



普通高等教育“十一五”国家级规划教材
PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUOJIAJI GUIHUA JIAOCAI

BENG YU FENGJI

泵与风机

安连锁 主 编
吕玉坤 副主编



中国电力出版社
<http://jc.cepp.com.cn>

Thermal Energy & Power

BENG YU FENGJI

泵与风机

主 编 安连锁
副主编 吕玉坤
编 写 贾瑞宣
主 审 何 川 王松岭

内 容 提 要

本书为普通高等教育“十一五”国家级规划教材。

本书主要讲述泵与风机的基本理论及运行调节和选择。内容包括：绪论；叶片式泵与风机的基本理论；叶片式泵的性能及结构；叶片式通风机的结构及性能；泵与风机的运行、调节及选择；容积式泵与风机及其它类型泵简介等。

本书可作为高等学校热能动力工程类专业教材，亦可作为有关专业泵与风机课程的参考书，并可供有关专业工程技术人员学习参考，同时，也可作为函授热能动力工程类专业用书。

图书在版编目 (CIP) 数据

泵与风机/安连锁主编. —北京：中国电力出版社，2008
普通高等教育“十一五”国家级规划教材
ISBN 978-7-5083-7270-9

I. 泵… II. 安… III. ①泵—高等学校—教材②鼓风机—
高等学校—教材 IV. TH3 TH44

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 096891 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路 6 号 100044 <http://jc.cepp.com.cn>)

北京市同江印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2008 年 8 月第一版 2008 年 8 月北京第一次印刷
787 毫米×1092 毫米 16 开本 14 印张 336 千字
定价 23.00 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

本书为普通高等教育“十一五”国家级规划教材，是根据高等学校热能与动力工程专业本科人才培养目标编写而成的。

本教材的特色体现在：力求结构合理、深入浅出，以有利于学生能力和素质的培养；力求反映国内外一些新的研究成果和工程实际现状，以适应科技进步的需求，并以电力行业的飞速发展为其应用背景，突出了电力行业特色。

全书共五章，绪论、第一、三章由安连锁编写，第二章的第一、二、三、四、六节和第四、五章由吕玉坤编写，第二章的第五节由贾瑞宣编写。安连锁教授和吕玉坤副教授分别担任本书的主编和副主编，王松岭教授和何川教授主审。

本书在编写过程中，得到有关科研院所、发电企业等单位的大力协助，也得到有关院校领导、教师的支持和帮助，在此谨致谢意。

本书配套有多媒体课件，请登录 <http://jc.cepp.com.cn> 下载。

由于编者水平所限，书中缺点和错误在所难免，恳请读者批评指正。

编 者

2007年12月

目 录

前言

绪论	1
第一节 泵与风机在国民经济和电厂中的地位	1
第二节 泵与风机的基本性能参数	3
第三节 泵与风机的分类及工作原理	7
习题	9
第一章 叶片式泵与风机的基本理论	10
第一节 流体在叶轮内的流动分析	10
第二节 泵与风机的能量方程式	15
第三节 叶片出口安装角对理论能头的影响及其选用原则	17
第四节 有限叶片数对理论能头的影响	22
第五节 泵与风机的损失和效率	29
第六节 泵与风机的性能曲线	38
第七节 泵与风机的运行工况点	49
第八节 泵与风机的相似定律	53
第九节 泵与风机的通用性能曲线	60
第十节 比转速和型式数	62
第十一节 轴流式泵与风机的机翼理论	69
习题	72
第二章 叶片式泵的性能及结构	74
第一节 泵内汽蚀	74
第二节 泵的结构型式及主要部件	84
第三节 轴向力、径向力及其平衡	88
第四节 轴端密封	94
第五节 电厂常用叶片式泵的典型结构类型	97
第六节 泵性能试验	106
习题	114
第三章 叶片式通风机的结构及性能	115
第一节 通风机的结构型式及主要部件	115
第二节 通风机的无因次性能曲线和空气动力学略图	122
第三节 通风机的选择曲线概述	126
第四节 通风机性能试验	127
第五节 通风机噪声	134
第六节 电厂常用叶片式通风机的典型结构类型	139

习题	146
第四章 泵与风机的运行、调节与选择	148
第一节 泵与风机的串联、并联运行	148
第二节 泵与风机的运行工况调节	151
第三节 离心式泵与风机叶片的切割与加长	169
第四节 离心泵的一系列型谱	173
第五节 泵与风机的启动和运行	175
第六节 泵与风机运行中的几个问题	181
第七节 泵与风机的选择	188
习题	192
第五章 容积式泵与风机及其它类型泵简介	193
第一节 容积式泵与风机	193
第二节 其它类型泵简介	201
习题	203
附录 I 泵与风机的型号编制	204
附录 II 几种风机的空气动力学略图	208
附录 III 常用单位换算	210
附录 IV 水的物理性质	213
附录 V 吸声材料的吸声系数	214
参考文献	215

