

中央空调工程设计与施工

(第二版)

吴继红 编著
李佐周

高等教育出版社

第一版前言

随着我国国民经济的发展和人民生活水平的提高,我国各地的中央空调工程日渐增多。随之,各地对经过训练的应用型空调专业高级技术人员的需求也越来越多。为适应这种需要,我们编著了此书。

本书系统地介绍了民用建筑舒适性中央空调工程的实用设计方法和施工中应注意的问题。先对中央空调工程设计与施工包括的各项内容,如空调系统(或空调方式)的选择与合理分区、空调负荷计算和冷热源装机容量的确定、空气处理方案的确定与空气处理设备的选择计算、空调水系统设计与施工、空调风系统设计与施工、空调冷热源的选择及中央机房设计与安装要求、空调建筑中非空调区域的通风设计、空调建筑的防火与防排烟、中央空调系统的运行控制及节能措施、中央空调系统的测试与调整等分章作了较详细的阐述,然后对中央空调工程的设计方法再作综述,并举了设计实例,使读者对中央空调工程的设计内容和设计步骤有更为明确、系统和完整的认识。在书后的附录中摘录了空调工程设计所需的数据资料和图表,还列举了部分有代表性的空调设备厂家的产品技术资料,更增强了本书的实用性。

本书可作为高等工科院校和高等职业技术教育教学用书,也可供空调专业技术人员参考。

作为教学用书,课内教学参考课时为 116,建议按如下方案分配:

章序号	课 时	章序号	课 时	章序号	课 时
一	6	六	6	十一	4
二	4	七	4	十二	2
三	4	八	6	十三	4
四	4	九	4	设计*	60(2周)
五	4	十	4	共计	116

* 设计选题以既综合实用又简单基础为准。

作者在广东工业大学长期从事空调专业的教学工作,并主持或参加过多项大型中央空调工程的设计与施工,因此,本书的内容反映了作者的教学和工程实践经验。本书绪论,第一章至第五章和第八章中的第一、二节由李佐周撰写;第六、七章,第八章第三节和第九章至第十三章由吴继红撰写。广东省制冷学会陈文聪参加了第七章的部分编写工作,广东工业大学谢从健就温室效应、消声减噪等环保方面的问题提供了宝贵的意见。此外,参与编写和制图工作的还有黄华明、陈学辉、毕刚、苏韩生、李腾飞、王进等。

广东省制冷学会理事、广州市城市规划勘测设计研究院副总工程师詹镜铭高级工程师担任本书的主审。在此我们向詹镜铭先生致以深切的谢意。

本书在编著过程中还得到了许多空调设备生产厂家的支持和帮助。在此,我们也向他们表

示衷心的感谢。

由于作者水平有限,书中难免有错漏之处,敬请读者指正。

作 者

1997年10月

第二版前言

《中央空调工程设计与施工》第一版出版后,受到了社会的欢迎和关注,同时也得到了业内人士的不少积极性的建议和指正,在此对关心此书的各位读者致以诚挚的谢意!

这次修订在保持原有特色及大部分内容不变的情况下,主要有以下改动:第二章增加了关于空调热负荷的计算方法;第三章以一节的篇幅,介绍了国外应用比较成熟、国内正逐渐采用的集中冷却分散型机组系统,亦称之为水热源热泵空调系统;第五章增加了超高层建筑冷水系统和水路重要管件、附件等内容的介绍,补充了全年运行中央空调系统的有关内容;第七章加强了中央空调热源设备方面的介绍;第十一章增加了关于水系统调试的内容;在附录中增加了空调常用水泵的产品样本及高层建筑中央空调设计典型实例。此外,对第一版中存在的文字、符号及印刷错误做了全面的修正,对一些内容做了必要的删减。应该说,修订后的此书将比第一版内容更全面,使用更方便,更能跟上空调技术发展的步伐。

此版如作为教学用书,其课时安排仍可参考第一版前言之建议方案。

这次修订仍由第一版的作者合作完成,主要由吴继红执笔,由广东工业大学秦红副教授任主审。

虽然此次对第一版进行了认真的修订,但一定还存在错漏之处,诚盼热心的读者一如既往地给予批评指正。

作 者

1999年11月

目 录

绪论	1	第八章 中央空调系统运行控制及节能 ...	136
第一章 空气处理	3	第一节 冷水机组的控制电路	136
第一节 湿空气的热力性质	3	第二节 中央空调系统控制	140
第二节 湿空气的焓湿图及其应用	7	第三节 空调工程常用节能措施	151
第三节 空气处理过程与设备	14	第九章 空调建筑的排风与通风	159
第四节 空气处理辅助设备	22	第一节 中央空调排风系统	159
第二章 空调负荷与送风量	31	第二节 典型用途建筑区域通风系统	162
第一节 空气设计参数	31	第十章 高层民用建筑及空调建筑的防	
第二节 空调负荷	33	火与防排烟	170
第三节 送风状态的确定和送风量的计算	44	第一节 空调建筑的防火防烟措施	170
第三章 空调系统的分类、选择和组成	48	第二节 高层民用建筑的防排烟	175
第一节 空调系统的分类	48	第三节 空调设计常用防火、防排烟阀	185
第二节 一次回风集中式系统	51	第十一章 中央空调系统的测定与调整 ...	188
第三节 风机盘管加独立新风系统	54	第一节 空调测试常用仪器仪表	188
第四节 集中冷却的分散型机组系统	59	第二节 风量和水量的测定与调整	194
第四章 空气处理方案与处理设备的选		第三节 空调系统综合效果测定	197
择计算	65	第四节 测定调整中发现问题的分析和解决	
第一节 一次回风集中式系统方案与计算	65	办法	198
第二节 风机盘管加新风系统方案与计算	72	第十二章 中央空调工程设计方法综述 ...	200
第五章 空调水系统的设计与施工	78	第一节 空调工程设计前的准备	200
第一节 空调水系统的分类及典型形式	78	第二节 空调工程设计内容与设计步骤	201
第二节 水系统管材与管件	82	第三节 空调工程设计文件	203
第三节 空调水系统设计	85	第十三章 中央空调工程设计实例	206
第四节 空调水系统施工	93	第一节 设备选型及系统设计计算	206
第五节 空调水系统的压力试验	95	第二节 施工图设计文件	229
第六章 空调风系统的设计与施工	97	附录 I	238
第一节 送风口和回风口的型式	97	附表 1 国际单位制与工程单位制单位换算表	
第二节 空调房间常用的气流组织形式	101		238
第三节 气流组织的设计计算	102	附表 2 冷负荷系数法计算空调冷负荷资料表	
第四节 风管系统的设计计算	111		239
第五节 通风空调风管系统施工	122	附表 3 局部阻力系数表	250
第七章 空调中央机房设计	125	附录 II 主要参考书目	257
第一节 冷水机组的技术参数、分类和选择 ...	125	附录 III 部分厂家产品技术资料	259
第二节 中央空调热源的技术参数、分类和		附录 IV 高层建筑中央空调设计两例	
选择	128	(节选)	304
第三节 中央空调机房的设计与布置	134		

