

5811

27473

693304

高等学校教材

# 泵与风机

重庆大学流体力学教研室

重庆科学技术大学图书馆  
基本藏书



水利电力出版社

11

473



高等学校教材

---

# 泵与风机

重庆大学流体力学教研室

水利电力出版社

## 内 容 简 介

本书以叶片式泵与风机为主，重点讲述泵与风机的基本原理、运行调节和选择使用。全书共分五章：第一章泵与风机的叶轮理论，第二章泵与风机的设备性能，第三章泵与风机的结构及平衡密封问题，第四章泵与风机的运行和调节，第五章泵与风机的选择和设计简述。

本书为高等工科院校“电厂热动力”专业的教材，并可作为有关专业泵与风机课程的教学参考书，也可供工程技术人员参考。

高等学校教材

## 泵 与 风 机

重庆大学流体力学教研室

(根据电力工业出版社纸型重印)

\*

水利电力出版社出版

(北京德胜门外六铺炕)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力印刷厂印刷

\*

787×1092毫米 16开本 14.25印张 324千字 2插页

1980年6月第一版

1983年6月新一版 1983年6月北京第一次印刷

印数 0001—9030册 定价 1.65元

书号 15143·5098

# 前 言

本书系根据1978年4月原水利电力部组织制订的高等学校“电厂热能动力”专业《泵与风机》教材编写大纲进行编写的，是“电厂热能动力”专业的专业课教材。

本书共分五章并有附录。为了满足该专业的特点和需要，全书的重点放在第一、二、四章，即泵与风机的基本原理、设备性能和运行调节上，对泵与风机的整体结构也有一般性的叙述（第三章），考虑到电厂目前的生产实际情况，在第五章中编入了对泵与风机进行改进设计的内容。由于教学时数有限，有些内容用小字排印，供各校在教学时选择。

本书在取材上，力求讲清楚基本概念、基本原理和基本方法，同时，也尽可能反映国内外先进的科学技术水平，并着重围绕泵与风机的能量转换、设备性能及运行调节中经常遇到的主要问题进行讲述，以达到精选内容的目的。

本书由重庆大学流体力学教研室编写。一至三章由郭立君同志编写，绪论及第四章由周义光同志编写，第五章及附录由况文仲同志编写，并由郭立君同志主编。

书稿经1979年4月在重庆大学召开的审稿会议讨论研究，参加会议的有：南京工学院（主审单位），东北电力学院，西安交通大学，浙江大学，山东工学院等院校。会上各院校代表对书稿提出了不少宝贵意见。初稿修改后，又经南京工学院、东北电力学院进行了复审。对此我们表示衷心的感谢。

由于我们水平有限，加之时间紧迫，书中定有不少缺点和错误，希望读者给予批评指正。

编 者

1979年10月于重庆

31005/02

# 目 录

## 前 言

绪 论	1
0-1 泵与风机在国民经济中及热力发电厂中的地位和作用	1
0-2 泵与风机的主要参数	2
0-3 泵与风机的分类	5
0-4 泵与风机发展趋势	9
第一章 泵与风机的叶轮理论	11
1-1 离心式泵与风机的叶轮理论	11
1-2 轴流式泵与风机的叶轮理论	29
思考题	39
习 题	39
第二章 泵与风机的设备性能	41
2-1 功率、损失和效率	41
2-2 泵与风机的性能曲线	47
2-3 相似理论在泵与风机中的应用	55
2-4 无因次性能曲线、通用性能曲线	66
2-5 水泵内的汽蚀	69
2-6 性能曲线的测试方法	86
思考题	101
习 题	101
第三章 泵与风机的结构及平衡、密封问题	104
3-1 电厂中常用的泵与风机典型结构类型	104
3-2 泵与风机的主要部件	115
3-3 轴向力、径向力及其平衡	120
3-4 密封装置	126
思考题	130
第四章 泵与风机的运行和调节	131
4-1 管路特性曲线及工作点	131
4-2 管路特性曲线对泵与风机性能的影响	134
4-3 泵与风机的并联、串联工作	135
4-4 运行工况的调节	140
4-5 泵与风机的切割与加长	149
4-6 泵与风机的启动与运行	153
4-7 运行中的几个问题	159
思考题	172
习 题	172
第五章 泵与风机的选择与设计简述	175
5-1 泵与风机的选择	175
5-2 泵与风机的设计简述	181
*5-3 离心泵叶轮的绘型	190
附录 I 泵与风机的型号编制	
附录 II 性能参数的估算法	
附录 III-1 常用泵的性能曲线综合图	
附录 III-2 4-73型风机的选择曲线	
附录 IV 推荐常用的泵和风机水力模型和空气动力学图	
附录 V 单位换算	
参考文献	

# 绪 论

## 0-1 泵与风机在国民经济中及热电厂中的地位和作用

汽轮机、水轮机、泵与风机均属流体机械。前两者是把流体的势能和动能转变为机械能的动力设备，而泵与风机则是把机械能转变为流体（液体、气体）的势能和动能的一种动力设备。

泵与风机广泛地应用在国民经济的各个方面。例如，农业方面的灌溉和排涝，采矿工业中坑道的通风及排水，风动工具和水力采煤的动力，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等，都离不开水泵和风机。此外，在化学工业和原子能工业等部门中，还需用到输送带腐蚀性液体以及金属及非金属液体的特殊泵。

在热电厂中，泵与风机起着极为重要的作用。图 0-1 绘出了热电厂的系统简图，其中，1 是锅炉汽包，2 是过热器，由过热器引出的过热蒸汽送入汽轮机 3，带动发电机 4 转动。汽轮机的排汽进入凝汽器 5，凝结水经过凝结水泵 6，除盐装置 7，升压水泵 8，依次送到二个低压加热器 9 加热，然后进入除氧器 10 除氧，再由给水泵 11 压过二个高压加热器 12 送入省煤器 13，最后进入锅炉汽包 1 中。