绪 论

第一节 泵与风机在国民经济和电厂中的地位

泵与风机是一类能将原动机的机械能转换成被输送流体的机械能的流体机械(图0-1)。一般而言,若其输送的流体是液体,则称之为泵;其输送的流体为气体,则称之为风机。

泵与风机属于通用机械的范畴,在国民经济的各个部门中应用十分广泛。例如:农田的排涝与灌溉;采矿工业中坑道的通风及排水;冶金工业中各种冶炼炉的鼓风以及气体和液体的输送;石油工业中的输油和注水;化学工业中高温、腐蚀性气体的排送;航空航天工业中动力系统正常工作的维持;一般工业部门厂房、车间的空调以及原子防护设备的通风等,都离不开泵与风机。据统计,在全国总用电量中,泵与风机的耗电已达40%以上。

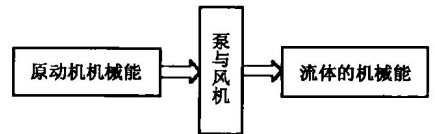


图0-1 泵与风机的能量转换

泵与风机在电力生产过程中起着非常重要的作用。图0-2所示为某火力发电厂系统简图。由图可以看出,在火力发电厂中,向锅炉送水的给水泵、向汽轮机凝汽器送冷却水的循环水泵、排送凝汽器中凝结水的凝结水泵、排送热力系统中各处疏水的疏水泵、向热力网系统补水的补给水泵、向锅炉输送燃料的排粉机、向锅炉输送空气的送风机、排除锅炉烟气的引风机等都是电厂的重要辅助设备。此外,还有生水泵、工业水泵以及用来输送各种润滑油、药液、排除锅炉灰渣的特殊用泵等。总之,泵与风机在火力发电厂中的应用极为广泛,起着极其重要的作用。所以曾有人比喻说:“如果把电厂比作一个人,那么给水泵就相当于人的心脏或大动脉,而送、引风机就相当于人的呼吸系统”。人的心脏起着新陈代谢、促进血液循环的作用以维持人的生命,泵与风机在火力发电厂中则起着补充营养(煤、气、水等)、排除垃圾(渣、烟等),促使电厂工质(气、汽、水、煤、油)通道通畅、保证整个电厂正常发供电的重要作用。

图0-3所示为压水式反应堆核电厂系统简图。由图可知,核电厂由核岛和常规岛两部分组成,其电力生产过程与火力发电厂基本相同,故给水泵、凝结水泵等在常规岛中的作用也与火力发电厂类似。而堆冷却剂泵在核岛内的作用是强迫冷却剂循环,把反应堆中堆芯核反应所产生的热能传送至蒸汽发生器,以产生能够驱动汽轮机做功的蒸汽。

从经济角度看,泵与风机是电厂的耗电大户,特别是给水泵素有“电老虎”之称。据统计,各种泵与风机的耗电量约占厂用电的80%左右(采用汽动给水泵除外),其中泵约占50%,风机约占30%。因此,泵与风机的运行方式及其经济性直接影响到电厂的经济运行。

从安全角度看,因泵或风机故障而引起停机、停炉的事例很多,由此造成的直接和间接的经济损失巨大,更应引起人们的高度重视。以汽包锅炉为例,相对于锅炉容量而言,其汽包水容积较小,如果锅炉给水泵由于某种原因发生故障而中断给水,则汽包在一、二分钟甚至更短的时间内就可“干锅”,引发重大设备事故。再如,在核电厂中,在核岛内强迫冷却剂循环的堆冷却剂泵必须具有极高的密封性,因为一旦放射性液体泄漏,将对人员和环境造

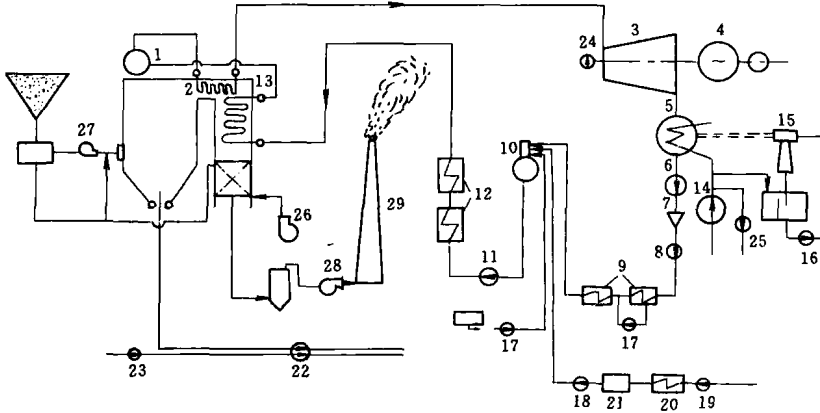


图 0-2 火力发电厂系统简图

- 1—锅炉汽包；2—过热器；3—汽轮机；4—发电机；5—凝汽器；6—凝结水泵；7—除盐装置；8—升压泵；
 9—低压加热器；10—除氧器；11—锅炉给水泵；12—高压加热器；13—省煤器；14—循环水泵；
 15—射水抽气器；16—射水泵；17—疏水泵；18—补给水泵；19—生水；20—生水
 预热器；21—化学水处理设备；22—灰渣泵；23—冲灰水泵；24—液压机；
 25—工业水泵；26—送风机；27—排粉风机；28—引风机；29—烟囱

