

〔苏联〕M. П. 卡里奴司金著

通风机设备

上海科学技术出版社

通 风 机 設 备

第四版 (1956)

[苏联] M. II. 卡里奴司金 著

严导淦 毛善培 译

上海科学技术出版社

內 容 提 要

本書前四章簡單介紹空氣動力學在通風系統設計中的必要知識，特別着重論述各種局部阻力的計算及風道設計的技术經濟原理。第五至第八章詳盡分析各種類型通風机的性能、構造、設計及選擇。最后四章介紹通風設備中原動机的選擇、通風机試驗、安裝、操作、養护等。

本書根據第四版最新版本譯出，對通風机設備的各有关部件有全面而詳盡的論述，并有独到的見解。

本書供衛生工程師、設計師及土木建筑學院的大學生們參考之用

通 風 机 設 备

ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

原 著 者 [苏联] М. П. Калинушкин

原出版者 Издательство министерства
коммунального хозяйства
РСФСР • 1956 年版

譯 者 严 导 淦 毛 善 培

上海科学技术出版社出版

(上海南京西路2004号)

上海市书刊出版业营业许可证出093号

上海市印刷五厂印刷 新华书店上海发行所总經售

开本 850×1168 1/32 印张 7 30/32 字数 194,000

(原科技版印2,200册 1958年4月第1版)

1959年8月新1版 1959年8月第1次印刷

印数 1—3,000

統一書号: 15119 • 645

定 价: (十四) 1.35元

第三版序言 (1953 年)

在十五年以前,本書第一版問世的時候,在擴大通風機設備的應用範圍方面,特別是在城市公用事業中——為旅館、浴室、洗衣房的通風,為保證鍋爐電力站的鼓風,為除塵等方面已經獲得了巨大的成就。

這就鼓舞了著者再版時進行了許多補充,這些補充結合到一般用途的離心式通風機的新 ГОСТ 5976-51 技術資料及 1950 年中央流體動力學研究所 (ЦАГИ) 發表的“管道配件及主件中水力阻力手冊”的主要材料。某些補充是根據著者新近的研究及 1952 年著者出版的高等學校教材“泵與通風機”而完成的。

