心泵的安装高度 (m)；

T ——水泵引水时间 (h)，一般应小于 5min，消防水泵不得超过 3min；

K ——漏气系数，一般取 1.05~1.10。

最大真空值 $H_{v\max}$ 可由吸水井最低水位到水泵最高点间的垂直距离计算。例如此距离为 4m，则： $H_{v\max}=4\times\frac{760}{10.33}=284\text{mmHg}$ 。

水管直径与空气容积关系表 4-7

D (mm)	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
W_s (m^3/m)	0.008	0.012	0.018	0.031	0.071	0.092	0.096	0.120	0.159	0.196	0.282	0.385	0.503	0.636	0.785

根据 Q_v 和 $H_{v\max}$ 查真空泵产品规格便可选择真空泵。

泵站内真空泵的管路布置，如图 4-61 所示。图中气水分离器的作用是为了避免水泵中的水和杂质进入真空泵内，影响真空泵的正常工作。对于输送清水的泵站也可以不用气水分离器。水环式真空泵在运行时，应有少量的水流不断地循环，以保持一定容积的水环及时带走由于叶轮旋转而产生的热量，避免真空泵因温升过高而损坏，为此，在管路上装设了循环水箱。但是，真空泵运行时，吸入的水量不宜过多，否则将影响其容积效率，减少排气量。

真空管路直径，根据水泵大小，采用直径为 $d=25\sim50\text{mm}$ 。泵站内真空泵通常设置两台，一台工作一台备用。两台真空泵可共用一个气水分离器。

(2) 水射器引水：如图 4-62 所示为用水射器引水的装置。水射器引水是利用压力水通过水射器喷嘴处产生高速水流，使喉管进口处形成真空的原理，将水泵内的气体抽走。因此，为使水射器工作，必须供给压力水作为动力。水射器应连接于水泵的最高点处，在开动水射器前，要把水泵压水管上的闸阀关闭，水射器开始带出被吸的水时，就可启动水泵。水射器具有结构简单，占地少，安装容易，工作可靠，维护方便等优点，是一种常用的引水设备。缺点是效率低，需供给大量的高压水。

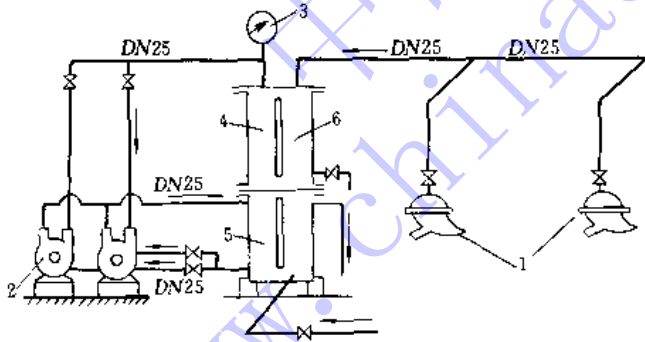


图 4-61 泵站内真空泵管路布置
1—水泵；2—水环式真空泵；3—真空表；4—气水分离器；
5—循环水箱；6—玻璃水位计

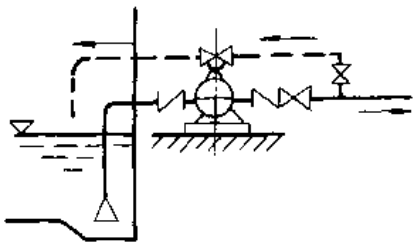


图 4-62 水射器引水

三、起重

1. 起重设备的选择

泵房中必须设置起重设备以满足机泵安装与维修需要。它的服务对象主要为：水泵、电机、阀门及管道。选择什么起重设备取决于这些对象的重量。

常用的起重设备有移动吊架、单轨吊车梁和桥式行车（包括悬挂起重机）3 种，除吊架

为手动外，其余两种既可手动，也可电动。

表 4-8 为参照规范给出的起重量与可采用的起重设备类型，可作为设计时的基本依据。泵房中的设备一般都应整体吊装，因此，起重量应以最重设备并包括起重葫芦吊钩重量为标准。选择起重设备时，应考虑远期机泵的起重量。但是，如果大型泵站，当设备重量大到一定程度时，就应考虑解体吊装，一般以 10t 为限。凡是采取解体吊装的设备，应取得生产厂方的同意，并在操作规程中说明，同时在吊装时注明起重量，防止发生超载吊装事故。

2. 起重设备布置

起重设备布置主要是研究起重机的设置高度和作业面两个问题。设置高度从泵房天花板至吊车最上部分应不小于 0.1m，从泵房的墙壁至吊车的突出部分应不小于 0.1m。

桥式吊车轨道一般安设在壁柱上或钢筋混凝土牛腿上。如果采用手动单轨悬挂式吊车，则无须在机器间内另设壁柱或牛腿，可利用厂房的屋架，在其下面装上两条工字钢，作为轨道即可。

吊车的安装高度应能保证在下列情况下，无阻地进行吊运工作：

- (1) 吊起重物后，能在机器间内的最高机组或设备顶上越过。
- (2) 在地下式泵站中，应能将重物吊至运出口。
- (3) 如果汽车能开进机器间中，则应能将重物吊到汽车上。

泵房的高度大小与泵房内有无起重设备有关。在无吊车设备时，应不小于 3m（指进口处室内地坪或平台至屋顶梁底的距离）；当有起重设备时，其高度应通过计算确定。

其它辅助房间的高度可采用 3m。

深井泵房的高度须考虑下列因素：

- (1) 井内扬水管的每节长度；
- (2) 电动机和扬水管的提取高度；
- (3) 不使检修三角架跨度过大；
- (4) 通风的要求。

深井泵房内的起重设备一般用可拆卸的屋顶式三角架，检修时装于屋顶，适用于手拉链式葫芦设备。屋顶设置的检修孔，一般为 $1.0 \times 1.0\text{m}$ 。

所谓作业面是指起重吊钩服务的范围。它取决于所用的起重设备。固定吊钩配置葫芦，能垂直起举而无法水平运移，只能为一台机组服务，即作业面为一点。单轨吊车其运动轨迹是一条线，它取决于吊车梁的布置。横向排列的水泵机组，对应于机组轴线的上空设置单轨吊车梁，纵向排列机组，则设于水泵和电机之间。进出设备的大门，一般都按单轨梁居中设置。若有大门平台，应按吊钩的工作点和最大设备的尺寸来计算平台的大小，并且要考虑承受最重设备的荷载。在条件允许的情况下，为了扩大单轨吊车梁的服务范围，可以采用如图 4-63 所示的 U 型布置方式。轨道转弯半径可按起重量决定，并与电动葫芦型号有关，可见表 4-9 所示。

U 型轨布置具有选择性。因水泵出水阀门在每次启动与停车过程是必定要操作的，故又称操作阀门，容易损坏，检修机会多。所以一般选择出水阀门为吊运对象，使单轨弯向出水闸阀，从而出水闸阀应布置在一条直线上较好。同时，在吊轨转弯处与墙壁或电气设备之间要注意保持一定的距离，以利安全。

桥式行车具有纵向和横向移动的功能，它服务范围为一个面。但吊钩落点离泵房墙壁

泵房内起重设备选定 表 4-8

起重量 (t)	可采用起重设备形式
小于 0.5	移动吊架或固定吊钩
0.5~2.0	手动或电动单轨吊车
2.0~5.0	手动或电动桥式行吊
大于 5.0	电动桥式行车

按起重量定的转弯半径 表 4-9

电动葫芦起重量 (t) (CD ₁ 型及 MD ₁ 型)	最大半径 R (m)
≤0.5	1.0
1~2	1.5
3	2.5
5	4.0

有一定距离，故沿壁四周形成一环状区域（如图 4-64 所示），属于行车工作的死角区。一般在闸阀布置中，吸水闸阀平时极少启闭，不易损坏，可允许放在死角区。当泵房为半地下式时，可以利用死角区域修筑平台或走道，为使设备能起吊，应向前延伸足够的尺寸，以便将设备直接置于汽车上。对于圆形泵房，死角区的大小通常与桥式行车的布置有关。

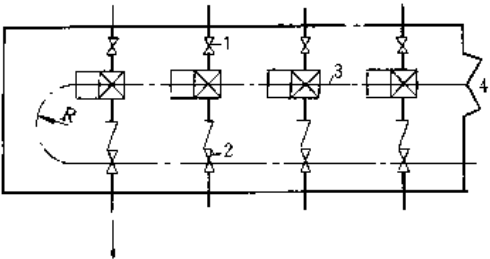


图 4-63 U 型单轨吊车梁布置图
1—进水阀门；2—出水阀门；3—单轨吊车梁
4—大门

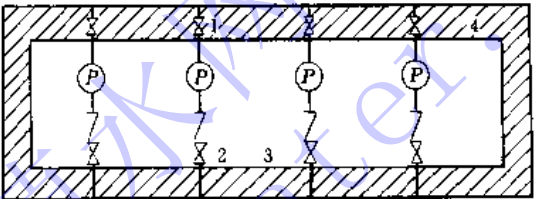


图 4-64 桥式行车工作范围内
1—进水阀门；2—出水阀门；3—吊车边缘工
作点轨迹；4—死角区

四、通风与采暖

泵房内一般采用自然通风。地面式泵房为了改善自然通风条件，往往设有高低窗，并且保证足够的开窗面积。当泵房为地下式或电动机功率较大，自然通风不够时，特别是南方地区，夏季气温较高，为使室内温度不超过 35℃，以保证工人有良好的工作环境，并改善电动机的工作条件，宜采用机械通风。

机械通风分抽风式与排风式。前者是将风机放在泵房上层窗户顶上，通过接到电动机排风口的风道将热风抽出室外，冷空气自然补充。后者是在泵房内电动机附近安装风机，将电动机散发的热气，通过风道排出室外，冷空气也是自然补进。

对于埋入地下很深的泵房，当机组容量大，散热较多时，只采取排出热空气，自然补充冷空气的方法，其运行效果不够理想时，可采用进出两套机械通风系统。

泵房通风设计主要是布置风道系统与选择风机。选择风机的依据是风量和风压。

风量计算有几种方法：

1. 按泵房每小时换气 8~10 次所需通风空气量计算：为此须求出泵房的总建筑容积。设泵房总建筑容积为 V (m^3)，则风机的排风量应为 $8\sim10V$ (m^3/h)。

2. 按消除室内余热的通风空气量计算：

$$L = \frac{Q}{c\gamma(t_1 - t_2)} (\text{m}^3/\text{h}) \tag{4-19}$$

其中 $Q = nN(1 - \eta)$ (kJ/s) (4-20)

式中 Q ——为泵房内同时运行的电机的总散热量 (kJ/s)；



c ——为空气的比热，一般取 $c=1.01\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$ ；

γ ——为泵房外空气的容重，随温度而改变，当 $t=30^{\circ}\text{C}$ 时， $\gamma=1.12\text{kg/m}^3$ ；

t_1-t_2 ——为泵房内外空气温度差 ($^{\circ}\text{C}$)；

N ——为电机的功率 (kJ/s)；

η ——为电机的效率，一般取 $\eta=0.9$ ；

n ——同时运行的电机台数。

风压包括沿程损失和局部损失两部分：

(1) 沿程损失：

$$h_l = li(\text{mmH}_2\text{O}) \quad (4-21)$$

式中 l ——风管的长度 (m)；

i ——每米风管的沿程损失，根据管道内通过的风量和风速，由通风设计手册中查得。

(2) 局部损失：

$$h_l = \sum \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g} (\text{mmH}_2\text{O}) \quad (4-22)$$

式中 ζ ——为局部阻力系数，查通风设计手册求得；

v ——风速 (m/s)；

γ ——空气的容重，当 $t=30^{\circ}\text{C}$ 时， $\gamma=1.12\text{kg/m}^3$ 。

所以风管中的全部阻力损失为：

$$H = h_l + h_l \quad (4-23)$$

通风机根据所产生的风压大小，分为低压风机（全风压在 $100\text{mmH}_2\text{O}$ 以下），中压风机（全风压在 $100\sim 300\text{mmH}_2\text{O}$ 之间）和高压风机（全风压在 $300\text{mmH}_2\text{O}$ 以上）。

泵房通风一般要求的风压不大，故大多采用低压风机。

风机按作用原理和构造上的特点，分为离心式和轴流式两种，泵房中一般采用轴流式风机。轴流式风机如图 4-65 所示由以下部分组成：叶轮或轴套 1，装在叶轮上与轴成一定角度的叶片 2 及圆筒形外壳 3。当风机叶轮转动时，气流沿轴向流过风机。

一般说来，轴流式风机应装在圆筒形外壳内，并且轮叶的末端与机壳内表面之间的空隙不得大于轮叶长度的 1.5% 。如果吸气侧没有风管，则在圆筒形外壳的进风口处须装置边缘平滑的喇叭口。

在寒冷地区，泵房应考虑采暖设备。泵房采暖温度：对于自动化泵站，机器间为 5°C ，非自动化泵站，机器间为 16°C 。在计算大型泵房采暖时，应考虑电动机所散发的热量，但也应考虑冬季天冷停机时可能出现的低温。辅助房间室内温度在 18°C 以上。对于小型泵站可用火炉取暖，我国南方地区多用此法，大中型泵站中亦可考虑采取集中采暖方法。

五、其它设施

1. 排水 泵房内由于水泵填料盒滴水、闸阀和管道接口的漏水、拆修设备时泄放的存水以下地沟渗水等，常须设置排水设备，以保持泵房环境整洁和安全运行（尤其是电缆沟不允许积水）。地下式或半地下式泵房，一般设置手摇泵、电动排水泵或水射器等排除积水。地面式泵房，积水就可以自流入室外下水道。另外无论是自流或提升排水，在泵房地面上均需设置地沟集水（或将水引出）。排水泵也可采用液位控制自动启闭。

2. 通讯 泵站内通讯十分重要，一般是在值班室内安装电话机，供生产调度和通讯之

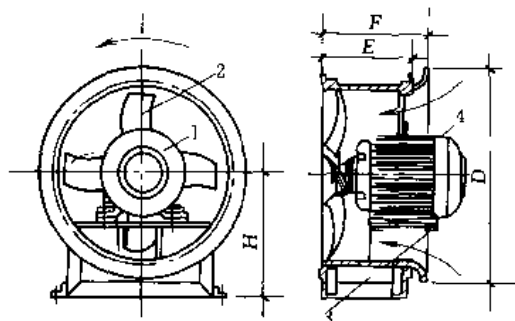


图 4-65 轴流式通风机

1—叶轮；2—叶片；3—外壳；4—电动机

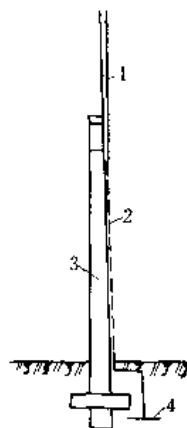


图 4-66 避雷针

1—镀锌铁针；2—连接线；3—电杆；4—接地装置

用。电话间应具有隔音效果，以免噪音干扰。

3. 防火与安全设施 泵房中防火主要是防止用电起火以及雷击起火两种。起火的可能是用电设备过负荷超载运行、导线接头接触不良电阻过大发热使导线的绝缘物或沉积在电气设备上的粉尘自燃、短路电弧能使充油设备爆炸等。在江河边的取水泵房，常常设置在雷击较多的地区，泵房上如果没有可靠的防雷保护设施，便有可能发生雷击起火。

雷电是一种大气放电现象，它是由带有不同电荷的云层放电所产生的。在放电过程中发生强烈的电光和巨响，产生强大的电流和电压。电压可达几十万至几百万伏，电流可达几千安。雷电流的电磁作用对电气设备和电力系统的绝缘物质影响很大。泵站中防雷保护设施常用的是避雷针、避雷线及避雷器 3 种。

避雷针是由镀锌铁针、电杆、连接线和接地装置所组成（如图 4-66 所示）。落雷时，由于避雷针高于被保护的各种设备，它把雷电流引向自身，承受雷电流的袭击，于是雷电先落在避雷针上，然后通过针上的连接线流入大地使设备免受雷电流的侵袭，起到保护作用。

避雷线作用类同于避雷针，避雷针用以保护各种电气设备，而避雷线则用在 35kV 以上的高压输电架空线路上，如图 4-67 所示。

避雷器的作用不同于避雷针（线），它是防止设备受到雷电的电磁作用而产生感应过电压的保护装置。如图 4-68 所示为阀型避雷器外形。其主要组成有两部分：一是由若干放电间隙串联而成的放电间隙部分，通常叫火花间隙，一是用特种碳化硅做成的阀电阻元件，外部用瓷质外壳加以保护，外壳上部有引出的接线端头，用来连接线路。避雷器一般是专为保护变压器和变电所的电气设备而设置的。

泵站安全设施中除了防雷保护外，还有接地保护和灭火器材的使用。

接地保护是接地线和接地体的总称。当电线设备绝缘破损，外壳接触漏了电，接地线便把电流导入大地，从而消除危险，保证安全（如图 4-69 所示）。图 4-70 所示为电器的保护接零。它是指电气设备带有中性零线的装置，把中性零线与设备外壳用金属线与接地体连接起来。它可以防止变压器高低压线圈间的绝缘破坏而引起高压电加于用电设备，危害人身安全的危险。380V/200V 或 220V/127V，中性线直接接地的三相四线制系统中的设

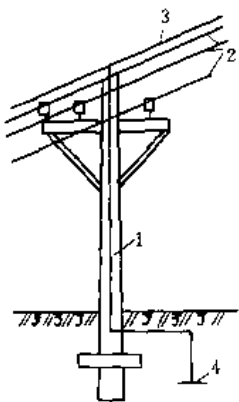


图 4-67 避雷线

1—避雷线；2—高压线；3—连接线；4—接地装置

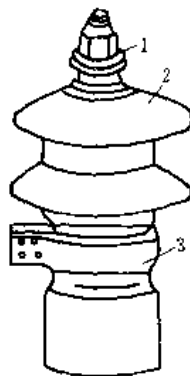


图 4-68 阀型避雷器

1—接线端头；2—瓷质外壳；3—支持夹

备外壳，均应采用保护接零。三相三线制系统中的电气设备外壳也均应采用保护接地设施。泵站中常用的灭火器材有四氯化碳灭火机、二氧化碳灭火机、干式灭火机等。

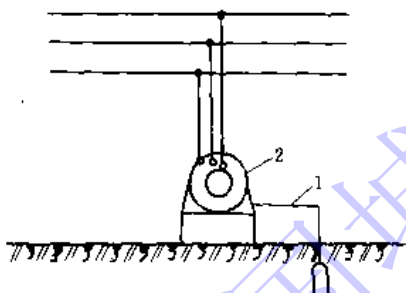


图 4-69 保护接地

1—接地线；2—电动机外壳

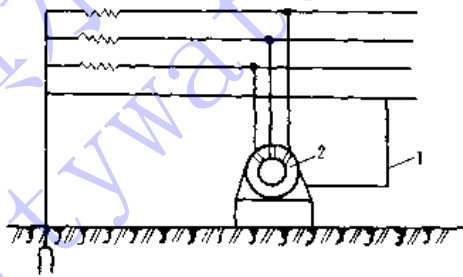


图 4-70 保护接零

1—零线；2—设备外壳

第九节 给水泵站的土建要求

一、一级泵站

如前所述，地面水源取水泵站，往往建成地下式的。

地下式一级泵站由于“临水深埋”，在结构上要求承受土压和水压，泵房筒体和底板要求不透水，有一定的自重以抵抗浮力，这就大大增加了基建投资。因此，对于地下式泵房应尽可能缩小其平面尺寸，以降低其工程造价。在地质条件允许时，一级泵房多采用沉井法施工，因此，大都采用圆形结构。其缺点是布置机组及其他设备时，不能充分利用建筑面积，此外，安设吊车也有一定困难。因此，有时泵房地下部分是椭圆形，而地上部分做成矩形。泵房筒体的水下部分用钢筋混凝土结构，水上部分可用砖砌。泵房底板一般采取整体浇注的混凝土或钢筋混凝土底板，并与水泵机组的基础浇成一体。为了减小平面尺寸有时也采用立式水泵。配电设备一般放在上层以充分利用泵房内空间。压水管路上的附件，如止回阀、闸阀、水锤消除器及流量计等一般设在泵房外的闸阀井（或称切换井）。这样，

不仅可以减小泵房建筑面积,而且当压水管道损坏时,水流不至向泵房内倒灌而淹没泵房。泵站与切换井间的管道应敷设于支墩或钢筋混凝土垫板上,以免不均匀沉陷。泵站与吸水井分建时,吸水管常放在钢筋混凝土暗沟内,暗沟上应留出入的人孔,暗沟的尺寸,应保证工人可以进入检查、处理漏水漏气事故,当需要换管子时,可以通过人孔,把管子取出来。暗沟与泵房连接处应设沉降缝,以防不均匀沉降而导致管道破裂。

泵房内壁四周应有排水沟,水汇集到水坑中,然后用排水泵抽走。排水泵的流量可选用 $10\sim 30\text{L/s}$,其扬程由计算确定。

一级泵站由于抽的是未经处理的浑水,因此,一般需要另外接入自来水作为水泵机组的水封用水。

地下式泵站中,上下垂直交通可设 $0.8\sim 1.2\text{m}$ 宽的坡度为 $1:1$ 或稍小于该坡度的扶梯,每两个中间平台之间不应超过20级踏步。站内一般不设卫生间、贮藏室。但应设电话与各种指示讯号,以便调度联系。为防止火灾,泵站内外要考虑灭火设备。

地下式一级泵站扩建时有一定困难,所以在第一次修建时,即应考虑将来的扩建问题,通常泵房一次建成,设备分期安装。泵站内机器间的电力照明按每 m^2 地板面积 $20\sim 25\text{W}$ 计算。

泵站的大门,应比最大设备外形尺寸大 0.25m 。对于特别笨重的设备应预先留出安装孔。为了保证泵房内有良好的照明,应在泵房的纵墙方向开窗,窗户面积通常应大于地板面积的 $1/6\sim 1/7$,最好为 $1/4$ 。

在泵房附近没有修理场时,应在泵房内留出 $6\sim 10\text{m}^2$ 的面积,作为修理和放置备用零件。

图4-71所示为某化工厂地下式取水泵房实例。泵房内设14Sh-13A型水泵四台(三台工作,一台备用),由于河中最低水位低于水泵轴线标高,但常水位却高于水泵轴线标高,故仅设SZ-2型真空泵两台(一台工作一台备用),作为最不利情况下启动水泵之用。因泵房较深,仅筒体高度即达 13m ,为了改善工人工作环境和电动机工作条件,设置4-72-11[#]4.5A风机一台。为便于安装和检修机组及各种设备,安设起重量为 2t 、跨度为 9m 的手动单轨吊车一台。此外,为排除机器间内积水,设置2BA-6A型排水泵一台。沿泵房内壁设宽 1.2m 的扶梯,以便值班人员上下。

图4-72所示为某电厂采用立式水泵的地下式取水泵站实例。泵站由泵房本体、栈桥、护岸、切换井4部分构成。泵房为箱形结构,纵向间隔为进水间1、转动格网间2、机器间3。机器间竖向布置有操作、电动机、水泵3层。在操作层地板上开有吊装孔,平时用钢筋混凝土板或钢板盖住。四台沅江36-23型水泵(3台工作1台备用)。取水能力为 $7\text{m}^3/\text{s}$,装机总容量为 3200kW 。通风为抽风式,泵室设吸风口抽风,电机室风管与电动机壳连接密闭抽风。设起重量为 10t ,起吊高度 16m 的电动桥式吊车一台。水泵压水管上设两道闸阀,止回阀设于切换井内。

二、二级泵站

二级泵站的工艺特点是水泵机组较多,占地面积较大,但吸水条件较好。因此,大多数二级泵站建成地面式或半地下式。

地面式的优点是施工方便,造价较低和运行条件较好。在半地下式的水泵站内,启动水泵比较方便。



若泵房地坪标高低于室外排水管标高时，则应设置抽水设备。

二级泵站由于机组台数较多，因而附属的电气设备及电缆线也较多。在进行工艺设计时，应结合土建与供电要求一并考虑。但是，对于二级泵站，土建造价相对地比经常电能耗费小，因此，在设计二级泵站时，要着重注意工艺上的要求和布置，土建结构应保证满足工艺布置的要求。

二级泵房属于一般的工业建筑，常用的是柱墩式基础，墙壁用砖砌筑于地基梁上，外墙可以是一砖、一砖半或二砖厚，根据当地气候的寒暖而定。为了防潮，墙身用防水砂浆与基础隔开。对于装有桥式吊车的泵房，墙内须设置壁柱。机组运行时，由于震动而发生

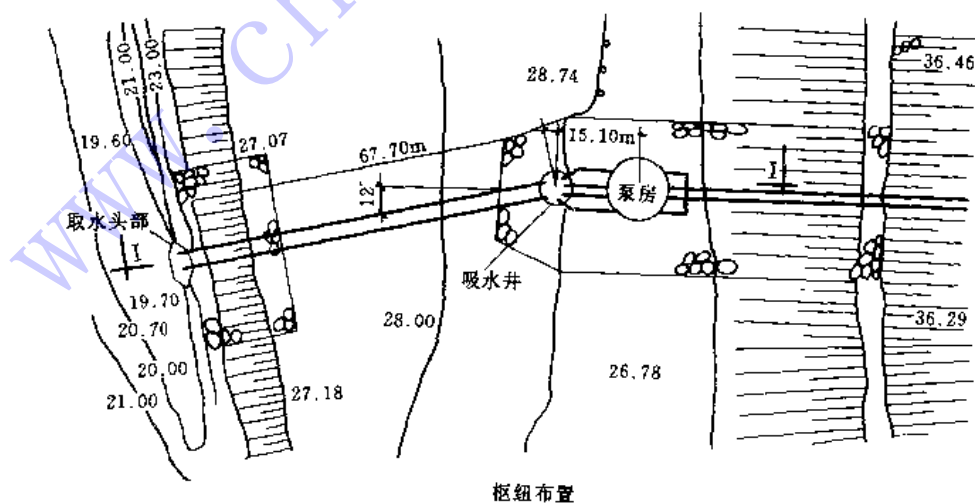
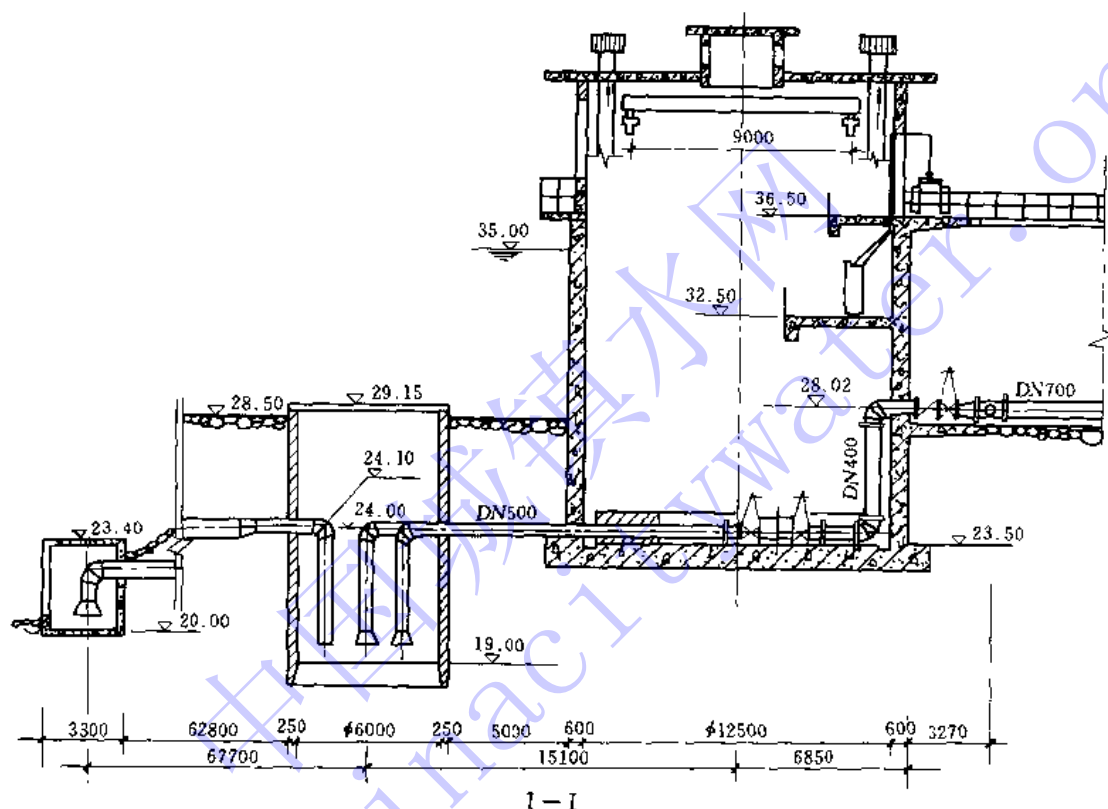


