



建筑及空调风机的

工程设计、使用与维修

李海松◎主 编

赵晓燕 闫秋会 石雪松◎副主编

JIANZHUJI KONGTIAO FENGJI DE
GONGCHENG SHEJI SHIYONG YU WEIXIU



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

建筑及空调风机的工程 设计、使用与维修

主 编 李海松
副主编 赵晓燕 闫秋会 石雪松



机械工业出版社

本书共有 12 章,全面系统地介绍了建筑及空调通风机设计、使用、维修及测试等方面的知识。内容包括基础理论;风机的结构型式,相似理论在通风机中的应用,风机的振动与强度,通风机的管网设计,通风机噪声,风机的安装、运行与维修,风机试验,建筑通风、空调风机的型号及性能参数,建筑通风、空调规范,建筑通风、空调工程设计范例等。本书还提供了一些具有实用价值的图表。

本书可供从事通风机设计、使用与维护、测试等方面的工程技术人员使用,也可供大专院校相关专业师生参考。

图书在版编目(CIP)数据

建筑及空调风机的工程设计、使用与维修/李海松
主编. —北京:机械工业出版社,2014.6
ISBN 978-7-111-46543-0

I. ①建… II. ①李… III. ①房屋通风机-设计②房屋通风机-使用方法③房屋通风机-维修 IV.
①TU834.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2014)第 086469 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)
策划编辑:沈红 责任编辑:沈红 蒋有彩
版式设计:霍永明 责任校对:李锦莉
封面设计:陈沛 责任印制:刘岚
北京京丰印刷厂印刷
2014 年 8 月第 1 版·第 1 次印刷
169mm×239mm·21.75 印张·474 千字
0 001—3 000 册
标准书号:ISBN 978-7-111-46543-0
定价:58.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

社服务中心:(010) 88361066
销售一部:(010) 68326294
销售二部:(010) 88379649
读者购书热线:(010) 88379203
策划编辑电话:(010) 88379778

网络服务

教材网: <http://www.cmpedu.com>
机工官网: <http://www.cmpbook.com>
机工官博: <http://weibo.com/cmp1952>

封面无防伪标均为盗版

编 委 会

主任：石雪松

编委：李海松 闫秋会 赵晓燕 钟 浩
徐常武 朱晓农 冯成戈 唐秀文

前 言

随着人民生活水平的提高，制冷及空调用通风机也向着高效、低噪声、小型化等方向发展。近年来，随着国家对综合能耗进一步加强节能管理的要求日益严格，制冷及空调通风用通风机将会更加注意高效率。在用户正确合理选用、使用、安装、调试及维护方面也需要更多基本常识和知识。

本书共有 12 章，全面系统地介绍了通风机设计、使用、维护及测试等方面的知识。其内容包括离心通风机的基础理论知识、风机的结构型式，相似理论在通风机中的应用，风机的振动与强度，管网设计，噪声、安装、运行与维修，风机试验，建筑通风、空调风机的型号及性能参数，建筑通风、空调规范，建筑通风、空调工程设计规范等。

本书编写分工情况如下：第 1 章、第 2 章、第 7 章由西安电力高等专科学校赵晓燕副教授编写；第 3 章、第 5 章、第 10 章由中国通用机械工业协会副秘书长、风机分会秘书长石雪松编写；第 4 章、第 11 章、第 12 章由西安建筑科技大学闫秋会教授编写；第 6 章、第 8 章、第 9 章由西安电力高等专科学校李海松副教授编写。全书由原中国通用机械工业协会风机分会秘书长、沈阳鼓风机研究所副所长钟浩、徐常武主审，由徐常武做了本书的整理工作。本书编写前期曾得到合肥通用研究所朱晓农等同志的帮助，本书的出版得到了佛山市南海九洲普惠风机有限公司的大力支持，这里一并表示感谢。