本書的編排保持着過去的形式——通風機設備在風道中的協同工作,通風機與傳動的原動機之間的連系,同時闡述了理論、計算、安裝、調整及操作上的問題。

第四版序言

本書的編排及內容基本上如前,但與前一版相比,補充了許多(關於通風機強度的計算,通風機設備的安裝等)。主要地增編並修改了附錄,以使這部分可以作為備考材料。

目 录

第三版序言

第四版序言

緒 論 1

第一章 空气动力学导論 3

空气的物理性質 3 流量和压力 6

第二章 摩擦的压力損失 9

摩擦阻力 9 流动的形态 11

管壁的糙度 10 摩阻系数 13

第三章 局部阻力中的压力損失 18

局部阻力系数 18 压力損失 26

冲击的压力損失 19 气流在三通管中的合流和

进口的压力損失 21 分流时之压力損失 40

气流流速的数量变化时之 疏隙隔板中的压力損失 45

压力損失 31 风道出口的压力損失 51

气流的运动方向改变时之

第四章 风道的計算 56

簡單风道和复杂风道的計 計算风道时所計及的一些

算原理 56 影响 73

风道的計算順序 57 风道的計算方法 76

风道的技术-經濟計算原 支綫的平差 79

理 58 风道的特性曲綫 81

第五章 通风机的类型 85

通风机按高速率的分类 85 离心式通风机与軸流式通

离心式通风机 86 风机的比較 98

軸流式通风机 94

第六章 通风机的計算	99		
叶輪的工作	99	机之基本外形尺寸的确定	111
机壳的用途	104	轴流式通风机的空气动力学計算	115
离心式通风机的空气动力学計算	107	通风机的强度計算	121
最簡單型式的离心式通风			
第七章 通风机的特性曲綫	126		
总特性曲綫	126	特性曲綫的換算	132
$p-Q$ 特性曲綫	127	通用特性曲綫	137
$N-Q$ 特性曲綫	129	借特性曲綫換算的方法来	
$\eta-Q$ 特性曲綫	130	确定通风机的基本尺寸	141
第八章 通风机在风道中的工作	143		
风道中之压力图	143	通风机的联合工作	152
特性曲綫的疊加方法	146	通风机工作的稳定性	159
第九章 連接于通风机上的原动机之選擇	162		
原动机装机功率的决定	162	电动机	164
第十章 通风机設備的安裝	169		
风道	169	軸承	172
通风机及电动机的裝置	170	隔声	174
通风机叶輪的平衡	171		
第十一章 通风机設備的調整(試驗和調節)	179		
測量仪表	179	通风机的試驗	191
风道的試驗和調節	186	通风机的調節	194
第十二章 通风机設備的操作	199		
操作經濟	199	說明書	202
通风机設備的修理	200	主要故障及其消除	203
附 录	205		
I 风道計算表	206	尺寸及特性曲綫	214
II 风道計算用列綫图	212	V 选择鼠籠型异步电动机	
III $n^{1/5}$ 和 $n^{2/5}$ 数值表	213	的基本外形尺寸及	
IV 选择通风机时的基本		用表	

VI 三角皮帶傳动的选择 · 237

的彈性联軸器之尺寸 · 243

VII 根据ГОСТ2229—43

VIII 滾珠軸承选择用表 · 244

参考文献 248

緒 論

通风机設備广泛地被应用在苏联国民經济的各部門中。每一种設備系由通风机、风道及原动机所組成。

通风机的工作与风道及原动机的工作有机地連系着。根据风道的形式及其中各种加热、加湿或淨气設備的布置,并按照通风与原动机的类型,通风机設備可以利用在各种不同的卫生工程、动力、工艺和其他目的上。因此它們在各种应用中的特点不可能在一本書中叙述,而須在各有关通风、热工、除尘、市政公共設備等著作中論述。

但是在所有情况下,不管通风机設備的应用范围,其計算原則、安裝、調整及操作,总有共同之处,本書中予以論述。

通风机設備的正常工作,不仅决定于正确的計算,而且也与良好的安裝、調整(試驗与調节)和操作有关。

俄国工程师 A. A. 薩布盧可夫將軍 (1783~1857 年), 在 1832 年发明了第一部离心式通风机, 它的图式是非常接近于現代化的。并在 1835 年很成功地用在阿尔泰山上的恰格爾斯基矿井通风中。此后, 这种通风机在俄国以及国外很广泛地用作矿井、海船等的通风上。

但是仅在偉大的十月社会主义革命以后, 由于建設事业的蓬勃发展, 以及由于生产中劳动保护法的确立, 和对房屋卫生設備要求的提高, 开始大規模地制造了各种各样的通风机, 并且研究了它們的計算原理。B. И. 列宁称之为“俄罗斯航空之父”的 H. E. 伊

可夫斯基教授(1847~1921 年)研究了渦流理論,在这个基础上軸流式通风机被制造出来。

在儒可夫斯基所創办的中央空气动力学研究所及其他科学研究院和實驗室中,他的学生和繼承者——K. A. 烏沙可夫、B. И. 波力可夫斯基等人繼續在創立通风机的計算和構造的新理論,力求高度的經濟性、緊湊性以及在工作中減少噪声等方面进行研究。

在中央流体动力学研究所、全苏热工研究所以及其他科学机构中,也都成功地研究风道計算方法。我們的电机制造工业掌握了大批生产經濟的,及各种各样的用来拖动通风机的电动机。

在通风机設備安裝的加速及降低成本方面得到显著的成績。近代化的控制量度仪表及調节仪以及自动設備的应用,保證了通风机設備的优良調整与操作的可能性。

外国学者——基尔高夫、外士巴赫、波来士、浦朗特、尼古拉茲等人——在风道水力阻力的理論与實驗研究中作了巨大的貢獻。在通风机的理論研究及計算方法方面,格龙夫阿、卡格、魏司曼、潑发来德等人的貢獻是很著名的。

外国公司“达維遜”、“由开司”、“阿爱罗脫”、“摩来利”及“斯特由台万特”研究了各种非常不同構造的通风机。

在城市公用事业中,通风机設備采用在民用和公用建筑、浴室、洗衣房、汽車房內的通风和空气采暖。鍋炉电力站及热供应系統裝備有鼓风用的通风机設備。通风机設備保證了除尘机系統、溶雪器、干燥器以及許多在市政企业实施的工艺过程的效用。