绪 论

为了满足人们生活和生产科研活动对室内气候条件的要求,就需要对空气进行适当的处理,使室内空气的温度、相对湿度、压力、洁净度和气流速度等保持在一定的范围内。这种制造人工室内气候环境的技术措施,称为空气调节,简称空调。

根据服务对象的不同,空调分为舒适性空调和工艺性空调两大类。舒适性空调以室内人员为对象,着眼于制造应满足人体卫生要求,使人感到舒适的室内气候环境。民用建筑和公共建筑的空调多属于舒适性空调。工艺性空调主要以工艺过程为对象,着眼于制造符合工艺过程(包括物品贮存和设备运转)所要求的室内气候环境,同时尽量兼顾人体的卫生要求。车间、仓库、电子计算机房、程控交换机房等的空调属于工艺性空调。

将室内的温度和相对湿度保持在一定的范围内,是空调最基本的任务。空调房间要求的最佳温度和最佳相对湿度,分别称为温度基数和相对湿度基数;空调房间允许的温度和相对湿度的波动值,称为空调精度。例如,夏季电子计算机房的空调要求规定温度 $t = (23 \pm 2)^\circ\text{C}$, 相对湿度 $\varphi = 50\% \pm 10\%$ 。这表明,夏季电子计算机房的温度基数为 23°C , 相对湿度基数为 50% , 空调精度分别为 $\pm 2^\circ\text{C}$ 和 $\pm 10\%$ 。按照这一要求,夏季电子计算机房的温度可在 $21 \sim 25^\circ\text{C}$ 范围内波动,而以 23°C 为最佳温度;相对湿度可在 $40\% \sim 60\%$ 的范围内波动,而以 50% 为最佳相对湿度。舒适性空调对空调精度无严格的规定;工艺性空调对空调精度则有明确的规定。各类空调房间对温度、相对湿度基数及空调精度的要求,可在有关设计规范中查取。

按空调设备设置情况的不同,空调系统可分为局部机组式、半集中式和集中式三类。

局部机组式的特点是将自成完整系统的独立式空调器(自身具有制冷系统)直接安装在各个要求有空调的房间内。例如,在各空调房间内分散安装窗式空调器或分体式空调器等。因此,局部机组式系统又称全分散系统。

半集中式系统的特点是将空调用冷热源装置集中安装在中央机房内,各空调房则采用不带制冷系统的非独立式空调器,如诱导器、风机盘管空调器或不带制冷系统的柜式空调器。这种系统需用输送冷热媒(冷水或热水)的管道,将中央机房内的冷源(冷水机组)、热源(热水器或中央热水机组)、循环水泵和空调房内的空调机换热器(水-空气换热器)盘管连接起来。

集中式系统的特点是设有专用的空调机房。新风(室外新鲜空气)和回风(室内循环空气)经由新风管和回风管或直接在机房上开设的新风口和回风口进入机房混合,再经空调机集中处理后,由送风管道输送到各送风口,送入空调房间。它可以是一个大型房间设一个或几个空调机房,也可以是多个中小型房间共用同一个空调机房。集中式系统采用的空调机,根据是否设中央机房集中生产和供应冷热媒,相应选用非独立式或独立式机组。

工程上通常将集中式和半集中式空调系统统称为中央空调系统。旅游宾馆和多功能大型综合楼的中央空调系统,一般都设有中央机房,并且楼中的餐厅、商场、舞厅、展览厅、营业厅、大会议室、半间隔的大统间办公室等多采用集中式系统;而中小型的会议室、办公室和客房等则采用

风机盘管加独立新风系统。局部机组式系统中的局部机组,如果其制冷系统冷凝方式为水冷却,那么可以通过水管将若干台局部机组串接起来形成一个系统,共用一台或一组冷却塔。这种集中冷却的系统组成方式,称之为集中冷却分散型机组系统,也可以视为是中央空调系统的一种。

本书介绍民用建筑舒适性中央空调工程的实用设计方法和施工中应注意的问题,其中包括:恰当选择空调系统(或空调方式)和合理分区,计算空调负荷和确定空调用冷源、热源的安装容量,确定空气处理方案和对空气处理设备作选择计算,空调水系统(冷水系统、冷却水系统、冷凝水排放系统)的设计与施工,空调风道系统(送风、回风、排风和新风)的设计与施工,空调用冷源、热源的选择和中央机房的设计与安装要求,中央空调系统的运行控制要求及控制方法,中央空调系统的节能措施,中央空调系统的测试与调整等。考虑到空调建筑中的一些非空调区域(如厨房、地下车库、各种动力或机械设备的机房等)的通风设计及空调建筑的防排烟设计等常交由空调设计者来作,所以本书对此也作了专门介绍。此外,为了让初学者对中央空调工程设计方法能有系统完整的了解,尽快熟悉中央空调工程的设计内容与设计步骤,本书还对中央空调工程设计方法作了综述,并从学习训练的角度,选择中等规模的一般空调建筑作为设计实例。

