

高校建筑环境与设备工程学科  
专业指导委员会推荐教材

GAO XIAO  
JIAN ZHU  
HUAN JING YU  
SHE BEI  
GONG CHENG  
XUE KE  
ZHUAN YE  
ZHI DAO WEI  
YUAN HUI TUI  
JIAN JIAO CAI

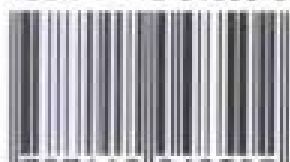
# 暖通空调

陆亚俊 马最良 邹平华 编著  
陆亚俊 主编  
赵荣义 主审

中国建筑工业出版社

封面设计：冯赫诤

ISBN 7-112-04850-8



9 787112 048502 >

(10329)定价：38.00 元



高校建筑环境与设备工程学科专业指导委员会推荐教材

# 暖通空调

Heating, Ventilating and Air Conditioning

陆亚俊 马最良 邹平华 编著  
陆亚俊 主编  
赵荣义 主审



A0967443

中国建筑工业出版社

**图书在版编目 (CIP) 数据**

暖通空调/陆亚俊主编. —北京: 中国建筑工业出版社, 2002

高校建筑环境与设备工程学科专业指导委员会推荐教材

ISBN 7-112-04850-8

I. 暖… II. 陆… III. ①采暖设备—高等学校—教材  
②通风设备—高等学校—教材③空气调节设备—高等学校—教材 IV. TU83

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2002) 第 030161 号

本书为高等院校建筑环境与设备工程专业“暖通空调”课程的教材。

本书详细阐述了冷、热负荷计算, 各类采暖和空调系统、工业与民用建筑通风系统、建筑防排烟系统的工作原理和设计方法; 介绍了相关设备的结构与特点、系统运行调节方法和自动控制基本原理; 并介绍了一些特殊环境的控制技术和建筑节能基本概念。本书也充分反映了近年来暖通空调领域的新进展与新技术。

本书也可供从事采暖、通风、空调工作的工程技术人员与管理人员参考使用。

高校建筑环境与设备工程学科专业指导委员会推荐教材

**暖 通 空 调**

**Heating, Ventilating and Air Conditioning**

陆亚俊 马最良 邹平华 编著

陆亚俊 主编

赵荣义 主审

\*

中国建筑工业出版社出版 (北京西郊百万庄)

新华书店总店科技发行所发行

中国建筑工业出版社密云印刷厂印刷

\*

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 24 1/4 插页: 1 字数: 586 千字

2002 年 6 月第一版 2002 年 6 月第一次印刷

印数: 1—3000 册 定价: 38.00 元

ISBN 7-112-04850-8

TU·4327 (10329)

版权所有 翻印必究

如有印装质量问题, 可寄本社退换

(邮政编码 100037)

本社网址: <http://www.china-abp.com.cn>

网上书店: <http://www.china-building.com.cn>



## 前 言

1997年教育部对本科专业目录进行了调整,在原“供热、供燃气、通风与空调工程”专业的基础上组建了“建筑环境与设备工程”专业。新专业拓宽了专业面,明确了专业服务对象和学科基础。根据全国建筑环境与设备工程专业指导委员会拟订的本科教学计划的框架,“暖通空调”是主要专业课程之一,它涵盖了原三门专业课——供热工程、通风工程和空气调节工程的主要内容,主要阐述创造和维持建筑热、湿、空气品质环境的技术。

本课程的主要专业基础课是建筑环境学、热质交换原理与设备、流体输配管网等。本教材力图在紧密联系上述课程的基本理论的基础上,系统地阐明采暖、通风与空调技术的基本原理与应用,并能反映出这门技术当代的发展水平。以使学生在学完本课程,并辅以一定的实践环节训练后,能具有一般建筑的采暖、通风、空调系统的设计与管理的初步能力。本课程并非原“供热工程”、“通风工程”和“空气调节”三门课程主要内容的简单叠加,它有着自己的体系。本书内容按控制对象分两大部分——对建筑热、湿环境进行调节与控制;对建筑环境的污染物进行控制。前一部分将根据承担建筑内热、湿负荷的介质进行分类,依次编排章节。本书的特点有:(1)对建筑环境的控制大多是由一个系统来实现的,而不只是某个设备来实现的,因此本课程基本内容都按“系统”进行组合。(2)主要的暖通空调设备原则上都归入相应系统的章节中介绍,其中换热设备的热工计算方法应参考“热质交换原理与设备”,本书原则上不再进行介绍了。(3)调节与控制融入相应系统的章节中,既有利于学生理解调节与控制的基本原理,又使学生对系统有完整的概念。(4)暖通空调是能源消耗大户,本书不仅在相关章节中,而且单独设章,贯彻节约能源、保护环境和可持续发展的理念。(5)本书对最基本、常用的系统做了比较深入的分析与介绍,以达到以点带面的作用;同时也尽量反映本学科新进展与新技术。(6)本书尝试采用新的符号系统,大部分的符号及注释性的下脚标采用了英语名称的缩写字母,凡是符号上部有“·”表示是单位时间的量。

本书由陆亚俊、马最良、邹平华合编,陆亚俊担任主编。具体分工为:第1、6、8、10、11、12、14、15章和13.12、13.13节由陆亚俊编写,第2、7、9章和5.5、13.1、13.3、13.4、13.5、13.11节由马最良编写,第3、4章和5章的5.1~5.4及13.2、13.6、13.7、13.8、13.9、13.10节由邹平华编写。

本书承清华大学赵荣义教授细致审阅,得到多方面的指正,谨致谢意。

本书编写过程中得到院、系、教研室和同仁们的支持;研究生唐晓健、高井刚、于丹、李本强、孙丽颖、梁雪梅等同学为本书成稿做了很多辅助性工作,对此谨致谢意。

由于时间仓促,作者水平有限,难免有错误和不妥之处,恳请批评指正。

哈尔滨工业大学

陆亚俊 马最良 邹平华

2002年1月于哈尔滨

# 目 录

第1章 绪论	1
1.1 采暖通风与空气调节的含义	1
1.2 采暖通风与空气调节系统的工作原理	2
1.3 采暖通风与空气调节系统的分类	3
1.4 采暖通风与空调技术的发展概况	6
参考文献	8
第2章 热负荷、冷负荷与湿负荷计算	9
2.1 室内外空气计算参数	9
2.2 冬季建筑的热负荷	12
2.3 夏季建筑围护结构的冷负荷	14
2.4 室内热源散热引起的冷负荷	17
2.5 湿负荷	20
2.6 新风负荷	21
2.7 空调室内的冷负荷与制冷系统的冷负荷	22
2.8 计算举例	24
参考文献	30
第3章 全水系统	31
3.1 全水系统概述	31
3.2 全水系统的末端装置	33
3.3 热水采暖系统的分类与特点	44
3.4 高层建筑热水采暖系统	48
3.5 分户热计量采暖系统	51
3.6 热水采暖系统的作用压头	53
3.7 热水采暖系统的水力计算	62
3.8 热水采暖系统的失调与调节	67
3.9 全水风机盘管系统	71
参考文献	74
第4章 蒸汽系统	75
4.1 概述	75
4.2 蒸汽采暖系统	77
4.3 蒸汽在通风与空调系统中的应用	84
4.4 蒸汽采暖系统专用设备	86
参考文献	93

第 5 章 辐射采暖与辐射供冷 .....	94
5.1 辐射采暖(供冷)的定义与辐射板的分类 .....	94
5.2 辐射采暖系统 .....	97
5.3 辐射采暖系统的设计计算 .....	101
5.4 电热膜辐射采暖 .....	104
5.5 辐射供冷 .....	105
参考文献 .....	107
第 6 章 全空气系统与空气—水系统 .....	109
6.1 全空气系统与空气—水系统的分类 .....	109
6.2 全空气系统的送风量和送风参数的确定 .....	110
6.3 空调系统的新风量 .....	112
6.4 定风量单风道空调系统 .....	114
6.5 定风量单风道空调系统的运行调节 .....	120
6.6 定风量双风道空调系统 .....	127
6.7 变风量空调系统 .....	130
6.8 全空气系统中的空气处理机组 .....	134
6.9 空气—水风机盘管系统 .....	138
6.10 诱导器系统 .....	142
6.11 空气—水辐射板系统 .....	145
6.12 空调系统的自动控制 .....	146
6.13 空调系统的选择与划分原则 .....	150
参考文献 .....	152
第 7 章 冷剂式空调系统 .....	153
7.1 冷剂式空调系统的特点 .....	153
7.2 空调机组的分类 .....	154
7.3 房间空调器 .....	155
7.4 单元式空调机组 .....	157
7.5 变制冷剂流量系统—VRV 系统 .....	161
7.6 水环热泵空调系统 .....	165
7.7 机组系统的适用性 .....	171
参考文献 .....	172
第 8 章 工业与民用建筑的通风 .....	173
8.1 工业与民用建筑中的污染物 .....	173
8.2 室内空气品质的评价与必需的通风量 .....	177
8.3 全面通风和稀释方程 .....	179
8.4 全面通风系统 .....	183
8.5 局部通风与事故通风 .....	186
8.6 排风罩 .....	188
8.7 空气幕 .....	193

8.8	自然通风基本原理 .....	196
8.9	热车间的自然通风和隔热 .....	201
8.10	通风房间的空气平衡和热平衡 .....	203
8.11	改善室内空气品质的综合措施 .....	205
	参考文献 .....	207
第9章	悬浮颗粒与有害气体净化 .....	208
9.1	工业建筑的除尘系统 .....	208
9.2	悬浮颗粒分离机理和设备分类 .....	211
9.3	除尘器与空气过滤器的技术性能指标 .....	213
9.4	空气过滤器 .....	216
9.5	袋式除尘器 .....	219
9.6	重力除尘器和惯性除尘器 .....	222
9.7	旋风除尘器 .....	224
9.8	湿式除尘器 .....	229
9.9	电除尘器 .....	231
9.10	有害气体的吸收设备和吸附设备 .....	236
	参考文献 .....	243
第10章	室内气流分布 .....	244
10.1	对室内气流分布的要求与评价 .....	244
10.2	送风口和回风口 .....	247
10.3	典型的气流分布模式 .....	249
10.4	室内气流分布的设计计算 .....	252
	参考文献 .....	258
第11章	民用建筑火灾烟气的控制 .....	259
11.1	建筑火灾烟气的特性及烟气控制的必要性 .....	259
11.2	火灾烟气的流动规律与控制原则 .....	260
11.3	自然排烟 .....	263
11.4	机械排烟 .....	264
11.5	加压防烟 .....	267
11.6	加压防烟系统的几个问题分析 .....	272
	参考文献 .....	275
第12章	特殊建筑环境的控制技术 .....	276
12.1	洁净室与生物洁净室的基本概念 .....	276
12.2	洁净室和生物洁净室的空调系统 .....	278
12.3	恒温恒湿空调 .....	282
12.4	除湿系统 .....	284
12.5	低温空调系统 .....	288
	参考文献 .....	289
第13章	冷热源、管路系统及消声隔振 .....	290

13.1	冷热源的种类与组合方式	290
13.2	采暖系统与热源或室外管网的连接	293
13.3	空调水系统形式	296
13.4	空调水系统的典型图式	298
13.5	空调水系统的分区	300
13.6	水系统的定压及其设备	302
13.7	循环水泵的选择	309
13.8	管道热应力及热补偿	311
13.9	管道与设备的保温与隔热	312
13.10	管路附件及器具	315
13.11	暖通空调水系统的水质管理	321
13.12	空调、通风系统的消声	324
13.13	隔振与设备房的噪声控制	328
	参考文献	331
第 14 章	建筑节能	332
14.1	建筑、暖通空调与能源	332
14.2	建筑节能综合性措施的分析	333
14.3	太阳能在建筑中的应用	336
14.4	蒸发冷却在空调中的应用	340
14.5	地下水及其他可再生能源在建筑中的应用	343
14.6	建筑中的热回收	345
14.7	冷热源系统的节能	349
	参考文献	351
第 15 章	暖通空调技术的应用	352
15.1	暖通空调设计概述	352
15.2	住宅建筑	353
15.3	商场	354
15.4	餐饮厅	356
15.5	体育休闲俱乐部	357
15.6	办公楼	359
	参考文献	360
附录		361
附录 2-1	部分城市室外气象参数	361
附录 2-2	屋面构造类型	362
附录 2-3	外墙结构类型	363
附录 2-4	外墙冷负荷计算温度	364
附录 2-5	屋面冷负荷计算温度	364
附录 2-6	I ~ IV 型结构地点修正值	365
附录 2-7	单层窗玻璃的 $K_w$ 值	365

附录 2-8 双层窗玻璃的 $K_w$ 值 .....	366
附录 2-9 玻璃窗传热系数的修正值 .....	366
附录 2-10 玻璃窗冷负荷计算温度 .....	366
附录 2-11 玻璃窗的地点修正值 .....	367
附录 2-12 夏季各纬度带的日射得热因数最大值 .....	367
附录 2-13 窗玻璃的 $C_g$ 值 .....	367
附录 2-14 窗内遮阳设施的遮阳系数 .....	367
附录 2-15 窗的有效面积系数值 .....	367
附录 2-16 北区无内遮阳窗玻璃冷负荷系数 .....	368
附录 2-17 北区有内遮阳窗玻璃冷负荷系数 .....	368
附录 2-18 南区无内遮阳窗玻璃冷负荷系数 .....	369
附录 2-19 南区有内遮阳窗玻璃冷负荷系数 .....	369
附录 2-20 有罩设备和用具显热散热冷负荷系数 .....	370
附录 2-21 无罩设备和用具显热散热冷负荷系数 .....	370
附录 2-22 照明散热冷负荷系数 .....	371
附录 2-23 人体显热散热冷负荷系数 .....	371
附录 5-1 铝塑管的水力计算表 .....	372
附录 5-2 铝塑管连接部件及管道的局部阻力系数表 .....	376
附录 5-3 明设水平铝塑管的供热量 .....	377
附录 5-4 明设垂直铝塑管的供热量 .....	377
附录 6-1 湿空气焓湿图 .....	插页

# 第1章 绪 论

## 1.1 采暖通风与空气调节的含义

建筑是人们生活与工作的场所。现代人类大约有五分之四的时间在建筑物中度过。人们已逐渐认识到, 建筑环境对人类的寿命、工作效率、产品质量起着极为重要的作用。人类从穴居到居住现代建筑的漫长发展道路上, 始终不懈地改善室内环境, 以满足人类自身生活、工作对环境的要求, 和满足生产、科学实验对环境的要求。人们对现代建筑的要求, 不只有挡风遮雨的功能, 而且还应是一个温湿度宜人、空气清新、光照柔和、宁静舒适的环境。生产与科学实验对环境提出了更为苛刻的条件, 如计量室或标准量具生产环境要求温度恒定(称恒温), 纺织车间要求湿度恒定(称恒湿), 有些合成纤维的生产要求恒温恒湿, 半导体器件、磁头、磁鼓生产要求对环境中的灰尘有严格的控制, 抗菌素生产与分装、大输液生产、无菌实验动物饲养等要求无菌环境, 等等。这些人类自身对环境的要求和生产、科学实验对环境的要求导致了建筑环境控制技术的产生与发展, 并且已形成了一门独立的学科。建筑环境学中指出, 建筑环境由热湿环境、室内空气品质、室内光环境和声环境所组成。采暖通风与空气调节是控制建筑热湿环境和室内空气品质的技术, 同时也包含对系统本身所产生噪声的控制。

采暖、通风和空气调节这三部分是在长期的发展过程中自然形成的。虽然同为建筑环境的控制技术, 但它们所控制的对象与功能有所不同, 它们分别为:

采暖(Heating)——又称供暖, 是指向建筑物供给热量, 保持室内一定温度。这是人类最早发展起来的建筑环境控制技术。人类自从懂得利用火以来, 为抵御寒冷对生存的威胁, 发明了火炕、火炉、火墙、火地等采暖方式, 这是最早的采暖设备与系统, 有的至今还被应用。发展到今天, 采暖设备与系统, 在对人的舒适感和卫生、设备的美观和灵巧、系统和设备的自动控制、系统形式的多样化、能量的有效利用等方面都有着长足的进步。

通风(Ventilating)——用自然或机械的方法向某一房间或空间送入室外空气, 和由某一房间或空间排出空气的过程, 送入的空气可以是处理的, 也可以是不经处理的<sup>[1]</sup>。换句话说, 通风是利用室外空气(称新鲜空气或新风)来置换建筑物内的空气(简称室内空气)以改善室内空气品质。通风功能主要有:(1) 提供人呼吸所需要的氧气;(2) 稀释室内污染物或气味;(3) 排除室内工艺过程产生的污染物;(4) 除去室内多余的热量(称余热)或湿量(称余湿);(5) 提供室内燃烧设备燃烧所需的空气。建筑中的通风系统, 可能只完成其中的一项或几项任务。其中利用通风除去室内余热和余湿的功能是有限的, 它受室外空气状态的限制。

空气调节(Air Conditioning)——实现对某一房间或空间内的温度、湿度、洁净度和空气流动速度等进行调节与控制, 并提供足够量的新鲜空气。空气调节简称空调。空调可

以实现对建筑热湿环境、空气品质全面进行控制,或是说它包含了采暖功能和通风的部分功能。实际应用中并不是任何场合都需要用空调对所有的环境参数进行调节与控制,例如,寒冷地区、有些建筑只需采暖;又如有些生产场所,只需用通风对污染物进行控制,而对温湿度并无严格要求。尤其是利用自然通风来消除室内余热余湿,可以大大减少能量消耗和设备费用,应尽量优先采用。

作为建筑环境控制技术的采暖、通风与空气调节三个分支,既有不同点,又有共同点。他们经常被联系在一起,缩写 HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning) 已为世界上业内人士所熟知。采暖、通风与空气调节习惯上简称为“暖通空调”。

## 1.2 采暖通风与空气调节系统的工作原理

采暖通风与空气调节如何实现对建筑室内环境控制呢?下面将通过典型例子来说明它的工作原理。图 1-1 分别表示对民用建筑与工业建筑室内环境进行控制的基本方法。在夏季,民用建筑(如图中(a))中的人员、照明灯具、电器和电子设备(如饮水机、电视机、VCD 机、音响、计算机、复印机等)都要向室内散出热量及湿量,由于太阳辐射和室内外的温差而使房间获得热量,如果不把这些室内多余热量和湿量从室内移出,必然导致室内温度和湿度升高。在冬季,建筑物将向室外传出热量或渗入冷风,如不向房间补充热量,必然导致室内温度下降。因此,为了维持室内温湿度,在夏季必须从房间内移出热量和湿量,称为冷负荷和湿负荷;在冬季必须向房间供给热量,称之为热负荷。在民用建筑中,人群不仅是室内的“热、湿源”,又是“污染源”,他们产生  $\text{CO}_2$ 、体味,吸烟时散发烟雾;室内的家具、装修材料、设备(如复印机)等也散发出各种污染物,如甲醛、甲苯、甚至放射性物质,从而导致室内空气品质恶化。为了保证室内良好的空气品质,通常需要用排走室内含污染物的空气,并向室内供应清洁的室外空气的通风办法来稀释室内污染物。采暖通风与空气调节的任务就是要向室内提供冷量或热量,并稀释室内的污染物,以保证室内具有适宜的热舒适条件和良好的空气品质。采暖通风和空调的系统有多种形式,图 1-1(a)中对建筑室内环境的控制方案是:给房间送入一定量的室外空气(新风),同时必有等量的室内空气通过门窗缝隙渗到室外,从而稀释了污染物;用风机盘管机组(由风机和水/空气换热器——盘管组成)向房间供应冷量(当室内有冷负荷时),或供应热量(当冬季室内有热负荷时);送入室内的新风先经空气过滤器除去尘粒,并经冷却、去湿(夏季)或加热、加湿(冬季)处理,因此新风系统同时也承担了部分冷、热负荷。

对于工业建筑,一般的厂房空间大、人员密度小,如夏季全面对厂房内温、湿度进行控制,其能耗和费用很高,因此,除了一些特殊的生产工艺的车间或热车间外,一般夏季不考虑对整个车间进行温、湿度控制。在冬季,在温暖地区的厂房,也不向室内供热以保持室内一定温度。但在厂房中,许多工艺设备散出对人体有害的气体、蒸气、固体颗粒等污染物,为保证工作人员的身体健康,必须对这些污染物进行治理,如设置排除污染物的排风系统(参见图 1-1(b)),同时必须有等量的新风进入室内,这些新风可以从门、窗渗入,也可以设置新风系统供入,或两者兼而有之,从而使厂房内的污染物浓度达到标准或规范所允许的浓度。新风一般只需经过滤即可。但在寒冷地区,冬季还需对新风进行加热,并且在车间内设采暖系统,以使厂房内保持一定的温度。车间内采暖系统和新风加热



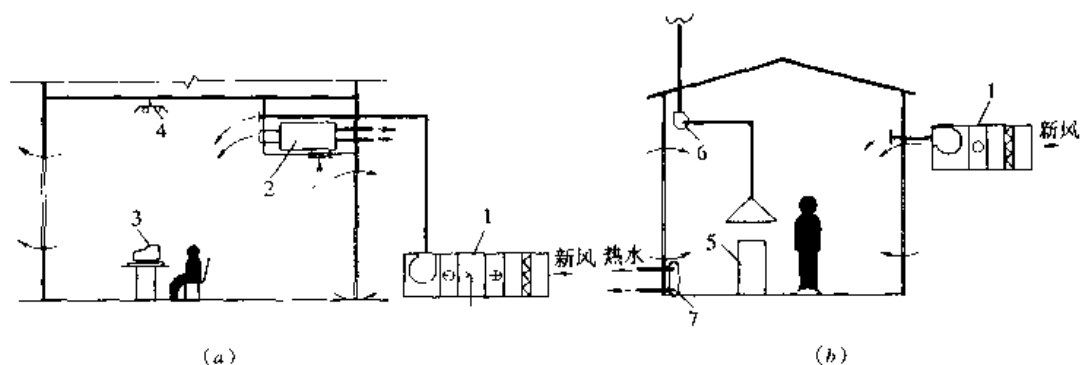


图 1-1 民用建筑和工业建筑的采暖通风和空调系统

(a) 民用建筑; (b) 工业建筑

1—新风的空气处理机组; 2—风机盘管机组; 3—电器和电子设备;  
4—照明灯具; 5—工艺设备; 6—排风风机及排风系统; 7—散热器

用的热媒可以是热水或蒸汽。

从上述两个例子可以看到, 采暖通风与空气调节的工作原理是, 当室内得到热量或失去热量时, 则从室内取出热量或向室内补充热量, 使进出房间的热量相等, 即达到热平衡, 从而保持室内一定温度; 或使进出房间的湿量平衡, 以保持室内一定湿度; 或从室内排出污染空气, 同时补入等量的清洁空气 (经过处理或不经处理的), 即达到空气平衡。进出房间的空气量、热量以及湿量总会自动的达到平衡。任何因素破坏这种平衡, 必将导致室内状态 (温度、湿度、污染物浓度、室内压力等) 的变化, 并将在新的状态下达到新的平衡。例如, 在冬季, 当室外温度下降, 房间向外传热量 (失热量) 增加, 如果这时向房间的供热量 (得热量) 保持不变, 则房间失热量大于得热量, 破坏了原来的平衡状态, 必然导致室内温度下降。随着室内温度下降, 房间失热量减少; 当室温下降到某一值时, 房间的失热量与得热量相等, 又达到了新的平衡, 但这时室内状态改变 (室温下降) 了, 自动达到平衡时的室内状态往往偏离人们所希望的状态, 因而所设置的采暖通风与空调系统必须能够控制进 (或出) 房间的热量、湿量和空气量, 以在所希望的室内状态范围内实现热湿量和空气量的动态平衡。另外, 空气量、热量和湿量平衡之间是互有联系的。例如, 当空气平衡发生变化时, 由于随着空气进入和排出房间, 同时伴随着热量和湿量进出房间, 因此也影响了房间的热量平衡和湿量平衡。

采暖通风与空气调节系统由于它控制对象不同、要求不同、所用的方法不同、承担冷热负荷的介质不同等等, 可以分成很多形式。本书将在以后章节中介绍各种系统的基本组成、设备特点、工作原理、设计要点等内容。

### 1.3 采暖通风与空气调节系统的分类

严格分类通常是不可能的, 我们只能根据主要属性来大致分类。本节只分大类, 更细的分类将在相应的章节中叙述。

#### 1.3.1 按对建筑环境控制功能分类

可以分两大类:

(1) 以建筑热湿环境为主要控制对象的系统——主要控制对象为建筑物室内的温湿度,属于这类系统的有空调系统(如图 1-1 (a) 的系统)和采暖系统。

(2) 以建筑内污染物为主要控制对象的系统——主要控制建筑室内空气品质,如通风系统(如图 1-1 (b) 的系统)、建筑防烟排烟系统等。

上述两大类的控制对象和功能互有交叉。如以控制建筑室内空气品质为主要任务的通风,有时也可以有采暖功能,或除去余热和余湿的功能;而以控制室内热湿环境的空调也具有控制室内空气品质的功能。

### 1.3.2 按承担室内热负荷、冷负荷和湿负荷的介质分类

以建筑热湿环境为主要控制对象的系统,根据承担建筑环境中的热负荷、冷负荷和湿负荷的介质不同分为五类。

(1) 全水系统——全部用水承担室内的热负荷和冷负荷。当为热水时,向室内提供热量,承担室内的热负荷,目前常用的热水采暖即为此类系统;当为冷水(常称冷冻水)时,向室内提供制冷量,承担室内冷负荷和湿负荷。

(2) 蒸汽系统——以蒸汽为介质,向建筑供应热量。可直接用于承担建筑物的热负荷。例如蒸汽采暖系统、以蒸汽为介质的暖风机系统等;也可以用于空气处理机组中加热、加湿空气;还可以用于全水系统或其他系统中的热水制备或热水供应的热水制备。

(3) 全空气系统——以空气为介质,向室内提供冷量或热量。例如全空气空调系统,它向室内提供经处理的冷空气以除去室内显热冷负荷和潜热冷负荷,在室内不再需要附加冷却。

(4) 空气-水系统——以空气和水为介质,共同承担室内的负荷。例如以水为介质的风机盘管向室内提供冷量或热量,承担室内部分冷负荷或热负荷,同时有一新风系统向室内提供部分冷量或热量,而又满足室内对室外新鲜空气的需要,图 1-1 (a) 就是这样的系统。

(5) 冷剂系统——以制冷剂为介质,直接用于对室内空气进行冷却、去湿或加热。实质上,这种系统是用带制冷机的空调器(空调机)来处理室内的负荷,所以这种系统又称机组式系统。

### 1.3.3 按空气处理设备的集中程度分类

以建筑热湿环境为主要控制对象的系统,又可以按对室内空气处理设备的集中程度来分类,有以下三类:

(1) 集中式系统——空气集中于机房内进行处理(冷却、去湿、加热、加湿等),而房间内只有空气分配装置。目前常用的全空气系统中大部分是属于集中式系统;机组式系统中,如果采用大型带制冷机的空调机,在机房内,集中对空气进行冷却去湿或加热,这也属于集中式系统。集中式系统需要在建筑物内占用一定机房面积,控制、管理比较方便。

(2) 半集中式系统——对室内空气处理(加热或冷却、去湿)的设备分设在各个被调节和控制的房间内,而又集中部分处理设备,如冷冻水或热水集中制备或新风进行集中处理等,图 1-1 (a) 的系统就属于半集中式系统。全水系统、空气-水系统、水环热泵系

统（见 7.6）、变制冷剂流量系统（见 7.5）都属这类系统。半集中式系统在建筑中占用的机房少，可以满足各个房间各自的温湿度控制要求，但房间内设置空气处理设备后，管理维修不方便，如设备中有风机，还会给室内带来噪声。

（3）分散式系统——对室内进行热湿处理的设备全部分散于各房间内，如家庭中常用的房间空调器、电采暖器等都属于此类系统。这种系统在建筑内不需要机房，不需要进行空气分配的风道，但维修管理不便，分散的小机组能效效率一般比较低，其中制冷压缩机、风机会给室内带来噪声。

#### 1.3.4 空调系统按用途分类

以建筑热湿环境为主要控制对象的空调系统，按其用途或服务对象不同可分为两类：

（1）舒适性空调系统——简称舒适空调，为室内人员创造舒适健康环境的空调系统。舒适健康的环境令人精神愉快，精力充沛，工作学习效率提高，有益于身心健康。办公楼、旅馆、商店、影剧院、图书馆、餐厅、体育馆、娱乐场所、候机或候车大厅等建筑中所用的空调都属于舒适空调。由于人的舒适感在一定的空气参数范围内，所以这类空调对温度和湿度波动的控制，要求并不严格。

（2）工艺性空调系统——又称工业空调，为生产工艺过程或设备运行创造必要环境条件的空调系统，工作人员的舒适要求有条件时可兼顾。由于工业生产类型不同、各种高精度设备的运行条件也不同，因此工艺性空调的功能、系统形式等差别很大。例如，半导体元器件生产对空气中含尘浓度极为敏感，要求有很高的空气净化程度；棉纺织布车间对相对湿度要求很严格，一般控制在 70%～75%；计量室要求全年基准的温度为 20℃，波动  $\pm 1^\circ\text{C}$ ，高等级的长度计量室要求  $20 \pm 0.2^\circ\text{C}$ ，1 级坐标镗床要求环境温度  $20 \pm 1^\circ\text{C}$ ；抗菌素生产要求无菌条件，等等。

#### 1.3.5 以建筑内污染物为主要控制对象的分类

##### 1.3.5.1 按用途分类

（1）工业与民用建筑通风——以治理工业生产过程和建筑中人员及其活动所产生的污染物为目标的通风系统。

（2）建筑防烟和排烟——以控制建筑火灾烟气流动，创造无烟的人员疏散通道或安全区的通风系统。

（3）事故通风——排除突发事件产生的大量有燃烧、爆炸危害或有毒害的气体、蒸气的通风系统。

##### 1.3.5.2 按通风的服务范围分类

（1）全面通风——向某一房间送入清洁新鲜空气，稀释室内空气中的污染物的浓度，同时把含污染物的空气排到室外，从而使室内空气中污染物的浓度达到卫生标准的要求。这种通风也称为稀释通风。

（2）局部通风——控制室内局部地区的污染物的传播或控制局部地区的污染物浓度达到卫生标准要求的通风。局部通风又分为局部排风和局部送风。

##### 1.3.5.3 按空气流动的动力分类

（1）自然通风——依靠室外风力造成的风压或室内外温度差造成的热压使室外新鲜空

气进入室内,室内空气排到室外。一些热车间有大量的余热,用通风的方法消除余热所需要的空气量大,通常是借助自然通风来实现。这种通风方式比较经济,不耗能量,但受室外气象参数影响很大,可靠性差。

(2) 机械通风——依靠风机的动力来向室内送入空气或排出空气。这是一种常用的通风系统。系统工作的可靠性高,但需要消耗一定能量。

## 1.4 采暖通风与空调技术的发展概况

采暖通风可以说有着悠久的历史。西安半坡遗址,发现有长方形灶炕,屋顶有小孔用以排烟,还有双连灶形的火炕,这就是说在新石器时代仰韶时期就有了火炕采暖。夏、商、周时代就有了火炉采暖。从发掘的古墓中发现,汉代就有了用烟气作介质的采暖设备。北京故宫中还完整地保留着火地采暖系统,也可以说以烟气作介质的辐射采暖。目前北方农村中还普遍应用着古老的采暖设备与系统——火炉、火墙和火炕。自然通风在古代已经被利用,如在古建筑的布局上利用穿堂风;利用气楼进行自然通风等。早在秦、汉年间,我国就有了以天然冰作冷源对房间进行冷却的“空调房间”,据《艺文志》记载:“大秦国有五宫殿,以水晶为柱拱,称水晶宫,内实以冰,遇夏开放。”

尽管我们古老文明也创造了采暖通风空调的应用技术,但是现代意义上的采暖通风空调技术的起源在西方。1673年英国工程师发明了热水在管内流动以加热房间,这是热水采暖的雏形;接着在1716年把热水采暖用于温室,1777年法国人把热水采暖用于房间。1784年在英国的工厂和公共建筑中应用蒸汽采暖。1904年在纽约建成斯托克斯交易所空调系统(制冷量450冷吨,即1406kW),同一时间在德国一剧院建成类似的空调系统。1911年美国开利(Carrier, W. H.)博士发表了湿空气的热力参数计算公式<sup>[2][3]</sup>,而后形成了现在广为应用的湿空气焓湿图,使得空调的计算更为合理。到1940年全美国制冷机总安装功率 $5 \times 10^6$  kW中有16%用于空调。而今天在发达国家中,“空调”一词已被一般人所了解,家用空调器在家庭中应用已相当普及,1996年日本销售家用空调器811.6万台。美国家用空调器销量一直保持在280~560万台/年;欧洲150~160万台/年。

现代的采暖通风空调技术在我国是近几十年发展起来的。在1949年前,只有在大城市的高级建筑物中才有采暖系统或空调的应用,设备都是舶来品。上海大光明影院是最早用集中空调系统的建筑物,建于1931年,采用离心式冷水机组。那时采暖通风空调系统的设备制造基本上是空白,只有一些修造厂。

新中国成立后,采暖通风与空调技术才得到迅速的发展。在20世纪50年代,迎来了工业建筑第一次高潮,前苏联援建了156项工程,同时带进了前苏联的采暖通风与空调技术和设备。这时建设在东北、西北、华北的厂房、工厂辅助建筑、职工住宅宿舍、职工医院、俱乐部等都采用了集中的采暖系统(大多是蒸汽采暖)。一些大型企业(如第一汽车厂)还采用了热电联供。但是,由于经济的原因,当时新建的住宅中还大量采用了经改进的火炉、火墙、火炕等烟气采暖系统。污染严重车间都装有除尘系统、机械排风和进风系统;高温车间的厂房设计考虑了自然通风。工艺性空调也得到了发展,例如在大工厂中都建有恒温恒湿的计量室,纺织工厂设有以湿度控制为主的空调系统。在这段时期建立了采暖、通风和制冷设备的制造厂,主要是仿制前苏联产品,生产所需的采暖通风产品,如暖

风机、空气加热器、除尘器、过滤器、通风机、散热器、锅炉、制冷压缩机及辅助设备等。当时基本上没有空调产品和专门为空调用的制冷设备。为了培养采暖通风空调技术方面的人才,相继在八所院校设置了“供热、供燃气与通风”专业,完全按前苏联的模式进行培养。

20 世纪 60~70 年代,我国经济建设走“独立自主,自力更生”的发展道路,从而形成了采暖通风空调技术发展的时代特点。从仿制前苏联产品转向自主开发。这段时期热水采暖得到快速的发展,过去采用的蒸汽采暖系统逐步被热水采暖所代替。城镇采暖的集中供热发展也很快。70 年代末,东北、西北、华北地区集中供热面积已达 1124.8 万  $\text{m}^2$ 。这时期电子工业发展迅速,从而促进了洁净空调系统的发展,先后建成了十万级、万级、100 级(即每立方英尺中含有 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 的灰尘不超过 100 个)的洁净室。舒适性空调也有一些应用,主要应用在高级宾馆、会堂、体育馆、剧场等公共建筑中。采暖通风与空调设备的制造业也有相应的发展。独立开发了我国自己设计的系列产品,如 4-72-11 通风机, SRL 型空气加热器(钢管绕铝片),钢板或模压散热器,钢管串片散热器,各种类型除尘器等。由于热水采暖的发展也促进了热水锅炉产品的发展。1969 年生产了我国第一台 2.9MW 热水锅炉,以后陆续有新的热水锅炉问世。而且还开发了汽水两用炉,满足工厂同时需要热水(采暖)和蒸汽(工艺用)的要求。在这段时期内,也开发了一些空调产品,如 JW 型组合式空调机、恒温恒湿式空调机、热泵型恒温恒湿式空调机、除湿机、专为空调用的活塞式冷水机组等。1975 年颁布了《工业企业采暖通风和空气调节设计规范》(TJ 19—75),从而结束了采暖通风与空调工程设计无章可循的历史。这一规范也体现了我国专业工作者的一部分研究成果。

20 世纪 80~90 年代是采暖通风与空调技术发展最快的时期。这时期是我国经济转轨时期,为采暖通风与空调提供了广阔的市场,以空调来说,从原来主要服务对象工业转向民用。从南到北的星级宾馆都装有空调,最差的也装有分体式或窗式空调器。商场、娱乐场所、餐饮店、体育馆、高档办公楼中设空调已经很普遍了,而且空调器也陆续进入家庭。我国 1995 年房间空调器销售量 480 万台,2000 年增加到 1050 万台,5 年内增长了 119%。而日本 1995~1999 年期间房间空调器销售量在 709 万~894 万台内起伏变化<sup>[4]</sup>。“空调”一词对中国百姓来说也不再是陌生的了。

应用的增多,促进了采暖通风空调产业的发展。国际上一些知名品牌采暖通风空调设备公司纷纷到中国开办合资厂或独资厂。国内一些原有的专业生产厂经技术改造、引进技术或先进生产线,已成为行业中大型的骨干企业,同时也涌现了一些新的生产采暖通风空调设备的大型企业。产品的品种、规格与国际同步,大部分产品性能已达到国际同等产品的水平,有的产品生产量已在国际上名列前茅,例如,房间空调器 2000 年生产量已达到 1400 万台,产量已占世界首位。在这个行业中也涌现出了公认的著名品牌。

中国采暖通风与空调的市场潜力很大,预示着行业的发展前景远大。展望 21 世纪采暖通风与空调行业的发展,必将是一个稳步的可持续发展的道路。江泽民主席曾说“所谓可持续发展,就是既要考虑当前发展的需要,又要考虑未来发展的需要,不要以牺牲后代人的利益为代价来满足当代人的利益。”可持续性发展意味着资源持续利用、生态环境得到保护和社会均衡发展。其中能源是一项主要的资源,石油、燃气、煤炭等石化燃料都是不可再生的能源,那是需要经过几千万年甚至几亿年才能生成的。采暖通风与空调

是不可再生能源的消耗大户,同时也是直接或间接地影响着生态环境。我国 1995 年建筑采暖能耗已占总能耗的 10.7%,一些寒冷地区采暖能耗占了当地总能耗的一半以上。我国消耗的能源结构中,绝大部分是不可再生的石化燃料,主要是煤炭(约占总能耗的 75%)。因此采暖通风与空调的发展也意味着不可再生能源的消耗增长。不可再生能源的消耗,同时也污染了环境。燃料燃烧都会产生  $\text{CO}_2$ , 地球积累这些气体太多便产生温室效应,导致地球变暖,将会改变地球的生态环境。而煤炭燃烧还会产生烟尘、 $\text{SO}_2$ 、 $\text{NO}_x$  等,都对大气环境造成污染。因此,采暖通风与空调在消耗不可再生能源的同时也间接的对环境造成污染。此外空调冷源使用的 CFC 和 HCFC,对地球平流层(离地球 20 ~ 25km)内的臭氧( $\text{O}_3$ )层有所破坏,这也是当前的全球环境问题之一。从事采暖通风与空调行业的人士,无论是从事研究、工程设计、系统管理、设备开发,都应该有可持续发展观,提高节能和环保意识,使我们从事的行业健康地发展。

### 参 考 文 献

- [1] ASHRAE Standard 62-1989. Ventilation for Acceptable Air Quality
- [2] Jordan, R. C., Priester, G. B. Refrigeration and Air Conditioning. Prentice-Hall, INC. 1956
- [3] 邱忠岳译. 世界制冷史. 中国制冷学会, 2001
- [4] 李宁, 李志浩. 房间空调器发展动态. 江苏制冷空调, 2001, (2): 1~4

## 第2章 热负荷、冷负荷与湿负荷计算

为了保持建筑物的热湿环境,在某一时刻需向房间供应的冷量称为冷负荷;相反,为了补偿房间失热需向房间供应的热量称为热负荷;为了维持房间相对湿度恒定需从房间除去的湿量称为湿负荷。

热负荷、冷负荷与湿负荷是暖通空调工程设计的基本依据,暖通空调设备容量的大小主要取决于热负荷、冷负荷与湿负荷的大小。因此,尽管空调负荷形成的原因、室内产热产湿量等问题在《建筑环境学》中已有阐述,但本章有必要从采暖通风与空调工程设计的角度,对热负荷、冷负荷与湿负荷的计算方法作一介绍。

热负荷、冷负荷与湿负荷的计算以室外气象参数和室内要求保持的空气参数为依据。

### 2.1 室内外空气计算参数<sup>[1]</sup>

#### 2.1.1 室外空气计算参数

室外空气计算参数是指现行的《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ 19—87)(简称《规范》)中所规定的用于采暖通风与空调设计计算的室外气象参数。附录 2-1 中摘录了一些主要城市的室外计算参数。

室外空气计算参数取值的大小,将会直接影响室内空气状态和暖通空调费用。因此,设计规范中规定的室外空气计算参数是按全年有少数时间不保证室内温湿度标准而制定的。若室内温湿度必须全年保证时,需另行确定。

在暖通空调设计中,应根据不同负荷的计算,按现行规范选用不同的室外空气计算参数。室外空气计算参数主要有:

##### 1. 夏季空调室外计算干、湿球温度

《规范》规定,夏季空调室外计算干球温度取室外空气历年平均不保证 50h 的干球温度;夏季空调室外计算湿球温度取室外空气历年平均不保证 50h 的湿球温度(“不保证”系针对室外空气温度而言,下同)。这两个参数用于计算夏季新风冷负荷。

##### 2. 夏季空调室外计算日平均温度和逐时温度

夏季计算经建筑围护结构传入室内的热量时,应按不稳定传热过程计算。因此,必须已知夏季空调设计日的室外空气日平均温度和逐时温度。

夏季空调室外空气设计日的逐时温度( $t_r$ ),按下式确定:

$$t_r = t_{o,m} + \beta \Delta t_d \quad (2-1)$$

式中  $t_{o,m}$ ——夏季空调室外计算日平均温度,规范规定取历年平均不保证 5 天的日平均温度,℃;

$\beta$ ——室外空气温度逐时变化系数,按表 2-1 确定;

$\Delta t_d$ ——夏季空调室外计算平均日较差,℃,按附录 2-1 确定或按下式计算:

$$\Delta t_d = \frac{t_{0,s} - t_{0,m}}{0.52} \quad (2-2)$$

式中  $t_{0,s}$ ——夏季空调室外计算干球温度,℃。

室外空气温度逐时变化系数

表 2 1

时刻	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\beta$	-0.35	-0.38	-0.42	-0.45	-0.47	-0.41	-0.28	-0.12	0.03	0.16	0.29	0.40
时刻	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$\beta$	0.48	0.52	0.51	0.43	0.39	0.28	0.14	0.00	-0.10	-0.17	-0.23	-0.26

### 3. 冬季空调室外空气计算温度、相对湿度

冬季空调供暖时,计算建筑围护结构的热负荷和新风热负荷均应采用冬季空调室外空气计算温度。

《规范》规定历年平均不保证 1 天的日平均温度作为冬季空调室外空气计算温度;采用历年一月份平均相对湿度的平均值作为冬季空调室外空气计算相对湿度。

### 4. 冬季采暖室外计算温度和冬季通风设计温度

《规范》规定冬季采暖室外计算温度取历年平均不保证 5 天的日平均温度;冬季通风室外计算温度取累年最冷月平均温度。冬季采暖室外计算温度用于建筑物用采暖系统供暖时计算围护结构的热负荷,以及用于计算消除有害污染物通风的进风热负荷。冬季通风室外计算温度用于计算全面通风的进风热负荷。

### 5. 夏季通风室外计算温度和夏季通风室外计算相对湿度

《规范》规定夏季通风室外计算温度取历年最热月 14 时的月平均温度的平均值;夏季通风室外计算相对湿度取历年最热月 14 时的月平均相对湿度的平均值。这两个参数用于消除余热余湿的通风及自然通风中的计算;当通风的进风需要进行冷却处理时,其进风冷负荷计算也采用这两个参数。

## 2.1.2 室内空气计算参数

室内空气计算参数的选择主要取决于:

1. 建筑房间使用功能对舒适性的要求。影响人舒适感的主要因素首先是室内空气的温度、湿度和空气流动速度,其次是衣着情况、空气新鲜程度、室内各表面的温度等。有关详细的论述见《建筑环境学》。

2. 地区、冷热源情况、经济条件和节能要求等因素。

根据我国国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ 19—87)的规定,对舒适性空调和采暖,室内计算参数如下:

- 夏季: 温度 应采用 24~28℃  
 相对湿度 应采用 40%~65%;  
 风速 不应大于 0.3m/s。  
 冬季: 温度 应采用 18~22℃;  
 相对湿度 应采用 40%~60% (采暖不要求);



风速 不应大于 0.2m/s (采暖不要求)。

标准中给出的数据是概括性的。对于具体的民用和公共建筑而言,由于建筑房间的使用功能各不相同,而其室内计算参数也会有较大的差异。我国有关部门还制定了某些建筑的设计标准或卫生标准,规定了室内设计参数。设计手册中也推荐了各种建筑的室内计算参数。他们之间并不完全一致(见表 2-2<sup>[2]</sup>、表 2-3<sup>[3]</sup>)。

对于工艺性空调,应根据工艺要求来确定室内空气计算参数(可见参考文献[4])

空气调节房间的室内计算参数

表 2 2

建筑类型	房间类型	夏 季			冬 季		
		温度 (℃)	相对湿度 (%)	气流平均速度 (m/s)	温度 (℃)	相对湿度 (%)	气流平均速度 (m/s)
住宅	卧室和起居室	26~28	64~45	≤0.3	18~20	—	≤0.2
旅馆	客厅	24~27	65~50	≤0.25	18~22	50~40	≤0.15
	宴会厅、餐厅	24~27	65~55	≤0.25	18~22	50~40	≤0.15
	文体娱乐房间	25~27	60~40	≤0.3	18~20	50~40	≤0.2
	大厅、休息厅、服务部门	26~28	65~50	≤0.3	16~18	50~40	0.2
医院	病房	25~27	65~45	≤0.3	18~22	55~40	≤0.2
	手术室、产房	25~27	60~40	≤0.2	22~26	60~40	0.2
	检查室、诊断室	25~27	60~40	≤0.25	18~22	60~40	≤0.2
办公楼	一般办公室	26~28	<65	≤0.3	18~20	—	≤0.2
	高级办公室	24~27	60~40	≤0.3	20~22	55~40	≤0.2
	会议室	25~27	<65	≤0.3	16~18	—	≤0.2
	计算机房	25~27	65~45	≤0.3	16~18	—	≤0.2
	电话机房	24~28	65~45	≤0.3	18~20	—	≤0.2
影剧院	观众厅	26~28	≤65	≤0.3	16~18	≥35	≤0.2
	舞台	25~27	≤65	≤0.3	16~20	≥35	≤0.2
	化妆	25~27	≤60	≤0.3	18~22	≥35	≤0.2
	休息室	28~30	<65	≤0.5	16~18	—	≤0.2
学校	教室	26~28	≤65	≤0.3	16~18	—	≤0.2
	礼堂	26~28	≤65	≤0.3	16~18	—	≤0.2
	实验室	25~27	≤65	≤0.3	16~20	—	≤0.2
图书馆	阅览室	26~28	65~45	≤0.3	16~18	—	≤0.2
博物馆	展览厅	26~28	60~45	≤0.3	16~18	50~40	≤0.2
美术馆	善本、舆图、珍藏、 档案库和书库	22~24	60~45	≤0.3	12~16	60~45	≤0.2
档案馆	缩微胶片库	20~22	50~30	≤0.3	12~16	50~30	≤0.2
体育馆	观众席	26~28	≤65	0.15~0.3	16~18	50~35	≤0.2
	比赛厅	26~28	≤65	0.2~0.5 乒乓球	16~18	—	≤0.2
	练习厅	26~28	≤65	≥0.2 羽毛球	16~18	—	≤0.2
				0.2~0.5 乒乓球			
				≥0.2 羽毛球			
	游泳池大厅	25~28	≥75	0.15~0.3	25~27	≥75	≤0.2
百货商店	休息厅	28~30	≤65	<0.5	16~18	—	0.2
	营业厅	26~28	65~50	0.2~0.5	16~18	—	0.1~0.3
电视、广播 中心	播音室、演播室	25~27	60~40	≤0.3	18~20	50~40	≤0.2
	控制室	24~26	60~40	≤0.3	20~22	55~40	≤0.2
	机房	25~27	60~40	≤0.3	16~18	55~40	≤0.2
	节目制作室、录音室	25~27	60~40	≤0.3	18~20	50~40	≤0.2

采暖建筑物的室内（工作区）计算温度

表 2-3

民用和工业辅助建筑		生产车间	
房间名称	室温 (℃)	车间工作性质	室温 (℃)
民用建筑主要房间		当每名工人占用面积不超过 50m <sup>2</sup> 时	
高级民用建筑	20 ~ 22	轻作业	15 ~ 18
中级民用建筑	18 ~ 20	中作业	12 ~ 15
普通民用建筑	16 ~ 18	重作业	10 ~ 12
辅助建筑用房		当每名工人占用面积较大 (50 ~ 100m <sup>2</sup> ) 时	
盥洗室	14 ~ 16	轻作业	≥ 10
厕所	12 ~ 14	中作业	≥ 7
食堂	14 ~ 16	重作业	≥ 5
厨房	10 ~ 12		
办公室、休息室	16 ~ 18		
技术资料室	16		
存衣室	16		
哺乳室	22		
淋浴室	25		
淋浴更衣室	23		
女工卫生室	23		
托儿所、幼儿园	20		
医务室	20		

## 2.2 冬季建筑的热负荷

建筑物采暖设计的热负荷在《规范》中明确规定应根据建筑物的散失和获得的热量确定。对于民用建筑，冬季热负荷包括两项：围护结构的耗热量和加热由门窗缝隙渗入室内的冷空气耗热量。对于生产车间还应包括由外面运入的冷物料及运输工具的耗热量，水分蒸发耗热量，并应考虑车间内设备散热量、热物料散热量等获得的热量。

### 2.2.1 围护结构的耗热量

《规范》中所规定的“围护结构的耗热量”实质上是围护结构的温差传热量、加热由于外门短时间开启侵入的冷空气的耗热量以及一部分太阳辐射热量的代数和。为了简化计算，《规范》规定，围护结构的耗热量包括基本耗热量和附加耗热量两部分。

#### 2.2.1.1 围护结构的基本耗热量

围护结构的基本耗热量按 (2-3) 式计算，

$$\dot{Q}_j = A_j K_j (t_R - t_{o,w}) \alpha \quad (2-3)$$

式中  $\dot{Q}_j$ ——j 部分围护结构的基本耗热量，W；  
 $A_j$ ——j 部分围护结构的表面积，m<sup>2</sup>；  
 $K_j$ ——j 部分围护结构的传热系数，W/(m<sup>2</sup>·℃)；  
 $t_R$ ——冬季室内计算温度，℃；  
 $t_{o,w}$ ——冬季室外空气计算温度，℃；  
 $\alpha$ ——围护结构的温差修正系数，见表 2-4。

围护结构的温差修正系数

表 2-4

围护结构特征	$\alpha$
外围护结构和地面	1.0
屋顶	
无望板的瓦屋面、铁皮屋面	0.9
有望板的瓦屋面、铁皮屋面	0.8
有望板和防水卷材的屋面	0.75
与不采暖房间相邻的隔墙	
不采暖房间有门窗与室外相通	0.7
不采暖房间无门窗与室外相通	0.4
不采暖地下室和半地下室的楼板（在室外地坪以上不超过 1.0m）：	
外墙上无窗	0.6
外墙上无窗	0.4
不采暖半地下室的楼板（在室外地坪以上超过 1.0m）：	
外墙上无窗	0.7
外墙上无窗	0.4

使用公式 (2-3) 时，应注意下列问题：

(1) 围护结构的面积  $A$ ，应按一定的规则从建筑图上量取。其规则可查阅有关的设计手册<sup>[3][5]</sup>。

(2) 一些定型的围护结构的传热系数  $K$ ，可从设计手册上直接查取。一般情况下，根据传热学原理，可按多层匀质材料组成的结构计算其传热系数。

### 2.2.1.2 围护结构附加耗热量

#### (1) 朝向修正率

不同朝向的围护结构，受到的太阳辐射热量是不同的；同时，不同的朝向，风的速度和频率也不同。因此，《规范》规定对不同的垂直外围护结构进行修正。其修正率为：

- 北、东北、西北朝向：0；  
 东、西朝向：-5%；  
 东南、西南朝向：-10% ~ -15%；  
 南向：-15% ~ -25%。

选用修正率时应考虑当地冬季日照率及辐射强度的大小。冬季日照率小于 35% 的地区，东南、西南和南向的修正率宜采用 0 ~ 10%，其他朝向可不修正。

#### (2) 风力附加

在《规范》中明确规定：在不避风的高地、河边、海岸、旷野上的建筑物以及城镇、厂区内特别高的建筑物，垂直的外围护结构热负荷附加 5% ~ 10%。

#### (3) 外门开启附加

为加热开启外门时侵入的冷空气，对于短时间开启无热风幕的外门，可以用外门的基本耗热量乘上按表 2-5 中查出的相应的附加率。阳台门不应考虑外门附加。

外门开启附加率 (%)

表 2-5

建筑物性质	附加率 (%)
公共建筑或生产厂房	500
民用建筑或工厂的辅助建筑物，当其楼层为 $n$ 时	
无门斗的双层外门	100 $n$
有门斗的双层外门	80 $n$
无门斗的单层外门	65 $n$

#### (4) 高度附加

由于室内温度梯度的影响，往往使房间上部的传热量加大。因此规定：当房间净高超过 4m 时，每增加 1m，附加率为 2%，但最大附加率不超过 15%。应注意高度附加率应加在基本耗热量和其他附加耗热量（进行风力、朝向、外门修正之后的耗热量）的总和上。

### 2.2.2 门窗缝隙渗入冷空气的耗热量

由于缝隙宽度不一，风向、风速和频率不一，因此由门窗缝隙渗入的冷空气量很难准

确计算。《规范》规定，对于六层以下的民用建筑以及生产辅助建筑物按下式计算门窗缝隙渗入冷空气的耗热量：

$$\dot{Q}_i = 0.278 L l \rho_{ao} c_p (t_R - t_{o,w}) m \tag{2-4}$$

式中  $\dot{Q}_i$ ——为加热门窗缝隙渗入的冷空气耗热量，W；  
 $L$ ——经每 m 门窗缝隙渗入室内的冷空气量， $m^3 / (h \cdot m)$ ，根据冬季室外平均风速，由表 2-6 查得；  
 $l$ ——门窗缝隙长度，m；  
 $\rho_{ao}$ ——室外空气密度， $kg/m^3$ ；  
 $c_p$ ——空气定压比热， $c_p = 1kJ / (kg \cdot ^\circ C)$ ；  
 $m$ ——冷风渗透量的朝向修正系数，见表 2-7。

民用建筑每 m 门窗缝隙渗入空气量  $L$  ( $m^3 / (h \cdot m)$ ) 表 2-6

风速 (m/s)	1	2	3	4	5	6
单层木窗	1.0	2.5	3.5	5.0	6.5	8.0
单层钢窗	0.8	1.8	2.8	4.0	5.0	6.0
双层木窗	0.7	1.8	2.5	3.5	4.6	5.6
双层钢窗	0.6	1.3	2.0	2.8	3.5	4.2
门	2.0	5.0	7.0	10.0	13.0	16.0

各地区冷风渗入量的朝向修正系数  $m$  表 2-7

地区	北	东北	东	东南	南	西南	西	西北
齐齐哈尔	0.90	0.40	0.10	0.15	0.35	0.40	0.70	1.00
哈尔滨	0.25	0.15	0.15	0.45	0.60	1.00	0.80	0.55
沈阳	1.00	0.90	0.45	0.60	0.75	0.65	0.50	0.80
呼和浩特	0.90	0.45	0.35	0.10	0.20	0.30	0.70	1.00
兰州	0.75	1.00	0.95	0.50	0.25	0.25	0.35	0.45
银川	1.00	0.86	0.45	0.35	0.30	0.25	0.30	0.65
西安	0.85	1.00	0.70	0.35	0.65	0.75	0.50	0.30
北京	1.00	0.45	0.20	0.10	0.20	0.15	0.25	0.85

空调建筑室内通常保持正压，因而在一般情况下，不计算门窗缝隙渗入室内的冷空气的耗热量。对于有封窗习惯的地区，也可以不计算窗缝隙的冷风渗入。

### 2.3 夏季建筑围护结构的冷负荷

目前，在我国暖通空调工程中，常采用冷负荷系数法计算空调冷负荷，冷负荷系数法是建立在传递函数法的基础上，是便于在工程上进行手算的一种简化计算方法<sup>[6][7][8]</sup>。夏季建筑围护结构的冷负荷是指由于室内外温差和太阳辐射作用，通过建筑物围护结构传

入室内的热量形成的冷负荷。具体计算方法如下:

### 2.3.1 围护结构瞬变传热形成冷负荷的计算方法

#### 2.3.1.1 外墙和屋面瞬变传热引起的冷负荷

在日射和室外气温综合作用下,外墙和屋面瞬变传热引起的逐时冷负荷可按式计算:

$$\dot{Q}_{c(\tau)} = AK(t_{c(\tau)} - t_R) \quad (2-5)$$

式中  $\dot{Q}_{c(\tau)}$ ——外墙和屋面瞬变传热引起的逐时冷负荷, W;

$A$ ——外墙和屋面的面积,  $m^2$ ;

$K$ ——外墙和屋面的传热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ , 可根据外墙和屋面的不同构造, 由附录 2-2 和附录 2-3 中查取;

$t_R$ ——室内计算温度,  $^\circ C$ ;

$t_{c(\tau)}$ ——外墙和屋面冷负荷计算温度的逐时值,  $^\circ C$ , 根据外墙和屋面的不同类型分别在附录 2-4 和附录 2-5 中查取。

必须指出:

(1) 附录 2-4 和附录 2-5 中给出的各围护结构的冷负荷温度值都是以北京地区气象参数为依据计算出来的, 因此, 对于不同设计地点, 应对  $t_{c(\tau)}$  值进行修正, 即应为  $t_{c(\tau)} + t_d$ 。其地点修正值  $t_d$  可由附录 2-6 查得。

(2) 当外表面放热系数不同于  $18.6W/(m^2 \cdot ^\circ C)$  时, 应将  $(t_{c(\tau)} + t_d)$  乘以表 2-8 中的修正值。

外表面放热系数修正值  $k_a$

表 2-8

$\alpha_w$ $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ [ $kcal/(hm^2 \cdot ^\circ C)$ ]	14.2 (12)	16.3 (14)	18.6 (16)	20.9 (18)	23.3 (20)	25.6 (22)	27.9 (24)	30.2 (26)
$k_a$	1.06	1.03	1.0	0.98	0.97	0.95	0.94	0.93

(3) 当内表面放热系数变化时, 可不加修正。

(4) 考虑到城市大气污染和中浅颜色的耐久性差, 建议吸收系数一律采用  $\rho = 0.90$ , 即对表中  $t_{c(\tau)}$  不加修正。但如确有把握经久保持建筑围护结构表面的中、浅色时, 则可将表中数值乘以表 2-9 所列的吸收系数修正值  $k_p$ 。

吸收系数修正  $k_p$

表 2-9

类别 颜色		
	外 墙	屋 面
浅 色	0.94	0.88
中 色	0.97	0.94

综上所述, 外墙和屋面的冷负荷计算温度为:

$$t'_{c(\tau)} = (t_{c(\tau)} + t_d)k_a k_p \quad (2-6)$$

则冷负荷计算式应改为:

$$\dot{Q}_{c(\tau)} = AK(t'_{c(\tau)} - t_R) \quad (2-7)$$

2.3.1.2 内围护结构冷负荷

当邻室为通风良好的非空调房间时，通过内墙和楼板的温差传热而产生的冷负荷可按公式 (2-5) 计算当邻室有一定的发热量时，通过空调房间隔墙、楼板、内窗、内门等内围护结构的温差传热而产生的冷负荷，可视作稳定传热，不随时间而变化，可按下式计算：

$$\dot{Q}_{c(\tau)} = K_i A_i (t_{o,m} + \Delta t_a - t_R) \tag{2-8}$$

式中  $K_i$ ——内围护结构（如内墙、楼板等）的传热系数， $W/(m^2\cdot^\circ C)$ ；

$A_i$ ——内围护结构的面积， $m^2$ ；

$t_{o,m}$ ——夏季空调室外计算日平均温度， $^\circ C$ ；

$\Delta t_a$ ——附加温升，可按表 2-10 选取。

2.3.1.3 外玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷

在室内外温差作用下，通过外玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷可按下式计算：

$$\dot{Q}_{c(\tau)} = K_w A_w (t_{c(\tau)} - t_R) \tag{2-9}$$

附加温升 表 2-10

邻室散热量 ( $W/m^2$ )	$\Delta t_a$ ( $^\circ C$ )	邻室散热量 ( $W/m^2$ )	$\Delta t_a$ ( $^\circ C$ )
很少（如办公室、走廊） <23	0~2 3	23~116 >116	5 7

式中  $\dot{Q}_{c(\tau)}$ ——外玻璃窗瞬变传热引起的冷负荷， $W$ ；

$K_w$ ——外玻璃窗传热系数， $W/(m^2\cdot^\circ C)$ ，可由附录 2-7 和附录 2-8 中查得；

$A_w$ ——窗口面积， $m^2$ ；

$t_{c(\tau)}$ ——外玻璃窗的冷负荷温度的逐时值， $^\circ C$ ，可由附录 2-10 中查得。

必须指出：

(1) 对附录 2-7、2-8 中的  $K_w$  值要根据窗框等情况不同加以修正，修正值  $c_w$  可从附录 2-9 查得。

(2) 对附录 2-10 中的值要进行地点修正，修正值  $t_d$  可从附录 2-11 查得。

因此，式 (2-9) 相应变为：

$$\dot{Q}_{c(\tau)} = c_w K_w A_w (t_{c(\tau)} + t_d - t_R) \tag{2-10}$$

2.3.2 透过玻璃窗的日射得热引起冷负荷的计算方法

在介绍计算方法之前，先介绍日射得热因数的概念。

(1) 日射得热因数的概念

透过玻璃窗进入室内的日射得热分为两部分，即透过玻璃窗直接进入室内的太阳辐射热  $q_t$  和窗玻璃吸收太阳辐射后传入室内的热量  $q_a$ 。

由于窗的类型、遮阳设施、太阳入射角及太阳辐射强度等因素的各种组合太多，无法建立太阳辐射得热与太阳辐射强度之间的函数关系，于是采用一种对比的计算方法。

采用了 3mm 厚的普通平板玻璃作“标准玻璃”，在  $\alpha_t = 8.7W/(m^2\cdot K)$  和  $\alpha_0 = 18.6W/(m^2\cdot K)$  条件下，得出夏季（以七月份为代表）通过这一“标准玻璃”的日射得热量  $q_t$  和  $q_a$  值，

$$D_j = q_t + q_a \tag{2-11}$$

称  $D_j$  为 H 射得热因数。

经过大量统计计算工作, 得出了适用于各地区 [不同纬度带 (每一带宽为  $\pm 2^\circ 30'$  纬度)] 的  $D_{j,\max}$ , 由附录 2-12 查得。

考虑到在非标准玻璃情况下, 以及不同窗类型和遮阳设施对得热的影响, 可对日射得热因数加以修正, 通常乘以窗玻璃的综合遮挡系数  $C_{c,s}$ 。

$$C_{c,s} = C_s C_i \quad (2-12)$$

式中  $C_s$ ——窗玻璃的遮阳系数, 定义为  $C_s = \frac{\text{实际玻璃的 H 射得热}}{\text{标准窗玻璃的日射得热}}$ , 由附录 2-13 查得;

$C_i$ ——窗内遮阳设施的遮阳系数由附录 2-14 查得。

有外遮阳的算法基本相同, 但更为繁琐, 此处不再介绍。

## (2) 透过玻璃窗的 H 射得热引起冷负荷的计算方法

透过玻璃窗进入室内的日射得热形成的逐时冷负荷  $\dot{Q}_{c(\tau)}$  按下式计算:

$$\dot{Q}_{c(\tau)} = C_a A_w C_s C_i D_{j,\max} C_{LQ} \quad (2-13)$$

式中  $A_w$ ——窗口面积,  $m^2$ ;

$C_a$ ——有效面积系数, 由附录 2-15 查得;

$C_{LQ}$ ——窗玻璃冷负荷系数, 无因次, 由附录 2-16 至附录 2-19 查得。

必须指出:  $C_{LQ}$  值按南北区的划分而不同。南北区划分的标准为: 建筑地点在北纬  $27^\circ 30'$  以南的地区为南区, 以北的地区为北区。

## 2.4 室内热源散热引起的冷负荷

室内热源散热主要指室内工艺设备散热、照明散热和人体散热三部分。室内热源散热包括显热和潜热两部分。潜热散热作为瞬时冷负荷, 显热散热中以对流形式散出的热量成为瞬时冷负荷, 而以辐射形式散出的热量则先被围护结构表面所吸收, 然后再缓慢地逐渐散出, 形成滞后冷负荷。因此, 必须采用相应的冷负荷系数。

### 2.4.1 设备散热形成的冷负荷

设备和用具显热形成的冷负荷按下式计算:

$$\dot{Q}_{c(\tau)} = \dot{Q}_s C_{LQ} \quad (2-14)$$

式中  $\dot{Q}_{c(\tau)}$ ——设备和用具显热形成的冷负荷, W;

$\dot{Q}_s$ ——设备和用具的实际显热散热量, W;

$C_{LQ}$ ——设备和用具显热散热冷负荷系数, 可由附录 2-20 和附录 2-21 中查得。如

果空调系统不连续运行, 则  $C_{LQ} = 1.0$ 。

设备和用具的实际显热散热量按下式计算:

#### 2.4.1.1 电动设备

当工艺设备及其电动机都放在室内时:

$$\dot{Q}_s = 1000 n_1 n_2 n_3 N / \eta \quad (2-15)$$

当只有工艺设备在室内, 而电动机不在室内时:

$$\dot{Q}_s = 1000 n_1 n_2 n_3 N \quad (2-16)$$

当工艺设备不在室内, 而只有电动机放在室内时:

$$\dot{Q}_s = 1000 n_1 n_2 n_3 \frac{1 - \eta}{\eta} N \quad (2-17)$$

式中  $N$ ——电动设备的安装功率, kW;

$\eta$ ——电动机效率, 可由产品样本查得, Y 系列电动机效率可由表 2-11 查得。

$n_1$ ——利用系数, 是电动机最大实效功率与安装功率之比, 一般可取 0.7~0.9, 可用以反映安装功率的利用程度;

$n_2$ ——电动机负荷系数, 定义为电动机每小时平均实耗功率与机器设计时最大实耗功率之比, 对精密机床可取 0.15~0.40, 对普通机床可取 0.5 左右;

$n_3$ ——同时使用系数, 定义为室内电动机同时使用的安装功率与总安装功率之比, 一般取 0.5~0.8。

Y 系列三相异步电动机效率

表 2-11

电动机功率 (kW)	0.75	1.1~1.5	2.2~3.0	4~5.5	7.5~15	18.5~22
电动机效率 $\eta$ (%)	75	77	82	85	87	89

#### 2.4.1.2 电热设备散热量

对于无保温密闭罩的电热设备, 按下式计算:

$$\dot{Q}_s = 1000 n_1 n_2 n_3 n_4 N \quad (2-18)$$

式中  $n_4$ ——考虑排风带走热量的系数, 一般取 0.5。

其中其他符号意义同前。

#### 2.4.1.3 电子设备

计算公式同 (2-17), 其中系数  $n_2$  的值根据使用情况而定, 对计算机可取 1.0, 一般仪表取 0.5~0.9。

#### 2.4.2 照明散热形成的冷负荷

当电压一定时, 室内照明散热量是不随时间变化的稳定散热量, 但是照明散热方式仍以对流与辐射两种方式进行散热, 因此, 照明散热形式的冷负荷计算仍采用相应的冷负荷系数。

根据照明灯具的类型和安装方式不同, 其冷负荷计算式分别为:

$$\text{白炽灯} \quad \dot{Q}_{c(r)} = 1000 N C_{LQ} \quad (2-19)$$



$$\text{荧光灯} \quad \dot{Q}_{c(\tau)} = 1000 n_1 n_2 N C_{LQ} \quad (2-20)$$

式中  $\dot{Q}_{c(\tau)}$ ——灯具散热形成的冷负荷, W;

$N$ ——照明灯具所需功率, kW;

$n_1$ ——镇流器消耗功率系数, 当明装荧光灯的镇流器装在空调房间内时, 取  $n_1 = 1.2$ ; 当暗装荧光灯镇流器装设在顶棚内时, 可取  $n_1 = 1.0$ ;

$n_2$ ——灯罩隔热系数, 当荧光灯罩上部穿有小孔 (下部为玻璃板), 可利用自然通风散热于顶棚内时, 取  $n_2 = 0.5 \sim 0.6$ ; 而荧光灯罩无通风孔者  $n_2 = 0.6 \sim 0.8$ ;

$C_{LQ}$ ——照明散热冷负荷系数, 可由附录 2-22 查得。

### 2.4.3 人体散热形成的冷负荷

人体散热与性别、年龄、衣着、劳动强度及周围环境条件 (温、湿度等) 等多种因素有关。人体散发的潜热量和对流热直接形成瞬时冷负荷, 而辐射散发的热量将会形成滞后冷负荷。因此, 应采用相应的冷负荷系数进行计算。

为了设计计算方便, 计算以成年男子散热量为计算基础。而对于不同功能的建筑物中有各类人员 (成年男子、女子、儿童等) 不同的组成进行修正, 为此, 引入群集系数  $\varphi$ , 表 2-12 给出一些数据, 可作参考。

某些空调建筑物内的群集系数

表 2-12

工作场所	影剧院	百货商店 (售货)	旅店	体育馆	图书阅览室	工厂轻劳动	银行	工厂重劳动
群集系数 $\varphi$	0.89	0.89	0.93	0.92	0.96	0.90	1.0	1.0

人体显热散热引起的冷负荷计算式为:

$$\dot{Q}_{c(\tau)} = q_s n \varphi C_{LQ} \quad (2-21)$$

式中  $\dot{Q}_{c(\tau)}$ ——人体显热散热形成的冷负荷, W;

$q_s$ ——不同室温和劳动性质成年男子显热散热量, W, 见表 2-13;

$n$ ——室内全部人数;

$\varphi$ ——群集系数, 见表 2-12;

$C_{LQ}$ ——人体显热散热冷负荷系数, 由附录 2-23 中查得。

但应注意: 对于人员密集的场所 (如电影院、剧院、会堂等), 由于人体对围护结构和室内物品的辐射换热量相应减少, 可取  $C_{LQ} = 1.0$ 。

人体潜热散热引起的冷负荷计算式为:

$$\dot{Q}_c = q_l n \varphi \quad W \quad (2-22)$$

式中  $\dot{Q}_c$ ——人体潜热形成的冷负荷, W;

$q_l$ ——不同室温和劳动性质成年男子潜热散热量, W, 见表 2-13;

$n, \varphi$ ——同式 (2-21)。

不同温度条件下成年男子散热量 (W)、散湿量 (g/h)

表 2-13

体力活动性质		热湿量 (W) (g/h)	室内温度 (°C)										
			20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
静 坐	影 剧 院 会 堂 阅 览 室	显热	84	81	78	74	71	67	63	58	53	48	43
		潜热	26	27	30	34	37	41	45	50	55	60	65
		全热	110	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108
		湿量	38	40	45	45	56	61	68	75	82	90	97
极 轻 劳 动	旅 馆 体 育 馆 手 表 装 配 电 子 元 件	显热	90	85	79	75	70	65	60.5	57	51	45	41
		潜热	47	51	56	59	64	69	73.3	77	83	89	93
		全热	137	135	135	134	134	134	134	134	134	134	134
		湿量	69	76	83	89	96	109	109	115	132	132	139
轻 度 劳 动	百 货 商 店 化 学 实 验 室 电 子 计 算 机 房	显热	93	87	81	76	70	64	58	51	47	40	35
		潜热	90	94	80	106	112	117	123	130	135	142	147
		全热	183	181	181	182	182	181	181	181	182	182	182
		湿量	134	140	150	158	167	175	184	194	203	212	220
中 等 劳 动	纺 织 车 间 印 刷 车 间 机 加 工 车 间	显热	117	112	104	97	88	83	74	67	61	52	45
		潜热	118	123	131	138	147	152	161	168	174	183	190
		全热	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235
		湿量	175	184	196	207	219	227	240	250	260	273	283
重 度 劳 动	炼 钢 车 间 铸 造 车 间 排 练 厅 室 内 运 动 场	显热	169	163	157	151	145	140	134	128	122	116	110
		潜热	238	244	250	256	262	267	273	279	285	291	297
		全热	407	407	407	407	407	407	407	407	407	407	407
		湿量	356	365	373	382	391	400	408	417	425	434	443

## 2.5 湿 负 荷

湿负荷是指空调房间的湿源（人体散湿、敞开水池（槽）表面散湿、地面积水等）向室内的散湿量，也就是可维持室内含湿量恒定需从房间除去的湿量。

### 2.5.1 人体散湿量

人体散湿量可按式计算：

$$\dot{m}_w = 0.278n\varphi g \times 10^{-6} \quad (2-23)$$

式中  $\dot{m}_w$ ——人体散湿量，kg/s；

$g$ ——成年男子的小时散湿量，g/h，见表 2-13；

$n, \varphi$ ——同式 (2-21)。

### 2.5.2 敞开水表面散湿量

敞开水表面散湿量按下式计算：

$$\dot{m}_w = 0.278wA \times 10^{-3} \quad (2.24)$$

式中  $\dot{m}_w$ ——敞开水表面的散湿量，kg/s；

$w$ ——单位水面蒸发量，kg/(m<sup>2</sup>h)，见表 2-14；

$A$ ——蒸发表面面积，m<sup>2</sup>。

表面单位面积蒸发量  $W$  [kg/(m<sup>2</sup>h)]

表 2-14

室温 (℃)	室内相对湿度 (%)	水 温 (℃)								
		20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	40	0.286	0.676	1.610	3.270	6.020	10.48	17.80	29.20	49.10
	45	0.262	0.654	1.570	3.240	5.970	10.42	17.80	29.10	49.00
	50	0.238	0.627	1.550	3.200	5.940	10.40	17.70	29.00	49.00
	55	0.214	0.603	1.520	3.170	5.900	10.35	17.70	29.00	48.90
	60	0.190	0.580	1.490	3.140	5.860	10.30	17.70	29.00	48.80
	65	0.167	0.556	1.460	3.100	5.820	10.27	17.60	28.90	48.70
24	40	0.232	0.622	1.540	3.200	5.930	10.40	17.70	29.20	49.00
	45	0.203	0.581	1.550	3.150	5.890	10.32	17.70	29.00	48.90
	50	0.172	0.561	1.460	3.110	5.860	10.30	17.60	28.90	48.80
	55	0.142	0.532	1.430	3.070	5.780	10.22	17.60	28.80	48.70
	60	0.112	0.501	1.390	3.020	5.730	10.22	17.50	28.80	48.60
	65	0.083	0.472	1.360	3.020	5.680	10.12	17.40	28.80	48.50
28	40	0.168	0.557	1.460	3.110	5.840	10.30	17.60	28.90	48.90
	45	0.130	0.518	1.410	3.050	5.770	10.21	17.60	28.80	48.80
	50	0.091	0.480	1.370	2.990	5.710	10.12	17.50	28.75	48.70
	55	0.053	0.442	1.320	2.940	5.650	10.00	17.40	28.70	48.60
	60	0.015	0.404	1.270	2.890	5.600	10.00	17.30	28.60	48.50
	65	-0.033	0.364	1.230	2.830	5.540	9.950	17.30	28.50	48.40
汽化潜热 (kJ/kg)		2458	2435	2414	2394	2380	2363	2336	2303	2265

注：制表条件为，水面风速  $v=0.3\text{m/s}$ ；大气压力  $B=101325\text{Pa}$ ，当所在地大气压力为  $b$  时，表中所列数据应乘以修正系数  $B/b$

## 2.6 新 风 负 荷

室外新鲜空气量是保障良好的室内空气品质的关键。因此，空调系统中引入室外新鲜空气（简称新风）是必要的。由于夏季室外空气焓值和气温比室内空气焓值和气温要高，空调系统夏季为处理新风势必要消耗冷量。而冬季室外空气气温又比室内空气温度低，室

外空气比室内空气含水量也少,同样,空调系统冬季为处理新风势必要消耗热量和加湿量。据调查,空调工程中处理新风的能耗大致要占到总能耗的25%~30%,对于高级宾馆和办公建筑可高达40%<sup>[7]</sup>。可见,空调处理新风所消耗的能量是十分可观的。所以,空调系统中新风量的大小要在满足空气品质的前提下,应尽量选用较小的必要的新风量。否则,新风量过多,将会增加空调制冷系统与设备的容量。

目前,我国空调设计中对新风量的确定原则,仍采用现行规范、设计手册中规定(或推荐)的原则<sup>[1][9]</sup>。有关新风量的计算详见6.3和8.2节。

夏季,空调新风冷负荷按下式计算:

$$\dot{Q}_{c,o} = \dot{M}_o(h_o - h_R) \quad (2-25)$$

式中  $\dot{Q}_{c,o}$ ——夏季新风冷负荷, kW;

$\dot{M}_o$ ——新风量, kg/s;

$h_o$ ——室外空气的焓值, kJ/kg;

$h_R$ ——室内空气的焓值, kJ/kg。

冬季,空调新风热负荷按下式计算

$$\dot{Q}_{h,o} = \dot{M}_o c_p (t_o - t_R) \quad (2-26)$$

式中  $\dot{Q}_{h,o}$ ——空调新风热负荷, kW;

$c_p$ ——空气的定压比热, kJ/(kg·℃), 取 1.005 kJ/(kg·℃);

$t_o$ ——冬季空调室外空气的计算温度,℃;

$t_R$ ——冬季空调室内空气计算温度,℃。

## 2.7 空调室内的冷负荷与制冷系统的冷负荷

图2-1给出建筑物空调制冷系统负荷的组成框图。图中表示出建筑物空调室内的冷负荷与制冷系统负荷的形成过程及组成。由图明确看出:

### 1. 得热量和冷负荷是两个概念不同而互相又有关联的量

房间得热量是指某一时刻由室内和室外热源进入房间的热量总和。冷负荷是指维持室温恒定,在某一时刻应从室内除去的热量。瞬时得热量中以对流方式传递的显热得热和潜热得热部分,直接放散到房间空气中,立刻构成房间瞬时冷负荷;而以辐射方式传递的得热量,首先为围护结构和室内物体所吸收并贮存于其中。当这些围护结构和室内物体表面温度高于室内温度后,所贮存的热量再借助于对流方式逐时放出,给予室内空气而形成冷负荷。由此可见,任一时刻房间瞬时得热量的总和未必等于同一时刻的瞬时冷负荷。只有得热量中不存在以辐射方式传递的得热量,或围护结构和室内物体没有蓄热能力的情况下,得热量的数值才等于瞬时冷负荷。

### 2. 室内冷负荷

室内冷负荷包括:

①由于室内外温差和太阳辐射作用,通过建筑物围护结构传入室内的热量形成的冷负

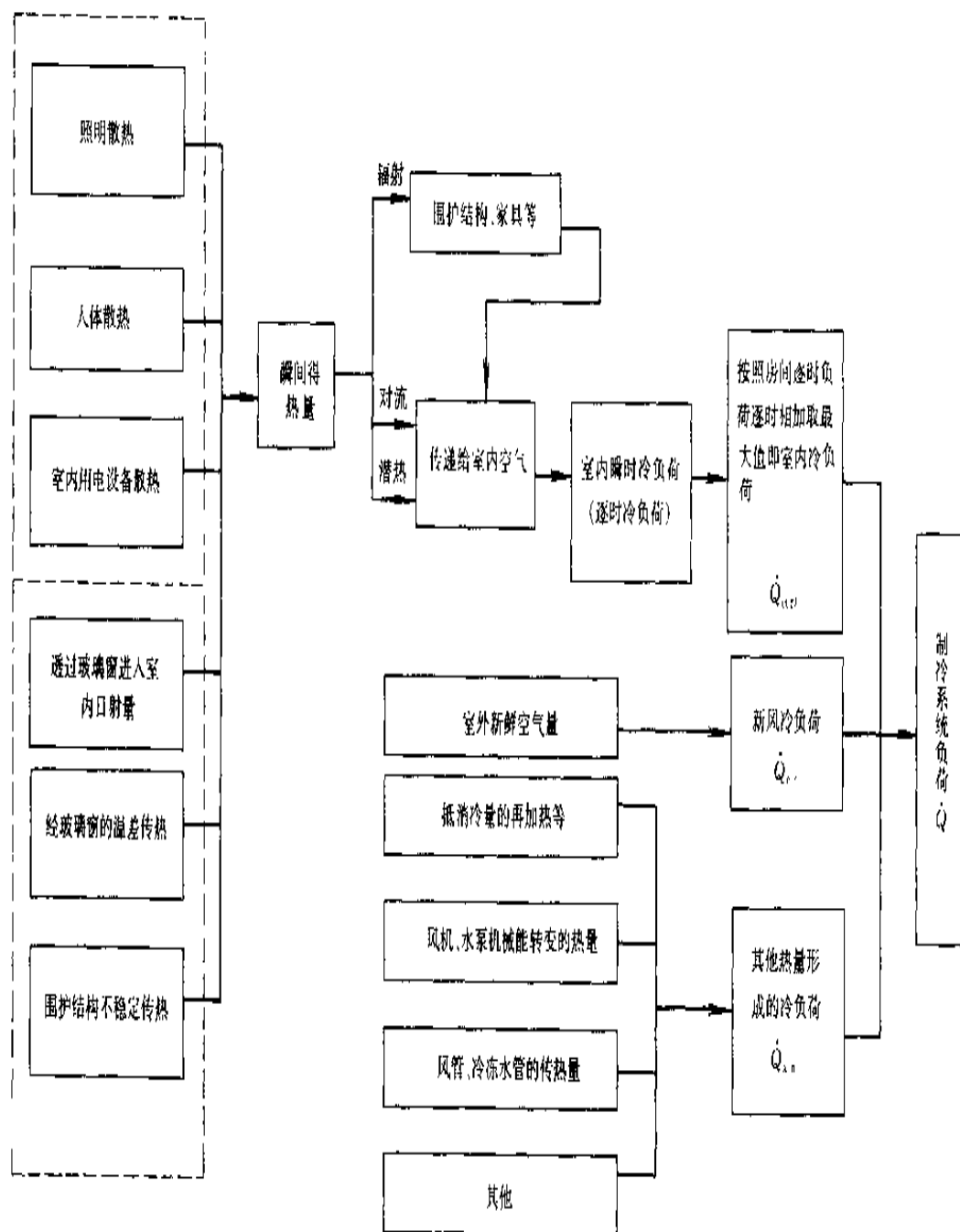


图 2-1 建筑物空调制冷系统负荷的组成框图

荷:

- ②人体散热、散湿形成的冷负荷;
- ③灯光照明散热形成的冷负荷;
- ④其他设备散热形成的冷负荷。

空调室内负荷是确定房间空调送风处理过程和空调设备容量的依据之一。

### 3. 新风冷负荷

对引入空调房间的新风进行处理的冷负荷。

### 4. 制冷系统的冷负荷

从热平衡角度分析, 空调制冷系统的冷负荷应包括室内冷负荷, 新风冷负荷 (以上是制冷系统冷负荷中的主要部分), 制冷量输送过程的传热和输送设备 (风机、泵) 的机械能所转变的得热量, 某些空调系统因采用了冷、热量抵消的调节手段而得到的热量 (例如空调系统中的再加热系统, 详见 6.5、6.8.2、6.9), 其他进入空调系统的热量 (例如采用顶棚回风时, 部分灯光热量被回风带入系统)。由此可见, 制冷系统提供的冷量除了满足房间冷负荷和处理新风的冷负荷外, 还应考虑各项冷量损失和各种系统对冷量的其他需求。但必须指出, 一个制冷系统通常为一幢建筑物或多幢建筑物的许多个房间的空调系统服务, 制冷系统的总装机冷量并不是所有空调房间最大冷负荷的叠加。因为各空调房间的朝向、工作时间并不一致, 他们出现最大冷负荷的时刻也不会一致, 简单地将各房间最大冷负荷叠加势必造成制冷系统装机冷量过大。因此, 应对制冷系统所服务的空调房间的冷负荷逐时进行叠加, 以其中出现的最大冷负荷作为制冷系统选择设备的依据。

## 2.8 计 算 举 例

**【例 2-1】** 试计算西安某宾馆某客房 (502 客房) 夏季的空调计算负荷。

已知条件:

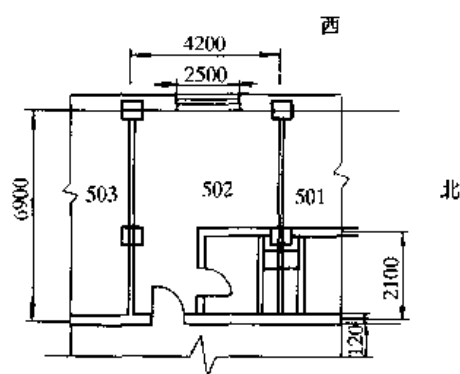


图 2-2 某宾馆 502 客房平面图

(1) 客房平面尺寸如图 2-2 所示。层高为 3500mm。

(2) 屋顶: 其构造如图 2-3 所示。从上到下为:

- ①预制细石混凝土板 25mm, 表面喷白色水泥浆;
- ②通风层  $\geq 200\text{mm}$ ;
- ③卷材防水层;
- ④水泥砂浆找平层 20mm;
- ⑤保温层, 沥青膨胀珍珠岩 125mm;
- ⑥隔汽层;
- ⑦现浇钢筋混凝土板 70mm;

⑧内粉刷。

属于 II 型, 传热系数  $K = 0.48\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ 。

(3) 西外墙:

外墙的构造如图 2-4 所示。构造如下:



图 2-3 屋顶构造图

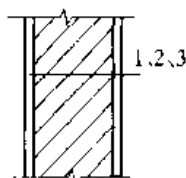


图 2-4 外墙构造图

①水泥砂浆；

②砖墙， $\delta = 370\text{mm}$ ；

③白灰粉刷。

属于Ⅱ型，传热系数  $K = 1.50\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ 。

(4) 西外窗：双层窗，3mm 厚普通玻璃；金属窗框，80% 玻璃；白色帘（浅色），窗高 2000mm；

(5) 内墙：邻室包括走廊，均与客房温度相同；

(6) 每间客房 2 人，在客房内的总小时数为 16 小时，(16:00 至第二天的 8:00)；

(7) 室内压力稍高于室外大气压力；

(8) 室内照明：荧光灯明装，200W，开灯时间晚 16:00~24:00；

(9) 空调设计运行时间 24 小时。

(10) 西安市室外气象条件；

①北纬  $34^\circ 18'$ ，东经  $108^\circ 56'$ ，海拔 396.9m；

②大气压力：夏季 959.2kPa，冬季 928.7kPa；

③室外空气计算参数

夏季：空调室外计算干球温度  $30.5^\circ\text{C}$ ，空调室外计算湿球温度  $26.1^\circ\text{C}$ 。

(11) 客房计算参数

夏季：室内空气干球温度  $26^\circ\text{C}$ ，室内空气相对湿度  $\leq 65\%$ ；

新风量： $\geq 30\text{m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$ 。

解：按本题条件，分项计算如下：

### 1. 屋顶冷负荷

由附录 2-5 查得冷负荷计算温度逐时值，即可按式 (2-7) 算出屋顶逐时冷负荷，计算结果列于表 2-15 中。

屋顶冷负荷

表 2-15

时间	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	24:00
$t_{\text{cl}}(t)$	35.6	35.6	36.0	37.0	38.4	40.1	41.9	43.7	45.4	46.7	47.5	47.8	47.7	47.2
$t_{\text{cl}}$	0.4													
$k_{\text{cl}}$	1.0 <sup>1</sup>													
$k_{\text{cl}}$	0.94													
$t_{\text{cl},\text{r}}$	33.84	33.84	34.22	35.16	36.47	38.07	39.76	41.45	43.05	44.27	45.03	45.31	45.21	44.74
$t_{\text{R}}$	26													
$K$	0.48													
$A$	$4.2 \times (6.9 - 0.06) = 28.7$													
$\dot{Q}_{\text{cl},\text{r}}$	108.00	108.00	113.18	126.13	144.26	166.28	189.59	212.89	234.91	251.74	262.10	265.99	264.69	258.22

注①  $a_{\text{cl}} = 3.5 + 5.6v = 3.5 + 5.6 \times 2.2 = 15.82\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  ( $v = 2.2\text{m/s}$ )

## 2. 西外墙冷负荷

由附录 2-4 查得 II 型外墙冷负荷计算温度, 将其逐时值及计算结果列入表 2-16 中计算公式同上。

西 外 墙 冷 负 荷

表 2-16

时间	11: 00	12: 00	13: 00	14: 00	15: 00	16: 00	17: 00	18: 00	19: 00	20: 00	21: 00	22: 00	23: 00	24: 00
$t_{(t)}$	36.3	35.9	35.5	35.2	34.9	34.8	34.8	34.9	35.3	35.8	36.5	37.3	38.0	38.5
$t_{il}$	0.9													
$k_a$	1.0													
$k_n$	0.94													
$t'_{(t)}$	34.97	34.59	33.93	33.93	33.65	33.56	33.56	33.65	34.03	34.50	35.16	35.91	36.57	37.04
$t_R$	26													
$\Delta t$	8.97	8.59	7.93	7.93	7.65	7.56	7.56	7.65	8.03	8.50	9.16	9.91	10.57	11.04
$K$	1.5													
$A$	$4.2 \times 3.5 - 2.5 \times 2 = 9.7$													
$\dot{Q}_{c(t)}$	130.48	125.01	115.44	115.43	111.34	109.97	109.97	111.34	116.81	123.65	133.22	144.16	153.74	160.57

## 3. 西外窗瞬时传热冷负荷

根据  $\alpha_i = 8.7W/(m^2K)$ 、 $\alpha_o = 15.82W/(m^2K)$ , 由附录 2-8 查得  $K_w = 2.93W/(m^2K)$ 。再由附录 2-9 查得玻璃窗传热系数的修正值, 对金属框双层窗应乘 1.2 的修正系数。由附录 2-10 查出玻璃窗冷负荷计算温度  $t_{c(t)}$ , 根据式 (2-9) 计算, 计算结果列入表 2-17 中。

西 外 窗 瞬 时 传 热 冷 负 荷

表 2-17

时间	11: 00	12: 00	13: 00	14: 00	15: 00	16: 00	17: 00	18: 00	19: 00	20: 00	21: 00	22: 00	23: 00	24: 00
$t_{c(t)}$	29.9	30.8	31.5	31.9	32.2	32.2	32.0	31.6	30.8	29.9	29.1	28.4	27.8	27.2
$t_d$	2													
	31.9	32.8	33.5	33.9	34.2	34.2	34.0	33.6	32.8	31.9	31.1	30.4	29.8	29.2
$t_R$	26													
$\Delta t$	5.9	6.8	7.5	7.9	8.2	8.2	8.0	7.6	6.8	5.9	5.1	4.4	3.8	3.2
$K_w$	$2.93 \times 1.2 = 3.516$													
$A_w$	$2.5 \times 2 = 5$													
$\dot{Q}_{c(t)}$	103.72	119.54	131.85	138.88	144.16	144.16	140.64	133.61	119.54	103.72	89.66	77.35	66.80	56.26

## 4. 透过玻璃窗进入日射得热引起冷负荷

由附录 2-15 中查得双层钢窗有效面积系数  $C_a = 0.75$ , 故窗的有效面积  $A_w = 5 \times 0.75 = 3.75m^2$ 。

由附录 2-13 中查得遮挡系数  $C_s = 0.86$ , 由附录 2-14 中查得遮阳系数  $C_i = 0.5$ , 于是综合遮阳系数  $C_{c,s} = 0.86 \times 0.5 = 0.43$ 。



再由附录 2-12 中查得纬度 40°时，西向日射得热因数最大值  $D_{j,max} = 515W/m^2$ 。因西安地区北纬 34°18′，属于北区，故由附录 2-17 查得北区有内遮阳的玻璃窗冷负荷系数逐时值  $C_{LQ}$ 。

用公式 (2-13) 计算逐时进入玻璃窗日射得热引起的冷负荷，列入表 2-18 中。

西窗透入日射得热引起的冷负荷														表 2 18
时间	11: 00	12: 00	13: 00	14: 00	15: 00	16: 00	17: 00	18: 00	19: 00	20: 00	21: 00	22: 00	23: 00	24: 00
$C_{LQ}$	0.19	0.20	0.34	0.56	0.72	0.83	0.77	0.53	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08
$D_{j,max}$	515													
$C_{e,s}$	0.43													
$A_w$	$2.5 \div 2 \times 0.75 = 3.75$													
$\dot{Q}_{(t)}$	157.78	166.09	282.35	465.05	597.92	689.26	639.44	440.13	91.35	83.04	74.74	74.74	66.44	66.44

### 5. 人员散热引起冷负荷

宾馆属极轻劳动。查表 2-13，当室温为 26℃时，每人散发的显热和潜热量为 60.5W 和 73.3W，由表 2-12 查取群集系数  $\varphi = 0.93$ ，由附录 2-23 查得人体显热散热冷负荷系数逐时值。按式 (2-21) 计算人体显热散热逐时冷负荷，并列入表 2-19 中。

人体潜热引起的冷负荷为潜热散热乘以群集系数，计算结果列入表 2-19 中。

人员散热引起的冷负荷														表 2 19
时间	11: 00	12: 00	13: 00	14: 00	15: 00	16: 00	17: 00	18: 00	19: 00	20: 00	21: 00	22: 00	23: 00	24: 00
$C_{LQ}$	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90
$q_s$	60.5													
$n$	2													
$\varphi$	0.93													
$\dot{Q}_{(t)}$	31.51	27.01	22.51	20.26	18.01	69.77	78.77	84.40	88.90	92.27	95.65	97.90	99.03	101.28
$q_l$	73.3													
$\dot{Q}_t$	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34	136.34
合计	167.85	163.35	158.85	156.60	154.35	206.11	215.11	220.74	225.24	228.61	231.99	234.24	235.37	237.62

### 6. 客房照明散热形成的冷负荷

由于明装荧光灯，镇流器装设在客房内，故镇流器消耗功率系数  $n_1$  取 1.2。灯罩隔热系数  $n_2$  取 1.0。

由附录 2-22 查得照明散热冷负荷系数，按公式 (2-20) 计算，其计算结果列入表 2-20 中。

照明散热形成的冷负荷

表 2-20

时间	11: 00	12: 00	13: 00	14: 00	15: 00	16: 00	17: 00	18: 00	19: 00	20: 00	21: 00	22: 00	23: 00	24: 00
$C_{1\Omega}$	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.37	0.67	0.71	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.29
$n_1$	1.2													
$n_2$	1.0													
$N$	200													
$\dot{Q}_{c(t)}$	24.00	21.60	19.20	16.80	14.40	88.80	160.80	170.40	182.40	189.60	194.40	199.20	201.60	69.60

由于室内压力高于大气压力，所以不需考虑由室外空气渗透所引起的冷负荷。现将上述各分项计算结果列入表 2-21 中，并逐时相加，以便求得客房内的冷负荷值。

各分项逐时冷负荷汇总表

表 2-21

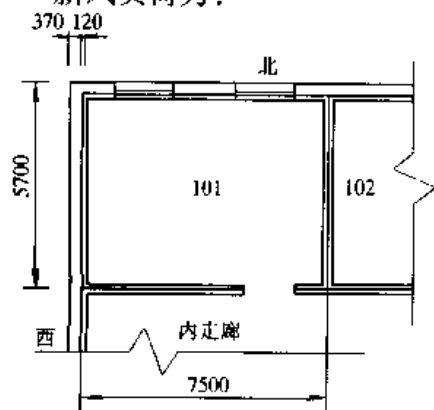
时间	11: 00	12: 00	13: 00	14: 00	15: 00	16: 00	17: 00	18: 00	19: 00	20: 00	21: 00	22: 00	23: 00	24: 00
屋顶负荷	108.00	108.00	113.18	126.13	144.26	166.28	189.59	212.89	234.91	251.74	262.10	265.99	264.69	258.22
外墙负荷	130.48	125.01	115.44	115.43	111.34	109.97	109.97	111.34	116.81	123.65	133.22	144.16	153.74	160.57
窗传热负荷	103.72	119.54	131.85	138.88	144.16	144.16	140.64	133.61	119.54	103.72	89.66	77.35	66.80	56.26
窗日射负荷	157.78	166.09	282.35	465.05	597.92	689.26	639.44	440.13	91.35	83.04	74.74	74.74	66.44	66.44
人员负荷	167.85	163.35	158.85	156.60	154.35	206.11	215.11	220.74	225.24	228.61	231.99	234.24	235.37	237.62
灯光负荷	24.00	21.60	19.20	16.80	14.40	88.80	160.80	170.40	182.40	189.60	194.40	199.20	201.60	69.60
总计	691.83	703.59	820.87	1018.89	1166.43	1404.58	1455.55	1289.11	970.25	980.36	986.11	995.68	988.64	848.71

由表 2-21 可以看出，此客房最大冷负荷值出现在 17: 00 时，其值为 1455.55W。

另外，夏季新风负荷计算如下。

根据已知条件，每人新风量为  $30\text{m}^3/\text{h}$  ( $8.33\text{L/s}$ )，由湿空气性质表（或湿空气焓湿图）查得：室内空气焓值为  $63.43\text{kJ/kg}$  ( $t_R = 26^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 65\%$ )；室外空气焓值为  $84.49\text{kJ/kg}$  ( $t_o = 30.5^\circ\text{C}$ ,  $t_s = 26.1^\circ\text{C}$ )。

新风负荷为：



$$\begin{aligned}
 \dot{Q} &= \dot{m}_a \cdot (h_o - h_R) \\
 &= 1.2 \times \frac{30}{3600} \times 2(84.49 - 63.43) \\
 &= 0.4212\text{kW} = 421.2\text{W}
 \end{aligned}$$

【例 2-2】 试计算哈尔滨某三层办公楼一办公室（101 办公室）冬季的采暖热负荷。

已知条件：

(1) 101 办公室平面尺寸如图 2-5 所示。层高为

3200mm。

图 2-5 某办公楼 101 室平面图

- (2) 外墙为内抹灰两砖外墙。传热系数  $K = 1.27 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;
- (3) 内墙为两面抹灰一砖内墙, 传热系数  $K = 1.72 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。
- (4) 外窗为双层木窗, 其传热系数为  $K = 2.67 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , 面积  $A_w = 2.77 \text{m}^2$ , 外形尺寸为  $1.85 \text{m} \times 1.5 \text{m}$ 。
- (5) 哈尔滨采暖室外计算温度为  $-26^\circ\text{C}$ , 办公室室内温度为  $18^\circ\text{C}$ , 冬季平均风速为  $3.3 \text{m/s}$ 。
- (6) 地面为不保温地面,  $K$  值按地带决定。

解: 按本题条件, 计算如下:

1. 计算结果列入表 2-22 中。包括基本耗热量和附加耗热量, 所得围护结构耗热量为:

$$\dot{Q}_1 = 3492.67 \text{W}$$

## 2. 冷风渗透耗热量计算

围护结构基本耗热量计算表

表 2 22

房间 编号	房间 名称	围护结构		传热 系数 $K$ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	室内 计算 温度 $t_{\text{in}}/^\circ\text{C}$	室外 计算 温度 $t_{\text{out}}/^\circ\text{C}$	室内外 计算温 度差 $t_{\text{in}} - t_{\text{out}}/^\circ\text{C}$	温差 修正 系数 $\alpha$	基本耗 热量 $\dot{Q}$ (W)	耗热量修正					房间热 负荷 (W)
		名称 及方向	面积计算 ( $\text{m}^2$ )							朝向 修正 率 (%)	风力 附加 (%)	修正 值	修正后 的热量	高度 附加	
101	办公 室	北外墙	$7.9 \times 3.2$	25.28	18	-26	44	1	1412.65	0	0	1.0	1412.65	0	3492.67
		北外窗	$2 \times 2.77$	5.54					341.26	0	0	1.0	341.26	0	
		西外墙	$6.1 \times 3.2$	19.52					1090.78	-5	0	0.95	1035.5	0	
		地面 I	$2 \times 7.4 + 2 \times 5.6$	26					531.96	0	0	1.0	531.96	0	
		地面 II	$2 \times 5.4 + 2 \times 1.6$	14					143.53	0	0	1.0	143.53	0	
		地面 III	$1.6 \times 3.4$	5.44					27.77	0	0	1.0	27.77	0	

由表 2-6 查得  $L = 2.8 \text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m})$ , 由表 2-7 查得  $m = 0.8$ 。按公式 (2-4) 计算, 其结果如下:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_2 &= 0.278 \times 2.8 \times (1.5 \times 2 + 1.85 \times 2) \times 2 \times 1.2 \times 1 \times (18 + 26) \times 0.8 \\ &= 440.59 \text{W}\end{aligned}$$

## 3. 房间采暖热负荷

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 \\ &= 3492.67 + 440.59 \\ &= 3933.3 \text{W}\end{aligned}$$

## 参 考 文 献

- [1] GBJ 19—87 采暖通风与空气调节设计规范. 北京: 中国计划出版社
- [2] 顾兴莹主编. 民用建筑暖通空调设计技术措施. 北京: 中国建筑工业出版社. 1996 年
- [3] 郭骏、邹平华编. 建筑采暖设计. 北京: 中国建筑工业出版社. 1987 年
- [4] 电子工业部第十设计研究院主编. 空气调节设计手册 (第二版). 北京: 中国建筑工业出版社. 1995 年
- [5] 陆耀庆主编. 供暖通风设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社. 1987 年
- [6] 中国建筑科学研究院空调所. 空调技术. 1983. No1
- [7] 薛殿华主编. 空气调节. 北京: 清华大学出版社
- [8] 柴慧娟等编著. 高层建筑空调设计. 北京: 中国建筑工业出版社. 1995 年
- [9] 赵荣义主编. 简明空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社. 1998 年

## 第3章 全 水 系 统

### 3.1 全 水 系 统 概 述

#### 3.1.1 全水系统组成

采暖与空调系统中传递热能的媒介物(介质)称为“热媒”或“冷媒”。全部用水作为介质传递室内热负荷或(和)冷负荷的系统称为全水系统。按提供热量还是冷量将全水系统分为:供热的全水系统、供冷的全水系统和既供冷又供热的全水系统。供热时,水被称为“热媒”;供冷时,水被称为冷冻水或冷媒。供热的全水系统由热源、输送热媒的管道系统和供热设备(末端装置)组成。热媒在热源得到热量,由管道系统输送到末端装置,在末端装置内向室内供热后再回到热源。供冷的全水系统由冷源、输送冷媒的管道系统和供冷设备(末端装置)组成。冷媒在冷源得到冷量,由管道系统输送到末端装置,在末端装置内向室内供冷后再回到冷源。既供冷又供热的全水系统中同时有冷源和热源,末端装置是供热或(和)供冷的设备。各种全水系统的工作过程周而复始地进行,采暖、空调系统不断地向用户供热或供冷来调节和控制室内空气参数。从而创造有一定舒适度要求的人工环境。

全水系统末端装置可分为自然对流和强迫对流两种。自然对流的系统——空气靠在密度差产生的重力压头驱动下流过末端装置与水进行热交换,并引导空气在室内循环。采用散热器的热水采暖系统属于此类。强迫对流的系统——空气靠风机的机械动力流过末端装置与水进行热交换,并导致空气在室内循环。如末端装置为风机盘管的空调系统和采用暖风机的热水采暖系统属于此类。

按用途将全水系统分为热水采暖系统和全水空调系统。每一种全水系统又可分为多种类型,下面将分别介绍。

#### 3.1.2 热水采暖系统

热水采暖系统即供热的全水系统。按所采用的热媒,将常见采暖系统分为热水采暖系统和蒸汽采暖系统<sup>[1]</sup>。

相对蒸汽采暖系统,热水采暖系统有以下优缺点。其优点是:

- (1) 运行管理简单,维修费用低。
- (2) 热效率高,跑、冒、滴、漏现象轻,可比蒸汽供暖节能 20%~40%。
- (3) 可采用多种调节方法,特别是可采用随室外温度变化改变采暖供、回水温度的质调节。
- (4) 供暖效果好。连续供暖时,室内温度波动小、房间温度均匀、无噪声,可创造良好的室内环境,增加舒适度。

(5) 管道设备锈蚀较轻,使用寿命长。

其缺点是:

(1) 散热设备传热系数低,因此在相同供热量下,所需供暖设备多。蒸汽采暖主要靠蒸汽冷凝时放出的汽化潜热;热水采暖靠水的温降。在相同供热量下,热水为热媒时流量大,管径大,造价高。

(2) 输送热媒消耗电能多。

热水采暖系统的优点,使其成为民用和公用建筑的主要采暖系统型式,也可用于工业建筑及其辅助建筑中。

### 3.1.3 全水空调系统

全水空调系统中房间的冷负荷或热负荷全靠水来承担。由于目前全水空调系统的末端装置为风机盘管,因此全水空调系统又称为全水风机盘管系统,与其他空调系统相比,其优点是<sup>[2]</sup>:

(1) 由于水的比热比空气大得多,在相同负荷下,该系统的水量比全空气空调系统中的空气量小得多,输送能耗低,水管所占空间比风管小得多。对现有建筑改造时相对于全空气系统易于解决布管问题。

(2) 可兼备集中供冷和供热的优点,同时各末端装置又有独立开关和调节的功能。因此,使用灵活方便,各个房间可独自调节与控制。当房间不需要空调时,可以将末端装置关闭,从而可节省运行费用。

(3) 各房间用各自的末端装置处理空气,因此各房间的空气互不串通,防止了空气交叉污染,有利于保证室内空气品质。

(4) 除了冷、热源机房外,全水空调系统无其他空调机房,而末端装置吊挂或靠墙安装,因此比全空气空调系统占用建筑面积少。

其缺点是:

(1) 比全空气空调系统运行维护量大。

(2) 有冷却去湿功能,无加湿功能:不引入新风,只能靠门窗渗风或定期开窗来满足房间对新风的要求,不能解决房间有组织的通风换气问题。

(3) 风机盘管运行时有噪声。

广播间、录音室等对静音要求高的房间、对室内空气品质要求高的场所不宜采用这种系统。冬季供暖运行时,房间内湿度偏低,因此不能用于全年对湿度有控制要求的场所。风机盘管单机制冷量不大,高静压机组的机外静压也很小,不可能接较长的风管,因此不宜用在大面积、大空间的房间,否则日常管理、维修不便,影响室内建筑装饰,有时达不到室温均匀的要求。宜用于现有建筑加装空调系统、对室内空气品质要求不高的旅馆客房等建筑物中。

鉴于上述优缺点,全水空调系统比水-空气空调系统以及全空气空调系统应用少。

全水空调系统与热水采暖系统相比,有以下特点:全水空调系统既可用于夏季供冷,又可用于冬季供热,而热水采暖系统只能用于冬季供热;全水空调系统的末端装置使室内空气强迫循环,室内温、湿度均匀,末端装置中的风机需要消耗功率,而且有噪声;管理、维修工作量比热水采暖系统要大;全水空调系统比热水采暖系统造价高,因此如仅用

于冬季采暖,采用热水采暖系统优于全水空调系统。

## 3.2 全水系统的末端装置

建筑物室内的供热或供冷设备处于能量输送系统的终端,而被称之为末端装置。常用末端装置有散热器、暖风机、风机盘管等。

### 3.2.1 散热器

散热器是采暖系统重要的、基本的组成部件。水在散热器内降温向室内供热达到采暖的目的。散热器的金属耗量和造价在采暖系统中占有相当大的比例,因此,散热器的正确选用涉及到系统的经济指标和运行效果。

#### 3.2.1.1 散热器性能评价指标

对散热器的要求是多方面的,可归纳为以下四个方面<sup>[1]</sup>:

##### (1) 热工性能

同样材质散热器的传热系数数值越高,其热工性能越好。可采用增加外壁散热面积(加肋片)、提高散热器周围空气流动速度(如串片散热器加罩)、强化散热器外表面辐射强度(如外表面饰以辐射系数高的涂料)和减少散热器各部件间(如钢制串片散热器的钢管与串片)的接触热阻等措施改善散热器的热工性能。

##### (2) 经济指标

散热器单位散热量的成本(元/W)及金属耗量越低,其经济指标越好。安装费用越低、使用寿命越长,其经济性越好。

##### (3) 安装使用和工艺方面的要求

散热器应具有一定的机械强度和承压能力、安装组对简单。应便于安装和组合成所需的散热面积。尺寸应较小,少占用房间面积和空间。安装和使用过程不易破损。制造工艺简单、适于批量生产。

##### (4) 卫生和美观方面的要求

散热器表面应光滑,方便和易于清除灰尘。外形应美观,与房间装饰协调。

#### 3.2.1.2 散热器的种类

散热器按传热方式分为辐射散热器和对流散热器。后者对流散热量几乎占100%,相对对流散热器而言其他大多数散热器同时以对流和辐射散热,称为辐射散热器或散热器。

散热器按材质分为铸铁散热器、钢制散热器、铝合金散热器以及塑料散热器等。

##### (1) 铸铁散热器

上世纪开始采用的铸铁散热器用灰口铸铁浇铸而成。由于结构简单、耐腐蚀、使用寿命长、水容量大而沿用至今。它的金属耗量大、笨重、金属热强度比钢制散热器低。目前国内应用较多的铸铁散热器有柱型和翼型两大类。

铸铁柱型散热器是呈柱状的单片散热器,用对丝将单片组对成所需散热面积。常用铸铁柱型散热器有四柱(图3-1(a))和二柱(M132型)(图3-1(b))等。四柱散热器有带足片与无足片之分,分别用于落地和挂墙安装。柱型散热器外形美观,传热系数较大,单片散热量小,容易组对成所需散热面积,积灰较易清除。

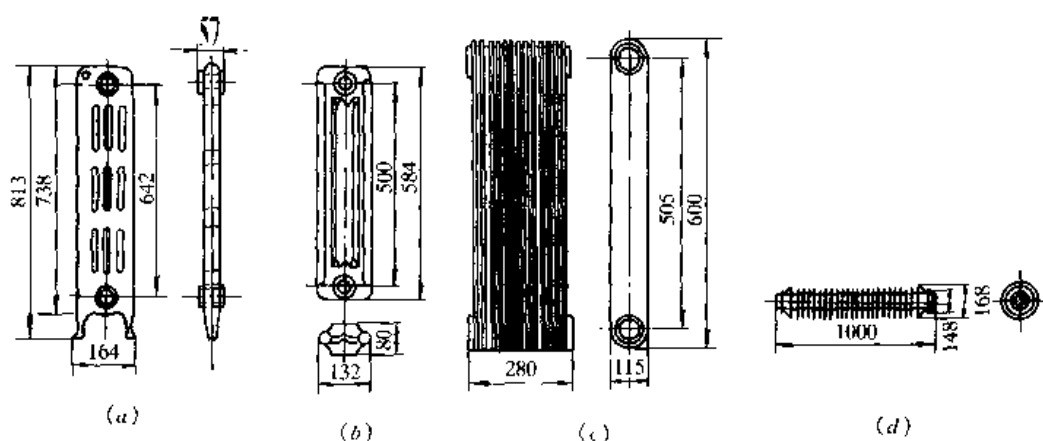


图 3-1 常用铸铁散热器

(a) 四柱散热器; (b) M132 型散热器; (c) 长翼型散热器; (d) 圆翼型散热器

翼型散热器分为长翼型 (图 3-1 (c)) 和圆翼型 (图 3-1 (d))。翼型散热器铸造工艺简单, 价格较低, 但易积灰, 单片散热面积较大, 不易组对成所需供热面积, 承压能力低。目前用量在逐渐减少。圆翼型多用于不产尘车间。有时也用在要求散热器高度小的地方 (例如: 商店橱窗下)。

## (2) 钢制散热器

钢制散热器有新型钢制散热器和光排管。新型钢制散热器的出现晚于铸铁散热器, 是用钢材制成的, 制造工艺先进, 适于工业化生产, 外形美观, 易实现产品多样化、系列化, 适应于各种建筑物对散热器的多功能要求, 金属耗量少, 安装简便, 承压能力较高, 占地面积小。但耐腐蚀能力差, 要求供暖系统进行水处理, 非采暖期满水养护。施工安装时要防止磕碰。钢制散热器水容量小, 热惰性小。在间歇供暖时, 停止供热后, 延续供暖效果差, 因此不宜与铸铁散热器混用于同一个间歇供暖的采暖系统中。不宜用于有腐蚀性气体的生产厂房和相对湿度较大的房间。钢制散热器有柱型、板式、扁管式、串片式等。

钢制柱式散热器见图 3-2 (a)。其构造与铸铁柱型散热器相似。但所用材质和制造工艺不同。钢制柱式散热器制造时由单片用气体氩弧焊焊成整体。

钢制板式散热器见图 3-2 (b)。由面板、背板、对流片、进出水接头等组成。面板和背板用 1.2~1.5mm 冷轧钢板冲压成型。面板与背板滚焊成整体后形成水平联箱和竖向水道。背板后面可焊对流片增加散热面积。进出水口连到联箱上。

扁管型散热器见图 3-2 (c), 由长方形扁管平排成平面并在背面、扁管两端加联箱焊成整体。背面可点焊对流片。还可以构成双板带对流片的型式。

钢串片散热器见图 3-2 (d), 由钢管套钢片制成。该种散热器有带罩和无罩两种, 有罩钢串片散热器是典型的对流散热器。

光排管散热器见图 3-3, 由钢管焊接而成。易于清除积灰, 适用于灰尘较大的车间, 承压能力高, 但较笨重, 耗钢材, 占地面积大。

此外还有用铝合金和塑料等制造的散热器, 铝合金散热器加工方便, 造价较高, 但重量轻, 外形美观, 但不如铸铁散热器耐用。塑料散热器, 可节省金属, 耐腐蚀, 但不能承受太高的温度和压力。

各种散热器的热工性能及几何尺寸可查厂家样本或设计手册。



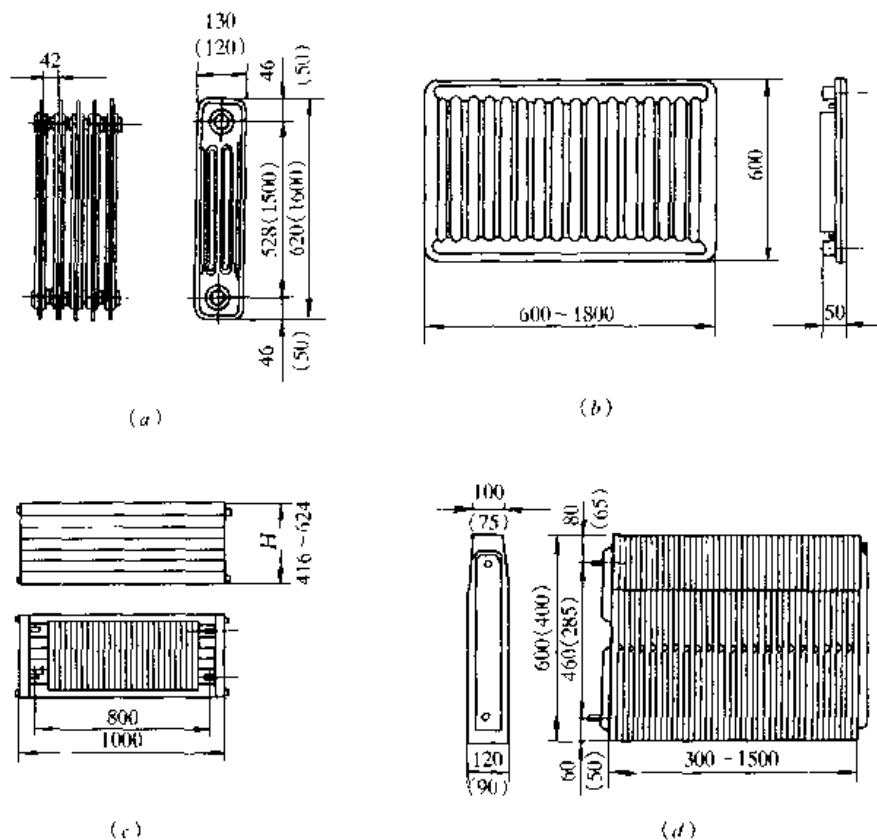


图 3-2 常用钢制散热器

(a) 钢制柱型散热器；(b) 钢制板式散热器；(c) 钢板扁管散热器；(d) 钢串片散热器

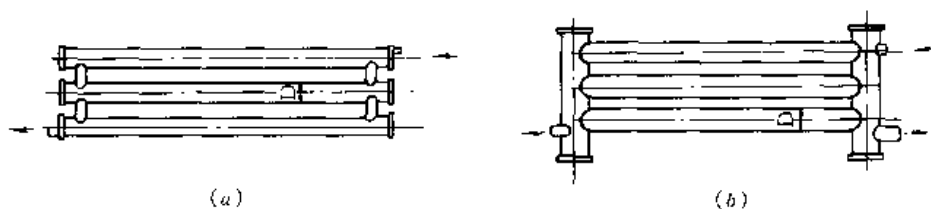


图 3-3 光排管散热器

(a) 用于热水采暖系统的光排管；(b) 用于蒸汽采暖系统的光排管

### 3.2.1.3 散热器的选择、布置

#### (1) 散热器的选择

所选散热器的传热系数应较大，其热工性能应满足采暖系统的要求。采暖系统下部各层散热器承受压力较大，所能承受的最大工作压力应大于采暖系统底层散热器的实际最大工作压力。

散热器的外形尺寸应适应建筑尺寸和环境要求，易于清扫。在标准高的建筑中要考虑外形美观，与室内装修协调。在产生和对防尘要求较高的工业建筑中，应采用易于清除灰尘的散热器。在具有腐蚀性气体的生产厂房或相对湿度较大的车间、地下水为水源且水处理不佳时应用铸铁散热器。间歇采暖时间一系统中不宜混用水容量差别较大的散热器。

#### (2) 散热器的布置

一般沿外墙，特别是沿外窗布置。图 3-4 (a) 为散热器沿外墙布置，这种布置方式提高了外墙和窗下部的温度，减少了对人体的冷辐射，因而提高了房间的热舒适性。此外，布置在外窗下少占用室内使用面积并能阻止渗入室内的空气形成下降的冷气流，房间贴地面板处的空气温度较高。图 3-5 (a)、(b) 表示了沿外墙布置时的气流循环<sup>[4]</sup>。也可以如图 3-4 (b)，靠内墙布置。其优点是某些场合下可减少管路系统的长度。其缺点是沿人经常活动的房间地面流动的空气温度较低（见图 3-5 (c)），降低舒适度；占用室内使用面积，影响家具及其他设施的布置；天长日久散热器上升气流中所含微尘附着于内墙表面，影响美观。

可以明装或加罩暗装。明装时易于清除灰尘，布置简单，有利散热。对房间装饰要求较高的民用、公用建筑或要防止烫伤和磕碰的场所可加装饰罩暗装。大多数情况下加罩后散热器的散热量减少。

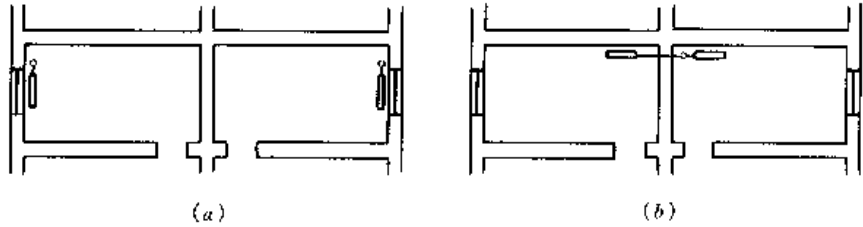


图 3-4 散热器在室内的平面布置  
(a) 置于外墙下；(b) 置于内墙下

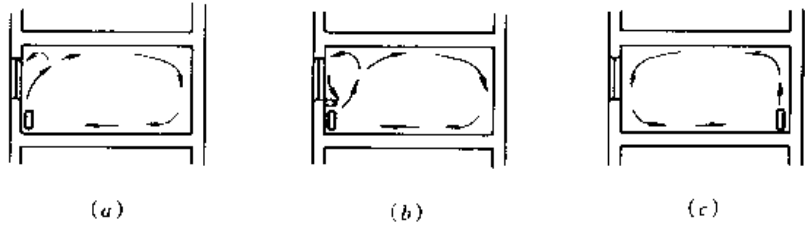


图 3-5 散热器不同布置方案下室内空气循环示意图  
(a) 置于无窗台板的外墙下；(b) 置于有窗台板的外墙下；(c) 置于内墙下

楼梯间的散热器应尽量布置在底层及下部各层。不能置于两道外门之间，楼梯间底层等有冻结危险处的散热器应远离外门。

### 3.2.1.4 散热器的计算

在设计条件下单位时间内散热器的散热量应等于房间需要的采暖设计热负荷。散热器的传热性能是在标准化的测试小室用一定的片数（柱型用 8 片）、明装、同侧上进下出连接散热器，在稳定条件下测出的。将实验结果整理成下式<sup>[4]</sup>。

$$k = a\Delta t^b = a(t_m - t_R)^b \text{ 或 } \dot{Q} = A\Delta t^B \tag{3-1}$$

- 式中
- $\dot{Q}$ ——散热器的散热量，W；
  - $k$ ——散热器的传热系数，W/(m<sup>2</sup>·℃)；
  - $a$ 、 $b$ 、 $A$ 、 $B$ ——实验结果整理得到的系数；
  - $t_m$ ——散热器的热媒平均温度，℃；

$\Delta t$ ——散热器热媒平均温度  $t_m$  与室内温度  $t_R$  之差,  $^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_R$ ;

$t_1$ 、 $t_2$ ——散热器进、出口水温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_R$ ——室内空气温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

各种常用散热器的传热系数见有关设计手册<sup>[5]</sup>。当已知或查到传热系数  $k$  后, 即可用下式得到其计算面积:

$$A = \frac{\dot{Q}}{k(t_m - t_R)} \beta_1 \beta_2 \beta_3 \approx \frac{\dot{Q}}{k \Delta t} \beta_1 \beta_2 \beta_3 \quad (3.2)$$

式中  $A$ ——散热器计算面积,  $\text{m}^2$ ;

$\dot{Q}$ ——采暖设计热负荷,  $\text{W}$ ;

$\beta_1$ ——散热器的片数修正系数;

$\beta_2$ ——散热器的连接方式修正系数;

$\beta_3$ ——散热器的安装型式修正系数;

$k$ 、 $\Delta t$ 、 $t_m$ 、 $t_R$ ——同 (3-1) 式。

当使用条件与测试条件不同时, 散热器的传热性能发生变化, 要用不同的系数  $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 、 $\beta_3$  进行修正。

由于成组散热器两边的散热器片, 外侧没有相邻片遮挡, 比中间片的单片散热量大。当实际片数少于测试时规定片数时, 边片传热面积在总传热面积中所占比例增大, 使其单位传热面积传热量增大, 所需散热器片数减少, 所乘片数修正系数  $\beta_1 < 1$ ; 当实际片数多于测试规定片数时,  $\beta_1 > 1$ 。对

片式散热器计算片数时, 其片数  $n = \frac{A}{a}$ , 其中  $a$  为一片散热器的散热面积,  $\text{m}^2/\text{片}$ 。先取  $\beta_1 = 1$  计

算其散热面积和片数后, 再进行片数修正。对钢制板式及扁管式等整体式散热器用不同规格的散热器分别进行试验, 得到各自的热工性能数值, 不进行片数修正。

散热器在系统中可以采用图 3-6 所示 6 种连接方式。连接方式不同时其外表面温度分布变化, 使传热量发生变化。下进上出时水流总趋势与水在散热器中冷却后的重力作用相反, 而使散热性能变差, 传热系数变小, 在相同热负荷下所需散热器面积增加。

测定散热器性能时为明装, 加罩后其传热性能有变化, 用安装型式修正系数  $\beta_3$  来考虑。加罩后散热器辐射散热量减少, 对流散热量可能增加。大多数散热器加罩后散热量减小。只有在对流散热量的增加值大于辐射散热量的降低值时其散热量才是增加的。如加罩后其散热量减小, 则  $\beta_3 > 1$ , 需要增加散热器用量; 反之,  $\beta_3 < 1$ , 则可减少散热器用量。

修正系数  $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 、 $\beta_3$  的数值可查参考文献[5]。

### 3.2.2 暖风机

暖风机是由通风机、电动机和空气换热器组合而成的采暖机组。暖风机的风机有轴流

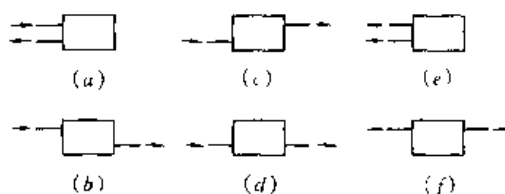


图 3-6 散热器接管方式

(a) 上进下出 (同侧); (b) 上进下出 (异侧);  
(c) 下进上出 (异侧); (d) 下进下出;  
(e) 下进上出 (同侧); (f) 上进上出

式和离心式两种。轴流式风机常用于小型机组（见图 3-7 (a)、(b)），离心式风机常用于大型机组（见图 3-7 (c)、(d)）。暖风机所用热媒可以为水和蒸汽。使用时暖风机直接安装在采暖房间内。在风机作用下，室内空气由吸风口进入机组，流经空气换热器被加热，从出风口送入室内，并造成室内空气循环。

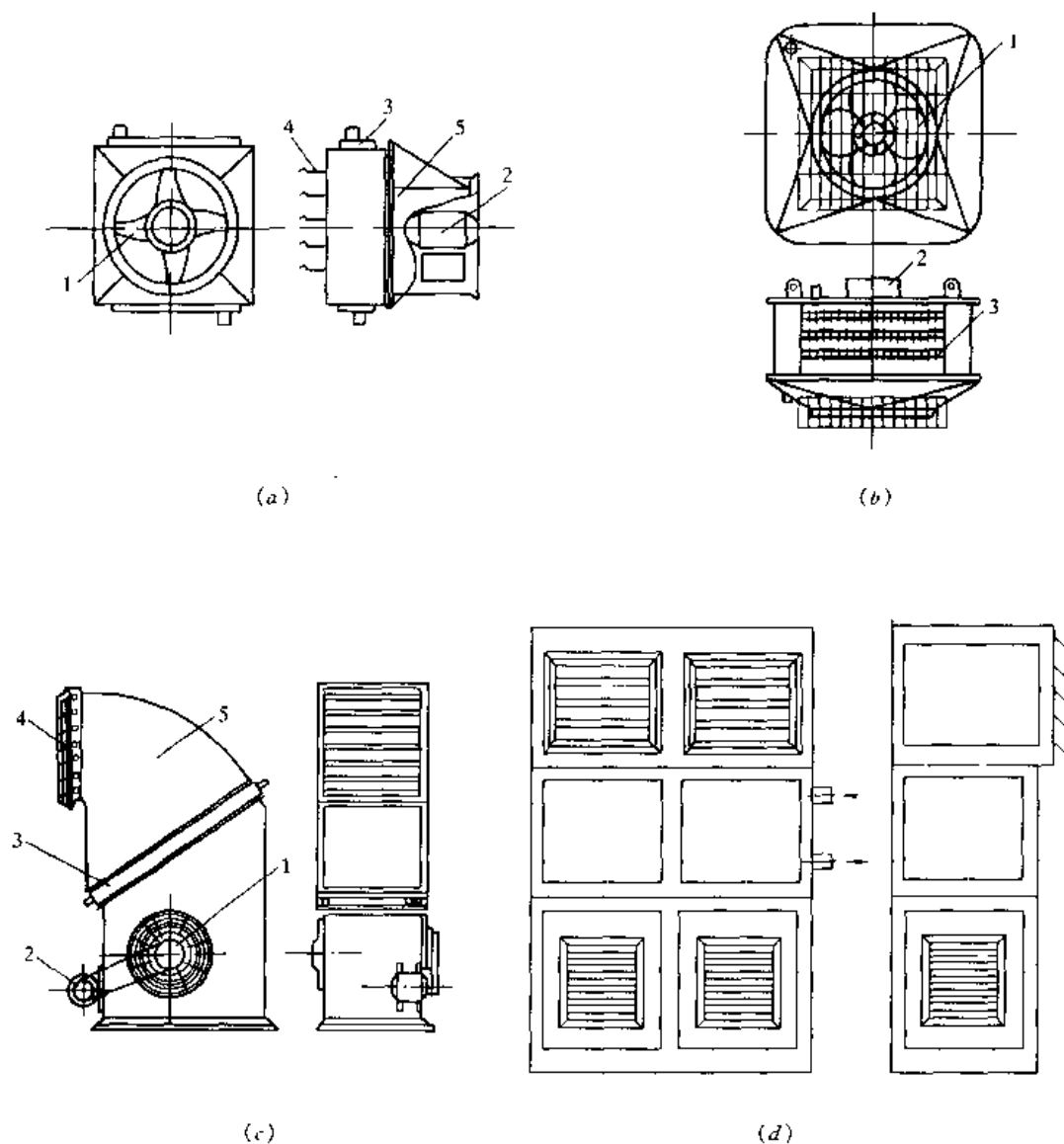


图 3-7 暖风机

(a) 普通小型机组-NC 型；(b) 顶吹式小型机组-ZN 型；

(c) 普通大型机组-NBL 型；(d) 柜式大型机组-NLGS 型

1—风机；2—电动机；3—换热器；4—导流叶片；5—外壳

暖风机供暖的优点是供热量大，占地小，启动快，能迅速提高室温。缺点是风机运行时会有噪声，如全部采用室内循环空气时，不能改善室内空气质量。

暖风机常用于空间大、要求供热负荷大、间歇工作、允许循环使用室内空气的厂房或场馆。室内空气中含有剧毒性物质、工艺过程产生易燃易爆气体和纤维、粉尘的厂房，空气不能循环使用，则不能采用暖风机供暖。

暖风机采暖有两种方案。一种方案是暖风机供给全部采暖耗热量，适用于气候比较温

暖的地方；另一种方案是暖风机供给部分采暖耗热量，用散热器采暖系统维持最低室内温度（一般不得低于5℃，称为值班采暖），其余热量由暖风机供给。后一方案的优点是非工作时间可以不开启暖风机，节省电能和热能，不需要管理。正常使用时间开启暖风机可迅速提高室温。暖风机提供的供热量为采暖设计热负荷扣除值班采暖系统的设计供热量。

设计暖风机采暖系统时，主要是确定暖风机的型号、台数及布置方案。

当空间较大时，为了使供暖场所室内温度和气流分布均匀，可选两台以上同型号的暖风机。暖风机的台数  $n$  可用下式计算：

$$n = \beta \dot{Q} / \dot{q} \quad (3-3)$$

式中  $\dot{Q}$ ——要求暖风机提供的采暖热负荷，W；

$\beta$ ——选择暖风机的富裕系数，取  $\beta = 1.2 \sim 1.3$ ；

$\dot{q}$ ——单台暖风机的实际散热量，W。

在产品样本或设计手册中可查到暖风机的性能（在一定热媒参数下的散热量、送风量、出口风速和温度等）数据。产品样本中给出的为进口空气温度为15℃时的暖风机供热量，若进口空气温度不等于15℃时，用下式进行修正<sup>[1][5]</sup>：

$$\dot{q} = \dot{q}_0 (t_m - t_i) / (t_m - 15) \quad (3-4)$$

式中  $\dot{q}_0$ ——产品样本中提供的暖风机供热量，W/台；

$t_m$ ——暖风机进、出口热媒平均温度，℃；

$t_i$ ——设计条件下的机组进风温度，一般可取室内温度，℃。

暖风机的送风温度不宜低于35℃，以免有吹冷风的感觉；不得高于70℃，以免热射流上升，不利于有效利用。室内空气循环次数，每小时不宜小于1.5次。每台暖风机的热媒进出口应设阀门（蒸汽为热媒时，还应在出口设疏水器），以便调节、维修和管理。

在生产厂房内布置暖风机时，应考虑车间的几何形状、工作区域、工艺设备的位置，以及暖风机气流作用范围等因素。暖风机平面布置时尽可能使室内气流分布合理、温度均匀，NC型小型机组可采用图3-8所示的布置方案，悬挂在墙上、柱上、梁下。其中（a）为直吹，用于小跨度厂房，暖风机挂于内墙，向外墙方向送风。（b）、（c）用于大跨度或多跨厂房。（b）为斜吹，将暖风机挂在中间纵轴上，向两面外墙斜向送风。（c）为顺吹，暖风机挂在外墙柱上，气流串接<sup>[1][5]</sup>。ZN型小型机组可吊挂在顶棚下或阶梯形屋顶等较高处，吸入房间上部较高温度的空气送至房间下部，减小室内竖向温度梯度。大型暖风机组可用于室内没有影响气流组织的高大隔墙、设备的大型厂房。大型暖风机的风量和出口风速大，射程长，台数较少时让其沿车间长度方向送风，使气流射程覆盖供暖区。大型机

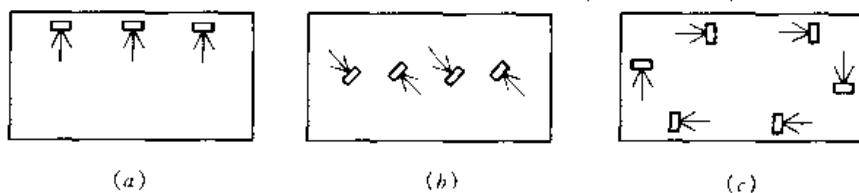


图 3-8 轴流式暖风机布置方案  
(a) 直吹；(b) 斜吹；(c) 顺吹

组设置于地面或平台上。

小型暖风机的安装高度（指出风口离地面的高度）与出口风速有关。当出口风速 $\leq 5\text{m/s}$ 时，宜采用 $3.5\text{m}$ ；当出口风速大于 $5\text{m/s}$ 时，宜采用 $4\sim 4.5\text{m}$ 。大型暖风机的安装高度应根据厂房高度和回流区的分布位置等因素确定，不宜低于 $3.5\text{m}$ ，不宜高于 $7\text{m}$ 。送风口的风速可采用 $5\sim 15\text{m/s}$ 。当厂房高、送风温度较高时，送风口处宜设置向下倾斜的导流板。生活地带和作业地带的风速一般不宜大于 $0.3\text{m/s}$ 。

### 3.2.3 风机盘管

风机盘管机组简称风机盘管。它是由小型通风机、电动机和盘管（空气换热器）等组成的空调系统末端装置之一。盘管管内流过冷冻水或热水时与管外空气换热，使空气被冷却去湿或加热来调节室内的空气参数。它是常用的供冷、供热末端装置<sup>[2]</sup>。

#### 3.2.3.1 风机盘管的构造、分类和特点

风机盘管机组按结构型式可分为立式、卧式、壁挂式、立柱式、卡式等。按安装方式可分为明装、暗装与半明装。图 3-9 给出了立式明装（图（a））和卧式暗装（图（b））机组的构造示意图。图 3-9 中 1 为前向多翼离心风机或贯流风机，每一台机组的风机可为单台、两台或多台（图中为两台）。2 为单相电容式低噪声调速电动机。可改变电机的输入电压，变换电机转速，使提供的风量按高、中、低三档调节。盘管 3 一般是用 2~3 排带铝合金翅片的铜管制成的换热器，其冷冻水或热水进、出口与水系统的冷、热水管路相连。为了阻留灰尘和纤维物、保护风机和电机、减轻污垢对盘管换热效果的影响和减少房间空气中的污染物，在风机盘管（除卧式暗装机组外）的空气进口处有便于清洗、更换的过滤器 5。为了减低噪声，箱体 9 的内壁附有吸声材料 8。其他各种风机盘管的基本构件与图 3-9 类似。

壁挂式机组全部为明装机组，其结构紧凑，外观好，直接挂于墙的上方。卡式（天花板嵌入式）机组，比较美观的进、出风口外露于顶棚下，风机、电动机和盘管置于顶棚之上，属于半明装机组。立柱式机组外形像立柜，高度在 $1800\text{mm}$ 左右，有的机组长宽比接近正方形，有的机组是长宽比约为 $2:1\sim 3:1$ 的长方形。除壁挂式和卡式机组之外，其他各种机组都有明装和暗装两种机型。明装机组都有美观的外壳，自带进风口和出风口，在房间内明露安装。暗装机组的外壳一般用镀锌钢板制作，有的机组风机裸露，安装时将机组设置于顶棚上、窗台下或隔墙内。暗装机组根据机外静压分为两类：标准型与高静压型。标准型机组在名义风量下的机外静压为零（我国部颁标准《风机盘管机组》JB/T 4283-91 的规定）或 $10\sim 20\text{Pa}$ （合资厂家生产或进口产品）；高静压机组在名义风量下的机外静压为 $30\sim 60\text{Pa}$ 。除了上述常用的风机盘管外，有些厂商还生产同时配备冷盘管和热盘管型式的机组。这种机组主要用于四管水系统（参见第 3.9 节）。

我国部颁标准《风机盘管机组》中规定，用高档转速下风机盘管的风量（ $\text{m}^3/\text{h}$ ）标注其规格。如 FP-6.3，即高档风量为 $630\text{m}^3/\text{h}$ 的风机盘管。标准规定风机盘管共有 12 种规格。风量范围为 $250\sim 2500\text{m}^3/\text{h}$ 。立柱式非标产品最大规格的风量为 $4000\text{m}^3/\text{h}$ 。中外合资厂生产的风机盘管机组的规格通常用英制单位的风量（ $\text{ft}^3/\text{min}$ ）来表示，如规格 200（或称 002 或 02 型）的风机盘管，风量 $200\text{ft}^3/\text{min}$ ，即 $340\text{m}^3/\text{h}$ 。我国标准规定，机组名义工况（见本节 3.2.3.2）下的制冷量为 $1.4\sim 13.3\text{kW}$ ，供热量为 $2.1\sim 19.95\text{kW}$ 。实际

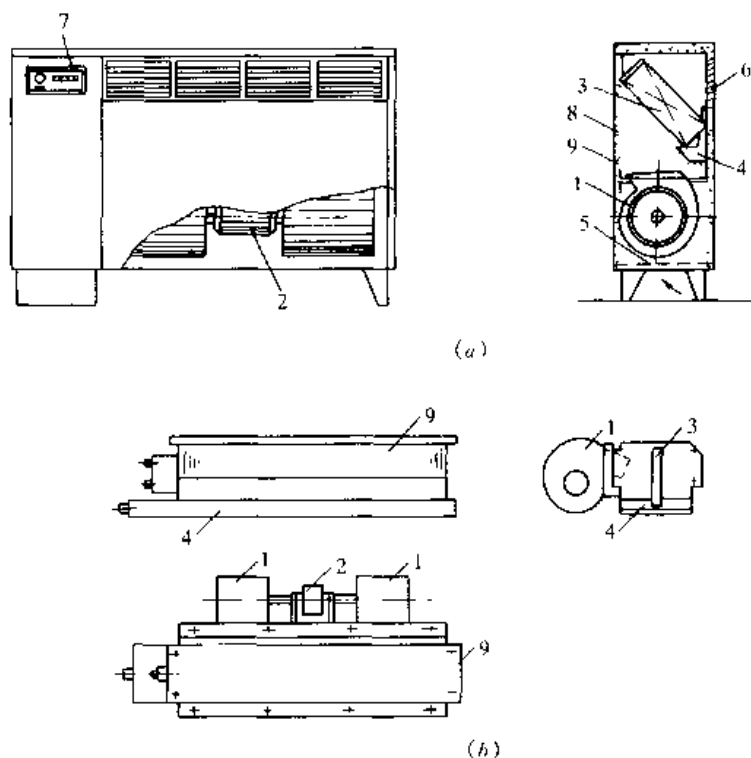


图 3-9 风机盘管

(a) 立式明装；(b) 卧式暗装

1—风机；2—电动机；3—盘管；4—凝结水盘；5—进风口及过滤器；  
6—出风格栅；7—控制器；8—吸声材料；9—箱体

产品中最大的制冷量约为 20kW，供热量约为 33.5kW。目前国内实际生产的风机盘管的规格在 10 种左右，比上述标准规定的规格少，以 FP-3.5～FP-20 最为多见。这类机组中标准型（机外无静压）的输入功率约为 30～170W，高静压型的输入功率约为 50～270W。FP-6.3 及以下型号的风机盘管，其噪声 $\leq 39\text{dB(A)}$ ；FP-8 以上型号风机盘管的噪声一般都 $>40\text{dB(A)}$ 。风机盘管的水侧阻力约为 10～40kPa。

### 3.2.3.2 风机盘管的选择与安装要求

应选择质量好的风机盘管以免增加维修工作量。应根据房间具体情况和装饰要求选择明装或暗装；确定安装位置、型式。立式机组一般放在外墙窗台下；卧式机组吊挂于房间的上部；壁挂式机组挂在墙的上方；立柱式机组可靠墙放置于地面上或隔墙内；卡式机组镶嵌于天花板上。

明装机组直接放在室内，不需进行装饰，但应选择外观颜色与房间色调相协调的机组。暗装机组应配上与建筑装饰相协调的送风口、回风口，有时需在回风口配风口过滤器。还应在建筑装饰时留有可拆卸或可开启的维修口，便于拆装和检修机组的风机和电机。

目前卧式暗装机组多暗藏于顶棚上，其送风方式有两种：上部侧送和顶棚向下送风。如采用侧送方式，可选用标准型的风机盘管，机组出口直接接双层百叶风口（参见 10.2）；如采用顶棚向下送风，应选用高静压风机盘管，机组送风口可接一段风管，其末端接若干个散流器（参见 10.2）向下送风。卧式暗装机组的回风有两种方式：在顶棚上

设百叶或其他型式回风口和风口过滤器，用风管接到机组的回风箱上；不设风管，室内空气进入顶棚，再被置于顶棚上的机组所吸入。

选用风机盘管时应注意房间对静音的要求。

为了防止盘管堵塞，应在其供水管上安装水过滤器。进、水管最好采用橡胶软接头连接。风机盘管进、水管上均需要安装阀门，以便检修。从凝结水盘（见图 3-9）引至排水系统的凝结水管应有较大的坡度，一般不宜小于 0.01。凝结水管管径应大些，避免污物堵塞，同时定期清理凝结水管。其管外壁可能结露，因此也应保温。

风机盘管风机的供电电路应为单独的回路，不能与照明回路相连。要连到集中配电盘，以便集中控制操作，在不需要系统工作时可集中关闭机组。

风机盘管的承压能力有 1.0MPa、1.6MPa 的，最高有 2.1MPa 的，所选风机盘管的承压能力应大于系统的最大工作压力。

风机盘管的制冷量、供热量、风量等都在出厂时进行了标定。我国部颁标准《风机盘管机组》中规定，风机盘管机组的全热制冷量、显热制冷量和供热量用焓差法确定。风机盘管在制冷工况下的测试方法为：在保持机组出口静压为零（对标准型机组）或一定值（对高静压型机组）时，测定机组的风量，进出口空气的干湿球温度，进出口水的温度、压力和流量，并测定风机的输入功率。由此可确定空气的比焓并获得在制冷工况下风机盘管的各项性能：风量、全热制冷量、显热制冷量、水流量，水侧的阻力、输入功率。利用空气侧所测得的数据，按以下公式确定风机盘管的全热制冷量、显热制冷量：

$$\text{全热制冷量:} \quad \dot{Q}_t = \dot{M}_a (h_i - h_o) \quad (3-5)$$

$$\text{显热制冷量:} \quad \dot{Q}_s = \dot{M}_a c_p (t_i - t_o) \quad (3-6)$$

式中  $\dot{Q}_t$ 、 $\dot{Q}_s$ ——风机盘管的全热制冷量和显热制冷量，kW；

$h_i$ 、 $h_o$ ——风机盘管进、出口空气的比焓，kJ/kg；

$t_i$ 、 $t_o$ ——风机盘管进、出口空气的干球温度，℃；

$\dot{M}_a$ ——风机盘管的风量，kg/s；

$c_p$ ——空气定压比热， $c_p = 1.01 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

可以按下式确定风机盘管在供热工况下的供热量：

$$\dot{Q}_h = \dot{M}_a c_p (t_o - t_i) \quad (3-7)$$

式中  $\dot{Q}_h$  为风机盘管的供热量，kW；其他符号同前。

风机盘管的制冷量和供热量将随着进入机组的空气参数、冷冻水或热水入口的水温、水流量的变化而变化。同时，部颁标准《风机盘管机组》还规定了标定风机盘管制冷量和供热量的名义工况，在名义工况下的制冷量和供热量称为名义制冷量和名义供热量。

名义制冷工况：                      名义供热工况为：

进风干球温度 27℃                  进风干球温度 21℃

进风湿球温度 19.5℃                热水进口温度 60℃

冷冻水进口温度 7℃                水流量同制冷工况

冷冻水进出口水温差 5℃



全水风机盘管空调系统无论是只为夏季应用,还是冬、夏两季应用,都应按夏季的冷负荷来选择风机盘管,对冬季只需校核即可。风机盘管在名义工况下的供热量约为制冷量的1.5倍,因此一般说按夏季冷负荷选择机组都能满足冬季采暖的要求。通常直接根据房间的室内冷负荷来选择风机盘管。由于设计工况与风机盘管的名义工况有差别,因此应将名义制冷量换算到设计工况下的制冷量。目前很多生产企业在样本中已经给出了风机盘管在各种常见工况下的制冷量。如无此类数据,可根据以下公式进行推算<sup>[6]</sup>:

$$\frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_{t,n}} = \frac{t_{wbl} - t_{wl}}{12.5} \left[ \frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_{w,n}} \right]^{0.367} \quad (3-8)$$

$$\frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_{s,n}} = \frac{t_l - t_{wl}}{20} \left( \frac{t_{wbl}}{19.5} \right)^{0.7} \left[ \frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_{w,n}} \right]^{0.205} \quad (3-9)$$

式中  $\dot{Q}_t$ 、 $\dot{Q}_s$ ——设计工况下风机盘管全热制冷量和显热制冷量, W 或 kW;

$\dot{Q}_{t,n}$ 、 $\dot{Q}_{s,n}$ ——名义工况下风机盘管全热制冷量和显热制冷量, W 或 kW;

$t_l$ 、 $t_{wbl}$ ——设计工况下风机盘管进风干球温度和湿球温度, 取室内设计参数, °C;

$\dot{M}_w$ 、 $\dot{M}_{w,n}$ ——分别为设计工况和名义工况下的水流量, kg/h。

设计时通常取设计工况下的水流量与名义工况下一样, 上述公式 (3-8)、(3-9) 可简化到只与温度有关。

不考虑水量变化时, 风机盘管供热量的换算公式如下:

$$\frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_{h,n}} = \frac{t_{wl} - t_l}{39} \quad (3-10)$$

式中  $\dot{Q}_h$ 、 $\dot{Q}_{h,n}$  分别为设计工况和名义工况下的风机盘管供热量, W 或 kW。

若房间的设计全热冷负荷 (包括人员、灯光、电器、太阳辐射热及围护结构传热、空气渗透、通风等冷负荷) 为  $\dot{Q}_c$  和显热冷负荷为  $\dot{Q}_{c,s}$ , 则风机盘管 (一台或多台) 的全热制冷量和显热制冷量分别为:

$$\dot{Q}_t \geq (1 + \beta_1 + \beta_2) \dot{Q}_c \quad (3-11)$$

$$\dot{Q}_s \geq (1 + \beta_1 + \beta_2) \dot{Q}_{c,s} \quad (3-12)$$

式中  $\beta_1$ ——考虑积灰对风机盘管传热影响的附加率。仅夏季使用时, 取  $\beta_1 = 10\%$ ;

仅冬季使用时, 取  $\beta_1 = 15\%$ ; 冬夏两季使用时, 取  $\beta_1 = 20\%$ ;

$\beta_2$ ——考虑风机盘管间歇使用的附加率。根据对旅馆客房中的风机盘管间歇运行的。不稳定热过程模拟结果表明, 当  $\beta_2 = 20\%$ , 大约经过 20min 室温基本上可达到舒适要求。

选择风机盘管时, 宜同时对全热制冷量和显热制冷量进行校核是否符合式 (3-11)、

式(3-12)的要求。尤其是显热冷负荷比例大的房间,风机盘管的显热制冷量必须满足显热冷负荷的要求,因为风机盘管运行时是根据室温进行停开控制的。

风机盘管样本中一般给出了不同档次风量的制冷量,中档风量时机组的制冷量平均约为高档时的85%左右。对于明装风机盘管,可以考虑附加率 $\beta_1$ 后,直接根据中档风量时的制冷量来选取风机盘管。那么有15%的富裕量,可以作为间歇运行时的附加值。

对于暗装风机盘管,当选用高静压风机盘管时,应计算所接风管、送风口、回风口及风口过滤器等的阻力,其总阻力不得大于机组的机外静压值。当选用无静压的标准型风机盘管时,如所接风口等的阻力控制在30Pa以内,则在考虑附加率 $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 后,按风机盘管中档风量的制冷量来选择。因为对于这类机组,当机外有30Pa的阻力时,机组的高档风量也就相当于中档风量。一般说来,送风口采用双层百叶风口,其断面面积与盘管出口断面面积相当,回风口采用固定百叶风口,回风口和风口过滤器的风速控制在1.5m/s以内,其总阻力约为30Pa左右。

对于风机盘管系统与新风系统组合成的空气-水风机盘管系统,新风系统可能给室内带来冷负荷或冷量,因此不能只根据室内的冷负荷来选择风机盘管,这时应同时考虑新风系统带来的影响。有关空气-水风机盘管系统的设计问题参阅6.9节。

当风机盘管用于冬季供暖时,热水的供水温度一般以60℃为宜,最高不得超过机组生产厂家所规定的使用温度(大多数厂家规定供水温度不得超过80℃)。

### 3.3 热水采暖系统的分类与特点

热水采暖系统是由热源、管道系统和散热设备组成的一个有机整体。从不同的角度将热水采暖系统分为多种型式。

#### 3.3.1 按系统的循环动力分类

按系统中水的循环动力将热水采暖系统分为重力(自然)循环系统和机械循环系统(图3-10)。重力循环系统(图(a))中水靠其密度差循环,水在锅炉1中受热,温度升高到 $t_s$ ,体积膨胀,密度减少到 $\rho_s$ ,加上来自回水管7冷水的驱动,使水沿供水管6上升流到散热器2中。在散热器中热水将热量散发给房间,水温降低到 $t_r$ ,密度变大到 $\rho_r$ ,沿回水管7回到锅炉重新加热,这样周而复始地循环,不断把热量从热源送到房间。膨胀水箱3的作用是吸纳系统水温升高时热胀而多出的水量,补充系统水温降低和泄漏时短缺的水量稳定系统的压力和排除水在加热过程中所释放出来的空气。为了顺利排除空气,水平供水干管标高应沿水流方向下降,因为重力循环系统中水流速度较小,可以采用气水逆向流动,使空气从管道高点所连膨胀水箱排除。重力循环系统不需要外来动力,运行时无噪声、调节方便,管理简单。由于作用压头小,所需管径大,只宜用于没有集中供热热源、对供热质量有特殊要求的小型建筑物中。机械循环系统(图(b))中水的循环动力来自于循环水泵4。膨胀水箱多接到循环水泵之前。在此系统中膨胀水箱不能排气,所以在系统供水干管末端设有集气罐5,下管向集气罐抬起。机械循环系统作用半径(作用半径的概念见3.3.6条)大,是集中采暖系统的主要型式。

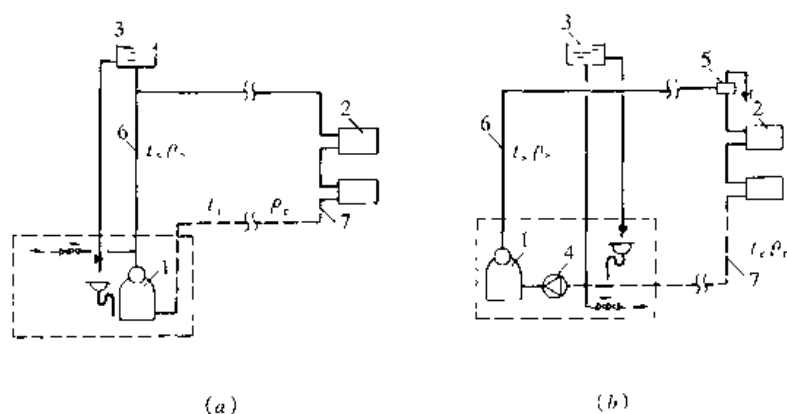


图 3-10 按系统循环动力分类的热水采暖系统

(a) 重力循环热水采暖系统; (b) 机械循环热水采暖系统

1—锅炉; 2—散热器; 3—膨胀水箱; 4—循环水泵; 5—集气罐; 6—供水管; 7—回水管

### 3.3.2 按供水温度分类

按供水温度将热水采暖系统分为高温水采暖系统和低温水采暖系统。各国高温水与低温水的界限不一样。我国将供水温度高于  $100^{\circ}\text{C}$  的系统称为高温水采暖系统; 供水温度低于  $100^{\circ}\text{C}$  的系统称为低温水采暖系统。高温水采暖系统由于散热器表面温度高, 易烫伤皮肤, 烤焦有机灰尘, 卫生条件及舒适度较差, 但可节省散热器用量, 供回水温差较大, 可减小管道系统管径, 降低输送热媒所消耗的电能, 节省运行费用。主要用于对卫生要求不高的工业建筑及其辅助建筑中。低温水采暖系统的优缺点正好与高温水采暖系统相反, 是民用及公用建筑的主要采暖系统型式。

### 3.3.3 按供回水的方式分类

采暖工程中通常“供”指供出热媒, “回”指回流热媒。在对采暖系统分类和命名时, 整个采暖系统或它的一部分可用“供”与“回”来表明垂直方向流体的供给指向。“上供式”是热媒沿垂向从上向下供给各楼层散热器的系统; “下供式”是热媒沿垂向从下向上供给各楼层散热器的系统。“上回”是热媒从各楼层散热器沿垂向从下向上回流; “下回”是热媒从各楼层散热器沿垂向从上向下回流。因此对热水采暖系统可分为图 3-11 所示的上供下回式、上供上回式、下供下回式和下供上回式。

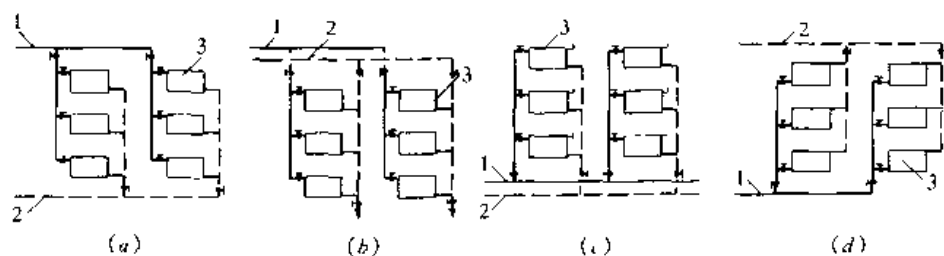


图 3-11 按供、回水方式分类的采暖系统

(a) 上供下回式; (b) 上供上回式; (c) 下供下回式; (d) 下供上回式

1—供水干管; 2—回水干管; 3—散热器

①上供下回式系统（图（a））的供回水干管分别设置于系统最上面和最下面，布置管道方便，排气顺畅。是用得最多的系统型式。

②上供上回式系统（图（b））的供回水干管均位于系统最上面。采暖干管不与地面设备及其他管道发生占地矛盾。但立管消耗管材量增加，立管下面均要设放水阀。主要用于设备和工艺管道较多的、沿地面布置干管发生困难的工厂车间。

③下供下回式系统（图（c））供回水干管均位于系统最下面。与上供下回式相比，供水干管无效热损失小、可减轻上供下回式双管系统的竖向失调（沿竖向各房间的室内温度偏离设计工况称为竖向失调有关失调的概念详见第3.8节）。因为上层散热器环路重力作用压头大，但管路亦长，阻力损失大，有利于水力平衡。顶棚下无干管比较美观，可以分层施工，分期投入使用。底层需要设管沟或有地下室以便于布置两根干管，要在顶层散热器设放气阀或设空气管排除空气。

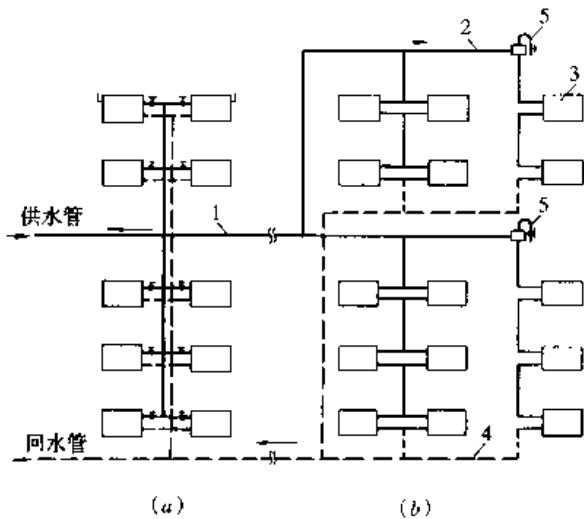


图 3-12 中供式热水采暖系统

1—中部供水管；2—上部供水管；3—散热器；  
4—回水干管；5—集气罐

④下供上回式系统（图（d））供水干管在系统最下面，回水干管在系统最上面。与上供下回式系统相对照，被称为倒流式系统。如供水干管在一层地面明设时其热量可加以利用，因而无效热损失小，与上供下回式相比，底层散热器平均温度升高，从而减少底层散热器面积，有利于解决某些建筑物中一层散热器面积过大，难于布置的问题。立管中水流方向与空气浮升方向一致，在四种系统型式中最有利于排气。当热媒为高温水时，底层散热器供水温度高，然而水静压力也大，有利于防止水的汽化。

此外还有中供式系统。如图 3-12 所示它是供水干管位于中间某楼层的系统型式。供水干管将系统垂向分为两部分。上半部分

系统可为下供下回式系统（图中（a）的上半部分）或上供下回式系统（图中（b）的上半部分），而下半部分系统均为上供下回式系统。中供式系统可减轻竖向失调，但计算和调节都比较麻烦。

### 3.3.4 按散热器的连接方式分类

按散热器的连接方式将热水采暖系统分为垂直式与水平式系统（图 3-13）。垂直式采暖系统是指不同楼层的各散热器用垂直立管连接的系统（图（a））；水平式采暖系统是指同一楼层的散热器用水平管线连接的系统（图（b））。垂直式采暖系统中一根立管可以在一侧或两侧连接散热器（图（a）左边立管），将垂直式系统中向多个立管供给或汇集热媒的管道称为供水干管或回水干管。水平式系统中的管道 3 与 4 与垂直式系统中的立管与干管不同称为水平式系统供水立管和水平式系统回水立管，水平式系统中向多根垂直布置的供水立管分配热媒或从多根垂直布置的回水立管回收热媒的管道也称为供水干管或回水干管（见图 3-16（b））。

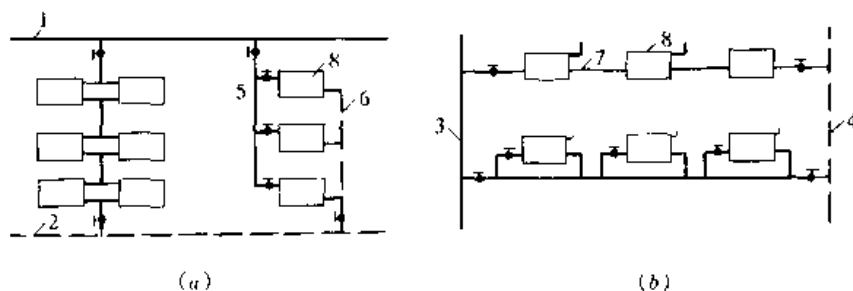


图 3-13 垂直式与水平式采暖系统

(a) 垂直式; (b) 水平式

1—供水干管; 2—回水干管; 3—水平式系统供水立管; 4—水平式系统回水立管;  
5—供水立管; 6—回水立管; 7—水平支路管道; 8—散热器

水平式系统如图 3-13 (b) 所示, 可用于公用建筑楼堂馆所等建筑物。用于住宅时便于设计成分户计量热量的系统。该系统大直径的干管少, 穿楼板的管道少, 有利加快施工进度。室内无立管比较美观。设有膨胀水箱时, 水箱的标高可以降低。便于分层控制和调节。用于公用建筑如水平管线过长时容易因胀缩引起漏水。为此要在散热器两侧设乙字

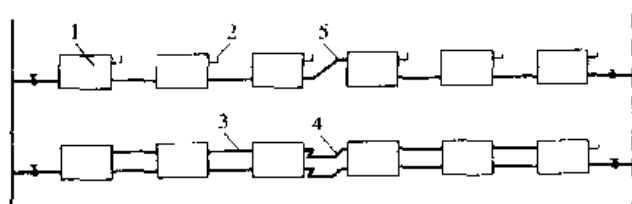


图 3-14 水平式系统的排气及热补偿措施

1—散热器; 2—放气阀; 3—空气管; 4—方形补偿器;  
5—乙字弯管补偿器

弯, 每隔几组散热器加乙字弯管补偿器或方形补偿器, 水平顺流式系统中串联散热器组数不宜太多。可在散热器上设放气阀或多组散热器用串联空气管来排气。如图 3-14

### 3.3.5 按连接散热器的管道数量分类

按连接相关散热器的管道数量将热水采暖系统分为单管系统与双管系统 (图 3-15)。单管系统是用一根管道将多组散热器依次串联起来的系统, 双管系统是用两根管道将多组散热器相互并联起来的系统。多个散热器与其关联管一起形成采暖系统的基本组合体。如所关联的散热器位于不同的楼层, 则基本组合体形成垂直单管; 如所关联的散热器位于同一楼层, 则基本组合体形成水平单管。图 (a) 表示垂直单管的基本组合体, 其左边为单管顺流式, 右边为单管跨越管式; 图 (b) 为垂直双管基本组合体; 图 (c) 为水平单管组合体, 其上图为水平顺流式, 下图为水平跨越管式; 图 (d) 为水平双管组合体。多个基本组合体形成系统。单管系统节省管材, 造价低, 施工进度快, 顺流单管系统不能调节

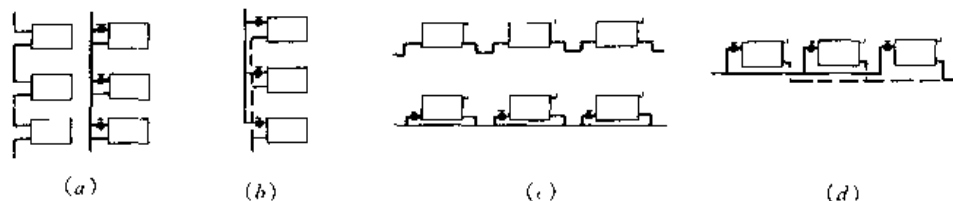


图 3-15 单管系统与双管系统的基本组合体

(a) 垂直单管; (b) 垂直双管; (c) 水平单管; (d) 水平双管

单个散热器的散热量，跨越管式单管系统采取多用管材（跨越管）、设置散热器支管阀门和增加散热器片的代价换取散热量在一定程度上的可调性；单管系统的水力稳定性比双管系统好。如采用上供下回式单管系统，往往底层散热器片数较多，有时造成散热器布置困难。双管系统可单个调节散热器的散热量，管材耗量大、施工麻烦、造价高，易产生竖向失调。

3.3.6 按并联环路水的流程分类

按各并联环路水的流程，可将采暖系统划分为同程式系统与异程式系统（图 3-16）热媒沿各基本组合体流程相同的系统，即各环路管路总长度基本相等的系统称同程式系统（图（a））。图（a）中立管①离供水最近，离回水最远；立管④离供水最远，离回水最近；通过①~④各立管环路供、回水干管路径长度基本相同。热媒沿各基本组合体流程不同的系统为异程式系统（图（b））。系统中第①基本组合体供、回水干管均短，第④基本组合体供、回水干管都长。通过①~④各部分环路供、回水管路的长度都不同。只有一个基本组合体的系统没有同程与异程之分（见图 3 10）。

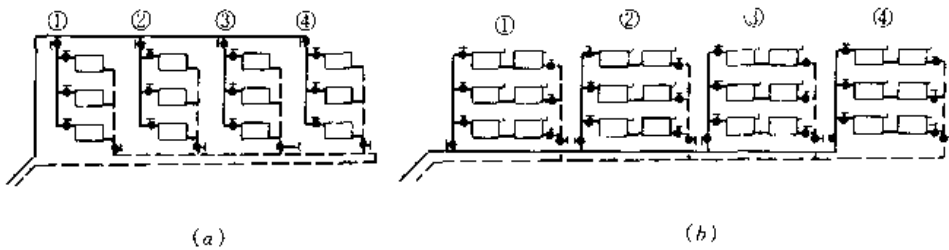


图 3-16 同程式系统与异程式系统  
(a) 同程式系统；(b) 异程式系统

水力计算时同程式系统各环路易于平衡，水力失调（沿水平方向各房间的室内温度偏离设计工况叫水平失调）较轻，布置管道妥当时耗费管材不多。有时可能要多耗费些管材，这决定于系统的具体条件和布管的技巧。系统底层干管明设有困难时要置于管沟内同程式系统中最不利环路不明确，水力阻力最大的立管是最不利环路，它可能是中间某立管，而且同程式系统水力不平衡时不像异程式系统那样易于调整，因此同程式系统水力计算时要绘制压力平衡图（参见 3.7.1），防止实际运行时水力失调。异程式系统节省管材，降低投资。但由于流动阻力不易平衡，常导致离热力入口近处立管（或基本组合体）的流量大于设计值，远处立管（或基本组合体）的流量小于设计值的现象。要力求从设计上采取措施解决远近环路的不平衡问题。如减小干管阻力，增大立支管路阻力，在立支管路上采用性能好的调节阀等。一般把从热力入口到最远基本组合体（图 3-16 中的基本组合体④）水平干管的展开长度称为采暖系统的作用半径。机械循环系统作用压力大，因此允许阻力损失大，系统的作用半径大。作用半径较大的系统宜采用同程式系统。

3.4 高层建筑热水采暖系统

高层建筑楼层多，采暖系统底层散热器承受的压力加大，采暖系统的高度增加，更容易产生竖向失调。在确定高层建筑热水采暖系统与集中热网相连的系统型式时，不仅要满

足本系统最高点不倒空、不汽化，底层散热器不超压的要求，还要考虑该高层建筑采暖系统连到集中热网后不会导致其他建筑物采暖散热器超压。高层建筑采暖系统的型式还应有利于减轻竖向失调。在遵照上述原则下，高层建筑热水采暖系统也可有多种型式。

### 3.4.1 分区式高层建筑热水采暖系统

分区式高层建筑热水采暖系统是将系统沿垂直方向分成两个或两个以上独立系统的型式，即将系统分为高、低区或高、中、低区，其分界线取决于集中热网的压力工况、建筑物总层数和所选散热器的承压能力等条件。低区可与集中热网直连或间接连接。高区部分可根据外网的压力选择下述型式。分区式系统可同时解决系统下部散热器超压和系统易产生竖向失调的问题。

#### 1. 高区采用间接连接的系统

高区采暖系统与热网间接连接的分区式采暖系统如图 3-17 所示，向高区供热的换热站可设在该建筑物的底层、地下室及中间技术层内，还可设在室外的集中热力站内。室外热网在用户处提供的资用压力较大、供水温度较高时可采用高区间接连接的系统。