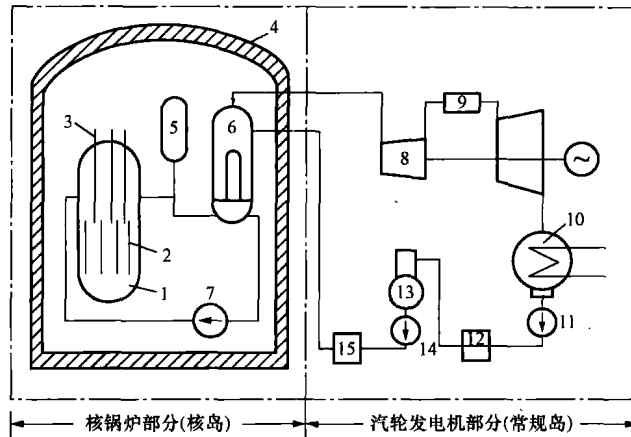


图 0-3 所示为压水式反应堆核电站系统简图

- 1—反应堆；2—燃料元件；3—控制棒；4—安全壳；5—稳压器；6—蒸汽发生器；7—堆冷却
 剂循环泵；8—汽轮机发电机组；9—汽水分离再热器；10—凝汽器；11—凝结水泵；
 12—低压加热器；13—除氧器；14—给水泵；15—高压加热器

成不可逆转的损害。经验表明，增加安全可靠性和提高效率相比，有着同等的甚至更大的经济效益。特别是随着机组向大容量、高转速、高效率、自动化方向的发展，对泵与风机的安全可靠性的要求也提出了越来越高的要求。所有这些都表明，泵与风机的安全经济运行是与整个电厂的安全经济运行密切相关的。

为了实现泵与风机的安全经济运行，首先，必须对其工作原理、结构特点和运行调节特性有一个详细而深入的了解。其次，随着泵与风机设备的不断更新和高技术驱动装置的投入，还需不断地提高其运行操作技术和管理水平。所有这些都要求我们必须努力学好“泵与风机”课程，打好今后从事工程技术实践的基础。

第二节 泵与风机的基本性能参数

一、泵的基本性能参数

泵的基本性能参数包括流量 q_v 、扬程 H 、轴功率 P_{sh} 、效率 η 、比转速 n_s 、允许汽蚀余量 $[NPSH]$ (或允许吸上真空高度 $[H_s]$) 等, 它们从不同的角度表示了泵的工作性能, 现分述如下:

1. 流量

泵的流量是指单位时间内通过泵出口所输出的液体量。通常用体积流量 q_v 表示, 单位是 m^3/s 、 L/s 、 m^3/h , 这些单位可以互相换算 (见附录 III)。对于非常温水或其它液体也可用质量流量 q_m 表示, 单位是 kg/s 、 t/h 。显然 q_v 和 q_m 的换算关系为

$$q_m = \rho q_v \quad (0-1)$$

式中 ρ ——液体的密度, kg/m^3 。

2. 扬程

泵的扬程又称能头 (也有用全压表示的, 如给水泵), 是指单位重力液体从泵进口截面 1 经叶轮到泵出口截面 2 所获得的机械能 (参见图 0-4)。用 H 表示, 单位是 m 。其数学表达式可写为

$$H = E_2 - E_1$$

式中 E_2 ——泵出口截面处单位重力液体的机械能, m ;

E_1 ——泵进口截面处单位重力液体的机械能, m 。

即

$$E_2 = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$E_1 = Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$$

式中 p_2 、 p_1 ——泵出口、进口截面处液体的压强, Pa ;

v_2 、 v_1 ——泵出口、进口截面处液体的平均速度, m/s ;

Z_2 、 Z_1 ——泵出口、进口截面中心到基准面的距离, m ;

ρ ——液体的密度, kg/m^3 。

因此泵的扬程可写为

$$H = (Z_2 - Z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (m) \quad (0-2)$$

对于高压水泵, 有时也近似用泵出口和进口的压强差 ($p_2 - p_1$) 来表示其扬程的大小。此时, 扬程的表达式可写为

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (m) \quad (0-3)$$

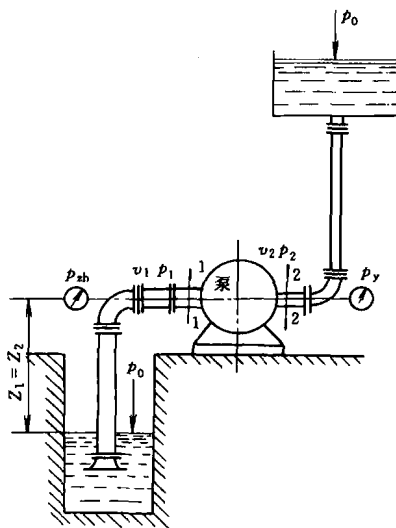


图 0-4 总扬程的确定

3. 功率和效率

(1) 轴功率。作为泵的性能参数，轴功率通常是指泵的输入功率，也就是原动机传到泵轴上的功率，故称为轴功率。用 P_{sh} 表示，单位为 kW。

(2) 有效功率。通过泵的液体在单位时间内从泵中获得的机械能称为泵的有效功率。由于这部分能量被流出泵的液体所携带，故又称为输出功率，用 P_e 表示，其计算式为

$$P_e = \frac{\rho g q_v H}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (0-4)$$