本书可供从事通风机设计、使用与维护、测试及实际运行等方面的工程技术人员参考。由于我们的水平有限、经验不足，书中难免存在缺点和错误，希望读者批评指正。

编 者

目 录

前言

第1章 基础知识	1
1.1 气体的主要状态参数	1
1.2 理想气体的状态方程	2
1.3 连续性方程	3
1.4 伯努利方程	4
1.5 欧拉方程	7
1.6 能量损失	11
1.7 混合气体和湿空气	14
1.8 可压缩性的概念	19
第2章 一元流动理论和基本概念	22
2.1 研究流体流动的方法	22
2.2 迹线与流线	23
2.3 一元流动、二元流动及三元流动	24
第3章 相似理论在通风机中的应用	26
3.1 通风机的相似原理	26
3.2 通风机性能的相似换算	30
3.3 比转数	32
3.4 通风机的其他系数	34
3.5 相似设计	39
3.6 通风机的性能曲线	41
第4章 常用风机的结构型式	48
4.1 常用风机的分类	48
4.2 一般建筑、通风、空调用离心风机结构	50
4.3 一般建筑、通风、空调用轴流风机结构	52
第5章 风机的安装、运行及维修	58
5.1 风机的安装	58
5.2 风机的运行	64
5.3 风机的维修	70
5.4 常见故障分析	74
第6章 通风机管网设计	76
6.1 管道设计的基本知识	76
6.2 通风机管网及管网特性	79

6.3 串联管网和并联管网的特性	82
6.4 通风机在管网中的工作	84
6.5 管道的沿程压力损失	88
6.6 管道的局部压力损失	131
第7章 风机的振动与强度	176
7.1 风机振动机理	176
7.2 风机振动故障分析	182
7.3 风机减振措施	185
7.4 风机振动测量技术	194
7.5 通风机叶轮的强度计算	210
7.6 主轴的强度计算	221
第8章 通风机噪声	224
8.1 声波和噪声	224
8.2 声强与声强级	225
8.3 声压与声压级	227
8.4 声压级的合成	229
8.5 声功率与声功率级	230
8.6 倍频程和 1/3 倍频程	232
8.7 噪声的评价	233
8.8 通风机噪声产生的原因	235
8.9 通风机声功率级和比声功率级	236
8.10 通风机噪声和性能的关系	239
8.11 通风机的噪声频谱	240
8.12 通风机的噪声特性	242
8.13 通风机噪声测量仪器	245
8.14 通风机噪声的测定	249
8.15 通风机的噪声控制	252
第9章 风机试验	258
9.1 风机试验的分类及目的	258
9.2 常用仪器仪表及测定方法	259
9.3 国内外通风机产品试验标准	263
9.4 通风机空气动力性能试验装置	264
9.5 流量测定方法及计算公式	268
9.6 标准风道的阻力件及其损失计算方法	270
9.7 试验数据处理计算框图	271
第10章 常用建筑和空调风机的型号及性能参数	272
10.1 建筑通风换气用风机的选用	272
10.2 消防排烟用风机的选用	283
10.3 空调风机的选用	290

10.4 厨房抽油烟风机的选用	297
10.5 管道加压风机的选用	298
10.6 厂房通风换气风机的选用	307
第 11 章 建筑通风和空调规范	311
11.1 建筑通风设计规范	311
11.2 建筑消排烟设计规范	316
11.3 建筑空调设计规范	320
第 12 章 建筑通风和空调工程设计范例	329
12.1 风机选型注意事项	329
12.2 工程设计实例	333
参考文献	337

第1章 基础知识

通风机是用于输送气体的机械，是把原动机的机械能转变为气体能量的机械。

1.1 气体的主要状态参数

用以描述气体状态特征的物理量称为状态参数。其中压力、温度、比体积称为气体的基本状态参数，也是其最主要的状态参数。

1. 压力

垂直作用于容器壁单位面积上的力，称为压力，也称压强，常用符号 p 表示。

$$p = \frac{F}{A} \quad (1-1)$$

式中， F 为垂直作用于整个容器壁的力 (N)； A 为 F 力作用的容器壁的总面积 (m^2)。

根据分子运动论的观点，压力是由于大量气体分子撞击容器内壁的结果。压力的单位为帕斯卡 (简称帕) 用符号 Pa 表示。工程中因帕的单位太小，常用兆帕 (MPa) 为单位， $1\text{MPa} = 10^6\text{Pa}$ 。