第一章 空气处理

空调就是对空气进行适当处理,以制造满足人们生活和生产需要的人工室内气候环境。认识湿空气的热力性质,掌握用于确定湿空气热力状态和表示空气状态变化过程的湿空气的焓湿图,熟悉空气的处理过程和设备,是进行空调工程设计与施工的基础。

第一节 湿空气的热力性质

一、湿空气与饱和空气

(一) 湿空气

通常空气中总是或多或少含有一些水蒸气,含有水蒸气的空气称为湿空气;完全不含水蒸气的空气称为干空气;湿空气是干空气和水蒸气的混合物,简称为空气。

干空气是氮、氧及其他少量气体的混合物。它在自然状态下,各种组分的比例基本稳定,其中氮约占 75.55%,氧约占 23.10%,二氧化碳约占 0.05%,其他稀有气体约占 1.30%。干空气通常可作为理想气体看待,其分子量为 28.97,气体常数 R_d (下角标 d 代表 dry) 为

$$R_d = \frac{R_0}{M} = \frac{8.314}{28.94} \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 0.287 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

湿空气中所含水蒸气量通常很少,因此,湿空气中水蒸气的分压力很低,比体积很大。湿空气中的水蒸气也可视为理想气体(分子量为 18.02),其气体常数 R_v (下角标 v 代表 vapor) 为

$$R_v = \frac{8.314}{18.02} \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 0.461 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

式中 R_0 ——通用气体常数, $\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$;

M ——千摩尔质量, kg/kmol 。

由于干空气和湿空气中的水蒸气都可作为理想气体,所以湿空气也可作为理想气体。

湿空气中所含水蒸气的比例常有变化,这对人类的生活和生产都有重大影响。因此,空调除了要调节空气的温度外,还要调节空气的相对湿度。

根据人体的卫生要求与生产的工艺要求,空调还要注意空气的清洁度。空气的清洁度主要由含氧的比例是否正常(即新鲜程度)和所含粉尘及有害气体的浓度是否超过允许的量值(即洁净程度)两方面来衡量。为使空气的清洁度符合要求,空调系统应适当补充新风,并对空气进行过滤处理。

(二) 饱和空气

事实表明,在一定温度下,空气只能容纳一定数量的水蒸气,超过这一数量后,多余的水蒸气就会凝结为水从空气中析出来。

某温度下,一定量空气中所含水蒸气量达到最大值,这时的湿空气称为饱和空气,对应的状态称为饱和状态。湿空气饱和状态的参数符号常注角标 s 或 b,饱和状态下空气的温度称为饱和温度;饱和状态下湿空气中水蒸气的分压力达到当时温度所对应的饱和压力。

湿空气容纳水蒸气量的限度与温度有关,温度越高,空气能容纳的水蒸气量也越大。

二、湿空气的状态参数

湿空气的热力状态参数,除压力、温度、比容、焓和熵外,在空调中还经常用到含湿量 d 、相对湿度 φ 、露点温度 t_{dew} 和湿球温度 t_{wet} 等湿空气特有的状态参数,下面分别介绍。

(一) 总压力与分压力

湿空气的总压力一般就是当时当地的大气压力 B ,可用气压计测出。

湿空气由于空气和水蒸气混合组成。因此,湿空气的总压力是干空气的分压力 p_d 和水蒸气的分压力 p_v 之和,即

$$B = p_d + p_v \quad (1-1)$$

湿空气中所含水蒸气量越多,水蒸气的分压力就越大。因此,水蒸气分压力 p_v 的大小可反映湿空气中所含水蒸气量的多少。

(二) 绝对湿度与相对湿度

1. 绝对湿度。每立方米湿空气中所含水蒸气的质量,称为湿空气的绝对湿度。显然,绝对湿度的数值就等于水蒸气在其分压力和温度下的密度,即绝对湿度可表示为

$$\gamma_v = \frac{m_v}{V} = \frac{1}{v_v} \quad (1-2)$$

式中 v_v ——比体积, m^3/kg ;

m_v ——水蒸气质量, kg ;

V ——水蒸气体积, m^3 。

某温度下,空气达到饱和状态时,其水蒸气含量最大。因此,同温度下饱和空气的绝对湿度 $\gamma_{v,s}$ 最大。

绝对湿度只说明湿空气中实际所含水蒸气量的多少,它不能反映湿空气偏离饱和状态的程度和吸湿能力的大小。为此,需引入相对湿度的概念。

2. 相对湿度。湿空气中水蒸气的实际含量与相同温度下湿空气可具有的水蒸气的最大含量之比,称为湿空气的相对湿度。显然,相对湿度可用湿空气的绝对湿度 γ_v 与相同温度下饱和空气的绝对湿度 $\gamma_{v,s}$ 之比表示,即

$$\varphi = \frac{\gamma_v}{\gamma_{v,s}} \times 100\% \quad (1-3a)$$

相对湿度反映了湿空气中水蒸气含量接近饱和的程度。当 $\varphi = 100\%$ 时,空气达到饱和状态,即为饱和空气; $\varphi = 0$ 时,空气完全不含水蒸气,即为干空气。显然,相对湿度越小,湿空气偏离饱和的程度越远,它的干燥程度越高,吸收水蒸气的能力(即吸湿能力)也越大;反之,相对湿度越大,空气越接近饱和,它就越潮湿,吸湿能力就越小。 $\varphi = 100\%$ 时,空气中的水蒸气已达饱和,就完全没有吸湿能力了。从人的舒适感觉看,夏季空调室内的相对湿度应控制在 $40\% \sim 65\%$,

冬季空调室内相对湿度应控制在 40%~60%。

由理想气体的状态方程 $p_v = R_v T$, 可将式(1-3a)变换为水蒸气的分压力 p_v 与相同温度下水蒸气的饱和分压力 $p_{v,s}$ 之比, 即

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{v,s}} \times 100\% \quad (1-3b)$$

(三) 含湿量

湿空气的状态变化时, 湿空气中干空气的质量一般不会变化。因此, 在空气处理中进行热工计算时, 为方便起见, 常取 1 kg 干空气(用 kg DA 表示)作为计算基准。

