

矿井扇风机的技术测定

王为勤 编著

中国工业出版社

U182.5

718.58

矿井扇风机的技术测定

王为勤 編著

中国工业出版社

本书简要地介绍了离心式、轴流式扇风机的结构、工作原理、性能曲线及适用范围。对扇风机性能的各种测定方法、试验布局、测定结果的整理换算等作了比较详细的介绍，指出了在运行条件下提高扇风机效能的主要途径，并有测定实例可供参考。

本书主要供给煤矿机电技术人员阅读。

矿井扇风机的技术测定

王 强 著

煤炭工业部书刊编辑室编辑（北京煤炭工业部大院）

中国工业出版社出版（北京德胜门内大街10号）

北京市书刊出版业营业登记证出字第110号

中国工业出版社第一印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

开本 $787 \times 1092^{1/8}$ ·印张 $3^{3/8}$ ·字数63,000

1965年1月北京第一版·1965年1月北京第一次印刷

印数0001—3,210·定价(科四)0.40元

统一书号：15165·3671(煤炭-231)

序 言

矿井扇风机是用来向井下輸送新鮮空气以稀釋有害气体，調节井丁生产人員所需大气条件的重要技术装备。在通常条件下，扇风机向井下輸送的空气量按重量計算是所采煤量的1.73~2.55倍，在瓦斯涌出量較大的矿井或深井里，有时多达4倍以上。扇风机（包括局部扇风机）所消耗的电能也比較多，一般占矿井总用电量的20%左右，某些矿井多达35%。因此必須正确地測定扇风机的性能，使它与矿井通风管网密切地配合，选择合理的工况点，充分發揮扇风机的效能，作到安全与經濟运行。

本书在扼要敘述扇风机工作原理的基础上，对扇风机在通风管网中运行条件下測定技术性能的方法作了系統的介绍，并指出提高扇风机效能的主要途径，以供参考。

目 录

序言

第一章 扇风机基本工作原理	1
§ 1-1 扇风机基本构造与分类	1
§ 1-2 扇风机基本工作原理与性能	3
一、轴流式扇风机	3
二、离心式扇风机	8
三、扇风机理论性能曲线	12
§ 1-3 扇风机实际性能曲线	14
一、离心式扇风机的实际压头方程式	14
二、轴流式扇风机的实际压头方程式	16
三、扇风机性能曲线讨论	18
四、扇风机全性能曲线	19
五、扇风机通用性能曲线	19
§ 1-4 离心式与轴流式扇风机的适用范围	22
第二章 扇风机在通风管网中运行的基本概念 与压力关系方程式	23
§ 2-1 矿井通风管网特性曲线	23
§ 2-2 扇风机在通风管网中运行的压力关系方程式	25
第三章 扇风机性能测定方法	30
§ 3-1 概述	30
§ 3-2 压力测定	32
一、U型压差计	32
二、微压计	32
三、测压管	34

VI

§ 3-3 风量测定	37
一、风速表测量法	37
二、测压管测量法	40
§ 3-4 电动机功率与效率测定	42
一、测量仪表的选择与试验准备工作	43
二、电压、电流、功率及功率因数测量	43
三、电动机效率测定	45
四、定子绕组直流电阻测定	49
§ 3-5 扇风机与电动机轉数测定	50
一、轉数計測量法	50
二、閃影測量法	51
§ 3-6 大气物理条件测定	53
§ 3-7 扇风机試驗記錄与計算整理	54
一、扇风机試驗过程中用的記錄表格	54
二、扇风机試驗結果換算	56
三、扇风机試驗結果整理計算	58
§ 3-8 扇风机試驗工作組織与操作方法	61
一、扇风机試驗工作組織	61
二、扇风机試驗布置方式	62
三、扇风机試驗过程中的主要操作方法	67
四、試驗工作的几項措施	70
§ 3-9 提高矿井扇风机效能的途径	70
第四章 扇风机性能测定实例	72
§ 4-1 离心式扇风机测定实例	72
§ 4-2 軸流式扇风机测定实例	82
附录: 扇风机性能参考資料	91
主要参考书	101

