



普通高等教育“十二五”规划教材（高职高专教育）

PUTONG GAODENG JIAOYU SHIERWU GUIHUA JIAOCAI GAOZHI GAOZHUAN JIAOYU

泵与风机

BENG YU FENGJI

王洪旗 主 编 ●

李广辉 副主编 ●



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

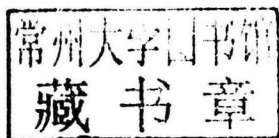


普通高等教育“十二五”规划教材（高职高专教育）

泵与风机

BENG YU FENGJI

主 编 王洪旗
副主编 李广辉
编 写 徐 砚
主 审 吕玉坤



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书是普通高等教育“十二五”规划教材（高职高专教育）。全书共分八章，其中：第一～四章为泵与风机的基础知识，主要讲述叶片式泵与风机的基本原理、结构和性能；第五～八章主要讲述泵与风机理论知识的应用，包括泵与风机运行调节的原理、方法以及泵与风机应用中节能和选型的相关问题，火力发电厂常用泵与风机的结构特点、工作方式和运行操作等方面的知识，泵与风机检修的基本知识和基本方法，并以大型火电机组典型的泵和风机为例，讲述了检修过程。

本书为高职高专热能与动力工程、火电厂集控运行专业泵与风机课程的教材，也可作为能源动力类其他相关专业的教学参考书；还可作为电厂运行和检修人员的岗位培训以及有关技术人员的参考用书。

图书在版编目（CIP）数据

泵与风机/王洪旗主编. —北京：中国电力出版社，2011.12
普通高等教育“十二五”规划教材·高职高专教育
ISBN 978-7-5123-2572-2

I. ①泵… II. ①王… III. ①泵—高等职业教育—教材②鼓风机—高等职业教育—教材 IV. ①TH3②TH44

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2011）第 282398 号

中国电力出版社出版、发行

（北京市东城区北京站西街 19 号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>）

北京市同江印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2012 年 4 月第一版 2012 年 4 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 14.75 印张 360 千字

定价 26.00 元

敬 告 读 者

本书封面贴有防伪标签，加热后中心图案消失

本书如有印装质量问题，我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究

前 言

本书旨在适应职业教育的特点，以厚基础、重能力、求实创新为总体思路。从深化教学改革、突出电力行业的特色出发，本书适度地削减了难度大或繁琐的理论阐述部分，突出了热能与动力工程和电厂集控运行专业所要求的、与专业素质和技能密切相关的基本理论，力求符合实用、够用的职业教育原则，以适应电力职业教育的实际需要。

在内容的安排上，本书遵循由易到难、由理论到实际的原则顺序展开，形成了一定的层次，更加有利于教学大纲和教学计划的贯彻执行。本书的第一～四章为基础知识，主要讲述泵与风机在系统中的作用、工作原理、基本结构和性能；第五～八章主要介绍泵与风机理论知识的应用，主旨在介绍大中型火力发电机组常用泵与风机的典型结构特点、工作方式、操作和检修的一般问题，以及泵与风机的工作与系统的关联性和系统对泵与风机的要求。本书兼顾泵与风机的基础知识、运行和检修方面的内容，适合较多学时教学的需要。

本书由哈尔滨电力职业技术学院王洪旗担任主编，并编写第四、五、六章；哈尔滨电力职业技术学院李广辉担任副主编，并编写第七、八章；哈尔滨电力职业技术学院徐砚编写了第一、二、三章。全书由华北电力大学吕玉坤教授审稿，他对本书提出了详尽而宝贵的指导意见，编者对此深表感谢！

由于编者水平所限，本书难免存在不足之处，恳请读者批评指正。

编 者

2012 年 2 月

目 录

前言

第一章 概述	1
第一节 泵与风机的分类及工作原理	2
第二节 泵与风机的主要参数	8
思考题	13
习题	13
第二章 叶片式泵与风机的基本结构	15
第一节 离心泵的主要部件	15
第二节 离心泵的轴向力、径向力及其平衡	21
第三节 离心泵的整体结构形式	25
第四节 离心风机的构造	29
第五节 轴（混）流式泵与风机的结构	32
思考题	41
第三章 泵与风机的叶轮理论	42
第一节 流体在离心叶轮中的运动及速度三角形	42
第二节 泵与风机的基本方程式	44
第三节 离心式泵与风机的叶片形式	49
第四节 轴流式泵与风机的叶轮理论	53
思考题	56
习题	57
第四章 泵与风机的性能	58
第一节 泵与风机的损失与效率	58
第二节 离心式泵与风机的性能曲线	62
第三节 泵与风机的相似定律	69
第四节 泵与风机的比转速与型式数	76
第五节 风机的无因次性能曲线	79
第六节 泵内汽蚀	81
思考题	91
习题	91
第五章 泵与风机的调节与运行	94
第一节 泵与风机的联合工作	94
第二节 泵与风机的工况调节	97

第三节	泵与风机变速运行的措施·····	105
第四节	泵与风机运行的稳定性·····	110
第五节	泵与风机的运行·····	114
第六节	泵与风机的振动、磨损与噪声·····	122
思考题	·····	129
习题	·····	129
第六章	泵与风机的节能与选型·····	132
第一节	泵与风机的节能概述·····	132
第二节	泵与风机的选型·····	134
第三节	泵与风机叶轮的切割·····	141
思考题	·····	145
第七章	火力发电厂常用的泵与风机·····	146
第一节	给水泵及其前置泵·····	146
第二节	火力发电厂其他的常用泵·····	157
第三节	送风机及引风机·····	169
第四节	其他常用风机·····	181
思考题	·····	188
第八章	泵与风机的检修·····	189
第一节	泵与风机通用部件的装配工艺·····	189
第二节	转子的检修·····	196
第三节	轴承与密封装置的检修·····	207
第四节	泵的检修·····	218
第五节	风机的检修·····	224
思考题	·····	229
参考文献	·····	230