图 4-71 (a)

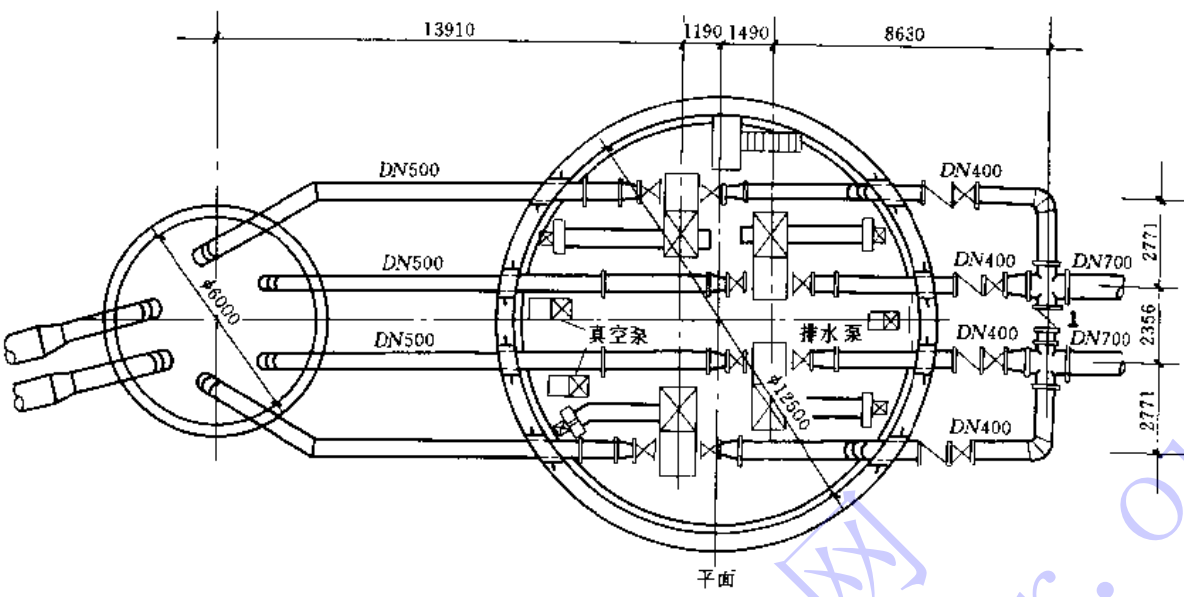


图 4-71 (b)

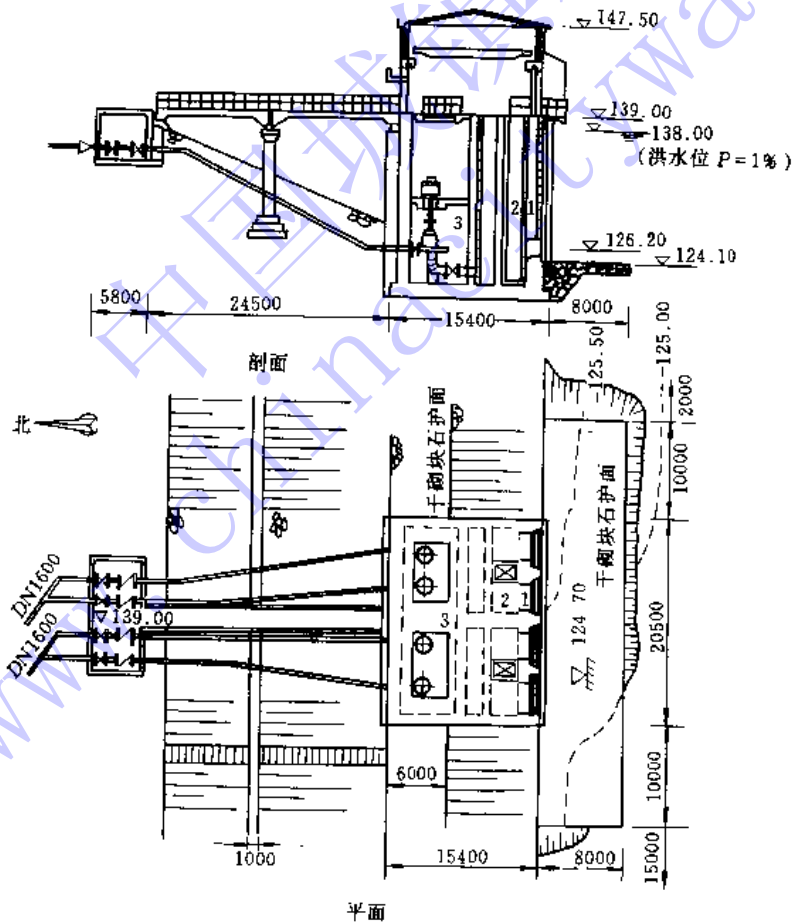


图 4-72 立式泵的地下式取水泵房

很大噪声,影响工人健康,为此,首先应保证机组安装的质量,同时要把机组与基础联结好,如有必要亦可采取消音措施。在管道穿过墙壁处采用柔性穿墙套管也可减少噪声的传播。泵房设计还应考虑抗震和人防要求。从抗震角度出发,泵房最好建成地下式或半地下式的。如果地下水位很高,施工困难或受其他条件限制,不能修建地下式时,也可设计成地面式泵房,但必须尽量做到:平、立面简单,体形规整,不做局部突出的建筑。水泵站内还应有水位指示器,当清水池或水塔中水位最高或最低时,便可自动发出灯光或音响信号。

泵站内应设置灭火设施或消火栓,以扑灭可能的火灾。泵站内应设电话机,供调度联络用,如电话机设在机器间内,则应做成隔音的电话间。

图 4-73 所示为设有三台 Sh 型水泵的半地下式泵房的平面布置图。三台水泵(二台工作一台备用)成横向单行排列。这样布置便于沿泵房纵向设置单梁式吊车,吸水管与压水管直进直出,可减少水头损失,节省电耗。水泵用真空泵引水启动。机器间地板向吸水侧有 0.005 的坡度,沿墙内侧设有排水沟,集水坑设于泵房一角,用手摇泵排水。压水管路上方的走道平台,直接与值班室相通,从平台有短梯通向机器间。值班室和配电室设于泵房一端,两侧各有大门和单扇小门与外面相通。值班室隔墙上设双层玻璃窗,既可隔音,又可观察整个机器间。泵房另一端还开有一小门通向室外。

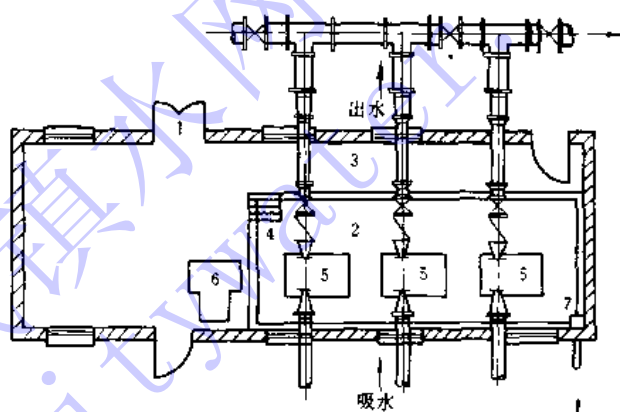


图 4-73 设有 Sh 型水泵的半地下式平面布置图

1—操作室与配电室; 2—地下式泵房; 3—走道; 4—短梯; 5—水泵基础; 6—真空泵基础; 7—集水坑

三、循环水泵站

循环水泵站的两个显著特点是:

- (1) 泵站的流量和扬程比较稳定,一般可选用同型号的水泵机组并联工作。
- (2) 对供水的安全性要求较高,特别是一些大型的冶金厂和电厂,即使极短时间内中断供水也是不允许的。

(3) 站内常装有热水泵,为改善水泵的吸水条件,应采用自灌式工作,故泵站埋设较深。因此,在选泵和布置机组时,必须考虑有必要的备用率和安全供水措施。

循环水泵站中有时有冷、热水两种水泵机组。当条件允许时,应尽量利用废热水本身的余压直接送到冷却构筑物上去冷却,这样,便可省去一组热水泵机组,只需设置冷水泵机组,因而使泵站布置大为简化。

设有冷水及热水泵机组的循环水泵房,在平面上常有以下几种布置形式:

- (1) 机组横向双行交错排列布置,如图 4-74 (a)。适用于机组较多,水泵都是相同转向的情况下。优点是布置紧凑,泵房跨度较小;缺点是吸水管与压水管均须横向穿过泵房,增

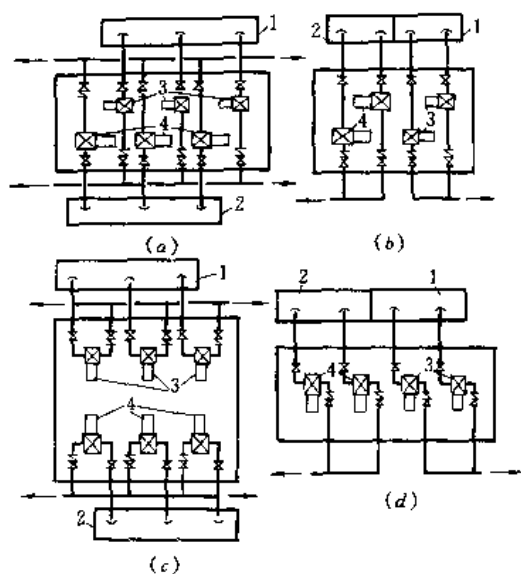


图 4-74 循环水泵房布置
1—热水池；2—冷水池；3—热水
泵组；4—冷水泵组

加管沟或管桥设施。

(2) 图 4-74 (b) 与图 4-74 (a) 的布置基本相同。其特点是冷热水泵都有正、反两种转向，冷热水吸水池可以设在泵房的同一侧。

(3) 机组纵向双行排列布置，如图 4-74 (c)。适用于机组较多的情况。其特点是管道布置在泵房两侧，不需横穿泵房，因此，通道比较宽敞，便于操作检修；缺点是泵房跨度较大。

(4) 机组纵向单行排列布置，如图 4-74 (d)。适用于机组较少的情况。冷水池与热水池可以布置在泵房的同一侧或者分开布置在泵房的两侧。亦可采取水泵机组轴线位于同一直线的单行顺列，则管道的水力条件较好，但泵房长度较大。

有些大型工厂的循环水泵站，水泵机组多达十几台、几十台，往往采用几种形式的综合布置。这要根据生产工艺流程的布局，对泵站的要求以及地形地质条件等具体情况，经多方案的技术经

济比较后确定。

第十节 深井泵站

深井泵站通常由泵房与变电所组成。深井泵房的形式有地面式、半地下式和地下式 3 种。不同结构形式的泵房各有其优缺点。地面式的造价最低，建成投产迅速；通风条件好，室温一般比半地下式的低 5~6℃；操作管理与检修方便；室内排水容易；水泵电动机运行噪声扩散快，音量小；但出水管弯头配件多，不便于工艺布置，且水头损失较大。半地下式比地面式造价高；出水管可不用弯头配件，便于工艺布置，且水力条件好，可稍节省电耗及经常运行费用，人防条件较好；但通风条件较差，夏季室温高；室内有楼梯，有效面积缩小；操作管理、检修人员上下、机器设备上下搬运均较不便；室内地坪低，不利排水；水泵电动机运转时，声音不易扩散，声量大；地下部分土建施工困难。地下式的造价最高，施工困难最多，防水处理复杂；室内排水困难；操作管理、检修工作不便；但人防条件好；抗震条件好；因不受阳光照射，故夏季室温较低。

实践表明：以上 3 种形式，以前两种为好。

深井泵房平面尺寸一般均很紧凑，因此选用尺寸较小的设备对缩小平面尺寸有很大意义。设计时应与机电密切配合，选择效能高、尺寸小、占地少的机电设备。

此外，深井泵房设计，还应注意泵房屋顶的处理，屋顶检修孔的设置以及泵房的通风、排水等问题。

一、一般深井泵站

当用深井泵提升地下水时，水泵浸于水中，电动机设于井上，一台水泵即为一个独立泵站。

图 4-75 及图 4-76 所示为深井泵提升地下水的半地下式泵房。水泵压水管直接接出, 无弯头配件, 故水力条件较好。该泵房的立式电动机 1 装在井口的机座上, 水泵将井水抽送到水塔或清水池, 以便供给用户。在水泵压水管路 2 上, 除了设置闸阀 3 和止回阀 4 外, 为了便于施工及检修, 还安装了一个伸缩接头 5。

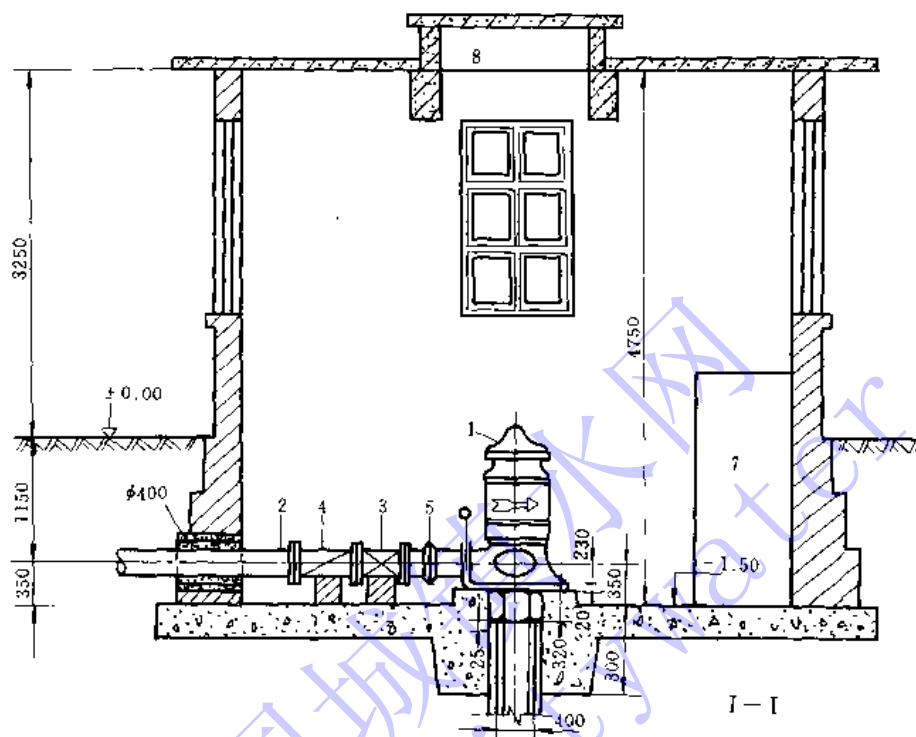


图 4-75 半地下式深井泵房 (剖面)

泵房进口左侧为消毒间 6, 消毒间靠近窗户, 以利通风, 泵站内的墙角处设置配电用的低压配电盘 7, 配电盘应远离窗户, 以防雨水淋入。

泵房屋顶开有安装水泵机组和修理泵机用的吊装孔 8, 当进行修理工作时, 在吊装孔上可装设起重设备。

深井泵填料函的排出水经 $\phi 25$ 排水管 9 流至集水坑 10, 然后用手摇泵排除。

从止回阀后的压水管路上,引出一根 $\phi 13$ 的预润水管 11 与深井水泵的预润孔相接,当管井中水位较低,井水位以上露出的深井泵主轴轴承较多,且深井泵停止运转 30min 后启动时,可将预润水管阀门 12 打开,以便在水泵启动前引压水管内的水润滑主轴轴承。预润水管上有供取水样和放空管内存水的放水嘴 13 及供修理水泵和放水嘴时使用的检修闸阀 14。

为了测量井中水位,还要装设水位计。由于小型深井泵站系“一井一泵”,设置分散管理不便,故一般应设置中心调度室,实行集中遥控。

当用潜水泵采集地下水时，由于电动机和水泵一起浸在水下，在井口上仅有出水弯管，因此无须每井单独设立泵房，而可以在地下蓄水池附近设一集中控制间来管理很多向此蓄水池供水的潜水泵。这时配电设备及起动开关均可设在控制间内。

潜水泵要求在井下挂得直,在泵外壳和井筒之间要有 5mm 以上的空隙。潜水泵不应触

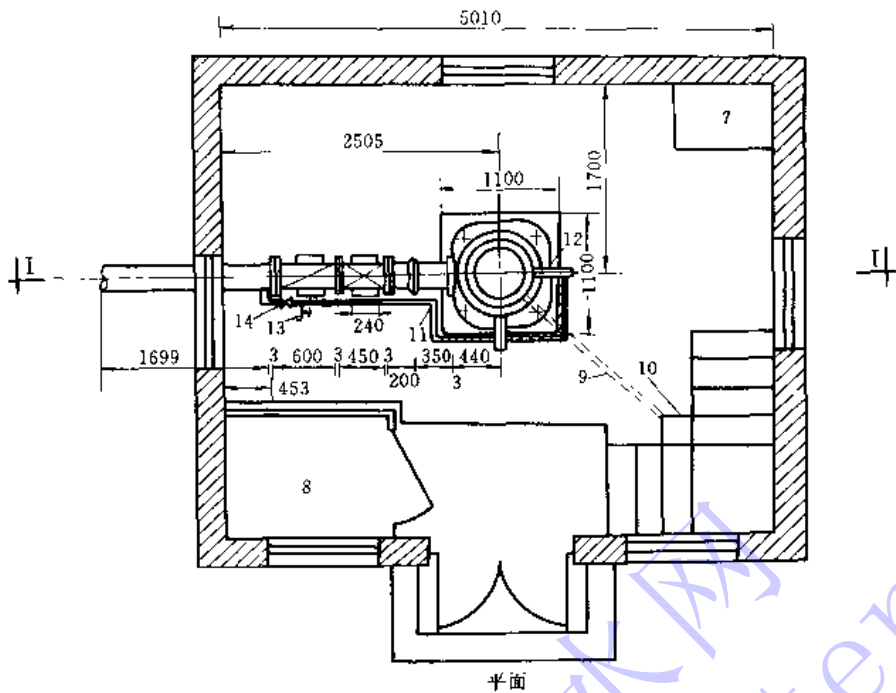


图 4-76 半地下式深井泵房（平面）

1—立式电动机；2—压水管；3—闸阀；4—止回阀；5—活瓣；6—消毒间；7—低压配电盘；8—吊装孔；9—排水管；10—集水坑；11—预润水管；12—预润水阀门；13—放水嘴；14—检修闸阀

及井底，否则机组承受扬水管的重量，引起损坏，同时抽出的水质也受影响。

二、大型深井泵站(湿式竖井泵站)

当地下水源岩性很好，储量充沛，涌水量大，但埋藏较深时，或在山区河流取集地面水时，可以采取“一井多泵”的方法，即在一个大口径钢筋混凝土井筒内，设置若干台深井泵或潜水泵取水。我国西南地区一些水厂和工厂自备水源采用这种方式取水取得了一定效果。

第十一节 给水泵站的工艺设计

一、设计资料

设计泵站所需资料，可分为两部分：

1. 基础资料：

基础资料对设计具有决定性作用和不同程度的约束性。它往往不能按照设计者的意图与主观愿望任意变动，是设计的主要依据。主管部门对设计工作的主要指示、决议、设计任务书、有关的协议文件、工程地质、水文与水文地质、气象、地形等等，都属于这类资料。计有：

(1) 设计任务书。

(2) 规划、人防、卫生、供电、航道、航运等部门同意在一定地点修建泵站的正式许可文件。

(3) 地区气象资料：最低、最高气温，冬季采暖计算温度，冻结平均深度和起止日期，



最大冻结层厚。

(4) 地区水文与水文地质资料：水源的洪水位、常水位、枯水位资料，河流的含砂量、流速、风浪情况等，地下水流向、流速、水质情况及对建筑材料的腐蚀性等。

(5) 泵站所在地附近地区一定比例的地形图。

(6) 泵站所在地的工程地质资料，抗震设计烈度资料。

(7) 用水量、水压资料（污水泵站还应有水质分析资料）以及给水排水制度。

(8) 泵站的设计使用年限。

(9) 电源位置、性质、可靠程度、电压、单位电价等。

(10) 与泵站有关的给水排水构筑物的位置与设计标高。

(11) 水泵样本，电动机和电器产品目录。

(12) 管材及管配件的产品规格。

(13) 设备材料单价表，预算工程单位估价表，地方材料及价格，劳动工资水平。

(14) 对于扩建或改建工程，还应有原构筑物的设计资料、调查资料、竣工图或实测图。

2. 参考资料：

参考资料仅供参考，不能作为设计的依据，如各种参考书籍，口头调查资料，某些历史性记录及某些尚未生产的产品目录等，都属于这一类，计有：

(1) 地区内现有水泵站的运行情况调查资料，水泵站形式，建筑规模和年限，结构形式，机组台数和设备性能，历年大修次数，曾经发生的事故及其原因分析和解决办法，冬季采暖，夏季通风情况，电源或其他动力来源等。

(2) 地区内现有泵站的设计图、竣工图或实测图。

(3) 地区内已有泵站的施工方法和施工经验。

(4) 施工中可能利用的机械和劳动力的来源。

(5) 其它有关参考资料。

二、泵站工艺设计步骤和方法

泵站工艺设计步骤和方法分述如下：

(1) 确定设计流量和扬程。

(2) 初步选泵和电动机或其它原动机，包括选择水泵的型号，工作泵和备用泵的台数。由于初步选泵时，泵站尚未设计好，吸水、压水管路也未进行布置，水流通过管路中的水头损失是未知的，所以这时水泵的全扬程不能确切知道，只能假定泵站内管道中的水头损失为某一个数值。一般在初步选泵时，可假定此数为 2m 左右。

根据所选泵的轴功率及转数选用电动机。如果机组由水泵厂配套供应，则不必另选。

(3) 设计机组的基础。在机组初步选好后，即可查水泵及电动机产品样本，查到机组的安装尺寸（或机组底板的尺寸）和总重量，据此可进行基础的平面尺寸和深度的设计。

(4) 计算水泵的吸水管和压水管的直径。

(5) 布置机组和管道。

(6) 精选水泵和电动机。根据地形条件确定水泵的安装高度。计算出吸水管路和泵站范围内压水管路中的水头损失，然后求出泵站的扬程。如果发现初选的水泵不合适，则可以切削叶轮或另行选泵。根据新选的水泵的轴功率，再选用电动机。

(7) 选择泵站中的附属设备。



(8) 确定泵房建筑高度。泵房的建筑高度,取决于泵的安装高度、泵房内有无起重设备以及起重设备的型号。

(9) 确定泵房的平面尺寸,初步规划泵站总平面。机组的平面布置确定以后,泵房(机器间)的最小长度 L 也就确定了,如图4-77所示; a 为机组基础的长度, b 为机组基础的间距; c 为机组基础与墙的距离。查有关材料手册,找出相应管道、配件的型号规格、大小尺寸,按一定的比例将水泵机组的基础和吸水、压水管道上的管配件、闸阀、止回阀等画在同一张图上,逐一标出尺寸,依次相加,就可以得出机器间的最小宽度 B ,如图4-78所示。

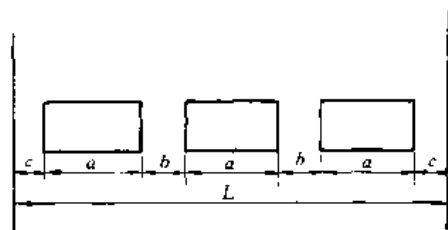


图 4-77 机器间长度 L

a —机组基础的长度; b —机组基础的间距;
 c —机组基础与墙的距离

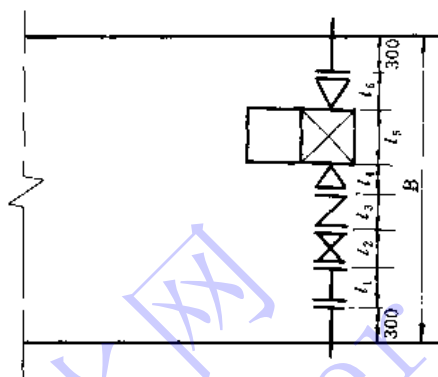


图 4-78 机器间宽度 B

l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 、 l_5 —分别为短管甲、闸阀、止回阀、水泵出口短管、进口短管的长度;
 l_6 —机组基础的宽度

L 和 B 确定后,再考虑到维修场地等因素,便可最后确定泵站机器间的平面尺寸大小。泵站的总平面布置包括变压器室、配电室、机器间、值班室、修理间等单元。

总平面布置的原则是:运行管理安全可靠,检修及运输方便,经济合理,并且考虑到有发展余地。

变电配电设备一般在泵站的一端,有时也可将低压配电设备置于泵房内侧。

泵房内装有立式泵或轴流泵时,配电设备一般装设在上层或中层平台上。

控制设备一般设于机组附近,也可以集中装置在附近的配电室内。

配电室内设有各种受配电柜,因此应便于电源进线,且应紧靠机组,以节省电线,便于操作。配电室与机器间应能通视,否则,应分别安装仪表及按钮(切断装置),以便当发生故障时,在两个房间内,均能及时切断主电路。

