

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



LIUTI JIXIE YUANLI SHEJI JI YINGYONG

流体机械原理 设计及应用

铁占续 刘志超 主编



中国电力出版社

<http://jc.cepp.com.cn>

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



LIUTI JIXIE YUANLI SHEJI JI YINGYONG
**流体机械原理
设计及应用**

主编 铁占续 刘志超
编写 王发辉 孟凡茂 万剑峰 温小萍
 陈小砖 刘秀芳 孙付伟
主审 张有忱



中国电力出版社
<http://jc.cepp.com.cn>

内 容 提 要

本书为普通高等教育“十一五”规划教材。

本书系统地介绍了流体机械的工作原理、设计计算和实际应用。主要内容包
括：流体机械概述、叶片式流体机械工作理论、流体机械的相似理论、叶片式流体
机械的空化理论、叶片式流体机械的设计理论、离心式流体机械的设计计算、轴流
式流体机械的设计计算、流体机械的特性曲线与运行调节、流体机械的选型计算、
流体机械应用举例、泵与风机的现场技术测定。

本书可作为高等工科院校相关专业流体机械课程的教材，也可供工程技术人员
参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

流体机械原理、设计及应用/铁占续, 刘志超主编. —北京:
中国电力出版社, 2009

普通高等教育“十一五”规划教材

ISBN 978-7-5083-8728-4

I. 流… II. ①铁…②刘… III. 流体机械-高等学校-教材
IV. TH3

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2009) 第 058844 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>)

汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2009 年 6 月第一版 2009 年 6 月北京第一次印刷
787 毫米×1092 毫米 16 开本 17.25 印张 418 千字

定价 28.00 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

为贯彻落实教育部《关于进一步加强高等学校本科教学工作的若干意见》和《教育部关于以就业为导向深化高等职业教育改革的若干意见》的精神，加强教材建设，确保教材质量，中国电力教育协会组织制订了普通高等教育“十一五”教材规划。该规划强调适应不同层次、不同类型院校，满足学科发展和人才培养的需求，坚持专业基础课教材与教学急需的专业教材并重、新编与修订相结合。本书为新编教材。

流体机械是应用十分广泛的通用机械，在国民经济的工业、农业、矿山、煤炭、电力、石油、化工、航空航天等各个部门都有广泛的应用。由于应用的场合不同，对流体机械的性能要求也不一样，运行维护各有特色。作为具有矿业特色的高等学校急需编写一本适合矿山与能源特色的流体机械教材。为此，在河南理工大学的大力支持下，编者编写了本书。本书主要介绍流体机械的基本原理、设计计算和实际应用，并结合矿山和发电厂的特点，对流体机械的应用进行了专门讨论。

本书由河南理工大学铁占续教授、刘志超教授担任主编。具体编写分工如下：铁占续（前言、第八章），陈小砖（第一章、第九章），王发辉（第二章、第六章第十一节），万剑峰（第三章、第四章、第六章第十二节和第十三节），温小平（第五章、第十章），刘志超（第六章第一节、第二节），孟凡茂（第六章第三节～第十节），刘秀芳（第七章），孙付伟（第十一章）。

本书由北京化工大学张有忱教授主审。主审老师提出了许多宝贵意见和建议，在此表示衷心的感谢。

由于编者水平所限，书中难免有疏漏和不妥之处，恳请广大读者批评指正。

编 者

2009年4月

目 录

前言

第一篇 流体机械的基本理论

第一章 流体机械概述	1
第一节 流体机械定义与分类	1
第二节 叶片式流体机械的工作过程	3
第三节 叶片式流体机械的主要性能参数	5
第四节 叶片式流体机械的结构形式	9
思考题	16
习题	16
第二章 叶片式流体机械工作理论	18
第一节 流体在叶轮中的运动分析	18
第二节 叶片式流体机械的基本方程式	20
第三节 主要过流部件及作用	25
第四节 各种工况时的流动分析	30
第五节 流体机械内的能量损失及效率	32
第六节 有限叶片数时的修正	36
第七节 反作用度	38
思考题	39
习题	40
第三章 流体机械的相似理论	41
第一节 流体机械的流动相似准则	41
第二节 相似三定理	44
第三节 比转速	48
思考题	50
习题	50
第四章 叶片式流体机械的空化理论	51
第一节 流体机械的空化与空蚀机理	51
第二节 泵的安装高度与汽蚀余量	57
第三节 空化与空蚀的防护及改善措施	61
思考题	63
习题	63

