

通风机的设计包括气动设计计算, 结构设计和强度计算等内容。这一章主要讲第一方面, 而且通风机的设计分相似设计和理论设计两种方法。相似设计方法简单, 可靠, 在工业上广泛使用。而理论设计方法用于设计新系列的通风机。本章主要叙述离心通风机气动设计的一般方法。

离心通风机在设计中根据给定的条件: 容积流量, 通风机全压 ΔP , 工作介质及其密度 ρ , 以及其他要求, 确定通风机的主要尺寸, 例如, 直径及直径比 D_1/D_2 , 转速 n , 进出口宽度 b_1 和 b_2 , 进出口叶片角 β_{1A} 和 β_{2A} , 叶片数 Z , 以及叶片的绘型和扩压器设计, 以保证通风机的性能。

对于通风机设计的要求是:

- (1) 满足所需流量和压力的工况点应在最高效率点附近;
- (2) 最高效率要高, 效率曲线平坦;
- (3) 压力曲线的稳定工作区间要宽;
- (4) 结构简单, 工艺性能好;
- (5) 足够的强度, 刚度, 工作安全可靠;
- (6) 噪音低;
- (7) 调节性能好;
- (8) 尺寸尽量小, 重量轻;
- (9) 维护方便。

对于无因次数的选择应注意以下几点:

- (1) 为保证最高的效率, 应选择一个适当的 σ 值来设计。
- (2) 选择最大的 ψ 值和低的圆周速度, 以保证最低的噪音。
- (3) 选择最大的值, 以保证最小的磨损。
- (4) 大时选择最大的 φ 值。

§1 叶轮尺寸的决定

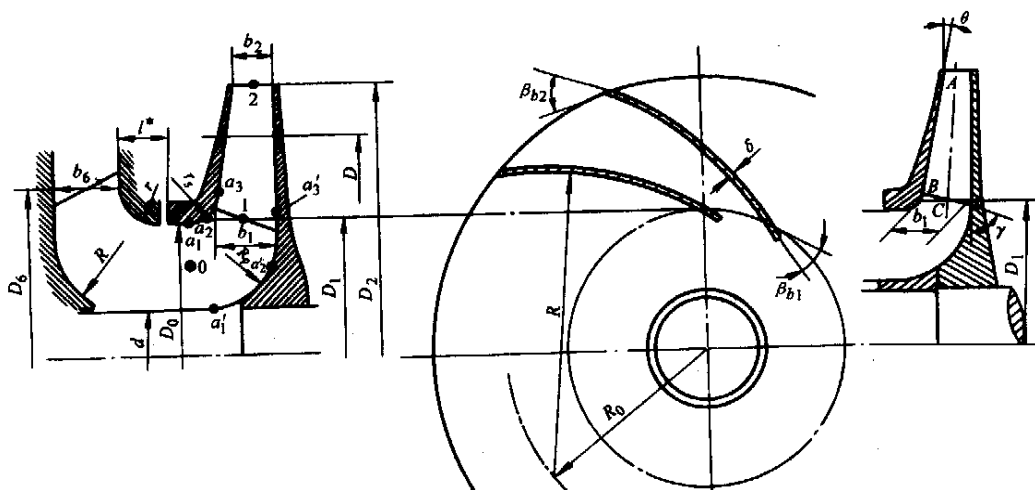


图 3-1 叶轮的主要参数:

图 3-1 为叶轮的主要参数:

- D_2 : 叶轮外径
- D_0 : 叶轮进口直径;
- D_1 : 叶片进口直径;
- b_2 : 出口宽度;
- b_1 : 进口宽度;

β_{2A} :叶片出口安装角;

β_{1A} :叶片进口安装角;

Z:叶片数;

$\theta = \tan^{-1}[\frac{2(b_1 - b_2)}{D_2 - D_1}]$:叶片前盘倾斜角;

一. 最佳进口宽度 b_1

在叶轮进口处如果有迴流就造成叶轮中的损失, 为此应加速进口流速。一般采用

$D_0 = D_1$, 叶轮进口面积为 $\pi D_1 b_1$, 而进风口面积为 $\frac{\pi}{4} D_1^2$, 令 ξ 为叶轮进口速度的变化系数, 故有:

$$\frac{\pi}{4} D_1^2 = \xi \pi D_1 b_1$$

由此得出:

$$b_1 = D_1 / 4\xi \quad (3-1a)$$

考虑到轮毂直径 d_0 引起面积减少, 则有:

$$b_1 = \frac{D_1}{4\xi} [1 - (\frac{d_0}{D_1})^2] = \frac{D_1}{4\xi} (1 - \nu^2) \quad (3-1b)$$

其中 $\nu = d_0 / D_1$

在加速 20% 时, 即 $\xi = 1.2$,

$$b_1 = D_1 / 4.8 \quad (3-1c)$$

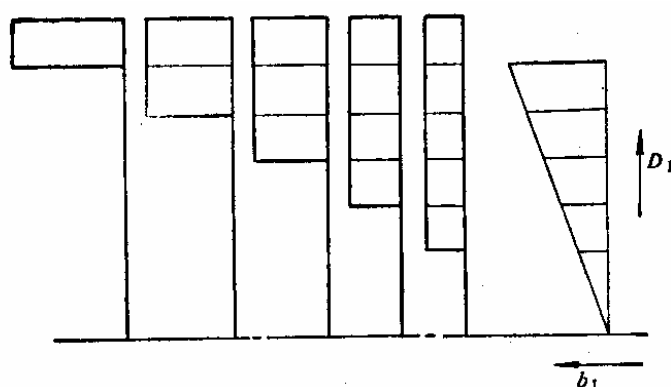


图 3-2 加速 20% 的叶轮图

图 3-2 是这种加速 20% 的叶轮图。近年来的研究加速不一定是必需的, 在某些情况下减速反而有利。

二. 最佳进口直径

由水力学计算可以知道, 叶道中的损失与速度 w_1 的平方成正比, 即

$$\Delta p_{imp} = \xi_{imp} \frac{w_1^2}{2\rho}。为此选择在一定的流量和转速条件下合适的 D_1 , 以使 w_1 为最小。$$

首先讨论叶片厚度的影响。如图 3-3, 由于叶片有一定厚度 δ ; 以及折边 Δ 的存在, 这样使进入风机的流速从 C_{0m} 增加至 C_{1m} , 即:

$$C_{0m} / C_{1m} = F_1 / F_0$$

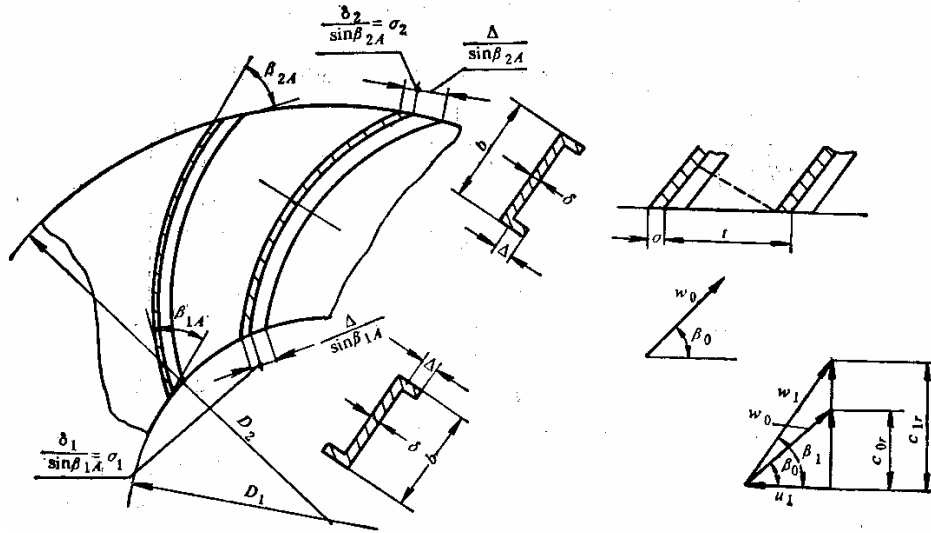


图 3-3 叶片厚度和进出口的阻塞系数计算

用 τ_1 和 τ_2 分别表示进出口的阻塞系数:

$$\tau_1 = \frac{F_1}{F_0} = \frac{\pi D_1 b - Z \delta_1 b_1 / \sin \beta_{1A} - 2Z \delta_1 \Delta / \sin \beta_{1A}}{\pi D_1 b_1} \quad (3-2a)$$

$$= \frac{t_1 - \sigma_1 \left(1 + \frac{2\Delta}{b_1}\right)}{t_1}$$

式中 t_1 为节距, σ 为切向叶片厚度

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z}, \sigma_1 = \frac{\delta_1}{\sin \beta_{1A}}, t_2 = \frac{\pi D_2}{Z}, \sigma_2 = \frac{\delta_2}{\sin \beta_{2A}}$$

$$\text{同理 } \tau_2 = \frac{t_2 - \sigma_2 \left(1 + \frac{2\Delta}{b_2}\right)}{t_2}$$

那么进出口的径向速度为:

$$C_{1m} = \frac{C_{0m}}{\tau_1} = \frac{Q_{th}}{\pi D_1 b_1 \tau_1}$$

$$C_{2m} = \frac{Q_{th}}{\pi D_2 b_2 \tau_2}$$

当气流进入叶轮为径向流动时, $C_{1m} = C_1$, 那么:

$$w_1^2 = C_{1m}^2 + \mu_1^2$$

$$w_2^2 = \left(\frac{Q_{th}}{\pi D_2 b_2 \tau_2} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{60} \right)^2 D_1^2 \quad (3-2b)$$