第一章 概 述

泵与风机是将原动机的机械能转换为流体的能量并输送流体的一种机械，用来输送液体的即为泵；用来输送气体的即为风机。泵与风机的工作介质是流体，所以它们属于流体机械类。泵与风机的形式和结构多样，种类繁多，它们广泛地应用于石油、化工、造船、水利、轻工、电力等国民经济的各个领域，属于通用机械范畴。

在日常生活中，人们常需要用水泵输送生活用水。冬季采暖系统的热热水循环，卫生设施的冷、热水供应，城市的给排水等都需要以水泵作为动力设备。在农业生产中，农田灌溉与排涝也是以水泵作为动力设备的。在工业生产中，泵的作用十分重要，采矿用水、矿井的排水、石油开采向地层注水、一般工业设备的冷却用水也都需要水泵。

风机的应用也和泵的应用同样广泛。从日常生活的通风、空调，工业生产的厂房通风，到矿井、地铁等特殊场所的通风，都需要以风机作为动力设备。某些工厂用气力输送物料，也需要以风机作为动力设备。

上述列举的泵与风机应用场合仅仅是很少一部分，实际上泵与风机是应用最广泛的通用机械设备之一，据有关统计，仅各种水泵的耗电量就占全国总发电量的 $1/5$ 。在火力发电厂，泵与风机的应用同样具有重要的地位。从消耗电力的角度来看，大型火力发电机组，各种泵与风机的容量占机组发电量的 5% 左右，对于中小型机组，这一比例要大得多。因此，泵与风机运行的经济性对整个机组的经济性有着重要的影响。

在火力发电厂中，需要许多泵和风机同时配合主机工作，才能使整个机组正常运转，生

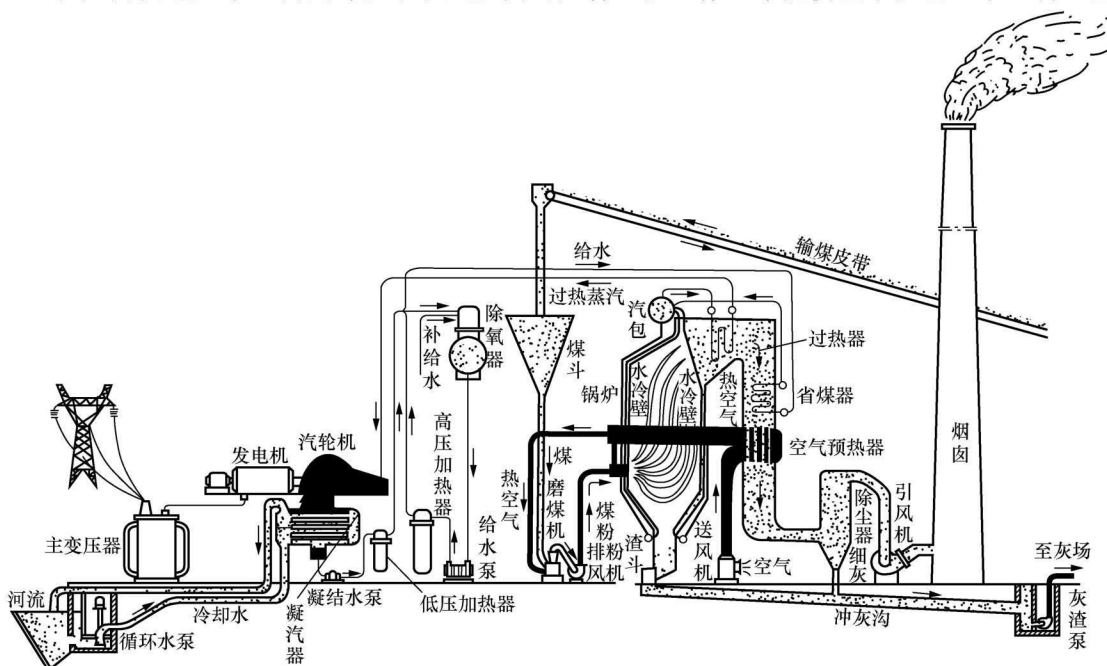


图 1-1 火力发电厂生产过程

产出电能。如图 1-1 所示, 锅炉的给水, 供给燃烧所需的空气, 排除燃烧后的烟气, 汽轮机排汽在凝汽器中凝结所需的冷却水输送及凝结水的排出, 无不与泵和风机的有关。另外, 各种转动设备的轴承, 运行时都需要润滑, 在各种强制循环的油系统中润滑油的流动是需要油泵作为动力的。由此可见, 泵与风机是火力发电厂中汽、水、风、烟各个系统中介质运动的动力, 掌握泵与风机的原理、性能及运行的规律对全面理解和掌握火力发电厂动力部分, 并使之高效、安全地运行有着非常重要的意义。

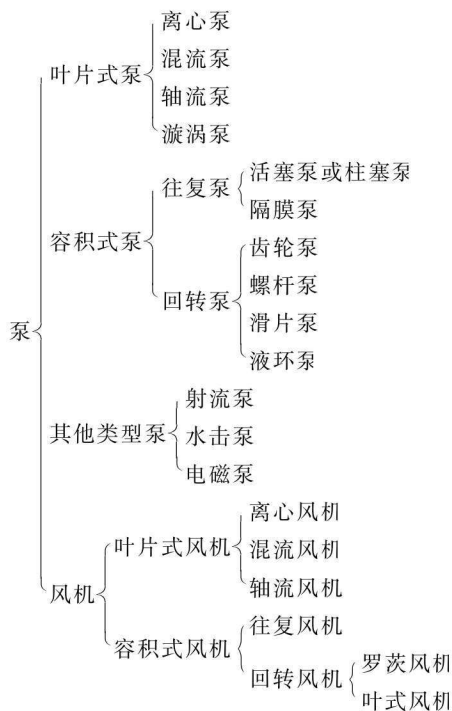
随着火力发电厂中锅炉、汽轮机初参数的提高和单机容量的增大, 为保证火力发电厂安全可靠和经济合理地运行, 对泵与风机的结构、性能和运行调节也提出了更高的要求。