由于变压器发生故障时,易引起火灾或爆炸,故宜将变压器室设置于单独的房间内,且位于泵站之一端。

值班室与机器间及配电室应相通,而且一定要靠近机器间,且能很好通视。

修理间的布置应便于重物(如设备)的内部吊动及向外运输,因此,往往在修理间的外墙上开有大门。

进行总平面布置时,尽量不要因为设置配电间而把泵房跨度增大。

(10) 向有关工种提出设计任务。

(11) 审校,会签。

(12) 出图。

(13) 编制预算。

三、泵站的技术经济指标

泵站的技术经济指标包括单位水量基建投资，输水成本和电耗 3 项。取决于泵站的基建总投资、年运行费用、年总输水量和生产管理水平。这几项指标，在设计泵站时，可作为方案技术经济比较的参考，而在泵站投产运行以后，则是改进经营管理，降低输水成本和节约电耗的主要依据。

泵站的基建总投资 C，包括土建、配管、设备、电气照明等。初步设计或扩初设计时，按概算指标进行计算，施工图设计阶段，按预算指标计算，工程投产后按工程决算进行计算。

泵站的年运行费用 S，包括以下几项：

- (1) 折旧及大修费 E_1 。
- (2) 电费 E_2 ，全年的电费可按下式计算：

$$E_2 = \frac{\sum Q_i H_i T_i}{102 \eta_p \eta_m \eta_n} \gamma a (\text{元})$$

式中 Q_i ——一年中泵站随季节变化的平均日输水量 (L/s)；

H_i ——相应于 Q_i 的泵站输水扬程 (m)；

T_i ——泵站在 (Q_i, H_i) 工况下工作小时数 (h)；

γ ——水的容重，取 $\gamma=1\text{kg/L}$ ；

η_p ——水泵效率 (%)；

η_m ——电机效率 (%)；

η_n ——电网的效率 (%)；

a ——每 1 千瓦·小时电的价格 (元/度)；

102——为功率换算系数。

- (3) 工资福利费 E_3 ：取决于劳动组织与劳动定员以及职工的平均工资水平。
- (4) 经常养护费 E_4 。
- (5) 其它费用 E_5 。

即：
$$S = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5$$

故单位水量基建投资 c 为：

$$c = \frac{C}{Q} (\text{元} / \text{m}^3)$$

式中 Q ——为泵站设计日供水量 (m^3/d)。

输水成本 s 为：

$$s = \frac{S}{\sum Q}$$

式中 $\sum Q$ ——为泵站全年的总输水量 (m^3)。

在泵站日常运行中，电耗大小是衡量其是否正常经济运行的重要指标之一。通常电耗 e_c 以每抽送 1000m^3 的水所实际耗费的电能 (kWh) 来表示，即

$$e_c = \frac{E_c}{Q} \times 1000 (\text{kWh})$$

式中 E_c ——泵站在一昼夜 (或一段时间) 内所耗费的电能 (kWh)，可以从泵站内的电表
中查得；

Q ——泵站在一昼夜（或一段时间）内所抽送的水量（ m^3 ），可从流量计中查得。

而泵站运行的理论电耗或叫比电耗（即每小时将 1000m^3 的水提升 1m 高度所耗费的电能）可用下式计算：

$$e'_c = \frac{Q'H'\gamma'}{102\eta_p\eta_m} = \frac{1000 \times 1000 \times 1 \times 1}{102 \times 360\eta_p\eta_m} = \frac{2.72}{\eta_p\eta_m\eta_n} (\text{kW/h})$$

设取 $\eta_p\eta_m\eta_n=0.68$ ，则

$$e'_c = \frac{2.72}{0.68} = 4.03 (\text{kWh})$$

泵站中实际的比电耗应按每台机组，在不同运行状态下（即在一定的流量和扬程下连续运行若干小时）分别进行计算。把实际的比电耗与理论比电耗进行比较，便可看出每台水泵是否在最经济合理的状态下运行。从而可以改进水泵的工作和设法提高其工作效率。

四、取水泵站工艺设计举例

某厂新建水源工程近期设计水量为 $250000\text{m}^3/\text{d}$ ，要求远期发展到 $400000\text{m}^3/\text{d}$ ，采用固定式取水泵房用两条直径为 1400mm 的自流管从江中取水。水源洪水水位标高为 37.00m （ 1% 频率），枯水位标高为 23.53m （ 97% 频率）。净化场反应池前配水井的水面标高为 57.83m ，自流取水管全长 200m ，泵站到净化场的输水干管全长 1150m ，见图 4-79 某取水泵站枢纽布置图。试进行泵站工艺设计。

1. 设计流量的确定和设计扬程估算：

(1) 设计流量 Q

考虑到输水干管漏损和净化场本身用水，取自用水系数 $\alpha=1.05$ ，则

$$\text{近期设计流量为 } Q=1.05 \times \frac{250000}{24} = 10937.5\text{m}^3/\text{h} = 3.038\text{m}^3/\text{s}$$

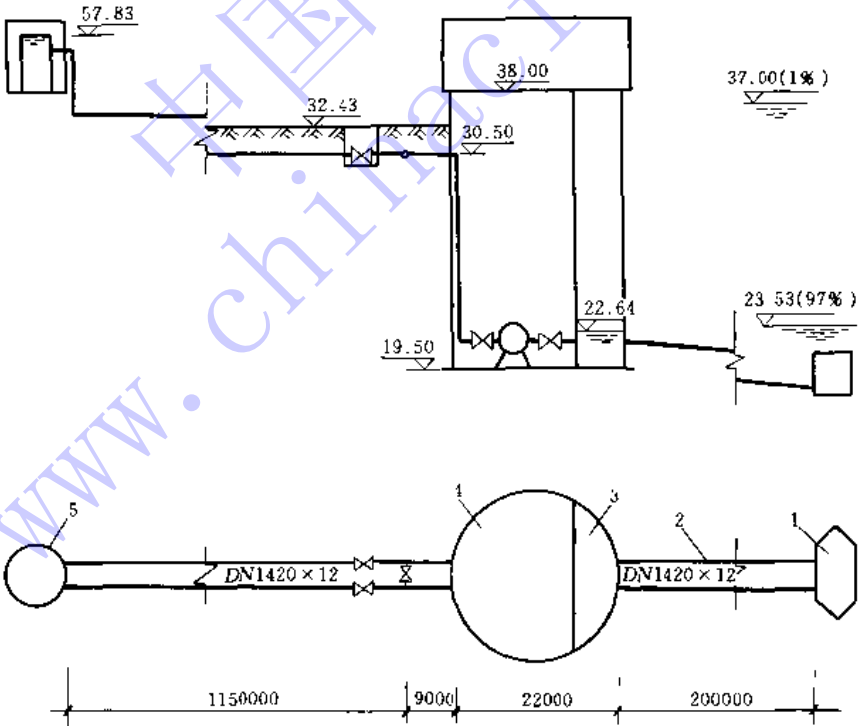


图 4-79 某取水泵站枢纽布置

1—箱式取水头部；2—取水自流管；3—吸水间；4—机器间；5—净化场配水井



远期设计流量为 $Q' = 1.05 \times \frac{400000}{24} = 17500 \text{ m}^3/\text{h} = 4.861 \text{ m}^3/\text{s}$

(2) 设计场程 H

1) 水泵所需静扬程 H_{ST}

通过取水部分的计算已知在最不利情况下(即一条自流管检修, 另一条自流管通过75%的设计流量时), 从取水头部到泵房吸水间的全部水头损失为8.9kPa, 则吸水间中最高水面标高为 $37.00 - 8.9/10 = 36.11\text{m}$, 最低水面标高为 $23.53 - 8.9/10 = 22.64\text{m}$ 。所以水泵所需静扬程 H_{ST} 为:

洪水位时, $H_{\text{ST}} = \gamma_h (57.83 - 36.11) = 217.2 \text{ kPa}$

枯水位时, $H_{\text{ST}} = \gamma_h (57.83 - 22.64) = 351.9 \text{ kPa}$

2) 输水干管中的水头损失 Σh

设采用两条 $DN1420 \times 12$ 钢管并联作为原水输水干管, 当一条输水管检修时, 另一条输水管应通过75%的设计流量, 即: $Q = 0.75 \times 17500 \text{ m}^3/\text{h} = 13125 \text{ m}^3/\text{h} = 3.646 \text{ m}^3/\text{s}$, 查水力计算表得管内流速 $v = 2.37 \text{ m/s}$, $i = 0.039 \text{ kPa/m}$, 所以 $\Sigma h = 1.1 \times 0.039 \times 1150 = 49.34 \text{ kPa}$ (式中1.1系包括局部损失而加大的系数)。

3) 泵站内管路中的水头损失 h_p

粗估为20kPa

则水泵设计扬程为

设计枯水位时, $H_{\text{max}} = 351.9 + 49.34 + 20 + 20 = 441.24 \text{ kPa}$

设计洪水位时, $H_{\text{min}} = 217.2 + 49.34 + 20 + 20 = 306.54 \text{ kPa}$

2. 初选水泵和电机

近期3台32SA-10型水泵 ($Q = 1.00 \sim 1.71 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 524.3 \sim 416.5 \text{ kPa}$, $N = 752 \text{ kW}$, $H_s = 47.04 \text{ kPa}$), 两台工作, 一台备用。远期增加一台同型号水泵, 三台工作一台备用。

根据32SA-10型水泵的要求选用湖南湘潭电机厂生产的YKS630-10型异步电动机 (1000kW, 10kV, IP44水冷式)。

3. 机组基础尺寸的确定

查水泵与电机样本, 计算出32SA-10型水泵机组基础平面尺寸为 $5200 \times 2000 \text{ mm}$, 机组总重量 $W = W_p + W_m = 81340 + 87710 = 169050 \text{ N}$ 。

基础深度 H 可按下式计算:

$$H = \frac{3.0W}{L \times B \times \gamma}$$

式中 L ——基础长度, $L = 5.2 \text{ m}$;

B ——基础宽度, $B = 2.0 \text{ m}$;

γ ——基础所用材料的容重, 对于混凝土基础, $\gamma = 23520 \text{ N/m}^3$

故

$$H = \frac{3.0 \times 169050}{5.2 \times 2.0 \times 23520} = 2.07 \text{ m}$$

基础实际深度连同泵房底板在内, 应为3.25m。

4. 吸水管路与压水管路计算

每台水泵有单独的吸水管与压水管

(1) 吸水管

$$\text{已知 } Q_1 = \frac{17500}{3} = 5833 \text{ m}^3/\text{h} = 1.62 \text{ m}^3/\text{s}$$

采用 DN1220×12 钢管, 则 $v=1.45 \text{ m/s}$, $i=17.7 \times 10^{-3} \text{ kPa/m}$

(2) 压水管

采用 DN1020×10 钢管, 则 $v=2.06 \text{ m/s}$, $i=45.6 \times 10^{-3} \text{ kPa/m}$

5. 机组与管道布置

如图4-80所示, 为了布置紧凑, 充分利用建筑面积, 将四台机组交错并列布置成两排, 两台为正常转向, 两台为反常转向, 在订货时应予以说明。每台水泵有单独的吸水管、压水管引出泵房后两两连接起来。水泵出水管上设有液控蝶阀 (c) HDZs41X-10) 和手动蝶阀 (D₂241X-10), 吸水管上设手动闸板闸阀 (Z545T-6)。为了减少泵房建筑面积, 闸阀切换并设在泵房外面, 两条 DN1400 的输水干管用 DN1400 蝶阀 (GD371Xp-1) 连接起来, 每条输水管上各设切换用的蝶阀 (GD371Xp-1) 一个。

由于管径较大, 相应的连接配件 (如三通、大小头等) 没有全国通用的标准系列产品, 本设计中便采用了一些自制的配件, 在其它设计中, 以选用全国通用标准产品为宜。

6. 吸水管路和压水管路中水头损失的计算

取一条最不利线路, 从吸水口到输水干管上切换闸阀止为计算线路图 (图4-81)

(1) 吸水管路中水头损失 Σh_s

$$\Sigma h_s = \Sigma h_{fs} + \Sigma h_{ls}$$

$$\Sigma h_{fs} = l_s \cdot i_s = 17.7 \times 10^{-3} \times 1.255 = 0.022 \text{ kPa}$$

$$\Sigma h_{ls} = \gamma_h \left[(\zeta_1 + \zeta_2) \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_3 \cdot \frac{v_1^2}{2g} \right]$$

式中 ζ_1 ——吸水管进口局部阻力系数, $\zeta_1=0.75$;

ζ_2 ——DN1200 闸阀局部阻力系数, 按开启度 $\frac{a}{d} = \frac{1}{8}$ 考虑, $\zeta_2=0.15$;

ζ_3 ——偏心渐缩管 DN1200×800, $\zeta_3=0.20$ 。

$$\text{则 } \Sigma h_{ls} = \gamma_h \left[(0.75 + 0.15) \frac{1.45^2}{2g} + 0.20 \cdot \frac{3.22^2}{2g} \right] = 1.98 \text{ kPa}$$

$$\text{故 } \Sigma h_s = \Sigma h_{fs} + \Sigma h_{ls} = 0.022 + 1.98 = 2.00 \text{ kPa}$$

(2) 压水管路水头损失 Σh_d

$$\Sigma h_d = \Sigma h_{fd} + \Sigma h_{ld}$$

$$\Sigma h_{fd} = \gamma_h [(l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6) i_{d1} + l_7 \cdot i_{d2}]$$

$$= \gamma_h \left[(5.172 + 1.153 + 8.112 + 5.039 + 1.351) \times \frac{45.6}{1000} + 1.855 \times \frac{39.0}{1000} \right]$$

$$= 1.03 \text{ kPa}$$

$$\Sigma h_{ld} = \gamma_h \left[\zeta_4 \frac{v_3^2}{2g} + (2\zeta_5 + \zeta_6 + \zeta_7 + \zeta_8 + 2\zeta_9 + \zeta_{10}) \frac{v_4^2}{2g} + (\zeta_{11} + \zeta_{12} + \zeta_{13}) \frac{v_5^2}{2g} \right]$$

式中 ζ_4 ——DN600×1000 渐放管, $\zeta_4=0.33$;

ζ_5 ——DN1000 钢制 45° 弯头, $\zeta_5=0.54$;

ζ_6 ——DN1000 液控蝶阀, $\zeta_6=0.15$;

ζ_7 ——DN1000 伸缩接头, $\zeta_7=0.21$;

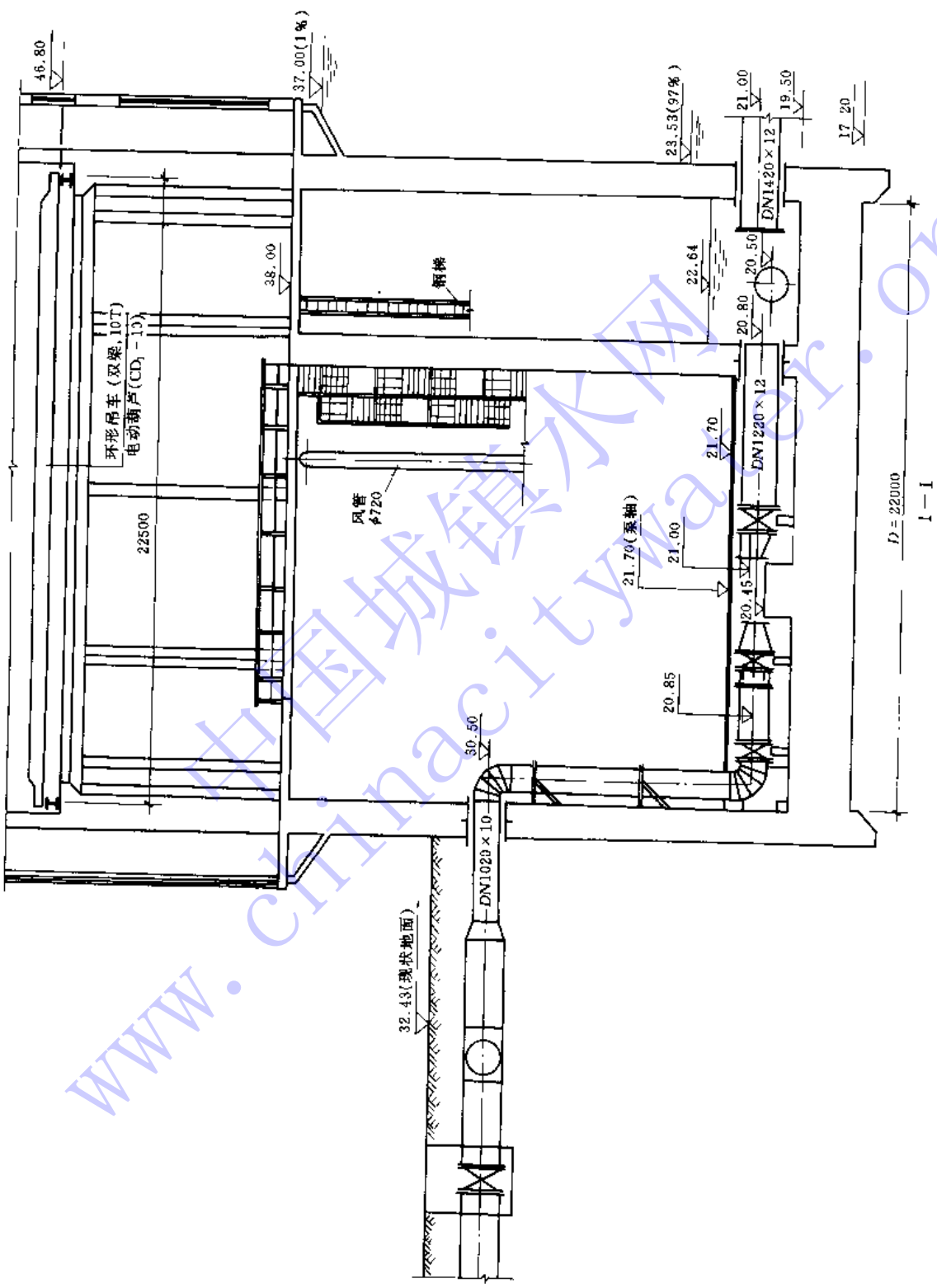


图 4-80 (·) 某厂取水泵站

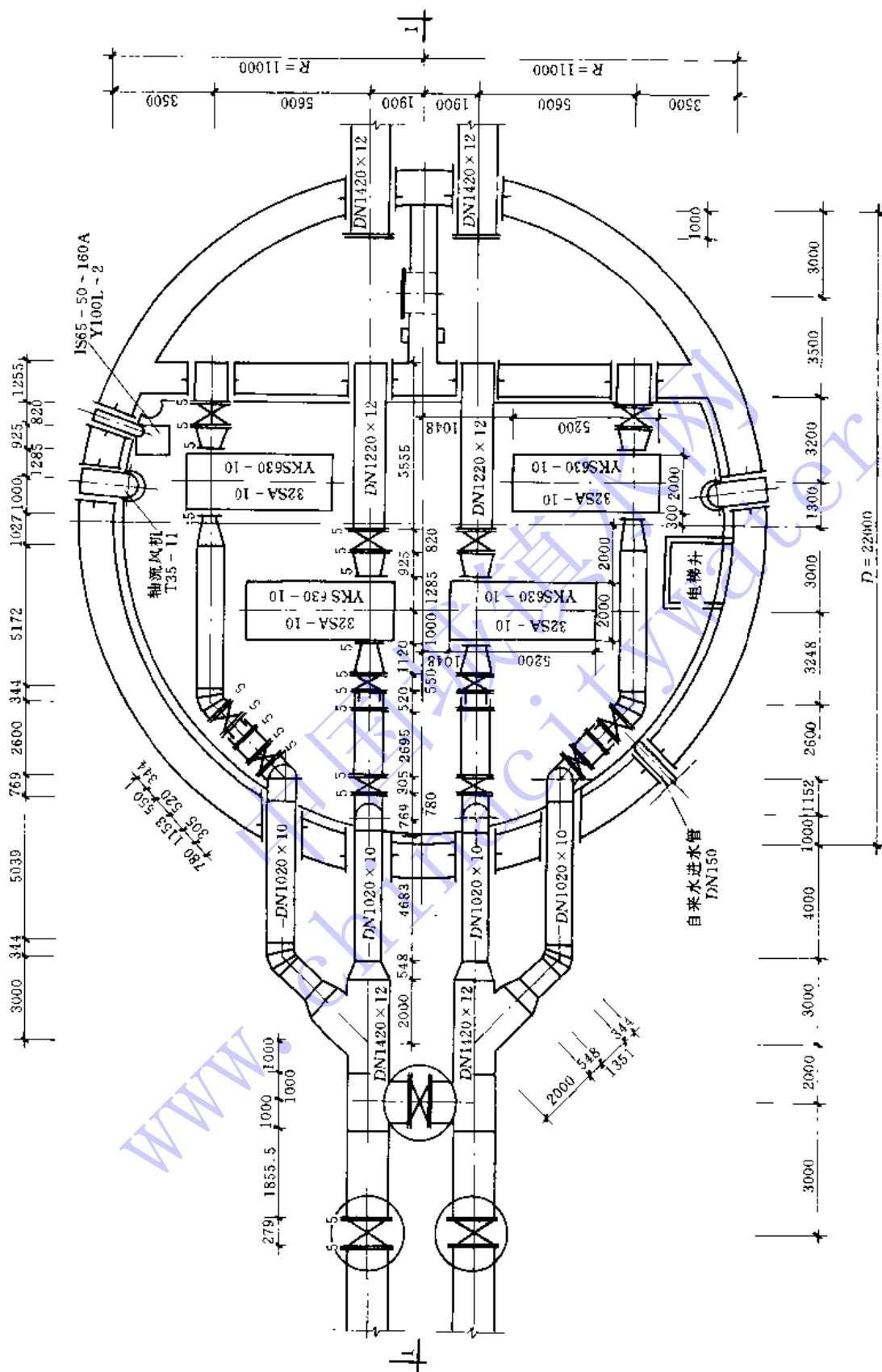


图 4-80 (二) 某厂取水泵站

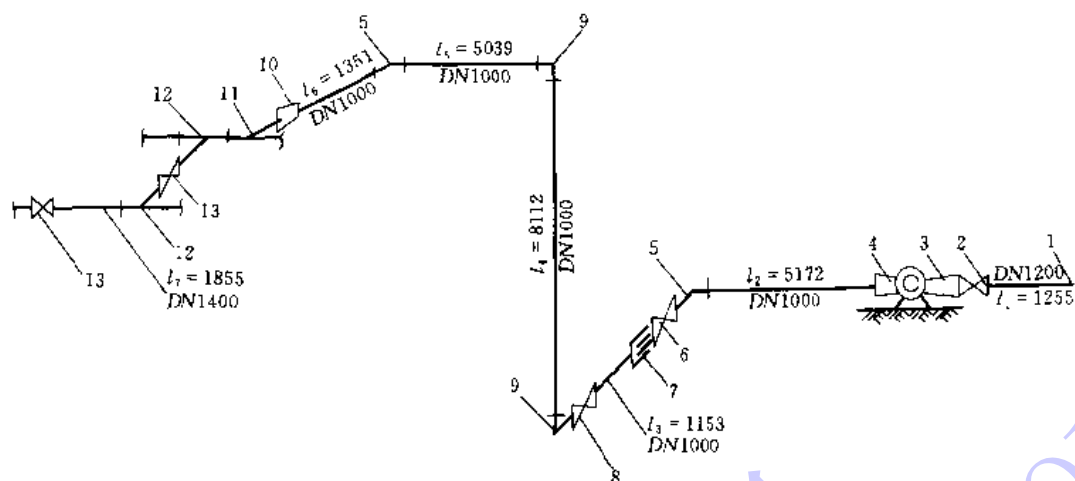


图 4-81 吸压水管路水头损失计算线路图

- ζ_8 ——DN1000手动蝶阀, $\zeta_8=0.15$;
- ζ_9 ——DN1000钢制90°弯头, $\zeta_9=1.08$;
- ζ_{10} ——DN1000×1400渐放管, $\zeta_{10}=0.47$;
- ζ_{11} ——DN1400钢制斜三通, $\zeta_{11}=0.5$;
- ζ_{12} ——DN1400钢制正三通, $\zeta_{12}=1.5$;
- ζ_{13} ——DN1400蝶阀, $\zeta_{13}=0.15$ 。

则

$$\begin{aligned}\Sigma h_{ld} &= \gamma_h \left[0.33 \times \frac{5.73^2}{2g} + (2 \times 0.54 + 0.15 + 0.21 + 0.15 + 2 \times 1.08 + 0.47) \right. \\ &\quad \times \frac{2.06^2}{2g} + (0.5 + 2 \times 1.5 + 2 \times 0.15) \frac{2.37^2}{2g} \left. \right] \\ &= \gamma_h [0.552 + 0.913 + 1.089] = 25.03 \text{ kPa}\end{aligned}$$

故 $\Sigma h_d = \Sigma h_{ld} + \Sigma h_{ld} = 1.03 + 25.03 = 26.06 \text{ kPa}$

从水泵吸水口到输水干管上切换闸阀间的全部水头损失为:

$$\Sigma h = \Sigma h_s + \Sigma h_d = 28.06 \text{ kPa}$$

因此,水泵的实际扬程为:

设计枯水位时, $H_{\max} = 351.90 + 49.34 + 28.06 + 20 = 449.3 \text{ kPa}$

设计洪水位时, $H_{\min} = 217.20 + 49.34 + 28.06 + 20 = 314.6 \text{ kPa}$

由此可见,初选的水泵机组符合要求。

7. 水泵安装高度的确定和泵房筒体高度计算

为了便于用沉井法施工,将泵房机器间底板放在与吸水间底板同一标高,因而水泵为自灌式工作,所以水泵的安装高度小于其允许吸上真空高度,无须计算。

已知吸水间最低动水位标高为22.64m,为保证吸水管的正常吸水,取吸水管的中心标高为20.80m(吸水管上缘的淹没深度为 $22.64 - 20.80 - \frac{D}{2} = 1.24 \text{ m}$)。取吸水管下缘距吸水

间底板0.7m,则吸水间底板标高为 $20.80 - \left(\frac{D}{2} + 0.7 \right) = 19.50 \text{ m}$ 。



洪水位标高为37.00m,考虑1.0m的浪高,则操作平台标高为 $37.00+1.0=38.00\text{m}$ 。故泵房筒体高度为:

$$H = 38.00 - 19.50 = 18.50\text{m}$$

8. 附属设备的选择

(1) 起重设备

最大起重量为YKS630-10型电机重量 $W_m=8950\text{kg}$,最大起吊高度为 $18.50+2.0=20.5\text{m}$ (其中2.00是考虑操作平台上汽车的高度)。为此,选用环形吊车(定制,起重量10T,双梁,跨度22.5m,CD₁-10电动葫芦,起吊高度24m)。