第一章 扇风机基本工作原理

§ 1-1 扇风机基本构造与分类

矿井通风使用的主扇风机与局部扇风机基本上分为离心式与轴流式两种。

离心式扇风机（图 1）主要由工作轮 1、螺旋形机壳 5、吸入管 6 及锥形扩散器 7 组成。工作轮是扇风机的工作部分，它是由固定在主动轴（支持在轴承 4 上）3 上的轮毂、前后盘及安装在两轮盘间的叶片 2 构成，叶片在工作轮出口处沿工作轮旋转的方向分为前倾式、径向式与后倾式三种。工作轮入口有单侧吸入与双侧吸入两种，图 1 是单侧吸入。一般的机壳是螺旋形、扩散器是锥形，两者的作用是把

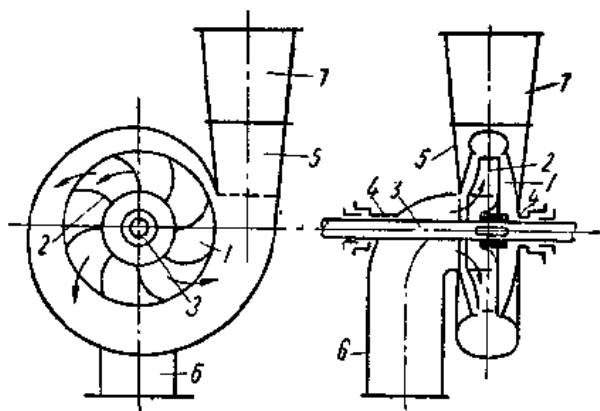


图 1 离心式扇风机

气流的动压轉变成靜压以提高扇风机的效率。

軸流式扇风机(图2)主要由圆柱形工作輪1、圆柱形外壳3、吸风口4、整流器5、流綫体6、环形扩散器7組成。各組成件的作用与离心式扇风机基本上相同。軸流式扇风机的工作輪是由圆柱形輪轂与等間距的机翼形叶片构成,叶片2的安装角度一般分为 15° 、 20° 、 25° 、 30° 、 35° 、 40° 、 45° 等七种,可根据通风的需要調整。軸流式扇风机的每一个工作輪与一个整流器合称为一段,目前国内生产的軸流式扇风机有一段与二段的两种,图2是一段。

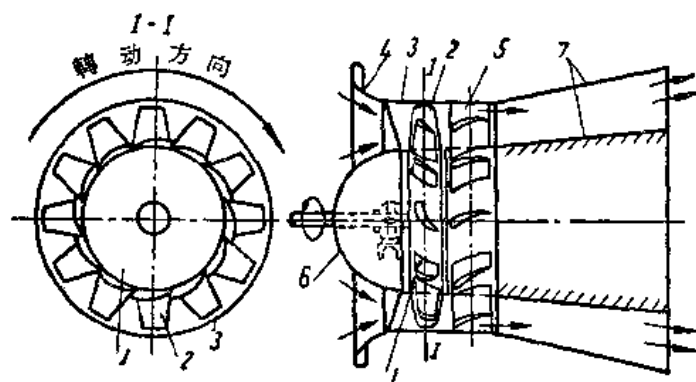


图 2 軸流式扇风机

扇风机在矿井通风系統中工作时,从井下把空气吸入后,在工作輪的动力作用下,使空气經過机壳与扩散器排送到地面大气中。在离心式扇风机里,气流沿工作輪叶片径向流动并排出。在軸流式扇风机里,气流沿工作輪軸向流动并排出,所以分別称为离心式(或径流式)与軸流式扇风机。

§ 1-2 扇风机基本工作原理与性能

一、轴流式扇风机

1. 基本概念

根据空气动力学中关于机翼的理论，当单个机翼(图3, a) 在空气中快速滑动时，由于翼背冲击空气产生正压力，而翼面牵动着空气产生负压力。若机翼未被固定住，将在升力的作用下沿升力方向移动。但扇风机的翼片都是固定在工作轮的轮毂上排列成栅形(图3, b)，当翼栅以直线速度运动时，翼面产生的负压力必然将空气吸进来，通过两翼片间