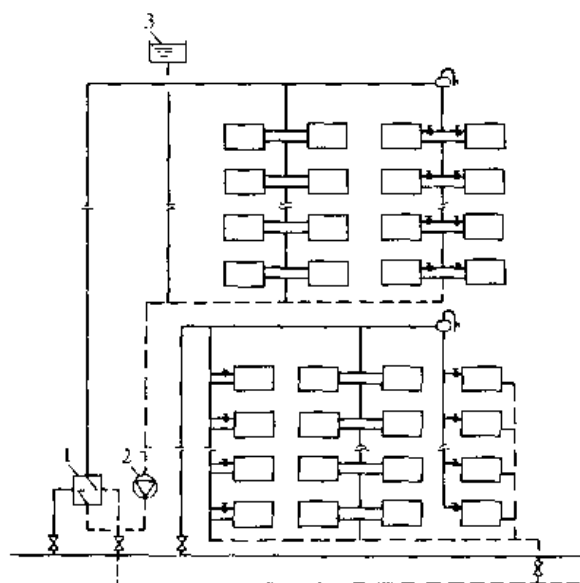


图 3-17 高层建筑分区式采暖系统（高区间接连接）

1—换热器；2—循环水泵；3—膨胀水箱

#### 2. 高区采用双水箱或单水箱的系统

高区采用双水箱或单水箱的系统如图

3-18所示。在高区设两个水箱，用泵 1 将供水注入供水箱 3，依靠供水箱 3 与回水箱 2 之间的水位高差（图（a）中的  $h$ ）或利用系统最高点的压力（图（b）），作为高区采暖的循环动力。系统停止运行时，利用水泵出口逆止阀使高区与外网供水管不相通，高区高静水压力传递不到底层散热器及外网的其他用户。由于回水竖管 6 的壅水高度取决于外网回水管的压力大小，回水箱高度超过了用户所在外网回水管的压力。竖管 6 上部为非满管流，起到了将系统高区与外网分离的作用。室外热网在用户处提供的资用压力较小、供水温度较低时可采用这种系统。该系统简单，省去了设置换热站的费用。但建筑物高区要有放置水箱的地方，建筑结构要承受其载荷。水箱为开敞式，系统容易掺气，增加氧腐蚀。

此外，还有不在高区设水箱，在供水总管上设加压泵，回水总管上安装减压阀的分区式系统<sup>[7]</sup>和高区采用下供上回式系统，回水总管上设“排气断流装置”代替水箱的分区式系统<sup>[8]</sup>。

### 3.4.2 其他类型的高层建筑热水采暖系统

在高层建筑中除了上述系统型式之外，还可采用以下系统型式。这些系统型式中，有的既可防止下部散热器超压，又可减轻系统竖向失调；有的只能缓解系统竖向失调。

#### 3.4.2.1 双线式采暖系统

双线式采暖系统只能减轻系统失调，不能解决系统下部散热器超压的问题。分为垂直

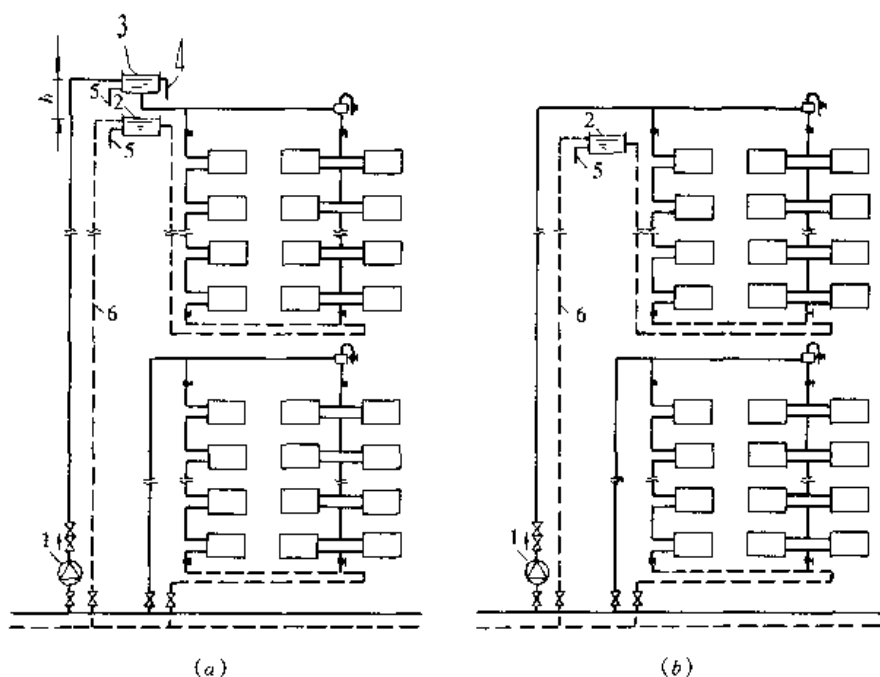


图 3-18 高区双水箱或单水箱高层建筑热水采暖系统

(a) 高区双水箱; (b) 高区单水箱

1—加压水泵; 2—回水箱; 3—进水箱; 4—进水箱溢流管;  
5—信号管; 6—回水箱溢流管

双线 and 水平双线系统 (图 3-19)。

### (1) 垂直双线热水采暖系统

图 3-19 (a) 为垂直双线热水采暖系统, 图中虚线框表示出立管上设置于同一楼层一个房间中的散热装置 (串片散热器、蛇形管或埋入墙内的辐射板), 按热媒流动方向每一个立管由上升和下降两部分构成。各层散热装置的平均温度近似相同, 减轻了竖向失调立管阻力增加, 提高了系统的水力稳定性。适用于公用建筑一个房间设置两组散热器或两块辐射板的情形<sup>[1]</sup>。

### (2) 水平双线热水采暖系统

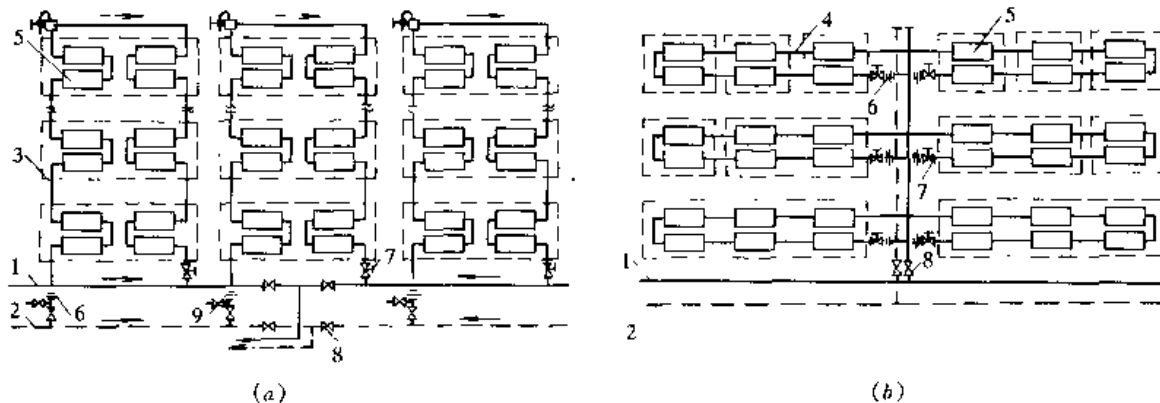


图 3-19 双线式热水采暖系统

(a) 垂直双线系统; (b) 水平双线系统

1—供水干管; 2—回水干管; 3—双线立管; 4—双线水平管; 5—散热设备;  
6—节流孔板; 7—调节阀; 8—截止阀; 9—排水阀



图 3-19 (b) 为水平双线热水采暖系统，图中虚线框表示出水平支管上设置于同一房间的散热装置（串片式散热器或辐射板），与垂直双线系统类似。各房间散热装置平均温度近似相同，减轻水平失调，在每层水平支线上设调节阀 7 和节流孔板 6，实现分层调节和减轻竖向失调。

#### 3.4.2.2 单双管混合式系统

图 3-20 为单双管混合式系统。该系统中将散热器沿垂向分成组，组内为双管系统，组与组之间采用单管连接。利用了双管系统散热器可局部调节和单管系统提高系统水力稳定性的优点，减轻了双管系统层数多时，重力作用压头引起的竖向失调严重的倾向。但不能解决系统下部散热器超压的问题。

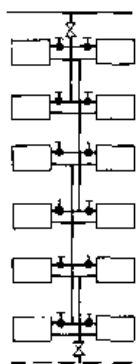


图 3-20 单双管混合式系统

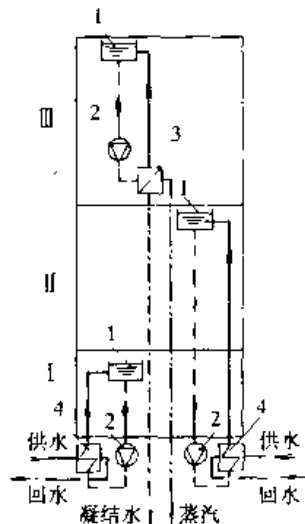


图 3-21 特高层建筑热水采暖系统

1—膨胀水箱；2—循环水泵；  
3—汽—水换热器；4—水—水换热器

#### 3.4.2.3 热水和蒸汽混合式系统

对特高层建筑（例如全高大于 160m 的建筑），最高层的水静压力已超过一般的管路附件和设备的承压能力（一般为 1.6MPa）。可将建筑物沿竖向分成三个区，最高区利用蒸汽做热媒向位于最高区的汽水换热器供给蒸汽。下面的分区采用热水作为热媒，根据集中热网的压力和温度决定采用直接连接或间接连接<sup>3</sup>。该系统见图 3-21，该图中低区采用间接连接。这种系统既可解决系统下部散热器超压的问题，又可减轻竖向失调。

### 3.5 分户热计量采暖系统

为了便于分户按实际耗热量计费、节约能源和满足用户对采暖系统多方面的功能要求，分户热计量采暖系统应运而生。同时对建筑结构和采暖设计也提出了新的要求。分户热计量系统应便于分户管理及分户分室控制、调节供热量。现有建筑中多采用垂直式系统，一个用户由多个立管供热。在每一个散热器支管上安装热表来计量耗热量，不仅使系统复杂、造价昂贵，而且管理麻烦，因此不可能广泛采用。只能在改造时采取一些措施（如单管顺流式系统加跨越管、散热器支管加恒温阀等）节能和改善供暖效果。也有在每个散热器表面贴蒸发式热量计进行热量分配的，但读数、计算工作量大，影响计数的因素多。本节主要介绍分户水平式系统及放射式系统。分户热计量采暖系统的共同点是在每一

户管路的起止点安装关断阀和在起止点其中之一处安装调节阀，在有条件时应安装流量计或热表。流量计或热表装在用户出口管道上时，水温低，有利于延长其使用寿命，但失水率将增加。因此，不少热表装在用户入口。每户的关断阀及向各楼层、各住户供给热媒的供回水立管（总立管）及热计量装置设在公共的楼梯间竖井内，竖井有检查门，便于供热管理部门在住户外启闭各户水平支路上的阀门、调节住户的流量、抄表和计量供热量。分户式采暖系统原则上可采用上供式、下供式和中供式等。通常建筑物的一个单元设一组供回水立管，多个单元的供回水干管可设在室内或室外管沟中。干管可采用同程式或异程式，单元数较多时宜用同程式。热计量装置种类较多。其中热量表（又称热表）是由多部件组成的机电一体化仪表，主要由流量计、温度传感器和积算仪构成。流量计用于测量流经用户的热水流量，分机械型、压差型以及电磁、超声波型。温度传感器用于测量供、回水温度，采用铂电阻或热敏电阻等制成。积算仪根据流量计与温度计测得的流量和温度信号计算温度、流量、热量及其他参数，可显示、记录和输出所需数据<sup>[9]</sup>。为了防止铸铁散热器铸造型砂以及其他污物积聚、堵塞热表、温控阀等部件，分户式采暖系统宜用不残留型砂的铸铁散热器或其他材质的散热器，系统投入运行前应进行冲洗，此外用户入口还应装过滤器。

### 3.5.1 分户水平单管系统

分户水平单管系统如图 3-22 所示<sup>[9][10]</sup>。与以往采用的水平式系统的主要区别在于：(a) 水平支路长度限于一个住户之内；(b) 能够分户计量和调节供热量；(c) 可分室改变供热量，满足不同的室温要求。

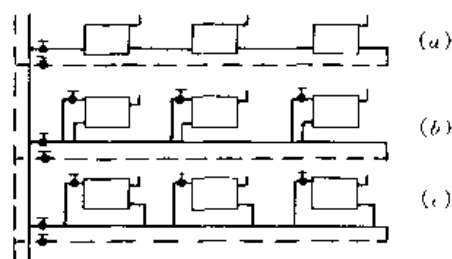


图 3-22 分户热计量水平单管系统  
(a) 顺流式；(b) 同侧接管跨越式；  
(c) 异侧接管跨越式

分户水平单管系统可采用水平顺流式（图（a））、散热器同侧接管的跨越式（图（b））和异侧接管的跨越式（图（c））。其中图（a）在水平支路上设关闭阀、调节阀和热表，可实现分户调节和计量热量，不能分室改变供热量，只能在对分户水平式系统的供热性能和质量要求不高的情况下应用。图（b）和图（c）除了可在水平支路上安装关闭阀、调节阀和热表之外，还可在各散热器支管上装调节阀（温控阀）实现分房间控制和调节供热量。因此上述三种系统中，图（b）、图（c）的性能优于图（a）。

水平单管系统比水平双管系统布置管道方便，节省管材，水力稳定性好。在调节流量措施不完善时容易产生竖向失调，设计时对重力作用压头的计算应给予充分重视，以减轻对竖向失调的影响<sup>[10]</sup>。应解决好排气问题，如果户型较小，又不拟采用 DN15 的管子时，水平管中的流速有可能小于气泡的浮升速度，可调整管道坡度，采用气水逆向流动，利用散热器聚气、排气，防止形成气塞。可在散热器上方安排气阀或利用串联空气管排气（见图 3-14）。

### 3.5.2 分户水平双管系统

分户水平双管系统如图 3-23 所示。该系统一个住户内的各散热器并联，在每组散热

器上装调节阀或恒温阀,以便分室进行控制和调节。水平供水管和回水管可采用图 3-23 所示的多种方案布置。

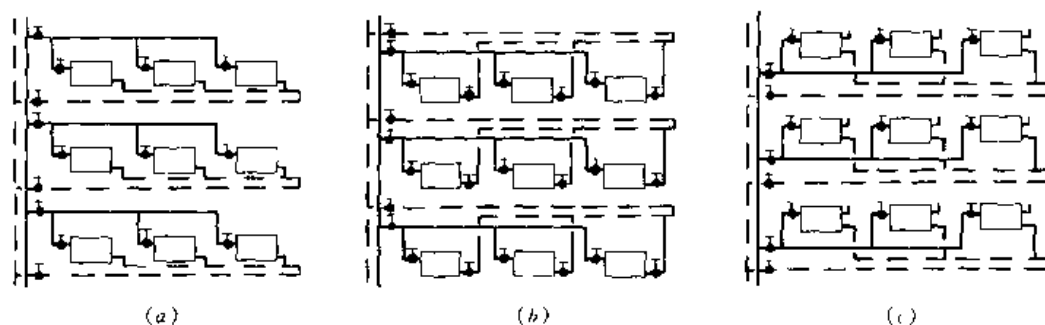


图 3-23 分户水平双管系统

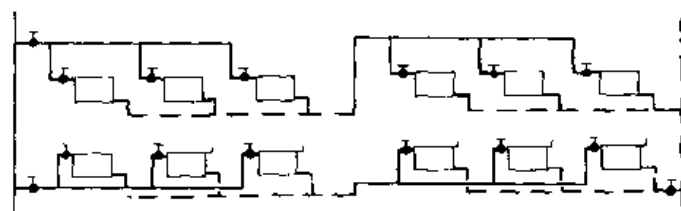


图 3-24 分户水平单、双管系统

两管分别位于每层散热器的上、下方 (如图 (a)); 两管全部位于每层散热器的上方 (如图 (b)); 两管全部位于每层散热器的下方 (如图 (c))。该系统的水力稳定性不如单管系统, 耗费管材。图 3-24 所示的分户水平单、双管系统兼有上述分户水平单管和双管系统的优缺点, 可用于面积较大的户型以及跃层式建筑。

### 3.5.3 分户水平放射式系统

水平放射式系统在每户的供热管道入口设小型分水器 and 集水器, 各散热器并联 (见图 3-25)。从分水器引出的散热器支管呈辐射状埋地敷设 (因此又称为“章鱼式”) 至各个散热器。散热量可单体调节。支管采用铝塑复合管 (其水力计算特点见 5.3.2) 等管材, 要增加楼板的厚度和造价。为了计量各用户供热量, 入户管有热表 1。为了调节各室用热量, 通往各散热器 2 的支管上应有调节阀 5<sup>[9]</sup>。

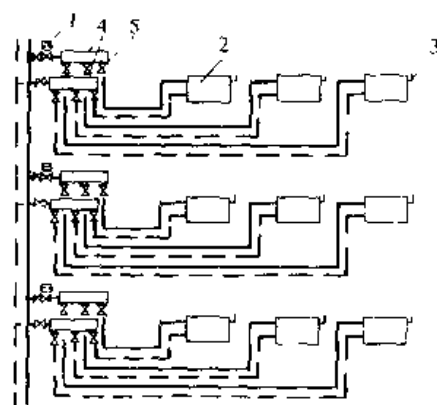


图 3-25 分户水平放射式  
采暖系统示意图

1—热表; 2—散热器; 3—放气阀;  
4—分、集水器; 5—调节阀

## 3.6 热水采暖系统的作用压头

作用压头是热水采暖系统的循环动力, 阻力损失是流体在系统中流动消耗的能量。运行时系统中产生的阻力损失等于其作用压头。本节先分析重力循环热水采暖系统作用压头的计算方法, 然后再介绍机械循环热水采暖系统作用压头的计算原则。

### 3.6.1 重力循环热水采暖系统的作用压头

重力循环作用压头不仅存在于重力循环热水采暖系统中,还存在于机械循环热水采暖系统中。重力循环作用压头虽小,但它是引起机械循环采暖系统失调的重要因素。因此对它要有充分的了解并给予足够的重视。

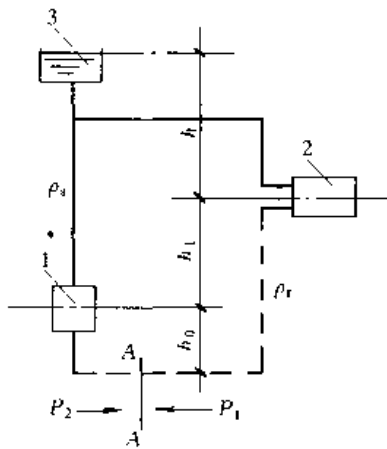


图 3-26 重力循环热水采暖系统工作原理图  
1—锅炉或换热器; 2—散热器; 3—膨胀水箱

#### 3.6.1.1 简单重力循环热水采暖系统的作用压头

图 3-26 为只有一组散热器的、最简单的重力循环热水采暖系统。其工作原理在第 3.3 节中已有介绍。为了便于分析,不考虑管道散热,认为水在锅炉或换热器中被加热到供水温度  $t_s$ , 对应水的密度  $\rho_s$ ; 只在散热器内冷却到回水温度  $t_r$ , 对应水的密度为  $\rho_r$ 。假设循环环路最低点断面 A—A 处有一个假想阀门, 若突然将阀门关闭, 则断面 A—A 两侧所受水柱压力分别为:

$$\text{右侧} \quad P_1 = g(h_0 \rho_r + h_1 \rho_r + h \rho_s)$$

$$\text{左侧} \quad P_2 = g(h_0 \rho_r + h_1 \rho_s + h \rho_s)$$

因为  $\rho_r > \rho_s$ , 所以  $P_1 > P_2$ ; 右侧与左侧压力之差是:

$$\Delta P_g = P_1 - P_2 = gh_1(\rho_r - \rho_s) \quad (3-13)$$

式中  $\Delta P_g$ ——重力循环热水采暖系统的作用压力, Pa;

$g$ ——重力加速度,  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ;

$h_1$ ——冷却中心到加热中心(即散热器中心到锅炉(或换热器)中心)的垂直距离, m;

$\rho_s$ ——供水密度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$\rho_r$ ——回水密度,  $\text{kg/m}^3$ 。

由上式可见,重力循环作用压头的大小只取决于冷却中心与加热中心高差  $h_1$  对应的水柱密度差。如  $t_s = 95^\circ\text{C}$ ,  $t_r = 70^\circ\text{C}$ , 则  $h_1 = 1 \text{ m}$  时的重力作用压头为:

$$\Delta P_g = gh_1(\rho_r - \rho_s) = 9.81 \times 1 \times (977.81 - 961.92) = 156 \text{ Pa}$$

#### 3.6.1.2 重力循环单管热水采暖系统的作用压头

图 3-27 (a) 为重力循环上供下回顺流单管热水采暖系统。其立管上的散热器串联, 一根立管上所有散热器只有一个共同的重力循环作用压头, 按式 (3-13) 计算其数值是:

$$\Delta P_g = gh_1(\rho_1 - \rho_s) + gh_2(\rho_2 - \rho_s) = gH_2(\rho_2 - \rho_s) + gH_1(\rho_1 - \rho_2) \quad (3-14)$$

式中  $\rho_1$ 、 $\rho_2$ ——分别为第一、二层散热器出水温度所对应的水的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$h_1$ 、 $h_2$ ——分别为第一层散热器中心到锅炉或换热器中心、第一层散热器中心到第二层散热器中心的垂直距离, m;

$H_1$ 、 $H_2$ ——分别为第一、二层散热器中心到锅炉或换热器中心的垂直距离, m;

其他各量同式 (3-13)。

在低温水范围内, 水的密度差与温度差成正比<sup>[3]</sup>, 即

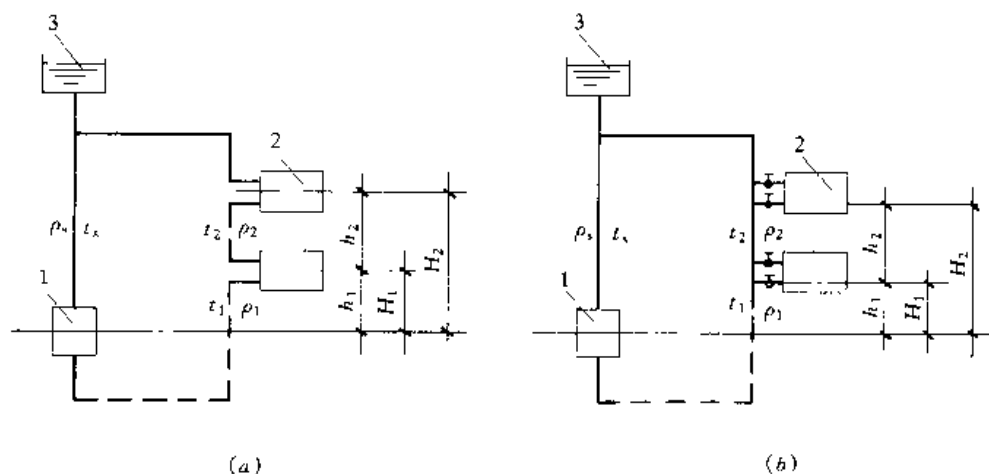


图 3-27 重力循环垂直单管热水采暖系统重力作用压头计算图

(a) 单管顺流式; (b) 单管跨越管式

1—锅炉; 2—散热器; 3—膨胀水箱

$$\beta = \frac{\rho_r - \rho_s}{t_s - t_r} \quad (3-15)$$

式中  $\beta$ ——常数, 根据水的温度和密度的数值可得到, 对  $95 \sim 70^\circ\text{C}$  的系统,  $\beta = 0.64$ ;  
对  $85 \sim 65^\circ\text{C}$  的系统,  $\beta = 0.60$ ;

$t_s$ 、 $t_r$ ——供、回水的温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$\rho_s$ 、 $\rho_r$ ——供、回水温度对应的水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ 。

将式 (3-15) 代入式 (3-14) 中, 可写出立管上有  $N$  组散热器的单管顺流式热水采暖系统重力作用压头如下:

$$\Delta P_g = \sum_{i=1}^N gh_i(\rho_i - \rho_s) = \sum_{i=1}^N gH_i(\rho_i - \rho_{i+1}) = \beta g \sum_{i=1}^N H_i(t_{i+1} - t_i) \quad (3-16)$$

式中  $N$ ——立管上散热器的总组数;

$i$ ——从底层起算的立管上散热器顺序数;

$\rho_i$ 、 $\rho_{i+1}$ ——分别为流出第  $i$  层、第  $i+1$  层散热器的水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$t_i$ 、 $t_{i+1}$ ——分别为流出第  $i$  层、第  $i+1$  层散热器的水的温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$h_i$ ——第一层散热器与加热中心的垂直距离或第  $i$  与  $i-1$  层散热器之间的垂直距离,  $\text{m}$ ;

$H_i$ ——第  $i$  层散热器到锅炉或换热器中心的垂直距离,  $\text{m}$ ;

其他各量同式 (3-13) ~ (3-15)。

对图 3-27 (a) 中第二层散热器可写出:  $t_s - t_2 = \frac{\dot{Q}_2}{c\dot{M}_p}$

对第一层散热器可写出:  $t_s - t_1 = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{c\dot{M}_p}$ , 将上述各式代入式 (3-14) 得到下面的

重力作用压头计算公式:

$$\begin{aligned}\Delta P_g &= g[h_2(\rho_2 - \rho_s) + h_1(\rho_1 - \rho_s)] = \beta g[h_2(t_s - t_2) + h_1(t_s - t_1)] \\ &= \frac{\beta g}{c\dot{M}_p}[\dot{Q}_2(h_1 + h_2) + \dot{Q}_1 h_1] = \frac{\beta g}{c\dot{M}_p}[\dot{Q}_2 H_2 + \dot{Q}_1 H_1]\end{aligned}\quad (3-17)$$

式中  $c$ ——水的比热,  $c = 4187 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\dot{Q}_1$ 、 $\dot{Q}_2$ ——分别为第一层、第二层散热器的热负荷, W;

$\dot{M}_p$ ——立管的流量, kg/s;

其他各量同前。

参照式 (3-17), 对有多层散热器的单管顺流式系统可写出其重力作用压头计算公式如下<sup>[3]</sup>:

$$\Delta P_g = \frac{\beta g}{c\dot{M}_p} \sum_{i=1}^N \dot{Q}_i H_i \quad (3-18)$$

式中  $\dot{Q}_i$ ——第  $i$  层散热器的热负荷, W;

其余各量同式 (3-16)、式 (3-17)。

对  $95 \sim 70^\circ\text{C}$  的低温水系统, 将  $\beta = 0.64$  代入, 则式 (3-16)、(3-18) 可改写为下式:

$$\Delta P_g = 6.28 \sum_{i=1}^N H_i (t_{i+1} - t_i) = \frac{6.28}{c\dot{M}_p} \sum_{i=1}^N \dot{Q}_i H_i \quad (3-19)$$

从式 (3-19) 可看出, 位于高处的散热器 ( $H$  值大) 对重力作用压头的贡献大; 热负荷越大的散热器对重力作用压头的贡献越大。用公式 (3-16) ~ (3-19) 计算重力作用压头不必涉及水的密度, 使用方便、快捷。

式 (3-14)、式 (3-16) 也可用于计算图 3-27 (b) 所示跨越式单管系统重力作用压头, 只是要注意  $h_i$ 、 $H_i$  的取法 (详见图中标注高度的上界) 与图 3-27 (a) 不一样。

### 3.6.1.3 重力循环双管热水采暖系统的作用压头

图 3-28 所示的重力循环双管系统中各散热器并联。如不计管道散热损失, 认为各层散热器进、出水温度相同, 进出水的密度都等于系统入口供、回水温度所对应的水的密度  $\rho_s$ 、 $\rho_r$ , 对  $95 \sim 70^\circ\text{C}$  的采暖系统参照式 (3-13) 可写出通过各散热器的重力作用压头:

$$\Delta P_{gi} = gH_i (\rho_r - \rho_s) = 6.28 (t_s - t_r) H_i \quad (3-20)$$

式中各量同式 (3-15)、(3-16)。

由于各层  $H_i$  不同, 使得各层重力作用压头  $\Delta P_{gi}$  不同, 上层比下层散热器重力作用压头大, 最底层的散热器作用压头最小, 而处于不利地位。设计计算时应取第一层散热器重力作用压头为计算值:

$$\Delta P_{g1} = gH_1 (\rho_r - \rho_s) = 6.28 (t_s - t_r) H_1 \quad (3-21)$$

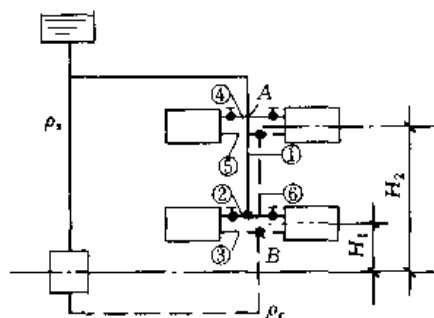


图 3-28 重力循环双管热水采暖系统重力作用压头的计算图

应将上层散热器多余的重力压头消耗在并联管路中。如图 3-28 中应取通过一层散热器管段①、②、③的环路为计算环路。然后计算二层散热器管路,使水从 A 点流到 B 点经过管段④、⑤、⑥比流经管段①、②、③的阻力损失要大。大出的数额为二层与一层散热器的重力作用压头的差值。否则实际运行时二层散热器的流量将超过设计值而偏热。由此可见,上层散热器的重力作用压头不仅不能用作计算值,而且如果多出的压头在对应管段中消耗不尽,将引起系统竖向失调。

#### 3.6.1.4 水平式系统的重力作用压头

图 3-29 (a) 为水平单管顺流式系统; (b) 为水平单管跨越管式系统。其重力作用压头计算公式同公式 (3-20), 只是注意图 3-29 中冷却中心(散热器)到加热中心(锅炉或换热器)之间高度  $H$  的取法。冷却中心的位置在图上用空心小圆圈表示。水平单管跨越管式系统空心小圆圈和水平支路之间的高差用于计算散热器小循环作用压头(见 3.6.4)。该系统中一般应取通过第一层散热器的重力作用压头设计管路(见公式 (3-20))。

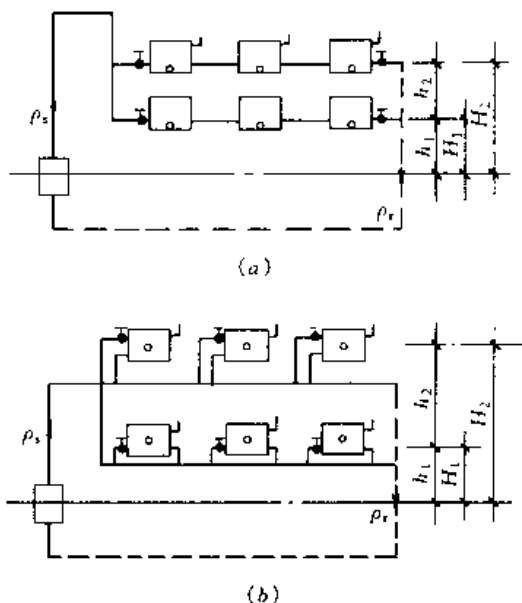


图 3-29 水平式系统散热器的重力作用压头  
(a) 为水平单管顺流式系统;  
(b) 水平单管跨越管式系统

#### 3.6.2 机械循环热水采暖系统的作用压头

机械循环热水采暖系统的作用压头由水泵扬程和重力作用压头合成,在机械循环系统中水在管路中冷却产生的重力作用压头可忽略不计,只考虑水在散热器内冷却产生的重力作用,计算公式如下:

$$\Delta P = \Delta P_p + \Delta P_g = \Delta P_p + (\Delta P_{g,r} + \Delta P_{g,t}) \approx \Delta P_p + \Delta P_{g,r} \quad (3-22)$$

式中  $\Delta P$ ——热水采暖系统的作用压头, Pa;

$\Delta P_p$ ——水泵提供的循环作用压头, Pa;

$\Delta P_g$ ——水在系统内冷却产生的重力作用压头, Pa;

$\Delta P_{g,r}$ ——水在散热器内冷却产生的重力作用压头, Pa;

$\Delta P_{g,t}$ ——水在管路内冷却产生的重力作用压头, Pa。

从公式 (3-16) ~ (3-21) 可见重力作用压头是随系统中的水温变化而变化的。在设计热负荷下重力作用压头最大;采暖初期或终期由于供暖负荷减小供回水温度最低,重力作用压头最小。重力作用压头  $\Delta P_g$  相对水泵提供的作用压头  $\Delta P_p$  而言虽然数值较小(见 3.6.1.1),但重力作用压头是造成采暖系统竖向失调的重要原因。因此必须选一个合适的数值来设计系统,使整个采暖期失调最轻。取采暖室外平均温度下对应的供回水温度来计算重力作用压头作为其设计值是比较适宜的。在采用质调节时,这种取法接近于我国常用的、取重力作用压头最大值的 2/3 作为重力作用压头设计值的原则。

机械循环双管热水采暖系统中,如不计管道热损失,不仅所有散热器并联,而且有相同的进出水温。对一条立管或一条水平支路上的各散热器回路机械循环作用压头相等,但重力作用压头不同。通过最底层散热器的重力作用压头最小(见式 3-20)。一般取通过最远立管、最底层散热器的环路作为机械循环双管热水采暖系统水力计算的最不利环路。其作用压头的计算比单管系统简单。所以本节主要研究单管系统的有关问题。

对机械循环单管热水采暖系统,如建筑物各部分楼层相同,可不考虑重力作用压头。因为各立管产生的重力作用压头近似相等,对各立管流量的分配没有重大影响。重力作用压头可作为储备值,不必计入总作用压头中。如建筑物各部分楼层不同,须考虑重力作用压头。

### 3.6.3 单管系统散热器的小循环

图 3-30 中给出了研究单管系统散热器的小循环及进流系数的基本组成单元的图示。

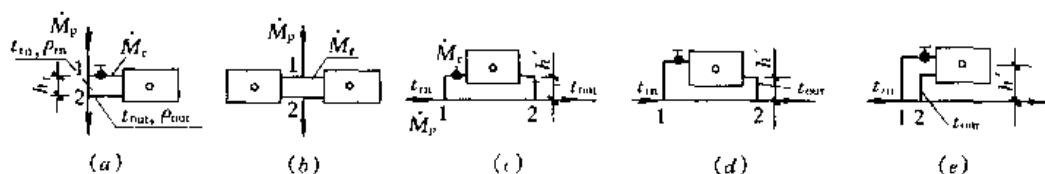


图 3-30 单管系统的基本组成单元

(a)、(b) 垂直单管; (c)、(d)、(e) 水平单管

若立管或水平支路中流量为  $\dot{M}_p$ , 进入散热器的流量为  $\dot{M}_r$ 。散热器进、出口温度分别为  $t_{in}$ 、 $t_{out}$ 。由于水在散热器内冷却, 在图中第 1 点与第 2 点并联的管路间通过散热器的支路存在附加重力作用压头, 增加了通过散热器支路的流量, 被称为散热器的小循环作用压头。

#### 3.6.3.1 单管跨越式系统小循环作用压头的计算

散热器的热媒平均温度为  $t_m = \frac{t_{in} + t_{out}}{2}$ 。如忽略管道散热, 跨越管内水温为  $t_m$ , 则  $t_m < t_{in}$ 。图 3-30 (a) 中 1、2 点之间的小循环重力作用压头  $\Delta P_{g1-2}$  为:

$$\Delta P_{g1-2} = gh_r \left[ \frac{\rho_m + \rho_{out}}{2} - \rho_{in} \right] = g \frac{h_r}{2} (\rho_{out} - \rho_{in}) \quad (3-23)$$

式中  $h_r$ ——散热器进、出口之间的高度, m;

$\rho_{in}$ 、 $\rho_{out}$ ——散热器进、出口水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

其他各量同前。

对图 3-30 (c) (d) (e) 所示的水平系统, 其重力作用压头为

$$\Delta P_{g1-2} = gh' (\rho_{out} - \rho_{in}) \quad (3-24)$$

式中  $h'$ ——散热器的冷却中心(图中用空心小圆圈表示)至水平支路管道中心的垂直高度, m;

注意图 3-30 (e) 与 (c)、(d) 中的  $h'$  的数值不同(见图中空心小圆圈的位置)。



### 3.6.3.2 单管采暖系统散热器的进流系数

在图 3-30 中, 将流入散热器的流量与立管流量之比称为散热器的进流系数, 用  $\alpha$  表示。即  $\alpha = \dot{M}_r / \dot{M}_p$ 。散热器的进流系数应根据并节点压力平衡原理和考虑散热器的小循环作用压力来确定。

对图 3-30 (a) 的 1、2 两点可写出:

$$\Sigma (Rl + Z)_{1-r-2} = \Sigma (Rl + Z)_{1-p-2} \pm \Delta P_{gl-2} \quad (3-25)$$

式中  $\Sigma (Rl + Z)_{1-r-2}$ ——水流经散热器及进出水支管的阻力损失, Pa;

$\Sigma (Rl + Z)_{1-p-2}$ ——水流经跨越管的阻力损失, Pa;

$\Delta P_{gl-2}$ ——小循环重力作用压头, Pa。

$\Delta P_{gl-2}$ 按式 (3-23)、(3-24) 计算。式 (3-25) 中  $\Delta P_{gl-2}$  的符号: 当系统为上供下回垂直式系统时, 取 “+”; 当系统为下供上回垂直式系统时, 取 “-”<sup>[13]</sup>。

用式 (3-25) 计算进流系数是比较麻烦的, 必须进行多次试算。因为计算  $\Sigma (Rl + Z)_{1-r-2}$ 、 $\Sigma (Rl + Z)_{1-p-2}$  和  $\Delta P_{gl-2}$  时, 散热器的进、出口水温及流量都是未知的。需假定流量, 计算阻力损失, 直到基本满足式 (3-25) 的要求。俄罗斯曾用冷水和热水测试过散热器的进流系数, 得到了一些有关散热器进流系数的图表可供参考。图 3-31 为垂直单管系统的进流系数<sup>[12]</sup>。当垂直单管跨越式系统的立管、支管和跨越管的管径组合与配置与图 3-31 中一致时, 所给出的进流系数可供参考使用。其中图 (a) 用于上供式系统; 图 (b) 用于下供式系统。在管径组合及立管流量相同的情况下上供式进流系数要大于下供式。这是因为下供式系统中小循环作用压头减小循环动力, 不利于提高散热器流量; 上供式系统中小循环作用压头增大循环动力, 有利于提高散热器流量。

双侧连接散热器的顺流式单管系统 (图 3-30 (b)) 也存在进流系数问题。如两侧散热器支管的管径、管长及局部阻力和热负荷接近或相等, 则两个散热器的进流系数取 0.5; 若一侧支管的阻力损失显著大于另一侧, 则阻力损失大的一侧散热器的进流系数小于 0.5、另一侧大于 0.5, 两者之和等于 1。

### 3.6.4 单管系统散热器进、出口水温的计算

在单管系统中必须知道各散热器的进、出口水温, 才能计算出散热器的面积或片数; 才可利用式 (3-19) 计算出系统的重力作用压头。下面分别介绍单管顺流式系统与单管跨越式系统散热器进、出口水温的计算。

#### 3.6.4.1 单管顺流式系统散热器进、出口水温的计算

图 3-32 (a) 所示单管顺流式系统从底层到顶层各层散热器的采暖热负荷分别为  $\dot{Q}_1$ 、 $\dot{Q}_2$ 、 $\dots$ 、 $\dot{Q}_{N-1}$ 、 $\dot{Q}_N$ , 若不计管道热损失, 则立管热负荷为

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^N \dot{Q}_i &= \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dots + \dot{Q}_{N-1} + \dot{Q}_N \\ \dot{M}_p &= \frac{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_i}{c(t_s - t_r)} \end{aligned} \quad (3-26)$$

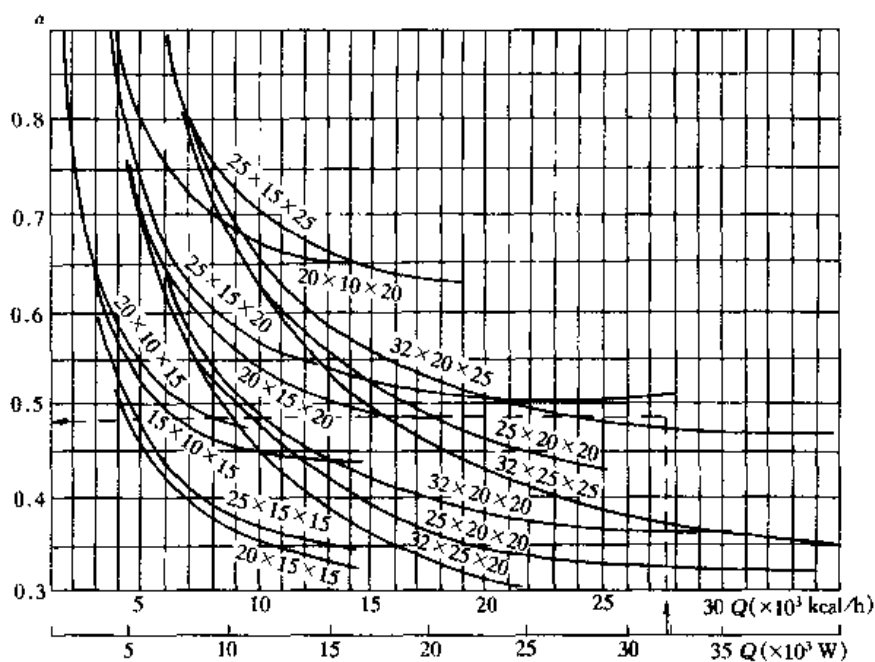
式中  $\dot{M}_p$ ——立管流量, kg/s;

$\dot{Q}_i$ ——第  $i$  层散热器的热负荷, W;

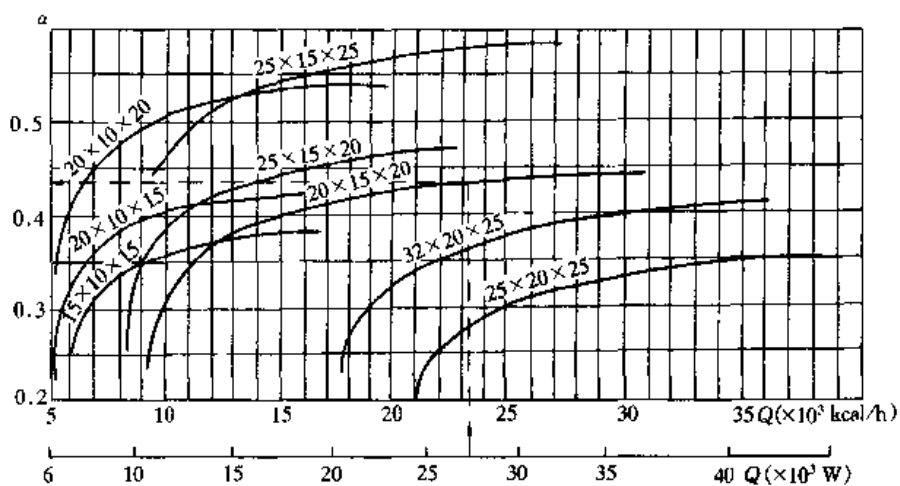
$c$ ——水的比热,  $c = 4187 \text{ W}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$t_s$ 、 $t_r$ ——同式 (3-15)。

目前供热工程中流量的因次还采用 kg/h, 此时式 (3-26) 具有以下形式:



(a)



(b)

图 3-31 垂直单管系统的进流系数

(a) 上供式; (b) 下供式

注: 图中数字表示立管、支管和跨越管的管径组合。例如  $32 \times 20 \times 25$  表示立管、支管和跨越管的管径分别为 DN32、DN20 和 DN25。

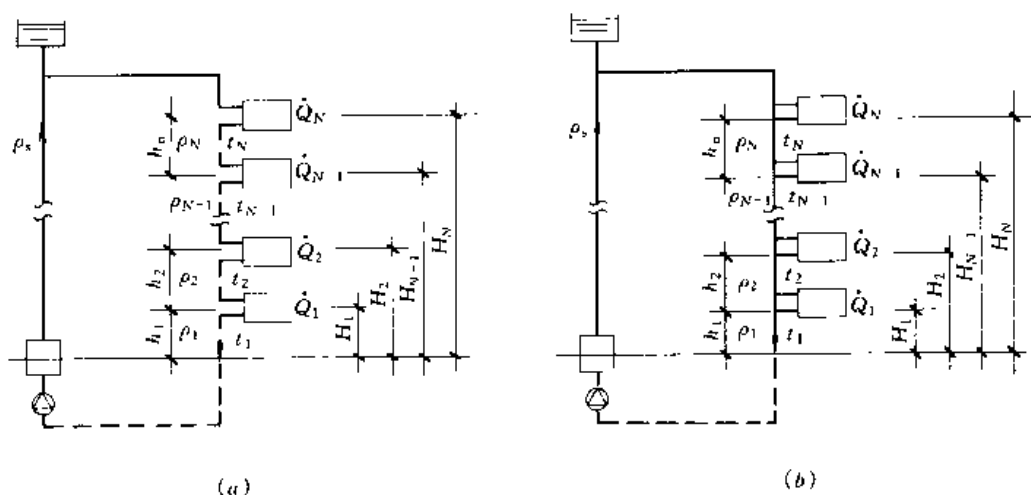


图 3-32 单管式系统散热器进出水温计算图

(a) 单管顺流式; (b) 单管跨越式

$$\dot{M}_p = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_i}{c(t_s - t_r)} = \frac{3600}{4187} \frac{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_i}{(t_s - t_r)} = 0.86 \frac{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_i}{(t_s - t_r)} \quad (3-27)$$

对第二到第  $N$  层散热器, 也可参照式 (3-26) 写出下式:

$$\dot{M}_p = \frac{\dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \cdots + \dot{Q}_{N-1} + \dot{Q}_N}{c(t_s - t_2)}$$

从上式可算出流出第二层散热器的水温  $t_2$

$$t_2 = t_s - \frac{1}{c\dot{M}_p} (\dot{Q}_2 + \cdots + \dot{Q}_{N-1} + \dot{Q}_N)$$

将 (3-27) 式代入上式, 得:

$$t_2 = t_s - \frac{(\dot{Q}_2 + \cdots + \dot{Q}_{N-1} + \dot{Q}_N)}{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_i} (t_s - t_r)$$

同理, 对第  $j$  层散热器可写出:

$$t_j = t_s - \frac{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_i}{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_i} (t_s - t_r) \quad (3-28)$$

式中  $t_j$ ——流出第  $j$  层散热器的水温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\sum_{i=j}^N \dot{Q}_i$ ——沿水流方向, 立管上第  $j$  层散热器之前 (含第  $j$  层) 所有散热器热负荷之和,  $\text{W}$ ;

其他符号同前。

### 3.6.4.2 单管跨越式系统散热器的进、出水温计算

比较单管跨越式系统图 3-32 (b) 与单管顺流式系统图 3-32 (a)。若两系统各层散

热器的热负荷  $\dot{Q}_r$ 、系统供回水温度  $t_s$ 、 $t_r$  相同，且不计管道热损失，则各层散热器的进水温度和立管中的混水温度  $t_N$ 、 $t_{N-1}$ 、 $\dots$ 、 $t_2$ 、 $t_1$  也相同。由于跨越式系统中部分立管流量进入散热器，使各层散热器的出水温度与顺流式系统不同。按图 3-30 (a) 计算，该系统进入散热器部分立管流量为：

$$\begin{aligned}\dot{M}_r &= \alpha \dot{M}_p = \frac{\dot{Q}_r}{(t_{in} - t_{out})c}; \quad t_{out} = t_{in} - \frac{\dot{Q}_r}{\alpha c \dot{M}_p}, \\ t_m &= \frac{t_{in} + t_{out}}{2} = t_{in} - \frac{\dot{Q}_r}{2\alpha c \dot{M}_p}\end{aligned}\quad (3-29)$$

式中  $\dot{M}_r$ ——通过散热器的流量，kg/s；

$\dot{M}_p$ ——立管流量，kg/s；

$\dot{Q}_r$ ——散热器的热负荷，W；

$\alpha$ ——散热器的进流系数；

$t_m$ ——散热器的热媒平均温度，℃；

$t_{in}$ 、 $t_{out}$ ——散热器进、出口水的温度，℃；

其他各量同前。

从式 (3-29) 可以看出，由于单管跨越式系数  $\alpha < 1$ ，当立管或水平支路的流量、散热器的热负荷及系统设计供、回水温度相同时，单管跨越式比顺流式系统散热器的平均温度低、散热器用量要增加。原则上只有已知进流系数  $\alpha$  之后，才能确定散热器的出水温度、平均温度及散热器的面积并计算其重力作用压头。

### 3.7 热水采暖系统的水力计算

室内热水采暖系统的水力计算，通常有以下三种情况：

1. 已知系统各管段的流量和系统的总作用压头，确定各管段的管径；
2. 已知系统各管段的流量和各管段的管径，确定系统所需的作用压头；
3. 已知系统各管段的流量和允许阻力损失，确定各管段的流量。

水力计算的目的一是计算阻力损失，并与作用压头协调。水力计算方法是为了达到这一目的所采用的手段。热水采暖系统的水力计算方法有等温降和不等温降两种。

#### 3.7.1 等温降水力计算方法

等温降方法认为水流过垂直式系统的各立管或水平式系统各水平支路时其温降相等，并据此计算各立管或各支路的流量。该方法既可用于异程式系统，也可用于同程式系统。

##### 3.7.1.1 异程式系统等温降水力计算方法

###### 1. 计算最不利环路

一个采暖系统中，有多个环路。一般设计计算异程式系统时，从最不利环路开始，把

允许平均比摩阻最小的环路称为最不利环路。如图 3-33 中热媒从 O 点进入有 5 个立管的异程式系统，用双线表示的、从公共管路通过立管 V 的管路为最不利环路<sup>[3]</sup>。其平均比摩阻可用下式计算：

$$R_m = \frac{\alpha \Delta P}{\sum l} \quad (3-30)$$

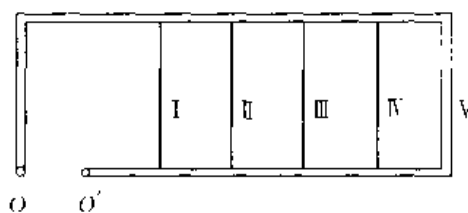


图 3-33 异程式系统的最不利环路

式中  $R_m$ ——最不利环路的平均比摩阻，Pa/m；

$\alpha$ ——沿程阻力损失占总阻力损失的百分比， $\alpha=0.5$ ；

$\Delta P$ ——最不利环路的作用压头，Pa；

$\sum l$ ——最不利环路的管路总长度，m。

根据  $R_m$  和已知的各管段设计流量，查水力计算表，得到在设计流量下各管段的管径和实际比摩阻  $R$  的数值。如果作用压头  $\Delta P$  未知，也可用设计实践中通常采用的推荐比摩阻值 60~120Pa/m 来确定出最不利环路各管段的管径和对应的实际比摩阻。最不利环路的阻力损失为它所有的串联管段阻力损失之和。

$$\Delta H = \sum_{i=1}^n (R_i l_i + Z_i) = \sum_{i=1}^n R_i (l_i + l_{e,i}) = \sum_{i=1}^n R_i L_{e,i} \quad (3-31)$$

式中  $\Delta H$ ——最不利环路阻力损失，Pa；

$R_i$ ——环路中任一串联管段的比摩阻，Pa/m；

$l_i$ ——环路中任一串联管段的长度，m；

$Z_i$ ——环路中任一串联管段的局部阻力损失，Pa；

$l_{e,i}$ ——环路中任一串联管段的局部阻力损失的当量长度，m；

$L_{e,i}$ ——环路中任一串联管段的折算长度，m。

## 2. 计算富裕压头值和富裕度

比较系统可资利用的作用压头  $\Delta P$  和计算出的总阻力损失  $\Delta H$ ，求出富裕压头值。系统的作用压头应留有 10% 以上的富裕度，用于考虑设计计算中未计入的损失。即：

$$\Delta = \frac{\Delta P - \Delta H}{\Delta P} \times 100\% \geq 10\% \quad (3-32)$$

式中  $\Delta$ ——系统作用压头的富裕度，%；

$\Delta P$ ——最不利环路的作用压头，Pa；

$\Delta H$ ——最不利环路的总阻力损失，Pa。

如不满足上式，则需要调整环路中某些管段的管径。如  $\Delta < 10\%$ ，则要增大串联管路中某一个或几个管段的管径，减小阻力损失；如  $\Delta$  远大于 10%，则要减少某一个或某几个管段的管径，增大阻力损失。如用减小管径的办法来减少阻力损失已无可能，可借助于减小用户入口阀门的开启度来增加阻力损失。

## 3. 绘出最不利环路干线的压力和阻力变化图，确定各立管的资用压力

异程式系统最不利环路水力计算完毕即可给出沿供水干管和回水干管全线的阻力损失，可据此绘出最不利环路干线的压力和阻力变化图，如图 3-34 所示。图中横轴为顺序截取的最不利管路干管各管段的长度并依次在相应位置标上立管 I、II、III、IV、V；纵轴为系统的作用压力  $\Delta P$  或各管段的阻力损失。例如图中 1、2 两点纵坐标的连线的降度

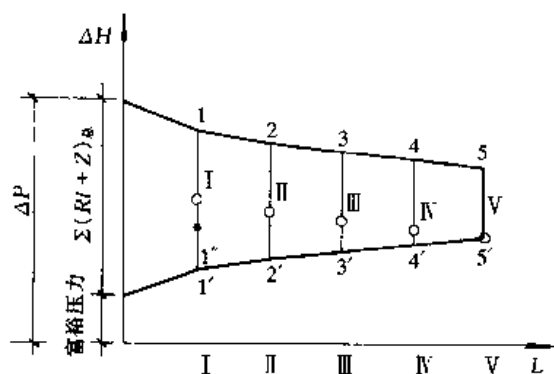


图 3-34 异程式系统压力平衡图

表示立管 I 和立管 II 之间供水干管的阻力损失的数值以及压力降低的情况。从图中还可得到各立管（立管 I ~ IV）的资用压力。图中各立管与干管连接点压力的差值，即线段 1-1'、2-2'、…分别表示立管 I、II、…的资用压力。

#### 4. 计算其它立管的阻力损失

在等温降方法中，各立管流量已事先计算出来。为了防止实际运行时通过各立管的流量过分偏离计算流量，设计时力求使并联管路的资用压力与阻力损失相等。例如：立管 I 的资

用压力  $\Delta P_I = \Sigma (Rl + Z)_{1-5-5'-1'}$ 。设计计算时力求使其阻力损失等于资用压力。然而由于管径规格的限制，这一等式常常是不易实现的。因此在确定立管 I、II、III、IV 的阻力损失时允许并联管路的阻力损失不平衡，只要不平衡率不大于  $\pm 15\%$ ，都认为符合要求。例如对立管 I，其资用压力用  $\Delta P_I$  表示，若其计算阻力损失为  $\Sigma (Rl + Z)_{1-1'}$ ，则：

$$\delta = \left| \frac{\Delta P_I - \Sigma (Rl + Z)_{1-1'}}{\Delta P_I} \right| \times 100\% \leq 15\% \quad (3-33)$$

$\delta$  为并联管路阻力损失不平衡率。

一般离热力入口越远立管的剩余压头越小，离入口越近的立管剩余压头越大。如果各并联环路不平衡率过大，在运行时引起干管和立管中流量偏离设计工况重新分配，一般是近处立管 I 的实际流量偏大，远处立管 IV、V 的实际流量偏小。为了减少和避免水平失调，一种方法是在立管上安装阀门（最好采用调节阀）或孔板将剩余资用压力消耗掉。近年来，散热器恒温阀得到应用，它能自动调节开启度将室温控制在设定水平。有时还将恒温阀与调节阀配合使用。另一种方法是采用不等温降的计算方法（见 3.7.2）。

#### 3.7.1.2 同程式系统计算方法

因同程式采暖系统中通过各立管环路的管长接近相等，它比异程式系统更适于采用等温降的水力计算方法。其主要步骤如下：

##### 1. 计算“主计算环路”

由于同程式系统通过各立管环路的管长基本相同，最不利环路不一定是通过离热力入口最远立管的环路，在设计计算时并不知道通过哪个立管的环路为最不利环路，可以称开始计算时的环路为主计算环路。

先选定通过最远立管的环路为“主计算环路”。如图 3-35 (a) 双线所示管路。外网给用户提供的压头为  $\Delta P$ 。用与异程式采暖系统最不利环路计算方法一样计算出供水干管、立管 V 及回水总干管的管径及其阻力损失为  $\Delta H_{0-1-5-5'-0}$ 。验算热力入口处的富裕作用压力

$$\Delta = \frac{\Delta P - \Delta H_{0-1-5-5'-0}}{\Delta P} \times 100\% \geq 10\%$$

##### 2. 计算“次计算环路”

选定通过最近立管 I 的环路为“次计算环路”。如图中 3-35 (a) 粗线所示管路。确定出立管 I 及回水干管 1' 到 5' 点的管径及阻力损失  $\Delta H_{1-1'-5'-1}$ 。

3. 计算上述两并联环路的阻力损失不平衡率,使其值在 $\pm 5\%$ 以内,即

$$\left| \frac{\Delta H_{I-5-5'-1} - \Delta H_{II-1'-5'-1}}{\Delta H_{I-5-5'-1}} \right| \times 100\% \leq 5\%$$

实际运行时,上述两环路阻力损失一定相等,即 $5'_I$ 与 $5'_V$ 一定重合,因此设计时应限制其不平衡率。

4. 绘制系统干管压力和阻力损失平衡图。

绘制方法见图 3-35 (b)。如图中粗实线所示,在图上可知系统的富裕压力、总阻力损失 $\Sigma(Rl+Z)_{\text{总}}$ 及各立管的资用压力值。例如立管 II 的资用压力 $\Delta P_{II}$ ,即为 2 和 2' 点间的纵坐标差。

5. 确定其他立管管径。

已知其他各立管流量选管径。先计算立管的阻力损失并与相应立管的资用压力进行比较,使其平衡率在 $\pm 10\%$ 以内,例如立管 II 的总阻力损失为 2 与 2' 间纵坐标差,即

$$\left| \frac{\Delta P_{II} - \Sigma(Rl+Z)_{2-2'}}{\Delta P_{II}} \right| \times 100\% \leq 10\%$$

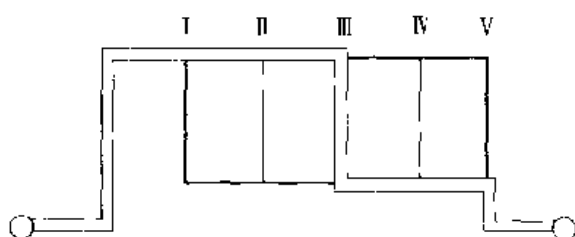
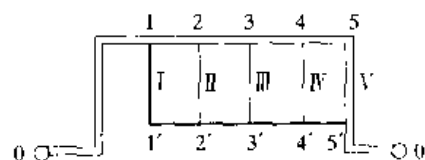
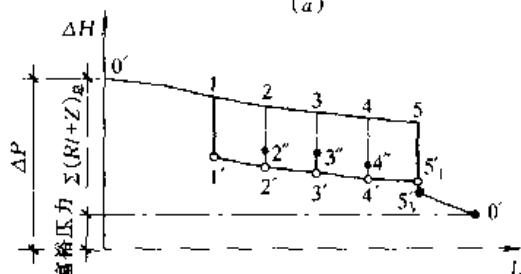


图 3-36 选中间立管环路为主计算环路的同程式系统示意图



(a)



(b)

图 3-35 同程式系统水力计算方法示意图

(a) 计算环路的选择;

(b) 水力计算压力平衡图

如验算立管不平衡率达不到要求,则要改换立管管径。如改换立管管径还不满足立管阻力平衡的要求,有时还要回过来调整个别供、回水干管的管径。

同程式系统中各立管环路管长基本相等,易于达到平衡要求。但不经阻力平衡计算也会发生失调,一旦发生失调比异程式系统的调整还要麻烦。在实践中多次遇到中间立管欠热的情况。因此也可采用选通过中间环路

为“主计算环路”,最近、最远立管环路为“次计算环路”的计算方法,见图 3-36 中双线表示“主计算环路”,粗线表示“次计算环路”。在一般计算,特别是用手算时这种选主环路的方法对防止同程式系统中间立管环路不热或欠热的情况是非常有效的<sup>[3]</sup>。

### 3.7.2 不等温降水力计算方法

原则上不等温降方法既可用于异程式系统,也可用于同程式系统;既可用于垂直式系统,也可用于水平式系统。不等温降方法的实质是在设计阶段考虑实际运行时并联管路的阻力损失相等的原理,在管路结构确定后按这一原理分配流量,从而避免或大大减轻失调。由于对垂直异程式系统设计计算时,采用等温降方法远近立管的不平衡率往往不满足要求,实际运行时调整不好容易产生水平失调,所以不等温降计算方法以往多用于垂直单管异程式系统,近年来也开始用于水平式系统<sup>[10]</sup>。采用不等温降方法对垂直式系统是从

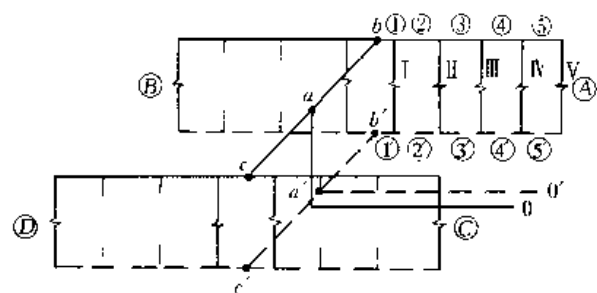


图 3-37 不等温降水力计算方法例题图

设计计算方法上来消除或减轻水平失调；对水平式系统是从设计计算方法上来消除或减轻竖向失调。下面以垂直式系统来进行介绍。一般也是从最远立管环路开始。以图 3-37 为例。这是一个由四个大环路组成的异程式系统，首先应分别用不等温降方法计算四个大环路 A、B、C、D，然后对各环进行平差。假定某系统四个环路总设计热负

荷  $\dot{Q} = 140 \times 10^3 \text{W}$ ，每个环路的热负荷分别

为 37200W、38530W、34840W、29430W。计算步骤如下：

1. 计算最远立管 V 环路的平均比摩阻  $R_m$ （同等温降计算方法）。
2. 设最远立管 V 的温降比设计供回水温度高  $2 \sim 5^\circ\text{C}$ ，由此根据该立管的热负荷求得该立管的流量。根据流量和平均比摩阻确定立管 V、干管 5 和 5' 的管径及其阻力损失。
3. 选定立管 IV 的管径。立管 IV 与管路 5-V-5' 并联，根据并联管路阻力损失相等的原则，用当量局部阻力系数方法求出立管 IV 的流量和温降。然后确定干管 4、4' 的管径及并计算其阻力损失。
4. 用同样的方法顺次确定立管 III、II、I 的管径、流量及温降，以及干管 3、3'；2、2'；1、1' 的管径及流量。
5. 假设计算出环路 A（从 b—立管 V—b'）的总阻力损失为 4513Pa、总流量为 1196 kg/h。
6. 用同样的方法计算其他各环路，得到各管段的管径、流量及阻力损失以及各立管的温降，假设计算得到各环路的总阻力损失和总流量如下：

环路号	流量 (kg/h)	阻力损失 (Pa)
B	1180	4100 (管路 b—B 环—b' 总阻力损失)
C	1050	3900 (管路 c—C 环—c' 总阻力损失)
D	900	4050 (管路 c—D 环—c' 总阻力损失)

从计算结果可见，并联环路的计算阻力损失不等，而实际运行时其实际阻力损失一定相等。为此，必须进行平差，在各并联环路阻力损失相等的条件下重新分配流量。

7. 对并联环路平差，其步骤如下：

①对 A、B 环进行平差。增加 B 环流量，使 A 与 B 环的阻力损失相等。由于阻力损失与流量平方成正比，当 B 环的流量增加到  $1180 \sqrt{\frac{4513}{4100}} = 1180 \times 1.049 = 1238 \text{kg/h}$  时，其阻力损失与 A 环相等为 4513Pa。通过此两环的总流量应为  $1196 + 1238 = 2434 \text{kg/h}$ 。假设用调整 B 环后的流量计算管段 ab、a'b' 的阻力损失为 75Pa，则 A（或 B）环（由 a—A（或 B）环—a'）总阻力损失为  $4513 + 75 \times 2 = 4663 \text{Pa}$ 。

②对 C、D 环进行平差。使 C 环流量增加到 1070kg/h 时，C 与 D 环的阻力损失同为 4050Pa。通过两环的总流量应为  $1070 + 900 = 1970 \text{kg/h}$ 。假设用调整 C 环后的 C 与 D 环的总流量算出管段 ac、a'c' 的阻力损失为 100Pa，则通过 C（D）环（由 a—C（或 D）环—a'）的总阻力损失为  $4050 + 100 \times 2 = 4250 \text{Pa}$ 。



③对 A (B) 环与 C (D) 环进行平差。通过 C 与 D 环的总流量为 2064kg/h 时, 则 A (B) 环与 C (D) 环的阻力损失同为 4663Pa。C、D 环的流量增加  $2064/1970 = 4.75\%$ , 其值分别为 1121kg/h 和 943kg/h。至此完成了四个环路的平差, 并计算系统总流量为  $2434 + 2064 = 4498\text{kg/h}$ 。

8. 用平差后的总流量和已知的总热负荷, 算出系统的总温降为 26.8℃。

9. 调整平差后的总温降, 得出流量和总阻力损失。如该采暖系统与室外热网相连, 还应要求系统的计算总温降与外网的设计供回水温差一致。设本例中后者为 25℃, 则上述计算总温降应减少  $25/26.8 = 0.93$  倍, 即各环、各管段的流量应增大  $1/0.93 = 1.071$  倍。从而可计算出系统的总流量为  $4498 \times 1.071 = 4816\text{kg/h}$ , A、B、C、D 环的流量分别为 1280、1326、1200、1010kg/h, 系统的总阻力损失为 5341Pa。

10. 计算各环的温降调整系数。温降调整系数与流量调整系数成反比, 可算出 A、B、C、D 环的流量调整系数分别为 1.071、1.124、1.143、1.122; A、B、C、D 环的温降调整系数分别为 0.933、0.890、0.875、0.891。用各环的温降调整系数乘以各立管第一次计算出来的温降, 得到最后各立管的温降用于计算相应各立管散热器的面积。

由于各立管的温降不同, 通常计算结果为近处立管流量比按等温降法计算得到的温差小而流量大, 因此, 近处立管散热器面积比等温降时会有所减少, 从而从设计方法上改善了等温降方法中阻力损失不平衡时近热远冷的水平失调。如果一个采暖系统只有两个大环路, 其平差方法与上例相同, 只不过计算步骤将简化, 省去所有涉及 C、D 环的计算即可。

### 3.8 热水采暖系统的失调与调节

由于气象条件(室外温度、风速、风向、太阳辐射强度等)的变化、用户用能水平的变化、系统服务对象条件的变化, 采暖系统总是要运行在偏离设计条件的各种实际工况下。如果不进行调节, 就会导致系统失调。而调节是解决失调问题的措施。

#### 3.8.1 热水采暖系统的失调

采暖系统的失调可分为水力失调和热力失调。水力失调是指流量分配偏离设计要求, 热力失调是指供热量及室内温度偏离设计要求。水力失调是引起热力失调的主要原因之一。采暖系统一旦投入运行, 如同一层的各房间、上下层的各房间室内温度都符合设计要求, 其效果是最好的。这种典型实例为数不少, 是设计者的努力方向。系统实际运行往往存在失调, 管路末端阻力越大的系统, 越不易水力失调。也因此单管系统比双管系统水力稳定性好。导致采暖系统失调的原因是多方面的, 单管热水采暖系统和双管热水采暖系统失调的原因也不完全相同<sup>[1]</sup>。研究引起失调的原因, 在设计计算时采取措施可减轻失调的影响<sup>[1][2]</sup>。

#### 3.8.2 热水采暖系统的调节

##### 3.8.2.1 采暖系统调节的分类

调节的方法有多种。按调节进行的时间将其分为: 初调节和运行调节。初调节是在系

统刚刚投入运行时将各用户散热器的流量分配调整到设计工况。运行调节是系统运行过程中随外界因素变化而进行的调节。初调节时首先用平衡阀或其他阀门将各建筑物入口的流量分配到设计流量,然后依次用各大环路、立管、支管上的阀门调整各部分的流量。如无自动调节阀,对异程式系统首先应逐个调小较近用户阀门的开度。然后调小室内各环路、较近立管的阀门开度,将各剩余压头消耗在阀门处,以减轻离热源或热力入口近处的用户和立管偏热、离热源或热力入口远处的用户和立管偏冷的弊病。

对单个散热器的重力循环采暖系统(图 3-26),其作用压头等于实际阻力损失则不失调。这种简单的重力循环系统如失调,也可有针对性地调节。例如:降低供水温度减小循环作用压头来降低供热量、使室温符合要求。由多个散热器、多个基本组合体组成的系统一旦失调,由于各散热器的供热工况不同,有的房间偏热、有的房间偏冷,其初调节要比图 3-26 的系统复杂得多。这种系统引起失调的原因也比较多,要达到良好的运行效果,要多方面配合。为了减轻失调,可从设计计算上采取措施(采用不等温降方法)和在系统中增加调节、自控设施。如在管路上设置性能好的调节阀、在散热器上安装温控阀(见 6.14)自动调节流量控制室温,不仅可解决系统刚刚投入运行时的失调,还可解决运行过程中的失调。

按调节地点将调节分为:集中调节、局部调节和个体调节。集中调节是在热源处进行的调节;局部调节是在热力站或用户入口处进行的调节;个体调节是在用热设备处进行的调节。集中调节调控范围大、简便、易于实现,是最主要的调节方式。由于各用热设备的用热规律、失调程度不可能完全相同,因此最佳调节方式应是以集中调节为主、以局部调节和个体调节为辅,三者相结合的调节方式。

按调节的参数将调节分为:质调节、量调节、质量流量调节和间歇调节。质调节是改变供给热媒的温度;量调节是改变供给热媒的流量;质量、流量调节是同时改变热媒的温度和流量;间歇调节是改变每日供热的小时数。热水采暖系统常采用质调节、量调节、分阶段改变流量的质调节和间歇调节。

### 3.8.2.2 热水采暖热负荷集中调节的基本公式

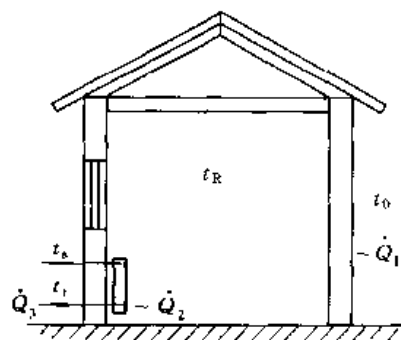


图 3-38 热平衡原理图

调节的实质是在室外温度变化时改变供热条件,使供热负荷跟踪用户热负荷。如不计管路热损失,根据在稳定条件下,房间的采暖耗热量  $\dot{Q}_1$  等于散热器供给房间的热负荷  $\dot{Q}_2$ , 等于采暖系统输送的热功率  $\dot{Q}_3$  的整平衡原理(见图 3-38)在任意室外温度  $t_0$  下,可写出下式:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3 \quad (3-34)$$

$$\dot{Q}_1 = qV (t_R - t_0) \quad (3-35)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_2 &= kA (t_m - t_R) = aA (t_m - t_R)^{1+b} \\ &= aA \left( \frac{t_s + t_r}{2} - t_R \right)^{1+b} \end{aligned} \quad (3-36)$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{M}'c (t_s - t_r) \quad (3-37)$$

在采暖室外计算温度  $t'_0$  下, 同样可写出如下平衡式:

$$\dot{Q}'_1 = \dot{Q}'_2 = \dot{Q}'_3 \quad (3-38)$$

$$\dot{Q}'_1 = qV (t_R - t'_0) \quad (3-39)$$

$$\dot{Q}'_2 = k'A (t'_m - t_R) = aA (t'_m - t_R)^{1+b} = aA \left( \frac{t'_s + t'_r}{2} - t_R \right)^{1+b} \quad (3-40)$$

$$\dot{Q}'_3 = \dot{M}'c (t'_s - t'_r) \quad (3-41)$$

式中  $\dot{Q}_1$ 、 $\dot{Q}'_1$ ——室外温度  $t_0$  和采暖室外计算温度  $t'_0$  下, 采暖系统输送的热功率, W;

$\dot{Q}_2$ 、 $\dot{Q}'_2$ ——室外温度  $t_0$  和采暖室外计算温度  $t'_0$  下, 散热器供给房间的采暖热负荷, W;

$\dot{Q}_3$ 、 $\dot{Q}'_3$ ——室外温度  $t_0$  和采暖室外计算温度  $t'_0$  下, 房间的热损失, W;

$\dot{M}$ 、 $\dot{M}'$ ——供给采暖系统的实际循环水流量和设计循环水流量, kg/s;

$c$ ——水的比热, J/(kg·°C);

$t_s$ 、 $t'_s$ ——采暖系统的实际供水温度和设计供水温度, °C;

$t_r$ 、 $t'_r$ ——采暖系统的实际回水温度和设计回水温度, °C;

$t_0$ 、 $t'_0$ ——室外温度和室外采暖设计温度, °C;

$t_m$ 、 $t'_m$ ——散热器的实际热媒平均温度和设计热媒平均温度, °C;

$t_R$ ——采暖室内设计温度, °C;

$k$ 、 $k'$ ——散热器在实际工况和设计工况下的传热系数, W/(m<sup>2</sup>·°C);

$A$ ——散热器的传热面积, m<sup>2</sup>;

$q$ 、 $q'$ ——建筑物供暖体积热指标, W/(m<sup>3</sup>·°C);

$V$ ——建筑物的外部体积, m<sup>3</sup>;

$a$ 、 $b$ ——由试验确定的散热器传热特性系数 (见 3.2.1.4)。

运行调节时, 某一室外温度  $t_0$  下的采暖热负荷与采暖设计热负荷之比, 称为相对热负荷, 用  $\bar{\dot{Q}}$  表示, 其流量之比, 称为相对流量, 用  $\bar{\dot{M}}$  表示, 则有:

$$\bar{\dot{Q}} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}'_1} = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}'_2} = \frac{\dot{Q}_3}{\dot{Q}'_3} \quad (3-42)$$

$$\bar{\dot{M}} = \frac{\dot{M}}{\dot{M}'} \quad (3-43)$$

为了便于分析, 认为采暖热负荷与室外温度成正比变化, 即  $q = q'$ , 则有

$$\bar{\dot{Q}} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}'_1} = \frac{t_R - t_0}{t_R - t'_0} \quad (3-44)$$

综合上述公式,可得到下式:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_1} = \frac{t_R - t_0}{t_R - t'_0} = \left( \frac{t_s + t_r - 2t_R}{t'_s + t'_r - 2t_R} \right)^{(1+b)} = \bar{M} \frac{t_s - t_r}{t'_s - t'_r} \quad (3-45)$$

式(3-45)是采暖热负荷调节的基本公式。整个采暖期都应使室内温度  $t_R$  保持在设计水平上不变。则式(3-45)中有四个未知数,  $t_s$ 、 $t_r$ 、 $\dot{Q}$ 、 $\bar{M}$ , 但只有三个联立方程, 须根据不同的调节方式补充条件才能求未知数。例如, 采用质调节时改变供水温度, 不改变流量,  $\bar{M}=1$ 。此时变成三个方程式, 求解三个未知数  $t_s$ 、 $t_r$ 、 $\dot{Q}$ 。

如用户为直接连接(见13.2.2), 给出任何一个室外温度  $t_0$ , 从式(3-44)可得到  $\dot{Q}$  的值, 根据式(3-45)可解得  $t_s$ 、 $t_r$  与  $\dot{Q}$  的关系式如下:

$$t_s = t_R + 0.5 (t'_s + t'_r - 2t_R) \frac{\dot{Q}^{\frac{1}{(1+b)}}}{\dot{Q}_1^{\frac{1}{(1+b)}}} + 0.5 (t'_s - t'_r) \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_1} \quad (3-46)$$

$$t_r = t_R + 0.5 (t'_s + t'_r - 2t_R) \frac{\dot{Q}^{\frac{1}{(1+b)}}}{\dot{Q}_1^{\frac{1}{(1+b)}}} - 0.5 (t'_s - t'_r) \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_1} \quad (3-47)$$

分阶段改变流量的质调节是在室外温度较低时, 运行在设计流量下; 在室外温度较高时, 通过改换水泵, 运行在较小流量下的调节方式。对直接连接用户, 可补充条件  $\bar{M} = \varphi = \text{const}$ , 求解式(3-45), 得到下式:

$$t_s = t_R + 0.5 (t'_s + t'_r - 2t_R) \frac{\dot{Q}^{\frac{1}{(1+b)}}}{\dot{Q}_1^{\frac{1}{(1+b)}}} + 0.5 (t'_s - t'_r) \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_1} \varphi \quad (3-48)$$

$$t_r = t_R + 0.5 (t'_s + t'_r - 2t_R) \frac{\dot{Q}^{\frac{1}{(1+b)}}}{\dot{Q}_1^{\frac{1}{(1+b)}}} - 0.5 (t'_s - t'_r) \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_1} \varphi \quad (3-49)$$

式中  $\varphi$ ——为室外温度较高时的流量与设计流量的比值,  $\varphi < 1$ ;

其他各量同以上各式。

根据式(3-46)~(3-49)可画出质调节曲线(图3-39)和分阶段改变流量的质调节曲线(图3-40)。图3-39、3-40中横坐标为室外温度; 纵坐标为供、回水温度或相对流量。从该曲线上可得到任一室外温度下运行的采暖系统的供水温度和回水温度。

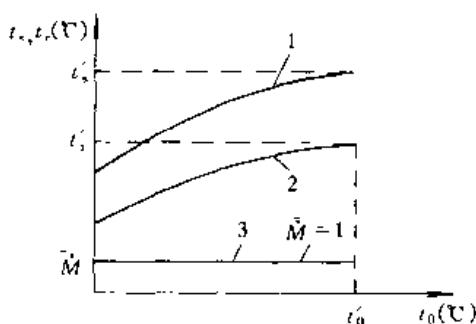


图 3-39 质调节曲线

1—供水温度曲线; 2—回水温度曲线;  
3—流量变化曲线

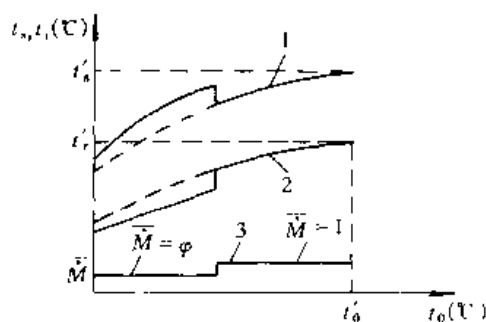


图 3-40 分阶段改变流量质调节曲线

1—供水温度曲线; 2—回水温度曲线;  
3—流量变化曲线

间歇调节是当室外温度升高时,不改变流量和供水温度,而减少每日供暖时数的调节方式。因为间歇调节时室内温度有波动,在保持相同室内平均温度的情况下,由于热源效率低,比连续供暖消耗能量多,只能作为一种辅助调节方式。间歇调节时采暖系统每日的工作时数  $n$  用下式计算:

$$n = 24 \frac{t_R - t_0}{t_R - t_0''} \quad (3-50)$$

式中  $n$ ——采暖系统每日的工作时数;

$t_0$ ——间歇运行时的室外温度,℃;

$t_0''$ ——开始间歇调节时的室外温度,℃。

应注意区别间歇调节与间歇供暖。间歇供暖是室外设计温度下,采暖系统也是间歇供热;间歇调节是采暖系统在室外设计温度以及室外温度较低时,采暖系统连续供热。这是间歇供暖与间歇调节的根本区别。间歇供暖的不合理之处在于:它不仅使热源的热出力、系统的输送能力和室内的供暖设备都要增大,增加了系统的初投资;而且由于区域锅炉房为热源时锅炉效率的降低,使其在相同的供暖水平下,比连续供暖消耗能量多。

为了简化,在推导上述采暖热负荷集中调节的基本公式中,是将整个建筑物作为一个调节对象来研究的。实际采暖系统的最佳调节工况远比公式所描述的情况复杂。因为采暖系统的热力稳定性还与采暖系统本身的结构特性有关。引起单管系统和双管系统失调的原因是不同的,它们对最佳调节工况有不同的要求。双管系统失调的主要原因是重力作用压头的大小随水温变化。室外温度变化时,不同楼层散热器的重力作用压头变化情况不同。单管系统失调的主要原因是散热器的传热系数随传热温差变化。室外温度变化时不同楼层散热器温差变化情况不同。单管系统与双管系统的最佳调节工况不同,因此仅靠集中调节达到满足各类系统的最佳调节工况是很困难的。因此,如前所述除了采用质量综合调节之外,还应辅以局部调节和个体调节。

近年来在热水采暖系统中已比较多地采用变频调速器、液力耦合器改变循环水泵转速的量调节方式,节能效果好,有利于减轻竖向失调,是值得推广的技术。

## 3.9 全水风机盘管系统

风机盘管水系统根据季节变化,向各房间的盘管供冷冻水或热水,水系统影响风机盘管系统的效能和初投资,其系统型式应进行综合比较后确定。全水空调系统水系统的计算方法不仅与热水采暖系统,而且与水-空气系统的水系统有相同之处。由于风机盘管的盘管只有2~3排管,它的除湿能力有限,故只适用于湿负荷不大的房间。

### 3.9.1 风机盘管水系统的型式

风机盘管水系统可分为双管、三管和四管系统<sup>[5]</sup>。双管系统由一条供水管和一条回水管构成,供水管根据房间负荷要求向房间供冷冻水或热水。难于满足过渡季有些房间要求供冷、有些房间要求供热,即既供热水又供冷水的要求。但由于系统简单,初投资低,目前用得最普遍。双管系统也可以按内区和周边区(参见6.13.2)或朝向分系统,分别并联到热源或冷源上,由各自的控制系统分别实现供冷或供热。但按朝向分区也不能完全

解决这一问题。因为即使同一朝向的各房间也可能有不同的要求（例如被其他建筑物遮挡与未被遮挡的阳面房间对负荷要求不同），而且供冷或供热频繁切换，增加能量损耗。

由两条供水管和一条回水管向各风机盘管供水与回水的管道系统称为三管系统。两条供水管中一条供热水，另一条供冷冻水。由室内恒温控制器控制盘管进口的三通阀来实现供冷冻水或供热水，适应负荷变化能力强，可在全年较好地进行温度调节。但冷热水同时流入共用的回水管，造成混合损失（冷量和热量均有损失），因而运行效率低；冷水与热水环路关联，水力工况比较复杂，不易控制。目前很少应用。

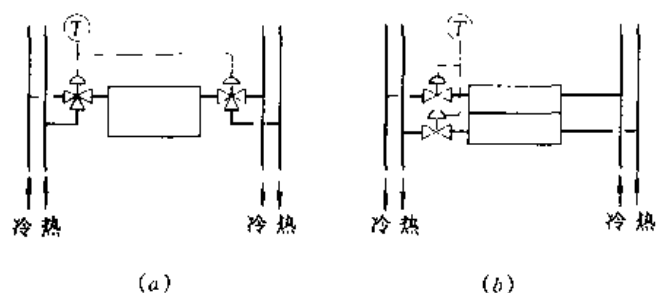


图 3-41 四水管系统和盘管的连接方式  
(a) 单一盘管；(b) 冷热盘管

由两条供水管和两条回水管向风机盘管供水与回水的管道系统称为四管系统。两条供水管和两条回水管分别用于供冷冻水和供热水。冷、热水有两套独立的系统，互不掺混。避免了混合损失，操作简单，控制方便，而且可利用建筑物内部热源的热泵提供热量，因而运行较经济，但管路复杂，管路占用建筑空间比双管和三管大，初投资较高。多用于对舒适性要求较高的建筑物内。四管

系统有图3-41所示两种连接方式。(a)用同一盘管供冷或供热，由室温控制器切换。图(b)冷热盘管分开，由冷盘管和热盘管分别供冷和供热，调节控制方便。由于冷热盘管都要满足各自的设计工况要求，因此盘管大，费用高。

鉴于双管、三管、四管系统的特点，对于只供冷或供热的风机盘管系统应采用双管系统。若建筑物中基本上无同时供冷和供热的要求，也应采用双管系统。对于有内区的建筑物，可考虑采用内区、周边区分设系统，并分别并联到冷源和热源上的双管系统。对于有同时供冷和供热要求，且对环境控制要求高的建筑物，建议采用四管系统。

风机盘管水系统按分支管的位置可分为垂直连接系统（图 3-42 (a)）和水平连接系统（图 3-42 (b)）。前者都用在旅馆客房的风机盘管系统中。通常立管设在管道竖井中，在立管的上部应设集气罐或自动放气阀，另外在风机盘管上都自带手动放气阀，用于系统和设备放气。凝结水管也可在竖井中设立管，每台风机盘管的凝结水排出口与立管相连接，在下层集中排放，也可就近排放。水平连接系统适用于办公楼等建筑物。这类建筑一般无专用的管道井，每层的风机盘管都用水平支管连接，然后再接到总立管上。对于布置在窗台下的立式风机盘管，也宜采用水平连接方式，水平支管置于下一层天棚下。对于既有建筑加设风机盘管空调系统时，也宜采用这种系统，这样不需要过多地在楼板上凿洞。

风机盘管水系统可采用异程式布置（如图 3-42 (a) 的左侧立管和图 (b) 上面的水平分支管）或同程式布置（如图 3-42 (a) 的右侧立管和图 (b) 下面的水平分支管）。水系统不大时管道的阻力损失不大，而风机盘管的阻力损失很大（10~30kPa），因此系统的水力稳定性好，很容易达到水力平衡，宜采用异程式。高层建筑或大型建筑物中，立管或水平支路很长，宜采用同程式方案，而且干管也可按同程式布置。

风机盘管水系统的设计计算与热水采暖系统管道类似。风机盘管水系统中冷冻水的供、回水温差一般为 5℃，有的建筑物中比 5℃ 稍大一点，但也比热水采暖系统中的温差

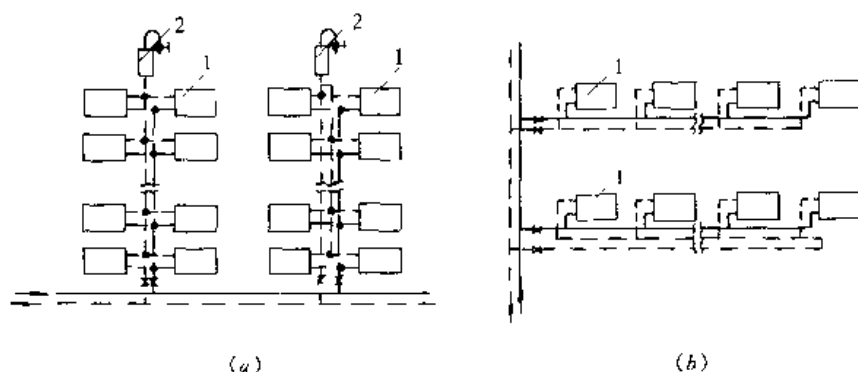


图 3-42 垂直连接和水平连接的风机盘管水系统

(a) 垂直连接系统; (b) 水平连接系统

1—风机盘管; 2—集气罐

小得多, 因而其流量比相同负荷的热水采暖系统要大。为了减小风机盘管水系统的管径, 管路设计时通常选用较大的比摩阻; 一般取  $120 \sim 400 \text{ Pa/m}$ , 小管径取大些的数值, 大管径取小些的数值。管内流速一般比热水采暖系统要大,  $DN32$  以上的管内流速一般都大于  $1 \text{ m/s}$ 。

水系统水平管段和盘管接管的最高点, 应设排气装置放气。最低点应设泄水阀排污和放空之用。为了便于检修风机盘管和调节水系统水量, 应在水平环路供回水干管、垂直供回水立管和机组供回水支管上装阀门。

风机盘管水系统的设计计算与热水采暖管道系统类似。若各环路阻力相差悬殊, 则利用环路上的阀门进行调节。

### 3.9.2 风机盘管系统的调节

末端设备阻力越大的水系统, 越不易失调<sup>[1]</sup>。由于风机盘管的阻力损失大, 风机盘管水系统相对热水采暖系统而言, 不易产生失调。当负荷变化时, 该系统采用量调节为主 (见 13.3) 的调节方法。个别房间不需供冷时, 可关闭风机盘管, 冷冻水不经过盘管。房间瞬间负荷变化时, 可用手动或自动的方法对风机盘管进行个体调节 (称为局部调节) 其供冷量。

为了适应房间瞬间变负荷的特点, 风机盘管可进行以下局部调节方法:

#### 1. 水量调节

目前, 空调工程中风机盘管常用的水量调节方法有两种, 一是在冷冻水管路上设置二通电动阀 (见图 3-43 (a)), 用恒温控制器根据室内空气温度控制该阀的启闭; 二是在冷冻水管路上设置三通电动阀 (见图 3-43 (b) 和 (c)), 用恒温控制器根据室内温度控制三通电动阀的启闭, 使冷冻水全部通过风机盘管或全部旁通流入回水管。

#### 2. 风量调节

目前生产的风机盘管都设有三档风量调节 (高、中、低三档), 配上三速开关, 用户可根据各自的要求手动选择风量的档次。通常把恒温控制器与三速开关组合在一起, 并设有供冷/供热转换开关, 这样可以同时进行风量和水量调节。近年来, 开发了直接控制风量的恒温控制器, 它根据室温的变化, 控制风机的三档风速, 或控制风机的无级变速, 风

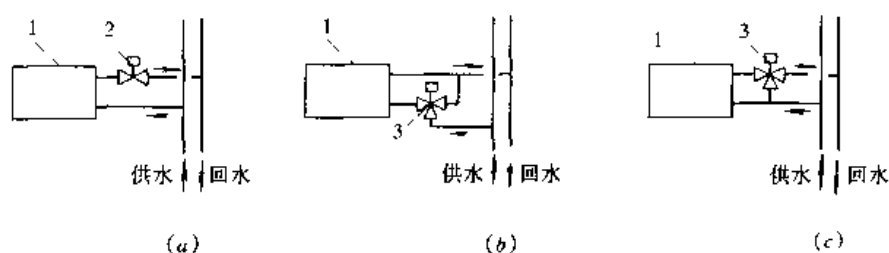


图 3-43 风机盘管冷冻水调节

(a) 二通电动调节阀控制; (b) 三通电动阀旁通控制 (阀在供水管上);

(c) 三通电动阀旁通控制 (阀在回水管上)

1—风机盘管; 2—二通电动阀; 3—三通电动阀

机可实现无级调节, 从而实现了冷量的无级调节。

### 参 考 文 献

- [1] 贺平, 孙刚. 供热工程. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- [2] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 钱以明. 空气调节 (第三版). 1994
- [3] С И Сканиви. Отопление. М. Стройиздат. 1988
- [4] 哈尔滨建筑大学供热研究室. ISO 国际标准低温热水散热器热工性能实验台. 暖通空调, 1985 (5), p20~22
- [5] 陆耀庆等. 采暖通风设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1987
- [6] 韩伟国. 风机盘管空调系统设计的若干问题研究. 哈尔滨建筑大学硕士论文, 2000 年
- [7] 王宗藩. 高层建筑分层式热水采暖系统浅析. 区域供热, 1997 (1), p16~19
- [8] 刘孟真, 庄纯旭, 李易辛. 高层建筑无水箱直连供暖系统在工程上的应用. 暖通空调, 1998 (6), p53~56
- [9] 徐伟, 邹瑜. 供暖系统温控与热计量技术. 北京: 中国计划出版社, 2000
- [10] 王晓霞. 住宅建筑单户水平式采暖系统的型式及水力计算方法的研究. 哈尔滨建筑大学硕士论文, 2000 年
- [11] 王晓霞, 邹平华, 方修睦. 分户水平式采暖系统减轻竖向失调的水力计算方法. 暖通空调, 2001 (3) p35~38
- [12] Староверов. Справочник проектировщика Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 1 М. Стройиздат, 1990
- [13] П Н Каменев. Отопление и вентиляция. М. Стройиздат, 1975



## 第4章 蒸汽系统

### 4.1 概 述

蒸汽是最常用的热媒之一，特别是在工业生产中被广泛应用。

#### 4.1.1 蒸汽系统示意图

图 4-1 表示了用蒸汽为热媒向工业用热设备（汽锤、干燥、印染等）（图（a））、采暖（图（b）、（c））、热水供应（图（d））、通风、空调（图（e））等用户供热的示意图<sup>[1]</sup>。蒸汽采暖系统分有凝结水回收和无凝结水回收两种型式，图中给出的是有凝结水回收的型式。

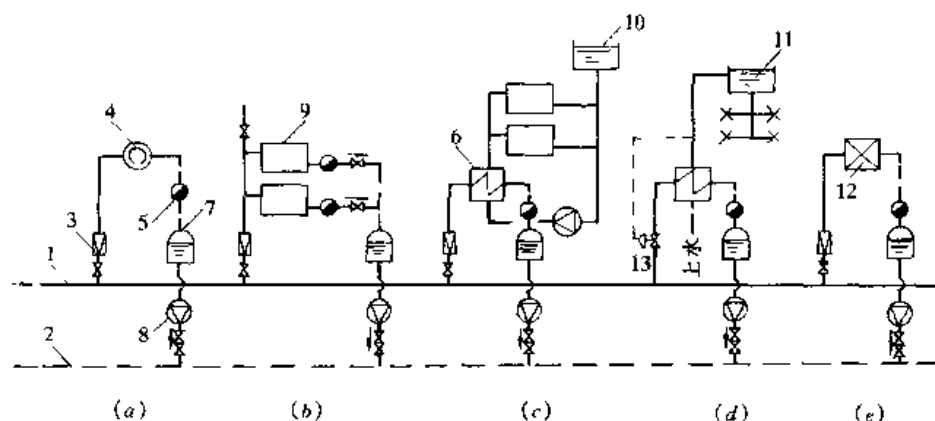


图 4-1 蒸汽系统示意图

(a) 工艺设备供汽系统；(b) 蒸汽采暖系统；(c) 热水采暖供汽系统；  
(d) 热水供应供汽系统；(e) 通风、空调供汽系统

1—蒸汽管；2—凝结水管；3—减压阀；4—工艺用汽设备；5—疏水器；6—汽水换热器；7—凝结水箱；  
8—凝结水泵；9—散热器；10—膨胀水箱；11—热水贮水箱；12—通风、空调设备；13—温度调节器

回收的型式。用热设备出口都有疏水器 5、凝结水箱 7 和凝结水泵 8，凝结水泵将凝结水沿凝结水管 2 送回热力站或热源。为了节约能耗、减少费用，凝结水都应回收。只有在凝结水可以就地利用，而且经过技术经济比较、方案合理时，才能采用无凝结水回收的型式。用热系统与室外蒸汽网路的连接取决于用热系统和设备的特点。如果热用户使用蒸汽，则采用直接连接（图 4-1 中的（a）、（b）、（e））；如果用户使用热水，可通过汽水换热器间接连接（图 4-1 中的（c）、（d））。如各用户用汽参数不同，供汽压力应满足最高压力用户的要求。如果供汽压力高于其他用户要求，则在其他用户入口安装减压阀。

#### 4.1.2 蒸汽作为热媒的特点

与热水相比，蒸汽作为热媒有如下特点<sup>[1]、[2]</sup>。

(1) 某些工艺生产只能用蒸汽。某些工艺生产要求热媒的压力和温度较高,用蒸汽作热媒,可同时满足对压力和温度有不同要求的多种用户的用热要求。在为生产创造条件的同时,兼作其他热用户的热媒。

(2) 蒸汽在散热设备中主要靠相变放出热量(放出汽化潜热)。水在散热设备内温度降低放出热量,不发生相变。就单位质量热媒而言,蒸汽放出的汽化潜热比热水温降放出显热要大许多倍。对相同热负荷,蒸汽比热水供热的热媒质量流量要小得多,因而凝结水管流量小、管径小,使得蒸汽系统节省管道初投资。

(3) 蒸汽在散热设备内定压凝结放热,散热设备的热媒平均温度为相应压力下的饱和温度。热水在散热设备内靠温降供热,散热设备的热媒平均温度一般为其进、出口水温平均值。因此在相同热负荷下,蒸汽系统散热设备的传热温差大,所需散热设备面积比热水系统少得多。

(4) 蒸汽和凝结水在管路内流动时,状态参数(密度和流量)变化大,甚至伴随相变。饱和蒸汽沿管路流动时,管壁散热产生凝结水,变成湿蒸汽;湿蒸汽流经阻力较大的阀门时,被绝热节流,可能变成饱和蒸汽或过热蒸汽。这些都是流动过程中的相变。从散热设备流出的饱和凝结水通过疏水器和凝结水管路,压力下降的速率快于温降。多余的热量,使部分凝结水重新汽化,形成“二次蒸汽”。这些特点使得蒸汽供热系统的设计计算和运行管理复杂,易出现“跑、冒、滴、漏”问题,解决不当时,降低蒸汽供热系统的经济性。

(5) 蒸汽密度比水小得多,用于高层建筑高区(特别是高度大于160m的特高层建筑),不会使建筑物底部的设备和散热器超压(见图3-21)。

(6) 蒸汽供热系统热惰性小,供汽时热得快,停汽时冷得也快。

(7) 蒸汽流动的动力来自于自身压力。蒸汽压力与温度有关,而且压力变化时,温度变化不大。因此蒸汽采暖不能采用改变热媒温度的质调节,只能采用间歇调节。因此使得蒸汽采暖系统用户室内温度波动大,间歇工作时有噪声,供暖质量受到影响。

(8) 灰尘在65~70℃时开始分解,在温度高于80℃时分解过程加剧。用蒸汽作热媒时,散热器和管道的表面温度高于100℃。以水为热媒时,大部分时间散热器表面平均温度低于80℃。用蒸汽时散热器表面有机灰尘的分解和升华不利于提高室内空气质量。

(9) 蒸汽管道系统间歇工作。蒸汽管内时而流动蒸汽,时而充斥空气;凝结水管时而充满水,时而进入空气。管道(特别是凝结水管)易受到氧腐蚀,使用寿命短。

(10) 蒸汽管温度高,无效热损失大。

综上所述,由于凝结水回收率低,二次蒸汽不能充分利用,造成跑冒滴漏现象严重等原因,蒸汽供热比热水供热耗能多,管理麻烦,运行费用高,供暖效果差。蒸汽作热媒主要用于工业建筑及其辅助建筑。它不仅能满足工业生产用热的要求,也可以作为动力来源(如用在蒸汽锻锤上),在某些工业企业中,是不可替代的热媒。在生产厂房不仅可以采用蒸汽,也可经换热设备变成热水来采暖。也用于商服部门(洗浴、洗衣房、餐饮)和医院(消毒)等有专门用途的地方。对特高的高层建筑或人们不长时间停留、需要间歇供暖的场所作热媒有独到之处。

## 4.2 蒸汽采暖系统

### 4.2.1 蒸汽采暖系统的类型

蒸汽采暖系统从不同的角度可以分为多种类型。

(1) 根据供汽压力  $P$  分为：高压蒸汽采暖系统 ( $P$  (表压)  $> 0.07\text{MPa}$ )、低压蒸汽采暖系统 ( $P$  (表压)  $\leq 0.07\text{MPa}$ ) 和真空蒸汽采暖系统 ( $P$  (绝对压力)  $< 0.1\text{MPa}$ )。根据供汽汽源的压力、对散热器表面最高温度的限度和用热设备的承压能力来选择高压或低压蒸汽采暖系统。工业建筑及其辅助建筑可用高压蒸汽采暖系统。真空采暖系统的优点是热媒密度小，散热器表面温度低，便于调节供热量；其缺点是需要抽真空设备，对管道气密性要求较高。因需增加设施和运行管理复杂，国内外用得都很少。

(2) 根据立管的数量分为：单管蒸汽采暖系统和双管蒸汽采暖系统。单管系统易产生水击和汽水冲击噪声，所以多采用垂直双管系统。

(3) 根据蒸汽干管的位置分为：上供式、中供式和下供式。其蒸汽干管分别位于所供热媒的各层散热器上部、中部和下部。为了保证蒸汽、凝结水同向流动，防止水击和噪声，上供式系统用得较多。

(4) 根据凝结水回收动力分为：重力回水和机械回水。

(5) 根据凝结水系统是否通大气分为：开式系统 (通大气) 和闭式系统 (不通大气)。

(6) 根据凝结水充满管道断面的程度分为：干式回水和湿式回水。

### 4.2.2 低压蒸汽采暖系统

低压蒸汽采暖系统一般都采用开式系统，根据凝结水回收的动力分为重力回水和机械回水两大类。供汽干管位置可为上供式、下供式和中供式。低压蒸汽采暖系统用于有蒸汽汽源的工业辅助建筑和厂区办公楼。

#### 4.2.2.1 低压蒸汽采暖系统的型式

##### (1) 重力回水低压蒸汽采暖系统

重力回水低压蒸汽采暖系统的主要特点是供汽压力小于  $0.07\text{MPa}$  以及凝结水在有坡管道中依靠其自身的重力回流到热源。图 4-2 为重力回水低压蒸汽采暖系统原理图<sup>[3]</sup>。图 (a) 为上供式，图 (b) 为下供式。锅炉 1 内的蒸汽在自身压力作用下，沿蒸汽管 2 输送进入散热器 6，同时将积聚在供汽管道和散热器内的空气驱赶入凝结水管 3、4，经连接在凝结水管末端 B 点的空气管 5 排出。蒸汽在散热器内冷凝放热，凝结水靠重力作用返回锅炉，重新加热变成蒸汽。锅筒内水位为 I—I。在蒸汽压力作用下，总凝结水管内的水位 II—II 比 I—I 水位高出  $h$  ( $h$  为锅筒蒸汽压力  $P$  折算的水柱高度)，水平凝结水干管的最低点比 II—II 水位还要高出  $200 \sim 250\text{mm}$ ，以保证水平凝结水干管内不被水充满。系统工作时该管道断面上部充满空气，下部流动凝结水；系统停止工作时，该管内充满空气。这种特点的凝结水管称为干式凝结水管，这种回水方式被称为干式回水。管道 4 的整个断面、始终充满凝结水，称为湿式凝结水管，这种回水方式被称为湿式回水。图 (b) 中水封 8 (详见图 4-17) 排除蒸汽管沿途凝结水，可防止立管中的汽水冲击并阻止蒸汽窜

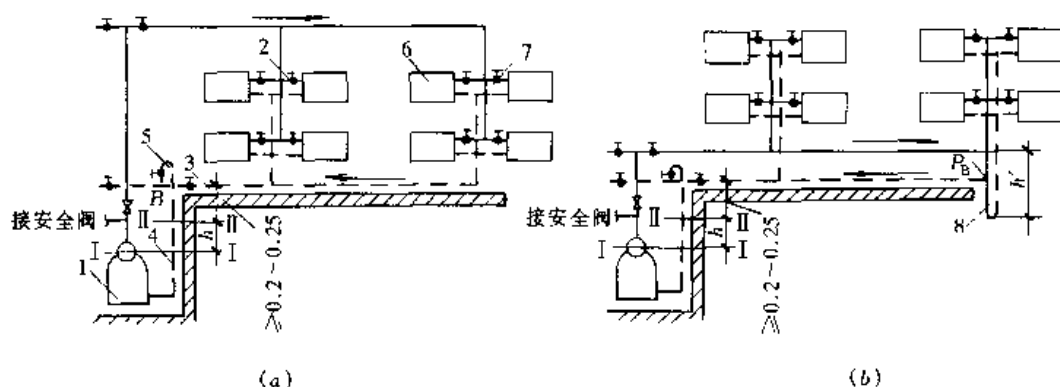


图 4-2 重力回水低压蒸汽采暖系统

(a) 上供式; (b) 下供式

1—锅炉; 2—蒸汽管; 3—干式自流凝结水管; 4—湿式凝结水管; 5—空气管;  
6—散热器; 7—截止阀; 8—水封

入凝结水管。水平蒸汽干管应坡向水封, 水封底部应设放水丝堵排污和放空之用。

重力回水低压蒸汽采暖系统简单, 不需要设置占地的凝结水箱和消耗电能的凝结水泵。供汽压力低, 只要初调节好散热器入口阀门, 原则上可以不装疏水器, 以降低系统造价。一般重力回水低压蒸汽采暖系统的锅炉位于一层地面以下。当采暖系统作用半径较大时, 需要采用较高的蒸汽压力才能将蒸汽送入最远的散热器。图 4-2 中的  $h$  值也加大, 即锅炉的位置将进一步降低。如锅炉的位置不能降低, 则水平凝结水干管内甚至底层散热器内充满凝结水, 空气不能顺利排出, 蒸汽不能正常进入系统, 从而影响供热, 系统不能正常运行。因此重力回水低压蒸汽采暖系统只适用于小型系统。

## (2) 机械回水低压蒸汽采暖系统

机械回水低压蒸汽采暖系统的主要特点是供汽压力小于  $0.07\text{MPa}$  以及凝结水依靠水泵的动力送回热源重新加热。

图 4-3 为中供式机械回水低压蒸汽采暖系统原理图。由蒸汽锅炉输送来的蒸汽沿蒸汽管 1 输送进入散热器 9, 散热后凝结水汇集到凝结水箱 6 中, 再用凝结水泵 7 沿凝结水管 3 送回热源重新加热。凝结水箱应低于底层凝结水下管 2, 管 2 插入水箱水面以下。从散热器流出的凝结水靠重力流入凝结水箱。空气管 4 在系统工作时排除系统内的空气; 在系统停止工作时进入空气。通气管 5 用于排除水箱水面上方的空气。水平凝结水干管仍为干式凝结水管。图中的高度  $h$  (其值见表 4-1) 用来防止凝结水泵汽蚀, 逆止阀 8 用于防止凝结水倒流, 保护水泵, 疏水器 11 用于排除蒸汽管中的沿途凝结水以减轻系统的水击 (疏水器的作用原理及种类详见 4.4.1 节)。机械回水低压蒸汽采暖系统消耗电能, 但热源不必设在一层地面以下。系统作用半径较大, 适用于较大型系统。

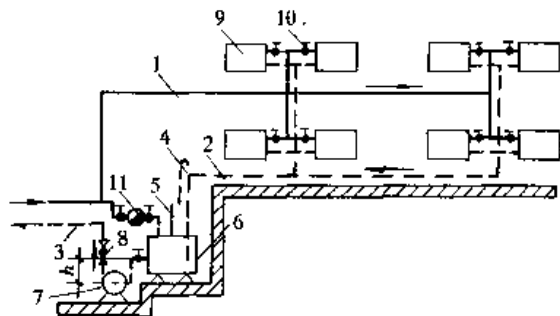


图 4-3 中供式机械回水低压蒸汽采暖系统

1—蒸汽管; 2—凝结水管; 3—回热源的凝结水管;  
4—空气管; 5—通气管; 6—凝结水箱; 7—凝结水泵;  
8—止回阀; 9—散热器; 10—截止阀; 11—疏水器

## 4.2.2.2 低压蒸汽采暖系统的设计要点

蒸汽采暖系统与热水采暖系统的水力计算方法有类似之处和不同点。低压蒸汽压力低,

密度变化不大，这一点与热水采暖系统不考虑密度变化相同。蒸汽采暖系统水力计算时蒸汽管与凝结水管分开进行，这是与热水系统计算闭合环路的不同之处。在计算时特别要注意以下几点：

(1) 蒸汽在散热器内冷凝放出汽化潜热。通常，流出散热器的凝结水的温度稍低于凝结压力下的饱和温度，低于饱和温度的数值称为过冷度。其值相对于汽化潜热而言比较小，一般可忽略不计。因此，供给散热器的蒸汽流量用下式计算：

$$\dot{M} = \frac{\dot{Q}}{1000r} \quad (4-1)$$

式中  $\dot{Q}$ ——散热设备的设计热负荷，W；

$\dot{M}$ ——蒸汽流量，kg/s；

$r$ ——蒸汽在凝结压力下的汽化潜热，kJ/kg。

工程中蒸汽流量常用单位为 kg/h，因此式 (4-1) 变为

$$\dot{M} = \frac{3600\dot{Q}}{1000r} = 3.6 \frac{\dot{Q}}{r} \quad (4-2)$$

(2) 蒸汽为热媒与热水为热媒时所需散热器面积的计算方法和公式基本相同，只是应注意采用蒸汽为热媒时试验测得的散热器传热系数公式，散热器热媒的平均温度为对应压力下的饱和温度。

(3) 热水采暖系统中空气比热水轻。散热器内如有空气，聚集在其上部。排气阀安装在散热器上面的丝堵处。低压蒸汽采暖系统中，空气比低压蒸汽重，散热器内如有空气，聚集在其中部或中部偏下处。如进入散热器的蒸汽流量正好全部满足冷凝要求，则凝结水沿散热器壁呈膜状向下流动，内部全充满蒸汽，如图 4-4 (a) 所示。如果进入散热器的蒸汽量小于给定热负荷对应的数量，则下部积聚未被排走的空气，如图 4-4 (b) 所示。如果进入散热器的蒸汽量少或凝结水排除不畅，则散热器内的凝结水位将升高，如图 4-4 (c) 所示<sup>[4]</sup>。空气聚集在散热器内会影响散热效果，安装自动排气阀可排除散热器内的空气。其安装位置距散热器底部的高度为 1/3 的散热器全高，而不应装在顶部。

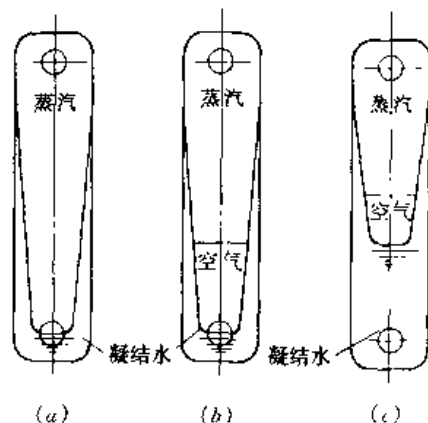


图 4-4 蒸汽在散热器内的凝结与空气的聚集

(4) 为简化计算，在低压蒸汽采暖系统水力计算时，不考虑沿途蒸汽密度的变化和沿途凝结水对蒸汽流量的影响。蒸汽压力用于克服蒸汽管路的阻力损失。从锅炉出口到最远散热器的管路为最不利支路。该蒸汽管路的平均比摩阻用下述公式计算：

$$R = \frac{\alpha (P - 2000)}{\Sigma l} \quad (4-3)$$

式中  $R$ ——最不利蒸汽管路平均比摩阻，Pa/m；

$\alpha$ ——沿程阻力损失占总阻力损失的百分数，一般取  $\alpha = 60\%$ ；

$P$ ——锅炉出口或用户入口的蒸汽表压力，Pa；

2000——散热器入口预留蒸汽压力, Pa;

$\Sigma l$ ——最不利蒸汽管路的总长度, m。

散热器入口预留压力 2000Pa (约 200mmH<sub>2</sub>O 柱), 用于克服蒸汽流入散热器时的阻力损失 (含支管上阀门的阻力损失) 并驱赶空气。

水力计算表用蒸汽密度  $\rho = 0.6\text{kg/m}^3$  (对应饱和蒸汽压力  $p = 5\text{kPa}$ ) 和管道的当量粗糙度  $K = 0.2\text{mm}$  编制。在蒸汽压力  $p = 5 \sim 20\text{kPa}$  范围内使用, 计算误差不大。如不知锅炉出口或用户入口的蒸汽压力, 一般可取最不利蒸汽管路平均比摩阻的推荐值为  $60\text{Pa/m}$  进行计算。然后推算锅炉出口或用户入口所要求的蒸汽压力  $p$ 。

(5) 低压蒸汽进入散热器后, 压力降低到接近大气压, 散热器凝结水支管上可不设疏水器。也可在每一支路或一个立管上设一个疏水器, 阻止蒸汽通过, 排除凝结水和空气。

(6) 为了防止凝结水泵内产生汽蚀, 水泵应在凝结水箱最低水位以下, 以保证图 4-3 中所示的最小正水头  $h$  值。 $h$  值见表 4-1。

最小正水头的数值

表 4-1

凝结水温度 (°C)	80	90	100
最小正水头 (m)	2	3	6

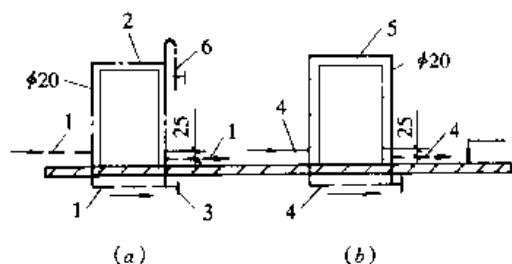


图 4-5 门或洞口处管道的安装

(a) 湿式凝结水管时; (b) 蒸汽管和干式凝结水管时

1—湿式凝结水管; 2—空气管; 3—排污

放水丝堵; 4—蒸汽管或干式凝结水管;

5—绕行管; 6—排气管

(7) 蒸汽管或凝结水管通过门或洞口时采用图 4-5 的方式安装<sup>[3]</sup>。图 (a) 用于湿式凝结水管; 图 (b) 用于蒸汽管和干式凝结水管。两者的区别在于: 图 (a) 设有排气管 6 (DN15), 过门下返管 1 内存有满管凝结水, 过门空气管 2 用于积聚和排放空气; 图 (b) 中管 4 为蒸汽管或干式凝结水管, 绕行管 5 用于通过蒸汽 (管 4 为蒸汽管时) 或排除空气 (管 4 为干式凝结水管时)。

(8) 一般在蒸汽采暖系统中输送饱和蒸汽, 管道散热损失生成沿途凝结水。它可能被高速蒸汽裹带, 形成随蒸汽流动的高速水滴; 它可能落在管底, 被高速蒸汽重新掀起、积聚, 形成“水塞”, 随蒸汽一起高速流动。在遇到阀门、弯头或向上延伸的管段, 流线改组或流向改变时, 高速水滴或水塞与管子或管件发生撞击而产生“水击”, 出现噪声、振动或瞬时高压, 严重时破坏管件接口的严密性和管路支架。

为了减轻水击现象, 水平供汽管道必须有足够的坡度, 并尽可能使蒸汽和沿途凝结水同向流动。汽水同向流动时, 蒸汽干管坡度  $i \leq 0.002$ , 散热器支管坡度  $i \geq 0.01 \sim 0.02$ 。蒸汽干管向上拐弯处, 必须设置疏水器 (如图 4-3 中的 11) 或设水封 (图 4-2 (b) 中的 8) 排除蒸汽管中的沿途凝结水。如水封连接点蒸汽压力为  $p$  (kPa), 则图 4-2 (b) 中水封高度  $h' = 0.1p + 0.2\text{m}$ , 0.2m 是考虑蒸汽压力波动而设的安全值。

蒸汽采暖系统间歇供热。当停止供汽时, 原来充满在管路和散热器内的蒸汽凝结成水。由于凝结水的容积远小于蒸汽的容积, 如空气能通过图 4-2 中的空气管 5 进入系统内, 则不会形成真空。免除空气从系统的不严密处渗入系统内, 加剧接缝的不严密性, 增

加漏汽量。

(9) 干式和湿式重力回水凝结水管管径的确定<sup>[3]</sup>

低压蒸汽采暖系统重力回水凝结水管的坡度  $i \geq 0.005$ ，凝结水靠重力和管道坡度回流到热源。凝结水管所需管径可根据管道负担的热负荷、凝结水管的特征（干式或湿式凝结水管）、管道长度查表 4-2<sup>[3]</sup>。干式凝结水管凝结水未充满断面，热负荷相同时，其管径比湿式凝结水管的管径大。

低压蒸汽采暖系统干式和湿式重力回水凝结水管管径选择表 表 4-2

凝结水管 公称直径 (mm)	形成凝结水时，由蒸汽放出的热量 (kW)				
	干式凝结水管		垂直或水平的湿式凝结水管		
	水平管段	垂直管段	计算管段总长度 (m)		
			50 以下	50 ~ 100	100 以上
15	4.7	7	33	21	9.3
20	17.5	26	82	53	29
25	33	49	145	93	47
32	79	116	310	200	100
40	120	180	440	290	135
50	250	370	760	550	250
60	580	875	1750	1220	580
80	870	1300	2620	1750	875
100	1450	2150	4070	2675	1455

注：查表 4-2 确定低压蒸汽系统重力回水凝结水管的管径时不是用几何长度，而是用计算长度。其计算长度按下式计算

$$l_{cl} = KL$$

式中  $l_{cl}$ ——管段计算长度，m；  
 $L$ ——凝结水管的几何长度，m；  
 $K$ ——考虑局部阻力的系数，干管  $K = 1.1$ ；其余管段  $K = 1.5$ 。

(10) 蒸汽采暖系统的最大流速不应超过表 4-3 所给数值。

采暖系统中蒸汽的最大允许流速 表 4-3

管道公称直径 (mm)	蒸汽入口表压力 $P$ (MPa) 下的最大流速 (m/s)		
	$P \leq 0.07$		$P > 0.07$
	汽水同向流动	汽水逆向流动	汽水同向流动
15	14	10	25
20	18	12	40
25	22	14	50
32	23	15	55
40	25	17	60
50	30	20	70
$\geq 50$	30	20	80

4.2.3 高压蒸汽采暖系统

高压蒸汽采暖系统多用于对采暖卫生条件和室内温度均匀性要求不高、不要求调节每一组散热器散热量的生产厂房。高压蒸汽采暖系统的供汽表压力  $P > 0.07\text{MPa}$ ，但一般不

超过 0.39MPa。

#### 4.2.3.1 高压蒸汽采暖系统的型式

一般高压蒸汽采暖系统与工业生产用汽共用汽源，而且蒸汽压力往往大于采暖系统允许最高压力，必须减压后才能和采暖系统连接。高压蒸汽采暖系统原则上也可以采用上供式、中供式或下供式。为了简化系统及防止水击，尽可能采用上供式，使立管中蒸汽与沿途凝结水同向流动。

图 4-6 为开式上供高压蒸汽采暖系统的示意图<sup>[1]</sup>。由锅炉房将蒸汽输送到热用户。首先进入高压分汽缸 1，将高压蒸汽分配给工艺生产用汽。高压分汽缸上可分出多个分支，

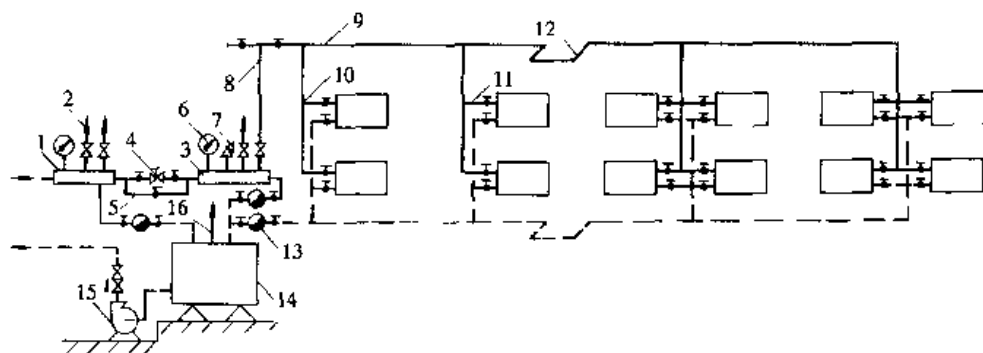


图 4-6 开式上供高压蒸汽采暖系统示意图

- 1—高压分汽缸；2—工艺用户供汽管；3—低压分汽缸；4—减压阀；5—减压阀旁通管；  
6—压力表；7—安全阀；8—供汽主立管；9—水平供汽干管；10—供汽立管；11—供汽支管；12—方形补偿器；13—疏水器；14—凝结水箱；15—凝结水泵；16—通气管

向对压力有不同要求的工艺用汽设备供汽。蒸汽经减压阀 4 减压后进入低压分汽缸 3。减压阀设有旁通管 5，供修理减压阀时旁通蒸汽用。安全阀 7 限制了进入采暖系统的最高压力不超过额定值。从低压分汽缸上还可以分出许多供汽管，分别供空调系统的蒸汽加湿、汽水换热器以及蒸汽暖风机等用汽。系统中设有疏水器 13，将沿途以及系统产生的凝结水排到凝结水箱 14 中，凝结水箱上有空气管 16 通大气，排除箱内的空气和二次蒸汽。因此也称为开式系统。凝结水箱中的水由凝结水泵 15 抽送回凝结水站或热源。

高压蒸汽采暖系统每一组散热器的供汽支管和凝结水支管上都要安装阀门。用于调节供汽量或关闭散热器，防止修理时高压蒸汽或凝结水汽化产生的蒸汽窜入室内。高压蒸汽采暖系统温度高，对管道的热胀冷缩问题应更加重视。图 4-6 中水平供汽干管和凝结水干管上设置了方形补偿器 12，用补偿器的变形来吸收管道热胀冷缩时产生的应力，防止管道破坏。凝结水在流动过程中压力降低，饱和温度也降低。凝结水管管壁的散热量比较小，凝结水压力降低的速率快于焓值降低的速率，凝结水中多余的焓值会使部分凝结水重新汽化变成“二次蒸汽”。在开式系统中二次蒸汽从通气管 16 白白排掉，浪费了能源。在闭式高压蒸汽采暖系统中采用图 4-7 所示闭式凝结水箱。由补汽管 5 向箱内补给蒸汽，使其内部压力维持在 5kPa 左右（由压力调节器 3 控制）。水箱上设置安全水封 2，防止箱内压力升高、二次蒸汽逸散和隔绝空气，从而减轻系统腐蚀、节省热能（安全水封的作用原理详见 4.4.4）。

当工业厂房中用汽设备较多，用汽量大时，凝结水系统产生的二次汽量较大，还可以



利用二次蒸发箱将二次汽汇集起来加以利用。图 4-8 是设置二次蒸发箱的高压蒸汽采暖系统。二次蒸发箱 5 设置在车间内 3m 左右高度处。用汽设备 1 的凝结水通过疏水器 3 进入二次蒸发箱，扩容后产生的二次汽可加以利用。当二次汽量较小时，由高压蒸汽供汽管补充。靠压力调节器 7 控制补汽量，以保持箱内压力 20~40kPa（表压力），并满足二次蒸汽热用户的用汽量的要求。当箱内二次汽量超过二次汽热用户的用汽量时，箱内压力增高，箱上安装的安全阀 6 开启，排汽降压。

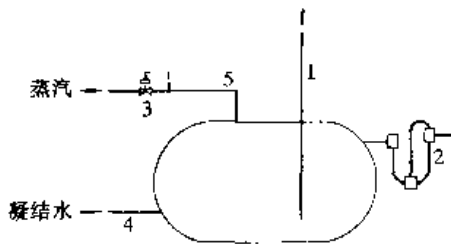


图 4-7 闭式凝结水箱  
1—凝结水进入管；2—安全水封；3—压力调节器；4—凝结水排出管；5—补汽管

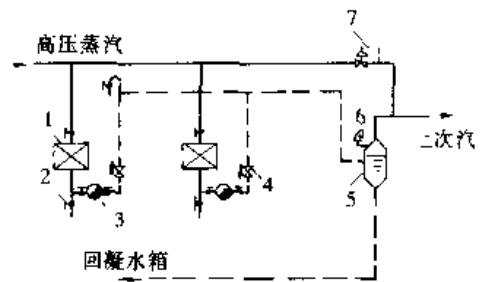


图 4-8 设置二次蒸发箱的高压蒸汽采暖系统  
1—高压用汽设备；2—放水阀；3—疏水器；4—止回阀；5—二次蒸发箱；6—安全阀；7—压力调节器

#### 4.2.3.2 高压蒸汽采暖系统的设计要点

(1) 高压蒸汽采暖系统的设计计算与低压蒸汽采暖系统类似。高压蒸汽采暖系统供汽压力差别较大，例如可用 0.2、0.3、0.4MPa 的蒸汽，因此计算蒸汽管时应根据散热器内的压力选用不同的水力计算表。

由于室内系统作用半径不大，仍认为整个系统的蒸汽密度为常数。沿途凝结水使蒸汽流量减少的因素也可忽略不计。蒸汽管路计算可用平均比摩阻法和推荐流速法。采用平均比摩阻法时，蒸汽管主干线的平均比摩阻按下式计算<sup>[1]</sup>：

$$R_m = \frac{0.25\alpha P}{\Sigma l} \quad (4-4)$$

式中  $R_m$ ——蒸汽管主干线平均比摩阻，Pa/m；

$\alpha$ ——摩擦阻力损失占入口总压力的百分数，高压蒸汽采暖系统  $\alpha = 0.8$ ；

$P$ ——高压蒸汽采暖系统起始点表压力，Pa；

$\Sigma l$ ——蒸汽管主干线总长度，m。

高压蒸汽采暖系统最不利蒸汽管路的阻力损失取起始点压力的 1/4，剩余压力用于克服疏水器及凝结水管路的阻力损失，以保证顺畅排除凝结水，同时有利于远近支路的压力平衡。

平均比摩阻法用于已知或给定系统入口供汽压力  $P$  时。如  $P$  为待定值时，则可采用推荐流速法。取蒸汽推荐流速  $v = (50\% \sim 60\%) v_{\max}$ ， $v_{\max}$  为最大允许流速。室内高压蒸汽采暖系统的最大允许流速  $v_{\max}$  的数值查表 4-3。系统入口所要求的压力由下式计算。

$$P = (1.10 \sim 1.15) \Sigma (Rl + Z) + P_r \quad (4-5)$$

式中  $P$ ——同式 (4-3)；

$P_r$ ——散热器内的蒸汽压力，Pa；

$\Sigma (Rl + Z)$  ——最不利蒸汽管路的阻力损失；

1.10~1.15——安全裕度系数。

(2) 高压蒸汽系统并联管路达到平衡是比较困难的，一般不进行并联管路阻力平衡计算<sup>[1]</sup>。管道布置尽可能采用上供式 and 同程式。图 4-9 所示异程式高压蒸汽采暖系统中散热设备 1、2、3、4 的供汽压力  $P_1 > P_2 > P_3 > P_4$ ，使各散热设备回水压力  $P'_1 > P'_2 > P'_3 > P'_4$ 。即离入口越近，散热设备的回水压力越高。从而有可能阻碍远处散热设备凝结水回流及空气排除，导致散热器不热。同程式系统中并联立管压力易于平衡，一般不会产生上述情况。因此系统较大时最好采用同程式。

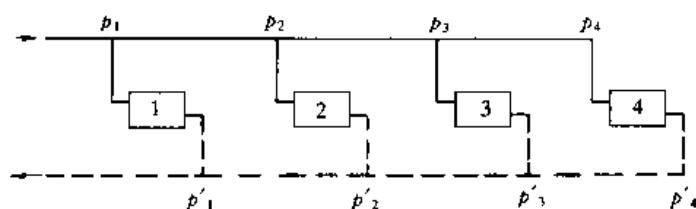


图 4-9 异程式高压蒸汽采暖系统

(3) 高压蒸汽采暖系统除必须经常维修拆卸的地方采用法兰连接外，尽量用焊接，不用螺纹连接，以减少热胀冷缩引起的泄漏。

高压蒸汽采暖系统非满管流凝结水管的管径可根据管段的热负荷查表 4-4<sup>[3]</sup>确定。

高压蒸汽系统非满管流凝结水管管径选择表

表 4-4

凝结水管热负荷 (kW)	8	29	45	93	128	230	550	815	1220
凝结水管公称直径 DN (mm)	15	20	25	32	40	50	60	80	100

### 4.3 蒸汽在通风与空调系统中的应用

蒸汽除了直接用于采暖系统外，还可以用于通风与空调系统中加热、加湿空气，制备空调用热水及制冷等。

#### 4.3.1 用蒸汽加热空气

通风系统、全空气空调系统或空气-水空调系统在冬季运行时，其空气可用蒸汽-空气换热器在空调机组、新风处理机组中进行加热。在北方地区蒸汽-空气换热器宜垂直安装，即肋片管处于垂直状况。这样，在停止工作时换热器没有冻结危险，接通工作时启动快。

多台换热器的蒸汽管路应并联。蒸汽入口装压力表和调节阀，出口装疏水器。当被加热空气温升大时，空气行程宜采用串联；而空气量大时，应采用并联安装。图 4-10 中四台空气-蒸汽换热器的蒸汽管路为并联安装。

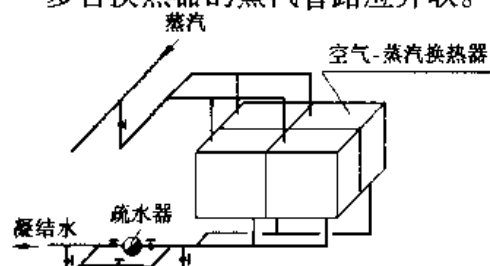


图 4-10 蒸汽管路并联加热空气

车间中采暖用的暖风机常用蒸汽作为热媒。蒸汽压力不大于 0.39MPa。蒸汽型暖风机供热能力大，同样的暖风机，用蒸汽作热媒时的供热量约比热水（130/70℃ 高温水）作热媒时的供热量多一

倍。

在寒冷地区为阻挡室外冷风侵入建筑物，常在经常开启的外门附设热空气幕（详见 8.7）。热空气幕加热空气的热媒有蒸汽、热水、电。蒸汽作热媒的热空气幕供热能力大，适宜用在车间大门、特别是出入汽车等交通工具的大门处。蒸汽型热空气幕一般使用表压  $\leq 0.39\text{MPa}$  的蒸汽。

暖风机、热空气幕的蒸汽系统宜采用上供式系统。设备进、出口应设关断阀，出口凝结水管设疏水器。

#### 4.3.2 用蒸汽加热空调系统用热水

全水空调系统或空气-水空调系统或全空气系统中所用的热水可用汽-水换热器进行加热。图 4-11 是两台汽-水换热器加热热水的系统。蒸汽管路与热水管路都是并联连接。在水系统最高点应设排气装置，在最低点设泄水和排污阀。

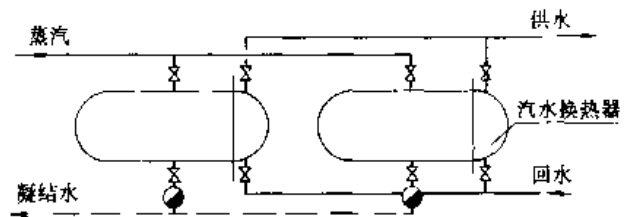


图 4-11 汽-水换热器的管路连接

#### 4.3.3 用蒸汽等温加湿空气

用于蒸汽加湿器（参见 6.8）对空气进行加湿是空调系统中常用的加湿法之一。它不仅加湿迅速、均匀、稳定、效率高（接近 100%）、不带水滴和细菌，而且节省电能，运行费用低，布置方便。但由于必须有汽源和输汽管道，初投资高，不可能专门为采用蒸汽加湿而建造热源，但在有现成蒸汽热源时，应优先采用蒸汽加湿。所需蒸汽压力为  $0.02 \sim 0.4\text{MPa}$ 。

接到干蒸汽加湿器的供汽管道宜用镀锌管道，必须从供汽管道顶部引出，而且接管越短越好，以防过多沿途凝结水带入加湿器。其入口供汽管减压阀和调节阀的前、后应安装阀门，其出口装疏水器。

#### 4.3.4 溴化锂吸收式制冷用蒸汽

吸收式制冷是用热能作动力的制冷方法。单效溴化锂吸收式制冷机使用的热媒有热水和蒸汽，蒸汽压力  $P = 0.02 \sim 0.1\text{MPa}$ （表压），热水温度  $\leq 150^\circ\text{C}$ 。单效溴化锂吸收式制冷机热力系数（制冷量与消耗热量之比）小，除了用废热作热源外，一般不提倡使用这种制冷机。双效溴化锂吸收式制冷机，当采用  $P = 0.6 \sim 0.8\text{MPa}$ （表压）的蒸汽作热媒时，热力系数约比单效溴化锂制冷机高 60%~70%。虽然其一次能源效率仍不敌用电驱动的制冷机，但由于我国煤价便宜，有的地方电力尚紧缺，尤其在工厂中有现成蒸汽源的地方，因此目前这类制冷机也用得很多。为提高热力系数，应尽量使用压力高的饱和蒸汽，但一般不能高于  $0.8\text{MPa}$ （表压）。由于溴化锂吸收式制冷机对使用温度有限制，一般最高不超过  $175^\circ\text{C}$ ，因此不允许有较大过热度的蒸汽进入设备。如蒸汽过热度大而超过使用温度时，应在蒸汽管内喷凝结水使蒸汽降到饱和温度后再供给制冷机。

## 4.4 蒸汽采暖系统专用设备

与热水采暖系统相比,蒸汽采暖系统有一些专用的设备。正确选择、计算这些设备,不仅关系到充分发挥设备的功能,而且关系到系统的正常运行和节能。

### 4.4.1 排除凝结水的设备

如蒸汽在散热器内不能全部凝结,就会窜入凝结水管。蒸汽管沿途凝结水不及时排除会产生水击。因此在蒸汽管路上以及在散热器和换热器出口要安装凝结水排除设备,它们能顺利排除凝结水(有的还能同时排除空气),阻碍蒸汽逸漏。其性能影响到系统运行的可靠性和经济性。排除凝结水的设备有疏水器、水封和孔板式疏水阀。

#### 4.4.1.1 疏水器

##### 1. 疏水器的种类及工作原理

疏水器根据作用原理不同,可分为三种类型<sup>[1]</sup>。

(1) 利用疏水器内凝结水液位变化动作的机械型疏水器。浮筒式、吊桶式(倒吊桶式)、浮球式疏水器均属于此类疏水器。

(2) 靠蒸汽和凝结水流动时热动力特性不同来工作的热动力型疏水器。热动力式、脉冲式属于此类疏水器。

(3) 靠疏水器内凝结水的温度变化来排水阻汽的热静力式(恒温型)疏水型。波纹管式、双金属片式疏水器均属于此类疏水器。

下面仅介绍目前用得较多的浮筒式疏水器、热动力式疏水器和恒温式疏水器。

##### (1) 浮筒式疏水器

浮筒式疏水器的构造如图 4-12 所示。其工作原理是:凝结水流入疏水器外壳 2 内,当壳内水位升高时,浮筒 1 浮起,顶针 3 将阀孔 4 关闭,水继续进入外壳,并继而从外壳 2 进入浮筒中。当浮筒内充水到重力大于浮力时,浮筒下沉,阀孔打开,凝结水借蒸汽压力排到凝水管去。当凝水排出一定数量后,浮筒的总重量减轻,浮筒再度浮起,又将阀孔关闭。凝结水继续进入筒内,如此反复循环动作。放气阀 5 用于排除系统启动时的空气,阀芯提高时外壳内的空气通过放气阀门 5 排到凝水管。图 4

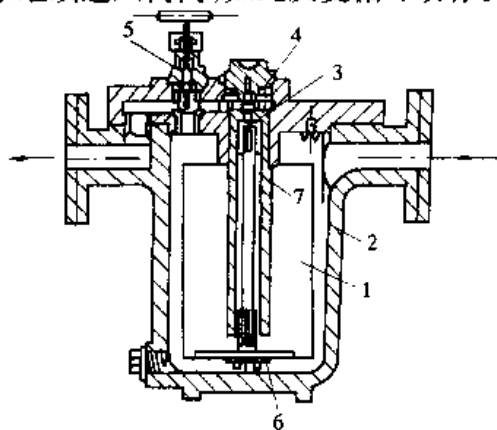


图 4-12 浮筒式疏水器

1—浮筒; 2—外壳; 3—顶针; 4—阀孔;  
5—放气阀; 6—重块; 7—水封套筒排气孔

13 是浮筒式疏水器动作原理示意图。图中(a)表示浮筒即将下沉, 阀孔仍处于关闭状态, 凝水装满(90%程度)浮筒的情况;(b)表示浮筒即将上浮, 阀孔仍处于开启状态, 余留在浮筒内的一部分凝结水起到水封作用, 阻止了蒸汽的逸漏。浮筒的容积, 浮筒及阀杆等的重量, 阀孔直径及阀孔前后凝结水的压差决定着浮筒的正常浮沉工作。浮筒底附带的可换重块(图 4-12 中部件 6), 可用来调节重力和浮力之间的配合关系, 适应不同凝结水压力和压差等工作条件。水封套筒上的排气孔 7 用于排除浮筒上浮和下降时套筒内的空气。

浮筒式疏水器结构简单，制造方便，是生产历史最长、最早的疏水器，它只能水平安装在用热设备下方。浮筒式疏水器的优点是在正常工作情况下，漏气量很小。它能排出具有饱和温度的凝结水。疏水器前凝结水的表压力  $P_1$  在 500kPa 或更小时便能启动疏水。排水孔阻力较小，因而可有较高的背压。它的主要缺点是体积大、排凝结水量小、活动部件多、筒内易沉渣结垢、阀孔易磨损、可能因阀杆被卡住而失灵，维修量较大。

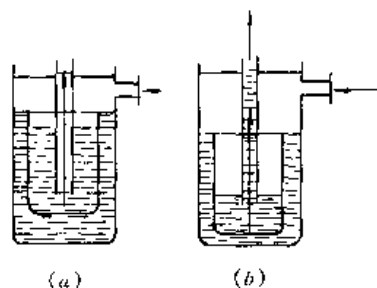


图 4-13 浮筒式疏水器工作原理

## (2) 热动力式疏水器

热动力式疏水器的构造原理如图 4-14 所示。当过冷的凝结水流入孔 A 时，靠圆盘形阀片 2 上下的压差顶开阀片，水经环形槽 B，通过阀片下的出水孔 C 排出。由于凝结水的比容几乎不变，凝结水流动通畅，阀片常开，连续排水。当凝结水带有蒸汽时，蒸汽从孔 A 经阀片下的环型通道 B 流向出口。在通过狭窄出水孔 C 时，压力下降，蒸汽比容急剧增大，阀片下面蒸汽流速激增，使阀片下面的静压下降。与此同时，蒸汽在槽 B 与出水孔 C 处受阻，被迫从阀片 2 和阀盖 3 之间的缝隙冲入阀片上部的控制室 4，动压转化为静压，在控制室内形成比阀片下更高的压力，迅速将阀片向下关闭而阻汽。阀片关闭一段时间后，由于控制室内蒸汽凝结，压力下降，阀片重新开启疏水并有少量蒸汽通过。

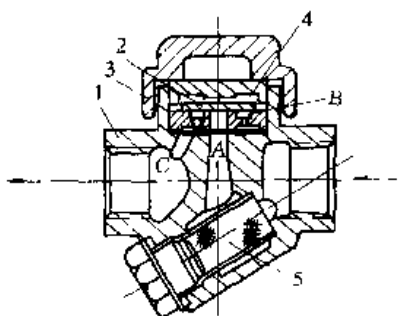


图 4-14 热动力式疏水器  
1—阀体；2—阀片；3—阀盖；  
4—控制室；5—过滤器

热动力式疏水器的优点是：体积小，重量轻，结构简单，安装维修方便，排水能力大，自身带过滤器 5，有止回阀作用可阻止凝结水倒流，能稳定工作在阀前压力  $P_1$  高于 0.1MPa，阀后压力  $P_2 = 0.5P_1$  的情况下<sup>[3]</sup>。其缺点是：有周期性漏汽现象，只能水平安装；在凝结水量较小或疏水器前压力  $P_1$  和其后压力  $P_2$  的差值过小 ( $P_1 - P_2 < 0.5P_1$ ) 时，会发生连续漏汽；当周围环境气温较高时，控制室内蒸汽凝结缓慢、阀片不易打开，会使排水量减少。

## (3) 恒温式疏水器

恒温式疏水器用于低压蒸汽系统。其构造示意图见图 4-15<sup>[2]</sup>。阀孔 4 的启闭由一个能热胀冷缩的薄金属波纹盒 2 控制。盒内装有少量受热易蒸发的液体（如酒精）。当蒸汽流入时，波纹盒被迅速加热，液体蒸发产生压力，波纹盒伸长。盒底部的锥形阀 3 堵住阀孔 4，防止蒸汽逸漏。直到疏水器内蒸汽凝结成饱和水并稍有过冷后，波纹盒收缩，打开阀孔，排出凝结水。当含有蒸汽的凝结水流过时，阀孔关闭；当空气或冷的凝结水流过时，阀孔常开，顺利排除。恒温式疏水器正常工作时，流出的凝结水为过冷状态，不再出现二次汽化。

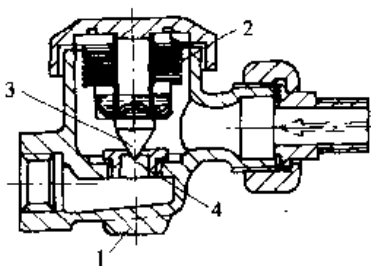


图 4-15 恒温式疏水器  
1—外壳；2—波纹盒；  
3—锥形阀；4—阀孔

## 2. 疏水器的选择计算

(1) 选择疏水器时，应使其排水能力大于用热设备的理论排水量<sup>[1]</sup>，即：

$$\dot{M}_{de} = K \dot{M}_{th} \quad (4-6)$$

式中  $\dot{M}_{de}$ ——疏水器设计排水量, kg/s 或 kg/h;

$\dot{M}_{th}$ ——用热设备的理论排水量, kg/s 或 kg/h;

$K$ ——疏水器的选择倍率。

疏水器的选择倍率  $K$  是考虑实际条件与理论计算情况不可能完全一致而引入的系数。使用条件经常会有变化, 用汽压力下降, 背压升高时将导致疏水器的排水能力下降; 设备用汽量增加时, 凝结水量会增加等。此外用热设备的工作情况也可能有变化, 在低压力、大负荷下启动或要求用热设备迅速投入使用时, 疏水器的瞬时排水量都要大于设备正常运行时的疏水量。

应适当确定疏水器选择倍率  $K$  的数值, 不是越大越好。对浮筒式疏水器,  $K$  值大, 疏水器体积大, 造价高; 对热动力式疏水器,  $K$  值大, 易造成漏汽; 大多数疏水器间歇工作, 应防止疏水器动作频繁、阀孔及阀座很快磨损。不同热用户系统的疏水器选择倍率  $K$  值, 可按表 4-5 选用。

疏水器选择倍率  $K$  值

表 4-5

系统	使用情况	选择倍率 $K$	系统	使用情况	选择倍率 $K$
供暖	$P \geq 100 \text{ kPa}$	2~3	淋浴	单独换热器	2
	$P < 100 \text{ kPa}$	4		多喷头	4
热风	$P \geq 200 \text{ kPa}$	2	生产	一般换热器	3
	$P < 200 \text{ kPa}$	3		大容量、常间歇、速加热	4

注:  $P$ ——表压力。

## (2) 疏水器排水量的计算

疏水器的排水量可按下式计算:

$$\dot{M} = 0.1 A_t d^2 \sqrt{\Delta P} \quad (4-7)$$

式中  $\dot{M}$ ——疏水器的排水量, kg/h;

$A_t$ ——疏水器的排水系数;

$d$ ——疏水器的排水阀孔直径, mm;

$\Delta P$ ——疏水器前后压差, kPa,  $\Delta P = P_1 - P_2$ ;

$P_1$ 、 $P_2$ ——疏水器前、后的蒸汽压力, kPa。

当通过冷水时, 疏水器的排水系数  $A_t = 32$ ; 当通过饱和凝结水时, 按设计手册<sup>[5]</sup>或生产厂家的产品样本选用。手册中的数据是按连续排除饱和凝结水得到的, 由于二次汽的影响,  $A_t < 32$ 。在排水孔直径相同的情况下, 疏水器前后压差越大, 二次蒸汽占的比例越大, 排水系数和排水量减小得也就越多。手册中的排水量是对疏水器后的压力 (背压) 为零 ( $P_2$  为大气压力) 给出的, 在疏水器前后压差相同的情况下, 背压增高 ( $P_2$  大于大气压力), 二次汽化量减小, 排水能力要大于手册中给出的数值。如采用手册中的数据, 是较安全的。

## (3) 疏水器前、后压力的确定原则

疏水器前、后设计压力及其设计压差的数值，关系到疏水器孔径的选择以及疏水器后余压回水管路资用压力的大小。

疏水器前的表压力  $P_1$  取决于疏水器在蒸汽供热系统中连接的位置。当疏水器用于排除蒸汽管路的凝结水时， $P_1 = P_{tr}$  ( $P_{tr}$  为疏水点处的蒸汽管中的表压力)；当疏水器安装在用热设备（如换热器、暖风机等）的出口凝结水支管上时， $P_1 = 0.95P_{eq}$  ( $P_{eq}$  为用热设备前的蒸汽表压力)；当疏水器安装在凝结水干管末端时， $P_1 = 0.7P_s$  ( $P_s$  为供热系统入口蒸汽的表压力)。

凝结水通过疏水器及其排水阀孔时，有能量损失，使其背压  $P_2$  比其进口压力  $P_1$  低。为保证疏水器正常工作，必须有一个最小的压差  $\Delta P_{min}$ 。如  $P_1$  给定后， $P_2$  不得超过某一最大允许值  $P_{2max}$ 。

$$P_{2max} \leq P_1 - \Delta P_{min} \quad (4-8)$$

疏水器的最大允许背压  $P_{2max}$  值，取决于其类型和规格，通常由厂家提供试验数据。多数疏水器的  $P_{2max}$  约为  $0.5P_1$  左右（浮筒式的  $\Delta P_{min}$  值较小，约为 50kPa，亦即最大允许背压  $P_{2max}$  高）。设计时选较高的背压数值，有利于疏水器后的余压凝结水管路的水力计算。但疏水器前后压差减小，不利于选择。同时， $P_2$  值不得高于最大允许背压  $P_{2max}$  值。如低压蒸汽供暖系统，按干式凝结水管设计时，取  $P_2$  等于大气压。

### 3. 疏水器与管路的连接方式

疏水器与管路的连接方式见图 4-16。疏水器 1 通常多为水平安装。截止阀 5、6 用于维修时将疏水器与凝结水管路隔开。冲洗管 3 位于截止阀 5 的前面，用于冲洗管路时排水和放气。检查管 4 位于疏水器后，用以检查疏水器的工作情况。旁通管 2 可以水平安装 [图 (b)] 或垂直安装 [图 (c)]（旁通管在疏水器上绕行）。图 (e) 为多台疏水器并联安装设旁通管的情况。旁通管的作用是：(1) 系统启动时排除凝结水和空气；(2) 检修疏水器时不中断供汽。为了防止蒸汽窜入凝结水系统，运行时旁通管上的阀门应关闭，以免影响其他用热设备凝结水的排除、干扰凝结水管路的正常工作及浪费热能。疏水器有活动部件，需要经常维修、更换，因此，对不允许中断供汽的生产设备，为了进行检修时不影响生产，应安装旁通管。对一般的蒸汽供暖系统，疏水器可不设旁通管 [如图 (a)、(d)]，以免旁通管上阀门关闭不严造成泄漏。蒸汽用热设备经常为间歇工作，为了防止启动时产生蒸汽冲击，疏水器后可装止回阀 7。

#### 4.4.1.2 水封和孔板式疏水阀

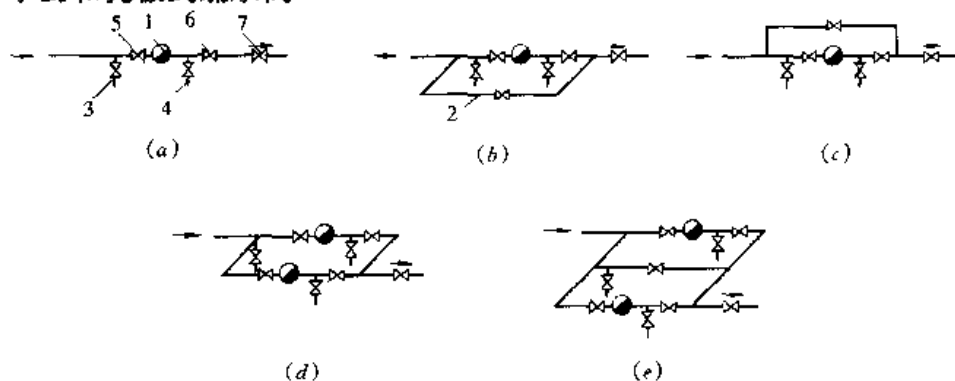


图 4-16 疏水器的安装

1—疏水器；2—旁通管；3—冲洗管；4—检查管；5、6—截止阀；7—止回阀

水封（图 4-17）和孔板式疏水阀（图 4-18）都起到阻汽疏水的作用<sup>[3]</sup>。其优点是：结构简单、无活动部件。水封中积存的凝结水阻止了蒸汽的通过，水封的高度  $H$  应等于水封安装处前后的压力差相当的水柱高度，并考虑 10% 的富余值。水封用于蒸汽压力小于 0.05MPa 的地方。孔板式疏水器阻汽的作用原理是：纯凝结水的密度大，能顺利通过孔板内面积很小的阀孔；蒸汽或含汽凝结水的密度小，通过孔板内面积很小的阀孔时受到阻碍，从而达到阻汽疏水的作用。孔板式疏水器不能用于排除蒸汽管的沿途冷凝水，可用于换热设备后面的压力小于 0.6MPa，而且蒸汽流量的波动值不超过 30% 的场合。

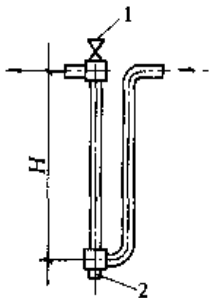


图 4-17 水封  
1—放气阀；2—放水丝堵

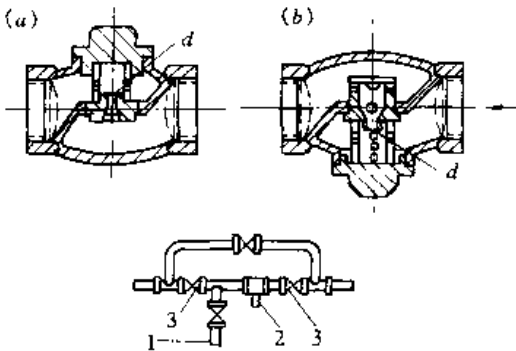


图 4-18 孔板式疏水阀及其安装  
(a) 无逆止阀的压力孔板；(b) 带逆止阀的压力孔板  
1—检查管；2—孔板式疏水阀；3—阀门

#### 4.4.2 减压阀

减压阀通过调节阀孔大小，对蒸汽进行节流达到减压目的，并能自动地将阀后压力维持在一定范围内。

目前国产减压阀有活塞式、波纹管式和薄膜式等几种。

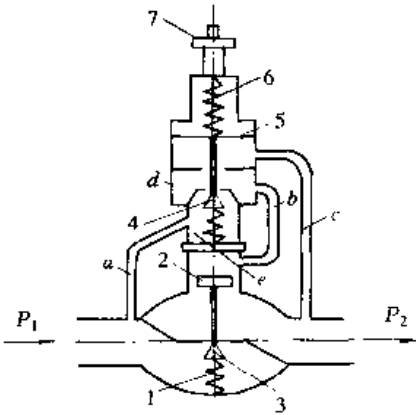


图 4-19 活塞式减压阀工作原理图  
1—主阀；2—活塞；3—下弹簧；4—针阀；  
5—薄膜片；6—上弹簧；7—旋紧螺丝

图 4-19 是活塞式减压阀的工作原理示意图。图中主阀 1 由活塞 2 上面的阀前蒸汽压力与下弹簧 3 的弹力相互平衡控制作用而上下移动，增大或减小阀孔的流通面积。针阀 4 由薄膜 5 带动升降，开大或关小室  $d$  和室  $e$  间的通道，薄膜片的弯曲程度由上弹簧 6 和阀后蒸汽压力的相互作用来操纵。启动前，主阀关闭。启动时，旋紧螺丝 7 压下薄膜片 5 和针阀 4，阀前压力为  $P_1$  的蒸汽便通过阀体内通道  $a$ 、室  $e$ 、室  $d$  和阀体内通道到达活塞 2 上部空腔，推下活塞，打开主阀。蒸汽流过主阀，压力下降为  $P_2$ ，经阀体内通道  $c$  进入薄膜片 5 下部空间，作用在薄膜片上的力与被压紧的弹簧力相平衡。调节旋紧螺丝 7 使阀后压力达到定值。当某种原因使阀后压力  $P_2$  升高时，薄膜片 5 由于下面的作用力变大而上弯，针阀 4 关小，活塞 2 的推动力下降，主阀上升，阀孔通道变小， $P_2$  下降。反之，动作相反。这样可以保持  $P_2$  在一个较小的范围（一般在  $\pm 0.05\text{MPa}$ ）内波动，处于基本稳定状态。活塞式减压阀适用于工作温度低于  $300^\circ\text{C}$ 、工作压力达 1.6MPa

当某种原因使阀后压力  $P_2$  升高时，薄膜片 5 由于下面的作用力变大而上弯，针阀 4 关小，活塞 2 的推动力下降，主阀上升，阀孔通道变小， $P_2$  下降。反之，动作相反。这样可以保持  $P_2$  在一个较小的范围（一般在  $\pm 0.05\text{MPa}$ ）内波动，处于基本稳定状态。活塞式减压阀适用于工作温度低于  $300^\circ\text{C}$ 、工作压力达 1.6MPa



的蒸汽管道，阀前与阀后最小调节差为 0.15MPa。它工作可靠，工作温度和压力较高，适用范围广。

蒸汽通过减压阀孔的过程为气体绝热流动。其有关计算可近似地采用气体绝热流动的基本方程式，也可直接查图表选用。阀孔截面积也可按下式计算。

$$A = \frac{\dot{M}}{\mu q} \tag{4-9}$$

式中  $A$ ——减压阀阀孔面积， $\text{cm}^2$ ；

$\dot{M}$ ——通过减压阀的蒸汽量， $\text{kg/h}$ ；

$\mu$ ——阀孔的流量系数，一般取  $\mu = 0.6$ ；

$q$ ——每平方厘米阀孔面积通过的理论蒸汽量， $\text{kg}/(\text{cm}^2 \cdot \text{h})$ 。

每平方厘米阀孔面积通过的理论饱和蒸汽量  $q$  [ $\text{kg}/(\text{cm}^2 \cdot \text{h})$ ] 可查图 4-20。根据减压阀阀前蒸汽绝对压力  $P_1$ （图中弧线所对应的数值）和阀后蒸汽绝对压力  $P_2$ （图中横坐标数值）在纵坐标上查得  $q$  的数值。用公式（4-9）可算得减压阀的阀孔面积  $A$  值，在表 4-6 中查出对应的减压阀公称直径。

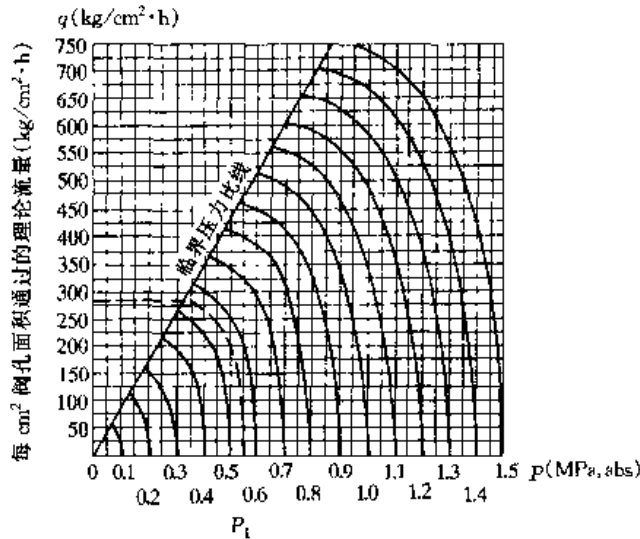


图 4-20 饱和蒸汽减压阀阀孔面积选用图

减压阀公称直径

表 4-6

公称直径 DN (mm)	阀孔截面积 A ( $\text{cm}^2$ )	公称直径 DN (mm)	阀孔截面积 A ( $\text{cm}^2$ )
25	2.00	80	13.20
32	2.80	100	23.50
40	3.48	125	36.80
50	5.30	150	52.20
65	9.45		

当要求减压阀前后压力比大于 5~7 倍时，或阀后蒸汽压力  $P_2$  较小时，应串装两个减压阀，以便减小减压阀工作时的振动、噪声和保证可靠运行。在热负荷波动频繁而剧烈时，其中一个减压阀可用节流孔板代替。图 4-21 为减压阀接管安装图。发生故障需要检修时，可关闭减压阀前后的截止阀，从旁通管供汽。减压阀前、后应分别装设压力表。为

防止减压后的压力超过允许的限度，阀后应装安全阀。

### 4.4.3 二次蒸发箱

二次蒸发箱的作用是在较低的压力下分离出用汽设备排出的凝结水或汽水混合物中的二次汽，并将其输送到热用户加以利用。二次蒸发箱实际上是一个扩容器，构造如图4-22所示。当高压含汽凝结水沿切线方向的入口进入箱内时，压力下降，汽水分离。二次汽积聚在其上方，凝结水向下流动，沿凝结水管流回凝结水箱。

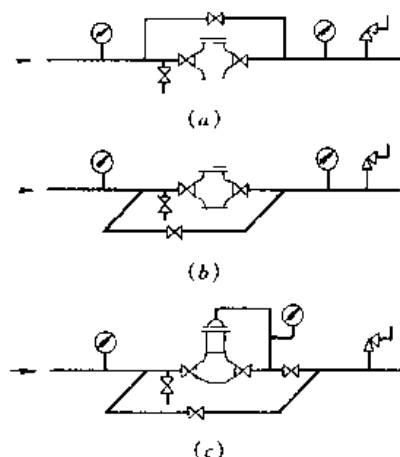


图 4-21 减压阀接管安装图

- (a) 活塞式减压阀旁通管垂直安装；
- (b) 活塞式减压阀旁通管水平安装；
- (c) 薄膜式或波纹管式减压阀安装

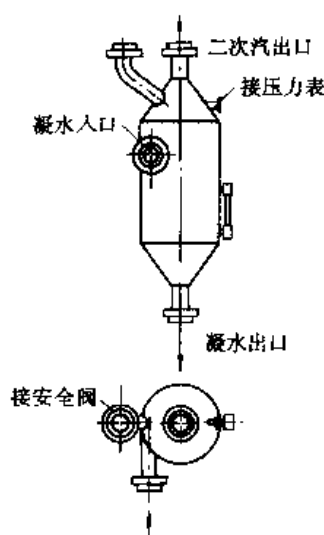


图 4-22 二次蒸发箱

如流入二次蒸发箱的凝结水量为  $\dot{M}$  (kg/h)，漏汽和二次汽的含汽率为  $x$  (kg/kg)，则进入二次蒸发箱的凝结水的含汽量为  $\dot{M}x$  (kg/h)。若蒸发箱内的压力所对应的蒸汽比容为  $v$  (m<sup>3</sup>/kg)，则含汽所对应的体积为  $\dot{M}xv$  (m<sup>3</sup>/h)。一般二次蒸发箱的容积  $V$  按每 1m<sup>3</sup> 容积每小时分离出 2000m<sup>3</sup> 蒸汽来确定，则所需二次蒸发箱的蒸汽容积可按下式计算：

$$V = \dot{M}xv / 2000 = 0.0005 \dot{M}xv \quad (4-10)$$

式中  $V$ ——二次蒸发箱的容积，m<sup>3</sup>；

$\dot{M}$ ——流入二次蒸发箱的凝结水量，kg/h；

$x$ ——凝结水中的漏汽和二次汽的含汽率，kg/kg；

$v$ ——蒸发箱内的压力所对应的蒸汽比容，m<sup>3</sup>/kg。

其容积中 20% 存水，80% 为蒸汽分离空间。

按蒸汽流速不大于 2.0m/s 来计算蒸发箱的截面积，水流速不应大于 0.25m/s。二次蒸发箱的型号及规格可见国家标准图集。

### 4.4.4 安全水封

安全水封用于闭式凝结水回收系统，其组成见图 4-23。它由三个水罐（压力罐 A、真空贮水罐 B、下贮水罐 C）和四根管 1、2、3、4 组成。其作用是系统正常工作时用罐、

管内的水封将凝结水系统与大气隔绝；在凝结水系统超压时排水、排汽，起安全作用。管3与凝结水箱相连，系统启动前充水至Ⅰ—Ⅰ'高度。在正常的凝结水箱内压力作用下，下贮水罐C内贮满水，管2内水面比管4、管1内水面低高度 $h$ ，管1、2、4内的水柱将凝结水系统与大气隔绝。当系统压力高于大气压力 $H_1$ 米水柱时，凝结水或蒸汽从管2、管4经压力罐A流入大气，将系统压力释放，保证系统安全；当系统压力回落时，压力罐A中的水自动补充到管2和管4中。当水箱内无凝结水，而启动凝结水泵时，箱内呈负压，管1、4内水面下降，管2内水面上升，只要箱内真空度小于 $H_2$ 米水柱时，管2的水封不被破坏，安全水封仍能起隔气作用；高度 $H_2$ 应按水箱内可能出现的最大真空度设计。一旦箱内真空度消失，真空贮水罐B中的水立即由管2端部的孔眼充入管2、4及管1中。如水箱内水过多，水也由管2、4排入大气，系统不会超压。<sup>[1]</sup>

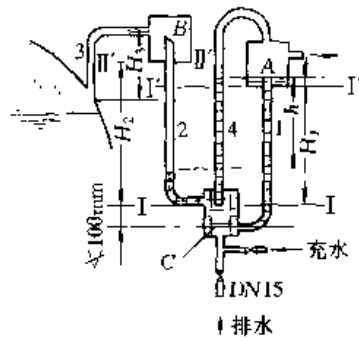


图 4-23 安全水封

A—压力罐；B—真空贮水罐；C—下贮水罐

### 参 考 文 献

- [1] 架平, 孙刚. 供热工程. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- [2] П Н К Каменев и др. Отопление и вентиляция. Ч. 1 М. Стройиздат. 1975
- [3] В М Спиридонов. Справочник проектировщика. Ч. 1 Внутренние санитарно-технические устройства. М. Стройиздат. 1990
- [4] А И Сканави. Отопление. М. Стройиздат. 1988
- [5] 陆耀庆主编. 采暖通风设计手册. 1987

## 第 5 章 辐射采暖与辐射供冷

### 5.1 辐射采暖（供冷）的定义与辐射板的分类

#### 5.1.1 辐射采暖（供冷）的定义

主要依靠供热（冷）部件与围护结构内表面之间的辐射换热向房间供热（冷）的采暖（供冷）方式称为辐射采暖（供冷）。辐射采暖时房间各围护结构内表面（包括供热部件表面）的平均温度  $t_{s,m}$  高于室内空气温度  $t_R$ <sup>[1]</sup>，即

$$t_{s,m} > t_R \quad (5-1)$$

对流采暖时， $t_{s,m} < t_R$ 。这一特征是辐射采暖与对流采暖的主要区别。在国外，有用辐射采暖的这一特征来对其进行定义的，即将采暖房间各围护结构内表面（包括供热部件表面）平均温度高于室内空气温度的采暖方式称为辐射采暖。通常称辐射采暖的供热部件为采暖辐射板。

辐射供冷时房间各围护结构内表面（包括供冷部件表面）的平均温度  $t_{s,m}$  低于室内空气温度  $t_R$ ，即

$$t_{s,m} < t_R \quad (5-2)$$

辐射采暖可以是局部采暖或集中采暖方式。本章主要介绍集中式辐射采暖（供冷），不介绍用燃气器具或电炉等的局部高温辐射采暖。

#### 5.1.2 辐射板的分类

辐射板按与建筑物的结合关系分为：整体式、贴附式和悬挂式。整体式又有埋管式和风道式之分<sup>[1]</sup>。埋管式辐射板是将通冷、热媒（冷冻水或热水）的金属管或塑料管埋在建筑结构内，与其合为一体 [图 5-1 (a)]；风道式辐射板是利用建筑结构内的连贯空腔

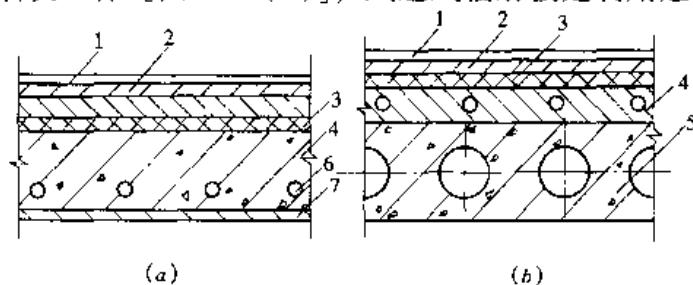


图 5-1 与建筑结构结合的辐射采暖板（整体式）

(a) 埋管式；(b) 风道式

1—防水层；2—水泥找平层；3—保温层；4—采暖辐射板；

5—钢筋混凝土板；6—加热管（流通热媒的钢管）；7—抹灰层

输送热媒（热空气等）向室内供热 [图 5-1 (b)]。贴附式辐射板是将辐射板贴附于建筑结构表面。在图 5-2 中给出了贴附于窗下的辐射板与外围护结构结合的情况。悬挂式辐射板分为单体式和吊棚式。单体式（图 5-3）是由加热管 1、挡板 2、辐射板 3（或 5）和隔热层 4 制成的金属辐射板。其中 (a) 为波状辐射板；(b) 为平面辐射板。

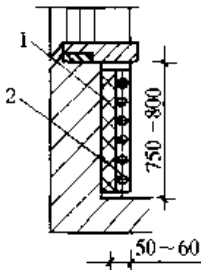


图 5-2 贴附于建筑结构表面的辐射采暖板（贴附式）  
1—隔热层；2—加热管

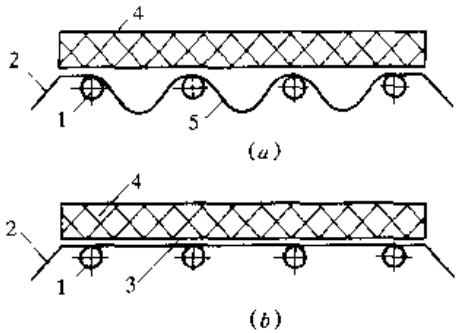


图 5-3 悬挂式辐射板（单体式）  
(a) 波状辐射板；(b) 平面辐射板  
1—热（供冷）管；2—挡板；3—平面辐射板；  
4—隔热层；5—波纹状辐射板

单体式辐射板还可串联成带状辐射板吊在顶棚下，挂在墙上或柱上，见图 5-4<sup>[2]</sup>。其中带式辐射墙板靠墙安装，离地 3~4m、与地面倾斜成 45°，沿工作区周边均匀布置；带式辐射顶板可均匀布置在标高超过吊车的厂房顶棚下。图 5-4 中  $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$  分别表示各串联单体式辐射板之间的净距、中间带式辐射顶板带与带间的净距、边跨带式辐射顶板与外墙间的净距； $h$  为带式辐射顶板离地的高度。一般  $l_{1(2)}/h < 1$ 。  $h = 5\text{m}$ ， $l_3 = 4\text{m}$ ； $h = 7.5\text{m}$ ， $l_3 = 5\text{m}$ ； $h = 15\text{m}$ ， $l_3 = 8\text{m}$ ； $h = 20\text{m}$ ， $l_3 = 10\text{m}$ 。吊棚式辐射板（图 5-5）是将通热媒（或冷媒）的管道 4、隔热层 3 和装饰孔板 5 构成的辐射面板用吊钩 1 挂在房间钢筋混凝土顶板 2 之下<sup>[1]</sup>。这种辐射板也常用于辐射供冷。