(2) 引水设备

水泵系自灌式工作,不需引水设备。

(3) 排水设备

由于泵房较深,故采用电动水泵排水。沿泵房内壁设排水沟,将水汇集到集水坑内,然后用泵抽回到吸水间去。

取水泵房的排水量一般按 $20\sim 40\text{m}^3/\text{h}$ 考虑,排水泵的静扬程按17.5m计,水头损失大约5m,故总扬程在 $17.5+5=22.5\text{m}$ 左右,可选用IS65-50-160A型离心泵($Q=15\sim 28\text{m}^3/\text{h}$, $H=27\sim 22\text{m}$, $N=3\text{kW}$, $n=2900\text{r}/\text{min}$)两台,一台工作,一台备用,配套电机为Y100L-2。

(4) 通风设备

由于与水泵配套的电机为水冷式,无需专用通风设备进行空-空冷却,但由于泵房筒体较深,仍选用风机进行换气通风。选用两台T35-11型轴流风机(叶轮直径700mm,转速960r/min,叶片角度 15° ,风量 $10127\text{m}^3/\text{h}$,风压90Pa,配套电机YSF-8026, $N=0.37\text{kW}$)。

(5) 计量设备

在净化场的送水泵站内安装电磁流量计统一计量,故本泵站内不再设计量设备。

9. 泵房建筑高度的确定

泵房筒体高度已知为18.50m,操作平台以上的建筑高度,根据起重设备及起吊高度、电梯井机房的高度、采光及通风的要求,吊车梁底板到操作平台楼板的距离为8.80m,从平台楼板到房顶底板净高为11.30m。

10. 泵房平面尺寸的确定

根据水泵机组、吸水与压水管道的布置条件以及排水泵机组和通风机等附属设备的设置情况,从给水排水设计手册中查出有关设备和管道配件的尺寸(如图4-80),通过计算,求得泵房内径为22m。



第五章 排 水 泵 站

第一节 概 述

一、组成与分类

排水泵站的工作特点是它所抽升的水是不干净的，一般含有大量的杂质，而且来水的流量逐日逐时都在变化。

排水泵站的基本组成包括：机器间、集水池、格栅、辅助间，有时还附设有变电所。机器间内设置水泵机组和有关的附属设备。格栅和吸水管安装在集水池内，集水池还可以在在一定程度上调节来水的不均匀性，以使水泵能较均匀工作。格栅作用是阻拦水中粗大的固体杂质，以防止杂物阻塞和损坏水泵，因此，格栅又叫拦污栅。辅助间一般包括贮藏室、修理间、休息室和厕所等。

排水泵站按其排水的性质，一般可分为污水（生活污水、生产污水）泵站、雨水泵站、合流泵站和污泥泵站。

按其在排水系统中的作用，可分为中途泵站（或叫区域泵站）和终点泵站（又叫总泵站）。中途泵站通常是为了避免排水干管埋设太深而设置的。终点泵站就是将整个城镇的污水或工业企业的污水抽送到污水处理厂或将处理后的污水进行农田灌溉或直接排入水体。

按水泵启动前能否自流充水分为自灌式泵站和非自灌式泵站。

按泵房的平面形状，可以分为圆形泵站和矩形泵站。

按集水池与机器间的组合情况，可分为合建式泵站和分建式泵站。

按照控制的方式又可分为人工控制、自动控制和遥控3类。

二、排水泵站的基本类型

排水泵站的类型取决于进水管渠的埋设深度、来水流量、水泵机组的型号与台数、水文地质条件以及施工方法等因素。选择排水泵站的类型应从造价、布置、施工、运行条件等方面综合考虑。下面就几种典型的排水泵站说明其优缺点及适用条件。

图5-1为合建式圆形排水泵站，装设卧式水泵，自灌式工作。适合于中、小型排水量，水泵不超过4台。圆形结构受力条件好，便于采用沉井法施工，可降低工程造价，水泵启动方便，易于根据吸水井中水位实现自动操作。缺点是：机器内机组与附属设备布置较困难，当泵房很深时，工人上下不便，且电动机容易受潮。由于电动机深入地下，需考虑通风设施，以降低机器间的温度。

若将此种类型泵站中的卧式泵改为立式离心泵（也可用轴流泵），就可避免上述缺点。但是，立式离心泵安装技术要求较高，特别是泵房较深，传动轴甚长时，须设中间轴承及固定支架，以免水泵运行时传动轴发生振荡。由于这种类型能减少泵房面积，降低工程造价，并使电气设备运行条件和工人操作条件得到改善，故在我国仍广泛采用。

图5-2为合建式矩形排水泵站，装设立式泵，自灌式工作。大型泵站用此种类型较合适。

水泵台数为4台或更多时,采用矩形机器间,在机组、管道和附属设备的布置方面较为方便,启动操作简单,易于实现自动化。电气设备置于上层,不易受潮,工人操作管理条件良好。缺点是建造费用高。当土质差,地下水位高时,因不利施工,不宜采用。

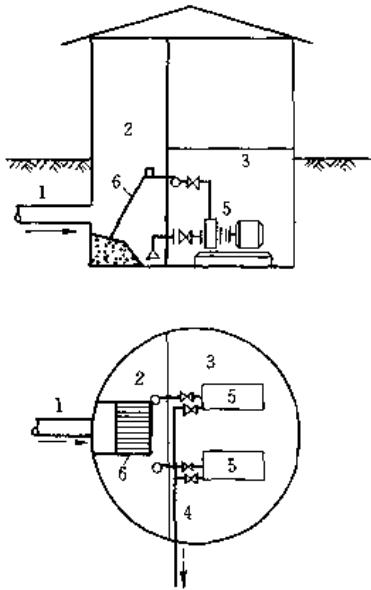


图 5-1 合建式圆形排水泵站

1—排水管渠; 2—集水池; 3—机器间; 4—压水管;
5—卧式污水泵; 6—格栅

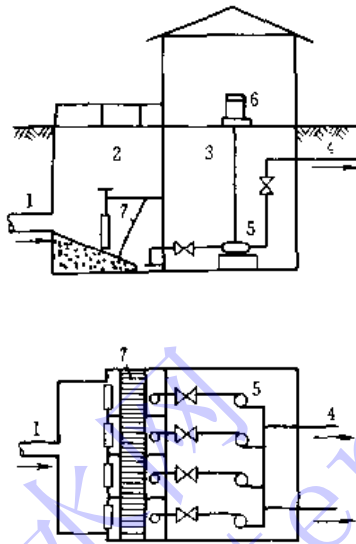


图 5-2 合建式矩形排水泵站

1—排水管渠; 2—集水池; 3—机器间; 4—压水管;
5—立式污水泵; 6—立式电动机; 7—格栅

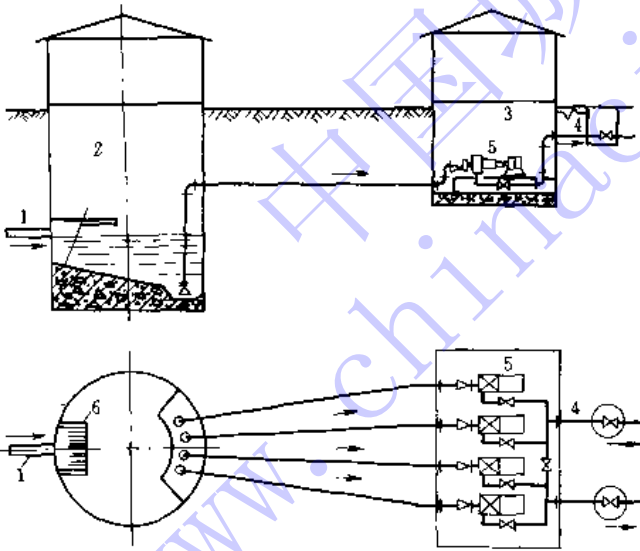


图 5-3 分建式圆形排水泵站

1—排水管渠; 2—集水池; 3—机器间; 4—压水管
5—水泵机组; 6—格栅

图5-3为分建式排水泵站。当土质差,地下水位高时,为了减少施工困难和降低工程造价,将集水池与机器间分开修建是合理的。将一定深度的集水池单独修建,施工上相对容易些。为了减小机器间的地下部分深度,应尽量利用水泵吸水能力,以提高机器间标高。但是,应注意水泵的允许吸上真空高度不要利用到极限,以免泵站投入运行后吸水发生困难。因为在设计当中对施工时可能发生的种种与设计不符情况和运动后管道积垢、水泵磨损、电源频率降低等情况都无法事先准确估计,所以适当留有余地是必要的。

分建式泵站的主要优点是,结构上处理比合建式简单,施工较方便,机器间没有污水渗透和被污水淹没的危险。它的最大缺点是要抽真空启动,为了满足排水泵站来水的不均匀,启动水泵较频繁,给运行操作带来困难。



合建式排水泵站当机器间中水泵轴线标高高于集水池中水位时（即机器间与集水池的底板不在同一标高时），水泵也要采用抽真空启动。这种类型适应于土质坚硬，施工困难的条件下，为了减少挖方量而不得不将机器间抬高。在运行方面，它的缺点同分建式一样。实际工程中采用较少。

在工程实践中，排水泵站的类型是多种多样的，例如：合建式泵站，集水池采用半圆形，机器间为矩形；合建椭圆形泵站；集水池露天或加盖；泵站地下部分为圆形钢筋混凝土结构，地上部分用矩形砖砌体等等。究竟采取何种类型，应根据具体情况，经多方案技术经济比较后决定。根据我国设计和运行经验，凡水泵台数不多于四台的污水泵站和三台或三台以下的雨水泵站，其地下部分结构采用圆形最为经济，其地面以上构筑物的形式，必须与周围建筑物相适应。当水泵台数超过上述数量时，地下及地上部分都可以采用矩形或由矩形组合成的多边形；地下部分有时为了发挥圆形结构比较经济和便于沉井施工的优点，也可以采取将集水池和机器间分开为两个构筑物的布置方式，或者将水泵分设在两个地下的圆形构筑物内，地上部分可以处理为矩形或腰圆形。这种布置适用于流量较大的雨水泵站或合流泵站。对于抽送会产生易燃易爆和有毒气体的污水泵站，必须设计为单独的建筑物，并应采取相应的防护措施。

第二节 污水泵站的工艺特点

一、水泵的选择

1. 泵站设计流量的确定

城市的用水量是不均匀的，因而排入管道的污水流量也是不均匀的。要正确地确定水泵的出水量及其台数以及决定集水池的容积，必须知道排水量为最高日中每小时污水流量的变化情况。而在设计排水泵站时，这种资料往往是不能得到的。因此，排水泵站的设计流量一般均按最高日最高时污水流量决定。一般小型排水泵站（最高日污水量在5000m³以下），设1~2套机组；大型排水泵站（最高日污水量超过15000m³）设3~4套机组。

2. 泵站的扬程

泵站扬程可按下式计算：

$$H = H_{ss} + H_{sd} + \Sigma h_s + \Sigma h_d (m) \quad (5-1)$$

式中 H_{ss} ——吸水地形高度（m），为集水池内最低水位与水泵轴线之高差；

H_{sd} ——压水地形高度（m），为水泵轴线与输水最高点（即压水管出口处）之高差；

Σh_s 和 Σh_d ——污水通过吸水管路和压水管路中的水头损失（包括沿程损失和局部损失）。

应该指出，由于污水泵站一般扬程较低，局部损失占总损失比重较大，所以不可忽略不计。

考虑到污水泵在使用过程中因效率下降和管道中因阻力增加而增加的能量损失，在确定水泵扬程时，可增大1~2m 安全扬程。

因为水泵在运行过程中，集水池中水位是变化的，因此所选水泵在这个变化范围内应处于高效段，如图5-4所示。当泵站内的水泵超过两台时，在选择水泵时应注意不但在并联

运行时, 而且在单泵运行时都应在高效段内, 如图 5-5 所示。

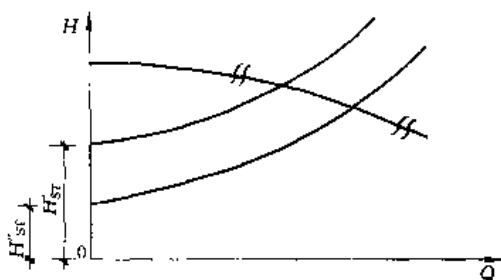


图 5-4 集水池中水位变化时水泵工况

H'_{s1} —最低水位时扬水地形高度;
 H''_{s1} —最高水位时扬水地形高度

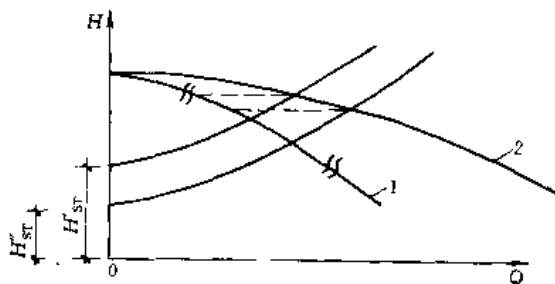


图 5-5 水泵并联及单独运行时工况

1—单泵特性曲线; 2—两台泵并联特性曲线

所以选用工作泵的要求是在满足最大排水量的条件下, 减少投资, 节约电耗, 运行安全可靠, 维护管理方便。在可能的条件下, 每台水泵的流量最好相当于 $1/2 \sim 1/3$ 的设计流量, 并且以采用同型号水泵为好。这样对设备的购置, 设备与配件的备用, 安装施工, 维护检修都有利。但从适应流量的变化和节约电能考虑, 采用大小搭配较为合适。如选用不同型号的两台水泵时, 则小泵的出水量应不小于大泵出水量的 $1/2$; 如设一大两小共 3 台水泵时, 则小泵的出水量不小于大泵出水量的 $1/3$ 。污水泵站中, 一般选择立式离心污水泵; 当流量大时, 可选择轴流泵; 当泵房不太深时, 也可选用卧式离心泵。

对于排除含有酸性或其他腐蚀性工业废水的泵站, 应选择耐腐蚀的水泵。排除污泥, 应尽可能选用污泥泵。

为了保证泵站的正常工作, 需要有备用机组和配件。如果泵站经常工作的水泵不多于四台, 且为同一型号, 则可只设一套备用机组; 超过 4 台时, 除安设一套备用机组外, 在仓库中还应存放一套。

污水泵站的流量随着排水系统的分期建设而逐渐增大, 在设计时必须考虑这一因素。

二、确定集水池容积

污水泵站集水池的容积与进入泵站的流量变化情况、水泵的型号、台数及其工作制度、泵站操作性质、启动时间等有关。

集水池的容积在满足安装格栅和吸水管的要求, 保证水泵工作时的水力条件以及能够及时将流入的污水抽走的前提下, 应尽量小些。因为缩小集水池的容积, 不仅能降低泵站的造价, 还可以减轻集水池污水中大量杂物的沉积和腐化。

全昼夜运行的大型污水泵站, 集水池容积是根据工作水泵机组停车时启动备用机组所需的时间来计算的。一般可采用不小于泵站中最大一台水泵 5min 出水量的体积。

对于小型污水泵站, 由于夜间的流入量不大, 通常在夜间停止运行。在这种情况下, 必须使集水池容积能够满足储存夜间流入量的要求。

对于工厂的污水泵站的集水池, 还应根据短时间内淋浴排水量来复核它的容积, 以便均匀地将污水抽送出去。

抽升新鲜污泥、消化污泥、活性污泥的泵站的集泥池容积, 应根据从沉淀池、消化池

一次排出的污泥量或回流和剩余的活性污泥量计算确定。

对于自动控制的污水泵站，其集水池容积用下式计算（按控制出水量分一、二级）：

（1）泵站为一级工作时：

$$W = \frac{Q_0}{4n} \tag{5-2}$$

（2）泵站分二级工作时：

$$W = \frac{Q_2 - Q_1}{4n} \tag{5-3}$$

式中 W ——集水池容积（ m^3 ）；

Q_0 ——泵站一级工作时水泵的出水量（ m^3/h ）；

Q_1 、 Q_2 ——泵站分二级工作时，一级与二级工作水泵的出水量（ m^3/h ）；

n ——水泵每小时启动次数，一般取 $n=6$ 。

三、机组与管道的布置特点

1. 机组布置的特点

污水泵站中机组台数，一般不超过 3~4 台，而且污水泵都是从轴向进水，一侧出水，所以常采取并列的布置形式。常见的布置形式有以下几种如图 5-6。

图 5-6（a）适用于卧式污水泵；图 5-6（b）及（c）适用于立式污水泵。

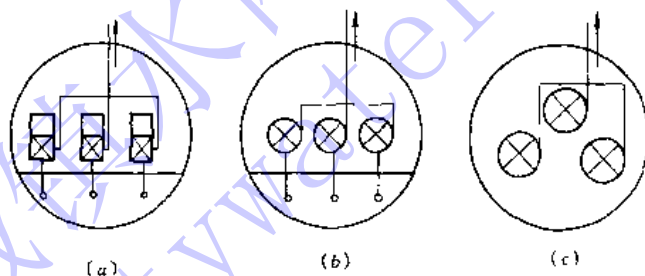


图 5-6 污水泵站机组布置

机组间距及通道大小，可参考给水泵站的要求。

为了减小集水池的容积，污水泵机组的“开”“停”比较频繁。为此，污水泵常常采取自灌式工作。这时，吸水管上必须装设闸门，以便检修水泵。但是，采取自灌式工作，会使泵房埋深加大，增加造价。

2. 管道的布置与设计特点

每台水泵应设置一条单独的吸水管，这不仅改善了水力条件，而且可减少杂质堵塞管道的可能性。

吸水管的设计流速一般采用 $1.0\sim1.5m/s$ ，最低不得小于 $0.7m/s$ ，以免管内产生沉淀。吸水管很短时，流速可提高到 $2.0\sim2.5m/s$ 。

如果水泵是非自灌式工作的，应利用真空泵或水射器引水启动，而不允许在吸水管进口处装置底阀，因底阀在污水中易被堵塞，影响水泵的启动，且增加水头损失和电耗。吸水管进口应装置喇叭口，其直径为吸水管直径的 $1.3\sim1.5$ 倍。喇叭口安设在集水池的集水坑内。

压水管的流速一般不小于 $1.5m/s$ ，当两台或两台以上水泵合用一条压水管而仅一台水泵工作时，其流速也不得小于 $0.7m/s$ ，以免管内产生沉淀。各泵的出水管接入压水干管（连接管）时，不得自干管底部接入，以免水泵停止运行时，该水泵的压水管内形成杂质淤

4

工清除，不但劳动强度大，而且随着各种工业废水的增加，污水中蒸发的有毒气体往往对清污工人的健康有很大的危害，甚至造成伤亡事故。因此，如何采用机械方法清除格栅上的垃圾、杂物，便成为污水泵站机械化、自动化的重要课题。

机械格栅（机耙）能自动清除截留在格栅上的垃圾，将垃圾倾倒在翻斗车或其他集污设备内，大大地减轻了工人的劳动强度，保护了工人身体健康，同时可降低格栅的水头损失，节约电耗。

国外有的地方已经使用机械手来清洗格栅。随着我国给水排水事业的机械化自动化程度的提高，机械格栅也将不断完善、不断提高。有关部门正在探索其定型化标准化，使之既能在新建工程中推广使用，又能适用于老泵站的改造。

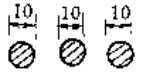
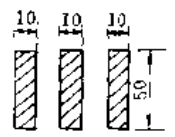
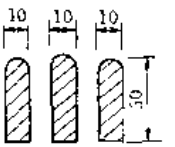
2. 水位控制器

为适应污水泵站开停频繁的特点，往往采用自动控制机组运行。自动控制机组启动停车的信号，通常是由水位继电器发出的。图 5-8 为污水泵站中常用的浮球液位控制器工作原理。浮子 1 置于集水池中，通过滑轮 5，用绳 2 与重锤 6 相连，浮子 1 略重于重锤 6。浮子随着池中水位上升与下落，带动重锤下降与上升。在绳 2 上有夹头 7 和 8，水位变动时，夹头能将杠杆 3 拨到上面或下面的极限位置，使触点 4 接通或切断线路 9 与 10，从而发出讯号。当继电器接受讯号后，即能按事先规定的程序开车或停车。国内使用较多的有 UQK-12 型浮球液位控制器、浮球行程式水位开关、浮球拉线式水位开关。

污水泵前格栅的栅条间隙 表 5-1

水 泵 型 号		栅条间隙 (mm)
离心泵	2 $\frac{1}{2}$ PWA	≤20
	4PWA	≤40
	6PWA	≤70
	8PWA	≤90
轴流泵	202LB-70	≤60
	282LB-70	≤90

栅条面形状与尺寸 表 5-2

栅条断面形状	一般采用尺寸 (mm)
正方形	
圆 形	
矩 形	
带半圆的矩形	

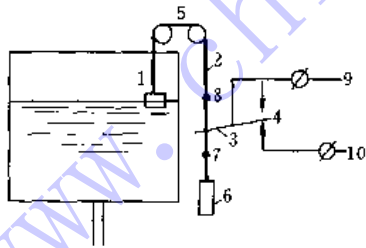


图 5-8 浮子水位继电器

1—浮子；2—绳子；3—杠杆；4—触点；5—滑轮；
6—重锤；7—下夹头；8—上夹头；9、10—线路

除浮球液位控制器外，尚有电极液位控制器，其原理是利用污水具有导电性，由液位电极配合继电器实现液位控制。与浮球液位控制器相比，由于它无机械传动部分，从而具有故障少，灵敏度高的优点。按电极配用的继电器类型不同，分为晶体管水位继电器、三极管水位继电器、干簧继电器等。



3. 计量设备

由于污水中含有机械杂质,其计量设备应考虑被堵塞的问题。设在污水处理厂内的泵站,可不考虑计量问题,因为污水处理厂常在污水处理后的总出口明渠上设置计量槽。单独设立的污水泵站可采用电磁流量计,也可以采用弯头水表或文氏管水表计量,但应注意防止传压细管被污物堵塞,为此,应有引高压清水冲洗传压细管的措施。

4. 引水装置

污水泵站一般设计成自灌式,无须引水装置。当水泵为非自灌工作时,可采用真空泵或水射器抽气引水,也可以采用密闭水箱注水。当采用真空泵引水时,在真空泵与污水泵之间应设置气水分离箱,以免污水和杂质进入真空泵内。

5. 反冲洗设备

污水中所含杂质,往往部分地沉积在集水坑内,时间长了,腐化发臭,甚至堵塞集水坑,影响水泵的正常吸水。

为了松动集水坑内的沉渣,应在坑内设置压力冲洗管。一般从水泵压水管上接出一根直径为 50~100mm 的支管伸入集水坑中,定期将沉渣冲起,由水泵抽走。也可在集水池间设一自来水龙头,作为冲洗水源。

6. 排水设备

当水泵为非自灌式时,机器间高于集水池。机器间的污水能自流泄入集水池,可用管道把机器间的集水坑与集水池连接起来,其上装设闸门,排集水坑污水时,将闸门开启,污水排放完毕,即将闸门关闭,以免集水池中的臭气逸入机器间内。当吸水管能形成真空时,也可在水泵吸水口附近(管径最小处)接出一根小管伸入集水坑,水泵在低水位工作时,将坑中污水抽走。

如机器间污水不能自行流入集水池时,则应设排水泵(或手摇泵)将坑中污水抽到集水池。

7. 采暖与通风设施

集水池一般不需采暖设备,因为集水池较深,热量不易散失,且污水温度通常不低于 10~20℃。机器间如必须采暖时,一般采用火炉,也可采用暖气设施。

排水泵站的集水池通常利用通风管自然通风,在屋顶设置风帽。机器间一般只在屋顶设置风帽,进行自然通风。只有在炎热地区,机组台数较多或功率很大,自然通风不能满足要求时,才采用机械通风。

8. 起重设备

起重量在 0.5t 以内时,设置移动三角架或手动单梁吊车,也可在集水池和机器间的顶板上预留吊钩;起重量在 0.5~2.0t 时,设置手动单梁吊车;起重量超过 2.0t 时,设置手动桥式吊式。

深入地下的泵房或吊运距离较长时,可适当提高起吊机械水平。

六、排水泵站的构造特点及示例

由于排水泵站的工艺特点,水泵大多数为自灌式工作,所以泵站往往设计成为半地下式或地下式。其深入地下的深度,取决于来水管渠的埋深。又因为排水泵站总是建在地势低洼处,所以它们常位于地下水位以下,因此,其地下部分一般采用钢筋混凝土结构,并应采取必要的防水措施。应根据土压和水压来设计地下部分的墙壁(井筒),其底板应按承



受地下水浮力进行计算。泵房的地上部分的墙壁一般用砖砌筑。

一般说来,集水池应尽可能和机器间合建在一起,使吸水管路长度缩短。只有当水泵台数很多,且泵站进水管渠埋设又很深时,两者才分开修建,以减少机器间的埋深。机器间的埋深取决于水泵的允许吸上真空高度。分建式的缺点是水泵不能自灌充水。

辅助间(包括工人休息室),由于它与集水池和机器间设计标高相差很大,往往分开修建。

当集水池和机器间合建时,应当用无门窗的不透水的隔墙分开。集水池和机器间各设有单独的进口。

在地下式排水泵站内,扶梯通常沿着房屋周边布置。如地下部分深度超过3m时,扶梯应设中间平台。

在机器间的地板上应有排水沟和集水坑。排水沟一般沿墙设置,坡度为 $i=0.01$,集水坑平面尺寸一般为 $0.4\text{m}\times 0.4\text{m}$,深为 $0.5\sim 0.6\text{m}$ 。

对于非自动化泵站,在集水池中应设置水位指示器,使值班人员能随时了解池中水位变化情况,以便控制水泵的开或停。

当泵站有被洪水淹没的可能时,应设必要的防洪措施。如用土堤将整个泵站围起来,或提高泵站机器间进口门坎的标高。防洪设施的标高应比当地洪水水位高 0.5m 以上。

集水池间的通风管必须伸到工作平台以下,以免在抽风时臭气从室内通过,影响管理人员健康。

集水池中一般应设事故排水管。

图5-9所示为设卧式水泵(6PWA型)的圆形污水泵站。泵房地下部分为钢筋混凝土结构,地上部分用砖砌筑。用钢筋混凝土隔墙将集水池与机器间分开。内设三台6PWA型污水泵(两台工作一台备用)。每台水泵出水量为 110L/s ,扬程 $H=23\text{m}$ 。各泵有单独的吸水管,管径为 350mm 。由于水泵为自灌式,故每条吸水管上均设有闸门。三台水泵共用一条压水管。