第二篇 流体机械的设计计算

第五章 叶片式流体机械的设计理论	64
第一节 概述	64
第二节 一元流动理论解析	65
第三节 二元流动理论解析	72
第四节 三元流动理论解析	74
思考题	77
第六章 离心式流体机械的设计计算	78
第一节 离心通风机设计的要求	78
第二节 叶轮主要尺寸的确定	81
第三节 多叶通风机	100
第四节 无叶扩压器	104
第五节 机壳	107
第六节 扩散器	112
第七节 集风器与进气箱	114
第八节 离心泵水力设计概述	117
第九节 离心泵基本参数选择	119
第十节 离心泵叶片的水力设计	130
第十一节 离心泵压水室的水力设计	139
第十二节 离心泵吸水室的水力设计	148
第十三节 离心泵诱导轮水力设计	151
思考题	156
习题	156
第七章 轴流式流体机械的设计计算	158
第一节 轴流式流体机械的基本理论	158
第二节 翼型与叶栅的升力理论	166
第三节 轴流式泵与风机的设计	176
思考题	195
习题	195

第三篇 流体机械的应用

第八章 流体机械的特性曲线与运行调节	196
第一节 流体机械的特性曲线	196
第二节 管路特性曲线及工况点	200
第三节 流体机械的联合运行	203
第四节 流体机械的工况调节	206

第五节	流体机械的旋转失速与喘振·····	210
思考题	·····	214
习题	·····	215
第九章	流体机械的选型计算 ·····	217
第一节	泵与风机叶片的切割与加长·····	217
第二节	泵与风机选型的基本原则与步骤·····	219
第三节	泵的系列型谱与选型·····	220
第四节	通风机的系列型谱与选型·····	225
思考题	·····	231
习题	·····	231
第十章	流体机械应用举例 ·····	232
第一节	流体机械在电厂中的应用·····	232
第二节	流体机械在矿山中的应用·····	243
思考题	·····	252
习题	·····	252
第十一章	泵与风机的现场技术测定 ·····	253
第一节	泵的现场技术测定·····	253
第二节	通风机的现场技术测定·····	261
思考题	·····	266
参考文献	·····	267

第一篇 流体机械的基本理论

第一章 流体机械概述

第一节 流体机械定义与分类

流体机械是以流体（液体或气体）为工作介质与能量载体的机械设备。流体机械的工作过程是流体的能量与机械的机械能相互转换或不同能量的流体之间能量传递的过程。在大多数的技术和生活领域中都需要输送流体介质或借助于流体进行能量转换，流体机械是一类应用极为广泛的机械设备。

对于流体机械的定义，有些书中这样描述：流体机械是指能够将流体能量和机械能相互转化的机械设备。这种定义强调了流体作为工作介质和能量载体，但并未具体指明能量转化的形式。例如，内燃机利用了流体的化学能，并将其转换为机械能，但它不是流体机械。所以有的教科书这样定义：流体机械是指在流体具有的机械能和机械所做的功之间进行能量转化的机械。对于大多数流体机械，这样的定义是适用的。广义而言，水轮机、泵、风机、蒸汽轮机、燃气轮机等机械都属于流体机械。但通常将汽轮机与燃气轮机作为热能动力机械进行深层次的研究。

根据不同的原则，流体机械可以有不同的分类。

一、按不同的工作机理分类

1. 叶片式流体机械

叶片式流体机械包括离心泵、轴流泵等各种叶片式泵、反击式水轮机、通风机、压缩机等，也包括液力传动机械。其基本特点是工作过程借助于叶轮的作用来实现。叶片式流体机械中，能量转换是在带有叶片的转子与连续绕流叶片的介质之间进行的。叶片与流体的相互作用力是惯性力。叶片促使介质的速度发生变化，根据牛顿定律产生了作用在叶片上的惯性力。