本书将着重介绍火力发电厂常用的、尤其是处于电力生产流程上的泵与风机。

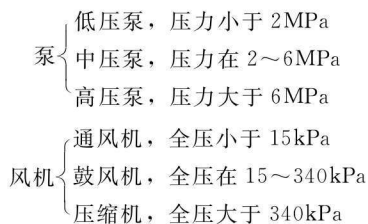
第一节 泵与风机的分类及工作原理

一、泵与风机的分类

泵与风机的种类非常繁多, 从不同的角度可以有不同的分类。按工作原理的不同, 泵与风机大致可以分类如下:



按产生的压力, 泵与风机可分为:



因为火力发电厂中的主要风机属于通风机类,故本课程中的风机主要是指通风机,而通风机的全压较小,气体密度变化不大,因此,同泵中的液体一样,气体在通风机中的运动可视为不可压缩流体的运动。

不同类型的泵与风机,其结构是不同的,这就决定了它们的性能特点、运行的要求、应用的范围和场合是不同的。叶片式泵与风机是在火力发电厂中最重要的形式,在火力发电厂热力系统中主要的泵与风机都是叶片式的。故叶片式泵与风机的原理、结构、性能和运行方面的知识是本书的重点内容。

二、叶片式泵与风机的工作原理

叶片式泵与风机是通过叶轮的旋转,由布置在叶轮上的叶片将能量传递给流体的。根据叶轮中的流体流动方式的不同,叶片式泵与风机有离心式、轴流式及混流式之分。

1. 离心式泵与风机的工作原理

离心式是泵与风机中应用最广的一种形式。离心式泵与风机内对流体做功的主要部件是叶轮,流体从轴向流入叶轮,由径向流出。

图 1-2 所示为离心泵工作原理示意。泵壳中的液体在高速旋转的叶轮带动下而旋转。在离心力的作用下,旋转中心的压力会降低,并由中心向周围半径大的位置压力递增。于是,在叶轮的进口处形成低压区,而位于叶轮出口处形成高压区。若有如图 1-2 所示的管道接入泵壳,液体就会在外界大气压力的作用下,经管道被吸入泵内,又在压力差的作用下,经压出管道被压出。

离心风机的工作原理与上述情况完全相同,故不再叙述。

离心式水泵启动前应在泵壳内充满液体,并应排净泵壳内的空气。这是因为空气密度比液体密度小得多,在旋转的叶轮中,产生的离心力要小得多,所以叶轮中的气体含量达到一定的程度时,叶轮的进、出口不能产生足够的压力差,就会使离心泵的吸入和压出过程停止,不能正常工作。图 1-2 中的引水漏斗就是给该泵启动前注水设置的,吸入管道的底阀可防止启动前注入的水或停泵时泵内的水漏失。

2. 轴流式泵与风机的工作原理

轴流式泵与风机是叶片式泵与风机的另一种形式。在轴流式叶轮中,流体轴向流经叶轮,没有径向速度分量,因此离心力对流体没有做功。在轴流式泵与风机叶片的通道中,流体绕叶片的流动类似于气体绕飞机的机翼流动。由流体力学知识可知,流体绕翼型流动时,流体对翼型有升力作用,同时,翼型对流体也就有一个反作用力。如图 1-3 所示,轴流式泵与风机叶轮上的许多叶片在旋转时相对于流体高速运动,形成升力,于是叶片也作用给流体一个与升力大小相等、方向相反的力。这个作用在流体上的力,推动流体流动,对流体做功,使流体不断地被吸入叶轮并在叶轮中轴向的圆柱面方向上流动,提高了流体的

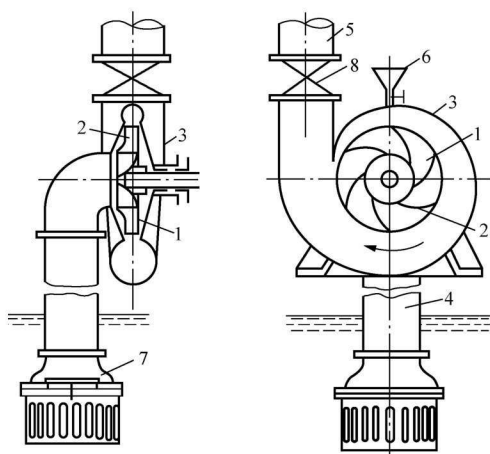


图 1-2 离心泵工作原理示意

1—叶轮; 2—叶片; 3—泵壳; 4—吸水管;
5—压出管; 6—引水漏斗; 7—底阀; 8—阀门

机械能。

如图 1-3 所示, 因为叶轮中的流体在叶片的推动下旋转向上流出叶轮, 所以流体运动速度存在一定的圆周速度分量。为了回收流体旋转运动这部分动能, 一般需要在轴流式叶轮出口侧设置导叶, 将流向转为轴向。

和离心泵启动前必须注满水一样, 轴流泵启动前也必须使整个叶轮浸没在水中。

3. 混流式泵与风机的工作原理

混流式泵与风机也是叶片式泵与风机的一种形式。流体从轴向流入混流式叶轮后, 沿轴向渐扩的锥面流动, 离心力和叶片升力的反作用力都对流体做功, 使流体获得能量, 如图 1-4 所示。混流式泵与风机的结构特点, 决定其性能特点介于离心式和轴流式之间, 图 1-4 所示为混流式泵结构示意图。

