

第三部分 水泵机组安装与检修技术

2010.09

目 录

第一章 安装检修基本知识	1
第一节 安装前的准备工作	1
一、设备的检查验收与保管	1
二、安装场地布置	2
三、基础的检查验收	3
四、水泵机组安装专用工具	3
五、技术组织措施	6
第二节 吊装工作的基本要求及注意事项	7
第三节 部件在安装位置上的检测与调整	8
一、校正调整工作	8
二、基本测量方法	10
第四节 安装误差方向的确定原则	14
第五节 零部件组合装配工艺	15
一、钳工修配	15
二、连接组合	17
第六节 联轴节的安装工艺	20
一、联轴节的分类	20
二、安装联轴节时可能出现几种偏差	20
三、联轴节找正的基本方法	21
四、联轴节的强度计算	24
第七节 基础的施工与验收、地脚螺栓与垫铁	27
一、基础的施工与验收	27
二、地脚螺栓	30
三、垫铁（垫板）	36
第八节 灌浆	41

一、压浆法的施工特点	41
二、灌浆的技术要求	42
第九节 机器设备在安装前的清洁工作	43
一、清洗前的准备工作	43
二、清洗步骤	44
三、安装工程中常用的清洗剂	44
第二章 大型水泵机组的结构分析	47
第一节 概述	47
第二节 大型立式水泵的结构	49
一、固定部分	49
二、转动部分	50
三、主轴承及密封部件	52
四、调节器	56
第三节 大型同步电动机的结构	58
一、定子	59
二、转子	59
三、上机架	61
四、下机架	61
五、推力轴承	61
六、冷却器	63
七、制动器	64
第四节 卧式水泵机组的结构	64
一、轴封	65
二、减漏环	69
三、轴承座	70
四、联轴器	71
五、泵轴与轴套	71

六、泵壳与泵座	71
七、叶轮	72
第五节 灯泡贯流泵机组安装	72
第六节 潜水电泵安装	73
第三章 水泵机组的检修	75
第一节 概述	75
一、检修分类	75
二、检修周期	76
三、检修准备工作及检修质量的验收	77
第二节 检查与拆卸	77
一、机组的定期性检查	77
二、经常性检查	79
三、机组检修前的拆卸	79
第三节 易损件的修复工艺	80
一、水泵轴颈磨损后的修复	80
二、叶片汽蚀破坏后的修复	87
三、转轮外壳汽蚀破坏后的修复	89
四、环氧树脂粘补工艺	89
五、金属瓦的挂瓦工艺	91
第四节 常见故障原因及处理方法	91
一、轴承部分的故障	91
二、叶片角度调节不灵活的原因	94
三、机组摆度增大的原因	94
四、碳刷环过度磨损的原因及处理	95
第五节 设备诊断技术简介	95
第四章 大型机组轴承的问题及改善措施	98

第一节 传统轴承的结构及特点	98
一、传统轴承的结构	98
二、传统轴承的特点	100
第二节 大型立式机组的安装精度及要求	101
一、安装误差	101
二、安装精度要求	103
第三节 轴承的运转性能及常见故障	106
一、运转性能	106
二、直接故障及其原因分析	110
三、间接故障及其原因分析	111
第四节 存在的主要问题及分析	112
第五节 改善措施	114
一、大型立式机组轴承的使用情况	114
二、关键部件的改善措施	116
第五章 叶片调节机构的问题及改善措施	128
第一节 调节机构的分类及适用范围	128
第二节 调节器结构及容易出现的问题	129
一、油压式调节	129
二、机械式调节	130
第三节 改善措施	135

批注 [A1]:

批注 [A2R1]:

第一章 安装检修基本知识

第一节 安装前的准备工作

在进行水泵机组安装之前。必须在财力、物力、人力以及技术和组织措施上做好充分准备。安装质量的好坏、施工进度快慢都和安装前的准备工作有关。水泵机组安装前的准备工作主要有如下几方面的内容。

一、设备的检查验收与保管

设备的检查验收与保管是确保机组设备配套齐全，提高机组安装经济效益的首要环节，为了保证安装工作的顺利进行，必须十分重视设备到货的检查，验收及保管工作，严防缺件、损坏或丢失。

设备到货后的验收应组织专门人员进行，一般由技术干部、工人和保管人员共同负责。设备开箱后要根据装箱单、供货清单及有关的技术图纸资料逐项清点，查明设备的数量、质量及规格，如发现包装损坏或设备严重锈蚀、损坏等问题应做好记录，分析原因，划清责任界限，报请有关部门研究处理。设备验收后应按设备的用途、构造、重量、体积、包装及使用情况并根据安装现场的条件决定保管地点和保管方法。

i) 露天存放 水泵壳体和有关预埋件可露天存放，但必须在组合面上涂防锈油，平稳放置，垫好垫木，避免直接与地面接触，并要考虑到运输起吊方便。

ii) 棚库 用于存放不能被雨、雪直接侵蚀或阳光照射的庞大而又笨重的设备，例如电动机的上、下机架，转子、定子、水泵的转轮、叶轮外壳以及泵轴等。

iii) 仓库 用于存放不能受雨雪及潮气影响并须防止温度变化影响变形的较精密的重要设备，如推力头、推力轴承、导轴承、测温装置以及各种电工材料、电气设备和各种仪表等，一般应使库内温度维持在 $5\sim 40^{\circ}\text{C}$ 之间，相对湿度不应超过70%，并有可靠的防火措施。

设备保管期间，应特别注意防锈，对精密加工面、组合面必须涂防腐油脂，一般用工业凡士林，防腐油层应均匀，无气泡，与设备表面应粘结紧密，无漏涂及脆落现象，油层厚度应为 $1.5\sim 2\text{mm}$ ，重要部件还应包 $1\sim 2$ 层石棉纸或桐油纸。

搁放时垫木位置必须恰当，并防止滚动和碰撞损坏，对于普通橡胶件还须防止油的腐蚀。

二、安装场地布置

大型机组安装是泵站施工中的一部分，它和部分土建施工以及电气设备安装是同时进行的。因此，必须合理布置、利用工作场地，考虑平行或交叉作业，利用已有的房屋、道路及场地，压缩临时性建筑费用，节省开支。

i) 金属加工场地 根据装机总容量及单机容量的大小和结构型式，必须配备一定数量的金属切削机床，并有一定数量的钳、锻等技术工种相配合，构成临时金属切削加工设施，这种设施应布置在主厂房附近，以便节省转工期、方便加工，在有条件的安装现场应尽可能利用已有的加工车间。

ii) 轴瓦研刮场地 轴瓦研刮场地一般布置在泵站厂房内的修配间。但轴瓦研刮在安装准备工作就绪正式安装前即可进行，同时轴瓦研刮又受电动机转子、主轴、推力头等部件存放地点的限制，根据机组台数的多少、安装力量的具体组合情况及作业方式，有些轴瓦研刮场地可布置在棚库内，不管轴瓦研刮场地布置于什么地方，都必须考虑场地的清洁及光照度，以保证轴瓦研刮工作进行顺利。

iii) 水泵转轮预装场地 为确定机组的实际安装高程，检查到货设备的加工精度，重要部件（如转轮、叶轮外壳等）都必须经过预装测量，这种工作一般在泵房内的检修间进行，这样可利用泵房内的起重设备，使组装工作起吊方便。]

iv) 水泵轴搁置场地 水泵轴一般是机组中最长的部件，考虑到泵轴垂直起吊及起吊过程中主副钩配合动作，水泵轴一般横向搁置在泵房内主机层两台机组的间隔位置上。

v) 电动机转子搁置场地工作 电动机转子一般是机组中最重要的部件，其搁置分两种情况，一是放置在专用的转子支架上，另一种是放置在检修坑内。对于转子支架的放置位置，除了应考虑主机层横板的允许负重（尽量支承于大梁上）之外，还要考虑放在桥式起重机主钩的允许起吊范围内。另外，转子起吊时不应从其它设备上越过，因此，转子支架一般放在厂房内主机中间位置（有伸缩缝的地方）两台机组间隔中。

vi) 电动机定子存放场地 定子一般是机组中直径最大的部件，在平面上占有一定的面积，一般临时存放于泵房的检修间。

vii) 电动机上、下机架存放场地 一般存放于主机层两机组间隔处。

水泵其它有关部件根据安装程序进入厂房后即吊入机坑。此外，泵房内还应布置临时工具间，钳工操作台、临时钻床、砂轮机等，并考虑小型工具及专用工具的堆放场地。

三、基础的检查验收

在开始安装前应结束基础工程的一期混凝土浇筑，厂内桥式起重机安装完毕，尽可能结束墙壁粉刷，这样可防止灰浆、砂石污染机组。

混凝土基础工程不直接属于安装工作的范围，但基础的质量直接影响机组的安装质量与进度，因此，在安装前必须对基础进行检查验收。

基础验收就是根据施工图纸来检查其几何尺寸与机组轴线标高的相对位置是否符合要求，一期混凝土浇筑质量是否符合要求，主要验收项目是：

- i) 基础建筑物对于水泵层机组纵横中心线相对位置的准确性；
- ii) 基础建筑物对于进出水流道以及上下基础的垂直同轴度、相对位置的准确性；
- iii) 地脚螺丝孔对机组轴线的相对位置及间距和深度的准确性，螺丝孔的大小尺寸、垂直度；
- iv) 基础建筑物大小尺寸及高程的准确性；
- vi) 检查基础一期混凝土的浇筑质量，并根据施工图纸和具体施工情况，了解施工质量和日期。

在基础验收的同时应将机组纵横中心线画在地板或厂房侧墙上，各部基础的高程点测放在基础的周围；以便安装工作中推算和测量用。

四、水泵机组安装专用工具

为了适应水泵机组安装中结构复杂、机件庞大笨重、关键部件安装质量要求高等特点，加快安装进度，提高安装质量，除了使用市场上可以供应的通用工具（如塞尺、内径千分尺、外径千分尺、深度千分尺、千分表等）外，还要制作一些专用工具，以满足安装工作需要，这是安装准备工作的一个重要内容，现将安装立式轴流泵所需的主要安装专用工具介绍如下：

- 1、求心器 求心器是放在中心架上通过钢琴线悬吊重锤用来找正机组中心

的，其结构如图 1.1-1 所示。它是用不同厚度的钢板经加工而成，上下两块拖板装在燕尾槽内滑动，类似于车床的支架，可以前后左右移动，上面放有一小流筒，供固定和伸长、缩短钢琴线用。

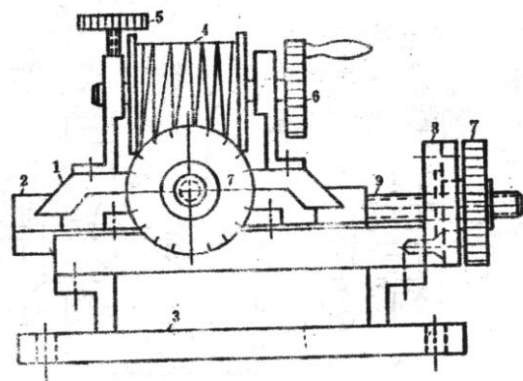


图 1.1-1 求心器结构图

- 1—上拖板；2—下拖板；3—底座；4—卷筒；5—刹车；6—摇手；7—调节转盘；
8—调节丝杆；9—固定盘

2、中心架 中心架是用来支承求心器的，其结构如图 1.1-2 所示，用角钢或槽钢焊制而成，其长度根据支点的跨距而定，厚度应根据跨度和所用的材料而定，以保持足够的刚度。

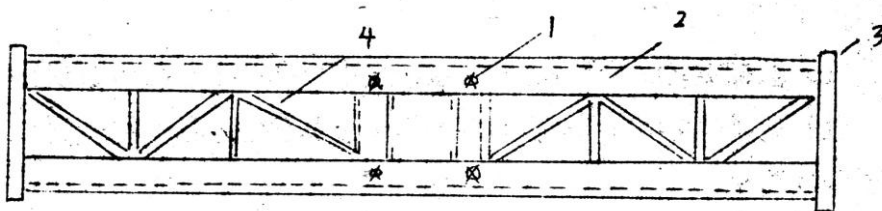


图 1.1-2 中心架结构图

- 1—压板孔（固定求心器用）；2—主架（用角钢或槽钢）；3—端板；4—撑筋。

3、内径千分尺专用测杆 用于定子铁芯相对半径或直径的测量，根据被测部件的直径大小选用相应的长度，测杆要求刚度好、重量轻、便于手持操作，一般用黄铜杆或松木杆，如图 1.1-3。

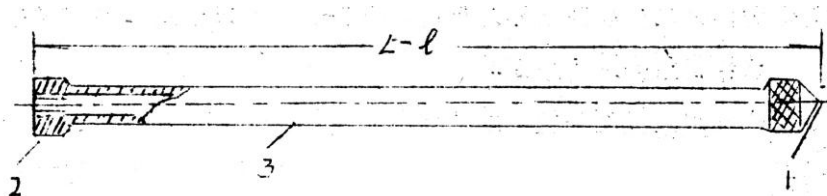


图 1.1-3 专用测杆

- 1—固定触头；2—千分尺活动接头；3—主杆

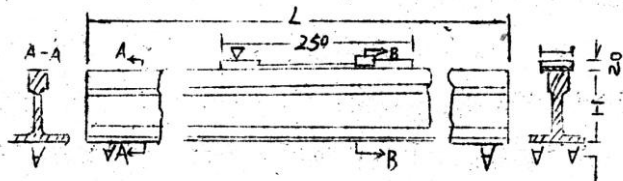


图 1.1-4

4、水平架 在测量较大部件两对应点的水平误差时，由于方形水平仪的长度不能满足要求，因而通常用特制的水平梁与方形水平仪配合使用。水平梁一般用 80~120N/m 的钢轨或工字钢制成，如图 1.1-4，要求平直光滑，有足够的刚性，其长度应根据被测部件两对应点的距离来决定，梁的一端有一个支点，另一端有两个支点，支点用螺母焊在梁下方，螺母内穿螺钉，拧动螺钉可调整水平梁一端的高低，在水平梁中部焊有一块加工得很平的长方形铁板，以便放置方形水平仪。

5、悬臂式水平梁 当测量机组轴线垂直时要把水平仪固定于转动轴上，根据连接方式须辅以悬臂式水平梁，如图 1.1-5 所示。按与转动轴的连接方式悬臂式水平梁有法兰式和哈夫式两种。悬臂式水平梁上可以安放水平仪架，水平仪架上安放水平仪。

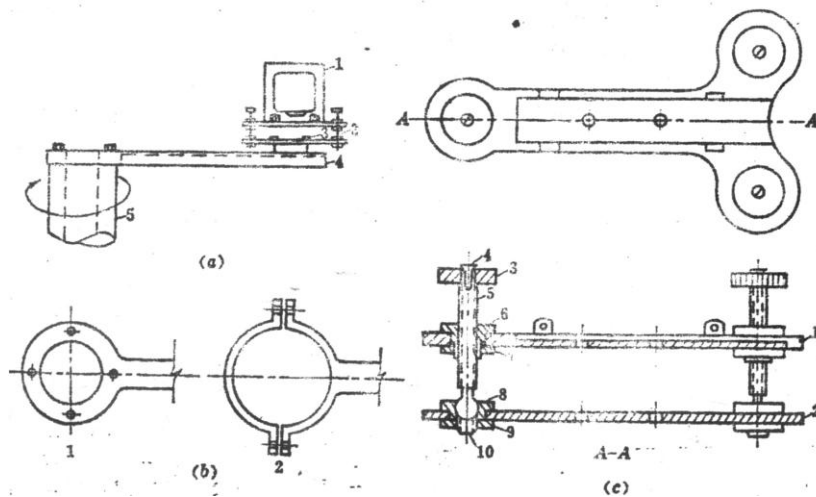


图 1.1-5 立式机组轴线垂直度测量装置图

(a) 机组轴线垂直度测量装置图 1—框式水平仪；2—水平仪架；3—固定螺栓；4—水平梁；5—电机轴

(b) 悬式水平梁与电机轴的联结型式图 1—法兰式；2—哈夫式

(c) 水平仪架大样图 1—上托板；2—下底板；3—旋钮；4—固定小螺栓；5—球轴；6

—上螺母；7—并帽；8—下螺母；9—下并帽；
10—定位螺栓

6、磁极测量专用工具 利用“ ”形测量架安装千分表，通过测量每只磁极后的千分表读数比较，计算出各磁极的凸出情况，如图 1.1-6 所示。

7、磁极测圆架 如图 1.1-7 所示，用角铁或钢板制作一旋转梁，中间装上导轴承，固定在电机轴上，旋转梁的下部装有推力轴承，测出每一磁极上的千分表读数便可求出磁极失圆情况。

8、专用深度尺 直接读数的专用深度尺如图 1.1-8 所示。

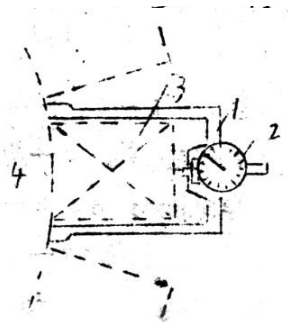


图 1.1-6 磁极测量专用工具
1—测量架；2—百分表；
3—磁极；4—磁轭

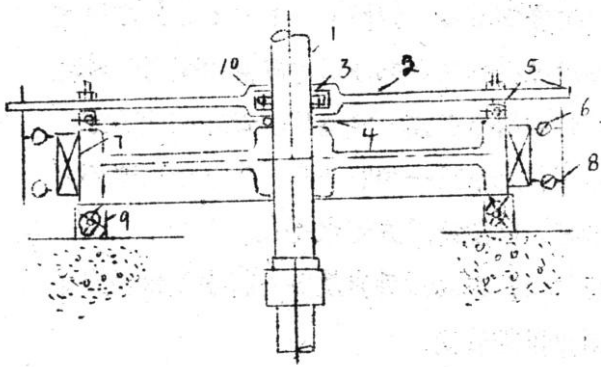


图 1.1-7 磁极测圆工具

尺

1—电机轴；2—旋转梁；2—导向轴承；
4、5—止推轴承；6—百分表；7—磁极。

五、技术组织措施

在安装全过程中，技术组织措施是安装工作顺利进行的重要保证。在安装工作开始之前考虑工程特点，根据具体情况成立施工组织机构，设专人负责某项工程，建立必要的管理机构，明确职责范围，统一指挥，分工合作，要认真编制安装施工计划，安装施工计划包括下列几方面的内容：

i) 拟定安装工艺过程；

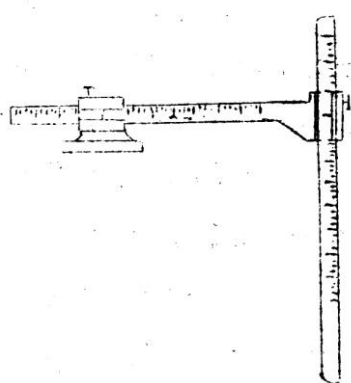


图 1.1-8 专用深度

ii) 编制安装工作日程计划;

iii) 考虑应准备的起重运输设备、工具、仪器、基本材料和辅助材料, 提出安装所需的技术工种和必要的劳动力;

在编制安装施工计划之前应掌握安装的内容、特点和安装条件, 熟悉有关图纸和文件、有关安装规范、了解安装现场的实际情况, 与有关部门密切联系, 编制计划前还应具备下列技术条件:

i) 机组安装图和部件配图;

ii) 电机、水泵运转维护说明书;

iii) 设备出厂证明和出厂检验记录;

iv) 泵站机电部分的设计图纸和设计说明书;

v) 设备发货明细表;

vi) 泵站土建方面有关的设计图纸和说明书。

合理组织工具、材料和技术力量是安装工作技术组织措施中的又一重要内容, 要根据安装人员的技术水平和业务能力结合机组的结构形式和容量, 针对不同的工艺过程对技术力量进行合理组合, 配备一定的辅助力量, 使技术力量都集中到主要安装工艺上去, 在安装工作中, 还要注意通过一定的技术组织措施不断创造有利的工作条件, 确保人身和设备安全。

第二节 吊装工作的基本要求及注意事项

随着单机容量的增加, 机组部件的尺寸和重量也相应增加, 加之安装工期紧迫, 技术复杂, 任务繁重, 因而给安装过程中的起重工作提出了更高的要求, 根据工程的具体情况制订先进可行的吊装措施和采用合理的吊装方法与其它安装工作密切配合互相协调对于加快工程进度, 保证安装质量和安全生产有着极其重要的意义。

在吊装工作中应注意如下事项:

(1) 工作前应认真细致地检查所使用的工具, 如钢丝绳、滑轮等是否符合使用要求, 凡不符合规定标准的不能使用, 如发现钢绳有“断股”、“发毛”则应立即更换;

(2) 钢丝绳与机件棱角相接触处应垫以钢板护角或木块, 捆绑重物的钢丝

绳与垂直方向的夹角一般不大于 45 度；

(3) 吊运重物必须找准重心，平起平落，重物的吊移应尽可能保持小的起吊高度，以便能受地面吊装人员的控制。

(4) 两台起重机吊装同一重物时，其重量（包括吊具）不能超过两台起重机公称重量之和，悬挂点应分配合理，不能超过每台的公称起重量。

(5) 起吊重物时应先起吊少许，使之产生荷重，检查绳结，同时用木棍或铁棍敲打钢丝绳，使其靠紧。

(6) 吊绳应系在起重物件的牢固部位，数根吊绳的合成着力点应通过吊物的重心，各吊绳应均衡拉紧。

(7) 吊运重物所用的机具应经过验算或试验，合格后才能使用。

(8) 起重工作应由专人统一指挥，信号清晰简明。

第三节 部件在安装位置上的检测与调整

在水泵机组安装过程中，要进行大量的测量、校正和调整工作，校正调整工作进行得好坏，采用的测量方法是否合理，仪器的精度高低都直接影响整个机组的安装质量，因此，必须对这些工作有足够的重视，以免在安装过程中出现返工，拖延机组工期。

一、校正调整工作

校正调整工作就是检查调整零件或部件的几何尺寸、相对位置以及整个机组相对于基础的位置，使之符合设计图纸的要求，校正调整工作主要有以下内容：

- i) 对于校正调整的机件必须确定校正调整项目；
- ii) 合理规定安装的质量标准；
- iii) 对于每一机件的校正调整项目，必须确定正确的基准；

1、机件的校正调整项目 机件的校正调整项目必须按照机组结构和技术要求来决定，在现场进行校正调整时，常根据零件或部件的平面、旋转面、轴、中心以及其它几何元素来检查它们的位置，特别是部件之间相对位置的正确性，安装工作中常遇到的各种部件的校正调整项目可归纳为如下六项：

- i) 平面的平直度，水平或垂直度；
- ii) 圆柱面本身的圆度，中心位置以及相互之间的同轴度；

- iii) 轴的光滑、水平、垂直及中心位置;
- iv) 部件在水平面上的方位;
- v) 部件的高程;
- vi) 面与面之间的间隙;

2、合理的安装质量标准 确定机组安装的允许误差应考虑到机组运行的可靠性和安装工作简单两个方面,如果允许误差过小则校正调整工作复杂,延长了校正调整时间;如果允许安装偏差过大,则降低了机组运转的可靠性,直接影响机组效果的发挥。

为了保证安装质量,使安装工作有章可循,水电部组织制订了《泵站机组安装规范》,在今后的实际工作中应严格按照制造厂和规范的要求进行校正调整工作。

3、安装基准 安装基准是在安装过程是用来确定有关零部件位置的一些特定的几何元素,安装基准有两种:一种是在安装件上的基准,它代表安装件的安装位置,安装件上其它部分都以它为准。另一种是用来校正安装件的定位的基准,用来确定整个安装件相对于机组其它部分的位置,但基准本身不在安装件上,工程上常称前一种为工艺基准,后一种为校核基准。

在安装工作中常把可用来确定其它有关机件位置的称为安装基准件。安装基准件上应有一个以上的校核基准,其安装精度对于其它零部件的安装精度有决定性影响,这是因为机件的实际总偏差是由基准件的安装偏差和机件本身的安装偏差积累起来的。安装基准件选择的依据是:

- i) 安装基准件应提前安装;
- ii) 基准件与其它零部件的相对位置有重要联系,其基准面必须是加工面;
- iii) 安装基准件的偏差应限制在尽量小的范围内。

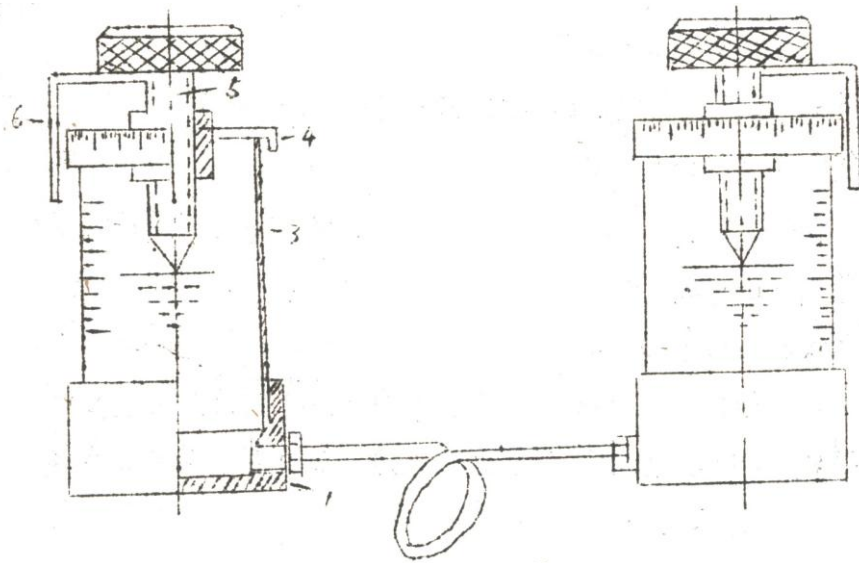


图 1.3-1 连管管水平器

泵站厂房中由土建施工给定的机组基础中心线基准点和高程基准点是机组安装的原始基准。基础中心 x 、 y 轴线的方位决定着整个机组各零部件的位置，基础中心以 x 、 y 轴线的形式给出，高程基准点则埋设在厂房混凝土墙上的钢件上。

就立式轴流泵机组而言，底座（前导叶体）是一个安装基准件，其高程、中心和水平以及 x 、 y 轴线的方位对整个机组其它各零件的位置有决定性的影响。

二、基本测量方法

1、平面的平直度测量 把标准平面（平尺）置于被测量平面上，其接触情况即为该平面的平直度，平面平直度的测量方法有：

涂色法：在被测量的平面上涂一层很薄的显示剂（如红丹、石墨粉），将标准平面（平板）与此平面相接触，并使二者往复相对移动数次，这时被测量平面上的高点可显示出来，根据接触点的多少可知平面的平直度。

塞尺法：使用平尺和塞尺，把平尺置于被测量的平面上，然后用塞尺检查平面与平尺之间的间隙。

2、平面的水平测量 对于水平测量，可采用橡胶管水平器、方形水平仪、

水准仪和水准尺进行，橡胶管水平器是应用连通管端水面为平面的原理，用两根长度为约 200mm、直径 10~20mm 的玻璃管与一根套在玻璃管外面的橡胶管组成，如图 1.3-1 所示，其长度按两相应测点间的距离决定，一般取长度等于两测点间距的 1.5 倍，使用时先在连通管内灌水，使水面升到两玻璃管的 1/2 处，然后分别移动玻璃管数次，排除管内空气，测量时先使两端水面位于玻璃管中部，再把玻璃管的相同刻度分别靠在要测平面的两点上，若管内水平面的的读数相等，则说明两点在同一水平面上。否则两玻璃管水面读数之差即为两点的高程差，也就是水平误差。

这种测量误差较大，在安装中仅用于精度要求不高的场合。

当测量尺寸较大部件两对应点的水平误差时，由于方形水平仪的长度不能满足要求，因而通常采用特制的支架式水平梁与方形水平仪配合使用，考虑到仪器本身的误差，方形水平仪在使用前应进行校验，可把方形水平仪放在同一位置上调头测定两次，仪器本身的误差格数应等于两次偏差格数之和的一半，然后调整测量仪器。在进行测量时，为消除仪器本身的误差，在同一测量集团上要调头测定两次，部件的水平误差调整量应为：

$$\delta = CD \frac{A_1 + A_2}{2}$$

式中： δ ——水平误差（mm）；

A_1 ——第一次测定时方形水平仪内气泡移动格数；

A_2 ——第二次调头测定时方形水

平仪内气泡移动格数；与第一次移动方向相同取正值，反之取负值。

C ——方形水平仪的精度（常用水平仪精度为 1 格 0.02~0.04mm/m）；

D ——两测点之间的距离或部件的直径（长度）。

根据 δ 值的大小可以调整安装部件的水平。

3、高程的测定 在工程上一般用水准仪和标尺按照高程基准点 D 来测量部件的高程（标高）。测定方法如图 1.3-2 所示。首先调整水准仪水平，然后把标尺立于水准基准点，

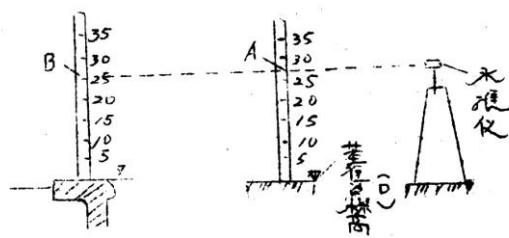


图 1.3-2 标高测定

扭转镜头对准标尺，在标尺上读得读数 A ；再在被测部件上找一点将标尺立在上面，以同样的水平镜头在标尺上读得读数 B ，根据 A 与 B 便可得到测点的高程。

$$\nabla_1 = A + D - B$$

若被测部件的设计标高为 ∇_2 ，则实际安装偏差为

$$\pm \delta = \nabla_2 - \nabla_1$$

4、孔与孔的同轴度和中心位置的测量方法

在水泵机组安装过程中，通常不进行大尺寸绝对值的精确测定。在测定环形部件的同轴度，圆度和中心位置时，一般是在环形部件内部沿着同一圆周取若干等分点（一般为 4 至 8 个），以这些分点为测点，测量各测点至基准中心线各半径之间的差值，具体作法如图 1.3-3 所示。通过被测量的固定部件的中心位置悬挂一条钢琴线，下端系一重锤，重锤浸入油桶中以保持稳定，钢琴线的上端接在可移动的求心器上，将求心器架设在支架上，

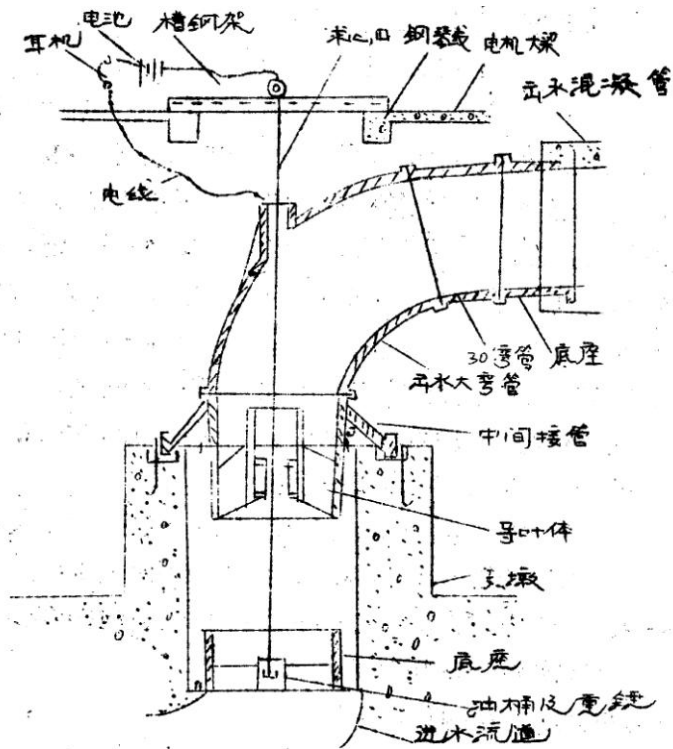


图 1.3-3(a) 用电气回路法测量水泵轴窝垂直同心

将求心器前后左右作微量移动可调节钢琴线在平面上的位置，用干电池、耳机、电线和钢琴线串联成一个简单的电气回路，利用内径千分尺接通被测量部件与钢琴线之间的电气回路，当内径千分尺的尖端与钢琴线接触时回路接通，耳机发出响声，此时内径千分尺的读数即为部件圆周上测点与铅垂线的距离，沿周围测量四至八个方位，作好记录，分析该部件中心点对铅垂线的偏离、倾斜以及圆度，以便进行相应调整，上述测量孔与孔的同轴度中心和圆度的方法在水泵机组安装与检修工作中经常用到，习惯上称为电气回路法（电声法）。

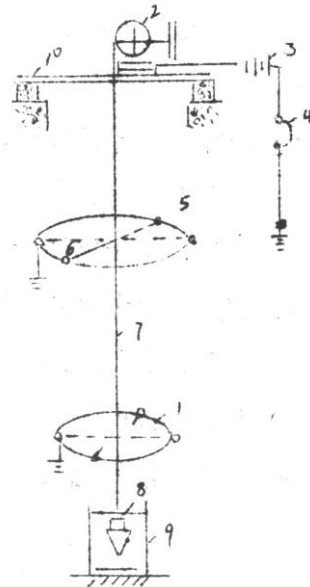


图 1.3-3 (b) 机组垂直同心测量示意图
1—基准部件；2—求心器；3—干电池；4—耳机；5—被测量部件；6—内径千分尺；7—钢琴线；8—重锤；9—油桶；10—求心器支架

机组的安装离不开测量和调整，以上仅介绍了安装工作中一些基本的测量方法，另外一些专门的测量方法将结合机组安装实际加以介绍。

第四节 安装误差方向的确定原则

水泵机组安装与其他机械设备安装工作一样，应严格按照安装规范和有关技术文件的规定执行，但是，在安装规范和技术要求中往往只规定了误差的数值大小，而没有规定误差的方向。

应当指出，误差方向对安装质量有一定影响，但是这种影响并非在机组试运行很快表现出来，而是经过一段时间的运行才会显著地暴露出来，因此，在安装工作中，在满足安装规范和技术要求的前提下，应当考虑到机组在动态及热态运转下所需要的一定数量的精度储备，将误差方向加以控制，使误差能起到抵消一部分机组动态和热态运行时的不良影响。

考虑误差方向的原则是：

- 1、有利于抵消机组设备附属件安装后重量的影响
- 2、有利于抵消机组运行时产生的作用力的影响，机组在运行时会产生各种各样的力。如冲击力、惯性力、扭转力及各种力，这些力和力矩有的可由机组自身的结构平衡掉，有的则不能平衡而传到机组各部分或基础上，如果安装误差有意识地选择一定的方向，使安装误差能抵消一定的作用力，则能增加机组的使用寿命。
- 3、有利于抵消机组温度分布不均匀引起的各部分热变形的影响；
- 4、用利于抵消机件磨损的影响。
- 5、有利于抵消摩擦面油膜的影响，摩擦分为有益摩擦及有害摩擦两种，运行中的摩擦是有害的摩擦，它使机组运行时造成动力浪费，效率降低，零件磨损，降低零件的强度、精度和工作可靠性，但摩擦也可用来作功，如皮带传动、制动器等。在这些部件里，摩擦不足影响机组运行，摩擦面之间的油膜将使摩擦力下降。因此，在安装用摩擦力作功的零部件时，要使存在的误差抵消油膜的影响，保证足够的摩擦力。

确定安装误差方向是一项复杂的、技术性较强的工作，它涉及到一系列力学、热力学知识，而且往往是相互影响、相互渗透的。对一种误差的方向往往要考虑

多种因素，从中抓主要因素，以此来确定安装误差的方向。

第五节 零部件组合装配工艺

尽管水泵机组的尺寸、型式各不相同，但其基本安装工艺基本相同，在安装工地上，水泵机组的组合装配主要是钳工修配与连接。

一、钳工修配

钳工修配有手工凿削和锉销、钻铰孔配制销钉以及配合表面的刮削和研磨几方面的内容。

1、手工凿削和锉削能使零部件表面间的连接或机件之间的相对位置正确，一般适用于精度要求较低及加工量较大的场合。

2、钻铰孔配制销钉是用于固定已调整好的配合或连接机件的相对位置，销钉除用于定位，保证机件之间的相对位置正确之外，还可以使紧固用的连接螺栓只承受拉力，切向力由销钉承受，这样可提高连接的可靠性。应当注意，只有确认机件之间的相对位置正确不再作任何变动时才能采用这种方法。

3、配合表面的刮削和研磨 用于改善配合表面的接触情况，使配合表面接触均匀、紧密，提高零件表面光洁度、形位及配合精度。刮削主要是手工操作，可达到相当高的精度和洁度，但手工刮削劳动强度大，因而其加工量尽量小，一般应在 0.05~0.1mm 的范围内，研磨可达到最高的加工精度，通常采用化学研磨，化学研磨是由于涂在加工表面的研磨膏中有酸的作用，使金属表面产生很软的氧化金属薄层，然后借助于磨具作用除去氧化薄膜的加工方法。另一种是机械研磨方法，利用悬浮在液体中的研磨料对磨具和工件加工表面进行研磨。磨料的晶粒有很高的硬度，通过晶粒锐边的切削作用达到研磨的目的。

轴瓦研刮是钳工修配的内容之一，现将机组长轴瓦研刮的方法简述如下：

(1) 推力轴瓦的研刮 研刮推力轴瓦的目的是使推力轴瓦与镜板成为点接触，且接触点分布均匀，瓦面受力均匀，研刮后由于刀花充油，瓦面产生油膜改善了润滑条件。另外，由面接触变为点接触可以减小摩擦从而减小推力轴承的发热量，研刮推力轴瓦时，一般是将推力头镜板折下，安放于稳定的木台上，镜面朝上，由于镜板面朝上安放，因而应特别注意镜面的清洁，并且防止镜板变形，要求刮瓦场地保持清洁，温度不应低于 5℃。首先用汽油将轴瓦上面的油污、浮锈清洗干净，再用酒精和甲苯洗，洗净擦干，用三角刮刀将瓦面上的毛刺刮去，再检查镜板有无伤痕，如有，则应将镜板抛光，然后将整修过的推力瓦倒放在镜板面上，镜板下应垫好海绵，用人力来回研磨十余次，再将推力瓦放在工作台上，检查推力瓦与镜板的接触情况，粗刮时使用平头刮刀，先刮高点，如此经过多次

