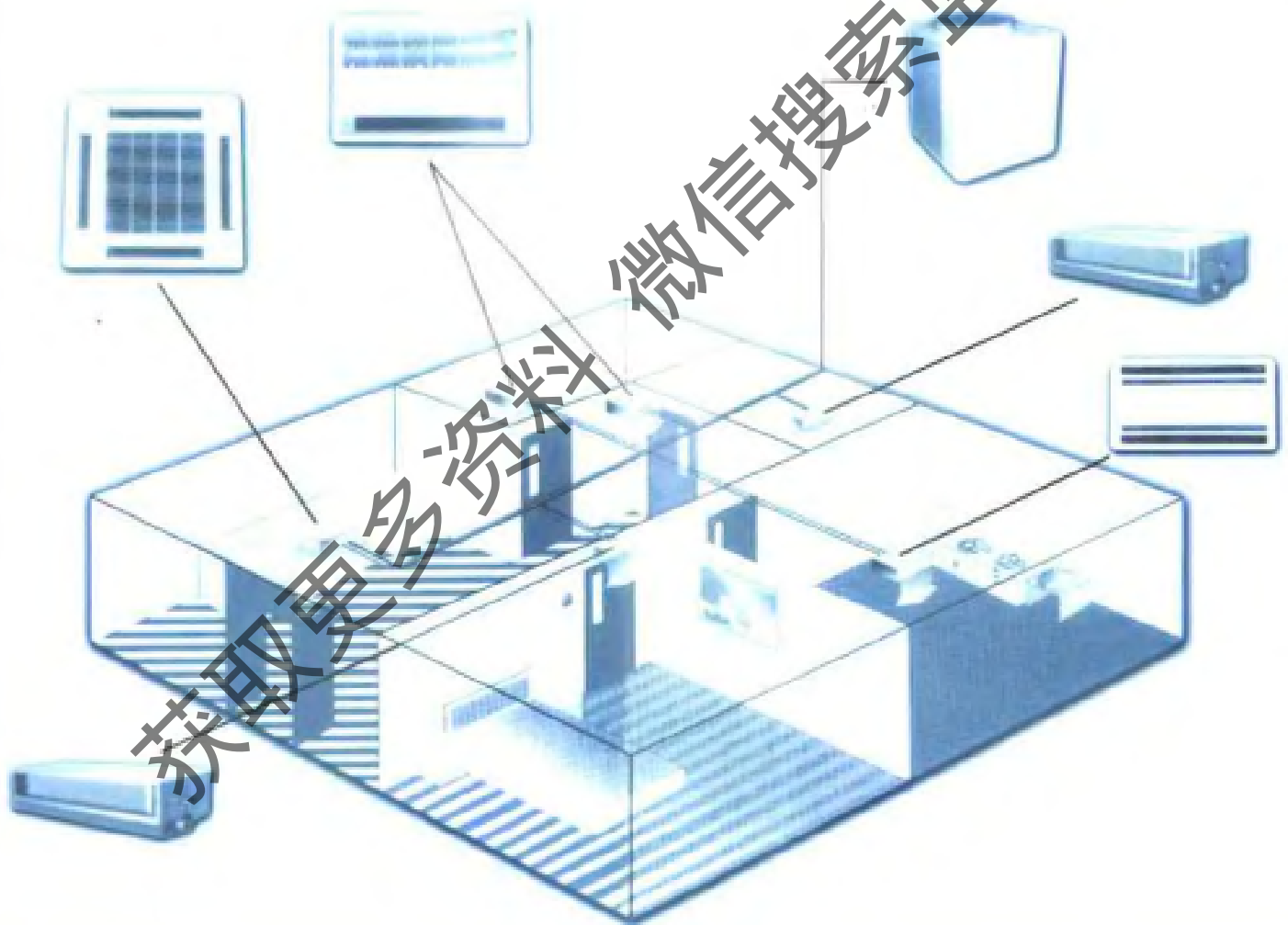


中央空调

本书编写组 编著

选型、调试、控制和维修



人民邮电出版社
POSTS & TELECOMMUNICATIONS PRESS

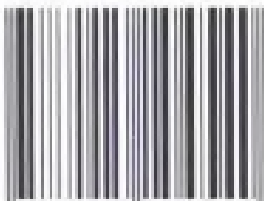
中央空调

工程设计与施工

选型、调试、控制和维修

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

ISBN 7-115-10454-9



9 787115 104540 >

ISBN7-115-10454-9/TN·1911

定价:31.00元

人民邮电出版社

<http://www.ptpress.com.cn>

中央空调选型、 调试、控制和维修

本书编写组 编著

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

人民邮电出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

中央空调选型、调试、控制和维修/冯玉琪编著. 北京: 人民邮电出版社, 2002.10

ISBN 7-115-10454-9

I. 中… II. 冯… III. 集中空气调节系统—基本知识 IV. TB657.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2002) 第 054133 号

内 容 提 要

本书以新颖实用的内容, 介绍了中央空调的新设备、新技术。系统介绍了中央空调的基本原理及调试、运行、自动化控制、保养、维修、空气净化、通风工程等内容。

本书内容广泛, 既适于空调制冷专业的生产、设计、运行、维修人员及物业管理人员阅读, 也可作为职业技术培训的参考教材。

中央空调选型、调试、控制和维修

- ◆ 编 著 本书编写组
责任编辑 刘文钊
- ◆ 人民邮电出版社出版发行 (北京市崇文区夕照寺街 14 号)
邮编 100061 电子邮箱 315@ptpress.com.cn
网址 <http://www.ptpress.com.cn>
读者热线 010-67129264
北京汉魂图文设计有限公司制作
北京降昌伟业印刷有限公司印刷
新华书店总店北京发行所经销
- ◆ 开本: 787×1092 1/16
张数: 24
字数: 580 千字 2002 年 10 月第 1 版
印数: 1-5 000 册 2002 年 10 月北京第 1 次印刷

ISBN7-115-10454-9/TN·1911

定价: 31.00 元

本书如有印装质量问题, 请与本社联系 电话: (010) 67129223

前 言

空气调节的任务，就是通过特定的专用设备和技术手段使建筑物内空气的温度、相对湿度、洁净度和流动速度达到舒适性和工艺性的要求。空气调节设备和调节方式多种多样，其中中央空调是适用于大、中型建筑物改善空气质量功能的专用设备。由空调机组、冷(热)水机组和辅助设备组成的系统称之为中央空调系统。中央空调以其功能齐全、调节完善而广泛应用于现代化的建筑中。

近年来空气调节技术越来越受到重视，伴随设备的调节技术手段呈现出多样性和复杂性，其涉及到的相关学科和技术领域也越来越广，可以说空气调节技术是要求比较全面的综合性专业技术。

品种多样化、环保化和智能化是今后空调发展的趋势，相应地其专业理论和专业技能也以前所未有的速度向纵深发展。这一发展趋势要求从事这一专业的生产、科研、运行和管理人员应尽快地掌握新的知识和技能，以适应新的需要。

鉴于以上情况，我们依“在普及的基础上提高”这一原则，编写了《中央空调选型、调试、控制和维修》一书，本书重点阐述空调设备在选型、运行、调试、保养、维修以及自动控制等诸方面的内容，以满足不同层面读者的需要。

本书内容广泛、新颖实用，不仅介绍新设备、新技术，还结合现代的楼宇智能自动化管理(物业管理)突出空调制冷自动化这一重点。

本书为集体编写，参与本书编写的人员有冯玉琪、王强、刘旭等。在编写过程中参考了许多资料，在此对提供资料的有关人士表示衷心感谢。

对于本书的不足之处敬请广大读者批评指正。

本书编写组

目 录

第一章 空气调节原理	1
第一节 湿空气的物理性质	1
一、湿空气的组成	1
二、湿空气的状态参数	1
三、干空气、水蒸气及湿空气的关系	4
第二节 湿空气的焓湿图和空气线图	4
一、焓湿图	4
二、焓湿图的应用	5
三、空气处理过程在焓-湿图上的表示	8
四、空气线图及其应用	10
第三节 中央空调系统的组成	16
一、空气调节系统的分类	16
二、中央空调的结构组成	19
三、中央空调系统的冷、热源	21
第四节 空调系统的自动控制原理	21
一、室温控制	21
二、室内相对湿度控制	22
三、计算机控制	22
四、智能化管理(大型中央空调)	23
五、VRV 控制系统(小型中央空调系统)	23
第二章 空调房间的热湿负荷	24
第一节 空调房间热湿负荷来源及其对空调系统的影响	24
一、空调房间热湿负荷及其来源	24
二、空调房间热负荷对空调系统的影响	25
第二节 空调房间热湿负荷的估算	25
一、建筑物空调负荷计算的项目和内容	25
二、指标系数估算法	26
三、单位面积估算法	26
第三章 空调设备的选择	28
第一节 空调设备选择的准备工作	28
一、了解有关设计内容及步骤	28
二、了解有关计量单位及单位换算	29

三、了解空调系统的送风量和新风量	32
四、了解风道内风速及制冷水系统的流速、流量及阻力	33
五、了解制冷剂的分类及对环境的影响	34
六、了解空调设备的造价百分比	35
七、了解空调设备的耗能情况	36
八、了解空调设备的噪声	36
九、了解空调设备的造形、尺寸、重量及机房布置尺寸	36
十、了解空调设备的使用条件	37
第二节 空调设备的选择方法	37
一、选择空调设备的方法	37
二、中央空调组合式空调机的选用实例	38
三、水源热泵空调机的选用实例	38
四、空气处理机的选用实例	39
五、空气调节箱的选用实例	43
六、柜式空调机的选用实例	50
七、水冷柜式空调机的选型实例	53
八、长沙远大直燃吸收式制冷机选用实例	55
九、风机盘管选用实例	57
十、水泵选用实例	64
十一、冷却塔选用实例	67
第四章 蓄冰空调及水源热泵	69
第一节 蓄冰空调	69
一、蓄冰空调原理与蓄冰方式	69
二、蓄冰空调设备的特点及运行方式	70
三、蓄冰系统设计及实例	73
四、选择系统配置型式	75
五、确定制冷机组及蓄冰设备的容量	75
六、蓄冰系统方案设计举例	76
七、安装步骤	78
第二节 水源热泵	79
一、热能的回收	79
二、水源热泵系统的组成及运行模式	80
三、水源热泵系统的设计要点	81
四、设备的检修	87
五、环路参数	88
六、控制	91
七、安装调试注意事项	92
八、水源热泵系统的优越性	93

第五章 空调通风风道的设计与安装	95
第一节 通风风道的设计因素	95
一、通风风道的设计因素	95
二、风道计算简介	95
第二节 通风风道的自动设计简介	97
第三节 风速和风口	99
一、建筑物通风量的推荐值	99
二、气流组织	99
三、风速	100
四、送风风口气流形式	101
第四节 通风管道制作安装与保温	101
一、通风管道的选择	101
二、风管制作	103
三、风管的保冷和保温	106
四、风管支架的安装	108
五、风管的试压	109
第六章 中央空调的调节方案	110
第一节 单风道空调系统的调节方案	110
一、全新风系统	110
二、一次回风系统	111
三、二次回风系统	113
四、单风道空调系统的全年调节运行	115
第二节 双风道空调系统的调节方案	118
第三节 变风量空调系统的调节方案	119
一、变风量空调系统的构成	119
二、变风量空调系统的调节	121
第四节 风机盘管空调器的调节方案	123
一、有单独新风系统的调节方法	123
二、墙洞引入新风系统的调节方法	123
三、处理再循环风的风机盘管系统的调节方法	124
第五节 风机盘管的新风处理方案	125
第六节 中央空调系统的运行管理	126
一、空调制冷设备正式运行前的准备工作	126
二、空调系统的准备工作	127
三、中央空调的运行管理	127
第七章 中央空调系统的自动控制	131
第一节 空调制冷自动控制的基本知识	132

一、空调系统的自动调节分类	132
二、双位调节	132
三、多位调节	135
四、比例调节	135
五、积分调节	136
六、比例积分调节	137
七、微分调节	138
八、比例积分微分调节	138
第二节 空调系统的自控方式	138
一、新风补偿控制	138
二、送风补偿控制	140
三、新风量的调节控制	142
四、空调机组的定露点控制	143
五、空调机组的变露点控制	144
六、新风机组的自动控制	145
七、空调系统的最佳启停控制	146
八、风机盘管与空调机组、新风机组的控制	147
九、空调冷/热水系统压差旁通控制	155
十、空调及采暖的热交换器控制	157
第三节 空调制冷自动控制	157
一、空调制冷自动控制概要	157
二、蒸气压缩制冷机的自动控制	159
三、空调冷冻水系统的自动控制	160
四、空调冷却水冷却塔自动控制	161
五、溴化锂吸收式制冷机自动控制	162
第四节 变风量空调系统自动控制	171
一、变风量空调系统(VAV)控制原理	171
二、变风量空调系统(VAV)新风量的控制	176
三、专设新风机系统的控制	178
四、变风量STU末端	178
五、变风量STU末端装置的应用实例	190
第五节 制冷空调微型计算机控制	192
一、微型计算机控制概述	192
二、单片机控制器	196
三、新风机组的监测控制	201
四、空调系统的监测控制	202
五、变风量系统的控制	203
六、冷、热源基本监测与控制	204
七、冷却水系统的监测控制	205

八、冷冻水系统的监测控制	206
九、热水设备系统的监测与控制	208
十、辅助系统计算机的配置	209
第六节 楼宇自动化系统(即 BAS 系统)	210
一、BAS 系统	210
二、BAS 系统的配置	213
三、综合 BAS 系统	215
四、智能型触摸式小型管理面板	221
第七节 空调制冷电路及控制器	229
一、恒温恒湿机微电脑控制电路	229
二、风机盘管单片机控制电路	230
三、离心式冷水机组电路	234
四、螺杆式冷水机组控制电路	237
五、活塞式冷水机组的控制电路	243
六、中央空调控制器介绍	248
第八章 中央空调系统的净化处理	255
第一节 空调房间内空气的净化要求	255
一、净化等级分类	255
二、净化等级线解图	256
第二节 空气过滤器的工作原理及过滤效率规格	256
一、过滤机理	256
二、过滤器性能指标	257
三、过滤效率规格	259
第三节 空气过滤器	260
一、空气过滤器的主要类型	260
二、袋式过滤器	260
三、MZ 密褶式过滤器	264
四、高效过滤器	266
五、经济型 PAN 系列板式过滤器	271
六、拼装过滤段用的框架	273
第四节 空气过滤器的阻力及测试	275
一、过滤器阻力	275
二、阻力监测仪表	276
第五节 净化空调机	276
一、净化指标及净化流程	276
二、净化空调机性能参数	277
第九章 中央空调的保养和维修	279
第一节 空调用制冷设备的检修和保养	279

一、活塞式制冷机的检修	279
二、螺杆制冷机的检修	286
三、离心式制冷机的检修	290
四、制冷设备的保养	296
第二节 溴化锂吸收式制冷机的调试、运转及维修保养	299
一、调试及运转	299
二、故障分析及排除	305
三、运行管理及保养	314
四、溴化锂吸收式制冷机过渡时期运行与管理	323
第三节 冷却塔、水泵、风机的选型及检修	325
一、冷却塔	325
二、水泵	329
三、风机	331
第四节 空调系统的故障及检修	332
一、空调系统的主要故障	332
二、空调制冷设备的保养维修内容	333
第五节 空调系统运行故障及其排除	349
一、空调房间的温、湿度要求	349
二、中央空调常见运行效果不佳的原因分析及处理	355
三、在空调检修前后对系统的测定	358

第一章 空气调节原理

第一节 湿空气的物理性质

一、湿空气的组成

大气中含有多种气体、水蒸气和杂质。从大气中除去全部水蒸气和杂质时，所剩即为干空气。

干空气是由氮、氧、氩、二氧化碳、氦、氖和其它一些微量气体所组成的混合气体。广泛的测定结果表明，干空气的组成是比较稳定的。在空调工程中，为了进行热工计算，必须确定干空气的热工性质，而热工性质又与干空气的成分有关。

干空气中除二氧化碳外，其它气体的含量是很稳定的。而二氧化碳的含量则随动、植物生长状态、气象条件、海水表面温度、污染状态等有较大的变化。然而，由于其平均含量非常少，故其含量的变化对干空气性质的影响可以忽略不计。在研究空气物理性质时，允许将干空气作为一个整体来对待。

干空气和水蒸气的混合气体称为湿空气。湿空气中水蒸气的含量很少。它主要来源于地球上的江、河、湖、海表面水分的蒸发，各种生物的新陈代谢过程以及生产工艺过程也有蒸发。水蒸气在湿空气中占有的百分比是经常变化的，虽然湿空气中水蒸气的含量很少，但它对湿空气状态变化的影响却很大。由于它的变化会引起湿空气干、湿度的改变，从而对人体的感觉、产品质量、工艺过程和设备维护等都有直接的影响，这是不能忽视的。同时，空气中水蒸气含量的变化又会使湿空气的物理性质随之改变。

二、湿空气的状态参数

1. 干、湿球温度

在空调运行中，经常使用干、湿球温度计来测量空气的温度和湿度。干湿球温度计由两支相同的温度计组成，其中一支的感温包裹上脱脂棉纱布，纱布的下端浸入盛有蒸馏水的玻璃小杯中，在毛细管作用下纱布经常处于润湿状态，将此温度计称为湿球温度计。使用时，在热湿交换达到平衡，即稳定的情况下，所测得的读数称为空气的湿球温度；另一支未包纱布的温度计相应地称为干球温度计，它所测得的温度称为空气的干球温度，也就是实际的空气温度。我们分别用 t 和 t_w 表示空气的干球温度和湿球温度。

湿球温度计的读数，实际上反映了湿纱布上水的温度。但是值得注意的是，并不是任一读数都可以认为是湿球温度，只有在热湿交换达到平衡、即稳定条件下的读数才称之为湿球温度 t_w 。

当空气的相对湿度 $\phi < 100\%$ 时，纱布上的水必然要蒸发。当空气相对湿度较低时，湿球纱布上的水分蒸发快，蒸发需要的热量多，水温下降得也愈多，因而干、湿球温差大。反之，如空气相对湿度大，则干、湿球温差小，当 $\phi = 100\%$ 时，湿纱布上的水分不再蒸发，干、湿球温度也就相等了。由此可见，在一定的空气状态下，干、湿球温度的差值反映了空

气相对湿度的大小。

实践证明,当空气流速 $\geq 2.5\text{m/s}$ 时,空气流速对热、湿交换过程的影响已不显著,湿球温度趋于稳定。因此,要准确地反映空气的相对湿度,应使湿球周围的空气流速保持在 2.5m/s 以上。

目前国际上常用的有绝对温标(又称开氏温标),符号为 T ,单位 K ;摄氏温标,符号 t ,单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。摄氏温标 1°C 和开氏温标 1K 的分度是相等的,两者的关系为:

$$t + T - 273.15 \approx T - 273$$

式中,273.15是冰点的热力学温度。

2 压力

围绕地球表面的空气层在单位面积上所形成的压力称大气压力,它的单位以帕(Pa)或千帕(kPa)表示。

大气压力不是一个定值,它随各地海拔高度不同而存在差异,同时还随着季节、天气的变化而稍有高低。

通常以北纬45度处海平面的全年平均气压作为一个标准大气压力或物理大气压,其数值为 101325Pa 。海拔高度越高的地方大气压力越低。例如,我国北部沿海城市天津海拔高度 3.3m ,夏季大气压力为 100480Pa ,冬季为 102660Pa ;西藏高原上的拉萨市海拔高度为 3658m ,夏季的大气压力为 65239Pa ,冬季为 65000Pa 。由此可见,大气压力不仅与海拔高度有关,还随季节、气候不同而有微小变化。由于大气压力不同,空气的状态参数也要发生变化。因此在空调系统设计和运行中使用的一些空气参数,如果不考虑当地大气压力的大小,就会造成一定的误差。

在空调系统中,空气的压力是用仪表测出的,但计分表指示的压力不是空气压力的绝对值,而是与当地大气压力的差值,称之为工作压力(过去叫表压力)。它不能代表空气压力的真正大小,只有空气的绝对压力才是空气的一个基本状态参数。工作压力与绝对压力的关系为:

$$\text{绝对压力} = \text{当地大气压} + \text{工作压力(表压力)}$$

3 水蒸气分压力

湿空气中,水蒸气单独占有湿空气的容积,在具有与湿空气相同的温度时所产生的压力,称之为水蒸气分压力。用 P_w 表示。

道尔顿定律指出:混合气体的总压力等于各组成气体分压力之和。每种气体都处于各分压力作用之下,参与组成的各种气体都具有与混合气体相同的体积和温度。

空气既然是由于空气和水蒸气组成,那么大气压力也就必然是水蒸气分压力和干空气分压力之和,即:

$$P = P_g + P_w$$

或

$$B = P_g + P_w$$

式中 P 、 B ——湿空气的总压力,即大气压力;

P_g ——干空气分压力;

P_w ——水蒸气分压力。

4 空气的含湿量

湿空气是由干空气和水蒸气组成的,其中每 kg 干空气所含有的水蒸气量称为含湿量 d 。

即:

$$D = \frac{G_q}{G_g} \text{ kg/kg}_{da}$$

式中 G_q ——湿空气中水蒸气的质量, kg;

G_g ——湿空气中干空气的质量, kg;

下脚标 da——干空气的英文(dry air)缩写。

若湿空气中含有 1kg 干空气及 d kg 水蒸气, 则湿空气质量应为 $(1+d)$ kg。

当大气压力一定时, 水蒸气分压力和含湿量近似为直线关系。水蒸气分压力 P_q 愈大, 含湿量 d 也随着增大。如果含湿量 d 不变, 水蒸气分压力将随大气压力的增加而上升, 随着大气压力的减小而下降。

5. 空气的绝对湿度

空气湿度的表示方法, 除含湿量以外, 还可用绝对湿度, 即每立方米湿空气中所含有的水蒸气量(kg/m^3 湿空气)来表示, 但绝对湿度使用起来不方便, 因为水分蒸发和凝结时, 湿空气中的水蒸气质量是变化的, 而且湿空气的容积还随温度而变化。因此, 即使水蒸气质量不变, 由于湿空气容积的改变, 绝对湿度亦将相应地变化, 因而不能确切地反映湿空气中水蒸气量的多少。而干空气在温度和湿度发生变化时其质量不变。含湿量仅随水蒸气量而变, 因此它可以方便地度量空气中的水蒸气量。在空气调节中, 含湿量也是空气的一个重要参数, 在对空气进行加湿、减湿处理过程中都用含湿量来衡量空气中水蒸气量的变化。

6. 空气的相对湿度

在一定的温度下, 湿空气所含的水蒸气量有一个最大限度, 超过这一限度, 多余的水蒸气就会从湿空气中凝结出来。这种含有最大限度水蒸气量的湿空气被称为饱和空气。与之相对应的水蒸气分压力和含湿量, 称做该温度下湿空气的饱和水蒸气分压力和饱和含湿量。它们随温度的变化而相应变化, 如表 1-1-1 所示。

表 1-1-1 空气温度与饱和水蒸气分压力、饱和含湿量的关系

空气温度 t ($^{\circ}\text{C}$)	饱和水蒸气分压力 $P_{q,b}$ (Pa)	饱和含湿量 ($B = 101325\text{Pa}$) d_b (g/kg _{da})
10	1225	7.63
20	2331	14.70
30	4232	27.20

由于含湿量只能反映出空气中含的水蒸气量的多少, 而不能反映空气的吸湿能力, 因此, 我们引出了另一个湿空气的状态参数——相对湿度。

所谓相对湿度, 就是空气中水蒸气分压力和同温度下饱和水蒸气分压力之比:

$$\phi = \frac{P_q}{P_{q,b}} \times 100\%$$

式中 ϕ ——相对湿度;

P_q ——空气的水蒸气分压力;

$P_{q,b}$ ——同温度下空气的饱和水蒸气分压力。

相对湿度表示空气接近饱和的程度。 ϕ 值小, 说明空气饱和程度小, 吸收水气的能

强； ϕ 值大则说明空气饱和程度大，吸收水气的能力弱。当 ϕ 为 100% 时，指的是饱和空气； ϕ 为零，指的是干空气。

应该注意的是相对湿度含湿量虽然都是表示空气湿度的参数，但意义却有不同：相对湿度 ϕ 能够表示空气接近饱和程度，却不能表示水蒸气含量的多少，而含湿量 d 恰与之相反，能表示水蒸气的含量，却不能表示空气的饱和程度。

7. 空气的焓

在空调工程中，湿空气的状态经常发生变化，也经常需要确定此状态变化过程中的热交换量。例如，对空气进行加热和冷却时，常需要确定空气吸收或放出多少热量。从热工基础可知，在压力不变的情况下，焓差值等于热交换量。

在空调工程中，湿空气的状态变化过程可属于定压过程。所以能够用空气状态前后的焓差值 Δh 计算空气热量的变化。

1 kg 干空气的焓和 d kg 水蒸气的焓两者的总称，称为 $(1+d)$ kg 湿空气的焓。

湿空气的焓将随温度和含湿量的改变而变化。当温度和含湿量升高时，焓值增加；反之，焓值则降低。在使用焓这个参数时须注意一点，在温度升高，同时含湿量又有所下降时，湿空气的焓值不一定会增加，而完全有可能出现焓值不高，或焓值减少的现象。

8. 空气的密度和比容

单位容积空气所具有的质量称为空气的密度 ρ ，而单位质量的空气所占有的容积称为空气的比容。两者互为倒数，因此只能视为一个状态参数。

湿空气为干空气与水蒸气的混合物，两者均匀混合并占有相同的容积。因此不难理解，湿空气的密度 ρ 为干空气密度 ρ_g 与水蒸气密度 ρ_v 之和。

三、干空气、水蒸气及湿空气的关系

空气、水蒸气及湿空气三者之间的关系可归纳为如图 1-1-1 所示。

湿空气的部分状态参数可查阅附录一，也可用公式计算得到。计算虽较烦琐，但通过它可以对湿空气的物理性质及各状态参数之间的关系有较透彻的了解。

由图 1-1-1 可见干空气与湿空气之间有如下计算关系：

温度： $t = t_g = t_v$ ；焓： $h = h_g + dh_v$ ；

容积： $v = v_g = v_v$ ；密度： $\rho = \rho_g + \rho_v$ ；

质量： $G = G_g + G_v$ ；压力： $P(B) = P_g + P_v$ 。

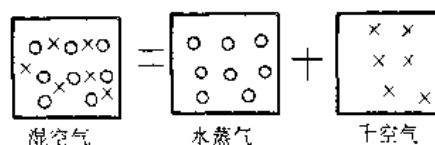


图 1-1-1 湿空气与干空气和水蒸气关系图

第二节 湿空气的焓湿图和空气线图

一、焓湿图

在空调制冷技术中，经常用到一些线图如湿空气的焓-湿图，此图是以空气的焓和含湿量为纵横坐标的焓湿图，也叫 $h-d$ 图（原叫 $i-d$ 图），详见本书附录二。由图可知 $h-d$ 图上有几组等参数线，如等温线（等 t 线）、等焓线（等 h 线）、等含湿量线（等 d 线）、等相对湿度

线(等 ϕ 线)及水蒸气压力线、热湿比线等等。简化的湿空气焓-湿图见图 1-2-1 所示。

应该指出,大气压力的变化对湿空气的 $h-d$ 图是有影响的。就是说,对于不同的人气压力应该选用不同的 $h-d$ 图,但是对于大气压力相差不大的(一般大气压力 B 的变化小于 10^3Pa),因计算误差不大,所以允许采用同一张 $h-d$ 图,这在实际工程中也是允许的。

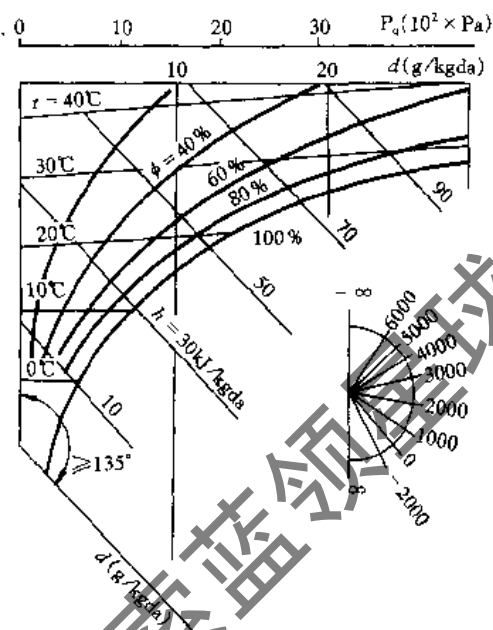


图 1-2-1 焓湿图

二、焓湿图的应用

1. 确定空气状态

已知原始条件为: $t_A = 20^\circ\text{C}$ 、 $\phi_A = 60\%$ 的湿空气吸收 10000kJ/kg 的热量和 2g/kg 的湿量。

(1) 平行线法

在大气压力为 101325Pa 的 $h-d$ 图上,按 $t_A = 20^\circ\text{C}$ 、 $\phi_A = 60\%$ 确定出空气初状态点 A 。

已知空气所吸收的热量与湿量,则热湿比:

$$\epsilon = \frac{A}{W} = \frac{10000}{2} = 5000$$

根据此值,在图的热湿比标尺上找到相应的 ϵ 线。然后过 A 点作该线的平行线,即为空气状态变化过程线。此线与 $t = 28^\circ\text{C}$ 等温线的交点 B ,就是空气终状态点,如图 1-2-2 所示。由图可知, $\phi_B = 51\%$ 、 $t_B = 28^\circ\text{C}$ 、 $h_B = 59\text{kJ/kg}$ 。

(2) 辅助点法

由已知条件求得: $\epsilon = \Delta h / \Delta d = 10000 / 2 = 5000$,如 Δd 以 g 为单位表示,则 $\Delta h : \Delta d = 5 : 1$ 。由 $\Delta h\text{g}$ 与 Δd 的比例关系可以绘出过 A 点的 ϵ 线。 Δd 可任意取,如取 $\Delta d = 4\text{g/kgda}$,则 $\Delta h = 5 \times 4 = 20\text{kJ/kgda}$ 。现分别作离开空气初状态点 A 的 Δd 等湿量线与 Δh 等焓线,两线交于 B' 点, AB' 连线即为 $\epsilon = 5000$ 空气状态变化过程线。如图 1-2-3 所示。 AB' 线与 $d = 12\text{g/kgda}$ 等含湿量线的交点 B ,就是所求的空气状态点。这里 B' 点是辅助点。

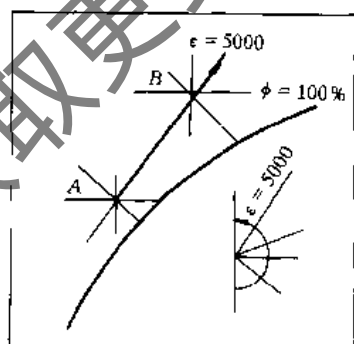


图 1-2-2 用 ϵ 线确定空气终状态

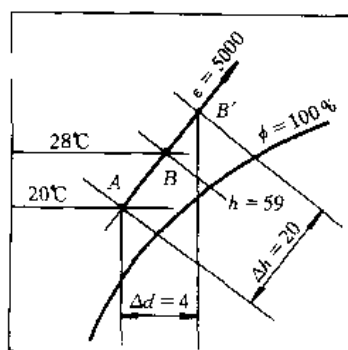


图 1-2-3 用辅助点法绘制 ϵ 线

为了清楚地表示空气变化过程进行的方向是由 $A \rightarrow B$,也可将 ϵ 线画成带箭头的线。

已知某地大气压 $B = 101325\text{Pa}$ 。用通风干湿球温度计测得 $t = 45^\circ\text{C}$ 、 $t_w = 30^\circ\text{C}$ ，试用 $h-d$ 图求出该空气的状态 (ϕ, h, d) 。

在 $B = 101325\text{Pa}$ 的 $h-d$ 图上，用 $t_w = 30^\circ\text{C}$ 的等温线与 $\phi = 100\%$ 的饱和线相交得 B 点，过 B 点作等焓线与 $t = 45^\circ\text{C}$ 的等温线交于 A 点，该点即是所求的空气状态点(见图 1-2-4)。由 $h-d$ 图可知 $\phi_A = 34.8\%$ 、 $h = 100\text{kJ/kg}_{\text{da}}$ 、 $d_A = 0.0211\text{kg/kg}_{\text{da}}$ 。

A 点实际为近似的空气状态点，而真正的状态点应是 A' 即过 B 点的 $\epsilon = 4.19 \times 30 = 125.7$ 过程线与 $t = 45^\circ\text{C}$ 等温线所交之点。由 $h-d$ 图得知， $\phi_{A'} = 34\%$ 、 $h'_{A'} = 98.6\text{kJ/kg}_{\text{da}}$ 、 $d'_{A'} = 0.0206\text{kg/kg}_{\text{da}}$ 。

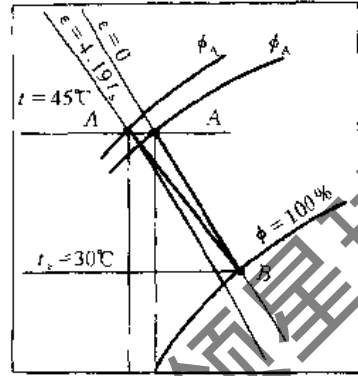


图 1-2-4 根据干、湿球温度确定空气状态

2. 两种不同状态空气的混合状态之确定

在空气调节系统的计算过程中，经常遇到不同状态的空气相混合的情况，为此，必须研究空气的混合规律

假设质量流量为 G_A (kg/s)、状态为 A (h_A, d_A) 的空气和质量流量为 G_B (kg/s)、状态为 B (h_B, d_B) 的两种空气相混合。混合后空气质量流量为 $G_C = G_A + G_B$ (kg/s)，状态为 C (h_C, d_C)

在混合过程中，如果与外界没有热、湿的交换，根据热平衡和湿平衡原理，可以列出下列方程式：

$$\begin{aligned} G_A \cdot h_A + G_B \cdot h_B &= G_C \cdot h_C \\ G_A \cdot d_A + G_B \cdot d_B &= G_C \cdot d_C \end{aligned}$$

将 $G_C = G_A + G_B$ 代入上两式中即：

$$\begin{aligned} G_A \cdot h_A + G_B \cdot h_B &= (G_A + G_B) \cdot h_C \\ G_A \cdot d_A + G_B \cdot d_B &= (G_A + G_B) \cdot d_C \end{aligned}$$

用 G_B 除上两式，并整理后可得：

$$\begin{aligned} \frac{G_A}{G_B} &= \frac{h_B - h_C}{h_C - h_A} \\ \frac{G_A}{G_B} &= \frac{d_B - d_C}{d_C - d_A} \end{aligned}$$

综合两式可得：

$$\begin{aligned} \frac{G_A}{G_B} &= \frac{h_B - h_C}{h_C - h_A} = \frac{d_B - d_C}{d_C - d_A} \\ \frac{h_B - h_C}{d_B - d_C} &= \frac{h_C - h_A}{d_C - d_A} \end{aligned}$$

由前述可知，在 $h-d$ 图上 $\frac{h_B - h_C}{d_B - d_C}$ 是直线 \overline{BC} 的斜率，而 $\frac{h_C - h_A}{d_C - d_A}$ 是直线 \overline{CA} 的斜率。两条直线的斜率相同，因此直线 \overline{BC} 和 \overline{CA} 互相平行，但又有 C 为公共点，因而 A、B、C 三点必然在同一直线上，如图 1-2-5 所示

下面进一步分析混合点 C 在 AB 线上的位置，根据三角形相似原理，从图 1-2-5 可得到

下式：

$$\frac{BC}{CA} = \frac{h_B - h_C}{h_C - h_A} = \frac{d_B - d_C}{d_C - d_A} = \frac{G_A}{G_B}$$

上式表明混合点 C 将线段 AB 分成两段，两段长度之比和参与混合的两种空气的质量成反比，混合点靠近质量大的空气状态一端。

以上即为“混合规律”。利用混合规律可以很快地求出混合空气状态点。即只要已知参与混合的两种空气状态及质量，就可按质量反比分割其连线，分割点即为混合状态点，状态参数可查图求出，也可以根据已知条件列出相应的比例式来解出。

如果混合点 C 出现在“有雾区”，这种空气状态只能是暂时的，多余的水蒸气立即凝结为水从空气中分离出来，空气仍恢复到饱和状态。

3. 求湿空气的露点温度

空气的饱和含湿量随着空气温度的下降而减少。现把不饱和状态的空气 A 沿等含湿量线冷却。随着空气温度的下降，对应的饱和含湿量减少，而实际含湿量并未变化，因此空气相对湿度增大。当温度下降至 t_1 时，相对湿度达 100%，这时空气本身的含湿量也已饱和，如再继续冷却，则会有凝结水产生。由此可见， t_1 为空气结露与否的临界温度。空气沿等含湿线冷却，最终达饱和时所对应的温度即为露点温度，而饱和点 C 称为露点。显然，空气的露点只取决于空气的含湿量，当含湿量不变时，露点温度亦为定值，见图 1-2-6 (a)。

由于含湿量和水蒸气分压力对应关系，因此，露点温度也可理解为饱和水蒸气分压力所对应的温度。

在空气调节中，常用等湿冷却将空气温度降到露点，再进一步冷却使水蒸气凝结，从而达到降温除湿的目的。

已知某地大气压 $B = 101325\text{Pa}$ ，用通风干湿球温度计测得 $t = 45^\circ\text{C}$ 、 $t_s = 30^\circ\text{C}$ ，试用 $h-d$ 图求出该空气的状态 (ϕ, h, d)。

在 $B = 101325\text{Pa}$ 的 $h-d$ 图上，用 $t_s = 30^\circ\text{C}$ 的等温线与 $\phi = 100\%$ 的饱和线相交得 B 点，过 B 点作等焓线与 $t = 45^\circ\text{C}$ 的等温线交于 A 点。该点即是所求的空气状态点，见图 1-2-6 (b)。由 $h-d$ 图中知 $\phi_A = 34.8\%$ 、 $h = 100\text{kJ/kg}_{\text{da}}$ 、 $d = 0.021\text{kg/kg}_{\text{da}}$ 。

已知某地大气压力 $B = 101324\text{Pa}$ ，温度 $t = 20^\circ\text{C}$ 相对湿度 $\phi = 60\%$ ，求空气的湿球温度和露点温度。

在 $h-d$ 图上 (见图 1-2-7)，按 $t = 20^\circ\text{C}$ 、 $\phi = 60\%$ 确定空气状态点 A，过 A 点引等焓线 ($h = 42.54\text{kJ/kg}_{\text{da}}$) 与 $\phi = 100\%$ 线相交得 B 点，B 点的温度即为空气状态 A 点的湿球温度， $t_s = 15.2^\circ\text{C}$ 。

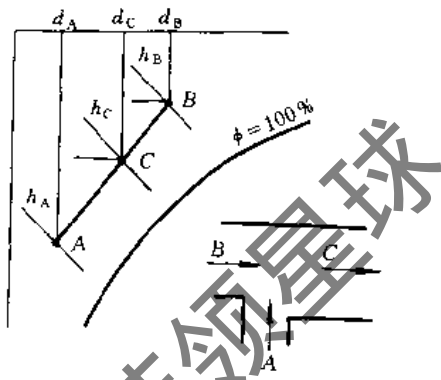


图 1-2-5 两种状态的空气混合过程

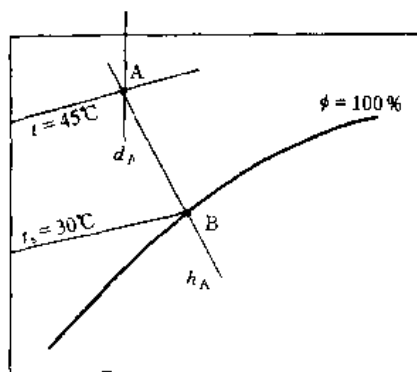


图 1-2-6 根据干、湿球温度确定空气状态

过 A 点引等 d 线 ($d = 0.0088 \text{kg/kg}_{\text{da}}$) 与 $\phi = 100\%$ 线相交得露点 C, 露点温度 $t_l = 12.0^\circ\text{C}$ 。

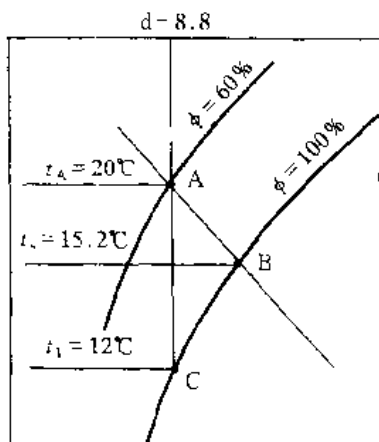


图 1-2-7 由空气状态确定 t_w 、 t_l

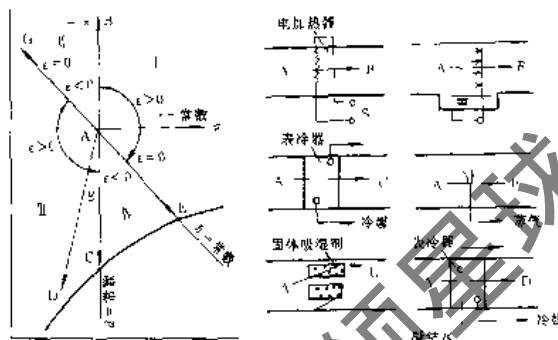


图 1-2-8 几种典型的空气状态变化过程

三、空气处理过程在焓-湿图上的表示(参见图 1-2-8)

1 空气的等湿加热过程(参见图 1-2-8)

空气调节中常用电加热器来处理空气。当空气通过加热器时获得了热量,提高了温度,但含湿量并没有变化。因此,空气状态变化是等湿增焓升温过程。过程线为 $A \rightarrow B$ 。在状态变化过程中 $d_A = d_B$, $h_B > h_A$, 故其热湿比 ϵ 为:

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{h_B - h_A}{d_B - d_A} = \frac{h_B - h_A}{0} = +\infty$$

2 空气的等湿冷却过程

如果用表面式冷却器处理空气,且其表面温度比空气露点温度高,则空气将在含湿量不变的情况下冷却,其焓值必相应减少。因此,空气状态为等湿、减焓、降温过程,如图 1-2-8A \rightarrow C。由于 $d_A = d_C$, $h_C < h_A$, 故热湿比 ϵ 为:

$$\epsilon = \frac{h_C - h_A}{d_C - d_A} = \frac{h_C - h_A}{0} = -\infty$$

3. 空气的减焓冷却过程

如果用表面冷却器处理空气,当冷却器的表面温度低于空气的露点温度时,空气中的水蒸气将凝结为水,从而使空气减湿(或称干燥),空气的变化过程为减湿冷却过程或冷却干燥过程,此过程线如图 1-2-8 中 $A \rightarrow D$, 因为空气焓值及含湿量均减少,故热湿比 ϵ 为:

$$\epsilon = \frac{h_D - h_A}{d_D - d_A} = \frac{\Delta h}{\Delta d} > 0$$

如果用水温低于空气露点温度的水处理空气,也能实现此过程

4 空气的等焓减湿过程

用固体吸湿剂(例如硅胶)处理空气时,水蒸气被吸附,空气的含湿量降低,空气失去潜热,而得到水蒸气凝结时放出的汽化热使温度增高,但焓值基本没变,只是略微减少了凝结水带走的液体热,空气近似按等焓减湿升温过程变化。如图 1-2-8 中 $A \rightarrow G$ 所示,其 ϵ 值为:

$$\epsilon = \frac{h_G - h_A}{d_G - d_A} = \frac{0}{h_G - h_A} = 0$$

5. 空气的等焓加湿过程

有喷水室喷循环水处理空气时，水吸收空气的热量而蒸发为水蒸气，空气失掉显热量，温度降低，水蒸气到空气中使含湿量增加，潜热量也增加。由于空气失掉显热、得到潜热，因此空气焓值基本不变，所以称此过程为等焓加湿过程。由于此过程与外界没有热量交换，故又称绝热加湿过程。此时，循环水将稳定在空气的湿球温度上。如图 1-2-8A→E 所示。由于状态变化前后空气焓值相等，因而 ϵ 为：

$$\epsilon = \frac{h_E - h_A}{d_E - d_A} = \frac{0}{\Delta d} = 0$$

此过程和湿球温度计表面空气的状态过程相似。严格地讲，空气的焓值也是略有增加的，其增加值为蒸发到空气中的水的液体热。但因这部分热量很少，因而近似地认为绝热加湿过程是一等焓过程。

6. 空气的等温加湿过程

如图 1-2-8 中 A→F 过程，这也是一个典型的状态变化过程，是通过向空气喷蒸气而实现的。空气中增加水蒸气后，其焓和含湿量都将增加，焓的增加值为加入蒸气的全热量，即

$$\Delta h = \Delta d \cdot h_{q1} \quad \text{kg/kg}_{da}$$

式中 Δd ——每千克干空气增加的含湿量， kg/kg_{da} ；

h_{q1} ——水蒸气的焓，其值由 $h_{q1} = 2500 + 1.84t_{q1}$ 计算。

此过程的 ϵ 值为：

$$\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{\Delta d \cdot h_{q1}}{\Delta d} = 2500 + 1.84t_{q1}$$

如果喷入蒸气温度为 100℃ 左右，则 $\epsilon \approx 1690$ ，该过程线与等温线近似平行，故为等温加湿过程。

空气处理过程也可见图 1-2-9 及表

图 1-2-9 空气处理过程

1-2-1 所示。

表 1-2-1 空气处理过程

处 理 线	过 程
A-1	冷却干燥过程，空气降温减湿减焓
A-2	等湿冷却过程，空气减焓等湿冷却
A-3	冷却加湿过程，空气减焓冷却加湿
A-4	绝热加湿过程，空气等焓加湿冷却
A-5	加湿降温过程，空气增焓加湿降温
A-6	等温加湿过程，空气等焓加湿等温
A-7	加湿升温过程，空气增焓加湿升温
A-8	等湿加热过程，空气增焓等湿升温
A-9	降温升温过程，空气等焓降温升温
A-10	升温降湿过程，空气减焓降湿升温
A-11	升温降湿过程，空气减焓降湿升温

四、空气线图(美、日用)及其应用

1. 空气线图(见图 1-2-10 及图 1-2-11)

2. 空气线图的应用

在线图上能够求得空气状态(温度、湿度)及其变化或者两种不同状态空气混合以后的状态。

空气线图有 $t-x$ 线图、 $i-x$ 线图和 $t-i$ 线图等。

$t-x$ 线图是干球温度 t 和绝对湿度 x 组成的直角坐标图, 见图 1-2-10 所示。

$i-x$ 线图是焓 i 和绝对湿度 x 组成的斜交坐标图, 见图 1-2-11 所示。

(1) 加热

用热水加热盘管、蒸气加热盘管或电加热器给空气加热时, 空气中的绝对湿度是不变的, 而温度是变化的。亦即仅有显热变化, 显热比线见图 1-12-12 所示。其热量为:

$$q = \frac{L}{u} (i_2 - i_1) \quad (1)$$

式中: i_1 : A 点的焓;

i_2 : B 点的焓;

u : 容积比 $\text{m}^3/\text{kg}(\text{DA})$;

L : 风量(m^3/h)。

A 点的容积比与 B 点的容积比是有差异的。但在一般空调范围内没有太大差异, 最好使用平均值。

加热量的计算用下式:

$$q = \frac{A}{u} C_p (t_2 - t_1) \quad (2)$$

式中: A/u : 表示在 1h 之内流动的空气重量;

C_p : 空气比热 $0.24 (\text{kcal}/\text{kg}\cdot\text{C})$;

$t_2 - t_1$: 空气的初终温度。

(2) 冷却

用冷水盘管或直接蒸发式盘管(蒸发器)对空气进行冷却, 若盘管的表面温度高于空气的露点温度, 空气通过冷却盘管只降温不去湿。

空气的状态从干球湿温度变化可以看出。伴随有显热变化。状态 A 至 B 冷却热量由公式(1)、(2)求出。

(3) 湿冷

如冷却盘管的表面温度在被冷却空气的露点温度以下时, 空气中的水分开始凝结, 此时的热湿交换是全热交换。冷却盘管的冷却效率是 100%, 冷却的全热量是显热与潜热之和。全热量也可用下式求出。

即

$$q = \frac{L}{u} (i_2 - i_1)$$

i_1 水蒸气凝结时的潜热量;

i_2 冷却时的显热量。

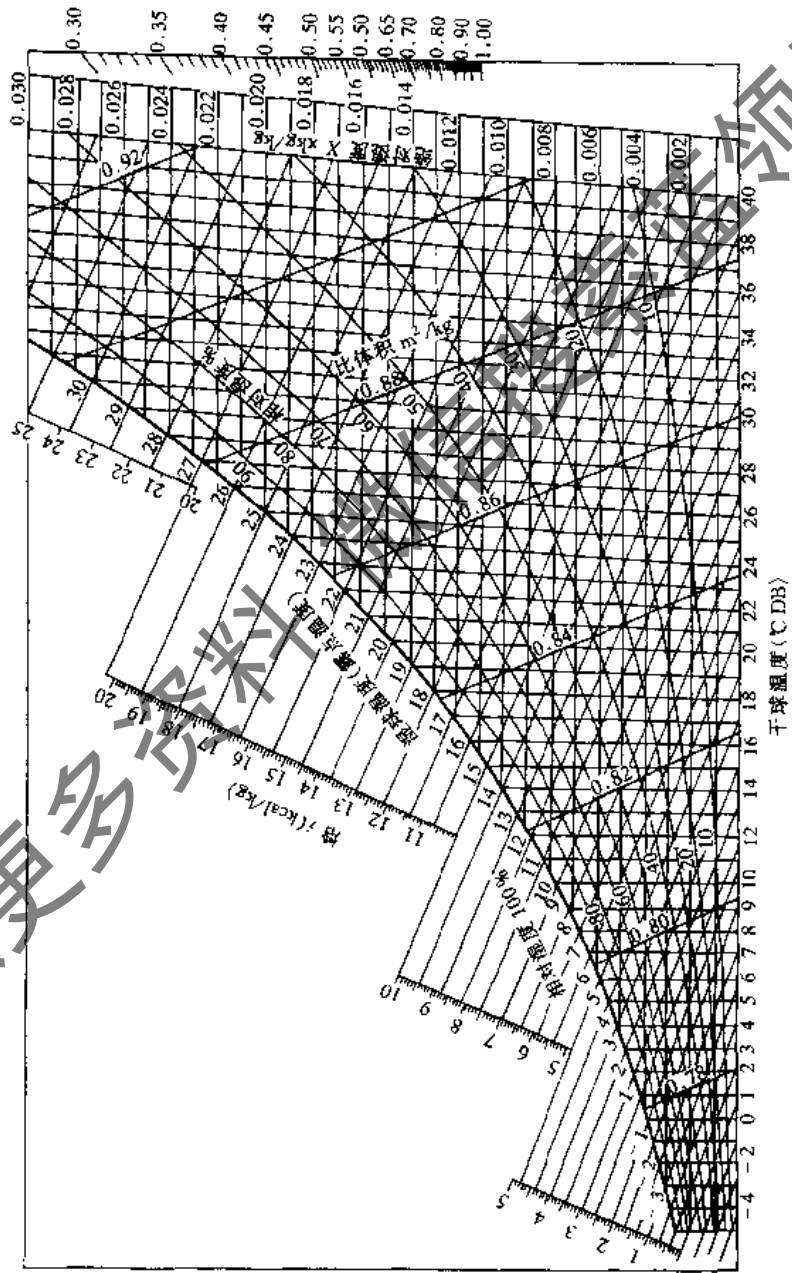


图 1-2-10 空气线图($r-t$ 线)

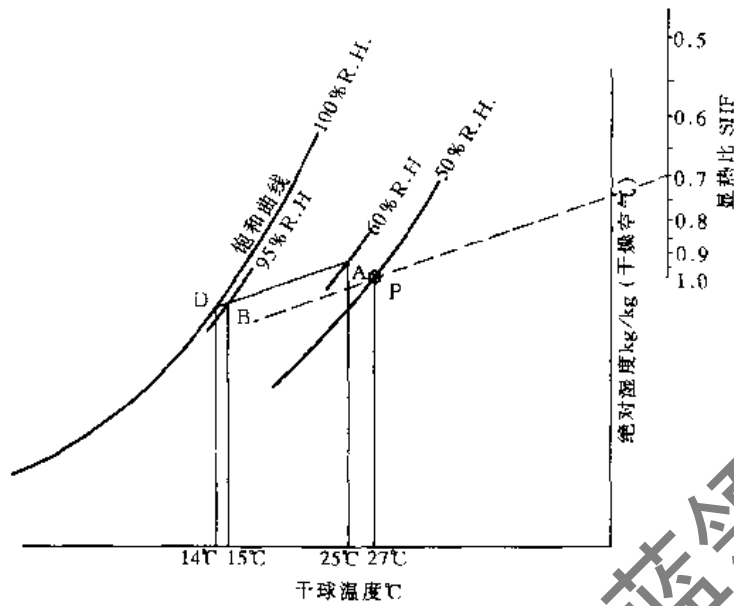


图 1-2-12 显热比

(4) 加湿

加湿方法如下：

喷水室加湿：用大量的湿水喷雾。

水喷雾器加湿：用泵将水形成雾状喷出，使水全部蒸发。

蒸气喷雾器加湿：将低压蒸气通过喷嘴喷到空气中。

水槽加湿：将水槽中的水用电或蒸气加热使之产生蒸气而进行加湿。

①循环喷淋加湿。循环水既不加热又不冷却，用其喷淋时水的温度最后接近于空气的湿球温度，在热湿交换过程中空气给与循环水以显热，而喷雾水蒸发到空气中时使周围空气的焓没有变化。经喷淋后空气的状态是：通过初始空气状态点沿湿球温度线向饱和曲线移动，见图 1-2-13 所示。

图中 A 点是空气进入喷淋水室前在入口处的状态，B 点是湿球温度线和饱和曲线的交点。空气在喷水室中状态的变化是由 A 点沿 AB 直线向 B 点移动。在喷水室出口处空气状态为 C 点，C 点的位置由喷水室的效率决定，若喷水室的效率达到 100%，C 点就达到饱和状态与 B 点重合。

②温水喷雾加湿。在水槽中放入加热盘管使循环水加温，或

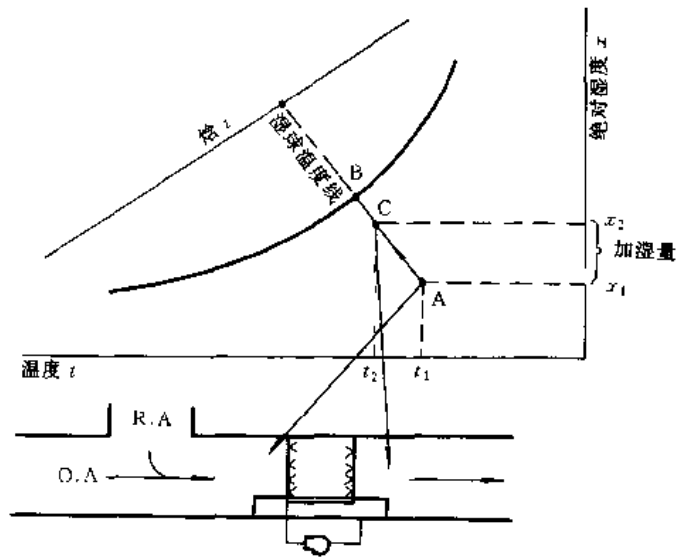


图 1-2-13 循环喷淋加湿

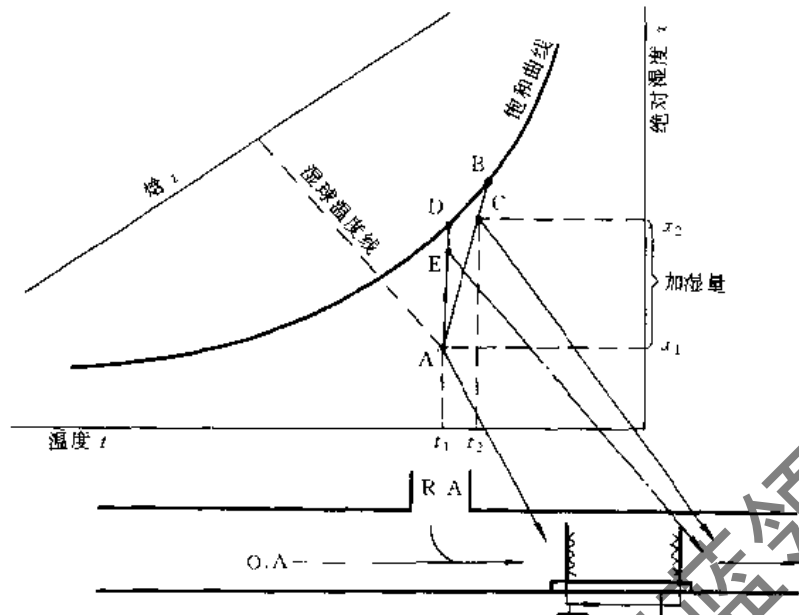


图 1-2-14 喷淋加湿(热水喷雾)

在循环水管中安装加热器，用热水对空气进行喷雾，可使空气的干球温度上升或下降。空气干球温度的高低由喷雾的水温和水量来决定。当热水的温度高于空气在喷水室入口处的干球温度，通过的空气量比喷雾水量多时，喷水温度大体上由喷雾落下的距离来决定。见图 1-2-14 所示。

图中 A 点是空气在入口处状态，B 点是喷水的水流表示。通过喷水室的空气状态是从 A 点沿直线 AB 向 B 点移动。C 点是出口处空气状态。此过程中空气升温又加湿。

实际喷淋中喷水量不多时落下的水温是变化的。水温变化是由初温 B 点变到接近于入口空气的湿球温度。在空气线图上的变化是从 B 点沿饱和曲线向 D 点移动，与此有关的空气状态是由 A 点向 D 点移动，出口处状态为 E 点。

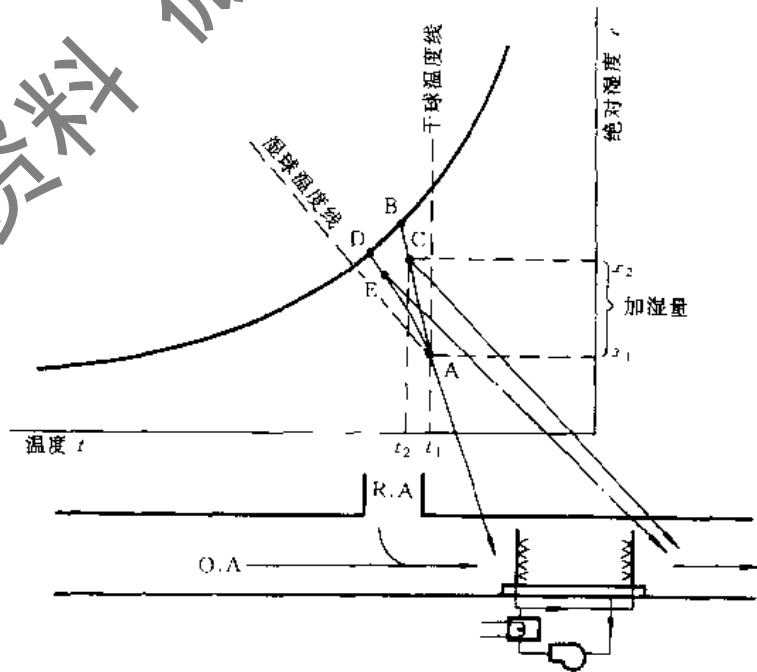


图 1-2-15 实际喷淋

喷水的温度比通过的空气的干球温度低而比湿球温度高，且水温一定时即为冷却加湿状态。当喷水量不大时，水滴落下时温度是变化的。见图 1-2-15 所示。

图中水温度变化由B点沿饱和曲线向D点移动，与此有关的空气状态是由沿AB直线改为沿AD直线移动，E点为空气在出口处的状态。

③喷雾器加湿。将水喷成细微水雾状，水分可全部蒸发。焓 i_2 、 i_1 的差值是很微小的。由于水的温度是变化的，而 i_2 、 i_1 的值几乎不变，所以是等焓变化过程。见图1-2-16所示。

④蒸气加湿。用喷雾的方法加湿效果较好，效率接近100%，可自动控制，一般使用 $0.5\text{kg}/\text{cm}^3$ 以下的蒸气。

A点的状态增加 x_s 后变为 x_s ，因为 x_1 增加蒸气量后变为 x_2 。见图1-2-17所示。

5) 混合空气

A状态空气为 G_1 (kg/h)，
B状态空气为 G_2 ，二者的混合点C在A、B两点的连线上，混合点C按 $G_2:G_1 = AC:BC$ 将直线AB分割。再者，如果知道混合比K，通过计算可以求得混合点C的干球温度、绝对湿度 焓等。见图1-2-18所示。

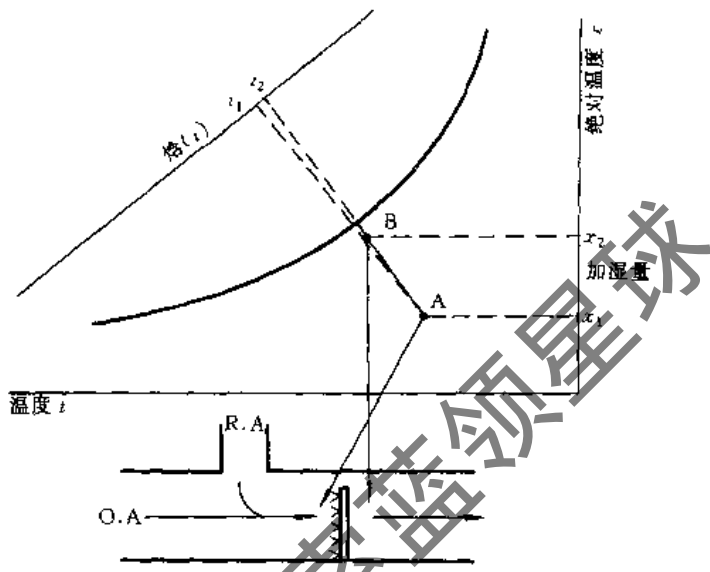


图1-2-16 喷雾加湿

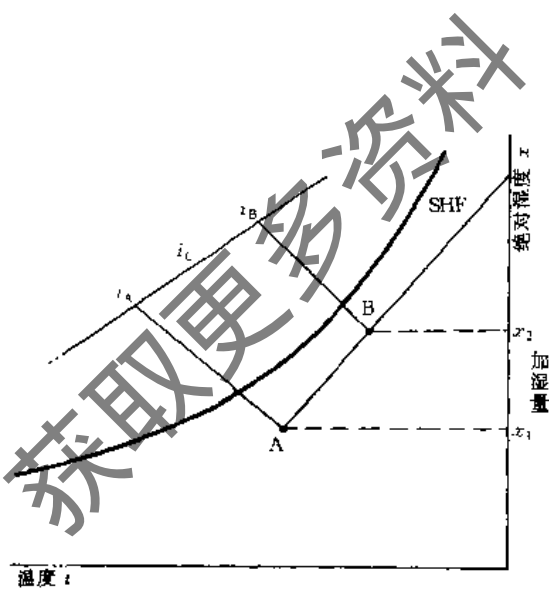


图1-2-17 蒸气加湿

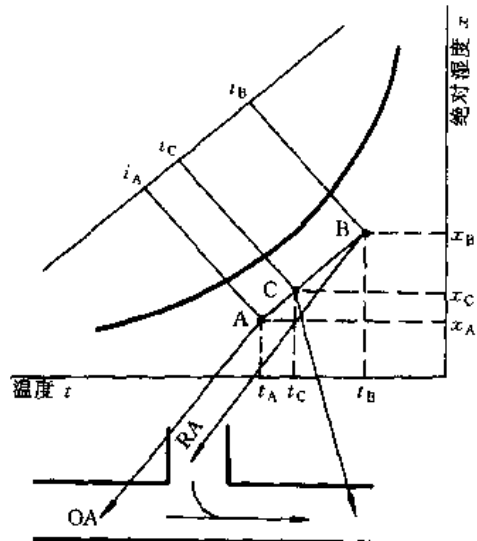


图1-2-18 空气混合

第三节 中央空调系统的组成

一、空气调节系统的分类

空调系统按设备的运行方式分类有全空气方式、空气水方式、全水方式和直接冷却方式。按调节方式分类有全新风方式、一次回风方式和二次回风方式。按规模分类有大型中央空调系统和中型空调系统及小型家用中央空调系统。按送风方式分类有固定风量系统和变风量系统。

1. 全空气方式

全空气方式是利用空调机送出冷风使室内空气的温、湿度适宜。系统组成如图 1-3-1 所示。一般可配用风道及送、回风口，是较常采用的一种。

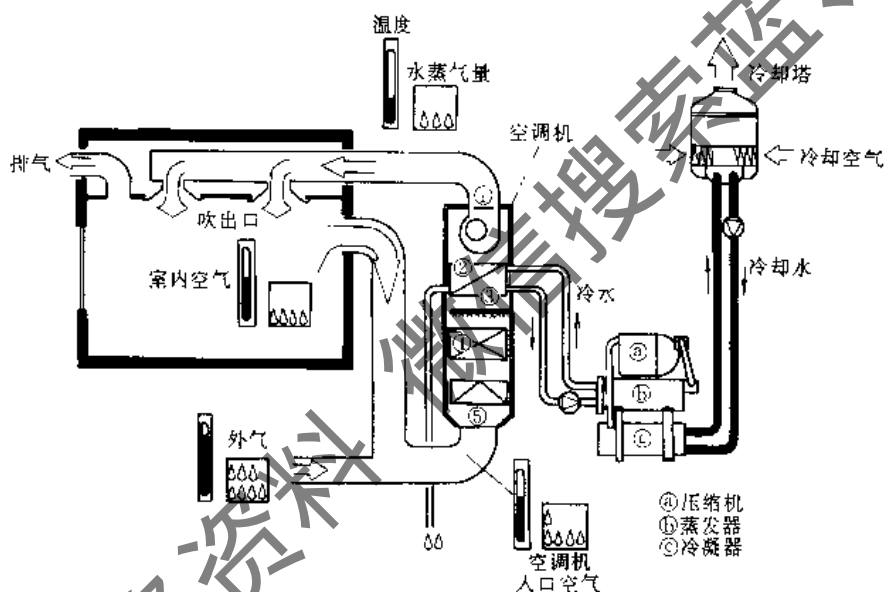


图 1-3-1 全空气系统

2. 全水方式

全水方式是利用冷冻机制造出的冷水(或锅炉制出的热水)通过空调房间的风机盘管中, 见图 1-3-2 所示。这种方式多用于饭店的客房系统或商场的空调场合。

3. 直接冷却方式

三是利用直接蒸发式表面冷却器热交换器中的制冷剂, 汽化蒸发吸热来冷却室内空气, 所以叫直接冷却方式。这种方式广泛应用在各种房间空调器(窗式、分体式)和小面积的中央空调系统。

直接冷却(或加热)方式如图 1-3-3 所示。当热交换器内通以锅炉房来的热水或低压蒸气时, 交换器可用于对空气的加热。

这种供热方式广泛用于恒温恒湿空调机和中央式空调系统。

4. 空气水分方式

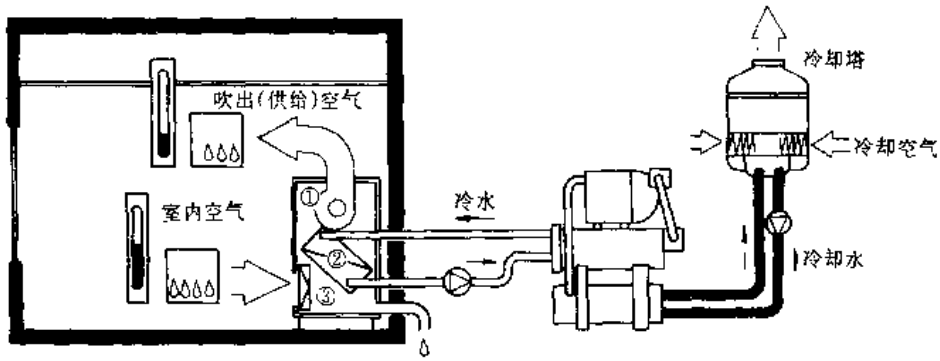


图 1-3-2 全水方式

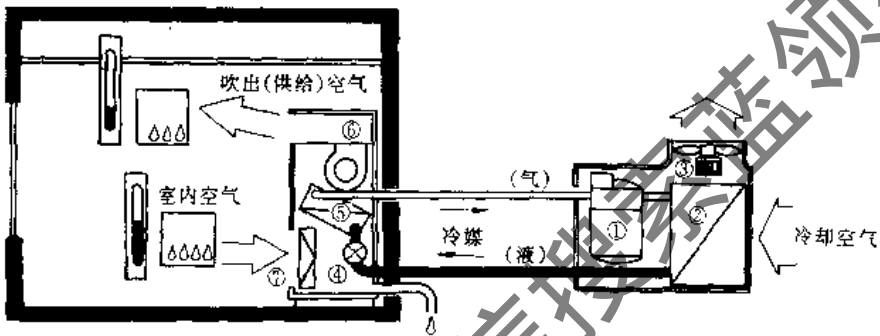


图 1-3-3 直接冷却(或加热)方式

利用图 1-3-4 所示的空调机、冷水机组锅炉和风机盘管，可对房间进行空气调节。风机盘管与末端装置，可吹送出冷、热风。

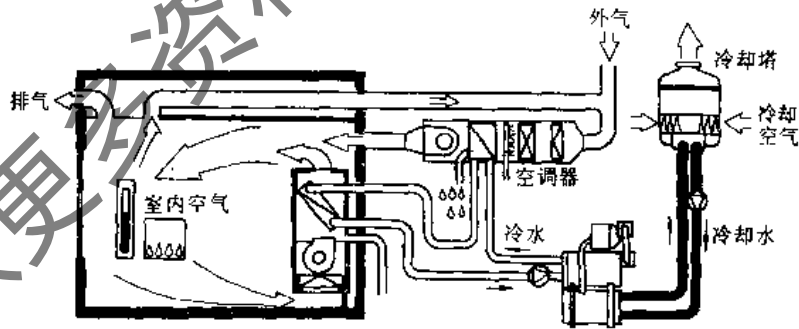


图 1-3-4 空气水方式

5 全新风方式

这种系统也叫直流式空调系统，空调房间全部采用室外新风，经空调设备处理以后送入房间再由风机排走而没有循环使用房间的回风。全新风系统主要是在室内空气污染过多而不能回收利用的情况下采用，从节能角度考虑是不利的，但从卫生角度考虑是必要的。全新风系统主要用于某些公共场所，像剧院、电影院、豪华建筑或饭店的厨房、厕所、洗衣房、停车场等。

全新风空调系统的组成见图 1-3-5 所示。

b. 一次回风方式

为节约能源，在空调系统中回收一定量的室内空气并引入一定新鲜的室外空气与之混合，这种系统称为一次回风系统。室外新风量最少为总风量的 10% 或按卫生标准确定。在组装式的空调箱中设有一个新回风混合室，新回风混合的百分比可按需要由对开式风阀进行调节。

一次回风系统的组成如图 1-3-6 所示。

一次回风系统的应用很广泛，为大多数中央空调系统所采用，除中央式空调系统的组合式空调机外，整体式(柜式)空调机也设有新风口和回风口。

c. 二次回风方式

二次回风系统是在一次回风系统的基础上将空调房间内的循环回风分成两部分引入设备内，一部分回风在一次混合室内与新风混合，另一部分回风的风口开在空调设备的二次混合室。

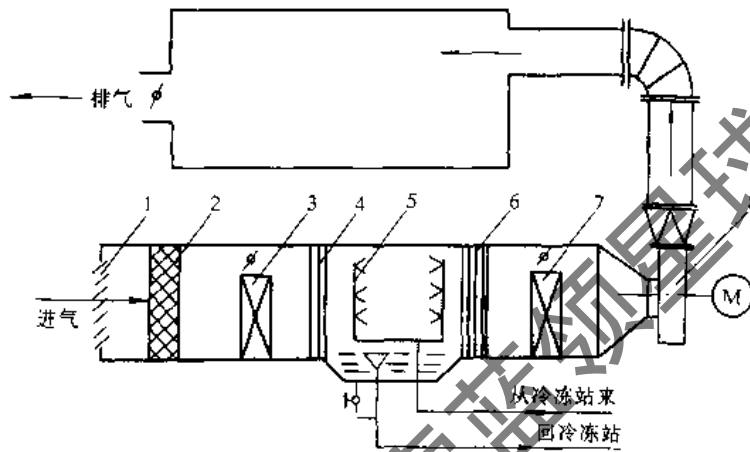


图 1-3-5 全新风空调系统

- 1—百叶窗；2—粗过滤器；3—一次加热器；4—前挡水板；
5—喷水排管及喷嘴；6—后挡水板；7—二次加热器；8—风机

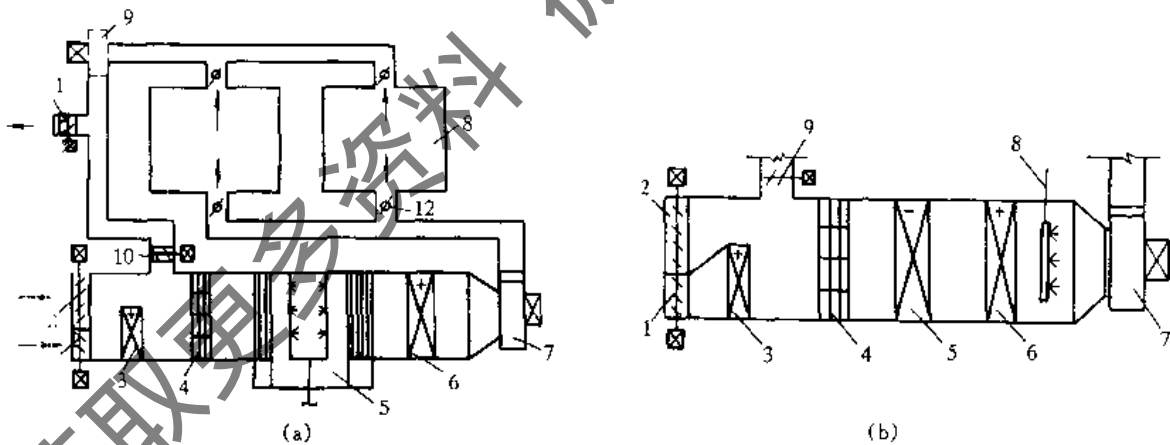


图 1-3-6 一次回风系统

(a) 一次回风的喷水式系统

- 1—最小新风阀；2—最大新风阀；3—预热器(第一次加热器)；4—过滤器；
5—淋水室；6—第二次加热器；7—送风机；8—空调房间；9—回风机；
10—一次回风阀；11—排风阀；12—调节阀门

(b) 一次回风的表冷系统

- 1—最小新风阀；2—最大新风阀；3—预热器(第一次加热器)；4—过滤器；
5—表面式冷却器；6—第二次加热器；7—送风机；8—加湿器；9—一次回风阀

二次回风系统的采用没有一次回风广泛。它具有同时节省空调冷量和空调热量的显著效果，但是由于加设了二次回风风管和回风口，使设备不可避免地在安装和调节方面比一次回风式复杂些。二次回风系统见图 1-3-7 所示。

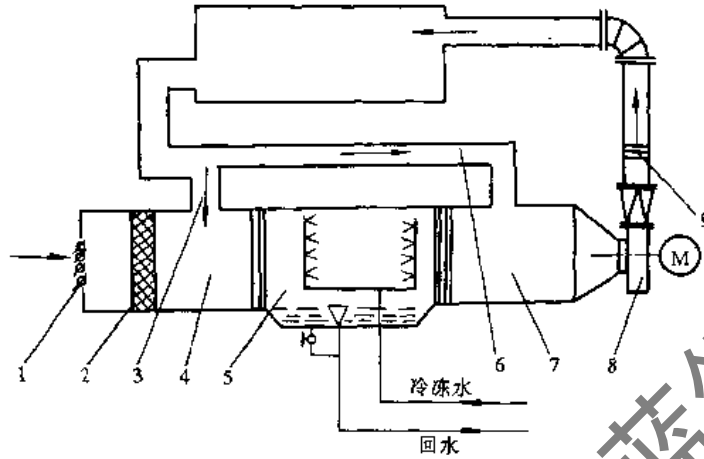


图 1-3-7 二次回风系统

1—新风口；2—过滤器；3—一次回风管；4—一次混合室；5—喷雾室；6—二次回风管；7—二次混合室；8—风机；9—电加热器

以上的空调方式分类如表 1-3-1 所示。

表 1-3-1

空调方式分类表

分 类		名 称		
中 央 空 调 方 式	全 空 气 方 式	(A) 单风道方式	(A1) 定风量方式 (A1 _a) 无末端再热器 (A1 _b) 附有末端再热器 (A2) 变风量方式 (A2 _a) 无末端再热器 (A2 _b) 附有末端再热器	
		(B) 双风道方式	(B1) 定风量双风道方式 (B2) 多区域机组方式 (B3) 变风量双风道方式	
		机组结构使用方式 (空气-水方式)	(C) 与风道结合使用的柜式空调机组方式 (D) 各层机组方式 (E) 风机盘管方式(与风道结合使用) (F) 诱导器方式 (G) 辐射冷暖气方式	
	全水方式	(H) 风机盘管方式		
	个 别 方 式	(P) 房间冷却器		
		(Q) 多台式机组型房间冷却器		
		(R) 柜式空调机组方式		
(S) 闭回路式水热源热泵机组方式				

二、中央空调的结构组成

1. 中央空调系统的组成

这是一种大型的可对建筑物进行集中空气调节并进行管理的设备，为保证建筑物内的空

调四度(温度、湿度、风速和洁净度),该设备设有使空气降温去湿的冷却器(或喷水室)、加热器、加湿器、风机及风阀、空气过滤器等。

图 1-3-8 为中央式空调系统的结构。

空调机对空气制冷常用两种方法。一种是制冷机直接蒸发式表冷器,它通过制冷系统内的制冷剂在表面冷却器内蒸发而制冷。还有一种空调机用的冷水机组制冷,先由制冷机制出冷冻水(水温在 $4^{\circ}\text{C} \sim 10^{\circ}\text{C}$),再由冷水管路送至表面冷却器内。

对空气的加热是通过热源和加热器进行的。空调系统所用的热源有下列几种:热泵供热、高温制冷剂蒸气、热水锅炉和蒸气锅炉。我国常用的是锅炉热水方式,比较安全可靠。

卧式组合式空调箱用于大型空调系统,其结构见图 1-3-9 所示。这种金属外壳的组合式空调箱可分为不同的空气处理段。各种型号都有不同的功能段,供设计单位和用户按不同需要选用组合。

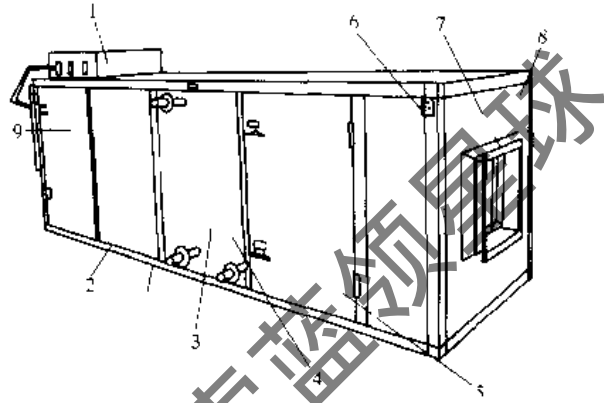


图 1-3-8 中央式空调机的结构

- 1—混合箱; 2—过滤段; 3—空气加热(冷却)段;
- 4—挡水板; 5—送风段; 6—强化支撑组件;
- 7—出风口; 8—按需要可选择出风口方向;
- 9—检查门

①新回风混合段:接新风和回风管用,并配有对开式多叶调节阀门。

②初效空气过滤段:滤料采用 $\delta = 25\text{mm}$ 粗孔聚氨脂泡沫塑料,平片,人字型安装。

③中效空气过滤段:滤料采用 $\delta = 10\text{mm}$ 无纺布空气过滤卷材,口袋型。

④表面冷却器段(又叫表冷段):铜管串铝片的冷热交换器。排深有 4、8 两种,配有挡水板。挡水板为二折,间距 40mm 。

⑤蒸气加热段:采用 SRZ 型蒸气加热器。

⑥热水加热段:采用铜管串铝片的冷热交换器。排深有 2、4 两种。

⑦干蒸气加湿段:配有带保护套管的干蒸气加湿器。供气的表压力为 98kPa ,喷蒸气咀数可根据需要堵上若干个。

⑧二次回风段:顶部设有二次回风阀门。

⑨空段:即过渡段。

⑩送风机段:配有离心式双速送风风机。

⑪回风机段:配有离心式双速回风风机,配有新风阀、回风阀、排风阀和截断阀。

⑫淋水加湿段:采用单排逆喷方式,加湿量较大。

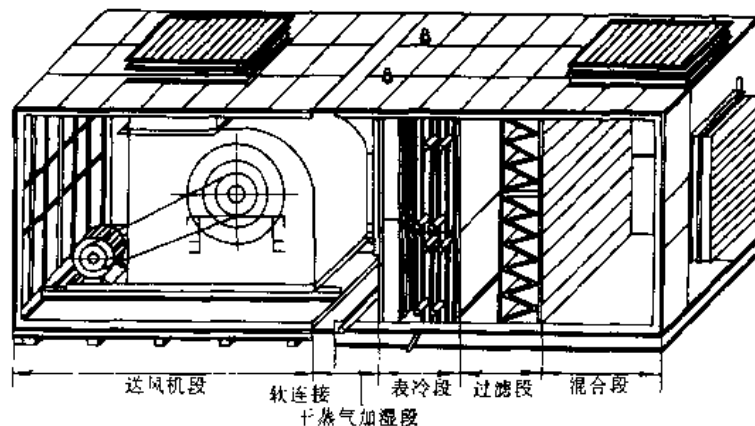


图 1-3-9 卧式空调箱

⑬淋水段：采用单级双排对喷方式。

2. 风机盘管

风机盘管是空调系统的末端装置，主要由风机和盘管组成，当盘管内通以冷冻水时风机可吹出冷风，当盘管内通以热水时风机可吹出热风。风机盘管结构如图 1-3-10 所示。

三、中央空调系统的冷、热源

1. 冷水机组

空调系统的冷源——冷水机组。冷水机组有各种各样的，如活塞式冷水机组、螺杆式冷水机组、离心式冷水机组及无污染的溴化锂吸收式冷水机组等等。

有关冷水机组的技术性能产品介绍及选择等请参照本书以后的相应章节内容。

2. 水源热泵机组

水源热泵机组是一种水冷的整体式供冷/供热机组，该机组带有一套可逆式的制冷循环。因而它是一种全年运转的空调制冷设备

3. 吸收式制冷机组

吸收式制冷机组(采用蒸气双效溴化锂吸收式或直燃式)可以为空调系统提供制冷用的空调冷水和供暖用的热水。

一. 锅炉

燃气式锅炉可为空调系统提供热水和蒸气。

二. 其它

蓄冷装置、电加热装置等。

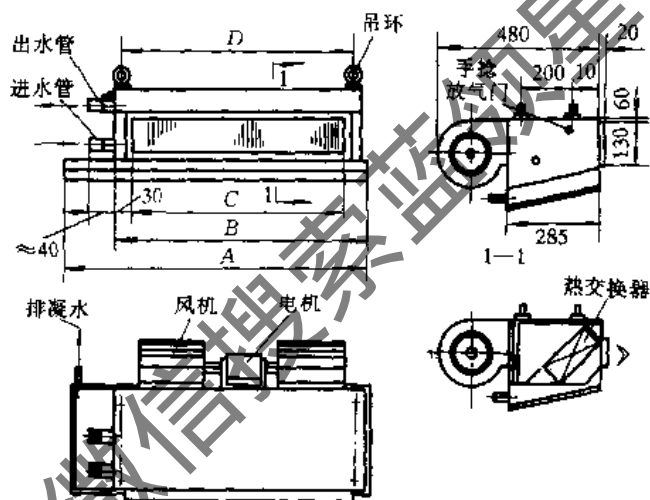


图 1-3-10 风机盘管结构(立式明装)

第四节 空调系统的自动控制原理

一、室温控制

室温的自动调节是保证空调系统的送风合格，使空调房间内的温度符合要求，主要方式有：

1. 位式调节

采用位式调节器控制电动阀对风机盘管的供水进行双位控制。在工业空调中也有采用电加热器进行双位或三位调节器，通过接触器控制。

2. 比例调节

这是用比例调节器通过执行机构所带动的反馈电位器取得位置反馈而进行的。比例调节

应用实例之一就是根据室温情况，按比例地调节回风阀门和加热器蒸气阀门的开启度，实现恒定在一定范围内的室温。

3. 变风量调节室温

变风量可以通过调节送、回风风机的转速来实现，也可以通过送风末端装置 VAV 来调节。变风量末端装置有气阻型和旁通型等多种。

二、室内相对湿度控制

室内相对湿度的控制是用控制送风温度和送风相对湿度这两个参数来实现的。主要方法是：

1. 控制露点温度

夏季，通过改变三通阀位置调节冷冻水和循环水的比例，控制喷水温度（或控制进入表面冷却器的冷冻水量）以固定露点温度。冬季，利用喷水室对空气进行绝热加湿处理并通过一次加热量来恒定露点温度。

2. 控制送风温度和相对湿度

由安装在空调房间出口处的敏感元件测试，再通过调节器调节三通阀以改变喷水温度，冬季则调节喷水量。

三、计算机控制

利用电子计算机控制空调系统能对制冷空调系统中各过程、各控制点的参数作巡回检测、数据处理、越限报警、制表输出等。

中央空调系统的计算机控制框图如图 1-3-11 所示。

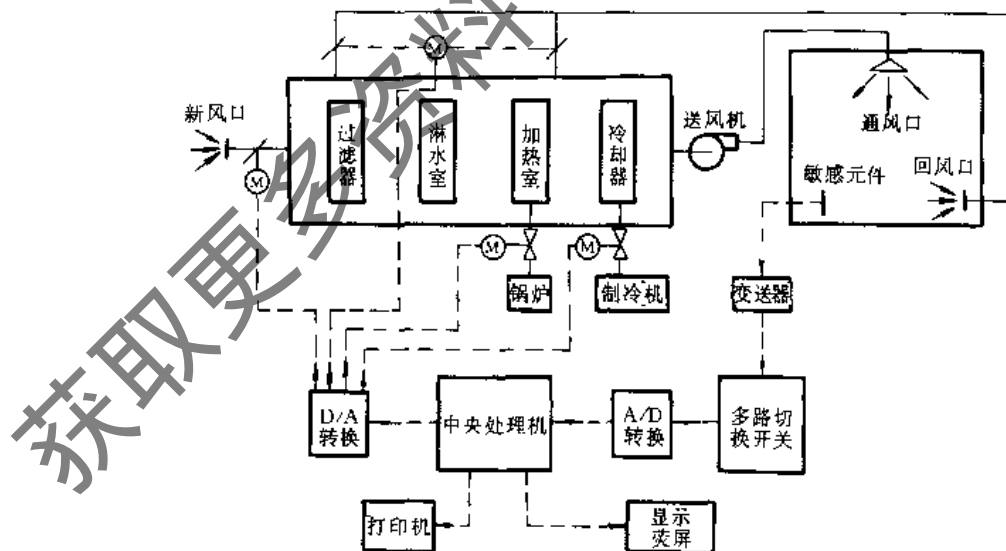


图 1-3-11 电子计算机控制框图

空调制冷系统的计算机控制框图如图 1-3-12 所示。

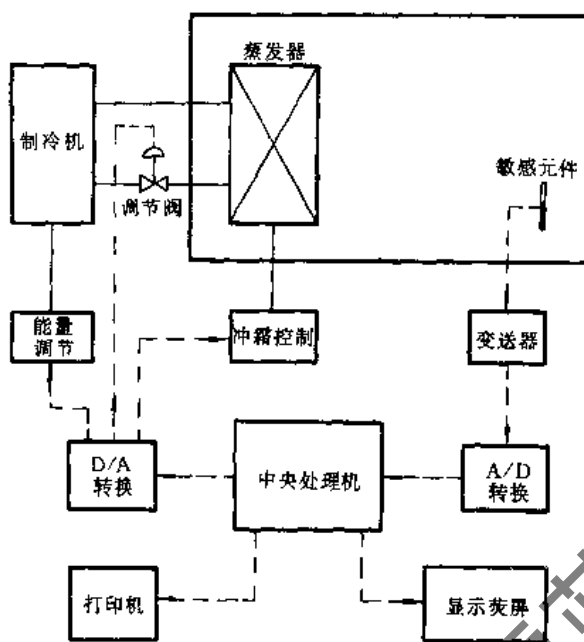


图 1-3-12 制冷系统电子计算机控制框图

四、智能化管理(大型中央空调)

楼宇智能化应包括通信自动化(CA)、办公自动化(OA)和建筑物自动化(BA)，所以智能建筑又称 3A 建筑。在建筑物自动化中，制冷空调的自动控制占有相当大的比重。

制冷空调自动控制功能的优点是节能、舒适、安全、快捷而可靠。

在制冷空调系统中，计算机控制过程可分为实时数据采集、实时决策和实时控制三个步骤，同时也对设备的运行状态及故障进行监测、越限报警和保护、记录数据打印等。

计算机监控系统的应用方式有：数据采集和数据处理、直接数字控制(DDC)及集散系统(TDS)。

五、VRV 控制系统(小型中央空调系统)

VRV (Variable Refrigerant Volume)意为变制冷剂流量系统，用于小型家用空调系统。VRV 以制冷剂作为热的输送介质，并采用先进的变频调速技术、自动控制技术。一组室外机最多可连接 16 台室内机，在 1000~10000m² 的建筑内具有更大的实用性。

VRV 控制系统具有如下特点：高效的容量控制，方便的微机监控系统及多种多样的控制方式。

日本大金公司研制生产的 VRV 多区域空调机及其带有热回收的“H”系列、“K”系列是最早的创新产品，近年来在中国的公寓、别墅及办公楼等建筑中较常选用，VRV 属于新型的家用和商用中央空调机系列产品。

第二章 空调房间的热湿负荷

第一节 空调房间热湿负荷来源及其对空调系统的影响

一、空调房间热湿负荷及其来源

空调的目的是要保持房间内的温度和湿度在一定数值范围内。对于建筑物本身来说，客观上总存在着一些干扰因素，造成空调房间内的温度和湿度发生变化。空调系统的作用就是要平衡这些因素，使房间内的温度和湿度维持在要求的数值范围内。

空调技术中，在某一时刻为保持房间内一定的温湿条件，需要向房间内提供的冷量及热量，称为空调系统的冷负荷及热负荷。而为维持房间内的相对湿度所需要除去的含湿量，称为空调系统的湿负荷。

空调技术中，我们常把某一时刻进入房间内的总热流量(热流量用 Φ 表示,单位是 W)和含湿量，称为该时刻空调房间的得热量(单位是 W)和得湿量(单位是 g/h)。

空调房间得热量通常包括下述几方面：

- ①由于太阳辐射进入的热量和由于室内外温差通过维护结构传入的热流量；
- ②各种工艺设备、电气设备及照明装置在房间内的散热量(单位为 W)；
- ③室内人员的散热量。

空调房间得湿量通常包括下述几方面：

- ①人体的散湿量(单位是 g/h)；
- ②室内设备的散湿量。

空调房间的热、湿负荷的大小对空调系统的规模和运行情况有着决定性的影响。因此，为了设计一个空调系统，首先要做的工作是计算其热、湿负荷。在空调系统的运行管理中，确定空调系统的送风量或送风状态参数，依据的是空调房间的热、湿负荷数值。空调系统通过向空调房间内送入一定量的空气，带走房间内的热、湿负荷，从而实现对房间内空气的温度和湿度控制的目的。

空调系统的冷、热负荷还可以分为房间负荷和附加负荷两种。发生在空调房间内的负荷，称为房间负荷；发生在空调房间以外的负荷，如新风负荷、风管传热负荷等，统称为附加负荷。空调系统就是根据上述两种负荷来选择其设备的。

空调房间室内的空气参数有温度基数、湿度基数和空调精度。

空调房间室内温度基数、湿度基数是指在空调区域内所需要保持的空气基准温度和基准相对湿度。空调精度是指空调房间内实测温度、相对湿度偏离其基数的最大差值。

空调系统根据其服务对象的不同，有着不同的设计标准：对于舒适性空调系统，只确定室内温度和相对湿度的设计标准，一般不提出空气调节精度的要求；对于工艺性空调系统，除要提出室内温度和相对湿度的设计标准外，还要提出系统的空调精度要求。

空调房间内的热、湿负荷是由诸多因素构成的，其中的热负荷主要由下述诸因素构成：

- ①通过房间的建筑围护结构传入室内的热流量；
- ②透过房间的外窗进入室内的太阳辐射的热流量；
- ③房间内照明设备的散热量；
- ④房间内人体的散热量；
- ⑤房间内电气设备或其他热源的热量；
- ⑥室外空气渗入房间时的热流量；
- ⑦伴随各种散湿过程产生的潜热量。

空调房间的湿负荷由下述诸因素构成：

- ①房间内人体的散湿量；
- ②房间内各种设备、器具的散湿量；
- ③各种潮湿物表面或液体表面的散湿量；
- ④各种物料或饮料的散湿量。

二、空调房间热负荷对空调系统的影响

在空调房间热负荷的诸多因素中，除通过房间建筑围护结构和太阳辐射的热量为室外热源负荷外，其他均为空调房间内的热负荷。因此，确切计算空调房间内部的热湿负荷，是统计室内空调负荷的主要数据。

第二节 空调房间热湿负荷的估算

一、建筑物空调负荷计算的项目和内容

建筑物空调负荷计算的项目和内容如图 2-1-1 所示。

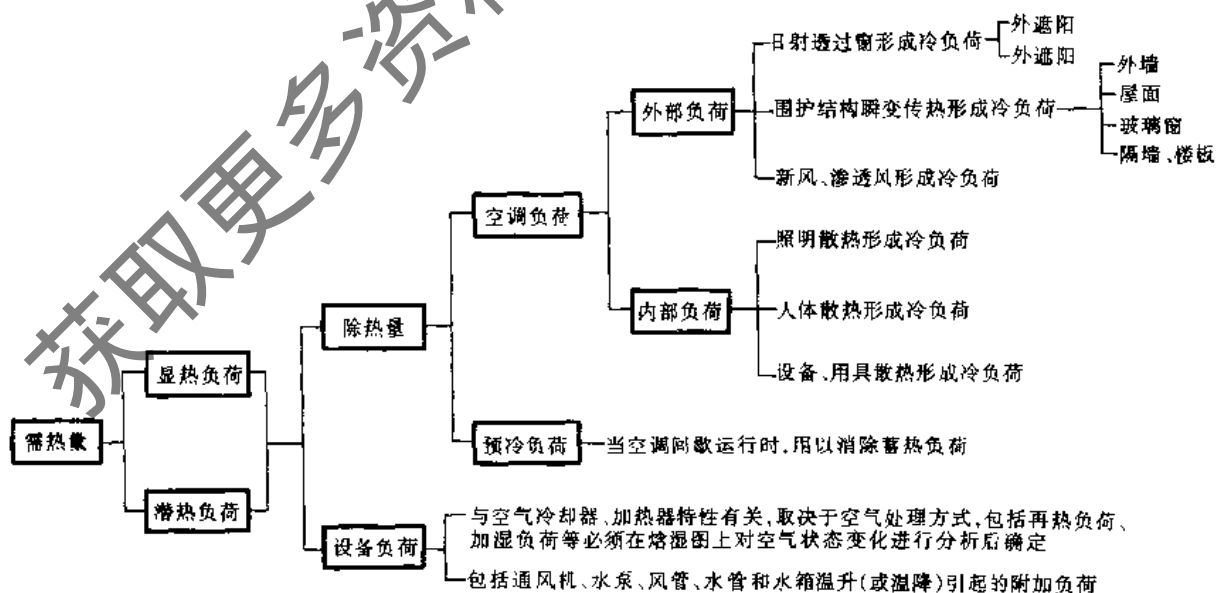


图 2-1-1 建筑物空调负荷计算的项目和内容

二、指标系数估算法

以国内现有的一些工程冷负荷指标为基础(一般按建筑面积的冷负荷指标),以旅馆为基础($70 \sim 95 \text{ W/m}^2$),对其它建筑则乘以修正系数 β 。

办公楼	$\beta = 1.2$
图书馆	$\beta = 0.5$
商店	$\beta = 0.8$ (只营业厅有空气调节) $\beta = 1.5$ (全部建筑空间有空气调节)
体育馆	$\beta = 3.0$ (比赛场馆面积) $\beta = 1.5$ (总建筑面积)
大会堂	$\beta = 2 \sim 2.5$
影剧院	$\beta = 1.2$ (电影厅有空气调节) $\beta = 1.5 \sim 1.6$ (大剧院)
医院	$\beta = 0.8 \sim 1.0$

注 上述数据在使用时,建筑物的总面积小于 5000 m^2 时,取上限值;大于 10000 m^2 时,取下限值。上述指标确定的冷负荷为制冷机的容量,不必再加系数。

三、单位面积估算法

单位面积估算法是一种将空调负荷单位面积上的指标,乘上建筑物内的空调面积,得出制冷系统总负荷的估算值的负荷算法。

单位面积估算所需查阅的空调负荷如表 2-2-1 及 2-2-2 所示。

表 2-2-1 国内部分建筑空调冷负荷设计指标

序号	建筑类型及房间类型	冷负荷指标 W/m^2
1	酒店:客房(标准层)	80~110
2	酒吧、咖啡厅	100~180
3	西餐厅	160~200
4	中餐厅、宴会厅	180~350
5	中庭、接待处	90~120
6	商店、小卖部	100~160
7	小会议室(允许少量吸烟)	200~300
8	大会议室(不允许吸烟)	180~280
9	理发、美容间	120~180
10	健身房	100~200
11	弹子房	90~120
12	室内游泳池	200~350
13	舞厅(交谊舞)	200~250
14	舞厅(迪斯科)	250~350
15	办公室	90~120
16	医院:高级病房	80~110
17	一般手术室	100~150
18	洁净手术室	300~500
19	X光、CT、B超诊室	120~150
20	商场 营业厅	150~250

续表

序 号	建筑类型及房间类型	冷负荷指标
		W/m ²
21	影剧院：观众席 休息厅(允许吸烟) 化妆室	180~350
22		300~400
23		90~120
24	体育馆：比赛馆 观众休息厅(允许吸烟) 贵宾室	120~250
25		300~400
26		100~120
27	展览厅、陈列室、会堂、报告厅	130~200
28		150~200
29	图书阅览室	75~100
30	科研、办公室	90~140
31	公寓、住宅	80~90
32	餐馆	200~350

表 2-2-2 不同用途建筑物的最大冷热负荷

房间种类		冷热负荷		室内冷热负荷条件				
		W/m ² (kcal/m ² ·h)		照明 (包括 OA) W/m ²	在室人员 人/m ²	新风量 m ³ /m ² ·h	渗透风 次/h	
		供冷	采暖					
银行	营业室	242 (208)	220 (189)	50	0.3	6	1.5	
	接待室	179 (154)	184 (158)	30	0.2	4	0.5	
	女更衣室	137 (118)	159 (136)	15	0.4	8	0.5	
百货商店	一层商场	355 (305)	246 (212)	80	0.8	8	2.0	
	专卖店	307 (264)	161 (138)	60	1.0	10	0.5	
	商场	217 (186)	137 (118)	60	0.4	8	0.5	
超级市场	食品	212 (183)	195 (167)	60	0.6	6	0.5	
	服装	215 (185)	167 (144)	60	0.3	6	0.5	
旅馆	宴会厅	449 (386)	312 (269)	80	1.0	20	0	
	客房	南向	127 (109)	207 (178)	20	0.12	6	0.5
		西向	131 (113)	207 (178)	20	0.12	6	0.5
		北向	125 (107)	207 (178)	20	0.12	6	0.5
		东向	130 (112)	207 (178)	20	0.12	6	0.5
饮食店	餐厅	286 (246)	228 (196)	40	0.6	12	0.5	
公民会馆	研修室	233 (200)	228 (196)	20	0.5	10	0.5	
图书馆	阅览室	143 (123)	125 (107)	30	0.2	4	0.5	
医院	病室 (6床)	南向	91 (78)	112 (96)	15	0.2	4	0.5
		西向	110 (95)	112 (96)	15	0.2	4	0.5
		北向	79 (68)	112 (96)	15	0.2	4	0.5
		东向	96 (83)	112 (96)	15	0.2	4	0.5
剧场	观众厅	512 (440)	506 (435)	25	1.5	30	0	
	大厅	237 (204)	219 (188)	30	0.3	6	0.5	

第三章 空调设备的选择

第一节 空调设备选择的准备工作

一、了解有关设计内容及步骤

空调设计内容包括方案设计、初步设计、技术设计以及施工图设计等，其具体内容如表 3-1 所示。高层建筑物空调设计的一般步骤如图 3-1-1 所示。

表 3-1-1 空调设计内容

设计阶段	内 容	与其他工种的关系
方案设计	<p>根据建设单位的设计任务书搜集资料，进行调查研究，了解冷、热源的可能供应条件</p> <p>依据室内设计参数，概算冷、热负荷</p> <p>通过方案比较，估算制冷机、锅炉、空调设备容量</p> <p>初步考虑空调方式</p> <p>初定制冷机房、锅炉房、空调设备间、风道、水管管井的面积和位置</p> <p>考虑是否需要设备层，初定位置及层高</p> <p>估算所需的水量和电量</p> <p>绘制布置图</p> <p>作出初步概算</p>	<p>此时建筑平面图和立面图尚未确定，但必须将通过概算得出的制冷机房、锅炉房、空调设备间、风道和水管管井的面积和位置安排进建筑平面草图中</p> <p>设备层的位置、层高应提供给建筑和结构工种</p> <p>所估算的水量和电量分别提供给排水和电气工种</p> <p>初步概算提供预算工种</p> <p>从空调工种角度审视建筑方案、设备机房、管井布置及节能方面有无重大问题</p>
初步设计	<p>摸清冷、热源供应条件</p> <p>根据建筑作业图，计算空调冷、热设计负荷</p> <p>借助计算机软件，作全年冷、热负荷计算，对设备选择方案进行能量和运行经济性评价</p> <p>选择制冷和空调主要设备</p> <p>通过能量和经济分析确定空调方式</p> <p>布置制冷、锅炉和空调机房，确定管井、地沟、冷却塔的尺度和位置</p> <p>提出所需的水量和电量</p> <p>绘制主要平面图及系统原理图</p> <p>作出概算</p>	<p>制冷机房、锅炉房、空调设备间、风道和水管管井的面积和位置提供给建筑和结构工种</p> <p>将供冷、热及空调设备重量作为荷载提供给结构工种</p> <p>所需的水量和电量分别提供给排水和电气工种</p> <p>将空调自动控制的要求提供给电气工种概算提供给预算工种</p>
技术设计	<p>根据建筑工种的初步设计，核实机房和管井的位置和尺寸</p> <p>与给水排水、电气、动力等工种进行管道综合</p> <p>详细计算各功能空间的冷、热负荷</p> <p>确定制冷机、空调机器及其辅助设备的型号、台数，并作出机房内的布置设计</p> <p>依据各区或各功能空间空调冷、热负荷特点，确定空调方式和系统</p> <p>决定各系统的新风、送风、回风量和各类空间的气流组织形式</p> <p>必要时需对诸如跨越多层的中庭、门厅、宴会厅等特殊空间作气流组织计算及设计</p>	<p>将制冷机房、空调机房（设备间）、热交换间等绘制平、剖面图提交建筑和结构工种</p> <p>了解结构工种主梁、次梁、柱子、楼板位置及尺寸，以便与之协商新风风道和水管穿梁位置及尺寸</p> <p>将风道、水管通过各层楼板和承重墙的洞口位置、尺寸、标高提交给结构工种并与之协商</p> <p>将风道、水管通过非承重墙的位置、尺寸、标高提交给建筑工种并与之协商</p> <p>将大型设备吊装洞（吊装入地下室室内机房）位置提交给建筑和结构工种</p> <p>将竖井、管井准确位置和尺寸提交给建筑工种</p> <p>将用电量 and 用电位置提交给电气工种</p> <p>将用水量、排水量和用水点、排水点提交给排水工种对中庭、门厅、宴会厅等特殊空间的风道走向和送、回风口位置需与建筑、结构工种协商</p>

续表

设计阶段	内 容	与其他工种的关系
施工图设计	<p>根据各系统空调风量进行风道设计, 计算空调机各部件阻力和风道阻力, 决定风机型号、位置</p> <p>对空调设备和风道、管道的消声、减振作出计算和设计</p> <p>决定连接冷、热源机器和空调设备、冷却塔水管尺寸, 计算水管阻力, 决定水泵型号、位置</p> <p>对空调设备、风道、水道的保温隔热进行计算和设计</p> <p>绘制全部设备和风道、水管施工图</p> <p>作出准确、详细的预算</p>	将准确的预算交给预算工种

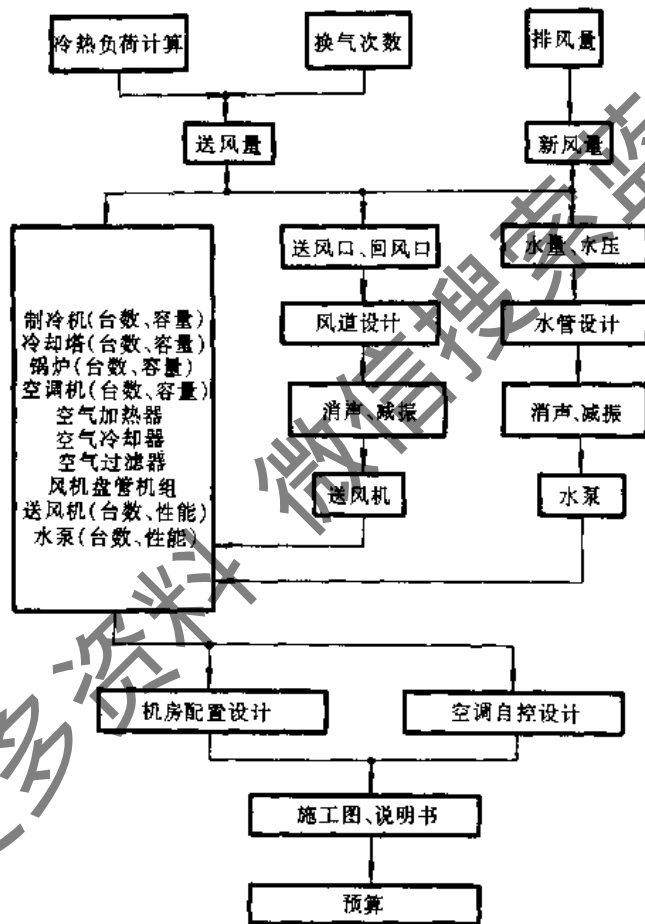


图 3-1-1 高层建筑物空调设计步骤

二、了解有关计量单位及单位换算

空调制冷系统常用的计算公式如表 3-1-2 所示。

在许多空调机产品说明书中, 常常看到一些用物理量表示的性能参数。由于各种原因, 这些物理量的单位标注并不统一, 有的符合国际规定 (SI 制); 有的还习惯地沿用公制, 如千卡 (kcal); 有的用英制如英热单位 BTU 表示; 有的用美制或日制如冷吨 (RT) 表示, 比较混乱。为了便于查阅和进行单位之间的换算, 特列出表 3-1-3 供参考。

表 3-1-2

计 算 公 式

名称	单位	计算公式	计量单位
1 总热量 Q_T	kcal/h	$Q_T = Q_s + Q_L$ 空气冷却: $Q_T = 0.24\delta \cdot L \cdot (h_1 - h_2)$	Q_T —空气的总热量 Q_s —空气的显热量 Q_L —空气的潜热量
2 显热量 Q_s	kcal/h	空气冷却: $Q_s = C_p \cdot \delta \cdot L \cdot (T_1 - T_2)$	h_1 —空气的最初热焓 kJ/kg h_2 —空气的最终热焓 kJ/kg T_1 —空气的最初干球温度 °C T_2 —空气的最终干球温度 °C
3 潜热量 Q_L	kcal/h	空气冷却: $Q_L = 600\delta \cdot L \cdot (W_1 - W_2)$	W_1 —空气的最初水分含量 kg/kg W_2 —空气的最终水分含量 kg/kg
4 冷冻水量 V_1	l/s	$V_1 = \frac{Q_1}{4.187\Delta T_1}$	L —室内总送风量 m^3/h Q_1 —制冷量 (kW) ΔT_1 —冷冻水出入水温差 (°C)
5 冷却水量 V_2	l/s	$V_2 = \frac{Q_2}{4.187\Delta T_2} = \frac{(3.516 + COP)RT}{4.187\Delta T_2}$ 其中 $Q_2 = Q_1 + N$ $= 3.516TR - kW/RT \cdot RT$ $= (3.516 + COP)RT$	ΔT_2 —冷却水出入水温差 (°C) Q_2 —冷凝热量 kW EER —制冷机组能源效率 COP —制冷机组性能系数 A —100%负荷时单位能耗 kW/RT B —75%负荷时单位能耗 kW/RT C —50%负荷时单位能耗 kW/RT D —25%负荷时单位能耗 kW/RT N —制冷机组耗电功率 kW U —机组电压 kV $\cos\phi$ —功率因数 0.85 - 0.92
6 制冷效率	—	$EER = \frac{\text{制冷能力}(RT)}{\text{耗电量}(kW)}$ $COP = \frac{\text{耗电量}(kW)}{\text{制冷能力}(RT)}$	n —房间换气次数, 次/h V —房间体积 m^3 C_p —空气比热 (0.24kcal/kg°C) δ —空气比重 (1.2kg/ m^3) (20°C)
7 部分负荷性能 IPLV	kW/TR	$IPLV = \frac{1}{\frac{0.17}{A} + \frac{0.39}{B} + \frac{0.33}{C} + \frac{0.11}{D}}$	L_1 —风机风量 l/s H_1 —风机风压 mH_2O
8 满载电流(三相) FLA	A	$FLA = \frac{N}{\sqrt{3}U\cos\phi}$	v —水流速 m/s n_1 —风机效率 n_2 —传动效率 (直联时 $n_2 = 1$ 皮带传动 $n_2 = 0.9$)
9 新风量 L_o	m^3/h	$L_o = nV$	L_2 —水流量 (l/s) H_2 —水泵压头 (mH_2O)
10 送风量 L	m^3/h	空气冷却: $L = \frac{Q_s}{C_p \cdot \delta \cdot (T_1 - T_2)}$	r —比重 (水或所用液体) n_3 —水泵效率 = 0.7 - 0.85 n_4 —传动效率 = 0.9 - 1.0
11 风机功率 N_1	kW	$N_1 = \frac{L_1 H_1}{102 n_1 n_2}$	a —风管宽度 m b —风管高度 m μ —风管风速 m/s RT —冷吨
12 水泵功率 N_2	kW	$N_2 = \frac{L_2 H_2 r}{102 n_3 n_4}$	注: 1 大气压力 = 101.325kPa 水的气化潜热 = 2500kJ/kg 水的比热 ≈ 1 kcal/kg°C 水的比重 ≈ 1 kg/l
13 水管管径 D	mm	$D = \sqrt{\frac{4 \times 1000 L_2}{\pi v}} = 35.68 \sqrt{\frac{L_2}{v}}$	
14 风管面积 F	m^2	$F = a \times b = \frac{L_1}{1000\mu}$	

表 3-1-3 计量单位及其换算

长 度	米(m)	毫米(mm)	英寸(in)	英尺(ft)	英里(mile)
	1	1×10^3	39.37	3.2808	6.214×10^{-4}
	1×10^{-1}	1	3.937×10^{-2}	3.281×10^{-3}	6.214×10^{-7}
	2.548×10^{-2}	25.4	1	8.333×10^{-2}	1.578×10^{-5}
	3.048×10^{-1}	304.8	12	1	1.894×10^{-4}
	1.609×10^3	1.609×10^6	6.336×10^4	5280	1
面 积	平方米(m ²)	公顷(Are)	平方公里(km ²)	平方英尺(ft ²)	英亩(Acre)
	1	1×10^{-2}	1×10^{-6}	10.764	2.471×10^{-4}
	100	1	1×10^{-4}	1076.4	2.471×10^{-2}
	1×10^2	1×10^4	1	1.076×10^7	2.471
	9.29×10^{-2}	9.29×10^{-4}	9.29×10^{-8}	1	2.296×10^{-5}
	4046.9	40.469	4.047×10^{-1}	43560	1
体 积	立方米(m ³)	升(l)	(美)加伦(Gal)	(英)加伦(imp gal)	立方英尺(ft ³)
	1	1000	264.17	219.98	35.315
	1×10^{-3}	1	2.642×10^{-3}	2.20×10^{-3}	3.532×10^{-2}
	3.785×10^{-3}	3.7853	1	8.327×10^{-3}	1.337×10^{-1}
	4.546×10^{-3}	4.546	1.20095	1	1.605×10^{-1}
	2.832×10^{-2}	28.316	7.481	6.229	1
质 量	克(g)	千克(kg)	吨(ton)	磅(lb)	安士(ons)
	1	1×10^{-3}	1×10^{-6}	2.205×10^{-3}	3.527×10^{-2}
	1×10^3	1	1×10^{-3}	2.20462	35.274
	1×10^4	1×10^3	1	2204.6	3.527×10^4
	453.59	4.5359×10^{-1}	4.536×10^{-4}	1	16
	28.35	2.835×10^{-2}	2.835×10^{-5}	6.25×10^{-2}	1
压 力	帕(Pa)	毫米水柱(mmH ₂ O)	大气压(atm)	磅/平方英寸(psi)	英寸汞柱(in·Hg)
	1	1.0197×10^{-1}	9.8692×10^{-6}	1.4504×10^{-4}	2.953×10^{-5}
	9.806	1	9.678×10^{-5}	1.422×10^{-3}	2.89×10^{-3}
	101325	10332	1	14.696	29.921
	6894.8	703.06	6.805×10^{-2}	1	2.036
	3386.5	345.32	3.34×10^{-2}	4.912×10^{-1}	1
能 量	焦耳(J)	千焦耳(kJ)	千瓦·小时(kWh)	卡(kcal)	英热单位(Btu)
	1	1×10^{-3}	2.778×10^{-7}	2.388×10^{-4}	9.478×10^{-4}
	1×10^3	1	2.778×10^{-4}	2.388×10^{-4}	9.478×10^{-4}
	3.6×10^6	3600	1	860.1	3413
	4186.8	4.1868	1.163×10^{-3}	1	3.968
	1055.1	1.0551	2.93×10^{-4}	2.519×10^{-1}	1
功 率	瓦(W)	千瓦(kW)	卡/时(kcal/h)	英热单位/时(Btu/h)	冷吨(RT)
	1	1×10^{-3}	8.60×10^{-1}	3.413	2.844×10^{-4}
	1×10^3	1	860.1	3413	2.844×10^{-4}
	1.1622	1.1622×10^{-3}	1	3.968	3.30×10^{-4}
	2.93×10^{-1}	2.93×10^{-4}	2.52×10^{-1}	1	8.33×10^{-5}
	3516	3.516	3024	12000	1
流 量	升/秒(l/s)	立方米/秒(m ³ /s)	立方米/时(m ³ /h)	立方英尺/分钟(cfm)	(美)加伦/分钟(gpm)
	1	1×10^{-3}	3.6	2.119	15.85
	1×10^3	1	3600	2119	15850
	2.778×10^{-1}	2.778×10^{-4}	1	5.886×10^{-1}	4.403
	4.719×10^{-1}	4.719×10^{-4}	1.6989	1	7.481
	6.309×10^{-2}	6.308×10^{-5}	2.271×10^{-1}	1.337×10^{-1}	1

续表

传 热 系 数	瓦/米 ² ·°K(W/m ² ·°K)	千·厘米/米 ² ·小时·°C(kcal/h·m ² ·°C)	英热单位/英尺 ² ·小时·°F (Btu/h·ft ² ·°F)
	1	8.60×10^{-1}	1.761×10^{-1}
	1.163 5.6783	1 4.882	2.048×10^{-1} 1
导 系 数	瓦/米 ² ·°K(W/m ² ·°K)	卡·厘米/米 ² ·小时·°C($\frac{\text{kcal}\cdot\text{cm}}{\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{°C}}$)	英热单位·英寸/英尺 ² ·小时·°F (Btu·in/h·ft ² ·°F)
	1	86.01	6.935
	1.163×10 1.442×10^{-1}	1 12.40	8.063×10^{-2} 1
比 热	千焦耳/千克·°K (kJ/kg·°K)	千/°克·°C(kcal/kg·°C)	英热单位/磅·°F(Btu/lb·°F)
	1	2.388×10^{-1}	2.388×10^{-1}
	4.1868	1	1

三、了解空调系统的送风量和新风量

空调系统的送风量是各个空调房所需风量的总和（实际上还要大些）。

单一的或各个房间的空调送风量可以由已知的空调负荷及室内空气温度、湿度要求计算出来。也可以用查表的方法求出，本书介绍用查表求风量的方法。表 3-1-4 为每人每小时所需要的风量。表 3-1-5 为每人所需室外新风标准。

表 3-1-4 最小室外空气通风量 (m³/h·人)

建筑类型	暖通空调设计规范 GBJ19-87	建筑类型	暖通空调设计规范 GBJ19-87
一般餐厅	17 (不考虑吸烟)	舞厅	8 (不考虑吸烟)
酒吧及鸡尾酒室	20 (JGJ64-89)	观众区	8 (不考虑吸烟)
旅馆会议室	25 (JGJ64-89)	剧场大厅	10 (JGJ57-88, JGJ58-88)
各级办公用房	30 (允许少量吸烟)	候机(车、船)厅	没有提及 (JGJ60-86)
办公室	17 (不考虑吸烟)	教室	17 (不考虑吸烟)
办公会议室	20-50 (JGJ67-89)	医院病房	3次/h换气 (GBJ99-86)
零售商店	20-50 (JGJ67-89)	住宅	没有提及 (JGJ49-88)
百货商店	8 (不考虑吸烟)	吸烟室	没有提及 (GBJ96-86)
美容院	8.5 (JGJ48-88)		
	17 (不考虑吸烟)		

表 3-1-5 每人所需室外新风标准 m³/h

应用场所		吸烟程度	风量 m ³ /h		单位地板面积 m ² /(hm ²)
			推 荐	最 小	
办公室	一般	少许	25.5	17	--
	个人	无	42.5	25.5	4.7
	个人	颇重	51.0	42.5	4.7
会议室		极重	85	51	23
银行		偶然	17	12.8	--
经纪		极重	85	51	--

续表

应用场所	吸烟程度	风量 m ³ /h		单位地板面积 m ³ /(h·m ²)
		推荐	最小	
董事室	极重	85	51	—
理发室	颇重	25.5	17	—
美容室、药室	偶然	17	12.8	—
试验室	少许	34	25.5	—
吧台	重	51	42.5	—
公寓	一般	34	25.5	—
	豪华	51	42.5	6
饭店房间	重	51	42.5	6
零售店	无	17	12.8	—
百货公司	无	12.8	8.5	0.9
小摊	无	12.8	8.5	—
餐厅	自助式	20.4	17	—
	餐室	25.5	20.4	—
厨房	在餐厅	—	—	72
	在住宅	—	—	36
医院	手术室	无	全新风	36
	特别房	无	51	6
	病房	无	34	—
戏院	无	12.8	8.5	—
	少许	25.5	17	—
工厂	无	17	12.8	—
走廊	—	—	—	4.7
厕所(排风)	—	—	—	36
车库	—	—	—	18

四、了解风道内风速及制冷水系统的流速、流量及阻力

空调送风系统的低速风管最大允许流速见表 3-1-6，空调制冷水系统的流速见表 3-1-7，水系统的流量及阻力损失见表 3-1-8。

表 3-1-6 低速风管系统的最大允许流速 (m/s)

应用场所	以噪声控制 主风管	以摩擦阻力控制			
		送风主管	回风主管	送风支管	回风支管
住宅	3.0	5.0	4.0	3.0	3.0
公寓、饭店房间	5.0	7.0	6.5	6.0	5.0
办公室、图书馆	6.0	10.0	7.5	8.0	6.1
大礼堂、戏院	4.0	6.5	5.5	5.0	4.0
银行、高级餐厅	7.5	10.0	7.5	8.0	6.0
百货店、自助餐厅	9.0	10.0	7.5	8.0	6.0
工厂	12.5	15.0	9.0	11.0	7.5

表 3-1-7 建议水系统水流速度

水管安装用途	水流速(m/s)	水管安装用途	水流速(m/s)
水泵出口	2.44~3.68	支管	1.52~3.05
水泵入口	1.22~2.13	自来水	0.91~2.13
土管	1.22~4.57	冷凝水	1.22~2.13
空管	0.91~3.05		

表 3-1-8 水系统的流量及阻力损失

钢管直径 mm	闭式水系统		开式水系统	
	流量 m ³ /h	m/100m	流量 m ³ /h	m/100m
25	1~2	1.7~4.0	0~1.3	0~4.0
32	2~4	1.2~4.0	1.3~2.0	1.2~4.0
40	4~6	2.0~4.0	2.0~4.0	1.5~1.0
50	6~10	1.3~4.0	4.0~8.0	1.5~4.0
65	10~18	2.0~4.0	8~14	1.2~4.0
80	18~32	1.5~4.0	14~22	1.8~4.0
100	32~65	1.25~4.0	22~45	1.0~4.0
125	65~115	1.5~4.0	45~80	1.3~4.0
150	115~185	1.25~4.0	80~130	1.6~4.0
200	185~350	1.0~4.0	130~200	1.0~2.3

五、了解制冷剂的分类及对环境的影响

常用制冷剂及其对环境的影响如表 3-1-9 及表 3-1-10 所示。

表 3-1-9 制冷剂之分类

3级	A3	B3	A1级	B1级	B2级
	2级	A2	B2	CFC11	HCFC123
1级	A1	B1	CFC500		
	A级	B级	HCFC22		
			HFC134a		

↑增加可燃性

→增加毒性

表 3-1-10 制冷剂对环境的影响

寿命(年)	对臭氧层之影响(ODP)	对温室效应之影响(GWP)	寿命(年)	对臭氧层之影响(ODP)	对温室效应之影响(GWP)		
Cl 11	65	1.0	1.0	HCFC22	19	0.05	0.37
Cl 12	145	1.0	3.05	HCFC123	2.5	0.02	0.02
CF 500	-	0.7	2.26	HFC134a	10	0	0.29

以 CFC11 之数值为基数

不同的空调机制冷机组所使用的制冷剂如图 3-1-2 所示。

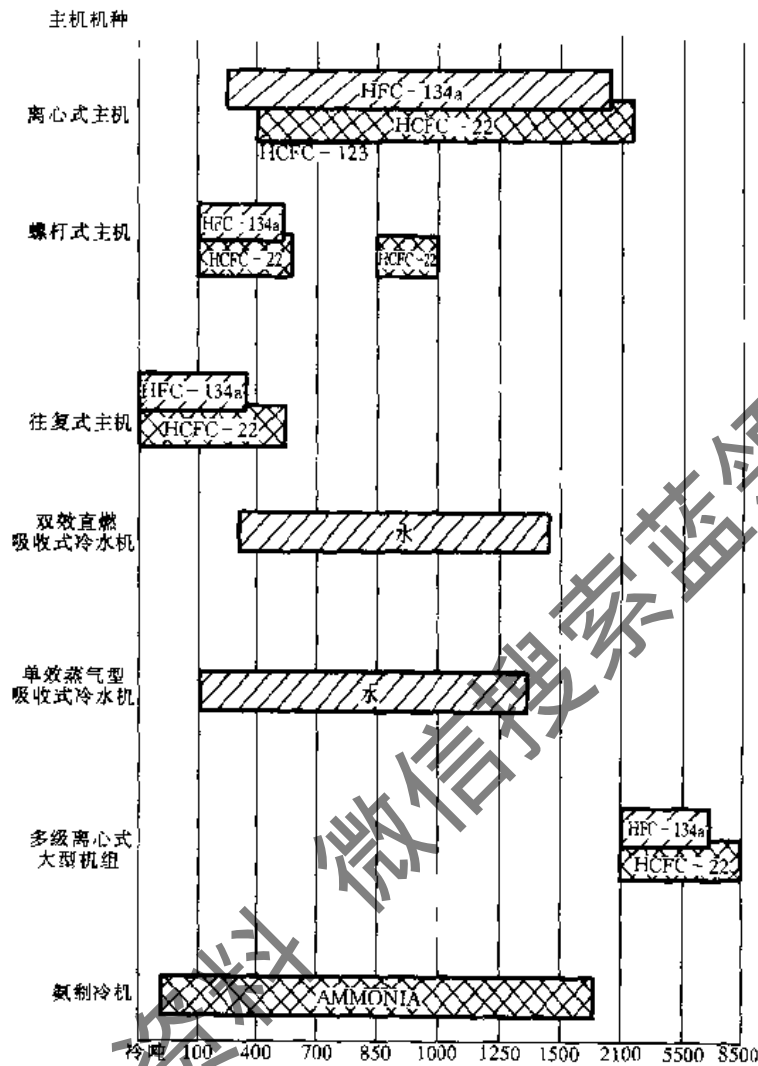


图 3-1-2 不同空调机制冷机组所使用的制冷剂

六、了解空调设备的造价百分比

空调系统的各项设备费用在空调系统造价内所占的百分比如表 3-1-11 所示。空调设备所占的建筑面积百分比如表 3-1-12 所示。

表 3-1-11 各种系统分项造价占总造价的百分比 (%)

系 统	制冷机组	空气处理机组	层属设备	自动控制	风管	水管	电器
单风管低速	18	20	11	8	23	11	9
多区低速	18	18	10	8	28	9	9
变风量低速	15	20	8	11	28	9	9
变风量高速	16	18	14	11	17	14	10
双风管	15	16	14	10	19	16	10
高速诱导	15	22	10	10	13	20	10
风机排管	17	24	10	9	5	24	11
小型风冷式	38	16	6	6	11	14	9

表 3-1-12 空调设备所占的建筑面积百分比 (%)

系 统	制冷机房	空调机房	管 道	末端装置
传统低速 0.2~1.0	2.2~1.0	2.2~2.5	—	—
传统高速	0.2~1.0	2.2~2.5	—	—
末端装置、热水再热	0.2~1.0	2.0~3.3	—	—

七、了解空调设备的耗能（水、电）情况

空调设备在运行中要耗费大量的电能及用水，因此节能是十分必要的。在选择空调设备的时候一定要查阅有关的功率参数、耗电量、耗水量，而且一定要将所购置的全部设备的耗电量、耗水量相加，求出其总的能耗，并与本单位的供电情况相比较，参照有关规定选出节能型的产品来。

八、了解空调设备的噪声

不同的设备其运转时的噪声值不同，在选择设备时应考虑选择低噪声的产品，表 3-1-13 列出民用建筑允许的噪声标准。表 3-1-14 列出了以噪音标准控制的允许送风流速，供在选择通风设备时参考。

表 3-1-13 民用建筑允许噪声标准 [dB (A)]

建筑类别	建筑等级		
	高 级	中 级	普 通
文娱建筑的音乐厅、剧院等	30	35	40
福利卫生建筑	35	40	45
居住类、办公类建筑	40	45	50
集会建筑、科研建筑	45	50	55

表 3-1-14 以噪音标准控制的允许送风流速 (m/s)

	应用场所	流 速
	以噪音标准控制的 允许送风流速	图书馆、广播室
住宅、公寓、私人办公室、医院病房		2.5~4.0
银行、戏院、教室、一般办公室、商店、餐厅		4.0~5.0
工厂、百货公司、厨房		5.0~7.5
推荐的送风流速	播音室	1.5~2.5
	戏院	2.5~3.5
	住宅、公寓、饭店房间、教室	2.5~3.8
	私人办公室	2.5~4.0
	一般办公室	5.0~6.0
	电影院	5.0
	百货店、上层	7.5
百货店、地下	10.0	

九、了解空调设备的造形、尺寸、重量及机房布置尺寸

空调设备的造形及其外形尺寸、重量等也是选择时必须考虑的因素，优质的材料、现代化的外形、在相同能力下的外形尺寸以及较轻的重量是受欢迎的。另外，不仅要考虑设备本身，同时还要考虑机房的大小、楼板的承重能力以及设备周围的维修空间等。

空调机房的布置与设备选择关系密切，应注意以下几点：

(1) 空调机房的位置应以管理方便、占地面积小、对周围房间及环境无有害影响、各种管道线路布置经济、合理为原则。

②空调机房应尽量靠近空气调节的房间,以减少风管的长度和阻力损失。

③空调机房应尽量设在建筑物的底层,以减少振动对其它房间的影响,同时对建筑物本身也有利。若采用中央式有喷水室设备的空调机时更应将机房设在底层,否则设备的漏水及过多的荷重都对建筑物不利。

④空调机如一定要安装在建筑物上层,应考虑机组的荷重、振动对楼板的影响。风机、压缩机、水泵都要采用减振措施。

⑤对于减振和消音要求高的空调房间,可以另建机房,并与空调房间用沉降缝隔开。

⑥空调机的位置应考虑到建筑物的空间利用,同时要考虑到操作运行和维修的方便。

⑦空调机房的层高不宜低于4m,小型空调机房层高可以低些。

⑧空调机房的面积应根据空调机及其附属设备、风管、风机、控制柜等的占地面积(或体积)来确定,并考虑设备的安装、检修、调试以及值班运行人员的操作等活动所需要的空间。

⑨小型的空调机房可不设单独的值班室,但应有值班人员工作和更衣的地方。大型空调机房则应设立单独的值班室,值班室最好邻近机房,以便于观察和进出。自动控制系统的控制台应设在值班室内。

⑩空调机房在土建时应考虑空调机、风机等设备的搬进、安装、拆卸等所需要的通道,门、窗面积都应大些。若设备不能从门或窗搬入,应留有预留孔和通道。

⑪空调机距离墙面应有1.5m的距离,以便于操作和维修。经常调节的管道阀门、门阀应设在便于操作的位置。

⑫空调机房应光线充足、通风良好。

十、了解空调设备的使用条件

一般空调设备生产厂家的产品说明书中都注明该产品的使用条件,如空调机的制冷能力是指在一定的室外环境条件下或室内温、湿度条件下的制冷量等。空调机或通风机的出风口朝向会因设备不同而异,在阅读产品说明书和有关说明书时应予以注意。

第二节 空调设备的选择方法

一、选择空调设备的方法

1)根据设计要求选择相应的机种、型号、规格及台数。

2)必要时进行有关的计算,但应注意理论上的计算结果并不见得与实际情况相符,遇到这种情况时,应选择比计算结果容量大一些的机组。

3)多方选择并进行认真的比较后再确定。

4)购置设备人员、设计人员、施工人员与生产厂家可进行讨论研究,从实际出发达到共识。

下面我们介绍几种典型的空调制冷设备选择实例,供参考。

二、中央空调组合式空调机的选用实例

组合式空调机是用于大面积空调的主要空气处理设备。其外形一般为卧式金属箱,机箱内部为不同功能分段式结构。主要产品有ZK系列组合式、ZKX新风型、MDK装配式、

YY 及 JQX 全自动节能型等, 可供用户选择。机箱内的不同功能段有:

初效空气过滤段: 滤料采用 $\delta = 25\text{mm}$ 粗孔聚氨酯泡沫塑料, 平片、人字型安装。

中效空气过滤段: 滤料采用 $\delta = 10\text{mm}$ 无纺空气过滤卷材, 口袋型。

表面冷却器段: 配有铜管穿铝片的冷热交换器, 排深分 4、5、8 三种, 配有二折、间距为 40mm 的挡水板。

蒸气加热段: 采用 SRZ 型蒸气加热器。

热水加热段: 采用铜管穿铝片的冷热交换器。排深分 2、4 两种 (也可利用表面冷却器作冷热水两用)。

蒸气加湿段: 配有带保护套管的干蒸气加湿器, 供气的表压力 98kPa , 喷蒸气嘴数可按需要堵上若干个。

二次回风段: 顶部设有二次回风阀门。

消音段: 即过滤段。

送风机段: 出风口向上 (配 90° 风机) 为箱体最末段。

中间风机段: 出风口向前 (配 180° 风机) 为箱体的中间段。

回风机段: 配有新风阀、回风阀、排风阀和截断阀 (配 135° 风机)。

三、水源热泵空调机的选用实例

1. 机组选择要点

对房间或各区的机组选型是根据热负荷或冷负荷计算, 取其机组最大值。也有的以冷负荷为基准, 按出水温度为 38°C 选择之; 或以热负荷为基准, 按出水温度 14°C 选择之。

2. 系统的布置

设备布置: 水泵一般置于辅助设备 (如冷却塔、锅炉等) 和水源热泵机组之间。这样布置可使机组的供水管处于水泵的压水段, 而补给水管处于水泵的吸水段。

需要设置蓄水箱, 应将其置于水源热泵机组的水流下方, 这样, 锅炉可根据需要快速向系统补热。

管道布置: 系统配水管道的造价占整个系统总造价的 $25\% \sim 35\%$, 因此合理地布置管道与正确地选择管径十分重要。要尽可能地采用同程式系统, 初次投资虽略有增加, 但易于保持环路的压力平衡。

多层建筑物如采用异程式系统, 水泵的多余压头通常为各层平衡阀所消耗。由于靠近水泵的楼层的压力降甚大, 所以减小该楼层管道尺寸在经济上是可取的。

不论采用同程式和异程式, 必须设置下列部件:

(1) 系统的每一对立管均要安装平衡阀。

(2) 每对立管下部应装设排污阀, 以便在初调试和定期检修时作排污用。

(3) 每个机组装设一对截止/平衡阀和活接头, 以便检修之用。

(4) 每台水泵入口装设水过滤器。

(5) 每层的分支水管应装设截止/平衡阀, 以用来调节各层的阻力和利于检修。

3. 水侧部件的选择

水/水热交换器: 井水、湖泊或河流等地面水, 如水量、水温适宜, 可考虑将其连接于水/水热交换器上, 使水源热泵系统成为闭式环路, 这样做比使用冷却塔或锅炉节省建造费

用和运行费用。由于此时无中间热交换器，则在水的净化和防腐蚀处理等方面需要增加更多的维护管理工作。

4. 水源热泵式机组的适用范围

在建筑物的内部区，灯、人体、计算机和其他散热设备会散出大量的热。在过渡季节，此类建筑物必须同时对周边区供热，而对内部区供冷。为了保持室内的舒适，必须将空调机逐日甚至逐时地在供热与供冷之间进行切换。

水源热泵系统非常适合上述场合的应用，因为它能从需要供冷的内部区取出热量传递到需要供热的周边区。对于同时有供热和供冷需求，或需应用热回收（热水）的建筑物，水源热泵系统是理想的选择，它能大大地降低设备运行费用。普遍采用水源热泵系统的建筑物有办公室、饭店、汽车旅店、学校、公寓、医院和商场等。

对于一个特定的建筑物，为确保水源热泵系统正常使用，设计者必须根据建筑物的冷热负荷曲线和业主的长远利益综合评定。

对办公室、医院、学校、图书馆来说，要求有一个安静的室内环境。水源热泵系统的成功与否，将取决于如何有效地控制环境和设备的噪声。所以，对于系统的噪音控制，要作认真的考虑。

机组的参数变化范围：表 3-2-1 列出典型水源热泵机组的运行参数选择和变化极限，了解并掌握这两组数值的区别，对于设计者来说是很重要的。

表 3-2-1 水源热泵机组的运行参数和极限

参 数			供冷模式(℃)			供热模式(℃)		
			最低	标准	最高	最低	标准	最高
运 行	进风	干球	21	24	29	13	20	21
		湿球	14	18	26	—	—	—
	水	进水	7	33	49	4 (2)	18	29
		出水	12	38	54	-6 (2)	14	26
吸 泵	进风	干球	18	—	35	5	—	27
		湿球	12	—	26	—	—	—
	水	进水	7	—	49	-4 (2)	—	29 (3)
		出水	12	—	54	-6 (2)	—	26 (3)

注：①机组的送风量为每冷吨 0.16m³/s，水流量为每冷吨 0.16L/s~0.19L/s；②此时为乙二醇溶液；③短时间内可以为 35℃/28℃。

①热泵运行参数选择范围表示设计参数范围，包括进风温度和进水温度，在此范围内热泵运行可靠，并表现出产品样本上的性能。

②热泵运行参数极限表示热泵可以在此极限下作短时间的运行。非经厂家允许，不可在此极限以外的参数运行。

四、空气处理机的选用实例

空调处理机牌号较多，现以市面较为流行的开利 40 系列产品为例进行介绍。

开利 40 系列组装式冷冻水空气处理机组用于商业、工厂、货仓、办公室或商店等场合。如果有冷冻水源可用，就不应忽视这种用途广泛的 40 系列组装机组。这些机组有 10 种普通规格可用，包括额定冷量 3~40 冷吨与 330~7670L/s 的流量范围（13 种水平悬挂式机组，3~40 冷吨；10 种垂直上吹式机组，7.5~40 冷吨）。不论地面安装的还是天花悬吊的，40 系列是真正节省空间的机组。机组厚度很窄（小于 90cm），很易于进入现有的房间。

冷却盘管是用铜管和机械涨套的光滑平片做成，能提供高效传热表面，能可靠地使用多年。用户可指定附加加热盘管。

箱体涂有光滑塑料漆，并由坚固、大厚度镀锌钢板装配而成（40CW003-005、40HW008-016 除外）。

高效而宁静之离心风机可有效地把风量送至房间每一角落，并且可以用管道送入或直接送入。

例 1：供冷

(1) 确定要求。

已知：

机组形式为要求带管道的坐地机组；

风量 2670L/s；

机外静压为 200Pa；

全热冷负荷为 80kW；

进口空气温度为 29℃ 干球、22℃ 湿球；

进水温度为 7℃；

水流量为 3.75L/s。

(2) 确定机组规格和冷量。

按已知条件求出最接近的风量（查表 3-2-2）。

查冷量表按已知水流量（3.75L/s）、进风（29℃ 干球，22℃ 湿球）及水温（7℃），在风量为 2170L/s 及 2870L/s 下读出全热冷量。确定全热冷量（内插法）。

风量出 2170L/s 时的全热冷量 = 73.9kW；

风量出 2870L/s 时的全热冷量 = 88.2kW；

实际全热冷量 = $\frac{88.2 - 73.9}{2870 - 2170} \times (2670 - 2170) + 73.9 = 84.1$ (kW)

开利 40RW016 空气处理机在已知条件下能提供 84.1kW 全热冷量，这样就满足了冷量要求。

(3) 确定所需的风扇电机功率 (kW) 和风扇转数 (r/s)。

通过把机组内部的压力损失和规定的机外静压相加得出总静压。查 40RW016 风扇曲线，可知机组的压降为 105Pa（查图 3-2-1(b) 中机组压降所示箭头与水平线相交得到 105Pa）。

总静压 = 105 + 200 = 305 (Pa)

在曲线的规定风量和总静压相交处的交点是在 2.2kW 线下，可以读出转数出 15.3r/s，选择标准的 2.2kW 电机就满足要求（见图 3-2-1 (b)）。

(4) 确定水压降。

由水压降图，在 3.75L/s 水量下水压降可确定出为 58kPa（见图 3-2-1 (a)）。

例 2：供热

一般以供冷选择的机组均能提供足够的供热量。因此，供热选择通常是要先确认所选的供冷机组的热水供热量，使其满足设计热负荷的要求即可。

(1) 确定要求。

已知：

选制冷机组为 40RW016；

表 3-2-2 开利 40RW016 型空气处理机规格表

冷量		(kW) 热量								(kW)						
空气量 (L/s)	冷冻水 进水温度 (°C)	冷冻 水量 (L/s)	进风温度 干球/湿球(°C)						空气量 (L/s)	热水进水 温度 (°C)	热水 流量 (L/s)	进风温度 干球(°C)				
			25.0/17.0		27.0/19.5		29.0/22.0					15	18	21	24	27
			TC	SHC	TC	SHC	TC	SHC								
1600	5	1.25	30.9	23.8	37.3	24.4	43.7	24.6	1600	45	1.25	41.6	37.4	33.3	29.1	25.0
		2.50	41.0	28.2	49.6	29.4	58.1	30.1			2.50	48.7	43.8	39.0	34.2	29.3
		3.75	46.8	30.9	56.5	32.6	66.2	33.6			3.75	52.1	46.9	41.7	36.5	31.3
	6	1.25	28.3	22.8	34.7	23.4	41.2	23.6		50	1.25	48.5	44.4	40.2	36.0	31.9
		2.50	37.6	26.7	46.1	27.9	54.7	28.7			2.50	56.9	52.0	47.1	42.2	37.3
		3.75	42.9	29.1	52.6	30.8	62.3	31.9			3.75	60.8	55.6	50.3	45.1	40.0
	7	1.25	25.7	21.8	32.2	22.4	38.6	22.7		60	1.25	62.4	58.3	54.1	49.9	45.7
		2.50	34.2	25.2	42.7	26.5	51.3	27.4			2.50	73.1	68.3	63.4	58.5	53.6
		3.75	39.0	27.3	48.7	29.1	58.4	30.3			3.75	78.1	72.9	67.8	62.6	57.3
	8	1.25	23.2	20.8	29.6	21.5	36.0	21.9		70	1.25	76.3	72.1	67.9	63.7	59.7
		2.50	30.8	23.8	39.3	25.2	47.9	26.1			2.50					
		3.75	35.1	25.6	44.8	27.4	54.5	28.7			3.75					
9	1.25	20.6	19.8	27.0	20.5	33.4	21.0	80	1.25							
	2.50	27.3	22.4	35.9	23.8	44.4	24.8		2.50							
	3.75	31.2	24.0	40.9	25.8	50.6	27.1		3.75							
2170	5	1.25	35.8	28.8	43.3	29.3	50.8	29.4	2170	45	1.25	50.1	45.1	40.0	35.0	30.0
		2.50	50.2	35.0	60.7	36.4	71.2	37.2			2.50	60.8	54.8	48.6	42.6	36.5
		3.75	59.1	39.1	71.4	41.2	83.8	42.5			3.75	66.2	59.5	52.9	46.3	39.7
	6	1.25	32.8	27.7	40.3	28.2	47.8	28.4		50	1.25	58.4	53.4	48.4	43.4	38.4
		2.50	46.0	33.1	56.5	34.5	67.0	35.5			2.50	70.9	64.9	58.8	52.7	46.6
		3.75	54.2	36.8	66.5	38.9	78.8	40.4			3.75	77.2	70.6	64.0	57.3	50.7
	7	1.25	29.9	26.5	37.3	27.1	44.8	27.3		60	1.25	75.1	70.1	65.1	60.1	55.1
		2.50	41.9	31.3	52.3	32.9	62.8	33.8			2.50	91.3	85.1	79.1	73.0	66.9
		3.75	49.3	34.5	61.6	36.8	73.9	38.3			3.75	99.2	92.6	85.9	79.4	72.8
	8	1.25	26.9	25.3	34.3	26.0	41.8	26.3		70	1.25	91.7	86.7	81.7	76.7	71.7
		2.50	37.7	29.6	48.1	31.2	58.6	32.3			2.50	112	105	99.3	93.3	
		3.75	44.3	32.4	56.7	34.6	69.0	36.3			3.75					
9	1.25	23.9	23.9	31.3	25.0	38.8	25.6	80	1.25	108	103	98.5	93.5			
	2.50	33.5	27.9	44.0	29.6	54.4	30.7		2.50							
	3.75	39.4	30.3	51.7	32.6	64.0	34.3		3.75							
2870	5	1.25	39.8	33.6	48.0	34.0	56.3	33.9	2870	45	1.25	57.7	52.0	46.2	40.3	34.7
		2.50	58.3	41.4	70.4	42.8	82.5	43.6			2.50	72.4	65.2	58.0	50.7	43.5
		3.75	70.6	47.0	85.3	49.4	100	50.9			3.75	80.1	72.1	64.2	56.2	48.1
	6	1.25	36.4	32.3	44.7	32.8	53.0	32.8		50	1.250	67.3	61.5	55.8	50.0	44.3
		2.50	53.4	39.2	65.6	40.8	77.7	41.7			2.50	84.5	77.3	70.1	62.8	55.6
		3.75	64.7	44.2	79.4	46.7	94.1	48.4			3.75	93.5	85.5	77.4	69.4	61.5
	7	1.25	33.1	31.1	41.4	31.6	49.7	31.7		60	1.25	86.5	80.8	75.0	69.3	63.5
		2.50	48.6	37.2	60.7	38.9	72.8	39.9			2.50	109	102	94.2	87.0	79.8
		3.75	58.8	41.6	73.5	44.2	88.2	45.9			3.75	120	112	104	96.2	88.1
	8	1.25	29.8	29.8	38.1	30.4	46.4	30.6		70	1.25	106	100	94.3	88.5	82.7
		2.50	43.7	35.2	55.8	37.0	68.0	38.1			2.50	133	126	118	111	104
		3.75	52.9	39.0	67.6	41.7	82.3	43.6			3.75	147	139	131	123	
9	1.25	26.5	26.5	34.8	29.3	43.0	29.6	80	1.25	125	119	113	108	102		
	2.50	38.8	33.3	51.0	35.1	63.1	36.3		2.50							
	3.75	47.1	36.6	61.7	39.3	76.4	41.3		3.75							

注: TC—全热冷量(kW); SHC—显热冷量(kW)。

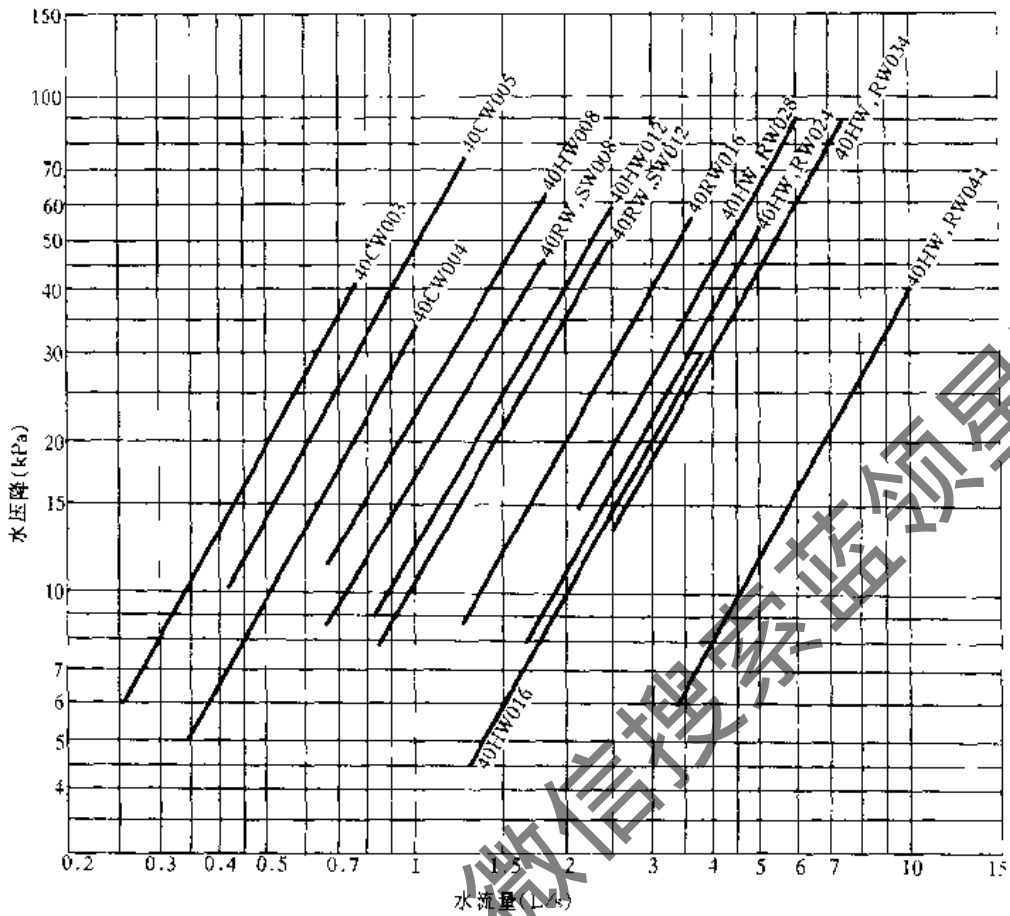


图 3-2-1 (g) 水压降曲线

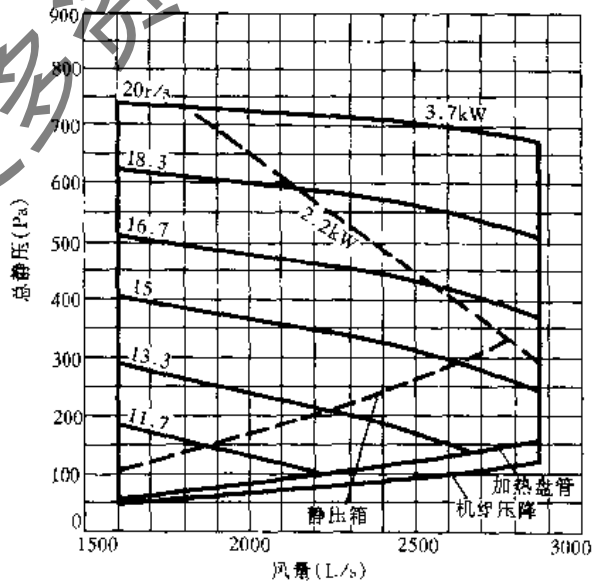


图 3-2-1 (h) 风机性能曲线

热负荷为 96kW；

进风温度为 18℃ 干球；

进水温度为 60℃。

②确定在供冷水流量下的热量。

由所选机组的供热量表，在给定风量 2170L/s 和 2870L/s 时，用插值法确定供热量。

在风量出 2170L/s 时供热量 = 92.6kW；

在风量出 2870L/s 时供热量 = 112kW；

$$\text{实际供热量} = \frac{112 - 92.6}{2870 - 2170} \times (2670 - 2170) + 92.6 = 106 \text{ (kW)}。$$