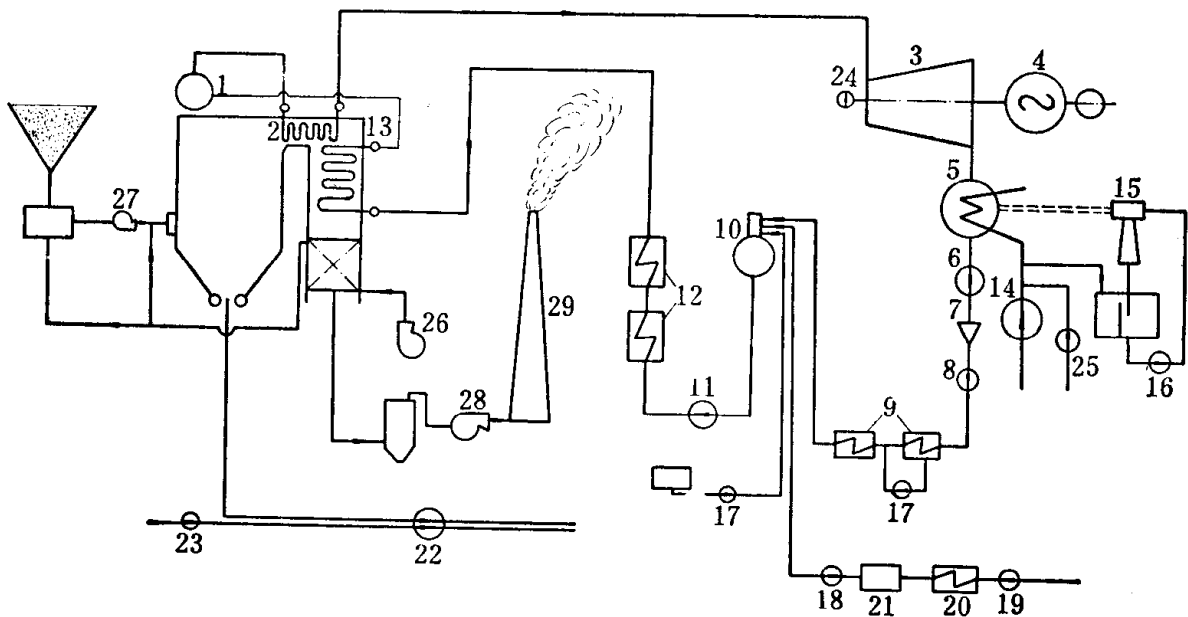


图 0-1 热电厂系统简图

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—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—生水预热器，21—化学水处理设备，22—灰渣泵，23—冲灰水泵，24—油泵，25—工业水泵，26—送风机，27—排粉风机，28—引风机，29—烟囱

为了使做功后的蒸汽凝结，需设置循环水泵14向凝汽器输送冷却水；为排除凝汽器中的空气和气体，装设有射水抽气器15和射水泵16；为排除各处疏水有疏水泵17；为了补充管路系统的汽水损失，设有补给水泵18，补给水是由生水泵19将水送入生水预热器20，经化学水处理设备21处理后由补给水泵送入系统的；排除锅炉燃烧后的灰渣需要灰渣泵22和冲灰水泵23。此外还有供汽轮机各轴承润滑用的油泵24，供各水泵风机轴承冷却用水的工业水泵25等等。

另外，炉膛燃烧需要煤粉和很好的通风，为此装设有送风机26，排粉风机27，引风机28，锅炉的排烟最后由烟囱29排入大气。

由图0-1不难看出，用泵输送的介质有给水、凝结水、冷却水、润滑油类等液体；用风机输送的介质有空气、烟气以及煤粉空气混合物等。这些泵和风机应该适应各种不同的工作条件和要求，如循环水泵需输送每小时高达几千吨的大流量，给水泵则要输送几十或几百大气压、温度为 $100\sim 200^{\circ}\text{C}$ 以上的高温流体，吸风机要输送 $100\sim 200^{\circ}\text{C}$ 的高温烟气，灰渣泵，排粉风机则要输送含有固体颗粒的流体，因此，就需要能满足各种工作要求具有不同结构型式的泵与风机。

在发电厂的生产过程中，若泵与风机发生故障，往往会使主机主炉的正常工作受到影响，例如，有两台循环水泵的汽轮机，其中一台循环水泵发生故障，汽轮发电机就要降低出力。如果给水泵突然发生故障，就会使锅炉缺水，甚至造成锅炉烧干锅的事故。因此，电厂热能动力专业的人员，必须掌握泵与风机的原理、性能和结构，并使它为安全发电服务。

另外，泵与风机所消耗的电量又是十分大的，例如，一个一百万千瓦的发电厂，一般厂用电占机组容量的 $5\sim 10\%$ 左右，即消耗电量 $5\sim 10$ 万千瓦，其中泵与风机所消耗的电量（假定全部由电动机驱动）约占大容量机组全部厂用电的 $70\sim 80\%$ ，即消耗电量 $4\sim 8$ 万千瓦。由此可见，提高泵与风机的效率，降低泵与风机的耗电量，是减少发电厂的厂用电、提高发电厂的供电能力、降低发电厂成本的关键。但目前泵与风机在运行中尚存在不少问题，对电厂的安全与经济运行是很不利的。如有的设备陈旧，效率低，需要改造；有的在设备选择时裕量过大，长期在低效区运行；引风机，排粉风机耐磨性差；调节方法只求简便，忽视对运行经济性的影响等，所以学习泵与风机不仅为了保证安全发电，而且要能在运行中发挥它的最大效能，尽可能提高它的效率，使泵与风机得到既安全、又经济合理的使用。

## 0-2 泵与风机的主要参数

泵与风机的主要性能参数包括：流量 $Q$ 、压头 $H$ （水泵称为扬程，风机称为全风压）、功率 $N$ 、效率 $\eta$ 、转速 $n$ 以及比转数 $n_s$ ，对于水泵来说，还有表示泵汽蚀性能的参数，即汽蚀余量 $\Delta h$ 或吸上真空高度 $H_s$ 。这些参数反映了泵或风机的整体性能。对于每一台泵或风机，为了使运转较安全和不致使效率下降太多，都规定了一个工作范围。如果泵或风机能在这些参数所规定的工作范围内运转，则可得到既安全又经济合理地使用。