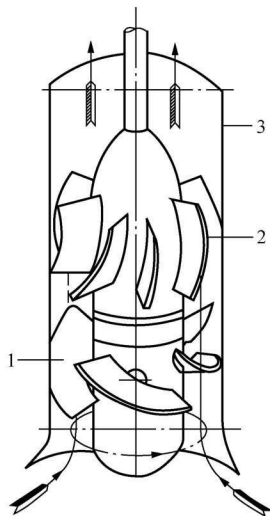


图 1-3 轴流式水泵示意

1—叶轮；2—导流器；3—泵壳

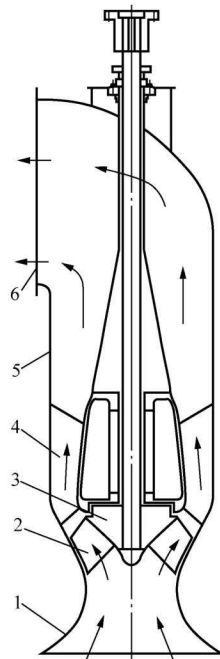


图 1-4 混流式泵结构示意图

1—吸入口；2—叶片；3—轮毂；

4—导叶；5—泵壳；6—出口

三种形式叶片式泵与风机的原理和结构的不同, 使其在性能和适用场合上有所区别。离心式泵与风机的相对流量较小、相对能头则较高, 轴流式泵与风机相反, 而混流式泵与风机则介于两者之间。

三、容积式泵与风机的工作原理

这是由工作室的体积周期变化来输送流体的一类泵与风机, 分为往复式和回转式。在火力发电厂的各类系统中, 常用的容积式泵与风机主要有活塞泵和柱塞泵、齿轮泵、活塞式空气压缩机、罗茨风机等。

1. 活塞泵和柱塞泵

图 1-5 为活塞式泵工作原理图。该活塞式泵的活塞由曲柄和连杆带动, 做往复运动。活塞在活塞缸内自最左位置向右移动时, 工作室容积逐渐增大, 压力逐渐降低, 上方的排水阀关闭, 下方的流体在外界与泵室内的压差作用下, 顶开进水阀进入工作室, 直至活塞移至最右位置为止, 这个过程称为吸入过程。然后, 在曲柄连杆机构的作用下, 活塞开始自右向

左移动,使工作室内的流体受压。在这一压力作用下,进水阀关闭,排水阀打开,高压流体排至出水管,这个过程称为压出过程。活塞不断地左右往复运动,可使液体间歇性地吸入和排出泵室。

活塞泵的效率不高,主要用于小流量、高压力的场合。为了提高活塞承受高压的能力,常将活塞变形为柱状塞,制成柱塞泵,如图 1-6 所示。一般高压往复泵主要是柱塞泵。

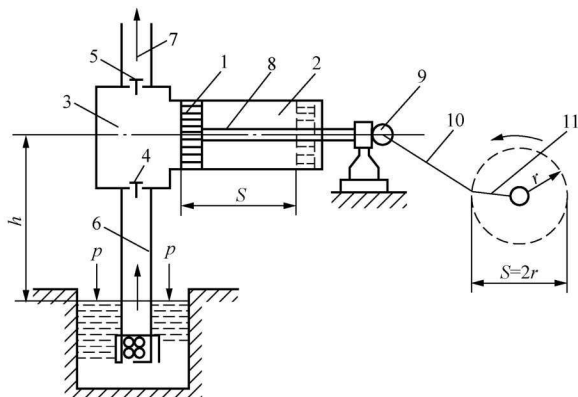


图 1-5 活塞式泵工作原理

- 1—活塞；2—活塞缸；3—工作室；4—进水单向阀；
5—排水单向阀；6—进水管；7—压水管；8—活塞杆；
9—十字接头；10—连杆；11—皮带轮

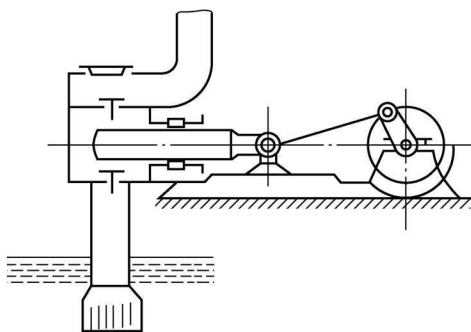


图 1-6 柱塞泵示意

2. 齿轮泵与螺杆泵

齿轮泵的结构比较简单,制造容易、成本较低,广泛地被用作液压系统和一些设备的润滑油系统中的油泵。齿轮泵的种类较多,按其啮合方式,可分为外啮合和内啮合齿轮泵。应用较广泛的是渐开线齿形的外啮合齿轮泵,见图 1-7 所示。

外啮合齿轮泵是由一对大小相等、模数相同的齿轮置于壳体内部,在壳体中间有两个通道,一个是进口(吸油口),一个是出口(压油口)。壳体前后的盖板和相互啮合的齿轮一起组成 a 和 b 两个密闭的工作腔。当主动齿轮按图 1-7 中所示的方向旋转时,原来啮合在一起的主动齿轮的轮齿 A 和从动齿轮的轮齿 D 逐渐脱开,因为 A 齿嵌在 D 齿右边的齿谷中,所以两齿脱开时使齿间的容积增大,形成部分真空。因此,在储油池中液面上大气压力的作用下油液被吸进吸油腔 a,并充满两齿脱开时增加的容积。随着齿轮的转动,每个齿轮的齿谷把油液从 a 腔带到 b 腔。齿轮在 b 腔进入啮合。图 1-7 中 B 齿和 C 齿啮合, C 齿进入 B 齿左端的齿谷中,使 b 腔容积减小, B 齿左端齿谷中的油液便被挤压出。齿轮不断地转动,齿轮泵就完成了连续的吸排油过程。

螺杆泵的工作原理和齿轮泵相似,它依靠螺杆相互啮合空间的容积变化来输送液体,图 1-8 所示为螺杆泵的结构示意。螺杆泵主要由主动螺杆、从动螺杆(可以是一根,也可以是两根或三根)和泵壳组成,