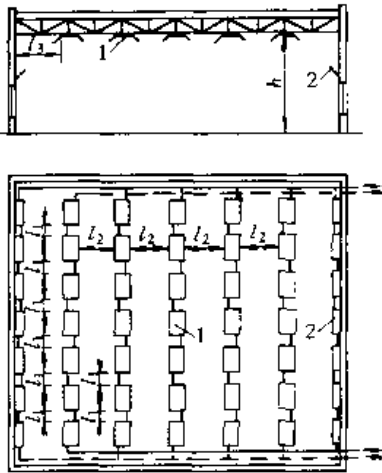


图 5-4 单体式辐射板的安装  
1—悬挂式辐射板；2—悬挂式靠端辐射板

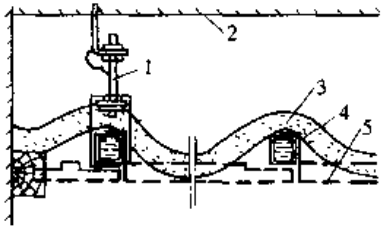


图 5-5 悬挂式辐射板（吊棚式）  
1—吊钩；2—顶棚；3—隔热层；  
4—管道；5—装饰孔板

采暖辐射板按其位置分为：墙面式、地面式、顶面式、楼板式<sup>[2]</sup>。其中楼板式指的是水平楼板中的辐射板可同时向上、下两层房间供热（供冷）的情况。墙面式又分为：窗下式、墙板式、踢脚板式。窗下辐射板有两种：单面散热和双面散热。图 5-2 所示的窗下辐射板为单面散热；图 5-6 所示的窗下辐射板为双面散热，室内空气从辐射板 3 的底部进入其背部的对流通道 2，被加热后从上部孔口流入室内（如图中箭头所示）。墙板式有外墙式（辐射板设在外墙的室内侧）和间墙式（辐射板设在内墙）之分。间墙式采暖辐射板有单面散热（向一侧房间供热）和双面散热（向内

墙两侧房间供热) 两种。窗下式和踢脚板式多为单面散热。单面散热的辐射板的背面有隔热层, 减少辐射板背面的热损失。在图 5-7 中表示了各种采暖辐射板在室内的位置。

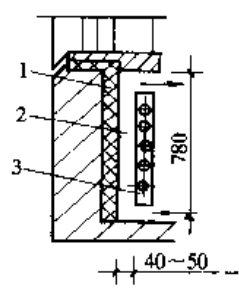


图 5-6 双面散热的窗下辐射板  
1—隔热层; 2—对流通道;  
3—采暖辐射板

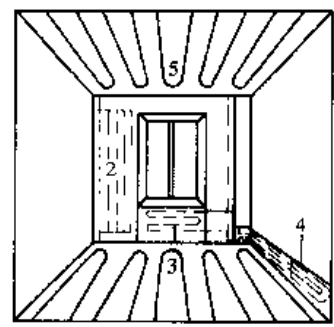


图 5-7 房间内不同位置的采暖辐射板  
1—窗下式; 2—墙板式; 3—地面式;  
4—踢脚板式; 5—顶面式

### 5.1.3 辐射采暖的特点

辐射采暖时热表面向围护结构内表面和室内设施辐射热量。这些热量部分被吸收, 部分被反射, 同时还产生二次辐射, 二次辐射最终也被围护结构和室内的设施所吸收。辐射采暖同对流采暖相比提高了围护结构内表面的温度 (高于房间空气的温度), 因而创造了一个对人体有利的热环境, 减少了人体向围护结构内表面的辐射放热量, 热舒适度增加。辐射采暖正是迎合了人体这一生理特征。辐射采暖同对流采暖相比提高了辐射换热的比例, 但仍存在对流换热。所提高的辐射换热比例与热媒的温度、辐射热表面的位置有关。各种辐射采暖方式的辐射放热量在其总放热量中所占的大致比例是: 顶面式 70%~75%; 地面式 30%~40%; 墙面式 30%~60% (随辐射板在墙面上的位置高度和墙面温度的增加而增加)。可看出只有在顶面式辐射采暖时辐射放热占绝对优势。在地面式和墙面式辐射采暖时对流换热还是占优势。然而房间的采暖方式不是用哪种换热方式占优势来定义, 面是用整个房间的温度环境来表征 [如 (5-1) 式所描述]。

辐射采暖时沿房间高度方向温度比较均匀。图 5-8 给出不同采暖方式下沿高度方向室内温度的变化<sup>[3]</sup>。以房间高  $h$  为 1.5m 处, 空气温度  $t_R$  为 18℃ 为基础来进行比较。从图上可看出, 热风采暖时 (曲线 1) 沿高度方向温度变化最大, 房间上部区域温度偏高, 工作区温度偏低。采用辐射采暖 (曲线 3 和 4), 特别是地面辐射采暖 (曲线 4) 时, 工作区温度较高, 地面附近温度升高, 有利于改善人的舒适度。设计辐射采暖时相对于对流采暖时规定的房间平均温度可低 1~3℃, 这一特点不仅使人体对流失热量增加, 提高人的舒适感, 并可减少房间上部温度升高增加的无效热损失。因此辐射采暖可节省采暖

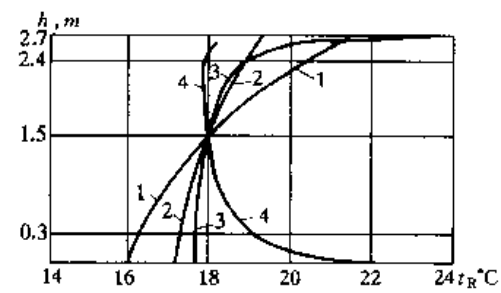


图 5-8 不同采暖方式下沿房间高度室内温度的变化  
1—热风采暖; 2—窗下散热器采暖;  
3—顶面辐射采暖; 4—地面辐射采暖

能耗。

辐射采暖的特点是利用加热管作供热部件向辐射表面供热。地面辐射采暖时管子埋设在混凝土中,管子的传热量比加热管明装时增加较大幅度。主要原因就是利用管外包裹的混凝土增加了表面积。因而在相同的采暖设计热负荷下,辐射散热表面的温度可大幅度降低,从而可采用较低温度的热媒,如地热水、采暖回水等。

埋管式采暖辐射板的缺点是要与建筑结构同时安装,容易影响施工进度,如埋管预制化则可大大提高施工进度。与建筑结构合成或贴附一体的采暖辐射板,热惰性大,启动时间长。在间歇供暖时,热惰性大,使室内温度波动较小,这一缺点又变成优点。埋管式采暖辐射板如用金属管,接头渗漏时维修困难。采用耐老化、耐腐蚀、承压高、结垢轻、阻力小的铝塑复合管等管材,其制造长度可做到埋设部分无接头,易于施工,可做到一个地面采暖辐射板的盘管采用一整根管子。这些新型管材的生产为埋管式辐射板的应用创造了有利条件。

吊棚式辐射板热惰性小,能隔声,供采暖用时比其他辐射板可适当提高热媒温度。可在吊棚式辐射板上方敷设照明电缆和通风管道等其他管道。检修时可不破坏建筑结构。其缺点是增加层高。吊棚式辐射板在英、法、瑞典、挪威和瑞士等国得到应用。

踢脚板式采暖辐射板贴墙下踢脚线安装。可用于冬季室外气温不太低地区的商店、展览厅等要求散热设备高度小,以及幼儿园、托儿所等希望贴近地面处温度较高的场所<sup>[4]</sup>。

辐射板不占用房间有效面积和空间。一些辐射板暗装在建筑结构内,室内四季温度适宜,而见不到供热(供冷)设备,舒适美观。钢管内冬季流通热媒,夏季流通冷媒,从而可用一套辐射板兼顾冬季采暖和夏季供冷。

辐射采暖(供冷)除用于住宅和公用建筑之外,还广泛用于空间高大的厂房、场馆和对洁净度有特殊要求的场合,如精密装配车间等。

## 5.2 辐射采暖系统

### 5.2.1 辐射采暖系统的热媒

辐射采暖系统的热媒可用热水、蒸汽、空气和电。热水为首选热媒。与建筑结构结合的辐射板用热水加热时温升慢,混凝土板不易出现裂缝,可以采用集中质调节。用蒸汽作热媒时,温升快,混凝土板易出现裂缝,不能采用集中质调节。混凝土板热惰性大,与蒸汽迅速加热房间的特点不相适应。用热空气作热媒,将墙板或楼板内的空腔作风道,使建筑结构厚度要增加。用电加热的辐射板具有许多优越性,板面温度容易控制,调节方便,但要消耗高品位电能。用电作为能源采暖应进行技术经济论证。

采用热水为热媒时其温度根据所用的热源和采暖辐射板的类型来决定。可分为较高温度和较低温度两类。辐射采暖也应尽量利用地热、太阳能等低温热源。悬挂式金属辐射板可选较高供水温度(用于场馆和厂房时甚至可选 $130^{\circ}\text{C}$ 的高温水)。研究和计算表明,埋管式辐射板的表面温度取决于混凝土的厚度,埋管内的热媒温度可比混凝土表面温度高 $20\sim 40^{\circ}\text{C}$ 。窗下辐射板就所在位置而论相当于普通散热器,当窗下辐射板选用较高的供水温度时(例如 $105^{\circ}\text{C}$ ),由于混凝土存在热阻,其表面温度也不致于超过 $95^{\circ}\text{C}$ (即常用散

热器采暖的供水温度)。间墙式、踢脚板式、顶面式和地面式采暖辐射板应选较低的供水温度(一般低于60℃)<sup>[1]</sup>。

## 5.2.2 热水辐射采暖系统

### 5.2.2.1 采暖辐射板的加热管

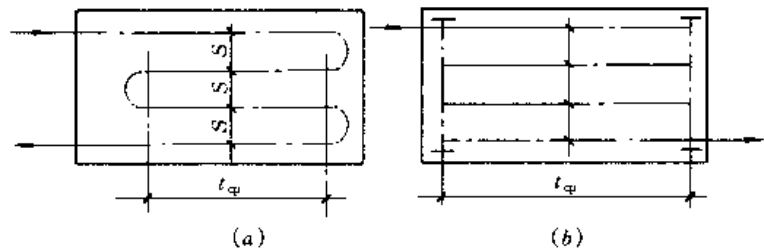


图 5-9 窗下采暖辐射板的加热管  
(a) 蛇型管; (b) 排管

采暖辐射板加热管的型式与采暖辐射板的位置、尺寸及类型有关<sup>[1][4][5]</sup>。窗下辐射

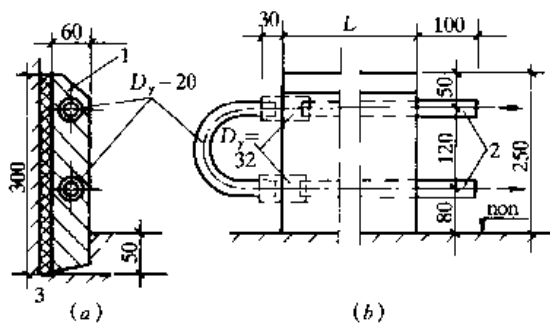


图 5-10 踢脚板式采暖辐射板  
(a) 侧视图; (b) 正视图

板的加热管见图 5-9。其中 (a) 为蛇形管; (b) 为排管。踢脚板式采暖辐射板一般采用图 5-10 所示的 U 形加热管。U 形管端头与采暖系统立管相连。U 形管的长度  $L$  由设计确定, 长度可达几米, 甚至十几米。

墙面采暖辐射板的加热管可有图 5-11 所示的三种型式<sup>[1]</sup>, 其中 (a) 为用于带闭合管单管系统; (b) 用于双管系统; (c) 用于垂直双线系统 (见 3.4)。

地面采暖辐射板的加热管有图 5-12 所示的几种: (a) 平行排管式; (b) 蛇形排管式; (c) 和蛇形盘管式<sup>[5][6]</sup>。加热管可采用铝塑复合管等热塑性管材, 可做到埋设部分无接头, 免除了渗漏之忧。平行排管式易于布置, 板面温度变化较大, 适合于各种结构的地面; 蛇形排管式板面平均温度较均匀, 但在较小板面面积上温度波动范围大, 有一半数目的弯头曲率半径小; 蛇形盘管式板面温度也

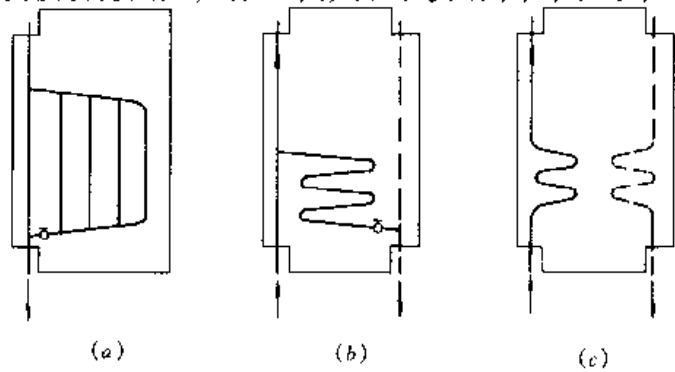


图 5-11 墙面采暖辐射板的加热管  
(a) 用于带跨越管的单管系统; (b) 用于双管系统;  
(c) 用于垂直双线系统



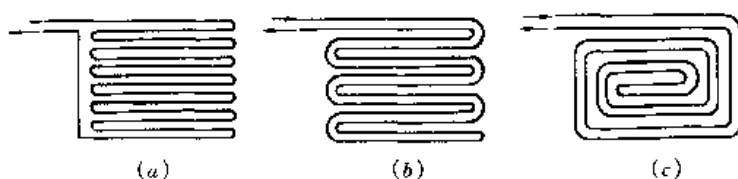


图 5-12 地面采暖辐射板的加热管

(a) 平行排管式; (b) 蛇形排管式; (c) 蛇形盘管式

并不均匀,但只有两个小曲率半径弯头,施工方便。布置地面和顶面采暖辐射板时,应使温度较高的供水管靠近外墙。用铝塑复合管作加热管的埋管式地面采暖辐射板的管道埋设方案见图 5-13。加热管用卡钉锚固在隔热层上。管子下方混凝土的厚度根据热媒温度和地表覆盖层材料的性能来确定,但不得小于 30mm。铝塑复合管的轴向间距取决于对地面温度波动的要求和技术经济比较。带增塑剂的混凝土强度不得低于 C40,一根蛇形管的供热面积不应过大(文献 [5] 中规定不大于  $30\text{m}^2$ ,其最大边长不超过 8m)。隔热层上覆盖的防水层不应有缝隙。各块蛇形管供热范围的混凝土覆盖层必须做宽 5mm 的变形缝,该缝填充弹性材料,表面用砂浆抹平。浇灌混凝土时要避免使管子移动、经受撞击、垂向弯曲及破损。

与建筑结构结合或贴附的顶面采暖辐射板的加热管与地面采暖辐射板类似。

单体悬挂式金属采暖辐射板的加热管,可采用图 5-14 所示两种型式<sup>[2]</sup>。图中尺寸  $a$ 、 $b$ 、 $c$  分别为辐射板的长度、高度和厚度。图 (a) 中辐射屏 2 为波形,加热管 1 为蛇形;图 (b) 中辐射屏 2 为平板,加热管 1 为排管。热水为热媒时,图中加热管 1 的管径为 DN20,管间距  $S=100\sim 200\text{mm}$ ;辐射屏 2 采用厚度为  $0.2\sim 1\text{mm}$  的钢板。加热管与辐射屏之间有间隙时放热量显著减小,应尽量减少其间隙。波形辐射屏能防止或减少加热管之间互相吸收热辐射。

悬挂式辐射板的结构应使其辐射放热不小于总放热量的 60%,从而使房间沿高度方向的温度均匀,同对流采暖和热风采暖相比节省热能。

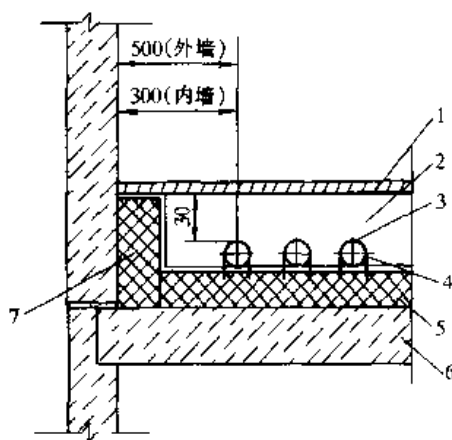


图 5-13 地面采暖辐射板中铝塑复合管的设置

1—面层; 2—混凝土; 3—加热管;  
4—锚固卡钉; 5—隔热层和防水层;  
6—楼板; 7—侧面隔热层

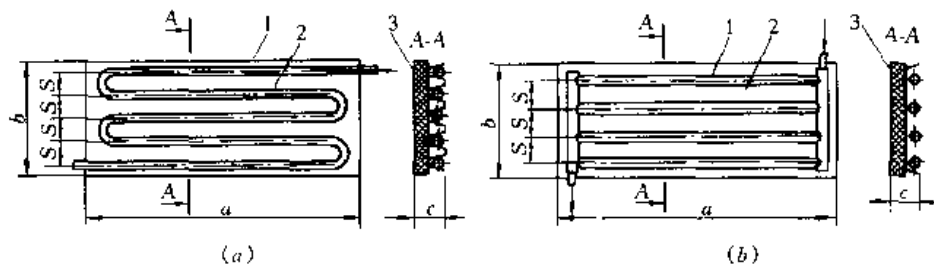


图 5-14 单体悬挂式辐射板的加热管

(a) 加热管为蛇形管,波形辐射屏; (b) 加热管为排管,平面辐射屏

1—加热管; 2—辐射屏; 3—隔热材料

5.2.2.2 辐射采暖系统的管路系统设计要点

热水辐射采暖系统可采用上供式或下供式，也可采用单管或双管系统。窗下辐射板可采用单管系统、双管系统或双线系统（见图 5-11）。地面辐射板、顶面辐射板以及地面—顶面辐射板应采用双管系统，以利于调节和控制。辐射板水平安装时，其加热管内的水流速不应小于 0.25m/s，以便排气。应设放气阀和放水阀。图 5-15 表示了下供上回式双管系统中的辐射板与管路连接方式。此系统有利于排除辐射板中的空气。辐射板 1 并联于供水立管 2 和回水立管 3 之间，可用阀门 4 独立地关闭，用放水阀 5 放空和冲洗<sup>[1]</sup>。

墙面采暖辐射板可按图 5-11 的型式采用单管、双管或双线系统。还可以只在建筑物的个别房间（例如公用建筑的进厅）装设混凝土辐射板。在这种情况下热水采暖系统的设计供回水温度根据建筑物主要房间的采暖条件确定。个别房间如安装窗下辐射板，可连到供水管上；如安装顶面、地面辐射板，可连到回水管上。图 5-16 给出了一个大厅两块地面采暖辐射板 1 连到热水采暖系统回水干管 6 上的情况<sup>[1]</sup>。从回水干管 6 流来的采暖系统回水温度比较低，正好适合地面采暖辐射板要求热媒温度较低的条件。经辐射板散热后再流回热源。不仅美观、充分利用了回水的能量，而且解决了一层大厅需要散热器面积多、布置困难的问题。集气罐 2 用于集气和排气，旁通管上的阀门 7 可调节进入辐射板的流量。温度计 3 显示辐射板的供热情况。此外，还可以在房间的部分顶板、部分地面布置辐射板。这种情况下一般沿房间顶板或地面的周边、顶板或地面靠外墙处布置辐射板。

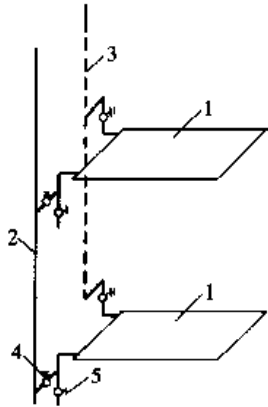


图 5-15 下供上回双管系统中的  
地面—顶面采暖辐射板

1—地面—顶面采暖辐射板；2—供水立管；  
3—回水立管；4—关闭调节阀；5—放水阀

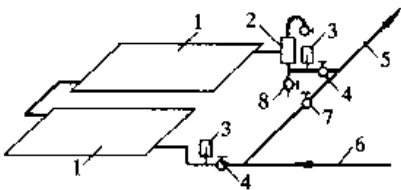


图 5-16 地面采暖辐射板与  
回水干管的连接

1—地面采暖辐射板；2—集气罐；3—温度计；  
4—阀门；5—回热源的的回水干管；6—来自采  
暖系统的回水干管；7—旁通管上的调节阀；  
8—放水阀

采暖辐射板本身阻力大（2~5mH<sub>2</sub>O），是此类系统不易产生水力失调的基本原因之一<sup>[5]</sup>。采暖辐射板作为末端装置，其阻力损失比散热器大得多，而且不同的辐射板阻力损失差别较大，因此在一个采暖系统中宜采用同类辐射板，否则应有可靠的调节措施及调节性能好的阀门调节流量。

## 5.3 辐射采暖系统的设计计算

### 5.3.1 辐射板的表面温度

混凝土辐射板的表面温度  $t_s$  与加热管的管径  $d$ 、管间距  $s$ 、管子埋设厚度  $h$ 、混凝土的导热系数  $\lambda$ 、热媒温度  $t_{hm}$  和房间温度  $t_R$  等有关<sup>[1]</sup>，即：

$$t_s = f(d, s, h, \lambda, t_{hm}, t_R) \quad (5-3)$$

在上述6个变量中有4个 ( $d$ 、 $\lambda$ 、 $t_{hm}$ 、 $t_R$ ) 变化范围不大或可预先给定。一般采用铝塑复合管等热塑管，其管径规格为12/16、16/20、20/25 (内径/外径) 等，即  $d$  的数值可知，在给定  $\lambda$ 、 $t_{hm}$ 、 $t_R$  的数值后，辐射板表面温度  $t_s$  只与管间距  $s$  和埋设厚度  $h$  有关。 $s$  越小， $h$  越大，板面温度越均匀，但造价越高。因此在确定  $s$  和  $h$  值时，必须作经济分析。

地面辐射板在每一加热管周围的混凝土块内形成如图5-17所示的温度场，图中实线为等温线，虚线表示热流。热流线起始于加热管，终止于辐射板表面。沿不同的热流方向混凝土的热阻是变化的，使得辐射板表面是不等温面。加热管管顶所对应的混凝土表面温度最高，为  $t_0$ ；两相邻加热管之间（距离  $s/2$  处）的混凝土表面温度最低，为  $t_{s/2}$ 。

地面辐射板不仅每一加热管管顶混凝土表面温度不均匀，而且沿水的流程混凝土表面温度也是不均匀和变化的。图5-18 (a)、(b)、(c) 分别表示了采用平行排管式、蛇形排管式和蛇形盘管式地面采暖辐射板沿房间进深表面温度的变化情况<sup>[5]</sup>。图中  $\Delta t_s$  表示地面表面平均温度的变化范围<sup>[5]</sup>。从图可见平行排管式是用单根管道平排成蛇形，辐射板表面平均温度沿水的流程逐步均匀降低；蛇形排管式是供水管和回水管并列平排成蛇形，辐射板表面温度在小面积上波动大，平均温度分布较均匀；蛇形盘管式是供水管和回水管并列盘成螺旋形，辐射板表面平均温度也是沿水的流程波动的。可见三种排管表面温度的分布和波动情况不同。

混凝土辐射板表面的平均温度是计算辐射采暖的基本数据，辐射板表面最高允许平均温度应根据卫生要求、人的热舒适性条件和房间的用途来确定。我国暂无此标准。俄罗斯

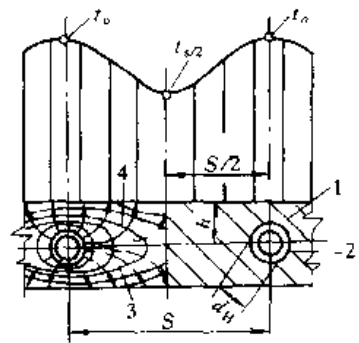


图 5-17 两面放热的采暖辐射板中的温度场和板表面温度的变化

1—地面—顶面混凝土辐射板；  
2—加热管；3—等温线；  
4—热流线

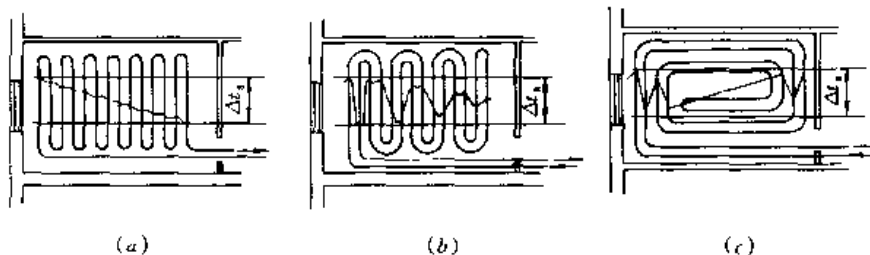


图 5-18 地面采暖辐射板表面温度的变化

(a) 平行排管式；(b) 蛇形排管式；(c) 蛇形盘管式

有比较完整的资料<sup>[2]</sup>可供参考。对不同的采暖辐射板,用于下列房间时的最高允许平均温度规定如下:

对地面采暖辐射板

托儿所、幼儿园	24℃
住宅	24℃
厂房	26℃
人员长期停留场所	26℃
人员短期停留场所	30℃
卫生间	31℃

对顶面采暖辐射板

层高 2.5~2.8m 时	28℃
2.9~3.0m 时	30℃
3.1~3.4m 时	33℃
3.5~6m 时	36℃

对墙面采暖辐射板

离地面高度 ≤1m	95℃
1~3.5m	45℃
>3.5m	不规定

从上述数字可看出,辐射板按表面最高允许平均温度的高低排序是:墙面辐射板、顶面辐射板、地面辐射板。顶面辐射板温度过高,使人头部不适;地面辐射板温度过高,时间长久之后,人体也会不适。地面采暖辐射板表面的平均温度还应受地面覆盖层最高允许温度限制。例如:镶木地板采用铝塑复合管辐射板时,最高允许温度为 27℃。

俄罗斯标准规定在采用地面辐射板时地面各部分的温差不应超过 10℃ (最佳值为 5℃)。认为不仅地板的平均温度,而且温度分布的均匀程度都要影响到房间的舒适度。

对有墙面和窗下采暖辐射板的单管热水系统,热媒的设计供回水温度可取 105~70℃。在双管系统取 95~70℃,对顶面和地面采暖辐射板一般取较低的供水温度和较小的温降,采用铝塑管的地面辐射板最高供水温度≥55℃。从而保证板面温度分布均匀(各部分温差小),平均温度不大于允许值以及水平管中水流速度不小于允许值。

### 5.3.2 盘管的水力计算

钢管和铝塑管的材质不同,在水力计算时也会有许多不同和特殊之处。近年来用铝塑复合管等制作盘管。正确计算盘管的阻力损失对推广这一技术有重要意义。俄罗斯有关规范中介绍的水力计算方法对我国有参考价值。

铝塑复合管的沿程比摩阻  $\lambda$  可用下式计算<sup>[5]</sup>:

$$\sqrt{\lambda} = \frac{0.5 \left[ \frac{b}{2} + \frac{1.312(2-b) \lg 3.7 \frac{d_i}{K}}{\lg Re_p - 1} \right]}{\lg \frac{3.7 d_i}{K}} \quad (5-4)$$

式中:  $b$ ——水的流动相似系数;

$K$ ——管子的当量粗糙度, m; 对铝塑管:  $K = 1 \times 10^{-5} \text{m}$ ;

$Re_p$ ——实际的雷诺数;

$d_i$ ——铝塑管的内径, m。

水的流动状态相似数  $b$  用下式计算:

$$b = 1 + \frac{\lg Re_p}{\lg Re_c} \quad (5-5)$$

式中  $Re_c$ ——阻力平方区临界雷诺数。

实际雷诺数  $Re_p$  用下式计算:

$$Re_p = \frac{d_i v}{\nu_t} \quad (5-6)$$

式中  $\nu_t$ ——水的运动粘性系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$d_i$ ——同式 (5-4);

$v$ ——水的流速,  $\text{m/s}$ 。

阻力平方区的临界雷诺数  $Re_c$  用下式计算:

$$Re_c = \frac{500 d_i}{K} \quad (5-7)$$

热媒温度为  $80^\circ\text{C}$  时, 铝塑管的比摩阻  $R$  值可查附录 5-1 “铝塑管的水力计算表”。该表中的比摩阻  $R$  即用式 (5-4) 计算所得的  $\lambda$  值求得。如热媒平均温度不等于  $80^\circ\text{C}$  时, 用附录 5-1 查出的比摩阻  $R$  要用下述公式进行修正。

$$R_1 = R\alpha \quad (5-8)$$

式中  $R_1$ ——热媒在计算温度和流量  $\dot{M}$  下的比摩阻,  $\text{Pa/m}$ ;

$R$ ——用同一流量  $\dot{M}$  查附录 5-1 得到的比摩阻,  $\text{Pa/m}$ ;

$\alpha$ ——比摩阻修正系数, 查表 5-1。

比摩阻修正系数  $\alpha$  的值

表 5-1

热媒平均温度 ( $^\circ\text{C}$ )	90	80	70	60	50	40
系数 $\alpha$	0.98	1	1.02	1.05	1.08	1.11

铝塑管的材质和制造工艺与钢管不一样。在进行水力计算时应考虑管子的管径及壁厚的制造偏差, 用下式来确定管子的计算直径 (内径):

$$d_i = 0.5(2d_e + \Delta d_e - 4s - 2\Delta s) \quad (5-9)$$

式中  $d_e$ ——铝塑管外径, m;

$\Delta d_e$ ——铝塑管外径的允许误差, m;

$s$ ——铝塑管壁厚, m;

$\Delta s$ ——铝塑管壁厚的允许误差, m。

地面辐射板采用铝塑管时, 大多数只遇到弯头这一局部阻力损失。附录 5-2 中, 给出

了铝塑管所有的局部阻力系数,可供设计铝塑管采暖系统时,计算管道其他部件的局部阻力时用。

### 5.3.3 地面辐射板供热量的计算

地面采暖辐射板的供热量与热媒的温度、流量,加热管的管径、材质、间距、位置、盘管型式,混凝土的导热系数、厚度,采暖辐射板表面的温度及其分布、背部材料的导热系数、厚度等许多因素有关。国外已有各种用于不同辐射板的计算公式,但都比较复杂。

俄罗斯莫斯科卫生工程研究所对铝塑管进行了系统的热工试验,得到了每米长明装铝塑管散热量的试验数据并纳入其设计规范之中<sup>[7]</sup>,其结果可见附录 5-3、5-4。附录 5-3 是离地 100mm 水平明装铝塑管的散热量,附录 5-4 是垂直明装铝塑管的散热量。每米长塑料管的散热量根据管径和传热温差  $\Delta t$  来确定,传热温差为:

$$\Delta t = \frac{t_b + t_f}{2} - t_R \quad (5-10)$$

式中  $t_b$ 、 $t_f$ ——管道起、终点热媒温度,℃;

$t_R$ ——辐射采暖时室内空气的温度,℃。

据此可查表、计算其他情况下铝塑管采暖辐射板的散热量。

工程设计中如利用附录 5-3、5-4 中的资料时,还应根据铝塑管采暖辐射板的应用场合进行调整。当管子明装时的有效散热量取表中数值的 90%~100%;当在天棚下明装水平管道的有效散热量取表中数值的 70%~80%;当管子埋于重混凝土(混凝土的密度  $\rho \geq 2000\text{kg/m}^3$ 、导热系数  $\lambda = 1.8\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ ) 楼板或隔墙中时,有效散热量是表中数值的 2 倍;当管子埋于轻混凝土中时,有效散热量是表中数值的 1.1~1.15 倍。俄罗斯设计规范中的这些规定可供我国参考,还有待我们进一步研究。

## 5.4 电热膜辐射采暖

电热膜是一种通电后能发热的、厚度很小(0.24mm)的半透明聚酯薄膜。由特制的可导电油墨、金属载流条经印刷、热压在两层绝缘聚酯薄膜之间制成的一种特殊的加热产品。将其布置在建筑结构中可实现辐射采暖。电热膜辐射采暖具有辐射采暖和电采暖的优点。没有直接的燃烧排放物,便于控制,运行简便、舒适。但要消耗高品位的电能,设计不当时运行费用较高,因为凝汽式电厂生产电能的热效率低,从全局能源综合利用和环保的角度,通过对电采暖进行技术经济论证合理时采用。可用在集中供热热源不足、电价低廉的地区,对环保有特殊要求的地方及节能建筑中作为集中供热的辅助和补充采暖型式。

### 5.4.1 电热膜辐射采暖的结构

电热膜辐射采暖原则上可作为房间顶面、地面或墙面辐射采暖之用。顶面辐射采暖电热膜安装方便,电耗小,室内温度比较均匀,不影响室内设备的布局以及室内设备不影响电热膜散热效果,不易损坏。因此比地面和墙面电热膜辐射采暖用得更多。电热膜的安装有多种结构,图 5-19 中为顶面电热膜辐射采暖安装示意图。电热膜 5 背面为隔热层 4(如用玻璃棉毡等),用于减少无效热损失;外表面为饰面材料(图中的饰面板 6),起保护电

热膜、美化外观和使表面温度均匀的作用。射钉 1 固定在钢筋混凝土楼板上，吊件 2 与射钉 1 用镀锌铁丝拧紧。轻钢龙骨 3 被吊件 2 卡吊。电热膜被饰面层和隔热层夹紧，饰面层用自攻螺钉固定在龙骨上，将多片电热膜连成组。用导线将电热膜组与温控器连到电源回路中，以便随室外温度的变化调节室内温度。

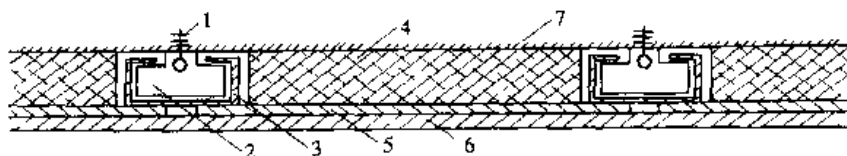


图 5-19 顶面电热膜辐射采暖安装示意图

1—带尾孔的射钉；2—吊件；3—轻钢龙骨；4—隔热层；5—电热膜；  
6—饰面板（石膏板等）；7—钢筋混凝土楼板

#### 5.4.2 电热膜片数的计算

将电热膜安装在室温一定、电压稳定的室内条件下，测得其功率为  $q$  (W/片)，则采暖所需电热膜片数用下式计算后取整数

$$N = (1 + k) \frac{\dot{Q}}{q} \quad (5-11)$$

式中  $N$ ——电热膜片数；

$\dot{Q}$ ——房间采暖设计热负荷，W；

$q$ ——每一片电热膜的功率，W/片；

$k$ ——用于考虑供暖方式、电压波动等因素的富裕系数，一般取  $k = 0.2$ 。

### 5.5 辐 射 供 冷

辐射供冷系统与辐射采暖系统一样可有多种型式。原则上辐射板也可有合体式、贴附式和悬挂式。既可用于民用建筑供冷，也可用于工业建筑降温。但目前见得最多的是顶面式辐射板—冷却吊顶。这种辐射供冷方式施工安装和维护方便，不影响室内设施布置和不易破坏辐射板和影响其供冷效果。冷却吊顶辐射供冷系统近年来在欧洲发展十分迅速。由于冷却吊顶从房间上部供冷，可降低室内垂直温度梯度，避免“上热下冷”的现象出现。因此，这种供冷方式能为人们提供较高的舒适感。但为了防止冷却吊顶表面结露，其表面温度必须高于室内露点温度。因此，冷却吊顶无除湿能力，它不宜单独应用，通常与新风（经冷却去湿处理后的室外空气）系统结合在一起应用。新风系统用来承担房间的湿负荷（潜热负荷），同时又满足了人们对室内新风的需求。本节主要介绍冷却吊顶及其水系统，有关新风系统参见第 6.13 节。

#### 5.5.1 冷却吊顶

冷却吊顶又称冷却顶板。冷却吊顶的传热有两种形式，即辐射和自然对流。两者的传热比例取决于顶板的结构型式及顶板附近的空气流动方式。当冷却吊顶下面的冷辐射面为

封闭式时，两者的比例大约为 1:1；而冷辐射面为开敞式或辐射面上有贯通的气流通道的对流冷吊顶，对流换热的比例则要大得多，供冷量也较大<sup>[7]</sup>。冷却顶板的类型有多种。图 5-20 给出了三种结构型式的冷却顶板。图 (a) 为一体式，即将冷顶板与水管制成一体，直接形成一顶板单元；图 (b) 为单元式，通过传热肋片把水管和金属顶板连接起来，形成一吊顶单元；图 (c) 为镶嵌式，将水管以毛细管的型式镶嵌在吊顶内，组成一安装单元。其中 (a)、(b) 两种结构型式最为常见。

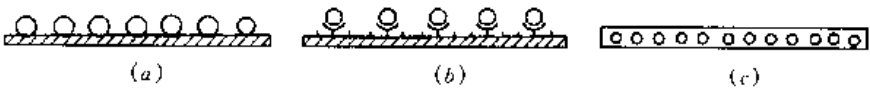


图 5-20 冷却顶板的结构型式  
(a) 一体式；(b) 单元式；(c) 镶嵌式

图 5-21 为对流式冷却顶板的单元。铜管 3 用弯头 4 串联成盘管，靠压力与一组有一定倾角的翅片 1 的一边紧密结合，由 Z 形支架连接构成一冷却顶板的单元。对流式冷却顶板的换热量中对流约占 80%，辐射约占 20%；最大供冷量可达  $230\text{W}/\text{m}^2$ 。

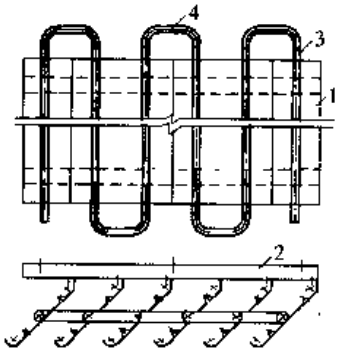


图 5-21 对流式冷却顶板单元

1—翅片；2—Z 形支架；  
3—铜管；4—铜管弯头

### 5.5.2 冷却吊顶的水系统<sup>[8]</sup>

由于冷却吊顶供冷通常与新风系统结合在一起应用，当新风系统也需由冷水机组提供冷量时，必须同时考虑冷却吊顶系统和新风系统对水系统的不同要求：

(1) 为了避免冷却吊顶表面结露，冷却吊顶要求的供水温度比较高，而新风系统的供水温度因除湿的要求要比冷却吊顶低得多。冷却吊顶的表面温度应比室内的露点温度高  $1\sim 2^\circ\text{C}$ ，需根据冷却吊顶的结构型式与室内的设计参数来确定供水温度。一般情况下，冷却吊顶的供水温度可定在  $14\sim 18^\circ\text{C}$  之间。实际设计中，多采用

$16^\circ\text{C}$ 。新风系统的供水温度一般为  $6\sim 7^\circ\text{C}$ 。

(2) 一般来说，冷却吊顶供、回水温差为  $2^\circ\text{C}$ ，而新风系统的供、回水温差为  $5^\circ\text{C}$ 。

满足上述两条要求的系统型式有多种，下面介绍两种典型的水系统图。图 5-22 为冷水机组供冷和冷却塔供冷相结合的水系统。图中冷水机组（由 2 和 3 构成）制备  $6\sim 7^\circ\text{C}$  的冷冻水并直接供新风系统使用； $6\sim 7^\circ\text{C}$  冷冻水再通过水-水板式换热器 4 加热到较高温度（如  $16^\circ\text{C}$ ）供冷却吊顶系统使用。当室外温度适宜时，可停止使用  $6\sim 7^\circ\text{C}$  的冷冻水，而利用冷却塔 8 进行自然供冷。由于采用开式冷却塔，冷却水易被污染。因此，让冷却水通过板式换热器来提

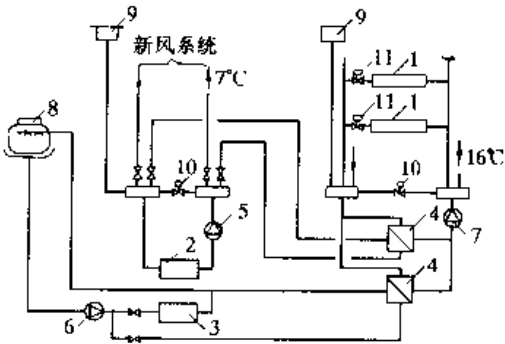


图 5-22 冷水机组供冷和冷却塔供冷相结合的冷却吊顶水系统图  
1—冷却吊顶；2—冷水机组蒸发器；3—冷水机组冷凝器；4—水—水板式换热器；5—冷冻水循环水泵；6—冷却水循环水泵；7—冷却吊顶系统冷媒循环水泵；8—开式冷却塔；9—膨胀水箱；10—压差调节阀；11—电动阀



供冷却吊顶 1 用的冷水。由图可见, 冷却吊顶的冷水系统实质上是独立系统。它的供水温度可通过控制流经板式换热器的冷冻水 (或冷却水) 的流量来调节。冷却吊顶的供冷量通过电动阀 11 控制 (开或关) 冷媒流量来调节。图中其他设备的作用详见第 13.4 节。该系统的优点是可以利用冷却塔提供的冷却水的自然冷量。

图 5-23 为用混合法制备冷却吊顶冷媒的水系统。新风系统和冷却吊顶水系统分别为两个回路, 每个回路上设置各自的循环水泵 4 和 5, 以满足新风系统和冷却吊顶系统对供、回水温度的不同要求。由冷水机组 2 统一提供  $6\sim 7^{\circ}\text{C}$  的冷冻水。其中一部分直接供新风系统使用, 即新风的水系统回路; 另一回路为冷却吊顶 1 的水系统回路, 其供水温度由三通电动调节阀 8 调节  $6\sim 7^{\circ}\text{C}$  的冷冻水与冷却吊顶的回水之混合比来达到。冷却吊顶的供冷量由水路上的电动阀 7 控制 (开或关)。图 5-23 的水系统实质上是双级泵水系统 (见 13.3)。

上述两个水系统型式, 新风系统 (或其他系统, 例如风机盘管系统) 和冷却吊顶都采用了同一冷源 (冷水机组), 它只能按要求最低的冷冻水供水温度来运行, 而要求温度较高的冷却吊顶系统的冷媒只能靠二次换热或混合的办法来获得。无法用提高冷水机组的蒸发温度来实现节能运行。为此, 可以把冷却吊顶系统与新风系统分设为两个独立的闭式水系统。利用两套独立的制冷系统分别向新风机组和冷却吊顶供冷冻水。这样, 冷却吊顶水系统的冷水机组供水温度可提高, 从而提高了该冷水机组的性能系数, 耗电量减少。但是应注意, 目前生产的冷水机组的冷冻水流量是按  $5^{\circ}\text{C}$  温差设计得出的, 而冷却顶板的供、回水温差为  $2^{\circ}\text{C}$ , 因此, 还应采取图 5-23 中的技术措施。不过, 冷水机组可提供  $13^{\circ}\text{C}$  左右的冷冻水, 通过三通阀调节冷却吊顶的回水量可使供水温度达到  $16^{\circ}\text{C}$ 。在这种系统中可以如图 5-22 一样利用冷却水的自然冷量。冷却吊顶与新风分设两个独立水系统的缺点是要增加冷源设备和初投资。

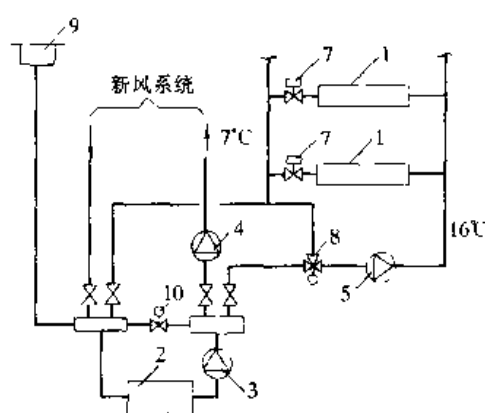


图 5-23 用混合法制备冷却吊顶冷媒的水系统图

1—冷却吊顶; 2—冷水机组; 3—冷水机组循环水泵; 4—新风系统循环水泵; 5—冷却吊顶系统循环水泵; 6—膨胀水箱; 7—电动阀; 8—三通电动调节阀

## 参 考 文 献

- [1] А Н Сканин. Отопление. М., стройиздат. 1988
- [2] В М Спиридонов и др. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 1 Отопление. М., стройиздат. 1990
- [3] Н Т Ральяук, Панельное отопление зданий, Киев. Будвельник. 1964
- [4] П Н Каменев, Отопление и вентиляция, М., стройиздат. 1975
- [5] С П 41-102-98, Проектирование и монтаж трубопроводов систем отопления с использованием металлополимерных труб, М., 1999
- [6] 北京市建筑设计研究院, 北京市建筑标准化办公室, 低温热水地板辐射供暖应用技术规程, DB/ J 01-449-2000

- [7] 周鹏, 李强民. 置换通风与冷却顶板. 暖通空调 1998 (5) p1~5
- [8] 孙丽颖, 马最良. 冷却吊顶空调系统的设计要点. 暖通空调新技术 (2), 2000, p61~64. 中国建筑出版社

## 第6章 全空气系统与空气—水系统

### 6.1 全空气系统与空气—水系统的分类

#### 6.1.1 全空气系统

全空气系统是完全由空气来担负房间的冷热负荷的系统。一个全空气空调系统通过输送的冷空气向房间提供显热冷量和潜热冷量，其空气的冷却、去湿处理完全集中于空调机房内的空气处理机组来完成，在房间内不再进行补充冷却；而对输送到房间内的空气的加热可在空调机房内完成，也可在各房间内完成。全空气空调系统的空气处理基本上集中于空调机房内完成，因此常称为集中空调系统。集中空调系统的机房一般设在空调房间外，如地下室、屋顶间或其他辅助房间，如条件许可的话，机房也可以设在空调房间内。热源、冷源可以临近空调机房；也可以置于较远距离的地方，通过冷冻水、热水或蒸汽向空调机房输送冷量或热量。一个全空气集中空调系统可以为一个区或多个区服务。本书中“区”指有独立的温度控制的空调区域。

全空气空调系统根据不同的特征还可以进行如下分类：

##### 6.1.1.1 按送风参数的数量来分类

(1) 单参数系统——机房内空气处理机组只处理出一种送风参数（温、湿度）的空气，供一个房间或多个区域应用。这种系统也称单风道系统，但应理解为送出一种空气参数的系统，而不是只有一条送风管的系统。

(2) 双参数系统——机房内由空气处理机组处理出两种不同参数（温、湿度）的空气，供多个区或房间应用。有以下两种形式：双风管系统——分别送出两种不同参数的空气，在各个房间按一定比例混合后送入室内；多区系统——在机房内根据各区的要求按一定比例将两种不同参数的空气混合后，再由风管送到各个区域或房间，该系统中的处理机组采用多区机组。

##### 6.1.1.2 按送风量是否恒定分类

(1) 定风量系统——送风量恒定的全空气系统。

(2) 变风量系统——送风量根据室内要求而变化的全空气系统。

##### 6.1.1.3 按所使用空气的来源分类

(1) 全新风系统（又称直流系统）——全部采用室外新鲜空气（新风）的系统，新风经处理后送入室内，消除室内的冷、热负荷后，再排到室外。

(2) 再循环式系统（又称封闭式系统）——全部采用再循环空气的系统，即室内空气经处理后，再送回室内消除室内的冷、热负荷。

(3) 回风式系统（又称混合式系统）——采用一部分新鲜空气和室内空气（回风）混合的全空气系统，介于上述两种系统之间。新风与回风混合并经处理后，送入室内消除室

内的冷、热负荷。

#### 6.1.1.4 按房间控制要求分类

(1) 全空气空调系统——用于消除室内显热冷负荷与潜热冷负荷的全空气系统。该系统中空气必须经冷却和去湿处理后送入室内。至于房间的采暖可以用这同一套系统来实现，即在系统内增设空气加热和加湿（也可以不加湿）设备；也可以用另外采暖系统来实现。集中式全空气空调系统是用得最多的一种系统形式，尤其是空气参数控制要求严格的工艺性空调大多采用这种系统。

(2) 热风采暖系统——用于采暖的全空气系统。送入室内的空气只经加热和加湿（也可以不加湿）处理，而无冷却处理。这种系统只在寒冷地区只有采暖要求的大空间建筑中应用。

#### 6.1.2 空气-水系统

空气-水系统是由空气和水共同来承担室内冷、热负荷的系统，除了向室内送入经处理的空气外，还在室内设有以水做介质的末端设备对室内空气进行冷却或加热。在全空气系统中，为了对房间温度进行调节，有时在房间内或末端设备（如变风量末端机组）中设置加热盘管（用水、蒸汽或电），这种系统不算做空气-水系统，仍属全空气系统。根据在房间内末端设备的形式可分为以下三种系统：

- (1) 空气-水风机盘管系统——在房间内设置风机盘管的空气-水系统。
- (2) 空气-水诱导器系统——在房间内设置诱导器（带有盘管）的空气-水系统。
- (3) 空气-水辐射板系统——在房间内设置辐射板（供冷或采暖）的空气-水系统。

上述分类只是全空气系统和空气-水系统主要的分类方式，实际上还有其他分类方式，这些将穿插在下文中叙述。本章只讨论一般应用的系统，一些特殊应用的系统（如工艺上用的恒温恒湿空调系统、净化空调系统）将在 12 章中讨论。

## 6.2 全空气系统的送风量和送风参数的确定

设有一空调房间，送入一定量经处理的空气，消除室内负荷后排出，如图 6-1 所示。假定送入室内的空气（称送风）吸收热量和湿量后，状态变化到室内状态，且房间内温、湿度均匀，排出房间的空气参数即为室内空气的参数。当系统达到平衡后，全热量、显热量和湿量都达到平衡，即

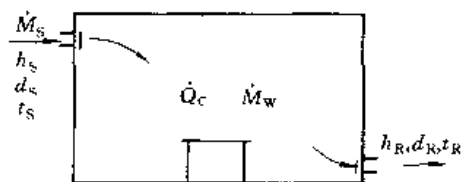


图 6-1 空调房间的热湿平衡

$$\text{全热平衡} \quad \dot{M}_s h_s + \dot{Q} = \dot{M}_R h_R \quad (6-1)$$

$$\dot{M}_s = \frac{\dot{Q}_c}{h_R - h_s} \quad (6-2)$$

$$\text{显热平衡} \quad \dot{M}_s c_p t_s + \dot{Q}_{c,s} = \dot{M}_s c_p t_R \quad (6-3)$$

$$\dot{M}_s = \frac{\dot{Q}_{c,s}}{c_p (t_R - t_s)} \quad (6-4)$$

$$\text{湿平衡} \quad \dot{M}_s d_s \times 10^{-3} + \dot{M}_w = \dot{M}_s d_R \times 10^{-3} \quad (6-5)$$

$$\dot{M}_s = \frac{1000 \dot{M}_w}{d_R - d_s} \quad (6-6)$$

式中  $\dot{M}_s$ ——送入房间的风量，称送风量，kg/s；

$\dot{Q}_c$ 、 $\dot{Q}_{c,s}$ ——分别为房间的全热冷负荷和显热冷负荷，kW；

$\dot{M}_w$ ——房间湿负荷，kg/s；

$h_R$ 、 $h_s$ ——分别为室内空气和送风的比焓，kJ/kg；

$t_R$ 、 $t_s$ ——分别为室内空气和送风的温度，℃；

$d_R$ 、 $d_s$ ——分别为室内空气和送风的含湿量，g/kg；

$c_p$ ——空气定压比热，kJ/(kg·℃)。

上述公式 (6-2)、(6-4)、(6-6) 都可以用于确定消除室内负荷应送入室内的风量，即送风量计算公式。

图 6-2 为送入室内的空气（送风）吸收热、湿负荷的状态变化过程在  $h-d$  图上的表示。图中  $R$  为室内状态点， $S$  为送风状态点。变化过程的角度系数为

$$\varepsilon = \frac{1000 (h_R - h_s)}{d_R - d_s} \quad (6-7)$$

角系数  $\varepsilon$  又称热湿比，单位为 kJ/kg。根据式 (6-2)、(6-6) 有

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{M}_w} \quad (6-8)$$

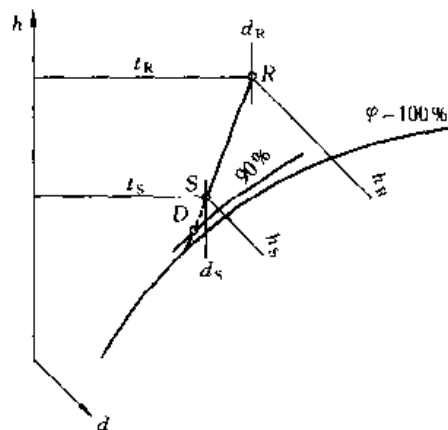


图 6-2 送风状态的变化过程

在系统设计时，室内状态  $R$  是已知的（可根据规

范或工艺要求确定），冷负荷与湿负荷及室内过程的角度系数  $\varepsilon$  也是已知的，待确定量是  $\dot{M}_s$  和  $S$  的状态参数。从图 6-2 上可以看到，送风状态点在通过室内点  $R$ 、角系数  $\varepsilon$  的线段上。如果预先选定送风温度，则其他参数及送风量也就很易确定了。工程上常根据送风温差  $\Delta t_s = t_R - t_s$  来确定  $S$  点。显然  $\Delta t_s$  愈大，风量愈小，相应的空气处理设备和管路也愈小，系统比较经济；但是，风量小会导致室内温湿度分布均匀性和稳定性差。因此，对于温湿度控制严格的场合，送风温差应小些（详见第 12 章）。对于舒适性空调和温湿度控制要求不严格工艺性空调，可以选用较大的送风温差。我国规范规定<sup>[1]</sup>，送风口高度  $\leq 5\text{m}$  时， $\Delta t_s$  不宜大于  $10^\circ\text{C}$ ，送风口高度  $> 5\text{m}$ ， $\Delta t_s$  不宜大于  $15^\circ\text{C}$ 。目前工程设计中经常采用“露点”送风，即取空气冷却设备可能把空气冷却到的状态点，一般为相对湿度 90%~95% 的“机器露点”  $D$ （见图 6-2）。

对于全年应用的全空气空调系统，冬季的送风量就取夏季设计条件下确定的送风量。这时只需要确定冬季的送风状态点。在冬季室外温度较低的地区，室内通常是欠热的。其

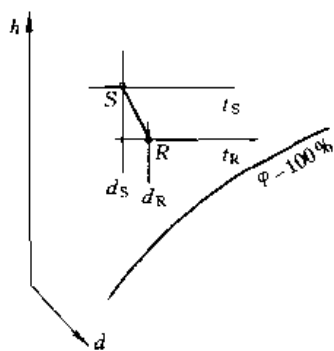


图 6-3 冬季送风  
状态变化过程

空调设计热负荷主要是建筑围护结构热负荷。当室内有稳定的热源、湿源时，总热负荷中应扣去热源的散热量，还应考虑湿源的散湿量；而当室内的热源和湿源随机性很大时，就不宜考虑。例如，商场人员的散热量和散湿量很大，冬季系统甚至不需加热和加湿。然而商场冬季的不利工况在商场刚开门营业或未营业时段，显然这时人很少，这些热量和湿量可以忽略不计。在冬季尚需供冷的场所，则必须把随机性大的不稳定发热量和散湿量计算为负荷。

图 6-3 为冬季需对室内供热的空调系统的送风在室内的状态变化过程。室内有热负荷和湿负荷，送风在室内的变化

一般是减焓增湿过程。因此，根据式 (6-7)，热湿比 ( $\epsilon$ ) 为负值。式 (6-2)、(6-4)、(6-8) 中分子项均用全热热负荷或显热热负荷取代，并取负值。若送风量取夏季的确定的送风量，则送风温度应为

$$t_s = t_R + \frac{\dot{Q}_{h,s}}{\dot{M}_s c_p} \quad (6-9)$$

式中  $\dot{Q}_{h,s}$  为室内显热热负荷 (取正值)，kW。冬季送风量也可以与夏季不同，取较大的送风温差和较小的风量。对于热风采暖系统，也可按此原则确定送风量和送风温度。我国规范规定，热风采暖的送风温度宜采用  $30 \sim 50^\circ\text{C}$  [1]。

**【例 6-1】** 某空调房间室内全热冷负荷为  $75\text{kW}$ ，湿负荷为  $8.6\text{g/s}$ ，室内状态为  $25^\circ\text{C}$ ， $60\%$ ，当地大气压力为  $101.3\text{kPa}$ ，求送风量和送风状态。

**【解】** (1) 根据式 (6-8) 求热湿比

$$\epsilon = \frac{1000 \times 75}{8.6} = 8721\text{kJ/kg}$$

(2) 在  $h-d$  图上 (如图 6-2) 确定室内状态点  $R$ ，并从此点做  $\epsilon = 8721\text{kJ/kg}$  的过程线。若采用露点送风，取过程线与  $\varphi = 90\%$  线的交点  $D$  为送风状态点  $S$ 。在  $h-d$  图上，查得  $h_s = 42\text{kJ/kg}$ ， $t_s = 16^\circ\text{C}$ ， $d_s = 10.25\text{g/kg}$ ， $h_R = 55.5\text{kJ/kg}$ ， $d_R = 11.8\text{g/kg}$ 。

(3) 利用式 (6-2) 计算送风量，即

$$\dot{M}_s = \frac{75}{55.5 - 42} = 5.56\text{kg/s} = 20000\text{kg/h}$$

也可以利用式 (6-6) 进行计算，即

$$\dot{M}_s = \frac{8.6}{11.8 - 10.25} = 5.55\text{kg/s} = 19974\text{kg/h}$$

两者计算有差值，是查图中带来的误差。

## 6.3 空调系统的新风量

### 6.3.1 最小新风量确定的原则

一个完善的空调系统，除了满足对环境的温、湿度控制以外，还必须给环境提供足够

的室外新鲜空气（简称新风）。本节只讨论民用建筑和一般工业建筑（无工业污染物发生）中的全空气系统或空气-水系统所必需的新风量。有关工业生产中的污染物的控制方法和通风量将在第 8 章中论述。从改善室内空气品质角度，新风量多些为好；但是送入室内的新风都得通过热、湿处理，将消耗能量，因此新风量宜少些好。在系统设计时，一般必须确定最小新风量，此新风量通常应满足以下三个要求：（1）稀释人群本身和活动所产生的污染物，保证人群对空气品质的要求；（2）补充室内燃烧所耗的空气和局部排风量；（3）保证房间的正压。在全空气系统中，通常取上述要求计算出新风量中的最大值作为系统的最小新风量。如果计算所得的新风量不足系统送风量的 10%，则取系统送风量的 10%，送风量特大的系统不在此列。关于稀释人群及其活动所产生污染物的新风量将在 8.2 中详细阐述。

### 6.3.2 补充排风量或燃烧需要的空气量

排风量的大小将在第 8 章中讨论。建筑物内的燃烧设备有燃气热水器、燃气灶、火锅等。这些设备燃烧时要消耗空气中的氧气。如果这些燃烧设备在空调系统所控制的环境中，系统必须给环境补充新风，以弥补燃烧所耗的空气。燃烧所需的空气量可从燃烧设备的样本或说明书中获得，如无确切资料时，可根据燃料的种类和消耗量来估算，估算公式为：

$$\text{液体燃烧} \quad V_l = 0.228 \times 10^{-3} q_l \quad (6-10)$$

$$\text{气体燃料} \quad V_g = 0.252 \times 10^{-3} q_g \quad (6-11)$$

式中  $V_l$ ——每 kg 液体燃料需要的空气量， $\text{m}^3/\text{kg}$ ；

$V_g$ ——每  $\text{m}^3$  气体燃料需要的空气量， $\text{m}^3/\text{m}^3$ ；

$q_l$ ——液体燃料的热值， $\text{kJ}/\text{kg}$ ；

$q_g$ ——气体燃料的热值， $\text{kJ}/\text{m}^3$ ；

火锅餐厅中常用的燃料——酒精，燃烧需要的空气量实测值约为  $3.81\text{m}^3/\text{kg}$ 。

### 6.3.3 保持正压新风量

保持房间正压的新风量，等于在室内外一定压差下通过门缝、窗缝等缝隙渗出的风量，可按下式计算：

$$\dot{V}_i = \mu A_c (\Delta p)^n \quad (6-12)$$

式中  $\dot{V}_i$ ——从房间缝隙渗出的风量，也就是正压风量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$A_c$ ——缝隙（门、窗等）面积， $\text{m}^2$ ；

$\Delta p$ ——房间内正压，缝隙两侧的压差，一般取  $5 \sim 10\text{Pa}$ ；

$\mu$ ——流量系数， $0.39 \sim 0.64$ ；

$n$ ——流动指数， $0.5 \sim 1$ ，一般取  $0.65$ 。

根据上式还衍生出各种形式的按缝长计算的公式，这里不再赘述。按公式计算比较繁琐，而且在设计时，尚无确定的缝隙资料，因此，工程上常按换气次数估算。有外窗的房间，正压新风量可取  $1 \sim 2$  次/h 换气次数（根据窗的多寡取值）；无窗和无外门房间取  $0.5$

~0.75 次/h 换气次数。所谓换气次数，是送入房间风量与房间容积之比，参见 8.3。

## 6.4 定风量单风道空调系统

### 6.4.1 露点送风系统

#### 6.4.1.1 系统图

图 6-4 为一最简单的定风量露点送风单风道空调系统。单风道系统指送出一种参数的空气，露点送风指空气经冷却处理到接近饱和的状态点（称机器露点）<sup>①</sup>，不经再加热送

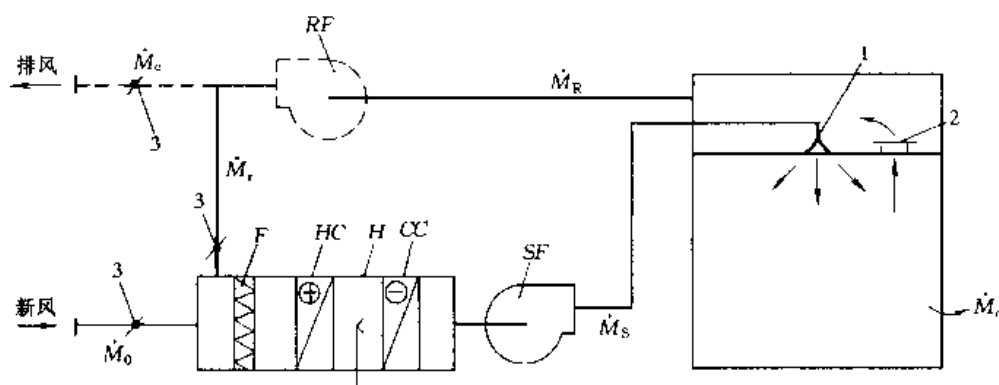


图 6-4 定风量露点送风单风道空调系统

SF—送风机；CC—冷却盘管（表冷器）；HC—加热盘管；F—空气过滤器；H—加湿器；RF—回风机  
1—送风口；2—回风口；3—调节风阀

入室内。夏季工况为：送风在机房内经冷却去湿处理后，送到室内，消除室内的冷负荷和湿负荷；回风机从室内吸出空气（称回风），一部分空气用于再循环（称再循环回风），并与新风混合，经处理后再送入房间，另一部分直接排到室外，称为排风。冬季工况为：送风在机房内经过滤、加热、加湿后，送到房间，其循环方式同夏季。图中回风机可以设置，也可以不设置，不设置时系统无排风（图中虚线）。设有回风机的称为双风机系统，这种系统可根据季节调节新、回风量之比，在春秋过渡季可以充分利用室外空气的自然冷量，实现全新风经济运行，从而节约能耗；而在夏季和冬季可以采用最小新风量。不设回风机的称单风机系统，这种系统在过渡季难于实现全新风运行，除非在房间内设排风系统，否则会造成房间内正压太大，导致门启闭困难。在一些寒冷地区，新风与回风的混合点可能处于雾区（详见图 6-19），这时必须对新风进行预热。图 6-4 的系统是可以全年运行的全年性空调系统，如果取消加热盘管（HC），则成为只在夏季运行的季节性空调系统。对于全年性空调系统，加热盘管（HC）在寒冷地区应配置在冷却盘管的上游。以避免当混合风温度低于 0℃ 时，将冷却盘管（通常存有水）冻坏。

由图 6-4 可见，系统中风量之间存在如下关系：

① 机器露点接近饱和状态的程度与冷却设备的结构、入口空气参数、迎面风速等因素有关，对于表冷器（入口空气相对湿度  $\geq 55\%$ ，迎面风速为 2.5~3.5m/s），4 排管时的机器露点  $\varphi_D = 89\% \sim 97\%$ ； $\geq 6$  排管时  $\varphi_D = 95\% \sim 99\%$ ；对于双排喷嘴的喷水室， $\varphi_D = 95\% \sim 98\%$ 。



$$\dot{M}_s = \dot{M}_R + \dot{M}_i \quad (6-13)$$

$$\dot{M}_R = \dot{M}_r + \dot{M}_e \quad (6-14)$$

$$\dot{M}_s = \dot{M}_r + \dot{M}_0 \quad (6-15)$$

$$\dot{M}_0 = \dot{M}_e + \dot{M}_i \quad (6-16)$$

式中  $\dot{M}_s$ 、 $\dot{M}_R$ ——系统的送风量 and 回风量, kg/s;

$\dot{M}_r$ 、 $\dot{M}_e$ ——系统再循环回风量和排风量, kg/s;

$\dot{M}_0$ 、 $\dot{M}_i$ ——系统室外风量 (新风量) 和房间维持正压的渗风量, kg/s。

对于单风机系统, 系统无排风量  $\dot{M}_e = 0$ , 回风全部再循环, 即  $\dot{M}_r = \dot{M}_R$ , 因此有

$$\dot{M}_s = \dot{M}_0 + \dot{M}_R \quad (6-17)$$

$$\dot{M}_0 = \dot{M}_i \quad (6-18)$$

当  $\dot{M}_0 = 0$  时, 即为再循环系统;  $\dot{M}_R = 0$  时为直流 (全新风) 系统。

#### 6.4.1.2 工况分析

图 6-5 为系统夏季的设计工况在  $h-d$  图上的表示。 $R$ 、 $O$  分别为室内、室外状态点。室内状态点  $R$  可根据规范、标准或工艺要求确定。室外状态点取当地历年平均不保证 50h/年的干球温度和湿球温度, 可从《采暖通风与空气调节设计规范》<sup>[1]</sup> 中查得。设已知室内的冷负荷 (包括显热冷负荷和潜热冷负荷)  $\dot{Q}_c$  (kW) 和湿负荷  $\dot{M}_w$  (kg/s)。根据冷负荷与湿负荷计算出角系数  $\epsilon$ , 则可在湿空气的  $h-d$  图上, 通过  $R$  点按角系数  $\epsilon$  画出送风在室内的状态变化过程线, 该线与  $\phi = 90\% \sim 95\%$  相交, 即为送风状态点。利用公式 (6-2) 或 (6-4)、(6-6) 即可计算

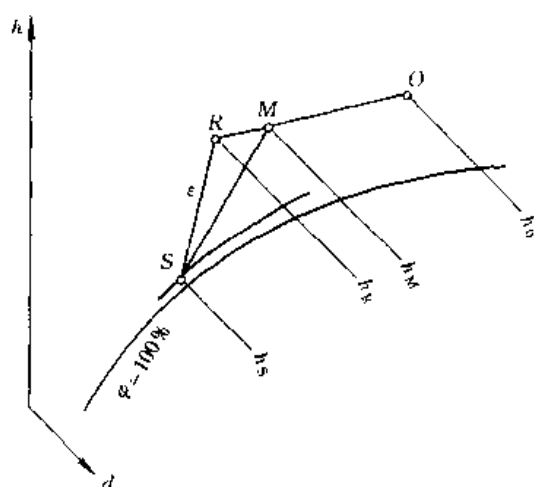


图 6-5 露点送风系统夏季工况在  $h-d$  图上的表示

出送风量  $\dot{M}_s$ 。系统最小新风量  $\dot{M}_0$  按 6.3 节的方法确定, 根据式 (6-15) 即可确定再循环回风量  $\dot{M}_r$ 。将最小新风量  $\dot{M}_0$  与送风量  $\dot{M}_s$  之比  $\dot{M}_0/\dot{M}_s$  称为最小新风比  $m$ 。根据两种空气混合的原理, 在  $h-d$  图上, 混合点  $M$  应位于  $RO$  线上, 且满足

$$m = \frac{RM}{RO} = \frac{h_M - h_R}{h_O - h_R} \quad (6-19)$$

式中  $h_R$ 、 $h_O$ 、 $h_M$  分别为室内  $R$ 、室外  $O$ 、混合点  $M$  的比焓 (kJ/kg)。由公式 (6-19) 可确定出  $M$  点的  $h_M$  等的状态参数。 $MS$  就是混合空气在空气处理机组的冷却设备中的处

理过程, 设备需提供的制冷量  $\dot{Q}_{p,c}$  (kW) 应为

$$\dot{Q}_{p,c} = \dot{M}_s (h_M - h_s) \quad (6-20)$$

式中  $h_s$  为送风的比焓, kJ/kg。空气冷却设备所提供的冷量, 实质上包括两部分: (1) 室内冷负荷  $\dot{Q}_c$ ; (2) 新风冷负荷。其中新风冷负荷为

$$\dot{Q}_{c,0} = \dot{M}_0 (h_0 - h_R) \quad (6-21)$$

式中  $\dot{Q}_{c,0}$  为新风冷负荷, kW。

室内湿负荷  $\dot{M}_w$  比较大的场合, 角系数  $\epsilon$  往往很小, 可能与  $\varphi = 90\% \sim 95\%$  不相交, 这表明冷却设备难于处理到所要求状态。这时可以在条件许可的情况下改变室内设计参数 (如增大相对湿度)。如果改变室内设计参数后, 仍无法确定出送风状态点, 这表明用露点送风在设计条件下无法达到所要求的室内参数。若要求必须达到室内设计参数, 则应采用再加热系统 (见 6.5)。

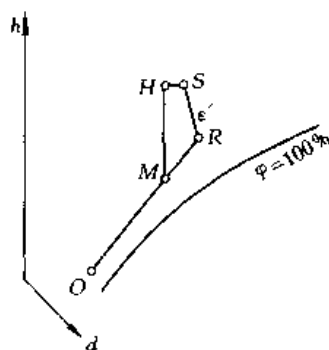


图 6-6 冬季工况在  $h-d$  图上的表示

图 6-6 为系统在冬季工况在  $h-d$  图上的表示。设冬季室内的热负荷  $\dot{Q}_h$  (kW), 有稳定的湿负荷  $\dot{M}_w$  (kg/s), 由此可以计算得到冬季送风在室内变化过程角系数  $\epsilon'$  (一般为负值)。送风状态点应当在角系数为  $\epsilon'$  且通过 R 点的线段上。系统冬季的送风量通常就取夏季的送风量。因此可以根据式 (6-9) 确定送风状态点。空气处理过程为: 室外新风 (状态 O) 与再循环回风 (状态 R) 混合到 M 点, 经加热器加热到 H, 喷蒸汽加湿到点 S。HS 为近似等温过程。SR 即为送风进入室内的状态变化过程。目前加湿的方法, 除了喷蒸汽等温加湿外, 还有电极式、电热式、

超声波、喷水室 (喷循环水)、淋水填料层、高压喷雾等加湿方法。其中除电极式和电热式加湿器也是等温加湿外, 其余均为等焓加湿。如果用等焓加湿, 则应将空气加热到通过 S 点的等焓线上。系统加湿设备的加湿量  $\dot{M}_{p,w}$  (kg/s) 应为

$$\dot{M}_{p,w} = \dot{M}_s (d_s - d_M) \times 10^{-3} \quad (6-22)$$

式中  $d_s$ 、 $d_M$  为送风点和混合点的含湿量, g/kg。

#### 6.4.1.3 全新风系统和再循环系统

送风全部采用新风的系统称为全新风系统, 或称直流系统。全新风系统的夏季工况如图 6-7 所示。室外新风 O, 直接处理到送风状态点 S (机器露点), 再送入空调房间消除室内的冷负荷和湿负荷。

一般说, 系统要求的送风量  $\dot{M}_s$  大于系统的最小新风量  $\dot{M}_0$ , 大部分地区室外空气比焓  $h_0$  大于室内空气比焓  $h_R$ , 由公式 (6-20) 或式 (6-21) 都可以看到, 这个系统的能耗比图 6-4 系统的能耗高。但是, 由于全部采用了新风, 室内的空气品质好; 如有多个房间, 避免了房间污染物互相传播。因此, 这种系统适用于要求室内空气品质高, 防止污染物互

相传播的场合。还应指出,图 6-4 有回风机的系统,也可以按全新风系统运行,这时,只要把再循环回风的风门关闭即可。当室外气象条件改变到  $h_0 < h_R$  时,应采用全新风运行,这样既可节能,又可改善室内空气品质。

送风全部采用回风(无新风)的系统称再循环系统,或称封闭式系统。室内空气(状态  $R$ )处理到  $S$ ,再送到室内消除室内冷、热负荷(参见图 6-7)。不难看到,这个系统无新风负荷,节省能量。但是室内无新风供应,卫生条件差。因此在有人员的空调房间不应采用这样的系统。然而对于间歇运行的系统,如体育馆、剧场等的空调系统,在对房间预调节时,这时人员极少,可以采用再循环系统运行,从而降低能耗。

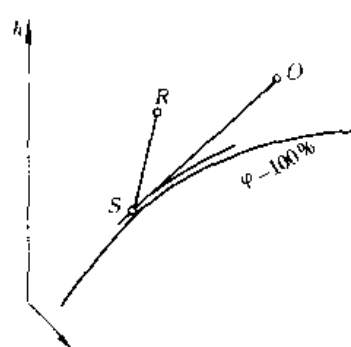


图 6-7 全新风系统夏季工况在  $h-d$  图上的表示

#### 6.4.1.4 风管温差传热和风机得热量对系统的影响

##### (1) 风管温差传热的影响

在夏季工况运行时,送风的温度一般都低于周围环境的温度,管内的送风气流将获得从环境传入的热量。实质上,这些热量即是冷负荷的一部分。风管温差传热的得热量最终表现为送入室内的送风温度升高,该温升可按下式计算:

$$\Delta t_d = \frac{k\chi L}{c\dot{M}} (t_e - t_i) \quad (6-23)$$

式中  $\Delta t_d$ ——风管温差传热引起的温升,℃;

$k$ ——风管的传热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ,可按表 6-1 取值;

$c$ ——空气的比热,  $1005 J/(kg \cdot ^\circ C)$ ;

$\dot{M}$ ——风管内空气流量,  $kg/s$ ;

$\chi$ ——风管的周长,  $m$ ;

$L$ ——风管的长度,  $m$ ;

$t_i$ 、 $t_e$ ——分别为风管内和环境空气的温度,℃。

风管传热系数  $k$

表 6-1

保温层导热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	0.035		0.040		0.058	
保温层厚度, $mm$	20	25	20	25	20	25
$k$ , $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	1.48	1.21	1.67	1.38	2.21	1.86

回风管在空调房间内时,可不考虑传热温差;而在非空调房间内时,也应按式(6-23)计算回风管得热量引起的温升。

冬季运行工况下,当送风温度高于环境温度,应考虑风管的热损失,计算方法同上。

##### (2) 风机得热量的影响

风机提供给流动空气的能量,用于克服流动过程中的各种阻力。这些机械能最终又转化为热能,从而引起空气温升。实质上,这也是冷负荷的一部分。当风机的电动机不在输送的空气中时,其引起的温升为

$$\Delta t_f = \frac{P}{\rho c \eta_f} \quad (6-24)$$

风机的电动机在输送的空气中时, 其引起的温升为

$$\Delta t_f = \frac{P}{\rho c \eta_f \eta_m} \quad (6-25)$$

式中  $\Delta t_f$ ——风机得热量引起的温升,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$P$ ——风机全压,  $\text{Pa}$ ;

$\rho$ ——风机输送空气的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$\eta_f$ ——风机全压效率, 一般可取 0.5~0.8;

$\eta_m$ ——电动机的效率, 一般可取 0.8~0.9。

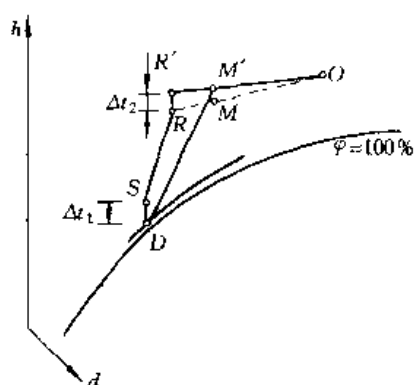


图 6-8 考虑风管风机温升后的夏季工况在  $h-d$  图上的表示

对于单风机全空气系统, 风机全压有一部分用于克服回风管阻力, 而导致回风的温升; 对于双风机全空气系统, 近似地可以看成送风机引起送风温升, 回风机引起回风温升。

(3) 风管温差传热与风机得热量对处理过程的影响

由于风管的温差传热和风机得热量引起的温升, 原来的夏季处理过程 (图 6-5) 将变为图 6-8 所示的过程。图中  $\Delta t_1$  是考虑风管和送风机得热的温升;  $\Delta t_2$  是考虑回风机得热的温升。从图上不难看到, 考虑这些得热量后, 空气处理设备的冷量增加了。

## 6.4.2 再热式系统

### 6.4.2.1 系统图

图 6-9 为单风道定风量再热式空调系统。这种系统是图 6-4 系统的改进。它与图 6-4 系统相比的不同点是, 从机房送出同一参数的送风 (单参数系统特点), 在送入每个房间或区域前, 经过再加热盘管加热, 然后才送入室内。这样每个房间或区域可以根据各自设定的温度或根据自己负荷的变化调节送风温度。因此适用于各房间或区域有不同温度要求或负荷变化不同的场合。再加热盘管可以用水或蒸汽作热媒, 也可用电加热。如果只用于一个区域或房间, 再加热盘管放于机房内即可。

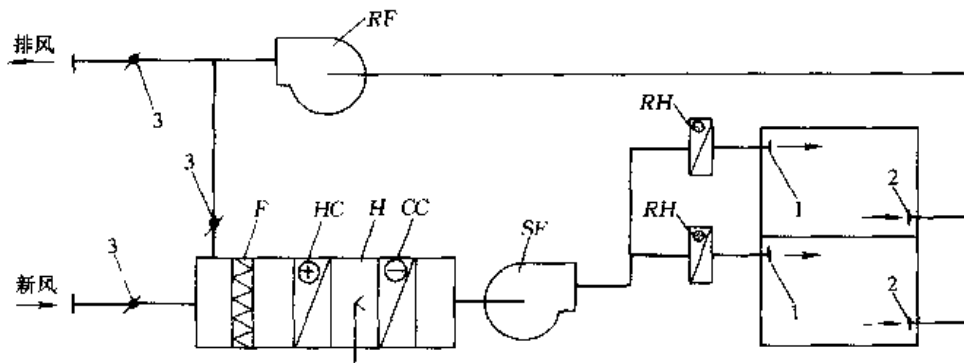


图 6-9 定风量再热式单风道空调系统

RH—再加热盘管; 其余同图 6-4

#### 6.4.2.2 工况分析

图 6-10 为再热式系统夏季工况在  $h-d$  图上的表示。图上的室内、外状态点  $R$ 、 $O$  的确定办法与露点送风空调系统一样（见 6.4.1.2）。通过  $R$  点按室内负荷的热湿比（角系数  $\epsilon$ ）画出送风在室内状态变化的过程，再根据送风温差和空气冷却设备可能处理到的露点，确定送风状态点  $S$ 。夏季工况的过程是：

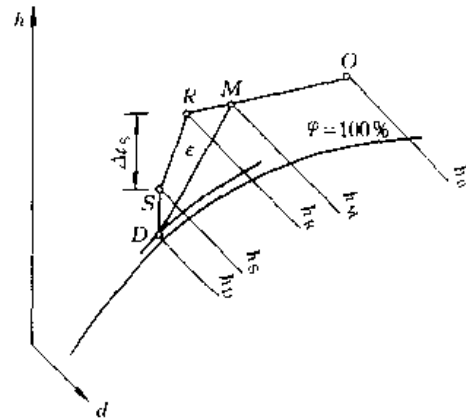
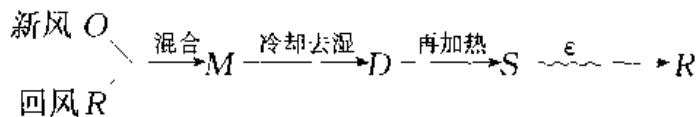


图 6-10 再热式系统夏季工况在  $h-d$  图上的表示

从图 6-10 上可以看到，对冷却后的空气进行再加热，既多消耗了制冷量，又多消耗了热量。多消耗的制冷量和热量应为

$$\Delta \dot{Q} = \dot{M}_s (h_s - h_D) \quad (6-26)$$

式中  $h_D$  为空气冷却后的状态点（相对湿度为 90%~95% 的机器露点）的比焓，kJ/kg； $\Delta \dot{Q}$  为多消耗的制冷量和热量，kW。

不难看出，送风温差  $\Delta t_s = t_R - t_s$  愈小，冷、热量抵消（多耗的制冷量和热量）愈多；但送风量大，对房间温、湿度均匀性和稳定性有利，另外，空气冷却后的温度（即机器露点  $D$ ）有一些提高，对制冷系统有一些好处。总体上看， $\Delta t_s$  宜大一些为好。系统的空气冷却设备的制冷量仍可按 (6-20) 式计算。但它包含三项能量——室内冷负荷、新风冷负荷和再热加热量，后两项负荷分别可按式 (6-21) (6-26) 进行计算。

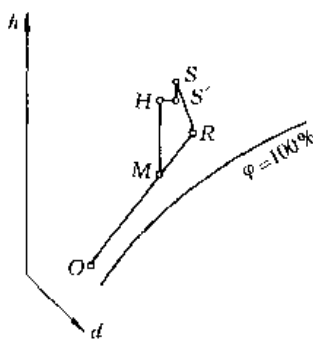


图 6-11 再热式系统冬季工况在  $h-d$  图上的表示

图 6-11 为再热式空调系统的冬季工况在  $h-d$  图上的表示。图上  $MH$  为空气混合后的加热过程； $HS'$  为喷蒸汽的等温加湿过程； $S'S$  为再加热过程，当为多个房间服务时，可以根据各个房间温度调节再加热量，如只为一个房间服务，则在机房内集中调节再加热量。当各个房间的散湿量相差较大，并需要对各个房间的湿度进行严格控制时，则可在再加热盘管后增设加湿器。冬季的送风量一般取夏季工况确定的送风量，冬季送风状态点  $S$  的确定方法与 6.4 节露点送风空调系统一样。系统的加湿器的加湿量仍可按式 (6-26) 计算。

#### 6.4.2.3 再热式空调系统与露点送风空调系统的比较

再热式空调系统与露点送风空调系统相比的优点是：(1) 调节性能好，可实现对温、湿度较严格的控制，也可对各个房间进行分别控制；(2) 送风温差较小，送风量大，房间温度的均匀性和稳定性较好；(3) 空气冷却处理所达到的露点较高，制冷系统的性能系数较高。主要缺点是冷、热量抵消，因此能耗较高。

## 6.5 定风量单风道空调系统的运行调节

全年运行的空调系统都是按夏季和冬季最不利条件下设计的,而实际运行时,室内的负荷并不一定等于设计负荷,室外空气参数也随着季节交替变换而时时在变化着,因此必须对系统进行调节。调节有两个方面:一是如何根据室内负荷的变化对系统进行调节,使室内温、湿度在允许的范围内;二是如何根据季节的变换,充分利用室外空气的自然冷量(室外空气具有的除显热负荷和湿负荷的能力),以及变换空气的处理过程模式。

### 6.5.1 室内温、湿度调节

#### 6.5.1.1 概述

任何一个空调系统,都允许室内温、湿度有一定波动。但不同功能的建筑,其调节要求相差甚远。对于为工业生产、科学实验等环境服务的空调系统,应由工艺要求确定室内温、湿度及其允许波动的范围,其中有的要求比较苛刻,温度波动范围要求在 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 或 $0.5^{\circ}\text{C}$ ,甚至 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ;湿度波动范围要求 $\pm 10\%$ 或 $\pm 5\%$ ,甚至 $\pm 2\%$ 。但也有很多工艺,要求不严格,或只对温度、湿度中一个参数要求严格,而对另一个参数并不严格。对于舒适性空调,允许温、湿度波动的范围比较宽,一般说,温度上下限可差 $3^{\circ}\text{C}$ 左右,湿度上下限可差 $40\%$ 左右。此外,不同的空气处理设备,其调节方法也并不一样。目前在集中式全空气空调系统中,用得最多的空气冷却去湿处理设备是表冷器(或称冷却盘管)。本节只讨论采用表冷器的定风量单风道空调系统的调节问题。

空调房间随着人员出入、照明的启闭、发热设备工作的变化以及室外气象条件的变化,都会导致室内负荷的变化,要保持室内温、湿度在一定允许范围内,对于全空气系统来说,只有两种调节方法——调节风量和调节送风参数。对于定风量单风道空调系统,风量是恒定的,因此只能采用改变送风参数的方法。所谓改变送风参数,即改变送风温度和含湿量。当室内显热冷负荷减少时,由式(6-4)可知,只有提高送风温度 $t_s$ ,减少送风温差 $\Delta t_s$ ,才能保持室内设定的温度;而当室内湿负荷减少,只有提高送风的含湿量 $d_s$ (见式6-6),才能维持设定的室内相对湿度。

#### 6.5.1.2 露点送风系统(图6-4)的调节

夏季工况时,主要依靠通过对表冷器冷量调节来改变空气处理后的状态点(即送风状态点)。空调建筑通常有很多不同形式的空调系统,而冷源往往只一个,即由制冷机房集中制备冷冻水,供多个系统应用。因此冷冻水温度不可能根据各个系统的要求而进行调节,而只能供应一种初温的冷冻水。表冷器冷量的调节有两种办法——调节冷冻水流量和调节通过表冷器的风量,即空气旁通调节。

图6-12(a)为三通调节阀调节冷冻水流量的调节方案。在表冷器冷冻水的出水管上装一个三通电动调节阀,使部分冷冻水旁通表冷器,手动调节阀用于平衡表冷器水路的阻力。当室内显热冷负荷减少,室内温度下降时,自动控制系统根据室内温度的变化,控制三通电动调节阀动作,使旁通水量增加,通过表冷器的水量减少,经表冷器冷却的空气温度(送风温度)升高,送风温差减少,见图6-12(c);反之,当室内冷负荷增加,将使旁通水量减少,表冷器的水量增加,送风温度降低,送风温差增加,从而使室温保持恒

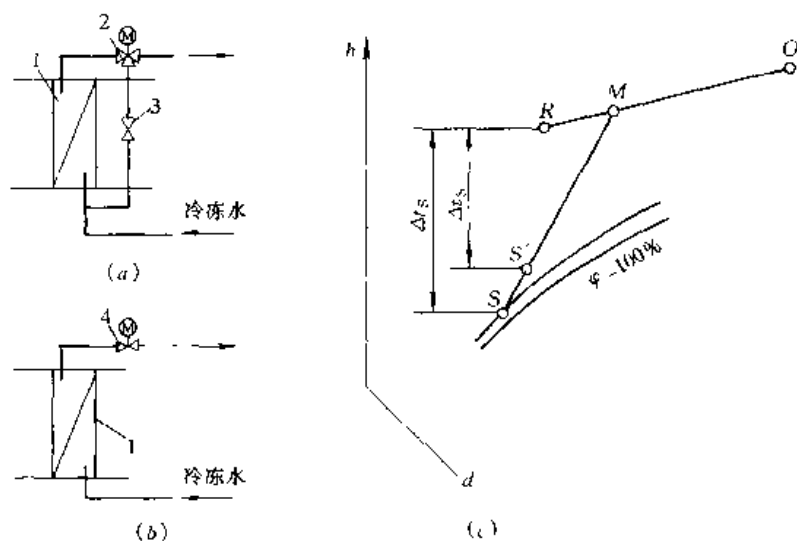


图 6-12 调节通过表冷器的冷冻水流量

(a) 三通调节阀调节冷冻水流量; (b) 二通调节阀调节冷冻水流量;

(c) 表冷器冷冻水流量调节在  $h-d$  图上的表示

1—表冷器; 2—三通电动调节阀; 3—手动调节阀; 4—二通电动调节阀

定。图 6-12 (b) 为二通电动调节阀调节冷冻水流量的调节方案，其动作原理同图 6-12 (a)。由于进入表冷器的冷冻水初温不变，当通过表冷器冷冻水流量改变时，经表冷器冷却的空气状态点基本上在  $MS$  线段上移动（点  $S$  为额定水流量条件下所能达到的状态点，严格说调节过程中过程线  $MS'$  的方向也是变化的）。从图 6-12 (c) 可以看到，送风状态点不仅温度变化了，而且含湿量也变化了。因此，虽然满足了室内温度调节的要求，而不一定满足湿度调节的要求。当表冷器的处理过程是冷却去湿时，随着送风温度的升高，送风的除湿能力降低了。如果室内湿负荷不变，则室内的相对湿度将随着送风温度升高而增加。在民用建筑的空调系统中，往往由于人员的变化而导致室内冷负荷的变化，而人员通常又是湿负荷主要的湿源。室内人员减少，不仅使室内冷负荷减少，也使湿负荷减少，因此上述调节方法也不一定导致室内相对湿度过高。

图 6-13 是表冷器空气旁通调节。图中 (a) 为混合空气旁通，当室内的显热冷负荷减少，室内温度下降，则自动调节系统控制电动调节风门动作，开大旁通通道的风门，关小表冷器通道的风门，这样未经处理空气与经过表冷器处理后的空气混合后的温度（送风温度）升高；反之，当室内负荷减少，旁通风量减少，混合后的送风温度下降，从而实现对室内温度的调节。混合空气旁通调节后的送风状态点  $S'$  在表冷器的空气处理过程  $MS$  线上，如图 6-13 (c) 所示。因此这种调节方法与表冷器水量调节有相似的规律。图 6-13 (b) 是回风旁通调节，又称二次回风。当室内显热负荷减少，室内温度下降，表冷器旁通的回风量（二次回风量）增大，使送风温度升高。回风调节的处理过程见图 6-13 (c)，这时新、回风混合点发生变化，变到  $M'$ ，然后冷却到  $S$ ，再与回风混合到  $S''$ 。送风的除湿能力也将随着送风温度的升高而降低。如果室内湿负荷不变，室内相对湿度同样将随着送风温度的升高而增加。我国许多地区，夏季有很多时间的室外新风的含湿量比室内空气大，因此采用回风旁通调节（二次回风）的送风含湿量比采用混合空气旁通调节或表冷器

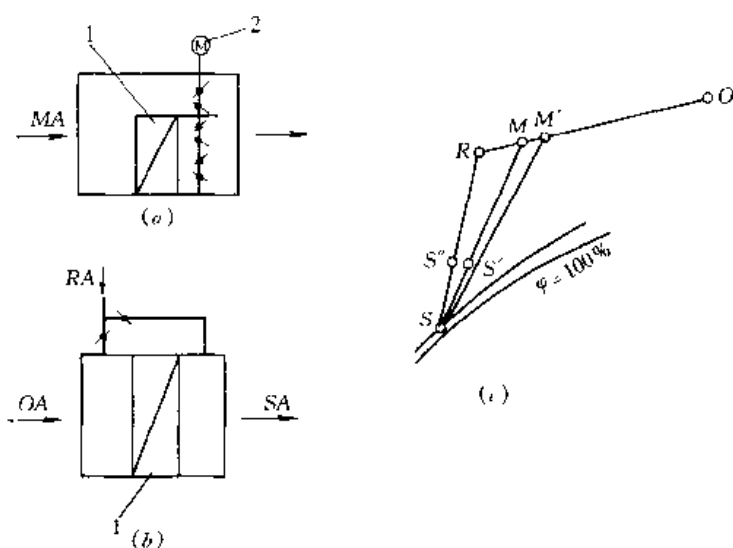


图 6-13 表冷器空气旁通调节

(a) 混合空气旁通; (b) 回风旁通; (c) 空气旁通调节过程在  $h-d$  图上的表示

1—表冷器; 2—电动调节风门; SA—送风; RA—回风; MA—混合风

冷冻水流量调节的送风含湿量低, 即有稍大的除湿能力。

露点送风集中空调系统, 不论采用上述三种调节方法中的那一种, 只能保证室内的温度在一定的范围内, 而难于同时保证室内相对湿度在一定范围内。因此对于室内湿度有严格控制要求的场所, 则不能采用露点送风空调系统。

冬季室外空气温度低, 在寒冷地区, 建筑内部产热量又不多的场合, 通常要求对室内供热。即使在我国南方, 室外空气温度不很低, 甚至建筑内部尚有冷负荷, 但系统引入了新风, 也必须有对空气加热、加湿措施。在集中式全空气系统中, 目前主要采用的加热设备是热水或蒸汽为热媒的空气加热器 (或称加热盘管)。空气加热器加热量的调节有两种办法——调节热水 (或蒸汽) 的流量和调节通过加热器的风量, 即空气旁通调节。图 6-14 (a)、(b) 分别为热水流量调节和旁通调节的原理图。图 (a) 所示的热水流量用三通电动调节阀进行调节, 也可以用二通电动调节阀调节。但以蒸汽为热媒的加热器, 蒸汽流量只能采用二通调节阀调节。图 (b) 为空气旁通调节的方法。由于空气加热过程在  $h-d$  图上是等  $d$  过程, 因此无论调节热水 (或蒸汽) 流量, 还是调节空气旁通流量, 其加热后的状态点总是在通过加热前的状态点的等  $d$  线上变化。

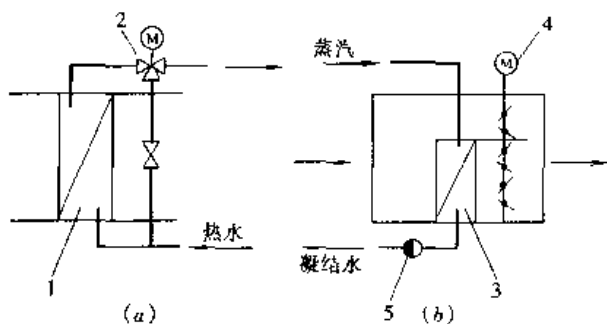


图 6-14 空气加热器的加热量调节方法

(a) 调节热水流量; (b) 调节旁通空气量

1—空气加热器 (热水); 2—三通电动调节阀;

3—空气加热器 (蒸汽); 4—电动调节风门;

5—疏水器

当冬季室内湿负荷不变, 而室内显热负荷变化时, 可通过调节空气加热器的加热量, 控制加热后的送风的温度实现对室内温度的调节。图 6-15 为这种情况调节过程在  $h-d$  图上的表示。当房间温度下降时, 则使  $H$  点升温; 反之, 房



间温度升高,  $H$  点降温。由于采用加湿的方法不同, 空气加热后的温度是不同的; 图 6-15 (a) 中  $HS$  为等温线, (b) 中  $HS$  为等焓线。另外, 图中  $S$  和  $S'$  表示室内有热负荷 (欠热), 而  $S''$  表示室内有冷负荷。当室内显热负荷不变而湿负荷变化时, 则应调节加湿量实现对室内湿度的控制。图 6-16 为这种调节过程在  $h-d$  图上的表示。

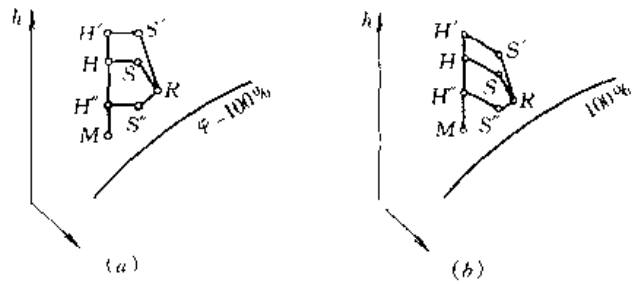


图 6-15 室内湿负荷不变, 显热负荷变化时的调节  
(a) 采用喷干蒸汽的系统; (b) 采用等焓加湿的系统

当房间内湿负荷减少, 含湿量减少, 则应增加加湿量, 使  $S$  点移到  $S'$  点。图中 (a) 为采用喷干蒸汽的系统, 当增加喷蒸汽量后,  $S$  点在等温线上移动。图中 (b) 为采用等焓加湿的系统, 当增加喷入空气的水量时, 将导致空气温度降低, 因此在增加喷入水量的同时, 应同时增加加热量, 这样才可能同时实现对房间湿度和温度的调节要求。

### 6.5.1.3 再热式系统 (图 6-9) 的调节

当空调房间内湿负荷不变, 而显热冷负荷改变时, 只需调节再加热器的加热量, 改变送风温度  $\Delta t_c$ , 即可实现对房间温度的调节 (见图 6-10)。系统中每个房间都可根据自己的显热冷负荷的变化或对房间温度的要求调节送风的再加热量。当房间内显热负荷不变, 而湿负荷变化时, 则应调节送风的含湿量。如果表冷器在冷

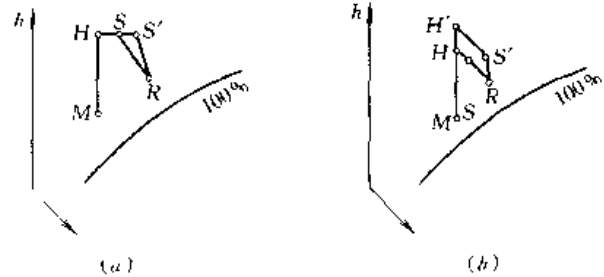


图 6-16 室内显热负荷不变, 湿负荷变化时的调节  
(a) 采用喷干蒸汽的系统; (b) 采用等焓加湿的系统

却去湿工况运行, 则可以调节表冷器的冷量。如图 6-17, 当室内湿负荷减少时, 利用调节表冷器的水量 (或用风量旁通的调节), 使表冷器的处理后的状况是从  $D$  移到  $D'$ , 这时必须同时调节再加热量 (因房间内显热冷负荷不变), 得到新的送风状态点  $S'$ , 从而维持了室内的湿度和温度。如果表冷器在干冷却工况下运行 (室外空气状况点  $O$  在  $R$  的左侧时可能出现), 调节表冷器冷量时含湿量就不会变了。因此这时就不能用调节表冷器的冷量来调节送风的含湿量。由于表冷器冷却后的机器露点是根据设计工况下最大湿负荷确定的。当表冷器干工况运行时, 送风的含湿量只能小于或等于设计工况下机器露点的含湿量。如不能进行控制, 室内湿度将会降低; 如必须控制, 则应采用加湿器加湿 (如喷干蒸汽)。应当指出, 对于为多个房间服务的全空气系统, 只能根据主要的房间的湿度或按多个房间平均状态的湿度 (按总回风的湿度) 来调节。

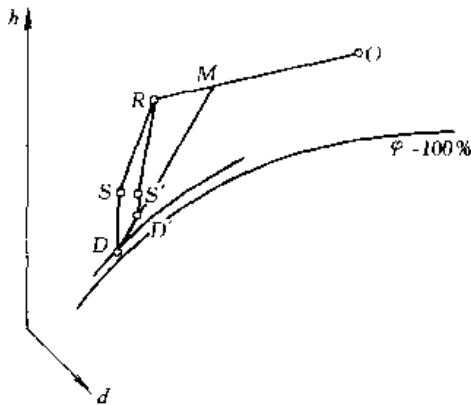


图 6-17 室内显热冷负荷不变, 湿负荷变化时的调节

冬季加热工况的调节与露点送风系统的冬季工况的调节相类似; 系统的送风温度可维持某一温度, 而多个房间可根据各自房间的温度变化和要求来调节再加热量。同样, 房间的湿度只能根据主要

房间的湿度或多个房间的平均状态的湿度来调节。如多个房间都有较高要求的湿度控制，则可在每个房间的送风道内装加湿器。

### 6.5.2 室外空气状态变化时的调节

室外空气的温度、湿度、太阳辐射强度等时刻在变化，它不仅影响室内负荷的变化，而且系统引入的新风直接影响到对空气的处理过程；在一定条件下，室外新风本身具有冷却和去湿的能力，运行时应充分地利用这种能力，以节约能量。因此，全年空调的系统，应根据室外气象条件的变化制定出合理运行策略，以便在满足室内空调要求的前提下节约能耗。

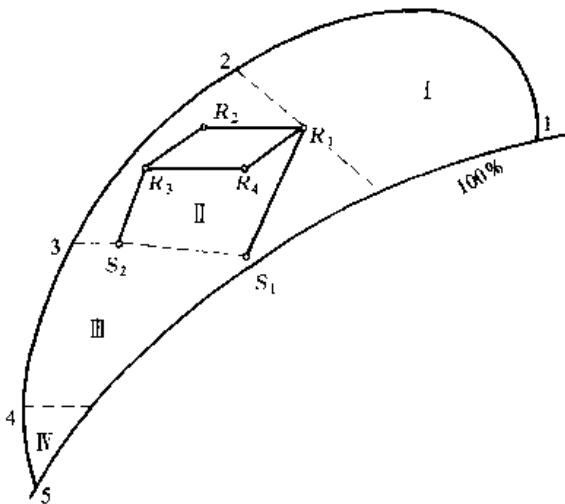


图 6-18 单风道露点送风空气处理方案

对于任何一个地区，在  $h-d$  图上，全年可能出现的室外空气状态将在由某一曲线与  $\varphi=100\%$  饱和线所包围的区域内，该曲线称为室外气象包络线，即图 6-18 中的 1-2-3-4-5。除了某些工艺性空调外，夏季与冬季的室内温湿度要求是不同的，例如夏季  $t_R=26^\circ\text{C}$ ，冬季  $t_R=22^\circ\text{C}$ ；相对湿度允许在  $40\%\sim60\%$  范围内。因此全年的允许的室内状态点也为一小区域，如图 6-18 中的  $R_1-R_2-R_3-R_4$  区域。

图 6-18 表示了露点送风、采用表冷器和干蒸汽加湿器的单风道空调系统全年空气处理工况的分区。这里假定了全年室内

都有冷负荷，但夏季冷负荷大于冬季冷负荷。图中  $S_1$  和  $S_2$  点分别为夏季和冬季送风状态点。对于露点送风系统，在冷却去湿工况时无法同时对温度和湿度进行严格控制，因此所采用的调节方案是优先对温度进行控制，适当兼顾对湿度的控制。表 6-2 中给出了各区的调节方案。其中空气冷却去湿用的表冷器冷量采用变水量调节，进表冷器的冷冻水温度保持不变。各区的调节方案如下：

I 区：室外空气比焓  $h_0>$  室内比焓  $h_R$  的室外空气参数属于该区。该区采用最小新风量。空气处理过程如下：

$$\begin{array}{c} \text{新风 } O \\ \searrow \\ \text{混合} \rightarrow M \xrightarrow{\text{冷却去湿}} S \xrightarrow{\epsilon} R \\ \nearrow \\ \text{回风 } R \end{array}$$

调节表冷器的水流量以控制室内温度。不对室内湿度进行调节，由于系统是按最大湿负荷进行设计的，一般情况下室内相对湿度符合要求。

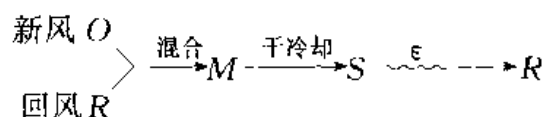
II 区： $h_0\leq h_R$ ，且室外空气温度  $t_0>$  送风温度  $t_s$  的室外空气参数属于该区。该区大部分室外状态可采用全新风运行。空气处理过程如下：

$$\text{新风 } O \xrightarrow[\text{或干冷却}]{\text{冷却去湿}} S \xrightarrow{\epsilon} R$$

其中表冷器干冷却工况出现在被冷却的新风露点低于表冷器表面温度时。全新风运行时，

室内温度通过调节表冷器水量进行控制。

有些地区室外空气比较干燥（如新疆、内蒙、甘肃、宁夏、青海等一些地区），或室内湿负荷很小，当采用全新风运行时，可能会出现室内相对湿度  $\varphi_R < \varphi_{R\min}$ （允许最小相对湿度），这时应采用部分回风，以调节室内的湿度，空气处理方案如下：



露点送风空调系统调节方案

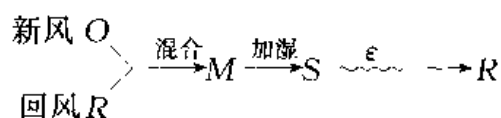
表 6-2

工况区	范围	空气处理过程	室内温度调节	室内湿度调节	新风量
I	$h_0 > h_R$		调节表冷器的水流量		最小新风量
II	$h_0 \leq h_R$ $t_0 > t_s$		调节表冷器的水流量	新、回风混合比 ( $d_0 < d_s$ 时)	全新风 或 > 最小新风量
III	$t_0 \approx t_s$		调节新、回风混合比	调节喷蒸汽量	> 最小新风量
IV	$t_0 < t_4$		调节加热器的热媒流量	调节喷蒸汽量	最小新风量

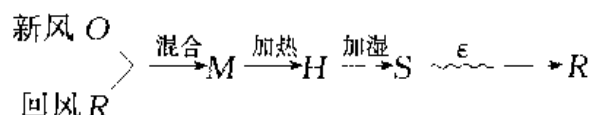
调节新、回风混合比以控制室内湿度；调节表冷器的水流量以控制室温。

Ⅲ区： $t_0 < t_s$ ，且  $t_0 \geq t_4$ （最小新风比的温度界限）的室外空气参数属于该区。该区采用新风与回风混合后直接送入室内消除室内冷负荷。根据室内温度来调节新、回风的混合比。调节的极限是最小新风量时所对应的温度  $t_4$ 。

对于室外空气比较干燥的地区，或当室内湿负荷很小时，则可以采用喷蒸汽来调节室内湿度，而室内温度仍然采用新、回风混合比来调节。其空气处理过程为：

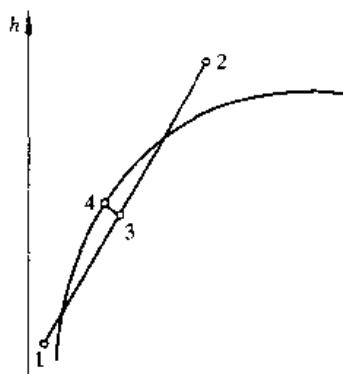
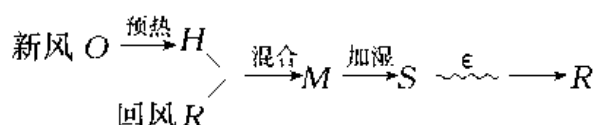


Ⅳ区： $t_0 < t_4$  的室外空气参数属于该区。该区采用最小新风，其空气处理过程如下：



室内的温、湿度通过控制加热量和喷蒸汽量来调节。

在寒冷地区，Ⅳ区的温度比较低，尤其当室内要求有较大的相对湿度（如纺织车间）时，新、回风混合后可能落在  $\varphi = 100\%$  曲线的右下侧“雾区”，如图 6-19 中的点 3。这时水汽会立即凝结析出，空气成饱和空气（状态 4）。由于空气中析出了水分，空气焓值减少了一些，应为  $h_4 = h_3 - 4.19(d_3 - d_4)$ 。但式中的后一项很小，可近似地认为 3-4 是等焓。空气中水汽凝结后，有可能产生霜雪。为此，应先对新风预热，此时的空气处理过程为：



有的地区冬季室外温度很低，或冬季室内需要补充热量时，新风的预热负荷很大（空气加热前后的温升很大），这时宜将新风预热到某一温度（如  $5^\circ\text{C}$ ），与回风混合后再进行加热和加湿；室温则通过控制混合后的加热量来调节。

上面讨论了定风量单风道露点送风空调系统的全年运行调节的工况分区及调节方案，并假定了该系统采用表冷器对空气进行冷却去湿和喷蒸汽进行加湿的处理手段，且全年都有冷负荷。下面就该运行调节方案和其他条件下的调节问题补充说明如下：

图 6-19 混合点在雾区

(1) 从表 6-2 中可以清楚看到，除了Ⅰ、Ⅳ区采用最小新风量外，其余区的新风量均大于最小新风量，或采用全新风运行，这不仅充分利用了室外空气的自然冷量，而且有利于改善室内空气品质。

(2) 上述分区的分界线应理解为在某一参数范围内浮动的界线。例如，Ⅰ、Ⅱ区的分界线并非专指  $R_1$  的等焓线（图 6-18），而应是在运行条件下的室内状态的等焓线。因为在实际运行时，虽然室外空气的焓值大于  $R_1$  点的焓值而采用了全新风，经冷却去湿处理的新风送入室内后，可能由于室内湿负荷减小等原因，使室内实际的状态点  $R$  位于  $R_1$  的左侧，该点焓值小于室外空气的焓值，那么此时采用全新风就多耗一些能量。当然，为了控制简单，也可选一合适的参数作固定分区界线。

(3) 有些空调系统冬季室内无冷负荷，而有热负荷（即需向室内补充热量），这时仍按Ⅳ区的空气处理方案，但应增加空气加热量，使送风状态点  $S$  高于  $R$ 。

(4) 采用表冷器及干式蒸汽加湿器的再热式空调系统的全年运行调节与露点送风空调系统相类似。其特点是各房间的温度全年都可通过控制再加热量来调节。在Ⅰ、Ⅱ区，当表冷器在冷却去湿工况运行时，房间的湿度是通过控制表冷器的空气出口状态来调节；对多房间系统，只能满足主要房间对湿度的控制要求。有关再热式系统的调节方案可由读者参照露点送风的方案进行分析。

## 6.6 定风量双风道空调系统

### 6.6.1 定风量露点送风双风道空调系统

图 6-20 是一最简单的定风量双风道（双参数）空调系统。该系统有两条送风管道，分别送冷风和热风。冷风和热风在每个房间或区域的混合箱内按一定比例混合，然后送入

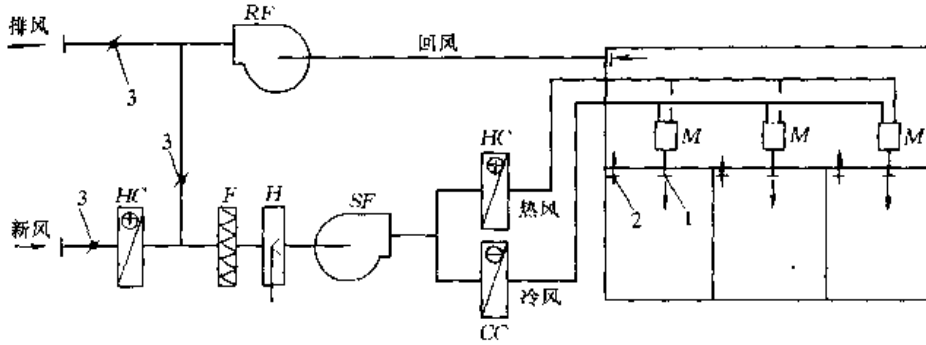


图 6-20 双风道定风量集中空调系统

M—混合箱；其余符号同图 6-4

室内。该系统的混合箱具有两个功能——根据房间设定的温度和负荷调节冷、热风比例；保持送风量恒定。混合箱的形式很多，图 6-21 是其中一种混合箱示意图。混合阀由温度控制器根据室内温度调节冷、热风混合比；而风量由弹簧式的风量控制风门保持恒定。该风门在弹簧与风门上下静压作用下平衡。当冷、热风混合阀改变时，导致箱内下空间静压变化。若静压变大，必然会引起风门的流量增大，但这时由于静压变大会把风门关小，从而保持流量一定。混合箱可带多个风口，可以一个区或一个房间放一个。

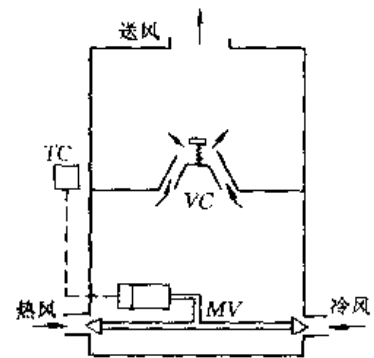


图 6-21 双风道定风量混合箱

TC—温度控制器；MV—混合阀；

VC—风量控制风门

该系统的夏季与冬季的处理过程在  $h-d$  图上的表示见图 6-22。夏季处理过程如下：

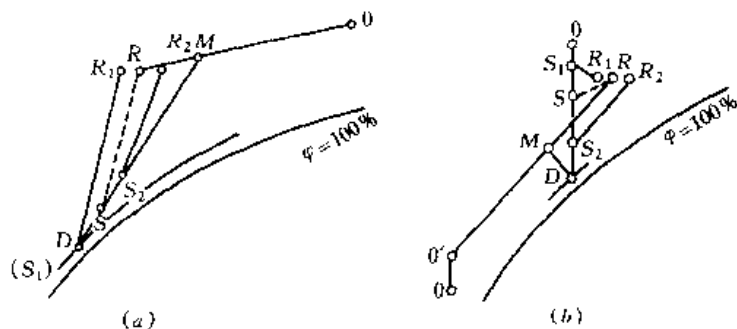
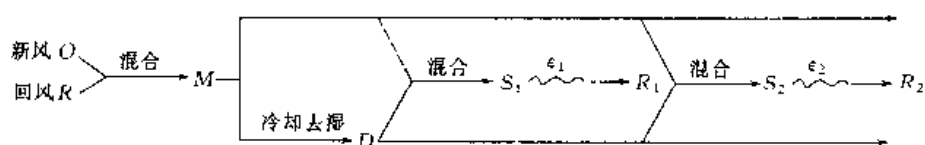
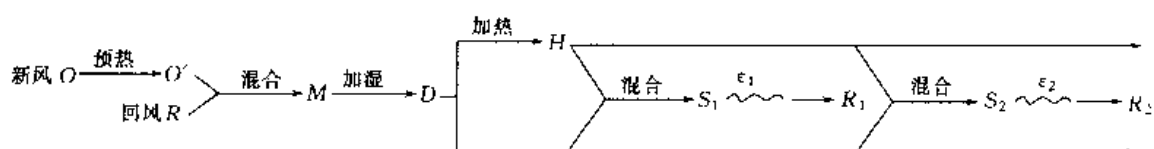


图 6-22 双风道定风量系统的处理过程

(a) 夏季工况；(b) 冬季工况



冬季处理过程如下：



在图 6-22 中，为把主要的过程表示清楚，图中均未表示风机温升、风管的温差传热及回风顶棚内吸收灯光热量的温升。图中  $R_1$ 、 $R_2$  分别为不同房间室内状态点， $R$  为平均的室内状态点。由于各房间的热湿比及负荷不一样，即使房间温度的设定一样，而各房间送风温度和各房间的湿度都不一样。图 6-22 (a) 中房间 1 的送风温度就等于冷风温度，即不与热风混合；房间 2 由于冷负荷小而与热风混合，送风温度高于冷风温度。该系统在夏季的送风是新风与回风的混合空气，即有一部分新风未经冷却去湿处理。当室外空气潮湿或个别房间内湿负荷大时，就无法满足夏季调节的要求。为此这种系统不宜用于室外计算湿球温度超过  $25^{\circ}\text{C}$  的地区；为保证系统有一定的除湿能力，夏季冷风（处理后）的露点通常比单风道系统的低，要求冷风温度不宜高于  $13^{\circ}\text{C}$ ；另外该系统的最小新风不宜超过总风量的  $35\% \sim 40\%$ ，否则会导致夏季的送风湿度过高<sup>[2]</sup>。该系统中加湿采用了喷循环水或高压喷雾方法，即等焓加湿。在民用建筑内一般冬季室内的湿负荷等于或稍小于夏季湿负荷，因此冬季的冷风经等焓加湿后的  $D$  点温度控制在  $13 \sim 16^{\circ}\text{C}$ 。当室外空气比焓  $> O'$  点的比焓时，可调节新风与回风的混合比来控制冷风的状态点  $D$ ；室外空气比焓  $\leq O'$  点的比焓时，采用最小新风量，并应对新风预加热。

从图 6-22 (a) 还可以看到，双风道系统的夏季工况实质上相当于单风道系统中表冷器混合空气旁通调节的情况（参见 6.5.1 图 6-13），只不过单风道系统中的机组只能混合成一种送风状态；而双风道系统可根据各个房间具体情况混合成不同的送风状态。

冷风的风量按设计条件下最大冷负荷和大部分区域是全冷风运行（即不混合热风）确定，并考虑风机、风管的温升。而且还需考虑混合箱冷、热风阀漏风影响，即热风阀关闭时漏风导致送风温度的升高。质量好的混合箱漏风率约  $3\% \sim 7\%$ ，质量差的可达  $10\% \sim 20\%$ 。冷风管的尺寸可按此设计条件下的冷风量确定。热风管并不按冬季的热风量确定，因为最大热风量可能出现在过渡季。实际计算较复杂，通常按冷风管面积的比例来确定。当夏季设计工况下冷风量占总风量的  $85\% \sim 100\%$  时，热风管的面积可取冷风管面积的  $80\%$ 。风道系统宜用低速系统（风速不超过  $10\text{m/s}$ ），在建筑空间受限时采用高速系统（上限风速不超过  $25\text{m/s}$ ）。

### 6.6.2 定风量再热式双风道空调系统

上述双风道系统中夏季在部分负荷时会出现房间湿度过高的现象,为使调节过程中不

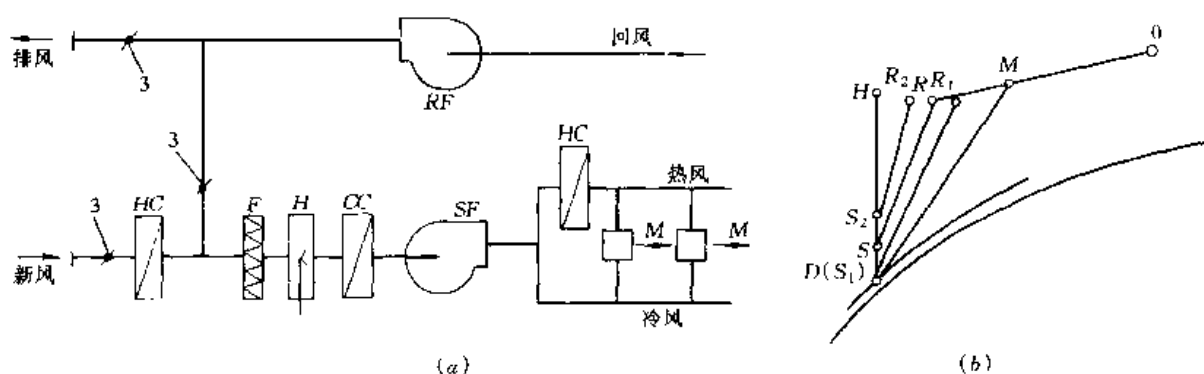


图 6-23 定风量再热式双风道空调系统

(a) 系统形式; (b) 夏季处理过程; 符号同图 6-20

致出现湿度过高的情况，可以采用定风量再热式双风道空调系统，如图 6-23 所示。与图 6-20 系统不同之处是夏季的热风是经表冷器冷却后的冷风，经再加热而得到的。因此，加热后的热风（ $H$  点）与冷风（ $D$  点）的含湿量相同，混合后的送风状态点含湿量也始终与冷风一致，从而保证了送风的除湿能力。图 6-23（b）中表示两个典型房间的空气处理过程，其中房间 1 具有最大冷负荷，进入房间的空气全部是冷风，室内状态点为  $R_1$ ；房间 2 具有部分负荷，进入房间的空气是冷热风混合后的空气（状态  $S_2$ ），室内状态为  $R_2$ ；图中  $S$ 、 $R$  表示该系统的平均送风状态和平均室内状态。该系统的冬季处理过程与图 6-20 系统一样。再热式系统的能耗（制冷设备的容量）要比图 6-20 系统大一些。

### 6.6.3 多区机组空调系统

空气处理设备采用多区机组的空调系统称为多区机组空调系统，它是双参数系统的一种形式。每个房间或区域的送风都集中于多区机组内由冷、热风混合而成。多区机组如图6-24所示，其中(a)为机组内部结构示意图。机组内设有表冷器和加热盘管。在夏季，

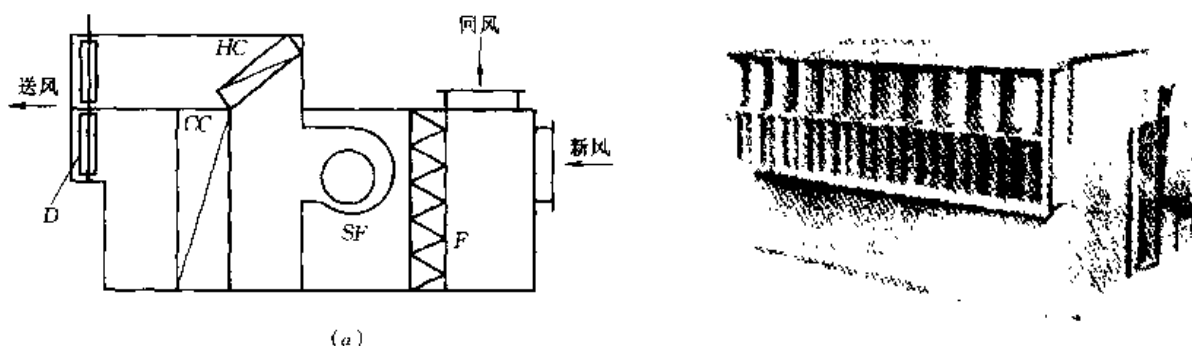


图 6-24 多区机组

(a) 多区机组结构示意图; (b) 多区机组外形图

D—混合风门；其他符号意义同图 6-4

部分空气通过表冷器冷却去湿——冷风，另一部分空气未经处理（通过上部加热器）——热风；而在冬季，部分空气经加热盘管——热风，另一部分未经处理（通过表冷器）——冷风。因此在机组出口部分形成2个风仓——冷风仓（下部）和热风仓（上部）。冷、热风仓均设有若干个出口，并都装有混合风门，如图中（b）所示。控制每一对冷、热风出口的混合风门（冷风门与热风门的动作相反，一个开大，另一个关小），以调节冷热风混合比，从而获得所要求的送风参数，然后再送到房间或区域中。它的工作原理与图 6-20 的系统没有原则性的差异。

## 6.7 变风量空调系统

变风量（Variable Air Volume-VAV）系统是利用改变送入室内的送风量来实现对室内温度调节的全空气空调系统，它的送风状态保持不变。变风量空调系统有单风道、双风道、风机动力箱式和诱导器式四种形式。诱导器系统将在 6.10 节中介绍。

### 6.7.1 变风量单风道空调系统

图 6-25 是典型的变风量单风道空调系统。其中空气处理机组与定风量空调系统一样送入每个区或房间的送风量由变风量末端机组（VAV Terminal Unit，或称变风量末端装置）控制。每个变风量末端机组可带若干个送风口。当室内负荷变化时，则由变风量末端

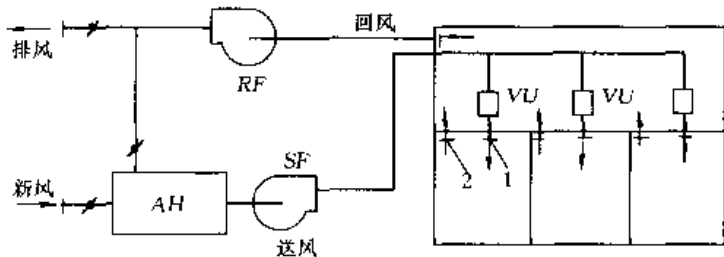


图 6-25 变风量单风道空调系统

AH—空气处理机组；VU—变风量末端机组；其他符号同图 6-4

机组根据室内温度调节送风量，以维持室内温度。图 6-26 为变风量系统夏季调节过程。由于室内的显热冷负荷和湿负荷的变化并不一定同步，即随着室内负荷的变化，室内的热湿比也在变化，那么，根据温度调节的结果，就不一定满足房间湿度调节的要求，如图

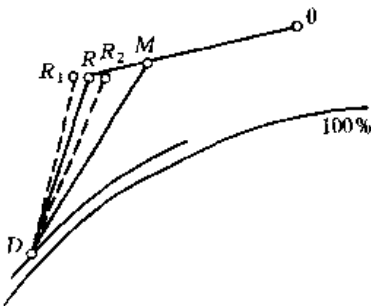


图 6-26 单风道变风量系统夏季调节过程

6-26 中调节后的室内状态点  $R_1$ 、 $R_2$  的湿度偏离了原来  $R$  点的湿度。

当房间负荷变得很小时，就有可能使送风量过小，导致房间得不到足够量的新风，或导致室内气流分配不均匀，最终使室内温度不均匀，影响人体舒适感。因此变风量末端机组都有定位装置，当送风量减少到一定值时就不再减少了。通常变风量末端机组的风量可减少到 30%~50%。在最小负荷时，变风量末端机组已在最小风量下运行，有可能出现室内温度过低。为此，可以在变风量末端机组中增加再加热



器，在最小风量时启动再加热器进行补充加热，以维持室内温度。

变风量系统的一个主要设备是变风量末端机组，有节流型和旁通型两类。节流型是利用节流机构（如风门）调节风量。旁通型的是将部分送风旁通到回风顶棚或回风道中，从而减少室内送风量。这样有部分经热、湿处理过的空气随排风被排到室外，浪费了冷、热量。因此，这种旁通型变风量末端机组所组成的系统的总风量是不变的，这样的系统不是具有节能特点的真正意义上的变风量系统，这里不再详细介绍。

图 6-27 为节流型的再热式变风量末端机组结构示意图。该 VAV 末端机组箱体内贴保温吸声材料（如玻璃棉毡）；采用蝶型风门调节风量；出口端的再加热器是一排或两排的热水管。如果不装再加热器，即为普通的标准型变风量末端机组。风量调节除了蝶型风门外，还有文丘里管（配圆锥形阀）式、双套筒式（改变套筒上缝隙面积）和气囊式（利用气囊的胀缩改变空气流通断面）等形式。在标准型变风量末端机组出口端不同方位设有出口接管（圆形和椭圆形），以便用柔性管连接风口。再热型 VAV 末端机组出口端可外接有多出口的静压箱，或直接接风管。

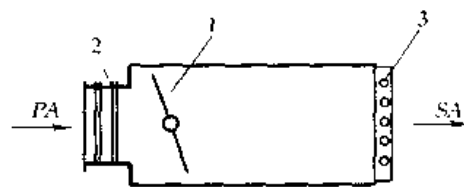


图 6-27 再热式变风量末端机组  
1—蝶型调节风门；2—风量传感器；  
3—再加热器；PA—由系统来的一次风；SA—室内送风

变风量末端机组按风量调节方式分有两类：压力有关型和压力无关型。压力有关型是由恒温控制器直接控制风门的角度，VAV 末端机组的送风量将随系统的静压的变化而波动。压力无关型 VAV 末端机组的风门角度根据风量给定值（有上、下限）来调节。这种 VAV 末端机组需在入口处设风量传感器（如图 6-27 所示）。风量传感器是由两根测压管（全压和静压）组成，可以测流速（即流量）。风量控制器根据实测风量值与风量给定值之差值来控制风门，而恒温控制器根据室内温度的变化设定风量控制器的风量给定值。这时 VAV 末端机组的送风量不会因系统的静压的变化而变化。

在部分负荷时，系统内变风量末端机组调节的结果，使整个管道系统的阻力增加，系统的风量减少了，这时管道内的静压将增加，而导致系统漏风增加，还可能使风机处于不稳定状态工作；变风量末端机组还因阀门关得过小而调节失灵；另外过度节流会导致噪声增加。因此，在 VAV 末端机组调节的同时，还应对系统风机进行调节，使总风量适应变风量末端机组调节所要求的风量，且使管道内的静压维持在一定水平内。风机风量调节的方法有多种——变风机转速，变风机入口导叶角度，风机出口风门调节，风机旁通风量调节等。风机出口风门调节实质上是增加阻力的调节方法，并不改变风机特性，风量太小时，可能会导致风机在不稳定区工作；风量旁通调节虽然解决了风管内静压不致升高的问题，但风机能耗并未因风量下降而减少，变风量系统的节能优点就失去了。改变离心风机入口导叶角度，使空气进入叶轮时预旋一个角度，从而改变风机的特性；变风机转速（如采用变频电机）也是改变风机的特性。后两种调节方法的节能效果好，尤其是变转速的方法。因此变风量系统宜采用这两种风量调节方法。

系统总送风量的控制主要有两种策略：（1）定静压控制——保持风道内的静压恒定，即根据风道的静压控制风机的转速或入口导叶的角度。实际上只能保持安装静压传感器处的静压恒定，因此静压传感器安装位置就成关键问题之一，目前通常是安装在风机到最远

端的  $2/3$  之处。(2) 变静压控制——在调节过程中风道内的静压根据变风量末端机组风门开度来调整。自动控制系统测定每个变风量末端机组的阀位, 风道内的静压应使最大开度的变风量末端机组的风门(即最大的相对负荷)接近全开位置。当最大开度的 VAV 末端机组风门开度小于某一下限值时, 则减少风道的静压设定值; 反之, 当风门开度大于某一上限值时, 则增加静压设定值。风机转速或入口导叶角度根据变化的静压设定值进行调节<sup>[3]</sup>。除了这两种方法外, 国内还提出了一种总风量控制法, 即不通过静压控制总风量, 而是根据压力无关型 VAV 末端机组设定的风量, 确定系统总风量, 计算出风机的转速, 从而对风机进行调节<sup>[4]</sup>。

当系统有回风机时, 应对回风机进行控制。系统的回风量应当与送风量匹配, 并维持室内一定的正压。回风量的控制有以下几种策略:(1) 回风机由同一个系统静压控制, 使回风量与送风量按同一比例进行变化。这样, 随着负荷的减少, 新回风量差值减少, 房间内正压将发生变化。因此, 这种控制宜用于变风量调节的比例不太大的场合。(2) 根据室内正压进行控制。缺点是房间维持的静压差很小, 且易受干扰, 测量静压差困难。(3) 测量送回风的风量, 控制回风机使送、回风差值在一定范围内。但风量的现场测量有时也很难测得准确。

VAV 系统除了适应房间或区域的负荷进行调节外, 还需根据室外气象参数进行运行调节。其运行调节的策略与单风道定风量系统类似(参见 6.5.2)。假设 VAV 系统冬夏都有冷负荷, 并采用表冷器作冷却去湿设备。当室外空气的焓值  $h_0 >$  室内空气焓值  $h_R$  时, 采用最小新风, 当  $h_0 \leq h_R$ , 采用全新风, 而后将混合风或全新风冷却到恒定的送风温度。当室外空气的温度  $t_0 <$  送风温度  $t_s$  时, 可以调节新回风混合比来保持一定的送风温度。当室外温度下降, 新风量降到最小新风量时, 则应采用最小新风, 并用加热盘管来保持送风温度。一般说, 冬季和过渡季节的室内冷负荷比夏季冷负荷小一些, 这时可以适当增高送风温度的设定值。有关各区的空气处理过程及送风湿度的控制由读者自行分析。如果 VAV 系统只为建筑的周边区服务, 冬季室内无冷负荷而有热负荷时, 则冬季可以送热风, 这时 VAV 末端机组转换控制模式——室温升高时, 减少风量。如果 VAV 系统既为周边区又为内区服务, 则冬季的送风温度仍应根据内区的冷负荷来确定, 周边区送最小风量, 并利用 VAV 末端机组的再加热盘管向室内供热。

单风道 VAV 空调系统的主要优点有:(1) 在部分负荷下运行, 可以节省输送空气的能耗, 即节省风机能耗。(2) 一个系统可同时实现对很多个负荷不同、温度要求不同的房间或区域的温度控制。(3) 各个房间或区域的高峰负荷参差分布时, 更显示 VAV 系统的优点, 这时系统的总风量及相应的设备(冷却、加热盘管等)和送风管路都比较小。(4) 当某几个房间无人时, 可以完全停止对该处的送风, 既节省了冷量或热量, 而又不破坏系统的平衡, 即不影响其他房间的送风量。(5) 当 VAV 系统的实际负荷达不到设计负荷或系统留有余量时, 可以很容易增加新的空调区域或房间, 且费用很低, 也不会影响原系统的风量分配; 另外也很容易适应建筑格局变化时对系统的改造。VAV 系统的缺点有:(1) 当房间在低负荷时, 送风量减少会造成新风量供应不足, 影响室内的气流分布, 严重时会造成温度分布不均匀, 影响房间的舒适度。(2) VAV 末端机组会有一定噪声, 主要是在全负荷时产生较大噪声, 因此宜取比实际需要稍大一些的 VAV 末端机组; 或使 VAV 末端机组负担的区域小一些, 这样可以选用较小型号的 VAV 末端机组, 它的噪声水平相对

低一些。(3) 系统的初投资一般比较高。(4) 控制比较复杂, 它包括房间温度控制、送风量控制、新风量和排风量控制、送回风量匹配控制和送风温度控制, 这些控制互相影响, 有时产生控制不稳定。

### 6.7.2 风机动力型变风量系统

风机动力型 (Fan Powered) 系统是在单风道 VAV 系统的变风量末端机组上串联或并联风机的 VAV 系统。图 6-28 是串联型风机动力箱示意图。它由一套压力无关型变风量装置和一台离心风机组合而成。一次风与吸入箱内的室内空气混合后, 经风机送出。一次风的风量根据室内温度进行控制, 是变风量的; 由动力箱送出的风量是恒定的, 从而保证了室内气流分布稳定和温度分布的均匀性。如果一次风不经箱内风机, 而与风机并联, 风机只诱导室内空气, 这种机组称为并联型风机动力箱。如果在风机动力箱的风机出口端装上加热盘管 (热水型或电热型), 即为再热型风机动力箱。再热型风机动力箱可用于周边区在冬季时向室内供热, 或用于在一次风最小风量时出现房间温度过低时调节室温。

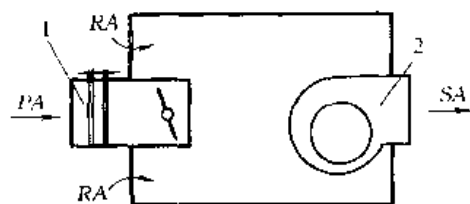


图 6-28 串联型风机动力箱示意图

1—变风量装置; 2—离心风机;

RA—室内空气; 其他符号同图 6-27

风机动力箱系统最大的优点是系统是变风量的, 而室内送风是恒定的, 避免了小负荷时 VAV 系统因送风量减小而带来的气流分布不稳定和温度分布不均的缺点。但这种系统能耗比常规的变风量系统的能耗高 (多了箱内风机的能耗), 同时也带来了噪声。

串联型与并联型各有优点。并联型的箱内风机可间歇运行, 即只在一次风量达到某一最小设定值时才运行。从而减少了风机动力箱的不利因素。串联型适合用于低温送风空调系统, 例如冰蓄冷的空调系统。这种系统送风温差大, 风量小, 风机动力箱弥补了风量小所带来的不利影响。

### 6.7.3 双风道变风量系统

图 6-29 为双风道变风量系统及其末端装置的示意图。该系统送出两种参数的空气——冷风和热风, 通过设在每个房间或区域内的变风量混合箱送入室内。混合箱的工作原理如图中 (b) 所示。混合箱内有风量调节风门 VR 和最小风量控制风门 MVC。当夏季室内冷负荷大时, 混合阀使冷风口全开, 热风口关闭。此时恒温控制器控制风量调节风门 (VR) 开大或关小。随着冷负荷减小, 风量调节风门 (VR) 关小, 最终关闭; 这时风量将由最小风量控制风门保证风量不小于设定的最小送风量。若室内温度继续下降, 恒温控制器将控制混合阀, 使热风门开大, 冷风门关小, 以维持室内的温度。从变风量混合箱的工作原理可以看到, 对于每一个房间或区域来说, 在冷负荷较大时, 按变风量运行; 当风量下降到一定值时, 按定风量、双风道方式运行。从而避免了单风道变风量系统在冷负荷很小时房间的送风量太少带来的气流不稳定和温度场不均匀的问题。图 6-30 表示了双风道变风量系统的空气处理过程, 图中未表示风机和管道温升。图中  $R_1$  为房间 1 的室内状态点, 该房间有较大冷负荷;  $R_2$  为房间 2 室内状态点, 该房间冷负荷小, 保持最小送风量;  $R$  为系统的平均回风状态点。该系统的空气处理过程如下:

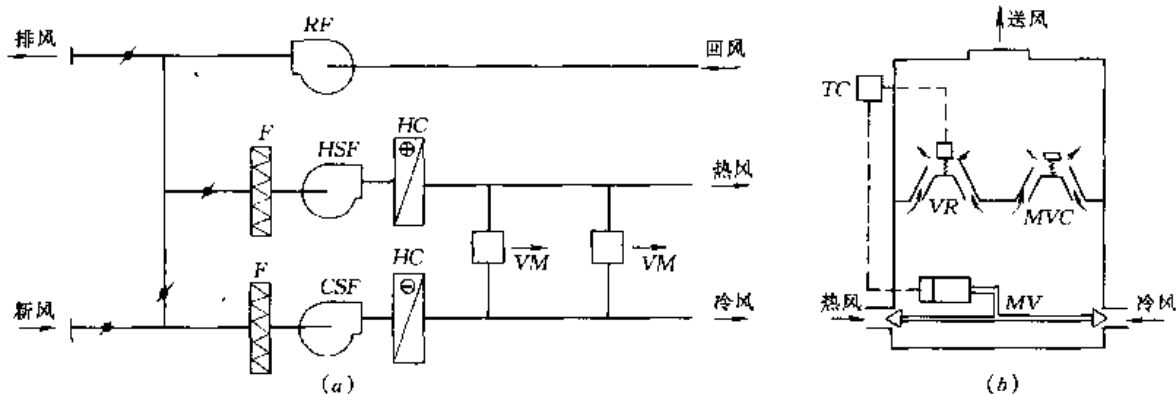


图 6-29 双风道变风量系统

(a) 双风道变风量系统原理图; (b) 双风道变风量混合箱示意图

HSF—热风送风机; CSF—冷风送风机; VM—变风量混合箱; MVC—最小风量控制风门;

VR—风量调节风门; MV—混合阀; TC—温度控制器; 其余符号同图 6-4

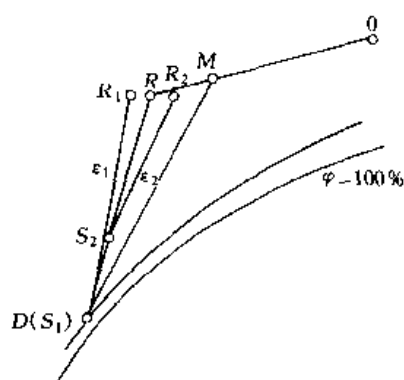
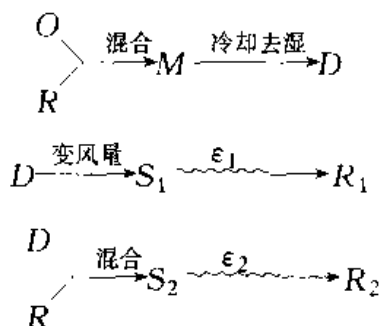


图 6-30 双风道变风量系统运行工况在  $h-d$  图上的表示

冷风处理过程

房间 1

房间 2



双风道变风量系统中冷风的送风温度保持某一恒定值, 通过调节表冷器的冷冻水流量或新回风的混合比 (当新风温度小于冷风温度的设定值时) 来保持冷风的送风温度。热风直接利用回风, 实质上利用了室内的热量。当回风的热量不能满足需要时, 投入热风管路上的加热盘管 (热水或蒸汽作热媒)。

图 6-29 (a) 系统中 3 台风机都需按可能的最大风量选取。冷风、热风的送风机风量可按管路系统中的静压进行控制; 而回风机的风量通过测定送风量 (冷、热风量之和) 及回风量来控制。对于寒冷地区, 该系统的新风需设置预加热盘管 (如图 6-20)。

## 6.8 全空气系统中的空气处理机组

全空气系统中, 送入各个区 (或房间) 的空气在机房内集中进行处理。对空气进行处理的设备称为空气处理机组, 或称空调机组。市场上有各种功能和规格的空调机组产品供空调用户选用。不带制冷机的空调机组主要有两大类: 组合式空调机组和整体式空调机组。组合式空调机组由各种功能的模块 (称功能段) 组合而成, 用户可以根据自己的需要选取不同的功能段进行组合。按水平方向进行组合称卧式空调机组; 也可以迭置成立式空调机组。图 6-31 为一卧式空调机组的外形图。该机组由风机段、空气加热段、表冷段、

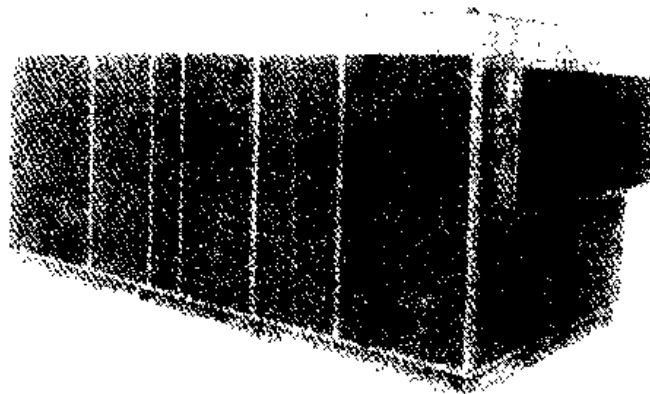


图 6 31 卧式空调机组

空气过滤段、混合段等功能段所组成。组合式空调机组使用灵活方便，是目前应用比较广泛的一种空调机组。整体式空调机组在工厂中组装成一体，有固定的功能；有卧式和立式两种机型。这种机组结构紧凑，体型较小，适用于需要对空气处理的功能不多，机房面积较小的场合。组合式空调机组最小规格风量  $2000\text{m}^3/\text{h}$ ；最大规格风量可达  $20 \times 10^4\text{m}^3/\text{h}$ 。目前国内市场上的产品规格型式都不一致。组合式空调机组断面的宽 $\times$ 高的变化规律有两类。有些工厂生产的空调机组，一定风量的机组的宽 $\times$ 高是一定的；另有些工厂的空调机组，一定风量的机组可以有几种宽 $\times$ 高组合，所有的尺寸都与标准模数成比例，它的使用更为灵活。下面将介绍组合式机组中的各种功能段，这些功能段同样也用于定型的整体机组内，不过这些机组内只用了其中几种功能段。

#### 6.8.1 空气过滤段

空气过滤段的功能是对空气的灰尘进行过滤。有初效过滤和中效过滤两种。中效过滤段通常用无纺布的袋式过滤器。初效过滤段有板式过滤器（多层金属网、合成纤维或玻璃纤维）和无纺布的袋式过滤器两种。袋式过滤器的过滤段长度比板式的长。为便于定期对过滤器更换、清洗，有的空调机组可以把过滤器从侧部抽出，有的空调机组在过滤段的上游功能段（如混合段）设检修门。关于过滤器见 9.4。

#### 6.8.2 表冷器（冷却盘管）段

用于空气冷却去湿处理。该段内通常装有铜管套铝翅片的盘管。有 4 排、6 排、8 排管的冷却盘管可供用户选择。表冷器迎面风速一般不大于  $2.5\text{m/s}$ 。太大的迎面风速会使冷却后的空气夹带水滴，而使空气湿度增加。一般迎面风速  $>2.5\text{m/s}$  时，表冷段的出风侧设有挡水板，以防止气流中夹带水滴。为便于对表冷器进行维护，有的空调机组可以把表冷器从侧部抽出，有的则在表冷段的上游功能段设检修门。

#### 6.8.3 喷水室

喷水室是利用水与空气直接接触对空气进行处理的设备，主要用于对空气进行冷却、去湿或加湿处理。喷水室的优点是：只要改变水温即可改变对空气的处理过程，它可实现

对空气进行冷却去湿、冷却加湿（降焓、等焓或增焓）、升温加湿等多种处理过程；水对空气还有净化作用。其缺点是：喷水室体型大，约为表冷段的3倍；水系统复杂，且是开式的，易对金属腐蚀；水与空气直接接触，易受污染，需定期换水，耗水多。目前民用建筑中很少用它，主要用于有大湿度或对湿度控制要求严格的场合，如纺织厂车间的空调，恒温恒湿空调等。国内只有部分厂家生产喷水室。

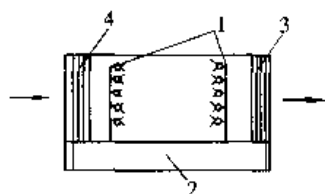


图 6-32 喷水室

1—喷嘴与喷管；2—水箱；  
3—挡水板；4—均风格栅

喷水室如图 6-32 所示。它由喷嘴（喷水用）、喷管（输送和分配水）、挡水板（多折形板，用于防止水滴带出）、均风格栅（均流和挡水作用）、水箱（积聚喷出的水，水箱上有进水、溢流、补水、排污等管的接口）及保温的外壳组成。喷管一般为 2 排（一排顺喷，一排逆喷）或 3 排（一排顺喷，两排逆喷），也有只一排顺喷。喷嘴的出口直径一般为 3~5.5mm。喷嘴孔径小，喷出水滴细，与空气接触好，效率高，但易堵塞，适宜用于空气比较清洁的场合。喷嘴的喷水压力

一般取 0.1~0.2MPa。喷水室的热工计算详见《热质交换原理与设备》或有关设计手册<sup>[5],[6]</sup>。根据空气通过流速，喷水室可分为低速（2~3m/s）和高速（4.5~6m/s）两种。目前常用的为低速喷水室。

#### 6.8.4 空气加湿段

加湿的方法有多种，组合式空调机组中加湿段有多种形式可供选择。常用的加湿方法有以下几种：

##### （1）喷蒸汽加湿

在空气中直接喷蒸汽。这是一个近似等温加湿过程。如果蒸汽直接经喷管的小孔喷出，由于蒸汽在管内流动过程中被冷却而产生凝结水，喷出蒸汽将夹带凝结水，从而导致细菌繁殖、产生气味等缺点。空调机组目前都采用干蒸汽加湿器，可以避免夹带凝结水。干蒸汽加湿器工作原理如图 6-33 所示。蒸汽经套管进入分离室，在挡板及惯性作用下将凝结水分离下来。饱和蒸汽经自动调节阀节流后进入干燥室；在干燥室内二次分离水滴，在壁外的高温蒸汽加热作用下，使水滴再汽化，并使干燥室内蒸汽稍有过热。蒸汽最后经消声腔从喷管喷入空气。喷管被套管中蒸汽加热，从而保证了最终喷出的蒸汽为干蒸汽。自动调节阀可以根据空气中的湿度调节开度，控制喷蒸汽量。干蒸汽加湿器的凝结水经疏水器排出。干蒸汽加湿器适用的蒸汽压力范围为 0.02~0.4MPa（表压）。蒸汽压力大，噪声大，因此宜选用较低压力的蒸汽。干蒸汽加湿器加湿迅速、均匀、稳定、不带水滴，加湿量易于控制，适用于对湿度控制严格的场所，但也只能用于有蒸汽源的建筑物中。

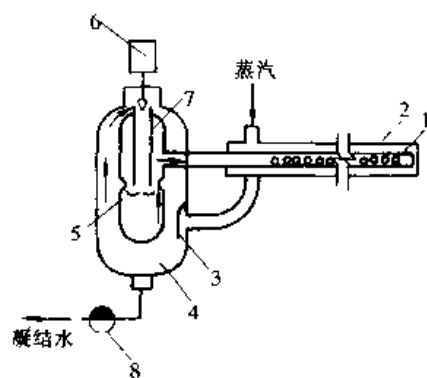


图 6-33 干蒸汽加湿器

1—喷管；2—套管；3—挡板；4—分离室；5—干燥室；6—自动调节阀；  
7—消声腔；8—疏水器

##### （2）高压喷雾

利用水泵将水加压到 0.3~0.35MPa（表压）下进行喷雾，可获得平均粒径为 20~

30 $\mu\text{m}$  的水滴，在空气中吸热汽化，是一个接近等焓的加湿过程。高压喷雾优点是加湿量大，噪声低，消耗功率小，运行费用低；缺点是有水滴析出，使用未经软化处理的水会出现“白粉”现象（钙、镁等杂质析出）。这是目前空调机组中应用较多的一种加湿方法。

### （3）湿膜加湿

湿膜加湿，又称淋水填料层加湿。利用湿材料表面向空气中蒸发水汽进行加湿。可以利用玻璃纤维、金属丝、波纹纸板等做成一定厚度的填料层，材料上淋水或喷水使之湿润，空气通过湿填料层而被加湿。这个加湿过程与高压喷雾一样，是一个接近等焓的加湿过程。这种加湿方法的优点是设备结构简单，体积小，填料层有过滤灰尘作用，填料还有挡水功能，空气中不会夹带水滴。缺点是湿表面容易滋生微生物，用普通水的填料层易产生水垢，另外填料层很易被灰尘堵塞，需定期维护。

### （4）透湿膜加湿

透湿膜加湿是利用化工中的膜蒸馏原理的加湿技术。水与空气被疏水性的微孔湿膜（透湿膜，如聚四氯乙烯微孔膜）隔开，在两侧不同的水蒸气分压差的作用下，水蒸气通过透湿膜传递到空气中，加湿了空气；水、钙、镁和其他杂质等则不能通过，这就不会有“白粉”现象发生。透湿膜加湿器通常是由用透湿膜包裹的水片层及波纹纸板叠放在一起组成，空气在波纹纸板间通过。这种加湿设备结构简单，运行费用低，节能，实现干净加湿（无“白粉”现象）。

### （5）超声波加湿

超声波加湿的原理是电能通过压电换能片转换成机械振动，向水中发射 1.7MHz 的超声波，使水表面直接雾化，雾粒直径约为 3~5 $\mu\text{m}$ ，水雾在空气中吸热汽化，从而加湿了空气，这种方法也是接近等焓的加湿过程。它要求使用软化水或去离子水，以防止换能片结垢，而降低加湿能力。超声波加湿的优点是雾化效果好；运行稳定可靠；噪声低；反应灵敏而易于控制；雾化过程中还能产生有益人体健康的负离子；耗电不多，约为电热式加湿的 10% 左右。其缺点是价格贵，对水质要求高。目前国内空调机组尚无现成的超声波加湿段，但可以把超声波加湿装置直接装于空调机组中。

### （6）其他加湿方法

其他加湿方法有电热式或电极式加湿，红外线加湿，PTC 蒸汽加湿器，离心式加湿等。前四种都是以电能转变热能使水汽化，因此耗电大，运行费用高，在组合式空调机组中很少使用。电热（极）式目前主要用于带制冷机的空调机中。红外线加湿是利用红外线灯作热源，产生辐射热，使水表面受辐射热而汽化。产生的蒸汽无污染微粒，适宜用于净化空调系统中。有些进口空调机中带有这种加湿器。PTC 蒸汽加湿器是将 PTC 热电变阻器（氧化陶瓷半导体）发热组件直接置于水中，使水汽化。实质上也是电热式的，只是发热组件的电阻随温度而变，温度低时，电阻小。当开始工作水温较低时，电流可达额定电流的 3 倍，水温很快上升而产生蒸汽，因此有加湿迅速的优点。

## 6.8.5 空气加热段

有热水盘管（热水/空气加热器）、蒸汽盘管（蒸汽/空气加热器）和电加热器三种类型。热水盘管与冷却盘管结构形式一样，但可供选择的只有 1 排、2 排、4 排的盘管。蒸汽盘管换热组件有铜管套铝翅片或绕片管，有 1 排或 2 排可供选择。

### 6.8.6 风机段

组合式空调机组中的风机段在某一风量范围内有几种规格可供选择。通常是根椐系统要求的总风量和总阻力来选择风机的型号、转速、功率及配用电机。空调设备厂的样本中一般都提供所配风机的特性。而定型的整体空调机组一般只提供机组的风量及机外余压。因此在设计时,管路系统(不含机组本身)的阻力不得超过所选机组的机外余压。风机一般都是后弯叶片或前弯叶片的离心风机。后弯叶片效率高、噪声低,应优先选择;对于需要风压高的系统,宜选前弯叶片风机。风机段用于系统送风时,根据风管的布置特点有4种出风方向可供选择,如图6-34所示。例如,图中的(a)适用于出风后,风管向左拐的场合;而(b)适用于向右拐的场合。

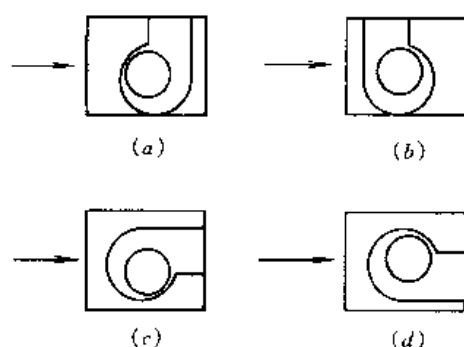


图 6-34 风机的四种出风方向

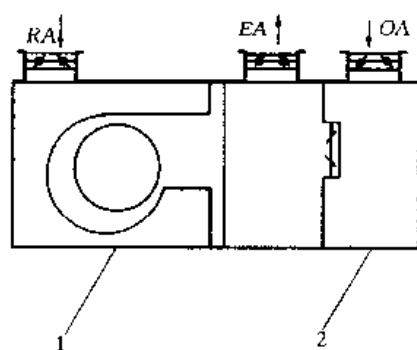


图 6-35 回风机段与分流段

1—回风机段; 2—分流段;

RA、EA、OA—分别为回风、排风和新风

风机段用作回风机时,称回风机段。回风机段的箱体上开有回风管的接口,而出风侧一般都连接分流段。图6-35为回风机段与分流段组合的情况,回风通过分流段使部分风排到室外,部分风参加再循环,新风也从分流段引入。新、回、排风的比例通过风门进行控制。

### 6.8.7 其他功能段

除了上述主要的功能段外,还有一些辅助功能段。主要有:混合段——该段的上部和侧部开有风管接口,以接回风和新风管,通过入口处的风门以调节新回风比例;中间段(空段),该段开有检修门,用于对机组内部的保养、维修,但有些厂生产的机组主要设备都可抽出(如表冷器、加热盘管过滤器等),可以不设中间段;二次回风段,该段开有回风入口的接管;消声段,该段用于消除风机的噪声,但使用消声段后机组过长,机房内布置困难,而且消声器理应装在风管出机房的交界处,以防机房噪声从消声器后的风管壁传入管内而传播出去。因此实际工程中很少应用,通常都在风管上装消声器。

## 6.9 空气 水风机盘管系统

空气-水风机盘管系统习惯上称为风机盘管加独立新风系统。它是空气-水系统中的一



种形式,是目前应用广泛的一种空调系统方式。房间室内的冷、热负荷和新风的冷热负荷由风机盘管与新风系统共同来承担。关于风机盘管的类型已在第3章中介绍过了。本节主要讨论风机盘管与新风系统之间的关系与匹配问题。

### 6.9.1 新风系统的功能与划分

新风系统承担着向房间提供新风的任务。风机盘管加独立新风系统一般用于民用建筑中,因此新风系统的主要功能是满足稀释人群及其活动所产生污染物的要求和人对室外新风的需求。新风量可以根据规范和有关设计手册按人数或建筑面积进行确定。新风系统的划分的原则:(1)按房间功能和使用时间划分系统,即相同功能和使用时间基本一致的可合为一个新风系统;(2)有条件时,分楼层设置新风系统;(3)高层建筑中,可若干楼层合一个新风系统,但切忌系统太大、否则各个房间的风量分配很困难。

### 6.9.2 房间中新风的送风方式

房间中新风供应有以下两种方式:(1)直接送到风机盘管吸入端,与房间的回风混合后,再被风机盘管冷却(或加热)后送入室内。这种方式的优点是比较简单。缺点是一旦风机盘管停机后,新风将从回风口吹出,回风口一般都有过滤器,此时过滤器上灰尘将被吹入房间;如果新风已经冷却到低于室内温度,导致风机盘管进风温度降低,从而降低了风机盘管的出力。因此,一般不推荐采用这种送风方式。(2)新风与风机盘管的送风并联送出,可以混合后再送出,也可以各自单独送入室内。这种系统从安装方面稍微复杂一些,但避免了上述两条缺点,卫生条件好,应优先采用这种方式。

### 6.9.3 新风处理状态点的分析

房间的显热冷负荷和湿负荷(包括新风负荷)是由风机盘管与新风共同来承担,因此,风机盘管与新风如何分配这些负荷是设计者必须考虑的。目前有三种设计方案:

方案一,新风处理到低于室内的含湿量,承担室内的湿负荷。这时风机盘管只承担室内部分显热冷负荷,在干工况下运行。为使盘管在干工况下运行,必须提高冷冻水温度,一般在 $14\sim 16^{\circ}\text{C}$ 以上。新风的这种处理方案的优点是:(1)盘管表面干燥,无霉菌滋生条件,卫生条件好;(2)冷冻水温度高,如盘管用冷冻水单独有冷水机组制备,则它的制冷系数高,能耗低;(3)在室外湿球温度低时,可利用冷却塔的水做冷源,或采用地下水作冷源,以降低人工制冷的能耗。缺点是:(1)新风系统需要温度比较低的冷冻水,而盘管需要温度比较高的冷冻水,因此冷冻水系统比较复杂;(2)盘管在干工况下运行,其制冷能力大约只有原来标准工况( $7^{\circ}\text{C}$ 冷冻水)的60%以下,虽然风机盘管负荷减少了,但所选用的风机盘管规格并不能减小,而这时新风系统的冷却设备因负荷增加而需要加大规格;(3)一些不可预见的原因使室内湿负荷增加(如室内人员密度增加,室外湿空气渗入房间),风机盘管也可能出现所不希望的湿工况。

方案二,新风处理到室内空气的焓值,而风机盘管承担室内人员、设备冷负荷和建筑维护结构冷负荷。新风与风机盘管的空气处理过程及送风(风机盘管送风和新风)在室内的状态变化过程在 $h-d$ 图上的表示见图6-36。室外新风O被冷却处理到机器露点D;此点的温度根据设计的室内状态点的焓值线与相对湿度90%~95%线的交点确定,一般可

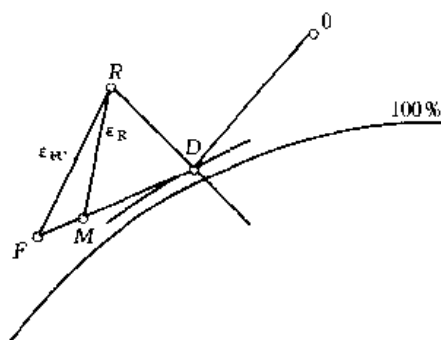


图 6-36 方案二的空气处理过程

取  $17 \sim 19^{\circ}\text{C}$ 。实际工程中, 就按确定的温度控制对新风的处理, 而不因室内焓值的变化修正控制的温度。风机盘管处理到  $F$  点, 与新风混合到  $M$  点。 $MR$  为处理后空气送入室内的状态变化过程。这种处理方案, 并不一定满足对房间温湿度的控制。原因如下: 在已确定条件下, 室内的冷负荷和湿负荷是一定的, 即室内的热湿比 ( $\epsilon_R$ ) 是确定的, 因此要求风机盘管处理后状态点  $F$  与新风处理后状态点  $D$  混合后的状态点  $M$  刚好落在室内  $\epsilon_R$  线上, 才有可能最终达到所要求的室内状态点  $R$ 。然而风机盘管处理过程的热湿比 ( $\epsilon_{F,R}$ )

在一定水温、水量、进风参数及风机转速下是一定的，并不一定满足上述要求。如果混合点在  $\epsilon_R$  左侧，室内相对湿度会比设计的低些，这在夏季是有利的；反之在  $\epsilon_R$  的右侧，室内相对湿度会比设计值高，太高了就不能满足舒适的要求了。因此设计者必须对此进行校核。计算表明（本节例 6 2），对于旅馆客房、人员密度小的办公室，这种处理方案可以达到室内的设计要求。

方案三, 根据室内的冷负荷、湿负荷和风机盘管的热湿比确定新风的处理状态点。设室内的全热冷负荷为  $\dot{Q}_c$  (kW) 和湿负荷为  $\dot{M}_w$  (kg/s), 新风量  $\dot{V}_O$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ), 室内状态点为比焓  $h_R$  (kJ/kg)、含湿量  $d_R$  (g/kg), 新风处理后的状态点的参数为比焓  $h_D$  (kJ/kg)、含湿量  $d_D$  (g/kg)。新风送入室内后, 将给室内带入全热冷负荷  $\rho\dot{V}_O(h_D - h_R)$  和湿负荷  $\rho\dot{Q}_O(d_D - d_R) \times 10^{-3}$ , 上述负荷若为负值, 表示新风承担了部分房间冷负荷或湿负荷。综合考虑新风带入的负荷后的室内热湿比应为

$$\epsilon_r = \frac{\dot{Q}_c + \rho \dot{V}_O(h_D - h_R)}{\dot{M}_w + \rho \dot{V}_O(d_D - d_R) \times 10^{-3}} \quad (6-27)$$

$10^{-5}\text{kg/s}$ ), 送入新风量为  $80\text{m}^3/\text{h}$  ( $2.22 \times 10^{-2}\text{m}^3/\text{s}$ ), 室内设计参数为  $25^\circ\text{C}$  和  $50\%$ , 求新风应处理后的状态。

【解】 查某厂风机盘管样本, 在冷冻水进水温度为  $7^\circ\text{C}$ 、额定流量和室内条件下, 型号为 FP3.5 和 FP5 风机盘管的平均显热比  $SHF$  (显热/全热)  $= 0.75$ , 则风机盘管处理过程的热湿比为

$$\epsilon_{FC} = \frac{2500}{1 - SHF} = 10000\text{kJ/kg}$$

根据室内参数, 在大气压力为  $99.3\text{kPa}$  ( $745\text{mmHg}$ ) 的  $h-d$  图上查得,  $h_R = 51\text{kJ/kg}$ ,  $d_R = 10.1\text{g/kg}$ , 代入式 (6-27), 得

$$\epsilon_r = \frac{1.4 + 2.22 \times 10^{-2} \times 1.17(h_D - 51)}{5.56 \times 10^{-5} + 2.22 \times 10^{-2} \times 1.17(d_D - 10.1) \times 10^{-3}}$$

用试算法, 取  $h_D = 51.2\text{kJ/kg}$ ,  $\varphi = 95\%$ ,  $d_D = 12.9\text{g/kg}$ , 代入上式后得  $\epsilon_0 = 10950\text{kJ/kg} > \epsilon_{FC}$  ( $10000\text{kJ/kg}$ )。要求新风处理后的焓值  $h_D \approx$  室内焓值  $h_R$ 。这也说明, 对于客房用的新风系统, 方案二是可行的。

【例 6-3】 中餐厅的面积  $100\text{m}^2$ , 就餐人数 50 人, 室内冷负荷  $16.4\text{kW}$  (包括人员、食物、灯光和建筑负荷), 湿负荷  $2.5\text{g/s}$  (包括人员及食物), 新风量  $20 \times 50 = 1000\text{m}^3/\text{h}$  ( $0.278\text{m}^3/\text{s}$ ), 室内设计干球温度为  $27^\circ\text{C}$  和  $20^\circ\text{C}$ 。

【解】 某厂 FP10 风机盘管在冷冻水进水温度  $7^\circ\text{C}$ 、额定流量和室内设计参数条件下, 其显热比  $SHF = 0.667$ , 由此可求得  $\epsilon_{FC} = 7500\text{kJ/kg}$ 。在大气压  $99.3\text{kPa}$  ( $745\text{mmHg}$ ) 的空气焓湿图上查得  $h_R = 58.2\text{kJ/kg}$ ,  $d_R = 12.2\text{g/kg}$ 。用上例相类似的方法可求出新风处理到  $h_D = 26.5\text{kJ/kg}$ 、 $d_D = 6.9\text{g/kg}$ 、 $\varphi_D = 95\%$  时,  $\epsilon_D = 7864\text{kJ/kg}$ 。满足  $\epsilon_{FC} \leq \epsilon_r$  的条件。从要求新风处理的参数分析可知, 由于室内湿负荷大, 新风必须有一定的除湿能力 (即  $d_D < d_R$ ) 才有可能在与风机盘管共同作用下实现对房间温湿度调节。如果仍按方案二的处理方法, 这类空调房间内的湿度过高, 本题要求新风处理后的温度为  $9^\circ\text{C}$ , 用  $7^\circ\text{C}$  的冷冻水实际上已难达到。

对于冬季工况, 新风一般可以加热到室内温度, 并根据房间的湿负荷确定对新风的加湿量。

对新风的处理通常采用组合式空调机组或整体式新风机组。机组一般具有过滤、冷却、加热、加湿等功能。在冬季室外新风低于  $0^\circ\text{C}$  的地区, 新风机组应有防冻措施。如在新风入口处设电动保温密闭阀, 与风机联动。当停机时, 密闭阀将自动关闭。另外加热盘管应位于机组内冷却盘管的上游, 以防在冬季运行时, 由于冷却盘管中未放水或水未放尽而被冻毁。

#### 6.9.4 空气-水风机盘管系统的运行调节

空气-水风机盘管系统的运行调节分两大部分——设在房间内的风机盘管和新风系统的运行调节。房间内的风机盘管的供冷量或供热量根据房间内的温度进行调节, 其调节方法参见 3.9。新风系统的运行调节相对于全空气空调系统来说比较简单。夏季——将新风冷却并恒定在设计确定的新风温度 ( $t_D$ )。当室外新风温度  $t_0 < t_D$ , 且室内有冷负荷时, 新风可以不经冷却或加热处理直接进入室内; 但当室外空气温度较低时, 就不宜直接进入

室内,以避免室内有吹冷风感。对于一般的舒适性空调建筑,当送新风的高度在 5m 以下时,送入新风的温度不宜低于 14~15℃;当送新风的高度在 5m 以上时,新风的温度不宜低于 10~11℃。因此,当室外温度低于上述温度时,即使室内仍有冷负荷,也应对新风进行加热,并保持某一允许的较低温度值。冬季——若新风系统所负担的区域室内有热负荷,则应将新风加热到室内温度,并进行必要的加湿;若新风系统担负的区域中有的需供冷(如内区),有的需供热(周边区),则宜将新风加热和加湿到制冷工况所确定的新风状态点。这时对于需要供热的区域来说,新风给室内带入一些热负荷,必须由风机盘管来承担。由于风机盘管的供热能力远大于制冷能力,新风所带入的热负荷完全有能力承担。

#### 6.9.5 空气-水风机盘管系统的优缺点

第 3 章中已指出了全水风机盘管系统的优缺点,空气-水风机盘管系统大部分优缺点与之相同,但它解决了全水风机盘管系统室内无组织供应新风的问题。新风系统的风量只有全空气系统风量的 15%~30%,且无回风管路。因此,它与全空气系统相比,机房面积小,占用建筑空间小。

### 6.10 诱导器系统

诱导器系统有两类:空气-水诱导器系统和全空气诱导器系统。

#### 6.10.1 空气-水诱导器系统

空气-水诱导器系统是空气-水系统中的一种。房间负荷由一次风(通常是新风)与诱导器的盘管共同承担。空气-水诱导器有多种形式,图 6-37 给出了几种典型的诱导器结构形式。这几种诱导器的工作原理基本上是一样的,经处理的一次风进入诱导器后,经喷嘴高速喷出,诱导器内产生负压,室内空气(二次风)通过盘管被吸入;冷却(或加热)后的二次风与一次风混合,最后送入室内。卧式诱导器中的旁通风门用于调节通过盘管的风量。卧式诱导器装于顶棚上;而上出风的立式诱导器装在窗台下,一次风的风管和供回水管通常在下层顶棚内;下送风立式诱导器靠内墙明装;吊顶式诱导器装在顶棚内,下部与天花板同高。盘管一般是 1 排管或 2 排管的铜管铝翅片结构,盘管冷热共用,也有的冷却盘管与加热盘管分开,适宜于在系统中同时有冷却和加热的情况。喷嘴的空气流速可达 20m/s 以上,故压力损失大,且有较大的噪声;新型的诱导器(如图 6-37 中的(c)、(d))喷嘴流速在 5~10m/s,压力损失较小,噪声较低。