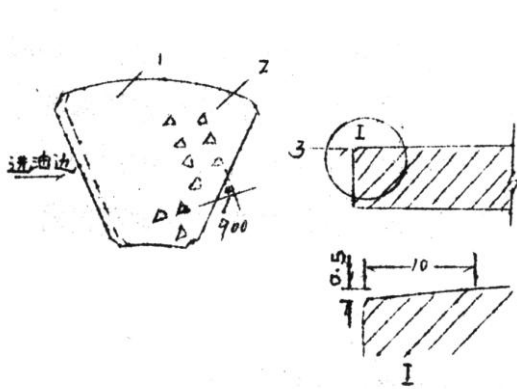


图 1.5-1 轴瓦刀花进油边示意图 (单位: 毫米)
1—推力轴瓦; 2—刀花; 3—进油边

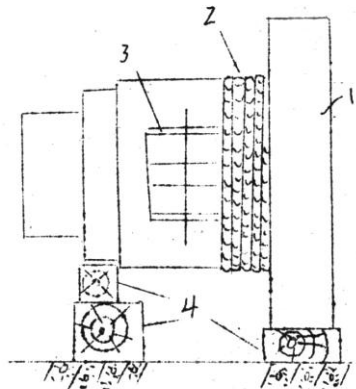


图 1.5-2 导轴瓦磨示意图
1—推力头; 2—绳箍;
3—巴越石 4—砂轮

研刮，瓦面上会出现平整而光滑的接触状态，接着可采用弹簧刮刀进行精刮。精刮时要根据接触面的情况挨次刮削，最大最亮的接触点应全部刮掉，中等接触点要刮去，小接触点暂时不刮，这样可使大点分成许多小点，中等点分成两个小点，小点变成较大点，无点处出现小点，即点数增多，直至符合规定要求为止，当接触点达到要求后可对照图纸修刮进油边，非进油边刮出倒角，如图 1.5-1。

在机组盘车完毕后，应再次抽出推力瓦检查接触情况，进行修刮，并以抗重栓为中心将瓦中心刮低两遍，第一遍刮瓦宽的二分之一，第二遍刮瓦的三分之一，其目的是防止瓦心因散热不良引起热膨胀，产生过度磨损，对于薄推力瓦，中心可以不刮低，但在刮瓦前必须首先研磨薄瓦和托瓦之间的接触面，其接触面积要大于 70%。

(2) 导轴瓦的研刮 研刮上导轴瓦在推力头轴颈上进行, 为了使研磨区固定于一定的范围内, 应先将推力头下端根部用麻绳绕三圈左右, 如图 1.5-2 所示, 作为研磨时的导向装置, 下导轴瓦的研刮是在转子轴的滑转子上进行的, 滑转子热套在轴上, 因此电机转子必须卧放才能进行研磨工作, 研磨之前要先用苯或酒精清洗轴颈, 同时也擦净轴瓦, 把瓦扣在轴颈上往复研磨 6~12 次, 取下导轴瓦检查接触情况, 接着与刮推力瓦相同的方法, 用三角刮刀进行刮削, 如此反复, 直至符合精度要求再刮进油槽, 对于分块式导轴瓦要求每平方厘米有两个接触点, 每块瓦的局部不接触面积每处不大于轴瓦面积的 2%, 总和不超过该轴瓦总面积的 8%, 对于圆筒式导轴瓦, 每平方厘米应有 1~2 个接触点, 每块瓦的局部不接触面积不大于轴瓦面积的 5%, 总和不超过每块瓦面积的 15%, 目前大多数安装单位倾向于对筒式轴瓦不研刮。

二、连接组合

在水泵机组的安装施工中, 静配合与螺栓连接在零部件的装配中经常遇到。

1、静配合连接 实现静配合连接有两种方法, 当零件不很大时将轴件在冷态下用千斤顶或油压机压入, 也可用其它工具(如大锤)等敲打入孔中, 当零件的尺寸很大且需要的压力也很大时, 上述冷压进行不通, 在这种情况下多采用热套法, 热套法是将配合的孔加热, 使孔径膨胀, 然后将轴装入, 待孔冷却后, 在相连接的机件之间形成相当紧的连接。它与冷压法相比较具有如下优点: i)不需要施加很大的压力套入; ii)在装配时不会磨平接触表面上的凸出点从而显著提高了连接强度, 热套法在水泵机组安装中主要用于电动机转子轮毂与轴、推力头与轴的联接中。

静配合的热套加热法目前多用铁损加热或电炉加热, 其中铁损加热具有受热均匀、温度容易控制、操作方便, 能满足防火要求等优点。

目前也有采用液态氮将轴冷却(达-200℃), 使轴颈缩小, 然后装配, 待轴上升到正常温度时, 在机件间便形成了强度较大的联接, 这种方法适用于较小零件的联接。

2、螺栓连接 螺栓连接在水泵机组中应用相当广泛, 螺栓在部件连接组合中的作用是导引、定位和连接。为了确保连接的可靠性, 螺栓的紧固力矩符合要求, 紧力过小不能保证连接的严密和牢固, 紧力过大又可能引起螺栓本身的塑

性变形，使螺栓损坏，一般要求螺栓的紧力不能超过螺栓材料的弹性极限，并有一定的安全余量。

在大型机组中，水泵主轴、转轮、电动机轴等部分连接螺栓的紧固力制造厂家都已经提出了要求，对于精制螺栓均采用螺栓的伸长值相等作为测定其受力是否均匀的标准，厂方对伸长值都给出了具体规定，一般为0.05~0.1mm，若制造厂无具体规定，则可按拉伸应力为12~14KN/cm²计算螺栓伸长：

$$\Delta L = \frac{\delta L}{E}$$

式中： ΔL ——计算的螺杆伸长值；

L——螺栓的长度（从螺母高度的一半算起）；

δ ——螺栓所受的拉应力；

E——材料的弹性模量；

在紧固连接螺栓时，若实测的螺栓伸长值等于计算伸长值后即认为螺栓紧固力合格。

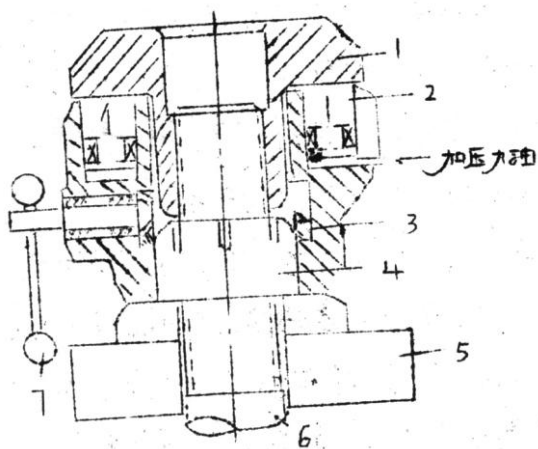


图 1.5-3 液压螺栓拉伸器
1—拉伸套；2—活塞；3—螺母驱动齿轮；
4—螺母；5—法兰；6—螺栓；7—手把；

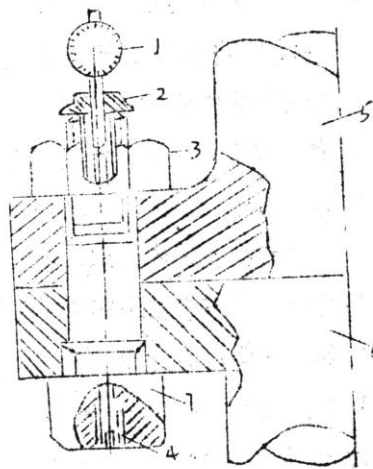


图 1.5-4 螺栓伸长度测定
1—千分表；2—千分表架；3—螺母；
4—测量杆；5、6—法兰

测量螺栓的伸长值通常是用千分表和伸长工具进行，如图 1.5-4 所示。一般的主轴连接螺栓都是中空的，孔的两端带有一段螺纹，在拧紧螺母之前先在孔内装上测杆，用专用千分表架和千分表测量杆端在螺栓端面以下的深度，按编号做好记录，在螺母逐步拧紧的过程中，螺杆被拉伸而测杆并未伸长，再次用千分表测量杆端的深度，把前后两次测量的记录值相减即得螺栓的伸长值，如此边拧紧

边测量，直至伸长值达到规定值，在测量中接触面要保持清洁，每次测量时千分表架的位置要一致，以免影响测量的准确性，有时螺栓伸长值也可用深度千分尺测量。

在拧紧螺栓的过程中要特别注意同一接合面上各螺栓的紧力一致，要依次对称均匀拧紧连接螺栓，以免机件歪斜和螺栓承受荷载不均匀，拧紧螺栓通常是用专用开口或套筒扳手由大锤打紧，为了减轻劳动强度，提高劳动生产率，在工程上可采用风动或电动扳手来拧紧尺寸不大的螺栓，大型连接螺栓可用液压拉伸器拉伸螺栓，达到紧固目的，如图 1.5-3 所示，对非销钉螺栓，可以把螺栓加热伸长，然后很快地把螺母拧到一定的位置，当螺栓冷缩后便产生了预紧力。

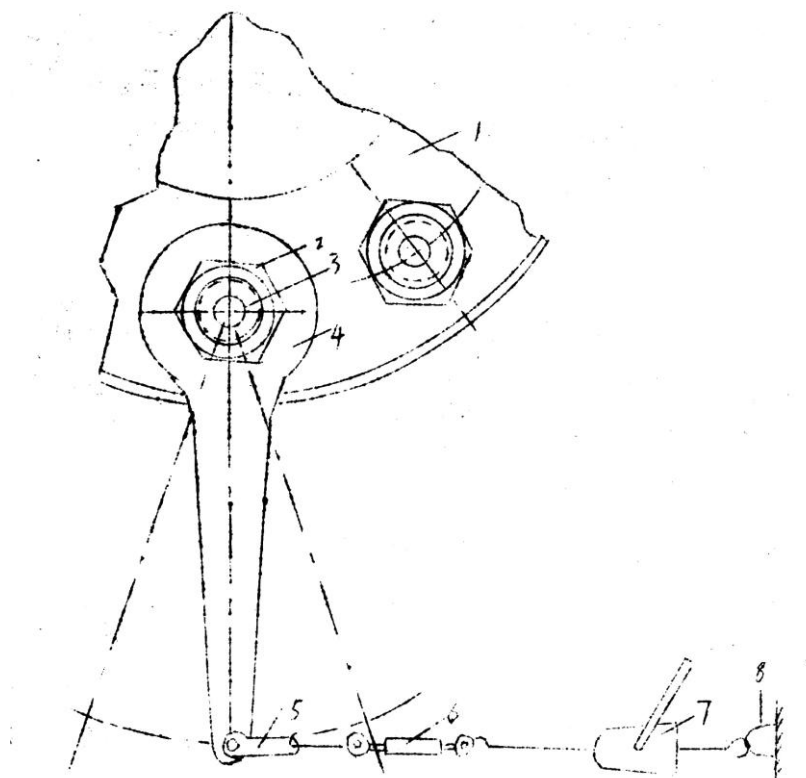


图 1.5-5 用手扳葫芦拉紧螺栓示意图

1——电机法兰；2——螺母；3——螺栓；4——专用扳手；5——卸克；
6——钢筋测力杆；7——手扳葫芦；8——固定吊环

螺栓加热时，有中心孔的用专用电阻加热器加热，加热前先测量每个螺栓的长度，加热 15 分钟后拧紧螺栓 40° ，待冷却后测螺栓的伸长，反复进行二、三次加热调整，直至伸长达到要求为止。对无中心孔的螺栓可用电炉加热到所要求的

温度后再进行连接。

对于中心无孔的直径较小的螺栓可不进行伸长值测定，而用手锤轻轻敲击凭音响判断各螺栓的松紧或受力的均匀程度。

在泵站机组安装现场，除了采用上述方法紧固连接螺栓外，还可因地制宜地利用千斤顶、手动葫芦或桥式起重机配滑轮来紧固大型螺栓。如图（1.5-5）为用手动葫芦紧固螺栓的示意图，关于这方面的内容，要在安装实际中才能学到，此处不再赘述。

第六节 联轴节的安装工艺

联轴节主要用于两轴间相互联接。也可以用于轴与其它零件或两个其它零件相互联接，以便传递原动机的扭转力矩，在安装工地上，也常把联轴节称为靠背轮和对轮。

一、联轴节的分类

联轴节的分类有两大类：固定式联轴节和可移式联轴节

1、固定式联轴节

固定式联轴节有夹壳式联轴节和凸缘式联轴节。安装固定式联轴节时，必须严格地对主动轴和从动轴轴心线找正对中，使两轴心线保持严格同轴度，否则将使轴、轴承及轴上其他零件承受额外应力，影响正常工作，甚至造成破坏性事故。

2、可移式联轴节

可移式联轴节分为从槽式、齿形式、弹性塞销式、弹性牙接式、十字沟槽式和十字铰链式等数种。这类联轴节允许两轴旋转轴心线有一定偏移量，因而机器安装时调整比较方便。

二、安装联轴节时可能出现几种偏差

在安装工程中，总是要求主动轴与从动轴（例如电动机转子和水泵转）保持严格的同轴度，这一要求又是通过联轴节找正来实现的，联轴节的两半必须相互平行而且又同轴。

在联轴节找正过程中。由于安装误差的影响，使联轴节可能出现下列四种情况（见图 1.6-1）。

1、两半联轴节安装准确，严格同轴，没有安装误差，即 $s_1=s_3, a_1=a_3$ ，如图 1.6-1 a 所示，此处 s_1 、 s_3 、 a_1 、 a_3 分别表示在联轴节上方 0° 和下方 180° 两点的轴向间隙和径向间隙。

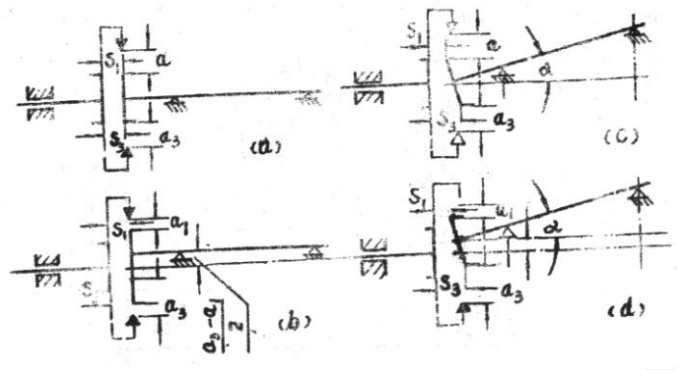


图 1.6-1 联轴节找正时四种情况

2、两半联轴节平行，但不同轴，两轴心

线之间有一平行的径向位移，即 $s_1=s_3, a_1 \neq a_3$ ，两轴偏心位移为 $\frac{a_1 - a_3}{2}$ ，如图 1.6-1 b 所示。

3、两半联轴节虽然同心，但轴心线不平行，而是有一倾斜角 α ，即： $s_1 \neq s_3, a_1 = a_3$ ，如图 1.6-1 c 所示。

4、两半联轴节既不同心也不平行，这种情况下，两轴心线之间既倾斜相交又有径向偏移，即 $s_1 \neq s_3, a_1 \neq a_3$ ，如图 1.6-1 d。

上述四种情况中，除第一种外，其余三种情况都不正确，均需进行调整找正。

三、联轴节找正的基本方法

联轴节找正的基本方法是：测量联轴节之间的轴向间隙和径向间隙。

具体方法有下列几种：

1、用塞尺和直角尺测量联轴节的同轴度的误差，利用平面规及楔形间隙规测量联轴节平行度误差，测量方法见图 1.6-2。

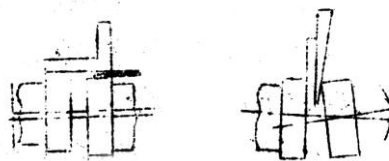
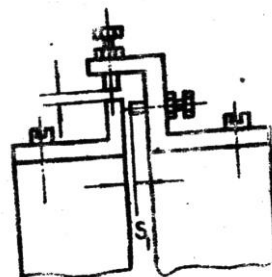


图 1.6-2

这种找正方法简单方便，但找正精度不高，大多用于安装误差大，要求精度不高的情况下



2、利用中心卡及塞尺测量联轴节同轴度和平行度误差，测量时用中心卡及塞尺同时测量联轴节径向间隙 a 和轴向间隙 s ，这种方法操作简单方便，精度高，因而应用广泛，见图 1.6-3 所示。

3、利用中心卡及千分表测量联轴节同轴度和平行度误差，这种测量方法基本和上述方法相同，只不过将中心卡上的测点螺钉用千分表代替，直接用两个千分表测量轴向间隙与径向间隙，因此，提高了测量精度。

图 1.6-3

利用上述方法测量找正时，需同时转动联轴节，分别测出联轴节上某一点 0° 、 90° 、 180° 、 270° 时的轴向间隙与径向间隙，画出记录图，并将测得的联轴节圆周方向的轴向间隙 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 和径向间隙 a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 分别记录在圆内和圆外的对应点处，见图 1.6-4 所示。

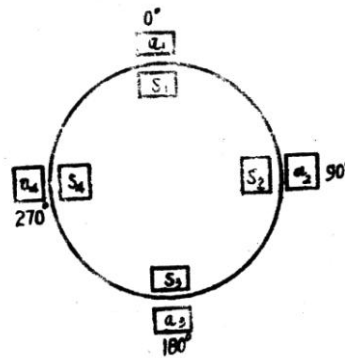


图 1.6-4 轴向间隙和径向间隙记录图

重复转动联轴节。再次记录，两次记录如不相等，则说明联轴节有轴向位移，应予消除，确保下式成立：

$$a_1 + a_3 = a_2 + a_4$$

$$s_1 + s_3 = s_2 + s_4$$

最后，应计算联轴节上二个对称点上所对应的数值差值，即 a_1 、 a_3 与 a_2 、 a_4 ， s_1 与 s_3 ， s_2 与 s_4 之间的读数差，即可判断联轴节在水平方向和垂直方向上的偏差。

如果发现安装偏差，就应进行调整，先调整轴向间隙，使两半联轴节的轴心线平行，然后再调整径向间隙，达到同轴度要求。

现将找正调整方法介绍如下：

如图 1.6-5 所示，从动轴与主动轴用联轴节找正，经过测量知道： $s_1 \neq s_3, a_1 \neq a_3$ ，这说明两半联轴节不平行也不同轴。

因此，需按下列步骤进行调整：

如图 1.6-5 (a) 所示：欲使两半联轴节平行，应在主动轴的轴承 2 下面加一个厚度为 X 的垫片，根据相似三角形定理可求出垫片厚度 X 为：

$$\frac{X}{L} = \frac{b}{D}$$

$$X = \frac{b}{D} \cdot L$$

式中：

D ——联轴节直径；

b ——在 0° 与 180° 两个位置上测得的轴向间隙之差，即 $b=s_1-s_3$

L ——主动轴两轴承间距离。

由于轴承 2 抬高了 X ，即相当于主动轴绕着轴承 1 为支点旋转了一个角度，因此，主动轴上的半联轴节下降了一个距离 y ，如

图 1.6-5(b)， y 值可根据图上画有阴影线的两个相似三角形比例关系求出：

$$\frac{y}{\lambda} = \frac{X}{L}$$

$$y = \frac{X}{L} \cdot \lambda = \frac{b}{D} \cdot L \cdot \frac{\lambda}{L} = \frac{b}{D} \cdot \lambda$$

式中： λ ——轴承 1 到半联轴节测量平面之间的距离。

这样，分别求出了主动轴承 2 应抬高的高度和由此导致轴承 1 下降的高度。

(2) 将两半联轴节调整线找正同轴度

表 1.6-1 各种联轴节的角位移与径向位移的允差：毫米

联轴节名称	联轴节直径	角位移，毫米/米	径向位移，毫米
弹性牙接联轴节	130~200	1.0	0.1
	>200~400	1.0	0.2
	>400~700	1.0	0.3
弹性塞销联轴节	100~300	0.2	0.5
	>300~500	0.2	1

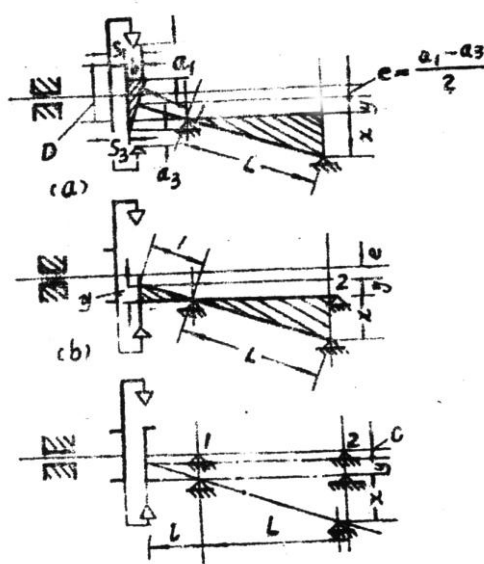


图 1.6-5 联轴节的调节方法

十字沟槽联轴节	100~300	0.8	0.1
	>300~600	1.2	0.2
齿形联轴节	100~300	0.5	0.3
	>300~500	1.0	0.8

由于两半联轴节原有径向位移，而且第一步找正时又增加了径向位移量 y ，因此，应在主动轴轴承 1 和 2 处抬高 $y+e$ 。

轴承 2 下面需加厚度为 $x+y+e$ 的垫片，轴承 1 需加厚度为 $y+e$ 的垫片，才能确保两轴同轴，如图 1.6-5(c)所示。

全部径向间隙和轴向间隙找正完毕后，应该满足下列要求：

$$a_1 = a_2 = a_3 = a_4$$

$$s_1 = s_2 = s_3 = s_4$$

联轴节的径向位移和角位移的允许偏差与联轴节的种类和联轴直径有关，见上表。

四、联轴节的强度计算

联轴节强度计算的目的是校核连接螺栓的强度及联轴节与轴的配合强度。

1、连接螺栓强度计算

(1) 非铰制孔用螺栓

采用非铰制孔用螺栓时，扭矩 M 靠接合面上的摩擦力矩来传递，要达到这个摩擦力矩，每个螺栓受力 p 需按下式计算：

$$p = \frac{4M_k}{(D+d_2)fz} = \frac{3896NK}{(D+d_2)fz \cdot n} \quad (\text{KN}) \quad (1)$$

式中：

N ——传递功率 (KW)；

K ——工作情况系数。可查表；

D ——联轴节外径，cm；

d_2 ——联轴节定位台肩外径，cm；

f ——滑动摩擦系数；

n ——联轴器转数 (rpm)；

z ——螺栓个数。

考虑到必要的预紧力，螺栓实际反力要增大 25~35%，此时螺栓所受到的应

力:

$$\sigma_p = \frac{1.3p}{F_1} = \frac{5.2p}{\pi d_1^2} \leq (\sigma)_p \quad (2)$$

式中:

p ——第个螺栓的受力, (N);

F_1 ——螺栓内径处截面积, (m^2);

d_1 ——螺栓内径, 厘米; (m);

$(\sigma)_p$ ——许用拉伸应力, (P_a);

(2) 铰制孔用螺栓

使用铰制孔的联轴节螺栓主要是受剪切应力及挤压应力, 传递扭矩 N , 每个螺栓所受剪切力 Q 可按下式计算:

$$Q = \frac{2M_K}{D_0 Z} = \frac{1948NK}{D_0 z n} \quad (KN) \quad (3)$$

式中:

D_0 ——螺栓组中心圆直径

螺栓承受的剪切应力 τ 按下列公式计算:

$$\tau = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi d^2} \leq (\tau) \quad (4)$$

式中:

Q ——剪切力; (N)

F ——铰制孔用螺栓配合直径处截面积; (m^2);

d ——铰制孔用螺栓配合处直径; (m);

(σ) ——许用剪切应力 (P_s);

连接件及螺栓所受的挤压应力 σ_c 可按下式计算:

$$\sigma = \frac{Q}{dL} \leq (\sigma_c)(p_A) \quad (5)$$

式中: Q ——剪切力; (N)

L ——铰制孔配合部分长度; (m);

d ——铰制孔直径 (m)

2、联轴节与轴用键联接配合的计算

(1) 平键联接时

利用平键联接时，在接触面处应校核挤压应力 σ_c ，键截面应按校核剪切应力 τ ，其值可分别按下列各式计算：

$$\sigma_c = \frac{4M}{dhL} = \frac{38960N}{dhLn} \leq (\sigma_c) \quad (MPa) \quad (6)$$

$$\sigma_c = \frac{2M}{dhL} = \frac{19480N}{dhLn} \leq (\tau) \quad (MPa) \quad (7)$$

式中：

h——键的高度 (cm)；

b——键的宽度 (cm)；

L——键的长度 (cm)；

d——轴的直径 (cm)；

N——联轴节传递的功率 (KW)；

n——联轴节转速 (rpm)；

(2) 切向键联接时

采用切向键联接时，在接合面处应校核挤压应力：

$$\sigma_0 = \frac{M}{(h-\alpha)L(0.5f_d + 0.5d - 0.5h)} = \frac{9740N}{(h-\alpha)L(0.5f_d + 0.5d - 0.5h)n} \leq (\sigma_0)(MPa)$$

式中：

a——键工作面上倒角宽度 (cm)；

f——滑动摩擦系数，一般取 $f=0.1$ ；

h——切向键高度，厘米，一般取 $h=0.1d$ ；

当联轴节采用多键连接时，所能传递的扭矩与键的种类、键之间的夹角及键的个数有关。

两个平键所传递的扭矩与键间夹角无关，所传递的扭矩较用一个平键时大一倍，键间夹角一般为 $120^\circ \sim 180^\circ$ 。

在轴颈大于 100 毫米的轴上使用切向键时，考虑要传递变向扭矩，一般都用两个键，键间夹角通常为 $120^\circ \sim 135^\circ$ 。

第七节 基础的施工与验收、地脚螺栓与垫铁

一、基础的施工与验收

1、基础的施工

基础的施工是由土建工程部门来完成的，但是生产部门和安装部门也必须了解基础施工的过程，以便进行必要的技术监督和基础验收工作。

基础施工大约包括如下过程：挖基坑、装设模板、安装钢筋、安装地脚螺栓和预留孔模板、浇灌混凝土、洒水维护和保养以及拆除模板等。

为了确保机组在基础上正常工作，避免由于机组运转时产生的惯性力的影响导致基础发生沉陷的现象。在安装前，一定要对基础进行预压试压，预压时间为70~120小时，加在基础上的预压力应为机组重量的1.5倍~1.7倍。

为了使基础混凝土达到预定的强度，基础浇灌完毕之后不允许立即进行安装，而应该至少保养7天~14天，当机组在基础上面安装完毕之后，应至少经过15天~50天之后才能进行机组的试运转。

如果需要提前进行机组试运转，必须在基础施工阶段采取必要的措施或者采用快干水泥。

2、基础的验收

虽然基础施工由土建单位负责，但是土建单位和安装单位的组织形式往往是分不清楚，双方相互联系的，特别是大型机组，在基础和地脚螺栓做好后，安装地脚螺栓的工作则是由安装单位负责，双方应密切协商和合作。

土建部门将基础移交给安装部门时，安装部门应检查下列技术文件是否齐全：

- 1) 附有材料表的基础施工图；
- 2) 基础标高测量图表；
- 3) 基础定位测量图表；
- 4) 关于基础质量合格记录及签署的交接证书。

基础验收的具体工作就是由安装部门根据图纸和技术规范，对基础工程进行全面审查。

基础施工的工程质量好坏的主要标准是：

- 1) 基础混凝土的强度应符合设计要求，并要经过混凝土试件的实验结果来

检验：

2) 基础的几何尺寸应符合设计规定，其中包括：

基础纵横中心线及与地脚螺栓孔的连接尺寸；

基础平面尺寸及标高尺寸；

没有考虑二次灌浆高度的基础表面标高；

基础凸台尺寸、预留孔和通孔尺寸；

地脚栓孔的平面尺寸；

埋入基础的锚定装置平面中心线。

3) 基础的形状是否符合设计规定；

4) 基础工程表面质量。

3、基础混凝土标号的合理选择

合理选择基础混凝土的标号，可以降低基础施工的成本，保证施工质量。

对于不同结构、不同性质的设备，要求基础混凝土的强度不同。因此，必须根据不同的机组型式选用不同的混凝土的标号。

4、混凝土的组成

混凝土是下列材料组成：

1) 水泥——混凝土的主要组成部分，其标号有 300 号、400 号、500 号、600 号等几种，单位体积重量为 11KN/m^3 。机械设备基础常用 300 号和 400 号水泥；而二次灌浆的水泥常采用 500 号或 600 号水泥。

我国目前生产的水泥有如下几种：

1、硅酸盐膨胀水泥；

2、矿渣水泥；

3、石膏矾土膨胀水泥；

4、快干（快硬）水泥。

2) 砂——一般基础混凝土使用的是天然砂，如河砂、海砂、山砂等，其单位体积重量为 $14\sim 16\text{KN/m}^3$ ，按砂颗粒的大小，又将其分为粗砂、中砂和细砂，砂的直径在 $0.15\sim 5$ 毫米之间。

3) 石子——石子分为碎石（山上开采的石块）和砾石（河边石）两种。石子按其颗粒大小分为细（ $5\sim 20$ 毫米）、中（ $20\sim 40$ 毫米）、粗（ $40\sim 150$ 毫米）

三种。碎石的单位体积重量为 17~19 KN/m³，砾石的单位体积重量为 16~18 KN/m³。

4) 水——不含有油质、糖类和酸类等杂质的自来水和清洁的天然水。

5) 钢筋——钢筋主要配置在受压弯曲，偏心受压时结构物承受拉应力的部分；其次是将钢筋做成各种搭配型式来加固混凝土，以提高混凝土的强度。

水泥、砂、石子、水的配合比见下表：

表 1.7-1 常用混凝土配合比

项次	混标 凝号 土	水泥 品 种	水泥 标 号	石子 规 格 (毫米)	每立方米用量及重量配合比				
					水	水泥	黄砂	石屑	石子
1	50	矿渣 水 泥	400	5~40	168	152.7	356.9	356.9	1325.5
					1.1	1.0	2.34	2.34	8.63
					55	50	116.9	116.9	434
2	75	矿渣 水 泥	400	5~40	176	170	362.5	352.5	1309.1
					1.035	1.0	2.073	2.073	7.70
					51.8	50	103.7	103.7	385
3	100	矿渣 水 泥	400	5~40	180	183.7	339.4	339.4	1317.5
					0.98	1.0	1.847	1.817	7.172
					49	50	92.4	92.4	358.6
4	150	矿渣 水 泥	400	5~40	180	245	638.6		1296.4
					0.735	1.0	2.607		5.291
					36.8	50	130.4		264.6
5	150	硅水 酸泥 盐	400	5~70	175	230	312.8	312.8	1329.4
					0.671	1.0	1.36	1.36	5.78
					38.1	50	68	68	289
6	150	矿渣 水 泥	500	5~25	184	224.4	644		1307.6
					0.82	1.0	2.87		5.827
					41	50	143.5		291.4
		矿渣			183	885.9	424.1		1267

7	200	水 泥	400	5~40	0.64 32	1.0 50	2.183 109.2		4.432 221.6
8	200	矿渣 水 泥	400	5~25	185.6 0.58 29	320 1.0 50	612 1.913 95.7		1242.4 3.883 194.2
9	200	硅水 酸泥 盐	500	5~40	183 0.71 35.5	257.7 1.0 50	633.4 2.458 122.9		1285.9 4.99 249.5
10	250	硅水 酸泥 盐	500	5~25	183 0.60 30	305 1.0 50	624.4 2.047 102.4		1267.6 4.156 207.6
11	300	硅水 酸泥 盐	500	5~40	183 0.506 25.4	360 1.0 50	612.8 1.702 85.1		1244.2 3.456 172.8
12	400	硅水 酸泥 盐	600	5~40	183 0.49 24.5	373.5 1.0 50	589.9 1.579 7.9		1253.6 3.356 167.8

注：表中数字：上面的为1立方米混凝土所用材料的公斤数；中间的为以水泥用量为1；下面的为以1包水泥（50公斤）为标准的材料用量（公斤）。

二、地脚螺栓

地脚螺栓的作用是：将机械设备牢固地连接起来，防止机组运行时发生位移和倾覆，减小振动。

地脚螺栓，螺母和垫圈通常随机组和设备配套供应，并在设备说明书中有明确规定。

地脚螺栓的直径与所安装的机械和设备的底座螺栓孔有关，其关系见下表：

表 1.7-2 底座螺栓孔与螺栓直径的关系

底座螺栓孔 (mm)	55~65	48~55	40~48	33~40	27~33
地脚螺栓直径	48	42	36	30	24

(mm)					
底座螺栓孔 (mm)	22~27	17~22	13~17	12~13	
地脚螺栓直径 (mm)	20	16	12	10	

通常情况下。每个地脚螺栓应根据标准配置一个垫圈和一个螺母，但对于振动剧烈的机械，应安装锁紧螺母和双螺母。

1、地脚螺栓的分类

地脚螺栓是按其长度来分类的，地脚螺栓的长度应符合施工图的规定，当施工图无规定时可按下式确定：

$$L = 15D + S + (5 \sim 10 \text{毫米})$$

式中：

L——地脚螺栓的长度（毫米）；

D——地脚螺栓的直径（毫米）；

S——垫铁高度及机座、螺母厚度和预留量（预留量大约为地脚螺栓 3~5 个螺距）的总和。

根据地脚螺栓的长度，可将其分成两类：短地脚螺栓和长地脚螺栓。

短螺栓用来固定轻的，没有剧烈振动和冲击的设备，其长度为 100~1000 毫米，常见的短地脚螺栓的头部作成带钩或分叉形状，如图 1.7-1 所示，为了防止地脚螺栓旋转，有时在钩中穿上横杆。

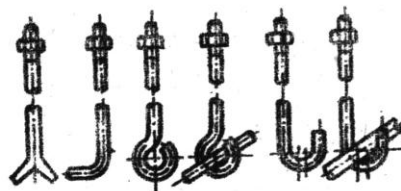


图 1.7-1 短地脚螺栓

长螺栓用来固定重的、有剧烈振动和冲击的设备，其长度为 1~4 米，常见的螺栓头部做成锤形，有时也做成双头螺栓形式，如图 1.7-2 (a) 所示，长螺栓要和锚板一起使用，锚板可用钢板焊制或铸铁铸造，中间有一供穿螺栓用的矩形孔或圆形孔。

2、地脚螺栓和基础的连接

地脚螺栓和基础的连接有两种方式：可拆的和不可拆的。

1) 可拆连接

所谓可拆连接,是指地脚螺栓与基础不浇灌在一起。基础内预先留出地脚螺栓的预留孔,并在孔下端埋入锚板,对于长螺栓,在插入锚板后将螺栓转动 90° ,就可以与锚板上制动凸块接触,因而不会转动,也不会被拉出来,如图 1.7-2(b)所示,如果用双头长螺栓,螺栓插入锚板后就用螺母拧紧,这种方法便于装拆,只适用于长地脚螺栓。

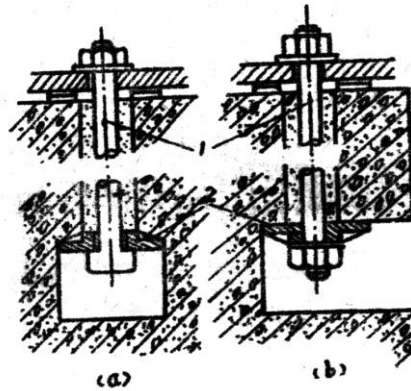


图 1.7-2 长地脚螺栓

a.锤头式 b.双头螺栓式

1.螺栓; 2.锚板

2) 不可拆连接

所谓不可拆连接是将地脚螺栓和基础浇灌在一起,它又分为一次灌浆法和二次灌浆法二种。

(1) 一次灌浆法

在浇灌基础时,预先将地脚螺栓埋入地脚螺栓孔内,称为一次灌浆法。按螺栓埋入基础的不同深度,又分为全部预埋和部分预埋两种。图 1.7-3(a)为全部预埋,(b)为部分预埋。部分预埋的地脚螺栓,上端应留有 $100 \times 100 \times (200 \sim 300)$ 厘米的方形调整孔,以供调整用。

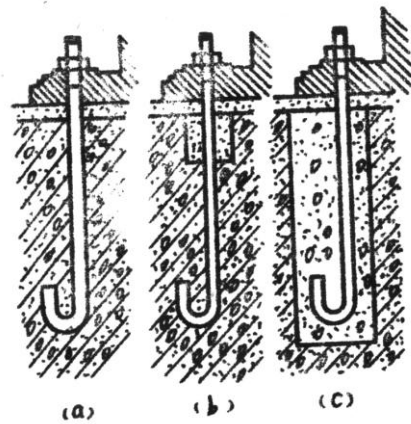


图 1.7-3 地脚螺栓与基础不可拆连接

(a) 全部预埋; (b) 部分预埋; (c) 二次灌浆

一次灌浆法可以增加地脚螺栓的稳定性,坚固性和抗震性,不必采用横板,但是不便于调整。

(2) 二次灌浆法

二次灌浆法是浇灌基础时预先在基础内留出地脚螺栓的预留孔,机器和设备安装就位后穿上地脚螺栓,然后用混凝土或水泥砂浆把地脚螺栓浇灌死,如图

1.7-3(c)所示。这种方法的优点是便于安装时调整，但连接不够牢固。

3、地脚螺栓拧紧力的计算

在拧紧地脚螺栓时，要确保所需要的扭矩不大于下列数值：

地脚螺栓直径：10，12，16，20，24，30，36，42，48 毫米时；

拧紧螺栓的扭矩：12，24，60，100，250，550，950，1500，2300 牛顿·米。

如何来计算扭矩的大小呢？令地脚螺栓受到的拧紧力为 P ，则地脚螺栓扭矩 M 可按下式计算：

$$M=\alpha T$$

式中： α ——考虑螺栓几何尺寸以及螺帽端面和螺纹处的摩擦系数，其数值与螺栓直径有关，其值如下所示：

表 1.7-3 螺栓直径与 α 值关系表

螺栓直径	系数 α 值
M10	2×10^{-3}
M12	2.4×10^{-3}
M16	3.2×10^{-3}
M20	4.4×10^{-3}
M24	5.8×10^{-3}
M30	7.5×10^{-3}
M36	9×10^{-3}
M42	1.1×10^{-2}
M48	1.2×10^{-2}
M56	1.4×10^{-2}
M64	1.7×10^{-2}
M726	1.9×10^{-2}
M80×6	2.1×10^{-2}
M90×6	2.3×10^{-2}
M100×6	2.5×10^{-2}
M125××6	3.2×10^{-2}
M140×6	3.5×10^{-2}