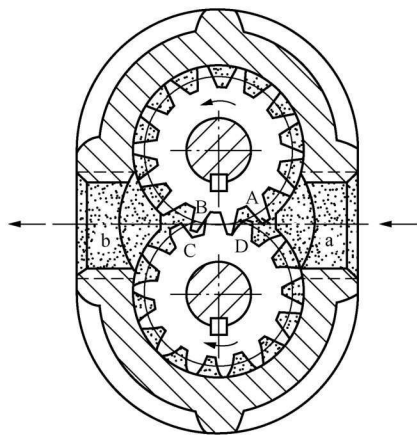


图 1-7 齿轮泵工作原理

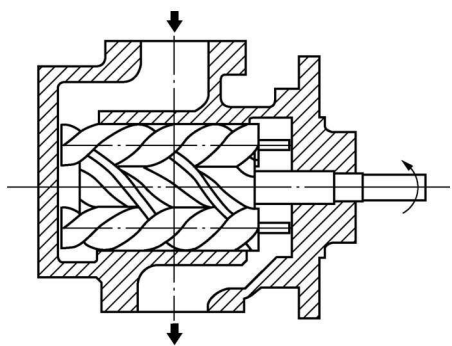


图 1-8 螺杆泵结构示意图

主动螺杆与从动螺杆的螺纹方向相反。当螺杆旋转时。螺纹相互啮合，流体犹如螺母一样沿螺杆的轴向移动，从而将流体自进口排向出口。

螺杆泵和齿轮泵的性能相似。与齿轮泵相比较，螺杆泵的效率更高，可达70%~80%，流量更均匀，不仅出口压强可以达到很高，而且由于旋转部分的外形尺寸小，适应高速运转，可以实现与高速原动机直联。同时，由于泵内的螺杆对液体的扰动小，压力没有脉动，因此螺杆泵运行平稳安静、噪声低。

3. 活塞式空气压缩机

活塞式空气压缩机主要由机体、气缸、活塞、曲柄—连杆机构及气阀机构（进气阀和排气阀）等组成。活塞式空气压缩机的工作原理与活塞泵类似，气缸内的活塞往复运动使气缸的体积周期性变化。当活塞向气缸外侧移动时，气缸内形成真空，在负压作用下（或在气阀机构的作用下）进气阀打开，外面的空气经进气管充满气缸；当活塞向气缸内移动时，进气阀关闭，空气因活塞回行而压缩，直至排气阀打开，经压缩的空气经排气管送入储气罐。

图 1-9 所示的 L 形空气压缩机是一种常见的两级两缸双作用水冷活塞式空气压缩机。空气压缩机由电动机或柴油机带动，气缸有两级，第一级为低压缸，第二级为高压缸。为了增加输气量和减少功率消耗，在两级气缸间采用水冷（或风冷）却器。空气自滤清器进入第一级压缩机气缸，经压缩后排至冷却器冷却，然后再进入第二级压缩机气缸，经第二级压缩后，排至储气罐。

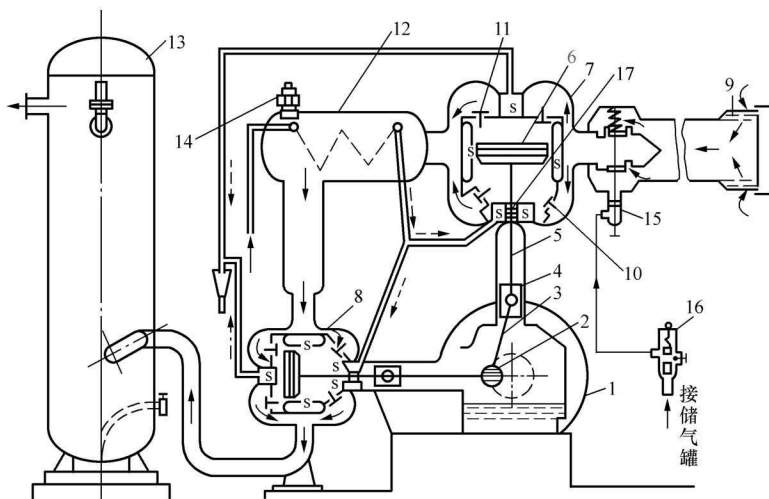


图 1-9 L 形空气压缩机的构造示意图

- 1—皮带轮；2—曲轴；3—连杆；4—十字头；5—活塞杆；6—活塞；7—第一级气缸；8—第二级气缸；
9—过滤器；10—吸入阀；11—压出阀；12—中间冷却器；13—储气罐；14—安全阀；15—减荷阀；
16—压力调节器；17—填料箱

活塞式空气压缩机结构比较简单，操作容易。压力变化时，风量变化不大，但由于排气量较小，且有脉动流出现，所以一般根据系统的风量要求设一个或几个储气罐。空气压缩机

组本身尺寸较大，再加上储气罐，故安装占地面积较大，有时还要采取除水滤油措施。

4. 罗茨风机

图 1-10 为罗茨风机简图，风机壳内有两个外形是渐开线的“8”字形的叶轮，它的工作原理与齿轮泵相似，即每个叶轮相当于只有两个齿的齿轮。两个叶轮分别装在互相平行的两根轴上。两个转子中的一个主动轮，另一个是从动轮，两个“8”字形的叶轮呈同步反向转动。在机壳体外，轴上装有互相啮合的两个齿轮以保证两轴转动同步。运转时如同齿轮泵的原理，气体从进口吸入，由出口排出，若改变两转子的旋转方向，则吸入和排出口互换。罗茨风机的两叶轮之间、叶轮与机壳之间间隙很小，使转子能自由运动而无过多的泄漏，故其容积效率较高。