在已知条件下，机组给出 106kW 供热量，这样即满足了供热要求。

五、空气调节箱的选用实例

本书以市面上较为流行的开利产品为例进行介绍。开利 39F 空气调节箱的简易选型法包括下面四个步骤：

- ①根据气流速度和盘管通风面积确定机组型号。
- ②利用粗略的数据来估计表冷器的大致规格、相关尺寸和各功能段的规格。
- ③求机组的重量、盘管规格、风机尺寸等。
- ④用模数的概念快速估算求出机组尺寸及模数总数。

1. 冷却盘管的选择实例

已知参数：

空气流量 G ：16200m³/h；

进风干球温度 T_1 ：28℃；进风相对湿度 ϕ_1 ：50%；

出风干球温度 T_2 ：13.5℃；出风相对湿度 ϕ_2 ：90%；

进水温度 t_{w1} ：7℃；出水温度 t_{w2} ：12℃；

盘管迎风面积 F ：1.781m²。

根据空气流量 $G=16200\text{m}^3/\text{h}$ 和通风面积 $F=1.781\text{m}^2$ 查表 3-2-3 可选 39F460 型。

表 3-2-3 机组规格表

机组规格	盘管通风面	盘管表面速度 (m/s)								
		2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	3.75	4.00
		风量 (m ³ /h)								
20	0.189	1360	1537	1700	1877	2041	2204	2380	2551	2720
25 ^{K-3}	0.329	2369	2677	2961	3269	3553	3837	4144	4441	5738
30	0.564	4060	4588	5075	5603	6091	6599	7127	7614	8120
35 ^{K-2}	0.781	5623	6354	7029	7760	8434	9109	9837	10513	14246
40	1.040	7488	8464	9360	10333	11232	12131	13401	14040	14976
45	1.106	7963	8998	9954	10989	11944	12899	13931	14930	15926

续表

机组规格	盘管通风面	盘管表面速度(m/s)								
		2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	3.75	4.00
		风量(m³/h)								
360	1.257	9050	10227	11313	12489	13576	14662	15335	16970	18100
450 ^F	1.473	10605	11984	13256	14635	15908	17181	18555	19895	21210
460	1.781	12823	14490	16029	17695	19234	20773	22434	24043	25616
550	1.907	13730	15515	17163	18947	20595	22243	24022	25744	27460
470	2.121	15271	17256	19089	21074	22907	24740	26719	28631	30572
560	2.305	16596	18753	20745	22902	24894	26886	29036	31118	33192
570	2.744	19757	22325	24696	27265	29636	32007	34567	37045	39514
660	2.829	20369	23017	25461	28109	30554	32998	35638	38193	40738
580	3.185	22932	25913	28665	31646	34598	37150	40122	42998	45864
670	3.369	24257	27410	30321	33475	36386	39297	42440	45483	48514
680	3.908	28138	31796	35298	38830	42207	45583	49230	52759	56276
770	3.993	28750	32488	35938	39675	43128	46575	50301	53906	57510
780	4.632	33350	37686	41688	46023	50025	54027	58363	62531	66710
7100	5.913	42574	48109	53218	58752	63861	68970	74487	79826	85148

注：当经过盘管表面风速超过 3m/s 时，宜采用挡水板，以防止湿空气带水。

(一) 参数计算

$$\text{盘管表面风速 } V_a: V_a = \frac{G}{3600F} = \frac{16200}{3600 \times 1.781} = 2.53 \text{m/s};$$

进风空气焓值 $I_1 = 14 \text{kcal/kg}$ (由空气焓湿图 $T_1 = 28^\circ\text{C}$ 与 $\phi_1 = 50\%$ 求出)。

出风空气焓值 $I_2 = 8.5 \text{kcal/kg}$ (由空气焓湿图 $T_2 = 13.5^\circ\text{C}$ 与 $\phi_2 = 90\%$ 求出)。

如图 3-2-2 所示。

$$\begin{aligned} \text{总冷量 (全热量)} Q_t &= 1.2 \times G \times (I_1 - I_2) = 1.2 \times 16200 \times (14 - 8.5) \\ &= 106920 \text{kcal/h}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{显热 } Q_s &= 0.29 \times G \times (T_1 - T_2) \\ &= 0.29 \times 16200 \times (28 - 13.5) \\ &= 6812 \text{kcal/h}; \end{aligned}$$

$$\text{显热与全热比 } Z = \frac{Q_s}{Q_t} = \frac{6812}{106920} = 0.064$$

$$\begin{aligned} \text{水量 } W &= \frac{Q_t}{(tw_2 - tw_1) \times C_w} \\ &= \frac{106920}{(12 - 7) \times 1} = 21384 \text{kg/h}; \end{aligned}$$

式中： C_w 为水的比热其值为 $1 \text{kcal/kg}^\circ\text{C}$ 。

(2) 盘管排数之确定

当管内水的重量流速为 250kg/h ，盘管迎

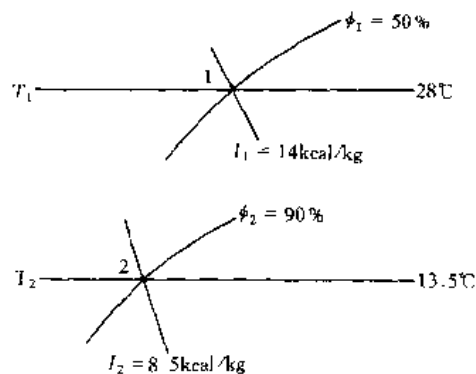


图 3-2-2 确定空气焓值

面风速为 2.5m/s、热交换的温差比 DT/TM 为已知、盘管翅片距离为 2.5mm 时，盘管的排数为 6 排。

实际上 39F460 型机组的盘管为 6 排，有 128 根管子同时进水，所以实际管内流量为 $21384/128 = 167\text{kg/h}$ 。

查表 3-2-4 可知同时进水管数。

表 3-2-4 同时进水管数

机组规格	表面管数	排数					机组规格	表面管数	排数				
		1	2	4	6	8			1	2	4	6	8
220	20	3	6	9	6	19	480	44	21	43	86	128	172
230	20	5	9	13	19	42	550	56	27	55	83	110	
330	32	8	15	21	31	42	560	56	27	55	110	164	220
340	32	8	16	31	46	62	570	56	27	55	110	164	220
350	32	16	31	31	46	62	580	56	27	55	110	164	220
360	32	16	32	62	94	124	660	68	33	67	134	200	268
370	32	16	32	62	94	124	670	68	33	67	134	200	268
380	32	16	32	62	94	124	680	68	33	67	134	200	268
440	44	11	21	43	64	81	770	80	39	79	157	236	316
450	44	21	43	43	64	84	780	80	39	79	157	236	316
460	44	21	43	86	128	172	7100	80	39	79	157	236	316
470	44	21	43	86	128	172							

(3) 阻力损失之确定

空气通过盘管时的阻力损失可由图 3-2-3 查出。

图 3-2-3 中，由已知迎面风速 2.5m/s 虚线与排数 6 斜线相交，再水平向右，然后沿虚线与翅片间距 2.5mm 线相交，查出阻力损失大约为 85Pa。

(4) 常用规格和各段长度模数 (M) 及总数的计算

参照表 3-2-5，用模块的概念快速估算，并可以决定机组各功能段组合的长度。

机组长度 L 可由下式求出 $L = N \times 265 + (N + 1) \times 50$

式中 N 为模块总数

例如：39F—230 机组高 $2M = 2 \times 265 + (2 + 1) \times 50 = 680\text{mm}$

机组宽 $3M = 3 \times 265 + (3 + 1) \times 50 = 995\text{mm}$

(5) 水温计算

平均水温可由下式求出

$$T_{wp} = \frac{tw_1 + tw_2}{2} = \frac{7 + 12}{2} = 9.5^\circ\text{C}$$

2. 求其他有关尺寸

(1) 求开利 39F 机组各功能段尺寸 (按模数表示)

开利 39F 机组各功能段尺寸见图 3-2-4 及表 3-2-6。

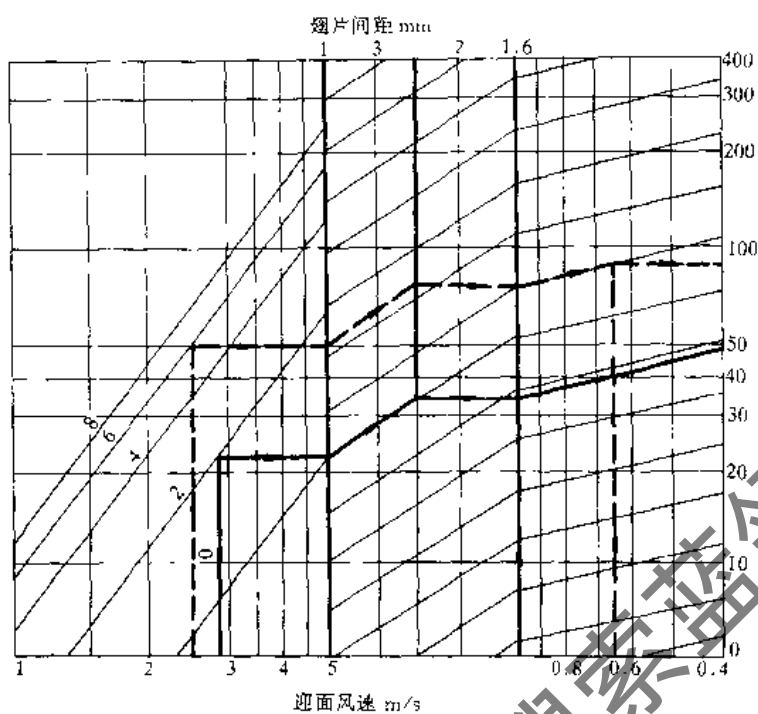


图 3-2-3 空气阻力损失

表 3-2-5

模数长度

标准模数(M)长度(mm)								
1M	2M	3M	4M	5M	6M	7M	8M	9M
36	680	995	1310	1625	1940	2255	2570	2885

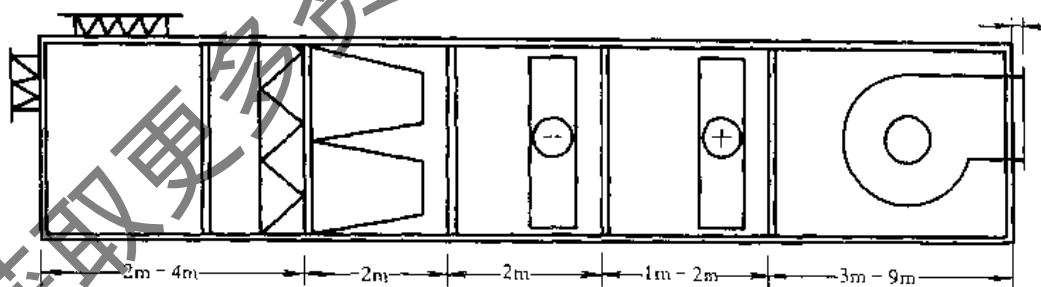


图 3-2-4 各功能段尺寸

表 3-2-6

39F 机组各功能段尺寸(以下数据均按“模数”表示)

型号	初始过滤器加混合箱	袋式过滤器	检修段	表冷段	加热段	风机段
39F 2 ¹	2	2	2	2	1-2	1
39F 2 ²	2	2	2	2	1-2	1
39F 3 ¹	2	2	2	2	1-2	1

续表

型 号	初始过滤器加混合箱	袋式过滤器	检修段	表冷段	加热段	风机段
39F 340	2	2	2	2	1-2	5
39F 350	2	2	2	2	1-2	5
39F 440	2	2	2	2	1-2	5
39F 360	2	2	2	2	1-2	6
39F 450	2	2	2	2	1-2	6
39F 460	2	2	2	2	1-2	6
39F 550	3	2	2	2	1-2	6
39F 470	3	2	2	2	1-2	6
39F 560	3	2	2	2	1-2	7
39F 570	3	2	2	2	1-2	7
39F 660	3	2	2	2	1-2	7
39F 580	3	2	2	2	1-2	7
39F 670	3	2	2	2	1-2	8
39F 680	3	2	2	2	1-2	8
39F 770	4	2	2	2	1-2	8
39F 780	4	2	2	2	1-2	9
39F 7100	4	2	2	2	1-2	9

2) 求风机尺寸

风机出口尺寸见图 3-2-5, 新回风法兰尺寸见表 3-2-7, 风机出口尺寸见表 3-2-8。

表 3-2-7 新回风法兰尺寸

型 号	B	B = F	H = W	型 号	B	E = F	H = W
	(mm)	(mm)	(mm)		(mm)	(mm)	(mm)
39F 220	680	506	480	39F 570	2255	1451	795
39F 230	995	821	480	39F 560	1940	1766	795
39F 330	995	821	480	39F 570	2255	2081	795
39F 310	1310	1136	480	39F 580	2570	2396	795
39F 350	1625	1151	480	39F 660	1940	1766	795
39F 360	1910	1766	480	39F 670	2255	2081	795
39F 440	1310	1136	480	39F 680	2570	2396	795
39F 450	1625	1451	480	39F 770	2255	2081	1110
39F 460	1910	1766	480	39F 780	2570	2391	1110
39F 470	2255	2081	480	39F 7100	3200	1451 × 2	1110

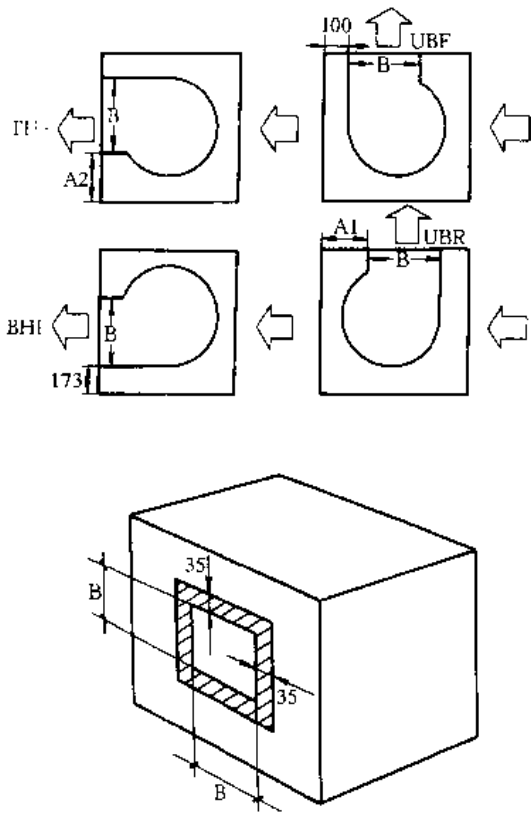


图 3-2-5 风机出口尺寸

表 3-2-8 风机出口尺寸 (单位: mm)

风机规格	B	A1	A2
AZ180	229	201	272
AZ220	256	203	278
AZ225	288	225	296
AZ/RZ250	322	231	301
AZ/RZ280	361	252	323
AZ/RZ315	404	273	343
AZ/RZ335	453	295	366
AZ/RZ400	507	322	393
AZ/RZ450	569	350	420
AZ/RZ500	638	369	439
AZ/RZ560	715	402	472
AZ/RZ630	801	440	510
AZ/RZ710	898	472	544
AZ/RZ800	1007	534	597
AZ/RZ900	1130	596	657
AZ/RZ1000	1267	627	681

3) 求机组重量

39F (立式) 机组尺寸和重量见图 3-2-6 及表 3-2-9、表 3-2-10。

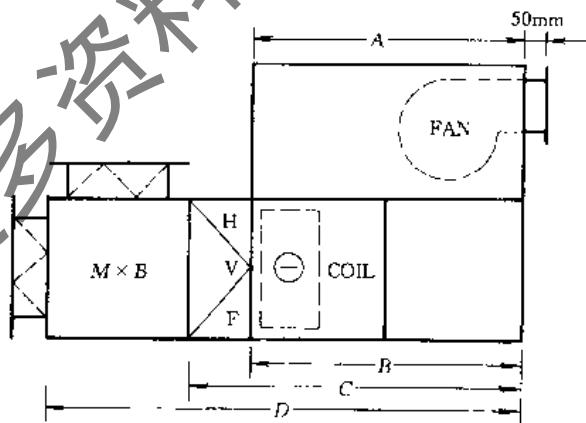


图 3-2-6 机组重量

表 3-2-9

39F (立式) 机组尺寸及重量

型号	风机规格	段长度模数 (M)			高度模数 (M)	重量 (kg)		
		A = B	C	D		WT1	WT2	WT3
39F120	180	3	4	6	2+2	187	217	295
	225	4	4	6	2+2	258	266	344

续表

型号	风机规格	段长度模数 (M)			高度模数 (M)	重量 (kg)		
		A-B	C	D		WT1	WT2	WT3
39F-230	200	3	4	6	2+2	214	256	347
	225	4	4	6	2+2	304	311	412
39F-330	250	4	4	6	3+3	339	353	467
	280	4	4	6	3+3			
	315	4	4	6	3+3			
39F-340	280	4	4	6	3+3	432	448	592
	315	4	4	6	3+3			
	355	4	4	6	3+3			
39F-350	355	4	4	6	3+3	499	519	670
	400	5	5	7	3+3	560	580	736
39F-440	355	4	4	6	4+4	501	521	677
	400	5	5	7	4+4	551	571	725
	450	5	5	7	4+4	612	633	784
39F-360	355	4	4	6	3+3	560	583	765
	400	5	5	7	3+3	630	653	831
39F-450	400	5	5	7	4+4	649	673	835
	450	5	5	7	4+4	649	673	835
	500	6	6	8	4+4			
39F-460	450	5	5	7	4+4	696	722	919
	500	6	6	8	4+4	810	836	1033
	560	6	6	8	4+4	810	836	1033
39F-550	500	5	5	8	5+5	695	725	941
	560	6	6	9	5+5	816	846	1065
	630	6	6	9	5+5	816	846	1065
39F-470	500	5	6	8	4+4	850	880	1108
	560	6	6	8	4+4	850	880	1108
39F-560	560	6	6	8	5+5	854	886	1128
	630	6	6	9	5+5	913	945	1187
	710	7	7	10	5+5	1037	1069	1372
39F-570	630	6	6	9	5+5	1035	1067	1367
	710	7	7	10	5+5	1170	1202	1502
39F-660	630	6	6	9	6+5	1058	1101	1408
	710	7	7	10	6+6	1172	1218	1521
	800	8	8	10	6+6	1370	1416	1719
39F-580	630	6	6	9	5+6	1049	1091	1422
	710	7	7	10	5+5	1260	1302	1656
39F-670	630	6	6	9	6+5	1135	1177	1509
	710	7	7	10	6+6	1240	1282	1614
	800	8	8	11	6+6	1420	1462	1794

续表

型号	风机规格	段长度模数 (M)				高度模数 (M)	重量 (kg)		
		A	B	C	D		WT1	WT2	WT3
39F 80	710	7	7	10	6+6	1320	1370	1735	
	800	8	8	11	6+6	1422	1472	1837	
	900	8	8	11	6+6	1521	1571	1936	
39F 70	710	7	7	11	7+6	1316	1368	1786	
	800	8	8	12	7+7	1520	1572	1990	
	900	8	8	12	7+7	1520	1572	1990	
39F 80	800	8	8	12	7+7	1610	1666	2132	
	900	8	8	12	7+7	1610	1666	2132	
	1000	9	9	13	7+7	1470	1796	2262	
39F 100	800	8	8	12	7+7	1842	1912	2388	
	900	8	8	12	7+7	1842	1912	2388	
	1000	9	9	13	7+7	2096	2166	2681	

表 3-2-10 机组各基本单元的重量

盘管型式	热水盘管				盘管型式	冷水盘管			
	2	4	6	8		2	4	6	8
机组规格	盘管净重 (kg)				机组规格	盘管净重 (kg)			
2	13	19	23	26	470	62	117	155	192
2	17	27	33	38	560	68	129	169	210
3	25	40	50	60	570	77	146	195	244
34	30	50	64	78	580	86	164	221	277
350	36	62	80	99	660 *	35	61	80	98
440	40	69	87	106		54	95	126	158
36	41	72	91	116	670 *	40	70	92	114
45	48	83	109	135		61	116	154	191
46	55	96	127	159	680 *	45	79	105	131
55	60	103	137	171		68	130	174	217
750	44	79	105	131	770 x	40	70	92	114
	85	163	219	27		76	115	194	243
750	44	79	105	131	7100 *	54	98	130	163
	85	163	219	27		103	198	270	342

注：(1) 盘管重量基于如下翅片间距：热水盘管 551 片/m；冷水盘管 551 片/m。(2) 为估算水量的重量 (kg)，重量 = 迎风面积 (m²) × 排数 × 7.0kg/m²。(3) 所有排管是采用 13mm 外径的铜管带有铝制平板型翅片结构。(4) 带有星号“*”的空调机组有二级排管。

六、柜式空调机的选用实例

40 系列柜式空调机用于中央式空调系统，它的性能介于房间风机盘管和组合式空气处理机组之间，可广泛应用于工厂、仓库、办公室、商店等场所。

40 系列柜式空调机有 7 种规格：风量为 $60 \sim 460 \text{m}^3/\text{min}$ ，冷量为 $22680 \sim 120960 \text{kcal/h}$ ；按安装位置不同，可分为落地式和吊顶式；按送风方式不同，可分为直吹式和接管式；按接口不同，可分为左向和右向接口；按供回水系统不同，可分为单管和双管供回水系统。

本机组外壳厚度不足 90cm，尺寸紧凑，可方便布置在任何地方。

冷盘管采用铜管与双曲波纹片用机械胀管紧密结合加工，具有传热效率高的特点，使用可靠、寿命长。

下面介绍一个选型实例。

(1) 确定设计条件

- 所需风量为 $160 \text{m}^3/\text{min}$ ；外部静压为 $20 \text{mmH}_2\text{O}$ ，需采用立式、外接风管。
- 总冷量为 65000kcal/h ，进风温度为 29°CDB ， 22°CWB 。
- 供热负荷为 110000kcal/h ，进风温度 21°CDB 。
- 设定水温：冷水为 7°C ，热水为 70°C 。

(2) 按制冷要求选择机组

查表 3-2-11 冷量表，按所需风量及给定进风温度、冷水温度 7°C ，得最相近风量的机组是 016。读出在风量为 $144 \text{m}^3/\text{min}$ 及 $172 \text{m}^3/\text{min}$ 时冷水流量为 $225 \text{L}/\text{min}$ 。

可用插入法决定总冷量：

$T_c = 61600 \text{kcal/h}$ ，在风量为 $144 \text{m}^3/\text{min}$ 时；

$T_c = 71100 \text{kcal/h}$ ，在风量为 $172 \text{m}^3/\text{min}$ 时；

(冷水流量在 7°C 时，为 $225 \text{L}/\text{min}$)

$$\text{总冷量} = \frac{71100 - 61600}{172 - 144} \times (160 - 144) + 61600 = 67000 (\text{kcal/h})$$

40RW016 机型在已知条件下总冷量为 66900kcal/h ，选此机型可满足冷量需要。

(3) 确定机组加热性能

查表 3-2-11 加热能力表，进风温度为 21°C 、热水温度为 70°C 、水流量为 $255 \text{L}/\text{min}$ 、风量为 144 和 $172 \text{m}^3/\text{min}$ 的加热能力：

在风量 $144 \text{m}^3/\text{min}$ 时，加热能力为 108300kcal/h ；

在风量 $172 \text{m}^3/\text{min}$ 时，加热能力为 119500kcal/h ；

$$\frac{119500 - 108300}{172 - 144} \times (160 - 144) + 108300 = 114700 (\text{kcal/h})$$

于是可推算出 40RW016 机组在给定条件下的供暖能力为 114700kcal/h 。

(4) 确定给定风机电机功率和风机转速

由机组内部压力损失，加上给定的外部静压，即可得出所需全部静压。

由风机性能曲线，查得 40RW016 在风量 $160 \text{m}^3/\text{min}$ 时，压力降落是 $10.5 \text{mmH}_2\text{O}$

全压 = $10.5 + 20 = 30.5 (\text{mmH}_2\text{O})$

在性能曲线上，由确定的风量和全压相交得出一点，此点便是在 2.2kW 以下和转速在 $920 \text{r}/\text{min}$ 处，故选标准电机 2.2kW 可符合要求。

表 3-2-11 开利一通惠柜式空调机制冷与供暖能力表

·401 W、RW016 制冷能力								·401HW、RW016 供暖能力							
风量 (m ³ / min)	进水 温度 (°C)	水量 (L/min)	进风温度 (°C) DB/WB (°C)						风量 (m ³ / min)	进水 温度 (°C)	水量 (L/min)	进风温度 (°C)			
			25.0/17.0		27.0/19.5		29.0/22.0					18	21	24	
			总冷量 × 10 ³ (kcal/h)	显热冷 量 × 10 ³ (kcal/h)	总冷量 × 10 ³ (kcal/h)	显热冷 量 × 10 ³ (kcal/h)	总冷量 × 10 ³ (kcal/h)	总冷量 × 10 ³ (kcal/h)				能力 × 10 ³ (kcal/h)	能力 × 10 ³ (kcal/h)	能力 × 10 ³ (kcal/h)	
96	5	75	24.9	19.8	30.1	20.2	35.3	20.3	96	45	75	37.5	33.3	29.2	
		150	30.8	22.3	37.2	23.0	43.6	23.3			150	43.2	38.4	33.6	
		225	33.7	25.6	40.7	24.5	47.7	25.0			225	45.7	40.7	35.6	
	6	75	22.9	19.0	28.0	19.4	33.2	19.6		50	75	44.4	40.3	36.1	
		150	28.2	21.2	34.6	22.0	41.0	22.4			150	51.2	46.4	41.6	
		225	30.9	22.3	37.9	23.3	44.9	23.9			225	54.3	49.1	44.1	
	7	75	20.8	18.2	26.0	18.7	31.2	18.8		60	75	58.3	54.1	50.0	
		150	25.6	20.1	32.0	21.0	38.4	21.4			150	67.1	62.3	57.5	
		225	28.1	21.1	35.1	22.2	42.1	22.8			225	71.2	66.1	61.0	
8	75	18.7	17.4	23.9	17.9	29.1	18.1	70	75	72.2	68.0	63.9			
	150	23.1	19.1	29.5	20.0	35.9	20.5		150	83.1	78.3	73.5			
	225	25.3	20.0	32.3	21.1	39.3	21.7		225	88.1	83.0	77.9			
9	75	16.6	16.6	21.8	17.1	27.0	17.4	80	75	86.1	81.9	77.7			
	150	20.5	18.1	26.9	19.0	33.3	19.6		150	99.1	94.3	89.5			
	225	22.5	18.9	29.5	20.0	36.5	20.7		225	105.1	100.0	94.9			
144	5	75	32.5	26.5	39.3	26.9	46.1	26.9	144	45	75	46.4	41.2	36.1	
		150	43.2	30.9	52.2	32.0	61.2	32.6			150	55.4	49.2	43.1	
		225	49.3	33.6	59.5	35.1	69.8	36.0			225	59.7	53.1	46.4	
	6	75	29.8	25.4	36.6	25.9	43.4	26.0		50	75	54.9	49.8	44.6	
		150	39.6	29.4	48.6	30.5	57.6	31.2			150	65.6	59.5	53.3	
		225	45.2	31.8	55.4	33.4	65.7	34.3			225	70.8	64.1	57.5	
	7	75	27.1	24.3	33.9	24.9	40.7	25.1		60	75	72.1	67.0	61.8	
		150	36.0	27.9	45.0	29.1	54.0	29.8			150	86.1	80.0	73.8	
		225	41.1	30.0	51.3	31.6	61.6	32.7			225	92.9	86.2	79.6	
8	75	24.4	23.3	31.2	23.9	38.0	24.1	70	75	89.3	84.1	79.0			
	150	32.4	26.4	41.4	27.7	50.4	28.5		150	106.6	100.5	94.3			
	225	37.0	28.3	47.2	30.0	57.5	31.1		225	115.0	108.3	101.7			
9	75	21.7	21.7	28.5	22.9	35.3	23.3	80	75	106.4	101.3	96.1			
	150	28.8	25.0	37.8	26.3	46.8	27.2		150	127.1	121.0	114.8			
	225	32.8	26.6	43.1	28.3	53.4	29.6		225	137.1	130.5	123.8			
172	5	75	35.7	29.5	43.1	29.9	50.6	29.9	172	45	75	50.0	44.4	38.9	
		150	49.0	35.1	59.1	36.3	69.3	36.9			150	60.6	53.9	47.1	
		225	56.8	38.6	68.7	40.4	80.5	41.4			225	65.9	58.5	51.2	
	6	75	32.7	28.4	40.1	28.8	47.6	28.9		50	75	59.2	53.7	48.1	
		150	44.9	33.3	55.1	34.6	65.3	35.3			150	71.8	65.1	58.4	
		225	52.1	36.5	64.0	38.3	75.8	39.5			225	78.0	70.7	63.4	
	7	75	29.7	27.2	37.2	27.8	44.6	27.9		60	75	77.7	72.2	66.6	
		150	40.8	31.6	51.0	33.0	61.2	33.8			150	94.3	87.6	80.8	
		225	47.4	34.4	59.2	36.3	71.1	37.6			225	102.4	95.1	87.8	
8	75	26.8	26.1	34.2	26.7	41.6	26.9	70	75	96.3	90.7	85.1			
	150	36.7	29.9	46.9	31.4	57.1	32.3		150	116.7	110.0	103.3			
	225	42.6	32.4	54.5	34.3	66.3	35.7		225	126.8	119.5	112.2			
9	75	23.8	23.8	31.2	25.6	38.7	25.9	80	75	114.8	109.2	103.7			
	150	32.6	28.3	42.8	29.8	53.0	30.8		150	139.2	132.5	125.7			
	225	37.9	30.1	49.7	32.5	61.6	33.9		225	151.2	143.9	136.6			

(5) 决定水侧压降

由图 3-2-7 可查出水侧压降。查找办法是：在图 3-2-7 的水平坐标轴上找到水流量为 225L/min 的点，引垂线与开利 40RW016 的斜线相交，由此交点向右沿水平方向与纵坐标相交。于是在纵坐标上即可读水压降为 6mH₂O。

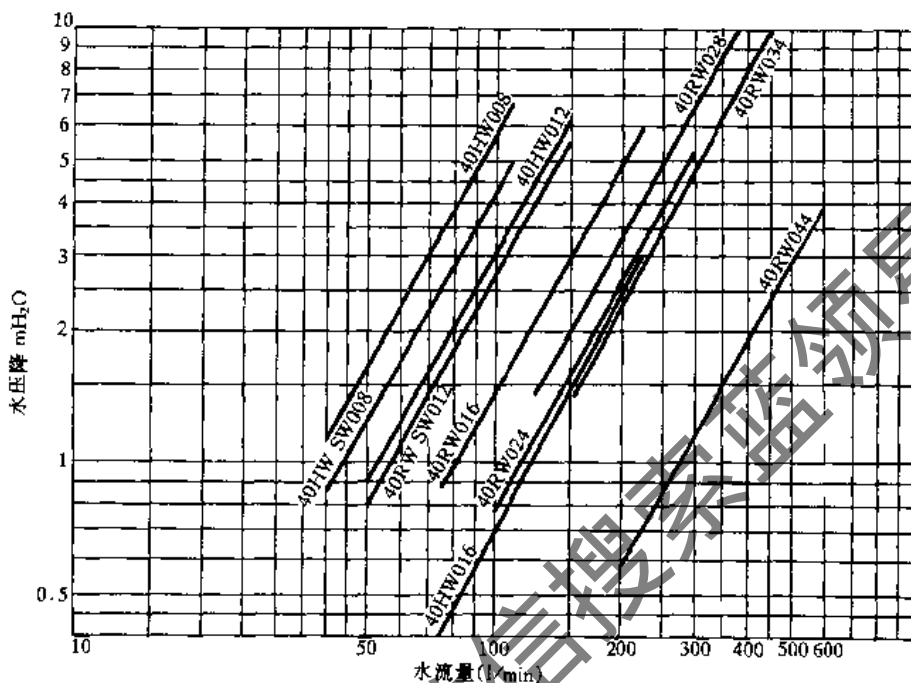


图 3-2-7 水压降曲线图

七、水冷柜式空调机的选型实例

下面以开利 50BLO25—120 型水冷柜式空调机为例介绍其选型方法

1. 确定设计条件

首先给定总制冷量为 95kW，显热量为 70kW，蒸发器风量为 4500L/s，机外全压为 346Pa。

夏季混合进风条件：进风干球温度为 28°C DB，进风湿球温度为 19.5°C WB，冷凝水进水温度为 30°C，设计水温升 5°C。

2. 按制冷要求选择机组

从开利 50BL 机组性能表中（见表 3-2-12）按给定蒸发器风量 4.500L/s、冷凝水出水温度 35°C 及进风湿球温度 19.5°C 的条件，得到最相近的机组为 50BL030 型，其总冷量 TC 为 97.9kW，显热量 SHC 为 70.6kW 及压缩机功率为 23.7kW。

表 3-2-12 50BL 机组性能表

冷凝器 出口温度 (°C)	蒸发器风量 (L/s) /BF								
	3583/0.07			4500/0.09			5417/0.10		
	蒸发器进风湿球温度 WB (°C)								
	22.0	19.5	17.0	22.0	19.5	17.0	22.0	19.5	17.0
30 TC	106.7	98.3	90.5	109.9	102.1	94.3	112.9	104.3	100.6

续表

冷凝器 出水温度 (°C)	蒸发器风量(L/s)/BF									
	3583/0.07			4500/0.09			5417/0.10			
	蒸发器进风湿球温度 WH(°C)									
	22.0	19.5	17.0	22.0	19.5	17.0	22.0	19.5	17.0	
30	SHC	57.5	69.9	82.2	63.2	78.3	93.4	68.5	86.3	100.6
	KW	22.0	21.5	21.1	22.2	21.7	21.3	22.3	21.8	21.6
35	TC	102.3	94.4	87.4	105.9	97.9	92.3	108.1	100.1	97.2
	SHC	56.1	68.4	80.6	61.6	76.7	92.3	66.9	84.6	97.2
	KW	24.0	23.5	22.9	24.3	23.7	23.3	24.4	23.9	23.7
37	TC	101.2	93.4	85.8	104.2	96.3	91.1	106.4	98.4	95.7
	SHC	55.4	67.7	80.0	61.0	76.0	91.1	66.3	84.1	95.7
	KW	24.9	24.2	23.6	25.1	24.5	24.1	25.2	24.7	24.5
40	TC	98.7	90.9	83.7	101.5	93.7	89.1	103.6	95.8	94.1
	SHC	54.5	66.8	79.0	60.1	75.1	89.1	65.4	83.1	94.1
	KW	26.1	25.4	24.7	26.4	25.7	25.2	26.6	25.9	25.7
45	TC	94.3	86.9	79.9	97.0	89.5	85.7	98.9	91.4	90.6
	SHC	53.0	65.2	77.4	58.5	73.5	85.7	63.9	81.5	90.6
	KW	28.2	27.3	26.5	28.5	27.6	27.2	28.7	27.9	27.7

① 若进风干球温度不是机组要求的 27°CDB，显热量可进行如下修正：

$$\begin{aligned}
 \text{修正后的显热量 } SHC' &= SHC \times \text{风量} \times 1.23 \times 10^{-3} \times (1 - 0.21) \times (28 - 27) \\
 &= 70.6 + 4500 \times 1.23 \times 10^{-3} \times 0.79 \times 1 \\
 &= 74.97 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

3. 确定所需风机电动机功率及风机转速

① 总静压可由机组压降加上指定的机外余压而求出，从 50BL030 型机组的风机特性曲线（参照图 3-2-8）中，在给定风量 4500l/s 的条件下可知机组的压降为 124Pa，则总静压 $P = 345 + 124 = 470 \text{ Pa}$ 。

② 在图 3-2-8 中，找出给定风量 4500l/s 及总静压 470Pa 两线之交点即可求出风机转速为 13.4r/s，电机功率为 5.5kW。

4. 确定冷凝器水量要求

① 所需水流量可用下式确定：

$$\begin{aligned}
 \text{水流量} &= \frac{\text{总制冷量} + \text{输入功率}}{\text{水温升} \times 4.187} \\
 &= \frac{97.9 + 23.7}{5 \times 4.187} \\
 &= 5.8 \text{ L/s}
 \end{aligned}$$

② 从所选的冷凝器压降曲线（参照图 3-2-9），以所确定的水流量与曲线相交的交点，在左边读出纵坐标水压降值为 38kPa。

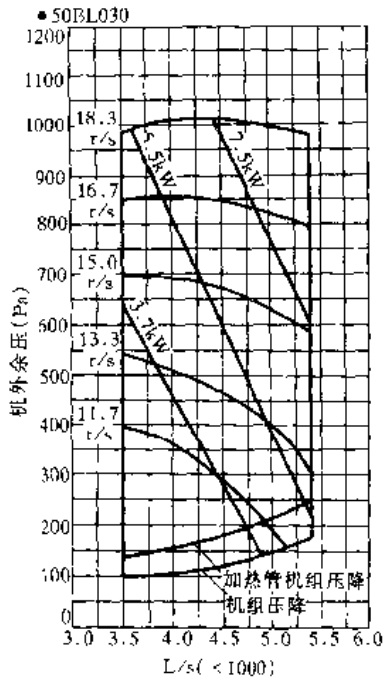


图 3-2-8 风机特性曲线

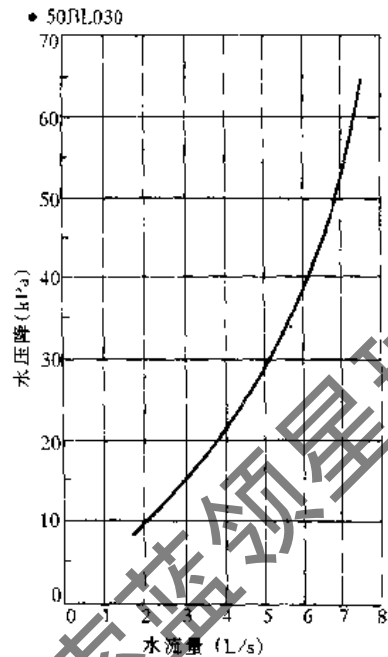


图 3-2-9 冷凝器压降曲线

八、长沙远大直燃吸收式制冷机选用实例

1. 远大直燃机型号编制规则

BZ 100 VI B·H₂

— 增大供热量: H₁ 大1号高压发生器(供热量增加 20%)
H₂ 大2号高压发生器

— 燃料品种代号

— 远大直燃机设计序号

— 机组出力(每小时制冷量)

— 产品名称 B: BROAD, Z: 直燃机

注: 燃料品种代号中, A—重油; B—轻油; C—燃气(热值 > 9000 kcal/Nm³); D—燃气(热值 5000 ~ 9000 kcal/Nm³); E—燃气(热值 < 5000 kcal/Nm³)。

远大直燃机一般说明:

(1) 直燃机(远大创名)全称: 直燃溴化锂吸收式冷温水机。

(2) 机内工作压力: 负压(3~720mmHg), 属非压力容器范畴, 不受国家劳动部门安全监察。

(3) 运行噪音: ≤65dB(A), 废气排放符合一类地区环保要求(燃烧机环保指标符合欧共体规范)。

(4) 运行震动: ≤2u(几乎感觉不到震动)。

(5) 制冷剂: 溴化锂(LiBr)水溶液, 无毒、无害。

(6) 动力: 以非固体燃料(油、气)为能耗补偿。

(7) 电力: 仅用作溶液、冷剂循环和运转控制, 耗量极小, 约占制冷/供热量的千分之八。

表 3-2-13 所示为远大 V 型直燃机形式一览表。

表 3-2-13 远大 V 型直燃机形式一览表

类型	型式	特 性	型号例
功能	标准型	可分别或同时实现三种功能：制冷、采暖、卫生热水	BZ100V(B)
	空调型	或分别或同时实现两种功能：制冷、采暖(代号：k)	BZ100V(k)B
	单冷型	只能制冷(如果用户有特殊要求，可在停止制冷时，提供 $\leq 45^{\circ}\text{C}$ 热水 代号：d)	BZ100V(d)B
燃料	轻油型	燃用 $10^{\#} \sim 10^{\#}$ 柴油，热值： $\geq 9000\text{kcal/kg}$ (代号：B)	BZ100V(B)
	重油型	燃用原油、渣油、混合油(亦可燃轻油)，热值： $\geq 9000\text{kcal/kg}$ ，订货时说明粘度(代号：A)	BZ100V(A)
	燃气型	燃用各种天然气、煤气、液化气、油制气，热值 $\geq 3500\text{kcal/Nm}^3$ ，压力 $\geq 500\text{mmH}_2\text{O}$ ，订货时说明热值及压力(代号 C、D 为天然气，代号 E 为煤气)	BZ100V(C)
	双燃料型	一机可分别燃用两种燃料，分为两大类：轻油/燃气型、重油/燃气型(代号：BC、AC)	BZ100V(BC)
特殊订货	高 发 加大型	可提高供热能力，每加大一号，供热能力增加 20%，一般可加大 3 号(代号：H)	BZ100V(B+H)
	船用型	适于轻微摇晃场合运转，可用海水作冷却水	订货时说明
	室外型	适于露天设置(配置简易金属屋)	订货时说明
	分 体 运输型	受运输条件限制，大型机(≤ 300 型)必须采取分体搬运；如果受进入用户机房尺寸限制，中型机(300、250 型)亦可分体搬运。凡分体运输，一般分为 2 体：主体、高发、设备搬入机房就位后，由远大负责连接 2 体间的管道	订货时说明
	高压型	能承受空调系统水压静压为 0.81~1.20MPa，一般不推荐这种机型，因为成本较高	订货时说明
	超高压型	承压高于 1.20MPa	订货时说明
	低品位 燃气型	热值或压力较低的燃气，如热值低 $< 3500\text{kcal/Nm}^3$ 或压力低 $< 50\text{mmH}_2\text{O}$	订货时说明

2. V 型直燃机控制方式选择

基本控制方式：每台机组配置一套电控柜，能满足机组运转自动控制 and 故障自动保护功能。

(1) 选购件：

远程控制器：可在远离机房的地方开关机组及监视机组各种运转工况，控制线路的长短由用户，与远大商定，线路的连接由远大现场完成。

中央控制器：如果用户空调系统配有三台以上机组，为了更大限度地节省燃料和电耗，宜选配一台中央控制器。它的特点是能根据运算数据预测负荷状态，准确控制机组运转台数和启停时间。

打印功能：可随时或定时将运行数据打印出来。

联网功能：可通过电话线路将用户机组与远大用户中心总部联网监控。

3. 选型注意事项

功能确定：V型直燃机分为标准型、空调型、单冷型三种。单冷型价格较前二者便宜，标准型与空调型价格接近。

负荷确定：应针对冷、热不同负荷选择机型，标准型V型直燃机供热量是制冷量的80%。如果热负荷大（比如制冷时供卫生热水，或采暖时供卫生热水或采暖负荷大于制冷负荷），则可选订高发加大型，其外型尺寸基本不变，价格略有增加。

燃料确定：通常轻油（柴油）系统是最简单、方便的，它不像重油那样需要加热输油管，亦不像燃气那样受到外部供气系统约束。如果有便宜的重油来源，当然应该加以考虑；如果有可靠的气源，更应考虑，因为燃气价格便宜且不需用户运输。如果用户预知燃气不能完全满足需要（每天的用气高峰致使气量不足或年内某季节气量不足）时，可选择双燃料机组。由于它备有双重功能，因而价格较昂贵。请将初投资增加与运转费降低比较，进行合理选择。

台数确定：通常，一个系统最好配置2台以上主机，且分别配置独立的冷却水循环泵和冷却塔及冷温水循环泵，这样至少有两大优点：可靠性更高；低负荷运行时水泵电耗降低。总之，台数愈多，灵活性愈大、可靠性愈强，运转费愈低。关于最佳台数选择方案，请向远大咨询。

表 3-2-14 所示为远大直燃机标准型机组的成套供货清单。

表 3-2-14 远大直燃机标准型机成套供货清单

№	项 目	数 量	备 注
1	主体	1台	含低压发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器、溶液热交换器、自动抽气装置等
2	高压发生器	1台	含烟箱、泄气门、风门等
3	热水器	1台	可同时制备采暖热水和卫生热水
4	屏蔽泵	3台	含发生泵、吸收泵、冷剂泵
5	真空泵	1台	含电磁阀
6	燃烧机	1台	含油管或燃气管路装置
7	变频器	1台	
8	电控柜	1套	含 AI 装置及软件、真空计、燃烧机电脑、压力、流量、液位控制器、电气设备控制、保护装置
9	随机备件	1套	含全套易损件，能满足 5 年维护保养需要
10	随机工具	1套	含全套调试、维修工具
11	随机文件	1套	含出厂合格证、远大直燃机《用户手册》，各辅机辅件使用说明书、质量检验文件

九、风机盘管选用实例

江利 42C/V 风机盘管适用于中央空调系统。产品有 6 种规格供选用：立式；卧式；明装暗装；单盘管及组合式盘管。

1 选型方法

选择制冷用机组时，其目的是把设计显热负荷与机组显热负荷相匹配。在大多数情况下，风管有足够的潜热容量，可满足设计需要。如使用室外空气，则应相应修整其负荷及计算公式：

$$\text{水温升} (^{\circ}\text{C}) = \frac{\text{全热量}(\text{kcal/h})}{60 \times \text{水流量}(\text{L}/\text{min})}$$

$$\text{空气温升} (^{\circ}\text{CDB}) = \frac{\text{显热量}(\text{kcal/h})}{0.29 \times \text{空气流量}(\text{m}^3/\text{h})}$$

2. 制冷

(1) 按风机高转速时选用

风机盘管通常是按风机高转速时选用，以确保选用是最小型号的机组。

1) 确定工作要求。

已知：室内显热制冷负荷为 2000kcal/h；

室内总热制冷负荷为 2700kcal/h；

进风温度为 27°CDB, 19.5°CWB；

进水温度为 7°C；

风量为 660m³/h。

2) 确定机组规格，水量及压降。在进风温度为 19.5°CWB 及进水温度为 7°C 时，查冷量性能表 3-2-15，得出机组显热量应等于或大于所需值。读出在显热制冷负荷为 2160kcal/h、全热制冷负荷为 2850kcal/h 时，其机组规格为 004 型，水流量为 8L/min，水侧压降为 0.6m₂O。速度修正系数 V。可在表 3-2-19 中查得。

表 3-2-15

冷量性能表

(单盘管/组合盘管) (kcal/h)

型号	进风温度 (°C)	水量 (L/min)	水压降 (mH ₂ O)	进风温度 (°C)								
				17.0WB		18.0WB			19.0WB			
				24.0DB		25.0DB	26.0DB		26.0DB		27.0DB	
				TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	
5	8	0.6	2740	2210	2970	2230	2970	2400	3200	2240	3200	2410
	11	1.0	3170	2440	3430	2470	3430	2650	3700	2490	3700	2670
	14	1.5	3460	2590	3750	2630	3750	2820	4040	2660	4040	2850
	17	2.1	3680	2700	3980	2740	3980	2930	4290	2780	4290	2970
6	8	0.6	2510	2130	2740	2140	2740	2320	2970	2150	2970	2320
	11	1.0	2900	2320	3170	2350	3170	2530	3430	2380	3430	2550
	14	1.5	3170	2450	3460	2490	3460	2680	3750	2530	3750	2710
	17	2.1	3370	2510	3680	2590	3680	2780	3980	2630	3980	2820
7	8	0.6	2280	2040	2610	2060	2510	2230	2740	2070	2740	2240
	11	1.0	2640	2200	2900	2230	2900	2410	3170	2260	3170	2440
	14	1.5	2890	2300	3170	2350	3170	2530	3460	2390	3460	2570
	17	2.1	3060	2380	3370	2430	3370	2610	3680	2480	3680	2660
8	8	0.6	2050	1960	2280	1980	2280	2150	2510	1990	2510	2160
	11	1.0	2380	2080	2640	2120	2640	2290	2900	2150	2900	2320
	14	1.5	2600	2160	2890	2210	2890	2390	3170	2260	3170	2430
	17	2.1	2760	2210	3060	2280	3060	2450	3370	2330	3370	2510

续表

进水 型与 温度 °C	水量 (L/min)	水压降 (mH ₂ O)	进风温度(°C)									
			17.0WB		18.0WB				19.0WB			
			24.0DB		25.0DB		26.0DB		26.0DB		27.0DB	
			TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH
004	8	0.6	1830	1830	2050	1900	2050	2050	2280	1910	2280	2080
	11	1.0	2110	1950	2380	2000	2380	2170	2640	2030	2640	2200
	14	1.5	2310	2010	2600	2070	2600	2240	2890	2120	2890	2290
	17	2.1	2450	2040	2760	2120	2760	2290	3060	2180	3060	2350
10	8	0.6	1600	1600	1830	1830	1830	1830	2050	1840	2050	2010
	11	1.0	1850	1830	2110	1880	2110	2050	2380	1920	2380	2090
	14	1.5	2002	1850	2310	1920	2310	2090	2600	1980	2600	2140
	17	2.1	2140	1870	2450	1950	2450	2120	2760	2030	2760	2190
15	12	1.4	3980	3170	4310	3190	4310	3440	4640	3220	4640	3450
	15	2.0	4320	3330	4680	3370	4680	3620	5040	3400	5040	3640
	18	2.7	4570	3440	4950	3490	4950	3740	5330	3530	5330	3780
	21	3.5	4760	3530	5160	3580	5160	3840	5560	3630	5560	3880
6	12	1.4	3650	3030	3980	3060	3980	3300	4310	3080	4310	3320
	15	2.0	3960	3160	4320	3210	4320	3450	4680	3240	4680	3480
	18	2.7	4190	3260	4570	3310	4570	3560	4950	3360	4950	3600
	21	3.5	4370	3330	4760	3390	4760	3640	5160	3440	5160	3690
006	12	1.4	3320	2900	3650	2930	3650	3170	3980	2950	3980	3190
	15	2.0	3600	3000	3960	3040	3960	3290	4320	3090	4320	3320
	18	2.7	3810	3070	4190	3130	4190	3370	4570	3180	4570	3420
	21	3.5	3970	3120	4370	3190	4370	3430	4760	3250	4760	3490
8	12	1.4	2990	2770	3320	2800	3320	3010	3650	2820	3650	3060
	15	2.0	3240	2830	3600	2880	3600	3120	3960	2930	3960	3160
	18	2.7	3430	2880	3810	2950	3810	3180	4190	3010	4190	3240
	21	3.5	3570	2910	3970	2990	3970	3230	4370	3060	4370	3290
5	12	1.4	2650	2640	2990	2670	2990	2920	3320	2700	3320	2940
	15	2.0	2880	2670	3240	2720	3240	2960	3600	2770	3600	3000
	18	2.7	3050	2690	3130	2760	3430	2990	3810	2830	3810	3050
	21	3.5	3180	2700	3570	2790	3570	3020	3970	2870	3970	3090
11	12	1.4	2320	2320	2650	2550	2650	2650	2990	2580	2990	2820
	15	2.0	2520	2500	2880	2560	2880	2790	3240	2620	3240	2840
	18	2.7	2670	2490	3050	2570	3050	2800	3430	2650	3430	2870
	21	3.5	2780	2480	3180	2590	3180	2800	3570	2670	3570	2890

注：1000W-860kcal/h

(二) 按风机中转速时选用

通常都是在中速或低转速下实际运行，因而也可按中速下平均制冷负荷条件选型。

(三) 确定工作要求。

已知：平均设计室内显热制冷负荷为 1270kcal/h；

平均设计室内全热制冷负荷为 1700kcal/h;

进风温度为 27°CDB、19.5°CWB;

进水温度为 7°C;

平均设计风量为 340m³/h。

。)试选机组规格。从表 3-2-16 可知,在中转速时,最接近所需风量的数值是 350m³/h,其相应的机组规格为 003 型。

表 3-2 16 技术资料表

性能		型号	002	003	004	006	008	012	
风量 (m ³ /h)	高速		340	510	680	1020	1360	2040	
	中速		230	350	470	750	940	1500	
	低速		150	230	320	480	640	960	
风机	型式		离心式、前曲叶片						
	数量		1	1	2	2	4	4	
风机、电机	型式		永久式电容电机						
	数量		1	1	1	1	2	2	
盘管	型式		铜管、双曲波纹片						
	片/英寸	42CL,CM,VL,VM,CP,VP,CF	13						
	使用压力 (MPa)	42CL,CM,VL,VM,CP,VP,CF	1.5						
	迎风面积 (m ²)	42CL,VL,VM,VP	0.093	0.124	0.148	0.204	0.286	0.397	
		42CM,CP	0.100	0.124	0.148	0.197	0.270	0.368	
		42CF	(制冷)	0.100	0.124	0.148	0.197	0.270	0.368
			(加热)	0.100	0.124	0.148	0.197	0.270	0.368
	容积 (l)	42CL,CM,VL,VM,CP,VP	0.6	0.7	0.8	1.1	1.4	1.9	
		42CF	(制冷)	0.6	0.7	0.8	1.1	1.4	1.9
			(加热)	0.3	0.35	0.4	0.55	0.7	0.95
接管	进水	42CL,CM,VL,VM,CP,VP	3/4 英寸内螺纹						
	回水	(制冷)	3/4 英寸内螺纹						
		(加热)	5/8 英寸喇叭口						
	凝结水	42CL	外径 26mm 保温管						
净重 (kg)	42CL	19.5	21.5	24.5	30	41	50		
	42CM,CP	13	15	17.5	20	29	36		
	42CF	14	16	19	21.5	31	39		
附带件	42VL	19	21	23.5	28	38	46		
	42VM,VP	14	15	18	22	32	39		
	42CL,CM,CP,CF	选择开关							
	42VL								
	42VM,VP	选择开关							

③由冷量修正表查出中转速时所选机组的冷量修正系数。

003 型机组：显热量乘 0.84，全热量乘 0.86。

④确定修正显热和全热制冷负荷。以平均设计负荷除以修正系数即得：

$$\frac{1270}{0.84} = 1512 \text{kcal/h (修正显热负荷)}$$

$$\frac{1700}{0.86} = 1977 \text{kcal/h (修正全热负荷)}$$

⑤最终选定机组，确定水流量及压降。

用上述修整负荷代替给定负荷，按 27°C DB、19.5°C WB 及 7°C 进水温度查冷量性能表，选定机组的显热和全热制冷负荷要等于或大于修整负荷。由表 3-2-17 读出显热量 SH=1650kcal/h，全热量 TH=2050kcal/h，读左侧首行，机组规格应为 003 型，水流量为 6L/min，压降为 0.9mH₂O。

表 3-2 17

冷量性能表

(单盘管/组合盘管) (kcal/h)

进水 型号 温度 °C	水量 l/min	水压降 mH ₂ O	进风温度 (°C)									
			17.0WB		18.0WB				19.0WB			
			24.0DB		25.0DB		26.0DB		26.0DB		27.0DB	
			TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH
5	4	0.4	1360	1090	1470	1100	1470	1190	1580	1110	1580	1190
	5.5	0.7	1580	1220	1720	1230	1720	1320	1850	1240	1850	1330
	7	1.0	1740	1300	1890	1320	1890	1420	2030	1340	2030	1430
	8.5	1.3	1860	1360	2020	1390	2020	1480	2170	1410	2170	1500
6	4	0.4	1240	1050	1360	1060	1360	1140	1470	1060	1470	1150
	5.5	0.7	1450	1160	1580	1170	1580	1260	1720	1190	1720	1270
	7	1.0	1600	1230	1740	1250	1740	1340	1890	1270	1890	1360
	8.5	1.3	1710	1280	1860	1310	1860	1400	2020	1330	2020	1420
7	4	0.4	1130	1010	1210	1010	1240	1100	1360	1020	1360	1100
	5.5	0.7	1320	1100	1450	1110	1450	1200	1580	1130	1580	1220
	7	1.0	1450	1160	1600	1180	1600	1270	1710	1200	1710	1290
	8.5	1.3	1550	1200	1710	1230	1710	1320	1860	1250	1860	1340
8	4	0.4	1020	970	1130	970	1130	1060	1240	980	1240	1060
	5.5	0.7	1190	1040	1320	1050	1320	1140	1450	1070	1450	1160
	7	1.0	1310	1080	1450	1110	1450	1200	1600	1130	1600	1220
	8.5	1.3	1400	1120	1550	1150	1550	1240	1710	1180	1710	1270
9	4	0.4	900	900	1020	940	1020	1020	1130	940	1130	1030
	5.5	0.7	1060	970	1190	1000	1190	1080	1320	1010	1320	1100
	7	1.0	1160	1010	1310	1040	1310	1120	1450	1060	1450	1150
	8.5	1.3	1240	1030	1400	1070	1400	1150	1550	1100	1550	1190
10	4	0.4	790	790	900	900	900	900	1020	910	1020	990
	5.5	0.7	920	910	1060	940	1060	1020	1190	960	1190	1040
	7	1.0	1020	930	1160	960	1160	1050	1310	990	1310	1080
	8.5	1.3	1090	940	1240	990	1240	1070	1400	1020	1400	1100
003	6	0.9	2050	1640	2220	1650	2220	1780	2390	1660	2390	1790
	8	1.4	2300	1770	2500	1790	2500	1920	2690	1810	2690	1940
	10	2.0	2480	1850	2690	1880	2690	2010	2890	1900	2890	2030
	12	2.6	2610	1910	2820	1940	2820	2880	3040	1970	3040	2100

续表

型号	水量 L/min	水压降 mH ₂ O	进风温度(°C)									
			17.0WB		18.0WB				19.0WB			
			24.0DB		25.0DB		26.0DB		26.0DB		27.0DB	
			TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH	TH	SH
003	6	0.9	1880	1570	2050	1580	2050	1710	2220	1600	2220	1720
	8	1.4	2110	1680	2300	1700	2300	1830	2500	1720	2500	1850
	10	2.0	2270	1750	2180	1780	2180	1910	2690	1810	2690	1930
	12	2.6	2390	1800	2610	1830	2610	1970	2820	1870	2820	2000
	6	0.9	1710	1500	1880	1520	1880	1640	2050	1530	2050	1650
	8	1.4	1920	1590	2110	1610	2110	1740	2300	1640	2300	1760
	10	2.0	2070	1610	2270	1680	2270	1810	2180	1710	2180	1840
	12	2.6	2170	1680	2390	1720	2390	1850	2610	1760	2610	1890
	6	0.9	1540	1410	1710	1450	1710	1580	1880	1470	1880	1590
	8	1.4	1730	1500	1920	1530	1920	1650	2110	1550	2110	1680
	10	2.0	1860	1540	2070	1580	2070	1700	2270	1610	2270	1730
	12	2.6	1960	1570	2170	1610	2170	1740	2390	1650	2390	1780
004	6	0.9	1370	1370	1510	1390	1540	1520	1470	1400	1710	1530
	8	1.4	1540	1410	1730	1440	1730	1560	1420	1470	1920	1590
	10	2.0	1650	1430	1860	1480	1860	1600	2070	1510	2070	1630
	12	2.6	1740	1450	1960	1500	1960	1620	2170	1550	2170	1660
005	6	0.9	1200	1200	1370	1330	1370	1370	1540	1340	1540	1470
	8	1.4	1340	1320	1540	1350	1540	1470	1730	1380	1730	1500
	10	2.0	1150	1320	1650	1370	1650	1490	1860	1410	1860	1530
	12	2.6	1520	1330	1740	1380	1740	1500	1960	1440	1960	1550

(i) 加热 (用按制冷选用的机组)

通常,按制冷运用的机组,其供暖能力是足够的,加热量是按照水流量相同时来选定的,且用进水温度来满足所需室内所需加热负荷。

① 确定工作要求。

已知:按制冷负荷选出的型号为004型、水量8L/min;

室内加热负荷为5000kcal/h;

进风温度为21CDB。

② 确定所需水温。

查热水供暖性能表3-2-18,风机高转速时,004型机组在8L/min、供暖5160kcal/h,进水温度为60°C。

表 3-2-18

供热性能表

型号	水量 L/min	水压降 mH ₂ O	进风温度(°C)								
			21.0DB								
			进水温度(°C)								
			40	45	50	55	60	65	70	75	80
002	4	0.4	1280	1620	1960	2290	2630	2970	3310	3640	3980
	5.5	0.7	1360	1720	2080	2440	2800	3160	3520	3880	4240
	7	1.0	1420	1790	2170	2540	2920	3290	3660	4040	4410
	8.5	1.3	1460	1850	2230	2620	3000	3390	3770	4160	4540

续表

单盘管			(kcal/h)								
型号	水量 L/min	水压降 mH ₂ O	进风温度(°C)								
			21.0DB								
			进水温度(°C)								
			40	45	50	55	60	65	70	75	80
003	6	0.9	1850	2340	2820	3310	3800	4290	4770	5260	5740
	8	1.4	1950	2460	2970	3490	4000	4510	5030	5540	6050
	10	2.0	2020	2550	3080	3610	4140	4670	5210	5740	6270
	12	2.5	2070	2620	3160	3710	4250	4800	5340	5880	6430
004	8	0.6	2510	3170	3840	4500	5160	5820	6480	7140	7810
	11	1.0	2680	3380	4090	4790	5500	6210	6910	7620	8320
	14	1.5	2790	3530	4270	5000	5740	6470	7210	7940	8680
	17	2.1	2880	3640	4400	5160	5910	6670	7430	8190	8950
006	12	1.4	3510	4430	5630	6280	7210	8130	9050	9980	10900
	15	2.0	3650	4620	5580	6540	7500	8460	9420	10380	11350
	18	2.7	3760	4750	5740	6730	7720	8710	9700	10690	11690
	21	3.5	3850	4860	5880	6890	7900	8910	9930	10940	11950
008	16	1.5	5070	6410	7740	9080	10410	11750	13080	14420	15750
	22	2.1	5360	6770	8180	9590	11000	12410	13820	15230	16640
	28	3.6	5550	7020	8480	9940	11400	12860	14330	15790	17250
	34	4.9	5700	7200	8700	10200	11700	13200	14700	16200	17700
012	24	3.2	7070	8930	10790	12650	14500	16360	18220	20080	21940
	30	4.5	7310	9230	11150	13080	15000	16920	18850	20770	22690
	36	6.0	7490	9460	11430	13400	15370	17340	19310	21290	23260
	42	7.7	7630	9610	11650	13660	15670	17680	19680	21690	23700
组合盘管			(kcal/h)								
型号	水量 (L/min)	水压降 (mH ₂ O)	进风温度(°C)								
			21.0DB								
			进水温度(°C)								
			40	45	50	55	60	65	70	75	80
002	4	0.5	850	1130	1380	1640	1910	2170	2440	2710	2970
	6	1.0	900	1219	1480	1760	2040	2330	2610	2900	3190
	8	1.7	940	1250	1540	1830	2120	2420	2710	3010	3310
	10	2.5	970	1280	1570	1880	2180	2480	2780	3090	3400
003	4	0.8	1120	1480	1830	2180	2530	2890	3250	3600	3970
	6	1.7	1190	1600	1970	2350	2730	3110	3500	3880	4270
	8	2.9	1250	1650	2060	2450	2850	3250	3650	4050	4450
	10	1.1	1280	1700	2100	2520	2930	3340	3750	4160	4580
004	4	1.2	1350	1800	2240	2670	3110	3550	4000	4440	4890
	6	2.5	1440	1960	2420	2890	3370	3840	4320	4800	5280
	8	4.1	1510	2010	2530	3020	3510	4010	4510	5020	5520
	10	6.2	1560	2080	2580	3110	3620	4130	4650	5170	5680
005	8	0.5	2000	2620	3320	3830	4450	5070	5680	6310	6930
	12	1.0	2140	2840	3500	4150	4820	5480	6150	6820	7500
	16	1.6	2250	2940	3660	4350	5040	5740	6440	7140	7850
	20	2.4	2320	3040	3750	4480	5200	5910	6640	7370	8090

续表

组合盘管			(kcal/h)								
型号	水量 (L/min)	水压降 (mH ₂ O)	进风温度(°C)								
			21.0DB								
			进水温度(°C)								
			40	45	50	55	60	65	70	75	80
008	8	1.0	2590	3420	4250	5070	5900	6740	7580	8420	9260
	12	2.0	2760	3720	4600	5490	6390	7290	8200	9110	10020
	16	3.5	2910	3840	4820	5750	6690	7630	8580	9530	10490
	20	5.2	3000	3970	4920	5930	6890	7860	8840	9820	10810
012	8	1.7	3440	4610	5760	6930	8090	9260	10440	11620	12800
	12	3.6	3640	5010	6260	7520	8780	10050	11320	12600	13880
	16	6.0	3840	5160	6560	7880	9200	10530	11860	13200	14450
	20	9.0	3980	5340	6680	8130	9490	10860	12240	13620	15010

3. 供热

表 3-2-18 中的数据是按风机在高速时、进风干球温度为 21°C DB 时获得的。对于风机在中速或低速时的供热能力，可按表中值乘以速度修正系数 V_s 得出。表 3-2-19 所示为速度修正系数表。

当进风干球温度不是 21°C 时，热量修正方法举例如下：

已知：空调机型号 006

风量：18L/min

进水温度：60°C

进风温度：80°C DB

解：查表可得出，当型号为 006、进水温度为 60°C、水流量为 18L/min、进风温度为 21°C 时，供热能力为 7720kcal/h。

每相差 1°C，其供热能力变化量为

$$\frac{7720}{60 - 21} = 198(\text{kcal/h } ^\circ\text{C})$$

表 3-2-19

速度修正系数 V_s

型号	中速	低速	型号	中速	低速
002	0.81	0.72	006	0.87	0.75
003	0.85	0.73	008	0.86	0.74
004	0.86	0.74	012	0.87	0.75

一、水泵选用实例

IS 型系列水泵性能参数范围（按设计点计）：

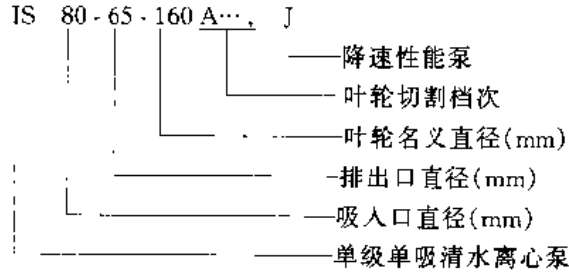
转速：2900r/min 和 1450r/min；

进口直径：50~200mm；

流量：6.3~400m³/h；

扬程：5~125m。

泵的标记（例如 IS80-65-160）：



用户在选择水泵的规格时，应注意以下几点：

- ①选用水泵的流量应小于水井或其他水源的正常产水量，并适当考虑枯水季节的影响。
- ②水泵的扬程应按实际需要的扬程选用，并考虑水泵的管路损失。
- ③选用水泵时应考虑水泵的安装高度，即被吸液面至水泵轴线的垂直距离要小于水泵规定的高度。

水泵安装高度 H_{sz} 的估算：

$$H_{sz} \leq H_a - F_v - \Delta H_s - [NPSH]$$

$$H_{sz} \leq 10.09 - \Delta H_s - [NPSH]$$

式中： $H_a = 10.33$ (m) 标准大气压力（水柱）；

$F_v = 0.24$ (m) 常温清水（20℃）的汽化压力（水柱）；

$\Delta H_s =$ 吸入管路损失，可据实际情况计算。

$$[NPSH] = [NPSH]_r + 0.3(\text{m})$$

$[NPSH]$ 为允许的气蚀余量。 $[NPSH]_r$ 为性能参数表上给定的必需气蚀余量。

IS 型泵系列选型如图 3-2-10 所示。根据流量和扬程在图中找交叉点，再视其所在的水泵型号方框内确定具体的型号。

泵安装的好坏对泵的运行和寿命有重要影响，所以安装和校正必须仔细进行。泵的外形及安装尺寸见图 3-2-11 所示。各种不同型号水泵尺寸不同，可查产品说明书。

(1) 安装和校正

- ①清除底座上的油腻和污垢，把底座放在地基上。
- ②用水平仪检查底座的水平度，允许用楔铁找平。
- ③用水泥浇灌底座和地脚螺栓孔眼。
- ④水泥干固后应检查底座和地脚螺栓孔眼是否松动，合适后拧紧地脚螺栓，重新检查水平度。
- ⑤清理底座的支持平面、水泵脚及电机脚的平面，并把泵和电机安装到底座上。
- ⑥联轴器之间应保持一定的间隙，一般为 2mm。检查水泵轴与电机轴中心线是否一致，可用薄垫片调整使其同心。

测量联轴器的外圆上下、左右的差别不得超过 0.1mm，两联轴器端面间隙一周上最大和最小的间隙差别不得超过 0.3mm。

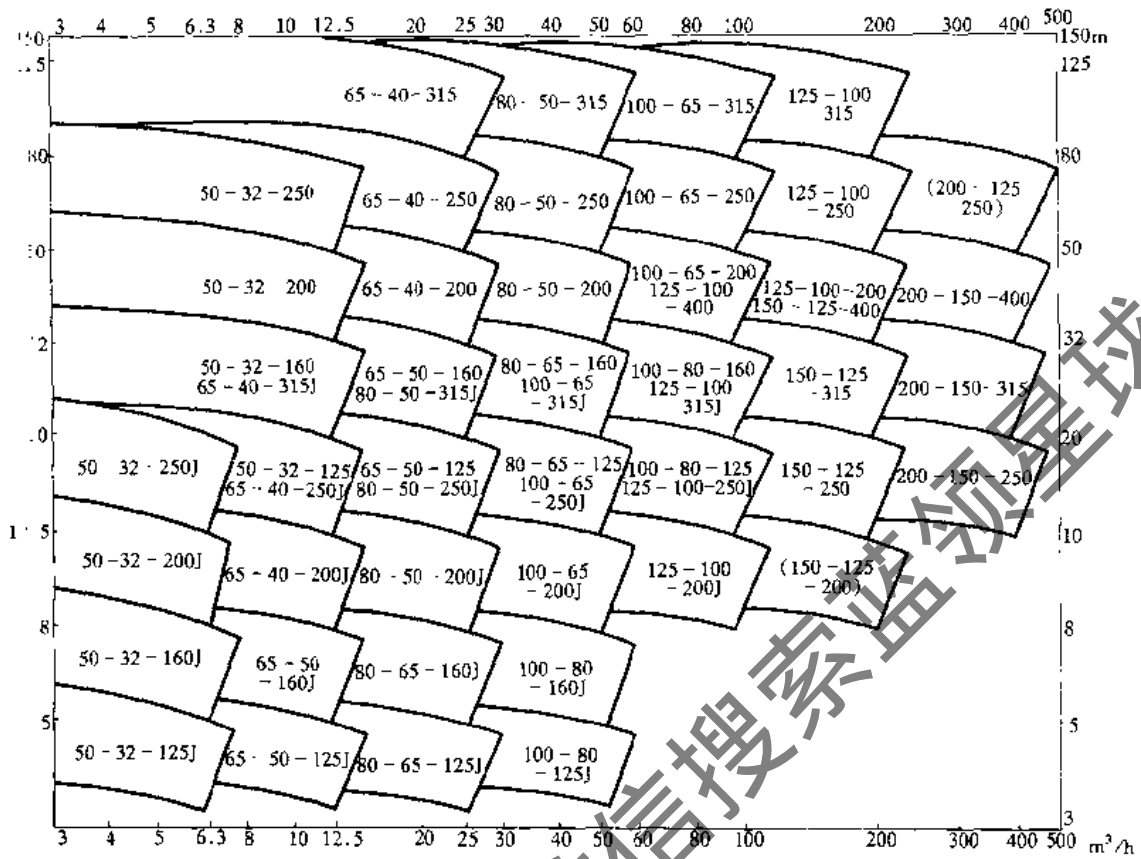


图 3-2-10 水泵选型图例

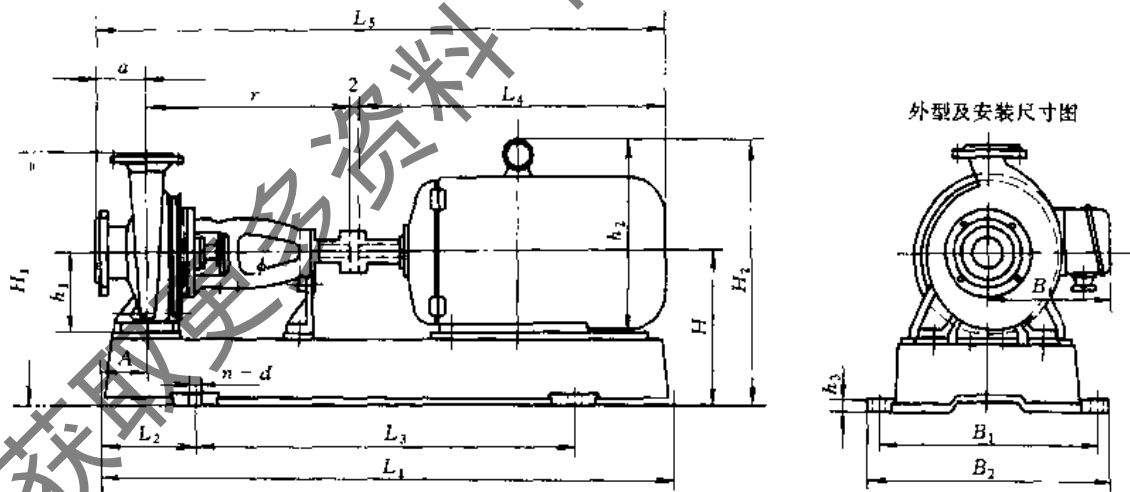


图 3-2-11 水泵外形及安装尺寸

(一) 安装说明

- ① 泵的安装高度，管路的长度、直径、流速应符合实际条件，力求减少不必要的损失。
- ② 长距输送时应取较大管径。泵的管路应有自己的支架，不允许管路的重量加在泵上，避免把泵压坏。
- ③ 排出管路如装逆止阀，应装在闸阀的外面。

十一、冷却塔选用实例

冷却塔的结构包括水池、外壳、水分布系统以及风机、电机等。风机通风方式有压入式和吸出式，通常用离心式或螺旋式风机。使用螺旋式风机的吸出通风方式是常见的。通风玻璃钢冷却塔是新型的冷却塔，它具有高冷效、耐腐蚀、耗电少，噪音低，分水均匀等优点，适用于制冷、空调中冷却水的循环回收。

冷却塔容量的大小由被冷却水量、进水温度、出水温度、空气进入冷却塔的湿球温度以及安装地点的高度等因素所决定。除考虑上述因素外还要考虑到外形、高度、重量、噪音及耗电大小等。水的变化幅度，即进水温度和出水温度之差是一个很重要的参数，进、出水温差越大说明冷却塔效果越好。一般的冷却塔的进、出水温差在 4°C 以上。

冷却塔水量以 m^3/h 为单位，冷却能力的单位为 kJ/h 。选用冷却塔时，应先作好循环水量和冷却能力的估算。

冷却塔把水冷却后的出水水温和进入空气的温度之差叫接近度。冷却水的变化幅度（温差）约为 $5.5^{\circ}\text{C}\sim 8.3^{\circ}\text{C}$ 。

国产的玻璃钢冷却塔有NBL系列、HBL系列等。

冷却水塔与空调设备的配套选用见表3-2-20。

表 3-2-20 冷却塔配套选用推荐表

制冷量 W	kcal/h	(kJ/h) $\times 10^4$	冷却塔型号	冷却塔循环水量 T/h
$(1.97\sim 2.32) \times 10^4$	$(1.7\sim 2.0) \times 10^4$	$(7.117\sim 8.4)$	BTL-5	5
$(3.13\sim 3.72) \times 10^4$	$(2.7\sim 3.2) \times 10^4$	$(11.34\sim 13.44)$	BTL-8	8
$(3.80\sim 4.65) \times 10^4$	$(3.3\sim 4.0) \times 10^4$	$(13.86\sim 16.8)$	BTL-10	10
$(5.81\sim 6.97) \times 10^4$	$(5.0\sim 6.0) \times 10^4$	21~25.2	BTL-15	15
$11.16\sim 13.95) \times 10^4$	$(10\sim 12) \times 10^4$	42~50.4	BTL-30	30
$(19.4\sim 23.2) \times 10^4$	$(16.7\sim 20) \times 10^4$	70.14~84	BTL-50	50
$(22.9\sim 37) \times 10^4$	$(26.7\sim 32) \times 10^4$	112.14~134.4	BTL-80	80
$(38.3\sim 46.5) \times 10^4$	$(33\sim 40) \times 10^4$	138.6~168	BTL-100	100
$(58.1\sim 69.7) \times 10^4$	$(50\sim 60) \times 10^4$	210~252	BTL-150	150
$(77.5\sim 89.3) \times 10^4$	$(66.7\sim 80) \times 10^4$	280.14~336	BTL-200	200
$(116\sim 139) \times 10^4$	$(100\sim 120) \times 10^4$	420~504	BTL-300	300
$(154.6\sim 186) \times 10^4$	$(133\sim 160) \times 10^4$	558.6~672	BTL-400	400
$(194\sim 232) \times 10^4$	$(167\sim 200) \times 10^4$	701.4~840	BTL-500	500

良机牌冷却塔选型（参见图3-2-12）。

选型实例：循环水量： $550\text{m}^3/\text{h}$ ；

温差 $\Delta t = 37 - 32 = 5^{\circ}\text{C}$ 。

设计条件：热水温度： 37°C ，冷水温度： 32°C 。

①由热水温度 37°C 等温线垂直向上引线与湿球温度 28°C 之曲线相交于点①。

②由点①向右划水平线与温差 5°C 之曲线相交于点②。

③由点②垂直向上引线与循环水量 $550\text{m}^3/\text{h}$ 线相交得交点③。

④若点③落于某机型之曲线上，则选择该机型；若介于两机型间，则选择较大之机型。比如点③介于500~600之间，则应选择600型冷却塔。

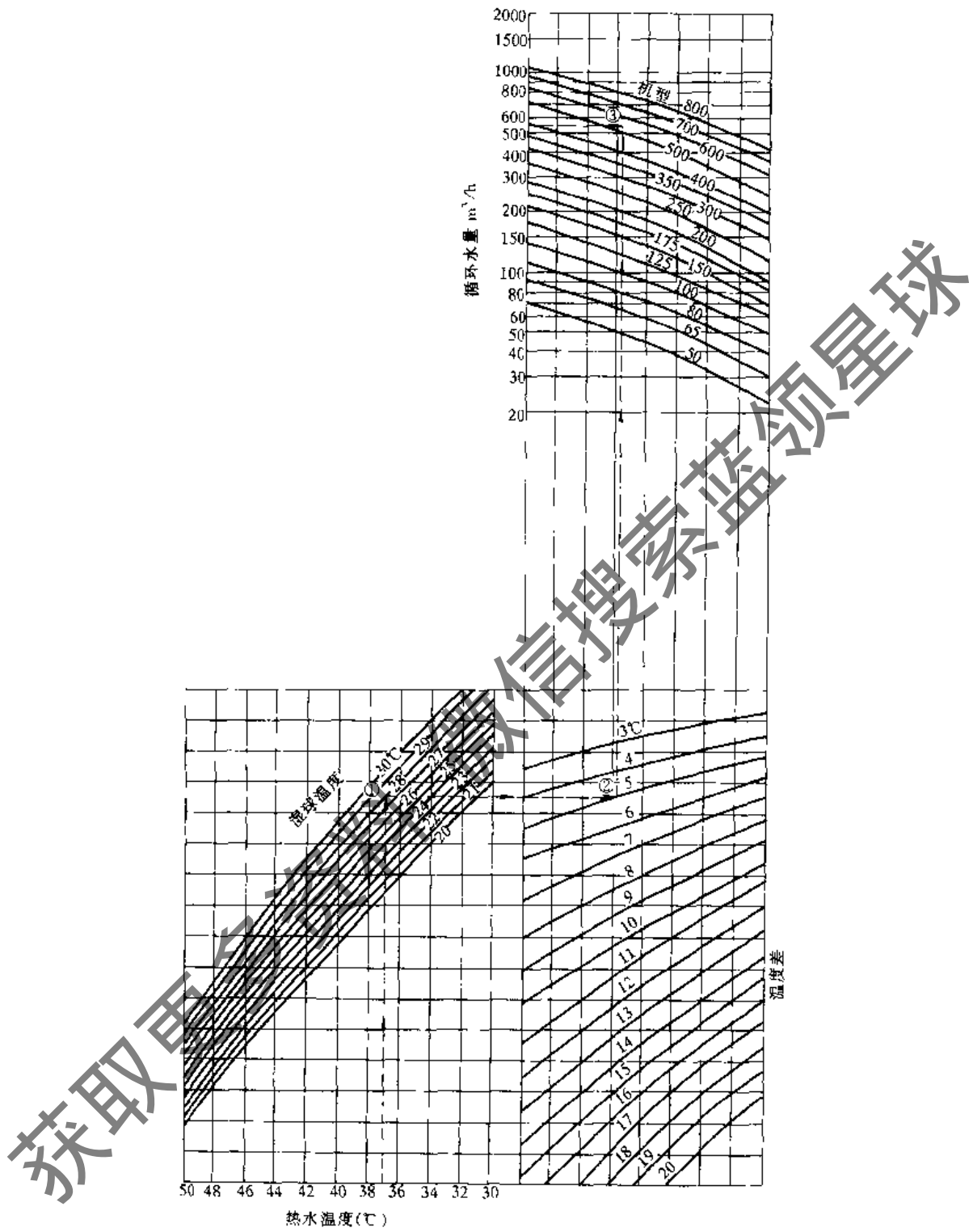


图 3-2-12 冷却塔选型图

第四章 蓄冰空调及水源热泵

第一节 蓄冰空调

一、蓄冰空调原理与蓄冰方式

在常规电制冷空调系统中,制冷机组容量的选择是根据夏季空调设计日最高冷负荷而确定 P_c 。如图 4-1-1 中最高负荷为 1200 冷吨,需要选取二台 600 冷吨或三台 400 冷吨的制冷机组才能够满足空调负荷要求。由于整个夏季空调冷负荷随着室外气温、太阳辐射等气候特征变化而出现较大的差异,因而有可能造成制冷机组等制冷设备在空调季节的相当时间内处于部分负荷状态,而从设备充分使用、经济合理投资及能源有效利用等方面考虑均不尽理想之处。

蓄冰空调方式从系统策略方面考虑可以分为全量蓄冰和分量蓄冰两种。

全量蓄冰系统:制冷设备在夜间或非高峰用电时段内满负荷满载运行,提供全部负荷的蓄冰容量。在日间高峰时段内,制冷主机停止运行,完全靠着冰设备溶冰释冷以满足空调系统用冷需要。全量蓄冰系统所需配备的蓄冰设备及制冷主机容量都比较大,如图 4-1-2 所示蓄冰设备容量在 13000RTH 以上,需要 1300RT 制冷主机制冰运行 10 小时,方可满足设计负荷供冷需求。

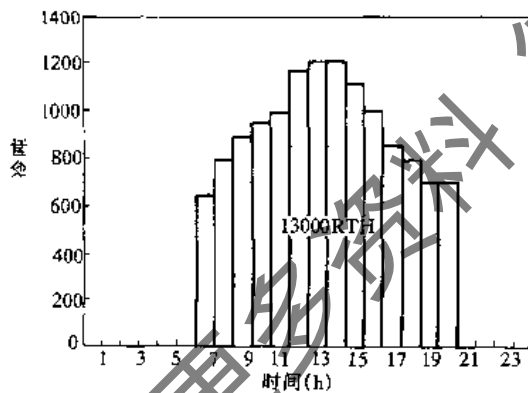


图 4-1-1 空调负荷分布图

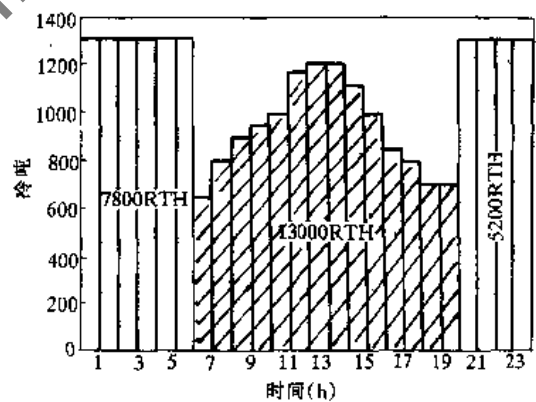


图 4-1-2 全量蓄冰方式

在下列情况中采用全量蓄冰系统是比较适宜的:

①空调供冷时间集中、尖峰负荷时间较短的建筑物,如体育馆、会议厅、展览厅、餐厅、教堂等;

②建筑物供电系统容量受限,电力供应不足;

③峰谷分时电费差价较大,用电低谷时段电费廉价。

分量蓄冰系统:制冷机组在不同时段分别运行于空调制冷和制冰工况。在日间负荷中,制冷机组按部分空调负荷选定制冷容量,其余部分冷负荷用蓄冰设备溶冰释冷满足。夜间制冷机组运行在制冰工况下,将冷量蓄存于蓄冰设备中,这部分冷量再于白天释放出来,提供给部分空调负荷供冷所需。在图 4-1-3 中,蓄冰设备容量为 4320RTH 以上,制冷机组在日

间空调工况下制冷量 620RT，夜间制冰工况能力 432RT，制冰 10 小时可蓄存冷量 4320RTH。

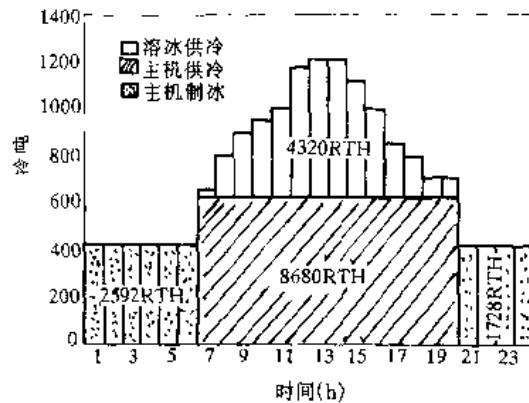


图 4-1-3 分量蓄冰方式

合理设计选择的分量蓄冰系统，制冷机组及蓄冰设备的容量都比全量蓄冰小，经济效益良好。制冷机组基本上可以全日处于最佳效率下运行，负荷相对比较稳定。在空调过渡季节，分量蓄冰系统亦可当作全量蓄冰使用。因此，分量蓄冰系统比全量蓄冰有着更加广泛的适用性。

三、蓄冰空调设备的特点及运行方式

北京多利集团是美国 FAFCO 公司发克蓄冰设备在中国的总代理，可以提供蓄冰空调工程的具体实施及相关技术咨询和技术服务。下面向大家介绍 FAFCO（发克）蓄冰设备的技术特点、性能参数、系统设计及设备安装等内容。

发克蓄冰设备可在夜晚用便宜的低谷电来制冰并储存起来，再于次日白天用电高峰时段溶冰释放出冷量，供给空调负荷所需，故可减少制冷机装机容量，减少增容费等一次性费用支出，可节省高峰昂贵电费的开销，同时节省全年的基本运行电费。

发克蓄冰产品是一种静态蓄冰设备，以乙烯乙二醇溶液循环进行蓄冰与溶冰。在蓄冰时，制冷机所产生的低温乙烯乙二醇溶液流进蓄冰槽的蓄冰换热器，将蓄冰槽内的水冷却并冻结为冰。溶冰时，系统回流的温热乙烯乙二醇溶液流入蓄冰换热器，将蓄冰槽内的冰溶化而使乙烯乙二醇溶液温度降低，再送回负荷端供应空调。

发克蓄冰设备分为标准蓄冰槽和非标准蓄冰换热器两类。发克标准蓄冰槽是采用美国进口的规格化蓄冰换热器经过加工制作后，直接在工地现场组成钢壳蓄冰槽，再接上管线后即可运行使用。发克非标准蓄冰换热器可以根据安装现场的空间实际情况，利用建筑结构或在机房内构筑钢筋混凝土蓄冰槽，以便充分利用机房空间。

发克蓄冰设备在蓄冰时制冷机卤水平均出水温度为 $-4^{\circ}\text{C} \sim -5^{\circ}\text{C}$ ，可选用高效离心式或螺杆式、往复式、涡旋式制冷机。

发克蓄冰设备使用的卤水是乙烯乙二醇与水的混合溶液（其中乙烯乙二醇占 25%），卤水系统的密闭式，卤水不需更换保养，所以配管为普通黑钢管（镀锌钢管不适合）。

发克蓄冰设备可在户外空地或建筑物基础内安装，不必占用建筑物室内有用空间，使建筑物室内面积得以充分利用，提高了建筑物的使用价值。并且无论是标准槽或非标准槽，皆

有防火耐燃的特性，设备安全性高。

①发克蓄冰系统是采用内溶冰方式。在蓄冰工况时，将制冷机所提供的低温卤水进入蓄冰槽换热管内，将蓄冰槽内静止状态的水经过换热而冻结成冰；溶冰工况时，经板式换热器换热后的温热卤水进入蓄冰换热器，将槽内的冰逐渐溶解，使卤水温度降低，使换热工况与品质最佳。

②蓄冰换热器盘管间隔距离为 20mm，平均蓄冰厚度 10mm，有效蓄冰面积 1.58 平方米/冷吨小时，是热传面积最大、卤水回路摩擦损失最小、蓄冰最薄也最有效的蓄冰设备，卤水制冰主机耗电量相对降低。

③发克蓄冰系统标准蓄冰槽是长方形槽，可于现场并行排列，面积最节省，是同类型蓄冰设备中使用空间最小的设备。

④发克蓄冰系统非标蓄冰换热器尺寸齐全，可依工地现场规划安置于各种不同高度的箱式基础内，不占机房空间。也可依机房层高浇筑制混凝土槽，放蓄冰换热器于里面，可有效节约使用空间。

根据制冷机组和蓄冰设备在系统中的连接方式，蓄冰空调系统可分为串联系统和并联系统两大类。串联系统中按制冷机组和蓄冰设备的相对位置关系又可分为主机上游和溶冰上游两种形式。各种系统的简要特点参见图 4-1-4、图 4-1-5、表 4-1-1 (a) 及表 4-1-1 (b)。

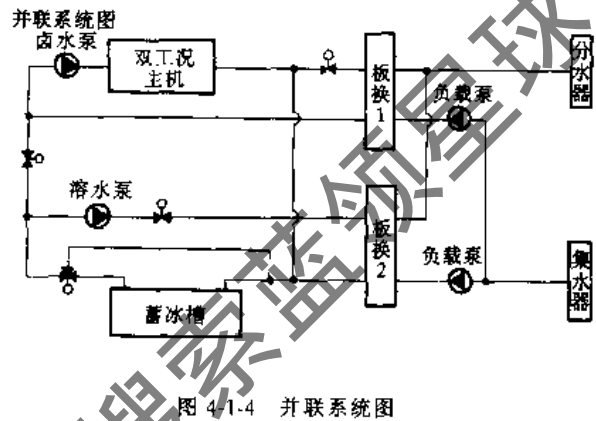
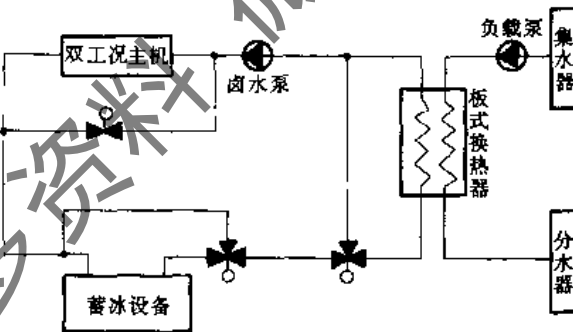
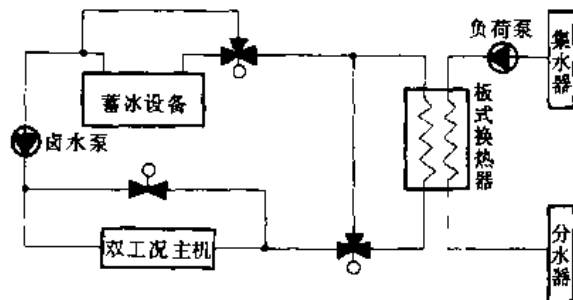


图 4-1-4 并联系统图



(a) 串联系统图(双工况主机上游)



(b) 串联系统图(蓄冰设备上游)

图 4-1-5 串联系统图

表 4-1-1 (a) 并、串联系统的比较

项目	并联系统	串联系统
蓄冰槽	溶冰传热温差大, 溶冰效率高	溶冰传热温差小, 溶冰效率低
板式换热器	板式换热器台数多, 空调制冷与溶冰供冷分成两个回路分别控制	板式换热器台数少, 空调制冷与溶冰供冷形成一个回路, 统一控制
水泵	①水泵台数多, 各水泵流量小 ②溶冰泵扬程需满足蓄冰槽与板式换热器阻力之和 ③卤水泵扬程需满足主机蒸发器与蓄冰槽或板式换热器阻力之和的较大者 ④负载泵所需扬程较小	①水泵台数少, 各水泵流量大 ②溶冰泵不必专门配置 ③卤水泵扬程需满足主机蒸发器、蓄冰槽、板式换热器阻力之和 ④负载泵所需扬程较大
二次冷冻水	冷冻水供水温度较高	冷冻水供水温度较低, 适用于低温送风系统

表 4-1-1 (b) 并、串联系统的比较

项目	主机上游	溶冰上游
制冷机组	制冷效率高	制冷效率低
蓄冰设备	溶冰传热温差小, 蓄冰换热器换热面积大, 溶冰效率高	溶冰传热温差大, 蓄冰换热器换热面积小, 溶冰效率低

蓄冰系统的原理及运行模式如图 4-1-6、图 4-1-7、图 4-1-8 及图 4-1-9 所示。

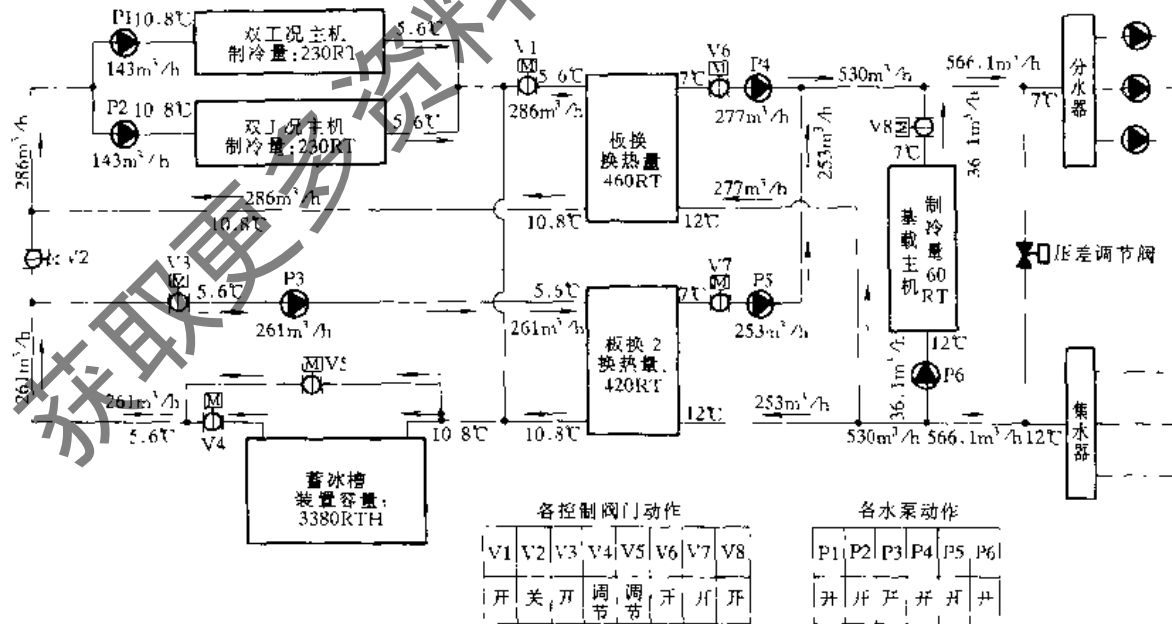


图 4-1-6 全供冷模式

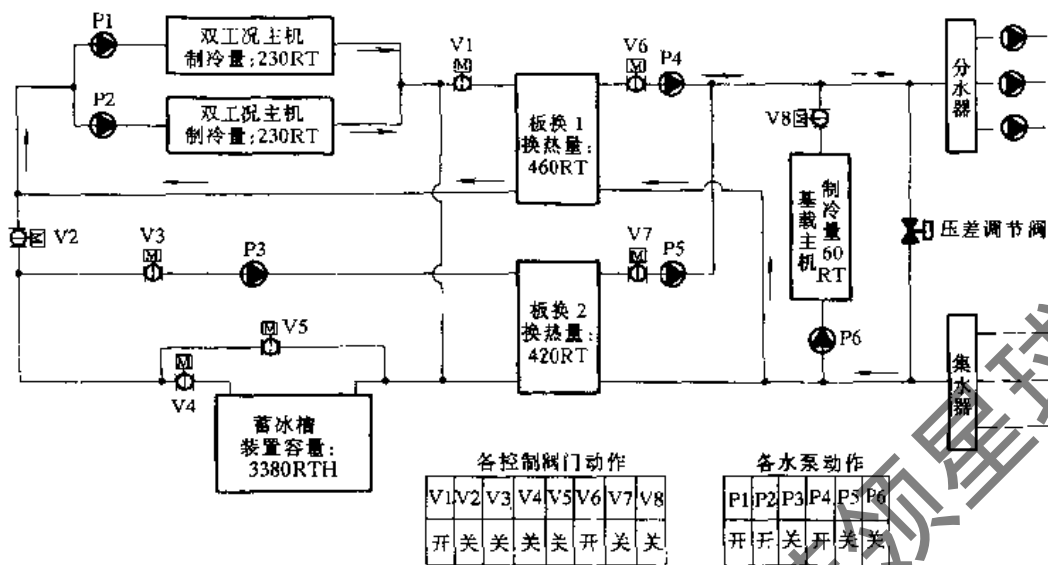


图 4-1-7 双工况主机供冷模式

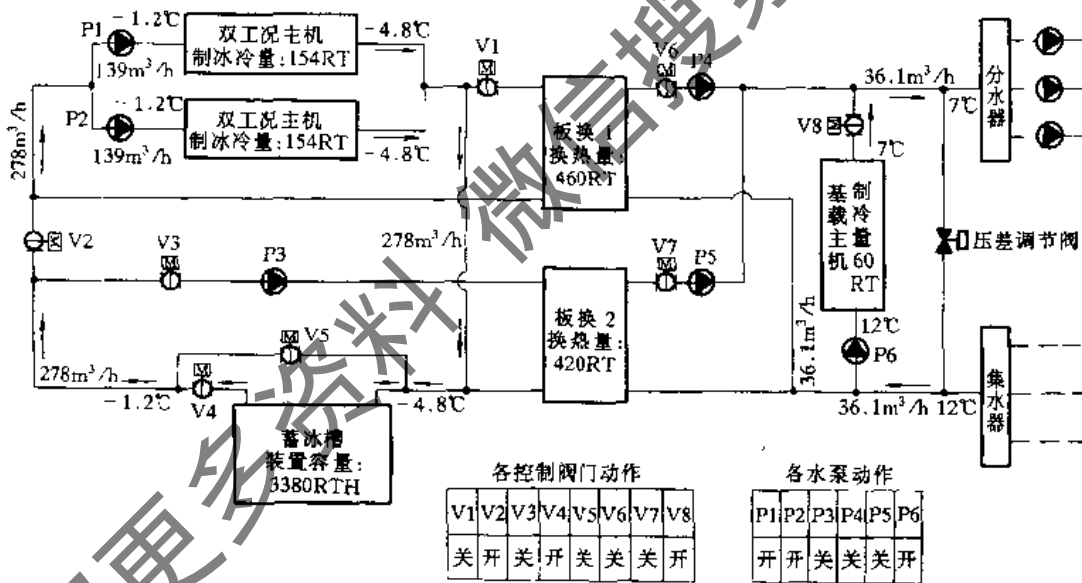


图 4-1-8 双工况主机制冰 + 基载主机供冷模式

三、蓄冰系统设计及实例

使用比较成熟的计算机软件或其他暖通空调负荷计算方法计算确定建筑物的夏季空调冷负荷。在蓄冰及蓄冷空调系统设计中，需要确定以下负荷数据：

- ①夏季空调设计目的最高尖峰冷负荷；
- ②空调设计日的每小时设计负荷分布及分析；
- ③空调设计日全日总冷量；
- ④若能得到夏季空调运行全季节中每天每小时的负荷分析则为最佳的负荷资料。

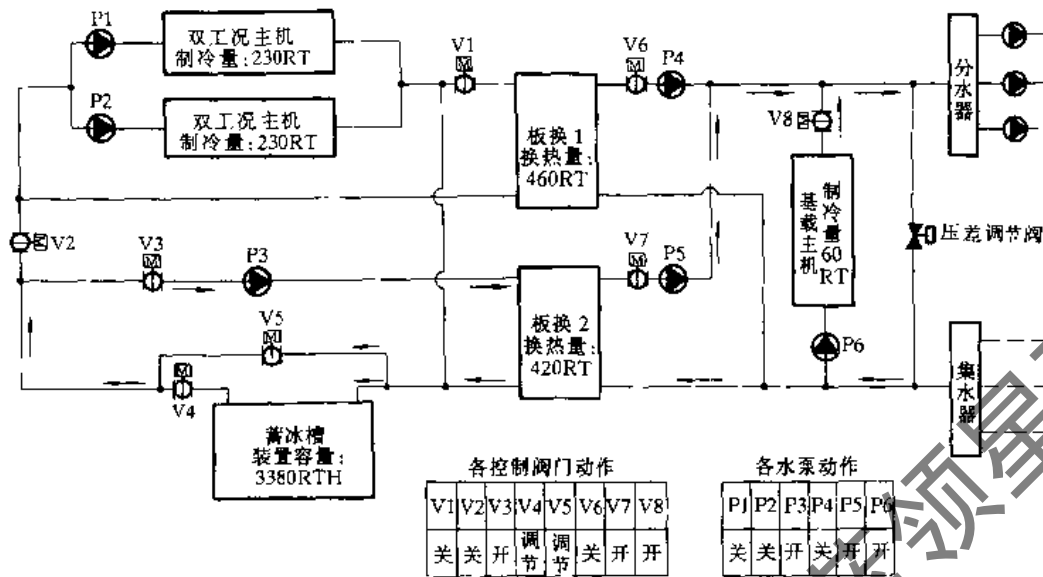


图 4-1-9 蓄冰槽溶冰 + 基载主机供冷模式

一个设计合理、容量适当的蓄冰系统应该能够满足每个设计小时、设计日乃至整个运行季的冷负荷需要，因此蓄冰系统设计所需要的负荷资料较常规空调系统而言相对更为详尽和严格。

已经为实际工程所应用的蓄冰方式有：完全冻结式、冰球式、制冰滑落式、冰晶式、冰盘管式等蓄冰系统。在选择确定具体采用的蓄冰方式时，应充分考虑所选用蓄冰系统的稳定可靠性、系统寿命、设备价格、占用空间、运行费用等多方面因素。

不同的蓄冰方式对其配合运行的设备型式、容量及控制方式要求不尽一致。发克蓄冰系统属于完全冻结式静态蓄冰方式，系统中除了蓄冰槽以外，对其他相关设备的要求如下：

① 仅工况制冷主机蓄冰时要求冷冻溶液供应温度在 $-4 \sim -5^{\circ}\text{C}$ 左右，相应蒸发温度在 -10°C 上下。双工况主机的选型还必须考虑到制冰完成时的最低温度（一般在 -6.7°C 以上），以避免对制冷主机的伤害或造成制冰量不足的问题；

② 设置板式换热器用以分开卤水系统和冷水系统，可以节省蓄冰系统中乙烯乙二醇溶液的用量，减少卤水泄漏的机会，并隔断高层建筑冷水系统的水压，以保护制冷机组及蓄冰设备；

③ 卤水系统的水泵应采用机械式轴封，将卤水的泄漏量降低到最低程度，以减少补充卤水的费用；

④ 控制阀门须采用工业级紧密型阀门，以保证阀门动作效果。

根据夏季空调设计最高负荷以及设计日逐时负荷分布，针对不同项目建筑物的性质及使用功能，合理制定蓄冰系统运行策略。

全量蓄冰系统中制冷机组一般工作在单一制冰工况下，将日间供冷所需的冷量全部在夜间或非高峰用电时段储存于蓄冰装置中，日间负荷完全由蓄冰设备溶冰供给。

分量蓄冰系统的日间高峰负荷由蓄冰装置和双工况制冷机组共同满足，双工况机组在夜间仍需运行于制冰工况进行蓄冰，因而双工况机组空调制冷容量与蓄冰装置的容量，运行时段在日间空调负荷中的适当分配以及双工况主机的制冰时间，制冰容量与蓄冰设备的合理匹

配等问题，在蓄冰系统的设计中显得极为重要。

制冷机组夜间制冰时间，在已实行峰谷分时电价的电网供电区域中应尽可能推迟在用电低谷时段内，以充分利用夜间低廉电价而取得较显著的经济效益。制冰循环一般可在建筑物晚上停用或供冷结束时开始，在蓄冰装置容量蓄满及电力供应达到高峰前结束。制冰循环在建筑物空调系统上午开始供冷和双工况机组需运行于空调工况时亦应停止。

四、选择系统配置型式

蓄冰系统配置的是否合适直接关系到蓄冰系统的运行效果。合理可行的系统配置将会得到稳定可靠的系统工作性能，最终保障建筑物空调系统的正常供冷使用要求。

蓄冰系统配置工作主要包括：

- ①系统中双工况机组与蓄冰设备流程布置：并联安排或串联安排。
- ②系统工作模式的确定：蓄冰设备优先供冷或制冷机组优先供冷。
- ③在串联系统乙二醇溶液循环回路中制冷机组和蓄冰设备的相对位置：机组上游或蓄冰设备上游。

五、确定制冷机组及蓄冰设备的容量

在得到空调设计负荷（包括逐时负荷分布）的计算结果，选定蓄冰方式和蓄冰系统以及确定系统运行策略后，根据日间和夜间操作工况，可以选择和确定制冷机组及蓄冰设备的容量和形式。

1. 制冷机组空调工况制冷量

$$Q_1 = \frac{Q_T}{T_d + C_R \times T_n} \quad (\text{RT})$$

Q_T ：建筑物设计日负荷全日总冷量 (RTH)；

T_d ：制冷机组日间运行时间 (H)；

T_n ：制冷机组夜间运行时间 (H)；

C_R ：压缩容量比，制冷机组制冰容量与制冷容量之比。

2. 制冷机组制冰工况制冷量

$$Q_b = Q_1 \times C_R \quad (\text{RT})$$

制冷机组运行于制冰工况时由于所需蒸发温度的下降，使其制冷量较空调工况时有较大幅度的降低，降低系数（压缩容量比）由制冰运行时冷冻溶液的工况要求及机组选用的压缩机型式所确定。对于螺杆式制冷机组压缩容量比一般为 0.64~0.70，三级离心机组的压缩容量比可达 0.72~0.80。

3. 日间溶冰负荷

$$Q_d = Q_T - \sum_{T_d} Q_{li} \quad (\text{RTH})$$

Q_{li} ：制冷机组日间运行瞬时小时供冷量 (RTH)。

4. 制冷机组夜间蓄冰容量

$$Q_c = Q_1 \times C_R \times T_n = Q_b \times T_n \quad (\text{RTH})$$

在蓄冰系统设计中，必须保证 $Q_c > Q_d$ 。

5. 蓄冰设备容量

在进行蓄冰设备容量确定时的主要依据为日间溶冰负荷容量，同时必须考虑蓄冰设备蓄冰和溶冰速度、效率等技术性能。蓄冰槽或非标准蓄冰换热器在制冰过程中并不是以稳定的速度结冰，随着盘管壁外冰层厚度的增加结冰速率逐渐降低，相应增加了传热热阻及降低主机的负荷出力，并导致蓄冰时间的延长。另外，在溶冰过程中蓄冰设备所担负的溶冰负荷的不均匀性、日间最高负荷的需求量及其出现的时段以及蓄冰设备的溶冰特性、溶冰效率等性能参数都将直接影响到蓄冰设备容量及形式的选择确定。

蓄冰空调系统设计及蓄冰设备和其相关设备的选用较常规空调系统而言有其一定的复杂性。作为 FAFCO 公司的总代理，本公司拥有蓄冰设备配套选型电脑软件，用以进行蓄冰系统中制冷机组技术参数的确定、发克标准及非标蓄冰换热器的选型以及相关配套设备的选择，可以帮助用户进行蓄冰空调系统的方案设计、经济技术比较及运行能耗费用的分析等工作，有利于最终确定最佳的蓄冰空调系统方案。

六、蓄冰系统方案设计举例

以某实际工程蓄冰方案设计为例说明发克蓄冰系统的设计选择过程。

1. 工程概况

该项目为一综合业务楼，建筑总面积 23000m²，包括地下一层及地七至十二层。主体建筑为写字楼和宾馆，另有部分营业厅、展览厅及餐厅。

2. 空调负荷情况说明

夏季空调设计日最高负荷：878 冷吨，

设计日全日总冷量：7713.2 冷吨时，

设计日空调冷负荷的分布情况。

3. 制冷/制冰主机设备选择（分量蓄冰方式）

① 根据设计日空调冷负荷分布情况，由于夜间仍有部分小负荷，故而选取一台 60 冷吨基载主机担负夜间空调负荷。基载主机运行于常规空调工况：冷冻水 12/7℃，冷却水 32/37℃。

② 在夏季空调设计日全日负荷中，日间的空调负荷（除基载主机所担负的负荷 702.2 冷吨时）应该由双工况制冷主机和蓄冰装置共同承担，在本例中这部分负荷量为

$$7713.2 - 702.2 = 7011 \text{ 冷吨时}$$

双工况主机在制冷工况运行时间为 10 小时（8：00～18：00），夜间蓄冰时段为 8 小时（23：00～7：00），双工况制冷机组容量（空调工况）选择为：

$$\text{制冷主机制冷量} = \frac{7011}{10 + 8 \times 0.67} = 456.4 \text{ 冷吨}$$

由此结果可初步选定一台 460 冷吨或两台 230 冷吨的双工况主机，在不同时段内分别运行于制冷和制冰工况。日间制冷工况：制冷容量 460 冷吨，乙烯乙二醇冷冻溶液 10.8/5.6℃，冷却水 32/37℃；夜间制冰工况：制冰容量 308 冷吨（压缩容量比为 0.67），乙烯乙二醇冷冻溶液 -1.2/-4.8℃。

4. 蓄冰设备容量及型式选择

在本例中，设计日空调负荷总冷量为 7713.2 冷吨时，其中基载主机担负冷量 702.2 冷

吨时。双工况主机运行在日间制冷工况可承担 4570 冷吨时，因此蓄冰设备日间溶冰所满足的冷负荷量为：

$$7713.2 - 702.2 - 4570 = 2441 \text{ 冷吨时}$$

在进行蓄冰设备容量选择过程中，除应考虑蓄冰设备在制冰和溶冰过程中的具体技术性能和设备特点外，还应根据蓄冰设备所允许安放位置的建筑物特点（高度、面积等）确定蓄冰设备的选用型式。本工程中采用混凝土蓄冰槽（占地 72m^2 ，高度 4m），内装 FAFCO HXK-20 型非标准蓄冰换热器 192 片，单片蓄冰容量 17.6RTH，蓄冰总容量 3380RTH。若选用 FAFCO 标准蓄冰槽需选 MODEL590 型六个、420 型一个，总装置容量 3375RTH。单层安放占地 100m^2 ，净空高度 2.5 米；双层布置需用地 56m^2 ，净空高度 5.2 米。本设计日负荷分布见表 4-1-2。

表 4-1-2 设计日负荷分布表（单位：冷吨）

时 段	冷负荷	基载 主机	卤水 主机	溶冰 供冷	主机 制冰	时 段	冷负荷	基载 主机	卤水 主机	溶冰 供冷	主机 制冰
1:00~2:00	44	44	0	0	-308	14:00~15:00	834	0	460	374	0
2:00~3:00	42	42	0	0	-308	15:00~16:00	744	0	460	284	0
3:00~4:00	42	42	0	0	-308	16:00~17:00	677	0	460	217	0
4:00~5:00	44	44	0	0	-308	17:00~18:00	580	0	460	120	0
5:00~6:00	47	47	0	0	308	18:00~19:00	70.8	60	0	10.8	0
6:00~7:00	47	47	0	0	-308	19:00~20:00	78.8	60	0	18.8	0
7:00~8:00	47	47	0	0	0	20:00~21:00	70.6	60	0	10.6	0
8:00~9:00	430	0	430	0	0	21:00~22:00	64.8	60	0	4.8	0
9:00~10:00	605	0	460	145	0	22:00~23:00	52	52	0	0	0
10:00~11:00	649	0	460	189	0	23:00~24:00	49.2	49.2	0	0	-308
11:00~12:00	742	0	460	282	0	0:00~1:00	48	48	0	0	-308
12:00~13:00	827	0	460	367	0	总计	7713.2	702.2	4570	2441	-2464
13:00~14:00	878	0	460	418	0						

5. 系统运行操作策略（具体数据见表 4-1-2）

①日间（8:00~18:00）：

基载主机：停用（备用）；

双工况主机空调工况运行可输出 $430 + 460 \times 9 = 4570\text{RTH}$ ；

蓄冰槽溶冰输出 2396RTH；

蓄冰槽最大冷量输出 418RT（13:00~14:00）；

高峰负荷时最大输出可达 $60 + 460 + 418 = 938\text{RT}$ 。

②夜间（18:00~23:00）

基载主机输出冷量 $60 \times 5 = 300\text{RTH}$ ；

双工况主机：停用；

蓄冰槽溶冰输出 $10.8 + 18.8 + 10.6 + 4.8 = 45\text{RTH}$ ；

(4) 夜间 (23:00~7:00)

基载主机输出冷量 $60 \times 8 = 480\text{RT}$, 可以满足夜间空调负荷之需要;

双工况主机运行于制冰工况, 可向蓄冰装置蓄存冷量 $308 \times 8 = 2464\text{RTH}$ 。

6 蓄冰空调系统主要设备 (并联系统)

(1) 基载主机: 60 冷吨一台。

(2) 双工况主机: 230 冷吨二台, 日间制冷工况: 乙二醇冷冻溶液 $10.8/5.6^\circ\text{C}$; 夜间制冰工况: 乙二醇冷冻溶液 $-1.2/-4.8^\circ\text{C}$, 制冰容量: 154RT 。

(3) 蓄冰设备: 美国 FAFCO 公司非标准蓄冰换热器 HXR-20 型 192 片, 总蓄冰容量为 3380RTH , 尖峰输出: 418RT 。

(4) 板式换热器二台: 与双工况主机连接之板换热量为 460RT 。高温侧流体为水, 工况 $12/7^\circ\text{C}$, 流量 $277\text{m}^3/\text{h}$; 低温侧流体为 25% 乙二醇溶液, 工况 $5.6/10.8^\circ\text{C}$, 流量 $286\text{m}^3/\text{h}$ 。

(5) 冰槽连接之板换热量为 420RT 。高温侧流体为水, 工况 $12/7^\circ\text{C}$, 流量 $253\text{m}^3/\text{h}$; 低温侧流体为 25% 乙二醇溶液, 工况: $5.6/10.8^\circ\text{C}$, 流量 $261\text{m}^3/\text{h}$ 。

(6) 水泵: 卤水泵、负载泵各二台, 溶冰泵、冷水泵各一台, 冷却泵三台。

(7) 冷却塔三台。

七、安装步骤

现场准备

5 吨蓄冰槽适合于室内及户外的安装。蓄冰槽下方须作一 10cm 高的水平基础, 必须能够承载蓄冰槽的运转重量及其水管或其他设备的重量。在蓄冰槽的附近, 最好能有排水孔, 以便在需要时可以使用。补给水源必须容易取得。蓄冰槽以上最好保持 1.2m 的净高, 以供配管和其它用。

2. 卸货和放置

当蓄冰槽到达现场后, 先检查是否有因运输所造成的损坏。若有损坏, 应即刻与原公司联络, 以便处理。依照卸货的指示, 应使用吊车将蓄冰槽从拖车上卸下。若无法一次将蓄冰槽安放定位, 则必须将蓄冰槽置于平坦的平面上, 以避免损坏蓄冰槽。

当使用叉车来卸货时, 必须使用超过 240cm 长的叉, 以支撑住整个槽体进行搬运。

在搬运蓄冰槽时, 需特别注意槽体位置, 切勿将蓄冰槽放置于基础外或其他的位置。

3. 配管

在多槽系统中, 必须使用同程式配管。所有的连接处必须依照配管规范来做。在蓄冰槽上方为水管, 则最好使用平衡阀、隔离阀。所有和蓄冰槽连接的水管, 一定要做好加固, 以防支架扭曲和蓄冰槽的损坏, 同时要处理好系统的热膨胀问题。

在蓄冰槽的上游, 必须要有 Y 型过滤器, 以避免杂质流进蓄冰槽内的热交换器而造成系统阻塞。为避免因过大的压力而产生水锤现象, 必须装设膨胀水箱。同时为了减少能量的损失和凝结水的产生, 应切实作好保温工作。在蓄冰槽的顶端不能连接任何东西。但蓄冰槽的框架可作为水管的支撑架。

4. 试压

由于蓄冰槽在出厂之前均已作过耐压试验, 测试压力为 620kPa , 故不需再作测试。因

此，当在测试全系统管路的压力时必须将蓄冰槽隔离以避免造成蓄冰槽的损坏。在系统运行时，蓄冰槽运行压力不应超过 620kPa。

5. 蓄冰槽充水

在系统管路充水时，先将蓄冰槽内的水填充至视窗上 0% 之刻度上，一旦充完水之后，绝不可将槽再抬起。

为使充水精确，可在槽内水温为 1.7°C 时再观察视窗上水位是否在 0% 刻度上。若水不够，则再加水直到 0% 刻度。如果充水过量，虽不影响蓄冰槽性能，但此时视窗上的刻度表示将不再正确。

若水量不足时将会减少蓄冰量，所以水量需位于或超过 0% 的刻度，过量的水将会在初始的几次蓄冰循环时溢出。大约需五次的蓄冰和溶冰循环才能达到正常的操作模式。必要时必须再检查和调整水位之高度。

在蓄冰槽的四周，可作一排水沟，以避免蓄冰槽溢出的水流至地面上。

6. 卤水填充

在添加卤水之前，所有的管路必须确保完全清洗干净，不可有任何杂质在里面，而且须将蓄冰槽与系统隔离。卤水的成分及比例必须严格依照厂商所提供的资料配制，否则将会影响系统的使用效果及造成管路设备的损坏。当卤水添加完毕后，在开始使用蓄冰模式之前，应至少让系统运转 4 小时以上，让系统内的空气能够完全排出。故在系统所有高的地方需安装排气阀，以便使系统排气顺利。在试运转的过程中，可再次检查卤水溶液的浓度是否正确。

7. 最后检查

在所有的安装手续完成后，应检查所有的封盖是否均已盖好。在安装过程中，如果发现任何支架镀锌处有损坏，需要将其重补以避免锈蚀。

第二节 水源热泵

一、热能的回收

水源热泵系统是一种能将房间内的余热加以回收利用的空调系统。这样的热能普遍存在于许多建筑中，如：

1. 照明

用于人工照明的电功率约为每平方米 33~66W。

2. 人员

根据人们的活动情况，人体的散热量约为 88~147W。

3. 计算机

计算机是散热量相当大的一种常见热源。某些建筑物中连续运行的计算机，其散发的热量几乎可以补偿冬季的建筑热损失。

4. 其他

建筑物内尚有许多其他散热设备，如电视机、VCD、复印机、打印机、微波炉、电热设备、电动设备等等。

以上这些热量在一般的空调系统中是无法加以转移并利用的。但在水源热泵系统中则能做到

水源热泵系统热能回收原理见图 4-2-1。

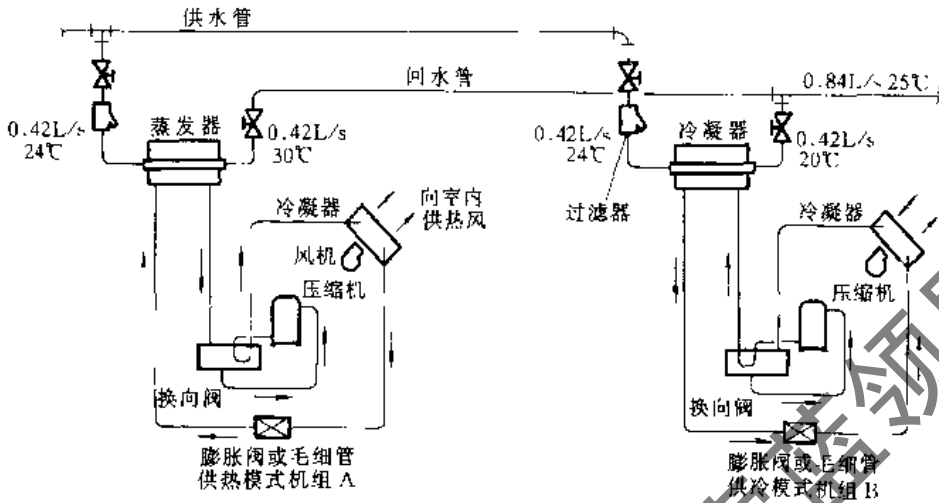


图 4-2-1 水源热泵系统热能回收原理

从图 4-2-1 可以看出，若有两种运行于不同模式的水源热泵机组连接在同一个水系统时，当其中一些水源热泵机组因室内有大量发热需要供冷，而另一些机组则因有大量建筑热损耗需要供热。假设水系统的供水温度为 24°C，这时，按供冷模式运行的水源热泵机将向水系统排放热量而使系统的水温从 24°C 升高到 30°C，而另一些按供热模式运行的水源热泵机组则从水系统吸收热量使系统的水温从 24°C 降低到 20°C。两者混合以后系统水温便可能成为 25°C。

由此可见，如果水系统中两种运行模式的水源热泵机组的比例搭配适当的话，那么系统的水温不需要冷却，也不需要加热就可以不断循环使用。在这里，供热模式热泵机组加热，水所需要的热量是运行于供冷模式热泵机组从室内取出的余热转移过来的。这就是水源热泵系统能够回收利用室内余热的原理。

一座大型建筑，空调负荷可以划分为受外部气候条件影响的外区（周边区）和基本不受外部气候条件影响的内区（核心区）。当气候较冷时，外区就需要供热，而内区则因不受外部气候的影响，室内又有各种散热量而往往仍需供冷。这样，内区散发的热量将通过运行于供冷模式的水源热泵机组向外区运行于供热模式的水源热泵机组提供热量，也就是对外区提供免费采暖。

二、水源热泵系统的组成及运行模式

水源热泵系统由下列部分所组成：水源热泵机组、排热设备（冷却塔）、加热器（电锅炉等）、循环水泵、水管环路、水系统控制箱和室内温控器等，必要时还可加上蓄热水箱、热交换器等设备，如图 4-2-2 所示。

水源热泵系统在不同季节的运行模式如图 4-2-3 所示。

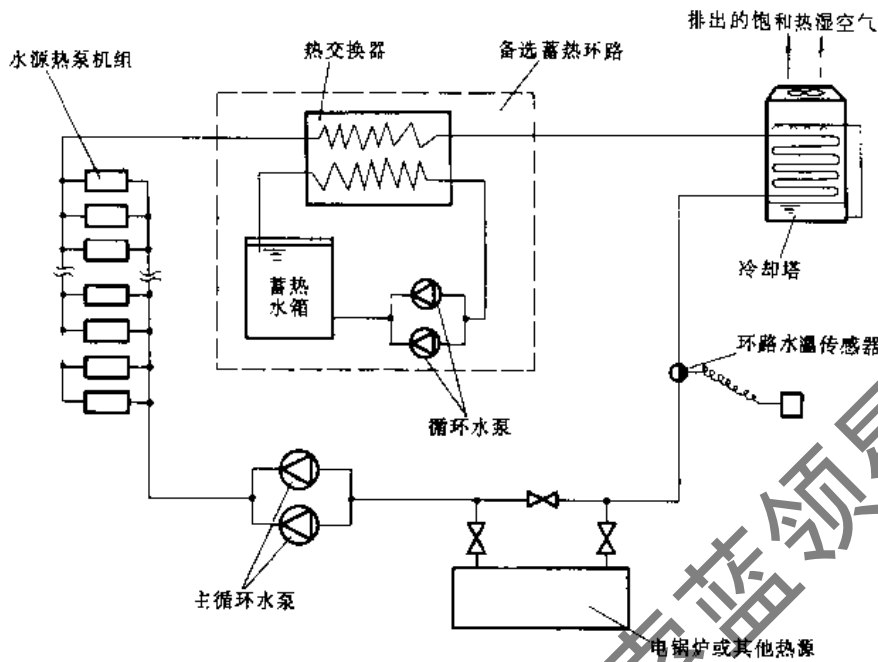


图 4-2-2 系统组成

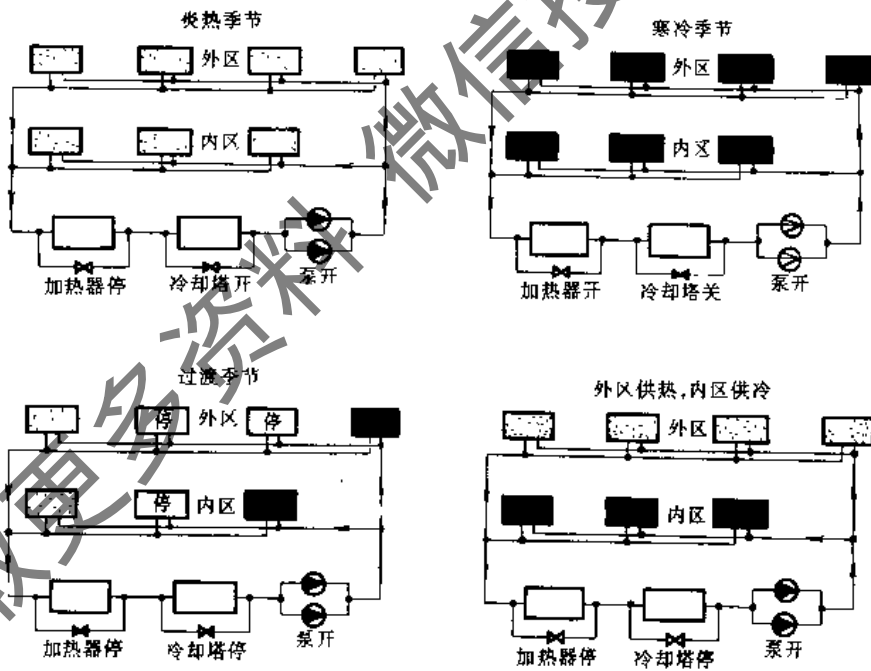


图 4-2-3 运行模式

三、水源热泵系统的设计要点

水源热泵的工作原理见图 4-2-4 及图 4-2-5。

按供冷模式运行时，高压高温的制冷剂气体从压缩机压出后经换向阀进入水/制冷剂热交换器，制冷剂向水中排放热量而冷却成高压液体，并使水温升高。到热膨胀阀进行节流膨胀成低压液体后进入空气侧盘管蒸发成低压蒸气，在蒸发过程中吸收空气中的热量将空气冷

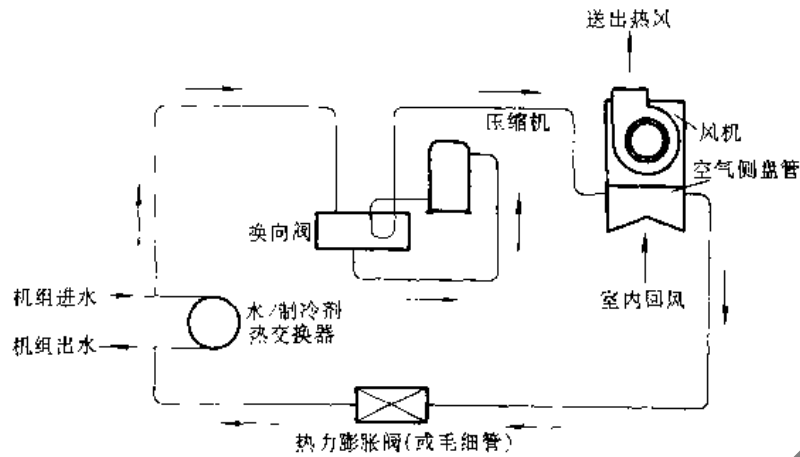


图 4-2-4 供冷原理

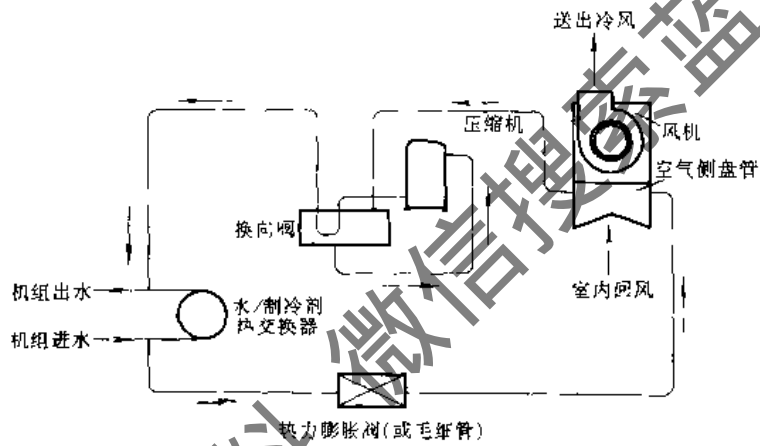


图 4-2-5 供热原理

却。但压制冷剂蒸气然后又进入压缩机压缩成高压气体，如此循环不已。这时，水/制冷剂热交换器为冷凝器，空气侧盘管为蒸发器。

在供热模式运行时，高压高温制冷剂气体从压缩机压出后经换向阀进入空气侧盘管向空气排放热量而冷却成高压液体，到热膨胀阀进行节流膨胀成低压液体进入水/制冷剂热交换器蒸发成低压蒸气，在蒸发过程中吸收水中的热量将水冷却。低压制冷剂蒸气然后又进入压缩机压缩成高压气体，如此循环不已。这时，水/制冷剂热交换器为蒸发器，空气侧盘管为冷凝器。

1. 系统基本形式

如图 4-2-6 所示，水源热泵系统是由水源热泵机组、排热设备（冷却塔）、加热器（电锅炉等）、循环水泵、水管环路、水系统控制箱和室内温控器等所组成的中央空调系统。

水管环路以设计成同程式为好，使各机组的阻力容易平衡，无需安装平衡阀。如果采用异程式，则在水源热泵机组的进水管上应装平衡阀。

(一) 水源热泵机组

水源热泵机组根据冷、热负荷，水流量，环路水温来选取，其容量应能满足峰值显冷负荷、峰值全冷负荷和峰值热负荷的需要。

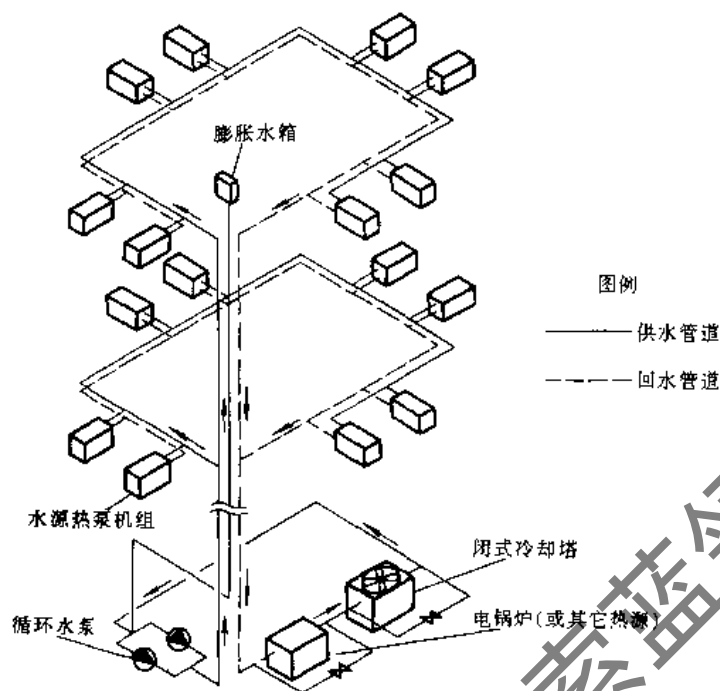


图 4-2-6 水源热泵系统

(2) 排热设备

推荐采用闭式冷却塔，如图 4-2-7 所示。冷却塔应设旁通阀，以便在锅炉运行期间减少热损失。

如果采用开式冷却塔，则必须另加换热器把环路水与冷却塔隔离开来，如图 4-2-8 所示。不要把环路水直接暴露在大气中，否则，水源热泵机组中的水/制冷剂热交换器将会受到腐蚀和结垢，降低设备性能，缩短设备寿命。

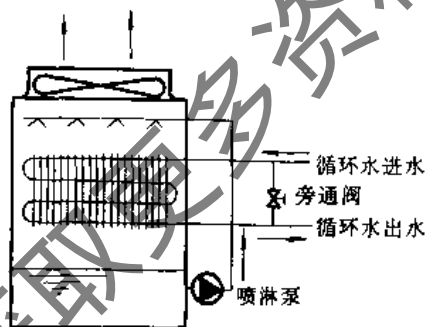


图 4-2-7 闭式冷却塔

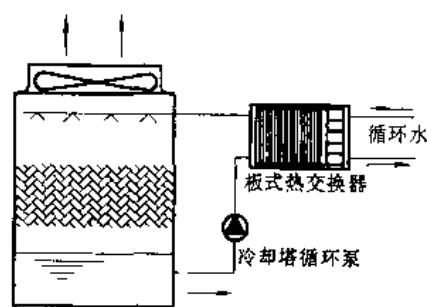


图 4-2-8 开式冷却塔

(3) 水加热设备

可根据当地能源情况采用电锅炉、燃油或燃气锅炉，以及蒸汽/水、热水/水热交换器等。其容量可按采暖总负荷的 70%~75% 选取。这是考虑到水源热泵机的供热量中除了加热设备所提供的外，尚有电动机对制冷压缩机所做的压缩功。这部分功的当量热在水源热泵机组供热量中约占 25%~30%。

在确定加热设备容量时，需要考虑的其他主要因素是：

(3) 夜间回置控制引发的热量。由于夜间无人时由控制系统将室内温度自动调低，到早晨又要升温，升温到设计温度所需的热量与建筑物质质量、热容量和设计温度与回置温度的温差等有关。升温时间可按 1 到 1.5 小时计算。为尽量减少升温所需的热量，建议在早晨还没有人使用时升温。因为这时新风可以关闭，也就是新风所需的热负荷不必计入。新风机工作原理见图 4-2-9。

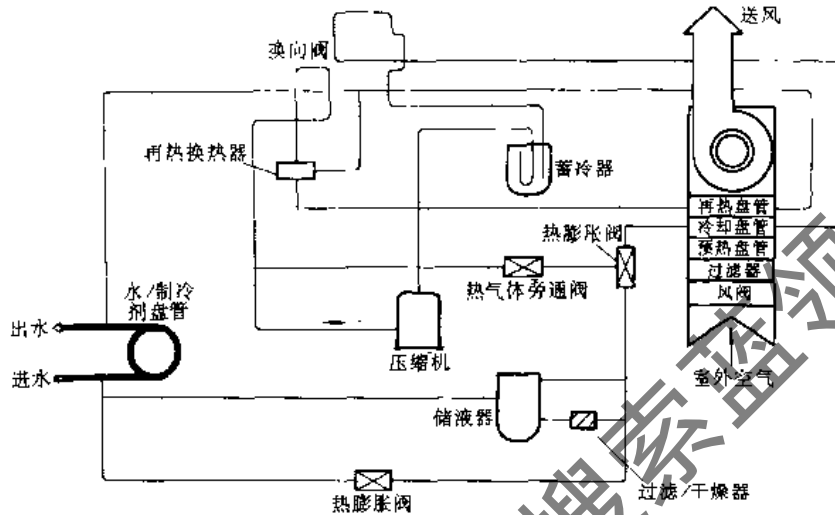


图 4-2-9 新风机组工作原理（制冷状态时）

(4) 闭式冷却塔热损失。这部分热损失与当地的冬季气温和风速有关。如果采取有效的冬季防护措施，比如将冷却塔保温、排风口安装可关闭的风阀、设置能将环路水旁通过冷却塔的旁通阀等，则可降低这部分损失。若无任何冬季防护措施，则每 1℃ 温差（指环路进水温度与环境空气温度之差）每 1kW 冷量的热损失约为 4.5W。

(4) 水系统控制箱

一般选用可编程的水系统自动控制设备。可根据设定，按水温自动启动冷却塔或加热设备，启动水泵按时开机、关机，使水泵轮换运行等。这样使水系统可以做到自动运行、无人操作。

(5) 供冷供热负荷

冷热负荷可按常规方法计算。但需要注意的是，这里有两种负荷：整体负荷和单区负荷。这两种负荷对选择设备的大小有重要意义。整体负荷是指整幢建筑物的峰值冷、热负荷，体现在中央设备上。而单区峰值负荷一般各个区并不同时发生。因此，各单区峰值负荷之和大于整体负荷。这里有个参差系数，即：

$$\text{参差系数} = \text{整体负荷} / \sum \text{单区峰值负荷}$$

整体负荷用于选择锅炉和冷却塔，单区峰值负荷则用于选择各区的水源热泵机组。很多负荷计算的计算机程序可以计算出单区峰值负荷和整体负荷。当参差系数不知道时，可采用下列推荐值：对于冷负荷，当系统安装容量在 40 冷吨（141kW）以下时，取 0.85；系统安装容量在 40~60 冷吨（141~211kW）时，取 0.8；系统安装容量在 60 冷吨（211kW）以上时，取 0.75。但对供热负荷，参差系数都取等于 1。

2 系统分区

在可能情况下，应确定建筑物内部各区的使用意向。哪些区有特殊需要，如会议室、计算机房、洁净房等，这些地方将需要单独分区。其余部分则可按外区（周边区）和内区（核心区）来划分。

一个外区应只面对一个朝向（即不同朝向应划分成不同的外区），而内区则不应有较多的外墙面积。例如，一个矩形建筑物，每层楼至少应分成5个区，即4个外区和1个内区。由于转角处的情况与相邻两个外区并不相同，只能分别由相邻两个外区来共同供给，或者自成一区，由单独的水源热泵机组来供给。

离外墙4~6m范围内可定为外区，其余部分则为内区。

3. 循环水泵

在环路中，循环水泵总是布置在水源热泵机组的上游、中央设备的下游。这样，可使供向水源热泵机组的管道处于加压状态，而补给水和膨胀水箱则使水泵吸入端处于正压。这种布置方案使整个系统都处于正压，因而避免了水泵发生气蚀。

循环水泵应设备用。

4. 环路水温传感器

此传感器应设在冷却塔的下流和锅炉的上游。这样，可使冷却塔和锅炉的控制都能稳定。如果将传感器放在锅炉的下游，则会因锅炉的频繁停、开而使系统的控制出现不稳定。另外，放在锅炉上游的传感器可使环路水温控制到环路管道不发生结露的最低温度。

5. 冷却塔

应设在通风良好、能与室外空气进行充分交换并对噪声不敏感的场所。许多情况下，装在屋顶上往往是最佳选择。如不可能这样做时，可装在靠近系统的地面上，以尽量缩短循环管道的长度。

6. 锅炉

如有可能，锅炉应放在地下室的设备间内。如采用特种户外型锅炉也可明装在屋顶上。如果锅炉使用矿物燃料，则应保证供应充足的燃烧空气，并使烟气能够从建筑物中排放出去。

7. 水源热泵机组

噪声控制和设备检修通路是布置水源热泵机组时考虑的两个主要问题。此外，还要尽量缩短水管和风管长度以降低安装费用。

7.1. 噪声控制

1) 卧式机组。对于卧式机组有许多措施（如图4-2-10所示）可以降低噪声。主要包括：采用帆布接管、软管连接和使用带弹簧或氯丁橡胶减震器的吊架来降低震动产生的噪声，机组之间至少相距2.4m，以避免噪声叠加。

把机组安装在吸声垫上，吸声垫的面积至少应是机组底座面积的两倍以衰减辐射噪声。这对噪声敏感区域，如会议室、封闭的私人办公室尤为重要。

风管内的风速应取小于3.8m/s，所有弯头应设导流片，风管内应衬贴25mm厚、容重为24kg/m³的玻璃纤维或其他适当材料。从机组开始的头6m长度内或到第一个弯头处应有这样的消声衬贴。

在机组处使用90°风管弯头或内贴消声材料的静压箱以衰减从机组直线传出的噪声。

在机组回风口处使用内贴消声材料的“L”或“T”型风管。

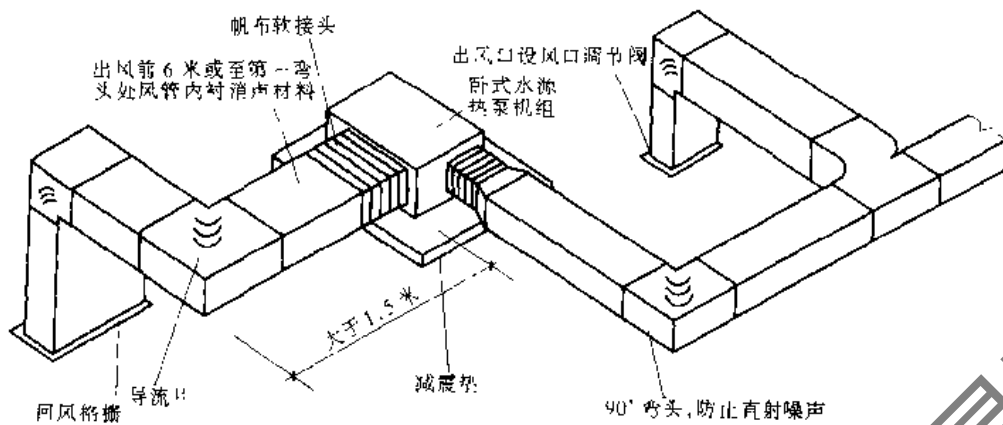


图 4-2-10 卧式机组噪声机组

⑤ 散流器之前使用 0.9~1.8m 长的消声软风管。将风量调节阀设在接出支管的颈部。

⑥ 如果回风是通过静压箱吸入，则回风格栅至少应设在离机组 1.5m 处。在回风格栅上加一个内贴消声材料的“L”型风管，可以进一步衰减噪声。“L”型风管的端部不要面向最近的非台热泵机组。

⑦ 支管到散流器之间至少要有 0.9m 长的风管。这不仅是为了消声，也为气流进到散流器之前流线能够变直。

⑧ 避免将 10.5kW 以上的大型水源热泵机组布置在办公室或其他对噪声敏感区域的上部。在可能的情况下，应把机组放在走廊上部、设备间内或杂用小区内。

⑨ 立式机组。许多卧式机组控制噪声的推荐措施仍然适用于立式机组。下面介绍有助于降低立式机组噪声传播的附加措施（见图 4-2-11）。

① 将立式机组安装在高密度吸声材料制成的垫上。垫四周的各边至少应超出机组底座 75mm。垫的合适材料有橡胶、软木等。也可使用 9.5~13mm 厚背贴橡胶的地毯。

② 接在机组顶部的风管弯头应是顺着风机的旋转方向。

③ 使用消声材料或其他方法衰减从机组直线传出的噪声。

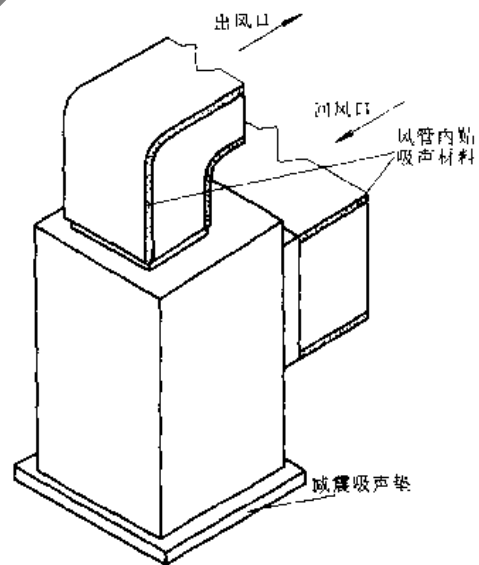


图 4-2-11 立式机组噪声控制推荐措施

④ 落地式机组。如果设计中有低噪声要求，则最好避免选用落地式机组。在落地式机组中，风机和压缩机都位于空调房间内，噪声将烦扰用户。设计人员对这样的噪声很难加以控制。因此，在选用落地式机组之前，对生产厂提供的噪声资料应进行仔细评估。

四、设备的检修

应使机组能够很方便地进行维护（清洗或更换过滤器、润滑轴承、清洗滴水盘等）和修理（更换主要部件或拆卸整个机组）。机组维护得好，可以使系统长期有效地运行。

应设置检修板或检修门，检修门的大小应能保证卸下整个机组。

吊架、水阀、阀门配件、电气接点等应有容易到达的检修孔。机组的四周应有足够的使用工具的空间。

为能卸下机组，在机组任何部分的下面，不得敷设刚性管道。如使用回风管道，则应在风管上开槽，以便装卸过滤器。

①卧式机组。推荐措施如图 4-2-12 所示。

②立式机组。与卧式机组和落地式机组不同，立式机组的体积较大，在大修时往往也不把整机拆走。因此，应留出较大的检修空间。对于立式机组的维修建议如图 4-2-13 所示。

