

第一章 泵与风机的分类及工作原理

第一节 泵与风机的分类

泵和风机均是把原动机的机械能转换为流体能量的机械。当流体是液体时称为泵，而流体是气体时则称为风机。由于泵和风机的输送介质均为流体，故称为流体机械。

一、泵的分类

泵的种类繁多，就其工作原理可将它们分为三类：

(1) 容积泵 依靠工作容积不断变化来输送液体的泵。如乳化液泵、轴向柱塞泵、齿轮泵、水环式真空泵等。

(2) 叶片泵 依靠工作叶轮的旋转运动来输送液体的泵。如离心式水泵、轴流式水泵、混流式水泵等。

(3) 其他类型的泵 如射流泵、水击泵等。

本书主要对离心式水泵作较为详细的讨论，而射流泵和水环式真空泵只作简要介绍，其他泵可参阅有关书籍。

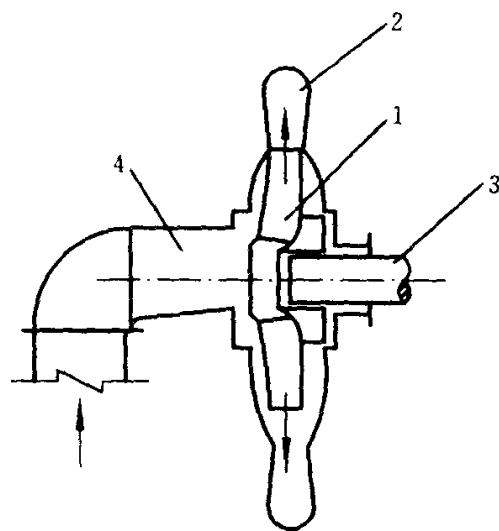


图 1-1 单级单吸离心式水泵示意图

1——叶轮；2——外壳；
3——主轴；4——吸水短管

离心泵（液体从叶轮轴向进入并在叶轮内转为径向流出的泵）的品种很多，习惯上可从以下几方面进行分类：

（1）根据叶轮数可分为单级（一台水泵只有一个叶轮，如图 1-1和图 1-3 所示）和多级（一台水泵内有两个或两个以上叶轮，如图 1-2 所示）；

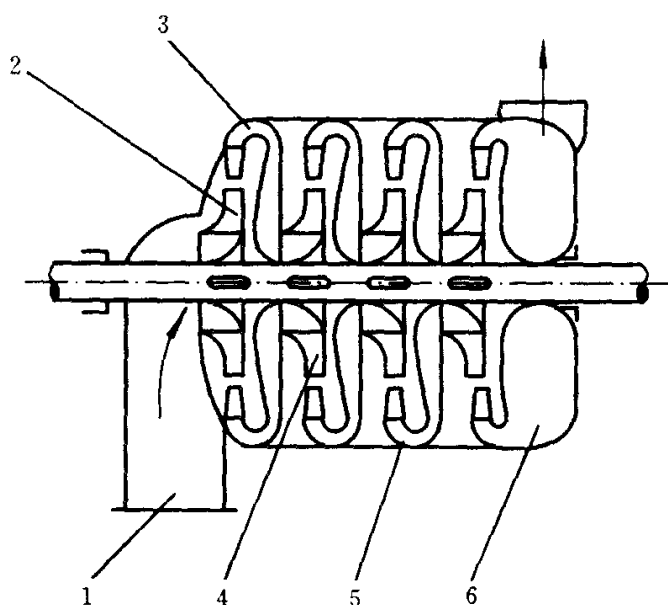


图 1-2 单吸多级离心式水泵示意图