式中 q_v ——体积流量， m^3/s ；

H ——扬程， m ；

g ——重力加速度，一般取 $g=9.81\text{m}/\text{s}^2$ 。

(3) 内功率。液体通过泵时要引起一系列损失，我们把实际消耗于液体的功率称为泵的内功率，用 P_i 表示。它等于有效功率加上除轴承、轴封外在泵内损失掉的功率，即

$$P_i = P_e + \sum \Delta P \quad (\text{kW}) \quad (0-5)$$

式中 $\sum \Delta P$ ——除轴承、轴封外在泵内损失掉的功率。

(4) 效率。轴功率和有效功率之差是泵内产生的损失功率，其大小用泵的效率来衡量。有效功率和轴功率之比称为泵的效率，亦称泵的总效率。用 η 表示，通常以百分数计，即

$$\eta = \frac{P_e}{P_{sh}} \times 100\% \quad (0-6)$$

(5) 内效率。泵的有效功率与内功率之比称为泵的内效率。用 η_i 表示，即

$$\eta_i = \frac{P_e}{P_i} \times 100\% \quad (0-7)$$

由于作为泵性能参数的泵的效率通常是指总效率，因此，在本书中如无特殊说明，泵的效率均指总效率。

(6) 原动机功率。由于原动机轴和泵轴之间的传动存在机械损失，所以，原动机功率 P_g （一般是指原动机的输出功率）通常要比轴功率大些，其计算式为

$$P_g = \frac{P_{sh}}{\eta_m} \quad (\text{kW}) \quad (0-8)$$

式中 η_m ——传动装置的传动效率。它随传动装置的不同而异，如表 0-1 所示。

表 0-1 传动方式与传动效率 η_m

类 型	传动名称	传动效率 η_m
圆柱齿轮传动	6、7 级精度闭式传动（油液润滑）	0.98~0.99
	8 级精度闭式传动（油液润滑）	0.97
圆锥齿轮传动	6、7 级精度闭式传动（油液润滑）	0.97~0.98
	8 级精度闭式传动（油液润滑）	0.94~0.97
减 速 器	单级圆柱齿轮减速器	0.97~0.98
	双级圆柱齿轮减速器	0.95~0.96
	单级圆锥齿轮减速器	0.95~0.96
	双级圆锥—圆柱齿轮减速器	0.94~0.95

续表

类 型	传动名称	传动效率 η_m
皮带传动	平皮带无压紧轮开式传动	0.98
	平皮带有压紧轮开式传动	0.97
	三角皮带开口传动	0.95~0.96
	同步齿形带	0.96~0.98
联 轴 器	弹性联轴器	0.99~0.995
	液力联轴器	0.95~0.97 (定速或最大转速比时)
	齿轮联轴器	0.99
电动机直联传动		1.00

(7) 配套功率。在选择原动机时, 考虑到过载的可能, 通常在原动机功率的基础上考虑一定的安全系数, 以此计算原动机的配套功率 P_{gr} , 即

$$P_{gr} = KP_g = K \frac{P_{sh}}{\eta_m} = K \frac{\rho g q_v H}{1000 \eta_m} \quad (\text{kW}) \quad (0-9)$$

式中 K ——电动机容量安全系数。它与电动机的容量大小、泵的工作特性有关。对于一般用途的泵, 其取值可参考表 0-2, 对于一些特殊用途的泵可参考有关规定。

表 0-2 电动机功率与容量安全系数 K

电动机功率 (kW)	电动机容量安全系数 K	电动机功率 (kW)	电动机容量安全系数 K
0.5 以下	1.5	>2~5	1.20
>0.5~1	1.4	>5	1.15
>1~2	1.3	>50	1.08

注 电厂中泵与风机所选用的电动机功率均远大于 5kW, 但 K 值仍可采用 1.15。

4. 转速

泵的转速是指泵轴每分钟的转数, 用 n 表示, 单位为 r/min。它是影响泵性能的一个重要参数, 当转速变化时, 泵的流量、扬程、功率等都将随之发生变化。

此外, 泵还有比转速 (或型式数)、汽蚀余量 (或吸上真空高度) 等参数, 将在以后的有关章节中讨论。

二、风机的基本性能参数

风机的基本性能参数包括流量 q_v 、全压 p 、静压 p_{st} 、轴功率 P_{sh} 、全压效率 η 、静压效率 η_{st} 、转速 n 、比转速 n_y 等, 它们从不同的角度表示了风机的工作性能, 现分别介绍如下。