现有的通风机，工程中还有使用非法定计量单位，例如： mmH_2O 或 kgf/m^2 (工程中近似认为 $1\text{mmH}_2\text{O} = 1\text{kgf/m}^2$)、 mmHg 、 bar 、 atm 、 at 等作为压力单位，它们之间的单位换算见表 1-1。

表 1-1 压力单位换算

帕斯卡 (Pa)	巴 (bar)	标准大气压 (atm)	工程大气压 (at)	毫米汞柱 (mmHg)	毫米水柱 (mmH ₂ O)
1	1×10^{-5}	9.869×10^{-6}	1.02×10^{-5}	7.5×10^{-3}	1.02×10^{-1}
1×10^{-5}	1	9.869×10^{-1}	1.02	7.5×10^2	1.02×10^4
1.013×10^5	1.013	1	1.033	760	1.033×10^4
9.806×10^4	9.809×10^{-1}	9.6787×10^{-1}	1	735.559	1×10^4
133.322	133.322×10^{-5}	1.316×10^{-3}	1.36×10^{-3}	1	13.595
9.806	9.806×10^{-5}	9.678×10^{-5}	1×10^{-4}	735.559×10^{-2}	1

压力的测量常用弹簧管压力表或 U 形管压力计，后者用于测量微小压力。压力计所读出的压力数值是测量处气体的真实压力 (绝对压力) 与外界大气压力的差值，称为表压或相对压力，用符号 p_g 表示。测量处气体的真实压力，即绝对压力，用符号 p 表示，它们之间的关系可表示为

$$p = p_g + p_a \quad (1-2)$$

式中, p_a 为外界大气压力。

如测量处气体的绝对压力低于大气压力, 则称该处具有真空, 或处于负压状态。

真空常用符号 p_v 表示, 则

$$p_v = p_a - p \quad (1-3)$$

注意: 只有绝对压力才能代表气体的状态参数。

2. 温度

宏观上, 温度是描述气体在平衡状况时冷热程度的物理量。若有热量从一物体传给另一物体, 即表明它们的温度不同。微观上, 温度是大量分子热运动强烈程度的量度, 温度与分子运动动能之间的关系为

$$\frac{1}{2}mc^2 = BT \quad (1-4)$$

式中, $\frac{1}{2}mc^2$ 为分子平移运动的动能, 其中 m 是一个分子的质量, c^2 为分子平移运动的均方根速度; B 为比例常数; T 为气体的热力学温度。

当 T 为零时, 显然速度 c 就是零, 故绝对零度就是分子停止运动的温度。热力学温度用符号 T 表示, 单位是开尔文 (简称开), 以符号 K 表示。热力学温度单位开尔文是水的三相点 (纯水、纯冰和水蒸气平衡共存的状态点) 温度的 $1/273.16$ 。

摄氏温度用符号 t 表示, 单位为摄氏度, 以符号 $^{\circ}C$ 表示。它们之间的换算关系为

$$T = 273 + t \quad (1-5)$$

显然, 两种温度的每一温度间隔的大小完全一致, 这样不论采用哪一种温度, 其差值相同, 即 $\Delta T = \Delta t$ 。

3. 比体积和密度

比体积是指单位质量的气体所占有的体积, 用符号 v 表示, 单位为 m^3/kg 。比体积是表示气体内部分子疏密程度的状态参数, 比体积越大, 气体内部分子之间的距离就越大, 气体内部分子越稀疏。

比体积的倒数称为密度, 用符号 ρ 表示, 是指单位体积的物质所具有的质量, 单位为 kg/m^3 。

国家标准规定, 当风机的进口状态的压力为 $101325Pa$ ($760mmHg$), 温度为 $20^{\circ}C$, 相对湿度为 50% 的湿空气状态, 称为标准进气状态。