1——吸水管；2、4——叶轮；3、5——导叶；6——压出室

（2）根据叶轮入口数目可分为单吸式（一个叶轮只有一个吸入口，如图 1-1、图 1-2 所示）和双吸式（一个叶轮的两侧可以同时吸入水，如图 1-3 所示）；

（3）根据主轴的布置位置可分为立式（主轴竖直布置，如图 1-4 所示）和卧式（主轴水平布置，如图 1-1、图 1-2、图 1-3 所示）；

（4）根据外壳接缝形式可分为中开式（泵轴中心线的水平面作为泵壳接缝）和分段式（垂直于泵轴中心线的作为泵体的接缝）；

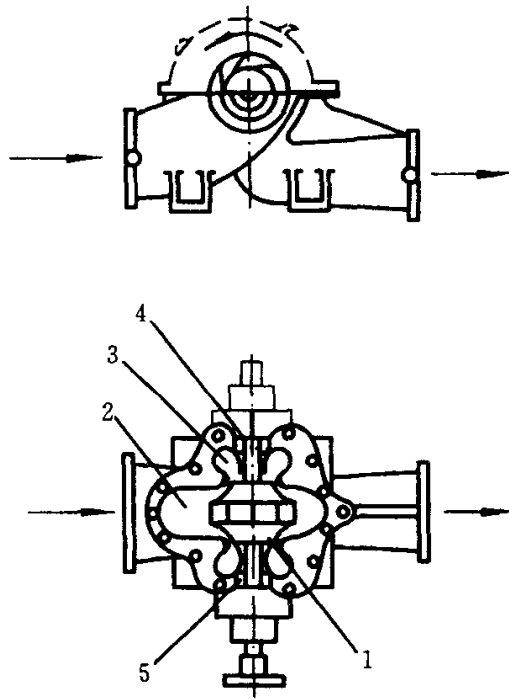


图 1-3 单级、双吸离心式水泵示意图

1——叶轮；2——外壳；3——吸水室；4——主轴；5——密封

二、风机的分类

风机的种类也很多，可从以下几方面进行分类：

(1) 根据风在叶轮内部的流动方向可分为离心式（气体沿轴向进入叶轮，在叶轮内转为径向流出，如图 1-5 所示）和轴流式（气体沿轴向进入叶轮，经叶轮后仍沿轴向流出，如图 1-6 所示）；

(2) 根据叶轮数目可分为单级（风机内只有一个叶轮，如图 1-5 所示）和两级（风机内有两个叶轮，如图 1-6 所示）；

(3) 根据风机产生的压力大小可分为低压风机（全压小于 1000 Pa）、中压风机（全压为 1000~3000 Pa）和高压风机（全压为 3000~5000 Pa）。