1. 流量

风机流量是指单位时间内通过风机进口的气体量, 常用体积流量 q_v 表示, 单位为 m^3/s 、 m^3/h 。若无特殊说明, q_v 是指在标准进口状态下 ($p_a=101325\text{Pa}$ 、 $t=20^\circ\text{C}$ 、相对湿度 $\varphi=50\%$ 、空气密度 $\rho=1.2\text{kg}/\text{m}^3$) 气体的体积流量。

2. 全压

风机全压是指单位体积气体从风机进口截面经叶轮到风机出口截面所获得的机械能, 用 p 表示, 单位为 Pa。和推导式 (0-2) 类似, 若忽略位能的变化, 风机的全压可

表示为

$$p = \left(p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \right) - \left(p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 \right) \quad (\text{Pa}) \quad (0-10)$$

式中 p_2 、 p_1 ——风机出口、进口截面处气体的压强，Pa；

v_2 、 v_1 ——风机出口、进口截面处气体的平均速度，m/s。

3. 静压

风机的全压减去风机出口截面处的动压 p_{d2} （通常将风机出口截面处的动压作为风机的动压）称为风机的静压，用 p_{st} 表示，即

$$p_{st} = p - p_{d2} = p_2 - p_1 - \frac{1}{2} \rho v_1^2 \quad (\text{Pa}) \quad (0-11)$$

4. 功率

和泵类似，风机的功率通常是指输入功率，亦称轴功率。用 P_{sh} 表示，单位为 kW。除此之外，还有内功率 P_i 、全压有效功率 P_e 、静压有效功率 P_{est} ，其计算式分别为

$$P_i = P_e + \sum \Delta P \quad (\text{kW}) \quad (0-12)$$

$$P_e = \frac{pq_V}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (0-13)$$

$$P_{est} = \frac{p_{st} q_V}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (0-14)$$

式中 $\sum \Delta P$ ——除轴承外风机内损失掉的功率。

考虑到过载的可能，在选择原动机的配套功率时，尚需考虑一定的容量安全系数，其处理方法和泵相同（按表 0-2 选取）。但应指出，对锅炉引风机，容量安全系数 K 一般取 1.3。