诱导器一个重要参数是诱导比( $n$ ),它定义为二次风流量( $\dot{V}_{RA}$ )与一次风流量( $\dot{V}_{PA}$ )之比,即

$$n = \frac{\dot{V}_{RA}}{\dot{V}_{PA}} \quad (6-29)$$

喷嘴流速高的诱导器的  $n=3.2\sim5.6$ ,喷嘴流速较低的诱导器的  $n=2\sim4.4$ 。诱导比大小也反映了在同样一次风量情况下,诱导器冷却(或加热)能力的大小。诱导比大,其冷却

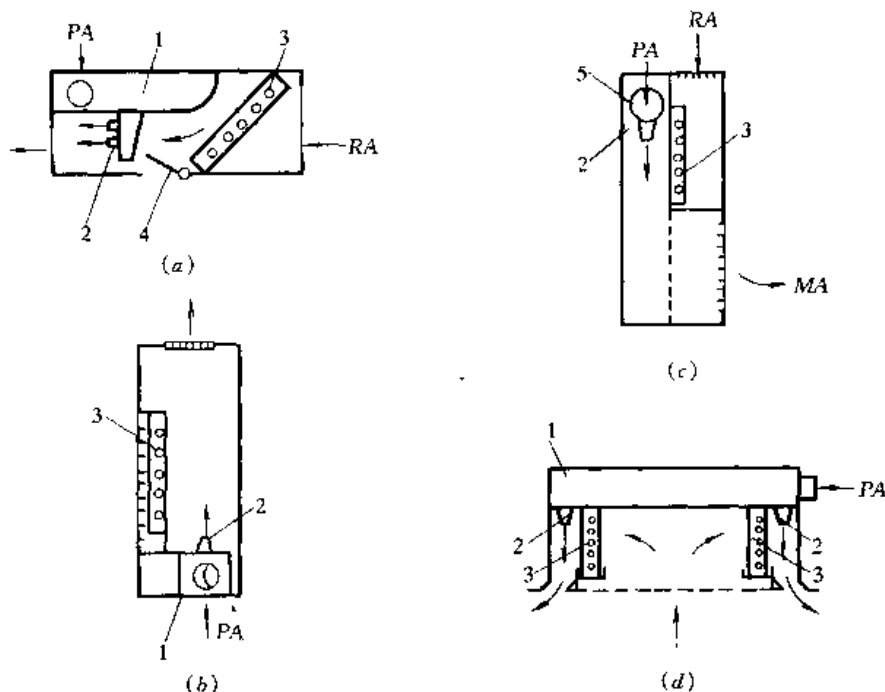


图 6-37 空气-水诱导器

(a) 卧式; (b) 立式 (上出风); (c) 立式 (下送风); (d) 吊顶式

PA——一次风; RA——室内风 (二次风); MA——混合风

1—静压箱; 2—喷嘴; 3—盘管; 4—旁通风门; 5—风管

(加热) 能力就大。换言之, 为获得一定的冷却 (或加热) 能力, 诱导比大的诱导器所需的一次风量小。但诱导比大小同样也反映了噪声和一次风的压力损失大小。例如某型号诱导器, 当诱导比为 3.8 时, 噪声为 35dB (A), 一次风压力损失为 182Pa; 当诱导比为 2 时, 噪声为 23dB (A), 压力损失为 26Pa。对于一定型号规格的诱导器, 通常可配置几种不同型号的喷嘴, 有几种诱导比可供选择。诱导器的性能指标除了一次风量、诱导比、一次风压力损失、噪声外, 还有制冷量、供热量、水阻力等, 设计时可查阅产品说明书。

空气-水诱导器系统在房间中的空气处理过程, 与空气-水风机盘管系统中新风与盘管并联送风一样, 即室内空气被诱导器的盘管处理后再与经处理的一次风混合送入室内, 消除室内负荷。由于房间的负荷由一次风与诱导器共同来承担, 因此也有两者之间的匹配问题。通常需确定一次风量和处理状态, 分配一次风和诱导器的负荷, 再选择合适的诱导器。一次风原则上采用新风, 新风量按卫生要求确定。对于室内负荷相对比较大的系统, 新风量 (即一次风量) 所对应的诱导器制冷量达不到消除室内负荷的要求时, 则应加大一次风量。如果加大的量不大, 则仍用新风做一次风, 否则宜采用新风加部分回风做一次风。

一次风与诱导器的负荷分配问题。通常认为诱导器只负担显热负荷, 即干工况下运行。当诱导器在干工况下运行时, 其所用的冷冻水温度一般应在 14~16℃ 以上。而一次风的含湿量  $d_{PA}$  应小于室内空气的含湿量  $d_R$ , 并足以消除室内的湿负荷。而这时也给室内带来显热制冷量, 在选用诱导器时应考虑这部分冷量。诱导器在干工况下运行的优缺点与风机盘管的一样。当然, 诱导器也可以在湿工况下运行, 这时诱导器的制冷能力将增加, 并应选用带有积水盘的诱导器。

关于空气-水诱导器系统的运行调节，通常只对诱导器的水系统进行调节，用二通电动阀根据室内温度进行双位控制。一次风则根据室外气温进行季节性调节。如一次风是新风，其全年的运行调节方案与空气-水风机盘管系统中的新风系统调节方案类似。

空气-水诱导器系统与全空气系统相比较，优缺点与空气-水风机盘管系统相类似。它与空气-水风机盘管系统相比较时，其优点有：（1）诱导器不需消耗风机电功率；（2）喷嘴速度小的诱导器噪声比风机盘管低；（3）诱导器无运行部件，设备寿命比较长。缺点有：（1）诱导器中二次风盘管的空气流速较低，盘管的制冷能力低，同一制冷量的诱导器体积比风机盘管大；（2）由于诱导器无风机，盘管前只能用效率低的过滤网，盘管易积灰；（3）一次风系统停止运行，诱导器就无法正常工作；（4）采用高速喷嘴的诱导器，一次风系统阻力比风机盘管的新风系统阻力大，功率消耗多。

### 6.10.2 全空气诱导器系统

全空气诱导器系统实质上是单风道变风量系统中的一种形式。图 6-38 为全空气诱导器示意图。它也是一个变风量末端机组，故也称变风量诱导器。该诱导器根据各房间的温度调节一次风（PA）的风量，但同时开大二次风（即回风 RA）的风门，以保证送入室内的风量基本稳定。空气状态的变化过程如图 6-39 所示，一次风在空调机组内处理到 D，考虑风机及管道传热温升后到 D'，假定送到各房间的一次风均为此状态（实际上各房间的管道温升是不一样的）。R 为各房间的平均状态，R<sub>1</sub>、R<sub>2</sub> 分别表示了其中两个典型房间的过程。R<sub>1</sub> 为峰值负荷房间状态，此时送入房间的一次风量最大，送风状态点 S<sub>1</sub> 即 D'，虚线 S<sub>1</sub>R<sub>1</sub> 为送风进入室内后的变化过程。R<sub>2</sub> 为部分负荷房间的室内状态，此时送入房间的一次风量减小了，同时诱导了顶棚内的回风。考虑吸收了灯光散出的热量，二次风的状态为 R'<sub>2</sub>，一次风与二次风混合后的状态为 S<sub>2</sub>，即为部分负荷房间的送风状态点，虚线 S<sub>2</sub>R<sub>2</sub> 为送入室内后的过程。实质上诱导器同时也利用了顶棚内灯光的热量作为房间温度调节的再热量。当房间顶棚内灯光等的热量很小时，又考虑到房间对新风的需求，一次风不能过少，则应采用装有再热盘管（热水、蒸汽或电加热）的诱导器。

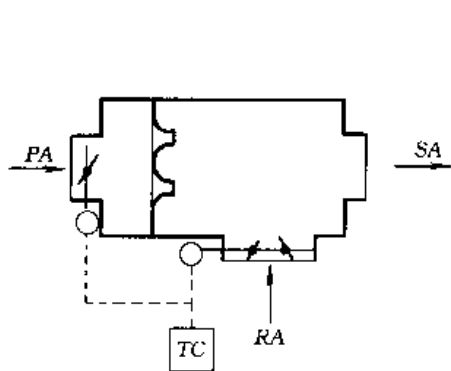


图 6-38 全空气诱导器

PA——一次风；RA——室内风（二次风）；  
SA——送风；TC——温度控制器

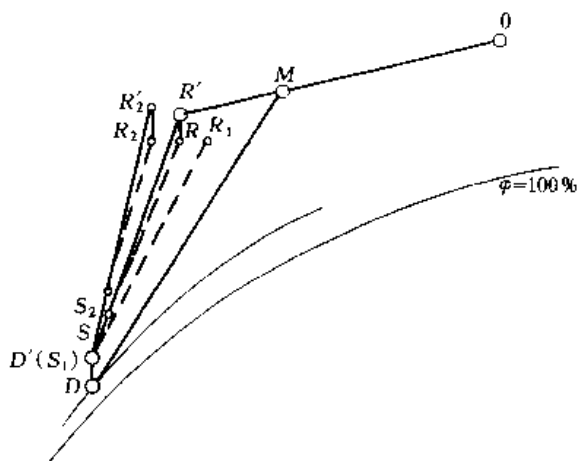


图 6-39 全空气诱导器系统的处理过程

一次风的风量控制与常规的单风道 VAV 系统一样。全空气诱导器系统保持了常规的 VAV 系统的优点,而又避免了它在部分负荷时风量小而影响室内气流分布的特点。但是,由于诱导器风门有漏风,该系统的总风量要比常规的 VAV 系统稍大一些;另外诱导器内喷嘴有较大的风速,因此变风量诱导器的压力损失比常规的 VAV 末端机组要大很多,噪声也会大些。

## 6.11 空气—水辐射板系统

利用辐射板供冷虽然可获得舒适的环境。但是它无除湿能力和解决新风供应问题。因此必须与新风系统结合在一起应用,这就是所谓的空气-水辐射板系统,即辐射板系统加新风系统。

室内湿负荷由新风系统负担,因此新风处理后的露点必须低于室内空气露点。欧洲应用这种系统经验表明,对于人员密度不大的办公建筑,辐射板的供水温度不低于  $16^{\circ}\text{C}$ ,而新风的露点低于  $14^{\circ}\text{C}$ 。在新风系统设计时,应根据室内的湿负荷确定新风处理后的空气含湿量。

新风在室内的送风方式主要有两种:其一是混合送风方式,即要求送入的新风充分与室内空气混合,以稀释室内的污染物和使室内温度均匀。空气-水辐射板系统的新风量通常很小,用这种送风方式难于达到上述两个要求。其二是置换送风方式(详见 10.3)。低于室内温度的新风靠近地面缓慢送出,并沿地面弥散开来,遇到热源(人体或发热设备)后,在热浮升力的作用下向上流动。人处于比较干净的新风中间,充分地利用了新风。这种送风方式并不是靠送风速度将风送到房间各处,而是靠新风密度大,下沉在底部缓慢地蔓延到全室,在热源作用下上升的,很适宜小送风量的场合。因此普遍认为在这种系统中,应优先采用这种送风方式。

房间温度的均匀性与辐射板和新风之间负荷分配有关。试验表明<sup>[8]</sup>,冷却顶板冷负荷占总负荷的比例愈大,竖向温度愈均匀,但这时墙壁温度较低,导致顶板下和墙壁附近的冷气流下降,使工作区产生强烈混合,污染物浓度高,影响室内空气品质。综合考虑竖向温度均匀性和工作区的空气品质,冷却顶板的冷负荷宜占总室内冷负荷的 50%~60%。

通常采用冷却方法对新风进行除湿,经冷却去湿的新风不仅具有潜热冷量(除湿能力),还有显热冷量,而且两者同时增大或减小。对于湿负荷较大的场所,为了使新风有较大的除湿能力,必然导致新风具有较大的显热冷量(温度较低)。为了抵消这些多余的冷量,需要对新风再加热处理,或采用其他除湿方法,即把除湿与冷却分离。如利用吸收式除湿(详见 12.4)。

空气-水辐射板系统的室内温度控制依靠调节辐射板冷量来实现。通常用控制冷冻水流量来调节辐射板冷量,最简单的办法是采用由恒温控制器控制的开/关型电动阀来实现。另外,冷冻水系统应设置水温不得低于室内空气露点的保护控制,如关闭水路或调高水温。新风系统可只做季节性的调节,并应控制新风的露点低于室内露点。

这种系统在欧洲应用得比较多,它的主要优点是室内环境的舒适度较高;可以应用自然冷源,如采用冷却水、地下水(参见 14.5);如辐射板的冷冻水采用独立的人工制冷装置制备时,则它的 COP 值高,比常规系统高 25%左右,比较节能。但这种系统的除湿能

力和供冷能力都比较弱，因此只能用于单位面积冷负荷和湿负荷均比较小的场所。

## 6.12 空调系统的自动控制

### 6.12.1 概述

各种空调系统在运行过程中都需要调节。各种系统工作原理不同，其运行调节方案也各不相同，因此，必须针对系统的特点与用户的要求制定合理的运行调节方案。一些常用的典型系统的运行调节方案已在前面作了简要介绍。实现所制定的运行调节方案的方法主要有两种：一是依靠管理人员对系统进行手动控制；二是系统自动控制。前一种方法投资少，但需要较多的运行人员，劳动强度大，调节质量依赖于管理人员的专业知识水平、经验和责任心，一般说调节质量不高。自动控制的优点有：（1）保证系统按预定的最佳方案运行，能耗和运行费用低；（2）保证室内达到所要求的条件；（3）系统运行安全、可靠，如防止空调系统冬季运行时空调机组中盘管冻结；（4）管理人员少，劳动强度低。其缺点是初投资高。由此可见，人工控制的方法只适用于比较简单的小型系统和调节质量要求不高的场合。控制精度要求高的恒温恒湿工艺性空调通常必须采用自动控制。在大、中型建筑中的舒适性空调系统中，自动控制也愈来愈得到广泛的应用。尤其是现代化建筑，通常由中央监控系统对整个建筑进行监控与管理，即中央监控系统对建筑内暖通空调、照明、动力、给排水、消防、保安等各种系统和设备进行监控和管理。这种建筑中，除暖通空调系统必须实现自动控制外，还须与中央监控系统联网。本节中主要介绍空调系统的自控方案，也附带介绍暖通方面的控制。

### 6.12.2 自动控制系统的基本组成

自动控制系统由传感器、控制器、执行调节机构组成，它们之间的关系如图 6-40 所示。下面分别予以说明：

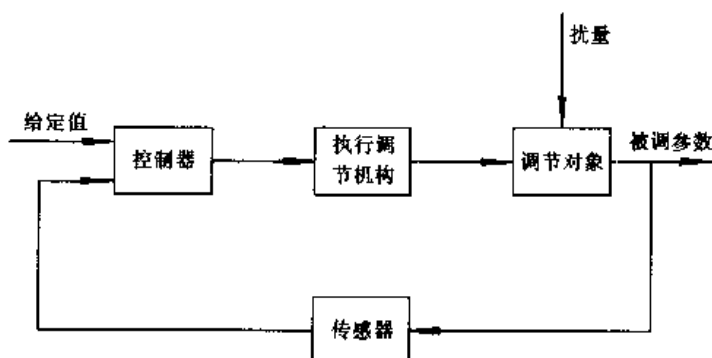


图 6-40 自动控制方框图

#### 6.12.2.1 调节对象与被调参数

调节对象在暖通空调中指室内热湿环境、空气品质、洁净度或冷热源的制冷量和供热量等。被调参数是指表征调节对象特征的可以被测量的量或物理特性，在暖通空调中的被



调参数指房间热湿环境的温度和湿度，冷水机组的冷冻水供水温度，汽/水加热器或水/水加热器的热水供水温度，室内空气品质的  $\text{CO}_2$  浓度，水箱或水槽（如膨胀水箱、蓄热水池、补给水箱等）水位（控制水容量）等。扰量是指导致调节对象的被调参数发生变化的干扰因素，例如房间内人员、灯光的增减、室外气象参数的变化都是房间热湿环境的扰量，它们引起被调参数（温度和湿度）的变化。

#### 6.12.2.2 传感器

传感器又称敏感元件、变送器，它测量被调参数的大小并输出信号。输出的信号可以是被调参数的模拟量，如电压、电流、压力等。传感器有很多种，按控制的参数分有：温度传感器，相对湿度传感器，压力和压差传感器，流速传感器，焓值、含湿量变送器（由温度、湿度传感器组成）， $\text{CO}_2/\text{VOC}$ （二氧化碳/挥发性有机化合物）传感器等。温度传感器根据工作原理又可分为——电阻型、温包型等。在暖通空调中应用的传感器根据安放位置分有——室内型、室外型（上两种挂于墙上）、风管型、水管型等。

#### 6.12.2.3 控制器

控制器又称调节器，它接收传感器的信号与给定值（按要求设定的被调参数值）进行比较，并按设定的控制模式对执行调节机构发出调节信号。任一时刻被调参数的实测值与给定值之差称偏差，控制器对偏差按一定的模式进行计算而给出调节量（输出信号）。这种计算模式即为控制模式。目前常用的控制模式有：开关控制（双位控制），比例控制（P）——调节量正比于偏差，浮动控制——调节量正比于偏差量小于允许范围（在这范围内不输出调节信号）内的时间，积分控制（I）——调节量正比于偏差对时间的积分，微分控制（D）——调节量正比于偏差对时间的导数。后两种控制模式不单独使用，常见的组合有比例积分（PI）、比例积分微分控制（PID）。目前有各种参数（温度、湿度、压力等）不同控制模式的控制器供用户选用。只有双位控制的控制器通常称为开关，如压差开关、流量开关、低温断路开关等。随着计算机技术突飞猛进的发展，促进了自动控制技术的发展。现代的控制应用了微处理技术，称为数字式控制器（Digital Controller）或微处理控制器（Microprocessor based Controller）。应用数字式控制器可以按数学模型和推理（事先编制的算法和程序）进行控制，这种控制称为直接数字控制（Direct Digital Control—DDC）。市场上的数字式多功能控制器可控制多个被调参数，具有多种控制模式（P、PI、PID 和开关等）控制，可实现连锁、延迟、逻辑推理、运行模式或功能切换、焓值和含湿量计算等多种功能。目前，非数值算法为基础的控制模式（如模糊控制、神经网络控制等）已开始被应用于空调系统控制中。

#### 6.12.2.4 执行调节机构

执行调节机构接受来自控制器的调节信号，对被调介质的流量（或能量）进行调节。执行调节机构由执行机构和调节机构组成。前者将控制器的调节信号转换成角位移或线位移，再驱动调节机构（如调节阀）实施对被调介质的调节。执行调节机构有电动和气动两类。气动执行调节机构必须有气源，因此应用上受到限制，在暖通空调中常用的是电动执行调节机构，如电动调节阀（二通或三通）、开/关型电动阀、电动调节风门等。

传感器、控制器、执行调节机构可以是三个独立的部件，也可以 2 件或 3 件组合成一个设备。如传感器与控制器组合，仍称为控制器。

### 6.12.3 自动控制系统实例

#### 6.12.3.1 散热器恒温控制阀

散热器恒温控制阀是由温度传感器、控制器、调节阀组成一体的自力式比例调节装置，是一个最简单的自动控制系统。自力式是指阀门的动作不需外部动力（不需接电或压缩空气）。该控制阀直接装在散热器入口处，直接根据房间的温度调节散热器的热水流量。室温给定值可以由用户自行调整。该阀可以保持室温在一定范围内，室温最低最高差在2℃以内。为防止恒温控制阀不能真实反映房间的温度，阀上的温度传感器可外接，并置于房间适宜的地方。

#### 6.12.3.2 风机盘管（冷/热共用）的控制系统

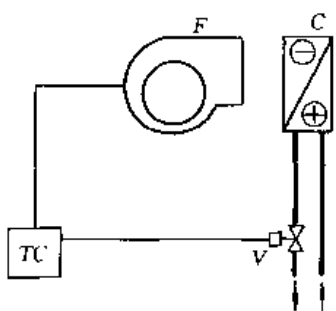


图 6-41 风机盘管自控  
系统原理图

F—风机；C—盘管；TC—带三速开关的恒温控制器；V—开/关型电动阀

图 6-41 是风机盘管（冷/热共用）的控制系统原理图。图中的带三速开关的恒温控制器装有温度传感器，它测量房间温度并与给定值比较，控制开/关型电动阀开或关，从而实现

对房间温度的调节。由用户自己手动选择风机的运行转速（高、中、低档三速）。室温给定值也由用户根据自己的意愿手动调整。由于电动阀随温度变化的动作在供冷和供热工况时是相反的，因此在恒温控制器上还设有供热/供冷的转换开关。当供冷时，温度高于给定值时，电动阀通电而开启；反之，电动阀断电而关闭。当供热时，温度低于给定值时，电动阀通电而开启；反之，电动阀断电而关闭。恒温控制器直接装于房间内墙上，应避免接近出风口或阳光直射。上述控制系统是目前常用的一种控制系统。其他控制方式有直接自

动控制风机转速——三档或无级调速。

### 6.12.3.3 新风系统的控制系统

图 6-42 为新风系统的控制系统原理图。该系统中设有温度控制器和湿度控制器，分别控制送出新风的温度和湿度。温度控制器 (TC) 根据安装在送风管上的温度传感器 (T) 的信号，控制电动调节阀 V1 (供热) 或 V2 (供冷) 的动作，使送风温度保持在给定值。在恒温控制器上设有供冷/供热运行模式的转换开关。也可以通过检测新风入口温度进行自动转换。送风温度的给定值一般可在 12~28℃ 范围内进行设置。湿度控制器 (HC) 根据安装在送风管上的湿度传感器 (H) 的信号，控制蒸汽管上的电动调节阀 V3 的动作，使湿度保持在给定值。为防止冬季运行时出现冻坏盘管的危险，在加热盘管的空气出口侧装低温断路开关 (或称控制器，它带有温度传感器)。当风温低于给定值 (一般在 2~7℃ 内设定) 时，低温断路开关切断风机电路，并使新风入口的电动调节风门 (D) 关闭和发出报警。风机、电动调节阀 V1、V2 和电动调节风门 (D) 通过联锁开关联锁。即风机运转，它们打开；风机停止时，它们关闭。压差控制器 ( $\Delta P$ ) 感应过滤器前后压差，当压差超过给定值时发出报警，提醒管理人员更换或清洗。

上述控制方案中各控制器是分设的。也可以采用数字式控制器 (DC) 集中对各执行调节机构进行控制, 并实现联锁、切换等功能。

#### 6.12.3.4 单风管定风量空调系统的控制系统

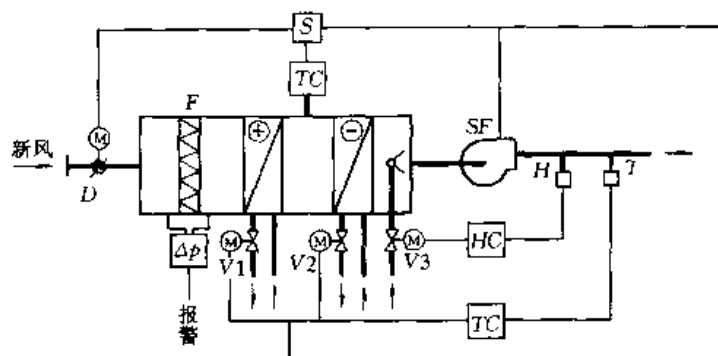


图 6-42 新风系统的控制系统原理图

TC—温度控制器；HC—湿度控制器；T—温度传感器；H—湿度传感器；TS—低湿断路器（控制器）；S—联锁开关；V1、V2、V3—电动调节阀；D—电动调节风门； $\Delta P$ —压差控制器；其他符号同图 6-4

图 6-43 为单风道定风量空调系统的控制原理图。该系统是舒适性空调的控制系统，采用直接数字控制。数字式控制器（DC）各有多个模拟量和数字量输入输出。内置计算模块、逻辑模块、各种模式（P、PI、PID 等）的控制模块；并带有显示装置。该控制器可与建筑中的中央监控系统连接，进行远程监控。新风、回风、送风都设有温度、湿度传感器，不仅获得了它们的温度、湿度信息，而且通过运算获得了它们的焓值及含湿量信息，从而可以根据焓值或含湿量进行控制。例如可以按 6.5.2 中的方案根据焓值进行转换控制工况。 $\text{CO}_2/\text{VOC}$  传感器可以测量室内的  $\text{CO}_2$  或 VOC 的浓度，以控制引入系统的新风量，既保证了室内空气品质，又防止当室内人员减少时过多引入新风。

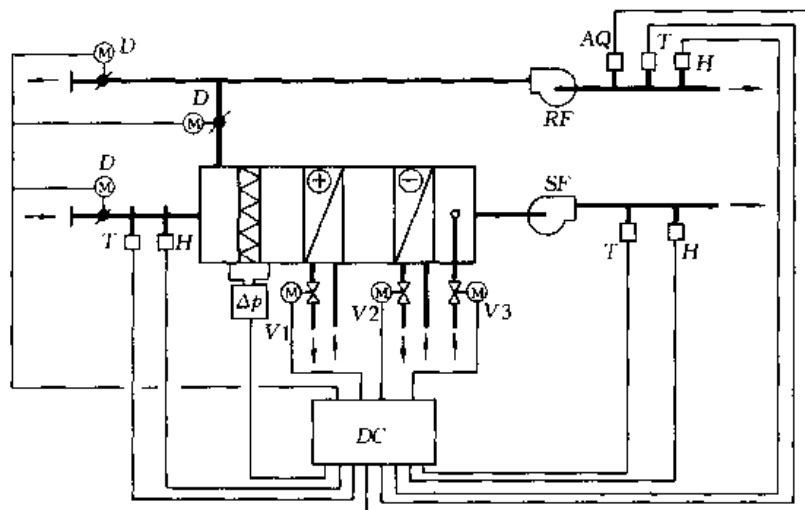


图 6-43 单风道定风量系统的控制系统

DC—数字式控制器；AQ— $\text{CO}_2/\text{VOC}$  传感器；其他符号参见图 6-41 和图 6-4

由于冷却盘管或加热盘管都有一定热惰性，且系统有较长的风管，如果直接根据室内温度对盘管的电动调节阀进行调节（这种调节称为单回路调节），则滞后较大，时间常数较大，导致超调量较大，室温波动大。为此可采用串级调节来改善调节质量。串级调节系统有主、副两个调节环路，主环是根据室内温度的变化来调整送风温度（副环的被调参

数)的给定值,而副环是根据送风温度的实测值与给定值的偏差来控制盘管的电动调节阀的动作。同样,湿度也可实现串级调节。

此外,控制器(DC)还可以事先设置运行模式,如预置夜间值班采暖、预冷或预热、自然冷量应用的运行模式。自然冷量应用模式——指室外温度日较差较大的地方,在夜间进行全新风运行,以利用温度较低的室外空气对房间预冷却,蓄存一些冷量;上述的其他模式应当按再循环运行(不引入新风)。

6.12.3.5 变风量系统的风量控制系统

变风量的温度、湿度的调节方法与上述空调系统类似,这里不再叙述。本小节只讨论VAV系统的风量控制。图6-44是VAV系统风量控制(方案之一)的原理图。该系统中数字式控制器(DC)既用于风量控制,又用于温湿度控制及其他工况转换等的控制。数字式控制器根据送风管的静压传感器(安装位置见6.7说明)实测值与给定值的偏差控制变频调速器(VS)输出频率,以调节风机的转速。在新、回风和送风管上都装有风速传感器,实质是测量它们的风量。控制器根据测得的风量,通过回风机的变频调速器(SV)控制回风机的风量,使送风量与回风量之差保持一给定值,即保证室内有一定正压。在最小新风运行模式时,在调节风机风量的同时,还应调节D1、D2的开度,以保证新风量不小于最小新风量。

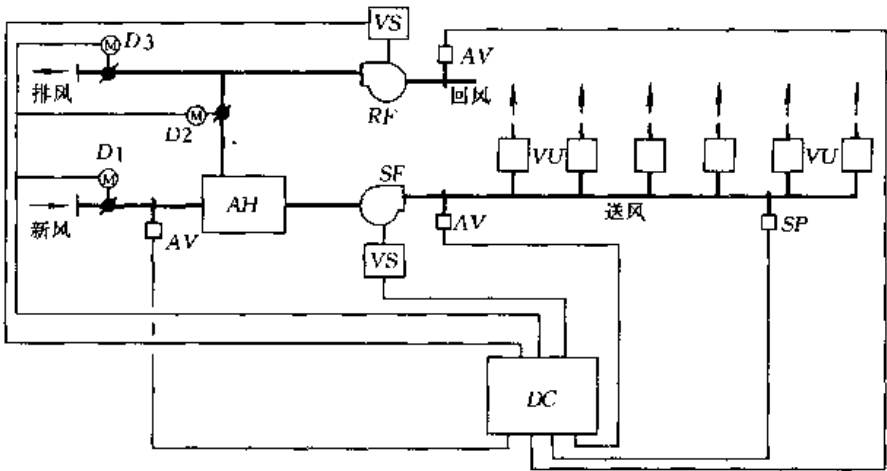


图 6-44 VAV 系统的风量控制原理图

SP—静压传感器; AV—风速(风量)传感器; VS—变频调速器;  
其他符号同图 6-25、6-42

6.13 空调系统的选择与划分原则

6.13.1 关于系统形式的选择

本章中介绍了各种空调系统形式,那么究竟如何选择这些系统呢?对于某一特定建筑,排除满足不了基本要求的系统外,一般还有几种系统形式可供选择。通常不可能有绝对最好的系统,只可能是几项主要指标是最优或较优的系统。需要考虑的指标也有很多,

也只能择其重要的或比较重要的指标进行考虑。通常需要考虑的指标有：经济性指标——初投资和运行费用或其综合费用；功能性指标——满足对室内温度、湿度或其他参数的控制要求的程度；能耗指标——能耗实际上已反映在运行费用中，但有时为其他费用所掩盖，而节能是我们的基本国策，应当优先选择节能型系统；系统与建筑的协调性——如系统与装修、系统与建筑空间和平面之间的协调；其他，如维护管理方便性，噪声等。在选择系统之前，还必须了解建筑和空调房间的特点与要求；如冷负荷密度（即单位面积冷负荷），冷负荷中的潜热部分比例（即热湿比），负荷变化特点，房间的污染物状况，建筑特点，室内装修要求，工作时段，业主要求和其他特殊要求等。系统的选择实质上是寻求系统与建筑最优搭配。下面举例说明系统选择的分析方法：

(1) 全空气系统在机房内对空气进行集中处理，空气处理机组有多种处理功能和较强的处理能力，尤其是有较强的除湿能力。因此适用于冷负荷密度大、潜热负荷大（室内热湿比小）或对室内含尘浓度有严格控制要求的场所，例如人员密度大的大餐厅、火锅餐厅、剧场、商场、有净化要求场所（详见第12章）等。系统经常需要维修的是空气处理设备，全空气系统的空气处理设备集中于机房内，维修方便，且不影响空调房间使用，因此全空气系统也适用于房间装修高级、常年应用的房间，例如候机大厅、宾馆的大堂等。但是全空气系统有较大的风管及需要空调机房，在建筑层高低、建筑面积紧张的场所，它的应用受到了限制。

(2) 高大空间的场所宜选用全空气定风量系统。在这些场所，为使房间内温度均匀，需要有一定的送风量，故应采用全空气系统中的定风量系统。因此，像体育馆比赛大厅、候机大厅、大车间的空调都宜用全空气定风量空调系统。

(3) 一个系统有多个房间或区域，各房间的负荷参差不齐，运行时间不完全相同，且各自有不同要求时，宜选用全空气系统中的变风量系统、空气-水风机盘管系统、空气-水诱导器系统等。如果这些系统中有多数房间的负荷密度大、湿负荷较大，应选用单风道变风量系统或双风道系统。空气-水风机盘管、和空气-水诱导器系统适用于负荷密度不大、湿负荷也较小的场合，如客房、人员密度不大的办公室等。

(4) 一个系统有多个房间，又需要避免各房间污染物互相传播时，如医院病房的空调系统，应采用空气-水风机盘管系统、一次风为新风的诱导器系统或空气-水辐射板系统。设置于房间内的盘管最好干工况运行。

(5) 旧建筑加装空调系统，比较适宜的系统是空气-水系统；一般不宜采用全空气集中空调系统。因为空气-水系统中的房间负荷主要由水来承担，携带同样冷、热量的水管远比风管小很多，在旧建筑中布置或穿楼层较为容易；空气-水系统中的空气系统一般是新风系统，风量相对比较少，且可分层、分区设置，这样风管尺寸很小，便于布置、安装。如果必须采用全空气集中空调时，也应尽量将系统划分得小一些。

### 6.13.2 系统划分的原则

一幢建筑不仅有多种形式的系统，而且同一种形式的系统还可以划分成多个小系统。系统划分的原则如下：

(1) 系统应与建筑物分区一致。一幢建筑物通常可分为外区和内区。外区又称周边区，是建筑中带有外窗的房间或区域；如果一无间隔墙的建筑平面，周边区指靠外窗一侧

5~7m (平均 6m) 的区域;内区是除去周边区外的无窗区域,当建筑宽度 $<10\text{m}$ 时,就无内区。周边区还可以分为不同朝向的周边区。不同区的负荷特点各不相同。一般说,内区中常年有灯光、设备和人员的冷负荷,冬季只在系统开始运行时有一定的预热负荷,或室外新风加热负荷,但最上层的内区有屋顶的传热,冬季也可能有热负荷。周边区的负荷与室外有着密切的关系,不同朝向的周边区的围护结构冷负荷差别甚大。北向冷负荷小;东侧上午出现最大冷负荷;西侧下午出现最大冷负荷;南向负荷并不大,但四月、十月南向的冷负荷与东、西向相当。冬季周边区一般都有热负荷,尤其在北方地区,其中北向周边区的负荷最大。在有内、外区的建筑中,就有可能出现需要同时供冷和供热的工作,系统宜分内、外区设置,外区中最好分朝向设置,因为,有的系统无法同时满足内外区供冷和供热要求。虽然有再加热的变风量系统或全空气诱导器系统,可以实现同时对内区供冷和对周边区供热,但会引起冷、热量抵消,浪费能量。因此,最好把内外区的系统分开。

(2) 在采暖地区,有内、外区的建筑,且系统只在工作时间运行(如办公楼),当采用变风量系统、诱导器系统或全空气系统时,无论是否分区设置,宜设一独立的散热器采暖系统,以在建筑无人时(如夜间、节假日)进行值班采暖,从而可以节约运行费用。

(3) 各房间或区的设计参数值和热湿比相接近,污染物相同,可以划分为一个全空气系统;对于定风量单风道系统,还要求工作时间一致,负荷变化规律基本相同。

(4) 一般民用建筑中的全空气系统不宜过大,否则风管难于布置;系统最好不跨楼层设置,需要跨楼层设置时,层数也不应太多,这样有利于防火。

(5) 空气-水系统中的空气系统一般都是新风系统,这种系统实质上是一个定风量系统,它的划分原则是功能相同、工作班次一样的房间可划为一个系统;虽然新风量与全空气系统中的送风量相比小很多,但系统也不宜过大,否则各房间或区域的风量分配很困难;有条件时分层设置,也可以多层设置一个系统。

(6) 工业厂房的空调、医院空调等在划分系统时要防止污染物互相传播。应将同类型污染的房间划分为一个系统;并使各房间(或区)之间保持一定的压力差,引导室内的气流从干净区流向污染区。

## 参 考 文 献

- [1] GBJ 19—87 采暖通风与空气调节设计规范. 北京:中国计划出版社, 1989.
- [2] ASHRAE Handbook. Heating, Ventilating and Air-Conditioning System and Applications. ASHRAE, Inc. Atlanta, 1987
- [3] 王盛卫. 集成楼宇控制系统辅助之变风量空调系统的实时优化控制. 全国暖通空调制冷 1998 年学术文集. 北京:北京建筑工业出版社, 1998
- [4] 戴斌文等. 变风量空调系统风机总风量控制方法. 暖通空调. 1999, (3): 1~6
- [5] 陆耀庆主编. 实用供热空调设计手册. 北京:中国建筑工业出版社, 1995
- [6] 电子工业部第十设计研究院主编. 空气调节设计手册. 北京:中国建筑工业出版社, 1995
- [7] 殷平. 机器露点的实验研究(一)——水冷式表冷器机器露点研究. 通风除尘. 1997 (1): 11~14
- [8] 周鹏, 李强民. 置换通风与冷却顶板. 暖通空调. 1998 (5): 1~5

## 第7章 冷剂式空调系统

冷剂式空调系统是空调房间的负荷由制冷剂直接负担的系统。制冷系统蒸发器或冷凝器直接从空调房间吸收（或放出）热量。冷剂式空调系统也称机组式系统。

空调机组是由空气处理设备（空气冷却器、空气加热器、加湿器、过滤器等）、通风机和制冷设备（制冷压缩机、节流机构等）组成的空气调节设备。它由制造厂家整机供应，用户按机组规格、型号选用即可，不需对机组中各个部件与设备进行选择计算。目前，空调工程中最常见的机组式系统有：

- (1) 房间空调器系统。
- (2) 单元式空调机系统。
- (3) 变制冷剂流量空调系统。
- (4) 水环热泵空调系统。

### 7.1 冷剂式空调系统的特点

与集中式空调系统（中央空调系统）相比，机组式系统具有如下特点：

1. 空调机组具有结构紧凑，体积小，占地面积小，自动化程度高等优点。
2. 空调机组可以直接设置在空调房间内，也可安装在空调机房内，所占机房面积较小，只是集中空调系统的50%，机房层高也相对低些。
3. 由于机组的分散布置，可以使各空调房间根据自己的需要停开各自的空调机组，以满足各种不同的使用要求，因此，机组系统使用灵活方便；同时，各空调房间之间也不会互相污染、串声，发生火灾时，也不会通过风道蔓延，对建筑防火有利。但是，分散布置，使维修与管理较麻烦。
4. 机组安装简单、工期短、投产快。对于风冷式机组来说，在现场只要接上电源，机组即可投入运行。
5. 近年来，热泵式空调机的发展很快。热泵空调机组系统是具有显著节能效益和环保效益的空调系统。
6. 一般来说，机组系统就地制冷、制热，冷、热量的输送损失少。
7. 机组系统的能量消费计量方便，便于分户计量，分户收费。
8. 空调机组能源的选择和组合受限制。目前，普遍采用电力驱动。
9. 空调机组的制冷性能系数较小，一般在2.5~3范围内。同时，机组系统不能按室外一般气象参数的变化和室内负荷变化实现全年多工况节能运行调节，过渡季也不能用全新风。
10. 整体式机组系统，房间内噪声大，但分体式机组系统，房间的噪声低。
11. 设备使用寿命较短，一般约十年。

12. 机组系统对建筑物外观有一定影响。安装房间空调机组后,经常破坏建筑物原有的建筑立面。另外还有噪声、凝结水、冷凝器热风对周围环境的污染。

## 7.2 空调机组的分类

空调机组已有多种型式,可基本满足创造人居环境、工农业生产环境等对空气调节提出的各方面要求,可大致分为下述几类。

### 7.2.1 按空调机组的外形分,可分为单元柜式空调机组、窗式空调器和分体式空调器

单元柜式空调机组是把制冷压缩机、冷凝器、蒸发器、通风机、空气过滤器、加热器、加湿器、自动控制装置等组装在柜式箱体。可直接安装在被调房间或邻室内。目前,国产单元柜式空调机组制冷量范围为 $7\sim 116.3\text{kW}$  ( $6000\sim 100000\text{kcal/h}$ ),最常见的制冷量为 $23\text{kW}$  ( $20000\text{kcal/h}$ )和 $35\text{kW}$  ( $30000\text{kcal/h}$ )的单元柜式空调机组。

窗式空调器是安装在窗口上或外墙上的一种小型房间空调器。其冷量一般在 $1.5\sim 7\text{kW}$  ( $1300\sim 6000\text{kcal/h}$ ),压缩机功率在 $0.4\sim 2.2\text{kW}$ ,电源可为单相,也可为三相。其功能可使房间温度控制在 $18\sim 28^{\circ}\text{C}$ ,最大偏差为 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 。

分体式空调机组是把制冷压缩机、冷凝器(热泵运行时蒸发器)同室内空气处理设备分开安装的空调机组。冷凝器与压缩机一起组成一机组,一般置于室外,称室外机;空气处理设备组成另一机组,置于室内,称室内机。室内机可有壁挂式、落地式、吊顶式、嵌入式等。室内机和室外机之间用制冷剂管路连接。

### 7.2.2 按空调机的用途分,可分为恒温恒湿空调机,冷风机、房间空调器和特殊用途的空调机组

恒温恒湿空调机组适用于精密机械、光学仪器、电子仪表等车间及计量室、科研实验室等有恒温恒湿要求的房间,房间基准要求可控制在 $20\sim 25^{\circ}\text{C}$ ,精度可在 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度为 $50\%\sim 60\%\pm 10\%$ 。

冷风机组用于夏季降温去湿,适用于民用与公用建筑的舒适性空调系统。其控制温度为 $24\sim 27^{\circ}\text{C}\pm 2^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度 $40\%\sim 70\%$ 。

房间空调器指制冷量在 $12\text{kW}$ 以下(我国规范规定)风冷式、冷风型(或热泵型)的小型空调机组。主要用于家庭或房间的舒适性空调。

特殊用途的空调机组是根据某些被调房间提出的特殊要求,而由工厂组装成的专用空调机组。如:电子计算机房的专用空调机组,程控机房专用空调机组、低温空调机组、净化空调机组和谷物冷却机等。

### 7.2.3 按空调机组制冷系统的工作情况分,可分为热泵式空调机组和单冷式空调机组

热泵式空调机组通过换向阀的变换,在冬季实现制热循环,在夏季实现制冷循环。而单冷式空调系统仅在夏季实现制冷循环。



#### 7.2.4 按空调机组中制冷系统的冷凝器形式分,可分为水冷式空调机组和风冷式空调机组

水冷式空调机组中的制冷系统以水作为冷却介质,用水带走其冷凝热。为了节约用水,用户一般要设置冷却塔,冷却水循环使用,通常不允许直接使用地下水或自来水。

风冷式空调机组中的制冷系统以空气作为冷却介质,用空气带走其冷凝热。制冷性能系数要低于水冷空调机组,但可以免去用水的麻烦,无须设置冷却塔和循环水泵等,安装与运行简便。

### 7.3 房间空调器<sup>[1],[2]</sup>

#### 7.3.1 窗式空调器

图 7-1 为窗式空调器的系统原理图。它由两部分组成,即空气处理部分和制冷系统部分。其空气循环路线为:

室内空气→过滤器 5→蒸发器 3→离心风机→送风口 11→室内  
室外新风→新风阀 8→离心风机→排风阀 9→室外

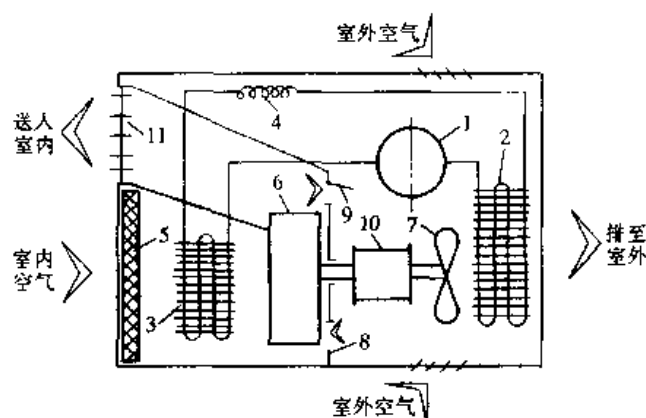


图 7-1 窗式空调器系统原理图

1—制冷压缩机; 2—室外侧换热器; 3—室内侧换热器; 4—毛细管; 5—过滤器; 6—离心式风机; 7—轴流风机; 8—新风阀; 9—排风阀; 10—风机电机; 11—送风口

制冷剂循环路线为:

压缩机 1→冷凝器 2→毛细管 4→蒸发器 3→压缩机 1

如果在这种窗式空调器中增加一个四通换向阀,就可组成热泵式空调器,如图 7-2 所示。热泵式窗式空调器不但夏季供冷,而且冬季还可供暖。夏季供冷时,通过四通换向阀把室内换热器变为蒸发器,利用液态制冷剂气化直接吸取室内空气的热量;并把室外换热器变为冷凝器,将冷凝热量释放到室外空气中去。冬季供热时,通过四通换向阀把室内换热器变为冷凝器,用制冷剂的冷凝热量加热室内空气;此时把室外换热器变为蒸发器,从室外空气中吸取低位热量。

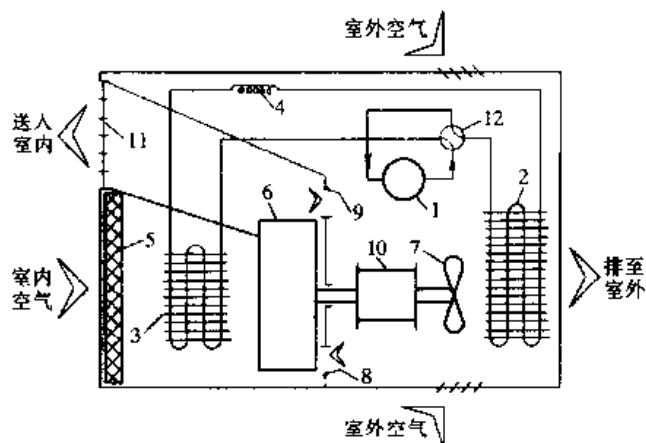


图 7-2 热泵式窗式空调器系统原理图

1—制冷压缩机；2—室外侧换热器；3—室内侧换热器；4—毛细管；5—过滤器；6—离心式风机；  
7—轴流风机；8—新风阀；9—排风阀；10—风机电机；11—送风口；12—四通换向阀

### 7.3.2 分体式空调器

图 7-3 给出一台典型分体式空调器原理图。它的室内机设有蒸发器 2、风机 1、过滤器 3、进风口 4、送风口 5 等，室外机设有制冷压缩机 6、冷凝器 7、风机 8 等。通常，分体式空调器也有单冷式和热泵式两种。一般情况下，分体式空调器室内机与室外机之间的距离不大于 5m 为好，最长不得超过 10m；室内机与室外机之间的高度差不超过 5m。

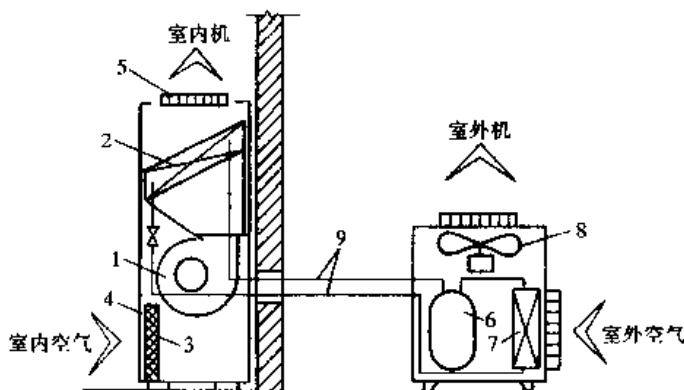


图 7-3 分体式空调器原理图

1—离心式风机；2—蒸发器；3—过滤器；4—进风口；5—送风口；  
6—压缩机；7—冷凝器；8—轴流风机；9—制冷剂配管

### 7.3.3 一台室外机联两台或三台室内机型房间空调器系统

这种系统又称一机多室或一拖多，它的工作原理与一拖一机组类似。其室内机外形与一拖一的完全一样，但室外机的体积一般较一拖一的要大一些。如果在室外机组设有四通换向阀，则可以使机组按热泵方式运行，室外空气作为低位热源。近年来，一台室外机联两台或三台室内机的多联系统在我国也开始得到发展。

常见的形式如图 7-4、7-5、7-6 所示。图 7-4 是单台压缩机拖动两台室内机；图 7-5 是

两台压缩机分别拖动各台室内机组，实质上是两套独立制冷系统，只是室外机合在一个机壳内；图 7-6 是一台室外机装两台压缩机，一台压缩机拖动一台室内机，另一台拖动两台室内机。

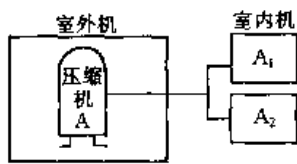


图 7-4 单台压缩机拖动两台室内机

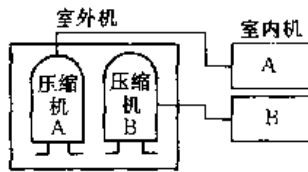


图 7-5 两台压缩机分别拖动各台室内机

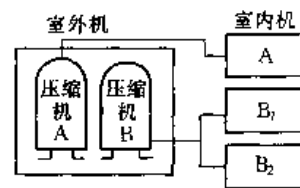


图 7-6 一台压缩机拖动一台室内机，另一台拖动两台室内机

#### 7.3.4 房间空调器的选择<sup>[13]</sup>

目前，市场上的房间空调器品种繁多，型号各异，功能多样，价格相差悬殊。房间空调器又是家用电器中的一个大件商品。因此，如何选择空调器以达到最佳的使用效果，显得十分重要。为此，应按下列步骤来选择家用空调器。

1. 首先了解家用空调器的主要技术性能指标（如制冷量、制热量、风量、输入功率、性能系数、噪声等）；并了解安装、使用、保养和维修方面的知识。

2. 根据房间的功能、对空调的要求、安装条件、气候条件等选择空调器的机型。北方地区的建筑都有采暖设施，一般可选用单冷式的，只作夏季空调用；当然也可考虑选用热泵型的，以便在室外气温尚凉而集中采暖系统尚不运行时使用。黄河以南地区，当冬季要求采暖，且建筑内无集中采暖设施时，可选用热泵型机组。分体式空调安装一般不需对建筑进行改造，因此对旧建筑装空调比较适宜，但对建筑立面影响大。如对建筑立面美观有要求时，可选用对立面影响小一些的窗式空调器。两个房间同时进行空调的时间很少，宜分别选用空调器，或选用两台压缩机拖动两台室内机的空调器（图 7-5）。两个房间经常同时进行空调，则可选用一台压缩机拖动两台室内机的空调器（图 7-4）。当房间负荷变化比较大，而且空调季长时，宜选用变频空调器；当空调季短或每天使用时间少时，不宜选用变频空调器，否则增加的费用未必能得到回报。

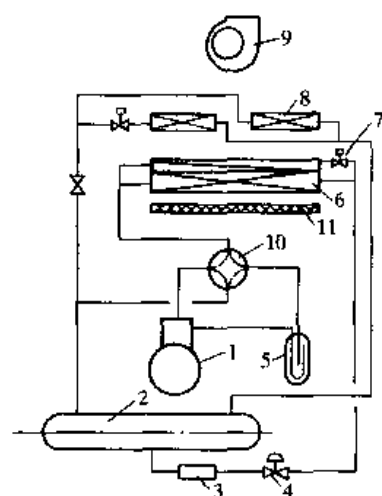
3. 根据房间的总冷量来确定空调器容量的大小。若选热泵式空调器时，还应同时满足冬、夏季的供热与供冷要求。对于一般住宅，冷负荷一般约  $70 \sim 100 \text{ W/m}^2$ （考虑有定时开窗换气），但如果这类空调器间歇工作，为使房间开机后很快能降温，可按冷负荷  $120 \sim 140 \text{ W/m}^2$  选用空调器。

### 7.4 单元式空调机组<sup>[1]、[3]</sup>

单元式空调机组是商业建筑和工业建筑中经常使用的设备。它是由空气处理设备、制冷设备、风机和自控系统组成的一个单元整体式机组。可直接对空气进行加热、冷却、加湿、去湿等处理。近年来，单元式空调机组以其结构紧凑、占地面积小、能量调节范围广、调节方便、安装和使用方便等优点，被越来越多的应用于中小型空调系统中。现介绍几种典型的单元式空调机组。

### 7.4.1 HR-20 热泵式恒温恒湿空调机

图 7-7 为 HR-20 热泵式恒温恒湿空调机组流程图。夏季机组供冷，这时空气侧换热器



6 为蒸发器，水侧换热器 2 为冷凝器，有一组风冷冷凝器作为空气二次加热器 8，利用了部分冷凝热量。其制冷剂流程为：

夏季供冷流程：  
压缩机 1 → 四通换向阀 10 → { 二次加热器 8 / 水侧加热器 2 } → 干燥器 3 → 双向膨胀阀 4 → 空气侧换热器 6 → 四通换向阀 10 → 液体分离器 5 → 压缩机 1。

冬季机组供热，这时空气侧换热器为冷凝器，而水侧换热器为蒸发器。其制冷剂流程为：

冬季供热流程：  
压缩机 1 → 四通换向阀 10 → 空气侧换热器 6 → 双向膨胀阀 4 → 干燥器 3 → 水侧换热器 2 → 四通换向阀 10 → 液体分离器 5 → 压缩机 1。

图 7-7 HR-20 空调机流程图

1—压缩机；2—水换热器；3—干燥器；4—双向膨胀阀；5—液体分离器；6—空气换热器；7—电磁阀；8—二次加热器；9—风机；10—四通换向阀；11—空气过滤器

HR-20 机组夏季制冷量为 23kW，冬季制热量为 14kW。

这种机组有如下特点：用部分冷凝热量作再次加热，既节省了电加热的电能，又节省了冷却水的消耗。实际运行表明，用冷凝热量作再次加热后，机组可以达到  $\pm 1^\circ\text{C}$  的恒温要求。热泵空调机在换向时，由于冷凝器转换为蒸发器，而可能引起大量液体返回压缩机，在系统中设有液体分离器，可以防止液击现象发生，增加了系统的安全性。

### 7.4.2 屋顶式空调机

屋顶式空调机是一种大、中型单元整体式机组，其制冷、加热、送风、空气净化、电器控制等组装于一体，多安装于屋顶，故称屋顶式空调器（见图 7-8）。它由压缩冷凝段、蒸发过滤段、送风段三段组成。其特点主要有：



图 7-8 屋顶式空调机组

1. 机组结构紧凑，自带冷源，风冷式冷凝器，省去了冷却水系统。近年来，机组多以模块化设计，组合方便。

2. 机组在结构上考虑了防雨措施，安装于屋顶或室外平台上时，可不另设防雨及遮阳设施。

3. 机组自动化程度高。

4. 机内运动部件已设减震装置，外部一般无减震要求。

5. 机组具有制冷量大、制冷回路简单、可靠性高，冷凝器和蒸发器一般是由带铝翅片的铜管制作，传热效率高。

6. 机组不占房间内的有效面积。

#### 7.4.3 电子计算机房专用空调机组

电子计算机房专用空调机组是根据电子计算机房对空调的特殊要求设计制造的，主要分成两大类：水冷式和风冷式机组。

电子计算机房专用空调机组与普通恒温恒湿机相比，具有如下特点：

(1) 机组采用大风量（风量约是一般恒温恒湿机组的两倍），并提高蒸发温度，以使机组送风焓降小，显热比大，适合计算机房湿负荷小的特殊要求。国产水冷式计算机房专用空调机处理空气的焓差一般为  $8.5 \sim 9.9 \text{ kJ/kg}$ ，每  $\text{m}^3/\text{h}$  风量与冷量 (W) 之比为  $1:2.5 \sim 3.3$ ，国产风冷式计算机房专用空调机处理空气的焓差一般为  $8 \sim 9 \text{ kJ/kg}$ ，每  $\text{m}^3/\text{h}$  风量与冷量 (W) 之比为  $1:2.5 \sim 3.5$ 。

(2) 机组设有初效和中效两级空气过滤器，以满足计算机房洁净度的要求。通常，计算机主机房内在静态条件下，空气含尘量为每升空气中大于或等于  $0.5 \mu\text{m}$  的尘埃粒子少于 18000 粒。

(3) 机组送风形式常为下送风，上回风。计算机房空调系统的送风大都是从活动地板下部形成的静压箱向机房和机柜送风（架空地板送风方式），自顶部回风，有助于机柜的散热。因此，上回风下送风形式，使机组安装简便灵活，投资少，占地少，还可直接放入计算机房内使用。

(4) 由于计算机可能是全年连续不断地运行，因此，专用空调机组必须具备高可靠性。为此，机组通常设有两套独立的制冷系统。

(5) 专用机组的自动控制送风温湿度的调节范围及控制精度为温度  $17 \sim 20^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ ，湿度  $45\% \sim 65\% \pm 5\%$ 。

(6) 为了节约运行能耗，有时专用机组设有自然供冷系统。即当室外空气温度低于  $1.6^\circ\text{C}$  时，机组中乙二醇自然冷却系统就可提供全部冷量。当室外空气温度在  $1.6 \sim 18.3^\circ\text{C}$  时，可提供部分冷量，从而减少了制冷压缩机的运行小时数。

#### 7.4.4 低温空调机组

国内现有的低温空调机组品种不多。它主要用于有低温空调环境要求的场合。如感光器材、录音带、文史资料、医药卫生用品、化工品等的贮藏，农业种子的贮存和培育，相纸厂、茶叶厂等某些生产工艺过程提出低温的特殊空调环境要求的场合。它与常规空调机组在结构、流程、参数方面都有较大的差异，现以 HD-9 型低温空调机组为例，介绍低温机组的特点。

HD-9 型低温空调机组的主要性能参数为：

制冷能力	10.46kW (9000kal/h)
风量	8000 $\text{m}^3/\text{h}$
加湿能力	5kg/h
机组总电功率	9.1kW
机组外形尺寸	1500mm×890mm×2100mm

图 7-9 为 HD-9 型低温空调机组的流程图。制冷剂流程线路为：

压缩机 1 → 电磁阀 12 → 二次加热器 7 → 冷凝器 2 → 干燥过滤器 3 → 热交换/集液器 4 → 膨胀阀 5 → 蒸发器 6 → 热交换/集液器 4 → 压缩机 1。

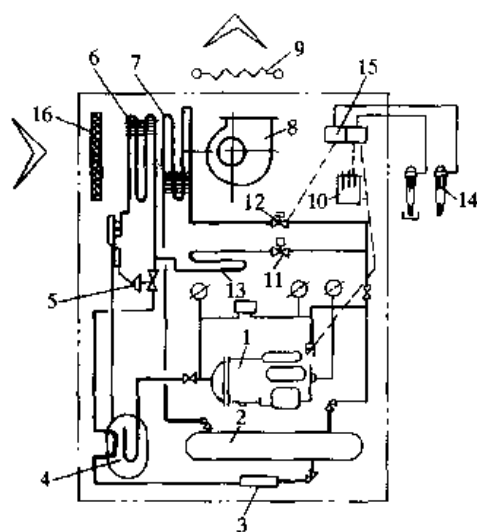


图 7-9 HD-9 型低温空调机组流程图

1—压缩机；2—冷凝器；3—干燥过滤器；  
4—热交换/集液器；5—膨胀阀；6—蒸发器；  
7—二次加热器；8—风机；9—电加热器（用  
户自配）；10—加湿器；11—冲霜电磁阀；  
12—二次加热电磁阀；13—积水盘加热器；  
14—电接点温度计；15—714 晶体管继电器；  
16—空气过滤器

空气流程线路为：

过滤器 16 → 蒸发器 6 → 二次加热器 7 → 风机 8 → 送风口。

其特点为：

- (1) HD-9 型低温空调机组采用小焓降大风量。
- (2) 蒸发器采用铜管串整体波纹铝片的结构。管径为  $\phi 16 \times 0.75\text{mm}$ ，铝片厚  $0.2 \sim 0.3\text{mm}$ ，片距为  $6\text{mm}$ ，管子按三角形（边长  $50\text{mm}$ ）排列。
- (3) 采用全循环风系统。
- (4) 设有热气冲霜系统。当蒸发器霜层太厚时，通过蒸发器前后的微压差信号使电磁阀 11 开启，从压缩机出来高压高温气态制冷剂，经积水盘加热器 13 进入蒸发器 6 中加热融霜。部分蒸汽凝结成的液体进入热交换/集液器 4 中。集液器阻止了大量液体返回压缩机，但又保证了油及液体少量的返回压缩机。同时使返回的液体吸收电动机等外界热量而汽化，避免了大量液体返回压缩机发生巨大“液击”现象的可能性。除霜完毕后，电磁阀 11 关闭，循环又逐渐恢复正常。

#### 7.4.5 单元式空调机组选择设计要点

单元式空调机组选择设计的主要任务是合理选用机组、组成空调系统，以满足用户对温湿度的要求。选择设计的具体要点有：

1. 确定空调房间的室内要求，计算冷负荷和湿负荷，确定新风量及新风冷负荷。
2. 根据用户的实际条件与参数选择空调机组的冷却方式——水冷或是风冷；确定空调系统的集中程度——集中系统或分散系统；确定空调机组放置方式——设机房或是在空调房间中就地放置。
3. 确定单元式空调机组型号与台数。根据空调房间的总冷负荷（包括新风负荷）和  $h-d$  图上处理过程的实际要求，查空调机组的特性曲线或性能表，确定机组的容量与台数。使机组的总冷量应能满足空调房间的总冷负荷，总风量应符合房间换气次数的要求。
4. 集中系统还需进行房间气流组织、风量分配与风管道的设计与计算。风管系统的总阻力（含送风与回风系统）应小于单元式空调机铭牌上给出的机外余压。如机外余压不足克服管路系统的阻力，则需另增加风机，串联在系统中。对噪声有要求的空调房间，还需进行消声设计。

## 7.5 变制冷剂流量系统——VRV 系统<sup>[4]、[5]、[6]、[7]、[8]、[9]</sup>

20 世纪 80 年代初,日本创立和采用 VRV 变制冷剂流量系统 (VRV 全称 Variable Refrigerant Volume) 代表了单元式空调机组发展的新水平。

几十年来,几十千瓦以上的空调系统,一般采用集中式中央空调系统。但是,由于 VRV 变制冷剂流量系统,是以制冷剂作为热传递介质,其每公斤传递的热量是  $205\text{kJ/kg}$ ,几乎是水的 10 倍和空气的 20 倍,同时可根据室内负荷的变化,瞬间进行容量调整 (采用变频技术或双缸旋转式压缩机改变制冷系统的质量流量),使 VRV 系统能在高效率工况下运行,是一种节能型的空调系统。VRV 系统又常以其模式结构组合成灵活多变的系统。这样,VRV 系统就可以解决集中式中央空调系统存在的诸如输送管道断面尺寸大,要求建筑物层高增加,占用大量的机房面积,维修费用高等难题。因此,VRV 系统的诞生向传统的集中式中央空调系统发出了强劲的挑战,成为几百到上万平方米空调区域的新建及改建工程中实用而有意义的空调方式。

日前,中国市场上常见的 VRV 系统产品,主要有日本大金公司的 G、H、K 系列产品 and 超级 VRV 变频控制空调系统;大连三洋空调机有限公司的 ECO 一拖多机系统。本节以超级 VRV 变频控制空调系统为例介绍变制冷剂流量系统的组成、形式及主要特点,机组的分类及功能等问题。

### 7.5.1 VRV 系统的组成

VRV 系统由室外机、室内机、制冷剂配管 (管道、管道分支配件等) 和自动控制器件及系统等组成。图 7-10 为变频控制 K 系列 VRV 系统。该系列又分三个系列——热回收、热泵 (夏季供冷、冬季供热) 和单冷型系列。热回收系列可同时供冷和供暖,它用于有内区的建筑,因内区全年有冷负荷,该系统可实现同时对周边区供暖和内区供冷,实现了回收内区的热量。热回收系列的室外机与室内机连接管路有三条——1 根液体管和 2 根气体管 (吸气管和排气管) 通过 RS 装置将室外机液管、吸气管和排气管与室内机的液管、气管连接起来。热泵、单冷式

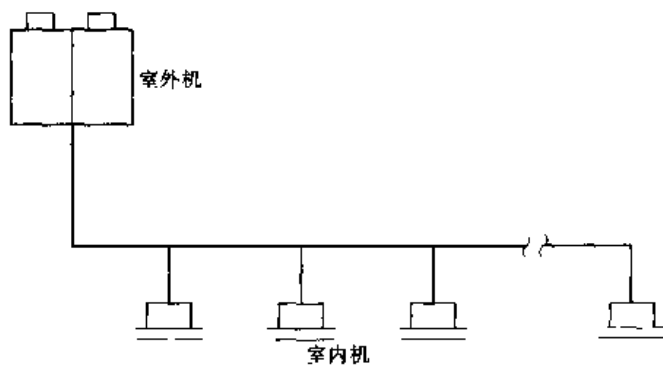


图 7-10 变频控制 K 系列 VRV 系统

室外机有三种规格,名义工况冷量分别为  $14.5$ 、 $22.4$ 、 $28.8\text{kW}$ ,它们分别最多可接 8、13、16 台室内机。热回收室外机有两种规格,名义工况冷量分别为  $23$ 、 $28\text{kW}$ ,它们最多可接 8 台室内机。室外机中的压缩机 (如有 2 台,其中 1 台) 可实现变频调节,根据冷负荷的变化自动调节制冷剂的流量。室内机内有盘管、风机、电子膨胀阀等部件,按其外形分有壁挂式、立式明装、立式暗装、卧式明装、卧式暗装、天花板嵌入式 (卡式) 等机型。用上述几种规格的室外机可组成各种容量的空调系统。但各台室外机与各自的室内机 (多台) 连接成独立的系统。对于冷负荷较大的建筑,可能需要选择多台室外机,这样导

致室外机与室内机间连接的管路太多。为此，对 K 系列进行了改进，发展成“超级 K”系列 VRV 系统。

图 7-11 为“超级 K”系列 VRV 系统。该系统的室外机是由 2 台或 3 台标准型室外机组组合而成，其中 1 台是变频型，另 1 台或 2 台是恒速型。标准型室外机有两种规格，其名义冷量分别为 22.4kW 和 28kW。因此，可以组合的最大系统的名义制冷量为 84kW。由两台标准室外机组组成的系统，最多可接 20 台室内机；3 台标准室外机组组成的系统最多可接 30 台室内机（图 7-11 即为 3 台标准室外机组组成的系统）。“超级 K”系列与 K 系列的不同之处是在系统中增加了“功能机”。功能机的作用是连接所有室内机的液体、气体总干管分别接到 2 台或 3 台标准室外机上，并平衡各台压缩机的压力和润滑油量。图 7-12 为冷风型的功能机与 2 台室外机连接的示意图。2 台冷凝器的出液管分别与功能机中的贮液器连接；由室内机来的吸气管在功能机中分 2 路分别接到 2 台室外机的液体分离器。平衡管

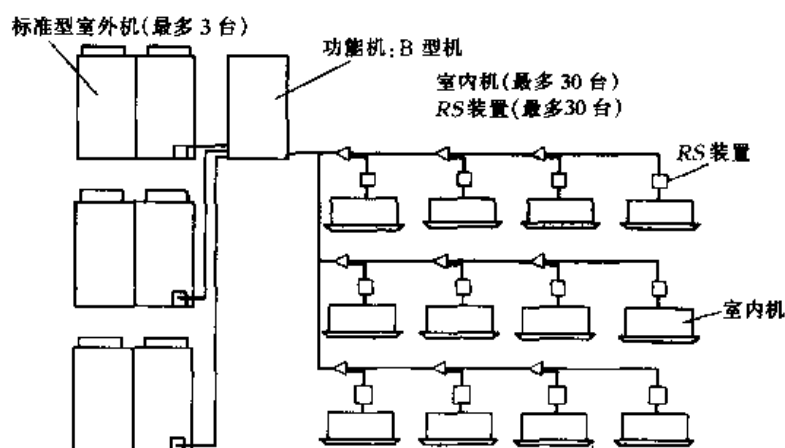


图 7-11 热回收 VRV 系统

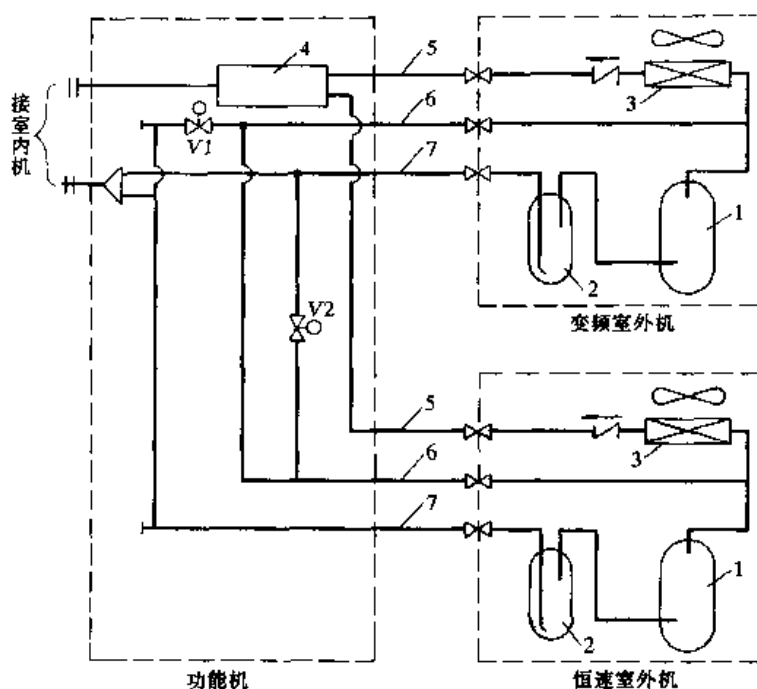


图 7-12 冷风型的功能机与室外机的连接

1—涡旋式压缩机；2—液体分离器；3—冷凝器；4—贮液器；  
5—液体管；6—平衡管；7—吸气管；V1、V2—电磁阀



平衡 2 台室外机的排汽压，同时又是 2 台室外机润滑油互相转移的通路。当变频室外机的润滑油量超出一定量时，压缩机将多余的油压出经电磁阀 V1 压入恒速室外机中；反之，则通过 V2 将油从恒速室外机转移到变频室外机中。

### 7.5.2 系统配管

图 7-13 给出热泵（或单冷）VRV 系统的制冷剂管路系统。由图可见，VRV 系统可使室内外配管最长达 100m，室外机和室内机间最大高差可达 50m，同一系统中的室内机之间的高差最大为 15m，室外机之间的高差应小于 4m，室外机与功能机之间的高差也应小于 4m。设计中，应很好地注意这些要求。

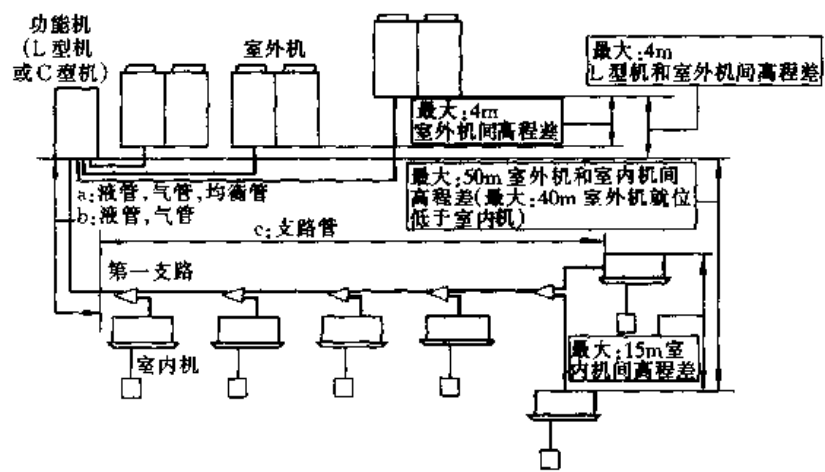


图 7-13 制冷剂管路系统

最大长度： $a = 10\text{m}$ （每根）； $c = 40\text{m}$ ； $b + c = 100\text{m}$ 。

系统配管的连接方式有三种。

1. 配管接头的分支连接方式，如图 7-14 所示。通过制冷剂分支接头构成分支管网，分支管网将各室内机连接在同一制冷剂管道上。这种配管方式，适用于垂直距离或水平距离较长的空调场所。

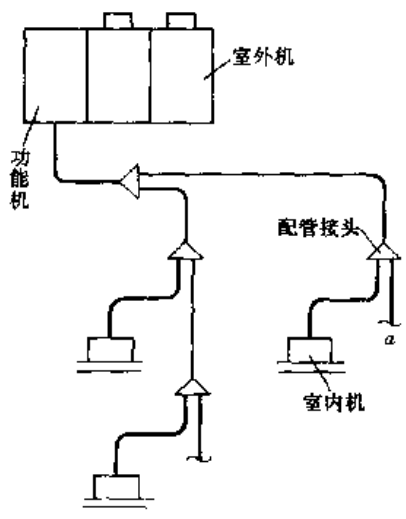


图 7-14 配管接头的分支连接方式

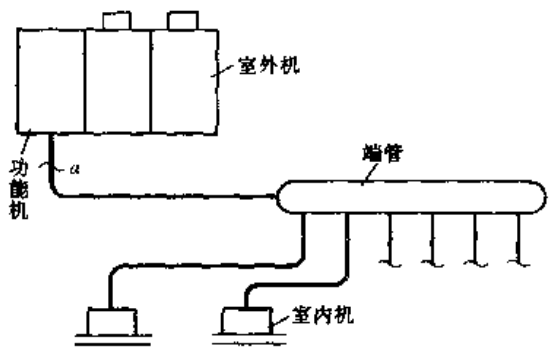


图 7-15 端管的分支连接方式

2. 端管的分支连接方式,如图 7-15 所示。通过制冷剂多分支端管(4 分支、6 分支和 8 分支),将各室内机连接在同一制冷剂管道上。这种分支连接方式适用于有多室空调的场所,利用端管上的剩余分支,还可灵活的增加室内机。

3. 配管接头与端管的混合分支连接方式,是上述两种分支连接方式的组合,将图 7-15 中 a 处接到图 7-14 的 a 处,即为这种连接方式,它适合房间布置较复杂的空调场所。

### 7.5.3 VRV 系统的特点

VRV 系统与传统的空调系统相比,具有如下特点:

1. 设备少,管路简单,节省建筑面积与空间。VRV 系统采用风冷方式,并将制冷剂直接送入室内,不需要冷却水和冷冻水系统,从而省去冷却水循环水泵、冷冻水循环水泵、冷却塔等辅助设备及相应的水管系统;VRV 系统不需要庞大的风道系统,从而减少了建筑物中的占用空间,可以降低楼层高度;超级 VRV 系统由于采用组合式室外机,可使制冷剂管道约减少 30%,约节省 70%的管道井面积及空间;室外机安装在室外或屋顶,不占用制冷机房,同时也不需空调机房。

2. 布置灵活。设计者可以根据建筑物的用途、不同的负荷、装饰风格等来灵活的选择室内机。由于 VRV 系统可有很长的配管系统和较大的高度差,布置安装灵活方便,可满足各种建筑物的要求。

3. 具有显著的节能效益。超级 VRV 系统由于采用变频型室外机与恒速型室外机相组合,使系统的容量可在 5%~100%之间调节,完全可以满足不同季节不同负荷的要求,如图 7-16 所示。同时也使组合式室外机与室内机有更佳的匹配关系,即使在低负荷(额定负荷的 30%)下运行时,机组的性能系数值仍可达 3.4 左右,由此带来的节能效益是巨大的。室内机可单独控制,故不需要空调的房间可以根据使用者的要求,关闭室内机,减少了能源的浪费。不同房间可以设定不同的温度,既提高了舒适水平,又避免了集中控制造成的无效能源浪费。将制冷剂送入室内,直接冷却室内空气,无二次换热,提高了能源利用率。

4. 运行管理方便,维修简单。VRV 系统具有多种控制方式,对室内机可选用有线或无线遥控器,根据用户的需要分别采用单遥控、双遥控、组控及中央控制方式,亦可与楼宇自控系统联网,实现计算机统一控制管理,十分方便。系统具有故障自动诊断功能,可以自动显示出故障的类型和部位,以便迅速而简单地进行维修,因而不需要专门管理人员,又提高了检修效率。

5. VRV 系统的经济效率显著。VRV 系统的初投资要大些。一般来说,VRV 系统比一般集中式中央空调装置约贵 30%。但年运行费用低,据统计,VRV 变频系统与风冷式冷水机组的年运行费用之比是 69.7:100,这意味着可节约 30%的运行费用。文献 [5] 介绍,由于安装费用、运转成本、维修成本和能量消耗等较低。所以,VRV 系统总的寿命成本仅是冷水机组系统的 86%左右。由此可见其经济效益是十分显著的。但是,目前 VRV 产品的价格偏高,仍难于让用户接受 VRV 系统。

### 7.5.4 新风输送方式

VRV 系统新风输送有以下几种方式可供选择:

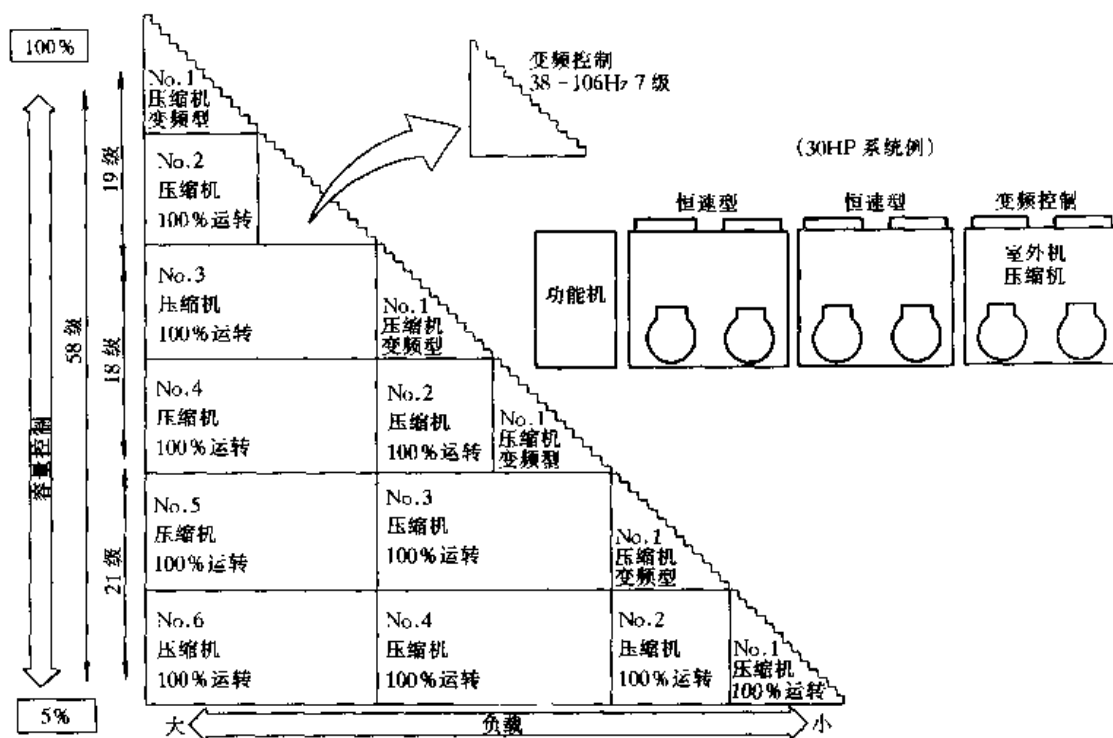


图 7-16 30HP 组合式室外机频率控制

1. 室内机自吸新风。每层或整个建筑物设置新风的总进风管，然后通过分支管与室内机相连，此时新风负荷一般由室内机承担。该方式不宜在寒冷地区使用。同时还应采取技术措施，防止当室内机停止运行时，室外空气侵入空调房间。
2. 利用可接风管的室内机处理新风送到每个房间。
3. 采用带有全热交换器的新风机组，用排风预冷（热）新风。
4. 采用自带制冷机的专用分体式新风机组。分吊顶暗装和立式明装两种机型，6 种型号。风量从  $1080\text{m}^3/\text{h}$  到  $12100\text{m}^3/\text{h}$ 。根据需要，可在建筑物每层或每个区设置一台或多台新风机组，新风通过风道送入每个房间。

## 7.6 水环热泵空调系统<sup>[10]、[11]</sup>

所谓水环热泵空调系统就是小型的水/空气热泵机组的一种应用方式。即用水环路将小型的水/空气热泵机组并联在一起，构成一个以回收建筑物内余热为主要特点的热泵供暖、供冷的空调系统。它在 20 世纪 60 年代出现在美国的加利福尼亚州，故也称加利福尼亚系统。70 年代后进入日本。80 年代初，在我国一些建筑物中开始采用。由于其节能效益和环保效益显著，因此 90 年代，水环热泵空调系统便在我国得到广泛的应用，并将会在我国空调节能领域中发挥越来越大的作用。

### 7.6.1 水环热泵空调系统的组成

图 7-17 给出典型的水环热泵空调系统原理图。由图可见，水环热泵空调系统由三部分组成：(1) 室内水源热泵（水/空气热泵）；(2) 水循环环路；(3) 辅助设备（冷却塔、

加热设备、蓄热装置等)。

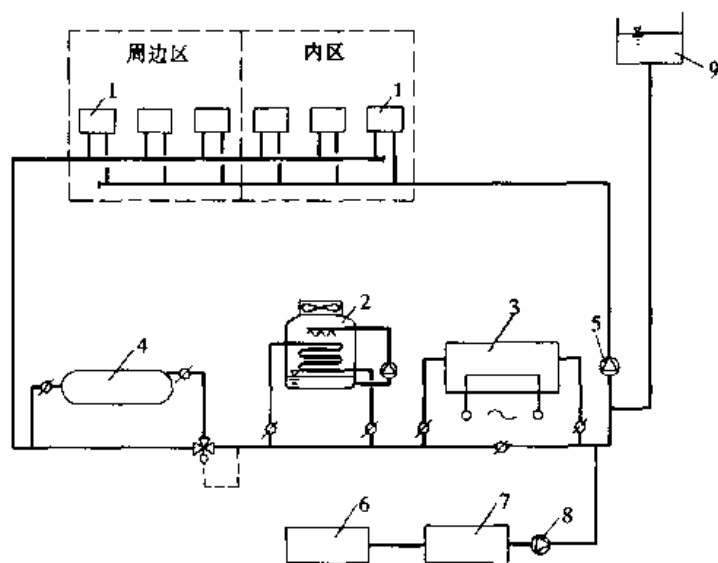


图 7-17 水环热泵空调系统原理图

1—水/空气热泵机组；2—闭式冷却塔；3—加热设备（如燃油、气、电锅炉）；4—蓄热容器；5—水环路的循环水泵；6—水处理装置；7—补给水箱；8—补给水泵；9—定压装置

### 1. 室内水源热泵机组

室内水源热泵机组是由制冷压缩机、制冷剂/水热交换器、制冷剂/空气热交换器、节流机构、四通换向阀、风机和空气过滤器等部件组成，即为水/空气热泵。其工作原理如图 7-18 所示。它的工作方式与热泵式空调机（图 7-7）、热泵式窗式空调器（图 7-2）一样，这里不再赘述。

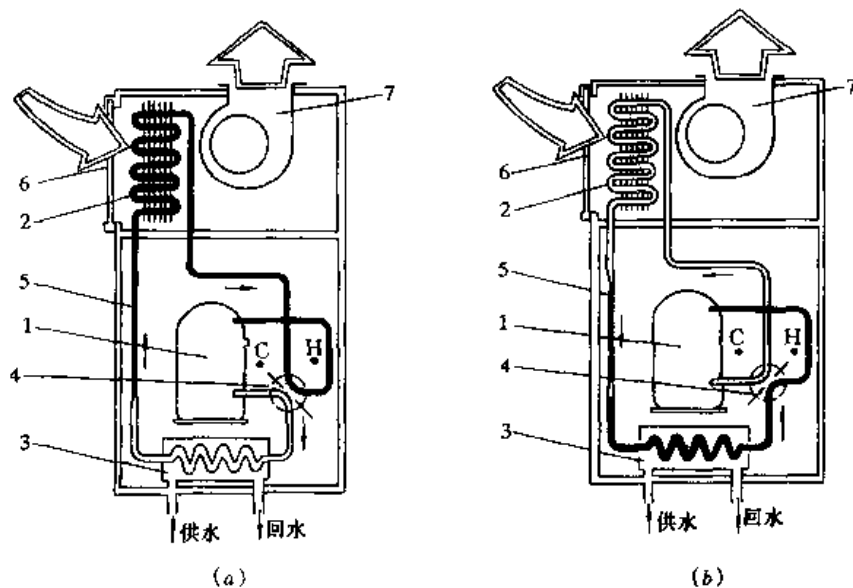


图 7-18 水源热泵工作原理图

(a) 制冷方式运行；(b) 供热方式运行

1—全封闭压缩机；2—制冷剂/空气热交换器；3—制冷剂/水热交换器；4—四通换向阀；5—毛细管；6—过滤器；7—风机

室内水源热泵机组的形式通常有：卧式（暗装）、立式暗装、立式明装、柱式、屋顶卧式等。

## 2. 水循环环路

所有的室内水源热泵机组都并联在一个水环路系统上。如图 7-17 所示。通过水循环环路使流过各台水源热泵空调机组的循环水量达到设计流量，以确保机组的正常运行。

管道的布置，要尽可能的选用同程系统。虽然初投资略有增加，但易于保持环路的水力稳定性。若采用异程系统时，设计中应注意各支管间的压力平衡问题。水环路要尽量采用闭式环路。系统内的水基本不与空气接触，对管道、设备的腐蚀较小；系统中水泵只需要克服系统的流动阻力。

水环路上设置下列部件：

(1) 水系统的定压装置。通常采用膨胀水箱定压、气体定压罐和补给水泵定压；

(2) 水系统的排水和放气；

(3) 水系统的补水系统；

(4) 水系统的水处理装置与系统；

(5) 循环水泵及其附件；

根据空调场所的需要，水源热泵可能按供热工况运行，也可能按供冷工况运行。这样，水环路供、回水温度可能出现如图 7-19 所示的 5 种运行工况：

(1) 在夏季，各热泵机组都处于制冷工况，向环路中释放热量，冷却塔全运行，将冷凝热量释放到大气中，使水温下降到 35℃ 以下。

(2) 大部分热泵机组制冷，使循环水温度上升，到达 32℃ 时，部分循环水流经冷却塔。

(3) 在一些大型建筑中，建筑内区往往有全年性冷负荷。因此，在过渡季，甚至冬季，当周边区的热负荷与内区的冷负荷比例适当时，排入水环路中的热量与从环路中提取的热量相当，水温维持在 13~35℃ 范围内，冷却塔和辅助加热装置停止运行。由于从内区向周边区转移的热量不可能每时每刻都平衡，因此，系统中还设有蓄热容器，暂存多余的热量。

(4) 大部分机组制热，循环水温度下降，到达 13℃ 时，投入部分辅助加热器。

(5) 在冬季，可能所有的水源热泵机组均处于制热工况，从环路循环水中吸取热量，这时，全部辅助加热器投入运行，使循环水水温不低于 13℃。

## 3. 辅助设备

水环热泵空调系统的辅助设备主要有：排热设备、加热设备和蓄热容器等。

### (1) 排热设备

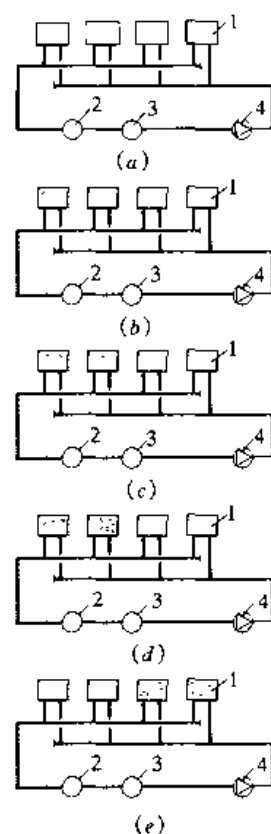


图 7-19 运行工况  
(a) 冷却塔全部运行；  
(b) 冷却塔部分运行；  
(c) 热收支平衡；(d)  
辅助热源部分运行；  
(e) 辅助热源全部运行  
1—水/空气热泵机组；  
2—冷却塔；3—辅助热  
源；4—循环泵

[Hatched box] 机组供暖；[Empty box] 机组供冷

排热设备除了图 7-17 中所示的闭式冷却塔外，还可以采用普通的开式冷却塔。但开式冷却塔与水环路应采用间接连接（如图 7-20）。有充裕水资源的地方，可直接利用水，如图 7-21 连接方式。

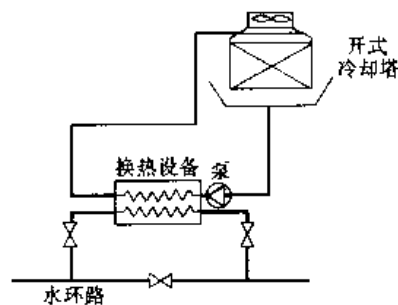


图 7-20 开式冷却塔加换热设备

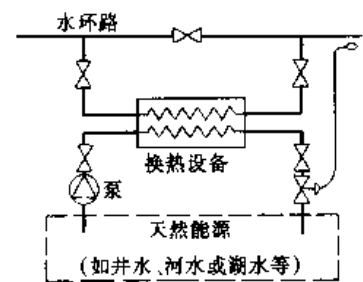


图 7-21 天然冷源加换热设备方案

(2) 加热设备

目前，加热方法主要有两种：一是利用水加热设备将外部热量加入水环路中。常选用的水加热设备有电热锅炉、燃油（气）锅炉、水-水换热器、汽-水换热器等；二是利用空气电加热器将外部热量直接加入室内循环空气中，即将空气电加热器安装在水源热泵机组送、回风管内或直接安装在机组内。当环路中的水温不低于 13℃ 时，机组按热泵工况运行，当环路水温等于或低于 13℃ 时机组停止热泵工况运行，而空气电加热器投入运行，加热室内空气。通过室内气温敏感元件控制加热量，以调节室内温度。当环路水温升至 21℃ 时，停止电加热器，恢复机组按热泵工况运行。这种方式的优点主要有：

- ①初投资低；
- ②电加热器易于计量，便于单户计费；
- ③节约建筑面积，省掉水的加热设备机房；
- ④由于采用非集中的加热器，而提高了系统使用的可靠性。同时，还可以作为机组的备用或应急热源。

(3) 蓄热容器

蓄热容器可以实现内区制冷机组向环路中释放的冷凝热与周边区制热机组从环路中吸取的热量在一天内或更长的时间周期内达到平衡，从而降低了冷却塔和水加热器的年耗能量。但是，冷却塔和水加热器的容量不能减少。这是因为恶劣天气的持续性往往又要求冷却塔或水加热器按最大负荷运行。

7.6.2 水环热泵空调系统的特点

水环热泵空调系统主要具有如下特点：

1. 调节方便。用户根据室外气候的变化和各自的要求，在一年内的任何时候可随意进行房间的供暖或供冷的调节。
2. 虽然水环路是双管系统，但与四管制风机盘管系统一样可达到同时供冷供暖的效果。
3. 建筑物热回收效果好。因此，这种系统适用于有内区与外区的大中型建筑物，即适用于大部分时间内有同时供冷供暖要求的场合。

4. 系统布置紧凑、简洁灵活。由于没有体积庞大的风管、冷水机组等,故可不设空调机房(或机房面积小),从而增大了使用面积及有效空间;环路水管可不设保温,减少了材料费用。

5. 便于分户计量和计费。

6. 便于安装与管理。水源热泵机组可在工厂里组装,减少了工地的安装工作量。由于系统设备简单,而使安装方便,启动与调整容易。

7. 小型的水源热泵机组的性能系数不如大型冷水机组。

8. 制冷设备直接放在空调房间内,噪声大。

9. 设备费用高,维修工作量大。

### 7.6.3 水环热泵空调系统的控制

为了确保水环热泵空调系统安全、可靠和经济运行,空调工程师在设计中要对水环热泵空调系统提出控制要求。主要有:①水源热泵机组的控制与保护;②辅助设备(冷却塔、水加热设备、蓄热容器、循环泵等)的控制和保护;③系统的控制与保护。具体自控设计可由建筑电气工程师来完成。

#### 1. 机组的控制与保护

水源热泵机组的控制与保护的功能有:供暖与制冷工况转换、室温设定、检测机组的运行状态(压缩机和风机状态、送风温度、区域温度等)、诊断机组的状态(出水温度、高压限制、传感器故障等)、停机后的保护启动、自动保护、报警等。机组的控制与保护由生产厂家提供。

#### 2. 附属设备的控制

##### (1) 冷却塔控制要求

冷却塔的控制是通过检测水环路水温进行分级排热。据资料[12]介绍的控制策略如下:

- ①环路水温升至 $29^{\circ}\text{C}$ 时,冷却塔风阀开启,进行自然对流排热;
- ②环路水温升至 $30^{\circ}\text{C}$ 时,淋水开始,利用冷却塔喷淋水蒸发冷却排热;
- ③环路水温升至 $31^{\circ}\text{C}$ 时,风机低速运行,开始强迫对流和蒸发冷却排热;
- ④环路水温升至 $32^{\circ}\text{C}$ 时,风机高速运行,加强排热;
- ⑤环路水温升至 $40^{\circ}\text{C}$ 时,“高温”指示灯亮,发出高温报警;
- ⑥环路水温升至 $46^{\circ}\text{C}$ 时,“高温停机”指示灯亮,并使水源热泵机组停机。

对于开式冷却塔系统的控制策略为:

①控制冷却塔的运行台数;

②在冷却水供、回水管上设电动旁通阀,通过控制旁通阀开度达到控制循环水供水温度的目的。

但是,要注意冷却塔的防冻保护。

##### (2) 水加热设备的控制要求

水加热设备也是通过检测环路水温(一般在 $10\sim 20^{\circ}\text{C}$ 范围内)来进行分级补热。具体的控制步骤如下<sup>[12]</sup>:

①环路水温降至 $13^{\circ}\text{C}$ 时,水加热设备投入运行;

②环路水温升至 16℃ 时，水加热设备停止运行；

③水温降至 7℃ 时，要求发出低温报警；

④水温降至 4℃ 时，低温停机。

但是，要注意：

①当水加热器采用电加热器时，可对电加热分档投入。

②当采用燃气（油）锅炉时，可对燃烧器的燃料的供应量和燃烧时间进行分级投入。

### （3）蓄热容器的控制要求

一般是通过三通阀来调节环路水和蓄热容器中水的混合比，使回水环路水温保证在设定温度以上。

### （4）循环水泵的控制要求

①主循环水泵应连续运行，当系统循环水流量不足时，备用水泵投入运行；如果水量还不足时，应停止系统运行，进行检查，直至手动复位为止。

②循环水泵与系统中所有水源热泵机组联锁。

③正常情况下，可利用时间积算器，使主循环泵和备用循环泵交替运行，以延长泵的使用寿命。

## 3. 系统的控制要求

### （1）环路水温控制要求

环路设计水温范围一般为 10~35℃，要求通过检测水环路的感温器来保证环路设计水温。夏季由冷却塔来控制环路水温，冬季由水加热设备来控制环路水温。

### （2）水流保护控制

环路中保持正常的设计水流量是系统可靠而安全运行的关键一环。因此，要求水系统上设置水流开关和循环泵进出口处设置压差开关。当检测到系统水流减小时，会自动投入备用水泵。若水流量不能恢复，将会使热泵机组关闭。

## 7.6.4 混合式系统

水源热泵机组可以设计成独立的空调系统（如图 7-17），也可以同其他空调设备共同组合成新的空调系统，常称此类系统为混合式系统。例如：

### 1. 带冷水机组的水环热泵混合系统

一般来说，大型冷水机组的制冷性能系数（COP）要比水源热泵机组的制冷性能系数要高，也就是对于固定的或大量的冷负荷场所（如大型办公室的内区），可以选用大型冷水机组，而只对于既有冷负荷又有热负荷的周边区，设置水源热泵系统，如图 7-22 所示。这样，混合系统的运行能耗将会比传统的水环热泵系统运行能耗减少，冷水机组的冷凝热排入水环热泵的水环路中，用于周边水源热泵的供热。

### 2. 带单元柜式空调机组的水环热泵混合系统

同样，为了提高系统运行的经济性，在建筑物内区设置单元柜式空调机组，向内区供冷。而周边区水源热泵空调机组，向周边区供冷或供热。该系统示于图 7-23。另外，单冷式机组的价格也比热泵机组便宜。



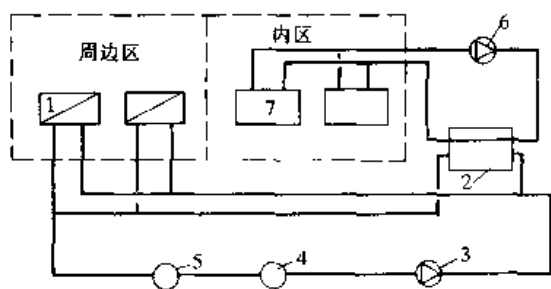


图 7-22 带离心式冷水机组的水环热泵混合系统  
1—水空气热泵机组；2—离心式冷水机组；3—水环路循环泵；4—水加热设备；5—冷却塔；6—风机盘管水系统循环泵；7—风机盘管

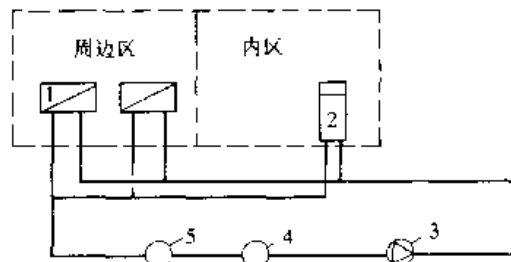


图 7-23 带单元式空调机组的水环热泵混合系统  
2—单元式空调机组；1、3、4、5—同图 7-22

### 7.6.5 外部能源<sup>[14]</sup>

众所周知，只有建筑内有大量余热时，通过水环热泵系统将建筑物内的余热转移到需要热量的区域，才能收到良好的节能效果。但是，目前我国各类建筑物内部负荷不大，建筑物的内区面积小，而且，常规空调热源又常为燃煤锅炉。由于这两种情况，制约了水源热泵空调系统在我国的应用。解决这个问题的途径，就是由建筑物外部引进新的能源，以替代建筑物内的余热。太阳能、水（地表水、井水、河水等）、土壤、空气均可作水环热泵空调系统的外部能源。

## 7.7 机组系统的适用性

1. 一台机组服务一个房间是机组系统常见的应用方式。自 20 世纪 90 年代起，窗式空调器、分体式空调器、单元式空调机已开始步入我国百姓家庭和工作、娱乐、服务场所。该系统已成为小康住宅和布置分散的工作、娱乐、服务场合的供冷与供暖的理想系统之一。

2. 对于较大空间（如餐厅、小型会议室等），可考虑采用多台机组合用的机组式系统。

3. 一拖多（一主机为多个房间服务，详见 7.3.3）系统可用于多居室的家庭或别墅以及中、小型办公楼及其他类型建筑物。

4. 基于机组系统的特点，它适用于空调房间布置分散、空调使用时间要求灵活、无法设置集中式冷热源的场合，还适用于旧建筑改造和工艺经常变更等的场合。

5. 机组系统除满足民用之外，还可以广泛地应用于有特殊功能要求的场合。如低温空调机可用于需要低温空调环境的场所和部门，诸如农业种子的储存和培育、感光材料、录音带、文史资料等的储藏、相纸厂、茶叶厂等某些生产工艺过程都有低温空调的环境要求；恒温恒湿空调机组系统适用于精密机械、化学仪器、电子仪表等车间及计量室、科研实验室等有恒温恒湿要求的房间；电子计算机房和程控机房专用机组适用于计算机房和程控机房；净化空调机组系统适用于恒温洁净室、医院外科手术室、烧伤病房等。

6. 水环热泵空调系统宜用在建筑规模较大的场合，内区面积要大于或接近于周边区，

即两者冷热负荷相当为好,且这两种负荷的平衡时间越长越经济。若建筑物内区热负荷小或无内区热负荷时,只要具有良好的外部热源(如太阳能、工业用冷却水、井水、河水等),在使用水环热泵的空调系统时,仍会收到显著的节能效益和环保效益。

7. 变制冷剂(VRV)系统是一种半集中式系统,适用于多房间的中小型建筑。由于室内机不占机房,制冷剂管路的管径较小而占用空间小,安装方便,因此很适用于旧建筑的空调改造工程。

### 参 考 文 献

- [1] 陆亚俊,马最良,庞志庆.制冷技术与应用.中国建筑工业出版社,1992年
- [2] 蒋能照主编.空调用热泵技术及应用.机械工业出版社,1997年
- [3] 陆亚俊,马最良,姚杨编.空调工程中的制冷技术.哈尔滨工程大学出版社
- [4] 大金技术资料.VRV系统热泵、单冷、热回收.1997年
- [5] 史剑春.新一代多区域装配式空调装置VRV变频系列技术介绍.制冷技术,1996.No.2.p47~51
- [6] 张永铨,巨永平.变频控制的VRV空调系统.暖通空调,1994.No.3.p46~49
- [7] 黄兴州,冯耆荣.变频控制VRV控制系统的机组的选择及配管设计.暖通空调,1994.No.2
- [8] 于小明,李向东,牟灵泉,刘京胜.超级VRV变频控制空调系统设计探讨.全国暖通空调制冷1998年学术年会资料集,p576~580
- [9] 大连三洋空调机有限公司.ECO—MOLTI工程手册.2000年
- [10] 马最良,曹源.闭式环路水源热泵空调系统在我国应用的评价.空调设计,1998.No.1.p59~61
- [11] 马最良,曹源.闭式环路水源热泵空调系统及其评价.通风除尘,1999.No.1.p6~11
- [12] 特灵.水源热泵空调系统设计手册
- [13] 刘宪英,孙纯武,周玉礼.家用空调器原理、选择、使用及维修.重庆出版社,1995
- [14] 马最良,杨辉.太阳能水环热泵空调系统在我国应用的预测分析.全国暖通空调制冷2000年学术文集,p132~138.中国建筑工业出版社,2000年

## 第8章 工业与民用建筑的通风

### 8.1 工业与民用建筑中的污染物

#### 8.1.1 污染物一般概念

空气中污染物按其物态来分有气体、蒸气、固体粒子和液态粒子。气体污染物是指其状态满足理想状态方程式；蒸气污染物是指接近凝结状态、不满足理想气体状态方程的气体；空气中粒子污染物是指悬浮于空气中的固体和液态粒子。粒子在空气中的悬浮状态与粒径、密度有关。一般说粒径在  $100\mu\text{m}$  以下的粒子在空气中呈悬浮状态。按常用的分类方法，固体粒子可分为粉尘 (dust)，粒径在  $1\sim 100\mu\text{m}$ ，由研磨、破碎等人为产生和风化、崩溃、刮风等自然产生；凝结固体烟雾 (fume)，粒径约在  $0.1\sim 1\mu\text{m}$ ，金属熔化形成的气体在空气中冷却凝结成固体烟雾，常见的有铅烟雾、锌烟雾、铁烟雾等；烟 (smoke)，粒径大约在  $0.5\mu\text{m}$  以下，是木材、纸、布、油、煤、香烟等燃烧产物。液体粒子分为雾 (mist)，粒径在  $1\sim 100\mu\text{m}$ ，是液体破碎或蒸气凝结成的微小液滴；雾 (fog)，粒径在  $5\sim 50\mu\text{m}$ ，大气中水蒸气凝结生成的液体粒子，工厂周围产生的浓雾又称为烟雾 (smog)，它是烟 (smoke) 与雾 (fog) 的合成物。根据危害程度，一般认为粒径小于  $10\mu\text{m}$  的粒子对人体有害，因为它们可以被吸入，称为可吸入粒子<sup>[1]</sup>，也有人认为， $3\mu\text{m}$  以下为可吸入粒子<sup>[2]</sup>。

污染物的发生量 (或称散发量) 定义为单位时间内产生的污染物质量 ( $\text{kg/s}$ 、 $\text{g/s}$  或  $\text{mg/s}$ ) 或体积 ( $\text{m}^3/\text{s}$  或  $\text{L/s}$ )。空气中污染物浓度反映了空气被污染的程度，用它来作为污染物的控制指标。浓度的表示方法有多种，对于气体或蒸气污染物，可用污染物与空气的体积比做浓度，如 ppm (按体积计  $1/10^6$ )，ppb (按体积计  $1/10^9$ ) 或 % (按体积计  $1/100$ )；或用单位体积中污染物的体积，如  $\text{L}/\text{m}^3$ ；或用单位体积中污染物的质量，如  $\text{g}/\text{m}^3$ 、 $\text{mg}/\text{m}^3$ 、 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 、 $\mu\text{g}/\text{L}$ 。其换算关系如下：

$$1\% = 10000\text{ppm} = 10^7\text{ppb}$$

$$1\text{L}/\text{m}^3 = 0.1\% = 1000\text{ppm}$$

在温度为  $25^\circ\text{C}$ 、压力为  $760\text{mmHg}$  时，有

$$(\text{ppm})(\text{分子量})/24.45 = (\text{mg}/\text{m}^3) = (\mu\text{g}/\text{L})$$

$$(\text{ppm})(\text{分子量})/0.02445 = (\mu\text{g}/\text{m}^3)$$

$$(\text{ppb})(\text{分子量})/24.45 = (\mu\text{g}/\text{m}^3)$$

对于粒子污染物，浓度可表示为  $\text{g}/\text{m}^3$ 、 $\text{mg}/\text{m}^3$ 、 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ ；或每立方米中的粒子数 (粒/ $\text{m}^3$ )，每升中的粒子数 (粒/ $\text{L}$ )，每立方厘米中的粒子数 (粒/ $\text{cc}$ )。当无粒子的质量、密度、粒径等确切资料时，近似地有

$$1\text{mg}/\text{m}^3 \approx 210 \text{粒}/\text{cc} = 2.1 \times 10^5 \text{粒}/\text{L} = 2.1 \times 10^8 \text{粒}/\text{m}^3$$

### 8.1.2 工业建筑中的污染物

工业建筑中的主要污染物是伴随生产工艺过程产生的，不同的生产过程有着不同的污染物。污染物的种类和发生量必须通过对工艺过程详细了解后获得，通常应咨询工艺工程师和查阅有关的工艺手册得到。现代工业的工艺过程很多，无法一一列举。作为示例，这里只介绍几种工业生产过程中的污染物种类。

#### 8.1.2.1 铸造车间

铸造车间一般有砂处理、砂准备和砂再生工部，熔化工部，造型、浇注和落砂工部，泥芯工部，清理工部，以及仓库、实验室和辅助部分。主要污染物有含二氧化硅的砂粉尘（固体粒子）、CO、SO<sub>2</sub>、金属烟雾、烟气、水蒸气等污染物，除此之外还有大量的余热和辐射热（如熔化工部的平炉、高温铸件）。铸造车间是机械工厂中污染严重的车间。

#### 8.1.2.2 热处理车间

热处理是将金属加热到一定温度，然后在各种介质中冷却，以提高金属的机械性能。热处理车间有燃烧燃料的加热炉、电热炉、电热盐浴炉、电热油槽、淬火油槽、水槽等。热处理车间有大量的对流热和辐射热，散发的主要污染物有油烟、水蒸气、不完全燃烧的CO、及有害蒸气（氧化铅、铅、氨、氮氧化物、硝酸盐、氰化物等）。

#### 8.1.2.3 表面处理车间

对金属表面进行处理。主要的处理工艺有：酸洗——清除表面氧化皮及污垢；电镀——在金属表面镀上其他金属保护层；钝化——一种化学处理方法，提高防腐能力；氧化——防锈的一种方法；皂化——用肥皂水洗涤，使氧化膜钝化；铝合金制品光化——在酸溶液中进行光泽处理；铝合金的阳极氧化——在电解液中氧化；阳极氧化后的处理——在90~100℃铬酸盐溶液中浸渍15min；磷化——用化学方法在钢铁表面上生成磷酸盐薄膜；浸亮——镀锌层在溶液中进行化学处理。这些工艺过程大多在各种溶液的槽中进行。主要污染物有氟化氢、硫酸、硝酸、氰化氢、氮氧化物、氯化氢、苛性钠、苛性钾、汽油等蒸气。

#### 8.1.2.4 焊接车间

焊接车间中的剪切、冲压、焊接、清理、油漆等工序都有污染物产生。在等离子切割和氩弧焊中有氧化氮、臭氧、一氧化碳、二氧化碳、三氯乙烯和钨、铝、氟的化合物；焊接的污染物主要是烟尘，这些烟尘中含有锰、铬、硅、氟等化合物及氧化氮、臭氧等气体。

#### 8.1.2.5 油漆车间

有刷漆、喷漆两类生产方式。刷漆时油漆中的溶剂（如松节油、苯等）在空气中挥发。喷漆的漆雾散发到空气中，被人吸入后会得职业病。此外，油漆前的大件产品的钢丝除锈还会产生大量灰尘。

#### 8.1.2.6 机械加工车间

在用乳化液来冷却切削机床的刀具及用苏打液、切削硫化油等冷却液来冷却磨床的磨削加工时，会有大量水蒸气、乳化液气溶胶产生。采用干磨的磨床和砂轮机会产生大量金属粉尘。

#### 8.1.2.7 棉纱织厂

棉纱织厂的清棉、梳棉、纺纱、织布等车间都有棉尘产生，其中含有棉绒、灰尘、细菌等，其中约有 7%~16%（质量）是可吸入粒子。过多吸入棉尘后会得职业病——棉尘肺。

#### 8.1.2.8 水泥工业

水泥从原料开采、破碎、粉磨、烘干、煅烧到成品出厂，都产生大量粉尘。一般情况下，我国生产 1kg 水泥产生  $10\sim 15\text{m}^3$  的烟气和含尘空气，其扬尘量可达水泥产量的 8%~14%；国外水泥厂的扬尘量约占水泥产量的 1%，新建厂已达 0.015%。

#### 8.1.3 民用建筑中的污染物

民用建筑中污染物的来源主要有：人、宠物（狗、猫、鸟等）、人的活动（如跳舞、抽烟）、建筑物所用的材料（建筑材料、装饰材料、涂料等）、设备（复印机、空调设备等）、日用品（如清洗剂、杀虫剂）、室外空气（空气中花粉、二氧化硫等）等等。污染物主要成分有：二氧化碳、一氧化碳、可吸入粒子、病原体（细菌、病毒）、烟卷烟气、氮氧化物、甲醛（含在胶合板、保温材料中）、放射性气体氡（含在砖、石及砌体中）、石棉（含在建筑材料中）、挥发性有机化合物和气味等。

#### 8.1.4 常见污染物的危害性

工业建筑中的各种各样污染物，大部分只在特定工艺过程中产生，这些污染物的危害性这里不做讨论。本书只介绍在一般民用建筑中都能遇到的污染物的危害性。

##### 8.1.4.1 可吸入粒子

粒径在  $5\sim 30\mu\text{m}$  的粒子通常沉附在鼻腔和喉头壁上，并不吸入肺部。 $1\sim 5\mu\text{m}$  的粒子可沉附于气管和支气管壁上，而小于  $1\mu\text{m}$  的粒子在扩散的作用下沉附在肺泡壁上。吸入肺部的粒子如果是属于可溶性的物质，则溶解后被吸收而进入血液；如果污染物有毒性，则会引起炎症或全身中毒。难溶性的粒子则被巨噬细胞吞食，然后带人细支气管，通过气管上纤维运动被清理出来（咳痰咳出）；也有一部分进入淋巴结。粒子被清理出来的速度很慢，约需 2~4 个月。因此，有毒性的难溶性粒子会破坏肺细胞。人长期吸入难溶性粒子，可以使肺组织及淋巴组织纤维化，即所谓的硅肺、石棉肺、棉肺等。

##### 8.1.4.2 二氧化碳 ( $\text{CO}_2$ )

燃烧过程、人的呼吸、吸烟都产生二氧化碳 ( $\text{CO}_2$ )。 $\text{CO}_2$  本身无毒，但空气中含量增多也会导致人不适，产生中毒症状，甚至死亡。当  $\text{CO}_2$  浓度在 0.03%~0.04% 时，人感觉正常；浓度达到 0.5% 时，使人呼吸略有加大；浓度在 1%~3% 时，导致呼吸加深、急促；>3% 时有不适感、头痛； $\geq 5\%$  时产生中毒症状，精神忧郁； $\geq 10\%$  时会使人失去知觉，甚至死亡。

##### 8.1.4.3 一氧化碳 (CO)

燃烧设备的燃烧、停车场的汽车排气、抽烟等都会产生 CO。人吸入 CO 后，与血红蛋白 (Hb) 亲和，生成一氧化碳血红蛋白 (CO-Hb)，降低了血红蛋白的输送氧气的能力，导致人缺氧，严重者窒息而死。CO 的浓度一般在 50ppm 时，人无症状发生；在 2000ppm 时，1 小时内致人死亡。目前一般规定空气中 CO 的允许浓度为  $40\text{mg}/\text{m}^3$  (35ppm)。

#### 8.1.4.4 烟卷的烟气

烟卷的烟气由粒子和多种气体组成。粒子几乎全部是可吸入粒子。烟气中已被分析出的物质已超过 2000 多种，其中有颗粒状的尼古丁、焦油等，气体状的  $\text{CO}_2$ 、 $\text{CO}$ 、氮氧化物、甲烷、乙烷、丙烷、甲苯、苯、甲醛、丙烯醛等等。尼古丁是高毒化学物质，成人致死量约为 40~60mg，儿童约为 10mg。尼古丁进入人体后，使心律增加；致使气管中纤毛脱落，减弱了气管的自净能力。焦油能引起支气管粘膜上皮细胞增生和变异，并诱发癌变。焦油中含有 10 多种致癌物质。一般认为吸烟是肺癌最广泛、作用最强的致癌因素。

#### 8.1.4.5 氮氧化物 ( $\text{NO}_x$ )

氮氧化物包括二氧化氮 ( $\text{NO}_2$ )、一氧化氮 ( $\text{NO}$ ) 和四氧化二氮 ( $\text{N}_2\text{O}_4$ )。  $\text{NO}_2$  和  $\text{NO}$  较为常见。 $\text{NO}_2$  是高度活泼的氧化剂， $\text{NO}$  常与  $\text{NO}_2$  同时存在，并极易氧化成  $\text{NO}_2$ ，因此通常用  $\text{NO}_2$  代表氮氧化物。 $\text{NO}_2$  浓度  $\geq 100\text{ppm}$  时，可引起人发生化学性肺炎或肺水肿。民用建筑中氮氧化物的散发源主要是燃气灶、汽车排气、燃气热水器等。

#### 8.1.4.6 挥发性有机化合物 (VOC)

挥发性有机化合物 (Volatile Organic Compound—VOC) 气体主要来自建筑的围护结构、装饰材料、油漆、地毯、清洁剂、香料、办公设备 (如复印机等)、烹饪、香烟的烟气等。据国外的研究表明，在室内发现的 VOC 气体有 50~300 种之多，归纳起来主要是醛类、烷类和酮类气体，它们对人体都有害。有许多建筑物测定表明，单项污染物的浓度可能并不超标，但 TVOC (即 VOC 气体的总量) 已超过了规定值。当  $\text{TVOC} < 0.2\text{mg}/\text{m}^3$  时，对人无影响； $0.2 \sim 3\text{mg}/\text{m}^3$  时，对人有刺激或不适； $3 \sim 25\text{mg}/\text{m}^3$  时，对人有刺激和引起头痛； $> 25\text{mg}/\text{m}^3$  时，引起头痛，对神经有毒害影响。

#### 8.1.4.7 病原微生物

病原微生物有细菌、病毒 (比细菌小)、真菌 (比细菌大，又称霉菌)、螺旋体 (比细菌大，细长螺旋形)、立克次体 (大小形态与细菌相似，由昆虫传播) 等。病原微生物进入人体的途径很多，如通过呼吸道、伤口、消化器官、昆虫 (蚊、虱等) 传播，与感染者直接接触，如悬浮于空气中的带菌者因咳嗽、喷嚏等从口鼻飞散出的飞沫或带菌的尘埃，再通过人的呼吸、伤口等处进入人体。病原微生物进入身体后引起组织变形和坏死，继而局部出现毛细管充血，血浆成分渗出，稀释和中和毒素；白细胞渗出，不断向炎症区集中，吞噬和消灭病原微生物。另外来自骨髓的单核巨细胞也参与吞噬较大的病原微生物。炎症后期，受损组织可通过临近组织再生而修复。

#### 8.1.4.8 氡 ( $\text{Rn}$ )

氡是一种放射性惰性气体。它是放射性物质衰变产物。最普通的天然放射性系列从铀开始，经过一系列衰变，形成铅的同位素。在这一衰变过程中，有一环是半衰期为 3.8 天的氡-222 ( $\text{Rn-222}$ )；它在进一步衰变过程中，释放出  $\alpha$  粒子，产生  $\alpha$  射线，其衰变产物通称为氡的子体，它也产生  $\alpha$  射线。氡子体是具有化学活性的带电离离子，它会附着于壁面或大气中的灰尘上，形成放射性飘尘。这些放射性飘尘被人体吸收后，沉积在肺部，导致肺部慢性病变，诱发肺癌或损害肺功能。氡分布在地壳内，即存在于土壤、岩石、地下水、甚至在天然气中。但各地氡的浓度相差很大。建筑物中氡的来源主要是砖石砌体、混凝土、石膏板、花岗岩等石料加工的板或饰面砖、土壤等。

氡的浓度是用单位体积空气的放射性活度来度量的， $\text{Bq}/\text{m}^3$  (贝可/ $\text{m}^3$ )。  $1\text{Bq}/\text{m}^3 = 1$

次蜕变/s。氡子体浓度用单位体积空气中所能释放出的全部 $\alpha$ 射线的能量来度量,称“ $\alpha$ 射线潜能浓度”(PAEC),它的单位是“工作水平”(WL); $1\text{WL}=1.3\times 10^5\text{MeV/L}$ (兆电子伏/升, $1\text{eV}\approx 1.6\times 10^{-12}\text{J}$ )。在封闭空间中(无排风装置),当氡的浓度为 $3700\text{Bq/m}^3$ 时,全部与之平衡的氡子体的 $\text{PAEC}=1\text{WL}$ 。实际上这种平衡态永远不会达到,这是由于墙和其他表面的吸附或通风的作用,与之平衡的氡子体的PAEC也就在20%~80%之间。这就是说,氡浓度与氡子体浓度并无固定的对应关系。因此标准或规范中的允许浓度,经常同时给出氡的允许浓度和氡子体允许浓度,有时只给出后者。我国尚无民用建筑中氡的允许浓度标准。以下国外标准供参考:美国——氡允许浓度 $148\text{Bq/m}^3$ ,氡子体允许浓度 $0.027\text{WL}$ ;瑞典—— $70\text{Bq/m}^3$ 。瑞典实验结果表明,当住宅内有0.5次/h通风时,氡的浓度约为 $200\text{Bq/m}^3$ ,有1次/h通风时,氡的浓度约为 $100\text{Bq/m}^3$ 。

#### 8.1.4.9 高温危害

建筑中高温是由热量引起的,热量是能量,不能归属于污染物,但它是影响室内环境的重要因素。在工业建筑中的热车间存在大量的余热,用常规的空调方式实现对温度的调节,其需要的能耗过大。尤其是高温表面的辐射,它的作用不受空气温度的影响,只调节室温也无济于事。因此工业中的高温车间,还必须进行综合治理。人体本身也是一个“热机”,它必须有热平衡的条件才能感到舒适。人体靠对流、辐射、呼吸、排汗向外散热,如果车间温度过高,减少了对流热量;尤其是车间内有高温表面(如炉、窑的表面),使人体获得辐射热,人体散热机能就不堪负担,只能靠出汗来散热。如果人体散热不畅致使体温升高,以至超过了人体温度调节系统的调节范围时,便发生中暑。当车间内有辐射照度为 $280\sim 560\text{W/m}^2$ 的表面时,人就有明显热感,人体已不可忍受太长时间;当达到 $560\sim 1050\text{W/m}^2$ 时,已无法忍受。

## 8.2 室内空气品质的评价与必需的通风量

### 8.2.1 室内空气品质的评价

建筑室内微气候对人的影响已研究了近一个世纪。最初人们关心的是热环境(温度、湿度、空气流速等)的影响。现在已认识到一个卫生、安全、舒适的环境是由诸多因素决定的,它涉及到热舒适、空气品质、光线、噪声、环境视觉效果等。而其中空气品质是一个极为重要的因素,它直接影响到人体的健康。显然,为保证有一个良好的空气品质,首先必须控制室内的污染物浓度不超过允许浓度。各国都制定了各种污染物的允许浓度标准,有的还区别了人在该环境下停留时间的长短。我国《工业企业设计卫生标准》(TJ36—79)也规定了各种污染物在空气中最高允许浓度。

在民用建筑中,如8.1节中所述,可能出现的污染物种类很多。都用允许浓度的办法来控制室内空气品质,实际上难于实现,如人的体味或其他气味的气体或蒸气,既无法测量,又难于定量;香烟的烟气中含有上千种物质也很难定量与测量。因此,民用建筑中目前一直沿用 $\text{CO}_2$ 的浓度作为衡量室内空气品质优劣的一个指标。其理论根据是,民用建筑中人(包括他的活动)是影响空气品质的主要污染源,人体产生 $\text{CO}_2$ 、水蒸气、尘埃、体味、微生物等污染物,控制 $\text{CO}_2$ 在一定意义上也同时控制了人体产生的其他污染物。

单从  $\text{CO}_2$  对人体的危害而言,即使浓度达到 0.5%,也不会有明显危害,但目前许多国家都把  $\text{CO}_2$  允许浓度定在 0.1%,这就是为了考虑对其他污染物的控制。但应该指出,实际上  $\text{CO}_2$  并不与其他污染物成不变的关系,尤其在现代建筑中,装修、家具及其大量使用合成材料的用品,这都是一些未知的污染源,因此  $\text{CO}_2$  浓度并不是空气品质可靠的指标。

室内空气品质,传统上用  $\text{CO}_2$  的浓度、含尘浓度或其他已知并能测量的污染物的浓度作控制指标。如果空气中一种或几种污染物浓度超过控制指标,则认为空气品质不良或不清洁;如果各项污染物浓度都等于或小于控制指标,则认为空气品质为合格或好。研究表明,即使所控制的污染物都达到指标,但在空气中有一些低浓度(实际上也不超过控制指标)的污染物及一些尚未探明的污染物,在它们综合影响下,使人感到空气污浊、有霉味、刺激粘膜、疲劳等。因此只控制污染物浓度并不能反映空气品质的真实状况。1989 年美国采暖制冷和空调工程师学会(ASHRAE)颁布的 ASHRAE62-1989 标准<sup>[1]</sup>中提出了合格空气品质的新定义:合格的空气品质应当是空气中没有浓度达到有权威机构确定的有害程度指标的已知污染物,并且在这种环境中人群绝大多数(80%或更多)没有表示不满意。这个定义的前一句话的意思是用已知污染物的允许浓度指标作客观评价指标;后一句话的意思是用人的感觉作主观评价指标。合格的空气品质应当既符合客观评价指标,又符合主观评价指标。例如某一环境,各项已知污染物指标都不超过允许浓度,但该环境中有 20%以上的人对空气品质不满意,则判为该环境的空气品质不合格。人类的嗅觉极为敏感,目前还未仿造出像人鼻那样的灵敏的仪器。因此用人的嗅觉来感受空气中的各种低浓度和未知的污染物,从而弥补了仪器不能定量的难题。对空气品质进行主客观评价反映了当前对空气品质要求更高、更为严格。

### 8.2.2 必需的通风量

保证室内空气品质的主要措施是通风,即用污染物很低的室外空气置换室内含污染物的空气。其所需的通风量应根据稀释室内污染物达到标准规定的浓度的原则来确定。对于以人群活动为主的建筑,主要的污染源是人。因此,这类建筑都是以人来确定必需的通风量——新风量,即用稀释人体散发的  $\text{CO}_2$  来确定新风量。为了同时考虑稀释人员活动引起的其他污染物和气味,许多国家都把  $\text{CO}_2$  浓度控制在 0.1%,世界卫生组织(WHO)建议 0.25%。

人体的  $\text{CO}_2$  发生量与人体代谢率有关<sup>[4]</sup>,即

$$\dot{q} = 4 \times 10^{-5} (MA_p) \quad (8-1)$$

式中  $\dot{q}$ ——每个人的  $\text{CO}_2$  发生量, L/s;

$M$ ——新陈代谢率,  $\text{W}/\text{m}^2$ ;

$A_p$ ——人体表面积,  $\text{m}^2$ 。

对于一个标准中国男人,  $A_p$  平均为  $1.69\text{m}^2$ , 其  $\text{CO}_2$  发生量为

$$\dot{q} = 6.76 \times 10^{-5} M \quad (8-2)$$

稀释  $\text{CO}_2$  所需要的通风量按下节所述的稳定状态稀释方程(8-10)来计算,即:

$$\dot{v} = \frac{\dot{q}}{c - c_0} \quad (8-3)$$



式中  $\dot{v}$ ——每人稀释  $\text{CO}_2$  所需的新风量,  $\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{人})$ ;  
 $c$ ——室内  $\text{CO}_2$  的允许浓度,  $\text{L}/\text{m}^3$ ,  $0.1\% = 1\text{L}/\text{m}^3$ , 我国《公共场所卫生标准》(GB9663~9673—1996 和 GB16153—1996) 规定, 3~5 星级宾馆的  $\text{CO}_2$  允许浓度为  $0.07\%$ , 其他为  $0.1\%$  或  $0.15\%$ ;  
 $c_0$ ——室外空气  $\text{CO}_2$  浓度,  $\text{L}/\text{m}^3$ , 一般可取  $0.3\text{L}/\text{m}^3$ 。

根据式 (8-2)、(8-3) 可计算出不同活动量每人所需的新风量 (数字已取整), 列于表 8-1 中。表中  $M$  值摘自 ISO7730 标准<sup>[3]</sup>。

各国根据建筑中房间的用途, 都制定了每人所需新风量的标准。如美国的 ASHRAE62—1989 标准<sup>[1]</sup>。我国在不同的标准规范中也规定了人员的新风标准。《采暖通风与空气调节设计规范》<sup>[3]</sup>规定, 影剧院、博物馆、体育馆、商店为  $8\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ ; 办公室、图书馆、会议室、餐厅、舞厅、医院门诊部和病房  $17\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ ; 旅馆客房  $30\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。

每人所需的新风量 表 8-1

活动状况	M (W/m <sup>2</sup> )	CO <sub>2</sub> 允许浓度 0.1%		CO <sub>2</sub> 允许浓度 0.15%	
		L/(s·人)	m <sup>3</sup> /(h·人)	L/(s·人)	m <sup>3</sup> /(h·人)
坐着休息	58	6	20	3.5	12
坐着活动 (办公室、学校、住宅、实验室等)	70	7	25	4	15
站着活动 (购物、实验室、轻劳动)	93	9	32	5.5	20
站着活动 (商店营业员、家务劳动、机械加工)	116	11	40	7	25
中等活动 (重机械加工、修理汽车)	165	16	60	10	35

如果室内允许吸烟, 应按稀释香烟的烟气来确定新风量。一般认为稀释香烟中多种有害物浓度达到允许标准的新风量为  $10\text{m}^3/\text{支}$ , 也有人认为取  $20\text{m}^3/\text{支}$  为宜<sup>[4]</sup>。表 8-2 中给出了吸烟者必需的新风量 (取整数), 表中是在假定每天香烟消耗在 13h 中, 稀释每支香烟需  $20\text{m}^3$  新风量。如果房间内有吸烟者也有不吸烟者, 则按比例确定新风量。

吸烟者必需的新风量 表 8-2

吸 烟 量		新 风 量	
包/d	支/h	L/(s·人)	m <sup>3</sup> /(h·人)
1.5	2.3	13	45
1.7	2.6	15	50
2.0	3.1	17	60

### 8.3 全面通风和稀释方程

#### 8.3.1 全面通风稀释方程

全面通风又称稀释通风, 它的原理是用一定量的清洁空气送入房间, 稀释室内污染物, 使其浓度达到卫生规范允许浓度, 并将等量的室内空气连同污染物排到室外。图 8-1 为稀释通风的模型, 设房间内有一污染源, 污染物的发生量为  $\dot{Q}_p$  ( $\text{g}/\text{s}$ ); 房间通风量为  $\dot{V}_v$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ), 即送入的清洁空气量, 其污染物的浓度为  $c_0$  ( $\text{g}/\text{m}^3$ ), 送入房间的空气与室

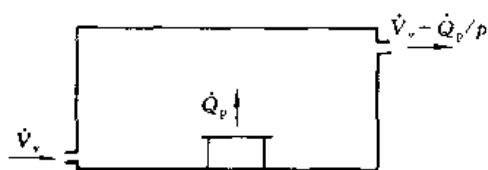


图 8-1 稀释通风模型

内产生的污染物充分混合，同时从房间向室外排出与通风量等量的空气及室内污染物的发生量。根据上述模型可以列出室内污染物浓度随时间变化的全面通风微分方程。解此微分方程，得到如下的全面通风稀释方程<sup>①</sup>：

$$c = \left[ c_0 + \frac{\dot{Q}_p}{\dot{V}_v} \right] \left[ 1 - \exp\left(-\frac{\dot{V}_v}{V_r} \tau\right) \right] + c_i \exp\left(-\frac{\dot{V}_v}{V_r} \tau\right) \quad (8-4)$$

式中  $V_r$  为房间的容积， $m^3$ ； $\tau$  为时间， $s$ 。当  $\tau \rightarrow \infty$  时，式 (8-4) 可写成

$$c = c_0 + \frac{\dot{Q}_p}{\dot{V}_v} \quad (8-5)$$

上式表明，当经过很长时间后，室内的污染物的浓度与室内的初始浓度  $c_i$  无关，为一定值。式 (8-5) 为稳定状态的稀释方程。将式 (8-4) 的变化曲线画在  $c-\tau$  坐标系的图上，如图 8-2 所示。图中假设了两种室内污染物初始浓度  $c_i$  和  $c'_i$ ，这两种情况的室内污染物

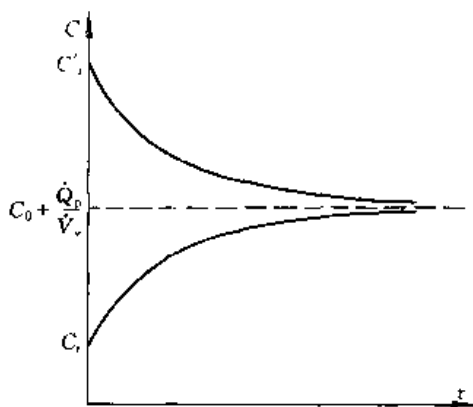


图 8-2 污染物浓度变化曲线

浓度最后都稳定到  $c = c_0 + \frac{\dot{Q}_p}{\dot{V}_v}$ 。通常当  $\frac{\dot{V}_v}{V_r} \tau \geq 4$  时， $\exp(-4) = 0.0183$ ，可以认为室内污染物浓度的已趋于稳定。因此，在通风空调工程中，一般均利用稳定稀释方程进行计算，而且经常应用该公式计算在已知污染物浓度发生量及室内允许浓度下的通风量。式 (8-5) 可写成

$$\dot{V}_v = \frac{\dot{Q}_p}{c - c_0} \quad (8-6)$$

在通风空调中常用“换气次数”的概念，它的定义为每小时的通风量与房间容积之比，单位为  $1/h$ （次/时），用  $n$  表示。换言之，换气次数  $n$  表示房间的空气在 1h 更换了  $n$  次，或每小时的通风量等于房间容积的  $n$  倍。式 (8-4) 中的  $\frac{\dot{V}_v}{V_r}$  单位是  $1/秒$ ，则  $n =$

$3600 \frac{\dot{V}_v}{V_r}$ 。不难看出，换气次数愈大，稳定时间愈短。

**【例 8-1】** 一体育馆比赛场的容积为  $1.5 \times 10^5 m^3$ ，容纳  $1.2 \times 10^4$  人，每人  $CO_2$  发生量为  $0.005 L/s$ ，考虑到人员在比赛场内短期停留，场内  $CO_2$  的允许浓度定为  $0.2\%$ ，已知当地的室外空气  $CO_2$  的浓度为  $0.03\%$ ，室内  $CO_2$  初始浓度等于室外浓度，求比赛场稳定状态的通风量和运行 1h、2h 的室内  $CO_2$  浓度。

① 有关稀释方程的推导请参阅金招芬、朱颖心主编《建筑环境学》，中国建筑工业出版社，2001。

【解】 比赛场内 CO<sub>2</sub> 发生量为

$$\dot{Q}_p = 0.005 \times 12000 = 60 \text{ L/s}$$

由于浓度  $1 \text{ L/m}^3 = 0.1\%$ , 因此  $c_0 = c_i = 0.3 \text{ L/m}^3$ ,  $c = 2 \text{ L/m}^3$ 。利用式 (8-6), 求稳定状态下的通风量 (即新风量) 为

$$\dot{V}_v = \frac{60}{2 - 0.3} = 35.3 \text{ m}^3/\text{s}$$

运行 1h, 室内的 CO<sub>2</sub> 的浓度可按 (8-4) 求得, 即

$$c_1 = \left( 0.3 + \frac{60}{35.3} \right) \left[ 1 - \exp \left( - \frac{35.3 \times 3600}{1.5 \times 10^5} \right) \right] + 0.3 \exp \left( - \frac{35.3 \times 3600}{1.5 \times 10^5} \right) = 1.27 \text{ L/m}^3$$

同样可求得运行 2h 的室内 CO<sub>2</sub> 浓度  $c_2 = 1.69 \text{ L/m}^3$ , 即是说, 在这段时间内尚未达到稳定, 实际的 CO<sub>2</sub> 浓度低于原设定的允许浓度 ( $2 \text{ L/m}^3$ )。体育馆的比赛场有比较大的空间, 场内原来的低 CO<sub>2</sub> 浓度的空气起着稀释作用, 延缓了  $c$  的升高。换言之, 可以延迟新风开启时间, 即在空调系统运行开始时, 关闭新风阀门, 利用室内原来的空气对污染物进行稀释。在这段时间内,  $c_i$  逐渐升高到允许浓度  $c$ , 然后再开启新风。 $c_i$  升高到  $c$  的时间可按式求得

$$c = c_i + \frac{\dot{Q}_p \tau}{V_r}$$

$$\text{即} \quad \tau = (c - c_i) V_r / \dot{Q}_p \quad (8-7)$$

由式 (8-7), 可求出本例延迟通风的时间为

$$\tau = (2 - 0.3) \times 1.5 \times 10^5 / 60 = 4250 \text{ s}$$

即可延迟 70min, 室内也不会超过允许浓度。即使要求允许浓度为  $0.1\%$ , 也可以延迟 29min。采用延迟通风的方法可以节省冷量或热量。

### 8.3.2 利用通风方法消除余热和余湿

有些工业厂房有大量多余的热量 (余热), 一般不可能采用空调来降温, 而利用通风的办法来降温。室内游泳池、戏水池等场所有大量的湿负荷 (或称余湿) 存在, 如果室外空气比较干燥, 可利用通风来除湿, 显然比其他方法除湿要节省大量的能量。

如果将室内余热、余湿也可看做“污染物”, 利用全面通风稀释的办法来消除, 这时公式 (8-6) 可写成

$$\dot{V}_v = \frac{\dot{Q}_h}{c_p \rho (t - t_0)} \quad (8-8)$$

$$\dot{V}_v = \frac{1000 \dot{M}_w}{\rho (d - d_0)} \quad (8-9)$$

式中  $\dot{Q}_h$ ——室内余热量, W 或 kW;

$c_p$ ——空气定压比热, J/(kg·℃) 或 kJ/(kg·℃);

$\rho$ ——空气密度, kg/m<sup>3</sup>;

$\dot{M}_w$ ——室内的余湿量（湿负荷），kg/s；

$t_0$ 、 $d_0$ ——室外空气的温度和含湿量，℃和 g/kg；

$t$ 、 $d$ ——室内空气温度和含湿量，℃和 g/kg。

### 8.3.3 通风效率

通风效率（Ventilation efficiency）又称混合效率，定义为实际参与稀释的风量与送入房间通风量之比，即

$$E_v = \frac{\dot{V}_v - \dot{V}_{ve}}{\dot{V}_v} \quad (8-10)$$

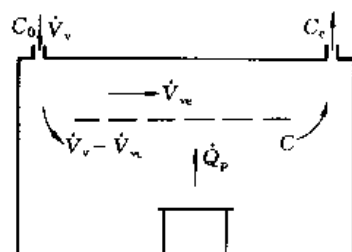


图 8-3 考虑通风效率的  
稀释通风模型

式中  $\dot{V}_{ve}$  为未参与稀释污染物而直接从排风口排出的风量， $\text{m}^3/\text{s}$ 。如图 8-3，送入房间风量  $\dot{V}_v$ ，只有  $(\dot{V}_v - \dot{V}_{ve})$  部分在房间虚线以下与污染物充分混合。因此考虑通风效率后，实际稀释污染物的风量为  $E_v \dot{V}_v$ ，则式 (8-4)、(8-5) 和 (8-6) 可写成

$$c = \left[ c_0 + \frac{\dot{Q}_p}{E_v \dot{V}_v} \right] \left[ 1 - \exp\left(-\frac{E_v \dot{V}_v}{V_r} \tau\right) \right] + c_e \exp\left(-\frac{E_v \dot{V}_v}{V_r} \tau\right) \quad (8-11)$$

$$c = c_0 + \frac{\dot{Q}_p}{(E_v \dot{V}_v)} \quad (8-12)$$

$$\dot{V}_v = \frac{\dot{Q}_p}{(c - c_0) E_v} \quad (8-13)$$

上列式中  $c$  应理解为房间下部（工作区）送入空气与污染物很好混合后的浓度。这时排风的污染物浓度  $c_e$  并不等于工作区的浓度  $c$ 。在稳定状态下，必然会有

$$\dot{Q}_p = \dot{V}_v (c_e - c_0)$$

将上代入式 (8-13) 中，整理后得  $E_v$  另一表达式

$$E_v = \frac{c_e - c_0}{c - c_0} \quad (8-14)$$

如果送入的空气污染物浓度  $c_0 = 0$ ，则上式可写成

$$E_v = \frac{c_e}{c} \quad (8-15)$$

由此可见，此时的通风效率为排风浓度与工作区浓度之比，不难看出， $E_v$  与送、排风口的位置和形式、送风量、污染源的位置等有着密切关系，有关  $E_v$  与室内气流分布的关系将在第 10 章中详细论述。

### 8.3.4 房间内有多污染物的通风量

房间中通常会有多种污染物，尤其在工业厂房中。在这种情况下如何确定通风量呢？

这时应首先判别各种污染物对人体危害的相关性。如果两种污染物都对人体某器官有危害作用，应认为这两种污染物的毒性有叠加作用；否则它们是单独作用而无叠加作用。例如二氧化氮对支气管有刺激作用，接触浓度 $\geq 100\text{ppm}$ 的空气时，容易引起肺水肿；臭氧对呼吸道有刺激作用，接触浓度 $10\text{ppm}$ 左右的空气时，容易引起肺水肿。因此可以认为这两种污染物的毒性有叠加作用；但它们与 $\text{CO}_2$ 则无叠加作用。房间有多种污染物的通风量与污染物之间相关性有关。

#### (1) 各种污染物单独作用

室内有多种单独作用（无叠加作用）的污染物时，应根据每一种污染物的发生量及允许浓度分别求出通风量，取其中最大者作为该房间的通风量。

#### (2) 各种污染物有叠加作用

设室内有多种污染物，其发生量分别为 $\dot{Q}_1$ 、 $\dot{Q}_2$ 、…… $\dot{Q}_n$  (mg/s)，它们的允许浓度分别为 $c_{p1}$ 、 $c_{p2}$ 、…… $c_{pn}$  (mg/m<sup>3</sup>)，并设室外空气无这些污染物，房间的通风量为 $\dot{V}_v$  (m<sup>3</sup>/s)，则对于每种污染物的浓度分别为

$$c_1 = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{V}_v}, c_2 = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{V}_v}, \dots, c_n = \frac{\dot{Q}_n}{\dot{V}_v} \quad (8-16)$$

由于这些污染物有叠加作用，则要求各种污染物的浓度相对值满足下式：

$$\frac{c_1}{c_{p1}} + \frac{c_2}{c_{p2}} + \dots + \frac{c_n}{c_{pn}} \leq 1 \quad (8-17)$$

将式(8-16)代入上式，并乘以 $\dot{V}_v$ ，得

$$\frac{\dot{Q}_1}{c_{p1}} + \frac{\dot{Q}_2}{c_{p2}} + \dots + \frac{\dot{Q}_n}{c_{pn}} \leq \dot{V}_v \quad (8-18)$$

上式中的左边各项为稀释每种污染物所必需的通风量，即

$$\dot{V}_{v1} + \dot{V}_{v2} + \dots + \dot{V}_{vn} \leq \dot{V}_v \quad (8-19)$$

式(8-19)表明，室内有多种叠加作用的污染物时，稀释这些污染物的最小通风量应等于稀释每种污染物通风量之和。还应该指出，这里所考虑的叠加作用只考虑了单纯的相加作用，而未考虑可能存在污染物之间互相增强的作用。

## 8.4 全面通风系统

### 8.4.1 概述

全面通风按空气流动的动力分，有机械通风和自然通风，有关自然通风将在8.8节阐述。利用机械（即风机）实施全面通风的系统可分成——机械进风系统和机械排风系统。对于某一房间或区域，可以有以下几种系统组合方式：(1) 既有机械进风系统，又有机械排风系统；(2) 只有机械排风系统，室外空气靠门窗自然渗入；(3) 机械进风系统和局部排风系统（机械的或自然的）相结合；(4) 机械排风与空调系统相结合；(5) 机械通风与

空调系统相结合，或是说由空调系统实现全面通风的任务。

8.4.2 机械进风系统

图 8-4 为一典型的机械进风系统的示意图。其中风机提供空气流动的动力，风机压力应克服从空气入口到房间送风口的阻力及房间内的压力值。风管及阀门用于空气的输送与分配，风管通常用钢板制造，通风系统中的空气处理设备具有空气过滤和空气加热（只在采暖地区有）功能，但进风系统用于空调系统中，即与空调系统相结合时，处理设备中一般还具有冷却去湿和加湿功能。送风口的位置直接影响着室内的气流分布，因此也影响着通风效率（详见 10.3）。室外空气入口又称新风口，是室外干净空气引入的地方。新风口设有百叶窗，以遮挡雨、雪、昆虫等。另外，新风口的位置应在空气比较干净的地方；附近有排风口时，新风口应在主导风向的上风侧，并应低于排风口；底层的新风口宜高于地面 2m，以防室外地面的灰尘吸入系统；应尽量避免在交通繁忙道路的一侧取新风，此处的汽车尾气造成的污染比较严重。新风入口处的电动密闭阀只在采暖地区使用，它与风机联动，当风机停止工作时，自动关闭阀门，以防冬季冷风渗入面冻坏加热器等。如果不设电动密闭阀时，也应设手动的密闭阀。

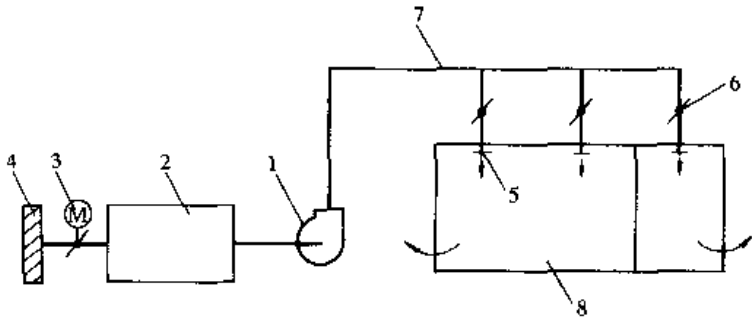


图 8-4 机械进风系统

1—风机；2—空气处理设备；3—电动密闭阀；4—室外空气入口；  
5—送风口；6—阀门；7—风管；8—通风房间

8.4.3 机械排风系统

图 8-5 为一机械排风系统。由风机、风口、风管、阀门、排风口等组成。风机的作用同机械进风系统。风口是收集室内空气的地方，为提高全面通风的稀释效果，风口宜设在污染物浓度较大的地方；污染物密度比空气小时，风口宜设在上方，而密度较大时，宜设在下方；在房间不大时，也可以只设一个风口。排风口是排风的室外出口，它应能防止雨、雪等进入系统，并使出口动压降低，以减少出口阻力；在屋顶上方用风帽，墙或窗上用百叶窗。风管（风道）——空气的输送通道，当排风是潮湿空气时宜用玻璃钢或聚氯乙烯板制作，一般的排风系统可用钢板制作。阀门用于调节风量，

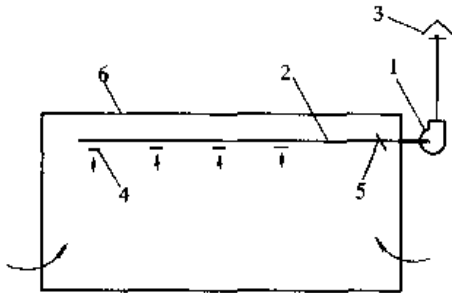


图 8-5 机械排风系统

1—风机；2—风管；3—排风口；  
4—风口；5—阀门；6—通风房间

或用于关闭系统。在采暖地区为防止风机停止时倒风，或洁净车间防止风机停止时含尘空气进入房间，常在风机出口管上装电动密闭阀，与风机联动。

#### 8.4.4 空调建筑中的通风

空调建筑通常是一个密闭性很好的建筑，如果没有合理的通风，其空气品质还不如通风良好的普通建筑。近年来不断有关于“病态建筑综合症”（Sick Building Syndrome—SBS）的报道，这是指在某些空调建筑的人群中出现的一些不明病因的症状，如鼻塞、流鼻涕、眼受刺激、流泪、喉痛、呼吸急促、头痛、头晕、疲劳、乏力、胸闷、精神恍惚、神经衰弱、过敏等症状，离开这种建筑症状就消失。普遍认为 SBS 主要是室内空气品质不好造成的。造成空气品质不好的原因也是多方面的，但不可否认，通风不足是其中的主要原因之一。在空调建筑中，除了工艺过程排放有害气体需专项处理外，一般的通风问题由空调系统来承担。在空气-水系统中，通常设专门的新风系统，给各房间送新风，以承担建筑的通风和改善空气品质的任务。全空气系统都应引入室外新风，与回风共同处理后送入室内，稀释室内的污染物。因此空调系统利用了稀释通风的办法来改善室内空气品质。有关稀释通风中的原理同样适用于空调系统中的通风问题。但在全空气系统中，如有多个房间（或区），它的风量分配是根据负荷来分配的。因此就出现负荷大的房间获得新风多，而负荷小的房间获得的新风少。这有可能导致有些房间新风不足，空气品质下降。要解决新风不足，必须加大送风中的新风比例。加大新风比的办法如下：

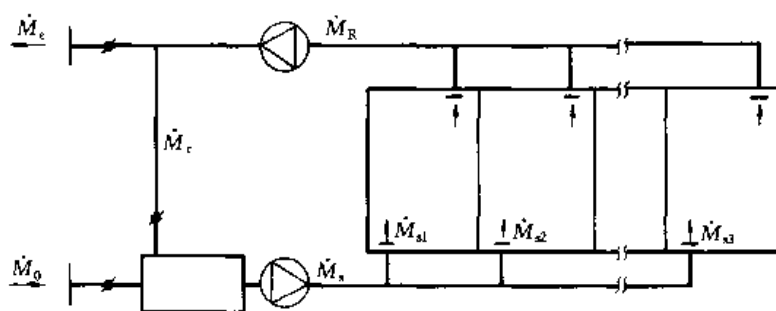


图 8-6 多房间的单风道全空气空调系统

$\dot{M}_{s1}$ 、 $\dot{M}_{s2}$ 、 $\dot{M}_{sn}$ —各个房间送风量； $\dot{M}_x$ —系统总通风量； $\dot{M}_R$ —系统总回风量；

$\dot{M}_r$ —再循环回风量； $\dot{M}_0$ —系统的新风量； $\dot{M}_e$ —系统的排风量

图 8-6 为一多房间的单风道全空气空调系统。各房间需要的新风量分别为  $\dot{M}_{01}$ 、 $\dot{M}_{02}$ 、 $\dots\dots\dot{M}_{0n}$ ，各房间新风之和为：

$$\dot{M}_{0,t} = \sum_{i=1}^n \dot{M}_{0i} \quad (8-20)$$

各房间的送风量分别为  $\dot{M}_{s1}$ 、 $\dot{M}_{s2}$ 、 $\dots\dots\dot{M}_{sn}$ ，系统的送风量为

$$\dot{M}_s = \sum_{i=1}^n \dot{M}_{si} \quad (8-21)$$

如果该系统引入新风量  $\dot{M}_0$  就等于  $\dot{M}_{0,t}$ ，当各房间需要新风量与房间送风量之比（称房间

需要新风比)均相等(即 $\dot{M}_{01}/\dot{M}_{s1} = \dot{M}_{02}/\dot{M}_{s2} = \dots = \dot{M}_{0n}/\dot{M}_{sn}$ )时,则该系统的送风均可满足各房间的新风需求;当各房间需要新风比不相等时,则该系统中有些房间新风供应量不足,而有些房间新风供应量过剩。

在需要新风比不等的各房间中,必有一房间需要新风比最大,设为 $F$ ,该房间需要新风量为 $\dot{M}_{0,c}$ ,送风量为 $\dot{M}_{s,c}$ ,则 $F = \dot{M}_{0,c}/\dot{M}_{s,c}$ 。如果空调系统送风的新风比就等于 $F$ (即送风中含有的新风量为 $F\dot{M}_s$ ),则该系统既满足了需要新风比为 $F$ 的房间新风供应需求,而其他房间的新风供应量有过剩,即有一些“未被利用”的新风经回风返回系统,这部分“未被利用”的新风为

$$R(F\dot{M}_s - \dot{M}_{0,t})$$

式中 $R$ 为再循环比,它应为

$$R = \frac{\dot{M}_r}{\dot{M}_s} = \frac{\dot{M}_s - \dot{M}_0}{\dot{M}_s} \quad (8-22)$$

若空调系统从新风口引入新风 $\dot{M}_0$ ,计入“未被利用”的新风后,其总新风量与系统送风量之比等于 $F$ ,则必须满足下式:

$$F\dot{M}_s = \dot{M}_0 + R(F\dot{M}_s - \dot{M}_{0,t}) \quad (8-23)$$

等式(8-23)的左端为新风比等于 $F$ 时送风中应含有的新风量;等式的右端是新风的来源,其中第一项为从室外直接引入的新风,第二项为“未被利用”的新风量。将式(8-22)代入(8-23),整理后得系统从室外直接引入的新风量为

$$\dot{M}_0 = \dot{M}_{0,t} / (1 - F + \dot{M}_{0,t}/\dot{M}_s) \quad (8-24)$$

上式所计算出的值介于 $\dot{M}_{0,t}$ 和 $F\dot{M}_s$ 之间。

## 8.5 局部通风与事故通风

### 8.5.1 局部排风系统

局部排风是直接从污染源处排除污染物的一种局部通风方式。当污染物集中于某处发生时,局部排风是最有效的治理污染物对环境危害的通风方式。如果这种场合采用全面通风方式,反而使污染物在室内扩散;当污染物发生量大时,所需的稀释通风量则过大,甚至在实际上难于实现。

污染物定点发生的情况在工业厂房中很多,如电镀槽,清理工件的喷砂和喷丸工艺,散料皮带传送的落料点或运转点,粉状物料装袋,小工件的焊接工作台,化学分析的工作台,喷漆工艺,砂轮机,盐浴炉,淬火油槽和电热油槽,……。民用建筑中也有一些定点产生污染物的情况,如厨房中的炉灶,餐厅中的火锅,学校中的化学试验台等。由此可见,局部排风的应用很广泛。



图 8-7 为一局部机械排风系统的示意图。这系统由排风罩、风机、空气净化设备、风管和排风口组成。排风罩——用于捕集污染物的设备，是局部排风系统中必备的部件，详见 8.6 节；风机——在机械排风系统中提供空气流动的动力；风管——空气输送的通道，根据污染物的性质，可以是钢板、玻璃钢、聚氯乙烯板、混凝土、砖砌体等；空气净化设备——用于防止对大气污染，当排风中含有污染物超过规范允许的排放浓度时，必须进行净化处理；如果不超过排放浓度可以不设净化设备，空气净化设备和相应的系统详见第 9 章；排风口——排风的出口，有风帽和百叶窗两种。当排风温度较高，且危害性不大时可以用不用风机输送空气，而依靠热压和风压进行排风，这种系统称为局部自然排风系统。局部排风系统的划分应遵循如下原则：

(1) 污染物性质相同或相似，工作时间相同且污染物散发点相距不远时，可合为一个系统。

(2) 不同污染物相混可产生燃烧、爆炸或生成新的有毒污染物时，不应合为一个系统，应各自成独立系统。

(3) 排除有燃烧、爆炸或腐蚀的污染物时，应当各自单独设立系统，并且系统应有防止燃烧、爆炸或腐蚀的措施。

(4) 排除高温、高湿气体时，应单独设置系统，并有防止结露和有排除凝结水的措施

### 8.5.2 局部送风系统

在一些大型车间中，尤其是有大量余热的高温车间，采用全面通风已无法保证室内所有地方都达到适宜的程度。只得采用局部送风的办法使车间中某些局部地区的环境达到比较适宜的程度，这是比较经济而又实惠的方法。我国的规范<sup>[5]</sup>规定，当车间中的操作点的温度达不到卫生要求或辐射照度 $\geq 350\text{W}/\text{m}^2$  时，应设置局部送风。局部送风实现对局部地区降温，而且增加空气流速，增强人体对流和蒸发散热，以改善局部地区的热环境。

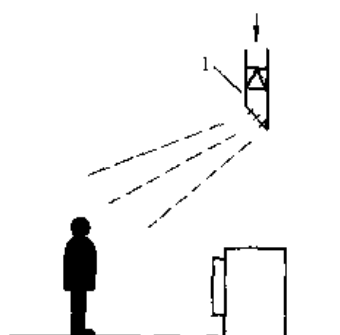


图 8-8 局部送风  
1—旋转风口

图 8-8 为车间局部送风的示意图。将室外新风，以一定风速直接送到工人的操作岗位。使局部地区空气品质和热环境得到改善。当有若干个岗位需局部送风时，可合为一个系统。夏季需对新风进行降温处理，应尽量采用喷水的等焓冷却，如无法达到要求，则采用人工制冷。有些地区室外温度并不高，可以只对新风进行过滤处理。冬季采用局部送风时，应将新风加热到  $18\sim 25^{\circ}\text{C}$ 。空气送到工作点的风速一般根据作业的强度控制在  $1.5\sim 6\text{m}/\text{s}$ <sup>[5]</sup>。送风宜从人的前侧上方吹向头、颈、胸部，必要时也可以从上向下垂直送风。送风到达人体直径宜为  $1\text{m}$ 。当工作岗位活动范围较大时，采用旋转

风口进行调节。送风气流的设计可按自由射流原理进行计算。另外应避免将污染物吹向人体。

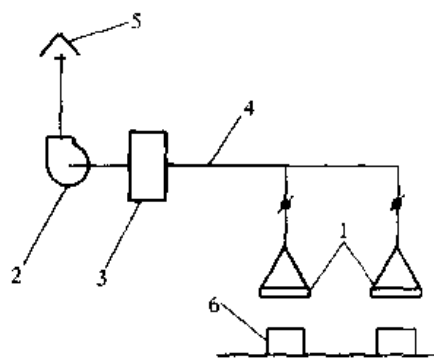


图 8-7 局部机械排风系统  
1—排风罩；2—风机；3—净化设备；  
4—风管；5—排风口；6—污染源

在高温车间中还可以直接用喷雾的轴流风机（喷雾风扇）进行局部送风。喷雾风扇实质上是装有甩水盘的轴流风机。自来水向甩水盘供水，高速旋转的甩水盘将水甩出形成雾滴；雾滴在送风气流中蒸发；从而冷却了送风气流。未蒸发的雾滴落在人身上，有“人造汗”的作用。因此可以在一定程度上改善高温车间中工作人员的条件。规范规定<sup>[5]</sup>，喷雾风扇只适用于温度高于 35℃、辐射照度  $>1400\text{W}/\text{m}^2$ ，且工艺不忌细小雾滴的中、重作业的工作点。喷雾风扇的雾滴直径应小于  $100\mu\text{m}$ ，作业点的风速应在  $3\sim 5\text{m}/\text{s}$  范围内。

在高温车间中的一些控制室、仪表、工人休息室、天车司机，可以用隔热板封闭起来，并对这些局部区域进行空调。

### 8.5.3 事故通风

工厂中有一些工艺过程，由于操作事故和设备故障而突然发生大量有毒害气体或有燃烧、爆炸危险的气体。为了防止对工作人员造成伤害和防止进一步扩大事故，必须设有临时的排风系统——事故通风系统。

事故通风的排风量应根据工艺精确计算确定。当缺乏资料时，按房间容积每小时 8 次换气量确定。事故排风量可以由房间中设置的排风系统和专门的事故通风系统共同承担。

事故通风的吸风口应设在有毒害或燃烧、爆炸危险的气体或蒸气散发量可能最大的地点。当气体或蒸气密度比空气大时，吸气口应设在离地  $0.3\sim 1.0\text{m}$  处；气体或蒸气密度小于空气时，吸气口应设在上部；如果气体或蒸气有燃烧、爆炸危害，吸入口应尽量紧贴顶棚布置，风口上缘与顶棚不得大于  $0.4\text{m}$ 。

事故通风只是在紧急的事故情况下应用。因此可以不经净化处理直接向室外排放。而且也不必设机械补风系统，可有门、窗自然补入空气。但应注意留有空气自然补入的通道。

事故通风的排风口应避开人员经常停留或通行的地点，排风口的高度应高于  $20\text{m}$  范围内最高建筑屋面  $3\text{m}$  以上。当  $20\text{m}$  内有机械进风系统的进风口时，应高于  $6\text{m}$  以上。如果排放的是可燃气体或蒸气，排风口应远离火源  $30\text{m}$  以上。

事故通风的风机可以是离心式或轴流式的。其开关应分别设在室内、外便于操作的位置。如果条件许可，也可直接在墙上或窗上安装轴流风机。排放有燃烧、爆炸危险气体的风机应选用防爆型风机。

## 8.6 排 风 罩

排风罩按密闭程度分有密闭式排风罩、半密闭式排风罩和开敞式排风罩。下面分别介绍这三类排风罩的工作原理和特点。

### 8.6.1 密闭式排风罩

密闭式排风罩（或称密闭罩）是将生产过程中的污染源密闭在罩内，并进行排风，以保持罩内负压。图 8-9 为密闭式排风罩的示意图。当排风罩排风时，罩外的空气通过缝隙、操作孔口（一般只是手孔）渗入罩内，一般缝隙处的风速不应小于  $1.5\text{m}/\text{s}$ 。排风罩内的负压宜在  $5\sim 10\text{Pa}$  左右，排风罩排风量除了从缝隙孔口进入的空气量外，还应考虑因

工艺需要而鼓入的风量，或污染源生成的气体量，或物料装桶时挤出的空气。选用风机的压头除考虑排风罩的阻力外，还应考虑由于工艺设备高速旋转导致罩内压力升高，或物料下落、飞溅（如皮带运输机的转运点、卸料点）带动空气运动而产生的压力升高，或由于罩内外有较大温差而产生的热压差等。

对于输送散状物料的密闭罩，排风带走的物料愈少愈好，因此宜在物料少的地方接排风管，而且排风管入口处的风速不宜太大，其风速为：粉状物料不大于 0.7m/s；粒状物料不大于 1m/s；块状物料不大于 2m/s。另外为了防止因飞溅产生的高速气流溢出排风罩，在有高速气流处不应有孔口或缝隙；或适当加大罩的体积，使高速气流自然衰减。

密闭罩应当根据工艺设备具体情况设计它的形状、大小。最好将污染物的局部散发点密闭，这样排风量少，比较经济。但有时无法做到局部点密闭，而必须将整个工艺设备，甚至把工艺流程的多个设备密闭在罩内或小室中。这类罩或小室开有检修门，便于维修；缺点是风量大，占地大。

密闭罩的主要优点是：（1）能最有效地捕集并排除局部污染源产生的污染物；（2）风量小，运行经济；（3）排风罩的性能不受周围气流的影响。缺点是维修和操作不便。

### 8.6.2 半密式排风罩

由于操作上的需要，经常无法将产生污染物的设备完全或部分地封闭，而必须开有较大的工作孔的排风罩。属于这类排风罩的有

柜式排风罩（或称通风柜、排风柜）、喷漆室、砂轮罩等。图 8-10 为三种形式的通风柜，其区别在于排风口的位置不同，适用于密度不同的污染物。污染物密度小时用上排风；密度大时用下排风；而密度不确定时，可选用上下同时排风，且上部排风口可调。通风柜的柜门上下可调节，在操作许可条件下，门开启度愈小愈好，这样在同样的排风量下有较好的效果。通风柜控制污染物的能力主要决定于开口处的风速，一般推荐开口

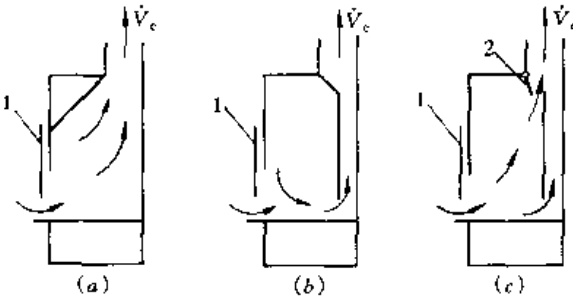


图 8-10 通风柜  
(a) 上排风；(b) 下排风；(c) 上、下排风

1—可启闭的柜门；2—调节板； $\dot{V}_e$ —排风量  
处的风速为 0.3~1.5m/s。具体取值参考文献 [6]、[7]。对用于污染物散发量不大的通风柜，排风量  $\dot{V}_e$  (m/s) 应为

$$\dot{V}_e = vA / \varphi \tag{8-25}$$

式中  $v$ ——开口处推荐风速，m/s；  
 $A$ ——开口面积，m<sup>2</sup>；  
 $\varphi$ ——考虑开口断面风速不均匀引入的系数， $\varphi$ =断面最小风速/断面平均风速，按图 8-11 选取<sup>[7]</sup>；图 8-10 中 (c) 型通风柜的  $\varphi = 1$ 。当通风柜中污染物发生

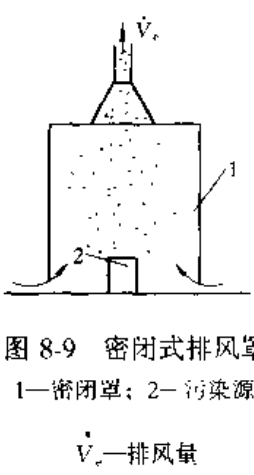


图 8-9 密闭式排风罩  
1—密闭罩；2—污染源

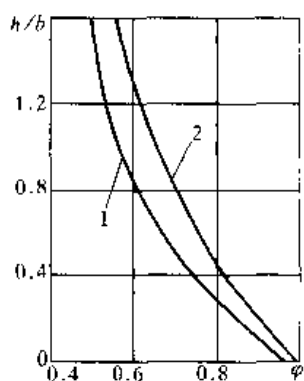


图 8-11 修正值  $\varphi$   
1—上排式  $\varphi$  值曲线;  
2—下排式  $\varphi$  值曲线;  
 $h$ —开口高度;  $b$ —柜深度

量大时, 排风量中应加污染物发生量。

如果通风柜中产生热气体, 可利用热压作用进行排风, 即成为自然通风方式的通风柜, 其排风量按下式计算<sup>[7]</sup>:

$$\dot{V}_e = 0.032 (\dot{Q}H)^{1/3} A^{2/3} \quad (8-26)$$

式中  $\dot{Q}$ ——通风柜内的余热量, W;

$H$ ——工作口到排风口的高度, m。

如果通风柜放在空调、净化或采暖房间内时, 为了减少室内空气的排风量, 可以在柜门上方设风幕, 风幕送出的空气可取自室外或邻室, 风量约为排风量的 70%~75%。这种通风柜既可防止室内横向气流的干扰, 又可节省室内的排风量。

半密闭式排风罩, 其控制污染物能力不如密闭式的。如果设计得好, 将不失为一种比较有效的排风罩。

### 8.6.3 开敞式排风罩

开敞式排风罩又称为外部排风罩。这种排风罩的特点是, 污染源基本上是敞开的, 而排风罩只在污染源附近进行吸气。为了使污染物被排风罩吸入, 排风罩必须在污染源周围形成一速度场, 其速度应能克服污染物的流动速度而引导至排风罩。

#### 8.6.3.1 吸气口处的流动规律

图 8-12 给了三种吸气口的流动。假如三种吸气口的直径均为  $d$ , 风口处的风速为  $v_0$ , 离风口距离  $x$  处的风速为  $v_x$ , 该风速与风口的风速  $v_0$  的关系为

$$v_x/v_0 = k (d/x)^2 \quad (8-27)$$

式中  $k$  为系数, 图中 (a) 吸气口  $k=0.06$ ; (b) 吸气口  $k=0.12$ ; (c) 吸气口  $k=0.24$ 。在  $x=d$  处的速度, 三种吸气口分别约为出口风速的 6%、12%、24%。由此可得到两点启示: (1) 开敞式吸气口的风速衰减很快, 因此开敞式排风罩应尽量靠近污染源处; (2) 吸气口处有围挡时, 风速的衰减速度减缓, 因此开敞式排风罩在有可能的条件下尽量有围挡。

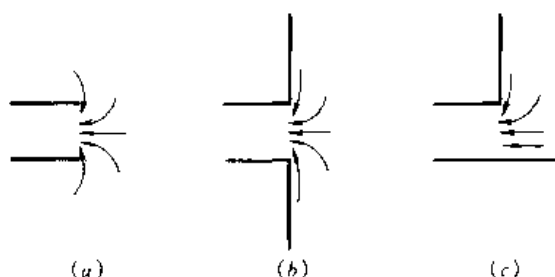


图 8-12 三种吸气口的流动状态

(a) 球形吸气范围; (b) 半球形吸气范围; (c) 1/4 球形吸气范围

#### 8.6.3.2 伞形罩与侧吸罩

图 8-13 是三种常见的开敞式排风罩的形式。图中 (a) 为无法兰边的伞形罩, 为使罩的风速均匀, 开口角宜小于  $60^\circ$ , 最大  $\leq 90^\circ$ ; (b) 为带法兰边的伞形罩, 法兰边宽  $b$ —罩口的水力直径 (4 倍罩口面积除以罩口周长); (c) 为放在工作台上的侧吸罩

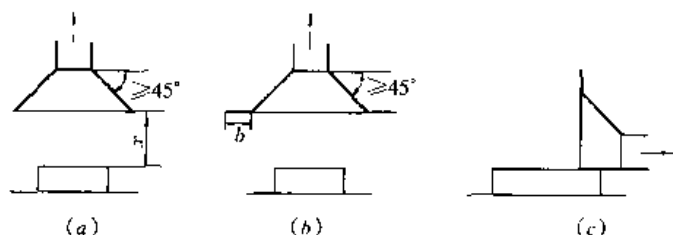


图 8-13 三种常见的开敞式排风罩

(a) 无边伞形罩; (b) 带法兰边伞形罩; (c) 在工作台上的侧吸罩

罩，相当于一侧有挡板的开敞式排风罩。

根据对简单的圆形罩和边长比为 1:3 的矩形罩的实验结果<sup>[8]</sup>，四周无遮挡的无边的排风罩的排风量近似为

$$\dot{V}_e = (10x^2 + A) v_c \quad (8-28)$$

式中  $\dot{V}_e$ ——排风量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$x$ ——罩口与污染物之间的距离， $\text{m}$ ；

