



§1 通风机的基本方程

由于叶轮是离心通风机的主要部件，当叶轮被原动机拖动以等速 ω (s⁻¹) 旋转时，叶轮对气体做功，使气体获得了静压 P_s 和动能。下面主要讨论叶轮对气体做功的大小，即 Euler 方程。

一. 进出口速度三角形

先讨论一个后向叶轮。假设叶轮为理想叶轮：即有无限多个叶片的叶轮，叶轮内的流动损失不计，并且叶片为无限薄。如图 2-1 所示形成进出口速度三角形。

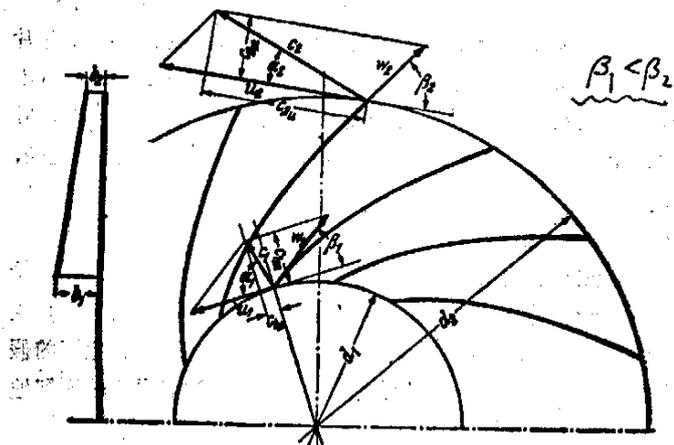


图 2-1 后向叶片叶轮的速度三角形

在叶片进口 1 处，假设气流以相对速度 w 无撞击进入叶轮。 w 与叶轮的牵连运动 u 的反向夹角为 β_1 ，那么绝对速度 c 为：

$$c = w + u$$

c 与 u 的夹角为 α_1 。在无限多叶片的假设前提下，叶轮叶片出口 2 点的相对速度 w_2 的方向与叶轮叶片的方向一致， w_2 与 u_2 反向夹角为出口处叶片几何角 β_{2A} ，令

c' 与 u_2 的夹角为 α_2' ，(上标'表示无限多叶片的假设条件下的出口值*)，那 1 和 2 点的速度三角形可以得出：

$$\begin{aligned} c_{1m} &= c_1 \sin \alpha_1 & c_{1u} &= c_1 \cos \alpha_1 \\ c_{2m} &= c'_2 \sin \alpha'_1 & c'_{2u} &= c'_1 \cos \alpha'_1 = u_2 - c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_{2A} \end{aligned} \quad (2-1)$$

式中下标 m 表示轴面速度，在径向叶轮中为径向速度， C_{1u} 常称为叶轮进口的预旋。

二. Euler 方程

在上述假设条件下，并令流体是不可压缩的，叶轮中的流动是稳定的，不随时间变化，根据动量矩定律，叶轮所获得的转矩 M 为气体在叶轮进口处动量矩 $M_1 = \rho Q_T C_{1u} r_1$ 和出口的动量矩 $M_2 = \rho Q_T C'_{2u} r_2$ 之差：

$$M = \rho Q_T (r_2 C'_{2u} - r_1 C_{1u}) \quad (2-2)$$

式中 Q_T 为叶轮中理论容积流量 ($M^3 \cdot S^{-1}$), $M\omega$ 为原动机传给叶轮功率的大小, 而 $M\omega / \rho Q_T$ 表示叶轮对 1Kg 气体在一秒钟内所做的功:

$$M\omega / \rho Q_T = (r_2 C_{2u}' - r_1 C_{1u})$$

那么, 叶轮在无限多叶片假设前提下的理论全压升 $\Delta P_{th\infty}$ 为 (简称无限多叶片理论全压):

$$\Delta P_{th\infty} = M\omega / Q_T = \rho (r_2 C_{2u}' - r_1 C_{1u}) \quad (N/m^2) \quad (2-3)$$

(2-3) 式即为欧拉方程。

当为径向进口是, $C_{1u} = 0$, 则

$$\Delta P_{th\infty} = \rho u_2 C_{2u}' = \rho u_2^2 (1 - C_{2m}/u_2 \operatorname{ctg} \beta_{2A}) \quad (2-4)$$

如果通风机的入口有导流器, 改变导流器角度, 即可改变 C_{1u} , 从而可以改变风机的全压。

(2-3) 式如果用压头 $H_{th\infty}$ 表示为:

$$H_{th\infty} = \Delta P_{th\infty} / \gamma = 1/g (u_2 C_{2u}' - u_1 C_{1u}) \quad (2-5)$$

上式表示压头与重度 γ 等无关。

二. 欧拉方程的物理概念

将进出口速度三角形的关系:

$$\begin{aligned} W_2'^2 &= u_2^2 + C_2'^2 - 2 u_2 C_2' \cos \alpha_2' = u_2^2 + C_2'^2 - 2 u_2 C_{2u}' \\ W_1^2 &= u_2^2 + C_1^2 - 2 u_2 C_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + C_1^2 - 2 u_1 C_{1u} \end{aligned} \quad (2-6)$$

代入方程 (2-3) 式

$$\begin{aligned} \Delta P_{th\infty} &= \rho / 2 (u_2^2 - u_1^2) + \rho / 2 (W_1^2 - W_2'^2) + \\ &\quad \rho / 2 (C_2'^2 - C_1^2) \end{aligned} \quad (2-7)$$

很显然, 第三项表示气体流经叶轮后动能的增加, 即动压升, 即用 $\Delta P_{th\infty, d}$ 表示:

$$\Delta P_{th\infty, d} = \rho / 2 (C_2'^2 - C_1^2) \quad (2-8a)$$

那么, 在通风机设计中, 应力争 ΔP_d 在蜗壳式扩压器等元件中加以回收, 将动能转化为静压。在回收静压时, 有较大的损失, 为此要求在叶轮设计中获得较大的静压。而第一, 二项表示叶轮中气体的静压的增加, 称为静压升 $\Delta P_{th\infty, s}$

$$\Delta P_{th\infty, s} = \rho / 2 (u_2^2 - u_1^2) + \rho / 2 (W_1^2 - W_2'^2) \quad (2-8b)$$

其中第一项表示由于离心力的作用使气体静压的增加, 该项与圆周速度的平方成正比。在轴流风机中, 由于 $u_1 = u_2$, 这一项不存在。第二项表示叶道截面的变化使气体相对速度降低而转化为静压的增加。

§ 2 叶轮叶片型式和反作用度

由式 (2-6) 可知叶轮的理論全压 $\Delta P_{th\infty}$ 由静压和动压组成, 为了表示叶轮中动压和静压之间的比值, 引入叶轮的反作用度。

一. 叶轮的反作用度

定义叶轮的理論静压升 $\Delta P_{th\infty, s}$ 与全压 $\Delta P_{th\infty}$ 之比, 称为叶轮的反作用度 (反应度, 反动度), 用 Ω 表示 (用于在理论, 无限多叶片假设下, 也可以加下标 $\Omega_{th\infty}$):

$$\Omega (\Omega_{th\infty}) = (u_2^2 - u_1^2 + W_1^2 - W_2'^2) / 2 (u_2 C_{2u}' - u_1 C_{1u})$$

当 $C_{1u} = 0$, 时

$$\begin{aligned} \Delta P_{th\infty, s} &= \rho / 2 (u_2^2 - W_2'^2 + C_{1m}^2) \\ \Omega &= (u_2^2 - W_2'^2 + C_{1m}^2) / 2 u_2 \end{aligned}$$

进而假设 $C_{1m} = C_{2m}$ ，则

$$\Omega = (2u_2 C'_{2u} - C'^2_{2u}) / 2 u_2 C_{2u} = 1 - C'^2_{2u} / 2 u_2 \quad (2-10)$$

把速度分量的关系 (2-1) 式代入：

$$\Omega = 1 - (u_2 - C_{2m} \text{Ctg} \beta_{2A}) / 2 u_2 \quad (2-11a)$$

$$\Omega = 1/2 + 1/2 \phi_{2m} \text{Ctg} \beta_{2A} \quad (2-11b)$$

式中 $\phi_{2m} = C_{2m} / u_2$ ，可见当 β_{2A} 一定时， Ω 与 ϕ_{2m} 成正比。还可以令：

$$\tau = C'_{2u} / u_2 = \text{tg} \beta_{2A} / (\text{tg} \alpha_2' + \text{tg} \beta_{2A}) \quad (2-12a)$$

$$\Omega = 1 - 1/2 \tau \quad (C_{1u} = 0, C_{1m} = C_{2m}) \quad (2-12b)$$

如果叶轮的叶片出口角 β_{2A} 不同， Ω 也就不同。为了分析方便，引入无量纲的压力系数 ψ ，压力系数为压力与出口圆周速度动压 $\rho / 2 u_2^2$ 的比值，例如总压系数 $\psi_{\text{th}\infty, \text{tat}}$ ，或静压系数 $\psi_{\text{th}\infty, \text{st}}$ 。当径向进口时为：

$$\psi_{\text{th}\infty, \text{tat}} = 2 \Delta P_{\text{th}\infty} / \rho u_2^2 = 2 C'_{2u} / u_2 = 2 \tau \quad (2-13a)$$

$$\begin{aligned} \psi_{\text{th}\infty, \text{st}} &= 2 \Delta P_{\text{th}\infty, \text{s}} / \rho u_2^2 = \psi_{\text{th}\infty, \text{tat}} \Omega \\ &= 2 \tau - \tau^2 \end{aligned} \quad (2-13b)$$