2. 容积式流体机械

容积式流体机械包括各类液、气介质的往复式泵和转子泵、液气动马达、压缩机、液压缸、气缸等。它们的工作过程均通过工作容积的变化来实现。此时，机械与流体之间的相互作用力主要是静压力。

3. 其他作用机理流体机械

如射流泵、液环泵、部分流泵、冲击式水轮机等，以上前两类流体机械的共同特点是具有可作为工作机械和动力机械的工作可逆性，如同电动机与发电机那样，而其他作用机理的流体机械则一般不具有这种可逆性。当然，作用机理的可逆性并不等于实际工程装置都可以可逆使用。具体分类详见图 1-1。

二、按不同的流体形态分类

按所用流体形态的不同可分为液体介质和气体介质两类流体机械。这两类机械由于介



图 1-1 按不同工作机理分类的泵与风机

质密度相差悬殊，因此在单位功率体积比上也相差很大，同时在介质密封的方法和具体结构上也大有差别。

顺便说明，由于理论和工程习惯的原因，在讨论中“液体”、“气体”和“流体”的称谓有时实难确切分开说明，所以何时只适用于液体或气体，何时又均适用于流体，读者应加注意。不过大多情况下本书叙述中也有一定的倾向性，对反复以“流体”称谓的问题一般对液、气体都是适用的，而对单指液体或气体的问题，大凡具有一定的特定性，但也不是绝对的。

三、按工作中是否考虑流体的可压缩性分类

流体介质密度可近似按常数考虑的为不可压缩介质流体机械，各种液体介质机械和工作压力较低的通风机均属此类。这类流体机械也常称作“水力机械”，因为水是最常见和常用的不可压缩流体。必须考虑流体可压缩性的流体机械则称可压缩流体机械，工作压力较高的鼓风机、压缩机等气体介质机械，包括叶片式和容积式的，均属此类，它们的工作过程必须考虑流体密度的变化因素和相应产生的热力过程。

四、按机械的作用功能分类

1. 工作机械类

工作机械类包括叶片式和容积式的泵、风机、压缩机等，其特点是吸收原动机提供的机

械功量, 输出高能量的流体(高压、高速流动的流体)。

2. 动力机类

动力机械类包括水轮机、液动或气动马达、缸筒及涡轮动力机, 乃至风力发电的风车也属此类机械。其特点是利用输入的流体机械能(位能、压力能、动能), 通过机械的转换而输出机械功(以转速和转矩形式输出)。

3. 动力传动类

动力传动类是一类特殊的流体机械, 用来作为机械动力的传输、变换装置使用, 包括液力传动机械、液压传动机械及气压传动机械三大类。这类机械对外输入、输出主接口都是机械接口, 没有流体接口, 是一类隐态的流体机械。

五、按流体运动特点分类

1. 有压流动类

绝大多数流体机械在工作过程中流体是在封闭流道中运动的, 相对压力一般不等于零, 流动属有压流动。

2. 无压流动类

此类流体机械工作中流体运动有一个相对压力为零的自由表面, 因此称无压流动。至于液体内部各处相对压力也不一定完全为零。冲击式水轮机、无内环的液力耦合器等就属于这类流体机械。

此外, 按照不同的应用和结构特点, 流体机械尤其是泵和风机类产品, 还有很多工程上的习惯分类, 如船用泵、矿用泵、潜水泵、磁力驱动泵、自吸式泵、无堵塞泵、杂质泵、核工程用泵、航天航空用泵、输送特殊气体的压缩机、耐高温的锅炉引风机等。它们在工作原理上并无新的本质性特点。

与气体压缩机工作过程相反的气体膨胀机械, 它们是将被压缩的气体冷却然后在机械中膨胀至低压, 此时机械也输出机械功, 但工程上可用它来实现制冷的功能, 这是流体机械作为一种制冷机械使用的较特殊的情况。