含有 1 kg 干空气的湿空气所携带的水蒸气的克数, 称为湿空气的含湿量, 用 d 表示, 单位为 g/kg DA。设湿空气中干空气的质量为 m_d (kg), 水蒸气的质量为 m_v (kg), 则

$$d = \frac{m_v}{m_d} \times 1000 \quad (1-4a)$$

由理想气体的状态方程知, $m_v = \frac{p_v V}{R_v T}$, $m_d = \frac{p_d V}{R_d T}$, 代入式(1-4a), 并注意 $\frac{R_d}{R_v} = \frac{0.287}{0.461} = 0.622$, 则

$$d = 622 \frac{p_v}{p_d} \quad (1-4b)$$

由式(1-1)得 $p_d = B - p_v$; 式(1-3b)得 $p_v = \varphi p_{v,s}$, 代入式(1-4b)得

$$d = 622 \frac{p_v}{B - p_v} \quad (1-4c)$$

和

$$d = 622 \frac{\varphi p_{v,s}}{B - \varphi p_{v,s}} \quad (1-4d)$$

由式(1-4c)可见, 当大气压力 B 一定时, 含湿量 d 只取决于水蒸气的分压力 p_v 。含湿量随着水蒸气分压力的增大而增大。含湿量与水蒸气的分压力有着——对应的关系, 它们不能同时作为两个独立的参量。此外, 含湿量的大小还与大气压力的大小有关。因此, 在不同大气压力下, 以含湿量 d 和湿空气的焓 h (或 i) 为两坐标轴构成的湿空气焓湿图 ($h-d$ 图或 $i-d$ 图) 也是不同的。这一点在选用焓湿图时要引起注意。

(四) 露点温度

前已述及, 湿空气容纳水蒸气的限度与温度有关, 温度越高, 空气能容纳的水蒸气量也越大。因此, 若保持空气中水蒸气的含量 d 不变, 而降低空气的温度, 将使空气逐渐接近饱和。当温度降低到某一数值时, 空气就将达到饱和状态, 这时, 若让空气继续冷却, 便会有部分水蒸气凝结为露滴从湿空气中析出。这一与给定的含湿量 d 相对应、湿空气达到饱和时的温度, 称为露点温度, 用 t_{dew} 或 t_{lu} 表示。通俗地讲, 露点温度就是空气开始结露的温度。

露点温度与含湿量有着——对应的关系。这就是说, 一个露点温度对应一个含湿量; 反之, 一个含湿量对应一个露点温度。因此, 露点温度与含湿量也不能同时作为湿空气的两个独立参数。

从上面的分析可见, 空气达到露点温度时, 它就处于饱和状态。因此, 与露点温度对应的空气相对湿度 $\varphi = 100\%$ 。

在空气调节中,露点温度是一个很重要的参数。当物体的表面温度达到或低于空气的露点温度时,与物体接触的空气就会在物体的表面上结露,析出冷凝水,含湿量降低。空调器使空气冷却去湿的处理过程,就是利用这一原理而实现的。各种空调器的下部一般都装设有接水盘,就是用来接冷却去湿过程中析出的冷凝水的。空调器对空气作冷却去湿处理时的工况,称为湿工况。

空调中,还经常用到机器露点这一概念。在空气处理设备中,空气经过用冷水喷淋或表冷器冷却处理后,空气的温度逐渐降低,同时相对湿度将逐渐增大,当空气相对湿度增大到 $\varphi = 90\% \sim 95\%$ 时,空气已很接近饱和状态,这时空气的温度,称为机器露点。空调系统常采用控制机器露点的调节控制方法。

(五) 干球温度和湿球温度

干球温度就是用普通温度计测出的空气温度,用 t 表示,有些空调设备的产品样本用 DB 表示。

湿球温度是用湿纱布包着温泡(如水银球)的温度计测出的空气温度,用 t_{wet} 或 t_{sh} 表示。如图 1-1 所示,有些空调设备的产品样本用 WB 表示湿球温度。

如果温度计周围的空气是未饱和的,即 $\varphi < 100\%$,那么包住温泡的湿纱布表面附着的水分就将不断蒸发。开始时水分蒸发需要的热量是从湿温泡周围的水吸取的,致使水温(也就是湿球温度计指示的温度)下降,从而形成湿温泡与其周围空气的温差。由于有温差,周围的空气就要向湿纱布传热。在所传热量还不足以补偿水分蒸发需吸收的热量时,湿温泡周围的水温将继续下降,湿球温度计的指示温度也随之下降。待到温度下降到一定数值时,周围空气传给湿纱布的热量与水分蒸发所需吸收的热量恰好相等,湿温泡周围的水温便不再下降,湿球温度计的指示温度随之保持一稳定值,即是周围空气状态所对应的湿球温度。当湿球温度计的指示温度保持稳定时,贴近湿温泡表面的空气薄层达到饱和,因此,湿球温度也是这一饱和空气薄层的温度。

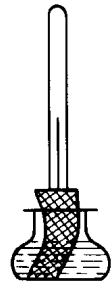


图 1-1 湿球温度测试

必须指出,对于给定的空气状态 A ,其湿球温度 $t_{\text{wet},A}$ 是一定的。湿球温度的形成过程是贴近湿温泡的空气薄层由与周围空气相同的状态 A 降温加湿变至饱和状态 B 的过程。在整个湿球温度的形成过程中,周围空气仍保持其原状态 A 不变,并始终对应着同一湿球温度 $t_{\text{wet},A}$,只不过贴近湿温泡的空气薄层由未饱和达到饱和,此局部的饱和空气薄层的温度等于湿球温度 $t_{\text{wet},A}$,而相对湿度 $\varphi = 100\%$ 。可见,与湿球温度的形成过程所对应的空气状态变化过程是等湿球温度过程。

综上所述可知,只要空气的相对湿度 $\varphi < 100\%$,空气的湿球温度就必然低于空气的干球温度。而且,相对湿度愈低,空气就愈干燥,湿纱布上的水分蒸发也就愈快,相应的空气湿球温度将会比干球温度低得愈多。根据测得的空气干球和湿球温度,可从专门的线图或表中查出空气相应的相对湿度,空调设计的室外室气计算参数、空调器的进风参数一般都用空气的干球温度和湿球温度表示。