罗茨风机具有结构简单、使用维修方便，运行时不需要内部润滑，避免了输送介质含油，风机内部磨损轻等特点，在发电厂广泛用于循环流化床锅炉、除灰系统、气力输送等系统中。

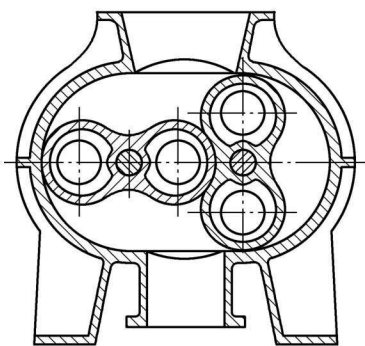


图 1-10 罗茨风机简图

容积式泵与风机为定排量泵与风机，不能用关小出口阀的方法来调节流量，更不能在出口阀门关闭的情况下工作。为了避免罗茨风机严重超压和转子倒转，必须在它的压出管道上配备安全阀和止回阀。

四、其他形式的泵与风机

1. 水环式真空泵

水环式真空泵工作原理如图 1-11 所示，其工作原理是星状叶轮偏心地装在圆筒形的工作室内，当叶轮在原动机的带动下旋转时，存在于工作室内的水被叶轮甩至工作室壁，形成水环，水环内圈上部与轮毂相切，下部形成一个月牙形的气室，右半个气室顺着叶轮旋转方向使两叶片之间的空气容积逐渐增大，压力降低，因此将气体从吸入口吸入；左半个气室顺着叶轮旋转方向使两叶片之间的空间容积逐渐减小，增加吸入气体的压力，使其从排气口

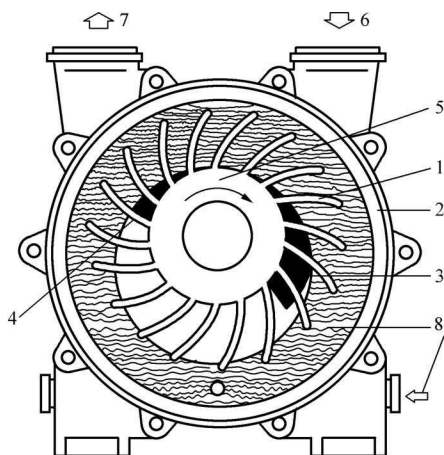


图 1-11 水环式真空泵工作原理

1—叶轮；2—泵缸；3—吸气腔；4—排气腔；
5—轮毂；6—进气口；7—排气口；8—工作液体

排出。叶轮每旋转一周，月牙形气室使两叶片之间的空间容积周期性改变一次，从而连续完成一个吸气和一个排气过程。叶轮不断地旋转，便能连续地抽排气体。

在火力发电厂中，水环式真空泵常用于抽吸凝汽器内的气体，以保持凝汽器的真空度。在运行中，水环式真空泵内的一部分水会随着气体排出，必须不间断地向泵内补水。

2. 射流泵

射流泵工作原理如图 1-12 所示。根据流体力学原理，流体被加速时，它的压力要降低。射流泵内，工作流体由喷嘴高速射出，携带喷嘴周围的流体一同进入扩散管，并在喷嘴出口形成高真空。混合室内的流体不断地被射流带走，使空间的真空得以保

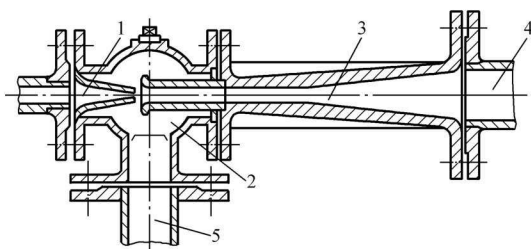


图 1-12 射流泵工作原理

1—喷嘴；2—混合室；3—扩散管；
4—排出管；5—吸入管

持，并且在混合室内真空的作用下，被抽吸的流体经吸入管不断地被吸入，这就是射流泵的工作过程。射流泵除了可以用作抽吸凝汽器内的气体外，在电厂的水力除灰系统中，也可用射流泵抽送含有大量悬浮颗粒的灰水。

射流泵的工作流体可以是蒸汽，也可以是水。以蒸汽为工作流体的射流泵也叫射汽抽气器，以水为工作流体的射流泵也叫做射水抽气器。

第二节 泵与风机的主要参数

一、流量

单位时间内泵或风机所输送流体的数量称为流量。常用的流量有体积流量和质量流量两种。体积流量用符号 q_v 表示，常见的单位为 m^3/s 、 m^3/min 、 m^3/h 、 L/s 。质量流量用符号 q_m 表示，常见的单位为 kg/s 、 kg/min 、 kg/h 、 t/h 。

体积流量和质量流量的关系是：质量流量 (q_m) = 密度 (ρ) × 体积流量 (q_v)。

二、扬程或全压

单位质量的液体在泵内所获得的能量称为泵的扬程，即扬程为泵出口液体的能量头比入口液体的能量头提高的数值，用符号 H 表示，其单位为 m （米液柱高）。同理，单位体积的气体在风机内所获得的能量称为全压，以符号 p 表示，单位为 Pa 。

泵与风机的扬程或全压可根据实际情况由能量方程确定，现分析如下。

1. 选择泵与风机时扬程或全压的计算公式

管路中流动的流体所需要的能量，是由工作在管路系统中的泵或风机提供的。因此，泵与风机的扬程和全压可根据维持管路系统内流体流动所需要的能量来确定。

如图 1-13 所示，一台泵将容器 A 中的水输送至容器 B 中，容器 A 中液面上压力为 p' ，容器 B 的液面上的压力为 p'' 。若忽略容器内的流动速度，则容器 A 和 B 内的静水头为常数，可用自由表面上的静水头代表容器内的静水头。此时，整个管路系统中，流体流动所需的能量即为泵输出的能量。则泵的扬程就必须满足流体流动所需的总能头，包括：