为了使 w_1^2 最小, 也就是 Δp_{imp} 损失最小, 应选用适当的 D_1 。当 D_1 过大时, C_{1m} 过小, 但 μ_1 加大很多, 使 (3-2c) 式右边第二项过大, w_1^2 加大。当 D_1 过小时, (3-2c) 式右第二项小, 第一项会过大, 总之 D_1 在中间值时, 使 w_1^2 最小, 即 $\frac{dw_1^2}{dD_1} = 0$

考虑到进口 20%加速系数，及轮毂的影响， b_1 的表达式为（3-1b）式,代入(3-2c)式为：

$$w_1^2 = \frac{16\xi_1^2 Q_{th}^2}{\pi^2 D_1^2 \tau_1^2 (1-\nu^2)^2} + \left(\frac{n\pi}{60}\right)^2 D_1^2 \quad (3-3c)$$

对式(3-3)求极小值，得出的优化值为：

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{240\xi_1 Q_{th}}{\pi^2 \tau_1 (1-\nu^2) n t g \beta_{1A}}} \quad (3-4a)$$

出口直径 D_2 不用上述类似的优化方法，只要选用合适 φ 的即可：

$$Q_{th} = \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \varphi = \frac{n\pi^2}{240} D_2^3 \varphi$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{240}{n\pi^2} \bullet \frac{Q_{th}}{\varphi}} \quad (3-4b)$$

$$\text{即：} \frac{D_1}{D_2} = \sqrt[3]{\frac{\xi_1 \varphi}{(1-\nu^2) t g \beta_{1A} \tau_1}} \quad (3-4c)$$

也可以根据 D_1/D_2 ，求出 φ

$$\varphi = t g \beta_{1A} \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \frac{1-\nu^2}{\xi_1} \tau_1 \quad (3-4d)$$

三. 进口叶片角 β_{1A}

1. 径向进口时的 β_{1A} 优化值

同 D_1 一样，根据 w_1 为最小值时，优化计算进口叶片角 β_{1A} 。当气流为径向进口时， $\alpha_1 = 90^\circ$ ，且 C_{1m} 均布，那么从进口速度三角形（令进口无冲击 $\beta_{1A} = \beta_1$ ）

$$w_1 = u_1 / \cos \beta_{1A}$$

$$w_1^2 = \left(\frac{n\pi}{60}\right)^2 D_1^2 / \cos^2 \beta_{1A}$$

$$D_1 = Q_{th} / (\pi b_1 C_{1m} \tau_1)$$

代入 b_1 值后得出 D_1 值，最后得出：

$$w_1^3 = \left(\frac{n\pi}{60}\right)^2 \frac{4\xi_1 Q_{th}}{\pi \tau_1 (1-\nu^2) C_{1m} / w_1} \frac{1}{\cos^2 \beta_{1A}}$$

$$w_1^3 = \frac{\pi^2 \xi_1 Q_{th}}{900 \tau_1 (1-\nu^2) \cos^2 \beta_{1A} \sin \beta_{1A}} \quad (3-5)$$

$$\text{求极值，即} \frac{dw_1^3}{d\beta_{1A}} = 0$$

$$\beta_{1A} = 35.26^\circ \quad (3-6a)$$

这就是只考虑径向进口时的 β_{1A} 优化值。

把（3-6a）式代入(3-4a)至(3-4d)式：

$$D_1 = 3.25 \sqrt[3]{\frac{\xi_1 Q_{th}}{\tau_1 (1-\nu^2) n}} \quad (3-6b)$$

进而当 $\nu = 0, \xi_1 = 1.2, \tau_1 = 1.0$ 时：

$$\frac{D_1}{D_2} = 1.194 \sqrt[3]{\varphi} \quad (3-6c)$$

$$\text{或者: } \varphi = 1.702 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (3-6d)$$

2. 当叶轮进口转弯处气流分布不均匀时 β_{1A} 的优化值。

图 3-4, 叶片进口处速度分布不均匀, 在前盘处速度大小为 $C_{1r\max}$ 和 $w_{1\max}$, 比该面上的平均值要大, 设 $\frac{C_{1r\max}}{C_{1m}} = k$

$$\text{那么 } w_{1\max}^2 = u_1^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_{1A\max}) = u_1^2 (1 + k^2 \operatorname{tg}^2 \bar{\beta}_{1A})$$

$$\text{此外: } u_1^2 = \left(\frac{n\pi^2}{60} \right)^2 D_1^2, D_1^2 = \frac{4\xi_1 Q_{th}}{\pi \tau_1 (1 - \bar{v}^{-2}) C_{1m}}$$

$$w_{1\max}^3 = \frac{\pi^2 \xi_1 Q_{th}}{900 \tau_1 (1 - \bar{v}^{-2})} \frac{(1 + k^2 \operatorname{tg}^2 \bar{\beta}_{1A})^{3/2}}{\operatorname{tg} \bar{\beta}_{1A}}$$

$$\text{当 } \frac{dw_{1\max}^3}{d\operatorname{tg} \bar{\beta}_{1A}} = 0 \text{ 时:}$$

$$\operatorname{tg} \bar{\beta}_{1A} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{1}{k} \quad (3-7a)$$

$$\text{进而采用近似公式: } \frac{1}{k} = \frac{1}{3} (1 + 2e^{-\frac{b_1}{2r_1}})$$

其中 r_1 为叶轮前盘叶片进口处的曲率半径。计算出来的 β_{1A} 角比 35.26° 小一些。如下表所示:

b_1/r_1 :	0.2	0.4	1.0	2.0	3.0	4.0
$1/k$:	0.952	0.88	0.74	0.58	0.472	0.424
$\bar{\beta}_{1A}$:	34°	31.9°	27.7°	22.3°	18.5°	16.7°

那么

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{240 Q_{th} \xi_1}{\pi^2 n \operatorname{tg} \bar{\beta}_{1A}}} \quad (3-7b)$$

式中 $\bar{\beta}_{1A}$ 为 β_{1A} 的平均值。

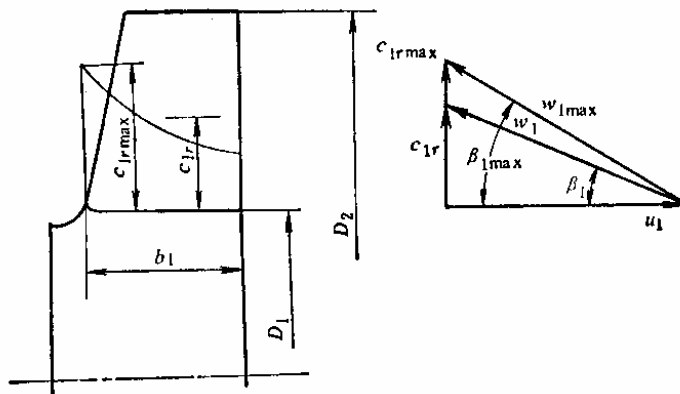


图 3-4 叶片进口处和分布不均匀

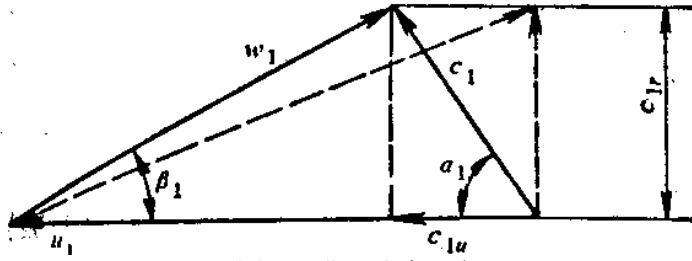


图 3-5 进口速度三角

3. 当气流进入叶片时有预旋，即 $C_{1u} \neq 0$ ：

由图 3-5 进口速度三角形可以得出：

$$w_1 = \frac{u_1 - C_{1u}}{\cos \beta_{1A}} = \frac{u_1}{\cos \beta_{1A}} \left(1 - \frac{C_{1u}}{u_1}\right)$$

$$C_{1u} = C_{1m} / \tan \alpha_1$$

$$w_1 = u_1 / \left(\cos \beta_{1A} + \frac{\sin \beta_{1A}}{\tan \alpha_1} \right)$$

$$u_1^2 = \left(\frac{n\pi}{60} \right)^2 D_1^2 = \frac{\pi^2 \xi_1 Q_{th}}{900 \tau_1 (1 - \bar{v}^2) C_{1m}}$$

$$C_{1m} = w_1 \sin \beta_{1A}$$

$$w_1^3 = \frac{\pi^3 \xi_1 Q_{th}}{900 \tau_1 (1 - \bar{v}^2)} \frac{1}{\sin \beta_{1A} (\cos \beta_{1A} + \sin \beta_{1A} / \tan \alpha_1)^2}$$

求极值后：

$$\tan \beta_{1A} = \frac{3}{4} \frac{1}{\tan \alpha_1} + \sqrt{\frac{9}{16} \frac{1}{\tan^2 \alpha_1} + \frac{1}{2}} \quad (2-8a)$$

可以看出当气流偏向叶轮旋转方向时（正预旋）， β_{1A} 将增大，同时得到：

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{240 Q_{th} \xi_1}{\pi^2 n \tau_1 (1 - \bar{v}^2) \tan \beta_{1A}}} \sqrt[3]{1 + \tan \beta_{1A} / \tan \alpha_1}$$

4. 叶轮的型式不同时 β_{1A} 有所区别

一般推荐叶片进口角 β_{1A} 稍有一个较小的冲角。后向叶轮中叶道的摩擦等损失较小，此时 β_{1A} 的选择使叶轮进口冲击损失为最小。

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{C_{1m}}{u_1} \quad \beta_{1A} = \beta_1 + i$$

$$\text{冲角 } i = \pm (0 \sim 8^\circ)$$

一般后向叶轮： $\beta_{1A} = 15 \sim 35^\circ$

对于前向叶轮，由于叶道内的分离损失较大，过小的进口安装角叶片弯曲度过大，分离损失增加。较大的安装角虽然使进口冲击损失加大，但是流道内的损失降低，两者比较，效率反而增高。