在垂直静荷载和动荷载作用下。地脚螺栓的拧紧力 P 可按下式计算：

$$P = K(1 - x)P_1$$

式中：

K ——拧紧力稳定系数，与基础和设备的结合形式和螺栓种类有关，其值为 1.3~2.5；

x ——荷载系数，其值与基础和设备结构形式及螺栓种类有关，为 0.2~0.65；

P_1 ——作用在地脚螺栓上的设计荷载。

当地脚螺栓拧紧后，如在基础和设备结合面上承受水平荷载（剪切应力），则地脚螺栓拧紧力 P 可按下式计算：

$$P = K \frac{Q - Gf}{nf}$$

式中： K ——拧紧力稳定系数，同上；

Q ——作用在基础和设备结合面上的设计水平载荷；

G ——设备的重量；

f ——摩擦系数，在采用无垫铁安装时， $f=0.3$ ，用其他方法安装时， $f=0.2$

n ——地脚螺栓数量。

4、地脚螺栓偏差的处理

地脚螺栓常常会发生中心距偏差、标高偏差和“活拔”，这种现象会影响机械设备的安装质量，应予以排除。

1) 中心距偏差的排除

如图 1.7-4 所示，如果地脚螺栓中心距偏差超出允许值，可用凿子消除螺栓四周的混凝土，凿动的深度为螺栓直径的 8~15 倍，然后用氧乙炔火焰加热螺栓至 850℃ 左右，（观察螺栓呈现樱红色即可），然后用大锤和千斤顶进行校正，并在弯曲处焊上钢板，防止以后螺栓又被拉直，待上述工作完成后，应补灌混凝土。

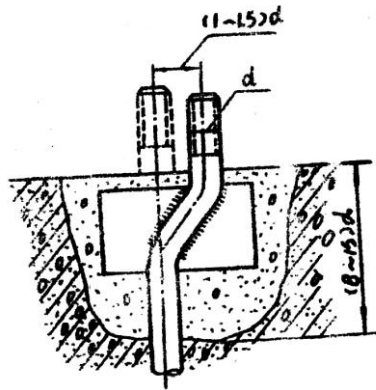


图 1.7-4 中心距偏差的排除

2) 标高偏差的排除

标高偏差的排除方法见图 1.7-5 所示，螺栓标高过高，可割去一部分，并重新加工出螺纹，如螺栓标高较低（差数不大于 15 毫米），常用氧乙炔火焰将螺栓烤红拉长，再在拉长部分（直径缩小处）的两侧焊上两条钢筋或钢管，如图 1.7-5 a、b 所示，当螺栓标高低于设计标高 15 毫米以上时，则应将螺栓切断，并另焊上四条加强钢筋，如图 1.7-5 所示，处理完毕后，应补浇混凝土。

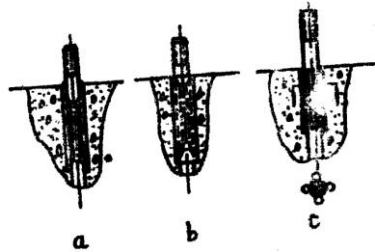


图 1.7-5

3) 地脚螺栓“活拔”的排除

“活拔”是指拧紧地脚螺栓时用力过大，将螺栓从基础中拔出来，这种现象会导致机械设备安装精度受到影响。要想排除这种现象须将螺栓腰部混凝土凿去，在螺栓上焊上两条交叉的 U 形钢筋，然后补灌混凝土，即可使松动的螺栓固定。

5、地脚螺栓受力分析

地脚螺栓的中心线应与基础平面垂直，其垂直度误差不应超过安装规范和有关技术要求的规定。

现将地脚螺栓受力如下：

如图 1.7-6 所示，当螺栓中心线与基础平面垂直时，螺栓所受的应力为：

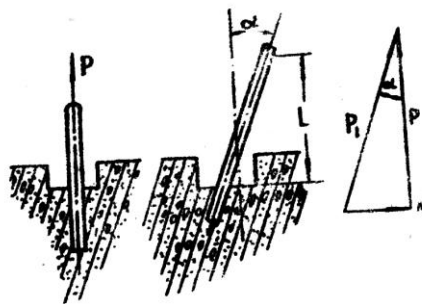


图 1.7-6 地脚螺栓受力

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4P}{\pi d^2}$$

式中：

σ ——螺栓受到的应力

F——螺栓截面积（等于 $\frac{\pi d^2}{4}$ ，d——螺栓直径）

P——螺栓外部受力，包括拧紧螺栓的拉力和机器运转时产生的惯性力。

当地脚螺栓存在着垂直度误差，如图 1-7-6 所示，则螺栓受到的作用力为 P_1 ：

$$P_1 = \frac{P}{\cos \alpha} > P$$

螺栓受到的应力为 σ ：

$$\sigma' = \frac{P_1}{F} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \cos \alpha}$$

同时，由于存在垂直度误差，产生了一个水平分力 N ，由于 N 的关系，在螺栓的 M 点存在着一个弯曲力矩，因此而产生了弯曲应力 S'

$$S' = \frac{M}{W} = \frac{N \cdot L}{W} = \frac{P \cdot L \cdot \tan \alpha}{W}$$

式中：

L ——水平分力与 M 点的距离，厘米；

W ——截面抗阻力矩，厘米³，对于圆截面来说 $W = 0.1d^3$ ；

α ——螺栓安装的倾斜度。

螺栓所受到的总应力 σ'' 为：

$$\sigma'' = \sigma' + S' = \frac{4P}{\cos \alpha \cdot \pi d^2} + \frac{L \cdot P \cdot \tan \alpha}{W}$$

显而易见， $\sigma'' > \sigma'$ ，从而，螺栓受力情况恶化，由于水平分力的作用还可能导致机械和设备的水平位移。

三、垫铁（垫板）

垫铁的用处如下：

- 1、可以通过对垫铁组厚度的调整，按设计要求校准所要安装的机组和设备（即找平找正）；
- 2、使机组和设备达到规定的标高；
- 3、增加机组和设备在基础上的稳定性；
- 4、使基础能均匀地承受机组和设备的重量及运转过程中产生的惯性力；
- 5、便于进行二次浇灌。

垫铁的分类

垫铁的分类如下：

按材料分，可将垫铁分成钢质垫铁和铸铁垫铁。

按垫铁的形状分，可将垫铁分成平垫铁、斜垫铁、开口垫铁和调整垫铁。

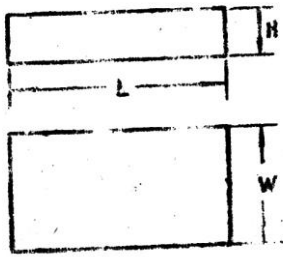


图 1.7-7 平垫铁

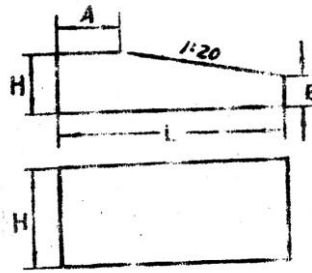


图 1.7-8 斜垫铁

1、平垫铁

平垫铁如图 1.7-7，其使用范围及各部分尺寸如下表：

表 1.7-4 平垫铁的尺寸

单位：毫米

编号	L	W	H	使用说明
1	110	20	3,6,9,12 15,25,40	5 吨以下，地脚螺栓直径 20~35 毫米
2	135	80	3,6,9,12 15,25,40	5 吨以上设备，地脚螺栓直径 35~50 毫米
3	150	100	3,6,9,12 15,25,40	5 吨以上设备，地脚螺栓直径 35~50 毫米

注：为了精确调水平和标高，还同时采用 0.3，0.5，1 和 2 毫米的薄垫铁。

2、斜垫铁

斜垫铁如图 1.7-8 所示，其使用范围及各部分尺寸如下表：

表 1.7-5 斜垫铁的尺寸

单位：毫米

编号	L	W	H	B	A	使用说明
1	100	60	13	5	5	5 吨以下设备，地脚螺栓直径 20~35 毫

						米
2	120	78	15	5	20	5吨以上设备，地脚螺栓直径35~50毫米

3、开口垫铁

开口垫铁如图 1.7-9 所示。

开口垫铁常用在机械和设备以支座形式安装在金属结构平面上，并且支承面积较小的情况下，垫铁的基本尺寸与普通的垫铁相同，其开口尺寸比地脚螺栓大 2~5 毫米。

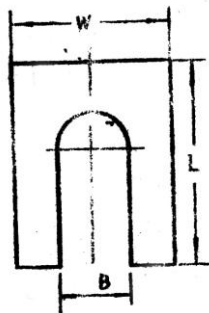


图 1.7-9 开口垫铁

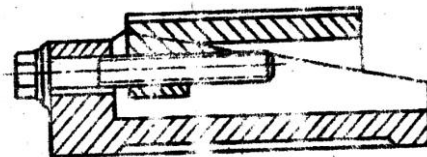


图 1.7-10 调整垫铁

4、调整垫铁

调整垫铁见图 1.7-10 所示，通常有三种类型：上下二块型、上中下三块型和球面调整型，图 1.7-10 为上下二块型。

平垫铁和斜垫铁平面的光洁度一般为（不加工），但在安装精度要求较高的场合，其平面的光洁度应为 $\nabla_4 \sim \nabla_6$ ，加工后，对加工面中的配合面进行刮削，斜垫铁在刮削时要成对研配，使两斜面接触面积达 75% 以上的，刮削后将成对斜垫放在平板上检查平行度。

垫铁面积的计算及放置垫铁的原则：

1、垫铁面积的计算

每一组垫铁的面积（指和机组设备或基础表面相接触的面积）应能承受作用在其上的压力。

每一组垫铁表面面积应用下式计算：

$$F = \frac{G + Pn_1}{17Kn_2 \cdot P_1}$$

式中：

F——一块垫铁表面积（m²）

P——地脚螺栓轴向拉力（N）

P₁——混凝土许用荷载，Pa

n₁——地脚螺栓数；

n₂——垫铁组数；

K——系数，表面垫铁与基础贴合程度，常数 K=0.6

G——被安装的设备的重量（N）

此外，常常需要对所安装的机器和设备的垫铁总面积（和基础接触的表面积）进行计算从而检验垫铁组的数量。

当垫铁组放在混凝土基础上时，其面积也可按下列近似公式计算

$$F = C \frac{100(Q_1 + Q_2)}{R}$$

式中：

F——垫铁面积（mm²）

C——安全系数，可取 C=2.5

Q₁——由于设备的重量加在该垫铁组的负荷，（N）

Q₂——由于地脚螺栓拧紧后（拧紧力可采用地脚栓的许用抗拉强度），分布在该垫铁组上的压力，（N）；

R——基础上单位面积抗压强度（一般采用混凝土设计标号），（Pa）

2、放置垫铁的原则

安装水泵机组之前，放置垫铁是很重要的施工内容，放置垫铁如有错误或不合理，则会直接影响机组的安装精度和使用寿命，并且致局部应力过大或机组振动、变形等问题。

放置垫铁应遵守下列原则：

- （1）每个地脚螺栓近旁至少应有一组垫铁；
- （2）垫铁组在能放稳和不影响灌浆的情况下，应尽量靠近地脚螺栓；

- (3) 每一组垫铁内斜垫铁放在最上，单块斜垫铁下面应有平垫铁；
- (4) 不承受主要负荷的垫铁组不应使用成对斜垫铁，只使用平垫铁和一块斜垫铁；
- (5) 承受主要负荷的垫铁组应使用成对斜垫铁（即把二块斜度相同面斜向相反的斜铁沿斜面贴合在一起使用），找平后用电焊焊牢；
- (6) 承受主要负荷并在设备运行时产生较强连续振动的垫铁组不应采用斜垫铁而只能采用平垫铁；
- (7) 每组垫铁总数不得超过三块，如垫铁厚度不够而必须超过三块时，应尽量减少块数和少用薄垫铁，并应将各垫铁焊牢（铸铁垫铁可不焊）；
- (8) 每组垫铁应放置整齐平稳，保证接触良好，设备找平后每一组垫铁应被压紧，可用 0.25 公斤手锤逐组轻轻敲击听声检查；
- (9) 设备找平后，垫铁应露出设备底面外缘，平垫铁应露出 25~30 毫米；斜垫铁应露出 25~50 毫米；平垫铁伸入设备底座面的长度应超过地脚螺栓的中心。

(10) 采用调整垫铁时，螺纹部分和调整块滑动面上应涂以润滑脂，找平后，调整块仍留有可继续升高的余量；

(11) 安放垫铁时，可以采用标准垫法（在每一地脚螺栓两侧各放一组垫铁）、井字垫法、十字垫法、单侧垫法和辅助垫法（在两组垫铁之间加放一组辅助垫铁）等，这些垫法见图 1.7-11 所示。

(12) 应将厚垫铁放在下面，薄垫铁放在上面，最薄的垫铁应夹角在中间，以免发生翘曲变形。同一组垫铁中，其几何尺寸要相同。

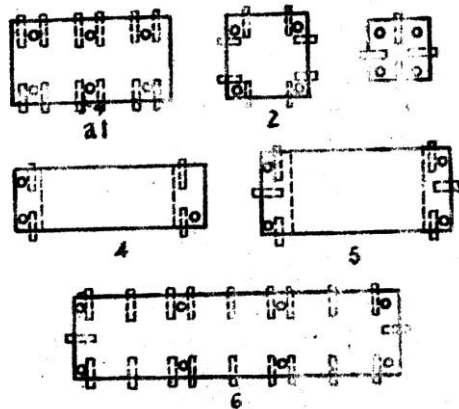


图 1.7-11 垫铁的放置

- 1—标准垫法 2—井字垫法 3—十字垫法
4—单侧垫法 5—三角垫法 6—辅助垫法

第八节 灌浆

所安装的机组设备在基础上就位、经过严格的校准（找正找平）之后，就需要进行下一步的施工——灌浆，灌浆的目的是使机组和设备在基础上最后固定下来。

灌浆前，必须注意下列事项：

1、灌浆一般宜采用细碎石混凝土（或水泥砂浆），其标号至少应比基础或地坪混凝土高一级；

2、采用的砂子、石子不得夹带有杂质，砂石应仔细清洗和筛选，水质要清洁，混凝土的配合比及拌和应严格遵守技术规范。

3、在需要进行灌浆的基础表面铲出麻面，其目的是使灌浆时浇灌的混凝土或水泥砂浆与基础紧密结合。

铲麻面的方法有两种：手工法和风铲法，其质量要求是在每 100 米²的面积上，应有 5~6 个直径为 10~20 毫米的小坑。

4、在设备底座上安装好地脚螺栓，对基础进行检查，清除凹穴的积水、杂质、油污、泥土。

5、垫铁与机器设备底座应严密贴合，垫铁组应调整到最低位置，使其留有最大的升高余量。

一、压浆法的施工特点

对安装精度要求高，难度大，各运动部件与基准面之间的位置公差要求严格的机组，为了保证垫铁上调整块与底座面严密接触、灌浆层表面与垫铁表面（底面）有良好接触，常在安装现场采用压浆法。

压浆法示意图见图 1.8-1。

压浆法工艺过程如下：在调整垫铁下面地脚螺栓上点焊一个小圆钢，点焊的部位应在小圆钢的下方，点焊不应过牢，只需能使小圆钢恰好承受垫铁的重量，装好

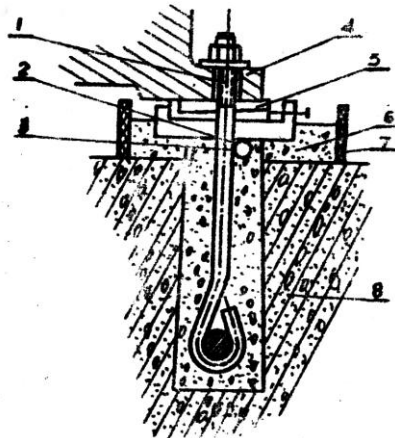


图 1.8-1 压浆法

- 1.地脚螺栓；2.点焊位置；3.支承圆钢
4.调整垫铁；5.机床底座；6.灌浆层
7.内模板；8.基础

模板，进行灌浆。灌浆时应不断地捣固使其紧密，但注意不要碰到机器和垫铁，防止地脚螺栓歪斜而影响安装精度，并且注意不要灌浆调整垫铁的活动部分和机组的底座，以便随时调整机组的安装误差。为了使垫铁固定在灌浆层内，可使调整垫铁的下部斜铁埋入灌浆层 100~150 毫米。

由此可见，这种灌浆层只起固定垫铁的作用，防止油、水或其他杂质进入机组底座下面，而机组的重量和运转时产生的动荷载，由垫铁来承受。

二、灌浆的技术要求

1、灌浆层不得有裂纹、蜂窝、孔洞、麻面等缺陷，如要求灌浆层与设备底座紧密接触时，应在灌浆过程中仔细检查，其接触面不得有间隙；

2、机器和设备下面的灌浆层，如需承受负荷时，其厚度不得小于 25 毫米，如只起固定垫铁和防止油、水进入等作用并且灌浆较容易时，其厚度可小于 25 毫米；

3、当机器和设备安装完毕，校准合格后，必须在 24 小时之内集中力量灌浆完毕，否则还要进行一次复测，检查安装精度后再灌浆。

4、灌浆前安设的外模板，与机器设备底座底面外缘间距的距离不得小于 60 毫米，其高度视具体需要而定；

5、如果机器设备底座下整个面积并不全部灌浆，应考虑安设内模板（当灌浆层需承受设备负荷时），内模板至设备底座面外缘间距不得小于 100 毫米，也不得小于底座底面边宽，其高度不得小于底座底面至基础或地坪面间的净空。

地脚螺栓、垫铁和灌浆层、内外模板示意图见图 1.8-2。

6、灌浆时，现场气温在 5℃ 以上，如气温偏低，则需用温度 60℃ 以下的温水加以搅拌并掺入一定数量的早强剂，当掺入早强剂时，可考虑选用水泥重量 3% 的氧化钙，灌浆后用草席、草袋等遮盖保养。

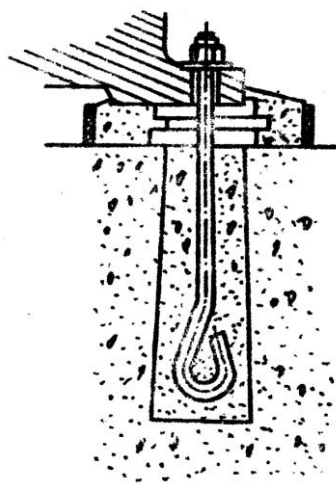


图 1.8-2 地脚螺栓、垫铁、灌浆层和内外模板示意图

7、灌浆时，应保持连续灌浆，灌浆时间不得超过 1~1.5 小时，否则会出现混凝土分层现象。

第九节 机器设备在安装前的清洁工作

在机器设备安装工程中，下列情况一般不需要清洗：

- 1、密封的机器和设备的部件；
- 2、铅封的、有过盈配合的部件；
- 3、技术文件中明文规定不得拆卸的机件。

在机械制造部门，为了防止金属部件因自身材料、大气、加工过程的影响而生锈，通常采用下列方法：

- 1、加入合金元素；
- 2、改善金属组织；
- 3、在金属表面覆盖一层耐蚀金属层；
- 4、阴极保护；
- 5、临时必封存；
- 6、油封防锈；
- 7、气相防锈；
- 8、可剥性塑料防锈；
- 9、封套包装防锈。

在安装现场，为了清除机器、设备部件加工面上的防锈剂及残存在部件内的铁屑、锈斑及运输保管过程中的灰尘杂质，检查部件的加工精度和表面质量，必须对机器和设备的部件进行清洗。

一、清洗前的准备工作

1、熟悉机器和设备的图纸和有关技术资料，了解机器和设备的性能、结构和润滑要求。

2、准备好清洗场地所需要的供水、供压缩空气和供电设施，并注意检查防止事故措施；

3、清洗现场应保持清洁、干燥，并备有清洗所需要的各种清洗剂、油、工具及放置机件的箱、架、垫木等。

二、清洗步骤

1、初洗

初洗也称粗洗，主要清除掉部件上的油污、旧油、漆迹和锈斑。

2、细洗

细洗也称油洗，是用清洗油将脏物冲洗干净，清洗油温度不得超过闪点，以防燃烧。

3、精洗

精洗也称净洗，采用清洁的清洗油最后洗净，也可用蒸汽（特殊要求除外）或压缩空气先吹一下再用油洗，精洗主要用于安装精度和加工精度都较高的部件。

三、安装工程中常用的清洗剂

在安装工程中常用下列清洗剂：

- 1、碱性清洗剂；
- 2、含非离子型表面活性剂的清洗剂；
- 3、石油溶剂；
- 4、清洗气相防腐蚀的溶剂。

现将上述各类清洗剂简介如下：

1、碱性清洗剂

碱性清洗剂常用下列配方组成：

- (1) 氢氧化钠（0.5~1%），碳酸钠（5~10%），水玻璃（3~4%）和水；
- (2) 氢氧化钠（1~2%），磷酸三钠（5~8%），水玻璃（3~4%）和水；
- (3) 磷酸三钠（5~8%）、磷酸二氢钠（2~3%），水玻璃（5~6%），烷基苯磺酸钠（0.5~1%），其余为水；
- (4) 油酸三乙醇胺（3%），苯甲酸钠（0.5%），十二烷基硫酸钠（0.5%

碱性清洗剂成本低，清洗时需加热至 $60^{\circ}\sim 90^{\circ}$ ，浸洗和喷洗 10 分钟左右。其中（1），（2）清洗剂均为强碱性，可用来清洗一般钢铁件；（3）类清洗剂碱性较弱，可用来清洗一般钢铁件和铝合金件；（4）类清洗剂碱性更弱，可用于清洗精加工，抛光后的钢铁、铝合金等加工表面。

2、含非离子型表面活性剂的清洗剂

这是一种新型的清洗剂，以水为溶剂，从而可节省大量石油，它对金属的腐蚀性较碱性清洗液低，并有防锈作用。

3、石油溶剂

石油溶剂主要是洗掉机件的防锈油质，它主要分以下四种：

(1) 机械性，汽轮机油和变压器油；

使用这类油剂时，常将其加热，加热温度不得超过 120℃。

(2) 轻柴油

轻柴油是高速柴油机用的燃料，粘度比燃油高，可用于清洗一般钢铁机件。

(3) 汽油

汽油是特制的天然石油的直馏产品，含有裂化馏份。

汽油易挥发、易燃烧、去除油脂力量较强，是常用的清洗剂。可用于钢、铁及有色金属的清洗。清洗后，工件表面由于挥发而吸收了热量，温度下降，当空气湿度大时会发生凝霜现象，所以应注意擦干和吹干。

(4) 煤油

煤油是易挥发性，易燃烧的清洗剂，因为炼油中含有水份、酸值高，化学稳定性差，清洗后不易去掉，会使清洗表面锈蚀，所以精密零件一般不宜采用炼油作最后的清洁剂。

4、清洗气相防腐蚀的溶液

常用气相防腐蚀种类很多，有氧化性的，也有非氧化性的；有无机盐类，也有有机盐类。主要种类有：

(1) 亚硝酸二环乙胺，是一种白色结晶，无味。目前，它是应用最广的防腐剂。

(2) 碳酸环乙胺，是一种白色结晶，但有氨味，极易溶于水、醇等，它对黑色金属有较好的防腐蚀作用，但对黄铜、铜、铝合金等不但不能防腐蚀，反而还能起腐蚀作用。

(3) 亚硝酸钠、磷酸氢二胺、碳酸氢钠、六次甲基四胺、碳酸胺等无机盐，三乙醇胺、苯甲酸钠、苯甲酸胺等有机盐，这些化学药品在空气中挥发性强，并能很好阻缓腐蚀。

对于涂有上述气相腐蚀剂的表面，可用酒精或 12~15%亚硝酸钠和 0.5~

0.6% 碳酸钠水溶液清洗。对于较难清洗的粘附物可在清洗中加入表面活性剂进行热清洗。

必须指出：有些机器部件必须在无油情况下工作，因此要进行脱脂，消除部件表面的各种油脂。脱脂处理常用下列脱脂剂：二氯乙烯、三氯乙烯、四氯化碳、95%乙醇、98%浓硝酸、碱性清洗剂，上述脱脂剂性能各不相同，具有不同的脱脂能力。

第二章 大型水泵机组的结构分析

第一节 概述

随着机电排灌事业的发展，我国农用水泵的设计制造能力亦随之提高，目前我国已经能够生产 40 个系列、1650 种型号、近 2000 个规格的水泵。本章着重分析了大型立式轴流泵及其配套电机的结构，并简单描述了其它型式水泵的机组结构。由于各种型号的水泵结构不尽相同，因而在具体安装时应参考安装使用说明书。

国产大型立式轴流泵机组的主要结构类型列于表 2.1-1，轴流泵的主要性能参数列于表 2.1-2。

表 2.1-1 大型轴流泵的主要结构类型

主要部件		类型	举例
出水弯管		铸铁弯管	64ZLB-50
		圆筒型混凝土泵井加导流部件	ZL307
		混凝土弯管	28CJ-56
进口底座		无导叶	
		有固定导叶片（前导叶）	
伸缩节		有压环填料	
		无压环填料	
水泵	调节方式	半调节	64ZLB-50
		液压全调节	ZL-30-7
		机械全调节	64ZL-50
转轮	旋转方向	俯视顺时针方向	
		可逆时针方向转（作水轮机运行）	
	叶片结构	叶片与叶片转轴整体浇铸	64ZLB-50
		叶片与叶片转轴分件组合	45CH-70
泵轴	与动力机联接	直接连接	64ZLB-50
		变速传动（齿轮箱传动）	64ZLB-50

	结构	实心轴	30CJ-30
		空心轴	28CH-56
	与转轮联接	锥度配合	64ZLB-50
		法兰联接	ZL30-7
	装置型式	立式	64ZLB-50
		卧式	30ZWQ-30
水 导 轴 水	结 构	橡胶 轴承	有水密装置，清水润滑 45CJ-70
		稀油 润滑	无水封装置 45CJ-70
		金属 轴承	斜槽式润滑方式，平面机械密封 64ZLB-50
			毕托管式润滑方式，梳齿迷宫密封 ZL30-7
	数量	单水导轴承	28CJ-56
		双水导轴承	64ZKB-50
后导叶体、叶轮外壳等部件结构基本相似			

我国目前使用的大型轴流泵或导叶式混流泵，大多配套立式同步电动机，其主要性能参数见表 2.1-2。

表 2.1-2 立式同步电动机的主要性能参数

项目	800 千瓦 电动机	1600 千瓦 电动机	3000 千瓦 电动机	5000 千瓦 电动机
型号	TL800-24/2150	TL1600/500	TL3000-40/ 3250	TDL550/45/60
容量（千瓦）	800	1600/600(可逆)	3000	5000
定子额定电压（伏）	6000	6000	6000	5000
定子额定电流（安）	92	180	340	563
功率因数（超前）	0.92	0.90	0.90	0.90
励磁电压（伏）	96	170	152	190
励磁电流（安）	193	200	265	280

转速（转/分）	250	250/125	150	100
频率（赫芝）	50	50	50	50
效率（%）	92	90	94	94
极数	24	24/48	40	60
相数	3	3	3	3
重量（吨）	16.4	45	46.2	130

第二节 大型立式水泵的结构

立式直联、同步电动机驱动的大型全调节轴流泵或混流泵由固定部分、转动部分、轴承及密封部件和调节机构四大部分组成。

一、固定部分

固定部分包括底座、转轮外壳、导叶体等。根据机组尺寸大小，这些部件可以是整体铸件，也可以是分瓣铸件。

1、底座

底座是泵体的下部基础，其下半部埋入钢筋混凝土进水流道口中，上半部露出混凝土面，作为叶轮外壳的支承面。有的底座内有前导叶，起稳定进水流态的作用，底座的外壁有基础板，上面装有特制的千斤顶，专供安装时调节底座高程和水平用，底座的上法兰面上开有梯形槽，内放橡皮绳，起止漏作用。

2、叶轮外壳

叶轮外壳为叶轮的工作室，一般为分瓣式结构，便于拆装和检修。其外壁有若干加筋条，防止叶轮外壳变形。内壁为一球体，顶部与导叶体之间留有一定的间隙（通常为 20~25mm），便于拆装，间隙间用顶紧螺丝和垫铁作为导叶体的辅助支承，安装时叶轮外壳与导叶体的接缝内用油泥封堵以防漏水，叶轮外壳的中间，一般开有观察孔，可用于观察叶片汽蚀。

3、导叶体

导叶体一般为整体铸件，中间为水导轴承，轴承的外围有导叶片，导叶片的上部为后导水锥，导叶体的两端法兰面上均开有梯形槽，供安放橡皮绳作密封止水用。

二、转动部分

1、叶轮

叶轮是水泵的关键部件之一。它在泵轴的带动下作旋转运动，将机械能传给液体、叶轮由叶片、轮毂和叶片转动机构组成。轮毂及叶片由铸钢制成，叶片转动机构装在轮毂内。

(1) 叶片转动机构

叶片转动机构由活塞、活塞轴、操作架、耳柄连杆和拐臂等组成。活塞缸位于轮毂的上部并与轮毂铸为一体。操作架与耳柄为刚性连接，耳柄与连杆、连杆与拐臂之间均采用铰接，拐臂与叶片轴为刚性连接。当接力口活塞在压力油的油压作用下上下运行时，操作架、耳柄及连杆随活塞一起运行，而拐臂只能转动，因而达到了转动叶片的目的。

(2) 叶片定位

叶片部件由叶片和叶片轴组成，叶片与叶片轴可以是整体铸件，也可以是组合件，若为组合件，则由螺钉装配线联接成整体。叶片部件与叶轮轮毂体通过过镀在轮毂体上的铜套径向定位，并在拐臂内侧用卡环定位，防止叶片在叶轮旋转时相对于叶轮轮毂体轴向运行，这样叶片既可以在铜套（滑动轴承）内转动，又不致于因离心力作用而转出轮毂体。

(3) 活塞轴的定位

活塞轴可以和活塞铸成一体，也可以制成组合件。活塞轴的径向定位是靠镀在轮毂体上的两个铜套来实现的，轴向定位则是借助于活塞缸的上、下端面来保证的，即活塞的行程是一定的。为了防止活塞轴转动，将活塞轴用键与操作架相连，操作架又通过两个对称的滑块与固定的滑槽相配合，从而保证了活塞只能作上下往复直线运动而不能转动。

(4) 叶轮的密封

叶轮的密封包括活塞的密封、活塞轴的密封、叶片轴的密封以及叶轮与底盖的密封等内容。

叶片轴的密封：为了防止流过叶片的水沿叶片轴渗入轮毂体内与操作油接触，锈蚀转轮部件，在叶片轴与轮毂体外缘交接处设有密封装置，以保证油水严格分离。在大型轴流泵中，常用“入”型密封装置，如图 1.2-1 所示，它由“入”

型橡胶密封圈、顶紧环、压缩弹簧、预紧力调节螺钉和压环等组成。顶紧弹簧放在轮毂体的弹簧座孔内，一端顶在顶紧环上，顶紧环顶住“入”型密封圈的一侧，密封圈的另一侧与压环相配合，当压环紧固后，“入”密封圈受到端面压缩，沿径向膨胀，向内膨胀的部分就贴紧叶片轴，向外膨胀的部分贴紧轮毂体，这样便构成了叶片轴与轮毂体交接处的密封。密封的松紧程度要适中，过松不能满足密封要求，过紧则摩擦阻力增大，导致叶片转动困难，密封的松紧程度可通过紧力调节螺钉改变弹簧的伸长值进行调节。

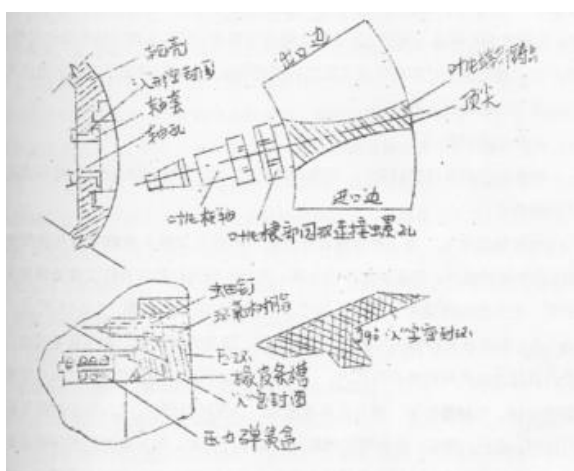


图 2.2-1 叶片根部密封结构

活塞轴的密封：为了保证下油腔的密封性，在活塞轴与缸体底部之间设有密封装置，它由带金属骨架的 HP 型橡胶密封圈和压盖组成。由于活塞轴要作上下运动，特别是向上运动，密封圈容易被带起，因而密封圈要用压盖固定，使密封圈紧贴活塞和轮毂体。油缸与轮毂体内腔隔离，以保证叶片调节的可靠性。

活塞与活塞缸体之间的密封：为了保证上油腔与下油腔严格隔离，在活塞外圆面上开有安装活塞环的环形槽，活塞环一般用耐油橡胶制成，便于更换，避免了活塞与缸体之间的直接磨损。如果活塞与缸体密封不严，则上下油腔之间的压差不能建立，活塞就无法正常运动；若活塞密封过紧，则会出现卡阻，使叶片调节不灵活。

轮毂体与泵轴、轮毂体与底盖之间的密封：为了防止操作油外溢，造成污染和浪费，在泵轴与轮毂体法兰面以及轮毂体与底盖之间均用不同直径的橡皮绳进行密封。

叶轮在脱轴检修之前有两处存油需要排放：一是叶轮体油缸（活塞缸）和内外操作油管的存油；二是叶轮轮毂内腔（即底盖的上部空间）的存油。为了便于排放轮毂体内腔的存油，一般在油缸壁上开设有两个对称的轴向通孔，与轮毂体内腔相通，其中一个孔的下端接一根“L”形管，直伸到底盖的上方，两孔的上方分别与主轴内的两根漏油管相通，漏油管的出口设在主轴上法兰的下方并以固定油盆收集漏油。机组运行时，由于活塞缸内长期充有压力油，而活塞轴的密封又不可能完全止漏，因而活塞上下运动时活塞下油腔的油就会顺轴下漏至轮毂体内腔，使该空间出现集油，这些集油从无到有，压力也随之增大，当压力上升到某一值时，轮毂体内腔的油便会穿过油缸壁上的漏油孔沿漏油管上升，溢入固定油盆回收。

应当指出，轮毂体内腔的集油会增加转动部分的重量，也会由于叶轮的旋转和振动而引起油荡，影响机组运行的稳定性。因而要定期地从一根漏油管向轮毂体内通入压缩空气，以便增加集油压力，迫使漏油从另一根漏油管溢入固定油盆。检修前也可用上述方法吹出轮毂体内腔的集油，然后旋开底盖最低处的放油塞放尽存油。对于排放油缸内的存油，在油缸壁上活塞的上下腔各开设一个径向油孔，只要松开油孔即可放尽油缸及内外油管的存油。

2、主轴

主轴又称水泵轴，对于大型全调节水泵而言是一个空心铸件。主轴两端带有法兰，一端与电动机联轴器法兰相接，另一端与轮毂体法兰相接，起着传递电动机扭矩的作用。为了防止主轴的磨损和锈蚀，在主轴与轴承、填料密封接触的部位一般都镶有耐磨的不锈钢衬套，主轴中装有一根下操作油管，该油管上端与中操作油管相接，下端与活塞相接，管内外分别通入压力油，供调节叶片角度用。有的空心轴内还有两根漏管，当叶轮内腔的压力油超过某一压力值时，油便沿漏油管流入集油盆。

主轴必须有一定的强度和刚度，法兰端面与主轴线之间要有很高的垂直度，法兰表面的平直度、轴衬与轴的同心度要求也很高，因此，主轴虽结构简单，安装调整却十分困难。

三、主轴承及密封部件

主轴承又称水导轴承，其主要作用是承受水泵轴上的径向荷载（如水力不平

衡、汽蚀振动、转动部分的质量不平衡、电机磁拉力不平衡等), 保证水泵轴围绕其几何轴线运行。

主轴承按其润滑方式可分为水润滑轴承和油润滑轴承, 其中水润滑轴承根据轴孔的材质不同又可分为橡胶轴承、桦木轴承和尼龙轴承等, 其中橡胶轴承较为常用。油润滑轴承又可根据油的形态不同而分为干油润滑轴承和稀油润滑轴承, 其中稀油润滑轴承在大型水泵机组中较为常见。目前国产大型水泵机组中采用的油润滑轴承主要有转动油盆式轴承和毕托管式轴承两种。

1、橡胶轴承

橡胶轴承由轴承体、轴瓦及橡胶瓦衬等组成。根据需要, 橡胶轴承可制成整体结构和分瓣组合结构。

2、转动油盆式稀油轴承

转动油盆式金属轴承的瓦衬为锡基合金, 用于国产 ZL-30-7 型和 ZL-13.5-7 型水泵机组。转动油盆式稀油轴承是利用转动油盆随机组旋转时所形成的抛物面状的油压力使油盆内的油沿油盆中的进油孔进入轴承。在轴瓦面上开有 60° 的斜油槽, 压力油由于自身的粘性作用可在主轴旋转的带动下沿槽上升而润滑轴承。进入轴承上油槽的油, 冷却后由回油管流入转动油盆, 形成封闭的油润滑系统。轴承的上油量与机组的转速和进油口直径有关, 对于高速机组仅利用转动油盆旋转所形成的静压力即能使油顺利地沿油口沟上升, 因而进油盆上的进油孔一般钻成径向, 对于低速机组, 为了使油能顺利地沿轴承油沟上升, 往往将进油孔钻成斜孔, 以利用部分动压力使油沿油槽上升, 转动油盆式稀油轴承的结构如图 2.2.2 所示。