1.2 理想气体的状态方程

1. 理想气体与实际气体

自然界中存在的气体称为实际气体。其分子具有一定的体积, 相互之间具有作用力。实际气体的性质复杂, 很难找出其分子运动的规律, 故为了简化分析计算, 提出了理想气体的概念。

理想气体是一种实际上不存在的假想气体，它的分子是弹性的、不占体积的质点，分子之间没有相互作用力。这种气体性质简单，便于用简单的数学关系式进行分析计算。

通风机中的气体一般都可以按理想气体进行分析和计算，并能保证满意的精确度。

2. 理想气体状态方程

当理想气体处于任一平衡状态时，三个基本状态参数 p 、 v 、 T 之间的数学关系式为

$$pv = RT \quad (1-6)$$

式中， p 为气体的绝对压力 (Pa)； v 为气体的比体积 (m^3/kg)； R 为气体常数 [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]； T 为气体的热力学温度 (K)。

气体常数 R 仅取决于气体的种类，与气体所处的状态无关。也就是说，对于同一种气体，不论在什么状态下，气体常数 R 的值恒为常数，而不同种类的气体， R 值则不同。

式 (1-6) 称为理想气体的状态方程，它简单地反映了平衡状态下理想气体基本状态参数之间的具体函数关系。

式 (1-6) 是对 1kg 气体而言的。

对于任何理想气体，只要摩尔质量 $M(\text{kg}/\text{mol})$ 已知，就可以用式 (1-7) 计算其气体常数 $R[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$ ：

$$R = \frac{8.314}{M} \quad (1-7)$$

对于 $m\text{kg}$ 的气体，其状态方程可写为

$$pv = mRT \quad (1-8)$$

若一定量的气体，其状态发生了变化，则

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} \quad (1-9)$$

式 (1-6)、式 (1-8)、式 (1-9) 是理想气体状态方程式的不同表达形式。

3. 理想气体的过程方程

气体在与其周围外界发生能量传递和转化时，其状态将发生变化，即由开始状态，经过一系列的中间状态变化到最终状态。其整个变化过程，称为气体的热力过程。开始的状态称为初态，终了时的状态称为终态，其状态参数之间的关系可表示为：

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m = \text{常数} \quad (1-10)$$

式中， m 为多变指数。

式 (1-10) 称为过程方程。其特例有：① $m=0$ ，则 $p = \text{常数}$ ，称为定压过程；② $m=1$ ，则 $pv = \text{常数}$ ，称为等温过程；③ $m=k$ ，则 $pv^k = \text{常数}$ ，称为绝热过程， k 为等熵指数，对于空气， $k=1.4$ ；④ $m=\infty$ ，则 $v = \text{常数}$ ，称为定容过程。

1.3 连续性方程

连续方程式是在质量守恒定律的基础上建立起来的，可表述为：单位时间内流入控

制体的气体质量与流出控制体的气体质量相等，且等于常数。连续性方程式普遍适用于任何工质的稳定而连续的流动。

设有一任意流道（见图 1-1），流道中截面 1-1 的截面积为 A_1 (m^2)，气体流经此处时的比体积为 v_1 (m^3/kg)，流速为 c_1 (m/s)。则单位时间内流过 1-1 截面的质量，即质量流量 q_{m1} 为

$$q_{m1} = \frac{A_1 c_1}{v_1}$$

同理，流过 2-2 截面的质量流量为：

$$q_{m2} = \frac{A_2 c_2}{v_2}$$

根据能量守恒定律，各截面的质量流量应相等，即

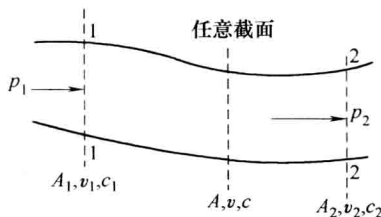


图 1-1 通过流道的一维稳定流动

$$q_m = \frac{A_1 c_1}{v_1} = \frac{A_2 c_2}{v_2} = \frac{Ac}{v} = \text{常数} \quad (1-11)$$