一般前向叶轮： $\beta_{1A} = 40 \sim 60^\circ$

当 $\beta_{2A} > 155 \sim 160^\circ$ 时， $\beta_{1A} > 60^\circ$ 甚至 $\beta_{1A} = 90^\circ$ 。

四. 叶轮前后盘的圆角和叶片进口边斜切

设计中，在可能情况下尽量加大叶轮前后盘的圆角半径 r 和 R （图 3-1）。叶片进口边斜切是指前盘处叶片进口直径 D_{1f} 大于后盘处的直径 D_{1b} ，以适应转弯处气流不均匀现象。

如果叶片进口与轴平行，如图 3-6(a)所示， β_{1A} 在进口边各点是相同的。但该处气流速度 $C_1(C_{1m})$ 不均匀，而周速 u_2 相同。故气流角 β_1 不同，这样就无法使叶片前缘各点的气流毫无冲击地进入叶轮。为此将叶片进口边斜切（见图 3-6(b)），靠近前盘处的 C_{1m} 大，且其 u_1 亦大，而靠近后盘 C_{1m} 小，且 u_1 亦小。使气流良好地进入叶道。

前向叶轮，进口气流角 β_1 是根据叶片弯曲程度来考虑的，故不做成斜切。

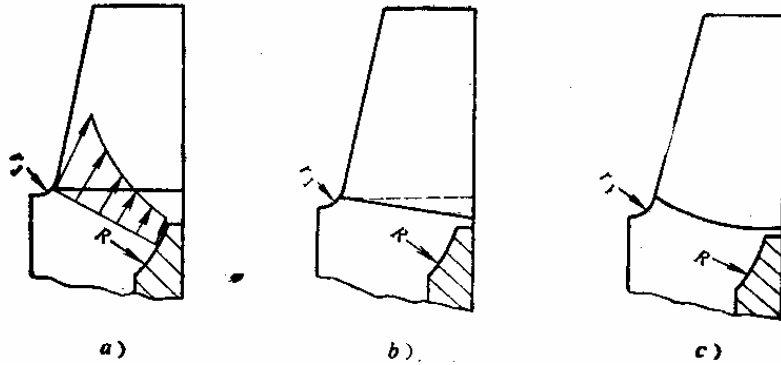


图 3-6 叶轮前后盘的圆角和叶片进口边斜切

五. 叶片数 Z 的选择

叶片数太少，一般流道扩散角过大，容易引起气流边界层分离，效率降低。叶片增加，能减少出口气流偏斜程度，提高压力。但过多的叶片会增加沿程摩阻损失和叶道进口的阻塞，也会使效率下降。

根据试验，叶片间流道长度 l 为流道出口宽度 a 的 2 倍，且 l 为，由几何关系：

$$a = t_2 \sin \beta_{2A} \approx \frac{\pi D_2}{Z} \sin \beta_{2A}$$

$$l = 1.5(r_2 - r_1)$$

$$l/a = 2$$

$$\text{那么 } \frac{1.5(r_2 - r_1)}{\frac{\pi D_2}{Z} \sin \beta_{2A}} = 2$$

$$Z = \frac{4\pi \sin \beta_{2A}}{1.5(1 - r_1/r_2)} \approx 8.5 \frac{\sin \beta_{2A}}{1 - r_1/r_2} \quad (3-9)$$

出口角大的叶轮，其叶道长度较短就容易引起当量扩张角过大，应采用较多叶片。出口角小时，叶道较长，应采用较少叶片。同时 D_1/D_2 较小时， Z 也少一些为好，以免进口叶片过于稠密。

对于后向叶轮：当 $Z=8\sim 12$ 个时，采用机翼型及弧型叶片，当 $Z=12\sim 16$ 时，应采用直线型叶片。

对于前向叶轮， $Z=12\sim 16$ 。

六. 叶片进出口宽度 b_1, b_2

1. 后向叶轮一般采用锥形圆弧型前盘，对于一定流量叶轮， b_2 过小则出口速度过大，叶轮后的损失增大，而 b_2 过大，扩压过大，导致边界层分离，所以 b_2 的大小要慎重决定。由于

$$b_2 = \frac{Q_r}{\pi D_2 \tau_2 C_{2r}}$$

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{\varphi}{4 \frac{C_{2r}}{u_2} \tau_2} \quad (3-10a)$$

上式表明，在一定的 $\frac{C_{2r}}{u_2}$ 时， $\frac{b_2}{D_2}$ 值与 φ 成正比，对于一定的叶轮 $\frac{C_{2r}}{u_2}$ 过大，出口速度大，叶轮后损失增大，反之 $\frac{C_{2r}}{u_2}$ 过小，扩压度过大。试验证明，不同的 β_{2A} ， $\frac{C_{2r}}{u_2}$ 值不同，即

$$\begin{aligned} \beta_{2A} = 35^\circ \sim 48^\circ & \quad C_{2r}/u_2 = 0.21 \sim 0.25 \\ \beta_{2A} = 48^\circ \sim 60^\circ & \quad C_{2r}/u_2 = 0.25 \sim 0.28 \end{aligned} \quad (3-10b)$$

然后，利用(3-10a)式可计算出 $\frac{b_2}{D_2}$ 。

后向叶轮的进口处宽度，一般可近似计算：

$$b_1 \approx \frac{b_2 D_2}{D_1} \quad (3-10c)$$

2. 前向叶轮进口处参数影响很大。其叶片入口处宽度 b_1 应比 $b_1 = \frac{D_1}{4\xi_1} (1-v^2)$ 公式计

算出的大一些。例如当 $n_s = 4.5 \sim 11.7$ (25 ~ 65)

$$\frac{D_1}{D_2} \approx 0.25 \sim 0.35 \quad b_1 = (1.2 \sim 1.5) \frac{D_1}{4}$$

$$\frac{D_1}{D_2} \approx 0.35 \sim 0.5 \quad b_1 = (1.5 \sim 2.0) \frac{D_1}{4}$$

$$\frac{D_1}{D_2} > 0.5 \quad b_1 = (2.0 \sim 2.5) \frac{D_1}{4}$$

前向叶轮采用平直前盘时：，若采用锥形前盘，必须正确选用前盘倾斜角，即

D_1/D_2	0.3~0.4	0.45~0.55	>0.5
θ	< 20°	< 25°	< 35°

根据 θ 值及 b_1 ，可决定 b_2 。

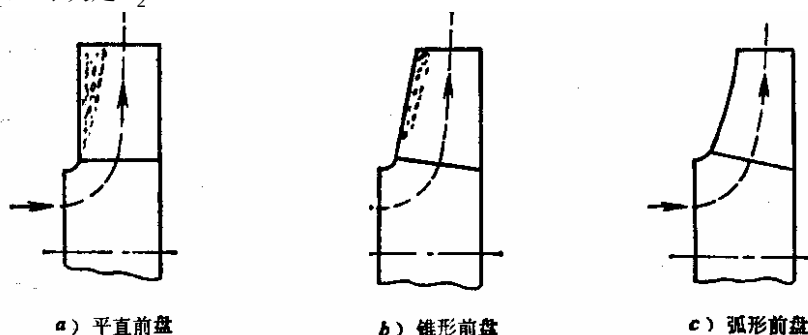


图 3-7 前盘形状

ξ2 叶片形状的确定

离心式风机主要参数 $D_2, D_1, \beta_2, \beta_1, b_2, b_1$ 及 Z 已知后，就可以绘制叶片的形状，叶片的形状有很多选择。

一. 平直叶片

平直叶片是最简单的叶片型式，根据图 3-8，由正弦定理：

$$\cos \beta_{2A} = \frac{r_1}{r_2} \cos \beta_{1A} \quad (3-11)$$

上式表明 $D_2, D_1, \beta_{1A}, \beta_{2A}$ 和之间满足(3-11)式，不能同时任意选择。

例如：

$\frac{r_1}{r_2}$:	0.3	0.5	0.7
(当 $\beta_{1A} = 30^\circ$ 时) β_2 :	74.9°	64.3°	52.7°

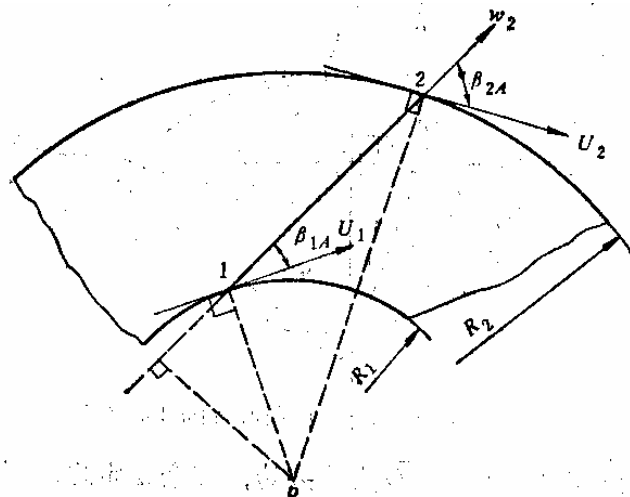


图 3-8 平直叶片

二. 圆弧型叶片

圆弧型叶片分单圆弧和多圆弧，一般多采用单圆弧。在设计中，一般先求出 $D_2, D_1, \beta_{1A}, \beta_{2A}, Z$ 等，根据已知条件确定叶片圆弧半径 R_k 的大小，和该圆弧的中心位置 P ，以及圆弧所在半径 R_0 。