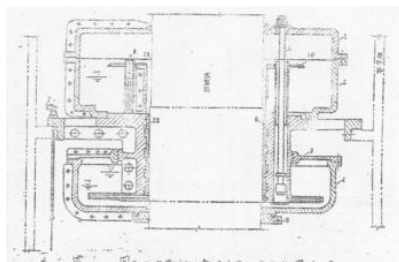


图 2.2-2 转动油盆式稀油轴承结构图

3、毕长管式轴承

毕托管式稀油轴承的瓦衬为锡基合金, 毕托管式稀油轴承如图 2.2-3 所示,

由毕托管、轴承体、转动油盆、固定油盆等部件构成。转动油盆中的润滑油在机组旋转产生的离心力作用下，油面成一抛物面，在抛物面油压力作用下，润滑油沿毕托管上升至油盆，上油盆的油则进入轴承润滑油沟润滑轴承，多余的油沿回油孔流回转动油盆，如此自动循环，形成一个封闭的润滑油系统。在甩油管略高于油面 S 毫米处设有进气孔，以免停机后由毕托管将上油槽中的油虹吸回转动油盆。

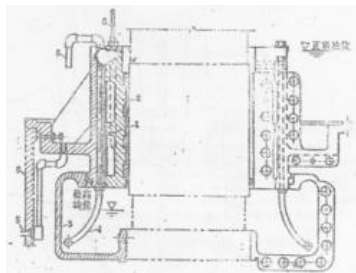


图 2.2-3 毕托管式稀油轴承结构图

毕托管的上油量与机组的转速、毕托管的形状和位置有关。因此，一般取毕托管的弯曲半径 $R=3.5d$ (d 为毕托管直径)。为了减少毕托管进口处的回击油花，毕托管宜用椭圆形进口，若在毕托管管口背面开一条槽，使一部分油进入油管，一部分油自管口排出，则只有一部分造成回击油花，减小了甩油程度。

采用稀油润滑的机组轴瓦与轴颈的磨损量小，机组运行稳定性好。但稀油轴承的结构比橡胶轴承复杂，检修维护工作比较麻烦，轴承的制造及机组安装精度要求高，且需要可靠的密封止水装置。

水泵主轴承常用的密封装置有下列几种：

1、石棉盘根水封

石棉盘根水封装置由盘根箱和盘根环等部件组成。如图 2.2-4 所示。

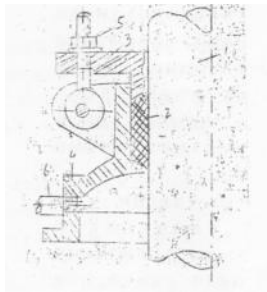


图 2.2-4 石棉盘根水封

1—主轴；2—石棉盘根；3—盘根压环；4—盘根箱；5—压紧螺栓；6—水管

盘根式水封装置结构简单，零件数目少，密封可靠，在大、中、小型机组中都较常用。通常在水封环上下各安装 2 至 3 根盘根填料，将技术供水通入水封环，除了作压力水封外，还可作为润滑水和防止泥沙渗入的密封面，以减少磨损。盘根式水封因滑动面发热会影响材料的耐久性，一般合理的应用范围为水封压力 0.5(Pa)，圆周速度 10m/s 以下。除了石棉可作为盘根之外，聚四氟乙烯也可作为盘根材料。应当说明，盘根式水封装置虽然结构简单，但由于纤维质，泥沙等杂质容易进入填料中形成砂纸作用，从而使主轴或轴衬磨损。由于这一缺点，盘根式水封装置不能用于泥沙含量大的场合，如因轴衬的磨损而翻新，就形成了维修费用高的密封装置。

2、平板橡胶密封

平板橡胶密封装置如图 2.2-5 所示，该装置由与主轴同轴旋转的钢质转环、固定在水箱上的平板橡胶环等部件组成，来自供水系统的清洁水通过水管输入水箱均压后供给轴承，起冷却和润滑作用，同时向上挤压平板橡胶环使之贴紧密封转环，将润滑水与流道中的水隔离。这种密封装置具有结构简单、不磨损主轴及摩擦损失小等优点，但漏水量大。

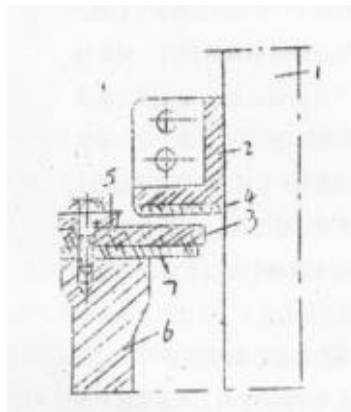


图 2.2-5 平板橡胶密封装置

1—主轴；2—密封转环；3—封水橡皮板；
4—衬板；5—压板；6—水箱；7—盖板

3、梳齿密封

梳齿密封结构如图 2.2-6 所示。

由一对梳齿环即固定的上梳环和转动的下梳齿环通过增长漏水途径来减少水泵漏水的能量，达到密封的目的。为进一步改善密封效果，可在漏水途径的末端上梳环顶部增加橡胶防漏圈和压板，并在转动梳齿环与主轴配合处加一道“O”形密封圆以防止配合不严密而使水沿配合接触面漏入主轴承，这种密封结构多用于油润滑轴承，其特点是对轴无磨损，本身摩擦损失也很小，但密封效率不高。

4、端面密封

图 2.2-7 所示的是 ZL30-7 型轴流泵采用的端面密封装置由动环和静环等部

件组成。端面密封主要是通过动环与静环接触来实现的，动环一般用钨钢制成，随轴一起转动，静环采用硬质橡胶制成，静环上面为固定座，两者之间有压力弹簧，在静环自身的重力和弹簧压力作用下，动环与静环之间的端面密切接触，起到密封止水的作用。

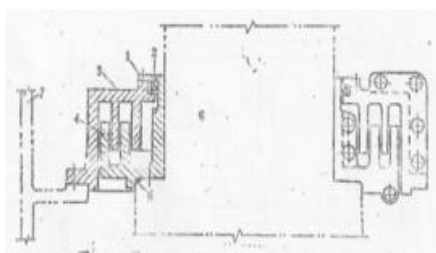


图 2.2-6 梳齿密封结构图

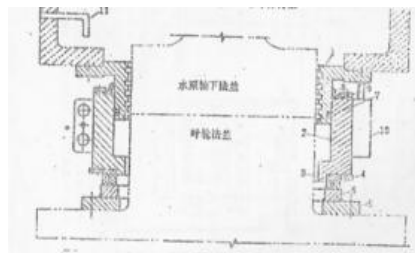


图 2.2-7 端面密封结构图

5、空气围带密封

空气围带密封一般与其它水封装置配合使用，作为主轴承及密封部件检修时的密封，它是一种“O”形橡胶环，安装在轴套与轴颈之间，通过充入压缩空气使围带膨胀来堵塞间隙，达到封水的目的，因此机坑不排水也可进行主轴承及密封装置的检修。机组运行时，空气围带内不充气，由其它密封装置起密封作用。

四、调节器

大型全调节水泵的调节器有机械齿轮式和液压调节器两类，液压调节器由受油器、配压阀、操作和测量机构等部件组成，应用较为广泛。调节器通过调节器底座安装于电机罩壳上，为了防止产生轴电流，在调节底座与电机罩壳之间垫有绝缘垫。

1、受油器

受油器是一个与内、外油管相通的腔体，镶有维持内、外油管旋转轴线和内油管轴向运动的轴承以及防漏密封装置，受油器的作用是把配压阀通入受油器的高压油分别送到活塞的上油腔和下油腔。推动活塞达到转动叶片的目的。因此，在受油器内将活塞的上下油腔油路严格分开并通过一对分离轴承将内操作油管随电机轴旋转的转动转换为上下往复运动。受油器的结构如图 2.2-8 所示。

2、配压阀

配压阀由阀体、阀套和活塞组成，为三腔四通结构，与受油器和操作油系统

相连，其作用是调配压力油进入受油器的上油腔路或下油腔油路。

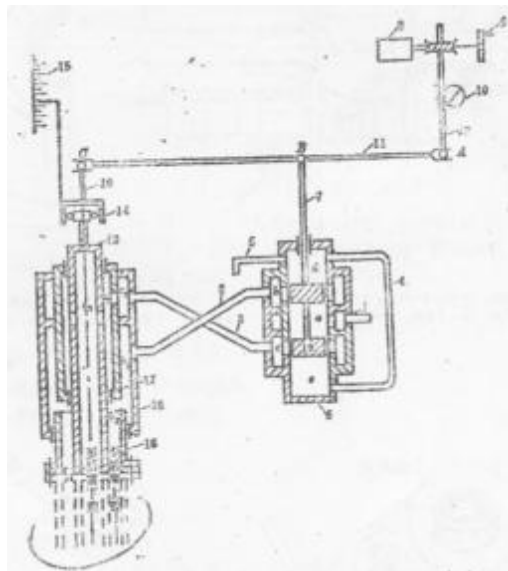


图 2.2-8 ZL30-7 型水泵受油器原理图

1—进油管；2—配压阀至操作油管外腔；3—配压阀至操作油管内腔；4—回油总管；5—回油管；6—配压阀壳体；7—配压阀活塞杆；8—电动机手回顺电机；9—手回顺手轮；10—高度指示；11—缸杆；12—蜗轮蜗杆传动调节机构；13—上操作油管；14—蜗轮；15—刻度盘实际叶片角度；16—外油管；17—中回油管；18—反送器；19—配压阀活塞；20—空套接头；A—缸杆与调节杆连接支点；B—缸杆与配压阀活塞杆连接支点；C—缸杆与空套接头连接支点；a、b、b₁、b₂、c、c₁、c₂、d、e—配压阀受油器及操作油管的油腔

3、操作及测量机构

操作机构由调节杆、蜗轮、蜗杆、手轮组成。调节杆通过连臂另一端与受油器的随动轴连接，中间和配压阀的活塞杆铰接。测量部件是一与内油管连接的回复杆及指针，叶轮活塞的轴向移动通过内操作油管带动回复杆同步向上移动，在叶片角度指示板上反映通过调节后的叶片实际角度。叶片角度调节的操作方式有两种，一种是现场手动操作，由人工转动手轮使调节杆上下移动，从而改变配压阀活塞的位置来分配压力油；另一种是运动操作，由中控室发出讯号，指示操作电机正转或反转带动蜗杆来改变配压阀活塞的相对位置，完成压力油分配。

在调节器应座内装有固定的集油盆，它与调节器转动部分构成梳齿状密封装置，使受油器的漏油直接由集油盆通过回油管流入集油箱。叶片调节机构原理如图 2.2-9 及图 2.2-10 所示。

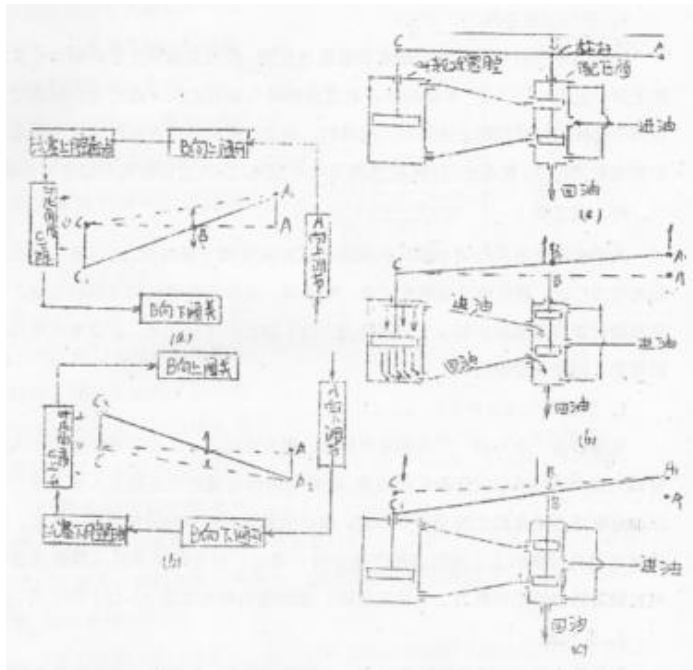


图 2.2-9 叶片角度的调节程序 图 2.2-10 受油器调节原理图

第三节 大型同步电动机的结构

根据轴线的布置方式，同步电动机可分为立式和卧式两类。按照推力轴承所处的位置不同，立式同步电机又可分为伞型和悬吊型两种。

悬吊型电动机多用于每分钟 100 转以上的机组，其特点是推力轴承磨损小、运行稳定、安装方便，但机组高度较大，由于轴线长而使轴线调整比较困难，此外机组较高使厂房也要相对增高，增加了工程造价。

伞形电动机适用于 150r/min 以下。机组高度低，但推力轴承磨耗大，安装维护也不如悬吊型机组方便。

目前我国大型机电排灌工程中采用的大多数为立式悬吊型同步电动机。它一般由定子、转子、上机架、下机架、推力轴承、导轴承、冷却器制动器和碳刷装置等部件组成。

一、定子

电动机的定子由定子壳体、铁芯和线圈等部件组成，如图 2.3-1 所示，定子壳体是用来固定铁芯的。对于悬吊型机组，它还起着将上机架所受的力传给下机架或基础的作用。

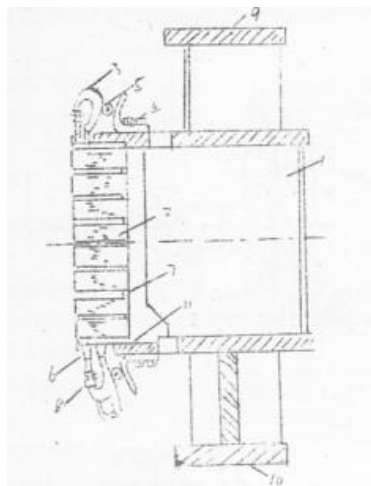


图 2.3-1 定子

1—机座；2—铁芯；3—线圈；4—支架；5—端箍；6—槽楔板；
7—“工”字衬条；8—绝缘片；9—上环；10—下环；11—齿压板

壳体由钢板焊接而成，当外径大于 4m 时必须作分瓣组合式，但一般不得多于 6 瓣，壳体应具有一定的测度，以免定子产生变形或振动。

铁芯一般由 0.35~0.5mm 厚的两面涂有绝缘漆的扇形硅钢片叠压而成。空冷式电动铁芯沿高度分为若干段，段与段之间用“工”字形衬条隔成通风沟。以便通风散热，铁芯上、下端有齿压板，通过拉紧螺杆将叠片压紧。铁芯外圆上开有燕尾槽，通过定位筋和托板将整个铁芯固定于壳体上，铁芯内圆上有矩形嵌线槽，用以嵌放绕组线圈。

定子绕圈用带有绝缘的扁铜线绕制而成，在外面包扎绝缘层。定子线圈有叠、绕式两种型式，为了减少电机的附加损耗，在线圈绕制时要进行编织定位，使并联导体电流分配均匀。

二、转子

电动机的转子由主轴、支架、磁轭、风扇和制动环板等组成，如图 2.3-2 所

示。

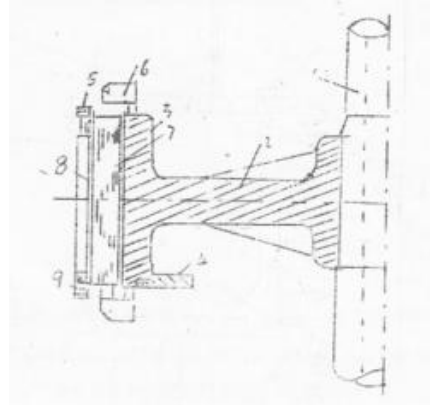


图 2.3-2 转子

1—主轴；2—支架；3—磁轭；4—制动板；5—阻尼环；
6—风扇；7—铁芯；8—线圈；9—阻尼条

电机主轴一般为高强度钢锻制而成，大、中型电机主轴均制成空心的，不仅能增加刚度，减轻重量，还能在其内部装设操作油管。主轴的作用是传递扭矩并承受转动部分的轴向力。

电机转子的支架均为铸焊结构，当直径较大时，受运输条件的限制，支架可分解成轮轴和转臂两部分，支架的作用是支承磁轭，并将获得的转矩传给主轴。

直径小于四米的磁轭用铸钢或厚钢板制成，也可与支架铸成整体。当直径大于四米时，磁轭由 3~5mm 的钢板冲压成扇形，然后交错叠成整圆，并用螺栓紧固成整体，用键固定于转子支架上，磁轭外圆有“T”形槽以便固定磁极，磁轭的作用是产生转动惯量，固定磁极并构成磁路的一部分。

磁极是产生磁场的主要部件，由铁芯、线圈和阻尼条组成，并用“T”形结构固定磁轭上。磁极铁芯由 1~1.5mm 厚的钢板冲片叠压而成，两端加极靴压板并用双头螺栓紧固。

励磁线圈由扁裸铜条或铝条绕成，匝间粘贴石棉或玻璃纤维布作绝缘，也可用导体表面氧化层的方法绝缘，对地绝缘采用绝缘筒和垫板。

极靴上装有阻尼绕组，它由阻尼铜条和两端阻尼环组成，将各析之间的阻尼环联成整体构成阻尼绕组，作为同步电机进行异步起动用。

三、上机架

大型立式轴流泵配套电机的上机架，一般为荷重机架，由外伸的支腿和油槽组成，与电机定子上表面联接，用来承受机组转动部分的重量及轴向水推力。油槽内装有上导轴承、推力轴承和油冷却器等，上机架应具有足够的强度和刚度。

四、下机架

下机架由圆形油槽及支腿焊接而成，有与定子直接连接的，也有不与定子相连接而落在与定子不同的混凝土基础上的结构形式。下机架油槽内装有下列导轴承、油冷却器等，其支腿上装有制动器；与定子相连接的下机架，完成由定子到基础的力的传递。

五、推力轴承

目前国产大、中型同步电动机常用的推力轴承有刚性支柱（图 2.3-3）和液压支柱式（图 2.3-4）两类。推力轴承由推力头，镜板、推力瓦和轴承座等部件组成，其作用是将旋转部分的重量转换到固定部分上去。刚性支柱式推力轴承由于结构简单、安装维护方便而在大型水泵机组中广泛采用。

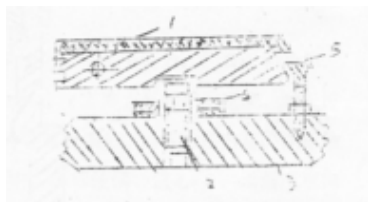


图 2.3-3 刚性支柱式推力轴承

1—推力瓦；2—支承螺栓；3—轴承座；4—锁片；5—限位螺钉

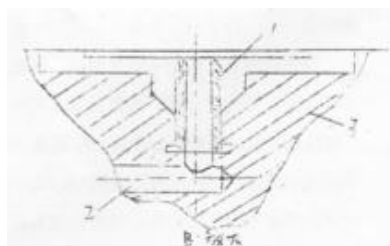


图 2.3-4 液压减载推力轴瓦

1——铜套；2——高压油孔；3——钢环

推力头用键或热套法与主轴连接，并随主轴旋转，一般为铸钢件，如图 2.3-5 所示，为防止推力头轴向位移，其上端面与卡环连接，卡环嵌入主轴上的卡环槽

内，其下端面与镜板相连，在推力头与镜板之间夹有 1~2 层绝缘垫。

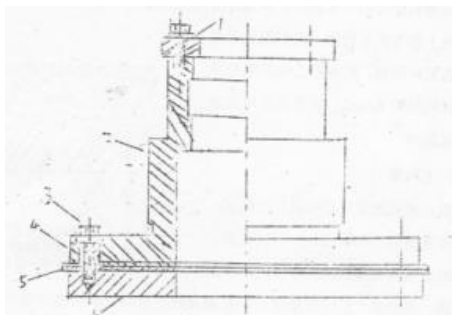


图 2.3-5 推力头

1——卡环；2——推力头体；3——连接螺钉；4——绝缘套；
5——绝缘垫；6——镜板

镜板是整个机组中精度最高的零件，其光洁度为 $\nabla_9 \sim \nabla_{12}$ ，形位公差要求也很高，荷重越大，其表面光洁度和形位公差要求就越高，一般用优质钢材锻制研磨而成，是一种转动的环形部件。

推力瓦与镜板构成平面摩擦，是推力轴承的静止部件，将旋转部分的重量转换成固定部分的荷载，推力瓦为扇形分块式，如图 2.3-6 所示，由瓦钢坯和瓦衬组成，即在瓦钢坯上浇铸一层锡基合金，一般约为 5mm 厚，轴瓦下端面开设有偏心的圆形槽，槽内垫有铜片，作为轴瓦与球头支承螺栓接触的易损件，这种球面接触和圆形槽的偏心能使推力瓦在机组运行中自由倾斜，形成楔形油膜（见图 2.3-7），增大最大与最小油膜的比值，有利于推力瓦的润滑和冷却，偏心值 $e = \varepsilon \cdot \lambda$ ，式中 ε 为偏心率，一般取为 5%； λ 为推力瓦的平均宽度。对于可逆转的水泵水轮机上的配套电机，如果也存在这种偏心，则将对推力瓦的楔形油膜起破坏作用，因此，在可逆式水泵机组中必须使偏心值 $e = 0$ ，以适应双向运行的需要。

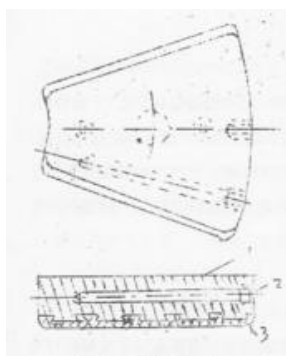


图 2.3-6 推力轴瓦块
1—钢坯；2—温度计孔；

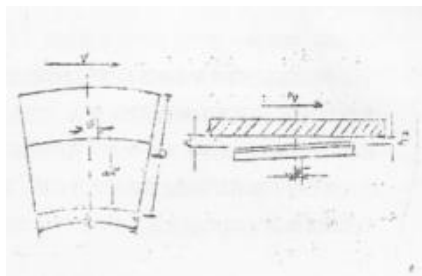


图 2.3-7 推力瓦偏心支承与楔形油膜的关系

3—锡基轴承合金

在液压支柱或推力轴承中，常采用薄型推力瓦结构，使厚瓦分成托瓦和薄瓦两部分，这样有利于轴瓦散热，减少轴瓦上、下端面的温差，并使轴瓦均匀受力，见图 2.3-8，在液压支柱式推力轴承中还设有专门的液压减载装置。在机器起动过程中，通过中心油孔向瓦面注入高压油，使转动部分略有浮起，在锈板与推力瓦之间形成 0.04~0.10mm 的高压油膜，降低摩擦系数，改善起动性能。

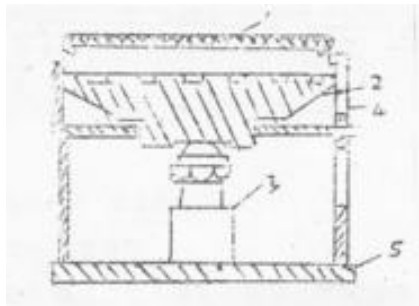


图 2.3-8 有托盘的推力瓦

1—推力瓦；2—托盘（托瓦）；3—支承螺栓；
4—介挡板；5—轴承座

轴承座（又称推力瓦座）是支承推力瓦的部件，其上部装有推力瓦支承螺栓，并有控制轴瓦位移的定位螺钉，通过推力瓦支承螺栓可以调节各块推力瓦顶面的高程从而使所有的推力瓦受力均匀。

六、冷却器

电动机的冷却器有油冷却器和空气冷却器两种。油冷却器安装于上、下油槽

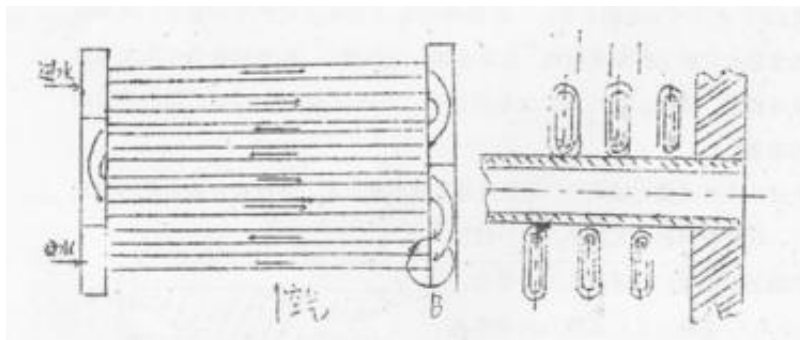


图 2.3-9 空气冷却器

B 放大

内，由铜管组成，有环形和箱形两种，管内的冷却水，借助于管壁与油进行热交换，达到冷却润滑油的目的。对于大容量密闭循环式电动机，空气冷却器设置于定子上，也是由多根铜管组成，管内通入冷却水，带走电机运行时铁芯和线圈所产生的热量，如图 2.3-9 所示。

七、制动器

制动器主要用作机组的停机制动，也可用作机组起动前顶起转子使镜板与推力瓦之间形成油膜，改善机组的起动性能。当电机转速降到 30% 额定转速时可利用制动器进行刹车，以免转子由于惯性作用而长期低速旋转。在机组长期低速旋转时，推力瓦与镜板之间不易形成油膜，轴瓦上的锡基合金容易磨耗，甚至烧坏，目前国产大型同步电机上使用的制动器按锁定方式可分为锁定螺母式和锁定板式两种。

1、锁定螺母式制动器

锁定螺母式制动器顶部是用耐热、耐磨材料制成的制动块，当机组停机时，制动块与转子上的制动环相摩擦，机组刹车；制动块的下部是定位板，用螺栓与制动器活塞连接在一起，为了密封，在活塞下部装有橡皮碗，用压盘和螺栓将橡皮碗压在活塞外缸套即制动器座上。制动器座的下部有进油（气）孔、溢油孔、外部有一大螺母，利用它可以顶住定位板并在一定的范围内调整制动块的高程，当高压油（气）通入活塞下腔时，活塞、定位板和制动块将同时被顶起，为了使制动器在操作油（气）压消除后容易复位，可在活塞与定位板之间加弹簧，由于制动器的橡皮碗容易磨损，目前常用的制动器已经将橡皮碗改为“O”形密封圈的结构。

2、锁定板式制动器

锁定板式与锁定螺母式制动器的不同之处在于制动块顶面高程的调整方式。锁定板式的制动器在制动器座与定位板之间加入一个可转动的方槽和棱齿，用手柄转动锁定板，当锁定板的棱齿进入定位板的方槽时，制动器处于低位；当锁定板的棱齿对准定位板的棱齿时，制动器处于高位。这种制动器的调整只有高低两种高程，与锁定螺母式制动器相比，调整高程的灵活性差，目前采用较少。

在 1600kW、3000kW 的同步电动机下机器上还装有测速发电机。发电机靠两极“O”型三角皮带与主轴相连，发出的直流电可供辅助仪使用。当主机转速到 30~35% 额定转速时，测速发电机发现讯号，制动器自动刹车。

第四节 卧式水泵机组的结构

卧式水泵机组的基本特征是其轴线为一条水平线，一般而言，卧式水泵机组

的结构与立式机组基本相同。卧式水泵由叶轮和轴组成的旋转部件和由壳体、填料函及轴承组成的静止部件组成。静止部件与旋转部件之间存在着三个交接部分，分别是：

- 1、泵轴与泵壳之间的轴封装置；
 - 2、叶轮与泵壳内壁接缝处的减漏装置——减漏环；
 - 3、泵轴与泵座之间的转动连接装置——轴承座；
- 卧式电机除了泵轴和推力轴承部分与立式电机不同之外，其结构与立式电机基本相同，限于篇幅，不再详述，读者可参阅有关书籍。

一、轴封

轴封装置在泵轴与泵体之间起密封作用，可防止空气进入泵内或大量的水从泵内渗漏出来。

常见的水泵与泵体之间的密封装置有如下几种型式：

1、填料密封

填料密封设在泵壳处，其作用是密封泵轴与泵壳间的缝隙，防止大量的水从泵内流出和空气进入泵内。此外，它还部分地起到了支承泵轴、引水润滑和冷却泵轴的作用。

填料密封的结构如图 2.4-1 所示，由如下几部分组成：

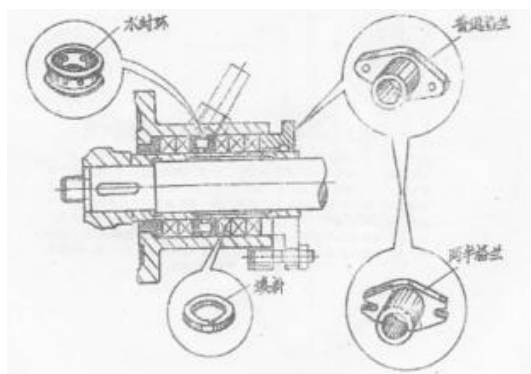


图 2.4-1 填料密封结构

(1) 填料盒（盘根箱）用来安放填料和水封环，离心泵与混流泵的填料盒和泵体铸为一体，轴流泵的填料盒装在弯管上面。

(2) 填料（盘根），起密封作用，填料截面呈矩形，用石棉绳编制，用石蜡或油、石墨浸透后压制而成，具有耐高温，既柔又刚的特性。

(3) 水封环（填料环） 其作用是把压力水分布到填料中进行水封和冷却。

(4) 填料压盖 用来压紧填料，填料的松紧程度可由填料压盖螺栓进行调节。若填料过紧，压力水无法进入填料进行冷却导致填料发热烧坏，而且还会使泵轴与填料之间的摩擦力增大，增加泵的轴功率，严重时甚至会出现“抱轴”现象；若填料过松，则会导致漏水漏气，降低水泵运行效率。一般以从填料中滴水 30~60 滴/分为宜。

(5) 底衬环（填料套） 其作用为阻挡填料被压出，并部分地起到支承泵轴的作用，它由泵内的水进行润滑和冷却。

应当指出，轴流泵没有水封环和填料套。

填料密封的优点在于结构简单，成本低廉，安装容易，更换时无需拆下泵的零件，缺点是石棉填料容易磨损变质，使用寿命短，需要经常更换，且密封性能差。

2、黄油密封

黄油密封的结构如图 2.4-2 所示，通过黄油杯的压力使适量黄油在槽形套与填料盒之间形成油环，起到密封作用。为了防止黄油漏出或被吸入泵内，在轴套两端各加 1~2 圈石棉填料。黄油密封可润滑泵轴，减少摩擦损失，降低水泵的轴功率；另外，黄油加注比较方便。但黄油浸水后容易吸入泵内或被水冲走，故需经常加注，成本较高。

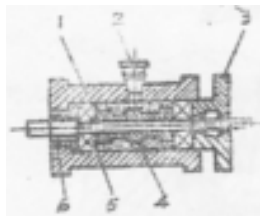


图 2.4-2 黄油密封结构图

1—填料盖；2—黄油杯；3—填料盒盖；
4—槽形轴套；5—填料；6—填料套

3、有骨架的橡胶密封

有骨架的橡胶密封的主要构件是密封碗。利用橡胶弹簧压力将密封碗紧压在轴（或轴套）上。

这种密封的优点是结构简单，体积小，可以缩短轴向尺寸，密封效果比较显著。但由于密封碗内孔尺寸易差，从而容易将轴压得太紧，造成功率消耗增大，

有骨架的橡胶密封安装要求比较严格，寿命比较短，因而在小泵上用得较多，在大泵上很少采用。

4、机械密封

机械密封又称端面密封，主要由下列三部分组成：

(1) 由动环（旋转环）和静环（回定环）组成。动环可沿轴移动，工作时动环受液压和弹簧的压力作用，紧压在静环上作相对运动。

(2) 辅助密封元件

由动、静环密封圈和适当的垫片组成，常用 O 形、U 形和楔形等密封圈。

(3) 压紧元件及其它辅助元件

如弹簧、推环、传动座、防转销等。

只有一个动环和一个静环的叫单端面机械密封，如图 2.4-3 所示。

有两个动环和两个静环的叫双端面机械密封，如图 2.4-4 所示。

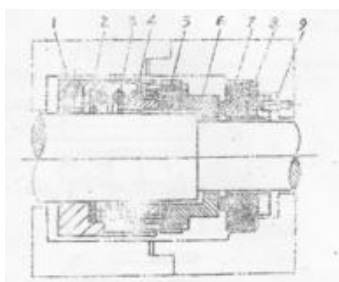


图 2.4-3 单端面机械密封

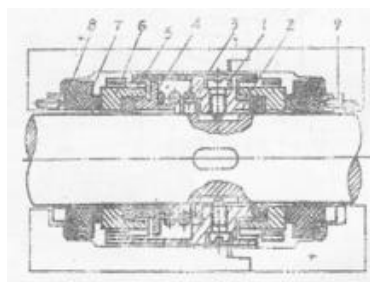


图 2.4-4 双端面机械密封

1—紧定螺钉；2—传动座；3—弹簧；
4—拉环；5—动环密封圈；6—动环；
7—静环；8—静环密封圈；9—防转销

1—紧定螺钉；2—传动座；3—弹簧；
4—拉环；5—动环密封圈；6—动环；
7—静环；8—静环密封圈；9—防转销

根据动环受液的平衡情况，机械密封又可分为不平衡型、部分平衡型和平衡型三种，如图 2.4-5 所示。

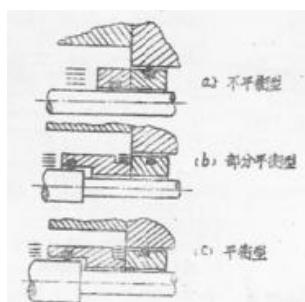


图 2.4-5 平衡型、部分平衡型及不平衡型机械密封

机械密封在工作时，在动、静环间必须保持一定厚度的液膜。液膜太薄，会出现发热和磨损，甚至可能干摩擦，导致机械密封烧毁。在其他参数不变的情况下，密封面上单位体积的作用力增大，液膜厚度迅速下降；密封面圆周速度增加，液膜厚度迅速提高，若密封面上单位面积的作用力和圆周速度同时提高，液膜厚度仍将显著下降。密封面上单位面积的作用力和液压成正比，因而在液压增高时机械密封易发热和磨损。不平衡型用于液压 $1\text{C}/\text{kg}/\text{cm}^2$ (1MPa) 以下，部分平衡型可平衡部分液压，用于 $50\sim 80\text{ kg}/\text{cm}^2$ (5-8MPa) 液压的场合，平衡型的液压完全平衡，可用于高压场合。

动环和静环一般由不同的材料构成，一个用硬质较低的材料，如石墨或石墨加其它填充剂；另一个用硬度较高的材料，如钢、钨堆焊硬质合金等；也可根据具体情况，将两个环用同一材料制成，如碳化钨。

辅助零件除了应具有密封能力外，还应有一定的弹性，以便吸收对密封面有不良影响的振动，常用橡胶或塑料制成。

由于机械密封在工作时，在动环和静环之间的密封面上不断产生摩擦热，使液膜汽化以及某些零件老化变形影响使用寿命，因而必须进行冷却和冲洗。水泵的机械密封一般用所输送的水进行冷却和冲洗，如果水中含的泥沙杂质较多，则必须加过滤器，以防泥沙和杂质进入机械密封中。

安装机械密封的轴或轴承的径向跳动允差如表 2.4-1 所示。

表 2.4-1 安装机械密封的轴或轴套的径向跳动允差 (mm)

轴或轴套直径	径向跳动
16~28	0.06
30~60	0.08
65~80	0.10
85~100	0.12

安装机械密封的轴或轴套要求的粗糙度为 3.2/左右，与静环密封圈接触表面要求的粗糙度为 3.2/左右，装配后端面跳动允差为 0.06 毫米。

装机械密封的泵，其轴向串动量不允许超过 $\pm 0.5\text{mm}$ ，若有轴套时，不允许轴套有轴向移动。

二、减漏环

在叶轮吸入口的外圆与泵壳内壁的接缝处存在一个转动缝，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。为了减少泵壳内高压水向吸入口的回流量，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 0.1~0.5mm）；
- (2) 增加泄漏通道中的阻力。

在实际应用中，由于加工、安装以及轴向力等问题，在处理接缝间隙时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环，称为减漏环。减漏环（又叫口环、承磨环、密封环、阻水环），其作用是使泵体与叶轮保持适当间隙，减少高压水的回流损失，同时起承受摩擦的作用，在实际运行中，这个部件的摩擦是在所难免的，安装减漏环后，当间隙增大时，只需要更换口环而不致使叶轮或泵壳报废，因此，减漏环是一个易损件。

减漏环有多种结构型式，应根据所抽送的液体，泄漏接缝处的压力差，摩擦速度和泵的结构型式来选择，最常见的减漏环为“L”型和迷宫型。

“L”型减漏环具有较大的轴向间隙，以便降低泄漏液体流入叶轮入口主流的速度。

迷宫型减漏环（图 2.4-6）有两个或两个以上用降压室连接的环形接缝，在单个连续流道的泄漏接缝中，通过的流量是接触面积、接缝长度和接缝两侧压力差的函数。如果有降压室却不连续，水能以射流的形式消耗于每个降压室中，从而增加了流动阻力，因此，当同样的流量通过接缝时，具有几个降压室和泄漏接缝的结构与连续的较短的泄漏接缝相比较，间隙就可以增大一些，或者说，在同样的间隙下，通过具有几个降压室和泄漏接缝的流量要比通过连续的较短的泄漏接缝的流量小一些。

如果水泵抽送的液体含有泥沙，应采用水冲洗型的减漏环（图 2.4-7），这种结构可将压力高于减漏环排出侧的清水用接管引到叶轮进口，通过减漏环的孔和槽分配到泄漏接缝中去，最理想的情况是清水能充满泄漏接缝，并且以一定的流量向吸入侧流动，防止任何砂砾进入间隙中。

