

图 4-1 为轴流式风机，由集风器 1、叶轮 2、导叶 3、扩散筒 4 等组成。叶轮和导叶组成级，轴流通风机，因为压力较低，一般都用单级，例如低压轴流通风机在 $490Pa$ 以下，高压轴流通风机一般在 $4900Pa$ 以下。其特点：压力系数低 $\psi < 0.6$ ，流量系数高 $\phi = 0.3 \sim 0.6$ ，比转速高 $n_s = 18 \sim 90 (100 \sim 500)$ (单级) 全压效率高达 $\eta = 90\%$ 以上，单向扩散筒的单级风机效率为 $83 \sim 85\%$ 。

不过目前轴流风机逐渐向高压发展，例如国际上已造出动叶可调轴流通风机 $\Delta P = 14210Pa$ ，许多大型离心式风机有被轴流式风机取代的趋势。

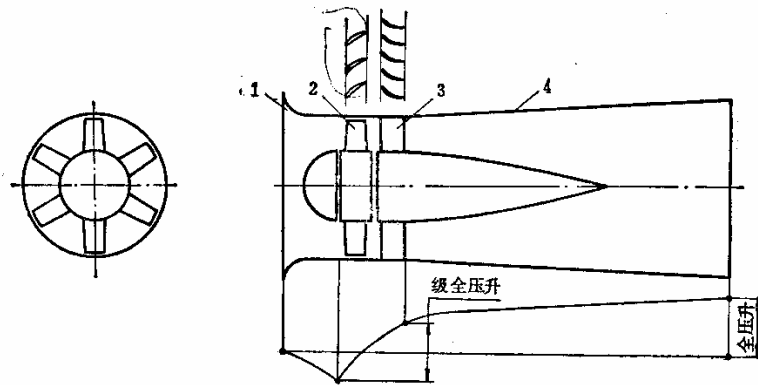


图 4-1 轴流式风机

§1 基元级

一、基元级上的速度三角形

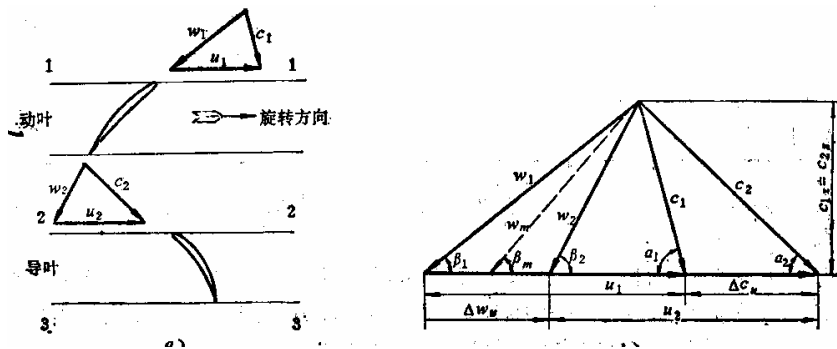


图 4-2 轴流式通风机的基元级

轴流式通风机的基元级由叶轮和导叶所组成的。对于不同半径的圆柱面上，由于离心力不同，那么气流的参数是变化的，叶片沿叶高方向(径向)是扭曲的。为了研究不同半径上的流动，用一圆柱面去切开轴流式通风机，会得到圆柱面上的环形叶删，可以展开成平面叶栅，如图 4-2 所示，这种平面动叶和导叶所组成的叶栅，称为基元级
与离心通风机一样，在动叶前后形成速度三角形：不过在圆柱面上：

$$u_1 = u_2 = u, C_{1z} = C_{2z} = C_z, \rho_1 = \rho_2 = \rho$$

$$(\beta_2 > \beta_1, \alpha_2 < \alpha_1)$$

对于多级轴流风机，一般要求后导叶出口的流速 C_3 和气流角 α_3 等于叶轮前的状态

$$C_3 = C_1, \alpha_3 = \alpha_1$$

可以得出叶流前后平均的相对速度 W_m 及方向角 β_m

$$W_m = \sqrt{C_z^2 + W_{mu}^2} \quad \beta_m = \text{tg}(C_z / W_{mu}) \quad (4-1)$$

$$W_{mu} = u - \Delta W_w / 2 - C_{1u} \quad (4-2)$$

式(5-2)的推导可出图 3-2b

时: $u = u_1 = u_2$

$$\Delta W_u = W_{1u} - W_{2u} = C_{2u} - C_{1u} = \Delta C_u \quad (4-3)$$

ΔW_u 或 ΔC_u 称为相速。表征气流在叶栅的偏满阻力

二、叶轮对气流所做的功

由欧拉方程可以得到, 叶轮叶栅给没 kg 气体的功率式理论压头为:

$$H_{th} = 1/g(C_{2u}u_2 - C_{1u}u_1)$$

由于 $u_1 = u_2$

$$H_{th} = u/g(C_{2u} - C_{1u})$$

通风机的理论全压力为:

$$\Delta P_{th} = \rho u(C_{2u} - C_{1u}) \quad (4-5)$$

考虑到损失, 通风机全压效率为 η , 那实际通风机全压:

$$\Delta P = \rho u(C_{2u} - C_{1u}) \cdot \eta = \rho u \Delta C_u \cdot \eta \quad (4-6)$$

或写成 $\Delta P_{th} = \rho u(C_2 \cos \alpha_2 - C_1 \cos \alpha_1)$

$$= \rho u C_z (\text{ctg } \beta_1 - \text{ctg } \beta_2) \quad (4-7)$$

增加 ΔP_{th} 的途径有三条:

- (1) 增加圆周速度 u
- (2) 使 $\beta_2 > \beta_1$, $\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1$ 称为气流转折角, 使气流转折角大, 会引起效率下降, 一般 $\Delta \beta_{\max}$ 为 $40 \sim 50^\circ$
- (3) 增加 C_z , 使 $C_z \leq 30 \sim 40 \text{m/s}$ (最大 60m/s) 单级轴流式风机增压不大, 一般很少超过 2150Pa