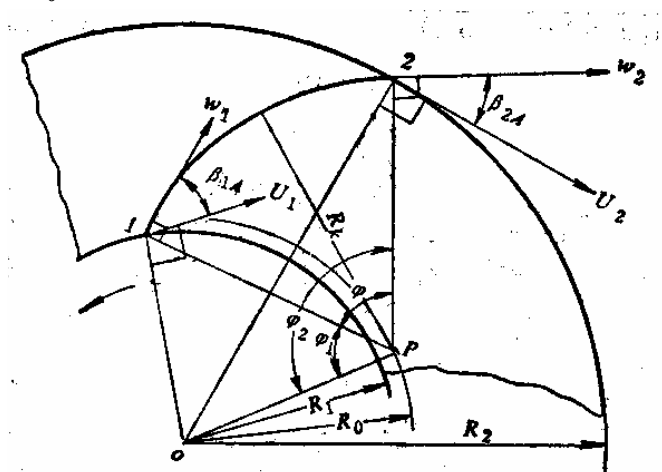


图 3-9a 后向圆弧叶片

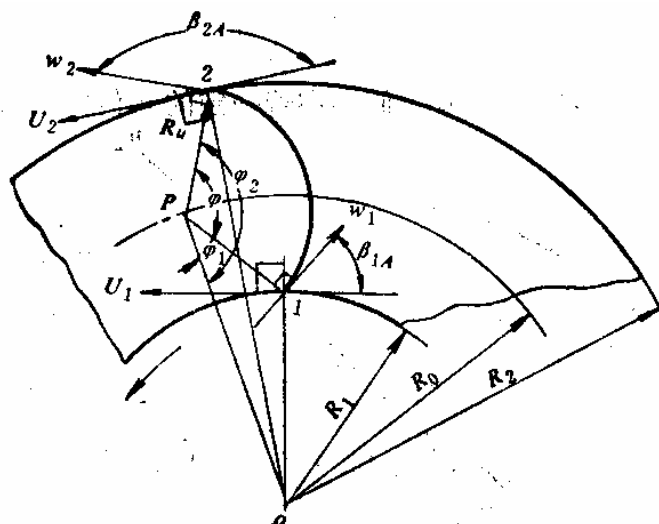


图 3-9 b 前向圆弧叶片

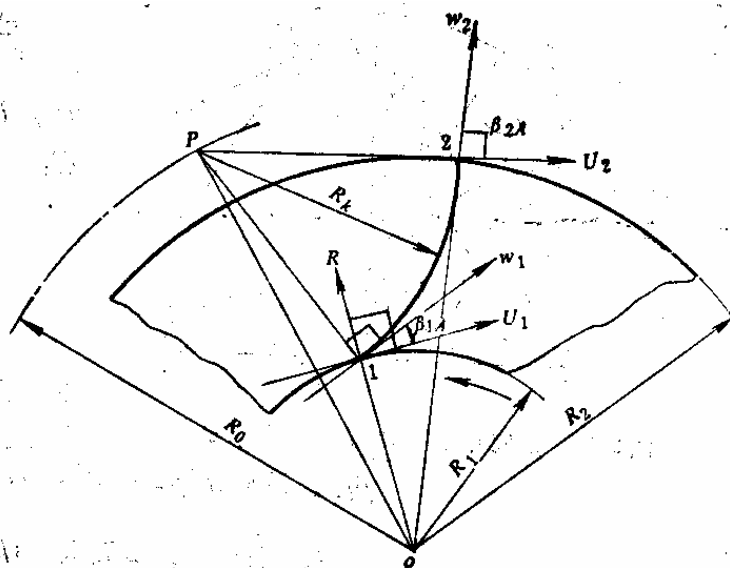


图 3-9 c 径向叶片

1. 后向叶片圆弧如图 3-9a 所示, 已知

$$\angle w_2 2 u_2 = \angle P 2 O = \beta_{2A}$$

$$\angle w_1 2 u_2 = \angle P 1 O = \beta_{1A}$$

在 $\triangle P 2 O$ 和 $\triangle P 1 O$ 中, $P O$ 为公共边:

$$\overline{P O} = R_0$$

$$\overline{P 2} = \overline{P 1} = R_k$$

$$\overline{O 1} = r_1, \overline{O 2} = r_2$$

由余弦公式:

$$\overline{P O}^2 = \overline{P 2}^2 + \overline{O 2}^2 - 2 \overline{P 2} \overline{O 2} \cos \beta_{2A}$$

$$R_0^2 = R_k^2 + r_2^2 - 2 R_k r_2 \cos \beta_{2A}, R_0^2 = R_k^2 + r_1^2 - 2 R_k r_1 \cos \beta_{1A}$$

$$R_k = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_{2A} - r_1 \cos \beta_{1A})} \quad (3-12a)$$

$$R_0 = \sqrt{R_k^2 + r_2^2 - 2R_k r_2 \cos \beta_{2A}} = \sqrt{R_k^2 + r_1^2 - 2R_k r_1 \cos \beta_{1A}} \quad (3-12b)$$

叶片长度 l:

$$l = 2\pi R_k \frac{\varphi^o}{360^o}, \varphi^o = \varphi_2^o - \varphi_1^o$$

$$\varphi_2^o = \cos^{-1} \frac{|R_k^2 + R_0^2 - r_2^2|}{2R_k R_0}$$

$$\varphi_1^o = \cos^{-1} \frac{|R_k^2 + R_0^2 - r_1^2|}{2R_k R_0}$$

2. 前向叶轮圆弧叶片

$$R_k = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2[r_2 \cos(180^o - \beta_{2A}) - r_1 \cos(180^o - \beta_{1A})]} \quad (3-13a)$$

$$R_0 = \sqrt{R_k^2 + r_2^2 - 2R_k r_2 \cos(180^o - \beta_{2A})} \quad (3-13b)$$

3. 径向叶片见图 3-9c

$$\beta_{2A} = 90^o$$

$$R_k = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_1 \cos \beta_1} \quad (3-14a)$$

$$R_0 = \sqrt{R_k^2 + r_2^2} \quad (3-14b)$$

三. 叶片流道的决定

对于直叶片和圆弧叶片，其进口不能很准确地成型，所以在某些情况下会产生过高的前缘叶片压力，从而导致了气流的分离。最好在进口有一段无功叶片，或用近似的圆弧表示。这种无功近似圆弧如图 3-10 所示：

从 1 点引出的无功圆弧的半径 r 等于从该点引出的对数曲线的曲率半径。图解时，连接 01 两点，做角 $\angle 01A = \beta_{1A}$ ，过 0 点做 $\overline{01}$ 的垂线，交于角的另一边为 A 点，以 $\overline{A1} = r$ 为半径做圆弧，弧 1e 段为无功叶片，e 点的以后用抛物线，或者曲线板延长，而且保证出口角为 β_{2A} 即可。流道画出来以后，检查过流断面，过流断面变化曲线的斜率不能大于 $8^o \sim 10^o$ ，否则的话，扩散度过大，造成较大的边界层损失，甚至分离。一般叶片较少时，用圆弧叶片还是合理的。

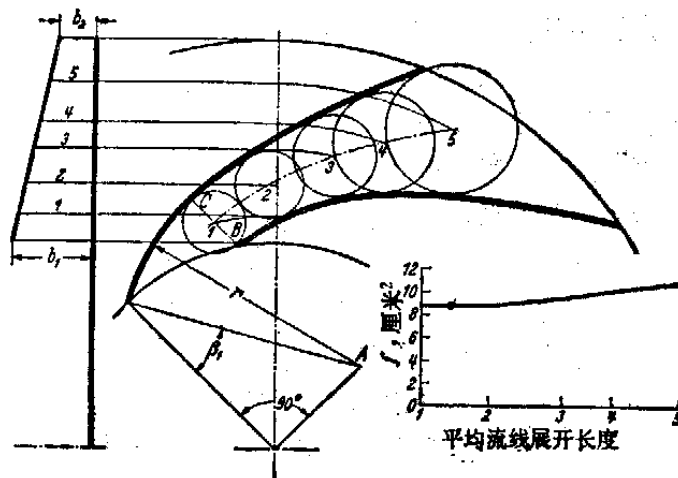


图 3-10 无功叶片及过流断面检查

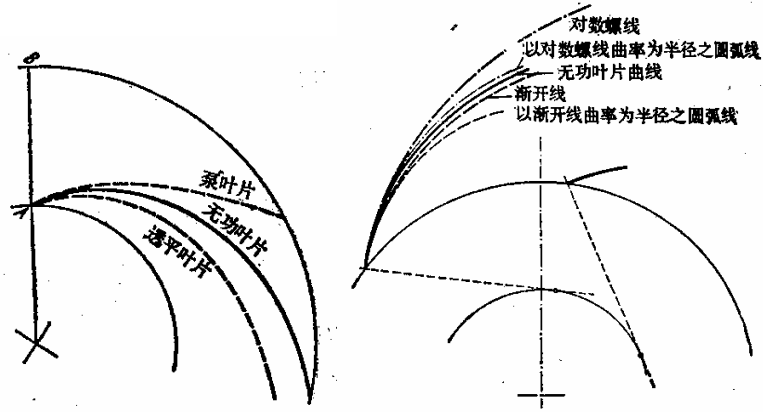


图 3-11 无功叶片的形状

以下用解析法做几种情况的无功叶片：

无功叶片就是环量不变的叶片，即 $C_u u$ 保持常数（或 $C_u r$ 保持常数）的叶片，用下标“0”表示进口，则：

$$\text{由于 } tg\beta = \frac{C_m}{u - C_u} = \frac{dr}{rd\varphi}, C_u = \frac{C_{1u} r_1}{r}$$

$$\frac{dr}{rd\varphi} = \frac{C_m}{u - C_{1u} r_1 / r} \quad (3-15)$$

上式为无功叶片的方程。

(1) $C_m = \text{Const}$ 情况，这时前盘为双曲线，即

$$\frac{dr}{rd\varphi} = \frac{C_{1m}}{r\omega - C_{1u} r_1 / r} \quad (3-16a)$$

$$\text{积分后： } \varphi = \frac{\omega}{C_{1m}}(r - r_1) + \frac{C_{1u}}{C_{1m}} r_1 \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_1} \right) \quad (3-16b)$$