单吸式泵叶轮若采用平衡孔来平衡轴向推力，除了在叶轮进水侧装一个减漏环之外，在叶轮的背水侧也装有一个减漏环；双吸式泵叶轮有两个减漏环，分别

装在两侧入口处的泵壳上。

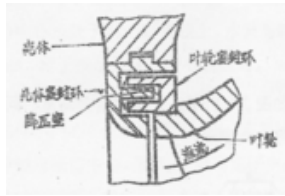


图 2.4-6 迷宫型双密封环结构

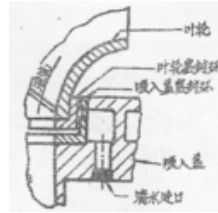


图 2.4-7 水冲洗型密封环

应当指出，轴流泵没有减漏环。目前，有些不采用平衡孔平衡轴向力的单级单吸泵，已将减漏环改为端面密封，叶轮端面与泵壳之间的间隙可以通过螺栓和垫圈的厚度来调节。

在具有吸入泵盖的小型单吸泵中，固定减漏环通常压入泵盖的镗孔中，并用固定螺钉锁紧，螺钉的一半在泵盖上，另一半则在减漏环上，如图 2.4-8 所示，也可以不用固定的螺钉锁紧，较大的泵通常采用带凸缘的“L”型减漏环，凸缘紧靠在泵盖的一个表面上，在水平中开式泵中，装减漏环的圆柱形镗孔应有大于减漏环的外径，如果不是这样，在组合泵壳时减漏环将会发生变形。

将减漏环固定于叶轮上的方法很多，如果减漏环的材料适宜，则通常采用过盈配合。

三、轴承座

轴承座是用来支承轴的。轴承装在轴承座内作为转动体的支承部件，水泵中常用的轴承有滚动轴承和滑动轴承两类，依荷载大小滚动轴承又可分为滚珠轴承和滚柱轴承，其构造基本相同，一般在荷载较大时采用滚柱轴承，轴承依荷载特性又可分为径向轴承和止推式轴承，只承受径向荷载的叫径向轴承，只承受轴向荷载的叫止推式轴承；同时承受径向及轴向荷载的叫径向止推轴承。止推轴承的结构如图 2.4-9 所示。

轴承座采用双列滚珠轴承。一般在轴承发热量较大，单采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

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

金属材料制成的滑动轴承，使用水润滑和冷却；若采用滑动轴承，则必须采取专门措施来承受轴向推力。

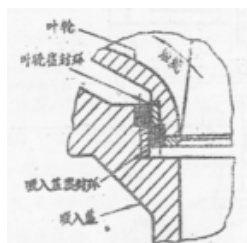


图 2.4-8 双平直密封环结构

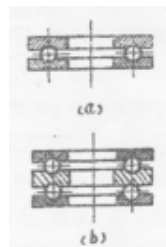


图 2.4-9 止推轴承

- (a) 单排滚珠止推轴承
- (b) 双排滚珠止推轴承

四、联轴器

动力机的动力是通过联轴器传给水泵的，联轴器又称“靠背轮”，有刚性和挠性两种。刚性联轴器实际上是用两个圆法兰盘连接，它对于泵轴与动力机轴的不同轴度在运行中无调节余地。常用的圆盘表挠性轴器实际上是钢柱销上带有弹性橡胶圈的联轴器，用平键分别与电动机轴承和水泵轴联接，一般用于大中型卧式泵机轴承和水泵轴联接。在一般大、中型卧式泵机组安装中，为了减少传动时轴线有少量偏心而引起的周期性振动和弯曲应力，常采用这种挠性联轴器，在运行中应定期检查橡胶圈的完好情况，以免发生刚性柱销与法兰孔的直接碰撞，造成法兰孔失圆的现象。

五、泵轴与轴套

泵轴的主要作用是支承叶轮和其它旋转部件的重量并传递扭矩，泵轴必须在其挠度小于转动和固定零件间最小间隙的情况下工作。泵轴承受的荷载有：扭矩、零部件的重量和径向及轴向水推力，因此，泵轴的材料常为碳素钢或不锈钢，以保证足够的抗扭强度和刚度，其挠度不能超过允许值，工作转速不能接近产生共振现象的临界转速，通常用轴承来保护填料函、泄漏接缝和流道中的泵轴，使之不受侵蚀和磨损。

六、泵壳与泵座

泵壳的过流部分要求有良好的水力条件，在选择泵壳的材料时，除了考虑介质对过流部分的腐蚀与磨损之外，还应使泵壳具有足够的机械强度。

泵座上有与底板或基础固定用的法兰孔，为了保证连接固定的可靠性，应当具有足够的强度和刚度。

七、叶轮

叶轮是泵的主要零件之一，其形状和尺寸由水力计算决定，在选择叶轮材料时，除了考虑在离心力作用下的机械程序之外，还要考虑材料的耐磨和耐腐蚀性能。

叶轮与泵轴用平键连结，这种键只能传递扭矩而不能固定叶轮的轴向位置，在大、中型泵中，叶轮的轴向位置是用轴套和紧固轴套的螺母来定位。

第五节 灯泡贯流泵机组安装

贯流泵装置因其水流方向变化小，装置效率较高，特别适用于物低扬程泵站，但在实际工程中使用还不多。按其形式，贯流泵主要可分为灯泡贯流泵、竖井贯流泵，也有人将原来的水平轴卧式轴流泵归纳到贯流泵的范畴。其中，灯泡贯流泵由于其配套电机位于过流流道的中部灯泡体内，四周有水流过，因而技术较为复杂，对结构要求高，并且由于水泵与电机联为一体，因此通常称为灯泡贯流泵机组。根据灯泡体的位置不同，灯泡贯流泵又可分为前置灯泡式和后置灯泡式。图 2.4-10 是我国典型的后置灯泡式贯流泵机组。

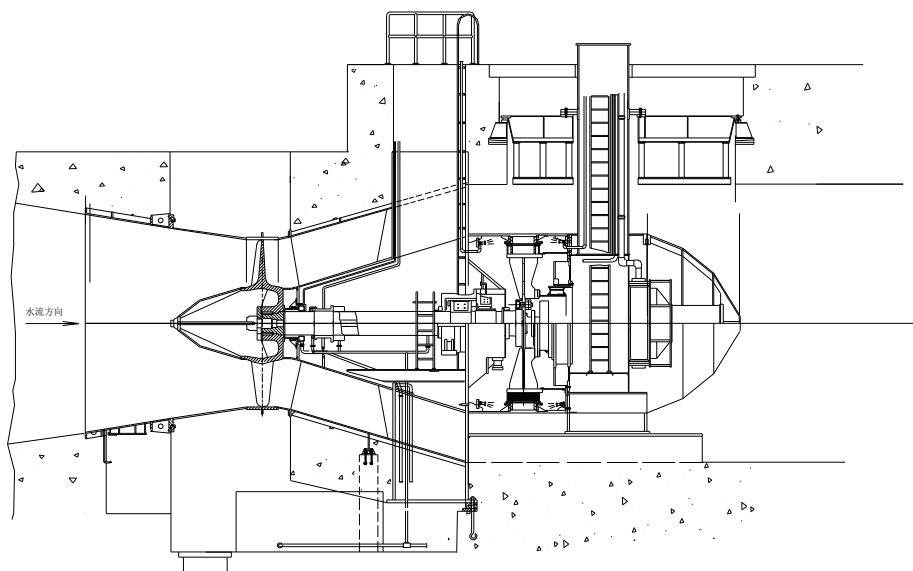


图 2.4-10 后置灯泡式贯流泵机组

灯泡贯流泵机组的结构和安装与普通卧式泵机组的结构和安装有许多相似之处，但由于灯泡贯流泵机组的几乎所有部件均位于卧式井筒内，因此，其安装也有其特殊之处。

(1) 埋设部件。水泵进、出水管的安装，管口法兰直径、中心及高程、法兰面垂直度及与叶轮中心线的距离、水泵座环偏差应符合规范规定。

(2) 轴承装配。推力盘及无抗重螺栓推力瓦（一般为反推力瓦）的平面应与主轴应垂直，偏差不应超过 0.05mm/m。分瓣推力盘组合面应无间隙，用 0.05mm 塞尺检查不能塞入，磨擦面在接缝处错牙应不大于 0.02mm，且按机组抽水旋转方向检查，后一块不得凸出前一块。无抗重螺栓推力瓦厚度偏差不应大于 0.02mm。推力轴承的轴向间隙宜控制在 0.3~0.6mm 之间。轴承箱体应密封良好、回油畅通。

(3) 灯泡贯流泵。叶轮与主轴联结后，组合面应无间隙，用 0.05mm 塞尺检查，应不能塞入。安装调整轴线时，应考虑运行时轴上负荷和支承引起的轴线位置变化。叶轮外壳应以叶轮为中心进行安装，叶片间隙应根据设计要求，按叶轮的窜动量和充水运转后叶轮高低的变化进行调整。

(4) 灯泡贯流式泵机组电动机。主轴联接后，盘车检查轴颈处、联轴法兰和滑环处的摆度应分别小于 0.03mm、0.10mm、0.20mm，推力盘的端面跳动量应小于 0.05mm。定子与转子的空气间隙均匀度要求同立式机组。其他部分的安装应按制造厂及相关要求进行。总体安装完毕后，灯泡体应按设计要求进行严密性试验。

第六节 潜水电泵安装

潜水电泵的应用已经有数十年的历史，在较长的时间内，实际应用的潜水电泵的直径较小。随着国民经济的发展和科技进步，潜水电泵结构紧凑，安装简便，对站房要求低，甚至可以免去站房的优点日益显现出来，近年来，许多潜水电泵的叶轮直径已经超过 1m，最大的叶轮直径已经达到 1.6~1.8m，而且用户逐年增多。潜水电泵由于其水泵与电机组装成一体，机组的整体性好，因此，安装特别简便。根据结构形式的不同，其安装方式主要有：固定式安装（如图 2.4-11）、井筒式安装（如图 2.4-12）和预制井筒式安装等。

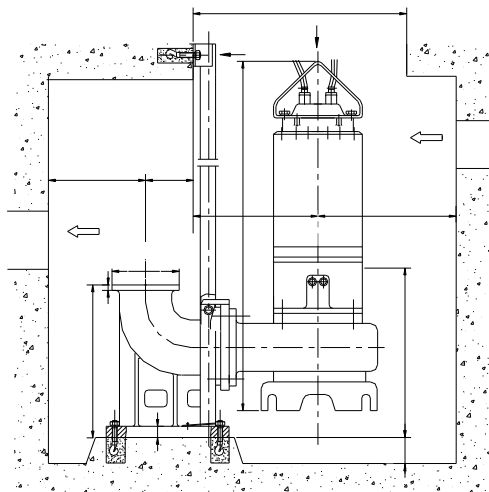


图 2.4-11 固定式安装

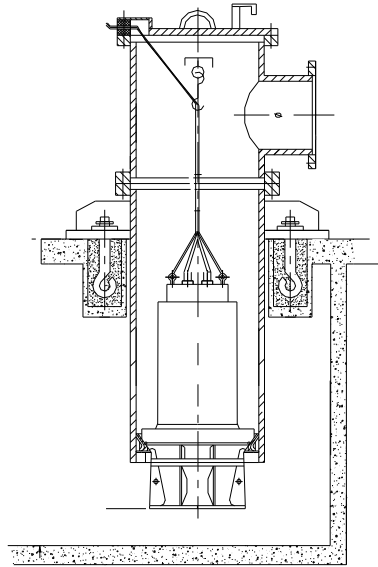


图 2.4-12 井筒式安装

(1) 潜水电泵结构特点。潜水电泵的电动机与水泵等几乎所有的部件在制造厂家就已经组装成一体，结构紧凑，大大简化了泵站现场安装时的组装工作，安装十分简便、快捷。电动机与水泵共用一根轴，电动机与水泵用机械密封隔开，电缆进线处密封好，整个电动机处于良好的密封状态，整机潜没在水下运行。内部设有泄漏及绕组温升等保护装置，以确保机组安全、可靠运行。

(2) 潜水电泵安装要求。潜水电泵安装型式一般有井筒悬吊式、井筒弯管式、井筒落地式和井筒开敞式等，井筒一般采用钢制井筒或混凝土井筒。泵座和井筒座水平允许偏差为 0.5mm/m，高程允许偏差为±10mm，垂直同轴度偏差为 10mm。安装前应做常规检查，并测量控制电缆的绝缘电阻不应低于 0.5MΩ。吊装过程中应就位准确，与底座配合良好，保护好电缆。防抬机装置及其井盖应按要求安装。

第三章 水泵机组的检修

泵站机组管理的任务是管好用好机组设备,通过维护检修,使机组设备经常处于良好的技术状态,提高设备的完好率和利用率,确保运行需要和安全生产,用较少的维护费用保证机组稳定高效地运行,达到延长设备使用寿命、顺利完成排灌任务的目的。

第一节 概述

为了使水泵机组可靠运行,除了对机组设备进行日常维护保养之外,还必须进行定期的检查和修理,更换那些难于修复的易损件,修复那些在运行中明显损坏且可修复的零部件。有计划地检修,可以及早发现问题,消除隐患,防止由于事故而中断机组运行;缺乏对机组的检查和修理或检修质量不合乎要求,运行中对设备的监视、维护和保养不良,缺乏完善的有关运行和检修的基础知识和技术规程,往往成为水泵机组设备在运行过程中发生事故的主要原因。因此,机组运行和检修人员必须了解机组设备的性能和工作状态,以便在运行中及早检查机组的故障及判断原因,并采取相应的措施解决问题,减少事故的发生。

一、检修分类

泵站机组有计划性的检修工作大体上可分为两类,即临时性检修和大修。

临时性检修是一种消除和防止机组在运行过程中可能发生故障的有计划的维护修理工作。通常,临时性检修既不要求分解机组又不要求拆卸比较复杂的和尺寸较大的零部件。其内容是:消除某些机构和构件的异常工作状态,完善自动控制和保护系统,增加设备的运行可靠性。泵站应根据运行中发现的问题制定临时性检修的计划和规程,并依次进行检修。

泵站机组的大修主要是解决运行中经常出现并经临时性检修无法消除的严重的设备缺陷,大修时要将水泵、电动机解体检查和修理,对于大型立式机组,凡包括将水泵轴吊出的检修统称为大修,大修中拆卸部件的多少要视机组设备损坏的程度而定。

二、检修周期

机组大修一次后所运行的时间称为检修周期，检修周期要根据机组所担负的任务和工作条件以及运行的具体情况确定。在每个检修周期内还要安排二至三次有计划的设备检查，定期检查的主要对象是那些检修人员能够直接进入并直接接触的部件、自动化元件以及机组保护设备。

机组的损坏有两种，一是事故损坏，二是经常性损坏。前者发生的机率很小，它不决定检修周期；后者是指机组在运行过程中由于各种因素所引起的损坏，诸如相对运动部件间的摩擦磨损、水流的作用、各种干扰力所引起的振动、交变应力的作用和腐蚀等，这一过程是持续的、渐变的、也是可以预测的。

在规定的大修周期内，如果运行中机组并未产生明显的异常现象，同时又预示在以后相当长的时间内机组仍将可靠地运行时，则可适当延长大修周期。如果对机组的正常运行并无怀疑，而硬要按规定的大修周期来拆卸机组的部件或机构，实践表明这将恶化机组的技术状态。

对于农田排灌泵站机组，其工作特点是季节运行，因而每年都有足够的时间来进行检查和维护，通过这些检查，发现问题及时修复。只有当由于厂房不均匀沉降而引起机组轴线偏移，同心垂直发生变化或者在发现严重事故隐患的情况下才进行大修。

在泵站机组设备的维护管理中寻求延长检修周期、缩短检修期、降低检修规模的技术措施具有很大的实际意义。

在确定检修周期和检修工作量时，应注意下列问题：

1、如果没有特殊情况，应尽量避免拆卸工作性能良好的部件和机构，因为任何这样的拆卸和装配都会有损于它们的工作状态。

2、尽量延长检修周期，要考虑到零件的磨损情况、类似设备的实际运行经验、该设备在运行中某些性能指标下降情况等因素，要有充分把握维持机组的正常运行，决不能因片面地延长检修周期而使检修成为什么时候损坏、什么时候修理的那种盲目地无计划地大修，影响机组正常效益的发挥。

3、应避免全部分解拆卸机组的所有部件和机构，特别应避免拆卸分解推力轴承、油压装置、自动化元件以及全调节叶片泵的转轮等。

三、检修准备工作及检修质量的验收

泵站机组的检修可分为三个阶段，即大修前的准备阶段、修理和装复阶段和大修后的检查试验阶段。机组的修理工作可由专门的安装检修专业队伍完成，有条件的泵站，可由运行和检修人员互相协作进行检修，个别损坏严重或由于泵站条件所限不能在现场修复的零部件则需送交原供货厂家进行修理或更换新件。

在机组大修的准备阶段，要在对设备缺陷及检修工作量作了具体分析的基础上制订机组检修计划图表，在该计划图表上应能反映出每个单独作业阶段的持续时间、完成该项目的主要负责人、完成作业的步骤、计划的劳动人员配备和材料消耗等内容，在检修计划图表上还应注明每项工作的起始与结束的时间，以便在施工过程中不断地协调和修改进度。

在准备阶段，还应作好检修工具、材料、备件、起吊设备、电焊机、机床等必需的物资准备工作。此外，还必须准备必要的检修场地，在机组附近的检修场地上架设平台、安放工具台和工具架等。

为了评价机组检修的质量，必须对机组检修结果进行检查和试验，该检查和试验的内容与检修规模有关。机组经过临时检修后，检修的质量评价只限于那些拆卸分解的部件或机构；机组经大修后，由于被拆卸分解的部件较多，应进行规模较大的试验和检查，再经空载和带负荷试运转来检查机组的运行状态是否正常。如果在试运行中发现存在某些缺陷，则应进一步修理，然后重新进行启动试运行，如此反复，直到符合要求。

第二节 检查与拆卸

机组大修是一件复杂而又艰巨的工作，它包括拆卸、修复和装配三个环节。为了使机组大修能有目的、有对象、有计划和有准备地进行，首先就要对机组的技术状况进行检查。

一、机组的定期性检查

定期性检查可以放在运行停机后进行，它主要检查如下几个方面的内容：

1、厂房沉陷检查 厂房沉陷检查在每年停机后的同一时间进行，以便比较每年的沉陷量。通过与原始数据对照，推算出机组水平偏差量，以确定机组的水平轴线是否需要进行调整，并可拟定下一年度各机组运行的时间和台数的分配，

以减缓不均匀沉陷的速度，即沉陷严重的地方机组少运行，沉陷较少的地方机组多运行，有目的地调整泵站基础板的不均匀沉陷量。

2、摆度的检查 定期用千分表检查大轴连接法兰处的摆度，对照原始记录数据，确定摆度是否在增大。若发现摆度增加，则要检查上、下导轴瓦和水导轴承的磨损情况；检查推力瓦的受力情况是否改变，各支承螺栓、导轴承体是否松动。

3、润滑油质和油位的检查 对油进行抽样化验，以确定油质变坏的程度，进行过滤或更换，若油位下降则应查明原因，及时补充润滑油。

4、转轮叶片漏水情况的检查 打开转轮下端盖旋塞，看放出来的是水还是油，根据水的多少来确定叶片枢轴处的密封是否需要进行处理，检查叶片密封压环螺钉是否松动，如有松动，则要拆卸密封进一步检查，确定密封是否要进行修理或更换。

5、汽蚀破坏程度的检查 找出汽蚀破坏的部位，测量其破坏的深度和面积，以便掌握汽蚀发展的速度，确定修复和补救的方式，一般可采用环氧树脂填补或不锈钢焊条堆焊。凡位于含泥沙水质的地区的泵站，还要针对过流部件的泥沙磨损情况进行检查。

6、机组紧固件的检查 检查各连接紧固螺栓和定位销钉是否松动、点焊处是否断裂，并作出相应处理。

7、转轮间隙的检查 通过检查，可以掌握机组轴线变化的速度和程度以及对今后运行的影响。

8、主轴承间隙的检查 了解主轴承磨损间隙变化的程度，分析变化原因，然后作出相应处理。

9、填料及密封的检查 主要检查填料的磨损、腐烂程度和其它封水、封油装置的可靠程度，

10、轴瓦检查 抽样检查推力轴瓦、导轴瓦的磨损程度以及轴瓦的绝缘情况。

11、叶片角度调节机构的检查 检查受油器内、外油管轴承的磨损程度、密封状态。

12、制动器的检查 检查制动器的动作情况、制动环板固定螺栓是否松动、检查间隙和漏油情况。

13、真空破坏阀的检查 检查动作的可靠性、密封性、活塞环的相对位置以及发讯接点的通断情况。

14、辅机检查 检查安全阀动作的可靠性、辅机各运动部件的磨损及润滑油质的情况。

15、过滤器的检查 检查水过滤器、空气滤清器和气水分离器的清洁及锈蚀状况。

16、闸门、阀门的检查

17、自动化元件的工作以及各仪表的工作状况检查

进行定期检查的目的是为不同性质的检查提供依据。因此，要对机组仔细检查、认真记录。

二、经常性检查

除了对机组进行定期检查之外，在运行中还应当对机组进行经常性检查，发现问题及时处理，经常性检查有如下几方面的内容：

1、仪表指示检查 检查负荷指示，运行期间扬程会逐渐变化，因而要随时调整负荷，以免过载；检查电压指示，当发现电机进线电压降低时可调整励磁以提高功率因数；检查电流指示，若电流增大，一般应降低负荷，若电流升高较快，则要检查转动部分的润滑情况，若电流突然增大，则要检查转动部分有无卡阻现象；检查冷却水的温度指示，若温度升高，一般要降低负荷，若温升较快，则要检查润滑情况，检查油压和油位，检查冷却条件是否改变。根据油、气、水系统的工作情况必要时可切换备用辅机组。

2、巡视检查 这种检查主要靠人的感觉器官来实现的，如眼看、耳听、鼻闻、触摸等方式，对于振动可以凭大脑感觉神经判别，也可用便携式科学仪器来检测。

应当指出，所有这些检查，都是建立在正常运行的原始依据之上的。只有这样，才能发现出现异常情况的性质和影响程度，确定相应处理的范围和时间。

三、机组检修前的拆卸

机组拆卸是安装的逆过程，原则上是先外后内，先上后下，先部件后零件。拆卸中要注意下列问题：

1、各部件的相对配合处要做上记号，以确定相对方位，使装复后能保持原配合状态。

2、拆卸的零部件要按拆卸顺序排列好，清洗后的零部件要垫好盖好，防止灰尘杂质侵入。

3、零部件清洗过程中要防火，备足消防器材，洗过的油要集中妥善保管。

4、行车要进行必要的检查和试吊，确保安全。

5、对于锈死的螺丝，不能强行扳扭，可滴些煤油、柴油浸泡，然后用手锤敲击螺母，使其松动。

6、如果上下交叉作业，要注意人身和设备的安全。

7、注意回收废油，以免造成污染和浪费。

第三节 易损件的修复工艺

一、水泵轴颈磨损后的修复

1、轴颈磨损量的测量

轴颈磨损量的测量方法有三种：（1）用外径千分尺分别测量同一轴颈上未磨损部位与磨损部位的外径，得出磨损量；（2）用千分表分点测量，得出轴颈的偏磨值，如图 3.3-1 所示。操作时将千分表固定于未磨损轴颈表面并靠在水平夹环上，将水平圆周分为八等分，在等分点上读取千分表读数，其相对点的差值即为偏磨损量，同时还可得出最大偏磨值的方位。（3）用盘车法测量，对于橡胶轴承的轴颈，若单侧偏磨大于 0.5mm，则需要对轴颈进行处理。

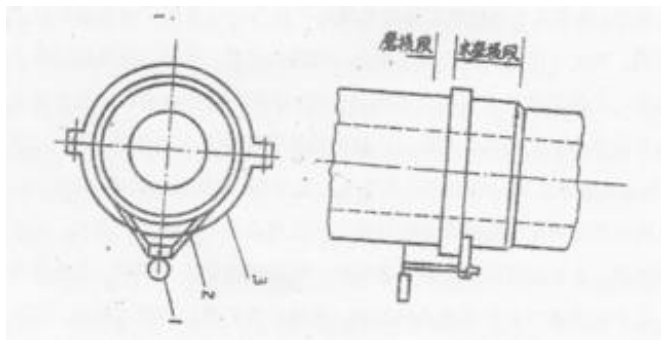


图 3.3-1 轴颈测量

1-千分表；2-千分表架；3-水平夹环

2、轴颈磨损情况分析

由于橡胶轴承结构简单、安装维护方便且成本低，目前我国大中型泵站机组中水泵导轴承多采用橡胶轴承。

橡胶轴承相对于水泵轴颈而言是易损件。在润滑水水质清洁的情况下橡胶轴承比水泵轴更易磨损；但在润滑水水质比较差、含沙量大的情况下，水泵轴颈磨损的可能性要大于橡胶轴承。这是因为橡胶材料比较柔软且富有弹性，润滑水中的杂质颗粒易被泵轴压进橡胶表层，当轴相对于轴瓦运动时，这些杂质颗粒就会与水泵轴发生摩擦，使轴颈的表面变粗糙、失去光泽，粗糙的轴颈反过来刮擦橡胶轴瓦，这样相互磨损，恶性循环，久而久之，间隙增大，严重时水泵轴剧烈抖动，不能工作。

采用金属稀油轴承的轴颈，一般很少磨损。这主要取决于密封性能的优劣，只要水不进入轴承内，在润滑条件良好的情况下水泵轴颈的磨损量不大；但是，如果密封装置发生故障，或者密封装置的漏水量过大，水和泥沙将进入轴承内使水泵轴颈磨损；此外，轴颈和轴瓦的磨损还取决于润滑油膜的厚度和轴承的承载能力。

综上所述，轴颈的磨损是难免的，磨损的主要原因是水中的泥沙和杂质。

水泵轴的磨损一般有两种情况，即单面磨损（偏磨）和四周均匀磨损。如果发现轴颈出现单边磨损，则要在检修中检查机组轴线的摆度和转动部分的中心位置，查明原因，加以处理。

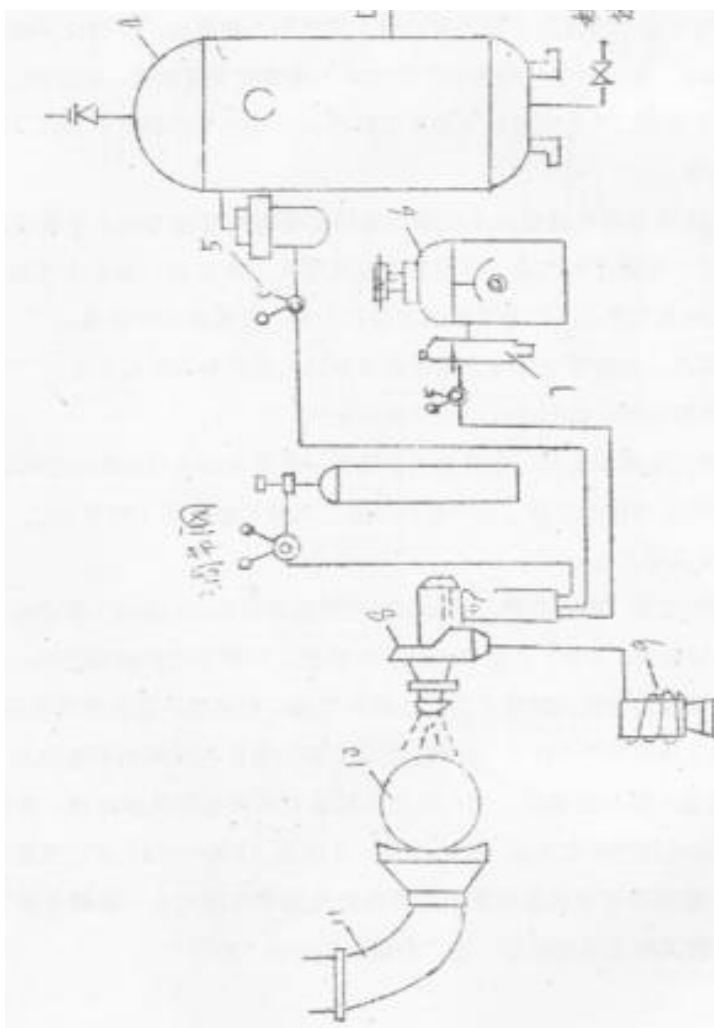
3、轴颈磨损后的修复

水泵轴颈磨损的修复方法有三种，即喷镀、镶套和堆焊。

（1）喷镀 喷镀是利用高速气流将熔化的金属液体喷到磨损的水泵轴表面以填补缺陷。任何液体在遇到高速气流时都可以被吹成细点，当这些细点被冲击到一个干净毛糙的物体表面上时便形成涂层。金属喷镀不论采用何种形式，都是根据这一原理而来。常用的喷镀方法有气喷和电喷两种。

1) 气喷 用氧气、乙炔等燃烧气体作为热源使固态金属（不锈钢丝）熔化成液态的喷镀方法。气喷装置见图 3.3-2，具体设备及作用简介如下：

① 空气压缩机：供给喷镀的高速气流，一般选用压力 $\geq 0.6\text{MPa}$ 、容量 $\geq 1.5\text{m}^3/\text{min}$ 的低压空气压缩机；



② 冷凝器：
将温度较高的压缩空气冷却，使大量的水蒸汽和油雾沉淀成水和油，防止其混入喷涂层而影响喷镀质量；

③ 油水分离器：进一步使压缩空气中的油分和水分散、流速降低，受自重或附壁作用而沉入底部，使排出的压缩空气干燥、清洁；

④ 贮气筒：
贮存压缩空气，

其上装有安全阀和排水阀；

⑤ 空气滤清器：进一步将空气中的微粒、尘埃和水分过滤，并附有压力调节器；

⑥ 乙炔发生器：供给喷镀的燃烧气体乙炔，一般选用容量 $\geq 1\text{m}^3/\text{hr}$ 、压力为 0.1MPa ，并附有调节器供调节压力用；

⑦ 气喷枪：喷镀的主要工具，通入氧气和乙炔的燃烧，熔化不断向前输送的不锈钢丝，在压缩空气的推动下将液体不锈钢丝喷成微粒，喷镀到工件上；

⑧ 吸尘斗：吸去喷镀时飞散在工件外，混入空气中的有害颗粒，以免对人体产生危害。

2) 电喷 电喷是用电能使固态不锈钢丝熔成液态的喷镀方法。电喷原理如图 3.3-3 所示,它除了与气喷一样需要空气压缩机、冷却器、油水分离器、贮气筒、空气滤清器和吸尘斗以及不锈钢丝盘架之外,还需要如下设备:

① 电焊机:供给喷镀热源,常用直流电焊机,电流为 300 安左右;

② 联合控制箱:给固定式电弧喷镀枪配气;

③ 固定式电弧喷镀枪:电喷的主要工具,通过两根不锈钢丝通电短路使不锈钢丝熔化成液体,再由喷射的压缩空气吹到被喷镀工件表面。

3) 喷镀操作工艺

喷镀前的准备 喷镀质量的好坏取决于被镀表面的清洁程度(清除油脂和氧化物)和粗糙程度.因此,在喷镀前除了对被镀工件表面进行清洁之外,还要对被喷镀工件表面进行拉毛处理。首先在机件表面车毛螺纹,具体要求见表 3.3-1。然后对被镀工件进行“电拉毛”处理,用电火花拉毛机在已车出毛螺纹的工件表面铺设一层微小颗粒的镍层.电火花拉毛机就是利用电焊机的原理将电压为 380/220V 的电源变成低电压(6~9V)、大电流(100~340A)的变压器。根据毛螺纹的粗细改变变压器次级线圈的匝数来调节电流大小,将镍条作为一电极,在被喷镀工件上纵向移动,使“毛螺纹”全部“毛化”。

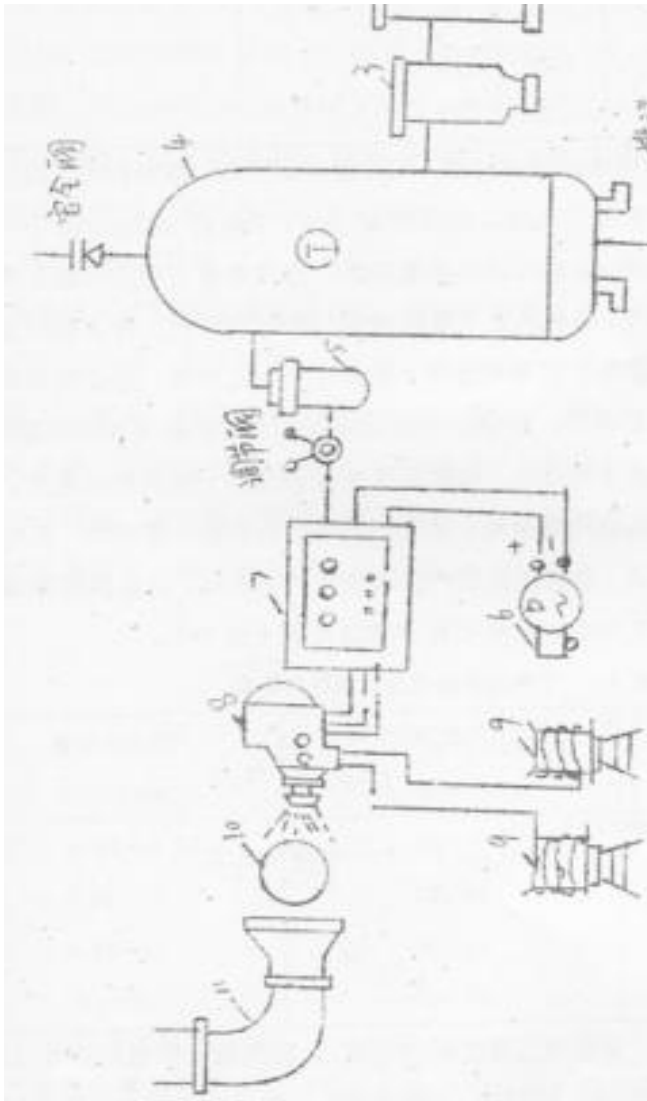


表 3.3-1 毛螺纹的车削要求

泵轴直径 mm	车刀低于泵站 中心线的位置 mm	螺距 mm	牙数 1/寸	圆周线速度 米/分	其 它
20~50	3~4	1.00	24		毛螺纹要求一刀车;
50~100	4~5	1.20	20		清除高出毛螺纹的毛刺;
100~200	5~6	1.25	18	12	
200~300	6~7	1.25	18		
>300	7	1.25	18		

喷镀操作要求 ① 合理选择喷镀材料，满足镀层硬度高、耐磨性好、抗腐蚀性、收缩率小等要求。若采用气喷，则选用 $\phi 1.6 \sim 1.8\text{mm}$ 的 420[#]susz1 不锈钢焊条；若采用电喷，则选用 $\phi 2.3\text{mm}$ 的同类型焊条。② 合理选择工件与喷枪之间的相对线速度和喷枪的移动量。熔化的金属被压缩空气吹射到喷镀工件表面时金属微粒的温度虽已相对减低，但还具有较高的温度，若集中于一点喷镀，会增加局部温度，工件冷却后喷镀层易碎裂，在该点邻近处将会有大量的碳灰和夹杂物出现，因此，喷枪必须有一定的移动速度；被喷镀工件也必须有一定的旋转速度，如果线速度太大，喷镀点切线处成滑射角，对喷镀层的附着力有一定影响；若喷枪移动太快则镀层呈螺旋线状，最终使涂层产生螺旋式的夹灰层，并且镀层厚薄不均匀。现将实际操作时的工件线速度和喷枪移动速度列于表 3.3-2。

表 3.3-2 工件旋转线速度与喷枪移动量

水泵轴直径 (mm)	工件线速度 (m/min)	喷枪移动量 (mm/round)
50~100	7~12	5~10.0
100~200	15~20	10~12.0
200~300	20~30	12~15.0
300~450	30~40	15~18

③ 合理选择喷镀距离（喷嘴与工件之间的距离）。对于气喷，喷镀距离为 120~150mm；对于电喷，喷镀距离应控制在 180~200mm 之间。喷镀距离越小，温度越高，附着强度越高，收缩力越大，一般控制工件温度不超过 80℃ 为宜；选择空气压力为 0.55~0.65MPa；氧气压力控制于 0.4~0.5MPa 之间；乙炔压力控制于 0.04~0.05MPa 之间。

喷镀后的表面处理 ① 渗油处理：当喷镀完成后最好能在工件温度为 30~40℃时浸入油内数小时，让润滑油能较多地渗入镀层（大工件用刷子涂油），便于金属切削加工；② 磨削处理：经渗油处理后的喷镀工件可进行磨削，使轴颈的尺寸和光洁度达到要求。磨削用的砂轮应先粗后细，磨削时可用皂化液作冷却剂和润滑剂。若无磨削条件，也可直接采用切削处理，用硬质工具进行高速切削，以机油作冷却剂，切削完毕后采用土法抛光（用金刚砂布加机油研磨）。

轴颈表面处理完成后，应检查轴颈尺寸，并与未喷镀时的尺寸进行比较，其差值即为喷镀层的厚度。对于直径小于 150mm 的轴颈，其喷镀层应为 0.8mm；而直径大于 150mm 的泵轴颈，其喷镀层应为 1.00mm。

（2）轴颈的镶套处理

轴颈磨损后可以用镶套的方法处理，镶套有镶整体套和分半套两种。

镶整体套仅适用于轴的一端小于镶套内径、套可以自轴的一端套入的情况。轴套与经过加工的轴颈为动配合，轴套内径比轴颈大 0.2mm，用环氧树脂充填粘合。

分半套是将不锈钢轴套分为两半，在轴颈上拚焊固定。具体做法是将轴套合缝出倒角并开键槽，装入两只铜键，用不锈钢焊条将接缝焊死，利用铜传热快的特点使焊缝迅速冷却，轴套牢牢地抱紧主轴，如图 3.3-4 所示。

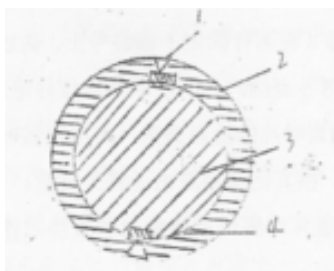


图 3.3-4

1 焊接 2 哈夫不锈钢轴套 3 水泵轴颈 4 铜销

（3）轴颈的堆焊处理

轴颈的堆焊修复是用不锈钢焊条在轴颈处堆焊使之恢复原有尺寸，再进行切削和研磨，以达到原有的光洁度的方法。由于堆焊热量大，容易使轴发生变形，因而使用不多。

二、叶片汽蚀破坏后的修复

对于汽蚀破坏的叶片，可采用堆焊的方法修复。

1、汽蚀破坏的测量

对已遭到汽蚀破坏并拟对其修理的转轮叶片，首先应对汽蚀破坏情况进行检查，测量破坏区的相对位置、侵蚀面积和深度以及金属失重量。测量结果要作好详尽记录，以作为分析汽蚀发展速度和原因的依据。