利用压水管上的弯头,作为计量设备。机器间内的污水,在吸水管上接出管径为 25mm 的小管伸到集水坑内,当水泵工作时,把坑内积水抽走。

从压水管上接出一条直径为 50mm 的冲洗管(在坑内部分为穿孔管),通到集水坑内。

集水池容积按一台水泵 5min 的出水量计算,其容积为 33m^3 ,有效水深为 2m ,内设一个宽 1.5m 、斜长 1.8m 的格栅。格栅用人工清除。

在机器间起重设备采用单梁吊车,集水池间设置固定吊钩。

图5-10为设三台立式水泵机组的圆形污水泵站。集水池与机器间用不透水的钢筋混凝土隔墙分开,各有单独的门进出。集水池中装有格栅,休息室与厕所分别设在集水池两侧,均有门通往机器间。水泵为自灌式,机组开停用浮筒开关装置自动控制。各泵吸水管上均设有闸阀,便于检修。联络干管设于泵房外。电动机及有关电气设备设在楼板上,所以水泵间尺寸较小,以降低工程造价。而且通风条件良好,电机运行条件和工人操作环境也好。

起吊设备用单梁手动吊车。

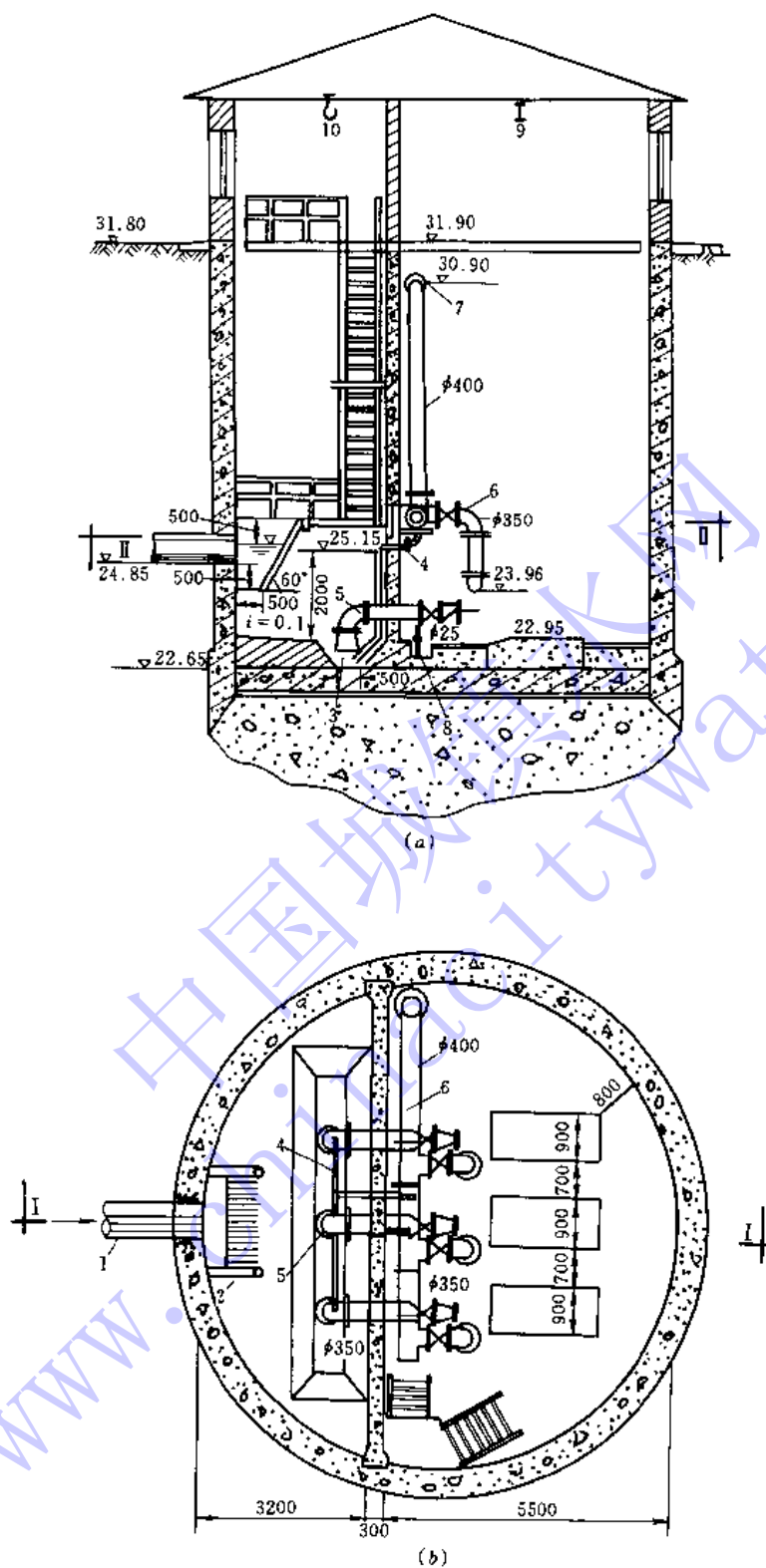


图 5-9 6PWA 型污水泵站

1—来水干管；2—格栅；3—吸水坑；4—冲洗水管；5—水泵吸水管；6—压水管；7—弯头水表；
8— $\phi 25$ 吸水管；9—单梁吊车；10—吊钩

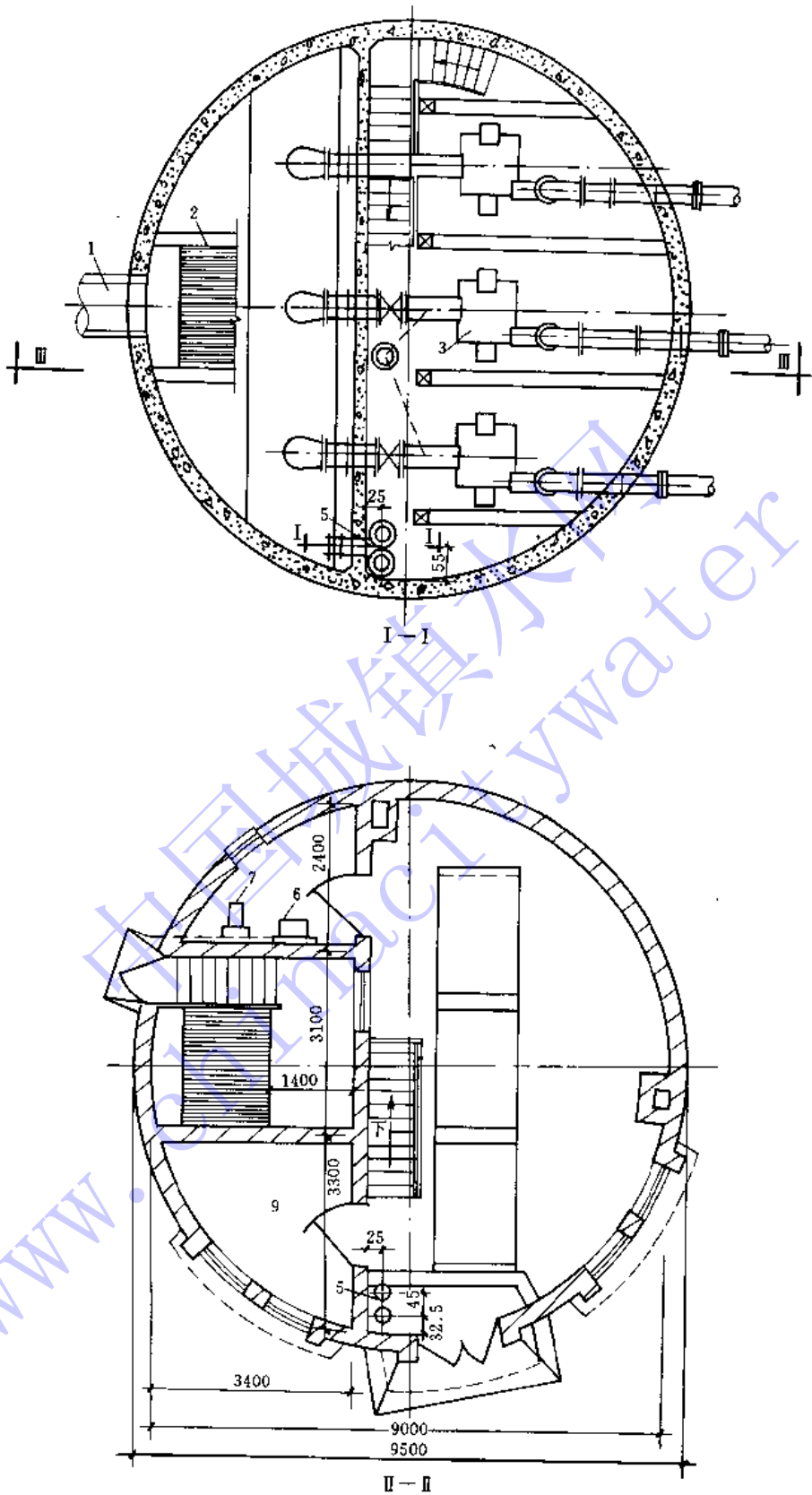


图 5-10 立式水泵的圆形污水泵站 (1)

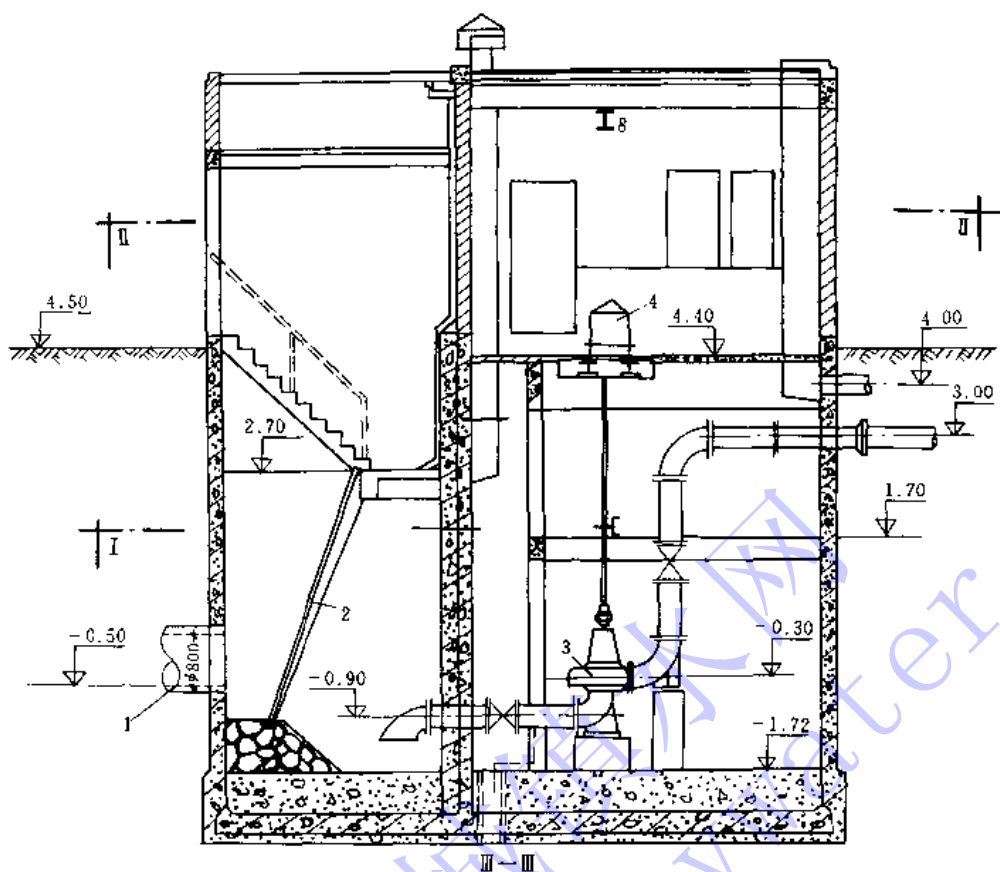


图 5-10 立式水泵的圆形污水泵站 (2)

1—来水干管；2—格栅；3—水泵；4—电动机；5—浮筒开关装置；6—洗面盆；7—大便器；
8—单梁手动吊车；9—休息室

第三节 雨水泵站的工艺特点

当雨水管道出口处水体水位较高，雨水不能自流排泄；或者水体最高水位高出排水区域地面时，都应在雨水管道出口前设置雨水泵站。

雨水泵站基本上与污水泵站相同，下面仅就其不同的特点，予以说明。

一、雨水泵站的基本类型

雨水泵站的特点是流量大，扬程小，因此，大都采用轴流泵，有时也用混流泵。其基本形式有“干室式”如图 5-11 与“湿室式”如图 5-12。

在“干室式”泵站中，共分三层。上层是电动机间，安装立式电动机和其它电气设备；中层为机器间，安装水泵的轴和压水管；下层是集水池。

机器间与集水池用不透水的隔墙分开，集水池的雨水，除了进入水泵以外，不允许进入机器间，因而电动机运行条件好，检修方便，卫生条件也好。缺点是结构复杂，造价较高。

“湿室式”泵站中，电动机层下面是集水池，水泵浸于集水池内。结构虽比“干室式”泵站简单，造价较少，但泵的检修不如“干室式”方便，泵站内比较潮湿，且有臭味，不

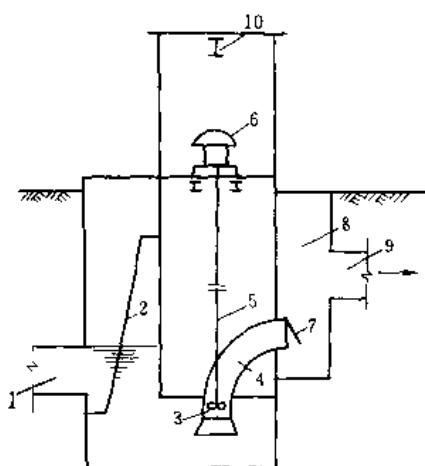


图 5-11 “干室式”雨水泵站

1—来水干管；2—格栅；3—水泵；4—压水管；5—传动轴；6—立式电机；7—拍门；8—出水井；9—出水管；10—单梁吊车

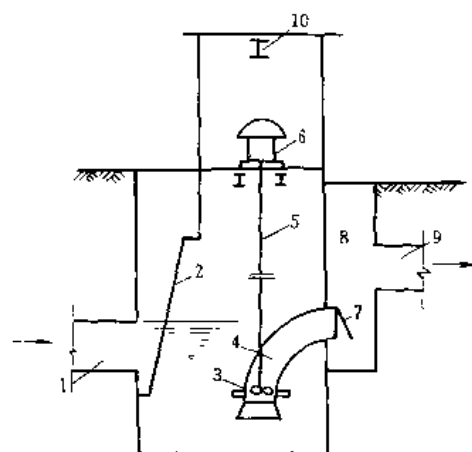


图 5-12 “湿室式”雨水泵站

1—来水干管；2—格栅；3—水泵；4—压水管；5—传动轴；6—立式电动机；7—拍门；8—出水井；9—出水管；10—单梁吊车

利于电气设备的维护和管理工人的健康。

二、水泵的选择

雨水泵站的另一特点是大雨和小雨时设计流量的差别很大。水泵的选型首先应满足最大设计流量的要求，但也必须考虑到雨水径流量的变化。只顾大流量忽视小流量，是不全面的，否则会给泵站的工作带来困难。雨水泵的台数，一般不宜少于 2~3 台，以便适应来水流量的变化。大型雨水泵站按流入泵站的雨水道设计流量来选择水泵；小型雨水泵站中（流量在 $2.5\text{m}^3/\text{s}$ 以下），水泵的总抽水能力可略大于雨水道设计流量。

水泵的型号不宜太多，最好选用同一型号。如必须大小泵搭配时，其型号也不宜超过两种。如采用一大二小三台水泵时，小泵出水量不小于大泵的 $1/3$ 。

雨水泵可以在旱季检修，因此，通常不设备用泵。

水泵的扬程必须满足从集水池平均水位到出水池最高水位所需扬程的要求。

三、集水池（也称吸水井）的设计

由于雨水管道设计流量大，在暴雨时，泵站在短时间内要排出大量雨水，如果完全用集水池来调节，往往需要很大的容积；另一方面，接入泵站的雨水管渠断面积很大，敷设坡度又小，也能起一定的调节水量的作用。因此，在雨水泵站设计中，一般不考虑集水池的调节作用，只要求在保证水泵正常工作和合理布置吸水口等所必须的容积。一般采用不小于最大一台水泵 30s 的出水量。

由于雨水泵站大都采用轴流泵，而轴流泵是没有吸水管的，集水池中水流的情况会直接影响叶轮进口的水流条件，从而引起对水泵性能的影响。因此，必须正确地设计集水池，否则会使水泵工作受到干扰而使水泵性能与设计要求大大不同。

由于水流具有惯性，流速越大其惯性越显著，因此水流不会轻易改变方向。集水池的设计必须考虑水流的惯性，以保证水泵具有良好的吸水条件，不致产生旋流与各种涡流。

在水泵的吸水井中，可能产生如图 5-13 所示的涡流。图 5-13 (a) 为凹洼涡、局部涡、

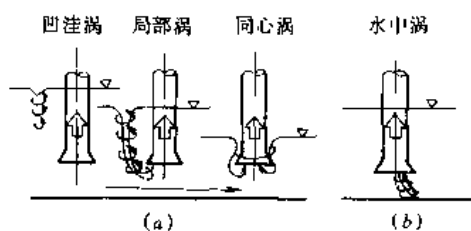


图 5-13 各种涡

同心涡。后两者统称空气吸入涡流。图 5-13(b) 所示为水中涡流。这种涡流附着于集水池底部或侧壁，一端延伸到水泵进口内。在水中涡流中心产生气蚀作用。

由于吸入空气和气蚀作用使水泵性能改变，效率下降，出水量减少，并使电动机过载运行；此外，产生噪音和振动，使运行不稳定，导致轴承磨损和叶轮腐蚀。

旋流是由于集水池中水的偏流、涡流和水泵叶轮的旋转而产生。旋流扰乱了水泵叶轮中的均匀水流，从而直接影响水泵的流量、扬程和轴向推力。旋流也是造成机组振动的原因。

集水池的设计一般应注意以下事项：

- (1) 使进入池中的水流均匀地流向各台水泵见表 5-3 中Ⅳ；
- (2) 水泵布置、吸入口位置和集水池形状的设计，不致引起旋流见表 5-3 中Ⅰ、Ⅲ、Ⅳ、Ⅴ；
- (3) 集水池进口流速尽可能的缓慢，一般不超过 0.7m/s，水泵吸入口的行近流速以取 0.3m/s 以下为宜；
- (4) 流线不要突然扩大和改变方向见表 5-3 中Ⅰ、Ⅲ、Ⅳ；
- (5) 在水泵与集水池壁之间，不应留过多的空隙见表 5-3 中Ⅱ；
- (6) 在一台水泵的上游应避免设置其他的水泵见表 5-3 中Ⅳ；
- (7) 应取足够的淹没水深，防止空气吸入形成涡流；
- (8) 进水管管口要做成淹没出流，使水流平稳地没入集水池中，因为这样进水管中的水不致卷吸空气并带到吸水井中见表 5-3 中Ⅵ、Ⅹ；
- (9) 在封闭的集水池中应设透气管，排除集存的空气见表 5-3 中Ⅶ；
- (10) 进水明渠应设计成不发生水跃的形式见表 5-3 中Ⅷ；
- (11) 为了防止形成涡流，在必要时应设置适当的涡流防止壁与隔壁见表 5-4。

由于集水池（吸水井）的形状受某些条件的限制（例如场地大小、施工条件、机组配置等），不可能设计成理想的形状和尺寸时，为了防止产生空气吸入涡、水中涡及旋流等起见，可设置涡流防止壁。几种典型的涡流防止壁的形式、特征和用途如表 5-4 所示。

四、出流设施

雨水泵站的出流设施一般包括出流井、出流管、超越管（溢流管）、排水口 4 个部分如图 5-14。

出流井中设有各泵出口的拍门，雨水经出流井、出流管和排水口排入天然水体。拍门可以防止水流倒灌入泵站。出流井可以多台泵共用一个，也可以每台泵各设一个。以合建的结构比较简单，采用较多。溢流管的作用是当水体水位不高，同时排水量不大时，或在水泵发生故障或突然停电时，用以排泄雨水。因此，在连接溢流管的检查井中应装设闸板，平时该闸板关闭。

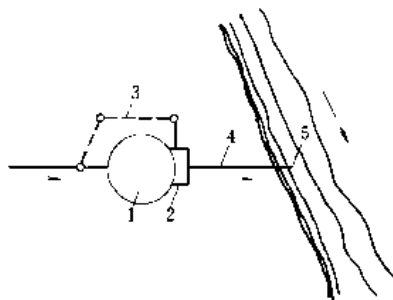


图 5-14 出流设施

1—泵站；2—出流井；

3—溢流管；4—出流管；5—排水口

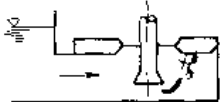
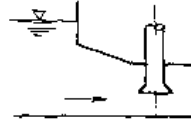
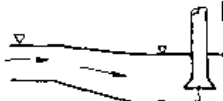
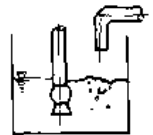
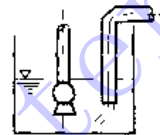


集水池的好例与坏例

表 5-3

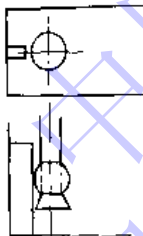
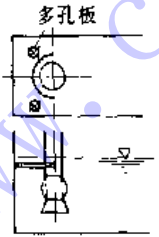
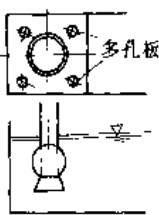
序号	坏 例	注意事项	好 例
I		2 2, 4 2, 4	
II		5 5, 11	
III		2, 4 11	
IV		1, 4, 6 1, 2, 4 1, 2, 4	
V		2, 11	
VI		8 8	

续表

序号	坏 例	注意事项	好 例
Ⅷ		9	 池内集存的空气,可以排除
Ⅸ		10	
Ⅹ		8	

涡流防止壁的形式、特征和用途

表 5-4

序号	形 式	特 征	用 途
1		当吸水管与侧壁之间的空隙大时,可防止吸水管下水流的旋流;并防止随旋流而产生的涡流。但是,如设计涡流防止壁中的侧壁距离过大时,会产生空气吸入涡	防止吸水管下水流的旋流与涡流
2		防止因旋流淹没水深不足,所产生的吸水管下的空气吸入涡,但是不能防止旋流	防止吸水管下产生空气吸水涡
3		预计到因各种条件在水面有涡流产生时,用多孔板防止涡流	防止水面空气吸入涡流

排水口的设置应考虑对河道的冲刷和航运的影响,所以应控制出口水流的速度和方向,一般出口流速应控制在 $0.6 \sim 1.0 \text{ m/s}$, 流速较大时,可以在出口前采用八字墙放大水流断面。出流管的方向最好向河道下游倾斜,避免与河道垂直。

五、雨水泵站内部布置、构造特点与示例

雨水泵站中水泵一般都是单行排列,每台水泵各自从集水池中抽水,并独立地排入出流井中。出流井一般放在室外,当可能产生溢流时,应予以密封,并在井盖上设置透气管或在出流井内设置溢流管,将倒流水引回集水池去。

吸水口和集水池之间的距离应使吸水口和集水池底之间的过水断面面积等于吸水喇叭口的面积。这个距离一般在 $D/2$ 时最好 (D 为吸水口直径),增加到 D 时,水泵效率反而下降。如果这一距离必须大于 D ,为了改善水力条件,在吸水口下应设一涡流防止壁(导流锥),并采用如图 5-15 所示的吸水喇叭口。

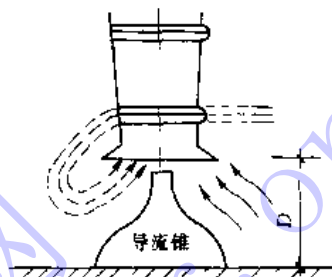


图 5-15 导流锥

吸水口和池壁距离应不小于 $\frac{D}{2}$, 如果集水池能保证均匀分布水流,则各泵吸水喇叭口之间距离应等于 $2D$, 如图 5-16 (a) 所示。

图 5-16 (a) 及 (b) 所示的进水条件较好, (c) 的进水条件不好,在不得不从一侧进水时,则应采用图中 (d) 的布置形式。

因为轴流泵的扬程很低,所以压水管要尽量短,以减小水头损失。压水管直径的选择应使其中流速水头小于水泵扬程的 $4\% \sim 5\%$ 。压水管出口不设闸阀,只设拍门。

集水池中最高水位标高,一般为来水干管的管顶标高,最低水位一般略低于来水干管的管底。对于流量较大的泵站,为了避免泵房太深,施工困难,也可以略高于来水管渠的底,使最低水位与该泵流量下来水管渠中的水面标高齐平。水泵的淹没深度按水泵样本的规定采用。

水泵传动轴长度大于 1.8 m 时,必须设置中间轴承。

水泵间内应设集水坑及小型水泵以排除水泵的渗水。该泵应设在不被水淹之处。相邻两机组基础之间的净距,同给水泵站的要求。

在设立式轴流泵的泵站中,电动机间一般设在水泵间之上。电动机间应设置起重设备,在房屋跨度不大时,可以采用单梁吊车;在跨度较大或起重量较大时,应采用桥式吊车。电动机间的地板上应有吊装孔,该孔在平时,用盖板盖好。

采用单梁吊车时,为方便起吊工作,工字梁应放在机组的上方。如果梁正好在大门中心时,则可使工字梁伸出大门 1 m 以上,设备起吊后可直接装上汽车,节省劳力,运输也比较方便,但应注意考虑大门上面过梁的负荷问题。除此,也有将大门加宽,使汽车进到泵站内,以便吊起的设备直接装车。

电动机间净空高度,当电动机功率在 55 kW 以下时,应不小于 3.5 m ; 在 100 kW 以上时,应不小于 5.0 m 。为了保护水泵,在集水池前应设格栅。格栅可单独设置或附设在泵站内,单独设置的格栅并通常建成露天式,四周围以栏杆,也可以在井上设置盖板。附设在泵站内时,必须与机器间、变压器间和其它房间完全隔开。

为便于清除格栅要设格栅平台,平台应高于集水池设计最高水位 0.5 m , 平台宽度应不



小于 1.2m, 平台上应做渗水孔, 并装上自来水龙头以便冲洗。格栅宽度不得小于进水管渠宽度的两倍。格栅栅条间隙可采用 50~100mm。

格栅前进水管渠内的流速不应小于 1m/s, 过栅流速不超过 0.5m/s。

为了便于检修, 集水池最好分隔成进水格间, 每台泵有各自单独的进水格间如图 5-16 (d), 在各进水格间的隔墙上设砖墩, 墩上有槽或槽钢滑道, 以便插入闸板。闸板设两道, 平时闸板开启, 检修时将闸板放下, 中间用粘土填实, 以防渗水, 如图 5-17 所示。