如果进口无预旋： $C_{1u} = 0$

$$\varphi = \frac{\omega}{C_{0m}}(r - r_1) = \frac{1}{tg\beta_1} \left(\frac{r}{r_1} - 1 \right) \quad (3-16c)$$

$$tg\beta_1 = \frac{C_{1r}}{u_1}$$

$$r = r_1(1 + \varphi tg\beta_1) \quad (3-16d)$$

(2) $b = b_1 = \text{Const}$

$$\varphi = \frac{1}{2} \frac{u_1}{C_{1m}} \left[\left(\frac{r}{r_1} \right)^2 - 1 \right] - \frac{C_{1u}}{C_{1m}} \ln \frac{r}{r_1} \quad (3-17a)$$

当 $C_{1u} = 0$ 时

$$\varphi = \frac{1}{2} \frac{u_1}{C_{1m}} \left[\left(\frac{r}{r_1} \right)^2 - 1 \right] = \frac{1}{2} \frac{1}{tg\beta_1} \left[\left(\frac{r}{r_1} \right)^2 - 1 \right] \quad (3-17b)$$

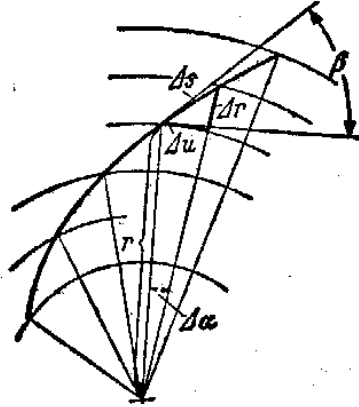


图 3-12 叶片基元

四.叶片造型的解析法和图解法

1. 减速叶片间流道

由于风机叶轮中的流动为逆压梯度，易造成边界层的脱流，而造成过大的边缘失。如果使相对流速 w 的减少呈线性关系，那么在叶轮中就不会造成过大的逆压梯度。

图 3-12 中的一个叶片基元 Δs ，分解成 Δr （径向）和 Δu （周向）两个分量：

$$\tan \beta = \frac{C_m}{w_u} = \frac{\Delta r}{\Delta u} \quad (3-18a)$$

这就可以利用 w 代替 β 进行叶片绘形。如果采用等减速流道，即

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dr} &= w \frac{dw}{ds} = -C & (dr = ds \sin \beta, C_m = w \sin \beta) \\ w dw &= -C ds & (3-18b) \\ w^2 &= w_1^2 - 2CS \end{aligned}$$

可以看出对于等减速流道， w 的分布曲线是一条抛物线，其中有几种情况可以得到解析解。

a. 等径向速度流道

当轴面流道的关系为 $br=\text{常数}$ 时， $C_m=\text{常数}$ 。把(3-18a)式代入(3-18b)式：

$$\begin{aligned} w \sin \beta \frac{dw}{dr} &= -C \\ w \sin \beta &= C_m \\ C_m &\text{为常数，积分而得到速度分布为：} \\ w &= w_1 - \frac{C}{C_m}(r - r_1) \end{aligned} \quad (3-19)$$

此时 w 沿半径是线性分布的。

b. $\beta = \text{常数}$ 的等角螺线叶片：

$$\begin{aligned} w \frac{dw}{ds} &= -C = w \sin \beta \frac{dw}{dr} \\ \frac{w^2}{2} &= \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2(r_2 - r_1)}(r - r_1) \end{aligned} \quad (3-20)$$

c. $\beta = \text{常数}$ 同时 $C_m = \text{常数}$ ， w 也必为常数。见图 3-13 所示。同时：

$$\begin{aligned} C_{2u} &= u_2 - u_1 \\ \Delta p &= \rho u_2 C_{2u} \varepsilon \eta = \rho u_2 (u_2 - u_1) \varepsilon \eta \end{aligned}$$

那么压力系数:

$$\psi = 2\left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right)\varepsilon\eta \quad (3-21)$$

只与几何尺寸, 即 $\frac{D_1}{D_2}$ 有关。

d. 等宽度叶道, $b = \text{常数}$

由于:

$$Q = C_m 2\pi r b = \text{常数}$$

$$\frac{1}{C_m} = \frac{2\pi}{Q} r b, C = Q \frac{w_1 - w_2}{\pi b (r_2^2 - r_1^2)}$$

那么:

$$w = w_1 - \frac{w_1 - w_2}{r_2^2 - r_1^2} (r^2 - r_1^2) \quad (3-21)$$

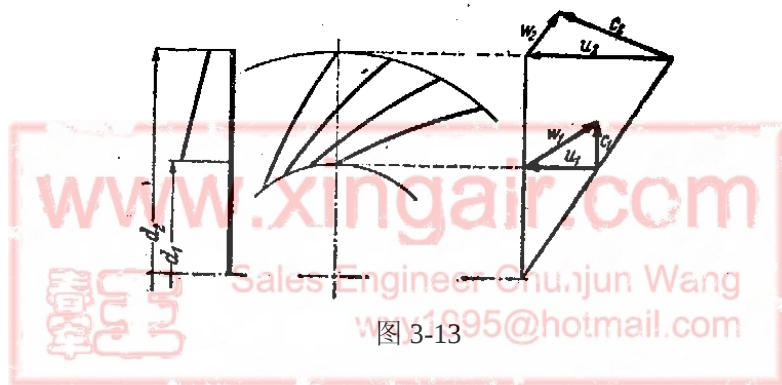


图 3-13

2. 等减速叶片的图解法。

在一般情况, 由式(3-18b)得到:

$$C_m \frac{dw}{dr} = -C$$

积分后:

$$w_2 - w_1 = -C \int_1^2 \frac{dr}{C_m} = -C \sum \frac{\Delta r}{C_m} \quad (3-22)$$

积分常数为:

$$C = (w_1 - w_2) / \int_1^2 \frac{dr}{C_m} = (w_1 - w_2) / \sum \frac{\Delta r}{C_m}$$

那么已知 w 和 C_m , 就可以求出 $\tan \beta$, 进而利用:

$$\Delta u = \Delta r / \tan \beta$$

可利用图解法绘型叶片。

例如: 令 $C' = C_m b r$,

$C_m = C' / b r$, 代入方程中:

$$\Delta w = -C \frac{\Delta r}{C_m}$$

得到

$$\Delta w = -\frac{\Delta r}{C_m} \frac{w_1 - w_2}{\sum \frac{\Delta r}{C_m}} = -\frac{\Delta r b r (w_1 - w_2)}{\sum [(b r) \Delta r]}$$

若令 $\Delta r = \text{常数}$:

$$\Delta w = -\frac{b r}{\sum b r} (w_1 - w_2) \quad (3-23)$$

当 w_1, w_2 及 $b r$ 已知时, 可以求出 Δw 和 w , 进而求出 C_m , 即可进行叶片绘型。即先用数值方法计算出, 然后图解绘图。

例如: $w_1 - w_2 = 79 - 52.8 = 26.2 \text{ m/s}$ 时

$$\Delta w = -26.2 \frac{b r}{\sum b r}$$

可列表计算:

r	b	br	$\frac{br}{\sum br}$	Δw	C_m
5.5	2.45	13.5	0.223	5.84	33
6.5	2.06	13.4	0.221	5.79	33.2
7.5	1.7	12.75	0.212	5.55	34.9
8.5	1.33	11.30	0.1868	4.48	39.3
9.5	0.98	9.6	0.1585	4.15	46.3

$$\Delta r = 1.0, \sum b r = 60.55$$

绘型步骤如下: 把半径分成 n 分, 求出各段中点的 w 和 C_m 值, 并列入表内, 就可以求出各段中点的 β 值, 根据 $\Delta u = \frac{\Delta r}{\sin \beta}$, 在图上量取 Δr 和 Δu , 从进口画起, 就可以得出叶片形状如图 3-14 所示。