三 反应度和预旋

轴流通风机的理论静压升为

$$\begin{aligned} \Delta P_{st} &= \rho (W_1^2 - W_2^2) / 2 \\ &= \rho (W_{1u} + W_{2u})(W_{1u} - W_{2u}) / 2 = \rho W_{mu} \Delta W_u \end{aligned}$$

$$\Delta P_{th} = \rho u \Delta C_u$$

那么反对度 Ω :

$$\Omega = \frac{\Delta P_{st}}{\Delta P_{th}} = \frac{\rho W_{mu} \Delta W_u}{\rho u \Delta C_u} = \frac{W_{mu}}{u} \quad (4-8)$$

若 u_2 , C_z , ΔC_u 不变, 只改变 C_{1u} , 也可以改变 Ω 。 C_{1u} 称为气流预先旋转, 简称预旋。这种预旋一般由前导叶完成:

当 $C_{1u} < 0$, 为负预旋, $C_{1u} > 0$ 为正预旋

§ 2 轴流通风机的几种方案

一、叶轮前设导叶

叶轮前设导叶如图 4-3 所示。气流在前导叶中加速并产生预旋, 在通风机中大部分 $C_{1u} < 0$, 而不采用 $C_{1u} > 0$ 。叶轮出口的气流也为轴向, 这样通风机压力系数高, 反作用度 $\Omega > 1$, $\Omega = 1.25 \sim 1.50$ 左右, $C_{1u} < 0$, $\Delta C_u > 0$

$$\Omega = 1 + \frac{\Delta C_u}{2u} > 1 \quad (4-9a)$$

效率 $\eta = 0.78 \sim 0.82$ ，由于流速高，效率较低，多用于要求风机体积尽可能小的场合。

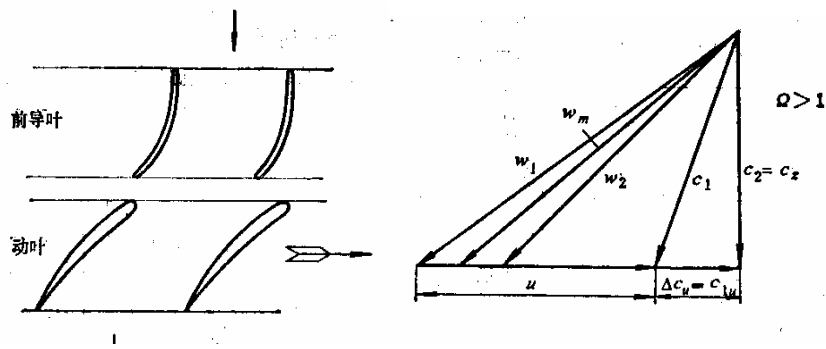


图 4-3 叶轮前设导叶

二、叶轮后设置导叶

这种方案在通风机中用的最广。气体轴向进入叶轮，从叶轮排出后，气流有一定的旋转，经后导叶后，气体轴向流出。如图 4-4。

$$\Omega = 1 - \frac{\Delta C u}{2u} > 1 \quad (4-9b)$$

其特点：

反作用度 $\Omega < 1$ (0.75~0.90)，可以用于压头较高的通风机，效率高 $\eta = 0.82 \sim 0.85$ (可达 90%)，采用了可调动叶后，扩大了单机使用范围。

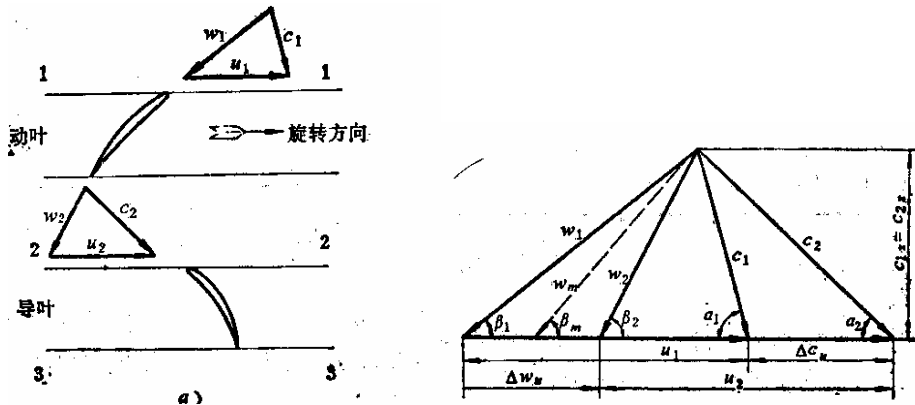


图 4-4 叶轮后设置导叶

三、单纯叶轮级

这种通风机制造方便， $\eta = 0.7 \sim 0.8$ ，效率较低。

四、叶轮前后都设置导叶

是上述一、二的结合， $\Omega = 1$ ， $\eta = 0.8 \sim 0.85$ ，实际上不多用，多用于多级风机上。

五、多级轴流风机

多用在体积受限制的高压风机。

图 4-5 为三种轴流风机性能的对比

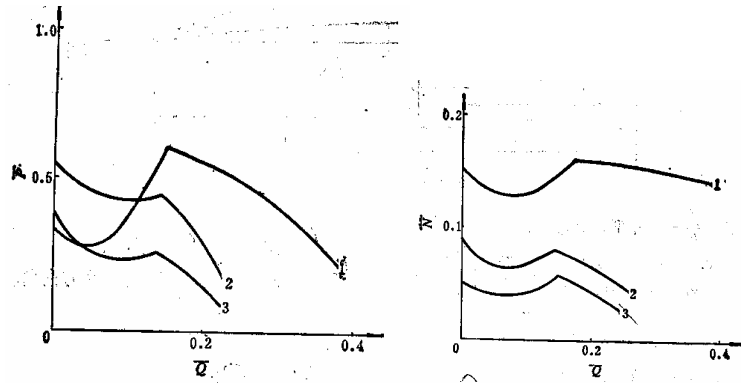


图 4-5 轴流风机性能
(1: 前置导叶 2: 后置导叶 3: 单独叶轮级)

选择通风机时用下列参数进行参考:

- $\psi < 0.30$, $n_s > 32.5$ (180) 时, 一般用单纯叶轮级;
 - $\psi = 0.3 \sim 0.5$, $n_s = 20.8 \sim 32.5$ (115~180) 时, 叶轮加后导叶;
 - $\psi > 0.5$, $n_s = 14.5 \sim 20.8$ (80~115) 时, 采用前导叶;
- 多级通风机的级数 i

$$i = \frac{\Delta p}{\psi \frac{1}{2} \rho u_2^2} \quad (4-10)$$

式中 u_2 为叶轮外缘圆周速度。

§ 3 叶栅的空气动力学特性

一、叶型和叶栅参数

叶型和叶栅参数如下图 4-6 和图 4-7。

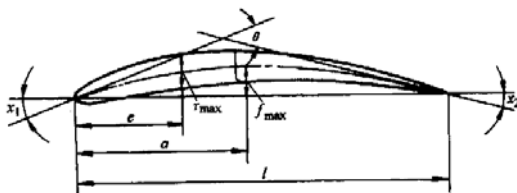


图 4-6 叶型参数

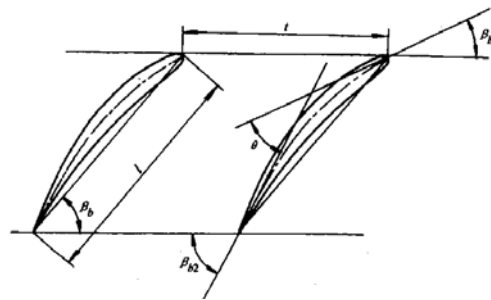


图 4-7 叶栅参数

图 4-6 所示叶型参数如下:

- b (或 l): 叶型弦长
- C_{\max} 或 C : 叶型最大厚度
- $\bar{C} = \frac{C_{\max}}{b}$: 叶型相对厚度

a: 叶型最大厚度所在位置

e: 叶型最大弯度所在位置

f_{\max} : 叶型最大弯度

$\bar{f} = \frac{f_{\max}}{b}$: 叶型相对弯度

χ_1, χ_2 : 叶型前缘, 后缘的方向角

$\theta = \chi_1 + \chi_2$: 叶型的弯折角

图 4-7 所示叶栅参数如下

t: 叶栅的栅距

t/b: 叶栅的相对栅距, b/t: 叶栅的稠密度

β_A : 叶栅的安放角

β_{1A}, β_{2A} : 叶栅前缘, 后缘的安放角

β_1, β_2 : 叶栅前缘, 后缘的气流角

$\theta = \beta_{2A} - \beta_{1A}$: 叶栅的弯折角

$i = \beta_{1A} - \beta_1$: 叶栅前缘的冲角

$\delta = \beta_{2A} - \beta_A$: 叶栅后缘的气流滞后角

$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = \theta - \delta - i$: 叶栅后缘的气流转折角

α : 叶栅前缘的气流攻角, 即叶栅前缘, 后缘的平均速度 W_m 与叶栅叶型的弦线的夹角。

二、叶栅的升力

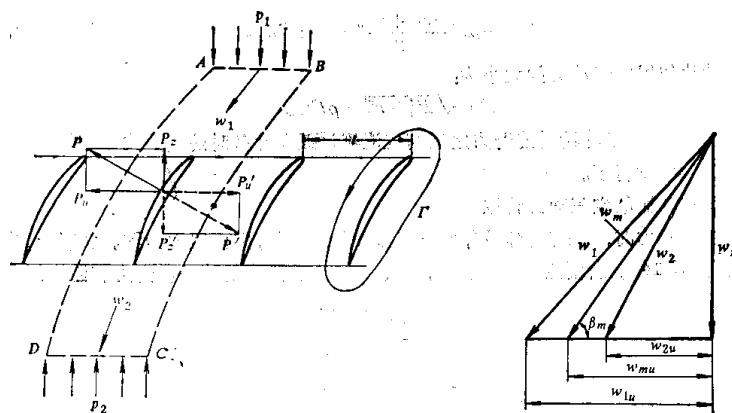


图 4-8 叶栅的升力

气流对叶片的作用力 P_u 和 P_M

$$P_u = -\rho W_{zi}(W_{1u} - W_{2u}) \quad (4-11a)$$

$$P_z = -\rho (W_{1u} + W_{2u})(W_{1u} - W_{2u}) \cdot t/2 \quad (4-11b)$$

$$\text{令 } \Gamma = (W_{1u} - W_{2u})t \quad (4-11c)$$

$$P_u = -\rho \Gamma W_z$$

$$P_z = -\rho \Gamma W_{mu}$$

$$P = \rho \Gamma W_m$$

三、空气动力学特征

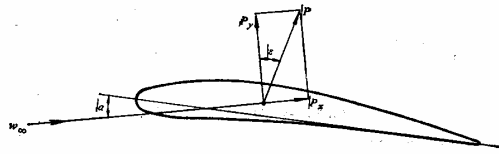


图 4-9 叶片上的气动力

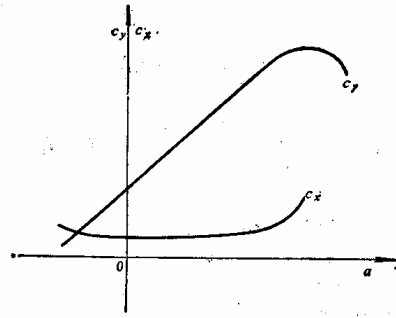


图 4-10 翼型升力系数和阻力系数

用实验方法，求得单位长度叶片上的气动力，包括升力 P_y 和阻力 P_x

$$P_y = C_y \frac{\rho}{2} W_\infty^2 b \quad (4-13a)$$

阻力

$$P_x = C_x \frac{\rho}{2} W_\infty^2 b$$

C_y 、 C_x 升力系数和阻力系数

对于一定的叶型 C_y 、 C_x 是冲角 α 的函数。当 α 不太大， C_y 与 α 成线性关系，当 α 到一定时， C_y 迅速下降， C_x 则上升，这种现象称为失速，当风机出现失速后，噪音突然增加，出现震动和工作不稳。