图 2-2 表示，当 β_{2A} 加大时， $\Delta P_{\text{th}\infty}$ 加大，但是反作用 Ω 减少，即：（由 2-10 式）

$$\psi_{\text{th}\infty, \text{tat}} = 4(1 - \Omega) \quad (2-13c)$$

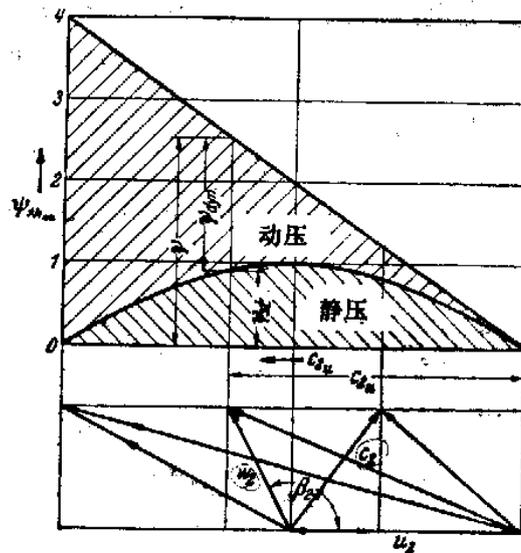


图 2-2

图 2-2 可见 $\psi_{\text{th}\infty, \text{s}}$ 是一条抛物线，在 $C'_{2u} = 0$ 和 $C'_{2u} = 2u_2$ 时与横坐标相交。其最大值为 1，其时 $C'_{2u} = 2u_2$ ， $\tau = 1$ ， $\beta_{2A} = 90^\circ$ ，总压的一半是静压，一半是动压。在 $C'_{2u} = 2u_2$ 时， $\psi_{\text{th}\infty, \text{s}} = 0$ ， $\psi_{\text{th}\infty, \text{tat}} = 4$ ，即 $\tau = 2$ ，只产生动能。当 $\tau = 0$ ， $\psi_{\text{th}\infty, \text{tat}} = 0$ ，所以叶片不再有三种形式。

二. 叶片的型式

图 2-3 为出口角 β_{2A} 所决定的三种叶片型式。

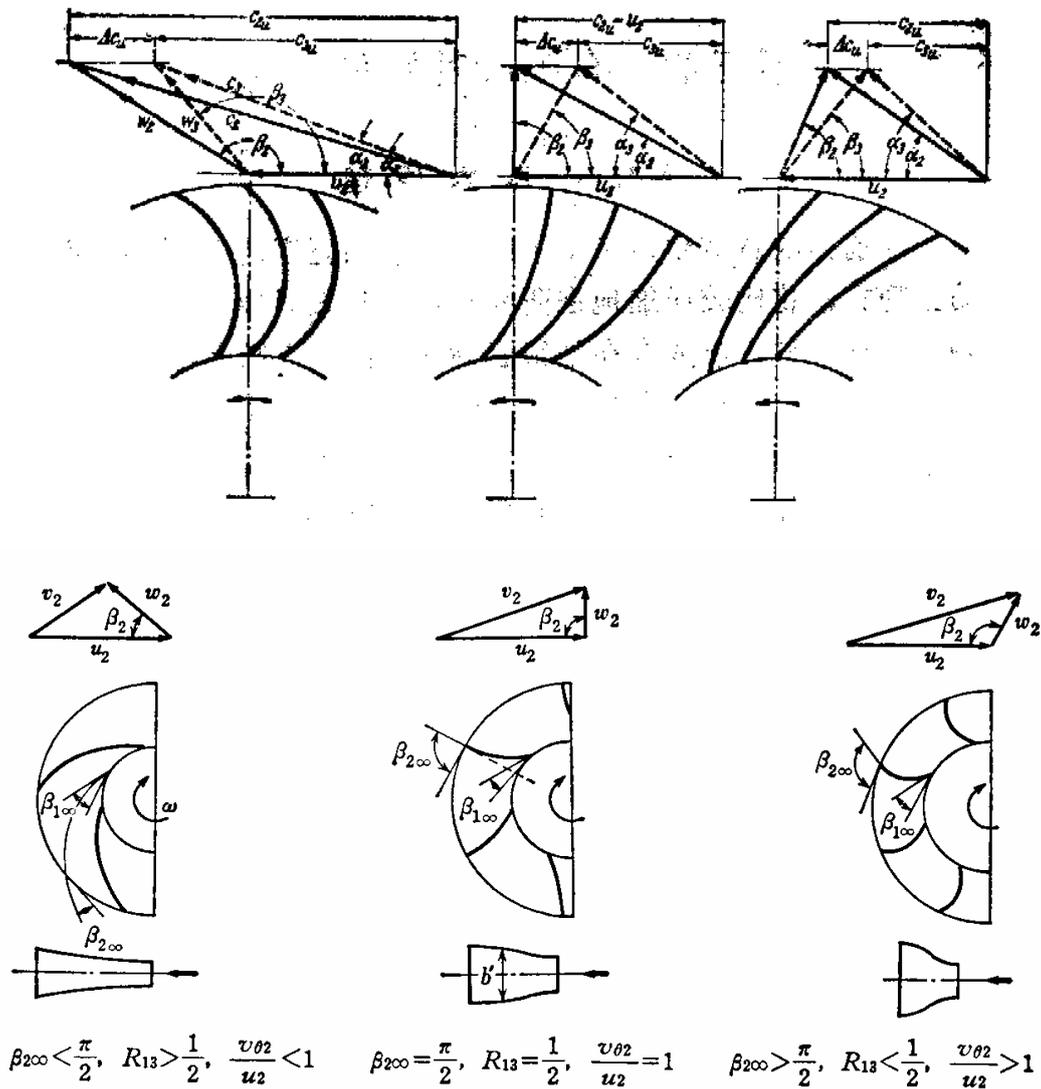


图 2-3

1. 前向叶片: $\beta_{2A} > 90^\circ$ 为前向叶片。分为一般前向叶片和多叶前向叶片两种。
2. 后向叶片: $\beta_{2A} < 90^\circ$ 为前向叶片, 分为曲线型和直线型两种。
3. 径向叶片: 一般分径向直叶片和径向出口叶片, 其 $\beta_{2A} = 90^\circ$ 。

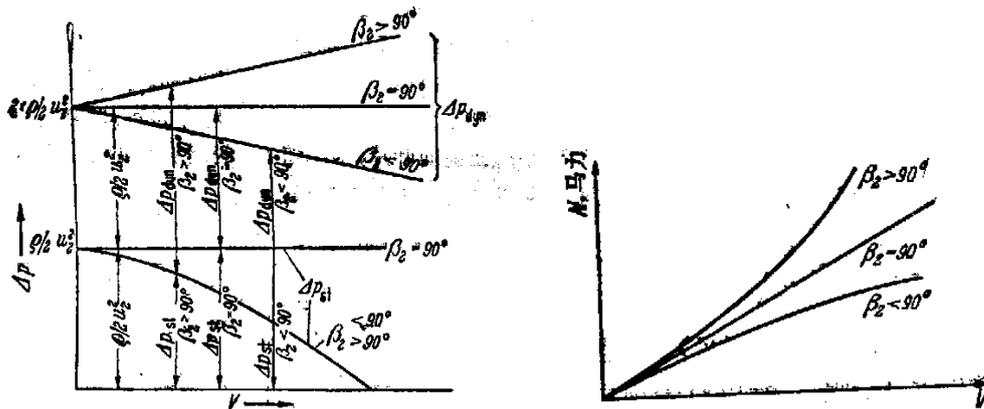
由图 2-3 中的速度出口的三角形可以看出: 前向叶片 $\beta_{2A} > 90^\circ$, $C'_{2u} > u_2$; 后向叶片: $\beta_{2A} < 90^\circ$, $C'_{2u} < u_2$ 。对于径向叶片 $C'_{2u} = u_2$ 。根据式 (2-4), 对于径向进口的欧拉方程:

$$\Delta P_{th\infty} = \rho u_2^2 (1 - C_{2m}/u_2 \operatorname{ctg} \beta_{2A})$$

所以在其他条件相同时, 前向叶片输出的能量最高, 后向叶片最低, 径向叶片居中。上式用流量 Q , 及出口直径 D_2 和叶轮宽度表示:

$$\Delta P_{th\infty} = \rho u_2^2 - \rho Q u_2 / \pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_{2A} \quad (2-14a)$$

这一关系表明 $\Delta P_{th\infty} = f(Q)$ 是一直线关系, 如图 2-4 (a) 表示。前向叶片当 Q 增加时, 压力 $\Delta P_{th\infty}$ 也增加; 径向叶片 $\Delta P_{th\infty}$ 保持不变; 而后向叶片, 随 Q 的增加, $\Delta P_{th\infty}$ 减少。从反作用角度看: 后向叶片反作用度最大, 效率高, 而前向叶片反作用度小, 动能大, 且流动转折大, 损失大, 效率低。但是前向叶片能量大, 即在尺寸, 转速相同时, 前向叶片的压力 (全压) 大。



(a) 不同叶片角时的理论特征曲线 (b) 功率曲线
图 2-4 无限多叶片时的理论特征曲线

关于叶轮的功率 N_{th} 为:

$$N_{th} = \Delta P_{th\infty} Q = \rho u_2^2 Q - \rho Q^2 / (\pi D_2 b_2 \tan \beta_{2A}) \quad (2-14b)$$