第二节 叶片式流体机械的工作过程

在各种类型的流体机械中, 用途最广泛的是叶片式流体机械。这主要因为与其他类型流体机械相比, 叶片式流体机械具有效率高、性能可靠、容易调节、适应性广等优点, 特别是可以制成各种能头及流量的流体机械, 以满足不同的需求, 所以在火力发电厂、矿山及其他工业中得到了广泛的应用。

叶片式流体机械按照叶片对流体做功的原理不同, 又可分为离心式、轴流式与混流式三种, 如图 1-2~图 1-4 所示。

叶片式流体机械的主要特征是: ①具有一个带有叶片的转子; ②工作时工质对叶片连续绕流; ③工作时工质作用于叶片上的力是惯性力; ④对于为减少流体旋绕产生的能量损失而增加一个静止叶栅的流体机械至少

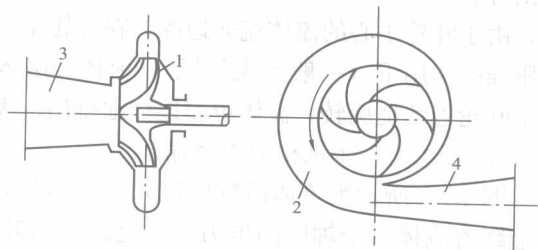


图 1-2 离心泵示意图

1—叶轮; 2—压出室; 3—吸入室; 4—扩散管

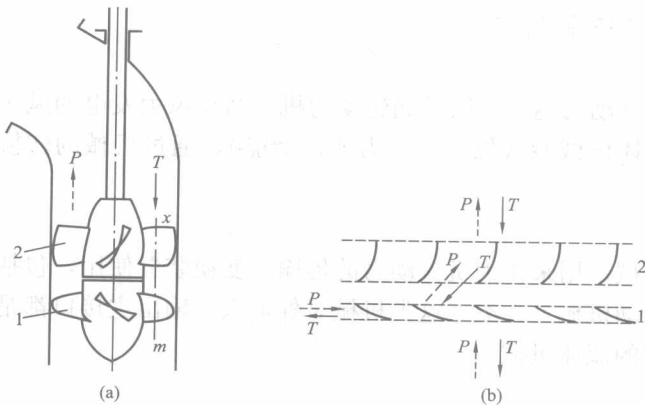


图 1-3 轴流泵简图

1—动叶；2—静叶；P—工作机；T—原动机

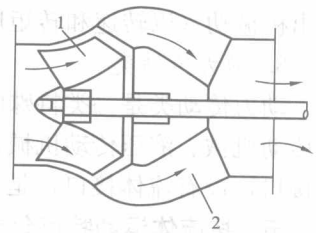


图 1-4 混流泵示意图

还应具有一个静止的叶栅。

以日常生活和工农业生产中比较常见的风车和电风扇作为原动机及工作机两个典型例子来分析叶片式流体机械的工作机理。转子叶片都在一个相对自由的空中转动。经过叶轮的介质，由于叶片力矩的作用而具有一个圆周方向的速度分量。根据动量守恒定律，该圆周方向的速度分量对应着一个产生无用功的力矩，引起了能量损失。为消除这个损失，在大多数流体机械中，将叶轮置于一个径向封闭的壳体中。其来流和出流都在管道或特制的流道中流动。在壳体中，还引入一个静止的叶栅，以便进一步消除工质的圆周分速度。

上面介绍的叶片称为动叶，而静止的叶栅则称为静叶，也称为导叶或导向装置。图 1-3 所示为叶轮、导叶及壳体之间的运动关系。图中叶轮及导叶中的流动方向（轴向速度） $m-x$ 是平行于轴线的，所以称为轴流式。将以 $m-x$ 线为母线的回转面沿平面展开，可得到如图 1-3 (b) 所示的两列直叶栅，其中一个静止，另一个运动。工质在叶栅中的流动状况和机械工作原理有十分紧密的关系，下面详细阐述。图中使用箭头表示流体机械中叶片和工质运动的方向。在轴流式流体机械中，工质从下方沿轴向进入叶轮，由于叶轮上叶片的作用，工质从叶轮流时带有圆周方向的速度分量，然后在导叶的作用下又回到轴向方向。