- (1) 容器 A 和 B 的位置能头差 H_z ；
- (2) 容器 A 和 B 的压力能头差 $\frac{p'' - p'}{\rho g}$ ；
- (3) 吸入管路和压出管路的总阻力损失 h_w 。

于是，该泵的扬程为

$$H = H_z + \frac{p'' - p'}{\rho g} + h_w \quad (1-1)$$

式中的总阻力损失 h_w 为吸入管道阻力损失与压出管道阻力损失之和，即 $h_w = h_{w1} + h_{w2}$ 。

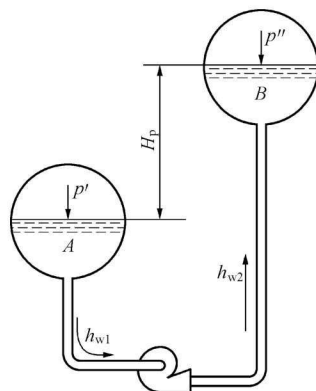


图 1-13 管路系统能量的分析

同理, 风机的全压也可由气体在管路系统中流动所需的能量求得。一般来讲, 气体的位能很小, 可以忽略不计。则风机的全压就等于维持流动所需的能量, 这个能量用单位体积的气体所具有能量的形式表示, 即

$$p = (p'' - p') + \rho g h_w \quad (1-2)$$

一般用途的通风机, 吸入空间气体的压力和压出空间气体的压力均接近当地的大气压力, 如火力发电厂的锅炉送风机和引风机。这种情况下, 风机的全压可近似地表示为

$$p = \rho g h_w = p_w \quad (1-3)$$

这种用管路系统运行时所需的能量来确定泵与风机扬程的方法, 常用在已知管路系统的情况下, 选择泵与风机时流量和扬程的计算。当然, 实际计算时, 需要考虑增加一定的富裕量。

2. 运行时泵与风机扬程或全压的计算公式

流体通过水泵时, 由于能量被提高了, 使泵出口处的能头大于入口处的能头, 这个能头差就是泵的扬程。如图 1-14 所示, 泵的入口处的能头为

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$$

泵的出口处的能头为

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

则泵的扬程就是

$$H = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1-4)$$

式中 z_1 、 z_2 ——泵入口、出口的位置高度, m;

p_1 、 p_2 ——泵入口、出口截面上的液体压力, Pa;

v_1 、 v_2 ——泵入口、出口截面上的液体平均流速, m/s。

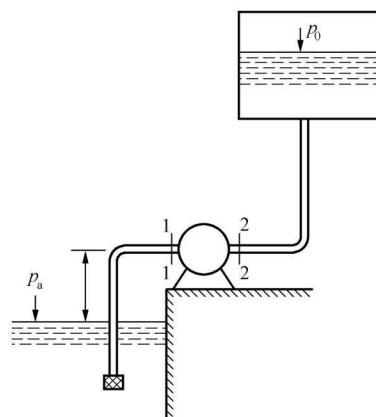


图 1-14 泵的扬程确定

根据具体情况, 式 (1-4) 可变为以下两种情况。

(1) 实际上多数的泵进、出口标高相同, 即使不同, 相对于泵的扬程来说其值一般也不大, 可以忽略不计, 则有

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1-5)$$

但是, 对于火力发电厂的大型立式循环水泵, 进、出口标高相差较大 (有时能达到 2~3m), 而循环水泵的扬程一般较小 (有时只有 10m 左右), 这时如忽略泵进、出口的高度差会导致计算误差过大, 故不宜忽略水泵进出口高差。

(2) 实际上许多泵的进、出口直径相同或比较接近, 又因为液体的压缩性、泵的泄漏量均较小, 泵的进、出口处液体的体积流量比较接近, 所以一般可以忽略泵进、出口处的流速差。尤其对于高压泵, 由于进、出口处的速度能头差相对于压力能头之差小得多, 可忽略不计, 则有

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (1-6)$$

需特别指出的是, 式 (1-4) ~ 式 (1-6) 中的压力 p_1 、 p_2 是泵的入口和出口截面在泵的轴心高度上的压强, 而实际泵的运行中, 入口和出口的压强需由压力表或真空表测得。然

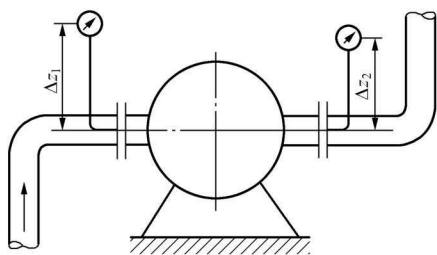


图 1-15 压力表或真空表安装位置对扬程的影响

而, 由压力表的读数 p_{g1} 、 p_{g2} 来取代 p_1 、 p_2 时, 其安装的位置的不同会使扬程公式不同, 如图 1-15 所示, 则入口和出口的压力分别为

$$p_1 = p_{g1} + \rho g \Delta z_1$$

$$p_2 = p_{g2} + \rho g \Delta z_2$$

若入口为真空状态, 真空表读数为 p_m , 则

$$p_1 = -p_m + \rho g \Delta z_1$$

若压力表安装在泵的轴心下方, 则 Δz_1 、 Δz_2 为负值。对于高压泵, 当 Δz_1 、 Δz_2 不大时, 不必考虑

Δz_1 和 Δz_2 的影响。由于泵所在的管路系统不同、计算时的已知条件不同, 泵扬程的公式需根据扬程的定义式分析、推导得出。对于风机全压的计算也是如此。

由流体力学知识可知, 流经风机气体的能量是以单位体积所具有的能量表示的, 总机械能

称为气体的全压, 包括静压和动压。若风机进口处气体的静压为 p_1 、动压为 $p_{d1} = \frac{1}{2} \rho v_1^2$; 风机出口处气体的静压为 p_2 、动压为 $p_{d2} = \frac{1}{2} \rho v_2^2$, 根据风机全压定义, 得到风机全压的定义式

$$p = (p_2 + p_{d2}) - (p_1 + p_{d1}) = \left(p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \right) - \left(p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 \right) \quad (1-7)$$

$$\text{或} \quad p = (p_2 - p_1) + \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad (1-8)$$