$N_{th} \sim Q$ 的曲线由图 2-4 (b) 上表示。 $\beta_{2A} = 90^\circ$ 时为一条直线。 $\beta_{2A} > 90^\circ$ 是前向叶片, $N_{th} \sim Q$ 的抛物线高于直线; $\beta_{2A} < 90^\circ$ 的后向叶片的 $N_{th} \sim Q$ 抛物线低于直线。

图 2-4 (a) 中的静压 $\Delta P_{th\infty, s}$ 曲线, 在径向进口和 $C_{1m} = C_{2m}$ 的条件下, 可用下式表示:

$$\Delta P_{th\infty, s} = \rho / 2 (u_2^2 - W_2^2 + C_{2m}^2)$$

由于 $W_2 \sim C_{2m} / \sin \beta_{2A}$

$$\begin{aligned} \Delta P_{th\infty, s} &= \rho / 2 (u_2^2 - C_{2m}^2 / \tan^2 \beta_{2A}) \\ &= \rho / 2 \{u_2^2 - Q^2 / (\pi^2 D_2^2 b_2^2 \tan^2 \beta_{2A})\} \end{aligned} \quad (2-14c)$$

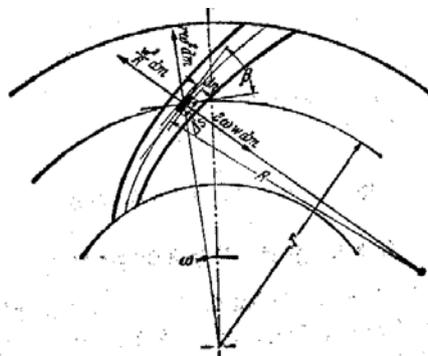
即 $\Delta P_{th\infty, s} \sim Q$ 的曲线仍然是一条抛物线, 无论前向或后向叶轮, 均为 $\beta_{2A} = 90^\circ$ 的直线 $\Delta P_{th\infty, s} = \rho u_2^2 / 2$ 下方的抛物线。

§ 3. 气体在叶轮中的实际流动

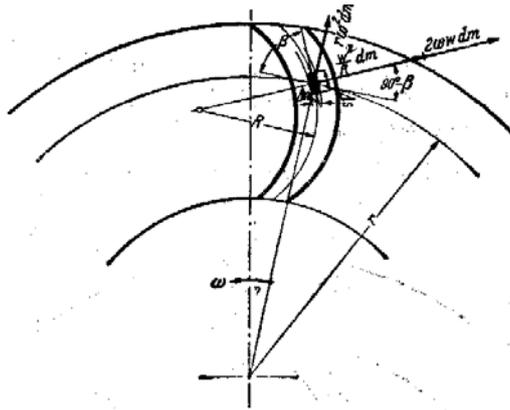
这一节将研究有限叶片数对叶轮中气流的影响和叶轮中的流动方程。

一. 作用在叶轮中气体的作用力

图 2-5 中为流道中的一个微元 $ds \times dn \times b$ 所受的力, 其中 ds 为流动方向的微元长度, dn 为垂直于 ds 方向的长度, b 为叶轮的宽度。



a 后向叶片



b 前向叶片

图 2-5 叶片流道中流体所受的力

作用在流体上的力有以下几种:曲率半径为 R 的弯曲流道会产生一个垂直于叶片流道的离心力 W^2/Rdm , 由于叶轮的转动产生一个径向的离心力 $r\omega^2 dm$, 该力的分量 $r\omega^2 dm \cos \beta$ 垂直于流动方向, 还有 Coriolis 力垂直于流动方向, 大小为 $2\omega W dm$ 。

垂直于流动方向的力会产生此方向的压力梯度 dp/dn :对于后向叶片:

$$dp/dn = \rho (W^2/R + r\omega^2 \cos \beta - 2\omega W)$$

对于前向叶片:

$$dp/dn = \rho (W^2/R + r\omega^2 \cos \beta + 2\omega W)$$

沿流动方向 s 的作用力只有离心力的分量 $\rho r\omega^2 \sin \beta$, 此外还有沿 s 方向的压力梯度 dp/ds , 那么沿 s 方向的动量方程:

$$WdW/ds = -dp/\rho ds + r\omega^2 \sin \beta \quad (2-17a)$$

取 $\sin \beta ds = dr$

$$\rho WdW - \rho r\omega^2 dr + dp = 0 \quad (2-17b)$$

沿 s 方向积分后:

$$W^2/2 + p/\rho - u^2/2 = H' = \text{Const} \quad (2-18)$$

上式为沿叶轮中相对流线 s 方向的伯努利方程, 即沿相对流线上伯努利常数不变。

式 (2-18) 微分后与 (2-16) 式比较, 得出速度分布的微分方程, 对于后向叶轮:

$$dw/dn = 2\omega - W/R \quad (2-19a)$$

对于前向叶轮:

$$dw/dn = - (2\omega + W/R) \quad (2-19b)$$

上述各式是分析叶轮中流动的基础。

例如对于后向直叶片, $R = \infty$, 上式积分后:

$$W = W_p + 2n\omega$$

式中 W_p 为叶片工作上的速度, n 为相邻叶片间的距离。当 $W_p = 0$ 时, $W_{\max} = 2n\omega$, 流量为 $Q = n^2 \omega b$ 。令叶片间的速度为等速分布; 即 $dw/dn = 0$, 那么:

$$2\omega - W/R = 0 \quad R = W/2\omega = r_1 W/2u_1$$

当 W 沿流动方向为常数时, R 为常数, 这就是简单的圆弧叶片, 但是这种叶片强烈地向后弯曲, 只能产生很小的压力升。

对于一种等压分布的流道, 即 $dp/dn = 0$ 的流道:

$$W^2/R + r\omega^2 \cos \beta - 2\omega W = 0$$

$$R = W^2/\omega (2W - u \cos \beta)$$

如果假设 W 的变化, 就可以计算出 R , 然后把叶片造型出来, 当 $2W - u \cos \beta = 0$, R 趋于

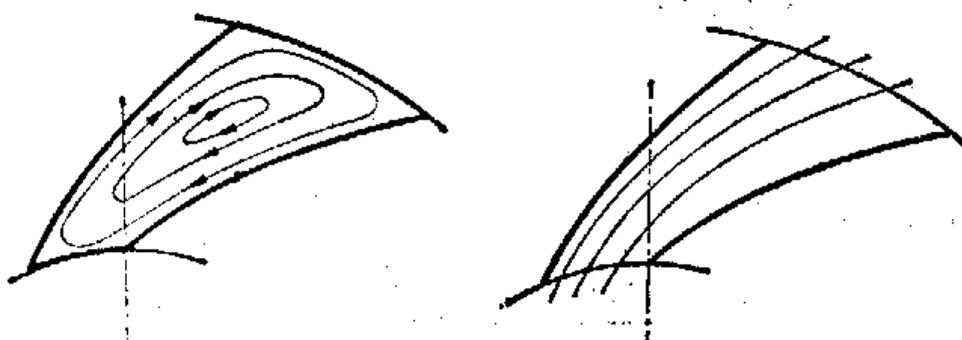
无穷大，为直线，从这一点开始，如 $W = \text{常数}$ ，那么 $u \cos \beta = \text{常数}$ ， R 仍为无穷大，那从这一点开始就是直线叶片，这种叶片为 Grun 对于压气机所提出的一种叶片。

二. 有限叶片数的影响

1. 相对涡流

在有限叶片的情况下，无摩擦的流动假设会引起一“相对涡流”如图 2-6a 所示。把流道封闭，当流道旋转时，由于流道内空气的惯性，对于一个与叶轮一起转动的观察者会看到流道中的空气做与叶轮旋转方向相反的旋转，这种流动称为相对涡流。当打开流道后，由于气流与涡流的叠加，在压力面上的速度变低，吸力面上的速度加大。当流量减少时，会在压力面上产生“回流”。

涡流的存在，使叶轮出口处的相对速度发生偏转，而不是叶片切线方向流出，即实际出气角 β_2 小于出口叶片角 β_{2A} 。



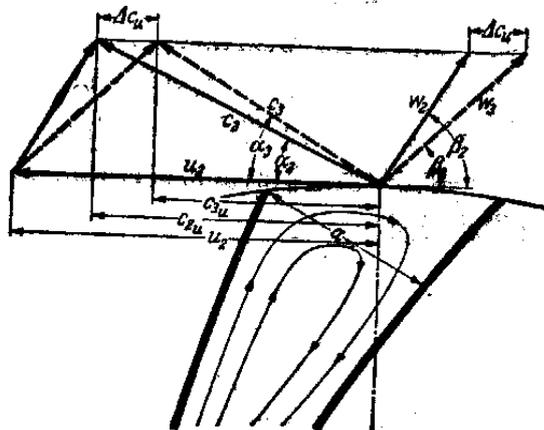
a) 封闭流道中的轴向涡流 b) 开口叶道中的相对流动

图 2-6 气体在叶道中的流动

2. 有限叶片数对理论扬程的影响

图 2-7 为各种型式叶片出口由于有限叶片数的影响而形成的速度三角形用虚线表示，其下标用 2 表示。可以看出：

- 1). 各种型式的叶轮，出口气流角 $\beta_2 < \beta_{2A}$ 。
- 2). 平均出口绝对流速 $C_2 < C_2'$ ， $\alpha_2 < \alpha_2'$ 。
- 3). 对于相对速度 W_2 ，后向叶片 $W_2 > W_2'$ 而前向叶片 $W_2 > W_2'$ ；
- 4). 各种叶轮 $C_{2u} < C_{2u}'$ ， $C_{2u} - C_{2u}' = \Delta C_{2u}$ 。