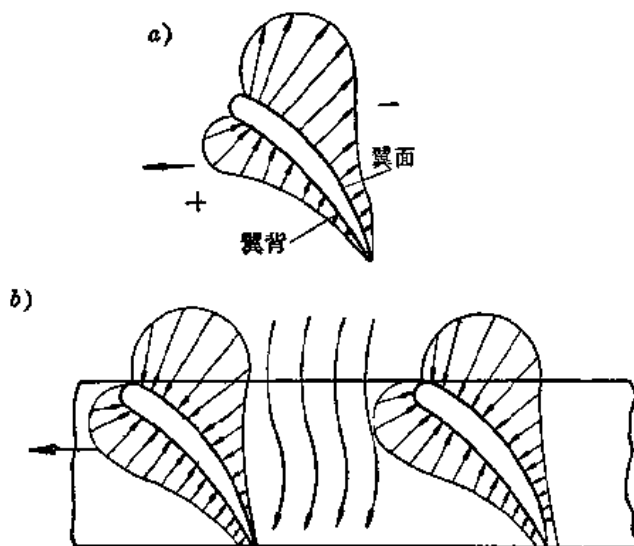


图 3 机翼作用图

a —机翼在空气中滑动翼面、翼背压力分布情况； b —叶片固定在轮毂上迴转产生气流情况

的通道向后流动。翼背前的空气在翼片的推动下也向后流动，如此一吸一推造成空气流，在工作轮连续旋转时将不断地输送空气。

2. 理论压头

轴流式扇风机的工作轮是把机翼形叶片安装在轮毂上的

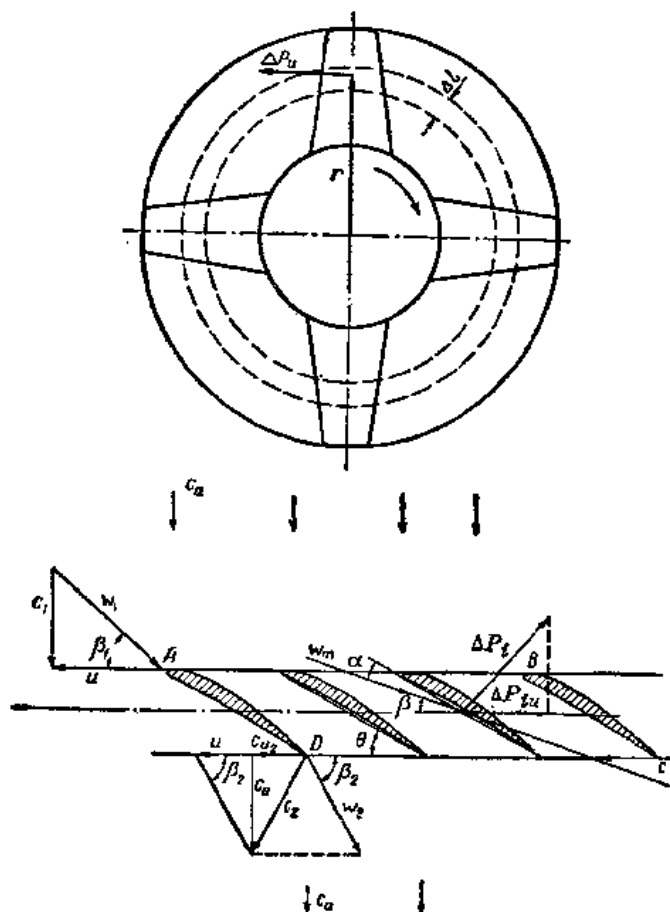


图 4 轴流式扇风机空气动力简图

放射状叶輪上，在同一叶輪半径上各翼段的头部和尾部綫速度相等，但沿着半径方向的各点圓周速度不相等。在叶輪半径 r 上取长度 Δl 段（图 4）并假設同半径上所有各段的圓周速度都等于 u ，将在半径 r 上取出的各 Δl 段展平后如图 4 所示。根据空气动力学原理，翼栅以速度 u 在空气中运动时，空气則沿翼栅的軸向以速度 C_a 流动。速度 C_a 值由下式計算：

$$q = C_a \cdot F_0 = C_a \cdot 2\pi r \cdot \Delta l \quad (1-1)$$

式中 q ——流經叶片翼段 Δl 的流量；

F_0 ——翼段 Δl 旋轉时扫过的面积。

若入口前无导流器，空气沿軸向流入翼栅时，則空气流入翼栅的絕對速度 $C_1 = C_a$ ，翼栅的圓周速度为 u ，由速度四边形得入口处空气的相对速度为 W_1 。