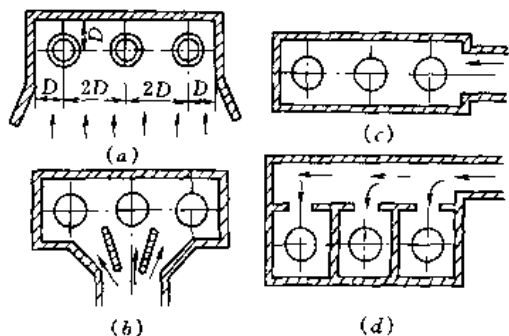


图 5-16 雨水泵吸水口布置

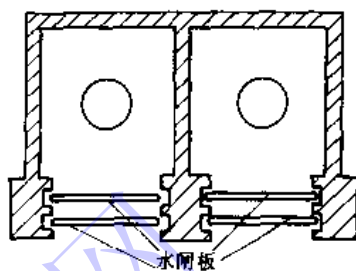


图 5-17 集水池闸板

图 5-18 为在出流井内设有溢流管的“干室式”雨水泵站实例。泵房下部为圆形钢筋混凝土结构, 便于用沉井法施工。集水池与水泵间用不透水的钢筋混凝土隔墙分开。水泵间内设 4 台 28ZLB-70 轴流泵, 单排并列布置。水泵层设置 100mm×30mm 的排水边沟, 坡度 $i =$

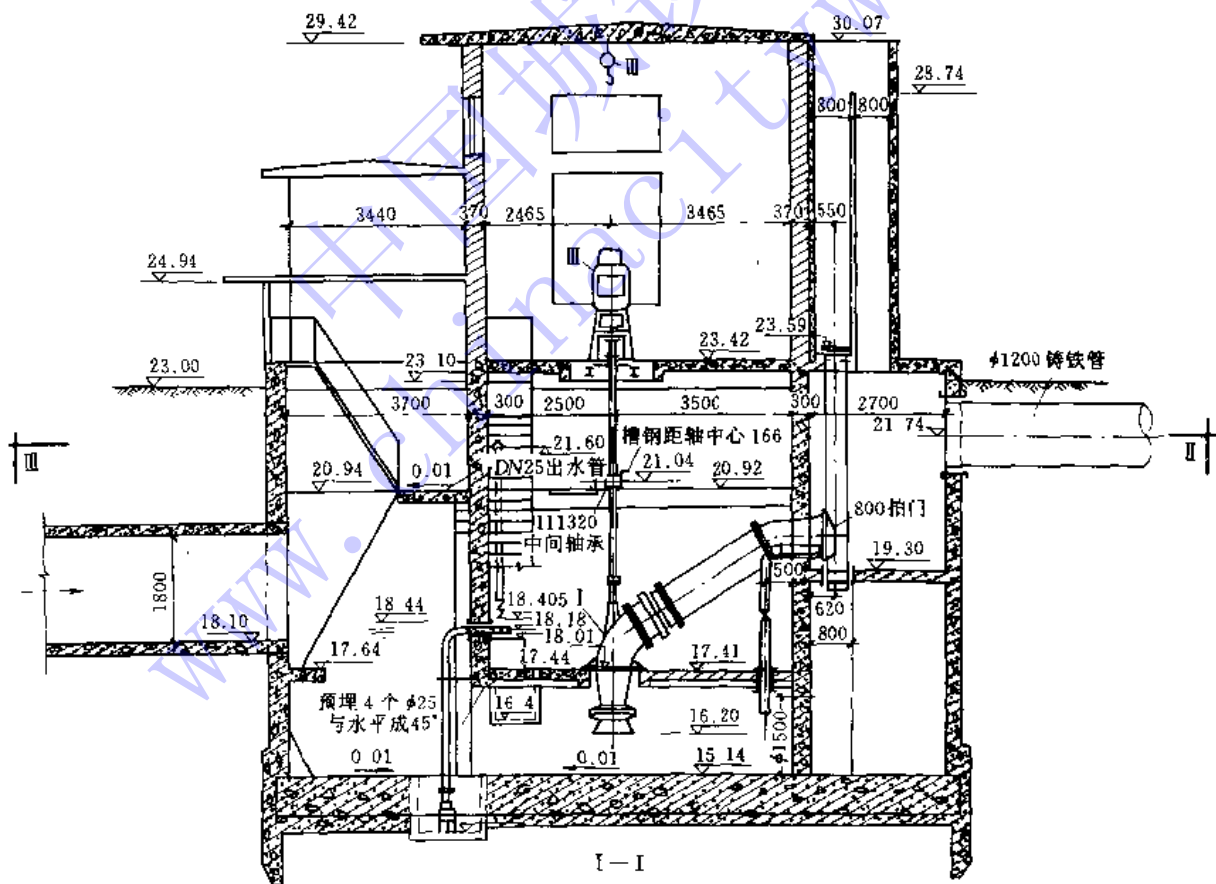


图 5-18 (a)

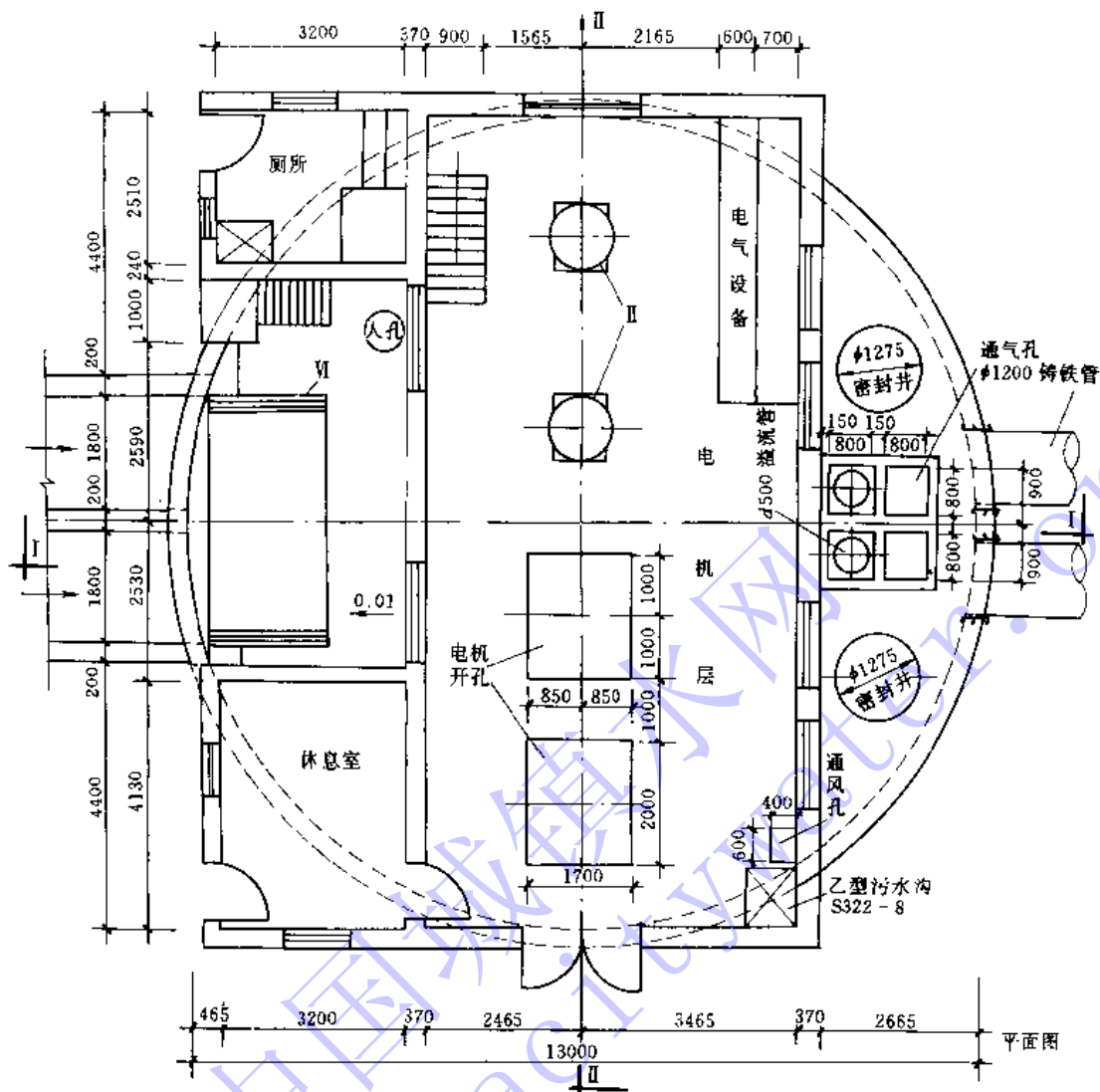


图 5-18 (b)

0.002, 积水通过边沟, 汇集到集水坑内, 泄入集水池。为便于排除集水池中的沉渣和放空清洗集水池, 设有 $2 \frac{1}{2}$ PWA 污水泵一台。在集水池中装有 $4.2\text{m} \times 2.0\text{m}$ 格栅两块, 以保护水泵。

电动机间和集水池间均为自然通风。水泵间用通风管通风。

在出水井内设溢流管和放空管。

泵房上部为矩形组合结构。电气设备布置在电动机间内。休息室和厕所分别设于电动机间的外侧两端。

电动机间上部设手动单梁吊车一部, 起重量为 2t, 起吊高度为 8~10m。集水池间上部设单梁吊车一部, 起重量为 0.5t。

为便于值班与管理人员上下, 水泵间沿隔墙设置宽 1.0m 的扶梯。

雨水泵站设计举例

1. 设计资料:

设计流量 $Q=10.46\text{m}^3/\text{s}$ 。

站前正常水位 19.40m, 最低水位 18.40m。接受排水水体的最高洪水位为 27.88m, 历



年平均洪水位为 23.48m。

2. 选泵:

根据设计排水量与抽排水位差,选用上海水泵厂生产的 40ZLQ 50 型轴流泵和 500kW TDL 型同步立式电机,当水泵叶片安装角 -4° 时,抽水量 $Q=2.3\sim 3.0\text{m}^3/\text{s}$,扬程 14.8~9.6m。现采用 4 台水泵,总排水能力为 9~12 m^3/s ,满足设计要求。

3. 泵站布局

泵房为矩形,机组单排并列间距为 4.5m。泵房底部要求在最低水位 3.7m 以下,底部标高为 14.70m,切入砂层达 4m 多。考虑地质和施工条件以及泵房今后运转期间的安全,泵房下部按钢筋混凝土矩形沉井设计,井壁厚 0.5m,井筒高 9.5m,长 18.3m,水泵层高程 16.80m。为排除机器间内的积水,设置 4BA-18A 型水泵一台。电机层高程为 22.70m,电动机间高 7.2m,净空宽 7m。设置 A571 型 16t 电动单梁吊车一部。

为便于集中检修与控制,检修场与控制室分别置于泵房的两端。

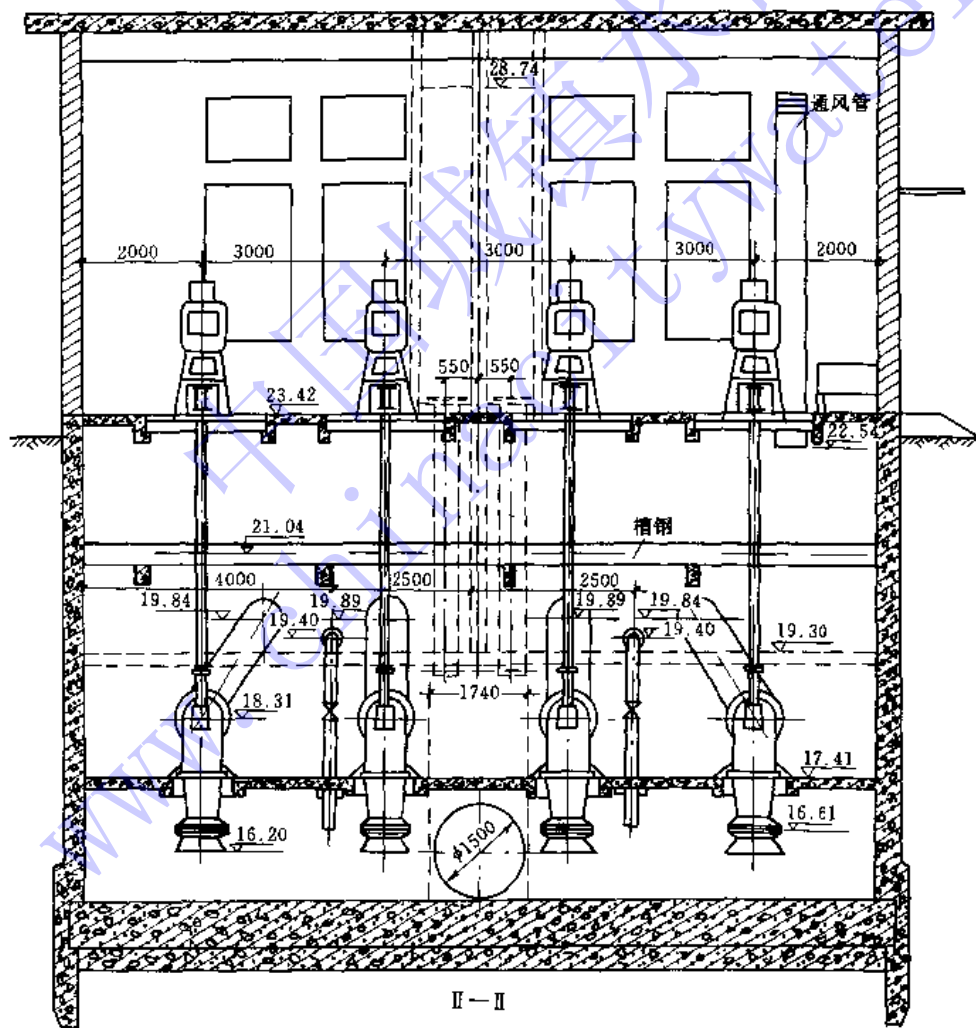


图 5-18 (c)

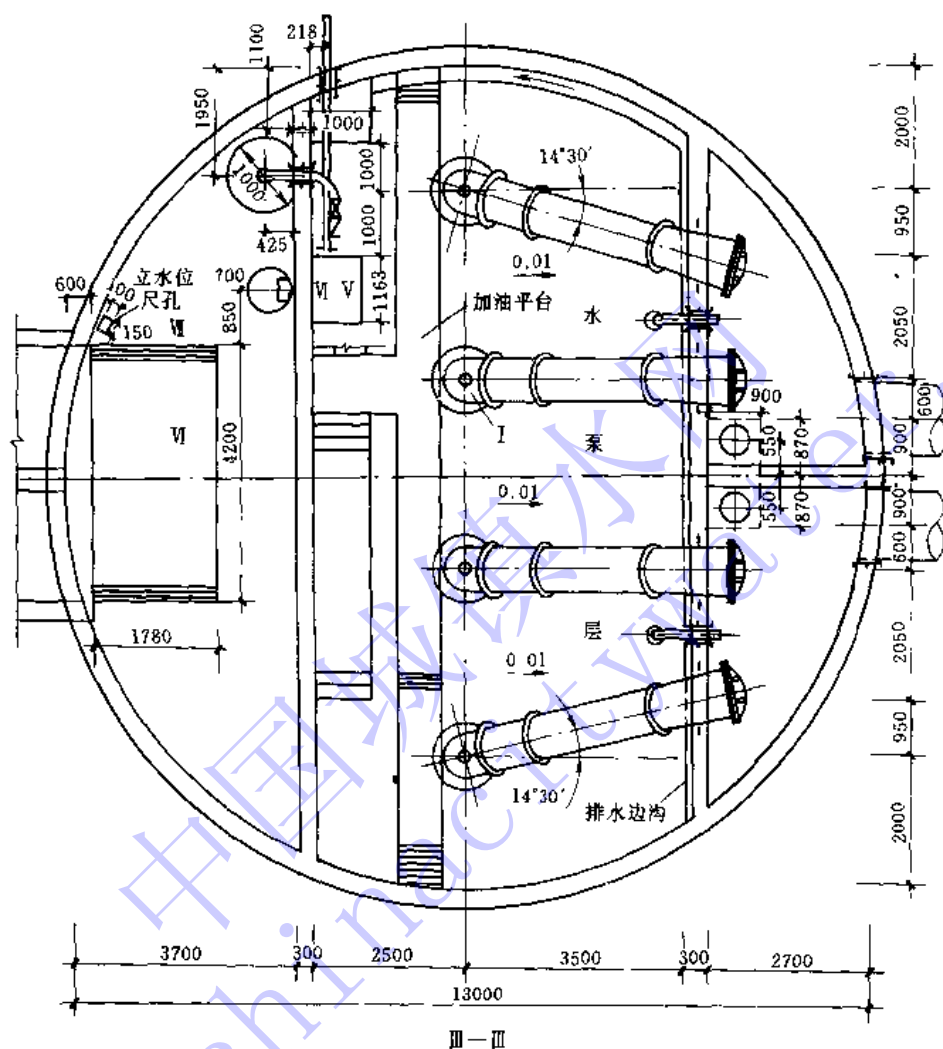


图 5-18 出流井内设溢流管的雨水泵站 (d)

1—28ZLB-70 轴流泵；I—JSL 立式电机；II—手动单梁吊车；N—2 $\frac{1}{2}$ PWA 污水泵；V—JO51-4 电机；VI—除渣吊车；VII—水位尺

上部建筑为矩形组合式的砖砌建筑物。

集水池系露天设置，内设格栅一个，为了起吊格栅及清除污物，在清水池上部设置 SH₂ 手动吊车一部。

每台水泵有单独的出水管，为 DN1000mm 铸铁管，以 60°角由泵房直接穿出地面，使管道中心升到 23.50m 高程（地面设计高程为 22.40m）。

泵站的布置见图 5-19。

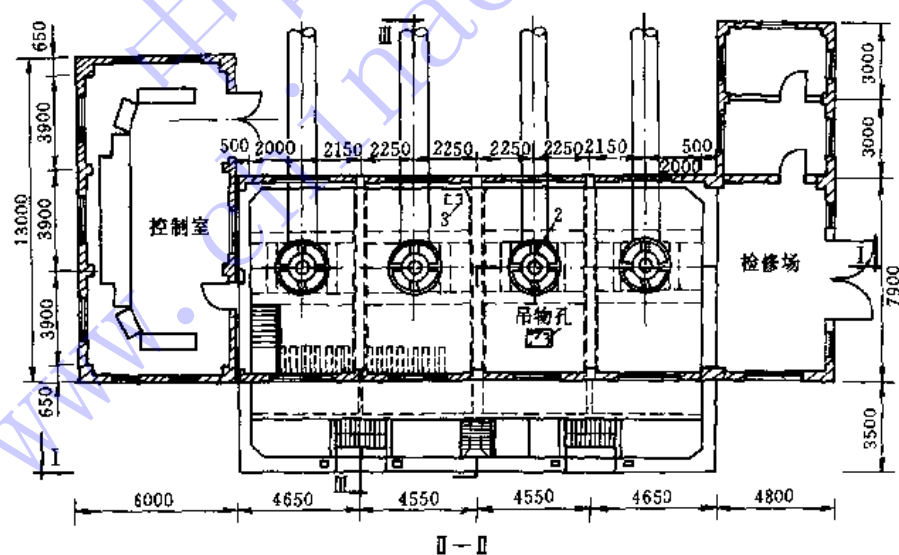
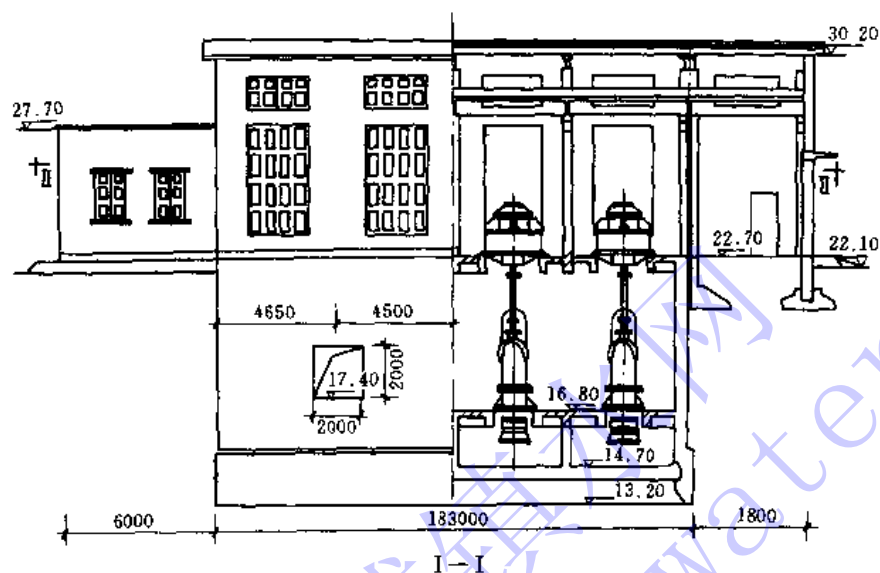


图 5-19 (a) 设四台 40ZLQ-50 型轴——流泵的矩形雨水泵站
1—40ZLQ-50 型轴流泵；2—TDL 型电动机；3—4BA-18A 型污水泵；4—JQ₂-52 型电动机；5—格
栅；6—A57 型电动单梁吊车；7—SH₅ 型手动吊车；8—来水矩形渠

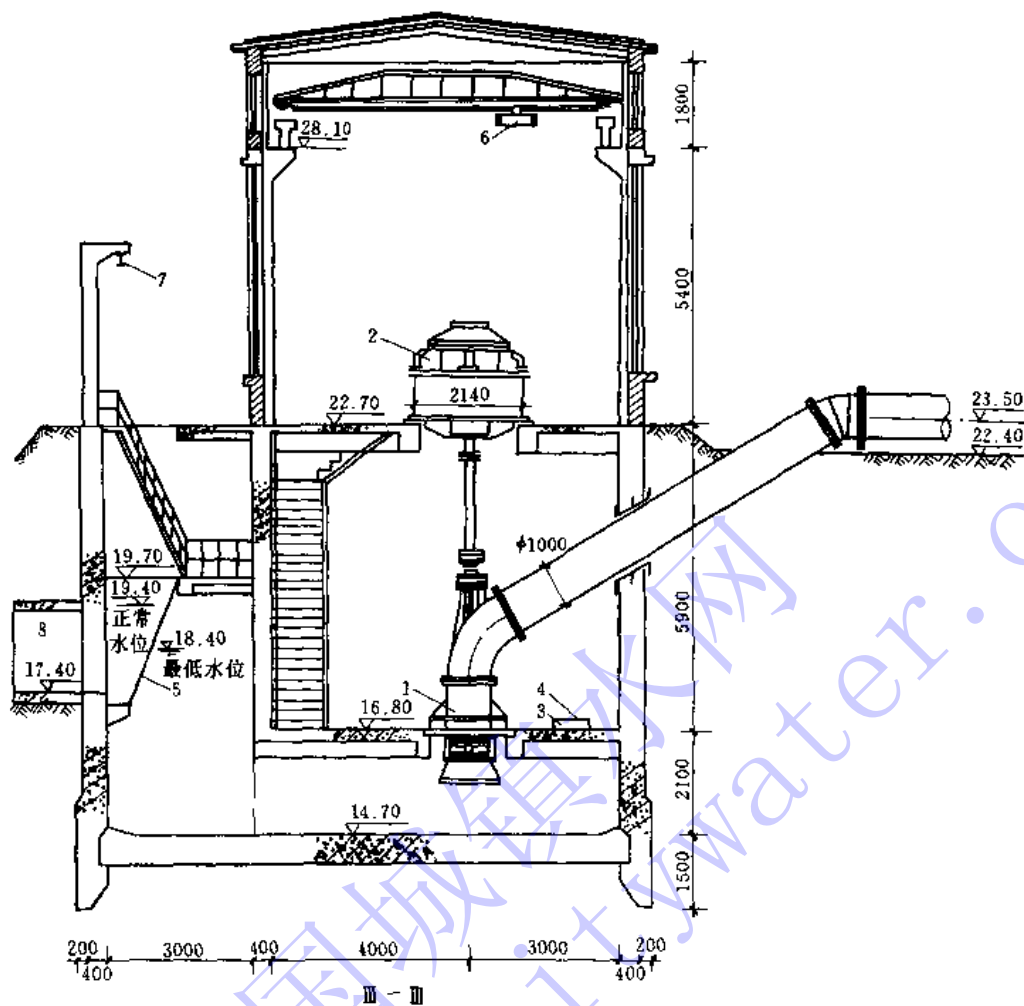


图 5-19 (b) 设四台 40ZLQ-50 型轴流泵的矩形雨水泵站

第四节 合流泵站的工艺特点

一、概述

在合流制或截流式合流污水系统设置的用以提升或排除服务区域内的污水和雨水的泵站为合流泵站。合流泵站的工艺设计、布置、构造等具有污水泵站和雨水泵站两者的特点。

合流泵站在不下雨时，抽送的是污水，流量较小。当下雨时，合流管道系统流量增加，合流泵站不仅抽送污水，还要抽送雨水，流量较大。因此在合流泵站设计选泵时，不仅要装设流量较大的用以抽送雨天合流污水的水泵，还要装设小流量的水泵，用于不下雨时抽送经常连续流来的少量污水。这个问题应该引起重视，解决不好会造成泵站工作的困难和电能的浪费。如某城市的一个合流泵站中，只装了两台 28ZLB-70 型轴流泵，没有安装小流量的污水泵。大雨时开一台泵已足够，而且开泵的时间很短（约 10~20min）。由于水泵流量太大，根本不适合抽送经常连续流来的少量污水。一台大泵一开动，很快将集水池的污水吸完，水泵立即停车。水泵一停，集水池中水位又逐渐上升，水位到一定高度，又开大泵抽一下，但很快又要停车。如此连续频繁开停水泵，给工作带来很多不便。因此，合流泵站设计时，应根据合流泵站抽送合流污水及其流量的特点，合理选择水泵及布置泵站设备。

二、合流泵站示例

图 5-20 为某合流泵站实例。

1. 泵站设计流量

泵站排渍设计流量为 2.83m³/s，污水提升常年运转设计流量为 0.51m³/s。

2. 选泵

泵站设计雨水泵 3 台，型号为 28ZLB-70，单台流量 0.8~1.2m³/s，扬程 10~11.5m，转速 730r/min，功率 155kW；污水泵设 3 台，型号为 8PWL，单台流量 0.16~0.20m³/s，扬程 9.5~13m，转速 730r/min，功率 45kW。为节省能耗，雨水泵采用高水位启动。

3. 泵站布置

泵站总建筑面积 915m²，设有机器间、集水池、出水池、检修间、值班室、休息室、高低压配电间、变压器间及应有的生活设施。泵站前设有事故排放口和沉砂井。泵站为半地下式，机器间、集水池、出水池均在地下，其余在地上。