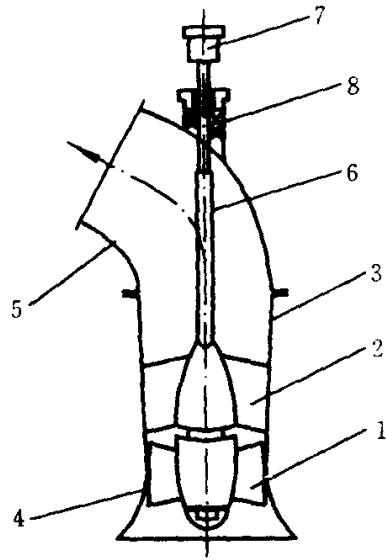


图 1-4 单级、轴流式水泵示意图

1——叶轮；2——导叶；3——外壳；4——进水口；5——出水弯头；
6——主轴；7——联轴节；8——密封填料

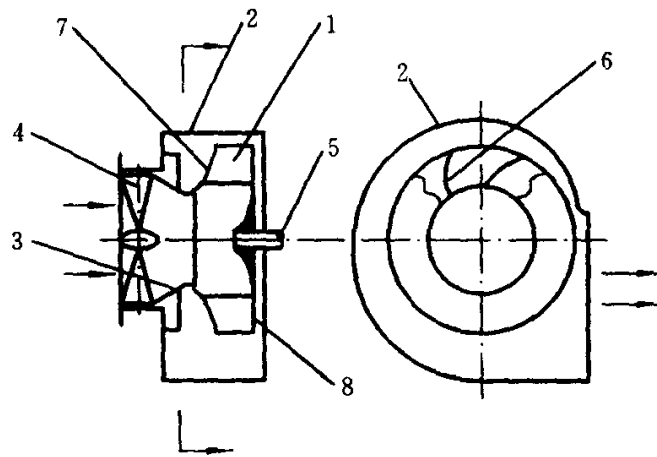


图 1-5 单级、单侧进风离心通风机示意图

1——叶轮；2——外壳；3——集流器；4——轴向导流器；5——主轴
6——叶片；7——前盘；8——后盘

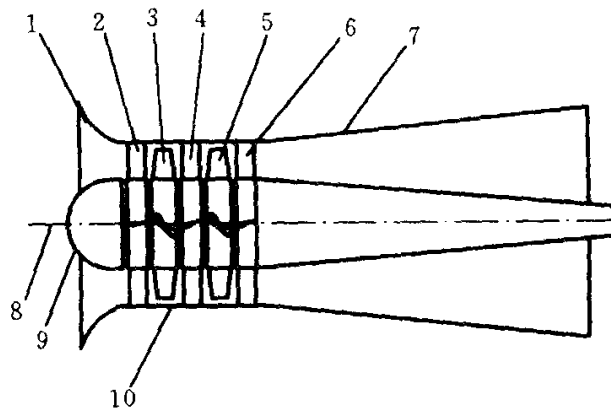


图 1-6 两级轴流通风机示意图

- 1——集流器；2——前导叶；3——第一级叶轮；4——中导叶；
5——第二级叶轮；6——后导叶；7——扩散器；8——主轴；
9——疏流罩；10——外壳

第二节 泵与风机的工作原理及特性参数

一、离心式泵与风机的工作原理

离心式泵与风机的主要零部件都是叶轮、主轴和机壳。叶轮是传递能量的关键元件，叶轮一般由前盘、后盘和叶片组成，如图 1-7 所示，其中叶片呈弧形并按一定角度均布在两盘之间，其形状对性能影响较大。叶轮与轴固结，安装在机壳内，叶轮可在机壳内自由转动。由于离心式泵与风机的工作介质不一样，所以在结构上有所不同，但它们的工作原理是相同的，下面以图 1-1 中的单级单吸离心式水泵为例说明它们的工作原理。

单级单吸离心式水泵由叶轮、主轴、机壳等组成。当叶轮随主轴旋转时，叶片间的液体也随叶轮旋转而获得能量，从叶片之间的开口处甩出，进入机壳，通过出液口排出。叶片间液体被甩出后，叶轮中心部分的压力就要降低，当压力降低到能将外部液体吸入时，吸入的液体就能从轴向流入叶轮。叶轮连续旋转，就能连续输出有

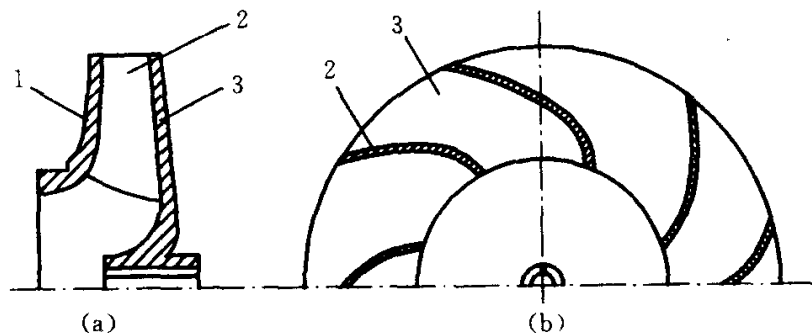


图 1-7 叶轮的轴面投影及平面投影

(a)轴面投影;(b)平面投影;

1——前盘;2——叶片;3——后盘

压液体。

二、轴流式风机的工作原理

轴流式风机的主要零部件也是叶轮、主轴和机壳，叶轮由轮毂和叶片组成。图 1-6 所示为其结构简图，当主轴带动叶轮旋转时，叶片间的气体从旋转的叶轮中获得了能量，从轴向流出，同时叶轮入口处形成负压，使外界空气由轴向流入叶轮。叶轮连续旋转，就源源不断地输出有压气体。

三、其他水泵的工作原理

1. 水环式真空泵

图 1-8 所示为水环式真空泵简图，它由叶轮 1、泵体 2、吸气室 3、排气室 4 组成。叶轮偏心地安装在泵体内（设偏心距为 e ）泵启动前 先向泵体内充水 当叶轮旋转时 由于离心力的作用 水被甩向四周形成等厚的水环，此时叶轮轮毂和水环形成了一个月牙形空间，这个空间被叶轮的叶片分成若干个容积不等的小空间。