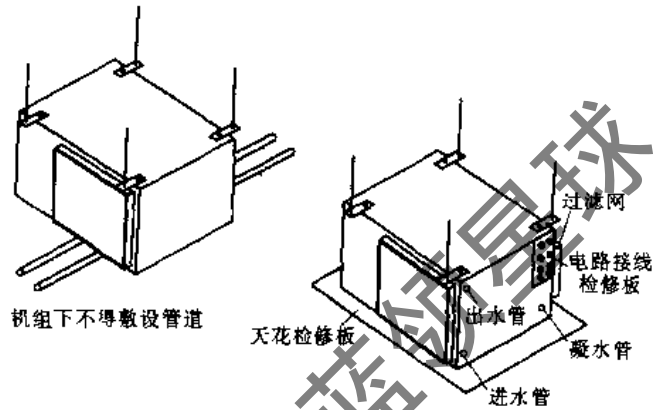


图 4-2-12 卧式机组检修通路

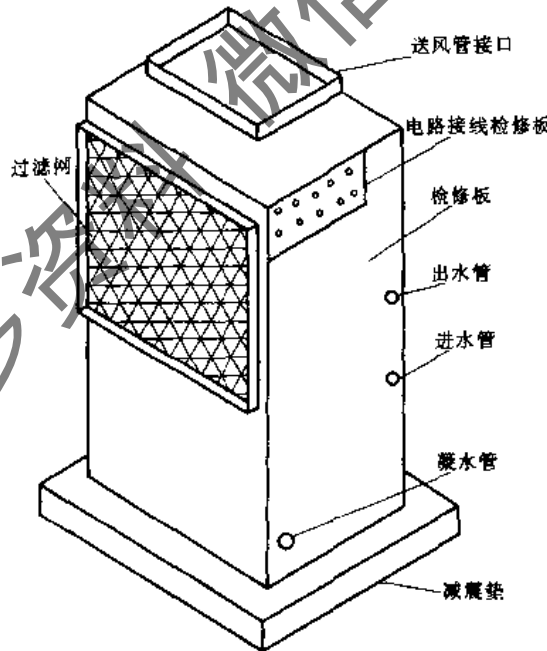


图 4-2-13 立式机组检修点

应提供更换过滤器和清洗滴水盘的检修通路，并确保检修过滤器的通路没有被管道挡住。

应提供更换风机电机、压缩机、盘管的通路。另一种方案是将整机移出。

应提供检修所有电气接点的通路。

五、环路参数

1. 水量

每台水源热泵机组都需要有一个最小水量来获得适当的热传递。水量太小，将导致机组的性能恶化和不正常跳闸，并有可能损坏设备。噪声和水泵能耗过大则限制了机组的最大水量。环路水量的经验数据为每冷吨（3.5kW）0.095~0.191L/s。环路的总水流量应按各区峰值负荷的总和来确定，而不是按建筑物的整体负荷来定。

水流量对水源热泵机组性能的影响可从生产厂的产品样本中看出。现在大多数生产厂家都提供不同水流量和不同进水温度下的水源热泵机组性能数据。图 4-2-14 表示水流量对机组 COP 的影响。

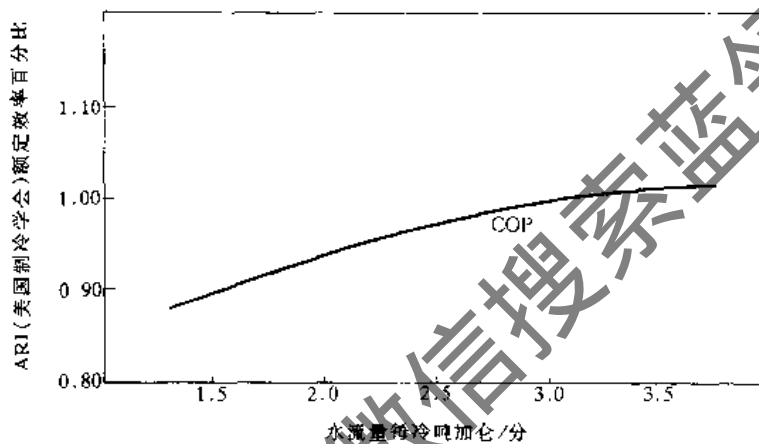


图 4-2-14 水流量对机组 COP 的影响

2. 管内水流速度

水流速度太快，则噪声大，水泵能耗高；如速度太慢，则不能带走管内的空气。对于管径为 50mm 及以下的管子，极限流速为 1.2m/s。较粗的管子，流速可以稍高，但为保证水流安静，环路内的水流速度应保持低于 1.8m/s。水流的最低速度不应低于 0.6m/s，以利于空气排除。

3. 水温

环路水温对水源热泵机组的效率和容量都有相当的影响。典型的环路水温控制器将保持水源热泵机组的进水温度范围在 10°C~32°C（或 15°C~35°C 之间）。

4. 蓄热水箱

商业建筑中，在气候温和的季节，水源热泵机组的运行以供冷模式为主时，常常应用到低温蓄热水箱（15°C 至 40°C）。将水源热泵机组排出的热量储存起来，可用于清晨房屋升温、将高峰负荷转移到非高峰用电时间以及加热生活用水等。

如果在系统中加设蓄热水箱，则应把其放在锅炉的上游，使锅炉能很快将环路水加热，而不必先加热蓄热水箱中的水。

采取措施将蓄热水箱与环路隔离开来。这里介绍两种方案，一是用阀门（见图 4-2-15），另一种是用热交换器，见图 4-2-16。在前一种方案中，蓄热水箱是有压的，造价较高；后一种方案的蓄热水箱是无压的，比较便宜，但需增设热交换器和水泵。

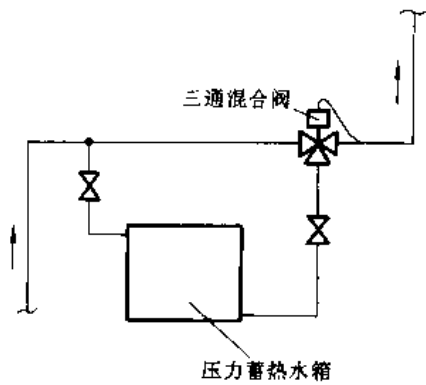
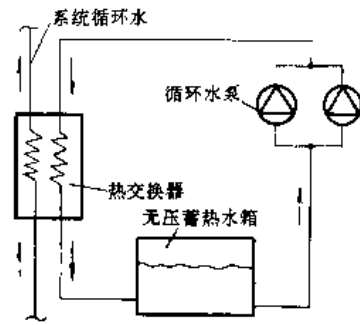


图 4-2-15 压力蓄热水箱

图 4-2-16 带热交换器的
无压力蓄热水箱

蓄热水箱可以为清晨升温储存热量并可使冷却塔运行在非高峰用电时间，以节省能源费用。

在夜间温度允许下浮或有夜间回置的建筑物中，到清晨就需要供热来提升室温。清晨升温时，如果供热模式的机组数量超过供冷模式机组 25%~30% 的话，环路水温和蓄热水箱的水温将逐渐下降。温度下降的速率取决于所运行机组的容量和蓄热水箱的水容积。

设置蓄热水箱的目的是要提供足够大的热容量使得环路水温从晚上最高（一般为 32℃）下降到清晨最低（一般为 15℃），缓慢到足以使室内温度从夜间回置复原过来而不必启动锅炉。这就大大减少了锅炉的运行需要，使得只有在连续寒冷的日子里才对环路水用锅炉进行加热。

一般环路水容量约为每 1 安装冷吨（3.5kW）45L 或 12.8L/kW。当全部机组都按供热模式运行时，这个水量所蓄存的热量只能供应约 15min。为清晨升温所需要的蓄热水箱容积取决于运行状况、气候和建筑物的热损失率。一般认为，每 1kW 安装冷量的蓄热水箱容积取 10~20L 较为合理。

转移冷却塔运行至非高峰用电时间。其原理是，使冷却塔在夜间运行，将蓄水箱中的水温降下来供第二天使用以减少高峰时间用电量。冷却塔夜间运行，由于空气湿球温度低，还有利于降低水的温度。

蓄水箱中的水温降低后，应把蓄水箱与环路隔离开来，以备下午高峰用电时间使用。如不予隔离，则水箱中的低温水将用在清晨开机。这样就好处不大，因为清晨不是用电高峰期。另外，清晨如果需要房屋升温，则反而增加了能量消耗。蓄水箱大小视需要节能多少而定。

注意，不能将环路水温降到 13℃ 以下，否则就会产生结露，此时就需要对环路管道进行保温。

5. 新风

水源热泵系统引进室外新风的常用方案有以下两种：用风管将新风送到各机组；用天花静压箱分配新风。至于采用何种方案，应视建筑物的情况而定。

新风机组的布置如图 4-2-17 所示。

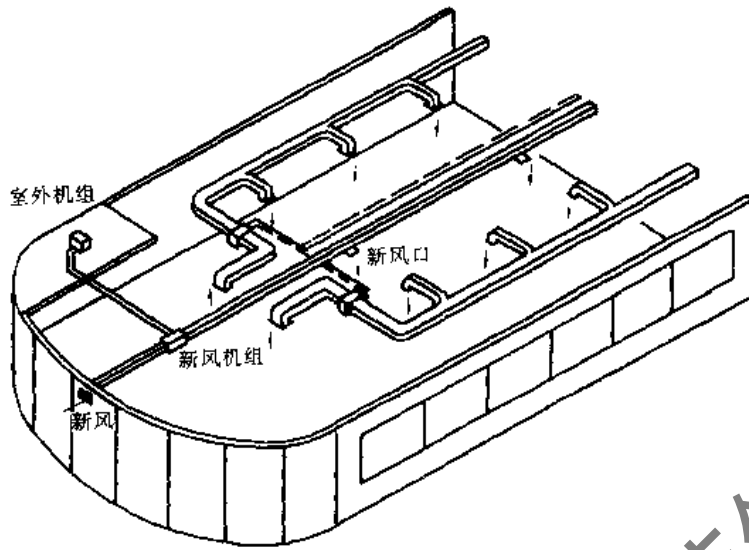


图 4-2-17 新风机组布置图

新风机组的工作原理与一般的水源热泵机有所不同，其工作原理如图 4-2-18 所示。

新风机组从室外吸入 100% 新风，通过低漏风率多叶风阀（该阀在运行时即开启）进入到空气过滤器，而后在机组中进行如下处理：

在暖和季节，新风由机械制冷系统加以冷却。如果空气的湿度很高，湿度控制器将启动直接蒸发的冷却盘管和热气体再热盘管，把空气冷却、去湿后再加热到常温。

在寒冷季节，新风先由电加热器或热水盘管预热，而后由运行于制热模式的水源热泵机组进行加热。

在温和季节，机组则运行于通风模式。

新风机组配带有工厂安装的控制系統可供用在冷却、加热和热气体再热（控制湿度）模式下调整设定值。最可靠的方法是将新风按需要的量用风管送到各机组。

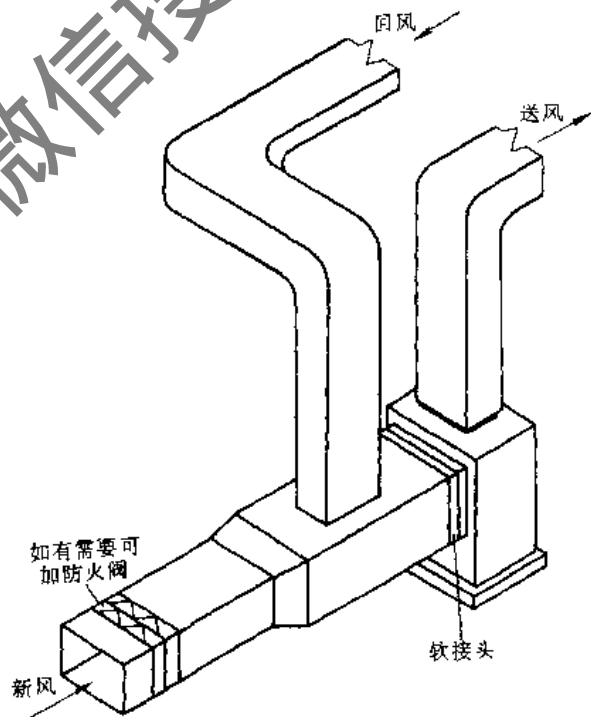


图 4-2-18 用风管送新风至各机组

图 4-2-18 所示为最常用于大型立式机组的方案。在这种情况下，建议在安装立式机组机房附近设置新风竖井，这种竖井可用风管、砖砌体或其他合适材料制作。

各机组接到新风竖井的风道上时应装风阀以调节新风量。此外，如果风道穿过防火墙，还要安装防火阀。风量调节阀应采用电动式，并与机组的风机连锁，使在风机不运行时或在

清晨升温时，风阀自动关闭。这样，将减小不工作机组的能量消耗。

如果不是用风机将室外新风加压送入新风竖井，则竖井应保持较低的风压降，因为各机组都从竖井吸取新风。这种情况下，竖井内最高设计风速：表面粗糙的竖井（如砖石砌体）为 2.5m/s；风管为 5~6m/s。

对于那些用大型立式机组供应内区、卧式机组供应外区而楼面又敞开的建筑物，则允许将新风只送到内区。如果内区是用到顶的隔墙与外区隔开，则外区的卧式机组要有自己的新风管送到各机组或采用静压箱的方式分配新风。

用天花静压箱分配新风。这种方式适用于设有回风静压箱的卧式水源热泵机组。将室外空气经过处理后，用单独的风机和风管送到几台热泵机组共用的回风静压箱。新风应尽量分配到靠近每台机组处。应设连锁装置，使在夜间回置和清晨升温期间，关闭室外新风阀并不让新风风机运行。

6. 冷凝水排放

冷凝水排放管应按一定的坡度敷设，并加以保温以防结露。

冷凝水的排放量可按每千瓦冷量 0.4kg/h 估算（如果室内湿度高或人员的劳动强度大，此值可增加一倍），并以此来确定冷凝水管的管径。注意不得采用小于 3/4 英寸的管子。在正常潜热负荷情况下，冷凝水排放管的管径可参照表 4-2-1 确定。

表 4-2-1 冷凝水排放推荐管径（正常潜热负荷下）

最大接入冷量 (kW)	最小管径 (mm)	最大接入冷量 (kW)	最小管径 (mm)
7	20	598	50
18	25	1055	75
106	32	1512	100
176	40	2462	125

除本身带有内置存水弯的机组外，在机组的冷凝水排出口处必须装设存水弯。存水弯的高度至少为机组滴水盘处所能产生负压（mm 水柱）的 1.5 倍；对于美意公司产品，供冷量在 18kW 及以下的机组，存水弯高度不得小于 50mm；对于 18kW 以上的机组，存水弯高度不得小于 75mm。美意公司的立式机组一般都有内置存水弯。

冷凝水可就近排入下水口或接入冷凝水管道排放，可根据情况而定。

机组的进、出水口与系统管道的连接宜采用专用高压软管。

为防止机内同轴热交换器堵塞，在接入机组的进水支管上应设水过滤器。

为便于检修，在接入机组的进、出水支管上应设检修阀。

六、控制

1. 自动控制系统

水源热泵系统的自动控制通常包括两个内容：水源热泵机组的控制和水系统的中央控制。

2. 水源热泵机组的控制

一般由机组配带的壁挂式室温控制器控制机组的运行。这种室温控制器具有手动、自动切换，室温设定和显示，供冷、供热模式的转换等功能。有的还有安全锁定和过滤器污染指

示。壁挂式温控器装在对温度有代表性空间的墙上，通常由一个温控器控制一台水源热泵机组。

3. 水系统的中央控制

水系统的中央控制建议采用专用的电脑控制箱。这是一种体积很小、可编程的水系统自动控制设备。可根据设定，按水温的变化自动启动冷却塔和锅炉等加热设备（并可进行分级、分档启动），启动水泵，按时开机、关机，水泵轮换工作，节假日运行，超温关机、断水关机，报警等各种自动控制功能。使水系统可以做到无人自动操作。

七、安装调试注意事项

每台水源热泵机组在就位安装之前，必须在现场打开机箱，松开压缩机底座上为运输而紧固的螺栓，并进行供冷、供热的通水运行试验。试验时应同时接上各自的温控器，测试其功能。同时，还要验证机组的安全控制，如在机组运行中关闭进水阀，安全控制应能使压缩机停止运行。而后，将温控器置于“关”（OFF）的位置，再置于“开”（ON），应能使锁定继电器复位。开启进水阀，数分钟后机组应能继续运行。待证明一切工作正常且无其他缺陷后，才可进行水源热泵机组的安装。安装时应严格按照机组随带的安装说明书中的规定。

施工期间，承建商应极其小心地防止尘土和外界异物进入管道和系统构件。管子贮存时应将管口加封，设备的所有开口均应妥善保护，勿使落入尘土、杂物。安装前，应目检每根管子和阀门管件，并清除所有尘土、杂物。

1. 系统充水和清洗

系统安装完成后必须对系统进行充水和清洗，才能投入试运行。

为使清洗时能将脏水迅速排出，应在供、回水的主立管的最低处设放水阀和放水管，并接入下水道或下水井。

1. 系统充水

在充水前，用高压软管将接到水源热泵机组的进、出水支管相互短接，使机组与水系统暂时脱开，以免充水时脏物进入机组。

可从系统的补水处充入自来水。充水时应打开所有排气阀，并确认系统内的空气已经排尽。充水后将排气阀关闭。

充水后应对系统按施工规范进行加压、检漏。合格后，才能进入下一步工作。

2. 系统清洗

充水完毕后，关闭放气阀，开动循环水泵 1 小时以上，使水在系统内进行充分流动。而后停机，打开所有放气阀，并迅速开启放水阀将系统内的水放出。放水时，注意观察水的污染情况。而后重复进行充水、放水，直到排出的水干净为止。之后拆洗水泵上的水过滤器。

关闭放水阀，重新充水。此次充水时，应把原来短接的进、出水支管恢复到与各机组的进、出水口相连接的状态。充水中，需加入磷酸三钠（按每吨水加入 2.39kg 计算）。水充满后，开动水泵排气，并启动水加热设备，使环路水温达 38℃。水泵应循环 3 小时左右。而后将水排放尽，重新充入新水。用石蕊试纸测试环路水的酸碱度，应呈微碱性，pH=7.5。如仍呈酸性，则应重新用磷酸三钠溶液进行清洗。

系统内不得加入止漏化合物之类的添加剂。

4. 系统试运行

在试运行前应确认：

- ①整个系统和设备均已安装完成，接线、配管正确无误。
- ②系统已经清洗完毕，并已充满水，且其酸碱度适当。
- ③系统内的空气已经排尽。
- ④电源电压符合要求。
- ⑤各机组上的进、出水阀均已开启。
- ⑥各机组的温控器都处于“关（OFF）”的位置。
- ⑦各机组已装上干净空气过滤器。
- ⑧水系统的中央控制箱的有关参数已按使用说明书规定和设计要求初步设定。

试运行前，应先开各机组的风机，检查送、回风是否符合设计要求，并进行必要的调整。而后将温控器置于“供冷（COOL）”模式，将室温设定在较低挡。启动整个系统。此时应有冷风送出。用手触摸各机组出水管的温度应大致相同。如相差较大，说明水量分配上存在问题，应进行调整。同时观察水泵和冷却塔的运行情况。最后试供热模式，将温控器置于“供热（HEAT）”，将室温设定在较高挡。启动整个系统。此时应有热风送出。同时观察加热设备的运行情况。

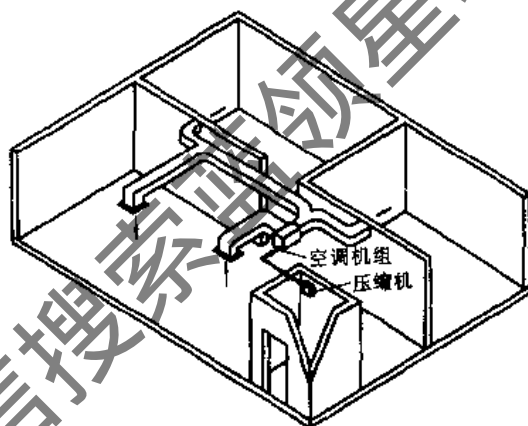


图 4-2-19 分体式热泵机组

分体式热泵空调机组的安装见图 4-2-19。

安装时可将空调机组直接装在使用空调的房间内，而压缩机组则放在隔离的小室内，以降低空调机使用房间的噪声水平。

八、水源热泵系统的优越性

水源热泵系统与通常采用的集中冷水机组双管风机盘管空调系统相比，具有适用性广、运行可靠、维修简单、投资少、可回收建筑物内的废热和利用低位热能的优点。当供热和供冷模式同时运行时，可降低运行费用。无论是对房屋开发商、对用户、对建筑设计师、对设备管理人员都十分有利。

1. 对房屋开发商

可降低工程造价，一般相当于普通的双管风机盘管空调系统造价或略低。而其功能却相当于造价昂贵的四管系统。施工周期也较短。

水源热泵机组可只订购初期安装所必需的台数，其余可推迟到用户即将入住时再购买、安装。水源热泵机组在全部投资中占相当大的比重（约占 50% 以上），这部分投资的分期分批投入和推迟使用，就意味着节约资金。

水管环路因水温在常温范围内不会结露，也不散热，故无需保温，减少了工程量和工程费用。

2. 对用户

使用方便，一年四季可根据自己的需要自由选择供热或供冷而不影响其他用户，并可随

意设定室内温度。能耗小，费用低，节省开支。运行可靠性高，系统不易发生故障。一旦出现故障，也可在短时间内很快得到修复。

除集中的水系统需要各用户按比例分担不多的运行费外，水源热泵机组的运行电费完全根据用户实际使用情况单独计量。不使用就无需交费。这一点与集中制冷、制热的风机盘管系统根本不同，对用户十分有利。

3. 对建筑设计师

水源热泵系统有很大的设计灵活性。水源热泵机组有各种规格、尺寸和形状。有可以安装在吊顶内的卧式机组，安装在窗户下面的落地机组，安装在小室内的立式机组等，这些机组所占用的空间都很小。由于水管无需保温，整个系统所需的管道井尺寸也小于风机盘管系统。而且无需占用空间很大的集中制冷机、热交换器和水泵的机房。只需要一个面积不大的安装水泵和小型锅炉的房间。这些都给建筑设计带来极大的方便。冷却塔则通常放在屋顶上。

4. 对设备管理人员

系统的可靠性高，运行中很少发生问题。当个别机组出现故障时，可以很方便地将它与整个系统隔离开来而不影响整个系统的运作。故障的机组则可就地进行维修或更换。机组的维修比较简单，因此，无需雇用技术水平很高的工人。全年的维修费用较低。在系统中增、减机组比较随意。

此外，水源热泵机组都是分散布置和使用的，因此，用电的高峰负荷也远低于集中制冷的空调系统。

第五章 空调通风风道的设计与安装

第一节 通风风道的设计因素

一、通风风道的设计因素

通风风道在设计中要考虑送风量（空气流量）、风速（流速）、空气所遇到的阻力（局部阻力和摩擦阻力）及管径大小，还要考虑管材及管件的选用、制作、保温、安装等。

二、风道计算简介

1. 风道阻力计算简介

风道的总阻力包括沿程阻力和局部阻力（摩擦阻力和局部阻力）。

一般在风道阻力计算中用得最多的是等压损法和假定速度法，现以假定速度法为例说明之。计算前应先绘制出风道的轴测图，进行分段编号，标出风道尺寸、风道长度和风量。然后假定风道的风速，最后根据公式进行阻力计算。

例如，某一中央空调机的风道如图 5-1-1 所示，管道分段为 A、B、C、D、E、F、Z。

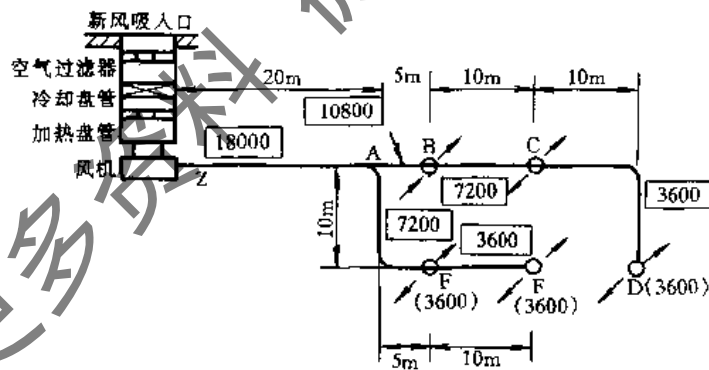


图 5-1-1 风道例子

对于 ZA 段，风量 $L = 18000\text{m}^3/\text{h}$ ，风速取 8m/s ，可以得到阻力系数 $R = 0.647\text{Pa}$ ，管道面积为 0.625m^2 ，若采用圆形风道，则直径为 88cm 。但从吊顶空间尺寸考虑，风道高度要限制在 40cm 以内，故改用矩形风道。当量直径表可查得与直径 88cm 相当的矩形风道尺寸为 $1850 \times 400\text{mm}$ ，其面积为 $1.850 \times 0.4 = 0.74\text{m}^2$ 。

ZA 段的实际风速应为 $V = 18000 / (0.74 \times 3600) = 6.76\text{m/s}$ ，再根据此风速查有关的阻力表求出局部阻力并决定送风机的静压。

此例中的各段数据如表 5-1-1 所示。

表 5-1-1 风道计算例

管段	风量 Q (m^3/h)	直径 d (cm)	风速 v (m/s)	阻力 R (Pa/m)	矩形风道		实际风速 v_1 (m/s)
					$a \times b$ (cm)	断面积 (m^2)	
Z'	18000	88	8.0	0.647	185 × 40	0.74	6.76
A:	10800	69	8.0	0.882	105 × 40	0.42	7.14

2. 风道的分段计算步骤

图 5-1-2 是中央空调风机盘管的新风系统风道布置，风管为镀锌钢板，每个送风口的风量为 $0.3m^3/s$ ($1080m^3/h$)，空气处理箱的阻力为 $295Pa$ ，试确定风机所需的风量、静压及风管尺寸。

风道按图中所示的分段并进行编号。现取图 5-1-2 中 1-2-3-4-5-6 为最不利的环路进行计算。

具体计算步骤如下：

- ① 假定各管段的风速。
- ② 计算出该段的管道截面尺寸。
- ③ 选出标准风管尺寸。
- ④ 重新按标准风管尺寸，计算出管内的

实际流速。

- ⑤ 进行各管段的阻力计算。

此例中管段 1~2、2~3、3~4、4~5、5~6 及分支管 7~3、8~2 的风道阻力计算列入表 5-1-2 中供参考。

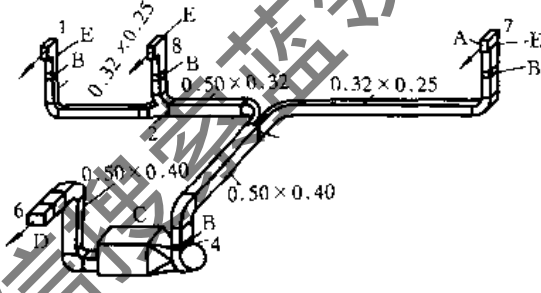


图 5-1-2 新风风道

表 5-1-2 风道阻力计算表

管段 编号	风量 L (m^3/s)	初选 风速 v (m/s)	风管 面积 F (m^2)	风管尺寸 $a \times b$ (m)	实际 面积 F (m^2)	实际 风速 v (m/s)	流量 当量 直径 D_d (m)	管段 长度 l (m)	单位 摩擦 阻力 R (Pa/m)	摩擦 阻力 R_l (Pa)	局部阻 力系数 ξ	动压 $\rho v^2/2$ (Pa)	局部 阻力 h_l (Pa)	每段 总阻 力 ΔP (Pa)	备注
1-2	30	4	0.075	0.32 × 0.25	0.08	3.75 2.5	0.309	8	0.65	5.20	0.91 + 0.52 + 0.20 + 0.37 + 0.48 = 2.48	8.44	20.93 7.50	33.83	送风口 阻力
2-3	60	4	0.15	0.32 × 0.50	0.16	3.75	0.435	5	0.44	2.20	0.19	8.44	1.60	3.80	

续表

管段 编号	风管 长度 L (m)	初选 风速 v' (m/s)	风管 面积 F' (m ²)	风管尺寸 $a \times b$ (m)	实际 面积 F (m ²)	实际 风速 v (m/s)	流量 当量 直径 D_d (m)	管段 长度 l (m)	单位 摩擦 阻力 R (Pa/m)	摩擦 阻力 R_l (Pa)	局部阻 力系数 ξ	动压 $pv^2/2$ (Pa)	局部 阻力 h_l (Pa)	每段 总阻 力 ΔH (Pa)	备注
3	0.90	5	0.18	0.50 × 0.40	0.20	4.5	0.488	8	0.52	4.16	0.21 + 0.52 = 0.73	12.15	8.87	13.03	
4	0.90													295	空调箱 阻力
5	0.90	5	0.18	0.50 × 0.40	0.20	4.5 3.57	0.488	6	0.52	3.12	0.02 + 0.20 + 0.28 + 0.26 = 0.74	12.15 2.14	8.63 1.93	13.68	管段 1-6 总阻力 395.14 (Pa)
分支 管 7-1	0.30	4	0.075	0.32 × 0.25	0.08	3.75 4.5 2.5	0.309	13	0.65	8.45	0.91 + 0.52 + 0.20 + 0.15 = 1.78	8.44 12.15 3.75	15.02 6.08 7.50	37.05	
8-1	0.30	4	0.075	0.32 × 0.25	0.08	3.75 2.5	0.309	3	0.65	1.95	0.91 + 0.52 + 0.48 = 1.91	8.44 3.75	16.1 7.50	25.57	

第二节 通风风道的自动设计简介

通风风道的自动设计和常规设计的过程相似,设计人员首先要布置风口和风管的走向,并设定各风口的风量,称为草图绘制,见图 5-2-1。然后对各管段进行编号,根据每个风口的风量计算各管段的风量,并用假定流速法设定各段的风速,在此基础上,进行风道尺寸和水力计算,找出最不利环路,并进行阻力平衡和重新计算管道尺寸,见图 5-2-2。其中的标注格式为:风管宽 [mm] × 高 [mm] 风量 [m³/h]。最后,根据计算结果形成风道系统施工平面图和系统图,同时形成完整的水力计算表,作为结果输出,见图 5-2-3。其中系统轴测图上的标注格式为:风管宽 [mm] × 高 [mm] × 长 [m] 风量 [m³/h]。风道系统的自动设计过程见图 5-2-4。与常规设计过程不同的是,在自动设计中,只有草图绘制是手工完

成的，其它各步骤都可自动完成，速度快而且准确。根据需要也可进行人工干预。

在通风风道的自动设计方法中，以下几方面体现了较高的智能，实现了真正的自动计算和绘图

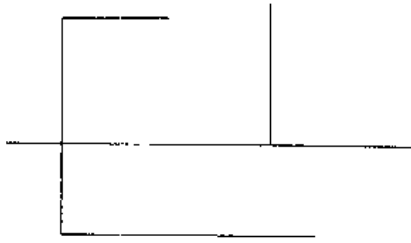


图 5-2-1 草图绘制

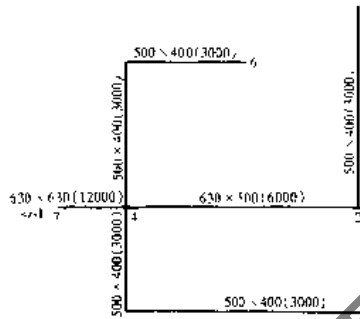


图 5-2-2 通风风道计算的草图

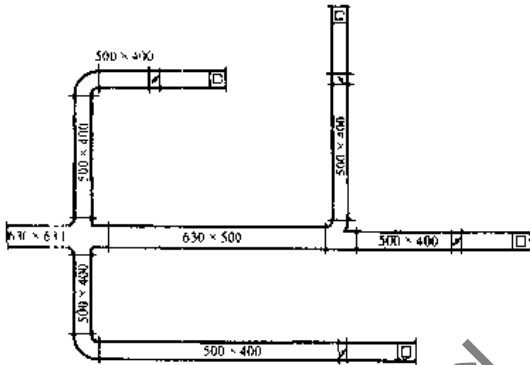


图 5-2-3 最后形成的图

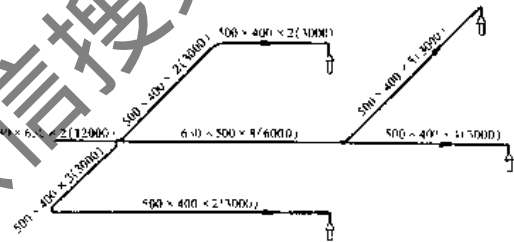


图 5-2-4 自动设计过程

1 自动管段编号和风量统计

当如图 5-2-1 所示的单线草图绘制完后，可自动识别树状单线草图中的直线为风管，直线之间的交点为弯头、三通、四通等部件，树状草图的末梢为风口，在风口前的管道上自动添加阀门。根据需要，还可以在草图中插入阀门、变径管、其它设备等。由于单线草图是随意绘制的，系统还必须提供检错手段，分别出重复的线段、环路及不可能的设备如五通等，如果直线与承重墙相遇，还必须报错。

对一个正确的单线草图，能够根据各个风口的风量自动统计各管段的风量。

在程序实现的过程中，应该为系统中的各个设备设计一个完善的数据结构，可以采用一种灵活的双向链表的树状数据结构，其内存分配和管理非常方便。各设备的数据作为图形实体的扩展数据保存在图形中，因此，可以随时打开该图进行修改和重新设计。风道系统单线草图实际上是一种多叉树结构，对这样一种图形中的实体进行搜索和计算是一种复杂的递归过程，可以采用循环和递归相结合的方法成功地实现这个过程。

2. 水力计算表

水力计算表见表 5-2-1。所有计算完成后，可自动输出水力计算表、自动输出风道的平面施工图和轴测图。

表 5-2-1 sys1 水力计算表

管段 编号	风量 m^3/h	长度 m	管段 流速 m/s	管段 尺寸 $mm \times mm$	比摩 阻 Pa/m	摩擦 阻力 Pa	局部 阻力 系数	局部 阻力 Pa	其它 阻力 Pa	总阻 力 Pa	管路累 计总 阻力 Pa	阀门 开度	备注 (不平 衡率) %
1-2	3000	6.6	4.17	500×400	0.44	2.9	0.64	6.6	13.1	22.2	22.6	0	
3-2	3000	5.6	4.17	500×400	0.44	2.5	0.52	5.3	13.1	21.4	21.0	0	-7.08
3-4	6000	7.8	5.29	630×500	0.52	4.1	0.04	0.7	0.0	4.8	27.4	0	
5-4	3000	13.2	4.17	500×400	0.44	5.8	0.72	7.4	13.1	26.3	26.3	0	+3.01
6-4	3000	8.7	4.17	500×400	0.44	3.9	0.76	7.7	13.1	24.5	24.7	2	-9.85
7-7	12000	2.2	8.40	630×630	1.08	2.4	0.00	0.0	0.0	2.4	29.8	0	

第三节 风速和风口

一、建筑物通风量的推荐值

通风量推荐值见表 5-3-1。

表 5-3-1 通风量推荐值

房间名称	换气次数 (次/h)	单位地板面积的通风量 ($m^3/h \cdot m^2$)	举 例
营业性厨房 (小)	40~60	100~150 (排风量)	小的餐厅
营业性厨房 (大)	30~40	120~150 (排风量)	饭店、大餐厅、医院等
洗衣间	20~40	60~120 (排风量)	饭店、医院附设的
厕所 (使用率低)	5~10	15~30 (排风量)	办公建筑
厕所 (使用率高)	10~15	30~45 (排风量)	电影院、学校等
地下仓库	5~10	15~30 (送风量)	
室内停车场	10	30 以上 (排风量)	
锅炉房	10~15	30~50 (送风量)	夏季锅炉不运行
变电室	10~15	30~50 (送风量)	
发电机室	30~50	150~500 (送风量)	

二、气流组织

空调房间气流流型主要取决于送风射流，送风口型式将直接影响送风射流，而回风口的位置对室内气流流型及区域温差的影响较小。

国内空调房间气流组织的常用送风方式，主要有侧送、孔板送风、散流器送风、条缝送风、喷射送风等五种。对室温波动范围要求严格的空调机大多采用前三种送风方式，其主要性能见表 5-3-2。

表 5-3-2 三种主要气流组织方式的性能

项 目	单 位	侧 送	散流器送风		孔板送风
			平 送	下 送	
风口位置		侧上方	顶棚	顶棚	顶棚
风口位置		侧下方或上方	侧下方、下方或顶棚	侧下方或下方	侧下方或地板
工作区应有的流型		回流	回流	平行流	不稳定流或平行流
混合层高度	m	0.3~0.5	0.2~0.5	1.0~3.0	0.15~0.30
房间高度下限	m	2.5~3.0	2.5~3.0	3.0~4.0	2.2~2.5
区域温差	°C	较小	较小	较大	较小
工作区平均风速	m/s	0.05~0.40	0.05~0.40	0.02~0.20	0.02~0.10

三、风速

1 低速空调系统风管内的推荐风速

推荐风速见表 5-3-3。

表 5-3-3 低速空调系统风管的推荐风速

频率为 1000Hz 时的 室内允许声级 dB (A)	风速 (m/s)			
	总管和总支管	无送、回风口的支管	有送、回风口的支管	新风入口
40~60	6~8	5~7	3~5	3.5~5
60 以上	7~12	6~8	3~6	3.5~5

2. 风管内风速

风管内风速见表 5-3-4。

表 5-3-4 空气在风管内风速选用表

名 称	风速 (m/s)
总管和总支管	6~8
无送、回风口的支管	5~7
有送、回风口的支管	3~5

注：①表中风速不适用于高速送风系统

②当使用整体式空调机组时，风速宜取下限。

③送、排风系统平衡压差≤15%；除尘系统平衡压差≤10%。

3 送回风口的风速

送风口风速见表 5-3-5。

表 5-3-5 送、回风口的风速 (m/s)

项 目	风 速	备 注
送风方式	侧送与盘式散流器平送	2.5~5.0 当送风口较高时，取大值
	孔板下送	3.0~5.0 送风均匀性要求高或送热风时，取大值
	条缝型风口下送	2.0~4.0 送风口位置较高或工作区允许风速较大时，取大值

续表

项 目	风 速	备 注	
回风口所在位置	房间内的上部	4.0~5.0	回风口离操作位置较远时, 还可再提高些
	房间内的下部		
	不靠近操作位置	3.0~4.0	
	靠近操作位置	1.5~2.0	
	用于走廊回风时	1.0~1.5	

四、送风风口气流形式

1. 侧送风口的气流

这是空调工程中最常用的一种气流组织方式。一般以贴附射流形式出现, 工作区通常是回流。对于室温允许波动范围要求不太高的空调房间, 一般能满足工作区温度分布(区域温差)的要求。因此, 除了区域温差或工作区风速要求很严格, 或因送风射程很短不能满足射流扩散和温差衰减的要求外, 宜采用这种方式。

2. 散流器风口的气流

散流器平送和侧送一样, 工作区总是处于回流区, 只是送风射流的射程和回流的流程都比侧送短。空气由散流器送出时, 通常沿着顶棚和墙面形成贴附射流, 射流扩散较好, 区域温差一般能够满足要求。由于应用散流器平送时应设置顶棚, 管道暗装在顶棚内, 这就导致建筑物层高的增加。一般都在建筑上已经考虑设置或可以设置顶棚(或技术层)的一些空调工程中应用。对散流器下送的方式, 当采用顶棚密集布置向下送风时, 有可能形成平行流使工作区风速分布均匀, 这可用于有洁净度要求的房间, 其单位面积送风量一般都比较大。由于下送射流流程短, 工作区内有较大的横向区域温差, 又由于顶棚密集布置散流器, 使管道布置较复杂。因此, 此方法仅适用于少数工作区要求保持平行流和建筑层较高的一些空调房间。

3. 条缝风口的气流

条缝送风属于扁平射流, 它与喷口送风相比其射程较短, 温差和速度衰减较快。一些散热量大的、只要求降温的房间可采用这种送风方式。在我国的纺织厂, 目前绝大部分采用条缝型均匀送风方式。在民用和公共建筑中, 还可采用与灯具配合布置的条缝送风方式。

第四节 通风管道制作安装与保温

一、通风管道的选择

- ①风管用镀锌钢板规格见表 5-4-1。
- ②低速风管结构要求见表 5-4-2。
- ③风管支架及吊架规格见表 5-4-3。
- ④矩形风管法兰规格见表 5-4-4。

表 5-4-1

镀锌钢板规格

厚度 (mm)	宽度×长度 (mm)				
	710×1420	750×1500	750×1800	900×1800	1000×2000
	每张理论重量 (kg)				
0.50	3.96	4.42	5.30	6.36	7.85
0.55	4.35	4.86	5.83	6.99	8.64
0.60	4.75	5.30	6.36	7.63	9.42
0.65	5.15	5.74	6.89	8.27	10.20
0.70	5.54	6.18	7.42	8.90	10.99
0.75	5.04	6.62	7.95	9.54	11.78
0.80	6.33	7.06	8.48	10.17	12.56
0.90	7.12	7.95	9.54	11.44	14.13
1.00	7.91	8.83	10.60	12.72	15.70
1.10	8.70	9.71	11.66	13.99	17.27
1.20	9.50	10.60	12.72	15.26	18.84
1.30	10.29	11.48	13.78	16.53	20.41
1.40	11.08	12.36	14.81	17.80	21.98
1.50	11.87	13.25	15.90	19.07	23.55
1.60	12.66	14.13	16.96	20.35	25.12
1.80	14.24	15.90	19.06	22.80	28.16
2.00	15.83	17.66	21.20	24.43	31.40

表 4-2

低速风道结构要求

低速矩形风管结构要求					
边长 (mm)	正常钢板厚度 (mm)	每段最大长度 (mm)			法兰角钢最小尺寸 (mm)
		不带压边和加强	带压边	带加强	
< 400	0.6	--	--	--	--
400 - 600	0.6	1500	--	--	25×25×3
600 - 800	0.8	1500	--	2000	25×25×3
800 - 1000	0.8	1200	1500	1500	25×25×3
1000 - 1500	1.0	800	1200	1200	40×40×4
1500 - 2250	1.0	800	800	800	40×40×4
2250 - 3000	1.2	600	600	600	50×50×5

低速铝制风管结构要求					
长边或直径 (mm)	铝管厚度 (mm)	每段最大长度 (mm)			法兰角钢最小尺寸 (mm)
		不带压边和加强	带压边	带加强	
< 30	0.8	--	--	--	--
400 - 600	0.8	1500	--	--	25×25×3
600 - 800	1.0	1500	--	2000	25×25×3

表 5-4-3 安装风管用的吊架和支架规格

板厚 (mm)	吊架 (水平风道用)			支架 (垂直风道用)	
	角钢 (mm)	圆钢 (mm)	最大间隔 (m)	角钢 (mm)	最大间隔 (m)
0.5	25×25×3	直径 8	3.0	25×25×3	3.6
0.6	25×25×3	直径 8	3.0	25×25×3	3.6
0.8	30×30×3	直径 8	3.0	30×30×3	3.6
1.0	40×40×3	直径 8	3.0	40×40×3	3.6
1.2	40×40×5	直径 8	3.0	40×40×5	3.6

表 5-4-4 矩形风管法兰规格

周 长 (mm)	制作法兰用角钢规格 (mm)	法兰螺栓系数 (个)	螺栓规格 (mm)
450 以下	25×25×4	8	6×25
500~700	25×25×4	8	6×25
750~1000	25×25×4	10	8×25
1050~1600	25×25×4	12	8×25
1650~2400	30×30×4	16	8×25
2450~3500	36×36×4	24	8×25

二、风管制作

1. 风管的制作大样

几种风管的制作大样见图 5-4-1~图 5-4-6。

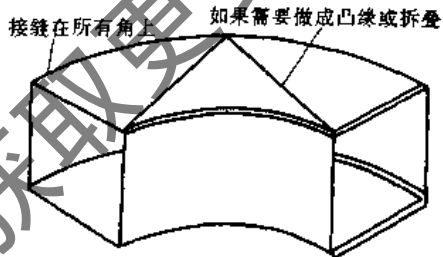


图 5-4-1 小弯头

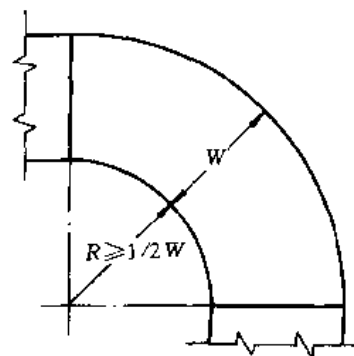


图 5-4-2 标准弯头

2. 风道的咬口

常用的咬口形式有单平咬口、立咬口、转角咬口、联合角咬口和按扣式咬口等，见图 5-4-7。

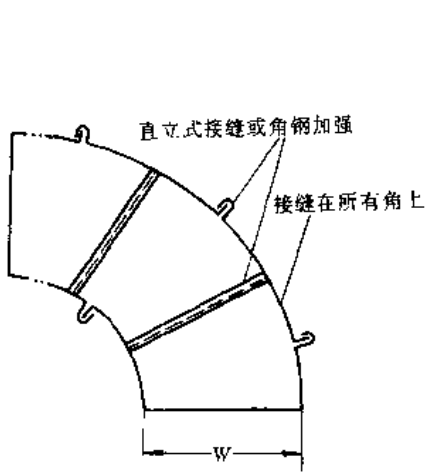


图 5-4-3 大弯头

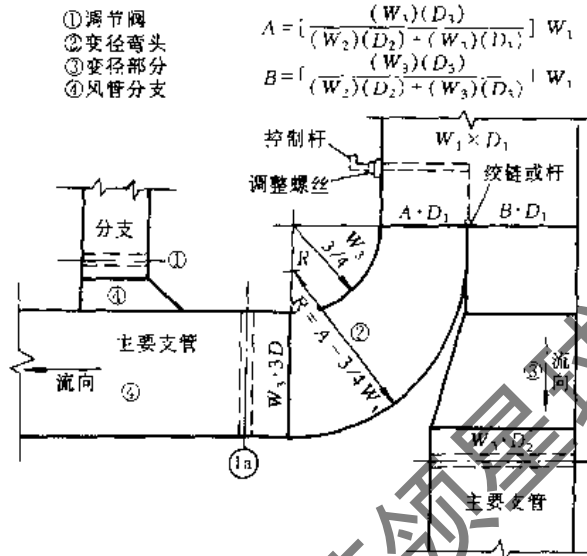


图 5-4-4 分支管

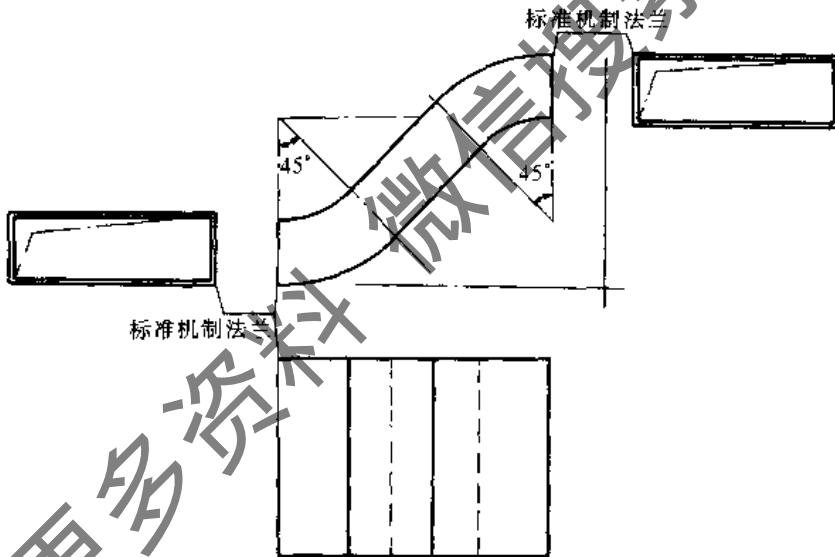


图 5-4-5 来回弯

单平咬口用于板材拼接缝和圆形风管纵向闭合缝以及严密性要求不高的配件连接。

平咬口适用于圆形风管管端的环向接缝，比如圆形弯管和圆形来回弯各短节间的连接。

斜角咬口用于矩形直管的咬缝和有净化要求的空调系统，有时也采用弯管或三通管的转角咬口缝。

联合角咬口用于矩形风管、弯管、三通管和四通管转角缝的咬接。

插扣式咬口适用于矩形风管和配件的转角闭合缝。在加工时，一侧板边加工成有凸扣的插口，另一侧板边加工成折边带有倒钩状的承口。在安装时，将插口插入承口即可组合成型。这是目前较理想的咬口形式。其优点是结构简单，便于运输和组装，便于机械化加工，

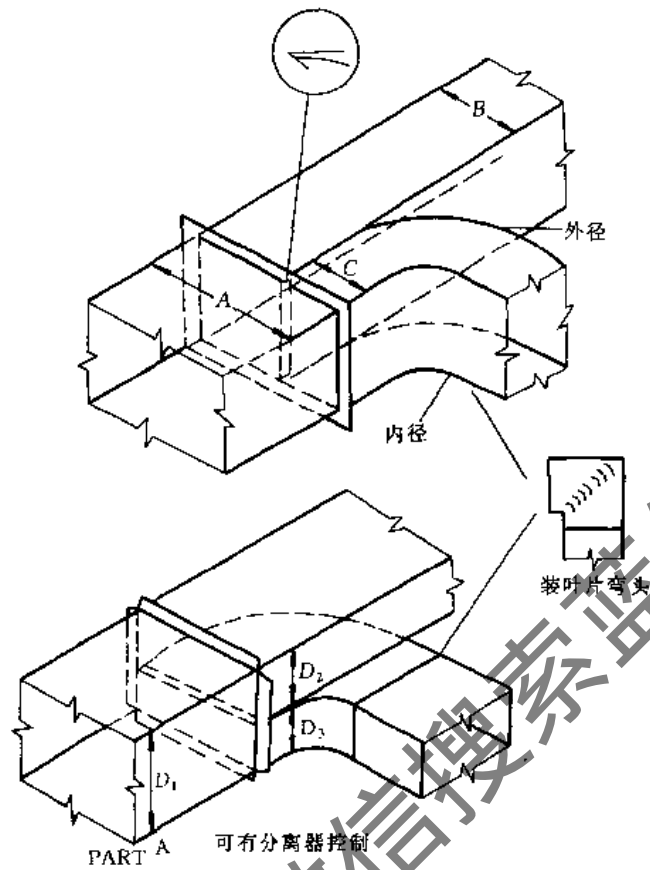


图 5-4-6 三通管

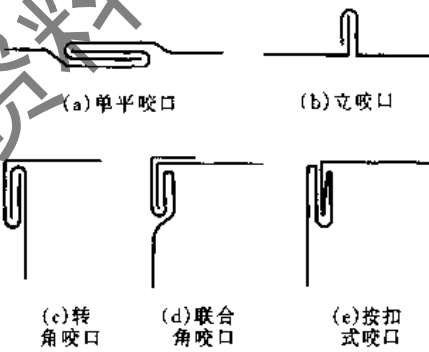


图 5-4-7 风道的咬口形式

能提高生产效率，可降低加工噪声。缺点是漏风量较大，用于严密性要求较高的风管时，需补加密封措施。

风道的机械咬口见图 5-4-8。

图 5-4-8 中不同的咬口形式采用不同的咬口机，1 为联合角咬口机，2 为兼容型咬口机，3 为单平口咬口机，4 为按扣式咬口机，5 为无法兰咬口机。

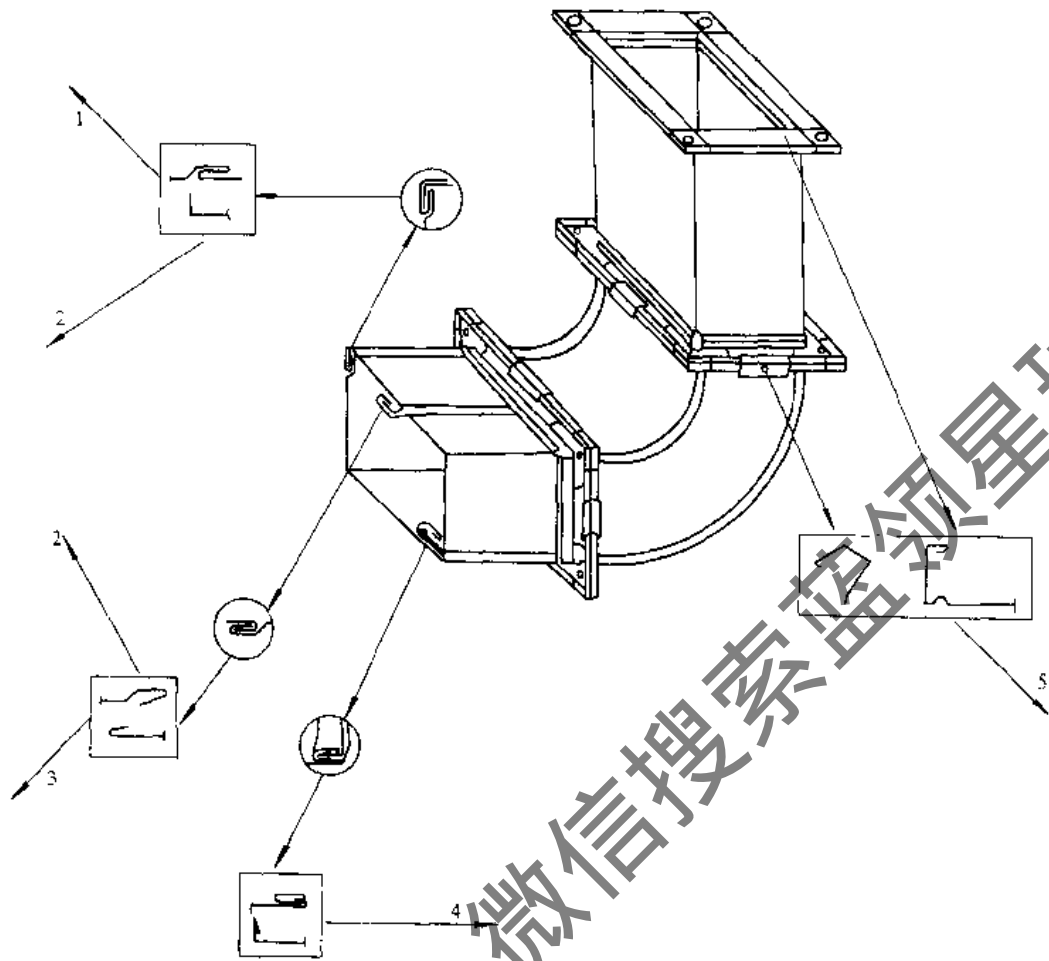


图 5-4-8 风道的机械咬口

三、风管的保冷和保温

1 保温层厚度的确定

目前国内绝大多数空调系统均采用两管制，冬季供热，夏季供冷。计算结果表明，保冷厚度一般大于保热厚度，且保冷性能对空调效果影响较大，因此，空调管道及设备保温层厚度均按保冷厚度计算确定。

对于民用建筑室内空调管道及设备，防结露是基本要求，因为结露将会破坏装饰层，污染地面与摆设，影响正常使用。此外，空调管道直接设置在空调房间内的情况较为多见，因此，民用建筑室内空调管道设备保温根据实际条件按防结露方法计算。

将全国划分为三区，北京代表Ⅰ区，长沙代表Ⅱ区，广州代表Ⅲ区。推荐选用的室内空调管道及设备最小保温厚度如表 5-4-5。

表 5-4-5 空调风管、设备最小保温厚度选用表

保温材料	A 硬质聚氨酯泡沫塑料			B 聚乙烯泡沫塑料			C 玻璃棉			D 岩棉		
	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ
保温厚度/mm	10	10	10	10	10	15	10	10	20	10	15	20

空调设备凝水管亦需适当保温，经计算，对于 $\lambda \leq 0.04W (m \cdot K)$ 的保温材料，其保温厚度取 $\delta = 6mm$ 即可。

2. 保温材料的选用

近年来，保温材料的品种增多，可选范围增大。目前常用的几种空调机保温材料以及新型材料的性能介绍如下：

(1) 自熄聚苯乙烯泡沫塑料

该材料保温综合性能尚可，其主要问题是最高使用温度为 $70^{\circ}C$ ，与冬季空调供水设计温度（ $60 \sim 65^{\circ}C$ ）已相当接近。经工程调查，发现空调水管采用聚苯乙烯泡沫塑料瓦保温，运行一段时间后，保温瓦出现融缩变形并与管道空离的现象。其原因是：①空调实际供水运行温度有时超过 $70^{\circ}C$ ；②保温材料本身耐热性能差；③若用有机胶类贴接施工亦会引起其萎缩变形。据此，建议该材料不宜用作冬夏两用空调水系统保温。

(2) 岩棉

系非燃材料，其防火、抗老化及抗化学性能良好，缺点是防水性能较差，施工时须注意作好防火及防潮处理。岩棉因其保温等性能适中，价格低廉，对于一般标准或造价受到限制的工程，仍有一定竞争性，不宜将其排除在选用范围之外。

(3) 阻燃聚乙烯泡沫塑料（PEF）

该材料质轻、导热系数小，尺寸稳定，防水性能佳，其型材厚度为 $6 \sim 40mm$ ，便于合理选用。其价格适中，是一种有良好发展前途的产品。

(4) 硬质聚氨酯泡沫塑料

该材料质轻，吸水率低，导热系数小，使用温度 $-20 \sim 100^{\circ}C$ ，是目前用于空调系统较好的一种保温材料。目前其价格高于一般保温材料，选用时宜按具体需求综合考虑。

5) 海泡石（憎水复合硅酸盐）保温涂料

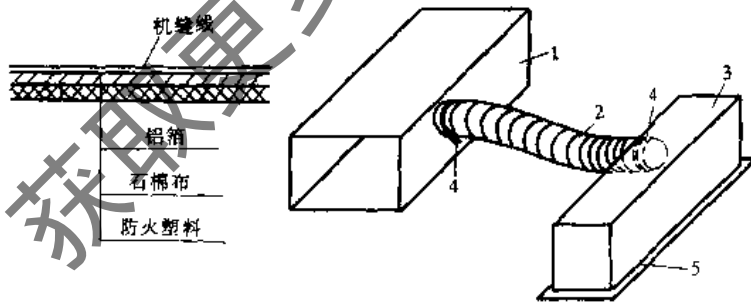


图 5-4-9 暗装风道保温

1—风管；2—软管；3—静压缩；4—卡子；5—送风口

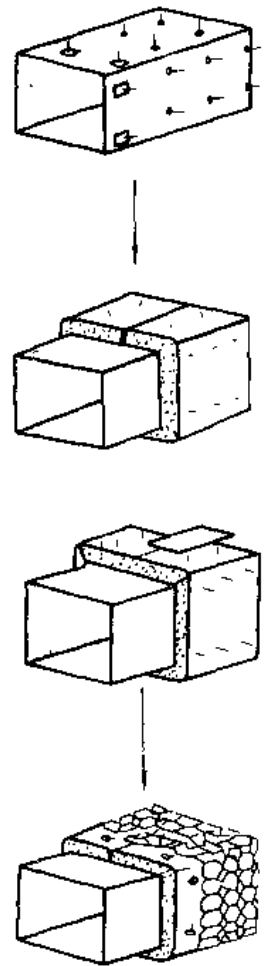


图 5-4-10 风道的保温

该保温涂料系以非金属矿物质——海泡石为主要原料，经发泡复合而成的一种膏状体产品，干燥成型后为灰白色封闭网状结构物。其主要参数：膏体密度 $809 \sim 850 \text{kg/m}^3$ ，干燥密度 $180 \sim 250 \text{kg/m}^3$ ，导热系数 $0.031 \sim 0.043 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ （常温下），吸潮率 $\leq 3.4\%$ ，温度使用范围 $-30 \sim 800^\circ\text{C}$ 。该产品抗老化、抗化学腐蚀、阻燃性能较好，是一种较有发展前景的新产品。目前已应用于管道保温及围护结构隔热，效果良好，但用于空调保冷尚待实践验证。

风道的保温一般采用热导率为 $0.349 \sim 0.465 \text{W}/\text{m} \cdot \text{h}$ 、厚度 $20 \sim 30 \text{mm}$ 的矿渣棉和玻璃纤维。由于施工简单方便，通常采用粘合铝箔牛皮纸玻璃纤维，厚度 25mm 卷状的保温材料。暗装风道保温结构如图 5-4-9 所示。若明装风道时，应需要粉刷装饰或使用装饰板加以整修。

风道保温作法之一：

- (1) 固定铆钉：侧面或底面应按 300mm 间距固定铆钉，上部可少些。
- (2) 安装固定保温材料：将保温层按风道尺寸剪切，由底面往上面进行捆包固定，使铆钉顶端部分露在外边。
- (3) 粘合保温层对接缝隙。
- (4) 最后用金属丝网包上并对铆钉插入垫圈将顶端部分折弯，使风道表面的保温材料粘牢，如图 5-4-10 所示。

四、风管支架的安装

风管支架的安装见图 5-4-11。

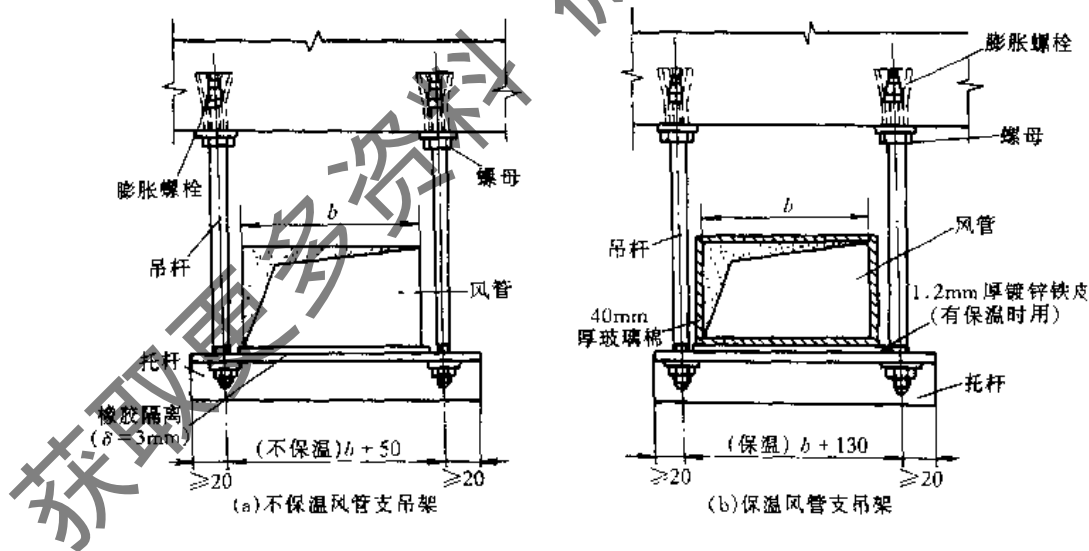


图 5-4-11 风管支架的安装

制作风管法兰时，圆管直径或矩形风管边长的允许偏差为 $\pm 2 \text{mm}$ ，对于矩形风管的弯头，弯曲半径为 $1.0 \sim 1.5$ 倍的径向宽度。

法兰和风管的连接可采用翻边、铆接或焊接的方法。翻边连接时，翻边尺寸可为 $6 \sim 9 \text{mm}$ 。角钢法兰可用直径为 $4 \sim 5 \text{mm}$ 的铆钉固定在管端上。铆钉间距应大于 120mm ，同时铆钉的数量应不少于 4 个（可先用电钻钻孔，穿入铆钉再铆上）。

当管壁厚度大小为 1.5mm 时，不用翻边，应沿风管的周边将法兰满焊。

五、风管的试压

制作吊装完的风管形成一个送（回）风系统，对于刚刚完成的风道要进行一次打压检漏试验，其方法见图 5-4-12。测压仪为倾斜式微压计和皮托管，具体测试方法详见本书有关章节。

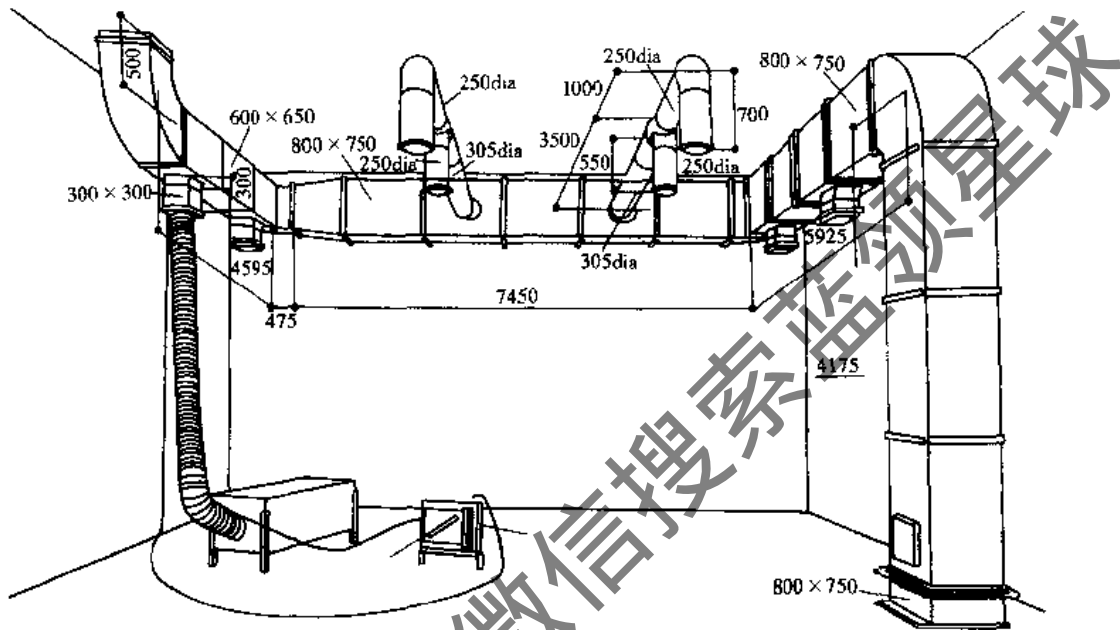


图 5-4-12 风管试压

获取更多资料

第六章 中央空调的调节方案

第一节 单风道空调系统的调节方案

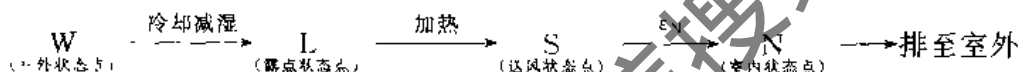
一、全新风系统

全新风系统又称为直流式系统。这种系统送入室内的空气全部采用室外新风。送风在空调房间内经过热湿交换后，全部由排风管排到室外，没有回风管道，因此这种系统相当于一次回风系统回风量为零时的特殊情况。全新风系统卫生条件好，但是耗能大，经济性差，只有在系统内各房间散发有害物质、不允许循环使用时，才采用全新风系统。

夏季空气调节过程

如图 6-1-1 所示，这种系统的全部新风就是系统的总风量，因此夏季必须把全部新风量处理到所要求的送风状态。

全新风系统夏季空气调节过程可表示为：



如果考虑挡水板的过水量及风机和排风管的温升，则全新风夏季空气调节的实际过程如图 6-2 所示。送风管道温升 $\Delta t = 1^\circ\text{C} \sim 2^\circ\text{C}$ ，挡水板过水量 $\Delta d = 0.5 \sim 1.0\text{g/kg}$ 干空气。

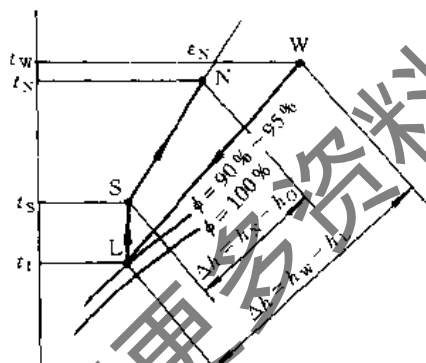


图 6-1-1 夏季调节过程

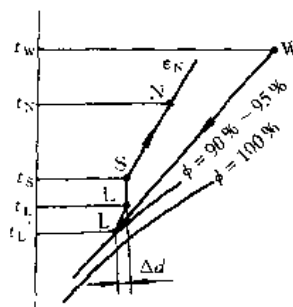


图 6-1-2 实际过程

挡水室处理空气需要的冷量 Q_0 为：

$$Q_0 = G (h_w - h_L)$$

加热器的加热量 Q 为：

$$Q = G (h_0 - h_L)$$

对于某些用作降温的空调系统，如果对送风温差没有限制，而且房间冷负荷较大，则不必采用再热器，室外空气经过冷却减湿处理到 L 点后，直接送入室内。

2. 冬季空气调节过程

冬季室外温度低且空气干燥，因此必须对送入的新风加热、加湿。加热一般分两次进

行，即预热和再热。加湿根据空调室处理空气的设备不同，采用不同的方法。如用喷水室处理空气，一般用绝热加湿（喷循环水）的过程；用表面式换热器处理空气，一般用等温加湿过程（喷蒸气）。

①用喷水室处理空气如图 6-1-3 所示，其过程可表示为：

$W \xrightarrow{\text{预热}} W' \xrightarrow{\text{绝热加湿}} L \xrightarrow{\text{再热}} S \xrightarrow{\epsilon_N} N \rightarrow \text{排至室外}$

②用表面式换热器处理空气，如图 6-1-4 所示，其过程可表示为：

$W \xrightarrow{\text{预热}} W'' \xrightarrow{\text{等温加湿}} L \xrightarrow{\text{再热}} S \xrightarrow{\epsilon_N} N \rightarrow \text{排至室外}$

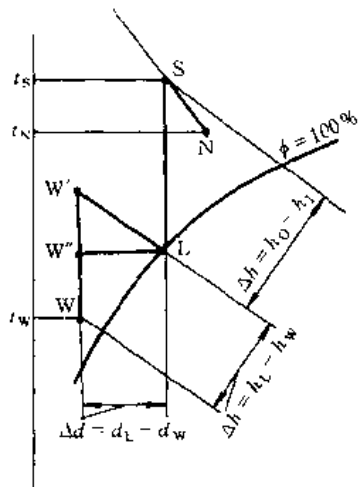


图 6-1-3 用喷水室处理空气

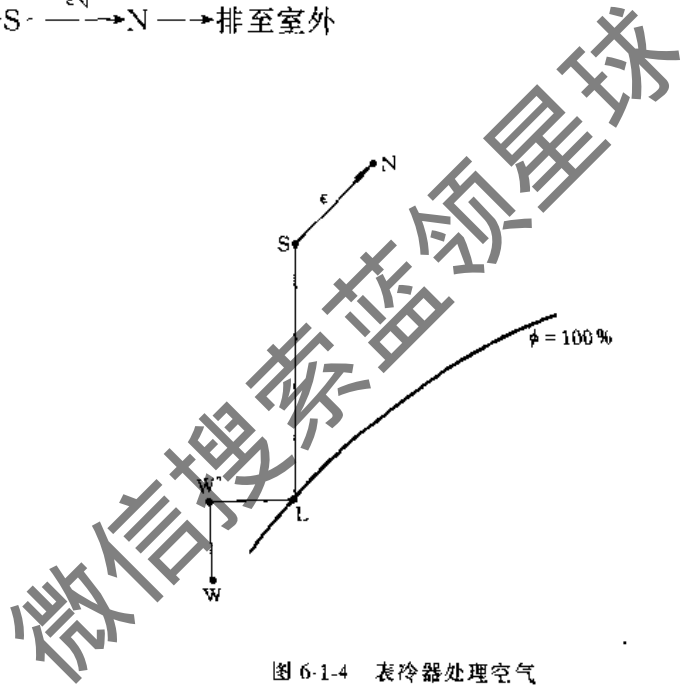


图 6-1-4 表冷器处理空气

二、一次回风系统

中央式单风管一次回风系统的结构示意图如图 6-1-5 所示。

此系统中的空气加热和冷却用的冷、热源是由制冷和供热系统集中供给的。在夏季运行时，新鲜的室外空气与系统的一次回风混合，由空气处理装置进行降温、去湿后，通过风机、风管和空气分配装置，将处理后的空气送入各个空调房间内。在冬季运行时，新鲜的室外空气与系统的一次回风混合后，由空气处理装置进行加热、加湿后，通过风机、风管和空气分配装置，将处理后的空气送入各个空调房间内。

夏季空气处理过程

中央式单风管一次回风系统，如果采用表面冷却器来对空气进行热湿处理，其处理过程在焓-湿图上的示意过程如图 6-1-6 所示。

W_x 状态的新风经新风百叶风口进入空调系统，首先经过过滤净化，然后与室内的循环空气（一次回风）进行混合达到参数状态点 C_x 。混合后的空气流经表面冷却器进行降温、去湿处理，达到机器露点温度后，再经过加热器等湿升温至送风状态点 S_x ，送风机将 S_x 状态点的空气送入空调房间后，吸收房间空气中的余热和余湿，变为室内空气状态参数点 N 。此时空气分为两部分，一部分为满足房间内空气的空调参数要求而被直接排放，另一部分作为一次回风回到空调系统进行再循环。

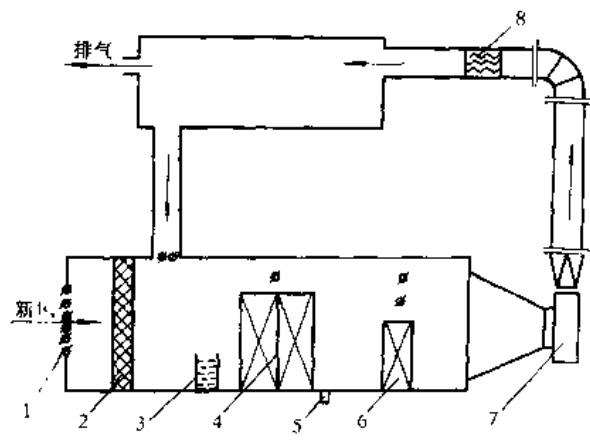


图 6-1-5 次回风系统

- 1—新风口；2—过滤网；3—电极加湿器；4—表面冷却器；
5—排水口；6—二次加热器；7—风机；8—排气管

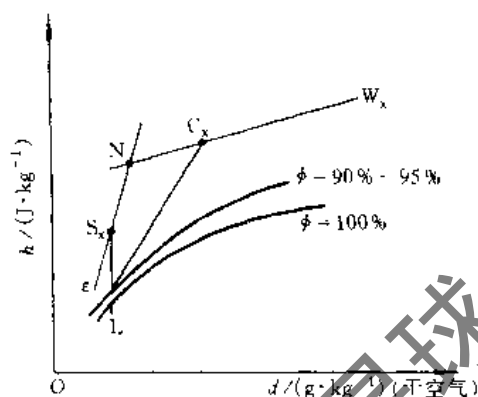
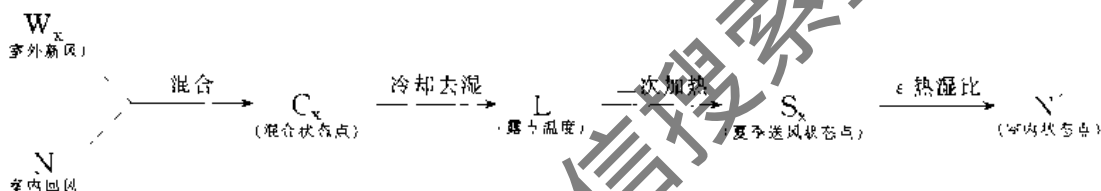


图 6-1-6 一次回风处理过程

空气的处理过程可以简述为：



空调系统在夏季运行过程中利用回风可节省系统的制冷量，节省制冷量的多少与一次回风量的多少成正比。但过多地采用回风量，难以保证空调房间内的空气卫生条件，所以对回风量必须有上限限制。

室外新风量在工程中可以用百分比来表示，即：

$$q_m \% = \frac{q_{nw}}{q_m} \times 100 \%$$

式中 q_m ——总风量； q_{nw} ——新风风量。

空调工程中，为保证空调房间内空气的卫生要求，新风比为零是不允许的。一般设计时系统的新风量控制在 10%~15% 比较合适。

对于一般舒适性空调系统，为节能起见，如果能采用最大送风温差送风，即用机器露点状态作为送风状态，则可免去再加热过程，使制冷系统负荷降低，减少运行费用。

2. 冬季空气处理过程

冬季单风管一次回风系统的空气状态混合点，基本与夏季状态混合点相同，只不过因为室外新风随不同地区的气温差异，有时需将新风先加热一下，然后再与室内回风混合（如在我国北方地区），或先混合后加热；有的是直接与系统一次回风混合，而取消一次加热过程（在我国南方地区）。图 6-1-7 是我国南方地区冬季空气处理方案示意图；图 6-1-8 为我国北方地区冬季空气处理方案示意图。

在冬季南方地区在进行空气处理时，要先将室外新风 W_d 与室内一次回风混合后达到混合状态点 C_d ，然后将混合空气等温加湿到 L' （用蒸气或电加湿器加湿）状态点，然后等湿升温到送风状态点 S_d 。其方案的过程是：

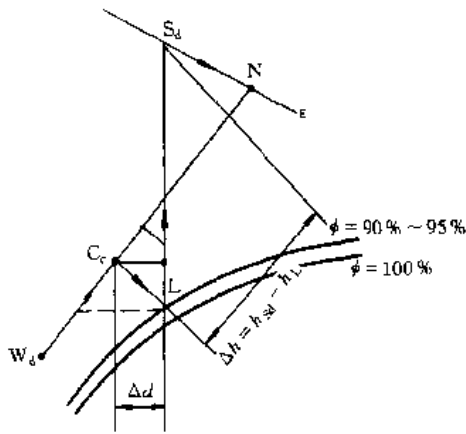


图 6-1-7 南方地区一次回风冬季方案

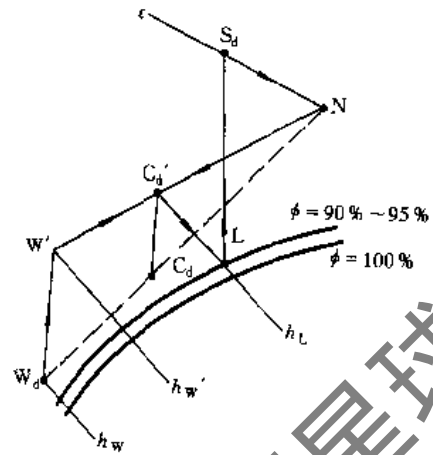
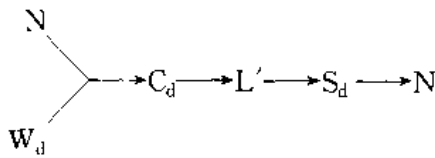
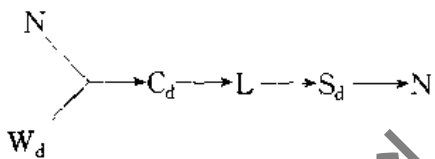


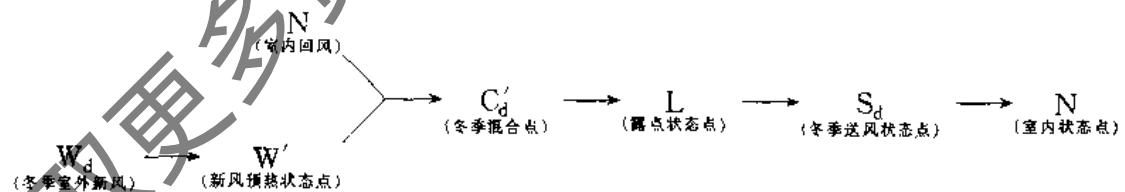
图 6-1-8 北方地区一次回风冬季方案



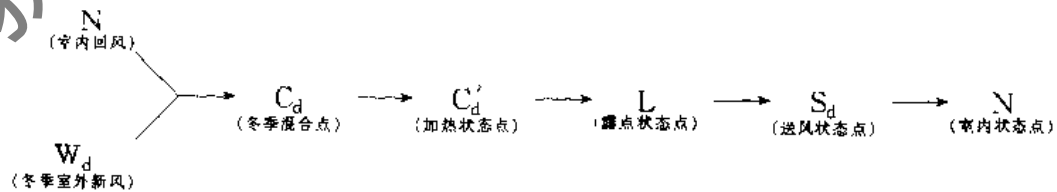
若采用喷雾室处理空气，则应尽可能采用改变一次回风与新风比的办法，使混合点 C_d 落在 h_L 线上，这样可以省去一次加热过程，其处理过程为：



冬季北方地区由于寒冷，使室外新风的焓值很低。因此在进行空气处理时，必须先对新风加热后再与室内一次回风混合，混合后再绝热加湿，达到状态点 L ，然后再等湿升温到送风状态点 S_d 。方案的过程是：



冬季北方地区处理方案图中的虚线部分是说明空调系统也可以采用先混合后加热，然后再绝热加湿到“露点”的处理方法，其处理过程是：



三、二次回风系统

在空气调节过程中，为了提高空调装置运行的经济性，往往采用二次回风系统。二次回

风系统与一次回风系统相比，在新风百分比相同的情况下，两者的回风量是相同的。在前面我们分析一次回风系统夏季处理方案时发现这样一种情况，即一方面要将混合后的空气冷却干燥到机器露点状态，另一方面又要用二次加热器将处于机器露点温度状态的空气升温到送风状态，才能向空调房间送风。这样“一冷一热”的处理方法形成了能源的很大浪费。特别是在夏季，要为此烧锅炉或用电加热，这是很不经济的。二次回风系统采用二次回风代替再热装置，克服了一次回风系统的缺点，降低了能耗。中央式单风管二次回风系统示意图见图 6-1-9。

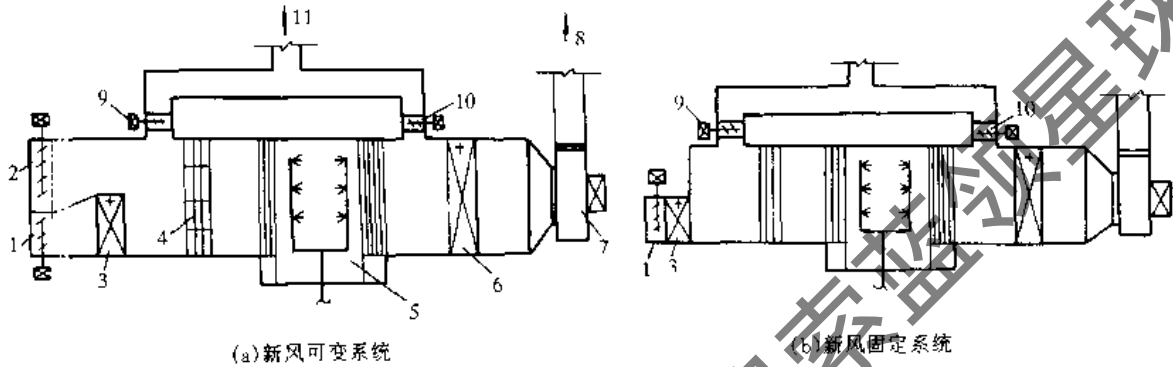


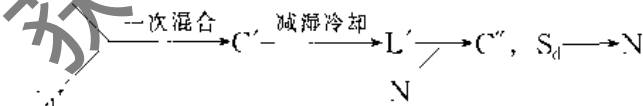
图 6-1-9 二次回风系统

1—最小新风阀；2—最大新风阀；3—预热器；4—空气过滤器；5—喷水室；6—二次加热器；7—送风风机；8—送风管道；9—一次回风风阀；10—二次回风风阀；11—回风总管

1. 中央式单风管二次回风系统夏季空调过程

从一次回风系统夏季运行工况图中的虚线可以看出，在夏季运行时，一方面要用冷水进行喷雾或采用表面冷却器把空气处理到露点，另一方面又要用二次加热器把处于露点温度状态的空气升温到 S_x 点后才能送风，造成能量的很大浪费。为了解决这一问题，二次回风系统采用了将一部分室内循环空气与一定量的处于露点温度状态的空气相混合，直接得到送风状态 S 点，而不必启动二次加热器对空气进行加热升温处理。

中央式单风管二次回风系统夏季空调的过程工况示意图如图 6-1-10 所示。过 N 点作热湿比线，并延长与 $\phi = 90\% \sim 95\%$ 的相对湿度线相交于 L' 点。 L' 点就是二次回风空调系统的露点温度。 S_x 点既是系统的送风状态点，又是二次混合点 C'' 。这样处理的结果可以将系统的二次加热过程去掉，达到节能运行的目的。二次回风系统的夏季空气处理方案是：



2 中央式单风管二次回风系统冬季空调过程

二次回风系统冬季的送风量与夏季相同，一次与二次回风量的比值也保持不变。

冬季在寒冷的地区，室外新风与回风按最小新风比混合后，其混合后空气的焓值仍然低于所需要的机器露点的焓值 h_{Ld} 时，就要使用预热器加热混合后的空气，使其焓值等于 h_{Ld} 。它的空气处理过程示意图如图 6-1-11 所示。

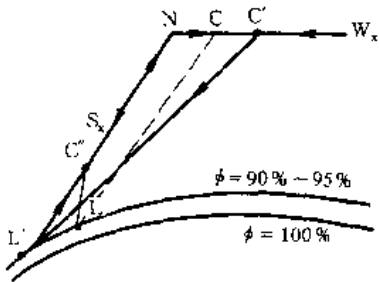


图 6-1-10 二次回风夏季处理过程

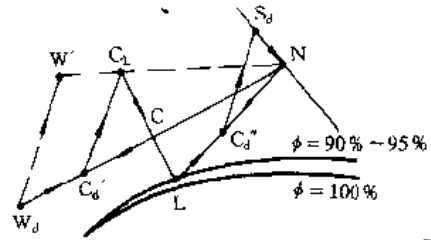
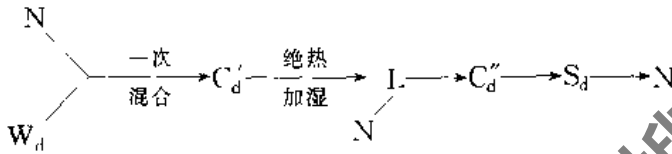
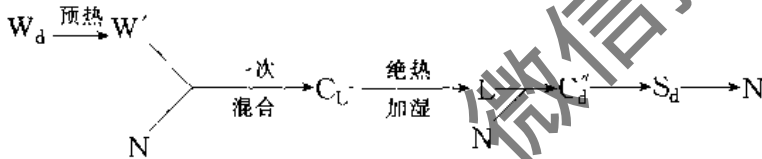


图 6-1-11 二次回风冬季处理过程

冬季室外 W_d 状态的空气与室内一次回风混合后达到状态 C_d 点（或先加热后混合，如图中虚线）。由于参与一次混合的回风量少于一次回风系统的回风量，所以 C_d 的焓值也低于一次回风系统的混合点 C 的焓值。于是 C_d 状态点的空气等湿加热到 h_L 线上，再绝热加湿到冬季“露点”与二次回风混合到 C_d'' 点，通过加热到送风状态 S_d 。其处理方案是：



若是先加热后混合（图 6-1-11 中虚线），其方案是：



四、单风道空调系统的全年调节运行

室外的空气状态一年四季在变化。室内工艺设备的散热和散湿量、室内人员的散热和散湿量也因工作情况的变化有所变化，这就使空调房间的热、湿负荷发生不断的变化。因此，空调系统需要进行相应的调节，以保证房间的空气参数稳定在所要求的范围内。

1. 室外空气状态变化时的运行调节

假定室内负荷不变，要求室内全年空气状态 N 不变，以及送风状态和送风量不变。我们知道，只要机器露点不变，送风含湿量就不变，也就能满足室内空气含湿量的要求。当室外空气状态变化时，运行调节通常采用三种方法：a. 调节加热量；b. 调节新风与回风的混合比；c. 对于用喷水室处理空气，可以改变喷水温度。

空调工程中一次回风系统应用最多，因此以一次回风系统（用喷水室处理空

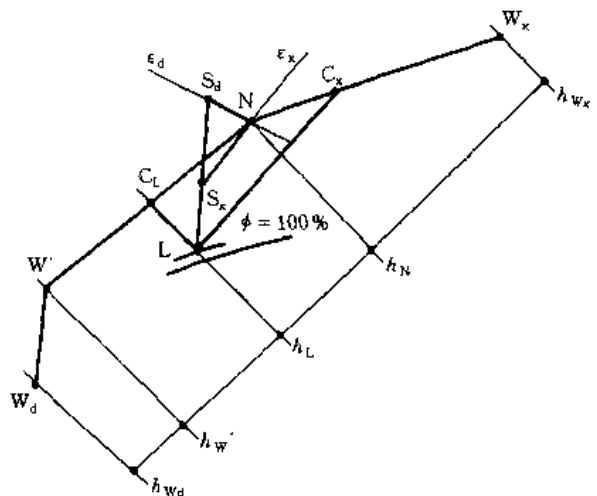
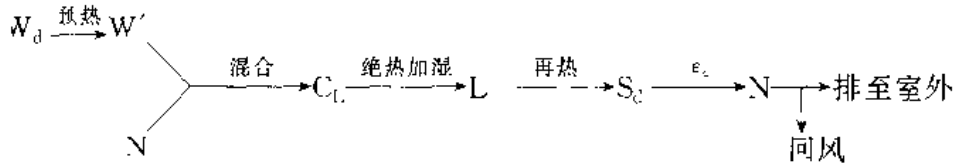


图 6-1-12 全年调节方案过程

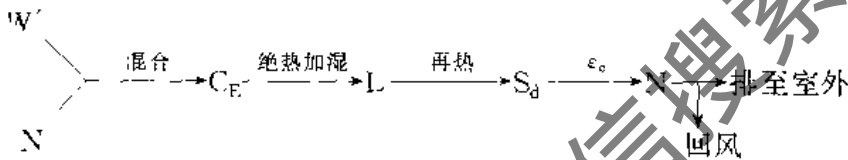
气) 为例进行分析。为了分析方便, 冬季室外空气状态用 W_d 表示, 夏季室外空气状态用 W_x 表示。由于空气的焓是以空气具有的热量多少为标志的, 因此讨论运行调节时以焓作为空气状态变化的指标。随着室外气温的变化, 把全年室外空气状态按焓值分为四个阶段进行分析 (见图 6-1-12)。

(1) 第一阶段, 冬季严寒时期, 室外空气温度低而干燥, 新风的比焓 $h_{w_d} < h_{w'}$ 。在保证最小新风比的条件下, 如果采用预热新风的方法其过程可表示为:



在这一阶段, 加热量最大, 回风量最大, 采用循环水加湿空气。随着室外空气焓值的升高, 预热器的加热量不断减少, 但始终使焓值 $h_{w'}$ 与 h_N 混合后等于 h_L (机器露点 L 的焓值)。当室外新风焓值 h_{w_d} 升到 $h_{w'}$ 时, 停止使用预热器。

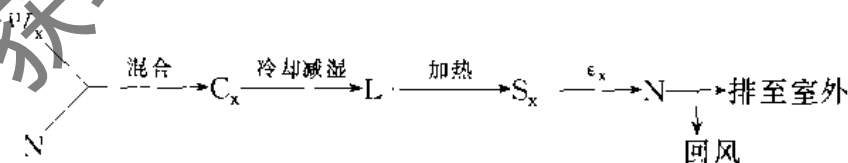
(2) 第二阶段, 室外气温仍然比较低, 新风焓处于 $h_{w'} \sim h_L$ 之间。在这一阶段, 虽然不需对室外空气预热, 但仍需要采用回风, 其过程可表示为:



随着室外焓值的增加, 改变新风与回风比例, 不断增加新风量, 使混合风的焓值等于机器露点的焓值 h_L 。当室外空气的焓值 h_{w_d} 上升到 h_L 时, 关闭一次回风阀, 全部采用新风, 即相当于全新风系统。在设计新风进风口和新风管时, 必须按全部使用新风设计, 同时排风系统也应把全部风量排至室外。

(3) 第三阶段, 室外气温较暖, 新风焓值处于 $h_L \sim h_N$ 之间。这一阶段不用回风, 采用全新风。若采用喷淋循环水 (绝热加湿) 已无法使空气处理到 L 点, 必须采用喷淋温度低于机器露点温度的冷水处理空气。随着室外空气焓值的升高逐步降低喷淋水的温度, 以保持机器露点 L 不变。喷淋水的温度通常是通过调节阀门, 改变冷冻水与喷水室水池的回水比例来实现。

(4) 第四阶段, 夏季炎热时期, 新风的焓值在 $h_N \sim h_{w_x}$ 之间。由于室外空气的焓值 h_{w_x} 高于室内空气的焓值 h_N , 为了节约冷量, 应该采用回风。按卫生要求的最小新风量与回风混合, 其过程可表示为:



在这一阶段, 喷水室喷淋冷冻水, 使空气冷却减湿到 L 点。随着室外空气焓值升高, 喷水温度下降。这一时期是一年中喷水量最大的时期。

对于一、二次回风系统, 由于二次回风量不变, 只是新风状态变化, 它的全年运行调节与一次回风系统相似。

2 室内负荷变化时的运行调节

室内热、湿负荷变化，是指室内余热量 Q 和余湿量 W 随着室内工作条件的变化和室外气象条件的变化而改变。通常比较常见的是室内余热量变化而余湿量不变的情况。对于室内余热量及余湿量都变化的情况比较复杂，下边只作简单的介绍。

①室内余热量变化余湿量不变化的调节。由于室内余热量 Q 变化而余湿量 W 不变化，则室内热湿比 $\epsilon = \frac{Q}{W}$ 发生变化，并且 ϵ 随着 Q 的减小也减小，即 $\epsilon \rightarrow \epsilon' \rightarrow \epsilon''$ ，如图 6-1-13 所示。室内空气含湿量的变化 $d_N - d_0 = \frac{W}{G}$ ，由于送风量 G 和室内余湿量 W 不变，室内空气状态 N 不变，则送风状态的含湿量 d_0 不变，所以尽管 ϵ 改变，它们的送风状态点 S 、 S' 、 S'' 都落在等含湿量线 d_0 上。因此仍可以控制机器露点 L 不变，只要调节再热器的加热量，就可以实现需要的送风状态 S 、 S' 、 S'' 。

如果空调房间余湿量 W 很小，则 ϵ 接近无穷大，送风状态点处于通过室内空气状态 N 的等含湿量线 d_N 上，这也可以通过调节再热器的加热量实现。

②室内余热、余湿量变化时的调节。空调房间一般允许室内温湿湿度有一定的波动范围，如图 6-1-14 所示。图中的阴影面积称为“室内气象区”。只要室内空气参数落在这一阴影面积范围内，就可认为满足了空调要求。

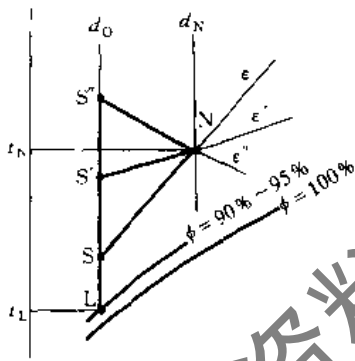


图 6-1-13 余热变余湿不变的调节

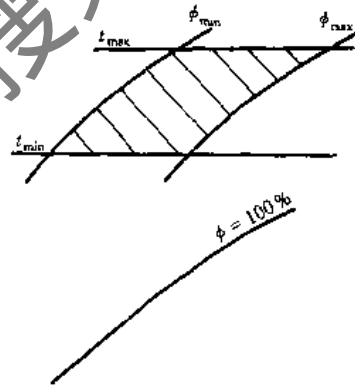


图 6-1-14 余热余湿均变化

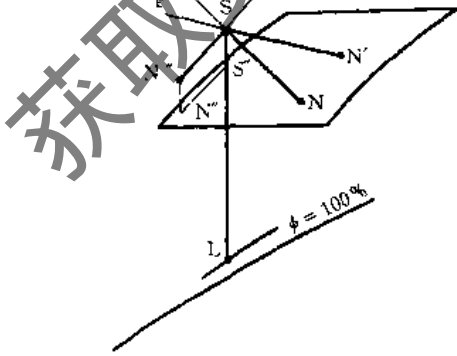


图 6-1-15 冬季调节

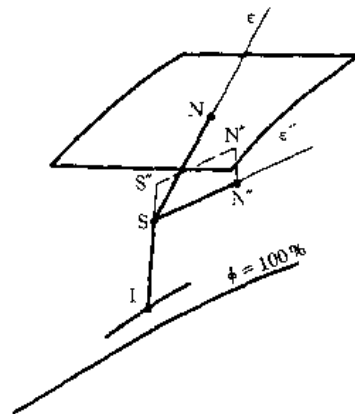


图 6-1-16 夏季调节

冬季运行调节如图 6-1-15 所示，室内设计状态为 N ，热湿比为 ϵ ，送风状态为 S_0 。当室内余热、余湿量变化时，若热湿比为 ϵ' ，室内状态变至 N' ，它仍落在室内气象区内，故可不调节。当热湿比变为 ϵ'' ，室内状态变至 N'' 时， N'' 没有落在室内气象区，则可以保持机器露点 L 不变，减少再热器的加热量，使送风状态由 S 下降至 S'' ，使室内状态 N'' 落在室内气象区。

夏季运行调节如图 6-1-16 所示，如果由于室内余热量及余湿量变化，热湿比变至 ϵ'' ，使室内状态变至 N'' ，落在室内气象区之外，则可保持机器露点 L 不变，增加再热器的加热量，使送风状态由 S 上升到 S' ，使室内状态 N'' 落在室内气象区。

第二节 双风道空调系统的调节方案

中央式双风道空调系统采用两根风管，一根称为冷风风管，另一根称为热风风管。两根风管中的空气设计有各自的参数，在各个房间的送风口前的混合箱内，按房间所需要的空气参数进行混合，使其送风量和送风状态能满足各个房间的需要。

中央式双风道空调系统一般采用一次回风的方式，它的回风风管是一根。双风道空调系统对于空调房间负荷变化的适应性很强，能够对一部分房间供热，同时又能对另一部分房间供冷。中央式双风道空调系统如图 6-2-1 所示。

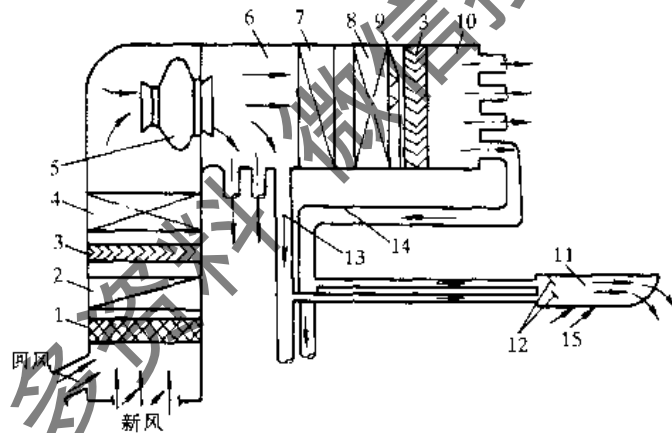


图 6-2-1 双风道空调系统

- 1—空气过滤器；2—空气冷却器；3—挡水板；4—一级空气加热器；
 5—离心式或轴流式风机；6—一级空气分配室；7—二级空气冷却器；
 8—二级空气加热器；9—空气加湿器；10—二级空气分配室；
 11—诱导器；12—调风门；13—一级送风管；
 14—二级送风管；15—二次回风

双风道式空调系统还有一种形式，称为露点再热式系统。其工作特点是，它的新风、回风在空调器中先处理到同一露点，然后一部分用二次加热器加热作为热风，另一部分作为冷风，二者是先混合后再送入空调房间。

在中央式双风道空调系统中，加湿器设置在冷风风管上或总风管上。若在热风管上设加湿器，则将导致冬季玻璃窗面的结露。

中央式双风道空调系统混合箱是一个关键设备，其结构示意图如图 6-2-2 所示。

混合箱是用室内温度控制器来改变冷及热风比例的。它有两种功能：一是能根据房间负荷变化自动调节冷热风比例，以满足室内空调参数要求；二是当其他房间调节冷风与热风的比例时，造成的系统压力变化不至于引起本房间送风量的变化。混合箱的造价较高，在工程中可采用几个风口，或一个空调区用一个混合箱。对于多层宾馆的客房，垂直部分用双风管，每层设一个混合箱。经过混合箱处理后，空调系统送风形式可变为一般低速单风管空调系统。

中央式双风道空调系统通常采用的工况参数是：

- ①冷风温度全年为 $12\sim 14^{\circ}\text{C}$ ；
- ②夏季热风温度比室温高 3°C ；
- ③冬季热风温度为 $35\sim 45^{\circ}\text{C}$ ；
- ④过渡季节热风温度为 $25\sim 35^{\circ}\text{C}$ ；
- ⑤热风风量占总风量的 $50\%\sim 70\%$ 。

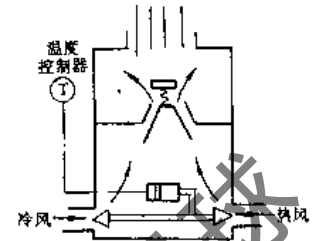


图 6-2-2 混合箱结构示意图

第三节 变风量空调系统的调节方案

一、变风量空调系统的构成

1. 变风量空调系统 (VAV)

如果把送风温度设为常数，通过改变送风量也可得到不同的冷量，以维持室温不变。最基本的变风量系统的工作原理图见图 6-3-1。

空调系统变风量末端装置的工作原理：当空调送风通过 VAV 末端时，借助于房间温控器，控制末端进风口多叶调节风阀的开闭，以不改变送风温度、改变送风量的方法，来适应空调负荷的变化。送风量随着空调负荷的减少而相应减少，这样可减少风机和制冷机的动力负荷。

当系统送风量达到最小设定值，而仍需要下调室内空气参数时，可直接通过加热器再加热，或启动一台辅助风机吸取吊顶中的回风，送入末端机组内，与冷气流混合后一起通过加热器再加热后送入房间，达到维持室内空气参数的目的。

2. VAV 末端装置的特点

(1) 节能运行

VAV 末端借助于进口调节阀、并联风机、热水盘管、电热盘管、风速测量装置、房间恒温器、气动或电动控制元件，能使空调系统达到节能运行。

采用部分负荷时，能避免在定风量系统中再加热器的冷热负荷抵消而造成的双重能量消耗。如考虑到系统设备的同时使用系数，能使 VAV 末端系统总风量减小，可节省大量风机水泵的电能。

(2) 组合灵活

VAV 末端结构紧凑，机组组合灵活。

按设备的使用功能分，机组有单风道、双风道、热水再热、电热再热以及并联风机驱动

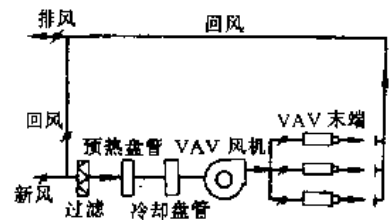


图 6-3-1 变风量系统工作原理

等不同的末端组合。按空调需要，机组还可配备静压箱和消声器。

(3) 静音设计

箱体设计成内壁贴有带保温的消声材料的消声器。箱内通常不设风机，并联风机动力小，噪声低。末端的送风动力主要来自于系统的可变风量主风机，这样能使机组静音运转。

在部分负荷时，VAV末端的噪声通常比同风量的风机盘管加新风系统低，特别适用于图书馆、演播室、影剧院等场合。

(4) 控制先进

机组进气口设有电子风速传感器，可以根据房间的温度要求，通过压力开关型气动/电动（模拟/数字）控制器调节送风量，温度控制品质好。

(5) 安装方便

与同风量的空调机相比，VAV末端机组结构紧凑，机组高度小于500mm，有效地增加了机组的安装空间，减小了层高对机组安装的影响。由于冷冻/冷凝水管不进入天花板上部，没有风机盘管的凝水盘，不存在冷凝滴水污损天花板现象。设置在机组侧面或底部的维修孔，与机组的安装、维护和保养更为方便，有效地减少机组的安装和维修成本。

3. VAV末端的基本组合

1) 单风道变风量末端

这是最简单的变风量末端，仅有一条送风道通过末端设备和送风口向室内送风。根据空调负荷的变化，末端的送风量随着空调负荷的减少而相应减少，这样可实现对室温、室内最大及最小风量的有效控制，可减少风机和制冷机的动力负荷。

这种组合只能对各房间同时加热或冷却，无法实现在同一时期内有的房间加热、有的房间冷却。当显热负荷减少时，室内相对湿度也不易控制。因此，此法仅适用于室内负荷比较稳定、对室内相对湿度无严格要求的场合。

(2) 双风道变风量末端

这种机组具有冷热两个风道，当房间的送风量随着冷负荷的减少而达到最小风量时，可开启热风阀向房间补充热量，使系统的负荷得到有效的调节。

这种组合对房间的负荷适应性强，能满足有的房间加热、有的房间冷却的要求。由于负荷得到补偿，最小风量得到控制，室内的相对湿度可保持在较好的水平上。但此时系统需增加一条风道，设备费用和运行费用将有所提高。

(3) 热水再热单风道变风量末端

在单风道变风量末端机组上，串联一热水再加热盘管即成。当系统风量达到最小设定值而仍需要调节室内的空气参数时，一次风可通过热水加热器再加热送入房间，达到维持室内空气参数的目的。

这种末端对房间的调节，基本与双管末端类似。但系统需敷设热水管，设备费用和运行费用也有所提高。

(4) 电热再热单风道变风量末端

1. 单风道变风量末端串联一电热盘管组合而成，其加热工作原理与串联热水盘管相同。

(5) 并联风机驱动的单风道变风量末端

2. 单风道变风量末端并联一离心风机组合而成。当系统送风量达到最小设定值，而仍需要调节室内的空气参数时，启动一并联风机，吸取吊顶中的回风送入机组内，与冷气流混合

后送入房间。一次风与回风的混合，可有效地节省能量，并使系统具有较好的气流分布。

(6) 并联风机驱动热水再热的单风道变风量末端

在并联风机驱动的单风道变风量末端上串联一热水再加热盘管组合而成。当系统送风量达到最小设定值而仍需要调节室内的空气参数时，可启动一并联风机，吸取吊顶中的回风送入机组内，与冷气流混合后通过加热器再加热后送入房间。

(7) 并联风机驱动电热再热的单风道变风量末端

即在并联风机驱动的单风道变风量末端上串联一电加热盘管组合而成，工作原理同(6)。

4. VAV 末端使用方法

(1) VAV 末端的风量

通常 VAV 末端的风量小于或等于 $6800\text{m}^3/\text{h}$ ，由设置在机组进口的线性平均流速传感器，借助于压力开关型控制器按控制信号调节。

为防止不稳定的控制，进口管道风的最小流速应大于 1.8m/s ，如果小于此值，压力信号将小于 2.5Pa ，此时大多数控制系统将不能进行可靠的分辨。

为减小管道的压力阻损和机组的噪声，送风管道的流速应小于 12.8m/s 。机组进口的最大流速可达到 15.3m/s ，这时送风管道的压损将明显增加，机组的噪声也加大。

(2) 并联风机的风量

并联风机的风量通常由速度控制器 (SCR) 设定。最大的风量由风机、电机和下游侧的压力决定。最小的风量由 SCR 在工厂设定。如风量过低，会使电机转速过低，导致电机过热和轴承过度磨损。

(3) 系统的总风量

系统总风量的控制，是通过调节风机的转速或风机进口导叶，保证风道上的某一点的静压恒定来实现的。

系统最大风量的设定，取决于房间朝向、建筑规模、房间性质和使用情况，由设计者进行充分调查后决定。考虑到各末端负荷控制的不同特性，系统主风机的标准运转点通常处在最大负荷的 $60\% \sim 80\%$ 。风量过大会使系统静压设定值偏高，影响系统的节能和噪声。

系统最小风量的设定，应满足控制室内的相对湿度、最小新风和气流组织的要求。有时也可按房间最大风量的 $30\% \sim 40\%$ 来选取。因为风量越小，风量减少的节能效果越不显著，相反，易引起风机运行的不稳定。

(4) 噪声

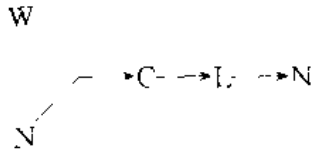
机组噪声主要由空气在管道入口段、管道中的流动和静压引起，而流速也是产生噪声的一个因素。减小送入机组分支风管的压力，会使机组噪声显著减小。在某种情况下，当风机的噪声成为主要矛盾时，减小风机的风量，使其在低于 100% 风量下运行，能得到较低的声压级，即可减小噪声。

二、变风量空调系统的调节

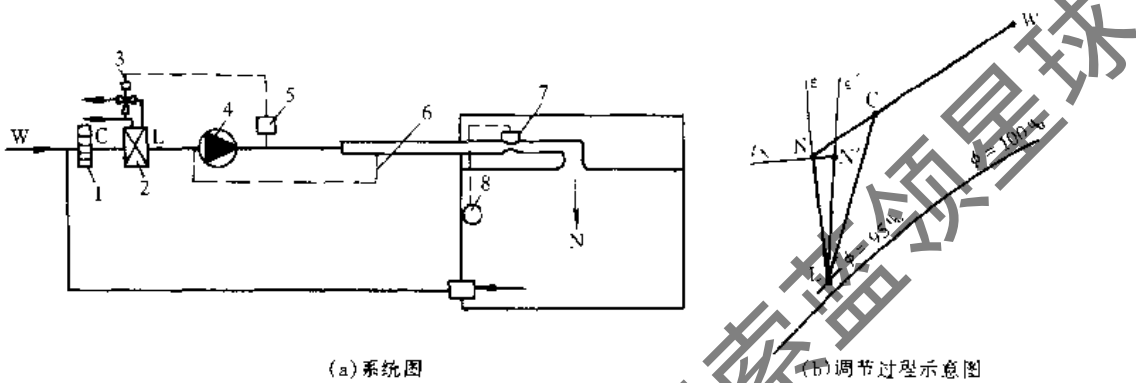
变风量空调系统随着室内热、湿负荷的减少，通过末端装置减少送风量，使室温保持稳定。变风量系统和定风量系统一样，运行调节同样可以分两类进行。

1. 室内负荷变化时的运行调节

1) 节流式变风量系统如图 6-3-2 所示, 在每个房间送风管上装置着节流型变风量末端装置。当室内处在设计负荷时, 空气调节过程可表示为:



1: 新风和回风混合后降温去湿至机器露点再调至送风状态, 送入室内。



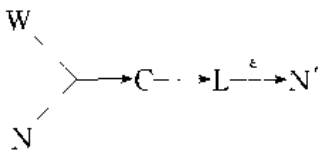
(a) 系统图

(b) 调节过程示意图

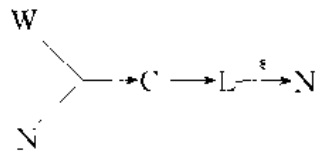
图 6-3-2 节流式变风量系统

- 1—过滤器; 2—冷却器; 3—三通阀; 4—风机; 5—送风温度控制器; 6—静压控制器;
- 7—节流式变风量末端; 8—室内温度控制器

2) 室内热、湿负荷减少时, 若散湿量不变, 则室内热湿比由 ϵ 减少到 ϵ' 。根据室内温度控制器 7 的指令, 使末端装置的节流阀动作, 改变通道面积, 使送风量减少。送风量减少引起干管静压升高, 通过装在干管上的静压控制器 6 调节风机 4 的转速, 使总风量相应减少。送风温度控制器用来控制冷水盘管的三通阀 3, 调节冷却水的温度, 保持送风温度一定。随着室内显热负荷的减少, 当热湿比减少为 ϵ' 时, 室内状态点从 N 变为 N', 空气调节过程可表示为:



3) 旁通式变风量系统如图 6-3-3 及图 6-3-4 所示, 在顶棚内安装旁通型末端装置, 在设计负荷时, 空调过程可表示为:



4) 室内冷负荷减少时, 若散湿量不变, 室内热湿比由 ϵ 减少为 ϵ' 。根据室内温度控制器 T 的指令, 使末端装置的执行机构动作, 送入室内的风量减少, 部分空气旁通流至顶棚内, 并且由回风道返回空调器, 而整个空调系统的风量不变。随着室内负荷的减少, 送入室内风量减少, 室内状态点由 N 变至 N', 空气调节过程可表示为:

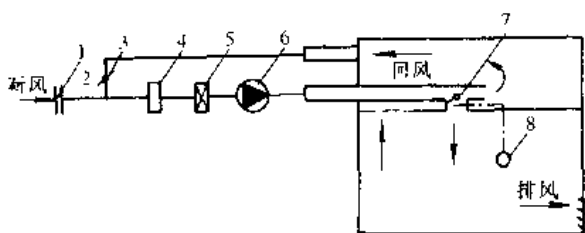


图 6-3-3 旁通式变风量系统

1—新风口；2、3—调节阀；4—过滤器；5—冷却器；
6—风机；7—旁通式变风量末端；8—室内温度控制器

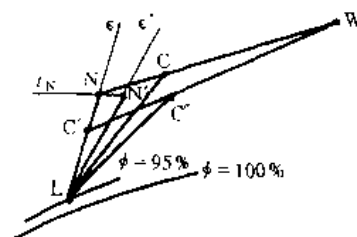
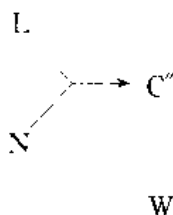


图 6-3-4 调节方案



2. 全年运行调节

根据空调房间的负荷变化特点，可采用不同的空调系统进行全年运行调节。

①如空调房间全年有恒定的冷负荷，则通常采用没有末端再加热的变风量系统。根据室内温度调节器的指令，控制变风量末端装置，使送风量随着室内负荷的减少而减少。

②如空调房间冷负荷变化较大，则建筑物的外部区通常采用有末端再加热或双管的变风量系统。随着室内冷负荷的逐渐降低，送风量逐渐减少，当达到最小送风量时，送风量不再减少，而利用末端再加热或双管系统以补偿室温的降低，使室内维持一定的温度。

夏季供冷和冬季供热的空调系统的运行工况：夏季运行时在冷负荷最大时送风量最大。随着冷负荷的减少，送风量逐渐减少，当达到最小送风量时，风量不再减小。此时利用末端再加热补偿室温的降低，这一阶段属再热区。随着季节的变换，房间由冷负荷逐渐转为热负荷，即进入冬季运行，此时系统从送冷风转换为送热风。开始仍以最小送风量供热，需利用再热器不断改变送风温度，即使用定风量变温度的调节方法。随着热负荷进一步增加，需采用变风量的调节方法。

第四节 风机盘管空调器的调节方案

一、有单独新风系统的调节方法

新风系统和风机盘管同时承担室内负荷，新风引入后与风机盘管相混合。

二、墙洞引入新风系统的调节方法

就地取用新风的系统，房间的冷（热）负荷以及新风负荷全部由通入风机盘管的冷（热）水负担，因此要求风机盘管能随时适应新风负荷的变化，因而这种调节方法很难达到要求

三、处理再循环风的风机盘管系统的调节方法

随着室内瞬间负荷的变化，一般有以下 3 种运行调节方法。

1. 水量调节

在设计负荷时，空气经过盘管冷却去湿过程从 N 到 L，然后送至室内，如图 6-4-1 所示。空气调节过程为：N → L → N。当冷负荷减少时，通过调节三通阀或直通阀，减少进入盘管的水量，盘管中冷水的平均温度随之上升，使 L 点上移至 L' 点，空气调节过程为 N → L' → N'。由于送风的含湿量增大，故使室内相对湿度随之增大。这种调节方法的负荷范围小，为 100% ~ 75%。

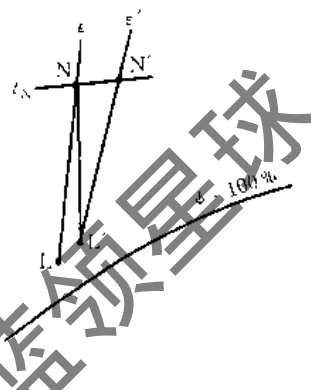


图 6-4-1 水量调节

2. 风量调节

风量调节法的应用较为广泛。在设计负荷时，空气调节过程为 N → L → N。当室内负荷减小时，通常分高、中、低三挡调节：风机转速以改变通过盘管的风量，也有无级调节风量的。这时，随风速的降低，盘管内冷水平均温度下降，使 L 点下移至 L' 点送至室内，其空气调节过程为：N → L' → N'，如图 6-4-2 所示。调节过程中，室内相对湿度不会变化太大，但风量减小，会不利于室内气流组织分布。该方法负荷调节范围小，为 100% ~ 75%。

3. 旁通风门调节

在设计负荷时，调节过程仍为 N → L → N。当室内负荷减小时，对有旁通风门的风机盘管通过开启旁通风门，流经盘管的风量减小，使冷水平温度下降，L 点下降至 L' 点，然后与旁通风混合至 C 点送入室内，如图 6-4-3 所示。其空气调节过程为：

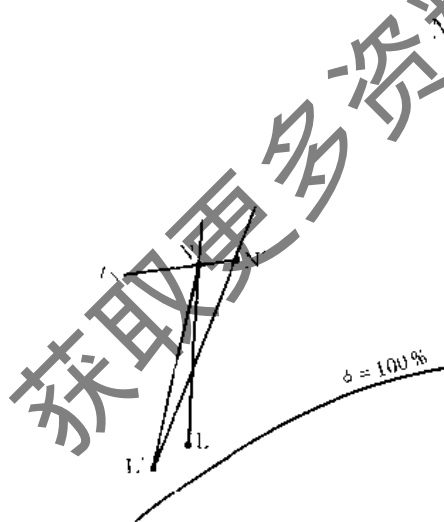


图 6-4-2 风量调节

→ C → N'

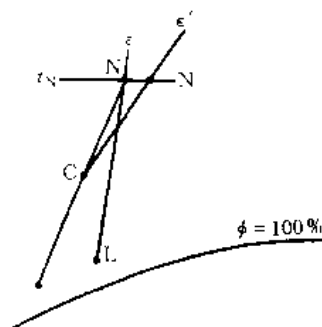


图 6-4-3 旁通风门调节

调节过程中，室内相对湿度较为稳定，气流分布也较为均匀，调节质量好，可使室内达到 ±1℃ 的精度，相对湿度在 45% ~ 50% 范围内，该方式的负荷调节范围大，为 100% ~

20%，初投资低，但调节过程中由于总风量不变，风机消耗功率不减，因此，此方法仅用于室内参数控制要求较高的场合。

第五节 风机盘管的新风处理方案

新风系统由中央式空调机进行处理后，经送风管道送到混合处的方法有两种：一种是新风口与风机盘管相串接（见图 6-5-1）；另一种是新风口不与风机盘管串接（见图 6-5-2）。

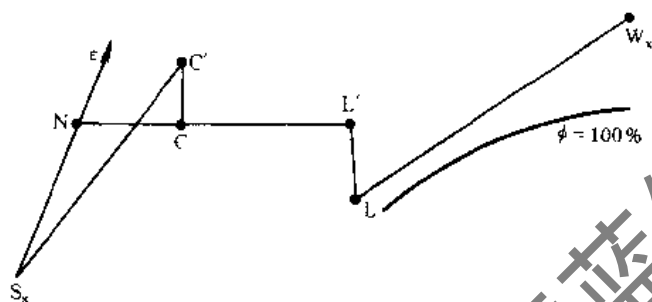


图 6-5-1 新风口与风机盘管串接

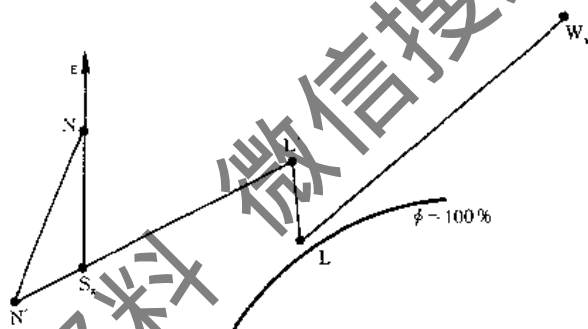


图 6-5-2 新风口不与风机盘管串接

方案一：新风口与风机盘管串接的方案为 $W_x \rightarrow L \rightarrow L' \rightarrow C \rightarrow C' \rightarrow S_x \rightarrow N$ 。

图中 $W_x \rightarrow L$ ——中央式空调对新风进行降温去湿处理到机器露点温度；

$L \rightarrow L'$ ——送风管道的温升；

$L' \rightarrow C$ ——

风机盘管的室内循环风与新风混合；

$C \rightarrow C'$ ——风机温升；

$C' \rightarrow S_x$ ——风机盘管本身（冷盘管）对混合以后的空气进行降温去湿处理到送风状态。

方案二：新风口不与风机盘管串接的方案。

图 6-5-2 中， $W_x \rightarrow L$ ——中央式空调对新风降温去湿处理到机器露点温度；

$L \rightarrow L'$ ——送风管道温升；

$N \rightarrow N'$ ——风机盘管对室内循环风降温去湿处理；

$L' \rightarrow N' S_x$ ——在混合小室内新风与循环风混合到送风状态。

第六节 中央空调系统的运行管理

一、空调制冷设备正式运行前的准备工作

1. 制冷机和空调机的准备

在春秋过渡季节和夏季制冷机运行之前，如空调机也要进行运转，冷冻机要进入准备工作状态。

在高层建筑物由于用途不同，在过度季节也必须送暖风。比如，饭店、医院、百货商店等就属于这一类。一般的建筑物，送暖后便开始紧张的送冷的准备工作，有关的设备都要按一定的顺序进行认真的检查和修理。要想在送冷期间所有的设备都很顺利地工作，没有故障几乎是不可可能的，但是为了尽量不发生故障，必须按照一定的顺序，细致地作好夏季送冷前的各项准备工作。

中央空调冷冻机常用的大体有以下 3 种：离心式制冷机、活塞式制冷机、吸收式制冷机。它们的共同特点是：机器内部都是完全密封的，在使用冷冻机之前要对机器的密封部分进行检查、鉴定和调整。另外对各部分的计量仪器如压力表、温度表、真空计及油压计等指示部分是否正确也要进行调整。

在一个建筑物内设置有许多空调机组，使用前的修理和检查内容有以下 3 部分。

1. 送风机：叶轮的清扫；轴承的更换；皮带的检查和更换；送风机基础螺丝钉的紧固。
2. 空气过滤器：过滤材料的更换；过滤材料的清洗；压力表的检查。
3. 冷盘管：盘管的清洗；盘管漏水情况的检查；冷水出入口阀门的检查；温度计的调整。

除以上项目外，还要检查自动调节流量的自动调节阀的动作是否正常。自动调节阀温度检测装置的温度设定值冬天和夏天不同，不要忘记切换。

2. 冷却塔的准备

在冷却塔运行期间，要很好的检查各部分的运行状态是否良好，检查的重点如下：

1. 检查风机的功能、调整轴承和 V 型皮带；
2. 检查散水和喷雾状态是否正常；
3. 检查从上部水箱流入冷却塔的水是否均匀，是否平稳地流过填充材料的表面；
4. 水滴是否有飞散的现象；
5. 调整下部水箱的自动补水装置的浮球，观察下部水箱是否有漏水现象；
6. 检查过滤器和冷却水补给水箱的液面继电器以及水箱周围的阀门是否正常；
7. 测试冷却水的水质是否合格。

3. 水系的准备

夏季送冷期使用泵的台数是比较多的，日常的修理量也是很大的，尤其对以下的项目必须进行检查

1. 检查送冷用的各种泵的运行状态和实际运行负荷是否正常，即额定的电流值是多少，实际的电流值是多少；

1. 检查泵的启动注水旋塞、放气旋塞、压盖密封垫是否正常；

检查泵的运转是否有振动和噪声，有无其他异常现象；
检查泵的防振橡皮、软管是否正常。

二、空调系统的准备工作

1. 风道和风口的准备

在送冷期间，通过空调机冷盘管的空气湿度可达到 90% 以上。风道内的煤烟、粉尘和湿度较大的空气接触后其质量就增大，当这种气流吹到送风口时，就会排出碳状的物质。这种现象在夏季送冷期间和送冷以后的一段时间是很容易发生的。为防止这种现象的发生，可调整挡板，使气流在风道内急剧地转向，将粉尘吹出，并清扫风口。由于气流的通过，送风口和回风口的周围会粘附着许多灰尘，也必须在送冷之前清扫干净。

2. 冷水机组的准备

①每年在机组启动前，打开冷却塔的电机，检查并清洗内部及轴承，如需要则更换新的电动机。

②每天或每次（通常在机组运行及停机前）检查热交换器是否漏水，并记录出、入水温度及压力。

③每天或每次（通常在机组运行及停机前）检查加湿器，清洗过滤网，检查电器开关等。

三、中央空调的运行管理

1. 运行管理

值班运行人员必须按操作规程进行操作，并按规定填写运行日志。

整理制冷机的运行数据以后要与图 6-6-1 进行比较，这种比较分析对于了解制冷设备的运行状况是否需要进行检查提供了可靠的依据。

2. 保证温、湿度

中央式空调系统是采用分段式控制方法，使被调节房间的空气经过几次处理后达到房间四度的要求（温度、相对湿度、气流速度及洁净度——空调四度）。

(1) 处理方案

大多数中央式空调系统采用的是定风量露点控制的方法，所以系统处理空气时对冷源与热源的要求较高。

①保证冷源—冷量。用冷冻水处理空气的系统对冷冻水温的要求是十分严格的。冷冻水温高了，露点温度过高，将无法保证房间送风状态。

用制冷工质处理空气的系统对蒸发温度的要求是十分严格的，要求蒸发温度不能太高，也不能太低。

②保证热源—热量。用热水加热空气的系统，对热水温度、流量的要求十分严格，以保证热量。

用蒸气加热空气的系统，要有合适的蒸气压力才能保证加热空气所需的热量。

③采用分段式控制。首先将空气处理到露点状态，由露点控制系统负责调节。其次将空气处理到送风状态，由室温控制系统负责调节。这样分阶段处理空气，可使空气逐步达到送风状态。

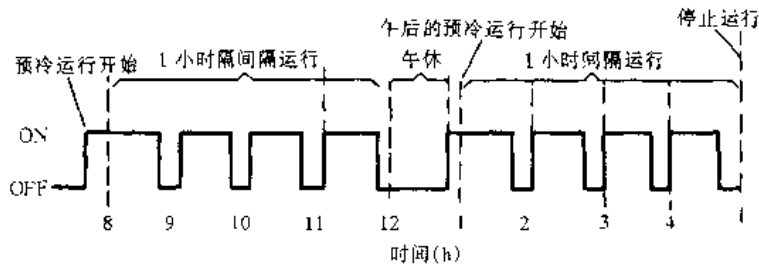


图 6-6-4 节电程序 (二)

对不重要的负荷可以调整运行时间，以降低用电高峰负荷。

对于重要的负荷必须按需要的时间启停，最重要的负荷要用手动操作设备的启停。采用这一措施的目的，是在满足用电需要的前提下，使设备或照明的用电时间达到最短。当然有的场则需 24 小时连续运行。例如计算机房、电话机房等重要场所的空调设备。

对暖 and 送冷的最佳启停控制，其温度控制如图 6-6-5 所示。

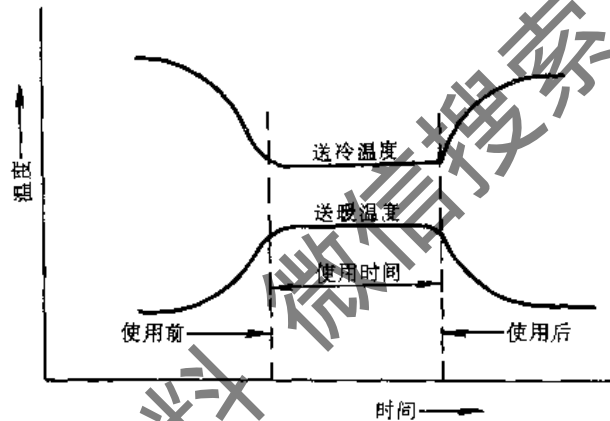


图 6-6-5 最佳启停控制

其它的与节能有关的措施还有：

热水机蒸气管道若保温不好会损失很多空调冷量或热量。

冷凝水的回收：空凋制冷设备（吸收式制冷机、空凋机组）会排出冷凝水，其热量约占蒸气热量的 12%~15%，若将冷凝水回收便可节约热能。因为冷凝水的温度比锅炉水的温度高，若用 100℃ 的冷凝水代替 30℃ 的锅炉给水则可节约燃料 12% 左右。

为将冷凝水回收应解决回收系统中的跑气和漏气、系统的堵塞和污染、腐蚀以及疏水器的合理使用等问题。

否则相对湿度无法保证。这种情况露点温度不能太低。

露点温度略高。可调节加热器处风道百叶阀，将阀门开大，使通过加热器的空气量少一些，但露点温度不能太高，否则相对湿度无法保证。

总之，每一个环节都应认真达到要求，如达不到要求一般会影响下一个参数。而且误差值不能太大，否则自动控制就无法调整。

3. 节能运行

在大型建筑物内的各种设备都要消耗能量。其中空调制冷设备的耗电量约占总耗电量的18%~20%

一座综合性的建筑空调制冷的单位耗电量约为 26kWh/m²。

空调制冷设备主要由制冷机、锅炉、空调机、冷却塔、泵等组成。在一年中根据季节的不同，其冷、暖、新风的调节，水量、水温的调节都有所不同，设备的运行台数也在变化。

一般地说空调制冷设备的负载是从0%~100%变化。这种变化由控制系统来进行自动调节；常见的几种设备运行的控制方法有：

- ①比例控制。
- ②启动控制。
- ③运行台数和冷热出口温度控制（比例控制）的组合。

还有一种节能方法是采用计算机管理，用计算机进行完善的、有效的、科学管理，可以省人力和能源。节电程序是将消耗电能的机器周期性的启动和停止，以减少电能的损耗。机器消耗的电能等于机器运行时间和机器容量（kW）的乘积，如果机器运行时间减少，消耗的电能就会按照一定的比例下降。

图 6-6-2 是对空调设备进行温度补偿控制的节电程序。

建筑物内不同的营业场所，其节电程序也不同，如图 6-6-3 和图 6-6-4 所示。

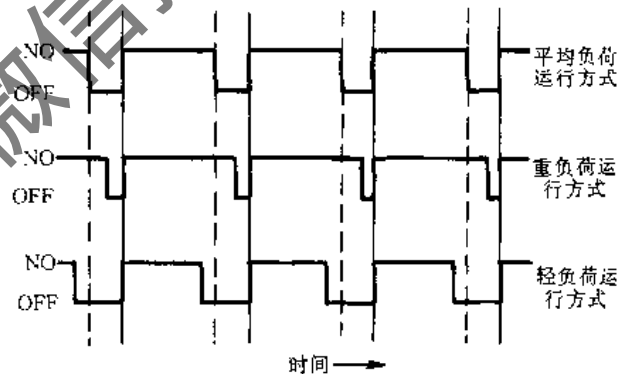


图 6-6-2 温度补偿控制

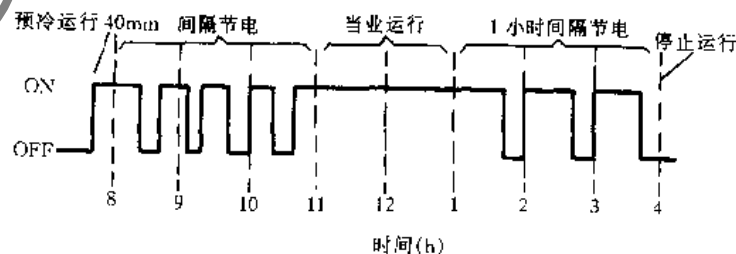


图 6-6-3 节电程序 (-)

控制设备启停在最佳状态，既能满足客人和工作人员对环境的要求，又符合节约能源的原则。这种方法首先要求对建筑内不同场所的用电情况进行详细的调查，在调查和试运行的基础上，把时间程序输入计算机，控制用电设备按实际需要启动、停止。

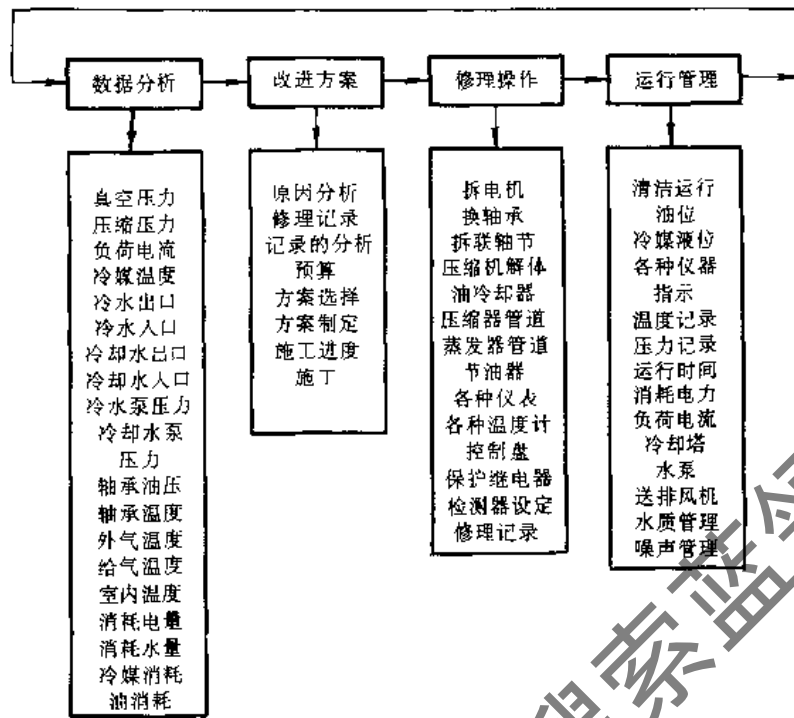


图 6.6.1 运行图

(一) 露点温度控制

露点温度控制是用调节冷冻水水量和控制制冷工质蒸发温度，以及调节新风、回风比例，使经过喷水室的空气在冷却降温减湿后，可以达到露点温度。

这种自控系统的工作过程如下：设在送风机房中测量露点温度的敏感元件，把测量信号及时送入调节器。调节器根据设定值计算出偏差，并根据偏差指挥气动阀或电动阀调节冷冻水量，指挥新风、回风调节机构调节新风、回风比例，使空气达到露点状态。

(二) 室温控制

根据室内温度、湿度，用调节加热器蒸气量和调节加热空气及旁通空气比例的方法，使经过加热器后的空气在加热、混合后达到送风状态。

室温控制的方法如下：设置在房间中的温度控制器的敏感元件将测量信号送入调节器，调节器经比较得出偏差，指挥调节蒸气阀门，调节蒸气加热器蒸气量和调节旁通空气与加热空气的比例，使空气达到送风状态。

(三) 各阶段控制的协调

在中央式空调机中，首先要求冷冻水温度或蒸气温度、蒸气压力、露点温度、送风温度四个参数达到要求，如果其中一个达不到要求，势必影响下一个参数。所以，各阶段的控制应严格，只有分段控制得好，最后房间温度、湿度才会有保证。遇到以下情况可以参照下列办法处理。

冷冻水温太低。可以调节冷冻水控制阀，减少冷冻水量，使处理空气的冷量不变。

冷冻水温略高。可以调节新风量，使新风降到最低要求。但如果冷冻水温度太高（大于 1°C）是会影响露点温度的。

露点温度过低。可以控制加热器风道百叶阀，将阀门关小，使大部分空气通过加热器。

第七章 中央空调系统的自动控制

中央空调系统自动控制隶属建筑物自动化范畴，而建筑物自动化是现代智能建筑的主要组成部分之一，其应用与建筑物的物业管理关系密切。

智能建筑是建筑技术和信息技术的融合，是信息时代的产物。智能建筑可以理解为以建筑为平台，兼备通信、办公、建筑设备自动化，集系统结构、服务管理及它们之间的最优化组合，向人们提供一个高效、舒适、便利的建筑环境。

智能建筑的组成包括通信自动化（简称 CA），办公自动化（简称 OA）和建筑物自动化（简称 BA），故智能建筑又称 3A 建筑。

建筑物自动化（BA 系统），是采用计算机及其网络技术、自动控制技术和通信技术组成的高度自动化的综合管理系统。

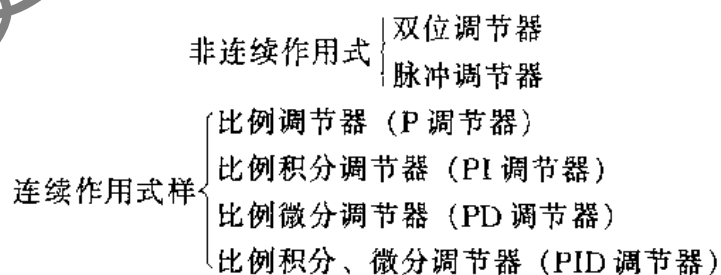
BA 系统包括物业管理（楼宇管理经营和设备运行管理）、环境管理及节能控制（制冷、空调、供配电、照明、给排水的控制）及安全防范（消防报警、防盗保安、人员出入管理）三个主要方面内容。其中制冷空调的自动控制及管理占有相当大的比重。

制冷空调自动控制系统的被控参数主要有空气的温度、湿度、压力（压差）、清洁度以及气流组织等；在冷、热源方面主要有冷水温度、热水温度、水量、蒸发压力以及冷凝压力等。在对这些参数控制的同时还要对其进行监测、调试、指示、打印以及报警等等。

制冷空调设备的自动控制包括风机盘管控制系统、新风机组控制系统、空调机组控制系统、冷水机组（或冷冻站）及辅助设备控制系统。

最初的也是最基本的控制方式是采用模拟仪表自动控制。一般模拟仪表控制的调整比较简单，只需通过仪表调整比例带（ P ）、积分时间（ I ）和微分时间（ D ）三个参数即可，但这种模拟控制有一定的局限性，往往满足不了现代化的要求。

用于制冷和空调控制的调节器按其规律可分为非连续作用式和连续作用式，其规律如下：



在精度要求不高的场合采用双位调节器和比例调节器就可满足要求，但在精度要求较高的场合必须采用比例、积分调节器（ PI ），或采用比例、积分、微分调节器（ PID ）。

在计算机控制系统中，计算机的输入端必须加模/数转换器，用 A/D 表示（ A 为模拟量， D 为数字量）。将模拟量（测量的电阻、电流、电压等连续变化的量可以反映温度、湿度、压力等参数）转换为数字量，使计算机能够接受。而在计算机输出端必须加数/模转换

器 (用 D/A 表示), 将计算机输出的数字量转换为模拟量, 以便于执行器接受。

微型计算机监控系统的应用方式有下列几种:

- (1) 数据采集和数据处理。
- (2) 直接数字控制 (DDC)。
- (3) 集散系统 (TDS)。

第一节 空调制冷自动控制的基本知识

一、空调系统的自动调节分类

1. 分类

空调自动调节系统包括单机控制、群体控制及中央控制等内容。

单机控制是以单个的空调机、热交换器等为对象, 以保持温度、湿度、压力、流量、液位等参数等于给定值为目的。

群体控制则以泵群、冷冻机群等为对象, 对应着负荷的变化而自动改变投入工作的台数以实现最经济的运转, 也称作能量控制。

把上述两种控制有机地结合在一起, 并对各种动力设施的运转状态以及各控制点的温度、湿度、流量、压力等调节参数进行集中监视与检测, 并能在集中控制台上远距离操作或改变给定值, 这就是所谓的中央控制系统。

根据给定值的情况来分, 在空调自动调节系统中一般可分为定值调节与随动调节两种。

给定值是常数的系统叫定值调节系统。我们平时所说的恒温、恒湿就属这类调节系统。

给定值不是常数, 而是某种参变量的函数的系统叫随动系统。比如能根据室外温度的变化自动改变室内温度的给定值的系统就是这类调节系统。

2. 过渡过程

自动调节系统在动态阶段其被调参数是不断变化的, 它随时间而变化的过程称为过渡过程, 也就是系统从一个平衡状态过渡到另一个平衡状态的过程。

三、双位调节

双位调节及其过程

双位调节是最简单也是应用最普遍的调节。它的调节开关只有全开、全关两个固定位置。当房间温度低了, 热敏感元件波纹管收缩带动继电器闭合, 电加热器开始加热, 加热后房间温度上升, 升到一定值时由于波纹管的热膨胀又使继电器触头断开, 于是电加热器停止加热。因为继电器触头只有开、关两个位置所以叫双位调节器。

双位调节有一定的局限性, 因此必须对双位调节的调节规律有较为详细的了解, 以便更好的应用。下面进一步分析双位调节器的动作规律与静态特性以及在调节系统中的调节过程曲线 (如图 7-1-1 所示)。

如图 7-1-1 所示, 当电加热器断开时, 室温下降, 下降到①点时继电器触头闭合, 热量的输出有个突然的增加。但是因有延迟的影响, 室温并不能马上升高, 而是要继续下降, 一直降到②点室温才开始沿飞升曲线上, 升至③点时继电器触头断开。此时从理论上讲室温

好像应当立即下降，但也应有延迟（电加热器尚有余热，且加热器至室内还有一段距离），室温也不能马上下降，而是继续沿曲线上升至⑤点才开始下降。其整个调节过程是一个不衰减的等幅振荡过程。

2. 双位调节质量之改进

①在很多情况下，双位调节过程波动幅度过大的原因是因为调节器的变化太剧烈。由于双位调节机构只有最大和最小两个特定的数值，所以其调节作用总是在100%和0两个极端位置上跳来跳去。能不能使调节器的开度不是在全开、全关两个极端位置上变化，即关时不是全关，开时不是全开而是在(1/5)~(4/5)或另外两个位置上变化呢？

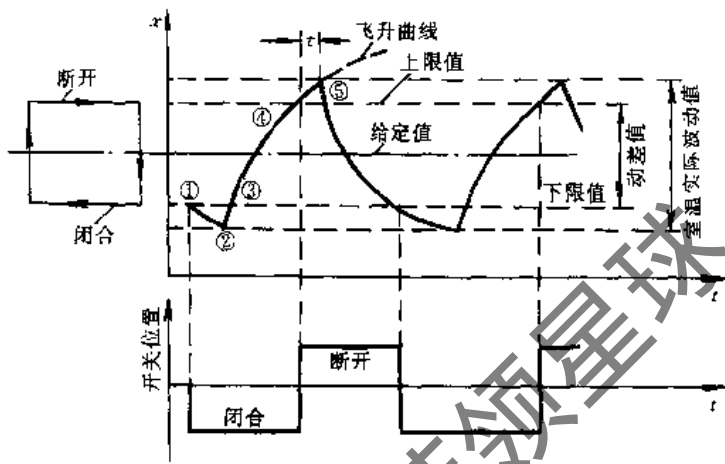


图 7-1-1 双位调节过程曲线

有些调节阀是可以做到这一点的，这样被调参数变化也会平稳一些。

②用电加热器控制室温的双位调节系统中可以把加热器分成两部分，一部分经常处于接通状态，另一部分的通断则受双位调节器控制，这样就可以使室温在一个较小的范围内波动。有些空调机上的电加热器就是这样设计的。

③加热反馈校正装置：由于存在着阻容滞后效应，所以敏感元件（水银温度计）总不能及时地检测出加热后的送风温度，这样会使室温波动变大。若加上一个加热反馈电路则可改变这种状况。当室温低于给定值下限时，接触器接通电加热器电路，同时接触器的辅助接点也接通了加热反馈电路，使水银接点温度计的水银包也被加热，这样敏感元件就与送风加热同步了，克服了延迟的影响。

3. 位式调节的应用举例

在水银温度计玻璃管内的水银柱上面封入一根铂丝或银丝作成的电路接点，并用导线引到接线柱上，就构成带电接点的玻璃水银温度计。水银柱的下端有另一根电源线。当温度升高而使水银柱上升到与上面的接点接触时即将电路接通，而当温度下降时，水银柱下降到脱离接点时电路即断开。

水银接点温度计有两种，一种是固定接点位置的，另一种是接点可调整的。调整接点位置的方法一般有用磁力的方法。

这种水银接点温度计上的刻度分为上下两段，两段刻度上的分度值和刻度范围相同。上段刻度表示给定温度的值，下段刻度表明实测温度值。在下面的刻度段上装有金属制成的电接点。如果需要在20°C时使电路接通，那么就将上半部分刻度段上的指示铁转到20°C，这时下面的刻度段上金属丝也刚好停止在20°C，只要水银柱受热膨胀上升到20°C，水银柱就使两个接点接通。

在扁形的玻璃管内有一根细长的螺丝杠，螺丝杠上穿着一带螺纹的指示铁，像螺丝帽一样穿在丝杠上。丝杠的头部固定在一块扁铁上，玻璃头部装一个永久磁铁，磁铁转动，丝杠就跟着转，但因玻璃管是扁的，所以指示铁不能转，只能沿丝杠上下移动。指示铁上焊有

一根细钨丝，钨丝一直通入下半部的温度计管内，钨丝可以在铂丝内上下移动。铂丝作为一个电极引至玻璃管外面，下面水银球处也引出一根电极。当上面指示铁调到需要的温度值时，上面钨丝也就正好指到同样的温度值上。

电接点水银温度计的接点一般只能在工作于 30V 的电路中使用，可以通过的最大电流为 20mA。在通过大电流时，水银柱本身会发热，产生的热量会影响到测量的精确度，而且在接点断开时会产生电弧烧坏水银柱面。因此一般在使用电接点水银温度计时，都要设法使通过水银柱的电流在几个 mA 之下，但是电流太小了又带不动继电器。利用晶体管位式调节器就可解决这个矛盾。晶体管位式调节器有不同的型号。图 7-1-2 是 JWT 型位式调节器的原理图。

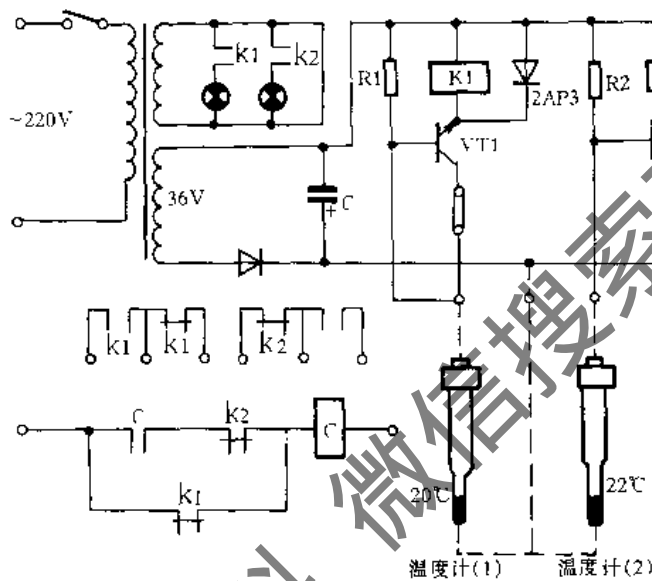


图 7-1-2 JWT 位式调节器原理

假设用水银接点温度计控制电加热器，维持室温在 20~22°C 之间。当室温低于 20°C 时，加热器接通；室温到 22°C 时，加热器断开。其动作过程如下：

两个水银接点温度计的定值一个设定在 20°C，另一个设定值为 22°C。当室温低于 20°C 时，水银接点温度计全都不通，JWT 位式调节器中的 VT1、VT2 也全不通电，电加热器长闭接点闭合，加热器在工作，室温逐渐上升。当室温超过 20°C 时，温度计 (1) 导通，于是 VT1 也导通，k1 带电，常闭接点 k1 打就开了。但此时常闭接点 k2 仍然闭合（因温度计 (2) 尚未接通，VT2 不通，k2 无电），所以电加热器仍然闭合继续加热。直至室温升到 22°C，温度计 (1) 也接通，使 k2 也导通，常闭接点 k2 才断开。此时停止加热。当温度低于 22°C 时，k2 又闭合了，但这时因为自保接点 C 没有闭