同样叶栅也可以用(4-13)式相类似的式子表示

$$P_y = C'_y \frac{\rho}{2} W_m^2 b \quad P_y \perp W_m \quad (4-14a)$$

$$P_x \parallel W_m \quad (4-14b)$$

$$P_x = C'_x \frac{\rho}{2} W_m^2 b$$

三 叶栅的气动力基本方程

(一) 不考虑叶型摩擦阻力的计算

忽略叶栅叶型的摩擦阻力，即 $P_x = 0$ ，这时气流作用在单位叶片长度上的气动力为：

$$P_y = \Delta P = C'_{y0} \frac{\rho}{2} W_m^2 b \quad (4-15)$$

$$\rho \Gamma W_m = C'_{y0} \frac{\rho}{2} W_m^2 b$$

$$\rho \Gamma = C'_{y0} \frac{\rho}{2} W_m b$$

$$u\rho(W_{1u} - W_{2u})h = C_y' \frac{\rho}{2} W_m b u$$

$$\Delta P_{th} = \rho u (C_{2u} - C_{1u}) = \rho u (W_{1u} - W_{2u})$$

$$\Delta P_{th} t = C_{y0}' \frac{\rho}{2} W_m b u$$

$$C_y' b = \frac{4\pi\Delta P_{th}}{\rho\omega W_m z} \quad (4-16)$$

ΔP_{th} 是气流所获得理论气压,上述 C_y' 是不考虑摩擦阻力情况下的又称为 C_{y0}' 理论升力系数。

(二) 考虑叶型阻力时气动力的计算

考虑风机内部存在摩擦损失,局部损失,内泄漏损失,用全压效率 η 考虑之

$$C_{y0}' b = \frac{4\pi\Delta P_{th}}{\rho\omega z W_m \eta_h} \quad (4-77)$$

ΔP 为实验通风机的全压

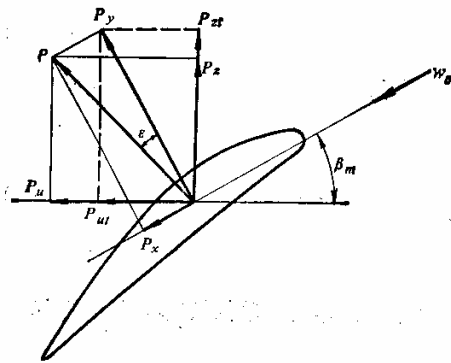


图 4-11

现在考虑 P_x 的影响,推导考虑摩擦时的叶栅气动方程。首先认为在无摩擦时气动力只有 P_y (y 向分力),而无表示摩擦作用的 x 向分力 P_x 。 P_y 在轴向和周向的分量分别为 P_{zt} 和 P_{ut} 。当有阻力时,全力为 P ,其分量分别为 P_z 和 P_u (图 4-11)

$$\text{由于: } W_m = \frac{W_m z}{\sin \beta_m}$$

$$P_y = C_y' \rho b \frac{W_m^2}{2} = C_y' \rho b \frac{W_{mz}^2}{2 \sin^2 \beta_m} \quad (4-18)$$

式中 C_y' 为叶栅升力系数。

同时

$$P_y = P \cos \varepsilon = \frac{P_u}{\sin(\beta_m + \varepsilon)} \cos \varepsilon \quad (4-19)$$

式中 ε 是 P 与 P_y 之间的夹角，称为滑动角

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{P_y}{P_x} = \frac{C'_x}{C'_y}$$

由动量定律：

$$P_y = \frac{\rho t W_z \Delta W_u}{\sin(\beta_m + \varepsilon)} \cos \varepsilon \quad (4-20)$$

$$P_u = \rho t W_z \Delta W_u \quad (4-21)$$

$$C'_y \frac{b}{t} = \frac{2 \sin^2 \beta_m}{\sin(\beta_m + \varepsilon)} \times \frac{\Delta W_u}{W_z} \cos \varepsilon \quad (4-22)$$

$$C'_y \frac{b}{t} = \frac{2 \Delta P}{\rho W_m^2} \times \frac{C'_z}{u} \times \frac{\cos \varepsilon}{\sin(\beta_m + \varepsilon)}$$

一般 $\varepsilon = 3 \sim 5^\circ$ ，可以认为 $\cos \varepsilon \approx 1$ ，式 (4-22) 为轴流通风机叶栅基本气动方程，表示了气动参数 C'_y ， b/t 与 ΔW_u 之间的关系。

以下计算叶栅的能头损失 h_r ，由于叶栅上的阻力为 P_x ，损失的功率为 $P_x W_m$ ，损失功率除以重量流量 $\rho g t W_z$ 为能头损失，即

$$h_r = \frac{P_x W_m}{\rho g t W_z}$$

$$P_x = h_r \frac{\rho g t W_z}{W_m} = h_r g \rho t \sin \beta_m \quad (4-23)$$

同时：

$$P_x = C'_x \frac{\rho}{2} W_m^2 b$$

$$C'_x \frac{b}{2} = \frac{2 g \sin \beta_m}{W_m^2} h_r \quad (4-24)$$

令 P_{1t} 和 P_{2t} 分别为叶栅吹风实验测得进出口总压，总压降为 $\Delta P_t = P_{1t} - P_{2t}$

$$h_r = \frac{P_{1t} - P_{2t}}{\rho g} = \frac{\Delta P_t}{\rho g}$$

$$C'_x \frac{b}{t} = \frac{2 \sin \beta_m}{\rho W_m^w} \Delta P_t \quad (4-25)$$

可以定义叶栅的效率为：

$$\eta_e = 1 - \frac{\Delta P_t}{\rho u \Delta W_u}$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \varepsilon = \frac{P_x}{P_y} = \frac{h_r g \rho t \sin \beta_m}{\frac{\rho t W_z \Delta W_u}{\sin(\beta_m + \varepsilon)} \cos \varepsilon}$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \varepsilon = \frac{\Delta P_t \sin(\beta_m + \varepsilon) W_z}{\rho W_m^2 \sin \beta_m \cos \varepsilon \Delta W_u}$$

$$\Delta P_t = \varepsilon \frac{\rho W_m^2 \Delta W_u}{W_z (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_m)}$$

$$\eta_e = 1 - \varepsilon \frac{W_m}{u \sin \beta_m (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_m)}$$