当由 A—B—C 顺序旋转的前 180°过程中 小空间渐渐由小变大，因此空间的气体压力逐渐下降形成真空，从吸气口吸进气体。

在由 C—D—A 顺序旋转的后 180°过程中，小空间的容积逐

渐由大变小，空间内的气体被压缩，压力逐渐升高，气体从排气口排出。叶轮每旋转一周，轮毂与水环内表面之间的空腔都经过由小到大的变化过程，由此达到吸气和排气的目的。

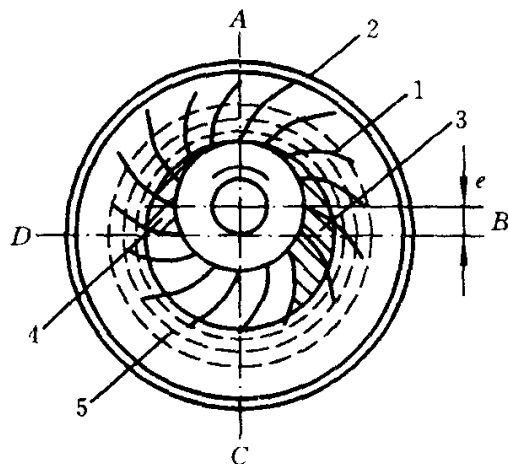


图 1-8 水环泵的工作原理

1——叶轮；2——泵体；3——吸气室；4——排气室；5——水环

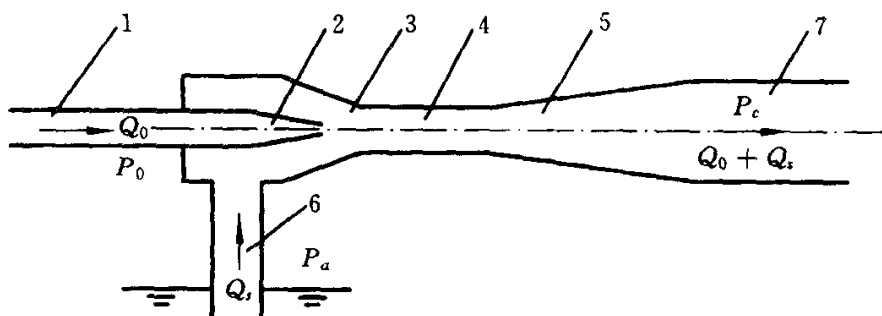


图 1-9 射流泵工作简图

1——高压水管；2——喷嘴；3——吸水室；4——混合室（喉管）；
5——扩散管；6——吸水管；7——排水管

2. 射流泵

射流泵工作简图如图 1-9 所示，当有压工作流体从管 1 进入喷嘴 2 时，将流体的压力能变成动能高速射出。由于射流质点的横

向脉动和扩散作用 将吸水室 3 中的空气带走，使室内形成负压。被输送的流体在大气压力作用下经吸水管 6 进入吸水室 并且被高速射流带入混合室（或称喉管）4，两股流体在混合室中混合并进行动量交换，工作流体的速度减小，被输送流体的速度增加，在混合室出口速度趋于一致，压力也逐渐增加。混合后的流体进入扩散管 5，由于过流截面不断增加，流体的部分动能转化成压力能，将流体输送到一定距离。工作流体通常是水，被抽流体可以是液体，也可以是气体。