当空气的相对湿度 $\varphi = 100\%$ 时,空气达到饱和,湿纱布上的水分不能蒸发,这时湿球温度和干球温度是相等的,也等于空气的露点温度。但在 $\varphi < 100\%$ 时,由于空气未达饱和,湿球温度虽然低于干球温度,但仍会高于空气所处状态对应的露点温度。这就是说,通常空气的湿球温度总

是介于干球温度和露点温度之间;对于饱和空气,干球、湿球和露点温度三者相同。

还应指出,由于水与空气之间的传热过程及水的蒸发过程(统称热湿交换)都与空气的流速有关,因而湿球温度计的指示温度也与空气的流速有关。实验表明,当空气不流动或流速很小时,湿纱布上的水与周围空气的热湿交换不充分,湿球温度计的测量结果误差较大;空气的流速愈大,热湿交换愈充分,所测湿球温度愈准确。因此,工程上采用装有一小通风机的通风干湿球温度计来测量空气的干球和湿球温度。

(六) 湿空气的焓

湿空气的焓应该是组成湿空气的干空气的焓与水蒸气的焓之和。湿空气的焓也以 1 kg 干空气作为计算基准,用 h_d 代表 1 kg 干空气的焓, h_v 代表 1 kg 水蒸气的焓。因为在含有 1 kg 干空气的湿空气中,水蒸气的含量为 $d \times 10^{-3}$ kg,所以含有 1 kg 干空气的湿空气,即 $(1 + d \times 10^{-3})$ kg 湿空气的焓 h (kJ/kgDA) 为

$$h = h_d + d \cdot h_v \times 10^{-3} \quad (1-5a)$$

通常规定 0℃ 的干空气和 0℃ 的水的焓为零,并且,在空调工程所涉及的温度范围内,干空气和水蒸气的比定压热容可视为定值,分别为 $c_{p,DA} = 1.01$ kJ/(kg·K) 和 $c_{p,v} = 1.85$ kJ/(kg·K),又水在 0℃ 时的汽化潜热 $r = 2501$ kJ/kg,因此,对 t ℃ 的空气有

$$h_d = c_{p,DA}(t - 0) = 1.01t$$

$$h_v = r + c_{p,v}(t - 0) = 2501 + 1.85t$$

将 h_d 和 h_v 代入式(1-5a)即得

$$h = 1.01t + d(2501 + 1.85t) \times 10^{-3} \quad (1-5b)$$

从式(1-5)可见,湿空气的焓包括显热和潜热两部分,其中潜热是水在 0℃ 时汽化所吸入的。因此,温度升高,空气的焓不一定增加,还要看含湿量 d 如何变化。若 d 也增加,则增加的水蒸气将给空气带入汽化潜热,湿空气的焓当然增加;若 d 减小,则减少的水蒸气将从湿空气中带走汽化潜热,因而使湿空气的焓可能增加,可能不变,也可能减少。

在空气处理过程中,对空气加热加湿或冷却去湿,空气的状态变化过程一般都可视为定压过程,因而供给空气或从空气移走的热流量应等于

$$\Phi = (h_2 - h_1)q_m \quad (1-6)$$

式中 Φ ——热流量, W;

q_m ——质量流量, kg/s。

可见,湿空气的焓可视为湿空气具有的能量。

第二节 湿空气的焓湿图及其应用

空调的主要任务,是对空气作适当的热湿处理,使之符合人的舒适要求或生产的工艺要求。对空气进行热湿处理的过程,是通过对空气加热加湿或冷却去湿,使空气的焓、含湿量或焓和含湿量两者一起发生变化,从而改变空气的状态,达到需要的温度和相对湿度。由此可见,若以空气的焓 h (或 i) 和含湿量 d 作两坐标轴,构成湿空气的状态参数坐标图——焓湿图($h-d$ 图或 $i-d$ 图),将它用于确定空气的状态,表示空气的状态变化过程和作热力计算,显然是很方便的。

一、焓湿图的组成

图 1-2 中,焓湿图以焓 h 和含湿量 d 作为两坐标轴,不过 h 、 d 两轴不像直角坐标系那样相互垂直,而是取夹角约为 135° ,以使图面更为开阔和清晰。图上 h 、 d 的取值都以含 1 kg 干空气的湿空气作为计算基准。

$h-d$ 图上绘有下列等值线簇和读数线:

(一) 等含湿量线(即等 d 线)

等 d 线是相互平行的纵线,读数分度等距标记在图边框的上部,单位为 g/kg DA 。

(二) 等焓线(即等 h 线)

等 h 线是与等 d 线夹角约 135° 的平行线,读数线位于 $\varphi=100\%$ 曲线的右下侧,与 h 线垂直,单位为 kJ/kg DA 。为了避免单位换算, h 读数线上有的同时绘有以 kcal/kg DA 为单位的分度。

(三) 等干球温度线(即等 t 线)

由式(1-5b)知,当温度 t 取值一定时,焓 h 和含湿量 d 成线性关系,因此,等 t 线为直线。在式(1-5b)中, $(2501 + 1.85t) \times 10^{-3}$ 是等 t 线的斜率,它随温度 t 的升高而增大。但在空调温度范围内, t 的变化很小,并且 $1.85t \ll 2501$,因此,在 $h-d$ 图上,等温线是一簇近似水平的直线。在 $d=0$ 的纵线上和 $\varphi=100\%$ 的曲线上都绘有温度取值的分度线,以方便读数,单位为 $^\circ\text{C}$ 。

(四) 等相对湿度线(即等 φ 线)