## 一、流量

流量是指泵与风机在单位时间内所输送流体的数量，它可以用体积流量 $Q$ 表示，也可以用重量流量 $G$ 表示。体积流量 $Q$ 的常用单位为升/秒、米<sup>3</sup>/秒或米<sup>3</sup>/时。重量流量的常用单位为牛/秒或千牛/时（公制单位为公斤/秒或吨/时）。

体积流量与重量流量的关系为，

$$G = \gamma Q \quad \text{牛/秒}$$

式中  $\gamma$  —— 流体重度，牛/米<sup>3</sup>；

$Q$  —— 体积流量，米<sup>3</sup>/秒。

如采用公制单位则：

$$G = \gamma Q \quad \text{公斤/秒}$$

式中  $\gamma$  —— 流体重度，公斤/米<sup>3</sup>；

$Q$  —— 体积流量，米<sup>3</sup>/秒。

当温度  $t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$  时，水的重度  $\gamma$  为 9810 牛/米<sup>3</sup>，空气的重度为 12.68 牛/米<sup>3</sup>，由于空气的重度很小，并随温度、压力的变化而变化，所以在风机设计中，一般不采用重量流量。

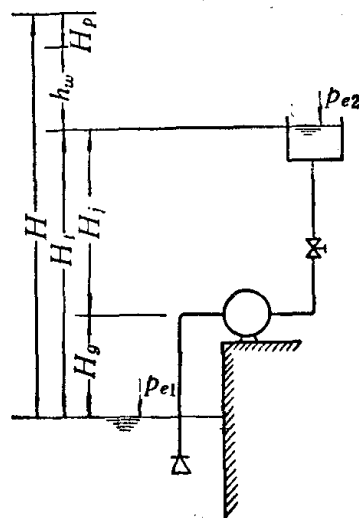


图 0-2 泵的扬程

## 二、压头

### (一) 泵的压头

泵的压头称为扬程，扬程是指单位重量液体通过泵叶轮后所获得的能量增加值，此值仅仅与泵本身有关，而与进、出水管路无关，也不是实际扬水的高度。

水泵在管路系统中工作时，其扬程应包括（图 0-2）：吸水池液面至压水池液面的静压水头  $H_s$ ，两液面之间的压力水头差  $H_p$  以及流动损失  $h_w$ ；如果进、出水管的直径不同时，在进、出口之间还有速度水头差  $H_d = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ 。

故水泵的扬程，应为上述各项之和，用符号  $H$  表示，单位为米液柱高，如果输送的液体是水，则为米水柱高。即：

$$H = H_s + H_p + H_d + h_w$$

式中  $H_s$  —— 静压水头， $H_s = H_j \pm H_g$ ，米，当吸水池液面在泵轴心线以上时， $H_g$  取“-”号，在轴心线以下时， $H_g$  取“+”号；

$H_j$  —— 静压出水头，米；

$H_g$  —— 静吸入水头（几何安装高度），米；

$h_w$  —— 总流动损失水头， $h_w = h_{w1} + h_{w2}$ ，米；

$H_p$  —— 压力水头差， $H_p = \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\gamma}$ ，米；

其中  $p_{e2}$  —— 排水池液面压力，帕（绝对压力）；

$p_{e1}$  —— 吸水池液面压力，帕（绝对压力）；

$\gamma$  —— 流体重度，牛/米<sup>3</sup>。



测量水泵扬程时，通常在泵的入口和出口法兰处各分别装一个真空表和压力表（如果入口压力高于大气压力时，也装压力表）。由其读数和速度水头可以计算出水泵的扬程。

压力表、真空表读数可换算为水柱高度，例如，所输送的液体是水，水的重度等于 $9810\text{牛/米}^3$ 。表压力为1工程大气压力时（1工程大气压力= $98100\text{帕或牛/米}^2$ ），则：

$$H_a = \frac{p_a}{\gamma} = \frac{98100}{9810} = 10\text{米水柱高}$$

所以1工程大气压力就相当于10米水柱。

当泵入口压力 $p$ （绝对压力）小于大气压力 $p_a$ 时，称为真空，可用下式表示：

$$H_s = \frac{p_a - p}{\gamma} \quad \text{米}$$

当泵入口压力 $p = 0$ 时，则能产生10米水柱的真空值，但实际上由于泵入口汽化压力的限制，以及还有流动速度头和流动损失，所以 $p$ 不可能等于零，真空值也总是小于10米水柱的。

### （二）风机的压头

风机的压头称为全压或全风压，全压系指单位体积的气体流过风机叶轮时所获得的能量增加值，用符号 $p$ 表示，单位为帕或毫米水柱。用毫米水柱的单位是因为风机输送的是气体，它比液体轻得多，例如，在常态情况下，大气压力为760毫米汞柱，温度为 $20^\circ\text{C}$ ，相对湿度为50%时，水的重度为 $9793\text{牛/米}^3$ ，而空气的重度为 $11.77\text{牛/米}^3$ ，它们相差832倍，所以风机采用毫米水柱而不用米水柱来表示风压。

因为1工程大气压= $9.81 \times 10^4\text{帕}$ ，又，1工程大气压相当于10米水柱= $10000\text{毫米水柱}$ ，所以，1毫米水柱高就相当于9.81帕。

风机的全压 $p$ 包括静压 $p_{st}$ 和动压 $p_d$ 两部分，即

$$p = p_{st} + p_d \quad \text{帕或毫米水柱}$$

在泵中，动压在全压中所占比例很小，通常不需把静压和动压分开表示，而对于风机来说，动压在全压中所占的比例很大，有时甚至可达全压的50%。同时还因为在确定管路的工作点时，是采用的静压曲线，因此，风机的风压需要用全压 $p$ 及静压 $p_{st}$ 分别表示。