空气以相对速度 W 沿翼栅流动，最后以相对速度 W_2 从翼栅流出。出口的絕對速度 C_2 可由速度四边形求出，在出口处空气流发生旋扭，旋扭速度 C_{u2} 是速度 C_2 在速度 u 方向上的投影，速度 C_2 在翼栅軸上的投影等于軸向速度 C_a 。

根据机翼理論，机翼的升力公式为：

$$\Delta P_i = \rho \cdot \Gamma_i \cdot W_m \cdot \Delta l \quad (1-2)$$

式中 ρ ——空气密度；

Γ_i ——单个机翼速度环量；

Δl ——翼段长；

W_m ——气流相对速度平均值（图 5）按下式計算：

$$W_m = \sqrt{C_a^2 + \left(u - \frac{C_{u2}}{2}\right)^2} \quad (1-3)$$

不計迎面阻力时，使翼栅移动所必需的力为：

$$\Delta P_u = \Delta P_i \cdot \sin \beta = Z \cdot \rho \cdot W_m \cdot \Gamma_i \cdot \Delta l \cdot \sin \beta$$

式中 Z ——机翼（叶片）数目。

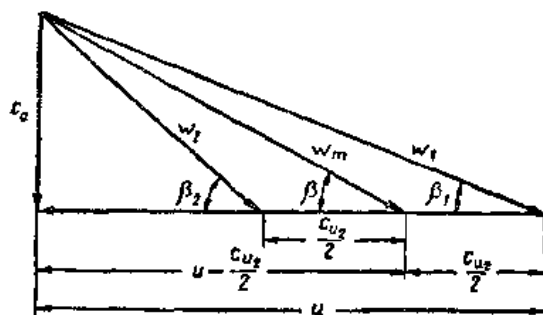


图 5 速度三角形

由速度四边形知 $W_m \sin \beta = C_a$ 代入上式得:

$$\Delta P_u = Z \cdot \rho \cdot \Gamma_i \cdot \Delta l \cdot C_a$$

使叶輪旋轉所必須的力矩与功率为:

$$\begin{aligned} \Delta M &= \Delta P_u \cdot r \\ &= Z \cdot \rho \cdot \Gamma_i \cdot \Delta l \cdot C_a \cdot r \end{aligned} \quad (1-4)$$

$$\Delta N = \Delta M \cdot \omega = Z \cdot \rho \cdot \Gamma_i \cdot \Delta l \cdot C_a \cdot r \cdot \omega \quad (1-5)$$

式中 ω ——工作輪角速度。

扇风机的理論有效功率为:

$$\Delta N = q \cdot H_r \quad (1-6)$$

式中 H_r ——扇风机的理論压头。

假設扇风机工作时内部沒有能量損失，則原动机的全部功率传給了空气，由公式 (1-5)、(1-6) 得:

$$q \cdot H_r = Z \cdot \rho \cdot \Gamma_i \cdot \Delta l \cdot C_a \cdot r \cdot \omega$$

将公式 (1-1) q 值代入上式整理后得出軸流式 扇风机 的理論压头方程式为:

$$H_r = \rho \cdot \frac{Z \cdot \Gamma_i \cdot \omega}{2\pi} = \rho \frac{\Gamma \cdot \omega}{2\pi} \quad (1-7)$$