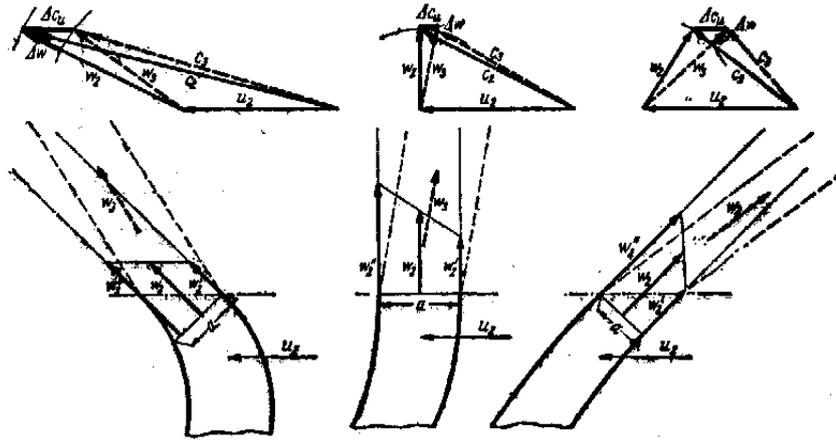


图 2-7 有限叶片数对出口速度三角形的影响

由于 C_{2u} 的减少, 导致了可能达到的无限多叶片理论压力 $\Delta P_{th\infty}$ 的降低。有限叶片时的理论压力为 ΔP_{th} , 那么 $\Delta P_{th} < \Delta P_{th\infty}$ 此时仍然假设流体中没有摩擦力的作用。 ΔP_{th} 与 $\Delta P_{th\infty}$ 的比例, 称为减功系数, 用 ϵ 表示:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \Delta P_{th} / \Delta P_{th\infty} = H_{th} / H_{th\infty} = u_2 C_{2u} / u_2 C_{2u}' = C_{2u} / C_{2u}' \\ &= 1 - \Delta C_{2u} / C_{2u} \quad (2-20) \end{aligned}$$

ΔC_{2u} 也称为是滑移速度。

ϵ 的计算多用半经验公式。

(1). Stodola 计算公式:

对于后向叶轮:

$$\epsilon = 1 - \pi \sin \beta_{2A} / z (1 - C_{2m} / u_2 \operatorname{ctg} \beta_{2A}) \quad (2-21a)$$

其中 z 为叶片数。

对于径向叶片:

$$\epsilon = 1 - \pi / z \quad (2-21b)$$

由于 Stodola 在推导时仅考虑了叶片出口的影响, 忽略了叶道曲率和径向深度的影响, 具有近似性, 对于叶道长, 叶片数多的后向叶轮较为合适, 而 Bruno Eek 公式计及了叶道曲率的影响。

(2) Eek 公式:

对于前后盘平行的叶轮 $b_1 = b_2$

$$\epsilon = 1 / \{1 + \sin \beta_{2A} \pi / z [1 - (D_1/D_2)^2]\} \quad (2-22a)$$

对于 C_m 为常数的叶轮 (即 $rb = \text{常数}$ 的叶轮)

$$\epsilon = 1 / \{1 + \sin \beta_{2A} \pi / 2z [1 - (D_1/D_2)^2]\} \quad (2-22b)$$

对于 β_{2A} 为 $20 \sim 120$ 的一般通风机:

$$\epsilon = 1 / \{1 + (1.5 + 1.1 \sin \beta_{2A}) \pi / z [1 - (D_1/D_2)^2]\} \quad (2-22c)$$

ϵ 的计算还有很多, 就不一一列举了。

三. 考虑压缩性影响的理论全压 ΔP_{th}

在考虑压缩性的影响时, ΔP_{th} 与变化过程有关. 在通风机中的等熵过程为参数标准:

$$\begin{aligned} \Delta P_{th} &= (k/k-1) R \rho_1 T_1^* \{ (P_{2tat}/P_{1tat})^{k-1/k} - 1 \} \\ &= (k/k-1) P_{1,s} \{ (P_{2tat}/P_{1tat})^{k-1/k} - 1 \} + \rho_1 / 2 (C_2^2 - C_1^2) \quad (2-23) \end{aligned}$$

令 $P_{2t} - P_{1t} = \Delta P$, H_{th} 可以用下式近似表示:

$$H_{th} = \Delta P / r_1 (1 - \Delta P / 2.8 P_{1tat})$$

四. 气流进口冲角

当气流进入叶轮叶道时, 相对速度的方向角 β_1 与叶片进口安装角 β_{1A} 不一致时, 其差角 i 为进口气流冲角, 如图 2-8 所示:

如果 $\beta_{1A} > \beta_1$, $i = \beta_{1A} - \beta_1 > 0$ 为正冲角

如果 $\beta_{1A} < \beta_1$, $i = \beta_{1A} - \beta_1 < 0$ 为负冲角

如果在设计工况, $\beta_{1A} = \beta_1$, 即气流无冲击进入, 在小流量工况, $\beta_1 < \beta_{1A}$, $i > 0$ 。如图 2-8 所示, (图 2-8 中下标 d 的变量为设计工况)。在小流量工况, 气流在非工作面上会出现分离, 而且分离区会向下游发展。

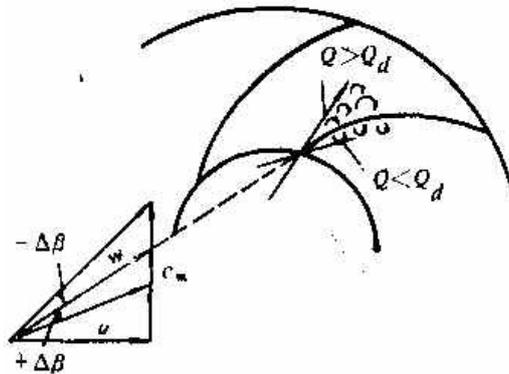


图 2-8 进口冲角

在大流量工况, $\beta_{1A} < \beta_1$, $i < 0$, 此时在工作面也出现分离, 在工作面上的分离一般不扩大, 这是因为在工作面后缘, 附近为气流加速区域, 呈顺压梯度, 减弱了分离区的发展。

§ 4. 通风机的无因次系数

根据叶轮机械的相似理论, 要保证气流经过了两个叶轮后的流动过程相似必须满足几何相似, 运动相似和动力相似. 在通风机叶轮中由于空气的重度小可以忽略重力的作用. 同时由于速度低可以忽略气体弹性力的作用. 只考虑粘性力, 压力和惯性力, 这三个力组成一个力的三角形, 当雷诺数相等时, 粘性力和惯性力比例相等, 且方向相同时, 力的三角形相似. 所以通风机中只要雷诺数相等就会满足动力相似的条件, 可以证明只要满足以上的相似条件, 通风机的无因次数就一定相等.*

(1) 压力系数 (P) ψ 表示压力与叶轮出口动能 $\rho u_2^2 / 2$ 之比. 压力系数实际上就是欧拉数. 例如:

$$\psi_{th\infty} = \Delta P_{th\infty} / \rho u_2^2 / 2 = 2 C_{2u}' / u_2 \quad (2-24a)$$

$$\psi_{th} = \Delta P_{th} / \rho u_2^2 / 2 = 2 C_{2u} / u_2 = 2 \epsilon C_{2u}' / u_2 \quad (2-24b)$$

$$\psi = \Delta P / \rho u_2^2 / 2 = 2 \eta_h \epsilon C_{2u}' / u_2$$

式中 η_h 是水力效率。

(2) 流量系数 Φ , 表示速度三角形相似. 同时也表示斯特鲁哈数相等. 由于风机的转速是稳定的, 进口速度三角形相似是 St 数必然相等. 对于离心式风机:

$$\Phi = Q / u_2 F_2 = C_{2m} \pi D_2 b_2 / (u_2 \pi / 4 D_2^2) = 4 C_{2m} b_2 / D_2 u_2 \quad (2-25a)$$

对于轴流式风机:

$$\Phi' = C_{2m} / u_2 \quad (2-25b)$$

其中 $r = D_1 / D_2$, 那么 $\Phi' = \Phi / (1 - r^2)$

目前研究成果认为, 流量系数的定义应利用进口面积更合理. 即:

$$\Phi_1 = Q / u_1 (\pi / 4) D_1^2 \quad (2-25C)$$

这是因为叶栅的流量由进口面积所决定的. 但是目前实用的仍然是 Φ 。

(3) 功率系数 λ 。对于驱动功率 (轴功率) N_s :

$$N_s = N_e / \eta = \Delta P Q / 1000 \eta \quad (KW)$$

式中 N_e 为有效功率, η 是全压效率. 功率系数 λ 为:

$$\lambda = 1000 N_s / (\pi / 4 \rho D_2^2 u_2^3) = \psi \Phi / \eta \quad (2-26)$$

根据无因次量的定义代入 $u_2 = \pi D_2 n / 60$ 可以得出

$$\Delta P = 0.00137 \psi \rho D_2^2 n^2$$

$$Q = 0.04108 \Phi D_2^3 n$$

$$N = 0.5635 \times 10^{-7} \lambda \rho D_2^5 n^3$$

(4) 比转速 n_s , 转速系数 σ 和直径系数 δ

在实际应用中已发现单靠 ψ 和 Φ 来定量地估计离心叶轮的主要性能是不够的. 还需要有一些与通风机尺寸和转速有关的系数.