(1) 汽蚀破坏相对位置的测量 用软尺测量汽蚀区轮廓至叶片轮廓线的相对距离，确定汽蚀破坏区在叶片上的相对位置。

(2) 汽蚀破坏面积的测量 汽蚀破坏面积可用涂色翻印法测量。在侵蚀区域周边涂墨汁等着色材料，在涂料干燥前用纸印下，再将纸放在刻有 $10 \times 10 \text{mm}^2$ 方格的玻璃板下，用数方格的方法求得各侵蚀区的面积，将各侵蚀区的面积相加便得每个叶片或整个转轮叶片的侵蚀面积。

(3) 汽蚀深度的测量 汽蚀深度可用探针或大头针插入破坏区，再用钢板尺量取，也可用汽蚀深度测量器测量汽蚀深度，如图 3.3-5 所示。汽蚀深度测量器中的曲线弓用厚度为 $8 \sim 10 \text{mm}$ ，宽 $25 \sim 30 \text{mm}$ 的铝板制成，其长度视汽蚀区域的大小而定。带有刻度的测针连同紧固件一起可在曲线弓槽内移动，测定沿曲线弓曲线上各点的深度。测量时先将曲线弓弯至与被测部位曲线吻合，并用手按住，将测针插入汽蚀孔内，旋紧螺母将测针固定于曲线弓上，曲线弓下缘测针的读数即为该汽蚀孔的深度，将测得各点的汽蚀深度取平均值并记录最大深度。

(4) 失重的测量 为了精确测量叶片的金属失重，可将泥按叶片的曲面形状涂抹在侵蚀区上，然后取下称重，按其比重换算出金属失重量。

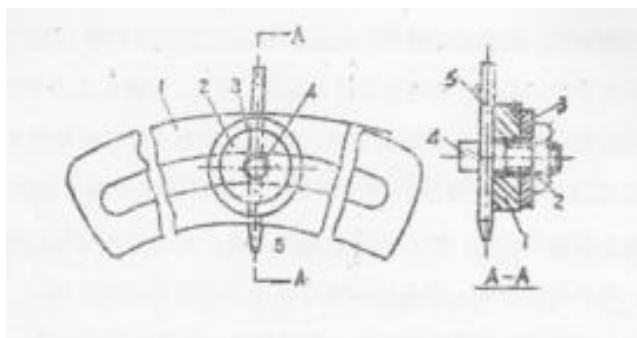


图 3.3-5 侵蚀深度测量器

1- 曲线弓；2- 紧固用滚花螺帽；3- 垫片；4- 紧固螺栓；5- 测针

上述测量结果要作为评定汽蚀破坏程度的原始数据和检修工作的必备资料加以记录保存。

2、施焊前的清理

在对叶片的破坏区域进行补焊之前，首先应对侵蚀区域进行处理。需要处理的区域应比实际的破坏区域稍大一些，这是因为汽蚀区周围的金属组织实际上也遭到了一定程度的疲劳破坏。在确定了侵蚀处理区域的范围之后，应对该区域进行铲削，这一工作对以后的堆焊和打磨有直接影响，铲削过深，增加了堆焊的工作量；铲削过浅，影响堆焊质量；铲削高低不平也会增加堆焊和打磨的困难。一般应彻底铲除汽蚀破坏区域损坏的金属，其深度达到使 95% 以上的面积露出发亮的基体金属。用砂轮将毛刺和高点磨掉，对于侵蚀深度不超过 2mm 的区域，可直接用砂轮打磨。个别小而深的孔可不铲除，但侵蚀深度大的深坑，为避免铲穿成孔，可留下 2~3mm 不铲除，作为堆焊的衬托；对于穿孔严重的叶片出水边，可事先做出样板、成块割下，按样板用中碳钢复制后再拚焊在叶片上。

3、焊条的选择

目前，国内外研究了多种抗汽蚀性能较好的电焊条。经验证明，含铬在 12% 以上的不锈钢焊条抗汽蚀性能较好，如瑞典的 OK₆₇₆、OK_{R201}、日本的 D₃₀₉₋₁₆、美国的 E₃₀₉、苏联的 УП-9 和我国生产的奥₁₂₀、堂奥₁₀₇、奥₁₁₂ 及铬₁₈ 等，上述牌号的电焊条价格较高。目前我国也研制出性能较好、价格低廉的电焊条堆₂₇₇，但因含锰引起的烟雾大，对人体有害，施焊时要注意通风或采取其他的防护措施。

用于堆焊的焊条要保持干燥，施焊前应在 300℃ 的烘箱中烘烤 1 小时。

4、堆焊方法

现场堆焊叶片难于进行热处理回火和矫正变形，因而在大面积堆焊叶片时要考虑采用合理的工艺，控制不均匀变形，减少内应力，从而避免发生裂纹。实践经验表明：低温条件下堆焊应力大、叶片变形大，并且容易出现裂纹。因此，在堆焊前最好先对叶片预热。对同一叶片，如果堆焊工作量大，为了防止堆焊时热量过分集中，可以采用分区换位焊法。分区的尺寸无严格限制，一般可分成 200 × 150mm² 的方块，各块的接头应错开，换位时宜间隔 1~2 个区域，尽可能使热量分散。堆焊时宜采用每层焊波交叉压焊，在某些位置若交叉焊有困难，可采用

往返焊，每次堆焊量要少，对于已穿孔部分，孔中应事先加入填板，填板周围分几次施焊，然后在填板表面和焊缝上堆焊一层抗磨损或抗汽蚀的表面层。

采用小电流短弧堆焊，电流太大、金属深化较深，扩大了热影响区，母材中的碳也可能渗入焊缝形成碳化铬，从而降低堆焊层的含铬量和抗汽蚀性能。此外，在堆焊过程中运条速度要一致，电弧应稳定，尽量采用短电弧。

为避免发生气孔，焊条应保存于干燥通风的地方，使用前要烘干，母材金属表面受焊部位去污，清理干净。

根据实际变形灵活堆焊，并及时处理过大的残余变形。

5、焊补质量检查

叶片经焊补修复后要达到如下要求：

- (1) 经探伤检查，叶片的各部位均不得有裂纹、气孔等缺陷；
- (2) 叶片曲率变化均匀，表面光滑，不得有凹凸不平之处；
- (3) 打磨后的被焊层不得有深度超过 0.5mm，长度大于 50mm 的沟槽和夹纹；
- (4) 抗汽蚀层不应薄于 3mm，若焊两层则不薄于 5mm；
- (5) 叶片经修复处理，与样板的间隙应在 2~3mm 以内，且间隙同间隙长度之比小于 2%；
- (6) 经堆焊处理的叶片，其光洁度愈高愈好，至少不低于▽3；
- (7) 补焊后的叶片要作静平衡试验，消除不平衡重量。

叶片堆焊是一种局部高温处理，残余热应力是必然存在的。为了消除这种残余热应力，必要时可对堆焊的叶片或转轮进行自然时效或人工时效处理。

三、转轮外壳汽蚀破坏后的修复

转轮外壳受到磨损或汽蚀破坏后，轻者用环氧树脂填补，重者用不锈钢焊条堆焊，修补完毕后应进行打磨，使填补或补焊区同未修补区域连成整体的光滑表面。为了保证转轮叶片在运行过程中调节自如，又不使泄漏量过大，打磨时应按样板进行。

四、环氧树脂粘补工艺

用环氧树脂修补破坏区域时，首先应对修补区域进行铲除清理，除去破坏的金属残余、污垢、水分和氧化物，以便获得良好的粘接效果。

环氧树脂的配制要求如下：

- (1) 配制工具应清洁，以搪瓷器皿为好；
- (2) 配制温度不得低于 20℃，否则，应将配制容器放在水中加热，但不得将配制容器置于火上加热，以免受热不均匀出现老化；
- (3) 配比要求严格，各项配方须经天平称重，依次配合，并要求搅拌均匀；
- (4) 使用乙二胺作固化剂的环氧树脂配方，固化剂加入时温度不得高于 40℃，否则固化速度太快；
- (5) 同时使用乙二胺和聚酰胺两种固化剂配方时，其工具不得混用。

采用乙二胺作固化剂的配方见表 3.3-3，采用聚酰胺作固化剂的配方见表 3.3-4。

表 3.3-3 环氧树脂配方之一（重量比）

名称	作用	配方	方法
环氧树脂 6101 [#]	粘结剂	100	
磷苯二甲酸二丁脂	增塑剂	20	
乙二胺	固化剂	8	
铸铁粉或金刚砂 180~200 目	填料剂	100	

表 3.3-4 环氧树脂配方之二（重量比）

名称	作用	配方	方法
环氧树脂 6101 [#]	粘结剂	100	
聚酰胺树脂	固化剂	100	
铸铁粉或金刚砂 180~200 目	填料剂	100	

粘补方法：先将修补区域加温（一般用红外线灯烘烤），并用保温材料覆盖，当温度达到 45~50℃时，用丙酮等清洗表面，然后将调配好的环氧树脂均匀涂抹修补区域（此时现场温度不应低于 20℃）。当粘结后处于半固结状态时，不能再错动环氧树脂；要求填补区填补表面高出未填补部分，以便打磨修正；粘结后要进行固化处理，即粘结后 1 小时再加温固化，加温的速度应均匀缓慢，升温过快会出现大量气孔和脆裂从而降低粘结强度（一般用红外线灯逐步升温），待固化后再缓慢降温，以免粘结表面破坏；待粘结完全固化后再对修补区域进行打磨

处理。

五、金属瓦的挂瓦工艺

当电机导轴瓦或推力瓦的轴承合金脱落或发生烧瓦事故之后，要对轴瓦进行挂瓦。金属瓦的挂瓦工艺相同，只是所采用的模具不同而已，挂瓦工艺过程如下：

(1) 材料：瓦衬常用 chsnsb11-6，其主要化学成分如表 3.3-5 所示：焊剂由氯化铵 1 份、盐酸 0.5 份、水 23.6 份混合而成；

(2) 将干净的瓦坯放入预热炉子中加热至 300~350℃，刷一层焊剂，立即放入 300~500℃的锡锅中均匀地搪上一层锡，以便挂瓦；

(3) 将搪过锡的瓦坯清理干净放入胎具中，四周垫石棉板；

(4) 将温度为 430~460℃熔锅中钨金溶液（呈孔雀蓝色）倒入瓦坯上浇铸；

(5) 钨金浇铸后用水在胎具四周冷却，同时从熔炉中取出烙铁，不断加热上层钨金表面，保证钨金补缩以防止因外表冷却凝固而使里层出现气孔和夹渣；

(6) 挂瓦后应检查钨金与瓦坯有无脱壳现象，要求总脱壳面积不大于总面积的 5%且不应集中于一处。

挂瓦结束后，可对轴瓦进行研磨或刮削。

以上介绍了水泵机组易损件的修复工艺。对于轴承密封、叶片枢轴轴套及密封等易损件，由于拆装比较麻烦，因而一发现有缺陷，则在检修中应更换拆件。

第四节 常见故障原因及处理方法

由于设计制造、安装管理等因素的影响，机组在运行过程中会或多或少地出现这样或那样的故障。分析这些故障的原因，寻求排除故障的有效方法，对于提高机组设备的技术管理水平，提高机组的设备完好率和利用率具有重要意义。

机组在运行中的常见故障主要有轴承温升过高、叶片角度调节不灵活、机组摆度和振动增大、调节器轴承烧坏以及轴承甩油、电机碳刷环磨损等，现分述如下：

一、轴承部分的故障

机组轴承部分的常见故障有轴承温度过高、调节器轴承烧坏和轴承甩油等。

1、轴承温度过高

对于采用金属稀油轴承的水泵，水导轴承温度过高，可能的原因有：油泄漏太多，油位不够；毕托管工作不正常或油路堵塞；水侵入轴承的油盆以及轴承间隙不当或机组轴线摆度变化造成轴承偏磨等。对于采用水润滑橡胶轴承的水泵，水导轴承冷却水出水管水温过高则是由于润滑水量太小而引起的，或是水质不清洁、轴承内混入杂质等原因。

电机导轴承或推力轴承温度过高，可能的原因有油冷却器散热不良，如油冷却器堵塞、水量过小等；还有润滑油油质不合乎要求；推力瓦受力不均匀、导轴瓦间隙调整不当、轴瓦研制质量不合乎要求等原因。轴承温度过高使润滑油质分解，摩擦面油膜失效，严重时导致烧瓦事故。

为了准确地确定轴承过热的原因，必须在运行中仔细持续地观察，通过增加润滑油量或采用排除方法逐一排除一些可能的因素，判定轴承过热的原因，针对具体情况进行处理，当油温上升到极限的安全值时应立即停机处理。

2、调节器轴承烧坏

调节器内外油管轴承烧坏的主要原因是：

- (1) 轴承（铜套）与外油管的配合间隙未考虑摆度影响或摆度增大；
- (2) 安装时外油管与轴承同轴度不好；
- (3) 在制造过程中铜套本身变形；
- (4) 外油管本身发生变形，垂直度或圆度被破坏；

(5) 在运行过程中若进行紧急停机，增加了轴的摆度，也增大了外油管与轴承的摩擦。如果不停机或停机不制动，而将调节器来回调动，用增加油循环的方法来降低轴承温度，可以防止轴承烧坏。

处理方法是重新调整外操作油管的垂直度、与轴承的同轴度和摆度，调整轴与轴承之间的配合间隙。

3、轴承甩油

轴承甩油有两种情况，一种是油质在旋转时通过旋转件内壁与挡油圈之间间隙进入电动机内部，称为内甩油，如图 3.4-1 所示；另一种是油质通过旋转件与盖板缝隙甩向盖板外部，称为外甩油，如图 3.4-2。

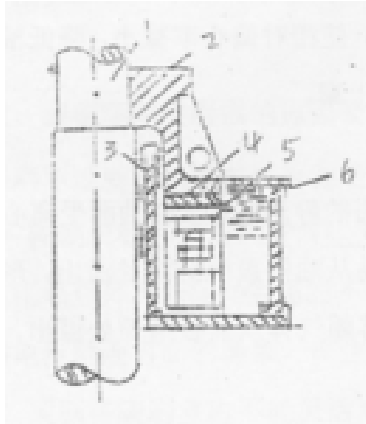


图 3.4-1 轴承内甩油
1-主轴；2-推力头；3-挡油筒；
4-镜板；5-推力轴瓦；6-油槽

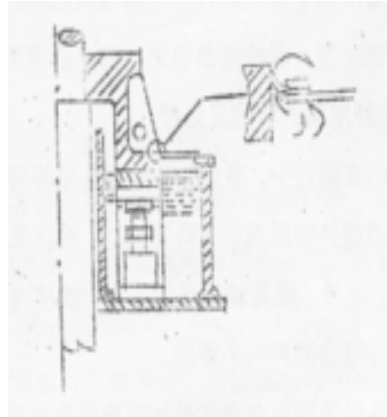


图 3.4-2 轴承外甩油

(1) 内甩油的原因及处理

机组在旋转时由于转子鼓风，使推力头或导轴承颈内下侧到油面之间容易形成负压，把油面吸高、涌溢、甩溅到电机内部，形成内甩油。此外，挡油筒与推力头或导轴颈之间因安装或制造方面的原因往往产生不同程度的偏心，使油环不均匀，如图 3.4-3 所示。这种间隙设计很小时相对偏心率就增大，当推力头或导轴颈内壁带动其中间的静油旋转时，则起着近似于偏心油泵的作用，使油环产生较大的压力脉动，向上窜油，甩溅到电机内部，这是形成甩油的又一个原因。

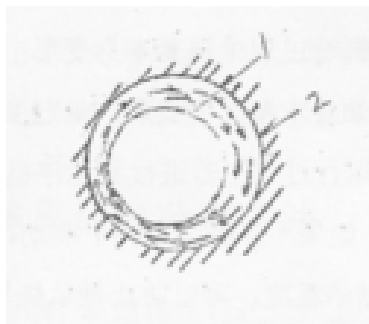


图 2.4-3 设备偏心
1-挡油筒；2-推力头或导轴颈内壁

常用的处理内甩油的方法有两类，一类是阻止法，另一类是疏通法。所谓阻止法是在推力头内壁加装风扇，当推力头旋转时风扇便产生风压，这样既可防止油面被吸高又阻止了油液上窜；也

可在旋转件内壁加装挡油圈，在可能的条件下还可适当增加挡油筒的高度。所谓疏通法就是加大旋转件与挡油筒之间的间隙，使相对偏心率减小，降低油环的压力脉动值，保持油面稳定，防止油液的飞溅上窜。

(2) 外甩油的原因及处理

机组在运行中，推力头和镜板外壁将带动粘滞的静油运动，使油面受离心力作用向油槽外壁涌高、飞溅或搅动，油珠或油雾易从油槽盖板缝隙处溢出，形成外甩油。此外，随着轴承温度升高，油槽内的油雾随气体从盖板缝隙处溢出，这是产生外甩油的另一个原因。

对外甩油的处理通常是加强旋转件与盖板之间的密封，并合理选择油位，不可使油位过高。对内循环式推力轴承而言，其正常静止油面不应高于镜板上平面；导轴承油槽正常静止油位不应高于导轴瓦的中心；当导轴瓦与推力瓦处于同一油槽时其油位应符合二者中高油位的要求，超过上述油位时既对降低轴瓦温度无效又会加剧轴承甩油。

二、叶片角度调节不灵活的原因

叶片角度调节不灵活的主要原因是：

- (1) 活塞环过紧，调节时叶片跳跃转动；
- (2) 活塞环过松，活塞上、下腔不能严格分开，操作油压过低，调节时叶片转动缓慢；
- (3) 回油不畅，造成叶片调节不灵活；
- (4) 活塞轴密封不严，内外油管漏油；
- (5) 供油压力不足，或调节器部分漏油过大；
- (6) 调节器调节转动部分有卡阻现象。

三、机组摆度增大的原因

(1) 水导轴承间隙过大导致摆度增加，而摆度增大又会加剧水导轴承的磨损，使摆度进一步增大；

(2) 主轴局部受到摩擦，如水封填料压紧不均匀，单边过紧使摆度大的一侧局部温度升高，法兰连接螺栓因受热而伸长，从而引起机组轴线改变；

(3) 镜板受热后摩擦面翘曲变形使摆度增大，或由于油温升高而使推力轴

承衬垫变形造成摆度增大。

当在机组运行中发现摆度增大时，要认真分析原因，采取相应的措施进行处理。

四、碳刷环过度磨损的原因及处理

碳刷环过度磨损的主要原因是接触不良、导电性能降低：

(1) 碳刷表面不清洁，有灰尘及油泥存在，从而降低了导电性能，除了增加电阻产生热量外，还会产生局部不导电的现象，这样在碳刷与碳刷环之间就会出现励磁电流时通时断的现象，产生电弧，烧坏碳刷环。

(2) 碳刷在碳刷盒内不能灵活地随刷环运行而被卡阻，出现碳刷与碳刷环不接触的现象，产生电火花，损坏电刷及刷环。

(3) 由于碳刷与轴线不同轴，或由于碳刷弹簧压力过大，使刷环摆度大的部位受碳刷的磨损加快。

处理方法是保持碳刷及碳刷环的清洁，用酒精擦去污垢，磨合碳刷，增加接触面积。对已损坏的碳刷环可拆下来进行车削加工使之光滑，也可利用机组运行就地架车刀车削加工。

应当指出，上述关于机组在运行中的故障的分析是粗略的，不同机组在运行中出现故障的现象也不一定相同。因此，应对机组出现的故障作具体分析，制定正确的处理方案，切不可生搬硬套。另外，振动是影响机组寿命的一个关键因素要进行有效的控制。总之，要提高泵站机组设备运行的可靠性，避免故障，就要不断地提高机组维护管理水平，把好安装检修质量关，作好定期检查工作，以预防为主，将故障或事故消灭于萌芽状态之中。

第五节 设备诊断技术简介

在现代化工业生产中，随着大型、高速、连续、自动化和高参数设备的出现，对设备的安全经济运行及维修提出的要求日益增高。现代化的工矿企业或用现代化武器装备的部队，发生任何设备事故都可能带来巨大损失；另外，由于现代化设备结构复杂，零部件众多，单凭现有的技术和管理制度而不采用现代化手段就难以确保安全经济运行。目前我国大部分的企业（包括机电排灌泵站），都是对设备实行预防性的维护检修制度。在这种制度下，除了日常维护之外，大修、中

修和小修都是凭经验确定检修周期，既不准确又不科学，且常常忽视经济效益，大拆大换零部件的现象时有发生，往往出现过剩维修，从而造成人力、物力的极大浪费。为了提高经济效益，使设备运行获得较高的可靠性和经济性，既要设法减少检修次数，适当延长检修间隔，又要考虑降低维修费用和确保维修质量。因此，现有的预防性维护检修制度已远远不能满足客观实际需要。随着电子技术的发展，国外出现了许多新的性能优异的仪器且逐步应用于机械设备的运行监测、故障诊断及缺陷预报，从传统的定期预防性维修制度改变为设备状态检测维修制度（预知维修）。于是，一门崭新的综合技术学科——设备诊断技术，开始发展起来，并且成了目前国际上设备工程界的热门课题。

所谓设备诊断，是引用的医学术语，医生看病称为诊断，机械设备发生故障也得寻找病因，因而也名为诊断。过去诊断靠手摸、眼看、耳听，得到的表面现象，而且往往因个人技术水平和经验不足难免判断不准、造成失误。现代医疗借助于 X 光机、超声波机、电子显微镜等现代化的设备、器械和医疗技术来诊断，显著地提高了诊断准确程度。同样，现代化的设备诊断技术也必须以现代科学成就为基础，运用电子、超声、光导纤维、红外线等新的技术手段对设备运行中出现的振动、噪音、油温、油压、水温、水压和工作性能的变化进行监测，用仪器的定量测定来代替人的主观感觉，将讯号用数字技术进行处理，从中获得讯息、了解各类故障的表现特征。此外，也可对设备特性进行深入研究，了解异常和故障发生的原因及其规律性，使设备诊断技术建立于定量的客观规律的基础上，从而提高诊断的准确性，加快诊断速度。因此，设备诊断技术的特点是：借助现代科学技术知识和手段，对运行中的设备进行监测、预知、预测设备未来的状态，以便掌握设备可能要出现异常和故障的信息，做到有计划有针对性地维护检修；其次是按设备特征及其故障出现的规律性有计划地加以预防，或按科学规律确定检修周期和检修所需要的时间，提高预防检修的质量，从而达到缩短检修时间、减少检修次数、降低检修费用、提高经济效益和确保安全运行的目的。

目前，国际上已有许多仪器可供选用，归纳起来，这些仪器可分为三类，即：监测仪器类如传感器、测量放大器、记录显示设备等；初级分析仪器及磁带记录器，这些仪器用于大量设备的初步分析和采集数据，供进一步分析用；数据处理分析设备，这是设备诊断技术的关键设备，价格昂贵，可按地区或产业系统成立

若干分析中心，每个中心配备一套功能较齐全的数据处理分析设备及各种输入仪器，需要进行数据处理的单位可将录有讯号的磁带送往分析中心进行处理。

国内外开发设备诊断技术的简况 美国在设备诊断技术方面的研究，一直处于世界领先地位，早在六十年代就以军用机械和飞机为中心开展了设备诊断技术的研究和应用，到七十年代普及到了电力、钢铁、化学、铁路、交通运输等所有领域，成为一个独立的技术系统。2000 年英国对工厂进行的调查指出，采用设备诊断技术每年可节约三亿英镑，而采用此技术的投资仅为 0.5 亿英镑，收益 2.5 亿英镑。设备诊断技术还是一项刚刚开发不久的新学科，尚缺乏比较成熟的经验。近年来，我国电力工业在诊断技术方面开展了一些单项的检测手段的研究，初步取得了一些进展，主要研究和应用在于电机转子匝间绝缘短路的研究、变压器故障的监测、红外线成像对电气过热点的监测、光导纤维测电机局部过热等，有的单位还研制了各种类型的振动测试仪器，如多通道测振仪、动平衡试验仪，还有利用电子计算机进行多平面加重量的动平衡计算等。

设备诊断技术是现代设备维护检修工作的发展方法，是提高设备完好率、利用率和经济效益的重要途径。

第四章 大型机组轴承的问题及改善措施

第一节 传统轴承的结构及特点

一、传统轴承的结构

根据推力瓦的可倾性，推力滑动轴承可分为固定瓦推力轴承、可倾瓦推力轴承，大型立式泵机组多采用后一种。

目前泵站大型立式水泵机组普遍采用的推力滑动轴承主要由推力头、镜板、推力瓦和轴承座等部件组成。

(1) 推力头

用键或热套法与主轴连接，并随主轴旋转，一般为铸钢件，如图 4.1-1 所示。为防止推力头轴向位移，其上端面与卡环连接，卡环嵌入主轴上的卡环槽内；推力头的下端面与镜板相连。在推力头与镜板之间夹有 1~2 层绝缘垫。

(2) 镜板

镜板是一转动的环形部件，是整个机组中精度最高的零件，一般用优质钢材锻制研磨而成。

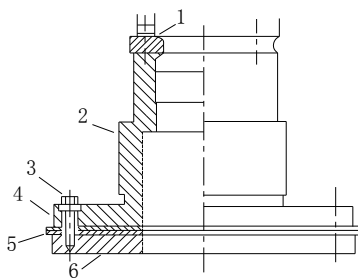


图 4.1-1 推力头

- 1.卡环 2.推力头体 3.连接螺钉
4.绝缘套 5.绝缘垫 6.镜板

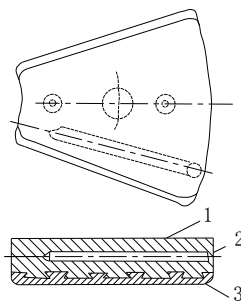


图 4.1-2 推力轴瓦

- 1.钢坯 2.温度计孔
3.锡基轴承合金

(3) 推力瓦

推力瓦，也称轴瓦，与镜板构成平面摩擦付，是推力轴承的静止部件，将旋转部分的轴向力（包括作用在叶轮上的水推力和机组转子重量）转换成固定部分的荷载。在传统的推力轴承中，推力瓦为扇形分块式，如图 4.1-2 所示，轴颈为

一平面，轴承是由数个(3~20 个)支承在圆柱面或球面上的活动扇块组成（如图 4.1-3）。扇形块为钢背，滑动表面复以轴瓦材料，轴瓦下端面开设有偏心的圆形槽，槽内垫有铜片，作为轴瓦与球头支撑螺栓接触的易损件。轴承工作时，这种球面接触和圆形槽的偏心能使推力瓦在机组运行中自由倾斜，形成楔形油膜，以便适应不同的工作条件。对于尺寸较大的固定瓦平面推力轴承，为了改善轴承的性能，可以设计成多油楔形状（图 4.1-4）。此时，较易于形成液体摩擦的润滑状态。

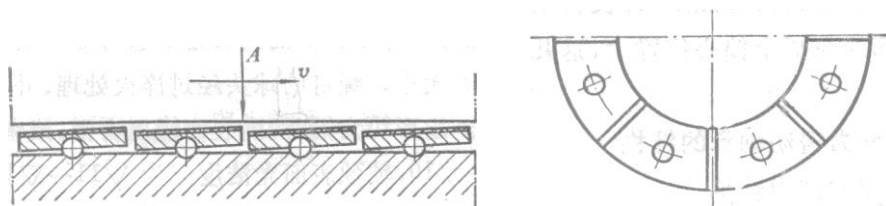


图 4.1-3 活动扇面

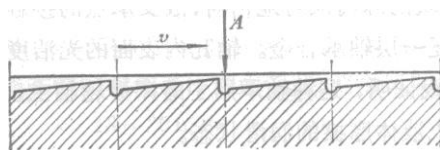


图 4.1-4 多油楔推力轴承

在液压支柱式推力轴承中，常采用薄型推力瓦结构，它将厚瓦分成托瓦和薄瓦两部分，这样有利于轴瓦的散热，减少轴瓦上、下端面温差，并使轴瓦均匀受力。在液压支柱式推力轴承中还设有专门的减压装置，如图 4.1-5 所示。在机组起动过程中，通过中心油孔向瓦面注入高压油，使转动部分略为浮起，在镜板和推力瓦之间形成 0.04~0.10mm 厚的高压油膜，以降低摩擦系数，改善起动性能。

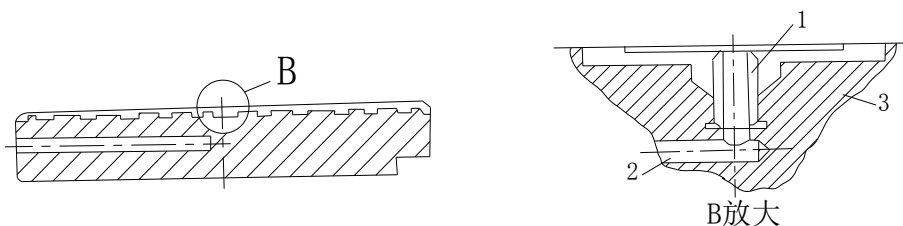


图 4.1-5 液压减载推力轴瓦

1.铜套 2.高压油孔 3.钢坯

瓦的支撑结构通常分刚性支柱式和液压支柱式（也称弹性油箱式）两种，其

支撑结构分别见图 4.1-6 和 4.1-7。

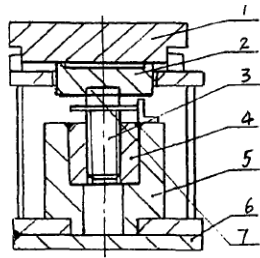
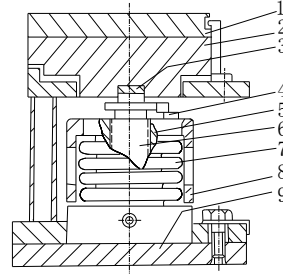


图 4.1-6 刚性支撑轴承

1.推力瓦 2.托瓦 3.支柱螺钉 4.支柱套
5.支柱座 6.轴承底盘 7.垫块



4.1-7 弹性油箱支撑轴承

1.推力瓦 2.托瓦 3.抗重垫块 4.锁定板 5.支铁
6.支柱螺栓 7.弹性油箱 8.保护套 9.轴承底盘

(4) 轴承座

又称推力瓦座，是支撑推力瓦的部件，其上部装有推力瓦支撑螺栓，并由控制轴瓦位移的定位螺钉。通过推力瓦支撑螺栓可以调节各块推力瓦顶面的高程，从而使所有推力瓦均匀受力。

二、传统轴承的特点

一般，滑动轴承和滚动轴承都可用作推力轴承，但对于旋转动力机械，到底选用哪一种，这取决于许多因素。

滑动轴承的摩擦损耗一般都比较大，维护也比较复杂，所以在很多场合常为滚动轴承所取代。但是，滑动轴承本身的一些独特优点，也使得它在某些特殊场合仍占有重要地位，如在泵站机组中被广泛使用。跟滚动轴承相比，目前滑动轴承主要用在以下几种情况：

- (1) 工作转速特高的轴承。因为在这种转速下，滚动轴承的寿命大为降低。
- (2) 要求对轴的支承特别精确的轴承。因为滑动轴承比滚动轴承中影响精度的零件数要少，故可制造得更为精确。
- (3) 特重型的轴承。这时若采用滚动轴承，由于必须单件生产，因而造价很高。
- (4) 承受巨大的冲击和振动载荷的轴承。由于滑动轴承的轴瓦和轴颈间存在油膜的缓冲和阻尼作用，因而显示出较滚动轴承更优越的工作性能。
- (5) 根据装配要求必须做成剖分式的轴承(如曲轴的轴承)。在这种场合，

滚动轴承就无法满足要求。

(6) 当轴的排列较紧密时，由于空间尺寸的限制，必须采用径向尺寸较小的滑动轴承。

(7) 在特殊工作条件下（如在水或腐蚀性的介质中等）工作的轴承。因为这时滚动轴承将难于胜任。

推力滑动轴承在泵站机组中使用，还具有以下特点：

1) 由于滑动轴承在起动、行车以及在载荷、转速比较大的情况下难于实现流体摩擦，运行时的程序较繁琐，检修的程序也较复杂。

大的机组起动时，需用顶转子装置将电机转子顶起，使润滑油进入推力瓦与镜板之间，以形成油膜，减小启动力矩。为了避免机组长时间低速旋转磨损和烧坏轴瓦，需要在停机后机组转速降到 30% 额定转速时利用制动器刹车。另外，机组运行一段时间后，巴氏合金推力瓦需要卸下研刮，以使工作时瓦面受力均匀，同时改善油膜的润滑条件。刮瓦的工作量较大，且技术要求很高。

2) 运行时需要及时观测轴承的温度，运行期间瓦温一般不能超过 65℃。这是因为随着运行温度的提高，油的粘度迅速下降，油膜厚度减少，会导致各瓦块的受力更加不均匀，造成局部瓦块超载而烧瓦。

3) 采用刚性支撑结构的推力滑动轴承，对加工、安装精度、运行温度的敏感性很高。采用弹性油箱支撑的滑动轴承，因弹性油箱是一个密闭的液压连通器，结构、制造工艺较为复杂，对材质的要求也很高。

4) 推力瓦的合金脱落或发生烧瓦事故后，可进行刮瓦对其修复。一般，对中小型水电机组，推力瓦的单位负荷在 3.5MPa 左右，可用 40 年。

第二节 大型立式机组的安装精度及要求

一、安装误差

大型立式水泵机组的固定部件主要有：底座、叶轮外壳、导叶体及电动机的定子、机架等；转动部件的安装主要有水泵转轮和电动机转子组装、吊装及连接。

大型立式水泵机组在安装过程中，固定部分的垂直同轴度、高程，转动部分的轴线摆度、垂直度、中心及间隙是关键。由于机件加工偏差，加之若干部件组合装配导致的误差积累，由此引起的安装误差难以避免，这对机组的推力轴承的

工作可靠性有着一定的影响，如果误差过大会导致轴瓦的受力不均，从而引起轴瓦磨损，甚至烧瓦事故。以下是机组安装过程中为保证精度，要求掌控的八大要素^[8]：

(1) 高差。在叶轮中心安装高程符合设计要求的前提下，要保证运行时叶轮中心与叶轮外壳中心基本重合、电机定子与转子磁场中心重合或定子稍高于转子。定子磁场中心等于或稍高于转子磁场中心，这样既保证定子对转子有微小向上的拉力，以减小推力轴承载荷，提高电机机械效率，又不致电磁效率明显下降。

(2) 同心。同心是指定子铁芯内圆柱面、水泵导轴承插口（安装导轴承处）及密封座等固定部件中心在同一条直线上。若固定部件不同心（包括错位、倾斜、倾斜错位三种情况），主轴定中心后，泵轴颈处于导轴承插口中心，而转子偏离定子中心，将造成空气间隙不均，不平衡磁拉力使导轴承偏磨、机组运行振动，严重时还会造成转子与定子相碰，无法安装。

(3) 垂直。垂直是指电机推力轴承镜板所在平面与固定部件中心线垂直，这样才能保证转动部件转动中心线与固定部件中心线平行，定中心后重合。若固定部件垂直同心，则要求镜板水平。如果不满足垂直条件，轴线摆度处理后，轴线与固定部件中心线成一角度，定中心后泵轴颈处于导轴承插口中心，而转子偏移定子中心，造成空气间隙不均。

(4) 受力。受力是要求电机各块推力瓦受力均匀，电机导轴承和水泵导轴承径向荷载小。如果推力瓦受力不均，个别或少数瓦受力特别大，极易引起瓦温过高甚至烧瓦而停止运行；导轴承荷载过大，会加快磨损。

(5) 摆度。由于加工制造，安装等多种因素的影响，摆度主要由电机轴与镜板不垂直以及泵轴与电机轴曲折引起，运行时轴心线偏离转动中心并绕转动中心划圆，该圆称摆度圆，其直径即为摆度值。当摆度值超过某一范围时，主轴便与轴承产生偏磨，机组在运行中就会由于摆度影响而产生剧烈振动，加剧机件的磨损和疲劳损坏，影响机组效率，缩短机组的使用寿命，严重时会造成主轴轴承烧毁、主轴断裂等重大事故。

(6) 中心。即定中心，是在轴线摆度处理好后，将转动部分（转子、泵轴与叶轮）整体平移至固定部件中心。

(7) 圆度。圆度是指定子铁芯内表面、转子磁极圆度和叶轮外壳内表面、叶轮叶片外缘在水平面内的圆度。前两个部件圆度直接影响空气间隙的均匀，后

两个部件圆度则影响叶片间隙的均匀。

(8) 间隙。立式泵机组间隙主要包括电机定转子之间的空气间隙、水泵叶片外缘与叶轮外壳之间的叶片间隙、电机和水泵导轴承间隙等。空气间隙和叶片间隙是反映几乎所有制造与安装配合要素质量的综合参数，是机组最重要的安装配合要素，其他安装要素大都对其有影响。叶轮与叶轮外壳中心的高差影响叶片间隙；电机定子与水泵导轴承插口不同心、镜板与固定部件中心线不垂直、主轴定中心误差都会造成电机空气间隙不均匀；而定、转子及叶轮与外壳圆度直接影响空气间隙和叶片间隙的均匀度。

空气间隙不均匀引起不平衡磁拉力，由此造成导轴承磨损加大等问题。叶片间隙过大，则水泵效率降低；叶片间隙过小，则会加重间隙汽蚀，甚至引起叶片碰壳。

二、安装精度要求

大型立式水泵机组在安装时，一般都遵循：先下后上，先水泵后电机、先固定部件后转动部件的原则。《泵站安装及验收规范》(SL317-2004)对大型立式水泵机组的安装精度作了如下要求：

(1) 高差

机组各部件的安装高程一般是以叶轮中心设计高程为基准推算得到，关键是推求定子与叶轮外壳的安装高差。机组埋入部件安装的允许偏差见表 4.2-1。叶片外缘及泵体外壳通常为球面，运行时要求叶轮中心与泵体外壳中心高程基本重合，高差不超过 1.0mm，保证叶片上、下间隙基本相等。对于轴流泵，叶轮安装高程及间隙允许偏差见表 4.2-2。对应的叶片安装间隙要求下间隙较上间隙大 5%~15%^[8]，运行后叶轮下沉，上下叶片间隙基本相等。对于大型立式同步电机，应保证电机定子与转子磁场中心重合或定子高于转子 0~0.5% H_1 (H_1 为定子铁芯高度)。