### 三、功率

功率系指单位时间内所做功的大小，如果在一秒钟内把9.81牛顿重的物体提高到1米的高度，这时就对物体做了 $9.81\text{牛}\cdot\text{米}$ 的功，即功率等于 $9.81\text{牛}\cdot\text{米/秒}$ 或9.81瓦。瓦的单位在工程上使用起来太小，所以常用千瓦来表示。即

$$1\text{千瓦} = 1000\text{牛}\cdot\text{米/秒或瓦}$$

泵与风机的功率可分为有效功率、轴功率和原动机功率。有效功率是指单位时间内通过泵或风机的流体所获得的功率，也就是泵与风机的输出功率，用符号 $N_e$ 表示，单位为千瓦。

泵与风机对流体所做的有效功率，必须从原动机那里获得。我们把原动机传递给泵或风机轴上的功率称为轴功率，用符号 $N$ 表示，单位为千瓦。因为在泵与风机内部有各种损失，因而轴功率不可能完全传给流体，所以有效功率始终小于轴功率，即 $N_e < N$ 。由于考

考虑泵与风机运转时可能出现的超负荷情况，所以原动机的配套功率通常选择得比轴功率大些，即  $N_g > N > N_e$ 。

#### 四、效率

如前所述，因为在泵与风机内部有各种损失，要消耗一部分能量，轴功率不可能全部变为有效功率。我们把有效功率与轴功率之比称为总效率，用符号  $\eta$  表示。即

$$\eta = \frac{N_e}{N} \times 100\%$$

由上式可见，当有效功率一定时，轴功率越小，则泵与风机的总效率越高，例如，某台泵的有效功率为80千瓦，轴功率为100千瓦，那么其效率就是80%。

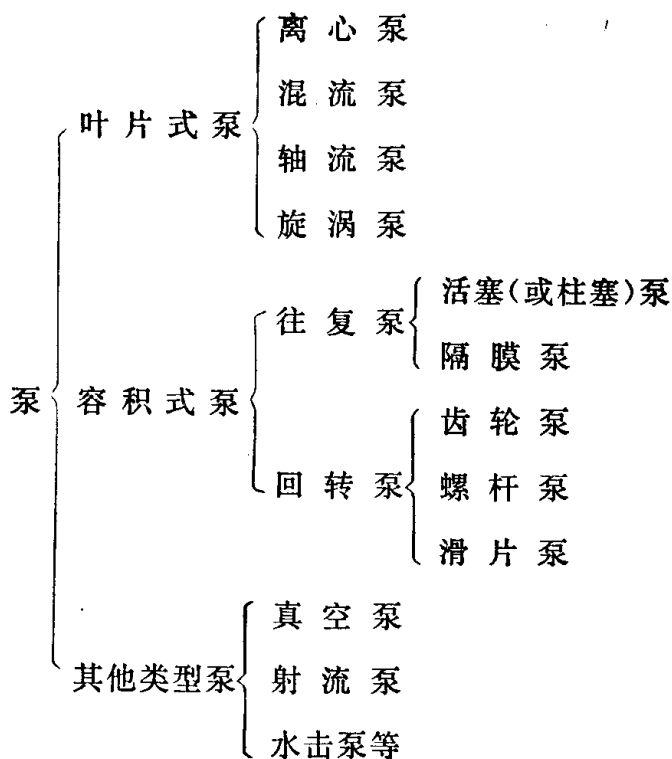
#### 五、转速

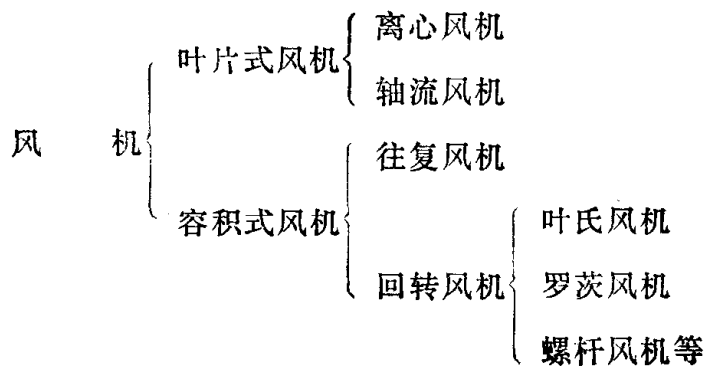
转速系指泵或风机的转轴每分钟的转数，用符号  $n$  表示，单位为转/分。一定的转速，产生一定的流量  $Q$ 、压头  $H$ ，并对应着一定的轴功率，当转速改变时，流量  $Q$ 、压头  $H$  以及轴功率  $N$  都将随之改变。所以，必须按照说明书或铭牌上规定的转速运转，否则将达不到设计要求，甚至导致部件超速损伤。

除上述五个参数之外，还有比转数  $n_s$ ，允许汽蚀余量  $[\Delta h]$  或允许吸上真空高度  $[H_s]$ ，这些参数将分别在第二章中介绍。

### 0-3 泵与风机的分类

泵与风机种类繁多，一般按工作原理，大致可分类如下：





泵按产生的压力分为：

低压泵：总水头200米水柱以下；

中压泵：总水头200~600米水柱；

高压泵：总水头600米水柱以上。

风机按产生的风压分为：

通风机：风压小于或等于1000~1500毫米水柱；

鼓风机：风压1000~1500毫米水柱到 $29 \times 10^4 \sim 34 \times 10^4$ 帕(3~3.5公斤/厘米<sup>2</sup>)以内；

压气机：风压在 $29 \times 10^4 \sim 34 \times 10^4$ 帕(3~3.5公斤/厘米<sup>2</sup>)以上。

通风机按压力大小又可分为：

低压通风机：风压在100毫米水柱以下；

中压通风机：风压在100~300毫米水柱；

高压通风机：风压在300~1500毫米水柱。

各种泵的使用范围如图0-3所示，由图可以看出离心泵所占的区域最大，流量在5~20000米<sup>3</sup>/时，扬程在8~2800米的范围内。各种风机的使用范围如图0-4所示。这两个图可作为选择泵与风机时的参考。