式 (1-7) 和式 (1-8) 适用于任何场合。根据风机管路系统的具体布置, 它可派生出其他计算公式。例如, 风机的出口直接通向大气时, $p_2 = p_a$, 风机的全压为

$$p = (p_a - p_1) + \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad (1-9)$$

又如风机的入口直接通向大气, $p_1 = p_a$, $v_1 = 0$, 则

$$p = (p_2 - p_a) + \frac{\rho v_2^2}{2} \quad (1-10)$$

对于风机来说, 在所提高的能量中, 动能占有一定的比例, 而管路系统的阻力损失要由风机的静压来克服, 所以, 静压是风机的又一个重要性能参数。根据 JB/T 2977—2005《工业风机、鼓风机和压缩机 名词术语》, 风机的静压定义为

$$p_{st} = p_2 - \left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} \right) \quad (1-11)$$

因而风机的动压为

$$p_d = p_{d2} = \frac{\rho v_2^2}{2} \quad (1-12)$$

【例 1-1】 如图 1-13 所示, 电厂给水泵中心位于标高 $\nabla_0 = 1\text{m}$ 处, 给水由除氧器水箱供给, 除氧器水面上压强 $p_A = 600\text{kPa}$, 吸入管道直径 $d_1 = 250\text{mm}$, 管长 $l_1 = 30\text{m}$, 沿程阻力系数 $\lambda_1 = 0.025$, 局部阻力系数之和 $\sum \xi_1 = 15$, 给水泵出口的水送至锅炉汽包, 压出管道直径 $d_2 = 242\text{mm}$, 沿程阻力系数 $\lambda_2 = 0.028$, 管长 $l_2 = 150\text{mm}$, 局部阻力系数之和 $\sum \xi_2 = 200$, 汽包内水面上压强 $p_B = 10\,000\text{kPa}$ 。给水系统内加热器、省煤器等设备的阻力损失 $h'_w = 19\text{m}$ 。除氧器水面标高 $\nabla_A = 14\text{m}$, 汽包液面标高 $\nabla_B = 37\text{m}$ 。若给水泵流量 $q_G =$

2300kN/h, 给水重度 $\gamma = 8918 \text{ N/m}^3$, 试确定给水泵所必需的扬程。

解 吸入管中的流速为

$$v_1 = \frac{q}{3600A} = \frac{2300 \times 1000}{3600 \times 8918 \times 0.785 \times 0.25^2} = 1.46 (\text{m/s})$$

吸入管道的阻力损失为

$$h_{w1} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_1 \right) \frac{v_1^2}{2g} = \left(0.025 \times \frac{30}{0.25} + 15 \right) \times \frac{1.46^2}{2 \times 9.81} = 2 (\text{m})$$

压出管道流速为

$$v_2 = \frac{q}{3600A_2} = \frac{2300 \times 1000}{3600 \times 8918 \times 0.785 \times 0.242^2} = 1.56 (\text{m/s})$$

压出管道中的阻力损失为

$$h_{w2} = \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_2 \right) \frac{v_2^2}{2g} = \left(0.028 \times \frac{150}{0.23} + 200 \right) \times \frac{1.56^2}{2 \times 9.81} = 27 (\text{m/s})$$

给水管道的总损失为

$$h_w = h_{w1} + h_{w2} + h'_w = 2 + 27 + 194 = 223 (\text{m})$$

给水泵的扬程为

$$\begin{aligned} H &= H_p + H_z + h_w \\ &= \frac{(10\,000 - 600) \times 1000}{8918} + (37 - 14) + 223 = 1300 (\text{m/s}) \end{aligned}$$

【例 1-2】 有一装有进风管道和出风管道的送风机, 用 U 形管在机进口处测得空气静压 p_{1b} 和动压 p_{d1} 分别为 $-37.5 \text{ mmH}_2\text{O}$ 和 $6.5 \text{ mmH}_2\text{O}$; 风机出口处的静压 p_{2b} 和动压 p_{d2} 分别为 $19 \text{ mmH}_2\text{O}$ 和 $12.5 \text{ mmH}_2\text{O}$, 试计算风机的全压。

解 该风机的全压为

$$\begin{aligned} p &= (p_2 + p_{d2}) - (p_1 + p_{d1}) = (p_{2b} - p_{1b}) + (p_{d2} - p_{d1}) \\ &= (19 + 37.5) + (12.5 - 6.5) = 62.5 \text{ mmH}_2\text{O} \approx 625 (\text{Pa}) \end{aligned}$$

三、功率、效率及转速

泵与风机的功率是衡量做功能力的指标, 分为有效功率和轴功率。我们将流体在泵与风机中获得的功率称为有效功率, 用 P_e 表示, 单位为 kW; 将原动机传至泵与风机轴上的功率称为轴功率, 一般以符号 P 表示, 单位为 kW。

由于泵与风机内存在着能量损失, 输入的能量不可能全部转化为所输送流体的能量。效率是指泵与风机内能量的利用率。我们将有效功率与轴功率的比值称为泵与风机的效率, 用 η 表示, 即

$$\eta = \frac{P_e}{P} \times 100\% \quad (1-13)$$

效率越高, 说明泵与风机的能源利用率越高, 其经济性就越好。火力发电机组的泵与风机选择高效率的节能产品, 并在运行中保持效率较高的工况, 是提高发电的经济性、降低厂用电率的必要措施。随着机组容量的增大, 对主要的泵与风机 (如给水泵、送风机、引风机) 的节能要求越来越高。

泵的有效功率可用式 (1-14) 计算, 即

$$P_e = \frac{\rho g q_v H}{1000} \quad (1-14)$$