式中 Γ 为沿着翼柵周綫的环量，等于单个机翼速度环量的总和，即 $\Gamma = Z\Gamma_i$ 。

由图 4 知,

$$\Gamma = \Gamma_{DC} + \Gamma_{AB}$$

如果空气在流入翼栅前没有旋扭, 则:

$$C_{u1} = 0 \quad \Gamma_{AB} = 0$$

式中 C_{u1} ——入口处空气旋扭速度。

$$\text{得: } \Gamma = \Gamma_{DC} = 2\pi \cdot r \cdot C_{u2}$$

由此可求得轴流式扇风机的理论压头方程式的另一表达形式为:

$$H_T = \rho \cdot C_{u2} \cdot r \cdot \omega$$

式中 $\omega \cdot r = u$ 代入上式得:

$$H_T = \rho \cdot C_{u2} \cdot u = \frac{u \cdot C_{u2}}{g} \quad (1-8)$$

式中 g ——重力加速度。

如果空气流入翼栅前具有旋扭速度 C_{u1} , 则:

$$H_T = \frac{u \cdot (C_{u2} \pm C_{u1})}{g} \quad (1-8)'$$

当空气在流入口处旋扭的方向与工作轮的旋转方向相反时用正号; 反之用负号。

3. 理论排量

在沒有流量损失时的理论排量 (图 6) 为:

$$Q_T = F_o \cdot C_a \quad (1-9)$$

式中 $F_o = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ —— 扇风机叶片扫过的面积, 等于

扇风机出口的空气流通面积;

D ——工作轮的外直径;

d ——轮毂的直径;

C_a ——垂直于流通面积的空气速度, 等于出口处空气绝对速度在工作轮轴向上的投影。

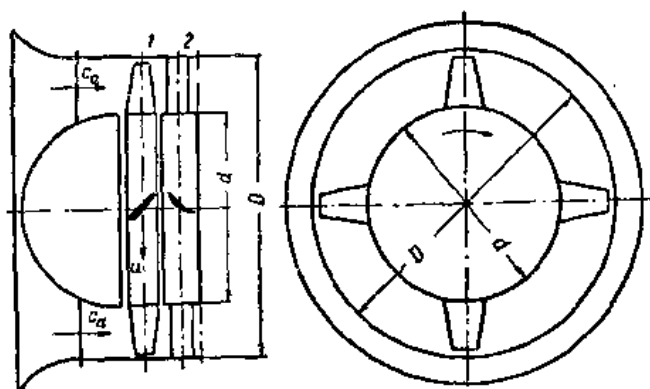


图 6 轴流式工作轮流量计算图

二、离心式扇风机

1. 基本概念

图 7 是离心式扇风机的工作轮。其叶片按径向排列成环状，叶片多为薄板制成，近期制造的高效率离心式扇风机乃采用机翼形叶片。

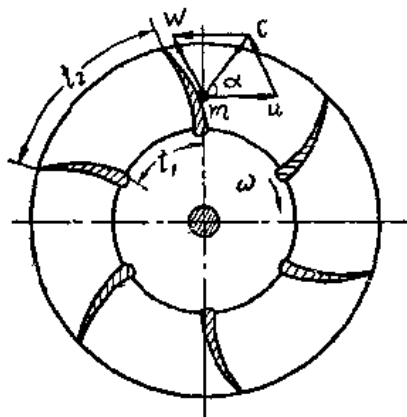


图 7 离心式扇风机工作轮

当工作轮以角速度 ω 旋转时，充满在叶道内的空气分子 m ，在叶片动力作用下，同时参加两种运动：以圆周速度 u 随工作轮旋转的牵连运动和以相对速度

W 沿叶片移动的相对运动，使空气分子 m 在离心力的作用下，连续不断的从入口吸入，由出口排出。空气在叶道中流

动的速度关系式为:

$$W = \sqrt{C^2 + u^2 - 2C \cdot u \cdot \cos \alpha} \quad (1-10)$$

式中 C ——空气流动的绝对速度。

空气在叶道中流动的速度取决于叶片始端与末端的位置和结构角度, 其入口处与出口处的运动速度见图 8。

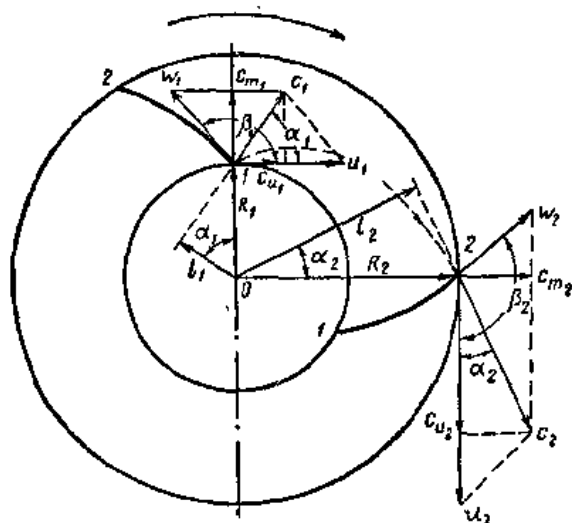


图 8 离心式工作轮速度图

2. 理论压头

假设: (1) 扇风机内部无任何流动损失;