由式(1-4d)知,在一定大气压力 B 下,当 φ 为定值时,含湿量 d 仅由水蒸气的饱和分压力 $p_{v,s}$ 决定,而 $p_{v,s}$ 与温度 t 有一一对应的关系,因此,对给定的 φ ,从饱和水蒸气表查出不同温度 t 所对应的 $p_{v,s}$,代入式(1-4d)算出相应的 d ,由所得各组 t 、 d 对应值,便可在 $h-d$ 图上确定若干个与给定的 φ 值对应的状态点,将这些点连成的曲线就是等 φ 线。等 φ 线是一簇自图面左下向右上延伸的下凹曲线,读数标在曲线上。 $\varphi=100\%$ 的等 φ 线上各点与空气的饱和状态对应,称为饱和线。某一条 d 线与饱和线交点对应的温度,就是与该含湿量 d 对应的露点温度。可见, $\varphi=100\%$ 的等 φ 线也就是露点轨迹线。因为 $\varphi=0$ 时, $d=0$,所以 $\varphi=0$ 线与 $d=0$ 线重合。

(五) 水蒸气分压力 p_v 的读数线

由式(1-4c)知,水蒸气的分压力与含湿量有一一对应的关系,根据这种对应关系,有的 $h-d$ 图在图面 d 读数线的上方直接绘出了与各 d 值对应的 p_v 读数线(水平线);有的 $h-d$ 图则是在图的右侧边框下部标记 p_v 读数分度,同时在图面右下部绘有 p_v 读数变换线。过某一 d 线与 p_v 读数变换线交点的水平线所指的 p_v 读数值,即为与该 d 值对应的水蒸气分压力。

(六) 等湿球温度线(即等 t_{wet} 线)

有的 $h-d$ 图上绘出了等湿球温度线,但由于工程上可将湿空气的等湿球温度变化过程,近似看作等焓过程,所以大多数 $h-d$ 图就用等焓线近似表示等湿球温度线。理由是:一方面湿球

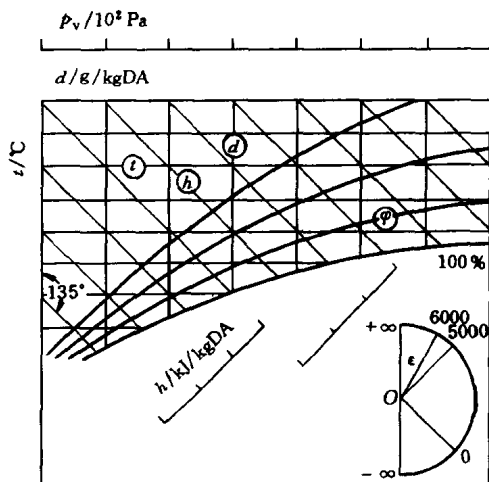


图 1-2 焓湿图

温度的形成过程是等湿球温度变化过程;另一方面,在湿球温度形成过程中,湿纱布上的水蒸发变为水蒸气加入到空气中时,同时给空气带入了汽化潜热(即水蒸发时吸收的热量),这就补偿了空气传热给水时所损失的能量,因而空气的焓值基本不变。因此,等湿球温度过程可近似为等焓过程。只说近似,是因为未考虑水蒸发到空气中时所带的水自身原来具有的液体热,不过此液体热相对很小,可以忽略不计。于是,空气的焓 h 和湿球温度 t_{wet} 也一一对应。

必须注意, d 的大小与大气压力 B 有关[见式(1-4c)],因此,不同大气压力下 $h-d$ 图不同,使用时要根据大气压力值适当选择,大气压力的允许选择误差为 2 666 Pa。例如,广州地区夏季大气压力为 $1\,004.5 \times 10^2$ Pa,它与标准大气压 $1\,013.25 \times 10^2$ Pa 相差 8.75×10^2 Pa = 875 Pa < 2 666 Pa。因此,广州地区可选用 $B = 1\,013.25 \times 10^2$ Pa(760 mmHg)的 $h-d$ 图。本书附录给出了 $B = 1\,013.25 \times 10^2$ Pa 的 $h-d$ 图,可供读者查用。

二、焓湿图的应用

(一) 确定湿空气的状态及其参数

已知空气的 t 、 φ 、 d (或 p_v 或 t_{dew})、 h (或 t_{wet})等独立参数中的任意两个,那么 $h-d$ 图上代表此二参数的等值线的交点就是空气的状态点。通过此状态点的其他等值线的标度值,就是空气在该状态下的其余参数值。

例 1-1 图 1-3 中,已知 $B = 993 \times 10^2$ Pa,室内空气温度 $t_N = 20\text{ }^\circ\text{C}$,相对湿度 $\varphi_N = 60\%$,求空气的其他参数。

解 因为 $B = 993 \times 10^2$ Pa 与 $1\,013.25 \times 10^2$ Pa 相差 20×10^2 Pa < 26.7×10^2 Pa,所以可选用 $B = 1\,013.25 \times 10^2$ Pa 的 $h-d$ 图。如图 1-3 所示,在 $h-d$ 图上, $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ 的等温线与 $\varphi = 60\%$ 的等相对湿度线的交点即是空气的状态点 N。

查过 N 点的 d 线与 h 线读数得 $d_N = 8.7\text{ g/kg DA}$, $h_N = 42\text{ kJ/kg DA}$ 。

查与 d_N 线对应的 p_v 读数得 $p_{v,N} = 14 \times 10^2$ Pa。

查 d_N 线与 $\varphi = 100\%$ 线交点所对应的等温线读数得 $t_{dew,N} = 12\text{ }^\circ\text{C}$ 。

因为湿球温度的形成过程近似为等焓过程,且贴近湿温泡的空气薄层 $\varphi = 100\%$,所以过 h_N 线与 $\varphi = 100\%$ 线的交点的等温线的读数,即是状态 N 对应的湿球温度。查得 $t_{wet,N} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ 。