$A$ ——罩口面积， $\text{m}^2$ ；

$v_c$ ——在  $x$  处的控制速度，或称污染物捕捉速度， $\text{m/s}$ ，按表 8-3 选用。

捕捉速度范围  $v_c$

表 8-3

污染物散发情况	举 例	$v_c$
基本上无速度释放到静止空气中	槽内液体蒸发、电镀、脱脂工艺	0.25~0.5
低速释放到比较平静的空气中	低速皮带运输机输运，焊接	0.5~1.0
高速的散发到空气流速快的区域	物料装桶，皮带运输机装料，破碎机	1.0~2.5

公式 (8-28) 的使用条件为：圆形或边长比大于 0.2 的矩形罩；污染物散发点距离罩的距离  $\leq$  罩口直径（或水力直径）的 1.5 倍；罩前若无障碍物，对罩下有工艺设备时，计算结果偏于安全。表 8-3 中的  $v_c$  的小值适用于房间内空气流动趋势有利于排风罩捕捉污染物、污染物危害程度低或仅令人讨厌、间歇生产和产量低、大型罩和大风量等情况； $v_c$  的大值适用于有对排风罩干扰的气流、污染物危害程度大、生产量大和经常使用、小型罩和只对局部点的控制等情况。

图 8-13 (b) 带法兰边的排风罩在达到同样捕捉效果时，其排风量仅为不带法兰边的排风量的 75%。

图 8-13 (c) 有挡板的排风罩（不论是侧吸还是上吸），空气不能从板的另一侧流入排风罩，从而提高了排风罩的效率，它的排风量可按下式计算：

$$\dot{V}_e = (5x^2 + A) v_c \quad (8-29)$$

伞形排风罩还有其他的计算方法，如达莱瓦莱 (Dalla Valle, J. M.) 方程、流量比法等，参见文献 [9]。

### 8.6.3.3 热源上方的伞形罩

在一个产热的工艺设备上方的伞形罩，设计时还应考虑在设备上方有一股热气流的影响。这种伞形罩有两种形式：低悬罩和高悬罩。前者罩口离热源一般在 1m 以内，不超过 3m；后者罩口离热源超过 3m。

对于低悬罩，排风量  $\dot{V}_e$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) 为<sup>[8]</sup>

$$\dot{V}_e = \dot{V}_h + v_p (A - A_h) \quad (8-30)$$

式中  $\dot{V}_h$ ——热物体上方的热气流体积流量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$A$ ——低悬罩的罩口面积， $\text{m}^2$ ；

$A_h$ ——热物体在平面上的投影面积， $\text{m}^2$ ；

$v_p$ ——罩口周边的控制风速，一般可取 0.5m/s，当有横向气流干扰或热气流速度高时，此值可取大些。

热物体上方的热气流体积流量按下式计算：

$$\dot{V}_h = 0.038 (\dot{Q} H A_h^2)^{1/3} \quad (8-31)$$

式中  $\dot{Q}$  为热物体的散热量，W； $H$  为热物体的高度，m。

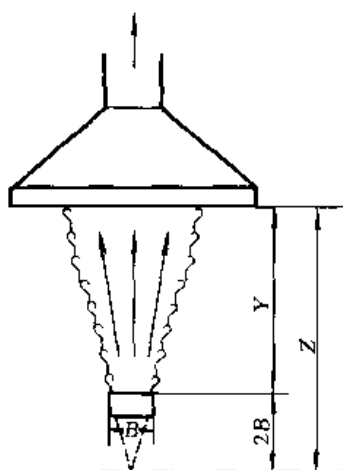


图 8-14 高悬罩

为防止热气流泄出，低悬罩的罩口尺寸应比热物体大。当罩口与热物体距离为  $x$  时，矩形罩的每边长等于热物体长加  $0.8x$ ；圆形罩直径等于热物体直径加  $0.8x$ 。

对于高悬罩（如图 8-14），罩口处热气流的体积流量  $\dot{V}_z$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) 为

$$\dot{V}_z = 0.008 Z^{3/2} \dot{Q}^{1/3} \quad (8-32)$$

$$Z = Y + 2B \quad (8-33)$$

式中  $Y$ ——热物体上表面与罩口的距离，m；

$B$ ——热物体平面最大尺寸，m。

在罩口处热气流（接近圆形），其直径  $D_z = 0.43Z^{0.88}$ 。高悬罩极易受房间气流干扰，因此罩口面积要求大，一般是罩口处热气流面积的 2 倍。高悬罩总的排风量仍按式 (8-30) 计算，但式中的  $\dot{V}_h$  用  $\dot{V}_z$  取代。

#### 8.6.3.4 槽边排风罩

电镀槽、清洗槽等上方有工件进出，无法在其上方设置排风罩，因此必须在槽边设排风罩。图 8-15 为一双侧槽边排风罩。一般用于槽宽  $B = 700 \sim 1200\text{mm}$  的工业槽上；如果  $B < 700\text{mm}$ ，可以用只有一侧的单侧排风罩。在圆形槽上，也可做成圆环形的槽边排风罩。排风罩的排风量与槽的平面尺寸、槽面控制风速有关，而槽边的条缝的风速一般控制在  $7 \sim 10\text{m/s}$ 。详细的计算方法可参阅有关文献<sup>[6]</sup>。

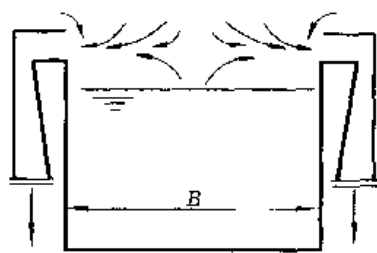


图 8-15 双侧槽边排风罩

#### 8.6.3.5 吹吸式排风罩

吸气口风速衰减很快，因此各种开敞式排风罩对污染物的控制能力将随着控制距离增加而迅速下降，而且极易受室内气流的干扰。例如很宽的工业槽，即使用双侧排风罩也可能达不到预想的效果；又如，挂得很高的伞形罩，其排除污染物的作用很弱，而且易受室内气流的影响。然而，射流具有较长的作用距离，因此可利用平面射流隔断室内气流对排风罩的影响，同时又防止污染物溢出罩外，并引导污染物到排风罩。这种既有射流又有排风的罩称吹吸式排风罩，图 8-16 为两种吹吸式排风罩的示意图。

吹吸式槽边排风罩，可以用于宽  $> 1200\text{mm}$  的工业槽。有关吹吸式排风罩的排风量计算和吹风量计算参阅文献 [6] [7] [9] 等。

还有一种四周都用风幕隔断的排风罩，称为旋风幕排风罩<sup>[10]</sup>，如图 8-17 所示。4 台小风机将室内空气通过 4 根送风立柱上一排小喷嘴以一定夹角（向里  $10^{\circ} \sim 20^{\circ}$ ）喷出，形成一个风幕空间。上部设排风口。在送风射流与排风共同作用下形成人工旋风。这个人工旋风好像一个人工的“龙卷风”，在其中间是一个负压的旋转涡流核，涡流核具有较大的上升速度，这种上升速度沿高度方向变化不大。因此，底部的污染物沿着涡流核经排风口排出。这种排风罩的优点是有一个封闭的风幕空间，将污染物与外界隔离；在涡流核心有一个上下速度基本一样的上升速度，从而可以远距离地排走污染物，其风量仅为上吸式排风罩的  $1/10 \sim 1/2$ ；具有较强的抗横向气流干扰的能力。

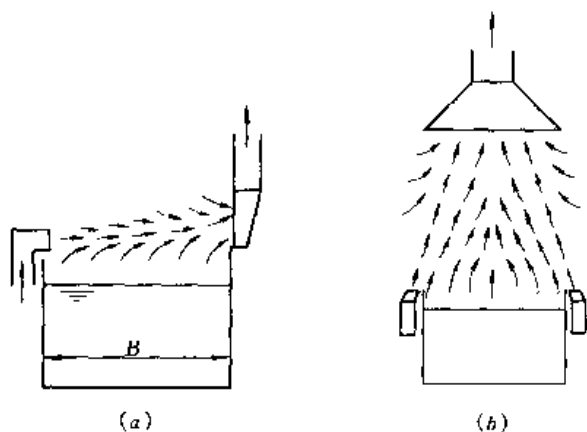


图 8-16 吹吸式排风罩

(a) 吹吸式槽边排风罩；(b) 下吹上吸排风罩

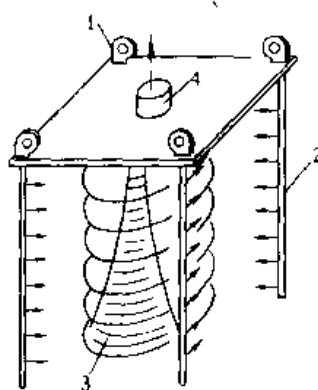


图 8-17 旋风幕排风罩

1—风机；2—送风立柱；  
3—涡流核；4—排风口

#### 8.6.4 排风罩的设计原则

排风罩是一局部排风系统的一个重要设备，直接关系到排风系统治理污染物的效果。工厂中的工艺过程、设备千差万别，不可能有一种万能的排风罩适合所有情况，因而必须根据具体情况设计排风罩。排风罩设计应注意以下原则：

- (1) 首先应尽量采用密闭式排风罩，其次可选半密闭式排风罩。
- (2) 密闭式和半密闭式排风罩的缝隙、孔口、工作开口在工艺条件许可下尽量减小。
- (3) 罩的设计应充分考虑工艺过程、设备的特点，方便操作与维修。
- (4) 开敞式排风罩有条件时靠墙或靠工作台面，或增加挡板或设活动遮挡，从而可以减少风量，提高控制污染物的效果。
- (5) 开敞式排风罩应尽量靠近污染源。
- (6) 应当注意排风罩附近横向气流（如送风）的影响。

### 8.7 空气幕

空气幕是利用条状喷口送出一定速度、一定温度和一定厚度的幕状气流，用于隔断另一气流。主要用于公共建筑、工厂中经常开启的外门，以阻挡室外空气侵入；或用于防止建筑火灾时烟气向无烟区侵入；或用于阻挡不干净空气、昆虫等进入控制区域。在寒冷的北方地区，大门空气幕使用很普遍。在空调建筑中，大门空气幕可以减少冷量损失。空气幕也经常简称为风幕。本节主要讨论大门用的空气幕。

### 8.7.1 空气幕的种类

空气幕按系统形式可分为吹吸式和单吹式两种。图 8-18 中 (a) 为吹吸式空气幕；其

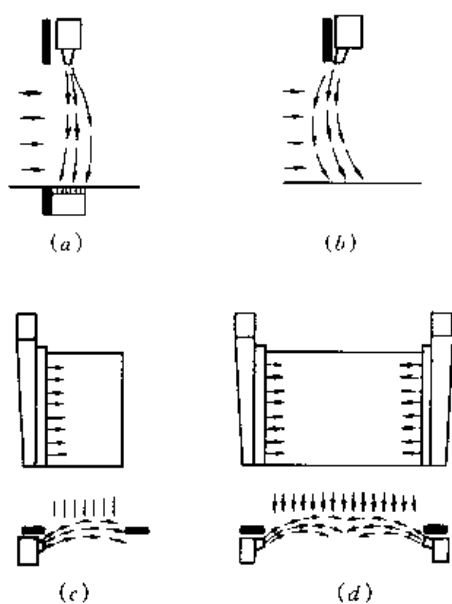


图 8-18 各种形式空气幕

(a) 吹吸式空气幕；(b) 上送式空气幕；

(c) 单侧送风空气幕；(d) 双侧送风空气幕

余三种均为单吹式空气幕。吹吸式空气幕封闭效果好，人员通过对它的影响也较少。但系统较复杂，费用较高，在大门空气幕中较少使用。单吹式空气幕按送风口的位置又可分：上送式（图 8-18b），下送式，单侧送风（图 8-18c），双侧送风（图 8-18d）。上送式送出气流卫生条件好，安装方便，不占建筑面积，也不影响建筑美观，因此在民用建筑中应用很普遍。下送式的送风喷口和空气分配管装在地面下，挡冷风的效果好，但送风管和喷口易为灰尘和垃圾堵塞，送出空气的卫生条件差，维修困难，因此目前基本上没有应用。侧送空气幕隔断效果好，但双侧的效果不如单侧，侧送空气幕占有一定建筑面积，而且影响建筑美观，因此很少在民用建筑中应用，主要用于工业厂房、车库等的大门上。

空气幕按气流温度分有热空气幕和非热空气幕

热空气幕分蒸汽（装有蒸汽加热盘管）、热水（装有热水加热盘管）和电热（装有电加热器）三种类型。热空气幕适用于寒冷地区冬季使用。非热空气幕就地抽取空气，不做加热处理。这类空气幕可用于空调建筑的大门，或在餐厅、食品加工厂等门洞阻挡灰尘、蚊蝇等进入。

目前市场上空气幕产品所用的风机有三种类型：离心风机、轴流风机和贯流风机。其中贯流风机主要应用于上送式非热空气幕。

大门空气幕通常根据门的尺寸、空气幕喷口宽度、要求的送风量从空气幕样本进行选择。封闭门洞的空气幕风量计算方法有多种。前苏联学者在下送式和侧送式空气幕方面进行了比较多的研究，他们通过理论分析和实验提出了多种计算方法，根据原理有以下几种：(1) 根据动量原理的计算方法；(2) 利用射流风速与门洞风速合成的计算方法；(3) 把射流与门洞气流看成势流叠加的计算方法；(4) 根据自然通风原理的计算方法；(5) 根据实验图表的计算法。各种方法都是在一定假定的条件下获得的，因此都有一定的局限性。这里只介绍势流叠加的计算方法，适用于下送式或侧送式空气幕。

设门洞尺寸为  $H \times B$  (m)，流向大门的室外空气是均匀流，风速为  $v_0$  (m/s)；空气幕侧部安装，喷口出口流速为  $v_c$  (m/s)。并假定这两股气流均为平面势流，它们的流函数分别为

$$\psi_1 = \int_0^x v_0 dx \quad (8-34)$$

$$\psi_2 = \frac{\sqrt{3}}{2} v_c \sqrt{\frac{ab_c x}{\cos \alpha}} \operatorname{th} \frac{\cos^2 \alpha}{\alpha x} (y - x \operatorname{tg} \alpha) \quad (8-35)$$

式中  $b_c$ ——空气幕喷口的宽度，m；



$x$ ——以空气幕安装侧的门边为起点, 平行大门平面的  $x$  轴坐标,  $x=B$  为门的另一侧, m;

$y$ ——以空气幕安装侧的门边为起点, 垂直大门平面的  $y$  轴坐标, 方向为朝向室外, m;

$a$ ——喷口紊流系数;

$\alpha$ ——空气幕向外倾斜的射流中心轴平面与门洞平面的夹角。

将上述两个势流的流函数叠加, 得到空气幕与室外空气合成势流的流函数。根据流体力学原理, 两条流线流函数的差即为这两条流线间的流量。因此可以分别求出在坐标  $O$  点 ( $x=0, y=0$ ) 和大门另一侧 ( $x=B, y=0$ ) 的流函数, 两个流函数相减, 即为单位长度 (侧送空气幕高度方向) 通过门洞的风量 (空气幕风量和侵入大门的室外空气的风量之和), 即有:

$$\dot{V}_c + \dot{V}'_0 = H \left[ Bv_0 - \frac{\sqrt{3}}{2} v_c \sqrt{\frac{ab_c B}{\cos \alpha}} \operatorname{th} \frac{\cos \alpha \sin \alpha}{a} \right] \quad (8-36)$$

式中  $\dot{V}_c$  为空气幕的送风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $\dot{V}'_0$  空气幕工作时从大门侵入室内的室外风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ; 而空气幕不工作时从大门侵入室内的室外风量  $\dot{V}_0 = ABv_0$ ,  $\text{m}^3/\text{s}$ 。

$$\text{令} \quad \varphi = \frac{\sqrt{3}}{2} \sqrt{\frac{a}{\cos \alpha}} \operatorname{th} \frac{\cos \alpha \sin \alpha}{a} \quad (8-37)$$

$$\eta = \frac{\dot{V}_0 - \dot{V}'_0}{\dot{V}_0} \quad (8-38)$$

系数  $\varphi$  是与空气幕出口倾角  $\alpha$  和紊流系数  $a$  有关的特征值。一般取  $a=0.2$ , 当  $\alpha$  分别为  $10^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $30^\circ$  时,  $\varphi$  分别为 0.26、0.36、0.41。

$\eta$  称为空气幕效率, 它表示空气幕能挡住室外空气量的比值, 当  $\eta=1$  时, 完全被遮挡。将式 (8-37)、(8-38) 代入 (8-36), 整理后得

$$\dot{V}_c = \frac{\eta \dot{V}_0}{1 + \varphi \sqrt{B/b_c}} \quad (8-39)$$

空气幕喷口的出口风速

$$v_c = \frac{\dot{V}_c}{Hb_c} = \frac{\eta V_0 (B/b_c)}{1 + \sqrt{B/b_c}} \quad (8-40)$$

对于上送式空气幕, 可以利用国内根据理论分析和实验提出的空气幕风量或出口风速的公式<sup>[11]</sup>:

$$\dot{V}_c = \frac{1}{2} \dot{V}_0 C_n^{0.5} \left( \frac{H}{b} \sin \alpha \right)^{-0.5} \quad (8-41)$$

$$v_c = \frac{1}{2} v_0 C_n^{0.5} \left( \frac{H}{b} \right)^{0.5} (\sin \alpha)^{-0.5} \quad (8-42)$$

$$C_n = 0.896 \left( \frac{H}{b} \right)^{0.1331} (\sin \alpha)^{0.4383} \quad (8-43)$$

式中  $C_n$  为综合修正系数, 该式由实验回归得到;  $H$  为大门高度, m; 其他符号同前。该实验的条件是:  $\alpha = 10^\circ \sim 30^\circ$ ; 门高  $H = 0.8 \sim 1.8\text{m}$ ; 室外风速  $v_0 = 0.84 \sim 2.55\text{m/s}$ 。

对于吹吸式的大门空气幕，由于国内基本没有应用，这里不介绍这种空气幕的计算方法，可参阅文献 [6]。

## 8.8 自然通风基本原理

依靠热压或风压为动力的自然通风是人们应用广泛的一种通风方式。一般的居住建筑、普通办公楼、工业厂房等的室内空气品质主要依靠自然通风来保证。然而，自然通风又是难于进行有效控制的通风方式。我们只有通过了解自然通风的基本原理，采取一定的措施，使自然通风基本上按预想的模式进行。

### 8.8.1 热压作用下的自然通风

大家所熟知，大气中压力与高度有关，离地面愈高，压力愈小，由高程引起的上下压力差值等于（高差）×（空气密度）×（重力加速度）。同样的高程差，不同的空气温度，

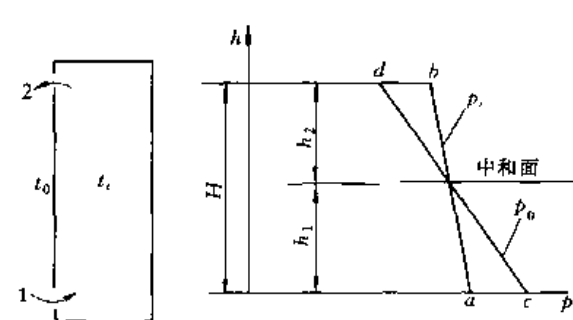


图 8-19 单层建筑热压作用下的通风

则由于空气密度不同而引起的上下压差值就不一样。例如，有一单层建筑如图 8-19 所示，室内温度  $t_i$  与室外温度  $t_o$  不相等， $t_i > t_o$ ，则室内的空气密度  $\rho_i > \rho_o$ ，这样室内压力  $p_i$  随高度变化率的绝对值比室外压力随高度的变化率绝对值小，即  $\left| \frac{\Delta p_i}{\Delta h} \right| < \left| \frac{\Delta p_o}{\Delta h} \right|$ ，如图 8-19 中的压力线  $p_i$

（线  $ab$ ）和  $p_o$ （线  $cd$ ）有不同的斜率。假

如，在下部孔口 1 处内外压力相等，即  $a, c$  点重合，则由于室内外空气密度不同而导致上部孔口 2 点的  $p_{i2} > p_{o2}$ ，在压力差  $(p_{i2} - p_{o2})$  作用下，室内空气通过上部孔口 2 流向室外。随着房间内空气向室外排出，室内总的压力水平下降，则  $ab$  将向左平行移动，这时下部孔口 1 处有  $p_{o1} > p_{i1}$ ，室外空气将从下部孔口进入室内。如果室内始终保持室内温度  $t_i$ ，即进入的空气即被加热到  $t_i$ ，而室外空气始终保持  $t_o$ 。根据质量守恒原理，当达到

平衡状态时，从下部孔口进入的空气量  $\dot{M}_1$  (kg/s) 等于从上部孔口排出的空气量  $\dot{M}_2$

(kg/s)，即  $\dot{M}_1 = \dot{M}_2$ 。从而实现了空气从下部进入，在房间内上升，再从上部排出的通风。房间通风的动力是室内外温度差引起的压力差，因此称为热压差作用下的自然通风。这时，上下孔口处内外都保持有某一压差值，并在某一高度处，内外压力相等，这一高度的平面称为中和面。由流体力学的基本原理可知，通过孔口的空气体积流量与孔口两侧压力差的平方根成正比（注：只适用于开启的门窗或宽的门窗缝），即

$$\dot{V}_1 = A_1 \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\xi_1 \rho_o}}, \quad \dot{V}_2 = A_2 \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\xi_2 \rho_i}} \quad (8-44)$$

式中  $A_1, A_2$ ——分别是下部和上部孔口的面积， $m^2$ ；

$\dot{V}_1, \dot{V}_2$ ——分别是通过下部和上部孔口的空气体积流量， $m^3/s$ ；

$\mu_1$ 、 $\mu_2$ ——分别是下部和上部孔口的流量系数，它们分别为  $\mu_1 = 1/\sqrt{\zeta_1}$ 、 $\mu_2 = 1/\sqrt{\zeta_2}$ ， $\zeta_1$  和  $\zeta_2$  为下部和上部孔口的局部阻力系数；

$\rho_i$ 、 $\rho_0$ ——分别是室内外空气的密度， $\text{kg/m}^3$ ；

$\Delta p_1$ 、 $\Delta p_2$ ——分别是下部和上部孔口处的内外压差，Pa。

孔口处内外压差正比于孔口离中和面的距离和空气内外的密度差。利用理想气体状态方程，将空气密度差用室内外的绝对温度取代，因此有：

$$\Delta p_1 = h_1 (\rho_0 - \rho_i) g = K_s h_1 \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_i} \right) \quad (8-45)$$

$$\Delta p_2 = h_2 (\rho_0 - \rho_i) g = K_s h_2 \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_i} \right) \quad (8-46)$$

式中  $K_s$ ——与当地大气压力有关的系数，大气压力为 101.3kPa (760mmHg) 时， $K_s = 3460 \text{Pa} \cdot \text{K/m}$ ；大气压力为 99.3kPa (745mmHg) 时， $K_s = 3392 \text{Pa} \cdot \text{K/m}$ ；

$h_1$ 、 $h_2$ ——分别是孔口 1 和孔口 2 中心与中和面间的高差，m；

$T_i$ 、 $T_0$ ——分别是室内外空气的绝对温度，K。

从上两式不难看到， $\Delta p_1$  和  $\Delta p_2$  与中和面的位置有着密切的关系，它们随着中和面的位置变化而此消彼长。根据质量守恒定律，进风的质量流量等于排风的质量流量，利用式 (8-44)、(8-45) 和 (8-46)，可得到如下关系式：

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{T_0}{T_i} \left( \frac{\mu_2 A_2}{\mu_1 A_1} \right)^2 \quad (8-47)$$

或

$$\frac{h_1}{H} = \frac{1}{1 + \left( \frac{\mu_1 A_1}{\mu_2 A_2} \right)^2 \frac{T_i}{T_0}} \quad (8-48)$$

式中， $H$  为上下孔口间的高差，m。由式 (8-47)、(8-48) 可以看到，中和面的位置与上、下开口面积、开口的流量系数和室内外的绝对温度有关。当上、下开口的面积及流量系数相等时，而  $T_0/T_i < 1$ ，因此  $h_1/h_2 < 1$ ，表明中和面在上、下开口中间略偏下一些；中和面将随着下部开口的增大而下移，随着上部开口的增大而上移。中和面将随着室外温度的降低而下降。室内有机械排风时，会使中和面上升；有机械进风时，使中和面下降。上面的讨论是假定  $T_i > T_0$ ，当  $T_i < T_0$  时，将出现上部孔口进风而下部孔口排风，式 (8-47)、(8-48) 中应将绝对温度的比值颠倒过来。

如果是一多层建筑物，仍设室内温度高于室外温度，则室外空气从下层房间的外门窗缝或开启的洞口进入室内，经内门窗缝或开启的洞口进入楼内的垂直通道（如楼梯间、电梯井、上下连通的中庭等），并向上流动；再经上层的内门窗缝或开启的洞口和外墙的窗、阳台门缝或开启的洞口排到室外。这就形成了多层建筑物在热压作用下的自然通风，如图 8-20 所示。其中和面的位置与上、下的流动阻力（包括外门窗和内门窗的阻力）有关，一般说中和面可能在建筑高度 0.3~0.7 之间变化。当上、下空气流通面积基本相等时，中和面基本上在建筑物的中间高度附近。还应该指出，多层建筑中的热压是指室外温度  $t_0$  与楼梯间等竖井内的温度  $t_s$  差形成的，因此图 8-20 中表示了楼梯间内的压力线  $p_s$  与室外的压力线  $p_0$  之间的关系；每层的压差，也是指室外与楼梯间之间的压力差。由于空

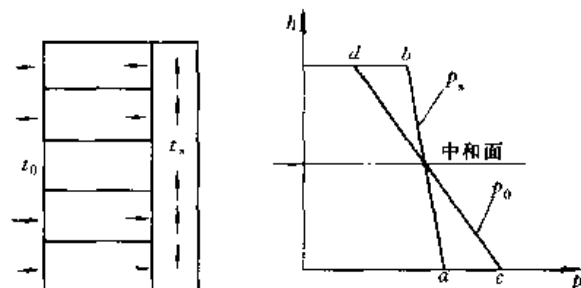


图 8-20 多层建筑在热压作用下的通风

$p_s$ —楼梯间压力线； $p_o$ —室外压力线；

$t_s$ —楼梯间温度

气从室外经外窗或门，再经房门、楼梯间门，进入楼梯间，因此房间内的压力介于室外压力与楼梯间压力之间。

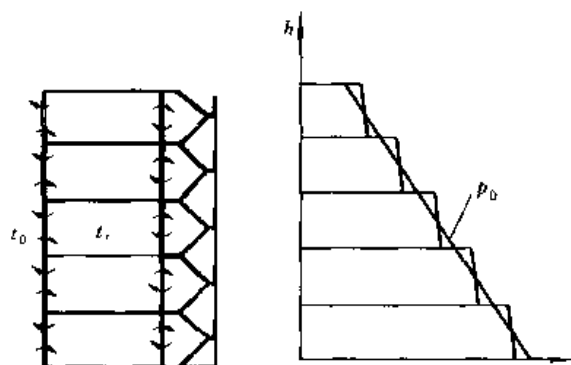


图 8-21 外廊式多层建筑在热压作用下的自然通风

热压作用产生的通风效应又称为“烟囱效应”。“烟囱效应”的强度与建筑高度和内、外温差有关。建筑物愈高，“烟囱效应”愈强烈。但也有特例，并非多层建筑的“烟囱效应”都大于单层建筑，例如，图 8-21 的多层外廊式建筑，在建筑内部没有竖向的空气流动通道，因此就不存在图 8-20 的自然通风模式。而这时每层的热压作用的自然通风与单层建筑没有本质区别。这种建筑正如沿山坡而建的单层建筑群一样。从这里也

可以看到，建筑物内没有“烟囱”（竖向通道），也就没有“烟囱效应”。

### 8.8.2 风压作用下的自然通风

平行流动的流体经过固体障碍物时，发生绕流，经过一段距离后又恢复平行流动。流体绕流时，流速和压力将产生变化。在固体表面的迎流体的一侧，流体流速（动压）将减少，压力将增加；而背流体的一侧，流体产生局部涡流，压力降低。这种现象同样发生在处于风力作用下的建筑物。图 8-22 表示了建筑物四周空气流动状况及压力分布。在建筑的迎风面一侧，压力升高了，相对于原来大气压力而言，产生了正压；在背风侧产生涡流及在两侧空气流速增加，压力下降了，相对原来的大气压力而言，产生了负压。而屋面压力变化将由其形状面定，或正或负。在建筑四周由风力产生附加压力值按下式计算：

$$\Delta p_w = K \frac{v_w^2}{2} \rho_0 \quad (8-49)$$

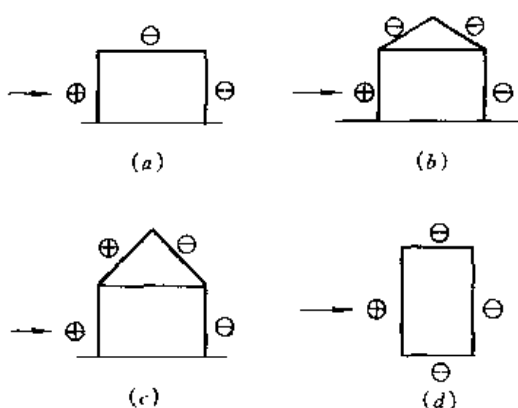


图 8-22 建筑物在风力作用下的压力分布

⊕—附近压力为正；⊖—附加压力为负；

(a) 平屋顶建筑（立剖面）；(b) 倾角 30°坡屋顶建筑（立剖面）；(c) 倾角 45°坡屋顶建筑（立剖面）；(d) 建筑平面图

式中  $\Delta p_w$ ——风力产生的附加压力, 简称风压, Pa;

$K$ ——空气动力系数;

$v_w$ ——风速, m/s;

$\rho_0$ ——室外空气密度, kg/m<sup>3</sup>。

空气动力系数  $K$  可正可负,  $K$  为正值表示该处的压力比大气压力高了  $\Delta p_w$ ; 反之, 负值表示该处的压力比大气压力减少了  $\Delta p_w$ 。在正方形或矩形建筑物的迎风侧  $K$  在 0.5~0.9 范围内变化; 背风侧  $K$  在 -0.3~-0.6 范围内变化; 在平行风向的侧面或与风向稍有角度的侧面  $K$  为 -0.1~-0.9; 倾角在 30°以下的屋面前缘  $K$  约为 -0.8~-1.0, 其余部分  $K$  约为 -0.2~-0.8; 大倾角的屋面迎风侧的  $K$  约为 0.2~0.3, 背风侧约为 -0.5~-0.7。

建筑在风压作用下, 具有正值风压的一侧进风, 而在负值风压的一侧排风, 这就是在风压作用下的自然通风。通风强度与正压侧与负压侧的开口面积, 风力大小有关。设想建筑物只在迎风的正压侧有窗, 当室外空气进入建筑物后, 建筑物内的压力水平就升高, 最后与迎风侧的压力一致, 室外空气就不再进入了。所以只在正压侧或负压侧有门窗就不可能形成持续的自然通风模式。风压作用下通风量的计算步骤是: 首先确定在风压作用下的室内压力; 然后计算出在室内外压差作用下的进风量或排风量。在压差下的风量可用式 (8-44) 计算, 但当门窗缝很窄时可用下式计算:

$$\dot{V} = \mu (2\Delta p / \rho)^n \quad (8-50)$$

式中符号的意义与式 (8-44) 相同, 当  $n=0.5$  时, 即是式 (8-44)。对于窄门窗缝可取  $n=0.65$ 。

如迎风的正压侧的开口面积为  $A_1$  (m<sup>2</sup>), 负压侧开口面积为  $A_2$  (m<sup>2</sup>), 不考虑室内外温度差的影响, 像式 (8-47) 推导方法一样, 可得到确定迎风侧的室外与室内压差的公式

$$p_{0,1} - p_i = \frac{p_{0,1} - p_{0,2}}{1 + (A_1/A_2)^{1/n}} \quad (8-51)$$

式中,  $p_{0,1}$ 、 $p_{0,2}$  分别为正压侧和负压侧的室外压力, 它们分别为大气压力加或减该侧的风压, Pa;  $p_i$  为室内压力, Pa; 指数  $n$  可取 0.5 (门窗开启或宽缝) 或 0.65 (窄门窗缝)。

从公式 (8-51) 可以看出, 当  $A_1 = A_2$ , 室内压力刚好在迎风正压侧压力与负压侧压力的中间, 当  $A_2 > A_1$ , 室内压力接近负压侧的压力, 即  $(p_{0,1} - p_i) > (p_i - p_{0,2})$ 。

### 8.8.3 热压与风压共同作用下的自然通风

热压与风压共同作用下的自然通风可以简单地认为它们是代数叠加。设有一建筑, 室内温度高于室外温度。当只有热压作用时, 室内外的压力分布如图 8-23 (a) 所示; 只有风压作用时, 迎风侧与背风侧的室外压力的分布如图 8-23 (b) 所示, 其中虚线为未考虑温度影响的室内压力线。图 8-23 (c) 考虑了风压与热压共同作用的压力分布, 这时室内压力分布是在上、下开口面积与正压、负压侧开口面积等共同作用下形成的。由此可以看到, 当  $t_i < t_0$  时, 在下层迎风侧进风量增加了, 下层的背风侧进风量减少了, 甚至可能

出现排风；上层的迎风侧排风量减少了，甚至可能出现进风，上层的背风侧排风量加大了；在中和面附近迎风面进风、背风面排风。建筑中压力分布规律究竟谁起主导作用呢？实测及原理分析表明：对于高层建筑，在冬季（室外温度低）时，即使风速很大，上层的迎风面房间仍然是排风的，热压起了主导作用；高度低的建筑，风速受临近建筑影响很大，因此也影响了风压对建筑的作用。

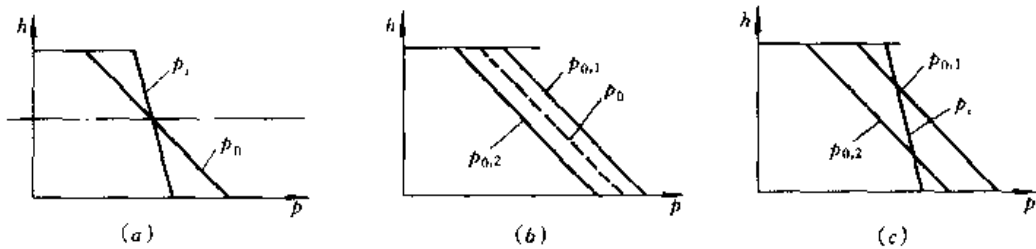


图 8-23 在热压、风压作用下建筑内外压力分布  
(a) 只有热压作用；(b) 只有风压作用；(c) 热压与风压共同作用；  
 $p_0$ —无风时室外压力线，其他符号见文中说明

风压作用下的自然通风与风向有着密切的关系。由于风向的转变，原来的正压区可能变为负压区，而原来的负压区可能变为正压区。风向是不受人的意志所能控制的。各个地区的风向都有统计规律，在某一季节中，会出现某一风向的发生频率比较多（称之为主导风向）。规范<sup>[5]</sup>中列出的城市中，有很多城市只有静风的出现频率超过了 50%；而其他任一风向频率不超过 25%；大部分城市主导风向的频率也就在 15%~20% 左右，并且大部分城市的平均风速较低。因此，由风压引起的自然通风的不确定因素过多，无法真正应用风压的作用原理来设计有组织的自然通风。

虽然如此，仍应了解风压的作用原理，考虑它对通风空调系统运行和热压作用的自然通风的影响。

#### 8.8.4 避风天窗和风帽

如上所述，风压有很多不确定因素，因此在热车间的有组织自然通风的规划中通常只考虑热压作用，而不考虑风压。热压作用的自然通风，天窗都是用来排风的，为了避免当风向朝向天窗时，减少天窗的排风能力，经常要求把天窗做成避风天窗。避风天窗本质就是利用风压的原理进行设计，它

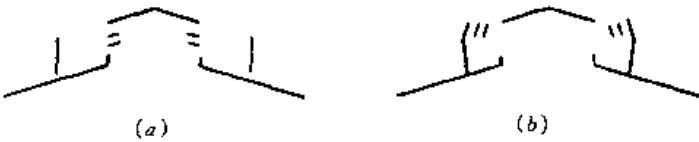


图 8-24 避风天窗  
(a) 矩形天窗；(b) 折线形天窗

不论风向如何，天窗附近总是产生“负”风压。避风天窗的类型很多，这里介绍两种形式的避风天窗，如图 8-24 所示。其中图 (a) 为矩形避风天窗，窗扇可开

启调节角度，天窗两侧有挡板，这样不论风向如何变化均能保证天窗附近的风压为负值。(b) 为折线形天窗，避风的原理同上，但上面无窗扇，比较简单、轻巧，阻力也很小。

避风风帽是具有一定自然压头（负风压）的排风口。可用于自然局部排风系统的排出口或装于屋顶上做房间全面通风的排风用。避风风帽有多种结构形式。图 8-25 为筒形避

风风帽的结构示意图。图示的是圆筒形避风风帽，也可以是正方形的，此时图中  $D$  应为正方形风管的边长。风压形成的风帽压头可用式 (8-49) 计算，对于圆筒形风帽空气动力系数  $K=0.4$ ；方筒形风帽  $k=0.28$ 。在选用避风风帽时，应当满足以下等式：

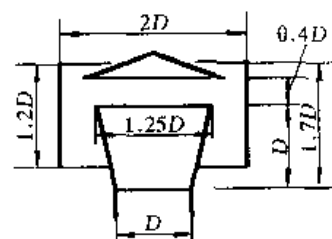


图 8-25 筒形风帽

$$\Delta p_w + K_s H \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_e} \right) \pm \Delta p_r = \zeta_h \frac{v_h^2}{2} \rho + \Delta p_t \quad (8-52)$$

式中  $\Delta p_w$ ——风压产生的压头，按式 (8-49) 计算，Pa；

$H$ ——局部排风系统排风点到风帽之间的高差，m；

$T_0$ 、 $T_e$ ——室外温度和排风温度，K；

$\Delta p_r$ ——排风点处的室内余压，由热压、机械送、排风共同作用产生，Pa；

$\zeta_h$ ——风帽阻力系数，圆筒形风帽  $\zeta_h=1.2$ ，方筒形风帽  $\zeta_h=1.6$ ；

$v_h$ ——风帽入口的风速（即直径  $D$  处），m/s；

$\Delta p_t$ ——系统总阻力损失，包括局部和长度阻力，Pa。

等式左端为系统具有的压头，其中第二项即为温度差产生的压头，参见公式 (8-45)；等式的右端为系统的阻力。

## 8.9 热车间的自然通风和隔热

### 8.9.1 热车间自然通风计算

工业生产中有许多车间（如冶金工业厂房）有大量余热产生。高温和热辐射是这类车间主要环境问题之一。车间中的余热主要依靠自然通风来排除。在这类车间的设计或改造时，采暖通风工程师需协助土建工程师规划侧窗与天窗的面积，以满足排除车间余热的自然通风要求。也就是需进行自然通风的规划设计。

热车间自然通风计算首先应预测车间的余热量。车间中各种各样的发热工艺设备和工件，因此必须从工艺师了解详细的工艺过程、设备使用的能源（电、燃气、煤或其他）及耗量，并查阅有关工艺和暖通设计手册，估算设备、热工件散发的热量。许多车间是连续生产的，自然通风不管车间是否工作都是昼夜连续工作的，因此负荷只需计算车间的得热量（或称余热量），不必考虑蓄热的影响。

自然通风计算只考虑热压作用，而不计算不确定的风压作用。实际的自然通风可能是随着室内外各种条件的变化而时时变化着的一个通风过程，但难于进行不稳定计算。因此都把这一个复杂问题简化成在设计条件（不利条件）下的稳定的全面通风过程。在热压作用下自然通风的设计，首先确定车间需要的通风量，它应为

$$\dot{M} = \frac{m \dot{Q}_h}{c_p (t_r - t_0)} \text{ 或 } \dot{M} = \frac{\dot{Q}_h}{c_p (t_e - t_0)} \quad (8-53)$$

$$m = \frac{t_r - t_0}{t_e - t_0} \quad (8-54)$$

$$t_r = t_0 + \Delta t \quad (8-55)$$

式中  $\dot{M}$ ——消除车间余热的通风量,  $\text{kg/s}$ ;

$\dot{Q}_h$ ——车间内热设备等散出的显热量, 即余热,  $\text{kW}$ ;

$c_p$ ——空气定压比热,  $1.01 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$t_0$ ——室外空气温度,  $^\circ\text{C}$ , 取当地夏季通风室外计算温度, 从规范<sup>[5]</sup>中查得;

$t_r$ ——车间工作区的室内温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$\Delta t$ ——规范规定允许高于室外温度的温差, 从规范<sup>[5]</sup>中查得, 一般在  $2 \sim 10^\circ\text{C}$  范围内;

$t_e$ ——排风温度,  $^\circ\text{C}$ ;

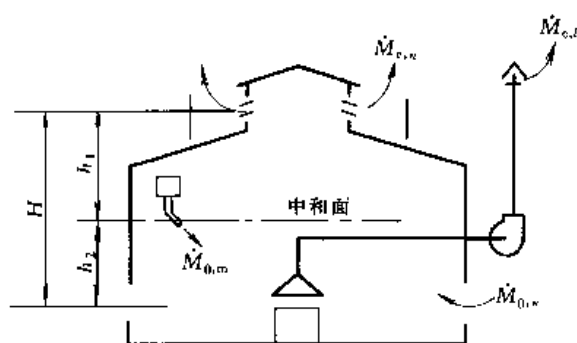


图 8-26 热车间通风

$m$ ——散热量有效系数, 相当于余热量散在工作区的比例,  $m$  值与热源高度、占地面积的比例和热源中辐射热的比例有关, 从规范<sup>[5]</sup>中取值。

热车间如图 8-26 所示, 该车间除了自然通风外, 还可能有机机械送风和局部排风系统, 因此通风量 (进风或排风) 应为

$$\dot{M} = \dot{M}_{0,n} + \dot{M}_{0,m} \quad (8-56)$$

$$\dot{M} = \dot{M}_{e,n} + \dot{M}_{e,l} \quad (8-57)$$

式中  $\dot{M}_{0,n}, \dot{M}_{e,n}$ ——通过门窗的自然通风的进风量和排风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$\dot{M}_{0,m}$ ——机械送风系统送入的风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ , 这里认为送入的新风未经冷却处理;

$\dot{M}_{e,l}$ ——局部排风系统 (机械或自然的) 的排风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ , 假定排风的温度为  $t_e$ 。

车间内的局部排风或机械送风系统一般在自然通风设计前已规划确定了, 即  $\dot{M}_{0,m}$  和  $\dot{M}_{e,l}$  是已知的。这里假定了机械送风或局部排风的温度条件与自然通风一致, 如不一致, 则应通过热平衡和空气平衡来求解, 稍微复杂。由上面 5 个式子即可求出  $\dot{M}_{0,n}$  和  $\dot{M}_{e,n}$ , 即自然通风需要通过窗洞进入和排出的风量。根据热压下自然通风的原理有:

$$\dot{M}_{0,n} = \mu_1 A_1 \sqrt{2 (\Delta p_1) \rho_0} \quad (8-58)$$

$$\dot{M}_{e,n} = \mu_2 A_2 \sqrt{2 (\Delta p_2) \rho_e} \quad (8-59)$$

$$\Delta p_1 = K_s h_1 \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_i} \right) \quad (8-60)$$



$$\Delta p_2 = K_s h_2 \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_i} \right) \quad (8-61)$$

$$h + h_2 = H \quad (8-62)$$

$$T_i = (T_r + T_e) / 2 \quad (8-63)$$

上列式中的符号意义见图 8-26 及式 (8-44)、(8-45)、(8-46) 的说明。室内温度  $T_i$  (K) 在高度方向是变化的, 应取平均值, 即式 (8-63)。另外,  $H$  是已知的。当窗的形式确定后, 流量系数  $\mu_1$ 、 $\mu_2$  即可以从有关手册<sup>[6]</sup>中查得。上述 (8-58) ~ (8-62) 5 个式中有  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $h_1$ 、 $h_2$ 、 $\Delta p_1$ 、 $\Delta p_2$  等 6 个未知数。可先假定一个参数后再解, 如先假定中和面位置 ( $h_1$ ), 然后确定其他值, 得出  $A_1$ 、 $A_2$  后, 再校核在建筑上安装这些窗的可能性, 最后进行必要的调整。

### 8.9.2 隔热

在热车间中有温度很高的表面。它们的辐射照度大, 有时使工作人员无法忍受。自然通风只解决了空气降温问题, 而无法解决高温辐射的危害。辐射必须采用隔热措施来防治。我国规范<sup>[5]</sup>规定, 当辐射照度  $\geq 350 \text{ W/m}^2$  时, 应采取隔热措施; 工人经常停留的地面或靠近的高温壁面, 温度应不高于  $40^\circ\text{C}$ 。目前隔热措施有:

#### (1) 用绝热材料包裹

利用绝热材料 (或称保温材料) 将热设备或管道包裹起来, 使绝热层外表面温度限在允许的范围内。常用绝热材料有岩棉、超细玻璃棉、矿渣棉、膨胀珍珠岩等。绝热层的厚度计算参见第 13 章。

#### (2) 遮热

利用遮热屏遮挡设备的辐射热, 操作工人在遮热屏后面免受辐射热的危害。遮热屏有透明、半透明和不透明三种。透明遮热屏有钢化玻璃屏、水幕、水幕与玻璃屏结合。半透明遮热屏有钢网水幕、链条水幕等。不透明遮热屏有隔热水箱、铁板水幕、反射式遮热屏等。工作时需要观察热设备的应采用透明或半透明的遮热屏; 而不需要观察热设备的可用不透明遮热屏。

## 8.10 通风房间的空气平衡和热平衡

### 8.10.1 空气平衡

对房间进行通风, 实际上风量总是自动平衡的。我们这里指的“空气平衡”是按设计者或使用者的意愿进行的有计划的平衡。如果不做空气平衡的设计, 有可能在实际运行时所达到的平衡状态达不到通风的要求。例如, 在一房间内为排除某污染源散发的污染物而安装一套局部排风系统, 但运行时并不好用, 风量达不到要求。其问题是该房间在地下室, 密闭性较好, 由于没有相应的进风系统或进风通道, 致使房间负压较大, 排风系统风量减小。这类情况, 实际上经常发生。

对于有自然通风的工业厂房, 在进行自然通风设计时, 应当考虑空气平衡, 分配各部分风量, 有关这部分内容参阅 8.9 节。对于其他一般的通风房间 (如图 8-27), 房间内有

进风系统和排风系统（全面通风及局部通风），必然存在如下恒等式

$$\dot{M}_0 = \dot{M}_e + \dot{M}_i \quad (8-64)$$

式中  $\dot{M}_0$ ——送入房间的室外新风量，kg/s；

$\dot{M}_e$ ——房间的排风量，包括全面排风量和局部排风量，kg/s；

$\dot{M}_i$ ——通过房间门、窗、墙、楼板等缝隙的渗透风量，kg/s，渗出为“+”，渗入为“-”。

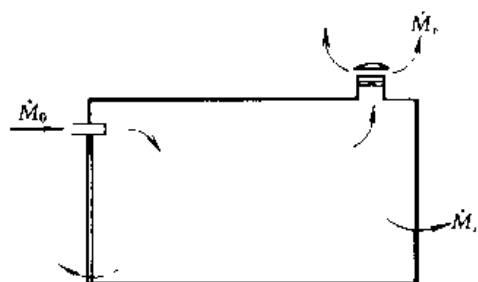


图 8-27 通风房间的风量平衡

上述平衡式是一般式。有时某个房间有可能无进风系统，即  $\dot{M}_0 = 0$ ，这时排风量  $\dot{M}_e$  完全依靠渗风量平衡；或某个房间可能无排风系统，送入的新风量依靠渗透排出；当然有的房间可能  $\dot{M}_0 = \dot{M}_e$ 。上式中  $\dot{M}_i$  大小和方向决定于房间内外压差，有可能从部分缝隙渗入空气，另一部分渗出空气， $\dot{M}_i$  应当指渗出和渗入空气的代数和。在通风设计时，根据房间污染物危害程度及清洁程度，经常使某些房间保持一定负压或一定正压。因此，有时使房间的  $\dot{M}_e > \dot{M}_0$ ，甚至使  $\dot{M}_0 = 0$ ，例如汽车库、吸烟室、厕所等；也有时使房间内的  $\dot{M}_0 > \dot{M}_e$ ，甚至使  $\dot{M}_e = 0$ 。当房间只有进风或只有排风时，应核对房间内的正压值或负压值，要求他们不过大，否则会造成门启闭困难，设置的系统达不到风量要求，或在孔口缝隙处有较大的风速而使人有不舒服的吹风感。一般房间的正压或负压保持在  $5 \sim 10 \text{Pa}$  为宜。保持正压或负压的渗风量（即送、排风量之差）可根据缝隙面积由式（6-12）计算确定或按换气次数确定。如果房间只有排风（或送风）而无送风（或排风），为不使房间内负压（或正压）过大，宜在门上或墙上装有泄压的百叶风口，风口的面积为

$$A = \varphi \dot{V} \quad (8-65)$$

式中  $A$ ——门上或墙上的百叶窗风口迎面面积， $\text{m}^2$ ；

$\dot{V}$ ——通过风口风量， $\text{m}^3/\text{s}$ ，房间排风量（或送风量）减去为保持负压（或正压）而通过其他缝隙的风量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$\varphi$ ——系数，当风口的内外压差为  $10 \text{Pa}$  时， $\varphi = 0.24 \sqrt{\zeta}$ ， $\zeta$  为风口的阻力系数，木百叶窗（有效面积 70%）的  $\varphi$  可取 0.36。

关于保持房间正压或负压的原则同样适用于空调系统，在安排房间送风量和回风量时应当防止房间的正压或负压过大。

### 8.10.2 热平衡

房间在通风过程中，随着空气的进、出，同时热量也进、出，再加上室内有冷热负荷，从而导致房间得热和失热，最终影响房间的温度。在空调房间中系统已对送风进行了处理，实现了热量平衡。在通风房间中，夏季除了为消除余热的热车间通风需做热平衡计算外，一般房间的通风不需进行热平衡计算。面冬季，尤其在寒冷地区，应在进行空气平

衡设计时同时进行热平衡计算,以分配房间中采暖通风设备的热负荷。冬季热平衡计算分两种情况——正压房间和负压房间。对于正压房间,热平衡式为

$$\dot{M}_0 c_p t_s + \dot{Q}_h + \dot{Q}_{r,h} = (\dot{M}_e + \dot{M}_i) c_p t_r + \dot{Q}_l \quad (8-66)$$

对于负压房间

$$\dot{M}_0 c_p t_s + \dot{Q}_h + \dot{Q}_{r,h} + \dot{M}_{i,n} c_p t_n + \dot{M}_{l,0} c_p t_0 - \dot{M}_e c_p t_r + \dot{Q}_l \quad (8-67)$$

式中  $\dot{Q}_h$ ——房间内采暖系统的设备散热量, W;

$\dot{Q}_{r,h}$ ——房间内人员、灯光、设备等的发热量, 房间得热量, W;

$\dot{Q}_l$ ——冬季房间的热损失, W;

$t_s$ ——新风加热后的温度, 即送风温度, °C;

$t_r$ 、 $t_n$ ——房间内和邻室的温度, °C;

$\dot{M}_{l,0}$ 、 $\dot{M}_{i,n}$ ——分别是室外和邻室渗人的风量, kg/s;

$c_p$ ——空气定压比热, 1005 J/(kg·°C);

其他符号同前。

上述公式应用时应注意以下几点:

(1) 在进行通风系统设计时, 室外温度  $t_0$  一般可取当地冬季室外通风计算温度。当气温低于通风计算温度时, 可适当降低标准, 即减少新风量, 或降低室内温度。如果房间比较重要, 可取冬季空调室外计算温度。

(2) 房间内人员、灯光等热量随机性很大, 在设计计算时, 除了有稳定的设备发热量外,  $\dot{Q}_{r,h}$  常可略去不计, 而当作通风系统加热设备的余量。

(3) 只有排风的房间, 房间内的采暖设备能力除了补充热损失外, 还应考虑室外新风渗人需补充的热量。

(4) 一般通风房间, 采暖设备可以负担房间的热损失; 也可以负担保持房间 5°C 的热损失, 而其余热损失由通风系统承担。

(5) 通过式 (8-66) 或式 (8-67) 可计算出新风应加热的温度  $t_s$ , 从而可以确定新风系统的加热盘管的负荷。

## 8.11 改善室内空气品质的综合措施

室内空气品质的优劣直接影响人们的健康。通风无疑是创造合格的室内空气品质的有效手段。但是真正要达到空气品质的标准, 还必须采取综合性的措施。主要有:

### 8.11.1 保证必要的通风量

在工业厂房中有可以觉察到的污染物时, 人们从关心自身健康的角度, 能比较自觉地应用通风系统。而在一些认为“高级”的空调场所, 通风往往被忽视。例如, 集中空调系统在运行时不引入新风; 风机盘管加新风系统中新风系统经常不开, 更有甚者, 空调设计

者在设计系统时忽略了新风。现在已普遍认为,这类缺少新风的建筑将导致居住者易患“病态建筑综合症”。因此,从设计到运行管理,必须充分重视室内空气品质,而保证必要的新风量是保证室内空气品质合格的必要条件。

### 8.11.2 提高通风系统的效率

在 8.3 节全面通风论述中指出,送入房间的新风量只有一部分稀释了污染物,而另有一部分未被充分利用而被排走,用通风效率  $E_v$  来表示新风有效利用部分。但 8.3 节只考虑了送入新风未被用于稀释污染物而被排走,而没有考虑有些污染物靠近排风口或被局部排风部分排走,而有一部分污染物未参加混合。因此只用  $E_v$  来表示通风效率不够全面。为此提出了排除效率  $E_c$  (又称捕捉效率)的概念,排除效率  $E_c$  的定义为直接被排出的污染物  $\dot{Q}_{p,e}$  与污染物总量  $\dot{Q}_p$  之比,即

$$E_c = \frac{\dot{Q}_{p,e}}{\dot{Q}_p} \quad (8-68)$$

这样,散发到室内的污染量为  $(1 - E_c) \dot{Q}_p$ , 稳定状态的稀释方程变为

$$c = c_0 + \frac{(1 - E_c) \dot{Q}_p}{E_v \dot{V}_v} \quad (8-69)$$

$$\text{令} \quad k = (1 - E_c) / E_v \quad (8-70)$$

$$\text{则} \quad c = c_0 + \frac{k \dot{Q}_p}{\dot{V}_v}; \quad \dot{V}_v = \frac{k \dot{Q}_p}{c - c_0} \quad (8-71)$$

式中  $k$  称为污染物发生量有效修正系数。当  $k < 1$  时,通风的效果最好。 $k$ 、 $E_v$ 、 $E_c$  与房间内气流分布、污染源的分布、有无局部排风系统等有关。在对房间通风系统进行规划时,应尽量提高  $E_v$  和  $E_c$ , 以提高通风系统的效率。例如使新风的送风口接近人员停留的工作区,排风口接近污染源,安装有效的局部排风系统等,都是有效提高通风系统总体效率的措施。

### 8.11.3 加强通风与空调系统的管理

通风与空调系统的根本任务是创造舒适与健康的环境。但应认识到,管理不善的通风空调系统也是传播污染物的污染源。例如 1976 年 7 月美国费城在某旅馆举行宾夕法尼亚退役军人大会时,有 225 人发生类似急性肺炎的病症,几天内死亡 34 人,患者包括与会者、职员、一般旅客和邻近的人,后查明是空调的冷却塔内繁殖的新革兰氏阴性杆菌,飞扬在空气中而被空调系统的新风吸入,并经系统传播造成的。这种病症后来被命名为“军团病”(Legionnaires disease)。我国江汉油田计算站由于空调系统被污染,123 人中结核菌素实验阳性反应者占 71.5%,肺结核病 13.1%,是全国平均发病率的 24.4 倍<sup>[12]</sup>。

通风空调系统中容易成为污染源的地方有过滤器、表冷器、喷水室、加湿器、冷却塔、消声器等。过滤器阻留的细菌和其他微生物在温暖湿润条件下滋生繁殖,而后带入室

内。空调处理设备和冷却塔等凡是潮湿或水池的地方均容易繁殖细菌,再通过各种途径进入室内。阻性消声器的吸声材料多为纤维或多孔材料,容易产生微粒或繁殖细菌。电加湿器或蒸汽加热器因温度太高有烧焦灰尘的气味,也污染室内空气。空调系统的回风顶棚积有尘粒和微生物,也会互相传播造成污染。因此,必须加强对通风空调系统的维护管理,如定期清洗、消毒、维修、循环水系统灭菌等。

#### 8.11.4 减少污染物的产生

不论是工业还是民用建筑,减少或避免污染物的产生是改善空气品质最有效的措施。工业生产中改革工艺过程或工艺设备,从根本上杜绝或抑止污染物的产生,例如有大量粉尘产生的工艺用湿式操作代替干式操作,将可大大抑制粉尘的产生;又如采用焦磷酸盐代替氰化镀铜工艺,改有毒电镀为无毒电镀等。

在民用建筑中,吸烟的烟气、某些建筑材料散发甲醛、石棉纤维等都是常见的污染源。禁止室内公共场所吸烟,不用散发污染物的材料无疑是从源头上改善室内空气品质的手段。但是材料应用范围的限制必须有政府立法,才有可能杜绝有污染物发生的材料进入建筑内部。发达国家已有这类立法,如禁止石棉制品在建筑中使用。

#### 8.11.5 注意引入新风的品质

用室外空气来稀释室内的污染物的通风手段,其必要的条件是室外空气的污染物含量必需很低或无与室内相同的污染物。但目前城市的室外空气质量并不理想,大部分城市的大气质量达到国家“大气环境质量标准”(GB 3095—82)的二级或三级标准,在城市的局部地区,各项污染物浓度会超过规定的指标。因此,通风和空调系统的室外取风口应尽量选在空气质量好的位置。室外污染物浓度高时,应在系统中装相应的处理设备。例如室外空气含可吸入粒子浓度高(大气三级标准已超过室内的允许浓度)时,应当装效率满足要求的空气过滤装置。

### 参 考 文 献

- [1] ASHRAE Standard 62-1989. Ventilation for Acceptable Air Quality.
- [2] McNall, P. E. Indoor air quality status report, CLIMA 2000, 1985.
- [3] ISO7730 Moderate thermal environments determination of the PMD and PPD indices and specification of the condition for thermal comfort.
- [4] D. A. 麦金太尔著,龙惟定等译. 室内气候. 上海:上海科技出版社, 1988.
- [5] GBJ19—87 采暖通风与空气调节设计规范. 北京:中国计划出版社, 1989.
- [6] 孙一坚主编. 简明通风设计手册. 北京:中国建筑工业出版社, 1997.
- [7] Б.М. 托尔戈费尼科夫等著,利光裕等译. 工业通风设计手册. 北京:中国建筑工业出版社, 1987.
- [8] 1987 ASHRAE Handbook. Heating Ventilating and Air Conditioning Systems and Application, ASHRAE, Inc. Atlanta.
- [9] 林太郎等著,贾衡等译. 工业通风与空气调节. 北京:北京工业大学出版社, 1988.
- [10] 陆亚俊,洪中华等. 气幕旋风排气罩的实验研究. 通风除尘, 1992 (4): 31—35.
- [11] 汤小雨等. 横向气流作用下气幕封闭特性的实验研究. 建筑热能通风空调, 1999 (3): 1—5.
- [12] 徐火炬. 通风空调系统内部污染的防治. 暖通空调, 1992 (6): 12—14.

## 第9章 悬浮颗粒与有害气体净化

第8章中已介绍了工业建筑中污染物（主要是悬浮颗粒类污染物和有害气体等）的种类及其危害。为了防止污染物对室内外环境产生危害，必须要采取有效的工业通风技术措施，创造工业建筑物内的良好的生产工艺环境和防止现代工业的生产工艺过程产生的污染物对室外大气环境带来的危害。为此，本章将介绍工业建筑中的除尘系统及悬浮颗粒与有害气体的净化设备。

### 9.1 工业建筑的除尘系统

#### 9.1.1 工业建筑的除尘系统的组成

工业建筑的除尘系统是一种捕获和净化生产工艺过程中产生的粉尘的局部机械排风系统。常见的生产工艺过程的除尘系统有：冶金工业中的转炉、回转炉、手炉、电弧炉、工频电炉以及烧结、耐火材料、焦化等工艺的除尘系统；机械工业中的铸造、混砂、清砂、振动落砂、抛光、表面处理、木工、喷漆等工艺的通风除尘系统；建材工业中的水泥、石棉、玻璃、陶瓷、云母加工以及工业窑炉等设备的除尘系统；轻工业中的橡胶加工、茶叶加工、羽绒制品、羊毛加工等工艺的除尘系统等。这些除尘系统各有其特点，无法一一列举。

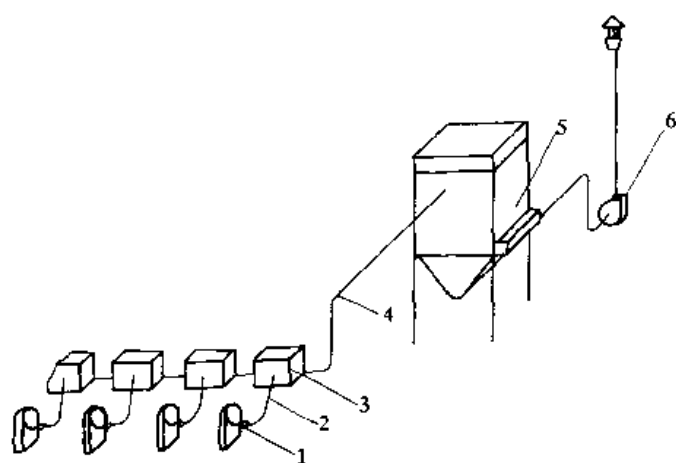


图 9-1 砂轮机组除尘系统

1—砂轮机的排尘罩；2—软管；3—沉降方箱；  
4—管道；5—除尘器；6—风机

作为实例，图 9-1 给出铸造车间清理工段砂轮机组的除尘系统。该工序共有 5 台  $\phi 400\text{mm}$  双头砂轮机。由砂轮机排尘罩捕集砂轮机产生的含尘气体，经软管导入沉降方箱，大颗粒的粉尘沉降在方箱中并被定时清扫出来。含细小粉尘的气体在风机的作用下，经风道输送到除尘器内，净化后的气体由风管排入大气。分离下来的粉尘从除尘器排出。由此可见，一个完整的除尘系统应包括以下几个过程：

1. 用排尘罩捕集工艺过程产生的含尘气体。
2. 捕集的含尘气体在风机的作用下，沿风道输送到除尘设备中。
3. 在除尘设备中将粉尘分离出来。
4. 净化后的气体排至大气。

5. 收集与处理分离出来的粉尘。

因此,工业建筑的除尘系统主要由排尘罩、风管、风机、除尘设备、输粉尘装置等组成。也就是说,除尘系统是由风道将排尘罩、风机、除尘设备连接起来的一个局部机械排风系统。

### 9.1.2 工业建筑除尘系统划分的原则

工业建筑除尘系统划分的原则除了要遵守局部排风系统的划分原则(详见 8.5.1)外,还应遵守下列原则:

1. 除尘系统不宜过大,吸尘点不宜过多。通常为 5~6 个,最多不宜超过 20 个吸尘点。当吸尘点相距较远时,应分别设置除尘系统。

2. 温湿度不同的含尘气体,当混合后可能导致风管内结露时,应分设除尘系统。

3. 同时工作但粉尘种类不同的扬尘点,当工艺允许不同粉尘混合回收或粉尘无回收价值时,可合设一个系统。

4. 在同一工序中如有多台并列设备,由于它们不一定同时工作,因而不宜划为同一系统。若需把并列设备的排风划为一个系统时,系统的总排风量应按各排风点同时工作计算。

### 9.1.3 除尘系统的风道

除尘系统的风道同一般的局部排风系统的风道相比,有以下一些特点:

1. 除尘系统风道由于风速较高,通常采用圆形风道,而且直径较小。但是,为了防止风管堵塞,除尘风道的直径不宜小于下列数据:

排送细小粉尘(矿物粉尘)	80mm;
排送较粗粉尘(如木屑)	100mm;
排送粗粉尘(如刨花)	130mm;
排送木片	150mm。

2. 如果吸尘点较多时,常用大断面的集合管连接各支管;如图 9-2 所示。集合管内风速不宜超过 3m/s。集合管下部设卸灰装置。

3. 为了防止粉尘在风管内沉积,除尘系统风管尽可能要垂直或倾斜敷设。倾斜敷设时,与水平面的夹角最好大于 45°,如必须水平敷设时,需设置清扫口。

4. 除尘系统风管的水力平衡性好。对于并联管路进行水力计算,一般的通风系统要求两支管的压力损失差不超过 15%,除尘系统要求两支管的压力损失差不超过 10%,以保证各支管的风量达到设计要求。

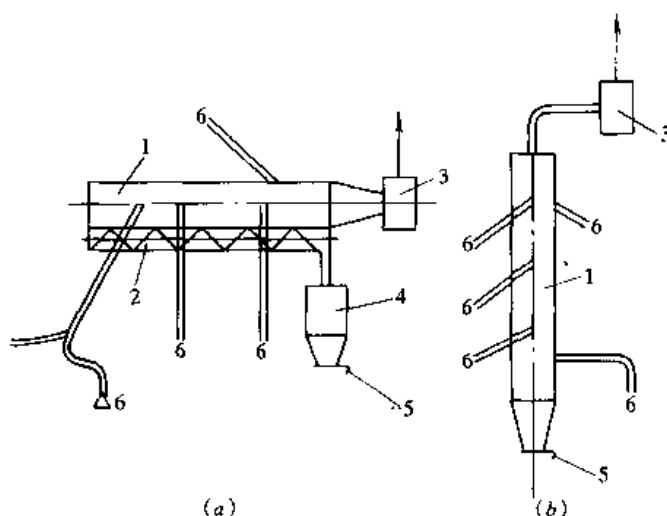


图 9-2 集合管示意图

1—集合管; 2—螺旋输送机; 3—除尘风机;  
4—集尘箱; 5—卸尘阀; 6—排风支管

9.1.4 除尘风管中的风速

除尘系统风管内风速的大小，除了要考虑对其系统经济性的影响外，还要考虑到风管内风速过大对设备和风道磨损加快；风速过小，又会使粉尘沉积，堵塞管道，为了防止粉尘在管道内沉积和堵塞，管内风速不能低于表 9-1 中所列出的最低空气流速。

除尘系统风管内最低空气流速 (m/s) 表 9-1

粉尘性质	垂直管	水平管	粉尘性质	垂直管	水平管
粉状的黏土和砂	11	13	铁和钢 (屑)	19	23
耐火泥	14	17	灰土、砂尘	16	18
重矿物粉尘	14	16	锯屑、刨屑	12	14
轻矿物粉尘	12	14	大块干木屑	14	15
干型砂	11	13	干微尘	8	10
煤灰	10	12	染料粉尘	14~16	16~18
湿土 (2%以下水分)	15	18	大块湿木屑	18	20
铁和钢 (尘末)	13	15	谷物粉尘	10	12
棉絮	8	10	麻 (短纤维粉尘、杂质)	8	12
水泥粉尘	8~12	18~22			

9.1.5 除尘系统粉尘的收集与处理

为了保障除尘系统的正常运行和防止再次污染环境，应对除尘器收集下来的粉尘妥善处理。其处理原则是减少二次扬尘，保护环境和回收利用，化害为利，变废为宝，提高经济效益。根据生产工艺的条件、粉尘性质、回收利用的价值，以及处理粉尘量等因素，可采用就地回收、集中回收处理和集中废弃等方式。

9.1.5.1 干式除尘器排出粉尘的处理方式

- 1. 就地回收 所谓就地回收就是指除尘器的排尘管直接将粉尘卸至生产设备内。其特点是，不需要设粉尘处理设备，维修管理简单，但易于产生二次扬尘。就地回收适用于粉尘有回收价值，并靠重力作用能自由落回到生产设备内的场合。
- 2. 集中处理 利用机械或气力输送设备将各除尘器卸下的粉尘集中到预定地点集中处理。其特点是，需设运输设备，有时还设加湿设备；维护管理工作量大；集中后有利于粉尘的回收利用；但与就地回收相比，二次扬尘易于控制。它适用于除尘设备卸尘点较多，卸尘量较大，又不能就地纳入工艺流程回收的场合。
- 3. 人工清灰 适用于卸尘量较小，并不直接回收利用或无回收价值的场合。

9.1.5.2 湿式除尘器的含尘污水处理方式

- 1. 分散机械处理 所谓分散机械处理是指除尘器本体或下部集水坑设刮泥机等，将扒出的尘泥就地纳入工艺流程或运往他处。这种方式的刮泥机需要经常管理和维修。适用于除尘器数量少，但每台除尘设备排尘量大的场合。
- 2. 集中机械处理 将全厂含尘污水纳入集中处理系统，使粉尘沉淀、浓缩，然后用抓泥斗、刮泥机等设备将尘泥清出，纳入工艺流程或运往他地。其特点是，污水处理设备



比较复杂，可集中维修管理，但工作量较大。它适用于大、中型厂矿除尘器数量较多，含尘污水量较大的场合。

## 9.2 悬浮颗粒分离机理和设备分类

### 9.2.1 悬浮颗粒分离机理

目前，悬浮颗粒分离机理（又称除尘机理）主要有以下几个方面：

#### 1. 重力

依靠重力使气流中的尘粒自然沉降，将尘粒从气流中分离出来。是一种简便的除尘方法。这个机理一般局限于分离  $50 \sim 100 \mu\text{m}$  以上的粉尘。

#### 2. 离心力

含尘空气作圆周运动时，由于惯性离心力的作用，粉尘和空气会产生相对运动，使尘粒从气流中分离。这个机理主要用于  $10 \mu\text{m}$  以上的尘粒。

#### 3. 惯性碰撞

含尘气流在运动过程中遇到物体的阻挡（如挡板、纤维、水滴等）时，气流要改变方向进行绕流，细小的尘粒会沿气体流线一起流动。而质量较大或速度较大的尘粒，由于惯性来不及跟随气流一起绕过物体，因而脱离流线向物体靠近，并碰撞在物体上而沉积下来，见图 9-3。

#### 4. 接触阻留

如图 9-3 所示，当某一尺寸的尘粒沿着气流流线刚好运动到物体（如纤维或液滴）表面附近时，因与物体发生接触而被阻留，这种现象称为接触阻留。

#### 5. 扩散

由于气体分子热运动对尘粒的碰撞而产生尘粒的布朗运动，对于越小的尘粒越显著。如图 9-3 所示，微小粒子由于布朗运动，使其有更大的机会运动到物体表面沉积下来，这个机理称为扩散。对于等于或小于  $0.3 \mu\text{m}$  的尘粒，是一个很重要的机理。而大于  $0.3 \mu\text{m}$  的尘粒其布朗运动减弱，一般不足以靠布朗运动使其离开流线碰撞到物体上面去。

#### 6. 静电力

悬浮在气流中的尘粒，都带有一定的电荷，可以通过静电力使它从气流中分离。在自然状态下，尘粒的带电量很小，要得到较好的除尘效果，必须设置专门的高压电场，使所有的尘粒都充分荷电。

#### 7. 凝聚

凝聚作用不是一种直接的除尘机理。通过超声波、蒸气凝结、加湿等凝聚作用，可以使微小粒子凝聚增大，然后再用一般的除尘方法去除。

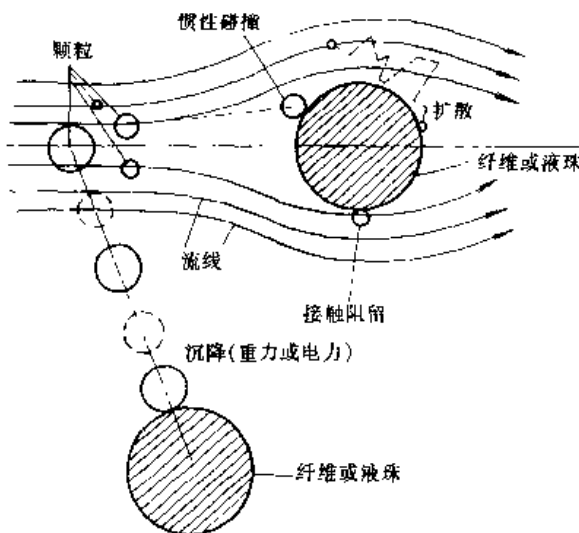


图 9-3 除尘机理示意图

## 8. 筛滤作用

筛滤作用是指当尘粒的尺寸大于纤维网孔尺寸时而被阻留下来的现象。

### 9.2.2 悬浮微粒捕集设备的分类

悬浮微粒捕集设备通常有工业除尘器和空气过滤器两种。所谓的工业除尘器是指净化由工艺生产设备或炉窑中排出的含尘气体的设备，它是工业建筑除尘系统的主要设备之一。它的运行好坏将直接影响到排往室外的粉尘浓度，也直接影响到周围环境卫生条件的好坏。而空气过滤器是净化空气中尘粒的设备，它是空调和空气净化系统中的主要部件之一，它的运行好坏将直接影响到室内空气品质是否合格。

除尘器与过滤器的种类很多，分类方法也很多，通常有：

1. 根据主要的除尘机理的不同，可分为六类。

- (1) 重力除尘 如重力沉降室；
- (2) 惯性除尘 如惯性除尘器；
- (3) 离心力除尘 如旋风除尘器；
- (4) 过滤除尘 如袋式除尘器、颗粒层除尘器、纤维过滤器、纸过滤器；
- (5) 洗涤除尘 如自激式除尘器、旋风水膜除尘器；
- (6) 静电除尘 如电除尘器。

2. 根据气体净化程度的不同，可分为四类。

- (1) 粗净化 主要除掉粗大的尘粒，一般用作多级除尘的第一级。
- (2) 中净化 主要用于通风除尘系统，要求净化后的空气浓度不超过  $100 \sim 200 \text{mg}/\text{m}^3$ 。
- (3) 细净化 主要用于通风空气调节系统和再循环系统，要求净化后的空气浓度不超过  $1 \sim 2 \text{mg}/\text{m}^3$ 。
- (4) 超净化 主要除掉  $1\mu\text{m}$  以下的细小尘粒，用于洁净空调系统。净化后的空气含尘浓度视工艺要求而定。

3. 根据过滤器效率，空气过滤器可分为五类。

(1) 粗效过滤器：粗效过滤器的作用是除掉  $5\mu\text{m}$  以上的沉降性尘粒和各种异物，在净化空调系统中作为预过滤器，以保护中效、高效过滤器。在空调系统中作进风过滤器用。

(2) 中效过滤器：中效过滤器的主要作用除掉  $1 \sim 10\mu\text{m}$  的悬浮性尘粒。在净化空调系统和局部净化设备中作为中间过滤器，以减少高效过滤器的负担，延长高效过滤器的寿命。

(3) 高中效过滤器：高中效过滤器能较好地去除  $1\mu\text{m}$  以上的粉尘粒子，可作净化空调系统的中间过滤器和一般过滤送风系统的末端过滤器。

(4) 亚高效过滤器：亚高效过滤器能较好地去掉  $0.5\mu\text{m}$  以上粉尘粒子。可作净化空调系统的中间过滤器和低级别净化空调系统 ( $\geq 100000$  级，M6.5 级) 的末端过滤器。

(5) 高效过滤器：高效过滤器主要用于过滤掉  $0.5\mu\text{m}$  以下的亚微米级尘粒，这些尘粒用粗效过滤器和中效过滤器是不能过滤掉的或很难过滤掉的。高效过滤器是净化空调系统的终端过滤设备和净化设备的核心。

## 9.3 除尘器与空气过滤器的技术性能指标

除尘器的技术性能指标主要有除尘效率、压力降和处理气体量。而表征空气过滤器性能的主要指标为过滤效率、压力降和容尘量。

### 9.3.1 除尘效率

在除尘工程设计中一般采用除尘器全效率和分级效率两种表达方式。

#### 1. 全效率

除尘器全效率为在一定的运行工况下除尘器除下的粉尘量与进入除尘器的粉尘量之百分比。其计算式为

$$\eta = \frac{\dot{M}_c}{\dot{M}_i} \times 100\% \quad (9-1)$$

式中  $\eta$ ——除尘器的全效率, %;

$\dot{M}_i$ ——进入除尘器的粉尘量, g/s;

$\dot{M}_c$ ——除尘器除下的粉尘量, g/s。

公式(9-1)要通过称重求得全效率, 这种方法称为质量法。但在现场无法直接测出进入除尘器的粉尘量, 因此应先测出除尘器进口气流中的含尘浓度和相应的风量, 再按下式计算。

$$\eta = \frac{\dot{V}_i c_i - \dot{V}_0 c_0}{\dot{V}_i c_i} \times 100\% \quad (9-2)$$

式中  $\dot{V}_i$ ——除尘器入口风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$c_i$ ——除尘器入口空气含尘浓度,  $\text{g}/\text{m}^3$ ;

$\dot{V}_0$ ——除尘器出口风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$c_0$ ——除尘器出口空气含尘浓度,  $\text{g}/\text{m}^3$ 。

如果除尘器结构严密, 没有漏风, 则  $\dot{V}_i = \dot{V}_0$ 。

按公式(9-2)求得全效率的方法, 称为浓度法。在实际除尘工程中, 为了使排出室外的空气含尘浓度达到排放标准的要求, 常将两个除尘器串联在同一个除尘系统上, 两个除尘器串联运行时, 除尘器的总效率为:

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 (1 - \eta_1) = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \quad (9-3)$$

式中  $\eta_1$ ——第一级除尘器效率, %;

$\eta_2$ ——第二级除尘器效率, %。

应注意, 两个型号相同的除尘器运行时, 由于它们的工况不同,  $\eta_1$  和  $\eta_2$  也是不相同的。

#### 2. 穿透率

除尘器效率虽是评价除尘器性能的重要指标之一,但是,有时两台除尘器的全效率分别为 99% 和 99.5%,两者基本一样,似乎两者的除尘效果差别不大。若从排出气体的含尘量看,两者的差别是很大的,前者排入大气中的粉尘量要比后者高出一倍。因此,又引入穿透率  $p$  来描述除尘器的除尘效果,其定义为除尘器出口粉尘的排出量与入口粉尘的进入量的百分比。

$$p = \frac{\dot{V}_0 c_0}{\dot{V}_1 c_1} \times 100\% \quad (9-4)$$

### 3. 分级效率

粉尘粒径的大小会直接影响除尘器全效率的大小。例如,有的旋风除尘器处理  $40\mu\text{m}$  以上的粉尘时,效率接近 100%,处理  $5\mu\text{m}$  以下的粉尘时,效率会下降到 40% 左右。因此,只给出除尘器全效率对工程设计是没有意义的。要正确评价除尘器的除尘效果,就必须按粒径标定除尘器效率,这种效率称分级效率。即定义为除尘器对某一粒径  $d_c$  或粒径范围  $\Delta d_c$  内粉尘的除尘效率,其计算式为

$$\eta_i = \frac{\Delta \dot{M}_c}{\Delta \dot{M}_i} \times 100\% \quad (9-5)$$

式中  $\Delta \dot{M}_c$ ——在  $\Delta d_c$  的粒径范围内,除尘器捕集的粉尘量, g/s;

$\Delta \dot{M}_i$ ——在  $\Delta d_c$  的粒径范围内,进入除尘器的粉尘量, g/s。

全效率与分级效率的关系为

$$\eta = \eta_1 n_1 + \eta_2 n_2 + \cdots + \eta_n n_n \quad (9-6)$$

式中  $\eta$ ——全效率,以小数表示;

$\eta_1, \eta_2, \cdots, \eta_n$ ——分级效率,以小数表示;

$n_1, n_2, \cdots, n_n$ ——各粒径组进入除尘器的粉尘量占进入除尘器的总粉尘量的比例,以小数表示。

### 9.3.2 除尘器的阻力

除尘器的阻力也是评价其性能的重要指标之一。它关系到除尘器的能量消耗和除尘系统中风机的合理选择。除尘器阻力的大小等于除尘器进、出口处气流的全压绝对值之差。若除尘器出入口管道直径相同时,阻力即可直接用静压差表示。在通风除尘工程中,经常采用阻力系数来评价除尘器的阻力。即当知道除尘器的局部阻力系数  $\zeta$  值后,可用公式 (9-7) 计算。

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho_0 v^2}{2} \quad (9-7)$$

式中  $\Delta P$ ——除尘器的阻力, Pa;

$\rho_0$ ——处理气体的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$v$ ——除尘器入口处的气流速度,  $\text{m/s}$ 。

从式 (9-7) 可以看出,除尘器阻力是与速度平方成正比的。

### 9.3.3 除尘器处理气体量

处理气体量是评价除尘器的处理能力大小的重要技术指标。一般用体积流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$  或  $\text{m}^3/\text{h}$ ) 表示除尘器处理气体量的大小, 也有用质量流量 ( $\text{kg}/\text{s}$  或  $\text{kg}/\text{h}$ ) 表示的。

但空气过滤器通过风量 (处理气体量) 的能力分别用面速和滤速来描述。面速是指空气过滤器断面上的通过气流的速度 ( $\text{m}/\text{s}$ ), 而滤速是指滤料净面积上的通过气流的速度, 一般以  $\text{cm}/\text{s}$  表示。因此, 面速和滤速反映了滤料的通过能力。

除尘器的性能指标, 除上述的除尘器效率、阻力和处理气体量外, 还有耐温性、腐蚀性、耗钢量、耗水量等, 在选择除尘器均应周全考虑。

### 9.3.4 空气过滤器的过滤效率<sup>[1]</sup>

过滤效率是表征空气过滤器性能的重要指标之一。单级空气过滤器的效率为:

$$\eta = \frac{c_i - c_0}{c_i} = \left(1 - \frac{c_0}{c_i}\right) 100\% = (1 - p) 100\% \quad (9-8)$$

式中  $c_i$ ——穿过空气过滤器之前含尘气体的原始含尘浓度;

$c_0$ ——穿过空气过滤器被捕集后的气体含尘浓度;

$p$ ——穿透率,  $p = \frac{c_0}{c_i}$ 。

当被过滤气体中的含尘浓度用不同方式表示时, 空气过滤器就会有不同的过滤效率。例如:

1. 计重效率 当被过滤气体中的含尘浓度以质量浓度 ( $\text{g}/\text{m}^3$ ) 来表示, 则效率为计重效率, 此法只可适用于初效、中效和亚高效过滤器, 而高效过滤器的穿透率小, 就无法采用计重效率。

2. 计数效率 当被过滤气体中的含尘浓度以计数浓度 (粒/L) 来表示, 则效率为计数效率。计数效率的尘源可以是大气尘, 也可以是 DOP (邻苯二甲酸二辛酯) 雾。采用大气尘粒子计数测量粒子浓度时称为大气尘计数效率, 采用 DOP 粒子计数测量粒子浓度时称为 DOP 计数效率。

3. 钠焰效率 以氯化钠固体粒子作尘源。氯化钠固体粒子在氢焰中燃烧, 通过光电火焰光度计测得氯化钠粒子浓度, 根据过滤器前后采样浓度求得效率。它适用中高效过滤器。

### 9.3.5 过滤器阻力

过滤器阻力一般包括滤料阻力和结构 (如框架、分隔片及保护面层等) 阻力。其经验公式为

$$\Delta P = \alpha u^n \quad (9-9)$$

式中  $\Delta P$ ——过滤器阻力,  $\text{mmH}_2\text{O}$ ;

$u$ ——空气通过滤料的速度 (滤速),  $\text{cm}/\text{s}$ ;

$\alpha$ ——经验系数, 对于国产高效过滤器  $\alpha$  为 3~10;

$n$ ——指数, 对于国产高效过滤器为 1~2。

在额定风量下新过滤器的阻力称为初阻力。一般取过滤器初阻力的两倍作为终阻力。工程设计中, 其系统的水力计算是按终阻力来计算的, 按此选择风机, 以保证不会因过滤

器运行中积尘而影响系统的正常风量。

9.3.6 过滤器的容尘量

在额定风量下，过滤器的阻力达到终阻力时，其所容纳的尘粒总质量称为该过滤器的容尘量。过滤器的容尘量的大小主要取决于滤料的性质和粒子的特性（粒子的组成、形状、粒径、密度、黏滞性及浓度等）。因此，过滤器的容尘量变化范围很大。

9.4 空气过滤器

空气过滤器是通过多孔过滤材料（如金属网、泡沫塑料、无纺布、纤维等）的作用从气固两相流中捕集粉尘，并使气体得以净化的设备。它把含尘量低（每立方米空气中含零点几至几毫克）的空气净化处理后送入室内，以保证洁净房间的工艺要求和一般空调房间内的空气品质良好。

空气过滤器滤层的捕集机理可能是由于惯性碰撞、接触阻留、扩散、静电等除尘机理的综合作用。也可能是由于其中一种或某几种除尘机理的作用，这主要是由尘粒的粒径、密度、纤维的直径、纤维层的填充率以及气流速度等条件决定的。

目前常用的空气过滤器的种类、形式及主要特性列入表 9-2 中。

空气过滤器的形式及主要特性 表 9-2

分类	过滤器型式	有效的捕集尘粒直径(μm)	适当的含尘浓度 <sup>①</sup>	压力损失(Pa)	除尘效率(%)		容尘量(g/m <sup>2</sup> ) <sup>②</sup>	滤速量级	用途	备注
					质量法	大气尘计数效率或钠焰效率				
粗效过滤器	·块式玻璃纤维过滤器(干式或浸油) ·自净油过滤器、网状过滤器(干式或浸油) ·粗、中孔泡沫塑料块状过滤器 ·滤材自动卷绕过滤器	>5	中~大	30~200	70~90	大气尘计数效率 20% ≤ η < 80% (尘粒直径 ≥ 5μm) <sup>③</sup>	500~2000	1~2 m/s	·作高效、亚高效、中效过滤器前的预过滤用 ·作一般空调系统的进风过滤器用	
中效过滤器	·滤材折叠(或袋式)的中细孔泡沫塑料、无纺布、玻璃纤维过滤器	>1	中	80~250	90~96	大气尘计数效率 20% ≤ η < 70% (尘粒直径 ≥ 1μm) <sup>③</sup>	300~800	dm/s	·在净化空调系统中作中间过滤器,保护高效	
亚高效过滤器	·超细石棉玻璃纤维滤纸(或合成纤维滤布)过滤材料做成多折型	<1	小	150~350	>99	大气尘计数效率 95% ≤ η < 99.9% (尘粒直径 ≥ 0.5μm) <sup>③</sup> 钠焰效率 90%~99%	70~250	cm/s	·作净化空调系统的中间过滤器 ·作低级净化空调系统(≥ 100000级)的终端过滤器	
高效过滤器	·超细石棉、玻璃纤维 ·滤纸类过滤材料做成多折型	≥0.5	小	250~490	无法鉴别	钠焰效率 ≥ 99.97%	50~70		·使净化空调系统的终端过滤器(三级净化的终端过滤器) ·用于生物洁净室	国产高效过滤器型号主要有:GB-01、02、03;GWB-01、02、03

①含尘浓度:大0.4~7.0mg/m<sup>3</sup>,中0.1~0.6mg/m<sup>3</sup>,小0.3mg/m<sup>3</sup>以下。  
②过滤器容尘量是指当过滤器的阻力(额定风量下)达到终阻力时,过滤器所容纳的尘粒质量。  
③摘自《空气过滤器》(GB/T 14295—93)。

## 9.4.1 粗效过滤器

常用的粗效过滤器有：ZJK-1 型自动卷绕式人字形空气过滤器（图 9-4）、TJ-3 型自动卷绕式（平板形）空气过滤器（图 9-5）、M 型过滤器（图 9-6）、YB 型玻璃纤维过滤器、

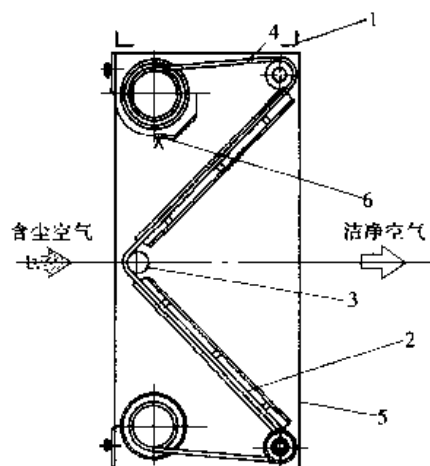


图 9-4 ZJK-1 型自动卷绕式人字形空气过滤器

1—连接法兰；2—滤料滑槽；3—转向棍；4—滤料；5—壳体；6—限位器

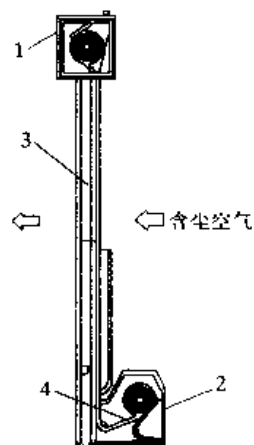


图 9-5 TJ-3 自动卷绕式过滤器

1—上箱；2—下箱；3—挡料栏；4—滤料

YP 型泡沫塑料过滤器（图 9-7）和 CW 型（袋式或板式）过滤器等。其结构形式有板式、折叠式、袋式和卷绕式。粗效过滤器的滤料一般为无纺布。除此而外，还有金属丝网，玻璃丝（直径约为  $20\mu\text{m}$ ）、粗孔聚氨酯泡沫塑料。为了提高效率和防止金属腐蚀，金属网、玻璃丝等材料制成的过滤器通常浸油使用。

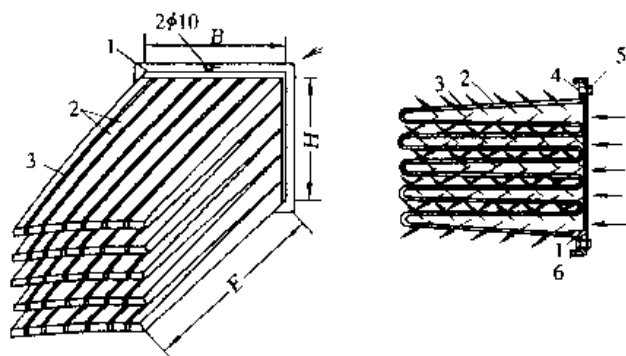


图 9-6 M 型过滤器

1—边框  $L25 \times 3$ ；2— $\phi 3\text{mm}$  铁丝支撑；3—滤层；4—螺栓  $M_8$ ；5—螺母  $M_8$ ；6—现场安装框架  $L40 \times 3$

为了便于更换，块状过滤式的尺寸大多做成  $500 \times 500 \times 50$  (mm)，每一块的额定风量在  $1000 \sim 2700\text{m}^3/\text{h}$ ，初阻力为  $30 \sim 60\text{Pa}$ 。但在实际使用中，为了延长更

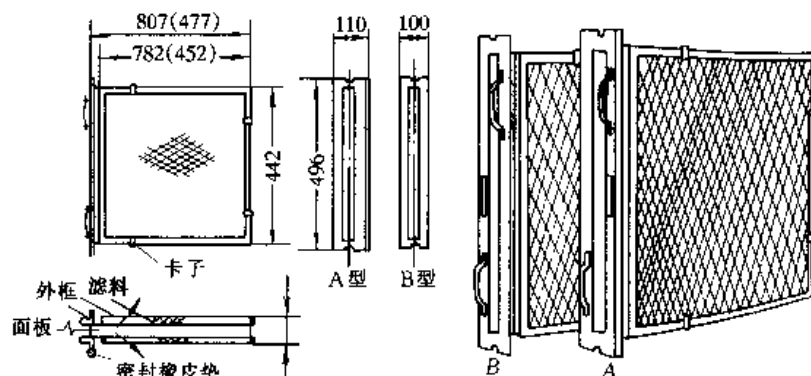


图 9-7 YB、YP 型过滤器

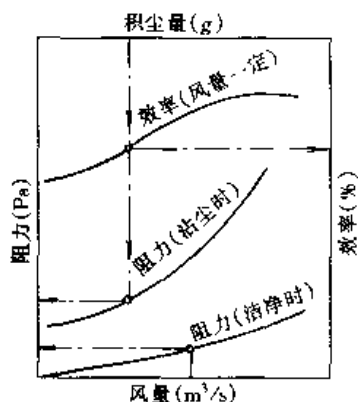


图 9-8 粗过滤器的特性

#### 9.4.2 中效过滤器

常用的中效过滤器有：M-I、II、IV型泡沫塑料过滤器、YB型玻璃纤维过滤器和YZG型无纺布过滤器等。M型和YB型过滤器一般均制成抽屉式或袋式（参见图9-6和图9-7）。YZG型过滤器结构形式有平板型（图9-9）、V型单元式（图9-10）和多V型组合式（图9-11）等，其特点是：滤料面积与过滤器通风面积比较大。

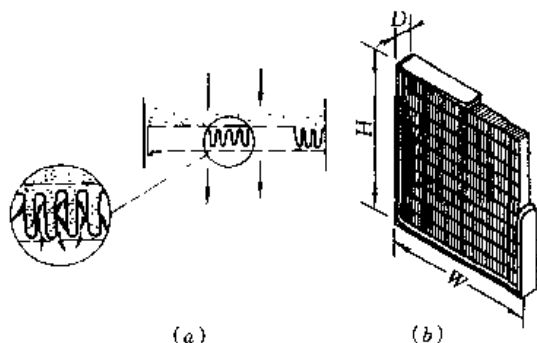


图 9-9 平板式过滤器  
(a) 构造原理；(b) 外形

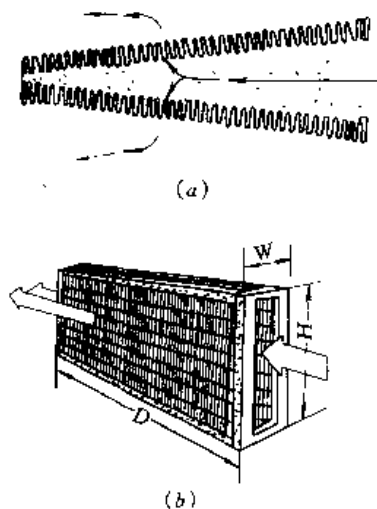


图 9-10 V型单元式过滤器  
(a) 构造原理；(b) 外形

中效过滤器的滤料主要有玻璃纤维（纤维直径约  $10\mu\text{m}$  左右），中细孔聚乙烯泡沫塑料和由涤纶、丙纶、腈纶等原料制成的合成纤维毡（俗称无纺布），有一次性使用和可清洗的两种。由于滤料厚度和速度的不同，它包括很大的效率范围。滤速一般在  $0.2\sim 1.0\text{m/s}$ 。

#### 9.4.3 高效过滤器

常用的高效过滤器有GB型（有隔板、折叠式）和GWB型（无隔板、折叠式）。图9-12给出GB型高效过滤器。其滤料为超细玻璃纤维滤纸，孔隙非

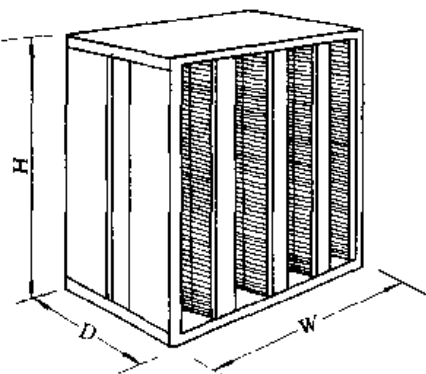


图 9-11 多V型组合式过滤器



常小。采用很低的滤速（以  $\text{cm/s}$  计），这就增强小尘粒的筛滤作用和扩散作用，所以具有很高的过滤效率，同时低滤速也降低了高效过滤器的阻力，一般初阻力为  $200\sim 250\text{Pa}$ 。

由于低滤速，所以需将滤纸多次折叠，使其过滤面积为迎风面积的  $50\sim 60$  倍。折叠后的滤纸间通道用波纹分隔片隔开（见图 9-12）。

此外，还有一种滤芯结构无分隔板的高效过滤器。

作为例子，现将 GB 型高效过滤器的技术性能列入表 9-3 中。

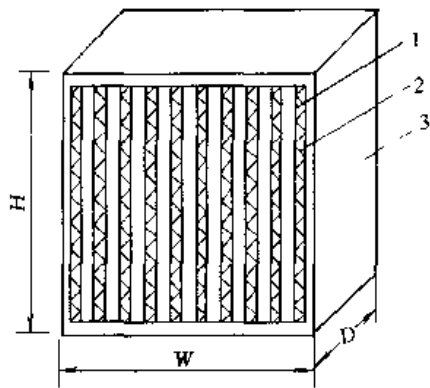


图 9-12 GB 型高效过滤器  
1—滤纸；2—分隔板；3—外壳

GB 型系列高效过滤器技术性能表 表 9-3

性能 \ 类型	Z	L
过滤器的滤料	无碱超细玻璃纤维纸	无碱超细玻璃纤维纸
波形分隔板	纸	铝箔
密封剂	特种密封胶	特种密封胶
过滤效率 (%) (钠焰法)	99.93~99.99	99.99
初压力损失 (Pa)	$\leq 215.6$	$\leq 215.6$
使用条件 最高温度 (°C)	$< 60$	$< 100$
最高湿度 (%)	$< 80$	$< 100$
外框材料	木质或金属	金属
	要求较高的净化工程	高洁净度的净化工程

注：初压力损失系指保持在额定风量下开始使用时的过滤器压力损失。

### 9.5 袋式除尘器<sup>[2]、[3]、[4]</sup>

袋式除尘器是一种干式的高效除尘器，它利用多孔的袋状过滤元件的过滤作用进行除尘。由于它具有除尘效率高（对于  $1.0\mu\text{m}$  的粉尘，效率高达  $98\%\sim 99\%$ ）、适应性强、使用灵活、结构简单、工作稳定、便于回收粉尘、维护简单等优点。因此，袋式除尘器在冶金、化学、陶瓷、水泥、食品等不同的工业部门中得到广泛的应用，在各种高效除尘器中，是最有竞争力的一种除尘设备。

#### 9.5.1 袋式除尘器的工作原理

袋式除尘器所使用的滤料本身的网孔较大，一般为  $20\sim 50\mu\text{m}$ ，表面起绒的滤料约为  $5\sim 10\mu\text{m}$ 。因此，新滤袋的除尘效率只有  $40\%$  左右（ $1\mu\text{m}$  粉尘）见图 9-13。当含尘空气通过滤料时，由于纤维的筛滤、拦截、碰撞、扩散和静电的作用，将粉尘阻留在滤料上，形成初层。同滤料相比，多孔的初层具有更高的除尘效率。因此，袋式除尘器的过滤作用主要是依靠这个初层及以后逐渐堆积起来的粉尘层进行。如图 9-14 所示。随着集尘层的

变厚，滤袋两侧压差变大，使除尘器的阻力损失增大，处理的气体量减小。同时，由于空气通过滤料孔隙的速度加快，使除尘效率下降。因此，除尘器运行一段时间后，应进行清灰，清除掉集尘层，但不破坏初层，以免效率下降（见图 9-13）。

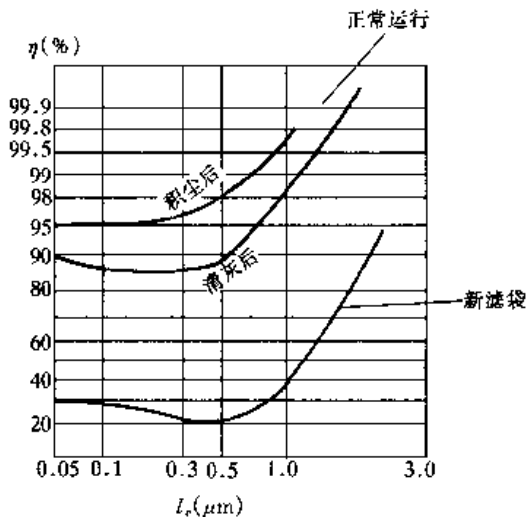


图 9-13 某袋式除尘器分级效率曲线

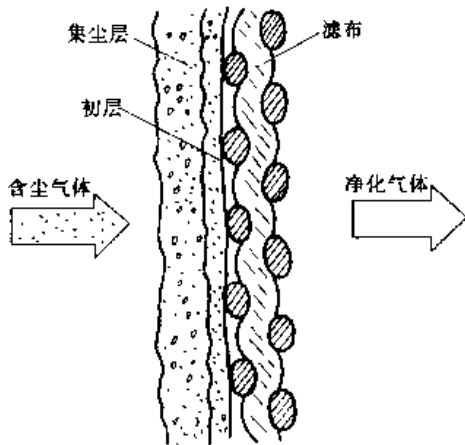


图 9-14 滤料的过滤过程

### 9.5.2 袋式除尘器的分类

袋式除尘器的形式、种类很多，可以根据它的不同特点进行分类：

#### 1. 按清灰方式分，可分三类

##### (1) 机械振动类

利用手动、电动或气动的机械装置使滤袋产生振动而清灰。振动可以是垂直、水平、扭转或组合等方式；振动频率有高、中、低之分。清灰时必须停止过滤，有的还辅以反向气流，因而箱体多做成分室结构，以便顺次逐室清灰。

机械振动方式的清灰作用不强，只能允许较低的过滤风速。目前使用越来越少。

##### (2) 气流反吹类

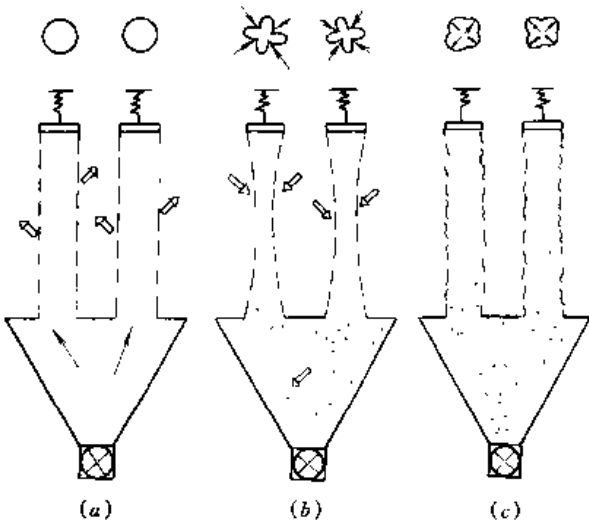


图 9-15 气流反吹清灰方式  
(a) 过滤；(b) 反吹；(c) 沉降

利用与过滤气流相反的气流，使滤袋形状变化，粉尘层受扰曲力和屈曲力的作用而脱落，图 9-15 是一种典型的气流反吹清灰方式。

气流反吹清灰多采用分室工作制度。也有使部分滤袋逐次清灰而不取分室结构的形式。反向气流可由除尘器前后的压差产生，或由专设的反吹风机供给。某些反吹清灰装置设有产生脉动作用的机构，造成反向气流的脉动作用，以增加清灰能力。

反吹气流在整个滤袋上的分布较为均匀，振动也不剧烈，对滤袋的损伤较小。

其清灰能力属各种方式中最弱者。

### (3) 脉冲喷吹类

将压缩空气在短暂的时间（不超过 0.2s）内高速吹入滤袋，通过文氏管诱导数倍于喷射气流的空气。使滤袋内产生脉冲膨胀振动，同时在逆气流作用下，使袋壁获得很高的向外加速度，从而清落粉尘（图 9-16）。

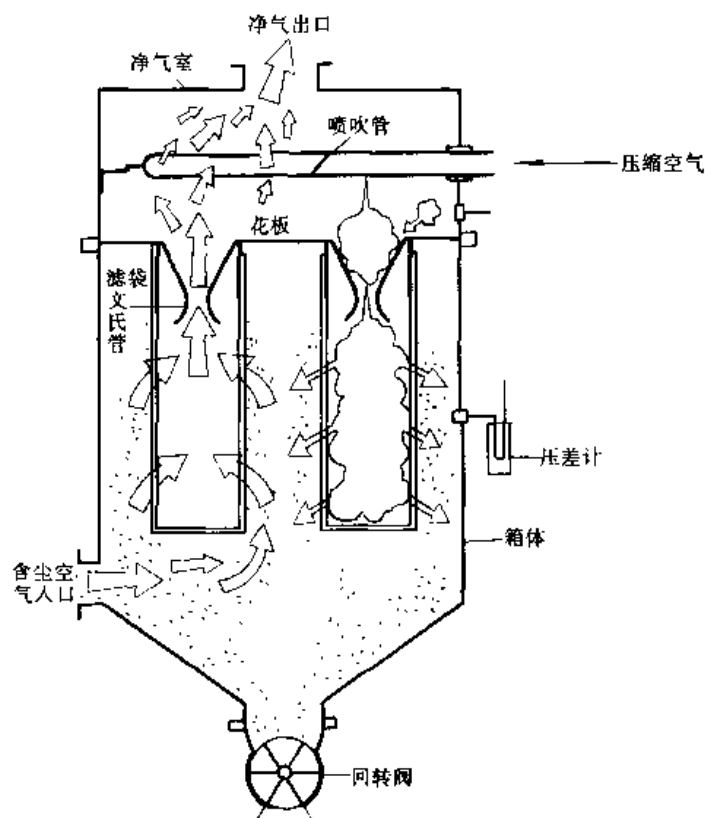


图 9-16 脉冲喷吹清灰

喷吹时，虽然被清灰的滤袋不起过滤作用，但因喷吹时间很短，而且只有部分滤袋清灰，因此可不必采用分室结构。也有采用停风喷吹方式，对滤袋逐箱进行清灰，箱体便需分隔，但通常只将净气室做成分室结构。脉冲喷吹方式的清灰能力最强，效果最好，可容许高的过滤风速，并保持低的压力损失，近年来发展迅速。

#### 2. 按过滤方向可分为两类

(1) 外滤式 含尘气体由袋外侧穿过滤料流向滤袋内部，尘粒附着在滤袋的外表面上（如图 9-16）。

(2) 内滤式 含尘气体由袋内侧穿过滤料流向滤袋的外侧，粉尘附着在滤袋的内表面上（如图 9-15）。

#### 3. 按滤袋形式可分两类

(1) 圆袋 工业除尘中使用圆袋除尘器的较多，这是因为圆袋除尘器具有结构简单、便于清灰、滤袋之间不易被粉尘堵塞等优点。

通常圆袋直径为 120~300mm，最大不超过 600mm，袋长为 2~12m。

(2) 扁袋 目前在工业除尘中的使用量小于圆袋除尘器，这是因为扁袋除尘的结构和清灰复杂，换袋困难，滤袋与骨架的磨损较大等原因。但是，扁袋除尘器最大的优点是扁

袋布置紧凑，与圆袋相比，在箱体相同的条件下，一般扁袋过滤面积要比圆袋增加 20%~40%。

扁袋长边一般为 600~1200mm，短边为 300~500mm。扁袋可做成平板形、菱形、楔形、人字形等多种。扁袋除尘器是外滤形除尘器，袋内都有一定形状的支架支撑。

此外还可以按袋式除尘器内的压力分为吸入式（负压）和压入式（正压）两种。也可按进风口的位置分为下进风和上进风袋式除尘器。

### 9.5.3 袋式除尘器的使用

袋式除尘器是一种除尘效率高的干式除尘器，广泛的应用在各工业部门。使用袋式除尘器时应注意以下问题：

(1) 袋式除尘器的应用范围要受滤料的耐温耐腐蚀性等性能的限制。如，目前常用的滤料适用于 80~140℃（棉毛织物使用温度 80~90℃，尼龙织物最高温度为 80℃，奥纶的最高使用温度 130℃ 左右，涤纶的长期使用温度为 140℃ 等），而玻璃纤维等滤料可耐 250℃ 左右。如用袋式除尘器处理更高温度的烟气，必须预先冷却。常采用的烟气冷却方式有：①直接喷雾蒸发冷却；②用表面式冷却器；③引入冷空气，与高温烟气混合等技术措施。

(2) 不适宜于黏性强的及吸湿性强的粉尘，特别是烟气温度不能低于露点温度，否则会产生结露，导致滤袋堵塞。

(3) 处理高温、高湿气体（如球磨机排气）时，为防止水蒸气在滤袋凝结，应对含尘空气进行加热（用电或蒸汽），并对除尘器保温。

(4) 不能用于有爆炸危险和带有火花的烟气。

(5) 处理含尘浓度高的气体时，为减轻袋式除尘器的负担，应采用二级除尘系统。用低阻力除尘器进行预处理，袋式除尘器作为二级处理设备。

## 9.6 重力除尘器和惯性除尘器

### 9.6.1 重力除尘器

重力除尘器是利用重力使粉尘从空气中分离的，它的结构如图 9-17 所示。是一种简易的除尘方式，又称重力沉降室。

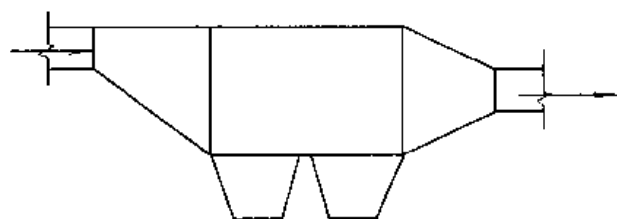


图 9-17 重力除尘器

其工作原理是：当含尘气流进入重力除尘器后，由于断面积突然扩大，使流速下降，在层流或接近层流的状态下运动，其中的尘粒在重力的作用下缓慢的向灰斗沉降。

重力除尘器虽然结构简单，投资省，耗钢少，阻力小（一般为 100~150Pa），但在实际除尘工程中，由于其效率低（对于干式沉降室效率为 56%~60%）和占地面积大，很少使用。

### 9.6.2 惯性除尘器<sup>[4]</sup>

惯性除尘器是使含尘气流方向急剧变化或与挡板、百叶等障碍物碰撞时，利用尘粒自身惯性力从含尘气流中分离的装置。其性能主要取决于特征速度、折转半径与折转角度。除尘效率低于沉降室，可用于收集大于 $20\mu\text{m}$ 粒径的尘粒。压力损失则因结构形式不同差异很大，一般为 $100\sim 400\text{Pa}$ 。进气管内气流速度取 $10\text{m/s}$ 为宜。其结构形式有气流折转式、重力折转式、百叶板式与组合式几种。图 9-18 所示为前两种形式的除尘器。

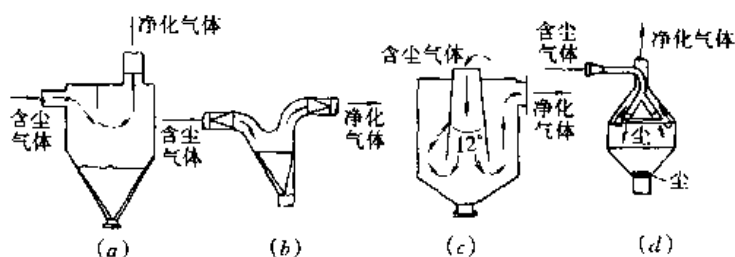


图 9-18 惯性力除尘器

图 9-19 所示为带百叶的惯性除尘器，含尘气流进入除尘器后，按百叶的方向折转使粉尘分离，然后气流由排气管排出。提高冲向百叶板的气流速度，可以提高除尘效率。开始时效率提高很快，当气流速度为 $10\text{m/s}$ 以后，效率增加很慢。因此在百叶式惯性除尘器中，流速不宜太高，通常取 $10\sim 15\text{m/s}$ 。

惯性除尘器常用作浓缩器，双级蜗旋除尘器是一典型实例（图 9-20）。双级蜗旋除尘器是由蜗壳型浓缩分离器（惯性除尘器）和带灰尘隔离室的 C 型除尘器组合而成。含尘气流沿着

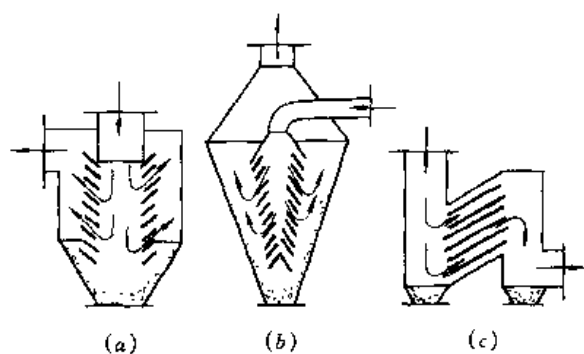


图 9-19 带百叶的惯性除尘器

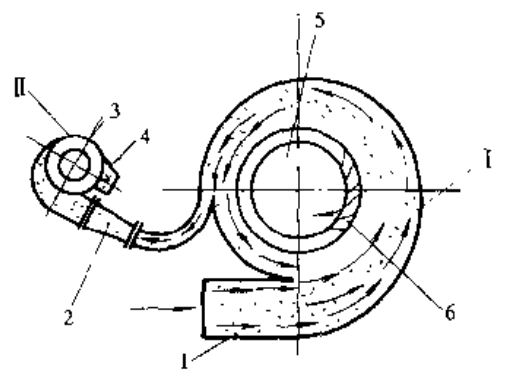


图 9-20 双级蜗旋除尘器工作原理图  
I—蜗式浓缩分离器；II—C 型旋风除尘器；1—一级烟气入口；2—二级烟气入口；3—净化烟气出口；4—灰尘隔离室；5—净化烟气出口；6—固定叶片

切线方向以高速（一般为 $18\sim 25\text{m/s}$ ）进入蜗壳型浓缩分离器，形成强烈的旋转运动，尘粒由于离心力的作用向壳体外缘分离出来。气流通过蜗壳中部固定叶片时，在叶片间隙改变流向，尘粒在惯性力的作用下直接碰撞叶片表面，被反向弹向壳体外缘分离出来。

大部分气体经净化后由固定叶片间隙中排出，小部分气体（约占总气体量的 $10\%\sim 20\%$ ）随着被浓缩分离的尘粒，经分流口进入 C 型旋风除尘器，进行二次净化，使尘粒降落在贮灰斗中。

## 9.7 旋风除尘器<sup>[3]、[4]、[5]</sup>

旋风除尘器是利用气流旋转过程中作用在尘粒上的惯性离心力,使尘粒从气流中分离出来的设备。旋风除尘器结构简单、造价低、维修方便;耐高温,可高达 $400^{\circ}\text{C}$ ;对于 $10\sim 20\mu\text{m}$ 的粉尘,除尘效率为90%左右。因此,旋风除尘器在工业通风除尘工程和工业锅炉的消烟除尘中得到了广泛的应用。

### 9.7.1 旋风除尘器的工作原理

图9-21为旋风除尘器的一般形式。它由圆筒体1、圆锥体2、进气管3、顶盖4、排气管5、

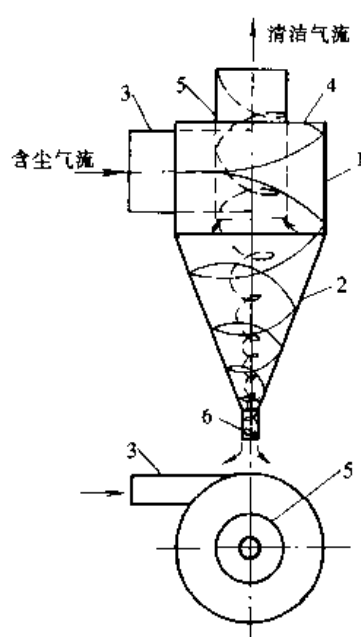


图 9-21 旋风除尘器示意图

排灰口6组成。含尘气流由切线进口管以较高的速度( $15\sim 20\text{m/s}$ )沿切线方向进入除尘器,在圆筒体与排气管之间的圆环内作旋转运动。这股气流受到随后进入的气流的挤压,继续向下旋转,由圆筒体到圆锥体一直延伸到锥体底部。这股沿外壁由上向下作螺旋形旋转的气流称为外涡旋。(图9-21实线所示)。当其再不能向下旋转时就折线向上,随排气管下面的旋转气流上升,然后又由排气管排出。这股向上旋转的气流称为内涡旋(虚线所示)。向下的外涡旋和向上的内涡旋的旋转方向是相同的。气流作旋转运动时,尘粒在惯性离心力的推动下,要向外壁移动,到达外壁的尘粒在气流和重力的共同作用下,沿壁面通过排灰口落入灰斗中。

实际上旋风除尘器内的气流状况是非常复杂的。气流在除尘器内旋转时,任意点的速度可以分解为切向速度、径向速度及轴向速度。为了了解除尘器内气流流动的性质,特·林顿(Ter Linder)、中国科学院力学研究所、北京工业大学等单位对流场进行过测试,所得的规律大致相同。图9-22为特·林顿(Ter Linder)的测试结果。测试条件是:除尘器进口为涡旋式的,进口流速 $10.7\text{m/s}$ ,进口压力 $+900\text{Pa}$ ,出口流速 $6.36\text{m/s}$ ,压力为0,排灰口负压为 $-300\text{Pa}$ 。

由图9-22(a)可以看出,随着气流向下旋转在近壁处的切线速度(实线)不断增加,同时,在同一断面上,随其与轴心的距离逐渐减小而增大。愈接近轴心,切向速度愈大,大约在排气管直径的 $1/2\sim 1/3$ 的圆环处,切向速度达最大值,以后又逐渐减小。以此圆环作为分界,分为外涡旋和内涡旋。径向速度(图9-22a虚线)较切线速度要低很多,在整个断面上几乎是一个常数,正值表示速度方向朝向轴心,只是在中心部分方向朝外,在中央轴心附近接近为零。

图9-22(b)所示为轴向速度,在外部区域,速度为负,即表示气流向向下,而在轴心部分,速度为正,气流向上。

图9-22(c)为除尘器内静压(实线)及全压(虚线)的分布曲线。在不同半径处的压力表明,内壁处的静压为正,与进口的压力相差不大。因此在壁上有孔时,气流向外出,但对除尘器的运行影响不大。除尘器的轴心处为负压,一直延伸到排灰口处的负压达最大值。即使

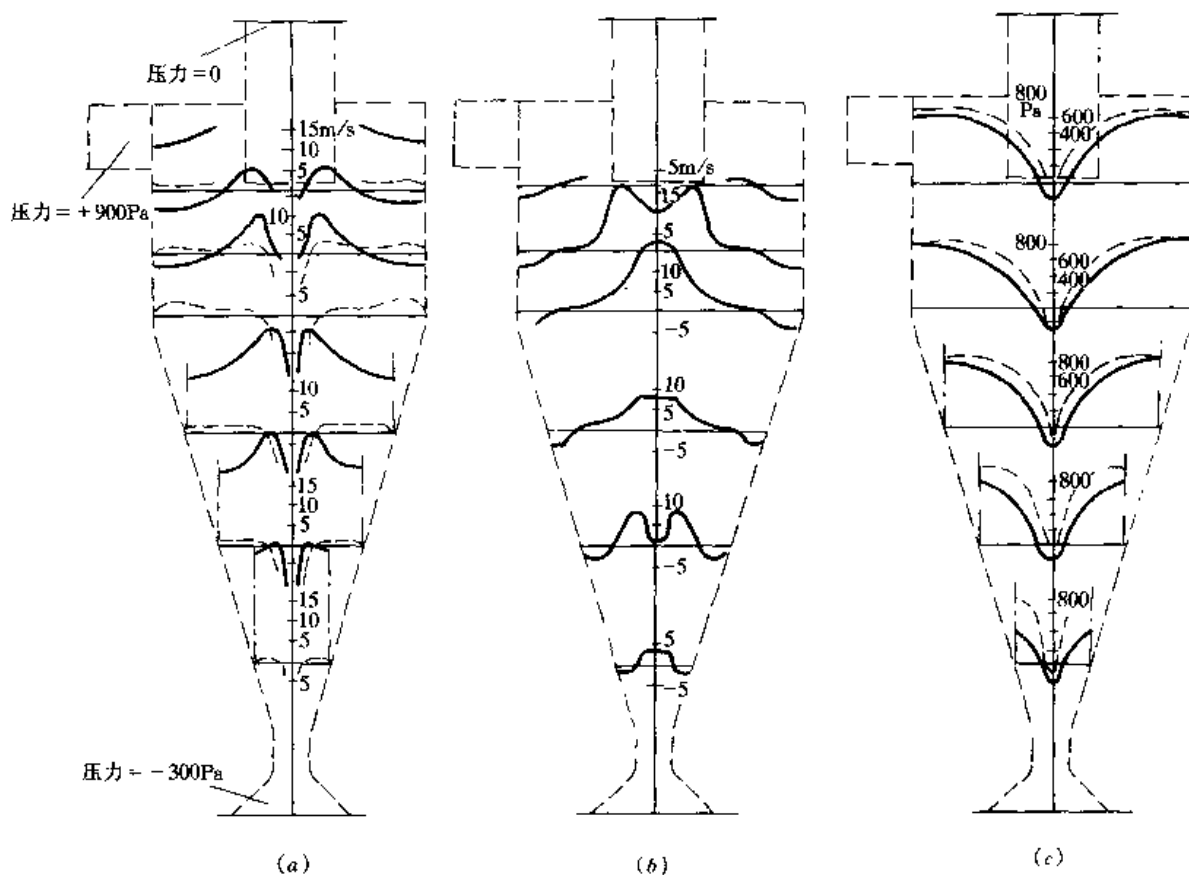


图 9-22 旋风除尘器内流场分布

(a) 切向速度 (实线) 和径向速度 (虚线); (b) 轴向速度; (c) 静压 (实线) 和全压 (虚线)

除尘器在正压下工作,并直接排入大气时,仍有很大的负压,如图 9-22(c),可达  $-300\text{Pa}$ 。

在旋风除尘器内,除了主旋转气流外(图 9-21),径向气流和轴向气流都会组成涡旋运动,产生径向涡流和轴向涡流(图 9-23)。此外,围绕着主气流还有一股小气流,这些

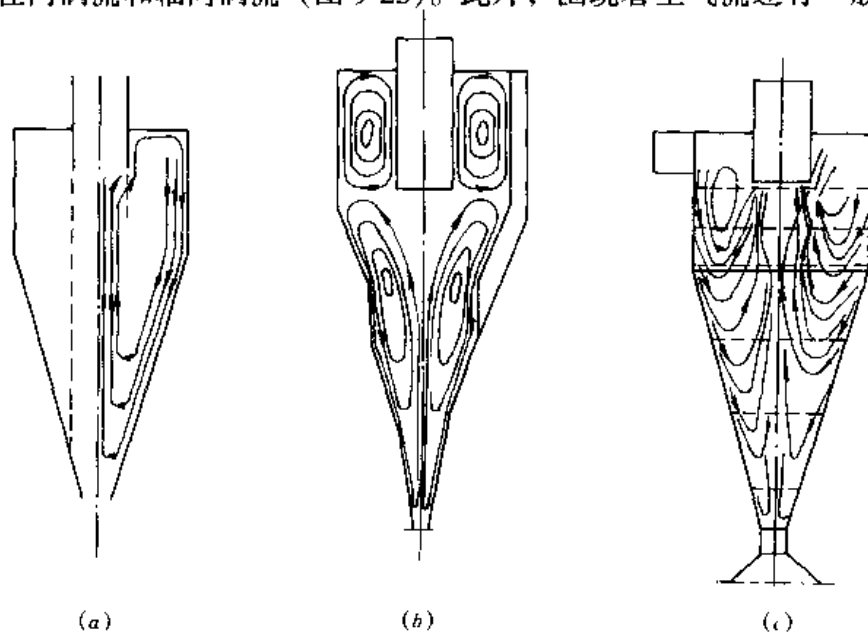


图 9-23 旋风除尘器中的涡旋

涡流都将影响除尘效果。图 9-23 (a) 为在除尘器全长上形成的单一旋涡。它可能将已捕集的粉尘再次扬起。图 9-23 (b) 是双重旋涡，一个是处于顶盖附近一直到排气管下端的上旋涡，另一个是处于圆锥部分的下旋涡。上旋涡会使部分粉尘聚集在顶盖附近，并直接将粉尘由入口带到出口。从而破坏了除尘效果，这是在设计时要尽量避免的，在圆柱体和圆锥体的连接处产生的径向涡流（图 9-23b）也会影响除尘效果。图 9-23 (c) 为特·林顿 (Ter Linden) 所测出的实际二次气流流线图。

旋风除尘器内切向速度是控制气流稳定的主要因素，它决定了气流圆周运动的大小，从而也决定了除尘器的效率和阻力。

### 9.7.2 旋风除尘器的分类

可根据旋风除尘器不同的特点进行如下的分类。

1. 根据旋风除尘器的效率，可分为两类：通用旋风除尘器 and 高效旋风除尘器。两种旋风除尘器的效率范围，见表 9-4。

普通型与高效型旋风除尘器的除尘效率范围

表 9-4

粒径 ( $\mu\text{m}$ )	效率范围 (%)		粒径 ( $\mu\text{m}$ )	效率范围 (%)	
	通用旋风除尘器	高效旋风除尘器		通用旋风除尘器	高效旋风除尘器
<5	<50	50~80	15~40	80~95	95~99
5~20	50~80	80~95	>40	95~99	95~99

2. 按清灰方式可分为干式和湿式两种。在旋风除尘器中，粉尘被分离到除尘器筒体内壁后，直接依靠重力和外涡旋的作用而落入灰斗中，称干式清灰。如果通过水膜，将内壁上的粉尘冲洗到灰斗中，则称为湿式清灰。如水膜除尘器。

3. 按进风的方向和排灰的方向，旋风除尘器可分为四类，如图 9-24 所示。

(1) 切向进气，轴向排灰，如图 9-24 (a) 所示。这种除尘器是应用最广泛的一种。

(2) 切向进气，周边排灰，如图 9-24 (d) 所示。从周边排出总流量 10% 的高含尘浓度的气体，进行二级净化。

(3) 轴向进气，轴向排灰，如图 9-24 (c) 所示。显然这种形式的离心力较切向进气要小，但它适于多管除尘器，便于布置。

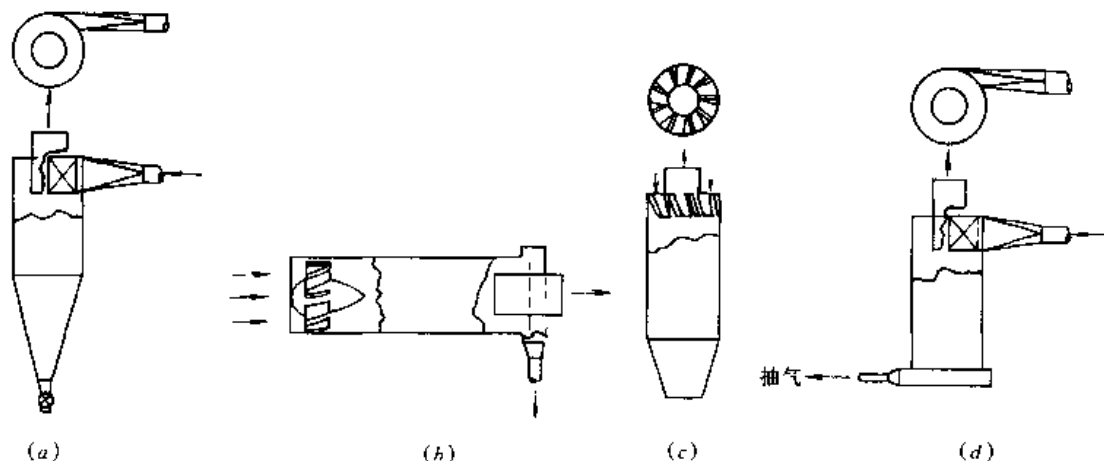


图 9-24 旋风除尘器的分类



(4) 轴向进气, 周边排灰, 如图 9-24 (b) 所示。轴向进气便于除尘器并联布置, 周边抽气排灰可提高除尘效率。常用于卧式多管除尘器中。

另外, 还可分为单管、多管和组合式三类。

### 9.7.3 旋风除尘器的应用

旋风除尘器是工业通风除尘工程中应用最为广泛的一种除尘设备。应用中应注意运行条件对除尘器性能的影响。充分了解和掌握气体的流量、湿度、尘粒粒径大小、密度等运行条件才能正确的选择和维护好旋风除尘器。下面介绍几种对除尘器效率和阻力影响大的运行条件。

#### 1. 含尘气体的流量对旋风除尘器性能的影响

旋风除尘器的效率和阻力都与除尘器的进口流速有着直接的关系。旋风除尘器进口风速的一般范围为  $6 \sim 27 \text{ m/s}$ , 而通常在  $15 \sim 20 \text{ m/s}$  流速下工作。图 9-25 示出 XCX 型旋风除尘器的气体流速与效率和阻力的关系。由图可见, 气体流速低于  $15 \text{ m/s}$  时, 除尘效率较低, 当流速高于  $30 \sim 40 \text{ m/s}$  时, 由于紊流增加和尘粒反弹等因素造成二次扬尘的增加, 反而使效率下降。由于阻力与流速平方成正比, 所以流速的提高将会导致阻力的迅速提高。选择除尘器时, 应综合考虑旋风除尘器的效率和阻力, 来确定含尘气体进口的流速。

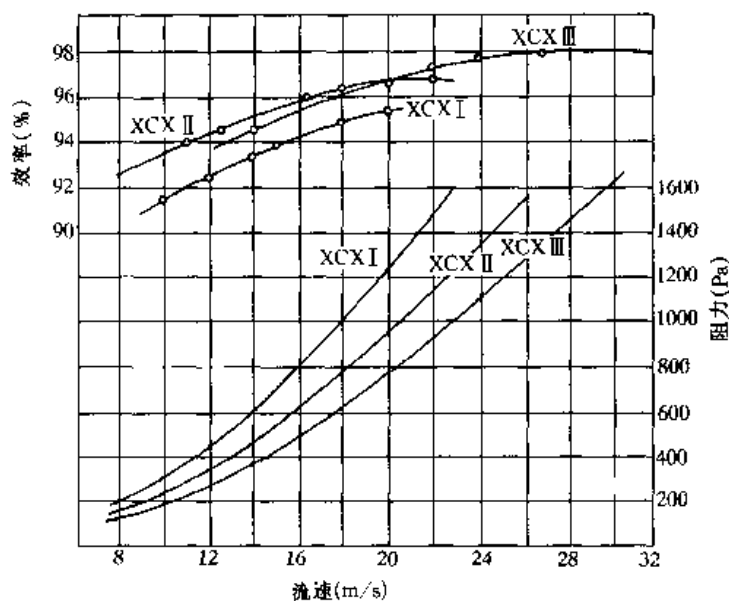


图 9-25 气体流速与效率和阻力的关系

在流速变化范围不大的情况下, 可按下述关系式, 确定实际流速下的效率和阻力。

$$\frac{100 - \eta_a}{100 - \eta_b} = \left( \frac{\dot{V}_b}{\dot{V}_a} \right)^{0.5} \quad (9-10)$$

$$\frac{\Delta P_a}{\Delta P_b} = \left( \frac{\rho_{ga}}{\rho_{gb}} \right) \left( \frac{T_b}{T_a} \right) \left( \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_b} \right)^2 \quad (9-11)$$

式中  $\dot{V}_a$ ——试验风量,  $\text{m}^3/\text{s}$  或  $\text{m}^3/\text{h}$ ;

$\dot{V}_b$ ——实际风量,  $\text{m}^3/\text{s}$  或  $\text{m}^3/\text{h}$ ;

$\eta_a$ ——试验风量下的效率;

$\eta_b$ ——实际风量下的效率;

$\Delta P_a$ ——试验风量下的阻力, Pa;

$\Delta P_b$ ——实际风量下的阻力, Pa;

$\rho_{ga}$ ——试验风量下气体的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$\rho_{gb}$ ——实际风量下气体的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$T_a, T_b$ ——分别为试验流量和实际流量下气体的绝对温度, K。

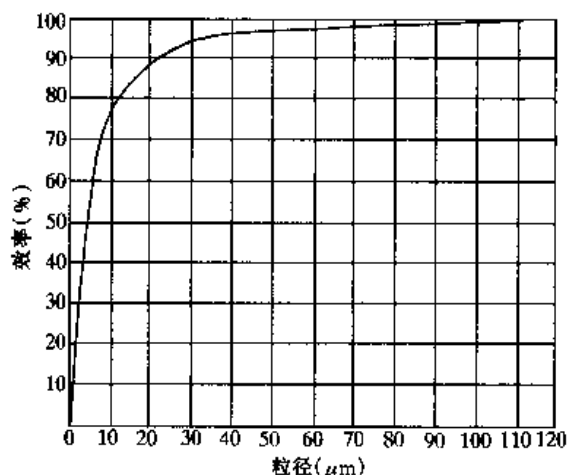


图 9-26 尘粒粒径与旋风除尘器的效率图

## 2. 尘粒粒径大小对旋风除尘器性能的影响

图 9-26 给出旋风除尘器的分级效率。由图看出, 对于小于  $5 \sim 10 \mu\text{m}$  的粒子, 旋风除尘器的效率较低; 而对于  $20 \sim 30 \mu\text{m}$  的尘粒, 除尘效率可达 90% 以上。因此, 旋风除尘器经常作为捕集大粒径粉尘的预除尘器用。

## 3. 粉尘的密度对旋风除尘器性能的影响

图 9-27 示出粉尘密度对效率的影响。由图可见:

(1) 密度愈大, 效率愈高。但当密度达到一定值时, 密度的影响几乎不再增高。

(2) 尘粒的粒径越小时, 密度的影响愈大。

粉尘密度对除尘器阻力的影响很小, 可以忽略。

## 4. 旋风除尘器排尘口处漏风对其效率的影响

旋风除尘器下部排尘口处存在较大的负压, 如果除尘器下部排尘口不严密, 渗入外部空气, 会把正在落入灰斗的粉尘重新带走, 使除尘效率显著下降。有数据表明, 漏风 5%

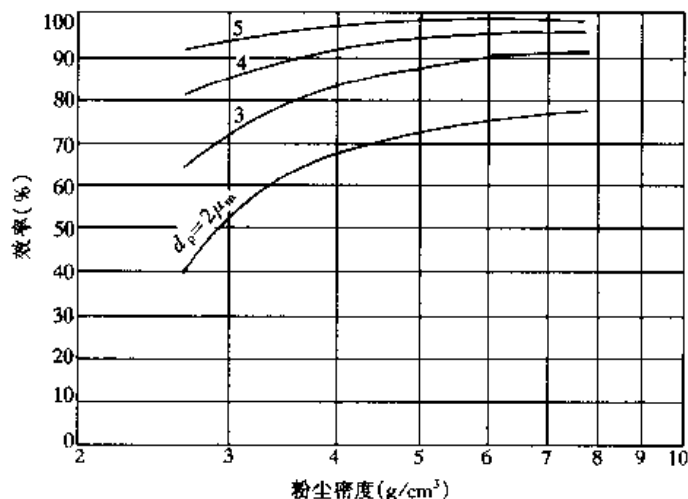


图 9-27 粉尘密度对效率的影响

时,除尘器效率下降 50%,若漏风 10%~15%,除尘器的效率基本为零。因此,在使用旋风除尘器时,排尘口处应加装锁气装置,以保证在不漏风的情况下进行正常排尘。目前常用的锁气器有双翻板式和回转式,见图 9-28。

翻板式锁气器是利用翻板上的平衡锤和积灰质量的平衡发生变化时,进行自动卸灰的。它设有两块翻板轮流启闭,可以避免漏风。回转式锁气器是用外来动力使刮板缓慢旋转,转速一般在 15~20r/min 之间,它适用于排灰量较大的除尘器。回转使锁气器能否保持严密,关键在于刮板和外壳之间紧密贴合的程度。

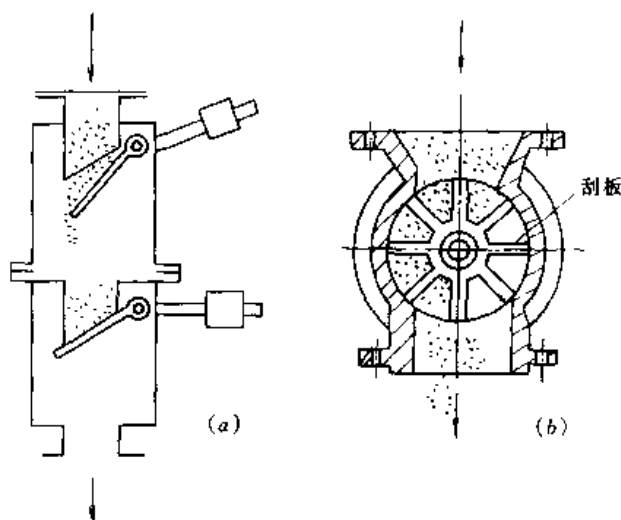


图 9-28 锁气器  
(a) 双翻板式; (b) 回转式

## 9.8 湿式除尘器

利用液体净化气体的装置称为湿式除尘器。这种方法简单、有效,因而在实际的工业除尘工程中获得广泛的应用。

### 9.8.1 湿式除尘器的除尘机理

湿式除尘器的除尘机理可归结为:

1. 粒径为  $1\sim 5\mu\text{m}$  的粉尘主要利用惯性碰撞、接触阻留;尘粒与液滴、液膜接触,使尘粒加湿、增重、凝聚等机理的作用,使粉尘从气流中分离的;
2. 细小尘粒(粒径  $1\mu\text{m}$  以下)通过扩散与液滴、液膜接触;
3. 由于烟气增湿,尘粒的凝聚性增加;
4. 高温烟气中的水蒸气冷却凝结时,要以尘粒为凝结核,形成一层液膜包围在尘粒表面,增强了粉尘的凝聚性。对疏水性粉尘能改善其可湿性。

由此可见,湿式除尘器是通过含尘气流与液滴或液膜的接触,在液体与粗大的尘粒的相互碰撞、滞留,细小的尘粒的扩散、相互凝聚等净化机理的共同作用下,使尘粒从气流中分离出来。

### 9.8.2 湿式除尘器分类

湿式除尘器的种类很多。常分为以下几类。

1. 按照水与含尘气流的接触方式,分为三类(见图 9-29):

(1) 借助于水滴来捕集粉尘的湿式除尘器。用各种方式向气流喷入水雾,分散于气流中成为捕尘体。属于这类的湿式除尘器有文丘里除尘器、喷淋塔等。

(2) 借助于水膜来捕集粉尘的湿式除尘器。在捕尘表面形成水膜,气流中的尘粒由于惯性离心力作用而撞击到水膜中;或尘粒随气流一起冲入液体内部,尘粒加湿后被液体捕

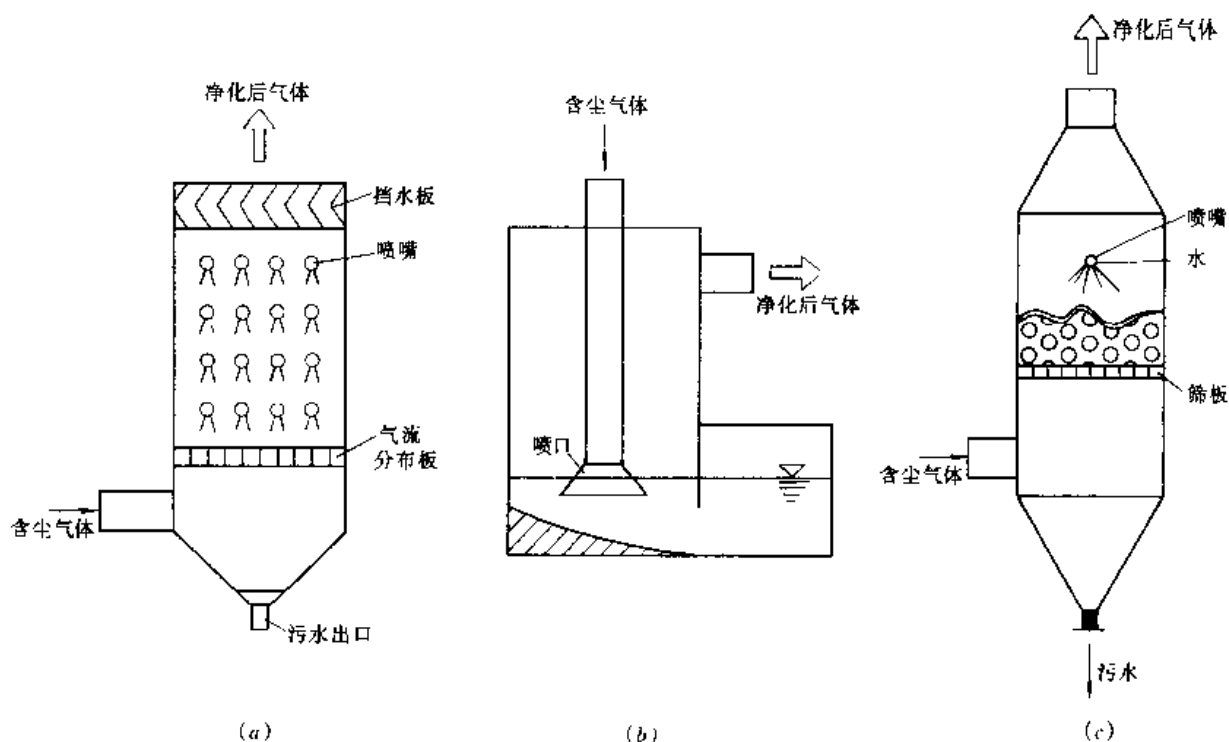


图 9-29 几种湿式除尘器示意图

(a) 喷淋塔; (b) 水浴除尘器; (c) 泡沫除尘器

集。属于这类的湿式除尘器有旋风水膜除尘器、水浴除尘器、冲击式除尘器等。

(3) 借助于气泡来捕集粉尘的湿式除尘器。水与含尘气体以气泡的形式接触，粉尘在气泡中的沉降主要是由于惯性、重力和扩散等机理的作用。属于这类的湿式除尘器有泡沫除尘器等。

2. 按照除尘器消耗的能量（除尘器阻力），可以分为低能湿式除尘器，其阻力一般为 1000Pa 以下；中能湿式除尘器，其阻力一般为 10000~40000Pa；高能湿式除尘器，其阻力一般在 40000Pa 以上。

低能和中能湿式除尘器应用广泛。属于这类的湿式除尘器有喷淋塔、填料式洗涤器、泡沫除尘器、冲击式除尘器、旋风水膜除尘器等。文丘里除尘器属于高能水膜除尘器。

3. 按照湿式除尘器用水的循环情况，可分为水内循环的湿式除尘器和水外循环的湿式除尘器两种。

### 9.8.3 湿式除尘器的应用

1. 湿式除尘器适用于捕集非纤维尘和非水硬性的各种粉尘。尤其适宜净化高温、易燃和易爆的气体。

2. 很多有害气体也可采用湿法净化，因此，在这种情况下湿式除尘器可以同时除尘和净化有害气体。

3. 湿式除尘器的洗涤废水中，除固体微粒外，还可能有各种可溶性物质，若将洗涤废水直接排入江河或下水道，会造成水系污染。因此，对洗涤废水要进行处理，否则会造造成“二次污染”。

4. 在寒冷地区使用湿式除尘器，要有必要的技术措施，防止冬季结冰。

## 9.9 电 除 尘 器

利用电力捕集气流中悬浮尘粒的设备称为电除尘器，它是净化含尘气体最有效的装置之一。采用电除尘器虽然一次性投资较其他类型的除尘器要高，但是由于它具有除尘效率高、阻力小、能处理高温烟气、处理烟气量的能力大和日常运行费用低等优点，因此，在火力发电、冶金、化学、造纸和水泥等工业部门的工业通风除尘工程和物料回收中获得广泛的应用。

### 9.9.1 电除尘器的工作原理

电除尘器内设置如图 9-30 所示的高压电场，电晕极（线）接高压直流电源的负极，收尘极（筒）接地为正极。通以高压直流电，维持一个静电场。在电场作用下，空气电离，气体电离后的正、负离子吸附在通过电场上的粉尘上，而使粉尘获得电荷。荷电粉尘在电场作用下，便向电荷相反的电极运动而沉积在电极上，以达到粉尘和气体分离的目的。在图 9-30 中，细金属线的一端用绝缘子悬挂在接地的金属圆筒的轴心上，并在其上施加负性高电压，当电压达到一定值时，在金属表面上就出现青蓝色的光环，并同时发出嘶嘶声，这种现象称为电晕放电。此时若从金属筒底部通入含尘气体，绝大多数粉尘粒子便会吸附运动中的负离子而荷电，在电场的作用下向圆筒运动而沉积在圆筒的壁上。当沉积在圆筒壁上的粉尘达到一定厚度时，借助于振打机构使粉尘落入下部灰斗，净化后的气体便从圆筒上部排出。

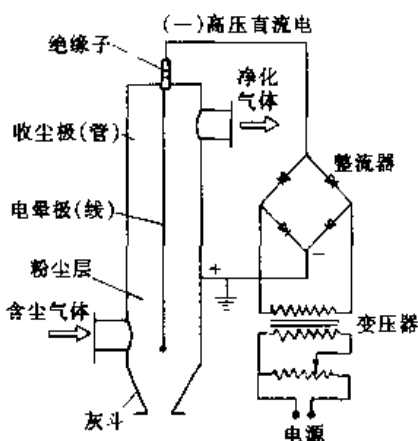


图 9-30 电收尘器基本原理示意图

用电除尘的方法分离气体中的悬浮尘粒的过程，是十分复杂的物理过程。通过上述简单的分析，我们可以归纳为下述四个过程：

- (1) 气体的电离；
- (2) 悬浮尘粒的荷电；
- (3) 荷电尘粒向电极运动；
- (4) 荷电尘粒沉积在电极上。

### 9.9.2 电除尘器的分类

#### 9.9.2.1 按电极清灰方式不同一般分为干式电除尘器和湿式电除尘器

##### 1. 干式电除尘器

在干燥状态下捕集含在气流中的粉尘，沉积在收尘极上的粉尘借助机械振打清灰的称为干式电除尘器。这种除尘器振打时，容易使粉尘产生二次飞扬。大、中型电除尘器多采用干式。

##### 2. 湿式电除尘器

收尘极捕集的粉尘，采用水喷淋和水膜，使沉积在收尘极上的粉尘和水一起流到除尘器的下部而排出，采用这种清灰方法的称为湿式电除尘器。这种除尘器虽然能解决干式电

除尘器的粉尘二次飞扬问题，但是极板清灰排出的水会造成二次污染。

### 9.9.2.2 按气体在电除尘器内流动方式分为卧式电除尘器和立式电除尘器

#### 1. 立式电除尘器

气体在电除尘器内沿垂直方向流动的称为立式电除尘器。这种电除尘器适用于气体流量小，除尘效率要求不很高，和安装场地较狭窄的场合。

#### 2. 卧式电除尘器

气体在电除尘器内沿水平方向流动的称为卧式电除尘器。它与立式电除尘器相比，有以下的特点：

(1) 沿气流方向（水平方向）可分为若干个电场，这样可根据除尘器内的工作状况，各个电场可分别施加不同的电压，以便充分提高电除尘器的效率。同时，也可根据所要求达到的除尘效率，可任意增加电场长度。

(2) 在处理较大的含尘气体量时，卧式电除尘器比较容易保证气流沿电场断面的均匀分布。

(3) 各个电场可以分别捕集不同粒径的粉尘，这有利于一些特殊场合回收不同粒径的粉尘。

(4) 操作维修比较方便。

(5) 占地面积相对要大一些。对于旧厂扩建或除尘系统改造时，采用卧式电除尘器可能要受场地的限制。

### 9.9.2.3 按收尘极的形式分为管式电除尘器和板式电除尘器

#### 1. 管式电除尘器

管式电除尘器如图 9-31 所示。收尘极由一根或一组呈圆形、六角形或方形的管子组成。管子直径一般为 150~300mm，长度 2~5m。电晕线安装在管子中心，含尘气体自上而下（或自下而上）从管内流过，将粉尘分离。管式除尘器主要用于处理风量小的场合。通常都用湿式清灰。

#### 2. 板式除尘器

板式除尘器如图 9-32 所示。这种除尘器的收尘极由若干块平行钢板组成。为了减少粉尘的二次飞扬和增强极板的刚度，极板一般要轧制成各种不同断面形状。平行钢板之间均匀布置电晕线，极板间距离一般为 200~400mm。通道数由几个到上百个，高度为 2~

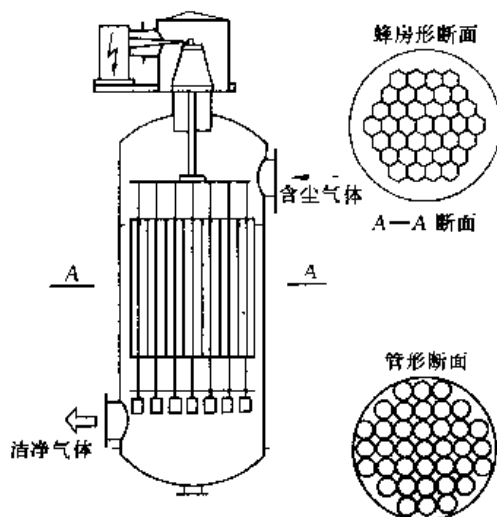


图 9-31 管式电除尘器

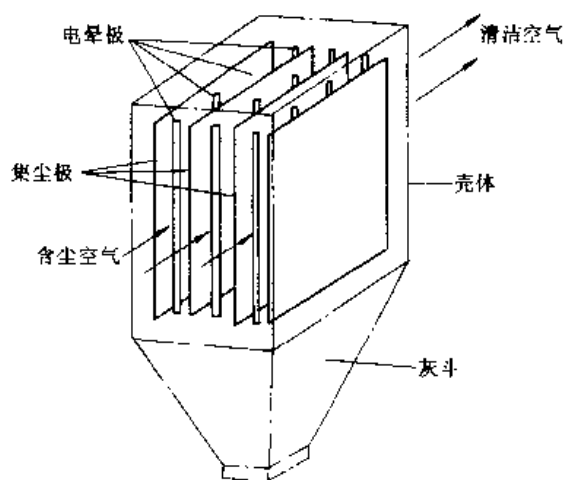


图 9-32 板式电除尘器

12m，甚至高达 15m。

目前，电除尘器常采用这种方式。大多数情况下都用干式清灰。

9.9.2.4 按粉尘荷电区和分离区布置不同，分为单区和双区电除尘器

1. 单区电除尘器

粉尘的荷电和分离、沉降都在同一空间内完成的称为单区电除尘器。如图 9-31 和图 9-32 所示。这种除尘器的收尘极和电晕极都装在同一区域内。单区电除尘器是各个工业部门广泛采用的除尘器。

2. 双区电除尘器

粉尘的荷电和分离、沉降分别在两个空间完成的称为双区电除尘器。这种电除尘器收尘极系统和电晕极系统分别装在不同的区域内，如图 9-33 所示。前区安装电晕极，粉尘在此区域内进行荷电，这一区称电离区。后区内装收尘极，粉尘在此区域内被捕集，称此区为收尘区。双区电除尘器主要用于空调的进气净化。

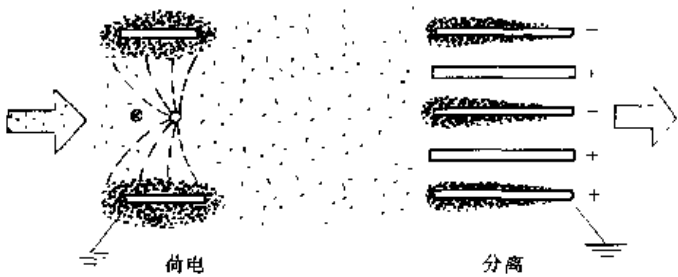


图 9-33 双区电除尘器

单区和双区电除尘器的比较如表 9-5 所示。

比较项目	除 尘 器 类 别	
	单区电除尘器	双区电除尘器
捕集的粉尘	从较粗的到较细的粉尘都能捕集，气体含尘浓度高或低都能适应	适合于捕集含尘浓度低的细微粉尘
处理风量	不受风量限制	适合于处理中、小风量
经济性	处理风量越大，比双区式越经济	处理大风量经济性不如单区式
荷电条件	由于电离区和收尘区都在同一区内，荷电条件不易设定	由于电离区和收尘区分别在两个区，所以荷电条件比较容易设定

除上述几种分类外，还可按极间距离分为窄间距和宽间距电除尘器和按气体温度分为常温和高温电除尘器。

虽然电除尘器的类型很多，但是大多数工业窑炉常采用干式、板式、单区卧式电除尘器。新建的大、中型水泥厂，几乎全部是采用卧式电除尘器。

9.9.3 常规电除尘器的基本结构及其功能

电除尘器主要由两大部分组成。一是产生高压直流电的供电机组和低压控制装置；二是电除尘器本体。

9.9.3.1 供电装置

国内通常采用可控硅自动控制高压硅整流机组，由高压硅整流器和可控硅自动控制系统组成。它可以将交流电变换成高压直流电，并进行火花频率控制。电除尘器还配备具有多功能的低压控制装置。如温度监测和恒温加热控制，振打周期控制，灰位指示，高低灰位报警和自动卸灰控制，检修门、孔和柜的安全连锁控制等。这些都是保证电除尘器长期

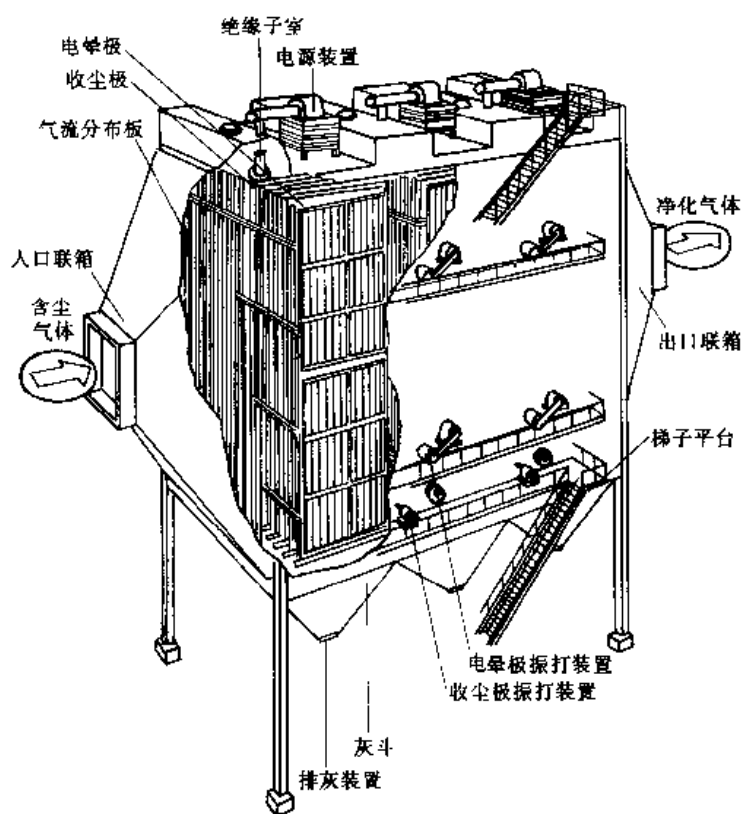


图 9-34 干式电除尘器的构造

安全可靠运行所不可少的。

### 9.9.3.2 电除尘器本体

电除尘器本体如图 9-34 所示。它主要部件有：联箱、电晕极、收尘极、气流分布板、储灰系统、壳体和梯子平台等。

#### 1. 联箱

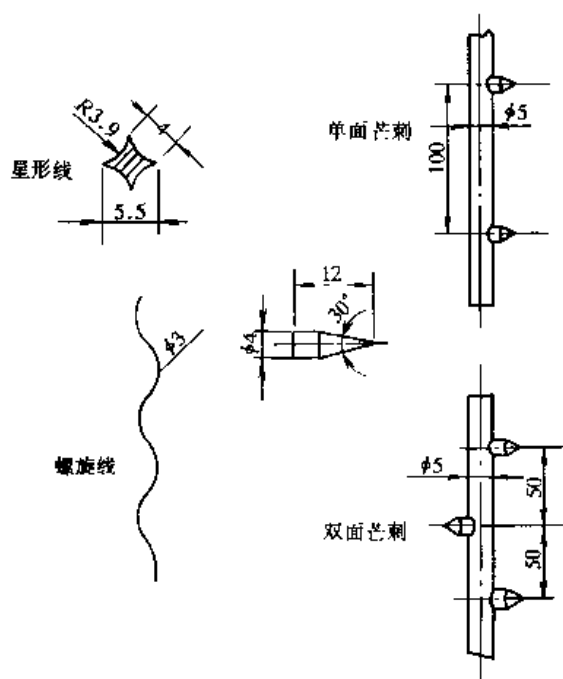


图 9-35 电晕极

联箱分进气联箱和排气联箱。进气联箱是风道与电场之间的过渡段。为了使电场内气流分布均匀，在进气联箱中装有两层以上的分布板。排气联箱是已净化后的气体由电场到排气管道的过渡段，以防止因净化后气体流速的急剧变化对电场内的气流分布造成大的影响。

#### 2. 电晕极

电晕极是产生电晕，建立电场的最主要构件，电晕极的断面形状对它的放电性能的影响很大，目前常用的有光线式、星形和芒刺式三种，如图 9-35 所示。

##### (1) 光线式

光线式放电导线的直径愈小，它的放电效果愈好。但是在实际应用中，为了防止断



线,直径不宜过小,通常用 $d=1.5\sim2.0\text{mm}$ 的镍铬线制作。

(2) 星形线是利用极线全长的四个尖角放电的,放电效果比光线式好。星形线容易粘灰,适用于含尘浓度低的气体。一般用普通碳素钢冷轧制成。

(3) 芒刺形电晕线的结构形式有多种,目前常用的有单面芒刺、双面芒刺及 RS 型等。

电晕线之间的间距通常为 200mm 左右。

3. 收尘极

收尘极又称集尘极。板式电除尘器的收尘极是由若干排极板与电晕极相间排列,共同组成电场。是使粉尘沉积的重要部件。收尘极的结构形式很多,常用的几种形式见图 9-36。收尘极极板的两侧通常设有沟槽或挡板,避免主气流直接冲刷板上的粉尘层,减少粉尘的二次飞扬。 $a$  值通常取 40mm 左右,每块极板宽度  $b=230\sim500\text{mm}$ ,极板厚  $\delta=1.2\sim2.0\text{mm}$ ,极板间距为 250~300mm。极板间距小,电场强度高,对提高除尘效率有利,但是安装和检修困难。管式电除尘器的极板常用圆筒形。

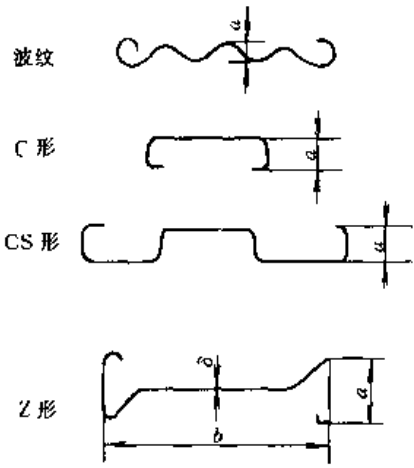


图 9-36 常用的收尘极的形式

4. 振打清灰装置和储灰系统

沉积在电晕极和收尘极上的粉尘必须通过振打及时清除,电晕极上积灰过多,会影响放电。收尘极上积灰过多,会影响尘粒的驱进速度<sup>①</sup>,对于高比电阻粉尘还会引起反电晕。为此,通常采用振打清灰装置及时进行清灰。振打的方式有锤击振打、电磁振打等多种形式,目前锤击振打用得较多。

储灰系统是把从电极上落下来的粉尘收集起来,经排灰装置送到其他输送装置中去。主要由集灰斗、排灰阀、灰斗加热装置和料位显示、高低灰位报警等检测装置组成。

5. 壳体、管路和梯子平台等

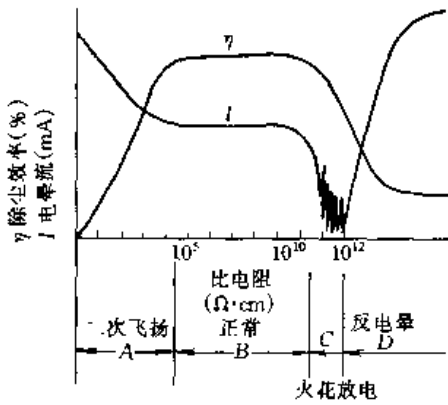


图 9-37 粉尘比电阻与除尘效率关系

9.9.4 粉尘比电阻对除尘器性能的影响

粉尘的比电阻是衡量粉尘导电性能的指标。某一物质的比电阻就是其长度和横截面积为 1 单位时的电阻。比电阻的倒数称为电导率。

粉尘的比电阻对电除尘器的运行具有显著的影响。一般认为最适宜电除尘器工作的比电阻范围为  $10^4\sim5\times10^4(\Omega\cdot\text{cm})$ 。粉尘的比电阻过大(大于  $5\times10^4\Omega\cdot\text{cm}$ )或过小(小于  $10^4\Omega\cdot\text{cm}$ )都会降低除尘效率。粉尘比电阻与除尘效率的关系见图 9-37。

比电阻低于  $10^4(\Omega\cdot\text{cm})$  的粉尘,称低比电阻粉尘,如石墨粉尘、炭墨粉尘等。用电

① 当静电力等于空气阻力时,作用在尘粒上的外力之和等于零,尘粒在横向作等速运动。这时尘粒的运动速度称为驱进速度。

除尘器捕集低比电阻粉尘，除尘效率会下降，将会得不到预期的除尘效果。其原因是：

(1) 低比电阻粉尘到达收尘极后，很快释放出其上的电荷，成为中性，因而易于从收尘极上脱落，重新进入气流，产生二次飞扬，降低除尘效率。

(2) 由于静电感应获得与收尘极同性的正电荷。如果正电荷的斥力大于粉尘的黏附力，沉积的尘粒将离开收尘极，重返气流。从而降低了除尘效率。

比电阻超过  $5 \times 10^4 (\Omega \cdot \text{cm})$  的粉尘，称为高比电阻粉尘，如干法生产的水泥窑、有色冶金中的氯化铅尘等。对于高比电阻粉尘，电除尘器的性能就随着比电阻的增高而下降。比电阻超过  $10^{11} (\Omega \cdot \text{cm})$ ，采用常规电除尘器就很难获得理想的效率。若比电阻更高，超过  $10^{14} (\Omega \cdot \text{cm})$ ，采用常规电除尘器进行捕集，一般来说是不可能的。其原因是：

(1) 高比电阻粉尘到达收尘极后，电荷释放很慢，残留着部分负电荷，这样收尘极表面逐渐积聚了一层负电的粉尘层。由于同性相斥，使随后尘粒的驱进速度减慢。

(2) 会出现反电晕现象。所谓反电晕就是沉积在收尘极表面上高比电阻粉尘层所产生的局部放电现象。由于粉尘层电荷释放缓慢，于是在粉尘间形成较大的电位梯度，形成了许多微电场。当粉尘层中的电场强度大于其临界值时，就在粉尘层的空隙间产生局部击穿，空隙中的空气被电离，产生正、负离子。电压降继续增高，这种现象会从粉尘层内部空隙发展到粉尘层表面，大量的正离子便向电晕极运动，中和电晕区带负电的粒子，如图 9-38 所示。大量中性尘粒由气流带出除尘器，使除尘器效果急剧恶化。

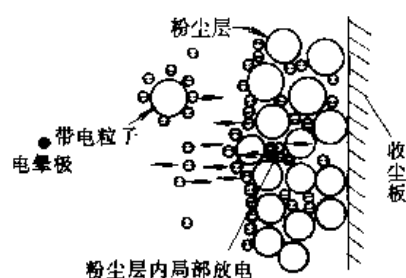


图 9-38 反电晕现象

在目前工业部门所遇到的粉尘，许多是处于高比电阻的范围。一般来说，不宜直接采用常规电除尘器来捕集，而应采取一些技术措施来解决高比电阻粉尘的捕集问题。目前已经提出的措施主要有：

(1) 对粉尘进行调节，降低比电阻，以适合电除尘器工作。降低粉尘比电阻的途径有：选择适当的操作温度；喷雾增湿；在气体中加入各种化学调节剂（如在烟气中加入  $\text{SO}_3$ 、 $\text{NH}_3$ ）。

(2) 改变供电方式，采用新型电除尘器结构，提高除尘效率。例如，采用高温电除尘器来解决高比电阻粉尘的捕集问题（在高温下粉尘比电阻有所降低）。对电站锅炉可将电除尘器设在空气预热器之前，温度达  $350 \sim 400^\circ\text{C}$ 。

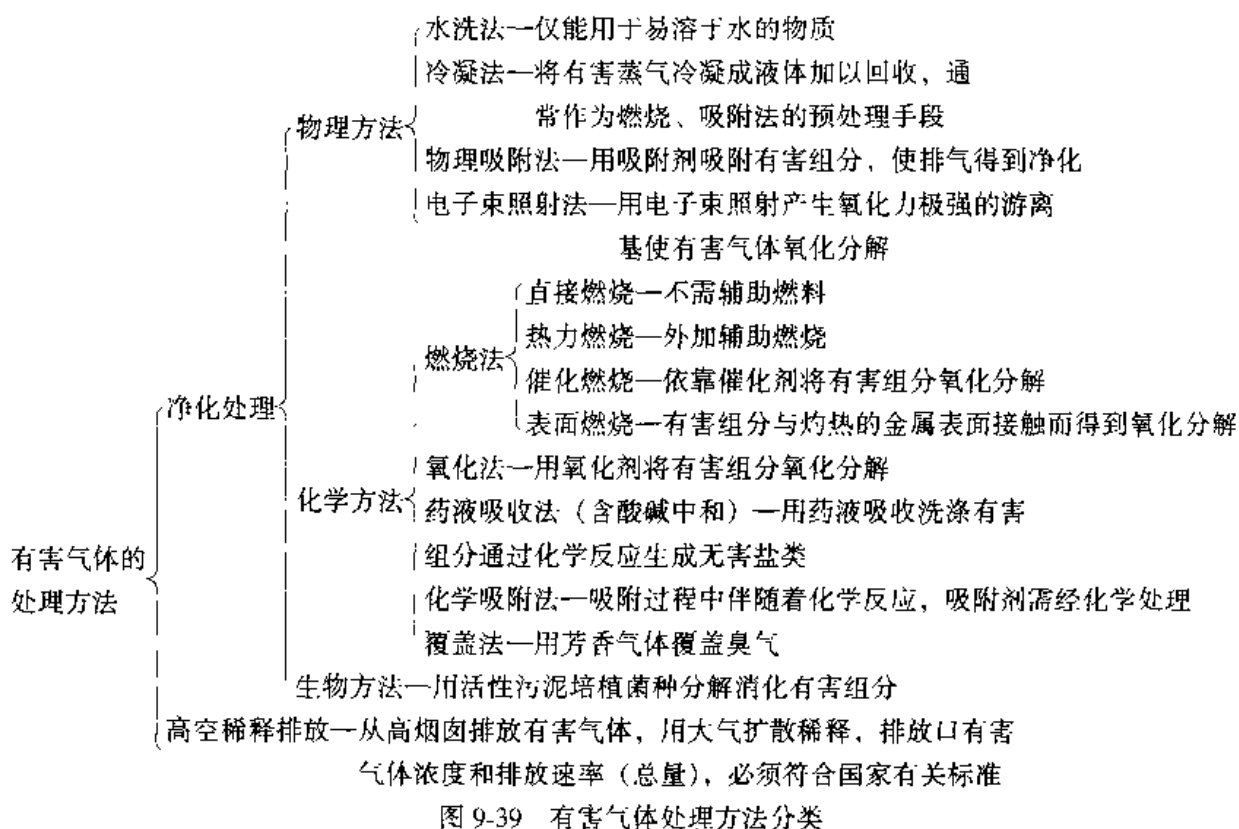
## 9.10 有害气体的吸收设备和吸附设备

生产过程和生活活动中经常产生各种有害气体，含有有害气体的废气直接排入大气，将会造成大气污染，破坏环境。为此，含有有害气体的废气排入大气之前，必须进行净化处理。有害气体的处理方法大致可分为图 9-39 种所示的几大类，其中燃烧法、吸收法（水洗、药液洗涤）和吸附法较为常用<sup>[4]</sup>。本节仅简单介绍一下有害气体的吸收设备和吸附设备。