四、特性参数

1. 泵的特性参数

(1) 流量 Q 单位时间内通过泵的液体体积叫泵的流量，又称排量 单位为 m^3/s 或 m^3/h 。

(2) 扬程 H 单位重量的液体在泵内所获得的总能量叫泵的扬程 单位为 m 。

(3) 转速 n 泵叶轮每分钟旋转周数叫转速，单位为 r/min 。

(4) 功率 泵功率有轴功率和有效功率之分。

轴功率 N 原动机传给泵轴上的功率，单位为 W 或 kW 。

有效功率 N_a 单位时间内液体自泵所获得的实际能量叫泵的有效功率 单位为 W 或 kW 其表达式为：

$$N_a = \gamma H Q \quad (1-1)$$

式中 γ ——泵内液体的重度 N/m^3 ；

H ——泵的扬程 m ；

Q ——泵的流量 m^3/s 。

(5) 效率 η 泵的有效功率与轴功率之比称为效率，其表达式为：

$$\eta = \frac{N_a}{N} = \frac{\gamma Q H}{N} \quad (1-2)$$

(6) 允许吸上真空度 H_s 这个参数表示泵的吸液能力，单位

为 m 。

2. 风机的特性参数

(1) 流量 Q 单位时间内通过风机的气体体积叫风机的流量 又称风量 单位为 m^3/s 或 m^3/h 。

(2) 全压 P 单位体积的气体在通风机内所获得的总能量叫通风机全压 单位为 Pa 。

(3) 转速 n 风机叶轮每分钟旋转周数叫转速，单位为 r/min 。

(4) 功率 通风机功率有轴功率和有效功率之分。

轴功率 N 原动机传给通风机轴上的功率，单位为 W 或 kW 。

有效功率 N_a 单位时间内气体自风机所获得的实际能量叫风机的有效功率。单位为 W 或 kW 。其表达式为：

$$N_a = PQ \quad (1-3)$$

式中 P —— 风机的全压， Pa ；

Q —— 风机的风量， m^3/s ；

(5) 效率 风机的有效功率与轴功率之比称为风机的效率。其表达式为：

$$\eta = \frac{N_a}{N} = \frac{PQ}{N} \quad (1-4)$$

思考题及习题

- 1-1 按叶轮数目，泵和风机如何分类？
- 1-2 泵与风机的基本特性参数有哪些？
- 1-3 试述离心式水泵的工作原理。
- 1-4 试述水环式真空泵的工作原理。
- 1-5 试述射流泵的工作原理。

第二章 泵与风机的基本理论

通过前一章的介绍，我们知道叶轮是实现机械能转化为流体能量的主要部件。本章将从理论上阐述叶轮参数对流体在叶轮内流动的影响；流体通过叶轮的压头（水泵扬程与风机压力的统称）和流量的关系；介绍解决泵与风机设计和运行问题的相似理论。

第一节 离心式泵与风机的基本理论

一、速度三角形

图 2-1 所示为离心式泵或风机的叶轮示意图。叶轮的进口直径为 D_0 ，叶片的进口直径为 D_1 ，叶轮的外径也就是叶片的出口直径为 D_2 ，叶片的进口宽度为 b_1 ，出口宽度为 b_2 。

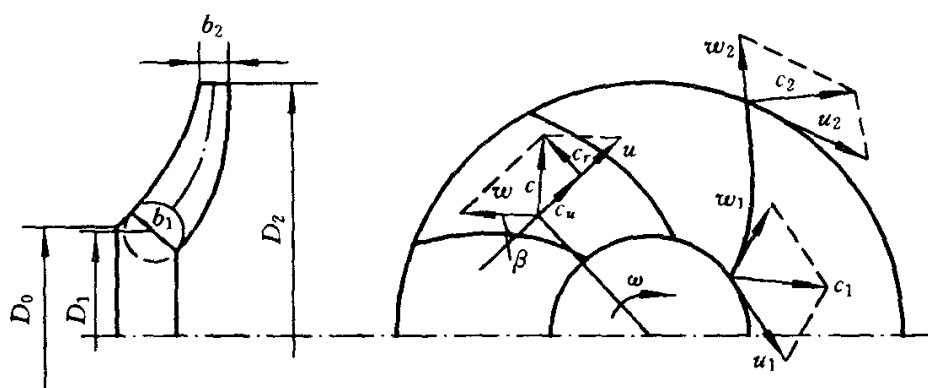


图 2-1 叶轮中流体质点速度图

当叶轮旋转时，流体从轴线方向进入叶轮，然后在叶轮内转为

径向流出。叶轮中的流体质点在流道中的运动是一种复合运动。它一方面随叶轮的旋转作圆周运动，即牵连运动，另一方面在流道中作相对于叶片的相对运动。设流道中任一质点的绝对速度为 c 相对速度为 w 牵连速度为 u 则：

$$c = w + u \quad (2-1)$$

由这三个速度矢量组成的三角形称为速度三角形，如图 2-2 所示。

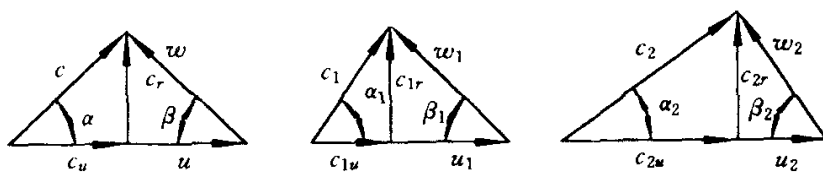


图 2-2 速度三角形

在速度三角形中， w 的方向与 $-u$ 方向之间的夹角用 β' 表示，称为相对流动角。叶片切线与圆周速度反方向之间的夹角称为叶片的安装角用符号 β 表示。当流体沿叶片型线运动时，流动角 β' 等于叶片安装角 β 。速度 c 和 u 之间的夹角用 α 表示叫做绝对流动角（或叶片的工作角），为了便于分析，常常将绝对速度 c 分解为与流量有关的径向分速度 c_r 和与压头有关的切向分速度 c_u 。前者方向与半径方向相同，后者与叶轮的圆周切线方向相同。它们与绝对速度的关系为：