5. 全压效率和全压内效率

全压效率是指风机的全压有效功率和轴功率之比，用 η 表示。一般以百分数计，即

$$\eta = \frac{P_e}{P_{sh}} \times 100\% \quad (0-15)$$

同理，全压内效率等于全压有效功率与内功率之比。用 η_i 表示，即

$$\eta_i = \frac{P_e}{P_i} \times 100\% \quad (0-16)$$

6. 静压效率和静压内效率

静压效率是指风机的静压有效功率和轴功率之比，用 η_{st} 表示，即

$$\eta_{st} = \frac{P_{est}}{P_{sh}} \times 100\% \quad (0-17)$$

同理，静压内效率等于静压有效功率与内功率之比，用 η_{ist} 表示，即

$$\eta_{ist} = \frac{P_{est}}{P_i} \times 100\% \quad (0-18)$$

和泵相同，如无特殊说明，风机的效率均指全压效率。

7. 转速

风机转速是指风机轴每分钟的转数，用 n 表示，单位为 r/min。

此外，风机还有比转速及其它性能参数，将在以后的有关章节中讨论。

第三节 泵与风机的分类及工作原理

一、泵与风机的分类

泵与风机的种类繁多，其用途也各不相同，按照所产生的全压高低可分为：

低压泵：压强小于 2MPa；

中压泵：压强在 2~6MPa 之间；

高压泵：压强大于 6MPa；

通风机：全压小于 15kPa；

鼓风机：全压在 15~340kPa 之间；

压气机：全压大于 340kPa。

按工作原理的不同，可大致分为三类：

(1) 叶片式泵与风机。工作叶轮旋转时叶轮上的叶片将能量连续地传给流体，从而将流体输送到高压、高位处或远处的泵与风机（如离心式、轴流式和混流式泵与风机等）。

(2) 容积式（又称定排量式）泵与风机。通过工作室容积周期性变化而实现输送流体的泵与风机。根据机械运动方式的不同还可分为往复式和回转式（如活塞泵、齿轮泵等）。

(3) 其它类型的泵与风机。无法归入前面两大类的泵与风机。这类泵与风机的主要特点是利用具有较高能量的工作流体来输送能量较低的流体（如液环泵、射流泵等）。

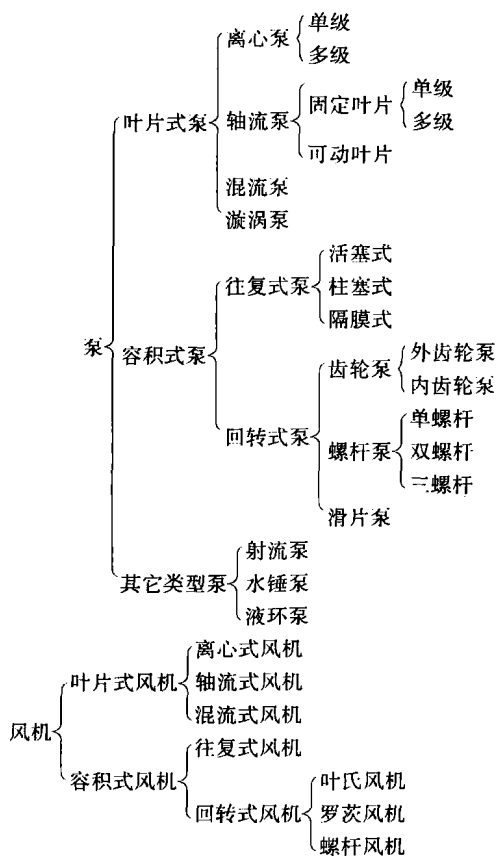
上述各种类型的泵与风机还可以分得更详细些，如表 0-3 所示。

二、工作原理

上述三种类型的泵与风机中，用途最广泛的是叶片式泵与风机。这是因为，与其它类型相比，叶片式泵与风机具有效率高、性能可靠、容易调节等优点，特别是可以制成各种能头及流量的泵与风机，以满足不同的需求。所以在电厂及其它工业中得到了广泛的应用。因此，本教材着重讨论叶片式泵与风机，考虑到电厂常用泵与风机的实际情况，在第五章也对其它类型的泵与风机（如活塞泵和柱塞泵、齿轮泵和螺杆泵、罗茨风机以及液环泵和射流泵等）的工作原理与性能作一般性介绍。

叶片式泵与风机按照叶片对流体做功的原理不同，又可分为离心式、轴流式和混流式三种，如图 0-5 所示。

表 0-3 泵与风机按工作原理和结构形式分类



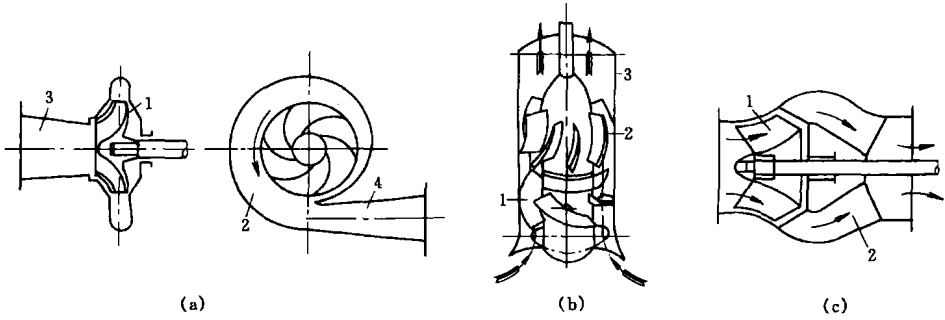


图 0-5 叶片式泵结构示意图

(a) 离心泵示意图

1—叶轮；2—压出室；3—吸入室；4—扩散管

(b) 轴流泵示意图

1—叶轮；2—导流器；3—泵壳

(c) 混流泵示意图

1—叶轮；2—导叶

1. 离心式泵与风机的工作原理

离心式泵与风机的主要工作部件是叶轮，如图 0-5 (a) 所示。当原动机带动叶轮旋转时，叶轮中的叶片迫使流体旋转，即叶片对流体沿它的运动方向做功，从而使流体的压强能和动能增加；流体在惯性力的作用下，从中心向叶轮边缘流去并以很高的速度流出叶轮进入压出室（导叶或蜗壳），再经扩散管排出，这个过程称为压水（气）过程。同时，由于叶轮中心的流体流向边缘，在叶轮中心形成低压区，当它具有足够的真空时，在吸入端压强的作用下（一般是大气压），流体经吸入室进入叶轮，这个过程称为吸水（气）过程。由于叶轮连续地旋转，流体也就连续地吸入、排出，形成离心式泵与风机的连续工作。

2. 轴流式泵与风机的工作原理

如图 0-5 (b) 所示，流体沿轴向流入叶片通道，当叶轮在原动机驱动下旋转时，旋转着的叶片给绕流流体一个轴向的推力（叶轮中的流体绕流叶片时，根据流体力学知道，流体对叶片产生一个升力，同时根据作用力与反作用力相等的原理，叶片也作用给流体一个与升力大小相等、方向相反的力，即这一推力），此叶片的推力对流体做功，使流体的能量增加并沿轴向排出。叶轮连续旋转即形成轴流式泵与风机的连续工作。

3. 混流式泵与风机的工作原理

和离心式泵与风机相比，混流式泵与风机流量较大、能头较低；但和轴流式泵与风机相比，混流式泵与风机却又流量较小、能头较高。总之，从性能上看，它是介于离心式和轴流式之间的一种泵与风机。而其叶轮形状 [图 0-5 (c)] 和工作原理也都具有两者的特点。