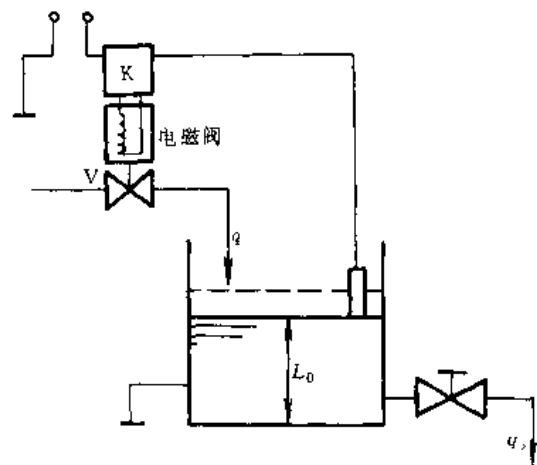


图 7-1-3 水箱液位双位控制

合，所以加热器仍然停止工作，只有温度低于 20°C 时，温度计（1）导通、VT1也导通时，加热器才又开始工作。

图 7-1-3 是采用双位控制的水箱液位控制系统。它利用电极式液位计来控制水箱的液位，箱内装有一根电极作为测量液位的装置，电极的一端与继电器 K 的线圈相接，另一端调整在液位设定值的位置，导电的流体水经装有电磁阀的管道进入水箱，由下部出水管流出，水箱外壳接地。当液位低于设定值 L_0 时，流体未接触电极，继电器 K 断路，此时电磁阀全开，流体流入水箱使液位上升；当液位上升至稍大于设定值时，流体与电极接触，于是继电器接通，从而使电磁阀全关，流体不再进入水箱，但箱内流体仍在继续往外排出，故液位将要下降。当液位下降至稍小于设定值时，流体与电极脱离，于是电磁阀 V 又开启，如此反复循环，液位被维持在设定值上下很小一个范围内波动。由于执行器的动作非常频繁，这样会使系统中的运动部件（例如继电器、电磁阀等）的动作频繁而损坏。

三、多位调节

多位调节就是将调节作用分成几段、分别进行双位调节。图 7-1-4 表示的是一个三位调节的特性图。图 7-1-5 表示的是一个三位调节系统图。

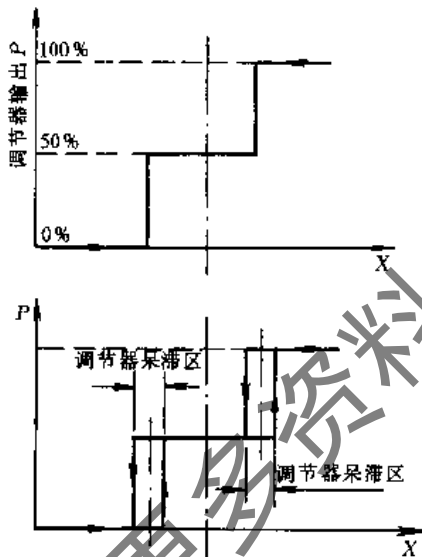


图 7-1-4 三位调节特性

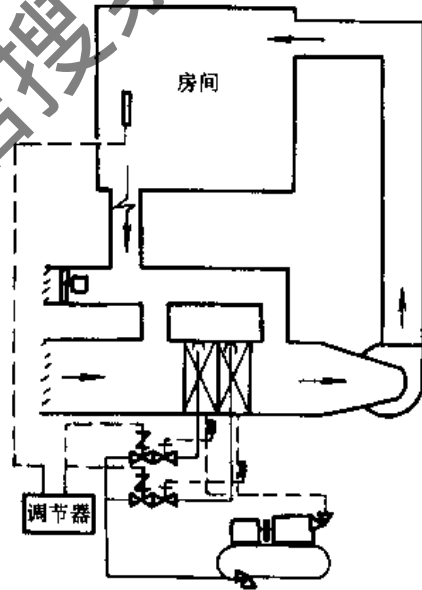


图 7-1-5 二位调节系统图

四、比例调节

1. 比例调节

图 7-1-6 是一个简单的位置比例调节系统，被调参数是水槽的液面。当液面偏高时，意味着进水量超出了出水量。通过浮球和杠杆的作用使阀杆下移，以减少进水量；当液面偏低时，阀杆上移以增加进水量。浮球就是敏感元件，杠杆就是一个简单的调节器了，液面偏差越大，阀门位置变化也越大，阀杆的位移 ΔP （即调节器的输出）与液面的偏差 Δe （即调节器的输入）成正比，即 $\Delta P = K \cdot \Delta e$ 。式中 $K = b/a$ 。这种输出的改变与输入（即被调参数的偏差）成正比例的比例调节规律就称为比例调节。习惯上用“P”表示。

2 比例带和残余偏差（静差、余差）

比例带又有人称为比例范围、比例限、比例度等等。其含义是调节器输出从最小到最大时（也可理解为调节阀从全关到全开），调节参数的变化相对于满量程值的百分数。

残余偏差也叫静差。现仍以前面讲的液面比例调节系为例，假定系统处于平衡状态，流出量等于流入量。当系统受到一个干扰后被调参数下降，浮球 t 下降，通过杠杆作用使阀门开大， a 流入量增加，因此液面下降的速度就减慢了。经过一段时间后，水位又稳定下来，流入量与流出量又相等了。但这时液面已不是原来的液面

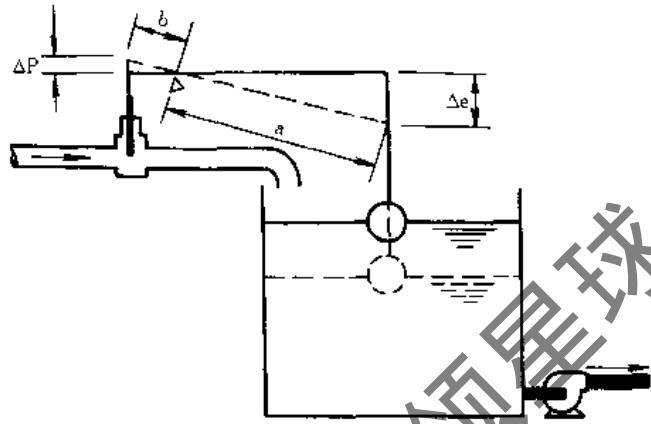


图 7-1-6 比例调节

了，而是稳定在一个新的液面上，也就是说调节过程结束后，被调参数新的稳定值与原来的稳定值不一样，有个差值，这个差值就叫静差，还有的叫残余偏差、余差等等。在简单的调节系统中可以直观地看出这个余差，对于复杂的比例调节器也必须存在这个余差，当对象负荷变化时，必须使调节阀改变位置才可恢复被调对象中流入量与流出量之间的平衡状态。而要让调节阀改变位置又必须使调节参数改变原来的数值，因为在比例调节系统中调节机关的每一个位置都对应于一个调节参数的值。所以调节参数在这里不能是恒定不变的。

比例带越小，残余偏差越小，比例带越大残余偏差也越大。那么是否我们选择比例带时就越小越好呢？实际上因为系统存在延迟，问题并不这样简单，下面我们就来分析一下比例带对过渡过程的影响。

对于较复杂的调节对象有较大的延迟存在时，因调节作用不能及时地影响被调参数，结果就有可能出现振荡过程。在一个调节系统中，对象的延迟时间越小，时间常数越大，则系统越稳定。但是对象的滞后时间、时间常数都是他自身的特性所决定的，虽然可以在设计系统时有一些选择和改进，但也不能任意改变。因而实际上往往是用改变调节器特性的办法来改变系统的调节质量。调节器的比例带越大系统就越稳定，但静差也会越大。比例带越小虽然会使静差小，但系统也就越难稳定，比例度过小系统就会不稳定。

五、积分调节

积分调节常用“ I ”表示。积分调节在实用中通常以恒速积分和比例速度积分两种方式来实现，下面分别说明之。

1. 恒速积分调节

恒速积分调节的执行机构是一个转速恒定的电机。当被调参数与给定值无偏差或偏差小于允许范围时电机不转动。当被调参数超过给定值上限（或下限）时，电路接通，电动机以恒定速度转动带动调节阀动作，改变输出量，使调节参数回到给定值上。只要调节参数尚未回到给定值允许的区域，执行机构就一直以恒速转动，直到偏差消除为止。而偏差一回到给定的允许范围内，电机就停止转动，阀门也停止动作。这种调节并不像位式调节那样阀门

一定处于开、关这两个极端的位置上，也不像比例调节规律那样阀位与偏差成比例的关系。而是可能停留在任意的位置上，所以这种调节器也称为无定位调节器。

2. 比例速度积分调节器

上述的恒速积分调节器，执行机构转速是恒定的，与输入信号作用大小无关。而比例速度积分调节器的输出信号不仅随输入信号作用的时间而积累，同时还与输入信号大小成比例。比例速度积分调节器动作原理见图 7-1-7。

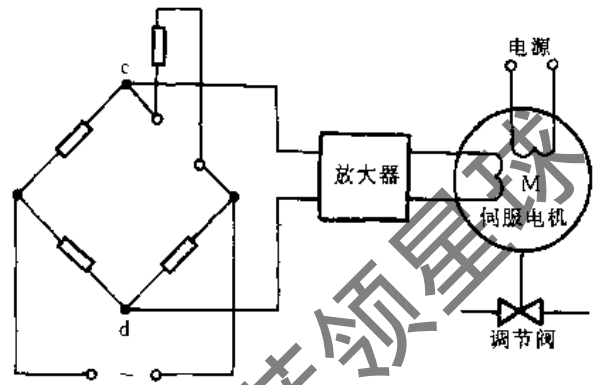


图 7-1-7 比例速度积分调节器动作原理

当被调参数与给定值相等时测量电桥平衡。电桥 c、d 两点间无输出信号，伺服电机 M 不转。当被调参数与给定值有偏差时，电桥不平衡，c、d 两点间有信号输出。经过放大器放大后使伺服电机 M 转动。根据电桥 c、d 两端电压的极性不同伺服电机转向亦不同。放大器的输出电流与其输入信号成正比，因此流过伺服电机绕组的电流强弱与输入信号的大小成比例，伺服电机的转速与输入信号大小也成比例。因此伺服电机的调节部件（如调节阀、风门等）的移动速度与被调参数给定值的偏差值成比例。这就是比例速度的意义。

六、比例积分调节

比例积分调节是比例调节与积分调节组合而成的。常用“PI”表示。

在比例积分调节器中，比例调节部分使输出信号按照比例调节规律进行，而积分调节部分则使输出信号按照积分调节规律进行。比例积分调节器兼有比例调节和积分调节的优点，既有积分调节器可以消除余差的优点，又有比例调节器所具有的良好稳定性。

比例积分调节器是一种比较好的调节器，即使负荷变化较大、而又要求静差较小时，采用 PI 调节器也可保证良好的调节效果。

比例积分调节器的特性就是比例调节器和积分调节器两者特性之和，其调节特性如图 7-1-8 所示。

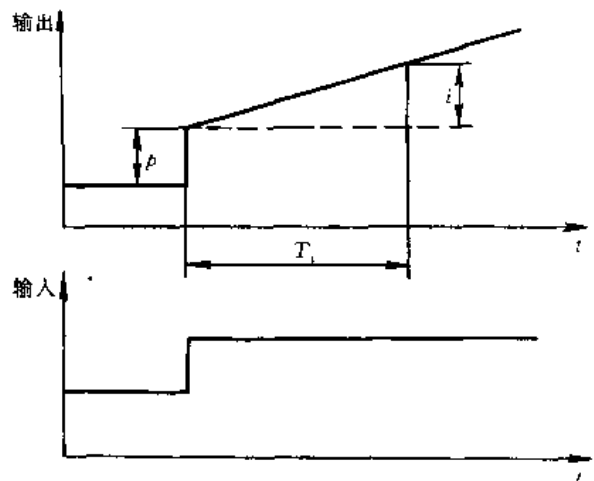


图 7-1-8 调节特性

当输入偏差是一个阶跃变化时，输出一开始先有个阶跃变化（比例作用），然后跟着逐渐上升（即积分作用），因此，比例积分调节器具有两者的优点。

七、微分调节

一般调节对象都有一定的延迟，即当调节阀动作之后并不能立即引起被调参数的改变。特别是温度调节这种现象更为明显。只有提前采取措施，才能抑制偏差的扩大。微分调节主要就是起这个作用。微分调节常用“D”表示。

纯微分动作是不能单独使用的。因为纯微分动作的输出仅仅与输入量的变化速度成正比。所以不论偏差本身数值有多大，只要它的变化速度没有变化，就根本没有输出。如果系统中流入量与流出量之间只有很小的偏差，则被调参数的导数总是保持小于调节器不灵敏的数值，也就永远不能引起调节器的动作。但这样很小的不平衡却会使调节参数逐渐变化，偏差逐渐增大。只要时间长了，就会使调节参数的偏差超过许可的最大范围。所以微分调节器总是与其他调节器一起使用。

八、比例积分微分调节

把比例积分调节器再加上微分作用就可构成了比例积分微分调节器，一般用PID表示。

图 7-1-9 是 PID 调节的特性图。

从图中可以看出，起初由于输入是一个突变值，因此微分作用很强，输出出现一个峰值。接着由于输入是不变的，微分作用将渐渐消失，输出将逐渐下降。但由于有比例作用存在，所以输出不会降为零。图中 1 点就代表是比例动作的成分，2 点和 1 点的高差就代表微分动作的成分，在出现阶跃扰动的瞬间，比例动作和微分动作同时发挥作用，在后期则用积分动作消除偏差。

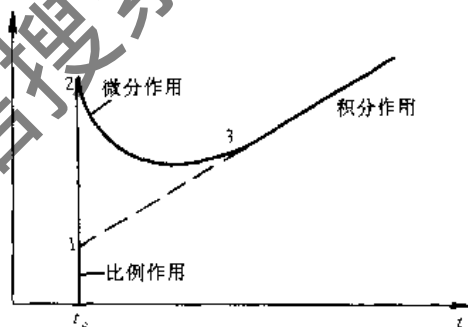


图 7-1-9 PID 调节特性

对于调节动作滞后大的对象，调节器感受到偏差时，实际上干扰已经作用了一段时间，因而适当加大一些输出，会有利于克服干扰产生的影响，有利于抑制扩展差的继续增长。增加微分作用就是使开始时的输出增加。

这种调节规律概括地说就是比例作用的输出与偏差值成正比，微分作用的输出与偏差的变化速度成正比。

在三调系统中，调节对象的特点是延迟虽大，但容量系数较大，时间常数也大，有较大的自平衡能力，负荷变化一般不快，一般选用比例调节器或比例积分调节器即可。

第二节 空调系统的自控方式

一、新风补偿控制

新风补偿控制可以简称为 T3 控制。它主要有两个目的：其一是随着室外温度的变化改变室内湿度，以求得保健与舒适感方面的改善；其二是可以消除由于新风温度的变化而带来的室内湿度余差。

室内温度随室外温度而变化的情况如图 7-2-1 所示,可分为冬季补偿与夏季补偿两种。

1. 冬季补偿控制

冬季室外温度下降,建筑物壁面的温度也下降,人站在低温的壁面前尤其是大玻璃前就不舒服。为了消除这个不舒服的感觉,希望当室外温度下降时,室内温度能稍微提高一些,这就出现图中的冬季补偿的情况。

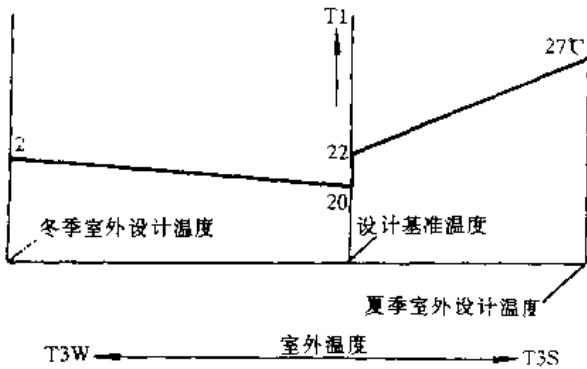


图 7-2-1 室内温度随室外温度变化情况

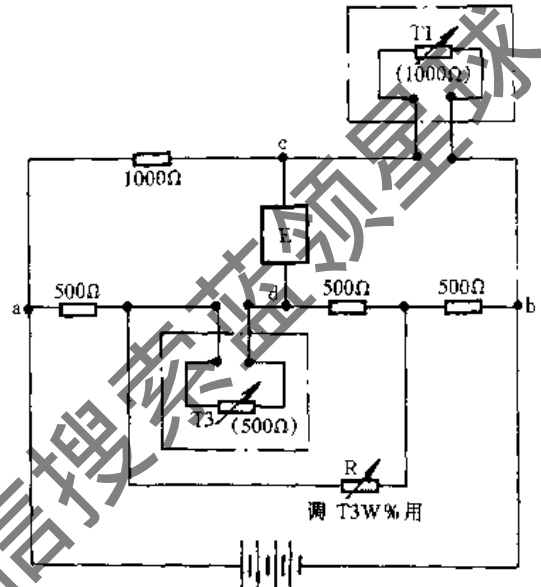


图 7-2-2 冬季补偿电路

冬季补偿线路如图 7-2-2 所示。新风温度敏感元件 T3 对电子继电器给予的影响与 T1 相同。T3 的温度下降与 T1 的温度下降给予电桥的作用是相同的,都能对执行机构发出使室内温度上升的指令。因而就能得到图 7-2-3 那样冬季补偿特性。这个过程线的斜率可以用 T3 指令度来表示。

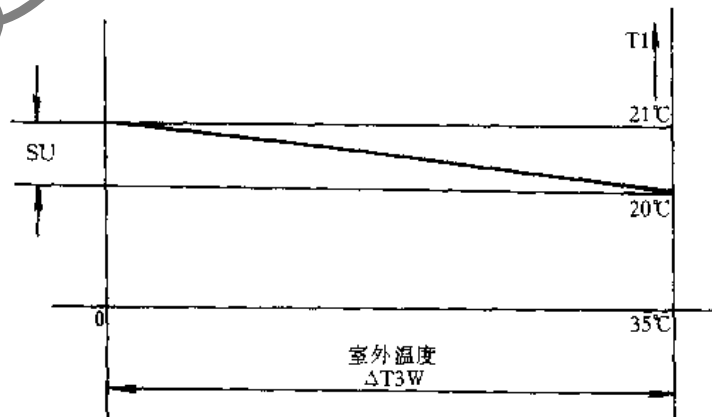


图 7-2-3 冬季补偿特性曲线

13 指令度用可调电阻 R 任意选定，假若室外温度下降 10°C 时室内温度升高了 1°C ，则室内温度升高与室外温度下降的百分比为 10%。

实际上因为比例调节有余差存在，室内温度随室外温度变化的情况，不可能得到上述的结果。实际情况是要偏离原来设想的值。怎样才能消除这个余差呢？为了易于说明，我们先来分析室内温度不要求随室外温度而改变的定值系统的情况。

我们希望得到的是定值。但因有余差的原因，实际得到的室内温度控制线不能保持希望的定值。但只要采用新风补偿控制，而且新风百分比合适的话，使室内温度上升与室外温度下降之比为 10%，那么室内温度就能维持定值不变。

2. 夏季新风补偿

夏季人们不希望室内外温差过大。当室外温度升高使室内外温差过大时，人会感到不舒服，甚至可能生病。为此希望当室外温度升高时，室内温度也能随着升高一些。

夏季补偿的电桥线路如图 7-2-4 所示。

由于 T3 被放入与 T1 相反效果的桥臂上，也就是说 T3 的温度上升与 T1 的温度下降对电桥的效果相同，都是使室温上升的指令。因而就能得到随室外温度上升、室内温度也升高的过程线。用夏季补偿消除余差原理与冬季类似。

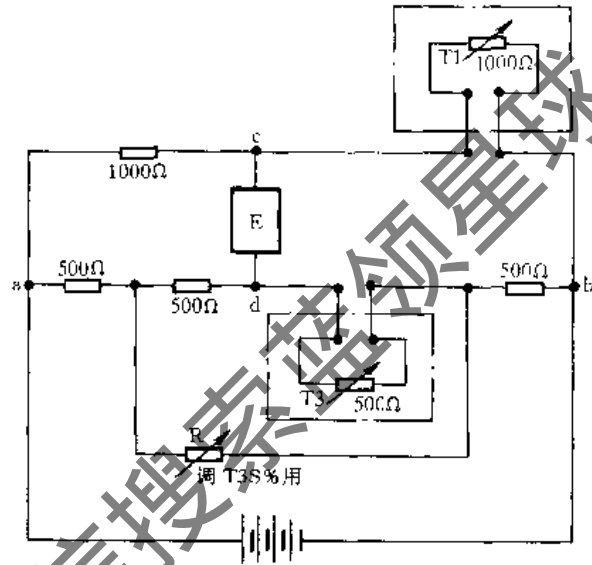


图 7-2-4 夏季新风补偿电路

二、送风补偿控制

1. 送风补偿控制系统的构成

我们把室内温度或室内温度敏感元件称为 T1，送风温度或送风温度敏感元件称为 T2，新风温度或新风温度敏感元件称为 T3，因而送风补偿控制可以简称为 T2 控制。

在工业仪表中可以使用 PID 调节器来解决。在舒适性空调中采用下面谈到的 T2 补偿控制简单易行，而且也可以达到近似的 PID 效果。

在图 7-2-5 中，进入这个控制系统的外扰可分为进入空调机部分的“外扰 1”及进入室内部分的“外扰 2”。下面分别介绍 T2 对“外扰 1”及“外扰 2”的作用原理。

① T2 对“外扰 1”的作用。作为外扰 1 主要有下面一些因素：

新风温度的变化；

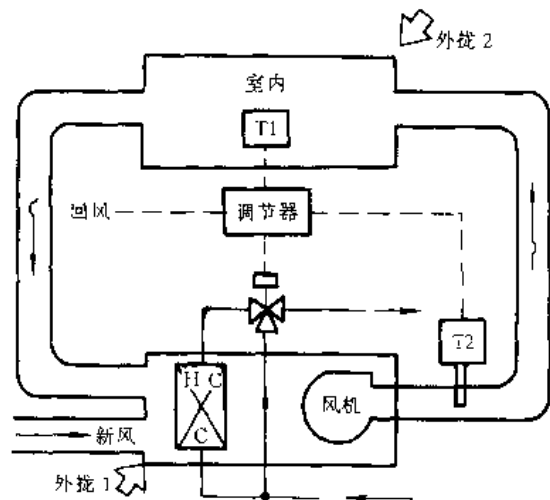


图 7-2-5 控制系统

- 新风量的变化；
- 冷水温度的变化或压力的变化；
- 蒸气量或压力的变化；
- 送风量的变化。

另外空调系统中加热器、表面式冷却器、喷雾室、水泵以及加湿器等等设备的启动停止时产生的波动等，都可能作为送风温度的变化表示出来，而在平衡状态时是作为“外扰 2”而加在控制对象上的。

在因上述种种原因引起的送风温度变化的场合，用 T2 可以比 T1 更早的检测出其变化。用 T2—调节器—执行器这个环路进行调节能减少“外扰 1”对 T1 的影响。

② T2 对“外扰 2”的作用。作为“外扰 2”的因素主要是：

- 由日照引起的辐射热的变化；
- 室外温度的变动；
- 内部负荷的变动；
- 设定值的变动以及由其他原因引起的室内温度的变动。

在这种情况下室内温度变动被 T1 测出之后，通过其信号去驱动电机，进行修正动作。这时若比例带很小，那么在很小的温度波动时，电机立即可走完全行程，从而使送风温度急剧变化。等到 T1 再测这个温度变化时，因为时间延迟的关系，电机早已使调节阀走完全行程成为全开或全关的状况了，因此调节系统就变得不稳定了。

这时若加入 T2，能在 T1 之前较快的抓住送风温度的变化，然后通过调节器对电机加上一个与 T1 指令相反的作用，因而就能减缓送风温度的变化，这样就可防止系统不稳定，使控制质量提高。这样，使用较小的比例带也就行了。

使用 T2 时	不使用 T2 时
采暖时 T1 的比例带 $0.5^{\circ}\text{C} \sim 1.5^{\circ}\text{C}$	$3^{\circ}\text{C} \sim 5^{\circ}\text{C}$
降温时 T1 的比例带 $0.5^{\circ}\text{C} \sim 1.5^{\circ}\text{C}$	$1^{\circ}\text{C} \sim 2^{\circ}\text{C}$

在图 7-2-6 中，T2 是被放在 T1 的对边上的，也就是说 T1 的温度变化与 T2 的温度变化对电子继电器的作用是一样的。假设 T1 的阻值为 1000Ω ，T2 的阻值为 500Ω ，T1 的温度变化 1°C 其电阻变化为 4Ω ，而 T2 温度变化 1°C 其电阻变化为 2Ω 。也就是说对于同样的温度变化，T2 给于电桥的作用只相当于 T1 的 50% 的效果。这个效果的程度称为指令度。如上所说可以认为 T2 对 T1 具有 50% 的指令度。在一般的空调系统中 T2 的指令度 (T2%) 可以采用 5%~10%。这个值可通过改变与 T2 并联的可调电阻 R 来设定。T2% = 10% 这意味着要使 T2 发出与 T1 相等量的信号必须要有 T1 10 倍的温度变化才行。即 T1 的温度变化 0.5°C 与 T2 的温度变化 5°C 对电桥来说是相等信号量。

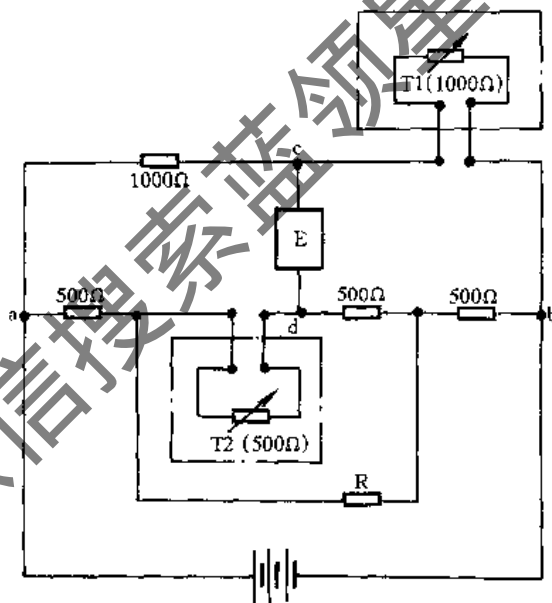


图 7-2-6 送风补偿调节

前面说到用了 T2 之后 T1 即可采用小比例带，这是因为有 T2 保证系统的稳定。但用了 T2 之后得到的余差就比单独用小比例带的 T1 所得余差要大（假设单用小比例带 T1 能稳定的话），能不能把 T2 这个不利点消除呢？采用复合元件作为 T2 的敏感元件即可满足要求。其构造是采用两个测温电阻，一个测温电阻叫 T2，另外一个在里面的测温电阻叫 T2L。

T2L 的时间常数大约比 T2 要大 15min 左右（风速 4m/s）。这两个电阻分别接到电桥的两个相反的边上，表明 T2L 具有抵消 T2 的作用。由于 T2L 的时间常数比 T2 大，所以在过渡过程刚开始时，负荷变化大时 T2 起作用，等于暂时加宽了比例带，求得了系统的稳定。而在过渡期完了时由于 T2L 的作用又将加宽了的比例带收回到原来 T1 的比例带范围内。15min 之后 T2 与 T2L 就相等了，他们对电桥的作用互相抵消，就只有 T1 的比例带来控制了。这样就使控制精度与稳定性都能满足要求。但这里有两点值得注意：一是用了 T2L 后并不能完全消除余差，只是把余差缩小到 T1 的余差范围内，所以称为近似积分特性。第二是在 15min 内负荷变动频繁时不能使用，因为在这种情况下，当 T2L 还未充分反应时，T2 已经开始下面的反应了，会产生振荡而使控制质量变坏。

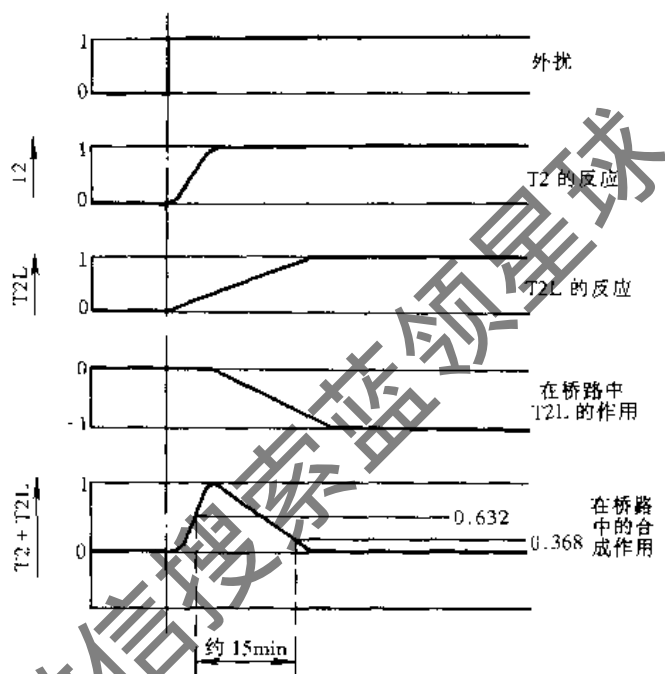


图 7-2-7 用复合元件作测温电阻时的调节特性

用复合元件作测温电阻时其反应特性如图 7-2-7 所示。从图中可以看出，用了 T2 后有近似的微分效果，而用了 T2L 后有近似的积分效果。可见只要简单地在桥路上采取措施，就能得到很高级的控制动作。

用复合元件作测温电阻时其反应特性如图 7-2-7 所示。

从图中可以看出，用了 T2 后有近似的微分效果，而用了 T2L 后有近似的积分效果。可见只要简单地在桥路上采取措施，就能得到很高级的控制动作。

三、新风量的调节控制

夏季的控制方法见图 7-2-8，其特点是在新风人口处增加了新风阀及回风阀的控制。这两个阀连动，并且与风机连锁。风机一停，新风阀就要全关，风机一开，新风阀就要开，但其开度由 S 予先设定。

从图可看出，在风道中设置有四个温度传感器，送风管道内为 T1，回风管道内为 T2，新风管道内为 T3 和 T4。

为了使连动风阀控制更有效，在过渡季节里还可以通过 T1 及调节器控制风阀的电机，用新风来给室内降温。另外还在新风道内设有 T4，当新风温度逐渐升高、失去冷却作用时，就命令新风阀开到最小开度，以节省能量。

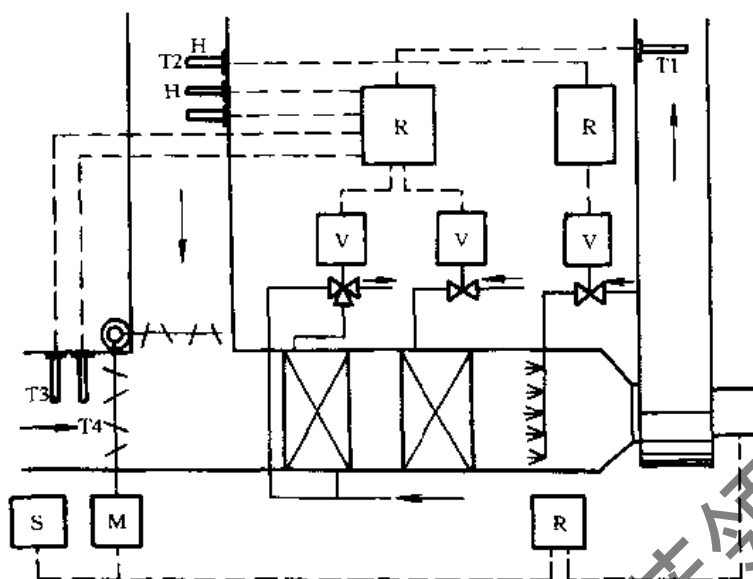


图 7-2-8 冬季控制方法

四、空调机组的定露点控制

图 7-2-9 为电动控制露点系统图。

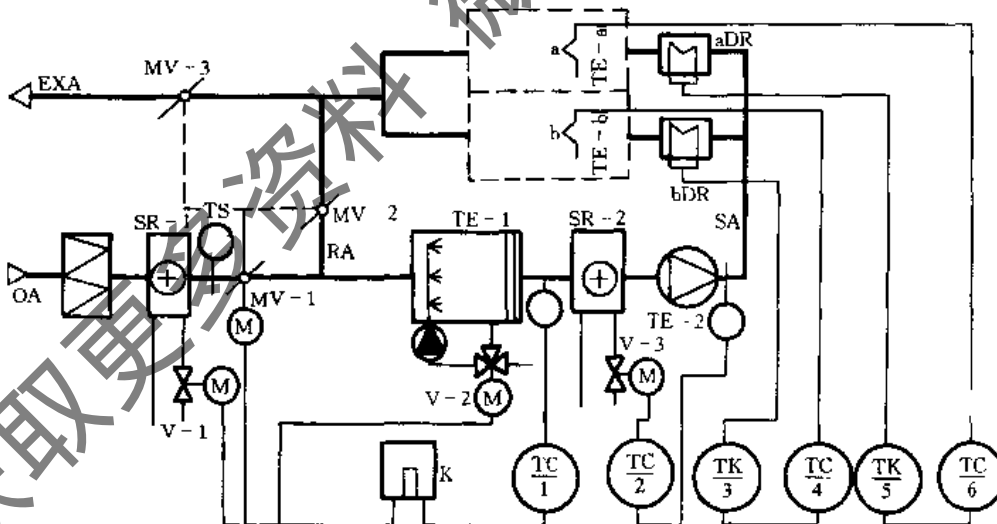


图 7-2-9 电动控制露点

1. “露点”温度控制系统

该系统由温度传感器 TE-1、控制器 TC-1、电动双通阀 V-1、加热器 SR-1、电动三通阀 V-2 和淋水室等组成。

夏季回风传感器 TE-1 控制器使电动三通阀 V-2 动作, 改变冷水与循环水的混合来自动控制“露点”温度。冬季则是通过电动双通阀 V-1 控制一次加热器的加热量, 使经过一次混合后的空气加热, 再经淋水室绝热加湿, 维持“露点”温度恒定。由于“露点”的相对湿度已接近 95%, 只要“露点”温度恒定, “露点”空气状态点也就恒定了。一般采用 PI 控制规律。

2. 送风温度控制系统

送风温度的控制系统由温度传感器 TE-2、控制器 TC-2、电动双通阀 V-3、加热器 SR-1 及送风管道组成, 主要是对二次加热器的控制, 采用 PI 控制规律。

3. 室温控制系统

室温的 a 区控制系统由 a 区传感器 TE-a、控制器 TC-6、电压调整器 TB-5、电加热器 a1 R 用 a 区对象组成。b 区控制系统则由其相对应的部分及 b 区对象组成。本区是通过对精加热器—电加热器的控制来实现。精加热器的加热量与相对应空气区的热负荷的变化相适应。电加热器采用 PID 控制规律。

实际使用时, 冬天为了减少精加热的耗电, 送风控制点的给定值提高一些。而到夏季, 有些单位没有蒸气供应, 就用精加热来代替二次加热。因此在设计加热器容量时应根据具体情况进行分析, 以考虑到使用时的灵活性。

1. 有一, 二次回风定露点 DDC 控制流程图见图 7-2-10。

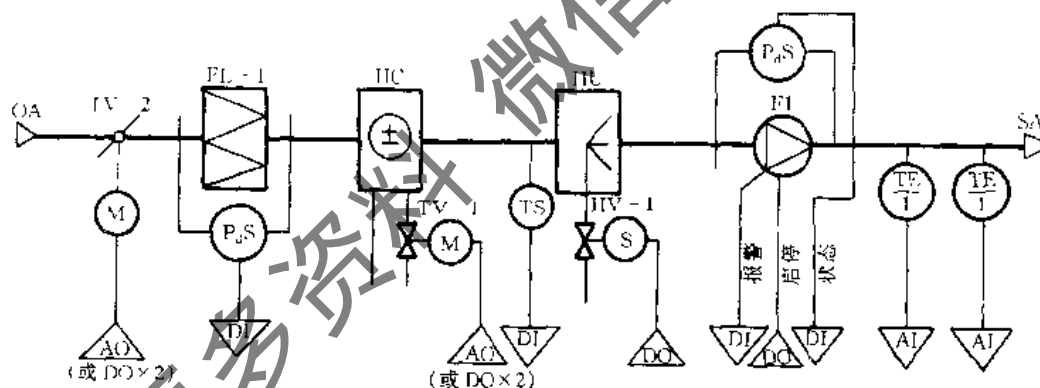


图 7-2-10 一、二次回风定露点 DDC 控制流程图

V-2—新风阀门; FL-1—过滤器; PaS—压差开关; TS—防冻结温度开关; V-1—电动三通阀;

HV-1—电磁阀; TE-1—送风温度传感器; HE-1—送风湿度传感器

三、空调机组的变露点控制

空调系统为了节能, 通常使用回风, 即利用一部分回风与新风混合后, 经空调机对混合空气进行热、湿处理, 然后送入房间, 达到室内要求的空气参数。为了测量房间温、湿度, 可以在房间代表点设置温、湿度传感器, 也可以在回风管道内设置温、湿度传感器, 用以测量大厅或房间内的平均温、湿度。自控流程图如图 7-2-11 所示, 空调机组 DDC 自控流程图如图 7-2-12 所示

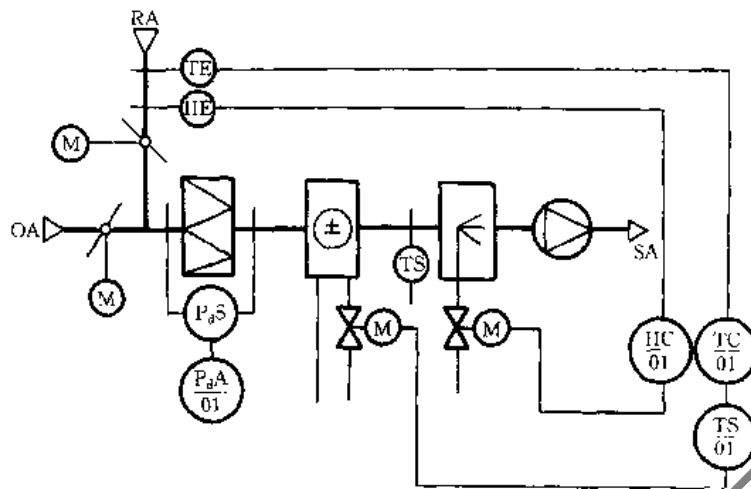


图 7-2-11 自控流程

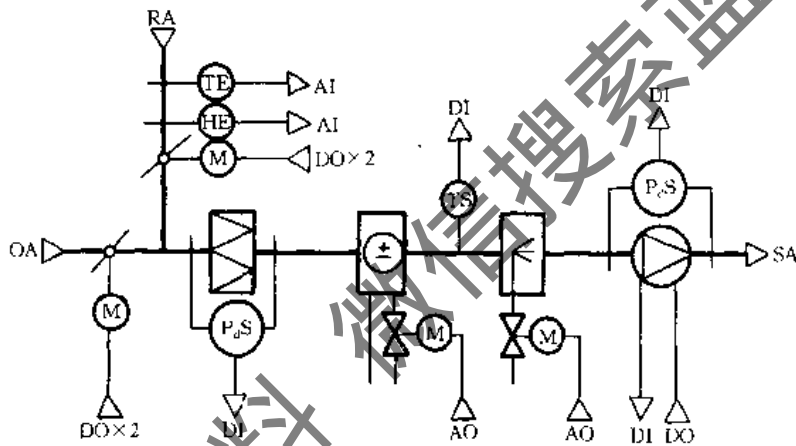


图 7-2-12 DDC 自控流程

六、新风机组的自动控制

新风机组是在某些空调系统中用来集中处理新风的空气处理装置，新风在机组内进行过渡及热、湿处理，然后利用风机通过管道送往各个房间。新风机组由新风阀、过滤器、冷热盘管以及送风机等组成，有的新风机组还设有加湿装置。图 7-2-13 是最简单的新风机组控制系统，传感器感测温度变化并将其变成压力，通过毛细管传送到控制器 T991 上，改变 135Ω 滑动电阻的中间滑动点的位置。此 135Ω 电阻变化控制执行机构 ML7984，进而控制调节阀 V5011F，控制进入冷、热盘管的冷、热水量，从而维持送风温度恒定。双刀双掷开关 W 是作冬、夏季节转换用开关，由手动操作。这种图表示了具体接线情况，接近实际，便于阅读、施工。但此类图接线太多，对于更复杂的系统，其线路更显复杂难以表示。为了表示一般空调的控制系统，若利用规定的文字、图形符号来表示组成的自控原理图，则更方便。

图 7-2-14 是带有加湿的新风机组模拟仪表控制系统原理示意图，温度传感器 TE 将送风温度信号送至控制器 TC-1，TC-1 通过转换开关 TS-1 按冬夏工况控制电动调节阀门

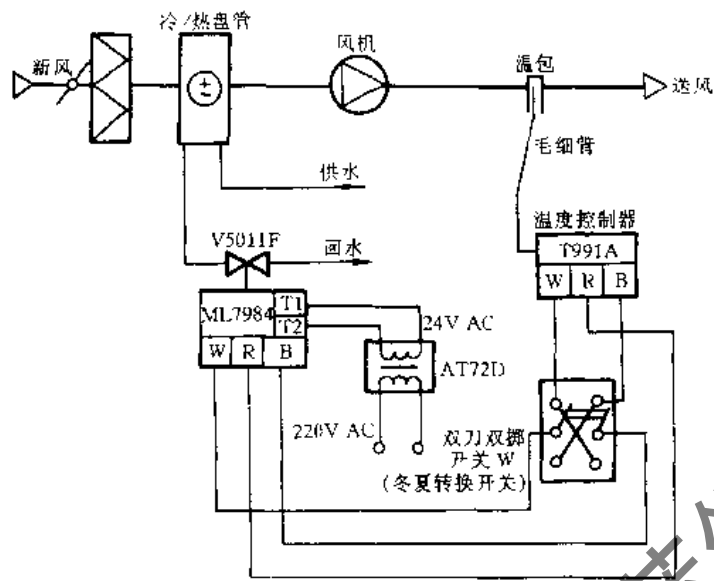


图 7-2-13 新风机组自控系统

TV-1,以改变冷、热水量,维持送风温度恒定。湿度传感器 HE 通过湿度控制器 HC-1 控制加湿阀 HV-1,以改变蒸气量来维持送风温度恒定。

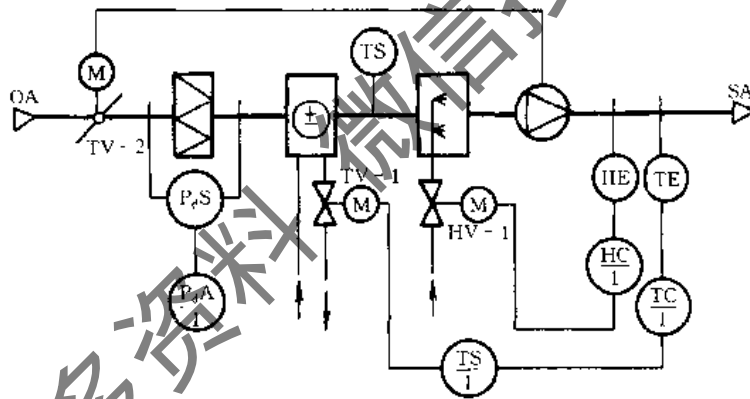


图 7-2-14 控制系统原理图

压差开关 P_s 测量过滤网两侧的压差,通过压差超限报警器 P_dA 发出声、光报警信号,以通知管理人员更换过滤器或进行清洗。

新风阀门通过电动风阀执行机构 TV-2 与风机连锁,当风机启动后阀门自动打开;当风机停止运转时阀门自动关闭。

TS 为防冻开关,当冬季加热后风温等于或低于某一设定值时,TS 的常闭接点断开,使风机停转,新风阀门自动关闭,使风温回升。

七、空调系统的最佳启停控制

对于间歇运行的空调系统,在停机后,由于外部环境条件的变化、维护结构传热的影响,室温会发生变化,又由于房间热惯性的影响,所以要求在次日开始使用前,必须进行预冷或预热,这就必须提前启动空调系统,使房间降温或升温,以保证开始使用时室温处于要

求的范围内。

空调使用的开始时刻和终了时刻是确定了的，但是空调系统何时启动、何时停止为宜呢？以往，按经验以固定的时间程序进行设备的启停控制，存在能量的浪费现象。这是因为新风温度每天都在变化，房间温度给定值也各异。因此，要在使用时刻恰使温度达到要求的范围，则每天空调系统的启动时刻也应不同。停机后，也是由于房间热惯性的影响，室温不可能很快发生变化，可以在停止使用时刻以前的某一时刻停机，既可保证在停止使用时刻之前，室温仍保持在要求的范围内，又能提前停机节能。图 7-2-15 示出了最佳启停的特性曲线。所谓最佳启停控制就是用最少能量保证系统在使用时间达到要求的范围所进行的提前启动、提前停机的控制。

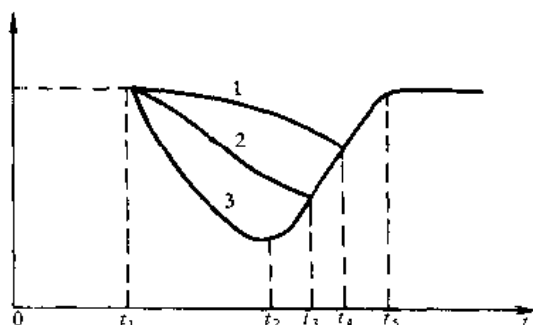


图 7-2-15 最佳启停概念

0: 室内温度；1—轻负荷；2—中负荷；3—重负荷；
 t_1 为停机时刻； t_2 为重负荷开机时刻； t_3 为中负荷
 开机时刻； t_4 为轻负荷开机时刻；
 t_5 为使用的开始时刻

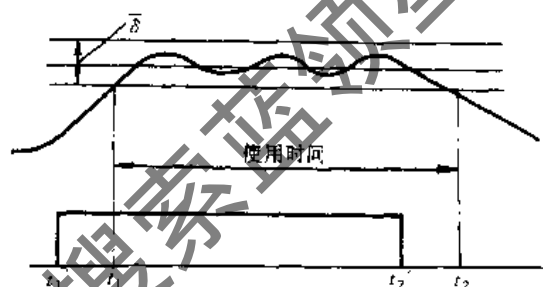


图 7-2-16 最佳启停时间与对象动特性的关系

t_1 为开始使用时刻； t_2 为停止使用时刻； t_1' 为最佳启动
 时刻； t_2' 为最佳停止时刻； δ 为比例范围

最佳启停控制需要计算启停时间，通过最佳启停控制器或计算机进行控制。在计算中需要知道新风温度、室内温度、夏季或冬季室内给定条件，特别是要知道空调机与建筑物的特性，这一点非常重要。图 7-2-16 示出采暖工况，作为最佳启动时刻，因负荷不同而异。可明显看出，当负荷大时，必须早些开机。所谓负荷系指对象特性所决定的室温变化快慢。

八、风机盘管与空调机组、新风机组的控制

风机盘管的二通阀或三通阀，可以控制冷、热盘管水路的通、断，如图 7-2-17 所示。它属于单回路模拟仪表控制系统，多采用电气式温度控制器，其传感器与控制器组装成一个整体，可应用在客房、写字楼、公寓等场合。风机盘管控制系统一般不进入集散控制系统。近年来也有的产品有通信功能，可与集散系统的中央站通信。

图 7-2-17 (a) 是两管制风机盘管温度控制系统，1T 是总开关，2T 为温控开关，图中位置表示温度低于给定值时的状态。3T 是冬夏转换开关，图中位置为冬季工况。图 7-2-17 (b) 是四管制风机盘管控制系统。图中 3T 为冬夏季节转换开关，图中位置为夏季工况。

1. 风机盘管控制

双管式单冷水盘管参见图 7-2-18。

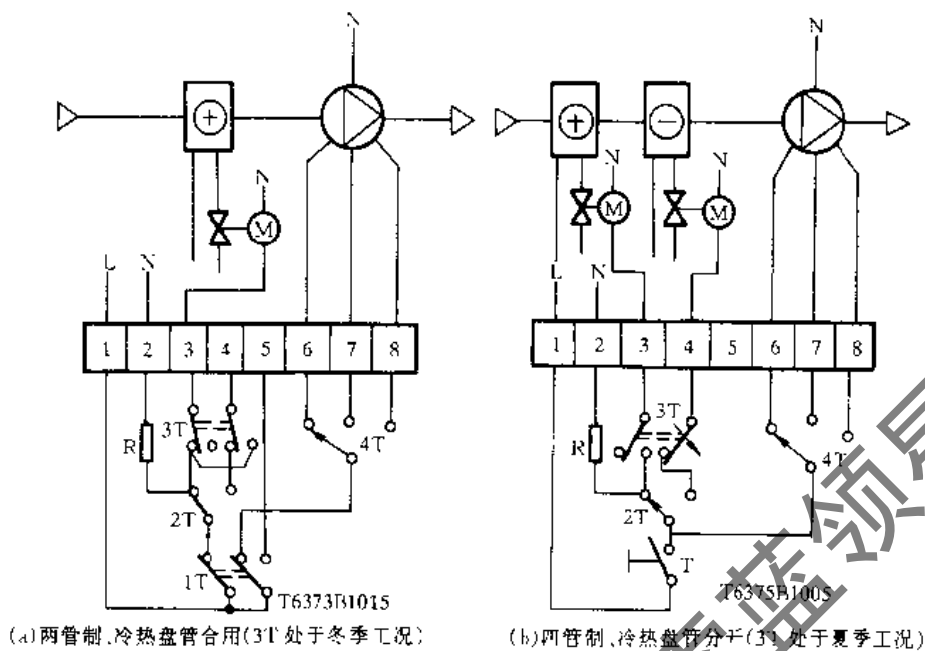


图 7 2 17 风机盘管控制系统

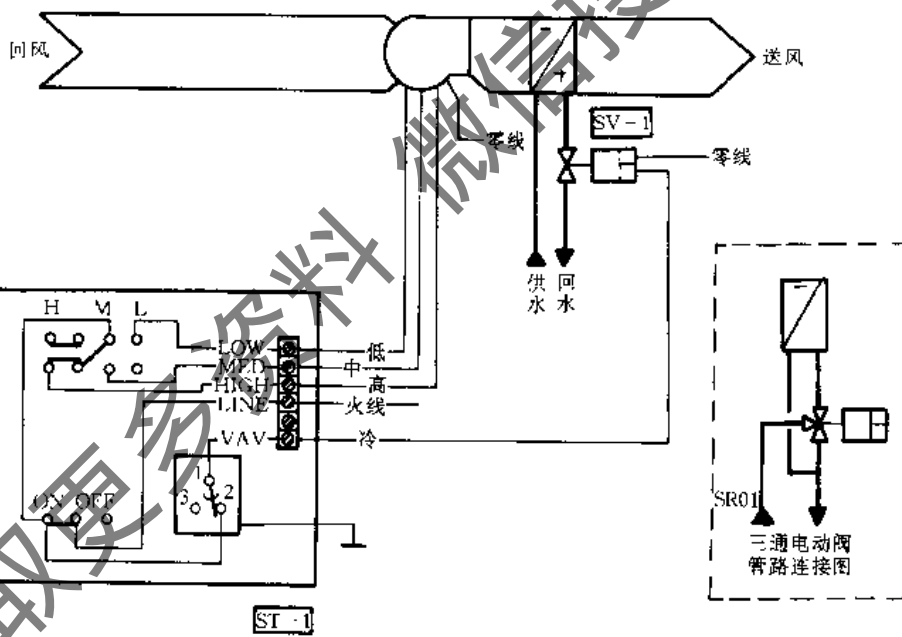


图 7 2-18 双管单冷盘管控制

ST-1 内的温控器具有通/断两个工作位置，可装设于其温度需加以控制的场所内。温控器通断可控制 SR01 电动阀的动作，使室内温度保持在所需的范围（温控器的恒定温度在 $5^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$ 可调）。

ST-1 内的组合转换开关是用以对风机及系统进行切换的手动开关。夏天，对盘管供应冷冻水，当室温升高至超过设定温度时，温控器触点 1 和 2 接通，电动阀被打开，系统对室内供应冷气。当开关拨在“OFF”挡时，电动阀因失电而关闭，风机电路亦同时被切断。

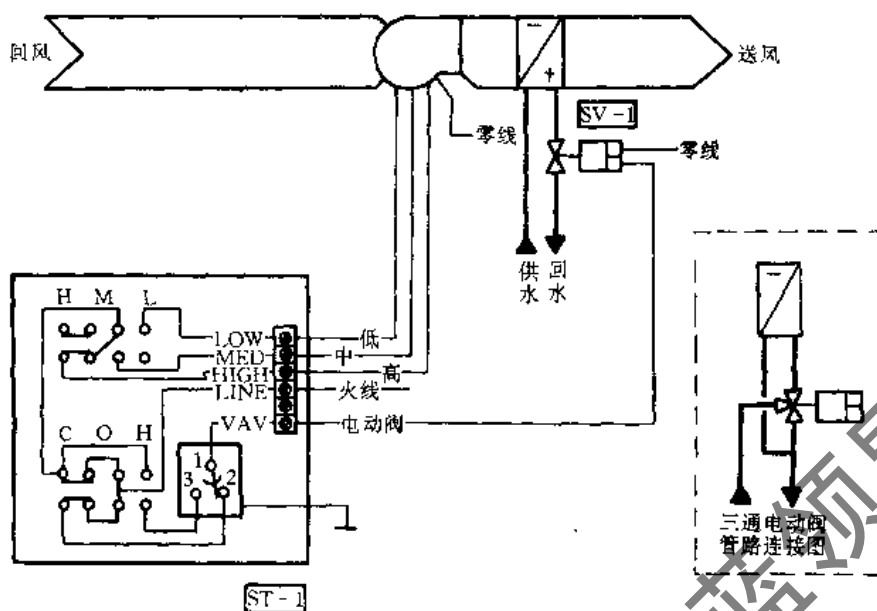


图 7-2-19 双管冷热盘管控制

2. 双管式冷热两用盘管 (参见图 7-2-19)

ST-1 内的温控器具有通/断两个工作位置，可装设于其温度需加以控制的场所内。温控器的通断可控制电动阀的动作，使室内温度保持在所需的范围（温控器的恒定温度在 5°C~30°C 可调）。

ST-1 内的组合转换开关是用以对风机及系统进行切换的手动开关。夏季运行时选择开关应拨在“COOL（冷）”挡，并对盘管供应冷冻水。当室温升高至超过设定点温度时，温控器的触点 1 和 2 接通，电动阀被打开，系统对室内提供冷气。冬季运行时，选择开关拨在“HEAT（热）”挡，并对盘管供应热水。当室温下降至低于设定温度时，温控器触点 1 和 3 接通，电动阀被打开，系统对室内提供暖气。

系统转换开关拨在“OFF”挡时，电动阀因失电而关闭，其风机电路亦同时被切断。

3. 双管式单冷盘管 (参见图 7-2-20)

T-1 内的温控器具有通/断两个工作位置，装设于回风管内。温控器的通断可控制电动阀的动作，使室内温度保持在所需的范围（温控器的恒定温度在 5°C~30°C 可调）。夏天，对盘管供应冷水，当室温升高至超过设定点温度时，温控器触点 1 和 2 接通，电动阀被打开，系统对室内提供冷气。

当 S-1 拨在“OFF”挡时，电动阀因失电而关闭，风机电路亦同时被切断。

4. 双管式冷热两用盘管 (参见图 7-2-21)

T-1 内的温控器具有通/断两个工作位置，装设于回风管内。温控器的通断可控制电动阀的动作，使室内温度保持在所需的范围（温控器的恒定温度在 5°C~30°C 可调）。

S-1 内的组合转换开关是用以对风机及系统进行切换的手动开关。夏季运行时选择开关应拨在“COOL（冷）”挡，并对盘管供应冷水。当室温升高至超过设定点温度时，温控器触点 1 和 2 接通，电动阀被打开，系统对室内提供冷气。冬季运行时，选择开关拨在“HEAT（热）”挡，并对盘管供应热水。当室温下降至低于设定点温度时，温控器触点 1 和

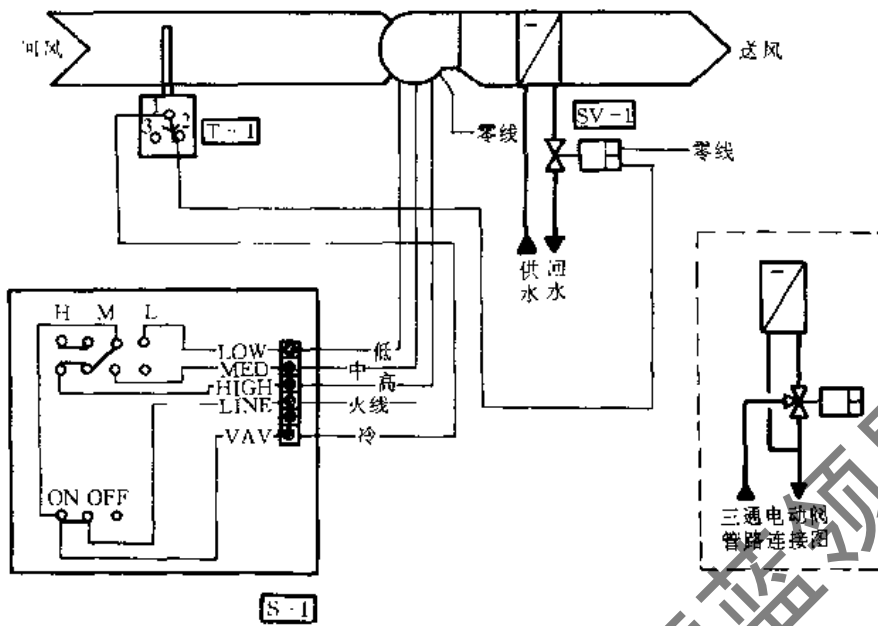


图 7-2-20 双管单冷盘管控制

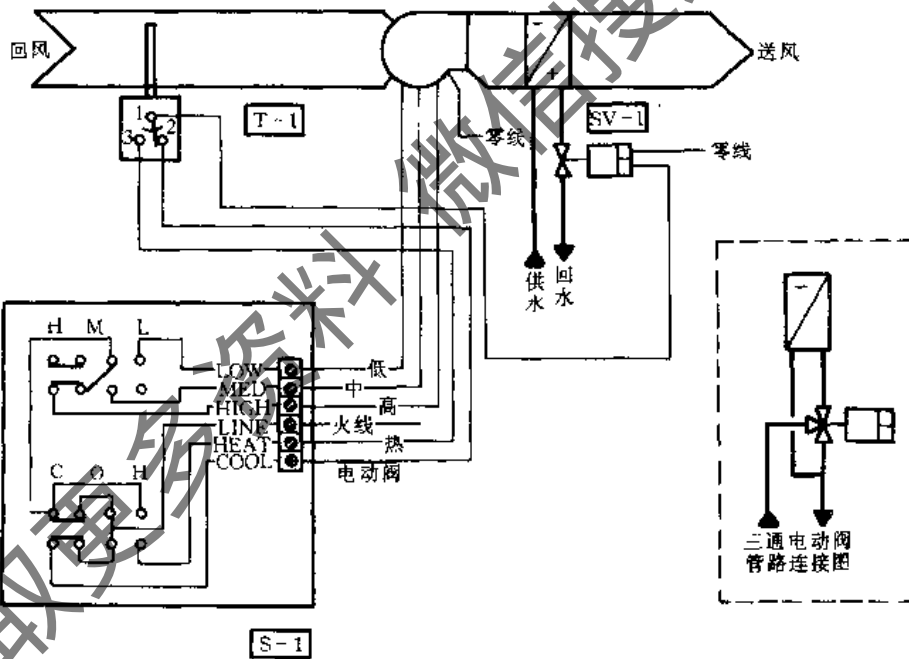


图 7-2-21 双管式冷热盘管

3 接通，电动阀被打开，系统对室内提供暖气。

系统转换开关拨在“OFF”挡时，电动阀因失电而关闭，风机电路亦同时被切断。

5 双管式单冷比例积分控制（参见图 7-2-22）

本系统适用于空调系统的新风机组夏季温度控制。

1) 温度传感器 TE-1、比例积分温度控制器 TC-1 和电动两通调节阀 TV-1 组成送风温度控制系统，安装在送风管道的 TE-1 把检测到的温度信号传送至 TC-1，由 TC-1 将温度信号与设定值相比较，并根据比较的结果输出相应的电压信号，控制 TV-1 的动作，

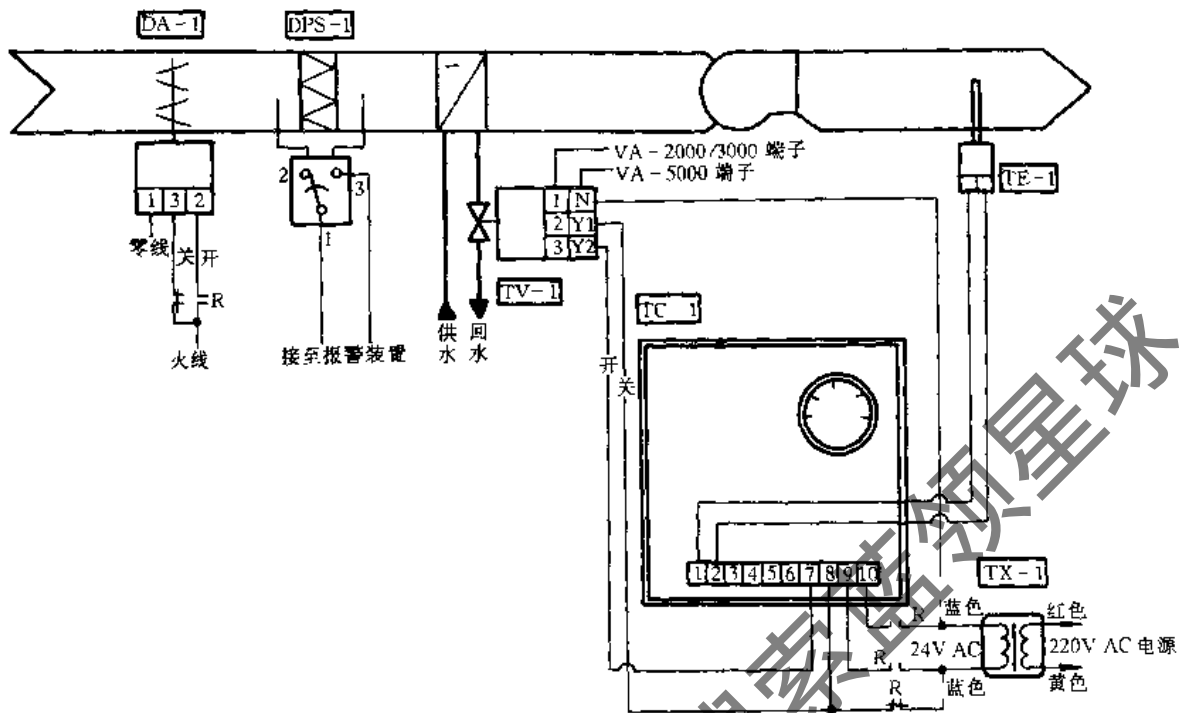


图 7-2-22 双管单冷比例积分控制

使送风温度保持在需要的范围。

安装在新风入口的常闭开关式电动风阀与新风机组的风机连锁。当风机开动时，新风风阀全开；当风机关停时，风阀/水阀全关，R 是连锁用的中间继电器。

空气压差开关 DPS-1 用来检测过滤网的透气情况，过滤网越脏，透气率越低，其两侧的压力差越大。当压力差超过 DPS-1 的给定值时，微动开关动作，发出报警信号。

6. 新风处理机组控制

双管式/冷暖/比例积分式控制参见图 7-2-23。

本系统适用于空调系统的新风机组夏季温度控制。

由温度传感器 TE-1、比例积分温度控制器 TC-1 和电动两通调节阀 TV-1 组成送风温度控制系统。安装在送风管道的 TE-1 把检测到的温度信号传送至 TC-1，由 TC-1 将温度信号与给定值相比较，并根据比较的结果输出相应的电压信号，控制 TV-1 的动作，使送风温度保持在需要的范围，安装在新风入口的常闭开关式电动风阀与新风机组的风机连锁。当风机开动时，新风风阀全开；当风机关停时，风阀/水阀全关，R 是连锁用的中间继电器。

空气压差开关 DPS-1 用来检测过滤网的透气情况，过滤网越脏，透气率越低，其两侧的压力差越大。当压力差超过 DPS-1 的给定值时，微动开关动作，发出报警信号。

当盘管后的温度低于某限值时，低温保护开关 TS-1 切断送风机的电源，从而使新风风阀关闭，防止盘管内的水结冰，胀裂盘管。

SW-1 可以进行冷/暖运行状态的转换。

7. 空调机组控制

双管冷暖开关式控制参见图 7-2-24。

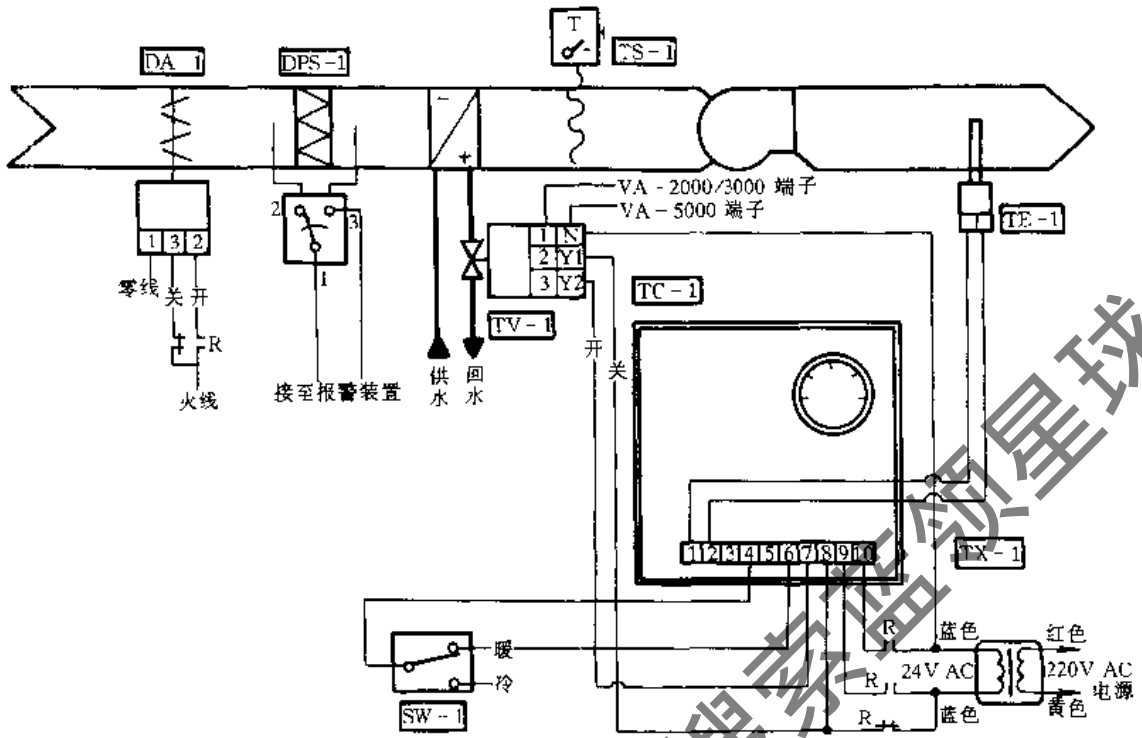


图 7-2-23 双管冷暖比例积分控制

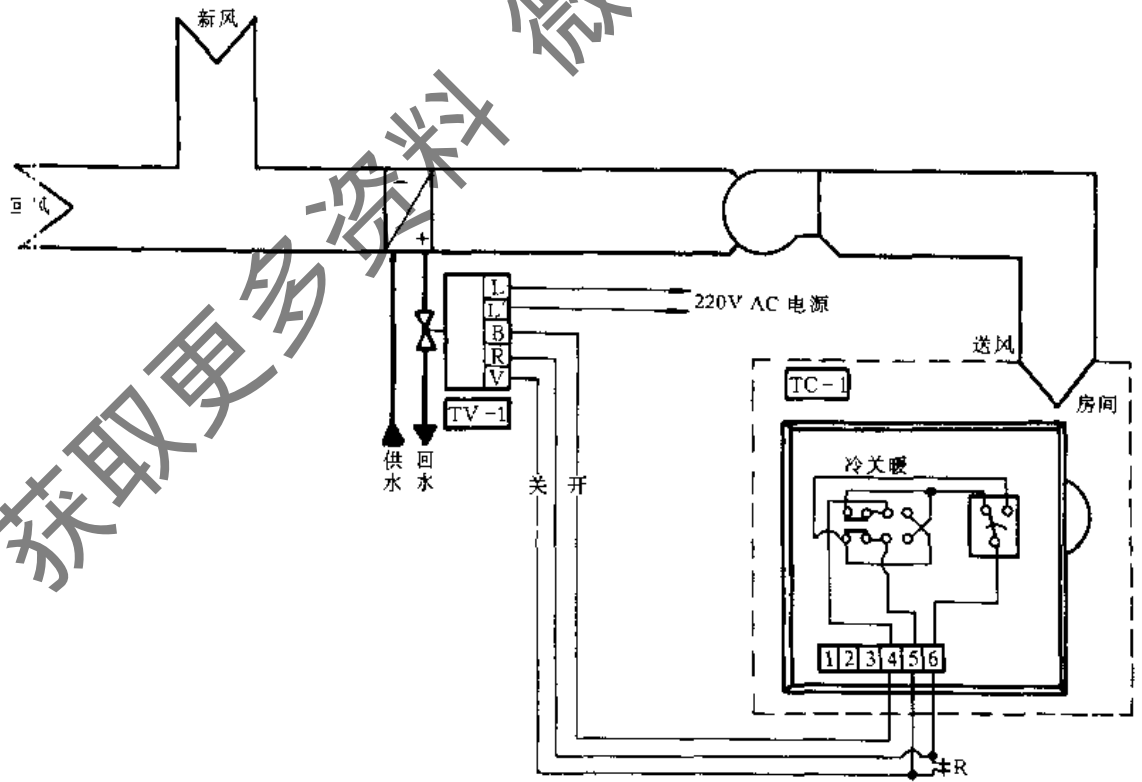


图 7 2 24 双管冷暖开关式控制

本系统适用于空调系统的空调机组冬/夏季低成本温度控制。

室内恒温控制器 TC-1 具有通/断两个工作位置，可设置于温度需加以控制的场所内。恒温器的通断可控制两通阀的动作，使室内温度保持在所需的范围内。

TC-1 内的冷暖转换开关可以进行冷/暖转换的手动切换，使系统在夏/冬天均能正常工作。

8. 双管式/单冷/比例积分式控制 (参见图 7-2-25)

本系统适用于空调系统的空调机组夏季温度控制。

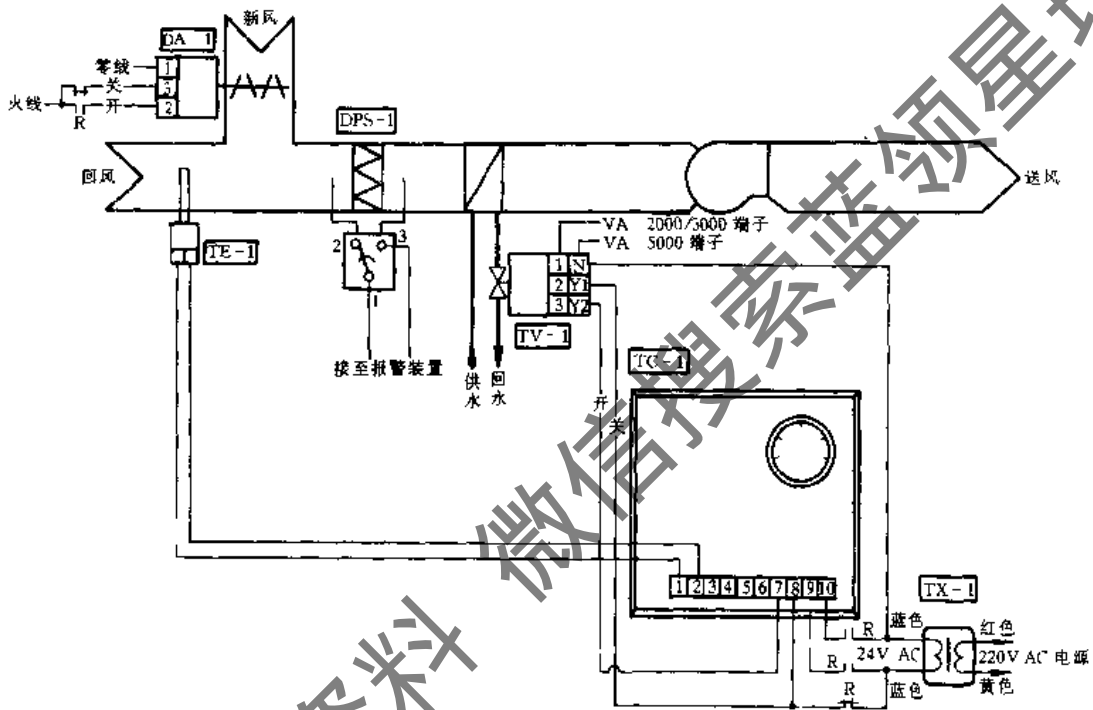


图 7-2-25 双管单冷比例积分控制

由温度传感器 TE-1、比例积分温度控制器 TC-1 和电动两通调节阀 TV-1 组成回风温度控制系统。安装在回风管道的 TE-1 把检测到的温度信号传送至 TC-1，再由 TC-1 将温度信号与给定值相比较，并根据比较的结果输出相应的电压信号，控制 TV-1 的动作，使回风温度保持在需要的范围。

安装在新风入口的常闭开关式电动阀与机组的风机连锁。当风机开动时，新风风阀全开；当风机关停时，风阀/水阀全关。R 是连锁用的中间继电器。

空气压差开关 DPS-1 是用来检测过滤网的透气情况。过滤网越脏，透气率越低，其两侧的压力差越大。当压力差超过 DPS-1 的设定值时，微动开关动作，发出报警信号。

9 双管式/冷暖/比例积分式控制 (参见图 7-2-26)

本系统适用于空调系统的空调机组冬/夏季温度控制。

由温度传感器 TE-1、比例积分温度控制器 TC-1 和电动两通调节阀 TV-1 组成回风温度控制系统。安装在回风管道的 TE-1 把检测到的温度信号传送至 TC-1，再由 TC-1

将温度信号与给定值相比较，并根据比较的结果输出相应的电压信号，控制 TV-1 的动作，使回风温度保持在需要的范围。安装在新风入口的常闭开关式电动风阀与机组的风机连锁。当风机开动时，新风风阀全开；当风机关停时，风阀/水阀全关，R 是连锁用的中间继电器。空气压差开关 DPS-1 用来检测过滤网的透气情况，过滤网越脏，透气率越低，其两侧的压力差越大。当压力差超过 DPS-1 的给定值时，微动开关动作，发出报警信号。当盘管后的温度等于某限值时，低温保护开关 TS-1 切断送风机的电源，从而使新风风阀关闭，以防止盘管内的水结冰，胀裂盘管

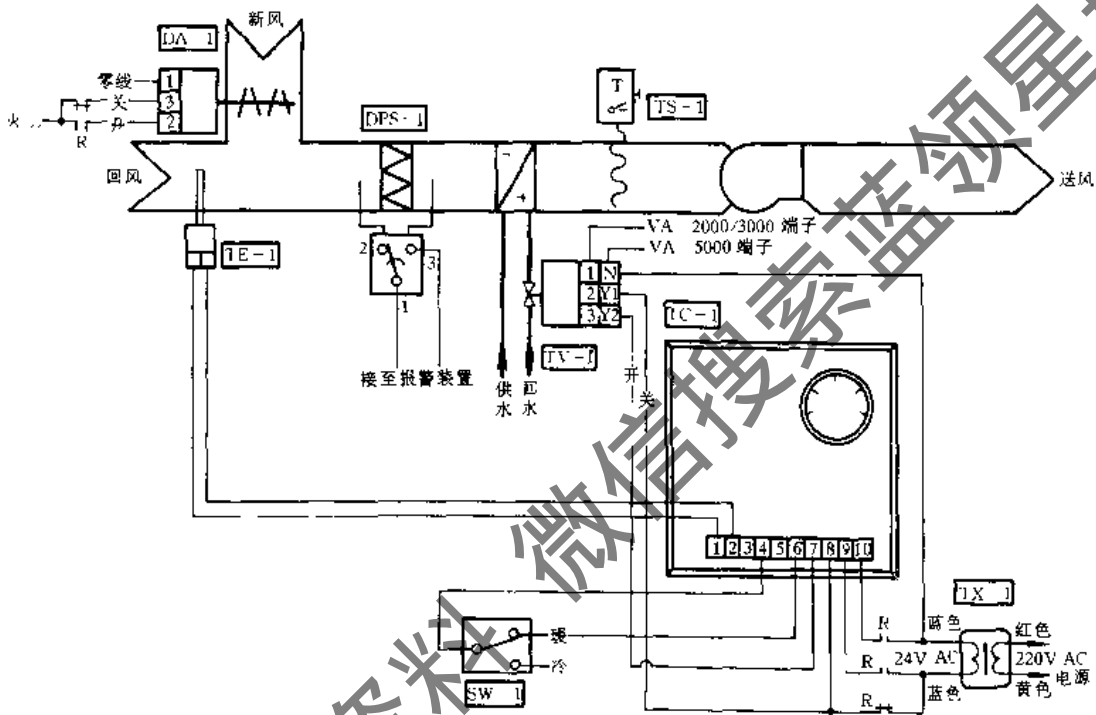


图 7-2-26 双管冷暖比例积分控制

SW-1 可以进行冷/暖运行状态的转换。

11. 四管式/冷暖/比例式控制（参见图 7-2-27）

2. 系统适用于空调系统的空调机组冬/夏季温度控制。

1. 温度传感器 TE-1、比例温度控制器 TC-1 和电动两通调节阀 TV-1、TV-2 组成回风温度控制系统，分别控制 TV-2、TV-1，在冬夏两季无需切换，自动进行工作。

2. 安装在回风管道的 TE-1 把检测到的温度信号传送至 TC-1，由 TC-1 将检测到的温度信号与给定值相比较，并根据比较的结果输出相应的直流电压信号（3~12V），控制 TV-1、TV-2 的动作，使回风温度保持在需要的范围。当 TC-1 的输出电压为 4~7V 时，TV-2 动作；8~11V 时，TV-1 动作。安装在新风入口的常闭开关式电动风阀与空调机组的风机连锁，当风机开动时，新风风阀全开；当风机关停时，风阀/水阀全关，R 是连锁用的中间继电器。

空气压差开关 DPS-1 是用来检测过滤网的透气情况。过滤网越脏，透气率越低，其两

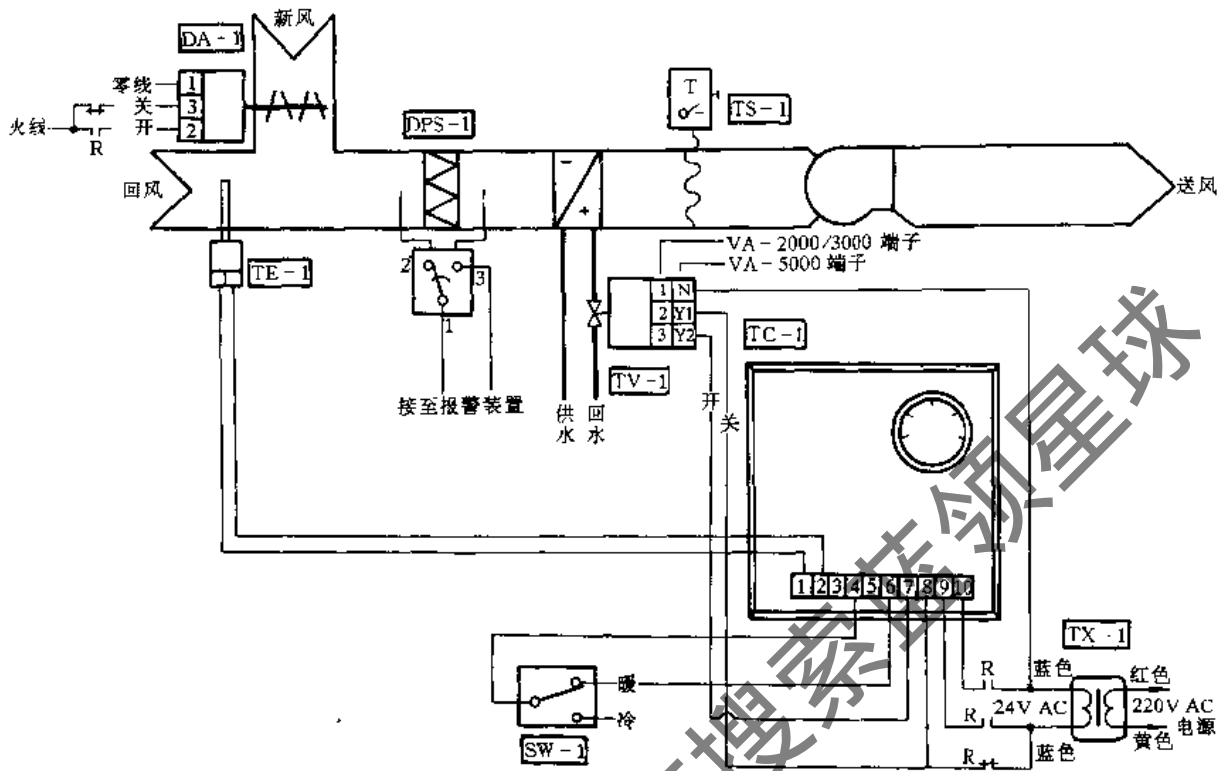


图 7-2-27 四管冷暖比例控制

侧的压力差越大。当压力差超过 DPS-1 的给定值时，微动开关动作，发出报警信号。

当盘管后的温度低于某限值时，低温保护开关 TS-1 切断送风机的电源，从而使新风风阀关闭，防止盘管的水结冰，胀裂盘管。

注意事项：TV-1 内部的 SW1 给定为 8~11V、SW3 给定为 C 位置，TV-2 内部的 SW1 给定为 4~7V，SW3 给定为 A 位置。

九、空调冷/热水系统压差旁通控制

压差旁通控制参见图 7-2-28。

本系统适用于中央空调的冷冻水/热水系统的压差旁通控制用途。

压差旁通的作用主要在于维持冷冻水/热水系统能够在末端负荷较低的情况下，保证冷冻机/热交换器等设备的正常运转。

压差控制器 DPS-1 通过检测供/回水主管的压力差，与给定值相比较，通过控制电动两通阀的开度，使供水与回水间实现旁通，以保持所需的压力差值。

压力差增大时，红触点与黄触点接通；压力减小时，红触点与蓝触点接通，红触点也可以停留在中间位置，与其他触点没有电气连接。

安装指导见图 7-2-29。

图 7-2-29 (a) 中，压差控制器检测的是供/回水总管的压力差，所以控制是准确的。

图 7-2-29 (b) 中，压差控制器检测的是供/回水总管的旁通阀两端的压力差，检测到的只是供/回水的分压力差，所以控制是不准确的。

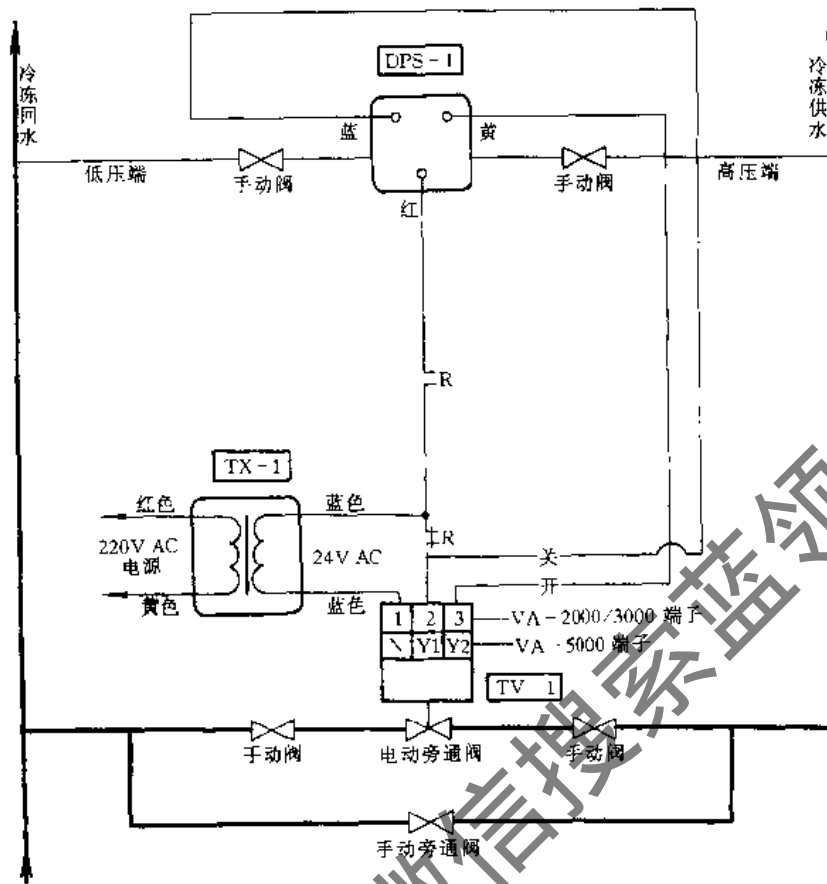


图 7-2 28 压差旁通控制

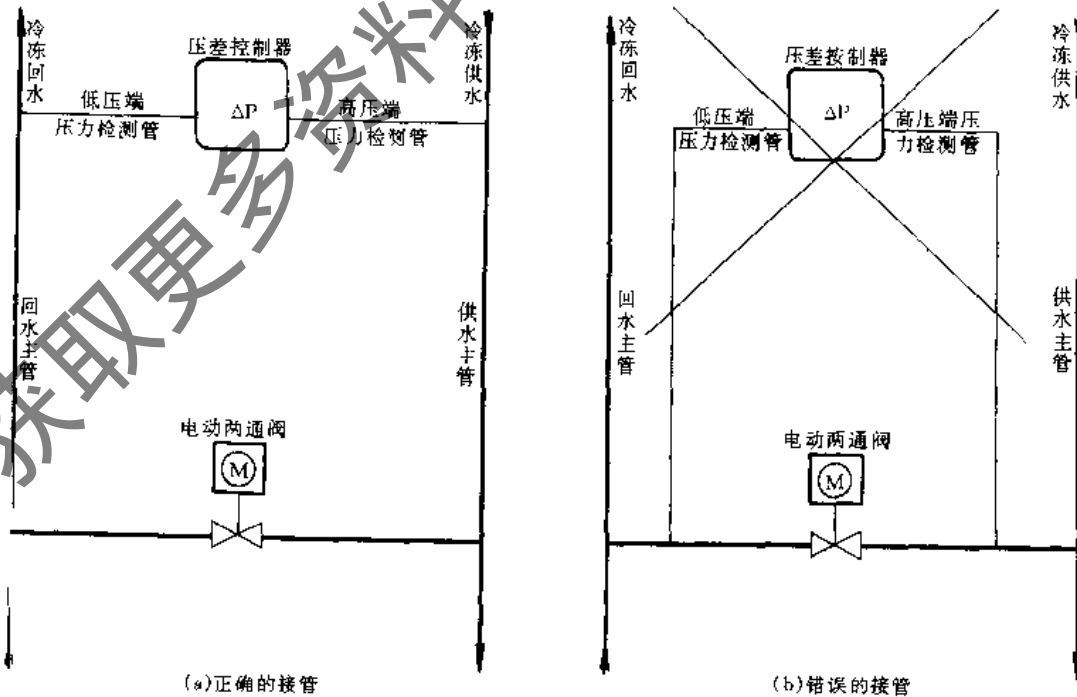


图 7-2-29 安装

十、空调及采暖的热交换器控制

热交换器控制参见图 7-2-30。

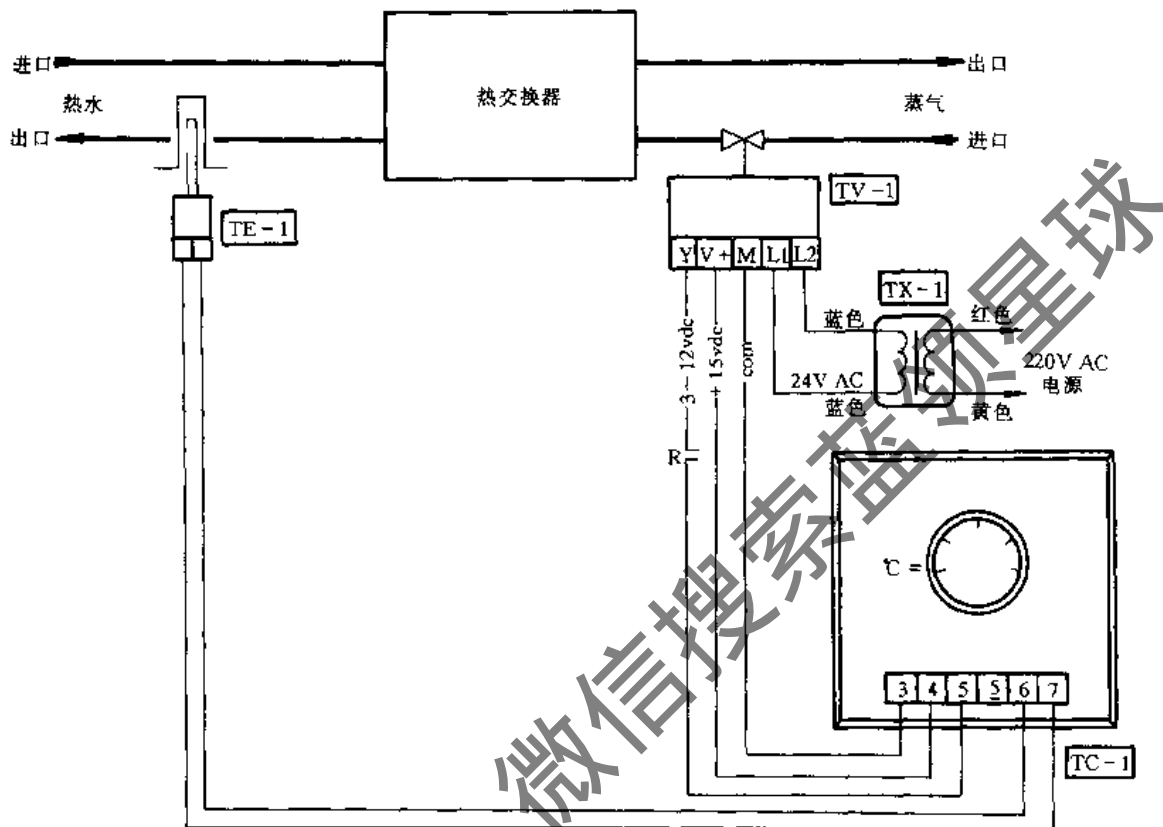


图 7-2-30 热交换器控制

本系统适用于空调/采暖系统的热交换器控制。

由插在水管中的温度传感器 TE-1、比例温度控制器 TC-1 和电动两通调节阀 TV-1 组成热交换器出水温度控制系统。TE-1 把检测到的温度信号传送至 TC-1，由 TC-1 将温度信号与给定值相比较，并根据比较的结果输出相应的直流电压信号（3~12V），控制 TV-1 的开度，从而控制通过热交换器的蒸气量，使另一端的热热水温度保持在需要的范围。

R 是连锁用的中间继电器。

第三节 空调制冷自动控制

一、空调制冷自动控制概要

图 7-3-1 是空调制冷自动控制系统的实例之一。

由系统控制柜与机组控制中心及其它设备一起，组合为对空调制冷的监察、控制及故障诊断系统。该系统可用来控制和监察最多至三台冷水机组及它们相应的辅助设备，包括水泵、冷却水塔及空调机等。

在日常运行管理中，冷水机组的整体控制可通过与电脑或其它监察装置相联系，提供详

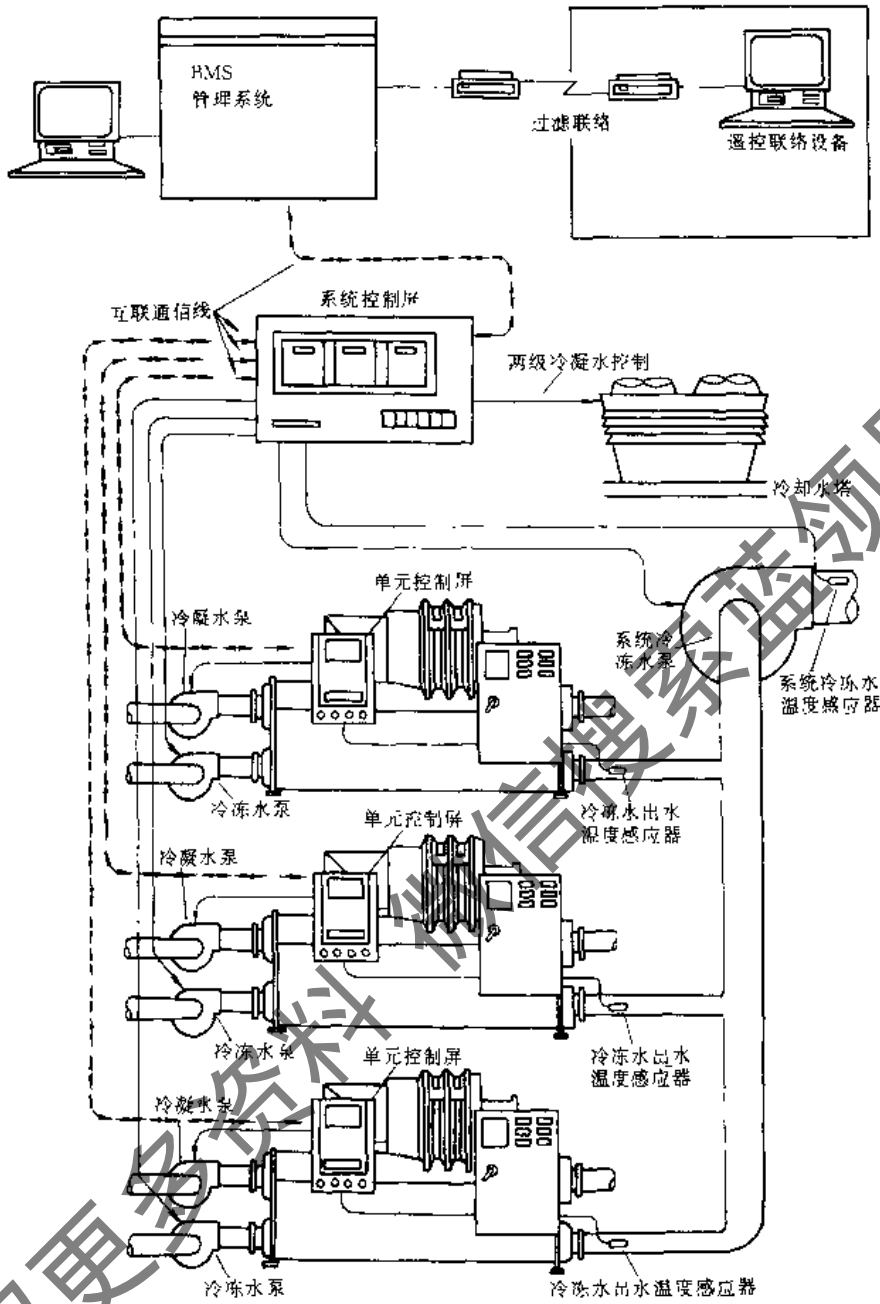


图 7-3-1 空调制冷自动控制系统实例

细的报告及诊断，并可给出单个机或整体系统的即时和以往的累积报告。

该控制系统可以根据空调冷冻机组运行的负荷量，或经过系统冷水管路的旁通管路盈余水流量的，来启动或停止空调系统的水泵和冷水机组等，以此将负荷均匀地分配在各台机组上，使电流需求量的峰值保持在最小。

控制系统又能根据冷冻水的回水温度、环境温度等的测试来控制整个系统（例如选择备用温度来改变冷水供水温度的给定点）。作为整体建筑物管理系统的一部分，这个系统装置有全息的可变性应用软件，经过专门设计并研制发展的程序已应用于实际工程。由此可知，管理人员可以很容易地改变程序以适合各个管理的实际需要。

二、蒸气压缩制冷机的自动控制

1. 一般控制

在空调系统中，空调负荷一般在时间上是不间断的，但负荷都是变化的，所以也要求冷冻机能随着负荷的变化而进行范围较广泛的制冷量调节。对制冷量调节的要求应该是调节范围广、对负荷的变化反应迅速、在低负荷时所需动力要小以及装置要简单可靠。

一般空调场合，最终目的都是为了保持室内温度或湿度为一定值。所以简单的空调装置中也有直接用室内温度调节器或室内湿度调节器进行冷冻机能量控制的。但是，在大型装置中，系统滞后很大。当空调房间很多、温、湿度要求精度较高时，用上述直接控制的方法就很困难。这时一般是用压缩机的吸气压力或蒸发器的冷冻水出水温度作为制冷机组的待调参数。

冷冻机在进行自动运行时，必须有切实可靠的自动保护装置。如吸气压力过低保护、排出压力过高保护、冷冻水水温过低保护（在管壳式蒸发器中，为了防止冷冻水温低于 0°C 时结冰，把蒸发器冻坏，一定要设水温过低保护）以及冷却水断水保护等等。

2. 多缸机组的能量控制

多缸活塞式压缩机能量控制一般采用调整工作汽缸数的方法。即在低负荷时，使某几个汽缸的吸气阀片被顶开，使这些阀片处于开启状态，这时虽然活塞还在汽缸内上下运动，可是活塞并不压缩汽缸内的气体，因而这个汽缸就处于不工作状态，该汽缸的制冷量就等于零，从而达到了调节制冷的目的。

这个顶开阀片的机构就称为卸载装置。

一般一个卸载装置控制一对汽缸，能量调节的变化比例如下：

对于8缸压缩机为100%、75%、50%、25%，有三个调节装置。

对于6缸压缩机为100%、66%、33%，有二个调节装置。

3. 离心式制冷机控制

离心式压缩机的能量控制方法有下列几种：

改变压缩机转数；

用吸气阀改变压缩机的吸入量；

用吸气口导流叶片改变压缩机吸气流的方向；

改变冷凝器的水量。

如果是电力拖动的离心式压缩机，要想改变转速就要用变速电机或在传动方式上想办法。这都会使造价升高，构造变复杂。因此一般改变转速的方法不太常用。但是用改变转速的方法也有不少优点，因为只要转速稍微有些变化，就能进行很大范围的容量调节；另外，在低负荷时压缩机的效率也比其它方法好，节能效果好。

用压缩机吸气口加导流叶片的方法是常用的方法。它的原理是使进气口气流发生预旋，产生一个分速度，主机产生的压头也随之变化，这种调节方法比吸气阀的损失少，调节范围宽，调节量达到20%~100%，而且不容易产生喘振。

空调用的离心式冷水机组的容量调节可采用吸气口导流叶片的方法。温感元件铂电阻放在冷冻机蒸发器的出水管上，以控制水温恒定。

调节器采用的是XCT-192型动圈式指示调节仪进行PID调节。执行机构采用角DKJ

电动执行器带动导流叶片。

电动执行器还可以通过电动操作器实现调节系统的自动操作和手动操作的相互切换，当操作器切换开关放在“手动”位置时，由正、反操作按钮直接控制电机的电源，以实现执行器输出轴的正转或反转，进行遥控操作。

例如美国 TRAN - GVGB - 080 - HIL3 - H2L2 型双级离心式冷水机组，它的能量调节是通过装于蒸发器出水管上的温度调节器感受冷水的出水温度，当出水温度高于给定温度 (7°C 以上) 时，通过容量自动控制器自动调节离心机吸入阀导叶轮的方向，使离心机的吸气量增加，从而增加离心机的产冷量，直到蒸发器的出水温度等于给定温度为止。反之，当出水温度低于设定温度时，容量自动控制器调节吸入阀导叶轮使离心机的吸气量减少，从而减少离心机的产冷量，直到蒸发器的出水温度上升到给定温度为止。

在冷水机组控制箱上有两个调节旋钮，一个是给定值调节旋钮，另一个是能量调节选择旋钮。

当 [选] 置于自动调节位时，[定] 置于 100% 位，则制冷机自动加载，且最大产冷量为 100% 的额定制冷量；当 [定] 置于 80% 位，则制冷量最大只能达到 80% 的额定值。此时出水温度为给定值，当 [选] 置于定载位时，[定] 置 60% 位，则制冷机组的产冷量就固定是 60% 的额定制冷量，不随负载的变化调节，此时出水温度不是给定值，可能偏高或偏低。

当 [定] 置于 100%，[选] 置于手动加载位，则制冷机组强行加载到 100%；[选] 置于手动减载位，则制冷机组强行减载到 10%。

制冷机组在运行中，要想知道负载情况，只要将 [选] 置于自动位，将 [定] 由 100% 向 10% 方向慢慢的旋转，直到负载指示灯（红色）亮。此时 [定] 的指示位置就是制冷机组的实际负载值。

三、空调冷冻水系统的自动控制

图 7-3-2 为某建筑物空调冷冻水系统自动控制的应用实例。

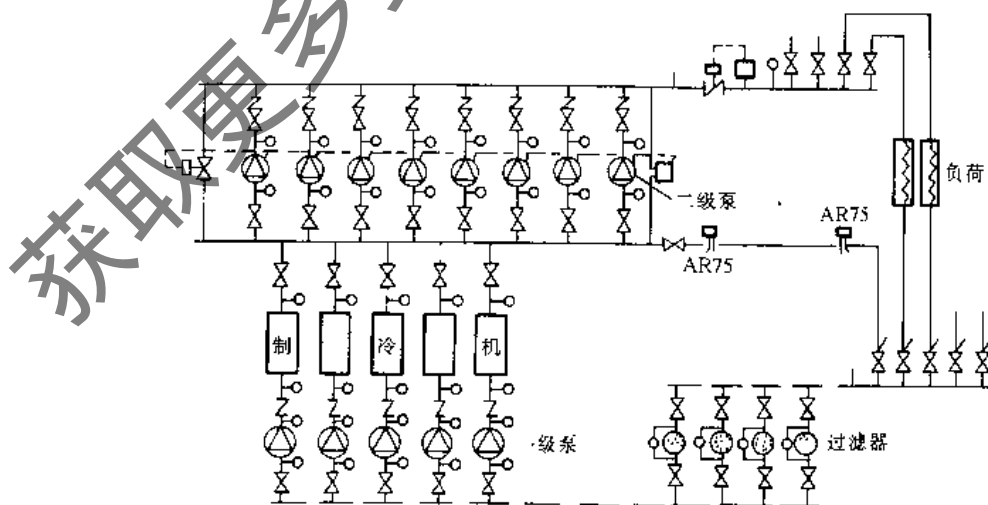


图 7-3-2 冷冻水自控应用实例

根据整座大楼的空调系统负载情况，在主机房内设有冷水调节站，担负冷水的分配，共分 12 个回路供给各区域系统。为了提高冷水机组蒸发器的效率，节约能源，保障各回路的供水量，机组采用了二级泵恒压变流量供水系统，见图 7-3-2 所示。一级冷水泵以低扬程定流量将系统回水送至冷水机的蒸发器，并使冷水出水温度保持恒定 7°C ，不受系统负载（二级泵流量）变化的影响。为了实现恒压供水，在系统设计上采用了以下自控元件与调节系统。

①在供水干管上设有电动蝶阀开度调节，由设置在阀后的供水压力控制器 P1 调节阀片开度，使 $P1 < 0.588\text{MPa}$ (6kgf/cm^2) 时电动阀阀片全关， $P1 > 0.784\text{MPa}$ (8kgf/cm^2) 时电动阀阀片全开。

②二级冷水泵台数由设置在二级冷水泵进出水管上的压差控制器 P2 自动调节。

③二级冷水旁通阀开度由压差控制器连锁装置调节。

④制冷机组台数由安装在环流管（制冷机组出水总干管与回水调节总干管之间的旁通管）上的两个数量测头 AR75 控制。鉴于一级冷水泵和二级冷水泵水流量的不平衡情况，针对一级冷水泵流量大于二级冷水泵流量或一级冷水泵流量小于二级冷水泵流量的情况，自动增加或减少制冷机组的运行台数（亏损量控制在一级冷水泵额定流量的 30%；盈余量控制在一级冷水泵额定流量的 110%）。

四、空调冷却水冷却塔自动控制

空调工程采用冷却水泵、冷却水塔与冷水机组连锁并一一对应的系统，冷却水泵的开停

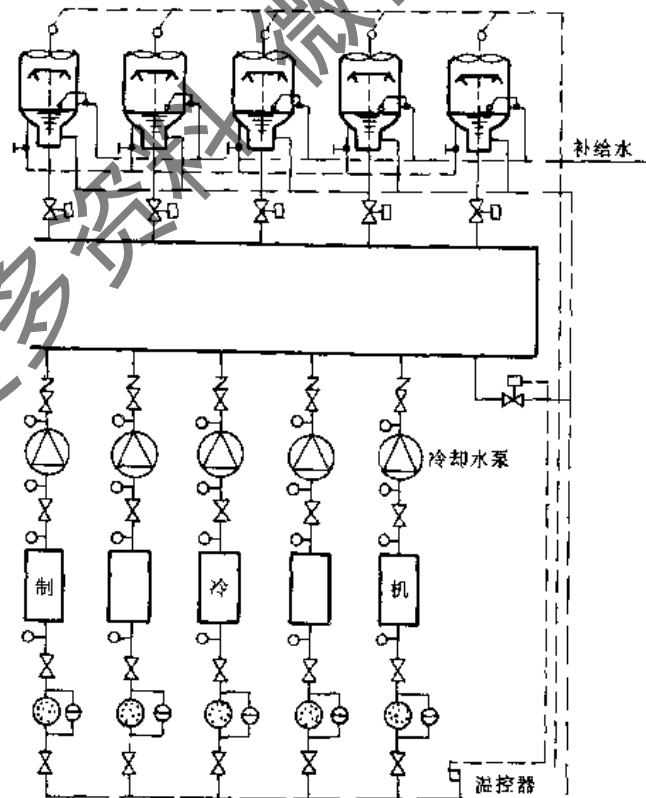


图 7-3-3 冷却塔控制系统

受一级冷水泵开停控制，冷却水塔供水电动蝶阀的开闭数量与冷却水塔相同，但开启顺序可以与冷却水泵对应，也可不对应。如用手动控制，冷却塔工作台数可任意控制，如图 7-3-3 所示。为了平衡各冷却水塔的吸水量，保障距离水泵最近的一个冷却水塔（1 号塔）水盘吸水口不致溢流和距离水泵最远的一个冷却水塔（5 号塔）水盘不致溢流，在并列的 5 个冷却水塔之间加装了一根 Dg300mm 平衡管，实践证明是必要的。

在自动运行时，冷却水塔风机的运行台数受冷却水塔的出水温度控制，其目的是为了节能，如在春、秋、冬季，少开或不开冷却水塔风机就可以满足冷凝器要求。为了不使制冷机的效率降低，冷凝器的供水温度也不得低于 17℃。因此系统设计上除了控制冷却水的上限温度外，还设计了控制冷却水的下限温度的环节，在冷却水塔供水与出水的干管上增加一根 Dg300mm 旁通管及旁通水流电动调节阀。当冷凝器的供水温度低于给定值时，自动调节旁通阀的开启度。

五、溴化锂吸收式制冷机自动控制

1 溴化锂吸收式制冷机的电路原理

图 7-3-4 为 SXZ 系列双效溴化锂吸收式制冷机的制冷原理及流程，图 7-3-5 为溴化锂吸收式制冷机的电路。图 7-3-6 为自控系统接线图。

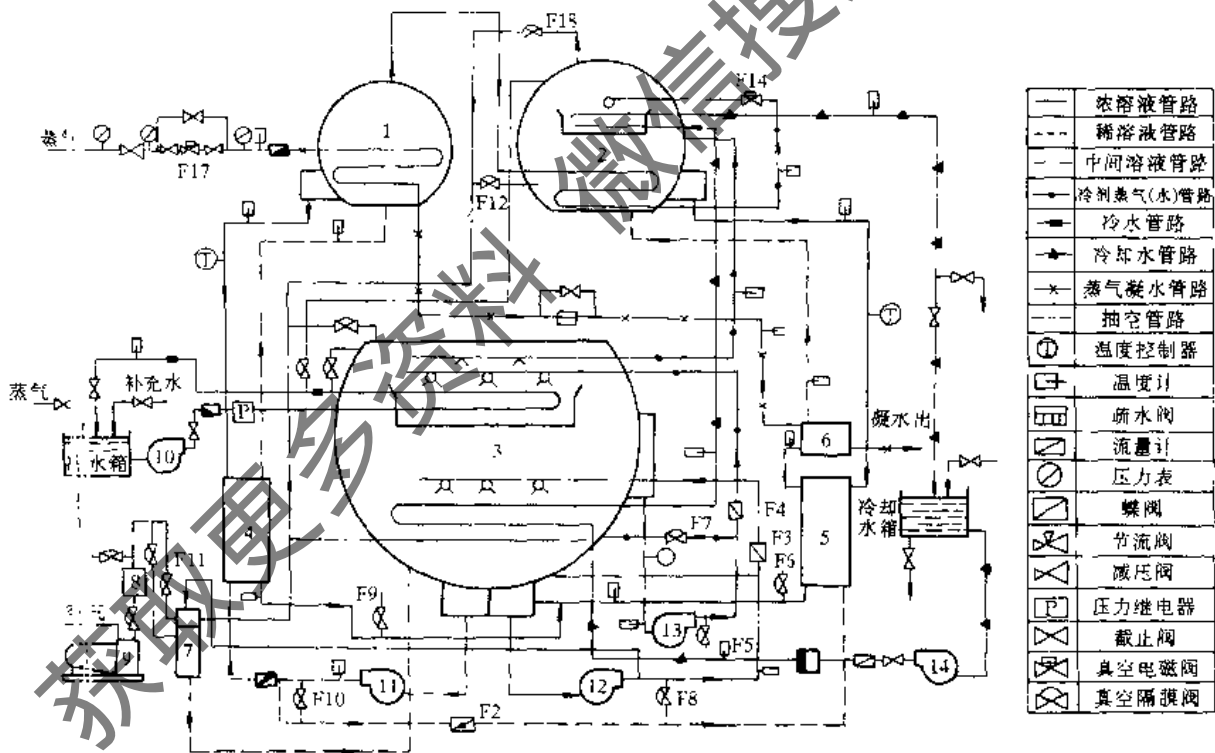


图 7-3-4 SXZ 系列双效溴化锂吸收式制冷机制冷原理及流程

1. 高压发生器；2. 低压发生器-冷凝器；3. 蒸发器-吸收器；4. 高温热交换器；5. 低温热交换器；6. 凝水回热器；
7. 自动抽气装置；8. 阻油器；9. 真空泵；10. 冷水泵；11. 发生器泵；12. 吸收器泵；13. 蒸发器泵；
14. 冷却水泵

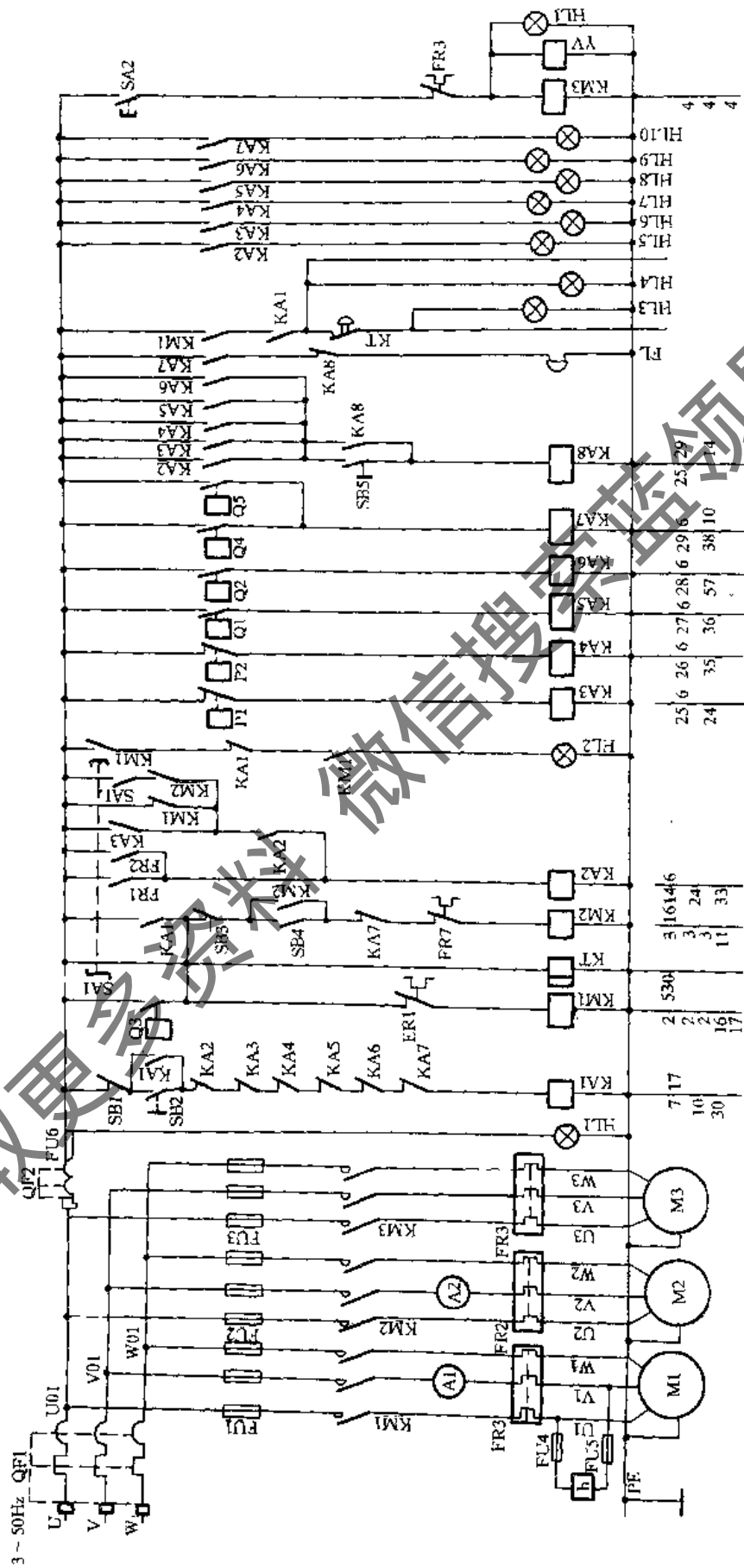


图 7.3.5 氟化锂吸收式制冷机主回路

获取更多资料 微信搜索 全球顶尖星球

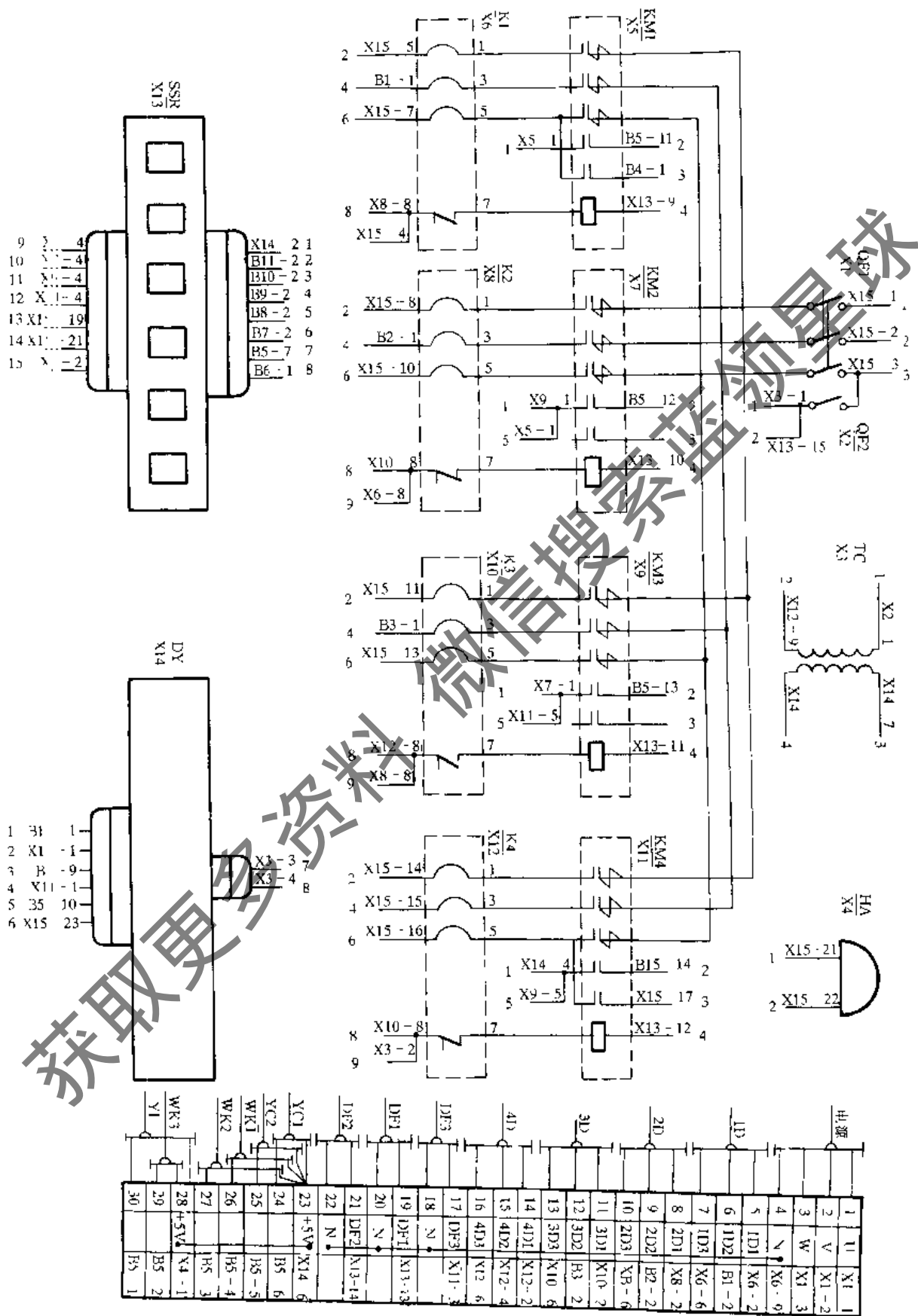


图 7-3-6 自动控制系统的接线图

2. 初期运行控制

溴化锂吸收式制冷机初期运行控制见图 7-3-7。

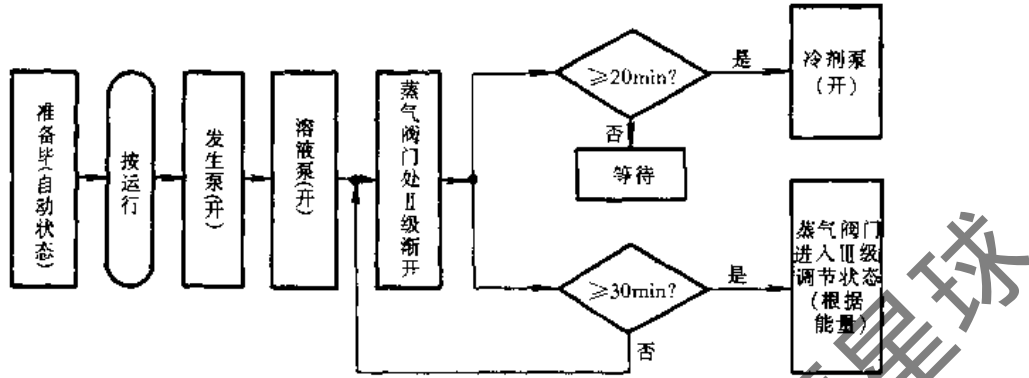


图 7-3-7 溴化锂吸收式制冷机初期运行控制图

一般在正常情况下，机组投入初期运行状态，蒸气阀由全闭，断续渐开至全开约需 20~25min。

3. 带负荷自动开机控制

控制功能流程图如图 7-3-8 所示。图中 T_x 为冷水出口温度 ($^{\circ}\text{C}$)； T_L 为冷水出口低温给定值 ($^{\circ}\text{C}$)，一般情况下 T_L 给定值最低为 4°C 左右，或可根据实际情况给定。

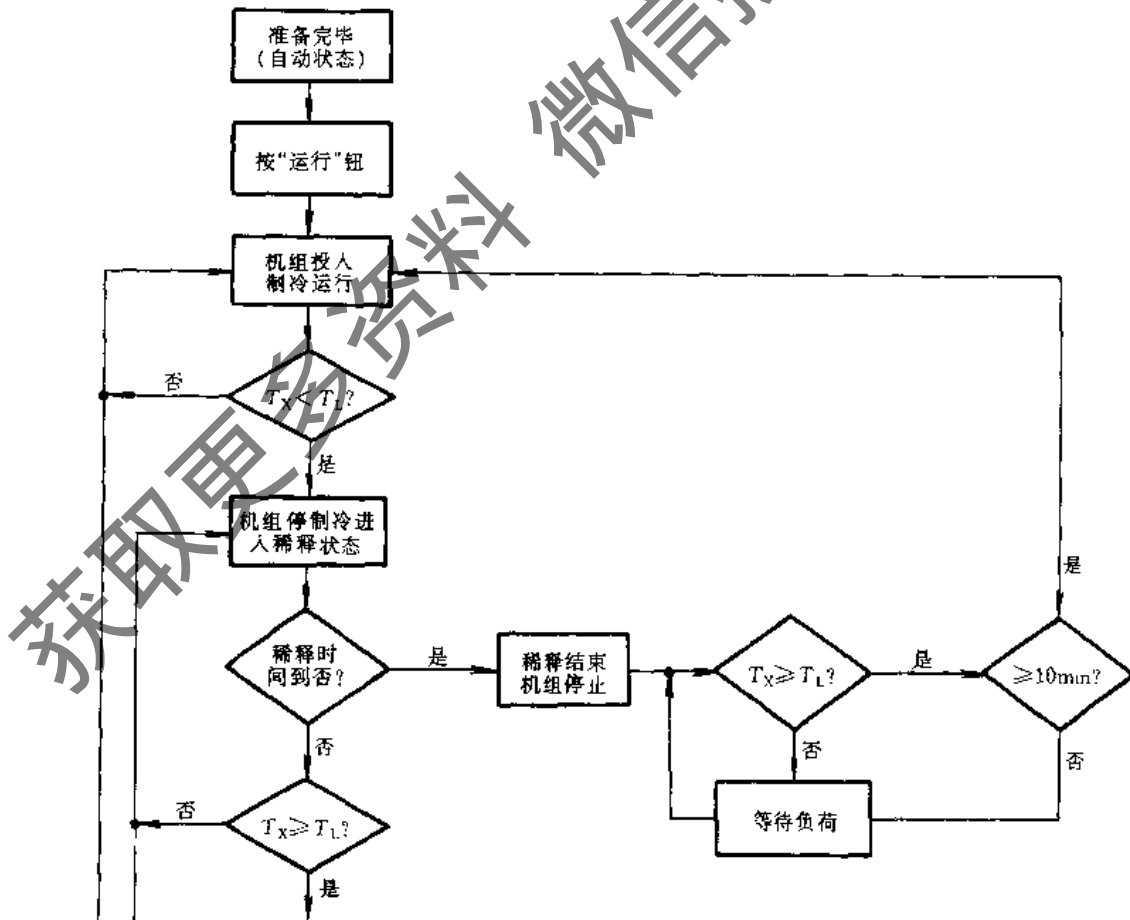


图 7-3-8 控制功能流程图

机组首次投入运行需人为操作“运行”钮。若需中断带负荷自动开停程序，只需按“停止”钮，机组即停止制冷而进入稀释阶段，而后自动停机。

4. 自动控制流程

液位自动控制流程如图 7-3-9 所示。

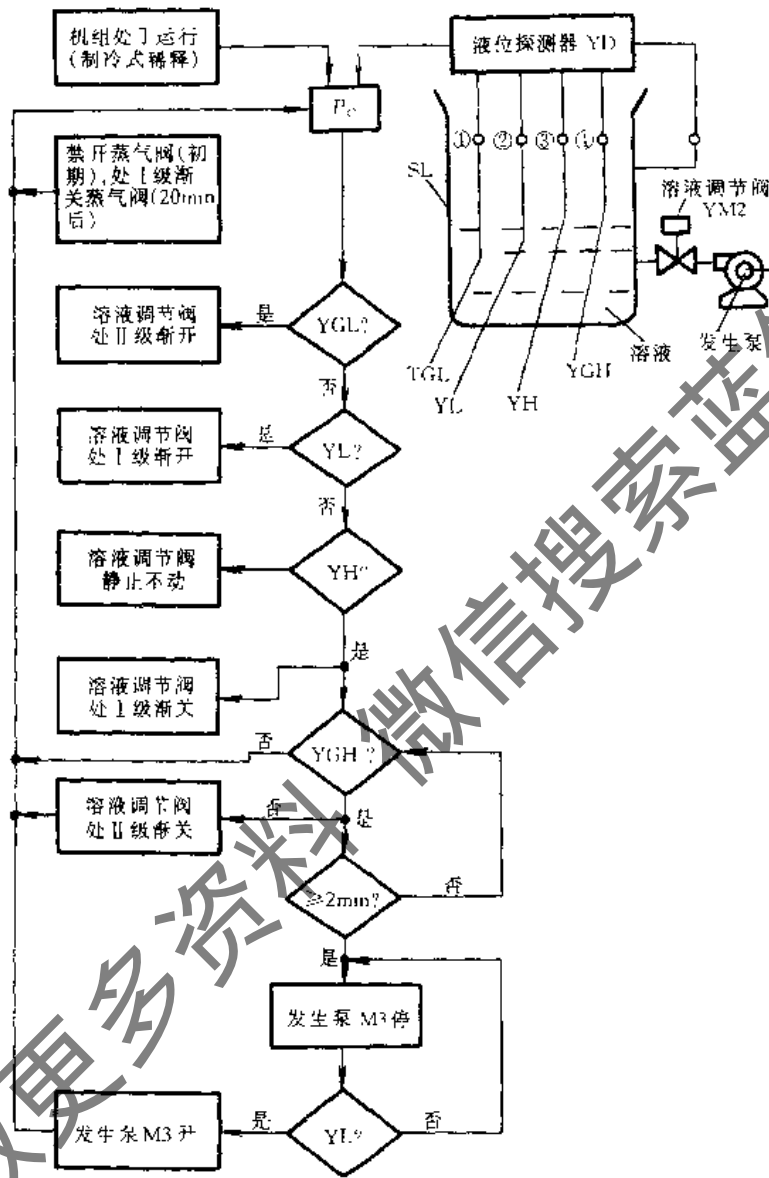


图 7-3-9 液位自动控制流程图

在图 7-3-9 中，当液位过低时（即 YGL），溶液低于①号探棒；当液位低时（即 YL），溶液接触①号探棒，而低于②号探棒；当液位适中时（即在最理想位置），溶液接触①、②号探棒而低于③号探棒；当液位高时（即 YH），溶液接触①、②、③号探棒，而低于④号探棒；当液位过高时（即 YGH），溶液接触①、②、③、④号探棒。

液位高低的信号通过探测器 YD 输送到 PC 控制中心，根据不同液位及不同阶段进行相应的控制。

在机组投入初期运行阶段，溶液液位的波动较大，故发生泵（M3）会出现数次开、停

的现象，但这些无关紧要，随着时间的推延及蒸气压力的上升就会趋于平衡。

5. 高压发生器（本书中又简称高发）液位自动控制

高压发生器溶液液位自动控制系统自机组投入运行（制冷或稀释状态）即有效。

为使高压发生器溶液液位被控制在最佳状态，在机组调试时就须将“可调试液位探棒器”调节到最佳位置，特殊情况也可在运行中调节，但需注意气密性。

6. 能量自动控制

能量自动调节如图 7-3-10 所示。

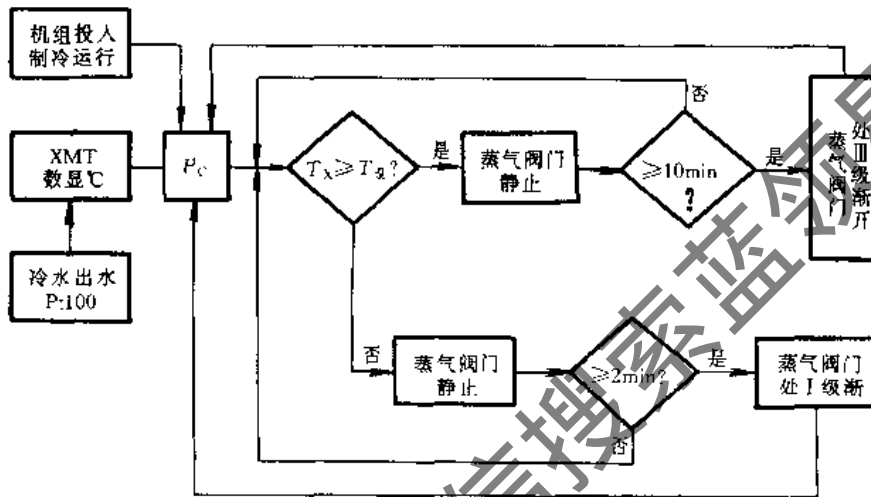


图 7-3-10 能量自动调节

图中， T_x 为冷水出水温度； T_d 为冷水出水设定温度（即给定温度）。机组处初期运行，不受上述能量自动调节控制。

7. 蒸气自动控制

蒸气压力自动控制如图 7-3-11 所示。

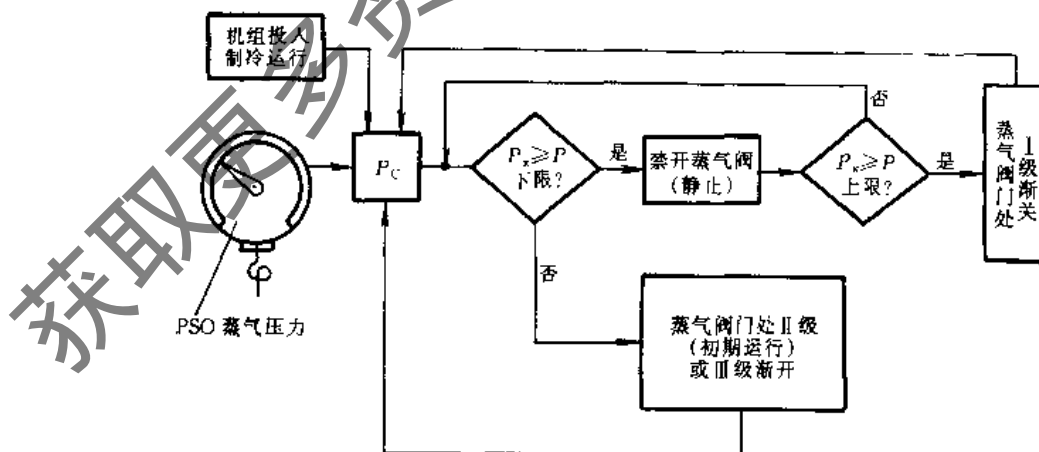


图 7-3-11 蒸气压力自控

图中， P_x —蒸气压力（MPa）， P 下限—蒸气下限设定压力（MPa）， P 上限—蒸气上限设定压力（MPa）， P_c —机组额定工作蒸气压力（MPa）。设定值： P 下限 $\leq P_c$ ； P 上限 = P 下限 = 0.05MPa。在正常情况下，机组运行时的蒸气压力始终被控制在 P 下限与 P 上

限之门。

蒸气压力自动控制功能自机组一投入制冷运行即开始有效。

3. 稀释停机控制

机组在制冷运行过程中，无论是人按“停止”钮、或故障发生报警，将自动停止制冷，进入稀释状态。

稀释停机控制功能如图 7-3-12 所示。

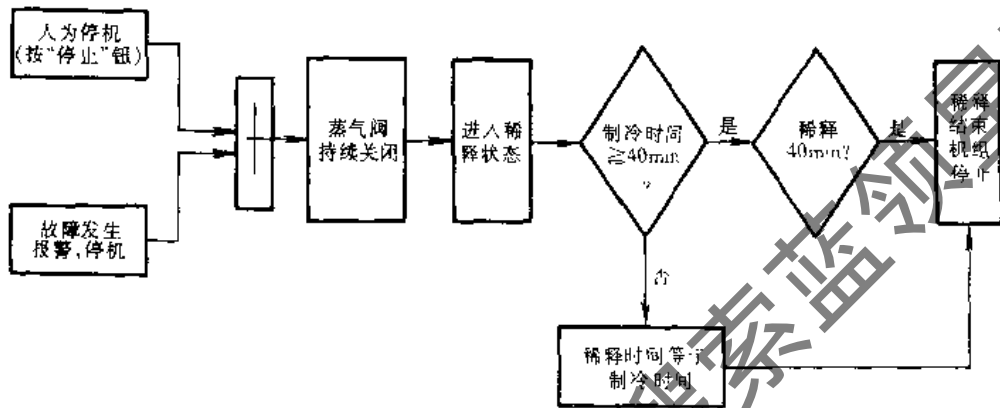


图 7-3-12 稀释停机控制

在上述情况下，若欲使机组重新制冷工作，在排除故障后须重新操作“运行”按钮。

9 高压发生器、低压发生器高温的发生

FLL 系统对双效溴化锂制冷机组的故障分为轻故障与重故障两类。对轻故障的发生，控制系统能针对各故障采取相应措施，自动加以处理并排除故障，而不停止制冷；对重故障的发生，经短时间的判别即报警，停止制冷并进入稀释状态。

轻故障包括：高压发生器高温、低压发生器高温、吸收器低温以及高发溶液液位过低等。

高压发生器高温、低压发生器高温的发生自动控制流程如图 7-3-13 所示。

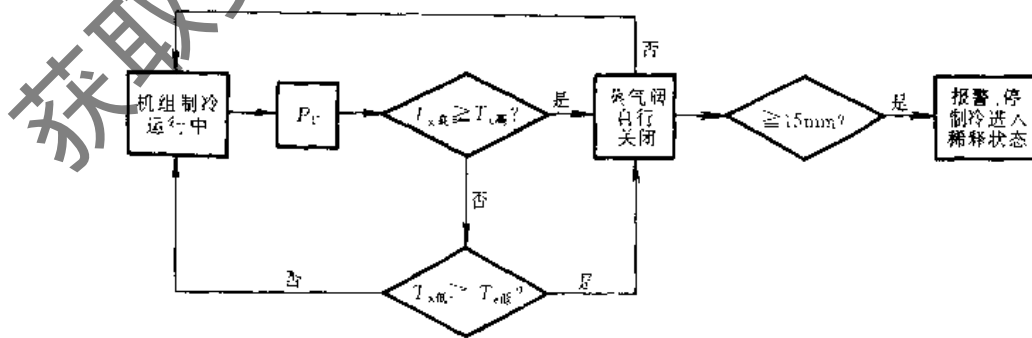


图 7-3-13 高、低压发生器发生高温自动控制流程图

图中： $T_{x高}$ —高压发生器温度（℃）， $T_{x低}$ —低压发生器温度（℃）， $T_{e高}$ —高压发生器设定温度（℃）， $T_{e低}$ —低压发生器设定温度（℃）。

10. 吸收器低温的发生故障自动处理

吸收器低温的发生，如图 7-3-14 所示。

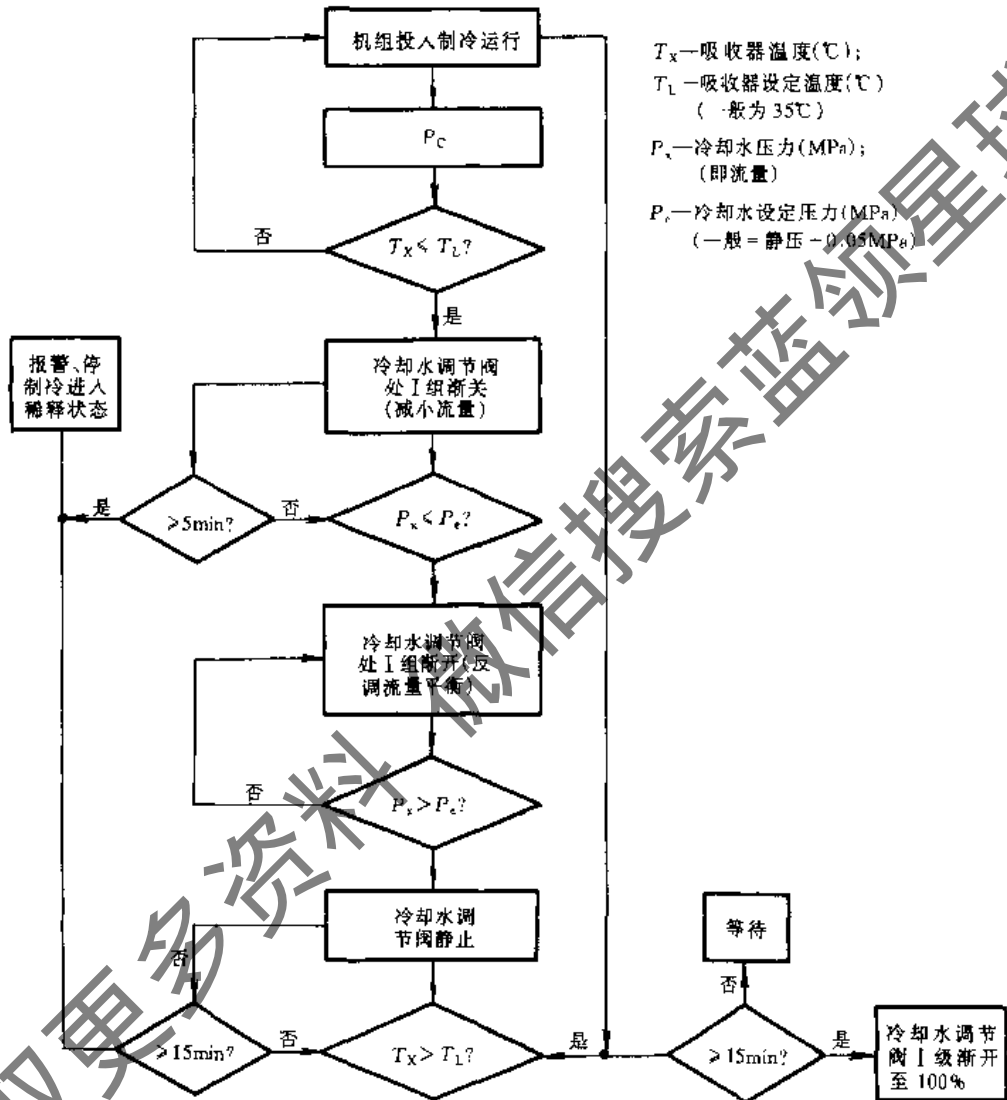


图 7-3-14 吸收器低温故障自动处理流程

11. 液位过低故障的自动处理

对液位过低 (YGL) 的处理分两个阶段，即运行初期阶段与运行阶段。

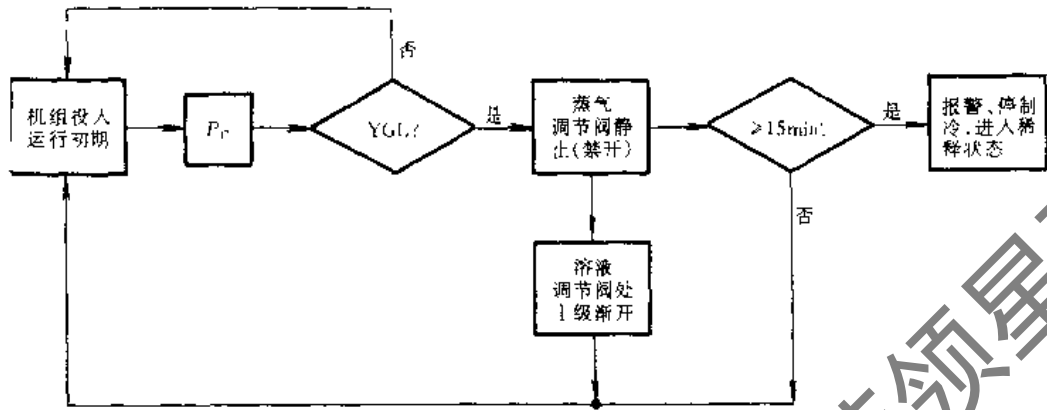
运行初期阶段的 YGL 处理如图 7-3-15 (a) 所示，运行阶段的 YGL 处理如图 7-3-15 (b) 所示。

12. 较重故障的自动处理

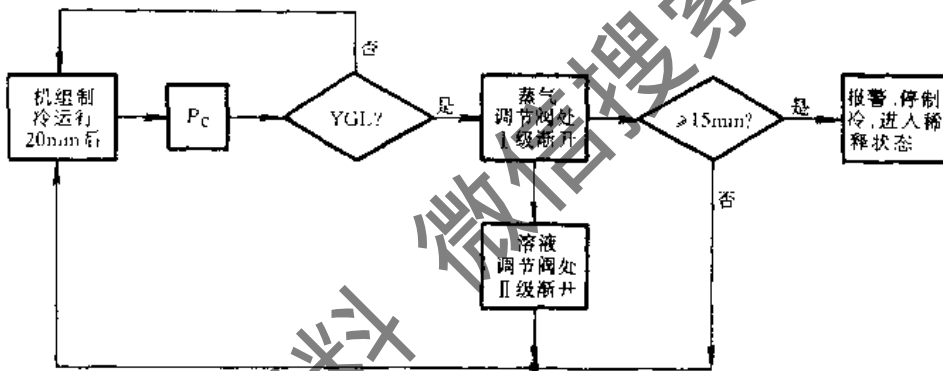
重故障包括溶液泵过载、冷剂泵过载、发生泵过载、结晶、冷剂水温低、冷水流量欠，冷却水流量欠等等。这些故障一旦发生，机组即报警停止制冷，进入稀释状态。自动处理流

程如图 7-3-16 所示。

报警（电铃）动作，如图 7-3-17 所示。



(a)



(b)

图 7-3-15 液位过低故障自动处理流程

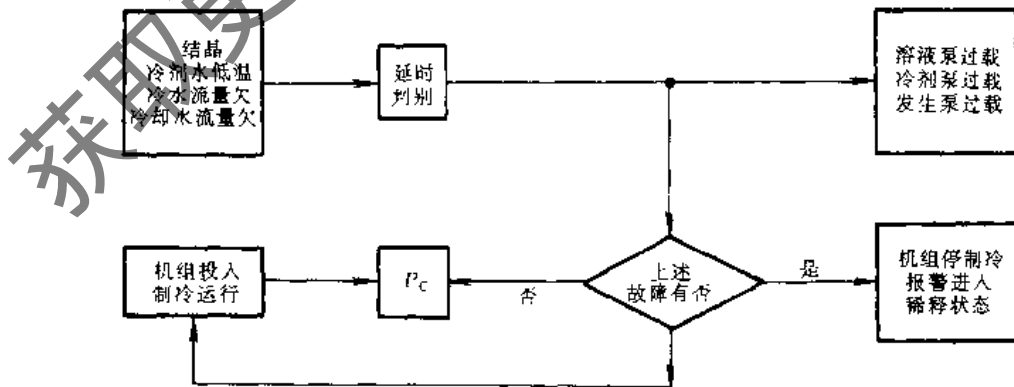


图 7-3-16 较重故障自动处理流程

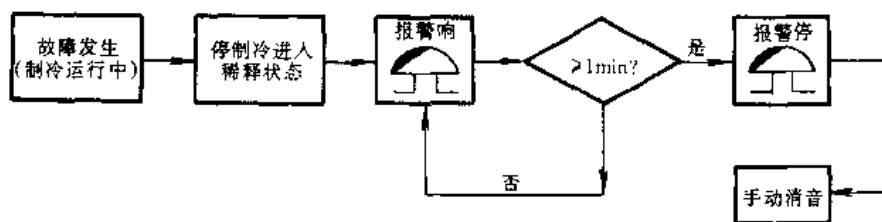


图 7-3-17 报警动作

第四节 变风量空调系统自动控制

一、变风量空调系统(VAV)控制原理

VAV 空调系统意为变风量空调系统, 与国内现常用的变风量空调器多有差异, 为加以区别本书采用 VAV 空调系统的提法。

VAV 空调系统具有舒适、节能等特性, 在日本、美国等国设计的建筑中大量采用, 已引起我国空调研究、设计部门及设备厂家的很大兴趣。

VAV 空调系统在国外有多年设计运行实绩, 随着国内办公大楼智能化程度的提高, 要求相应的空调系统更加舒适、安全和节能, 同时具备智能化功能。这是 VAV 空调系统在国内推广的前提条件。另外, 微电子技术的日新月异, 大规模集成电路的成本大幅度降低, 为 VAV 空调系统控制的电子化奠定了基础。

1. VAV 空调系统的特点

VAV 空调系统可根据空调负荷的变化及室内要求参数的改变, 自动调节空调送风量(达到最小送风量时调节送风温度), 以满足室内人员舒适要求或其它工艺要求。同时根据实际送风量自动调节送风机的转速, 最大限度的减小风机动力以节约能量。

一般地讲, VAV 空调系统有以下特点:

①能实现局部区域(房间)的灵活控制, 可根据负荷的变化及人的舒适要求自动调节不用再加热方式或双风管方式就能适应多种室内舒适要求或工艺设计要求。完全消除再加热方式或双风管方式的冷热混合损失。

②自动调节各房间的送风量, 在考虑同时使用系数的情况下空调机总装机容量可减少 10%~30%。

③室内无过热过冷现象, 由此可减少空调负荷 15%~30%。

④部分负荷运转时可大量减少送风动力, 据模拟计算, 全年平均空调负荷率为 60%时, VAV 空调系统(变静压法控制)可节约风机动力 78%。

⑤可应用于民用建筑、工业厂房、研究所、电视台、影剧院、动物室及其它特殊设施。可适用于全热交换器的热回收空调系统及全新风空调系统。

2. VAV 空调系统的构成

(1) VAV 装置

VAV 空调系统的设备根据室内要求供应能量来控制其送风量。同时向系统控制器 SC 传送自己的工作状况, 经 SC 分析计算后发出控制风机变频器的信号。根据系统要求风量改

变风机转速，节约送风动力

最常用的 VAV 装置原理如图 7-4-1 (a) 所示。主要由室内温度传感器、电动风阀、控制用 IC 板、风速传感器等部件构成。FPB 装置见图 7-4-1 (b) 所示。

其特点是根据室内负荷由 VAV 装置调节一次送风量，同时与室内空气混合后经风机加压送入室内，以保持室内换气次数不变。

(二) 系统控制器

系统控制器 SC 的主要功能是根据系统中各 VAV 装置的动作状态或风管的静压值，分析计算系统的最佳控制量，指示变频器动作。在各种 VAV 空调系统的控制方法中，除 DDC 式外，其它方法均设置独立式系统控制器。

(3) 变频风机（空调机）

VAV 空调系统常采用在送风机的输入电源线路上加装变频器的方法，根据 SC 的指示改变送风机的转速，以满足系统风量要求，节约电能。

3 系统的选择

在选择空调系统方式时，不受室外负荷影响的内部区大多采用 VAV 空调系统。外周区采用的方式种类较多。有外周区单独系统的 FCU（风机盘管）方式、单独系统的 VAV 或 CAV（定风量）方式、单独系统的窗际空调方式，也有与内部区同一系统的 VAV 或 CAV（常加热再加热器）方式。

一般地讲，VAV 空调系统从形式上可划分为以下几种方式。

① 单风管 VAV 空调系统（见图 7-4-2）。该方式系统设计简单，应用范围最广。

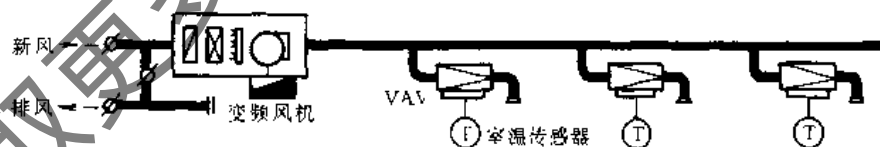


图 7-4-2 单风管 VAV 空调系统

② 单风管再加热 VAV 空调系统（见图 7-4-3）。保证满足最小新风量而又不调节送风温度时，该方式不会产生过冷状态，可充分满足室内舒适度。

③ 单风管送回风机联动 VAV 空调系统（见图 7-4-4）。该方式可保持室内静压不变，可应用在高级办公室空调系统及有静压要求的研究室、动物室等设施。

④ 单风管旁通式 VAV 空调系统（见图 7-4-5）。该系统采用旁通方式，风机转速及系统静压保持一定。虽然节能效果有限，但可满足室内热舒适要求及工艺恒温要求，凡系统简单，成本低廉。在不带静压控制装置的柜式空调机中也有较多使用。