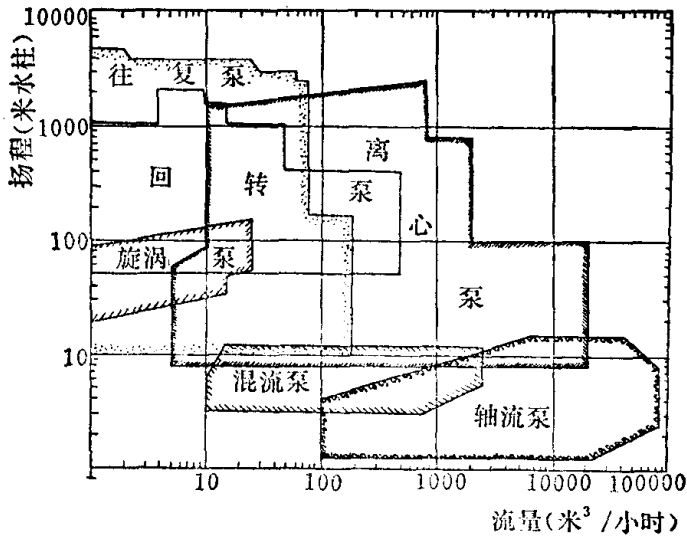


图 0-3 各种泵的使用范围

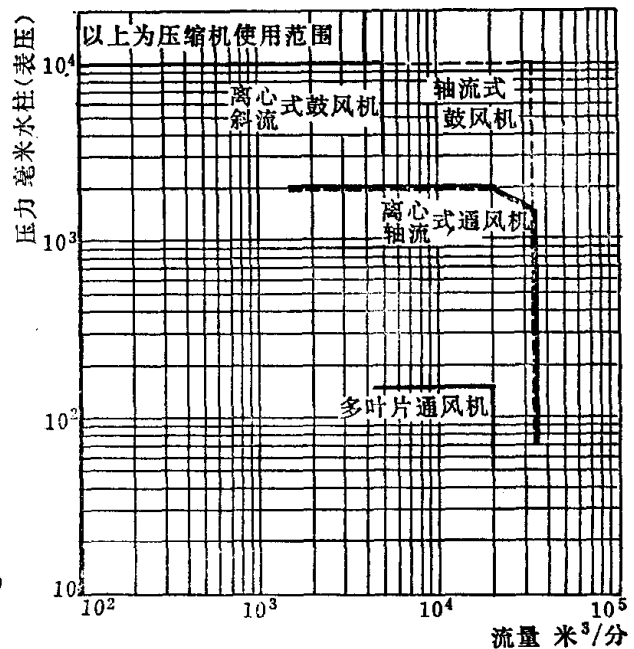


图 0-4 各种风机的使用范围

下面将主要的泵与风机的工作原理、结构特点简述如下：

### 一、离心式

离心式泵与风机的工作原理是利用叶轮叶片对流体做功，从而使流体通过叶轮后的压能和动能都得到升高，所以能够将流体输送到高处或远处。离心泵最简单的结构型式如图0-5所示，叶轮装在一个螺旋形的压水室（外壳）2内，当叶轮1旋转时，流体通过吸入室3轴向流入，然后转90°进入叶轮流道并径向流出，至压水室及扩散管4排出。由于叶轮连续旋转，在叶轮入口处不断形成真空，从而流体将连续不断地由叶轮吸入和排出。

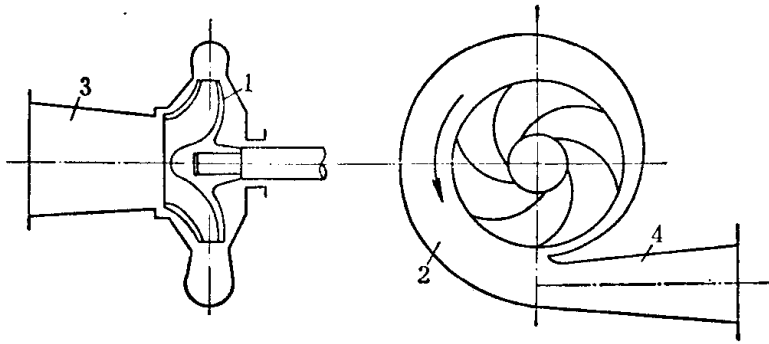


图 0-5 离心泵示意图

1—叶轮；2—压水室；3—吸入室；4—扩散管

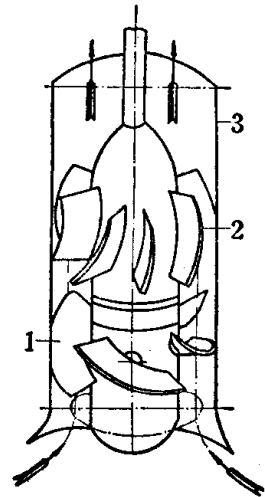


图 0-6 轴流式水泵示意图

1—叶轮；2—导流器；3—泵壳

### 二、轴流式

轴流式泵与风机的工作原理是利用升力对流体做功，使其压能和动能得到升高。其结构如图0-6所示，叶轮1安装在圆筒形泵壳3内，当叶轮旋转时，使流体轴向流入，在叶道内获得能量后，经过导流器2而轴向流出。轴流式的泵与风机适用于大流量、低压头，电厂中可作循环泵及送、吸风机使用。

### 三、往复式

现以活塞式为例来说明其工作原理和结构，如图0-7所示，活塞泵主要由活塞1在泵缸2内作往复运动来吸入和排出液体。当活塞开始自极左端位置向右移动，工作室3的容积逐渐扩大，室内压力降低，流体顶开吸水阀4，进入活塞所让出的空间，直至活塞移动到极右端为止，此过程为泵的吸液过程。当活塞从右端开始向左移动时，充满泵的流体受挤压，将吸水阀关闭，并打开压水阀5而排出，此过程称为泵的压水过程。