比转速 n_s 是一台“单位透平机械”的转速。“单位透平机械”是一台与给定机械完全相似的透平机械, 其尺寸产生 1m 的压头和 $1m^3/s$ 的流量时使用 1 单位功率, 其转速就是给定机械的比转速 n_s , 根据相似定理: 相似通风机只要给定两个物理量的比值就可以求出其他量的比值。例如两个通风机 1 和 2 相似, 同时 $\rho_1 = \rho_2$, 那么给定全压比及流量比 Q_1/Q_2 就可以表示为其他量 D_1/D_2 , N_1/N_2 , n_1/n_2 等的比值:

$$D_2 / D_1 = (Q_2 / Q_1)^{1/2} (\Delta P_1 / \Delta P_2)^{1/4} (\rho_2 / \rho_1)^{1/4}$$

$$n_2 / n_1 = (Q_1 / Q_2)^{1/2} (\Delta P_2 / \Delta P_1)^{3/4}$$

$$N_2 / N_1 = (Q_2 / Q_1) (\Delta P_2 / \Delta P_1)$$

对于单位通风机 2, $Q_2=1$, $\Delta P_2=1$, $n_2=$

$$\text{那么 } n_s = Q^{1/2} / \Delta P^{3/4} \quad (2-27a)$$

上式为比转速的定义式。

相似通风机的比转速相等, 但 n_s 相等的通风机, 不一定相似. n_s 是有量纲的量。如果考虑了 ρ 的影响, 应为:

$$n_s = Q^{1/2} / (\Delta P / \rho)^{3/4}$$

其单位为 $1/S(m^3/s)^{1/2} (N/m^2)^{-3/4} (Kg/m^3)^{3/4} = 1$ 为无因次量。在工业上使用米——公斤力——秒 (MKfs) 制, 即 SI 制的 n_s 数值比按 MKfs 制表示的小 5.54 倍 [(9.087)]

n_s 用无量纲量表示为:

$$n_s = 30 \Phi^{1/2} / \pi^{1/2} \rho^{3/4} (\Psi / 2)^{3/4} \quad (2-27b)$$

对于进口标准状态 $\rho = 1.2 Kg/m^3$

$$n_s = 24.827 \Phi^{1/2} / \Psi^{3/4} \quad (2-27c)$$

比转速 n_s 可以用来划分通风机的类型. n_s 大的通风机流量大, 全压低多为轴流式. n_s 小的通风机流量小, 压力高, 多为离心式。例如:

$n_s = 2.7 \sim 12 (15 \sim 65) *$ 为前弯型离心通风机

$n_s = 3.6 \sim 16.6 (20 \sim 90)$ 为后弯型离心通风机

$n_s > 16.6 \sim 17.6 (90 \sim 95)$ 单级双进气式并联离心通风机 $n_s' = 1.414 n_s$

$18 \sim 36 (100 \sim 200)$ 为轴流式通风机

$n_s < 1.8 \sim 2.7 (10 \sim 15)$ 罗茨式其他型式的通风机

此外比转速 n_s 可以反映风机的几何形状并用于相似设计。

*注 () 内表示的数据为 Mkfs 制中的 n_s 数值。

另外两个用途较广的无因次系数转速系数 σ 和直径系数 δ :

$$\sigma = n/n_m = \Phi^{1/2}/\Psi^{3/4} \quad (2-28a)$$

$$\delta = D_2/D_{2M} = \Phi^{1/4}/\Psi^{1/2} \quad (2-28b)$$

式中 σ , δ 分别表示通风机的转速式直径与一标准风机 ($\Phi=1, \Psi=1$ 风机) 的转速 n_m 式或直径 D_{2M} 之比。同时从 (2-28a) 可以看出 σ 与成 n_s 正比, 即

$$n_s = 24.827 \sigma$$

同时也可以由 σ , δ 表示 Φ 与 Ψ :

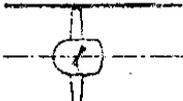
$$\Phi = 1/\sigma^2 \delta^2 \quad (2-29a)$$

$$\Psi = 1/\sigma \delta^3 \quad (2-29b)$$

各种叶型的通风机无量纲数范围见表 2-1。

图 2-9 表示叶轮的最佳 $\sigma \sim \delta$ 曲线, 在曲线上的叶轮有最高的效率 (但在大 σ 的范围, 即在轴流通风机的情况不太可靠。)

表 2-1 各种型式通风机的无因次数

	Φ	Ψ	$\Phi\Psi = \lambda\eta$	σ	δ	$n_q = 158.1\sigma$
	1.0	2~4	2~4	0.35~0.6	1.14~1.19	40~95
	1	2~3	2~3	0.438~0.592	1.19~1.32	69~93
	0.3	0.75	0.225	0.68	1.7	107.5
	0.2	0.6	0.12	0.657	1.965	104
	0.13	1.0	0.13	0.361	2.72	57.1
	0.03	1.1	0.033	0.162	5.92	25.6
	0.00135	1.1	0.00203	0.04	24.4	6.3
	0.1~0.2	0.05~0.01	0.005~0.02	1.6~3.8	1.0~1.78	250~600
	0.3	0.5	0.15	0.924	1.535	146
	0.3	0.7	0.21	0.715	1.62	113

Φ	Ψ	$\Phi\Psi$	σ	δ	$n_s=24.83\sigma$
1.0	2~4	2~4	0.35~0.6	1.14~1.19	8.65~14.8
1	2~3	2~3	0.438~0.592	1.19~1.32	10.8~14.6
0.3	0.75	0.225	0.68	1.7	16.8
0.2	0.6	0.12	0.657	1.965	16.25
0.13	1.0	0.13	0.361	2.72	9.0
0.03	1.1	0.033	0.162	5.92	4.0
0.00185	1.1	0.00203	0.04	24.4	1.0
0.1~0.2	0.05~0.01	0.005~0.02	1.6~3.8	1.0~1.78	39.6~94
0.3	0.5	0.15	0.924	1.535	22.85
0.3	0.7	0.21	0.715	1.62	17.68

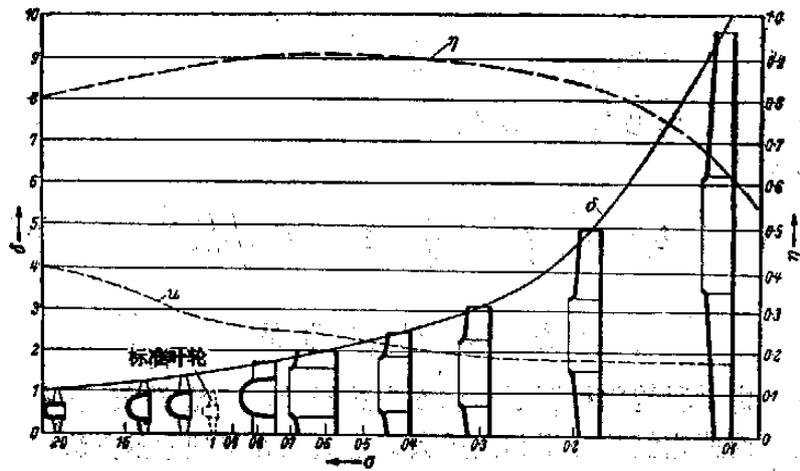


图 2-9 $\sigma \sim \delta$ 图上最高效率曲线

§ 5. 通风机的损失和效率

离心通风机中的损失可以分成流动损失，泄漏损失，轮阻损失和机械损失，其中流动损失引起通风机压力的降低，泄漏损失引起流量的减少，轮阻损失和外部机械损失则必多耗功。

一. 流动损失

整个流动损失的计算目前尚欠完善，一般以水力学中 $\xi \rho C^2/2$ 的公式为基础，按单个部件分别计算各种水力效率，其中阻力系数 ξ 由经验数据或实验测定。

1. 进口损失

气体在进入叶轮以前要通过进气道和 90 度弯头，产生的压力损失为： ΔP_1

$$\Delta P_1 = \xi_1 \rho C_1^2 / 2 \quad (2-33a)$$

式中 $\xi_1 = 0.15 \sim 0.25$ 。

2. 叶轮进口处及扩压器进口处的冲击损失

若流量与额定流量不同，则进口处相对流动的方向将不再和叶片几何方向相一致，产生叶片进口冲击损失。如图 2-8 和 2-10 的进口速度三角形可以看出：当流量从额定值增加到 Q_x 时， C_m 增至 C_{1mx} ，进口气流角从增加至 β' ， w' 分解为一个与 w_1 平行的分量和另一个分量 C_s ， C_s 的大小决定了冲击损失 ΔP_2 。

$$\Delta P_2 = \rho C_s^2 \quad (2-33b)$$

式中=0.7~0.9, 而 C_s 为:

$$C_s = u_1 (C_{1MX} / C_{MX} - 1) = u_1 (Q_x / Q - 1)$$

将 $u_1 = u_2 D_1 / D_2$ 代入

$$C_s = u_2 D_1 / D_2 (Q_x / Q - 1)$$

$$\Delta P_2 = \rho u_2^2 D_1^2 / D_2^2 (Q_x / Q - 1)^2 \quad (2-33C)$$

那相对值为:

$$\Delta P_2 / \Delta P = \mu \frac{1}{\psi} D_1^2 / D_2^2 (Q_x / Q - 1)^2 \quad (2-33d)$$