1. 离心式流体机械的工作原理

离心式流体机械的主要工作部件是叶轮，如图 1-2 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，从而使流体的压力势能和动能都增加。与此同时，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（导叶或涡壳），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，流体也就连续地排出、吸入，于是离心式流体机械就可以连续工作了。

2. 轴流式流体机械的工作原理

图 1-3 所示为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。这是因为当叶轮中的流体绕流叶片时，根据流体力学知道，流体对叶片作用有一个升力；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，即保证轴流式流体机械能够连续工作。

3. 混流式流体机械的工作原理

同离心式流体机械相比，混流式流体机械流量较大，能头较低；但同轴流式流体机械相比，混流式流体机械却又流量较小，能头较高。总的来说，从性能上看，混流式流体机械是介于离心式和轴流式之间的一种流体机械。因此，其叶轮形状和工作原理也都兼具两者的特点，如图 1-4 所示。

第三节 叶片式流体机械的主要性能参数

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 、效率 η 、允许汽蚀余量 $[NPSH]$ （或称为允许吸上真空高度 H_s ）等，它们从不同的角度表示了泵的工作性能，现分别叙述如下。

1. 流量 (q_v/q_m)

流量是指单位时间内通过泵的工质的量（体积或质量）。体积流量 q_v 的单位是 m^3/s 、 m^3/h ，质量流量 q_m 的单位是 kg/s 、 kg/min 、 kg/h 。根据质量守恒定律，机械在稳定条件下工作时，如果忽略设备内部的泄漏，则通过设备各个过流断面的质量流量是相同的。对不可压缩工质，体积流量也是一样的。对可压缩工质，体积因压力和温度的变化而变化，所以各断面的体积流量是不同的。

2. 扬程 (H)

扬程是指单位重力作用下工质通过泵所获得的能量，即能量的增加值，单位是 m 。对于不可压缩工质，不需要考虑热力学能的变化，所以能量增加值用泵进出口断面的压力能、位能和动能来表示，如图 1-5 所示。其数学表达式可写为

$$H = E_2 - E_1 \quad (1-1)$$

式中 E_1 ——泵进口截面处单位重力作用下液体的机械能， m ；

E_2 ——泵出口截面处单位重力作用下液体的机械能， m 。

由总能的概念可知

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

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

式中 p_1 、 p_2 ——泵进出口截面处液体的压力， Pa ；

v_1 、 v_2 ——泵进出口截面处液体的平均速度， m/s ；

Z_1 、 Z_2 ——泵进出口截面中心与基准面之间的距离， m ；

ρ ——液体的密度， kg/m^3 。

把各项代入式 (1-1)，得到泵扬程的表达式如下：

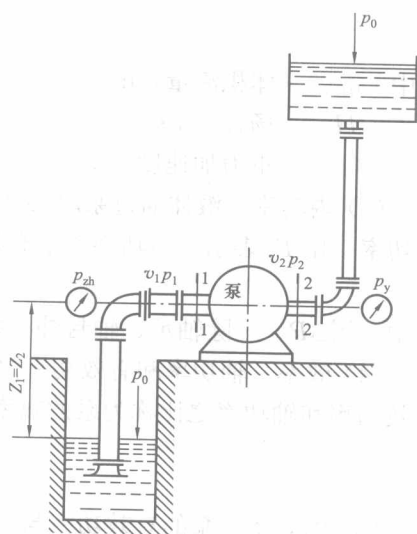


图 1-5 水泵扬程的确定

1—进口截面；2—出口截面

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) \quad (1-2)$$

对于高压水泵,有时也近似用泵出口与进口的压力差($p_2 - p_1$)来表示扬程的大小。此时,扬程可表示为

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$$

可以看出, H 具有十分直观的物理意义而且使用简单方便,所以在流体机械中被广泛采用。但同一台机器在相同的工作条件下,其 H 值与重力加速度 g 有关。在不同的重力条件下, H 值也将不同。比如在失重的空间站中, H 值将没有任何物理意义。