表 4.2-1 埋入部件安装允许偏差 单位：mm

项 目	叶轮直径
	>3000
高 程	±3

表 4.2-2 轴流泵叶轮安装高程及间隙允许偏差 单位: mm

项 目	叶轮直径			说 明
	<3000	3000~4500	>4500	
高 程	1~2	1~3	2~4	叶轮中心实际安装高程与设计值偏差。 对新型机组, 应通过计算运行时电机上机架下沉值和主轴线伸长值重新确定
间 隙	实测叶片间隙与平均间隙之差不宜超过平均间隙值的±20%			轴流泵在叶片最大安装角位置测量进水边、出水边和中间三处并分别计算

(2) 同心

导叶体预装前, 应复测泵座上的中心, 并应符合表 4.2-3 的规定。

机组固定部件垂直同轴度测量应以水泵轴承插口止口为基准, 并应符合设计要求。无规定时水泵导轴承插口垂直同轴度允许偏差应不大于 0.08mm, 定子按水泵垂直中心找正时, 各半径与平均半径之差的绝对值, 应不超过设计空气间隙的±5%。中心线的基准误差应不大于 0.05mm。

上、下机架安装的中心偏差应不超过 1mm。

表 4.2-3 埋入部件安装允许偏差 单位: mm

项目	叶轮直径			说明
	<3000	3000~4500	>4500	
中心	2	3	4	测量机组十字中心线与埋件上相应标记间距离

(3) 垂直

埋入部件安装时的水平允许偏差应不超过 0.07mm/m。水泵单止口承插口轴承平面水平偏差应不超过 0.07mm/m。叶片液压调节装置的受油器水平偏差, 在受油器底座的平面上测量, 应不大于 0.01mm/m。

上、下机架轴承座或油槽的水平偏差不宜超高 0.10mm/m。

(4) 受力

安装前, 电动机合金推力瓦如果要求研刮, 应符合下列要求: 1) 推力瓦面每平方米内至少有 1 个接触点。2) 推力瓦面局部不接触面积每处应不大于推力瓦面积的 2%, 其总和应不超过推力瓦面积的 5%。3) 进油边应按设计要求刮削, 并应在 10mm 范围内刮成深 0.5mm 的斜坡并修成圆角。4) 以抗重螺栓为中心, 将每块总面积约 1/4 的部位刮低 0.01~0.02mm, 然后在这 1/4 的部位中的 1/6 的部位, 另从 90° 方向再刮约 0.01~0.02mm。

推力头的安装应符合如下要求: 1) 推力头套入前检查轴孔于轴颈的配合尺

寸应符合设计要求。2) 卡环受力后, 其局部轴向间隙应不大于 0.03m。间隙过大时, 不应加垫。

调整镜板水平度, 偏差应在 0.02mm/m 以内, 各推力瓦受力应初调均匀。采用锤击法敲击调整抗重螺栓高度, 调整推力瓦受力均匀, 瓦运行温差为 5~8°C 左右^[8]。采用百分表法调整推力瓦受力均匀, 瓦运行温差可控制在 1~3°C 左右^[8]。

(5) 摆度

机组各部位相对摆度值应不超过表 4.2-4 的规定。

表 4.2-4 机组轴线的相对摆度允许值 (双振幅) 单位: mm/m

轴的名称	测量部位	轴的转速(r/min)				
		$n \leq 100$	$100 < n \leq 250$	$250 < n \leq 375$	$375 < n \leq 600$	$600 < n \leq 1000$
电动机轴	上下导轴承处轴颈及联轴器	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02
水泵轴	轴承处的轴颈	0.05	0.05	0.04	0.03	0.02

注: 相对摆度=绝对摆度(mm)/测量部位至镜板的距离 (m)。

在任何情况下, 水泵导轴承处主轴的绝对摆度值应不超过 4.2-5 的规定。

表 4.2-5 水泵导轴承处轴颈绝对摆度允许值

水泵轴的转速(r/min)	$n \leq 250$	$250 < n \leq 600$	$n > 600$
绝对摆度允许值(mm)	0.30	0.25	0.20

(6) 中心

调整泵轴下轴颈处轴线转动中心处于水导轴承插口中心, 其偏差应在 0.04mm 以内。叶片液压调节装置的受油器底座与上操作油管 (外管) 同轴度偏差应不大于 0.04mm, 受油器体上各油轴承的同轴度偏差, 不应大于 0.05mm。

(7) 圆度

导叶体预装前, 应复测泵座上的圆度, 应符合表 4.2-6 的规定。

表 4.2-6 埋入部件安装允许偏差 单位: mm

项目	叶轮直径			说明
	<3000	3000~4500	>4500	
圆度 (包含同轴度)	1.0	1.5	2.0	测量机组十字中心线到止口半径

叶轮室圆度,按叶片外缘进水边和出水边测量的半径与所有叶片平均半径之差,应不超过叶片与叶轮室设计间隙值的 $\pm 10\%$ 。定子的不圆度在测量调整垂直同心时控制。

(8) 间隙

叶片与叶轮室间隙的允许偏差应符合表 4.2-2 的要求,并应检查相关部件的轴向间距符合顶车要求。

当转子位于机组中心时,应分别检查定子与转子间上端、下端空气间隙,各间隙与平均间隙之差应不超过平均间隙值的 $\pm 10\%$ 。

第三节 轴承的运转性能及常见故障

一、运转性能

泵站机组这类旋转动力机械对推力轴承的最主要要求是在高速旋转下均匀地传递和承受竖向荷载。轴承运转中在传递轴向力的同时,不可避免地会出现摩擦引起的发热、磨损等问题。

一般,大型机组所使用的推力滑动轴承应符合流体动力润滑理论要求,以解决轴承发热、磨损等问题。为此,要求推力滑动轴承在满足承载要求的前提下,最关键的要素是在推力瓦和镜板之间形成一定厚度的油膜,以分开两相对运动的表面,并控制好轴承的温度。

1、油膜的形成

根据流体动力润滑理论及承载机理,相对滑动的两平板间形成压力油膜的条件有以下几点:

1) 相对运动的两表面必须形成油楔。如果不提供压力油,则油膜对外载荷无承载能力。当两平板相互倾斜使其间形成楔形油膜,且移动件的运动方向是从间隙较大的一方移向间隙较小的一方时,那么进入间隙的油量必然大于流出间隙的

油量。根据液体是不可压缩的假设，则进入此楔形空间的过剩油量必将沿进口及出口两处剖面被挤出，即产生一种因压力而引起的流动，结果便形成如图 3.3-1 中实线所示的速度分布规律。由于油膜沿着垂直方向各处的油压都大于入口和出口的油压，且压力形成如图 4.3-1 上部曲线所示的分布，因而油膜能承受一定的外载荷。

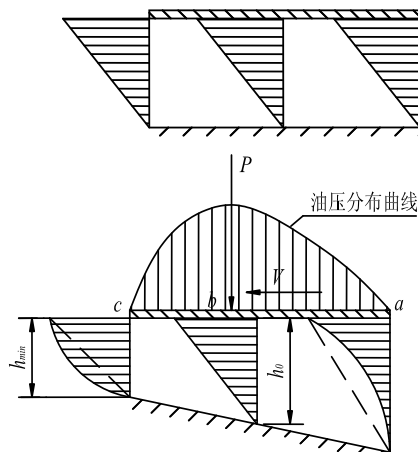


图 4.3-1 两相对运动平板间油层中的速度分布和压力分布

2) 被油膜分开的两表面必须存在一定的相对滑动速度。若两表面相对滑动速度降低，则油膜各点的压力强度也会随之降低，如压力强度降低过多，油膜将无法支承外载荷，这样两表面会直接接触，油膜破坏，液体摩擦也就消失。因此，要保证油膜有一定的承载能力，就必须保证两运动表面有一定的相对滑动速度，其运动方向必须使润滑油从大口流进、小口流出。

3) 润滑油必须有一定的粘性。如果是理想液体，显然除了与上下两板直接接触的液体外，其他各层均不能获得速度，两板之间的油就不会流动。油不流动，纵然保持油楔存在的条件，也无法建立起内压，因而必然不能保证液体摩擦，故润滑油具有一定的粘度是保证液体摩擦的又一必备条件。任何流体(不论是液体还是气体)都具有一定的粘性，在其他条件相同时，粘性大的流体建立起来的内压也大，反之粘性小的流体，在外载荷不大、移动件的运动速度相当高的情况下才能建立起完全油膜的润滑状态。

对于可倾式推力轴承，由于扇形推力瓦块是支持在球面或柱面上的，所以它可以随条件变化而自动调整油楔的角度，故可使轴承的工作性能得到改善。

2、温度的控制

在运行中轴承发生的热损耗，依靠油池表面的自然冷却风，或油箱内附加的冷却水管，或者是循环油将其不断地带走。最好的润滑方式是使润滑油不断循环的自润滑方式，并应有足够大的油池以保证紧急情况下(如油循环系统崩溃时)还能自行润滑。

冷却轴承常用的方法是采取冷却装置以保证温升不大于许用值。常用的办法是在轴承座中加入水套，以带走多余的热量，使轴承温度降低。但此时油的粘度增大，因而阻力加大，产生的热量也会有一定的增加。最合理的办法是采用加快润滑油的循环速度来冷却轴承，但这须在一定的压力下向轴承供油。为了加强冷却效果，须在轴承非承载区开附加油沟，以利润滑油的循环，见图 4.3-2 所示。

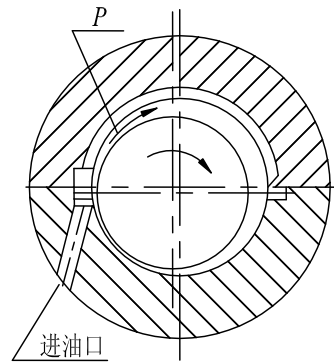


图 4.3-2 轴承中的附加油槽

对于泵站机组中使用的推力滑动轴承，由于其运转性能直接关系到机组能否安全运转，并影响机组的出力和效率，故使用中除工作载荷不能超过其设计载荷外，还须满足如下要求：

(1) 所有推力瓦及瓦面各区域的受力应均匀

采用刚性支撑的推力轴承，因不能自动均衡各轴瓦的受力，故在运行中易产生疲劳、破坏与变形。对此，一般只能依靠制造工艺和安装精度来保证轴瓦的受力均匀，并在大修时对轴瓦受力进行人工调整。

采用弹性油箱的轴承运行时可自动调整轴瓦的受力，一般将这种轴承的轴瓦放在具有足够刚度的托瓦上，托瓦由带有球面的支柱螺丝支撑，使之能在不同的转速和负荷下自动调整推力瓦的倾斜度，以建立起运行中所需要的楔形油膜。当推力头、镜板将机组的推力负荷传至推力瓦上时，由连通管借助弹性油箱的波纹

钢体的弹簧作用，通过波纹钢体内的油的重新分配，自动地对推力瓦的高低进行调整，使推力瓦的上表面紧贴着镜板的磨擦表面，最终机组的推力负荷能基本均匀分布在每块推力瓦上。

(2) 润滑油粘度、油质应符合规定要求

轴承对油质的要求较高，如果润滑油变质，含有水分，油污和铁屑杂物混入，会造成镜板的镜面粗糙度加大，严重时，还会使高压油顶起轴瓦，油膜减少或破坏，轴瓦与镜板可能遭到破坏。

(3) 推力瓦与镜板之间应保证有 0.04~0.10mm 厚度均匀的油膜

水泵机组正常运行时，在推力轴承镜板与推力瓦之间形成的楔形油膜，一方面起着传递负荷作用，另一方面使摩擦面之间不发生直接接触。这种油膜的存在和最小油膜厚度的保持是推力轴承运行稳定性的关键。在启动、停机或轴承供油、密封系统出现问题等情况下，液体润滑油膜不能形成或受到破坏时，轴瓦将处于半干摩擦或干摩擦状态，会发生严重的瓦面磨损或烧瓦事故。所以，不论是启动、停机，均要求水泵机组能迅速地渡过半干摩擦状态，尽可能缩短机组在此状态下运转的时间。

(4) 在瓦温低于设计值前提下，油冷却器去热与轴承摩擦发热达到平衡

一般要求瓦温不得超过 70℃。否则，轴瓦全部或个别比压过大，摩擦热量积聚、瓦温升高、轴承合金强度降低，个别推力瓦首先烧熔损坏，镜板光洁度降低，相邻推力瓦受力增加，这样恶性循环，推力瓦很快烧损，继而威胁机组的安全运行。

当轴承运行条件不能满足上述要求时，不免会出现各种故障，从而影响机组工作的可靠性。

3、关于供油量和非液体摩擦滑动轴承

充足的供油量是液体摩擦的必要条件。一般说来，供油一方面是为了补充轴承漏出的油量，另一方面也是借助于漏出的油量带走一部分摩擦热量，从而使轴承不致发生过热现象。轴承中油的流失是由于轴承中的压力大于外界压力的结果，如在压力下供油，则油的流失量还会加大。必须指出，不必要地加大供油量并不会带来有益的结果。因为供油过多时，轴承的非承载区内也充满了润滑油，而这部分油中也要产生内阻，加大了阻力，降低了轴承的机械效率。

另外，对于工作要求不高、速度较低、载荷不大、难于维护等条件下工作的轴承，往往设计成非液体摩擦的滑动轴承较合适。若在此工作条件下，采用液体摩擦的滑动轴承，不仅技术上困难，而且经济上也不合算。

轴承工作能力准则的建立取决于轴承的失效形式。滑动轴承的失效往往是几种失效形式的并存，如磨损、咬焊、点蚀、擦伤等，他们往往是相伴而生，彼此影响，其中磨损和咬焊是其主要的失效形式。防止失效的关键在于能否保证轴颈和轴瓦间形成一层油膜，而计算准则是应保证摩擦表面间吸附的油膜不致破裂。建立起完善的非液体摩擦轴承的设计方法，需要对这类摩擦的理论，特别是其作用机理，做进一步的探索和研究。

二、直接故障及其原因分析

对滑动推力轴承性能影响较大、常见的直接故障有：

1、轴承温度过高或烧损

轴承温度过高时，会使润滑油质分解，摩擦面油膜失效，严重时导致烧瓦事故。推力瓦烧损对于推力轴承来说，属于比较严重的故障，易造成推力轴承不能正常工作，导致水泵机组不能正常运行。

引起推力瓦瓦温过高甚至烧损，可能的原因有很多，如推力瓦质量问题，润滑油油质问题，轴电流影响，油冷却器散热不良（如油冷却器堵塞、水量过小等），推力瓦受力不均匀，导轴瓦间隙调整不当，推力轴承设计荷载太小或推力轴承超负荷运行等。

2、轴承甩油

轴承甩油有两种情况，一种是油质通过旋转件内壁与挡油圈之间甩向电动机内部，称为内甩油；另一种是油质通过旋转件与盖板缝隙甩向盖板外部，称为外甩油。

1) 内甩油的原因

机组在旋转时由于转子鼓风，使推力头或导轴承颈内下侧到油面之间容易形成负压，把油面吸高、涌溢、甩溅到电机内部，形成内甩油。此外，由于挡油筒与推力头或导轴颈之间因安装或制造方面的原因往往产生不同程度的偏心，使油环不均匀，如果这种间隙设计很小时相对偏心率就增大，当推力头或导轴颈内壁带动其中间的静油旋转时，则起着近似于偏心油泵的作用，使油环产生较大的压

力脉动，向上窜油，甩溅到电机内部，这是形成甩油的另一个原因。

2) 外甩油的原因

机组在运行中，推力头和镜板外壁将带动粘滞的静油运动，使油面受离心力作用向油槽外壁涌高、飞溅或搅动，油珠或油雾易从油槽盖板缝隙处溢出，形成外甩油；此外，随着轴承温度升高，油槽内的油雾随气体从盖板缝隙处溢出，这是产生外甩油的另一个原因。

3、弹性油箱下沉

弹性油箱压缩值超标将会导致弹性油箱波纹体工作应力过大，最终造成油箱由于材质疲劳而破裂，酿成重大设备事故。

机组的长期高频振动，可能造成弹性油箱构件中的某些部位松动、裂纹，形成泄漏点，如逆止阀渗漏。

三、间接故障及其原因分析

对滑动推力轴承性能影响较大、常见的间接故障有：

1、辅助设备故障

启动过程中油泵发生故障或者逆止阀密封破坏、高压油管破裂等，将导致推力轴承的损坏和事故停机。巴氏合金轴瓦在运行期间由于冷却器的故障出现短时的断水，很容易因高温而烧损。

导致密封不严，漏油事故的原因有密封技术水平有限、密封部件老化以及机组振动；导致油泵发生故障的原因有油杂质造成减磨板磨粒磨损，此外油泵输出压力和长期运转造成轴承、转动体损伤，引起精度下降，从而引发故障。

2、机组摆度过大

机组摆度过大时，会引起大轴与水导油槽内密封盖板严重磨擦，使得内密封盖严重变形，同时大轴也受到磨损。

机组摆度过大的原因主要有：1) 水导轴承间隙过大导致摆度增加，而摆度增大又会加剧水导轴承的磨损，使摆度进一步增大。2) 主轴局部受到摩擦，如水封填料压紧不均匀，单边过紧使摆度大的一侧局部温度升高，法兰连接螺栓因受热而伸长，从而引起机组轴线改变。3) 镜板受热后摩擦面翘曲变形使摆度增大，或由于油温升高而使推力轴承衬垫变形造成摆度增大。

3、机组振动剧烈

机组运行时发生振动是不可避免，但振动过于剧烈，会影响轴承的受力，甚至引起推力瓦的受力不均。

引起水泵机组振动的原因有很多，包括水泵扬程和功率的波动、压力脉动、机组支承部分的振动、机组转动部分的振摆、以及水泵的汽蚀性能引起的振动，质量不平衡或电磁不平衡引起的振动。

4、碳刷环过度磨损

碳刷是电动机上传递能量或信号的装置，一般用在直流电机上，用来和换相器配合实现换相，将直流电变成“交流电”，驱动直流电机转动，交流电机上也有使用，主要由电化石墨、浸脂石墨或金属（含铜，银）石墨制成，易磨损，需要及时更换。一旦过度磨损，没有及时更换，会影响电机的正常起动和运行。

碳刷环过度磨损的主要原因是接触不良，导电性能降低。具体包括 1) 碳刷表面不清洁，有灰尘及油泥存在，从而降低了导电性能，除了增加电阻产生热量外，还会产生局部不导电的现象，这样在碳刷与碳刷环之间就会出现励磁电流时通时断的现象，产生电弧，烧坏碳刷环。2) 碳刷在碳刷盒内不能灵活地随碳刷环运行而被卡阻，出现碳刷与碳刷环不接触的现象，产生电火花，损坏电刷及刷环。3) 由于碳刷与轴线不同轴，或由于碳刷弹簧压力过大，使碳刷环摆度大的部位碳刷磨损加快。

第四节 存在的主要问题及分析

当前，泵站大型立式机组中普遍采用的推力滑动轴承，由于结构上的缺陷、制造加工精度的限制、安装误差的存在等原因，使用中存在着一系列问题。主要有：

1、推力瓦受力不均匀，容易造成烧瓦事故

一台机组所有推力瓦及瓦面各区域的受力均匀，是保证轴承可靠工作的最重要条件之一。然而，由于轴承在安装调试时机组处于静态，受力调整只能将静态时显现的负荷均匀地分配到各轴瓦上。动态运行时，由于机组制造精度、安装精度等误差，轴瓦、支撑系统、轴承支架应力不平衡的变形，运行时负荷的变化等等，都有可能造成动负荷在各轴瓦及瓦面各区域上分配不均匀，少数几块瓦受力增大，润滑条件变坏，引起瓦温过高，从而造成烧瓦事故。

对此，机组在安装时或运行一段时间后，需要对推力瓦进行受力调整。对于刚性支撑的推力轴承，一般采用人工锤击法升高或降低抗重螺栓，靠手感用同样大的力锤击搬手，用相同的锤击次数使得所有抗重螺栓转过的角度大致接近，以保证各轴瓦位于同一水平面，使推力瓦受力均匀。由于操作凭经验，随意性以及由此引起的误差大，容易造成推力瓦静态时就受力不均匀，瓦间温差一般能达 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。另外，若抗重螺栓支承部位刚度不等，靠近辐射形肋板一侧的刚度较大，远离肋板的一侧刚度较小，即使安装时推力瓦受力均匀，运行后由于载荷增大，支承刚度小的推力瓦受力和变形小，刚度大的受力和变形大。此外，支承部位脱焊、抗重螺栓松动等，也会引起推力瓦的受力不均匀。

2、安装调试不便，难以满足精度要求

机组安装调试的目的之一是减少安装误差，使推力瓦受力均匀。机组安装质量的好坏直接决定着推力轴承工作的可靠性。当机组意外短暂事故、安装检修调整不当、轴承部件加工精度不合要求，或高压油顶起装置等出现故障时，都会引起推力瓦的瓦温急剧上升。

大型立式水泵机组安装、检修时的程序烦琐，需要盘车、刮瓦，劳动强度大，调试周期长，严重影响安装进度。例如，采用弹性油箱支撑的推力轴承因结构复杂，检修起来工作量大，难度也大。若弹性油箱某处发生渗漏，因内压降低会引起弹性油箱下沉，一旦压缩值超标将会导致弹性油箱波纹体工作应力过大，最终造成油箱由于材质疲劳而破裂。另外，为了排除故障，需要确定渗漏点及油箱的内残压，此工作量较大，需要逐个排除可能发生的渗漏点，对准确的渗漏点应采取补压措施等等。

3、操作程序复杂，维修管理麻烦

为了避免推力瓦、镜板出现不必要的磨损，启动前需要顶转子，停机时需要制动刹车等操作。此外，机组开停机不能过于频繁，因为启动时轴瓦的单位负荷增加，甩负荷次数过多，容易造成推力轴承的磨损和老化。

由于机组自身的结构特点，运行时会因轴电流的存在引发一些问题。水泵正常运行时，由于定子铁芯有合缝、定子与转子不圆或定子与转子空气间隙不均匀，在水泵运行时，磁力线不平衡，不完全平衡的磁力线与转轴相切，会产生一定数值的轴电压，通过主轴、轴承、机座形成环形短路电流，继而在镜板和轴瓦间产生小电弧的侵蚀，使推力瓦合金逐渐粘吸到镜板上，破坏推力瓦的工作面，引起

推力瓦过热甚至烧瓦事故。此外，由于轴电流的电解作用，也会使润滑油变黑，降低润滑性能，使轴承温度升高。为保证机组正常运行，防止轴电流对镜板和推力瓦的侵蚀，通常在推力头与镜板之间加绝缘垫，并起到绝缘和调整轴线（刮削绝缘垫）的双重作用。然而，传统的推力轴承设计欠合理，低位安装的绝缘垫不仅受到油的腐蚀，而且污染油质。

另外，对于采用弹性油箱的轴承，弹性油箱的压缩值有一定的限制。随着轴向的推力负荷增大，每个弹性油箱的波纹钢体都会产生压缩变形，波纹钢体内的油压骤增，以支撑大部分推力负荷，弹性油箱波纹钢壳也承担一部分推力负荷。当充油逆止阀或外部封堵发生渗漏，会造成内压下降，波纹体压缩值增大，一旦压缩值超标，将会导致弹性油箱波纹体工作应力过大，最终造成油箱由于材质疲劳而破裂，酿成重大设备事故。

第五节 改善措施

一、大型立式机组轴承的使用情况

大型立式机组的推力轴承，是应用液体润滑承载原理的机械结构部件，主要由推力瓦、镜板、推力头、冷却器等部件组成。推力瓦是推力轴承中的重要部件，它是整个机组转动部分和固定部分的摩擦面，并且承受整个机组转动部分的重量和轴向水推力。轴承运转时，要求各轴瓦均匀地承受推力负荷，如果各轴瓦受力不均，将产生较大温差，造成个别轴瓦温度增高，瓦面变形磨损增大，影响机组安全运行。在额定工况下，推力瓦温度不得超过 70℃，但如能使各推力瓦受力均匀，则可提高推力轴承的承载能力，减缓推力瓦磨损及热变形，同时也防止镜板的磨损，提高设备运行的稳定性^{[1][3]}。目前，由于国内大型立式水泵机组的轴向负荷相对较小，推力轴承普遍采用刚性支柱式支承形式，它的缺点主要集中为检修或安装调水平难、受力不易调整，调整工作量大，运行时各瓦块的负荷不均（这种现象主要是安装、加工、调整引起的）。推力瓦是推力轴承中的主要部件，呈扇型分块式，一般在轴瓦的钢坯上浇注一层厚约 5mm 的锡基轴承合金，由于轴瓦受力不能保证绝对均匀，尽管轴瓦的底部有托瓦（均匀受力，减少变形），但机组经过长期运行，不可避免地仍然会出现磨损变形。目前，这些问题随着研

究的不断深入，特别是轴承结构、材料、工艺的不断改进将逐步得以解决。

国内泵站 800kW~8000kW 大中型立式水泵机组普遍采用刚性支撑推力滑动轴承。国内企业针对大中型水泵机组滑动轴承的不足也做出过十分有意义的尝试，如湖北阳光电气有限公司（原湖北第二电机厂）曾进行过小范围的实验，将泵站立式机组的滑动轴承替换为滚动轴承，它应用于武汉汤逊湖泵站 3 号机位的 800kW 立式同步电动机上，自 1980 年试运行以来经过 20 多年的运行观测，发现其性能完全达到设计要求，未出现磨损及其他不良现象，对于习惯使用推力滑动轴承的国内泵站而言，这是一次有意义的尝试，为国内大型立式水泵机组的轴承形式提供新思路，也为水泵轴承的多样化打开了新局面。

国外，原苏联大型水泵(轴流泵)具有转速高、扬程高和流量大等特点，其技术性能指标水平比较先进，但水泵结构型式比较单一，其传动一般采用与电动机直联的方式，故电动机体积大而笨重。我国大型泵站建设初期多沿袭原苏联的设计思想，较多采用推力滑动轴承；西方国家如欧美和日本的情况与原苏联和我国不同，立式水泵机组特别是中型机组多采用滚动轴承。荷兰目前已建成的大型泵站有 600 余座，其中口径 1.2m 以上的水泵机组有 2400 多台，这些水泵机组一般都具有转速高、体积小、重量轻等优点，其流量是我国同口径水泵流量的 1.5~2 倍。如该国 1.8m 的水泵与我国 2.8m 的水泵性能相当，但前者重 23.1t，后者重 48t，相差 1 倍。另外，该国广泛采用的齿轮传动大幅度减小电动机的体积和重量，进一步减小机组重量。如荷兰直径为 3.6m 的贯流泵，采用齿轮变速传动的结构设计，与其配套的高速电机直径仅 1.2m，电机和齿轮箱的总重量是 15t。机组重量轻，体积小，转速高，客观上为滚动轴承在该国水泵行业的发展提供了条件，加之西方国家在精密轴承制造方面具有传统优势，其滚动轴承承载力及可靠性完全可以满足中型甚至大型水泵机组的运行要求；日本是轴承强国，现在该国使用较为广泛的除了传统的推力滑动轴承和滚动轴承，还有新型的推力球轴承，相比于传统轴承，球轴承拥有更高的负荷容量和更优良的润滑性能，使用寿命延长 50%，还加大维修时间间隔，降低运转成本，在不改变设定寿命的情况下，通过使用较小的轴承，可以实现大型水泵机组的高速化、小型化以及节能要求，经济效益明显，值得国内同行借鉴和学习。

我国大型泵站的发展由于受当时许多条件的限制，较多采用的是低速旋转、

机泵直联的大型立式同步机组，尽管其负荷和轴承的承载力不大，但因机组的尺寸、体积和重量大，对其装备的技术要求高，因而对机组轴承的结构、性能、安装和使用提出了许多不同的要求。因此，研究新的轴承形式与之适应，是摆在我们面前的一项重要任务。

二、关键部件的改善措施

近年来，随着立式推力轴承加工、制造工艺的不断进步和新型材料的广泛使用，大型立式推力轴承有了长足的发展，改善措施主要体现在轴瓦材料、结构、支承形式等方面的技术创新。

1、轴瓦材料

轴瓦是轴承上直接与轴颈接触的零件，是轴承的重要组成部分。对于在液体摩擦状态下工作的轴承，虽然轴颈与轴瓦工作面间有油膜隔开，但在起动、停车、换向以及载荷和转速不稳定的情况下，二者仍不可避免地会直接接触。因此，轴瓦的材料应当使用摩擦系数小和磨损少的耐磨材料。

轴瓦材料除应满足摩擦系数小和磨损少的要求外，还应满足下列要求：

(1) 抗咬焊性

由于两摩擦表面微观上并非绝对光滑，材料表面凹凸不平处在相互运行时产生摩擦，此时摩擦热可能使凸起点熔化后再焊在另一金属面上，然后在相对滑动时撕裂下来，这种现象称之为轴承的咬焊。当轴颈上的载荷大、速度高、轴承的间隙过小、表面光洁度不高和润滑不足时，就易发生咬焊现象。不同的材料相配时，咬焊现象发生的可能性以及严重程度是不同的。因而与钢相匹配时不易产生咬焊的材料就具备了轴瓦材料的重要特性——抗咬焊性。

(2) 适应性

轴承能适应轴的弯曲和其他几何形状误差的能力称为轴承的适应性。硬度低、塑性好和弹性系数低的材料，就具有良好的适应性。

(3) 容纳异物的能力

摩擦表面间混入异物（如尘土或金属碎屑等）并嵌入轴瓦材料中不外露，且轴颈及轴瓦表面不受磨损，这称为轴承容纳异物的能力。对金属材料来说，适应性好的材料，容纳异物的能力也就强。

(4) 抗疲劳强度

在轴承的载荷大小和方向经常变化之处，轴瓦表面所受的压力是不断变化的。多次重复的压力可以在材料表层引起裂纹和脱落。抗咬焊性和适应性好的材料，一般抗疲劳强度都较低。为了改善轴瓦材料的抗疲劳性能，对于轴承合金来说，应当尽可能用得薄一些，但薄的合金层会减弱材料容纳异物的能力。

(5) 强度

轴瓦材料单位面积上所能承受的最大载荷代表材料的强度。为了增加轴瓦的强度，一般采用双金属或三金属的轴瓦结构。

(6) 抗腐蚀性

长期使用矿物油润滑时，油会氧化而生成一些氧化物，对轴瓦材料(如镉、铅、锌及铜合金等)有腐蚀作用。材料中锡的成分可以减轻腐蚀。铝合金的抗腐蚀性能也比较好。

(7) 价格及来源

轴瓦是一个易损零件，常常在机器检修时要进行更换。材料不但本身要价廉和易于获得，并且从经济性方面分析，还要考虑到更换轴瓦而必须停歇机器使用的经济性问题

没有一种轴瓦材料能全面地具备以上性能。因此在每一种具体情形下，应根据对具体情况的分析，妥善地进行选用。

国内 800kW~6000kW 大中型水泵机组轴瓦材料主要为合金和复合材料。以往，我国生产的水泵机组轴承推力瓦绝大多为合金材料，近 10 来金属塑料瓦逐步替代了合金瓦的传统地位，该推力瓦最早运用于湖北樊口电排站 6000kW 立式水泵，其余多应用于 800kW 级别立式水泵，如公安淤泥湖泵站、明山电排站、湖南大同口电排站等，到目前为止使用情况均良好。

合金材料的种类包括常用的巴氏合金、铜合金、锌合金、铝合金。

(1)巴氏合金轴承分两大类：一类是以锡为基本成分加以适量的锑(4~14%)和铜(3~8%)而成的，叫做锡基轴承合金，其代表如 ChSnSb11-6；另一类是以铅为基本成分加以适量的锡(最多达 20%)和锑(10~15%)，叫做铅基轴承合金。这两类材料被认为是优良的轴瓦材料。这两类材料相比较，锡基轴承合金的抗腐蚀能力高，边界摩擦时抗咬焊能力强，与钢背结合得比较牢固；而铅基轴承合金的抗腐蚀能力较差，故宜采用不引起腐蚀作用的润滑油，以免导致轴承的腐蚀。

轴承合金元素的熔点大都较低，所以只适用于在 150℃ 以下工作。

轴承合金强度低，且价格较贵，为了提高强度和节约材料，一般只用来作为双金属或三金属结构轴瓦的表层材料。

(2) 铜合金是传统使用的轴瓦材料。常用的品种很多，大致可分为：

1) 铸铅青铜如 ZQPb30，用浇注或烧结的办法附于低碳钢轴瓦的内表面上，制成双金属轴瓦。也可以在其表面上再复盖一薄层轴承合金，制成三金属结构的轴瓦。

2) 锡铅青铜 如 ZQSn6-6—3，常作为整体式轴瓦及轴套材料。

3) 锡青铜如 ZQSn10-1，是铜合金中性能最好的轴瓦材料，常用作整体轴瓦或轴套。

4) 铝青铜如 ZQAl 9—4，是铜合金中强度最高的轴瓦材料，其硬度也较高，但容纳异物及适应性均较差，故与其相配的轴颈应有较高的硬度及表面光洁度。

5) 铸造黄铜 如 ZHSi 80—3—3 及 ZHAl 52—5—2—1，常用于滑动速度不高的轴承。

(3) 铝合金这是金属轴瓦材料中应用较晚的一个品种。它的强度高，耐腐蚀，导热性良好，但要求轴颈表面有高硬度和高的表面光洁度。轴承的直径间隙也要稍大一些。主要使用的品种有两类：一类是低锡的，含锡约 6.5%，另一类是高锡的，含锡达 20%。可用轧制的办法把它与低碳钢结合起来制成双金属轴瓦。为了加强铝合金与钢的结合强度，可先在钢表面上轧上一薄层纯铝。

上述几种合金中，巴氏合金以其较好的顺应性、抗咬合性、耐磨耐腐蚀性能，作为一种传统的滑动轴承材料被广泛使用，不过由于其耐热性能较差，使用中需要外加降温设备或隔热垫，设备结构比较复杂^[3]。目前需要解决的问题是隔热材料不耐磨，隔热垫的加工、布置都不方便，需要寻求物理、机械性能更好的隔热材料和进一步改进隔热垫。

近年来随着材料科学和加工技术的不断提高，复合材料因其本身良好的机械性能，逐渐成为制造轴瓦的理想材料之一，其中较突出的是弹性金属塑料瓦。它于 20 世纪 70 年代由原苏联研制成功，我国自 1991 年引进该技术并进行消化吸收。该新型推力瓦是将细铜丝与聚四氟乙烯压制烧结成薄板，再钎焊在金属瓦的瓦面上。该技术自 20 世纪 90 年代中期开始在我国水轮机上推广应用，90 年代

未开始在水泵机组上使用。目前,该产品在国内主要由大连三环复合材料技术开发有限公司生产,并已为国内著名水电机组制造商提供了产品。由于西方国家的水电设备制造厂家曾对大型推力轴承的多点支撑结构做过大量的实验和改进工作,其大型推力瓦形变控制技术很成熟,故障相对较少,因而没有寻求推力瓦面新型材料的迫切性,推力瓦面仍然沿用传统的巴氏合金。原苏联和我国在该方面所做的研究工作相对较少,在解决大型或超大型轴承相关问题时,除了采用适当的支承结构外,采用弹性金属塑料瓦也是一种较好的途径^[4]。

弹性金属塑料瓦与传统的巴氏合金瓦相比较,一般认为具有以下优点:

- (1) 摩擦系数小,耐磨性好;
- (2) 瓦基变形小,提高了轴瓦工作的可靠性;
- (3) 具有一定的“自调”性,保证承载面载荷均匀分布,使之运行较可靠;
- (4) 取消了刮瓦和研瓦工序,减少了安装、检修工作量,缩短了机组安装、检修周期;
- (5) 盘车轻便,减小检修工人劳动强度;
- (6) 在油箱密封泄漏意外情况下,水泵紧急运行不致造成设备的严重损坏;
- (7) 当使用原因出现轴瓦严重磨损或损坏时,不会伤及泵轴,更换轴瓦即可使水泵正常运行;
- (8) 许用温度较钨金瓦高出 20℃;
- (9) 采用干油或清水润滑,可以简化润滑、密封设备和结构,节省运行费用,降低或消除泄露对环境的污染;
- (10) 取消原来为巴氏合金瓦设置的高压油顶起装置,简化设备结构。

不过弹性金属塑料瓦也并非完美无缺,由于其抗老化性能差,导热性能差(热导率只有 $0.24\text{W/m}\cdot\text{C}$)耐温性不好,蠕变性大,瓦面容易出现凹凸状态等缺点。弹性金属塑料瓦的下一步优化方向即改善材料本身的导热性、抗老化性和耐温性,相信这种极具潜力的推力瓦将成为今后瓦面材料的主导产品。

推力滑动轴承轴瓦材料还有粉末冶金瓦、陶瓷瓦等,粉末冶金瓦以其多孔性具备一定的自润滑能力,良好的溶渣性,已有越来越多的应用,陶瓷瓦主要用于水润滑泵类轴承,但目前还未彻底解决韧性问题。新型合成材料,如美国 Waukesha 公司采用了一种聚醚醚酮(PEEK)材料来生产其最新型的止推轴承,该

轴瓦采用具有优异摩擦性能的 Victrex® PEEK 450FC30 合成材料制成，可支撑 8 MPa 的负载力，在 65 °C 的环境中可持续运转，并且经过 3 年的连续使用后仍保持良好的性能，其市场开发前景看好。此外，还有由金属与有特殊性能复合材料组合而成的轴瓦材料，如《发明专利公报》中曾报道的一种新材料，它由高强度金属基体与层叠复合轴承材料（或多块镶拼组合的层叠复合材料）钎焊或粘结而成，其中层叠复合材料包含一层工程塑半相的轴承材料和一层致密金属基体(金属板)，后者则作为复合材料的金属背层。

另外，目前水泵行业内十分流行的赛龙轴承（THORDON BEARINGS），于 1966 年由加拿大赛龙公司研制成功，并以其出色的水润滑性能在全世界轴承领域得到广泛的使用。该材料是一种由三次交叉结晶热凝性树脂制造的聚合物，也是一种自恢复性和弹性极好的材料，具有很高的抗冲击性，不会永久变形，能吸收撞击负荷，对泥砂杂质不敏感。由于摩擦系数低，自润滑性能好，有很好的抗磨损性。另外，赛龙材料还是一种模制均质材料，使用中不会发生材料剥落现象，不会发生胶着磨损。赛龙轴承密度低，重量轻，容易加工及安装，其化学性能稳定，耐污水，抗老化性强，没有保存年限的限制。