可以看出 D_1 / D_2 对于冲击损失有决定性影响, 为了减少冲击损失, D_1 / D_2 比值应减小, 在 ψ 值大的时候, 冲击损失将减少。

扩压器导叶与叶轮中的冲击损失一样计算:

$$\Delta P_3 / \Delta P = \mu \frac{1}{\psi} (Q_x / Q - 1)^2 \quad (2-33f)$$

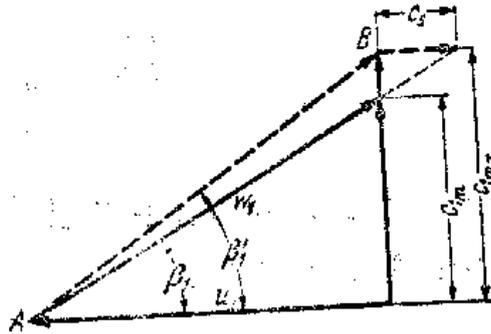


图 2-10 进口速度三角形

3. 叶轮中的损失

目前还没有准确的方法分析叶轮中的损失, 因为除了摩擦损失, 还有流动的分流, 二次流和涡流所造成的损失。在工程上多用水力学的方法计算叶轮中的损失, 为此或简化成管道流, 或简化成平板流动所造成的损失, 目前后一种简化更好地被掌握了。例如平板的阻力 W'

$$W' = c_f F \frac{\rho}{2} \bar{w}^2$$

在叶道中的损失分成摩擦损失 $\Delta P'$ 和扩压损失 $\Delta P''$ 两种来计算, $\Delta P'$ 就用平板阻力 W' 的方法计算。设 F_{tot} 表示叶轮两个侧面和叶片两面的总面积之和, W 为叶轮中的总摩擦阻力, 那么:

$$W = c_f F_{tot} \frac{\rho}{2} \bar{w}^2$$

W 所做的功 L 为:

$$L = W \cdot \bar{w} = Q \Delta p'$$

$$\Delta p' = \frac{W \cdot \bar{w}}{Q}$$

假设叶片为有平均叶片角的 $\beta_m = \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{2}$ 的对数螺线。那么叶片的长度:

$$l = \frac{r_2 - r_1}{\sin \beta_m}$$

叶片的面积 $F_{blade} = 2Zlb_m$

其中: Z 为叶片数, $b_m = \frac{b_1 + b_2}{2}$, 而两侧面积为 $2\pi(r_2^2 - r_1^2)$, 因为:

$$Q = C_{1m} \pi D_1 b_1 = w_1 \sin \beta_1 \pi D_1 b_1$$

$$\Delta p' = c_f F_{tot} \frac{\rho}{2} \bar{w}^2 \frac{\bar{w}}{Q}$$

那么些

$$= c_f \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{1 + v^x}{D_2} \right)^3 \times 2 \frac{Z \frac{lb_m}{D_1 b_1} + \frac{\pi D_2^2}{4 D_1 b_1} \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right) \right]^2}{\pi \sin \beta_1 \cos^2 \beta_1}$$

(2-33h)

式中:

$$c_f = 0.004 - 0.005, \quad \bar{w} = \frac{w_1 + w_2}{2} = w_1 \frac{1 + v^x}{2}, \quad v^x = \frac{w_2}{w_1}$$

$$w_1 = u_2 \frac{D_2}{D_1} \frac{1}{\cos \beta_1}, \quad u_1 = u_2 \frac{D_2}{D_1}$$

叶轮中扩压损失 $\Delta p''$ 计算利用局部损失公式:

$$\Delta p'' = \zeta' \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) = (0.1 - 0.2) \frac{\rho}{2} \left(1 - \frac{w_2^2}{w_1^2} \right)$$

$$\Delta p'' = \zeta' \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{1 - v^{x2}}{\cos^2 \beta_1} \right) \quad (2-33g)$$

那么叶轮中损失 Δp_{inp} 为:

$$\Delta p_{inp} = \Delta p' + \Delta p''$$

除以全压: $\frac{\rho}{2} u_2^2 \psi$

$$1 - \eta_{imp} = \frac{\Delta p_{imp}}{\frac{\rho}{2} u_2^2 \psi}$$

$$= \frac{c_f}{4} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{1 + v^x}{D_2} \right)^3 \times 2 \frac{Z \frac{lb_m}{D_1 b_1} + \frac{\pi}{4} \frac{D_2^2}{D_1 b_1} \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right) \right]^2}{\pi \sin \beta_1 \cos^2 \beta_1} + \frac{\zeta'}{4} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \frac{1 - v^{x2}}{\cos^2 \beta_1}$$

(2-33i)

对于高效风机 $1 - \eta_{imp} = 0.07$ ， η_{imp} 为叶轮中效率。

4). 蜗壳和出口扩压器中的损失

叶轮排出的动能 $\rho C^2/2$ 必须在叶轮后扩压件中转换为压能，这个转换称为“静压恢复”， $\rho C^2/2$ 转换为压力能的百分数为扩压器的恢复系数。大多数离心式通风机，这一转换在蜗壳中进行，这一过程通常引起相当大的损失，因此性能优良的通风机，总要求扩压元件的扩散度不大，气流不会分离，则压力损失表示为：

$$\Delta P_4 = (0.2 \sim 0.3) \rho / 2 (C_2^2 - C_3^2)$$

式中 C_3 为通风机出口的速度，一般它与进口速度相差不大，为了简单可只用 ρC_2^2 一项代替：

$$\Delta P_4 = (0.15 \sim 0.25) \rho / 2 C_2^2 \quad (2-33j)$$

也可以用 C_{2u} 代替 C_2 也不产生过大误差，这是因为 C_2 与 u 之间的夹角很小，即 $\alpha_2 < 20^\circ$ ，而且 $C_{2u}/u_2 = \psi / 2 \eta_{hyd}$

$$\Delta P_4 / \Delta P = \psi / 4 \eta_{hyd} \quad (2-33j)$$

式中 η_{hyd} 为水力效率。那么总的流动损失为：

$$\Delta P_h = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 \quad N/m^2 \quad (2-33k)$$

二. 泄漏损失

叶轮与机壳件装有密封环，其间隙尽可能最小。由于这一间隙的存在，使叶轮中的总流量中，有一小部分不由蜗壳排出。这部分的流量的压力升至排出压力值之间所做的功被损失掉。

图 2-11 所示：气体从通风机转轴与蜗壳之间的 Δ 间隙处的泄漏为外泄漏。此外蜗壳靠近前盘的气流，经叶轮进口与进气口之间的间隙 δ ，流回叶轮进口的低压区而引起的损失，称为内泄漏损失。一般外泄漏较小。

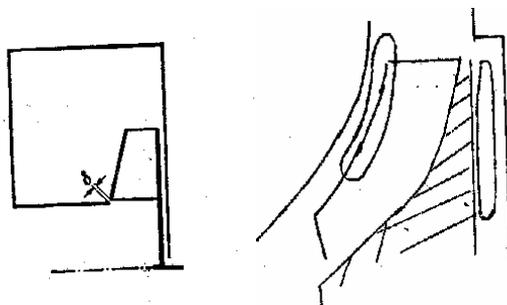


图 2-11

为了计算通过间隙的流量，必须知道间隙前后的压力差。通风机的全压力为， $\Delta P = \psi \rho / 2 u_2^2$ ，而在叶轮出口周围的压力，由于在蜗壳内的静压恢复而小于全压。对于后向叶片

而言，叶轮出口的静压近似等于 $2/3 \Delta P$ 。此外由于空气的旋转，压力是向中心减少。所以在密封间隙处的压力略小于 $2/3 \Delta P$ ，再者，蜗壳的形状也有影响。这样不考虑这些影响，设间隙处的压力为 $2/3 \Delta P$ ，计算泄漏损失会大于实际数值。对于前向叶片 $\Psi = 2 \sim 3$ ，但反作用度只有后向叶片的一半，这样用 $\Psi = 1$ ，一般可以包括大多数情况，间隙处的压力可以按 $\Delta P_{st}' = 2/3 \rho / 2u_2^2 \Psi$ 计算，通过间隙处的流量 Q' 为：

$$Q' = F \mu C = \mu \pi D_1 \delta_i u_2 (2\Psi/3)^{1/2}$$

一般令 $\Psi = 1.0$, $\mu = 0.7$, 令 $\delta_i = D_2/u$

$$Q'/Q = 4\mu D_1 (2\Psi/3)^{1/2} / (D_2 u \Phi) \quad (2-34b)$$

那么理论流量 Q_{th} 为：

$$Q_{th} = Q + Q' \quad (2-34c)$$

为了减少内泄漏，间隙的形式可以采用图 2-9 所示的套口形式，而不采用对口形式。一般间隙大小为 $(1/100 \sim 1200) D_2$ ，当 δ_i / D_2 从 0.005 减小到 0.0005 时，可以使通风机的效率提高 3~4%。