4. 集水池

集水池有效容积，污水泵按最大泵 10min 出水量计算，雨水泵按最大泵 3min 出水量计算。集水池污泥用污泥泵排出。

5. 格栅

污水进入集水池均经过格栅，为减轻管理人员劳动强度，格栅采用机械格栅。

6. 通风

为解决高温散热、散湿和空气污染，泵站采用机械通风，机器间和集水池均设置通风设备。

7. 设计标高

泵站上游管底标高 26.00m，下游管底标高 33.80m，最高洪水位 37.11m，集水池底标高 24.00m，水泵间标高 25.85m，雨水泵电机间标高 31.85m。格栅平台标高 29.00m。

8. 其它

污水泵自灌式启动，考虑以后的维修养护，且不能停止运行，在泵前吸水管路设有闸阀。污水泵压水管路设有闸阀及止回阀，雨水泵出水管上设有拍门。为抗震和减少噪声，管路上设有曲挠接头。为排除泵站内集水，设有集水槽及集水坑，由潜污泵排除集水。泵站设单梁起重机一台。机器间内管材均采用钢管，管件与泵、阀、弯头均采用法兰连接，所有钢管均采用加强防腐措施，淹没在集水池的钢管，外层均采用玻璃钢防腐。

该合流泵站的主要设备材料见表 5-5。

设备材料一览表 表 5-5

编号	名 称	型号、规格	单位	数量	备注
1	污水泵	8PWL, Q=0.2m³/s, H=12m	台	3	
2	电 机	Y250M-8, n=730r/min, N=40kw	台	3	
3	轴流泵	28ZLB-70, Q=1m³/s, H=11m	台	3	
4	电 机	轴流泵配套	台	3	

续表

编号	名 称	型号、规格	单位	数量	备注
5	渐扩管	DN200×400	个	3	
6	曲挠接头	DN400, KXT	个	6	
7	缓闭止回阀	HH44X-10 型, DN400	个	3	
8	蝶 阀	D,371X-10, DN400	个	3	
9	渐扩弯头	90°, DN250×400	个	3	
10	弯 头	90°, DN400	个	6	
11	喇叭口	DN400×600	个	3	
12	喇叭口支座	DN600	个	3	
13	机械格栅	ZD, 2500×3000	台	1	
14	渐扩管	DN700×800	个	3	
15	曲挠接头	DN800, KXT	个	6	
16	弯 头	135°, DN800	个	3	
17	拍 门	DN800	个	3	
18	单梁起重机	MD ₁ 2-18D	台	1	
19	机械格栅	ZD, 2200×1500	台	1	
20	钢 管	DN400			
21	钢 管	DN800			
22	潜污泵	80QW B 0.3-10	台	1	
23	闸 门	HZFN 1800×2600	个	3	
24	启闭机	LQD-V	个	3	
25	蝶 阀	D,371X-10, DN400	个	3	
26	风机、风管	FS ₄ -72, №3, 风管 250×400	台	7	

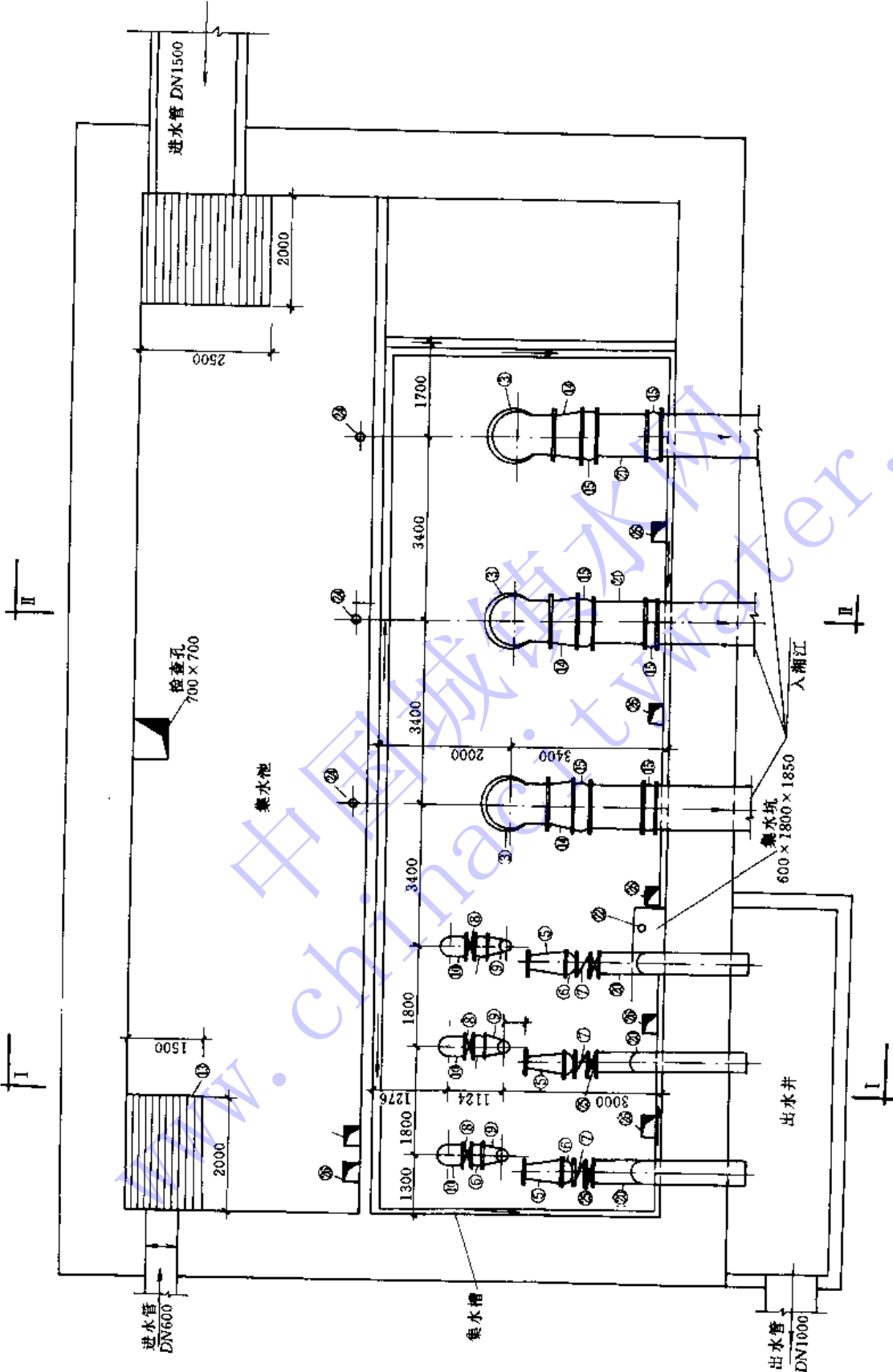


图 5-20 (a) 合流泵站平面图

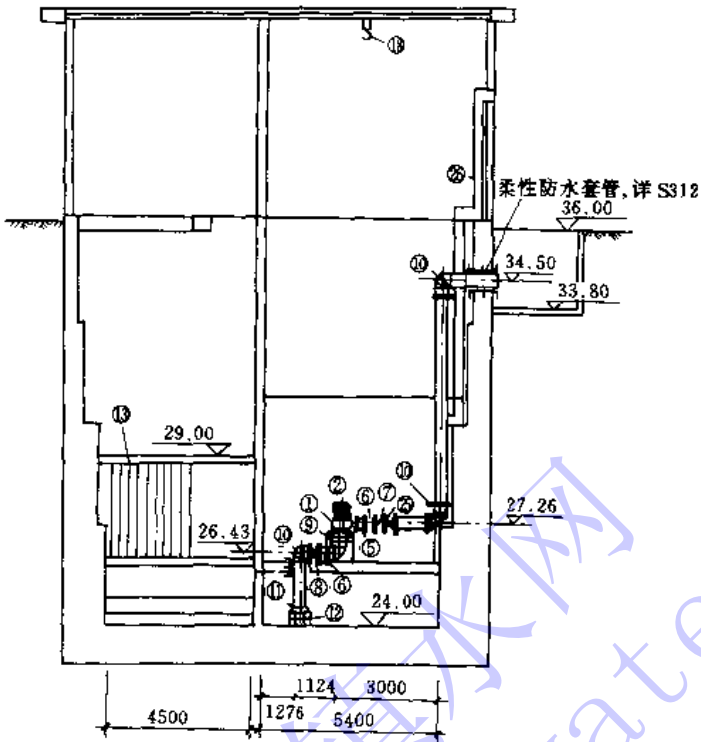


图 5-20 (b) I-I 剖面

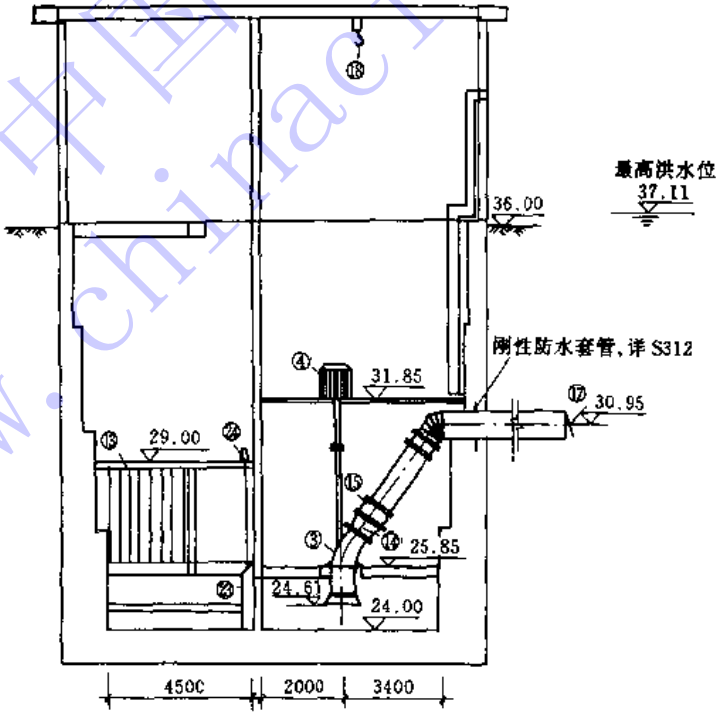


图 5-20 (c) I-I 剖面



第五节 螺旋泵污水泵站的工艺特点

一、概述

图 5-21 所示为螺旋泵站布置。污水由来水管, 进入螺旋泵的水槽内, 带动螺旋泵的电动机及有关的电气设备设于机器间 3 内, 污水经螺旋泵提升后进入出水渠 5, 在渠道起端设置格栅 4。

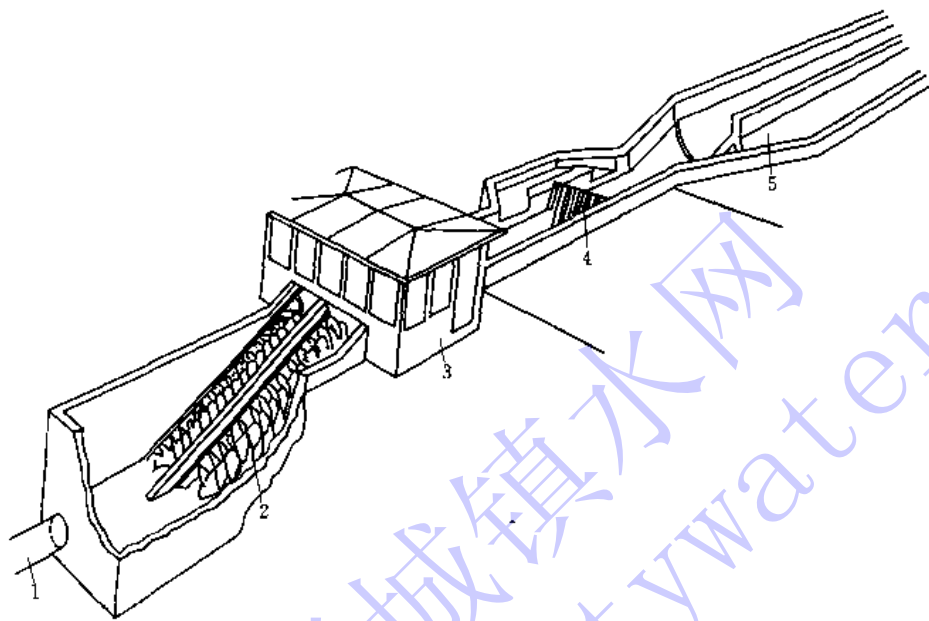


图 5-21 螺旋泵站布置

1—来水管; 2—螺旋泵; 3—机器间; 4—格栅; 5—出水渠

采用螺旋泵抽水可以不设集水池, 不建地下式或半地下式泵房, 节约土建投资。螺旋泵抽水不需要封闭的管道, 因此水头损失较小, 电耗较省。

由于螺旋泵螺旋部分是敞开的, 维护与检修方便, 运行时不需看管, 便于实行遥控和在无人看管的泵站中使用, 还可以直接安装在下水道内提升污水。

螺旋泵可以提升破布、石头、杂草、罐头盒、塑料袋以及废瓶子等任何能进入泵叶片之间的固体物。因此, 泵前可不必设置格栅。格栅设于泵后, 在地面以上, 便于安装、检修与清除。

使用螺旋泵时, 可完全取消通常其它类型污水泵配用的吸水喇叭管、底阀、进水和出水闸阀等配件和设备。

螺旋泵还有一些其它水泵所没有的特殊功能: 例如用在提升活性污泥和含油污水时, 由于其转速慢, 所以不会打碎污泥颗粒和矾花。用于沉淀池排泥, 能使沉淀污泥起一定的浓缩作用。

由于以上特点, 螺旋泵在排水工程中的应用近年来日渐增多。

但是, 螺旋泵也有其本身的缺点: 受机械加工条件的限制, 泵轴不能太粗太长, 所以扬程较低, 一般为 3~6m, 国外介绍可达 12m。因此, 不适用于高扬程、出水水位变化大或出水为压力管的场合。在需要较大扬程的地方, 往往采用二级或多级抽升的布置方式。它

和其他水泵不同，是斜装的，由于体积大，占地面积也大，耗钢材也较多。此外，螺旋泵在敞开布置的情况下，水泵运行时，由于污水被搅动而有臭气逸出。

二、设计参数的选择

螺旋泵的直径和长度是两个主要的设计参数。泵的直径主要取决于排水量，而长度则取决于所要求的扬程（即提升高度）。

1. 螺旋泵排水量 Q 与直径（叶片外径） D 有以下关系：

$$Q=\phi D^3n \tag{5-4}$$

式中 ϕ ——流量系数，其值随泵的安装倾角而变化；

n ——螺旋泵的转速（r/min）。

螺旋泵的流量系数 ϕ 与泵的安装倾角 θ 的关系见图 5-22。

表 5-6 给出安装倾角为 30° 时，螺旋泵的直径与排水量的关系。

螺旋泵的转速 n 与直径 D 有关。直径越大，则转速越小，一般采用 $20\sim90\text{r/min}$ 。

螺旋泵的直径与转速之间的关系见图 5-23。

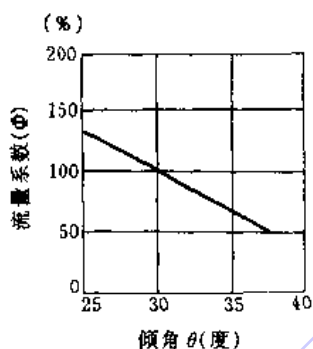


图 5-22 $\phi\sim\theta$ 关系

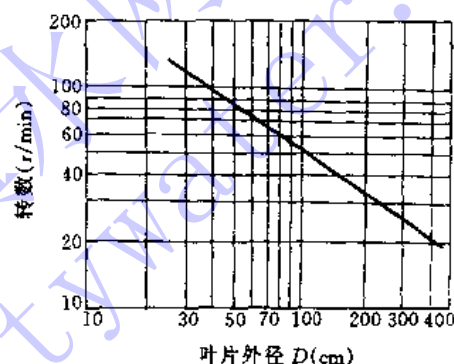


图 5-23 $D\sim n$ 关系

螺旋泵的直径与排水量的关系

表 5-6

泵叶片外径 (mm)	400	500	500	700	800	900	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
最大排水量 (L/s)	22	42	62	90	123	192	250	630	1240	2100	3230	4650	6350

2. 螺旋泵的扬程与泵的直径、长度有直接关系：

直径越小或长度越大，则它的挠度就越大，因此，它的扬程受到直径的限制。在螺旋泵的直径与轴心管直径为 $2:1$ 时，螺旋泵的扬程与直径的关系列于表 5-7。

螺旋泵直径与扬程

表 5-7

泵直径 (mm)	500	700	1500	>1500
扬程 (m)	5	6	7	8

螺旋泵的安装倾角，一般认为在 $30^\circ\sim40^\circ$ 之间最为经济。

螺旋泵的长度取决于所需提升的高度，而又受轴心管挠度的影响。在提升高度一定时，由于安装方式不同，螺旋泵的长度也不相同。

螺旋泵的两种安装方式如图 5-24 所示。第一种需设止回措施，第二种不设止回措施。两者相比，后者泵的效率较低，泵的长度也较大，水的提升高度也相应增高，所以造价和电耗都比前者大。但是，前者在停泵或止回措施损坏时，杂物和水会倒灌，容易发生杂物卡



泵的现象，后者就可避免，安全可靠性好。故一般情况下都采用第二种安装方式。

两种不同安装方式所需螺旋泵长度（ L ）计算方法列于表 5-8。

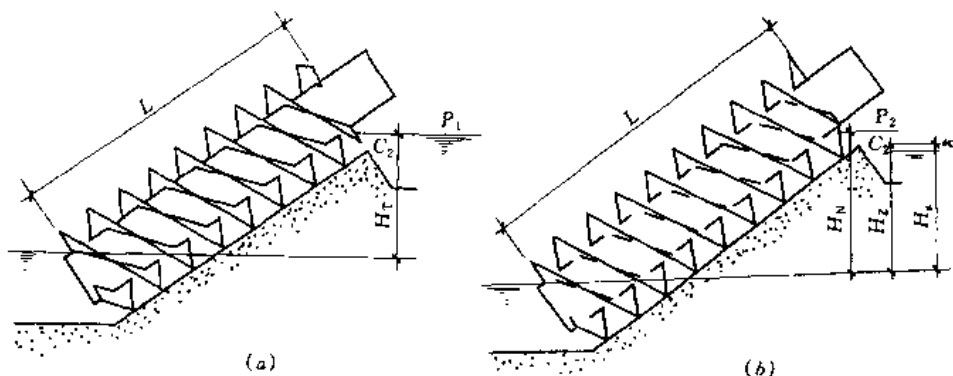


图 5-24 螺旋泵的安装方式

安装方式不同时，螺旋泵长度的计算

表 5-8

倾 角 (度)	d/D	不 设 止 回 措 施	设 止 回 措 施
22	0.5	$2.67H_2 + 1.85D$	$2.67H_T + 0.79D$
26	0.5	$2.28H_2 + 1.54D$	$2.28H_T + 0.79D$
30	0.5	$2.00H_2 + 1.39D$	$2.00H_T + 0.64D$
35	0.5	$1.74H_2 + 1.07D$	

3. 电动机功率的确定：

与螺旋泵配套的电动机，其功率可根据排水量及扬程来确定，可用下式计算：

$$N = 0.163 \frac{\gamma Q H_N}{\eta_1 \eta_2} K \quad (5-5)$$

式中 N ——电动机功率（kW）；

γ ——所抽升液体的容量（kg/L）；

Q ——排水量（ m^3/min ）；

H_N ——扬程（m）；

η_1 ——泵的效率（%）；

η_2 ——减速装置效率（%）

K ——安全系数，采用 1.05~1.10。

泵的扬程：对于第一种安装方式就是上下游水位的标高差 H_T ；对于第二种安装方式为 $H_N = H_s + 0.3D + \delta$ ，其中 H_s 为上下游水位的标高差， δ 为斜槽底的超高，一般 $\delta = 0.1 \sim 0.15m$ 。

螺旋泵的效率。泵直径越大，则效率就越高。一般认为直径在 700mm 时，可取 70%；1500mm 时，可取 75%；大于 1500mm 时，为 80%~82%。

三、螺旋泵的安装

1. 斜槽（泵壳）的安装：

斜槽与泵的叶片之间的间隙大小，对泵的效率影响很大。因此，安装精度要求很高。斜

槽可采用预制的混凝土砌块筑成。做法是：把斜槽预制成 1m 长的砌块，事先放置在斜槽的基础上，然后安装螺旋泵，并逐块调整砌块与泵之间的间隙，最后灌浆固定好砌块。预制砌块的凹槽稍大于螺旋直径。待螺旋泵安装就位后，然后慢慢转动螺旋，将多余的砂浆刮出凹槽，取出螺旋叶片后，粉平养护，砂浆凝固后，便自然形成螺旋泵的泵壳。在有特殊要求时，亦可采用钢板制作斜槽。最好使叶片和泵壳之间，保持 1mm 左右的间隙。图 5-25 为斜槽安装断面尺寸示例。

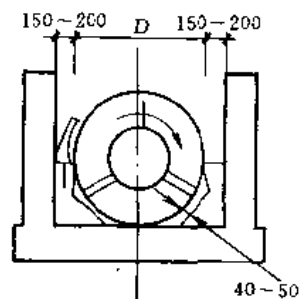


图 5-25 斜槽安装断面尺寸

2. 电动机安装方式：

由于螺旋泵的转速较低，不能由电动机直接带动，必须采取减速措施。

在设计传动机件时，应考虑单台布置或多台并列布置的空间问题。

螺旋泵机组的几种布置如图 5-26：

图 5-26 (a) 适用于单台布置。整座泵机在一条轴线上，用法兰使电动机直接靠在减速箱体上。其特点是结构紧凑，占地面积小，但这种连接方式，减速齿轮比较大。

图 5-26 (b) 是电动机经过三角皮带与齿轮箱连接。这种布置方式电动机房的长度将有所增加，如几台泵机并列布置，则占地面积大。

图 5-26 (c) 系将电动机安装在减速箱上方，中间用三角皮带连接，布置紧凑，适于泵机台数较多的场合。

以上三种布置方式的一个共同特点是，减速箱和电动机要倾斜放置，使齿轮箱内齿轮不能全部浸在油里，电动机轴承也易磨损，安装同心度要求高。为此，还可以采用图 5-26 (d) 的布置方式，即采取改变上轴承座和减速箱进出轴角度的办法，使减速箱和电动机均保持水平位置。

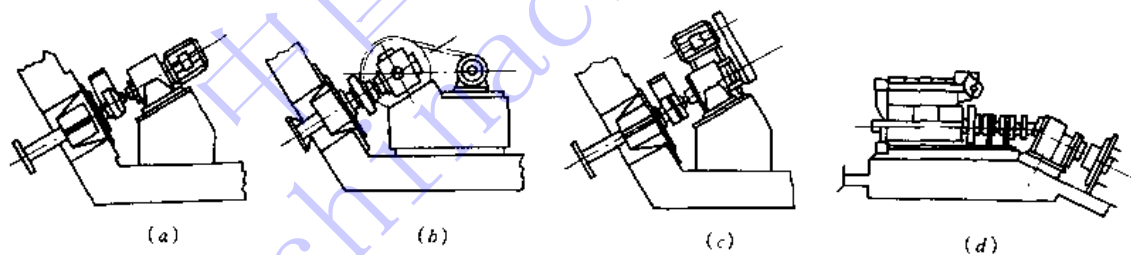


图 5-26 螺旋泵机组的几种布置

一般情况下，电动机和减速箱均用三角皮带传动，因为这种方式，除了能使齿轮比小以外，还可灵活布置，也有利于启动和提升固体物。

四、选泵举例

设某污水泵站最大设计流量为 $1080\text{m}^3/\text{h}$ ，最小设计流量为 $78\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程为 3m。试选用螺旋泵。

因该污水泵站流量变化范围很大，最大流量与最小流量相差近 13 倍，而扬程只有 3m，故采用螺旋泵是适宜的。

按螺旋泵在最大流量的 30% 时运转考虑，其效率为 65%，故选用下述大小两台螺旋泵为：

泵“**A**”：最大流量为 $260\text{m}^3/\text{h}$ ；

泵“**B**”：最大流量为 $820\text{m}^3/\text{h}$ 。

当流量在 $78\sim 260\text{m}^3/\text{h}$ 时，螺旋泵“**A**”运行，流量在 $260\sim 820\text{m}^3/\text{h}$ 时，螺旋泵“**B**”运行，而当流量在 $820\sim 1080\text{m}^3/\text{h}$ 之间时，两台螺旋泵同时运行。

可见，只需选用两台螺旋泵就可使流量变化范围达 $13:1$ 。

五、螺旋泵站实例

某岸边式螺旋泵站为农灌泵站，扬程为 3.5m ，流量为 $400\sim 500\text{m}^3/\text{h}$ ，可以灌溉农田 600 亩（ $1\text{亩}=666.7\text{m}^2$ ）。与原来的非螺旋泵泵站比较，灌溉成本由原来的每亩 2 元降至 1 元。泵站系岸边式结构，河道的潮汐变化，水位高差 80cm ，因此，将下轴承座做成可以上下活动的，上轴承座及泵壳安装于转动铰链上，可随潮位变化，随时调整泵的安装角度，以节约用电，同时可以控制灌溉水量。

泵站为两层建筑，底层是工具间，上层为操作室与配水井，泵站灌溉农田分隔在河道两侧。

附录 I 单泵多塔供水系统计算的 FORTRAN 程序

```

C      PUMPING SYSTEM BEHAVIOR PROGRAM-1
      DIMENSION H(20), S(20), Q(20), L(20), D(20), K(3)
      REAL K, L
      INTEGER P, M
      READ(*, *) P, M, Z
      DO 100 J=1, P
        READ(*, *) H(0), H(M+1), H(M+2), S(0), S(M+1), C
        DO 10 J=1, M
          READ(*, *) H(J), L(J), D(J)
10      CONTINUE
50      K(0)=0
          K(1)=0
          Q(0)=SQRT((H(M+1)+H(0)-H(M+2))/(S(0)+S(M+1)))
          DO 20 J=1, M
            T=H(M+2)-H(J)
            IF (T.EQ.0) T=0.001
            Q(J)=ABS(T)**0.54*SIGN(1.0,T)
            Q(J)=0.27853*C*D(J)**2.63*L(J)**(-0.54)*Q(J)
            K(0)=K(0)+Q(J)
20      CONTINUE
          IF (ABS(Q(0)-K(0)).GT.Z) GOTO 105
          GOTO 145
105     E=-0.5*SQRT(1/(S(0)+S(M+1))/(H(M+1)+H(0)-H(M+2)))
          DO 30 J=1, M
            F=ABS(H(M+2)-H(J))
            F=-0.54*0.27853*C*D(J)**2.63*L(J)**(-.54)*F**(-.46)
            K(1)=K(1)+F
30      CONTINUE
          H(M+2)=H(M+2)-(Q(0)-K(0))/(K(1)+E)
          GOTO 50
145     WRITE(*,*)'*****'
          WRITE(*,*)'Q(0)=', Q(0)*1000
          WRITE(*,*)'H=', H(M+1)-S(M+1)*Q(0)**2
          DO 40 J=1, M
            WRITE(*,*)'Q(', J, ')=', Q(J)*1000
40      CONTINUE
          WRITE(*,*)'*****'
100     CONTINUE
      END
  