通风机設備的理論、計算方法及構造的进一步改进,將使它們的应用更加广泛而有效,这將促进机械化,提高生产速度以及改善劳动条件和居民的公用生活設備。

第一章

空气动力学导論

空气的物理性質

环绕着大气中之空气是各种气体（氮、氧、二氧化碳等等）、水蒸汽和机械杂质——灰燼的混合物。

根据某些条件，大气中的空气成分是可以改变的，但是它的物理性質基本上系决定于气象条件——温度、气压和湿度。

空气的物理性質，首先以它的重率 γ 或（有时为便于计算）密度 $\rho = \frac{\gamma}{g}$ 来决定，这里 g ——重力加速度。

在今后的论述中，采用工程量度（公斤，公尺，秒）的系统为基础，由此， γ 的单位以公斤/公尺³， g 的单位以公尺/秒² 和 ρ 的单位以公斤·秒²/公尺⁴ 表示。

为了在不同时间、不同地点、及在极其复杂的气象条件下所进行的计算和试验有比较的可能性，全部数据均宜变换到同一的和标准的空气状态条件：温度 $t_0 = +20^\circ\text{C}$ （在这里和以后，指标 C 表示按百度温标量取的温度），也就是绝对温度 $T_0 = 273 + 20 = 293^\circ$ ；气压 $p_0 = 10,330$ 公斤/公尺² 和相对湿度 $\varphi = 0.5$ （相对湿度是空气中实际所含水蒸汽的重量与在完全饱和时它的重量之比）。

在这些气象学参数和按重量大概由 76% 氮气与 24% 氧气

組成的清洁空气的标准化学成分之情况下,其重率 $\gamma_0 = 1.2$ 公斤/公尺³,而密度 $\rho_0 = 0.122$ 公斤·秒²/公尺⁴。同样,这个数值可借助于特性方程式得出:

$$\frac{p}{\gamma} = RT,$$

式中之气体常数,对干燥空气来说 $R = 29.27$ 。

当 $p_0 = 10,330$ 公斤/公尺² 和 $T_0 = 293^\circ$ 时:

$$\gamma_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{10,330}{29.27 \times 293} = 1.2 \text{ 公斤/公尺}^3$$

及

$$\rho_0 = \frac{1.2}{9.81} = 0.122 \text{ 公斤·秒}^2/\text{公尺}^4.$$

空气的重率計入其相对湿度时可按如下公式計算:

$$\gamma = \frac{p}{RT} \left(1 - 0.378 \frac{\varphi p_{\text{飽和}}}{p} \right),$$

式中 $p_{\text{飽和}}$ ——飽和水蒸汽的压力——視溫度而定,取自表 1。

表 1

t°	-20	-10	0	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40	+45	+50
$p_{\text{飽和}}$ 公斤/公尺 ²	13	29	62	125	174	238	324	432	573	768	978	1258

从后一公式得出,当其他的条件不变时,湿空气的重率比干空气为小。但是湿度的影响显得是非常微小的。

例如,当空气的相对湿度从 $\varphi = 0.5$ 增加到 1.0 时,它的重率改变全部的 0.5%,因此,在实际計算中通常对湿度不予修正。

自特性方程式同样可得出,在压力 p 不变的情况下,下列比例是正确的:

$$\frac{\gamma}{\gamma_0} = \frac{T_0}{T},$$

而当溫度 T 不变时,关系式是:

$$\frac{\gamma}{\gamma_0} = \frac{p}{p_0}.$$

当 p 和 T 变化时, 下列公式是正确的:

$$\frac{\gamma}{\gamma_0} = \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0}.$$

如果記住当 $p_0 = 10,330$ 公斤/公尺² 和 $T_0 = 293^\circ$ 时的 $\gamma_0 = 1.2$ 25
公斤/公尺³, 則在沒有表格时, 按已給的 p 和 T , 可利用这个公式
求出 γ 。