如果用质量作为液体量的度量,就可得到一个与重力加速度无关的能量指标,称为能量头(或者比能、比功),即机器进出口截面单位质量液体所具有的能量的差值,记为 h ,单位为 m^2/s^2 ,即

$$h = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) = gH$$

3. 转速 (n)

泵的转速一般指泵轴每分钟的转数,单位是 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、功率等都要发生变化。

4. 功率 (P/P_e) 与效率 (η)

功率分为轴功率、有效功率和内功率。

(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,用 P 表示,单位是 kW 。

(2) 有效功率。通过泵的液体工质在单位时间内从泵中获得的能量称为泵的有效功率。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,单位是 kW ,其表达式为

$$P_e = \frac{\rho g q_v H}{1000}$$

式中 q_v ——体积流量, m^3/s ;

H ——扬程, m ;

g ——重力加速度, m/s^2 。

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

$$P_i = P_e + \sum \Delta P$$

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,也称泵的总效率,用 η 表示,通常以百分数计,即

$$\eta = \frac{P_e}{P} \times 100\%$$

(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

$$\eta_i = \frac{P_e}{P_i} \times 100\%$$

由于作为泵性能参数的泵的效率通常是指总效率，因此，在本书中如果无特殊说明，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

$$P_g = \frac{P}{\eta_{tm}}$$

式中 η_{tm} ——传动装置的机械传动效率，它随传动装置的结构不同而有所差别，具体数值见表 1-1。

表 1-1 传动方式与机械传动效率 η_{tm}

类 型	传 动 名 称	η_{tm}
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
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	0.95~0.96
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，以计算出原动机的配套功率 P_{gr} ，则

$$P_{gr} = KP_g = K \frac{P}{\eta_{tm}} = K \frac{\rho g q_v H}{1000 \eta_{tm}} \quad (1-3)$$

式中 K ——电动机容量安全系数。

K 与电动机的容量大小、泵的工作特性有关。对于一般泵，其取值可参考表 1-2，对于某些特殊场合的泵可参考有关规定。

表 1-2 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 电厂中泵与风机选用的电动机功率均远大于 5kW，但 K 值仍可采用 1.15。

二、风机的基本性能参数

风机的基本性能参数包括风量 q_v 、全压 p 、静压 p_{st} 、功率 P 、全压效率 η 、静压效率

η_{st} 、转速 n 等，它们分别从不同的角度表达了风机的工作性能，现分别叙述如下。

1. 风量 (q_v/q_m)

风量是指单位时间内通过风机进口的气体的体积，单位是 m^3/s 、 m^3/h 。若无特殊说明， q_v 是指在标准状态下 ($p_a = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$, $t = 20^\circ\text{C}$, 相对湿度为 50%, $\rho = 1.2 \text{ kg}/m^3$) 气体的体积。

2. 风压 ($p/p_{st}/p_d$)

风压又分全压、静压和动压，单位是 Pa。

(1) 全压 p 。风机全压是指单位体积气体从风机进口截面经过叶轮到风机出口截面所获得的机械能。与推导泵扬程的过程类似，若忽略位能的变化，风机的全压可表示为

$$p = \left(p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \right) - \left(p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 \right) \quad (1-4)$$

式中 p_1 、 p_2 ——风机进出口截面处气体的压力，Pa；

v_1 、 v_2 ——风机进出口截面处气体的平均速度，m/s。

(2) 动压 p_d 。一般情况下将风机出口截面处的动压作为风机的动压 p_d 。

(3) 静压 p_{st} 。风机的静压等于风机的全压减去风机的动压 p_d ，用 p_{st} 表示，即

$$p_{st} = p - p_d = p_2 - p_1 - \frac{1}{2} \rho v_1^2 \quad (1-5)$$

3. 功率

与泵类似，风机的功率通常是指输入功率，也称轴功率，用 P 表示，单位是 kW。另外还有内功率 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