以上风机叶片的设计是按的线性分布设计叶片, 同样可以按叶片角的分布进行叶片角 β 的绘型, 在水轮机中还可以按给定 V_{ur} 的分布进行叶片绘型。

133

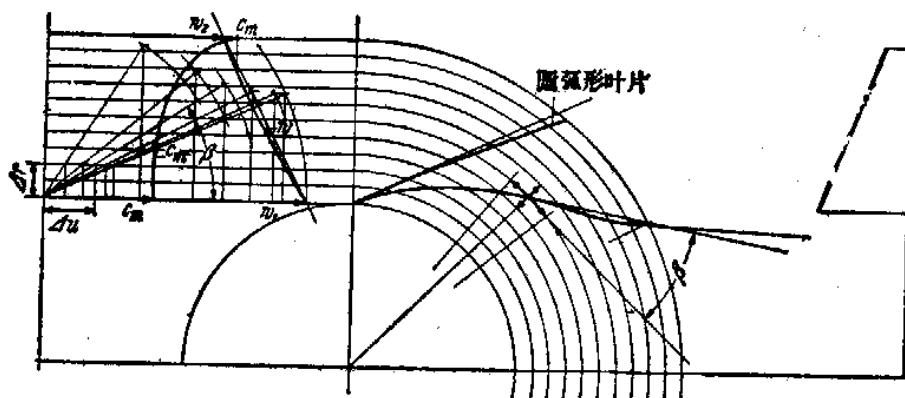


图 3-14

ξ3 离心通风机的进气装置

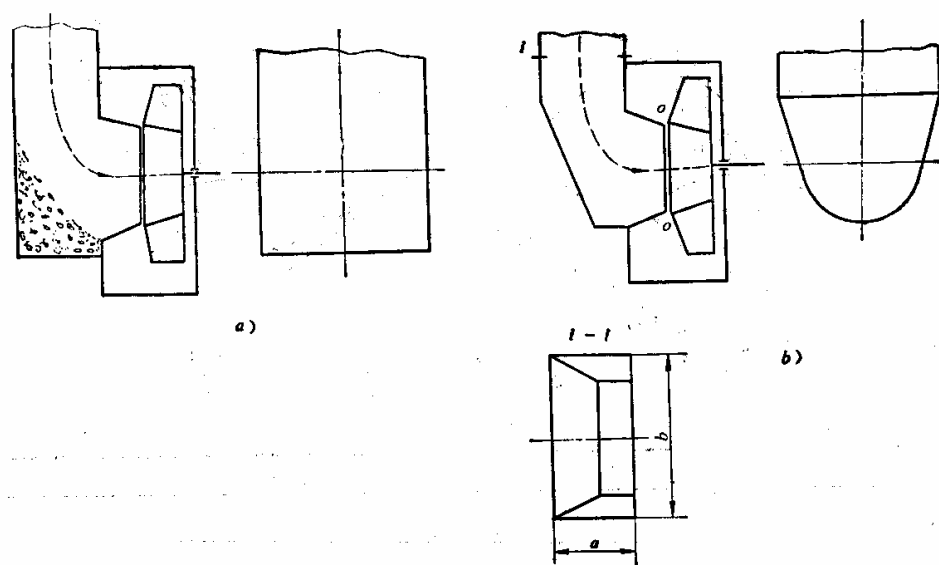


图 3-15 离心通风机的进气装置

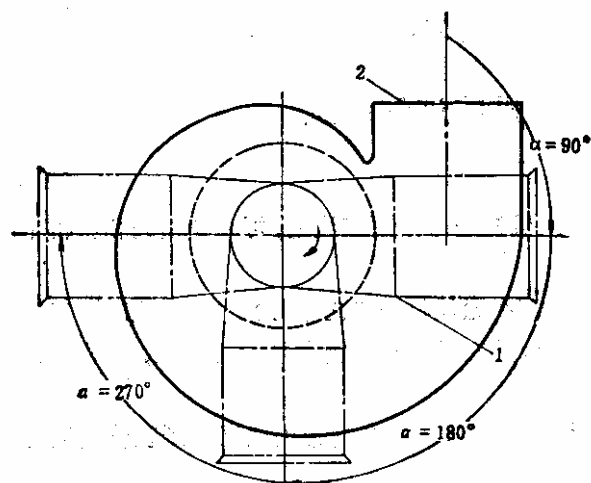


图 3-16 离心通风机的进气装置位置

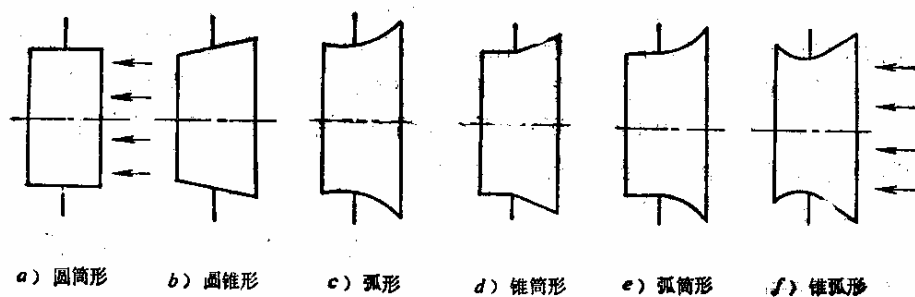


图 3-17 离心通风机的进气形状

一. 进气室

进气室一般用于大型离心通风机上。倘若通风机进口之前需接弯管，气流要转弯，使叶轮进口截面上的气流更不均匀，因此在进口可增设进气室。进气室装设的好坏会影响性能：

1. 进气室最好做成收敛形式的，要求底部与进气口对齐，图 3-15 所示。

2. 进气室的面积 F_i 与叶轮进口截面 F_0 之比

$$\lambda = \frac{F_i}{F_0} = 1.75 \sim 2.0$$

F_i 一般为矩形, $\frac{a}{b} = \frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$ 为最好。

3. 进气口和出气口的相对位压, 对于通风机性能也有影响。 $\alpha = 90^\circ$ 时为最好, $\alpha = 180^\circ$ 时最差。如图 3-16 所示。

二, 进气口

进气口有不同的形式, 如图 3-17 所示。

一般锥形经筒形的好, 弧形比锥形的好, 组合型的比非组合型的好。例如锥弧型进气口的涡流区最小。此外还注意叶轮入口的间隙型式, 套口间隙, 对口间隙形式好。

三, 进口导流器

若需要扩大通风机的使用范围和提高调节性能, 可在进气口或进气室流道装设进口导流器, 分为轴向、径向两种。

可采用平板形, 弧形和机翼型。导流叶片的数目为 $Z=8\sim 12$ 。

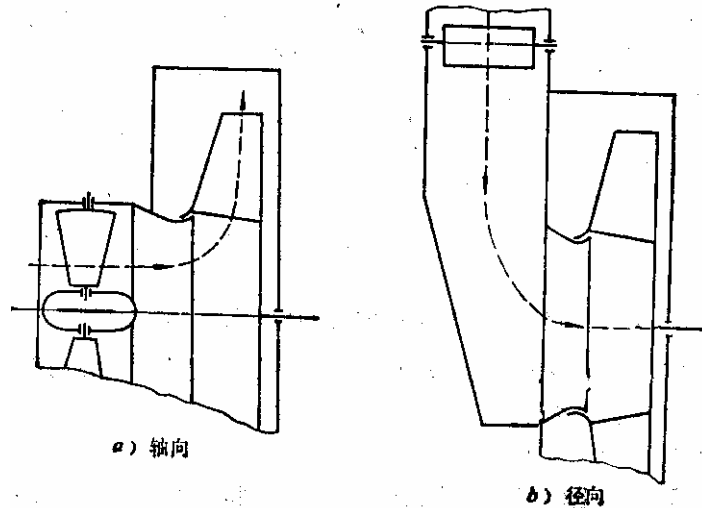


图 3-18 离心通风机的进气导叶

ξ4 导叶设计

在单极通风机中几乎不用导叶。主要在压气机中使用, 空气离开叶轮后有一个绝对速度 C_3 , 与圆周方向的夹角为 α_3 , 因此

$$C_3^2 = C_{3u}^2 + C_{3r}^2$$

根据环量不变和连续方程:

$$C_u = \frac{C_{3u} r_2}{r}, C_r = \frac{C_{2r} r_2}{r} \quad (3-25)$$

由此可以得出

$$\tan \alpha = \frac{C_r}{C_u} = \frac{C_{2r}}{C_{3u}} = \text{常数}$$

所以, 空气在离开叶轮后按对数螺线流动, 其对数螺线方程为:

$$4 \tan \alpha = \ln \frac{r}{r_3} \quad (3-26)$$

因此，至少在截面 AB' 采用对数螺线，或用近似的圆弧表示：其曲线曲率半径：

$$s = \frac{r'}{\cos \alpha}$$

以后部分可用式(3-26)计算。

流道宽度 $a+s$ 为

$$a + s = r' \frac{2\pi}{Z} \sin \alpha = t \sin \alpha \quad (3-27)$$

式中， t —叶片节距，由于考虑叶片厚度引起流道变窄，可把 α 用 α_4 表示

$$\tan \alpha_4 = \tan \alpha_3 \frac{t_3}{t_3 - \sigma_3} \quad (3-28)$$

$$\sigma_3 = \frac{s}{\sin \alpha_3}$$

通风机用的导叶多用直导叶，流道不允许有过大的扩散度，若最大的扩压角为 14° ，那么

所需最少叶片数为 $Z = \frac{360}{14} \approx 25$ ，如图 3-19 所示。

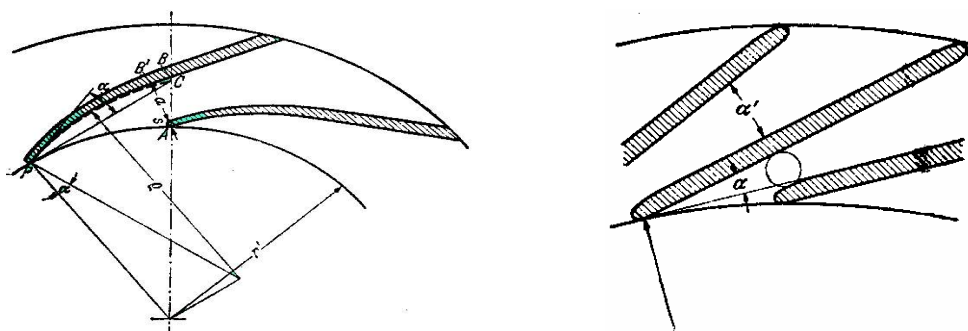


图 3-19

ξ5 蜗壳设计

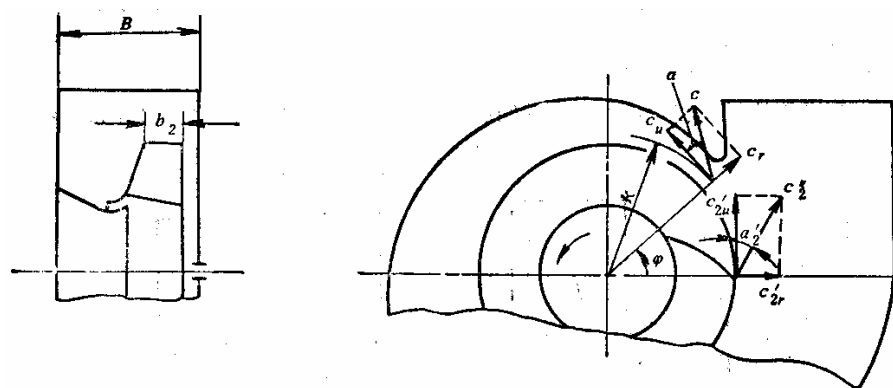


图 3-20 离心通风机蜗壳

一，概述

蜗壳的作用是将离开叶轮的气体集中，导流，并将气体的部分动能扩压转变为静压。

目前离心通风机普遍采用矩形蜗壳，优点是工艺简单适于焊接，离心通风机蜗壳宽度 B 比其叶轮宽度 b_2 大得多，则气流流出叶轮后的流道突然扩大，流速骤然变化。如图 3-20 所示， c_3 为叶轮出口后的气流速度， α_3 为其气流角（分量为 c_{3u} 和 c_{2r} ），蜗壳内一点的流速为 c ，分量为 c_u 和 c_r ， α 为气流角，半径为 r 。