例 試求当 $p = 10,800$ 公斤/公尺² 和 $t = 0^\circ$ 时的空气之重率。忽略湿度的影响。

$$\gamma = \gamma_0 \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} = 1.2 \times \frac{293}{273} \times \frac{10,800}{10,330} = 1.35 \text{ 公斤/公尺}^3;$$

$$(\rho = \frac{1.35}{9.81} = 0.137 \text{ 公斤} \cdot \text{秒}^2/\text{公尺}^4).$$

在通风机設備中, 压力的波动跟外界的大气压力相比极为微小, 故在計算时, 空气的重率或密度的变化可以忽略不計, 如当通风机产生的压力为 200 公斤/公尺² 时, 空气的重率和它在标准条件下的重率相比, 只改变其总数的 $\left(\frac{10,330+200}{10,330} - 1\right) \times 100 \approx 2\%$ 。

空气的状态同样由它的粘滯性来决定, 粘滯性为空气运动时所产生的內摩擦力所形成。粘滯性以某种試驗方法, 用动力粘滯系数 μ (公斤·秒/公尺²) 来表征。应该指出, μ 仅与温度有关。

在計算中, 通常利用运动粘滯系数:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ 公尺}^2/\text{秒}.$$

系数 ν 的数值不仅决定于温度, 而且也决定于压力。它的数值在 $p_0 = 10,330$ 公斤/公尺² 的情况下, 如表 2 所列。

表 2

t°	-20	-10	0	+10	+20	+40	+60	+80	+100
$10^5 \nu$ 公尺 ² /秒	1.13	1.21	1.30	1.39	1.49	1.70	1.92	2.17	2.45

流量和压力

在通风机設備中,通常必須处理密度不变的空气流动問題,而

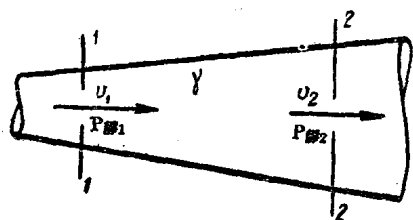


图 1

其流速在气流的每一点上随着时间的增長、既不改变它的数量也不改变它的方向。在这种情况下,对同一气流的两个断面(图 1)之流量方程式可由下列公式表示:

$$fv_1 = Fv_2 = Q,$$

式中: f, F ——气流的横断面面积,公尺²①;

v_1, v_2 ——气流的平均速度,公尺/秒;

Q ——空气的体积流量,公尺³/秒②。

当計算风道和通风机时,体积流量通常以公尺³/小时計算,也就是, $Q_{\text{小时}} = 3,600Q$ 。

在气流重率变化(例如,由于在热风器中的加热)的情况下,流量方程式采用如下的形式:

$$fv_1 \gamma_1 = Fv_2 \gamma_2 = G,$$

式中 G ——空气的重量流量,公斤/秒。

风道中的压力損失和由通风机所产生的压力,根据常用的工程制單位,以公斤/公尺²計。測量压力的更大單位——公斤/公分²(大气压)——,对通风机設備來說,是不适用的。

在通风机設備中,也采用其他的压力度量系統——以平衡压力的液体柱的高度,也就是以压头来表示。

人們采用水作为平衡用的液体,而水柱的高度以公厘(h 公厘

① 在某些情况中,例如,当突然扩大(见图 5)时,风道的横断面面积可以不同于气流的横断面面积

② 对通风机來說,通常采用术语“送风量”来代替“流量”这个术语

水柱)量度。又大气压力亦用公厘来量度,但不用水柱,而系用水銀柱(公厘水銀柱)。

从压头换算到压力,或相反地由压力换算到压头,可按下列公式来进行^①:

$$p = h\gamma \text{ 或 } h = \frac{p}{\gamma}.$$

例如,压头 $h = 1$ 公厘水柱 $= 0.001$ 公尺水柱 (水之 $\gamma = 1,000$ 公斤/公尺³) 相当于压力:

$$p = 0.001 \times 1000 = 1 \text{ 公斤/公尺}^2,$$

而压力 $p = 10,330$ 公斤/公尺² 相当于压头 (对水銀來說 $\gamma = 13,600$ 公斤/公尺³):

$$h = B = \frac{10,330}{13,600} = 0.76 \text{ 公尺水銀柱} = 760 \text{ 公厘水銀柱}.$$

从绝对真空或从大气压力(剩余压力)来算出压力。如压力高于大气压,则在剩余压力的数量之前加一正号;而若低于大气压则加负号。负的剩余压力称为真空。

运动中的气流压力(总压力)可以考虑为由静压力和动压力所组成,而后者决定于气流的流速,并当流速改变时,也可改变静压力的数量。

在具有稳定方向运动的空气流之两个断面上(见图1),其压力数值之间的关系,借助于伯奴里(Д. Бернулли)方程式,以下列简单的公式表达:

$$p_{\text{静}1} + \frac{\gamma}{2g} v_1^2 = p_{\text{静}2} + \frac{\gamma}{2g} v_2^2 + p.$$