可见,当 $\varphi < 100\%$ 时, $t_{dew} < t_{wet} < t$ 。

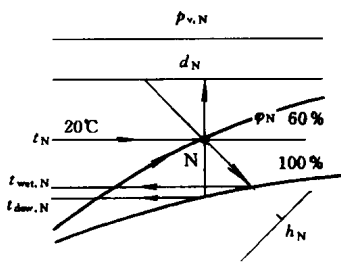


图 1-3 例 1-1

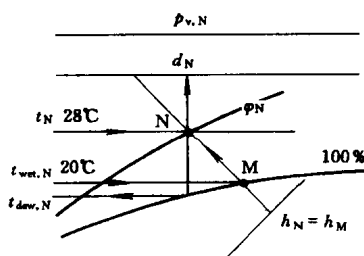


图 1-4 例 1-2

例 1-2 图 1-4 中,若从放置于室内的通风干湿球温度计测得干球温度 $t_N = 28\text{ }^\circ\text{C}$,湿球温度 $t_{wet,N} = 20\text{ }^\circ\text{C}$,且已知大气压力 $B = 1\,020 \times 10^2$ Pa,求空气的其余参数。

解 因为 $B = 1\,020 \times 10^2 \text{ Pa}$ 与 $1\,013.25 \times 10^2 \text{ Pa}$ 只相差 $6.8 \times 10^2 \text{ Pa} < 26.7 \times 10^2 \text{ Pa}$, 所以可选用 $B = 1\,013.25 \times 10^2 \text{ Pa}$ 的 $h-d$ 图。

图 1-4 中, $t_M = t_{\text{wet},N} = 20^\circ\text{C}$ 与 $\varphi = 100\%$ 两线的交点 M 代表贴近湿温泡的饱和空气薄层的状态, 而 $h_N = h_M$, 所以 h_M 与 $t_N = 28^\circ\text{C}$ 两线的交点, 就是室内空气的状态点 N。查得 N 点的其他参数为

$h_N = 57 \text{ kJ/kg DA} = 13.6 \text{ kcal/kg DA}$, $d_N = 11.2 \text{ g/kg DA}$, $t_{\text{dew},N} = 15.9^\circ\text{C}$, $p_{v,N} = 17.6 \times 10^2 \text{ Pa} = 13.3 \text{ mmHg}$, $\varphi_N = 47\%$ 。

已知空气的状态点, 要确定空气的湿球温度; 或已知空气的湿球温度与另一参数(不是焓), 要确定空气的状态点, 初学者最易出错。从上面两例可见, 若已知空气的状态点 A, 要确定 $t_{\text{wet},A}$, 可从 A 点作等焓线, 此等焓线与 $\varphi = 100\%$ 线的交点所对应的温度就是 $t_{\text{wet},A}$; 反之, 已知 $t_{\text{wet},A}$ 和状态 A 的另一独立参数(例如 t_A), 则可由 $t = t_{\text{wet},A}$ 的等温线与 $\varphi = 100\%$ 饱和线的交点作等焓线, 此等焓线与 $t = t_A$ 的等温线交点就是空气的状态点 A。

注意, 露点和湿球温度的轨迹线虽然都是 $\varphi = 100\%$ 的饱和线, 但露点是 d 线与饱和线交点对应的温度; 而湿球温度则是 h 线与饱和线交点对应的温度。

(二) 表示空气状态变化的过程

设含有 1 kg 干空气的湿空气因加入热流量 Φ 和湿量 D 后, 由状态 1(h_1, d_1) 变化到状态 2(h_2, d_2), 在 $h-d$ 图上对应此两状态的两点 1 和 2 的连线, 就代表这一状态变化过程的方向。这一方向可用线段 $\overline{12}$ 的斜率 ϵ 来表示, 如图 1-5 所示。

在平面直角坐标系 xOy 中, 直线斜率为 $\frac{\Delta y}{\Delta x}$ 。与此类似, 在 $h-d$ 图中, 直线的斜率可表示为 $\frac{\Delta h}{\Delta d}$, 对应的单位是 kJ/g 。若将 ϵ 的单位改用 kJ/kg 时, 则斜率应为 $\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} \times 10^3 = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} \times 10^3$ 。

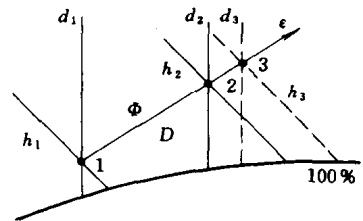


图 1-5 表示空气状态变化过程

由式(1-6)知, 加入空气的热流量 $\Phi = (h_2 - h_1)q_m$; 而加入的湿量应等于含湿量的改变, 质量用 kg 作单位时, $D = (d_2 - d_1)q_m \times 10^{-3}$ 。显然, Φ 与 D 之比值恰好与直线 $\overline{12}$ 的斜率 ϵ 相等。因此, 将过程线的斜率 ϵ 称为热湿比, 单位为 kJ/kg , 且

$$\epsilon = \frac{\Phi}{D} = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} \times 10^3 \quad (1-7)$$

初态和终态都不相同的空气状态变化过程, 只要起点与终点连线的斜率相同, 或者说只要热湿比 ϵ 相同, 则变化过程的方向就相同, 在 $h-d$ 图上它们的变化过程线应彼此平行。例如, 对所有的等焓过程, $\Delta h = 0$, $\epsilon = 0$, 它们的过程线都与等焓线平行; 对所有的等湿过程, $\Delta d = 0$, $\epsilon = \pm \infty$, 它们的过程线都与等 d 线平行。为了便于确定过程线, 有些 $h-d$ 图如图 1-2 所示, 在其右下角处绘有热湿比辐射线(称 ϵ 线)。应用时, 若已知某空气状态变化过程的热湿比 ϵ (或从 $\epsilon = \frac{\Phi}{D}$ 先算出), 又已知初终两态中的任一态时, 则可在 $h-d$ 图上过已知的状态点, 作该 ϵ 值辐射线的平行线, 即为此状态变化过程的过程线。如果还已知初终两态中另一状态的某一参数, 则代

应该注意,热湿比的单位用 kJ/kg 和用 kcal/kg 时,同一热湿比的数值是不同的,因此,必须根据所用单位来选用相应的热湿比辐射线。

空气由状态 1 变化到状态 2, 如果 ϵ 值和状态 2 已知, 并已知状态 1 的某一参数, 这时可假定状态点 3 也位于此 ϵ 线上 (即由 1→2 和由 2→3 对应同一热湿比 ϵ), 则有

$$\epsilon = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} \times 10^3 = \frac{h_3 - h_2}{d_3 - d_2} \times 10^3$$