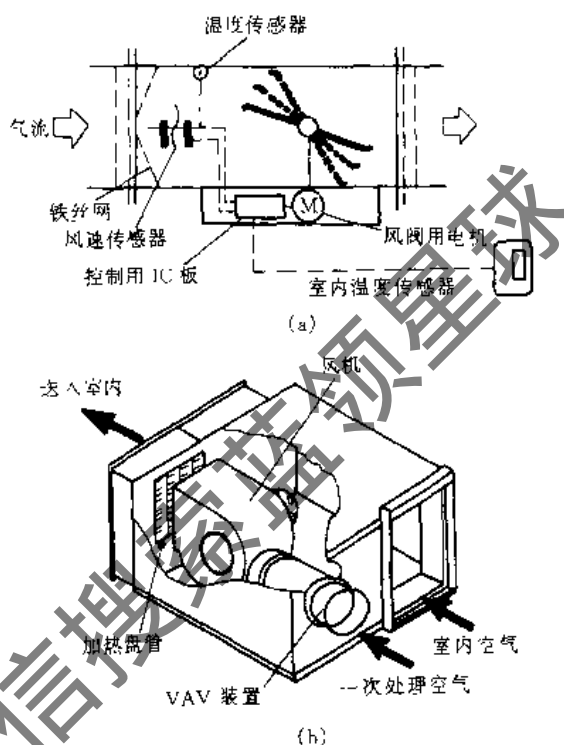


图 7-4-1 VAV 装置原理

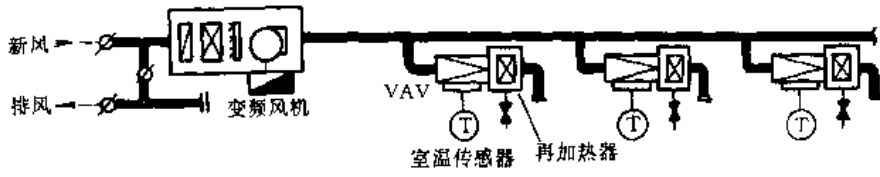


图 7-4-3 单风管再加热 VAV 系统

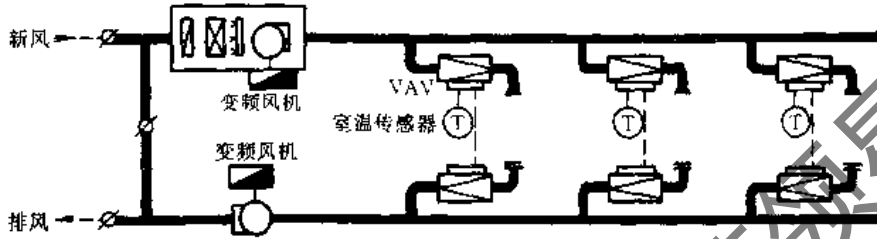


图 7-4-4 单风管送回风机联动 VAV 系统



图 7-4-5 单风管旁通式 VAV 系统

⑤ 双风管混风式 VAV 空调系统（见图 7-4-6）。各房间（区域）负荷差异大且恒温要求高的高级办公楼或研究所中采用。

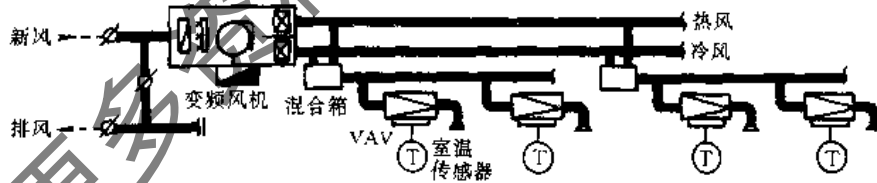


图 7-4-6 双风管混风式 VAV 系统

⑥ 双风管单风机 VAV 空调系统见图 7-4-7。

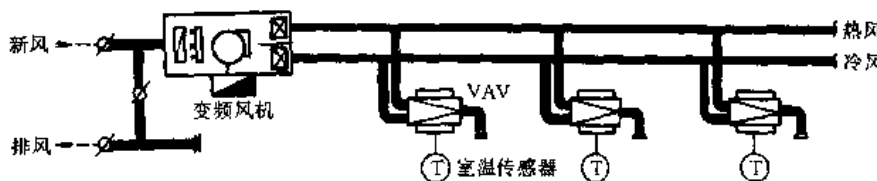


图 7-4-7 双风管单风机 VAV 系统

3. 双风管双风机 VAV 空调系统见图 7-4-8

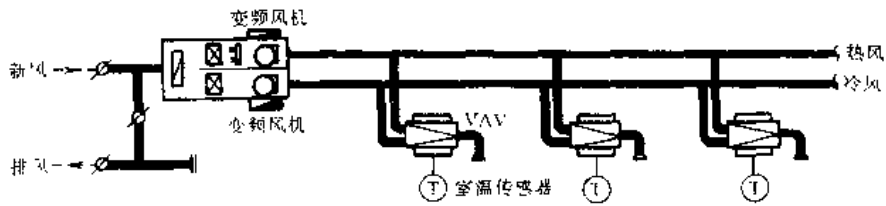


图 7-4-8 双风管双风机 VAV 系统

4. 新风量最佳控制空调系统见图 7-4-9。

4 VAV 空调系统的控制方法

VAV 空调系统的控制方法一般有定静压法、变静压法及 DDC 法等三种。

(1) 定静压法 (见图 7-4-10)

该方法在送风系统管网的适当位置设置静压传感器，以保持该点静压固定不变为前提，通过不断地调节空调送风机输入电力频率来改变空调系统的送风量。

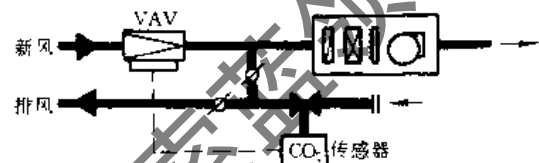


图 7-4-9 新风量最佳控制系统

该系统运行状态控制点如图 7-4-11 所示，随送风量的变化风机的运行点将在 VAV 调节曲线上移动，以改变风机动力。

定静压法的不足之处是，在管网较复杂（如双风管系统或不对称风管系统等）时，静压传感器的设置位置及数量很难确定，且节能效果较差。

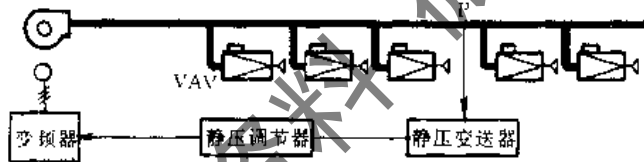


图 7-4-10 定静压法

(2) 变静压法 (见图 7-4-12)

变静压法的特点：该方法在 VAV 装置中设置阀门开度传感器，各 VAV 装置之间用 2 芯屏蔽电缆连接。根据系统控制器 SC 的计算判断来调节风机变频器，使具有最大静压值的 VAV 装置的阀门处于接近全开状态。

变静压法的控制方法：变静压法的控制原理如图 7-4-12 所示。该方法由阀门开度进行控制，其阀门开度的定义如下：

阀门开度 100%：风量不足，VAV 入口静压不足。

阀门开度大于 85% 小于 100%：风量满足，即 VAV 入口静压适中。

阀门开度小于 85%：风量满足，但 VAV 入口静压过高。

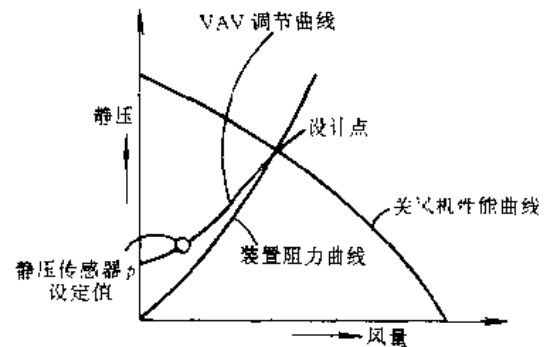


图 7-4-11 运行状态控制

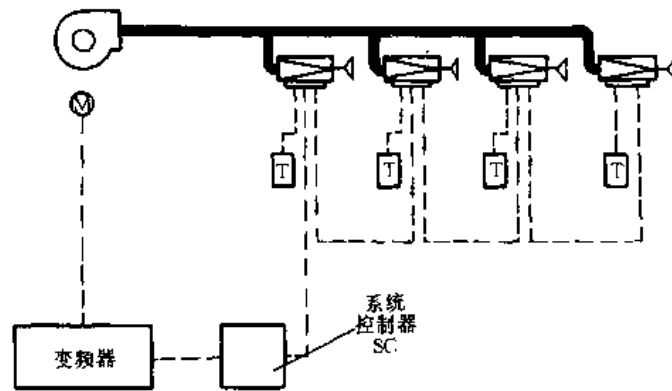


图 7-4-12 变静压法

详细控制方法如表 7-4-1 所示。

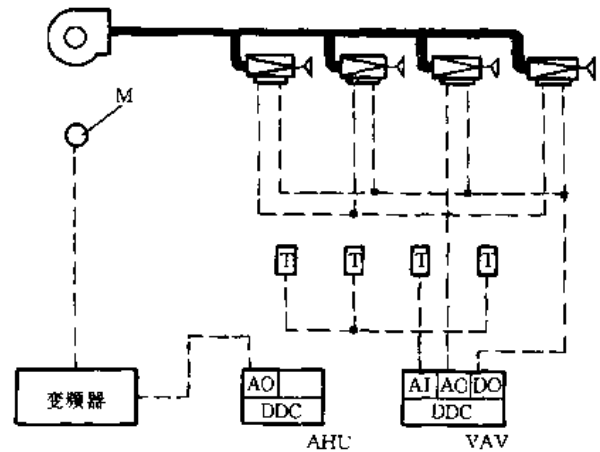
表 7-4-1 变静压法的控制方法

信号 A	信号 B	VAV 阀门状态	风机转速	控制内容
ON	OFF	全部 VAV 中有一台的阀门全开 (100%)	增速	增大送风量, 使 VAV 阀门处于接近全开 (100%) 状态
OFF	OFF	阀门开度处于 85% 以上, 100% 以下	转速不变	
OFF	ON	阀门开度处于 85% 以下	转速降低	减小送风量, 使得 VAV 的阀门开度处于 85% 以上

(3) DDC 加权平均法 (见图 7-4-13)

该方法由 DDC 控制器 (直接数字控制器) 对各 VAV 装置的风量进行叠加计算。调节风机变频装置以满足系统的必要风量。因 DDC 系统的读入参数仅为送风量, 为控制需要在 DDC 的控制程序中应事先写入该系统的调节性能曲线程序。

一般地讲, 即使各 VAV 装置的要求风量相同, 入口静压值也并不相同。常用的方法是在由多个 VAV 装置构成的系统中, 综合考虑各 VAV 装置的风量和入口静压来描绘 VAV 空调系统的调节曲线。采用 DDC 加权平均法, 为避免风量不足, 常将调节曲线设定在较高位置。为此各 VAV 装置阀门常处在半开状态下工作, 耗能较多。同时, 离风机较近的 VAV 的噪声值较高。



SC—系统控制器 AO—模拟量输出 AI—模拟量输入 DO—数字量输出 DDC—数字式控制器

图 7-4-13 DDC 加权平均法

DDC 加权平均法常与 AHU 及 BA 系统控制相联动, 除系统复杂外有以下特点:

- ①各室 VAV 的开停及冷热切换可由中央计算机执行。
- ②可由中央计算机进行远距离室温设定。
- ③可由中央计算机监视室温状况。

(1) 当某一 VAV 装置在数分钟内一直保持最小风量（或最大风量）时，DDC 系统可自动改变 VAV 空调系统的送风温度。这种改变送风温度控制方法可弥补 VAV 空调系统换气次数较少的缺点。

(2) 可随时读取各 VAV 装置的送风量。

二、变风量空调系统(VAV)新风量的控制

1. 风阀跟踪调节

通过安装在新风阀后的风速传感器测出风量，以此对新风阀和回风阀进行调节。如图 7-4-14 所示，设置高、低限温度传感器是为了控制经济新风运行。当低限温度传感器测出的温度高于设定的最小值时，新风量加大；当室外温度太高时，高限温度传感器可使新风阀回到最小位置。

当房间负荷减小、特别是人员减少时，送入房间的新风量可以随送风量的减少成比例减少。当达到最小新风量时，为了维持最小新风量不再减少，需要保持新、回风混合段中负压不变，因此新风阀将要不断开大，而回风阀将不断关小。

2. 送、回风机控制

在没有泄漏的情况下，可以认为送、回风机的风量差即为新风量值。因此，通过控制送、回风机的风量也就间接地控制了新风量。

(1) 送、回风机都用送风风道静压进行控制

上述控制方法简单，但只有在送、回风机特性和大小相同、运行中的工作情况也大致相同的条件下方可使用。如果送、回风机的特性不同，送、排风量的平衡将会破坏，室内可能出现负压。该控制方法示意图见图 7-4-15。

(2) 用送风风道中出口动压控制回风机

送风机风量由系统静压点控制，回风机风量则根据送风道中流量进行控制，能使送、回风机的风量变化互相协调，室内压力易于保持正常情况，如图 7-4-16 所示。

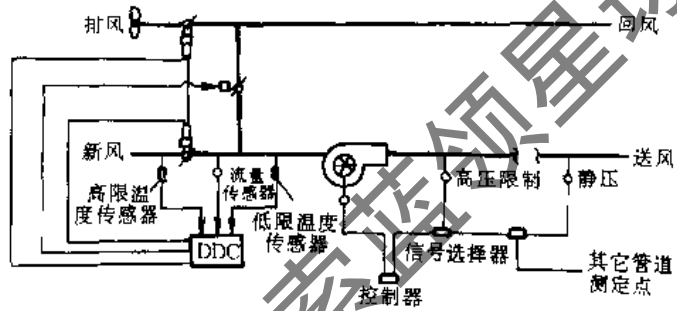


图 7-4-14 风阀跟踪调节

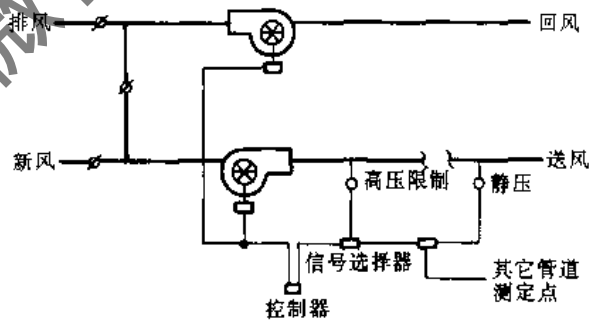


图 7-4-15 送、回风静压控制

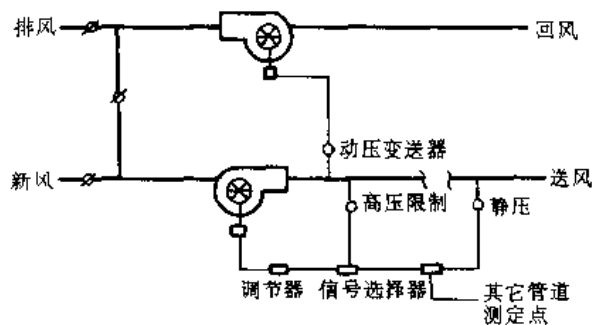


图 7-4-16 送风出口动压控制回风机

(3) 动压差法

在送风机出口和回风机入口设置流量测点，测出各自的流量，并保持固定的差值。一旦出现超差现象，则调节回风机以维持固定的风量差，如图 7-4-17 所示。

(4) 室内压力直接控制法

室内压力是协调送风机及回风机的主要依据，因此，最直接的控制方法就是根据室内静压相对于大气压的变化去控制回风机，送风机仍根据室内负荷变化进行单独控制，如图 7-4-18 所示。

3. 设置独立的新风机

实现最小新风量控制的一种较为可靠的方法是设置独立的、具有平衡特性曲线的新风机，通过新风入口处的风速传感器调节风阀，维持最小新风量。当采用这种控制时，可以不用回风机，或代之以排风机，这样控制起来更容易，也更稳定，见图 7-4-19 (a)

4. 机组混合段中静压控制

在 VAV 系统中，不论送风量为多少，如果新风阀开度不变，可通过压力传感器调节回风阀开度，保证机组混合段中负压不变，就能保证最小新风量。

图 7-4-19 (b) 为一较完整的 VAV 新风控制系统。当温度传感器 T2 检测到室外空气温度高于设定值 t_2 时，经济新风阀 DM1 关闭，新风由固定最小新风阀 DM2 送入；送风量减小时，由压差传感器 DP 调节回风阀开度，维持静压箱中负压不变，从而保证最小新风量。采用经济新风时，DM1 开度由 T1 控制，使新、回风的混合温度达到设定值 t_1 ，随着新风量的增加，DM1 开度将增大直至全开，回风阀开度将减小直至全关，DM2 开度始终不变。

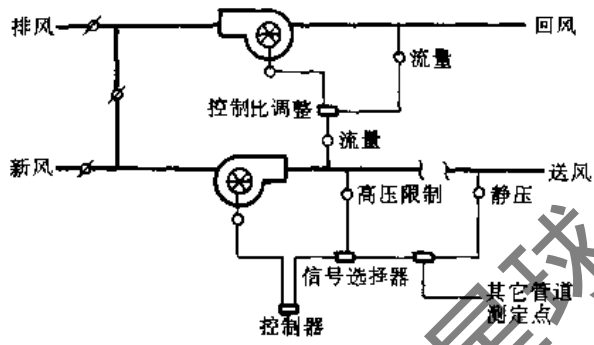


图 7-4-17 动压差法

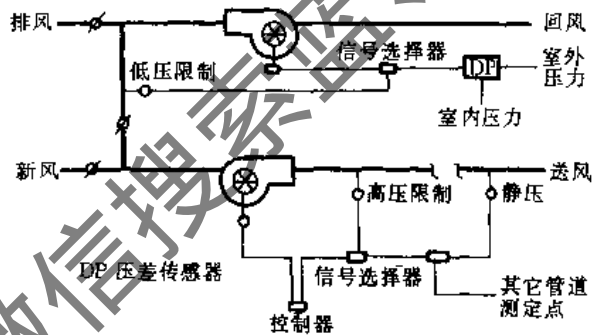
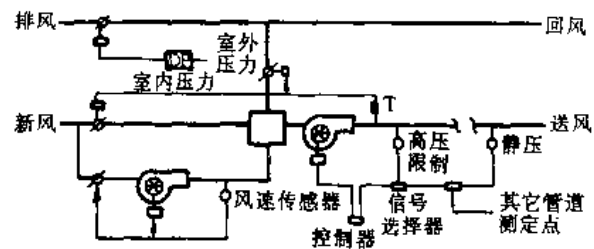
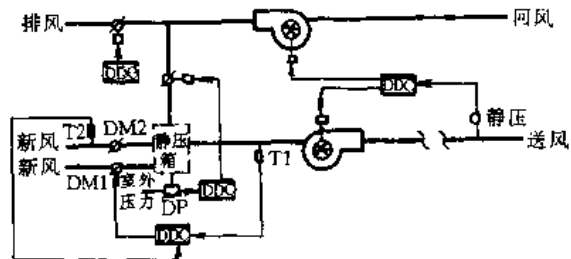


图 7-4-18 室内压力直接控制法



(a) 独立新风机控制



(b) 混合静压控制

图 7-4-19 VAV 新风控制

三、专设新风机系统的控制

1 专设新风机系统简介

系统如图 7-4-20 所示。它设置一台专设新风机和一个最小新风入口，由风管连接到空调机的混合箱上。新风机吸入段上装一电动风阀，用来随新风机开停协调动作，另外也可用于新风量的调整。新风机的启停由空调机的 DDC 控制器控制。

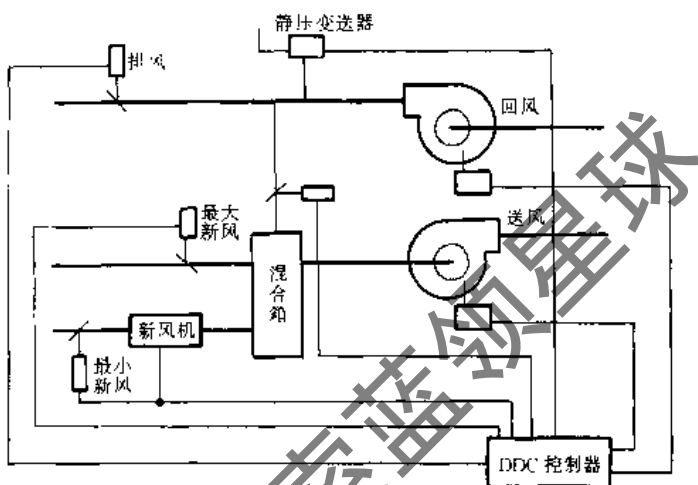


图 7-4-20 专设新风机系统

在 VAV 系统中增设 1 台管道风机，风量按最小新风量确定。当系统不能满足最小新风量时，专设新风机启动并以定风量方式运行。

2 专用新风机的选用

首先要确定风压。风压应等于管道系统（包括入口、阀门及管件）的总阻力加混合箱正压。混合箱正压值可按回风机出口静压控制设定值（50Pa）采用。风量满足系统最小新风量即可。

新风机最好选用管道风机，它具有不占面积、安装方便等优点，当前市场上的管道风机，风量在 1350~8000m³/h，风压在 500~1000Pa 之间，作为空调系统的最小新风专用风机是合适的。

专用新风机的运行。本系统是为在最小新风工况下，当冷（热）负荷减小时维持新风量不变而设置的，风机是按定风量运行的。启动方式可有几种，利用回风阀阀位信号方便易行，回风阀全开即表示系统进入最小新风工况，DDC 控制器接受阀位信号并延迟一定时间以认定这一工况，然后输出一个开关信号启动专用新风机，最小新风阀与其连锁也同时被打开。最大新风阀关闭，排风阀关闭或由室内正压调节。反之，进入最大新风工况，则关闭专用新风机和最小新风阀以及回风阀，开启最大新风阀、排风阀开启或调节。这样一来变风量系统不管负荷变化多大也能送入不变的最小新风量。

四、变风量 STU 末端

1 STU 末端装置的型号

① 单风管型机组的命名见图 7-4-21。

② 双风管型机组的命名见图 7-4-22。STU 机组的选择见表 7-4-2。

2 STU 末端装置的性能及使用范围

使用范围见图 7-4-23。

3 STU 末端装置工作原理及风量控制方式

控制方式见图 7-4-24。

STU 末端机组通过风速传感器使风速保持在任意设定风速（风量）的 ±2% 以内，又通过内置伺服电机来控制 STU 机组风门的开关比例。

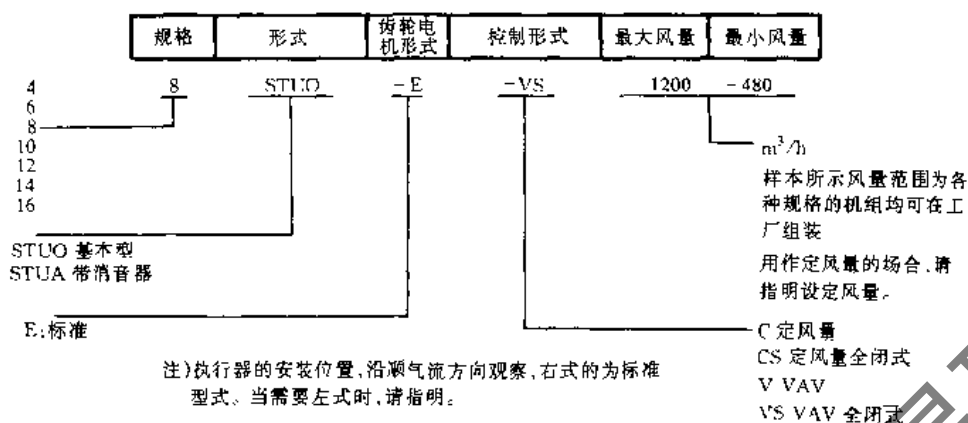


图 7-4-21 单风管型命名

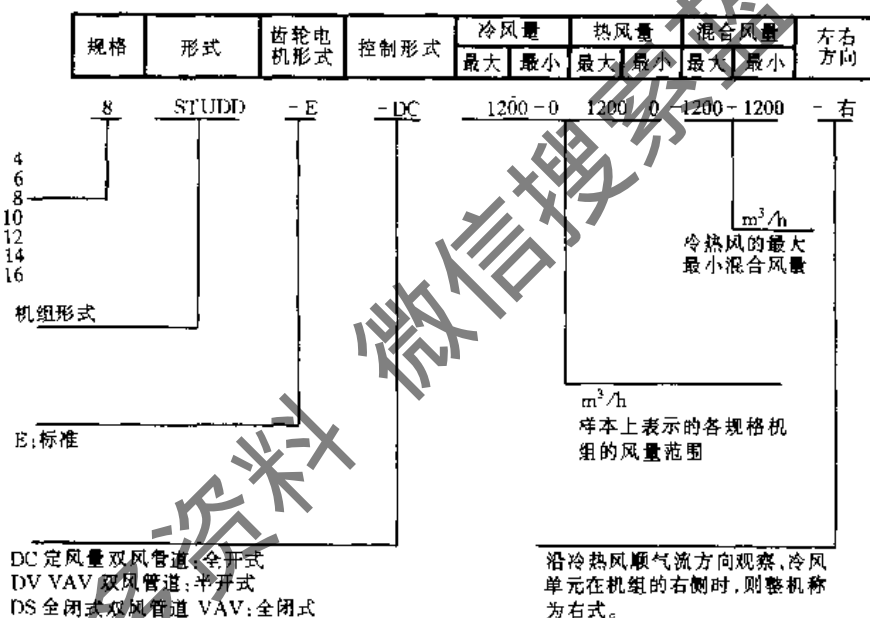


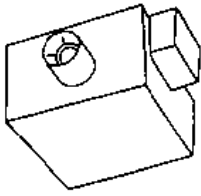
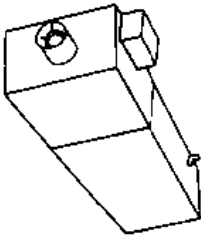
图 7-4-22 双风管型命名

因此, 当送风机的转速使机组处于不足最小动作静压的状态时, 风量 (风速) 不足, STU 机组的风门呈全开状。

利用 STU 机组这种动作特性, 如果在若干台 STU 机组中有一台以上机组的风门全开时, 变频器的输出就会增加, 从而提高了风机的转速。当系统中 STU 机组的风门不是全部都打开而是 1 台以上接近全开的中间的开度区时, 变频器将保持现状态。当机组风门处于关闭状态时, 变频器的输出减少, 风机转速降低。通过反复上述的动作, 使风机一直控制在所需的最小风速。送风机的动作, 可使风机一直控制在所需的最小风速。而送风机 (SA) 和回风机 (RA) 的平衡是依赖于 ICU 输出信号, 此信号由送风机 (SA) 和回风机 (RA) 的变频器来调整。

送风机变频器控制程序见图 7-4-25。

表 7-4-2 STU 机组的选择

机组形式	示意图	规格	控制·系统	风量指定
STUO 单风管·基本型 机组		4 6 8 10 12 14 16	E-C (定风量) E-CS (定风量全闭式) E-V (VAV) E-VS (VAV 全闭式)	设定风量 最大风量·最小风量
STUA 单风管机组 (带消声器)		4 6 8 10 12 14 16	E-DC (全开式; 双风管 VAV) E-DV (半开式; 双风管 VAV) E-DS (全闭式; 双风管 VAV 全闭式)	冷风量·热风量

说明:

(1) 图 7-4-25 中等待时间 X 秒是根据 VAV 系统的风机和 STU 机组的应答速度而定。一般为 7s 左右, 也可调整 (调整范围 1~24s)。

(2) 高压限定信号是对应于因风管系统防火阀关闭而引起的风管内压过度上升的信号。此信号一输入, 变频器就控制在最低输出状态。

风量控制过程:

(1) 风速传感器设置在 STU 机组的入口部分, 传感器的风速输出特性在 1m/s 以上时近似为线性。进口尺寸一旦决定, 就确定了风速和风量的函数关系, 因而可以通过控制风速来调节风量 (见图 7-4-26)。

(2) 信号判别回路是将“风速信号”同热工“温度差信号→设定风量 (风速信号)”加以比较, 风量小则挡板开大。多数场合下是通过各回路进行动作, 使挡板超小关闭状态。在相互信号的电位差为零时, 齿轮电机就停止工作。

(3) 此外, 风速的控制精度如下述而实现。齿轮电机的动作电压为 $E_M = \pm 2V$, E_M 达到 2V 时的风速为控制精度, 增幅阻尼回路的增幅感度是 40 倍, 相对于 E_M 的 E_L 输出值为:

$$\Delta E_L = 2 \div \text{增幅感度} = 2/40 = 0.05V。$$

因为风速 v 和 E_L 的关系大致为 $v = 4E_L$, 最小的风速控制偏差是 $\Delta v = \Delta E_L \times 4 = 4 \times 0.05 = 0.2m/s$, 因此可以实现精度为 $\pm 0.2m/s$ 的风速控制。所以, 在入口风速为零或入口静压不足的情况, 除了全闭运转以外均为全开状态 (见图 7-4-27)。

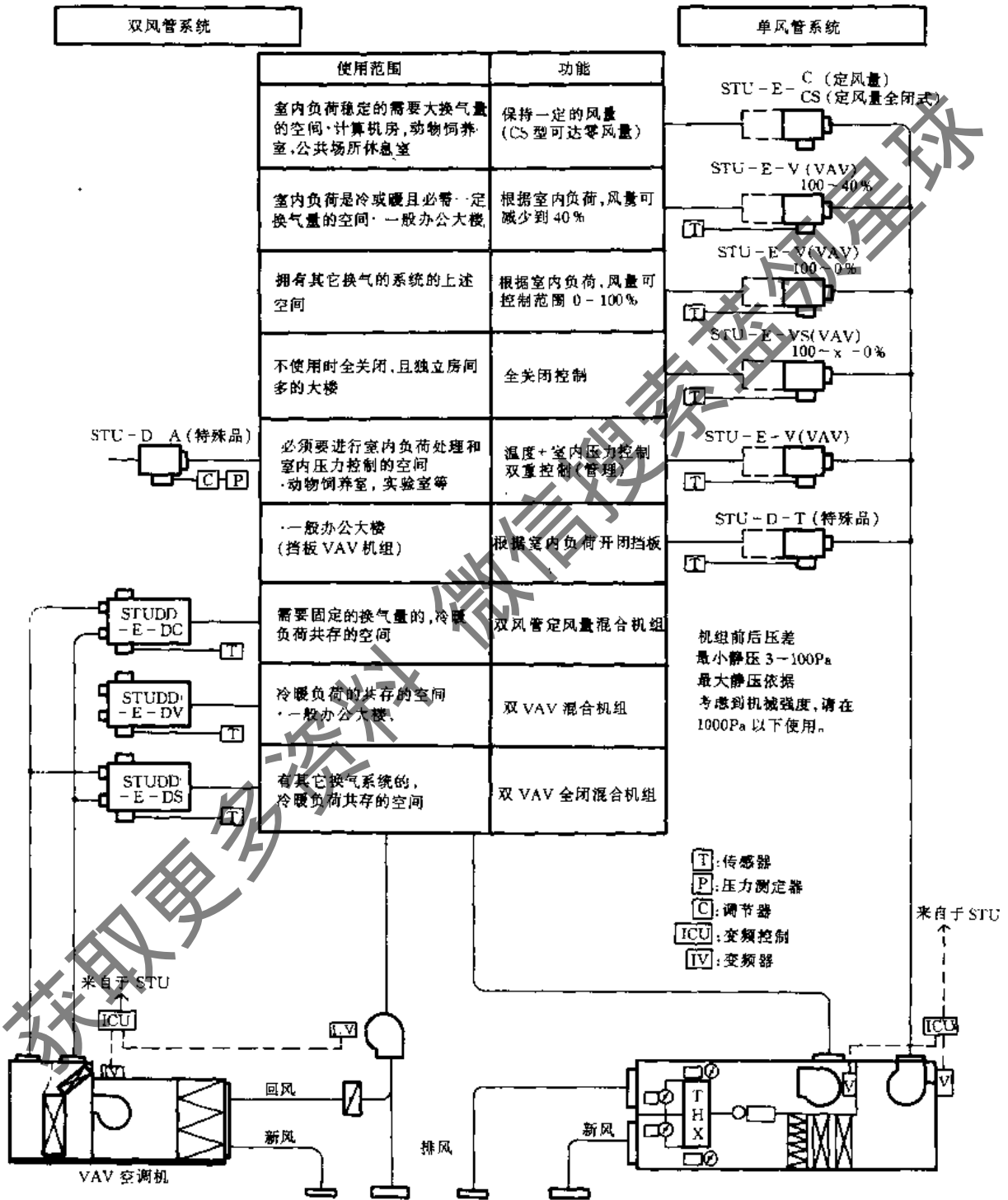


图 7-4-23 性能及使用范围

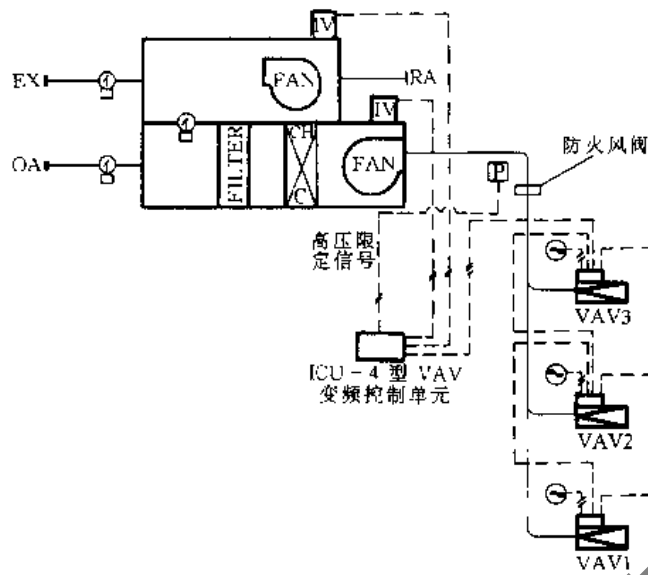


图 7-4-24 工作原理及控制方式

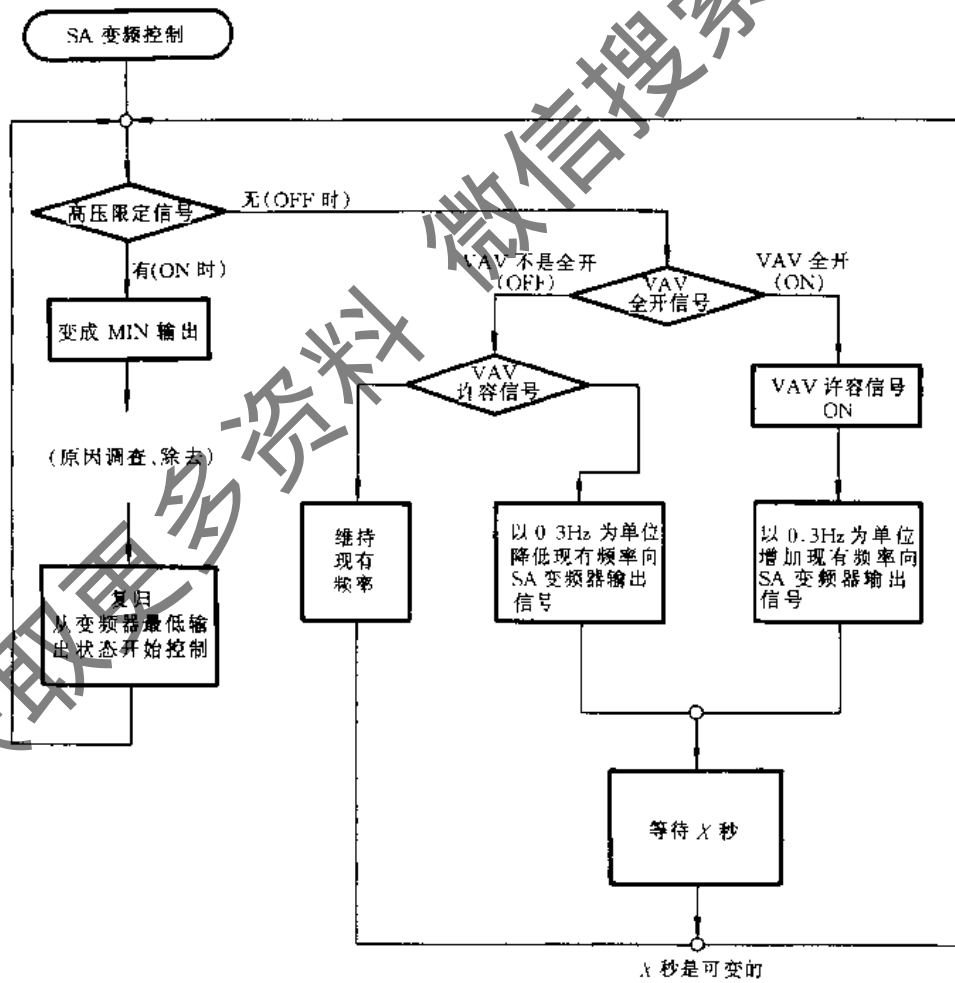


图 7-4-25 送风机变频控制程序

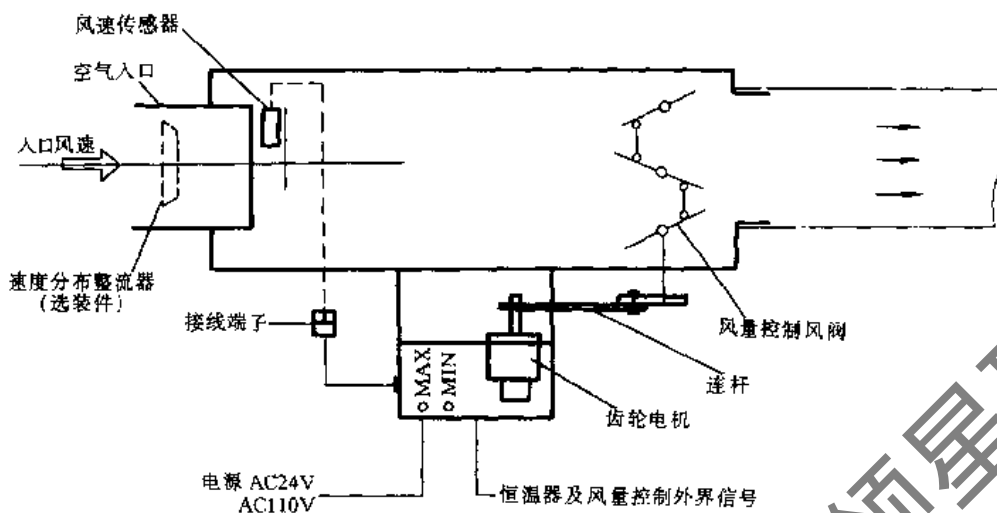


图 7-4-26 调节风量

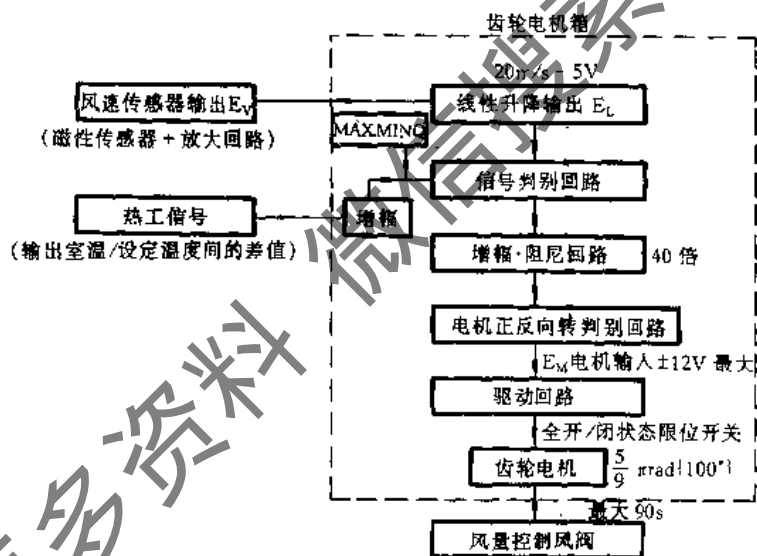


图 7-4-27 全闭全开控制

①对开翼形风量控制阀（见图 7-4-28）。

改良的对开翼形风量控制阀，是对经济、高精度可变风量控制以及低运转噪声的长期研究取得的成果。

STU 对开翼形风量控制阀，无论是和空气流向变化剧烈、产生极端乱流的单翼形风阀相比，还是同平行翼形风阀相比，产生的乱流是最小的，相对于控制风阀的侧断面，可形成平行流，从而实现安静的运转。STU 控制阀独特的叶片形状和密封配置，可减少叶片端发生的噪声。

这种直线流速型风阀的其它特点有：为了防止机组壳体内部的隔热以及吸音材料逐步侵蚀，使对玻璃纤维表面的速度冲击做到最小，风量控制特性是线性的，不仅可用作末端，还可用作空气系统的控制阀门，同样具有理想的特性。

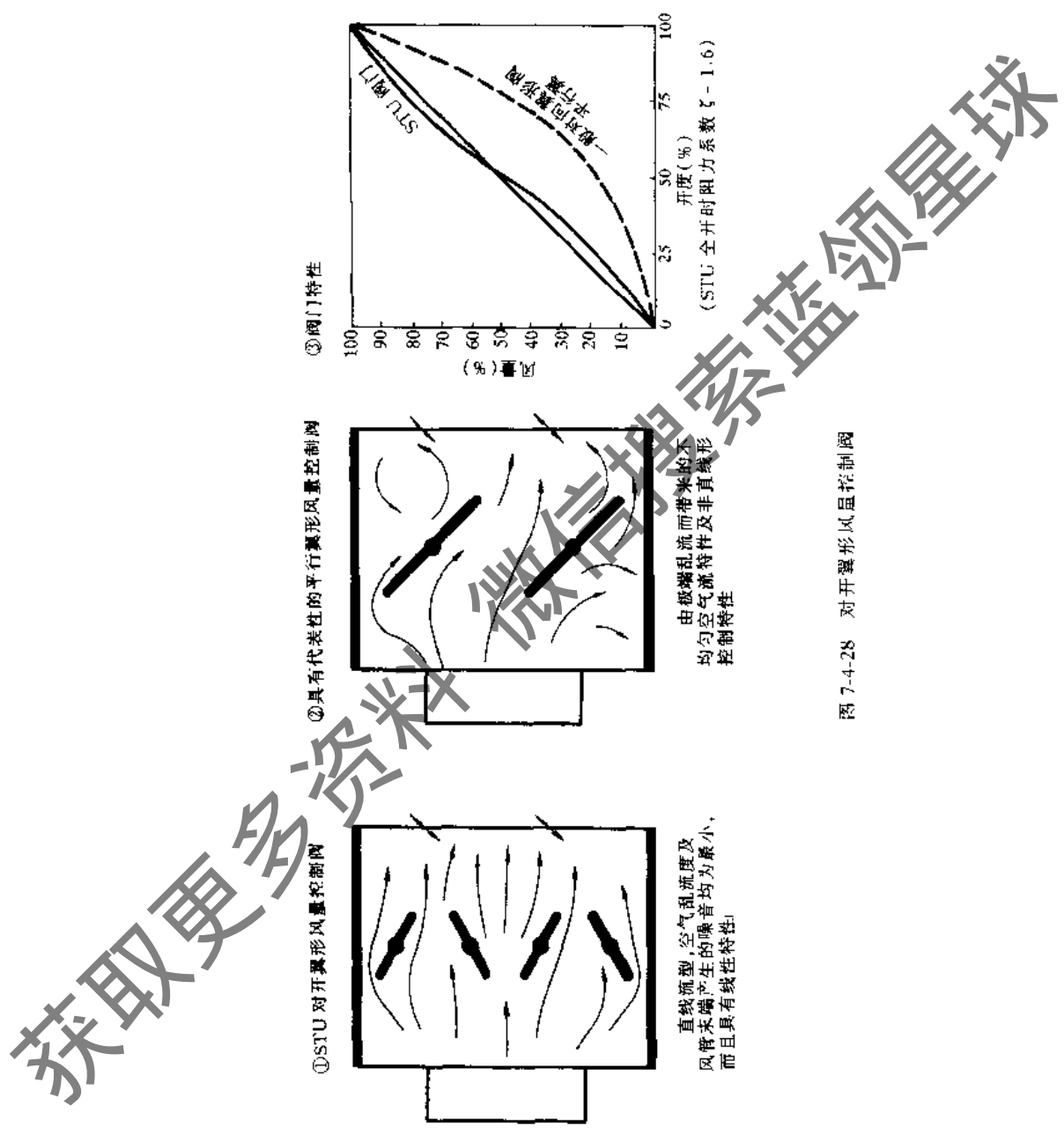


图 7-4-28 对开翼形风量控制阀

4. VAV 系统各种方式的比较 (见表 7-4-3)

表 7-4-3 VAV 系统的各种方式的比较

方式名称	控制部位 (构造)	优点	缺点
出口风门方式	风机出风部位 (装风管风门)	1. 简单 2. 便宜	1. 动力减少率低 2. 初期压损大
蜗型风门方式	箱体的蜗型部 (用调节器改变部分的形式)	1. 全开时无初期压损 2. 风量减小时的动力减少明显 3. 风量减小时的噪音降低明显 4. 比较便宜 5. 低风量时也不会引起喘振	空调箱的尺寸略需加大
进风风门方式	风机的进风部位	构造比较小型	构造复杂, 有初压损、噪音级增大
控制静压的变频方式	电机部 (通过静压变化控制变频器)	1. 风量减小时, 动力的节减最大 2. 过滤器、盘管、挡水网等阻力管减小的话, 即使风量一定, 亦可节减动力	1. 难以选择静压检测的位置 2. 价格贵 3. 需要进行仪表装置施工
控制 VAV 状态信号的变频方式 (新方式)	电机部 (利用 VAV 状态信号来控制变频器)	1. 风量减小时, 动力的降低量也大 2. 使 VAV 系统总是在最小动力状态稳定地运转 3. 比较便宜 4. 几乎不需要仪表设置等施工	

5. STU-E 型 VAV 控制方式

控制形式如图 7-4-29 所示。

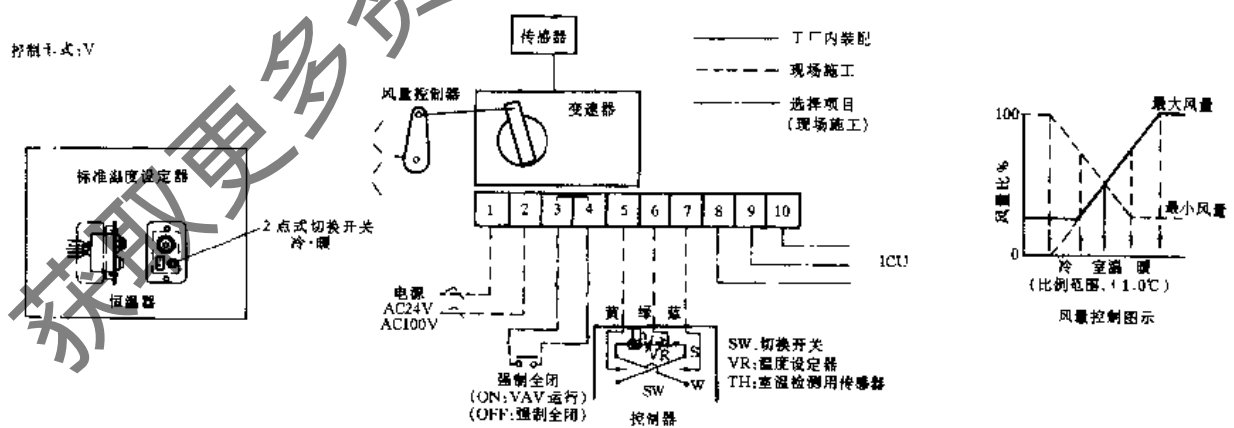


图 7-4-29 STU-E 型 VAV 控制

① 供冷工况时室温的上升会引起送风风量的增加, 当室温的变化幅度超出设定范围时, 机组则以最大风量状态运行, 当室温下降时, 送风量减小。当室温值在设定范围内变化时, 则机组以最小风量状态运行。

在热工况时运行情况同供冷工况时相反。

②在使用标准温度设定器的场合，供冷、供暖运行状态的切换由开关执行。

③温度变化比例范围为 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 。

④当电源处于断路状态时风阀即刻停止在某一位置上。

⑤在接线端子排上设立了强制全闭接线端子作为标准设置，在电气配线施工时，请将端子③和④的连接线取下，将全闭开关连接上。

⑥标准电源：交流 AC24V、AC100V、频率 50/60Hz。

6. STU-E 型的全闭式 VAV 控制形式

控制形式如图 7-4-30 所示。

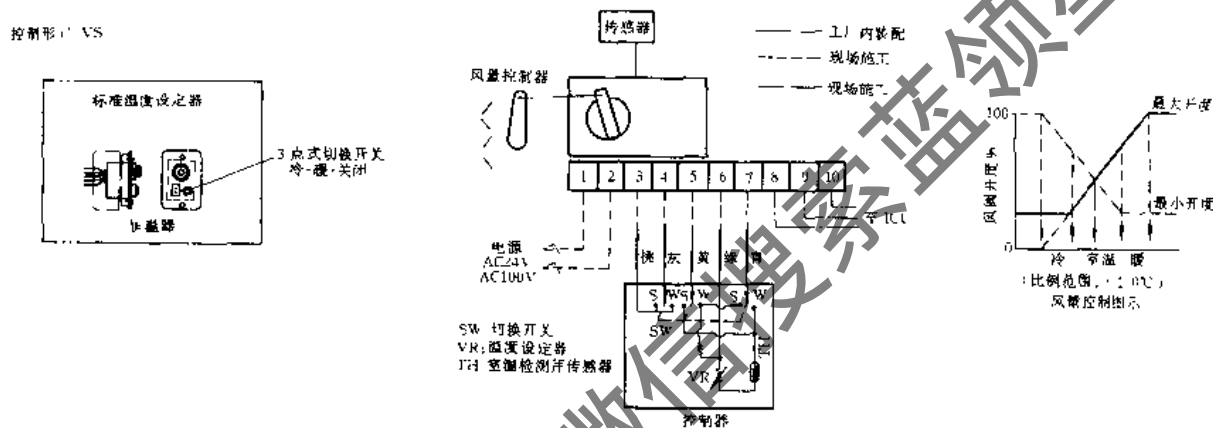


图 7-4-30 STU-E 型全闭式 VAV 控制

①供冷工况时室温的上升引起送风风量的增加，当室温的变化幅度超出设定范围时，机组则以最大风量状态运行，当室温下降时，送风量减小。当室温值在设定范围内变化时，则机组以最小风量状态运行。

在热工况时运行情况同供冷工况时相反。

②当手动控制器上的开关处于“CLOSE/（关闭）”位置时，风阀全关闭，机组停止运行，不再感应任何室温变化。

③温度变化比例范围为 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 。

④当电源处于断路状态，风阀即刻停止在某一位置上。

⑤标准电源：交流 AC24V、AC100V、频率 50/60Hz。

7. STU-E-VS 型（强制全封闭运转型）控制形式

控制形式如图 7-4-31 所示。

①根据手动式控制器发出的指令进行全闭、运行状态的切换。

②经过中央监控器上设置的开关，传送至 STU 使其全闭或运转。

③在非使用区域内的 STU 忘记关闭时，中央监控器也能统一发出停运指令，这样便避免了能源的浪费。

8. 双风管 STUDD-E 型（混合型机组全开控制）控制形式

控制形式见图 7-4-32。

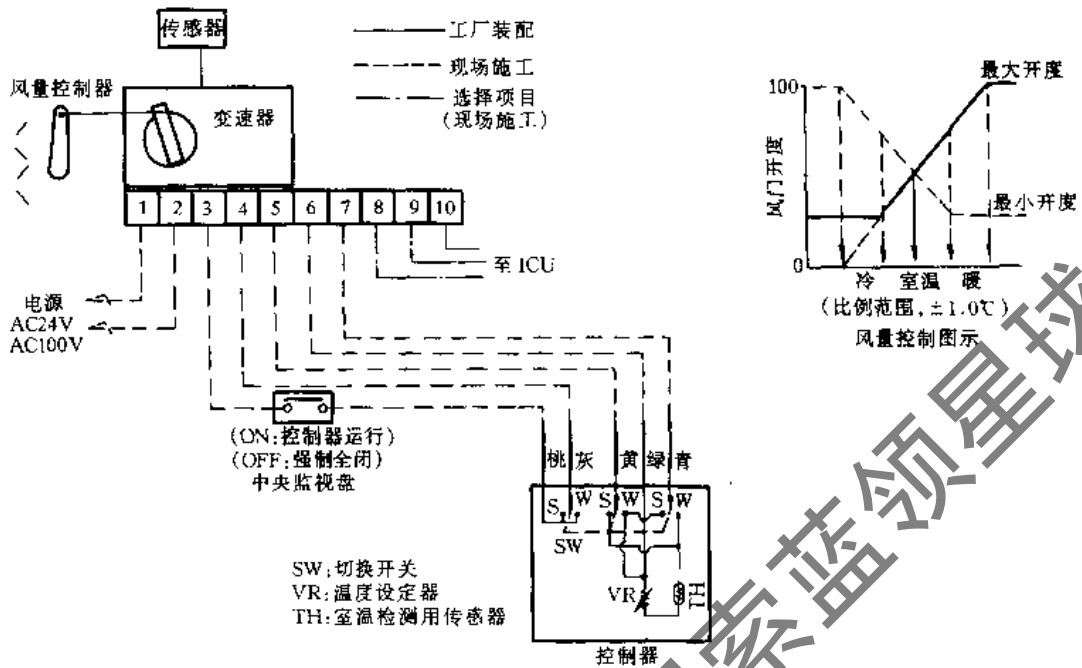


图 7-4-31 STU-E VS 控制

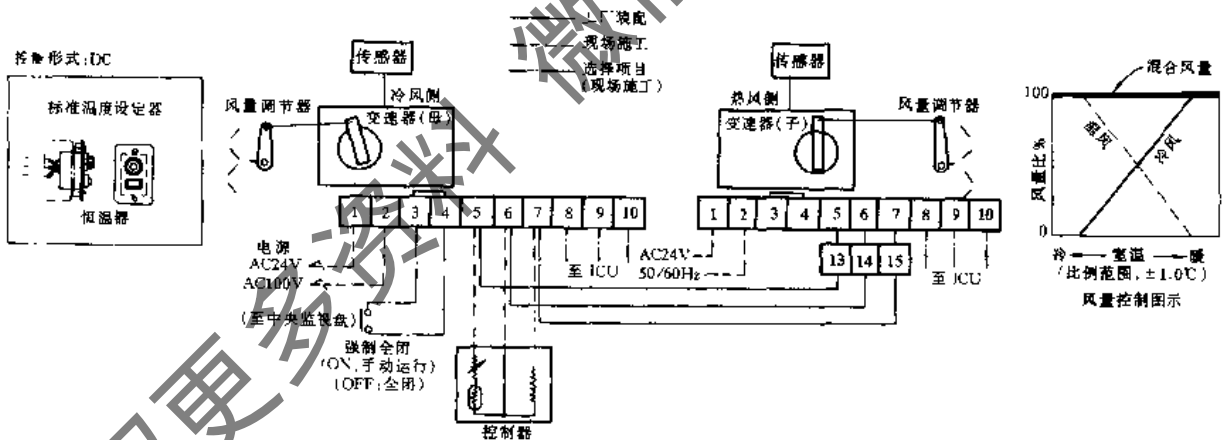


图 7-4-32 STUDD-E 型控制（全开）

- ① 对应双风道定风量系统，作为混合型机组的控制形式。
- ② 当室温自设定值开始上升时，冷风量增加，热风量减少。
- ③ 室温上升到最高值时，冷风量增至最大值，热风量则全部关闭（漏风量约 3%）。
- ④ 室温下降时，热风量增加，冷风量减少。
- ⑤ 这期间，混合风量维持在一定的恒定值上。
- ⑥ 当电源切断时，则风阀停止运行。
- ⑦ 在接线端子排上设立了强制全闭接线端子作为标准设置，在电气配线施工时，请将端子③和④的连线取下，再将全闭开关装上。

② 标准电源：交流 AC24V、AC100V、频率 50/60Hz。

9. 双风管 STUDD-E 型（双风管混合机组半开）控制形式
控制形式见图 7-4-33。

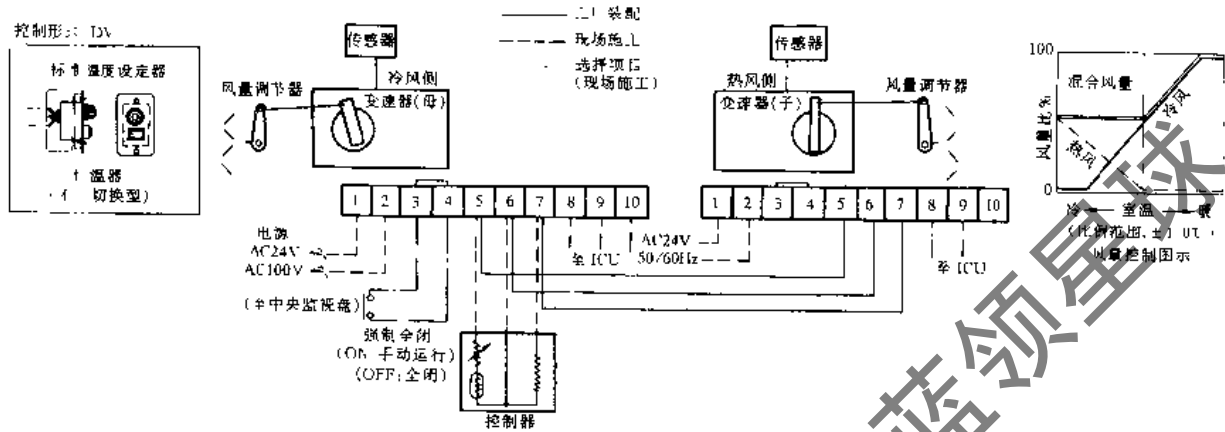


图 7-4-33 STUDD-E 型（半开）控制形式

① 供冷工况时室温的上升引起送风风量的增加，当室温的变化幅度超出设定范围时，则机组以最大风量状态运行。当室温下降时，送风量减少。当室温值在设定范围内变化时，机组则以最小风量状态运行。

供热工况时运行情况同供冷工况时的相反。

② 伴随着室温上升，冷风也在增加，若是温度再上升，则机组即以最大冷风量状态运行。

③ 室温下降，冷风量比例控制在 50% 以内，并同热风混合。混合风量约维持在 50% 的比例上。当室温重新下降时，热风量达到最大值，而冷风量则全部关闭、停止供应。

④ 当电源切断时，则风阀停止运行。

⑤ 在接线端子排上设立了强制全闭接线端子作为标准设置，在电气配线施工时，请将端子③和①的连接线取下，再将全闭开关连接上去。

⑥ 标准电源：交流 AC24V、AC100V、频率 50/60Hz。

10. 双风管 STUDD-E（双风管非混合型机组、全闭控制）控制形式

控制形式见图 7-4-34。

① 作为非冷热风混合型的双风管系统用混合机组的控制形式。

② 伴随着室温上升，冷风也在增加，若是温度再上升，则机组即以最大冷风量状态运行。

③ 室温下降，冷风量减少，当室温值靠近设定值时，冷风量停止输送，冷风风阀关闭。当室温自设定值始继续下降时，热风侧的阀门打开，热风量增加。在此基础上，当室温再下降时，热风量将达到最大值。

④ 当电源切断时，则风阀停止运行。

⑤ 在接线端子排上设立了强制全闭接线端子作为标准设置，在电气配线施工时，请将端子③和①的连接线取下，再将全闭开关连接上去。

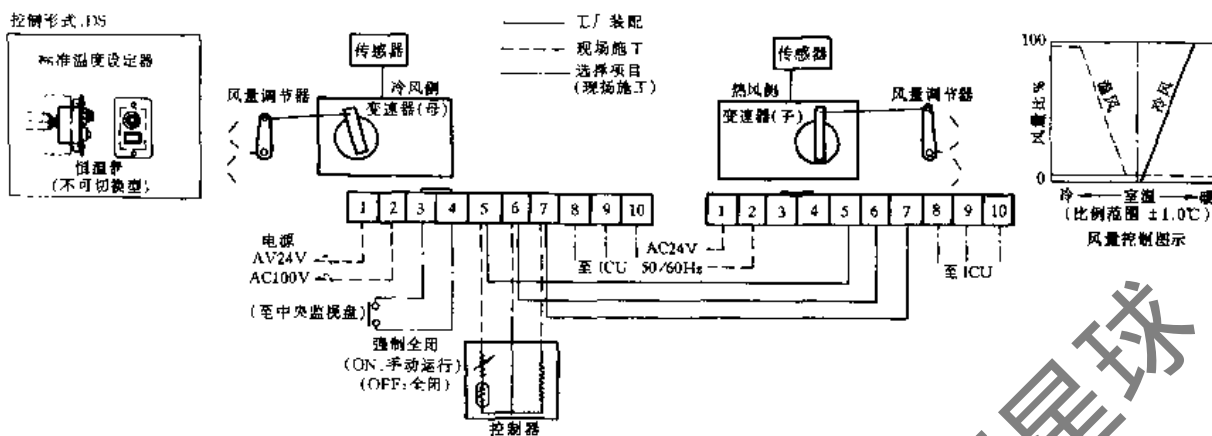


图 7-4-34 双风管非混合全闭控制形式

⑥标准电源：交流 AC24V、AC100V、频率 50/60Hz。

11. STU 末端装置联动场合下的电气接线

电气接线见图 7-4-35 至图 7-4-38。

控制形式：E-CS

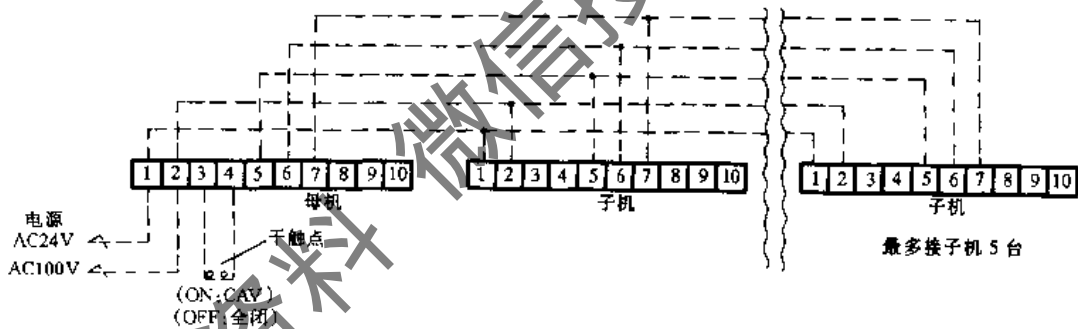


图 7-4-35 电气接线（一）

控制形式：E-V

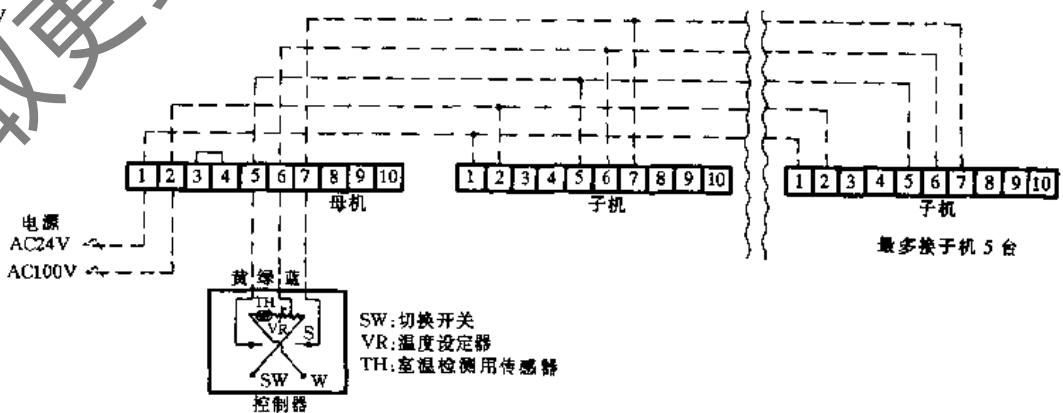


图 7-4-36 电气接线（二）

控制方式: E-V

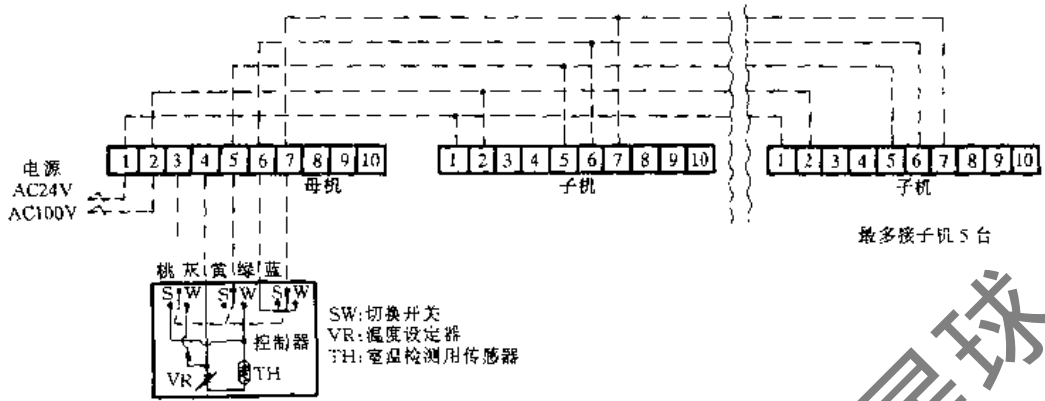


图 7-4-37 电气接线 (三)

控制方式: E-DV
DC
DS

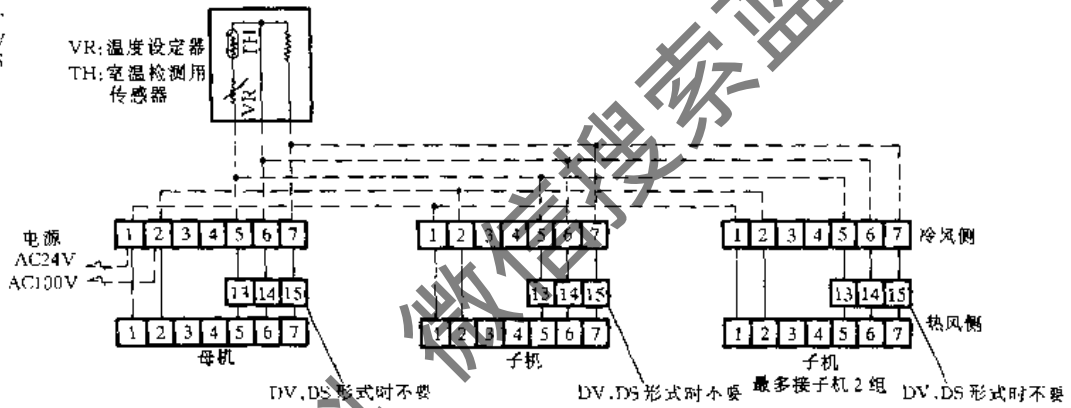


图 7-4-38 电气接线 (四)

五、变风量 STU 末端装置的应用实例

1. 空调机控制

控制电路如图 7-4-39 所示。VAV 系统空调机的新风、排风、回风风量的平衡控制比较复杂。由于采用了具有线性特性的阀门和 SYSPAK 型空调机, 所以实现了平衡控制的实用化。

2. 无线控制方式

随着日益增加的办公大楼向着智能化方向的发展, 楼宇空调方式进而采用了分区域布置这一新形式。在空调区域, 柱子和墙壁都没有了, 如果采用有线开关的空调末端及照明的控制线路, 在安排上就显得有困难。根据这样的情况, 可以采取以

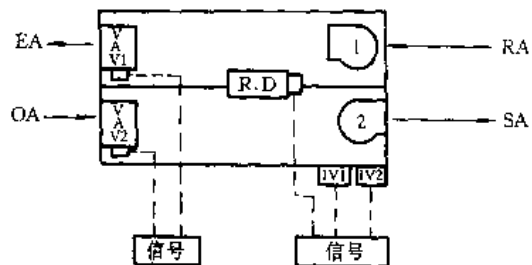


图 7-4-39 空调机控制

下两种无线控制方式，从而实现对设置在任意区域上的空调末端设备、照明设备等的控制。

3. 分区域设置方式

STU 等空调末端机组，可以设置在办公楼宇各个空调区域的吊顶内。这类机器在单独控制或者区域群控时，都能很方便地设置成无线控制方式，即变成装有信号接收器（本书又叫受信器）的 STU 控制方式。这一送/受信信号装置控制着每个区域的温度信息和运转状态，自中央监视器将设定的中心温度值传送至各个 STU。信号发送器（本书又叫送信器）也能反复控制 STU 的运转状态转换。见图 7-4-40。

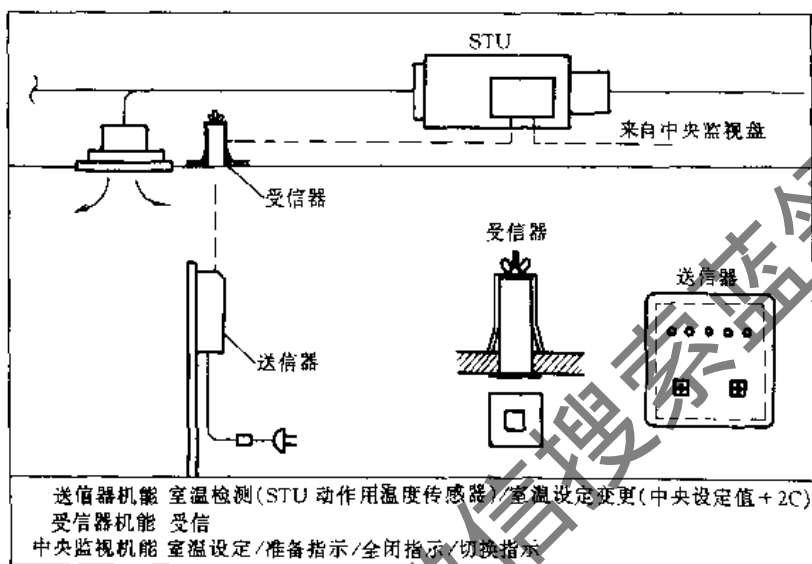


图 7-4-40 分区域设置方式

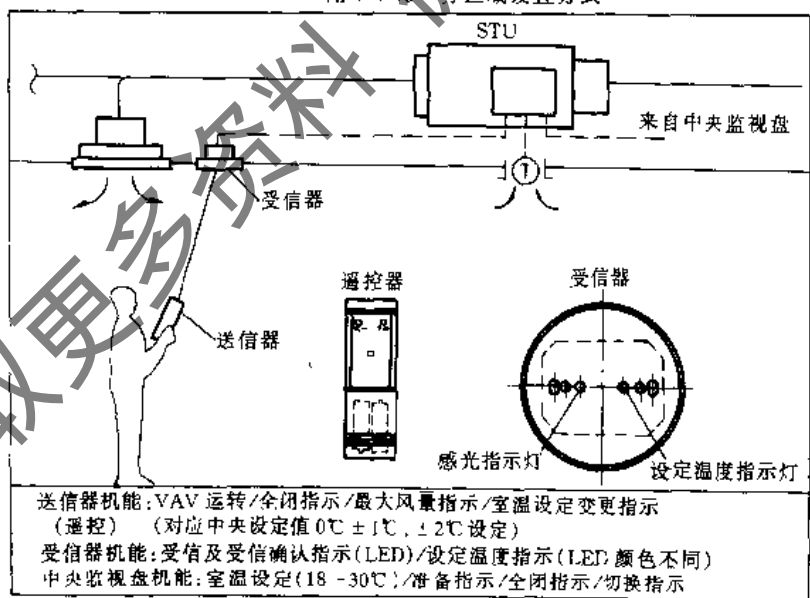


图 7-4-41 遥控方式

4. 遥控控制方式

分区域设置型的信号发送器除了具有检测并显示的功能以外，还能改变 STU 的 VAV 运转状态以及室温的设置。信号发送器向吊顶内的信号接收器发出信号，就能很方便地控制各个区域的 STU 机组。在这种场合，应将 STU 风量控制用的室温传感器安装在吸入口或区

域中合适的位置，即使从中央监视器传来的中心温度被设定后，通过携带有运转指示功能的信号发送器仍可进行再控制（后者优先），见图 7-4-41。

第五节 制冷空调微型计算机控制

一、微型计算机控制概述

1. 数据采集和数据处理

微型计算机（简称微机，本书中在不同场合又叫作微处理器、微电脑、主控制器等，特此说明，在数据采集和处理时，主要是对大量的生产过程参数进行巡回检测、数据记录、数据计算、数据统计和整理、数据超限报警以及对大量数据进行积累和分析。采用这种方式时微机不直接参与控制，而仅是作为生产指导。

2. 直接数据控制（DDC）

所谓直接数字控制是以微机为基础、不借助模拟仪表而将系统中的传感器或变送器的输出，输入到微机中，经微机计算后直接驱动执行器，简称 DDC。这种计算机称为直接数字控制器。它安装在被控设备的附近。各种被控变量（温度、湿度、压力等）通过传感器或变送器按一定时间间隔取样的方式读入 DDC 控制器。读入的数值与 DDC 控制器记忆的设定值进行比较，当出现偏差时，按照预先设置的控制规律，计算出为消除偏差执行器需要改变的量，来直接调整执行器的动作。DDC 控制器中的 CPU 运行速度很快，它能在很短的时间间隔内完成一个回路的控制。因此它可以分时控制多个回路，故一个 DDC 控制器可以代替多个模拟控制仪表。DDC 控制器型号规格不同，其输入输出总点数不同，可完成不同规模的建筑电气设备的控制。DDC 控制器具有体积小、连线少、功能齐全、安全可靠以及性能价格比优异等特点。

DDC 控制器作为独立现场控制器，可应用在某些建筑电气设备上，以完成现场控制。

(1) 原理

DDC 的意思是直接数字控制。DDC 采用微机控制技术，将空调系统中的各种信号（如温度、湿度、压力、状态等），通过 A/D 转换装置输入微机，按照预先编制的程序进行运算处理，而后将处理后的信号通过 D/A 转换装置输出再去控制执行器，如图 7-5-1 所示。

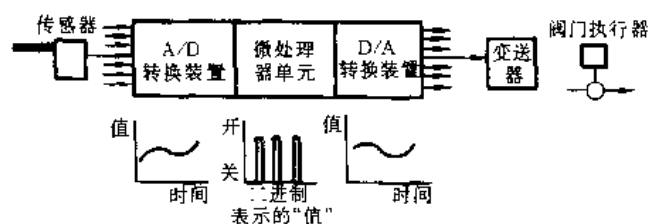


图 7-5-1 DDC 控制原理

信号的输出、输入又按能否直接被微机或执行器接受分为数字量输入、输出（DI/DO）和模拟量输入、输出（AI/AO）。模拟量信号所对应的是--一定量的电压或电流值，这与传感器输出信号的特性有关。一般情况下，空调自控系统中常见模拟量的输入点有温度、湿度、压力、流量、压差等。模拟量的输出点有要进行 P、PI 或 PID 控制的电动水阀和风阀。数字量的输入点有电机状态、水泵及风机状态、过滤器状态报警、压差开关、水位开关以及防

冻保护等。数字量的输出点有电磁阀的控制、二位电动水阀的控制、水泵及风机等设备的启停控制。

(2) 基本组成 (见图 7-5-2)

①时钟：微机的时钟信号可内置或外设。时钟信号用来对输入数据的读入、各种逻辑运算及各种输出数据的时间进行控制

②程序存储器：它是 DDC 控制器中的比较重要的基本单元，用来存储各种应用程序。用户为控制各种空调系统所编制的控制及节能程序均存于其中。

③工作存储器：用来进行读—写、随机存取和临时储存数据。

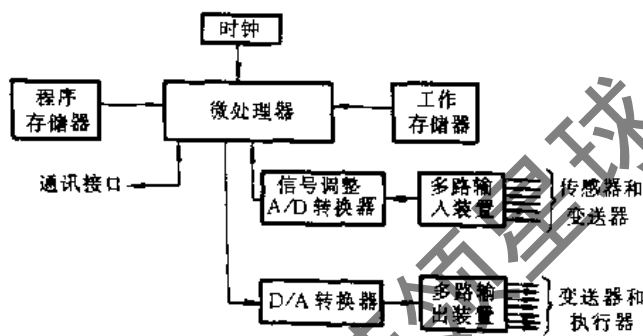


图 7-5-2 DDC 基本组成

④多路输入控制器：它可在一定时间内将一种输入信号送入 A/D 转换器中，将 AI 转换成数字量，输入微机中进行运算。

(3) 分类

①区域控制器一般用于 HVAC 系统中的末端装置的控制，如 VAV 末端装置、风机盘管、热泵、分体式空调机组等。这种控制器具有较少的输出、输入点。控制器中具有标准的控制程序。

②系统级控制器较区域及控制器更灵活，容量（包括存储量、输入及输出容量）更大。此控制器一般用于空调机组、冷冻机房、锅炉房及大区域的舒适度控制。在此控制器中有控制不同对象的程序软件、业主操作软件及业主根据自身要求而编写的各种软件。此类控制器的输出、输入接口数各厂家都不相同。目前较先进的方式是根据用户的需要进行排点，这就要求此类 DDC 必须是模块式结构，在这种结构中不仅有 I/O 模块供选择，还有各种控制模块也可供选择，这对于用户来说是非常方便和节省投资的。设计中值得注意的是，在选择这两种控制器时，其通信部分应该相同。

(4) 系统

DDC 控制系统可分为 BUS 总线结构及环流网络结构。

①BUS 总线结构：在这种结构中 DDC 控制器和中央主机均挂于总线上。所有 DDC 均处于同一等级，无主次之分，这是目前常见的系统形式。其构成如图 7-5-3 所示。

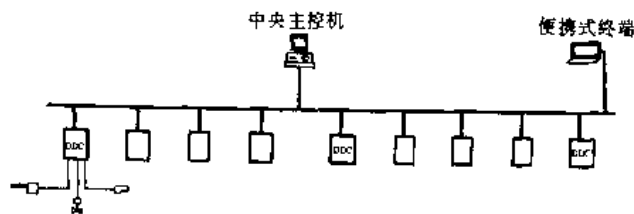


图 7-5-3 BUS 总线结构

②环流网络结构：在这种结构中采用两根总线形成环流，如图 7-5-4 所示。

5) 软件

每个环流网络中可挂近百个 DDC。采用这种系统的厂家为 TRAND (特灵)。

应用软件用来对各项专业设备进行控制。应用软件一般可分为直接数字控制软件、能量

管理软件、照明控制软件、报警处理及监视软件、楼宇管理功能软件。

① 直接数字控制软件包括提供 P、PI 或 PID 控制以及自适应等功能。

② 能量管理软件。此软件在 DDC 控制中是非常重要的，其编制的好坏直接影响 DDC 控制系统的应用效果。它通常包括下列内容。

- a. 最佳启停控制。
- b. 夜间净化控制。
- c. 零能区设置。
- d. 电负荷分配控制。
- e. 夜间循环控制。
- f. 焓值控制。
- g. 负荷重设。
- h. 假日程序控制。

一个分布式计算机控制系统，需要许多台计算机连在一起相互交换信息，这就要考虑它们之间的连接关系，这称之为网络的拓扑结构。图 7-5-5 为以双绞线为传输介质时的几种用于分布式控制系统中的局部网络结构。图 7-5-5 (1) 是星形网，中央控制机直接向各个现场控制机发来测量与控制信息。各现场控制机之间不能直接交换信息，通信完全由中央控制机控制管理时称“主从式”通信方式。有些星形网也可以通过由中央控制机转发信息来实现两个现场控制机之间的通信，这又称为“点对点”通信 (Peer to peer)。星形网线路铺设量大，中央控制机的接口设备较多，但可靠性高，一段线路故障仅影响一台现场控制机的通信。当采用“主从式”通信时，网络管理简单、效率高。但要实现“点对点”通信时，完全依靠中央控制机转发就会导致效率低，可靠性将完全取决于中央控制机。国外一些大规模城市集中供热系统的计算

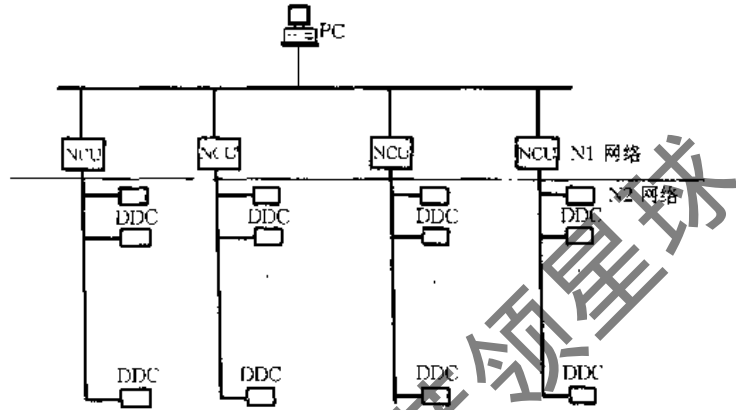


图 7-5-4 环流网络结构

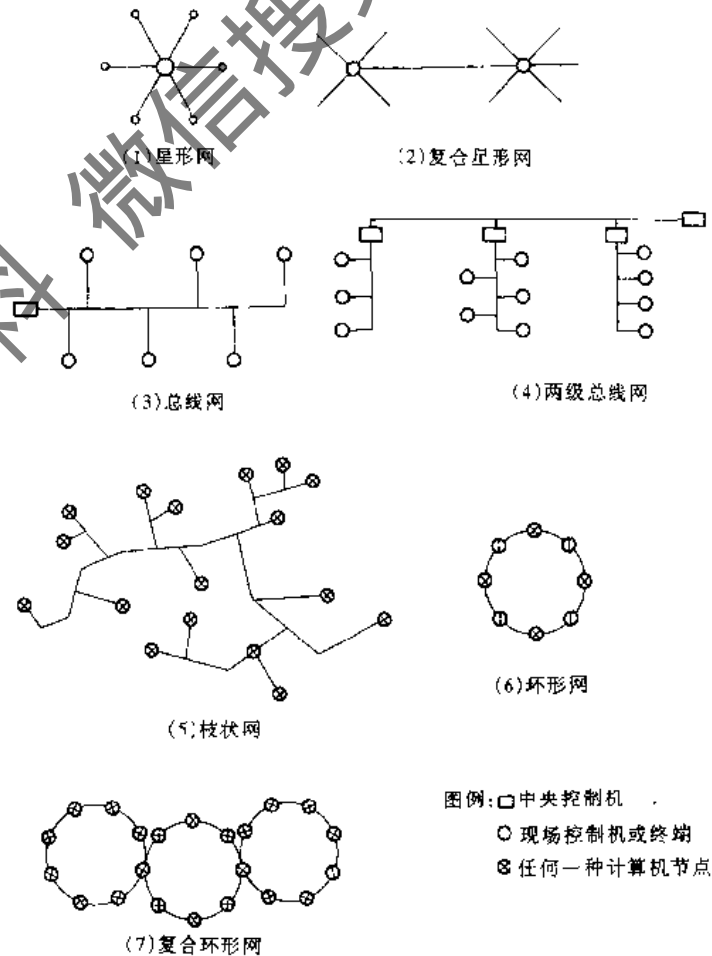


图 7-5-5 通讯网的拓扑形式

机控制系统，包括从芬兰引进用于我国牡丹江市热网的计算机控制系统采用的调制解调器方式通信，就是用这种星形拓扑结构。

图 7-5-5 (2) 是在星形网基础上进一步的发展，它由若干个星形网连接而成。一个星形网内主机与从机间可直接通信，各从机之间通信需要由主机转发。两个星形网之间的从机则要通过两个主机两次转发。当各组现场机内部需要频繁通信、而各组之间并不需要太多地交换信息时，可采用这种方式。

图 7-5-5 (3) 是采用一对或两对双绞线作为总线、各计算机通信节点都并联或串联在总线上的方式。由中央控制机控制通信总线，与各节点进行“主从式”通信。这是规模较小的楼宇自动化系统中使用较多的一种方式。在一种适当的通信协议支持下，处理好各节点间信息相互“碰撞”问题后，也可以实现“点对点”的通信。“主从式”的典型通信实例是以一台做数据处理及人机界面的个人计算机作为中央控制机和各节点为控制空调机组的现场控制机构成的总线网。中央控制机可以定时或不定时地发出命令索取各台空调机组的运行参数，并可根据要求发出一些运行操作命令。要求“点对点”通信的实例为一台现场控制机控制若干台排风扇，当开启这些排风扇时，需直接通知另一台控制空调机组的现场控制机关闭相应的排风机，以避免空调区域内太大的负压。

图 7-5-5 (4) 由若干个总线连接的局部网再进一步连接在高一层次的总线网上，每个局部总线网实行“主从式”通信，而连接各中央控制机的高一层通信网实行“点对点”通信。规模较大的楼宇，其自动化系统较多地使用这一个方式。按照控制管理功能，可划分为消防、保安、电力管理、照明、水、空调等若干个子系统，每个子系统为一个功能组。大型建筑也可将每一个建筑区域的空调划为一个局部总线，整个供暖、空调、制冷及水系统由若干个这样的局部总线联成两级总线网，再向上在更高一级的总线上与其它功能通信网连接，Honeywell 和 Teletrol 的楼宇自动化系统即采用了类似于这种形式的通信。

图 7-5-5 (5)、(6)、(7) 的拓扑形式与前面几种有显著不同。在通信网中各通信节点处于同等地位，完全支持“点对点”通信。图 7-5-5 (5) 中的枝状网可根据各个通信节点的物理位置灵活连接，一个通信节点可以是任何类型的计算机或现场控制机。清华人环公司在许多大型集中供热系统和楼宇自动化系统中用的通信系统就是此类通信网。图 7-5-5 (6) 的环形网向一个方向发送信息，每个节点收到信息标志后如发现是发向自己的，即截取此信息；若不是，则将此信息放行，由下一个节点处理。

此种结构可较方便地实现“点对点”通信。图 7-5-5 中 (7) 为此种方式的扩展，一个通信节点又可以作为与另一个环的连接点，从而实现各环之间的通信。Trance 楼宇自动化系统即采用这样的通信方式。

3. 集散系统 (TDS)

由于建筑设备日趋复杂和多样化以及建筑物面积的扩大而带来能耗的增加，因此对建筑物的管理、控制提出了更高的要求。例如，高可靠性、安全性以及能量综合管理等。为了适应这些要求，1975 年美国霍尼韦尔公司首先推出了以微机为基础的 RDS-2000 集散型控制系统，开创了自动控制的新时代，我国国家标准 JGJ/T 16-92 规定 BAS 必须采用集散型系统。

集散型系统的缩写为 TDS，与过去传统的计算机控制方式相比，它的控制功能尽可能分散，管理功能相对集中，提高了控制系统的可靠性，结构也更加灵活，布局也更加合理，

组态方便，因而系统成本也有所降低。可以说，集散型系统是最理想的控制系统，因而我国国家标准对BAS采用TDS作了硬性规定。

集散型系统基本结构如图7-5-6所示，即由中央站、分站、现场传感器与执行器三个基本层次组成，中央站和分站之间、各分站之间通过数据通信通道直接连接起来。

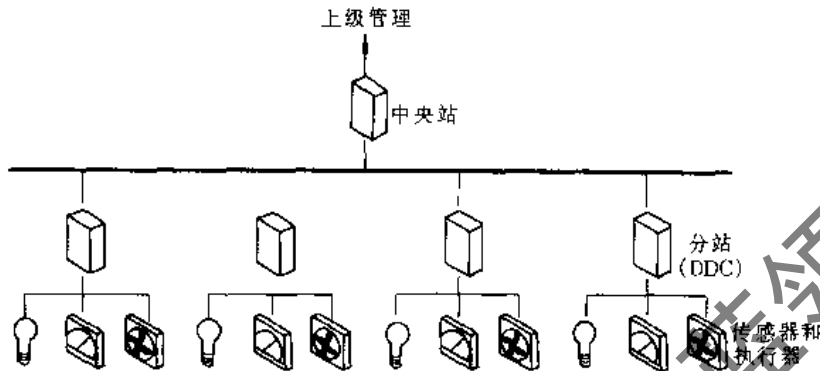


图 7-5-6 集散型基本结构

分站就是以微处理器为核心的 DDC 控制器，它分散于整个建筑物各个局部设备附近。分站上现场的传感器、执行器连接（通过分站上的 DI、AI、DO、AO 端子），完成现场控制和对多种参数进行检测。中央站实现监控管理功能，除集中监视、集中启停控制外，还提供报表和紧急应变处理为主。

采用集散型系统可以实现监控管理功能集中于中央站，而实时性强的控制和调节功能由分站完成。当中央站停止工作时，不会影响分站功能和设备运转，对于局部网络通信控制也不应因此而中断。因此，这种系统可靠性高。

二、单片机控制器

图 7-5-7 为一房间空调器的微机控制电路。

图 7-5-7 的电路中，单片计算机控制器由三部分组成：

单片机本身：它是计算机控制器的核心，具有多路开关量和模拟量输入、输出通道与外电路相连，以实现测量控制管理的目的，它内部有数据和程序存储器，可以通过软件实现各种分析计算功能。

传感器与执行器：传感器感测出需要监测控制的各种物理量，并将这些物理量变为电信号送到计算机，它相当于计算机控制系统的眼睛。执行器指可由计算机直接控制的各种开关和阀。计算机通过开关和调整这些执行器来具体实现控制功能。执行器相当于计算机控制系统的手和脚。

用户接口：即键盘及显示器等与使用者进行信息交流的装置。它使人—机对话成为可能，是管理和维护计算机系统必不可少的部分，相当于计算机控制系统的嘴和耳朵。

1. 分布式计算机控制系统

图 7-5-8 是一个建筑物内用分布式计算机系统控制管理各台空调机组及冷冻站的实例。

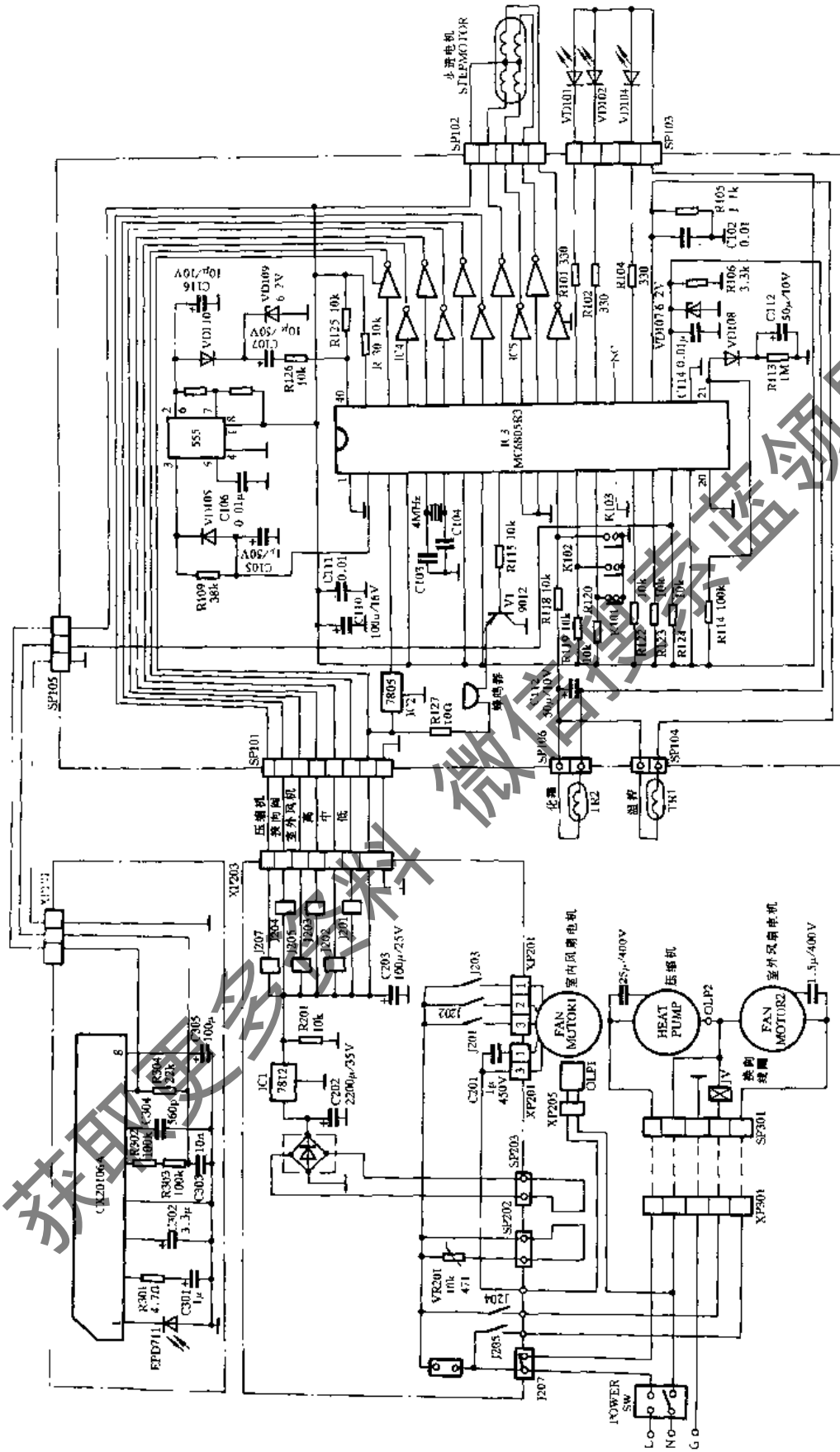


图 7-5-7 微机控制电路

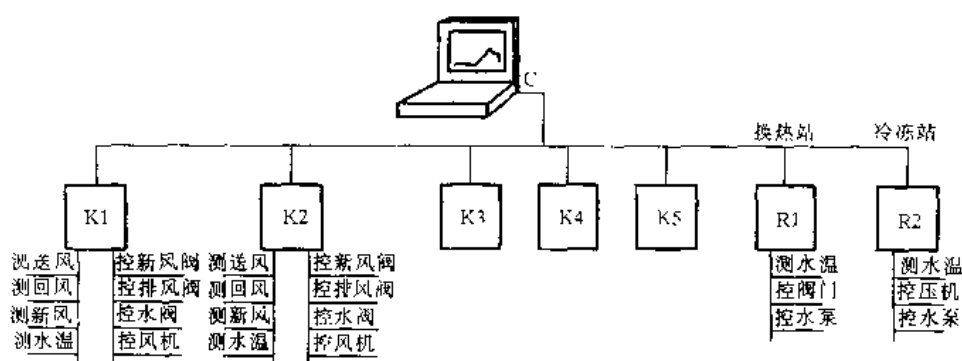


图 7-5-8 分布式计算机控制系统

图 7-5-8 中 K1~K5 是 5 台空调机的控制器，它们可与被控制的空调机组一起安装在各个楼层，R1、R2 分别控制热交换站和冷冻站，它们可安装在地下层的热交换站及冷冻站内；C 为中央控制机，安装在中央控制室。由一对双绞线可以将这 8 台控制设备连在一起，构成数据通信网，实现这 8 台计算机间的信息传递。控制每台空调机的控制器可测量与该台空调有关的送回风、新风和房间空气的温湿度，还可测量各风阀、水阀的开度，通过分析计算，发出命令控制调整各个阀门。所有这些温湿度及开度的测量信息及控制命令又定时通过通信网传递到中央控制机 C。中央控制机 C 可将接受到的各空调机、换热站和冷冻站送来的运行参数在屏幕上显示，打印报表，或存储在硬盘存储器中供以后任何时间查询。中央控制机还可以根据要求，通过通信网向所连接的控制器发出命令，修改控制器内温湿度设定参数，或通过相应的控制器启停风机和调整阀门。这种分布式系统将许多台计算机联合起来，共同承担监测与控制管理的工作，所连接的每一台计算机既可以独立进行监测和控制工作，还可以与其它计算机协调交换信息，共同完成某控制任务。这样它的灵活性、可靠性要远高于单台控制器。由于所有的运行参数都可以在中央控制机上显示和控制，因此使用人员只需要操作中央控制机，在正常情况下不再需要直接操作通信网上的其它控制器，这样极大地方便了系统管理。

分布式系统的关键就是数字通信网，它与常规仪表系统中的遥测遥调系统完全不同。遥测遥调系统的信号传输线路中传递的是电流或电压量，电流或电压的高低代表所传输的物理量的大小。每对导线或每个信道只能传输一个物理参数（有时通过开关转换去实现多个物理参数的专送），被传递的物理参数（如某个温度）的任何变化都将毫无延迟地传递到另一方。在计算机数字通信中，传输线路中传递的是以高低电平形式出现的 0、1 数字，由这些 0、1 二进制数构成所传递的信息。这样一对导线可以传递任意多个物理参数，但每个参数是按一定的时间间隔一次次发出的。参数个数愈多，每个参数每次传递的时间间隔就愈长。因此物理参数的变化毫无延迟地传递到另一方，而只能按照间隔将各采样时刻的物理参数值送出。常规仪表传输线路上的电流、电压信号由于线路的干扰和衰减，使接收到的数据有所变化，而数据通信网的 0、1 信号不会由于线路衰减而变化，即使由于线路干扰造成误码，也能经过纠错算法得以纠正或剔除，因此是无任何误差的信息传递。

2. 新型智能控制系统

数字通信技术的不断完善、计算机设备硬件成本的不断降低，导致新一代控制系统——智能传感器、智能执行器的出现。智能传感器是将单片计算机与传感器、变送器连在一起，

直接通过数字通信方式发送所测出的物理参数。智能执行器则是将计算机与执行器的机械装置、驱动控制及保护装置连在一起，可使其直接接受以数字通信方式发来的命令，同时还可将执行结果及故障状况以数字通信方式发出。这样的智能传感器、执行器可以实现低成本大批量生产。采用这种智能装置，可直接通过通信网与控制器连接。控制器不再需要任何输入、输出接口，只需要与各智能传感器、执行器通信，与其它控制器通信，并进行计算分析，以发送控制命令。图 7-5-9 为这种新型控制系统示例。与一般的控制器相比，它的可靠性更高，系统组态更为灵活，控制器内的软件容易编制和修改，系统安装调试也简单。这种系统的发展是以通信技术的不断完善和硬件成本的不断降低为前提的。随着计算机技术的不断发展，这种新型系统的成本将逐渐低于目前的控制器与传感器、执行器，而可靠性、灵活性则远超过当前的计算机系统。

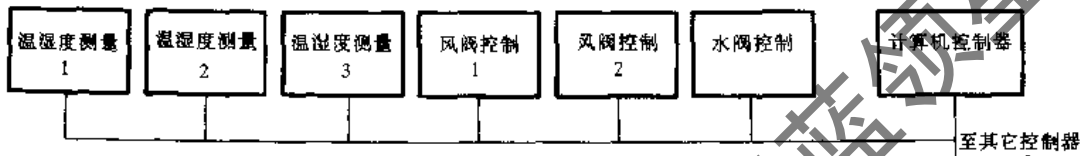


图 7-5-9 新型控制系统

3. 现场控制机

现场控制机是分布式计算机监测控制系统的基本单元。它直接连接各种传感器、变送器，对各种物理量进行测量；直接连接各类执行器，实现对被控系统的调节与控制。同时，还与计算机通信网相连接，与中央管理计算机及其它现场控制机进行信息交换，实现整个系统的自动化监测控制和管理。不同的系统形式和产品系列对现场控制机有不同的名称，例如：UC（单元控制器）、DCU（数字控制单元）、RTU（远程终端）等。目前，可编程控制器（PLC）经过多年的发展、完善，各种功能及使用形式也接近上述各类现场控制机，无本质区别。

图 7-5-10 为一般的现场控制机原理性结构框图。图的中心框 CPU 即中央控制处理单元，它根据程序存储器存储的程序，一步步执行程序所规定的工作。这些工作包括：

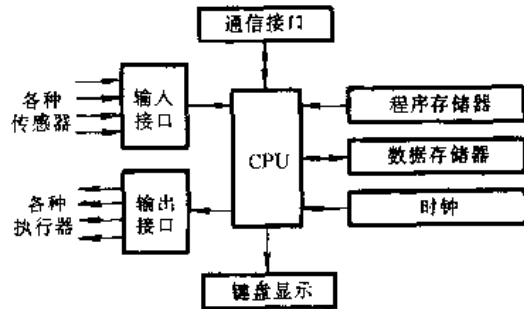


图 7-5-10 现场控制机原理框图

①各种数学运算和逻辑分析判断。运算分析的原始数据可从数据存储器中读出，运算分析的中间结果和最终结果都可以存放在数据存储器中。

②从输入接口中读出经过输入接口进行了信号转换后的各种传感器的输入信号，并将这些信号以数字的形式存放于数据存储器中。传感器可以有模拟量、开关量等多种方式的输出信号，输入接口将这些信号都转换为数字信号，随时供 CPU 读出。

③根据控制要求和存于数字存储器中的分析计算结果，将对执行器的操作命令送到输出接口，输出接口根据所连接的执行器的种类将这些输出命令转换为相应的信号形式，使执行

器产生相应的动作

①) 读取键盘状态，得到使用者键操作状态，对它进行分析处理。根据程序要求或使用者的键命令将相应的数据送到显示单元。

②) 从通信接口读入数据并将其存储于数据存储器中。根据程序要求，将数据存储器中的有关数据送至通信接口，实现通信。

CPU 除了按照程序中所设计的步骤执行上述各类工作外，还具有“中断”功能。所谓“中断”就是当某个中断信号出现时，CPU 暂时停止按照程序顺序进行的正常操作，转为执行处理此中断信号的专门程序，待该程序执行后，再回到原来暂时停止的状态，继续执行原来的程序。所谓中断信号可产生于如下场合：

a. 时钟中断，时钟每隔一定的时间（如 1s 或 100ms）发出一个中断信号，强迫 CPU 执行一段需定时处理的程序。这样就可以实现测量和控制中的各种计时和定时控制。

b. 通信中断。当通信接口收到从通信网上传来的数据时，可发出中断信号，强迫 CPU 先处理此收数工作。这样即可保证通信的实时性。

c. 输入通道中断。将输入接口中的某个通断信号（on-off 信号）接入中断输入口或将某输入通道设置为中断入口，当此接口出现高电平（或低电平）时，即发出中断信号，使 CPU 先去处理与此有关的工作。一些事故报警处理功能即可通过这种中断方式实现。

d. 键盘中断。使用者按动键盘后，也可产生中断信号，使 CPU 立即转到键盘读入及处理程序。

这样，CPU 与如图 7-5-10 所示的输入接口、时钟、存储器、通信接口与键盘显示等部分合在一起，构成现场控制机，实现测量、控制、管理及与系统的其它部分进行数字交换等功能。

4. 数字通信网络

分布式计算机控制系统依靠通信网络将各台现场机及中央控制管理计算机连接在一起，实现它们之间的数据交换。通信网如同控制系统的中枢神经。它的通信方式、通信速度、通信效率直接关系到整个系统的工作性能。如通信出故障、中断则将使各控制机成为孤立单机，使整个分布式系统瘫痪。随着信息业的发展，数字通信技术发展迅速，人类对它的要求更高。控制管理系统也逐渐由以现场控制装置为核心向以通信网络为核心过渡，通信网络逐渐成为控制系统中最重要的一环。

数字通信顾名思义就是通过传递数字信号来实现信息交换。图 7-5-11 为最简单的数字通信示例。

计算机 A 定时测出连续变化的温度，将每次测出的温度数值转换为由一串 0 和 1 构成的二进制数。通信接口相当于开关 S。根据要传输的这个二进制数依次接通和关断开关，以分别表示 0 或 1，从而使计算机 B 接收到此通断信号，由此得到计算机 A 测出的温度数值。图 7-5-12 为常规的直接将模拟量的电压/电流信号长线连接实现遥测的原理图。同样是连续变化的温度信号，经变送器后变为随时间连续变化的电压或电流信号，长距离送至电压表后，仍为连续变化的电压或电流信号。比较二者有如下不同：

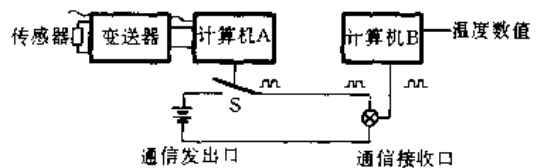


图 7-5-11 简单数字通信原理

①数字通信传输的是由“通”“断”这样的开关信号构成的数值，可以完全无误地传输。如果由于硬件故障或线路干扰，使某一位传输错误，那么此错误发生在最低位与发生在最高位的概率相同，即出现故障时将 32.5°C 传输成 32.4°C 与传输成 12.5°C 的可能性完全一样。通过校码技术，很容易发现错码，从而重新传输。而模拟信号传输信息依赖于电压或电流的变化，各种干扰必然带来传输误差，例如将 32.5°C 传输成 32.4°C 或 32.6°C ，但误差仅限于系统的最大传输误差范围内，绝不可能将 32.5°C 传输成 12.5°C 。同时，模拟信号不可能进行校验，因此只能是误差在一定范围内的“有误传输”。数字传递的误码可以通过校验发现，并通过重发校正，从而做到完全无误。“无误传输”与“有误传输”是数字通信与模拟量传输的最主要差别。

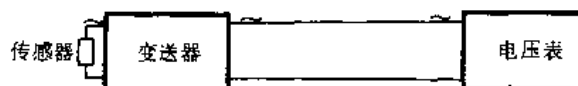


图 7-5-12 直接模拟量遥测

②数字通信一次传输一个数值，最多只能是间断地给出某个物理量的定时采样时刻下的测量数值，而模拟信号传输却是连续不断地传输某个物理量的连续变化。反之如果不考虑采样时间，数字通信的一个通道可以输送任意多个物理量或任何其它信号，而模拟量传输只能传输一个物理量。这样，数字通信的传输容量远远大于模拟量传输。

5. 中央控制机

中央控制机（即中央计算机）是控制管理系统与使用者进行交流的主要接口。中央控制机接收各现场控制机通过通信系统传来的系统运行参数，以图形、数表或打印报表的形式向使用者显示。使用者则通过中央计算机向各现场控制机发出各种调节的命令，如开启/停止风机、水泵等设备，调整风阀、水阀，修改系统设定值等。此外，作为控制管理系统的中心，中央计算机还可以具有如下功能：

- ①建立数据库，储存系统长期的运行记录，供显示和分析用；
- ②统计分析系统的运行参数，如各台设备运行时间、运行能耗等，供管理人员参考；
- ③协调各现场控制机的工作，指挥整个系统的运行调节。例如当发现各台空调机组都将其冷水阀开到最大，而送风温度或湿度仍偏高时，即送命令给冷冻站将冷冻水出水温度调低；

④分析各现场机送来的数据，判断系统中是否有些部件出现问题，例如某些传感器、执行器出故障，风机皮带松动转速降低，空气过滤器阻力过大需清洗等，及时向使用者报警。

根据系统通信网络结构的不同，可以仅设一台中央控制机实现上述各功能，也可以在系统中设置多台中央机，分摊上述各项分析、管理与控制功能。有时中央控制机可分别安装在值班室、维修人员办公室或管理人员办公室，供各部门人员随时掌握系统运行状况。可以仅设一台向下发送命令的主计算机，其它各台仅记录和显示系统状况。也可以是几台计算机分摊控制、管理和进行故障诊断的工作。

三、新风机组的监测控制

图 7-5-13 为一台典型的新风机组。空气—水换热器夏季通入冷水对新风降温除湿，冬季通入热水对空气加热。干蒸气加湿器则在冬季对新风加湿。对于这样一台新风机组，如果用计算机进行全面监测控制管理，可以实现如下功能：

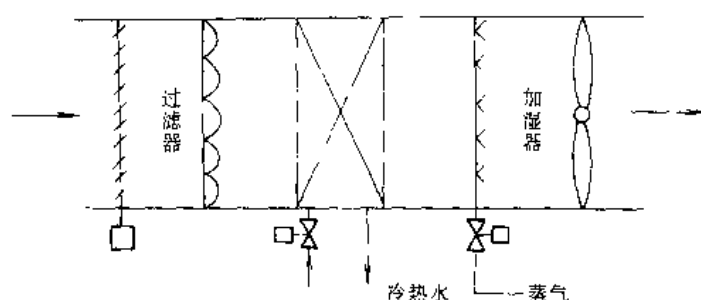


图 7-5-13 典型的新风机组

1. 监测功能

- ① 检查风机电机的工作状态，确定是处于“开”还是“关”；
- ② 测量风机出口空气温湿度参数，以了解机组是否将新风处理到要求的状态；
- ③ 测量新风过滤器两侧压差，以了解过滤器是否需要更换；
- ④ 检查新风阀状况，以确定其是否打开。

2. 控制功能

- ① 根据要求启/停风机；
- ② 控制空气—水换热器水侧调节阀，以使风机出口空气温度达到设定值；
- ③ 控制干蒸气加湿器调节阀，使冬季风机出口空气相对湿度达到设定值。

3. 保护功能

冬季当某种原因造成热水温度降低或热水停止供应时，为了防止机组内温度过低，冻裂空气—水换热器，应自动停止风机，同时关闭新风阀门。当热水恢复供应时，应能重新启动风机，打开新风阀，恢复机组的正常工作。

4. 集中管理功能

一座建筑物可能有若干台新风机组，这样就希望采用分布式计算机系统，通过通信网将各新风机组的现场控制与中央控制管理机相联。中央控制管理机应能对每台新风机组实现如下管理：

- ① 显示新风机组启/停状况，送风温、湿度，风阀、水阀状态；
- ② 通过中央控制管理机启/停新风机组，修改送风参数的设定值；
- ③ 当过滤器压差过大、冬季热水中断、风机电机过载或其它原因停机时，通过中央控制管理机报警。

四、空调系统的监测控制

如图 7-5-14 所示的由 1 台空调机组控制 1 个房间或 1 个区域温湿度的全空气空调系统的控制调节。与新风机组相比，从控制调节的角度看，有如下 3 点不同：

- ① 控制调节对象是房间内的温度、湿度，而不是送风参数。
- ② 要求房间的温湿度全年均处于舒适区范围内，在夏季也要考虑湿度控制，同时还要研究系统节能的控制方法。
- ③ 有回风回到空调机组，不再是全新风系统，尤其是新回风比还可以变化。因此可尽量

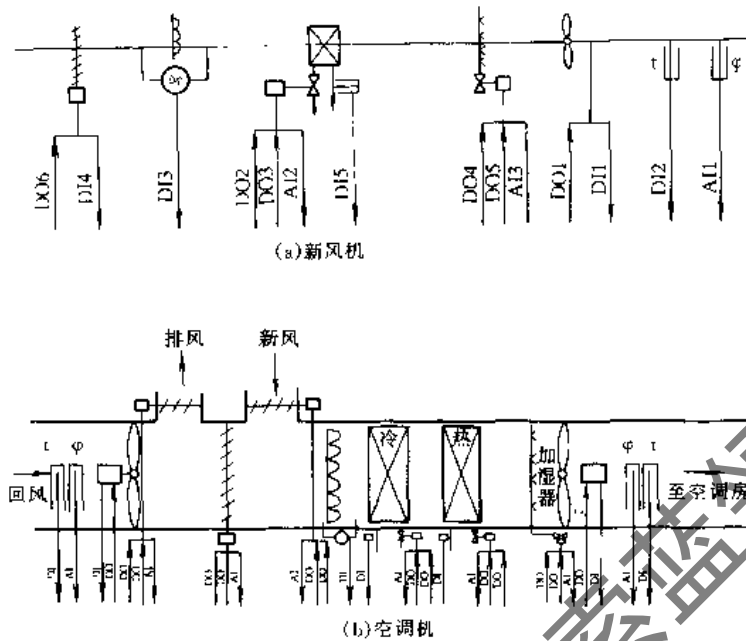


图 7-5-14 空调机及其测量控制通道

利用新风降温，但这会引出许多新的问题。

上述问题主要是控制调节问题。系统的监测管理、远控、防冻保护等与前面讨论的新风机组类似。

五、变风量系统的控制

1. 典型 VAV 变风量系统

图 7-5-15 为一典型的 VAV 系统。与常规的全空气系统相比，VAV 系统最主要的特点就是每个房间的送风入口处装一个 VAV 末端装置，该末端装置实际上是一个风阀。调整此风阀以增大/减少送入房间的风量，从而实现对各个房间温度的单独调节。当一套全空气空调系统所带各房间的负荷变化情况彼此不同，或各房间要求的设定值彼此不同时，VAV 是一种解决问题的有效方式。每个 VAV 末端装置需要一套控制器。最简单的控制方式是根据房间温度实测值与设定值之差，直接调整末端装置中的风阀。这样当某个房间温度达到要求值时，由于其它房间风量的变化或总的送风机风量有所变化导致连接末端装置的风道处的空气压力有变化，从而使这个房间的风量变化。由于房间热惯性较大，在此瞬间房间温度并不变化。待房间温度发生足够大的变化后，再对风阀进行调整，又会反过来影响其它房间的风量，并引起温度变化，这样各房间风阀不断调节，风量和温度不断变化，会导致系统不稳定。一种改进的方法是采用“压力无关”末端装置。此方法在末端上装有风量测量装置，房间温度的变化不再直接改变风阀开度，而是去修正风量设定值。风阀则根据实测的风量与风量设定值进行调整。这样，当某房间风量由于风道内压力变化而变化时，末端控制装置会直接调整风阀，以维持原来的风量，房间温度不会由此而波动。简单的末端控制器和“压力无关”方式的末端控制器都可以由常规模拟电路构成或以计算机为核心构成。以计算机为核心

的 DDC 控制器可以是独立的，也可以通过通信网相互连接，与空气处理设备的控制器协调工作。带有通信、各 DDC 相互协调的 VAV 控制系统与不带通信、各末端装置控制器独立工作的 VAV 控制系统工作原理及系统设置都有很大不同。

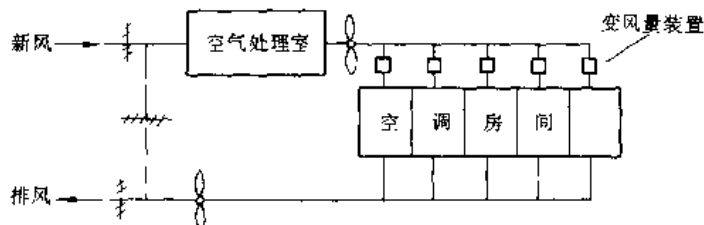


图 7-5-15 典型的 VAV 系统

2. 具有独立末端控制器的 VAV 系统

一种 VAV 末端控制器是与 VAV 末端装置配套的定型产品，它包括挂在室内墙壁上的温度设定器及安装在末端装置上控制器两部分，设定器内装有温度传感器以测量房间温度。温度实测值与设定值之差被送到控制器中去修正风量设定值或直接控制风阀。对于“压力无关”的末端装置，重要的是要测准风速或风量。

除 VAV 末端装置外就是对空调机的控制，VAV 系统的新的控制问题为：①由于各房间风量变化，空调机的总风量将随之变化，如何对送风机转速进行控制使之与变化的风量相适应？②如何调整回风机转速使之与变化了的风量相适应，从而不使各房间内压力出现大的变化？③如何确定空气处理室送风温湿度的设定值？④如何调整新回风阀，使各房间有足够的新风？这些问题有待 VAV 系统去解决。

六、冷、热源基本监测与控制

冷热源的监测与控制包括冷冻机或锅炉主机及各辅助系统的监测控制。作为实例，表 7-5-1 列出离心式制冷机的主要监测控制内容。辅助系统的监控则有：

表 7-5-1 离心式制冷机的控制单元测控内容

测量参数	离心式制冷机的控制单元测控内容
	蒸发器出口温度
	蒸发器进口温度
	冷凝器出口温度
	冷凝器进口温度
	压缩机排气压力
	压缩机排气温度
	压缩机进气压力
	压缩机进气温度
	油泵出口压力
	冷凝器水流开关
	蒸发器水流开关
控制参数	根据命令启停压缩机 根据冷冻机出口设定值调整压缩机入口导叶阀
设定参数	冷冻水出口温度

- ① 制冷系统冷却水系统及冷却塔的监控；
- ② 制冷系统冷冻水系统的监控；
- ③ 以蒸气作热源时蒸气系统及凝水系统的监控；
- ④ 蒸气—水或水—水热交换器及热水系统的监控。

七、冷却水系统的监测控制

冷却水系统是通过冷却塔和冷却水泵及管道系统向制冷机提供冷却水，它的监控系统的作用是：保证冷却塔风机、冷却水泵安全运行；确保制冷机冷凝器侧有足够的冷却水通过；根据室外气候情况及冷负荷，调整冷却水运行工况，使冷却水温度在要求的设定温度范围内。

图 7-5-16 为装有 4 台冷却塔及 2 台冷却水循环泵的冷却系统及其监测控制点。

每台冷却塔风机应通过计算机进行启停控制，启停台数根据冷冻机开启台数、室外温湿度、冷却水温度、冷却水泵开启台数来确定。有的冷却塔风机采用双速电机，通过调整风机转速来调整冷却水温度，以适应室外温度湿度及制冷负荷的变化。此时计算机就应同时控制其高/低速转换。

接于各冷却塔进水管上的电动阀 1~4 用于当冷却塔停止运行时切断水路，以防短路。同时可适当调整进入各冷却塔的水量，使其分配均匀，以保证各冷却塔都能达到最大出力。由于这些阀门主要功能是开通和关断，对调节要求并不很高，因此选用一般的电动蝶阀可以减小体积、降低成本。冷却塔水出口安装 4 个水温测点，可以确定各台冷却塔的工作情况，通过 4 个测点测得的温差调节电动阀 1~4，即可改进各冷却塔间的流量分配。

由于湿式冷却塔的工作性能主要取决于室外温湿度，因此设室外湿球温度测点。如果没有合适的湿球温度传感器，也可以同时测量干球温度和相对湿度或干球温度和露点温度，再由计算机计算出湿球温度。

混水电动阀是另一种对冷却水温度进行调节的装置。当夜间或春秋季节室外温度低、冷却水温度低于冷冻机要求的最低温度时，为了防止冷凝压力过低，应适当打开混水阀，使一部分从冷凝器出来的水与从冷却塔回来的水混合，以调整进入冷凝器的水温。当能够通过启停冷却塔台数、改变冷却塔风机转速等措施调整冷却水温度时，应尽量优先采用这些措施。用混水阀调整只能是最终的补救措施。

冷却塔接水池处的水位上下限测点用于监测冷却水系统水位，以防止浮球补水系统出故

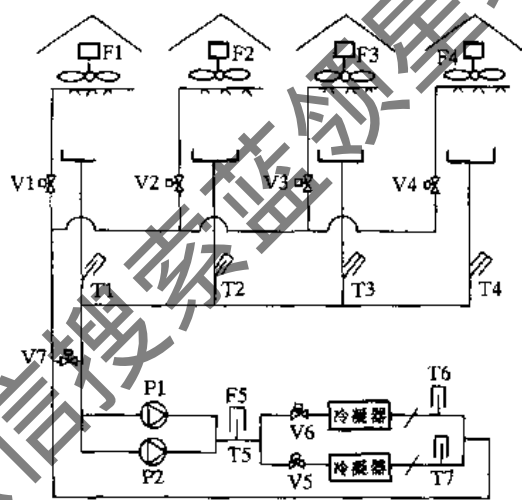


图 7-5-16 冷却系统及其监测控制点

F1—风机 1；F2—风机 2；F3—风机 3；F4—风机 4；T1—水温测点 1；T2—水温测点 2；T3—水温测点 3；T4—水温测点 4；T5—水温测点 5；T6—水温测点 6；T7—水温测点 7；T8—湿球温度测点；P1—泵 1；P2—泵 2；V1—电动阀 1；V2—电动阀 2；V3—电动阀 3；V4—电动阀 4；V5—电动阀 5；V6—电动阀 6；V7—混水电动阀

障，冷却塔中水位降低，出现倒空现象或过度补水出现溢流。目前已有电容式水位状态传感器，可在各种恶劣条件下测出水位状态并产生通断量的输出信号。安装这种水位传感器时还可以不通过浮球阀，直接由计算机根据水位传感器的信号控制补水电动阀或补水泵。

两台冷却水泵亦由计算机进行启停控制。根据冷冻机开启台数决定它们的运行台数。冷凝器入口处两个电动阀仅进行通断控制，在冷冻机停止时关闭，以防止冷却水短路，减少正在运行的冷凝器中的冷却水量。

通过冷凝器入口水温测点 5 可监测最终进入冷凝器的冷却水温度，依此启停各冷却塔和调整各冷却塔风机转速，它是整个冷却水系统最主要的测量参数。由冷凝器出口水温测点 6、7 测得的温度可确定这两台冷凝器的工作状况。当某台冷凝器由于内部堵塞或管道系统误操作造成冷却水流量过小时，会使相应的冷凝器出口水温异常升高，从而及时发现故障。水流开关 1、2 也可以指示无水状态，但当水量仅是偏小、并没有完全关断时，不能给出指示。

有些冷冻站还在冷却水系统中安装流量计测量冷却水的瞬时流量，这似乎无必要，因为目前质量较可靠的流量计一台价格在数千至上万元，用它测量冷却水循环量尽管能及时发现问题，但由于各种原因使冷却水循环突然减少的现象，便于分析系统故障，但所付出的代价可能太高。实际上如果测出冷冻水侧流量及温差，得到瞬时制冷量，再测出冷凝器侧供回水温差，也能计算出通过冷凝器的冷却水量，其精度足以用来判断各种故障。

冷冻机主机的控制单元往往提供冷却水系统的控制接口，可以直接控制冷却水循环泵和冷却塔。当仅有一台冷冻机时，可以用这一控制单元对冷冻站进行全面控制。但当同时有几台冷冻机时，冷却水系统是并联，冷却塔、冷却水循环泵并不存在与冷冻机一一对应关系，此时用冷冻机主机的控制单元，同时对冷却水系统进行控制，就不能达到好的控制效果，无法在轻负荷时和室外湿温度较低时减少冷却塔运行台数或降低风机转速。此时，较好的方式是利用一台或两台现场控制机去实施图 7-5-11 所要求的测量与控制工作。为了与各台冷冻机主机控制单元协调工作，还可以将控制单元的冷却水系统控制输出口接至现场控制机的输入通道，这样，既使不能解决主机单元与计算机系统间的通信问题，也可以使主机系统了解冷冻机控制单元对冷却水系统的控制要求，在启/停过程中相互配合。

六、冷冻水系统的监测控制

冷冻水系统由冷冻水循环泵通过管道系统连接冷冻机蒸发器及用户各种用冷水设备（如空调机和风机盘管）而组成。它监测与控制任务的核心是：

- (1) 保证冷冻机蒸发器通过足够的水量以使蒸发器正常工作，防止冻坏；
- (2) 向冷冻水用户提供足够的水量以满足使用要求；
- (3) 在满足使用要求的前提下尽可能减少循环水泵电耗。

图 7-5-17 图 7-5-18 分别给出典型的一级泵和二级泵系统的监测与控制点。

对于一级泵系统，为了保证蒸发器中通过要求的水量，就要使蒸发器前后压差维持于指定的要求。当部分用户关小或停止用水时，用户侧总流量变小，从而使流过蒸发器的水量也减少。此时压差 $p_1 - p_2$ 也减小，为恢复通过蒸发器的流量，就应开图 7-5-17 中的电动阀，增大经过此阀的流量，直到 $p_1 - p_2$ 恢复到原来的设定值，从而蒸发器流量也恢复到要求值。反之，当用户侧开大阀门增大流量时，压差 $p_1 - p_2$ 也会由于流过蒸发器的流量增大而

增大。这时就应关小电动旁通阀，减少旁通水量，从而维持通过蒸发器的流量。由此分析可知，测准蒸发器进出口压力 p_1 、 p_2 对水系统的控制有重要作用，尤其当各冷水用户都采用自动控制、进行变流量调节时，除选用精度足够高的传感器外，压力传感器安装位置亦非常重要。在多台制冷机蒸发器侧水回路都并联于一个进水母管和一个出水母管上时，这两个压力测点可分别设在这两个母管上，以确保冷冻机不同运行台数时，所测出压差仅反映每台冷冻机蒸发器中通过的流量，而与冷冻机运行台数无关。

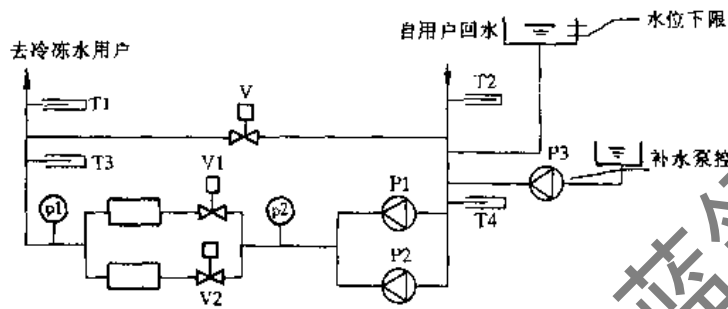


图 7-5-17 一级泵监测控制点

T1—水温测点 1；T2—水温测点 2；T3—水温测点 3；T4—水温测点 4；P1—冷水泵 1；P2—冷水泵 2；P3—补水泵； p_1 —蒸发器进口压力； p_2 —蒸发器出口压力；V1—电动阀 1；V2—电动阀 2；V—电动旁通阀

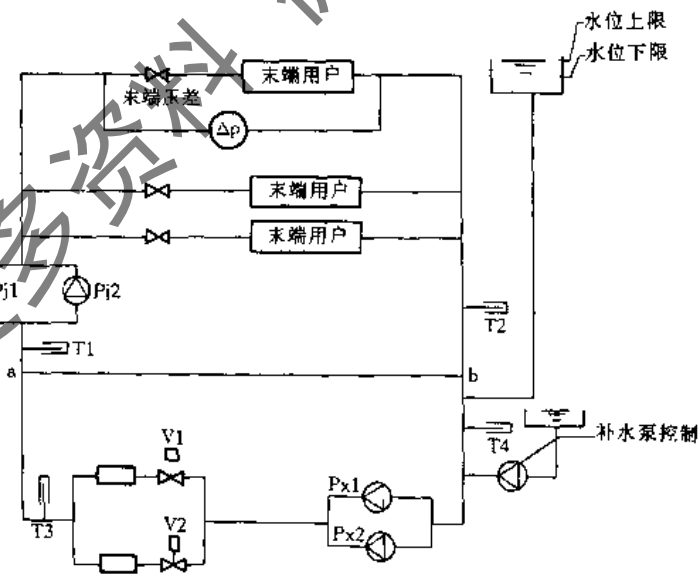


图 7-5-18 二级泵监测控制点

T1—温度测点 1；T2—温度测点 2；T3—温度测点 3；T4—温度测点 4；V1—电动阀 1；V2—电动阀 2；P₁—加压泵 1；P₂—加压泵 2；P₁—循环泵 1；P₂—循环泵 2

循环泵 1、2 根据冷冻机运行台数而相应启停，同时电动阀 1、2 也随冷冻机情况开闭，因此这两个阀门选择通断状态的电动蝶阀即可，不需具备调节功能。

水温测点 2~4 的温度可以用来判断用户负荷状况。

定压水箱内通过上下两个水位状态开关或检测器确定定压水箱内水位，并通过计算机控制补水泵的启停来维持压力。

图 7-5-18 为二级泵系统。安装在冷冻机蒸发器回路中的循环泵 1、2 仅提供克服蒸发器及周回管件的阻力，至旁通管 ab 间的压差应几乎为 0，这样即使有旁通管，当用户流量与通过蒸发器的流量一致时，旁通管内亦无流量。加压泵 1、2 用于克克服用户支路及相应管道阻力。这样，根据冷冻机启停控制循环泵 1、2 的启停；根据用户用水量控制加压泵 1、2。当用户流量大于通过冷冻机蒸发器的流量时，旁通管内由点 b 向点 a 旁通一部分流量在用户侧循环。当冷冻机蒸发器流量大于用户流量时，则旁通管内水由点 a 向点 b 流动，将一部分冷冻机出口的水旁通回到蒸发器入口处。这样，只要旁通管的管径足够大，用户侧调整流量不会影响通过蒸发器内的水量。为了节省加压泵电耗，可以根据用户侧最不利端进回水压差 Δp 来调整加压泵开启台数或通过变频器改变其转速。实际上冷冻水管网若分成许多支路，很难判断哪个是最不利支路。尤其当部分用户停止运行，系统流量分配在很大范围内变化时，实际最不利末端也会从一个支路变至另一个支路。这时可以将几个有可能是最不利末端的支路末端均安装压差传感器，实际运行时根据其最小者确定加压泵的工作方式。

二台循环泵和电动阀 V1、V2 可以与单级泵时一样，根据冷冻机的开停台数而通、断运行。补水定压系统亦可与图 7-5-17 单级泵时完全相同。

九、热水设备系统的监测与控制

以蒸气锅炉或高温水区域供热网为热源的建筑物，要通过热交换器产生生活热水、空调和供暖用热水，计算机监测系统的主要任务是控制这一换热过程以保证要求的供热水参数，监测管网水力工况以保证热水系统的正常循环。

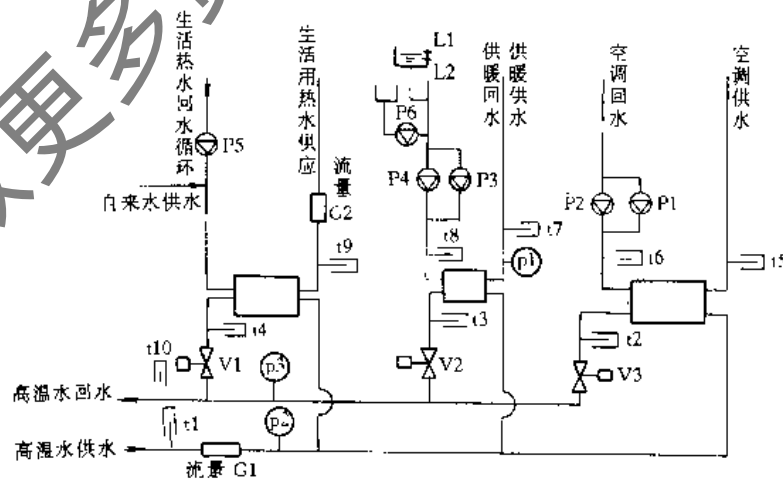


图 7-5-19 热水系统的测量与控制点

图 7-5-19 为以区域供热网的高温水为热源的热水设备系统的监测控制一例。它分别由

生活热水系统、供暖系统及空调用热水系统组成。

十、辅助系统计算机的配置

图 7-5-20 是 QHRH 控制系统采用“广播式”通信一例。

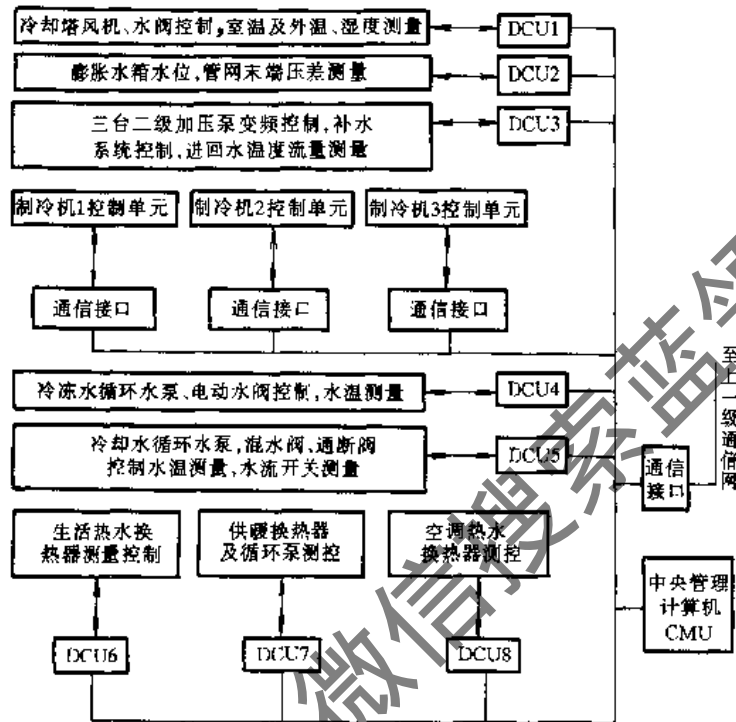


图 7-5-20 采用 QHRH 通信网的冷热源系统控制机配置

表 7-5-2 列出其各台计算机监测控制与分析调节任务。由图中和表中可看出，许多控制调节功能是分摊在几台现场控制机之间相互配合而完成。如各膨胀水箱水位都是由 DCU2 测出，发出命令，再分别由 DCU3、DCU7 启停相应的补水定压泵。一台冷冻机的启停则更是中央管理机 CMU 发出命令后，由 DCU1、DCU3、DCU4、DCU5 及冷冻机通信接口与冷冻机控制单元共同配合完成。这种配置方式突出地反映了分布式计算机控制系统的特点。

表 7-5-2 图 7-5-20 中计算机的任务及接收信息

计算机名称	控制调节任务	接收信息
DCU1	<ul style="list-style-type: none"> ● 启停冷却塔风机 ● 根据各冷却塔出口水温调节各进口电动水阀, 使流量分配均匀 ● 外温测量 	CMU 发出的冷却塔运行台数命令
DCU2	<ul style="list-style-type: none"> ● 根据膨胀水箱水位发出补水泵启停命令 ● 发出用户末端压差信息, 找出最不利处的末端压差 	

续表

计算机名称	控制调节任务	接收信息
DCU3	<ul style="list-style-type: none"> ● 根据末端压差及冷冻机运行台数调整加压泵运行转速及运行台数 ● 根据 DCU2 发出命令启停补水泵 	<ul style="list-style-type: none"> ● DCU2 发出的末端压差信号 ● CMU 发出的冷冻机运行台数命令 ● DCU2 发出的启停补水泵命令
DCU4	<ul style="list-style-type: none"> ● 启停冷冻水循环泵及电动阀 	<ul style="list-style-type: none"> ● CMU 发出的冷冻机运行台数
DCU5	<ul style="list-style-type: none"> ● 启停冷却水泵及电动阀 ● 根据冷却水温度设定值调混水阀 	<ul style="list-style-type: none"> ● CMU 发出的冷冻机运行台数 ● CMU 发出的冷冻水温度设定值
DCU6	<ul style="list-style-type: none"> ● 根据生活热水温及流量控制高温水电动阀 	<ul style="list-style-type: none"> ● CMU 发出生活热水水温设定值
DCU7	<ul style="list-style-type: none"> ● 根据供暖供回水温度调节高温水电动阀 ● 根据 CMU 命令启停循环泵 ● 根据 DCU2 信息启停补水泵 	<ul style="list-style-type: none"> ● DCU1 测出的外温 ● DCU2 补水泵启停命令 ● CMU 供暖系统启停命令
DCU8	<ul style="list-style-type: none"> ● 根据水温设定值调高温水侧电动阀 ● 根据 DCU2 发出的末端压差调循环水泵 	<ul style="list-style-type: none"> ● CMU 发出的空调热水水温设定值 ● DCU2 末端压差信息
冷冻机通信接口	向冷冻机控制单元发出启停命令及冷冻水出口温度设定值	<ul style="list-style-type: none"> ● CMU 发出的冷冻机运行台数及出口水温设定
CMU	确定冷冻机运行台数及冷冻水水温设定值, 冷却水水温设定值及空调用水水温设定值	<ul style="list-style-type: none"> ● 各 DCU 发来信息 ● 上一级通信网转来空调机对冷冻水水温要求

当通信系统为“主从式”通信方式,即各现场控制机都只能直接与中央管理计算机通信时,上述配置方法就不太适宜。这是因大量的测量与控制信号都通过中央管理机转发,使其负担增大,并且可靠性降低。这时应将水位观测与补水泵启停分配给同一台控制机承担,末端压差测量与加压水泵分配给同一台控制机承担,冷却塔风机与冷却水泵分配给同一台控制机承担,这样通信网中仅是各现场控制机向中央管理机发送的测量控制参数及由中央管理机发向各台现场控制机的设定参数。

第六节 楼宇自动化系统(即 BAS 系统)

一、BAS 系统

图 7-6-1 列出 BAS 系统所涉及的内容。一座现代化建筑往往包括这些设备的全部或大部分。随着建筑物的规模增大,标准提高,这些设备种类、数量急剧增加,要求的监测控制点可多达几千点至上万点。这些设备和测量控制点一般分散到建筑物的各层和各个角度,因此如采用分散管理,就地监测和操作将占用大量人力资源,有时几乎难以实现。利用计算机和网络技术对这些设备进行集中管理和自动监测,对节省运行人力,保持设备正常运行具有极大的意义。同时,通过计算机系统及时启停各有关设备,既可避免设备不必要的运行,又可以节省系统运行能耗。这样 BAS 的主要目的就是:提高系统管理水平;降低维护管理人员工作量;节省运行能耗。

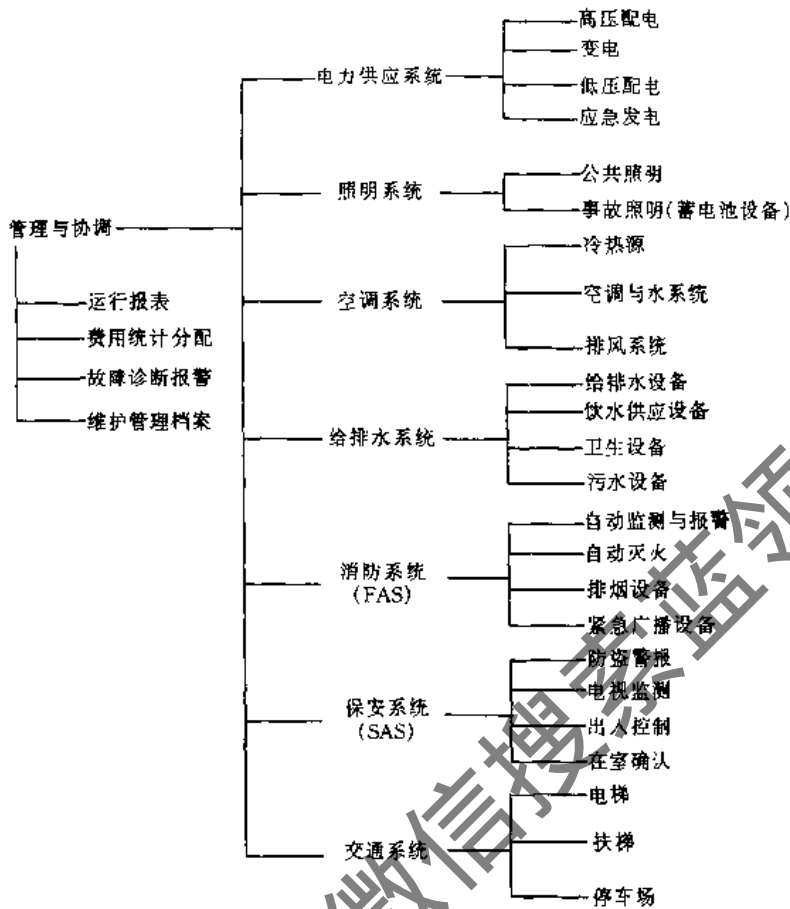


图 7-6-1 BAS 内容 (范围)

1. 电力供应系统

电力供应系统监测控制的关键是保证建筑物安全可靠的供电。为此最基本的监测是对各级开关设备的状态监测，对主要回路的电流、电压及功率因数的监测，对变压器及一些电缆的温度监测。由于电力系统的状态变化和事故都是在瞬间发生，因此利用计算机进行这种监测时要求采样间隔非常小（几十至几百毫秒），并且应能自动连续记录在这种采样间隔下各开关状态和各测量参数的连续变化过程，这样才能预测并防止事故的发生，或在事故发生后可及时判断故障点。

如将功能进一步扩展，还可对有关的供电开关通过计算机进行远程控制。尤其在停电后可进行自动复电的顺序控制。此外还可进行对设备用应急发电机的监测与控制，以及在启用应急发电设备时自动切断一些非主要回路，以保护应急发电机不超载。

在保障安全可靠地供电的基础上，计算机系统的功能还可包括用电计量、各户用电费用分析等。

2. 照明系统

照明系统的控制与节能有重要关系。在大型商业建筑中它的电耗仅次于空调系统。与常规管理相比，好的BAS控制可省电30%~50%。这主要是对门厅、走廊、庭院和停车场等处照明的定明控制，对照明回路分组控制，以及对厅堂、办公室和客房“无人熄灯”控制。这些控制可以通过在计算机上设定启停时间表、值班人员按照预定的建筑空间使用方式来进

行的反馈控制，也可以采用门磁、红外线等方式探测有关房间是否无人从而自动熄灯的反馈控制方式

2. 空调系统

空调系统控制管理的中心任务是在保证在提供舒适环境的基础上尽可能降低运行能耗。对空调机、冷热源及水系统的控制在前面已分别做了详尽的讨论。但系统的良好运行除对每个设备进行良好控制外，还取决于各设备间的有机协调，并且与建筑物本身的使用方式有密切关系。例如根据上下班时间适时地提前启动空调进行预冷；提前关闭空调，依靠建筑物的热惯性维持下班前一段时间的室内环境；对不使用的厅堂关闭空调，同时根据空调开启程度确定冷冻机开启台数及运行模式等。此类协调需由空调系统的中央管理计算机通过BAS索取到建筑物使用要求与使用状况的信息，再进行分析决策后才能实现。

3. 给排水系统

给排水系统的控制管理主要是为了保证系统能正常运行，因此其基本功能是对各给水泵、排水泵、污水泵及饮用水泵运行状态的监测，对各种水箱及污水池的水位进行监测，对给水系统压力进行监测，以及根据这些水位及压力状态，启停相应的水泵

4. 消防系统

消防系统又称FAS (Fire Automation System)，它是建筑设备自动化中非常重要的一部分。有些场合FAS还被从BAS中分出，作为所谓的SA建筑BAS、FAS、SAS (即保安自动化系统)、OAS (办公自动化系统) 和CAS (通信自动化系统) 的一个主要组成部分。FAS主要由火灾报警系统与消防联动控制这两部分构成。

火灾报警系统是FAS的最主要部分。它要求在火灾萌发状态就能及时探测出，并准确指出火警位置。同时，对于吸烟等其它原因造成的局部发烟、高温和发光又不出现误报，这依赖于灵敏的火灾参数探测传感器及计算机的智能分析系统。火灾状态可以通过烟感、温感、声感和气体成分的变化来监测，每种物理量又有不同类型的传感器来探测。应该探测的物理量、适宜的传感器类型都取决于建筑物的类型和可能产生的火灾种类。一个探测区域所需要探测器的数量也有相应的规定。各种探测器的输出状态一般都是“通断”两种状态，分别对应于所探测的物理量“超过标准”和“处于正常范围”两种状态。各探测器通过总线连接至区域报警器，总线提供各个探测器的工作电源，并通过脉冲编码的方式接收各个探测器的输出状态。采用了计算机的智能型区域报警器就不仅仅是将各探测器的输出状态按其位置进行显示，而且要进一步进行分析，剔除误报信息。例如某个传感器偶然报警一次后，又恢复输出正常状态，或仅一个走廊中的传感器报警，而相邻的传感器一直输出正常状态，这就都属于“无火灾”或“不能最后确定”的状态。增加智能分析可以使火灾报警的误报率和漏报率显著降低，准确率提高。区域报警器通过通信网还要与BAS中心的消防控制中心连接，使消防中心及时掌握各种火灾报警信息，以便及时做出统一判断和决策。

消防联动控制包括对防火门和防火卷帘和防火阀的控制、排烟和正压送风的控制、消防水泵和喷淋水泵的控制、自动喷洒灭火装置的控制、疏散广播和警铃控制以及电梯扶梯控制等。这些消防装置中有些与它直接相关的感温或感烟装置连接，当出现火灾信号后应自动动作。此时计算机控制系统应及时测出这些动作，并使其它装置的设备与其协调工作。其它消防装置则是由值班人员手动控制或由计算机系统自动控制，在火灾时产生要求的动作。由于目前火灾误报率较高，因此很少使用计算机系统根据报警信息启动自喷洒装置，一般都需要

值班人员根据报警信号进行确认后,才能启动这些消防设备。相当多的消防设备并非与其它建筑设备系统无关。如正压送风排烟、电梯扶梯等。这些设备往往是在正常情况下就需要由BAS控制管理,按照某种运行模式运行。火灾时,转换到消防模式。此时,消防系统只是通过BAS向空调、电梯扶梯的控制系统发出向消防模式转换的命令,通过这些设备自己的控制系统来实现消防动作。

6. 保安自动化系统

保安自动化系统即SAS,亦是建筑设备自动化的重要部分,它一般有如下内容:

①出入口控制系统。即将门磁开关、电子锁或读卡机等装置安装于进入建筑物或主要管理区的出入口,从而对这些通道进行出入对象控制、时间控制,并可随时掌握管理区内的人员状况。

②防盗报警系统。即将红外或微波技术的运动信号探测器安装在一些无人值守部位,当发现所监视区出现移动物体时,即发出信号,通过SAS控制中心,由保安人员做相应处理。

③闭路电视监视系统。将摄像机装于需要监视控制的区域,通过电缆将图像传至控制中心,使中心可以随时监视各监控区域的现场状态。计算机技术的发展还可进一步对这些图形进行自动分析,从而辨别出运行物体、火焰、烟及其它异常状态,并进行报警及自动录像。

④保安人员巡逻管理系统。指定保安人员的巡逻路线,在路径上设巡视开关或读卡机,从而计算机可确认保安人员是否按顺序在指定路线下巡逻,以保证保安人员的安全。

上述各部分都需要将各自的工作状态,尤其是所发现的异常现象及时报至SAS控制中心,进而由计算机进行统一分析,帮助值班人员做出准确判断与及时的处理。

7. 交通系统

交通系统指对建筑物内电梯扶梯及停车场的控制管理。电梯扶梯一般都带有完备的控制装置,但需要将这些控制装置与BAS相连或实现其间的数据通信,使管理中心能够随时掌握各个电梯扶梯的工作状况,并在火灾、匪警等特殊场合对电梯扶梯的运行进行直接控制,这已成为愈来愈多的业主对BAS提出的要求。

停车场的智能化控制也愈来愈重要和复杂,这主要包括停车场出入口管理,停车计算,车库内外行车信号指示和库内车位空额显示、诱导等。停车场的计算机系统可以根据汽车探测器确定进入场内的总车量,确定各层或各区的空车位,具体通过各种指示灯引导进入场内的汽车找到空位。该系统亦需要随时向BAS控制中心提供车辆信息,以利于在火灾、匪警等情况下控制中心进行正确判断与指挥。

二、BAS系统的配置

1. 网络结构

BAS通信网系统布置中的主要问题是按照系统功能设置子系统还是按照各现场计算机现场控制设置子系统,图7-6-2为按系统功能设置时的示意图。图7-6-3则为按各现场控制所在楼层设置时的网络结构图。

2. 综合布线技术

近年来建筑物开始推行综合布线技术,又称开放式布线系统。即将BAS系统、办公室自动化系统(OAS)、通信设备自动化系统(CAS)所需要的线路统一设计、统一配置,使用统一的配线接口和出线盒插座,可以随时根据要求增装或改动任一建筑自动化设备,而不