式中， q_m 为质量流量 (kg/s)。

式 (1-11) 即为稳定流动的连续性方程式。它给出了流速、截面积与比体积之间的关系。这个关系式是计算管道截面积和流量的基本公式。

在通风机中，由于气体压力较小，压力变化也较小，气体在流动中可近似认为其密度不变，式 (1-11) 可简化为

$$q_v = A_1 c_1 = A_2 c_2 = \text{常数} \quad (1-11a)$$

式中， q_v 为体积流量 (m^3/s)。

式 (1-11a) 是不可压缩流体的连续性方程式。它说明不可压缩流体在流动过程中，不仅质量流量保持不变，而且体积流量也保持不变，其流体的速度与横截面积成反比。江面窄处水流速度大，江面宽处水流缓慢的现象，正是体现连续性方程的道理。

【例题 1】 已知某通风管道的进口直径为 40cm，速度为 20m/s，出气口的面积为 $40 \times 24 \text{cm}^2$ 。求出气口的速度。

解：对于通风管道，可采用不可压缩流体的连续性方程求解： $A_1 c_1 = A_2 c_2$ ，则 $c_2 =$

$$\frac{c_1 A_1}{A_2}。由于 A_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2，所以 c_2 = 20 \times \frac{\frac{\pi}{4} \times 40^2}{40 \times 24} \text{m/s} = 26.2 \text{m/s}$$

1.4 伯努利方程

同质量守恒一样，能量守恒是流体流动必须遵循的又一普遍规律。伯努利方程反映了流体流动的能量守恒规律。此方程是管道计算的核心方程式。

1. 伯努利方程的表达式

(1) 理想流体沿同一微元流束（也就是沿流线）的表达式

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{常数} \quad (1-12)$$

若 1、2 两点为同一条流线（或微元流束）上的任意两点，则

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (1-12a)$$

式中， z_1 、 z_2 为 1、2 两点距离位置基准面的高度（m）； p_1 、 p_2 为 1、2 两点处气体的压力（Pa）； u_1 、 u_2 为 1、2 两点处气体的流速（m/s）。

式（1-12a）适用于理想的不可压缩流体。

在通风机中，因气体的密度较小，由气体位置变化引起的位能相对压力能及动能可以忽略不计，故式（1-11）可变为

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = \text{常数} \quad (1-12b)$$

（2）粘性流体微元流束的伯努利方程 对于实际流体，由于存在粘滞性，运动时产生内摩擦力，单位质量的流体，由 1-1 断面流至 2-2 断面，必须克服内摩擦阻力而做功，同时要消耗机械能为代价（变为热能等耗散掉），因此实际流体的机械能沿流程并不守恒，而是沿程不断减少，即

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} > z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}$$

如将 1-1、2-2 断面间的机械能损失以 h_w' 表示，则得出实际流体微元流束的伯努利方程式为

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_w' \quad (1-13)$$

（3）粘性流体一元总流的伯努利方程 式（1-13）是微元流束伯努利方程式，而总流是由无限个微元流束组成的，对微元流束进行积分即可得出实际流体总流的伯努利方程式，即

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 c_2^2}{2g} + h_w \quad (1-14)$$

式中， α 为动能修正系数，其大小取决于有效截面上的流速分布规律，通常近似地认为 $\alpha \approx 1.0$ ； h_w 为两断面之间流体的能量损失（m）； c_1 、 c_2 为 1-1、2-2 断面处气体的平均流速（m/s）。

式（1-14）可简化为

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gh_w \quad (1-14a)$$

（4）有能量输入时的伯努利方程 前面各方程式是在没有外功（能量）加入的情况下得出的。在通风机中，是通过旋转的叶轮把原动机的机械能变成气体的能量。设风机传递给单位质量的气体的能量为 H ，单位为 m，则风机出、进口气体总能量之差就是叶轮对气体所做的功，即