(2) 工作轮的叶片无限多、其厚度无限小, 把空气分成细流;

(3) 在扇风机内流动的空气未受压缩, 即比重不变。

根据流体力学中微流束原理推导, 扇风机的理论压头方程式如下。

扇风机中若无能量损失, 则原动机的全部功率传给了空

气，传给空气的理论功率为：

$$N = Q_T \cdot \gamma \cdot H_\infty \quad (1-11)$$

式中 Q_T ——扇风机的理论排量；

γ ——空气比重；

H_∞ ——扇风机叶片无限多时的理论压头。

从另一方面分析，传给空气流的功率应等于原动机的功率，即：

$$N = M \cdot \omega \quad (1-12)$$

式中 ω ——扇风机工作轮的旋转角速度。

由公式 (1-11) 与 (1-12) 得扇风机的理论压头方程式：

$$H_\infty = \frac{M \cdot \omega}{Q_T \cdot \gamma} \quad (1-13)$$

当扇风机每秒钟所排空气质量为 $m \left(m = \frac{Q \cdot \gamma}{g} \right)$ 时，在出口处与入口处之间的动量矩变化为：

$$\begin{aligned} M &= M_2 - M_1 \\ &= \frac{\gamma}{g} \cdot Q_T (C_2 \cdot l_2 - C_1 \cdot l_1) \end{aligned}$$

式中 M_1 ——入口处动量矩；

M_2 ——出口处动量矩。

由图 8，力臂 l_1 与 l_2 按下式计算：

$$l_1 = R_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad l_2 = R_2 \cdot \cos \alpha_2$$

则得：

$$M = \frac{\gamma}{g} \cdot Q_T \cdot (R_2 \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2 - R_1 \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (1-14)$$

将公式 (1-14) 代入公式 (1-13) 得：

$$H_\infty = \frac{\omega}{g} (R_2 \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2 - R_1 \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1)$$

上式中 $\omega \cdot R_2 = u_2$, $\omega \cdot R_1 = u_1$ 代換并整理后, 得出离心式扇风机的理論压头方程式:

$$H_{\infty} = \frac{u_2 C_{u2} - u_1 C_{u1}}{g} \quad (1-15)$$

式中 C_{u1} 与 C_{u2} 是空气在扇风机工作輸入口处与出口处的旋扭速度, 其值与叶片的结构角有关, 直接影响离心式扇风机的压头。

在軸流式扇风机中 (图 4), 空气在工作輸入口处与出口处的任一半径上的圓周速度皆相等, 即:

$$u_1 = u_2 = u$$

代入公式 (1-15) 中得出軸流式扇风机的理論压头方程式为:

$$H_{\infty} = \frac{u(C_{u2} - C_{u1})}{g} \quad (1-15)'$$

公式 (1-15)' 与公式 (1-8)' 相同, 这說明軸流式扇风机与离心式扇风机的工作原理与物理实质相同, 两者的理論压头方程式的推导过程虽然不同, 但最后的表达形式完全一致。

旋扭速度具有一定的物理意义, C_{u2} 是由工作輪造成, 它决定了动量矩及气流內压头的增长。

扇风机无导流器时, 气流进入叶片就沒有旋扭, 进入的角度 $\alpha_1 = 90^\circ$, $C_{u1} = 0$, 理論压头方程式离心式扇风机为:

$$H_{\infty} = \frac{u_2 C_{u2}}{g} \quad (1-15, a)$$

軸流式扇风机为:

$$H_{\infty} = \frac{u C_{u2}}{g} \quad (1-15, b)$$

3. 理論排量