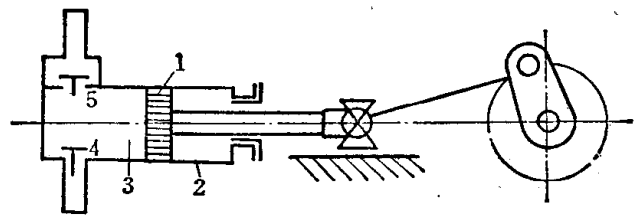


图 0-7 往复泵示意图

1—活塞；2—泵缸；3—工作室；4—吸水阀；5—压水阀

活塞不断往复运动，泵的吸水和压水过程就连续不断地交替进行。此泵适用于小流量，高压头。电厂中常用作加药泵使用。

### 四、齿轮式

齿轮泵具有一对互相啮合的齿轮，如图0-8所示，图中齿轮1（主动轮）固定在主动轴上，轴的一端伸出壳外由原动机驱动，另一个齿轮2（从动轮）装在另一个轴上。齿轮旋



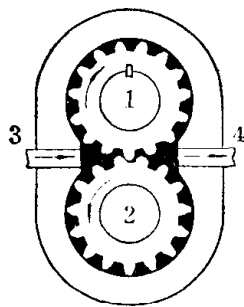


图 0-8 齿轮泵示意图

1—主动轮；2—从动轮；3—吸油管；4—压油管

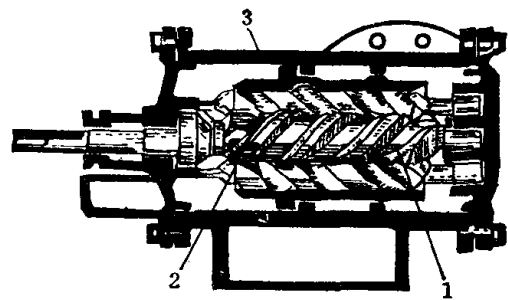


图 0-9 螺杆泵示意图

1—主动螺杆；2—从动螺杆；3—泵壳

转时，液体沿吸油管 3 进入到吸入空间，沿上下壳壁被两个齿轮分别挤压到排出空间汇合（齿与齿啮合前），然后进入压油管 4 排出。

### 五、螺杆式

如图0-9所示，螺杆泵乃是一种利用螺杆互相啮合来吸入和排出液体的回转式泵。螺杆泵的转子由主动螺杆 1 和（有一根、二根或三根的）从动螺杆 2 组成，主动螺杆与从动螺杆作相反方向转动，螺纹互相啮合，流体从吸入口进入，被螺旋轴向推进增压至排出口。此泵适用于高压头、小流量。电厂中常用来作为输送润滑油及调节油的油泵。

### 六、喷射泵

如图0-10所示，将高压的工作流体 7，由压力管送入工作喷嘴 6，经喷嘴后压能变成高速动能，因此，使喷嘴附近的液体（或气体）被带走。此时喷嘴出口的后部吸入室造成真空，并抽吸流体 8 与工作流体一起混合，然后通过扩散室 2 将压力稍升高输送出去。由于工作流体连续喷射，吸入室继续保持真空，于是得以不断地抽吸和排出流体。

工作流体可以为高压蒸汽或高压水，前者称为蒸汽喷射泵，后者称为射水抽气器，在电厂中常用于抽除凝汽器中的空气。

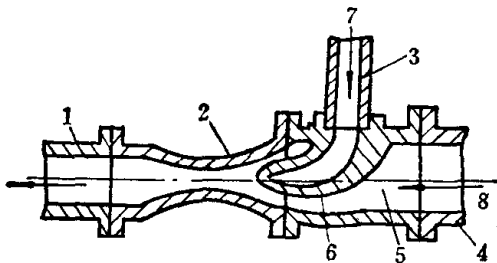


图 0-10 喷射泵示意图

1—排出管；2—扩散室；3—管子；4—吸入管；  
5—吸入室；6—喷嘴；7—工作流体；8—被抽吸流体

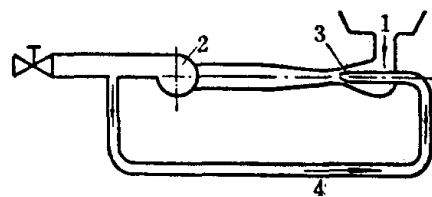


图 0-11 射水-离心泵示意图

1—凝汽器热井；2—离心泵；3—喷嘴；  
4—再循环管

### 七、射水-离心泵组

如图0-11所示，它是一个用来代替凝结水泵的泵组。由离心泵出口再循环喷嘴 3 流出的高速射流，与由热井 1 进入喉部的低速凝结水混合在一起，在扩散管中降低速度，把动能转变为压能，进入离心泵 2，再由离心泵升压排出，其中绝大部分流体流经低压加热器和除氧器，最后送至给水泵，还有部分流体便通过再循环管 4 回到喷嘴，继续不断地把凝汽器热井的水抽送出去。国外的使用经验证明，这种泵组，是防止离心泵汽蚀简单经济而

又有效的方法。

以上各种泵与风机，对电厂热能动力专业而言，用得最多的是叶片式泵与风机，而叶片式中，又以离心式和轴流式居多，所以在以后各章中均以离心式和轴流式泵与风机为主要讲述对象。

离心式和轴流式泵与风机的主要优点是转速高，流量大，输出流量均匀，在设计工况下效率高等。随着机组容量的增大，在压力要求增加不大的情况下，轴流式得到了日益广泛的应用。往复式虽能获得高压，但转速低，效率低，笨重，流量不均匀，且最大流量受转速的限制，结构和调节又都比较复杂，因此它的应用受到了一定限制。回转式泵与风机的特征介于离心式和往复式之间，其他形式泵与风机一般效率都较低，然而也各有其特点，故可适用于各种特定的场合。

## 0-4 泵与风机发展趋势

随着现代科学技术的不断发展，近年来，泵与风机在世界各国都正向着大容量、高转速、高效率及自动化等方面发展。

### 一、大容量

四十年前，五万千瓦的发电机组被看成一项重大的技术成就，而到今天，国内已先后生产出20万、30万千瓦的发电机组，辅机的容量也相应增大，如我国30万千瓦发电机组配用的两台型号为DG500-240的离心式锅炉给水泵，驱动功率每台为5500千瓦，效率70%，是我国目前已投入运行的最大容量的给水泵。再如该机组所配轴流式送、引风机，型号为0.7-11-NQ23及0.7-11-NQ29，驱动功率各为2000千瓦及2500千瓦。