四 平面叶栅吹风试验数据

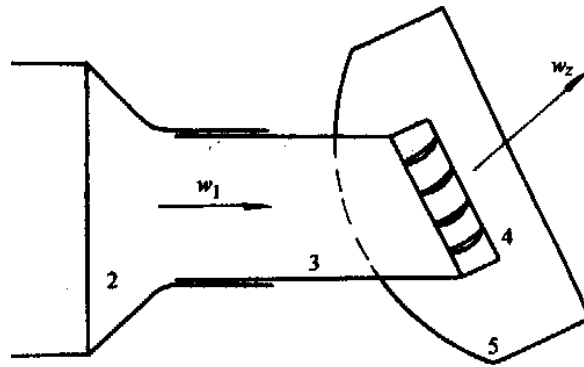


图 4-12 叶栅吹风试验

1、平面叶栅吹风试验

图 4-12 是平面叶栅吹风试验装置图。由空气筒 1、喷嘴 2、滑动板 3、叶栅 4、转动盘 5 组成，转动盘的转动可以改变进口气流角。

利用叶栅前后速度的大小和方向，以及截面上的压力，可以计算出叶栅的升力系数和阻力系数。

利用升力系数

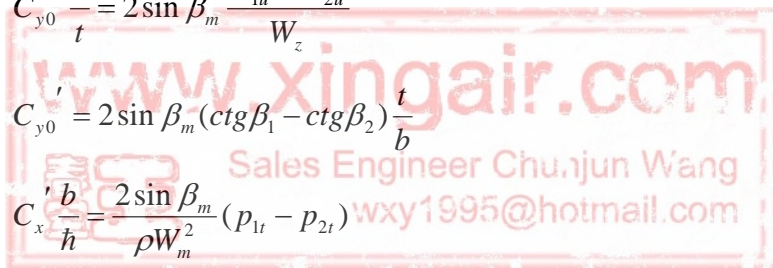
$$C_{y0} \frac{b}{t} = 2 \sin \beta_m \frac{W_{1u} - W_{2u}}{W_z}$$

$$C_{y0} = 2 \sin \beta_m (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2) \frac{t}{b}$$

$$C_x \frac{b}{h} = \frac{2 \sin \beta_m}{\rho W_m^2} (p_{1t} - p_{2t})$$

$$\frac{\rho}{2} W_1^2 = p_1^* - p_1$$

$$W_m^2 = W_1^2 \frac{\sin^2 \beta_1}{\sin^2 \beta_m} = \frac{2}{\rho} (p_{1t} - p_1) \frac{\sin^2 \beta_1}{\sin \beta_m}$$



$$C_x = \frac{p_{1t} - p_{2t}}{p_{1t} - p_1} \times \frac{\sin^3 \beta_m}{\sin^2 \beta_1} \times \frac{t}{b}$$

实际升力系数:

$$\begin{aligned} C_y' \frac{b}{t} &= 2 \frac{\sin^2 \beta_m}{\sin(\beta_m + \varepsilon)} \times \frac{\Delta W_u}{W_z} = 2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin \beta_m \cos \varepsilon + \sin \varepsilon \cos \beta_m} \times \frac{\Delta W_u}{W_z} \\ &= 2 \frac{\sin_2 \beta_m / (\sin \beta_m \cos \varepsilon)}{1 + \operatorname{tg} \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_m} \times \frac{\Delta W_u}{W_z} \end{aligned}$$

$\cos \varepsilon \approx 1$

$$C_y' \frac{b}{t} = 2 \frac{\sin \beta_m}{1 + \frac{C_x'}{C_y} \operatorname{ctg} \beta_m} \times \frac{\Delta W_u}{W_z}$$

$$C_y' = \frac{C_{y0}'}{1 + \frac{C_x'}{C_y} \operatorname{ctg} \beta_m}$$

$$C_y' = C_{y0}' - C_x' \operatorname{ctg} \beta_m$$

$$C_y' = 2 \frac{t}{b} \sin \beta_m (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2) - C_x' \operatorname{ctg} \beta_m$$

根据测定的气流参数可以决定叶栅在不同情况下 C_{y0}' , C_y' , C_x' 的变化。此外利用气流折转角 $\Delta \beta$ 代替升力系数, 会给计算带来很大方便, 而 $\Delta \beta$ 与 C_y' 反应的实质是一样的, 如图 4-13a 所示。

在设计时, 利用 0.8 倍的 $\Delta \beta$ 最大值作为设计工况气流的转折角 $\Delta \beta^*$, 即:

$$\Delta \beta^* = 0.8 \Delta \beta_{\max}$$

2 叶栅的额定特征线

经过一定数量的叶栅吹风试验后, 从数据的分析可以得出: 在下列条件下:

冲角 $i^* = \pm 5^\circ$,

叶片弯折角 $\theta = 0 \sim 40^\circ$,

最大相对厚度 $C = 5 \sim 12\%$,

最大厚度所在位置 $a/b = 0.4 \sim 0.5$

的任何叶栅, 在设计工况下, 其气流的转折角 $\Delta \beta^*$ 主要只与 b/t 和 $\Delta \beta_2^*$ 以及 b/t 做成图 4-13b 的曲线, 称为叶栅额定特征线, 可供按叶栅设计通风机用。此外拟合上述表达式, 其中有:

霍威尔公式:

$\Delta \beta_2^* = 50^\circ \sim 90^\circ$ 时

$$\frac{t}{b} = \frac{1.03}{\operatorname{ctg}\beta_1^* - \operatorname{ctg}\beta_2^*} - \frac{2}{3}$$

$$C_y^* = 2 \left(\frac{\sin \beta_1^*}{\sin \beta_2^*} \right)^{2.75}$$

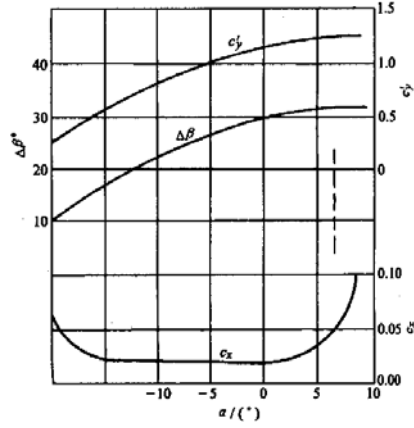


图 4-13a

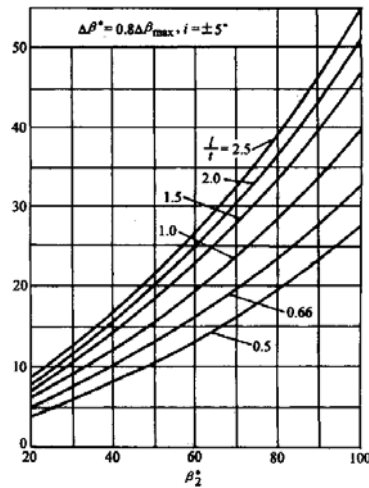


图 4-13b 叶栅额定特征线

上述公式在叶尖附近加的修正，得到叶尖角度的修正值

$$\Delta\beta' = 0.25 \sqrt{\frac{t}{b}} (\beta_2 - \beta_1) \text{ 或}$$

$$\Delta\beta' = 0.25 \frac{t}{b} (\beta_2 - \beta_1)$$

得出叶尖处的角度应增加 $\Delta\beta'$ 。

此外茨魏费尔也有上述类似的公式：

$$\frac{t}{a} = \frac{1}{2.5 \sin^2 \beta_2^* (\operatorname{ctg}\beta_1^* - \operatorname{ctg}\beta_2^*)}$$

其中 $a = b \sin \beta_A$ ， β_A 为平均安放角。

五 无因次参数

对于轴流风机基元级，常用无因次参数为：

(1) 流量系数 ϕ'

$$\phi' = \frac{C_m}{u} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)u} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}D^2(1 - \lambda^2)u}$$

其中： D 为轮缘处直径， d 为轮毂处直径

$v=d/D$ ，而 u 基元级的圆周速度。

(2) 压力系数

$$\psi = 2\eta \frac{\Delta C_u}{u}$$

因为总压升 $\Delta P = \rho u \Delta C_u \eta = \psi \rho / 2u^2$

(3) 叶栅的反作用度

$$\Omega = \frac{\Delta P_t - \Delta P_d}{\Delta P_t} = 1 - \frac{\Delta P_d}{\Delta P_t} = 1 - \frac{\rho W_{mu} \Delta C_u}{\rho u \Delta C_u \eta} = 1 - \frac{W_{mu}}{u \eta}$$

(4) 叶栅的减速比 W_2/W_1 ，在 ψ' 比较小时，可表示为：

$$\frac{W_2}{W_1} = \sqrt{\frac{\phi'^2 + (1 - \Delta C_u / u)^2}{1 + \phi'^2}} \approx 1 - \frac{\Delta C_u}{u}$$

减速比最大发生在轮毂处，对于单级通风机 $W_2/W_1 \approx 0.7 \sim 0.65$ 才比较合适，对于多级轴流通风机 W_2/W_1 应在 $0.6 \sim 0.55$ 之间。

§ 4 沿叶高气流参数的变化

前面分析了某一个基元中气流运动的规律实际上通风机的级是由无穷多的基元组成的，沿叶片高度（或径向）任意半径处基元级的流动情况是不相同的。但它们之间存在一定的内在联系。当气流旋度沿半径有所变化时，其压力也应变化，并于离心力相平衡，这种变化规律既所谓径向平衡条件。

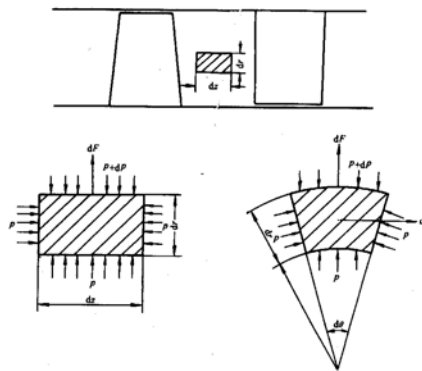


图 4-13

假定气流是理想的，稳定的圆柱形流动，并且气流是轴对称的，既沿既定的圆周线是相同的。在叶轮和导叶的轴向间隙，取一个微元体，其质量为 $dm = \rho r dd, dz$

设在半径 r 的切相速度为 C_u ，则离心力为 $dm C_u^2 / r$

离心力与静压 p_{st} 平衡：

$$\frac{dp_{st}}{dr} = \rho \frac{C_u^2}{r}$$

由于全压 $p = p_{st} + \rho C^2/2$

式中 ΔP_d 为动压升

$$\Delta P_d = \frac{\rho}{2} \Delta C_u^2$$

上式对 r 微分

$$\frac{dp}{dr} = \frac{dp_{st}}{dr} + \rho C_z \frac{dC_z}{dr} + \rho C_u \frac{dC_u}{dr}$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = C_z \frac{dC_z}{dr} + C_u \left(\frac{C_u}{r} + \frac{dC_u}{dr} \right)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r} \frac{d(rC_u)^2}{dr} + \frac{dC_z^2}{dr} \right]$$

(4-31)式建立了气流沿半径方向速度与全压的变化关系。

轴流通风机中用的最多的是 $p = \text{常数}$, $C_2 = \text{常数}$, 故可以得出 $C_u r = \text{常数}$ (4-32)