### 9.10.1 吸收设备

通过液体对气体的吸收过程（如水洗、药液洗涤）来净化有害气体的设备，称为有害

气体的吸收设备。液体吸收过程是以液体为吸收剂，用适当的液体与含有有害气体的排气接触，利用气体在液体中不同的溶解能力，除去其中一种或几种组成的有害气体，从而达到净化有害气体的目的。同时还能有除尘效应。因此，它是用于需要同时进行有害气体净化和除尘的排风系统中。下面介绍几种常见的有害气体的吸收设备：



## 1. 喷淋塔

喷淋塔的结构如图 9-40 (c) 所示，有害气体从下部进入，经过挡板、均匀板与吸收

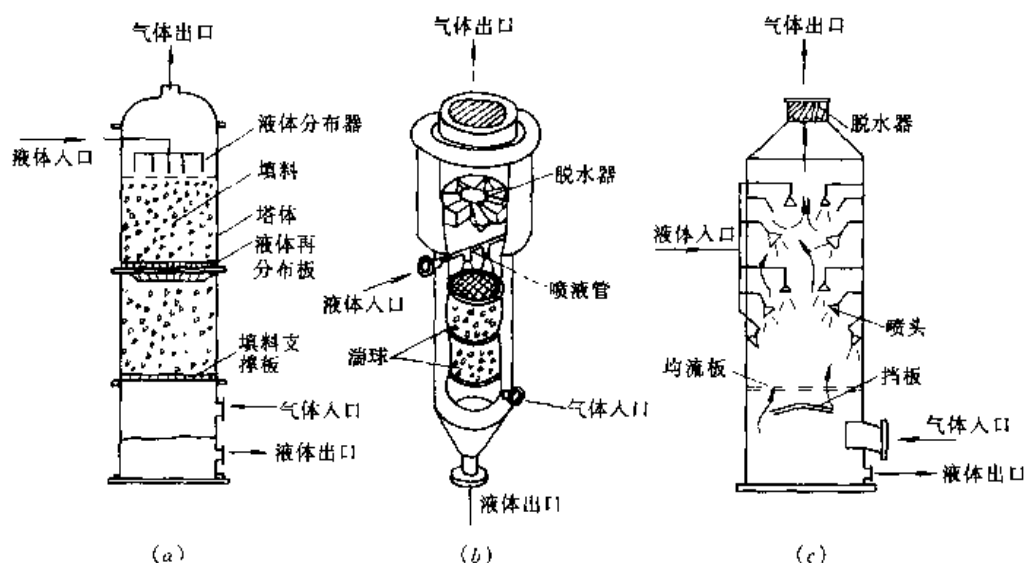


图 9-40 常见的吸收装置示意图

(a) 填料塔；(b) 泡流塔；(c) 喷淋塔

剂液滴接触，吸收剂是从上向下分几层喷淋。净化后的气体经脱水器（又称气液分离器）后，排至室外。

气体在吸收塔横断面上的平均流速称为空塔速度，喷淋塔的空塔速度一般为  $0.2 \sim 1.0 \text{ m/s}$ ，阻力为  $200 \sim 900 \text{ Pa}$ ，液气比为  $0.1 \sim 1.0 \text{ L/m}^3$ 。喷淋塔的优点是阻力小，结构简单，塔内无运动部件。但是它的吸收率不高，仅适用于有害气体浓度低，处理气体量不大和同时需要除尘的情况。

## 2. 填料塔

填料塔的结构如图 9-40 (a) 所示，吸收剂自塔顶通过液体分布器向下喷淋，沿填料表面向下流动，湿润填料，气体沿填料的间隙向上流动，在填料表面气液接触，进行吸收。

几种常用的填料如图 9-41 所示。根据文献资料，国内推荐使用的有鲍尔环和鞍形填料。填料选择是设计经济的填料塔的最重要部分，因此，选用的填料单位体积所具有的表面积（称为比表面积）（ $\text{m}^2/\text{m}^3$  堆积填料）要大，气体通过填料时的阻力要低。



图 9-41 几种填料的形式

(a) 拉西环；(b) 拉辛环；(c) 鲍尔环；(d) 矩鞍形；(e) 弧鞍形；(f) 花形环

填料层高度较大时，液体在流过  $3 \sim 4$  倍塔直径的填料层后，有逐渐向塔壁流动的趋势，这种现象称为弥散现象。弥散使塔中部不能湿润，恶化传质。因此，如图 9-40 (a) 所示，每隔塔直径  $2 \sim 3$  倍的高度处要另设置液体再分布器，将液体重新均匀分布。填料塔的空塔速度一般为  $0.3 \sim 1.0 \text{ m/s}$ ，每米填料层的阻力约为  $300 \sim 500 \text{ Pa}$ 。

填料塔结构简单，阻力中等，是目前应用较广的一种吸收设备。但它不适用于有害气体与粉尘共存的场合，以免堵塞。

## 3. 湍流塔

湍流塔结构如图 9-40 (b) 所示。塔内设有开孔率较大的筛板，筛板上放置一定数量的轻质小球，相互碰撞，吸收剂自上向下喷淋，加湿小球表面，进行吸收。由于气、液、固三相接触，小球表面液膜不断更新，增大吸收推动力，提高吸收效率。小球材质要求耐磨、耐腐蚀、耐压、耐湿，密度一般选用  $0.15 \sim 0.65 \text{ t/m}^3$ ，直径为  $15 \sim 40 \text{ mm}$ ，较常用的是  $\Phi 30$ 、 $\Phi 38$  两种。通常塔径  $D$  与小球直径  $d$  之比取  $D/d > 10$ ，否则，易产生小球呈集团状上下运动，影响气液的良好接触。

湍流塔的空塔速度一般为  $2 \sim 6 \text{ m/s}$ 。在一般情况下每层塔的阻力约为  $400 \sim 1200 \text{ Pa}$ ，整个塔包括除沫层不会超  $6000 \text{ Pa}$ 。

各种吸收设备的性能、技术经济比较分别列入表 9-6、表 9-7 中。

吸收设备的性能比较

表 9-6

装置名称	气 体			粉 尘			液滴	雾粒	烟
	有害物		吸收时伴	$>5\mu\text{m}$		$\leq 5$	$>19$	$\leq 10$	$>1$
	溶解度大	溶解度小	有化学反应	低浓度	高浓度	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
填料塔 (逆流)	○	○	○	○	×	×	○	△	×
填料塔 (顺流)	▲	△	○	○	×	×	○	△	×
填料塔 (交叉流)	○	△	○	○	×	×	○	△	×
旋风 洗涤器	△	×	△	▲	▲	×	○	×	×
文氏管 洗涤塔	△	×	△	○	○	○	○	○	○
喷淋塔	△	×	△	△	△	×	▲	×	×
喷射 洗涤器	△	×	△	○	○	○	○	○	▲

注：×—不合适；○— $\eta=95\%\sim 99\%$ ；▲— $\eta=85\%\sim 95\%$ ；△— $\eta=75\%\sim 85\%$ 。

各种吸收装置的技术经济比较

表 9-7

装置 名称	液气比 ( $\text{L}/\text{m}^3$ )	空塔速度 ( $\text{m}/\text{s}$ )	压力损失 (Pa)	图形	每 $100\text{m}^3/\text{min}$		设备费比较 (以填料塔为 1.0)	备 注
					电力 (kW)	耗水量 ( $\text{t}/\text{h}$ )		
填料塔	1.0~11	0.3~1.0	(1~4m) 500~2000	图 11-40 (a)	1.4~5.4	6.0~60	1.0	拉西环、鲍尔环、波纹、丝网等填料
湍球塔	2.7~3.8	0.5~6.0	每段 400~1200	图 11-40 (b)	1.15~3.45	16~23	1.0	此为填料塔的一种特型
喷淋塔	0.1~1.0	0.2~1.0	200~900	图 11-40 (c)	0.54~2.4	0.6~6.0	0.8	
旋风洗 涤器	0.5~5.0	1.0~3.0	500~3000		1.3~8.0	3.0~30	1.1	
文式管 洗涤器	0.3~1.2	喉口 30~100	3000~ 9000		8.0~24	1.8~7.2	2.5	
喷射 洗涤器	10~100	喷嘴 20~50	0~200		0~5.4	60~600	2.5	
穿流 筛板塔	3~5	$>3.0$	每层 200~600		0.54~1.62	18~30	1.5	为板式塔的一种形式
旋流板 塔	5	3.0~4.0	每块板 200		0.54	~30	1.2	同上

注：表中电力并非整个装置的电耗，而是每层（段、块）塔板的数值，仅作互相比较用。

### 9.10.2 吸附设备

利用固体对气体的吸附能力来净化有害气体的设备，称为吸附设备。所谓吸附就是有

害气体与某种固体物质相接触，在界面上的扩散过程。吸附和吸收是不同的。吸收时吸收质均匀分散在液相中，吸附时，被吸附的物质只吸附在固体物质表面，形成一层吸附层。吸附可分为物理吸附和化学吸附，其不同特点列入表 9-8 中。

物理吸附和化学吸附比较 表 9-8

比较项目	物 理 吸 附	化 学 吸 附
吸附热	小 (21~63kJ/mol)，相当于凝聚热的 1.5~3.0 倍	大 (42~125kJ/mol)，相当于化学反应热
吸附力	范德华力 (分子间力)，较小	未饱和化学键力，较大
可逆性	可逆、易脱附	不可逆，不能或不易脱附
吸附速度	快	慢 (因需要活化能)
被吸附物质	非选择性	选择性
发生条件	如适当选择物理条件 (温度、压力、浓度)，任何固体—流体之间都可发生	发生在有化学亲和力的固体—流体之间
作用范围	与表面覆盖程度无关，可多层吸附	随覆盖程度的增加而减弱，只能单层吸附
等温线特点	吸附量随平衡压力 (浓度) 正比上升	关系较复杂
等压线特点	吸附量随温度升高而下降 (低温吸附、高温脱附)	在一定温度下才能吸附 (低温不吸附，高温下有一个吸附极大点)

在吸附现象中具有较大吸附能力的固体物质称为吸附剂，被吸附的物质称为吸附质。吸附剂表面积愈大，单位质量吸附剂所能吸附的就愈多。因此，用作吸附剂的物质都是松散的多孔状结构，具有巨大的表面积。单位质量吸附剂所具有的表面积称为比表面积 ( $\text{m}^2/\text{kg}$  或  $\text{m}^2/\text{g}$ )，比表面积愈大，吸附的气体量愈多。工业上常用的吸附剂的比表面积列入表 9-9 中。

常用吸附剂的比表面积 表 9-9

吸附剂	活性炭 (粒状)	活性炭 (粉状)	硅胶	活性氧化铝	分子筛 (沸石)
比表面积 ( $\text{m}^2/\text{g}$ )	700~1500	700~1600	200~1600	150~350	400~750

一定量的吸附剂所吸附的气体量是有一定限度的，经过一定时间吸附达到饱和时，要更换吸附剂。用过的吸附剂经过再生 (解吸) 后可重复使用。

静活性和动活性也是表征吸附剂性能的重要指标。静活性是指气体混合物中吸附质在一定温度和浓度下，达到吸附平衡 (即吸附剂的吸附量与解吸量处于平衡状态，又称饱和状态。) 时，单位体积或单位质量的吸附剂所能吸附的最大量。动活性是指在同样条件下，气体混合物通过吸附床层，在离开的气体混合物中开始出现吸附质时，吸附剂的吸附能力。动活性总是小于静活性，在计算吸附剂用量时，要用动活性来确定，其动活性应不小于静活性的 75%~80%，文献 [2] 建议动活性与静活性之比取 0.8~0.9。

活性炭是工业上应用较多的一种吸附剂。下面介绍几种常用的活性炭吸附设备。

1. 固定床活性炭吸附设备

固定床吸附设备可分为垂直型、圆筒型、多层型和水平型等，其结构如图 9-42 所示。其特点和适用风量列入表 9-10 中。

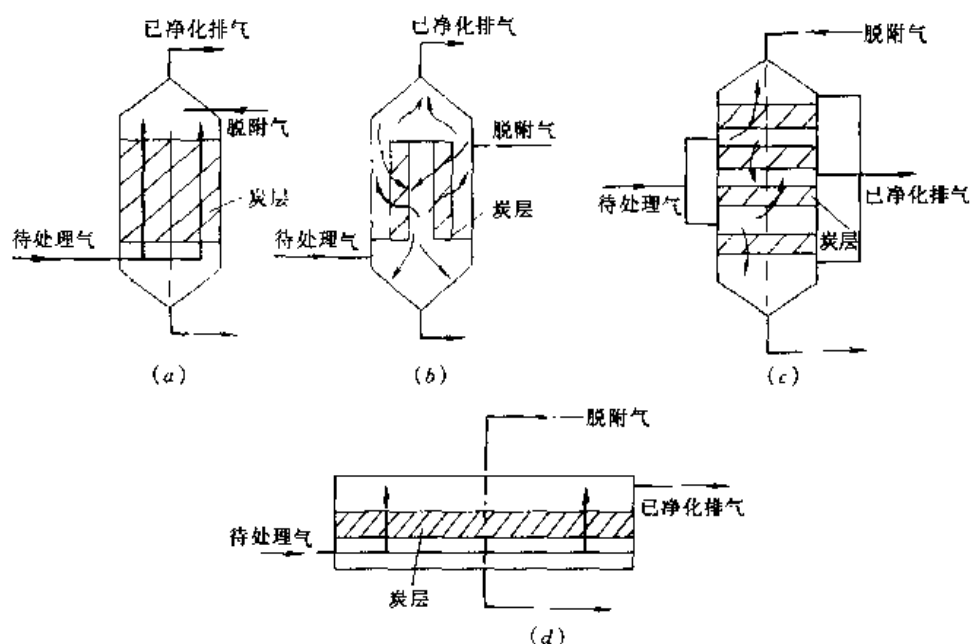


图 9-42 固定床活性炭吸附装置  
(a) 垂直型；(b) 圆筒型；(c) 多层型；(d) 水平型

固定床吸附设备特点和适用风量

表 9-10

型式	特 点	处理风量	型式	特 点	处理风量
垂直型	构造简单, 从小型到大型, 适用于高浓度和中小风量	600~42000	多层型	构造稍复杂, 适用于低浓度、大风量	3000~90000
圆筒型	气体通过面积大, 适用于低浓度、中小风量	600~42000	水平型	占地面积大, 适用于中高浓度, 大风量	16000~120000

固定床吸附装置的空塔速度一般取  $0.50\text{m/s}$  以下, 吸附剂和气体的接触时间取  $0.50\sim 2.0\text{s}$  以上, 吸附层压力损失应控制小于  $1\text{kPa}$ 。气体流速与压力损失的关系, 见图 9-43。在有害气体浓度较高时, 为了适应工艺连续生产的需要, 多采取双罐式, 一罐吸附, 另一罐脱附, 交替切换使用。双罐式活性炭吸附装置流程, 示于图 9-44。

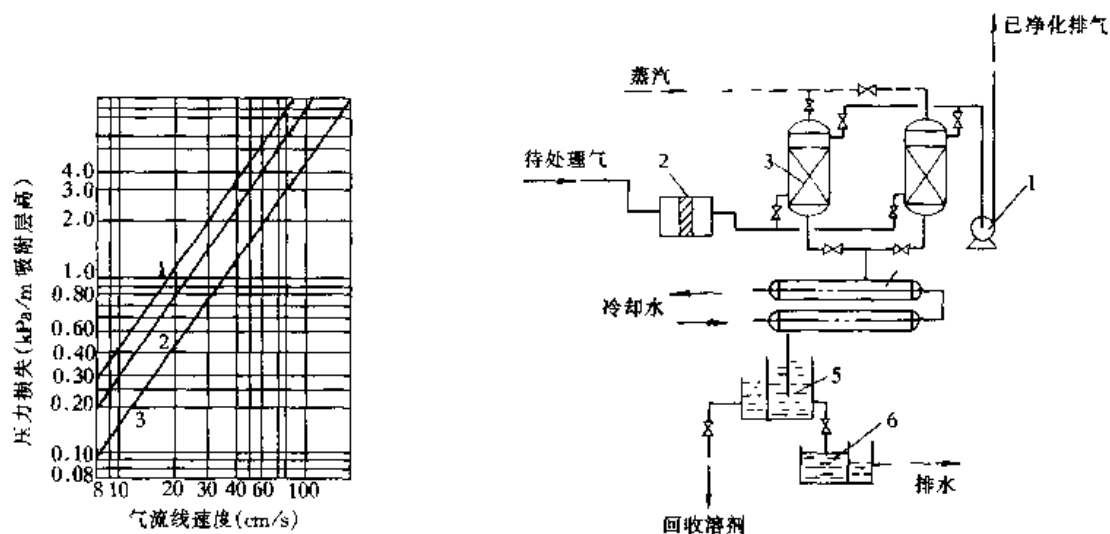


图 9-43 气流速度与压力损失

1—活性炭 4~8 目; 2—活性炭  
4~6 目; 3—活性炭(球状)3~7

图 9-44 活性炭吸附装置流程图

1—风机; 2—过滤罐; 3—活性炭罐; 4—冷凝器;  
5—分离器; 6—排水处理槽

## 2. 移动床吸附设备

图 9-45 为笼筐型移动床连续吸附设备。上箱体进行吸附过程，下箱体进行脱附过程。在该装置中，依靠风力使炭粒连续循环，炭粒达到饱和后即从上箱体移动到下箱体进行再生。再生后的炭粒由风道输送到上箱体。内筒可回转，并设有导风环使活性炭作有规则的移动。从而确保吸附、脱附连续均匀。

## 3. 流动床吸附设备

图 9-46 给出流动床基本流程图。装置由吸附部（多段、流动床）、脱附段（填充、移动床）、料封部、球状炭输送装置和冷凝回收装置五大部分组成。经脱附后的炭由气力输送管送到吸附部最上层多孔板上，废气通过最下层多孔板与下降炭粒（形成 10~40mm 的流动层，静置时炭层高度为 10~20mm）均匀接触，而其中的溶剂蒸气则被炭粒所吸附。由溢流堰溢出的炭粒逐层下降，逐层吸附，越往下落吸附有害气体的浓度越高，最后通过料封部流入脱附部。有害气体越往上升，由于逐层被吸附而浓度越低，到了最上层则与刚脱附过的炭粒相接触被净化后排入大气。

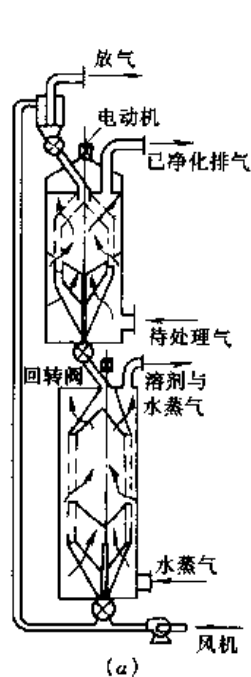


图 9-45 笼筐型移动床连续吸附设备

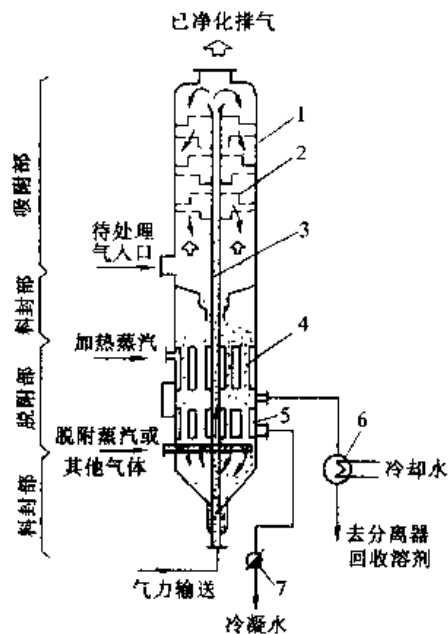


图 9-46 流动床基本流程图

1—壳体；2—网板；3—气力输送管；4—预热部；5—脱附部；6—冷凝器；7—疏水器

在料封部和脱附部，炭粒均处于移动层状态。脱附部由壳管式热交换器构成，活性炭在管内流动，管外侧通入蒸气加热。脱附载体气从底部通入，在管内上升，与下降的饱和炭相遇，进行脱附。被脱附出来的溶剂蒸气集结于脱附部上部，随后进入冷凝器。脱附温度越高，载体气量越大，脱附效果越佳。

汇集于脱附部最下部的已脱附的炭粒靠气力输送被提升到吸附部最上层，这样就完成了炭粒的循环。气力输送装置还可对炭的循环量加以调节。

被脱附出来的溶剂蒸气与脱附载体气一起进入冷凝器后，其中溶剂蒸气成分被冷凝成液态。载体气如采用水蒸气则它将伴随着溶剂蒸气一起被冷凝，然后同溶剂一起被送入分离器进行分离，溶剂得到回收，含有少量溶剂的冷凝水需接往废水处理站进行处理。



流动层吸附层空塔速度可达  $0.7 \sim 1.0 \text{ m/s}$ ，为固定床 2 倍以上。其空塔速度必须控制在  $15\% \sim 20\%$  的变动范围内。活性炭耗损量约为炭循环量的  $0.001\% \sim 0.002\%$ ，循环周期约为  $2 \sim 3.5 \text{ h}$ 。

### 参 考 文 献

- [1] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 钱以明 编. 空气调节 (第三版). 北京: 中国建筑工业出版社, 1994
- [2] 孙一坚主编. 工业通风 (第二版). 北京: 中国建筑工业出版社, 1991
- [3] 谭天祐, 梁凤珍 编. 工业通风除尘技术. 北京: 中国建筑工业出版社, 1984
- [4] 孙一坚主编. 简明通风设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1997
- [5] 马广大编著. 除尘器性能计算. 北京: 中国环境科学出版社, 1990
- [6] 刘后启, 林宏 编著. 电收尘器 (理论·设计·使用). 北京: 中国建筑工业出版社, 1987
- [7] [英] 马丁·克劳福德 著. 梁宁元 译. 空气污染控制理论. 北京: 冶金工业出版社, 1985

## 第 10 章 室内气流分布

### 10.1 对室内气流分布的要求与评价

#### 10.1.1 概述

大多数空调与通风系统都需向房间或被控制区域送入和（或）排出空气，不同形状的房间、不同的送风口和回风口形式和布置、不同大小的送风量都影响着室内空气的流速分布、温湿度分布和污染物浓度分布。室内气流速度、温湿度都是人体热舒适的要素，而污染物的浓度是空气品质的一个重要指标。因此，要想使房间内人群的活动区域（称工作区）成为一个温湿度适宜、空气品质优良的环境，不仅要有合理的系统形式及对空气的处理方案，而且还必须有合理的空气分布。空气分布又称为气流组织，也就是设计者要组织空气合理的流动。许多学者从不同的角度提出了对空气分布的要求与评价。例如，对有害污染物发生的车间，用有关污染物方面的指标来评价气流分布的效果，如污染物最大浓度区（应小于允许浓度）当量扩散半径（相当球体的半径），实际的不均匀分布工作区的平均浓度与排风浓度比值<sup>[1]</sup>等。又如恒温恒湿空调房间对房间气流分布的要求是工作区内各点的温湿度均匀一致，并保持与基准的温湿度差最小。对气流分布的要求主要针对“工作区”，所谓工作区一般指距地面 2m 以下，工艺性空调房间视具体情况而定。下面介绍对气流分布的主要要求和常用的评价指标。

#### 10.1.2 对温度梯度的要求

在空调或通风房间内，送人与房间温度不同的空气，以及房间内有热源存在，在垂直方向通常有温度差异（温度梯度）。在舒适的范围内，按照 ISO7730 标准，在工作区内的地面上方 1.1m 和 0.1m 之间的温差不应大于 3℃（这实质上考虑了坐着工作情况）；美国 ASHRAE55-92 标准<sup>[2]</sup>建议 1.8m 和 0.1m 之间的温差不大于 3℃（这是考虑人站立工作情况）。从可靠性角度，垂直温度梯度宜采用后者的控制指标。

#### 10.1.3 工作区的风速

工作区的风速也是影响热舒适的一个重要因素。在温度较高的场所通常可以用提高风速来改善热舒适环境。但是大风速通常是令人厌烦的。试验表明，风速在 0.5m/s 以下时，人没有太明显的感觉。各国的规范、标准或手册中对工作区的风速都有规定。我国规范规定<sup>[3]</sup>：舒适性空调冬季室内风速不应大于 0.2m/s，夏季不应大于 0.3m/s；工艺性空调冬季室内风速不应大于 0.3m/s，夏季宜采用 0.2~0.5m/s。

#### 10.1.4 吹风感和气流分布性能指标

人在空调房间内常见的不满是有吹风感。吹风感是由于空气温度和风速（房间的湿度和辐射温度假定不变）引起人体的局部地方有冷感，从而导致不舒适的感觉。美国ASHRAE用有效吹风温度EDT（Effective Draft Temperature）来判断是否有吹风感，它定义为

$$EDT = (t_x - t_m) - 7.8(v_x - 0.15) \quad (10-1)$$

式中  $t_x$ 、 $t_m$ ——室内某地点的温度和室内平均温度，℃；

$v_x$ ——室内某地点的风速，m/s。

对于办公室，当EDT在 $-1.7 \sim 1^\circ\text{C}$ ， $v_x < 0.35\text{m/s}$ 时，大多数人感觉是舒适的，小于下限值时有冷吹风感。EDT用于判断工作区任何一点是否有吹风感。而对整个工作区的气流分布的评价则用气流分布性能指标ADPI（Air Diffusion Performance Index）来判断，它定义为工作区内各点满足EDT和风速要求的点占总点数的百分比。对于已有的房间，ADPI可以通过实测各点的空气温度和风速来确定。在气流分布设计时，可以利用计算流体力学的办法进行预测；或参考有关文献、手册<sup>[4]</sup>提供的数值。

#### 10.1.5 通风效率 $E_v$

通风效率  $E_v$  已在8.3中进行了定义，它可理解为稀释通风时，参与工作区内稀释污染物的风量与总送入风量之比，或是污染物排风浓度与工作区浓度之比。由此可见， $E_v$ 也表示通风或空调系统排出污染物的能力，因此  $E_v$  也称为排污效率。当送入房间空气与污染物混合均匀，排风的污染物浓度等于工作区浓度时， $E_v = 1$ 。一般的混合通风的气流分布形式， $E_v < 1$ 。但是，若清洁空气由下部直接送到工作区时，工作区的污染物浓度可能小于排风的浓度，这时  $E_v$  会大于1。 $E_v$  不仅与气流分布有着密切关系，而且还与污染物分布有关。污染源位于排风口处， $E_v$  增大。

通风效率实际上也是一个经济性指标。 $E_v$  愈大，表明排出同样发生量污染物所需的新鲜空气量愈少，因此相应的空气处理和输送的能耗愈小，设备费用和运行费也就愈低。以转移热量为目的的通风和空调系统，通风效率中浓度可以用温度来取代，并称之为温度效率  $E_T$ ，或称为能量利用系数，表达式为

$$E_T = \frac{t_e - t_s}{t - t_s} \quad (10-2)$$

式中  $t_e$ 、 $t$ 、 $t_s$  分别为排风、工作区和送风的温度，℃。

#### 10.1.6 空气龄

空气质点的空气龄简称空气龄（Age of air），是指空气质点自进入房间至到达室内某点所经历的时间。局部平均空气龄定义为某一微小区域中各空气质点的空气龄的平均值。空气龄的概念比较抽象，实际测量很困难，目前都是用测量示踪气体的浓度变化来确定局部平均空气龄。由于测量方法不同，空气龄用示踪气体的浓度表达式也不同。例如用下降法（衰减法）测量，在房间内充以示踪气体，在A点起始时的浓度为  $c(0)$ ，然后对房间进行送风（示踪气体的浓度为零），每隔一段时间，测量A点的示踪气体浓度，由此获得

A 点的示踪气体浓度的变化规律  $c(\tau)$ ，于是 A 点的平均空气龄（单位为 s）为

$$\tau_A = \frac{\int_0^{\infty} c(\tau) d\tau}{c(0)} \quad (10-3)$$

全室平均空气龄定义为全室各点的局部平均空气龄的平均值

$$\bar{\tau} = \frac{1}{V} \int_V \tau dV \quad (10-4)$$

式中  $V$  为房间的容积。如用示踪气体衰减法测量，根据排风口示踪气体浓度的变化规律确定全室平均空气龄，即

$$\bar{\tau} = \frac{\int_0^{\infty} \tau c_e(\tau) d\tau}{\int_0^{\infty} c_e(\tau) d\tau} \quad (10-5)$$

式中  $c_e(\tau)$  即为排风的示踪气体浓度随时间的变化规律。

到达房间内某点的空气，而后离开某点从排风口排出。把房间内某微小区域内气体离开房间前在室内的滞留时间称为局部平均滞留时间（Residence time），用  $\tau_r$  表示，单位为 s。室内某一微小区域平均滞留时间减去空气龄即是该微小区域的空气流出室外的时间。全室平均滞留时间则为全室各点的局部平均滞留时间的平均值，用  $\bar{\tau}_r$  表示。全室平均滞留时间等于全室平均空气龄的 2 倍，即

$$\bar{\tau}_r = 2\bar{\tau} \quad (10-6)$$

理论上空气在室内的最短的滞留时间为

$$\tau_n = \frac{V}{\dot{V}} = \frac{1}{N} \quad (10-7)$$

式中  $V$  为房间体积， $m^3$ ； $\dot{V}$  为送入房间的空气量， $m^3/s$ ； $N$  为以秒计的换气次数， $1/s$ ； $\tau_n$  又称为名义时间常数（Nominal time constant）。

空气从送风口进入室内后的流动过程中，不断掺混污染物，空气的清洁程度和新鲜程度将不断下降。因此，空气龄短，预示着到达该处的空气可能掺混的污染物少，排除污染物的能力愈强。显然，空气龄评价了空气流动状态的合理性。

### 10.1.7 换气效率

换气效率（Air exchange efficiency） $\eta_a$  是评价换气效果优劣的一个指标，它是气流分布的特性参数，与污染物无关。它定义为空气最短的滞留时间  $\tau_n$  与实际全室平均滞留时间  $\bar{\tau}_r$  之比，即

$$\eta_a = \frac{\tau_n}{\bar{\tau}_r} = \frac{\tau_n}{2\bar{\tau}} \quad (10-8)$$

式中  $\bar{\tau}$  为实际全室平均空气龄，s。由于理论上最短滞留时间的气流分布，其空气龄（理想的、最短的平均空气龄）为  $\tau_n/2$ ，从式（10-8）可以看到，换气效率也可定义为最理想的平均空气龄（ $\tau_n/2$ ）与全室平均空气龄（ $\bar{\tau}$ ）之比。 $\eta_a$  是基于空气龄的指标，因此它反映了空气流动状态合理性。最理想的气流分布  $\eta_a=1$ ，一般的气流分布  $\eta_a<1$ 。

## 10.2 送风口和回风口

送风口以安装的位置分,有侧送风口、顶送风口(向下送)、地面风口(向上送);按送出气流的流动状况分有扩散型风口、轴向型风口和孔板送风。扩散型风口具有较大的诱导室内空气的作用,送风温度衰减快,但射程较短;轴向型风口诱导室内空气的作用小,空气温度、速度的衰减慢,射程远;孔板送风口是在平板上满布小孔的送风口,速度分布均匀,衰减快。

图 10-1 为两种常用的活动百叶风口。通常装于侧墙上用作侧送风口。双层百叶风口有两层可调节角度的活动百叶,短叶片用于调节送风气流的扩散角,也可用于改变气流的方向;而调节长叶片可以使送风气流贴附顶棚或下倾一定角度(当送热风时)。单层百叶风口只有一层可调节角度的活动百叶。双层百叶风口中外层叶片或单层百叶风口的叶片可以平行长边,也可以平行短边,由设计者选择。这两种风口也常用作回风口。

图 10-2 为用于远程送风的喷口,它属于轴向型风口,送风气流诱导室内风量少,可以送较远的距离,射程(末端速度  $0.5\text{m/s}$  处)一般可达到  $10\sim 30\text{m}$ ,甚至更远。通常在大空间(如体育馆、候机大厅)中用作侧送风口;送热风时可用作顶送风口。如风口既送冷风又送热风,应选用可调角喷口。调角喷口的喷嘴镶嵌在球形壳中,该球形壳(与喷嘴)在风口的外壳中可转动,最大转动角度  $30^\circ$ ,可用人工调节,也可通过电动或气动执行器调节。在送冷风时,风口水平或上倾,送热风时,风口下倾。

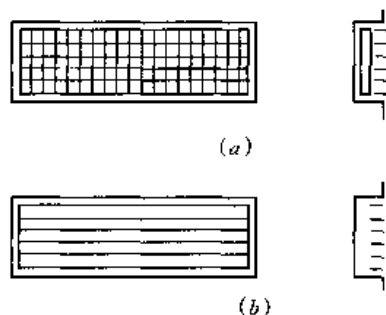


图 10-1 活动百叶风口  
(a)双层百叶风口;(b)单层百叶风口

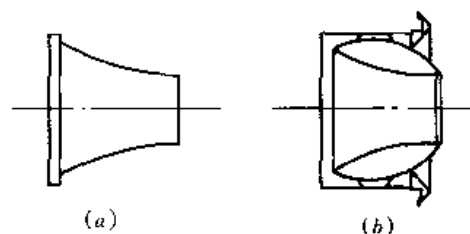


图 10-2 喷口  
(a)固定式喷口;(b)可调角度喷口

图 10-3 为三种比较典型的散流器,直接装于顶棚上,是顶送风口。图(a)为平送流型的方形散流器,有多层同心的平行导向叶片,使空气流出后贴附于顶棚流动。样本中送风射程指散流器中心到末端速度为  $0.5\text{m/s}$  的水平距离。这种类型散流器也可以做成矩形。方形或矩形散流器可以是四面出风、三面出风、两面出风和一面出风。平送流型的圆形散流器与方形散流器相类似。平送流型散流器适宜用于送冷风。图(b)是下送流型的圆形散流器,又称为流线型散流器。叶片间的竖向间距是可调的。增大叶片间的竖向间距,可以使气流边界与中心线的夹角减小。这类散流器送风气流夹角一般为  $20^\circ\sim 30^\circ$ 。因此在散流器下方形成向下的气流。图(c)为圆盘型散流器,射流以  $45^\circ$  夹角喷出,流型介于平送与下送之间,适宜于送冷、热风。各类散流器的规格都按颈部尺寸  $A\times B$  或直径  $D$  来标定。

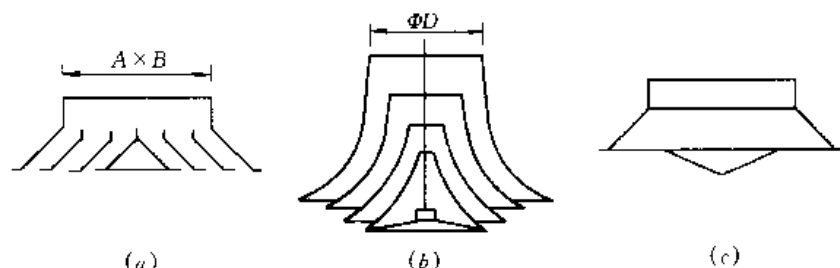


图 10-3 方形和圆形散流器

(a) 平送流型方形散流器; (b) 向下送流型的圆形散流器; (c) 圆盘型散流器

图 10-4 为可调式条形散流器, 条缝宽 19mm, 长度 500~3000mm, 可根据需要选用。调节叶片的位置, 可以使散流器的出风方向改变或关闭, 如图中所示。也可以多组组合 (2、3、4 组) 在一起。条形散流器用作顶送风口, 也可以用于侧送。

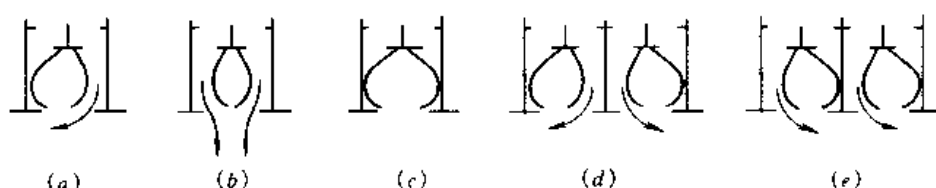


图 10-4 可调式条形散流器

(a) 左出风; (b) 下送风; (c) 关闭; (d) 多组左右出风; (e) 多组右出风

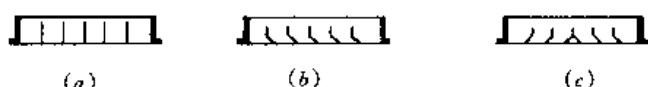


图 10-5 固定叶片条形散流器

(a) 直流式; (b) 单侧流; (c) 双侧流

图 10-5 为固定叶片条形散流器。这种条形散流器的颈宽 50~150mm, 长度 500~3000mm。根据叶片形状可以有三种流型。这种条形散流器可以用作顶送、侧送和地板送风。

图 10-6 为旋流式风口, 其中 (a) 是顶送式风口。风口中带有起旋器, 空气通过风口后成为旋转气流, 并贴附于顶棚流动。具有诱导室内空气能力大、温度和风速衰减快的特点。适宜在送风温差大、层高低的空间中应用。旋流式风口的起旋器位置可以上下调节, 当起旋器下移时, 可使气流变为吹出型。图中 (b) 用于地板送风的旋流式风口, 它的工作原理与顶送形式相同。

图 10-7 为置换送风口。风口靠墙置于地上, 风口的周边开有条缝, 空气以很低的速度

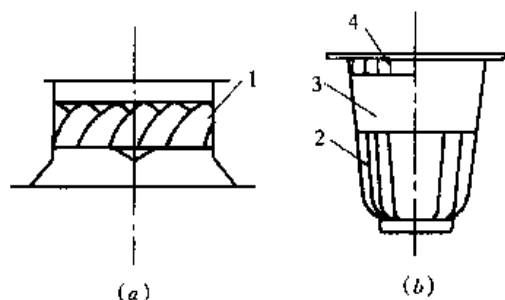


图 10-6 旋流式风口

(a) 顶送型旋流风口; (b) 地板送风旋流风口

1—起旋器; 2—旋流叶片; 3—集尘箱; 4—出风格栅

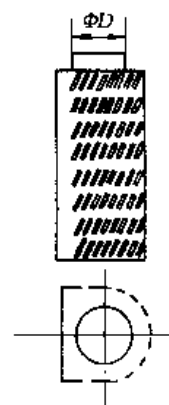


图 10-7 置换送风风口

度送出,诱导室内空气的能力很低,从而形成置换送风的流型(见10.3)。图示的风口在 $180^\circ$ 范围内送风,另外有在 $90^\circ$ 范围内送风(置于墙角处)和 $360^\circ$ 范围内送风的风口。风口的高度为 $500\sim 1000\text{mm}$ 。

房间内的回风口是一个汇流的流场,风速的衰减很快,它对房间的气流影响相对于送风口来说比较小,因此风口的形式也比较简单。上述的送风口中的活动百叶风口、固定叶片风口等都可以做回风口。也可用铝网或钢网做成回风口。图10-8中示出了两种专用于回风的风口。图中(a)是格栅式风口,风口内用薄板隔成小方格,流通面积大,外形美观。图中(b)为可开式百叶回风口。百叶风口可绕铰链转动,便于在风口内装卸过滤器。适宜用作顶棚回风的风口,以减少灰尘进入回风顶棚。还有一种固定百叶回风口,外形与可开式百叶风口相近,区别在不可开启,这种风口也是一种常用的回风口。

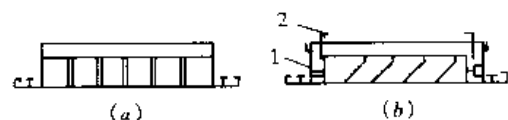


图10-8 回风口

(a) 格栅式回风口; (b) 为可开式百叶回风口

1—铰链; 2—过滤器挂钩

送风口、回风口的形式很多,上面只介绍了几种比较典型的、常用的风口。其他形式风口可参阅有关生产厂的样本或手册。

## 10.3 典型的气流分布模式

气流分布的流动模式取决于送风口和回风口位置、送风口形式等因素。其中送风口(它的位置、形式、规格、出口风速等)是气流分布的主要影响因素。房间内空气流动模式有三种类型:(1)单向流——空气流动方向始终保持不变;(2)非单向流——空气流动的方向和速度都在变化;(3)两种流态混合存在的情况。下面介绍几种常见风口布置方式的气流分布模式。

### 10.3.1 侧送风的气流分布

图10-9给出了7种侧送风的气流分布模式。图中(a)上侧送,同侧下部回风,送风气流贴附于顶棚,工作区处于回流区中。送风与室内空气混合充分,工作区的风速较低,温湿度比较均匀。适用于恒温恒湿的空调房间。排出空气的污染物浓度或温度基本上等于工作区的浓度和温度,因此通风效率 $E_v$ 和温度效率 $E_T$ 接近于1。但换气效率 $\eta_a$ 较低,大约小于0.5。图(b)为上侧送风,对侧的下部回风。工作区在回流和涡流区中,回风的污染物浓度低于工作区的浓度, $E_v < 1$ 。图(c)为上侧送风,同侧上部回风。这种气流分布形式与图(a)相类似,但 $E_v$ 要稍低一些, $\eta_a$ 一般在 $0.2\sim 0.55$ 。图(d)、(e)的模式分别相当于两个(a)、(c)气流分布的并列模式。它们适用于房间宽度大,单侧送风射流达不到对侧墙时的场合。对于高大厂房,可采用中部侧送风、下部回风、上部排风的气流分布,如图(f)所示。当送冷风时,射流向下弯曲。这种送风方式在工作区的气流分布模式基本上与(d)相类似。房间上部区域温湿度不需要控制,但可进行部分排风,尤其是热车间中,上部排风可以有效排除室内的余热。图(g)是典型的水平单向流的气流分布模式。两侧都应设置起稳压作用的静压箱,使气流在房间的断面上均匀分布。在回风口附近,空气的污染物浓度等于排除空气的污染物浓度, $E_v = 1$ ;而在气流的上游

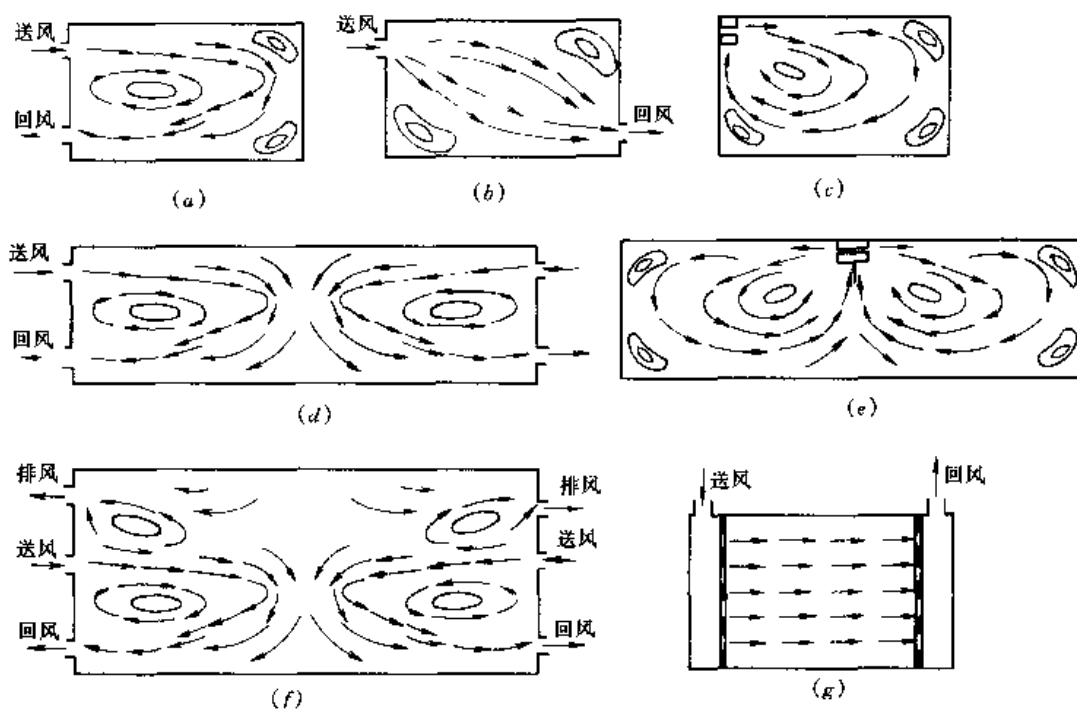


图 10-9 侧送风的室内气流分布

(a) 上侧送，同侧下回；(b) 上侧送，对侧下回；(c) 上侧送，上回；  
(d) 双侧送，双侧下回；(e) 上部两侧送，上回；(f) 中侧送，下回，上排；(g) 水平单向流

侧， $E_v$  都大于 1；在靠近送风口处， $E_v \rightarrow \infty$ 。水平单向流的换气效率  $\eta_a = 1$ 。这种气流分布模式多用于洁净空调，详见 12.2 节。

### 10.3.2 顶送风的气流分布

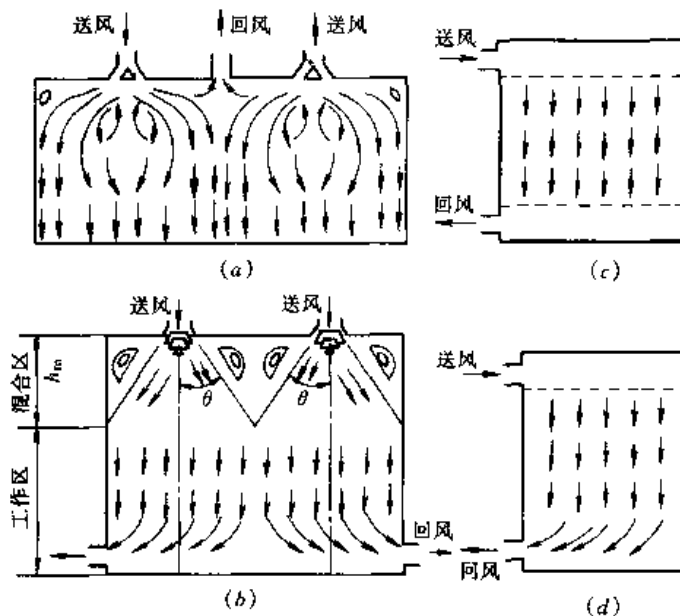


图 10-10 顶送风的室内气流分布

(a) 散流器平送，顶棚回风；(b) 散流器向下送风，下侧回风；  
(c) 垂直单向流；(d) 顶棚孔板送风，下侧回风

图 10-10 给出了四种典型的顶送风气流分布模式。图 (a) 为散流器平送，顶棚回风的气流分布模式。散流器底面与顶棚在同一平面上，送出的气流为贴附于顶棚的射流。射流的下侧卷吸室内空气，射流在近墙下降。顶棚上的回风口应远离散流器。工作区基本上处于混合空气中。这种气流分布模式的通风效率  $E_v$  低于上述的侧送气流。换气效率  $\eta_a$  约为 0.3 ~ 0.6。图 (b) 为散流器向下送风，下侧回风的室内空气分布。所用的散流器具有向下送风的特点（如图 10-3b）。散流器出口的空气以夹角  $\theta = 20^\circ \sim 30^\circ$  喷射出，在起始段不断卷吸



周围空气而扩大，当相邻的射流搭接后，气流呈向下流动模式。工作区位于向下流动的气流中，在工作区上部是射流的混合区。这种流型的  $E_v$  和  $\eta_a$  都比图 (a) 的气流分布高。图 (c) 为典型的垂直单向流。送风与回风都有起稳压作用的静压箱。送风顶棚可以是孔板，下部是格栅地板，从而保证了气流在横断面上速度均匀，方向一致。这种流型的  $E_v > 1$ ,  $\eta_a = 1$ 。图 (d) 为顶棚孔板送风，下侧部回风，与图 (c) 不同处是取消了格栅地板，改为一侧回风。因此不能保证完全是单向流，气流在下部偏向回风口。这种流型的  $E_v > 1$ ,  $\eta_a < 1$ ，但比上述散流器送风的  $\eta_a$  要高。

### 10.3.3 下部送风的气流分布

图 10-11 为两种典型的下部送风的气流分布图。图 (a) 为地板送风模式。地面需架空，下部空间用作布置送风管，或直接用作送风静压箱，把空气分配到地板送风口。地板送风口可以是旋流风口（有较好的扩散性能），或是格栅式、孔板式的其他风口。送出的气流可以是水平贴附射流或垂直射流。射流卷吸下部的部分空气，在工作区形成许多小的混合气流。工作区内的人体和热物体（如计算机）周围的空气变热而形成热射流，卷吸周围的空气向上升，污染的热气流通过上部的回风口中排出房间。如果人体和热物体的热射流卷吸所需的空气量小于下部的送风量，则这区域内的气流保持向上流动；当到达一定高度后，卷吸所需的空气量增多而大于下部送风量时，则将卷吸顶棚返回的气流，因此上部就有回流的混合区，如图中虚线以上区域。当混合区在 1.8m 以上时，将可保持工作区有较高空气品质。这种气流分布模式称之为置换通风（Displacement ventilation）。置换通风气流分布的特点是：工作区内气流近似于单向流；通风效率  $E_v$  和温度效率  $E_T$  都很高，换气效率  $\eta_a = 0.5 \sim 0.6$ ；既节省冷量，又有较高的室内空气品质。但不适用于送热风的场合。为保证工作区有近似的单向流动，地板送风口的出风速度不能太大，一般认为小于  $2\text{m/s}^{[5]}$  为宜，否则射流会把上部的热污染空气卷吸到工作区；另外，在 1.8m 高以下的送风量应大于热物体的热射流所需卷吸的风量。

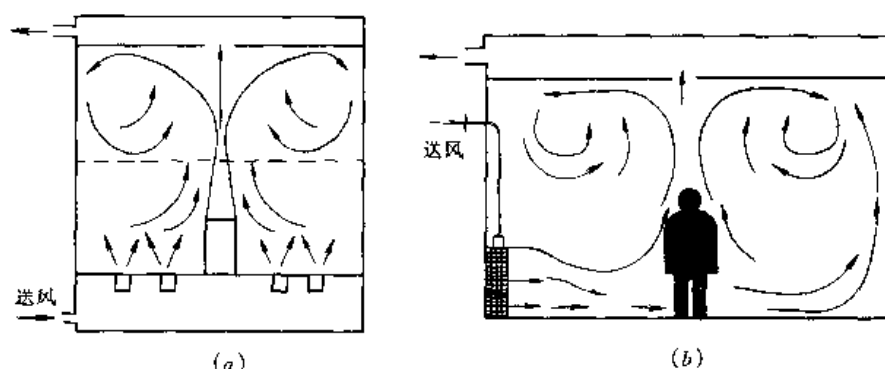


图 10-11 下部送风的室内气流分布

(a) 地板送风；(b) 下部低速侧送风

图 (b) 是下部低速侧送的室内气流分布。送风口速度很低，一般约为  $0.3\text{m/s}$ 。温度低的送风气流将沿地面扩散开来，在下部形成一层温度较低的送风气流，室内的人体和热物体使其周围的空气受热上升，携带污染物从上部的回风口排出室外。送风气流将不断补充、置换上升的热气流，形成接近单向的向上气流。这种气流分布模式是置换通风的最基本形式，它的通风效率和温度效率都很高，换气效率  $\eta_a$  约为  $0.5 \sim 0.67$ 。

下部送风的垂直温度梯度都较大,设计时应校核温度梯度是否符合 10.1.2 中的要求。另外,送风温度也不应太低,避免足部有冷风感。下部送风适用于计算机房、办公室、会议室、观众厅等场合。

下部送风除了上述两种模式外,还有座椅送风方案,即在座椅下或椅背处送风。这也是下部送风的气流分布模式。通常用于影剧院、体育馆的观众厅。

### 10.4 室内气流分布的设计计算

气流分布设计的目的是布置风口、选择风口规格、校核室内气流速度、温度等。下面就主要的几种气流分布阐述它们的设计方法。

#### 10.4.1 侧送风的计算

除了高大空间中的侧送风气流可以看做自由射流外,大部分房间的侧送风气流,如图 10-9 (a) ~ (e),都是受限射流——射流的边界受到房间顶棚、墙等限制的影响。受限射流的规律,前苏联学者做了系统的实验研究<sup>[6]</sup>。研究表明,气流从风口喷出后的开始阶段仍按自由射流的特性扩散,射流的断面与流量逐渐增大,边界为一曲线;当射流断面扩展到房屋断面的 20%~25% 时,射流断面扩展的速度比自由射流要缓慢;当射流断面扩展到房屋断面的 40%~42% 时,射流断面和流量都达到了最大(图 10-12 中断面 I-I),断面和流量逐渐减小,直到消失。射流受限的程度用射流自由度  $\sqrt{A}/d_0$  来表示,其中  $A$  为房间的断面积,  $m^2$ ,当有多股射流时,  $A$  为射流服务区域的断面积;  $d_0$  风口的直径,  $m$ ,当为矩形风口时按面积折算成圆的直径。房间的工作区都在回流区,回流区中风速最大的断面应是射流扩展到最大断面面积的断面处(图 10-12 中 I-I 断面),因这里是回流断面最小的地方。试验结果表明,此处的回流最大平均速度(即工作区的最大平均速度)

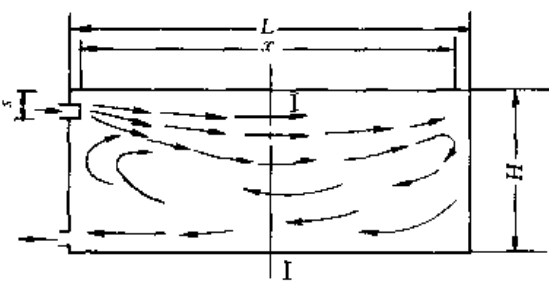


图 10-12 受限射流断面图

度)  $v_{r,max}$  (m/s) 与风口出口风速  $v_0$  (m/s) 有如下关系:

$$\left(\frac{v_{r,max}}{v_0}\right)\left(\frac{\sqrt{A}}{d_0}\right) = 0.69 \quad (10-9)$$

如果工作区允许最大风速为 0.2~0.3m/s (见 10.1.3), 代入上式, 即可得到允许最大的出口风速为

$$v_{0,max} = (0.29 \sim 0.43) \frac{\sqrt{A}}{d_0} \quad (10-10)$$

此外, 出口风速还应考虑噪声的要求, 一般宜在 2~5m/s 内选取; 对噪声控制要求高的场合, 风速应取小值。

在空调房间内, 送风温度与室内温度有一定温差, 射流在流动过程中, 不断掺混室内空气, 其温度逐渐接近室内温度。因此要求射流的末端温度与室内温度之差在一定限度之内。射流温度衰减与射流自由度、紊流系数、射程有关, 对于室内温度波动允许大于 1℃ 的空调房间, 可认为只与射程有关。中国建筑科学研究院通过对受限空间非等温射流的实验研究提出了温度衰减的变化规律, 见表 10-1。另外, 当送冷风时, 射流将较早地脱离

顶棚而下落。射流的贴附长度与射流的阿基米德数  $Ar$  有关,  $Ar$  数为

$$Ar = \frac{gd_0\Delta t_s}{v_0^2 T_r} \quad (10-11)$$

式中,  $\Delta t_s$  为送风温差, 即室内工作区温度  $t_r$  与送风温度  $t_s$  之差,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_r = 273 + t_r$ ,  $\text{K}$ ;  $g$  为重力加速度,  $\text{m/s}^2$ 。  $Ar$  数愈小, 射流贴附长度愈长;  $Ar$  愈大, 贴附射程愈短。中国建筑科学研究院空气调节研究所通过实验, 给出了它们的关系, 见表 10-2。

受限射流温度衰减规律

表 10-1

$x/d_0$	2	4	6	8	10	15	20	25	30	40
$\Delta t_x/\Delta t_s$	0.54	0.38	0.31	0.27	0.24	0.18	0.14	0.12	0.09	0.04

注: (1)  $\Delta t_x$  为射流在  $x$  处的温度  $t_x$  与工作区温度  $t_r$  之差,  $\Delta t_s$  为送风温差

(2) 试验条件:  $\sqrt{A}/d_0 = 21.2 \sim 27.8$ 。

射流贴附长度

表 10-2

$Ar (\times 10^{-3})$	0.2	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	9.0	11	13
$x/d_0$	80	51	40	35	32	30	28	26	23	21	19

在布置风口时, 风口应尽量靠近顶棚, 使射流贴附顶棚。另外, 为了不使射流直接到达工作区, 侧送风的房间高度不得低于如下的高度

$$H' = h + 0.07x + s + 0.3 \quad (10-12)$$

式中  $h$  为工作区高度,  $1.8 \sim 2.0\text{m}$ ;  $x$  和  $s$  见图 9-12 所示;  $0.3\text{m}$  为安全系数。

气流分布设计时, 要求射流贴附长度达到对面墙  $0.5\text{m}$  处; 并要求该处的射流温度与工作区温度之差为  $1^{\circ}\text{C}$  左右, 如果是恒温恒湿空调房间, 应根据允许温度波动值来确定 (详见文献 [7]、[8])。

气流分布设计的已知条件: 房间送风量  $\dot{V}$ ,  $\text{m}^3/\text{s}$ ; 射流方向的房间长度  $L$ ,  $\text{m}$ ; 房间总的宽度  $B$ ,  $\text{m}$ ; 房间净高  $H$ ,  $\text{m}$ ; 送风温度  $t_s$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ; 房间工作区温度  $t_r$ ,  $^{\circ}\text{C}$ 。侧送风气流分布的设计步骤如下:

(1) 按允许的射流温度衰减值, 求出射流最小相对射程  $x/d_0$ 。对于舒适性空调, 射流末端的  $\Delta t_x$  可为  $1^{\circ}\text{C}$  左右。

(2) 根据射流的实际长度和最小相对射程, 计算风口允许的最大直径  $d_{0,\max}$ 。从风口样本中预选风口的规格尺寸。对于非圆形的风口, 按面积折算风口直径, 即

$$d_0 = 1.128\sqrt{A_0} \quad (10-13)$$

式中  $A_0$  为风口的面积,  $\text{m}^2$ 。使  $d_0 \leq d_{0,\max}$ 。

(3) 设定风口数量  $n$ , 并计算风口的出风速度, 即

$$v_0 = \frac{\dot{V}}{\Psi A_0 n} \quad (10-14)$$

式中  $\Psi$  为风口有效断面系数, 可根据实际情况计算确定, 或从风口样本上查找, 对于双层百叶风口  $\Psi$  约为  $0.72 \sim 0.82$ 。出口风速一般不宜大于  $5\text{m/s}$ 。

(4) 根据房间的宽度  $B$  和风口数计算出射流服务区断面为

$$A = BH/n \quad (10-15)$$

由此可以计算射流自由度  $\sqrt{A}/d_0$ ，并由式 (10-10) 计算出允许的最大出口风速  $v_{0,\max}$ ，如果大于实际出口风速，则认为合适。如果小于实际风速，则表明回流区平均风速超过了规定值。超过太多时，应重新设置风口数和风口尺寸。

(5) 按式 (10-11) 计算  $Ar$ ，由表 10-2 确定射流贴附的射程，如果大于或等于要求的射程长度，则认为设计合理，否则重新假设风口数和风口尺寸，重复上述计算。

**【例 10-1】** 已知房间的尺寸为  $L=6\text{m}$ ， $B=21\text{m}$ ，净高  $H=3.5\text{m}$ ；房间的高符合侧送风条件；总送风量  $\dot{V}=0.88\text{m}^3/\text{s}$ ，送风温度  $t_s=20^\circ\text{C}$ ，工作区温度  $t_r=26^\circ\text{C}$ 。试进行气流分布设计。

**【解】** (1) 设  $\Delta t_x=1^\circ\text{C}$ ，因此  $\Delta t_x/\Delta t_s=1/6=0.167$ 。由表 10-1 查得射流最小相对射程  $x/d_0=16.6$ 。

(2) 设在墙一侧靠顶棚安装风管，风口离墙为  $0.5\text{m}$ ，则射流的实际射程为  $x=6-0.5-0.5=5\text{m}$ 。由最小相对射程求得送风口最大直径  $d_{0,\max}=5/16.6=0.3\text{m}$ 。选用双层百叶风口，规格为  $300\text{mm}\times 200\text{mm}$ 。根据式 (10-13) 计算风口面积相当的直径

$$d_0=1.128\sqrt{0.3\times 0.2}=0.276\text{m}$$

(3) 设有 5 个平行的风口，根据式 (10-12) 计算风口的出口速度

$$v_0=\frac{\dot{V}}{\psi A_0 n}=\frac{0.88}{0.8\times 0.3\times 0.2\times 5}=3.67\text{m/s}$$

(4) 根据式 (10-15)，可以求出射流自由度

$$\frac{\sqrt{A}}{d_0}=\sqrt{\frac{BH}{n}}/d_0=\sqrt{\frac{21\times 3.5}{n}}/0.276=13.89$$

并由式 (10-10) 求出允许最大出口风速

$$v_{0,\max}=0.29\times 13.89=4\text{m/s}>v_0(3.67\text{m/s})$$

所假定风口数量及规格，达到回流区平均风速  $\leq 0.2\text{m/s}$  的要求。

(5) 根据式 (10-11) 有

$$Ar=\frac{9.81\times 6\times 0.276}{(3.67)^2\times (273+26)}=4\times 10^{-3}$$

从表 10-2 可查得，相对贴附射程为 32，因此，贴附射程为  $32\times 0.276=8.8\text{m}>5\text{m}$ 。满足要求。

以上的计算步骤与实例适用于对温度波动范围的控制要求并不严格的空调房间。对于恒温恒湿空调房间的气流分布设计参阅文献 [7]、[8]。

## 10.4.2 散流器送风的计算

### 10.4.2.1 多层平行叶片和盘式散流器送风

多层平行叶片散流器的气流分布模式如图 10-10 (a) 所示，送出的气流贴附于顶棚。盘式散流器送出的气流扩散角大，接近平送流型。散流器送风气流分布设计步骤是，首先布置散流器，然后预选散流器，最后校核射流的射程和室内平均风速。散流器布置的原则是：(1) 布置时充分考虑建筑结构的特点，散流器平送方向不得有障碍物（如柱）。(2) 一般按对称布置或梅花形布置（如图 10-13 所示）。(3) 每个圆形或方形散流器所服务的

区域最好为正方形或接近正方形；如果散流器服务区的长宽比大于 1.25 时，宜选用矩形散流器。如果采用顶棚回风，则回风口应布置在距散流器最远处。图 10-13 为两种典型的散流器平面布置图式，其中 (a) 为房间内有柱，对称布置；(b) 为梅花形布置，这种布置方式，每个散流器送出气流有互补性。气流分布更为均匀。

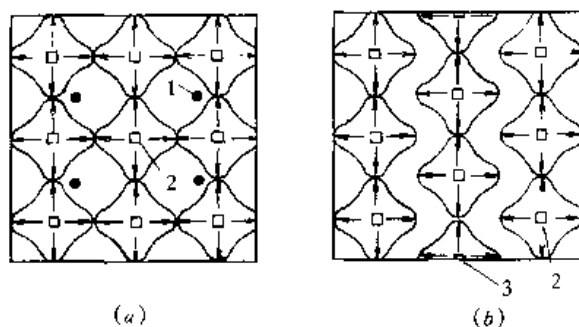


图 10-13 散流器平面布置图

(a) 对称布置；(b) 梅花形布置；

1—柱；2—方形散流器；3—三面送风散流器

散流器送风气流分布计算，主要选用合适的散流器，使房间内风速满足设计要求。

根据 P.J 杰克曼 (P.J. Jackman) 对圆形多层锥面和盘式散流器的实验结果综合的公式，散流器射流的速度衰减方程<sup>[7]</sup>为

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{KA^{1/2}}{x + x_0} \quad (10-16)$$

式中  $x$ ——以散流器中心为起点的射流水平距离，m；

$v_x$ ——在  $x$  处的最大风速，m/s；

$v_0$ ——散流器出口风速，m/s；

$x_0$ ——平送射流原点与散流器中心的距离，多层锥面散流器取 0.07m；

$A$ ——散流器的有效流通面积， $m^2$ ；

$K$ ——系数，多层锥面散流为 1.4，盘式散流气为 1.1。

室内平均风速  $v_m$  (m/s) 与房间大小、射流的射程有关，可按式计算：

$$v_m = \frac{0.381 r L}{(L^2/4 + H^2)^{1/2}} \quad (10-17)$$

式中  $L$ ——散流器服务区边长，m；

$H$ ——房间净高，m；

$r$ ——射流射程与边长  $L$  之比，因此  $rL$  即为射程，射程为散流器中心到风速为 0.5m/s 处的距离，通常把射程控制在到房间（区域）边缘之 75%。

式 (10-17) 是等温射流的计算公式。当送冷风时，应增加 20%，送热风时减少 20%。

下面将通过实例来说明散流器的选择计算。

**【例 10-2】** — 15m×15m 的空调房间，净高 3.5m，送风量为 1.62m<sup>3</sup>/s，试选择散流器的规格和数量。

**【解】** (1) 布置散流器。采用图 10-13 (a) 的布置方式，即每个散流器承担 5m×5m 的送风区域。

(2) 初选散流器。选用圆形散流器，按颈部风速 2~6m/s 选择散流器规格。层高低或要求噪声低时，应选低风速；层高高或噪声控制要求不高时，可选用高风速，甚至可用 >6m/s 的风速。本例按 3m/s 左右选风口。选用颈部尺寸为  $\phi 257$ mm 的圆形散流器，颈部面积为 0.052m<sup>2</sup>，则颈部风速为

$$v = \frac{1.62}{9 \times 0.052} = 3.46 \text{ m/s}$$

散流器实际出口面积约为颈部面积的 90%，即  $A = 0.052 \times 0.9 = 0.0468 \text{m}^2$ 。则散流器出口风速  $v_0 = 3.46/0.9 = 3.85 \text{m/s}$

(3) 按公式 (10-16) 求射流末端速度为  $0.5 \text{m/s}$  的射程，即

$$x = \frac{K v_0 A^{1/2}}{v_x} - x_0 = \frac{1.4 \times 3.85 \times (0.0468)^{1/2}}{0.5} - 0.07 = 2.26 \text{m}$$

(4) 按公式 (10-17) 计算室内平均速度

$$v_m = \frac{0.381 \times 2.26}{(5^2/4 + 3.5^2)^{1/2}} = 0.2 \text{m/s}$$

如果送冷风，则室内平均风速为  $0.24 \text{m/s}$ ；送热风时，平均风速  $0.16 \text{m/s}$ 。所选散流器符合要求。

#### 10.4.2.2 流线型散流器送风

流线型散流器送风的空气分布见图 10-10 (b)。为了使工作区位于向下的流动气流中，在布置散流器密度时，要使混合层的高度  $h_m$  不得延伸到工作区，即

$$H - h_m \geq \text{工作区高度} \quad (10-18)$$

$$\text{而} \quad h_m = \frac{1}{2 \tan \theta} (L - 2d_0) \quad (10-19)$$

式中  $H$  为房间的净高，m；工作区高度按工艺要求确定，一般为  $1.8 \sim 2 \text{m}$ ； $L$  为散流器的中心距，m； $d_0$  为散流器颈部直径，m； $\theta$  为散流器射流边缘与中心线的夹角，取决于散流器叶片的竖向间距，查风口样本或手册<sup>[8]</sup>。

射流轴心速度衰减的规律为

$$\frac{v_z}{v} = \frac{0.6}{Z/d_0} \quad (Z > 4d \text{ 时}) \quad (10-20)$$

式中  $v$  为散流器颈部的风速，m/s； $Z$  为从散流器出口算起的射程，m； $v_z$  为距风口  $Z$  处的轴心速度，m/s。式 (10-20) 可用于根据工作区要求的风速确定散流器的颈部风速。

射流的温度衰减规律为

$$\frac{\Delta t_z}{\Delta t_s} = \frac{C_z}{Z/d_0} \quad (10-21)$$

式中  $\Delta t_s$  为送风温差，℃； $\Delta t_z$  为射程  $Z$  处的射流温度与工作区温度之差； $C_z$  为实验系数，当  $L = 2 \text{m}$  时， $C_z = 1.3$ ； $L = 3 \text{m}$  时， $C_z = 3.5$ ，其他间距时用插入法计算。式 (10-21) 可用于校核区域温差（工作区内最高或最低温度与控制温度之差）是否符合要求。

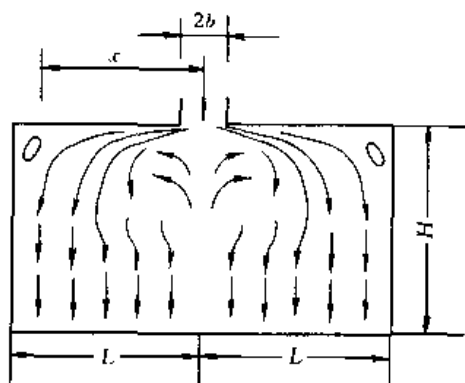


图 10-14 双条缝散流器平送风

#### 10.4.3 条形散流器送风

图 10-14 为双条缝散流器平送风的气流分布模式。散流器可采用图 10-4 (d) 的可调式散流器或固定叶片散流器。散流器的条缝宽为  $b$ ，m；散流器长度  $L$  与房间相同，装于房间（散流器服务区域）的中央。根据 P.J 杰克曼的实验结果，条形风口速度衰减方程<sup>[7]</sup>为

$$\frac{v_x}{v_0} = K \left( \frac{b}{x} \right)^{1/2} \quad (10-22)$$

式中  $x$  为从条缝中心为起点的射流水平距离, m, 由于条缝很小, 射流原点与条缝中心很近, 可视为同心; 系数  $K=2.35$ ; 其余符号同式 (10-16)。

室内的平均风速  $v_m$  (m/s) 与房间尺寸、射流长度有关, 可按下式计算

$$v_m = 0.25L \left( \frac{r}{L^2 + H^2} \right)^{1/2} \quad (10-23)$$

式中  $L$  为风口中心到房间墙边或服务区域边缘的距离, m;  $r$  为射流末端风速为 0.5m/s 的射程与风口到墙边 (或服务区域边缘) 距离  $L$  之比, 一般取 0.75。式 (10-23) 为等温射流的公式。当送冷风时,  $v_m$  应增加 20%; 送热风时, 减少 20%。平送型条形散流器设计步骤同 10.4.2.1 中散流器的设计步骤。但应注意, 公式 (10-22)、(10-23) 是两个相反方向送风条缝的计算公式, 也适用于两个条缝分别设在墙边相对送风的模式。

#### 10.4.4 喷口送风

大空间空调或通风常用喷口送风, 可以侧送, 也可以垂直下送。喷口通常是平行布置的, 当喷口相距较近时, 射流达到一定射程时会互相重叠而汇合成一片气流。对于这种多股平行非等温射流的计算可采用中国建筑科学研究院空调所实验研究综合的计算公式<sup>[8]</sup>。但许多场合, 多股射流在接近工作区附近重叠, 为简单起见, 可以利用单股自由射流计算公式进行计算。自由射流的计算公式也都是建立在实验基础上的经验公式, 在《流体力学泵与风机》、《热质交换原理与设备》中都已介绍, 这里为说明气流分布的设计步骤, 介绍由 A. Koestel 提出的经验公式<sup>[7]</sup>。

##### 10.4.4.1 喷口垂直向下送风

轴心速度衰减方程

$$\frac{v_x}{v_0} = K \frac{d_0}{x} \left[ 1 \pm 1.9 \frac{Ar}{K} \left( \frac{x}{d_0} \right) \right]^{1/3} \quad (10-24)$$

式中  $d_0$  为喷口出口直径, m, 对于矩形喷口, 利用式 (10-13) 按面积进行折算;  $Ar$  按式 (10-11) 计算,  $x$  为离风口的距离, m;  $K$  为射流常数, 对于圆形、矩形喷口, 当  $v_0$  为 2.5~5m/s 时,  $K=5$ ;  $v_0 \geq 10$ m/s 时,  $K=6.2$ ; 其他符号同前。公式中的正、负号取法如下: 送冷风取“+”, 送热风取“-”。

轴心温度衰减方程为

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_s} = 0.83 \frac{v_x}{v_0} \quad (10-25)$$

式中符号同前。

气流分布设计的已知条件为房间总送风量、房间尺寸及净高、送风温度和工作区温度及对风速、温度波动的要求。设计计算步骤如下: (1) 根据建筑平面特点布置风口, 确定每个风口的送风量。(2) 假定喷口出口直径  $d_0$ , 按公式 (10-24) 计算射流到工作区 (即  $x = \text{房间净高} - \text{工作区高度}$ ) 的风速  $v_x$ , 如果  $v_x$  符合设计要求的风速, 则进行下一步计算; 如果不符合要求, 需重新假定  $d_0$  或重新布置风口, 再进行计算。(3) 用公式 (10-25) 校核区域温差  $\Delta t_x$  是否符合要求, 如果不符合要求, 也需重新假定  $d_0$  或重新布置风口。

##### 10.4.4.2 喷口侧送风

设喷口与水平轴有一倾角  $\alpha$ , 向下倾为正, 向上为负。倾角的大小根据射流预定的到

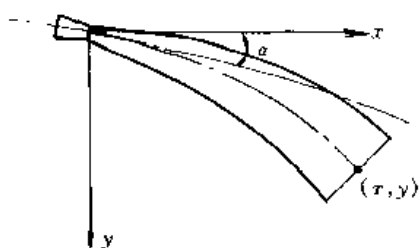


图 10-15 喷口侧送射流的轨迹

达位置确定。通常送热风时下倾，而送冷风时  $\alpha = 0$ 。在图 10-15 所示的坐标系中，射流中心线轨迹方程为

$$\frac{y}{d_0} = \frac{x}{d_0} \tan \alpha \pm \frac{0.42 Ar}{K} \left( \frac{x}{d_0 \cos \alpha} \right) \quad (10-26)$$

式中符号意义同前。公式中的“ $\pm$ ”号取法同式 (10-24)。

在  $(x, y)$  点处的射流轴心速度为

$$\frac{v_x}{d_0} = K \left( \frac{d_0 \cos \alpha}{x} \right) \quad (10-27)$$

而温度衰减仍可利用式 (10-25) 进行计算。

喷口送风的设计步骤与垂直送风相同，这里不再赘述。

### 参 考 文 献

- [1] 杨昌智，孙一坚．关于通风气流组织效果评价比较方法探讨．1994 年暖通空调制冷学术年会论文集．104~108
- [2] ASHRAE Standard 55 - 92. Thermal Environmental Comfort Conditions for Human Occupancy. ASHRAE, Inc.
- [3] GBJ19—87 采暖通风与空气调节设计规范．北京：中国计划出版社，1989
- [4] 井上宇井著，范存养等译．空气调节手册．北京：中国建筑工业出版社，1986
- [5] 马仁民，连之伟，置换通风几个问题的讨论．暖通空调．2000 (4)：18~22
- [6] В. А. Бахарев, В. Н. Трояновский. Основы Проектирования и Расчета Отопления и Вентиляции с Сосредоточенным Выпуском Воздуха. ВЦСПС ПРОФИЗДАТ 1958
- [7] 陆耀庆主编．实用供热空调设计手册．北京：中国建筑工业出版社，1993
- [8] 电子工业部第十设计研究院．空调设计手册．北京：中国建筑工业出版社，1995



## 第 11 章 民用建筑火灾烟气的控制

### 11.1 建筑火灾烟气的特性及烟气控制的必要性

火灾是一种多发性灾难,它导致巨大的经济损失和人员伤亡。建筑物一旦发生火灾,就有大量的烟气产生,这是造成人员伤亡的主要原因。了解火灾烟气的主要特性是控制烟气的前提。

#### 11.1.1 建筑火灾烟气的成分

建筑烟气是指发生火灾时物质在燃烧和热分解作用下生成的产物与剩余空气的混合物。火灾的燃烧过程通常是一个不完全燃烧反应过程。一般的有机物燃烧过程大致分成两个阶段:(1)在一定温度下,材料分解出游离碳和挥发性气体;(2)游离碳和可燃成分与氧气剧烈化合,并放出热量(即燃烧)。在不完全燃烧下,烟气是悬浮的固体碳粒、液体碳粒和气体的混合物。其中悬浮的固体碳粒和液体碳粒称为烟粒子,简称烟。在温度较低的初燃阶段主要是液态粒子,呈白色和灰白色;温度升高后,游离碳微粒产生,呈黑色。烟粒子的粒径一般为  $0.01 \sim 10 \mu\text{m}$ ,是可吸入粒子。烟气的化学成分主要有  $\text{CO}_2$ 、 $\text{CO}$ 、水蒸气及其他气体,如氰化氢( $\text{HCN}$ )、氨( $\text{NH}_3$ )、氯( $\text{Cl}$ )、氯化氢( $\text{HCl}$ )、光气( $\text{COCl}_2$ )等。

#### 11.1.2 建筑火灾烟气的特性

##### 11.1.2.1 烟气的毒害性

烟气中  $\text{CO}$ 、 $\text{HCN}$ 、 $\text{NH}_3$  等都是有毒性的气体;另外,大量的  $\text{CO}_2$  气体及燃烧后消耗了空气中大量氧气,引起人体缺氧而窒息。可吸入的烟粒子被人体的肺部吸入后,也会造成危害。主要污染物的危害性在 8.1 节已经阐述过了,这里不再赘述。但还应指出,空气中含氧量  $\leq 6\%$ ,或  $\text{CO}_2$  浓度  $\geq 20\%$ ,或  $\text{CO}$  浓度  $\geq 1.3\%$  时,都会在短时间内致人死亡。有些气体有剧毒,少量即可致死,如光气,空气中浓度  $\geq 50\text{ppm}$  时,在短时间内就能致人死亡。

##### 11.1.2.2 烟气的高温危害

火灾时物质燃烧产生大量热量,使烟气温度迅速升高。火灾初起( $5 \sim 20\text{min}$ )烟气温度可达  $250^\circ\text{C}$ ;而后由于空气不足,温度有所下降;当窗户爆裂,燃烧加剧,短时间内可达  $500^\circ\text{C}$ 。燃烧的高温使火灾蔓延;使金属材料强度降低;导致结构倒塌,人员伤亡。高温还会使人昏厥、烧伤。

##### 11.1.2.3 烟气的遮光作用

当光线通过烟气时,致使光强度减弱,能见距离缩短,称之为烟气的遮光作用。能见

距离是指人肉眼看到光源的距离。能见距离缩短不利于人员的疏散,使人感到恐怖,造成局面混乱,自救能力降低;同时也影响消防人员的救援工作。实际测试表明,在火灾烟气中,对于一般发光型指示灯或窗户透入光的能见距离仅 0.2~0.4m,对于反光型指示灯仅 0.07~0.16m。如此短的能见距离,不熟悉建筑物内部环境的人就无法逃生。

### 11.1.3 建筑火灾烟气控制的必要性

建筑火灾烟气是造成人员伤亡的主要原因。因为烟气中的有害成分或缺氧使人直接中毒或窒息死亡;烟气的遮光作用又使人逃生困难而被困于火灾区。日本 1976 年的统计表明<sup>[1]</sup>,1968~1975 年 8 年中火灾死亡 10667 人,其中因中毒和窒息死亡的 5208 人,占 48.8%,火烧致死的 4936 人,占 46.3%。在烧死的人中多数也因 CO 中毒晕倒后被烧致死的。烟气不仅造成人员伤亡,也给消防队员扑救带来困难。因此,火灾发生时应当及时对烟气进行控制,并在建筑物内创造无烟(或烟气含量极低)的水平 and 垂直的疏散通道或安全区,以保证建筑物内人员安全疏散或临时避难和消防人员及时到达火灾区扑救。在高层建筑中,疏散通道的距离长,人员逃生更困难,对生命威胁更大,因此在这类建筑物中烟气的控制尤为重要。发达国家的高层建筑已有较长的历史,有着丰富的烟气控制经验,并反映在建筑法规或防火规范中。我国在 1978 年以后,高层建筑迅速发展,建筑防火防烟也愈来愈被重视。因此制定了《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045—95)(简称“高规”),于 1982 年颁布试行,经修改后于 1995 年正式颁布实施。

## 11.2 火灾烟气的流动规律与控制原则

### 11.2.1 火灾烟气的流动规律

建筑物发生火灾后,烟气在建筑物内不断流动传播,不仅导致火灾蔓延,也引起人员恐慌,影响疏散与扑救。引起烟气流动的因素有:扩散、烟囱效应、浮力、热膨胀、风力、通风空调系统等。其中扩散是由于浓度差而产生的质量交换,着火区的烟粒子或其他有害气体的浓度大,必然会向浓度低的地区扩散。但是由于扩散引起的烟粒子或其他有害气体的迁移比起其他因素(烟囱效应、浮力等)来说很弱,下面只讨论其他五因素引起的烟气流动。

#### 11.2.1.1 烟囱效应引起的烟气流动

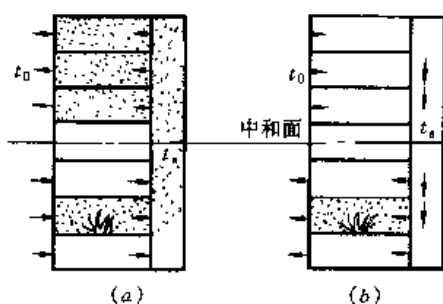


图 11-1 烟囱效应引起烟气流动  
(a)  $t_0 < t_s$  情况; (b)  $t_0 > t_s$  情况

当建筑物内外有温度差时,在空气的密度差作用下引起垂直通道内(楼梯间、电梯间)的空气向上(或向下)流动,从而携带烟气向上(或向下)传播。图 11-1 表示了火灾烟气在烟囱效应作用下引起的传播。图(a)表示室外温度  $t_0 <$  楼梯间内的温度  $t_s$  的情况。当着火层在中和面以下时,火灾烟气将传播到中和面以上各层中去,而且随着温度较高的烟气进入垂直通道,烟囱效应和烟气的传播将增强。如果层与层之间没有缝隙渗漏烟气,中和面

以下除了着火层以外的各层是无烟的。当着火层向外的窗户开启或爆裂,烟气逸出,通过窗户进入上层房间。当着火层在中和面以上时,如无楼层间的渗透,除了火灾层外基本上是无烟的。图(b)是 $t_0 > t_s$ 的情况,建筑物内产生逆向烟囱效应。当着火层在中和面以下时,如果不考虑层与层之间通过缝隙的传播。除了着火层外,其他各层都无烟。当着火层在中和面以上时,火灾开始阶段烟气温度较低,则烟气在逆向烟囱效应的作用下传播到中和面以下的各层中去;一旦烟气温度升高后,密度减小,浮力的作用超过了逆向烟囱效应,烟气转而向上传播。建筑的层与层之间楼板上总是有缝隙(如在管道通过处);则在上下层房间压力差作用下烟气也将渗透到其他各层中去。

### 11.2.1.2 浮力引起的烟气流动

着火房间温度升高,空气和烟气的混合物密度减小,与相邻的走廊、房间或室外的空气形成密度差,引起烟气流动,如图11-2所示。实质上着火房间与走廊、邻室或室外形成热压差,导致着火房间内的烟气与邻室或室外的空气相互流动,中和面的上部烟气向走廊、邻室或室外流动,而走廊、邻室或室外的空气从中和面以下进入。这是烟气在室内水平方向流动的原因之一。由于建筑物烟囱效应或

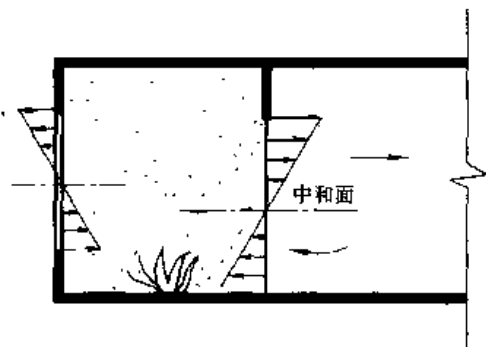


图 11-2 在浮力作用下的烟气流动

风压的影响,窗洞的中和面将上移或下移,同样也影响室内洞口的中和面上移或下移,着火房间与走廊、邻室或室外形成的热压差可用式(8-45)一样的公式来计算。

【例 11-1】 房间着火后烟气温度为 $800^{\circ}\text{C}$ ,门洞高 $2.5\text{m}$ ,走廊内温度为 $20^{\circ}\text{C}$ ,求门洞上端的内外热压差。

【解】 假设中和面在门洞高的一半,利用公式(8-45)有

$$\Delta p = 3460 \left( \frac{1}{273 + 20} - \frac{1}{273 + 800} \right) \times 1.25 = 10.7 \text{ Pa}$$

由此可见,在门洞的上部,内外有 $10.7\text{Pa}$ 的压差使烟气向走廊流动。

烟气在走廊内流动过程中受顶棚和墙壁的冷却作用,靠墙的烟气将逐渐下降,形成走廊的周边都是烟气的现象。从式(8-45)压差计算公式中还可以看到当着火房间的层高很高时,在上部将会产生很大的压差。例如,例 10-1 房间的高度为 $20\text{m}$ (如中庭)时,在同样条件下将会有 $85.8\text{Pa}$ 的压差。这将增强烟气在水平方向的流动。浮力作用还将通过楼板上的缝隙向上层渗透。

### 11.2.1.3 热膨胀引起的烟气流动

着火房间随着烟气的流出,温度较低的外部空气流入,空气的体积因受热而急趋膨胀。由于物质燃烧生成的产物和参与燃烧的空气量相比很少,可以忽略不计。因此燃烧导致的体积膨胀可只计算参与燃烧的空气,它应为

$$\dot{V}_s / \dot{V}_a = T_s / T_a \quad (11-1)$$

式中  $\dot{V}_a$ 、 $\dot{V}_s$ ——流入着火房间的空气量和燃烧膨胀后的烟气量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$T_a$ 、 $T_s$ ——流入着火房间的空气温度和燃烧后的烟气温度,  $\text{K}$ 。

若流入空气的温度为 $20^{\circ}\text{C}$ ,烟气温度为 $250^{\circ}\text{C}$ ,则烟气热膨胀的倍数 $\dot{V}_s / \dot{V}_a = 1.8$ ;烟气

温度为 500℃ 时, 则  $\dot{V}_s/\dot{V}_a=2.6$ 。由此可见, 火灾燃烧过程中, 从体积流量来说, 因膨胀而产生大量体积烟气。对于门窗开启的房间, 体积膨胀而产生的压力可以忽略不计。但对于门窗关闭的房间, 将可产生很大的压力, 从而使烟气向非着火区流动。

#### 11.2.1.4 风力作用下的烟气流动

建筑物在风力作用下, 迎风侧产生正风压, 而在建筑侧部或背风侧, 将产生负风压。当着火房间在正压侧时, 将引导烟气向负压侧的房间流动。反之, 当着火房间在负压侧时, 风压将引导烟气向室外流动。

#### 11.2.1.5 通风空调系统引起的烟气流动

通风空调系统的管路是烟气流动的通道。当系统运行时, 空气流动方向也是烟气可能流动的方向, 条件是烟气可能进入系统, 例如从回风口、新风口等处进入。当系统不工作时, 由于烟囱效应、浮力、热膨胀和风压的作用, 各房间的压力不同, 烟气可通过房间的风口、风道传播, 也将使火势蔓延。

建筑物内火灾的烟气是在上述多因素共同作用下流动、传播。各种作用有时互相叠加, 有时互相抵消, 而且随着火灾的发展, 各种因素都在变化着; 另外, 火灾的燃烧过程也各有差异, 因此要确切的用数学模型来描述烟气在建筑物内动态的流动状态是相当困难的。但是了解这些因素作用的规律, 有助于正确的采取防烟、防火措施。

### 11.2.2 火灾烟气控制原则

烟气控制的主要目的是在建筑物内创造无烟或烟气含量极低的疏散通道或安全区。烟气控制的实质是控制烟气合理流动, 也就是使烟气不流向疏散通道、安全区和非着火区, 而向室外流动。主要方法有: (1) 隔断或阻挡; (2) 疏导排烟; (3) 加压防烟。下面简单介绍这三种方法的基本原则。

#### 11.2.2.1 隔断或阻挡

墙、楼板、门等都具有隔断烟气传播的作用。为了防止火势蔓延和烟气传播, 各国的法规中对建筑内部间隔作了明文规定, 规定了建筑中必须划分防火分区和防烟分区。所谓防火分区是指用防火墙、楼板、防火门或防火卷帘等分隔的区域, 可以将火灾限制在一定局部区域内 (在一定时间内), 不使火势蔓延。当然防火分区的隔断同样也对烟气起了隔断作用。所谓防烟分区是指在设置排烟措施的过道、房间中, 用隔墙或其他措施 (可以阻挡和限制烟气的流动) 分隔的区域。防烟分区在防火分区中分隔。防火分区、防烟分区的大小及划分原则参见《高规》<sup>[2]</sup>。防烟分区分隔的方法除隔墙外, 还有顶棚下凸不小于 500mm 的梁、挡烟垂壁和吹吸式空气幕。图 11-3 为用梁或挡烟垂壁阻挡烟气流动。挡烟

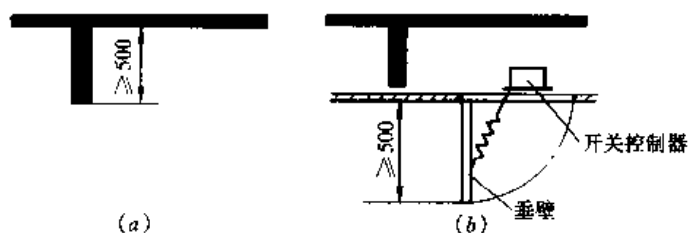


图 11-3 用梁和挡烟垂壁阻挡烟气流动  
(a) 下凸 $\geq 500$  的梁; (b) 可活动的挡烟垂壁

垂壁可以是固定的，也可以是活动的。固定的挡烟垂壁比较简单，但影响房间高度；活动的挡烟垂壁在火灾发生时可自动下落，通常与烟感器联动。顶棚采用非燃烧材料时，顶棚内空间可不隔断；否则顶棚内空间也应隔断。图 11-3 的挡烟措施在有排烟时才有效；否则随着烟气量增加，积聚在上部的烟气将会跨越障碍而逸出防烟分区。

吹吸式空气幕是一种柔性隔断，它既能有效的阻挡烟气的流动，而又允许人员自由通过。吹吸式空气幕的隔断效果是各种形式中最好的。显然这种隔断方式比墙、垂壁等复杂，且费用高，国内现有的建筑很少应用。

### 11.2.2.2 排烟

利用自然或机械作用力，将烟气排到室外，称之为排烟。利用自然作用力的排烟称为自然排烟；利用机械（风机）作用力的排烟称机械排烟。排烟的部位有两类：着火区和疏散通道。着火区排烟的目的是将火灾发生的烟气（包括空气受热膨胀的体积）排到室外，降低着火区的压力，不使烟气流向非着火区，以利于着火区的人员疏散及救火人员的扑救。对于疏散通道的排烟是为了排除可能侵入的烟气，以保证疏散通道无烟或少烟，以利于人员安全疏散及救火人员通行。

### 11.2.2.3 加压防烟

加压防烟是用风机把一定量的室外空气送入一房间或通道内，使室内保持一定压力或门洞处有一定流速，以避免烟气侵入。图 11-4 是加压防烟两种情况，其中（a）是当门关闭时，房间内保持一定正压值，空气从门缝或其他缝隙处流出，防止了烟气的侵入；图（b）是当门开启的时候，送入加压区的空气以一定风速从门洞流出，阻止烟气流入。当流速较低时，烟气可能从上部流入室内。由上述两种情况分析可以看到，为了阻止烟气流入被加压的房间，必须达到：（1）门开启时，门洞有一定向外的风速；（2）门关闭时，房间内有一定正压值。这也是设计加压送风系统的两条原则。加压送风是有效的防烟措施，具体规定参见《高规》<sup>[2]</sup>。

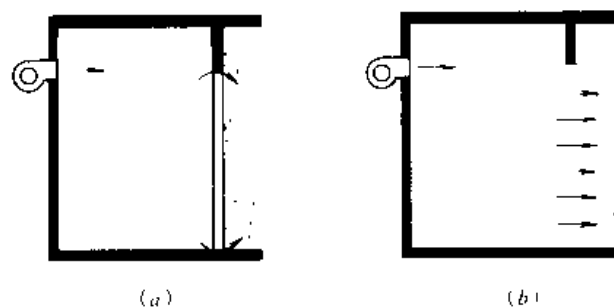


图 11-4 加压防烟  
(a) 门关闭时；(b) 门开启时

## 11.3 自然排烟

自然排烟是利用热烟气产生的浮力、热压或其他自然作用力使烟气排出室外。这种排烟方式设施简单，投资少，日常维护工作少，操作容易；但排烟效果受室外很多因素的影响与干扰，并不稳定。因此它的应用有一定限制。虽然如此，在符合条件时宜优先采用。自然排烟有两种方式：（1）利用外窗或专设的排烟口排烟；（2）利用竖井排烟，如图 11-5 所示。其中（a）利用可开启的外窗进行排烟，如果外窗不能开启或无外窗，可以专设排烟口进行自然排烟，如图中（b）所示。专设的排烟口也可以就是外窗的一部分，但它在火灾时可以人工开启或自动开启。开启的方式也有多样，如可以绕一侧轴转动，或绕中轴转动等。图中（c）是利用专设的竖井，即相当于专设一个烟囱，各层房间设排烟风口与之相连接，当某层起火有烟时，排烟风口自动或人工打开，热烟气即可通过竖井排到室

外。这种排烟方式实质上是利用烟囱效应的原理。在竖井的排出口设避风风帽，还可以利用风压的作用。但是由于烟囱效应产生的热压很小，而排烟量又大，因此需要竖井的截面和排烟风口的面积都很大，日本法规规定为楼梯间前室排烟用的竖井断面为  $6\text{m}^2$ ，排烟风口的面积为  $4\text{m}^2$ 。如此大的面积很难为建筑业主和设计人员所欢迎。因此我国并不推荐使用这种排烟方式。

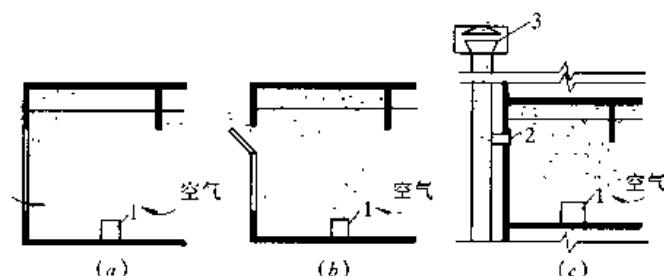


图 11-5 自然排烟

(a) 利用可开启外窗排烟；(b) 利用专设排烟口排烟；(c) 利用竖井排烟

1—火源；2—排烟风口；3—避风风帽

关于自然排烟对外的开口有效面积，理应根据需要的排烟量，可能有的自然压力来确定。但是燃烧产生的烟气量和烟气温度与可燃物质的性质、数量、燃烧条件、燃烧过程等有关，而对外洞口的内外压差又与整个建筑的烟囱效应大小、着火房间所处楼层、风向、风力、烟气温度、建筑内隔断的情况等因素有关，因此要考虑如此多的参数来求解这个问题在实际设计中几乎是行不通的。因此各国都是根据实际经验及一定试验基础上得出的经验数据来确定自然排烟的对外有效开口面积。我国《高规》<sup>[2]</sup>规定：需要排烟的房间可开启外窗面积 $\geq$ 房间面积的2%。可开启外窗面积理解为靠近顶棚的面积，日本法规规定在顶棚下800mm内的面积才可算作有效面积。我国规范对此没有明确规定。对于楼梯间、前室、合用前室、中庭（在建筑内的封闭天井）的自然排烟的可开启窗面积的确定方法与房间不同，详见《高规》<sup>[2]</sup>。

## 11.4 机械排烟

机械排烟是利用风机做动力的排烟，实质上是一个排风系统。机械排烟的优点是不受外界条件（如内外温差、风力、风向、建筑特点、着火区位置等）的影响，而能保证有稳定的排烟量。当然机械排烟的设施费用高，需要经常保养维修，否则有可能在使用时因故障而无法启动。

### 11.4.1 房间或烟气控制区域的排烟风量

当火灾发生时，产生大量烟气及受热膨胀的空气量，导致着火区域的压力增高，一般平均高出其他区域  $10\sim 15\text{Pa}$ ，短时间内可达到  $35\sim 40\text{Pa}$ 。机械排烟系统必须有比烟气生成量大的排风量，才有可能使着火区产生一定负压。国外曾对4座高层建筑进行了机械排烟试验<sup>[3]</sup>，试验表明，当着火层或着火区有6次/h排烟量时，就能够形成一定负压。目前，许多国家为了确保机械排烟的效果，其排烟风量的标准大于6次/h。我国《高规》<sup>[2]</sup>规定：内走道、房间或防烟分区的排烟风量按地面面积不小于  $1/60\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ ，即

$60\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ ；而对于建筑内部的中庭（高度 $>12\text{m}$ ）的机械排烟风量为6次/h（中庭体积 $\leq 17000\text{m}^3$ ），或4次/h（中庭体积 $>17000\text{m}^3$ ），但不得 $<28.3\text{m}^3/\text{s}$ 。

### 11.4.2 机械排烟系统的总风量和管路风量

机械排烟系统通常负担多个房间或防烟分区的排烟任务。它的总风量不像其它排风系统那样将所有房间风量叠加起来。这是因为系统虽然负担很多房间的排烟，但实际着火区可能只有一个房间，最多再波及邻近房间，因此系统只要考虑可能出现的最不利情况——2个房间或防烟分区，目前《高规》规定机械排烟系统的总风量应按系统中面积最大房间或防烟分区每平方米地面面积 $1/30\text{m}^3/\text{s}$ （ $120\text{m}^3/\text{h}$ ）确定。这实质上考虑了2个或2个以上房间（或防烟分区）的排烟风量。并且规定，机械排烟系统的最小风量不得小于 $2\text{m}^3/\text{s}$ 。对于系统管路的截面选择，只为一个房间排烟的管路，则按房间的排烟风量选择；为2个或2个以上房间排烟的管路，则按其中面积最大的房间每平方米地面面积 $1/30\text{m}^3/\text{s}$ 确定的风量选择。

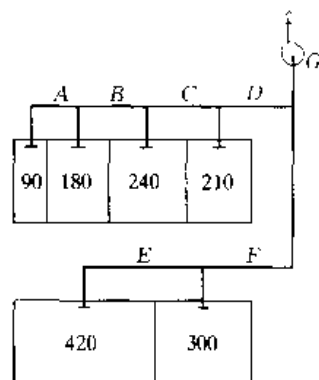


图 11-6 机械排烟系统

【例 11-2】 图 11-6 所示的机械排烟系统共为 6 个房间服务，每个房间的面积标于图中，试确定系统总风量和每个管路的风量。

【解】 该系统的总风量应按其中面积最大的房间进行确定，即

$$\dot{V} = (1/30) \times 420 = 14\text{m}^3/\text{s}$$

根据管路风量确定的原则，系统中各管路风量分别为：

管 A: $(1/60) \times 90 = 1.5\text{m}^3/\text{s}$	管 B: $(1/30) \times 180 = 6\text{m}^3/\text{s}$
管 C: $(1/30) \times 240 = 8\text{m}^3/\text{s}$	管 D: $(1/30) \times 240 = 8\text{m}^3/\text{s}$
管 E: $(1/60) \times 420 = 7\text{m}^3/\text{s}$	管 F: $(1/30) \times 420 = 14\text{m}^3/\text{s}$
管 G: $(1/30) \times 420 = 14\text{m}^3/\text{s}$	

### 11.4.3 机械排烟系统设计要点

#### 11.4.3.1 系统组成

机械排烟系统大小与布置应考虑排烟效果、可靠性与经济性。系统服务的房间过多（即系统大），则排烟口多、管路长、漏风量大、最远点的排烟效果差，水平管路太多时，布置困难。优点是风机少、占用房间面积少。如系统小，则相反。下面介绍在高层建筑常见部位的机械排风系统划分方案。

##### （1）内走道的机械排烟系统

内走道每层的位置相同，因此宜采用垂直布置的系统，如图 11-7 所示。当任何一层着火后，烟气将从排烟风口吸入，经管道、风机、百叶风口排到室外。系统中的排烟风口可以是一常开型风口，如铝合金百叶风口，但在每层的支风管上都应装有排烟防火阀。它是一常闭型阀门，由控制中心通 24V 直流电开启或手动开启，在  $280^\circ\text{C}$  时自动关闭，复位必须手动。它的作用是，当烟温达到  $280^\circ\text{C}$  时，人已基本疏散完毕，排烟已无实际意义；

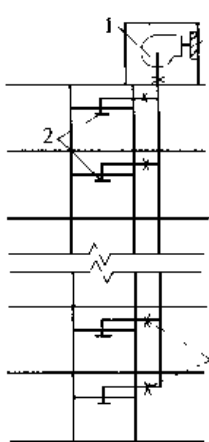


图 11-7 内走道机

械排烟系统

- 1—风机；2—排烟风口；  
3—排烟防火阀；  
4—百叶风口

而烟气中此时已带火，阀门自动关闭，以避免火势蔓延。系统的排烟风口也可以采用常闭型的防火排烟口，而取消支管上的排烟防火阀。火灾时，该风口由控制中心通 24V 直流电开启或手动开启；当烟温达到 280℃ 时自动关闭，复位也必须手动。排烟风机房入口也应装排烟防火阀，以防火势蔓延到风机房所在层。

排烟风口的作用距离不得超过 30m，如走道太长，需设 2 个或 2 个以上排烟风口时，可以设 2 个或 2 个以上与图 11-7 相同的垂直系统；也可以只用一个系统，但每层设水平支管，支管上设 2 个或 2 个以上排烟风口。

#### (2) 多个房间（或防烟分区）的机械排烟系统

地下室或无自然排烟的地面房间设置机械排烟时，每层宜采用水平连接的管路系统，然后用竖风道将若干层的子系统合为一个系统，如图 11-8 所示。图中排烟防火阀的作用同图 11-7，但排烟风口是一常闭型的风口，火灾时由控制中心通 24V 直流电开启或手动开启，但复位必须手动。排烟风口布置原则是，其作用距离不得超过 30m。当每层房间很多，水平排烟风管布置困难时，可以分设几个系统。每层的水平风管不得跨越防火分区。

#### 11.4.3.2 系统水力计算问题

机械排烟系统实际工作时只有 1 个或 2 个房间（或防烟分区）排烟，因此不必像通风中一般的排风系统那样进行风量平衡。另外管路系统的风量本身也并不平衡，即总管风量不等于支管风量总和（见例 11-1）。因此风管的水力计算应当选其中风量最大、风管又较长的一支进行，然后对最远的支管进行校核即可。排烟风口和风管的风速可以选得大一些，以缩小风口和风管的尺寸。排烟风口风速  $\leq 10\text{m/s}$ ，风管内风速  $\leq 20\text{m/s}$ （金属风管）或  $\leq 15\text{m/s}$ （表面光滑的混凝土等非金属风道）。

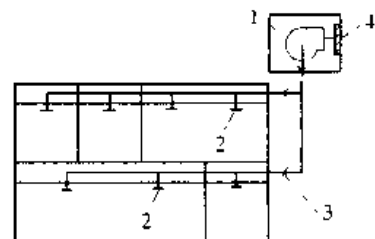


图 11-8 多个房间的机械排烟系统

- 1—风机；2—排烟风口；3—排烟防火阀；4—金属百叶风口

#### 11.4.3.3 风道

排烟风道的材料应采用有一定耐火绝热性能的不燃烧材料。竖风道经常采用混凝土或砖砌的土建风道，这类风道有较高的耐火性和一定的绝热性能，但表面粗糙，漏风量大。在顶棚内的水平风道，宜采用耐火板制作。耐火板的主要成分是硅酸钙，耐火极限可达 2~4h。也可以用钢板风道，但应该用不燃烧材料保温。

#### 11.4.3.4 排烟风机

排烟风机应具有耐热性，可在 280℃ 高温下连续运行 30min。电机外置的离心式或轴流式风机都可做排烟风机。但电机处于气流中的风机，如外传子电机的离心式风机、一般的轴流风机、一般的斜流风机等不能用于排烟系统。目前也有专用与排烟系统的电机内置的轴流风机、斜流风机或屋顶风机，它们的电机被包裹，并有冷却措施。

排烟风机宜设在顶层或屋顶层。除屋顶风机可直接装于屋顶上外，一般应有专用的排烟风机房。机房需用不燃材料作围护结构。风机的排出管段不宜太长，因为这是正压段，



如有烟气泄出，会造成危害。

## 11.5 加 压 防 烟

### 11.5.1 高层建筑中需要加压防烟的部位

加压防烟是一种有效的防烟措施。但它的造价高，一般只在一些重要建筑和重要的部位才用这种加压防烟措施，目前主要用于高层建筑的垂直疏散通道和避难层（间）。在高层建筑中一旦火灾发生，电源都被切断，除消防电梯外，电梯停运。因此，垂直通道主要指防烟楼梯间和消防电梯，以及与之相连的前室和合用前室。所谓前室是指与楼梯间或电梯入口相连的小室；合用前室指既是楼梯间又是电梯间的前室。上述这些通道只要不具备自然排烟，或即使具备自然排烟条件但它们在建筑高度过高或重要的建筑中，都必须采用加压送风防烟。按我国的《高规》的规定应采用加压防烟的具体部位如表 11-1 所列

高层建筑中必须采用加压防烟的部位

表 11.1

序号	需要防烟的部位	有无自然排烟条件	建筑类别*	加压送风部位
1	防烟楼梯间及其前室	有或无	建筑高度超过 50m 的一类公共建筑和高度超过 100m 的居住建筑	防烟楼梯间
2	消防电梯间前室	有或无		消防电梯间前室
3	防烟楼梯间及其合用前室	有或无		防烟楼梯间和合用前室
4	防烟楼梯间	无	除了上述类别的高层建筑	防烟楼梯间
	防烟楼梯间前室	有或无		
5	防烟楼梯间	无		防烟楼梯间
	合用前室	有		
6	防烟楼梯间和合用前室	无		防烟楼梯间和合用前室
7	防烟楼梯间	有		前室或合用前室
	前室或合用前室	无		
8	消防电梯间前室	无		消防电梯间前室
9	避难层（间）	有或无		避难层（间）

\* 建筑类别详见《高规》。

从表中可以看到，对于序号 1~3，不管是否有自然排烟条件，都必须采用加压防烟；而序号 4~8，则根据是否有自然排烟条件区别对待。另外，凡是对防烟楼梯间加压防烟时，可不对前室加压（序号 1、4）这是因为加压送风的楼梯间的空气将经过前室、走道，再排到室外，因此前室得到间接保护。但对于合用前室，考虑电梯井的烟囱作用，只靠楼梯间进入的空气可能难于保持足够的正压，因此必须同时对楼梯间和合用前室同时加压。

### 11.5.2 加压防烟的基本计算公式

在 11.2 中指出加压防烟的两条原则：门开启时，门洞有一定的向外风速；门关闭时，室内有一定正压值。加压防烟的基本计算公式就基于这两条原则。

#### 11.5.2.1 门洞风速法

为维持门洞一定风速所需的风量应为

$$\dot{V}_v = (\Sigma A_d) v \quad (11-2)$$

式中  $\dot{V}_v$  为按门洞风速法计算的加压风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $(\Sigma A_d)$  为所有门洞的面积,  $\text{m}^2$ 。门洞风速的大小与着火地点的火灾强度、烟气在走道内的流速等的因素有关。如果室内无任何消防措施, 火灾时, 窗户未爆裂前烟气在走廊内的流速可达每秒几米。但是在现代的高层建筑中, 防火规范要求设有自动喷水灭火系统; 走道内有自然排烟或机械排烟系统, 因此烟气侵入前室或楼梯间门洞的风速不会太大。已有的研究报告建议门洞风速也相差甚远, 各国法规也不一致。例如英国  $0.5 \sim 0.75 \text{m/s}$ ; 澳大利亚  $1.0 \text{m/s}$ ; 美国  $0.25 \sim 1.25 \text{m/s}$  (有自动灭火装置); 我国规定  $0.75 \sim 1.2 \text{m/s}$ 。

### 11.5.2.2 压差法

当门关闭时, 保持一定压差所需的风量

$$\dot{V}_p = \mu A_c (2\Delta p / \rho)^n \quad (11-3)$$

式中  $\dot{V}_p$  为按压差法计算的加压风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $A_c$  为门缝、窗缝等的缝隙面积,  $\text{m}^2$ ;  $\Delta p$  为加压区与非加压区的压差,  $\text{Pa}$ ;  $\mu$  为流量系数,  $0.6 \sim 0.7$ ;  $\rho$  为空气密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $n$  为指数,  $0.5 \sim 1.0$ , 一般取  $0.5$ 。如果取  $\mu = 0.65$ ,  $\rho = 1.2 \text{kg}/\text{m}^3$ , 上式变为

$$\dot{V}_p = 0.839 A_c \sqrt{\Delta p} \quad (11-4)$$

$\Delta p$  应取多大为好呢?  $\Delta p$  大, 防烟性能好, 但太大会引起开门困难。因此最大正压差应有限制。国外研究表明, 老、弱、妇、幼开门力为  $133 \text{N}$ , 门为  $0.8 \text{m} \times 2.0 \text{m}$ , 且有  $45 \text{Nm}$  的弹簧力矩, 则允许最大压差为  $96 \text{Pa}$ 。我国有人研究认为最大压差可以为  $80 \sim 135 \text{Pa}$ 。最小压差应能防止烟气通过门缝渗入, 我国《高规》规定:  $\Delta p$  为  $25 \sim 50 \text{Pa}$ 。

对于加压区有多个门或窗, 其缝隙面积可简单叠加即可。当加压区的空气流通路上有串联缝隙, 例如如图 11-9, 缝隙  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$  为串联, 这时加压区  $\Delta p$  分别消耗于三个缝隙处。根据式 (11-4) 可以导出有效流通面积 (或称当量流通面积) 为

$$A_e = \left( \frac{1}{A_1^2} + \frac{1}{A_2^2} + \frac{1}{A_3^2} \right)^{-1/2} \quad (11-5)$$

如果流通路上串联两个面积  $A_1$  和  $A_2$ , 当  $A_1 \gg A_2$  时,  $A_e \approx A_2$ 。一般说,  $A_2/A_1 \leq 0.2$  时, 即可认为  $A_e \approx A_2$ , 其误差不到 2%。

图 11-9 串联缝隙

门缝、窗缝等缝隙面积按 (缝隙)  $\times$  (缝长) 进行计算。而缝宽在系统设计时是一个不确定值, 它与门窗的形式、加工质量、安装质量、使用情况等因素有关。因此只能按一般情况进行估计。建议缝宽如下: 疏散门  $2 \sim 4 \text{mm}$ ; 电梯门  $5 \sim 6 \text{mm}$ ; 单层木窗和钢窗  $0.7 \text{mm}$ ; 双层木窗和钢窗  $0.5 \text{mm}$ ; 铝合金推拉窗  $0.35 \text{mm}$ ; 铝合金平开窗  $0.1 \text{mm}$ 。上述窗缝宽是根据文献 [4]、[5] 的数据按式 (11-4) 计算并取整后的数值。

### 11.5.3 防烟楼梯间加压系统的计算

设有一栋  $n$  层建筑的防烟楼梯间, 其中  $m$  层的楼梯间门 (一道门) 及其前室的门 (二道门) 都开启, 其余  $(n - m)$  层的一、二道门都关闭, 只对楼梯间送风加压, 确定

加压送风量。

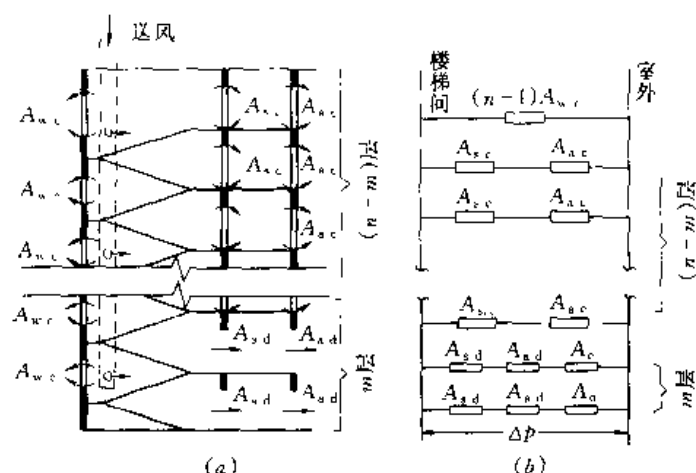


图 11-10 楼梯间加压时空气流动模式和网络图

(a) 空气流动模式; (b) 模拟电路的网络图

图 11-10 (a) 表示了楼梯间加压送风后, 送入楼梯间的空气流动模式, 其中  $m$  层疏散门是打开的, 画于最下面 2 层示意, 而其余的门都关闭, 实际开门或关门的楼层是任意的, 图中画法不影响问题的分析。图中的  $A_{s,d}$ 、 $A_{a,d}$  分别表示楼梯间和前室门洞的面积;  $A_{s,c}$ 、 $A_{a,c}$  分别表示楼梯间和前室门的缝隙面积;  $A_{w,c}$  表示窗户缝隙面积,  $A_0$  表示由走道经房间流向室外的当量流通面积。为了简化计算, 作如下假定 (1) 楼梯间上下的压力相等; (2) 空气进入走廊后, 通过走道的窗、房间的窗流向室外,  $A_{s,c}$  (或  $A_{a,c}$ )  $\ll A_0$ ; (3) 门洞和缝的阻力系数一样。根据流动模式可画出模拟电路的网络图, 见图 11-10 (b)。图中电阻相当于流通面积的倒数 (图中直接标为面积); 电压相当于压差; 电流相当于风量。由图 11-10 可见, 送入楼梯间的空气量主要通过三条路线流向室外; 第一条路线, 经  $m$  层开启的一、二道门洞和房间窗缝; 第二条路线通过楼梯间的窗缝; 第三条路线经  $(n-m)$  层楼梯间和前室关着门的缝和房间门窗缝, 由于房间门窗缝  $A_0 \ll A_{s,c}$  (或  $A_{a,c}$ ), 因此在模拟电路图中省略了  $A_0$ 。总风量应当是三条路的风量之和。计算步骤如下:

(1) 通过开启门洞的风量用式 (11-2) 进行计算, 即

$$\dot{V}_1 = m A_{a,d} v \quad (11-6)$$

(2) 分别求出三条路的当量流通面积

第一条路线当量流通面积为

$$A_{e,1} = m \left( \frac{1}{A_{s,d}^2} + \frac{1}{A_{a,d}^2} + \frac{1}{A_0^2} \right)^{-1/2} \quad (11-7)$$

第二条路线当量流通面积为

$$A_{e,2} = (n-1) A_{w,c} \quad (11-8)$$

第三条路线当量流通面积为

$$A_{e,3} = (n-m) \left( \frac{1}{A_{s,c}^2} + \frac{1}{A_{a,c}^2} \right)^{-1/2} \quad (11-9)$$

(3) 求第二条路线和第三条路线的风量

由于这三条路线是并联路线, 它们的风量分别与其流通面积成正比, 因此有

$$\dot{V}_2 = \frac{A_{e,2}}{A_{e,1}} \dot{V}_1; \dot{V}_3 = \frac{A_{e,3}}{A_{e,1}} \dot{V}_1 \quad (11-10)$$

(4) 总风量

$$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3 \quad (11-11)$$

考虑到漏风及不可预见的原因, 加压的风量增加 10% 的裕量。

上述的计算方法, 实质上是用门洞风速法计算出基本风量后, 再附加其他通路上的渗风量。下面讨论上述计算公式中的取值问题。

楼梯间和前室门同时开启的层数  $m$  的取值, 对计算风量起着至关重要的影响。此值只能根据推理与经验来取值。一般认为, 当某层起火, 该层的人群将首先通过前室和楼梯间的门经楼梯到底层, 再经过这层的两道门, 通往室外, 因此一般应取  $m=2$ 。但对于层数  $n \geq 20$  时, 同时开启门的几率会增加, 因此应取  $m=3$ 。这种取值法, 一般说是安全的, 因为同时上下有 4 道门或 6 道门开启, 几率较小, 时间比较短。

由走道、房间通向室外的流通面积  $A_0$ , 如果是打开的门、窗则可以在计算中不予考虑, 即公式 (11-7) 中  $A_0$  可忽略; 如果门窗是关闭的,  $A_0$  等于与楼梯间相通的所有房间门、窗的缝隙面积之和。一般说按后者计算所得的风量比前一种的结果大得多。对于高层建筑, 都有自然排烟或机械排烟, 因此一旦起火, 可认为窗是打开的, 底层通向室外的门也是打开的, 或是说排烟系统已启动了, 因此由楼梯间流到走道的空气的出路是畅通的, 走廊内无背压, 即流入走道相当于流到室外。

门扇开启时的净面积一般说小于门洞的面积。疏散门都是弹簧门, 打开到  $90^\circ$  情况很少; 而且人通过时遮挡一部分面积, 净流通面积也就是门洞的 70% 左右。但从设计安全和方便起见, 可就取门洞的面积。

**【例 11-3】** 有一栋 18 层建筑, 楼梯间和前室门的宽  $\times$  高 =  $1.6\text{m} \times 2\text{m}$ , 楼梯间有  $1.5\text{m} \times 1.5\text{m}$  的铝合金推拉窗, 求加压风量。

**【解】** (1) 按式 (11-6) 求通过开启门洞的风量

$$\dot{V}_1 = 2 \times 2 \times 1.6 \times 1.0 = 6.4 \text{ m}^3/\text{s}$$

(2) 分别求出当量流通面积

取疏散门的缝宽为 3mm, 窗缝取 0.35mm, 从走道到室外的空气流动通道畅通, 即  $A_0$  足够大, 因此有

$$A_{e,1} = 2 \left[ \frac{1}{(1.6 \times 2)^2} + \frac{1}{(1.6 \times 2)^2} \right]^{1/2} = 4.53 \text{ m}^2$$

$$A_{e,2} = (18 - 1) \times (1.5 \times 2 + 1.5 \times 3) \times 0.35 \times 10^{-3} = 0.0357 \text{ m}^2$$

$$A_{e,e} = A_{e,c} = (2 \times 3 + 1.6 \times 2) \times 0.003 = 0.0276 \text{ m}^2$$

$$A_{e,3} = (18 - 2) \left[ \frac{1}{(0.0276)^2} + \frac{1}{(0.0276)^2} \right]^{1/2} = 0.312 \text{ m}^2$$

(3) 求其他通路的渗风量

$$\dot{V}_2 = \frac{0.0375}{4.53} \times 6.4 = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_3 = \frac{0.312}{4.53} \times 6.4 = 0.44 \text{ m}^3/\text{s}$$

(4) 求总加压风量

$$\dot{V} = (\dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3) \times 1.10 = (6.4 + 0.05 + 0.44) \times 1.10 = 7.58 \text{ m}^3/\text{s}$$

(5) 用压差法计算加压风量

当门全关闭时, 则空气流通面积为

$$A_c = 0.0357 + 18 \times \left[ \frac{1}{(0.0276)^2} + \frac{1}{(0.0276)^2} \right]^{1/2} = 0.387 \text{ m}^2$$

按公式 (11-4) 有

$$\dot{V}_p = 0.839 \times 0.387 \times (50)^{1/2} = 2.3 \text{ m}^3/\text{s}$$

由此例可见, 用压差法计算得的风量远小于用门洞风速法计算的风量。一旦当门打开时, 系统阻力减小, 系统风量增加, 但通过门洞的风速仍达不到防烟的要求。因此, 以门洞风速法计算风量, 再考虑其他缝隙的漏风量的计算方法是比较适宜的。

#### 11.5.4 前室加压系统的分析

电梯间前室或只对楼梯间前室的加压系统与防烟楼梯间的加压系统相比要复杂一些。

下面就电梯间前室的加压进行分析, 图 11-11 (a) 是电梯间前室加压系统的空气流动模式, 其中有  $m$  层的前室门被开启, 而其余的  $(n-m)$  层的前室门是关闭的。在每层前室内均设有加压送风口, 送风口面积为  $A_0$ 。送风口有两种形式——常开型风口和常闭型风口。若用常闭型风口, 当发生火警时, 着火层及其上一层 (和下一层) 的风口自动开启, 以使加压送风的空气集中用于着火层及邻层, 防止烟气侵入疏散通道。计算得到的加压总风量比常开型风口的系

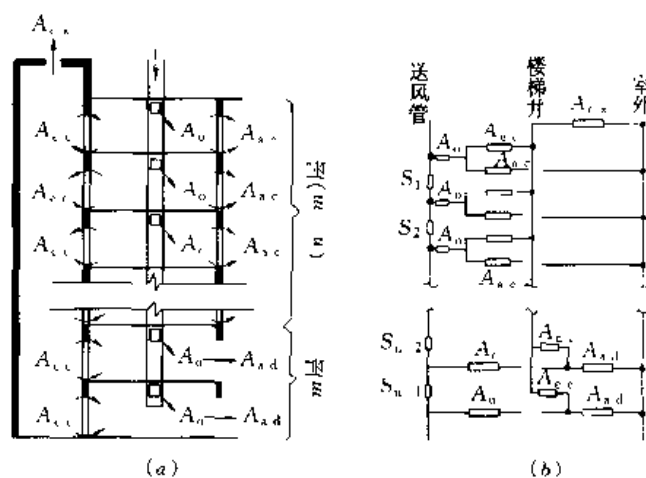


图 11-11 电梯间前室加压系统

(a) 空气流动模式; (b) 网络图

统略小一些。这种系统的弊端是: 当系统运行, 某前室的风口开启而前室门尚未开启时, 前室内正压升高, 以致打不开前室的门; 常闭型风口有一套自动控制系统, 必须经常维护, 如常年闲置而未加维护, 火灾时有可能失控。由此可见, 常闭型风口存在一定不安全的隐患。用常开型风口的系统, 系统运行时, 风量将按流通路的阻力大小进行分配。当所有前室门都关闭时, 则每层得到大致相等的风量; 当某层的前室门开启时, 这层流通阻力减小, 则会有大量空气从这层涌出, 保证了门洞一定风速。因此可以保证在任何层的前室门开启 (在设计允许的开门数以内) 时, 获得足够量的空气量。这种系统中每层的送风口通常按系统的  $1/3$  风量, 并不小于一个门洞所需的风量进行选取, 出风速度不宜太大。

图 11-11 是常开型风口的加压送风系统。因此, 加压风量将被送到每层的前室中, 这时大量空气将送入  $m$  层开门的前室, 并从门洞流出。设电梯间前室的门洞面积为  $A_{d, m}$ ,

门缝面积为  $A_{a,c}$ , 电梯井排气孔面积为  $A_{e,x}$ , 送风口面积为  $A_0$ , 电梯门的门缝面积为  $A_{e,c}$ 。当电梯门打开时, 电梯轿厢四周的缝是空气流通面积, 他与电梯门缝面积并不相等, 为简单起见, 认为它的面积仍为  $A_{e,c}$ 。根据空气流动的模式, 可以画出网络图, 如图 11-11 (b) 所示, 其中通过门洞、门缝、风口等的阻力特性仍用相应的流通面积表示, 而在送风管内阻力特性用  $S_1$ 、 $S_2$ …… $S_{n-1}$  表示。送风管的空气主要由三条路线排到室外: 第一条路线经送风管、送风口 ( $A_0$ )、门开启的前室的门洞 ( $A_{a,d}$ )、走道, 最后排到室外, 并认为向外的出口是畅通的; 第二条路线经送风管、送风口 ( $A_0$ ) 到门关闭的前室, 从这里分两路, 一部分空气经前室的门缝 ( $A_{a,c}$ )、走廊, 再排到室外; 另一部分空气, 即第三条路线, 经过电梯门缝  $A_{e,c}$  进入电梯井, 经电梯井的排气孔  $A_{e,x}$  排出一部分, 另有一部分将从开门的前室排到室外。后一部分空气流向的原因是, 门开启的前室的压力不大 (如果门洞风  $1\text{m/s}$ , 门两侧的压差也就  $1.4\text{Pa}$ ), 电梯井内的压力通常会高于前室, 因此电梯井内空气会有一部分通过开启门洞的前室排到室外。上述的流动模式假定了电梯井内为一等压区。由于送风管内阻力存在并非等压区, 而且开门的前室位于送风管的哪个位置, 都对风量分配有影响。因此解这问题比防烟楼梯间的加压系统要复杂些。需要利用流量平衡与回路压力平衡的原则, 用计算机进行求解。作为简化的一种手算法, 将送风管认为是等压的, 并且是串联路上忽略流通面积大的阻力, 则可以像防烟楼梯间的相类似的方法进行计算<sup>[6]</sup>。

这里分析了防烟楼梯间和电梯井前室的加压送风的流动规律。至于楼梯间前室、合用前室等的加压系统, 它们各有一定的特殊性, 也有与上面分析相类似的特点, 读者可自行分析。

### 11.5.5 避难层 (间) 的加压系统

在层数很多的高层建筑中, 人员在短时间内全部疏散到室外是比较困难的, 因此需设置临时的避难层 (间)。封闭的避难层 (间) 通常是与防烟楼梯间的前室或合用前室相连通的, 这些地方有防烟措施, 因此烟气从这里进入的可能性很少。避难层可以按压差法确定风量, 保持室内有  $25\text{Pa}$  的正压。《高规》规定, 送风量按避难层净面积每平方米不小于  $1/120\text{m}^3/\text{s}$  ( $30\text{m}^3/\text{h}$ ) 计算。设计风量宜取两者中之大值。

## 11.6 加压防烟系统的几个问题分析

### 11.6.1 正压区墙体的漏风量

在加压风量计算时, 同时计算了通过开启门洞的风量和门缝、窗户的漏风量。而正压区 (楼梯间、前室或合用前室) 的围护结构都是砖墙、混凝土砌块墙或混凝土现浇墙, 它们也会漏风的。这些漏风量的不确定因素比门缝、窗缝的漏风量更多。往往更难计算。实测资料表明<sup>[7]</sup>, 同一种材料漏风量相差也很大, 这可能与砌筑质量及实测精度有关, 现摘其中楼梯间墙实测的中间值, 综合成如下漏风量公式供参考:

$$\text{砖墙楼梯间} \quad l = 4 \times 10^{-5} (\Delta p)^{0.784} \quad (11-12)$$

$$\text{现浇混凝土楼梯间} \quad l = 5.8 \times 10^{-5} (\Delta p)^{0.57} \quad (11-13)$$

式中  $l$ ——单位面积墙体的漏风量,  $\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ ;

$\Delta p$ ——楼梯间内外压差,  $\text{Pa}$ 。

当楼梯间用门洞风速法计算风量时, 楼梯间内压力不到  $2\text{Pa}$ , 按上述两个式计算得到的漏风量可能也就在总风量的  $2\%\sim 3\%$ ; 如果按压差法计算风量时, 楼梯间内保持  $50\text{Pa}$ , 漏风量约为计算风量的  $30\%\sim 50\%$ 。由此可见, 加压防烟系统用门洞风速法确定风量时, 附加  $10\%$  的余量考虑墙体、风管等漏风量是适宜的; 如果用压差法确定风量时, 应估算墙体的漏风量。

### 11.6.2 正压区超压问题

防烟楼梯间、前室、合用前室等加压防烟, 其风量都是按 2 层或 3 层的门同时开启保证门洞一定风速并附加其他层的漏风设计的, 通常比按压差法计算的风量大得多。那么如此大的风量在疏散门都关闭时将造成多大的正压呢? 应该指出, 该压力不能简单地根据风量公式 (11-4) 计算得出。该正压值取决于风机特性和加压系统的管路特性 (含正压区的漏风) 来确定。图 11-12 中曲线  $F$  为风机特性; 设计工况下的工作点为  $A$ , 曲线 1 即为设计工况下 (2 层或 3 层的疏散门开启) 的管路特性; 曲线 2 为所有疏散门都关闭时的管路特性,  $B$  为新的工作点。由于管路特性 1 是在门开启情况下的特性, 而门洞的阻力在总阻力中占的比重很小, 因此曲线 1 相当于送风管路从空气入口到送风口 (包括送风口阻力) 的管路特性。曲线 2 相当于原来的送风管路再加上正压区漏风通路的管路特性。这样,  $(p_B - p_C)$  即是在所有疏散门关闭时正压区的正压值。

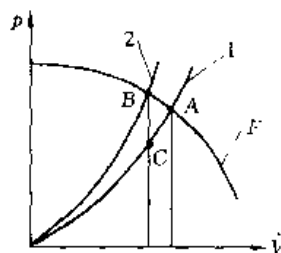


图 11-12 加压送风系统的工作特性

下面通过算例来说明估算楼梯间内门全关闭时正压值的步骤。

**【例 11-4】** 上例的防烟楼梯间加压送风系统, 风量为  $7.58\text{m}^3/\text{s}$ , 选用 4-79 型 No. 2-8E 风机 (双进风 No. 8 风机) 一台, 转速  $710\text{r}/\text{min}$ , 风压  $375\text{Pa}$ , 求该楼梯间门全关闭时的正压值。

**【解】** (1) 根据式 (11-4), 可以得到楼梯间内门全关闭时的漏风量与正压值的关系。所有门、窗缝已在例 11-2 中计算得到, 为  $0.387\text{m}^2$ , 代入式 (11-4) 得

$$\dot{V}_1 = 0.839 \times 0.387 (\Delta p)^{0.5} = 0.325 (\Delta p)^{0.5} \quad (11-14)$$

(2) 若该楼梯间的墙为现浇混凝土, 扣除门、窗面积后的墙体面积为  $1276\text{m}^2$ , 则可根据式 (11-13) 求出通过墙体的漏风量与楼梯间内正压值的关系, 即

$$\dot{V}_2 = 1276 \times 5.8 \times 10^{-5} (\Delta p)^{0.57} = 0.074 (\Delta p)^{0.57} \quad (11-15)$$

(3) 楼梯间的漏风量应为

$$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 = 0.325 (\Delta p)^{0.5} + 0.074 (\Delta p)^{0.57}$$

为方便下面的分析, 将上式改写成如下形式的计算式:

$$\dot{V} = 0.397 (\Delta p)^{0.516}$$

或

$$\Delta p = 5.99 \dot{V}^{1.94} \quad (11-16)$$

上式适用范围  $\Delta p = 100 \sim 200\text{Pa}$ 。

(4) 将加压送风系统设计工况下的管路特性写成  $p = S\dot{V}^2$  形式。根据设计工况下的风量及系统阻力, 可求出  $S$  值, 本例  $S = 7.1$ , 因此管路特性 (图 11-12 中曲线 1) 的方程为:

$$p = 7.1\dot{V}^2 \quad (11-17)$$

(5) 由于空气通过开门的门洞的阻力很小, 上式也可以看做不计门洞阻力的管路系统的特性, 因此, 将式 (11-6) 和 (11-17) 相加即为楼梯间门全关时加压送风系统的管路特性 (图 11-12 中曲线 2), 它为:

$$p = 7.1\dot{V}^2 + 5.99\dot{V}^{1.94} \quad (11-18)$$

(6) 利用风机的特性曲线与式 (11-18) 的管路特性曲线, 就可求得楼梯间的门全关闭时的工作点 (图 11-12 中  $B$  点)。当无风机特性曲线时, 可利用风机样本中给出的风量和风压值回归风机特性曲线。本例所选用风机在风量  $5.8 \sim 7.6 \text{ m}^3/\text{s}$  内的特性曲线方程为

$$p = 2087 - 487\dot{V} + 36\dot{V}^2 \quad (11-19)$$

解式 (11-18) 和式 (11-19) 的联立方程, 得  $\dot{V} = 6.05 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $p = 457 \text{ Pa}$ 。利用式 (11-16) 可求得此时楼梯间内的正压值为

$$\Delta p = 5.99(6.05)^{1.94} = 196 \text{ Pa}$$

此正压值已超过一般允许的最大正压值。

(7) 若风机选择不当, 选用了 4-79 型 No.8c 风机, 转速  $1120 \text{ r/min}$ 。风量在  $7.58 \text{ m}^3/\text{s}$  时的全压为  $900 \text{ Pa}$ 。这时即使在设计工况下, 实际运行风量超过设计风量很多。用上述同样的方法, 可以求出门全关闭时楼梯间内的正压值, 为  $336 \text{ Pa}$ , 大大超过了允许的最大正压值。

由上例可以看到, 为防止正压区内门关闭时正压值过大, 应做到正确计算系统的阻力, 合理选择风机, 切忌选用压力过大的风机; 对室内正压值进行估算, 如过高, 应采取措施。防止超过最大压差的措施有:

#### (1) 设置泄压阀 (又称余压阀)

泄压阀的原理如图 11-13 所示。利用重锤的力矩与作用在阀板上的压力差平衡的原理, 保持正压区一定的正压值。当压差超过设定值时, 阀板被推开排风; 小于设定值时阀板在重锤作用下关闭。压差设定值可通过改变重锤位置进行调整。泄压阀按需要泄出的多余空气量进行选择。余压阀排出的空气可排到通向室外的竖井中去, 或建筑内部区域, 或直接排到室外。排到室内时, 应在泄压阀上串联一防火阀 (在  $70^\circ\text{C}$  时自动关闭, 防止烟气进入正压区)。排到室外时, 注意风力、风向的影响。

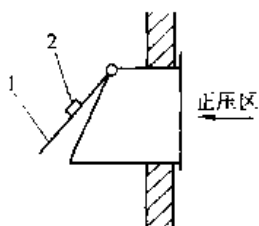


图 11-13 泄压阀  
1—阀板; 2—重锤

#### (2) 风机变频调节风量

利用微差控制器, 根据正压区的正压值, 控制变频装置, 改变风机电机的转速, 从而改变风机的特性, 保持正压区的正压值。这种方法调节的质量高, 尤其设计不合适时, 可以进行自动调整。但是初投资大。

#### (3) 其他方法调节风量

在风机入口处设导叶式调节阀或其他节流型调节阀, 或使风机



压出的部分风量旁通回吸入段等,可以调节加压送风系统的风量。风量的调节也是根据正压区的正压值。节流型调节阀或旁通路上的调节阀均应采用有较好调节性能的多叶调节阀。以保证系统有较好的调节质量。

### 11.6.3 热压对加压防烟系统的影响

热压产生的烟囱效应造成了室外空气和室内空气的交换流动。那么,对于楼梯间加压防烟系统有什么影响呢?图 11-14 表示了当室外温度低于室内温度时楼梯间加压送风系统运行时建筑内的正压分布。 $p_0$  与  $p_s$  为加压送风系统未运行时的室外和楼梯间内的压力分布线,此时室内走道或房间的压力应介乎于室外压力  $p_0$  与楼梯间压力  $p_s$  之间,即图中的阴影区。各层的走道或房间内压力与该层的门、窗开启情况有关,例如,该层的外门窗开启,而疏散门关闭,则走道或房间的压力接近室外压力线;反之外门窗关闭而疏散门开启,则走道内压力接近于楼梯间压力。因此室内压力线上下不一定可以连成一直线。当加压送风系统启动后,楼梯间在短时间内就被室外空气所充满,此时楼梯间内压力分布线斜率将与室外的压力分布线斜率一样,即图 11-14 中的  $p'_s$ 。这时建筑内走道或房间的压力将重新分布,它将与建筑的情况有密切关系。例如,高层建筑是塔式建筑,平面中只有一个垂直通道(包括楼梯间和电梯井),当这惟一垂直通道——“烟囱”内温度与室外温度接近相等或相等时,“烟囱效应”将减弱或不复存在。另一特例,建筑内有通高的中厅、自动扶梯、敞开扶梯等,也就是有——“大烟囱”,不管防烟楼梯间是否加压送风,这种建筑仍保持原来的热压作用。但每层房间或走道的压力与中厅等竖向空间的封闭程度有关,如完全敞开,房间或走道的压力即等于竖向空间的压力  $p_s$ ,这时出现下层的疏散门两侧的压差最大,而上层疏散门两侧的压差最小,如图 11-14 所示;如火灾时,竖向空间被防火卷帘所隔断,则走道或房间内压力在室外压力与竖向空间压力之间,并与这隔断的缝隙大小有关。

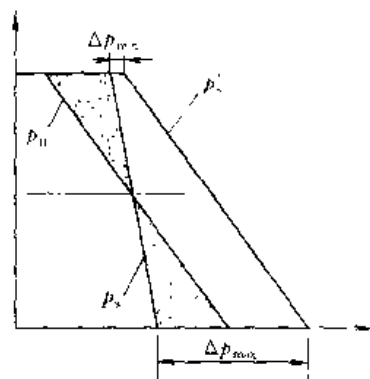


图 11-14 楼梯间加压送风后的压力分布

$p_0$ —室外空气压力线; $p_s$ —建筑内压力线; $p'_s$ —加压送风后楼梯间内压力线

### 参 考 文 献

- [1] 日本防火设施研究会编. 安中义, 王力础译. 建筑防烟排烟设备. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983
- [2] 高层民用建筑设计防火规范 (GB50045—95). 北京: 中国计划出版社, 1998
- [3] 赵国凌. 防排烟工程. 天津: 天津科技翻译出版公司, 1991
- [4] 高锡九, 谈恒玉. 我国常用民用建筑外窗冷风渗透系数的确定方法及其计算参数推荐值. 暖通空调. 1985 (6): 17—19
- [5] 采暖通风与空气调节设计规范 (GBJ19—87). 北京: 中国计划出版社, 1989
- [6] 陆亚俊. 防烟楼梯间和前室加压送风系统的设计问题. 空调设计. 第 2 辑. 长沙: 湖南科技出版社, 1997
- [7] ASHRAE Handbook. Fundamentals Volume. ASHRAE, Inc. 1997

## 第 12 章 特殊建筑环境的控制技术

### 12.1 洁净室与生物洁净室的基本概念

#### 12.1.1 洁净室

洁净室指空气中浮游粒子受控制的房间。在这些房间中,把大于或等于某一个或某几个粒径的粒子浓度控制在规定的浓度以下。洁净室就是根据所控制粒子的浓度来定洁净等级,或称洁净度。洁净室除了有洁净等级外,还必须对空气的温度、湿度和压力进行控制,并同时保证供给一定的新风量。除了室内空气压力(或是正压值)与洁净度有一定联系外,洁净室内的温度、湿度和新风量只与室内的工艺、人员要求有关,而与洁净等级并无必然联系。

洁净室的发展与现代工业、尖端技术密切联系在一起。由于精密机械工业(如陀螺仪、微型轴承等加工)、半导体工业(如大规模集成电路生产)等对环境的要求,促进了洁净室技术的发展。国内曾统计过,在无洁净级别要求的环境下生产 MOS 电路管芯的合格率仅 10%~15%,64 位存储器仅 2%。目前在精密机械、半导体、宇航、原子能等工业中应用洁净室已相当普遍。正是这些工业的发展,对洁净室的洁净级别要求愈来愈高,所要求控制的粒子直径愈来愈小。因此洁净室的标准不断地进行修订。例如美国联邦标准 209B,到了 1992 年颁布了 209E。我国 1977 年由国家建委颁布《空气洁净技术措施》,1984 年颁布《洁净厂房设计规范》(GBJ73-84)<sup>[1]</sup>。目前国际标准化组织正在拟定 ISO 推荐标准。表 12-1 给出了美国联邦标准 209E 关于洁净等级浓度限值。这是目前国际上的先进标准。表中国际单位等级与浓度限值近似的成如下关系

$$\text{粒}/\text{m}^3 = 10^M (0.5/d)^{2.2} \quad (12-1)$$

式中  $M$  即为国际单位制等级;  $d$  为微粒直径  $\mu\text{m}$ 。例如, M2 级,  $\geq 0.5\mu\text{m}$  微粒的浓度限值为  $10^2 (0.5/0.5)^{2.2} = 100 \text{ 粒}/\text{m}^3$ ;  $\geq 0.1\mu\text{m}$  微粒的浓度限值为  $10^2 (0.5/0.1)^{2.2} \approx 3500 \text{ 粒}/\text{m}^3$ 。由于洁净技术起源于美国,最早的标准都是英制,我国 1984 年的标准中用 SI 单位标志浓度,但还沿用了英制的等级称呼,如 100 级、1000 级、1 万级、10 万级,即相当于表 12-1 中的 M3.5 级、M4.5 级、M5.5 级、M6.5 级。表 12-1 中级别的命名,SI 制是根据  $\geq 0.5\mu\text{m}$  微粒的浓度限值的常用对数值,取小数点后一位,例如  $0.5\mu\text{m}$  浓度限值为  $1000 \text{ 粒}/\text{m}^3$  时,  $\log 1000 = 3$ , 因此命名为 M3 级;英制则按  $\geq 0.5\mu\text{m}$  微粒的英制浓度限值命名,例如 M3.5 级,  $\geq 0.5\mu\text{m}$  微粒的浓度限值为  $100 \text{ 粒}/\text{ft}^3$ , 即称 100 级。

洁净等级数值愈小,级别愈高。任何一个级别,可以只要求其中一个或几个粒径达到浓度限值。例如 M3.5 级可以只要求  $\geq 0.5\mu\text{m}$  微粒浓度不大于  $3530 \text{ 粒}/\text{m}^3$ ,也可以要求  $\geq 0.2\mu\text{m}$  微粒或  $\geq 0.3\mu\text{m}$  微粒的浓度不大于限值,或几种粒径都要求。因此洁净等级应同时表示级别与粒径,例如 M3.5 级 ( $0.3\mu\text{m}$  和  $0.5\mu\text{m}$ ),即要求  $\geq 0.3\mu\text{m}$  粒子浓度不大于  $10600 \text{ 粒}/\text{m}^3$ ,  $\geq 0.5\mu\text{m}$  粒子浓度不大于  $3530 \text{ 粒}/\text{m}^3$ 。

洁净等级浓度限值 (SI 制, 粒/m<sup>3</sup>; 英制, 粒/ft<sup>3</sup>)

表 12-1

等级名称		微 粒 直 径									
		0.1μm		0.2μm		0.3μm		0.5μm		5μm	
SI	英制	SI	英制	SI	英制	SI	英制	SI	英制	SI	英制
M1		350	9.91	75.7	2.14	30.9	0.875	10	0.283	—	—
M1.5	1	1240	35	265	7.5	106	3.0	35.3	1.0	—	—
M2		3500	99.1	757	21.4	309	8.75	100	2.83	—	—
M2.5	10	12400	350	2650	75	1060	30	353	10	—	—
M3		35000	991	7570	214	3090	87.5	1000	28.3	—	—
M3.5	100	—	—	26500	750	10600	300	3530	100	—	—
M4		—	—	75700	2140	309000	875	10000	283	—	—
M4.5	1000	—	—	—	—	—	—	35300	1000	247	7.0
M5		—	—	—	—	—	—	100000	2830	618	17.5
M5.5	10000	—	—	—	—	—	—	353000	10000	2470	70
M6		—	—	—	—	—	—	1000000	28300	6180	175
M6.5	100000	—	—	—	—	—	—	3530000	100000	24700	700
M7		—	—	—	—	—	—	10000000	283000	61800	1750

### 12.1.2 生物洁净室

生物洁净室是指空气中微生物作为主要控制对象的洁净室。对于浮游在空气中的微生物来说,如细菌、立克次体和病毒等,在空气中难于单独生存,而是以群体存在,大多附着在空气中的尘埃上,形成浮游的生物粒子。细菌单个大小约为1~100μm,病毒单个大小约为0.008~0.3μm,立克次体单个大小介于细菌与病毒之间,他们群体生存并附着于尘埃上时,一般约为5~10μm,因此空气通过亚高效过滤器(对≥0.5μm微粒的计数效率≥95%,<99.9%)后,可视为无菌空气。洁净室出现后,很快被引用到生物洁净技术中去。生物洁净室主要用于制药、无菌动物饲养、医院中手术室、烧伤病房、白血病房、食品生产、高级化妆品生产等。我国的制药生产中应用生物洁净室已很普遍。

生物洁净室的标准各国大多用洁净室的级别再附加上对生物微粒的控制要求。我国对医院等的生物洁净室尚无标准。药品生产已有规范——医药工业洁净厂房设计规范,1997年1月开始实施,规范规定了生物洁净厂房的标准及各种生产工艺对洁净等级的要求。其生物洁净标准与世界卫生组织颁布的《药品优质生产的实施细则》(简称GMP)基本一致。药品生产洁净室等级标准如表12-2所示。表中浮游菌数由采样器采集并经过培养生成的菌数,菌落数是指用直径90mm的平皿放于洁净室内0.5h,空气中的细菌自然沉降在平皿内的培养基上,在适当条件下培养生成的细菌单元数。

药品生产洁净室等级

表 12-2

洁净级别	微粒 (粒/m <sup>3</sup> )		浮游菌数 (个/m <sup>3</sup> )	菌落数 φ90皿, 0.5h	备 注
	≥0.5μm	≥5μm			
100	≤3500	0	≤5	≤1	相当于 M3.5
10000	≤3.5×10 <sup>5</sup>	≤2000	≤100	≤3	相当于 M5.5
100000	≤3.5×10 <sup>6</sup>	≤20000	≤500	≤10	相当于 M6.5
≥100000	≤10×10 <sup>6</sup>	≤61800			相当于 30万级

### 12.1.3 洁净室的尘源

洁净室内 $\geq 0.5\mu\text{m}$ 的尘粒主要来源有：室外新风带入和室内人员的活动。据我国对24个洁净厂房周围实测表明：市区平均浓度为 $1.3 \times 10^5$ 粒/L，市郊平均 $1.17 \times 10^5$ 粒/L；农村 $3.0 \times 10^4$ 粒/L。农村明显低得多。目前文献[2]建议洁净室设计时室外含尘量取：工业城市 $3 \times 10^5$ 粒/L；工业城市郊区取 $2 \times 10^5$ 粒/L；非工业区或农村取 $1 \times 10^5$ 粒/L。室内人员的发尘量与人员密度活动强度有关，可用下列式子计算：

$$\text{劳动强度低（坐着操作）} \quad \dot{m} = 83.3 + 2000p \quad (12-1)$$

$$\text{劳动强度中等} \quad \dot{m} = 83.3 + 3333p \quad (12-2)$$

$$\text{劳动强度高（活动频繁）} \quad \dot{m} = 83.3 + 4667p \quad (12-3)$$

式中  $\dot{m}$ ——单位容积的发尘量，粒/（ $\text{m}^3 \cdot \text{s}$ ）；

$p$ ——人员密度，人/ $\text{m}^2$ 。

【例 12-1】 洁净室平面为 $3\text{m} \times 5\text{m}$ ，高 $3\text{m}$ ，有3人工作，中等劳动强度，求室内人员总的发尘量。

【解】 洁净室内的人员密度为 $p = 3 / (3 \times 5) = 0.2$ 人/ $\text{m}^2$ ，代入式（12-2）有

$$\dot{m} = 83.3 + 3333 \times 0.2 = 749.9 \text{ 粒/（m}^3 \cdot \text{s）}$$

洁净室内人员总发尘量为

$$\dot{M} = \dot{m} V = 749.9 \times 3 \times 5 \times 3 = 33745.5 \text{ 粒/s}$$

### 12.1.4 实现洁净度要求的通风措施

洁净室要达到洁净等级，必须有综合措施，其中包括工艺布置、建筑平面、建筑构造、建筑装修、人员和物料净化、空气洁净措施、维护管理等。其中空气洁净措施是实现洁净等级的根本保证。就空气洁净而言，主要有以下几项具体措施：

（1）对洁净室的送风必须是有很高洁净度的空气。因此，必须选用高效或亚高效过滤器（洁净级别低时）作为终端过滤器，对进入洁净室的空气，进行最后一级过滤；为保护终端过滤器和延长其寿命，必须使空气先经中效过滤器进行过滤。

（2）根据洁净室的等级，合理选择洁净室的气流分布流型。在工作区应避免涡流区；尽量使送入房间的洁净度高的空气直接到达工作区；气流的流动有利于洁净室内的微粒从回风口排走。

（3）有足够的风量，既为了稀释空气的含尘浓度，又保证有稳定的气流流型。

（4）不同等级的洁净室、洁净室与非洁净区或洁净室与室外之间均应保持一定正压值。

## 12.2 洁净室和生物洁净室的空调系统

### 12.2.1 洁净室的气流分布

气流分布对洁净室等级起着重要的作用。根据气流的流动状态分，主要有以下三种气

流分布的洁净室。

### 12.2.1.1 非单向流洁净室

非单向流洁净室，以前常称为乱流型洁净室，室内的气流并不都按单一方向流动。图 12-1 为几种典型的非单向流洁净室。这几个非单向流洁净室共同特点是终端过滤器（高效或亚高效）尽量接近洁净室，它可以就是送风口或直接连送风口，也可以接到房间的送风静压箱上；另一特点是回风口均设在洁净房间的下部，目的是避免出现“扬灰”现象。图中（a）是顶棚均布高效过滤器风口的方案，是目前非单向流型洁净室用得比较多的一种流型。在风口下方的一定范围内基本上处于送风气流（已混有一部分室内空气）中。为了使送风气流下部的范围扩大，高效过滤器下装有扩散风口（又称扩散板）。但扩散风口在较长时间停运时会积灰，再次运行时必须擦净。当房间层高较高时，可以用图（d）的形式，即在高效过滤器出口接下送型散流器。在气流分布设计时，散流器的密度应能保证工作区处于下送风气流中，详见 10.4.2。图中（b）是在房间顶棚的中央设一条孔板，从而使多个高效过滤器的风量在室内形成一条比较均匀的送风带，工作台可以设在孔板下方；缺点是孔板有积灰的可能。当房间层高很低而无法采用上送风时，可采用侧送风流型，工作区处在回风区，如图（c）所示，因此这种流型对洁净室来说很不理想，适宜用在洁净等级不高的洁净室中。

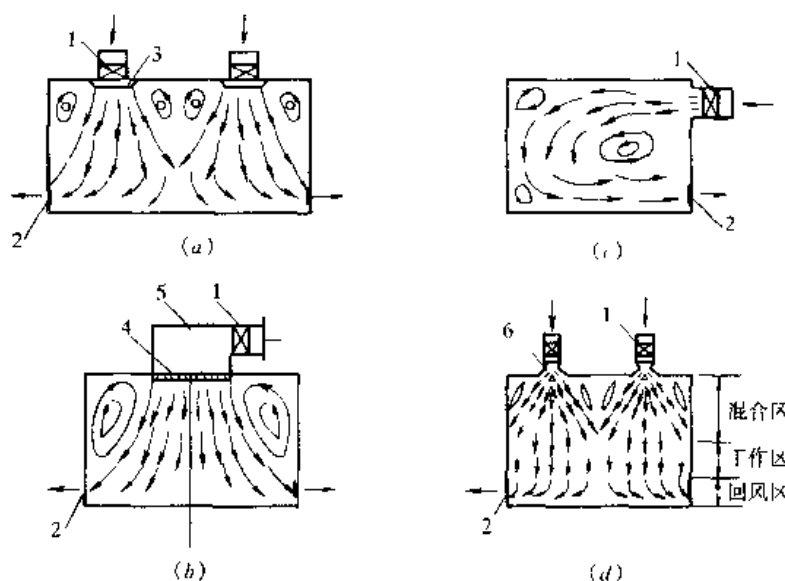


图 12-1 非单向流洁净室

1—高效过滤器；2—回风口；3—扩散风口；  
4—送风孔板；5—静压箱；6—散流器

### 12.2.1.2 单向流洁净室

单向流洁净室气流的特征是流线平行，以单一方向流动，并且在横断面上风速一致。图 12-2（a）为一垂直单向流洁净室，全顶棚满布高效过滤器，地板为漏空的格栅地板，因此气流在流动过程中的流向、流速几乎不变，也比较均匀，无涡流。它不是靠掺混的稀释作用达到室内的洁净度，而是气流的推出作用，将室内的污染物从整个回风端推出。所以这种洁净室的流型也被称为“活塞流”、“平推流”。垂直单向流洁净室的工作区完全在送风气流中，因此可以获得很高的洁净等级，通常用于 M3.5 级及更高级别的洁净室中。

但它的造价昂贵。图 12-2 (b) 是垂直单向流的一种变型，它用两侧的回风口替代全地板回风，从结构上简化了一些，但在洁净室中部某一高度出现涡流三角区，不能保持全室都是垂直向下的流动。涡流三角区的高度与室宽有关，试验和大涡数值模拟结果表明，涡流三角区的离地高度约为室宽的 1/5~1/6<sup>[3]</sup>。选用合理的室宽，保证工作区以上是单向流，这种洁净室不失为一种既经济而又可获得较高洁净等级的流型。图 12-2 (c) 是水平单向流洁净室，它也是“平推流”的流型，但气流的下游，尤其是接近回风端处，洁净度下降，因此只能保证上游区有高的洁净等级。但它的造价比垂直单向流洁净室要低。

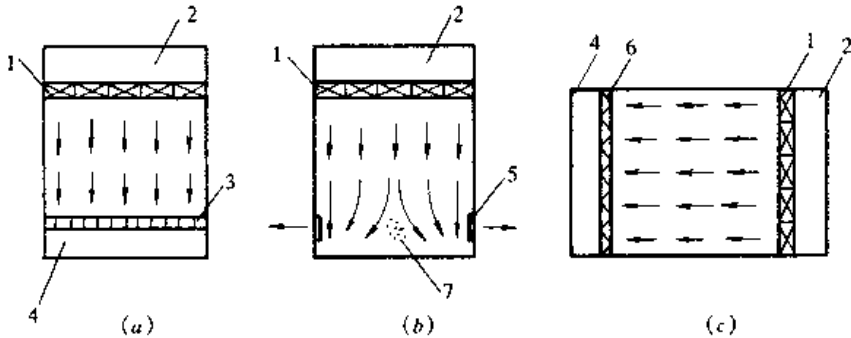


图 12-2 单向流洁净室

1—高效过滤器；2—送风静压箱；3—格栅地板；4—回风静压箱；  
5—回风口；6—回风过滤器；7—涡流三角区

### 12.2.1.3 矢流洁净室

图 12-3 为矢流洁净室的流型。在房间的侧上角送风，采用扇形高效过滤器，也可以用普通高效过滤配扇形送风口。在另一侧的下部设回风口。房间的高长比一般在 1/2~1 之间为宜。图示为大涡数值模拟的流线图<sup>[2]</sup>，在两个角上出现涡流区。但洁净室内主要区域是气流互不交叉的“斜推”流型。这种洁净室也可以达到 M3.5 级 (100 级)。

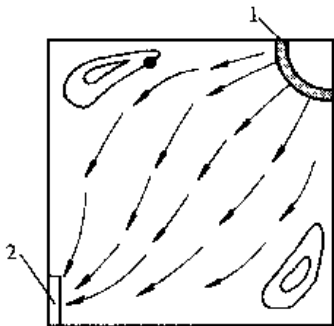


图 12-3 矢流洁净室

1—扇形高效过滤器；2—回风口

洁净室的流型基本上是上述三种类型，但是实际应用时可演变出很多型式，例如，利用垂直单向流的原理，实现室内局部地区达到高等级洁净区的洁净隧道等。

### 12.2.2 洁净室的换气次数

洁净室的送风量习惯上用换气次数  $n$  (次/h) 来表示。对于非单向流洁净室可以利用通风中的稳定的稀释方程公式 (8-6) 进行计算，即

$$n = \frac{3600 \dot{m} \psi}{c_r - c_s} \quad (12-4)$$

式中  $\dot{m}$ ——室内的单位容积发尘量，可按室内人员密度确定，见 12.1.3，粒/( $\text{m}^3 \cdot \text{s}$ )；  
 $c_r$ ——洁净室所要达到的洁净室等级的含尘浓度，设计时取表 12-1 极限浓度的 1/2~1/3，例如 M5.5 ( $0.5 \mu\text{m}$ ) 级取  $10 \times 10^4 \sim 20 \times 10^4$  粒/ $\text{m}^3$ ；  
 $c_s$ ——送风的粒子浓度，粒/ $\text{m}^3$ ；

$\psi$ ——考虑室内含尘不均匀的不均匀系数。

送风由两部分组成，一部分是回风，另一部分是新风。净化空调系统的新风量先经初效过滤器过滤，然后再经中效过滤器过滤后才送到洁净室内；而回风先经回风过滤器（有的系统无此过滤器）过滤，再经中效和高效过滤器后才送到洁净室内。设（回风量）/（送风量）=  $r$ ，则送风的含尘浓度为

$$c_s = rc_r(1 - \eta_r) + c_0(1 - r)(1 - \eta_0) \quad (12-5)$$

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_{1,0})(1 - \eta_2)(1 - \eta_3) \quad (12-6)$$

$$\eta_r = 1 - (1 - \eta_{1,r})(1 - \eta_2)(1 - \eta_3) \quad (12-7)$$

式中  $\eta_0$ 、 $\eta_r$ ——分别为新风和回风路线上过滤器对 $\geq$ 某粒径微粒的总计数效率；

$\eta_{1,0}$ 、 $\eta_{1,r}$ ——分别为新风初效过滤器和回风过滤器对 $\geq$ 某粒径微粒的计数效率；

$\eta_2$ 、 $\eta_3$ ——分别为中效和高效过滤器对 $\geq$ 某粒径微粒的计数效率；

$c_0$ ——室外新风含尘浓度，粒/ $\text{m}^3$ ；见 12.1.3 推荐值。

由于式（12-5）中等式右边的第一大项（回风带入微粒）比第二大项（新风带入的微粒）很小，常可忽略不计，式（12-5）可改写成

$$c_s = c_0(1 - r)(1 - \eta_0) \quad (12-8)$$

对于单向流洁净室，当  $r = 0.8$  时， $c_s$  一般为 1000 粒/ $\text{m}^3$ ； $r = 0.5$  时， $c_s$  约为 2500 粒/ $\text{m}^3$ 。上述数据适用于对 $\geq 0.5\mu\text{m}$  微粒要求达到浓度限值的洁净室。对于高于 M4 级（含 M4 级）的洁净室，如对 $\geq 0.1\mu\text{m}$ 、 $0.2\mu\text{m}$  或  $0.3\mu\text{m}$  微粒有浓度限值的要求，则应针对该粒径的微粒进行计算。

不均匀系数  $\psi$  与主流区发尘比例、送风卷吸涡流区风量大小等因素有关。当  $n = 10$  次/h 时，取  $\psi = 1.45$ ； $n = 20$  次/h 时， $\psi = 1.22$ ； $n = 40$  次/h 时， $\psi = 1.16$ ； $n = 60$  次/h 时， $\psi = 1.06$ 。对于单向流洁净室，必须保证室内有一定的平均风速。按我国规范<sup>[1]</sup>的规定，垂直平行流的断面平均风速 $\geq 0.35\text{m/s}$ 。这类洁净室可直接按风速计算风量，通常换气次数在 300 次/h 左右。

对于矢流洁净室，根据实验及数值模拟结果<sup>[4]</sup>，送风量按扇形出风口风速为 0.45 ~ 0.55m/s 确定，扇形风口展开面积为该侧墙面的 1/3 左右，回风口面积取 1/5 ~ 1/6 送风口面积。

### 12.2.3 洁净室净化空调系统形式

一个洁净室除了对洁净度控制外，还必须对温、湿度等进行控制。它的冷却、去湿、加热、加湿的方法与常规空调系统基本一样。但净化空调系统的风量是根据洁净等级确定，其风量比用冷、热负荷确定的大得多，净化等级愈高，风量愈大。因此，热湿处理只需对新风和一部分回风进行处理即可。根据这个特点，空气净化主系统与热湿处理是两个并联的系统；也可以是一个集中的系统。图 12-4 为洁净罩与空调机的组合系统。洁净罩由风机、中效过滤器和高效过滤器组成，可造成

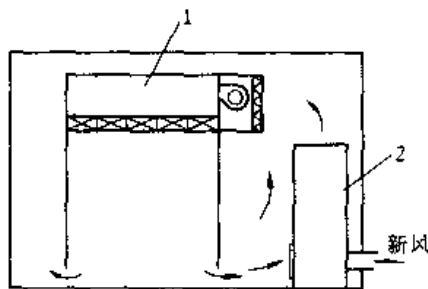


图 12-4 洁净罩与空调机组合系统  
1—洁净罩；2—空调机

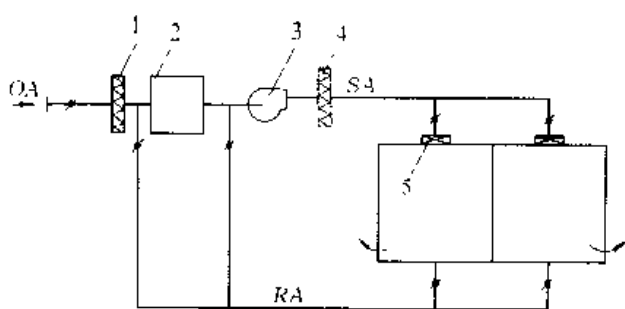


图 12-5 集中式净化空调系统

- 1—初效过滤器；2—空气热湿处理设备；3—风机；  
4—中效过滤器；5—高效过滤器；  
OA—室外新风；SA—送风；RA—回风

局部垂直单向流，达到 M3.5 级，但它自身不带热湿处理设备；而空调机组负担房间的热湿负荷和新风负荷这两个系统各司其责。

图 12-5 为一集中式净化空调系统。该系统的空气热湿处理设备有表冷器、加热器、加湿器，与一般空调系统相类似。回风有一部分经空气处理设备处理，而一部分直接进行再循环。中效过滤器放在风机的出口段，这样在风机负压段可能漏入空气所带的微粒

可以被中效过滤器清除。当回风含尘浓度高，或含有大粒灰尘或纤维时，要在回风口设初效或中效过滤器。当一个系统负担多个房间时，各个房间的温度用装在每个房间支风管上的电加热器进行调节，不允许调节风量。

#### 12.2.4 生物洁净室

生物洁净室对含尘量的控制与工业洁净室是一样的，因此上述的一些原则也适用于生物洁净室。但是其换气次数除了根据发尘量进行计算外，还应根据人员的散发菌量按 12.2.2 的方法进行校核计算，其散发菌量等的具体取值参看有关文献和手册<sup>[2]</sup>。另外，过滤器只能阻挡微生物，而不能杀死微生物。因此对生物洁净室还必须辅助以消毒灭菌措施，如对空调系统和洁净室定期消毒灭菌；加强对空调系统中湿表面、过滤器的清洁与维护等。

### 12.3 恒温恒湿空调

#### 12.3.1 概述

空调系统都具有对房间的温度、湿度有一定的调节性能，但是对于一般舒适性空调或一般的工艺性空调，它们对温度、湿度变化偏差和区域之间的偏差的调节要求并不严格。只有一些特殊的工艺过程或科学试验，要求温度、湿度的变化偏差和区域偏差很小，例如锦纶长丝的卷绕工艺要求温度  $23^{\circ}\text{C}$ ，波动  $\leq 0.5^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度 71%，波动  $\leq 5\%$ ；例如机械工业中高精度刻线机要求  $20^{\circ}\text{C} \pm (0.1 \sim 0.2)^{\circ}\text{C}$ 。通常我们把对室内温、湿度波动和区域偏差控制要求严格的空调称之为恒温恒湿空调，它是工艺型空调中的一种类型。

空调房间（或区域）根据工艺要求所确定的温度和相对湿度称之为空调温度和相对湿度基数。空调房间（或区域）内温度和相对湿度在持续时间内偏离温、湿度基数的最大差值（ $\Delta t$  和  $\Delta \varphi$ ）称为空调精度，即波动范围。因此恒温恒湿空调同时有温、湿度基数和空调精度的要求，例如  $t = 23^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ， $\varphi = 71\% \pm 5\%$  等。有些工艺可能只有恒温要求，而对湿度值要求在一定范围内即可，例如 1 级坐标镗床要求冬夏温度保持在  $20^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ ，而相对湿度 40%~65%。但也有的工艺对相对湿度要求很严格，例如人造纤维工厂的物



理检验室，相对湿度要求  $65\% \pm 3\%$ ，而温度  $20^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ 。这时，虽然温度控制的精度不高，然而温度的波动会引起相对湿度的波动。在  $20^{\circ}\text{C}$  时，当温度波动  $1^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度大约波动  $4\%$ ，已经超过了相对湿度的波动范围，因此这类空调必须同时控制温度的精度。

### 12.3.2 恒温恒湿对建筑的要求

空调精度要求高的空调房间在建筑方面也有特殊的要求，以减少外面的扰量对空调房间的影响。我国规范<sup>[5]</sup>对有精度要求的空调房间的外墙的朝向、围护结构最大传热系数、楼层等都有明确的规定，见表 12-3。此外，对外窗的结构、朝向和外门的要求都有规定，详见《采暖通风与空气调节设计规范》<sup>[5]</sup>。

对外墙、屋盖等的要求				表 12-3			
空调精度 $\Delta t$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	外 墙	外墙朝向	层 次	最大传热系数 $[W/(m^2 \cdot ^{\circ}\text{C})]$ (热惰性指标)			
				外墙	内墙、楼板	屋盖	顶棚
$\pm 0.1 \sim 0.2$	不应有外墙	—	宜底层	—	0.7	—	0.5 (4)
$\pm 0.5$	不宜有外墙	宜北向	宜底层	0.8 (4)	0.9	—	0.8 (3)
$\pm 1$	宜减少外墙	宜北向	避免顶层	1.0	1.2	0.8	0.9

### 12.3.3 恒温恒湿空调系统的形式

有空调精度要求的系统宜采用全空气定风量空调系统。目前主要采用两类系统形式——采用恒温恒湿空调系统机组（自带制冷机）的全空气系统和以冷冻水作冷却介质的全空气系统。恒温恒湿空调机组宜用在精度  $\Delta t = \pm 1^{\circ}\text{C}$ ， $\Delta \phi = \pm 10\%$  的空调房间内。在夏季，机组对湿度的控制能力较低，因为机组冷量的调节一般只有两挡或三挡。因此只适用于湿负荷变化比较小的空调房间。如果空调房间对湿度控制要求不高，这种机组可用于温度控制较高（如  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ）的场合。但如果恒温恒湿空调机组采用变频控制压缩机的转速，则湿度的控制精度可达到  $\pm 2\%$ <sup>[6]</sup>。

以冷冻水做冷却介质的定风量全空气系统的恒温恒湿空调系统都采用再热式系统（详见 6.4）。在夏季通过调节再加热量以控制温度；调节对空气冷却设备的冷量以控制湿度。空气冷却设备如采用表冷器的系统，适宜用于湿度变化不大的场合。全年要求湿度较大或湿度控制精度较高的场所，热湿处理设备宜采用喷水室。喷水室都是开式的，当冷冻水系统主要用于喷水室设备，冷冻水系统可以是开式的；当系统中既有喷水室又有表冷器、风机盘管等设备，冷冻水系统应当优先采用闭式系统。喷水室在闭式冷冻水系统中采用间接连接，如图 12-6 所示。喷水室的喷雾水经水/水换热器被一次冷冻水所冷却。通过调节一次冷冻水量控制水/水换热器喷雾水出口的水温，再利用三通调节阀调节冷水与回水的混合比控制喷雾水温度，从而控制了机器露点。系统温、湿度控制的原则如图 12-7 所示。这里假定冬夏的室内状态点  $R$  要求一样。湿度控制通过控制机器露点  $D$  实现。夏季用调节喷水温度调节露点  $D$ ，而