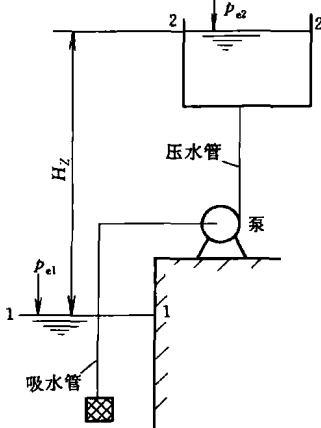


图 0-6 [例 0-1] 附图

【例 0-1】 水泵在如图 0-6 所示的管路系统中工作时，若吸水池液面的压强为 p_{e1} ，压水池液面的压强为 p_{e2} ，且两水池液面的高度差为 H_z ，吸水管和压水管的流动损失之和为 h_w ，试推

导此时泵的工作扬程的表达式。

解 设此时泵的工作扬程为 H ，在如图 0-6 所示的 1-1、2-2 截面上，应用黏性流体总流的伯努利方程得

$$Z_{e1} + \frac{p_{e1}}{\rho g} + \frac{v_{e1}^2}{2g} + H = Z_{e2} + \frac{p_{e2}}{\rho g} + \frac{v_{e2}^2}{2g} + h_w$$

即

$$H = (Z_{e2} - Z_{e1}) + \left(\frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho g} \right) + \left(\frac{v_{e2}^2 - v_{e1}^2}{2g} \right) + h_w$$

由已知可得： $(Z_{e2} - Z_{e1}) = H_Z$ ， $v_{e1} \approx 0$ ， $v_{e2} \approx 0$ 。将其代入上式，即可得此时泵的工作扬程的表达式为

$$H = H_Z + \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho g} + h_w$$

上式表明：泵的扬程可由它的实际工作参数求出，其值 H 不一定是额定参数，会随着工作条件的变化而改变。

习 题

0-1 试求输水量 $q_v = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ 时离心泵所需的轴功率。设泵出口压强表的读数为 255000 Pa，泵入口真空表的读数为 33340 Pa，表位差为 0.6 m，吸水管与压水管管径相同，离心泵的总效率 $\eta = 0.62$ 。

0-2 离心式风机的吸入风道及压出风道直径均为 500 mm，送风量 $q_v = 18500 \text{ m}^3/\text{h}$ 。试求风机产生的全压及风机入口、出口处的静压。设吸入风道的总阻力损失为 700 Pa，压出风道的总阻力损失为 400 Pa，（未计压出风道出口的阻力损失），空气密度 $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ 。

0-3 有一台可把 15°C 冷空气加热到 170°C 的空气预热器，当空气流量为 $2.957 \times 10^3 \text{ kg/h}$ 时，预热器及管道系统的全部阻力损失为 150 Pa，如果拟在该系统中装一台离心式风机，设风机效率 $\eta = 70\%$ 。试问：为降低风机能耗，应如何布置风机与预热器的顺序？

第一章 叶片式泵与风机的基本理论

第一节 流体在叶轮内的流动分析

叶片式泵与风机的过流部件一般可分为三部分：①将流体引向工作叶轮（以下简称叶轮）的吸入室；②转换能量的叶轮；③将流体引向压出管路的压出室。讨论叶片式泵与风机的原理和性能，就是要研究流体在泵与风机内的流动规律，从而找出流体的流动与过流部件几何形状之间的关系，确定适宜的流道形状，以便获得符合要求的水力（气动）性能。

吸入室和压出室一般是固定不动的，比较容易研究和分析其中流体的运动规律。而叶轮在工作时是旋转的，其内流体的运动情况比较复杂，使得分析和研究较为困难。因此，叶片式泵与风机的基本理论也就主要集中在对叶轮流道内流体的流动规律的研究上。

一、流体在离心式叶轮内的流动分析

（一）叶轮流道投影图及其流动分析假设

1. 叶轮流道投影图

离心式叶轮的形状用通常的机械制图方法在图纸上是表示不清的。设有一离心式叶轮，如图 1-1 所示，用通常的投影方法能表示出叶轮前后盖板的形状，但不能表示出叶片曲面的形状。为了看到叶片，我们把图 1-1 上叶轮的前盖板切割掉，而后再作叶轮的平面投影，得到图 1-1 中右面的部分，称为叶轮的平面投影图。在该图上能见到叶片曲面的平面投影图，但看不出叶片的曲面形状。为了表示叶片的曲面形状，常常辅之以轴面投影图。

轴面又称子午面，它是包含叶轮轴心线的平面，经过叶轮的轴心线可以做无数个平面，例如 oo' 面是其中的一个铅垂的轴面。

轴面投影图是指将叶轮上的任意点用旋转投影法投影到同一个轴面上而得到的图。例如，设叶轮上有一流体质点 m （见图 1-1），将此质点用旋转投影法投影到铅垂的轴面 oo' 上，得到投影点 m' ，图 1-1 上的左图就是这个铅垂轴面，上面有一点 m'' ， m'' 就是 m 的轴面投影。类似地，设 oI 为过叶轮叶片进口边的一个轴面，则该轴面与叶片进口边有一条交线（为了叙述方便，设叶片为无限薄），将这条交线按照旋转投影法投影到铅垂的轴面 oo' 上，则可得到与这条交线形状（叶片进口边形状）完全一样的轴面投影线，如图 1-1 左图上的 4 线。同理，如果从叶片的进口边 4 到出口边 5 按照一定的间隔作一系列轴面，把每一个轴面与叶片的交线按照旋转投影法