二，基本假设：

1，蜗壳各不同截面上所流过流量 Q_φ 与该截面和蜗壳起始截面之间所形成的夹角 φ 成正比：

$$Q_\varphi = \frac{Q}{2\pi} \varphi \quad (3-29)$$

$$Q_\varphi = \frac{Q}{360^\circ} \varphi^\circ$$

2，由于气流进入蜗壳以后不再获得能量，气体的动量矩保持不变。

$$c_u \cdot r = c_{3u} \cdot r_2 = \text{常数} \quad (3-30)$$

三，蜗壳内壁型线：

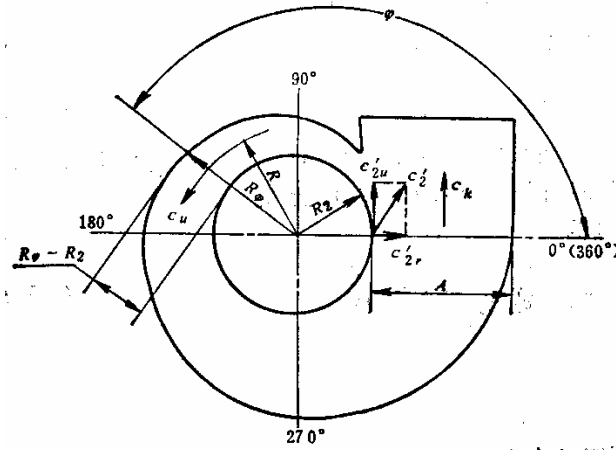


图 3-21 离心通风机蜗壳内壁型线

根据上述假设，蜗壳为矩形截面，宽度 B 保持不变，那么在角度 φ 的截面上的流量为：

$$Q_\varphi = \int_{r_2}^{r_\varphi} B c_u dr \quad (3-31)$$

代入式(3-30)后：

$$Q_\varphi = \int_{r_2}^{r_\varphi} B \frac{c_{3u} r_2}{r} dr = B c_{3u} r_2 \int_{r_2}^{r_\varphi} \frac{dr}{r} = B c_{3u} r_2 \frac{r_\varphi}{r_2}$$

$$r_\varphi = r_2 e^{\frac{Q_\varphi}{B c_{3u} r_2}}$$

$$r_\varphi = r_2 e^{\frac{Q}{360^\circ B c_{3u} r_2} \varphi^\circ} \quad (3-32)$$

上式表明蜗壳的内壁为一对数螺线，对于每一个 φ° ，可计算 r_φ ，连成蜗壳内壁。

可以用近似作图法得到蜗壳内壁型线。

实际上，蜗壳的尺寸与蜗壳的张度 A 的大小有关

$$A = r_{360^\circ} - r_2$$

令 r_φ 按幂函数展开：

$$r_\varphi = r_2 \left[1 + m \varphi^\circ + \frac{1}{2!} (m \varphi^\circ)^2 + \frac{1}{3!} (m \varphi^\circ)^3 + \dots \right] \quad (3-33)$$

$$\text{其中 } m = \frac{Q}{360^\circ B c_{3u} r_2}$$

$$\text{那么 } A_\varphi = r_\varphi - r_2 = r_2 \left[m\varphi^\circ + \frac{1}{2!} (m\varphi^\circ)^2 + \frac{1}{3!} (m\varphi^\circ)^3 + \dots \right] \quad (3-34a)$$

系数 m 随通风机比转数 n_s 而定，当比转数 $n_s = 11.8 \sim 12.6$ 时，(3-34)式第三项是前面两项的 10%，当 $n_s = 2.7$ 时仅是 1%。为了限制通风机的外形尺寸，经验表明，对低中比转数的通风机，只取其第一项即可：

$$A_\varphi = r_2 m \varphi^\circ \quad (3-34b)$$

$$\text{则得 } r_\varphi = r_2 (1 + m \varphi^\circ) \quad (3-35)$$

式(3-35)为阿基米德螺旋线方程。在实际应用中，用等边基方法，或不等边基方法，绘制一条近似于阿基米德螺旋线的蜗壳内壁型线，如图 3-22 所示。

由式(2-34)得到蜗壳出口张度 A

$$A = \frac{Q}{B c_{3u}} \quad (3-36)$$

一般取 $c_{3u} = (0.65 \sim 0.75) c_{2u}$ ，具体作法如下：

先选定 B ，计算 A [式(3-36)]，以等边基方法或不等边基方法画蜗壳内壁型线。

四，蜗壳高度 B

蜗壳宽度 B 的选取十分重要。 $A = \frac{Q}{B c_{3u}}$ ，一般维持速度 $c_k (\approx c_{3u})$ 在一定值的前提下，

确定扩张当量面积 $F_k (= A \times B)$ 的。若速度 c_k 过大，通风机出口动压增加，速度 c_k 过小，相应叶轮出口气流的扩压损失增加，这均使效率下降。

如果改变 B ，相应需改变 A 使 $F_k = A \times B$ 不变。当扩张面积 F_k 不变情况，从磨损和损失角度， B 小 A 大好，因为 B 小，流体离开叶轮后突然扩大小，损失少。而且 A 大，螺旋平面通道大，对蜗壳内壁的撞击和磨损少。

一般经验公式为：

$$1. B = (1.3 \sim 2.2) b_1 \quad (3-37a)$$

$$\text{或 } B = (1.5 \sim 2.0) b_1$$

$$2. \frac{B}{D_2} = \frac{n_s}{20.3} + (0 \sim 0.06) \quad (3-37b)$$

低比转数取下限，高比转速取上限。

$$3. B = \beta \sqrt{\frac{D}{4}} D_0$$

D_0 为叶轮进口直径，系数： $\beta = 0.8 \sim 0.9$

五，蜗壳内壁型线实用计算

以叶轮中心为中心，以边长 $a = \frac{A}{4}$ 作一正方形。为等边基方。以基方的四角为圆心分别以

$R_I, R_{II}, R_{III}, R_{IV}$ 为半径作圆弧 ab, bc, cd, de ，而形成蜗壳内壁型线。其中

$$r_2' = (1.0 \sim 1.05) r_2$$

$$R_I = r_2' + \frac{1}{8} A$$

$$R_{II} = r_2' + \frac{3}{8}A \quad (3-37)$$

$$R_{III} = r_2' + \frac{5}{8}A$$

$$R_{IV} = r_2' + \frac{7}{8}A$$

等边基方法作出近似螺旋线与对数螺旋线有一定误差，当比转速越高时，其误差越大。可采用不等边。方法不同之处，做一个不等边基方：

$$a_1 = 0.1A, a_2 = 0.1166A, a_3 = 0.1333A, a_4 = 0.15A$$

不等边基方法对于高比转速通风机也可以得到很好的结果。

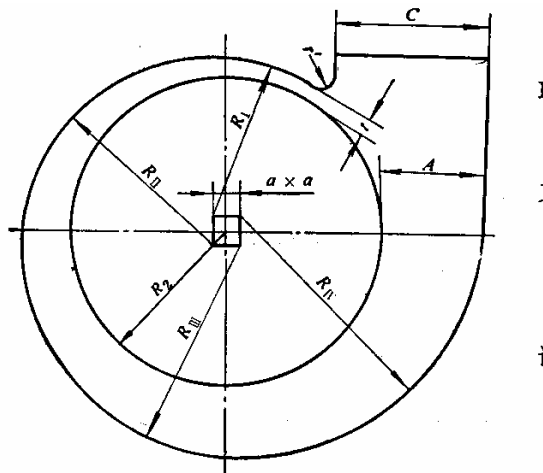


图 3-22 等边基方法

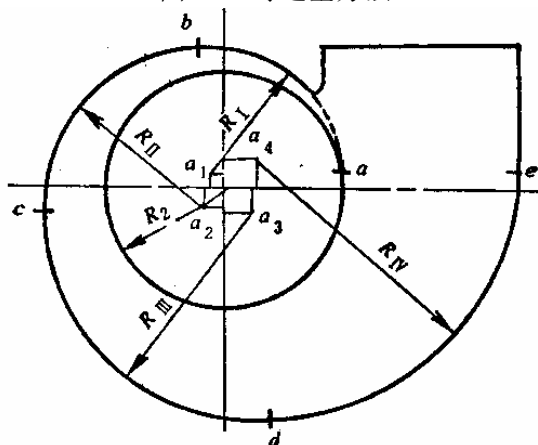


图 3-23 不等边基方法

六，蜗壳出口长度 C ，及扩压器

蜗壳出口面积 $F_c = C \times B$ 。一般

$$\frac{F_c}{F_k} = 1.3 \sim 1.4 \quad (3-38)$$

或 $C = (1.3 \sim 1.4)A$

往往蜗壳出口后设一扩压器，如图 3-24 出口扩压器角度 $\theta = 6^\circ \sim 8^\circ$ 为佳。为了减少总长度，可适当加大 $\theta = 10^\circ \sim 12^\circ$ 。