因为 ϵ 值已知和 h_2 、 d_2 可在 $h-d$ 图上查出, 又状态点 3 可以是相应 ϵ 线上的任意一点, 为方便计, 可再假定

则有
$$\begin{cases} d_3 = d_2 + 1 \\ h_3 = h_2 + \epsilon \times 10^{-3} \end{cases}$$

例 1-3 图 1-6 中,已知某空调房间要求室内空气的状态为 $t_N = 20\text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_N = 50\%$ 。为保持这一状态,通过空调器送风必须消去的余热 $\Phi = 10\ 000\text{ kJ/h}$;必须消去的余湿 $D = 2\text{ kg/h}$ 。试确定空调器的送风状态与送风量。取送风温度为 $12\text{ }^\circ\text{C}$,大气压力 $B = 1\ 004.5 \times 10^2\text{ Pa}$ 。

$$\epsilon = \frac{\Phi}{D} = \frac{10\,000}{2} \text{ kJ/kg} = 5\,000 \text{ kJ/kg}$$

因为 $B = 1\,004.5 \times 10^2 \text{ Pa}$, 可选用 $B = 1\,013.25 \times 10^2 \text{ Pa}$ 的 $h-d$ 图。

图 1-6 中,由 $t_N = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $\varphi_N = 50\%$,可定出状态 N。过点 N 作 $\epsilon = 5\,000\text{ kJ/kg}$ 的热湿比辐射线的平行线,即是空气的状态变化过程线。送风状态点 O 应在此过程线上。已知送风温度 $t_O = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$,因此, $t = t_O = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的等温线与过 N 的 $\epsilon = 5\,000$ 的过程线的交点,就是所求的送风状态点 O。由 $h-d$ 图查得 $h_O = 22\text{ kJ/kg DA}$, $d_O = 4\text{ g/kg DA}$, $\varphi_O = 47.5\%$ 和 $h_N = 38.5\text{ kJ/}$

kg DA, $d_N = 7.3 \text{ g/kg DA}$ 。

空调器送入含 1 kg 干空气的湿空气,由状态 O 变至状态 N,可吸收的热量为 $h_N - h_O$,或可吸收的湿量为 $d_N - d_O$ 。因此,要求每小时吸收余热 Φ 或余湿 D 所需送入的湿空气中应含的干空气量为

$$q_m = \frac{\Phi}{h_N - h_O} = \frac{10\,000}{38.5 - 22} \text{ kg/h} = 606 \text{ kg/h}$$

或
$$q_m = \frac{D}{d_N - d_O} \times 10^3 = \frac{2\,000}{7.3 - 4} \text{ kg/h} = 606 \text{ kg/h}$$

相应的湿空气量为

$$q'_m = (1 + d_O \times 10^{-3}) q_m = 1.004 q_m = 608 \text{ kg/h}$$

可见, q'_m 与 q_m 相差很少。为简化运算,工程上就取 q_m 为要求的送风量,今后类似的计算不再说明。此外,由于查图时的读数误差,用焓差和含湿量差计算的结果可能不完全相同,当结果相差较大时,应重新检查读数是否正确。

此题的 ϵ 线也可用假定法自行作出。假定 M 点位于 $\epsilon = 5\,000 \text{ kJ/kg}$ 的热湿比线上,设 $d_M = d_N + 1 = 7.3 + 1 \text{ g/kg DA} = 8.3 \text{ g/kg DA}$,则 $h_M = h_N + \epsilon \times 10^{-3} (d_M - d_N) = 38.5 + 5 \times 1 \text{ kJ/kg DA} = 43.5 \text{ kJ/kg DA}$ 。由算得的 d_M 和 h_M 可在 $h-d$ 图上确定状态点 M。连结 NM 的直线就是 $\epsilon = 5\,000 \text{ kJ/kg}$ 的热湿比线。

(三) 求空气的混合状态

空调系统通常采用新风(室外新鲜空气)和室内回风(室内循环空气)混合,再经空调器处理后送风。设计计算或选择设备时,都需确定空气的混合状态。

在图 1-7 中,设新风状态点为 W,新风的焓和含湿量为 h_W 、 d_W ,新风量为 q_{m_W} ;回风状态点为 N,回风的焓和含湿量为 h_N 、 d_N ,回风量为 q_{m_N} ;混合后的状态点为 C,混合后空气的焓和含湿量为 h_C 、 d_C ,混合后的空气量为 q_{m_C} ,显然 $q_{m_C} = q_{m_W} + q_{m_N}$ 。

根据混合前后空气的能量守恒(称为热平衡),应有

$$q_{m_W} h_W + q_{m_N} h_N = (q_{m_W} + q_{m_N}) h_C \quad (1-8)$$

根据混合前后水蒸气的质量守恒(称为湿平衡),应有

$$q_{m_W} d_W + q_{m_N} d_N = (q_{m_W} + q_{m_N}) d_C \quad (1-9)$$

由式(1-8)和(1-9)可推导出

$$\frac{h_N - h_C}{h_C - h_W} = \frac{d_N - d_C}{d_C - d_W} = \frac{q_{m_W}}{q_{m_N}} \quad (1-10a)$$

或
$$\frac{h_N - h_C}{d_N - d_C} = \frac{h_C - h_W}{d_C - d_W} = \epsilon \quad (1-10b)$$

由式(1-10b)可见,空气由状态 N 变至状态 C,或由状态 W 变至状态 C,两过程的热湿比相同。因此,N、C、W 三状态点必在同一过程线上。这就是说,混合空气的状态点 C,必在混合前两种空气的状态点的连线上。

等焓线是平行线,等 d 线也是平行线。根据平行线分割其间两直线的对应线段成比例这一

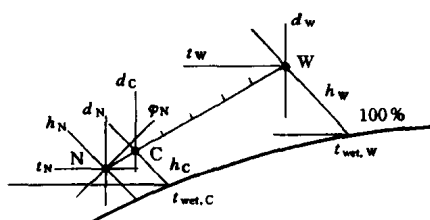


图 1-7 求空气的混合状态