于是气体速度三角形沿叶片高度的变化完全确定了。满足(4-32)式的级称为等环量级。在轴流通风机中广泛采用等环量流行的设计。

一 扭速沿半径的变化

由于 $r \Delta W_u = r \Delta C_u = r C_{2u} - r C_{1u} = \text{常数}$

$$\Delta W_u \cdot r = r_m \Delta W_{um}$$

$$\Delta W_u = \frac{r_m}{r} \Delta W_{um} \quad (4-33)$$

式中 ΔW_{um} , 平均半径处的相速。由式(4-33)可以看出, 气流的相速沿半径的增加而减小, 这说明等环量级在根部的扭曲大, 而在叶尖处的扭曲小。

二 气流速度沿半径的变化

$r C_{1u} = \text{常数}$, $C_{1z} = \text{常数}$, $r C_{2u} = \text{常数}$, $C_{2z} = \text{常数}$ (4-34)

那么气流速度沿半径的变化

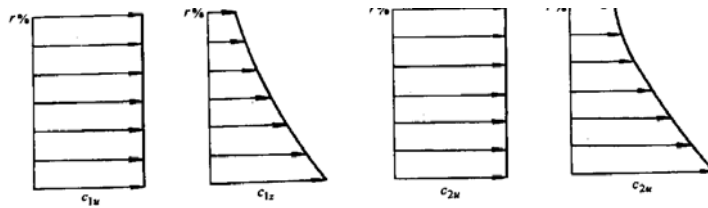


图 4-15

三 气流角沿半径的变化

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{C_{1z}}{C_{1u}} = \frac{C_{1z} r}{r_m C_{1u} m} \quad (4-35)$$

当 r 增加, α_1 加大, α_2 增加

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C_{2z} r}{r_m C_{2um}} \quad (4-35b)$$

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{C_{1z}}{u - C_{1u}} = \frac{C_{1z} \frac{r}{r_m} \frac{1}{C_{1um}}}{\frac{u_m}{C_{1um}} \left(\frac{r}{r_m}\right)^2 - 1} \quad (4-36a)$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{C_{2z} \frac{r}{r_m} \frac{1}{C_{2um}}}{\frac{u_m}{C_{2um}} \left(\frac{r}{r_m}\right)^2 - 1}$$

r 加大时 β_1, β_2 减少。

由 $C_y' b/t$ 沿半径的变化

由于

$$C_y' b = \frac{\varphi \pi \Delta p}{\rho z \omega_m \eta} \quad (4-37)$$

$$C_y' \frac{b}{t} = \frac{2 \Delta p}{\rho \eta W_m u}$$

由于沿半径方向全压 Δp 是不变化的，当半径增加时， u, W_m 也相应地增加，所以 $C_y' b/t$ 随半径增加而减小，在轮毂处 $C_y b/t$ 或 C_{y1} 最大。

对于轮毂比较大的轴流风机，采用等环量级的设计取得十分良好的质量，但是对于轮毂比较小的轴流风机，由于叶片长、等环量级设计时，沿半径叶片的旋相过大，所以有沿高度变环量设计的。

在采用变环量设计时，一般使全压 p 沿叶高增加，以充分利用叶尖部分的圆周速度。可以令：

$$\Delta C_u r^\alpha = \text{常数} \quad (4-38)$$

α 可以在 ± 1 之间变化。

若 $\alpha = 1$ ， $\Delta C_u r = \text{常数}$ 这就是等环量流型

$\alpha = -1$ ， $\Delta C_u / r = \text{常数}$ 所谓“刚体旋转”

一般取 $\alpha = 0 \sim 1$ 。当按变环量沿叶高设计成整个叶片后，叶片的弦长按直线式圆弧型规律进行修正。

§ 5 叶栅中的损失和效率

一 实际气流流过叶栅时，产生的损失，包括环面损失，二次流损失和叶型损失。

1、叶型损失

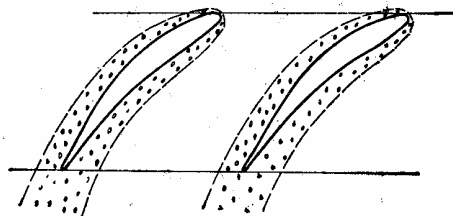


图 4-16

叶型损失是指由于叶型表面边界层所引起的摩擦损失和尾迹涡流损失（图 4-16），其大小与叶片形式， b/l ， β_A 表面质量及冲角 i 等有关。

叶型损失可用叶型损失系数 C_{xp} 表示：

$$C_{xp} = (0.022 \sim 0.006)t/b \quad (4-39)$$

或 $C_{xp} = 0.014 \sim 0.018$ (当 $Re \geq 3 \times 10^5$, $t/b = 1.5 \sim 0.5$)

2、二次流损失

二次流分两种，一种是叶道中的二次流，第二种叶端间隙二次流。如图 4-17a, b 所示

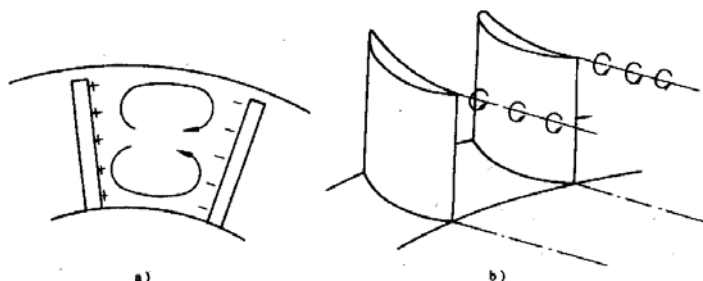


图 4-17 二次流损失

前者是由于在叶片的端面，由于各边界层的作用，在靠近壁面处的气流压力与主流压力相同，流速为零，这样产生的惯性力不足以克服压力与吸力面间的压差，是气流在压力的作用下向吸力面流动，这就形成二次涡流。这种二次涡流还起着把压力面表面的低能流体输送到吸力面表面，从而造成吸力面边界层在叶片尾部的堆积，而行成尾迹区，而相应的压力面表面形成了较高速区。这种二次涡流产生的损失叫二次流损失。