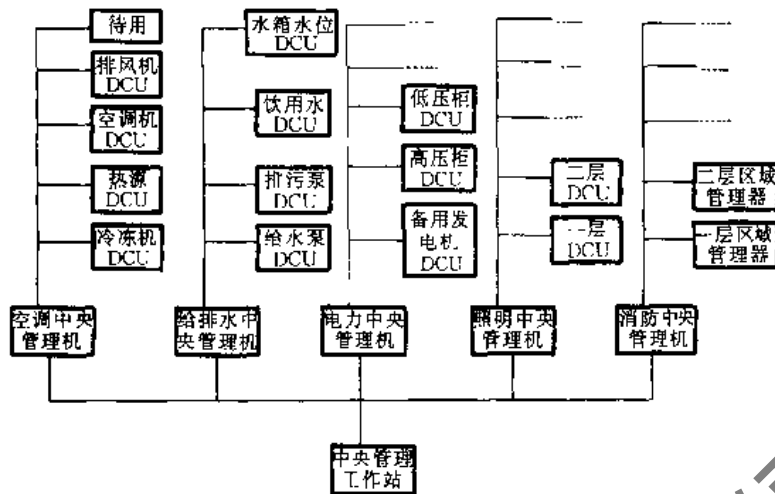


图 7-6-2 系统功能设置 BAS 网络结构

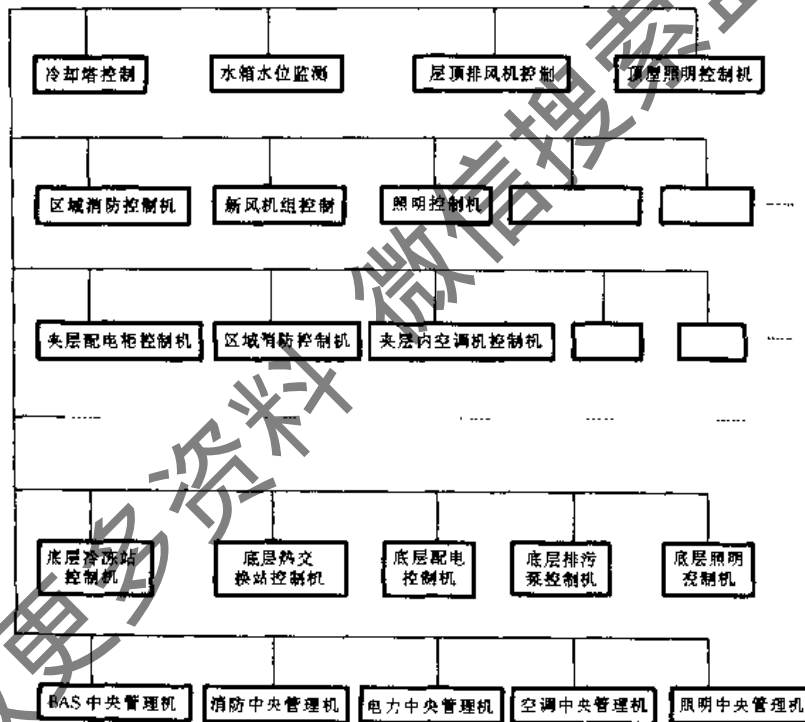


图 7-6-3 按现场控制所在楼层设置 BAS 网络结构

需要重新布线。这是一种取代建筑物各个系统各自为战、独立布线、彼此互不兼容、很难改动和增补的传统布线方式的新技术。

综合布线方式就是在每个末端工作区设置若干个信息插座，这些插座通过标准电缆按照一对一的星形方式接到每一层的管理区配线架中，各层的管理区配线架又通过由许多对电缆构成的干线系统相连。这样，使用一些标准连接器和适配器，在管理区配线架上可以很方便地实现各系统内及各系统间的各种连接。这些线路可以作为电话线路、办公用计算机通信网、传输视频信号以及作为 BAS 系统的通信网络等。由于采用标准化插接件等硬件产品，

就使得管理、维护尤其是改装、改动等非常方便。采用这种布线方式时,如图 7-6-3 所示的 BAS 通信网线路就完全可以搭用,线路由线路管理统一调试管理。

3. 中央管理机

BAS 中央管理工作站及各子系统的中央管理机担负着实时数据采集、分析处理、协调各 DUCU 间的控制调节工作并作为使用者与计算机系统间人一机接口。然而由于是分布式系统,主要的控制工作由现场控制机实现,中央管理机的瞬时停机与故障一般不会给系统带来什么危害。当要求中央管理计算机具有高可靠性时,还可以采用双机热备份方式,将两台同样的 PC 同时接在通信网上,运行同样的软件,只是其中的一台计算机通过通信网检测出另一台计算机发出控制命令时,自己就自动设置为热备用机,将要发出的控制命令屏蔽。如在一段时间内发现通信网上没有另一台计算机发出的控制命令时,即可判断出另一台计算机出故障,于是自动转为主控机状态,根据要求发送控制命令。另一台计算机维修好再次投入运行后则自动转为热备用状态。这样,由于两台计算机运行同样的软件,具有同样的数据库,因此这种热备用主机的转换不会对整个系统带来任何影响。

三、综合 BAS 系统

savic-net EV 系统是面向中小规模建筑物的综合楼宇自动系统。最大管理点数达 5000 点。以开放型发展作为其开发宗旨,采用先进的通用技术,不但能保持与旧系统的兼容,而且可通过扩充及变更各种硬件、软件,实现以低成本来保证和提高建筑物在其整个一生中的价值。

中央监控装置采用通用电脑(PC/AT 兼容机)。以 Windows NT 为平台,运行大楼自动控制/楼宇管理软件,不仅可有效地将日新月异发展的数据库、通信等最新技术运用到监控系统中,而且使 BA 数据管理、分析、支援功能得以充实,实现了高信赖度的楼宇自动控制管理。与此同时,从中央监控设备到远程装置 RU 形成了一个最佳自律分散系统,在进行局部维修或发生局部故障时,也不会使影响波及系统全体。通过对空调、电力、热动力源、卫生、保安、防灾等设备进行综合管理。

进行理想的分散控制,各种控制程序间的有效配合将设备控制于最佳运转状态,充实用户操作终端的功能等一些手段,从而提高管理效率,实现省人省力。同时也使安全性与便利性、舒适的环境与节省能源,这些相互矛盾的因素得到了缓和。

产品种类丰富,可支持从集中到区域分散的各种设置方式。具有质量可靠的接口群,无论是新建筑物还是已往的建筑物,均可利用广域管理功能,建立一个易于扩充、富有弹性的系统。而且,可通过追加最新的节能软件,利用丰富的大楼管理软件,达到节能、省力。利用远程数据服务功能,可加速服务速度,提高系统的信赖度。可支持用户专用功能,为各个不同建筑物配备恰到好处的控制管理系统

综合 BAS 系统外形图见图 7-6-4。

1. 综合 BAS 特点

D 只需简单的操作便可获得信息。

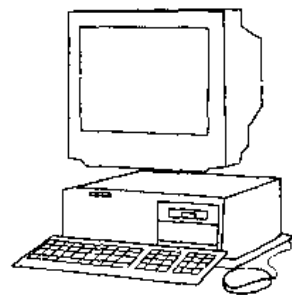


图 7-6-4 综合 BAS 外形

用多视窗的显示方法，可直观地获取复杂而且大量的信息。有效地利用了卡通图案、层次显示以及声音和画像信息等多媒体功能，大大提高了操作人员的管理业务效率。

显示内容以图形为中心，并以管理点为钥匙，通过倾向图、日程表、设备帐簿画面间的切换以及各种查找机能，可容易地获取所需信息。

高信赖度系统，无论是硬件还是软件，可保证 24 小时、365 天运行可靠。

彻底的分散模块型结构，确保信赖性及易维修性。

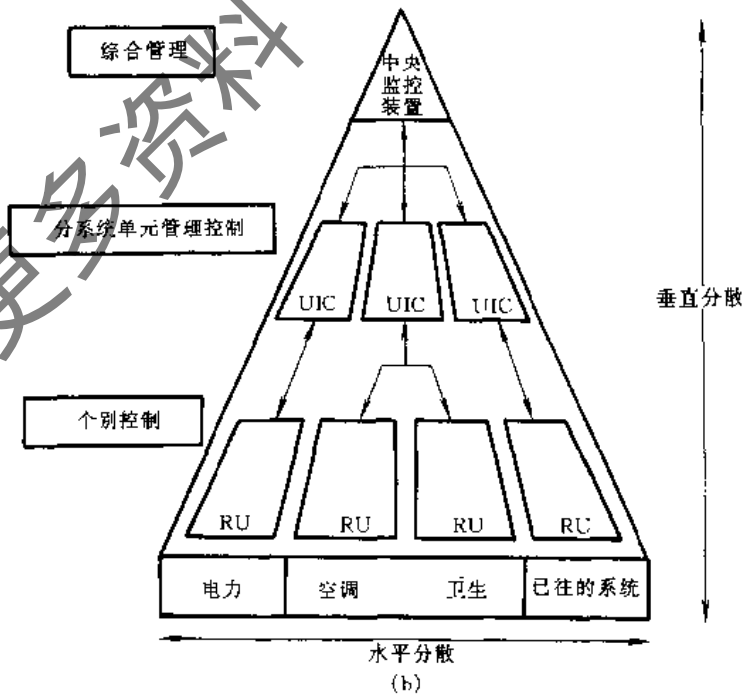
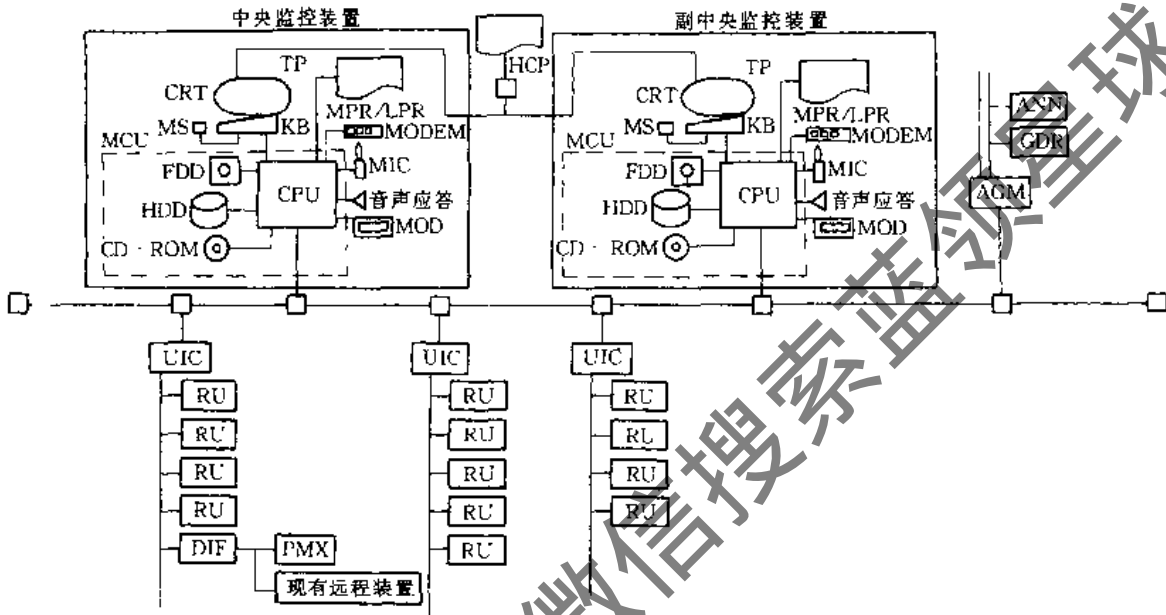


图 7 6-5 BAS 系统构成

b. 利用远程数据服务功能可进行故障处理、系统升级、控制参数的收集,从而保证并提高系统的性能。

c. CPU、硬盘、通信干线具备双重化及备份功能。全部管理点的 48 小时内的数据保存在 UIC (设备综合控制器) 中,即使中央监控装置发生意外故障,也不会丢失重要的数据。

d. 从众多的先进技术中,以高信赖度为基准,选用了 Windows NT、Ethernet 等技术,并决心随时追随多媒体、通信等技术的发展动态。

BAS 系统构成见图 7-6-5,其符号说明见表 7-6-1,系统构成设备概要见表 7-6-2。

表 7-6-1 BAS 系统符号说明

符号	名称
AGM	集合灯,图像驱动控制器 (Annunciator Graphic Driver Master)
NN	集合灯驱动器 (Annunciator)
CD-ROM	CD-ROM 驱动器 (CD-ROM Driver)
CPU	中央处理器装置 (Central Processing Unit)
CRT	彩色显示屏 (Cathode Ray Tube)
DIF	DGP 接口 (DGP Interface)
FDD	软盘 (Floppy Disk Driver)
GDR	图像驱动器 (Graphic Panel Driver)
HCP	硬拷贝机 (Hard Copy Printer)
HDD	硬盘 (Hard Disk Drive)
LPR	记录打印机 (Logging Printer)
MCU	主中央监控单元 (Main Central Unit)
MIC	音声输入用麦克风 (Microphone)
MOD	光盘 (Magneto Optical Disk Driver)
MODEM	调制-解调器 (Modulator/Demodulator)
MPR	信息打印机 (Message Printer)
PMX	热动力控制器 (Paramatrix)
RU	远程装置 (Remote Unit)
UIC	设备综合控制器 (Universal Integrated Controller)

表 7-6-2 BAS 系统构成设备概要

设备名称	概要
中央监控装置	<p>中央监控装置设置在监视室,以对建筑物进行全面的的管理</p> <p>中央监控装置主要进行对设备的状态、警报、测量值等的监视,监视远程设备的运行或停止操作,记忆、存储、分析与运行状态、警报状态、测量值等有关的数据</p> <p>进行防火、保管管理、实现对建筑物的综合管理</p>
副中央监控装置	<p>副中央监控装置主要设置在需要由多个管理人员或在多个地点同时进行监视的场合。副中央监控装置具有与中央监控装置相同的功能,而且根据需要可设定为只在特定范围内或夜晚等特定的时间带使用。亦可作为中央监控装置的备份装置使用</p>

续表

设备名称	概 要
MCU 主中央监控单元	MCU (主中央控制单元) 用来对数据输入输出用的 CRT 显示装置、键盘、打印机和数据存储用的硬盘、磁盘和光盘等进行控制。并进行对 BAS 系统整体的状态监视以及对存储数据的分析加工处理
UIC 设备综合控制器	设备综合控制器按照管理点的点数或内容、管理单位等进行设置。设备综合控制器从远程装置收集各个管理点的数据,并向 MCU 传送,以便进行节能等各种综合控制。也可展开用户终端的操作内容,设置综合控制器独立运行。因此当系统的其它部分停止运行时,本系统亦可继续正常的工作,并存储在一定时间内收集到的各种数据
AM 集合灯, 图像驱动控制	集合灯、图像驱动控制器用来控制为显示设备的警报状态运行状态 集合灯、图像驱动控制器独立运行,即使 MCU 或系统中的其它设备停止时,亦可继续正常的工作
R 远程装置	RU 远程装置是用于控制各种设备的数字或控制器 各控制器独立运行。当系统中的其它设备停止工作时,各控制器亦可继续正常的工作,通过 UIC 与中央监控装置进行通信,接收从中央监控装置传来的设定值,更改信息后再将控制结果返送给中央监控装置。其种类有控制 AHU、VAV、FCU 等 检测点的 RU (远程装置) 可用于控制热动力的 PMX (热动力控制器) 等

2. 分散控制系统的特点

(1) 分散危险。在分散控制系统内,各个控制单元独立运行,因此当对部分控制单元进行定期检修或局部发生意外故障时,其它部分亦可继续正常工作,这就提高了整个系统的信赖度。

(2) 扩充性。当导入新系统或进行系统增设时,可随时按照建筑物当时的使用目的、规模、设备情况来调整系统,使得初期投资经济合理,同时可以保证将来的扩充性。

(3) 简明易懂。不仅可以建筑物的设备、仪表为单位,而且可以区域、楼层为管理单位来设置控制单元,使整个系统的构成、运行状态易于掌握。

3. 垂直分散和水平分散

(1) 垂直分散。Savic-net EV 系统的垂直方向由综合管理→系统单位管理控制→个别控制的 3 阶层构成。下层的的信息聚汇于上层,使整个系统能发挥出其最高性能。

各个阶层相对独立运行,即使部分系统停止工作,也不会使影响波及整个系统。

(2) 水平分散。不仅能按照空调/电力/防灾/保安等的设备用途,也可按照建筑物的方位/楼层为单位设置控制单元。

各个单元相互独立运行,即使部分系统停止工作,也不会使影响波及整个系统。因而可构成一个简单易懂、经济合理并且安全的系统。

4. Savic-net EV 系统功能分散的特点 (参见图 7-6-6)

此系统的特点是从提高以下各个功能的安全性、易管理性等来对各个阶段的设备单元进行合理的分散, 这些功能包括设备的运行状态、警报状态等数据的收集功能、收集完毕数据的 1 级存储 (短期)、数据分析、处理用的 2 级存储 (长期)、系统控制以及个别控制。

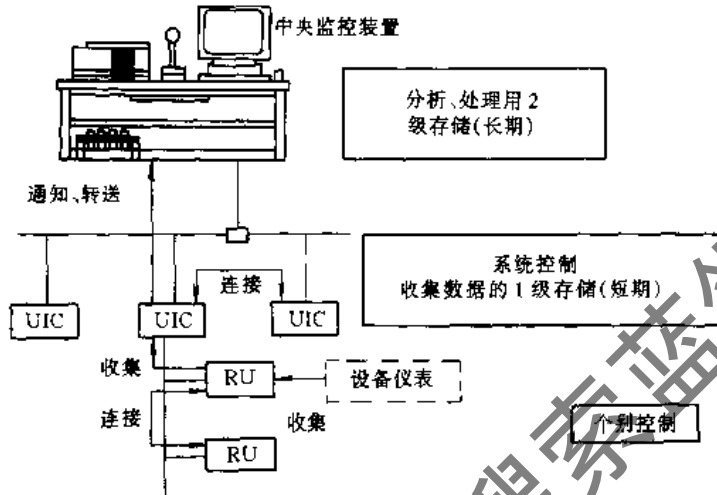


图 7-6-6 Savic-net EV 系统的功能特点

①控制功能的合理分散。将控制功能分散至各系统的下层, 再按照是属于个别控制还是采用多个仪表、设备作为一个系统来控制作进一步的划分。

②数据存储功能的合理分散。根据其目的可将存储数据分为 2 个层次, 可对要求不同的监视和管理功能能够同时进行控制。

由于减轻了存储数据的转送负载, 这就实现了监视数据用高速数据和管理用大容量数据进行同时转送, 大大提高了系统的性能。

5. 空调管理 (参见表 7-6-3、表 7-6-4 及图 7-6-7)

表 7-6-3 系统构成设备概要

设备名称	概要
设备综合控制器 (UIC)	<ul style="list-style-type: none"> ● 控制功能 通过管理 IDC 等控制器内的管理点数据及时间日程表等内容达到节能效果 ● 传送功能 与连接于下方的各远程装置通过 NC-bus 通信方式进行信息交换, 同时也可与其它 UIC 进行数据交换
RU	控制空调机、室外机、VAV、FCU。接收从中央监控装置传来的更换设定值或启动/停止的指令, 对设备进行操作, 同时将操作结果送回给设备综合控制器 (UIC)。并且收集状态、警报、测量值, 将数据送回给设备综合控制器

表 7-6-4

空调管理功能

功 能	内 容		
	监视、显示	记 录	操 作
	设备状态监视、显示 设备警报监视、显示 测量监视、显示 查表监视、显示	设备状态记录 设备警报记录 测量记录 查表记录 作成日报/月报/年报	个别设备仪表启动/ 停止操作, 以群为单 位的启动/停止操作, 控制设定值更换操作
日历控制 (最多 255 个日历/系统)	可根据各管理单位设定日历内容 (1 个休息日/2 个特定日指定), 可预选指定 1 年的休息日。当需要将如同设定休息日等的共同假日信息向多个管理单元展开时, 可利用系统日历 (1 个程序/系统), 以便减轻操作人员的工作负担		
定时日程表控制 (最多 150 个程序/UIC)	按照指定日历执行设备的启动或停止日程 (每周 7 天/1 个假日/2 个特定日的日程可分别设定)。将含有包括当天在内的 1 周的日程表内容向远程设备 (DDC、I-DDP 等) 展开 (远程设备直接执行日程表上所指定的启动/停止操作)		
日程表全盛控制 (最多 10 个程序/UIC)	从多个日程表中, 算出最早启动时间和最晚停止时间, 执行日程表控制		
活动日程控制 (最多 250 个程序/UIC) 季节控制 (最多 16 个系统/UIC)	进行设备仪表间的连动控制、警报时的连动控制 根据多个管理点信息的逻辑和 (AND/OR 等) 判断控制的诱发条件 将用于节能控制和数字式调节器控制的季节信息划分为冷气/暖气/冷暖/送风 4 种类型 在设定日自动更换, 并在更换的同时直接对设备发出启动/停止指令		
远程设定日报表控制 (最多 99 个程序/UIC)	根据季节的变化, 需要变更远程设定值 (控制目标温度设定等) 时, 只要预先设定好更换日期和该设定值, 即可在指定日期自动更换设定值 在使用电力 (主要指空调设备、换气阀、送排风阀) 的运行时间不进行连续运转, 以间歇运行方式维持舒适的温度环境, 实现节能。当大气焓值低于室内焓值、只用大气来降温时, 则摄入大气, 利用自然能源实现节能		
省电运行控制 (最多 20 个程序/UIC) 夕气摄入控制 (最多 30 个程序/UIC) 最佳启动/停止控制 空周用: 最多 50 个程序/UIC 热动力用: 最多 10 个程序/UIC	为使室温在指定时刻达到指定温度, 可进行一系列演算, 将空调机的预热运行时间控制到最小范围。同时, 在未到达结束时刻时确保室温合适的前提下, 可尽早停止空调机。上述演算方法也适用于对假日结束后或連休结束后的演算 还可与空调机的运行预定配合, 有效地运转热动力设备		

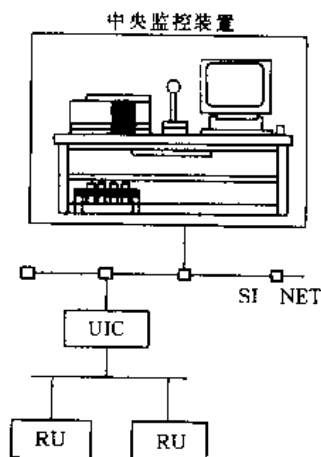


图 7-6-7 空调管理

该系统可选择最佳的控制方法来适合任意种类的空调方式，以达到高效率 and 节省能源。

以预先设定的温度、湿度等环境条件为基准，同时考虑室外温度、湿度、季节、室内状态等条件，创造最舒适的环境。

除此之外，可将以 PMV（温热环境指标的一种）和 IAQ（室内空气质量）等环境参数为基准的设定值、在用户操作终端上设定的控制值以及从节省能源、节省成本的观点上设定的控制值等调至最佳状态。

四、智能型触摸式小型管理面板

1. 概要

用于小型楼宇的智能型触摸式小型管理面板（Smart Touch）可以对总面积最大为 3000m² 建筑物中的空调设备实施开关控制、时间表编排、状态监视及累计测量等操作。这种智能型触摸板可向操作人员和用户提供报警、记录、打印以及各种仪表的当前读数。此智能型触摸板不仅能优化手动监视和控制，而且在管理人员不在位时，也能保证其安全运行。

2. 性能

- ① 备有开关操作。
- ② 按照每周或每年的时间表编排，对设备进行操作。
- ③ 监视设备运行。
- ④ 发出警报。
- ⑤ 简化设备操作。
- ⑥ 在指示窗上显示信息。
- ⑦ 对楼宇的控制实现完全自动化。
- ⑧ 连接一台打印机，便可打印出报警记录以及当前表计读数。
- ⑨ 可选择多种型式。
- ⑩ 小型机仅 30mm 宽、300mm 高、100mm 厚，可安装在墙面上。
- ⑪ 机械可直接连接到智能型触摸板的内部或外接在接线板上。
- ⑫ 利用智能型触摸板发出的报警组输出信号，可以监视任何远距离的报警信号。

3. 系统配置

系统配置见图 7-6-8。

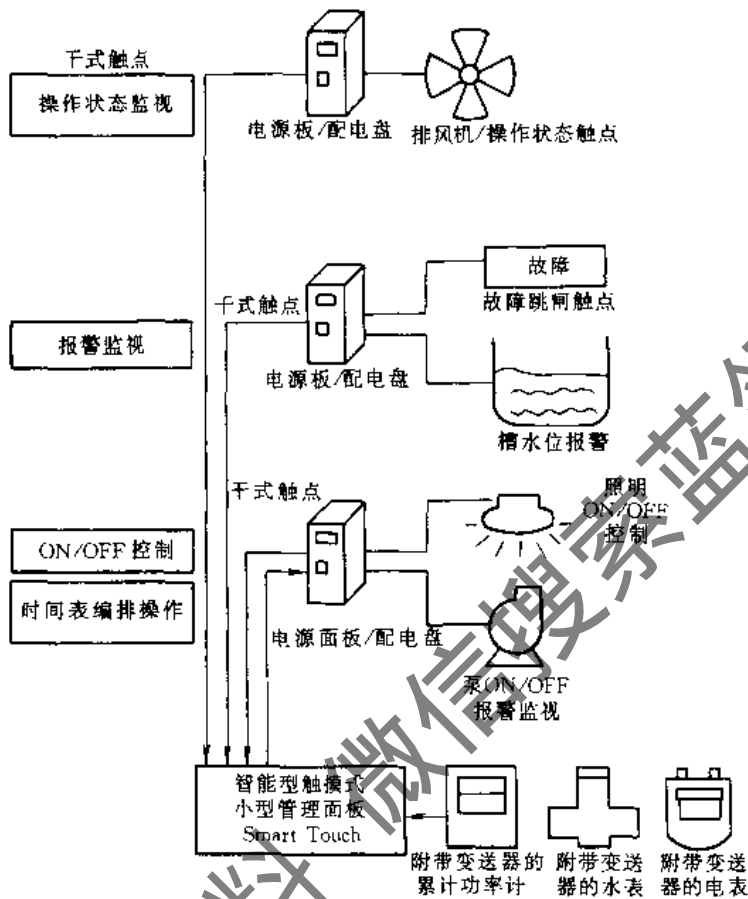


图 7-6-8 系统配置

小型管理面板的主要技术规格见表 7-6-5。

表 7-6-5 小型管理面板的主要技术规格

项 目	规 格
电 源	AC 100V ± 10%, 50/60Hz, 最大 50VA AC 200V - 240V ± 10%, 50/60Hz, 最大 25VA
环 境 条 件	5°C ~ 40°C, 湿度 20% ~ 80% (无凝结)
备 用 电 源	如电源出故障后, 可采用内藏镍铬电池工作 100 小时 (用于日期记忆和时钟运行)
外 形 尺 寸	接线盒内置型: 300mm 宽、600mm 高、100mm 厚 接线盒外置型: 300mm 宽、600mm 高、100mm 厚
重 量	接线盒内置型: 10kg 接线盒外置型: 6kg

续表

项 目		规 格			
I/O		仅含状态/报警监视型	含状态/报警监视及遥控型(非保持输出)	含状态/报警监视及遥控型(保持输出)	一个系统内最大输入输出点数为40
	ON/OFF 输出 *1 (干式触点)		20 点	40 点	
	状态报警输入	40 点	40 点	40 点	
	表度输入	40 点	40 点	40 点	
	组合报警输出 (干式触点保持输出)			1 点	
	外部报警输出 *2 (干式触点)			1 点	
基本功能	监视	状态和报警监视			
	显示	单独点(状态、报警)、累计测量计数、设定值(时间表编排)、当前时间以及自我诊断			
	报警及控制	声音报警, 报警信号发送, 手动 ON/OFF, 周时间表编排(每点两种形式), 年时间编排(每点 30 天)			
显示	显示报警	7 段 6 数字 LED 显示周日和运行型式			
	指示器	两个 LED 指示灯(红和绿) 各个名称纸面板: 31mm 宽、13mm 高			

*1: 状态的输入包括在 ON/OFF 设备内; *2: 当内部报警不采用时。

小型管理面板用打印机规格见表 7-6-6。

表 7-6-6 打印机规格

项 目	规 格
外形尺寸	300mm (宽) × 300mm × 100mm (厚)
重量	4kg
打印方法	感热点阵, 每行 40 字母, 单色
打印功能	报警, 累计测量值, 程序设定(点类型, 周或年时间表编排)

4. 小型管理面板的标准装配

根据控制点类型出厂装配, 其指示器布置有所不同, 指示器布置是由型号选定的, 可参见图 7-6-9。

控制点号码举例说明:

控制点 1: 状态检测 1 表示监视设备运行状态。

控制点 3: 报警检测 1 表示当一台设备发生报警时发出声音报警。

控制点 7: ON/OFF1 表示遥控设备 ON/OFF。

控制点 8: ON/OFF2 表示遥控设备 ON/OFF 和运行监视。

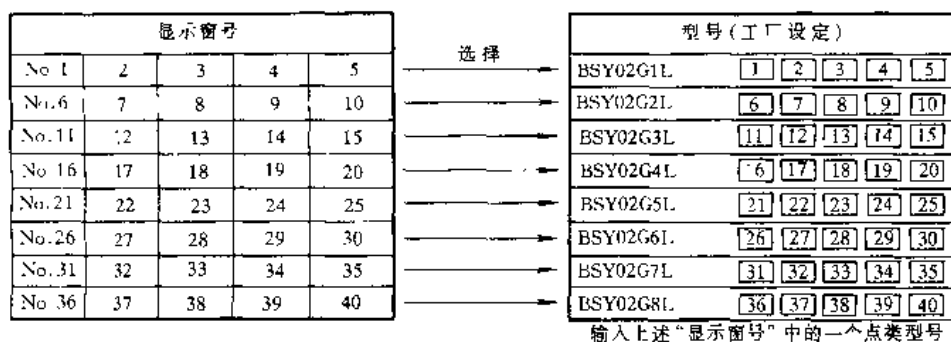


图 7-6-9 型号选定

控制点 9: ON/OFF3 表示遥控设备 ON/OFF, 在 ON/OFF 操作之后立即开机对设备进行监视, 并在正常运行时根据现场操作的输入状态进行监视。

控制点 A: 累计表计读数功能。

控制点 0: 不用。

注: 小型管理面板含有状态/报警监视和遥控 (非保持输出) 的型式其型号为 No. BSY0210X。如果指示器未选定, 控制点类型 0 (不设) 被采用, 则控制点类型 7、8 和 9 不能设给 BSY02G5L/6L/7L/8L。

7. 控制点的类型和选择

控制点是根据要被控制的设备情况确定的。可根据两种不同类型的 LED 指示决定控制点的类型 (参见表 7-6-7 及表 7-6-8)。

表 7-6-7 BSY02X00XB0000 小型管理面板

控制点 类型	名称	说明	LED 显示				型 式			
			输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出	状态报警 及遥控 型式	状态报警 及遥控 型式	
0	未设定 未使用	未使用	—	—	—	OFF	OFF	○	○	○
1	状态 检测 1	监视设备状态	输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出	○	○	○
			—	—	—	OFF	OFF	(注 1)	(注 2)	
2	状态 检测 2	监视设备状态 采用逆向联锁输出	输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出	×	○	○
			—	—	—	OFF	ON		(注 2)	
3	报警 检测 1	监视设备报警	输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出	○	○	○
			—	—	—	OFF	OFF	(注 1)	(注 2)	
4	报警 检测 2	监视设备报警 正常状态绿色 LED 亮	输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出	○	○	○
			—	—	—	OFF	OFF	(注 1)	(注 2)	

续表

控制点类型	名称	说明	LED 显示				型 式				
			ON	●	—	OFF	状态报警 及遥控 型式	状态报警 及遥控 ON/OFF (非保持输出) 型式	状态报警 及遥控 ON/OFF (保持输出) 型式		
5	报警 检测 3	监视设备报警 采用逆向联锁输出	ON	●	—	警报音	OFF	×	○ (注 2)	●	
			OFF	—	—	OFF	ON				
6	报警 检测 4	监视设备报警 正常状态绿色 LED 亮 采用逆向联锁输出	ON	●	—	警报音	OFF	×	○ (注 2)	○	
			OFF	—	○	OFF	ON				
设备控制点			输出	返回 输入	红	绿	鸣响				
7	ON/OFF 1	开关设备	ON	—	—	○	OFF	×	○ (注 3)	○	
			OFF	—	○	—	OFF				
8	ON/OFF 2	开关设备 监视设备运行状态	ON	ON	—	○	OFF	×	○ (注 3)	○	
			OFF	(不一致)	●	—	警报音				
			OFF	ON	—	●	警报音				
			OFF	(不一致)	○	—	OFF				
9	ON/OFF 3	开关设备 操作执行后立即监视 设备运行状态 允许现场操作	ON	ON	—	○	OFF	×	○ (注 3)	×	
				OFF	(不一致)	●	—				警报音
				OFF	ON	—	●				警报音
			遥控 操作	OFF	(不一致)	○	—				OFF
				ON	ON	—	○				OFF
				OFF	OFF	○	—				OFF
累计表计控制点			输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出				
A	累计	计算输入脉冲	ON	—	—	OFF	OFF	○	○	○	
			OFF	—	—	OFF	OFF				

注：①未装配联锁输出控制点。②可设置最多达 20 个联锁输出控制点。③可设置最多达 20 个 ON/OFF 输出控制点。

表 7-6-8

BCY02X00XA0000 小型管理面板

控制点 类型	名称	说明	LED 显示 ○ = 灯亮 ● = 闪烁 - = 不亮				型 式			
			输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出	状态报 警监视 型式	状态报警 及遥控 ON/OFF (非保持输 出) 型式	状态报警 及遥控 ON/OFF (保持输 出) 型式
未使用			输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出			
0	未设定	未使用	—	—	—	OFF	OFF	○	○	○
单个设备监视			输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出			
1	状态 检测 1	监视设备状态	ON	○	—	OFF	ON	○	○	○
			OFF	—	○	OFF	OFF	(注 1)	(注 2)	
2	状态 检测 2	监视设备状态 采用逆向联锁输出	ON	○	—	OFF	OFF	○	○	○
			OFF	—	○	OFF	ON	(注 2)		
3	报警 检测 1	监视设备报警	ON	●	—	警报警音	ON	○	○	○
			OFF	—	—	OFF	OFF	(注 1)	(注 2)	
4	报警 检测 2	监视设备报警 正常状态绿色 LED 亮	ON	●	—	警报警音	ON	○	○	○
			OFF	—	○	OFF	OFF	(注 1)	(注 2)	
5	报警 检测 3	监视设备报警 采用逆向联锁输出	ON	●	—	警报警音	OFF	×	○	○
			OFF	—	—	OFF	ON	(注 2)		
6	报警 检测 4	监视设备报警 正常状态绿色 LED 亮 采用逆向联锁输出	ON	●	—	警报警音	OFF	×	○	○
			OFF	—	○	OFF	ON	(注 2)		
设备控制点			输出	返回 输入	红	绿	鸣响			
7	N/OFF 开关设备		ON	—	○	—	OFF	×	○	○
			OFF	—	—	○	OFF	(注 3)		
8	N/OFF 开关设备	2 监视设备运行状态	ON	ON	○	—	OFF	×	○	○
			OFF	(不 一致)	—	●	警报警音			
			OFF	ON	●	—	警报警音			
			OFF	—	○	OFF				

续表

控制点类型	名称	说明	LED 显示				型 式			
			ON	OFF	报警音	联锁输出	状态报警监视型式	状态报警及遥控 (非保持输出) 型式	状态报警及遥控 (保持输出) 型式	
3	开关设备 操作执行后立即监视 设备运行状态 允许现场操作	说明	ON	ON	○	—	OFF	×	○ (注3)	×
			OFF (不一致)	—	●	—	报警音			
			OFF (不一致)	ON	●	—	报警音			
			OFF	—	○	OFF				
			现场操作 ON	ON	○	—	OFF			
			现场操作 OFF	OFF	—	○	OFF			
累计表计控制点			输入状态	红	绿	鸣响	联锁输出			
A	累计	计算输入脉冲	ON	—	—	OFF	OFF	○	○	○
			OFF	—	—	OFF	OFF			

注：①未装配联锁输出控制点。②可设置最多达 20 个联锁输出控制点。③可设置最多达 20 个 ON/OFF 输出控制点。

6. 功能简介

(1) 单点监视功能

单点指示器包括两个 LED 指示灯，可不间断地指示每台设备的状态或者报警。

(2) ON/OFF 功能

操作相应的指示器，则每台设备都可开或关。系统可监视从每台设备发出的反馈信号 (状态输入)。当设备在固定的时间间隔内 (5s) 不能正确响应操作指令 2 时，或其 ON/OFF 状态改变时，系统便显示一个控制报警信号。

(3) 时间表控制功能

每台设备都可以自动地开或关，只要给它设定一个专用的时间表 (2 周时间表或 1 年时间表)。

7. 时间表控制

周计时器 (Timer1、Timer2) 和年度计时器 (Timer3) 可以被设定于每一台设备的开关。年度计时器比周计时器有较高的优先级。

(1) 周计时器

周的各天定位于 Timer1 和 Timer2 中。每天有四个控制时间 (最小单位为分钟) 可以设定给 ON 和 OFF 操作。

以下是两个具体的设定例子：

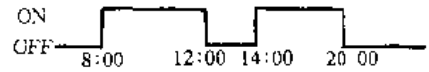
例 1: 将星期一到星期五定位给 Timer1, 而将星期六定位给 Timer2。在这种情况下设备在星期日将不运行, 见图 7-6-10。

例 2: 每天 (除星期日以外) 8 次 ON 和 OFF 操作设定, 见图 7-6-11

(二) 年度计时器

只要指定具体日期, 每年可以有 31 天定位到年度计时器中, 每天可以有 4 个控制时间 (最小单位: 分钟) 设定给 ON 和 OFF 操作, 见图 7-6-12。

Timer 1
(星期一到星期五)



Timer 2
(星期六)

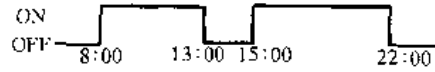
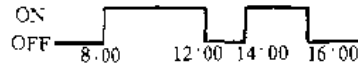


图 7-6-10 周计时器运行例 1

Timer 1
(星期一到星期六)



Timer 2
(星期一到星期六)

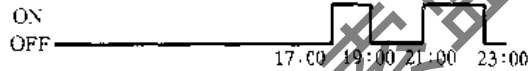


图 7-6-11 周计时器运行例 2

Timer 3



图 7-6-12 年度计时器运行实例

如果只设定时期, 不设定控制时间, 年度计时器还可用来做假日设定 (无控制输出)。

(3) 时间表的拷贝

一个控制点设定的时间表可以方便地拷贝给另一个控制点。

8. 累计测量

系统会连续地累计从煤气、水和电表送来的脉冲信号, 并在公用显示区显示其当前值 (6 位数字)。

9. 记录功能

报警、累计读数、时间表以及点的类型可打印出来。

报警打印: 当一个报警发生 (机械故障) 并且已经被恢复后, 控制点号、报警时间和恢复时间可以打印出来;

累计数据打印: 累计测量点的当前值被制表并打印出来。

时间表数据打印: 列表打印出时间表的内容;

(类型数据打印: 列表打印出点类型设定数据。

(1). 密码保护

只有当输入密码后操作才能进行。这个功能是由设定 PIP 开关来规定的。

1. 接线

推荐的电缆最大长度见表 7-6-9。

表 7-6-9 电缆的最大长度

外接线	建议电缆直径 (Φ)	最大电缆长度
状态输入线	等同于 CVV 0.9mm, CVV 0.9mm ²	350m
累计数据输入线	等同于 CVV-S 0.9mm, CVV-S 0.9mm ²	
ON/OFF 输出线	等同于 CVV 0.9mm, CVV 0.9mm ²	
组报警输出线	等同于 CVV 0.9mm, CVV 0.9mm ²	
外部报警声输出线	等同于 CVV 0.9mm, CVV 0.9mm ²	100m
电源线	等同于 VCT 2mm ² WV-1 2mm ²	

注：当用智能型触摸板控制遥控继电器时，ON/OFF 输出电缆的长度受到遥控变压器功率的限制。可使用松下电子公司的 AYT5840、AYT5140 系列变压器和 CT-2 接线头电缆连接智能型触摸板到外置接线盘上。

第七节 空调制冷电路及控制器

一、恒温恒湿机微机控制电路

恒温恒湿房间的微机控制系统由恒温恒湿房间加热加湿设备、PID 调节器、输入输出接口板、微型机等组成，如图 7-7-1 所示。

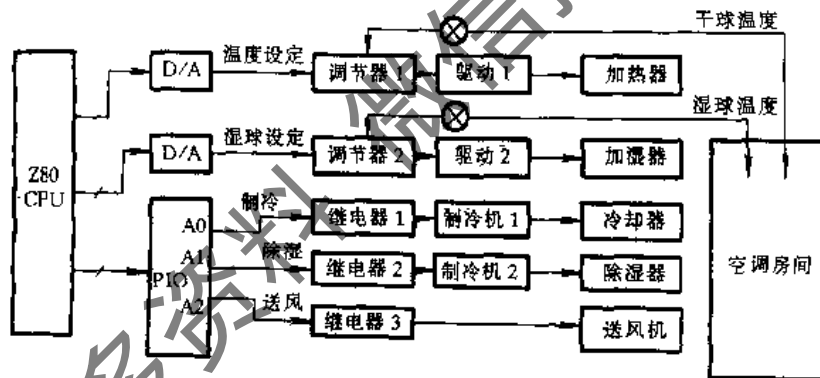


图 7-7-1 微机控制系统组成

微型机经输入/输出接口板送出的温度设定电压（代表温度的设定值）加在比例—积分—微分调节器 1 的给定电压输入端上。由于球热电偶温度计送来的实测电压（代表实测温度值）加在调节器 1 的反馈输入端上。调节器 1 根据给定电压 1 与实测电压 1 的差值，按照 PID（比例—积分—微分）规律调节加热器的电流，从而实现温度的程序控制。同样，微型机送出的湿度设定器送来的设定电压与由湿球温度计送来的实测电压进行比较，并根据其差值按照 PID 规律调节加湿器的电源，从而实现湿度的程序控制。加湿器与加热器结构相同，但其电热丝上有加水装置，能控制空调房间内的湿度。

需要降温时，程序控制器给出制冷命令，使继电器 1 吸合，制冷机 1 工作，空调房间降温。程序控制器还能给出除湿的命令，使继电器 2 吸合，制冷机 2 工作。除湿器的结构与制冷机相同，但带有吸水装置，所以能除湿。程序控制器给出送风命令，使继电器 3 吸合，接通送风机的电源。

微型计算机按照程控曲线的要求向 D/A 输入当前这一时刻干球温度和湿球温度的设定数值 (8bit 数字量, 并经 D/A 转换成 0~5V 的模拟量温度设定电压和湿球设定电压, 加到调节器 1 和调节器 2 的给定电压输入端上)。

8bit D/A 转换器的分辨能力为 1/28~1/256。设控制间的温控范围为 -40°C~+82°C, 不难算出数字量最低位变化大约相当于 0.5°C。如采用 10bit 或 12bit D/A 转换器, 精度可进一步提高 (如采用 10bit D/A 转换器, 精度可达 0.1°C 左右)。

Z80 CPU 与并行输入输出接口芯片 PIO 有关的连线如图 7-7-2 所示。

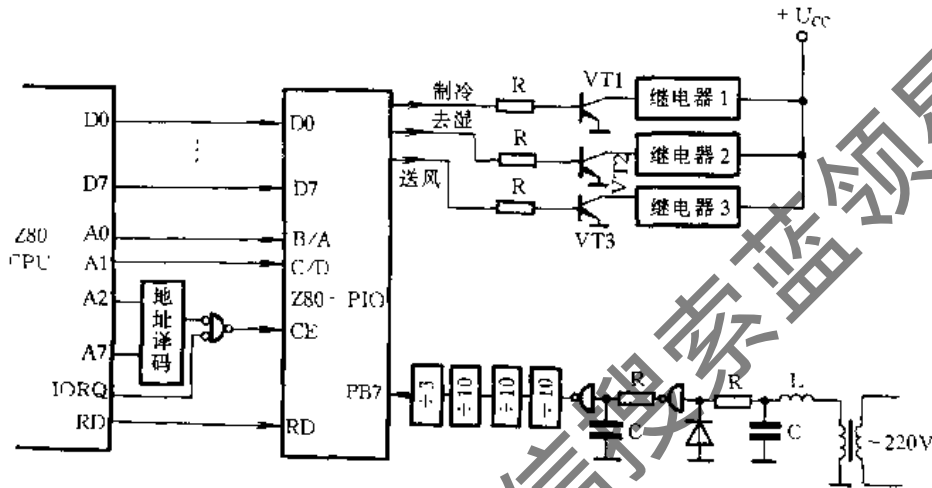


图 7-7-2 Z80 CPU 与 PIO 连线

PIO 的 A 口工作于输出方式, 用来输出开关量控制信号。A 口的 0、1、2 位的输出分别用来控制制冷、去湿及负荷的通断 (输出为“1”时, 相应的继电器吸合, 输出为“0”时相应的继电器断开)。经 A 口输出的控制数码由下式确定:

$$N = 4 \cdot A(j) + 2 \cdot C(j) + F(j)$$

其中 $A(j)$ 、 $C(j)$ 和 $F(j)$ 分别代表负荷、除湿和制冷的通断。

PIO 的 B 口工作于输入方式, 用来输入定时信号。50Hz 的市电经变压器降压、二级管整流及反向门整形后, 得到 3000 次/分的方波, 再经三级 10 分频和一级 3 分频, 成为 1 次/分的定时信号由 B1 输入。

温、湿度的程序控制要求可分成若干个折线段来表示, 每个折线段称为一个区段。因此, 只要把每个区段的终温 D (°C), 湿度 RH (%) 及长度 T (分钟) 这三个值作为原始数据输入内存, 微型机就可按程序执行, 送出控制信号及给定温度与湿度的设定电压值。

二、风机盘管单片机控制电路

1. 单片机系统

单片机系统如图 7-7-3 所示。系统采用了 8031 单片机, 根据程序和有关图表存储容量, 配置了 8kb EPROM。由于 8031 内部 256b RAM 已能满足程序运行中数据存储容量的需要, 因而不冉扩充片外 RAM。采用 U8 与 U9 锁存器扩充了 16bit I/O 口而不是采用常规的 8155 等 I/O 器件, 既降低成本, 又减小了电路尺寸。16bit I/O 口中的 14bit 用于控制器 LED 状态指示, 2bit 用于计数器 U10 的复位与异步通信电路 U13 的三态控制。由 P1.2~P1.7 构成

2×4键盘阵列，用于控制器参数设定。

为了提高单片机系统工作可靠性，由计数器 U10、单稳态触发器 U11 构成看门狗（抗干扰）电路。

2. 温度检测电路

如图 7-7-4 所示，温度检测电路采用热敏电阻 RT 作为温度传感器。由简单的 555 时基电路构成 V/F 转换器。

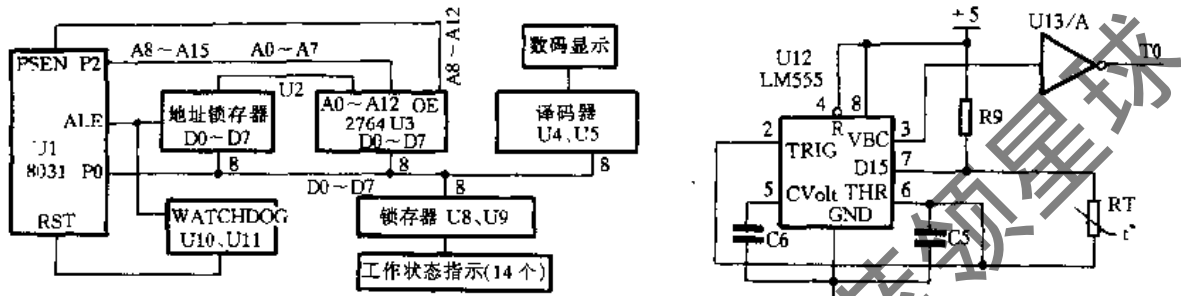


图 7-7-3 单片机系统

图 7-7-4 温度检测电路

温度检测电路量程为 $0^{\circ}\text{C}\sim 60^{\circ}\text{C}$ ，检测精度为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 。

3. 风机调速与电动三通阀控制电路

如图 7-7-5 所示，该电路采用双向可控硅调压方式无级调节风机转速，触发同步信号由比较器 U 送入单片机外部中断输入端 INT0，触发信号由 P1.0 经晶闸管输出型光电耦合驱动器 U14 提供。由单片机改变触发信号相对于同步信号的相位角，即可调节风机机电电压。电动三通阀控制信号由 P1-1 提供。

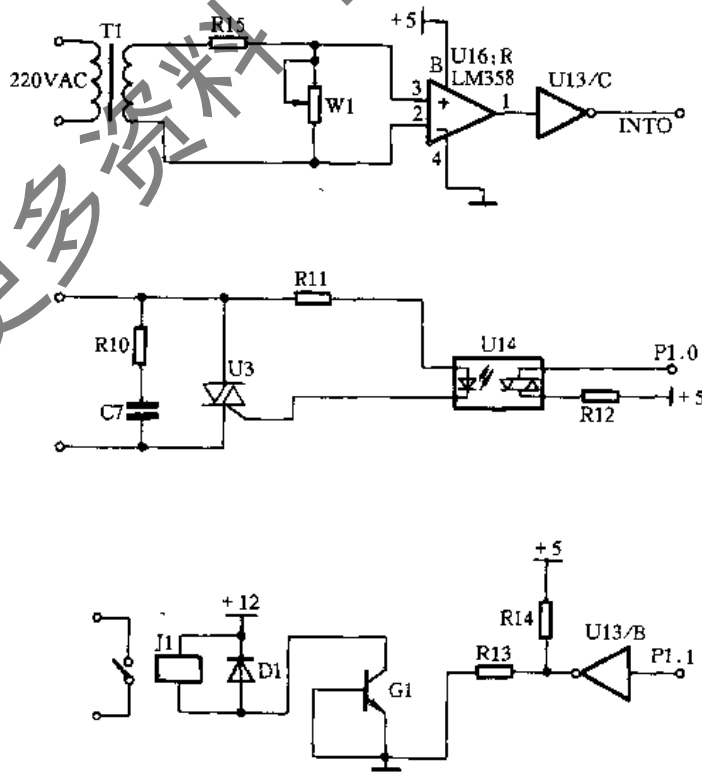


图 7-7-5 风机与电动三通阀控制电路

4 异步通信接口电路

异步通信接口为4线制的RS422，电路如图7-7-6所示。若将RXD+与TXD+、RXD-与TXD-分别并接可转换为二线制的RS485。TXD+、TXD-、RXD+及RXD-与通信总线连接，RXD、TXD与8031连接。L2为接口芯片74174控制信号输入端，当L2为高电平时，74174输出有效；反之则为高阻状态。该异步通信接口电路简单，组网方便，当采用9600bit/s通信时，中央计算机1路RS422口可接16只控制器，通信距离达2000m。

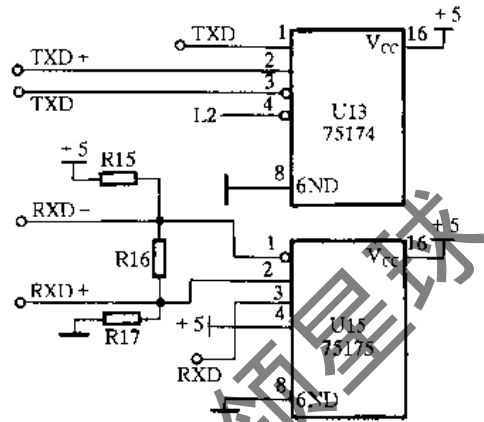
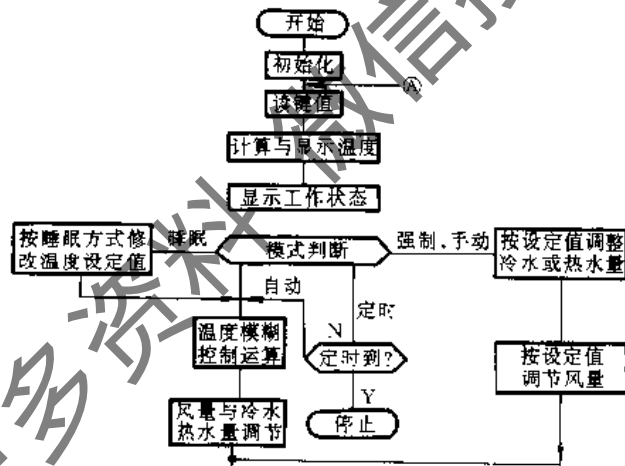


图 7-7-6 异步通信接口电路

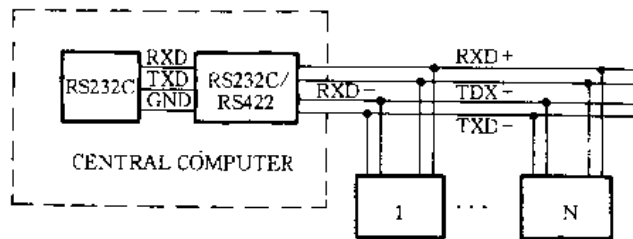
5 温度检测与控制

由V/F转换得到的温度脉冲信号送至单片机TO端口，由定时/计数器0计数并由定时/计数器1定时，从而计算出频率，再经查表得到温度值。

湿度控制采用了模糊控制器。



(a) 程序框图



(b) 组网方案

图 7-7-7 程序框图及组网方案

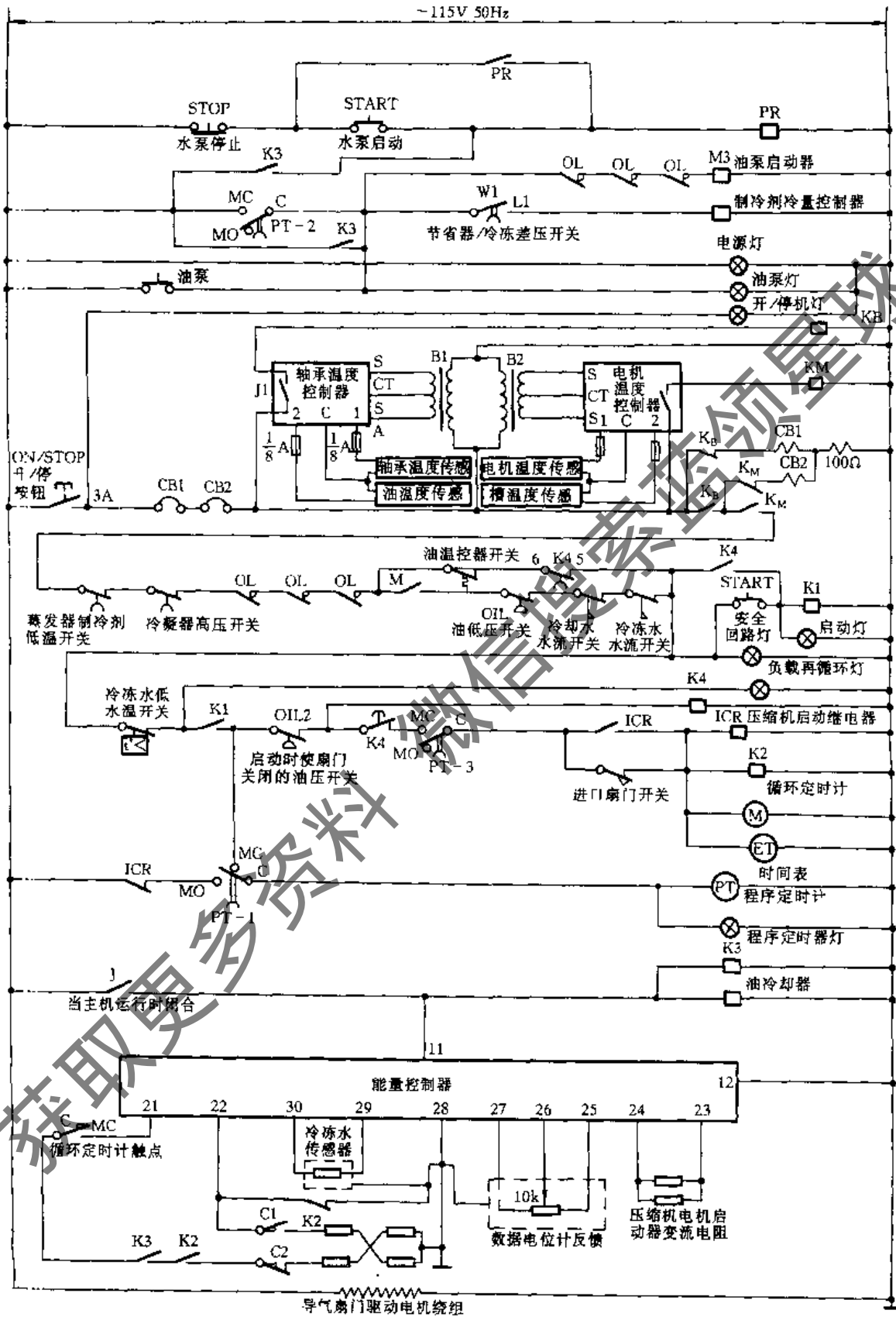


图 7-7-8 开利 192A 离心式冷水机组电路图

控制器可按自动、睡眠、定时、强制与手动5种模式运行。强制方式与手动方式下风机速度与平均冷热水流量按手动设定或由中央计算机设定的值运行。区别是前者只能由中央计算机设定而不能在线手动设定。睡眠和定时方式与家用空调器相同。键盘输入参数包括工作模式、温度设定值、工作方式（供冷或供热）、风量以及供冷（热）量等。程序框图及组网方案见图7-7-7。

三、离心式冷水机组电路

图7-7-8为开利19EA离心式冷水机组电路图。主机启动时的控制程序如下：

①供电到主机及其控制电路。将电源开关K闭合（见图7-7-9），使电源送到主机电机、各水泵及冷却塔风机。主机控制回路由115V交流电源供电，并在主电源闭合后由变压器供电。

控制电路由7个带指示灯的按钮控制，这些按钮包括：“开/停”、“主机启动”、“油泵”、“电源”、“安全保护”、“带负荷反复开停”、“程序定时器”按钮。按下“电源”按钮，电源灯亮

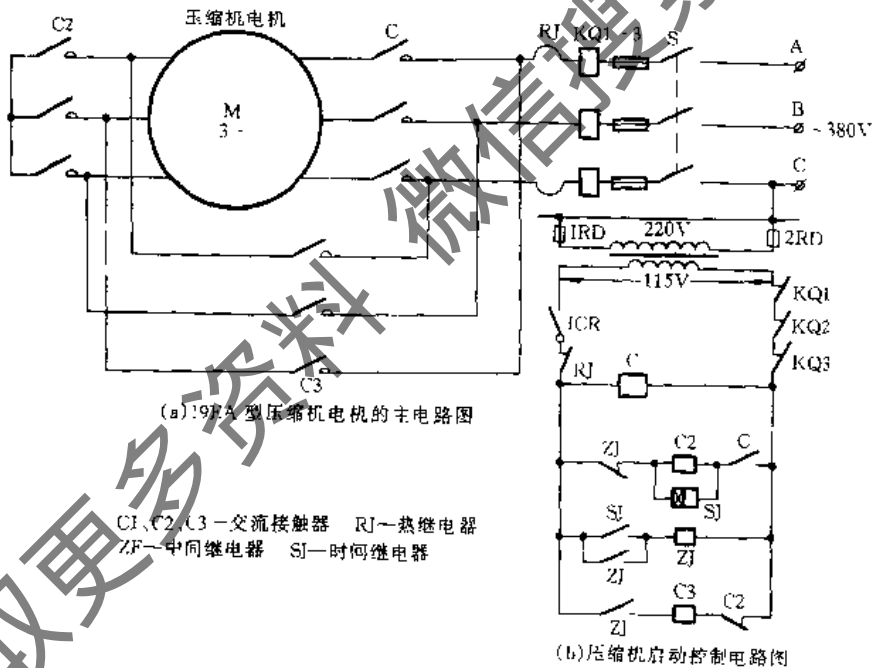


图7-7-9 开利19FA离心压缩机电路图

② 按下水泵启动按钮（START）。115V交流电源→水泵常闭停止按钮→引导继电器线圈PR带电，其常开触点自锁→地线L2及图中未画出的PR另外三个常开触点闭合，分别接通冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔风机的控制电路，使它们启动运行，水流开关同时接通。

③ 按下开/停主机按钮开关〔见图7-7-10（a）〕。115V交流电源从L1→（开/停）开关→（开/停）灯泡→地线L2。开/停灯泡亮。

另一路从 L1→3A 保险丝→电机高温线路继电器常闭触点 CB1→轴承高温线路继电器的常闭触点 CB2→变压器主绕组 B1 及 B2→地线，其副绕组分别接通轴承温度控制器及电机温度控制器电路，使温控器内的常开触点 J1 及 J2 闭合，电机温度继电器线圈 K_M 及轴承温度继电器线圈 K_B 带电。

轴承温控器接入油温断路传感器及轴承温度传感器，以接受油温及轴承温度的信号。电机温度传感器则由电机终端线圈温度传感器及槽温度传感器接入信号，以使电机得到保护。

一般润滑油温度控制在 $60^{\circ}\text{C} \sim 65.5^{\circ}\text{C}$ 的范围，电机内部温度是由电机绝缘等级所决定的。当电机超过其允许温度时，J2 触点断开，或者轴承温度超过允许温度时 J1 亦断开， K_B 及 K_M 线圈失电。从以下分析可知，这时主机是无法启动的。

当 K_B 及 K_M 线圈带电后，从图 7-7-10 (b) 可知， K_B 及 K_M 常闭触点断开后，CB1 及 CB2 线圈失电，其常闭触点处于闭合状态。从图 7-7-10 (c) 可知，当 K_B 及 K_M 线圈带电后，其常开触点闭合，导通的回路是：115V 交流电源→CB1、CB2 常闭触点→ K_B 、 K_M 常开触点→蒸发器制冷剂低温开关→冷凝器高压开关→压缩机过载继电器常闭触点 OL→油温控制开关 OIL→延时断开常闭触点 K4→冷冻水低水温开关→负载再循环灯泡→地线。另一路则经安全回路灯到地线。

①按下主机启动按钮 (START)，如图 7-7-10 (d) 所示，K1 继电器线圈带电，K1 常开触点自锁，K1 另一常开触点接通 PT 程序定时器的电机电路，START (主机启动) 及程序定时器指示灯亮。

②PT 得电是经由 PT-1 接点使 MC-C 接通 (PT-1 表示第一个接点)。通电后 $13 \pm 5\text{s}$ ，PT 电机转动则接点由 MC-C 转至 C-MO 闭合，PT 电机另外经由压缩机启动继电器 ICR 常闭触点接通。

③PT 电机继续转动，从通电开始 $23 + 8\text{s}$ PT-2 (PT 第二个接点) 由 MO-C 移至 MC-C (见图 7-7-8)。这时， $115\text{V} \rightarrow \text{PT}-2 (\text{C}-\text{MC}) \rightarrow \text{OL}$ 常闭触点→油泵启动器 M3→地线。于是油泵启动，油压升高。当压力达到 6.9kPa 时，使启动扇门关闭的油开关 OIL2 闭合，同时节省器/冷冻差压开关闭合，制冷剂冷量控制器通电。油泵灯亮。

由于 K1 常开触点及 OIL2 闭合使 K4 线圈带电，经过 10s ，K4 常闭延时接点 5、6 断开。此时安全保护线路改由 M3 常开接点→油低压开关 OIL1→冷却水流开关→冷冻水流开关接通 K1 线圈。

④K4 另一常开延时触点闭合，在 PT 通电后 $51 \pm 8\text{s}$ 接通 PT-3 (PT 第三个接点)，C 点由 MO 移到 MC，经进口扇门开关接通 K2 及 ICR 线圈，ICR 常开触点闭合自锁。K2 常开触点闭合，其常闭触点断开以解除进口扇门电机接到关闭扇门的信号。压缩机在启动继电器 ICR 的控制下进行 Y- Δ 启动—运行。当 ICR 常闭触点断开后，时间定时器电机 PT 失电停止工作，其灯泡熄灭。

⑤压缩机进入运行状态。

a. 运行触点 J 闭合，K3 线圈、油冷却器、能量控制器通电。

b. 常开触点 k3、k2 闭合使开启扇门的信号到达导气扇门驱动电机，启动扇门张开。

c. K3 另外 2 个常开触点闭合使 M3 及 PR 线圈接通，则油泵、水泵及冷却塔风机的运行与压缩机连锁。

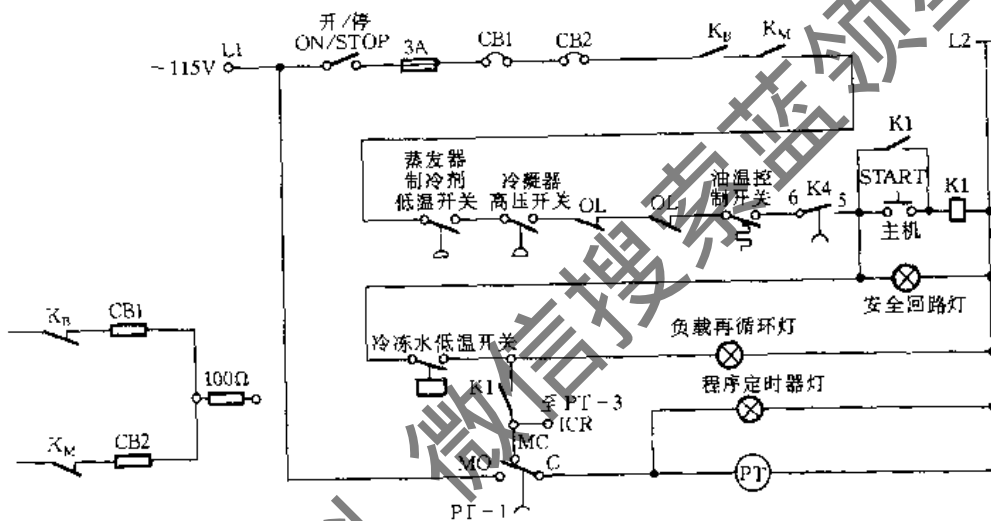
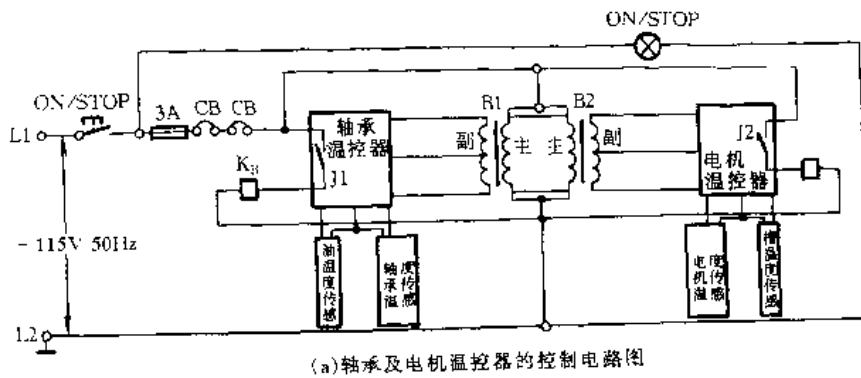


图 7-7-10 开利 19FA 离心压缩机电路分割图

图 7-7-9 为压缩机启动器内部电路图。先参阅图 7-7-8，当 ICR 常开触点闭合后，图 7-7-9 (b) 接触器线圈 C 通电。与此同时，接触器 C2 线圈和时间继电器 SJ 线圈亦得电，于是图 7-7-9 (a) 主电路中的主触头 C 及 C2 闭合，电机定子绕组接成 Y 型启动，电机每相绕组上的电压为 220V。由于时间继电器 SJ 线圈带电，其常开触点延时闭合（延时时间即为压缩机电机接成 Y 型的启动时间）。可以看出，由于 C2 常闭触点串入 C3 线圈中，而 ZJ 常闭触点又串入 C2 线圈中，这样就保证了在主触头 Y 接闭合时 C3 主触头一定是断开的 [见图 7-7-9 (b)]。

当延时闭合的常开触点也经 30s 时间闭合，使中间继电器线圈 ZJ 带电。ZJ 的一个常开触点自锁，另一个常开触点使 C3 线圈带电，同时 ZJ 常闭触点断开 C2 及 SJ 线圈，使 C2 线圈及 SJ 线圈失电，于是在主回路中主触头 C3 闭合而 C2 断开，使压缩机电机转入 Δ 接法的运行状态。

图 7-7-9 (a) 中的 KQ 为过流继电器线圈，它的常闭触点接到 7-7-9 (b) 图的控制回路中。当流入过流继电器线圈的电流超过设定值时，KQ 常闭触点使控制回路断开，主电机停机。

在主机从启动到转入运行过程中,为防止压缩机急速增加负荷,使用了循环定时器 M,间歇地使扇门开动器电机通电(见图 7-7-8),从而减低导气扇门张开之速率。

压缩机在 ICR 继电器的作用下经 Y— Δ 变换使主机进入稳定运行状态。此时进口扇门应开启。

压缩机停机后必须经过 15min 后才允许再启动。当按下开/停按钮(开/停接点断开)后,机组控制继电器 K1、K2、ICR 线圈失电,其常开触点断开,但 ICR 常闭触点则接通了程序定时器电路而开始工作。运行触点 J 断开,使继电器 K3 断电,它的常开触头断开,解除了水泵、冷却塔风机及油泵启动器的连锁,但此时水泵与冷却塔风机仍经过 PR 触头通电,油泵 M3 启动器仍通过 PT-2 而通电。

由于与导气扇门驱动电机绕组串联的 k2、k3 常开触点断开,因此进口扇门关闭。

开/停及启动 (START)、安全回路、再循环负荷灯灭,程序定时器灯亮。

几秒钟后,PT-3 转至 C—MO 位置,使 ICR 断开,以防止再按开/停按钮(该触点闭合)对 ICR 在 15s 内再次通电。

在开/停按钮被按下 40s 以后,PT-2 转到断开位置(C—MO),此时油泵停止运转,油泵灯熄灭。

压缩机停机 15min 以后,PT-1 转到闭合位置(MC—C),时间程序计 PT 停止工作,程序定时器灯灭,此后机组可以重新启动。

按下水泵停止 (STOP) 开关,冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔风机停止运行。

四、螺杆式冷水机组控制电路

冷水机组的控制原理见图 7-7-11,其中 (a) 图为压缩机主机控制电路,(b) 图为辅机控制电路。

(1) 压缩机电机的启动保护控制

图 7-7-11 (a) 中两台压缩机电机 MC1 及 MC2 是采用 Y— Δ 启动方式,其启动电流降为正常运行(Δ 型接法)电流的 1/3 倍,并且第一台压缩机启动以后,第二台压缩机才能启动,以减轻启动电流对电网的冲击。启动时间分别由电子时间继电器 TR1 (X、Y、Z) 及 TR2 (X、Y、Z) 控制。

当压缩机主电源开关 1ZK 闭合后,经过电源电压换相开关 QK,交流三相电源 380V 分别接到 R1、S1、T1 及 R2、S2、T2 端。“O”线接到 MP2 端。从 11、12、13 接线柱经过保险丝 EF1~EF3 及 EF4~EF6。分别把三相电源接到反相运转保护继电器线圈 RPR1 及 RPR2 的 R、S、T 端。接入 RPR1~RPR2 的目的是为了保证压缩机电机的转动方向正确。

在压缩机电机没有启动以前,220V 交流电源先经过 EF4 接通两台压缩机的油加热器 OG1 及 GO2 (它们是与供油保护恒温继电器配合使用的,一般可以使油箱内的油温保持在 110°C~140°C 之间),对压缩机润滑油预先加热。

主机冷水机组采用冷冻水低温保护继电器 JLT、供油温保护恒温继电器 JOT1、JOT2,压缩机内部高温保护继电器 JIT1、JIT2,压缩机低压压力保持继电器 JLY1、JLY2,高压压力保护继电器 JHY1、JHY2,三相过流保护继电器 GLT1~GLT6。为进行安全连锁控制,一般都把继电器的触点串联起来,只要其中之一保护出现故障,都会导致压缩机自动停机。

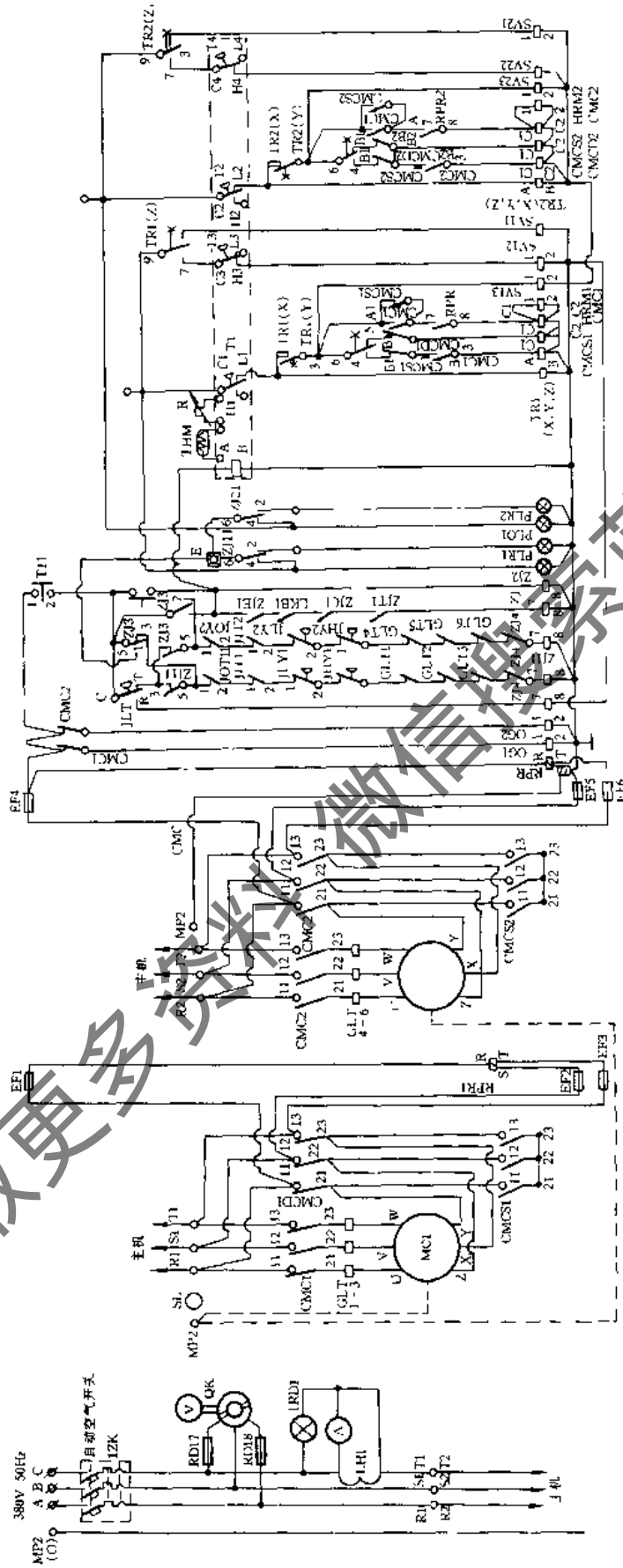
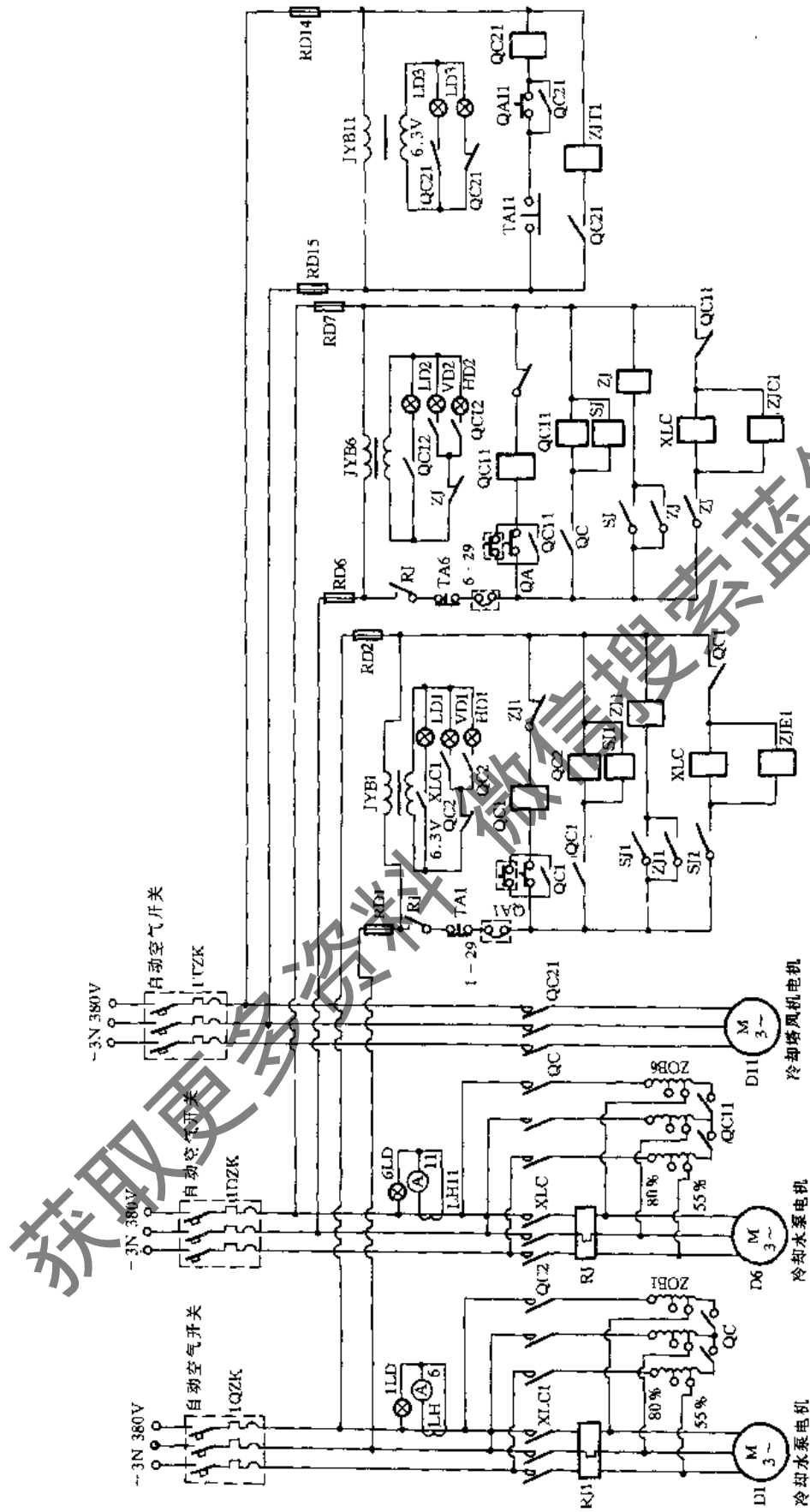


图 7.7 11 (a) 压缩机主控制原理图



1QZK—冷却水泵电机电源开关；1KZK—冷冻水泵电机电源开关；1TZK—冷却塔风机电动机电源开关；D1、D6—冷却水、冷冻水泵电机；D11—冷却塔风机电动机；ZOB1—冷却水泵启动自耦变压器；ZOB6—冷冻水泵启动自耦变压器；QC1、QC2、QC11、QC12、QC21—启动三相交流接触器；XLC1、6—运行(Δ)三相交流接触器；JYB1、6、11—指示灯变压器；SJ1.6—时间继电器；ZJ1、6—中间继电器；RD1、16—熔断器；RJ1、16—热继电器；QA1、6、11—启动按钮；A6、11—冷却水泵、冷冻水泵工作电流表；ZJEJ—冷却水泵控制主机的中间继电器；ZJC1—冷冻水泵控制主机的中间继电器；ZJTI1—冷冻塔风机控制主机的中间继电器；LH11、16—电流互感器；LD1-3、LD2、LD3、LD5—电流指示灯；TA1、6、11—停止按钮

图 7-7 11 (b) 压缩机辅助机控制原理图

另一种联锁安全控制是：压缩机需在冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔风机都投入正常运行后方能启动运行，三者中之一出现故障，压缩机就会自动停机，以防损坏。这三个系统分别使用一个中间继电器，使其触点在主控制回路中串联起来，以保证该三个系统均启动以后，压缩机才能投入运行。

当1ZK闭合后，其导通控制回路是： $\sim 220V \rightarrow EF4 \rightarrow$ 常闭停止按钮T11 \rightarrow 接线柱① \rightarrow ZJ3常闭触点6、2 \rightarrow JOT2 \rightarrow JIT2 \rightarrow JLY2 \rightarrow JHY2 \rightarrow GLT4 \rightarrow GLT5 \rightarrow GLT6 \rightarrow ZJ4常闭触点6、2 \rightarrow ZJ21线圈 \rightarrow 地线。ZJ21线圈带电，其常开触点5、3闭合自锁。

另一回路为从① \rightarrow ZJ3常闭触点5、3 \rightarrow JOT1 \rightarrow JIT1 \rightarrow JLY1 \rightarrow JHY1 \rightarrow GLT1 \rightarrow GLT2 \rightarrow GLT3 \rightarrow ZJ4常闭触点 \rightarrow 中间继电器线圈ZJ11 \rightarrow 地线。由于ZJ11线圈带电，其常开触点5、3闭合自锁。

由于ZJ21及ZJ11常开触点闭合，这两条支路转移由JLT常闭触点C、T所控制。而且由于ZJ21及ZJ11线圈带电分别使其常闭触点6、2断开，而常开触点6、4闭合为两台压缩机启动作好准备。

当按启动按钮Q2，如果冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔风机已经启动投入运行，则其中间继电器ZJE1、ZJC1、ZJT1常开触头是闭合的，且靶式流量计在流量正常的情况下LKB1常开触点是闭合的，则启动主机导通的准备回路是：

$\sim 220V \rightarrow EF4 \rightarrow T11 \rightarrow Q2 \rightarrow ZJE1 \rightarrow LKB1 \rightarrow ZJC1 \rightarrow ZJT1 \rightarrow$ 中间继电器ZJ3线圈 \rightarrow 地线。

由于ZJ3线圈带电，其常闭触点6、2开断，常开触点6、4闭合，另一常闭触点5、3开断，常开触点5、1闭合，使两条支路导通。

其中一条是： $\sim 220V \rightarrow EF4 \rightarrow T11 \rightarrow$ ① \rightarrow ZJ3(5、1) \rightarrow E点 \rightarrow ZJ11(6、4)及ZJ21(6、2) \rightarrow 红灯(PLR1及PLR2)亮，表示两台压缩机处于工作状态。另一支路是： $\sim 220V \rightarrow EF4 \rightarrow T11(1、2) \rightarrow Q2 \rightarrow$ 冷冻水电子温控器线圈T(A、B) \rightarrow 地线。这时，电子温控器处于工作状态，T1、T2、T3、T4四个常闭触点由于压缩机处于启动状态，冷冻水温未降低，他们是闭合的。压缩机启动时，配合电子时间继电器启动，其启动导通回路是： $\sim 220V \rightarrow EF4 \rightarrow T11(1、2) \rightarrow ZJ3(5、1) \rightarrow$ E接点 \rightarrow ZJ11(6、4) \rightarrow (33) \rightarrow T1(C1、L1) \rightarrow 电子时间继电器RT1(X、Y、Z)线圈 \rightarrow 地线。

电子时间继电器三个触点TR1(X)、TR1(Y)、TR1(Z)的工作时间顺序是：线圈TR1(X、Y、Z)带电，TR1(X)常开触点(1、3)延时3min闭合，待TR1(X)闭合后，TR1(Y)常闭触点6、5延时5s后断开，以便使第一台压缩机电机接成Y形启动。在TR1(Y)开始延时的同时TR1(Z)常闭触点(9、8)延时30s后断开。

第一台压缩机电机MC1启动过程是： $\sim 220V \rightarrow$ 接线柱E \rightarrow ZJ11(6、4) \rightarrow (33) \rightarrow T1(C1、L1) \rightarrow TR1(X)(1、3) \rightarrow TR1(Y)(6、5) \rightarrow CMCD1常闭触点 \rightarrow CMCS1接触器线圈 \rightarrow 地线。

由于CMCS1线圈带电，使主回路中三相交流接触器CMCS1主触头闭合，电机三相绕组X、Y、Z连成一点Y形接法，而CMCS1常开辅助触点A1、A2闭合，经RPR1常开触点接通CMC1三相接触器线圈。

由于CMC1线圈带电，其常开辅助触点A'1、A'2闭合使之处于自锁状态，在主回路中CMC1三相交流接触器主触头闭合，使三相380V电源接通了压缩机电机三相绕组首端U、V、W，电机在Y形接法下启动，经5s启动时间电机不断加速，5s后TR1(Y)常闭触点6、5断开，

其常开触点 6、4 接通,CMCS1 线圈断电,其常闭触点 B1、B2 维持在闭合状态,使 CMCD1 交流接触器线圈带电,在主回路中三相交流接触器主触头 CMCS 断开而 CMCD1 闭合,则三相电机绕组 U—Y、V—Z、W—X 联成△形接法,电机转入正常△形运行状态。

从 TR1 (Y) 常闭触点 5、6 延时开始,TR1 (Z) 常闭触点 9、8 同时延时 30s 后断开。在断开前,启动电磁阀 SV11 由于 TR1 (Z) 8、9 触点闭合而带电,其推动的能量控制电磁阀 SV12 滑块关闭回气通道,使压缩机电机能够空载启动,启动后转入满载运行,TR1 (Z) 使 SV11 断电,其触点 9、7 闭合,能量控制电磁阀 SV12 滑块恢复至开度最大的状态 (SV12 线圈仍断电)。

同理,由于 TR2 (X、Y、Z) 电子时间继电器线圈带电,则第二台压缩机进行 Y—△形启动,其过程和第一台压缩机的启动过程完全一致,只是其电源是由 ZJ21 常开触点 6、4 引入,通过电子温控器常闭触点 T2 (C2、L2) 及 T4 (C4、L4) 的转换而工作,其通电的时间是设定在第一台压缩机启动转入△形运行后才开始,即在 TR1 (X) 延时闭合开始计算 TR2 (X) 常开触点需要 4min 才能闭合进行 Y—△启动并投入运行,保证第一台压缩机启动后第二台压缩机才能启动。

压缩机刚启动的整个启动控制过程中,冷冻水温仍未降到设定温度,经电子温控器热敏电阻 THM 传感,T1、T2、T3、T4 仍处于常闭状态,也就是说,两台压缩机仍在继续制冷运行。

(2) 螺杆式水冷机组的温度控制

螺杆机的温度控制是采用主机运行、停机控制与滑阀容积能量调节控制相结合的方式。

控制空调房的热负荷主要是通过冷冻水的回水温度控制的。为此,使用冷冻水电子控温器控制回水温度,并采用热敏电阻作为传感器 (THM) 装在蒸发器冷冻水的回水处,VR 为电子温控器的可变电阻,用以调定温控范围,利用 T1、T2、T3、T4 触点的通断,接通或开断主机或能量控制电磁阀以控制温度。其控制过程如下:

当两台压缩机满负荷运行时,电子控温器 T1~T4 触点均处于常闭状态,即 T1 (C1, L1) 接通, T2 (C2, L2) 接通, T3 (C3, L3) 接通, T4 (C4, L4) 接通,而从图 7-7-11 (a) 可以看出,能量控制电磁阀线圈 SV12 及 SV22 是断开的,能量控制电磁阀滑块开度最大时汽化后的制冷剂被全部吸入。冷冻水回水温度的设计值为 12.22°C,为保持在该温度值范围内运行,并使制冷装置能保持蒸发温度与空调房间温度的平衡,就要求压缩机的制冷量应经常与热负荷保持平衡。为此,采用能量控制以减少压缩机的启动次数。如果在两台压缩机满负荷运行定为能量控制到满负荷的 100%,则电子冷冻水控温器按顺序闭合 T1~T4 触点,便可获得不同的能量控制率。

如果冷冻水温度下降 4°C,则 T4 常闭触点 C4、L4 断开,常开触点 C4、H4 闭合,而其他触点 T1~T3 不变,从图 7-7-11 (a) 中可以看出,第一、第二台压缩机均处于运行状态,第一台压缩机能量控制电磁阀 SV12 断电,第一台压缩机处于满负荷运行状态,而第二台压缩机由于能量控制电磁阀 SV22 带电,能量电磁阀滑块开度减少,只能通过回气制冷剂的 50%,这时能量控制率即变成 $1.5/2 \times 100\% = 75\%$ 。

当冷冻水温度再下降 1°C (即共下降 5°C) 时, T4 仍使 SV22 带电, T3 常闭触点 C3、L3 断开,常开触点 C3、H3 闭合,第一台压缩机能量控制电磁阀从断电状态变为带电状态,其滑块开度减少,也只能通过回气工质的 50%, T1、T2 状态不变,第一、第二台压缩机均

在 50% 能量控制下运行，其综合能量控制率为 $1/2 \times 100\% = 50\%$

如果冷冻水温度再下降 1°C (即共下降 6°C)，T2 常闭触点 C2、L2 断开，常开触点 C2、H2 闭合，T1、T3、T4 状态与下降 5°C 时相同，可见，由于第二台压缩机电子时间继电器线圈 TR2 (X、Y、Z) 为断电状态，使第二台压缩机主回路接触器全部开断，这台压缩机停止运行，而第一台压缩机则处于 50% 能量控制下运行，其综合能量控制率为 $0.5/2 \times 100\% = 25\%$ 。

冷冻水温度如果再下降 1°C (即共下降 7°C)，T1 触点 C1、L1 开断，C1、H1 闭合，使第一台压缩机电子时间继电器 TR1 (X、Y、Z) 开断，第一台压缩机停止运行，T2、T3、T4 状态与下降 6°C 的状态相同，由于两台压缩机均停止运行，此时的能量控制率为 “0”。

由此可以看出，RCV100SY2 的能量控制可以达到 100%、75%、50%、25%、0 等几档次。

(3) 保护装置的功能

图中 JLT 是冷冻水低温保护断路器。当冷冻水温为 5.5°C 时，JLT 的 C、T 触点闭合；当冷冻水温下降到 2.5°C 时触点便断开，其常开触点 C、R 闭合，接通辅助继电器线圈 ZJ4，于是 ZJ4 的常闭触点 5、1 及 6、2 断开，辅助继电器线圈 ZJ11 及 ZJ21 断电，ZJ21、ZJ11 常开触点恢复断电状态 (图中 6、4 触点)。这样控制主回路的三相交流接触器线圈 CMC1、CMC2、CMCS1、CMCS2、CMCD1、CMCD2 均处于断开状态，使两台压缩机停止运行，以防止冷冻水结冰。直到冷冻水温回升后，压缩机再重新启动运行。

高压开关与低压开关亦可称为高压压力保护继电器 JHY1、JHY2 与低压压力保护继电器 JLY1、JLY2。当冷凝器中冷却水中断，螺杆压缩机出口高压超过预定的压力时，JHY1、JHY2 常闭触点断开，使两台压缩机停止运行 (JHY1、JHY2 阻断压力 2.2MPa)，接通压力 1.6MPa 。JHY1、JHY2 防止因超高压而引起爆炸事故。而低压开关 JLY1、JLY2，是防止压缩机吸气压力减少到预定压力以下 (预定阻断压力为 0.25MPa ，接通压力为 0.5MPa)。当低一大气压力时，大量空气将渗入制冷系统，并导致排气压力与温度升高，功耗增大，制冷量降低，影响冷冻效果。因此必须使吸气压力保持在一定值以上，否则 JLY1、JLY2 常闭触点断开，两台压缩机亦停止工作。

控制回路中的 GLT1~GLT3 为第一台压缩机 A、B、C 三相三个过流继电器常闭触头，GLT4~GLT6 为第二台压缩机的三相三个过流继电器的常闭触点，其控制线圈分别串联在 A、B、C 三相主回路中，设置电流额定值为 72A (对应于 380V 、 50Hz)。当超过此电流值时，控制回路中的常闭触点立即断开，而辅助继电器线圈 ZJ11 及 ZJ21 断电，两台压缩机停止运行。

JT1~JT2 为控制回路中两台压缩机电机内部绕组高温保护继电器的常闭触点，其高温温度传感是由嵌入螺杆机电机绕组的传感器传递的。当 RCV100SY2 电机绕组温度为 93°C 时，JT1 及 JT2 常闭触点接通。当电机绕组温度为 115°C 以上时，这两个常闭触点断开，使两台压缩机停止运行，以便对压缩机电机加以保护。

图中的 OG1 及 OG2 为油加热器，被装在螺杆机油箱中。当压缩机停止运转、油温降至低于 110°F 、油的粘度太大使压缩机难于启动时，该油加热器通电启用；当油温升到 140°F 时，则断电停止工作。为了保证电机能顺利启动，防止电机损坏，在压缩机启动前，要通过接触器的常闭触点 CMC1 及 CMC2 接通两个油加热器 OG1 及 OG2，以达到预热的温度范

围，而电机启动后，CMC1，CMC2 则断开，停止油加热器通电。油加热器的容量为 150W。

当排出的气体超过所预置的压力（2352kPa）时，高压压力继电器不动作，并通过安全阀将制冷剂排出，起减压保持的作用。

易熔塞设置在冷凝器壳体内，当高压压力继电器失控，制冷剂温度超过易熔塞熔点温度时，易熔塞将熔化，使制冷剂蒸气自动泄放。

控制线路 RPT12 为反相保护继电器，与 A、B、C 三相电源接入，该继电器可以检测出电源相反接时螺杆机运行反方向转的错误，以使操作者把电源再反接过来。

（4）冷却水泵电机电器控制原理

某宾馆所采用的冷却水泵电机功率为 18.5kW，一般超过 5kW 都需要采用降压启动，该机用的是自耦变压器。图 7-7-11（b）中 ZOB1 即为自耦变压器，其抽头有 80% 和 55% 两档，本例是用 55 挡进行降压启动，其控制过程如下。

当自动空气开关 1QZK 合上时，指示灯 HD1 亮，按下 QA1 启动按钮，其中 QC1 线圈通电，其常开触点闭合自锁，而另一触点则闭合，使 QC2 线圈得电，SJ1 时间继电器线圈亦同时得电。这样就使主回路中的交流接触器主触头 QC1 及 QC2 闭合，冷却水泵电机经 ZOB1 降压启动，启动期间 VD1 及 HD1 灯亮。经 8~10s 延时后，SJ1 常开触点闭合，中间继电器 ZJ1 线圈带电，其常开触点自锁，ZJ1 另一常开触点使 XLC1 及 ZJE1 线圈带电，这时 ZJ1 的两个常闭触点断开，使 QC1 线圈断电。由于 ZJ1 断开，VD1 及 HD1 灯熄灭。于是主机回路三相交流接触器主触头 QC1 断开而 XLC1 接通，这样冷却水泵便投入全电压运行，ZJE1 常开触点使图 7-7-11（a）压缩机控制回路中闭合。XLC1 常开触点使 LD1 灯亮，表明电机处于正常运行状态。RJ1 为热继电器，作为过流保护用。如果需要停机可按下停机按钮 TA1，控制回路断电，电机停止运行。

（5）冷冻水泵电机的自动控制原理

冷冻水泵电机线路控制与冷却水泵电机控制相类似，也是用自耦变压器 ZOB6 进行降压启动，所不同的是当中间继电器线圈 ZJC1 接通带电时，在压缩机控制回路中，其常开触点闭合接通联锁保护电路。

（6）冷却塔风机的电路控制原理

因为冷却塔风机电机功率为 4kW，所以采用了直接启动控制。当按下启动按钮 QA11，QC2 线圈通电，其常开触点闭合自锁。另一常开触点接通中间继电器 ZJT1 线圈使之带电，ZJT1 在压缩机控制回路中常开触点闭合，接通主机的联锁控制电路。

由于 ZJE1、ZJC1、ZJT1 常开触点闭合，如果靶式流量控制器常开触点 LKB1 闭合，ZJ3 线圈带电，使电子温控器线圈 T 也带电，主机投入 Y—△启动状态，组成冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔风机电机先启动，而主机后启动的联锁电路。

五、活塞式冷水机组的控制电路

活塞式冷水机组电路见图 7-7-12。

1 压缩机直接启动电路

图 7-7-13 为一台小容量压缩机组直接启动的控制原理图。它的电气线路一般分为两部分：左面为主电路，包括控制保护电动机的开关 DK 和熔断器 RD1、交流接触器主触头 C0 以及热继电器的双金属片加热元件 RJ。三相电源通过这些装置用导线或电缆直接与电动机

连接：右面为控制电路，由控制主电路接触器触头开、闭的控制按钮、交流接触器线圈、热继电器的触点，对压缩机组进行保护的温度和压力继电器接点组成，这些接点按一定规则构成逻辑控制电路。

通常控制方式有手动和自动两种。手动控制用按钮进行，自动控制由温包感测回水温度或房间温度进行。两种方式用一个开关CK进行切换。下面分述其操作过程：

1) 手工控制

合上电源开关DK，切换开关CK置于手动位置。按启动按钮QA，QA接点闭合时交流接触器线圈C通电使衔铁吸合，主触头C0接通，电动机D在加上三相全电压后启动。同时交流接触器辅助常开触头C1使接触器线圈C继续通电而使衔铁保持吸合，虽QA在操作后开弹回原位，电动机仍能连续运行。红色信号灯HD点亮，表示电机工作正常。

2) 自动控制

合上电源开关DK，切换开关CK置于自动位置，水流开关FK（水泵启动后）闭合，在温度继电器BWJ的接点控制下，电动机运行或停止；当温度高于设定值时，通过感温包感测，压力膜盒使BWJ接点闭合，压缩机组投入运行；当温度低于设定值时，则BWJ内部压力降三，接点打开，切断控制回路，机组停转。

控制回路中还串入了二个保护元件：吸排气压力控制器YLJ、油压差控制YCJ和电动

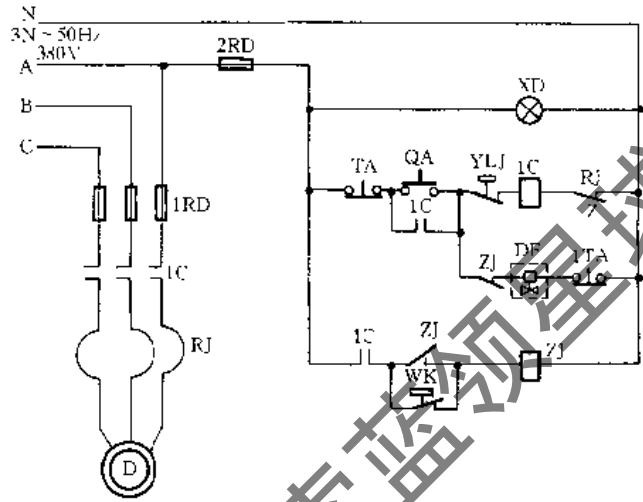


图 7-7-12 活塞式冷水机组电路

1RD、2RD—螺旋熔断器；QA、TA—带灯按钮；C—交流接触器；ZJ—中间继电器；RJ—热继电器；XD—信号灯；D—电磁阀；YLJ—YWK压力继电器；WK—WTQK 11 温度控制器；D—电动机（22kW）

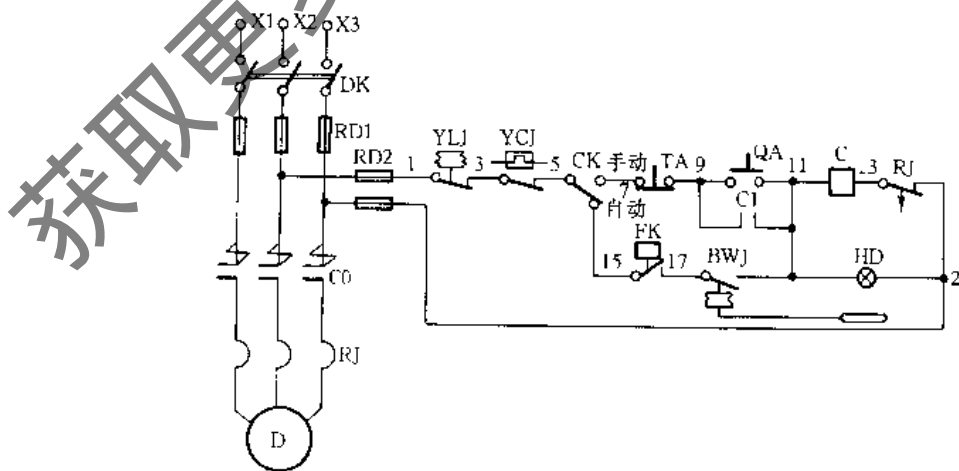


图 7-7-13 压缩机直接启动电路

机过载热继电器 RJ。其中任一元件动作，都将使机组停机。

2. 自耦降压启动

(1) 自耦降压启动的原理

自耦降压启动，就是用自耦变压器降低电压启动，适用于额定电压为 220/380V (Y/△) 的电动机。图 7-7-14 为自耦降压启动的原理图。在主电路触头 SC 上并联一台自耦变压器 ZOB，其输入和输出端线都与接触器 QC 的触头相接。电机启动时，QC 触头先闭合，二相电源经自耦变压器降压后送入电机进行启动。当转速接近电机的额定转速时，再将 QC 触头分离并立即使 SC 触头闭合，电机便在正常电压下运转。

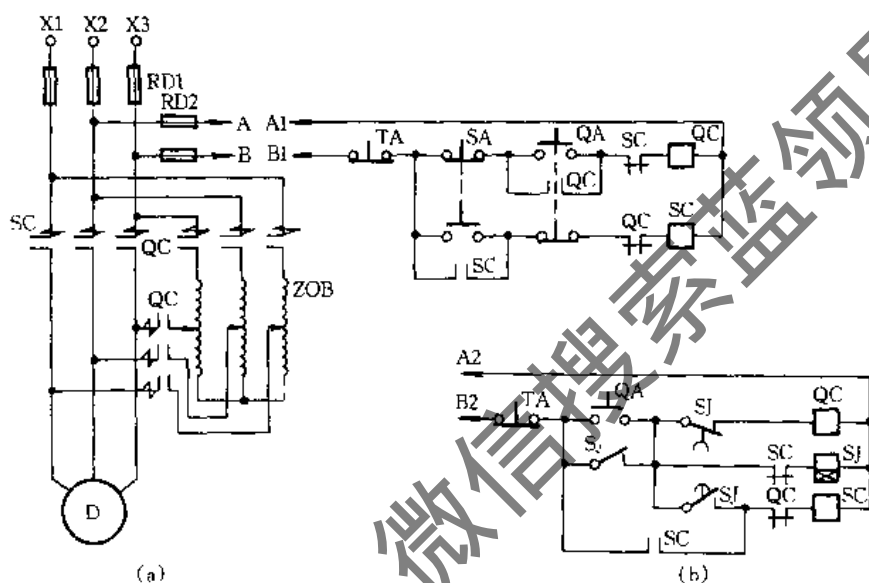


图 7-7-14 自耦降压启动

(1) 按钮操作启动：将图 7-7-14 (a) 的 A1、B1 接入 AB，按启动按钮 QA，吸引线圈 QC 通电，QC 的所有动合触点都闭合，动断触点断开，电机通过 ZOB 降压启动。待接近额定转速时，再按 SA，线圈 QC 断电，QC 触点复位，线圈 SC 通电并自保持，SC 触头闭合，电动机转入正常运行。

(2) 时间继电器操作启动：将图 7-7-14 (b) 的 A2、B2 接到 AB 上，按下 QA，线圈 QC 的 SJ 通电，QC 动合触头闭合，SJ 瞬动触头闭合，电机启动。待转速升至接近额定值时，时间继电器 SJ 延时触头动作，SJ 的动断触点断开，动合触点闭合，于是 QC 线圈断电，其触头复位，SC 线圈通电，其动合触头闭合，动断触头打开，电动机投入正常运转，SJ 停止工作并复位，为下次启动做好准备。采用这种方法减小了启动转矩。自耦变压器体积较大，价格较贵，不允许频繁启动。对于 220/380V 的 Y-△接法的较大容量的鼠笼式电机，当不能用 Y-△方法启动时，允许用自耦降压启动法，因此应用较为广泛。

(2) 自耦降压启动控制线路实例

实际的自耦降压启动控制中，常选用国产 XJ01 系列启动箱与自控元件结合，构成如图 7-7-15 所示的控制线路图。

XJ01 系列自耦减压启动箱用于 380V、300kW 及以下的三相鼠笼型电动机，作为降压启动之用，以改善当电机启动时对供电网络的影响。

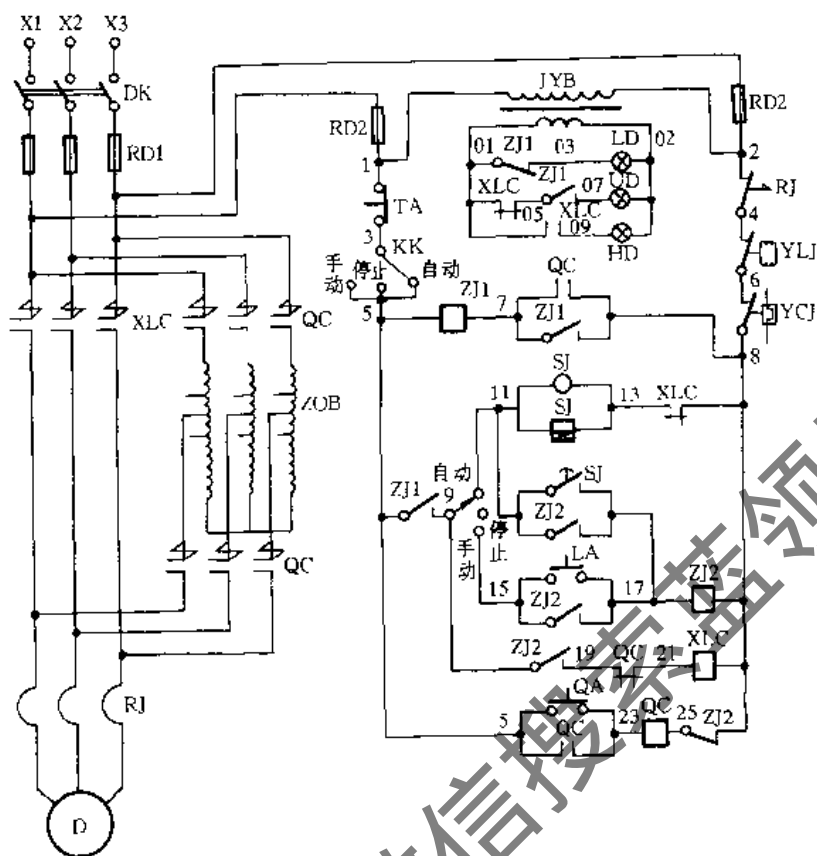


图 7-7-15 控制线路

控制线路由自耦变压器、交流接触器、热继电器、时间继电器、自控元件、保护元件、吸排气压力控制器 YLJ 以及油压差控制器 YCJ 等组成。对于 75kW 及以下的电机，只有自动控制一种形式，而 80kW 以上的电机，则具有手动控制以及自动控制两种方式，用转换开关 K 进行切换。下面就简要介绍其操作过程。

1) 手动操作。合上电源开关 DK，绿色信号灯 LD 亮。把转换开关 KK 扳到“手动”位置，按 QA，电动机开始转动，绿灯 LD 熄灭，黄色信号灯 UD 亮。待电机转速接近额定值时，再按运行按钮 LA，电机投入正常运行，同时 UD 灯熄灭而红灯 HD 亮。按停止按钮 TA，电机即停转。

2) 自动操作。合上 DK，LD 亮。将 KK 扳到“自动”位置，按 QA，电机转动，LD 灭、UD 亮，时间继电器开始计时。经一定时间（可在 5~120s 内调整）触点闭合，交流接触器 XLC 经 ZJ2 接通，电动机在全电压下转为正常运转，此时 UD 灭、HD 亮。按下 TA，电机即停止工作。

热继电器 RJ、吸排气压力控制器 YLJ 和油压差控制器 YCJ 在这里仍起保护作用。

二、Y-Δ 启动

1) Y-Δ 启动原理

Y-Δ 启动法用于电压为 220/380V、绕组接法为 Y-Δ 的较大容量的电动机启动。启动之初绕组为 Y 形连接，待增速到一定程度时再改为 Δ 形连接。Y-Δ 启动方式有二：一为

用切换开关 QK 启动，如图 7-7-16 (a) 所示；二为用交流接触器、继电器和按钮组成的自动切换装置，如图 7-7-16 (b)、图 7-7-16 (c) 的组合和图 7-7-16 (b)、图 7-7-16 (d) 的组合。

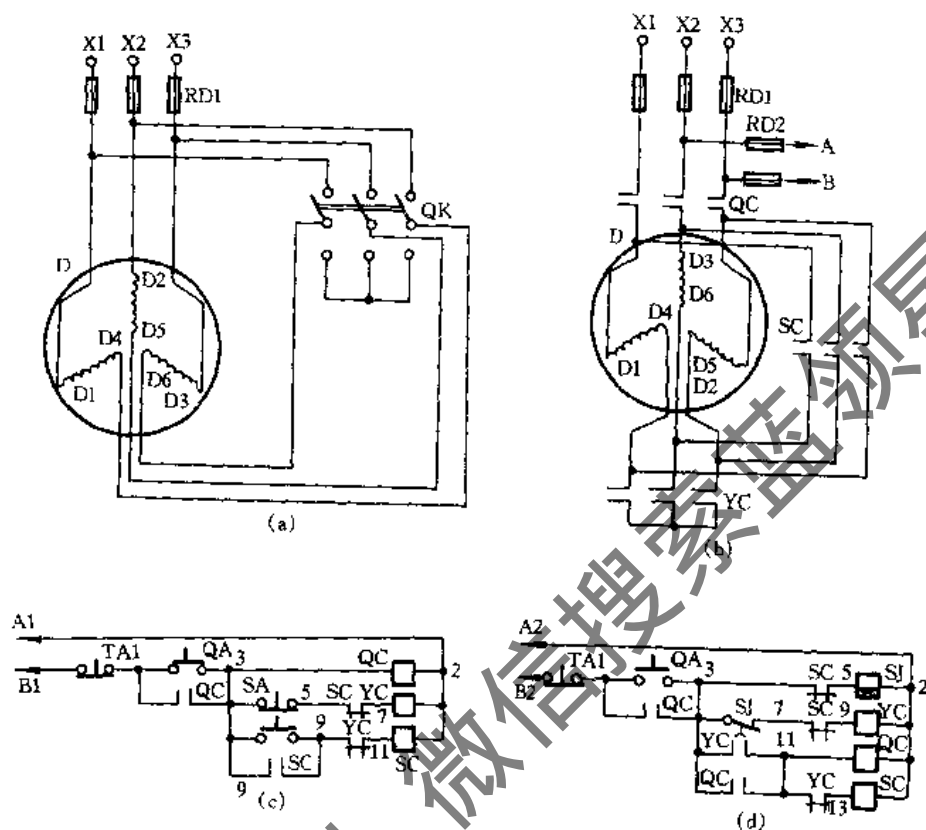


图 7-7-16 Y- Δ 启动原理

(2) 手柄启动操作

如图 7-7-16 (a) 所示，将电动机三相绕组出线端头，D1、D2、D3 接电源，中性点端头 D4、D5、D6 与手柄开关 QK 的动触头连接。当手柄扳下时，绕组呈 Y 形连接，扳上时绕组又呈 Δ 形连接，即转入正常运行。这种启动方式只适于电机功率在 30kW 以下，容量再大则不适宜。

(3) 按钮操作 Y- Δ 切换

把图 7-7-16 (c) 中的 A1、B1 接到图 7-7-16 (b) 的 AB 端，构成用按钮操作的 Y- Δ 切换启动电路。图 7-7-16 (b) 的主回路中装有三对接触器的主触头。三组绕组出线端 D1、D2、D3 接入 QC，中性端 D4、D5、D6 接入 YC，并把 YC 的另一端三个头接在一起，形成 Y 形接法；在电机两端按 D1~D6、D2~D4、D3~D5 的顺序接入 SC。这三对接触器主触头由图 7-7-16 (c) 的控制线路控制。

当按下 QA 时，QC 与 YC 线圈通电，相应接触器的触头闭合，电动机成 Y 形启动，QC 辅助常用接点闭合，使控制自锁，YC 辅助常闭接点打开，避免触头 SC 与 YC 同时通电。待增速到一定程度时，再按 SA，使 YC 线圈断电，SC 通电，主电路中的 YC 分离，SC 闭合，电机绕组由 Y 形转接成 Δ 形，转入正常运转。按下 TA，即停机。

(+) 时间继电器控制 Y- Δ 切换

把图 7-7-16 (c) 中控制钮 SA 的作用用时间继电器 SJ 的触点来代替, 即可构成如图 7-7-16 (d) 所示的自动操作线路

按下 QA, 时间继电器 SJ 开始工作, 线圈 YC 通电, 随即线圈 QC 也通电, 主电路中的 QC 与 YC 闭合, 电机绕组成 Y 形启动。增速到接近额定转速时, SJ 常闭触点延时打开, 线圈 YC 断电, SC 线圈通电, 主电路 YC 打开 SC 闭合, 电机绕组由 Y 形过渡到 Δ 形, 转入正常运行。

六、中央空调控制器介绍

1. KTC-4 溴化锂吸收制冷机控制器

KTC-4 溴化锂中央空调控制器结构简单, 分为弱电柜和强电柜 (也可根据用户要求制作一体机柜) 采用工业控制计算机与 PLC 相结合的高可靠模式, 各控制单元内 CPU 都有软、硬件“看门狗”而且它们之间通过协调互相监督, 使可靠性进一步提高。

KTC-4 型溴化锂中央空调控制器采用 10 英寸 TFT 液晶触摸屏, 多屏 Windows 式人机界面。具有动态运行窗、故障报警窗、故障处理窗、参数设置窗及使用说明窗, 各窗口之间触摸、点击切换。触摸操作简便直观, 操作人员稍经培训即可熟练掌握。其中动态运行窗目前备有 10 个厂家的流程图, 用户可根据空调的特点提出自己的运行流程图。

KTC-4 溴化锂中央空调控制器具有硬手动、软手动及全自动三种方式, 后两种方式设有多种故障保护和处理, 以保证溴化锂机组运行在可靠、安全、经济的良好状态下, 实现 30 万~400 万 kcal/h 的直燃机组和蒸气机组的制冷、制热及生活用水等工况的控制。

KTC-4 溴化锂中央空调控制器配套机组适应范围广, 可与日本 Sanken、日本 Fuji、日本 Panasonic、德国 Siemens 和 ABB 变频器配合, 燃烧机可与意大利 BAITUR、日本 OLYMPIA 等配合, 电动调节阀可与美国 HONEYWELL 合资厂家北京埃柯特 ACT、国产厂家天津阀门厂、西安仪表厂等产品配合, 控制柜内主要元件为进口产品, 如交流接触器及热继电器选用施耐德产品。

KTC-4 溴化锂中央空调控制器配套用高发液位及冷剂水位测量可采用 OMRON 产 BS-1 电极。也可采用 FQL 型浮球式液位计, 该液位计避免了电极方式测量电流直接流过溴化锂溶液造成的假液位现象, 解决了测量电极的腐蚀、结垢问题。

2. 模块式热泵机组控制器

模块式热泵机组控制器具有制冷、制热、防冻、除霜运行四种功能, 控制方式有自动、定时、硬手动。

控制器分为一体与多体机, 多体机由一台上位机与一个或多个下位机组成, 下位机采用小型专用 PLC 作为控制核心, 并配以进口交流接触器。上位机采用全中文多屏菜单式液晶显示技术及轻触按键。具有可靠性高、人机界面友好、控制精度高、可远距离控制多台下位机等特点。适用于大型模块式中央空调的控制。一体机可靠性高、人机界面友好, 适用于单台热泵机组或户式中央空调的控制。可保证机组运行在可靠、安全、经济的良好状态下。其主要技术指标为:

控温精度: 0.5°C ;

响应时间: 0.5s;

工作温度：-100°C 至 60°C；

工作湿度：5% ~ 95% RH 无结露；

工作电压：三相 380V ± 20%、50Hz 或单相 220V ± 20%、50Hz；

主要功能有：

a. 控制方式。具有自动、定时、硬手动三种运行方式，自动、定时之间可无扰动切换。

自动方式：根据要求对机组控制进行全自动运行及全自动关机。

定时方式：每天（24 小时）内可设定三组开/关机时间，控制器按时开/关机运行，运行过程同自动方式。

硬手动方式：对机组进行人为手动控制，适用于调机和本控制器损坏时的应急。

b. 故障报警及保护。该控制器设有压缩机 A 故障、压缩机 A 高压故障、压缩机 A 低压故障、压缩机 B 故障、压缩机 B 高压故障、压缩机 B 低压故障、水流故障、通信故障 (01) 进口温度故障 (02)、出口温度故障 (04)、除霜温度故障 (08)、环境温度故障以及表冷器温度故障等故障报警点。存储有最新的 5 条故障记录及发生的时间。

控制器处于自动、定时控制方式，都将根据故障的严重程度自动处理，既能安全保护机组又能及时恢复运行。硬手动方式有高压故障、低压故障、水流故障保护。

c. 人机界面。信息显示采用全中文多屏菜单式液晶显示技术，共分为 5 屏。

第 1 屏显示控制方式、机组运行状态（压缩机、水泵和风机）、进口温度、出口温度。

第 2 屏显示环境温度、表冷器温度（每个压缩机对应一个）。

第 3 屏显示每天三组定时开/关机的时间及当前日期、时间。

第 4 屏显示可设定的各种参数。

第 5 屏显示 5 条最新的故障记录及发生的时间。

3. 日立中央空调与楼宇自控器

为适应空调设备与楼宇自控系统相结合技术的发展，日立公司已利用智能分散控制用网络技术成功开发出功能完善的协议转换器（HARC G/W），实现日立中央空调与楼宇自控系统的完美结合。客户可通过选购该公司提供的 G/W 来实现对中央空调的远程控制监视。

(1) 日立冷水机组采用 LONWORKS 的 SNVT (Standard Network Variable Types)。

(2) 1 台 HARC G/W (协议转换器) 监视、控制点数可多达 48 点，能对冷水机组各项性能参数进行监控。

(3) 通过日立独有的 H-LINK 进行传送，距离可达 1000m。

(4) 采用简单的配线方式使配线工程量少。

系统配线图见图 7-7-17，配线材料见表 7-7-1。

表 7-7-1 系统配线材料

	动力配线①	冷水机组连接用配线②	地线③	LONWORKS 连接配线④
	电源线 AC220V	传送线 DC5V	地线	传送线 DC5V
配线长度	2mm ² 屏蔽式	0.75mm ² 双扭电缆总长 1000m 以下	—	—
端子螺丝钉	M3	协议转换器侧 M3 冷水机组侧 M4	M3	(※1) M3

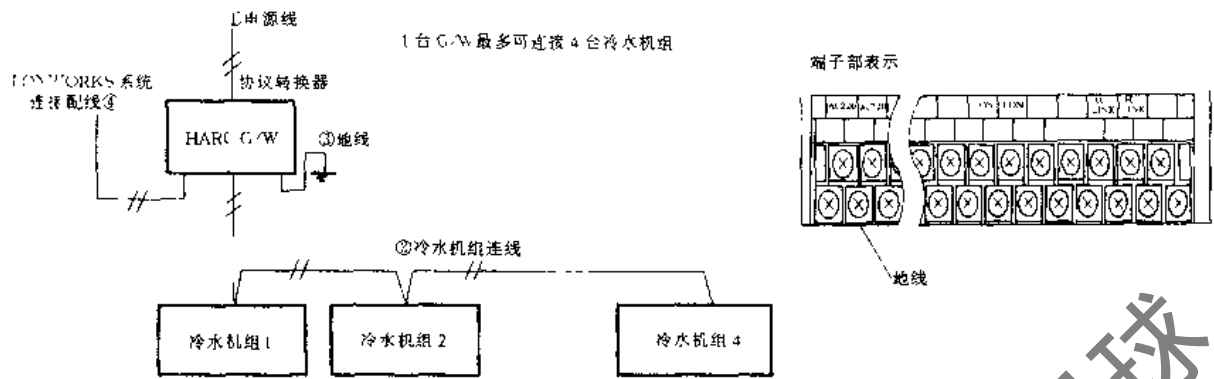


图 7-7-17 系统配线

二、电脑控制器

南京三维自动控制工程公司生产的电脑控制器简介：

1) UC-1H 型恒温恒湿机组电脑控制器

- ①采用模糊控制方案，可实现温湿度的高精度控制。
- ②具有可编程运行功能。
- ③具有温度湿度两路输入显示及四路故障监测。
- ④具有 5 路输出控制，适用于小型恒温恒湿机组。
- ⑤具有同上位机联网群控的通信接口。
- ⑥采用高可靠性设计，抗工业干扰能力强。
- ⑦内容丰富的附加自控功能。
- ⑧断电数据保护。

2) UC-1L 型冷水机组电脑控制器

- ①采用模糊控制方案，可实现多温度参数的高精度控制。
- ②具有可编程运行功能。
- ③具有 3 路温度输入及 4 路故障监测。
- ④具有 5 路输出控制。
- ⑤可实现全自动除霜及防冻监测运行。
- ⑥可与上位机联网通信。
- ⑦可适用于多机头机组。

⑧具有压缩机停机延时启动、多台压缩机等顺序运行及最小电流启动等自控功能。

3) UC-1CH 型除湿机组电脑控制器

- ①采用模糊控制方案，可实现湿度的高精度控制。
- ②具有可编程运行功能。
- ③具有温湿度两路输入显示及 4 路故障监测。
- ④具有 2 路输出控制。
- ⑤具有同上位机联网功能。
- ⑥具有手动和自动两套运行方式。

⑦抗工业干扰能力强。

(4) H70A 型恒温恒湿机组电脑控制器

①采用 PID 算法, 可实现对温度湿度的智能化控制。

②具有温度、湿度各一路输入及 8 路故障监测。

③具有 7 路输出。

④具有手动——自动两套键盘并可实现无扰动切换。

⑤宽的电压适用范围, 能在 100~265V 范围内正常工作。

⑥采用多种抗干扰措施, 使机组在恶劣环境下仍能正常工作。

⑦具有多级保安密码。

⑧可对温度、湿度、开关机时间、当前时间 5 种参数进行设定, 对 6 种参数值进行查询。

⑨可与上位机联网通信。

(5) 中央空调电脑控制系统

①由一台或多台上位机、通信网络及多台现场机组构成冷冻室调机群中央电脑控制系统。

②上位机可显示机群的总体工作状况及网络工况。

③上位机可显示每一单机的工作状况。

④上位机可通过键盘对下位机进行设置参数查询、设定参数更改、改变工况等远距离操作。

⑤上位机可采集并记录每一单机的工作状况, 显示每日、每月的温、湿度曲线。

⑥根据用户要求上位机可打印所有参数并记录故障时间、故障类别。

⑦具有保安密码操作。

⑧系统既可联网运行, 也可脱网运行。

(6) 温湿度传感器

①温度、湿度传感变送一体化。

②采用高质量感温感湿元件, 反应快、线性好、精度高、性能稳定可靠。

③测温范围 -60°C ~ $+150^{\circ}\text{C}$, 分辨率为 $\pm 1\% \text{RH}$, 精度 $\pm 3\% \text{RH}$ 。

④温湿度信号为数字传输式, 适合远距离传送, 且互换性好。

⑤抗干扰能力强。

5 风机盘管控制器

(1) TKPY-01A 液晶显示风机盘管控制器

①大液晶中文显示, 功能模式多种选择。

②室内温度显示, 自动恒温控制。

③3 速风机自动控制功能, 4 种风速方式选择。

④24 小时定时开/关机功能。

⑤程序控制。

⑥故障诊断功能。

⑦多风机盘管控制、多点控温。

⑧电源系统采用新型环保电源。

⑩可最多对 8 个普通 3 速风机盘管进行独立控制。

(2) TKYJ-01A/02A 液晶显示风机盘管控制器

①3 速风机自动控制功能、4 种风速方式选择。

②大液晶显示、冷热模式手动选择。

③室内温度显示、自动恒温控制。

④具有风机短路保护功能、温度传感器故障显示。

⑤8 小时定时开/关机功能。

⑥嵌入式 Top life RH-M1.1 控制软件。

⑦电源系统采用新型环保电源（仅电源环保型具有此功能）。

⑧超小型外观设计。

⑨可控制普通 3 速风机盘管。

(3) TKDJ-01A 单键风机盘管控制器

①单键控制 3 速风机控制功能。

②风机短路保护。

③红外遥控。

④可控制普通 3 速风机盘管。

5. 清华同方 RH-DCU 系列 DDC 控制器

RH-DCU 系列 DDC 控制器是清华同方控制工程公司人工环境工程公司开发的 RH 分布式微机控制系统中应用的 DDC 控制器。RH 分布式微机控制系统是供热、制冷、空调工程中专用的控制系统。其开发考虑了供热、制冷、空调热工过程的特点和节能控制要求。

RH-DCU 直接数字控制器可对单台机组子系统进行多参数检测及多回路控制；该控制器可单独工作，完成现场监控任务，亦可通过 RH 通信网络将信息送往中央站接受中央站的指令，实现监控管理。

RH-DCU 直接数字控制器由主控制板、键盘显示板、“输入调理板”、输入和输出调理板、光电隔离板、信号转换电路板、通读接口各单元电路、DCU 现场控制器系统软件以及用户软件等组成。图 7-7-18 是 RH-DCU 系列中 RH-DCU6403 的组成框图。这种控制器的特点是其输入、输出通道可根据用户要求确定，利用输入输出调理板可连接各种不同类型的输入信号转换板，因而可将传感器、变送器等各种模拟量（电流、电压）转换为数字量（相应的频率信号），作为输入模拟量与主控板之间的接口电路，也可以完成数个量到模拟量的转换，输出一个电压信号（0~16V）或电流信号（4~20mA），作为输出信号控制执行器。调理板采用输入、输出组合式，便于设计并可充分利用调理板。RH-DCU 控制器的点数见表 7-7-2。

表 7-7-2

RH-DCU 点数表

型 号	I/O	输入 (I)	输入、输出可选 (I, O)
RH-DCU6403			64 点输入、输出可选
RH-DCU3202		16	16
RH-DCU1601		8	8

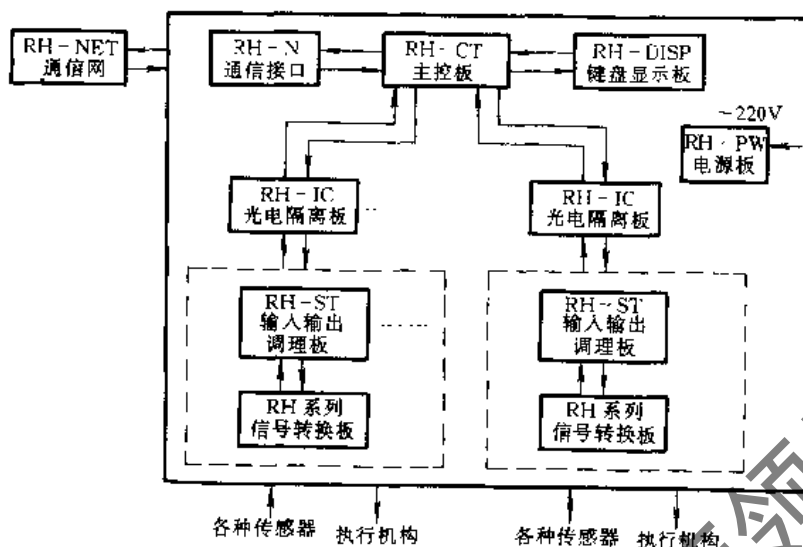


图 7-7-18 RH-DCU6403 框图

7. 北京柏斯顿公司 BS 系列 DDC 控制器

BS 系列 DDC 控制器是北京柏斯顿公司的产品，有 BS-3000、BS-2000 两种规格。

(1) BS-3000 DDC 控制器

该产品主要适用于舒适性空调机、新风机组及一般机电设备的控制。控制器输出点数见表 7-7-3。其输入、输出信号见表 7-7-4。

表 7-7-3 BS-3000 DDC 输入、输出点数 [O 为可扩展点]

输入 (I)		输出 (O)	
AI	DI	AO	DO
8	8	4 (6)	8
28 (30)			

表 7-7-4 BS-3000 DDC 输入、输出信号

AI	0 - 10V DC, *PT100, *PT1000, *0 - 5V DC, *4 - 20mA DC
DI	0 - 15V DC 电平信号 (推荐使用 5V DC)
AO	0 - 10V DC
DO	220V AC、3A 双向可控硅开关, *380V AC、3A 双向可控硅开关, *24V AC、3A 双向可控硅开关, *50V DC、1A 直流输出电子开关

注：打“*”号为选项，需在订货时预先说明。

(2) BS-2000 DDC 控制器

该产品可适用于各类空调机（定风量、变风量、双风管等）的控制，也可用于冷冻站、热力站以及锅炉等设备的控制。其输入、输出点见表 7-7-5，其输入、输出信号见表 7-7-6。

这两种控制器均内置 8 个控制模块，可编成 P、PI、PID 开关及串级等控制方式；内置

的计算机模块有 4 个，可编成平均、高、低值选择，焓值计算等的计算；内置的逻辑模块有 4 个，可进行各种逻辑运算。

表 7-7-5 BS-2000 输入、输出点

输入 (I)		输出 (O)	
AI	DI	AO	DO
24	8 (24)	2 (10)	8 (16)
42 (74)			

表 7-7-6 BS-2000 输入、输出信号

AI	0 - 10V DC, PT100, PT1000, *0 - 5V DC, *4 - 20mA DC, *0 - 10mA DC
DI	0 ~ 15V DC 电平信号 (推荐 5V DC)
AO	0 - 10V DC, *4 - 20mA, *0 - 10mA
DO	220V AC, 3A 双向可控硅开关, *380V AC, 3A 双向可控硅开关, *24V AC, 3A 双向可控硅开关, *50V DC, 1A 直流输出电子开关

注 打“*”号者为选项，需在订货时预先说明。

第八章 中央空调系统的净化处理

第一节 空调房间内空气的净化要求

一、净化等级分类

室内空气的净化要求是以含尘浓度来划分的。根据生产要求和人们工作生活的要求，通常将空气净化分为三类：

1. 一般净化

该类净化只要求一般净化处理，保持空气清洁即可，对室内含尘浓度无确定的控制指标要求。大多数以温湿度要求为主的民用与工业建筑空调工程均属此类。

2. 中等净化

该类净化对室内空气含尘浓度有一定的要求，通常提出质量浓度指标。例如提出在大型公共建筑物内，空气中悬浮微粒的质量浓度 $\geq 0.15\text{mg}/\text{m}^3$ （推荐值）。

3. 超净净化

该类净化对室内空气含尘浓度提出严格要求。由于尘粒对生产工艺的有害程度与尘粒的大小和数量有关，所以均以粒径颗粒浓度作为控制指标。空气洁净度等级是以空气含尘浓度的高低来划分的。我国于1984年公布的《洁净厂房设计规范》（GBJ73—84）中规定的洁净度等级见表8-1-1。表中列出了划分洁净度等级级别的各含尘浓度限定值，该含尘浓度是室内空气含尘浓度的平均值，系指工作人员进行正常操作时，在工作区平面上连续一段时间内测得的计数含尘浓度的平均值。

表 8-1-1 我国空气洁净度等级（GBJ73—84）

等级	$\geq 0.5\mu\text{m}$ 尘粒数	个/ m^3
		$\geq 5\mu\text{m}$ 尘粒数
100级	$\leq 35 \times 100$ (3.5)	
1000级	$\leq 35 \times 1000$ (35)	≤ 250 (0.25)
10000级	$\leq 35 \times 10000$ (350)	≤ 2500 (2.5)
100000级	$\leq 35 \times 100000$ (3500)	≤ 25000 (25)

注：对于空气洁净度为100级的洁净室内大于等于 $5\mu\text{m}$ 尘粒计数，应进行多次采样，当其多次出现时，方可认为该测试数据是可靠的。

GBJ73—84规定的空气洁净度等级适用于工业洁净室。对生物洁净室除了控制悬浮在空气中的微粒外，对依附于微粒的微生物的控制也有具体规定。例如卫生部于1992年12月28日颁布了《药品生产和质量管理规范》（简称GMP），其洁净级别划分见表8-1-2。

表 8-1-2 我国 GMP 规定的空气洁净级别

洁净级别	尘粒数 个/m ³		活微生物数 个/m ³
	≥0.5μm	≥5μm	
100 级	≤3500	0	≤5
10000 级	≤350000	≤2000	≤100
100000 级	≤3500000	≤20000	≤500

二、净化等级线解图

美国公布的 FS—209E 净化等级见表 8-1-3。

表 8-1-3 美国联邦标准 FS—209E 的空气洁净度级别

级别名称		级别限值 ≥个/每体积单位				
		0.1μm	0.2μm	0.3μm	0.5μm	5μm
		体积单位	体积单位	体积单位	体积单位	体积单位
国际单位	英制单位	m ³ (ft ³)	m ³ (ft ³)	m ³ (ft ³)	m ³ (ft ³)	m ³ (ft ³)
M1		350 (9.91)	75.7 (2.14)	30.9 (0.875)	10.0 (0.23)	—
M1.5	1	1240 (35.0)	265 (7.50)	106 (3.00)	35.3 (1.00)	—
M2		3500 (99.1)	757 (21.4)	309 (8.75)	100 (2.83)	—
M2.5	10	12400 (350)	2650 (75.0)	1060 (30.0)	353 (10.0)	—
M3		35000 (991)	7570 (214)	3090 (87.5)	1000 (28.3)	—
M3.5	100	—	26500 (750)	10600 (300)	3530 (100)	—
M4		—	75700 (2140)	30900 (875)	10000 (283)	—
M4.5	1000	—	—	—	35300 (1000)	247 (7.00)
M5		—	—	—	100000 (2830)	618 (17.5)
M5.5	10000	—	—	—	353000 (10000)	2470 (70.0)
M6		—	—	—	1000000 (28300)	6180 (175)
M6.5	100000	—	—	—	3530000 (100000)	24700 (700)
M7		—	—	—	10000000 (283000)	61800 (1750)

注 1. 级别名称应优先使用国际单位制，但也可用 209 前几版使用的英制单位。

2. 为了适应洁净技术的发展，尤其是微电子工业的快速发展，制定了 209E 替代 209D。

第二节 空气过滤器的工作原理 及过滤效率规格

一、过滤机理

1. 撞上→粘住

空气中的尘埃粒子随气流作惯性运动，或作无规则运动，或受某种场力的作用而移动。当运动中的粒子撞到障碍时，粒子与障碍物表面间的引力使它粘在障碍物上。

2. 纤维过滤材料

过滤材料要求既有效地拦截尘埃粒子，又不对气流形成过大的阻力。非织造纤维材料和特制的纸张符合这一要求。杂乱交织的纤维形成对粒子的无数道屏障，纤维间宽阔的空间允许气流顺利通过。

3. 惯性原理

大粒子在气流中作惯性运动。气流遇障碍则绕行，粒子因惯性偏离气流方向并撞到障碍物上。粒子越大，惯性力越强，撞击障碍物的可能性越大，因此过滤效果越好。

4. 扩散原理

小粒子作无规则运动。粒子越小，无规则运动越剧烈，撞击障碍物的机会越多，因此过滤效果越好。

5. 效率随尘粒大小而异

过滤器捕集粉尘的量与未过滤空气中的粉尘量之比为“过滤效率”。小于 $0.1\mu\text{m}$ （微米）的粒子主要作扩散运动，粒子越小，效率越高；大于 $0.5\mu\text{m}$ 的粒子主要作惯性运动，粒子越大，效率越高。在 $0.1\mu\text{m}$ 与 $0.5\mu\text{m}$ 之间，效率有一处最低点。

6. 阻力

纤维使气流绕行，产生微小阻力。无数纤维的阻力之和就是过滤器的阻力。过滤器阻力随气流量的增加而提高，通过增大过滤材料面积，可以降低穿过滤料的相对风速，以减小过滤器阻力。

7. 动态性能

被捕捉的粉尘会对气流产生附加阻力，因此使用中过滤器的阻力会逐渐增加。被捕捉到的粉尘形成新的障碍物，于是会使过滤效率略有改变。

被捕捉的粉尘大都聚集在过滤材料的迎风面上。滤料面积越大，能容纳粉尘越多，过滤器寿命越长。

3. 过滤器报废

滤料上积尘越多，阻力越大。当阻力大到设计所不允许的程度时，过滤器的寿命就到头了。有时过大的阻力会使过滤器上已捕捉到的灰尘飞散，出现这种危险时，过滤器也该报废。

二、过滤器性能指标

1. 过滤效率

在过滤器的诸多性能中，过滤效果是较重要的，一般以过滤效率表示。

过滤效率是衡量过滤器捕获尘粒能力的一个特性指标。它是指在额定风量下，过滤器捕获的灰尘量与过滤器前进入过滤器的灰尘量之比的百分数，亦即过滤器前后空气含尘浓度之差与过滤器前空气含尘浓度之比的百分数。单级过滤器的效率为：

$$\eta = \frac{VC_1 - VC_2}{VC_1} \times 100\% = \frac{C_1 - C_2}{C_1} \times 100\% = \left(1 - \frac{C_2}{C_1}\right) \times 100\%$$

式中 V ——通过过滤器的风量； C_1 ， C_2 ——分别为过滤器前、后的空气含尘浓度。如不同的过滤器串联使用（见图 8-2-1），则其总效率为

$$\eta = \frac{C_1 - C_{m+1}}{C_1} = \left(1 - \frac{C_{m+1}}{C_1}\right) \times 100\%$$

按效率的定义可知：

$$C_3 = C_2(1 - \eta_2)$$

$$C_2 = C_1(1 - \eta_1)$$

故 $C_3 = C_1(1 - \eta_1)(1 - \eta_2)$ 依次类推, 可得 $C_{m+1} = C_1(1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \cdots (1 - \eta_m)$, 将此结果代入上述有关公式可得:

$$\eta = \frac{C_1 - C_1(1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \cdots (1 - \eta_n)}{C_1} = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \cdots (1 - \eta_n)$$

当含尘浓度以质量浓度 (mg/m^3) 表示时, 求出的效率为计重效率; 当含尘浓度以计数浓度 (大于等于某一粒径的颗粒数/升) 表示时, 求出的效率为计数效率; 当含尘浓度以粒径分组计数浓度 (某一粒径范围内尘粒数/升) 表示时, 得到的效率为粒径分组计数效率。

2. 穿透率

穿透率 K 是指过滤后空气含尘浓度与过滤前空气含尘浓度之比的百分数, 即

$$K = \frac{C_2}{C_1} \times 100\%$$

过滤机的穿透率能明确地表明过滤器后的空气含尘量。例如有两台高效过滤器, 其过滤效率分别为 99.99% 和 99.98%。过滤性能似乎差不多, 但就穿透率来看, 前者为 0.1%; 后者为 0.2%, 两者竟相差一倍。因此, 对高效过滤器之后以及排气净化处理之后的空气含尘浓度, 用穿透率来表示则更为明确。

3. 过滤器阻力

实验得出未沾尘的新纤维过滤器的阻力值可以近似地以下式表示:

$$\Delta H = Au + Bu^n$$

式中 ΔH ——过滤器阻力 (即压力降), Pa; u ——过滤器面风速, m/s。 Au 项是表示滤料的阻力, A 为反映纤维层结构特性的结构系数; 而 Bu^n 项是表示过滤器结构 (框架及波纹板等) 的阻力, B 为过滤器结构阻力系数, A 、 B 均为实验系数, n 为实验指数。

此外, 若以过滤器滤速 v 表示, 则过滤器阻力亦可整理成下式:

$$\Delta H = Cu^m$$

式中, C 、 m 分别为实验系数和指数, 对于国产高效过滤器, C 约在 3~10 之间, m 约为 1.35。

空气过滤器阻力是整个空调系统总阻力的主要构成部分之一, 它随过滤器通过风量的增加而增大。所以, 评价过滤器阻力时, 均指在额定风量时而言。此外, 当过滤器沾尘后, 其阻力随过滤器沾尘量的增加而增大, 一般把过滤器未沾尘时的阻力称为初阻力, 把需要更换时的阻力称为终阻力。终阻力值须综合考虑后决定。通常规定终阻力为初阻力的两倍。

4. 过滤器的容尘量

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称为该过滤器的容尘量。

5. 过滤器的面速和滤速

过滤器的面速和滤速可以反映过滤器通过风量的能力。

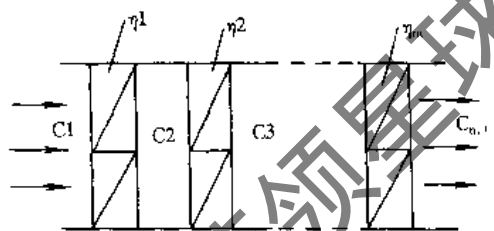


图 8-2-1 串联使用

面速是指过滤器迎风断面通过气流的速度 u ，一般以 m/s 表示，即

$$u = \frac{Q}{F}$$

式中 Q ——风量； F ——过滤器断面积（即迎风面积）。

滤速是指滤料面积上气流通过的速度 v ，一般以 cm/s 或 $L (cm^2 \cdot min)$ 表示，即

$$v = \frac{Q}{f}$$

式中 f ——滤料面积（即除去粘结等占去的面积）。

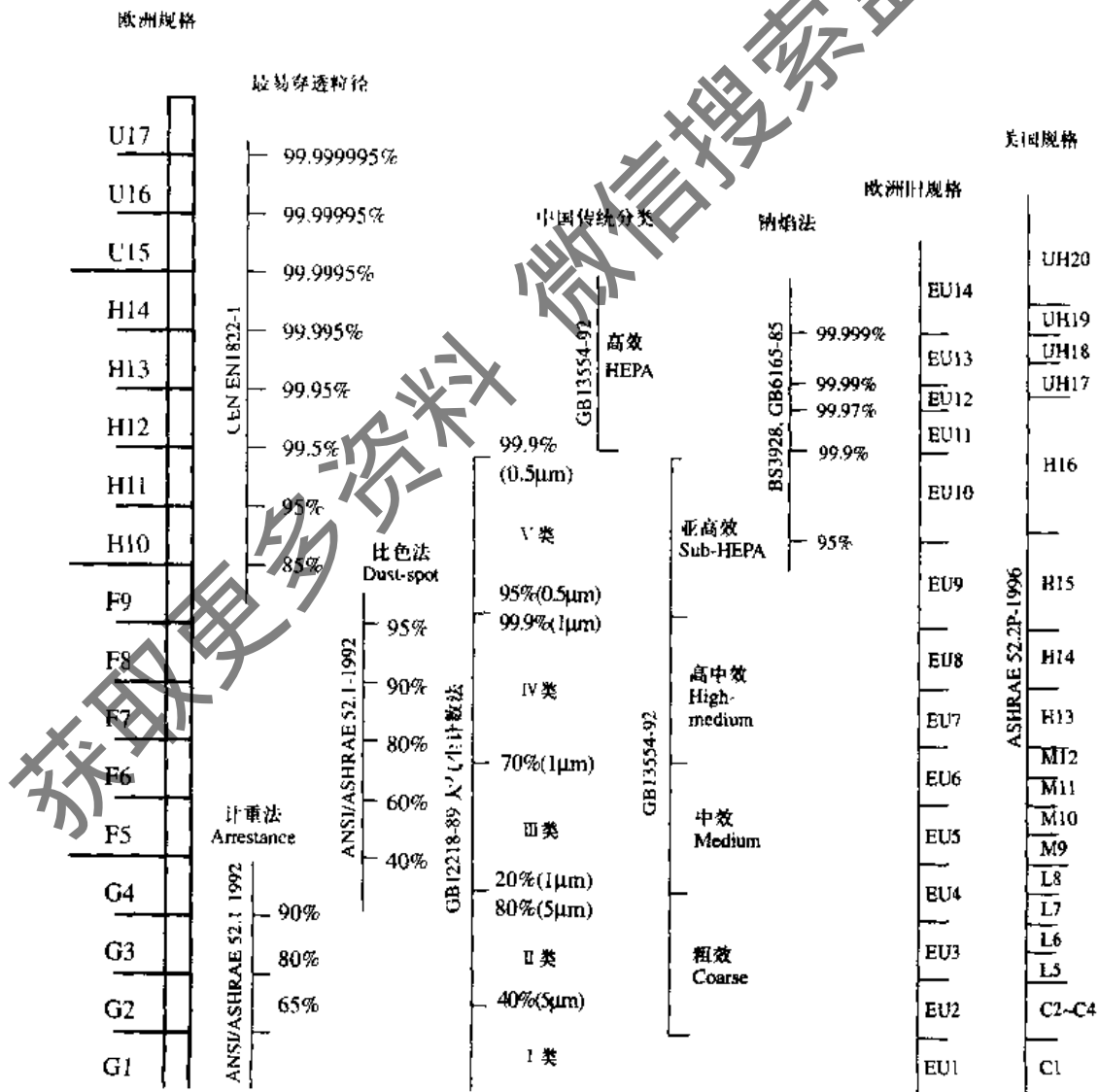
在特定的过滤器结构条件下，同时反映过滤器面速和滤速的是过滤器的额定风量。当已知需要过滤的空气量时，可根据所选过滤器的额定风量，确定所需过滤器的个数。

三、过滤效率规格

过滤效率规格比较见表 8-2-1。

表 8-2-1

过滤效率规格比较



第三节 空气过滤器

一、空气过滤器的主要类型

1. DAI 系列袋式过滤器

中央空调与集中通风系统常见的过滤器品种，有下列型号：

①DAI/GF 型，进口玻璃纤维滤料，效率规格 F5~F8。常用型，使用寿命长，性能稳定。

②DAI/SN 型，特殊化纤滤料，效率规格 F5~F9。环保（材料生产过程节能，废物可焚烧），近几年流行。

③DAI/SC 型，效率规格为 G3、G4。可清洗，价廉。

2. WuGe 无隔板高效过滤器

洁净室末端高效过滤器，效率规格为 99.95%、99.995%、99.9995%（MPPS）。采用国际通用规格、采用进口优质玻璃纤维滤纸，逐台扫描测试。

3. PAN 系列板式过滤器

玻璃纤维或化纤滤料，效率规格 G3~F5，价廉。

①PAN-C 型，纸框，进口玻璃纤维滤料。

②PAN-A 型，铝框，进口玻璃纤维滤料，可更换滤料。

③PAN-A-S 型，铝框，可清洗，可自行更换滤料。

4. MZ 系列密褶式过滤器

此为中央空调与工业通风系统常用的过滤器品种，可节省空间。

①MZ/P 型，超细聚丙烯滤料，效率规格 F7~F9，100%可焚烧。

②MZ/G 型，进口玻璃纤维滤料，效率规格 F6~H10。

③MZ/PT 型，金属外框，高强度，用于燃气轮机与空调机入口空气过滤。

5. VH 大风量高效过滤器

用于有特殊要求的中央空调系统和国防工业。效率规格为 H10、H13。

6. GG 传统有隔板高效过滤器

①典型高效过滤器，效率规格为 99.99%、99.999%（钠焰法）。

7. NF 箱式中效过滤器

①进口中央空调系统进入中国，效率规格 F5~F8。

8. FH 高效过滤风口

①非均匀流洁净室专用高效过滤风口。结构紧凑，可靠。

二、袋式过滤器

袋式过滤器是多年来工业和民用通风系统中用量最大、用途最广的空气过滤器品种。大多数中央空调和集中通风系统都配有袋式过滤器。

1. 外形

袋式过滤器的外形见图 8-3-1。

2. 尺寸

袋式过滤器的尺寸见表 8-3-1。

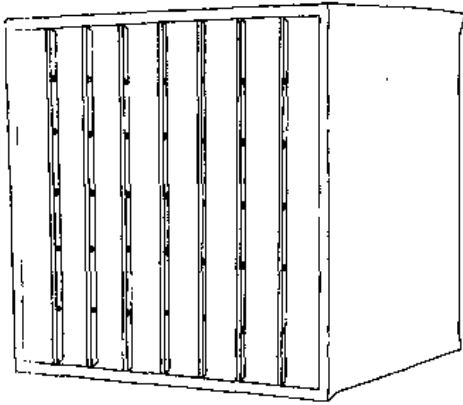


图 8-3-1 袋式过滤器外形

表 8-3-1 袋式过滤器尺寸

断面模数 mm	外框尺寸 mm	建议通风 m ³ /h	迎面风速 m/s
610 × 610	592 × 592	2500 ~ 5000	1.87 ~ 3.73
305 × 610	287 × 592	1250 ~ 2500	1.87 ~ 3.73
508 × 610	490 × 592	2000 ~ 4000	1.87 ~ 3.73
915 × 610	897 × 592	3750 ~ 7500	1.87 ~ 3.73