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

$$P_e = \frac{q_v p}{1000} \quad (\text{kW})$$

$$P_{est} = \frac{q_v p_{st}}{1000} \quad (\text{kW})$$

式中 $\sum \Delta P$ ——除轴承外风机内损失掉的各种功率之和。

考虑到运行中可能出现的过载，在选择原动机的配套功率时，需要考虑一定的安全系数，其处理方法和前面讲述泵的选取相同。但应当注意，对于锅炉引风机，安全系数 K 一般取 1.3。

4. 全压效率 η 和全压内效率 η_i

全压效率是指风机的全压有效功率与轴功率之比，用 η 表示。通常以百分数计，即

$$\eta = \frac{P_e}{P} \times 100\%$$

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

$$\eta_i = \frac{P_e}{P_i} \times 100\%$$

5. 静压效率 η_{st} 和静压内效率 η_{ist}

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

$$\eta_{st} = \frac{P_{est}}{P} \times 100\%$$

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

$$\eta_{\text{st}} = \frac{P_{\text{est}}}{P_i} \times 100\%$$

与泵相同，若无特殊说明，风机的效率均指全压效率。

6. 转速

风机转速是指风机轴每分钟的转数，用 n 表示，单位是 r/min 。此外，还有风机的比转速及其他性能参数，这将在以后相关章节中讨论。

第四节 叶片式流体机械的结构形式

在流体机械中，工作介质直接在其中流过的部件称为过流部件或通流部件，例如叶轮、导叶、涡壳等。在不同的应用场合，为适应不同的要求（例如不同的介质、压力、温度、功率等），过流部件的形态是各种各样的。除过流部件外，其余的结构部件，例如轴、轴承、密封、调节、控制部件、壳体等，为适应不同的要求，其形式也是多样的。为了更好地理解过流部件中所发生的流动过程，应该对叶片式流体机械的主要结构形式有所了解。

一、叶轮的配置方式

叶片式流体机械是依靠速度变化引起的惯性力做功的，若为了产生很高的能量头（扬程或风压），必然需要很高的速度（叶轮转速）。但最高转速受到强度等条件的限制，所以一个叶轮所能产生的能量头是有限的。在需要很高的能量头（扬程或风压）的情况下，就必须使用多个叶轮并使流体依次通过各个叶轮，每通过一次，流体的能量便升高一次，这样整机机器就可以达到极高的能量头。这样的叶轮配置方式为串联，这样的流体机械称为多级。图 1-6 所示为这种叶轮配置方式的示意图。每一个叶轮（动叶）和一个导叶（静叶）组成一级。当工质为不可压缩时，每一级的工作状态是相同的。所以，单独分析一级的工作与分析整体的工作是一样的。当工质为可压缩的时候，由于压力是逐渐变化的，因此，体积流量和介质密度也是逐级变化的，这时各级的工作状态将是不同的。

如果要求的流量超过了一个叶轮所能提供的流量，也可以采用多个叶轮并联的配置方式，如图 1-7 所示。图中所示的两种情况，左边是两个单独的叶轮并联配置，右边为两个叶轮“背靠背”地组合成一个整体。在工程实践中，多数采用后者。背靠背的组合叶轮在叶片泵中称为双吸叶轮，在离心式风机中则称为双面进气叶轮。背靠背的组合叶轮，其优点是作用在两边叶轮上的轴向力相互抵消，有利于结构设计。