级的间隙过大，气流从压力面透过间隙流向吸力面，也会引起二次流损失。可用下式计算二次流损失系数 C_{xs} ：

$$C_{xs} = a C_y^2 \quad (4-40)$$

一般 $a = 0.018$ ，对于等厚平板叶片 $a = 0.025$ 。

3、环面损失

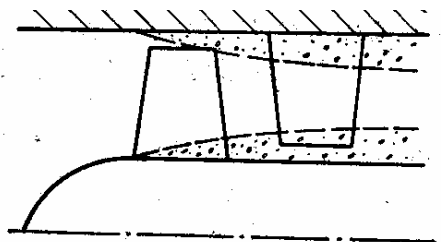


图 4-18 环面损失

由于风机外壳和轮毂所形成的环形通道表面的边界层也会引起损失，叫环面损失（图 4-18），可折算到每一基元级，其损失系数 C_{xA} 为

$$C_{xA} \leq 0.02t/b \quad (4-41)$$

t/b 为相对栅距。

那么叶栅中的总损失为：

$$C_x' = C_{xp} + C_{xs} + C_{xA} \quad (4-42)$$

上述各种损失的大致关系如图 4-19 所示，此图由霍威尔的数据作出。

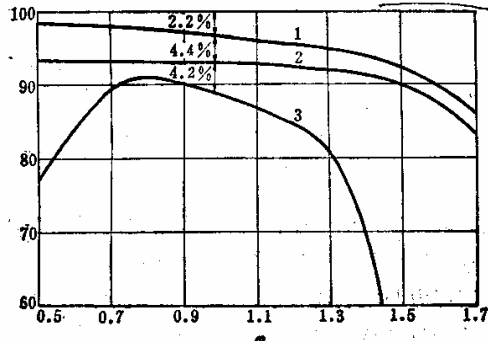


图 4-19

(1: 环面损失 2: 二次流损失 3: 叶型损失)

$$\varphi = \frac{Q}{Q_0} \quad (Q_0: \text{设计流量})$$

由于边界层的存在对速度分布产生影响, 使 C_m 增至 C_m^* , 使 ΔC_u 降低 ΔC_u^* 压头下降程度可以系数 ε^* 表示

$$\varepsilon^* = \frac{\Delta C_u^*}{\Delta C_u} \quad (4-43)$$

根据已有的实验:

$$\varepsilon^* = 1 - 0.28 v^{-2} \quad (4-44)$$

v 越大, ε^* 也就越大。

二、扩压器中的损失

扩压器中的效率为 η_D , 损失系数为 K_D :

$$\eta_D = 1 - \frac{\Delta p_D}{\frac{1}{2} \rho C_z^2 [1 - (A_i / A_0)^2]}$$

$$K_D = \frac{\Delta p_D}{\frac{1}{2} \rho C_z^2}$$

式中 Δp_D 为扩压器中的压力损失, A_i 为扩压器进口处轮毂与外壳间的面积, A_0 为扩压器出口处的面积, C_z 为轴向速度 (叶轮出口处)。

$$K_D = (1 - \eta_0) \left[1 - \left(\frac{A_i}{A_0} \right)^2 \right]$$

那么: 一般 $\eta_0 = 0.8$, 那么就可以计算出 K_D 。

此外对于扩压器还定义恢复系数 ξ_D : 表示扩压器中的静压升 ΔP_{SD} 与进口总动能之比:

$$\xi_D = \frac{\Delta P_{SD}}{\frac{1}{2} \rho C_z^2}$$

§ 6 轴流通风机的特性分析

轴流通风机的特性曲线可以表示为在既定的转速下, 风压 P , 功率 N 以及效率 η 与流量 Q

之间的关系。

一、 $P\sim Q$ 曲线

轴流通风机是按最佳工况设计的。当风机处于小流量情况下运行时，风机表现为非稳定状态。

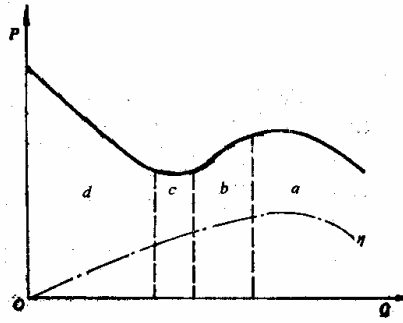


图 4-20 轴流通风机特性曲线

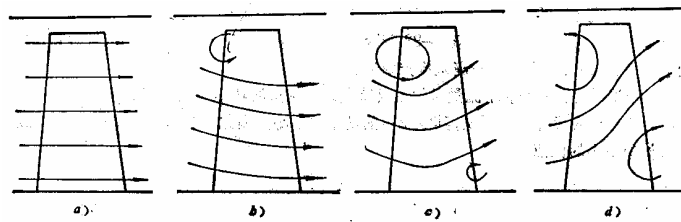


图 4-21

为了便于分析，可将曲线分成四个区域：如图 4-21abcd 四个流型。

- 1、工作范围在最佳工况点附近，a 区，流动均匀。
- 2、流量减少 b 区，动叶顶出现逆流，或进口端顶部漩涡产生，轴向速度加大，使出口 C_{2u} 减少出口压力 Δp 下降。
- 3、流量进一步减少，进口顶部涡流加大，流动开始倾斜，在出口根部出现逆流， Δp 进一步减少。
- 4、流量很小时，进口涡流加大，出口根失速，导致逆流区加大。轴向速度减少，而出口气流的 C_{2u} 加大，使 Δp 重新上升。（图 4-22）

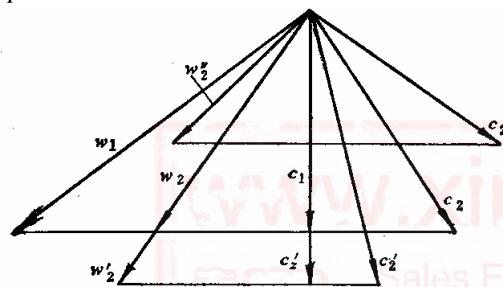


图 4-22

轴流通风机在小流量区域出现凹部特征曲线属于不稳定工况。一般在设计时 $\psi < 0.2$ 时，曲线不出现凹部， $\psi > 0.2$ 时出现凹部， $\psi > 0.5$ 时有凹部。 $\psi = 0.2-0.5$ 时， ϕ 流量系数越大越容易出现凹部。 n_s 对于凹部没有影响。