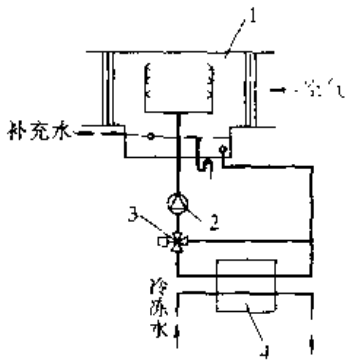


图 12-6 喷水室的水系统  
1—喷水室；2—水泵；  
3—三通调节阀；4—水/水换热器

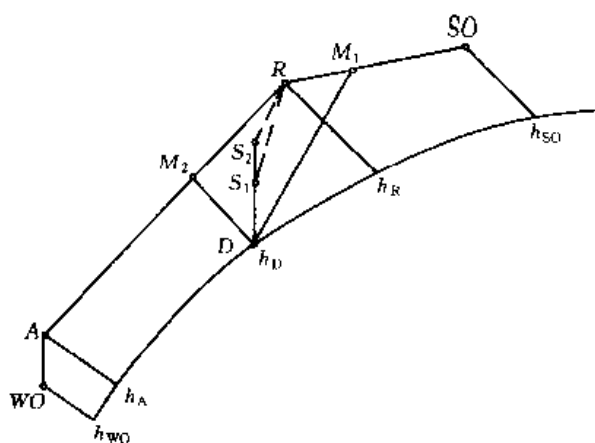


图 12-7 用喷水室的恒温恒湿空调系统的调节  
 SO—夏季室外状态点；WO—冬季室外状态点；  
 R—室内基准点； $S_1$ 、 $S_2$ —送风状态点；  
 $M_1$ 、 $M_2$ —混合状态点；D—机器露点

露点  $D$  由室内的湿度来确定。冬季根据室内湿度调节新、回风的混合比控制混合状态点，以使经喷循环水（等焓冷却）后达到机器露点  $D$ 。根据最小新风量的最小新回风混合比确定  $h_A$  值，当室外新风的焓值  $h_{WO}$  小于  $h_A$  时，则先加热到  $A$  点，再混合、喷循环水达到  $D$  点。室内的温度控制不管冬夏都通过控制再加热实现。为了使室内温度的控制精度高和灵敏，再加热量中可以利用一部分电加热量，像以前讨论的全空气系统一样，为节省冷量，在夏季或过渡季节当室外焓值  $h_{SO} < h_R$  时，可以采用全新风。

恒温恒湿的全空气空调系统对送风温差和送风量都有一定要求。显然，送

风量大、送风温差小可以使空调区域温度均匀，即减少区域的温度偏差；同时使得气流分布比较稳定。因此，当温湿度的控制精度高时，应取比较大的送风量和较小的送风温差。我国规范<sup>[6]</sup>规定：当温度控制精度  $\pm 0.1 \sim 0.2^\circ\text{C}$  时，送风量不小于 12 次/h 换气量，送风温差为  $2 \sim 3^\circ\text{C}$ ；控制精度在  $\pm 0.5$  时，送风量不小于 8 次/h，送风温差为  $3 \sim 6^\circ\text{C}$ ；控制精度为  $\pm 1^\circ\text{C}$  时，送风量不小于 5 次/h，送风温差为  $6 \sim 10^\circ\text{C}$ 。

## 12.4 除湿系统

### 12.4.1 概述

有很多室内环境，潮湿是主要问题。例如长江以南的许多地区室外空气相当潮湿，这些地区的仓库等不需要温度控制的场所，室内相对湿度常年超高；又如地下建筑、洞库中的室内空气也很潮湿。空气湿度过高，导致金属生锈，电器绝缘性能降低，药品、食品、粮食等物品霉变，因此上述一些环境中，空气除湿成为主要的问题。还有一些生产工艺或仓库要求低湿条件或低温低湿条件，如粉末药品、片剂贮藏时要求相对湿度  $30\% \sim 35\%$ ，还有的药品要求  $20\% \sim 30\%$ ；又如胶卷库要求  $10^\circ\text{C}$ ， $60\%$  条件等。这类环境用常规的空调方法往往不易达到要求的条件，而需要借助其他的除湿方法。

对空气除湿主要的方法有：冷却除湿，吸收式除湿，吸附式除湿，空气压缩式除湿和通风除湿。冷却除湿又可分为两种，其一是以冷冻水做冷却介质的表冷器或喷水室对空气进行冷却除湿，这是空调中主要采用的方法，在以前章节中已做了详细介绍。但该方法不可能获得过低的湿度，空气除湿后的露点最低只能达到  $10^\circ\text{C}$  左右。其二是用制冷剂直接对空气冷却除湿的冷冻除湿方法，它主要用于  $5^\circ\text{C}$  以上露点的除湿，当用于露点在  $5^\circ\text{C}$  以下的除湿时，则由于表冷器表面会结霜而影响除湿机的正常工作。如果冷冻除湿机加设其他除湿装置，则可获得露点低于  $0 \sim -10^\circ\text{C}$  的干燥空气<sup>[7]</sup>。空气压缩式除湿的原理是空气

压缩后，水蒸气分压力提高，并使超过饱和点，水蒸气凝结而出，但这种方法主要用于工厂的仪表用空气的除湿，它与其他方法联合使用后可使空气的露点达零下几十度。通风除湿是利用含湿量低的室外空气来消除室内余湿，这是一种最经济除湿方法。但它的适用范围受室外气象条件和室内热湿负荷的情况制约。当室内有湿负荷且有一定热负荷（如洞库中既潮湿且温度偏低）时，可以利用通风和加热的办法获得较合适的相对湿度和温度

### 12.4.2 吸收式除湿系统

水中溶有盐类（如氯化锂等）后，其溶液表面的水蒸气分压力降低。当空气与盐溶液直接接触后，由于空气的水蒸气分压力高于盐溶液表面的水蒸气分压力，致使空气中的水蒸气迁移到溶液中去，有关吸收式除湿的基本原理及设备请参阅《热质交换原理与设备》。在空调范围内应用的盐溶液主要有：三甘醇（ $C_6H_{14}O_4$ ）溶液（TEG 溶液）和氯化锂（LiCl）溶液，其主要特点见表 12-4。这两种溶液都可以用于  $0^{\circ}\text{C}$  以下露点的除湿。

空调中常用吸湿溶液 表 12-4

名 称	室温下达到的湿度 (%)	浓度范围 (%)	毒 性	腐蚀性	稳定性	备 注
TEG 溶液	5~10	70~95	无	小	稳定	三甘醇沸点 $288^{\circ}\text{C}$ ，有灭菌作用沸点高，在低浓度时吸湿量大
LiCl 溶液	10~20	40~45	无	中	稳定	

在空调中应用的以吸收式除湿为原理的除湿设备有两类：其一为空气与喷淋的溶液（冷却到某一温度）直接接触的除湿设备，溶液可以先经冷却器冷却后再喷淋，也可以使冷却与喷淋同时进行，即溶液喷淋于冷却器上，而空气同时通过冷却器。目前国产的 TEG 除湿机就是后一种形式的设备。其二是转轮式的，用浸泡氯化锂溶液特制石棉纸做成有蜂窝状通道的转轮芯，转轮的  $2/3 \sim 3/4$  通道为空气除湿区， $1/3 \sim 1/4$  通道为再生区。

除湿空调系统与单风道的全空气空调系统相类似。图 12-8 为室内要求低湿度（如相对湿度  $20\% \sim 40\%$ ）的空调室的除湿空调系统。新风与回风混合后，在除湿机组中直接处理到要求的送风状态点，与常规空调系统中用表冷器或喷水室对空气的处理相类似；然

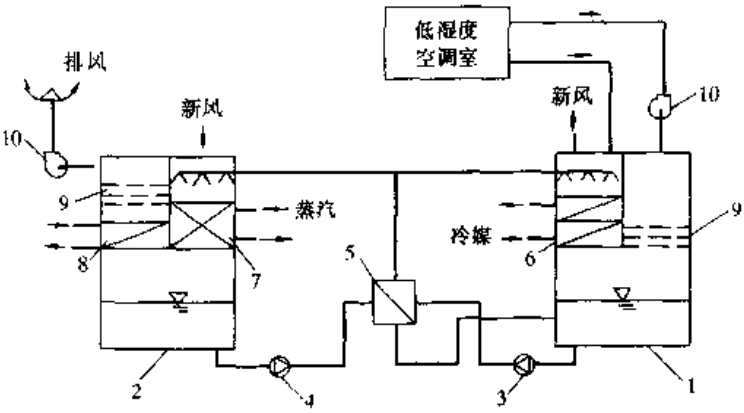


图 12-8 低湿度空调室的除湿空调系统

1—液体除湿机的除湿机组；2—液体除湿机的再生机组；3、4—溶液泵；5—螺旋板式换热器；6—冷却器；7—加热器；8—除雾冷却器；9—除雾器；10—风机

后送入低湿度的空调房间。该系统中采用了三甘醇液体除湿机。被处理的空气经喷淋三甘醇溶液的冷却器，被冷却去湿，再经除雾器除去空气中夹带的溶液雾滴，最后由风机送到被调房间。三甘醇溶液吸收空气中水分后浓度变稀，需要进行再生，即驱除溶液中的水分

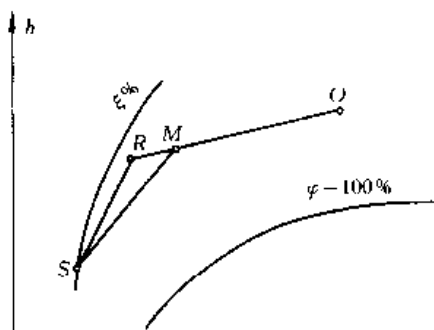


图 12-9 除湿空调系统的处理过程

使之变为浓溶液。再生的方法是：溶液泵（3）把溶液从除湿机组中汲出，将其中的 1/3 经螺旋板式换热器加热，再喷淋在再生机组中的加热器上，使溶液表面的水蒸气分压力增高，从而使溶液中的水分蒸发到与之接触的空气中。吸收水分后的热湿空气经除雾冷却器冷却，将所夹带的三甘醇蒸气凝结回收，再经除雾器除去夹带的溶液雾滴，最后排到室外。浓溶液由溶液泵（4）压送回除湿机组中。螺旋板式换热器使冷、热溶液进行热量交换，从而节省再生机组中加热器的加热量和除湿机组中冷却器的冷量。再生机组中加热器的热媒采用 0.1~0.2MPa（表压）的蒸汽。除雾冷却器的冷媒可采用再生机组喷淋前的溶液或除湿机组冷却器的出口冷媒。除湿机的除湿能力取决于溶液温度和浓度，而溶液温度又取决于冷却器所用的冷媒温度。冷媒温度愈低，除湿机的除湿能力愈大，处理后的空气露点愈低。冷媒可以采用冷冻水、深井水、冷却塔的冷却水，采用什么样的水温和水取决于空气经除湿机冷却去湿后的状态（设计要求）。

图 12-9 表示了除湿空调系统（图 12-8）在  $h-d$  图上的空气状态变化过程。图上各状态点确定方法是：室内状态点  $R$  由工艺要求确定。根据室内的全热冷负荷和湿负荷就可以确定室内热湿比  $\epsilon$ 。对于某一种溶液，在空气的  $h-d$  图上都可以画出任一浓度  $\xi\%$  下的溶液表面饱和空气的分压力与温度的变化曲线，实际上在  $h-d$  图上溶液的等  $\xi$  线也就是空气的等  $\phi$  线。因此可以利用热湿比  $\epsilon$  线与等  $\xi$  线，确定溶液的浓度和相应的温度。与常规空调一样，空气的终状态（机器露点）不可能在  $\phi = 100\%$  线，也就是实际溶液浓度与温度都要低一些。我国 TEG 除湿机空气出口的水蒸气分压力比溶液的表面的水蒸气分压力高 133~267Pa（1~2mmHg），出口空气的温度比冷媒初温度高 3~5℃。由此可以确定溶液浓度、冷媒温度、送风状态点。从而按湿负荷或全热冷负荷计算出空调房间的送风量；新风量则根据室内人员的需要或工艺要求确定。

上述系统中将空气的冷却与去湿同时用喷淋低温溶液来实现。也可以分开进行处理，即除湿时用一般的冷却水（由冷却塔冷却的水）进行冷却；而空气的冷却用一般的表冷器来冷却。处理过程如图 12-10 所示。图中  $S$  为送风状态点，它是由经液体除湿机除湿的空气与室内空气混合后，并用表冷器冷却后的状态点。由于空气的露点较低，因此表冷器中的过程为干冷却过程。液体除湿机把新风与部分回风混合后的空气进行除湿处理，除湿后的空气状态点决定于溶液的浓度与冷却水的温度。通过调节表冷器的冷量来控制室内温度；而控制回风与除湿后的空气的混合比来控制室内的湿度。

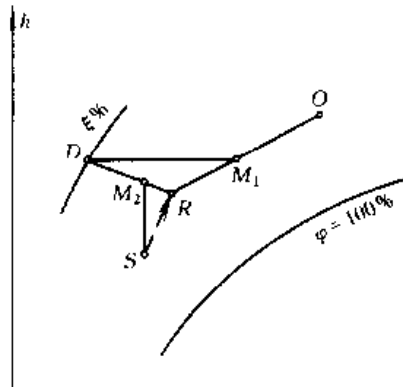


图 12-10 空气冷却与去湿分开处理系统的空气处理过程

图 12-11 是用氯化锂转轮式除湿机除湿的空调系统。新风与回风混合后经表冷器冷却，然后经氯化锂转轮式除湿机除湿，空气含湿量减小，温度升高；最后经表冷器冷却到所要求的送风温度。除湿机的再生用空气由加热器（电加热或蒸汽加热）加热成热空气（120~140℃），通过转轮的再生区将氯化锂吸收的水分驱赶出去。用转轮除湿机的空调系统的空气状态变化过程表示在图 12-12 上，其过程为：

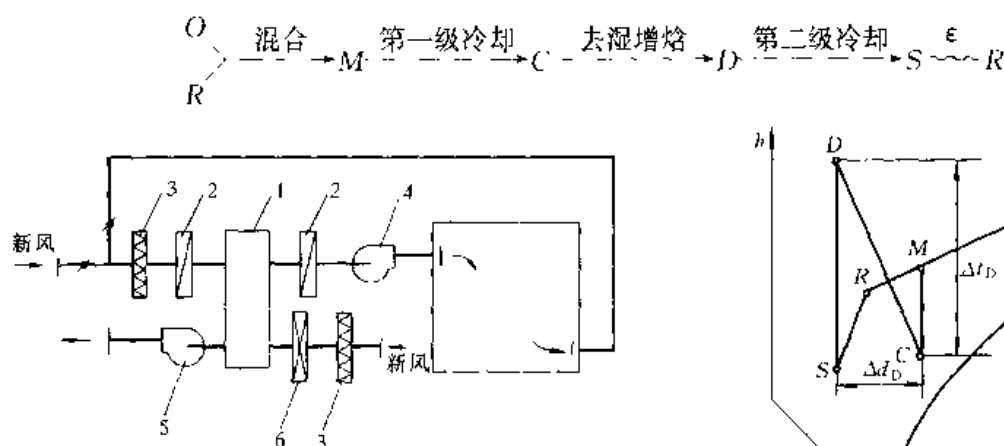


图 12-11 用转轮式除湿机的除湿空调系统  
1—转轮式除湿机；2—表冷器；3—空气过滤器；  
4—空调风机；5—再生系统风机；6—加热器

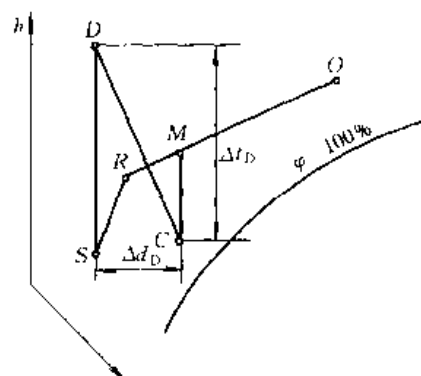


图 12-12 转轮除湿的空调系统的空气处理过程

CD 理应是等焓过程，但是由于转轮在再生时通过 120℃ 以上的空气，转轮蓄存的热量将在除湿过程中释放出来，因此除湿过程 CD 将是去湿增焓过程。D 点的位置与除湿机的特性有关。生产厂应当给出除湿机 CD 过程的入口参数和风量下所能达到的湿差  $\Delta d_D$  和在再生空气温度下的温升  $\Delta t_D$ 。C 点的温度愈低，所能达到的湿差  $\Delta d_D$  愈大，因此增加第一级冷却能力可增大转轮式除湿机的除湿能力。

### 12.4.3 吸附式除湿

在气、固两相的边界面上，如果固体表面对气体分子的引力大于气体分子间的引力时，气体分子就会附着在固体表面上，这种现象称之为吸附。使气体吸附的物体称吸附剂，被吸附的气体称吸附质。常用的吸附剂有活性炭、硅胶、合成沸石（分子筛）等。用于吸附空气中水蒸气的吸附剂主要是硅胶、活性铝、分子筛。仪表用压缩空气的去湿广泛应用分子筛做吸附剂。吸湿方法有静态和动态两种。静态吸湿法是将吸湿剂直接放在需要干燥的容器或空间中，靠吸湿剂表面与空气接触面吸湿，这种方法常用于仪表电子设备的包装或小空间中吸湿。

在空调中应用都用动态吸附设备。这种设备通常由双塔组成，当一个塔用作除湿时，另一塔用作再生，两塔交换使用。图 12-13 为吸附除湿的空调系统。图示的

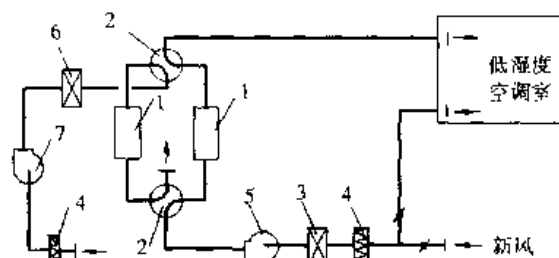


图 12-13 吸附除湿空调系统  
1—吸附塔；2—四通换向阀；3—表冷器；4—过滤器  
5—空调送风风机；6—加热器；7—再生空气风机

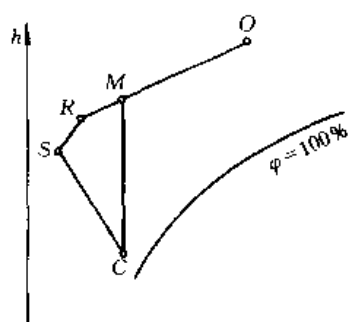


图 12-14 吸附除湿空调系统的空气处理过程

右侧吸附塔用以空气除湿；而左塔用热风对吸附剂进行再生，一般 4—8h 再生一次。房间的温度依靠表冷器来调节，表冷器的负荷除了房间的冷负荷外，还有除湿过程中水分凝结的热量和塔内再生时的热量。如果一级冷却的能力不足，可以对除湿后的空气进行再冷却。空气处理过程如图 12-14 所示。其中 CS 的去湿过程是一减湿增温过程。其他过程与其他系统基本一样。吸附设备的计算可参阅文献 [2] [7]。吸附除湿系统可以获得很低露点的空气。但缺点是设备大；设备内积灰时，吸湿能力明显下降。

## 12.5 低温空调系统

### 12.5.1 概述

许多工艺过程或物品的储藏，需要低温空调环境。例如，制药工艺脱脂室、食用菌培育、农业种子的储存和培育、相纸厂和茶叶厂中某些工艺过程、感光器材、录音带、文史资料、医药卫生用品等的储藏都要求特殊的低温空调环境。它的温度范围在  $-5 \sim 15^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度 40% ~ 70%，有的还提出了空调精度的要求，温度为  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度为  $\pm 10\%$ 。这类环境不同于常规的舒适性或工艺性空调；又不同于一般的冷藏库。因此，在既有温、湿度控制要求的低温环境设计中，有一些特殊的问题需要考虑。

### 12.5.2 低温空调的系统形式和空调处理设备

低温空调系统主要有两种形式——全空气系统和风机盘管系统。全空气系统可以用带制冷机的低温空调机组处理空气，或用低温的冷冻水或乙二醇水溶液做冷却介质的表冷器处理空气。切忌使用自然对流的冷却盘管（挂在顶棚下或墙上）做末端设备，因为这种冷却盘管表面的凝结水或霜层融化后的水会滴滴到地面，污染空调房间。

如果低温空调系统的冷却介质温度低于  $0^{\circ}\text{C}$  时，则表冷器或风机盘管中的翅片管不应采用常规的片距（一般为 2~2.5mm），如此窄的片距，一旦表面结霜，不仅制冷能力下降，而且导致空气通路堵塞。这时应采用宽片距的翅片管，湿负荷不大时，片距可用 6~8mm；湿负荷大时，片距宜  $\geq 12\text{mm}$ 。

### 12.5.3 低温空调系统中的新风

低温空调系统在夏季运行时，新风量对系统有着很显著的影响。其影响有：处理新风所需的冷量相对于系统总冷负荷来说很大；新风带入的湿量很大，有时系统甚至无力承受。以一间  $200\text{m}^2$  围护结构保温性能很好的低温空调房间（ $15^{\circ}\text{C}$ ，60%）为例，设围护结构和室内灯光等负荷为  $50\text{W}/\text{m}^2$ ，室内总负荷为  $10000\text{W}$ 。如果该房间有 1 次/h 换气的新风量，即  $600\text{m}^3/\text{h}$ ，按北京地区的夏季室外空调计算温度进行计算，则新风冷负荷为  $10300\text{W}$ ，新风与室内空气的含湿量差为  $13\text{g}/\text{kg}$ ，带入的湿负荷为  $2.17\text{g}/\text{s}$ （ $7.8\text{kg}/\text{h}$ ）。不难看出，仅 1 次/h 换气的新风量，其冷负荷已与室内冷负荷相当，而且冷却盘管有较

大湿负荷。冷却盘管的冷却介质在  $0^{\circ}\text{C}$  以下时，过大的湿负荷会导致冷却盘管表面结霜严重，需要经常除霜。系统除霜不仅耗费能量，而且在除霜时影响制冷量，从而影响室内的空调精度。因此，低温空调系统中，尤其是温度低于  $10^{\circ}\text{C}$  以下时，在保证人员必要的新风量条件下，尽量避免额外的室外空气进入室内，例如门上安装空气幕，减少外窗，且对外窗密封。

对于温度低于  $10^{\circ}\text{C}$ ，且有空调精度要求的低温空调系统，且必需引入大量的新风时，为了避免系统经常除霜对室内温、湿度的影响，应首先用其他的方法对新风除湿后，再送入低温空调系统。新风除湿的方法可采用上节所述的吸收式或吸附式除湿。

### 参 考 文 献

- [1] 洁净厂房设计规范 (GBJ73—84). 北京: 中国计划出版社, 1985
- [2] 电子工业部第十设计研究院主编. 空气调节设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- [3] 樊洪明. 洁净室流场大涡模拟. 哈尔滨建筑大学工学博士论文, 2000
- [4] 魏学孟, 樊洪明, 张维功. 矢量洁净室数值模拟与实验研究. 暖通空调, 1997 (2): 11 ~ 14
- [5] 采暖通风与空气调节设计规范 (GBJ19—87). 北京: 中国计划出版社, 1989
- [6] 薛殿华等. 实现高精度恒温恒湿的新方法. 1984 年全国暖通空调制冷学术年会论文集 415 ~ 422
- [7] 铃木谦一郎等著. 李先瑞译, 除湿设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983

## 第 13 章 冷热源、管路系统及消声隔振

一般来说,一个完整的暖通空调系统由三大部分组成,即冷热源、供冷与供热管网、暖通空调用户系统。所谓的冷热源就是通过管道将各种设备组成制备冷媒或热媒的热力系统;供冷与供热管网是输送冷媒与热媒的大动脉,将冷热源制备的冷、热媒输送到用户;暖通空调用户系统也是由管路系统与末端装置组成冷量或热量的分配系统,按负荷的大小合理地将冷量、热量分配到各个房间,以创造出舒适而健康的室内环境。由此可见,冷热源与管路系统是暖通空调系统中的重要部分。冷热源与管路系统设计的合理与否将会直接影响到暖通空调系统是否能正常、经济运行。本章将介绍一些有关冷热源、管路系统及相关知识,另外还介绍消声隔振的一些基本知识。

### 13.1 冷热源的种类与组合方式

#### 13.1.1 热源种类

##### 1. 热源种类

石化燃料是热源采用最多的能源。石化燃料又可区分为固体(煤、木柴等)、液体(重油等)和气体(天然气等)燃料。此外还可利用电能、太阳能、地热、核能等。热源采用不同的能源,其设备和系统形式也会有所不同。应用最普遍的热源有以下几种。

##### (1) 局部锅炉房(分散供热锅炉房)

局部锅炉房指的是为一个或几个建筑物服务的锅炉房。可设置在建筑物内或附近的独立房屋内。配备一台或几台功率不大的小型锅炉。燃煤的小型锅炉热效率低(一般低于50%~60%),自动化程度低,因此供给相同热量所消耗的燃料多,燃烧排放物量大,不利于环保和节能,但锅炉房初投资低。用于没有集中供热系统和当地环保部门对燃煤锅炉应用无限制的地方,或用于资金有限以及对供热有特殊要求的热用户。目前城市中的大型公共建筑,高层建筑的自备热源一般采用燃油或燃气锅炉。这类锅炉的热效率高,一般都在87%以上,有的在90%以上;自动化程度高;对环境的影响比燃煤锅炉小,但也要考虑氮氧化物对大气质量的影响。

##### (2) 区域锅炉房(集中供热锅炉房)

区域锅炉房指的是为城市(镇)或其中某些区域热用户供热的大型锅炉房。用室外热网将一个或几个热源与众多热用户连成一体。所配备的锅炉功率大,自动化程度高,热效率高(一般高于70%~80%)。因此供给相同的热量所消耗燃料少,燃料排放物少,减少单位供热量锅炉房的占地面积和城市运煤、运灰渣量,减少管理人员,有利于节能和环保。

##### (3) 热电厂



热电厂是同时生产电能和热能的发电厂。由热电厂作为热源供热,又称为热化。其锅炉容量大、自动化水平高,热效率高达90%以上。因此在热电联产基础上的集中供热比区域锅炉房还要节约燃料,减少有害物排放量,供热范围大,热电厂可建在远离负荷中心处,更加有利于节能和环保,降低供热成本。

#### (4) 热泵

热泵是消耗一部分高位能量使低位热源(如空气、水所含的热量)转变为高位热源的装置。所供的热量是所消耗高位能量的几倍。在一定条件下是一种节能的热源。热泵设备实质上是一套制冷设备,因此热源与冷源可合为一套设备。目前新建的建筑中热泵的应用已逐渐增多。

### 13.1.2 冷源种类

目前,国内大、中型中央空调冷源的形式很多。大致可分成以下几种<sup>[1]</sup>。

按驱动方式分有电动冷水机组和热驱动的吸收式冷水机组。吸收式冷水机组按热源方式分,有热水型吸收式冷水机组、蒸汽型冷水机组和直燃式吸收式冷热水机组;电动冷水机组按压缩机型式分,有活塞式压缩机冷水机组、螺杆式压缩机冷水机组、离心式压缩机冷水机组等;按冷却方式分,有水冷式冷水机组和风冷式冷水机组;按结构形式分,有模块式冷水机组、整装式冷水机组和多机头式冷水机组;冷热源合一的主要有直燃式吸收式冷热水机组、空气源热泵冷热水机组等。在选择空调冷热源时,应该注意:使用能源的种类、占地面积、环境保护、安全、初投资和运行费用等问题。

### 13.1.3 冷热源的组合方式及特点

空调冷热源的组合方式主要有:

#### 1. 电动冷水机组供冷、锅炉供热

这是目前应用最广的空调冷热源组合方式,也可以说是传统的冷热源组合方式。夏季用电动冷水机组供冷、冬季用锅炉供暖。其特点为:

(1) 电动冷水机组能效比高。水冷往复式冷水机组的性能系数为3.2~4.3;水冷螺杆式冷水机组为:4.5~5.7;水冷离心式冷水机组为4.4~5.86;风冷往复式冷水机组为2.7~2.9。

(2) 冷源、热源一般集中设置,运行及维修管理方便。但占据一定的有效建筑面积。

(3) 对环境有一定影响。制冷系统的CFC问题(如破坏大气臭氧层),热源(如燃煤锅炉)排出大量的CO<sub>2</sub>、SO<sub>2</sub>和粉尘等有害物,因此导致生态环境破坏(如全球温暖化和酸雨等)。

(4) 锅炉除燃煤锅炉外,还有燃油锅炉、燃气锅炉、电锅炉等。

#### 2. 溴化锂吸收式冷水机组供冷、锅炉供热

溴化锂吸收式冷水机组按工作原理可分为单效型和双效型。这种组合方式的特点是:

(1) 冬季锅炉供暖、夏季锅炉供蒸汽或热水,作为溴化锂吸收式冷水机组的动力。相对于电动制冷来说,这既节约了电能,又提高了锅炉设备的利用率。但若以一次能源的消耗来比较的话,双效型机组比电动压缩式冷水机组多消耗约40%~70%的煤,单效型机组比电动压缩机冷水机组约多消耗180%~210%的煤。

(2) 以溴化锂水溶液为工质, 无味、无毒, 有利于保护臭氧层, 但对温室效应影响较大。

(3) 在真空下运行, 无高压爆炸危险, 安全可靠。

(4) 运动部件少。运转安静, 噪声值仅为 75~80dB (A)。

(5) 腐蚀性强。溴化锂水溶液对普通碳素钢有较强的腐蚀性, 不仅影响到机组的性能与正常运行, 而且影响到机组的寿命。

(6) 气密性要求高。

### 3. 电动冷水机组供冷、热电厂供热

近几年来, 由于热电联产有了新的发展, 在一些空调中也选用热电站供热。这种组合方式与第一种组合方式相比, 供冷方式一致, 只是将锅炉供热改为热电厂供热。因此, 这种组合方式除了具有电动冷水机组供冷的特点外, 还具有:

(1) 热电联产供暖与独立锅炉房供暖相比具有节能效益。

(2) 可以取消分散的独立锅炉的小烟囱, 减少  $\text{CO}_2$ 、 $\text{SO}_2$  和粉尘等有害物的排放量, 明显地改善环境。

(3) 供热质量高, 热媒参数稳定。

### 4. 溴化锂冷水机组供冷、热电厂供热

该组合方式集第二种组合方式的供冷特点与第三种组合方式的供热特点为一体, 被称为热、电、冷联产系统。由于制冷时所用的热量部分是发电时本应排入大气的冷凝热量, 但为了利用这些低位热量又必须提高其品位, 从而导致了发电效率下降。综合考虑上述两个因素, 这种冷、热源组合方式在一定条件下是节能的。

### 5. 直燃溴化锂吸收式冷热水机组

夏季用直燃机供冷冻水, 冬季用直燃机供热水, 省掉锅炉房或配置外网的热力站。一机两用, 甚至一机三用 (供冷、供暖和供生活热水), 与独立燃煤锅炉房相比, 直燃机燃烧效率高, 对大气环境污染小, 可省去热源机房, 同时, 该设备体积小, 机房用地省; 若用燃气型直燃机, 还可缓解城市燃气的季节性峰谷差问题。但是, 在设计中选择机组时应注意使冬夏季负荷合理匹配。直燃机的供热量约为制冷量的 84% 左右。当冬季热负荷比夏季冷负荷大时, 选择机组有两个方案: 一是加大高压发生器, 以满足冬季供热负荷的要求; 二是按夏季冷负荷选择直燃机, 冬季供热量不足部分选用燃油 (气) 锅炉来补充。由于直燃机的价格比燃油 (气) 锅炉高很多, 且所制备的热水温度不高, 因此宜选用后一种方案为好。另外, 对于可以同时供冷和供热的直燃机, 当供冷与供暖同时进行, 或供冷 (暖) 同时供生活热水时, 其供冷量与供热量之间会互相影响。一般说每增加供应 1kW 的热量, 就会使供冷量减少约 1.2kW 左右。例如, 1 台制冷量为 1000kW 的直燃机, 若供应负荷为 200kW 的生活用水, 则机组只能供出约 760kW 的制冷量。因此选用这种同时供冷和供热的直燃机时, 需计算同时供冷和供热的总负荷。

### 6. 空气源热泵冷热水机组作中央空调的冷热源

空气源热泵冷热水机组作为空调的冷热源在日本和欧美国家发展较早。西门子公司、通用电气公司、西亚特、阿尔西、特灵、开利、约克等公司早已有产品。空气源热泵冷热水机组作为中央空调冷热源具有如下特点:

(1) 它是一种具有节能效益和地球环保效益的空调冷热源方式。空调采用这种冷热源

是空调可持续发展的可行性技术之一。

(2) 空气是一个庞大的低位热源,蕴藏着丰富的能量,取之不尽,用之不竭。随时随地可以利用,是热泵的优良低位热源之一。

(3) 设备利用率高,一机冬夏两用。

(4) 省去水冷冷水机组的冷却水系统(冷却塔、冷却水循环水泵和冷却水管路等),不用建供热锅炉房。

(5) 可置于屋顶,不占建筑有效面积。

(6) 设备安装和使用方便。

因此,采用空气源热泵冷热水机组的技术在我国迅速发展;市场繁荣;生产厂家和产品品牌迅速增加;应用十分广泛。但是,应注意:

(1) 当室外空气相对湿度大于 70%,温度在 3~5℃ 范围时,设备结霜最严重。也就是说,在我国南方使用时,仍然存在结霜问题。因此,选择设备时,一定注意设备应有良好的除霜措施。国产全电脑控制双螺杆空气源热泵冷热水机组具有先进的除霜程序,可根据不同的地区、季节、室外温度、湿度以及制冷剂管的温度等五种信号自动控制除霜开始和结束。

(2) 使用空气源热泵冷热水机组时,应设置适当容量的辅助热源。建筑物的冬季热负荷随着室外温度下降而增大,但空气源热泵的供热量却随着室外温度的下降而减少。在某室外温度时机组的供热量与建筑物的热负荷相等,该室外温度称为平衡点温度。当室外温度低于平衡点温度时,需要有辅助热源补充供热。在设计中正确确定平衡点温度是十分重要的。

### 7. 天然冷热源

根据“可持续发展”的要求,节能和环保是当前重要的课题。利用天然冷热源,减少能量的消耗,保护生态环境十分重要。空调冷热源的设计中优先考虑天然的冷热源。如太阳能、蒸发冷却技术、冷却塔供冷技术、全新风运行、地下水、夜间自然冷却等(参见 14.3、14.4、14.5)。

## 13.2 采暖系统与热源或室外管网的连接

采暖系统与热源或室外管网的连接方式取决于热源型式、热源的位置以及热源或外网在系统入口处所提供的压力水平、供回水管压差以及温度等因素。在管道系统起始处,往往需要有热力中心或引入口。热力中心或引入口一般设在建筑物地下室、底层或技术层。在这里设置必要的控制、测量、调节部件和仪表以便对整个系统进行调节、控制和管理。在本节各图中用虚线框表示热力中心或引入口的主要设备及其管路。

### 13.2.1 热水采暖系统与独立锅炉房的连接

#### 13.2.1.1 重力循环热水采暖系统与独立锅炉房的连接

重力循环热水采暖系统与独立锅炉房的连接见图 3-10 (a)。其热力中心一般设在系统所在建筑物地下室。该系统的原理及优缺点在第 3.3 节已讲述,这里不再重复。膨胀水箱配置多根管道。图 3-10 仅画出信号管,引到热力中心,以便中心的人员监视水箱水位。

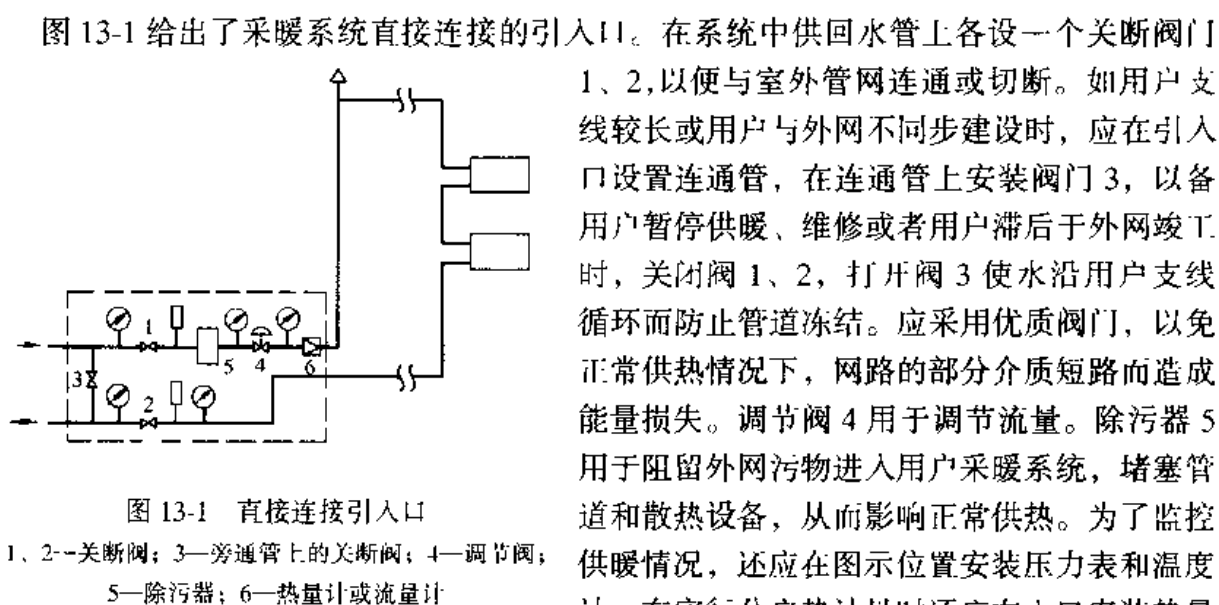
#### 13.2.1.2 机械循环热水采暖系统与独立锅炉房的连接

机械循环热水采暖系统与独立锅炉房的连接见图 3-10 (b)。其热力中心可设在建筑物地下室、底层或单独建筑物内。与图 3-10 (a) 的主要差别在于配置循环水泵, 系统比较大, 热力中心不一定设在地下室。

### 13.2.2 热水采暖系统与集中供热热网的连接<sup>[3]</sup>

采暖系统与集中供热热网相连时如设施比较少, 可称为引入口; 如设施比较多, 可称为热力中心。蒸汽外网与用户的连接方式可见图 4-1。本章主要介绍以热水为热媒的系统的引入口或热力中心。

#### 13.2.2.1 直接连接



直接连接时外网失水率较大, 水力工况较复杂, 调节困难, 但造价低。它是最简单的连接方式, 在室外网路提供的压力和温度与用户系统所要求的压力和温度协调时采用。通暖时先打开阀 2, 后打开阀 1。该引入口设在室内、外都可以。设在室外时应靠近建筑物; 设在室内时可在管沟、地上或地下专用小室或一层房间内。在以下各连接形式中仍要保留上述连接方式中的一些阀门和仪表等, 不再进行讲述。

#### 13.2.2.2 混水连接

当外网提供的供水温度高于用户所需要的供水温度时, 可在入口抽引部分较低温度的回水与外网供水混合后再向用户供水。如外网在用户入口提供的资用压力 (供回水压差) 较大, 足以保证混水器正常工作时, 可采用图 13-2 (a) 所示系统。混水器不需照看, 体积也不大, 不消耗电能, 工作时无噪声。混水连接调节困难, 带可调喷嘴的混水器在一定的范围内可改变混水系数<sup>[2]</sup>, 有一定的可调性。混水器又称为水喷射器, 依靠外网在用户处压差为动力, 将外网温度为  $t_1$  的供水与温度为  $t_2$  的部分用户回水混合, 提供温度为  $t_3$  的供水输送给用户采暖。它同时也是用户系统的循环动力来源。其工作原理详见有关参考文献<sup>[3]</sup>。如外网在用户入口提供的资用压力较小时, 则采用图 13-2 (b) 所示的系统。混水泵的流量和扬程应满足混水要求, 其扬程适当大于用户系统的阻力损失, 其流量为混水所需最大回水量。这种方式也是直接连接, 比简单直接连接 (图 13-1) 复杂、造价高, 但比间接连接 (13-3) 简单, 造价低。除增加混水设备外不需要其它设备。

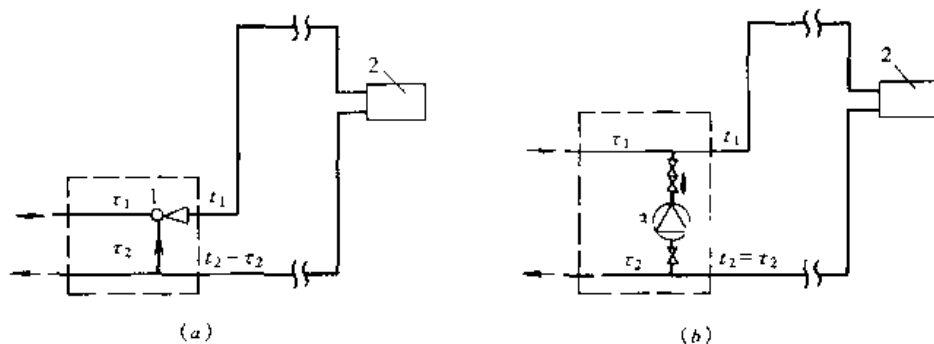


图 13-2 混水连接引入口  
(a) 混水器连接; (b) 混水泵连接  
1—混水器; 2—散热器; 3—混水泵

### 13.2.2.3 间接连接

当外网在用户处提供的压力和(或)温度与用户要求的压力和(或)温度不一致(大多数情况是外网为高温水, 用户要求低温水)时, 可采用图 13-3 所示的间接连接。这种情况下的热力中心就是相当于用户的热源, 因此如果把图 3-10 (b) 中的锅炉 1 和图 13-3 中的换热器 1 都看做热源设备, 两个图是一样的。所以图 13-3 也设有用户自成系统所需的循环水泵和膨胀水箱等。至于补水方式两个图中都可以根据自来水压力大小采用上水补水或者补给水泵补水。

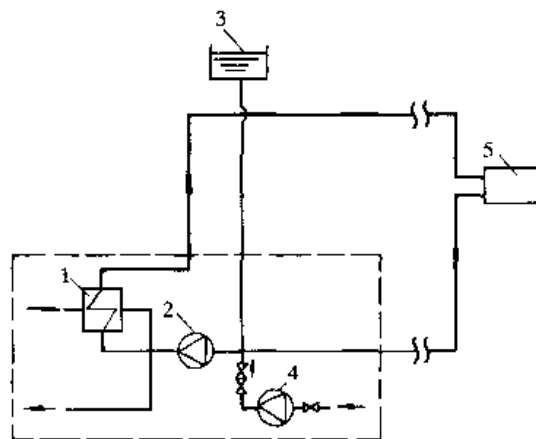


图 13-3 间接连接热力中心  
1—换热器; 2—循环水泵; 3—膨胀水箱;  
4—补给水泵; 5—散热器

间接连接方式造价高, 需要增加换热站内的设备费用, 需要运行管理人员和消耗电能, 优点是外网热力工况和水力工况简单, 易控制, 外网失水率小, 用户采暖系统与外网水力隔绝, 两者压力互不影响。常用于大型集中供热热网的热力站以及高层建筑的高区采暖系统。

### 13.2.2.4 设加压泵的直接连接

如果外网提供的温度符合用户要求, 压力达不到用户要求, 可采用图 13-4 所示的在

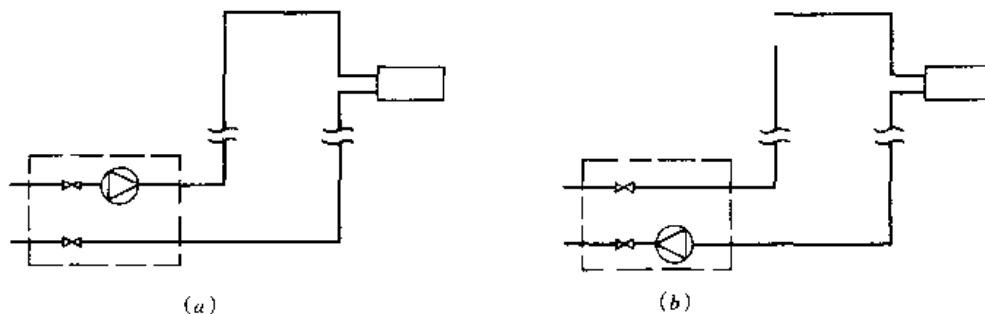


图 13-4 设加压泵的直接连接  
(a) 供水加压泵图示; (b) 回水加压泵图示

用户处设加压泵的连接形式。它可用于网路末端用户资用压力不足、供水或回水压力不满足使用要求的场合。图 (a) 用于供水管压力不高的情况, 图 (b) 用于回水压力不足时。

### 13.3 空调水系统形式

在一座建筑物内可能采用多种空调形式, 如空气-水系统、全空气系统、冷剂系统等。除了冷剂空调系统外, 建筑物的冷负荷和热负荷大多由集中冷、热源设备制备的冷冻水和热水 (有时为蒸汽) 来承担。因此, 大型建筑物内的空调水系统庞大而复杂。空调水系统按其功能分为有冷冻水系统 (输送冷量)、热水系统 (输送热量) 和冷却水系统 (排除冷水机组的冷凝热量)。空调水系统设计是否合理将会影响到空调的效果、能耗、运行费用、初投资等。除了冷剂空调系统外, 空调水系统是空调建筑中必有的设置。除了在全年中有很多时间需要同时供冷和供热的空调建筑外, 在大部分空调建筑中通常冷冻水系统和热水系统用同一管路系统, 只需将冷水机组及其水泵和热源 (锅炉或热水换热器) 及其水泵并联即可。此外, 独立热水系统的系统形式、管路布置方式、分区方法等都与冷冻水系统类似。因此, 本节及 13.4、13.5 中将主要讨论冷冻水系统。有关冷却水系统的系统型式、设计方法请参阅空调工程中的制冷技术专著或空调设计手册<sup>[4][5]</sup>。

#### 13.3.1 开式系统和闭式系统

按冷冻水是否与空气接触划分, 可分为开式系统和闭式系统。开式系统的水与大气相通, 而闭式系统的水除膨胀水箱外不与大气相通。

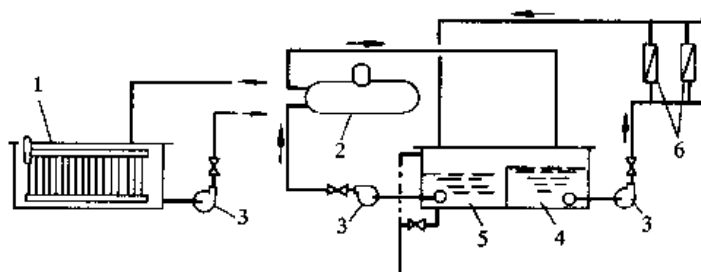


图 13-5 开式冷冻水系统

(a) 系统图示之一; (b) 系统图示之二

1—水箱式蒸发器; 2—卧式壳管式蒸发器; 3—水泵; 4—冷水箱; 5—回水箱; 6—空气冷却器

图 13-5 是开式冷冻水系统的原理图。其中图 (a) 是采用水箱式蒸发器的系统图式, 图 (b) 是采用卧式壳管式蒸发器的系统图式。开式系统的共同特点是系统中有水容量较大的水箱, 因此温度比较稳定, 蓄冷能力大。但由于较大的水面与空气相接触, 所以系统易腐蚀; 当设备高差很大时, 循环水泵还需要消耗较多的提升冷冻水高度所需的能量。图 13-6 是闭式冷冻水系统的原理图。系统中所用的蒸发器只能是壳管式蒸发器。这种系统的特点与开式系统相反。系统内的冷冻水基本不与空气相接触, 对管路、设备的腐蚀性较小; 水容量比开式系统小; 系统中水泵只需克服系统的流动阻力。

大部分空调建筑中的冷冻水系统都采用闭式系统。当冷源采用蓄冷水池蓄冷时, 则采用开式系统。热水系统一般均为闭式系统。

### 13.3.2 定流量和变流量水系统

按系统的循环水流量的特性划分,可分为定流量系统和变流量系统。定流量系统中的循环水流量保持定值。当负荷变化时,可通过改变风量或者调节表冷器或风机盘管的旁通水流量进行调节。对于多台冷水机组,且一机一泵的定流量系统(参见13.4.1),当负荷减少相当于一台冷水机组的冷量时,可以停开一台机组和一台水泵,实行分阶段的定流量运行,这样可节省运输冷量的能耗。变流量系统中供、回水温度保持不变,负荷变化时,可通过改变供水量调节。变流量系统只是指冷源供给用户的水流量随负荷的变化而变化,通过冷水机组的流量是恒定的。这是因为冷水机组中水流量变小会影响机组的性能,而且有结冰的危险存在。实现变流量的方法有两种:一种是采用双级泵水系统(参见图13-7);另一种是采用旁通调节(参见图13-9)。前一种系统的冷量输送能耗小于后一种系统。

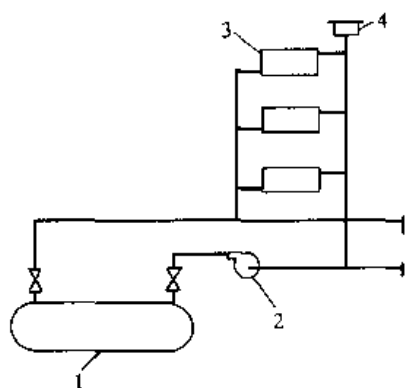


图 13-6 闭式冷冻水系统

1—壳管式蒸发器; 2—水泵;  
3—空气冷却器; 4—膨胀水箱

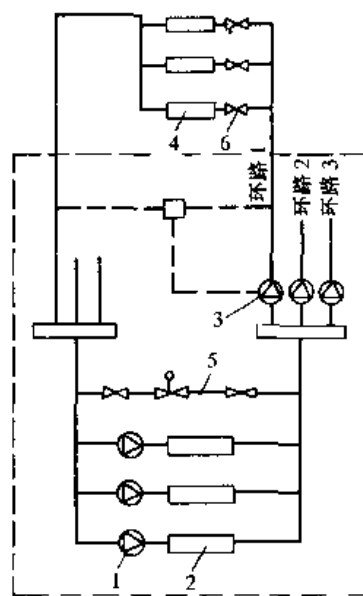


图 13-7 双级泵水系统

1—一次泵; 2—冷水机组; 3—二次泵;  
4—风机盘管空调器或空调器; 5—旁  
通管; 6—二次调节阀

### 13.3.3 单级泵水系统和双级泵水系统

按水系统中的循环水泵设置情况划分,可分为单级泵水系统和双级泵水系统。单级泵水系统只用一组循环水泵(参见图13-8和图13-9),其系统简单、初投资省,但为了保证冷水机组的流量恒定,因此不能充分利用输送管网中的水流量减少(变流量系统)所带来的输送能耗降低的好处。图13-7所示双级泵水系统中把冷冻水系统分成冷冻水制备和冷冻水输送两部分。为了保证通过冷水机组水量恒定,一般采用一泵对一机的配置方式。与冷水机组对应的泵称为初级泵(也称一次泵),并与供、回水干管的旁通管组成冷冻水制备系统。连接所有负荷点的泵称为次级泵(也称二次泵)。末端装置管路与旁通管构成冷冻水输送系统,输送系统完全根据负荷的需要,通过改变水泵的台数或水泵的转数来调节

系统的循环水量。通常，把这种生产冷冻水的环路和输送冷冻水的环路串联起来的冷冻水系统称为双级泵系统。其优点是可以降低冷冻水的输送能耗。

### 13.4 空调水系统的典型图式

空调水系统的型式虽然繁多，但在实际空调工程中，常见的主要典型图式有以下各种。

#### 13.4.1 单级泵定流量水系统图式

图 13-8 给出了单级泵定流量水系统图式。此系统在空调机或风机盘管空调器供水管（或回水管）上设置由温度控制的三通电动阀。有两种调节方法：连续调节和二位控制。连续调节——当负荷降低时，一部分水流量与负荷成比例地流经空调机，以保证供冷量与负荷相适应；另一部分水从三通阀旁通，以保证通过循环水泵的流量基本不变。二位控制——当负荷降低到某一设定值（通常设定所控制的温度）时，水流量不经末端装置（如风机盘管），而全部旁通。定流量系统只有在多台冷水机组（一机一台设置）时，可实现分阶段定流量运行，以节省输送能耗。一个系统大部分时间是处于低负荷运行状态，而这时运行的水泵仍按设计流量运行，无法再进一步节省输送能耗。因此，在大型空调系统中目前已很少采用。

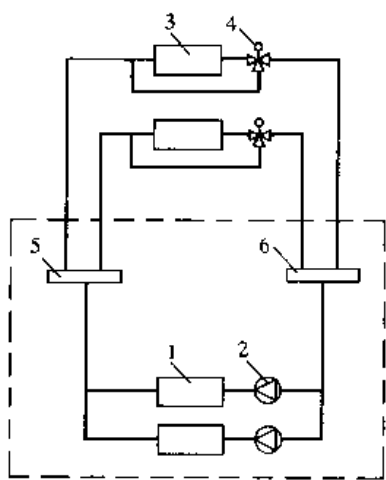


图 13-8 单级泵定流量水系统  
1—冷水机组；2—循环水泵；3—空调机或风机盘管；4—三通阀；5—分水器；6—集水器

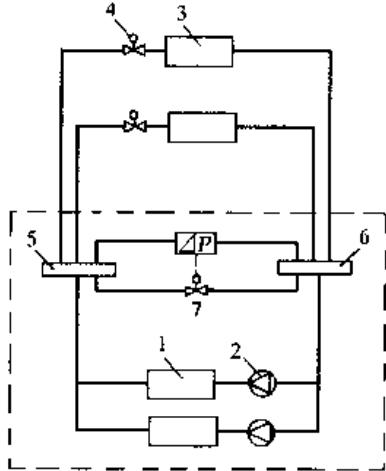


图 13-9 单级泵变流量水系统  
1—冷水机组；2—循环水泵；3—空调机或风机盘管；4—二通阀；5—分水器；6—集水器；7—旁通调节阀

#### 13.4.2 单级泵变流量系统图式

图 13-9 给出了单级泵变流量系统的典型图式。在用户末端装置的供水管（或回水管）上设置二通电动阀。当负荷降低时，二通阀关小（或关闭），使末端装置中冷冻水的流量按比例减小（或为零），从而使被调参数保持在设计值范围内。



在二通阀的调节过程中,管路的特性曲线将发生变化。因而系统负荷侧(也称用户侧)水流量也将发生变化。为保证冷水机组的流量恒定,在系统的供、回水管之间安装旁通管,管上安装压差控制的旁通调节阀。当用户负荷减小、负荷侧流量减小时,供、回水总管之间压差增大,通过压差控制器使旁通阀开大,让部分水旁通,以保证流经冷水机组的水流量基本不变。当旁通阀水流量达到一台冷水机组的冷冻水流量时,就相应关掉一台冷水机组及相应的循环水泵,以节省系统的运行能耗。因此,旁通管的最大设计流量即是一台冷水机组的流量,以此来选择旁通管的管径。由于运行的水泵仍按原设计流量运行,因此系统的输送能耗与定流量系统分阶段定流量运行的能耗是一样的。

单级泵变流量系统是目前我国民用建筑空调中采用最广泛的空调水系统。

### 13.4.3 双级泵变流量系统图式

图 13-7 给出的双级泵变流量图式是一种常见二次泵分区供水图式。冷冻水输送环路可以根据各区不同的压力损失设计成独立环路进行分区供水。因此,这种系统图式适用于大型建筑物(或建筑群)各空调分区的供水作用半径相差悬殊的场合。图 13-10、13-11 所示的双级泵变流量系统图式是二次泵并联运行,向各区用户集中供冷冻水的图式。这种系统图式适用于大型建筑物中各空调分区负荷变化规律不一,但阻力损失相近的场合。

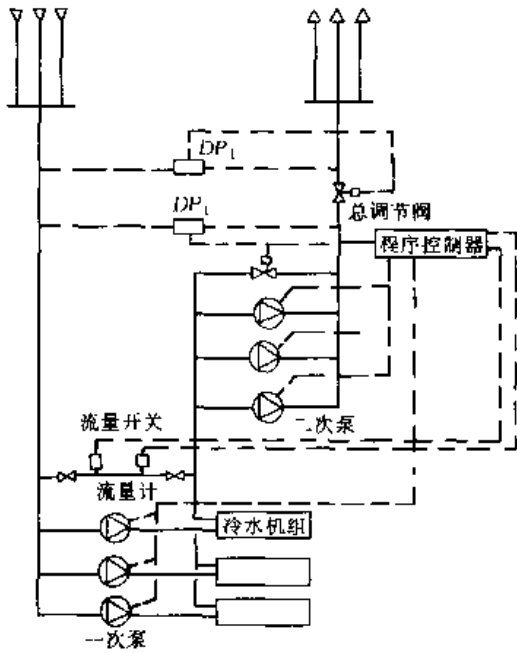


图 13-10 冷水机组和一次泵的流量控制法

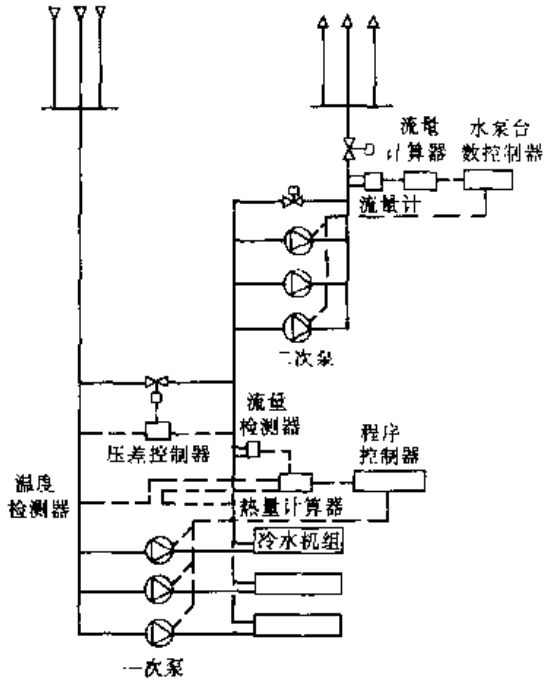


图 13-11 冷水机组的一次泵的热量控制法

双级泵变流量系统的控制分两部分:对冷水机组和一次泵的控制;对冷冻水输送环路的控制。

#### 1. 冷水机组和一次泵控制

(1) 流量控制法:如图 13-10 所示,在旁通管上设流量开关(用来检查水流方向和控制冷水机组、水泵的启停)和流量计(检查管内流量)。当用户负荷减小时,一次泵盈余的水量可通过二次泵的旁通管返回二次泵的吸水端,当旁通管内通过水流量为一台水泵流

量的 110% 时, 流量开关动作, 通过程序控制, 关掉一台冷水机组和水泵。反之, 当负荷增加, 一次泵的水量将供不应求。二次泵将会使回水通过旁通管直接返回冷冻水输送系统。当冷水机组出现了水量亏损, 达到单台水泵流量的 20% ~ 30% 时, 就开启一台一次泵和冷水机组。

(2) 热量控制法: 如图 13-11 所示。在冷水机组的供、回水管上设温度检测器, 并在供、回水管上设流量检测器, 将温度、流量信号输送至热量计算器, 将求得的热量值与设定值进行比较, 以启动或关闭冷水机组和一次泵。

## 2. 冷冻水输送环路的控制

冷冻水输送环路的变水量控制, 一般有:

(1) 改变二次泵的运行台数。其台数控制方法常用压差控制法 (图 13-10) 和热量控制法 (图 13-11)。

(2) 改变二次泵的转速。水泵调速方法有分级调速和无级调速两类。分级调速可用双速或多速电机; 无级调速可用变频调速器或液力耦合器等。

# 13.5 空调水系统的分区

空调水系统的分区通常有两种方式, 即按水系统的承压能力来分区和按空调用户的负荷特性来分区。

## 13.5.1 按水系统的承压能力分区

目前, 高层建筑内的冷冻水系统大都采用闭式系统, 这种系统中对管道和设备的承压能力应引起设计者的关注。国产冷水机组的蒸发器和冷凝器水侧工作压力, 一般为 1.0MPa; 国外离心式冷水机组, 普通型为 1.0MPa; 加强型为 1.7MPa; 特加强型为 2.0MPa。管材公称压力为: 低压管道小于或等于 2.5MPa; 中压管道为 4 ~ 6.4MPa。阀门公称压力: 低压阀门为 1.6MPa; 中压阀门为 2.5 ~ 6.4MPa。空调水系统设计中, 应以设备、管路和附件的承压能力作为主要依据, 来决定在垂直方向是否分区或分几区。当系统水压超过设备承压能力时, 则在高区另设独立的闭式系统。通常的作法有:

(1) 冷、热源设备均在地下室, 但高区和低区分为两个系统, 低区系统用普通型设备, 高区系统 (见图 13-12) 用加强型设备。

(2) 冷、热源布置在塔楼中间技术设备层或避难层内, 如图 13-13 所示。

(3) 高低区合用冷、热设备, 如图 13-14 所示。低区采用冷水机组直接供冷。同时在设备层设置板式换热器, 作为高、低区水压的分界设备, 分段承受水静压力。

(4) 高、低区的冷热源设备分别设置在地下室

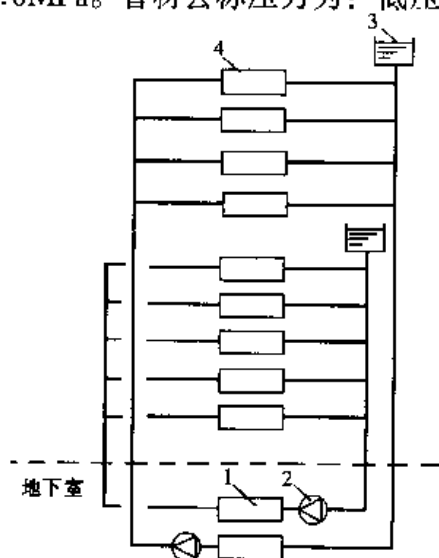


图 13-12 冷热源设备设置在地下室的系统

1—冷水机组; 2—循环水泵;  
3—膨胀水箱; 4—用户末端装置

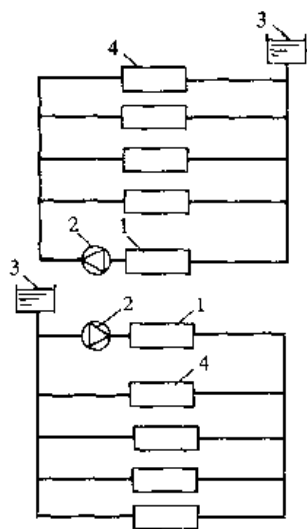


图 13-13 冷热源设备设置在技术设备层的系统

1—冷水机组；2—循环水泵；  
3—膨胀水箱；4—用户末端装置

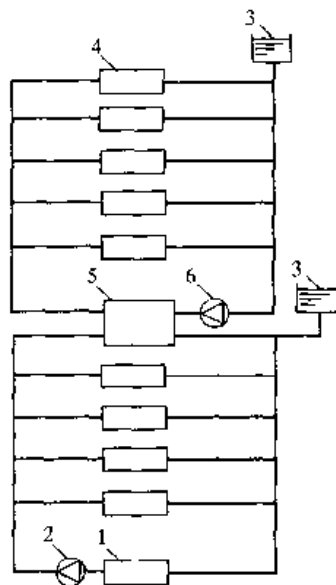


图 13-14 高、低区合用冷、热源设备的系统

1—冷水机组；2—低区循环水泵；  
3—膨胀水箱；4—用户末端装置；  
5—板式换热器；6—高区循环水泵

和技术设备层内，如图 13-15 所示。高区的冷水机组可以是水冷机组，也可以用风冷机组。风冷机组一般设置在屋顶上。

### 13.5.2 按空调用户的负荷特性来分区

(1) 现代建筑的规模越来越大，其使用功能也越来越复杂，公共服务用房（中西餐厅、大宴会厅、酒吧、商店、休息厅、健身房、娱乐用房等等）所占面积的比例很大。而公共服务用房空调系统大都具有间歇使用的特点。因此，在水系统分区时，应考虑建筑物各区的使用功能和使用时间上的差异，将水系统按上述特点进行分区。这样，便于各区独立管理，不用时可以最大限度地节省能源，使用方便、灵活。

(2) 空调水系统还应考虑建筑物各部分的朝向和内、外区的差别进行分区。南北朝向的房间由于太阳辐射不一样，在过渡季时可能会出现南向的房间需要供冷，而北向的房间又可能需要供热。同样，建筑物内区的负荷与室外气温的关系不大，需要全年供冷，而建筑外区负荷随着室外气温的变化而变化，有时要供冷，有时要供热。因此，空调水系统分区时，对建筑物的不同朝向和内、外区应给予充分的注意，根据上述特点进行合理的分区或分环。

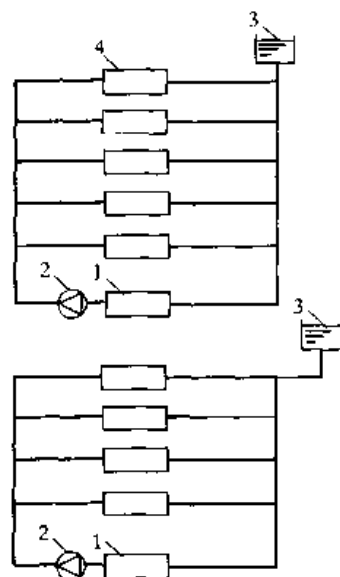


图 13-15 高、低区的冷、热源设备分别设备于地下室和技术设备层内的系统

1—冷水机组；2—循环水泵；  
3—膨胀水箱；4—用户末端装置

## 13.6 水系统的定压及其设备

定压设备使水系统运行在确定的压力水平下。常用定压设备有膨胀水箱、补给水泵和定压罐等。这些定压设备设置在热源、热力站、冷冻站以及独立的水系统中时,其作用原理与计算方法相同,只是设备容量大小有区别。

### 13.6.1 膨胀水箱定压

膨胀水箱定压方式压力稳定,系统简单,基本不用管理。缺点是水箱应放置于系统最高处,占据一定空间。建筑物要承受水箱及水的荷重。它是中小型热水采暖系统与空调水系统中常用的定压方式。以下的分析以热水采暖系统为例,其机理对空调水系统适用。

#### 13.6.1.1 膨胀水箱连接位置对压力分布的影响

##### 1. 膨胀水箱连接在供水干管上方时的压力分析

膨胀水箱连接供水干管上方的定压方式如图 13-16 (a)、(b)、(c) 所示。图 (a)、(b) 中水箱连接在上部水平供水干管始端;图 (c) 中水箱连接在上部水平供水干管末端。连接点用 O 表示,不论循环水泵是否运转,O 点的压力都等于水箱内水面到该点的水柱高度  $h$ ,因此称为定压点。图 (a) 与图 (b) 的区别是:图 (a) 中  $h$  比较小,图 (b) 中  $h$  较大。对低温水系统,检验是否汽化,只需检验压力最小、水温最高处,也就是系统水平供水干管末端的 A 点(对图 (c) O 点就是 A 点)的压力是否为正压。设图中通过 O 点的水平面为计量高程的基准面,对图 (a)、(b) 中的 O 点和 A 点列出伯努利方程:

$$\frac{P_0}{\rho g} + Z_0 + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{P_A}{\rho g} + Z_A + \frac{v_A^2}{2g} + \Delta H_{OA} \quad (13-1)$$

将  $\frac{P_0}{\rho g} = h$ 、 $\frac{v_0^2}{2g} \approx \frac{v_A^2}{2g}$ 、 $Z_0 = Z_A = 0$  代入(13-1),可得:

$$h = \frac{P_A}{\rho g} + \Delta H_{OA} \quad (13-2)$$

对集气罐放气管高点 E 和放气管与集气罐连接点 A1 点(图中未示出)列伯努利方程:

$$\frac{P_{A1}}{\rho g} + Z_{A1} = \frac{P_E}{\rho g} + Z_E$$

因为 A 点与 A1 点距离很近,所以  $Z_{A1} \approx Z_A = 0$ ,  $P_{A1} \approx P_A$ ,  $Z_E = h'$ ,代入上式,得到:

$$\frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_E}{\rho g} + h' \quad (13-3)$$

将式(13-3)代入式(13-2)可有:  $h = \frac{P_E}{\rho g} + h' + \Delta H_{OA}$ ,由此得到:

$$\frac{P_E}{\rho g} = (h - h') - \Delta H_{OA} = \Delta h - \Delta H_{OA} \quad (13-4)$$

式中  $P_0$ 、 $P_A$ 、 $P_E$ ——分别为 O 点、A 点和 E 点水的压力, Pa;

$v_0$ 、 $v_A$ ——分别为 O 点和 A 点水的流速, m/s;

$Z_0$ 、 $Z_A$ 、 $Z_{A1}$ ——分别为 O 点、A 点和 A1 点的位置高度, m;

$\rho$ ——水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$g$ ——重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ;

$h$ ——水箱水面至通过 O 点水平面的高差, m;

$h'$ ——集气罐放气管高点到通过 O 点水平面的高差, m;

$\Delta H_{OA}$ ——水流经 OA 管段的阻力损失,  $\text{mH}_2\text{O}$ 。

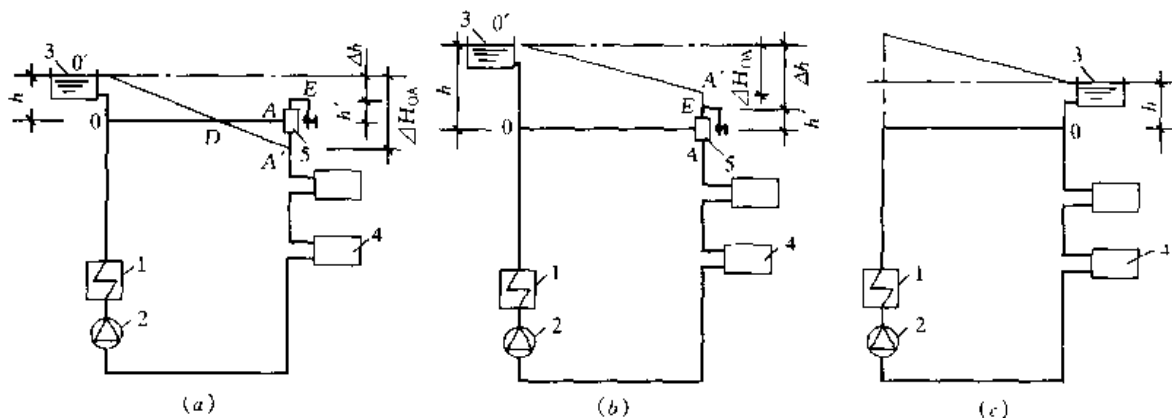


图 13-16 膨胀水箱连接到供水干管上方的压力分析

(a) 膨胀水箱连到供水干管始端 ( $h$  较小); (b) 膨胀水箱连到供水干管始端 ( $h$  较大);

(c) 膨胀水箱连到供水干管末端

1—锅炉或换热器; 2—循环水泵; 3—膨胀水箱; 4—散热器; 5—集气罐

图 13-16 (a)、(b) 中用线段  $O'A'$  表示水平供水干管 OA 管段中的测压管水头 (压力水头与位置水头之和) 线。图 (a) 中, 如果  $\Delta H_{OA} > \Delta h$ , 则  $A'$  点在 E 点之下,  $P_E$  为负值, 水平供水干管 DA 段出现负压。当温度接近  $100^\circ\text{C}$  的供水流过时就会汽化。图 (b) 中  $\Delta h > \Delta H_{OA}$ , E 点压力为  $\frac{P_E}{\rho g} = \Delta h - \Delta H_{OA} > 0$ ,  $P_E$  为正值,  $A'$  点在 E 点之上, 因此不会汽化, 也不会因为局部负压从管道连接不严密处吸入空气而影响正常循环。从式 (13-4) 可知, 如  $\frac{P_E}{\rho g} \geq 0$ , 则  $h \geq h' + \Delta H_{OA}$ 。但是将水箱抬高要受到建筑结构的限制。图 (b) 的型式只能用于水平供水干管比较短, 即  $\Delta H_{OA}$  不大、要求  $h$  较小的场所。例如水平环路较短的点式建筑, 系统的作用半径小于  $20 \sim 30\text{m}$ , 如经验算, 能使  $h \geq \Delta H_{OA} + h'$  时才能采用。图 (c) 中定压点 O 位于水平供水干管末端, 此时水箱起排气作用, O 点的压力总是为该点水箱水面高度所确定的正压, 水箱安装高度只要求其最低水位高出 O 点即可, 图 (c) 是图 13-16 中水箱安装高度最小的方案。但由于不同环路不宜共用膨胀水箱, 所以图 (c) 的方案宜用在仅有一个大支 (环) 路的系统中。

## 2. 水箱连接到循环水泵入口的压力分析

水箱连接到循环水泵入口的定压方式如图 13-17 所示。图 (a) 为系统示意图 (为分析简便起见, 锅炉或换热器未表示出来)。图 (b) 为系统沿程能量损失分布图<sup>[6]</sup>。图中  $H_P$  为水泵扬程, 垂直于管子的短线表示泵所提供能量大小的沿程分布。因存在阻力损失, 能量沿程降低, 到水泵入口 C 点, 水泵所提供的能量全部消耗。由于 C 点与膨胀水箱连接点 O 很近, C 点的压力就是膨胀水箱内的水柱高度。如图 (a) 中 E 点为正压,

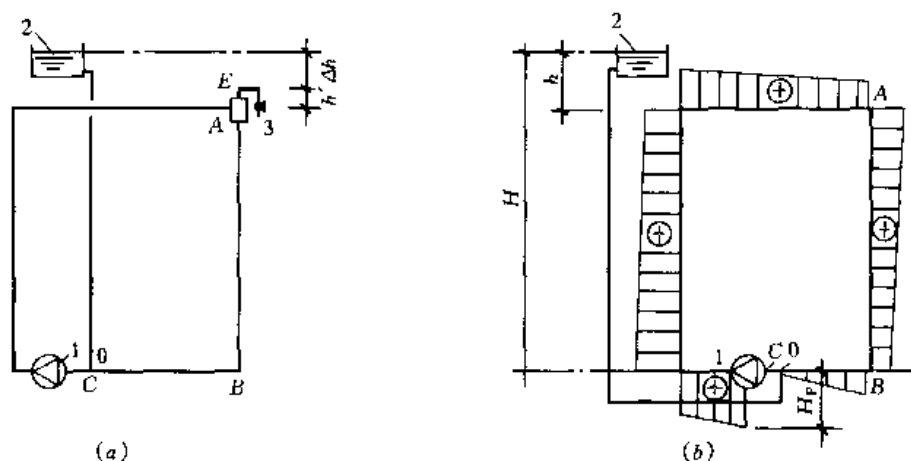


图 13-17 水箱连接到循环水泵入口的压力分析

(a) 机械循环热水采暖系统膨胀水箱安装示意图

(b) 水箱连接到循环水泵入口的能量损失分布图

1—循环水泵；2—膨胀水箱；3—集气罐

则保证集气罐正常工作（见式 (13-4)），汽化最危险的 A 点一定为正压，列出 A 点与定压点 O 的伯努利方程，并将式 (13-3) 代入：

$$\frac{P_A}{\rho g} + Z_A + \frac{v_A^2}{2g} = \frac{P_0}{\rho g} + Z_0 + \frac{v_0^2}{2g} + \Delta H_{A0} \quad (13-5)$$

$\frac{v_A^2}{2g} \approx \frac{v_0^2}{2g}$ ,  $\frac{P_0}{\rho g} = H$ , 取通过回水干管 OB 的水平面为基准面，即  $Z_0 = 0$ ,  $Z_A = H - h$ , 则

$$\left( \frac{P_E}{\rho g} + h' \right) + (H - h) = H + \Delta H_{A0}$$

$$\frac{P_E}{\rho g} = (h - h') + \Delta H_{A0} = \Delta h + \Delta H_{A0} > 0 \quad (13-6)$$

式中  $\Delta H_{A0}$ ——水流经 AO 管段的阻力损失，mH<sub>2</sub>O 水柱；

其余符号同式 (13-1)、(13-4)。

阻力损失  $\Delta H_{A0}$  总是大于零，从式 (13-6) 可知，只要水箱的最低水位不低于集气罐放气管的高点，即  $\Delta h \geq 0$ ；一定有  $P_E > 0$ ，即 E 点为正压，系统内不会汽化，排气装置可正常工作。图 13-17 中水箱安装高度与图 13-16 (c) 差不多，比图 13-16 (a)、(b) 要低。

### 13.6.1.2 不同系统中膨胀水箱的安装高度

如上分析，膨胀水箱的安装高度除与连接点有关之外，还与系统型式有关。

#### 1. 垂直上供式系统中水箱的连接位置及安装高度

一般情况下，将水箱置于水平干管始端比放在干管末端接管方便，节省管材。垂直上供式系统如存在多个大支路，一般不采用图 13-16 (c) 的连接形式。当主立管到最远回水立管的水平供水管长度不大时，可采用图 13-6 (a) 或 (b) 的安装方式，但其安装高度须满足式 (13-4) 的要求。如经验算不能满足上式要求的高度，则应将水箱连接到循环水泵的吸入口（如图 13-17）。机械循环热水采暖系统一般都将水箱连接在循环水泵入口。

#### 2. 垂直下供上回式系统（倒流式）中水箱的连接位置及安装高度

图 13-18 所示的垂直下供上回式系统的特点是只有一根回水总立管，采用穿流式水箱。所以将膨胀水箱连接到回水总立管上部最为适合，只须满足水箱最低水位高出上部水平回水干管 O 点即可。图 13-18 (b) 比图 (a) 的水箱高度还要低，水箱甚至可以置于楼梯间。

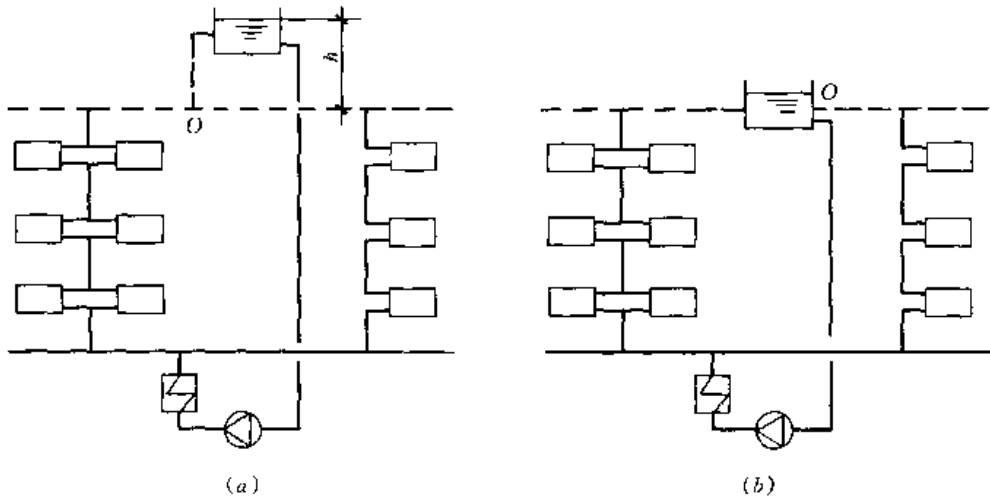


图 13-18 下供上回式系统中水箱的安装高度

### 3. 垂直下供下回式系统中水箱的连接位置及安装高度

垂直下供下回式系统将水箱接到回水总干管循环水泵入口。如整个系统都在散热器上安装排气阀排气（如图 13-19 左侧立管），则水箱最低水位只须高出顶层散热器，是所有方案中水箱安装高度最低的，此时水箱可放在顶层散热器所在的楼层或楼梯间；如整个系统都采用空气管排气（如图 13-19 右侧两个立管），则水箱最低水位须高出空气管高点。图 13-19 中的系统综合了上述两种情况，则应按安装空气管的条件来确定水箱安装高度。

### 4. 水平式系统中水箱的连接位置及安装高度

水平式系统也有上供式、下供式等形式。水平式系统中水箱的安装高度根据供回水干管的位置是上供式、下供式等参照上述情况来确定。

#### 13.6.1.3 膨胀水箱的安装与容积计算

##### 1. 膨胀水箱的接管

膨胀水箱用钢板制成圆柱体或长方体。图 13-20 为圆形膨胀水箱构造示意图。它配有膨胀管、循环管、信号管、溢流管、排水管。除排水管设在箱底之外，其余各管都应设在管壁以防堵塞。膨胀管连接水箱与系统，供系统水进出之用。溢流管用于水箱充水或系统水量过多时溢流、排水之用，溢流管接到附近的排水设备上方，不允许连接到下水管道中。信号管用来检查膨胀水箱是否存水。一般将信号管引

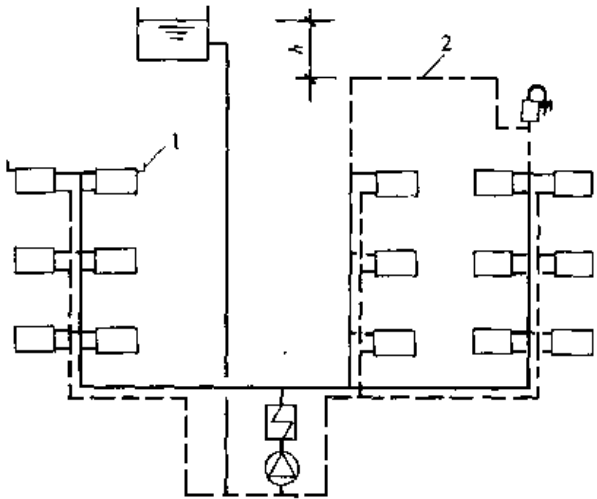


图 13-19 垂直下供下回式系统中水箱的安装高度  
1—放气阀；2—空气管

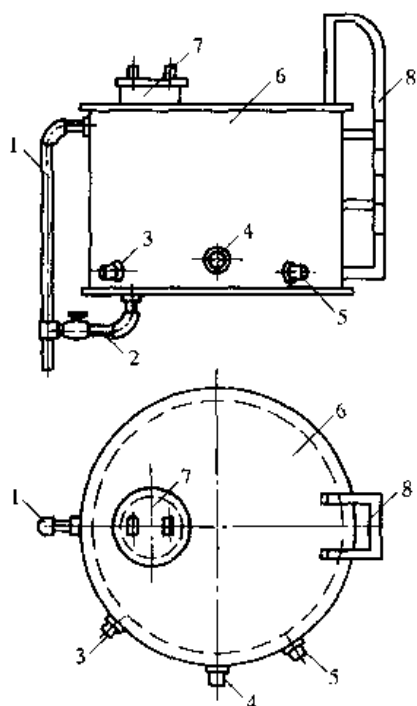


图 13-20 圆形膨胀水箱

- 1—溢流管；2—排水管；3—循环管；  
4—膨胀管；5—信号管；6—箱体；  
7—人孔；8—人梯

到管理人员便于观察和操作的排水设备上方，信号管末端有关闭阀。循环管用于使水箱内的水不冻结之用。排水管用于清扫膨胀水箱时，排除箱内污水用。膨胀水箱在系统中接管如图 13-21 所示。膨胀管与循环管离开 1.5~3m，水靠水泵的动力以及水在膨胀管和循环管中冷却的重力作用压头下，成为“活水”。越高的建筑，重力作用压头越大，上述两管的距离可适当减小。膨胀管、溢流管和循环管上严禁安装阀门，以防误操作使系统超压、水溢出水箱或冻结。在不采暖房间的水箱应保温，减少无效热损失和防冻。

## 2. 膨胀水箱容积的计算

膨胀水箱应吸纳和补偿温度变化最大时管道系统中的水容量。工程设计中常用下式计算水箱容积：

$$V_{ex} = \alpha \Delta t_{max} V_{sy} \quad (13-7)$$

式中  $V_{ex}$ ——膨胀水箱有效容积（即由信号管到溢流管之间的水箱容积）， $m^3$ ；

$\alpha$ ——水的体积膨胀系数， $1/^\circ C$ ；

$\Delta t_{max}$ ——水的最大波动值， $^\circ C$ ；

$V_{sy}$ ——系统的水容积， $m^3$ 。

上式存在以下问题：

(1) 所采用的  $\alpha$  是一个确定的数值。而事实上  $\alpha$  与水温有关，不应是一个定数。水温变化范围不同时， $\alpha$  的数值是不同的<sup>[6]</sup>。

(2)  $\Delta t$  的取值不合理。一种观点是：对于 95~70℃ 的低温水采暖系统，设计供回水温差为 25℃，取储备系数为 3，则  $\Delta t = 3 \times 25 = 75^\circ C$ 。另一种观点是：采暖系统不运行时系统内的水温为 20℃，设计供水温度为 95℃，所以  $\Delta t = 95 - 20 = 75^\circ C$ <sup>[1],[2],[5]</sup>。其实这两种观点都存在问题。第一种观点未考虑系统充水时的状态；取储备系数为 3，没有根据。第二种观点认为整个系统的水在运行时均为供水温度，以此来计算水箱的容积是不合理的。因为无论是室外还是室内系统，在循环过程中，通过散热设备产生温降。系统内约有一半水为供水温度，一半水为回水温度<sup>[6]</sup>。按供水温度计算，水箱容积偏大。

下述水箱容积计算公式更符合实际。系统中水的质量在运行过程中不变。

$$\rho_0 V_0 = \bar{\rho} V \quad (13-8)$$

式中  $\rho_0$ 、 $\bar{\rho}$ ——分别为充水水温  $t_0$  对应的水的密度和系统运行时水的平均密度， $kg/m^3$ ；

$$\bar{\rho} = (\rho_s + \rho_r) / 2$$

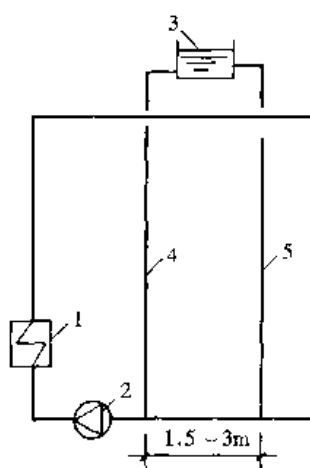


图 13-21 膨胀水箱与机械循环系统的连接

- 1—锅炉；2—循环泵；3—膨胀水箱；4—循环管；5—膨胀管



$\rho_s$ 、 $\rho_r$ ——分别为供、回水温度  $t_s$ 、 $t_r$  对应的水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$V_0$ 、 $V$ ——分别为系统充水时和运行时水的体积,  $\text{m}^3$ 。

对于采暖空调系统, 系统水容积可按下述公式计算

$$V_0 = \frac{1}{1000} \left( \sum_{i=1}^n V_i \right) \dot{Q}_0 \quad (13-9)$$

式中  $\dot{Q}_0$ ——系统的总设计热负荷或冷负荷,  $\text{kW}$ ;

$V_i$ ——分别为每  $1\text{kW}$  热(冷)负荷所对应的系统中的设备(散热器、表冷器、换热器、锅炉、冷水机组)和管道的水容量,  $\text{L}/\text{kW}$ 。其值可从设计手册<sup>[4][5]</sup>查得。

将式(13-8)代入下式, 并计入 20% 的储备系数, 得到膨胀水箱的容积计算公式:

$$\text{供热时} \quad V_{\text{ex}} = 1.2 \Delta V = 1.2 (V - V_0) = 1.2 \left( \frac{\rho_0}{\rho} - 1 \right) V_0 = \beta V_0 \quad (13-10)$$

$$\beta = 1.2 \left( \frac{\rho_0}{\rho} - 1 \right) \quad (13-11)$$

$$\text{同理, 供冷时} \quad \beta = 1.2 \left( 1 - \frac{\rho_0}{\rho} \right)$$

式中  $\beta$ ——膨胀水箱容积计算系数;

其他各量同式(13-7)。

常见系统的  $\beta$  值如下:

采暖系统 ( $95 \sim 70^\circ\text{C}$ )  $V_{\text{ex}} = 0.037 V_0$ ; 采暖系统 ( $85 \sim 60^\circ\text{C}$ )  $V_{\text{ex}} = 0.029 V_0$ ;

空调水系统 ( $60 \sim 50^\circ\text{C}$ ) (供热时)  $V_{\text{ex}} = 0.017 V_0$ ; 空调水系统 ( $12 \sim 7^\circ\text{C}$ ) (供冷时)  $V_{\text{ex}} = 0.0063 V_0$ 。

采暖系统、空调水系统供热时,  $t_0$  取冬季自来水温度  $5^\circ\text{C}$ ; 空调水系统供冷时,  $t_0$  取夏季系统停运时的环境温度  $35^\circ\text{C}$ ; 空调系统既供热又供冷时, 其容积应按冬季供热工况来确定。若充水温度  $t_0$ 、系统的设计供回水温度不同,  $\beta$  值以及  $V_{\text{ex}}$  的计算公式根据式(13-10)、(13-11)另行计算。

比较式(13-11)、式(13-7)可知, 设计时如用式(13-7)计算, 得到的水箱容积偏大。

## 13.6.2 补给水泵定压

### 13.6.2.1 补给水泵定压原理

补给水泵定压的主要设备是水泵, 容易实现, 效果好, 但要消耗电能。是目前暖通空调系统的主要定压设备。对中小型系统补给水泵定压可采用图 13-22 所示的两种形式<sup>[3]</sup>。

图(a)为补给水泵连续补水定压系统示意图。定压点设在循环水泵 6 的入口, 利用压力调节阀 3 保持定压点 O 的压力恒定。当系统压力增加时, O 点压力增加, 压力调节阀 3 关小, 补给水泵 1 的补水量减少, 使系统内压力降低到设定水平; 当 O 点压力减小时, 压力调节阀 3 开大, 补给水泵 1 补水量增加, 系统压力回升到设定水平。自动改变压力调节阀 3 的开度, 相当于改变补给水泵 1 的管路特性, 使水泵工作点变动, 所供给的补水量变动, 维持补水量与系统漏水量一致, 而达到定压的目的。连续补水定压方式下, 系

统内压力稳定在一个水平上, 补给水泵消耗电能较多。

图 (b) 为补给水泵间歇补水定压系统示意图。图 (a) 与图 (b) 的主要区别是: 图 (a) 中的压力调节阀 3 用图 (b) 中的电接点压力表 4 代替。O 点压力下降到某一设定数值时, 电接点压力表触点接通, 补给水泵 1 启动, 向系统补水, O 点压力升高。当压力升高到某一设定数值时, 电接点压力表触点断开, 补给水泵停止补水。停止补水后系统压力逐渐下降到压力下限, 水泵再启动补水, 如此反复, 使定压点压力在上、下限之间波动。补给水泵间歇补水定压比连续补水定压节省电能, 设备简单, 但系统内压力不如连续补水方式稳定。

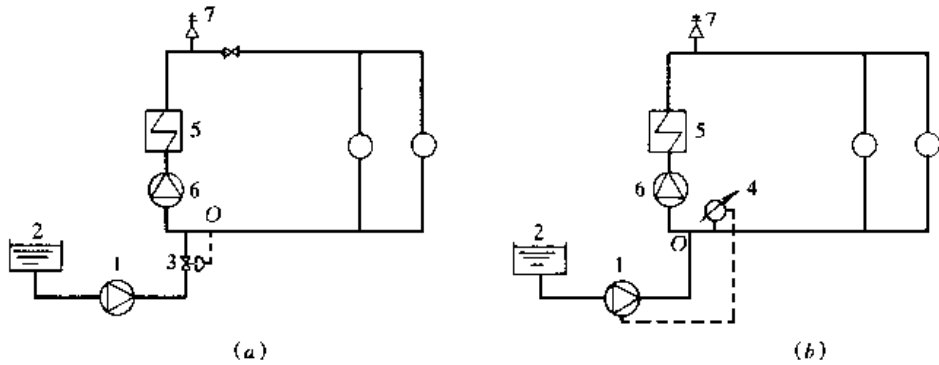


图 13-22 补给水泵定压

(a) 连续补水定压; (b) 间歇补水定压

1—补给水泵; 2—补给水箱; 3—压力调节阀; 4—电接点压力表; 5—锅炉、  
换热器或冷水机组; 6—循环水泵; 7—安全阀

13.6.2.2 补给水泵的选择计算

用补给水泵定压时, 补给水泵的台数应选两台以上兼顾备用, 可不考虑单独设备用泵。选泵时要分别考虑正常和事故工况补水要求。例如选两台时, 正常工况下一台工作, 一台备用, 事故工况下两台同时运行。室内采暖通风空调的水系统一般采用低于 95℃ 的低温水, 补给水泵的扬程应保证将水送到系统最高点并留有 2~5mH<sub>2</sub>O 的富裕压头。补给水泵的流量应补充系统的渗漏水量。系统的渗漏水量与系统的规模、施工安装质量和运行管理水平有关, 准确计算比较困难。可按系统的循环水量进行估算。正常条件下补水装置的补水量取系统循环水量的 1%, 事故补水量为正常补水量的 4 倍。

应选择流量—扬程性能曲线比较陡的水泵为补给水泵, 使得压力调节阀开启度变化时, 补水量变化比较灵敏。此外由于补水装置连续运行, 事故补水的情况较少, 应力求正常补水时, 补水装置处于水泵高效工作区, 以节省电能。

13.6.3 气压罐定压

13.6.3.1 气压罐定压原理

气压罐是一钢制圆筒形容器, 一般多连接到循环水泵入口。罐内上部空间充有空气或氮气, 下部为水。图 13-23 为气压罐定压原理图。与图 3-10 (b) 局部锅炉房机械循环热水采暖系统的热力中心和图 13-3 间接连接热力中心相比, 可见气压罐相当于一个密闭的膨胀水箱。它的应用省去了安装高位膨胀水箱所带来的困难。系统的压力状况由气压罐 3

内的压力来控制。当系统内水受热膨胀时罐内水位升高, 气体空间减小, 压力增高。当水位升高到正常的最高水位, 罐内压力达到上限压力  $P_2$  时, 由自控装置 (电接点压力表 5 或其他设施) 使补给水泵停止运转。如果压力进一步升高, 罐顶安全阀 4 启动, 排气使罐内压力下降。当系统水温下降或漏水时, 罐内水位下降。若水位下降到规定的最低水位时, 罐内压力达到  $P_1$ , 此时上部补气, 同时控制补给水泵自动启动补水, 使罐内水位升高, 压力不会低于  $P_1$ 。系统内 O 点的压力稳定在  $P_1 \sim P_2$  之间 (为了简化示意图和便于分析, 原理图 13-23 中未画出气压罐的补气、补水设备和部件)。

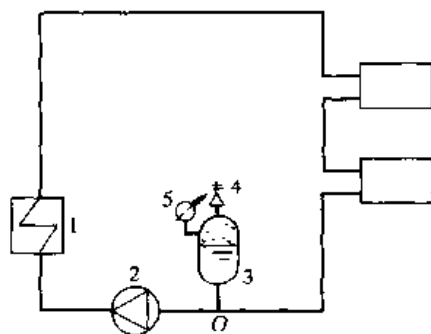


图 13-23 气压罐定压原理图

1—锅炉或换热器; 2—循环水泵;  
3—气压罐; 4—安全阀; 5—压力表

### 13.6.3.2 气压罐的选用

#### 1. 稳定压力的介质

低温水采暖、空调水系统, 罐内可用空气定压; 如为高温水, 可用氮气定压。氮气定压比空气定压可减少对系统的氧腐蚀, 但要专门配备氮气瓶以及充氮气的部件。

#### 2. 气压罐压力上、下限的确定

当气压罐连接在循环水泵入口时, 气压罐压力下限  $P_1$  根据下式确定:

$$P_1 = P_{sp} + P_{ss} + 0.01H \quad (13-12)$$

式中  $P_1$ ——气压罐的压力下限, MPa;

$P_{sp}$ ——供水温度对应的饱和压力, MPa, 如供水温度为  $95^\circ\text{C}$  以下,  $P_{sp} = 0$ ;

$P_{ss}$ ——安全富裕值, 取  $P_{ss} = 0.02 \sim 0.05 \text{ MPa}$ ;

$H$ ——系统最高点至气压罐下限水位的高差,  $\text{mH}_2\text{O}$ 。

气压罐压力上限  $P_2$  严格说应根据热力学原理, 气体的容积  $V$  与压力  $P$  满足  $PV = \text{Const}$  来确定, 如气压罐压力为  $P_1$  时, 对应的气体容积为  $V_1$ ; 压力  $P_2$  时, 对应的气体容积为  $V_2$ , 则有  $P_1 V_1 = P_2 V_2$ , 为了简化起见可取  $P_2 = 1.2 \sim 1.3 P_1$ 。

#### 3. 气压罐的调节容积

气压罐的调节容积是其压力上、下限之间所对应的容积, 应保证水温在正常温度波动范围内能有效地调节系统热胀冷缩时水量的变化。这也是选择气压罐时应注意的指标之一。

## 13.7 循环水泵的选择

### 13.7.1 循环水泵的作用

循环水泵设置于热力站 (热力中心)、热源或冷源。图 3-10 独立锅炉房热水平暖系统和图 13-3 间接连接的热水采暖系统中循环水泵设置于系统的热力中心, 图 13-1、13-2、13-4 所示的直接连接系统中循环水泵设置于集中供热热源, 图 13-3 所示的间接连接系统中热源设置有循环水泵 (图中未示出), 为整个室外热网服务; 图中的循环水泵是为热力

站或用户服务的。图 13-7、13-8、13-9 所示的冷冻水系统的循环水泵也是置于集中冷冻站内。在采暖系统或空调水系统的闭合环路内，循环水泵不是将水提升到高处，而是使水在系统内周而复始地循环，克服环路的阻力损失，与建筑物的高度无直接关系，因此将它称为循环水泵。给水系统中的泵不仅要使水流动，而且要使它提升到各配水点，与建筑物给水系统的高度有关。因此在给水系统中称为“升压泵”或“加压泵”。这是与采暖、空调系统中的循环水泵的重要区别。

循环水泵提供的扬程应等于水从热源或冷源经管路送到末端设备再回到热源或冷源一个闭合环路的阻力损失。在确定的循环环路中，输送一定流量时，其阻力损失是一定的。无论循环水泵设在环路干管上的何处，对循环水泵来说扬程都是一样的，但定压点（一般也是补水点）相对于循环水泵的位置，虽然不改变循环水泵的扬程，却改变系统内的压力分布（参见 13.6 节）。对于热水采暖系统，一般将循环水泵设在回水干管上，不仅能有效地防止系统汽化，而且回水温度低，泵的工作条件好，有利于延长其使用寿命。

## 13.7.2 循环水泵的选择

### 13.7.2.1 循环水泵的性能曲线的选择

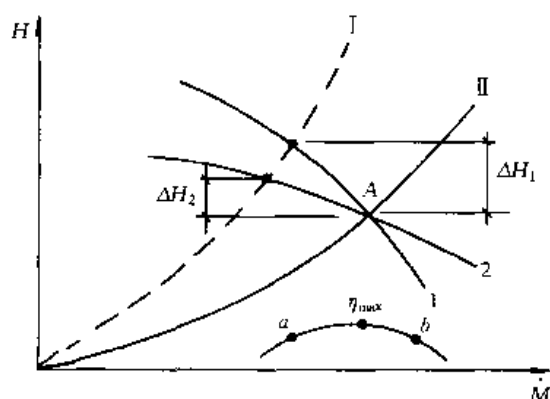


图 13-24 循环水泵的选择

循环水泵的工作特性曲线有平坦型、陡降型和驼峰型三种。如选两台泵，一用一备，则应选平坦型水泵。使采暖或空调水系统运行工况变化而导致流量变化时，泵的扬程变化较小，系统水力稳定性好。图 13-24 中两台水泵的流量和扬程性能曲线分别为 1 和 2。当管路特性曲线由 I 改变到 II 时，性能曲线比较平坦的水泵 2 扬程变化  $\Delta H_2$ ，性能曲线比较陡峭的水泵 1 扬程变化  $\Delta H_1$ 。从图上可见  $\Delta H_1 > \Delta H_2$ ，显然从网路的水力稳定性来看选泵 2 优于泵 1。水泵并联运行主要为了增加流量。平坦型水泵并联时流量增加有限，则可选陡降型水泵。此外，改变并联泵的运行台数，陡降

型水泵泵组的流量调节范围大。选泵时还应注意使水泵长时间工作点位于高效区。例如图 13-24 中如选泵 2 为循环水泵，水泵最高效率为  $\eta_{\max}$ ，a、b 两点之间效率高于 90%  $\eta_{\max}$ ，则应使长时间工作点 A 位于 a、b 区间内。

### 13.7.2.2 循环水泵台数以及流量和扬程的确定

循环水泵应考虑备用和调节，因此一般选多台。但为了减少造价和占地面积，热水采暖系统循环水泵的台数不宜过多（不应超过 4 台）。对于空调水系统，循环水泵的台数一般是根据冷水机组的台数来确定的，或一一对应，或水泵台数比冷水机组多一台。

循环水泵组的流量  $\dot{M}_p$  应大于系统的设计流量  $\dot{M}_{dc}$ ，考虑到各种不利因素，经常增加 10% 的贮备量，即  $\dot{M}_p = 1.1 \dot{M}_{dc}$ 。

循环水泵组的扬程  $H_p$  应等于水在给定流量下在闭合环路内循环一周所要克服的阻力损失  $\Sigma \Delta H$  并增加 20% 的贮备量。即  $H_p = 1.2 \Sigma \Delta H$ 。循环水泵的并联曲线应比较平坦。

## 13.8 管道热应力及热补偿

### 13.8.1 温度变化对管路系统的影响

管道温度升高或降低时, 钢管自身长度增加或减少的数值可用下式计算:

$$\Delta l = \alpha l (t_1 - t_2) \quad (13-13)$$

式中  $\Delta l$ ——温度变化时管长的变化量, m;

$\alpha$ ——钢管的线膨胀系数,  $\text{m}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ,  $\alpha$  与温度有关, 一般可取  $\alpha = 0.12 \times 10^{-4} \text{ m}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ;

$l$ ——管长, m;

$t_1$ ——介质的极值温度, 对热媒取工作时的最高温度; 对冷媒取工作时最低温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_2$ ——管道安装时的温度,  $^{\circ}\text{C}$ , 在不能确定时, 对热水管道取当地最冷月平均温度; 对空调冷冻水管道取最热月平均温度。

根据式 (13-13) 可以算得, 如安装温度  $+5^{\circ}\text{C}$ , 对  $95 \sim 70^{\circ}\text{C}$  的采暖系统, 每 1m 供水管热伸长量为 1mm 左右, 而回水管为 0.8mm。如直管段较长, 其长度的变化量较大。钢管工作时其长度变化不妥善解决, 将引起热应力。热应力会引起管道变形, 管道接口或管道与设备与器具连接处漏水; 在蒸汽或高温水为热媒时, 严重时甚至会破坏管道系统。这是一个不可忽视的问题<sup>[2]</sup>。

### 13.8.2 热补偿

当直管段较长时, 应设置固定支架 (见 13.10) 并在两个固定支架之间安装补偿器, 以消除因管道热胀冷缩产生的热应力、防止管道变形或破坏。补偿器有如下几种:

#### 1. 自然补偿与方形补偿器

利用管道在室内、管沟或管井内的弯头或方形补偿器进行热补偿。这些弯头或方形补偿器可以是为管路转向而设置的或者是为了热补偿而增设的, 例如图 13-25 (a) 所示管井内管道很长时, 可在某一层管井中将其拐弯形成一个方形补偿器; 图 (b) 为沿墙敷设的直管段在穿过墙时设补偿器; 图 (c) 是沿柱敷设的管道绕柱设方形补偿器。需要设置补偿器的直管段长度可查有关文献<sup>[4]、[5]</sup>。水平单管采暖系统每 5~6 组散热器的水平支管上以及高层建筑的采暖立管上要设方形补偿器或乙字弯形状的管道, 防止因管道热胀冷缩引起的立管与支管、支管与散热器接口处渗漏供热介质。自然补偿或方形补偿器造价低, 不用维修, 但要占用空间, 特别是在管井中管子根数较多时, 要妥善处理各管的关系。尽量将补偿器设在管道穿间墙或楼板处, 既美观, 又不占地。

#### 2. 套管补偿器

图 13-26 为套筒补偿器构造示意图, 它由芯管 1、外壳管 2、填料圈 3、后压兰 4 和前压兰 5 等组成。当管道温度变化时, 芯管可在外壳管内移动进行热补偿。填料圈被压兰压紧在内外管之间起密封作用, 但同时也增加了泄漏点, 因为使用几年后填料性能变化每隔一定时间要进行更换。该补偿器直接连接在直线管段上, 多用于管井、管沟中。

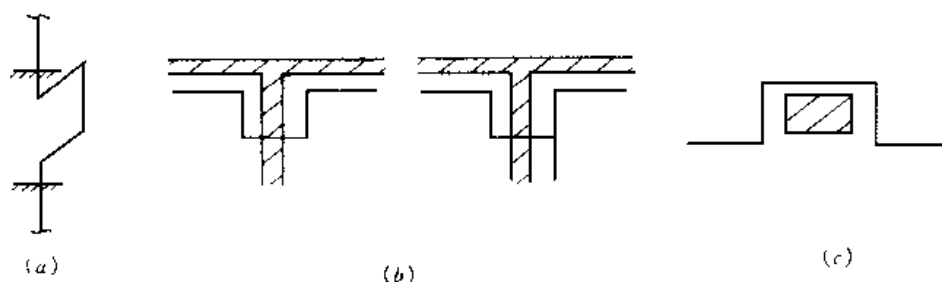


图 13-25 自然补偿

### 3. 波纹补偿器

图 13-27 为波纹补偿器构造示意图。它是用不锈钢制成的、由多个连续波状管组成的补偿器，靠改变波的形状起补偿作用。为了减小流动阻力和防止沉积污物，波纹管补偿器内常设有光滑的内衬管 2。该补偿器安装在直线管段上，根据管道公称直径、热伸长量及承受的最大工作压力进行选择。安装时应注意内衬管的方向如图所示。图中箭头表示来水方向。

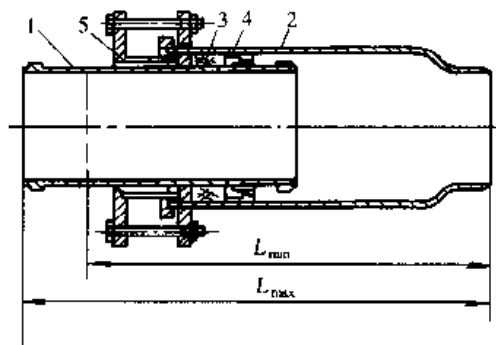


图 13-26 套筒补偿器

1—芯管；2—外壳管；3—填料圈；  
4—后压兰；5—前压兰

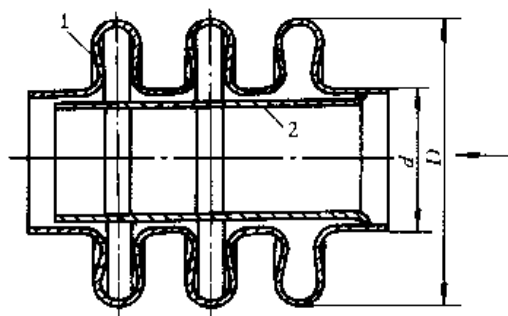


图 13-27 波纹管补偿器

1—波纹管；2—内衬管

为了保证套筒补偿器与波纹补偿器沿轴向补偿和直线位移，它们应靠近固定支架安装，必要时还应设导向支架，以控制横向位移，防止失去效能。

## 13.9 管道与设备的保温与隔热

### 13.9.1 保温、隔热的目的和保温隔热结构

#### 13.9.1.1 保温、隔热的目的

暖通空调设备与管道需要保温、隔热的原因主要有：<sup>[7]</sup>

(1) 减少系统的热损失和冷损失，既节省了能量，又保证了输送的冷、热媒参数不偏离冷、热用户的要求。

(2) 防止设备或管道的表面温度过高，而致人烫伤，或引起有燃烧爆炸危险的气体、粉尘起火爆炸，或辐射强度过高而造成对人的损害。

(3) 防止设备或管道表面温度过低而导致结露, 如蒸发器冷冻水管、寒冷地区的新风管道等都可能出现结露。

(4) 当设备与管道内的气体含有可凝结物时, 防止内部出现凝结而堵塞, 如排风中含苯蒸气时, 则排风管内温度过低时可能形成凝结物。

### 13.9.1.2 保温隔热的结构与保温材料

#### 1. 保温、隔热结构

保温隔热结构由防腐层、保温层和保护层组成, 如图 13-28 所示。管道经受介质的内腐蚀(见 13.11.1)和大气、土壤的外腐蚀, 影响系统的正常运行和使用寿命。近年来有在钢管内外镀膜或涂搪瓷来提高钢管防腐蚀能力的, 但造价甚高, 大面积推广困难。减轻钢管内腐蚀的主要途径是采用有效的水处理方法、建立健全严格的水处理制度。可在管道、设备金属表面刷涂料防外腐蚀。对钢板风管内表面也可采用涂料防腐。防风管内腐蚀的涂料除应有良好的耐腐蚀能力之外, 还应有良好的附着力、耐高温性能、机械性能, 施工方便, 价格低廉。防管道、设备外腐蚀的涂料除满足上述防内腐蚀涂料的要求之外, 还应有防水、防潮、不易老化、在常温下易固化等性能。热水管道常用的防腐涂料有耐热防锈漆、树脂漆等; 钢板风道常用的防腐涂料有耐酸漆、磁漆、调和漆、沥青漆、环氧树脂等<sup>[4]</sup>。

保温层由保温材料构成, 是实现保温、隔热的主要组成部分和保温结构的主体。保温材料应具有以下主要技术性能<sup>[8]</sup>:

(1) 导热系数小, 平均工作温度下的导热系数值小于  $0.12\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

(2) 重量轻, 密度小于  $400\text{kg}/\text{m}^3$ 。

(3) 有一定的机械强度, 如制成硬质成型制品, 其抗压强度不应小于  $300\text{kPa}$ , 半硬质的保温材料压缩 10% 时的抗压强度不应小于  $200\text{kPa}$ 。

(4) 吸水率小、不腐蚀钢材。

在选择保温材料时除应注意满足上述几点要求之外, 还应考虑易于安装施工, 造价低, 使用年限长。

保护层的作用是防止保温层受到机械碰撞时破损, 防止水分侵入保温层降低其性能, 美化保温管的外观。保护层采用金属或毡布类材料。金属保护层可采用镀锌钢板、普通薄钢板及铝合金板等材料。金属保护层结构简单, 美观, 使用寿命长, 但造价高, 易腐蚀, 多用于地上敷设管道。毡布类保护层要采用有良好防水性能和易于施工的材料如玻璃丝布、玻璃钢、沥青油毡等。可用于室内管道, 但不甚美观, 大量用于管沟、管井内的管道。

#### 2. 保温材料

满足上述要求的保温材料种类繁多, 目前常用的有膨胀珍珠岩、膨胀蛭石、岩棉、矿渣棉、玻璃棉、微孔硅酸钙、泡沫混凝土、聚氨酯等。它们有的可制成板材和管壳; 有的可制成卷毡等。所采用的施工安装方法也因保温材料性状的差异而不同。可分别采用涂抹式、缠绕式、填充式、灌注式、喷涂式等。近年来生产的预制保温管(例如: 聚氨酯泡沫塑料预制直埋保温管)性能好, 可加快施工进度, 是一个发展方向。此外, 还生产了一些

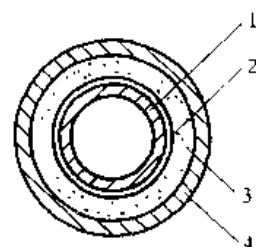


图 13-28 管道的保温结构

1—钢管; 2—防腐层;  
3—保温层; 4—保护层

新型性能优良的保温材料，如：可用于设备、管道保温的有光滑防潮贴面（增强铝箔FSK）和无贴面的玻璃纤维保温套管、管壳、隔热板；离心玻璃棉制成的各种板材、卷毡等。新型材料技术的发展为确定管道、设备的保温方案提供了多种途径。

## 13.9.2 管道、设备保温的热力计算

### 13.9.2.1 管道、设备保温的热力计算的任务

管道保温热力计算的任务主要分为两类。一类是给定保温层厚度后计算管道的热损失、介质的温度降、管道表面温度或环境温度（如管沟内温度等）；另一类是根据技术经济条件或限定管道热损失、介质温度降和管道表面温度，反过来确定所需保温层厚度。经技术经济比较确定的、在规定年限内，初投资与运行费用之和最小所对应的保温层厚度为保温层的经济厚度。在工程中还根据一些标准：《设备及管道保温技术通则》（GB4272—84）、《设备及管道保温设计导则》（GB48175—87）和《民用建筑节能设计标准》（JGJ26—95）中的规定来计算设备、管道的经济厚度、节能要求的保温厚度或控制最大热损失。对热管道和设备应限制其表面温度，防止烫伤；对冷管道和设备应限制其表面温度，防止结露。

### 13.9.2.2 管道热力计算的基本公式

管道的热力计算根据传热学的基本公式进行计算。

$$\dot{Q} = \dot{q} (1 + \beta) l \quad (13-14)$$

式中  $\dot{Q}$ ——管道或管沟的热损失，W；

$\dot{q}$ ——单位长度管道或管沟的热损失或冷损失，W/m；

$\beta$ ——考虑管路附件（阀门、补偿器等）热损失的附加系数。对采暖管道：架空敷设， $\beta=0.25$ ；管沟敷设， $\beta=0.20$ ；直埋敷设， $\beta=0.15$ 。对空调水管道可参照取用；

$l$ ——管道长度，m。

下面将以架空敷设管道为例介绍单位长度管道的热损失或冷损失的计算方法。图 13-29 所示单位长度架空管道的热损失可用下式计算<sup>[3]</sup>：

$$q = \frac{t_{\text{hm}} - t_a}{R_i + R_{\text{pi}} + R_{\text{in}} + R_0} \quad (13-15)$$

式中  $q$ ——单位长度架空管道的热损失，W/m；

$t_{\text{hm}}$ 、 $t_a$ ——分别为热管道中的热媒和管道周围的空气温度，℃；

$R_i$ 、 $R_{\text{pi}}$ 、 $R_{\text{in}}$ 、 $R_0$ ——分别为管内换热热阻、管壁导热热阻、保温材料热阻和管外放热热阻， $\text{m}^2 \cdot \text{℃} / \text{W}$ ；上述四项热阻的计算公式分别为：

$$R_i = \frac{1}{\pi \alpha_i d_i}$$

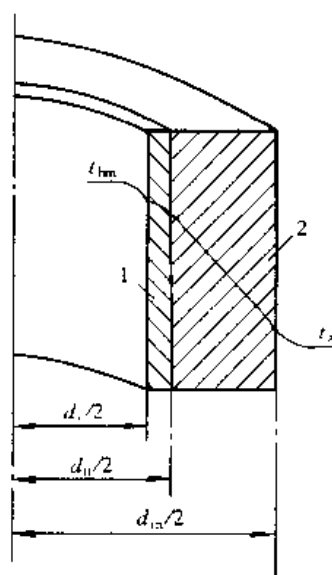


图 13-29 架空敷设管道热损失计算图  
1—钢管；2—保温层



$$R_{p_i} = \frac{1}{2\pi\lambda_{p_i}} \ln \frac{d_0}{d_i}$$

$$R_{in} = \frac{1}{2\pi\lambda_{in}} \ln \frac{d_{in}}{d_0} \quad (13-16)$$

$$R_0 = \frac{1}{\pi\alpha_0 d_{in}} \quad (13-17)$$

式中  $\alpha_i$ 、 $\alpha_0$ ——分别为管内、管外放热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

$\lambda_{p_i}$ 、 $\lambda_{in}$ ——分别为钢管和保温层的导热系数， $W/(m \cdot ^\circ C)$ ；

$d_i$ 、 $d_0$ 、 $d_{in}$ ——分别为钢管的内径、外径及管道保温层的外径，m；

对室内管道  $\alpha_0 = 6 \sim 14 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ，一般可取  $\alpha_0 = 10.5 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$  对室外管道与风速有关。

由于管内侧放热系数  $\alpha_i$  和钢管的导热系数  $\lambda_{p_i}$  较大，使热阻  $R_i$  和  $R_{p_i}$  相对  $R_{in}$  和  $R_0$  要小得多，可以忽略不计，因此式 (13-15) 可以简化如下：

$$q = \frac{t_{lm} - t_s}{R_{in} + R_0} \quad (13-18)$$

式中各项同式 (13-15)。

如为冷管道，上述计算公式类似。只需将式 (13-15)、(13-18) 中分母中的温差改为环境温度与冷媒温度之差

对于矩形风管，可以采用平壁的传热公式进行计算，这里不再赘述。

## 13.10 管路附件及器具

管路附件及器具是一个完整管路系统的重要组成部分，是发挥系统的功能、调节控制和管理不可缺少的部件。管路附件是管路上的管件（三通和弯头等）、阀门、补偿器、支架（座）和器具的总称<sup>[9]</sup>。

### 13.10.1 管道支架

室内管道支架分为活动支架和固定支架。活动支架用于支撑管道，活动支架有滑动、滚动、悬吊支架。大直径的管道为了减小管道在热胀冷缩时的摩擦力可采用滚动支架，一般用于厂区架空管道；室内采用滑动和悬吊支架，以滑动支架居多。固定支架用于支撑管道和限制管道位移。室内、管井及管沟内敷设的管道每两个固定支架之间安装一个补偿器。支架可埋设在砖墙内的（见图 13-30）、焊接在钢筋混凝土柱的预埋件上（图 13-31）或包箍在钢筋混凝土柱上（图 13-32）。

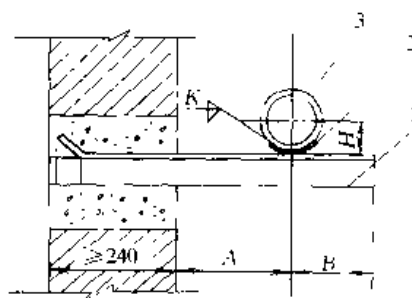


图 13-30 埋设在砖墙内的滑动支架

1—支撑角钢；2—弧形板支座；3—管道

与支撑物接触处的管道与弧形板、丁字托或曲面槽等滑动支座焊接，热胀冷缩时滑动支座在支撑物上滑动，管道外表不被磨损。如将滑动支座与支撑物焊接就构成固定支架。此外，还有角钢

固定支架（图 13-33）和夹环固定支架（图 13-34）等。室内热力管道支架的制作与安装详图见国家标准图集<sup>[10]</sup>。

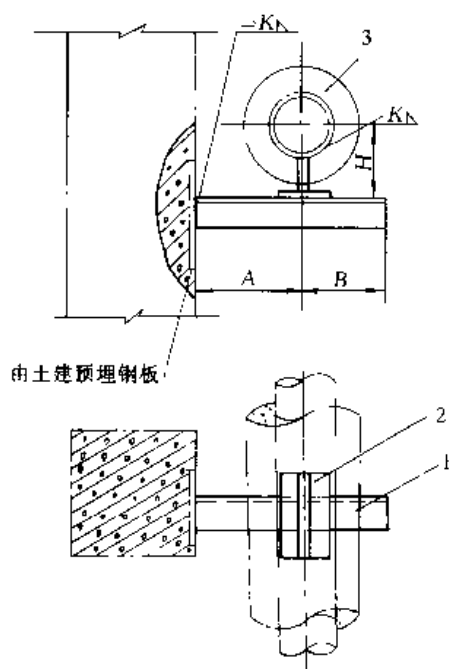


图 13-31 焊接在钢筋混凝土预埋件上的滑动支架  
1—支承角钢；2—丁字托支座；3—管道

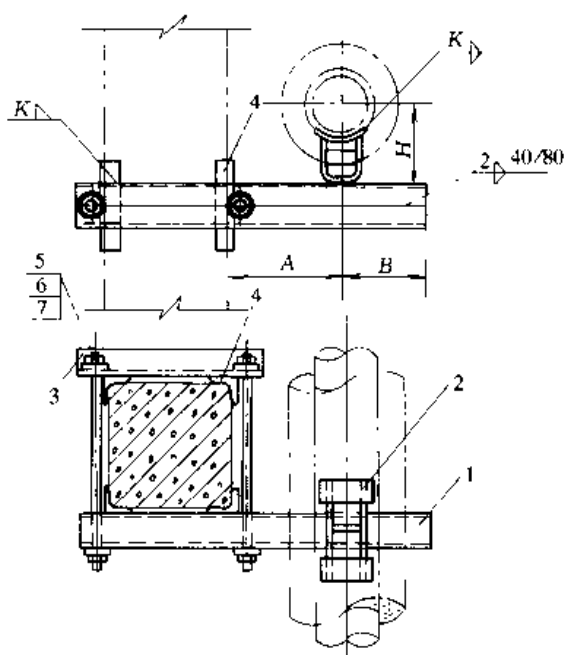


图 13-32 包箍在钢筋土柱上的滑动支架  
1—支梁；2—曲面槽支座；3—夹紧梁；4—加固角钢；  
5、6、7—双头螺栓、螺母、垫圈

### 13.10.2 阀门

阀门是用来开、闭管路、控制流向、调节和控制输送介质的参数（温度、压力和流量）的管路附件。根据其功能，可分为关断阀、止回阀、调节阀等。

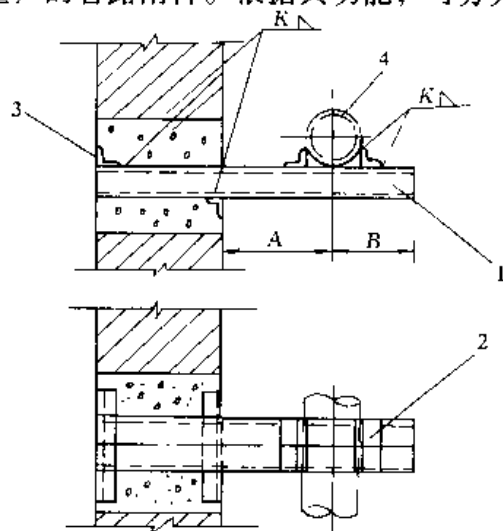


图 13-33 角钢固定支架  
1—支梁；2—固定管道角钢；  
3—加固角钢；4—管道

#### 1. 关断阀

这类阀门是起开闭作用的。常设于冷、热源进、出口，设备进、出口，管路分支线（包括立管）上。也可用作放水阀和放气阀。常见的关断阀有闸阀、截止阀、球阀和蝶阀等。

闸阀分为明杆与暗杆、单闸板与双闸板、楔形闸板与平行闸板等。闸阀关闭严密性不好，大直径闸阀开启困难；沿水流方向阀体尺寸小，流动阻力小，闸阀公称直径跨度大。图 13-35 为暗杆楔式单闸板阀的构造示意图。

截止阀按介质流向分直通式、直角式和直流式三种。有明杆和暗杆之分。关闭严密性较闸阀好，阀体长，流动阻力大，最大公称直径为 DN200。图 13-36 为直通式截止阀的构造示

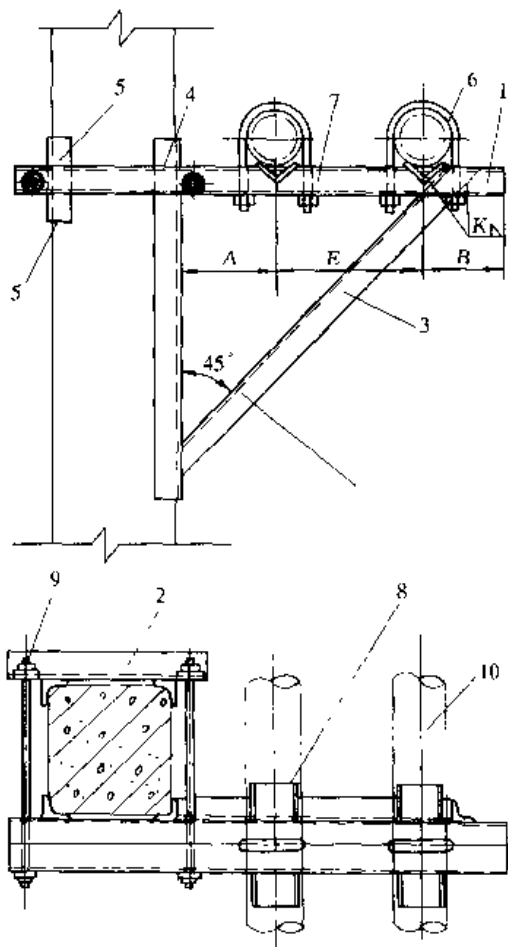


图 13-34 夹环固定支架

1—支梁；2—夹紧梁；3—斜梁；4—加固角钢；5—加固角钢；6—夹环；7—螺母；8—角钢；9—双头螺栓、螺母、垫圈；10—管道

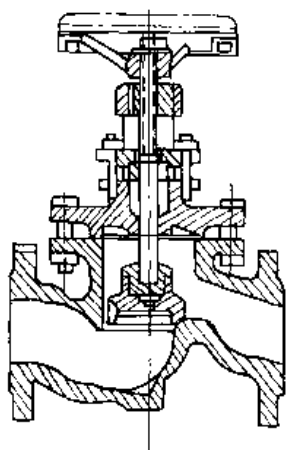


图 13-36 直通式截止阀

## 2. 止回阀

这类阀门用于防止介质倒流。利用流体自身的动能自行开启，反向流动时自动关闭。常设于水泵的出口、疏水器出口以及其他不允许流体反向流动的地方。止回阀分旋启式、

意图。

球阀（图 13-37）的阀芯为开孔的圆球。扳动阀杆使球体开孔正对管道轴线时为全开；转  $90^\circ$  为全闭。有一定的调节性能，关闭较严密。

蝶阀（图 13-38）的阀芯为圆形阀板，它可沿垂直管道轴线的立轴转动。当阀板平面与管子轴线一致时，为全开；阀板平面与管子轴线垂直时，为全闭。阀体长度小，流动阻力小，比闸阀和截止阀价格高。

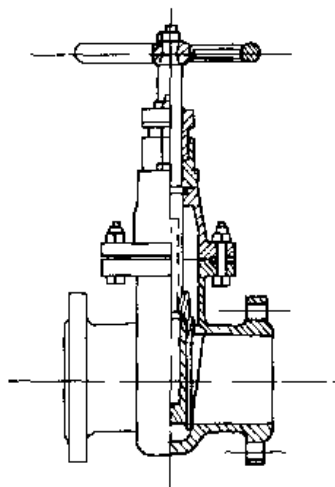


图 13-35 暗杆楔式单闸板阀

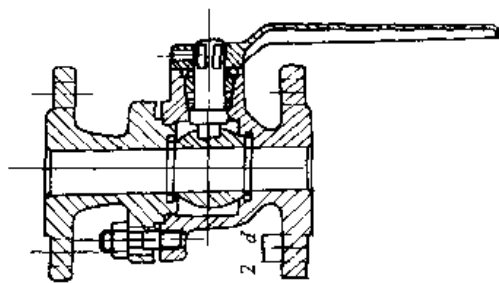


图 13-37 球阀

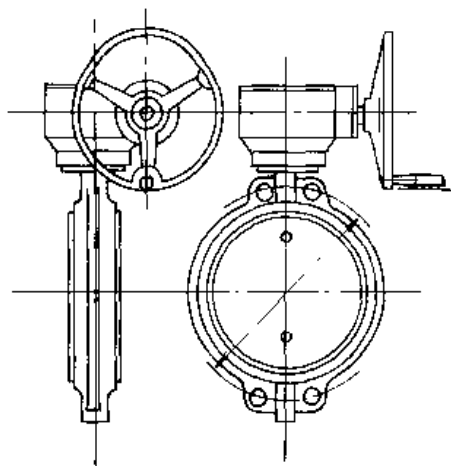


图 13-38 蝶阀

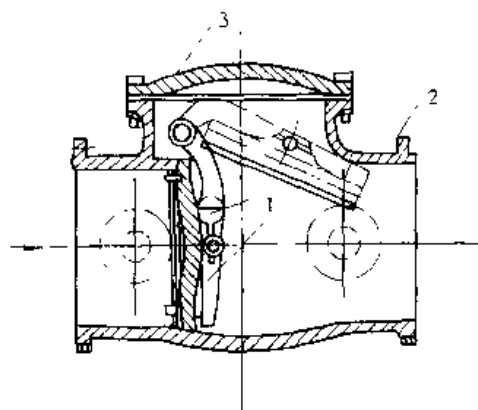


图 13-39 旋启式止回阀

1—阀瓣；2—主体；3—阀盖

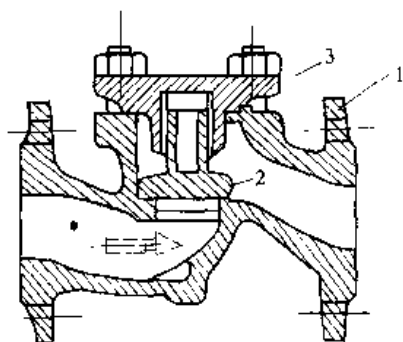


图 13-40 升降式止回阀图

1—阀体；2—阀瓣；3—阀盖

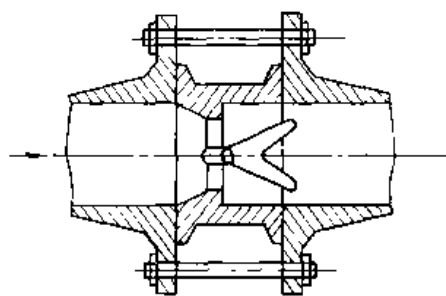


图 13-41 对夹式止回阀

升降式和对夹式三种。图 13-39 为旋启式止回阀构造示意图，流体只能从左向右流动，反向流动时自动关闭。图 13-40 为升降式止回阀构造示意图，流体从左向右流动时，阀芯抬起，形成通路；反向流动时阀芯被压紧到阀座上而被关闭。图 13-41 为对夹式止回阀构造示意图，流体从左向右流动时，阀芯被开启，形成通路；反向流动时阀芯被压紧到阀座上而被关闭。对夹式止回阀可多位安装、体积小、重量轻、结构紧凑。

### 3. 调节阀

阀门前后压差一定，普通阀门的开度在较大范围内变化时，其流量变化不大；而到某一开度时，流量急剧变化，即调节性能不佳。

调节阀分手动调节阀和自动调节阀。而手动或自动调节阀又分许多种类，其调节性能也是不同的。图 13-42 给出了某种手动调节阀的构造示意图。图 13-43 为某种手动调节阀流量与开度关系的流量特性曲线。从图上可见在阀前后压差一定时，随开度变化，通过调节阀流量逐渐变化。这是调节阀与普通阀门特性的主要区别。自动调节阀有自力式流量调

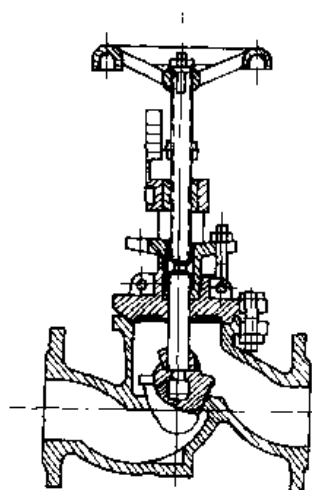


图 13-42 手动调节阀

节阀和自力式压差调节阀等，其性能详见有关参考文献

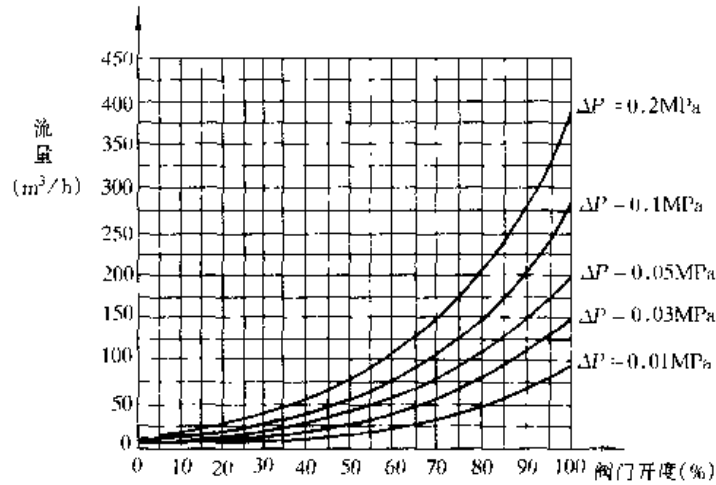


图 13-43 调节阀流量特性曲线

13.10.3 集气罐

因为启动时系统中留存有空气、水在加热过程中分离出空气，如不排除有可能形成气塞、减少换热设备的散热面积、影响系统的正常运行。因此系统中应在管道的高点和设备的高处设排气装置。集气罐用于分离、积聚和排除系统内的空气。集气罐用短钢管两端封堵制成。有立式（图 13-44（a））和卧式（图 13-44（b））之分。立式贮气空间大，卧式用于系统管道上部高度较小的场所。集气罐上方的放气管用 DN15 的钢管，放气管末端有阀门，定期打开此阀门将从系统中分离并将积聚在集气罐内的空气排除。集气罐常见三种安装方式如图 13-45 所示。三种分离方式中集气罐都是安装在最高处，管道的坡向应保证集气罐接管为管段的最高点。图中集气罐的具体位置不同，（a）在供水干管末端；（b）在倒数第二根立管上；（c）在最末一根立管上。图（a）中集气罐起不到分离系统空气的作用；图（b）对两侧管道坡度要求严格，如坡向不对，最末一根立管容易发生气塞，以图（c）效果最佳，可起到分离、积聚、排除空气三大作用。所以集气罐以安装在干管末

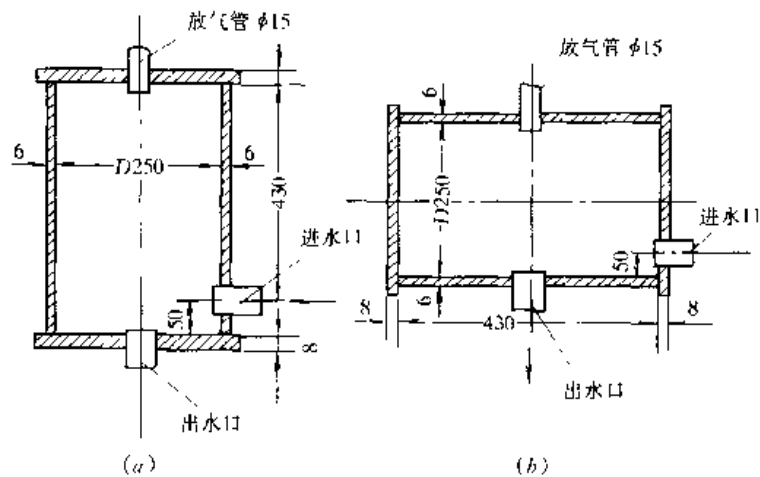


图 13-44 集气罐  
(a) 立式；(b) 卧式

端立管上为最好。集气罐需要人工开启放气管上阀门3排气，占地力较大。

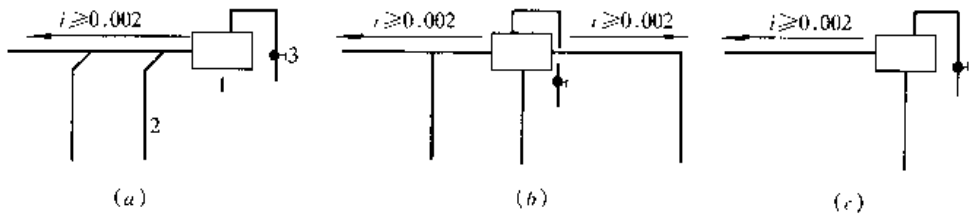


图 13-45 集气罐安装方式  
1—集气罐；2—立管；3—放气阀

可用自动排气阀代替集气罐，它分立式（图 13-46）和卧式（图 13-47）两种。其原理都是利用阀体内的浮体随水位升降自动打开和关闭阀孔而达到排气的目的。在图 13-46 中当阀体 1 上方积聚大量空气时，浮球 2 下降，空气从排气孔 4 排出。随着空气体积减少，浮球上升，浮球阀针堵住出口防止水流出。导向套筒 3 防止浮球阀针偏斜失灵。图 13-47 靠浮筒 3 的升降产生的杠杆力来开闭阀孔。自动排气阀占地力小，无需人员操作，但质量不好时容易漏水，应选择优质的自动排气阀。

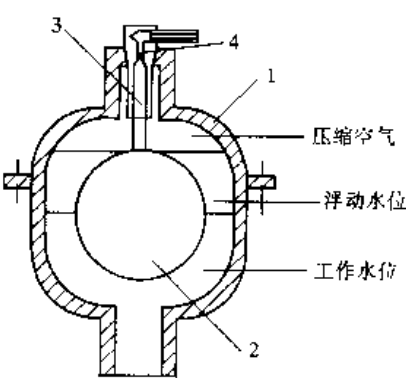


图 13-46 立式自动排气阀  
1—阀体；2—浮球；3—导向套筒；  
4—排气孔

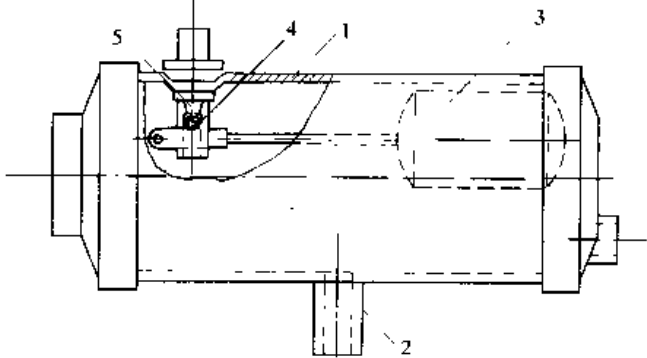


图 13-47 卧式自动排气阀  
1—外壳；2—接管；3—浮筒；4—阀座；5—排气孔

13.10.4 除污器和过滤器

除污器（或过滤器）安装在用户入口供水总管、热源（冷源）、用热（冷）设备、水泵、调节阀等人口处，用于阻留杂物和污垢，防止堵塞管道与设备。除污器分立式和卧式两种。图 13-48 为立式除污器构造示意图。它是一个钢制圆筒形容器，水进入除污器，流速降低，大块污物沉积于底部，经出水花管将较小污物截留，除污后的水流向下面的管道。其顶部有放气阀，底部有有排污用的丝堵或手孔。除污器应定期清通。

图 13-49 是 y 型过滤器，它是利用过滤网阻留杂物和污垢。过滤网为不锈钢金属网，过滤面积约为进口管面积的 2~4 倍。y 型过滤器有丝扣连接和法兰连接两种，小口径过滤器为丝扣连接。y 型过滤器有多种规格（DN15~DN450）。它与立式或卧式除污器相比有体积小、重量轻，可在多种方位的管路上安装，阻力小（约为上述除污器的一半）等优点。使用时应定期将过滤网卸下清洗。

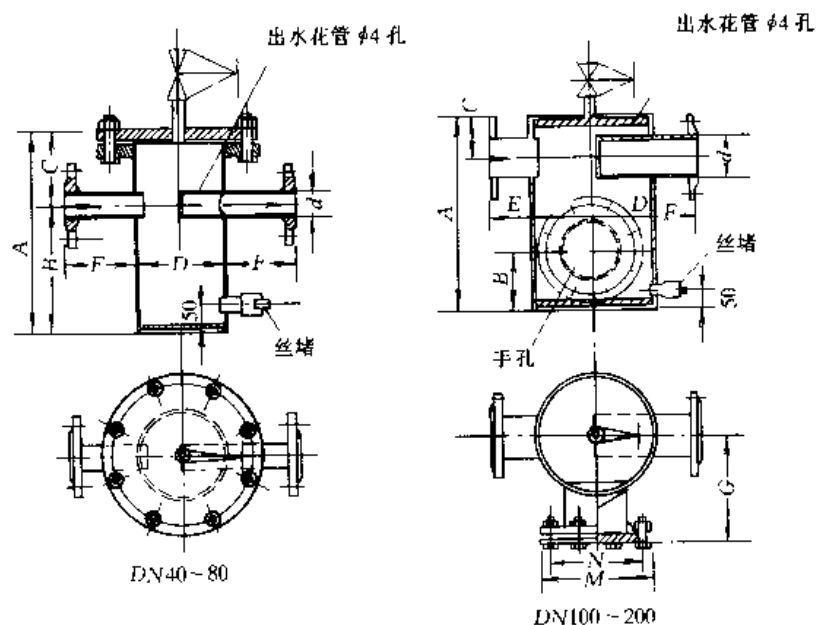


图 13-48 立式除污器构造

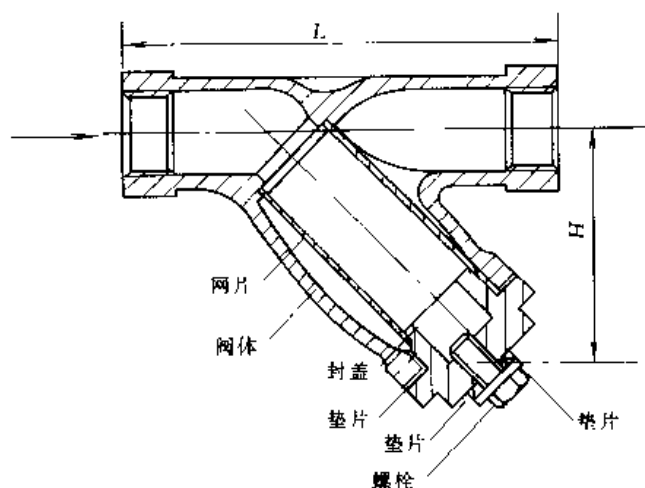


图 13-49 y 型过滤器

## 13.11 暖通空调水系统的水质管理

系统水质管理的任务主要是：严格控制和管理水系统中的水质，控制和管理水系统中的水在运行中不被污染，系统应采用合理的水处理方法和防止水被污染的技术措施。

### 13.11.1 采暖与空调水系统中的水所含杂质及其危害

暖通空调水系统中的水常常含有以下主要杂质：溶解气体（如： $O_2$ 、 $CO_2$ 、 $N_2$  等）、溶解阳离子（如： $Ca^{2+}$ 、 $Mg^{2+}$ 、 $K^+$  等）、溶解阴离子（如： $HCO_3^-$ 、 $CO_3^{2-}$ 、 $SO_4^{2-}$  等）和不溶解杂质（如固体颗粒、油污等）。这些杂质将会对系统和设备产生一定的危害<sup>[1]</sup>，其主要表现为：

1. 暖通空调水系统中的水由于蒸发浓缩（如蒸汽锅炉汽锅中的水）、高温分解（如钙和镁的重碳酸盐在锅炉、换热器中发生分解反应）以及随着温度的升高某些盐类（如： $\text{CaSO}_4$ 、 $\text{CaCO}_3$ ）在水中的溶解度减小，水中溶解的离子（主要是由钙和镁的某些盐类）在水中的浓度超过了相应的溶解度，经过了一系列物理化学过程从水中析出。在管道和设备表面沉淀形成水垢和水渣。众所周知，水垢的导热系数很小。因此，换热设备和锅炉结垢，将会导致传热能力下降，甚至会危及锅炉的安全运行。

2. 腐蚀金属（如铁、铜和不锈钢）。铁的腐蚀情况比较复杂，在 pH 值过大或过小的情况下，都会发生腐蚀，而在 pH 值呈中性或弱碱性时处于免蚀区，在弱酸性下发生的腐蚀需要  $\text{O}_2$  参与。铜的化学稳定性比较好，但在酸性、有  $\text{O}_2$  的情况下，铜与氧反应生成的氧化铜保护膜不断溶解，使铜发生腐蚀。为了防止腐蚀，水处理时要控制水的 pH 值和除氧。水中的氯离子（ $\text{Cl}^-$ ）对不锈钢制的板式换热器和波纹管补偿器等产生腐蚀。为此应控制水中  $\text{Cl}^-$  的含量，必要时进行处理。

3. 不溶解性杂质对水系统的危害主要是：不溶解性杂质在管内沉积，减小管道内的流通断面积，增大水流阻力，增加运行费用，甚至堵塞管路或阀门；流动过程中还会破坏管道和设备表面的氧化膜保护层，从而加速腐蚀作用等。

4. 空调开式水系统（如采用开式冷却塔的冷却水系统、带有水箱式蒸发器或淋水室空调设备的冷冻水系统等）在运行中由于与空气接触，空气中的杂质、细菌等随时都可进入循环水中，而冷却水等的温度在  $30 \sim 37^\circ\text{C}$  之间，很适合 LP 杆菌、好氧性荚膜细菌、铁细菌、好氧硫细菌等菌和水藻的繁殖。菌藻在水中繁殖的危害有：引起室内空气的污染，影响人的身体健康；有些菌藻会促进腐蚀；产生的细菌粘泥和大量繁殖的水藻可能堵塞管路。

### 13.11.2 暖通空调水系统中的水质的严格控制和管理

在《锅炉及锅炉房设备》课程中，已介绍了水处理的原理、方法及其设备。如离子交换法、物理水处理法、水的除气等，在此不再重述。但是，在暖通空调系统的设计、施工和运行过程中，应对水系统的水处理和水质的管理引起足够的重视。对于任何水系统，都应在用户入口、设备入口、调节阀入口处设置除污器或过滤器（见 13.10.4），以阻流杂质和污物。水处理的方式和等级需要对水系统的形式、系统和设备所用的材料、水温和水成分做出评价来确定。因此各种不同类型的水系统需要用不同的水处理方法<sup>[12] [13]</sup>。

#### 1. 闭式水系统的水质控制

暖通空调水系统多为闭式水系统，如各种形式的热采暖系统、空调冷冻水系统等。这些水系统不与空气接触，只有补给水会给循环水带入溶解氧而引起腐蚀。热水采暖系统的水温较高（一般设计供回水温度为  $95 \sim 70^\circ\text{C}$ ），当采用钢制散热器时，应对补给水进行除氧（如真空除氧、化学除氧等）。否则，钢制散热器的腐蚀速度很快。而空调冷冻水系统的水温比较低（一般为  $7 \sim 12^\circ\text{C}$ ），因此腐蚀速度是很缓慢的。只要采用向系统中投入腐蚀抑制剂作为防腐蚀的水处理技术措施，就足以满足防腐要求。系统停止运行时，水系统内要充满水，以防止系统停止运行时，产生腐蚀。

空调中的闭式冷冻水系统一般不需要为防止水垢的形成而进行水处理，也不需要在水藻控制而使用药物。



## 2. 开式水系统的水质控制

空调冷冻水系统一般不采用开式水系统，只是用淋水室处理空气时，才采用开式水系统，但是空调冷却水系统常为开式系统，开式水系统因为与空气接触，易产生结垢、腐蚀、泥渣和水藻。因此，对于开式水系统要采取为防垢、防腐蚀、防水藻的水处理技术措施。

防垢的方法和采用主要的技术措施有：适当排放系统中的水（定期污水）、软化处理（如采用电子水垢处理器等）和加表面活性剂（如聚磷酸盐）等药物。

防腐蚀的主要方法是向水系统中投入腐蚀抑制剂的加药处理。常用腐蚀抑制剂有有机磷酸盐、聚丙烯酸、聚丙烯酸钠、聚磷酸盐等。

防止菌和水藻繁殖的方法是及时向水中投放适合的杀生剂和纯化剂等药品，以达到杀菌和水藻的目的。常用的杀生剂及其特性列入表 13-1 中。

常用杀生剂及其特点<sup>[12]</sup>

表 13-1

类 型	名 称	特 性
氧化型	氯 二次氯酸钠 次氯酸钙	pH 6.5~7.0 时杀生效果好，能与多种阻垢、缓蚀剂配合使用，价廉；水中应保持一定的余氯量；水若含油量多，不宜采用。
	氯 胺	能抑制微生物的后期生长，维持余氯量时间较长，但水解缓慢，对有机物有较强的杀灭能力。
非氧化型	季胺盐类	易于溶水，毒性低。对粘泥有剥离作用，浓度为 40~100mg/L 时，杀生率为 99%，投药前应排除水中有机物污染。
	氯酚类	对杀灭细菌、真菌、藻类均有效；对粘泥有较好的剥离作用，其衍生物杀生率可达 99.9%，中等毒料，易污染环境；pH 值以 7 为宜。
	二硫氨基甲烷	浓度为 50mg/L 时，24h 杀生率为 99%；对粘泥有剥离作用，可与一般药剂共存，高温、高 pH 值时不稳定，pH>8 时迅速水解。
	乙基大蒜素	一种含硫化物，浓度为 100mg/L 时，24h 杀菌率可达 99.7%，低毒，高效，有异味污染。
	$\alpha$ -甲胺基 甲酸苄酯	广谱性杀菌剂，价廉，浓度为 50mg/L 时，杀菌率达 65%，与氯酚配合效果较好，低毒，溶水性差。
	烯醇类	对铁细菌碳酸盐还原菌杀灭效果好，能在水中中长期稳定存在，无毒性积累问题。

## 3. 水质的运行管理

建立和健全暖通空调水系统定期清洗、定期检查、定期水质化验的制度。

定期对暖通空调设备和系统进行清洗，以使设备和系统保持良好的运行状态。清洗方法常采用注水法、专用设备清洗法（如用洗管机等）和化学清洗法<sup>[13]</sup>。

运行中定期检查，发现已结垢生藻的设备和系统，要及时进行清洗。

通过定期的水质化验，才能知道是否有菌和水藻，是什么种类的菌藻，以便及时向水中投药，才能知道水中的水质的各项指标值和补给水的水质基准值是否合格，以便决定是否要采取加强排污的技术措施等。

4. 施工完毕，要对水系统进行初次清洗和冲洗。初次清洗和冲洗是简单而重要的环节。应按有关规定进行。

## 13.12 空调、通风系统的消声

暖通空调系统在建筑内热湿环境、空气品质进行控制的同时,也对建筑的声环境产生不同程度的影响。当系统运行产生的噪声超过一定允许值后,将影响人员的正常工作、学习、休息、或影响房间功能(如电视和广播的演播室、录音室),甚至影响人体健康。因此,在进行暖通空调系统设计的同时,应当进行噪声控制设计。噪声控制有两个方面,一是暖通空调系统服务对象(房间)的噪声控制;二是暖通空调系统的设备房(机房)的噪声控制。本节讨论前者的噪声控制。

### 13.12.1 房间的噪声允许标准

对于民用建筑的噪声允许标准可按我国标准《民用建筑隔声设计规范》(GBJ118—88)和各类建筑的设计规范(如剧场、电影院等设计规范)的规定取值;工业建筑可按《工业企业噪声控制设计规范》(GBJ87—85)和其他相关的规范取值。规范中的允许噪声标准一般给出了A声级( $L_A$ )或NR的噪声评价曲线。两者之间没有恒定的换算关系。就暖通空调领域常有的噪声而言,两者相差4~8dB,通常取如下换算关系:

$$L_A = NR + 5 \quad (13-19)$$

有关NR评价曲线在8个倍频程的声压级值可参阅《建筑环境学》<sup>[14]</sup>或空调设计手册等资料。

### 13.12.2 通风空调系统的噪声源

通风空调系统中的噪声源主要有风机、空调机等机械设备产生的噪声,气流产生的噪声,入射到风管内而传入室内的噪声等。

#### 13.12.2.1 风机噪声

离心式风机噪声的声功率级可用下式估算

$$L_w = L_{wc} + 10\lg(\dot{V}H^2) + 16 \quad (13-20)$$

式中  $L_w$ ——风机的声功率级, dB;

$L_{wc}$ ——风机的比声功率级, dB, 由生产厂提供, 某几种型号(如4-72-11、4-72、4-79等)风机的 $L_{wc}$ 值可从设计手册<sup>[5]</sup>上查得;

$\dot{V}$ ——风机的风量,  $m^3/s$ ;

$H$ ——风机的全压, Pa。

当无确切资料时,离心式风机和轴流式风机可以用以下经验公式计算<sup>[15]</sup>:

$$L_w = 40 + 10\lg(\dot{V}H_s^2) \quad (13-21)$$

$$L_w = 67 + 10\lg(\dot{W}H_s) \quad (13-22)$$

$$L_w = 95 + 10\lg(\dot{W}^2/\dot{V}) \quad (13-23)$$

式中  $\dot{W}$ ——风机电机的功率, kW;

$H_s$ ——风机的静压, Pa;

其他符号同上。

风机各频带的声功率级可根据各中心频率的声功率级减去修正值  $\Delta b$  求得, 即

$$L_{w_i} = L_w - \Delta b$$

式中  $L_{w_i}$ ——各频带的声功率级, dB;

$\Delta b$ ——修正值, 可从表 13-2 中查得。

各频带声功率级修正值  $\Delta b$  表 13-2

通风机类型	各频带 (Hz) 的修正值 (dB)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
前弯叶片离心风机	2	7	12	7	22	27	32	37
后弯叶片离心风机	5	6	7	12	17	22	26	33
轴流风机	9	8	7	7	8	10	14	18

13.12.2.2 空调设备

风机盘管、房间空调器、诱导器、柜式空调机组、VRV 系统中的室内机组、水环热泵系统中的水源热泵机组等设备中都直接放在空调房间内。除了诱导器外, 这些设备内都有风机, 有的还有制冷压缩机, 因此都有噪声产生。而诱导器内的高速气流也产生噪声。根据国家的有关标准, 这些产品都有最大允许噪声的规定。通常规定了在一定距离处的  $A$  声级值。

13.12.2.3 风管系统的气流噪声

空气在流过直管段和局部构件 (如弯头、三通、变径管、风门、风口等) 时都会产生噪声。噪声与气流速度有着密切关系, 当气流速度增加一倍, 声功率级就增加 15dB。直管段与风管构件产生噪声的计算方法参见文献<sup>[5]</sup>。对于一般要求的建筑, 通常限制空气在风管内的流速, 就不必计算气流噪声的影响。根据噪声标准要求的允许流速见表 13-3。对于某些噪声要求高的建筑 (如录音、播音室等) 应对气流噪声进行核算。

不同噪声标准的风管内允许流速 表 13 3

噪声标准		允许流速 (m/s)			噪声标准		允许流速 (m/s)		
NR	$L_A$ (dB)	主风管	支风管	出风口	NR	$L_A$ (dB)	主风管	支风管	出风口
15	20	4	2.5	1.5	30	35	6.5	5.5	3.3
20	25	4.5	3.5	2.0	35	40	7.5	6.0	4.0
25	30	5	4.5	2.5	40	45	9	7.0	5.0

13.12.2.4 入射到风管内的其他噪声

全空气系统新风系统通常服务多个房间, 而其中某一个房间的噪声会通过风管传到其他房间中去。房间内的噪声源有人声、音乐声等。人群大声说话的声功率级 90dB, 一般会话为 70dB, 音乐声级为 90~115dB。这些噪声通过风口入射到风管内再传到其他房间。入射到风管内的噪声与风口的开口面积、噪声源与风口距离、风口个数、声源室的总表面积和材料的吸声系数等有关。

13.12.2.5 噪声源的声功率级的叠加

几个相同声功率级的叠加可按下式计算

$$L_w = L_{w1} + 10 \lg n \quad (13-24)$$

式中  $L_{w1}$ 、 $L_w$  分别为一个声源和  $n$  个声源的声功率级, dB;  $n$  为同样声功率级的声源数。

当几个不同声功率级叠加时, 则先由大到小依次排列, 然后逐个进行叠加。叠加时根据两个声功率级差值在其中较高的声功率级上加附加值, 附加值列于表 13-4 中。

不同声功率级叠加的附加值 表 13-4

两个声功率差 (dB)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15
附加值 (dB)	3	2.5	2.1	1.8	1.5	1.0	0.8	0.6	0.5	0.4	0.1

### 13.12.3 通风空调系统的噪声衰减

#### 13.12.3.1 直管段的噪声的衰减

金属板风管的噪声衰减量可按表 13-5 给出的每米衰减量进行估算<sup>[5][15]</sup>。

每米风管噪声衰减量 表 13-5

断面形状	风管平均尺寸或 圆管直径 (mm)	各倍频带噪声衰减量 (dB/m)			
		63	125	250	>500
矩 形	<200	0.6	0.6	0.45	0.3
	200~400	0.6	0.6	0.45	0.3
	400~800	0.6	0.6	0.3	0.15
	≥800	0.45	0.3	0.15	0.1
圆 形	<800	0.06	0.1	0.1	0.1
	≥800	0.03	0.03	0.03	0.06

#### 13.12.3.2 弯头的噪声衰减

按一定曲率半径制作的弯头, 噪声衰减量很小, 一般可以忽略不计。弯头背部是直角时, 由于声能反射的作用可以减少噪声源传递的噪声。矩形弯头的噪声衰减量见表 13-6。弯头内贴吸声材料, 噪声衰减量将增加。

#### 13.12.3.3 三通的噪声衰减

根据声能按分支管的面积进行分配的原则, 由分支管 1 和 2 构成的三通中经过分支管 1 的噪声衰减量为

$$\Delta L = 10 \lg \frac{a_1 + a_2}{a_1} \quad (13-25)$$

式中  $a_1$ 、 $a_2$  分别是三通两个分支管的面积,  $m^2$ 。当两支管的速度接近相等时, 上式中面积比也可用总风量与分支管风量之比取代。

矩形弯头的噪声衰减量 表 13-6

风管侧面尺寸 (mm)	各频带 (Hz) 的噪声衰减量 (dB)					
	125	250	500	1000	2000	≥4000
125	—	—	—	5	8	4
250	—	—	5	8	4	3
400	—	2	8	5	3	3
630	1	7	7	4	3	3
800	2	8	5	3	3	3

#### 13.12.3.4 末端（风口）反射噪声衰减

风管内传播的噪声在风口处突然扩散到空间去，其中比管道尺寸大的波长的噪声被反射回去，并不进入房间。末端反射的噪声衰减量可按图 13-50 进行估算<sup>[15]</sup>。当是矩形格栅式风口时，末端尺寸取  $1.13 \sqrt{A}$ ， $A$  为出风口面积。对于长宽比很大的风口，图上值有较大误差。对于圆形风口末端尺寸就取直径；散流器取  $1.25 \times$  喉部直径。如果风口紧接着是弯头，末端反射的噪声衰减取图 13-50 值的  $1/2$ 。

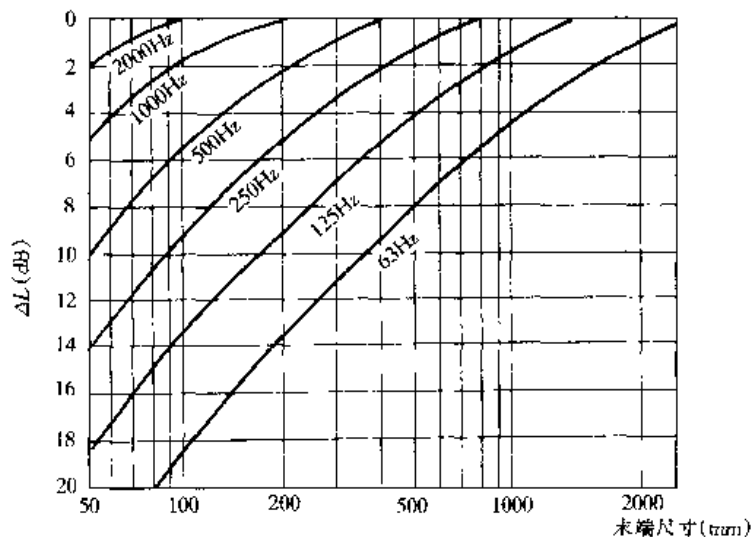


图 13-50 末端反射衰减量

#### 13.12.3.5 房间内某点的声压级

噪声由风口传入室内后，人耳感觉到的噪声是由风口直达的声压级与房间回响声压级的叠加。房间内某点人耳感觉到的声压级的计算公式为

$$L_p = L_w + 10 \lg \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{1 - a_m}{S a_m} \right) \quad (13-26)$$

式中  $L_w$ ——由风口进入室内的声功率级，dB；

$L_p$ ——距风口  $r$  处的声压级，dB；

$r$ ——风口与某处人身（测量点）间的距离，m；

$Q$ ——指向性因素，取决于风口尺寸、位置和风口与人身（测量点）连线与水平线的夹角  $\alpha$  的无因次量，由图 13-51 查得；图中  $f$  为噪声的倍频带中心频率； $d$  为风口尺寸，对圆风口  $d$  即为直径，对矩形风口， $d = \sqrt{A}$ ； $A$  为风口面积；

$S$ ——房间总表面积， $m^2$ ；

$a_m$ ——室内平均吸声系数，一般建筑取  $0.1 \sim 0.2$ 。

#### 13.12.4 空调通风系统的消声设备

空调通风系统中常用的消声设备主要类型有：阻性、抗性、共振型和复合型（阻抗复合，阻性和共振复合）等消声器。阻性消声器对中、高频有较好的消声性能；抗性消声器对低频和低中频有较好消声性能；共振型消声器属抗性消声器范畴，它适用于低频或中频窄带噪声或峰值噪声，但消声频率范围窄。复合型消声器可发扬各自的优点，有关消声器

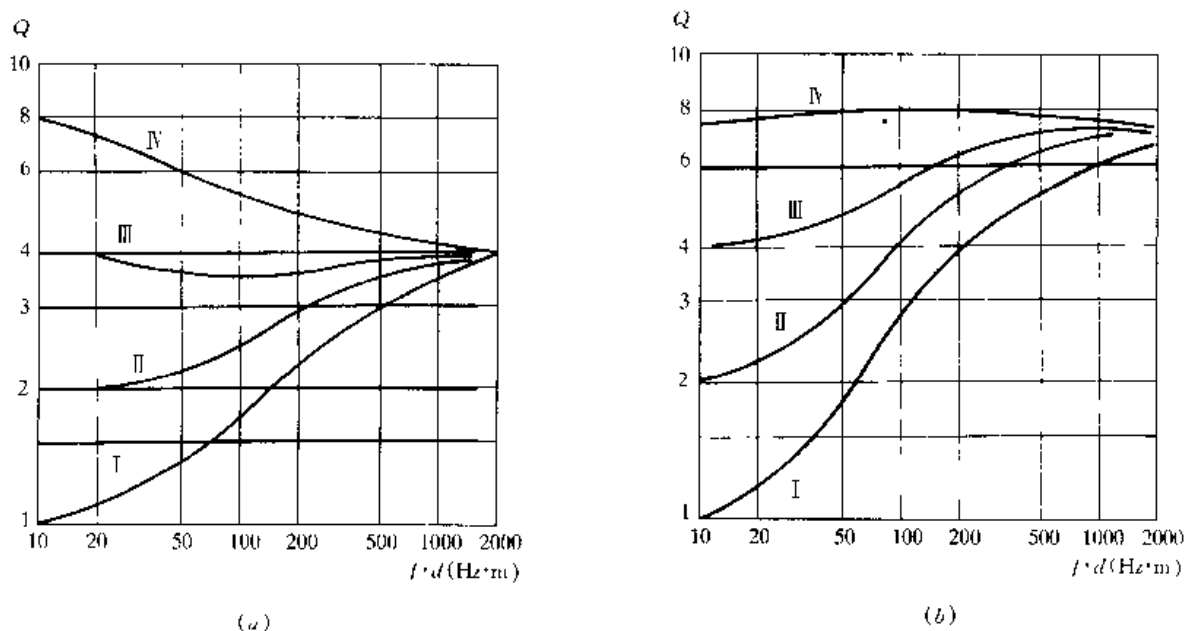


图 13-51 指向性因素

(a)  $\alpha = 45^\circ$ ; (b)  $\alpha = 0^\circ$

I—突出于房间中的风口；II—墙中部位置的风口；  
III—位于墙上靠天棚的风口；IV—靠近天棚在墙角的风口

的原理与设备可参阅建筑环境学或有关设计手册<sup>[5]、[14]~[16]</sup>。

### 13.12.5 空调通风系统消声设计程序

空调通风系统的消声设计在系统的设备、管路、风口等构件基本设计完成后进行。对于噪声无严格要求的一般性建筑，风管系统的空气流速限定在表 13-3 范围时，消声设计的程序为：

- (1) 根据房间用途确定房间的允许噪声值的 NR 评价曲线。
- (2) 计算通风机的声功率级，参见 13.12.2.1。
- (3) 计算管路系统各部件的噪声衰减量，并计算风机噪声经管路衰减后的剩余噪声，参见 13.12.3。
- (4) 求房间内某点的声压级，参见 13.12.3.5。
- (5) 根据 NR 评价曲线的各频带的允许噪声值和房间内某点各频率的声压级，确定各频带必须的消声量。
- (6) 根据必须的消声量选择消声器。

对于噪声有严格要求的房间，或风管系统中风速过大时，则尚应对气流噪声进行校核计算。

## 13.13 隔振与设备房的噪声控制

空调通风系统中的设备房有制冷机房、小型锅炉房、风机房、空调机房等，我们通称为机房。在建筑内或邻近的机房，除了沿风管传播的空气噪声外，还有通过结构、水管、

风管等传递的固体噪声, 以及通过机房围护结构传播的噪声, 这都会对毗邻房间产生噪声干扰。

### 13.13.1 设备隔振

机房内各种有运动部件的设备(风机、水泵、制冷压缩机等)都会产生振动, 它直接传给基础和连接的管件, 并以弹性波传到其他房间中去, 又以噪声的形式出现。另外, 振动还会引起构件(如楼板)、管道振动, 有时会危害安全。因此对振源必须采取隔振措施。在设备与基础间配置弹性的材料或器件, 可有效的控制振动, 减少固体噪声的传递; 在设备与管路间采用软连接实行隔振。常用的基础隔振材料或隔振器有以下几种:

(1) 压缩型隔振材料和隔振器, 主要有: 橡胶垫——平板型, 肋型等多种, 自振频率高, 适用于转速为 1450~2900rpm 的水泵隔振; 软木——自振频率较高, 允许荷载较小, 可用于水泵和小型制冷机, 不过目前市场上软木板很少; 还有玻璃纤维板、毛毡、岩棉等隔振材料, 但在通风空调工程中很少应用。

(2) 剪切型隔振器, 主要有: 金属弹簧隔振器——是目前常用的隔振器, 优点有承受荷载大, 自振频率低, 使用年限长, 价格低廉, 但阻尼比小, 共振时放大倍数大, 水平稳定性差, 国内有 HG、TJ、ZT 型等系列产品, 适用于风机、冷水机组等隔振; 橡胶剪切隔振器——自频率低, 仅次于金属弹簧减振器, 对高频固体声有很高的隔声作用, 阻尼比较大, 不会引起自振, 缺点是易受温度、油质、卤代烃气体的侵蚀, 容易老化等, 国内有 JG、JJQ、TJ<sub>3</sub> 型等系列产品, 常用于风机、水泵等隔振。

设备隔振设计需要有力学和声学知识, 为方便暖通空调工作者对隔振基础的设计, 国内已有一些常用的风机、水泵、冷水机组、空调机组等产品关于隔振的标准化设计图和相应的隔振器系列产品供采用。隔振器生产厂和暖通空调设备厂的产品说明书、样本中有时也提供了隔振设计要求。