$$c_r = c \sin \alpha$$

$$c_u = c \cos \alpha$$

对于压头和流量的分析，需要用到叶片进口与出口处流体运动的速度三角形，分别称为进口速度三角形和出口速度三角形，并用下标“1”和“2”来区别它所表示的量。例如 c_1 表示进口绝对速度， c_2 表示出口绝对速度， β_1 表示叶轮进口流动角， β_2 表示叶轮出口流动角，凡此等等。

二、离心式泵与风机的基本方程式

1. 理论流量

理论流量是指不考虑容器泄漏时的流量。以叶轮出口处的参数表示时有：

$$Q_T = \psi \pi D_2 b_2 c_{2r} \quad (2-3)$$

式中 ψ ——叶片排挤系数，表示叶轮出口处实际出口面积与不计叶片厚度的出口面积之比值；

D_2 ——叶轮外径；

b_2 ——叶片出口宽度；

c_{2r} ——叶轮出口处的径向速度。

2. 叶片无限多时的理论压头基本方程

流体在叶轮内的流动十分复杂，用数学方法准确求出其压头是很困难的，只能采用近似方法。在推导中我们假定：

(1) 流过叶轮的流体是理想流体，不考虑能量损失；

(2) 叶轮是理想叶轮，即叶轮的叶片数为无限多，叶片无限薄；

(3) 流体不可压缩且流动是定常的。

如图 2-1 所示，取叶片进、出口轮缘（圆柱面）及叶轮前后盘为控制面。根据动量矩定理，叶轮进口、出口间流体动量矩变化为：

$$T = \rho Q_T (R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}) \quad (2-4)$$

式中 R_1, R_2 ——叶片进口、出口处半径；

c_{1u}, c_{2u} ——叶片进口、出口处流体的绝对速度在圆周速度方向的投影，称为旋绕速度；

ρ ——流体密度。

设原动机加在叶轮轴上的力矩为 T ，叶轮的角速度为 ω ，则原动机加在叶轮轴上的功率为：

$$N = T\omega$$

设单位重量的流体通过叶轮后获得的能量为 $H_{T\infty}$ ，则单位时

间内流体所获得的能量为：

$$N_1 = \rho g H_{T\infty} Q_T$$

根据假设 1) 应有 $N_1 = N$ 所以：

$$T = \frac{\rho g H_{T\infty} Q_T}{\omega}$$

将上式代入式 (2-4) 整理得：

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (2-5)$$

此式称为无限多叶片时的理论压头基本方程。其中 u_1, u_2 为叶道进、出口处的圆周速度，下标 ∞ 表明是无限多叶片，下标 T 表示未计入能量损失的理论值。

由式 (2-5) 可见：

流体所获得的压头，仅与流体在叶片进口及出口处的速度有关，而与流动过程无关。

流体所获得的压头与被输送流体的种类无关。也就是说，无论是被输送的流体是液体还是气体，只要叶片进口和出口处的速度三角形相同，都可以得到相同的压头。

压头与叶轮外缘圆周速度 u_2 成正比，而 $u_2 = \pi D_2 n / 60$ 。所以当其他条件相同时，叶轮外径 D_2 越大，转速 n 越高，压头就越高。

3. 基本方程的分析和讨论

由速度三角形 (图 2-2) 根据余弦定理可得：

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_{2u}$$

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_{1u}$$

两式移项后得：

$$u_2 c_{2u} = \frac{1}{2} (u_2^2 + c_2^2 - w_2^2)$$

$$u_1 c_{1u} = \frac{1}{2} (u_1^2 + c_1^2 - w_1^2)$$

把以上两式代入式(2-5)，可得出理论压头方程的另一种形式：

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (2-6)$$

不计位能时，流体的总能量可分为动能和压力能两部分，从式(2-6)中可以看出第三项为动能增量若用 H_{Td} 表示 则：

$$H_{Td} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (2-7)$$

其余两项为压力能增量，用 H_{Tj} 表示 则：

$$H_{Tj} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2-8)$$

式中第一项是由于叶轮旋转的圆周速度所产生的离心力引起的压力能增量；第二项是流体的相对速度下降转换的压力能增量。由此可见，离心式泵或风机不但使流体的压力能增加，而且使流体的动能增加。