3. 规格

袋式过滤器规格见表 8-3-2。

表 8-3-2

袋式过滤器规格

型号	效率规格	外形尺寸 mm	袋数	有效过滤面积 m ²	初阻力 风量 Pa m ³ /h
DAI/GF 6660/06-F5	F5	592 × 592 × 600	6	4.64	35 2500 60 3600 110 5000
DAI/GF 6650/06-F5	F5	592 × 592 × 500	6	3.86	40 2500 65 3600 115 5000
DAI/GF 3660/03-F5	F5	287 × 592 × 600	3	2.32	35 1250 60 1800 110 2500
DAI/GF 3650/03-F5	F5	287 × 592 × 500	3	1.93	40 1250 65 1800 115 2500
DAI/GF 5660/05-F5	F5	490 × 592 × 600	5	3.87	35 2000 60 3000 110 4000
DAI/GF 5650/05-F5	F5	490 × 592 × 500	5	3.22	40 2000 65 3000 115 4000
DAI/GF 6665/10-F6	F6	592 × 592 × 650	10	8.06	45 2500 70 3600 110 5000
DAI/GF 6665/08-F6	F6	592 × 592 × 650	8	6.60	50 2500 80 3600 120 5000
DAI/GF 6655/08-F6	F6	592 × 592 × 550	8	5.58	55 2500 85 3600 130 5000
DAI/GF 3665/05-F6	F6	287 × 592 × 650	5	4.03	45 1250 70 1800 110 2500
DAI/GF 3665/04-F6	F6	287 × 592 × 650	4	3.30	50 1250 80 1800 120 2500
DAI/GF 3655/04-F6	F6	287 × 592 × 550	4	2.79	55 1250 85 1800 130 2500
DAI/GF 5665/08-F6	F6	490 × 592 × 650	8	6.45	45 2000 70 3000 110 4000
DAI/GF 5665/06-F6	F6	490 × 592 × 650	6	4.95	50 2000 80 3000 120 4000
DAI/GF 5655/06-F6	F6	490 × 592 × 550	6	4.19	55 2000 85 3000 130 4000
DAI/GF 6665/10-F7	F7	592 × 592 × 650	10	8.06	60 2500 95 3600 155 5000
DAI/GF 6665/08-F7	F7	592 × 592 × 650	8	6.60	65 2500 100 3600 165 5000
DAI/GF 6665/08-F7	F7	592 × 592 × 550	8	5.58	75 2500 115 3600 180 5000
DAI/GF 3665/05-F7	F7	287 × 592 × 650	5	4.03	60 1250 95 1800 155 2500

续表

型号	效率规格	外形尺寸 mm	袋数	有效过滤		初阻力 风量	
				面积 m ²		Pa m ³ /h	
DA/GF 3665/04-F7	F7	287×592×650	4	3.30	65 1250	100 1800	165 2500
DA/GF 3665/04-F7	F7	287×592×550	4	2.79	70 1250	115 1800	180 2500
DA/GF 5665/08-F7	F7	490×592×650	8	6.45	60 2000	95 3000	155 4000
DA/GF 5665/06-F7	F7	490×592×650	6	4.95	65 2000	100 3000	165 4000
DA/GF 5665/06-F7	F7	490×592×550	6	4.19	75 2000	115 3000	180 4000
DA/GF 6665/12-F8	F8	592×592×650	12	9.44	90 2500	130 3600	210 5000
DA/GF 6665/10-F8	F8	592×592×650	10	8.06	90 2500	130 3600	210 5000
DA/GF 6665/08-F8	F8	592×592×650	8	6.60	100 2500	150 3600	230 5000
DA/GF 6665/08-F8	F8	592×592×550	8	5.58	105 2500	155 3600	240 5000
DA/GF 3665/06-F8	F8	287×592×550	6	4.72	90 1250	130 1800	210 2500
DAI/GF 3665/05-F8	F8	287×592×650	5	4.03	90 1250	130 1800	210 2500
DAI/GF 3665/04-F8	F8	287×592×650	4	3.30	100 1250	150 1800	230 2500
DAI/GF 3665/04-F8	F8	287×592×550	4	2.79	105 1250	155 1800	240 2500
DAI/GF 5665/10-F8	F8	490×592×650	10	7.87	90 2000	130 3000	210 4000
DAI/GF 5665/08-F8	F8	490×592×650	8	6.45	90 2000	130 3000	210 4000
DA/GF 5665/06-F8	F8	490×592×650	6	4.95	100 2000	150 3000	230 4000
DA/GF 5665/06-F8	F8	490×592×550	6	4.19	105 2000	155 3000	240 4000

4 有效面积及安装框架

袋式过滤器的袋深、口袋个数有许多种。其实，只要两只过滤器所用的滤料品质相同，有效过滤面积相近，制造质量有保证，它们的使用性能就会基本一致。与过滤面积相比，袋深和袋数都是次要的。

有效过滤面积大，过滤器的容量能力则大，过滤器寿命长，气流经过滤料的速度低，过滤器阻力小。因此选用有效过滤面积大的过滤器较为合算。

5. 可洗袋式过滤器

DAI/SC 型袋式过滤器具有以下优点：

(1) 耐水洗

节俭的用户希望过滤器能清洗后重复使用。宝源 DAI/SC 袋式过滤器能满足这种要求。有些使用 DAI/SC 的用户，一只过滤器清洗过十余次，过滤器的使用寿命长达两年。

(2) 阻力小

特制化纤滤料、合理的结构，可使 DAI/SC 袋式过滤器的阻力降至最小。

(3) 性能稳定

DAI/SC 袋式过滤器中的化纤滤料不带静电，过滤指标中也就没有因静电暂时增强的成分。只要滤料不破损，清洗后过滤效率如初。

(4) 通用性强

DAI/SC 的结构和尺寸规格与国际通行的袋式过滤器统一。因此, DAI/SC 适用于大多数中央空调和集中通风系统。中国宝源公司生产的宝源牌可清洗袋式过滤器见表 8-3-3 (a) 和表 8-3-3 (b)。

表 8-3-3 (a) 宝源牌可清洗袋式过滤器结构尺寸

外形尺寸 mm	过滤面积 m ²	额定风量 m ³ /h	初阻力 Pa	建议风量 m ³ /h	最大阻力(铝 隔板), Pa	迎面风速 0.45m/s 时	
						风量 m ³ /h	初阻力 Pa
610×610×150	8.8	850	235	500~1000	1300	600	160
305×610×150	4.1	425	235	250~500	1300	300	160
915×610×150	13.6	1275	235	750~1400	1300	900	160
1219×610×150	18.3	1700	235	1000~1900	1300	1200	160
610×610×292	17.6	1700	245	1000~1900	2200		
305×610×292	8.3	850	245	500~900	2200		
915×610×292	27.3	2550	240	1500~2800	2200		
1219×610×292	36.6	3400	240	2000~3800	2200		
610×610×292/3	25.1	1700	190	1500~3000	2400		
305×610×292/3	11.7	850	195	750~1500	2400		

①610mm 系列过滤器的宽度尺寸系列有 203、305、610、762、915、1219、1524、1829mm, 即: 8、12、24、30、36、48、60、72 英寸。

②对于单向流洁净系统的过滤器, 测试标准规定迎面风速为 0.45m/s。

表 8-3-3 (b) 宝源牌可清洗袋式过滤器结构尺寸

外形尺寸 mm	过滤面积 m ²	额定风量 m ³ /h	初阻力 Pa	建议风量 m ³ /h	最大安全阻力, Pa	
					铝隔板	纸隔板
4×4×484×220	11.7	1000	235	600~1000	2000	1200
7×5×484×220	18.2	1500	230	900~1500	2000	1200
9×8×484×220	24.7	2000	230	1200~2000	2000	1200
6×5×630×220	15.6	1500	235	1000~1500	1800	1000
3×5×630×220	7.2	750	235	500~750	2000	1200
5×5×630×220	24.0	2250	230	1500~2250	1800	1000
1×5×630×220	32.4	3000	230	2000~3000	1800	1000

说明:

①中密度板外框过滤器与镀锌板外框过滤器相比, 有效面积小约 5%, 阻力高约 5%。

②效率为 99.97% 的过滤器的阻力比表中阻力数据略低。

③在额定风量的 50%~150% 范围内, 阻力与风量呈近似线性关系。

④“建议风量”为经验数据, 指比较经济合理的设计风量范围。

DAI/SC 袋式过滤器的效率规格有 G3 和 G4 两种, 对应国内分类“粗效”上区和“中效”下区, 计重法效率 $\geq 80\%$ 与 $\geq 90\%$, 欧洲旧规格为 EU3 和 EU4, 美国新规格 L-5 和 L-7。

DAI/SC 袋式过滤器主要用于中央空调和集中通风系统。它可用于空调系统的初级过滤, 以保护系统中的下一级过滤器和系统本身。在对空气净化水平要求不很严格的场所, 如普通礼堂馆所、超级市场、配电室、需要集中通风的一般工业和公共场所, 经 DAI/SC 过滤器处理后的空气可直接送至用户。

为了方便用户, 宝源公司提供可安装 DAI/SC 过滤器的 KF 型标准框架单元。用这种框架单元可以方便地拼装任意过滤断面。KF 框架上可以安装 DAI/SC 袋式过滤器, 也可安装大多数国际通用规格的一般通风过滤器。

三、MZ 密褶式过滤器

MZ 密褶式过滤器用于一般通风系统。MZ 过滤器的效率规格有 F6、F7、F8、F9、F10 五种, 相当于中国分类的“中效”、“高中效”和“亚高效”, 欧洲旧规格的 EU6~EU10。

1. 特点

MZ 密褶式过滤器的主要特点是:

- (1) 有效过滤面积大, 因此阻力低、使用寿命长。
- (2) MZ/P 型可 100% 焚烧, 符合环保要求。
- (3) 占用空间小, 适合结构紧凑的中央空调系统。

(4) MZ 系列中的 MZ/P 过滤器的滤材选用特制的超细聚丙烯纤维材料。MZ/P 过滤器的所有材料都可以焚烧, 这有利于环保和垃圾处理。这种材料不易破损, 过滤器的价格也相对较低廉。MZ/P 的早期商品代号为 MZ/GV。

MZ 系列中的 MZ/G 过滤器的滤材选用传统的玻璃纤维滤纸。这种滤纸制成的过滤器性能稳定, 容尘能力高。MZ/G 的早期商品代号为 MF。

MZ 系列中的 MZ/PT 是抗冲击、高可靠性过滤器。MZ/PT 过滤器的外框为金属材料, 滤材的背风面有金属护网, 这种过滤器主要用于燃气轮机和离心式空压机的吸入口过滤。

2. 性能

过滤效率 F6、F7、F8、F9、F10 (中效、高中效及亚高效)。

滤材: 超细聚丙烯滤纸、玻璃纤维滤纸。

外框: 塑料、镀锌钢板 (MZ/T 高强度型)。

分隔物: 热熔胶。

密封胶: 聚氨脂。

工作温度: $-20 \sim 80^{\circ}\text{C}$ 。

湿度: $\leq 100\%$ 。

3. 规格

MZ/P 型密褶式过滤器规格见表 8-3-4。

4. 测试方法

效率规格低于 H10 的 MZ 过滤器, 性能按国外目前流行的计数法 (欧洲 4/9-93, 美国 52.2P) 进行测试, H10 的 MZ 过滤器性能按最易穿透粒径 (MPPS) 效率测试。亦可按照

国内其它方法测试。如国内常用的大气尘径限计数法 (GB12218-89)。

表 8-3-4 MZ/P 型密褶式过滤器规格

型号	效率规格	外形尺寸 mm	过滤面积		初阻力/风量	
			m ²		Pa/m ³ /h	
化纤滤料						
MZ/P 66-F7	F7	592×592×292	18.8	50 2500	85 3600	145 5000
MZ/P 36-F7	F7	287×592×292	8.4	50 1250	85 1800	145 2500
MZ/P 56-F7	F7	490×592×292	15.4	50 2000	85 3000	145 4000
MZ/P 66-F8	F8	592×592×292	18.8	70 2500	100 3600	175 5000
MZ/P 36-F8	F8	287×592×292	8.4	70 1250	100 1800	175 2500
MZ/P 56-F8	F8	490×592×292	15.4	70 2000	100 3000	175 4000
MZ/P 66-F9	F9	592×592×292	18.8	80 2500	130 3600	200 5000
MZ/P 36-F9	F9	287×592×292	8.4	80 1250	130 1800	200 2500
MZ/P 56-F9	F9	490×592×292	15.4	80 2000	130 3000	200 4000
玻璃纤维滤料, 进口						
MZ/G 66-F6	F6	592×592×292	19.0	35 2500	65 3600	110 5000
MZ/G 36-F6	F6	287×592×292	8.5	35 1250	65 1800	110 2500
MZ/G 56-F6	F6	490×592×292	15.6	35 2000	65 3000	110 4000
MZ/G 66-F7	F7	592×592×292	19.0	50 2500	90 3600	140 5000
MZ/G 36-F7	F7	287×592×292	8.5	50 1250	90 1800	140 2500
MZ/G 56-F7	F7	490×592×292	15.6	50 2000	90 3000	140 4000
MZ/G 66-F8	F8	592×592×292	19.0	65 2500	100 3600	165 5000
MZ/G 36-F8	F8	287×592×292	8.5	65 1250	100 1800	165 2500
MZ/G 56-F8	F8	490×592×292	15.6	65 2000	100 3000	165 4000
MZ/G 66-H10	H10	592×592×292	19.0	130 2500	215 3600	280 4500
MZ/G 36-H10	H10	287×592×292	8.5	130 1250	210 1800	280 2250
MZ/G 56-H10	H10	490×592×292	15.6	130 2000	215 3000	280 3600

5. 尺寸规格

MZ 过滤器符合国际通用尺寸规格。因此, 它们适用于大多数中央空调和集中通风系统。表 8-3-5 为 MZ 过滤器尺寸。

表 8-3-5 MZ 过滤器尺寸

断面模数 mm	外框尺寸 mm	尺寸代号	建议风量 m ³ /h	迎面风速 m/s
610×610	592×592	66	2500~5000	1.87~3.73
305×610	287×592	36	1250~2500	1.87~3.73
508×610	490×592	56	2000~4000	1.87~3.73

四、高效过滤器

1. 高效过滤器的选型与使用

(1) 过滤风量

单向流（又称“层流”）洁净室的平均风速控制在 $0.25 \sim 0.45\text{m/s}$ 之间。国外标准规定，高效过滤器的试验风速为 0.45m/s 。此时一只 $610 \times 610\text{mm}$ 过滤器的过滤风量为 $603\text{m}^3/\text{h}$ 。

对于非单向流（又称“乱流”、“稀释流”）洁净系统，过滤风速要大些，常控制在 $0.5 \sim 0.8\text{m/s}$ 之间，此时一只 $610 \times 610\text{mm}$ 过滤器的过滤风量为 $670 \sim 1100\text{m}^3/\text{h}$ 。

(2) 高效过滤器的阻力

在迎面风速 $\leq 1\text{m/s}$ 的范围内，过滤器的阻力与过滤风速和风量近似成正比关系。例如，宝源净化 WuGe $610 \times 610\text{mm}$ -H14 过滤器在 0.45m/s （风量 $610\text{m}^3/\text{h}$ ）的阻力为 130Pa ，当实际设计风量为 $800\text{m}^3/\text{h}$ 时，阻力约为 185Pa ；若允许 250Pa 的初阻力，对应的过滤风量为 $1150\text{m}^3/\text{h}$ 。

系统上规定高效过滤器的初阻力 $\leq 250\text{Pa}$ 。由此习惯上曾将 $610 \times 610\text{mm}$ 传统有隔板高效过滤器的额定风量定为 $850\text{m}^3/\text{h}$ 和 $1700\text{m}^3/\text{h}$ 。传统有隔板过滤器的深度有 150mm 和 292mm 两种，额定风量 $850\text{m}^3/\text{h}$ 对应深度为 150mm 的过滤器， $1700\text{m}^3/\text{h}$ 对应 292mm 的过滤器。

(3) 扫描检验

高效过滤器的传统检验方法，是在过滤器的上下游各取一个采样点，根据这两点的数值确定过滤器效率。对于效率很高的过滤器，任何微小漏风都可能使整个工程失败，因此，传统的点效率试验方法难以满足今天的要求。

目前国际流行的测试方法使用激光粒子计数器，对过滤器进行全平面扫描。欧洲规定采用 MP2S 扫描法，即扫描测量最容易穿透的粒子，该粒子的粒径一般在 $0.1 \sim 0.25\mu\text{m}$ 之间；美国规定扫描粒径为 $0.1 \sim 0.2\mu\text{m}$ 。中国尚未制订相应的扫描试验标准。

(4) 预过滤与高效过滤的使用寿命

末端高效过滤器的使用寿命主要取决于空调系统中预过滤器的优劣。

对用户来说，高效过滤器本身不算贵，但更换高效过滤器的费用会很惊人，诸如停产损失、测试费用、检测费用、误操作风险。因此，要选择好的预过滤器，以求高效过滤器能有尽可能长的使用寿命。

在一般场合，为了保证高效过滤器的使用寿命足够长，预过滤器的效率规格不应低于 F8；若末端过滤器的效率规格为 U15 或更高，预过滤器的效率至少应达到 H10。当然，采用过滤面积大的过滤器也可以有效地延长使用寿命。

2 高效过滤器的规格

WuGe 型高效过滤器的规格见表 8-3-6。

效率规格对比见表 8-3-7。

(1) 长寿命 WuGeE 无隔板过滤器

宝源净化 WuGeE 型高效过滤器的过滤面积比标准型 WuGe 的过滤面积多 35% ，因此，过滤器的容尘能力明显增加，过滤器的阻力也明显降低。在同样使用条件下，WuGeE 过滤

器的使用寿命会比 WuGe 标准型长 40% ~ 50%。

表 8-3-6 高效过滤器规格

型号	外形尺寸 mm	过滤面积 m ²			风速 0.45m/s 时阻力, Pa			建议风量 m ³ /h
		H13	H14	U15	H13	H14	U15	
WuGe 305×305	305×305×70	2.5	2.8	3.2	120	135	160	100~250
WuGe 305×610	305×610×70	5.0	5.6	6.4	120	135	160	300~500
WuGe 610×610	610×610×70	10.2	11.2	12.9	120	135	160	600~1000
WuGe 762×610	762×610×70	12.7	13.9	16.1	120	135	160	750~1250
WuGe 915×610	915×610×70	15.4	16.8	19.4	120	135	160	900~1500
WuGe 1219×610	1219×610×70	20.7	22.4	25.9	120	135	160	1200~2000
WuGeE 305×305	305×305×90	3.2	3.5	4.1	85	100	120	100~250
WuGeE 305×610	305×610×90	6.5	7.0	8.1	85	100	120	300~500
WuGeE 610×610	610×610×90	13.1	14.1	16.5	85	100	120	600~1000
WuGeE 762×610	762×610×90	16.2	17.7	20.7	85	100	120	750~1250
WuGeE 915×610	915×610×90	19.7	21.3	24.8	85	100	120	900~1500
WuGeE 1219×610	1219×610×90	26.5	28.5	33.1	85	100	120	1200~2000

注：① 610mm 系列过滤器的宽度尺寸系列有 203, 305, 610, 762, 915, 1219, 1524, 1829mm, 即：8、12、24、30、36、48、60、72 英寸。

② 单向流洁净系统风速一般小于 0.45m/s, 测试标准规定迎面风速为 0.45m/s。

③ WuGe 系列过滤器的阻力与风量呈近似正比关系。

④ “建议风量”仅针对非单向流洁净系统, 如稀释系统 (也称“乱流”洁净室)。

表 8-3-7 效率规格对比

中国规格	欧洲规格	MPPS 效率	任意点扫描	对应传统 0.3μ 粒子效率	对应美国标准
H13	H13	≥99.95%	≥99.75%	≥99.99%	UH-18
H14	H14	≥99.995%	≥99.975%	≥99.999%	UH-19
U15	U15	≥99.9995%	≥99.9975%	≥99.9999%	UH-20
U16	U16	≥99.99995%	≥99.99975%	≥99.99999%	UH-20

(2) 液槽密封用刀口形过滤器

宝源牌 WuGe/K 无隔板高效过滤器的过滤性能与平板形 WuGe 相同, 只是边框 (含刀口) 的厚度为 105mm 而不是 70mm, 长寿命 WuGeE/K 的边框的厚度为 125mm (含刀口) 而不是 90mm。

不同用户对液槽密封系统的模数尺寸定义不同。一种是高效过滤器断面尺寸不变, 如 1219mm×610mm, 液槽的分割尺寸略大些。另一种将液槽模数定为 1219mm×610mm, 而将过滤器的实际尺寸略微缩小, 如 1195mm×595mm。对于后一种情况, 应标明过滤器实际尺寸, 如: WuGeE/K1195×610-H14。

3. 空调系统用大风量 VH 型高效过滤器

VH 过滤器用于需要高洁净度的空调系统。VH 过滤器的效率规格有 H10 和 H13 两种, 大致相当于欧洲旧规格的 EU10 和 EU13, 中国分类中的“亚高效”和“高效”。

4) 特点

(1) 风量大, 适合安装在中央空调器和送风管道中, 在面风速为 2.7m/s 时, 每只 610×610×292mm 的标准 VH 过滤器的额定风量可达 3600m³/h。

(2) 效率高, 优质的进口滤料, 更大的过滤面积, 洁净的生产环境, 可保证 VH 过滤器在额定风量下, 对 0.3μm 粒子过滤效率达到 99.99% (H13) 和 95% (H10)。

(3) 阻力低, VH 过滤器结构紧凑合理, 过滤材料多, 在额定风量下, 阻力不高于 250Pa。

(5) 用途

VH 过滤器采用 610×610mm (24"×24") 和 305×610mm (12"×24") 两种国际通用尺寸规格。为了方便用户, 宝源公司可提供安装 VH 过滤器的 VH/F 专用框架单元, 用这种框架可以拼装成任意过滤断面。

VH 过滤器可安装在中央空调器内, 以保护洁净室末端超高效过滤器; 或安装在管道中, 用于有特殊洁净要求的工艺送风系统。

(6) 规格

VH 型高效过滤器规格见表 8-3-8。

表 8-3-8 VH 型高效过滤器规格

型 号	效率规格	外形尺寸 宽×高×深 (mm)	过滤面积 m ²	初阻力风量 (Pa, m ³ /h)					
				160	2500	240	3600	320	4500
VH6· H13	H13	610×610×292	40.0	160	2500	240	3600	320	4500
VH3· H13	H13	305×610×292	16.0	180	1250	260	1800	360	2250
VH6· H10	H10	610×610×292	38.0	105	2500	165	3600	225	4500
VH3· H10	H10	305×610×292	14.0	115	1250	180	1800	240	2250

(7) 安装位置 (参见图 8-3-2)

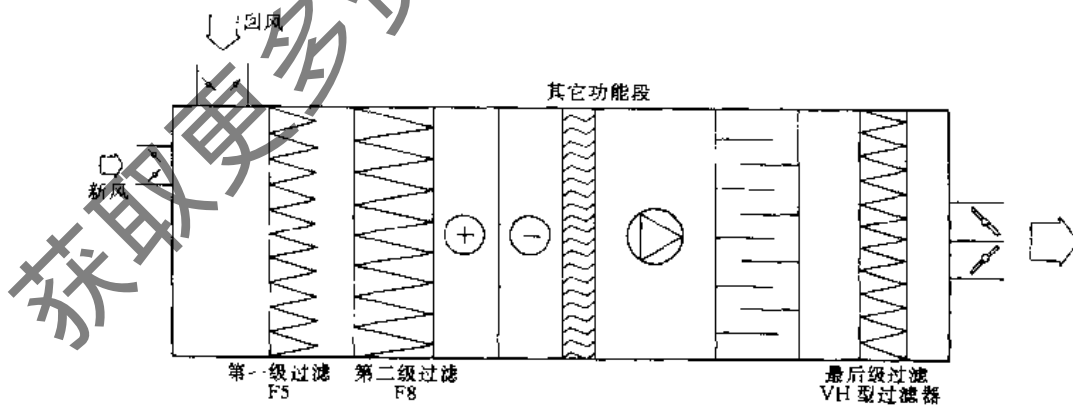


图 8-3-2 安装位置

空气经过 VH 过滤器后, 含尘浓度很低。为了避免因空调系统漏风而污染已经过滤后的洁净空气, VH 过滤器应安装在空调系统的正压段。

正常情况下, VH 过滤器应安装在中央空调器的最末端。

过滤器沾水可能使过滤效率不稳定。因此，VH 过滤器应避开加湿器和表冷器等发湿设备，并建议在这些设备后安装挡水板。

(5) 使用寿命

VH 过滤器的使用寿命主要取决于前级预过滤器的优劣。

为保证 VH 过滤器的寿命足够长，预过滤器的效率应不低于 F7 (ASHRAE 比色法为 80%~90%)，建议使用 F8 (ASHRAE 比色法为 90%~95%)。

当考虑选用宝源公司产品作为预过滤器时，建议选用 DAI/GF 型袋式过滤器、MZ 型密褶式过滤器。

(6) 过滤风量

传统有隔板高效过滤器的过滤面积有限，一只 610mm×610mm×292mm 尺寸过滤器的额定风量经常为 1700m³/h。同样尺寸的一只 VH 过滤器有效过滤面积要大得多，在相同阻力状况下，过滤风量可达 3600m³/h。

中央空调器中的断面风速一般在 2.5~3m/s，当必须在中央空调器中安装高效过滤器时，传统高效过滤器显得力不从心，只有能容纳 2 倍以上滤料的过滤器，如宝源 VH 过滤器，才能满足这种要求。

有些场合，如核工业，报废过滤器的处理费用非常昂贵，VH 过滤器因其体积小，使废物处理变得简单。

4. 有隔板的 GG 高效过滤器

(1) 特点

传统有隔板高效过滤器是半个世纪以来洁净工程中普遍使用的过滤器品种。由于制造简单、价格低廉、耐温、抗冲击等许多优点，在过滤器品种不断更新的今天，有隔板过滤器仍在许多场合占有不可替代的位置。

GG 有隔板过滤器广泛用于各行各业的洁净工程，以及有特殊要求的空调和工艺性送风系统。根据市场要求，宝源公司生产 3 种尺寸系列的 GG 型有隔板过滤器：基本尺寸为 610mm 的国际通用规格；基本尺寸为 484mm 的中国经典规格；基本尺寸为 630mm 的中国规格。

(2) 宝源牌有隔板的 GG 高效过滤器主要性能

过滤效率 (钠焰法)：99.97%，99.99%，99.999%。

滤材：玻璃纤维滤料。

外框：镀锌钢板、中密度板、铝合金。

隔板：铝箔，硬纸板。

密封胶：聚氨脂。

工作温度：-20~90℃。

湿度：铝隔板≤99%；纸隔板≤85%。

GG 高效过滤器在出厂前均经过逐台性能测试。一般情况下，测试方法采用国家标准 GB6165 规定的“钠焰法”，也可以采用欧洲规定的 MPPS 法或美国规定的 0.1~0.2μm 扫描法进行扫描试验。

(3) 宝源牌有隔板的 GG 高效过滤器规格

有关规格见表 8-3-9 (a)、表 8-3-9 (b)。

表 8-3-9 (a) 宝源牌净化 610mm 系列有隔板高效过滤器
(钠焰法效率 99.99%, 镀锌板外框)

外形尺寸 mm	过滤面积 m ²	额定风量 m ³ /h	初阻力 Pa	建议风量 m ³ /h	最大阻力 (铝隔板), Pa	迎面风速 0.45m/s 时	
						风量 m ³ /h	初阻力 Pa
61 × 610 × 150	8.8	850	235	500 ~ 1000	1300	600	160
30 × 610 × 150	4.1	425	235	250 ~ 500	1300	300	160
91 × 610 × 150	13.6	1275	235	750 ~ 1400	1300	900	160
12 × 610 × 150	18.3	1700	235	1000 ~ 1900	1300	1200	160
61 × 610 × 292	17.6	1700	245	1000 ~ 1900	2200		
30 × 610 × 292	8.3	850	245	500 ~ 900	2200		
91 × 610 × 292	27.3	2550	240	1500 ~ 2800	2200		
12 × 610 × 292	36.6	3400	240	2000 ~ 3800	2200		
610 610 × 292/3	25.1	1700	190	1500 ~ 3000	2400		
305 610 × 292/3	11.7	850	195	750 ~ 1500	2400		

注 ① 610mm 系列过滤器的宽度尺寸系列有 203、305、610、762、915、1219、1524、1829mm。

② 对于单向流洁净系统的过滤器, 测试标准规定迎面风速为 0.45m/s。

表 8-3-9 (b) 宝源牌净化 484mm 与 630mm 系列有隔板高效过滤器
(钠焰法效率 99.99%, 镀锌板外框)

外形尺寸 mm	过滤面积 m ²	额定风量 m ³ /h	初阻力 Pa	建议风量 m ³ /h	最大安全阻力, Pa	
					铝隔板	纸隔板
484 × 484 × 220	11.7	1000	235	600 ~ 1000	2000	1200
726 × 484 × 220	18.2	1500	230	900 ~ 1500	2000	1200
968 × 484 × 220	24.7	2000	230	1200 ~ 2000	2000	1200
630 × 630 × 220	15.6	1500	235	1000 ~ 1500	1800	1000
311 × 630 × 220	7.2	750	235	500 ~ 750	2000	1200
941 × 630 × 220	24.0	2250	230	1500 ~ 2250	1800	1000
126 × 630 × 220	32.4	3000	230	2000 ~ 3000	1800	1000

注 ① 中密度板外框过滤器与镀锌板外框过滤器相比, 有效面积小约 5%, 阻力高约 5%。

② 效率为 99.97% 的过滤器的阻力比表中阻力数据略低。

③ 在额定风量的 50% ~ 150% 范围内, 阻力与风量呈近似线形关系。

④ “建议风量” 为经验数据, 指比较经济合理的设计风量范围。

5. 洁净宝用 WuGe 高效过滤器

1. 隔板高效过滤器是目前洁净工程中最常见的过滤器品种, 在大多数工程中, 无隔板高效过滤器已经代替了传统的有隔板过滤器。

WuGe 高效过滤器在出厂前经过逐台性能测试。一般情况下均采用欧洲标准规定的 MPPS 扫描法或美国规定的 0.1 ~ 0.2μm 扫描法进行扫描试验。

其结构尺寸见图 8-3-3。

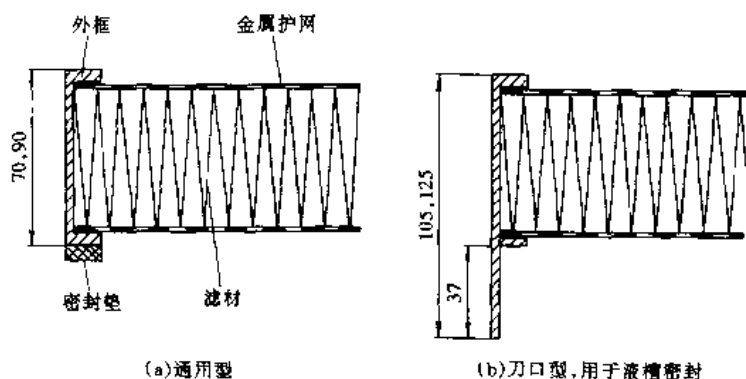


图 8-3-3 WuGe 高效过滤器结构尺寸

五、经济型 PAN 系列板式过滤器

(1) 特点

PAN-A 过滤器一般用于中央空调和集中通风系统预过滤，燃气轮机与空压机进风预过滤，家用中央空调，对防火性能要求高的场所，核工业、国防工业等特殊用途。它有如下特点：

①用户可以方便地自行更换滤料，可为用户节省备件费用，并减少运输和仓储的麻烦。

②采用进口玻璃纤维滤料，使用铝型材外框，过滤器上无任意可燃物质。PAN-A 过滤器能满足最苛刻的防火要求。

③PAN-A 的过滤效率有 G4 和 F5 两种，对应计重法 90% 和比色法 45%。这种效率的过滤器，常用于空调与通风系统的初级过滤，也适用于只需一级过滤的简单空调和通风系统。

④建议 PAN-A 过滤器的终阻力为 250~300Pa。

(2) 尺寸和规格

过滤器深度有 46mm 和 96mm 两种，对应名义深度 2 英寸和 4 英寸。过滤器高和宽的优选尺寸为 595mm，对应名义尺寸 24 英寸。

PAN-A 板式过滤器规格见表 8-3-10。PAN-C 板式过滤器规格见表 8-3-11。

表 8-3-10

PAN-A 规格

型号	规格	外形尺寸 宽×高×深 (mm)	过滤面积 m ²	额定风量 m ³ /h	初阻力与额定风量相比		
					70%	100%	120%
优先选用规格							
PAN-A 6605-G4	G4	595×595×46	1.37	3600	70	110	
PAN-A 3605-G4	G4	290×595×46	0.63	1800	70	110	
PAN-A 6610-G4	G4	595×595×96	2.55	3600	45	75	95
PAN-A 3610-G4	G4	290×595×96	1.22	1800	45	75	95
PAN-A 6605-F5	F5	595×595×46	1.37	3600	90	145	
PAN-A 3605-F5	F5	290×595×46	0.63	1800	90	145	

续表

型号	规格	外形尺寸 宽×高×深 (mm)	过滤面积 m ²	额定风量 m ³ /h	初阻力与额定风量相比		
					70%	100%	120%
PAN-A 6610-F5	F5	595×595×96	2.55	3600	60	95	125
PAN-A 3610-F5	F5	290×595×96	1.22	1800	60	95	125
其它规格							
PAN-A 14×24×2-G4	G4	341×595×46	0.74	2100	70	110	
PAN-A 4605-G4	G4	391×595×46	0.89	2400	70	110	
PAN-A 18×24×2-G4	G4	442×595×46	1.00	2700	70	110	
PAN-A 5605-G4	G4	493×595×46	1.10	3000	70	110	
PAN-A 22×24×2-G4	G4	544×595×46	1.26	3300	70	110	
PAN-A 30×24×2-G4	G4	747×595×46	1.74	4500	70	110	
PAN-A 5505-G4	G4	493×493×46	1.18	2500	70	110	
PAN-A 25×25×2-G4	G4	620×620×46	1.48	3900	70	110	
PAN-A 20×25×2-G4	G4	493×620×46	1.15	3100	70	110	
PAN-A 5610-G4	G4	493×595×96	2.11	3000	45	75	95
PAN-A 9610-G4	G4	900×595×96	3.84	5400	45	75	95
PAN-A 25×25×4-G4	G4	620×620×96	2.78	3900	45	75	95
PAN-A 20×25×4-G4	G4	493×620×96	2.20	3100	45	75	95
PAN-A 5605-F5	F5	493×595×46	1.10	3000	90	145	
PAN-A 5610-F5	F5	493×595×96	2.11	3000	60	95	125
PAN-A 9610-F5	F5	900×595×96	3.84	5400	60	95	125

表 8-3-11

PAN-C 规格

型号	效率 规格	外形尺寸 宽×高×深 (mm)	有效过滤面积 m ²	额定风量 m ³ /h	初阻力与额定风量相比		
					70%	100%	120%
优先选用规格							
PAN-C 6605-G4	G4	595×595×46	1.39	3600	70	110	
PAN-C 3605-G4	G4	290×595×46	0.64	1800	70	110	
PAN-C 6610-G4	G4	595×595×96	2.26	3600	45	75	95
PAN-C 3610-G4	G4	290×595×96	1.02	1800	45	75	95
PAN-C 6605-F5	F5	595×595×46	1.39	3600	90	145	
PAN-C 3605-F5	F5	290×595×46	0.64	1800	90	145	
PAN-C 6610-F5	F5	595×595×96	2.26	3600	60	95	125
PAN-C 3610-F5	F5	290×595×96	1.02	1800	60	95	125
其它规格							
PAN-C 14×24×2-G4	G4	341×595×46	0.75	2100	70	110	

续表

型号	效率规格	外形尺寸 宽×高×深 (mm)	有效过滤面积 m ²	额定风量 m ³ /h	初阻力与额定风量相比		
					70%	100%	120%
PAN-C 4605-G4	G4	341×595×46	0.86	2400	70	110	
PAN-C 18×24×2-G4	G4	442×595×46	1.02	2700	70	110	
PAN-C 5605-G4	G4	493×595×46	1.12	3000	70	110	
PAN-C 22×24×2-G4	G4	544×595×46	1.23	3300	70	110	
PAN-C 5505-G4	G4	493×493×46	0.93	2500	70	110	
PAN-C 3505-G4	G4	290×493×46	0.53	1500	70	110	
PAN-C 25×25×2-G4	G4	620×620×46	1.45	3900	70	110	
PAN-C 20×25×2-G4	G4	493×620×46	1.17	3100	70	110	
PAN-C 14×24×4-G4	G4	341×595×96	1.24	2100	45	75	95
PAN-C 4610-G4	G4	391×595×96	1.47	2400	45	75	95
PAN-C 18×24×4-G4	G4	442×595×96	1.58	2700	45	75	95
PAN-C 5610-G4	G4	493×595×96	1.81	3000	45	75	95
PAN-C 22×24×4-G4	G4	544×595×96	2.03	3300	45	75	95
PAN-C 5510-G4	G4	493×493×96	1.50	2500	45	75	95
PAN-C 3510-G4	G4	290×493×96	0.84	1500	45	75	95
PAN-C 25×25×4-G4	G4	620×620×96	2.37	3900	45	75	95
PAN-C 20×25×4-G4	G4	493×620×96	1.89	3100	45	75	95
PAN-C 5605-F5	F5	493×595×46	1.12	3000	90	145	
PAN-C 5505-F5	F5	493×493×46	0.93	2500	90	145	
PAN-C 25×25×2-F5	F5	620×620×46	1.45	3900	90	145	
PAN-C 5610-F5	F5	493×595×96	1.81	3000	60	95	125
PAN-C 5510-F5	F5	493×493×96	1.50	2500	60	95	125
PAN-C 25×25×4-F5	F5	620×620×96	2.37	3900	60	95	125

六、拼装过滤段用的框架

1. 特点

①KF型框架单元结构简单,通风性强,用户可以像搭积木那样拼装集中通风和中央空调系统的过滤段。

②在KF框架上,可以安装大多数国际通行尺寸的一般通风用过滤器,包括宝源公司生产的DAI系列袋式过滤器、MZ系列密褶式过滤器、各种平板式过滤器。

2. 布置与安装

KF 框架单元的过滤面布置实例见图 8-3-4，安装基础见图 8-3-5。

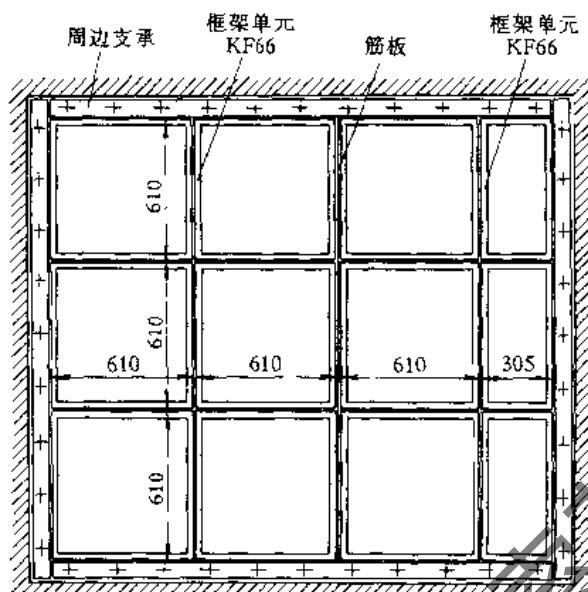


图 8-3-4 KF 框架单元的过滤面布置实例

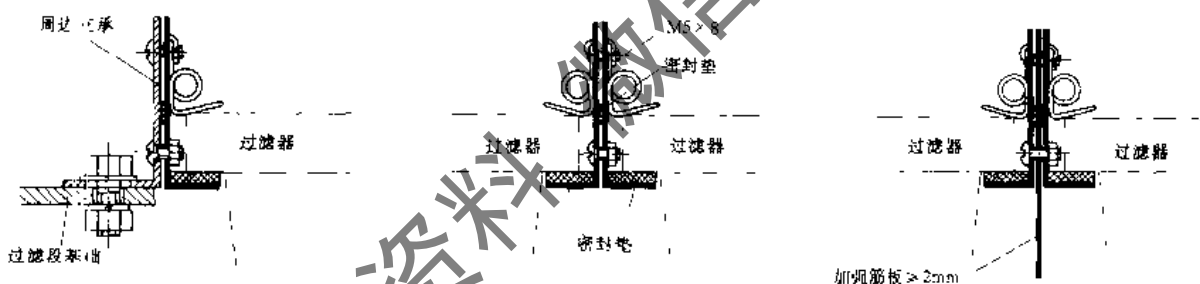


图 8-3-5 KF 框架单元的过滤面安装基础

3. KF 框架单元规格
有关规格见表 8-3-12。

表 8-3-12

KF 框架单元规格

规格	外形尺寸 mm	过滤器边框厚度	
		mm	英寸
KF66	610 × 610 × 75	25	
KF36	305 × 610 × 75	25	
KF56	508 × 610 × 75	25	
KF96	915 × 610 × 75	25	
KF66-95	610 × 610 × 95	46	2

续表

规格	外形尺寸 mm	过滤器边框厚度	
		mm	英寸
KF66-120	610×610×120	24+46	1+2
KF66-145	610×610×145	96	4
KF67-170	610×610×170	25+96	1+4

注：习惯上，名义厚度 2 英寸的过滤器实际厚度为 46mm，名义厚度 4 英寸的过滤器实际厚度为 96mm。

第四节 空气过滤器的阻力及测试

一、过滤器阻力

1. 阻力

过滤器对气流形成阻力。过滤器积灰时阻力增加，当阻力增大到某一规定值时，过滤器将报废。新过滤器的阻力称“初阻力”，对应过滤器报废的阻力值称“终阻力”。在设计时，常需要一个有代表性的阻力值，以核算系统的设计风量，这一阻力值称“设计阻力”。惯用的方法是取初阻力与终阻力的平均值。过滤器的阻力变化见图 8-4-1。

(1) 确定终阻力

终阻力值的选择直接关系到过滤器的使用寿命、系统风量变化范围、系统能耗。一般情况下，终阻力的选取是空调设计师的事。有经验的工程师可以根据现场情况改变原设计的终阻力值。

若设计师忘记告诉用户他所选定的终阻力值，或者有时用户会改换其它过滤器，这时，现场工程师将不得不自己确定终阻力值。

大多数情况下，终阻力是初阻力的 2~4 倍。

(2) 终阻力建议值

终阻力建议值见表 8-4-1。

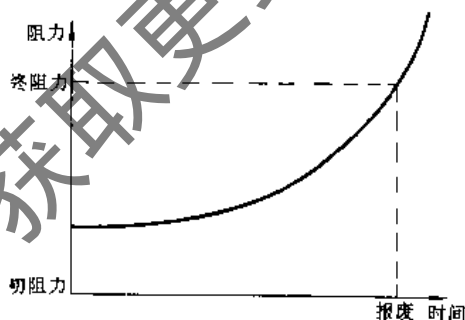


表 8-4-1 终阻力建议值

过滤效率规格	建议终阻力, Pa
G3 (粗效)	100~200
G4	150~250
F5~F6 (中效)	250~300
F7~F8 (高中效)	300~400
F9~H11 (亚高效)	400~450
高效与其高效	400~600

图 8-4-1 过滤器的阻力变化

过滤器越脏，阻力增长越快。过高的终阻力值并不意味着过滤器的使用寿命会明显延长，但它会使空调系统风量锐减。因此，没有必要将终阻力值定得过高。

低效率过滤器常使用直径 $\geq 10\mu\text{m}$ 的粗纤维滤料。由于纤维间空隙大，使用中有可能将

过滤器上的积灰吹散，此时阻力不再增高，但过滤效率降为零。因此，要严格限制 G4 以下过滤器的终阻力值。

2 阻力监测

每个过滤段都应安装阻力监测装置。终阻力要靠仪表来判定，不能仅凭操作者的感觉。

最便宜的阻力监测有 U 型管压差计，斜管压差计和曲型管压差计比较直观，另一种压差表式的档次和价格都高一些。此外，还有将阻力变成电信号的差压变送器。

除了能读数的阻力监测装置外，还应加上终阻力报警装置。最省事的办法是在压差计上划红线以作警示，保险的方法是使用差压开关。

三、阻力监测仪表

1 指针形压力表

常用量程：

0 ~ 60Pa	- 60 ~ 0 ~ 60Pa
0 ~ 250Pa	- 125 ~ 0 ~ 125Pa
0 ~ 500Pa	0 ~ 1kPa
0 ~ 750Pa	0 ~ 2kPa

2 曲形管压差计

量程：0 ~ 700Pa。

3 U 形管压差计

量程：- 1000 ~ 0 ~ 1000Pa。

4 差压开关

用途：过滤器终阻力报警。

报警范围：80 ~ 600Pa。

在空调系统中，每个过滤段都应设阻力检测装置。如宣布过滤器报废，其判定方法应依靠各位表的显示为准则，不能仅凭操作者的感觉行事。

建议终阻力取值范围：

过滤效率规格	建议终阻力, Pa
G3 (粗效)	100 ~ 200
G4	150 ~ 250
F5 ~ F6 (中效)	250 ~ 300
F7 ~ F8 (高中效)	300 ~ 400
F9 ~ F11 (亚高效)	400 ~ 450
高效与甚高效	400 ~ 600

第五节 净化空调机

一、净化指标及净化流程

净化指标可参见本章前述第一节内容。净化流程见图 8-5-1。

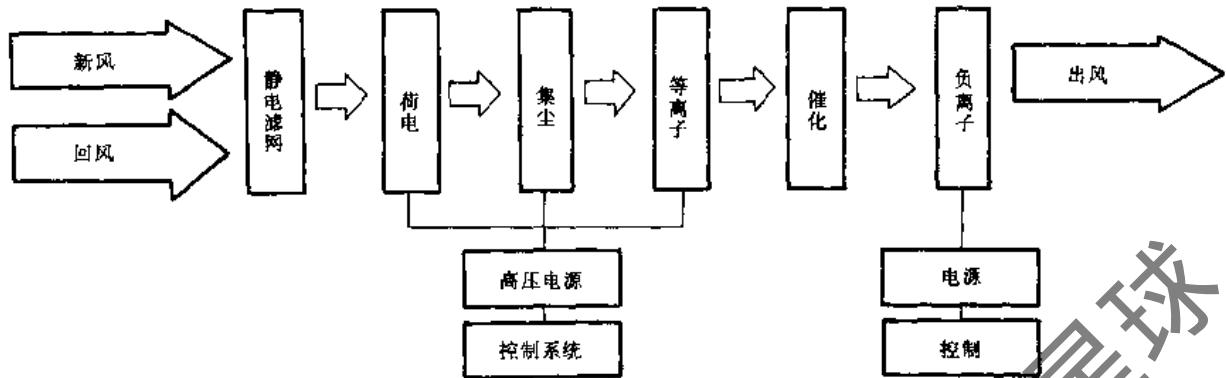


图 8-5-1 净化流程

二、净化空调机性能参数

净化空调机性能参数见表 8-5-1 及表 8-5-2。

表 8-5-1 净化空调机性能参数

型号	额定风量 (m ³ /h)	制冷量 (kW)			制热量 (kW)			风机 FAN		噪音 dB (A)	断面尺寸 (W×H) (mm)
		排数 ROWS			排数 ROWS			功率 (kW)	全压 (Pa)		
		4	6	8	4	6	8				
ZK-1	2000	12.4	15.7	19.8	12.6	18.7	23.8	0.55	571	55	760×1000
ZK-1	4000	30.8	32.2	49.3	24.3	35.8	45.7	1.1	596	58	1200×1000
ZK-2	6000	36.0	46.8	57.6	41.1	64.8	77.2	2.2	869	60	1200×1200
ZK-2	8000	52.1	67.8	83.3	53.6	84.5	100.8	3	869	62	1200×1360
ZK-10	10000	60.2	74.9	99.9	92	121	142	4	795	64	1250×1360
ZK-15	15000	87.6	115.2	153.6	128	168	200	5.5	795	65	1580×1510
ZK-20	20000	124.4	149.2	198.9	165	218	261	7.5	795	68	1750×1700
ZK-25	25000	152.4	189.9	253.1	204	268	333	11	856	70	1960×1890
ZK-30	30000	181.7	223.5	298	260	338	418	11	856	72	2130×2120
ZK-40	40000	208.5	298.1	397.5	325	426	532	15	856	74	2390×2420
ZK-50	50000	283.5	380.4	507.2	416	542	678	22	1018	76	2710×2650
ZK-60	60000	340.2	451.8	602.4	480	624	790	30	1092	80	3010×3030

表 8-5-2

静化空调机净化指标

粉 尘	粒 径		净 化 效 率	
		$\geq 0.5\mu\text{m}$		$\leq 99\%$
	$\geq 0.1\mu\text{m}$		$\leq 70\%$	
废 气	名称	进口浓度	出口浓度	一次净化效率
	甲醛	50×10^{-6}	$\leq 15 \times 10^{-6}$	$\leq 70\%$
	氨气	50×10^{-6}	$\leq 14 \times 10^{-6}$	$\leq 72\%$
	一氧化碳	50×10^{-6}	$\leq 12 \times 10^{-6}$	$\leq 76\%$
	臭氧	$1\text{mg}/\text{m}^3$	$\leq 0.012\text{mg}/\text{m}^3$	$\leq 98\%$
灭 菌 率		99%		

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第九章 中央空调的保养和维修

第一节 空调用制冷设备的检修和保养

一、活塞式制冷机的检修

1. 启动制冷机前的检查及运行操作

(1) 启动前的检查

压缩机四周有无杂物；安全防护罩是否完好；曲轴箱内油位是否在视孔二分之一处，若有两个视孔，油位最高不得超过上视孔的二分之一，最低不得低于下视孔的二分之一；查看卸载装置指示箭头是否拨在“最小容量”，若不在“最小容量”，应拨至“最小容量”；冷却水套的供水是否正常。

在高压系统中，油分离器、冷凝器和高压贮液器等上面的进出气（液）阀、安全阀前的截止阀、均压阀、压力表阀、液面指示器的关闭阀等均应开启；放油阀及放空气阀等应关闭。在低压系统中，压力表阀、安全阀的截止阀及压差继电器上的阀门和有关阀都应开启；所有指示和控制仪表的阀门都应开启，使其投入到使用状态中。

检查水泵、风机、指示灯是否正常。若无异常，则应启动水泵，向冷凝器、压缩机汽缸水套和曲轴箱的油冷却器供水。

开机前首先查看电磁阀和热力膨胀阀是否正常。对装有油加热器的压缩机，要控制油的温度，以减少油中溶解的制冷剂。若压缩机曲轴箱中没有电加热器，在压缩机停机时应抽净曲轴箱中的制冷剂。否则，在启动压缩机时，由于曲轴箱中的压力急剧下降，溶解在润滑油中的制冷剂会迅速蒸发，易把润滑油带入汽缸而造成液击事故，同时也会使曲轴箱内的油量减少。

在开机时，首先转动过滤器的手柄数圈，以防止油路堵塞。然后转动连轴器 2~3 圈，若手感很重，应检查原因，排除故障之后再行启动。启动时打开启动辅助阀，松动排气阀后再关闭辅助阀，使压缩机处于卸载状态，再接通电源启动压缩机。当压缩机达到全速时，关闭启动辅助阀，同时迅速全开排气阀。当曲轴箱压力接近 0MPa 时，再缓慢开启吸气阀，直至全开。在启动过程中不要使曲轴箱的压力太低，这样可尽量避免润滑油进入汽缸，可改善油泵工作条件，防止空气渗入曲轴箱内。

压缩机启动后，应注意排气压力表、油压表、吸气压力表的读数及电动机电流表的读数。同时，要注意吸气温度和排气温度。

压缩机运转正常后，应将各个有关参数做好记录。

(2) 运行操作

在正常运行中，压缩机的吸气压力与排气压力，取决于系统的蒸发温度和冷凝温度以及管道内的流动阻力。此时，对压缩机进行运行操作和调节，就是使压缩机的吸、排气温度保持在正常的范围之内，从而使得蒸发温度和冷凝温度保持在给定的范围之内。

当压缩机吸气过热度较大且排气温度升高时，说明蒸发器供液不足，应适当加大供液

量；而当压缩机吸气温度接近于蒸发温度并且排气温度偏低时，应适当关闭吸气阀，调节有关供液阀，以防止制冷剂湿蒸气或制冷剂液体进入压缩机。若已出现严重的湿行程，则应立即停止，处理好制冷剂液体，等压缩机温度回升到常温、压力降低后再启动压缩机。在停机过程中应保持对水套的供水。

通过调节热力膨胀阀或节流阀来控制压缩机的吸气温度和排气温度。排气温度过高，会使润滑油变稀甚至结炭，这样会缩短阀片寿命，加剧汽缸与活塞的磨损。

应根据压缩机的排气压力适当地调节冷凝器冷却水的供水量。

压缩机在正常的运转中，吸气和排气阀片的声音应该均匀且清晰，曲轴箱中各部件也应无异响声音。若有不正常的冲击声，应立即停车，找出原因并加以排除。

要随时注意曲轴箱的油位及回油情况，注意自动回油装置工作是否正常（若回油管有周期性的发热，则说明回油正常）。

压缩机油泵的压力，新系列压缩机的油压比吸气压力高 $(1.5\sim 3.0)\times 10^5\text{Pa}$ ，老式压缩机的油压比吸气压力高 $(1.5\sim 2.0)\times 10^5\text{Pa}$ 。

3) 停机操作

操作方法：关闭贮液器或冷凝器的出液阀，使制冷剂进入后不再流出。待压缩机的吸气压力降低到 0MPa 时切断电源，使压缩机停止运转，同时注意吸气压力变化的情况。若压力回升较高，说明低压系统中还留有较多的制冷剂。在这种情况下可以再次启动压缩机，回收制冷剂，直到停车后吸气压力维持在 $(0\sim 5.0)\times 10^4\text{MPa}$ 的表压力。若表压力低于 0MPa 时则应从贮液器中放出一些制冷剂，使压力满足要求，这样可以防止停车后低压系统渗入空气。最后将压缩机的吸、排气阀关闭。

若制冷压缩机停机的时间较长，应将制冷剂收入本系统的贮液器中。

冷凝器的进水阀应关闭。若在冬季停机，应将冷凝器中的存水放掉，以防冻坏设备。用V型传动带传动的压缩机，应将V型传动带卸下来，以防长时间单向受力而发生形变，引起轴封渗漏。此外还应将各阀门的阀盖上紧。

4) 制冷压缩机的加油及放油操作

1) 停机换油

关闭吸气阀即可拆卸曲轴箱侧盖，进行清洗换油。同时打开汽缸盖清洗吸气过滤器。清洗后将其复位，用漏斗将油从曲轴箱的加油孔注入至规定的油位。加油后，打开制冷系统放空阀或将压缩机的高压排气阀关闭，打开旁通孔，启动压缩机抽出曲轴箱的空气。

2) 运转中加油

压缩机正常运转时，润滑油会因各种原因不能全部返回压缩机的曲轴箱中，致使曲轴箱油位降低，因此需要定期加油。

加油时，首先检查润滑油的规格、型号和质量是否符合要求，然后再加油。

制冷系统在正常运转时耗油量不多。曲轴箱内的一部分润滑油虽被制冷剂高压蒸气带走，但绝大部分被油分离器分离之后，又送回到曲轴箱内。因而，对于无油液分离器的小型单级制冷系统，若蒸发器设计合理，管路安置适当，制冷剂加入适量，被高压蒸气带出的大部分润滑油也会被低压蒸气带回压缩机的曲轴箱中。

不同机型的压缩机可采用不同的方法加油：

① 用油三通阀加油，新系列压缩机可从三通阀加油。

续表

故障	原因	排除
汽缸磨损	汽缸与活塞间隙过小 汽缸内落入异物 冷冻油内有杂质 冷冻油不纯、型号不对 温度不正常 活塞环间隙或锁口尺寸不对	按规定重新调整 检查后取出 更换 更换 不可过热、过湿 调整
曲轴箱内有杂音	间隙过大 配合松弛 螺栓松动或开口销折断 轴承润滑不良	检查连杆大小头轴瓦与曲柄之间、曲轴与主轴承之间的间隙，并重新调整；检查飞轮与轴或键之间的配合，重新调整或修理；将松动部分紧固，更换开口销加大油量或排除油路故障
轴：漏油	耐油橡胶圈损坏 接触面积坏	更换 修复或更换
轴：漏气	缺油或进油管堵塞 轴封密封不良	加油，排除油路堵塞 更换
油：压力继电器使压缩机启动后又停止	油压不正常或缺油	调整油压，加油、检查油路去除堵塞
油压过低	油量不足 调节失灵 油过滤网堵塞 进油口堵塞 真空条件下运转 油泵磨损	补充油 检查调整油压调节阀 拆下清洗 去除堵塞物 检查后调整 修复或更换
油压很快下降	吸油过滤网堵塞 油量不足 漏油 曲轴箱的油混有液态制冷剂（起泡）油 泵吸入有泡沫的油	拆下清理 补足 检查后补漏 抽出制冷剂 换油
油压过高	油压调节不当 加油过量 油管堵塞 油压表不准	重新调整（放松弹簧） 加油 检查清洗 更换
油温过高	排气温度过高 油冷却不好 压缩机压差大 装配间隙过小	排除压力升高原因 加大冷却水量 调整工况 重新调整
电动机过热	电压低，造成电流大 冷冻油不足，润滑不良 超载运转 制冷剂内混有空气 电动机绕组绝缘破损	检查原因 加油 不可超载 排空气 检查并更换电机

续表

故 障	原 因	排 除
排气温度过高	排气阀片、垫片破损串气 吸气过热度大 汽缸冷却不好 分离器出液口太小 负荷大	检查后更换 增加过液量 加大冷却水量 更换大口径出液管 减少负荷
排气温度过低	回液（压缩机吸入液体） 膨胀阀供液太多 蒸发器结霜太厚 蒸发器上结冰（盐水） 冷负荷不足	减少吸气阀开度 调整，使回气过热在 5 - 10℃ 冲霜或扫霜 加盐 调整
吸气温度过高	制冷剂不足或泄漏 蒸发器内制冷剂不足 膨胀阀开度过小	检漏，补足制冷剂 调整供液量 加大开度，使吸气温度比蒸发温度高 5 - 10℃
吸气压力过高	制冷剂过量 热负荷过大 膨胀阀开度不当 感温包安装不牢 压缩机排量减少 油分离器回油失灵	放出多余制冷剂 调整负荷 调整适当 重新包扎 检查阀片，修复或更换 检查修复或手动回油
吸气压力过低	有冰塞 制冷剂不足 润滑油太多 蒸发器结霜太厚 蒸发器脏堵 膨胀阀开度太小 膨胀阀有冰塞、脏堵 感温包泄漏 供液管上的截门、出液阀开度不足 电磁阀故障 液管堵塞 过滤器堵塞	去除系统内的水分 补足 放出一部分 除霜 清洗去污 调整 检查清洗 更换 开足 检修并更换 清除 拆下清洗
排气压力过低	冷凝器的冷却过强 制冷剂不足或有泄漏 压缩机排气阀漏气 能量调节不当	减少冷却水量 检漏，补充制冷剂 检修或更换 检修
各种杂音	由压缩机故障引起	参照有关章节
耗电增加	压缩机内部机件卡住负荷加大	检修 去除部分负荷

(1) 压缩机启动、停机频繁

原因有两个：一是排气压力过高或高压继电器切断值调得过低；二是吸气压力过低或继电器切断值调得过高。

排除方法：一是在压缩机排气三通阀的旁通孔上安装高压压力表，测量一下排气压力。若排气压力过高，可加大冷却水循环量（或提高冷却风机的转速）使排气压力降下来；若排气压力正常，可重新调整一下高压继电器切断值。二是在压缩机吸气三通阀的旁通孔上安装低压压力表，测量一下吸气压力。若吸气压力过低，可调整膨胀阀的开启度；若排气压力正常，应重新调整一下低压继电器的切断值。

(2) 压缩机汽缸中有异常声响

原因有三个：一是汽缸中余隙容积过小，使活塞与汽缸阀板相碰，产生噪声。二是压缩机吸排气阀坚固螺丝钉松动，产生噪声。三是活塞连杆上的螺母松动，当活塞工作时，连杆大头处会发出晃动的响声。

排除方法：一是拆开压缩机汽缸，重新调整压缩机的余隙容积。二是拆下压缩机的汽缸盖，重新拧紧吸排气阀的坚固螺丝钉。三是拆开压缩机的曲轴箱侧盖，将连杆大头上的螺母拧紧。

(3) 压缩机不启动

原因有两个：一是制冷系统中制冷剂严重不足，使制冷装置的压力保护继电器动作，因此压缩机不能启动。二是制冷装置中的电磁阀通电后不能工作，使压力保护继电器动作，压缩机不能启动。

排除方法：一是用检漏仪，对制冷系统进行认真检漏，进行修复后，补充适量制冷剂。二是用万用表检测电磁阀线圈，若已烧毁，应更换新的电磁阀；若线圈良好，只是因安装位置不当使其不能工作时，可重新调整安装。

(4) 压缩机耗油量过大

原因有三个：一是制冷剂液体进入压缩机曲轴箱中，随着压缩机的工作，制冷剂离开曲轴箱，造成曲轴箱内油量急剧下降。二是制冷装置的油气分离器阀门损坏，不能自动向压缩机曲轴箱内回油。三是压缩机活塞上的刮油环断裂或装反，不能刮油，使大量润滑油随制冷剂带走，造成压缩机耗油量过大。

排除方法：一是在开机之前先加热曲轴箱中的润滑油，将制冷剂分离出来，再根据油镜指示情况加足润滑油。二是检修油气分离器的自动回油阀门。三是拆开汽缸，检查活塞刮油环，并是否损坏或装反，并予以修复。

(5) 压缩机能量调节机构失灵

产生这一故障的原因有三个：一是系统中油压不够，能量调节机构不能动作。二是润滑油中含有制冷剂液体，高压油进入油活塞后立即汽化，使油压下降。三是能量调节机构的出油阀堵塞。

排除方法：一是找出系统中油压不够的原因，并予以调整。二是将压缩机开机前曲轴箱的预热时间延长，将混在润滑油中的制冷剂液体赶出来。三是检查能量调节机构出油阀，疏通油路。

3 活塞式压缩机的检修

活塞式制冷机的检修一般分为大修、中修和小修，进行大修时其内容包括中修和小修，

中修包括小修内容。

从时间上考虑制冷机运行 700h 左右应对某些零、部件进行小修，3000h 左右需进行中修，连续运行的制冷设备和用于空气调节的制冷设备，每年都应进行一次大修。

(1) 小修内容

①清洗、检查阀片的密封性能，更换磨损、变形或有裂纹的阀片。检查阀簧的弹性，更换疲劳失去弹性或折断的阀簧，最好一次全部换掉，以保持阀簧弹性一致。

②检查阀板结构的气阀防松垫片及固定螺栓等的紧固情况，更换不好的防松垫片。

③检查、修理汽缸内壁的轻微拉毛、划痕。

④清洗油过滤器、更换或补充润滑油。

⑤紧固缸盖、端盖、压盖、连接部件的螺栓。

⑥试验能量调节电磁阀的通断，检查清洗卸载装置的油污、更换失去弹力的拉簧。

⑦检查联轴器减震橡胶套的磨损，更换老化断裂的三角皮带。

(2) 中修内容

中修时除小修内容外，还应包括：

①检查测量活塞环开口间隙、轴向间隙、径向间隙，更换磨损超限的活塞环。

②检查测量连杆大头瓦的配合间隙，瓦面的接触面积及磨损情况，进行必要的瓦面刮修，如磨损严重则不再进行刮修，应更换新瓦。

③检查清洗轴封，更换失去弹性的弹簧、橡胶密封环，研磨石墨环和定环的结合面。

④测量联轴器的同轴度，更换磨损的减震橡胶套。

⑤检查清洗干燥过滤器，更换干燥剂。

⑥检查卸载装置的顶杆长度，更换磨损的顶杆。

⑦清洗油泵，检查油泵配合间隙。

(3) 大修内容

将压缩机进行解体，对可拆卸的零件全部进行拆卸清洗和检查，对不合格件进行修理或予以更换。具体方法是：

①清洗检查气阀组件或更换气阀组件损坏的零件，用煤油做阀片的气密性检查。

②检查安全阀并进行动作试验，合格后加铅封。

③拆修进、排气截止阀，更换耐腐蚀填料，用煤油检查阀门的密封性，并对关闭不严的阀进行阀芯与阀座的研磨。

④测量汽缸圆度，更换磨损超限的缸套。

⑤测量曲轴的圆度、圆柱度。根据情况测量曲柄的扭摆度、水平度、主轴颈与连杆轴颈的平等度。

⑥检查连杆大小头两孔的平行度及连杆小头铜套内孔和外径的磨损量。按照修复后的曲轴轴颈，修整连杆大头轴瓦。

⑦更换气环及刮油环。

⑧检查机体各受力部分有无裂纹。清理氨压缩机汽缸水套内的水垢。

⑨进行曲轴箱内部的清理。

⑩对吸排气压力表、油压表、压力保护控制器进行校验。对连接管道的油污进行吹除和清洗。

二、螺杆制冷机的检修

1. 启动前的检查及运行操作

(1) 启动

开机前检查压缩机的各个部分：转子应转动灵活；油位应在油镜中间位置偏上；冷凝器和油冷却器的水路应畅通；排气阀应开启。将能量调节手柄对准卸载位置，使滑阀处在0的位置。观察高低压情况，若压力不平衡，则应开启旁通阀，当压力平衡后，将阀门关闭。

启动油泵，当油压正常后开启供液阀，再启动压缩机。当压缩机正常运转增载至100%后，调整热力膨胀阀开度至工作压力，观察机组各部件运行情况并做好记录。

正常运转时的吸气压力为0.4~0.5MPa（表压力），排气压力为1.1~1.5MPa（表压力），排气温度为45°C~90°C，供油温度为35~55°C，油压高于吸气压力0.2~0.3MPa，冷水温度可根据需要进行调整。

(2) 停机

转动能量调节阀，使滑阀回到0的位置后，按停机按钮，关闭吸气截止阀，停油泵、停水泵。在冬季应放净存水。若长时间停机，排气截止阀也应关闭，最后切断电源。

2. 常见故障与排除方法

(1) 不能启动

原因有五个：一是排气压力高；二是排气止回阀泄漏；三是能量调节阀未在0位置；四是机内积油或液体过多；五是部分机械磨损。

排除方法：一是打开吸气阀，使高压气体回到低压系统；二是检查止回阀；三是卸载，使能量调节阀回到0位置；四是用手扳动压缩机联轴器，将机腔内积液排出；五是拆卸、检修、更换、调整磨损机件。

(2) 机组启动后连续振动

原因有五个：一是机组地脚螺栓松动；二是压缩机与电动机轴线错位偏心；三是压缩机转子不平衡；四是机组与管道的固有振动频率相同而产生共振；五是联轴器平衡不良。

排除方法：一是塞紧调整垫块，拧紧地脚螺栓；二是重新找正联轴器与压缩机的同轴度；三是检查调整转子；四是改变管道支撑点位置；五是校正联轴器的平衡。

(3) 运转中有异常声音

原因有五个：一是转子内有异物；二是止推轴承磨损破裂；三是滑动轴承磨损，转子与机壳磨损；四是运转连接件松动；五是油泵受气蚀。

排除方法：一是检修压缩机及吸气过滤器；二是更换止推轴承；三是检修或更换滑动轴承；四是检查运转连接件，更换并紧固螺栓；五是检查发生气蚀的原因并加以排除。

(4) 制冷能力不够

原因有四个：一是喷油量不足；二是滑阀不在正确位置；三是吸气阻力过大；四是机器磨损间隙过大。

排除方法：一是检查油泵及油路，提高油量；二是检查指示器指针位置，调整能量调节阀；三是清洗吸气过滤器；四是调整更换磨损部件。

(5) 能量调节机构不动作或动作不灵敏

原因有五个：一是四通阀不通，控制回路有故障；二是油管有堵塞或接头不通；三是油

活塞间隙过大；四是滑阀或油活塞卡住；五是油压不够。

排除方法：一是检修四通阀和控制回路；二是检查油管和接头，进行吹洗；三是检修、更换油活塞；四是拆卸滑阀和活塞重新安装；五是调整油压。

(6) 排气温度或油温过高

原因有四个：一是压缩比过大；二是油冷却器传热效果不佳；三是吸入过热气体；四是喷油量不足。

排除方法：一是降低压缩比或减少负荷；二是清除污垢，降低水温，增加水量；三是提高蒸发系统液位；四是提高油压。

(7) 压缩机机体温度过高

原因有四个：一是机体磨擦部分发热；二是吸入的气体过热；三是压缩比过高；四是油冷却器传热效果差。

排除方法：一是迅速停机检查；二是降低吸气温度；三是降低排气压力或负荷；四是清洗过滤器。

(8) 油压不高

原因有七个：一是油压调节阀调节不当；二是喷油量过大；三是油量过大或过小；四是内部泄漏；五是转子磨损，油泵效率降低；六是油路不畅；七是油量不足或油质不良。

排除方法：一是调整油压调节阀；二是调整喷油阀，限制喷油量；三是检查油冷却器，提高其冷却能力；四是检查更换“O”型环；五是检修或更换油泵；六是检查并吹洗油过滤器及管路；七是加油或换油。

(9) 油面上升

原因有两个：一是制冷剂溶于油内；二是系统中进入液体制冷剂。

排除方法：一是继续运转提高油温；二是降低蒸发系统液位。

(10) 压缩机油泵油封漏油

原因有四个：一是油封磨损；二是装置不良造成偏磨振动；三是“O”型密封环变形腐蚀；四是密封接触面不平。

排除方法：一是运转一个时期，看是否还漏油，若还漏油则停机检修；二是拆卸有关部件，并进行调整；三是检修或更换有关部件；四是检修接触面，或更换部件。

螺杆式制冷机的常见故障分析与排除见表 9-1-2。

表 9-1-2 螺杆式压缩机故障分析及处理一览表

故障现象	主要原因	排除方法
不能启动	排气压力高	打开吸气阀，使高压气体回到低压系统
	排气止回阀泄漏	检查止回阀
	能量调节未在零位	卸载复原至 0%
	机内积油或液体过多	用手盘压缩机联轴器，将机腔内积液排出
	部分机械磨损	拆卸检修、更换、调整
	压力继电器故障或调定压力过低	(同上)
压缩机机体温度高	机体摩擦部分发热	迅速停机检查
	吸入气体过热	降低吸气温度
	压缩比过高	降低排气压力或负荷
	油冷却器传热效果差	清洗油冷却器

续表

故障现象	主要原因	排除方法
耗油量	一次油分离器中油过多	放油至规定油位
	二次油分离器有回油	检查回油通路
油压不高	油压调节阀调节不当	调整油压调节阀
	喷油过大	调整喷油阀, 限制喷油量
	油量过大或过小	检查油冷却器, 提高冷却能力
	内部泄漏	检查更换“O”形环
油温上升	制冷剂溶于油内	继续运转提高油温
	进入液体制冷剂	降低蒸发系统液位
	转子磨损, 油泵效率降低	检修或更换油泵
压缩机及油泵油封漏油	油路不畅通 (精滤器堵塞)	检查吹洗油滤器及管路
	油量不足或油质不良	加油或换油
	磨损	运转一个时期看是否有好转, 否则停机检查
停机时压缩机反转不停 (有几次反转是正常的)	装配不良造成偏磨损坏	拆卸检查调整
	“O”形密封环变形腐蚀	检修或更换
	密封接触面不平	检查更换
机组启动后连续振动	吸入止回阀卡件、未关闭	检修
	吸入止回阀弹簧弹性不足	检查、更换
	机组地脚螺栓未紧固	紧固调整垫块, 拧紧地脚螺栓
	压缩机与电机轴线错位偏心	重新找正联轴器与压缩机同轴度
	压缩机转子不平衡	检查、调整
机组启动后短时间振动, 然后稳定	机组与管道的固有振动频率相同而共振	改变管道支撑点位置
	联轴器平衡不良	校正平衡
	吸入过量的润滑油或液体	停机用手盘车使液排出
运转中有异常响声	压缩机积存油而发生液击	将油泵手动调动, 一段时间后再启动压缩机
	转子内有异物	检修压缩机及吸气过滤器
	止推轴承磨损破裂	更换
	滑动轴承磨损, 转子与机壳磨损	更换滑动轴承, 检修
压缩机无故自动停机	运转连接件 (联轴器等) 松动	拆开检查, 更换键或紧固螺栓
	油泵气蚀	检查并排除气蚀原因
	高压继电器动作	检查、调整
	油温继电器动作	检查、调整
	精滤器小差继电器动作	拆洗精滤器、调整
	油压差继电器动作	检查、调整
	控制电路故障	检查修理控制线路元件
	过载	检查原因

续表

故障现象	主要原因	排除方法
制冷能力不足	喷油量不足	检查油泵、油路、提高油量
	滑阀不在正确位置	检查指示器指针位置
	吸气阻力过大	清洗吸气过滤器
	机器磨损间隙过大	调整或更换部件
	能量调节装置故障	检修
能量调节机构不动作或不灵	四通阀不通, 控制回路故障	检修四通阀和控制回路
	油管路或接头不通	检修吹洗
	油活塞间隙过大	检修更换
	滑阀或油活塞卡住	拆卸检修
	指示器故障: ①定位计故障, ②指针凸轮装配松动	检修
	油压不高	调整油压
排气温度或油温过高	压缩比过大	降低压缩比或减少负荷
	油冷却器传热效果不佳	清除污垢, 降低水温, 增加水量
	吸入过热气体	提高蒸发系统液位
	喷油量不足	提高油压或检查原因

3. 螺杆式制冷机的检修

螺杆式制冷机的计划检修见表 9-1-3 及表 9-1-4。

表 9-1-3 开启式螺杆制冷机检修计划表

项目	检修内容	检修期限	备注
压缩机	检查机体内表面、滑阀表面、转子外表面及两端有无磨损痕迹; 检查调整转子与排气端面间隙, 清洗检查轴封	2 年	更换流动轴承; 更换“O”形环
电机	轴承清洗换油、测量绝缘电阻	5000h	具体检修参看电机说明书
联轴器	检查同轴度、端面圆跳动情况, 更换减震橡胶圈	1 年	端面圆跳动应不大于 0.05mm; 同轴度应不大于 0.08mm
油冷却器	清洗水垢, 检漏	3~12 个月	根据水质好坏决定时间
油泵	清洗测量间隙、更换垫子	1 年	
液过滤器	清洗粗、精过滤网	6 个月	去除磁铁上金属粉末; 首次开车 150h 后清洗
气体过滤器	清洗过滤网	6 个月	
油压调节器	清洗、动作检查	1 年	弹簧失去弹力时应更换
能量调节装置	清洗、动作检查	3~6 个月	检查电磁阀通断
压力表、继电器、安全阀、吸排气阀	油管吹除、动作检查、密封试验	1 年	确保安全, 保护动作准确
润滑油	清洗油过滤网、换油		首次运行 500h 后换油, 500h 后再更换润滑油, 以后 10000h 时换油一次

表 9-1-4 半封闭螺杆制冷机定期维修一览表 (以美国特灵公司 RTHA 系列为例)

维护日期	维护内容	备注
每周	①测量油冷却器油温, 超温时应进行油冷却器的情况 ②注意检查制冷剂的过滤器	油温不高于 54℃ 制冷剂过滤器表面结霜时应进行清洗, 更换干燥剂
每年度	①检查清洗冷媒水系统水过滤器 ②检查清洗冷却水系统水过滤器	
每半年	①清洗润滑油过滤器元件 ②进行水质化验 ③进行润滑油变质化验 ④清洗油冷却器	冷媒水质不符合要求时应进行更换处理, 润滑油变质时应进行更换并清洗油过滤器
每月	①更换润滑油 ②清洗油过滤器元件 ③系统泄漏检查 ④清洗冷凝器 ⑤清洗蒸发器 ⑥清洗制冷剂过滤器 ⑦检查电机绝缘电阻 ⑧控制设备的延时、安全控制设定值的检查, 调整 ⑨根据机组振动、制冷能力决定是否对机组内部进行检查	其它检查内容 ①制冷剂检查、补充 ②按设备制造厂提供的说明书维护辅助设备 ③每三年期间, 应进行一次非破坏性管的试验来检查冷凝器、蒸发器

三、离心式制冷机的检修

1. 启动及运行操作

(1) 开机前的准备

首先查看上一班的运行记录, 了解机器状况。若有故障, 应在排除故障后方可启动。其次检查电源; 观察齿轮增速器; 若抽气回收装置中的油面不足时, 应及时加油; 查看压缩机油槽中的油温, 若油温低应加温, 以防止过多的制冷剂溶于油中。运转抽气回收装置 5~10min, 排除可能漏入制冷系统中的空气, 再开启冷冻水泵、冷却水泵, 并调整其压力和流量, 向油冷却器供水。用手动控制使压缩机进口导叶为全关位置, 做好卸载准备。开动油泵, 检查并调整各处的油压, 观察控制盘各指示灯是否指示正常。发现问题要及时处理。

(2) 开机和停机

① 开机: 将闭合操作盘上的开关调至启动位置, 注意电流计指针的摆动, 监听压缩机有无异常噪声, 检查增速器油压上升情况和各处油压。当电流稳定后, 缓慢开启进口导叶, 注意不要使电流超负荷。待冷冻水温达到设计要求时, 导叶改为温度自动控制。此时须调节冷却水量, 以保证油温在规定范围内, 同时检查浮球阀的动作情况。

启动完毕, 机组进入正常运行后, 操作人员应定时检查下列各参数, 并做好记录。应维持轴承温度在规定值之下; 维持各处油压在规定范围之内; 维持油箱油温和油面高度在规定范围之内; 检查冷凝器进出口水温, 有空气进入时要及时抽除, 判断冷凝压力; 检查冷冻水温度, 注意出口温度不宜过低; 注意压缩机排气温应小于规定值; 注意轴封及轴封漏油情况及压缩机振动、噪声和机壳温升; 检查主机电流、电压是否正常。

② 停机: 切断电动机电源, 压缩机进口导叶应自动关闭 (若无动作则应手动控制)。关闭油系统中的回气阀, 主机完全停稳后, 再停油泵、冷却水泵、冷却水塔风机、油冷却器冷

却水泵和蒸发器冷冻水泵，切断所有电源。

③正常情况下的操作与调整。压缩机启动 10~15s 内，油压必须达到规定值，油温一般在 58~80℃ 之间，油位在规定的范围之内，轴承温度在规定值之下，以确保齿轮增速器充分润滑和供油。如果发现局部温度剧变或有异常的噪声，应立即停机检查。

要依据冷冻水的温度及时调节导叶开度，使制冷量与负荷相适应。控制蒸发器的液位，以防过多液体进入压缩机中。要调节冷凝器的冷却水量，使排气压力在合适的范围内，及时排放混入冷凝器中的空气。

2. 常见故障与排除方法

(1) 压缩机不启动

原因有四个：一是电动机电源故障；二是导叶不能全关；三是控制线路熔断器烧毁；四是过载继电器动作。

排除方法：一是检查电源，恢复供电；二是将导叶自动—手动开关换到手动位置上，并手动将导叶关闭；三是检查熔断器进行更换；四是按下继电器的复位开关，或检测继电器的电流设定值。

(2) 压缩机的转动不平稳

原因有六个：一是油压过高；二是轴承间隙过大；三是防震装置调整不良；四是密封填料和旋转体接触；五是增速齿轮磨损；六是轴弯曲。

排除方法：一是降低油压至给定值；二是调整轴承的间隙或更换轴承；三是调整或更换防震弹簧；四是调整密封填料和旋转体的间隙；五是修理或更换增速齿轮；六是校正轴。

(3) 电动机负荷过大

原因有五个：一是制冷负荷过大；二是压缩机吸入液体制冷剂；三是冷凝器冷却水温过高；四是冷凝器冷却水量减少；五是系统内有空气。

排除方法：一是减小制冷负荷；二是降低蒸发器内制冷剂液面；三是降低冷却水温；四是增加冷却水量；五是开启抽气回收装置，排出空气。

(4) 压缩机喘振

原因有三个：一是冷凝压力过高；二是蒸发压力过低；三是导叶开度大。

排除方法：一是开启抽气回收装置，排除空气；二是检查冷却塔工作情况，增加冷却水量；三是检查制冷剂量，若不足及时添加；四是调正导叶的开度。

(5) 冷凝压力过高

原因有四个：一是机组内渗入空气；二是冷却水量不足使循环不正常；三是冷却水温过高；四是冷凝器管路污垢太多。

排除方法：一是开动抽气回收装置，排除空气；二是增加冷却水量，并检查过滤器；三是降低冷却水温，并检查冷却塔工作情况；四是清洗冷凝器管路。

(6) 蒸发压力过低

原因有六个：一是制冷剂不足；二是蒸发器管路污垢太多；三是浮球阀动作失灵；四是制冷剂不纯；五是制冷负荷减少；六是水路中有空气。

排除方法：一是增加制冷剂；二是清洗蒸发器管路；三是检修浮球阀；四是提纯或更换制冷剂；五是关小进口导叶；六是放出水路中的空气。

(7) 蒸发压力过高

原因有两个：一是制冷负荷过大；二是浮球室液面下降，没有形成液封。

排除方法：一是开足导叶；二是检修浮球阀。

(八) 油压过低

原因有四个：一是油内含有制冷剂，使油变稀；二是油过滤器堵塞；三是油压调节阀失灵；四是油箱内压力过低。

排除方法：一是提高油温，减少油冷却器却水量；二是清洗油过滤器；三是研磨修理油压调节阀；四是减少均压管的开度。

离心式制冷机的常见故障及排除见表 9-1-5

表 9-1-5 离心式制冷机常见故障分析与处理一览表

故障现象	原因	措施
压缩机启动不了	电机电源故障	检查电源，恢复供电
	导叶不能全关	将导叶自动/手动切换开关换至手动位置上，并手动将导叶关闭
	控制线路熔断器断	检查熔断器进行更换
	过载继电器动作	按下继电器的复位开关，或检查继电器的电流设定值
	油压过高	降低油压至给定值
	轴承间隙过大	调整间隙或更换轴承
压缩机转动不平稳，出现振动	防震装置调整不良	调整弹簧或更换
	密封填料和旋转体接触	调整间隙，消除接触
	增速齿轮磨损	修理或更换
	轴弯曲	修理，校正
	齿轮连轴处齿面有折磨损	调正，清洗或更换
电机过载	制冷负荷过大	减少制冷负荷
	压缩机吸入液体制冷剂	降低蒸发器内制冷剂液面
	冷凝器冷却水温过高	降低冷却水温
	冷凝器冷却水量减少	增加冷却水量
	系统内有空气	开启抽气回收装置排出空气
压缩机喘振		升起抽气回收装置、排出系统内空气
		清除铜管壁污垢
	冷凝压力过高或蒸发压力过低或导叶开度太小	增加冷却水量，检查冷却水过滤器 检查冷却塔工作情况
		检查制冷剂量，如不足应增加
		调正导叶风门的开度 检查浮球阀的开度
冷凝压力过高	机组内渗入空气	开动抽气回收装置，排除空气
	冷凝器管子污垢	清洗冷凝器水管
	冷却水量不足使循环不正常	增加冷却水量，检查过滤器
	冷却水温过高	降低冷却水温，检查冷却塔工作情况

续表

故障现象	原因	措施
蒸发压力过低	制冷剂不足	增加制冷剂
	蒸发器管子污垢	清洗蒸发器水管
	浮球阀动作失灵	检修浮球阀
	制冷剂不纯	提纯或更换制冷剂
	制冷负荷减少	关小进口导叶
	水路中有空气	打开铜考克放气
蒸发压力过高	制冷负荷加大	开足导叶风门
	浮球阀液面下降, 没有形成液封	检修浮球阀
压缩机排气温度过低	蒸发器液面太高, 吸入了液态制冷剂	取出多加入的部分制冷剂
油压过低	油内含有制冷剂, 使油变稀	提高油温, 减少油冷却器水量
	油过滤器堵塞	清洗过滤器
	油压调节阀失灵	研磨修理调节阀
	均压管阀开度过大, 油箱内压力过低	减小均压管的开度
	油面过低	补充油到规定液位
	油泵故障	检修油泵, 排除故障
油压过高	调节阀失灵	检修调节阀
	压力表至轴承间堵塞	拆卸清洗
油压波动激烈	油压表故障	修理或更换
	油路中有空气或气体制冷剂	打开油路中最高处的管接头放气
	油压调节阀失灵	检修或更换
轴封漏油, 并伴有温度升高现象	机械密封损坏	更换新元件
	油循环不良	检查、清洗油路系统
	油压降低	用调节阀增大油压
	轴瓦磨损	更换轴瓦
轴承温度过高	润滑油污染或混入水	更换新油
	油冷却器有污垢	清洗冷却器或更换
	油冷却器冷却水量不足	检查冷却器水路系统
	压缩机排气温度过高	参见上面的“冷凝压力过高”
	机器气密性不好, 有空气渗入	检查渗漏部分, 修复
机器严重腐蚀	冷冻水、冷却水水质不好	进行水质处理, 改善水质, 添加缓蚀剂
	润滑油质不好	更换润滑油
	长期停止使用时, R11 没有抽净	抽净 R11

3. 离心式制冷机的检修

离心式制冷机的维修主要是对辅机、电机、热交换设备等进行定期保养和检查。如发生故障需对压缩机进行解体大修, 也只是更换个别零件, 而对其主要零、部件只进行检查和清

洗。各径向滑动轴承、推力轴承、气封、油封、轮盖气封、叶轮出口轮盖的装配间隙，应按图纸要求进行测量，不要随意拆卸和刮研。如对压缩机的转子进行静平衡和动平衡校验，应在专门的支架和动平衡试验台上进行。机组全部组装完后，必须按规定进行密封检查，不得有泄漏现象发生。离心式制冷机维修与保养见表9-1-6～表9-1-8。

表 9-1-6 半封闭型离心制冷机组保养维修一览表

项 目	每 周	每 月	每 年
压缩机	检查吸入导叶控制的轴封油位 连杆机构加油 停机时加油		换润滑油 检查吸入导叶的动件 检查调整各调节阀
蒸发器 凝器	检查管子和管板处的积污	冷却水水质检查	清理检查管子及管板水室 检查浮球室内有无生锈 清理检查浮球阀 检查制冷剂，进行气密性试验 清洗制冷剂液过滤器
电动机			绝缘电阻试验 检查接线端子是否松动
抽气回收装置	抽气 检查抽气室水位 检查自动放气阀气密性		检查清理浮球阀
辅机			测量油泵电机绝缘电阻 清洗更换油过滤元件 清洗更换制冷剂过滤器元件 检查油加热器 检查油泵电机端子接线是否松动

表 9-1-7 开启式离心机保养维修一览表

项 目	每 周	每 月	每 年
压缩机	检查停机时油位 检查入口导叶控制机构、节流阀等轴封部位的油位 入口导叶连杆机构加油	进气导叶控制机构和驱动机齿轮加润滑油	更换润滑油 拆洗油泵、油过滤器、油冷却器 检查轴承合金磨损 测量迷宫式密封的间隙 拆洗油封 检查入口导叶或节流阀动作 拆洗各调节阀、浮球阀 拆检联轴器 检查减震装置
蒸发器 凝器	水质不明情况下最初使用时，检查载冷剂、冷却水水质在最初使用时检查管子内是否粘有脏物		清洗管子与管板、检查有无腐蚀 检查浮球阀 检查制冷剂 进行气密性试验 清洗制冷剂过滤器 检查载冷剂、冷却水水质
省水器			检查浮球阀，确保动作准确

续表

项目	每周	每月	每年
齿轮增速器			检查齿面磨损 检查轴承合金磨损 拆检清洗端齿轮、泵和过滤器 更换润滑油
电动机	对机壳内装冷却器的电机，检查绝缘电阻	检查轴承油位，最初使用时检查电刷磨损情况	测量绝缘电阻 检查绕组清洁程度 测量电刷磨损 清理消音器 检查接线端子是否松动 检查水冷式与机座内装式冷却器的冷却面污垢有无漏水 测量转子与定于间隙 更换润滑油
抽气回收装置	检查抽气结束时间及间隔 检查自动抽气次数 检查三角带松紧度 检查抽气柜水位 检查自动放气阀气密	清理风冷冷凝器	拆洗抽气回收装置 拆检压缩机、吸气阀、排气阀、活塞环、刮油环 检查轴承磨损、轴封装置 更换润滑油
其它			拆洗单独油泵 拆洗过滤器，更换过滤器 更换润滑油 拆检电动机，检查绝缘电阻、接线柱、清理灰尘 检查弹簧、缓冲器、螺栓松动、更换绝缘油等

表 9-1-8 进口半封闭离心式机组保养维修一览表（以美国特灵公司 CVGA 系列为例）

维护日期	维护内容	备注
每周	<p>机组至少运行 30min 后检查以下内容</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 冷却水、冷却水的进、出水温度 2. 压缩机输入电流 3. 集油筒内油位（从观察窗口应能看到油位） 4. 从蒸发器观察窗检查冷却水液位 5. 检查冷凝压力、蒸发压力、油压（应符合要求） 6. 机组振动、噪声情况 	有关读数和观察情况应记录在每周的记录表上，作为修理时的依据
每年	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查润滑油及滤油器 2. 检查有关参考数值的整定值。运行一下所有控制部分和安全装置 3. 整机检漏 4. 检查启动接触器 5. 检查电机绝缘电阻 6. 检查电机输入电流 7. 清洗冷凝器、蒸发器 	必要时可检查调整主定位器和入口调节阀执行机构

四、制冷设备的保养

1. 制冷设备的正常保养

制冷设备的正常保养，一般是指在运行期间按规定应进行的保养（故障处理不在此例），目的是保证制冷设备的正常运行，满足对供冷的需要。

① 注意压缩机的油位、油压、油温的变化。压缩机正常工作时，应保证油位在视油镜中的中间附近，过高、过低都是不对的。新安装的机组试车时可适当的高一点，但不应该超过视油镜的 2/3 高度。为保证油位和足够的润滑流量，试车时可适当地多加一点，这对压缩机的润滑是有利的。试车结束后应将润滑油全部换掉，进行内部清洗，然后加油至标准高度。在运行中当油位下降至油镜最低限位以下，经调节而不能使油位升高时，可按不停机情况下的加油程序补充润滑油。若油位继续下降，这时则不能盲目加油，而应停机分析漏油原因，进行处理。

② 泵的供油压力是否满足要求，是保证压缩机安全运行至关重要的大事，必须认真调节使其满足要求。为保证压缩机运行时的正常油压，在日常的保养工作中（特别是在新机组投入运行后的一段时间内）除必须保持正常的油位以外，还应根据油压的变化随时对油过滤网和输油管道进行清洗、吹除以及对润滑油进行更换，在换油时应使用规定牌号的润滑油，不允许两种不同牌号的油混用或用其它牌号的润滑油代替。

③ 润滑油的工作温度一般要求在 35 ~ 50℃ 之间（有的机型要求在 50 ~ 60℃ 之间）为正常，这是因为润滑油除了起着润滑作用外，还起着带走摩擦热的作用，为控制油温，在离心式、螺杆式和部分活塞式压缩机的油槽中装有油加热器，同时在润滑系统中还设有油冷却器，用来调节润滑油的工作温度，以保证润滑的需要。保养时应注意油加热器的工作是否正常，定期清除油冷却器管道中的杂物或水垢，调整进水温度，以保证对润滑油的温度要求。

④ 注意压缩机的振动和异常噪声是否符合要求。压缩机工作时按技术条件规定允许有一定的振动和噪声级别，但不允许有强烈的振动和异常噪声。在日常的保养工作中应注意检查机组容易产生的振动和噪声的部位，如地脚螺栓的松动、垫铁的位移、开启式压缩机联轴器中减振橡胶套的磨损、带传动的压缩机组其传动带打滑或断裂等。如果振动和噪声来自机组内部，则应停机判断出故障部位进行检修，不允许机组继续工作，否则将有损坏机组的可能。

⑤ 注意压缩机轴封或其它部位的泄漏。开启式压缩机的轴封是最容易泄漏的部位，泄漏的原因很多，在日常保养工作中应注意对它的检查，同时应保证有足够的油压、用清洁的润滑油对轴封供油。如果发生大量泄漏，则应停机进行检修。国内厂家说明书上一般规定开启式压缩机轴封处的泄漏量以每小时不超过 10 滴为合格。

⑥ 压缩机的各密封部位一般都采用螺栓固定、石棉橡胶垫密封。压缩机工作时由于振动或压力的冲击，螺栓容易松动，石棉橡胶垫会发生损坏。平时保养工作中如发现螺栓、螺母松动应及时紧固，以防止制冷剂或润滑油的大量泄漏。在处理过程中，高压部位如有泄漏不允许施力过猛或任意加长套管，在停机后处理更为安全。

⑦ 水冷式冷凝器。对于水冷式冷凝器，在运转中除适时进行放气和放油操作外，还应加强对冷却水系统的检查和保养。

a. 根据冷却水系统的运行情况，定期清理冷却塔接水盘和管道系统中设置的除污器、水过滤网中的泥沙和杂物、防止对冷凝器管堵塞或腐蚀。

b. 冷却塔周围有污染源时，应定期进行水质化验，检查大气中二氧化硫（ SO_2 ）、二氧化碳（ CO_2 ）、氨气（ NH_3 ）等腐蚀性气体对冷却水的污染。发现污染后应将系统中使用的冷却水部分或全部置换，并对由于污染原因而造成的腐蚀部位进行清理，防止腐蚀部位扩大。

c. 注意检查冷凝器传热管的结垢情况。为延缓冷凝器的结垢，可向水中添加过磷酸盐等药物，以防止水中碳酸钙的析出。也可采用不断地向水箱中补充新水的办法，冲淡冷却水的污染物比例并减少冷却水中钙盐的沉淀，延缓冷凝器传热管的结垢或腐蚀。这种办法简单易行。但用水量较大。

d. 立式壳管式冷凝器多安装在室外，保养时应注意清除水箱中的杂物，特别注意对分水器的清理，防止分水器受阻，造成大量冷却水从配水槽上缘溢出。

e. 蒸发式冷凝器在保养中应注意检查传热管道外表面的防锈层是否脱落，贮水箱中浮球阀动作是否灵活。在补充水时应按照要求添加缓蚀剂，进行水质处理，并注意调整挡水板的角度，防止水的飞散损失。用于吹风或排风的风机处于潮湿环境中工作，应注意对其进行轴承的检查和润滑油的更换。风机外壳易锈蚀或腐蚀，应对其进行防腐或防锈的处理。

f. 冬季停止使用的冷凝器，应将管道中的积水放净，以防止管道冻裂。

⑤风冷式冷凝器。风冷式冷凝器以空气作为冷却介质，传热面上极易附着灰尘，影响传热效果，应根据使用情况定期地进行冲洗或吹除灰尘，以保持传热面的清洁。同时应注意清除冷凝器进风、排风口的遮挡物，使吸风、排风畅通无阻。

⑥活塞式制冷机主要辅助设备

a. 油分离器。油分离器易出现油过滤网堵塞、浮球阀失灵、浮球裂缝等故障。日常的保养工作应是定期清洗回油管道、油过滤网，检查浮球阀的动作情况，从而保证油分离器的正常工作。

b. 干燥过滤器。干燥过滤器使用无水氯化钙作为干燥剂时，工作 24h 后必须进行更换（一般一次使用周期约为 6~8h），否则氯化钙吸水后潮解变成糊状物质，进入系统后会造成阀门或细小管道的堵塞，严重时将会迫使制冷系统无法工作。

使用硅胶或分子筛做干燥剂时，为防止细小颗粒进入系统，一般在过滤网的两头加装有脱脂纱布。当发现干燥过滤器外壳结露或结霜时，说明干燥过滤器已经被脏物堵塞，这时应拆开清洗过滤网，更换干燥剂和脱脂纱布。更换时脱脂纱布不能加装过厚，否则会增加阻力。若系统比较干净，干燥剂没有过多细小颗粒，也可不装脱脂纱布。

更换干燥剂时必须是在一切准备工作完成之后，把干燥剂瓶子打开，将干燥剂迅速装入干燥过滤器中，尽量缩短干燥剂与空气的接触时间。更换新的干燥剂是否有吸湿能力，除变色硅胶可以从颜色的变化判断外，简单的办法是把有吸湿能力的干燥剂放在潮湿的手上应有与手粘连的感觉，否则说明已失去了吸湿能力，应进行再生处理。处理的方法是把干燥剂放入烘箱中加热，保持烘箱温度为 200°C ，加热时间为 2~4h。停止加热后应让干燥剂在烘箱中降温，然后迅速装入干燥过滤器中。在现场进行干燥时可用电炉加热，把干燥剂放在薄钢板上，在电炉上加热并均匀搅动，当用手感到具有吸湿能力（粘手）时，筛去粉末装入干燥过滤器中即可使用。

装入干燥过滤器内的干燥剂，一般应装满空隙，否则干燥过滤器工作时受压力的冲击会发生声响，干燥剂互相碰撞挤压容易破碎，也有可能将过滤网损坏（裂缝、开焊），这一点

在更换干燥剂时应当注意。

② 螺杆式压缩机的主要辅助设备是一套供油系统，包括油分离器、油冷却器、油粗滤器、油泵、油精滤器、油压调节阀等设备，其中主要设备的保养内容如下：

a. 油分离器。油分离器除了具有分离油作用外，还具有贮油功能。在采用氟利昂制冷剂时，油分离器的下部装有油加热器，以保证油分离器的分油效果。在停机进行检查时应注意油加热器的工作是否正常，并应定期清洗油过滤网。如发现因过滤网层过多引起轴承温度过高时，可适当减少过滤网层。

b. 油冷却器。油冷却器采用冷却水进行冷却，由于水中杂质会在冷却器水管内沉淀而造成传热系数降低，必须定期检查清洗。冬季不运行时，必须把积水放掉，以免结冰冻裂水管。

c. 油过滤器。油过滤网应适时进行清洗，尤其是油精滤器采用细密过滤网，最容易被堵塞。清洗时应连同滤芯一起拆下，取出网胆，用汽油将滤芯和网胆洗净，并用压缩空气吹干，然后再依次装入。对于新运行的机组，第一次运行 1.5~2h 后就应进行清洗，第二次应该在运行 4~5h 后再进行清洗，这样才能保证机组的正常润滑供油。

d. 油泵。油泵的加工精度高，配合间隙较小，一旦润滑油中含有杂质时，油泵的配合面极易磨损，供油能力和油压就无法保证。为保证油泵能正常供油，应定期进行清洗。石棉密封垫或青壳纸密封垫损坏时必须更换。垫子的厚度应与原垫子厚度一样，不能随意加厚或减薄。新机组第一次运行 500h 必须更换润滑油。因其它原因引起润滑油变质时亦应及时更换润滑油，并清洗过滤网。

2. 停机后保养

(1) 保养要求

① 制冷剂的补充。停机后应检查高压贮液器的液位，若液位偏低时可通过加液阀进行补充。

中小型活塞式制冷机，一般不设高压贮液器，可根据运行记录判断制冷剂的循环量，以决定是否需补充制冷剂。

② 油加热器的管理。中大型制冷机贮油槽底部装有油加热器，停机后不允许停止油加热器的工作，应继续对润滑油加热，以保证油温不低於 30~40℃。必须切断电源清洗油过滤器、输油管道。更换润滑油时，可先停止油加热器的工作，待清洗工作结束后应恢复油加热器的工作，不允许先放油后停止油加热器工作，否则有烧坏油加热器的可能。清洗时应注意对油加热器的保护，防止碰坏。必要时可用万用表欧姆挡测量油加热器电热丝的电阻值，没有阻值或阻值无穷大时说明电热丝已短路或断路，应进行更换。

③ 润滑油油位检查。停机后应检查润滑油的油位高度，若油量不足应补充到位。

加油前应检查润滑油是否已污染变质。若润滑油颜色变为红褐色，透明度变差，说明油中悬浮有机酸、金属盐、机械杂质等物，应进行彻底更换，并清洗油槽、油过滤网、输油管道。

④ 冷却水、冷媒水的管理。停机后应将冷却水全部放掉，清洗水过滤网、检修运行时漏水、渗水的阀门和水管接头。对于冷媒水，当确认水质符合要求时可不放掉，若水量不足，可补充新水并按比例添加缓蚀剂。停机时间安排在冬季时，必须将系统中所有积水全部放净，以防止冻裂事故发生。油冷却器、氨压缩机汽缸水套另设供水回路时，应同时将积水放净。

⑤泄漏检查。停机期间，需对机组所有密封部位进行泄漏检查，尤其是开启式压缩机的轴封，更应仔细进行检查。除采用肥皂液、卤素灯进行检查外，还应对紧固螺栓、外套螺母进行防松检查。对于半封闭压缩机、电机引线接线柱处的密封，仍需注意检查。

⑥联轴器检查。开启式制冷机采用联轴器连接传动，停机后应通过对联轴器减震橡胶套磨损情况的检查，判断压缩机与电机轴的不同轴度是否超出规定，如超出规定值应卸下电机固定螺栓，以压缩机轴为基准，用百分表重新找正，然后将固定螺栓拧紧。

(2) 活塞式制冷机的保养

①卸载装置的检查。短期停机时，只对卸载装置的能量调节阀和电磁阀进行检查，发现连接电磁阀的铜管、外套螺母等处有油迹时应进行修补，同时对连接铜管进行吹除，并对供油电磁阀进行开启和关闭试验，确保其可以正常工作。检查电磁阀时，可根据电磁阀线圈的规定工作电压，用外接电源进行检查。

②阀片密封性能的检查。停机时应吸、排气阀片进行密封检查，同时检查阀座密封线有无脏物或磨损，检查的同时应进行清洗。阀片变形、裂缝、积碳时应予更换。新更换的阀片应与密封线进行对研，以确保密封性能良好。

(3) 离心式制冷机的保养

①制冷剂的处理。采用 R11 制冷剂的开启式离心制冷机，停机时间较短时对制冷剂不做处置，停机时间在一个月以上时应根据机组的密封性能决定制冷剂是否需要压出机外，一般情况应该压出机外。机器说明书注明需压出机外时，必须压出。压出机外后应对系统进行气密性检查，合格后向机组内充入干燥氮气，使机组保持 0.05MPa 的压力。

半封闭式离心机组。全面检查抽气回收装置的工作是否正常，并按正常维护步骤进行保养，重点放在轴封的泄漏检查和曲轴箱油位的检查。

②全面检查抽气回收装置的工作是否正常，并按正常维护步骤进行保养，重点放在轴封的泄漏检查和曲轴箱油位的检查。

③浮球室浮球阀的检查。排除浮球阀的卡涩现象，检查停机后浮球阀是否关闭到位，过滤网有无破损和堵塞。

(4) 螺杆式制冷机的保养

①滑阀动作检查。停机后通过油泵运转，调节油压调节阀，使油压达到 0.5~0.6MPa (表压)，然后将四通阀手柄转到增载、停止和减载位置，能量显示应相应变化。四通阀手柄转到减载位置，滑阀应退到零位，如滑阀动作不准确应通过这种办法反复调整。

②润滑部位供油。机组停机在 1~3 个月时，应每周启动油泵一次，运行时间至少在 10min 以上，以保证机器内各润滑部位有充足的润滑油。

第二节 溴化锂吸收式制冷机的调试、运转及维修保养

一、调试及运转

当溴化锂吸收式制冷机组安装到位后，尽管制冷机组在出厂前已经过严格的密封检查、试运行，但由于运输震动等原因，可能对机组的完好性带来影响。还有筒体分装出厂的要现

场安装，都将引起机组某些部位产生渗漏、电气控制的损坏等。所以在溴化锂吸收式制冷机安装结束、投入运行前，为保证机组的正常运行，还需进行气密性检查、清洁及制冷量测定等机组的调试工作。

1. 调试前的准备工作

(1) 气、水管系统的检查

内容应包括检查冷却水泵、冷媒水泵、冷却塔及风机的运转是否正常，管道连接处是否漏水等。

(2) 试验装置、仪表的检查

机组上应装有温度计、流量计、压力表、U形玻璃管水银压差计、水银气压计和转动式真空计。另外需配备比重计一套、溶液取样试验仪一套（取样仪、温度计、250mL量桶各一只）。

(3) 机组清洗

机组出厂前如已经在性能测试台上做过性能试验，并充注溶液出厂，因此不必再进行清洗。若是没经过测试台性能试验、未灌注溴化锂溶液的机组，在进行调试、灌注溶液前，要求对制冷机进行清洗，以消除机内的浮锈、油污等脏物。目前制造厂正在进行改进，欲把该工序在机组出厂前完成。

清洗时最好用蒸馏水，若没有蒸馏水，也可以使用水质较好的自来水，清洗方法步骤如下：

① 将屏蔽泵拆下，将泵进出口管道封闭，然后用清洗自来水从机组各部分的上部不同位置灌入，直至机组内有相当数量的水。接着分别从机组下部不同位置的接口放水，使机组内杂质和污物一同流出。重复数次，直到放出的水无杂质、不浑浊为止。最后放尽存水，特别要注意的是一定要把机组最低部位的放水口打开。

② 在屏蔽的入口装上过滤器，然后装上机组，再注入清洗自来水至机组正常液位，其充灌量可略大于机组所需的溴化锂溶液量。

③ 启动机组吸收器泵和发生器泵，持续4h，使灌入的清水在机内循环。

④ 启动冷却水泵，使冷却水在机组中循环，打开蒸气阀门，让加热蒸气进入高压发生器，在机内循环的清水温度升高并蒸发产生水蒸气，水蒸气在冷凝器内经冷凝后进入蒸发器液囊。当蒸发器液囊中的水位达到一定高度后，启动蒸发器泵，使水在蒸发器中循环。因为在清洗时机内没有溴化锂溶液，所以不产生吸收作用。随着过程的进行，蒸发器内的水将越来越多，可通过旁通管将蒸发器液囊中的水旁通入吸收器。

⑤ 进行上述清洗时，若供气系统、冷却水泵系统暂不能投入运转，也可利用清水直接清洗。⑥ 最好把水温设法提高到60°C左右，以利于清洗机内的油污。

⑦ 制冷机组各泵运转一段时间后，将水放出，若放出的水比较干净，清洗工作则告结束。如果放出的水较脏，还应再充入清水，重复上述清洗过程，直到放出的水干净为止。清洗结束后，卸下机组各泵和泵入口的过滤器，清除运转过程中可能积聚在液囊中的脏物，重新把机组各泵装好。

⑧ 清洗检验合格后，应及时抽真空，灌注溴化锂溶液，让制冷机组投入运行。

2. 运转前的准备

在制冷机组运转前，要求对制冷机组及辅助设备的状况进行一番检查，方能启动制冷机

组运转。在机组进入运转前，要求外网的辅助设备及提供的动力源等处于正常状态，所以要以下例行检查。

①检查所提供的电源、蒸气源是否满足机组的要求。

②检查冷媒水泵、冷却水泵、冷却塔风机的运转是否正常，连接的管道是否漏水等。

③检查主机真空度，如不符合要求应开启真空泵抽至合格为止。每年启用前要确认真空度下降量一昼夜不超过 66.7Pa (0.5mmHg)。

④检查真空泵是否处于完好状态，油位、油质是否正常，要求确认极限抽真空性能不低于 5Pa 。

⑤溴化锂溶液的 PH 值在 $9.0\sim 10.5$ 范围内，溶液浓度处于正常范围，铬酸锂含量不高于 0.1% ，且没有锈蚀等污物存在。

⑥安全保护动作正常，尤其是冷媒水和冷却水的压力值和压差值调整要恰当。当其实际压力值小于调整限定值时，应能实现报警和保护。检查各指示仪表指示值是否正确，机组上各阀门开关状态是否符合要求。

⑦检查蒸发器、冷凝器、吸收器中的传热管结垢情况，不允许有杂物堵塞。

3. 运转操作

机器启动时，应按下列程序进行操作：

①启动冷却水泵、冷媒水泵，慢慢打开它们的出口阀门，把水流量调整到设计值或设计值的 $\pm 5\%$ 范围内，同时根据冷却水温状况，启动冷却塔风机，控制温度通常取 22°C ，超过此值时开启风机，低于此值时风机停止。

②在机组电控箱上合上电源开关。

③启动发生器泵，通过调节发生器泵出口的蝶阀，向高压发生器、低压发生器送液，低压发生器的溶液液位应稳定在一定的位置上。通常高压发生器处在顶排传热管处，低压发生器处在视镜中的中下部。

④启动吸收器泵。

⑤吸收器液位到达可抽真空时启动真空泵，对机组抽真空 $10\sim 15\text{min}$ 。

⑥打开凝水回热器前疏水器的阀门。

⑦慢慢打开蒸气阀门，徐徐向高压发生器送气，机组在刚开始工作时蒸气表压力控制在 0.02MPa ，使机组预热，经 30min 左右慢慢将蒸气压力调至正常给定值，使溶液的温度逐渐升高，同时对高压发生器的液位应及时调整，使其稳定在顶排铜管，对装有蒸气减压阀的机组，还应调整减压阀，使出口的蒸气压力达到规定值。蒸气在供入高压发生器前，还应将管内的凝水排净，以免引起水击。

⑧随着过程的进行，冷剂水不断由冷凝器进入蒸发器。当蒸发器液囊中的水位到达视镜位置后，启动蒸发器泵，机组便逐渐投入正常运转。同时需调节蒸发泵蝶阀，保证泵不吸空和冷却水的喷淋。

4. 运转管理

机组投入运行后，其主要的运转参数如下：

①冷媒水的出口温度为 7°C 左右，出口压力根据外接系统的情况，大约在 $0.2\sim 0.6\text{MPa}$ ，冷媒水流量可根据冷媒水进、出口温差为 $4^\circ\text{C}\sim 5^\circ\text{C}$ 或者按设定值来确定。

②冷却水的进口温度要在 25°C 以上，进口压力根据机组和冷却塔的位置，大约在 $0.2\sim$

0.4MPa 左右，冷却水流量大约是冷媒水流量的 1.6~1.8 倍，出口温度不应高于 38℃。

(2) 溴化溶液的浓度，高压发生器为 62% 左右，低压发生器为 62.5% 左右，稀溶液为 58% 左右。

(3) 溶液的循环量，以高低压发生器以溶液淹没传热管为合适，其它液面以处于液面计中间为宜。

机组启动后，要使机组能正常运转，通常还需要做好下列工作：

(1) 溶液循环量的调整。机组运转后，在外界条件如加热蒸气压力，冷却水进口温度和流量，冷媒水出口温度和流量基本稳定时，应对高、低发生器的溶液量进行调整，以获得较好的运转效率。因为溶液循环量过小，不仅会影响机组的制冷量，而且可能因发生器的放气范围过大，浓溶液的浓度偏高，产生结晶而影响制冷机的正常运行。反之，溶液循环量过大，同样也会使制冷量降低，严重时还可能因发生器中液位过高而引起冷剂水污染，影响制冷机的正常运行。因此，要调节好溶液的循环量，使浓溶液和稀溶液的浓度处于设定范围，保证良好的吸收效果。

(2) 测溶液浓度。在机组运转中，为了分析制冷机组的运行情况，需对溶液的浓度进行测定。测定吸收器出口稀溶液的浓度和高、低压发生器出口浓溶液的浓度情况。测定稀溶液浓度时，打开发生器泵出口的取样阀，即可用量筒直接取样。测定高、低压发生器出口浓溶液时，由于取样部位处于真空状态，不能直接取出，必须利用取样器，取样时，先用取样器同取样筒和真空泵连接起来，然后启动真空泵将取样器抽至真空，然后缓缓打开取样阀，将浓溶液吸入至取样器内，把取样器取出的溶液倒入量杯中，通过测量溶液的比重和温度，便可以从溴化锂溶液的比重图表中查到相应的浓度。

通常高、低压发生器的放汽范围为 3.5%~5.5%。放汽范围偏小，可关小阀门减少进入发生器的溶液循环量，放汽范围偏大，则开大阀门，增大进入发生器的稀溶液循环量。溶液的浓度调整，一般在低负荷时，高压发生器出口的溶液浓度为 60%，低压发生器出口的溶液浓度为 65.5%，稀溶液浓度为 56%。高负荷时，高压发生器出口的溶液浓度为 62%，低压发生器出口的浓度为 62.5%，稀溶液浓度为 58%。

(3) 测冷剂水比重。冷剂水的比重是制冷机运行是否正常的重要指标之一，要注意观察，及时测量。由于冷剂水泵的扬程较低，即使关闭冷剂水泵的出口阀门，仍无法从取样阀直接取出，还是应该利用取样器，通过抽真空取出。抽取冷剂水后，用比重计直接测量，机组在正常运转时，一般冷剂水的比重小于 1.02。若取出的冷剂水比重大于 1.02 时，说明冷剂水已受污染，应进行冷剂水再生处理，并寻找污染的原因，及时加以排除。

冷剂水再生处理，应关闭冷剂泵出口阀，打开冷剂水旁通阀，使蒸发器液囊里的冷剂水全部旁通入吸收器，冷剂水旁通后，关闭旁通阀，停止冷剂泵，冷剂水重新在冷剂水液囊里聚集到一定量后，再重新启动冷剂泵。如果一次旁通不理想，重复 2~3 次，直到冷剂水的比重合格为止。

(4) 蒸发器内的冷剂水量偏少，要补充冷剂水时，应注意冷剂水的水质，不能随便加入自来水。冷剂水的水质要求一般应符合表 9-2-1 中所示要求。

(5) 及时抽除不凝性气体。由于整台溴化锂吸收式制冷机是处于真空中运行的，蒸发器和吸收器中的绝对压力只有几 mmHg，故外界空气很容易渗入。即使是少量的不凝性气体，也会大大地降低机组的制冷量。为了及时抽除漏入系统的空气以及系统内因腐蚀而产生的不凝

性气体，机组中一般均装有一套专门的自动抽气装置。如果未装自动抽气装置，则应经常启动机械真空泵把不凝性气体抽除。

表 9-2-1 冷剂水质要求

不纯物	PH	硬度 (Ca、Mg)	油分	Cl ⁻	SO ₄ ²⁻	Na ⁺ 、K ⁺	Fe ³⁺	NH ₄ ⁺	Cu ²⁺
允许值	7	2×10^{-3} 以下	0	10^{-5} 以下	5×10^{-5} 以下	5×10^{-5} 以下	5×10^{-6} 以下	少	5×10^{-9} 以下

⑤防止结晶。由溴化锂溶液性质可知，当溶液的浓度过浓或温度过低时，溶液就会产生结晶，堵塞管道，破坏机组的正常运行。在操作中要经常检查防晶管的发热情况，判断机组性能的下降是否由于结晶引起。

⑥溶液管理。机组在运转初期，溶液中所含的铬酸锂因生成保护膜会逐渐下降。当铬酸锂的含量低于 0.1% 时，应添加到 0.1% ~ 0.2%。溶液的 PH 值应保持在 9.5 ~ 10.3 之间。PH 值过高，可用氢溴酸 (HBr) 调整；PH 值过低，可以用氢氧化锂 (LiOH) 调整。调整时应把 HBr 或 LiOH 稀释，通过取样阀慢慢加入。溶液在机内含有空气，即使是极微量，也会促使化学反应，引起机器的腐蚀，并使溶液的碱度增大，因此制冷机运行一段时间后，应取样分析溶液的 PH 值以及铁、铜、氯离子等杂质的含量。

为了提高溴化锂吸收式制冷机的性能，目前运转的机器一般都在溶液中加入辛醇，而在机组运转较长时间后，由于启用真空泵，辛醇会随同机内的不凝性气体被排出机外，使辛醇量减少，影响机组的性能，因此当制冷量下降时，应酌情添加辛醇。

⑦屏蔽泵的管理。屏蔽泵是溴化锂吸收式制冷机的“心脏”，在制冷机运行时要特别注意屏蔽泵的工作情况，要经常检查屏蔽泵的工作电流、泵壳温度及冷却管温度，检查屏蔽泵工作有无异常运转的声音。当泵壳温高于 80℃ 时，应停止运行，检查屏蔽泵冷却管中的滤网有没有堵塞，或查找出引起温度过高的其它原因，以免屏蔽泵的损坏。

⑧真空泵的管理。真空泵应采用真空泵油。真空泵在运行中，应注意观察真空泵油的状态，若油中含有水分已产生乳化，应及时更换，以保持有良好的抽真空性能。真空泵运转时，油温应不超过 70℃。另外还要定期检查带放气真空电磁阀动作的可靠性和密封性。使用真空泵抽气，打开抽气阀前，先使真空泵运转 1min。抽气完毕，关闭抽气总阀后方可停止真空泵运行，然后让阻油器通大气，以免再次启动时将真空泵油吸入机内。若真空泵长时间运转（如 1h 以上），应打开气镇阀。

对真空泵的运转，特别要注意抽真空时吸收器中的溶液液位不能过高，不然抽气管被埋没，会把溶液抽入真空泵内。所以要在启动发生泵将溶液送往高、低压发生器，两个发生器液位达到正常开机液位后，再启动真空泵较为妥当。

⑨水质管理。冷却水、冷媒水的水质必须符合溴化锂吸收式制冷机组技术条件中对水质管理的要求。水质差，容易在传热管内形成水垢，影响机组的传热性能，因此对水质也应做定期检查。

在冬季不需要开机时，必须把冷却水、冷媒水全部放净，以防止冻结。

(10)运转记录。运转记录是制冷机组运行情况的重要资料，在制冷机组运转过程中，应做好记录，以便分析运转情况，提高运转管理水平。运转记录的内容包括制冷机各种参数，运转中出现的异常情况及其排除过程，一般为每小时或每 2 小时记录一次。运行记录表的格式见表 9-2-2。

5. 停机操作

①关闭蒸气截止阀，停止向高压发生器供气加热，并通知锅炉房停止送气。

②关闭加热蒸气后，冷剂水不足时可先停冷剂水泵的运转，而溶液泵、发生泵、冷却水泵、冷媒水泵应继续运转，使稀溶液与浓溶液充分混合，15~20min后，依次停止溶液泵、发生泵、冷却水泵、冷媒水泵和冷却塔风机的运行。

③若室温较低而测定的溶液浓度较高时，为防止停车后结晶，应打开冷剂水旁通阀，把一部分冷剂水通入吸收器，使溶液充分稀释后再停车。若停车时间较长，环境温度较低（如低于15℃）时，一般应把蒸发器中的冷剂水全部旁通入吸收器，再经过充分的混合、稀释，判定溶液不会在停车期间结晶后方可停泵。

④停止各泵运转后，切断控制箱的电源和冷却水泵、冷媒水泵、冷却塔风机的电源。

⑤检查制冷机组各阀门的密封情况，防止停车时空气泄入机组内。

⑥记录下蒸发器与吸收器液面的高度，以及停车时间。若溴化锂吸收式制冷机在环境温度0℃以下或者长期停车，除必须依上述操作之外，还必须注明以下几点：

①在停止蒸气供应后，应打开冷剂水再生阀，关闭冷剂水泵的排出阀，把蒸发器中的冷剂水全部导向吸收器，使溶液充分稀释。

②打开冷凝器、蒸发器、高压发生器、吸收器、蒸气凝结水排出管上的放水阀、冷剂蒸气凝水旁通阀，放净存水以防止冻结。

③若是长期停车，每天应派专职负责人检查机组的真空情况，保证机组的真空度。有自动抽气装置的机组可不派人管理，但不能切断机组及真空泵电源，以保真空泵自动运行。

二、故障分析及排除

1. 常见故障的分析与排除

溴化锂吸收式制冷机的常见故障分析与排除见表9-2-3、表9-2-4、表9-2-5、表9-2-6。

表9-2-3 吸收制冷机常见故障及排除方法

故障现象	原因	排除方法
启动初期运转不稳定，吸收器溶液液位越来越低，高压发生器或低压发生器液位越来越高，吸收器溶液浓度偏高，高压发生器甚至出现气击声响	运转初期，高压发生器泵出口阀1开启度过大，送往高压发生器的溶液量过大	将蒸发器的冷剂水适量旁通入吸收器中，并将阀1的开启度关小，让机器重新建立平衡
	阀2的开启度过大，送往低压发生器的溶液量过大	适当关小阀2，使液位稳定于要求的位置
	机器内有不凝性气体，真空度未达到要求	启动真空泵，使真空度达到要求
	冷却水温度过低，而冷却水量又过大	适当减少冷却水量
制冷量低于设计值	稀溶液循环量不当	调节阀1、阀2，使稀溶液循环量合乎要求
	机器的密封性不良，有空气进入	开启真空泵抽气，并排除泄漏处
	真空泵性能不良	测定真空泵性能，并排除真空泵故障
	喷淋装置有阻塞，喷淋状态不佳	冲洗喷淋管
	传热管结垢或阻塞	清洗传热管内壁污垢与杂物
	冷剂水被污染	测量冷剂水比重，若比重超过1.04时，应进行冷剂水再生

续表

故障现象	原因	排除方法
制冷量低于设计值	蒸气压力过低	调整蒸气压力
	制冷剂溶液注入量不足	重新补充适量的溶液与制冷剂
	发生器泵、吸收器泵、蒸发器泵气蚀	测定各屏蔽泵的电流和倾听其声音,并排除故障
	冷却水温过高	检查冷却水系统,降低冷却水温
	冷却水量过小	适当加大冷却水量
冷/出口温度越来越高	冷水流量过大	适当减少冷水流量
	外界负荷大于机器的制冷能力	适当降低外界负荷
	送往高压发生器的溶液循环量过大,液位过高	适当调整阀1的开启度,使液位合乎要求
冷却水被污染	送往低压发生器的溶液循环量过大,液位过高	适当调整阀2的开启度,使液位合乎要求
	冷却水温过低,而冷却水量又过大	适当减少冷却水的水量
	送往高压发生器的蒸气压力过高	适当调整蒸气压力
	冷却水温过低	适当减小冷却水量
低温热交换器结晶	低压发生器溶液温度偏高	降低加热蒸气压力
	送往低压发生器溶液循环量过小	适当加大低压发生器的溶液循环量
	停车时稀释循环时间太短	延长稀释循环时间,使各部溶液充分均匀混合
运转中机器突然停机	电源断电、泵停止运转	检查供电系统,排除故障,恢复供电
	溶液泵与制冷剂泵过载,热继电器动作,断开电路使泵停止运转	检查泵的过载原因,并予以排除

表 2-4 吸收式制冷机冷冻能力不足的分析

原因	处理方法
冷却水温太高	检查冷却水系统(包括冷却塔)
冷却水量不足	检查冷却泵及冷却水泵管子内是否被杂物堵塞
蒸气压力不足	检查蒸气控制阀、减压阀和滤网
排气不完全	运转真空泵
	检查真空泵的性能是否降低
	检查真空泵的润滑油
空气进入	将密封部紧固,若仍有空气渗入,应抽出机内的溶液和制冷剂,充入约0.05MPa的氮气,用肥皂水检漏
冷却水系统管子有污垢	排出冷却水后刷洗管子内部
冷/中混入吸收液	通过制冷剂分流阀把冷剂槽内的冷剂送入吸收器中
冷/量和吸收量不适当	将冷剂和溶液调整在适当值(充入量不足时,泵会发出噪音)
吸收液的循环量不适当	检查溶液循环的固定阀,根据不同情况检查机泵
冷/反转	根据机壳的输出压力再次确认旋转方向是否正确,若反转时应调整过来
冷剂溢流	抽出冷剂,进行抽气运转
蒸气滤网堵塞	清扫蒸气滤网

表 9-2-5

结晶原因分析

现象	原因
1. 冷冻容量大幅度不足 2. 溶液液位比 100% 负载时下降 20mm 以上 3. 尽管蒸气流动, 但浓溶液的固流配管温度却逐渐降低 4. 机泵运转时, 溶液不流向配管 5. 机泵的过载继电器动作, 但机泵不动作	1. 蒸气压力高, 浓溶液浓度也高 2. 吸收液的循环量不足而浓溶液的浓度又太高 3. 空气进入机内 4. 冷却水温急剧下降 5. 停电后, 吸收液流动停止 6. 过载继电器故障 7. 运转结束后, 稀释不充分

表 9-2-6

运行参数调整不正常现象, 原因及解决方法

现象	原因分析	解决方法
浓度差小于 4% ① 高压发生器浓溶液浓度未达到要求 ② 低压发生器浓溶液浓度未达到要求	① 高压发生器稀溶液循环量过大 ② 低压发生器稀溶液循环量过大 ③ 蒸气压力太低或蒸气调节阀开启太小 ④ 蒸气凝水阀开启太小或制冷剂蒸气凝水调节阀开启太小	① 关小发生器出口阀 ② 关小溶液泵出口阀 ③ 提高蒸气压力或开大蒸气调节阀 ④ 开大蒸气凝水调节阀或制冷剂蒸气凝水调节阀
浓度差大于 4% ① 高压发生器浓溶液浓度超过要求 ② 低压发生器浓溶液浓度超过要求	① 高压发生器稀溶液循环量太小 ② 蒸气压力太高 ③ 低压发生器稀溶液循环量太小	① 开大发生器出口阀 ② 开大溶液泵出口阀 ③ 降低蒸气压力
吸收器液位低于液位中心 ① 稀溶液浓度很高, 蒸发器制冷剂水溢出 ② 稀溶液浓度正常, 蒸发器制冷剂水溢出 ③ 稀溶液浓度正常, 蒸发器制冷剂水溢出	① 蒸气压力太高或机内有空气 ② 溶液量不足 ③ 灌注溶液浓度太低	① 降低蒸气压力或抽真空 ② 补充溶液 ③ 从蒸发器中抽出制冷剂水并添加溶液
吸收器液位浸没抽气管排 ① 稀溶液浓度低且蒸发液位低于液位中心 ② 稀溶液浓度正常, 蒸发器液位正常 ③ 稀溶液浓度低且蒸发器制冷剂水溢出	① 机组刚启动, 尚未正常 ② 蒸气压力太低 ③ 蒸气凝水阀开度太小 ④ 灌注溶液浓度太低	① 继续运行 ② 升高蒸气压力 ③ 开大蒸气凝水调节阀 ④ 放出一部分溶液, 从蒸发器中抽出一部分制冷剂水

表 9-2-7

冷剂的溢流

原因	处理方法
冷却水入口温度过高	调整冷却塔、冷却水量及其它冷却水系统
冷剂过多	若在 100% 负载时冷剂溢流, 系冷剂充入过多所致, 可适量放出一些冷剂
蒸气压力过高	调整蒸气压力至规定值

1.) 启动时溴化锂溶液结晶

这种情况往往出现在首次开机或较长时间停车之后的重新启动时, 出现这种情况的原因可有以下几种:

1) 冷却水温过低。当冷却水温过低时，从吸收器出来的稀溴化锂溶液的温度也低，与浓溴化锂溶液在热交换器内进行热交换时，使浓溴化锂溶液温度下降幅度较大，导致溴化锂溶解度下降而发生结晶。另一方面，冷却水温低导致冷剂蒸气冷凝量增多，直观观察是蒸发器内冷却水液面升高，而吸收器内溴化锂溶液液面下降。由于溶液总量一定，冷剂水量增多，溴化锂溶液浓度必增大，当超过极限溶解度时，便会引起结晶。

为解决冷却水温过低问题，可减少进入机内的冷却水量，在冷却水进入机组前的管路上设旁通管，这样可在冷却塔不停机的情况下，解决冷却水温过低的问题。

2) 空气渗入机内。由于机体内渗入空气会使蒸发压力降低，蒸发温度降低，稀溴化锂溶液温度也降低，在热交换器内导致浓溴化锂温度下降而引起结晶。

解决不凝气体的渗入首先要停机时对机器进行查漏。查漏的方法可采用充气查漏法。为排除机内不凝气体，一般制冷机带有溶液喷射真空泵用于排除不凝气体。

排除不凝气体时还可以采用外接真空泵抽气，溴化锂吸收制冷机外部一侧有两个抽气口。其中不凝气体的收集为一密闭小室，它包封了吸收器中的一段冷却水管，上面被浓溶液盖住，并通过溶液滴孔向密封室内滴满浓溶液。当机组工作时混有不凝气体的水蒸气通过拾取管进入密闭室，被浓溴化锂溶液吸收后，稀液从密闭室下部的溶液水封弯排出。不凝气体被真空泵抽走。机组停止运行时由于吸收器液上升，淹没拾取管，此时如对机组抽真空，不凝气体将从浓溶液滴孔进入密封室，由真空抽走。

必须定时排除不凝气体，并观察抽气量，以保证机组正常启动和运行。

3) 不凝气体排除装置不能正常地工作时，将造成不凝气体过多，引起溶液结晶。此时应重点检查抽气管路上的各种阀门是否泄漏，真空泵油质是否变坏、失效。此时应检查管路系统阀门，检查真空泵或更换真空泵抽。

(2) 运行中溴化锂溶液结晶

机组在运行时发生溶液结晶，其原因可有以下几种情况：

① 蒸气压力高于设计值。当供蒸气压力高于设计工作压力时，将引起发生器内溴化锂溶液温度升高。特别是单效吸收制冷机，发生器出口溶液温度上升很快，易引起溶液结晶。

② 对于直燃式吸收式制冷机，由于供气压力的变化或燃气（燃油）燃烧装置动作失灵造成燃烧室温度过高，易引起溶液结晶。蒸气加热吸收式制冷机应使供气压力稳定。燃气加热吸收式制冷机应保证燃气供气压力稳定，燃气流时稳定。另外，还应检查发生器内温度设定值是否准确。

③ 冷却水温过低，不凝气体未排除，也是造成运行过程中结晶的重要原因。解决方法同前述。

④ 系统中能量添加剂不足造成溶液结晶。系统中缺少能量添加剂（一般为甲辛醇）或能量添加剂沉积在温度最低的蒸发器内时，机组内的传热效果明显下降，使系统内部出现热积累现象，吸收器内吸收能力下降，此时容易发生结晶。

为防止由于添加剂不足而造成的结晶。需要补充添加甲辛醇，同时打开旁通阀门将蒸发器中的冷剂水连同沉积在蒸发器中的甲辛醇排至吸收器中去。使甲辛醇充分地混合在溶液中，甲辛醇能强烈地降低溶液表面张力，当在溴化锂溶液中加入 0.13% 的甲辛醇时，机组的制冷量将提高 1.0% ~ 10%。因为加入甲辛醇后溶液的表面张力降低，使溶液吸收冷剂蒸气的能力加强。使用时应注意甲辛醇在高温下易分解，因此国外有些机组采用氯化醇作为添

加剂。

(3) 机组停机时发生结晶

造成停机后发生结晶的原因有以下两种情况：当停机后稀释时间过短时，会造成机组内溶液浓度分布不均。浓度高的局部地区由于蒸气阀门关闭，使溶液温度逐渐下降，溶解度降低，造成结晶。另外，当机组环境温度过低时也易造成结晶，这种情况一般发生在冬季机组停止运行而溶液又未排出时。

对于以上两种情况的解决办法是停机后使机组内的浓溶液充分稀释，达到各部分溶液浓度相同。在停机后使溶液泵再运转 20~30min，可保证溶液充分稀释。越冬停机的设备要提高环境温度，对设备进行保温处理。在有条件地方应取出机组内的溴化锂溶液，以避免结晶。

(4) 机组制冷量下降

溴化锂吸收式制冷机组经常出现制冷量逐年下降问题。一台新的机组使用不上几年，制冷量达不到设计标准，或在运行正常时突然制冷量下降。出现这种情况时应从以下几方面进行检查。

①空气漏入机内，漏入机组内的空气往往聚集在吸收器内（因为吸收器的压力最低），影响从蒸发器进入到吸收器的水蒸气量，并直接影响了制冷量。解决的方法是将这些不凝性气体抽出。

②冷凝器传热管结垢，由于传热管壁结垢，降低了导热系数，增加了热阻，减少了冷剂水的再生量，使制冷量下降。由于冷凝器传热管结垢，使冷凝压力升高，冷凝温度与冷却水出口温度的差值增大。对由冷却水造成的传热管结垢应定期进行冷水质检查，并定期进行化学除垢。

机组内部产生的结垢，一般是由于冷剂水管理不当引起的，机组内的垢是由于冷剂水被溴化锂溶液污染造成的，使冷冻水管路表面覆盖薄薄一层溴化锂溶液，增大了传热热阻，直观检查就可以发现。此时冷冻温度会有所升高，如果从冷剂泵出口的取样阀取出冷剂水并测定其比重，就可以发现其比重高于 $1.02\text{g}/\text{cm}^3$ 。在这种情况下，应进行排污工作，即打开旁通阀，使冷剂水完全排出，这个过程一般需用 15min 即可完成。对冷剂水定性的检查工作应定期进行。

③抽气效果不良也是制冷量下降的原因之一。溴化锂吸收式制冷机组本身自带溶液喷射式真空泵，也有的是设置了外接真空泵的抽气口。如果是机器本身自带的喷射式真空泵，其抽气能力下降，原因一般是喷咀锈蚀、喷咀堵塞和喷咀局部有结晶。对锈蚀的喷咀应更换，若是由于结晶或结晶体堵塞，则可采用外部加热消除结晶的方法。加热可采用蒸气加热，也可采用喷灯烘烤，烘烤时应注意加热要均匀，直到消除结晶、抽气瓶中有溶液流出为止。

④能量添加剂不足也是制冷量下降的原因之一，解决方法是加甲辛醇。

⑤冷却水量不足或温度过高，当制冷负荷增加时，所需冷却水也相应增加，若水量不足或水温过高，则导致制冷量下降。此外，水量不足或水压过低，还会造成机组的冷却水保护装置频繁报警、停车。因此应保证冷却水流量，并使冷却水在冷却塔内充分降温。

⑥喷淋管喷咀堵塞也是制冷量下降的因素之一。由于机组内小块的结晶进入喷淋管，堵塞喷咀，使进入吸收器内溴化锂溶液减少，吸收器液面下降，这样很容易造成整个机组大面积结晶。因此，在机组大修时要疏通机组内的管路和喷咀。

② 蒸气压力过低造成制冷量下降。当蒸气压力低于设计值时，机组将达不到额定制冷量，解决方法是提高供气压力。

③ 机组发生器内液面控制阀失调。当高位发生器的液位控制阀发生故障时，不能控制其液位的高低，往往会造成高位发生器的液位过高，即稀溶液的量过多，这样会使高位发生器内溶液蒸发空间过小，使溴化锂溶液溢流到冷凝器中，污染冷剂水。因此，在维修时，要检查高位发生器浮球阀的开启度、灵敏度及密封性能是否符合要求。浮球阀也可以用电磁阀代替，但在具体安装电磁阀时，浮球阀仍可保留。由于电磁阀不能调节流量，若完全采用电磁阀，高位发生器内的液位会出现阶跃跳动，使液面不稳定。

④ 溶液泵或冷剂泵出现故障亦可造成制冷量的下降。

5) 机组运行时突然停机

① 机组正常运行时突然停机，一般有以下几种情况：

② 停电造成突然停机。一般多是供电事故，且多在雷雨大风时出现。发生突然停电时应首先关闭送入机组的蒸气阀及冷冻水和冷却水阀，并尽快恢复供电。如短时能恢复供电则问题不大，若断电时间过长，由于机组内溶液浓度不同，浓度高的地方可能会产生结晶，此时应对机组进行紧急保温处理，提高环境温度，对发生器出来的浓溶液管及热交换器进行外部加热，加热温度不超过 100°C ，直至恢复供电。

③ 冷却水与冷冻水断水。由于机组本身带有冷却水、冷冻水断水继电保护，所以一旦出现冷却水断水或冷冻水断水，机组也会自动停机，此时在控制盘面有故障显示。如果冷却水断水，需检查自冷却塔到机组入口各管道截门是否关闭，冷却水泵运行是否正常。

④ 溶液泵或冷剂泵故障造成停车。由于石墨轴承的磨损，或因电机过载烧坏等原因也可能造成机组停机。此时应对泵及电机进行更换或检修。

5) 抽气装置运转不正常及真空泵的检修

① 机组自身不配备溶液喷射式真空泵，或机组首次运行前，通常采用外接真空泵。目前国内绝大多数溴化锂吸收式制冷机的抽气装置采用容积式转动滑片式真空泵。泵体与泵盖用螺丝拧紧固在一起，形成一个工作室，转子的旋片偏心地置于其中，刮板的内部装有弹簧，在偏心轮与泵体内壳相切点的两端分别有吸气口和出气口。其工作原理是：当电机带动真空泵偏心转子转动时，刮板在离心力及弹簧力的作用下沿伸缩槽做往复运动，刮板以偏心轮与泵体内壁相切处沿逆时针方向转过一个角度时，刮板与泵体内壁封闭的腔体逐渐增大，机组内气体便进入接近真空的腔体中。当腔体达最大值后又逐渐缩小，将腔体内气体压缩并从排气口压出。转子不停地转动，则不停地将机组内气体抽出。

② 这种抽气方式要求刮板与泵内壁间的密封性能较高，通常采用真空泵油润滑并起密封作用。真空泵油通过偏心转子轴上的上油环均匀分布在偏心轴上，在离心力作用下沿刮板流向刮板与内壁的结合处，当泵体内部的刮板或泵壁磨损后，或真空泵油油质较差时，就会影响抽气效果，此时应对泵进行检修或换油。如果润滑油变成灰白色，是因油内混入了大量冷剂蒸气。这会降低油的粘度，应及时更换。如果属于泵壁或刮板磨损，则应进行修复。通常用刮刀刮粗刮一圈，刮削时应注意在同一轴向的面刮削量相等，不能有明显的凹凸面，刮刀不要损伤其他地方。然后对刮削面进行研磨，且要用专用仪器检查严密度，合格后应将泵内清洗干净，安装时要注意机组与真空泵之间安装一油分离器，以防真空泵突然停机造成泵油压入机内。此外还应注意真空泵的进气阀和出气阀是否严密，如不严密，也需进行研磨修复。

(7) 机组被腐蚀的处理方法

溴化锂制冷机组腐蚀直接影响到机组使用寿命和制冷量。机体腐蚀主要是由于机组密封性不好、系统内渗入空气所致。

如果制冷机组内部出现较严重的腐蚀，可以从不凝性气体的抽取量及经常检查溶液、冷剂水中铁离子的含量来发现。一般冷剂水要求 PH 值为 7，硬度 (Ca^{2+} 、 Mg^{2+} 在 2×10^{-5} 以下，油质纯度 Cl^{-} 在 10^{-5} 以下， SO_4^{2-} 在 5×10^{-5} 以下， $(Na^{+}K^{+})$ 在 5×10^{-5} 以下， Fe^{2+} 在 5×10^{-5} 以下； Cu^{2+} 在 5×10^{-6} 以下。当机组出现腐蚀时， Fe^{2+} 、 Cu^{2+} 含量会有较大的变化，这时需对机组进行维修。维修前首先排净机组内溶液，并充氮找漏。然后分别对各容器进行除锈。对于腐蚀严重的铜管（换热管）应予更换。修复后应用中性溶液将机组清洗干净，并抽真空。在重新对机组充液时应添加缓蚀剂，目前通常在溴化锂溶液内添加 0.2% 左右的铬酸锂缓蚀剂。为使铬酸锂均匀溶解，添加前可先将铬酸锂溶于蒸馏水，然后充入机组。充加铬酸锂的同时，为调整溶液的 PH 值，还需添加 0.02% 的氢氧化锂溶液。各种实验及实际运行表明 PH 值在 9~10.5 范围内，溶液对碳钢—铜这种结构具有较好的缓蚀效果。此时铬酸锂可以在金属表面形成一层极薄的保护膜，但这层保护膜片温度在超过 $120^{\circ}C$ 时，对铜就不会起保护作用了。

也可采用钼酸锂溶液或三氧化二砷、三氧化二锑作为缓蚀剂，同样具有较好的效果。

(8) 屏蔽泵故障及处理方法

①启动不灵，有嗡嗡响声。屏蔽泵是溴化锂吸收式制冷机的“心脏”，运行时对它应特别注意，当机组启动后有嗡嗡声，首先应检查电机是否是单相运行或供电电压偏低，若上述情况都正常则考虑电机定子绕组是否有层间短路，屏蔽泵内是否有结晶块或其它硬质脏物卡住转子，若泵内有卡住的地方应拆泵清洗。

②电机启动电流过大。当电机启动电流过大时，会烧坏保险。出现这种情况的原因是：泵叶轮被卡住不转，电机内屏蔽封套有破损，电机线圈绝缘电阻下降或电机短路等，解决的方法：换屏蔽套或换绕组线圈，清理水泵内部，除去叶轮周围污物。

③运转中电机发热、转速下降，流量减少。应查电机是否是单机运行，电压是否过低。

④运行时屏蔽泵内有嗡嗡声、振动较大。屏蔽泵定子线圈和转子线圈上均有一层较薄的钢衬套，衬套中流过溶液（或冷剂水）起冷却作用。屏蔽泵的轴承一般采用石墨滑动轴承。当轴承磨损时会引起不锈钢衬套发生磨擦。同时转子转动时会引起泵体振动。

系统正常工作时应注意屏蔽泵轴承的磨损。较先进的检测方法是采用测量轴承之间的间隙，用电信号予以反映。对于间隙过大的轴承应及时更换。更换时，可将屏蔽泵进出两端的阀门关闭，拆下进行修理。

⑤屏蔽泵流量扬程都减小及功率过大。当流量和扬程都减小时，应先考虑机组内溶液量是否够，此外还需检查溶液的比重、粘度及机组内有无阻塞部位。由于溶液比重和粘度增大，密封环的磨损、定子与转子的摩擦都会造成泵的使用功率增加。

(9) 机组其它辅助设备的保养维修

溴化锂制冷机上的管路均采用真空阀，该阀为隔膜式真空阀，用手轮带动阀杆曲线转动，使阀杆上下移动时带动隔膜做垂直于气流方向的运动，起到密封作用。真空阀密封性能的好坏将直接影响机组内真空度。因此对机组上的真空阀要定期检查有无脏堵，隔膜是否老化或损伤。有些真空阀是采用高密封性能的蝶阀，此时特别要注意阀杆是否变形、密封面有

无损伤。

(10) 溶液的管理

溴化锂制冷机中溶液浓度常为 60%，当环境温度低于 18.5°C 时，这种浓度的溶液便开始结晶。因此，平时溴化锂溶液要贮存在 18.5°C 以上的环境中，或先将溶液用蒸馏水稀释至 50%，再储存在常温下。使用时溶液中一般还要加甲辛醇、铬酸锂等，而这种引进添加剂在运行时均会减少，所以要做定期检查。一般日测就可做出判断，若溶液颜色是淡黄色或无色，说明缓蚀剂已消耗过大；若是黑色，说明氧化铁较多；颜色为绿色说明有铜析出。此时需进一步做定量检查，根据结果，采取相应的处理措施。

(11) 冷冻水的管理

冷冻水最好是软化水，PH 值在 7~8 之间。在冷冻水管路中应设有过滤器，以防脏物进入机组，同时冷冻水中也应加适量的缓蚀剂，以减少腐蚀作用。

1. 冷剂水溢出故障分析及排除

(1) 吸收器喷淋不良

主要原因是机组内部腐蚀产生的锈渣堵塞喷嘴，影响溶液的喷淋量，使其吸收速度减慢，造成蒸发器中的冷剂水增多，溢出蒸发器。

1) 喷嘴堵塞不严重，一般采取以下方法：

a. 抽取一定量的冷剂水，同时添加适量的标准溶液，提高溶液浓度。在标准工况下，提高稀溶液浓度至 1%~1.5%，浓溶液浓度为 0.5%~1%。

b. 将吸收器稀溶液阀开大，增大吸收器溶液的喷淋量。

c. 降低冷却水温，保证其在 30°C 以下，但不低于 20°C。

2) 如喷嘴堵塞严重，应采用以下方法排除故障：

a. 化学清洗。清洗程序为水洗→酸洗→水洗→碱洗→水洗→钝化→水洗→软水洗。

b. 机械冲洗。化学清洗后，能清除机组内绝大部分锈渣，但对于那些喷嘴已堵死的部位，由于化学试剂不能到达，所以锈渣不能清除干净。对于这部分锈渣应采取机械冲洗的方法才能彻底清除。具体方法如下：把吸收器混合管处割掉一段，在混合管处两边分别焊上法兰（图 9-2-1），靠引射器一端用盲板封死，另一端和一台冷却水泵进口连接。同时装上过滤

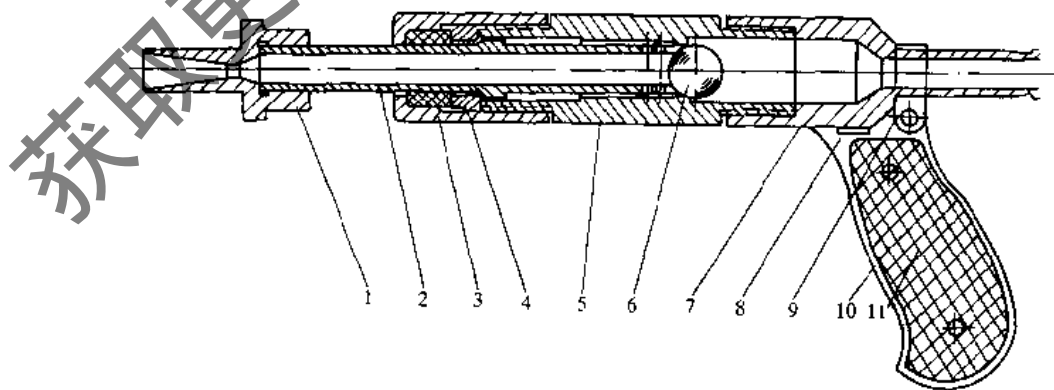


图 9-2-1 机械清洗工具

- 1—喷头 2—枪筒 3—分管 4—盘根紧帽 5—枪身 6—钢球
7—枪尾 8—枪柄固定片 9—枪柄固定圈 10—枪柄

网、把高压发生器视镜拆除，把冷却水泵出口管插入高压发生器视镜处，机组内加满水启动冷却水泵循环，喷淋管内水和喷嘴内垃圾都被吸出来，粘在过滤网处。这样反复若干次，直到过滤网处没有锈渣为止。冲洗后去掉盲板、法兰，焊好割断的混合管，装上高压视镜，用软水冲洗 2~3 遍后，应尽快用正压检漏、用负压检查真空合格后加灌溶液，开机运行。

(2) 吸收器中存在不凝性气体

由于这些气体不能被吸收，在蒸发压力不变的情况下，冷剂蒸气的分压力降低了，影响了吸收器的吸收速度。另一方面，由于不凝性气体的存在，冷剂蒸气与溶液的接触面积减小影响吸收速度。这样，造成冷剂水偏多。因此运行中如发现蒸发器中冷剂水量偏多、制冷量下降时，就应该检查机组的真空情况。根据经验，每天抽一次真空就能解决因机组溶液腐蚀产生的凝性气体。如果是由于机组泄漏，那么必须停机检查，直到符合要求。