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_w \quad (1-15)$$

式(1-15)表明, 叶轮给单位体积的气体所做的总功用于提高气体的静压能、动能, 并克服各种损失。此时, 风机叶轮对气体所做的有效功为

$$P_e = \frac{\rho g q_v H}{1000}$$

式中, P_e 为风机的有效功率 (kW); q_v 为风机通过的体积流量 (m^3/s)。

2. 伯努利方程的应用举例

(1) 静力学基本方程 这是伯努利方程的特例。当流体处于静止状态时, 速度为零, 流动损失也为零, 则

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} = \text{常数} \quad (1-16)$$

式(1-16)称为静力学基本方程式, 用于解决静止液体静压力的测量、计算问题。

(2) 皮托管 要测量管道中流体的速度, 可采用皮托管来进行。

图1-2所示为皮托管示意图。它是由光滑黄铜管或不锈钢管经过精密加工制成。皮托管正对着气流方向的测孔所测得的是气流的全压; 皮托管侧孔所测得的是气流的静压。皮托管上的全压或静压小管与U形管的一端相连, 而U形管另一端通大气, 测得的即为全压(表压)或静压(表压)。将皮托管的全压及静压小管分别与U形管的两端相连时, 测得的是动压。

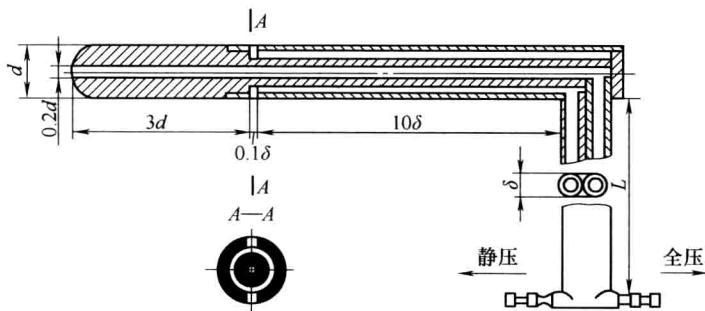


图1-2 皮托管

用上述方法测得风道某截面的动压 p_d 后, 应用伯努利方程, 用式(1-17)计算气流速度:

$$c = \sqrt{\frac{2}{\rho} p_d} \quad (1-17)$$

式中, c 为气流速度 (m/s); p_d 为气体的动压 (Pa); ρ 为气体的密度 (kg/m^3)。

图1-3所示为测风机进气集流器的流量。

将伯努利方程应用于0-0和1-1截面上。0-0截面为大气, 故其压力(表压) $p_0 = 0$, 且速度 $c_0 = 0$ 。

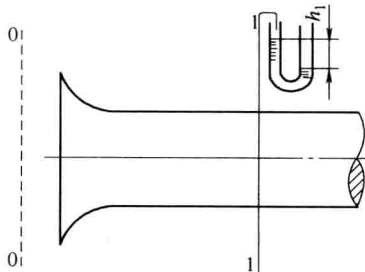


图1-3 测风机进气集流器的流量

故有

$$0 + 0 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} \quad \text{或} \quad c_1 = \sqrt{2 \left| \frac{-p_1}{\rho} \right|}$$

集流器流量为

$$q_{v1} = A_1 \varphi c_1 = A_1 \varphi \sqrt{2 \left| \frac{-p_1}{\rho} \right|} \quad (1-18)$$

$$p_1 = -\rho' gh$$

式中, φ 为流量系数, 对圆弧形集流器 $\varphi = 0.99$, 对锥形集流器 $\varphi = 0.96$; p_1 为压力其值为负值; ρ' 为 U 形管中工作流体的密度。

1.5 欧拉方程

1. 流体在叶轮内的运动及速度三角形

流体在叶轮中除作旋转运动外, 同时还从叶轮进口向出口流动, 因此流体在叶轮中的运动是一种复合运动。图 1-4 示出流体在叶轮内运动的圆周速度、相对速度和绝对速度。