由于发电机组的单机容量由10万、20万……180万千瓦不断迅速增长，因此，作为热力发电厂的辅机——泵与风机也日趋大容量化。如国外已建成的130万千瓦发电机组，采用一台给水泵，其驱动功率为49300千瓦；又如正在筹建的180万千瓦发电机组的给水泵，驱动功率为55147千瓦，因而目前大型锅炉给水泵的驱动功率已接近6万千瓦。给水泵的压力也从超高压 $137 \times 10^5 \sim 157 \times 10^5$ 帕（140~160公斤/厘米<sup>2</sup>），亚临界压力 $177 \times 10^5 \sim 200 \times 10^5$ 帕（180~220公斤/厘米<sup>2</sup>），发展到超临界压力 $256 \times 10^5 \sim 294 \times 10^5$ 帕（260~300公斤/厘米<sup>2</sup>）。近来，更有压力高达 $340 \times 10^5$ 帕（350公斤/厘米<sup>2</sup>）以上的产品。

风机方面，如国外72.9万千瓦机组的两台离心式送风机，合用一台汽轮机驱动，其驱动功率为10100千瓦。又如国外70.7万千瓦机组的轴流式送、引风机，驱动功率均为11000千瓦。这些都是目前世界上最大的辅助设备。但泵与风机发展到大容量后，所采用的型式是不同的，由于泵要求高压头，因此，仍采用离心式。而风机大容量后，并不要求高的压头，所以向轴流式发展。

### 二、高速化

在六十年代初期，锅炉给水泵的转速一般均在3000转/分，由于泵与风机容量的迅速增加，尤其是给水泵压力的快速增加，导致转速也很快提高。近十几年来，对现代大型锅炉给水泵的转速，已由3000转/分提高到7500转/分。单级扬程已由200米左右达到1000米

以上, 因而使级数大大减少, 一般采用 2~3 级即可满足要求, 相应的轴的长度也大为缩短, 趋向于采用短而粗的刚性轴。提高转速后所产生的效果如表 0-1 和图 0-12 所示。由表中所列的数值可见, 当转速由 3000 转/分提高到 7500 转/分时, 重量减轻了 76%, 级数由 5 级减少到 2 级, 这就使泵的外型尺寸大为减小。因此, 提高转速后, 可以减少体积, 减轻重量, 节省材料, 使搬运维修都较为方便。由此带来的经济效果是十分显著的。

表 0-1 不同转速时锅炉给水泵重量和级数的比较

制造年份	机组容量 (万千瓦)	泵转速 (转/分)	排出压力 帕(公斤/厘米 <sup>2</sup> )	单级扬程	级数	泵重量 (千牛)
1960	55	3000	$1922 \times 10^4$ (196)	341	5	432
1965	60	4700	$2217 \times 10^4$ (226)	567	4	167
1970	66	7500	$2187 \times 10^4$ (223)	1143	2	103

由于汽轮机容易变速, 而且可以和泵直联驱动, 所以目前国外大型机组的给水泵多采用汽轮机驱动。例如, 在美国是以 40 万千瓦机组为界, 日本和欧洲一些国家则以 25 万千瓦

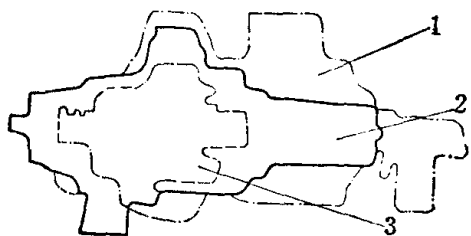


图 0-12 不同转速时锅炉给水泵体积比较示意图

1—为 3000 转/分时的泵体积; 2—为 4700 转/分时的泵体积; 3—为 7500 转/分时的泵体积

机组为界, 大于这个容量的机组, 采用汽轮机变速驱动, 小于这一容量的则采用电动机变速驱动, 但采用电动机时一般均加装增速齿轮和液力联轴器进行变速。目前, 我国 30 万千瓦机组是采用汽轮机驱动。

对于送、引风机, 一般仍采用电动机驱动(定转速和可变转速的电动机)。目前, 大型的送、引风机也有采用汽轮机驱动的趋势, 因为采用汽轮机驱动, 可以提高机组热效率, 并能使驱动风机的汽轮机在相当大的范围内变速, 因此, 与采用电动机相比, 当机组负荷降低时, 在提高供电出力和降低热耗方面都更为有利。

### 三、高效率

对大容量的泵与风机, 提高效率具有十分重要的意义, 世界各国都在研制高效率的水力模型。我国在这方面也进行了大量的工作, 产品效率普遍提高, 如改进后的 DG400-140 型锅炉给水泵的效率已达 80%, G<sub>Y</sub>4-73 型后弯机翼型叶片离心式送、引风机的效率已达 90% 以上。

### 四、自动化

随着科学技术的发展, 自动检测技术、自动控制技术和电子计算机已不仅逐步应用于泵与风机的设计、制造过程中, 而且还日益广泛地应用在泵与风机的运行上, 例如, 泵与风机的自动启停; 压力、流量、温度等参数的自动检测、显示和控制; 主要参数的上下限报警以及泵与风机的自动连锁、保护等。不仅如此, 据报导, 国外有的泵与风机的实验装置已实现了自动化。总之, 自动化水平随着机组大容量化与高速化而不断地发展和提高。

# 第一章 泵与风机的叶轮理论

## 1-1 离心式泵与风机的叶轮理论

离心式泵与风机工作时，由原动机带动叶轮旋转，叶轮旋转后，叶轮上的叶片就对流体做功，从而使通过叶轮的流体能量升高，因此，叶轮是实现机械能转换为流体能量的主要部件。为此，这里将着重讨论叶轮对流体做功的原理，做功大小的计算，以及影响做功大小的因素。

### 一、离心式泵与风机的工作原理

泵与风机的工作过程可以用图1-1来说明。先在叶轮内充满流体，并在叶轮不同方向上取A、B、C……H几块流体，当叶轮旋转时，各块流体也被叶轮带动一起旋转起来。这时每块流体必然受到一个离心力的作用，在这个离心力的作用下，流体的静压能提高了，这时流体从叶轮的圆心被甩向叶轮的外缘，于是叶轮中心O处就形成了真空。外界流体在大气压力的作用下，源源不断地沿着吸入管向O处补充，从叶轮得到能量的流体则流入蜗壳或导叶内，将一部分动能转变为压力能，然后沿着压力管道排出。这样，就形成了泵与风机的连续工作。