4. 叶片出口安装角对压头分配的影响

为了讨论方便，令进口切向速度为零（以后均按此条件进行讨论）即 $c_{1u} = c_1 \cos\alpha = 0$ 则式(2-5)变为：

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} \quad (2-9)$$

由出口速度三角形知：

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cot\beta_2$$

代入式(2-9)得：

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} (u_2^2 - u_2 c_{2r} \cot\beta_2) \quad (2-10)$$

若在同一转速下，叶轮外径固定不变，则从式(2-10)中可发现叶片出口安装角 β_2 的大小对无限多叶片时理论压头的影响。图2-3表示三种不同安装角 β_2 的叶轮示意图。

当 $\beta_2 = 90^\circ$ 时 $\cot\beta_2 = 0$ 由式(2-10)得 $H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g}$ 。因叶片出口

方向为径向 这种叶轮称为径向叶片叶轮 如图 2-3(b)所示。

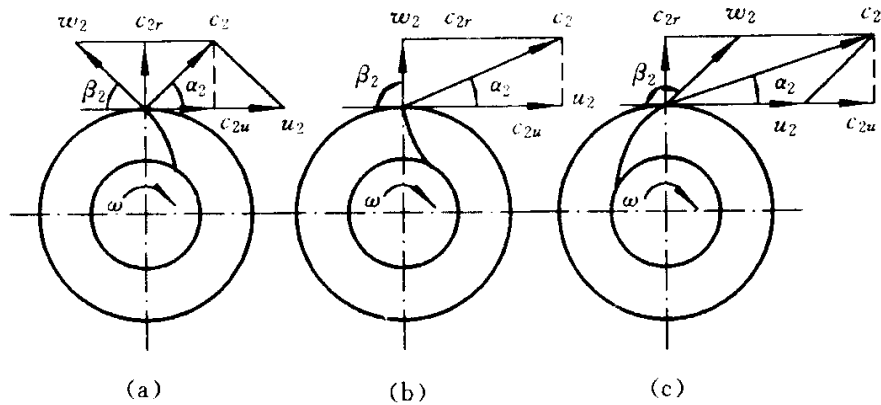


图 2-3 三种不同安装角的叶轮示意图

当 $\beta_2 < 90^\circ$ 时, $\cot \beta_2 > 0$ 由式(2-10)得 $H_{T\infty} < \frac{u_2^2}{g}$ 。因叶片出口方向与叶轮旋转方向相反, 这种叶轮称为后弯叶片叶轮, 如图 2-3(a)所示。

当 $\beta_2 > 90^\circ$ 时, $\cot \beta_2 < 0$ 由式(2-10)得 $H_{T\infty} > \frac{u_2^2}{g}$ 。因叶片出口方向和叶轮旋转方向相同, 这种叶轮称为前弯叶片叶轮, 如图 2-3(c)所示。

根据以上分析可知, 前弯叶片叶轮获得的理论压头最大, 径向叶片叶轮其次, 而后弯叶片叶轮获得的压头最小。反过来说, 对同一转速, 产生同样的理论压头, 前弯叶片叶轮直径最小, 但这是否可以具有前弯叶片叶轮的离心泵或风机效果最好? 下面我们对这个问题再做进一步的分析。

在离心式泵和风机的设计中, 通常设计成叶轮进口截面积与出口截面积相等, 则由连续方程知:

$$c_{2r} = c_{1r} \quad (2-11)$$

根据进、出口速度三角形和式(2-7)得:

$$H_{Td} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{2u}^2 + c_{2r}^2 - c_{1u}^2 - c_{1r}^2}{2g}$$

将式 2-11 代入上式 并仍设 $c_{1u}=0$ 得：

$$H_{Td} = \frac{c_{2u}^2}{2g} \quad (2-12)$$

比较式 (2-9) 和式 (2-12) 得：

$$\frac{H_{Td}}{H_{T\infty}} = \frac{1}{2} \frac{c_{2u}}{u_2} \quad (2-13)$$

由式 (2-13) 根据图 2-3 所示三种叶轮的出口速度三角形可知：

当 $\beta_2 < 90^\circ$ 时, $\frac{c_{2u}}{u_2} < 1$, 则 $\frac{H_{Td}}{H_{T\infty}} < \frac{1}{2}$;