赛龙轴承与普通的橡胶轴承、聚胺脂橡胶轴承相比，具有以下优点：

（1）低摩擦

赛龙轴承的干摩擦系数，是一般水润滑轴承的一半，赛龙的低摩擦，更是耐磨，降低起动转矩，免除胶著磨损的主要因素。

（2）使用寿命长，抗磨能力强

因为赛龙的弹性特性，当摩擦粒子进入轴承内部，即被压入赛龙里面，然后藉由弹力随着轴滚动，掉入水槽后排出外面，不会卡在轴承上，形成另一摩擦源，因此，能将轴承和轴的磨损降到最低。

（3）可干启动

赛龙可在一定的时间内干运转，大约 1-2 分钟不需预先用水润滑，如果水泵运行时润滑水中断，也不会损坏轴承。密封式强制润滑轴承转变为水润滑的赛龙系统，可大大地避免因润滑系统故障，造成轴承的损坏。

（4）加工容易

非金属树脂材料可以一次注模成型，可加工成所需要的任何形状，所剩边角

余料还可回收再利用。

(5) 减少磨损，提高机械效率

赛龙的低摩擦性,在清洁的环境中使用不开水槽的赛龙轴承，可减小磨损，提高机械效率，快速地产生润滑水膜。

(6) 超负载能力

赛龙轴承，在长度设计上，与一般的非金属轴承相比，长度可减短一半，性能不变，较短的架构、轴衬和轴承长度，可节省费用支出，且允许轴有较大的准线偏差，减少轴与轴承之间的线接触，大大地降低了起动力矩。

(7) 高弹性，坚韧

赛龙合成橡胶水泵轴承，具有坚韧和弹性，弹性模数是铜的好几倍，能吸收撞击负荷，不会永久变形，其坚韧度是橡胶轴承的 5 倍。

(8) 容易安装和改装，且没有保存年限的限制。

(9) 水、油润滑皆可。

赛龙不会油涨，是油水混合环境中的最佳轴承。反之，金属轴承所使用的润滑油，不能被水冲走。而非金属轴承，则不允许被油污染，且有油涨等适用问题。

赛龙轴承目前有 4 种材料可供选择：

(1) **XL 系列**（黑色）轴承，以水为润滑剂时，具有高抗磨损性，摩擦系数较小，用途最为广泛；

(2) **SXL 系列**（白色）轴承，具有最好的干燥运转特性和高承载能力，主要用于润滑困难或存在粘着磨损危险的重载轴承上；

(3) **COMPOSITE 系列**（黄/黑色）合成型轴承，外层为黄色赛龙，衬里为另一种黑色赛龙，用于承受极端磨损环境中，是专门为极度污染环境而设计的；

(4) **COMPAC 系列**（桔红色）坚实型轴承，可制成独特的水槽构型，水膜更容易形成，具有较好的水动力条件，轴承使用寿命长。

上述轴承中，**COMPAC** 系列轴承已在我国许多泵站中使用，并且运行反应良好。相信这种轴承在水利行业以后会有更大的发展空间^[5]。

此外，与赛龙轴承类似的还有德国 **RESIDUR** 轴承，这种轴承采用陶瓷材质，并在材料中加入了碳化硅，碳化硅硬度与钻石相似，能耐 1400 摄氏度的高温，且能承受热冲击。该轴承由泵本身抽送的介质进行润滑、冷却，几乎无磨损，所

以无需维护，在磨损介质中运行轴承寿命可达 25000 小时，使用效果很好。

2、支承形式

推力轴承支撑形式的选择直接关系到推力轴承的可靠性。目前，推力轴承除了传统的滚动轴承、滑动轴承外，还有一种高性能轴承——磁悬浮轴承，相对于传统轴承接触式支承，该轴承不存在机械接触，因此转子可以达到很高的运转速度（可高达 2300 万转/分），且具有机械磨损小、能耗低、噪声小、寿命长、无需润滑、无油污染等优点，08 年初我国第一个国产磁轴承研制成功。鉴于该轴承还未形成产业化和规模化，本文仅着重叙述滑动轴承支承形式。

滑动轴承初期采用刚性支撑结构，瓦面为扇形，该种结构形式对加工、安装、调整要求很高，通常要求刮瓦，调偏摆，即便达到安装要求，运行瓦温一般也不能超过 65℃，其主要原因是随着运行温度的提高，油的粘度迅速下降，油膜厚度减少。而各瓦块的受力更加不均匀，导致局部瓦块超载而烧瓦。针对这些情况，逐步发展了弹性支撑瓦及机械平衡瓦，机械平衡瓦以米切尔结构为代表，采用位移平衡原理。其调平精度主要依靠加工的精度、材料的性质决定。而目前大部分使用的是弹性支撑平衡方式，弹性支撑又分为机械弹性支撑和油气弹性支撑方式。油气弹性支撑主要用于大型及超大型机械，机械弹性支撑现在常用的是弹性塑料瓦、碟形弹簧支撑的巴氏合金瓦或弹性塑料瓦，弹性塑料瓦由于瓦面材料弹性量小，具有一定的均载性，但其抗老化性能差，导热性不好(测温元件的测量温度与瓦面实际温度相差较大)，耐温性不好等缺点，其优点是耐磨减摩性好，抗油膜破裂性好。

目前，不仅是泵站，国内水电等相关行业内电机小容量机组多采用刚性支承和弹性垫支承，大中容量机组多采用弹性油箱支承和平衡块支承。近年来从欧美、日本引进的机组则多采用小弹簧簇支承、双支点弹性梁支承和弹性圆盘支承。推力轴承支承形式众多，其主要类型如下：

(1) 螺栓支撑。将推力瓦钎焊在托瓦上，由支柱螺钉支撑托瓦。这种支撑形式结构简单，制造成本低，使用广泛，但由于受力调节比较困难，人工调平费时费力，运行时各推力瓦难以均匀受力，且无法联动，烧瓦频发，限制了其使用范围，故一般用于小型、单位压力不高的推力轴承。有的小型推力瓦与承板一次铸造成型，属于完全刚性支承，维修时连同底座一起更换。

(2) 平衡块支撑。推力瓦由互相搭接的铰支梁支撑，应用杠杆原理传递不均匀力，使个瓦负荷均匀实现联动。葛洲坝电厂大机组 17MW 机组即采用该类支撑，但平衡块支撑仍无法有效避免烧瓦现象发生。

(3) 小支柱双层瓦支撑。世界最大的 6000t 级三峡水轮发电机，即采用欧洲 ALSTOM 公司专利产品——小支柱双层瓦推力轴承。该轴承推力瓦使用巴氏合金作为瓦面材料，支承形式采取小支柱双层瓦结构，将推力瓦和托瓦分离，使推力瓦的不均匀温度分布对托瓦影响极小，不会引起较大的热变形。其工作原理：由于小支柱将推力瓦和托瓦分开了，循环油可以在托瓦和推力瓦之间自由流动，推力瓦中的不均匀温度分布对托瓦的影响极小，托瓦温度沿轴向、径向和周向基本上是均匀的，托瓦的热变形很小，托瓦在支柱压力作用下，主要产生弹性变形。推力瓦由于厚度很小，通过调整小支柱的直径，可以使瓦面在油膜压力和温度联合作用下的热弹变形控制在较小的范围。推力瓦的变形主要由支柱在载荷作用下的压缩变形所决定。由于温度梯度引起的变形相对压力变形小很多，温度对支柱变形影响也很小，支柱的直径和长度是根据计算的应力分布并且考虑轴瓦变形，以使在载荷作用下瓦面平行下移来确定的。

这种推力瓦区别于国内普遍采用的双层巴氏合金推力瓦，它将推力瓦和托瓦直接叠放在一起，尽管在托瓦表面有周向油沟，但推力瓦中的不均匀温度分布对托瓦中的温度分布仍会产生较大影响，托瓦较厚，这种温度不均匀会引起较大的热变形，从而影响瓦面的变形。

(4) 弹性垫支撑。在轴瓦下加装丁晴橡胶，利用橡胶弹性模量小的特点来吸收不均匀负荷，由于弹性垫的强度限制，该类型支撑仅能用于小负荷推力轴承。

(5) 弹簧簇支撑，在瓦块下安装若干预应力弹簧，以相等的弹簧中心距均匀分布成簇状，其目的之一是为了避免水推力显著变化时转轴倾斜甚至跳动对轴瓦造成破坏，其二是防止立式机组加载后轴向高程大幅度变化。预应力弹簧簇可以自动均衡瓦间负载，均匀分布还可将推力瓦的机械变形降至最低程度。美国大古力第三电站 700MW 机组 4700t 推力轴承即为该支承形式。

(6) 碟形弹簧支撑。在瓦块下安放一个或者叠加安装若干个碟形弹簧，利用弹簧的弹性形变来吸收外部荷载，该支撑形式抗冲击荷载能力较强、变形小、承载能力大、受载方向空间尺寸小，在保证承载力的前提下可以尽量减小轴承体

积，从而达到设备小型化、轻量化的目的。这种支撑方式最大特点即结构简单、安装维护方便，同时安装精度要求低，不用刮瓦和盘车，安装时无需调整可以间接减少工作量和工人劳动强度。另外碟形弹簧支撑还可以自动弥补轴瓦加工以及组装时的高度误差，具有一定的均衡压力和自动调平功能，可以有效减少烧瓦和旋转机械振动等不良现象的发生。

（7）弹性圆盘支撑。轴瓦由两个相对组合在一起的弹性圆盘支撑，该弹性圆盘为弓形结构，具有良好弹性，弓顶为受力点上下圆盘形成一对球面接触应力幅。上部圆盘与轴瓦为环形面接触，改变了过去点接触的弊端，即将轴瓦的微小机械变形转移到上圆盘弹性吸收；上下圆盘间为球面接触，可使轴瓦自由倾斜易于形成楔形油膜；下圆盘比上圆盘具有更大的弹性储备以吸收不均匀荷载。该支撑形式结构紧凑，用于卧式机组还可减少轴向长度，提高径向轴承可靠性，但弹性圆盘材质、制造工艺要求高，目前国内该设备均靠日本进口。

（8）弹性油箱支撑。托瓦坐落在弹性油箱上，各个轴瓦下的弹性油箱通过油管相连形成连通器，当某一轴瓦所受压力变大超出其他轴瓦时可通过液压联通器自动调整，实现联动，各瓦受力均匀。该类支撑结构较复杂，制造、安装工艺要求高。

（9）双点弹性梁支撑。主要用于径向尺寸大，形状狭长的推力瓦，能够有效地减少推力瓦的压力变形，我国水口电厂 200MW 机组 4100t 推力轴承即采用此类型支撑，该设备由哈机电公司和日立公司合作生产。该支撑结构对推力轴承零部件加工准确性要求很高，安装时需精细调节，过程缓慢且很费事，各推力瓦不能联动，较难使其受力均匀，故一般用于大型或超大型机组。另外，该支撑形式还具有很大的改进空间：即在径向上将狭长形瓦块一分为二形成双排瓦结构，内瓦和外瓦由略具弹性的平衡梁支承，由于瓦块近似方形从而进一步控制了变形量，提高了每块瓦的承载力，不过该方案也无法彻底解决运行中推力瓦受力不均匀的问题。

（10）液压弹性双排瓦支承。在双点弹性梁支承形式上进一步改进，充分利用液压弹性支承结构和双排瓦的优点，避免平衡梁支承结构弹性系数小、瓦块间难以联动和面积狭长形推力瓦容易变形的缺点。液压弹性油箱双排瓦支撑结构中，除相邻瓦块下油箱，还有内瓦和外瓦下油箱也都通过油管相连，实现了所有

推力瓦的自动调整以及均匀受力,提高了推力轴承工作可靠性以及安全运行带来的经济效益。该类支撑适合于推力轴承直径很大,瓦块数较多的情况,特别是大型和特大型机组的推力轴承。唯一的不足该支撑形式体积较大,结构复杂,制造成本高,限制了使用范围^{[6][7]}。

具体分类如表 4.5-1 所示。

由此可见,相对于传统不可调节的刚性支撑,弹性支撑具有更加突出的技术优势,其中具有自动平衡功能的支撑形式必将代替传统的刚性支撑,成为今后推力轴承支撑形式的首选。

表 4.5-1 现有立式推力滑动轴承主要支撑形式分类

类 型	支 承 形 式	应 用 特 点
刚性支撑	巴氏合金支柱 螺栓支撑	(1) 结构简单造价低 (2) 瓦块受力不均匀不易调节 (3) 轴瓦温度形变大,烧瓦频发 (4) 安装、检修调水平难,需要刮瓦,维修工作强度大,人员技术要求高
	小支柱双层瓦 支撑	(1) 西方国家广泛研究以及使用 (2) 小支柱将推力瓦和托瓦分离,减小了热变形
机械平衡支撑	平衡块支撑	(1) 可倾斜易于楔形油膜形成 (2) 瓦块可以联动,受力均匀 (3) 轴瓦温度应变较大 (4) 加工精度,材质要求很高
机械弹性支撑	弹性垫支撑	(1) 结构简单成本低廉,适合小机组使用 (2) 轴瓦机械变形小,易于形成楔形油膜 (3) 弹性垫橡胶材质强度较低,轴承使用范围受限制 (4) 橡胶材料导热性能差,轴瓦易形成温度应力集中
	弹簧簇支撑	(1) 推力瓦压力变形和温度变形相抵消,综合变形小,适合大型机组大面积推力瓦使用 (2) 自由灵活倾斜以形成楔形油膜方面不如其他类型弹性支撑结构 (3) 无法实现瓦块间的联动,推力瓦受力均匀性控制较困难
	碟形弹簧支撑	(1) 结构简单,安装时无需调整,也不用刮瓦和盘车,可自动弥补加工和组装的高度差 (2) 抗冲击载荷强、变形量小、承载能力大、在受载方向空间尺寸小 (3) 所有推力瓦能够自动调平,压力均匀分布,承载能力高,安装精度要求低,避免了由于安装原因引起的轴承烧瓦、旋转机械振动等故障
	弹性圆盘支撑	(1) 可吸收轴瓦机械变形,平衡不均匀负载 (2) 便于自由倾斜形成楔形油膜

		(3) 所能承载的推力瓦面积有限, 无法很好的控制面积既大又狭长推力瓦的变形
	双点弹性梁 支承	(1) 适用于径向尺寸大, 形状狭长轴瓦 (2) 能够有效减小推力瓦的压力变形
油气弹性支撑	弹性油箱支承	(1) 各瓦块间可实现联动, 受力均匀 (2) 适合大中型机组使用, 可靠性高 (3) 结构复杂, 制造、安装工艺要求高
	液压弹性双排 瓦支承	(1) 集中了液压弹性油箱和双排瓦结构的优点 (2) 可在运行时自动调整, 均匀受力, 最大程度减少烧瓦可能 (3) 结构复杂, 体积庞大, 成本高

3、推力瓦的几何形状

目前, 较传统的一般采用扇形可倾瓦, 该型瓦适用范围广, 我国现运行的所有立式水泵推力轴承均采用该形状推力瓦。上述水电行业中大型或超大型发电机组体积和重量都很巨大, 在满足瓦面单位压力前提下, 推力瓦均为面积巨大且形状狭长的扇面形, 瓦块数目众多一般在 20 块以上。目前, 我国立式水泵机组推力瓦中较大的有樊口泵站 (目前国内单机配套功率最大的轴流泵, 口径 4m, 泵流量 53.5 m³/s, 装机功率 6000kW), 机组单块瓦面积为 1300cm²; 与樊口泵站水泵机组推力瓦面积相似的还有江苏淮安二站 (目前国内口径最大的轴流泵, 口径 4.5m, 单台泵流量 60 m³/s, 配套功率 5000kW) 和江苏皂河泵站 (目前国内口径最大的混流泵, 口径 6.0m, 单台泵流量近 100 m³/s, 单机配套功率 7000kW); 其余水泵机组单台功率为 800kW~3000kW 的推力瓦单块面积大部分均在 550 cm²~600cm²左右。传统的扇形推力瓦面积越大, 变形越难以控制, 运行温度也可能越高, 实际运行中难以控制其变形在良好范围内。

圆形推力瓦的出现是推力轴承结构发展的重要一步, 圆形瓦的承载力、润滑性能都优于扇形瓦, 本研究认为很多工程项目中圆形瓦替代传统的扇形瓦将是一种必然。上世纪 80 年代, 德国 RENK 公司首创了世界上第一台碟形弹簧支承的圆形推力瓦滑动轴承, 并制定了该类轴承的行业设计标准。该圆形弹性推力滑动轴承由推力头 (镜板推力头合二为一)、圆型推力瓦、上导轴承座、上导瓦、绝缘浮动密封、测温铂热电阻、碟形弹簧等组成, 能够有效地吸收各种冲击载荷, 其稳定性和抗冲击性能都优于传统刚性支承轴承, 并保证瓦块间推力负荷的均匀分配, 并克服了传统的推力轴承需人工刮瓦的麻烦, 安装调试简单快捷且运行更

可靠。

圆形瓦的创新之处在于：传统的扇形推力瓦支承点一般采用偏支点方式，即支撑线位于瓦块几何中心偏向出油边 10%，相比于圆瓦的对称式支撑，偏离式支撑正常运行时瓦温低 20℃左右，但反向运行时瓦温比正向运行时高约 35℃。而 RENK 推力轴承的瓦块是圆形，且支点在瓦块几何中心，这使得机组对正、反向转动具有良好的适应性。这种特点对于采用虹吸断流方式的泵站来说显得尤为合适，因为虹吸断流后水泵在停机时由于虹吸腔水流作用机组的反转速度可达 1.8~2.0 倍额定转速。故圆形瓦的新颖之处不仅仅是其承载力、润滑性能优于传统扇形瓦，而且能适应正、反转工况要求。例如，东深供水改造工程中莲花湖泵站（8 台 3000kW，24 极大型立式水泵电机）机组轴承负荷较小，虹吸断流对轴承有反向运行工况要求，叶轮直径较大，轴瓦分布面积大，采用带碟形弹簧圆形瓦的 RENK 轴承，使用效果良好。

RENK 轴承性能优良，除使用碟形弹簧圆形瓦等技术外，其防轴电流措施非常简洁且效果理想；轴承系统结构紧凑，布置合理，安装方便省力，无需刮瓦和盘车，可直接启动和停机无需高压油顶起装置；导轴承可用支柱螺栓微调；先进的油室密封，使用方便，不易磨损，寿命长。我国已引进 RENK 推力轴承，并在东深工程莲花湖泵站、淮安抽水一站率先使用，其运行效果良好，为其他泵站工程包括南水北调工程建设提供了成功的范例。目前，湖南崇德工业科技有限公司已成功引进该技术设备，并对其进行技术消化、吸收和再创新，国产新型产品现已投放市场，用户反馈情况良好。

第五章 叶片调节机构的问题及改善措施

第一节 调节机构的分类及适用范围

在大型立式水泵叶片可调机组中，最容易出问题的是其叶片调节机构，它在某种意义上标志一个国家大泵的发展水平。大型立式水泵叶片调节，一般分为全调节、半调节和不调节。半调节一般要排干流道积水、打开叶轮室，靠人工调节叶片角度，这不仅费时费力，而且往往因叶轮长期泡在水下，锈蚀严重，调节操作非常困难。因此，这种调节只能在出厂前在车间内一次性调定。不调节式叶片相当于定浆式叶轮，叶片和轮毂体铸成整体，叶片不能调节。通常半调节和不调节的泵只适用于水位变幅小、扬程变化不大的泵站，当水位和扬程变化大时，为保证工作范围内机组安全、高效运行，必须采用全调节水泵。

全调节水泵按调节叶片角度时是否需要停机，又分为停机调节和不停机调节两种。叶片角度调节是通过叶片调节机构进行的，叶片的枢轴利用连杆、拐臂与操作架连在一起，并装在转轮体内，操作架上下移动使枢轴转臂上下方向转动，带动叶片随着转动，达到改变叶片安装角度的目的。转轮体内充油，使连杆机构润滑和防止生锈。操作架的位移，一般采用油压操作和电动机械操作两种方式。

叶轮直径 0.85m 以下的水泵轮毂和轴颈较小，设置全调节机构较为困难，一般做成半调节式。半调节机构简单、成本低、可靠性好，若泵站起动力要求不高，运行扬程变化不大，则对叶片调节功能要求不高，更大的水泵（直径可以达到 3m）也可采用半调节式。停机全调节在机组不运行时由人工调节，一般用于叶轮直径 1~1.4m 的水泵。

传统的液压式全调节因采用外供油油压装置，系统复杂，辅助设备多，设备费用高，运行操作、管理和维护麻烦，2.0m 以下的水泵一般不采用，常用于 2.0m 以上的水泵。与液压式叶片调节方式相比，机械式运行全调节力较小，但设备紧凑，费用小，管理方便，主要用于 1.5~2.0m 的水泵，若扬程不高，叶轮设计合理，要求调节力不大，也可以用于 3.0m 左右的水泵。如江苏省刘老涧泵站采用 3.1m 立式轴流泵，设计扬程 4.2m，采用了机械式运行全调节，在 3m 以上的大泵上采用机械式全调节，这是首次，但可靠性有待提高。

叶片调节机构是选用电动机械式还是选用液压式，也可以按水泵轴功率的大小而定的。如果水泵的轴功率大，其扭矩大，叶片调节操作所需要的力矩也相应地增加，电动机械式调节机构往往受传动功率和结构尺寸的限制，而液压式调节机构则可通过液压力的大小来调节操作力矩。因此，当水泵轴功率小于 2000kW 时一般采用电动机械式；水泵轴功率大于 2000 kW 时则采用液压式。如深供水改造工程各泵站水泵的轴功率均大于 2000kW，均采用了液压式叶片调节机构。

第二节 调节器结构及容易出现的问题

一、油压式调节

油压式叶片调节机构是采用油压接力器，通过曲柄连杆机构来转动叶片。它由叶片转动机构和控制机构两个部分组成。油压式叶片调节机构的授油器设在水泵与主电机相连接的大轴法兰下，调节器放在水泵与主电机之外的油压装置上，授油器的进油和排油方向通过油压装置上的电磁阀控制，见图 5.2-1。

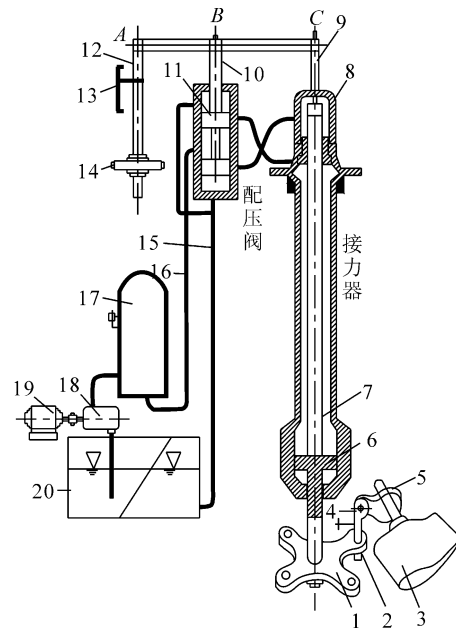


图 5.2-1 油压调节机构系统图

1-操作架；2-耳柄；3-叶片；4-连杆；5-转臂；6-接力器活塞；7-操作油管；8-受油器；9-回复杆；10-阀杆；11-配油阀活塞；12-调节杆；13-角度指针；14-手轮；15-回油管；16-进油管；17-储油器；18-油泵；19-电动机；20-油箱。

液压控制机构由受油器、配压阀和操作机构等几部分组成，安装在电动机的顶部。作用在接力器活塞上的压力油，由受油器通过随轴一起转动的操作油管供给，操作油管为单管式，它和接力器活塞下腔相通，操作油管与泵的轴孔之间的环状空间与接力器的上腔相通。

在需要调节时，首先转动调节器的手轮，使调节杆上下移动，一直到角度指针在某个要求的角度位置时止。这时受油器和配油阀不相通，没有压力油进入而且接力器活塞的阻力很大，所以 C 点（在上图示出）不动。而配压阀的阀体和阀座之间的阻力很小，故阀杆 B 和调节杆 A 一起以 C 点为支点上下转动。由于阀体上下移动后压力油通过配油阀进入到接力器活塞的上腔或下腔，使得活塞向上或向下移动，从而带动叶片的转动机构转动叶片，达到调节叶片角度的目的。

当接力器活塞向上或向下移动时，就带动配压阀杆 B 以 A 点为支点上下转动，一直到配压阀的阀体恢复到原来的位置，这时水泵就在另一角度下运行。

液压调节不但需要的外部设备较多，操作管理麻烦，常常还因密封不良造成漏油污染，但液压调节工作相对可靠，同时也有认为它对水泵抬轴有较好的抑制作用，目前 2.8m 以上口径的大泵几乎都采用液压调节。

二、机械式调节

机械式叶片调节机构按驱动操作机构的布置位置不同，一般分为上部操作型、中部操作型和下部操作型三种：

(1) 上部操作型（上置式），将调节器布置在电动机的顶部，电动机主轴需要打孔，以便布置操作。

(2) 中部操作型，将调节器布置在主电机和主水泵轴的联轴器之间，电机主轴无需打孔。

(3) 下部操作型，将调节器布置在泵进口喇叭的固定导叶处，对密封和防蚀有较高要求，由于调节器位于水下，操作不方便，目前已很少采用。

按形成操作杆往复运动的驱动机构的工作方式不同，可分为螺杆调节式、涡轮蜗杆式和杠杠调节式三种：

(1) 螺杆调节式

螺杆调节式的调节器结构见图 5.2-2。一台电动操纵器可通过特制的螺母和螺杆把旋转运动转变为螺杆的往复运动，螺杆又通过推力轴承盒带动操纵杆。这

种设计适合于上部操作型以及主电机轴与主水泵轴刚性连接的情况。

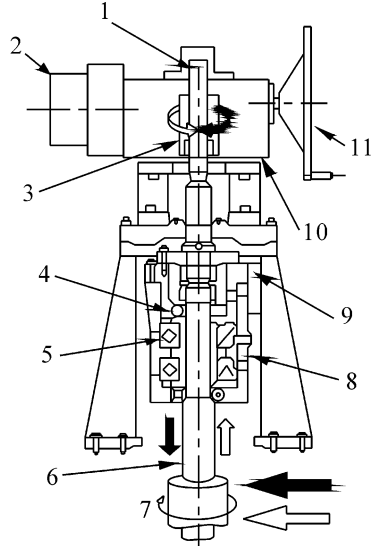


图 5.2-2 螺杆调节式调节器结构

1-阳螺纹轴；2-操作电机；3-阴螺纹套管；4-径向轴承；5-推力轴承；6-叶片操作杆；
7-泵转动方向；8-轴承盒；9-滑动键；10-手动操作轮。
注：图中空心箭头为开启方向，实心箭头为关闭方向。

(2) 涡轮蜗杆式

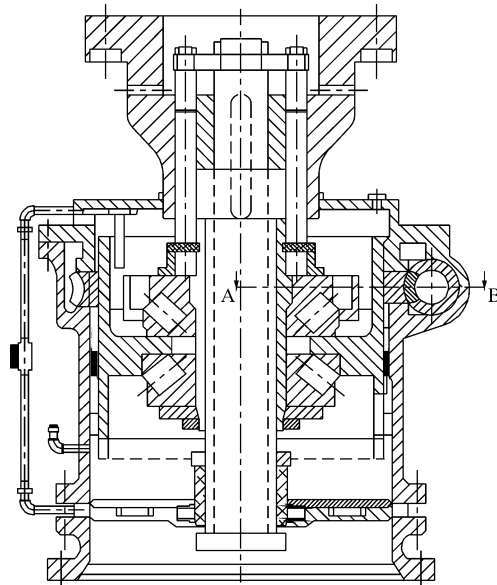


图 5.2-3 涡轮蜗杆式调节器结构

其原理是通过蜗杆和带有特殊螺母的涡轮把旋转运动转变为移动式推力轴

承盒的往复运动，然后再传递给操纵杆，如图 5.2-3。这种设计使用于上部和中部操作型两种布置，但布置在电机顶部不如螺杆调节式优越，多用于中部操作型。叶片角度的控制、显示、限位和反馈等机构需要另行设计和配置，调节机构的加工精度和质量控制要求较高。

(3) 杠杆式

杠杆的往复运动可由电机伺服调制器、阀门电动装置或小口径往复油缸来提供，然后通过推力轴承盒传递给操作杆，如图 5.2-4 所示。这种设计适合于中部操作型。

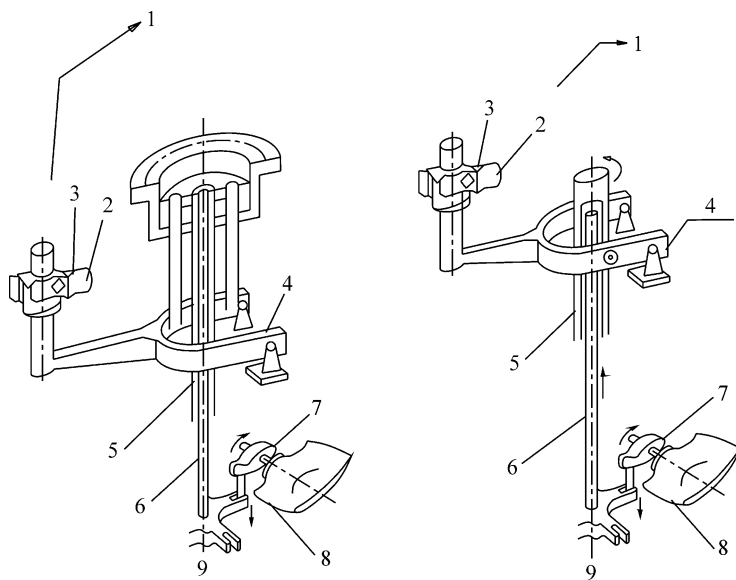


图 5.2-4 杠杆式调节器结构

1—经系统传至中央控制室；2—电动伺服调制电机（阀门电动装置）；3—叶片角度指示器；
4—杠杆支承点；5—泵轴；6—操作杆；7—拐臂；8—叶片；9—操作架；

综上所述，以上三种调节器各具特色，而且都有实用业绩。但根据实践经验，一般认为：

(1) 大型立式灌排泵站和电厂循环泵的叶片调节机构设计，采用上部操作型的螺杆调节式是优先的选择。

(2) 如果主电机的大轴不能打孔或必须采用挠性轴联轴器连接时，则采用中部操作型的涡轮蜗杆式较好。

(3) 在采用卧式电动机或柴油机通过直角传动来驱动大型立式泵时，则认为杠杆调节式为较好的选择。它对于承力构件的布置和运行中的维修都较方便，

但这种驱动方式的泵，我国大型灌排泵站和电厂冷却水循环系统中已很少采用。

机械式全调节机构和油压式全调节机构的区别仅在于上部的驱动机构不是液压系统，而是一套杠杆式、涡轮式或者齿轮式的机械系统。三种驱动机构的工作方式各有特点：杠杆式系统简单，不停机就可以进行角度调节；涡轮式系统具有自锁能力强、调节后叶片位置固定可靠等优点；齿轮式调节机构通过齿轮转动驱动操作杆带动叶片转动，结构简单。

经过不断改进，近年来大型立式泵采用较多的一种调节器如图 5.2-5 所示(上部操作型，也称“上置式”)其工作原理见图 5.2-6。该调节器安装于主电机的顶部，调节机构由摆线针轮减速器、传动螺纹副、轴承箱组成。在不停机调节轴流泵的叶片角度时，通过调节驱动电机、摆线针轮减速器，使螺纹副的螺母产生轴向运动，并带动与螺母连接装于主机组空心轴内的操作杆一起产生轴向运动，从而达到调节叶片的目的。

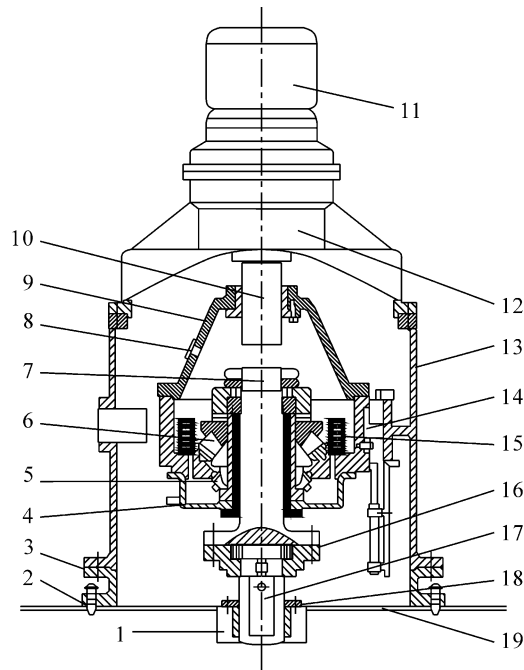


图 5.2-5 上置式叶片机械调节器结构

- 1-主电机轴；2-绝缘垫；3-调制座；4-油箱（座）；5-下轴承；6-上轴承；7-拉杆头；8-油孔盖；9-分离器；10-调节螺杆；11-电动机；12-减速箱；13-调节器座；14-分离器座；15-冷却水管；16-联轴器；17-上拉杆；18-压板；19-电机顶罩。

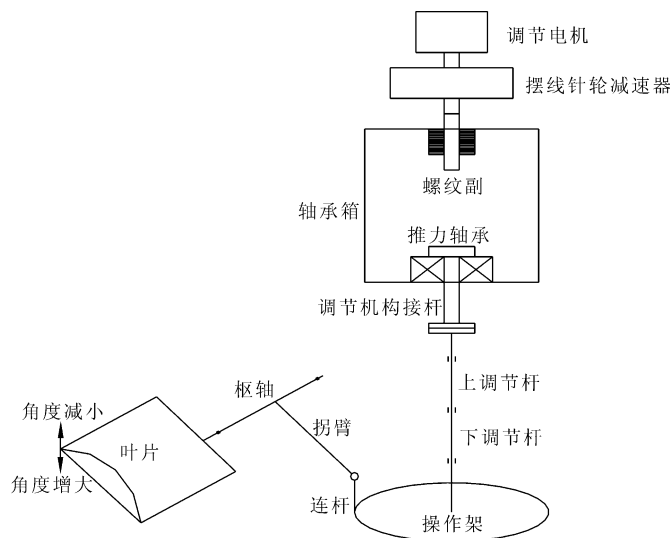


图 5.2-6 叶片角度调节工作原理图

电动机械操作方式的调节器不论在主电机与主水泵联轴器之间还是在主电机的顶部，都设有差动减速机构。它将高速小电动机的小转矩变换成低速转动的大转矩，通过微型电动机及其机械联动装置控制操作架的上下移动。

叶片调节可以在泵站控制室内的控制盘上操作，启动或停止微型电机的工作。叶片调整的指示采用无接触式自整角发送机和接收机，当操作杆上升或下降时，通过齿轮条的啮合将运动传送给发送机，发送机将叶片转角信号传递给接收机，接收机将传来的已知角位移予以重现，由控制盘上的指示仪表指示出来。

当丝杆上升或下降达到极限位置时，自整角机同时带动转盘上的导电环，使导电柱陷入环槽中而与其脱离接触，丝杆即不能继续上升或下降，起到限位保护作用。如果操纵丝杆与上述相反的方向转动，叶片仍可恢复正常调节。

机械式调节机构是机械式全调节水泵的重要部件，几经改进后的机械调节机构的调节器安装在主电机顶部的罩壳上（称为“上置式”或“上部操作型”），它驱动电机带动主机组空心轴中的操作杆，再通过叶轮轮毂内的叶片转动机构调节水泵叶片角度。由于机械调节无须附属设备，减少了设备投资，又可避免油压全调节水泵叶片密封漏油污染问题，因此它深受人们欢迎，并获得越来越广泛的运用。然而，机械调节在运行中屡屡出现事故，如抬轴影响、轴承发热，甚至烧坏等，用户不免有些担心。东深供水工程采用的机械式调节机构在运行 100h 左右就须更新轴承；江都一站更新改造工程的水泵采用了机械全调节，轴承运行时间

短时仅 1000h，运行时间最长的也不过 10000h。机械式调节机构的轴承运行寿命短，严重的甚至在试运行中就烧损，因此工作不可靠。

第三节 改善措施

现有叶片调节机构存在的主要问题包括：

(1) 液压调节目前普遍认为比较可靠，但它采用了外供油的形式，需要配套专门的油压装置，因此其设备庞杂，运行管理不便，维护费用较高，而且当系统内压力达到一定数值时，容易发生液压油泄漏的现象，污染水源，这对提供饮用水的泵站更为担心，而且必须频繁地补充液压油，操作较麻烦。

(2) 机械调节与液压调节比，采用了内置式，用蜗轮蜗杆（螺杆）传动，它省去了外部设备，但从使用情况看，存在的问题较多，工作不够可靠。如运行时机组抬轴影响、调节器推力轴承发热甚至烧坏、机组运行时振动等。由于缺乏有效的改善措施，因而故障不断，寿命较短，有的叶片调节机构使用时间不长就因失灵而瘫痪。

为解决上述问题，目前已采取的措施包括：

- (1) 加装循环冷却水装置，用于降低轴承温度；
- (2) 加大推力轴承，提高其承载力；
- (3) 在电机内加装反向推力轴承或顶针，避免出现抬机事故；
- (4) 上述措施的综合运用等。

尽管如此，其改善的效果仍然有限。如由于抬轴，机组运行时电机轴承中的推力头及镜板与推力瓦脱开，推力轴承不能受力，而调节机构的止推轴承受全力，导致运行振动，同时调节机构轴承发热甚至烧坏。有些厂家采用加大推力轴承、增加冷却水装置等，有时也能凑效，但是根本问题并没有得到解决，以致有时还另生事端。机械调节的致命弱点在抬轴影响，如运行中有时为了增大叶片角度，欲往正角方向调节时，住往会出现叶片角度并没改变，而调节机构却把机组整个转子体全部拉起（人为抬轴），以致酿成危险事故。目前国内研究了一种新型调节器——内置式液压调节器，可较好地解决上述问题，并已获得广泛应用，建议采用。