```



附录 II 多泵多塔单节点供水系统计算的 FORTRAN 程序

```

C    PUMPING SYSTEM BEHAVIOR PROGRAM-2
      DIMENSION H (100), S (100), Q (100), L (100), D (100), K (3)
      INTEGER P
      REAL H, S, Q, Z, N, K.
      READ (*, *) P, M, Z, N
      READ (*, *) S (M+2), H (M+3)
      S (M+1) = S (M+2) / (N * N)
      H (M+1) = H (M+3)
      DO 10 I=1, P
      READ (*, *) H (0), H (M+2), S (0), C
      DO 20 J=1, M
      READ (*, *) H (J), L (J), D (J)
20    CONTINUE
50    K (0) = 0
      K (1) = 0
      Q (0) = SQRT ((H (M+1) + H (0) - H (M+2)) / (S (0) + S (M+1)))
      DO 30 J=1, M
      T = H (M+2) - H (J)
      IF (T.EQ. 0) T = .0001
      Q (J) = ABS (T) * *.54 * SIGN (1.0, T)
      Q (J) = .27853 * C * D (J) ** 2.63 * L (J) ** (-.54) * Q (J)
      K (0) = K (0) + Q (J)
30    CONTINUE
      IF (ABS (Q (0) - K (0)).GT. Z) GOTO 105
      GOTO 145
105   E = -.5 * SQRT (1 / (S (0) + S (M+1)) / (H (M+1) + H (0) - H (M+2)))
      DO 40 J=1, M
      F = ABS (H (M+2) - H (J))
      F = -.54 * .27853 * C * D (J) ** 2.63 * L (J) ** (-.54) * F ** (-.46)
      K (1) = K (1) + F
40    CONTINUE
      H (M+2) = H (M+2) - (Q (0) - K (0)) / (K (1) + E)
      GOTO 50
145   WRITE (*, *) 'Q (0) =', Q (0) * 1000
      WRITE (*, *) 'Q (M+2) =', Q (0) * 1000 / N
      WRITE (*, *) 'H =', H (M+1) - S (M+1) * Q (0) ** 2
      DO 60 J=1, M
      WRITE (*, *) 'Q (' J, ') =', Q (J) * 1000
60    CONTINUE
10    CONTINUE
      END
  
```

附录Ⅲ 多泵多塔多节点供水系统计算的 FORTRAN 程序

```

C      PUMPING SYSTEM BEHAVIOR PROGRAM--3
      DIMENSION R (130), MM (130), IS (130, 10), JS (130, 10), S (130)
      DIMENSION H (130), F (130), T (130), Q (130, 10), KS (10), HX (10), SX (10)
      REAL S, R, H, F, T, Q, E, HX, SX
      INTEGER M0, M1, M2, MS, M, MM, KS
      READ (*, *) M0, M, M1, M2, E, MS
      DO 1 I=1, M0
      READ (*, *) S (I)
      R (I) = 1/SQRT (S (I))
1      CONTINUE
      DO 2 I=1, M
      READ (*, *) MM (I)
      DO 2 J=1, MM (I)
      READ (*, *) IS (I, J), JS (I, J)
2      CONTINUE
      DO 3 I=1, M+M1+M2
3      READ (*, *) H (I)
      DO 14 I=1, M1
      WRITE (*, *) HX (I), SX (I), KS (I)
14     CONTINUE
      DO 15 I=1, M1
      R (KS (I)) = 1/SQRT (S (KS (I)) + SX (I))
15     CONTINUE
90     DO 4 I=1, M
      F (I) = 0
      T (I) = 0
      DO 4 J=1, MM (I)
      A = H (I) - H (JS (I, J))
      IF (A.EQ. 0) A = .00001
      Q (I, J) = R (IS (I, J)) * (ABS (A) ** 0.5) * SIGN (1.0, A)
      F (I) = F (I) + Q (I, J)
      T (I) = T (I) + .5 * Q (I, J) / A
4      CONTINUE
      DO 5 I=1, M2
      IF (ABS (F (I)).GT. E) GOTO 60
5      CONTINUE
      DO 6 I=1, M
      WRITE (*, 7) (I, J, Q (I, J), J=1, MM (I))
7      FORMAT (1X, 2HQ (I3, ', ', I3, 2H) =, F9.4, 4X)
6      WRITE (*, 9) (I, H (I))
9      FORMAT (1X, 2HH (I3, 2H) =, F9.4, 4X)

```



```
DO 16 K=1, M1
DO 17 I=1, M
DO 17 J=1, MM(I)
IF (IS(I, J).EQ.KS(K)) GOTO 18
17 CONTINUE
GOTO 16
18 WRITE (*, *) 'HP(', K, ') =', HX(K) - SX(K) * Q(I, J) * * 2
WRITE (*, *) 'QP(', K, ') =', -1000 * Q(I, J)
16 CONTINUE
GOTO 99
60 DO 8 I=1, M
H(I) = H(I) - .5 * F(I) / T(I)
8 CONTINUE
GOTO 90
99 END
```

中国城镇水网
www.chinacitywater.org

附录 IV 取水泵站调速计算的 FORTRAN 程序

```

C    COMPUTING PUMP SPEED FOR PUMPING STATION (1)
      DIMENSION HX (30), SX (30), S (30), Z (30), Q (30)
      REAL HX, SX, S, Z, Q, HA, HT, N
      INTEGER M
      READ (*, *) QT, Z0, SAB, M, NMIN
      READ (*, *) NO, HXA, SXA, SA, ZA
      DO 1 I=1, M
        READ (*, *) HX (I), SX (I), S (I), Z (I)
1    CONTINUE
      HA=Z0+SAB*QT**2
      DO 2 I=1, M
        HT=HX (I)+Z (I)-HA
        Q (I)=SQRT (ABS (HT) / (SX (I)+S (I))) * SIGN (1.0, HT)
2    CONTINUE
      QQ=0
      DO 3 I=1, M
3    QQ=QQ+Q (I)
      QA=QT-QQ
      N=NO*SQRT ((QA**2*(SA+SXA)+HA-ZA)/HXA)
      IF (N.GE.NMIN) THEN
        HXA=(N/NO)**2*HXA
        GOTO 300
      ENDIF
      N=NMIN
      HXA=(N/NO)**2*HXA
170  QA=SQRT (ABS (HXA+ZA-HA) / (SXA+SA)) * SIGN (1.0, HXA+ZA-
      HA)
      DO 4 I=1, M
        HT=HX (I)+Z (I)-HA
        Q (I)=SQRT (ABS (HT) / (SX (I)+S (I))) * SIGN (1.0, HT)
4    CONTINUE
      QB=SQRT (ABS (HA-Z0) / SAB) * SIGN (1.0, HA-Z0)
      QQ=QA-QB
      DO 5 I=1, M
5    QQ=QQ+Q (I)
      IF (ABS (QQ).LE.0.001) GOTO 295
      A1=-1/SQRT ((SXA+SA) * ABS (HXA+ZA-HA))
      A2=-1/SQRT (SAB * ABS (HA-Z0))
      F1=A1+A2
      DO 6 I=1, M
        F1=F1-1/SQRT ((SX (I)+S (I)) * ABS (HX (I)+Z (I)-HA))

```



```
6    CONTINUE
    HA=HA-QQ/F1
    GOTO 170
295  QT=QB
300  WRITE(*,*)'N=',INT(N)
    WRITE(*,*)'QA=',QA,'    HA=',HXA-SXA*QA**2
    WRITE(*,400) (I,QP(I),I=1,M)
    WRITE(*,401) (I,HX(I)-SX(I)*Q(I)**2,I=1,M)
400  FORMAT(1X,3HQP(I,2H)=,F9.4,4X)
401  FORMAT(1X,3HHP(I,2H)=,F9.4,4X)
    WRITE(*,*)'QT=',QT
    END
```

中国城镇水网
www.chinacitywater.org



附录 V 送水泵站调速计算的 FORTRAN 程序

```

C      COMPUTING PUMP SPEED FOR PUMPING STATION (2)
      DIMENSION H (200), X (200), SP (200), IT (200, 2), HX (20), SX (20), SPS (20)
      DIMENSION JS (200, 10), IS (200, 10), Q (200), QO (200), MM (200), ID (200)
      DIMENSION ZP (20), Z (200), HC (200), A (5000)
      COMMON M, N, MP, MS, IT, IS, JS, MM, ID, X, A
      READ (*, *) M, N, MP, NSY, MS, E
      DO 1 I=1, N
1      READ (*, *) IT (I, 1), IT (I, 2)
      DO 2 I=1, MP
      IT (N+I, 1) = M+I
      IT (N+I, 2) = NSY
2      CONTINUE
      CALL SUBG1
      DO 3 I=1, MP-1
3      READ (*, *) HX (I), SX (I), SPS (I), ZP (I)
      READ (*, *) NRO, NMIN, HXA, SXA, SA, ZP (MP)
      NR=NRO
      HX (MP) = HXA
      SX (MP) = SXA
      SPS (MP) = SA
      DO 4 I=1, N
      READ (*, *) SP (I)
4      CONTINUE
      DO 5 I=1, MP
      SP (N+I) = SPS (I) + SX (I)
      H (M+I) = HX (I) + ZP (I)
5      CONTINUE
      DO 6 I=1, N+MP
8      SP (I) = 1/SQRT (SP (I))
      DO 7 I=1, M
7      READ (*, *) Z (I), HC (I), H (I)
      QT=0
      DO 8 I=1, M
      READ (*, *) QO (I)
      QT=QT+QO (I)
8      CONTINUE
100 DO 50 I=1, N+MP
      TT=H (IT (I, 1)) - H (IT (I, 2))
      Q (I) = SP (I) * (ABS (TT)) * * 0.5 * SIGN (1.0, TT)
50 CONTINUE
      F=0.0
  
```



```
DO 51 I=1, M
X(I)=QO(I)
DO 52 J=1, MM(I)
JT=IS(I, J)
AJ=1.0
IF (JT.LT.0) AJ=-1.0
X(I)=X(I)+Q(IABS(JT))*AJ
52 CONTINUE
IF (ABS(X(I)).GT.F) F=ABS(X(I))
51 CONTINUE
IF (F.LE.E) GOTO 200
DO 9 I=1, ID(M)
9 A(I)=0.
DO 10 I=1, N+MP
TT=H(IT(I, 1))-H(IT(I, 2))
IF (TT.EQ.0.0) TT=0.0001
Q(I)=Q(I)/TT/2
10 CONTINUE
DO 11 I=1, M
K=ID(I)
DO 12 J=1, MM(I)
JT=IABS(IS(I, J))
A(K)=A(K)+Q(JT)
IF (JS(I, J).GT.1) GOTO 12
KO=ID(I)-I+JS(I, J)
A(KO)=-Q(JT)
12 CONTINUE
11 CONTINUE
CALL SUBG2
R=0.5
IF (F.LT.0.1) R=1
DO 13 I=1, M
13 H(I)=H(I)-R*X(I)
GOTO 100
200 II=1
AMIN=H(II)-Z(II)-HC(II)
DO 14 I=2, M
BMIN=H(I)-Z(I)-HC(I)
IF (BMIN.GE.AMIN) GOTO 14
AMIN=BMIN
II=I
14 CONTINUE
IF (NR.EQ.NMIN) GOTO 300
IF (AMIN.GT.0.1) GOTO 360
IF (ABS(AMIN).LE.0.1) GOTO 300
IF (NR.LT.NRO) THEN
NR=NRO
```



```

      HX(MP) = HXA
      H(M+MP) = HXA + ZP(MP)
      GOTO 100
    ELSE
      WRITE(*,150) II,II,II,AMIN
150    FORMAT(1X,2HH(,I3,4H) - Z(,I3,5H) - HC(,I3,2H) =,F9.4,3X)
      ENDIF
      GOTO 300
360    HA = H(NSY) - AMIN
      DO 20 I=1,M
20     H(I) = H(I) - AMIN
      QQ = 0
      DO 21 I=1,MP-1
      HT = HX(I) + ZP(I) - HA
      Q(N+I) = SQRT(ABS(HT) / (SX(I) + SPS(I))) * SIGN(1.0, HT)
      QQ = QQ + Q(N+I)
21    CONTINUE
      Q(N+MP) = QT - QQ
      Q1 = Q(N+MP)
      SK = SA + (HA - ZP(MP)) / Q1 * * 2
      NR = NRO * Q1 * SQRT((SXA + SK) / HXA)
      HX(MP) = (NR / NRO) * * 2 * HXA
      IF(NR.LT.NMIN) NR = NMIN
      H(M+MP) = ZP(MP) + HX(MP)
      GOTO 100
300    WRITE(*,401) (I,Q(I),I=1,N)
401    FORMAT(4(1X,2HQ(,I3,2H) =,F9.4,3X))
      WRITE(*,*)
      WRITE(*,402) (I,H(I),I=1,M)
402    FORMAT(4(1X,2HH(,I3,2H) =,F9.4,3X))
      WRITE(*,*)
      WRITE(*,403) (I,Q(N+I),I,HX(I) - SX(I) * Q(N+I) * * 2,I=1,MP)
403    FORMAT(4(1X,3HQP(,I3,2H) =,F9.4,10X,3HHP(,I3,2H) =,F9.4,4X)
      WRITE(*,*)
      WRITE(*,*) 'NR=',INT(NR+0.5)
      END

SUBROUTINE SUBG1
COMMON M,N,MP,MS,IT(200,2),IS(200,10),JS(200,10),MM(200)
COMMON ID(200),X(200),A(5000)
DO 1 I=1,M
K=0
DO 2 J=1,N+MP
IF(IT(J,1).EQ.1) GOTO 3
IF(IT(J,2).EQ.1) GOTO 4
GOTO 2

```



```
3   K=K+1
    IS(I, K)=J
    JS(I, K)=IT(J, 2)
    GOTO 2
4   K=K+1
    IS(I, K)=-J
    JS(I, K)=IT(J, 1)
2   CONTINUE
1   MM(I)=K
    DO 5 I=1, M
    IB=JS(I, 1)
    IC=1
    DO 6 J=2, MM(I)
    IF (JS(I, J).GE. IB) GOTO 6
    IB=JS(I, J)
    IC=J
6   CONTINUE
    JS(I, IC)=JS(I, 1)
    IA=IS(I, IC)
    IS(I, IC)=IS(I, 1)
    IS(I, 1)=IA
    JS(I, 1)=IB
5   CONTINUE
    ID(1)=1
    DO 7 I=2, M
    IH=I-JS(I, 1)
    IF (IH.LT. 0) IH=0
    ID(I)=ID(I-1)+IH+1
7   CONTINUE
    RETURN
    END
```

```
SUBROUTINE SUBG2
COMMON M, N, MP, MS, IT (200, 2), IS (200, 10), JS (200, 10), MM (200)
COMMON ID (200), X (200), A (5000)
A (ID(1))=SQRT(A (ID(1)))
DO 40 J=2, M
IF (JS(J, 1).GT. 1) GOTO 40
K=ID(J)-J+1
A (K)=A (K)/A (1)
40 CONTINUE
DO 50 I=2, M
AA=A (ID(I))
IF (JS(I, 1).GT. 1) GOTO 43
DO 42 IX=JS(I, 1), I-1
K=ID(I)-I+IX
```

```

      AA=AA-A(K)* * 2
42  CONTINUE
43  IF (AA.GT.0.) GOTO 44
      WRITE(*,*) 'THE PROCESS WAS FAILED'
      STOP
44  A(ID(I))=SQRT(AA)
      IF (I.EQ.M) GOTO 50
      DO 45 J=I+1, M
      IF (I.LT.JS(J,1)) GOTO 45
      K=ID(J)-J+I
      AA=A(K)
      IF (JS(J,1).EQ.I) GOTO 48
      DO 46 IX=JS(J,1), I-1
      IF (IX.LT.JS(I,1)) GOTO 46
      KO=ID(J)-J+IX
      K1=ID(I)-I+IX
      AA=AA-A(KO)*A(K1)
46  CONTINUE
48  A(K)=AA/A(ID(I))
45  CONTINUE
50  CONTINUE
      X(1)=X(1)/A(ID(1))
      DO 51 I=2, M
      Y=X(I)
      IF (JS(I,1).GT.I) GOTO 53
      DO 52 IX=JS(I,1), I-1
      K=ID(I)-I+IX
      Y=Y-A(K)*X(IX)
52  CONTINUE
53  X(I)=Y/A(ID(I))
51  CONTINUE
      X(M)=X(M)/A(ID(M))
      DO 54 I=M-1, 1, -1
      Y=X(I)
      DO 55 IX=I+1, M
      IF (I.LT.JS(IX,1)) GOTO 55
      K=ID(IX)-IX+I
      Y=Y-A(K)*X(IX)
55  CONTINUE
      X(I)=Y/A(ID(I))
54  CONTINUE
      RETURN
      END

```

```

      AA=AA-A(K)* * 2
42  CONTINUE
43  IF (AA.GT.0.) GOTO 44
      WRITE(*,*) 'THE PROCESS WAS FAILED'
      STOP
44  A(ID(I))=SQRT(AA)
      IF (I.EQ.M) GOTO 50
      DO 45 J=I+1, M
      IF (I.LT.JS(J,1)) GOTO 45
      K=ID(J)-J+I
      AA=A(K)
      IF (JS(J,1).EQ.I) GOTO 48
      DO 46 IX=JS(J,1), I-1
      IF (IX.LT.JS(I,1)) GOTO 46
      KO=ID(J)-J+IX
      K1=ID(I)-I+IX
      AA=AA-A(KO)*A(K1)
46  CONTINUE
48  A(K)=AA/A(ID(I))
45  CONTINUE
50  CONTINUE
      X(1)=X(1)/A(ID(1))
      DO 51 I=2, M
      Y=X(I)
      IF (JS(I,1).GT.I) GOTO 53
      DO 52 IX=JS(I,1), I-1
      K=ID(I)-I+IX
      Y=Y-A(K)*X(IX)
52  CONTINUE
53  X(I)=Y/A(ID(I))
51  CONTINUE
      X(M)=X(M)/A(ID(M))
      DO 54 I=M-1, 1, -1
      Y=X(I)
      DO 55 IX=I+1, M
      IF (I.LT.JS(IX,1)) GOTO 55
      K=ID(IX)-IX+I
      Y=Y-A(K)*X(IX)
55  CONTINUE
      X(I)=Y/A(ID(I))
54  CONTINUE
      RETURN
      END

```

```

      AA=AA-A(K)* * 2
42  CONTINUE
43  IF (AA.GT.0.) GOTO 44
      WRITE(*,*) 'THE PROCESS WAS FAILED'
      STOP
44  A(ID(I))=SQRT(AA)
      IF (I.EQ.M) GOTO 50
      DO 45 J=I+1, M
      IF (I.LT.JS(J,1)) GOTO 45
      K=ID(J)-J+I
      AA=A(K)
      IF (JS(J,1).EQ.I) GOTO 48
      DO 46 IX=JS(J,1), I-1
      IF (IX.LT.JS(I,1)) GOTO 46
      KO=ID(J)-J+IX
      K1=ID(I)-I+IX
      AA=AA-A(KO)*A(K1)
46  CONTINUE
48  A(K)=AA/A(ID(I))
45  CONTINUE
50  CONTINUE
      X(1)=X(1)/A(ID(1))
      DO 51 I=2, M
      Y=X(I)
      IF (JS(I,1).GT.I) GOTO 53
      DO 52 IX=JS(I,1), I-1
      K=ID(I)-I+IX
      Y=Y-A(K)*X(IX)
52  CONTINUE
53  X(I)=Y/A(ID(I))
51  CONTINUE
      X(M)=X(M)/A(ID(M))
      DO 54 I=M-1, 1, -1
      Y=X(I)
      DO 55 IX=I+1, M
      IF (I.LT.JS(IX,1)) GOTO 55
      K=ID(IX)-IX+I
      Y=Y-A(K)*X(IX)
55  CONTINUE
      X(I)=Y/A(ID(I))
54  CONTINUE
      RETURN
      END

```

```

      AA=AA-A(K)* * 2
42  CONTINUE
43  IF (AA.GT.0.) GOTO 44
      WRITE(*,*) 'THE PROCESS WAS FAILED'
      STOP
44  A(ID(I))=SQRT(AA)
      IF (I.EQ.M) GOTO 50
      DO 45 J=I+1, M
      IF (I.LT.JS(J,1)) GOTO 45
      K=ID(J)-J+I
      AA=A(K)
      IF (JS(J,1).EQ.I) GOTO 48
      DO 46 IX=JS(J,1), I-1
      IF (IX.LT.JS(I,1)) GOTO 46
      KO=ID(J)-J+IX
      K1=ID(I)-I+IX
      AA=AA-A(KO)*A(K1)
46  CONTINUE
48  A(K)=AA/A(ID(I))
45  CONTINUE
50  CONTINUE
      X(1)=X(1)/A(ID(1))
      DO 51 I=2, M
      Y=X(I)
      IF (JS(I,1).GT.I) GOTO 53
      DO 52 IX=JS(I,1), I-1
      K=ID(I)-I+IX
      Y=Y-A(K)*X(IX)
52  CONTINUE
53  X(I)=Y/A(ID(I))
51  CONTINUE
      X(M)=X(M)/A(ID(M))
      DO 54 I=M-1, 1, -1
      Y=X(I)
      DO 55 IX=I+1, M
      IF (I.LT.JS(IX,1)) GOTO 55
      K=ID(IX)-IX+I
      Y=Y-A(K)*X(IX)
55  CONTINUE
      X(I)=Y/A(ID(I))
54  CONTINUE
      RETURN
      END

```

```

      AA=AA-A(K)* * 2
42  CONTINUE
43  IF (AA.GT.0.) GOTO 44
      WRITE(*,*) 'THE PROCESS WAS FAILED'
      STOP
44  A(ID(I))=SQRT(AA)
      IF (I.EQ.M) GOTO 50
      DO 45 J=I+1, M
      IF (I.LT.JS(J,1)) GOTO 45
      K=ID(J)-J+I
      AA=A(K)
      IF (JS(J,1).EQ.I) GOTO 48
      DO 46 IX=JS(J,1), I-1
      IF (IX.LT.JS(I,1)) GOTO 46
      KO=ID(J)-J+IX
      K1=ID(I)-I+IX
      AA=AA-A(KO)*A(K1)
46  CONTINUE
48  A(K)=AA/A(ID(I))
45  CONTINUE
50  CONTINUE
      X(1)=X(1)/A(ID(1))
      DO 51 I=2, M
      Y=X(I)
      IF (JS(I,1).GT.I) GOTO 53
      DO 52 IX=JS(I,1), I-1
      K=ID(I)-I+IX
      Y=Y-A(K)*X(IX)
52  CONTINUE
53  X(I)=Y/A(ID(I))
51  CONTINUE
      X(M)=X(M)/A(ID(M))
      DO 54 I=M-1, 1, -1
      Y=X(I)
      DO 55 IX=I+1, M
      IF (I.LT.JS(IX,1)) GOTO 55
      K=ID(IX)-IX+I
      Y=Y-A(K)*X(IX)
55  CONTINUE
      X(I)=Y/A(ID(I))
54  CONTINUE
      RETURN
      END

```

```

      AA=AA-A(K)* * 2
42  CONTINUE
43  IF (AA.GT.0.) GOTO 44
      WRITE(*,*) 'THE PROCESS WAS FAILED'
      STOP
44  A(ID(I))=SQRT(AA)
      IF (I.EQ.M) GOTO 50
      DO 45 J=I+1, M
      IF (I.LT.JS(J,1)) GOTO 45
      K=ID(J)-J+I
      AA=A(K)
      IF (JS(J,1).EQ.I) GOTO 48
      DO 46 IX=JS(J,1), I-1
      IF (IX.LT.JS(I,1)) GOTO 46
      KO=ID(J)-J+IX
      K1=ID(I)-I+IX
      AA=AA-A(KO)*A(K1)
46  CONTINUE
48  A(K)=AA/A(ID(I))
45  CONTINUE
50  CONTINUE
      X(1)=X(1)/A(ID(1))
      DO 51 I=2, M
      Y=X(I)
      IF (JS(I,1).GT.I) GOTO 53
      DO 52 IX=JS(I,1), I-1
      K=ID(I)-I+IX
      Y=Y-A(K)*X(IX)
52  CONTINUE
53  X(I)=Y/A(ID(I))
51  CONTINUE
      X(M)=X(M)/A(ID(M))
      DO 54 I=M-1, 1, -1
      Y=X(I)
      DO 55 IX=I+1, M
      IF (I.LT.JS(IX,1)) GOTO 55
      K=ID(IX)-IX+I
      Y=Y-A(K)*X(IX)
55  CONTINUE
      X(I)=Y/A(ID(I))
54  CONTINUE
      RETURN
      END

```

```

      AA=AA-A(K)* * 2
42  CONTINUE
43  IF (AA.GT.0.) GOTO 44
      WRITE(*,*) 'THE PROCESS WAS FAILED'
      STOP
44  A(ID(I))=SQRT(AA)
      IF (I.EQ.M) GOTO 50
      DO 45 J=I+1, M
      IF (I.LT.JS(J,1)) GOTO 45
      K=ID(J)-J+I
      AA=A(K)
      IF (JS(J,1).EQ.I) GOTO 48
      DO 46 IX=JS(J,1), I-1
      IF (IX.LT.JS(I,1)) GOTO 46
      KO=ID(J)-J+IX
      K1=ID(I)-I+IX
      AA=AA-A(KO)*A(K1)
46  CONTINUE
48  A(K)=AA/A(ID(I))
45  CONTINUE
50  CONTINUE
      X(1)=X(1)/A(ID(1))
      DO 51 I=2, M
      Y=X(I)
      IF (JS(I,1).GT.I) GOTO 53
      DO 52 IX=JS(I,1), I-1
      K=ID(I)-I+IX
      Y=Y-A(K)*X(IX)
52  CONTINUE
53  X(I)=Y/A(ID(I))
51  CONTINUE
      X(M)=X(M)/A(ID(M))
      DO 54 I=M-1, 1, -1
      Y=X(I)
      DO 55 IX=I+1, M
      IF (I.LT.JS(IX,1)) GOTO 55
      K=ID(IX)-IX+I
      Y=Y-A(K)*X(IX)
55  CONTINUE
      X(I)=Y/A(ID(I))
54  CONTINUE
      RETURN
      END

```