三. 叶轮的轮阻损失

叶轮的轮阻损失功率用 N_r 表示，叶轮的两个侧面与机壳的前后盘间，以及轮缘的空气摩擦所造成的。

$$N_r = \rho u_2^3 \times 10^{-3} \text{ kw} \quad (2-35)$$

式中 β 为轮阻损失计算系数。 β 与雷诺数 Re ，轮盘与壳体间的间隙 B/D_2 ，以及圆盘外侧的粗糙度有关，根据 Stodola 给定 $\beta = 0.81 \sim 0.89$ ，令叶轮的总有效功 $N_e = \Delta P Q$

$$\Delta P = \Delta P_{th} \eta_{hydt} \quad Q = Q_{th} - Q'$$

$$N_e = \Psi \Phi \pi \rho / 2 u_2^2 D_2^2 / 4 u_2$$

$$N_r / N_e = 8\beta / 1000 \Psi \Phi \pi \quad (2-36a)$$

对于离心式叶轮 $\Phi = 4b_2 C_{2m} u_2$

取 $\beta = 0.88$

$$\rho = N_r / N_e = 1 / (1765 b_2 C_{2m} u_2) \quad (2-36b)$$

令 $\Psi = 1$

$$\rho = 1 / 262 (D_1 / D_2)^3$$

表(2-2)给出了计算数值：

表(2-2)

D_1/D_2	0.15	0.3	0.5	0.7
ξ	1.135	0.142	0.0305	0.011

由此可以看到，很小的直径比，叶轮轮缘占很大比重，在 $D_1/D_2 = 0.15$ ， $N_r > N_e$ ，这时叶轮轮阻损失非常重要。

四. 轴承损失：

轴承损失也是一种机械损失，不过很小。令 G 为转子的重量， u' 为轴径的圆周速度。那么一个滑动轴承克服的摩擦所做的功为轴承损失 N_{meCh} ：

$$N_{meCh} = \mu G u' \times 10^{-3} \text{ (kw)}$$

μ 的数据如下：滚动轴承：0.0015，套筒和滑动轴承 0.005，米切尔自位轴承 0.003。

五. 通风机的功率及效率：

(一) 通风机功率

1. 有效功率 N_e ，离心通风机的有效功率 N_e 为有效容积流量 Q 的气体通过通风机后增加的总能量为 $\Delta P Q$ ，即

$$N_e = \Delta P Q \quad (w) \quad (2-37a)$$

式中 ΔP 为全压，单位为 $[w] = [N/m^2] [m^3/s]$

2. 内功率 N_i

实际消耗于气体上的功率为内功率 N_i ，

$$N_i = (\Delta P + \Delta P_h) (Q + Q') + N_r \quad (2-37b)$$

3. 轴功率

通风机输入的功率为轴功率 N_s

$$N = N_i + N_{mech} \quad (2-37e)$$

(二) 通风机效率

通风机的各种效率分别定义如下：

1. 流动(水力)效率 η_h

流体在通风机叶轮中要产生实际的全压升 ΔP 的话，必须要达到理论全压升 ΔP_{th} (无冲击进口市)，扣除流动损失，才能实现：

$$\Delta P_{th} = \Delta P + \Delta P_1 + \Delta P_{imp} + \Delta P_4$$

那么流动效率 η_h 为：

$$\eta_h = \Delta P / \Delta P_{th} = (\Delta P_{th} - \Delta P_h) / \Delta P_{th} \quad (2-38a)$$

$$\Delta P_h = \Delta P_1 + \Delta P_{imp} + \Delta P_4$$

2. 容积效率 η_c

$$\eta_c = Q / Q_{th} = Q / (Q + Q') \quad (2-38b)$$

3. 机械效率 η_m

$$\eta_m = N_s = N_i / N_s = (N_s - N_m) / N_s \quad (2-38c)$$

N_m 为机械损失功率，由轴承损失和传递损失功率所组成的。

4. 轮阻效率 η_r

$$\eta_r = (N_i - N_r) / N_r$$

$$N_r = (1 - \eta_r) N_i \quad (2-38d)$$

5. 通风机的内效率 η_i

$$\eta_i = N_e / N_i = \Delta P Q / (\Delta P + \Delta P_{th}) (Q + Q') + N_r$$

$$\eta_i = 1 / (1 / \eta_h \eta_c + (1 - \eta_c) / \eta_i)$$

$$\text{故 } \eta_i = \eta_h \eta_c \eta_r \quad (2-38e)$$

6. 全效率：

$$\eta = N_e / N_s = \eta_i \eta_m = \eta_h \eta_c \eta_r \eta_m \quad (2-38f)$$

7. 静压效率 η_{st}

离心通风机最佳工况中，出口动压是全压的 10~20% 左右，当偏离最佳工况到最大流量工况区间工作时，还要大一些。如果动能不利用的话，就意味着损失的加大，为此引入静压效率 η_{st} 衡量通风机的性能：

$$\eta_{st} = \Delta P_{st} / \Delta P \quad \eta \quad (2-38g)$$

这样静压内效率 η_{sti} 为：

$$\eta_{sti} = \Delta P_{st} / \Delta P \eta_i \quad (2-38h)$$

§ 6 离心通风机的性能曲线

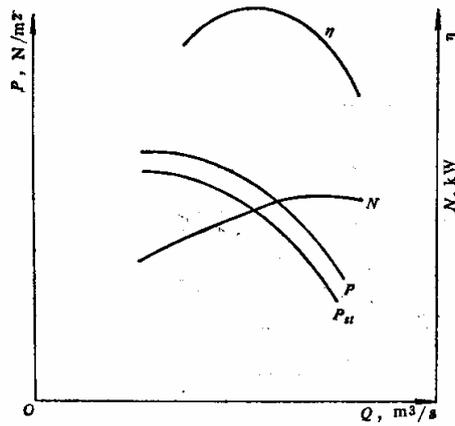


图 2-12

将通风机的压力 ΔP , 功率 N 和效率 η 等随通风机的理论流量 Q 不同而变化的关系绘成曲线称为通风机的性能曲线。如图 2-12 所示。由流动损失等在不同工况下的数值难以精确计算, 则理论曲线很不准, 一般都用实验方法测出, 用来检验统计参数与实测参数之间的一致程度如何, 另外可判定通风机的适应性, 例如要求通风机的效率曲线尽可能平坦, 高效率区间大一些, 以适应工况的变化, 使通风机在较佳的工况下工作。

一. 不计任何损失时的性能曲线

先讨论无限多叶片数, 而且进口又无预旋时的通风机理论压力, 由式 (2-4)

$$\Delta P_{th\infty} = \rho u_2^2 \{1 - Q_T / (\pi D_2 b_2 u_2 \operatorname{ctg} \beta_2)\}$$

于一定的叶轮, 直径 D_2 , 转速 n 及 β_2 不变, 则有:

$$\Delta P_{th\infty} = A \pm B$$

因式中 A, B 为常数, 则 $\Delta P_{th\infty} = f(Q_T)$ 是一条直线关系, 如图 2-4 所示。图 2-13 是以后向叶轮为例的。再计入不限叶片数的影响。 $\Delta P_{th} = \Delta P_{th\infty} \varepsilon$ ($\varepsilon < 0$, 而且近似为一常数) 所以 $\Delta P_{th} = f(Q_T)$ 的曲线仍近似为一直线, 在 I 曲线之下的 II 曲线便是。

二. 计入损失后的性能曲线:

叶轮对气体做功的同时, 一方面使气体获得能量, 另外还耗电, 克服各种损失。无冲击时流动损失为:

$$\Delta P_{h'} = \Delta P_1 + \Delta P_{imp} + \Delta P_{\psi}$$

因为 C_i 与流量 Q_T 成正比。

$$\Delta P_{h'} \propto Q_T^2$$

任意工况之下 $\Delta P_{h}^{**} = \Delta P_{h'} (Q_T^{**} / Q_T)^2$, 如图 2-13 所示。扣除此流动损失, 图 2-10 的 $\Delta P \sim f(Q_T)$ 曲线就如 III 所示。

冲角损失 ΔP_2 的大小与 $(Q_T - Q_0)^2$ 成正比; 如图 2-13 中 $\Delta P_2 \sim (Q_T - Q_0)^2$ 的曲线。

至于效率, 一般在设计流量 Q_0 时, 流动情况较好, 分离, 冲击损失较小, 效率较高。当流量加大时, 流动损失都与流量的平方成正比增加, 则效率下降, 而小流量时, 冲击损失存在, 分离损失很大, 此外泄漏和轮阻损失所占相对比例增大, 使效率下降, 这就构成图 2-12 中的曲线。