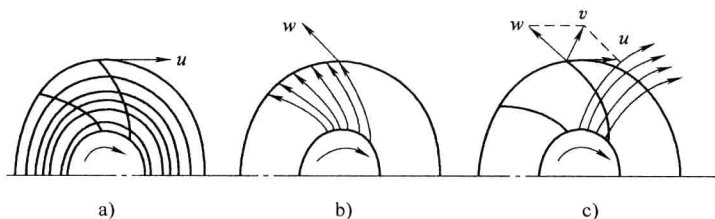


图 1-4 流体在叶轮内运动的圆周速度、相对速度和绝对速度

a) 圆周速度 b) 相对速度 c) 绝对速度

当叶轮带动流体作旋转运动时, 流体具有圆周运动 (牵连运动), 见图 1-4a。其运动速度称为圆周速度, 用符号 u 表示, 其方向与圆周切线方向一致, 大小与所在半径及转速有关。

流体沿叶轮流道的运动, 称相对运动, 见图 1-4b, 其运动速度称相对速度, 符号 w 表示, 其方向为叶片的切线方向、大小与流量及流道形状有关。

流体相对静止机壳的运动, 称绝对运动, 见图 1-4c, 其运动速度称绝对速度, 用符号 v 表示。它是以上两个速度的向量和, 即

$$\mathbf{v} = \mathbf{u} + \mathbf{w} \quad (1-19)$$

由这三个速度矢量组成的矢量图, 称为速度三角形, 见图 1-5。图中, v_u 为绝对速度在圆周方向的分

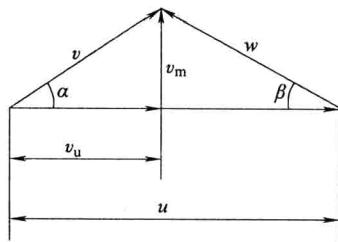


图 1-5 速度三角形

量,称为圆周分速度; v_m 为绝对速度在轴向的分量,称为轴向速度; α 是绝对速度与圆周速度之间的夹角,称为绝对速度角; β 是相对速度与圆周速度反方向的夹角,称为流动角。

通常将叶片切线与圆周速度反方向之间的夹角,称为叶片安装角,用 β_a 表示。当流体沿叶片切线运动时, $\beta = \beta_a$ 。

叶轮叶片进、出口处的圆周分速度为

$$v_{1u} = v_1 \cos \alpha_1 \quad v_{2u} = v_2 \cos \alpha_2$$

叶轮进、出口的轴向速度为

$$v_{1m} = v_1 \sin \alpha_1 \quad v_{2m} = v_2 \sin \alpha_2$$

速度三角形一般只需已知三个条件就可画出。根据风机的设计参数,可以求出 u 、 v_m 和 β 角。

(1) 求圆周速度 u (m/s)

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (1-20)$$

式中, D 为叶轮直径(计算点的直径)(m); n 为叶轮转速(r/min)。

(2) 求轴向速度 v_m (m/s)

$$v_m = \frac{q_{vT}}{A} = \frac{q_v}{A \eta_v} \quad (1-21)$$

式中, q_{vT} 为理论流量(m^3/s); q_v 为实际流量(m^3/s); η_v 为容积效率(%); A 为有效截面积(与轴向速度 v_m 垂直的面积)(m^2)。

考虑到有效截面积被叶片厚度占去一部分,此时

$$v_m = \frac{q_v}{\pi D b \eta_v \psi} \quad (1-22)$$

$$\psi = 1 - \frac{z\sigma}{\pi D}$$

式中, ψ 为排挤系数; z 为叶片数; σ 为圆周方向的叶片长度; b 为叶片宽度。

(3) 求相对速度 w 的方向或 β 角 当叶片无限多时,相对速度 w 的方向应与叶片表面相切, β 与叶片安装角 β_a 相等。 β_a 在设计时是根据经验数值选取的。

求出 u 、 v_m 及 β 后,即可按比例画出速度三角形。

2. 能量方程式(欧拉方程)