这里,对气流的相应断面:

$p_{\text{静}}$ —— 静压力, 公斤/公尺²;

$\frac{\gamma}{2g} v^2$ —— 动压力, 公斤/公尺²;

^① 在力学和水力学中,常以拉丁字母 p 来表示各种压力。在关于通风机的文献中,到目前为止,对此仍沿用拉丁字母 H, h , 也就是表示压头,而非用压力来表示的

γ ——气流中空气的重率, 公斤/公尺³;

g ——重力加速度, 公尺/秒²;

v ——气流运动的平均流速, 公尺/秒;

p ——断面 1 和 2 之間的总压力的損失, 公斤/公尺²。

在任何一段的各断面之間或在整个风道中的压力損失 (在一般情況下), 系由摩擦的压力損失和局部阻力的压力損失所組成, 亦即:

$$p = p_{\text{摩擦}} + p_{\text{局部}}。$$

必須指出, 在通风机設備中, 几乎是絕大部分的損失在于局部阻力上, 因此, 它在以后的論述中, 应給予适当的注意。

第二章

摩擦的压力损失

摩擦阻力

摩擦的压力损失产生于风道的整个长度上, 并当已知风道的几何尺寸和流量时, 这个压力损失决定于流态和摩阻表面的情况。

摩擦的压力损失通常可按下列公式计算:

$$p_{\text{摩擦}} = \lambda \frac{l}{4R} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 \text{ (公斤/公尺}^2\text{)},$$

式中: λ ——摩阻系数;

l ——风道的长度, 公尺;

R ——风道横断面的水力半径, 公尺(横断面面积对湿周的比值);

$\frac{\gamma}{2g} v^2$ ——气流的动压力, 公斤/公尺²。

对最普遍的圆形断面风道来说:

$R = d/4$ (此处 d ——风道的直径, 以公尺计), 代入后, 得:

$$p_{\text{摩擦}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2。$$

对最普遍的矩形断面 (尺寸为 $a \times b$) 的风道来说:

$$R = \frac{ab}{2(a+b)},$$

代入后,得:

$$p_{\text{摩擦}} = \lambda \frac{l}{\frac{2ab}{a+b}} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \lambda \frac{l}{d_{\text{当量}}} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2,$$

式中 $d_{\text{当量}} = \frac{2ab}{a+b}$ ——当量直径,借助当量直径来计算矩形横断面的风道时,可以类似圆形横断面的风道一样进行计算。

为了精确计算摩擦的压力损失,必须正确地决定本身极为复杂的摩擦系数 λ , 在一般的情况下, λ 决定于管壁的情况 (相对糙度 ε) 和流态 (Re 数)。

管壁的糙度

具有绝对光滑壁面的管道实际上是不存在的; 所有管道总是具有某种程度的粗糙。糙度按照凸凹的特性及其大小来区分。大体上糙度根据它在表面上的分布 (图 2), 有波紋形和棱角形两种。对钢制的风道来说, 大多数属于未充分加工的表面所引起的棱角形糙度, 这种表面受有机械损害和腐蚀。

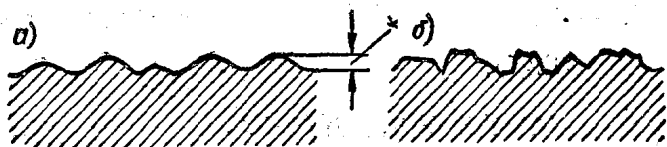


图 2. 管壁的糙度

a—波紋形; b—棱角形

凸出部分的平均高度即为绝对糙度 k , 而凸出部分的平均高度对于管径 d 的比值称为相对糙度, 也就是 $\varepsilon = \frac{k}{d}$ 。

在制造风道时所用材料的绝对糙度值 k , 以表 3 所列的数据来决定。