### 13.13.2 管路隔振

水泵、冷水机组、风机盘管、空调机组等设备与水管用一小段软管连接, 以不使设备的振动传递给管路。尤其是设备基础采取隔振措施后, 设备本身的振动增加了, 这时更应采用这种软管连接。软接管有两类: 橡胶软接管和不锈钢波纹管。橡胶软接管隔振减噪的效果很好, 缺点是不能耐高温和高压, 耐腐蚀也差。在空调采暖等水系统中大多采用橡胶接管。不锈钢波纹管也有较好的隔振减噪效果, 且能耐高温、高压和耐腐蚀, 但价格较贵。适宜用在制冷剂管路的隔振。

风机进出口与风管间的软管宜采用人造材料或帆布材料制作。6 号以下风机, 软管的合理长度为 200mm; 8 号以上规格的风机, 软管合理长度为 400mm。

水管、风管敷设时, 在管道支架、吊卡、穿墙处也应作隔振处理。通常的办法有: 管道与支架、吊卡间垫软材料, 采用隔振吊架(有弹簧型、橡胶型)。实测表明管道吊架采用隔振处理后, 比刚性搭接 A 声级可降低 6~7dB<sup>[16]</sup>。

### 13.13.3 机房降噪与隔声<sup>[16]</sup>

机房内噪声通常在 80dB(A) 以上。除了采用隔振措施减少对外传播噪声外, 还必须

采取其它措施降低机房内噪声和隔断向外传播的途径。当然最积极的措施是选用噪声小的设备。另外,选择机房位置时应尽量不靠近空调房间。对机房本身应采取吸声和隔声处理。

#### 13.13.3.1 吸声降噪

机房内的噪声经各界面多次反射形成混响声,使得室内人员所感受到的声压级(直达声与混响声叠加)远比设备本身的噪声大得多,理论上可大 20dB。为确保操作人员的健康,在室内采取吸声措施,降低噪声。一般使机房内人耳感受到的噪声(直达声和混响声的叠加)控制在 85dB(A) 以下。吸声的方法是在机房的墙、顶棚贴吸声材料。如果对墙面和顶棚做局部吸声处理,使室内平均吸声系统  $\alpha_m = 0.2 \sim 0.3$ , 则因混响增加的噪声约为 5~7dB, 即比不做吸声处理的机房降低了 13~15dB; 如果在墙和顶棚作较强的吸声处理,使  $\alpha_m > 0.5$ , 则因混响增加的噪声小于 3dB, 即比不做吸声处理的机房降低了 17dB 以上。更强的吸声处理,需在顶棚处增挂若干块吸声板。

对于毗邻房间需安静房间的机房,则不论机房大小、设备多少,都应做较强的吸声处理,这对系统消声和机房的隔声都是有利的。对于远离空调房间(如地下室)的机房,若机房容积很大,室内可不做强吸声处理,甚至不做处理,但这是应设有隔声很好的控制室和休息室。

墙、顶棚所用的吸声材料应根据噪声源的频谱来选择。风机房的噪声以低频为主,因此宜选用低频吸声性能强的材料,如石膏穿孔板,珍珠岩吸声板等。制冷机房、水泵房等的噪声频谱较宽,应选用以中、高频吸声性能好的材料,如超细玻璃棉毡,玻璃棉板、矿渣棉板,聚氨酯泡沫塑料等。

#### 13.13.3.2 机房隔声

机房的墙体、楼板应具有隔声作用。它的隔声效果(隔声量)与墙或楼板的面密度( $\text{kg}/\text{m}^2$ , 即材料密度 $\times$ 构件厚度)有关,面密度愈大,隔声效果愈好。但增加厚度来提高隔声量不是好办法,一般说厚度增加一倍,也就能增加 5dB 左右的隔声量。增加隔声量的好办法是在墙体、楼板中增加空气层,即两层墙体或楼板。例如一砖墙(240mm 厚)的平均隔声量(隔声量还与频率有关)为 52.8dB,一砖半墙(370mm 厚)的平均隔声量为 55.3dB,仅增加了 2.5dB 隔声量,但如果一砖半墙中夹 80mm 空气层,其平均隔声量为 58.3dB,比一砖墙增加了 5.5dB。在空气层内配置吸声材料,隔声效果更好。例如在一砖墙(240mm)与 80mm 岩棉和 6mm 塑料板做成复合墙体,则平均隔声量为 62.8dB。对于楼板,通常可以在楼板下用弹性吊钩吊挂轻质板,必要时再在空气层内配置吸声材料。

机房门隔声效果与门身的隔声能力和门缝的严密程度有关。通常采用内夹吸声材料(如矿棉毡、玻璃棉毡等)的复合门,门缝采用企口挤压式(在企口上加橡胶圈、条式充气带)的密缝措施。最有效的隔声是采用双道门,并在门洞内贴吸声材料;或设门斗(“声闸”),内外门错开,门斗内贴吸声材料。

房间的窗户是隔声最薄弱的环节。3mm 厚的单层玻璃窗平均隔声量为 24dB; 双层 3mm 厚玻璃的单扇窗(玻璃间距 8mm)的平均声量为 27dB。如果采用双层窗(距离 200mm,玻璃厚 3mm),并且在窗四周做吸声处理,则平均隔声量可提高到 42dB。另外窗缝是否严密也影响隔声效果。一般说单层窗加密封条后,单层窗的隔声量可提高约 5dB



左右, 双层窗都加密封条后可提高约 11dB 左右。

### 13.13.4 机房外设备的噪声控制<sup>[16]</sup>

冷却塔、风冷式冷水机组或热泵机组的室外机等都置在室外, 它们的噪声影响周围环境。据北京对 8 家有冷却塔的单位调查表明, 冷却塔扰民达 8144 户。因此, 必须对置在室外的设备的噪声进行控制。

室外设备噪声控制的原则有:

(1) 尽量选用低噪声的设备。例如同厂的低噪声冷却塔可比标准型冷却塔噪声低 5~9dB; 超低噪声的更低一些。同一规格不同生产厂的产品相差也甚大。因此选用设备时应多作比较。

(2) 选择合理的设备位置。尽量远离需要安静的建筑和房间。设备噪声较强的一侧避免直接对着要求安静的建筑和房间。

(3) 采用隔声屏障以减少设备噪声对需要安静的建筑或房间的影响。屏障离声源近, 或屏障高, 隔声越有利。当然屏障的设置还应考虑不影响设备的性能。有关屏障的设置方法可参考文献 [16]。

### 参 考 文 献

- [1] 陆亚俊, 马最良, 姚杨. 空调工程中的制冷技术. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2001
- [2] Н. К. Громов, Е. П. Шу и н. Справочное пособие по проектированию водяные тепловые сети М: Стройиздат 1988
- [3] 贺平, 孙刚. 供热工程. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- [4] 陆跃庆主编. 实用供热空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- [5] 电子工业部第十设计研究院主编. 空调调节设计手册 (第二版). 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- [6] Л. Н. Каменев Отопление и Вентиляция Ч. 1. М. Стройиздат 1975
- [7] 设备及管道保温设计导则 (GB48175—87)
- [8] 设备及管道保温技术通则 (GB4272—84)
- [9] 供热术语标准 (CJJ55—93)
- [10] 动力设施国家标准图集 室内热力管道支吊架 R402
- [11] 王蓁. 供热空调工程的水处理技术. 2000 年全国暖通空调制冷年会学术论文集, P723
- [12] 郑爱平. 空调水系统污染对室内空气品质的影响及其防止措施. 1998 年全国暖通空调制冷年会学术论文集 P364
- [13] 袁俊, 陈宏. 中央空调系统循环冷却水、冷水化学处理. 制冷技术, 2000 (3), 39—42
- [14] 金招芬, 朱颖心主编. 建筑环境学. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001
- [15] CIRSE 编. 龙帷定等译. 注册建筑设备工程师手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1998
- [16] 项端祈. 空调制冷设备消声与隔振实用设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1990

## 第14章 建筑节能

### 14.1 建筑、暖通空调与能源

建筑离不开能源,尤其是现代化建筑,更是能源消耗大户。在国民经济各部门中,建筑业能源消耗占总能耗的比例很大,一般在40%左右,我国也占25%以上。建筑业能耗中包括建材生产、建筑施工、建筑日常运转等能耗。建筑日常运转能耗又称民生能耗,也称建筑能耗,它包含采暖、通风、空调、热水供应、照明、电梯、烹饪等的能耗。建筑能耗在建筑业能耗中占了绝大部分,约80%以上;其中大部分能量是用于采暖、通风与空调。尽管我国目前采暖区范围仅限于北方城镇,采暖人口占全国人口总数的13.6%,大多数建筑内部热环境条件尚不够理想(有些建筑冬季温度达不到16℃),1995年采暖地区的采暖能耗已占全国总能耗的10.7%,占采暖地区总能耗的21.4%;在一些严寒地区的城镇,建筑能耗高达当地总能耗50%以上<sup>[1]</sup>。而我国地域辽阔,北方寒冷,南方炎热,中部过渡地区冬寒夏热,随着现代化建筑的发展和向小康生活水平迈进,人们对建筑环境的要求愈来愈高,采暖建筑不断向南推移,而空调建筑不断向北推移。因此,可以预计建筑能耗将会有较大幅度增加,在总能耗中的比例也将增加,建筑能源消费的增长不可能完全依赖于能源生产的增长来满足,还必须靠节能来解决。其原因是,首先,虽然我国已探明的能源资源总能量居世界第三位,但人均能源资源占有量仅是世界平均水平的51%,石油仅11%<sup>[2]</sup>。因此,按人均能源占有量来说我国是能源资源贫乏的国家,节能必将是我国发展经济的一项长远战略方针<sup>[3]</sup>。其次,20世纪90年代提出了可持续发展的理论,节能和环境保护是实现可持续发展的关键。而节能又是环境保护的关键。影响城市大气环境的悬浮粒子、SO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub>、CO主要是能源消费的后果;影响“全球环境”的CO<sub>2</sub>等温室气体的排放也主要来自能源消费。由于我国是世界上煤炭最大的生产国和消费国,据环保部门统计,全国SO<sub>2</sub>的排放量中,约有85%是燃煤排放的;全国大气环境质量不合格的城市中大部分是燃煤型污染。我国的电力工业中火力发电占总发电量的80%左右,而火力发电以燃煤发电为主。1997年我国发电总量已位居世界第二,而温室气体CO<sub>2</sub>的排放量也已居世界第二位。除此之外,城市中能源的消费还导致“城市热岛”现象的城市热环境恶化问题。所谓城市热岛是指城市中心区的气温比郊区高。这是因为城市中所有能源消费的结果,最终变为热量而排入了城市上方。由“热岛”引起了称作“城市风”的循环风,将周围工厂散发的污染空气吹入市区。“热岛”还导致夏季空调负荷的增加,据测算,每升高1℃,空调容量约增加6%。因此,建筑能耗在对城市大气环境和地球环境方面起着相当重要的作用。为了实现我国可持续发展战略,建筑节能也是势在必行。

我国的节约能源法中指出<sup>[3]</sup>,节能是指加强用能管理,采取技术可行、经济合理以及环境和社会可以承担的措施,减少从能源生产到消费各个环节中的损失和浪费,更加有效、合理地利用能源。节能还应包括可再生能源和新能源的开发和利用。对能源应用的评

价,联合国欧洲经济委员会提出了能源系统总效率的概念,它包括三部分:开采效率(能源储量的采收率),中间环节效率(它包括加工转换效率和贮运效率)和终端利用效率(用户所得到的有用能与用能过程输入能之比)。因此,能源系统的节能实质上是如何利用管理和技术手段提高这三部分的效率。建筑节能应理解为建筑日常运转能量的节约,其中主要部分是采暖、通风和空调的节能,也包括减少建筑物的冷、热量损失和可再生能源及新能源的利用。建筑节能应包括能源系统中的后两个环节的节能,即提高这两个环节的效率。暖通空调系统大部分是利用已加工后的能源(如电能),因此主要在于如何提高终端的能量利用效率;但有些系统也直接应用一次能源(如煤或天然气等),因此也必须注意提高能源在加工成热量和冷量及输送过程中的效率。

## 14.2 建筑节能综合性措施的分析

建筑节能是一个系统工程,必须在能源利用的各个环节和系统从规划设计到运转的全过程中贯彻节能的观点,才可能取得节能的效果。下面将简要分析建筑节能的主要措施。

### 14.2.1 建筑物本体的节能措施

建筑物冬季的热负荷和夏季的冷负荷有一部分来自建筑物的外围护结构。从建筑体形来说,同样面积的建筑物,接近立方体的外表面积最小,可以节能。对于长方形的建筑物,无论长边朝那个方向,全年采暖耗热量均大致相同;但朝向对空调冷负荷有相当大影响,长边(主要面)朝向西或东的比朝南或北的大,最大设计冷负荷约大25%左右。

围护结构的热工性能直接影响建筑物的采暖热负荷。所谓围护结构,是指外墙、窗户、阳台门、外门、屋顶、地面等。我国的JGJ26—95《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》对建筑围护结构平均传热系统(上述各项围护结构传热系数以面积为权重进行平均)的最大值进行了限制。我国建设部建筑节能“九五”计划和2010年规划中提出了明确的目标:第一阶段——1996年以前新建采暖居住建筑的能耗在1980~1981年当地住宅通用设计基础上节能30%;第二阶段——1996年起在达到第一阶段基础上节能30%;第三阶段——2000年起在达到第二阶段基础上再节能30%。新建采暖公共建筑2000年做到节能50%为第一阶段;2010年在第一阶段基础上再节能30%,为第二阶段。为达到住宅建筑第二阶段的节能目标,建筑围护结构承担其中47.2%的节能任务<sup>[4]</sup>。由此可见,围护结构保温性能在采暖建筑的节能中起着很重要的作用。一些研究结果表明,增大围护结构的保温性能,年空调冷负荷反而有所增加,其原因是在室外气温高的月份和时刻,保温性能好,可以节省空调冷量,但在非最热月或一天中的夜间,气温低时,不利于建筑散热,反而增加了冷负荷。当然,围护结构保温性能好,空调的设计冷负荷会小些。

玻璃窗对空调冷负荷和采暖热负荷都有明显的影响。透过玻璃的日射得热冷负荷约占空调冷负荷的20%~30%,冬季外窗的热损失约占总采暖热负荷的10%~20%。减少窗墙比——窗户面积与墙面积(包括窗面积)之比——可以减少热负荷和冷负荷,但减少到

一定值时,会增加照明电负荷,而反过来又增加了冷负荷。用计算机模拟计算结果表明,当窗墙比在 30%~50% 范围内时,年总耗热量(包括冷、热负荷和照明用电负荷折合到一次能量)变化不大;当窗墙比>50%,年总耗热量将增加,窗玻璃采用保温玻璃(二层或三层的中空玻璃,热阻较大)可以减少采暖热负荷,采用吸热和反射玻璃(增大玻璃的吸收率或反射率,减少进入室内的日射负荷)可以减少夏季空调冷负荷。因此玻璃品种的选择应取决于地区和节能的主要目标。

建筑的内、外遮阳都是有效减少日射冷负荷的手段。建筑外表的色调,白色或浅色有利于减少冷负荷,而深色调有利于减少冬季热负荷。建筑周围环境的绿化有利于调节气候,减少空调负荷。

对建筑物本身的能耗除了采用建筑物围护结构的平均传热系数进行评价与考核外。还有用周边区年负荷系数进行评价,它定义为

$$PLA = \frac{\text{周边区、顶层等全年得热和损失热量 (MJ/a)}}{\text{周边区面积与顶层面积之和 (m}^2\text{)}}$$

对于办公楼,日本建筑节能法规定 PAL 小于 335MJ/(m<sup>2</sup>·a)。

#### 14.2.2 提高能量利用效率

上一小节是从能量需求侧分析了节能的措施。而对于一确定的建筑,则节能主要依靠提高建筑用能系统的能量利用效率。采暖通风与空调系统的用能过程主要由三大部分组成:冷源和热源的能量转换,冷、热源载体(水和空气)的输送,房间的供冷、供热过程。系统的能耗主要消耗在冷、热源,本章将专门进行论述(见 14.7)。本节中只讨论后两个用能过程的节能措施。

##### 14.2.2.1 合理选择采暖、通风与空调系统

本书的以上章节已经分别介绍了各种系统的特点,包括能耗情况。例如变风量(VAV)空调系统、露点送风空调系统、辐射板供冷与供热系统、变水量系统、水环热泵系统、变制冷剂流量(VRV)系统等都具有节能的优点。但并不是所有具有节能特点的系统都适合各种场合的应用。例如,会议厅、剧场、影院并不适合采用 VAV 系统,因为这些场合并无对各小区域有不同温度的调节要求,而只需对整个空间的温湿度进行统一调节即可。采用 VAV 系统反而会因风量下降而导致区域内温度不均匀,且增加了设备费用。因此,在系统形式选择时,应当分析环境控制场合的特点(负荷特性、使用特点、调节要求、管理要求、建筑特点等)和各种系统具有的特点,使系统与被控制的环境有最佳的配合,达到在有良好的环境控制质量条件下既经济又节能的目的。

系统选择与划分应充分考虑运行时调节和管理的要求。如注意不同朝向、周边区与内区之间的差异,系统应分开设置或分环,以便分系统或分环控制与调节。这样可避免某些区域的夏季出现过冷(室内温度低于要求的温度),冬季出现过热(室内温度高于要求的温度),过冷或过热都会导致浪费能量。例如,北京开展十多年的建筑节能工作,按 1986 年的民用建筑节能设计标准对围护结构的热工要求建成了 2700 万 m<sup>2</sup> 的节能建筑,但实际煤耗指标并未明显下降<sup>[5]</sup>。其原因之一是系统缺乏可调节的措施,住宅的室温普遍提高了,许多室温过高的用户用开窗降温的办法来调节室内的温度,导致了能量的浪费。我国北方地区兴建的大批量带集中供热的商品住宅,迫切需要设置可实行单户闭锁、调节、

计量的采暖系统,这样才能使按节能标准设计的建筑真正的将能量节约到手。2000年10月实施的《民用建筑节能管理规定》中已明确规定,“新建居住建筑的集中采暖系统应当使用双管系统,推行温度调节和用户热量计量装置,实行供热计量收费。”

通风空调系统的气流分布模式也是影响能耗的主要因素。具有节能优点的气流分布模式有:下送风的模式;置换通风模式;个人空调(空气直接送到工作点,可根据个人要求调节)和背景空调(可降低区域或房间的空调对温湿度控制的要求)相结合的系统 and 气流分布模式。

#### 14.2.2.2 减少空气与水输送过程的能耗

在采暖、通风与空调系统中,空气与水通常是冷、热量载体。输送过程能耗包括:通过传热的冷热量损失和输送过程的流动阻力损失。对于输送冷量的水系统或空气的管路系统,克服流动阻力的能量又转变为热量导致冷量损失。减少输送过程的能耗主要可从以下方面着手:

(1) 做好输送冷、热量的水管、风管的保温。

(2) 精心设计、正确计算系统阻力,选择合适的泵与风机的型号与规格,切忌选择流量、扬程或全压过大的泵与风机,避免不必要的能量损失。

(3) 大温差可以减少输送过程的能耗。所谓大温差,指冷冻水、冷却水温差和送风温差比常规系统大,从而减少水流量和送风量,降低输送过程的能耗。常规空调的冷冻水和冷却水温差为 $5^{\circ}\text{C}$ ,大温差系统冷冻水温差可增加到 $8\sim 10^{\circ}\text{C}$ ,冷却水温差增加到 $8^{\circ}\text{C}$ 。常规的空调系统送风温差一般在 $6\sim 10^{\circ}\text{C}$ ,最大不超过 $15^{\circ}\text{C}$ ,大温差系统的送风温差在 $14\sim 20^{\circ}\text{C}$ 。大温差不仅可以减少输送过程的能耗,同时减少了管路的断面,从而降低了管路系统的初投资。但是大温差也会影响空调设备的性能。如冷冻水大温差会导致风机盘管、表冷器冷却能力和除湿能力下降,为弥补这不利的影 响,可以降低冷冻水的供水温度,这样又使冷水机组的性能系数降低和能耗增加。因此确定温差时必须对利弊充分估计。也就是说,应综合考虑系统总能耗(包括输送能耗和冷水机组能耗)、经济性、环境控制质量等多方面来选择合适的温差。

#### 14.2.3 热回收、废热与可再生能源的应用

废热,或称余热,指原来被抛弃的气、水或其他物质中所含的热能。废热资源蕴藏在各种生产过程中,据日本291个工厂(其中钢铁、石油、化工类工厂占90%)的调查结果表明,每年总废热量为 $345.8\times 10^{12}\text{kJ}$ ,相当于 $11.8\times 10^6\text{t}$ 标准煤<sup>[6]</sup>。可见废热资源相当丰富。由于它们的品位比较低,因此,废热利用对象主要是采暖、热水供应、供冷等民用热用户。在建筑中的废热主要有通风与空调系统的排风、建筑内区的人员、灯光、设备热量、制冷设备冷凝侧排出的热量等。建筑中废热的应用需借助热回收技术。在14.6节中将详细论述热回收技术。

可再生能源指太阳能,地下水、海水、湖水、河水等热量,土壤热量,空气等的自然热量。这都是清洁能源,世界各国都在开发利用,其应用技术已逐渐成熟,经济上也逐步被人们所接受。欧洲一些国家拟在2010年使用再生能源在一次能源中达到10%;中国政府也制订了1996~2010年新能源和可再生能源发展纲要,要求在15年中实际使用可再生能源增长30%。有关可再生能源在暖通空调中的应用参见14.3、14.4和14.5各节

#### 14.2.4 加强管理提高节能效益

管理包括政府的宏观管理与具体的日常运行管理。政府的宏观管理主要依靠立法和执法。节能虽然具有很大的社会效益,但有时不一定有经济效益,因此各种节能措施难于推行。例如建节能住宅,由于墙体保温增强,窗户采用二层或三层的密闭窗,必然会导致上建造价增加,开发商往往就难于接受,因此政府必须有法规,并制订一定的优惠政策进行引导。我国在建筑节能上已开始陆续出台了一些规范与法规,但有待进一步扩充与完善。

日常管理是建筑节能是否实际有效的关键。一个设计再好的节能系统,如果管理不善,一样达不到节能的目的。日常管理的节能措施有:

(1) 加强日常和定期的对设备和系统的维护。例如阀门、构件等的维护,防止冷、热水和冷、热风的跑、冒、滴、漏;冷凝器等换热设备传热表面的定期除垢或积灰;过滤器、除污器等设备定期清洗;经常检查自控设备与仪表,保证其正常工作等。

(2) 对系统的运行参数进行监测,从不正常的运行参数中发现系统存在的问题,进行合理改造。经常出现的问题有设备选择过大,运行能耗高。例如某酒店冷却水的水泵经改造后,能耗减少了 45.8%<sup>[7]</sup>。

(3) 不连续工作的空调通风系统,尽可能的缩短预冷、预热时间。并且在预冷、预热时采用循环风,不引入新风。

(4) 人员数量变化比较大的系统,最热月和最冷月的新风量应根据室内的  $\text{CO}_2$  浓度进行控制,即在回风道上设  $\text{CO}_2$  浓度检测器,自动控制新风入口阀门,调节新风量。例如商场,往往在刚开店或闭店前、或非节假日人数比较少,这时可减少新风的引入量,从而节省冷、热量。

(5) 当过渡季节中室内有冷负荷时,应尽量采用室外新风的自然冷却能力,节省人工冷源的冷量。

(6) 根据季节变换,合理设置被控制房间的温度,避免夏季室内过冷,冬季室内过热的现象,过冷或过热不仅使人感到不舒适,而且额外消耗能量。

### 14.3 太阳能在建筑中的应用

#### 14.3.1 概述

众所周知,太阳能是巨大的能源,地球每年从太阳获得  $5.61 \times 10^{24} \text{J}$  的能量。我国气象台站的测定表明,各地的年太阳辐射总量为  $334.9 \sim 837.4 \text{kJ}/(\text{cm}^2 \cdot \text{a})$ , 平均  $586.2 \text{kJ}/(\text{cm}^2 \cdot \text{a})$ 。太阳能是取之不尽、用之不竭、清洁而可再生的能源,将是未来的主要能源。太阳能的利用已是各国科技工作者研究的热点。太阳能最早的开发利用是在建筑中的应用,如利用太阳能采暖、热水供应、太阳灶等。我国对太阳能利用技术的研究与开发一直被列为科技攻关项目,已取得许多成果。据 1994 年不完全统计,全国已推广被动式太阳能房 270 万  $\text{m}^2$ , 太阳灶 14 万台,太阳能温室 22.5 万公顷,太阳能干燥器 1.3 万  $\text{m}^2$  (集热器面积,下同),太阳能热水器 330 万  $\text{m}^2$ <sup>[8]</sup>。

太阳能在建筑中的应用除了采暖、热水供应等外,还有太阳能供冷。太阳能利用的难点有: (1) 太阳能的密度很低,例如上海地区夏季晴天中午的太阳辐射强度低于 $1\text{kW}/\text{m}^2$ 。因此,要收集足够量的太阳能,必须有较大面积的高效集热器。(2) 太阳能的强度受季节、天气阴暗和昼夜的影响,是一个不稳定的能源。因此,太阳能应用必须有相应的蓄热设备或有辅助热源。(3) 由集热器收集到的太阳能热量品位较低,有时需借助其他技术(如热泵)才可能利用。下面介绍太阳能在建筑中应用的系统。

### 14.3.2 被动式太阳能房

被动式太阳房在利用太阳能采暖时不使用水泵、风机等设备,而直接利用通过窗户投射到房间的太阳能和墙体吸收的太阳能。被动式太阳房的形式有很多种。图 14-1 给出了四种被动式太阳房的形式<sup>[9]</sup>。图(a)是最简单的一种,通过窗户的太阳辐射热被混凝土地面吸收并蓄存,地面蓄存的热量通过对流与辐射供给房间采暖。

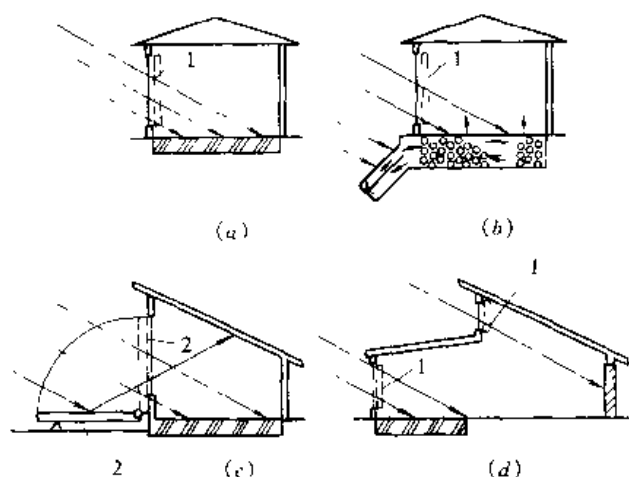


图 14-1 被动式太阳房

(a) 混凝土蓄热地面太阳房; (b) 砾石蓄热地面太阳房;  
(c) 带活动反射板的太阳房; (d) 地、墙蓄热太阳房

1—可移动的保温层; 2—反射板

图(b)太阳房采用砾石蓄热地面。砾石蓄热层除吸收由窗户进入的太阳辐射外,还利用砾石层中自然循环的空气直接吸取一部分热量。图(c)太阳房除了利用混凝土地面直接吸收由窗户进入的太阳辐射热量外,还利用反射板将太阳辐射热反射到顶棚的蓄热板。反射板是活动的,夜晚可将窗户遮挡,减少房屋的热损失。图(d),当房间的南北墙间距大时,在上部增加窗户面积,同时利用地面和北墙进行蓄热。图(a)、(b)、(d)太阳房,大面积的南窗虽然可获得较多的太阳能,但在夜晚南窗的热损失也很大。尤其在冬季,夜晚时间的热损失大约是白天的2倍。因此,为了减少夜晚玻璃窗的热损失,在南窗装有可移动的保温层,例如采用外表装饰美观的硬质保温板,或白天可卷起的保温帘。

在美国与欧洲国家,有一些被动式太阳房靠南向的吸热和蓄热墙来利用太阳能。这种墙的材料是重质的混凝土,墙外侧涂成黑色或贴上吸热膜,并在墙外侧安装玻璃,混凝土墙厚400mm时,大约可维持10小时以上的传热。这种太阳能房的南向无窗,欧美国家的居民乐于接受这种形式,因为大面积南向窗有过多的太阳光直射到室内,会导致家具、房屋的室内装饰褪色。但是东方人习惯希望太阳光能进入室内。从收集太阳能的效果来看,吸热和蓄热南墙的效果不如太阳能直接从窗进入的效果。

### 14.3.3 太阳能采暖、热水供应和供冷系统

太阳能采暖和热水供应系统的形式很多。下面介绍两种典型的系统图式。图 14-2 为太阳能采暖与热水供应系统图式之一。系统可为一套单户住宅服务。该系统由三部分组成:太阳能收集系统,热水供应系统,采暖系统。太阳能收集系统由集热器、蓄热水箱、





中均未表示。

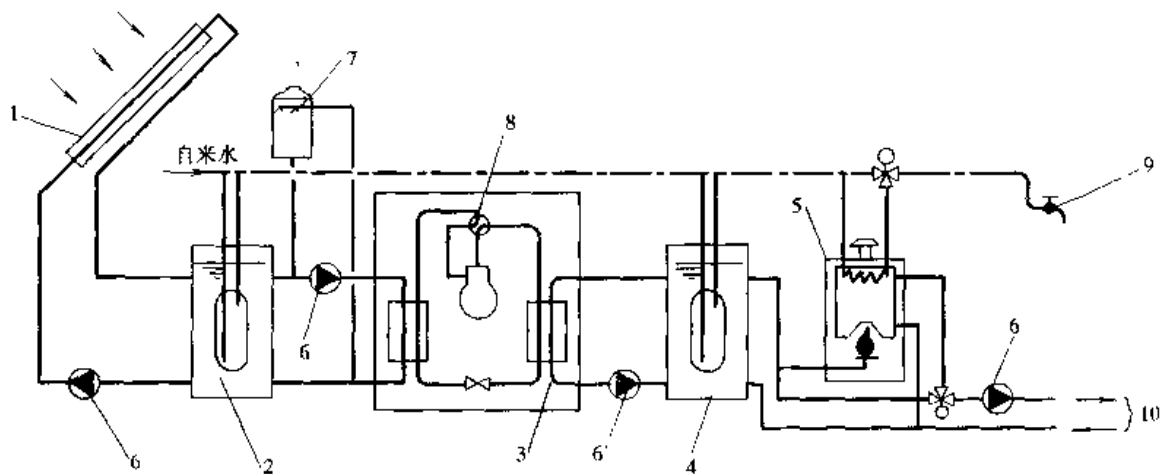


图 14-3 太阳能热泵采暖、热水供应系统

- 1—集热器；2—蓄热水箱；3—水/水热泵机组；4—蓄热/蓄冷水箱；5—燃气锅炉；  
6—水泵；7—冷却塔；8—四通换向阀；9—热水供应；10—接房间末端装置；  
11—自来水；12—燃气

图 14-4 为太阳能供冷和热水供应系统。这系统与图 14-3 的供冷方式不同点是，上一系统采用了蒸汽压缩式制冷机，消耗电能获得冷量；而这系统采用了以太阳能热量作动力的制冷机，即采用了溴化锂吸收式制冷机。冷凝器和吸收器释放出的热量由冷却塔排到室外；蓄热水箱的热水作为吸收式制冷机发生器的热源。由蒸发器制出的冷水储存于蓄冷水箱（图中 6）中。其他部分与图 14-3 相类似。如果该系统冬季需要采暖，这时将蓄热水箱中的热水直接供到风机盘管中即可。

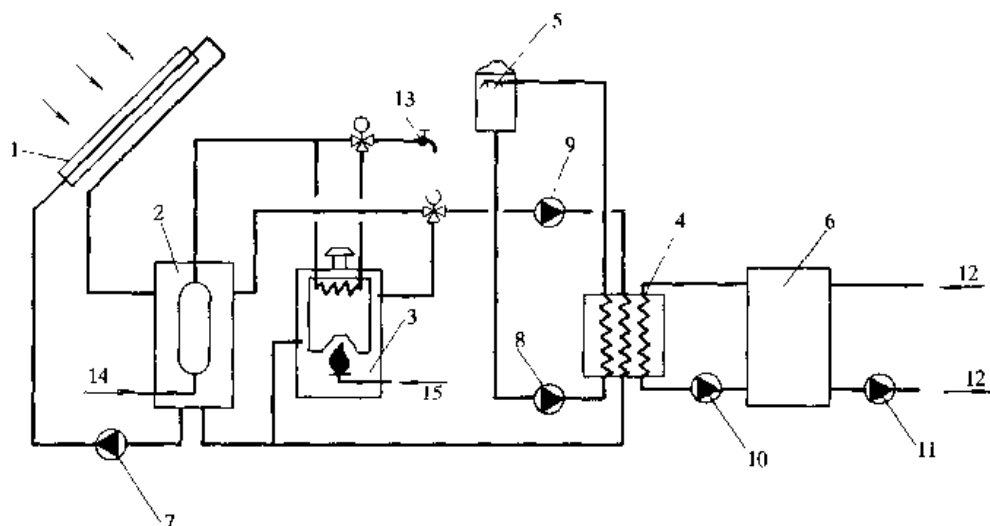


图 14-4 太阳能制冷与热水供应系统

- 1—集热器；2—蓄热水箱；3—燃气锅炉；4—吸收式制冷机；5—冷却塔；6—蓄冷水箱；7—集热器泵；8—冷却塔泵；9—发生器泵；10—蒸发器泵；11—冷冻水循环泵；12—接风机盘管；13—热水供应；14—自来水；15—燃气

## 14.4 蒸发冷却在空调中的应用

水蒸发吸热, 具有冷却功能。这种物理现象早为人类所利用, 例如在房间内泼点水, 可以使室温有所下降。目前国内常见到的蒸发冷却应用是: 冷却塔的冷却水, 水依靠自身一小部分在空气中蒸发而被冷却; 纺织厂中要求空气湿度大, 常用喷淋循环水来冷却空气 (温度降低、含湿量增加)。蒸发冷却需要消耗水, 但耗量很小, 蒸发 1kg 水大约有 2500kJ 的冷量。蒸发冷却存在的问题是, 用喷淋循环水来冷却空气, 导致空气湿度增大, 从而限制了它的应用范围。但是近代蒸发冷却技术的发展已经扩展了它的应用范围。

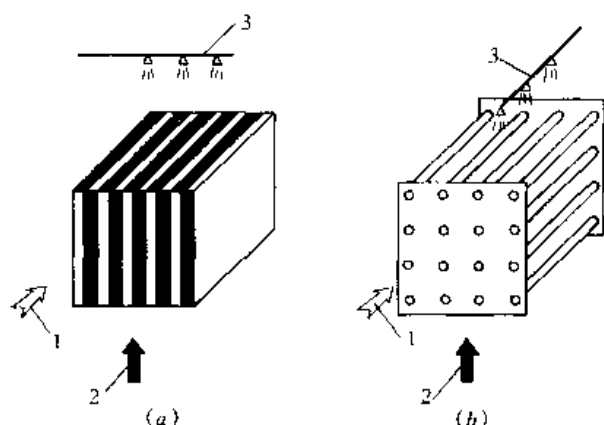


图 14-5 间接蒸发冷却器

(a) 板式; (b) 管式;

1—一次空气; 2—二次空气; 3—喷淋水

用于冷却空气的蒸发冷却有两种基本形式——直接蒸发冷却和间接蒸发冷却。直接蒸发冷却——空气与水直接接触的等焓冷却过程。用作直接蒸发冷却器的设备有喷水室和淋水填料层 (相当于 6.8 中的填料层加湿器)。间接蒸发冷却——水蒸发的冷量通过传热壁面传给被冷却的空气。间接蒸发冷却器主要有两类: 板式和管式。图 14-5 给出这两类间接蒸发冷却器的示意图。图 (a) 为板式间接蒸发器。它由若干块板平行放置组成, 相邻的两个通道, 一个通道

通过被冷却空气 (称为一次空气), 另一个通道通过辅助空气 (或称二次空气) 及喷淋水, 在这通道中水蒸发吸热, 从而把另一侧的一次空气冷却。图中黑色表示该通道迎空气方向是封闭的, 白色表示该通道是敞开的。图 (b) 是管式间接蒸发冷却器。管内是被冷却的一次空气通道, 管外是二次空气及喷淋水通道。间接蒸发冷却器中的一次空气和二次空气可以都是室外空气; 当室内排风的比焓小于室外空气的比焓时, 宜采用排风作二次空气。

如果将间接和直接蒸发冷却组合起来应用, 即成为两级蒸发冷却系统, 称间接/直接蒸发冷却系统, 如图 14-6 (a) 所示。其空气处理过程在  $h-d$  图上的表示见图 14-6 (b)。需要冷却的一次空气为室外空气 (状态点  $O$ ), 先经间接蒸发冷却器冷却, 二次空气 (辅助空气) 也采用室外空气; 一次空气的冷却过程为等湿冷却过程  $O-I$ , 而后经填料式的直接蒸发冷却器进行等焓冷却, 过程  $I-S$ 。处理后的空气送到室内, 对房间进行空调,  $S-R$  为送风在室内的变化过程。从  $h-d$  图上可以看到, 对室外空气进行两级冷却后, 所得到的状态点  $S$  比只对空气进行直接蒸发冷却后处理后状态点  $S'$ , 具有温度和含湿量都比较低的特点。因此具有一定的冷却去湿能力。它的冷却去湿能力的大小制约于室外空气状态, 或是说制约于当地的气候条件。显然, 室外气候愈干燥 (相对湿度低) 的地区, 这种系统处理的空气具有较大的冷却、去湿能力, 可取代人工制冷的空调系统。这种系统由于不需人工制冷, 只需消耗泵与辅助风机的电能, 其能量消耗约为人工制冷空调系统的 21%; 如果是全新风的直流空调系统, 两级蒸发冷却的能耗只有人工制冷能耗的 7%。

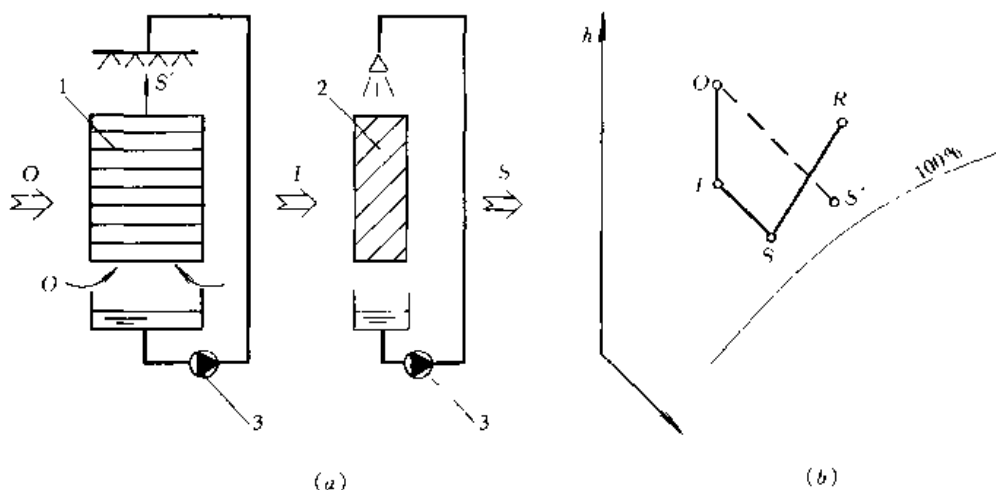


图 14-6 间接/直接蒸发冷却系统

(a) 系统示意图; (b) 在  $h-d$  图上的空气处理过程

1—间接蒸发冷却器; 2—填料式直接蒸发冷却器; 3—水泵;

O—室外空气; I—间接蒸发器出口空气; S—送风; R—室内空气

直接和间接蒸发冷却器处理的状态通常可以根据冷却效率来确定。冷却效率的定义为

$$E = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{w,1}} \quad (14-1)$$

式中  $t_1$ 、 $t_2$ ——分别是被冷却空气冷却前、后的干球温度,℃;

$t_{w,1}$ ——对于直接蒸发冷却器,为入口空气的湿球温度,对于间接蒸发冷却器,为二次空气的入口湿球温度,℃。

对于直接蒸发冷却器,当采用双排喷水室时,冷却效率  $E_d = 0.8 \sim 0.96$ ; 淋水填料层的冷却效率与填料层的种类、厚度、迎面风速等因素有关,  $E_d$  一般为  $0.7 \sim 0.95$ 。间接蒸发冷却器的冷却效率  $E_i$  与设备结构特性、淋水量和一次、二次空气的流量、二次空气入口状态等有关,如果一次、二次空气入口状态相同,  $E_i$  一般在  $0.55 \sim 0.7$  之间。直接蒸发和间接蒸发冷却器的冷却效率通常通过实验来获得,设备生产商应提供这方面的数据。

间接/直接蒸发冷却是否适宜应用,主要决定于当地室外空气含湿量  $d_0$ 。当  $d_0 < d_R$  (室内状态点的含湿量) 时,有可能使这种系统达到空调要求。如果室内状态为  $27^\circ\text{C}$ ,  $65\%$ , 室内含湿量约为  $d_R = 15\text{g/kg}$  (随当地大气压的变化而有变化), 根据统计, 呼和浩特年不保证 120h 的含湿量为  $14.98\text{g/kg}$ , 兰州为  $13.83\text{g/kg}$ , 乌鲁木齐为  $9.93\text{g/kg}$ <sup>[10]</sup>, 这就是说, 上述这些城市为代表的甘肃、新疆、内蒙古、西藏等地区都有可能使用这种系统。有些地区, 如新疆等地区, 甚至只用直接蒸发冷却都可达到空调要求。但使用这些设备或系统时, 一次空气一定要用新风。如果用回风, 或把蒸发冷却设备直接放在室内作空调机用, 则室内空气湿度将愈来愈大, 蒸发冷却设备最终将失去冷却作用。有些地区, 采用两级蒸发冷却系统达不到空调要求, 这时可以只用间接蒸发冷却对新风进行预冷却 (等湿冷却), 除了过于潮湿的地区外, 一般都有  $3 \sim 5^\circ\text{C}$  降温幅度, 从而可以节省部分新风负荷。

对于潮湿地区, 可以采用除湿与蒸发冷却联合系统, 如图 14-7 (a) 所示。空气处理过程表示于图 14-7 (b) 上。室外空气 (O 点) 与部分回风 (R 点) 混合到 M 点, 经转

轮式除湿机除湿，这是一个增焐去湿过程（见 12.4），即过程  $M-1$ 。然后利用室外空气经空气/空气换热器（板翅式换热器）将状态 1 的空气冷却到 2；这部分室外空气可利用

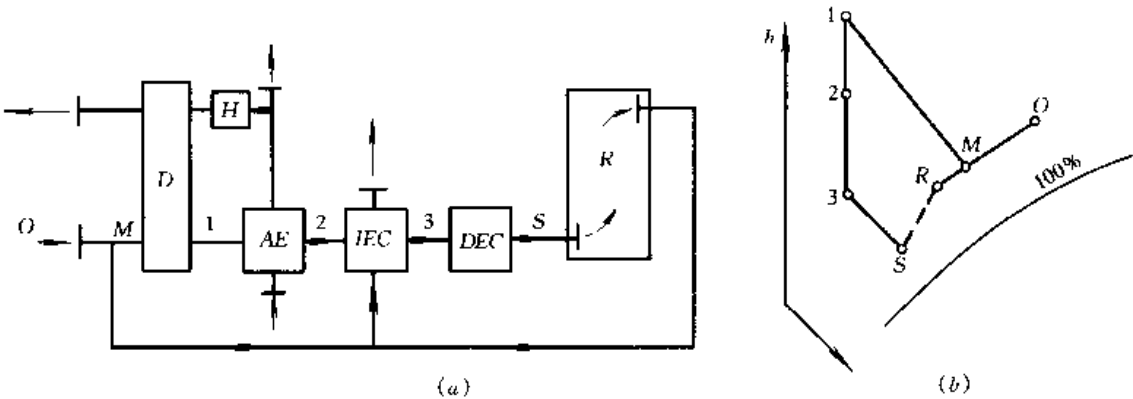


图 14-7 除湿与蒸发冷却联合系统

(a) 系统流程图；(b) 处理过程在  $h-d$  图上的表示； $D$ —转轮式除湿机  
 $AE$ —空气/空气换热器； $IEC$ —间接蒸发式冷却器； $DEC$ —直接蒸发式冷却器；  
 $H$ —空气加热器； $R$ —被调房间

作转轮式除湿机的再生空气，但需在空气加热器内继续进行加热。因此，通过空气/空气换热器回收了一部分热量。状态 2 的空气在两级蒸发冷却器进行冷却，即  $2-3-S$ 。间接蒸发冷却器的二次空气可直接应用室内的排风。由于排风的含湿量与比焓均小于室外空气的含湿量与比焓，因此可获得比较低的  $IEC$  出口空气（即 3 点）温度。这个系统除了泵、风机等消耗电能外，还需要消耗再生空气的加热量。如果这部分能量来自一次能源或电能，则这个系统并不节能，而且设备庞大，并无推广价值。但如果再生能量采用废热和太阳能等可再生能源，这种联合系统具有节能意义。

在人工制冷的空调系统中，很多制冷装置采用了冷却塔向室外排放热量。冷却塔是利用蒸发冷却原理对水进行冷却，冷却所能达到的温度比当地室外湿球温度高  $3.5 \sim 5^\circ\text{C}$ 。随着室外干球和湿球温度下降，冷却塔出水温度也将下降。因此，当冷却水温降到一定温度时，就有可能直接利用冷却塔的冷却水取代空调系统中的冷冻水。利用冷却塔的冷却水供冷的可行性及条件如下：

(1) 空调建筑在室外气温较低时仍有冷负荷，通常这种建筑中有较大的内区。

(2) 如果要求室内含湿量  $d_R = 15\text{g/kg}$  以下，其露点约为  $20^\circ\text{C}$ （随室外大气压而变化），因此，当冷却水温在  $15^\circ\text{C}$  以下时，就有一定的除湿能力。也就是说，当室外的湿球温度在  $10^\circ\text{C}$  以下时，冷却塔的冷却水就有被利用的可能。而这时，新风已不需进行冷却，它反而对室内具有冷却去湿能力，建筑物的湿负荷主要是室内的湿负荷。

(3) 冷却水的流量通常是冷冻水流量的 1.2 倍左右，温差  $5^\circ\text{C}$ 。利用冷却水供冷时，冷负荷已减少，因此可以减少温差，增强空气冷却设备的传热性能，以弥补冷水温度上升而使设备冷却能力的降低。如果温差采用  $2^\circ\text{C}$ ，则大约有 48% 的冷量，在部分负荷时，已够用了，而且新风引入后也带来一些冷量。美国一工程应用实例，冷却水温差采用了  $1.1^\circ\text{C}$ 。利用冷却塔供冷的系统模式有两种——直接供冷和间接供冷。所谓间接供冷，将冷却塔的冷却水通过板式换热器冷却原系统中的冷冻水。这时冷冻水泵、冷却水泵的扬程与流量基本能满足变化后的要求，因为冷却水系统中增加了板式换热器的阻力，减少了冷

凝器的阻力；冷冻水系统中也增加了板式换热器的阻力，但减少了蒸发器的阻力。在设计时有意识地使增加与减少的阻力接近相等即可。间接系统另一优点是不使受大气污染的冷却水污染冷冻水系统。但间接系统将使可利用的冷水温度增高了  $1.0 \sim 1.5^{\circ}\text{C}$ 。直接供冷模式是将冷却塔的冷却水直接引入冷冻水系统中应用。优点是可利用的水温低于间接系统。但需注意对冷却水过滤、净化和冷却水泵的扬程、流量是否匹配等问题。尤其是冷却塔位置低于冷冻水系统高度的情况。图 14-8 为过渡季或冬季可以用冷却水直接供冷的图式。当利用冷却水供冷时，冷冻水泵停止工作，电动三通阀（三个）换向，直通部分关闭，冷却水绕过冷凝器，经水泵直接送到冷冻水系统，图中的箭头表示了冷却水的流动方向。水路改变后出现的问题有：当冷却塔位置低于冷冻水系统的高度（如图 14-8 所示）时，水泵工作还需克服冷却塔到冷冻水系统最高点的水头，如高差太大，原冷却水泵就难于负担了；水泵停止工作时，系统的水将从冷却塔冒出，因此在水管上必须设防系统倒空的自动阀门；此外，原系统的膨胀水箱必需隔开。当冷却塔位置高于冷冻水系统时，也必须将膨胀水箱隔开；还应校核水泵扬程是否匹配，这时水泵应具有扬程 = （原冷冻水系统阻力） - （蒸发器阻力及小部分管路阻力） + （原冷却水系统阻力） - （冷凝器阻力及小部分管路）。大多数情况会出现需要的扬程大于原水泵的扬程。

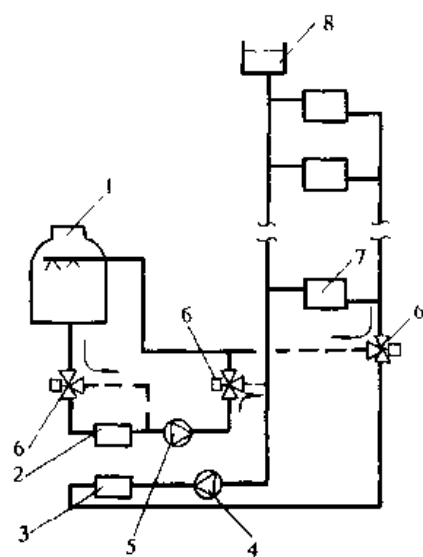


图 14-8 冷却水直接供冷系统  
1—冷却塔；2—冷凝器；3—蒸发器；4—冷冻水泵；5—冷却水泵；6—电动三通阀；7—空气冷却盘管；8—膨胀水箱

## 14.5 地下水及其他可再生能源在建筑中的应用

### 14.5.1 地下水

地下水（井水）由于地层的隔热作用，其温度受气温影响很小。深井水的水温常年保持不变，一般比当地年平均气温高几度。我国东北的北部地区，深井水温度约为  $4^{\circ}\text{C}$ ，中部地区约为  $8 \sim 12^{\circ}\text{C}$ ，南部地区约为  $12 \sim 14^{\circ}\text{C}$ ；华北地区深井水温度约为  $15 \sim 19^{\circ}\text{C}$ ；华东地区约为  $19 \sim 20^{\circ}\text{C}$ ；西北地区深井水温约为  $18 \sim 20^{\circ}\text{C}$ 。不难看到，东北地区、华北部分地区深井水都具有直接用作冷源的可能。此外，地下水又是热泵良好的低位热源。

许多地区的地下水虽然很适宜作空调的天然冷源或作冬季热泵的低位热源，但是地下水资源并非到处都有，它受水文地质条件的制约。城市内即使有地下水资源，也不能随意开采。因为过度开采地下水将会造成地面下沉，地下水源枯竭。例如，上海过去在夏季大量使用地下水，地下水位逐年下降，导致地面下沉，从 1921~1967 年间最严重的地区下沉了  $2.37\text{m}$ 。因此，地下水的利用都采用抽取与回灌相结合方法，即从一口井中抽取地下水，使用其所含的冷量或热量后，再从另一口井回灌回地下含水层中。温度较低的地下水，可直接用于空气处理设备中，对空气进行冷却去湿处理。应注意适当增大使用的温

差,以充分利用地下水中的“自然冷量”。温度稍高的地下水可用于辐射板供冷系统中,或用于需要对空气进行干冷却的末端空气处理设备(如风机盘管、空气—水诱导器)中;而对空气的除湿任务则由人工冷源来承担,从而也可以大大节省空调在人工制冷方面所消耗的能量。

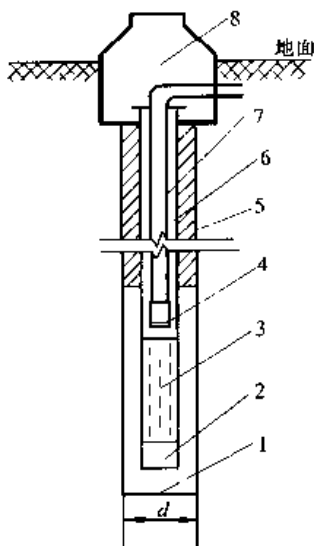


图 14-9 抽水井剖面图

- 1—砾石过滤层; 2—底管;  
3—过滤管; 4—深井潜水泵;  
5—黏土层; 6—套管;  
7—扬水管; 8—检查井;  
d—钻孔直径

使用地下水必须经当地的水资源管理部门的批准。井深、抽水井与回灌井的距离和位置应根据当地的水文地质资料确定。在布置井位时要考虑回灌水不要掺混到抽水井区域的水层中。井深应能达到含水层一定深度。回灌井与抽水井的深度应当有一定差值。当使用地下水的冷量时,回灌水的温度高于抽水的温度,宜使抽水井的深度大于回灌井。如果地下水用作热泵的低位热源时,宜使回灌井深一些。抽水井的结构如图 14-9 所示。深井泵有两种,一种是潜水泵,电机与泵体连成一体,直接浸没于水中;另一种是电机与泵体分离,泵浸没在水中,而电机等动力部分位于井上。为防止泥沙进入水泵,过滤管周围填充砾石过滤层。回灌井的结构与抽水井类似,但不设水泵。

地下水利用时,应特别注意水质。要求地下水的 pH 值不得超过 6~8;氧化铁含量 $<1\text{mg/L}$ ;锰含量 $<1\text{mg/L}$ ;硫含量 $<100\text{mg/L}$ ;游离  $\text{CO}_2$  $<10\text{mg/L}$ 。超过上述极限时,将促使井老化。井发生老化的原因有:(1)砂堵——砂和黏土逐渐趋近抽水井中,使过滤层、过滤管堵塞。(2)岩化——溶解于地下水中的二价铁、锰,在氧气作用下,氧化成不溶解的三价铁和四价锰,这些化合物沉积在井的附近或井中。(3)腐蚀——井的铁制品易腐蚀,导致井的功能下降;铁离子的腐蚀产物又导致岩化现象发生。(4)胶结——地下水中碳酸盐以重碳酸盐的形式溶解于水中,因此水中含有过饱和(至少是平衡状态)的  $\text{CO}_2$ ,一旦抽水,压力下降,  $\text{CO}_2$  从水中逸出,导致重碳酸盐分解成不溶解的碳酸盐,使过滤层和过滤管胶结。另外还应注意回灌水的水质,不要导致污染地下水。

我国曾经创造了“冬灌夏用”和“夏灌冬用”的双井系统。所谓“冬灌夏用”,即在冬季把经冷却塔蒸发冷却的水或经热泵的蒸发器冷却的水灌回地下含水层中,在夏季抽出作空调冷却用。所用的水可以是江、河、湖的地面水,也可以是温度较高的地下水。而“夏灌冬用”,把经制冷设备中冷凝器使用过的冷却水或温度较高的江、河、湖的地面水灌回地下含水层中,在冬季抽出作热泵的低位热源应用。

#### 14.5.2 地热利用

地球内部蕴藏着巨大的能量。据推算,地核内部的温度达  $2000\sim 5000^\circ\text{C}$ ,而地幔(从地下 33km 到 2900km 之间)的温度达  $1000\sim 2000^\circ\text{C}$ 。因此,在地球的最外层——地壳(平均厚度 33km)中蕴藏着巨大的热水库。据科学家推算,地壳内地热水约有  $1\text{亿 km}^3$ ,相当地球上全部海水总量的  $1/10$ 。地热水并不是在地壳内天然存在的,而是地面上的雨水沿岩石、土壤的空隙、裂缝深入地壳深处,这些水被周围的热岩所加热。如果地壳

深处有较大的空隙层,就可能形成具有开采价值地热水层。我国地热水资源也很丰富,仅著名的地下温泉约有 2000 多处,台湾省屏东地区的温泉的温度高达  $140^{\circ}\text{C}$ 。地热水有的储存在地下深处,但也有的因地质结构特点及内部压力的作用,使地热水升到地壳表面附近,甚至露出地面成为温泉。这些地热水就容易开采和应用。

地热水应用也采用双井系统,一口井抽取地热水,另一口井回灌。地热水在建筑中的应用主要是采暖和热水供应。系统形式主要有两类:直接供热和间接供热系统。直接供热系统——直接利用常规的采暖、空调系统,对建筑供暖或加热空气。间接供热系统——利用地热水通过水/水换热器加热采暖或空调系统中的热媒。采用何种系统与地下热水的水质有关。当地热水中含有害物时,宜采用间接系统。温度低的地热水可采用地板辐射采暖系统,或作为热泵的低位热源。

### 14.5.3 夜间通风降温

室外气温昼夜交替变化,夜间气温低于白天的气温。从我国《采暖通风与空气调节设计规范》的室外气象参数表上看到,表中 202 个城市中,夏季平均日较差  $\geq 10^{\circ}\text{C}$  的有 42 个,占 20.8%;  $\geq 8^{\circ}\text{C}$ ,  $< 10^{\circ}\text{C}$  的有 85 个,占 42.1%;  $\geq 6^{\circ}\text{C}$ ,  $< 8^{\circ}\text{C}$  的有 55 个,占 27.2%;  $< 6^{\circ}\text{C}$  的 20 个,占 9.9%。其中约 63% 的城市日较差  $\geq 8^{\circ}\text{C}$ 。这就是说,这些城市如果白天最高  $35^{\circ}\text{C}$  时,夜间最低在  $27^{\circ}\text{C}$  以下。如果利用通风的手段,用夜间空气的自然冷量对室内降温,使房间蓄一些冷量,则可以减少白天空调能耗。尤其在北方地区,夏季夜间的气温经常在  $20^{\circ}\text{C}$  左右,是取之不尽的天然冷源。对于没有空调的住宅建筑,也可以利用夜间通风进行降温。实测表明,即使在长江流域,夏季利用夜间机械通风后,可使室内平均温度比室外气温低  $1\sim 2.5^{\circ}\text{C}$ 。当室外气温日较差愈大或墙体愈厚,则获得的降温幅度愈大<sup>[11]</sup>。

## 14.6 建筑中的热回收

建筑中有可能回收的热量有排风热量、内区热量、冷凝器排出热量、排水热量等。这些热量品位比较低,因此需要采用特殊措施来回收。

### 14.6.1 排风热回收

新风能耗在空调通风系统中,占了较大的比例。例如,办公楼建筑大约可占到空调总能耗的 17%~23%。为保证房间室内空气品质,不能以削减新风量来节省能量,而且还可能增加新风量的供应。建筑中有新风进入,必有等量的室内空气排出。这些排风相对于新风来说,含有热量(冬季)或冷量(夏季)。有许多建筑中,排风是有组织的、不是无组织的从门窗等缝隙挤出的。这样,有可能从排风中回收热量或冷量,以减少新风的能耗。排风热回收系统与设备有下列几种:

#### 14.6.1.1 转轮式全热交换器与热回收系统

图 14-10 为转轮式全热交换器与热回收系统。转轮式全热交换器的转轮是用石棉纸、铝或其他材料卷成,内有蜂窝状的空气通道。转轮的厚度为 200mm。石棉纸等基材上浸涂氯化锂吸湿剂,以使石棉纸等材料与空气之间不仅有热交换,而且有湿交换,即潜热交

换。因此这类换热器称为全热交换器。该热交换器有三个通道——新风区、排风区和净化扇形区。净化扇形区的夹角为  $10^\circ$ ，使少量新风通过该区，以在转轮从排风区过渡到新风区时，对转轮净化。转轮以  $10\text{r/min}$  左右的速度缓慢转动。冬季，转轮在排风区从排风中吸热吸湿，转到新风区时，对新风加热加湿；夏季刚好相反。从而在排风与新风之间转移热量和湿量。

排风热回收系统见图 14-10 (b)。在风机配置时，应注意使新风区的空气压力稍大于排风区，以使少量新风通过净化扇形区进入排风通道。图中所示的风机配置是比较理想的方案。全热交换器都在新风吸入端，空气进入热交换器比较均匀。新风区的负压较小（只有入口及很短管路的阻力），而排风区的负压较大（有较长的排风管阻力），保证了少量新风进入净化扇形区。如果全热交换器在新风机的压出端，虽然可保证新风进入净化扇形区，但风量太大，会影响热交换效率。

全热交换器的热交换效率的定义为

$$\text{冬季: } \eta_h = \frac{h_{o2} - h_{o1}}{h_{e1} - h_{o1}} \quad \text{夏季: } \eta = \frac{h_{o1} - h_{o2}}{h_{o1} - h_{e1}} \quad (14-2)$$

式中  $h_{o1}$ 、 $h_{o2}$ ——分别为新风进、出全热交换器的比焓， $\text{kJ/kg}$ ；

$h_{e1}$ ——排风进入全热交换器的比焓， $\text{kJ/kg}$ 。

公式 (14-2) 是全热效率（或称焓效率）。如果式中用温度，则为显热效率（或称温度效率）；用含湿量  $d$ ，则为潜热效率（或称湿度效率）。热交换器效率与产品有关。对于型号规格一定的产品， $\eta_h$  与迎面风速、新排风量比、转轮转速等因素有关，一般在  $65\% \sim 80\%$  之间。

转轮式全热交换器的优点是：(1) 不论冬夏季都可进行热量和湿量交换；(2) 阻力较小；(3) 热交换效率较高；(4) 空气交替逆向通过转轮，因此有自净作用，不易被灰尘堵塞。缺点是：(1) 体型比较庞大；(2) 有驱动装置；(3) 新风可能被污染，不宜用于含有有害污染物的排风；(4) 排风与新风要集中在一起，给系统布置带来一定困难。

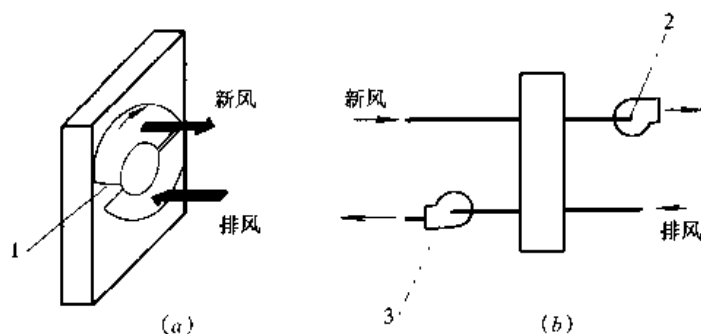


图 14-10 转轮式全热交换器及排风热回收系统

(a) 转轮式全热交换器结构示意图；

(b) 热回收系统

1—净化扇形区；2—新风风机；3—排风风机

#### 14.6.1.2 板翅式热交换器及其热回收系统

板翅式热交换器结构如图 14-11 (a) 所示，它由若干个波纹板交叉叠置面成，波纹板的波峰与隔板连接在一起。如果换热元件材料采用特殊加工的纸（如浸氯化锂的石棉纸、牛皮纸等），既能传热又能传湿，但不透气，从而可以使传热面两侧的新风和排风既



有热量交换，又有湿交换。这类用特殊加工纸做成的板翅式热交换器是全热交换器，常称为板翅式全热交换器。如果材料采用的铝板或钢板，用钎焊或焊接将波纹板和隔板连接在一起，而无湿交换，故称之为板翅式显热交换器。还有一种简单的板式显热交换器，只有隔板，而无翅片。但它的热交换效率较低。

排风热回收系统如图 14-11 (b) 所示。热交换器在新风和排风风机的吸入端。由于热交换器无自净能力，新风和排风在进入热交换器之前应经过滤。一定型号规格的热交换器的热效率（全热、显热或潜热）与迎面风速、新排风量比等因素有关。国产 QHW 型板翅式全热交换器的全热效率的平均值一般在 52%~72%，显热效率约为 77%~80%；压力损失约 180~320Pa。金属材料制的板翅式显热交换器的显热效率约为 60%~85%。板翅式全热交换器与转轮式全热交换器相比，它无驱动部件，结构较紧凑；由于有隔板，减少了污染物从排风到新风的转移。但阻力较大，无自净能力。板翅式显热交换器的优点是：(1) 传热面既不透气又不透湿，因此新风不会被排风污染；(2) 无驱动部件。缺点是：(1) 只能通过传热壁面进行热量交换；(2) 当传热面温度低于被冷却空气（夏季为新风，冬季为排风）的露点时，有凝结水产生；若凝结水量大，则会堵塞通道；若新风温度低于 0℃，则会结霜，通道堵塞更为严重。此类热交换器作为冬季排风热回收设备时，不宜用在北方寒冷地区。

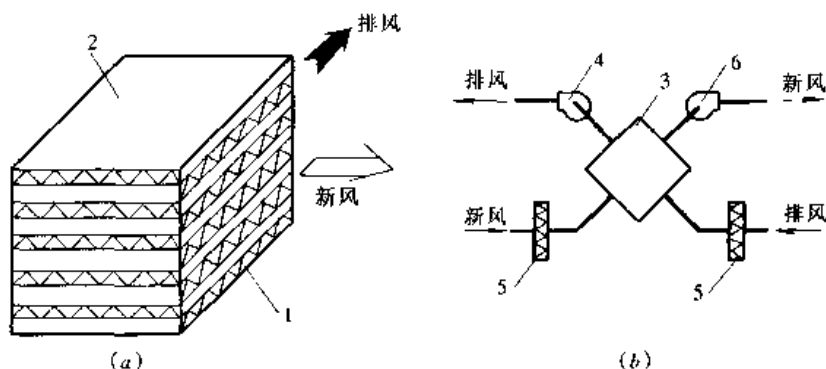


图 14-11 板翅式热交换器及排风热回收系统

(a) 板翅式热交换器；(b) 排风热回收系统

1—翅片；2—隔板；3—板翅式热交换器；4—排风风机；5—过滤器；6—新风风机

#### 14.6.1.3 热管式热交换器及其热回收系统

热管式热交换器由若干根热管所组成，如图 14-12(a) 所示。热交换器分两部分，分别通过冷、热气流。热气流的热量通过热管传递到冷气流中。热管元件的结构示意图见图 14-12(b)。热管是由两头密闭的金属管，内套纤维状材料的输液芯组成；抽真空后，充相变工质（如氨、丙酮、甲醇等）。当管的一端（称蒸发段）被热流体加热后，工质液体汽化成蒸气。蒸气在管内扩散并转移到另一端（称凝结段）；在这端被冷流体所冷却，蒸气凝结成液体。液体在输液芯内毛细力的作用下返回蒸发段。如此反复循环，将热量由一端转移到另一端。热管两端的结构是一样的，随着两种流体温度的变化，蒸发段与凝结段随之变化。例如，热管在新风通路的一侧夏季为蒸发段，冬季为凝结段；而热管在排风通路的一侧夏季为凝结段，冬季为蒸发段。为增强管外的传热能力，通常在外侧加翅片。热管式热交换器的特点是：只能进行显热传递；新风与排风不直接接触，新风不会被污染；可以在低温差下传递热量；能在 -40~500℃ 范围内进行工作；热交换效率约 50%~60%。

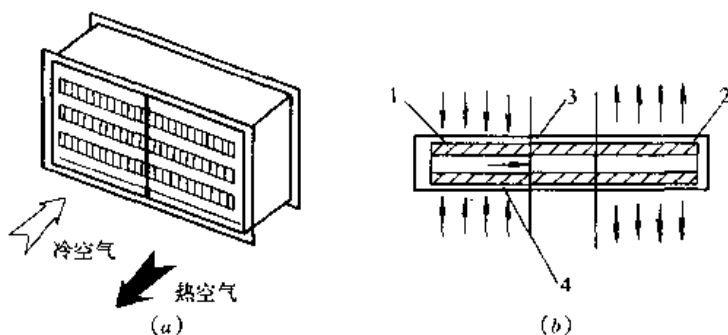


图 14-12 热管式热交换器及热管

(a)热管式热交换器;(b)热管

1—蒸发段;2—凝结段;3—绝热段;4—输液芯

#### 14.6.1.4 热回收环

图 14-13 为用热回收环回收排风能量的系统原理图。排风侧的盘管（空气/水翅片管换热器）将热量（冬季工况）或冷量（夏季工况）传递给中间介质（水或乙二醇水溶液），

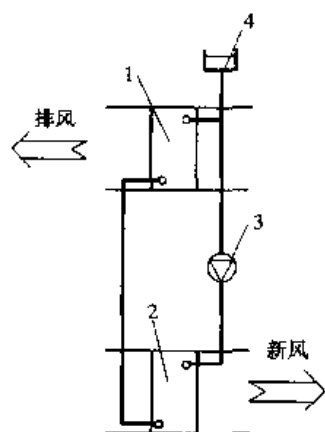


图 14-13 排风热回收环系统

1—排风侧盘管;2—新风侧盘管;

3—循环泵;4—膨胀水箱

循环泵将中间介质输送到新风侧的盘管（空气/水翅片管换热器）中，以加热新风（冬季工况）或冷却新风（夏季工况）。这种热回收系统通过由排风和新风的盘管、循环泵及中间介质的管路系统组成的环路，将排风中的能量（热量或冷量）转移到新风中去，故称为热回收环。当冬季室外温度在  $0^{\circ}\text{C}$  以上，或只用于夏季回收排风冷量时，中间介质可以用水；当冬季室外温度在  $0^{\circ}\text{C}$  以下时，中间介质应当使用乙二醇水溶液，溶液的浓度视室外温度而定。热回收环的热回收能力或温度效率与中间介质的流量、盘管的排数、迎面风速、新风排风流量比等因素有关。显然盘管的排数愈多，中间介质流量愈大，热回收环的温度效率愈高，但势必导致循环泵的能耗、克服盘管空气阻力的能耗及设备费用的增加。因此，应该利用最优化方法来选择热

回收环中的各个设备<sup>[12]</sup>。

热回收环在寒冷地区冬季运行时，当中间介质温度在零度以下时，在排风侧的盘管上会出现霜层，最终可能使盘管的空气流动通道被霜层堵塞，而导致热回收环无法正常运行。为此，系统应设有防结霜的调节措施。最简单的防结霜办法是：（1）调节部分新风旁通过新风盘管；（2）调节部分中间介质的流量旁通新风盘管。这两种办法均可使进入排风盘管的中间介质温度升高。

热回收环的优点是：（1）无交叉污染问题；（2）对排风和新风换热器的位置无特别要求，布置上比较灵活；（3）所有部件均可采用常规部件。缺点是：（1）循环泵需要消耗功率；（2）能量通过中间介质传递，排风与中间介质及中间介质与新风都有一定的传热温差，因此热交换效率较低，一般为  $40\% \sim 50\%$ ；（3）只能进行显热回收。

#### 14.6.1.5 用热泵回收排风中的能量

热泵通过从蒸发器吸热，冷凝器放热而把热量从一处传递到另一处。它同样可以用于排风热回收。排风能量的热泵回收系统组成很简单，它由压缩机、节流机构、两台分别放

置在排风系统和新风系统中的空气/制冷剂换热盘管和四通换向阀所组成。在夏季工况，排风侧的盘管为冷凝器，新风侧的盘管为蒸发器；从而冷却了新风（即从新风中提取热量），并充分利用了排风的冷量。在冬季工况，四通换向阀使制冷剂流向改变，这时排风侧的盘管为蒸发器，新风侧的盘管为冷凝器；系统从排风侧吸热（冷却了排风），而加热了新风。当然系统中排风和新风的冷、热量并不一定平衡，这时需有辅助冷热源对新风补充冷却或加热。热泵还可以与转轮式换热器或热管式换热器联合工作，以充分回收排风中的能量。有关利用热泵回收排风能量的系统参阅文献 [13] [14]。

### 14.6.2 内区热量回收

建筑内区，无外墙和外窗，四季无围护结构冷、热负荷。但内区中有人、灯光、发热设备等，因此，全年均有余热（或冷负荷）。回收内区热量方案之一是采用水环热泵系统（参见第7章7.6节），该系统可以将内区的热量转移到周边区中。

内区热量还可以利用双管束冷凝器的冷水机组进行回收，如图14-14所示。系统中的蒸发器供出的冷冻水供内区盘管使用，对内区供冷，或是说提取内区的热量。双管束冷凝器中的一部分管束加热的水供给周边区的盘管，对周边区采暖；如有多余热量可通过另一管束及冷却塔排入大气中。在冷冻水系统中还可以接入排风系统的盘管，而在冷凝器侧水系统中接入新风系统的盘管，这样同时可以回收排风热量。这个系统在夏季按常规方式运行，即蒸发器的冷冻水作内区供冷用，而冷凝热量全部通过冷却塔排入大气。

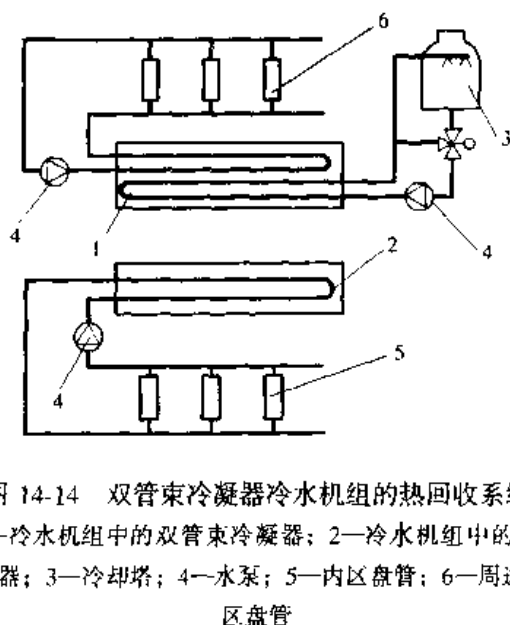


图 14-14 双管束冷凝器冷水机组的热回收系统  
1—冷水机组中的双管束冷凝器；2—冷水机组中的蒸发器；3—冷却塔；4—水泵；5—内区盘管；6—周边区盘管

### 14.6.3 建筑内其他热量的回收

现代建筑中都设有空调系统，通常由大量的冷凝热量排到周围环境中去。这不仅浪费了热量，而且还对周围环境产生热污染。比较容易实现的冷凝热量利用是用作生活热水的预热或游泳池水加热等，即使已有的空调系统也可很容易进行改造。

建筑的排水蕴藏着大量的热量。利用热泵技术可以将这些热量提取出来作生活热水供应或采暖。欧洲许多国家已建成以城市排水作低位热源的区域供热站。例如挪威奥斯陆以城市排水作为热源的热泵供热站，供热能力为  $8 \times 10^6 \text{W}^{[13]}$ 。对于浴室等的排水，温度较高，可以直接利用水/水板式换热器进行回收。

## 14.7 冷热源系统的节能

空调系统或采暖系统所消耗的能量大部分是在冷热源系统中消耗的。合理选择冷热源系统对整个空调或采暖系统的能耗至关重要。当然，选择冷、热源的型式不仅需要考虑它

的能耗指标,还需要考虑经济性(初投资和运行费用)、使用寿命、维护管理难易程度、安全性和可靠性、对环境的影响、当地能源结构、建筑特点等因素。本节只从能耗角度来评价冷热源型式。

热源的种类有热电站、热泵、直燃型溴化锂吸收式冷热水机组、区域锅炉房、小型锅炉(燃煤、燃油或燃煤气)。显然,热电站的能量利用效率最高,因为热电站的热量大部分利用了汽轮机动力循环在凝汽器中排出的热量,这部分热量本来是排到大气中去的。热泵由于低位热源的种类不同,它的制热性能系数  $COP_h$  (供热量与能耗之比)相差甚大。对于空气做低位热源的热泵,随着室外气温的下降,制热性能系数和供冷量将不断下降。例如,某公司生产的螺杆式风冷热泵冷热水机组,当室外空气温度  $7^{\circ}\text{C}$ ,热水温度  $45^{\circ}\text{C}$  时,供热量为  $854\text{kW}$ ,消耗功率  $285\text{kW}$ ,  $COP_h = 2.96$ 。当室外空气温度降到  $-15^{\circ}\text{C}$  时,热水温度不变,这时供热量为  $519\text{kW}$ ,为原来的  $61\%$ ;  $COP_h = 2.33$ 。虽然热泵的  $COP_h$  总是大于 1,与用电直接采暖相比,总是优于电采暖的。但我国目前的电能绝大部分是消耗一次能耗——煤而获得的。我国 1997 年平均的发电的标准煤耗为  $408\text{g/kWh}$ ,折合成发电效率为 0.3。如果再考虑输配电的效率为 0.9,实际电能的一次能源效率为 0.27。因此,在火力发电站供应电能的地区,若热泵与区域锅炉房供热相比(设燃煤锅炉热效率 0.75,管网效率 0.95),只有当热泵  $COP_h > 2.64$  时才有节能意义;若与自备燃油锅炉供热相比(设锅炉热效率为 0.85,管网效率 0.95),则热泵的  $COP_h > 2.99$  时才节能。显然,用电能作采暖热源(电采暖)更不符合节能原则了。

对于燃煤锅炉,从能源利用效率来看,大型的区域锅炉房明显优于建筑自备的小型燃煤锅炉,这些小锅炉的热效率一般很低,有时甚至在 0.5 以下。目前我国的一些中心城市,从环保角度已不允许建筑物自备燃煤锅炉房,只允许使用燃气、燃油锅炉,这些锅炉的热效率都比较高,一般在 0.85 以上。直燃型溴化锂吸收式冷热水机组供热式的效率相当于燃油或燃气锅炉。

目前在国内常用的空调冷源有两大类——以电能作动力的蒸气压缩式制冷机和以热能为动力的吸收式制冷机。小型的家用空调机国内市场上主要是电动、风冷式的空调机,在名义工况(室内干球温度  $27^{\circ}\text{C}$ 、湿球温度  $19^{\circ}\text{C}$ ,室外温度  $35^{\circ}\text{C}$ )下的制冷能效比(制冷量与空调机输入功率之比)约为 2.6~2.9。以蒸气作动力的双效溴化锂吸收式制冷机或直燃型(燃油或燃气)溴化锂吸收式冷热水机,大部分厂家生产机组的制冷量在  $300\sim 5200\text{kW}$ ;个别厂可生产小型机组,冷量在  $300\text{kW}$  以下;最小的作家庭使用的小型直燃式冷热水机组冷量仅  $12\text{kW}$ 。在  $300\text{kW}$  以上的冷水机组中,国内市场上性能比较好的蒸气型双效溴化锂吸收式冷水机组的一次能耗指标(一次能源消耗与制冷量之比)约为 1.08(热源蒸气压力  $0.8\text{MPa}$ )~1.10(热源蒸气压力  $0.6\text{MPa}$ ),上述数据换算条件是:假定燃煤工业锅炉热效率 0.75,管网效率 0.95。如果是小型燃煤锅炉供应的蒸气,其一次能耗指标还要高一些。直燃型吸收式冷热水机组的一次能耗指标约为 0.8。电动水冷式的冷水机组,由于机型、单机制冷量、生产厂家不同,制冷性能系数  $COP_c$  (制冷量与消耗功率之比)相差甚大,制冷量  $100\text{kW}$  左右的活塞式冷水机组的  $COP_c$  一般约为 3.7 左右,有的仅 3.2 左右;  $3500\text{kW}$  左右性能较好的离心式冷水机组的  $COP_c$  约为 5.76~5.86。在  $500\text{kW}$  以上电动水冷式冷水机组中,较大型的性能比较好的冷水机组平均  $COP_c$  约为 5.7,较小型的性能比较好的冷水机组平均  $COP_c$  约为 5.0,按电能的一次能源效率 0.27

折算,电动水冷式冷水机组的一次能耗指标在 0.65~0.74。总体上看,在这种冷量范围内,电动式冷水机组的能量消耗小于由工业锅炉或小型锅炉提供蒸汽的双效溴化锂吸收式冷水机组或直燃型冷热水机组。上述比较中,制冷工况都在同一条件下,但忽略了两种制冷方式冷却水流量的差异。一般说,吸收式冷水机组由冷却水带走的热量约为制冷量的 1.77 倍,而电动冷水机组由冷却水带走的热量约为制冷量 1.2 倍,因此以热制冷的冷却水系统的能耗会高于以电制冷的冷却水系统。对于由热电站供热的吸收式制冷机组,在一定条件具有节能意义,应用时应作具体分析<sup>[15]</sup>。

冷源的能耗指标相差甚大。一般说大型建筑的冷源,宜选用能耗比较低的大型机组。冷量相近的同类型的制冷机,其性能差异也甚大,有时能耗可相差 20%。在选用时应对各种机组进行具体分析比较。

### 参 考 文 献

- [1] 中华人民共和国建设部《建设部建筑节能“九五”计划和 2010 年规划》
- [2] 周凤起. 21 世纪中国能源工业面临的挑战. 暖通空调. 2000 (4): 23~25
- [3] 中华人民共和国节约能源法. 1997 年 11 月 1 日公布
- [4] 方修睦, 赵立华, 许文发. 供热系统节能指标探讨. 暖通空调. 1998 (1): 11~14
- [5] 温丽. 对推进我国供热系统节能的看法和建议. 暖通空调. 1998 (1): 1~7
- [6] 色尚次等著, 王世康等译. 余热回收利用系统实用手册. 北京: 机械工业出版社, 1988
- [7] 曾庆棠. 空调冷却水系统运行分析及节能措施. 制冷. 1997 (3)
- [8] 中国农村能源行业协会, 太阳能热利用委员会. 中国太阳热水器产业发展规划建议及未来设想 (1996~2010)
- [9] С.Ганака, Р.Суда. Жилые Дома С Автономным Солнечным Теплохладоснабжением. Москва: Стройиздат. 1989
- [10] 陆亚俊, 高超. 通风除湿设计的室外计算参数确定. 暖通空调. 1997 (6): 70~72
- [11] 付祥钊. 长江流域住宅通风探讨. 全国暖通空调制冷学术年会论文集. 1994
- [12] 陈暘, 姚杨. 热回收最佳方案确定. 全国暖通空调制冷学术年会论文集. 1990
- [13] 徐邦裕, 陆亚俊, 马最良. 热泵. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
- [14] Н. 基恩, А. 哈登费尔特著, 耿惠彬译. 热泵 (第二卷). 北京: 机械工业出版社, 1987
- [15] 王亚茹, 陆亚俊. 热电联产供热系统的能耗分析. 哈尔滨建筑大学学报. 2000, (5): 90~94

## 第 15 章 暖通空调技术的应用

### 15.1 暖通空调设计概述

一幢理想的建筑,不仅有合理的平面和空间布局,而且具有完善的功能——有方便工作、学习、生活的设施,有满足人们视觉、听觉、热感觉、生理要求的舒适环境。设计这样的建筑,需要依靠建筑师和各专业工程师共同合作方能完成。建筑并不是土建外壳与各种设备的堆砌物,只有它们有机地结合,才能形成一个令人精神愉快、身心健康的舒适环境。因此,要求建筑师与其他专业工程师都必须有全局观点,把建筑作为一个整体来进行设计。虽然,暖通空调工程师主要负责对室内热环境、空气品质的控制进行设计,但他必须充分了解建筑对暖通空调的要求和暖通空调系统及设备对建筑及其他设施的影响。下面就民用建筑的暖通空调与建筑及其他设施的关系进行分析。

暖通空调系统的形式、设备类型的选择和系统的划分在一定程度上取决于房间的功能、建筑平面和层高、建筑装修要求等。因为,建筑功能不同,它们的热湿负荷特点、污染物种类、工作班次、对室内热环境及空气品质的要求均不同,只有某些系统形式和设备才可能获得最佳的效果。建筑平面、层高、装修要求又限制了某些系统和设备的应用或影响系统的划分。例如,建筑层高不太高时,限制了大型的全空气空调系统的应用;也影响了系统的划分;又如,建筑装修通常要求管道、设备暗装,限制了某些明装设备的应用。另一方面,暖通空调系统和设备都要占用一定的空间与面积,必然会影响建筑层高和平面布局(如安排机房、管井、风井等位置)。暖通空调系统还对周围环境有影响。例如,设备的噪声与振动,除了从设备的选型和采取必要的消声、隔振措施外,还应从建筑平面布局和建筑结构上采取措施,防止噪声、振动的传播。暖通空调系统还与其他设施有着相互的联系和影响。例如,暖通空调系统有给水和排水的需求,暖通空调管路与给水、排水、消防管路有交叉和占用管井等的矛盾;又如,制冷机房通常是建筑中的用能大户,因此在建筑布局上应使电制冷的机房与变电所靠近,以减少电能输送距离。由此可见,为了使暖通空调系统有机的融合于建筑中,在设计时,暖通空调工程师应当与建筑师、其他专业工程师互相提供信息,充分协调,解决矛盾,以获得暖通空调与建筑总体都是完美的设计。暖通空调工程师在设计中应从其他专业设计工程师了解的或向他们提供的资料有:

(1) 了解建筑类别、建筑平剖面、房间功能、工作班次、装饰要求、防火防烟分区划分、防烟楼梯、消防电梯及其前室的位置、建筑构造(墙、窗、门、屋面等)。

(2) 了解建筑结构概况——结构形式,梁、柱布置及尺寸,剪力墙,网架构造及尺寸等。

(3) 了解建筑中各种设备情况,如型号、功率、用热量、污染物发生量等。

(4) 了解给排水管路走向和其他设备的位置。

(5) 向建筑专业提供以下资料：各种机房面积、层高和位置等的要求；管井面积和位置要求；占用空间尺寸；在建筑上设置的新风口、排风口、回风口等的大小与位置；排烟与加压送风的风井大小与位置；设备平台位置与尺寸等。

(6) 向结构专业提供以下资料：屋盖、楼板、墙、尤其是剪力墙上各种预留洞（穿越管道或风口等的孔洞）的尺寸与位置；大型设备的重量、位置、基础尺寸等；吊装在网架或其他结构上的管路和设备的重量等。

(7) 向其他专业提供以下资料：用水量及用水点、排水点；总用电功率及相数；各设备功率及位置；暖通空调系统自控要求，建筑防排烟控制要求等。

一个暖通空调系统的优劣通常有很多指标来评价，如对环境控制功能，初投资、运行费用，设备寿命，能耗，对建筑的影响，对环境的影响等。其中初投资、运行费、维修费和寿命可以折算成一个指标——费用年值（经济评价中的一种方法），而其他一些指标就难于用一个统一的指标来评判。寻求一个完美的或是或最优的设计方案，对于只有一个评判指标，那是比较容易的；而对于有多个互相独立的评价指标，就比较困难。因为，它既不是，又不可能寻求各个指标都是最优，它需要进行综合、折衷，求得最优方案。科学的方法是采用多目标模糊优化方法来选取最优方案。对于业主，往往只追求经济指标最优，有时甚至只追求初投资最低的方案。对于设计者，应当有全局的观点，尤其要关注能耗指标和对环境的影响，选择全局最优的方案。

## 15.2 住宅建筑

住宅按住户集中程度分，有两类——单户型住宅和多户型住宅。单户型住宅有单层或2~3层建筑；多户型住宅有低层（1~3层），多层（4~6层），中高层（7~9层）和高层（10~30层）。我国的中心城市中，住宅建筑大部分是多层和高层；中等城市大部分为单层和多层；小城镇和农村大部分是单户型建筑。我国是发展中国家，大部分住宅的室内环境尚不够理想，而且差距甚大。发达地区住宅的室内环境条件优于欠发达地区；城市优于农村；中心城市优于小城市。

### 15.2.1 住宅的采暖

我国新修订规范<sup>[1]</sup>规定：累年日平均温度 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的天数 $\geq 90$ 天的地区宜采用采暖。这些地区的多层或高层住宅建筑宜采用集中式的热水采暖系统，这也是目前应用最为广泛的采暖系统。新建住宅的热水采暖系统应设置分户热量计和室温控制装置<sup>[1],[2]</sup>。热水采暖的热源首选是热电站的集中供热或工厂余热，其次是区域锅炉房。在中心城市通常已不允许使用效率低、污染环境的小型燃煤锅炉。当住宅建筑无集中供热时，宜选用燃气或油锅炉。

单户燃气热水采暖系统是日前发展起来的一种系统形式。每户是一个独立系统，热源为燃气热水器，所用的燃气可以是天然气、人工煤气或石油液化气。天然气或人工煤气由城市管网供应到住宅中各用户。这种单户采暖系统由用户自己管理，根据自己的意愿调节室温，容易计费（按燃气消耗量计费），比较灵活，但初投资较高，有一定安全隐患。燃

气热水器应选用强排式或平衡式的。平衡式燃气热水器燃烧所需的空气直接从室外引入,燃烧产生的烟气强排到室外。

目前国内有一些新建住宅采用了电采暖系统。这种系统的分户计量、调节、管理方便,但把高品位的电能直接转变为热能进行利用,并不符合能源合理利用的原则。因此,电采暖系统只在环保有特殊要求或电力峰谷差较大(利用低谷电蓄热)的地区,经技术经济比较合理时方可采用<sup>[1]</sup>。

在设计每户可以自己调节与控制的采暖系统时,应充分考虑到与相邻户在使用时间及温度设定值差异造成的附加热负荷。

在广大的小城镇和农村中,大部分的住宅是单户型的建筑。在大城市中一些老式住宅也都是单户型建筑。目前北方地区的单户型住宅仍大量采用火炕、火墙等的烟气采暖系统,这些系统通常与炊事炉灶结合在一起。有些地区使用小型火炉进行采暖。这种采暖方式的热效率低,卫生条件差,安全性差(易发生CO中毒),且污染环境。有条件的地方,应逐步进行改造。如推广单户热水采暖系统,太阳能房等。经济发达地区,可以采用热泵式系统。

## 15.2.2 通风与空调

住宅内污染物主要有人员和宠物的代谢产物和人活动产生的污染物,如抽烟、清扫、使用化学清洁剂、烹饪等活动产生的污染物。住宅中空气污染严重的房间是厨房,在烹饪过程中散发CO、NO<sub>x</sub>、CO<sub>2</sub>、油烟、水蒸气 and 致癌物等各种污染物。实测表明,使用液化石油气的无机械通风的厨房中,CO浓度为17mg/m<sup>3</sup>,NO<sub>2</sub>为0.79mg/m<sup>3</sup><sup>[3]</sup>,都超过了允许的浓度标准,NO<sub>2</sub>超标更严重(大气三级标准为0.3mg/m<sup>3</sup>)。住宅中卫生间也是空气质量差的房间,不通风的卫生间湿度大、有霉味、臭气等。为此应在厨房、卫生间设机械排风。厨房中可设置排烟罩,排风量360m<sup>3</sup>/h为宜。浴厕卫生间设排风扇,排风量36~90m<sup>3</sup>/h为宜。住宅中卧室和客厅中空气的污染物比较轻,一般有0.35次/h通风量即可,通常依靠自然渗风或适当开窗来实现。

我国只有一少部分的住宅装有空调。经济发达城市和南方炎热地区住宅装空调的比例相对比较高。随着我国经济的增长,空调住宅的比例将会逐年增加。住宅空调大多采用房间空调器,用户一般喜爱分体式机型。一般家庭只在住宅中的一、两个房间装空调器。当住宅内多个房间都需要空调时,宜选用一台室外机带多台室内机的VRV(变制冷剂流量)空调机。制冷剂流量的变化用变频或改变压缩机吸气容积来实现。这种系统既避免室外机太多影响建筑外观,而且运行比较节能。住宅设计时,应给住户预留空调器的机位、电源插头等。

## 15.3 商 场

### 15.3.1 概述

商场又称百货公司、百货大楼或购物中心等。大型商场营业面积上万平方米,有多层经营大厅;中型商场营业面积有几千平方米,是城市中多见的商场;小型商场营业面积几百到一千多平方米。有的商场不仅经营商品,而且还有餐饮、娱乐、休闲设施,如快餐



厅、冷饮厅、游艺厅、儿童乐园、电影厅等。营业大厅售货方式有柜台式售货和开架自选售货（通常称为超市）。商场营业大厅通常要求宽敞明亮，有高档的装修，大中型的商场普遍要求设有空调。本节主要叙述大、中型商场的暖通空调设计特点。

### 15.3.2 商场负荷

大、中型商场有较大的内区，人员多，因此人员负荷和按人计算的新风负荷将占了冷负荷的大部分，而建筑围护结构负荷占的比例很小。正确估计人员密度直接影响到设计冷负荷计算的精度。国内曾有人实测过商场的客流量，指出了顾客密度的分配特点。一般认为<sup>[4]</sup>，大城市商场人员密度约为  $0.7 \sim 1.2$  人/ $\text{m}^2$ ；中小城市约为  $0.2 \sim 0.7$  人/ $\text{m}^2$ 。人员密度与营业区经营商品的品种、商场位置、楼层等因素有关。地处繁华商业区，经营服装、针织品、儿童用品、副食等的营业区，多层建筑中一、二层的人员密度通常要大些，宜取大值；而地处非商业区，经营工艺品、珠宝首饰、钟表、文教体育用品、精品、高档商品，多层建筑中的顶上一、二层人员密度要小些，宜取小值。

灯光负荷是不均匀的，当无具体灯光功率分布的数据时，可按如下取值：一般的营业厅平均为  $20 \sim 40\text{W}/\text{m}^2$ ；珠宝金银首饰部或需要特殊展示商品的区域平均约为  $60 \sim 80\text{W}/\text{m}^2$ ；休息区、接待处、洗手间等平均为  $20\text{W}/\text{m}^2$ 。

商场的发热设备主要有自动扶梯、食品冷藏陈列柜。自动扶梯为  $7.5 \sim 11\text{kW}/\text{台}$ 。食品冷藏陈列柜有封闭式和敞开式两类。自选商场中通常是敞开式的。这类陈列柜有卧式和立式（有多层隔板）两种。陈列柜中所带制冷设备的容量与开口面积、柜内温度、柜的形式等有关。无确切资料时，敞开式陈列柜形成的冷负荷可取如下数值：冷却物陈列柜（ $0^\circ\text{C}$ 左右）卧式约为  $190\text{W}/\text{m}$ （按每米柜长计），立式约为  $650\text{W}/\text{m}$ ；冻结物陈列柜（ $-12 \sim -18^\circ\text{C}$ ）卧式约为  $300\text{W}/\text{m}$ ，立式约为  $1400\text{W}/\text{m}$ 。

### 15.3.3 商场室内参数与空气品质问题

根据我国的设计规范及有关标准规定，商场夏季的室内参数定在气温  $24 \sim 28^\circ\text{C}$ ，相对湿度  $40\% \sim 65\%$ 。目前商场空调系统大多采用全空气系统。为了节能及实际上夏季时蒸汽或热水锅炉不运行，故都不设再加热器，而采用露点送风方案。实测表明，国内大中型商场中夏季室内相对湿度达不到设计要求，一般为  $70\% \sim 85\%$ <sup>[5]</sup>。其原因是商场室内冷负荷中人员占了相当大的比例（约占  $60\% \sim 90\%$ ），导致室内的热湿比很小，约为  $5000 \sim 8000\text{kJ}/\text{kg}$ 。这时，在露点送风的空调系统中，用常规的空调设备已无法处理到所要求的送风状态点，致使室内空气状态点向右移动（湿度增大）。如果室内相对湿度在  $70\% \sim 80\%$ ，而温度在  $27 \sim 28^\circ\text{C}$ ，就会使人感觉不舒适。为此应适当降低室温，如降到  $25^\circ\text{C}$  以下，以改善室内的热舒适状态。

国内商场，由于客流量大，多数商场的室内空气的含尘浓度、浮菌浓度都超标。实测表明，机械进排风系统不运行条件下，商场内的含尘浓度高达  $3\text{mg}/\text{m}^3$ ，为允许浓度（ $0.15\text{mg}/\text{m}^3$ ）的 20 倍；浮菌浓度高出室外 7~24 倍。而一些设有空调的商场，由于空调机组中只设有效率较低过滤网，室内的含尘浓度和浮菌浓度也都超过允许浓度。为改善商场内空气品质，空调系统应设有初、中效两级过滤，第一级初效过滤器的大气尘计数效率  $>50\%$ ，第二级中效过滤器的大气尘计数效率  $70\% \sim 90\%$ 。

#### 15.3.4 空调系统

商场特点是：空间大，装饰要求高，冷负荷中湿负荷较大，室内污染物（灰尘和细菌）量较多，一般说不宜采用风机盘管加新风系统。因这种系统有以下难于克服的缺点：风机盘管的盘管为2~3排，除湿能力较低；风机盘管无空气过滤器或只有效率很低的过滤器，且机外余压很小，无法再增设初中效过滤器；每台机组的制冷量很小，在营业厅中装有太多的风机盘管，管理和维修均很不方便。一般说在商场中宜采用全空气系统。组合式空气处理机组可以有较大的空气去湿和过滤能力，从功能来说，是比较理想的设备；但它需要有机房，对于寸土寸金的商场来说又是比较严重的缺陷。吊挂式或柜式空调机组具有不占或少占建筑面积的优点；但缺点有：空气过滤能力通常很低，有的机组所配置的盘管排数少，除湿能力低，维修不便。因此，采用这类机组时，应增设初、中效过滤，选用配置6~8排盘管的空调机组。寒冷地区的全年空调系统慎用直接引入室外新风的吊挂式机组，以防因不易操作管理而被冻坏。

有采暖要求的地区，商场的周边区与内区的系统应分开设置，以便可以同时实现内区供冷、周边区供热或夜间用周边区系统采暖维持室内一定温度。特别是一些寒冷地区，最好在周边区增设一套热水采暖系统，作夜晚值班采暖和白天对周边区补充供热用。

### 15.4 餐 饮 厅

餐饮厅的种类很多，有中餐厅、西餐厅、火锅餐厅、快餐厅、冷饮厅、茶座、咖啡厅、酒吧等。餐饮店有的是独立经营，有的可附设在旅馆、商场、休闲娱乐中心内。中、高档的餐饮厅都设有空调。一些分散的、独立经营小型餐饮厅大部分采用自带冷机的空调机。集中的餐饮中心或附设于大型建筑（如旅馆、商场等）内的餐饮厅大多采用有集中冷、热源的空调系统。

餐饮厅的冷负荷主要是人员负荷和按入计算的新风负荷，尤其在室内区很大或设在室内区的餐饮厅，这些负荷占的比例更大。此外，经营中餐的餐厅，食物负荷也不应忽视。餐厅的人员密度平均为0.5~1.2人/m<sup>2</sup>，它与经营的品种、餐厅的档次、地理位置有关。装修豪华的高档餐厅、KTV餐厅、人员密度小些；快餐、中餐、火锅等餐厅的人员密度大些；西餐、茶座、咖啡厅等人员密度小些；繁华区、车站区、餐饮业集中区人员密度要大些。中式菜肴的冷负荷平均为43W/人，其中潜热负荷为24W/人；西餐菜肴的冷负荷平均为17W/人，其中潜热负荷为8.5W/人；酒精膏火锅冷负荷平均为630W/人，其中潜热冷负荷为430W/人；燃气火锅冷负荷平均为350W/人（液化石油气、人工煤气和天然气做燃料的火锅是每台10人食用的平均值），其中潜热冷负荷230W/人<sup>[6]</sup>。

与商场的负荷特点相似，餐厅的室内冷负荷中人员和食物冷负荷占了大部分，且60%以上是潜热冷负荷。因此，餐厅空调系统应有较大的去湿能力。对于包房和小餐厅，如果空调系统采用风机盘管系统加新风系统，风机盘管应选用3排管的盘管，新风系统的新风应处理到室内露点以下，使新风负担室内一部分湿负荷。餐厅的室内条件，宜适当降低干球温度（25℃以下），而相对湿度可适当增大（70%~80%）。

火锅餐厅有一个特殊问题，室内污染物散发量大。据实际测定，酒精膏火锅及三种燃

气(灶)火锅的  $\text{CO}$ 、 $\text{CO}_2$ 、 $\text{NO}_x$  发生量及空气消耗量列于表 15-1 中。如果火锅餐厅中无机械通风措施,则室内空气品质将相当恶劣。

火锅的  $\text{CO}$ 、 $\text{CO}_2$ 、 $\text{NO}_x$  发生量及空气消耗量 (g/s) 表 15-1

燃料种类	$\text{CO}$	$\text{CO}_2$	$\text{NO}$	空气耗量
酒精膏	$6.67 \times 10^{-5}$	$4.45 \times 10^{-2}$	—	0.152
人工煤气	$2.13 \times 10^{-4}$	0.138	$6.7 \times 10^{-5}$	2.02
液化气	$2.47 \times 10^{-4}$	0.30	$3.65 \times 10^{-5}$	2.48
天然气	$3.10 \times 10^{-4}$	0.09	$3.2 \times 10^{-5}$	1.75

设有一火锅小餐厅,面积  $8\text{m}^2$ ,层高  $2.7\text{m}$ ,自然通风换气量约为  $0.4$  次/h,有 5 台酒精膏火锅或 1 台液化气火锅 (10 人食用)。1.5h 后,酒精膏火锅和液化气火锅餐厅内的污染物浓度分别为: $\text{CO}$ —— $62.7\text{mg}/\text{m}^3$  和  $46.4\text{mg}/\text{m}^3$ , $\text{CO}_2$ —— $41.8\text{mg}/\text{m}^3$  和  $54\text{mg}/\text{m}^3$ , $\text{NO}_2$ —— $2.1\text{mg}/\text{m}^3$  (液化气火锅)。与允许浓度 ( $\text{CO}$ —— $10\text{mg}/\text{m}^3$ 、 $\text{CO}_2$ —— $2.7\text{g}/\text{m}^3$ 、 $\text{NO}_2$ —— $0.3\text{mg}/\text{m}^3$ ) 相比,室内污染物的浓度严重超标。治理火锅餐厅污染物的有效措施是:(1) 设置局部排风系统,(2) 加大新风供应量,(3) 采用下部低速送风(置换通风)的气流组织。如果不设局部风罩,送入房间的新风与室内空气充分混合,并认为  $\text{CO}$  与  $\text{NO}_2$  对人的危害有叠加作用,允许浓度  $\text{CO}_2$  放宽到  $3.6\text{mg}/\text{m}^3$ , $\text{CO}$  与  $\text{NO}$  允许浓度同前,则每台火锅所需的新风量分别为:酒精膏火锅  $60\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{台})$  (按  $\text{CO}_2$  计算,包括人的  $\text{CO}_2$  散发量);人工煤气火锅  $900\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{台})$  (按  $\text{CO}$  和  $\text{NO}$  计算);液化气和天然火锅  $500\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{台})$  (按  $\text{CO}$  和  $\text{NO}$  计算)。设计时根据送排风方式和有无局部排风,新风量的取值适当增减。

## 15.5 体育休闲俱乐部

以体育作休闲、娱乐的项目很多,有游泳、保龄球、象棋、桥牌、台球、器械健身、滑冰、冰壶、乒乓球……。这类俱乐部中有的设有一项活动,有的设有多项活动。俱乐部中还经常附设餐饮厅、儿童游乐场等。本节只论述保龄球馆和游泳馆的暖通空调问题。

### 15.5.1 保龄球馆

保龄球道总长约为  $25.3\text{m}$ ,包括自动置瓶机系统、球床 (约  $18.3\text{m}$ )、球员投球道 (约  $4.9\text{m}$ )。接着为  $2.7\sim 3.6\text{m}$  的球员座席区;后面为观众席 (每排座位约  $1.1\text{m}$ )。自动置瓶机系统后部有  $0.9\sim 1.5\text{m}$  的维修通道。每两条球道为一组,宽  $3.38\text{m}$ ,共用一套回球系统。室内天花板高  $3.6\sim 4.2\text{m}$ 。保龄球馆的特点是场地虽然很大,但运动员、工作人员和观众都集中在球员席和观众席,而大部分区域无人。因此,保龄球馆只需在投球线后运动员区和观众席进行空调,而大部分区域不需空调。需要空调的区域的室内冷负荷主要是人员负荷。座席区的人员密度约为  $0.7$  人/ $\text{m}^2$ 。球员活动区域的灯光负荷不大,在投球区一般不设灯光,球员座席区灯光功率密度  $20\sim 30\text{W}/\text{m}^2$ 。观众席灯光密度为  $20\sim 60\text{W}/\text{m}^2$ 。保龄球场通常不希望太阳辐射,因此,窗户面积很小,由太阳辐射引起的冷负荷很

少。球道区虽然不需空调,但应将这区域内围护结构及灯光的热量的 15%~30% 计入空调负荷。当无排风系统或在投球线处上方无挡板时,宜取大值。球道区灯光功率的密度约为  $30\sim 40\text{W}/\text{m}^2$ 。非空调区的热量计入空调负荷的经验数据为按投球线垂直面积计算的冷负荷约为  $16\sim 32\text{W}/\text{m}^2$ 。由于冷负荷中主要是人体散热负荷,潜热负荷的比例很大,要求空调系统的空气处理设备具有较强的去湿功能。通常情况下,保龄球场地宜选用全空气空调系统。系统的新风量宜取  $25\sim 50\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ (后者用于场内有吸烟)。在置瓶机室设排风系统,以排除设备发热量。保龄球场应保持一定正压,因此,回风量与排风量之和不超过送风量的 85%~90%。

在采暖地区,如果保龄球场地的非空调区及置瓶机室有外墙或屋面,则应设置散热器采暖系统,以保证这些地方冬季有一定的室内温度。

### 15.5.2 室内游泳池

室内游泳池和戏水池是面向公众的体育健身和游乐的场所。室内无观众,只有参与运动或戏水的人士。这类场所室内参数宜为  $25\sim 29^\circ\text{C}$ ,相对湿度 40%~75%。游泳池的池水温度一般在  $24\sim 27^\circ\text{C}$ 。室内相对湿度既不宜太大,也不宜太小。湿度太大,可能导致围护结构表面或内部结露或结霜,破坏保温性能,降低材料强度,并使表面发生霉变;也会导致金属器件锈蚀。但是湿度太小,人出水后,会加速身体上水分蒸发,使人有冷感。池厅内温度稍高些 ( $>29^\circ\text{C}$ ),不致使人感到热,因为在水中的人仅身体的一小部分感受室温的影响,而人出水后,身体上水分蒸发增强了人体的散热。但池厅内温度不应太低,否则人出水后会有冷感。

池厅内的冷负荷的特点是潜热负荷(湿负荷)大,而显热负荷小。夏季负荷的来源主要有围护结构温差传热,通过窗户的太阳辐射热量、人体和灯光的热量、池水散湿等。其中围护结构温差传热很小,如果邻室是空调房间,还会向邻室传出热量。通过窗户进入的太阳辐射热,有一部分被池水所吸收,只有部分形成冷负荷。池厅内的人员密度约为  $0.2\sim 0.3\text{人}/\text{m}^2$ ,其中大部分人在水中(估计 70%以上),这部分人散出的显热被水吸收,只有呼吸散发的潜热形成冷负荷。游泳池水面及部分湿地面散出大量水汽(潜热冷负荷),同时还吸收空气热量。而灯光散热量中约有 30% 以对流方式进入空气成为冷负荷;70% 的辐射热量中投射到水面部分为水所吸收,面投射到墙、地等的热量,只有在壁面温度高于空气温度时才通过对流传递给空气成为冷负荷。由上分析可见,池厅内的冷负荷中潜热部分占了大部分,估计在 70% 以上,有些场合可达到 90%。因此游泳池厅的空调以除湿为主。

公众游泳池厅内除湿的方法目前常用的方法有两种——冷却方法和通风方法。冷却方法在对室内进行除湿的同时,也给室内带入了过多的显热冷量。当采用冷却方法的常规空调系统时,由于室内的热湿比很小(一般小于  $3500\text{kJ}/\text{kg}$ ,有时甚至达到  $2800\text{kJ}/\text{kg}$ ),必须采用再加热空气处理方案,才有可能达到室内湿度的控制要求。通风方法显然具有节省制冷量和再加热的优点,但受室外气象条件的限制。只有在室外的含湿量小于室内含湿量时才可能应用通风方法进行除湿,一般说大约有  $1\text{g}/\text{kg}$  的湿差,除湿所用的风量不致过大。

通风方法除湿的通风量是根据室内的散湿量及室内外含湿量差来确定。由于室内外的

湿差有时很小,因此准确确定室外的含湿量值很重要。室内的含湿量应当充分考虑当地大气压的影响,我国地域辽阔,大气压相差甚大,在同一室内温湿度条件下,各地的含湿量值相差可达 $5.6\text{g/kg}$ 。而室外含湿量值应取每年不保证小时数的含湿量。文献[7]给出了每年不保证200h的水蒸气分压力值。主要城市的每年不保证50h、120h、150h的室外含湿量值如表15-2所示<sup>[8]</sup>。一般说,取120h不保证含湿量值进行设计是可行的,我国的云南、贵州、甘肃、宁夏、新疆、内蒙古、黑龙江、吉林、西藏、青海等大部分地区都可以采用通风除湿,而且室外干球温度不太高,有一定消除室内显热冷负荷的能力。

对于辽宁、北京、河北北部、陕西等大部分地区,夏季不保证120h的含湿量大都在 $19\text{g/kg}$

左右,通风有一定除湿能力,但干球温度较高,只用通风方法除湿无法对室内温度进行控制。这些地方,宜采用通风与冷却两种方法共同对室内的温、湿度进行控制的方案。冷却能力应能消除室内显热冷负荷及新风带入的显热冷负荷,而通风量应能消除室内的余湿(减去冷却消除了一部分余湿)。当室外温度下降时,可逐渐增大通风量,直到全部采用通风。用这种方案比单纯用冷却方法可以节省再加热量,而且也节省了冷量。

主要城市不同不保证小时的含湿量 ( $\text{g/kg}$ ) 表 15-2

城市	50h	120h	150h
呼和浩特	16.27	14.98	14.71
昆明	17.22	16.71	16.55
兰州	15.07	13.85	13.60
银川	16.80	15.53	15.17
贵阳	18.57	18.00	17.92
乌鲁木齐	10.80	9.93	9.72
哈尔滨	17.99	16.66	16.32
长春	18.82	17.63	17.24
沈阳	19.36	18.21	17.95
西安	20.11	19.15	18.83
北京	20.43	19.24	18.98

对于我国长江流域、东南沿海等大部分地区,夏季含湿量、干球温度均比较高,通风已无除湿能力,而且还增加了冷负荷。因此只能采用冷却方法对室内温湿度进行控制。比较合理方案是采用调温除湿机空调系统。这种除湿机可以利用部分冷凝热量作再加热用(可调的),从而实现了对室内温度的控制,比常规空调系统节省了再加热量。

我国各类地区,在过渡季和冬季,游泳池大厅的除湿都可采用通风的方法,通风量根据室内的湿度进行调节,但不应小于满足人员必需的最小新风量。

## 15.6 办 公 楼

办公楼中设有各种办公室、会议室、会客室等房间,有些大型办公楼还附设餐厅、商店、娱乐室等。本节只讨论有关办公室的暖通空调问题。办公室有两种形式——开敞式大办公室和个人小办公室。大办公室人均占有面积约 $7\text{m}^2/\text{人}$ ( $0.14\text{人}/\text{m}^2$ );个人小办公室人均占有面积约 $14\sim 18\text{m}^2/\text{人}$ ;会议室人员比较密集,一般约 $0.3\sim 0.6\text{人}/\text{m}^2$ ,大会议的人员密度相对要大些。现代化的办公室,每个职员都配有个人计算机,灯光与办公设备的电功率合计约为 $20\sim 55\text{W}/\text{m}^2$ 。会议室中灯光的电功率约为 $40\text{W}/\text{m}^2$ 。

大面积办公室可分成周边区和内区。这两个区的负荷特点不一样,周边区与室外条件有着密切联系,尤其有大面积玻璃窗的建筑,太阳辐射冷负荷大,朝向、天气的阴暗都将影响这部分的负荷。不同的朝向有着不同的负荷。内区全年都有冷负荷(人员、灯光、办

公设备等的负荷)。因此,这种形式的办公室应将内区、外区分别设置系统,周边区还应按朝向分设系统。

适用于办公楼的空调系统的形式很多,有风机盘管或诱导器或辐射顶板的水/空气系统,双管空调系统,变风量和定风量的全空气空调系统、水环热泵系统等。目前国内应用比较多的系统是风机盘管加新风系统。有内、外区的大型办公楼,周边区可采用水/空气系统,内区采用全空气系统;或采用水环热泵系统。小型办公楼比较经济的空调方案是采用自带冷机的空调机组作空气处理设备的全空气空调系统,并在周边区设散热器采暖系统(采暖地区);或采用空气做低位热源的空调机组的全空气空调系统。有些办公楼设有计算机中心,通常要求24h工作,它与办公楼的工作时间(一般为8h—18h,有的到22h)不一致,因此计算机中心的空调应该有独立冷源,如采用自带冷机的空调机组的全空气空调系统。

办公楼中工作人员是长期在这种环境中工作的,室内空气品质对人员的健康有着密切的关系。不良的空气品质导致人群患“病态建筑综合症”。改善空气品质不可缺少的是供应足够的新风。但目前有一些设有空调的办公楼没有新风系统或有新风系统而不运行;尤其是采用自带空调机组的空调系统经常忽视引入新风。美国ASHRAE新标准中,办公室的需要新风量为 $36\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。我国正在修订中的新标准提高了要求,一般办公楼为 $20\sim 30\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ ,高级办公楼 $35\sim 50\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 。

### 参 考 文 献

- [1] 采暖通风与空气调节设计规范(局部修订—采暖部分)(GBJ19—87).2001
- [2] 中华人民共和国建设部.民用建筑节能管理规定.2000
- [3] 林润全,单寄平.住宅厨房污染与国内外排烟器研制生产情况综述.暖通空调.1987(4):1~6
- [4] 高甬生等.大中型商场空调负荷问题.暖通空调.1995(4):46~50
- [5] 殷平.商业建筑空调设计方法.暖通空调.1994(3):1~7
- [6] 张继薇,陆亚俊.火锅餐厅的产热产湿量与空调负荷.暖通空调.2002(1):64~66
- [7] 电子工业部第十设计研究室主编.空气调节设计手册.北京:中国建筑工业出版社,1995
- [8] 陆亚俊,高超.通风除湿设计的室外计算参数确定.暖通空调.1997(6):70~72

# 附录

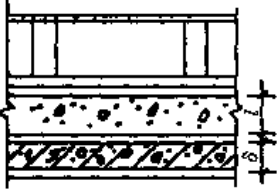
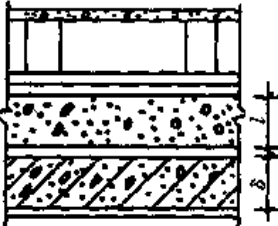
部分城市室外气象参数

附录 2-1

序号	地名	台站位置			大气压力 (hPa)		年平均 温度 (℃)	室外计算(干球)温度(℃)								夏季空气 调节室外 计算湿球 温度 (℃)
								冬 季								
		北纬	东经	海拔 (m)	冬季	夏季		采暖	空气 调节	最低 日平均	通风	通风	空气 调节	空气 调节 日平均	计算日 较差	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
01	北京	39°48′	116°28′	31.2	1020.4	998.6	11.4	-9	-12	-15.9	-5	30	33.2	28.6	8.8	20.9
02	天津	39°06′	117°10′	3.3	1026.6	1004.8	12.2	-9	-11	-13.1	-4	29	33.4	29.2	8.1	26.9
03	沈阳	41°46′	123°26′	41.6	1020.8	1007.7	7.8	-19	22	-24.9	-12	28	31.4	27.2	8.1	25.4
04	哈尔滨	45°41′	126°37′	171.7	1001.5	985.1	3.6	-26	-29	-33.0	-20	27	30.3	26.0	8.3	23.4
05	上海	31°10′	121°26′	4.5	1025.1	1005.3	15.7	-2	-4	6.9	3	32	34.0	30.4	6.9	28.2
06	南京	32°00′	118°48′	8.9	1025.2	1004.0	15.3	-3	-6	-9.0	2	32	35.0	31.4	6.9	28.3
07	武汉	30°37′	114°08′	23.3	1023.3	1001.7	16.3	-2	-5	-11.3	3	33	35.2	31.9	6.3	28.2
08	广州	23°03′	113°19′	6.6	1019.5	1004.5	21.8	7	5	2.9	13	31	33.5	30.1	6.5	27.7
09	重庆	29°35′	106°28′	259.1	991.2	973.2	18.3	4	2	0.9	7	33	36.5	32.5	7.7	27.3
10	昆明	25°01′	102°41′	1891.4	811.5	808.0	14.7	3	1	-3.5	8	23	25.8	22.2	6.9	19.9
11	西安	34°18′	108°56′	396.9	978.7	959.2	13.3	-5	-8	-12.3	-1	31	35.2	30.7	8.7	26.0
12	兰州	36°03′	103°53′	1517.2	851.4	843.1	9.1	-11	-13	-15.8	-7	26	30.5	25.8	9.0	20.2
13	乌鲁木齐	43°47′	87°37′	917.9	919.9	906.7	5.7	-22	-27	33.3	-15	29	34.1	29.0	9.8	18.5

屋面构造类型

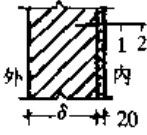
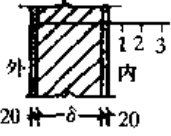
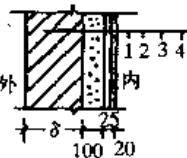
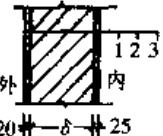
附录 2-2

序号	构造	壁厚 $\delta$ (mm)	保温层		导热热阻 ( $\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ )	传热系数 [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]	质量 ( $\text{kg} / \text{m}^2$ )	热容量 [ $\text{kJ} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]	类型
			材料	厚度 $l$					
1	 <p>1. 预制细石混凝土板 25mm, 表面喷白色水泥浆 2. 通风层 <math>\geq 200\text{mm}</math> 3. 卷材防水层 4. 水泥砂浆找平层 20mm 5. 保温层 6. 隔汽层 7. 找平层 20mm 8. 预制钢筋混凝土板 9. 内粉刷</p>	35	水泥膨胀珍珠岩	25	0.77	1.07	292	247	IV
				50	0.98	0.87	301	251	IV
				75	1.20	0.73	310	260	III
				100	1.41	0.64	318	264	III
				125	1.63	0.56	327	272	III
				150	1.84	0.50	336	277	III
				175	2.06	0.45	345	281	II
				200	2.27	0.41	353	289	II
			沥青膨胀珍珠岩	25	0.82	1.01	292	247	IV
				50	1.09	0.79	301	251	IV
				75	1.36	0.65	310	260	III
				100	1.63	0.56	318	264	III
				125	1.89	0.49	327	272	III
				150	2.17	0.43	336	277	III
				175	2.43	0.38	345	281	II
				200	2.70	0.35	353	289	II
			加气混凝土	25	0.67	1.20	298	256	IV
				50	0.79	1.05	313	268	IV
				75	0.90	0.93	328	281	III
				100	1.02	0.84	343	293	III
				125	1.14	0.76	358	306	III
				150	1.26	0.70	373	318	III
				175	1.38	0.64	388	331	III
				200	1.50	0.59	403	344	II
2	 <p>1. 预制细石混凝土板 25mm, 表面喷白色水泥浆 2. 通风层 <math>\geq 200\text{mm}</math> 3. 卷材防水层 4. 水泥砂浆找平层 20mm 5. 保温层 6. 隔汽层 7. 现浇钢筋混凝土板 8. 内粉刷</p>	70	水泥膨胀珍珠岩	25	0.78	1.05	376	318	III
				50	1.00	0.86	385	323	III
				75	1.21	0.72	394	331	III
				100	1.43	0.63	402	335	II
				125	1.64	0.55	411	339	II
				150	1.86	0.49	420	348	II
				175	2.07	0.44	429	352	II
				200	2.29	0.41	437	360	I
			沥青膨胀珍珠岩	25	0.83	1.00	376	318	III
				50	1.11	0.78	385	323	III
				75	1.38	0.65	394	331	III
				100	1.64	0.55	402	335	II
				125	1.91	0.48	411	339	II
				150	2.18	0.43	420	348	II
				175	2.45	0.38	429	352	II
				200	2.72	0.35	437	360	I
			加气混凝土	25	0.69	1.16	382	323	III
				50	0.81	1.02	397	335	III
				75	0.93	0.91	412	348	III
				100	1.05	0.83	427	360	II
				125	1.17	0.74	442	373	II
				150	1.29	0.69	457	385	I
				175	1.41	0.64	472	398	I
				200	1.53	0.59	487	411	I



外墙结构类型

附录 2-3

序号	构造	壁厚 $\delta$ (mm)	保温厚 (mm)	导热热阻 ( $\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ )	传热系数 [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]	质量 ( $\text{kg} / \text{m}^2$ )	热容量 [ $\text{kJ} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]	类型
1	 <p>1. 砖墙 2. 白灰粉刷</p>	240		0.32	2.05	464	406	Ⅲ
		370		0.48	1.55	698	612	Ⅱ
		490		0.63	1.26	914	804	I
2	 <p>1. 水泥砂浆 2. 砖墙 3. 白灰粉刷</p>	240		0.34	1.97	500	436	Ⅲ
		370		0.50	1.50	734	645	Ⅱ
		490		0.65	1.22	950	834	I
3	 <p>1. 砖墙 2. 泡沫混凝土 3. 木丝板 4. 白灰粉刷</p>	240		0.95	0.90	534	478	Ⅱ
		370		1.11	0.78	768	683	I
		490		1.26	0.70	984	876	0
4	 <p>1. 水泥砂浆 2. 砖墙 3. 木丝板</p>	240		0.47	1.57	478	432	Ⅲ
		370		0.63	1.26	712	608	Ⅱ

外墙冷负荷计算温度  $t_{c(t)}$  (°C)

附录 2-4

时 间 \ 朝向	I 型外墙				II 型外墙			
	S	W	N	E	S	W	N	E
0	34.7	36.6	32.2	37.5	36.1	38.5	33.1	38.5
1	34.9	36.9	32.3	37.6	36.2	38.9	33.2	38.4
2	35.1	37.2	32.4	37.7	36.2	39.1	33.2	38.2
3	35.2	37.4	32.5	39.2	36.1	38.0	33.2	38.0
4	35.3	37.6	32.6	37.7	35.9	39.1	33.1	37.6
5	35.3	37.8	32.6	37.6	35.6	38.9	33.0	37.3
6	35.3	37.9	32.7	37.5	35.3	33.6	32.8	36.9
7	35.3	37.9	32.6	37.4	35.0	38.2	32.6	36.4
8	35.2	37.9	32.6	37.3	34.6	37.8	32.3	36.0
9	35.1	37.8	32.5	37.1	34.2	37.3	32.1	35.5
10	34.9	37.7	32.5	36.8	33.9	36.8	31.8	35.2
11	34.8	37.5	32.4	36.6	33.5	36.3	31.0	35.0
12	34.6	37.3	32.2	36.9	33.2	35.9	31.4	35.0
13	34.4	37.1	32.1	36.2	32.9	35.5	31.3	35.2
14	34.2	36.9	32.0	36.1	32.8	35.2	31.2	35.6
15	34.0	36.6	31.9	36.1	32.9	34.9	31.2	36.1
16	33.9	36.4	31.8	36.2	33.1	34.8	31.3	36.6
17	33.8	36.2	31.8	36.3	33.4	34.8	31.4	37.1
18	33.8	36.1	31.8	36.4	33.9	34.9	31.6	37.5
19	33.9	36.0	31.8	36.6	34.4	35.3	31.8	37.9
20	34.0	35.9	31.8	36.8	34.9	35.8	32.1	38.2
21	34.1	36.0	31.9	37.0	35.3	36.5	32.4	38.4
22	34.3	36.1	32.0	37.2	35.7	37.3	32.6	38.5
23	34.5	36.3	32.1	37.3	36.0	38.0	32.9	38.6
最大值	35.5	37.9	32.7	37.7	36.2	37.9	33.2	38.8
最小值	33.8	35.9	31.8	36.1	32.8	34.8	31.2	35.0

 屋面冷负荷计算温度  $t_{c(t)}$  (°C)

附录 2-5

时 间 \ 屋面类型	I	II	III	IV	V	VI
0	43.7	47.2	47.7	46.1	41.6	38.1
1	44.3	46.4	46.0	43.7	39.0	35.5
2	44.8	45.4	44.2	41.4	36.7	33.2
3	45.0	44.3	42.4	39.3	34.6	31.4
4	45.0	43.1	40.6	37.3	32.8	29.8
5	44.9	41.8	38.8	35.5	31.2	28.4
6	44.5	40.6	37.1	33.9	29.8	27.2
7	44.0	39.3	35.5	32.4	28.7	26.5
8	43.4	38.1	34.1	31.2	28.4	26.8
9	42.7	37.0	33.1	30.7	29.2	28.6
10	41.9	36.1	32.7	31.0	31.4	32.0
11	41.1	35.6	33.0	32.3	34.7	36.7
12	40.2	35.6	34.0	34.5	38.9	42.2
13	39.5	36.0	35.8	37.5	43.4	47.8
14	38.9	37.0	38.1	41.0	47.9	52.9
15	38.5	38.4	40.7	44.6	51.9	57.1
16	38.3	40.1	43.5	47.9	54.9	59.8
17	38.4	41.9	46.1	50.7	56.8	60.9
18	38.8	43.7	48.3	52.7	57.2	60.2
19	39.4	45.4	49.9	53.7	56.3	57.8
20	40.2	46.7	50.8	53.6	54.0	54.0
21	41.1	47.5	50.9	52.5	51.0	49.5
22	42.0	47.8	50.3	50.7	47.7	45.1
23	42.9	47.7	49.2	48.4	44.5	41.3
最大值	45.0	47.8	50.9	53.7	57.2	60.9
最小值	38.3	35.6	32.7	30.7	28.4	26.5

I ~ IV型结构地点修正值  $t_d$  (°C)

附录 2-6

编号	城市	S	SW	W	NW	N	NE	E	SE	水平
1	北京	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2	天津	-0.4	-0.3	-0.1	-0.1	-0.2	-0.3	-0.1	-0.3	-0.5
3	沈阳	-1.4	-1.7	-1.9	-1.9	-1.6	-2.0	-1.9	-1.7	-2.7
4	哈尔滨	-2.2	-2.8	-3.4	-3.7	-3.4	-3.8	-3.4	-2.8	-4.1
5	上海	-0.8	-0.2	0.5	1.2	1.2	1.0	0.5	-0.2	0.1
6	南京	1.0	1.5	2.1	2.7	2.7	2.5	2.1	1.5	2.0
7	武汉	0.4	1.0	1.7	2.4	2.2	2.3	1.7	1.0	1.3
8	广州	-1.9	-1.2	0.0	1.3	1.7	1.2	0.0	-1.2	-0.5
9	昆明	-8.5	-7.8	-6.7	-5.5	-5.2	-5.7	-6.7	-7.8	-7.2
10	西安	0.5	0.5	0.9	1.5	1.8	1.4	0.9	0.5	0.4
11	兰州	-4.8	-4.4	-4.0	-3.8	-3.9	-4.0	-4.0	-4.4	-4.0
12	乌鲁木齐	0.7	0.5	0.2	-0.3	-0.4	-0.4	0.2	0.5	0.1
13	重庆	0.4	1.1	2.0	2.7	2.8	2.6	2.0	1.1	1.7

单层窗玻璃的  $K_w$  值 [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]

附录 2-7

$\alpha_0$ [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]	$\alpha_1$ [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]	5.3	6.4	7.0	7.6	8.1	8.7	9.3	9.9	10.5	11
11.6		3.87	4.13	4.36	4.58	4.79	4.99	5.16	5.34	5.51	5.66
12.8		4.00	4.27	4.51	4.76	4.98	5.19	5.38	5.57	5.76	5.93
14.0		4.11	4.38	4.65	4.91	5.14	5.37	5.58	5.79	5.81	6.16
15.1		4.20	4.49	4.78	5.04	5.29	5.54	5.76	5.98	6.19	6.38
16.3		4.28	4.60	4.88	5.16	5.43	5.68	5.92	6.15	6.37	6.58
17.5		4.37	4.68	4.99	5.27	5.55	5.82	6.07	6.32	6.55	6.77
18.6		4.43	4.76	5.07	5.61	5.66	5.94	6.20	6.45	6.70	6.93
19.8		4.49	4.84	5.15	5.47	5.77	6.05	6.33	6.59	6.84	7.08
20.9		4.55	4.90	5.23	5.59	5.86	6.15	6.44	6.71	6.98	7.23
22.1		4.61	4.97	5.30	5.63	5.95	6.26	6.55	6.83	7.11	7.36
23.3		4.65	5.01	5.37	5.71	6.04	6.34	6.64	6.93	7.22	7.49
24.4		4.70	5.07	5.43	5.77	6.11	6.43	6.73	7.04	7.33	7.61
25.6		4.73	5.12	5.48	5.84	6.18	6.50	6.83	7.13	7.43	7.69
26.7		4.78	5.16	5.54	5.90	6.25	6.58	6.91	7.22	7.52	7.82
27.9		4.81	5.20	5.58	5.94	6.30	6.64	6.98	7.30	7.62	7.92
29.1		4.85	5.25	5.63	6.00	6.36	6.71	7.05	7.37	7.70	8.00

双层窗玻璃的  $K_w$  值 [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]

附录 2-8

$\alpha_i [W/(m^2 \cdot K)] \backslash \alpha_o [W/(m^2 \cdot K)]$	5.8	6.4	7.0	7.6	8.1	8.7	9.3	9.9	10.5	11
11.6	2.37	2.47	2.55	2.62	2.69	2.74	2.80	2.85	2.90	2.73
12.8	2.42	2.51	2.59	2.67	2.74	2.80	2.86	2.92	2.97	3.01
14.0	2.45	2.56	2.64	2.72	2.79	2.86	2.92	2.98	3.02	3.07
15.1	2.49	2.59	2.69	2.77	2.84	2.91	2.97	3.02	3.08	3.13
16.3	2.52	2.63	2.72	2.80	2.87	2.94	3.01	3.07	3.12	3.17
17.5	2.55	2.65	2.74	2.84	2.91	2.98	3.05	3.11	3.16	3.21
18.6	2.57	2.67	2.78	2.86	2.94	3.01	3.08	3.14	3.20	3.25
19.8	2.59	2.70	2.80	2.88	2.97	3.05	3.12	3.17	3.23	3.28
20.9	2.61	2.72	2.83	2.91	2.99	3.07	3.14	3.20	3.26	3.31
22.1	2.63	2.74	2.84	2.93	3.01	3.09	3.16	3.23	3.29	3.34
23.3	2.64	2.76	2.86	2.95	3.04	3.12	3.19	3.25	3.31	3.37
24.4	2.66	2.77	2.87	2.97	3.06	3.14	3.21	3.27	3.34	3.40
25.6	2.67	2.79	2.90	2.99	3.07	3.15	3.20	3.29	3.36	3.41
26.7	2.69	2.80	2.91	3.00	3.09	3.17	3.24	3.31	3.37	3.43
27.9	2.70	2.81	2.92	3.01	3.11	3.19	3.25	3.33	3.40	3.45
29.1	2.71	2.83	2.93	3.04	3.12	3.20	3.28	3.35	3.41	3.47

玻璃窗传热系数的修正值

附录 2-9

窗框类型	单层窗	双层窗	窗框类型	单层窗	双层窗
全部玻璃	1.00	1.00	木窗框, 60%玻璃	0.80	0.85
木窗框, 80%玻璃	0.90	0.95	金属窗框, 80%玻璃	1.00	1.20

 玻璃窗冷负荷计算温度  $t_{c(\tau)}$  ( $^{\circ}C$ )

附录 2-10

时间 (h)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$t_i$	27.2	26.7	26.2	25.8	25.5	25.3	25.4	26.0	26.9	27.9	29.0	29.9
时间 (h)	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
$t_i$	30.8	31.5	31.9	32.2	32.2	32.0	31.6	30.8	29.9	29.1	28.4	27.8

玻璃窗的地点修正值  $t_d$  (°C)

附录 2-11

编号	城市	$t_d$	编号	城市	$t_d$	编号	城市	$t_d$	编号	城市	$t_d$
1	北京	0	11	杭州	3	21	成都	-1	31	二连	2
2	天津	0	12	合肥	3	22	贵阳	-3	32	汕头	1
3	石家庄	1	13	福州	2	23	昆明	-6	33	海口	1
4	太原	-2	14	南昌	3	24	拉萨	-11	34	桂林	1
5	呼和浩特	-4	15	济南	3	25	西安	2	35	重庆	3
6	沈阳	-1	16	郑州	2	26	兰州	-3	36	敦煌	-1
7	长春	-3	17	武汉	3	27	西宁	-8	37	格尔木	-9
8	哈尔滨	-3	18	长沙	3	28	银川	-3	38	和田	-1
9	上海	1	19	广州	1	29	乌鲁木齐	1	39	喀什	-1
10	南京	3	20	南宁	1	30	台北	1	40	库车	0

夏季各纬度带的日射得热因数最大值  $D_{J,max}$  ( $W/m^2$ )

附录 2-12

朝向 纬度带	S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	水平
20°	130	311	541	465	130	465	541	311	876
25°	146	332	509	421	134	421	509	332	834
30°	174	374	539	415	115	415	539	374	833
35°	251	436	575	430	122	430	575	436	844
40°	302	477	599	442	114	442	599	477	842
45°	368	508	598	432	109	432	598	508	811
拉萨	174	462	727	592	133	593	727	462	991

注：每一纬度带包括的宽度为  $\pm 2^\circ 30'$  纬度。

窗玻璃的  $C_g$  值

附录 2-13

玻璃类型	$C_g$ 值	玻璃类型	$C_g$ 值
“标准玻璃”	1.00	6mm 厚吸热玻璃	0.83
5mm 厚普通玻璃	0.93	双层 3mm 厚普通玻璃	0.86
6mm 厚普通玻璃	0.89	双层 5mm 厚普通玻璃	0.78
3mm 厚吸热玻璃	0.96	双层 6mm 厚普通玻璃	0.74
5mm 厚吸热玻璃	0.88		

注：1. “标准玻璃”系指 3mm 的单层普通玻璃；

2. 吸热玻璃系指上海耀华玻璃厂生产的浅蓝色吸热玻璃；

3. 表中  $C_g$  对应的内、外表放热系数为  $a_i = 8.7W/(m^2 \cdot K)$  和  $a_0 = 18.6W/(m^2 \cdot K)$ ；

4. 这里的双层玻璃内、外层玻璃是相同的。

窗内遮阳设施的遮阳系数  $C_i$  附录 2-14

内遮阳类型	颜色	$C_i$
白布帘	浅色	0.50
浅蓝布帘	中间色	0.60
深黄、紫红、深绿布帘	深色	0.65
活动百叶帘	中间色	0.60

窗的有效面积系数值  $C_a$  附录 2-15

窗的类别	单层 钢窗	单层 木窗	双层 钢窗	双层 木窗
有效面积 系数 $C_a$	0.85	0.70	0.75	0.60

北区(北纬27°30'以北)无内遮阳玻璃冷负荷系数

附录 2-16

时间 朝向	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
S	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.13	0.17	0.21	0.28	0.39	0.49	0.54	0.65	0.60	0.42	0.36	0.32	0.27	0.23	0.21	0.20	0.18	0.17
SE	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.22	0.34	0.45	0.51	0.62	0.58	0.41	0.34	0.32	0.31	0.28	0.26	0.22	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15
E	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.29	0.41	0.49	0.60	0.56	0.37	0.29	0.29	0.28	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13
NE	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.35	0.45	0.53	0.54	0.38	0.30	0.30	0.30	0.29	0.27	0.26	0.23	0.20	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13
N	0.26	0.24	0.23	0.21	0.19	0.18	0.44	0.42	0.43	0.49	0.56	0.61	0.64	0.66	0.66	0.63	0.59	0.64	0.64	0.38	0.35	0.32	0.30	0.28
NW	0.17	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.13	0.15	0.17	0.18	0.20	0.21	0.22	0.22	0.28	0.39	0.50	0.56	0.59	0.31	0.22	0.21	0.19	0.18
W	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17	0.18	0.25	0.37	0.47	0.52	0.62	0.55	0.24	0.23	0.21	0.20	0.18
SW	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.13	0.15	0.17	0.18	0.20	0.21	0.29	0.40	0.49	0.54	0.64	0.59	0.39	0.25	0.24	0.22	0.20	0.19
水平	0.20	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.16	0.22	0.31	0.39	0.47	0.53	0.57	0.69	0.68	0.55	0.49	0.41	0.33	0.28	0.26	0.25	0.23	0.21

北区有内遮阳玻璃冷负荷系数

附录 2-17

时间 朝向	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
S	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.11	0.18	0.26	0.40	0.58	0.72	0.84	0.80	0.62	0.45	0.32	0.24	0.16	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08
SE	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.30	0.54	0.71	0.83	0.80	0.62	0.43	0.30	0.28	0.25	0.22	0.17	0.13	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07
E	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.47	0.68	0.82	0.79	0.59	0.38	0.24	0.24	0.23	0.21	0.18	0.15	0.11	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06
NE	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.54	0.79	0.79	0.60	0.38	0.29	0.29	0.29	0.27	0.25	0.21	0.16	0.12	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06
N	0.12	0.11	0.11	0.10	0.09	0.09	0.59	0.54	0.54	0.65	0.75	0.81	0.83	0.83	0.79	0.71	0.60	0.61	0.68	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13
NW	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.09	0.13	0.17	0.21	0.23	0.25	0.26	0.26	0.35	0.57	0.76	0.83	0.67	0.13	0.10	0.09	0.09	0.08
W	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.08	0.11	0.14	0.17	0.18	0.19	0.20	0.34	0.56	0.72	0.83	0.77	0.53	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08
SW	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.09	0.13	0.17	0.20	0.23	0.23	0.38	0.58	0.73	0.63	0.79	0.59	0.37	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09
水平	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.13	0.26	0.42	0.57	0.69	0.77	0.58	0.84	0.73	0.84	0.49	0.33	0.19	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09

南区(北纬 27°30'以南) 无内遮阳窗玻璃冷负荷系数

附录 2-18

时间 朝向	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
S	0.21	0.19	0.18	0.17	0.16	0.14	0.17	0.25	0.33	0.42	0.48	0.54	0.59	0.70	0.70	0.57	0.52	0.44	0.35	0.30	0.28	0.26	0.24	0.22
SE	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.20	0.36	0.47	0.52	0.61	0.54	0.39	0.37	0.36	0.35	0.32	0.28	0.23	0.20	0.19	0.18	0.16	0.15
E	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.24	0.39	0.48	0.61	0.57	0.38	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27	0.23	0.21	0.18	0.17	0.15	0.14	0.13
NE	0.12	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.26	0.41	0.49	0.59	0.54	0.36	0.32	0.32	0.31	0.29	0.27	0.24	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14	0.13
N	0.28	0.25	0.24	0.22	0.21	0.19	0.38	0.49	0.52	0.55	0.59	0.63	0.66	0.68	0.68	0.68	0.69	0.69	0.60	0.40	0.37	0.35	0.32	0.30
NW	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.15	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.27	0.38	0.48	0.54	0.63	0.52	0.25	0.23	0.21	0.20	0.18
W	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.28	0.40	0.50	0.54	0.61	0.50	0.24	0.23	0.21	0.20	0.18
SW	0.18	0.17	0.15	0.14	0.13	0.12	0.13	0.16	0.19	0.23	0.25	0.27	0.29	0.37	0.48	0.55	0.67	0.60	0.38	0.26	0.24	0.22	0.21	0.19
水平	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.14	0.19	0.28	0.37	0.45	0.52	0.56	0.68	0.67	0.53	0.46	0.38	0.30	0.27	0.25	0.23	0.22	0.20

南区有内遮阳窗玻璃冷负荷系数

附录 2-19

时间 朝向	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
S	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.14	0.31	0.47	0.60	0.69	0.77	0.87	0.84	0.74	0.66	0.54	0.38	0.20	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10
SE	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.27	0.55	0.74	0.83	0.75	0.52	0.40	0.39	0.36	0.33	0.27	0.20	0.13	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07
E	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.36	0.63	0.81	0.81	0.63	0.41	0.27	0.27	0.25	0.23	0.20	0.15	0.10	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06
NE	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.40	0.67	0.82	0.76	0.56	0.38	0.31	0.30	0.28	0.25	0.21	0.17	0.11	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06
N	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.10	0.47	0.67	0.70	0.72	0.77	0.82	0.85	0.84	0.81	0.78	0.77	0.75	0.56	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14
NW	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.08	0.13	0.17	0.21	0.24	0.26	0.27	0.34	0.54	0.71	0.84	0.77	0.46	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08
W	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.07	0.12	0.16	0.19	0.21	0.22	0.23	0.37	0.60	0.75	0.84	0.73	0.42	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08
SW	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.09	0.16	0.22	0.28	0.32	0.35	0.36	0.50	0.69	0.84	0.83	0.61	0.34	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09
水平	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.09	0.21	0.38	0.54	0.67	0.76	0.85	0.83	0.72	0.61	0.45	0.28	0.16	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09

有罩设备和用具显热散热冷负荷系数

附录 2-20

连续使用 小时数	开始使用后的小时数																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.27	0.40	0.25	0.18	0.14	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.30	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.28	0.41	0.51	0.59	0.39	0.30	0.24	0.19	0.16	0.14	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
6	0.29	0.42	0.52	0.59	0.65	0.70	0.48	0.37	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04
8	0.31	0.44	0.54	0.61	0.66	0.71	0.75	0.78	0.55	0.43	0.35	0.30	0.25	0.22	0.19	0.16	0.14	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06
10	0.33	0.46	0.55	0.62	0.68	0.72	0.76	0.79	0.81	0.84	0.60	0.48	0.39	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
12	0.36	0.49	0.58	0.64	0.69	0.74	0.77	0.80	0.82	0.85	0.87	0.88	0.64	0.51	0.42	0.36	0.31	0.26	0.23	0.20	0.18	0.15	0.13	0.12
14	0.40	0.52	0.61	0.67	0.72	0.76	0.79	0.82	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.67	0.54	0.45	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.19	0.16
16	0.45	0.57	0.65	0.70	0.75	0.78	0.81	0.84	0.86	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.69	0.56	0.46	0.39	0.34	0.29	0.25	0.22
18	0.52	0.63	0.70	0.75	0.79	0.82	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.96	0.71	0.58	0.48	0.41	0.35	0.30

无罩设备和用具显热散热冷负荷系数

附录 2-21

连续使用 小时数	开始使用后的小时数																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.56	0.64	0.15	0.11	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.57	0.65	0.71	0.75	0.23	0.18	0.14	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01
6	0.57	0.65	0.71	0.76	0.79	0.82	0.29	0.22	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02
8	0.58	0.66	0.72	0.76	0.80	0.82	0.85	0.87	0.33	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03
10	0.60	0.68	0.73	0.77	0.81	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.36	0.29	0.24	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.07	0.06	0.05
12	0.62	0.69	0.75	0.79	0.82	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.93	0.38	0.31	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07
14	0.64	0.71	0.76	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.93	0.94	0.95	0.40	0.32	0.27	0.23	0.19	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10
16	0.67	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.42	0.34	0.28	0.24	0.20	0.18	0.15	0.13
18	0.71	0.78	0.82	0.85	0.87	0.99	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.98	0.43	0.35	0.29	0.24	0.21	0.18



照明散热冷负荷系数

附录 2-22

灯具 类型	空调设 备运行 时数 (h)	开灯 时数 (h)	开 灯 后 的 小 时 数																							
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
明 装 荧 光 灯	24	13	0.37	0.67	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.86	0.87	0.89	0.90	0.92	0.29	0.26	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11
	24	10	0.37	0.67	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.86	0.87	0.29	0.26	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08
	24	8	0.37	0.67	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.29	0.26	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
	16	13	0.60	0.87	0.90	0.91	0.91	0.93	0.93	0.94	0.94	0.95	0.95	0.96	0.96	0.97	0.29	0.26								
	16	10	0.60	0.82	0.83	0.84	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.88	0.90	0.32	0.28	0.25	0.23	0.19								
	16	8	0.51	0.79	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.29	0.26	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15								
	12	10	0.63	0.90	0.91	0.93	0.93	0.94	0.95	0.95	0.95	0.96	0.96	0.37												
暗 装 荧 光 灯	24	10	0.34	0.55	0.61	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.39	0.35	0.31	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.12	0.11
	16	10	0.58	0.75	0.79	0.80	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.86	0.87	0.39	0.35	0.31	0.28	0.25								
	12	10	0.69	0.86	0.89	0.90	0.91	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.50												

人体显热散热冷负荷系数

附录 2-23

在室内的 总小时 数	每 个 人 进 入 室 内 后 的 小 时 数																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

铝塑管的水力计算表

附录 5-1

比摩阻 $R$ (Pa/m)	管外径/管内径 $d_0/d$ , (mm)									
	10/14		12/16		14/18		16/20		20/25	
	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)
0.49					0.01	5.40	0.010	6.64	0.010	11.25
0.98	0.010	2.65	0.010	3.95	0.01	5.40	0.020	13.27	0.020	22.50
1.96	0.020	5.29	0.020	7.90	0.02	10.79	0.030	19.91	0.030	33.74
3.92	0.030	7.94	0.030	11.84	0.04	21.59	0.040	26.55	0.050	56.24
5.88	0.040	10.58	0.040	15.79	0.05	26.99	0.060	39.82	0.070	78.73
7.84	0.040	10.58	0.050	19.74	0.06	32.38	0.070	46.46	0.080	89.98
9.81	0.050	13.23	0.060	23.69	0.07	37.78	0.080	53.10	0.100	112.48
19.62	0.080	21.16	0.100	39.48	0.11	59.37	0.120	79.64	0.150	168.71
39.23	0.130	34.39	0.150	59.22	0.17	91.76	0.180	119.47	0.220	247.45
58.84	0.160	42.32	0.190	75.02	0.21	113.35	0.230	152.65	0.280	314.93
78.45	0.190	50.26	0.220	86.86	0.25	134.94	0.270	179.20	0.330	371.17
98.06	0.220	58.20	0.250	98.71	0.28	151.13	0.310	205.75	0.370	416.16
117.68	0.24	63.49	0.280	110.55	0.31	167.32	0.340	225.66	0.410	461.15
137.29	0.260	68.78	0.310	122.40	0.34	183.51	0.370	245.57	0.450	506.14
156.90	0.280	74.07	0.330	130.29	0.37	199.71	0.400	265.48	0.480	539.88
176.52	0.300	79.36	0.350	138.19	0.40	215.90	0.430	285.39	0.520	584.87
196.13	0.320	84.65	0.380	150.03	0.42	226.69	0.450	298.67	0.550	618.6
215.74	0.340	89.94	0.400	157.93	0.44	237.49	0.480	318.58	0.580	652.36
235.36	0.360	95.23	0.420	165.83	0.47	253.68	0.500	331.85	0.600	674.85
254.97	0.380	100.52	0.440	173.72	0.49	264.47	0.520	345.13	0.630	708.60
274.58	0.390	103.17	0.450	177.67	0.51	275.27	0.550	365.04	0.660	742.34
294.20	0.410	108.46	0.470	185.57	0.53	286.06	0.570	378.31	0.680	764.83
313.81	0.420	111.10	0.490	193.47	0.55	296.86	0.590	391.58	0.710	798.58
333.42	0.440	116.39	0.510	201.36	0.57	307.65	0.610	404.86	0.730	821.07
353.04	0.450	119.04	0.520	205.31	0.58	313.05	0.630	418.13	0.760	854.81
372.65	0.470	124.33	0.540	213.21	0.60	323.85	0.650	431.41	0.780	877.31
392.26	0.480	126.97	0.560	221.10	0.62	334.64	0.670	444.68	0.800	899.80
411.88	0.490	129.62	0.570	225.05	0.64	345.44	0.690	457.95	0.820	922.30
431.49	0.510	134.91	0.590	232.95	0.65	350.83	0.700	464.59	0.840	944.79
451.10	0.520	137.56	0.600	236.90	0.67	361.63	0.720	477.87	0.870	978.54
470.72	0.530	140.20	0.610	240.84	0.69	372.42	0.740	491.14	0.890	1001.03
490.33	0.540	142.85	0.630	248.74	0.70	377.82	0.750	497.78	0.910	1023.53
509.94	0.560	148.14	0.640	252.69	0.72	388.62	0.770	511.05	0.930	1046.02
529.56	0.570	150.78	0.660	260.59	0.73	394.01	0.790	524.32	0.940	1057.27
549.17	0.580	153.43	0.670	264.53	0.75	404.81	0.800	530.96	0.960	1079.76
568.78	0.590	156.07	0.680	268.48	0.76	410.21	0.820	544.24	0.980	1102.26
588.40	0.600	158.72	0.700	276.38	0.78	421.00	0.830	550.87	1.000	1124.76
608.01	0.610	161.36	0.710	280.33	0.79	426.40	0.850	564.15	1.020	1147.25
627.62	0.630	166.65	0.720	284.28	0.80	431.80	0.860	570.78	1.040	1169.75

续表 5-1

比摩阻 $R$ (Pa/m)	管外径/管内径 $d_0/d_i$ (mm)									
	10/14		12/16		14/18		16/20		20/25	
	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)
647.24	0.640	169.30	0.730	288.22	0.82	442.59	0.880	584.06	1.050	1180.99
666.85	0.650	171.94	0.750	296.12	0.83	447.99	0.890	590.69	1.070	1203.49
686.47	0.660	174.59	0.760	300.07	0.85	458.78	0.910	603.97	1.090	1225.98
706.08	0.670	177.23	0.770	304.02	0.86	464.18	0.920	610.61	1.110	1248.48
725.69	0.680	179.88	0.780	307.97	0.87	469.58	0.940	623.88	1.120	1259.73
745.31	0.690	182.53	0.790	311.91	0.88	474.98	0.950	630.52	1.140	1282.22
764.92	0.700	185.17	0.800	315.86	0.90	485.77	0.960	637.15	1.150	1293.47
784.54	0.710	187.82	0.820	323.76	0.91	491.17	0.980	650.43	1.170	1315.96
804.15	0.720	190.46	0.830	327.71	0.92	496.56	0.990	657.06	1.190	1338.46
829.76	0.730	193.11	0.840	331.6	0.93	501.96	1.000	663.70	1.200	1349.71
843.38	0.740	195.75	0.850	335.60	0.95	512.76	1.020	676.98	1.220	1372.20
862.99	0.750	198.40	0.860	339.55	0.96	518.15	1.030	683.61	1.230	1383.45
882.60	0.760	201.04	0.870	343.50	0.97	523.55	1.040	690.25	1.250	1405.94
902.22	0.770	203.69	0.880	347.45	0.98	528.95	1.060	703.52	1.260	1417.19
921.83	0.770	203.69	0.890	351.40	0.99	534.35	1.070	710.16	1.280	1439.69
941.44	0.780	206.33	0.900	355.34	1.01	545.14	1.080	716.80	1.290	1450.93
961.06	0.790	208.98	0.910	359.29	1.02	550.54	1.090	723.44	1.310	1473.43
980.67	0.800	211.62	0.920	363.24	1.03	555.94	1.100	730.07	1.320	1484.68
1019.90	0.820	216.91	0.940	371.14	1.05	566.73	1.130	749.98	1.350	1518.42
1059.12	0.840	222.20	0.960	379.03	1.07	577.53	1.150	763.26	1.380	1552.16
1098.35	0.850	224.85	0.980	386.93	1.09	588.32	1.170	776.53	1.410	1585.90
1137.58	0.870	230.14	1.000	394.83	1.12	604.51	1.200	796.44	1.430	1608.40
1176.80	0.890	235.43	1.020	402.72	1.14	615.31	1.220	809.72	1.460	1642.14
1216.03	0.900	238.08	1.040	410.62	1.16	626.10	1.240	822.99	1.480	1664.64
1255.26	0.920	243.37	1.060	418.52	1.18	636.90	1.260	836.26	1.510	1698.38
1294.48	0.930	246.01	1.080	426.41	1.20	647.65	1.280	849.54	1.540	1732.12
1333.71	0.950	251.30	1.090	430.36	1.22	658.49	1.310	869.45	1.560	1754.62
1372.94	0.970	256.59	1.110	438.26	1.24	669.28	1.330	882.72	1.590	1788.36
1412.16	0.980	259.24	1.130	446.15	1.26	680.08	1.350	896.00	1.610	1810.86
1451.39	1.000	264.53	1.140	450.10	1.27	685.48	1.370	909.27	1.630	1833.35
1490.62	1.010	267.17	1.160	458.00	1.29	696.27	1.390	922.55	1.660	1867.09
1529.84	1.030	272.47	1.180	465.90	1.31	707.07	1.410	935.82	1.680	1889.59
1569.07	1.040	275.11	1.190	469.84	1.33	717.86	1.430	949.09	1.700	1912.08
1600.30	1.050	277.76	1.210	477.74	1.35	728.66	1.450	962.37	1.730	1945.83
1647.52	1.070	283.05	1.230	485.64	1.37	739.45	1.460	969.00	1.750	1968.32
1686.75	1.080	285.69	1.240	489.59	1.38	744.85	1.480	982.28	1.770	1990.8
1725.98	1.100	290.98	1.260	497.48	1.40	755.64	1.500	995.55	1.790	2013.31
1765.21	1.110	293.63	1.270	501.43	1.42	766.44	1.520	1008.83	1.820	2047.05
1804.43	1.120	296.27	1.290	509.33	1.43	771.83	1.540	1022.10	1.840	2069.55
1843.66	1.140	301.56	1.300	513.28	1.45	782.63	1.560	1035.38	1.860	2092.04
1882.89	1.150	304.21	1.320	521.17	1.47	793.42	1.570	1042.01	1.880	2114.54

续表 5-1

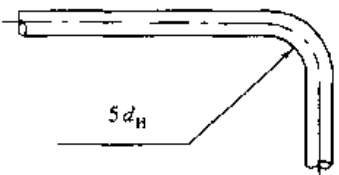
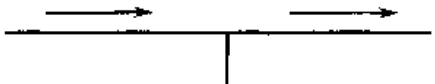

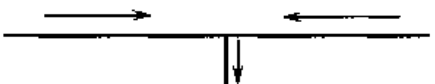

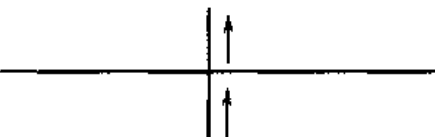
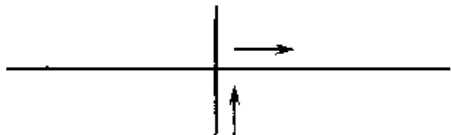


比摩阻 R (Pa/m)	管外径/管内径 $d_o/d_i$ (mm)									
	10/14		12/16		14/18		16/20		20/25	
	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)
1922.11	1.160	306.85	1.330	525.12	1.48	798.82	1.590	1055.29	1.900	2137.03
1961.34	1.170	309.50	1.350	533.02	1.50	809.62	1.610	1068.56	1.920	2159.53
2010.37	1.190	314.79	1.370	540.91	1.52	820.41	1.630	1081.83	1.950	2193.27
2059.41	1.210	320.08	1.390	548.81	1.54	831.21	1.650	1095.11	1.970	2215.77
2108.44	1.220	322.73	1.400	552.76	1.56	842.00	1.670	1108.38	2.000	2249.51
2157.47	1.240	328.02	1.420	560.65	1.58	852.80	1.700	1128.29	2.020	2272.01
2206.51	1.250	330.66	1.440	568.55	1.60	863.59	1.720	1141.57	2.050	2305.75
2255.54	1.270	335.95	1.460	576.45	1.62	874.39	1.740	1154.84	2.070	2328.24
2304.57	1.280	338.60	1.470	580.40	1.64	885.18	1.760	1168.12	2.100	2361.99
2353.61	1.300	343.89	1.490	588.29	1.66	895.98	1.780	1181.39	2.120	2384.48
2402.64	1.310	346.53	1.510	596.19	1.68	906.77	1.800	1194.66	2.140	2406.98
2451.67	1.330	351.82	1.520	600.14	1.69	912.17	1.820	1207.94	2.170	2440.72
2500.71	1.340	354.47	1.540	608.09	1.71	922.96	1.840	1221.21	2.190	2463.21
2549.74	1.360	359.76	1.560	615.93	1.73	933.76	1.860	1234.49	2.210	2485.71
2598.77	1.370	362.41	1.570	619.88	1.75	944.55	1.870	1241.12	2.240	2519.45
2647.81	1.380	365.05	1.590	627.78	1.77	955.35	1.890	1254.40	2.260	2541.95
2696.84	1.400	370.34	1.600	631.72	1.78	960.75	1.910	1267.67	2.280	2564.44
2745.88	1.410	372.99	1.620	639.62	1.80	971.54	1.930	1280.94	2.300	2586.94
2794.91	1.430	378.28	1.640	647.52	1.82	982.34	1.950	1294.22	2.320	2609.43
2843.94	1.440	380.92	1.650	651.46	1.84	993.13	1.970	1307.49	2.350	2643.17
2892.98	1.450	383.57	1.670	659.36	1.85	998.53	1.990	1320.77	2.370	2665.67
2942.01	1.470	388.86	1.680	663.31	1.87	1009.32	2.000	1327.40	2.390	2688.16
2991.04	1.480	391.50	1.700	671.21	1.89	1020.12	2.020	1340.68	2.410	2710.66
3040.08	1.490	394.15	1.710	675.15	1.90	1025.51	2.040	1353.95	2.430	2733.15
3089.11	1.510	399.44	1.730	683.05	1.92	1036.31	2.060	1367.23	2.450	2755.65
3138.14	1.520	402.08	1.740	687.00	1.94	1047.10	2.070	1373.86	2.470	2778.15
3187.18	1.530	404.73	1.760	694.90	1.95	1052.50	2.090	1387.14	2.490	2800.64
3236.21	1.540	407.38	1.770	698.84	1.97	1063.30	2.110	1400.41	2.510	2823.14
3285.24	1.560	412.67	1.790	706.74	1.98	1068.69	2.130	1413.69	2.530	2845.63
3334.28	1.570	415.31	1.800	710.69	2.00	1079.49	2.140	1420.32	2.550	2868.13
3383.31	1.580	417.96	1.810	714.64	2.02	1090.28	2.160	1433.60	2.570	2890.62
3432.34	1.590	420.60	1.830	722.53	2.03	1095.68	2.180	1446.87	2.590	2913.12
3481.38	1.610	425.89	1.840	726.48	2.05	1106.48	2.190	1453.51	2.610	2935.61
3530.41	1.620	428.54	1.860	734.38	2.06	1111.87	2.210	1466.78	2.630	2958.11
3579.44	1.630	431.18	1.870	738.33	2.08	1122.67	2.230	1480.06	2.650	2980.60
3628.48	1.640	433.83	1.880	742.28	2.09	1128.07	2.24	1486.69	2.670	3003.10
3677.51	1.660	439.12	1.900	750.17	2.11	1138.86	2.260	1499.97	2.690	3025.59
3726.55	1.670	441.76	1.910	754.12	2.12	1144.26	2.280	1513.24	2.710	3048.09
3775.58	1.680	444.41	1.920	758.07	2.14	1155.05	2.290	1519.88	2.730	3070.58
3824.61	1.690	447.05	1.940	765.96	2.15	1160.45	2.310	1533.15	2.750	3093.08
3873.65	1.700	449.70	1.950	769.91	2.17	1171.25	2.320	1539.79	2.770	3115.57

续表 5-1

比摩阻 $R$ (Pa/m)	管外径/管内径 $d_o/d_i$ (mm)									
	10/14		12/16		14/18		16/20		20/25	
	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)	流速 $v$ (m/s)	流量 $\dot{M}$ (kg/h)
3922.68	1.710	452.35	1.960	773.86	2.18	1176.64	2.340	1553.06	2.790	3138.07
4020.75	1.740	460.28	1.990	785.71	2.22	1192.84	2.370	1572.97	2.820	3171.81
4118.81	1.760	465.57	2.020	795.55	2.24	1209.03	2.400	1592.88	2.860	3216.80
4216.88	1.780	470.86	2.040	805.45	2.27	1225.22	2.430	1612.80	2.900	3261.79
4314.95	1.810	478.80	2.070	817.29	2.30	1241.41	2.460	1632.71	2.930	3295.53
4413.01	1.830	484.09	2.090	825.19	2.33	1257.60	2.490	1652.62	2.970	3340.52
4511.08	1.850	489.38	2.120	837.03	2.35	1268.40	2.520	1672.53	3.000	3374.27
4609.15	1.870	494.67	2.140	844.93	2.38	1284.59	2.550	1692.44		
4707.22	1.890	499.96	2.170	856.78	2.41	1300.78	2.580	1712.35		
4805.28	1.910	505.25	2.190	864.67	2.43	1311.58	2.610	1732.26		
4903.35	1.930	510.54	2.220	876.52	2.46	1327.77	2.640	1752.17		
5001.42	1.960	518.48	2.240	884.41	2.49	1343.96	2.660	1765.45		
5099.48	1.980	523.77	2.260	892.31	2.51	1354.76	2.690	1785.36		
5197.55	2.000	529.06	2.290	904.15	2.54	1370.95	2.720	1805.27		
5295.62	2.020	534.35	2.310	912.05	2.56	1381.75	2.750	1825.18		
5393.68	2.040	539.64	2.330	919.95	2.59	1397.94	2.770	1838.45		
5491.75	2.060	544.93	2.360	931.79	2.62	1414.13	2.800	1858.37		
5589.82	2.080	550.22	2.380	939.69	2.64	1424.93	2.830	1878.28		
5687.89	2.100	555.51	2.400	947.59	2.66	1435.72	2.850	1891.55		
5785.95	2.120	560.80	2.420	955.48	2.69	1451.91	2.880	1911.46		
5884.02	2.130	563.45	2.440	963.38	2.71	1462.71	2.910	1931.37		
5982.09	2.150	568.74	2.470	975.22	2.74	1478.90	2.930	1944.65		
6080.15	2.170	574.03	2.490	983.12	2.76	1489.69	2.960	1964.56		
6178.22	2.190	579.32	2.510	991.02	2.79	1505.89	2.980	1977.83		
6276.29	2.210	584.61	2.530	998.91	2.81	1516.68	3.000	1991.11		
6374.35	2.230	589.90	2.550	1006.81	2.83	1527.48				
6472.42	2.250	595.19	2.570	1014.71	2.86	1543.67				
6570.49	2.270	600.48	2.590	1022.60	2.88	1554.46				
6668.56	2.280	603.13	2.610	1030.50	2.90	1565.26				
6766.62	2.300	608.42	2.630	1038.40	2.92	1576.05				
6864.69	2.320	613.71	2.650	1046.29	2.95	1592.25				
6962.76	2.340	619.00	2.680	1058.14	2.97	1603.04				
7060.82	2.360	624.29	2.700	1066.03	2.99	1613.84				
7158.90	2.370	626.93	2.720	1073.93	3.00	1619.23				
7256.96	2.390	632.23	2.740	1081.83						
7355.02	2.410	637.52	2.750	1085.77						
7453.09	2.420	640.16	2.770	1093.67						
7551.16	2.440	645.45	2.790	1101.57						
7649.23	2.460	650.74	2.810	1109.46						
7747.29	2.480	656.03	2.830	1117.36						
7845.36	2.490	658.68	2.850	1125.26						

铝塑管连接部件及管道的局部阻力系数表

附录 5-2

序号	管路附件	示意图	局部阻力系数
1	曲率半径 $R \geq 5d_{II}$ 的 90°弯头		0.3~0.5
2	三通直通管		0.5
3	分流三通支管		1.5
4	合流三通		1.5
5	分流三通		3.0
6	四通直管		2.0
7	四通支管		3.0
8	乙字弯管		0.5
9	绕行弯管		1.0

明设水平铝塑管的供热量

附录 5-3

管外径 $d$ (mm)	温差 $\Delta t$ (°C)	散热量 $[W/(m \cdot ^\circ C)]$									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
16	30	20.5	21.4	22.2	23.0	23.9	24.7	25.6	26.4	27.3	28.2
20		24.8	25.8	26.8	27.8	28.8	29.9	30.9	31.9	33.0	34.0
25		29.4	30.6	31.8	33.0	34.2	35.4	36.6	37.8	39.1	40.3
16	40	29.0	29.9	30.8	31.6	32.5	33.4	34.3	35.2	36.1	37.0
20		35.0	36.1	37.2	38.2	39.3	40.4	41.4	42.5	43.6	44.7
25		41.5	42.8	44.0	45.3	46.6	47.8	49.1	50.4	51.7	53.0
16	50	37.9	38.8	39.8	40.7	41.6	42.5	43.4	44.4	45.3	46.3
20		45.8	46.9	48.0	49.1	50.2	51.4	52.5	53.6	54.7	55.9
25		54.3	55.6	56.9	58.2	59.5	60.9	62.2	63.5	64.9	66.2
16	60	47.2	48.2	49.1	50.0	51.0	52.0	52.9	53.9	54.9	55.8
20		57.0	58.2	59.3	60.4	61.6	62.8	63.9	65.1	66.2	67.4
25		67.6	68.9	70.3	71.6	73.0	74.4	75.8	77.1	78.5	79.9
16	70	56.8	57.8	58.8	59.7	60.7	61.7	62.7	63.7	64.7	65.7
20		68.6	69.8	71.0	72.1	73.3	74.5	75.7	76.9	78.1	79.3
25		81.3	82.7	84.1	85.5	86.9	88.3	89.7	91.2	92.6	94.0
16	80	66.7	67.7	68.7	69.7	70.7	71.7	72.7	73.7	74.8	75.8
20		80.5	81.7	82.9	84.2	85.4	86.6	87.8	89.0	90.3	91.5
25		95.4	96.9	98.3	99.7	101.2	102.6	104.1	105.5	107.0	108.4
16	90	76.8	77.8	78.8	79.9	80.9	81.9	83.0	84.0	85.1	86.1
20		92.7	94.0	95.2	96.5	97.7	99.0	100.2	101.5	102.7	104.0
25		109.9	111.4	112.8	114.3	115.8	117.3	118.8	120.2	121.7	123.2

明设垂直铝塑管的供热量

附录 5-4

管外径 $d$ (mm)	温差 $\Delta t$ (°C)	散热量 $[W/(m \cdot ^\circ C)]$									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
16	30	18.5	19.2	20.0	20.7	21.5	22.2	23.0	23.8	24.6	25.3
20		21.8	22.7	23.6	24.5	25.4	26.3	27.2	28.1	29.0	29.9
25		25.3	26.3	27.3	28.4	29.4	30.4	31.5	32.5	33.6	34.6
16	40	26.1	26.9	27.7	28.5	29.3	30.1	30.9	31.7	32.5	33.3
20		30.8	31.8	32.7	33.6	34.6	35.5	36.5	37.4	38.4	39.3
25		35.7	36.8	37.9	39.0	40.0	41.1	42.2	43.3	44.4	45.6
16	50	34.1	35.0	35.8	36.6	37.4	38.3	39.1	40.0	40.8	41.6
20		40.3	41.3	42.2	43.2	44.2	45.2	46.2	47.2	48.2	49.2
25		46.7	47.8	48.9	50.1	51.2	52.3	53.5	54.6	55.8	56.9
16	60	42.5	43.3	44.2	45.0	45.9	46.8	47.6	48.5	49.4	50.2
20		50.2	51.2	52.2	53.2	54.2	55.2	56.2	57.3	58.3	59.3
25		58.1	59.3	60	61.6	62.8	64.0	65.2	66.3	67.5	68.7
16	70	51.1	52.0	52.9	53.8	54.6	55.5	56.4	57.3	58.2	59.1
20		60.4	61.4	62.4	63.5	64.5	65.6	66.6	67.7	68.7	69.8
25		69.9	71.1	72.3	73.5	74.7	76.0	77.2	78.4	79.6	80.8
16	80	60.0	60.9	61.8	62.7	63.6	64.5	65.4	66.4	67.3	68.2
20		70.8	71.9	73.0	74.1	75.1	76.2	77.3	78.4	79.4	80.5
25		82.1	83.3	84.5	85.8	87.0	88.3	89.5	90.8	92.0	93.3
16	90	69.1	70.0	71.0	71.9	72.8	73.7	74.7	75.6	76.6	77.5
20		81.6	82.7	83.8	84.9	86.0	87.1	88.2	89.3	90.4	91.5
25		94.5	95.8	97.0	98.3	99	100.9	102.1	103.4	104.7	106.0