能量方程式是建立流体通过旋转叶轮时,获得能量的定量关系式。此方程式是欧拉在1756年首先推导出来的,所以又称欧拉方程。

叶轮对气体做功的计算是一个十分重要的问题,为了研究方便,先做几点假设。

(1) 假设

1) 理想叶轮。叶片数目无限多,叶片厚度无限薄。流体质点严格沿叶片型线流动,即流线与叶片的型线重合。因此可以认为沿圆周各点的速度相等,即气流是轴向对称的。

2) 流体为理想、不可压缩流体。通风机工作时无能量损失, 则原动机加到风机轴上的能量, 等于被输送气体所获得的能量; 另外, 因通风机升压较小, 则进、出口的气体密度可视为不变, 当做不可压缩流体看待。

3) 气体在做稳定流动。

(2) 能量方程的表达式 已知原动机传给风机轴的功率 (即轴功率) $P(W)$ 为

$$P = M\omega$$

式中, M 为通风机叶轮轴的力矩 ($N \cdot m$); ω 为通风机叶轮的旋转角速度 ($1/s$)。

假定通风机的体积流量为 $q_{VT} (m^3/s)$, 通风机的全压为 $p_{T\infty} (Pa)$, 则气体获得的功率 $P(W)$ 为

$$P = q_{VT} p_{T\infty}$$

说明: 凡符号下标为 “ ∞ ” 者, 均表示叶片数为无穷多叶轮的参数。

根据上述假设, 加给通风机叶轮上的能量全部传给气体, 并无任何损失, 则无限多叶片的理论压力为

$$p_{T\infty} = \frac{M\omega}{q_{VT}}$$

根据动量矩定律: 单位时间内由叶轮出口流出的气体动量对轴线的动量矩, 与叶片入口处流入的气体动量对轴线的动量矩之差, 等于加给气体的外力对同一轴线的力矩之和, 从而可得:

$$P = q_{VT} p_{T\infty} = q_{VT} \rho (R_2 v_{2u\infty} - R_1 v_{1u\infty}) \omega = q_{VT} \rho (u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u\infty})$$

式中, R_1 为叶片入口处半径 (m); R_2 为叶片出口处半径 (m)。

$$p_{T\infty} = \rho (u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u\infty}) \quad (1-23)$$

式 (1-23) 即为能量方程的表达式。式中, 凡符号下标有 “ ∞ ” 者, 均表示叶片数为无穷多叶轮的参数。

当气流的绝对速度沿半径方向进入叶片时, 即 $v_{1u\infty} = 0$, 则

$$p_{T\infty} = \rho u_2 v_{2u\infty}$$

如果通风机叶轮入口前有导流器, 则可用改变导叶角度的方法, 以改变式 (1-23) 中的 $v_{1u\infty}$ 的大小和方向, 从而改变风机的压力。

式 (1-23) 可变换为另一形式。由叶片进、出口处的速度三角形, 得

$$w_{2\infty}^2 = v_{2\infty}^2 + u_2^2 - 2u_2 v_{2\infty} \cos \alpha_{2\infty}$$

$$w_{1\infty}^2 = v_{1\infty}^2 + u_1^2 - 2u_1 v_{1\infty} \cos \alpha_{1\infty}$$

而 $v_{2\infty} \cos \alpha_{2\infty} = v_{2u\infty}$, $v_{1\infty} \cos \alpha_{1\infty} = v_{1u\infty}$, 则

$$u_2 v_{2u\infty} = \frac{1}{2} (v_{2\infty}^2 + u_2^2 - w_{2\infty}^2)$$

$$u_1 v_{1u\infty} = \frac{1}{2} (v_{1\infty}^2 + u_1^2 - w_{1\infty}^2)$$

代入式 (1-23) 后, 得

$$p_{T\infty} = \frac{\rho}{2} (v_{2\infty}^2 - v_{1\infty}^2) + \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2} (w_{1\infty}^2 - w_{2\infty}^2) \quad (1-24)$$