当 $\beta_2 = 90^\circ$ 时, $\frac{c_{2u}}{u_2} = 1$, 则 $\frac{H_{Td}}{H_{T\infty}} = \frac{1}{2}$;

当 $\beta_2 > 90^\circ$ 时, $\frac{c_{2u}}{u_2} > 1$, 则 $\frac{H_{Td}}{H_{T\infty}} > \frac{1}{2}$ 。

由此可见, $\beta_2 > 90^\circ$ 时 动压头占理论压头的比例最大, $\beta_2 < 90^\circ$ 时最小, $\beta_2 = 90^\circ$ 时居中。

动能大, 意味着流体在叶轮中的流速大, 从而流动损失大, 效率降低。因此, 离心式泵全部采用后弯叶片叶轮。在大型风机中, 为了增加效率和降低噪音, 也几乎都采用后弯叶片叶轮。但就中小型风机而论, 效率不是主要考虑因素, 因此, 也有采用前弯叶片叶轮的。前弯叶片叶轮的风机, 在相同压头下, 轮径和外形可以做得较小。根据这个原则, 在微型风机中, 大都采用前弯叶片叶轮。

5. 无限多叶片时的理论压头特性

无限多叶片的理论压头与理论流量的关系式称为理论压头特性方程式 即 $H_{T\infty} = f(Q_T)$ 。而对应的曲线称理论压头特性曲线。现仍令 $c_{1u}=0$ 来讨论。

由式 (2-3) 解出 c_{2r} 并代入式 (2-10) 得：

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g\psi\pi D_2 b_2} Q_T \cot\beta_2$$

就尺寸一定的泵或风机来说，转速一定时，上式中 u_2, g, ψ, D_2, b_2 及 β_2 均为定值 故令：

$$A = \frac{u_2^2}{g}, B = \frac{u_2 \cot\beta_2}{g\psi\pi D_2 b_2}$$

则上式可写成：

$$H_{T\infty} = A - BQ_T \quad (2-14)$$

此方程即为离心式泵或风机的无限多叶片时的理论压头特性方程式。它表示一条直线。 β_2 不同 直线的斜率不同 如图 2-4 所示。

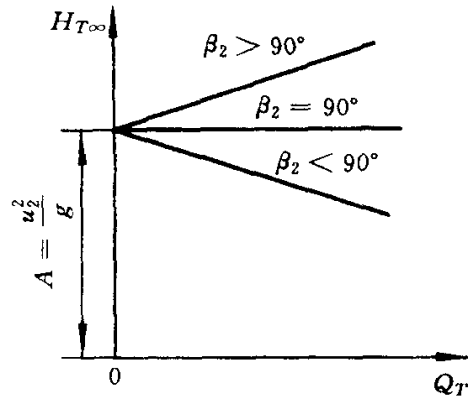


图 2-4 不同叶片安装的无限多叶片理论压头与流量的关系

当 $\beta_2 < 90^\circ$ 时， $\cot\beta_2 > 0$ ， $H_{T\infty}$ 随 Q_T 的增加而减小；

当 $\beta_2 = 90^\circ$ 时， $\cot\beta_2 = 0$ ， $H_{T\infty}$ 与 Q_T 无关系并保持不变；

当 $\beta_2 > 90^\circ$ 时， $\cot\beta_2 < 0$ ， $H_{T\infty}$ 随 Q_T 的增加而增大。

6. 叶片无限多时的理论功率特性

在没有能量损失的情况下，流体获得的理论功率为：

$$N_{T\infty} = \gamma Q_T H_{T\infty}$$

将式(2-14)代入得：

$$N_{T\infty} = \gamma Q_T (A - BQ_T)$$

$$\text{令 } C = \gamma A = \rho u_2^2; \quad D = \gamma B = \frac{\rho u_2 \cot\beta_2}{\psi\pi D_2 b_2}$$

则上式可写成：

$$N_{T\infty} = CQ_T - DQ_T^2 \quad (2-15)$$

此式表达了叶片无限多时的理论功率与理论流量之间的关系，称为叶片无限多时理论功率特性方程。

式(2-15)对应的曲线如图 2-5 所示。不同的 β_2 值具有不同形