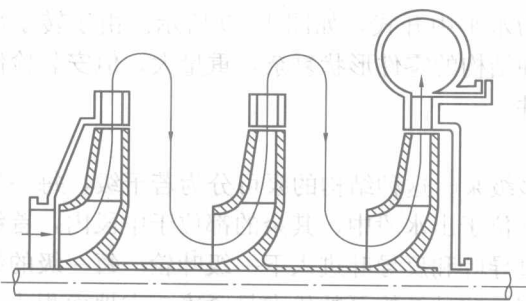


图 1-6 多级配置

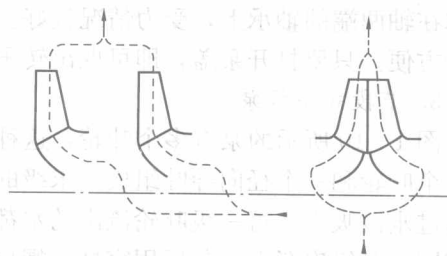


图 1-7 多流配置

二、泵与风机的结构

下面分别从工作机理的角度，介绍一些典型的泵与风机的结构。

(一) 叶片式泵与风机

叶片式泵与风机都装有叶轮，叶轮上均布置有叶片。根据流体在泵与风机内流动状况的不同，又可分为离心式、轴流式和混流式。下面是对不同类型泵与风机结构和工作原理的详细说明。

1. 单级单吸悬臂式离心泵

轴的支撑方式为悬臂式，泵用悬架支撑转子部件，如图 1-8 所示。这种泵机构简单，零件标准性好，易通用，但轴的受力情况不利，占地面积大，因此只适用中小型泵。在大型泵中，通常采用立式的结构，减少占地面积。

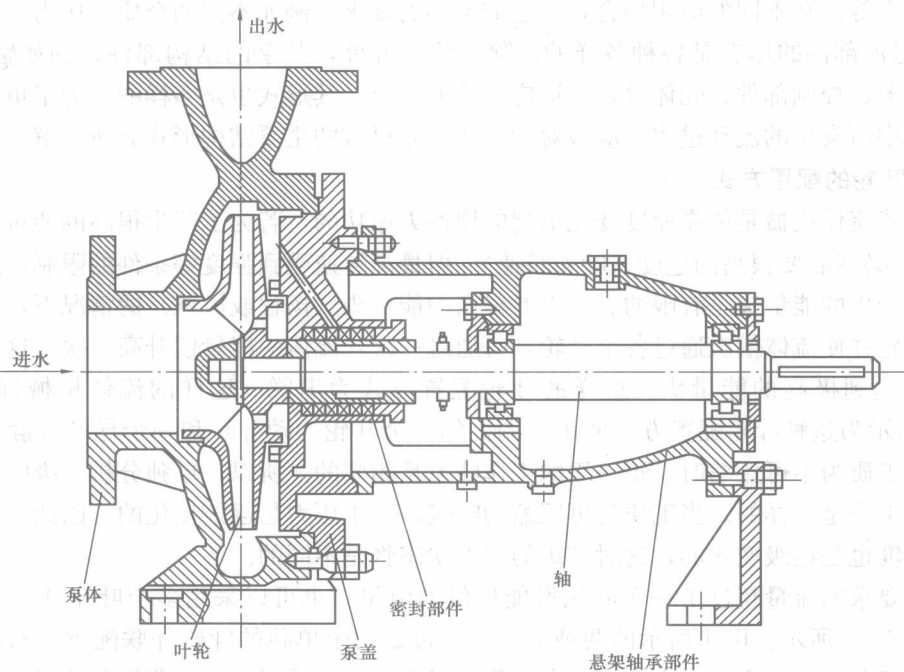


图 1-8 单级单吸悬臂式离心泵

2. 单级双吸水平中开式离心泵

这里双吸是指水流从叶轮两侧进入。如果用通过泵轴线的水平面将泵的固定部分剖分成上下两半，那么上为泵盖，下为泵体，故称为水平中开式，如图 1-9 所示。由于转子部件支撑在轴两端的轴承上，受力情况较好。这种结构的零件形状复杂，重量大，但安装检修都十分方便。只要打开泵盖，即可取出转子部件。

3. 节段式多级泵

图 1-10 所示的泵有多个叶轮，这种是多级泵。这种结构的泵可分为若干级，每一级都由一个叶轮和一个径向导叶组成。末级的导叶位于出水段中，其余的都位于中段内，首级叶轮由进水段吸水。每一级叶轮流出的水都经过导叶和反导叶进入下一级叶轮。每一级的结构都相同，各级串联在一起后用穿杠及螺母紧固。这种结构泵的优点是紧凑，占地面积小，重量轻，可以改变级数以适应不同的扬程。缺点是安装、检修不方便。