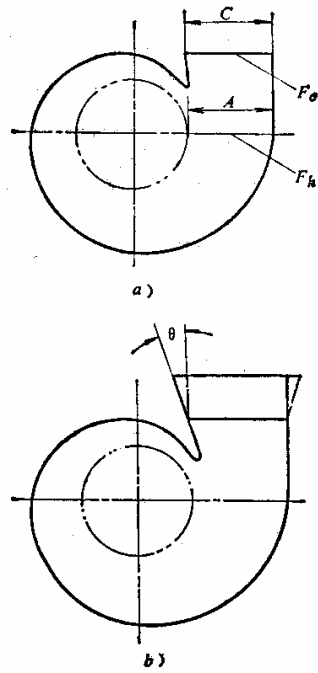


图 3-24 出口扩压器

七、蜗舌

蜗壳中在出口附近常有蜗舌，其作用防止部分气体在蜗壳内循环流动，蜗舌附近的流动较为复杂，对通风机的影响很大。蜗舌分三种：平舌，浅舌，深舌（图 3-25）。

当 $Q < Q_{\text{正常}}$ ，蜗壳内气流 α 变小，使一些风量不进入出口而重新流向蜗壳。

当 $Q > Q_{\text{正常}}$ 时，流动偏向出口在舌部出现涡流及低压，使通风机性能变坏。 Δp 下降，功率 N 加大，一般蜗舌头部的半径 r' 取

$$\frac{r'}{D_2} = 0.03 \sim 0.06$$

蜗舌与叶轮的间隙 t 一般取

$$\frac{t}{D_2} = 0.05 \sim 0.10 \text{ (后向叶轮)}$$

$$= 0.07 \sim 0.15 \text{ (前向叶轮)}$$

t 过小在大流量时 Δp 会升高一些，但 η 下降，噪音加大。 t 过大，噪音会低一些，但 Δp 及 η 下降。

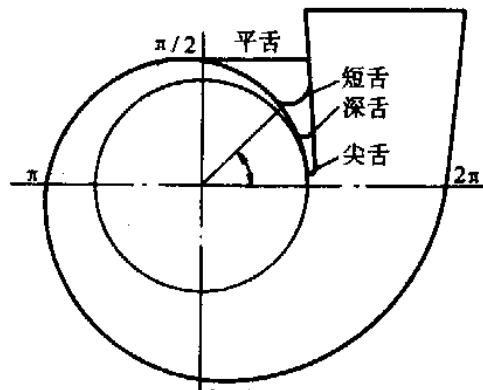


图 3-25 蜗壳出口蜗舌

ξ6 离心通风机设计

一. 方案选择:

设计时给定条件主要有: 容积流量 Q , 全压 Δp , 工作介质及其密度 ρ , 以及结构上的要求等:

1. 满足所需流量和压力的工况点在最高效率点附近;
2. 最高效率要高, 效率曲线要平坦;
3. 压力曲线的稳定工作区间要宽;
4. 结构简单, 工艺性好;
5. 足够的强度、刚度, 工作安全可靠;
6. 噪音低;
7. 调节性能好;
8. 尺寸小, 重量轻
9. 维护方便。

二. 设计步骤如下:

3. 根据给定的设计参数 Q , Δp , 求其比转速 n_s , 即

$$n_s = \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{1.2}{\rho} \Delta p\right)^{\frac{3}{4}}} n$$

设计时转速 n 可能未给, 先初定, 然后确定通风机的类型及叶片型式:

$n_s = 2.7 \sim 12$ 前向叶片离心式

$n_s = 3.6 \sim 16$ 后向叶片离心式

$n_s > 16 \sim 17$ 双吸入式并联离心式

$n_s = 18 \sim 36$ 轴流式

4. 初步选择叶片出口角 β_{2A} :

一般后向叶轮叶片出口角 β_{2A} 范围为 $35^\circ \sim 60^\circ$, 最好 $38^\circ \sim 42^\circ$ 。机翼型叶片 $\beta_{2A} = 45^\circ \sim 47^\circ$ 时效率较高。 ψ 与 β_2 成线性关系。

$$\psi = 0.00787 \beta_{2A} + 0.60$$

或:
$$\bar{P} = 0.00394 \beta_{2A} + 0.30$$

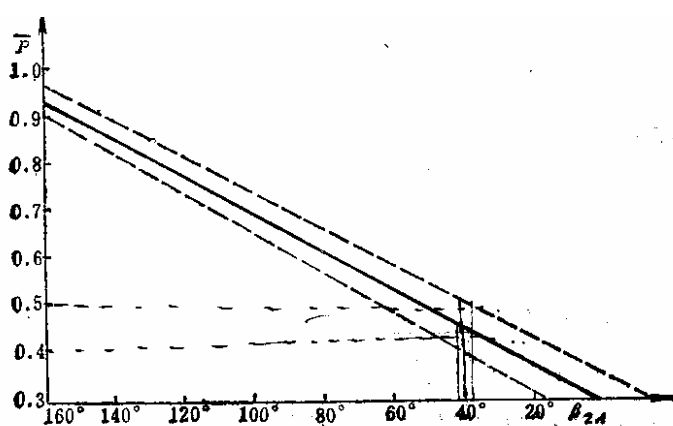


图 3-26

5. 用所选的 β_{2A} , 查图 3-26 或计算, 给出 ψ , 计算 u_2 :

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho \psi}} \text{ m/s}$$

一般:

$\psi = 0.6 \sim 0.8$ 强后向叶片

$\psi = 0.8 \sim 1.2$ 后向叶片

$\psi = 1.2 \sim 1.4$ 径向叶片

$\psi = 1.4 \sim 2.4$ 前向叶片

6. 确定出口半径 D_2

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$$

这样可进一步判断是否合理。一般同步转速 $n = \frac{60f}{p}$, p 为极对数。

7. 确定进口的直径 D_1 (例如 $v = 0, \xi = 1.2, \tau = 1.0$ 时为式 (3-6c)):

$$\frac{D_1}{D_2} = 1.194 \sqrt[3]{\varphi}$$

为此先算 φ

$$\varphi = \frac{Q + \Delta Q_c}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}, \Delta Q_c = 0.01Q$$

上式只适用于 $\varphi < 0.3$ 后向叶轮,

$\varphi > 0.3$ 的前向叶轮: $D_1/D_2 = 0.8 \sim 0.95$

8. 确定进口直径:

$$D_1 = (1.0 \sim 1.05) D_0$$

9. 确定叶片数 Z :

$$Z = 8.5 \sin \beta_2 / (1 - \frac{D_1}{D_2})$$

10. 确定 b_2 和 b_1 :

后向叶轮时: (见式 (3-10))

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{\varphi}{4\tau_2 \frac{c_{2r}}{u_2}}$$

式中:

$$\beta_{2A} = 35 \sim 48^\circ \quad C_{2r}/u_2 = 0.21 \sim 0.25$$

$$\beta_{2A} = 48 \sim 60^\circ \quad C_{2r}/u_2 = 0.25 \sim 0.28$$

$$\tau_2 = \frac{t_2 - \sigma_2 (1 + \frac{2\Delta}{b_2})}{D_2}$$

(3-2b)

对于后向叶轮:

$$b_1 \approx \frac{b_2 D_2}{D_1}$$

对于前向叶轮: $n_s = 4.5 \sim 11.7$

$$D_1/D_2 = 0.25 \sim 0.35 \quad b_1 = 1.2 \sim 1.5 \frac{D_1}{4}$$

$$D_1/D_2=0.35\sim 0.5 \quad b_1=1.5\sim 2.0 \frac{D_1}{4}$$

$$D_1/D_2>0.5 \quad b_1=2.0\sim 2.5 \frac{D_1}{4}$$

取直平前盘 $b_2=b_1$ 。锥形前盘时，给定一定的 D_1/D_2 ，取 θ 值不要太大。

11. 进口叶片角 β_{1A}

$$c_{1r} = \frac{Q_{th}}{\pi D_1 b_1 \tau_1}, \tau_1 < \tau_2$$

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

$$\text{气流角 } \beta_1 = \operatorname{tg}^{-1} \frac{c_{1r}}{u_1}$$

取 $i = \pm 0 \sim 8^\circ$ 为冲角:

$$\beta_{1A} = \beta_1 + i$$

12. 验算全压 Δp

$$\Delta p_{th\infty} = \rho u_2^2 \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2A}\right) \quad \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta p = \varepsilon \eta_n \Delta p_{th\infty}$$

如果 Δp 偏离太大，修正 β_{2A} 和 Z 值。

13. 叶片绘型

14. 决定蜗壳尺寸

(1) 计算蜗壳宽度 B

一般经验公式为:

$$(1-1) \quad B = (1.3 \sim 2.2) b_1 \quad (3-37a)$$

或 $B = (1.5 \sim 2.0) b_1$

$$(1-2) \quad \frac{B}{D_2} = \frac{n_s}{20.3} + (0 \sim 0.06) \quad (3-37b)$$

低比转数取下限，高比转速取上限。

$$(1-3) \quad B = \beta \sqrt{\frac{D}{4}} D_0$$

D_0 为叶轮进口直径， $\beta = 0.8 \sim 0.9$

(2) 计算蜗壳出口 A :

$$A = \frac{Q}{B c_{3u}} \quad (3-36)$$

一般取 $c_{3u} = (0.65 \sim 0.75) c_{2u}$

(3) 用等基方法或不等基方法计算蜗壳内壁线，

(4) 决定蜗舌尺寸

$$\text{蜗舌头部半径 } \frac{r'}{D_2} = 0.03 \sim 0.06$$

$$\text{间隙: } \frac{t}{D_2} = 0.05 \sim 0.10 \quad (\text{后向叶片})$$



$$t/D_2 = 0.07 \sim 0.15 \text{ (前向叶片)}$$

15. 计算功率

$$\eta = \eta_k \eta_v \eta_r \eta_m$$

$$N_M = \frac{\Delta p Q}{\eta} k \times 10^{-3} \text{ KW}$$

其中 k 为安全系数,方法 k=1.15.