以上只是对离心式泵与风机的工作原理作了定性的分析。下面，来进一步分析流体通过叶轮后，能量增加的大小和与之有关的因素。

如图1-2所示，假设叶轮外缘封闭，流体沿流道没有流动，同时流体之间也没有流动，即把流道内的流体作为刚体看待。

在叶轮流道内取一流体质点M，其所在半径为 $r$ 、厚度为 $dr$ 、宽度为 $b$ ，所对应的圆心角为 $d\varphi$ ，则其质量为：

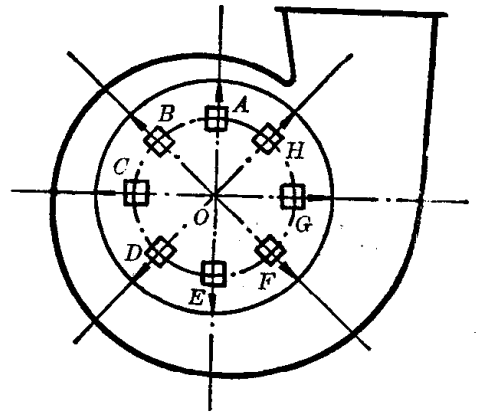


图 1-1 离心式泵与风机工作原理示意图

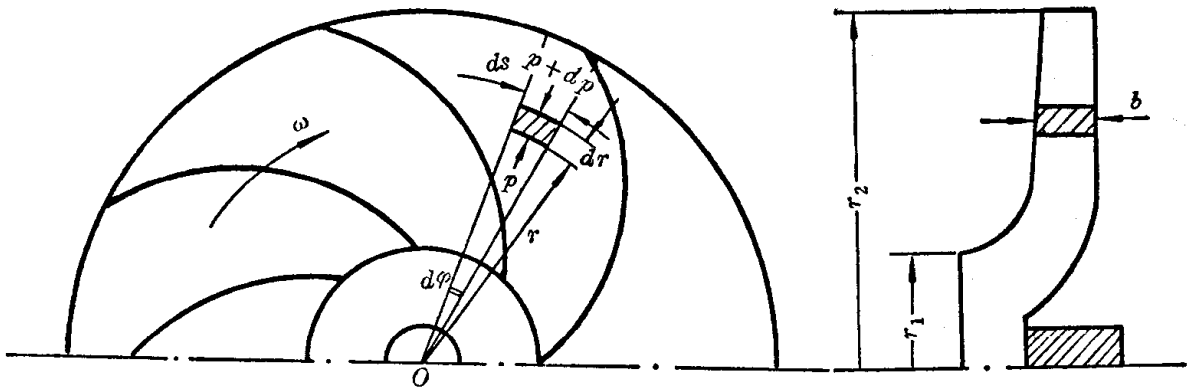


图 1-2 离心式泵与风机的工作原理图



$$dm = \frac{\gamma}{g} r d\varphi dr b$$

当此流体质点随着叶轮以角速度 $\omega$ 旋转时, 则产生离心力 $dF$ , 其值等于:

$$dF = dm \frac{u^2}{r} = dm r \omega^2 = \frac{\gamma}{g} d\varphi b \omega^2 r^2 dr$$

此离心力 $dF$ 应被径向压力差所平衡, 即:

$$dF = br d\varphi dp$$

于是:

$$dp = \frac{dF}{br d\varphi} = \frac{\gamma}{g} r \omega^2 dr$$

设流体的重度不变, 且叶轮内缘和外缘的半径各为 $r_1$ 和 $r_2$ 。由 $r_1$ 积分至 $r_2$ , 则得其相应的压力差为:

$$\begin{aligned} p_2 - p_1 &= \int_{r_1}^{r_2} dp = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \left( \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \right) \\ &= \frac{\gamma}{2g} (u_2^2 - u_1^2) \end{aligned} \quad (1-1)$$

单位重量流体在封闭叶轮内旋转时, 由于离心力的作用所提高的静压能为:

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (1-2)$$

式(1-1)指出, 当叶轮外缘封闭时, 叶轮中流体产生的压力差与叶轮圆周速度的平方差成正比, 而圆周速度等于 $r\omega$ ; 当叶轮尺寸一定、角速度 $\omega$ 越大, 即转速越高时, 压力差越大; 当角速度 $\omega$ 一定、叶轮内径越小、外径越大、则压力差就越大, 但内径的减小和外径的增加都受到一些条件的限制, 不能过大或过小; 并且压力差又与流体的重度 $\gamma$  (或密度 $\rho$ )成正比, 当不同重度的流体通过尺寸相同转速相等的叶轮时, 重度大的流体, 产生的压力差也大。由于液体的重度远大于气体, 因此泵产生的压力远大于风机的压力。

应指出: 式(1-1)是在叶轮外缘封闭无流量输出时流体压力的升高, 完全是由于离心力作用的结果。当有流量输出时, 不仅有离心力的作用, 而且还有流动时的流体动量改变, 因此, 流体获得的全压应由动量矩的改变来得到。详见本节四。

## 二、流体在叶轮内的运动

为了深入的讨论泵与风机的原理和性能, 必须首先了解流体在叶轮内的运动规律。由于流体在叶轮中的流动比较复杂, 因而在研究其运动规律时, 首先作两点假设。第一个假设是叶轮中的叶片无限多, 即认为流体质点是严格地沿着叶片的形状流动, 也就是说, 流体质点的运动轨迹与叶片的型线相重合。第二个假设是流体为理想流体, 即没有粘性的流体, 由此可暂不考虑叶轮中的流动损失。这样就可以把叶轮中流体的运动作为一元稳定流动来处理。并且由于液体在很大压差下体积变化甚微, 而气体在压差改变不大时, 体积变化也很小。因此, 在泵与风机叶轮中运动的流体可以认为是不可压缩的。

现在再来分析流体在以上假设的叶轮中的流动。