投影到 oo' 轴面上，则可得到如图 1-1 左图所示的叶轮叶片的轴面投影图。

利用轴面投影图和平面投影图可以清楚地表达出离心式叶轮的几何形状。通常我们为了叙述和分析一些问题而画叶轮的轴面投影图和平面投影图时，只是简单地画成图 1-2 所示的样子。

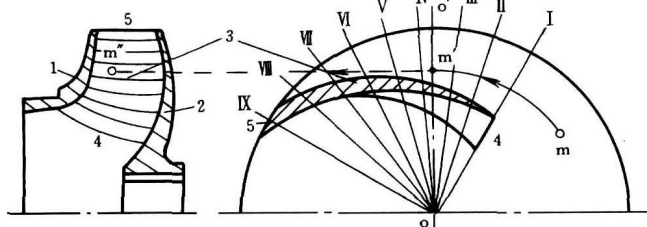


图 1-1 叶轮的轴面投影图和平面投影图

1—前盖板；2—后盖板；3—叶片；4、5—叶片进口、出口

2. 流动分析假设

由于流体在叶轮内流动相当复杂，为了分析其流动规律，常作如下假设：

(1) 叶轮中的叶片为无限多，即认为叶轮的叶片是一些无厚度的骨线（或称型线）。受叶片型线的约束，流体微团的运动轨迹完全与叶片型线相重合。

(2) 流体为理想流体，即忽略了流体的黏性。因此可暂不考虑由于黏性使速度场不均匀而带来的叶轮内的流动损失。

(3) 流动为定常流，即流动不随时间变化。

(4) 流体是不可压缩的，这一点和实际情况差别不大，因为液体在很大压差下体积变化甚微，而气体在压差很小时体积变化也常忽略不计。

(5) 流体在叶轮内的流动是轴对称的流动。即认为在同一半径的圆周上，流体微团有相同大小的速度。

(二) 叶轮内流体的运动及其速度三角形

1. 叶轮内流体的运动及其速度三角形

叶轮旋转时，流体一方面和叶轮一起作旋转运动，同时又在叶轮流道中沿叶片向外流动。因此，流体在叶轮内的运动是一种复合运动，它可以分解为牵连运动和相对运动。

所谓牵连运动是指：当叶轮旋转时，流体微团在叶轮作用下沿着圆周方向的运动，如图 1-3 (a) 所示。这时可以把流体微团看成好像是固定在叶轮上随叶轮一起旋转的刚体，其速度称为牵连速度（亦称圆周速度），用 u 表示。显然它的方向与圆周的切线方向一致，大小与所在的圆周半径 r 和转速 n 有关。

所谓相对运动，是指流体微团在叶轮流道内相对于叶片的运动，如图 1-3 (b) 所示。其速度称为相对速度，用 w 表示。显然它的方向就是质点相对于叶片的运动方向，大小与流量 q_v 及流道形状有关。

牵连运动和相对运动的合成运动称为绝对运动，如图 1-3 (c) 所示。它是流体相对于机壳等固定件的运动，其速度称为绝对速度，用 v 表示。由于速度是矢量，所以绝对速度 v 等于牵连速度 u 和相对速度 w 的矢量和，即

$$v = u + w$$

由这三种速度矢量组成的矢量图称为速度三角形或速度图，如图 1-4 所示。

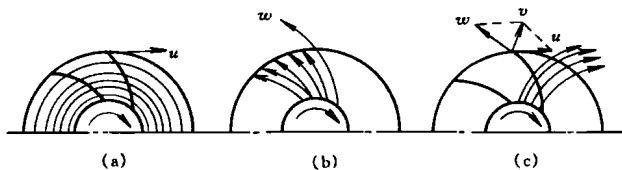


图 1-3 流体在叶轮内的运动

(a) 牵连运动；(b) 相对运动；(c) 绝对运动

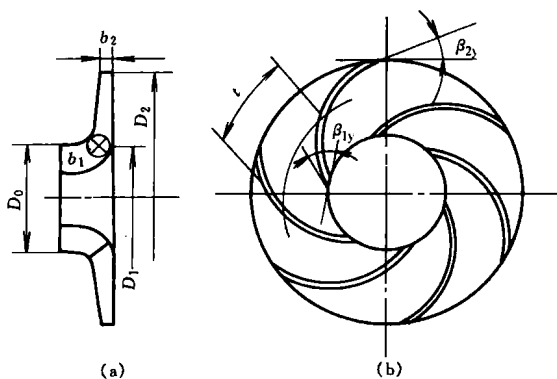


图 1-2 叶轮投影图

(a) 轴面投影；(b) 平面投影

D_1 、 D_2 —叶轮的叶片进、出口直径； b_1 、 b_2 —叶片进、出口宽度； β_{1y} 、 β_{2y} —叶轮叶片进、出口安装角； D_0 —叶轮进口直径； t —节距