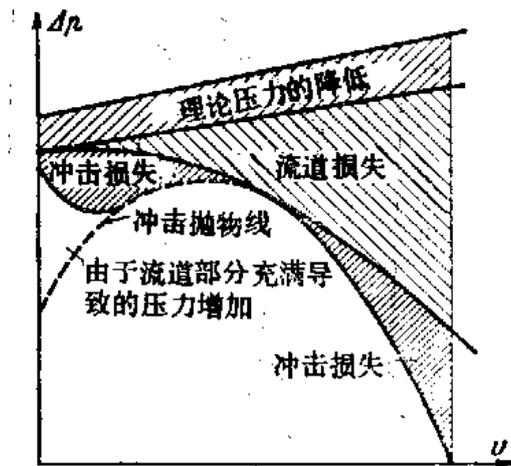


图 2-13

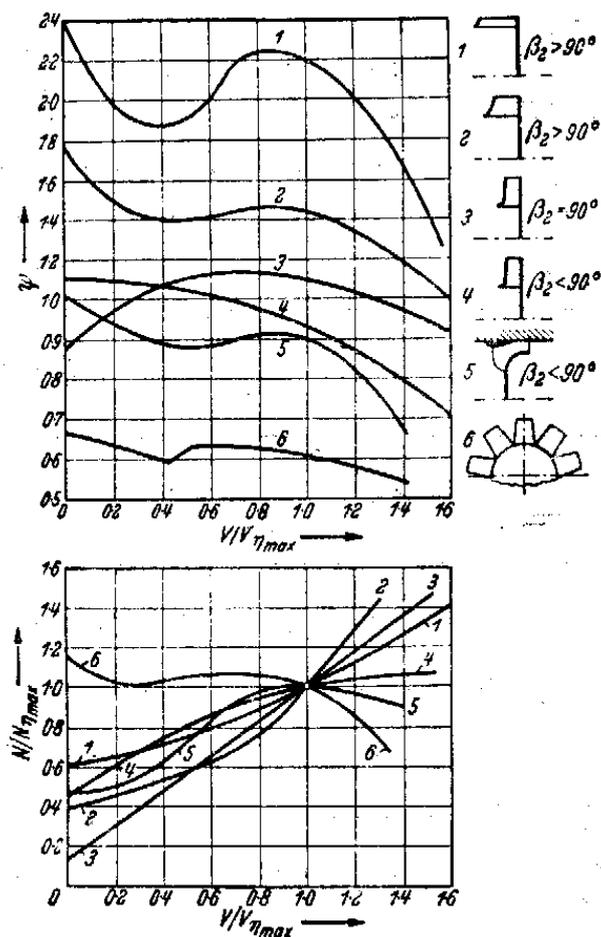


图 2-14

从图 2-14 可以看出：

前向叶轮的离心通风机压力曲线呈驼峰状，效率曲线比后向叶轮稍低一些，功率曲线 $N=f(Q)$ 一直上升，称为可过载通风机。

反向叶轮压力曲线，单调下降的。效率曲线一般高一些，当超过 Q_0 以后的功率 N 几乎不增加，故存在不过载的优点。

此外，还可以得静压曲线 $\Delta P_{st}=f(Q)$ 。

当转速变化时，用下列关系可以确定曲线。

$$Q/Q_1=n/n_1, \quad \Delta P/\Delta P_1= (n/n_1)^2,$$

$$N/N_1=(n/n_1)^3,$$

以上曲线为有因次参数的曲线。一般可以用于新产品的初步性能试验的使用。

三. 无因次性能曲线

通风机的主要无因次参数 ϕ , ψ , λ , η 之间的关系也可以用曲线表示。由于同一系列的通风机, 其相应点的无因次参数都相同, 故无因次性能曲线代表一系列通风机的性能, 用起来很简便。这些曲线可以由试验直接得出, 可以从有因次曲线计算转换而来。

四. 通风机的空气动力学略图

在通风机系列产品中, 由于用相似设计方法设计的; 它们的几何形状相似。无因次性能曲线也相同。通风机流道的各部分几何尺寸, 可以用 D_2 为基准。画出其相对于 D_2 的尺寸, 这样通流部件图再加上无因次性能曲线就组成了通风机的空气动力学简图式空气动力学略图。

五. 系列产品的综合性能曲线

把一个系列产品的性能参数, 全压, 流量, 转速, 蜗壳出口速度, 效率和叶轮直径等关系综合在一起的曲线称为综合特性曲线, 见图 2-15 的蜗壳出口速度 C_a 为横坐标, 以 $\Delta P, Q$ 为纵坐标的曲线, 它们的关系可简述如下:

设 F_a 为蜗壳出口面积, 每个机 ξ (对应一个叶轮直径) 的流量为 $Q=C_a F_a$, 那么流量 Q 与 C_a 成正比, 不同机 ξ 的流量不同, 机 ξ 大的 (直径大), 蜗壳大, Q 也大。

ΔP 与 C_a 的关系按相似换算为:

$$\Delta P=1/2 \psi \rho u_2^2$$

因为 $C_a=\phi \pi D_2^2 u_2/4 F_a$

所以 $C_a \propto u_2$, 且 $\Delta P \propto C_a^2$ 。

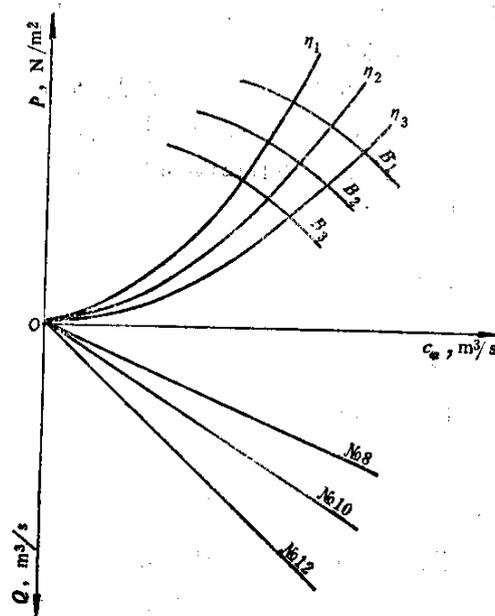


图 2-15

六. 系列产品的对数坐标曲线

对数坐标曲线是把标准进口状态下对应于无因次性能曲线上的一个工况点的所有同系

列通风机的叶轮直径，转速 n ，圆周速度 u_2 以及相应的流量 Q ，全压 ΔP ，功率 N 全部表示出来，即对数坐标曲线表示同系列通风机主要参数之间的关系。这种曲线可供使用部门方便地选择所需的通风机。制造厂可以用这种曲线合理地确定该型号系列产品的性能型谱，即确定机 ξ 和转速，为产品的标准化，通用化，系列化创造一系列条件。

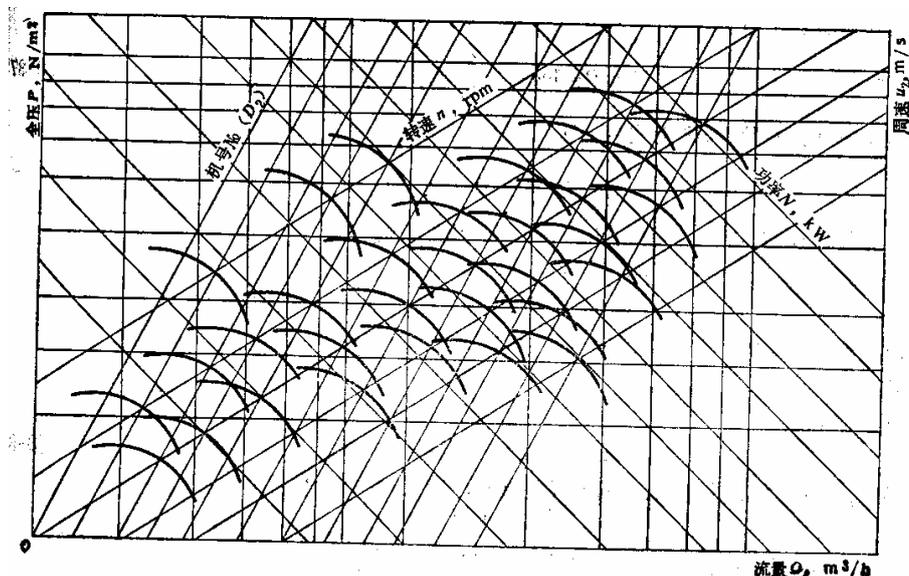


图 2-16

七. 对数坐标曲线的原理:

对数曲线以 Q 为横坐标， ΔP 为纵坐标， u_2 也为纵坐标，那么等 Q 线，等 ΔP 线，等 u_2 线都平行于坐标轴，如图 2-16 所示。

1. 等转速线，等直径线，等功率线的斜率有特点:

等速度线与流量坐标 Q 的夹角为 33.7° ；等直径线与流量坐标轴的夹角为 63.5° ；功率为常数也为一直线方程，斜率为 α_3 ，即等功率线与 Q 轴夹角为 135° ，等功率线是近似的，因为多条性能曲线上的全压效率不一定相等。

2. ξ 参数坐标长度的比例关系:

根据上面的方程，可以得出以流量坐标 m_Q 为基准，压力坐标 $m_P = m_Q$ 。当 $\Delta P = \text{常数}$ 时，转速坐标 $m_n = 2m_Q$ (方向相反)， $m_D = 2m_Q$ ，功率坐标 $m_N = m_Q$ ，圆周速度坐标 $m_{u_2} = 2m_Q$ 。关于对数坐标曲线见图 2-17。

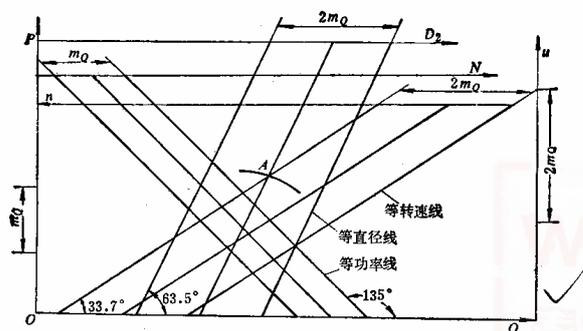


图 2-17 (a)

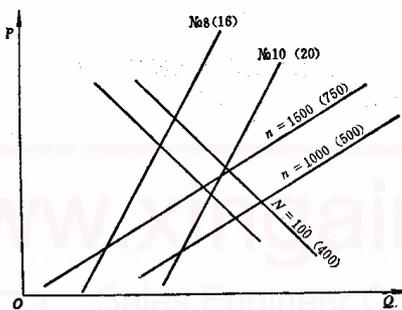


图 2-17 (b)