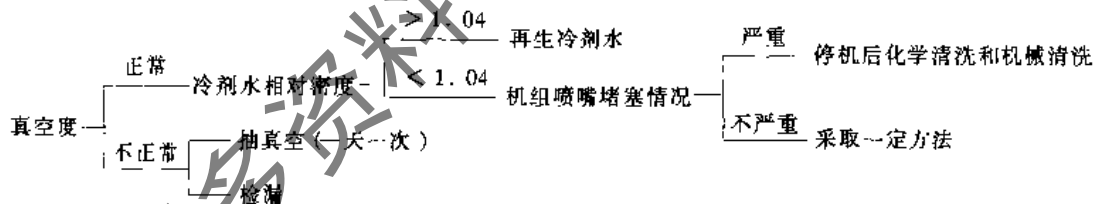
(3) 冷剂水被污染

溴化锂机组在运行中常常发生溴化锂溶液进入冷剂水的现象。同一温度下，溴化锂溶液的饱和蒸气压力低于纯水的蒸气压力，由于溶液周围冷剂蒸气压力下降，使传质推动力减小、吸收减弱，冷剂水偏多、制冷量下降。检查冷剂水相对密度，若 >1.04 必须对冷剂水再生。同时，分析检查引起冷剂水被溶液污染的原因一并解决。

(4) 冷剂水泵石墨轴承损坏

石墨轴承损坏将严重影响冷剂水泵的流量，蒸发器水盘的水慢慢地多起来，运行管理人员应每小时查一次冷剂水泵电流，如果发现电流在增大，说明石墨轴承损坏，需停机检修。

运行管理人员在发现机组冷剂水溢出蒸发器、机组制冷量下降后，按以下方法逐步检查并解决。



同时，检查冷剂水泵电流情况。

3. 冷剂水污染的故障分析与排除

溴化锂吸收式制冷机在运行中常常发生溴化锂进入冷剂水的故障，其表现为冷剂水变得浑浊，机组制冷量下降。这是因为冷剂水中含有溴化锂后会呈现稀溶液状态，而在同一温度下溴化锂溶液的饱和蒸气压力低于纯水的蒸气压力。由于溶液周围冷剂蒸气压力下降，使吸收过程减弱，制冷量下降。如果冷剂水中溴化锂含量继续增大，则冷剂水的蒸发温度显著升高，蒸发量明显减少，稀溶液浓度升高，而进入高低发生器后溶液又被浓缩，故极易发生结晶故障。因此，对冷剂水的质量必须引起运行管理人员高度重视。

(1) 溶液进入冷剂水的诱发原因

① 送往发生器的溶液循环量过大或发生器中液位过高。运行管理人员为了解决溶液循环量不足、溶液浓度高、溶液结晶等问题，往往使通过发生器的溶液循环量过大，或发生器中液位过高。这样送蒸气加热时，很容易使溴化锂溶液随着冷剂蒸气一起进入冷凝器水盘，污

染了冷剂水，从而影响机组正常工作。因此必须适当减少溶液循环量，以降低溶液液位。

(2) 冷却水温过低。有时为了特殊需要，常常在冷却水温比较低的情况下开机（比如春夏过渡季节、宾馆为了餐厅需要）。这样会造成冷凝压力过低，使发生过程剧烈，发生器中的溶液液滴可能被冷剂蒸气带入冷凝器中，致使进入蒸发器的冷剂水含有溴化锂而使冷剂水被污染，影响制冷机的性能。因此，运行管理人员在此条件下必须通过调节阀门，减少吸收器的冷却水量，使进入冷凝器的冷却水温保持较高，或把一根热水管送到冷却塔，开机前首先加热冷却水。

(3) 加热蒸气压力过高或送气过急。运行管理人员有时需要在很短的时间内使制冷达到要求，往往造成在蒸气加热时，送往发生器的蒸气压力过高或过急，引起溶液剧烈反应，冷剂蒸气带走一定溶液，污染了冷剂水。因此加热蒸气压力不能过高或过急。

(4) 机组运转时由冷凝器抽真空。在运转中为了抽取机组中不凝性气体，操作人员有时会错误地冷凝器抽气阀，这样会造成冷剂水污染。因此，在运行中一定要注意不可从冷凝器中抽气。

(5) 溴化锂进入冷剂水故障的排除

当冷剂水的相对密度超过 1.04 时，说明溴化锂已混入冷剂水，运行人员应对照以上诱发原因具体分析，查出原因，排除故障。

(6) 冷剂水再生步骤：

a. 关闭冷剂水管道阀门；

b. 打开冷剂水旁通阀，将冷剂水直接旁通进入吸收器；

c. 随着冷剂水的排放，蒸发器中的冷剂水越来越少，当冷剂水泵出现吸空时，停止冷剂水泵运行；

d. 由于送往发生器中溶液变稀，可根据需要适当关小供气阀门，以防止再次发生污染；

e. 如此反复操作，直到蒸发器中的冷剂水相对密度在 1.04 以下。

运行管理人员应注意诱发溶液进入冷剂水的各种因素，同时定期检测冷剂水的密度。如果相对密度大于 1.04 时，应按上述方法再生，以确保机组正常工作。

三、运行管理及保养

1. 溴化锂吸收式制冷机的保养

(1) 停机的保养

停机时的保养有短期停机保养和长期停机保养两种。

① 短期停机保养。所谓短期停机，即停机时间不超过 1~2 周，此种保养一方面要注意机组溶液的充分稀释，使机组在当时环境温度下不致于结晶。另一方面要注意机组内真空度的保持。停机时应把所有通向大气的阀门全部关闭紧，若漏入空气，则应启动真空泵将内部空气抽除。抽真空时要注意必须把冷凝器、蒸发器抽气阀打开。

如若检修屏蔽泵、隔膜阀等使机组与外界有密封面的零部件时，切忌机内长时间暴露于大气中，要尽快完成修理工作，修理结束后，应及时将机内抽至规定的真空度，以免机内产生锈蚀。

② 长期停机保养。将蒸发器中的冷剂水全部旁通到吸收器，与溶液充分混合，均匀稀

释,以防止在环境温度下结晶。为了减少溶液对机器的腐蚀,最好将机内的溶液排放至另设的贮液器,然后向机组内充 $0.02\sim 0.3\text{MPa}$ 表压的氮气。若无另设的贮液器,也可把溶液储存在机组内,但在这种情况下,应将机组的真空度抽到 26.7Pa ,再向机组充灌氮气。向机组内充氮气是使机组内有一定的正压,以确保环境中的氧气不进入机组,减少氧化腐蚀。

此外,把发生器、冷凝器、蒸发器和吸收器封头箱水室内的积水排净,有条件的单位,最好再用压缩空气吹干,然后把封头盖好。对所有的电气设备与自动化仪表,也要注意防止受潮。

(2) 机组的定期检查和保养

①定期检查。在溴化锂吸收式制冷机使用期间,应进行定期检查,以保证安全运行。

②定期保养。要使溴化锂吸收式制冷机安全运行,除作定期检查外,还要做好定期保养。定期保养有日保养、小修保养和大修保养。日保养又分为班前保养和班后保养。

班前保养:检查真空泵的润滑油油位,如油位不到,应按规定注入润滑油。检查机内溴化锂溶液的液面,根据要求来调节液位。检查巡回水池液位及水管路是否畅通。检查机组外部联接部位的紧固情况。检查机组的真空情况。

班后保养:擦洗设备表面,保持设备清洁。清扫设备场地,保持机房清洁等。

小修保养可根据运行情况确定小修期限,可以是一周,也可以是一个月。小修保养的内容有:检查机组的真空度、机组内溴化锂溶液的浓度、铬酸锂的含量以及 PH 值及清洁度,检查各台水泵的连轴器橡皮的磨损程度及法兰的漏水情况。检查各巡回系统管路的连接法兰、阀门,确认已不漏水、不漏气。检查全部电器设备是否处于正常状态,并对电器设备和电机进行清洁等。

大修保养通常为一年一次。大修保养的内容有:清洗制冷机组传热管内壁的污垢(包括蒸气管和水管),油漆机组表面,检查视镜的完好和清晰度,检查隔膜或真空阀的密封以及橡皮隔膜的老化程度。测定溴化锂溶液的浓度、铬酸锂的含量,并检查溶液的 PH 值和浑浊程度。检查机组的真空度。进行屏蔽泵的检修,检查其叶轮的磨损情况、石墨轴承的磨损情况、屏蔽套磨损情况及冷却管路是否堵塞等。

对机组大修保养后的要求:清洗后传热管内壁要光亮,传热管应干燥无水,模糊不清的视镜和已老化的隔膜要更换。溶液浓度为 $50\%\sim 55\%$, PH 值为 $9\sim 11$,铬酸锂含量为 $0.2\%\sim 0.3\%$,溶液不浑浊。机组的真空度绝对压力为 26.7Pa ,24小时回升不超过 26.7Pa 。屏蔽泵的叶轮无松动,石墨轴承间隙不超过 0.2mm ,屏蔽套的磨损不超过 0.5mm ,冷却管路畅通。

对水泵的大修保养内容为:检查水泵填料、水泵轴承、水泵轴承套的磨损情况,检查弹性联轴器部件磨损情况,重新校正电动机与水泵的同心度,检查水泵、电机座脚的紧固情况,清洗泵体和其余外露部分,清除水垢并重新油漆。

水泵大修后要求法兰外漏水每分钟在10滴之内,法兰温升不超过 70°C 。轴承磨损过大时需更换。泵体清洁无水垢,水泵、电机座脚无裂缝、紧固良好,电机、水泵同心度上下左右偏差不超过 0.1mm 。

真空泵的大修内容是:检查各运动件的磨损情况,检查真空泵阻油器及润滑油情况,检查真空泵滤网,检查真空泵座脚的紧固情况,更换各部件之间的密封圈,更换皮带圈。对真空带放气电磁阀,应清洗其活动件,检查弹簧的弹性,更换各部件之间的密封圈。

对真空泵大修后的要求：各运动件磨损不严重，阻油器清洁，滤网不损坏，座脚无裂缝、紧固良好，润滑油无杂物、无污染，真空带放气电磁阀弹簧性能和顶针活动良好。对循环管以及真空系统的大修，应检查循环管路及真空系统，确保不漏水、不漏气，真空系统抽真空达到绝对压力 26.7Pa，检查各系统上的阀门，应确保不漏水、不漏气、不老化，对所有管路外部进行清洁、刷油漆。

对冷却塔的大修时应检查并清洁喷淋头及收水器。大修后要求喷淋头无损坏，收水器无损坏。

对电器、仪表的大修时应检查各类电机的绝缘情况，检查各类电机轴承的磨损情况，检查各控制器的可靠性，检查各类电机的润滑情况，检查各类仪表，对各类电机及全部用电设备进行清洁工作。大修后，各类电机应绝缘良好，电机轴承的磨损情况不超出正常范围，各类控制器的动作灵敏、可靠，仪表指示准确。

(3) 机组的状态保养

制冷机组在运行过程中，由于各种原因会引起制冷机、辅助设备及其余部分的工作不能正常。需及时进行保养工作。当制冷机组有故障存在时，要进行机组的状态保养，尽快地恢复制冷机组的正常运行。

2. 溴化锂溶液的再生

溴化锂溶液是一种无机盐，对普通金属材料有较强的腐蚀性。尽管机组内部在高度真空条件下并添加了缓蚀剂，腐蚀得到了缓解，但腐蚀还是存在。溴化锂溶液在机组内运行一段时间后，腐蚀作用所产生的不溶性物质会使溶液变得浑浊。被不溶性物质污浊后的溴化锂溶液可能会引起吸收器喷嘴与屏蔽泵润滑管路的堵塞，使热交换器的传热表面污垢增加，从而造成机组性能降低。因此，无论溴化锂吸收式制冷机运转是否正常，每年都要进行一次溴化锂溶液的检查。取样时，将冷剂水旁通至吸收器中，并进行 15min 以上的稀释循环，将其均匀混合，然后取 2L 的溶液置于密闭的容器中，测定其物理指标。若溶液的 PH 值、氯化物、硝酸盐、硫酸盐等主要指标严重超标，则需进行溶液的再生。

溶液再生通常要由溶液生产厂完成，而用户可根据溶液的混浊情况进行一些过滤，以保证不堵塞流道和喷嘴。下面介绍几种过滤法。

(1) 沉淀法

三种方法比较简单，只要将溴化锂置于一大缸内，放置一定时间后，沉淀物即沉积于缸底，然后将上面的溶液吸出。为不使沉淀物随同清洁的溴化锂溶液吸出，吸管上可安装个浮筒，如图 9-2-2 所示。

(2) 过滤法

现场过滤最好使用网孔为 $3\mu\text{m}$ 的丙烯过滤器，切忌用棉质纤维制成的过滤器，因为这类过滤器会被溶液所溶解，过滤可先沉淀一二天后再进行。

溶液无论采用沉淀法、还是采用过滤法再生处理，均应保存在密闭的容器内，不然，溶液长期暴露在大气中会与空气中的 CO_2 生成碳酸锂 (Li_2CO_3) 沉淀。以上两种溶液的再生方法很简单易行，但也有不足之处：采用沉淀过滤，要求停机后将溶液排入贮液罐或大缸

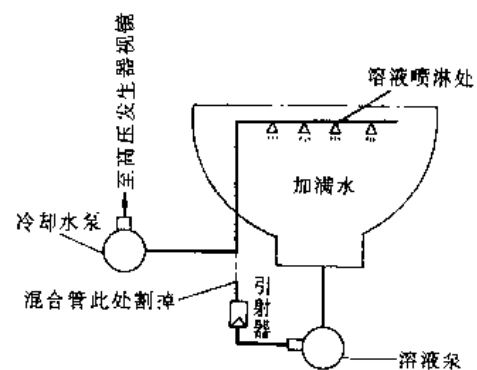


图 9 2 2 沉淀法示意

里进行过滤，过滤一次一般需要2~3天时间，而使用单位在制冷机运行期间不允许制冷机有较长时间的停机，因此，过滤方法只能在工作闲季进行。而溴化锂吸收式制冷机经过一个工作期（一般为5~6个月）后，溴化锂溶液浑浊度已很大，机内也有不少沉积，再加上制冷机内部流道复杂，溶液难以流尽，在投入运行时，溶液在机组内不可能是澄清的。因此，溶液每年一个周期取出过滤已不能满足要求，至少应缩短溶液的过滤周期，但又不能停止制冷机的工作。为此应采用新颖的溶液循环过滤方法。

(3) 循环过滤法

循环过滤采用一台不锈钢制的管式溶液过滤器与制冷机相连，在制冷机运行的同时，一部分溴化锂溶液在溶液泵（也可在过滤器上安装屏蔽泵）的作用下流经此过滤器进行真空过滤，滤清后又流回制冷机流道进行循环。

采用过滤器处理溴化锂溶液，具有满足进行不停机溶液过滤要求，不用增添过滤用的容器，溶液的过滤在真空状态下进行，避免与空气接触产生碳酸锂沉淀物等优点，为延长溴化锂吸收或制冷机的寿命提供了有力保证。

3. 冷却水管路清洗

清洗传热管。打开吸收器、冷凝器、蒸发器封盖，检查传热情况。若管内积有泥沙、飞花等脏物。可用图9-2-3所示的清洗工具用机械方法予以清除。若管内已结垢，则应采用化学方法清洗。

清洗时，把酸洗液配5%~10%的水溶液，加温到50°C~60°C，使其在传热管内循环，一般清除1mm厚水垢约需18h。酸洗完毕应放出酸液，然后再加入0.5%~1%的磷酸三钠或碳酸钠溶液循环，进行中和处理。将吸收器、冷凝器、蒸发器传热管及封盖箱内的积水放净，以防管子冻裂。

机内充以0.02~0.03MPa（表压）的氮气或保持真空，以防止空气渗入。经常（1~2周）检查机器的密封情况，若充氮压力或真空度降低时，应及时检漏，以保持良好的密封性能。

4. 定期检查

为了保持制冷机的良好性能和安全运转，无论停止或运转期间，均应对机器进行定期检查。定期检查项目如表9-2-8所示。

表9-2-8 定期检查项目

项 目	定期检查内容	定期检查时间			
		每日	每周	每月	每年
旋 式 真 空 泵	1. 油的污染与浮化 2. 真空泵性能 3. 传动皮带的松紧性 4. 电动机的绝缘性能 5. 带放气真空电磁阀的动作	○	○ ○	○	○

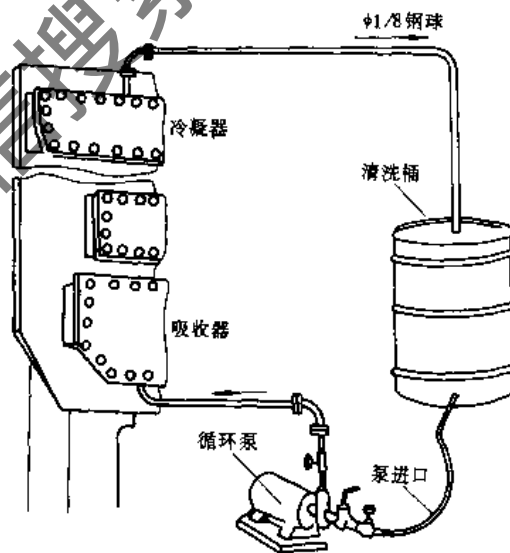


图9-2-3 化学除垢法

续表

项 目	定期检查内容	定期检查时间			
		每日	每周	每月	每年
自控元件	1. 给定值是否合适 2. 动作是否正常			○ ○	
发生器泵、吸收器泵、蒸发器泵	1. 有无不正常响声 2. 电动机的电流是否超过正常值 3. 电动机的绝缘性能 4. 叶轮的拆检和回液管的清洗 5. 石墨轴承磨损程度的检查	○		○	
溴化锂溶液	1. 溶液的浓度 2. 溶液清洁程度, 决定是否处理 3. 溶液的 PH 值含磷酸锂的浓度		○	○ ○	○ ○
冷却水	冷却水被污染情况的测定、决定是否再生				
传热管	1. 管内壁的腐蚀情况 2. 管内壁的结垢情况				
机组的密封性	测定真空 24h 后真空度的下降值		○	○	○
隔板式真空阀	1. 密封度 2. 橡皮隔膜的老化程度				○ ○
压力表、流量计、控制	1. 指示准确度的检验 2. 电器绝缘性能 3. 电器开关的动作可靠性				○ ○ ○

5. 建立严格的管理制度, 制订切实可行的管理计划

1) 使吸收式制冷机常年安全可靠而高效地运行, 必须进行预防管理。预防管理是指使机器经常保持良好的运行状态而进行的定期检查和维修。其好处是使机组的运行可靠性增大, 寿命延长, 便于及时发现机器的故障及其原因。

2) 进行预防管理, 首先要编好管理的计划表。该计划表的项目需参照厂家提供的使用说明书和有关技术资料编制, 并且要配合安装现场实际操作模式。对于溴化锂吸收式制冷机, 保持气密性及对溶液、冷剂、冷却水、冷水进行严格管理特别重要。这些项目都应列入管理计划表。表 9-2-9 所示为一机组的年度管理计划表。

表 9-2-9 蒸气型吸收式冷水机组年度管理计划表

项 目	检 查 内 容	保养检查期限			
		每日	每周	每月	每年或每季
抽气泵	1. 油面高度 2. 油的污染情况 3. 真空度 4. 皮带的松紧情况 5. 电机绝缘情况	○	○ ○	○	○

续表

项 目	检 查 内 容	保 养 检 查 期 限			
		每日	每周	每月	每年或每季
溶液泵、制冷剂泵	1. 有无异常声音 2. 电机绝缘情况	○			○
制冷剂	用比重计测定, 必要时再生处理		开始时○	○	○
冷却水、冷水水管	pH值、导电率及水质分析		开始时○		○
传热管、管板	1. 腐蚀 2. 清洗		○		○
调整机构	1. 动作检查 2. 设定值检查		○		○
溶液	1. 浓度 (测相对密度) 2. pH值调整* 3. 腐蚀抑制剂* 4. 加入传热增强剂		开始时○ 开始时○	○	○ ○ ○ ○
机内气密性	吸收器损失 1°C 上升时间			○	○
手动阀	1. 泄漏检查 2. 调换膜片				○ ○
控制盘	1. 绝缘情况 2. 指示灯调换 3. 保全装置动作检查 4. 目视检查接线			○	○ ○

* 冷水机超出保修期限应重新调整, 因发生事故而拆开机器后, 暂按每周规定内容进行测定。

每年的检查工作应填写在运转记录中。操作人中要养成按每周工作计划准时进行相应工作的习惯。在运行管理中, 要经常把机组实现运行状况与规定的标准值作比较, 若其偏差超出允许值, 则应立即进行调整。因此, 加入管理的极限值是必要的。每日运转记录可参考表 9-2-10。

为妥善地做好吸收式制冷机的运行管理和维护保养工作, 运行保养人员应完全理解和学会处理下列事项:

- ① 检查项目;
- ② 检查时间 (次数);
- ③ 检查目的;
- ④ 检查方法;
- ⑤ 检查结果及其判断;
- ⑥ 不符合要求时的处理方法;
- ⑦ 上述各项由谁处理 (责任明确)。

这样一旦发生微小故障的征兆时, 就能立即采取适当措施。为此, 必须对运行保养人员进行技术培训, 使他们了解、掌握制造厂使用说明书和有关的技术资料。

表 9-2-10

每日运转记录表

蒸气型吸收式冷水机组运转数据		
记录日期: _____	使用单位: _____	
外界气温 (室内温度) °C: _____	机器名称: _____	
天气: _____	编号: _____	
测定次数: _____	管理极限: _____	
测定时间: _____	_____	
蒸发器	冷水进口温度 °C 冷水出口温度 °C 冷水流量 m ³ /h 制冷量 kW	①
吸收器	冷却水进口温度 °C 冷却水出口温度 °C 冷却水流量 m ³ /h 吸收器热负荷 kW	①
冷凝器	冷却水出口温度 °C 冷凝器热负荷 kW	
发生器	进口蒸气压力 MPa 凝结水温度 °C 蒸气消耗量 kg/h 蒸气消耗率 kg/(h·kW)	①
内循环主要参数	吸收器出口稀溶液温度 °C 热交换器出口稀溶液温度 °C 发生器出口浓溶液温度 °C 吸收器进口浓溶液温度 °C	①
稀溶液	温度密度 °C·kg/L 浓度 %	
制冷剂	蒸发压力 MPa 制冷剂密度 kg/L 制冷剂泵出口温度 °C 冷凝器出口温度 °C	<1.02 >2°C
吸收器损失 °C		<1°C
抽气系统运转 节流阀开度 % 热平衡 %		<5% ② ①
其他参数		制冷剂、溶液的抽出和灌注量, 真空泵抽气量 (cm ³) 或运转时间

① 记入设计值或设备规格值。② 用以确定数据的精度, 其值为加入与带出机器热量之差的绝对值与加入热量的百分比

6 真空度的维持

溴化锂吸收式制冷机是在高真空 (绝对压力蒸发器约 800Pa、冷凝器约 8.7kPa) 状态下运行的, 机组内若有微量不凝性气体, 其性能便会使如图 9-2-4 所示的制冷系统受到很大的影响。产生不凝性气体的原因主要有两种:

①从外部漏入空气；

②由于溶液、铁、缓蚀剂间的化学反应，内部产生氢气。

为了减少漏入制冷机组的空气量，机器出厂前都经过严格的气密性试验，气密性达不到指标不许出厂。我国最新的溴化锂吸收式冷水机行业标准规定，泄漏量不应超过 $2.03\text{Pa}\cdot\text{mL}\cdot\text{s}$ ，这个指标与日本工业标准 JISB8622 中规定的真空泄漏量 $\leq 2\text{Pa}\cdot\text{mL}/\text{s}$ 是一致的。氢气的产生是不可避免的，尤其是在试运转阶段，因为要在金属表面形成防蚀保护膜，所以缓蚀剂消耗较快，同时也产生较多的氢气，因此抽气装置启动的频率会比平常维护时高。国外有些厂家为了提高抽气能力，利用金属钯的物理特性来排出氢气。

吸收式制冷机各部件中，吸收器对不凝性气体最为敏感。吸收器中的压力与溶液相平衡的水蒸气的压力差，是吸收过程的推动力。因此，一旦存在不凝性气体，吸收的阻力就会增大，从而影响吸收器中的传热和传质过程，进而影响机组的性能。

如果把压力用与之相对应的溶液的饱和温度来表示，则可以用温度差来表示吸收器的损失。吸收器的损失愈大，表示不凝性气体的含量愈多。吸收器的热损失应小于 1°C 。然而吸收器热损失仅表示测量时不凝性气体的含量，并不表示机器本身气密程度。在机器运行期间，要判断其是否有问题，较简便的方法就是记录抽气装置启动的时间，将启动频率与保养手册中的要求或与早期的运转记录比较，假若启动过于频繁，即有可能是气密性变差。另外，一旦气密性变差，从机组性能上也能够反映出来。

由于机组的真空度依靠抽气系统维持，而真空泵又是抽气系统的“心脏”，因此真空泵的保养亦很重要。当真空泵工作效率较低、抽气次数增加时，应对其进行检查。

7. 溶液的管理

吸收式制冷机的工作介质是溴化锂水溶液，因此溶液品质的好坏将直接影响到机器的性能及寿命。溶液管理主要从酸碱度、缓蚀剂和能量增强剂三方面着手。

1) 酸碱度

溴化锂溶液与食盐溶液的性质相似。如果不做处理，则具有较强的腐蚀性。因此在溶液中添加缓蚀剂。对溶液的 PH 值亦需适当控制，一般将其控制在 $9.5\sim 10.5$ 的范围内。 PH 值可用添加氢溴酸 (HBr) 或氢氧化锂 (LiOH) 来调整。

若 PH 值过高，需添加氢溴酸时，浓度不能太高，灌注的速度也不能太快，否则会使筒体内已形成的保护膜剥落，引起铜管的化学反应以及造成焊接部位的点蚀。加注时，绝不能直接注入，要从机内取出一部分溶液注入容器中，慢慢加入经 5 倍以上纯水稀释的浓度约 4% 的 HBr 溶液，待全部混合均匀后，方能注入机器内。添加 LiOH 时，同样应当细心，否则将会产生凝胶质，使喷嘴溶液热交换器传热管的肋片阻塞。

在定期检查溶液时，可测定其 PH 值，当碱度过高时，用 HBr 调整；碱度过低时，用 LiOH 调整，一直调整到与试样记录的 PH 值相同为止。

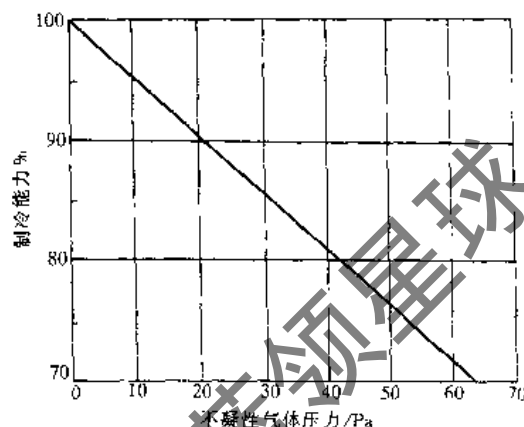


图 9.2.4 性能关系

2) 缓蚀剂

如前所述,为了抑制腐蚀,在溶液中应添加缓蚀剂,目前使用最广的是铬酸锂(Li_2CrO_4)。铬酸锂的浓度应保持在0.07%~0.2%的范围内。在机器运行初期,器壁需要形成保护膜,铬酸锂消耗量要大些,可以稍多添加一些。但也不应一次添加过多,而应在制冷机运行一段时间后,根据测定情况及时添加。

制冷机内是否需要添加缓蚀剂可根据机内溴化锂溶液颜色来判断。溴化锂溶液本身是无色的,当加入 Li_2CrO_4 后变为黄色, Li_2CrO_4 的浓度越高,颜色越黄。因此可将机内新的溶液密封保存起来,作为定期检查时对比的样品。当溶液颜色比样品浅时,应添加 Li_2CrO_4 直到与样品的颜色一致。

对于有经验的管理操作人员,溶液的再调整往往根据目测检查来判断。表9-2-11可供判断时参考。

表 9-2-11 溶液的目测检查

项 目	状 态	判 断
颜色	淡黄色 无色 黑色 绿色	缓蚀剂消耗大 缓蚀剂消耗大 氧化铁多,缓蚀剂消耗大 铜析出
浮杂物	极少 有铁锈	没有问题 氧化铁多
沉淀物	大量	氧化铁多

溶液管理不当时会产生腐蚀,并随着腐蚀反应的进行产生不凝性气体(H_2),使机器的性能下降,甚至发生结晶。

3) 能量增强剂

为了增强吸收过程热的传递能力,在溴化锂溶液中应添加0.1%~0.3%的能量增强剂(辛醇),辛醇是一种表面活性剂,加进溴化锂溶液后,吸收过程不仅由于密度差而产生顺利对流,而且由于表面张力的不平衡,因界面扰动而引起马拉戈尼对流。因此,当溶液中没有辛醇时,吸收器损失增大。能量增强剂的消耗与抽气次数成正比,通常每年应补充一次。由于能量增强剂的消耗是机器性能下降(减少10%~20%)的原因之一,又因抽气时掺杂辛醇特殊的气味,所以如果抽出气体闻不到这种气味,则应通过溶液取样阀进行补充。

5. 制冷剂的管理

吸收式制冷机以水为制冷剂,理论上制冷剂应为百分之百的水。然而在机组运转过程中,由于操作不当,或者运转条件突然变化(如热源温度突然升高或冷却水温度过低),使得溴化锂溶液混入冷剂中,造成冷剂水的污染,从而使机器性能降低。冷剂的纯度,用测量冷剂水的相对密度表示。从冷剂泵出口的取样阀中取样,测定其相对密度,若冷剂的相对密度大于1.2,就要进行冷剂的再生。这种方法必须在机组运行过程中进行。再生的方法是将冷剂旁通管至吸收器的旁通阀打开,使冷剂直接流入溴化锂溶液中,然后溶液被溶液泵送往发生器,重新加热沸腾产生冷剂蒸气,再经冷凝器冷凝成液态流回蒸发器中,稀释原先被污染的冷剂。再生过程可重复多次,直至冷剂相对密度降至1.02以下为止。

吸收器、发生器、溶液热交换器及其连接管中的一些浓溶液，在停机期间会因温度降低而结晶。因此，停机时应进行稀释运行，将冷剂旁通阀打开，将冷剂水旁通入溶液，让浓溶液与稀溶液混合，使其浓度下降，以不致产生结晶。

9. 冬季停机后防止可能出现的问题

(1) 溴化锂溶液结晶

由于冬季气温低，如果溴化锂溶液浓度高的话，是很容易结晶的。故当机房冬季温度较低时，应设法降低溶液浓度，保证使溴化锂溶液状态始终处于结晶曲线以上的区域。

(2) 蒸发器、吸收器水侧余水结冰

若机组铜管内残存有冷媒、冷却水，当机房内温度降至 0°C 时，机组内可能结冰，从而冻坏蒸发器、吸收器的铜管。

(3) 机组产生泄漏

由于制冷机停开，若机组无专人管理，产生泄漏而不能被及时发现，会使机组的腐蚀加剧。另外，机组腐蚀后所产生的铁屑等沉淀物会聚积在吸收器底部屏蔽泵内的石墨轴承、转子、过滤器之间，使电机因石墨轴承间隙过小、过滤器堵塞而使冷却效果下降、泵体温度升高，最后导致烧毁电机。

(4) 停机后机组仍在制冷

停机后机组应完全停止运行，但个别情况下由于操作不当，机组可能仍在运行。停机后只是把蒸气截止阀关了，可能阀门没有完全关闭，少量的余热加热了残留在发生器里的溶液，而产生了制冷效应，使蒸发器表面出了一层“冷汗”。虽然这是极个别情况，但还是应防范的。

总之，要想使溴化锂制冷机安全过冬，就必须加强四防，即防结晶、防结冰、防腐蚀、防制冷。

(5) 四防的具体措施

①停机后必须将蒸发器囊内的冷剂水完全排入吸收器。因为蒸发器内冷剂水不完全旁通至吸收器就会使溶液浓度偏高，增加结晶的危险。一般情况下使溶液质量百分数保持在55%以下就不会出现停机后结晶。

②停机后最好把水侧两边的底盖螺栓打开，排尽管内余水，这样即使是在结冰的天气里，也不会冻坏机组，从而避免不必要的经济损失。

③机组的冬季保养必须有专人负责，而且要把机组防腐蚀当做一项重要任务。提高机组的密封性，保持机内较高的真空度，是防止溴化锂制冷机腐蚀最有效的方法。至于采用真空保养还是氮气保养，要根据具体情况而定。根据多年的运行经验，结合我国的具体情况，在机组密封较好的情况下，采用真空保养是比较安全和经济的。因为采用氮气保养一是比较麻烦，二是市售氮气纯度不太高，有可能引起腐蚀，而买高纯度的氮气，价格则偏高致使保养费增加。

④冬季停机后最好在机组的蒸气阀门前边加上一块盲板，这样就可以避免诸如机组自行制冷这类事故的发生。

四、溴化锂吸收式制冷机过渡时期运行与管理

溴化锂制冷机过渡时期是指初夏和初秋这两个季节，这时气温较低，湿度也相对较小。

一般空调房间可采取全新风运行，但在一些热负荷高的场所（如餐厅、娱乐场所）仍然需要用制冷机供冷以便降温。由于这一时期气候反复无常、变化多端，机组开开停停运行没有规律，会导致溴化锂制冷机特别容易出现这样或那样的问题。因此对于操作者与管理者来说，强化规范意识，使机组安全运行尤其显得重要。

1. 过渡时期溴化锂机组运行特点

①运行负荷较低。由于初夏、初秋季室外气温低、湿度小，而且只有餐厅和娱乐厅负荷高的用户使用，因此运行负荷也较低。

②启动频繁。这个时期中央空调系统不可能 24h 运转，一般处在间歇运行状态，有时根据用户的需要一天启动 2~3 次不足奇。

③运行时间短。一次运行时间在 1~2h 之间，也就是说开机不久就要作停机准备。

④冷却水温低。这期间冷却水温度只有 20℃ 左右，操作者必须注意。

⑤启动速度要求快。由于每个用户的具体情况不同，有时需马上供冷，这就要求迅速启动并达到制冷效果。

2. 溴化锂制冷机在过渡时期容易出现的问题

①传热管破裂或胀管松动。溴化锂制冷机内部各换热器的传热铜管大多采用胀管方式，由于启动频繁，加上操作者开工作蒸气阀门时往往开得过猛，再有冷凝水排水不畅等，都将引起传热管传热不均匀，轻则使传热管胀口松动，重则使铜管破裂。

②冷媒水出口温度过低。外界负荷小时冷媒水进、出口温度也相应地降低，这时制冷机冷媒水出口温度很容易降到 5℃ 以下甚至接近 0℃，这是非常危险的。

③吸收器泵发生气蚀现象。由于外界负荷低，蒸发器中的制冷剂水有可能因蒸发不畅而储存在蒸发器中。这会造成吸收器内溶液下降，浓度升高，使吸收器泵虽运转但因供液明显不足，而发生气蚀现象。

④换热器容易结晶。由于溴化锂溶液的物理、化学等特性因素，当在冷却水温度较低的状态下运行时（如低于 24℃），高、低温换热器出口处是结晶的重要部位，应引起操作人员的高度重视。

3. 具体操作与管理方法

①蒸气压力要比平时减小 50% 以上。高、低压发生器的溶液循环量也要相应地调小一点。这样做的目的：一是可以节能；二是可以防止制冷剂水被污染。

②操作者应经常检查以下三个部位的情况：一是冷却水进水温度，当低于 26℃ 时应采取调小冷却水量或关掉冷却塔风泵等措施，以保持冷却水温的稳定。二是冷媒水出口温度，当温度低于 5℃ 时，就须马上关闭蒸气阀门，防止意外事故的发生而冻坏铜管。三是吸收器液位情况，当发现液位不足时，要打开蒸发器管路上的旁通阀门将蒸发器水盘中的制冷剂水及时旁通至吸收器，直到吸收器中的液位超过视镜一半后方可关闭旁通阀。

③溴化锂机组的惰性较大、启动时间较长，操作者必须对此有充分地认识。一定要把握住不管用户要求空调供冷有多急，一定要按操作规程操作。不能开得过急，以免损坏铜管。

④物业管理者也应对所管辖范围内多个用户的负荷情况、启、停运行时间做到心中有数，及早安排布置。宁愿提前开机，也不可匆匆忙忙启动，以确保机组的安全运行。

第三节 冷却塔、水泵、风机的选型及检修

一、冷却塔

1. 冷却塔的结构及选型

冷却塔的结构见图 9-3-1。高效节能型的 HB 系列冷却塔结构见图 9-3-2 所示。

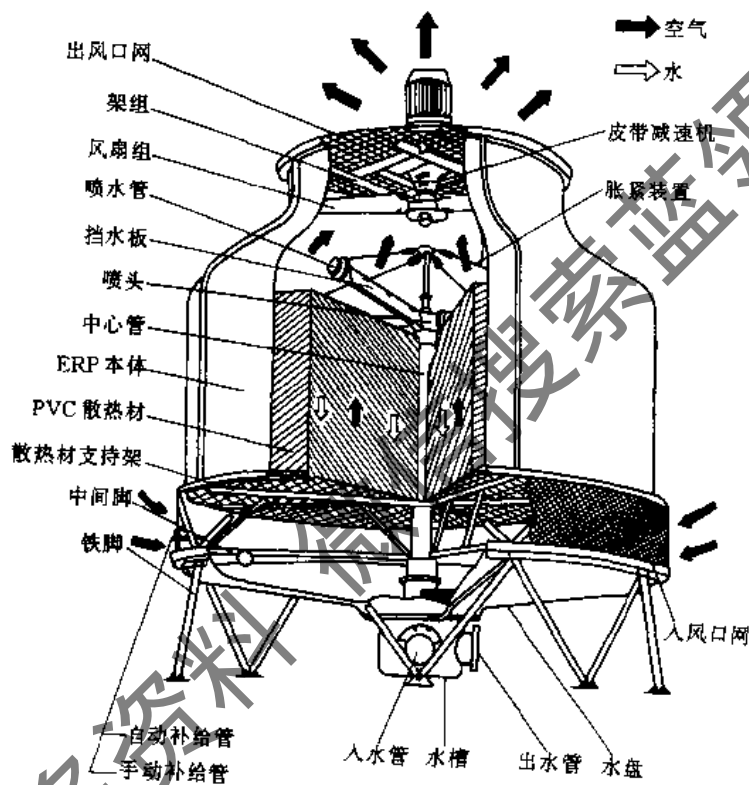


图 9-3-1 冷却塔结构图

HB 系列标准型、低噪声型、超低噪声型的设计工况：

进塔水温： $t_1 = 37^\circ\text{C}$ ，

出塔水温： $t_2 = 32^\circ\text{C}$ ，

湿球温度： $WBT = 28^\circ\text{C}$ ，

干球温度： $Q = 31.8^\circ\text{C}$ ，

大气压力： $P = 9.94 \times 10^4 \text{Pa}$ 。

选用 HB 系列冷却塔时可参照图 9-3-3 冷却塔选型图表。该表适用于大气压力 79.99 ~ 101.33kPa 的地区，该热力性能曲线的设计工况为：进水温度 $t_1 = 37^\circ\text{C}$ ，出水温度 $t_2 = 32^\circ\text{C}$ ，湿球温度 $t = 28^\circ\text{C}$ 。

例：进水温度 37°C ，出水温度 32°C 、温差 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ ，湿球温度 28°C ，水温降 5°C ，则需要循环的水量为 $200\text{m}^3/\text{h}$ (200T/h)。

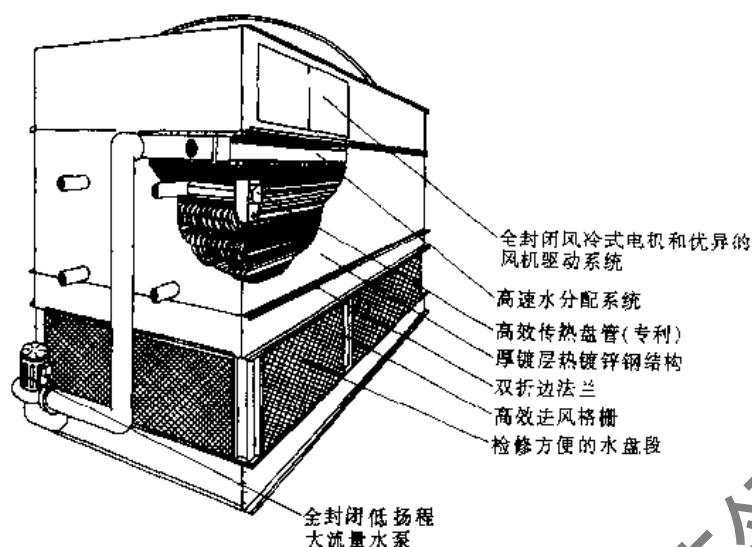


图 9-3-2 节能型冷却塔结构

选型方法：在图 9-3-3 曲线上，自进水温度 37°C 垂直向上与湿球温度 28°C 曲线相交于 D。自点 D 作水平线与水温降 5°C 相交于 E 点。自点 E 垂直向上与需循环水量 $200\text{m}^3/\text{h}$ 相交于点 C。由点 C 对应冷却塔特性曲线选型为 HB-200 型。

2. 冷却塔的安裝及运行

(1) 选择适当的安装场地

地面承载应参考冷却塔之运行重量以及设计的安装系数，校核安装地基的承载能力，环境条件：

- ① 冷却塔入风口端与相邻建筑物之间最短距离不小于 1.5 倍塔高。
- ② 不宜装在变电所、锅炉等有热源的场所。塔体要远离明火。
- ③ 不宜装在腐蚀性气体存在的地方，如烟囱旁及温泉地区等。

(2) 安装须知

① 冷却塔基础需按规定尺寸预埋好水平的钢板，各基础面标高应在同一水平面上，标高误差 $\pm 1\text{mm}$ ，分角中心误差 $\pm 2\text{mm}$ 。

② 塔体放置应水平，有条件可安装整体基础。

③ 在水塔安装时，安装人员应踩在底盘的加强筋上面，以免压坏底盘。另外在安装塔外壳、底盘等纤维件时，应先穿螺丝钉，然后依次逐渐上紧，以免外壳、底盘变形。在确认底盘不变形，且接触处及附近干净、干燥情况下，方可在接缝处铺设纤维毡及涂擦树脂，以免使用时漏水。

(3) 启动前准备

- ① 开启水盆排污阀门，清理水盆中泥尘、污物。冲洗塔体各部件。
- ② 调整风机，使风机叶片角度一致，与塔体外壳间隙均匀。
- ③ 检查各运转部件运转是否灵活。
- ④ 调整浮球阀，使水盆水位保证在溢水口以下 20mm 。

(4) 启动

间歇开动水泵，使循环水管内之空气完全排出，然后启动风机。

- ① 开动前检查入风位及出风位环境是否正常。检查风机运转时风向是否向上。
- ② 调校水流量至水塔运行正常之水量。
- ③ 检查电机每相运行电压及电流不可超过电机铭牌所示。
- ④ 用户电源电路应有缺相保护及过载保护措施。

(5) 运行检查

应保持塔内清洁，防止污垢及藻类形成。保持循环水量，确保冷却塔之冷量负载。定期检查冷却水塔之水盆运行水位、冷却水温、电机电压、电机电流以及整塔震动情况和噪声值。

(6) 其它事项

- ① 安装完毕时应检查有无工具或其它物品置放塔内或排风扇口。
- ② 注意开机试用时检查配管或水盘有无漏水。
- ③ 供水水源低于冷却塔时或水压不够供水时，需另装 1 台水泵或另装一较高之补给水箱，以供补填用水。
- ④ 调整安装时，填料上不允许直接踩踏，如需要踏在上面应先以木板暂垫在填料上。

3. 冷却塔的维修保养

(1) 清洗

清洗冷却塔需要准备合成洗涤剂、水桶、雨鞋、板刷、刷子、石蕊试纸。

清洗步骤：

- ① 打开吸入盖，并且清洗冷却塔底。
- ② 用石蕊试纸检查，正常的 PH 值为 6~8。
- ③ 通过地沟排水。在这种情况下，可用板刷仔细地清洗，尤其是要清理掉粘土、稀泥，同时要打开排污口塞子。
- ④ 关掉风扇电动机的电源开关。
- ⑤ 在充注水以后开启循环冷却水泵。
- ⑥ 用石蕊试纸检查 PH 值。
- ⑦ 安装压力表以后，应检查管子内部的压力降情况。
- ⑧ 充入制造厂商指定的合成洗涤剂。

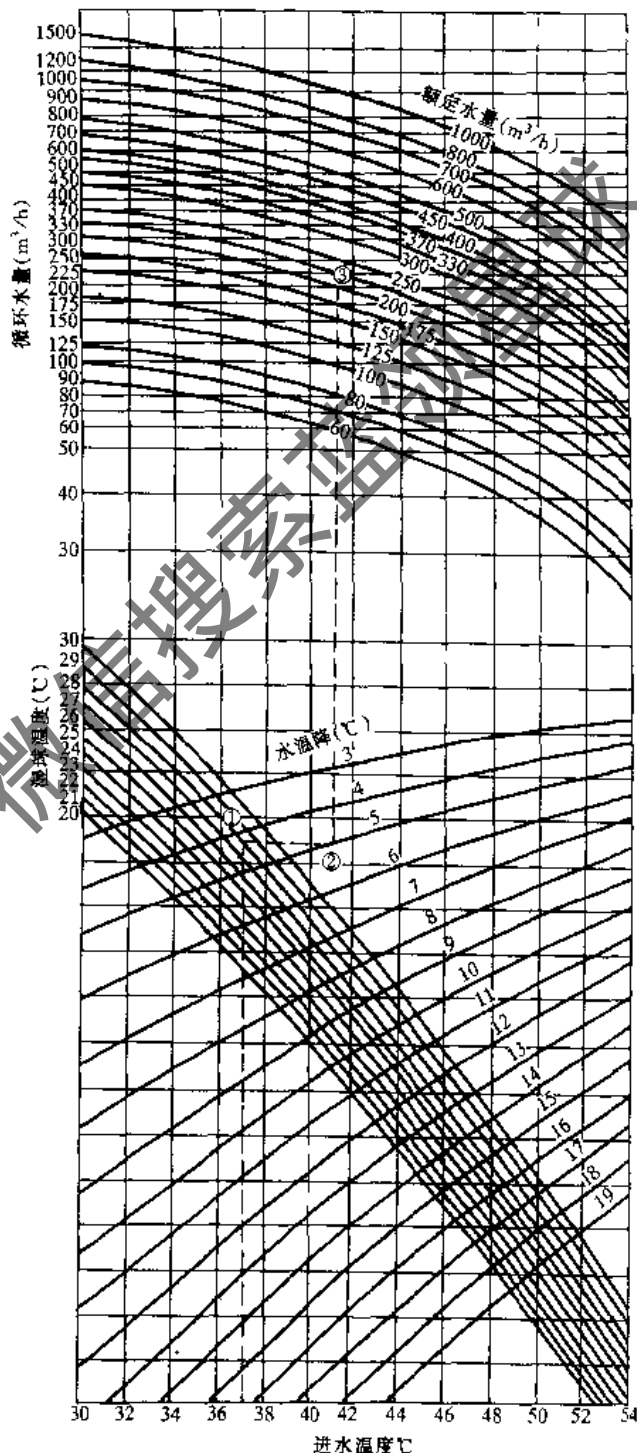


图 9-3-3 冷却塔选型图表

(9) 在洗涤完以后，应及时排除污物。

(10) 继续排污，用水清洗 2~3 次。

(2) 保养

在冷却塔的运行管理方面，冷却水系统的水质是一个极为重要的问题。有的冷却水系统与大气相通，空气中的污染物如尘土、杂物、细菌、可溶性固体等随时都有可能进入循环水系统，使微生物大量繁殖造成污染。与此同时，如果系统的补给水未经软化处理，在冷却塔中蒸发的部分盐分将滞留在冷却水系统中，所以随着蒸发过程的进行，循环冷却水的溶解盐类不断被浓缩，故而水的硬度不断提高。此外，还有水口溶解氧的作用，使金属管道结垢、腐蚀。

冷却水水质控制指标：PH 值为 6.5~8.5；浑浊度为最大容许含量 ≥ 200 [mg/L]；碳酸盐硬度为 8~30 度（指德国度）。

最有效的水处理方法是化学清洗方法，即根据水质的情况定期向系统内投入清洗药剂进行水处理，使水质达到指标要求。使用经过水处理的软水作为补给水是冷却水系统最理想的水源。

(3) 常见故障分析与排除

故障分析与排除见表 9-3-1。

表 9-3-1 冷却塔故障分析与排除

故障	原因	排除方法	故障	原因	排除方法
不动	1. 停电 2. 忘记插电源 3. 电源电压低 4. 配电错误、断线、接线端子松动 5. 接线端子不良 6. 热动继电器动作 7. 连接装置松动 8. 端子松动，缺相运行 9. 送风机电机故障 10. 皮带断开	1. 查明原因、等待来电 2. 将插头插入 3. 查明原因 4. 检查和修复电路 5. 紧固 6. 将复位按钮按下 7. 检查、修理 8. 将端子紧固 9. 修复或更换电机 10. 更换皮带	冷却能力不强	1. 选型不匹配，容量太小 2. 风机不转、无风 3. 轴承磨损 4. 轴折损 5. 送风机叶片角度不对、电机负荷过大 6. 风扇叶片破损 7. 皮带松弛 8. 循环水量太多 9. 循环水量太多 10. 排出空气短路 11. 将热气吸入 12. 吸入空气不足 13. 循环水偏流 14. 充填材料堵塞 15. 散水槽孔堵塞 16. 散水管堵塞	1. 重新设计，选型 2. 检查电源线路 3. 更换 4. 更换 5. 将叶片角度调整 6. 更换 7. 更换 8. 调整供水阀门，关小 9. 去除障碍物 10. 去除障碍物 11. 冷却塔周围不应有热源 12. 检查空气道路 13. 清洁散水槽、调整进水阀的开度 14. 清扫 15. 清扫 16. 更换
运转中带出的水多	1. 循环水量太多 2. 循环水偏流 3. 风量过大 4. 风机不匹配	1. 调节阀门 2. 清洁散水槽、调整进水阀的开度 3. 检查风机叶轮 4. 更换			
运转中散水槽内溢出	1. 散水槽堵塞 2. 循环水量多，散水槽从上面滴下 3. 散水槽的结构不合适	1. 清洁处理 2. 调整 3. 修理			

续表

故障	原因	排除方法	故障	原因	排除方法
运转中循环水减少	1. 散水槽的散水管堵塞 2. 补水管堵塞 3. 补水管的阀未开足 4. 补水供水压力不足 5. 水泵不匹配, 太小 6. 管路设计不合理, 管径小	1. 清扫 2. 清除 3. 将补水阀开足 4. 查明原因调整压力 5. 更换水泵 6. 重新配管	运转中风机的电动机过热	1. 风机叶片角度不对, 负荷变大 2. 轴承损坏或弯曲 3. 轴承内有异物 4. 轴承缺油 5. 电机故障、绝缘不良 6. 周围温度高 7. 电压下降 8. 电动机短路 9. 缺相运转	1. 按正确角度安装 2. 更换 3. 拆卸、清洗 4. 加油 5. 检查后更换 6. 选用耐高温电机 7. 测电压、查明原因 8. 更换 9. 将接线端子紧固
运转中抖动和杂音	1. 送风机的轴弯曲 2. 送风机的轴损伤 3. 轴承部损伤 4. 轴承部有异物 5. 轴承缺油 6. 风机叶片螺丝钉松动 7. 风机叶片与其它部件相碰 8. 冷却塔外壳连接部松动 9. 电压过低, 电动机发出异常声音	1. 更换 2. 更换 3. 更换 4. 拆卸、清洗 5. 加油 6. 紧固 7. 修理 8. 检查修理 9. 查明原因	充填物污染, 循环水也污染	1. 下面水槽水位降低 2. 过滤网堵塞 3. 将烟气吸入 4. 将周围已污染的空气吸入 5. 水处理装置效果不良	1. 查原因、补水 2. 清洗 3. 将冷却塔移动或将烟气消除 4. 消除环境污染 5. 修理水处理设备

二、水泵

1. 水系的常见故障及修理 (见表 9-3-2)

表 9-3-2 水泵故障及检修

故障现象	产生故障的原因	排除方法
水泵不吸水、压力表及真空表剧烈跳动	1. 注入水泵的水不够, 泵壳内有空气 2. 吸入管与仪表 (附件) 漏气 3. 吸水口漏出水面	1. 停泵, 继续灌水、抽气 2. 检查漏点, 堵塞漏气处 3. 降低吸水管高度, 埋入水中
压力表有压力、出水管不出水	1. 出水管阻力大 (或出水阀有故障) 2. 水泵旋转方向不对, 转速不够 3. 叶轮流道堵塞	1. 检查出水管或出水阀 2. 改变电机转动方向, 检查转速 3. 清洗流道杂物
水泵消耗功率过大 (电动机工作电流偏高)	1. 填料压盖太紧, 填料室发热 (填料函体内不进水) 2. 叶轮与泵壳之间间隙过大 3. 水泵轴弯曲, 轴线对中不好 4. 电压偏低	1. 放松填料压盖, 清洗水封管 2. 调正叶轮与泵壳之间间隙 3. 修理或更换泵轴, 进行对中检查 4. 检查供电情况
水泵振动	1. 地脚螺栓松动 2. 联轴器不同心, 减振圈磨损 3. 泵轴弯曲	1. 固定地脚螺栓 2. 将联轴器同心度找正, 更换减振橡胶圈 3. 校直或更换泵轴

续表

故障现象	产生故障的原因	排除方法
轴承过热	1. 轴承缺油或损坏 2. 泵轴弯曲或联轴器不同心 3. 润滑油变质, 混入杂质	1. 补充润滑油, 更换轴承 2. 校正泵轴, 矫正联轴器 3. 清洗轴承和油槽, 更换润滑油
填料函漏水过多	1. 填料压的不紧密, 固定螺栓松动 2. 填料磨损或失去弹性 3. 填料缠法不对, 或质量不好 4. 填料与泵轴接触处磨损严重, 使填料密封不住	1. 拧紧固定螺栓, 并使水泵能轻松转动 2. 更换新填料 3. 重新缠绕质量好的填料 4. 修复泵轴磨损处, 严重时应更换新泵轴

2 水泵检修

(1) 填料函严重漏水的修理

常用密封填料系将石棉绳编织成方型带子, 放在铅粉与机油中浸泡, 泡透后晾干盘卷。常用规格有 6mm×6mm; 8mm×8mm; 10mm×10mm……商店有售, 俗称“高压盘根”。

维修时先拧掉固定螺栓上的螺母, 用螺丝刀将压盖撬开, 用带钩的铁丝或螺丝刀等工具将填料函内已损坏的填料取出, 清洗干净内部。将同等规格的填料沿泵轴顺时针缠绕, 其厚度应比取出的填料厚一些, 具体厚度应通过调整决定, 然后用压盖顶住填料套进螺栓内, 靠旋紧螺母将压盖及填料压入填料函。旋紧螺母时应均匀对称施力, 边旋紧边转动泵轴, 以压盖压入位置合适、泵轴又能灵活转动为好。然后开泵进行试验, 若漏水还超过标准, 可适当再旋紧压盖螺母, 经过几次调整, 即可达到要求。

装入填料的另一种方法是将填料在泵轴上缠绕一圈切下, 做成内径与泵轴外径一样大小的开口圆环(类似活塞环样子), 一个一个套在泵轴上, 缝隙互相错开, 然后用压盖压入填料函, 不允许用螺丝刀等工具将填料顶入。水封环的位置应装得离水封管差一点距离, 当压紧压盖时, 填料被压缩, 水封环就向前移动与水封管正好对准。

(2) 泵轴磨损修复

泵轴与填料摩擦处最容易磨损。为防止泵轴被填料磨损, 在泵轴与填料摩擦处镶有轴套, 磨损后可以进行拆换。注意: 轴套磨损不应超过 2mm 以上。

一些老式泵一般不镶轴套, 填料与泵轴直接摩擦, 运行时间长久以后, 摩擦部位会出现很深的沟槽, 造成密封函漏水严重, 更换填料亦不能制止, 必须对磨损部位进行修复。一般采用金属(铬)喷镀或堆焊的办法进行修复。修理步骤为: 先将泵轴磨损部位在车床上车削掉 1~2mm, 然后进行喷镀或堆焊, 其厚度即喷镀或堆焊后的直径应超过原轴尺寸, 再把泵轴夹在车床上车削到原尺寸即可。当泵轴出现裂纹或弯曲时一般应更换新轴。

(3) 叶轮与密封环的检修

至叶轮与密封环之间的配合间隙, 对吸水管径为 100mm 以下的水泵为 1.5mm, 而管径为 200mm 以下的水泵其间隙为 2mm。检查时若超过规定, 说明磨损严重, 已经影响泵的性能, 降低泵的工作效率, 应更换密封环。

(4) 轴承检修

磨损严重或卡死的轴承应进行更换。

检修时, 有的轴承可用手晃动轴承外圈再与新轴承进行比较, 晃量偏大时说明轴承的内

外圈之间的间隙偏大，已磨损严重。更换安装新轴承时应用紫铜棒敲打轴承内圈，不得敲击外圈或直接用榔头敲打，以防把轴承打坏，更不能用氧焰加热的办法装配轴承。

三、风机

1. 风机常见故障分析与排除

常见故障见表 9-3-3。

表 9-3-3 风机常见故障的排除方法

故障现象	故障原因	排除方法
风量、风压不足	1. 风管漏气 2. 系统阻力大、局部堵塞 3. 皮带打滑或断裂 4. 电动机转速降低 5. 风机叶轮与轴配合松动 6. 转动方向不对（新安装风机）	1. 堵塞漏气部位 2. 清除堵塞物 3. 更换皮带 4. 检查供电电压或电机其它原因 5. 检查松动原因进行处理 6. 检查调整转动方向
叶轮损坏或变形	1. 叶片固定螺栓松动或铆钉松动、腐蚀脱落 2. 轴承磨损，风机轴偏斜，叶轮与外壳严重摩擦（碰壳） 3. 叶轮内落入石块等硬质杂物打坏叶片	1. 重新进行固定或铆接 2. 修理变形叶片、更换轴承 3. 清理杂物、修复变形叶片
轴承过热或下沉	1. 轴承缺润滑油脂 2. 滚子轴承工作寿命已到 3. 轴承安装不好或风机轴与电机轴不同心、轴承偏磨 4. 轴瓦刮研，安装间隙过小	1. 清洗轴承、加润滑油脂 2. 更换新轴承 3. 调整电机、风机轴同心度 4. 重新刮研轴瓦，调整轴与轴瓦间隙
风机不规则振动	1. 两轴不同心 2. 风机和电机上内皮带轮安装不平行或者电机移位，固定螺栓松动 3. 皮带轮键槽或键磨损、松动，皮带轮松动 4. 风机叶轮平衡不好 5. 机壳刚性不够	1. 调整同心度符合要求 2. 重新进行调整、固定电机位置 3. 修理键槽、更换磨损键 4. 进行叶轮平衡检查 5. 对外壳进行加固

2. 风机的检修

①风机的传动带磨损过快。其原因主要是电机轴和风机轴不平行，传动带在轮槽内偏磨，因而磨损很快，易于断裂。

发生这一故障时，可用长钢尺侧面靠紧电机带轮侧面或风机带轮侧面进行观察，一般风机不太容易位移，多以风机带轮侧面为基准来衡量其偏差，一般没有特殊规定时允许的偏差为 1mm。若在钢尺与带轮侧面接触时接触面上出现大缝隙，说明两带轮已错位，应进行调整。符合要求后将电机底座螺栓固定，最后用钢尺复查。

②轴承磨损过快。风机轴与轴承不同心，主要是由于轴承调整垫片放得不平整，轴承座螺栓的松动或位移引起。由于风机轴与轴承不同心，轻者轴瓦偏磨很快不能使用，重者可造成风机轴弯曲变形，同时也造成轴承和轴承座磨损。

风机轴磨损、弯曲的修复在水泵的维修中已讨论过。轴瓦偏磨不严重时，可用三角刮刀修理，重新调整垫片。但在轴瓦刮研前应先将风机轴线与机壳轴心线校整，同时调整叶轮与进气口之间的间隙和机壳后侧板轴孔间隙，无特殊要求时，应使径向间隙均匀分布，力求间隙小一些。修复轴瓦时，轴承毡圈损坏可选用同等厚度的羊毛毡按原尺寸剪好放入即可。

采用滚珠轴承的风机，轴承因缺油、灰尘进入等原因磨损或钢珠脱皮、珠架破碎甚至因缺油而卡死时应更换新轴承。更换时注意保护轴和配合面不要被碰伤。

③ 键槽操作的修复：因振动或皮带轮发生轴向窜动、键槽与键大部分脱离、只有少部分接触时，键槽和键尤其是键槽会很快磨损。修复的方法一般采用电焊堆焊，将轴上键槽填平，在车床上车光亦可用锉刀修平，然后在原键槽 90° 位置另铣一健槽。皮带轮键槽损伤时，可直接在原键槽位置 90° 方向另插一健槽即可，不必重新更换轴和皮带轮。

④ 轴流风机叶片碰壳。因垫片调整不平、固定螺栓松动、风机外壳支架断裂、外壳下沉等原因都会造成轴与风筒中心偏离、风机叶片发生碰壳的现象，严重时叶片会被折断。处理时应将螺栓拧松，重新用垫片调整叶片与风筒之间的间隙，然后将螺栓固定。支架断裂可用电焊将断裂处重新进行补焊。

第四节 空调系统的故障及检修

一、空调系统的主要故障

空调系统主要有 4 类故障：机械性故障、空气处理过程或设备故障，空气分布部分故障、配电及自动控制故障。

机械故障大体可以分为 3 类，即润滑故障、机械故障、密封故障。润滑部分故障主要是风机、水泵没有形成润滑油膜或由于润滑油脏造成的故障。故障形式有抱轴、划痕、摆动、轴承架破碎等，应及时检查润滑油位，及时更换润滑油或润滑脂，检查轴承间隙，更换不合格的轴承。

机械运动不稳定主要是通风机，水泵叶轮静与动平衡不好，装配时间隙太大或太小，有偏磨现象，形位公差不符合要求。应调整轴承、叶轮间隙，做叶轮静与动平衡的调整。

密封失效有水泵轴向密封不严，空气进入运转水泵泵体或冷冻水从密封处流出，应调整机械密封间隙，更换失效的填料或拧紧填料或密封螺丝钉。

空气处理过程故障是由于各空气处理设备的热量、冷量、流量面积不够或阻力过大，产生了影响露点温度、送风温度、房间温度的故障。比如：喷水室或表冷器冷量不够、空气冷却降温以及去湿效果不好，将影响房间空调效果；加热器失控，空气加热波动太大，会影响房间空调温度；过滤器阻力太大或面积不够，会影响系统送风量；加湿设备失控、相对湿度波动太大，会影响房间湿度。此时应对设备进行调整检修。

空气分布方面的故障主要是由于风道调节阀或送风口百叶调节不当，使气流组织失控、分布不合理而产生的故障。比如：送风口调节百叶失调、气流组织不合理、应调整送风百叶；风管百叶阀失调使各风口风量不均，应重新调试调节风道风量。

配电和自控故障有电动机及配电箱的故障，短路、断路或电机绝缘击穿，电机扫膛等。

另外还有敏感元件信号失真、误差过大、调节器失灵造成的故障，执行机构不动作造成的故障。遇到以上情况应检查配电箱及电动机，重新调试自动控制系统，校检自控元件。

二、空调制冷设备的保养维修内容

中央式空调机包括制冷设备、空调设备和电器控制设备，在日常运行和运行一段时间后应对设备进行保养和维护。

对于制冷系统、压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器及干燥过滤器，运行中要观察其工作情况是否正常，蒸发压力、冷凝压力、油压是否符合要求，听压缩机运转有无异常声音，用手摸各部位及管路的温度是否正常。日常工作中制冷设备要有专人负责保养和维护。

空调机的制冷系统在开车后应注意加润滑油，一般每隔五天更换一次润滑油，待更换达3次以后即可暂不换油，以后根据情况再考虑换油与否。

要清洗过滤网。吸气过滤网在开车5h后拆下清洗，以后连续5天每天清洗一次。空调制冷压缩机连续运行四个月后应进行全面检查或小修。只在高温、高湿季节运行的机组，在运行结束停机后应作全面检查和修理。具体作法是：对机体、阀组、活塞、汽缸、曲轴等进行检查，检查吸、排气阀片和弹簧是否完好，如发现阀片有结焦及油污应进行清洗，并进行严密性试验。观察汽缸壁是否拉毛、光滑度如何、活塞是否有裂纹。曲轴箱内的冷冻油要彻底更换，曲轴箱和油过滤器要进行清洗。

送风系统风阀的百叶调整要适度，不可过松或过紧。风口的泡沫塑料过滤器要定期清洗。中央式空调机要对金属网、油浸过滤器进行清洗和换油。在多风沙的季节，对过滤器要勤检查，发现终阻过大应清洗和更换。检查通风机运转是否平衡，皮带轮有无打滑和松脱现象，若有打滑和松脱，应进行调整或更换新皮带。检查电加热器、电加湿器电路绝缘如何？电加湿水箱应每月清洗一次，去掉水垢。检查各种控制器的动作有无障碍，按照产品说明书进行维护使用。要定期对通风机、风阀等转动轴承加润滑油。

对空调制冷设备的自动控制系统（气动或电动）应进行日常维护和检修，以保证动作准确无误。

中央空调机的维修主要是指制冷设备、空气处理设备、冷却水系统，电（气）控制器件等的维修。

设备维修可分为下列三类：

①日常的保养与维护：包括值班运行、巡回检查发现故障及时报警处理以及对设备的清洁处理等。

②预防性检查：对各种设备及其附属器件做预防性检查，为早期发现故障及时查找原因并进行检修作准备。

③大修、中修和小修：修理周期为大修→小修→中修→小修→小修→中修→小修→小修→大修。即每一大修理周期基本构成包含5个小修和两个中修。修理时间间隔可参照以下规定：二班制运行的设备5~6年大修、2年中修、8个月小修、4个月定期予检；三班制运行的设备应缩短时间间隔。

设备维修时间一般按设备运行周期进行，除了由运行人员承担的日常维修，以及技术人员和维修班、组长承担的预防性检修外，还要按期对设备进行大、中、小修，以恢复设备的功能和精度，复杂的设备维修工作应由两人以上进行。凡需两人以上的维修项目，必须指定

主要负责人，负责整个设备的工作安排与分工，以防出差错。

对于机械零件的装配、拆卸都必须按技术规定进行，不能随意地敲打撞击，要按照拆下顺序存放零、部件并编号，以便于记忆。

清洗零、部件的时候，要认真检查零、部件有无损伤现象，要及时上油，以防零、部件锈蚀。

在设备安装时，要注意对设备技术要求，安装要保证质量，不能违反装配程序。

运转设备如通风机、水泵等检修完毕后，维修人员应检查工具与零、部件有无丢失或缺少现象，设备试车前应先检查机内有无异物，运转是否正常，有情况应及时停车、返修。对于维修后的设备，维修人员应把维修部位和试车情况及时向运行操作人员介绍，请运行操作人员注意检查刚修好并投入使用的设备。

维修人员要认真填写维修报告，对维修的设备项目内容要填写清楚、完整，填好后，交技术负责人或班组、车间保存。

维修人员要严格执行安全规程和防火条例。在维修电气线路和电盘（箱）时要有监护人，以免发生意外。在使用易燃物品时要严禁烟火，在高空作业的操作人员要加保护绳，在密闭容器或地沟作业时，要注意通风。

1. 喷水室的检修

(1) 喷水室的构造及工作原理

喷水室又称淋水室或喷雾室。所谓喷水室处理空气，是用喷嘴将不同温度的水喷成雾状水滴与空气与水之间进行强烈热、湿交换，从而达到特定的处理效果。

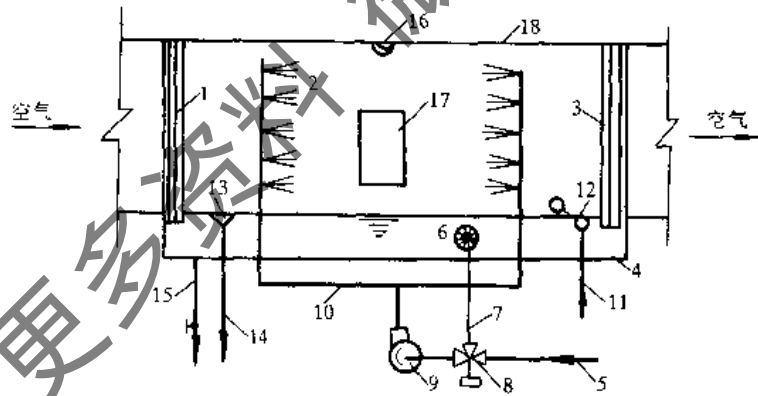


图 9-4-1 喷水室

- 1—前挡水板；2—喷水排管；3—后挡水板；4—底池；5—冷水管；6—滤水器；
7—循环水管；8—三通调节阀；9—水泵；10—供水管；11—补水管；
12—浮球阀；13—溢水器；14—溢水管；15—泄水管；
16—防水灯；17—检查门；18—外壳

图 9-4-1 是应用比较广泛的单级、卧式、低速喷水室。它由喷嘴与喷嘴排管、挡水板、底池、附属管道和喷水室外壳等组成。从图中可以看出，喷水室包括了由前挡水板至后挡水板的整个处理段，是整个空调机的一部分。前挡水板有挡住飞溅出来的水滴和使进风均匀流

动的双重作用，后挡水板能将空气中夹带的水滴分离出来，以减少喷水室的“过水量”。在喷水室中通常设置排喷嘴排管，最多4排。喷水方向根据与空气流动方向相同与否分为顺喷、逆喷和对喷。

喷水室的工作原理是，被处理的空气以一定的速度（一般为 $2\sim 3\text{m/s}$ ）经过前挡水板1进入喷水空间，在那里与喷嘴中喷出的水滴相接触进行热湿交换（由于水温不同，与空气进行热湿交换的过程也不同），然后经后挡水板3流走。从喷嘴喷出的水滴完成与空气的热湿交换后，落入底池4中。底池4是收集喷淋水用的。池中的滤水器6和循环水管7以及三通调节阀8组成了循环水系统。

底池与多种管道相接。在冬季，采用循环水喷雾加湿空气时，为补充蒸发掉的水分和维持底池内的水位，设置由补水管11、浮球阀12组成的自动补水装置；夏季对空气作冷却减湿处理时，为了排除空气中所析出的多余的冷凝水，设有溢水器13和溢水管14。此外，为了便于检修，冲洗底池和防冻需要，设有泄水管15。为观察喷水情况而设有防水照明灯16和供运行人员检修而设的检查门17，以及喷水室外壳18。

喷水室除卧式的外，还有立式的。除单级的外，还有双级的。立式喷水室的特点是占地面积小，空气自下而上地与水接触，热湿交换效果更好，在处理的空气量不大时，可以采用。双级喷水室能够使水重复使用，因而加大了温升，节省了水量，同时可使空气得到较大焓降。因此，它更适合于应用天然冷源以及要求处理的空气焓降大的场合。双级喷水室的缺点是占地面积大，水系统更为复杂。

工程上有时也使用带旁通的喷水室和带填料层的喷水室。所谓带旁通的喷水室，就是在普通喷水室的上面或侧面再增加一个旁通风道。这样，一部分空气可以不经过喷水处理，与经过喷水处理的空气混合而得到要求的空气终状态参数。带填料层的喷水室是用喷嘴将水均匀地喷洒在填料层（通常用玻璃丝）上，空气穿过填料层时便与水进行热湿交换。这种喷水室对空气的净化作用更好。

目前使用的喷水室中，大多数空气流速都较低，一般为 $2\sim 3\text{m/s}$ ，所以又把它们称为低速喷水室或普通喷水室。喷水室除低速的外，还有高速的。高速喷水室内空气流速一般为 $3.5\sim 6.5\text{m/s}$ 甚至更高，因而其横断面可以进一步缩小。

在喷水室中，当用不同温度的水喷淋处理空气时，空气与水之间产生了十分复杂的热、湿交换过程。为了说明热、湿交换的基本原理，我们假设从喷水室内悬浮在空气中的大量小水滴中，取出一个水滴进行分析，并且认为水滴表面有一层很薄的饱和空气层（又称空气边界层），如图9-4-2所示。

根据热工理论可知，空气中水分子密度（或水蒸气分压力）达到最大值时，空气就变成饱和空气。这种饱和空气的温度愈高，空气中水分子密度（即水蒸气压力）就愈

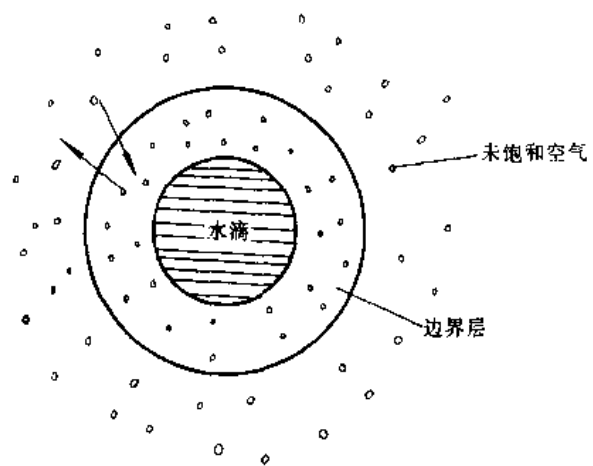


图9-4-2 热湿交换

大，在喷水室里，空气与水的热湿交换过程是通过水滴周围的一很薄的饱和空气层和周围空

间未饱和空气之间进行的。这是因为饱和空气层紧贴水滴表面，其温度近似等于所接触的水温。水滴周围空气中的水分子不停地作不规则的运动，其中一部分扩散，渗透到饱和空气层；同时，饱和空气层中的水分子也有一部分扩散到周围未饱和空气中。如果这时饱和空气层中的水蒸气分压力大于周围空气中的水蒸气分压力，即存在水蒸气分压力差时，水分子便不断地从饱和空气层扩散到周围空气中去，也就是水分向周围空气蒸发，空气得到加湿。在蒸发过程中，从饱和空气层跑出去的水分子将由水滴表面跃出的水分子来补充。反之，如果周围空气中的水蒸气分压力大于饱和空气层中水蒸气分压力时，则周围空气中的水分子将扩散到饱和空气层中，也就是周围空气中水分凝结出来，空气被得到干燥。在凝结过程中，由于饱和空气层中水分不断增加，当超过其容纳的最大限度时，水分子就不断地返回水中。总之，由于水滴表面饱和空气层的水蒸气分压力与周围空气的水蒸气分压力不同，即存在分压力差时，就会产生湿交换（蒸发或凝结）。

当空气与不同温度的水接触时，只要有温差存在，就会产生湿热交换，其传热方向是从高温传向低温。例如，夏季用冷水喷淋高温空气时，空气失去热量降低温度，而水得到热量提高了温度；冬季用热水喷淋低温空气时，情况正好相反。

根据传热原理，与湿交换过程同时产生的潜热交换。水向空气中蒸发时，所吸收的汽化热（不论取自空气还是取自水本身）将带给空气；空气中的水蒸气凝结为水时，将把凝结热（在数值上等于汽化热）放给水。

(一) 喷水室中空气处理过程

在喷水室中，用不同温度的水（水温低于 100°C ）去喷淋空气时，紧贴水滴表面上薄的饱和空气层中的水蒸气分压力也就不同，因而可获得不同的空气处理过程。

空气与水直接接触时的热湿交换过程，可以看作是在空气与贴近水滴表面的温度等于水温的饱和空气层之间进行的。因为空气流过水滴表面时，就会把紧贴水滴表面的饱和空气层的一部分空气带走，同时又形成新的饱和空气层。这样，饱和空气层中的饱和空气不断地混入流动的空气中，使整个空气状态发生变化。所以，我们可以把空气与水的热湿交换过程看作是两种空气的混合过程。根据两种空气的混合规律，在 $h-d$ 图上，混合后的状态点应该位于连接空气初状态和该水温下饱和状态点的直线上。显然，达到饱和的空气愈多，空气的终状态点愈靠近饱和状态点。由此可见，如果和空气接触的水量无限大，接触时间又无限长，即在所谓的假想条件下，全部空气都能达到饱和状态，并具有水的温度；也就是说，空气的终状态点将位于 $h-d$ 图的饱和曲线上并且空气的终温将等于水温；与空气接触的水温不同，空气的状态变化过程也将不同。所以，在上述假想条件下，随着水温不同可以看到图 9-4-3 所示的七种典型空气状态变化过程。表 9-4-1 列举了这七种典型过程的特点：

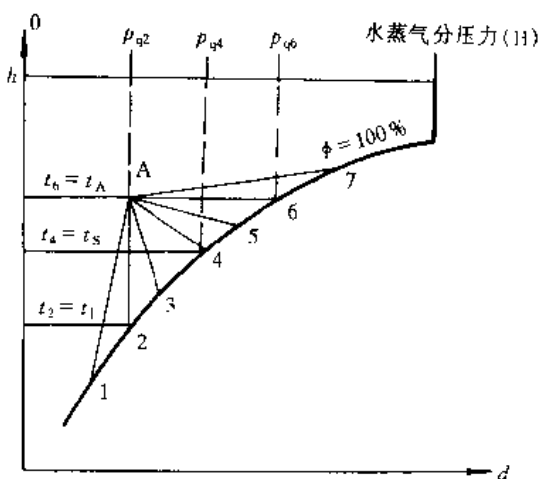


图 9-4-3 典型的空气处理过程

表 9-4-1 七种过程中空气的变化特点

过程线	水温特点	t 或显热	D 或潜热	H 或总热量	过程名称
A-1	$t_w < t_l$	减	减	减	减湿冷却
A-2	$t_w = t_l$	减	不变	减	等湿冷却
A-3	$t_l < t_w < t_A$	减	增	减	减焓冷却
A-4	$t_w = t_A$	减	增	不变	等焓加湿
A-5	$t_A < t_w < t_A$	减	增	增	增焓加湿
A-6	$t_w = t_A$	不变	增	增	等温加湿
A-7	$t_w > t_A$	增	增	增	增温加湿

注：表中 t_A 、 t_s 、 t_l 为空气的干球温度、湿球温度和露点温度， t_w 为水温。

在上述七种过程中，A-2 过程是空气加湿与减湿的分界线，A-4 过程是空气增焓与减焓的分界线，而 A-6 过程是空气升温和降温的分界线。下面用热湿交换理论简单分析上面列举的七种过程。

①A-1 过程。用低于空气露点温度的冷水喷淋空气时，发生 A-1 过程。此时由于 $t_w < t_l < t_A$ 和 $P_{q1} < P_{qA}$ ，所以空气被冷却和干燥。水蒸气凝结时放出的热亦被水带走。

②A-2 过程。以用等于空气露点温度的冷水喷淋空气时，发生 A-2 过程。此时由于 $t_w = t_l < t_A$ 和 $P_{q2} < P_{qA}$ ，空气失去显热得到冷却，由于空气与水之间没有湿交换，空气状态的变化是沿等湿线进行的。这样空气的温度和焓将降低而含湿量则保持不变。

③A-3 过程。以介于空气湿球温度与露点温度之间的冷水喷淋空气，发生 A-3 过程。此时由于 $t_w < t_A$ 和 $P_{q3} < P_{qA}$ ，空气的温度和焓均将降低，而含湿量增加。

④A-4 过程。以等于空气的湿球温度的水喷淋空气，发生 A-4 过程。此时由于等湿球温度线与等焓线相近，可以认为空气状态沿等焓线变化而被加湿。在该过程总热交换量近似为零，而且 $t_A < t_A$ 和 $P_{q4} > P_{qA}$ ，说明空气的显热减少、潜热量增加，二者近似相等。可以认为，水蒸发所需热量取自空气本身。空气状态的变化是等焓加湿过程。

⑤A-5 过程。以高于空气湿球温度而低于空气干球温度的水喷淋空气，发生 A-5 过程。此时由于 $t_w > t_s < t_A$ 和 $P_{q5} < P_{qA}$ ，空气被加湿和冷却。水蒸发所需热量部分来自空气，部分来自水。在此过程中，因空气潜热量的增加大于显热量的减少，所以总的来说，空气的焓增加，但温度却下降了。

⑥A-6 过程。以等于空气的干球温度的水喷淋空气，发生 A-6 过程。此时由于 $t_w = t_A$ 和 $P_{q6} < P_{qA}$ ，说明不发生显热交换，空气状态变化过程为等温加湿。水蒸发所需热量来自水本身。

⑦A-7 过程。以高于空气干球温度的水喷淋空气，发生 A-7 过程。此时由于 $t_w > t_A$ ， $P_{q7} > P_{qA}$ ，空气被加热和加湿。水蒸发所需热量及加热空气的热量均来自于水本身。以冷却水为目的湿空气在冷却塔内发生的过程也是这种过程。

在空调工程中，水温高于空气的湿球温度一般就称为热水；水温低于空气的湿球温度一般就称为冷水。在上述七种过程中，前三种被处理时空气的焓均降低，通常称作冷水处理空气；后三种被水处理时，空气的焓均增加，通常称作热水处理空气；而中间第四种处理过

程，近似地认为空气的焓不变，因此水温也是始终不变的，其温度等于空气的湿球温度。我们只要在喷水室中将喷淋水循环使用就能实现这一过程。

(3) 喷水室的水系统

利用由制冷机组制备的冷冻水来处理空气的水系统，根据制冷机组蒸发器的类型、安装位置和使用辅助水池及水泵可以有多种方式，常见的有两种类型：重力回水系统和压力回水系统。

(4) 喷水室常见故障分析

喷水室常见的故障有：

① 喷嘴与喷管被污物堵住。由于中央式空调系统空气中的灰尘和冷冻水质不好等因素，很容易使空调系统喷水室中的喷嘴、喷管被堵住，造成水量下降，淋水系数降低，这就影响了空气热、湿交换效果。因此应定期清洁喷水室、清洁喷嘴与喷管。清洁喷嘴时，喷嘴要卸下来，用高压水反冲喷嘴或在喷嘴浸泡后再刷，使喷嘴中的污物被清除。还可以在冷冻水或冬季循环水中加入对人体无害的缓蚀剂或防腐剂霉剂，以控制喷淋水中细菌的滋生。

② 喷水室水泵不上水。水泵不上水是水泵的一个大故障，也是喷水室的一个大故障，它使空气无法被冷冻水冷却。这主要是泵内有空气与密封不严造成的。可以先放出水泵内的空气，使水泵内充满水，然后再检查喷水室内贮水池的水位。在以上条件正常后，可开启水泵，检查水泵压力。

③ 可检查水泵的轴封，看轴封有没有漏水。如密封不严，水泵运转时空气会从轴封处进入水泵，造成水泵不上水。通过紧固机械密封的调整螺丝钉，以及换填料来处理这种故障。对于有较大直径补水管的水泵，还可以用补水冲走泵内空气。

④ 喷水室的喷嘴开裂。喷水室中喷嘴在使用一段时间后，由于材料问题、加工中产生的裂纹、安装受力不均、水压过高等原因可能使喷嘴开裂。喷嘴开裂后，有一定压力的冷冻水从喷嘴侧面射出，一般使喷水室前方的过滤器料被打湿，或使冷冻水进入油过滤器油箱，使过滤器失效。还可能从喷水室检查门处漏水，造成机房跑水。

⑤ 可以用经常检查喷嘴的方法来预防这类事故，出现此问题时可先关水泵，更换喷嘴。

⑥ 挡水板结垢。在冷冻水或循环水水质硬、易结垢的影响下，容易在挡水板表面结垢，使挡水板流通面积变小，影响了空气流量。

⑦ 可以用清洗挡水板，去除污垢的方法解决这类故障。也可采用在冷冻水和循环水中补充软化剂的方法预防。

⑧ 挡水板变形造成跑水。喷水室的挡水板在外力作用下会产生变形，致使挡水板工作效率下降，造成向送风机房的跑水，并损失了空调冷量。

⑨ 可以拆下挡水板，调直后重新装配。

(5) 喷水室的检修

检修喷水室的内容有：

① 箱体、贮水池的检漏与防腐。喷水室的箱体、贮水池和其它附件长期被冷冻水及循环喷淋水浸泡，金属结构的喷水室会产生锈蚀，水泥结构的喷水室也会长菌，使喷水室工作状态变坏或严重跑水。应及时清除锈污和霉菌。

② 喷管、喷嘴、挡水板的除垢及清洁。喷管、喷嘴因管径小，很容易被冷冻水、循环水中的污物堵塞，要及时进行疏通，最好每年集中清理一次。

挡水板受水质的影响,容易结垢,要认真除垢。在喷管、喷嘴、挡水板清洁除垢后,要在喷管、挡水板表面刷漆或刷防腐层。

③校直挡水板。每年拆下挡水板,按图纸进行校正调直。

④更换喷淋冷冻回水过滤网。定期对喷水室冷冻水回水过滤网进行检查、清洁或更换,以保证回水通畅。

⑤调整浮球补水阀。定期调整浮球补水阀的开度,调整补水液位,检查浮球阀的灵敏度,以保证浮球阀补水的正常工作。

⑥检查溢流、泄水等部件。检查溢流水管、泄水阀和冷冻水调压阀门,使这些部件能满足需要。

2. 表冷器的检修

1) 表冷器的安装及工作原理

从空气流过表冷器的方向来看,表冷器既可以并联,也可以串联。通常,当通过空气量多时,宜采用并联;要求空气温降大时应串联。并联的表冷器,其供水管路也应并联;串联的表冷器,其供水管也应串联,如图 9-4-4 所示。并联时冷冻水同时进入所有表冷器,空气与水的传热温差大,水流阻力小,但水量较大。串联时冷冻水顺次进入各个表冷器。因为在前面表冷器内,冷冻水吸收管外空气的热量,温度已经升高,所以后面传热温差较小,水流阻力较大,但水力稳定性较好,不至于由于冷冻水管网的流动状态发生变化出现较大的失调。

空气与冷冻水应逆向流动,因逆流平均传热温差大,有利于提高换热量,减小表面式冷却器的面积。

表冷器管内水流速宜采用 $0.5 \sim 1.8 \text{ m/s}$ 。表冷器迎风面的空气质量流速,一般采用 $2.5 \sim 3.5 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 。当质量流速大于 $3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 时,在表冷器后宜增设挡水板。表冷器的冷水入口温度,应比空气的出口干球温度至少低 3.5°C ,冷水温宜采用 $2.5 \sim 6.5^\circ\text{C}$ 。冷热两用的表面式换热器,热媒宜采用热水,且热水温度不应太高(一般低于 65°C),以免因管内积垢过多而降低传热系数。

同热水加热器一样,表冷器水系统最高点应设排气阀,最低点应设泄水和排污装置,冷水管路上应安装温度计、调节阀。

表面式换热器的热湿交换是在被处理的空气与紧贴换热器外表面的边界层空气之间的温差和水蒸气分压力差作用下进行的。可以认为边界层空气的温度等于表冷器的表面温度。当用表面式换热器处理空气时,其表面温度高于主体空气温度时,将发生等湿加热过程;当表面温度低于主体空气温度,但尚高于其露点温度时将发生等湿冷却过程或称干冷过程(干工况);当表面温度低于主体空气的露点温度时,将发生减湿冷却过程或称湿冷过程(湿工况)。

干冷式表冷器可以水平安装,也可以垂直或倾斜安装。垂直安装时务必要使肋片保证垂直。这是因为空气的水分在表冷器外表面凝结时,会增大管外空气侧阻力,减小传热系数。垂直肋片有利于水滴及时滴下,以保证表冷器良好的工作状态。

因为表冷器外表面有凝结水,所以在表冷器的下部应安装滴水盘和泄水管。当两个表冷

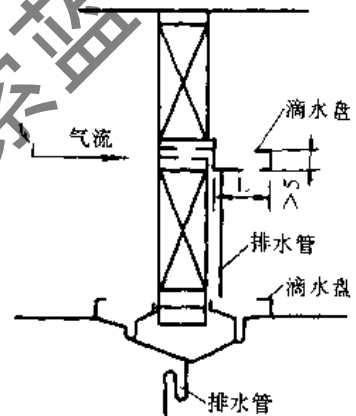


图 9-4-4 表冷器安装

器叠放时，在两个表冷器之间应装设中间滴水盘和泄水管，泄水管应设水封，以防吸入空气，见图 9-4-5。

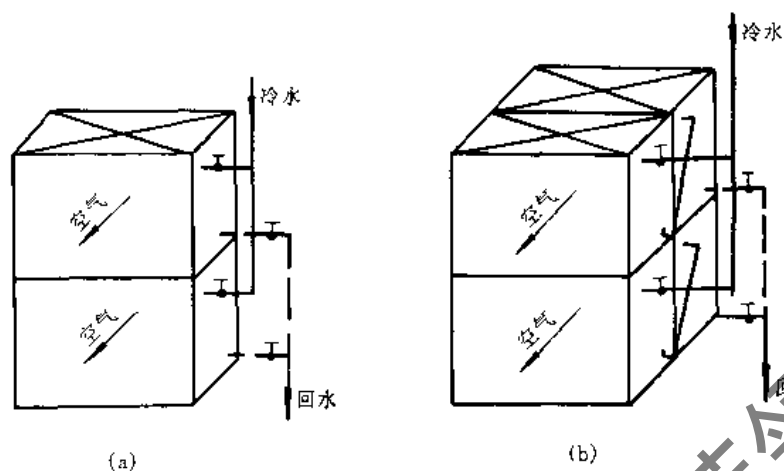


图 9-4-5 表冷器叠放

由于表冷器只能冷却干燥空气，无法对空气进行加湿，更不容易达到较严格的湿度控制要求，所以在需要时还应另设加湿设备。图 9-4-5 所示的喷水式表冷器就能弥补普通表冷器这方面的不足，使之兼有表冷器和喷水室的优点。该设备的具体结构是在普通表冷器前设置喷嘴，向表冷器外表面喷循环水。

由于喷水式表冷器要求喷嘴尽可能靠近表冷器，所以流过的空气与喷水水苗接触时间很短，更多的时间是在表冷器表面上形成的水膜接触，热湿交换现象更复杂。

测定数据表明，在表冷器上喷水可以提高热交换能力，其原因一方面是由于喷水水苗及沿冷盘管表面下流的水膜增加了热交换面积，另一方面喷水对水膜也有扰动作用，可减少其热阻。但是，喷水式表冷器热交换能力的增加程度与表冷器排数多少有关。排数少时传热系数增加较多，排数多时，由于喷水作用达不到后面几排，所以传热系数增加较少。

由于在表冷器上喷的是循环水，经过一段时间以后，水温将趋于稳定，并近似地等于表冷器表面平均温度。此外，由于喷水式表冷器后空气相对湿度较高（一般都能达到 95% 以上），因此很容易实现露点控制。

2) 表冷器的维修

表冷器光管和肋片间的污堵：表冷器运行了一段时间后，由于空气中尘埃沾在表冷器肋片与光管间，使表冷器全部或部分面积污堵，使空气流通量下降，影响了表冷器的效率。应定期检查和清洗。

泄漏：表冷器常年在潮湿的情况下运行，其管道和焊口处容易被腐蚀，产生泄漏或跑水。应有定期对表冷器进行耐压试验，杜绝这类事故，才能使表冷器安全运行。

3) 风机盘管检修

冷热水盘管是风机盘管在功能上最重要的部分。也就是说，冷热盘管所具有的冷、热量应高效率地传送到空气中去，因此要求冷热盘管的管道和翅片的表面必须经常保持正常状态。冷热盘管一般是用铜管和铝翅片构成的，从构造上看，铝翅片之间容易附着各种灰尘。如果灰尘较少，在铝翅片之间进行清扫即可；如果附着灰尘比较严重，铝翅片之间管道的深

处已发生堵塞,这样只是清扫就不能满足要求,这时必须将盘管取出,放入清水液中,用浸泡的方法进行清洗。

另外,冷热盘管的两端和弯曲部分管道最容易造成腐蚀而漏水,因此对这部分要仔细检查;及时修理。

风机盘管一般采用多叶送风机。这种风机的叶片是弯曲形式。经过一定时间的运转之后,弯曲部分慢慢地会沾附着许多灰尘,严重情况下可将弯曲部分填平。在这种状态下,即使风管及其它部分的维修和管理都正常,送风量也会明显下降,风机盘管的功能也就不能充分发挥。因此应定期对送风机叶轮的表面进行检查,并进行认真的清扫。

当盘管结露之后,冷凝水便落到滴水盘内,并通过防尘网流入排水管。由于空气中的灰尘以及油类和杂物慢慢地沾附在滴水盘内,会造成防尘网和排水管的堵塞,因此就有必要对滴水盘进行定期清扫,否则冷凝水会从滴水盘中溢出,造成房间漏水。

一般情况下,风机盘管都采用冷热水共用一条管道的方法,即采用两管制(进水和加水)这些管道最容易产生腐蚀面,造成漏水的地方是有螺纹部分以及连接部分。可是,这部分管道为了提高其热效率和防止结露,大都使用各种保温材料包起来,因此平常想要从外部简单地检查出管道是否有腐蚀现象是很困难的,只能从保温材料的表面来判断内部管道的腐蚀情况,并更换新管道。

在风机盘管的管道系统上装有各种不同类型的阀门,根据管道的尺寸和水压的不同,阀门的型号也不一样。这样除特殊作用的阀门外,一般的水阀门很少进行开闭操作。在阀座和阀体部分,由于产生水垢和水锈,使阀门关不严,因此对阀门要进行分解检查和维修。

风机盘管必须进行日常巡视检查的项目以及进行定期维修保养的内容见表9-4-2,这种巡视和检查最好周期性地定期进行。

表 9-4-2 风机盘管定期保养维护的内容

名称	项 目		
	巡视检查内容	维修内容	周期
空气过滤器	观察过滤器表面脏污程度	用水洗净	1次/月
冷盘管	观察翅片管表面的脏污情况	用水及药品进行清洗	2次/年
	弯管的腐蚀状况		
送风机	观察叶轮沾污灰尘的多少,检查噪声的情况	叶轮的清理	2次/年
滴水盘	观察滴水盘是否有污物,观察排水功能是否良好	防尘网和水盘的清扫	2次/年
管道	保温材料是否良好,腐蚀状况,是否有因腐蚀而漏水,检查自动阀的动作情况	发现问题随时处理	随时

风机盘管的常见故障及其排除方法见表9-4-3。

表 9-4-3 风机盘管的故障分析与排除

故 障	原 因	对 策
风机不转	<ol style="list-style-type: none"> 1. 停电 2. 忘记插电源 3. 电压低 4. 配线错误或接线端子松脱 5. 电动机故障 6. 电容器不良 7. 开关接触不良 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 查明原因或等待复电 2. 将插头插入 3. 查明原因 4. 用万用表套线路,修复 5. 用万用表检查后修复或更换 6. 更换 7. 修复或更换

续表

故障	原因	对策
风机转但不吹风或风量少	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电源电压异常 2. 反转 3. 风口有障碍物 4. 空气过滤器堵塞 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 查明原因 2. 改变接线 3. 去除 4. 清洗
风不冷(或不热)	<ol style="list-style-type: none"> 1. 盘管内部有空气 2. 供水循环停止 3. 调节阀关闭 4. 阀被异物堵塞 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 从跑风阀排出空气 2. 检查水泵 3. 将调节阀开启 4. 取出异物
冷风(热风)效果不良	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调节阀开度不够 2. 盘管堵塞、通风不良 3. 盘管内部有空气 4. 电源电压下降 5. 空气过滤器堵塞 6. 供水(冷热水)不足 7. 供水温度异常 8. 风机反转 9. 送风口、回风口有障碍 10. 前板安装不正规 11. 气流短路 12. 室内风分布不均匀 13. 设备选用不当 14. 天花板吊顶式的机组连接处漏气 15. 温度调节不当 16. 房间日照或开窗 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 重新调节开度 2. 清扫盘管 3. 排空气 4. 查明原因 5. 清洗空气过滤器 6. 调节供水阀 7. 检查冷冻水(或锅炉)温度 8. 重新接线 9. 去除障碍物 10. 安装正规 11. 检查风口有无障碍 12. 检查调整风口 13. 重新设计选用 14. 修理 15. 重新调整送风挡次 16. 关窗, 挂窗帘
关机后风扇不停	<ol style="list-style-type: none"> 1. 开关失灵 2. 控制线路短路 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 修复或更换开关 2. 检查线路, 排除短路
有振动与杂音	<ol style="list-style-type: none"> 1. 机组安装不良 2. 外壳安装不良 3. 固定风机的部件松动 4. 风的通道上有异物 5. 风机电机故障 6. 风机叶片破损 7. 送风口百叶松动 8. 盘管内有空气 9. 冷冻水(热水)流的太快 10. 水内有大量空气进入 11. 使用差压阀时, 差压太大 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 重新安装调试 2. 重新安装 3. 紧固 4. 去除异物 5. 修复或更换电机 6. 更换 7. 紧固 8. 排空气 9. 检查水的流速 10. 去除水中空气 11. 更换合适的阀
漏水	<ol style="list-style-type: none"> 1. 安装不良 2. 接水盘倾斜 3. 排水口堵塞 4. 水管有漏水处 5. 冷凝水从管子上滴下 6. 接头处安装不良 7. 排气阀忘记关闭 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 机组水平安装 2. 调整 3. 清除堵塞物 4. 检查更换水管 5. 检查后重新保温 6. 检查后紧固 7. 将阀关闭
机壳外面结露	<ol style="list-style-type: none"> 1. 内部保温破损 2. 机壳在装配时与火焰接触保温层烧毁 3. 冷风有泄漏 4. 室内有造成结露的条件 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 修补 2. 不要接触火焰, 将保温层重新包好 3. 修补 4. 去除结露的条件
有异物吹出	<ol style="list-style-type: none"> 1. 由于腐蚀造成风机叶片表面有锈蚀物 2. 过滤器破损、劣化 3. 保温材料破损、劣化 4. 机组内灰尘太多 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 更换风机 2. 更换空气过滤器 3. 更换保温材料 4. 清扫内部
漏电	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电线有破损、漏电 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 修复线路

4. 空气过滤器的检修

检修空气过滤器的主要工作是清洁和更换过滤材料,检查框架有无变形,检查电动机转动部分。

①过滤器的保护。一般空气过滤器都容易发生堵塞滤料的情况。通常的维护工作是清洁滤料,使积存的灰尘被清除,以保证空气正常流动。

②更换滤料和清洁滤料。从油过滤器的换油,到其它过滤器更换滤料或者是冲洗清洁滤料,都可以认为是过滤器已无法满足空调系统的需要,必须更换与清洗滤料。

③机构传动部分的调整。自动清洗油过滤器和自动无纺布卷帘过滤器都有电动机带动的机械部件运动。由于机械运动,传动部分的零件在力的作用下易被磨损,所以需要及时维修。必须及时调整机构传动部件,使传动部件运动灵敏、可靠,以满足自动控制的需要。

中央式空调机组中有空气过滤器对空气进行过滤,一般的空调系统有粗效和中效空气过滤器,而净化空调系统除了粗效,中效以外还有高效过滤器。

卧式组合空调机的空气过滤段采用袋式过滤器,其滤料为无纺布,其初阻为 65.66Pa (6.7 am 水柱)。自动卷绕式过滤器也是常用的一种粗效过滤器,它由一个电动机带动齿轮减速箱至滤料主动轴,在从动轴上有滤料,当滤料转动时可将空气中的灰尘滤掉。

粗效过滤器中还有一种自动浸油过滤器,在浸过油的叶片上形成油膜,在电动机带动叶片转动时,空气中的灰尘会粘在油膜上。

泡沫塑料空气过滤器也是一种粗效过滤器。无论何种空气过滤器其主要故障就是失效,即上面的灰尘已满不能再进行过滤。

对不同空气过滤器采用下列不同的方法进行检查和修理。

(1)对袋式粗效空气过滤器进行检查,当其容尘量在 $(800 \sim 1000) \text{ g/m}^3$ 时,应进行清洗或更换。若没有检测装置和检测手段,可以从送风受阻、风量降低来进行直观的判断,也可从过滤器的前后取出静压信号接入 U 形压差计上,根据 U 形压差计的水柱液位差可较准确的判断出过滤器上滤料是否需要清洗或更换。有的无纺布滤料经清洗后纤维会剥落,应更换新的。

(2)自动卷绕式过滤器,当沾满灰尘时其终阻达到限制值时,滤料前后的微压差计会发出信号,电动机可自动将灰尘抖下,在 20m 长的滤料全部用完后,可将脏滤料进行更换(水洗效果不理想)。

(3)自动浸油过滤器的油槽内很容易积满尘泥,因此要定期检查,更换机油。

(4)泡沫塑料过滤器的终阻达到初期的 2~3 倍时就必须清洗或更换。放入肥皂水中浸泡清洗,必须放在阴冰处阴干。清洗 2~3 次的泡沫塑料因老化发硬就不可再用。

5. 通风管道和水系统管道的检修

(1) 通风管道的检修

使用多年的中央式空调系统风道一般都有送风量下降、气流速度下降、房间四度得不到保证的问题。除空调系统空气处理设备的故障以外,单从风道来分析就有以下问题:

(1)设计的原因。如果在设计风道时,各专业工种之间协调考虑不周到,没考虑与梁相交的问题,大梁挡住风道的一部分截面,使风道只能向下拐弯绕过大梁,这种情况将使风道局部阻力增加,风量下降。或者设计了风道调节阀,没有因新的内墙隔断而改变调节阀的位置,致使调节阀在内墙隔断上或正在墙边上,根本无法打开阀门调节风量。

③ 施工的原因。在安装管道、风口时，由于安装时操作位置不够大，工人无法操作，使风道的紧固、风道调节阀的安装、风口的安装都受到一定的影响，也影响了风量的调节。

④ 使用维修上的原因。由于中央式空调系统的机房和风道比较潮湿，设备容易产生锈蚀现象，如送风机后的主风道、帆布接头和喷水嘴、表冷器等。风道调节阀不经常使用，使风道调节阀的螺丝杆、螺母等零件易被锈住，无法调节阀门。如对自动控制系统的维护不够，也会使二次加热器及风道调节阀动作不灵敏，影响室内风量的调节。

⑤ 解决的方法有调整由于设计、施工上使风道存在的问题，使风道风口布置合理，便于调节。加强对风道的维修，及时对入孔、风道调节阀和风口进行清洁，对零件进行润滑、调整，使风道的摩擦阻力与局部阻力控制在设计值，以保证风量、风压不受损失。

(二) 制冷管道的检修

制冷设备中有制冷管道和冷却水管道，这些管道在使用过程中会因腐蚀、振动、应力集中、温度及压力的影响等发生各种各样的损坏，必须进行维修。

① 漏水管子的维修。发现管子漏水后应分析漏水原因。除腐蚀原因造成管子漏水外，还有以下几点应引起注意：因管子材质或制造加工时的缺陷造成的漏水，管子胀接或焊接、连接不好造成的漏水；因操作不当、冻结造成的管子破裂漏水，管子振动造成支撑固定部位松动或邻近管子发生碰撞，造成疲劳损伤引起的漏水。

② 漏水管子的处理应根据不同情况采取不同的办法进行处理。一般采用的方法有以下几种：

① 腐蚀原因造成漏水时，应检查是均匀腐蚀还是局部腐蚀。如是均匀腐蚀，则所有管子都可能因腐蚀而造成管壁减薄，最妥当的办法是更换所有的管子或更换换热器。如果是在管子的某一处或某一点因腐蚀而漏水，可将漏水管子抽出更换新管。因为漏水部位的周围壁厚和强度都已遭到破坏，很难用焊接补漏的办法保证质量。

② 因管子质量或制造加工不好造成的漏水，应考虑是偶然一根还是全部，如果有条件则对管子进行探伤。无条件时可更换漏水的管子，以后若继续发现有漏水的管子，则建议换掉全部管子。

③ 管子因胀接、焊接连接不好造成漏水时，应根据不同情况进行处理。一般焊接连接时管子比较好处理，对漏水部位进行补焊或重新连接即可。对于胀接的管子发现胀口松动时，如果还可以进行膨胀，则可用手动胀管器再次进行膨胀，胀管时必须对管子的两端同时用力膨胀，以免管子扭裂或松动；如果膨胀效果不好，则应更换新管。先将漏水管胀口部分用錾子錾掉，取出漏管时不要损坏管板，然后将新管两端用砂纸打磨光亮，进行退火，装进去后两端应各长出管板 2mm，管子外径与管孔内径之间的间隙应在 0.25~0.7mm 之间，装好后用手动胀管器进行胀接，待管子胀大到与管孔完全结合后即可。

④ 因条件受限制暂时不能更换新管时，可采取临时措施，用丝攻在管孔两头攻出管螺纹，做两个锥度形管牙塞头，表面用生塑带缠绕旋紧紧密封或将塞头旋进后表面涂抹环氧树脂胶进一步密封固定，等有条件时再更换新管。

管板的管孔受到损伤用胀接的办法不能将管子与管板管孔胀死时，或管子中间出现裂缝时，可采用焊接管塞的办法。首先清除管周围污垢，测量管孔的内径和深度，用低碳钢车削两个长于孔深的锥形销子压入管板孔内，压入深度应低于管板平面 3mm，以防焊接时烧坏邻近管口，选用 $\Phi 2.5\text{mm}$ 的低氢焊条，焊接电流控制在 90~100A 之间，按焊接工艺要求将

销子与管孔焊死除去焊渣即可。

d. 冻结造成管子破裂时，很可能有很多管子同时冻裂。因冻裂变形抽出管子比较困难，用力过猛容易使中间拔断，此时应顺其自然慢慢晃动，将管子拔出，然后更换新管。若只有一、二根管子破裂时可根据情况，采用管塞堵住或焊牢的办法进行处理，有条件时再进行更换。

②传热管变形的维修：冷却排管因表面结霜、挂冰过厚，会使管子因霜层负荷过大在支撑点中间引起局部变形，所以应及时除霜。另外对跨距大、管子过长的部位，应适当增加吊架或支架，增强管子的强度。

受压变形严重的部分可用手锯截去，然后更换同等长度、同等规格、同样材料的管子接到排管上。更换前应先将系统制冷剂抽净，焊接部位用砂纸磨光，两管对接处必须加直径合适的套管，且长度应不小于 30mm，然后进行焊接。不允许在两管对接处用细管插接。焊接时环境温度不应低于 0℃，不允许在氨味较大的情况下直接进行焊接，以保证焊接质量和人身安全。

③管道维修方法：

a. 表面防腐层脱落的管道。先将氧化皮、铁锈、灰尘、污垢等清除干净，若涂料本身对表面处理要求比较高时，还应进行一些特殊处理，比如化学处理等。

进行防腐涂料涂刷时，一般环境温度应在 5℃ 以上，相对湿度在 85% 以下，以便于涂层的干燥和防止水气混入涂层内部产生气泡。

对于钢管和黑色金属防腐，采用的涂料多为红丹油性防锈底漆，该漆防锈效果好，易于涂刷。另外还可采用铁红酚醛底漆、铝粉铁红酚醛防锈漆等。一般应涂刷 2~3 遍。漆层不能过厚，过厚反倒容易脱落，然后按要求涂刷面漆。

b. 对于锈层脱落、壁厚减薄、腐蚀严重的管道，无需进行除锈和涂漆，应当选用同样材质、同等直径和壁厚的管子进行更换。不允许用不同材料和规格的管子进行代替。

.. 对于变形不严重的管道，在查明变形原因后，可在变形部位适当增加支撑点加以固定，待大修时再做处理。注意：在管道拐弯点 0.6m 内不得增加支撑，以免影响弯管的吸胀能力。

.. 对于变形严重的管道应将弯曲部分截掉，放在校直机器上进行校直或手工校直后再焊接上去。

.. 如管道受外力破坏，局部砸扁或形成死弯时，只有进行更换，别无它法。

对于裂缝不深和针状小孔，一般都采用补焊的办法进行修复。补焊时应清除表面污垢，露出金属光泽，按焊接工艺进行补焊。对紫铜管的焊接最好采用流动性好的银焊条，尤其是对难以下手的部位进行补焊时，银焊条效果最好。

.. 紫铜管采用活接头连接时，对喇叭口破裂的修复方法是：用转轮割刀将喇叭口割下，对铜管接头进行回火，然后用胀管器重新进行扩制喇叭口，在扩胀时应掌握力量，喇叭口不能胀得太薄，否则两次拆卸后喇叭口又会发生破裂。几次维修之后若铜管长度不够需重新换管。

.. 对于用法兰连接的管道，如果焊接质量不高安装时两管道对中不好，会使法兰面不能很好贴合或连接螺栓孔错位时，不能硬性用铁棍撬压进行连接，必须将变形、错位的一段管道割掉，应重新进行两个法兰的定位与连接。

(1) 加热器和加湿器的检修

(1) 加热器的检修

中央空调机的加热器有钢管翅片式，热媒是热水或蒸气。

空气加热器在预热段（第一加热器）用于新风加热时容易被冻坏（一般在初冬），由于水温太低、流速太慢或出现蒸气的冷凝水，在外界温度降低时会冻结而导致管子破裂。由于蒸气进入冷的加热器，有一部分立即遇冷而冷凝为水，而且这些冷凝水随着蒸气高速流动而产生“水击”，导致钢管铝翅型的管子上出现爆裂孔洞造成泄漏。

保养的方法是对加热器系统包括水加热器、蒸气加热器应定期进行检查有无损坏泄漏。要对水质进行检查。用硬水的要定期清除热交换器的水垢，加热器翅片盘管上的积灰要及时清除（用压缩空气吹除），然后涂上银粉漆。

冬季运行中使用一次加热器给新风预热时，要先缓缓打开蒸气阀再启动送风机和回风机，以避免“水击”。冬季空调机停机时应把加热器内的水排空，并把新风入口的保温阀门关闭。

在中央空调系统中电加热器用于对空气温度的精调（三次加热），以满足不同房间热湿比不同的要求。电加热器常为抽屉式（电热丝），装在风道中。电加热器常见故障有线路错误、保险丝熔断、功率下降、绝缘损坏漏电等。

处理方法：检查电加热器，若功率已下降应更换新的。电加热器由于接线而造成断路时应及时检修。用试电笔检查时，若发现电热丝两端均匀有电，则是零线断路；若电热丝两端均无电而电阻丝又无断开，则是火线断路或两根线接错。对接错线的应及时检修。

(2) 加湿器的检修

中央式空调系统中有的采用蒸气加湿器或电加湿器，带喷水室的组装式空调机可以通过喷水（细喷）加湿。

喷水室常见故障是喷嘴堵塞，蒸气式加湿器（干蒸气加湿器）常见的故障是管道配置不合理，使进入加湿器中的蒸气带有沿程冷凝水或冷凝水排水不畅。

处理方法：根据不同情况加以处理。喷水室的喷嘴堵塞应进行清洗或更换。

蒸气式加湿器在外部配管时应注意：蒸气管应从蒸气干管上部引出，加湿器的底部冷凝水应排放通畅（用浮球式疏水阀）。加湿装置、管道外部应进行保温。为消除噪音，在蒸气加湿段前后应设消音器。接至加湿器的供气支管应短些，其上应安装截止阀、过滤器、减压阀、压力表，最好再安装一个电磁阀与风机连锁。

7 阀类的检修

(1) 截止阀的检修

当阀门的填料压得过紧、又缺乏润滑油的情况下，会形成干摩擦，长期使用阀门杆会逐渐磨损，盘根被磨坏，导致发生泄漏制冷剂。甚至换盘根（填料）后仍泄漏，其原因是阀杆被磨损造成的。另外，在操作中，如开关阀门使用的工具不当、冰霜过厚不及时清除、在填料压得过紧或阀杆锈蚀严重的情况下进行操作用力过猛、受外力作用等原因均会使阀杆弯曲甚至折断。

在制冷系统排污、试压检漏工作中，系统内的杂质和污物很容易积存在阀座的拐弯处，由于污物的存在，阀门开关时，阀芯上的合金与阀座的密封面会受到污物的挤压，使杂质嵌入合金中或阀座密封面上出现斑点，使阀门内部串漏、失去密封作用，造成隐患。因此，在系统排污和试压检漏中，应清洗检查两遍阀门，而且在做这一工作时不要随便开关阀门，以避免以上问题的发生。

在操作过程中，阀门的密封线只要干净，用手关闭阀门后，再用扳手轻轻一关即可关严。实践证明，只要阀门操作适当，一般使用 10 年内不会产生内漏。若操作时用力过大，或者使用工具过人，一年后就会把阀芯上的合金压成深凹坑，使阀门关闭不严。因此正确操作可延长阀门的使用期。

由于密封面受高温的影响，会使轴承合金的硬度降低，加速密封面的磨损，使用一定时间后，阀门也会失去密封作用。

阀盖上带肋的阀门不宜于做低压系统的阀门。由于冷脆的作用，关闭阀门时，筋肋会因受太大的压力而断裂，使阀门无法开关。

还有一种情况是由于阀芯上弹簧卡的弹力不够，致使阀芯与阀杆的销钉脱落而使阀杆与阀芯脱离而失去控制作用。

① 阀杆的修理。对于磨细的阀杆、断裂的阀杆可不再修理，应选 45# 钢或相同材质和规格的材料进行车削加工，予以更换，对于弯曲的阀杆，可在压力机上或在台钳上进行压直，也可加工新阀杆更换。

② 阀门密封面的修理。若阀芯用聚四氟乙烯硬塑料密封圈磨损或损坏，可取下旧密封圈，换上新圈即可。

若阀芯用轴承合金做密封填料，在密封面上有细小杂质，可用三角刮刀刮去。若有几个大的焊渣，可刮去焊渣，用锡焊后再用三角刮刀刮平即可。若合金严重损坏，可重浇合金。其操作步骤是：首先用气焊或喷灯火焰熔化旧合金，用盐酸锌溶液清除合金槽上的氧化物。把合金槽加热 220°C 左右烫锡底子，再用气焊或喷灯火焰把准备好的合金条熔化到密封槽内，应高出槽面 2mm 以上，冷却后在车床上加工即可。

若阀门是钢制阀芯，当出现划痕或凹坑过深时，应换新阀门。

若系轻微磨损，可用研磨方法修理。可先用 150~280# 的磨料进行粗磨，再用 W40~W0.5 的微粉进行细磨。研磨时使阀座密封面与阀芯密封面沿圆周方向对着研磨，研磨后应无明显缺陷，再用润滑油光磨，发亮后用汽油试漏，不漏为合格。

阀门的倒关密封面的检修。若系钢制密封面和钢制阀密封面修理相同；若系合金密封面则与阀芯的合金修理方法相同。

③ 更换盘根（填料）。盘根严重磨损以及老化时应更换新的。其更换盘根的操作步骤如下：a. 利用阀门的倒关装置，把阀门全部开足，拆下手轮和压盖螺丝钉，用螺丝刀把旧盘根取出。氨阀应用橡胶盘根，切割时其两头的搭口应是 45° 角，切断后放在冷冻油里浸泡 10min 左右。b. 把填料盒擦净，每个橡胶盘根也应涂上黄油石墨粉，用螺丝刀压入填料盒，每个盘根应错开搭口，装三个时错开 120° 角，装四个时错开 90° 角。c. 压填料螺丝帽时，压得不应过紧，应以不漏氨、开关阀灵活为宜。

若圆环式塑料盘根老化时，可按以上方法取出旧的换上新填料即可。

(2) 热力膨胀阀的检修

① 阀门紧闭不开的原因及检修。阀门紧闭不开的主要原因是感温包里的膨胀剂泄漏，使感温包的感应压力消失，阀门被关闭。其现象是制冷机组一开始运转就抽真空，膨胀阀没有流体声，阀后不结霜。因此应查出泄漏点进行补焊后，再充装膨胀剂，一般都是用氟利昂制冷剂充装在感温包内。

② 传动杆的修理。每只膨胀阀都有一个最大的开启度，为了达到它应有的开启度，必须

准确的保证传动杆的长度，也就是传动杆的长度应比阀针座到阀体上部高出 $1.2 \pm 0.1\text{mm}$ ，若传动杆过长，可以除去多余的部分。若传动杆过短应换新的。在检修时可用千分尺测量传动杆的长度。

(2) 阀孔堵塞的检修：

a. 冰堵。因为水不能与氟利昂制冷剂溶解，它随制冷剂流动，经膨胀阀节流后，蒸发温度降至 0°C 以下。被析出的水分因温度降低，在阀孔处结成冰层，当冰层越积越厚时，阀孔则会被阻塞。排除以上故障的方法是在已设置的干燥过滤器内更换干燥剂，直到把全部水分吸干、热力膨胀阀不出现冰堵为止。

b. 脏堵。热力膨胀阀进液管口处设一很细的过滤网，用来过滤制冷剂循环中所带的污物。当过滤网内的污物杂质过多时，制冷剂通过网时就不畅通，严重时全部不通，形成热力膨胀阀的阻塞。它与冰堵的不同点是，在冰堵时，用热毛巾使膨胀阀升温后堵塞可消除，循环一段时间又出现堵塞。污物阻塞网孔用以上方法处理时热力膨胀阀还是不通。

处理污物阻塞的方法是：把冷凝器或贮液器的出液阀关闭，使低压设备的压力降至 0MPa （表压），然后关闭热力膨胀阀后面的截止阀。把热力膨胀阀进液管的活接头拆开，拿出过滤网，在汽油中清洗干净，干燥后装复，微微开通蒸发器的截止阀，松开热力膨胀阀接头螺丝钉，把管内的空气赶出，然后拧紧螺丝钉即可正常工作。

c. 干燥过滤器的维护。干燥过滤器是氟利昂制冷系统过滤系统中的水分、油污和杂质的特殊装置，它是处理热力膨胀阀冰堵的有效方法。它的吸附剂一般用氯化钙和变色硅胶。氯化钙吸水性强，但吸水后容易出现粉末糊状物，阻塞热力膨胀阀和低压管道。所以现在多数检修人员用变色硅胶。

其操作步骤是：关闭冷凝器出液阀，开制冷压缩机把低压系统压力抽到 0MPa （表压），停车后过 $10 \sim 15\text{min}$ 再抽一次低压系统压力，当干燥过滤器化霜后，关闭通蒸发器的截止阀，拆下干燥过滤器。然后拧下干燥过滤器盖螺丝钉，拆下端盖，取出变色硅胶，用汽油清洗滤网和过滤器内部的污物，待干燥后换上硅胶，按原方位装配好，微微开通蒸发器的截止阀，并松过滤器接头螺丝钉，把过滤器内的空气赶出。拧紧螺丝钉，开启过滤器前、后的截止阀，恢复制冷系统的正常工作。若热力膨胀阀还出现冰堵，可按以上方法换干燥剂，直至热力膨胀阀不再出现冰堵故障为止。

(3) 电磁阀的检修

(1) 电磁阀通电不动作。其原因有线包烧坏、铁芯卡住、装配错误。修理方法如下：

- a. 更换新线包，用测电笔测试。
- b. 拆卸清洗，检查修理可能卡住的地方，若铁芯不能及时去磁，应换新件。
- c. 若零件装配不当，应重新按顺序装配。

(2) 断电不关闭或关闭不严。其原因有动铁芯或弹簧卡住；剩磁吸住动铁心；阀芯密封面受损住；动铁芯阀针拉毛或阀针座橡皮密封圈损坏；活瓣上有污物、拉毛或弹簧的弹力不够；阀体安装不垂直。修理方法是经拆卸清洗后再检查以下问题：

- a. 铁芯断电后如有剩磁，应换新件。
- b. 弹簧变形或弹力不够，应换新件。
- c. 若阀芯密封面损伤，可用 $W1.5$ 微粉研磨修理；若聚四氟乙烯塑料密封圈损坏则应更换新件。

- d. 若阀芯周围间隙过小或拉毛, 可用 280[#] 的砂纸进行打磨, 以用手放时很灵活为宜。
- e. 阀针拉毛用细砂纸打磨; 橡皮圈老化或损伤, 应换新的。
- f. 阀体安装不垂直时, 可将两边螺丝钉松脱, 找垂直后再拧紧。

③制冷剂向外泄漏。其原因是: 阀盖密封圈老化或损坏; 紧固螺丝钉没有均匀拧紧; 隔磁管亚弧焊损坏等。修理方法是更换阀盖橡胶密封圈并对角均匀拧紧阀盖螺丝钉, 补焊或更换隔磁套管。

第五节 空调系统运行故障及其排除

一、空调房间的温、湿度要求

1. 热湿负荷

空调的热湿负荷主要是指余热和余湿。余热来源于建筑围护结构传热、人员散热、照明散热及设备散热等。余湿主要指人员散湿、设备散湿等。

热湿负荷可通过计算及查表求得。

2. 空调房间的温、湿度要求

民用建筑温、湿度要求见表 9-5-1 及表 9-5-2。

表 9-5-1 部分民用建筑需要空调机温、湿度参数

建筑名称	空调参数			
	夏季		冬季	
	温度 (°C)	相对湿度 (%)	温度 (°C)	相对湿度 (%)
剧场	26~28	50~65	20~22	40~65
病房	26~27	45~65	22~23	40~60
诊室	26~27	45~65	21~22	40~60
候诊室	26~27	45~65	20~21	40~60
急诊手术室	23~26	50~60	24~26	50~60
一般手术室	23~26	50~60	24~26	50~60
产房	24~26	50~60	22~24	50~60
婴儿房	25~27	55~65	25~27	50~60
药房	26~27	45~50	21~22	40~50
公寓的居室	26~27		20~22	
饭店客房部分	24~26	50~65	22~25	40~55
饭店公用部分	24~26	50~65	20~25	40~55
百货商店	25~27	55~65	20~22	40~50

表 9-5-2 家庭用空调机的温、湿度要求

房间形式	室外参数	室内温度 (°C)			
		夏季		冬季	
		干球 (°C)	相对湿度 (%)	干球 (°C)	相对湿度 (%)
家庭	23.3 ~ -12.2	—	—	21.1	87
	12.2 ~ -1.10	—	—	21.1	50
	-1.10 ~ 10.0	—	—	21.7	51
	10.0 ~ 21.0	—	—	22.2	50
	26.7	25.6	46		
	29.4	26.1	50		
厨房	32.2	26.7	51		
	35	27.2	52		
	—	26.4	52	18.9	50

3. 空调房间内的人工气象区及舒适图

(1) 人工气象区

一般地说,空调房间内的余热、余湿负荷都是在不断变化的。有的空调房间余热变化而余湿量不变;有的空调房间余热、余湿量都在变化;有的空调房间空调精度要求较高,这样,调节就比较复杂了。但是无论是要求高的房间还是要求低的房间,室内空气状态参数都在*i-d*图上确定了一个室内“气象区”,只有运行人员明确室内空气状态的波动范围以后,才能做到心中有数,保证调节出合格的空气。如果某空调房间空调基数和空调精度已知,室温要求为 $t = 20 \pm 1^\circ\text{C}$,相对湿度要求 $\phi = (40 \pm 10)\%$,则可在*i-d*图上画出室内的气象区。首先在*i-d*图上画出 $t = 20^\circ\text{C}$ 的等温线 $\phi = 40\%$ 的相对湿度线,再求出温度的波动范围 21°C 和 19°C ,相对湿度的波动范围 50% 和 60% 。在*i-d*图上作出 $t = 21^\circ\text{C}$ 、 $t = 19^\circ\text{C}$ 、 $\phi = 50\%$ 、 $\phi = 60\%$ 四条等值线,这四条线相交组成一个近似菱形的四边形,如图9-5-1所示。

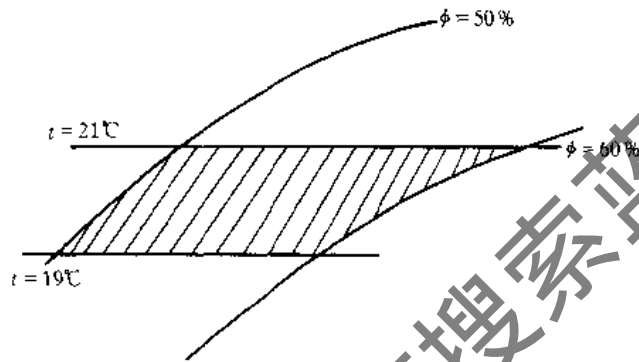


图9-5-1 室内气象区

图9-5-1中斜线范围即室内“气象区”,凡在此区域内的空气状态都属于合格的空气状态。

2) 舒适图

在空气调节技术中,有一个被定义为有效温度的术语,其意为使人感受到舒适的温度,即与人体感受到的冷热相对应的温度。

图9-5-2所示为有效温度曲线图,该图在气流为 $7.5 \sim 12.5\text{cm/s}$ 的条件下绘制。横坐标为干球温度,纵坐标为湿球温度,斜线为相对湿度百分比,有效温度在图中用虚线表示。在图中的粗线及小人形所在的位置形象地表示出室内人感到微冷、舒适、微热、太热的感觉。

利用干球温度和湿球温度可以确定出室内的相对湿度(干、湿球温度计上面有表可查),然后由干球温度和相对湿度求出有效温度。如图中干球温度为 24°C 、相对湿度为 80% 时,温度线与相对湿度线相交于一点(黑点),其有效温度则为 22.7°C 。再由此点沿斜线又可查出亚洲人在夏季的舒适感觉比例约为 80% 。也就是说当室内对人体的有效温度为 22.8°C 时,人体已感到比较舒适了;又如室内干球温度为 26°C 、相对湿度为 50% 时,对人体有效的温度(人体感觉到的温度)也为 22.7°C 。这是因为干球温度及相对湿度虽均有变化,但其相交之点与上例中的组合(干球温度 24°C 、相对湿度 80%)交点相同。由此可知,作为大多数亚洲人,当有效温度为 22.7°C 时,人的舒适已接近最佳状态或良好状态,室内的温度在 24°C ,相对湿度 80% ,或室温 26°C 、相对湿度 50% 的两种条件下,对人体有效温度是相同的。这是因为对人体来讲,舒适不只取决于温度或相对湿度某一个单一的空调参数,而与它们的相互组合有关。因此,室内空调的设计和使用操作有了科学的依据。

现代的空调设备可由运行人员或用户直接对空调温度进行调整,也可以由微电脑,遥控

器进行自动控制。正确的使用空调器不仅能够达到人们的舒适要求，而且还能节省能源。相反，如盲目的追求低温（夏季）或追求过暖（冬季），不仅对人体健康不利，而且还浪费电能。表 9-5-3 给出了有效温度（ET）供参考。

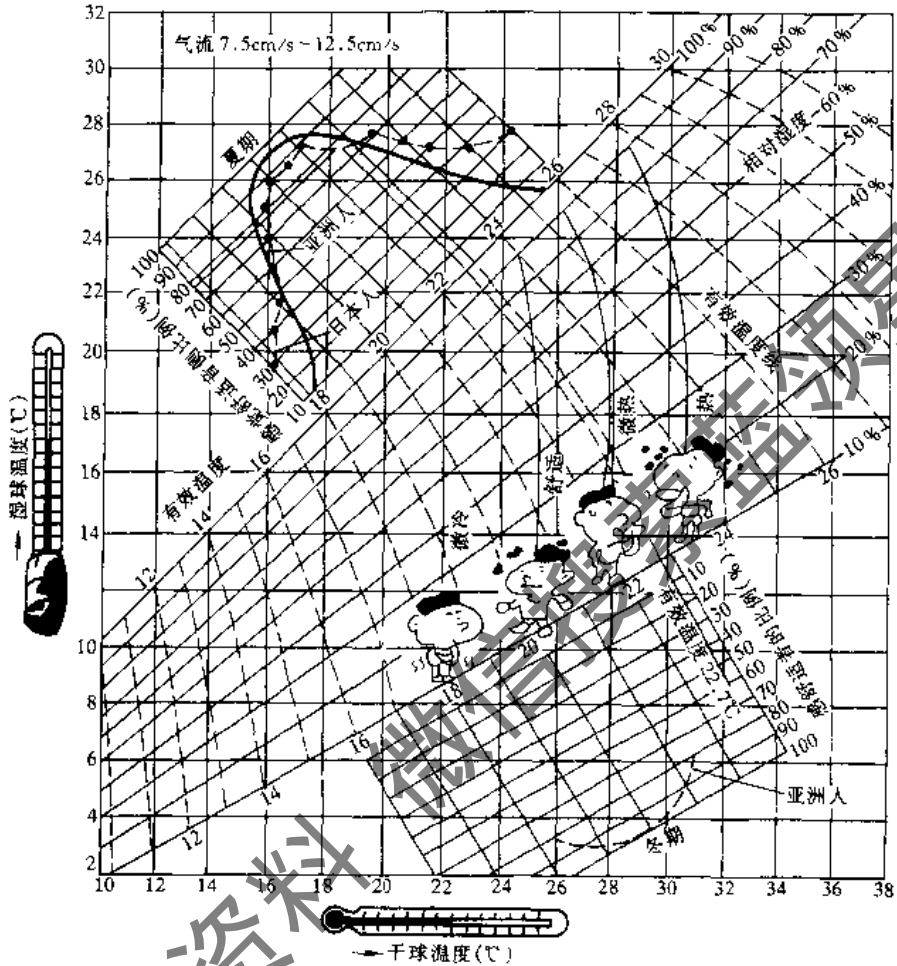


图 9-5-2 有效温度曲线图

表 9-5-3

有效温度 (ET)

房间或建筑形式	室外干球温度 (°C)	室内温度 (°C)					
		夏季			冬季		
		干球°C	相对湿度 (%)	有效温度	干球°C	相对湿度 (%)	有效温度
家庭	23.3 ~ -12.2				21.1	37	18.3
	12.2 ~ -1.1				21.1	50	18.9
	1.1 ~ 10				21.7	51	19.4
	10 ~ 21.1				22.2	50	19.7
	26.7	25.6	46	22.2			
	29.4	26.1	50	22.8			
	32.2	26.7	51	23.4			
	35	* 27.2	52	23.9			
37.8	* 28.4	50	24.4				

在表 9-5-3 中，不同的建筑形式、室外干球温度、室内干球温度、相对湿度、有效温度均已标出可查。例如在家庭中使用空调时，安装有干、湿球温度计（商店有售），其干球温度及相对湿度可知。若室内干球温度为 25.6°C，相对湿度为 46%，可查出对人体感到的有

效温度是 22.2°C 。按照表中所给出的数值，若夏季室外温度为 37°C ，室内干球温度为 28°C ，相对湿度是 50%，那么可知对人体有效的温度是 24°C 。应该说，这个温度是很舒适的（参见图中的舒适线）。这样，将空调器的室温给定选择在 28°C 还是很恰当的，并不显得过高（一般情况下，将温度控制器设定在 25°C 就可以，若定在 22°C 则显得过低）。

从热力学角度分析，人体是一台极好的自身温度调节器，人所吃的食物，一部分通过生理变化成为人体所必须的热能，维持生命和进行各种活动。另有一部分剩余热量却要排出体外，通过皮肤表面的散热和排汗把热量释放至周围的环境中去。在稳定的热平衡中，新陈代谢所产生的热量等于人体通过对流、辐射、蒸发和呼吸散发出的热量。人体要维持 $36.5\sim 37^{\circ}\text{C}$ 的自身温度平衡，就要向外界排出多余的热量。人体排出的热量成为空调房间的余热。一个在空调房间的人，坐着的时候其排热量为 120W (103kcal/h)；激烈活动的人（例如跳舞），其排热量往往可达 450W (390kcal/h)。室内人数越多，排热量越大。因此，在设计或选择空调机时，应将室内人员的排热量作为重点来考虑。

通过人体的皮肤蒸发水分也是人体排热的一个重要方式。人体与所处的环境之间通过对流和辐射传递的热量，可以从环境传给人体，也可以从人体传给环境，究竟如何传递热量，取决于环境条件。例如，人体在较寒冷的房间内是以散失热量为主的，而在高温的房间内人体会感到灼热不适。但是，作为蒸发这种方式，却总是将热量从人体中散发出去。因此，在高温环境中，出汗是人体内排出热量的主要方法。

人体可以通过扩散和出汗两种方式润湿皮肤。所谓扩散即缓慢地蒸发，这是一个连续不断的过程，而出汗则是由热调节系统控制的过程。人体内温度升高时，热调节系统就促使汗腺活动，最大的出汗量在 0.3g/s 左右。如果这些汗液全部蒸发，则排热量约有 $700\sim 800\text{W}$ ($602\sim 688\text{kcal/h}$)。

影响人体的热舒适的因素有：人体通过传热散失的热量、生理因素、衣服、环境条件等。为了保持一定的体温，人体借新陈代谢过程产生热量，而新陈代谢受到许多因素的影响。例如，年龄、健康状态、活动量等。一定的环境条件对于一个健康的人可能是十分舒适的，但对一个病人来说却可能是不能忍受的。

4. 四种环境因素会对人体的散热能力发生影响：空气温度、周围物体的表面温度、湿度和空气速度。一般情况下，空调房间的温度在 $24^{\circ}\text{C}\sim 28^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度在 50%~70%，空气流动速度为 0.25m/s （无吹风感）。

从舒适的角度讲，控制室内空气相对湿度和控制室内温度一样重要。相对湿度是一个百分数（%），其含意为室内空气中水蒸气距离饱和状态的程度。相对湿度百分数越大，饱和程度也越大。若相对湿度为 0，即成为不含水蒸气的干空气（自然界中极为少见）。若相对湿度为 100%，即空气中的水蒸气已达饱和。对人体最适宜的相对湿度为 60%，其舒适范围为 50%~70%。空调房间湿度的维持要靠空调器除湿或加湿才能满足要求。

4. 中央空调系统对室内温、湿度（恒温恒湿）的保证

空气经过空调机处理后，送至空调房间时的温度与空调室内所需要的恒温参数并不相同，这是由于夏季室内有余热、余湿，所以送风温度应比室内要求的温度低些。在冬季则相反，送风温度应比室内要求的温度高些。这是因为冬季室外温度低，房间要通过建筑围护结构向外散热。

在空调工程中，夏季送风状态由送风温度和室内温度的温差——送风温差决定。表 9-5-

4为 TJ19-75 工业企业采暖通风和空调设计所采用的送风温差。应该指出, 该表只适用于夏季送风, 冬季不能使用。

表 9-5-4 TJ19-75 工业企业采暖通风和空调设计所采用的送风温差

室温允许波动范围 (°C)	送风温差 (°C)
$> \pm 1$	人工冷源 $\leq 15^{\circ}\text{C}$ 、天然冷源取可能的最大值
± 1	6~10
± 0.5	8~6
± 0.2	2~3

若已知空调房间内要求的温度基数和送风温差, 就可求出送风温度。例如, 某空调房间要求温度 $t = 22 \pm 1^{\circ}\text{C}$, 求其送风温度 (夏季)。查表, 室温允许波动值为 $\pm 1^{\circ}\text{C}$, 送风温差应为 $(6 \sim 10)^{\circ}\text{C}$, 现取 8°C , 则送风温度应为 $22^{\circ}\text{C} - 8^{\circ}\text{C} = 14^{\circ}\text{C}$, 亦即空调机要把空气处理到 14°C 后送入房间。

中央式空调系统在运行时, 将足够的、合格的空气送入被调房间 (室内), 以保证室内温度、相对湿度的要求。在实际运行中, 由于室外温、湿度等气象条件是经常变化的, 室内的热负荷 (余热、余湿) 也是变化的。因此, 在运行过程中要根据季节的不同采用不同的运行方案。大体上可以有以下几种方案:

调节新风量、一次加热量和喷水室喷淋状态, 控制机器露点, 保证本房间的恒湿要求; 调节二次加热量或二次回风量, 控制送风温度, 各房间不同的恒温要求可通过三次加热 (电加热) 作精调; 根据季节热湿负荷的不同, 改变房间送风量。

为保证送风温度符合要求, 需要控制二次加热器的加热量。二次加热量的调节是通过调节二次加热器的热媒流量或温度来进行的。当热媒 (热水或蒸气) 的温度一定时, 可以调节热媒的流量。其方法是调送、回水 (气) 阀门的开度, 当送风温度偏低时, 开大阀门, 增加流量; 当送风温度偏高时, 关小阀门, 减小流量。此法一般在冬季使用, 频繁的开启是不必要的。阀门的调节可以通过人工手动或电动、气动自动控制。如果维持热媒的流量不变, 可以通过调节水温 (或蒸气压力) 的方法调节加热量。当加热器进水温度过高时, 可以混合一部分自来水以降低水温, 节约热能。若供水温度偏低, 水量又无法增加时, 应考虑用供热系统来提高供水温度, 一般情况可由锅炉房加以解决。

二次加热量的调节也可以通过调节旁通风阀的办法解决。在二次加热器上部有一个旁通风阀。这个调节阀是联动的。当关小旁通风阀时, 空气通过加热器的流量增加, 其热量增加, 温度发生变化; 若开大旁通风阀, 空气通过加热器的流量减少而使加热量也减少。用调节旁通风阀的方法调节加热量具有送风温度波动小、稳定性好的特点。

如果把调节二次加热器的热水阀门和调节旁通风阀的方法有效地结合起来, 先把热水阀门调到一定开度, 再把旁通风阀进行调节就能获得比较稳定的送风温度。

在要求高精度的空调房间的恒温仅用二次加热量的调节是不能满足要求的。二次加热量的调节只能把送风温度控制在要求内, 对于温度波动较大的房间, 就必须设置电加热器 (一般在被调高房间送风口处的风管内)。电加热器热量的调节控制通过室温自动调节装置进行: 一种方法是自动控制电路和自动开关电加热器的电源来进行加热或停止; 另一种是调节电加热器的电源电压以调节加热量。也可以把电加热器分为几组, 根据需要可将几个加热器分别投入或同时投入加热。

电加热器的调节必须和送风温度的调节配合好，如送风温度过低，电加热量就需要加入；如果送风温度过高，往往使电加热器失去作用，造成室温失控。一般送风温度应控制在不投入电加热时，送风温度达到室内恒温要求的下限值，此时电加热器只做微小的温度补偿。例如：室温要求 $20 \pm 1^\circ\text{C}$ ，送风以后最好使室温达到 $20^\circ\text{C} - 1^\circ\text{C} = 19^\circ\text{C}$ 。

直接控制送风水蒸气分压力的方法可控制空气温度和相对湿度的对应关系，控制住空气的干、湿球温度的对应关系就能保证水蒸气分压力在允许的波动范围之内。在送风管路中装有干、湿球温度计（靠近送风机入口的空调箱中间室内），用来监测送风水蒸气分压力。

在夏季，通过干、湿球温度计测定喷水室喷淋后的空气中的水蒸气分压力，如果它的值高于要求的水蒸气分压力值就需要降低喷水温度，即调节喷水室的三通混合阀，增加冷冻水的比例或者降低冷冻水的温度。若水蒸气的分压力低于要求的水蒸气分压力值，就需要提高喷水温度，即调节喷水室的三通混合阀，增加循环水的比例或者降低冷冻水的温度。中央式空调机表冷器的，其冷却干燥处理主要是调节冷媒的流量，当水蒸气分压力值大于要求值时就开大冷媒的阀门，增加流量；当水蒸气分压力值小于要求值时就关小冷媒阀门，减小流量。

在春、秋过渡季节，当一次混合后的空气的水蒸气量符合要求而且温度比送风温度低时，可以把空气加热后送入室内而不需要喷水处理。

在冬季，有喷水室的空调系统采用循环喷淋使空气相对湿度达到 95% 以上，用调节喷水量的方法改变水蒸气分压力使之符合要求。当送风水蒸气分压力低于要求值时，可加大喷水量。反之，则应减少喷水量。

要控制空气的露点不变，其对应的水蒸气分压力也不变，因此可以用控制露点的方法调节室内的相对湿度。在有喷水室或表冷器的中央式空调机或中、小型的带直接蒸发式表冷器的空调机中，一般都采用这种方法。

有喷水室的空调机组利用调节冷冻水的喷淋温度控制露点。例如空气温度为 20°C 、相对湿度 $\phi = 60\%$ ，由 $i-d$ 图查出其露点温度为 12°C ，即空气温度降到 12°C 时就开始结露。在实际的喷水处理空气过程中，空气与水热湿交换使空气的相对湿度一般只达到 95%，并没有达到饱和状态，即“机器露点”状态。

随着季节不同，通常以改变喷水温度和喷淋方式来控制露点不变。

夏季高温、高湿季节主要是喷冷冻水，水温在机器露点温度以下，以采用粗喷为宜，对空气进行冷却干燥（降温去湿）处理。

春、秋过渡季节可以喷淋冷冻水与循环水的混合水，主要是调节冷冻水与循环水的三通阀的开度，改变二者比例，调节水温。当空气的露点温度偏高时，多用冷冻水；反之则多用循环水。随着室外温度的升高，冷冻水量增加。

冬季室外温度低，空气干燥，空气处理以升温、加湿为主。加湿过程为等焓过程。采用细喷，此时不用冷冻水而用自来水循环喷淋即可。露点温度的保证还要靠调节新风百分比和一次加热量来实现。当露点温度偏高时，多用新风；当露点温度偏低时，少用新风。当新风量到最小百分比（ $m = 15\%$ ）时如露点温度仍偏低，就要用一次加热器对混合以后的空气进行等焓升温处理。

在有表冷器的空调机中，露点温度的控制是靠调节表冷器（或直接蒸发式表冷器）中冷冻水的温度（蒸发器中制冷剂的蒸发温度）来解决的。

在空气调节过程中,夏季对空气的处理无论是控制送风水蒸气分压力还是控制露点温度都要根据空气的温度、相对湿度全面考虑,即要由被处理的空气的热焓值来决定。

多年来,国外采用一种焓差控制法,在我国北京长城饭店空调系统中此法也得到了应用。在一次回风和变风量送风系统中采用焓差控制法,系统中装有焓差控制器,可以根据新风和回风的焓差控制新风量、回风量以及排风量的大小。为了测量空气的焓值,在新风入口处和回风管道中装有两组温度传感器和湿度传感器,可分别测出新风的干球温度和相对湿度以及回风的干球温度和相对湿度,然后将这些参数信号送入焓差控制器中。焓差控制器把新风、回风的焓值进行比较后将信号送入气动控制器中,通过气动执行机构控制,即可调节新风阀门和回风阀门的开度,调整新风和回风的风量比例使空调机组最大限度的利用室外空气的焓值。当室外新风的焓值比室内回风的焓值高时,可通过焓值控制关闭新风门,打开回风阀门;反之,当室外新风焓值比室内回风焓值低时,可通过焓值控制使新风、回风混合,亦即当新风的焓值比回风的焓值低时,通过控制系统打开新风门。这种夏季对室外新风最低热焓值的选择,可使空调制冷系统的负荷降到最低程度而有利于节能,焓差控制的优越性即在于此。

5. 中央空调系统对室内洁净度的保证

在对洁净度有一定要求的空调房间或超净化车间、电子计算机房等场所,要保证房间的洁净度,应采取下列措施:

①保持空调房间的正压值。如果房间出现负压或正压值低于邻室,室外和周围房间的空气就会由门窗缝渗入,尤其在净化空调系统中,净化等级高的要比其它房间的正压值要高。

②要保证空调房间气流组织的合理性。气流组织如果被破坏,不但室内的温度分布受影响,而且因为涡流过多,会使墙角、地面附近的不洁气流扩散到室内工作区。因此,空调房间内的工作台,设备的布置要考虑到气流组织的合理性。设备不能把回风口挡住,回风口百叶窗严禁乱动。

③净化房间一定要保证有三级过滤:粗效、中效和高效过滤。要加强净化空调的管理。工作人员应遵守制度和操作规程,保证室内的卫生达到净化要求。

④经常清洗、更换空气过滤器,新风入口粗效、中效泡沫塑料过滤器要经常清洗。当中效过滤器的终阻是初阻的二倍或达到限定值时,应进行清洗。高效过滤器阻力过大时,应该更换。泡沫塑料过滤器经清洗后,应该测定有关性能。

⑤保持空调处理设备、空调机房的清洁。

⑥定期测定室内的含尘量和正压值。

二、中央空调常见运行效果不佳的原因分析及处理

1. 空调房间温度降不下来

空调房间温度降不下来的原因是多方面的。

①设计方面。设计的空调热湿负荷不符合实际,数字不准确,风管系统阻力的计算偏小等。因此导致选用的空调机、制冷设备、通风机及冷却水塔、水泵等容量不足,满足不了空调系统的要求。

②建筑方面。空调房间建筑围护结构不合理,没有考虑空调房间的特殊要求。室内外传热过大而空调房间保温隔热层太薄,外门、外窗太多或面积过大,没有遮阳设施或没有门立

斗、走廊等。有的旧房间没有任何改建就直接作为空调房间用，这种情况并不少见。

②室内设备发热。室内有较多的电热设备、照明设备，车间生产工艺、设备变动等都会给空调负荷带来不利因素，影响室温的调节，同时也增加了空调机、制冷机的额外负担。

③空调系统发生故障或运行调节技术发生问题等。

3. 空调房间相对湿度偏高

空调房间相对湿度偏高的原因有：

①大型空调机中喷水室的喷水过大，喷水室挡水板不严使过水太多或因损坏而漏水。

②制冷机或喷水室表冷器处理后的机器露点偏高，使机组对空气的去湿能力降低。空气中含水蒸气过多，或是空调机组中加湿器的加湿量太大。

③空调室内湿负荷过大，房间产湿量大。这可能由于工艺改变，新增加湿设备如水槽、电热水器等。也可能是由于室内人员增加、人体发湿量相应增大所致，有的工作人员在室内用水刷地，在室内晾放湿毛巾、衣物等也会造成湿度增大。

解决方法如下：

①检查空调设备。中央式空调机要检查喷水室后挡板，如发现有漏水或角度不当应及时修理或更换。要检查空调机组中蒸发器去湿能力如何，蒸气加湿器或电加湿器是否有加湿量过大问题。如发现电加湿器有问题应降低水位，以减少加湿量。

②调节制冷系统的机器露点温度（调节蒸发温度），使露点降低。中央式空调要调节喷水室的三通混合阀，增加冷冻水量，减少回水量，使供水温度下降。空调机组需要调节蒸发温度—冷水温度，使产冷量增加。组合式空调机有两个电磁阀控制两台蒸发器时，可以由电磁阀进行调节，增加蒸发器的蒸发面积，使制冷量增加，以提高去湿能力。

③空调房间内不应任意增加发湿设备，更不允许在空调室内冲洗衣物、用水刷地等。如有临时发湿量增加，可采取换气措施，迅速将湿气排出。

4. 空调房间温度、相对湿度都偏高

空调房间温、湿度都偏高的原因有：

①空调冷量不足。中央式空调冷冻水水温过高，致使喷水或表冷处理时吸收空气热量不够。在空调机组内，机器露点温度长期偏高。

②加热系统不能减少二次加热量。二次加热器或电加热器控制失灵，供热量偏多。热水、蒸气加热器的水温及蒸气温度偏高而又未加以调节。加热器旁通风门关闭或开度过小，使所有空气都经过加热器被加热。冬季新风一次加热过高。

③送风量不足。空调机送风量或换气次数过少，带到室内的冷量少。

④风量分配不当，回风量大于送风量。室内产生负压，致使夏季室外的高温、高湿空气通过门窗缝隙进入，增加了热、湿量。或者是送、回风风阀和风口百叶调节不合适而形成室内负压。

⑤风速过大。由于送风风机风速太大，在中央式空调机中，喷水室的喷水来不及与空气进行充分的热湿交换，空气未被吸湿反而与水珠一起被风带走，经挡水板的过水量过大。

⑥喷嘴堵塞严重。由于喷嘴堵严，喷水量显著减少。据测试，在喷水压力不变的条件下，如喷孔孔径减小3mm，每小时的喷水量就会减少200kg，使喷水不足，水和空气的热湿交换效率下降，冷水吸湿能力降低。

⑦空调机中蒸发器表面结霜，结霜太厚将影响换热，使蒸发器冷却去湿能力减弱。

⑧加热器、表冷器积灰太多使空气通过时阻力加大，风量相应减少，送到空调空间内的冷量也少。

解决方法有：

①增加制冷量。大型空调机中可调节喷水室或表冷器的供水温度，使机器露点降低、空气的除湿效率提高，温度、相对湿度则均能降低。

②调整加热量。即降低热源的温度或关小加热器热水、蒸气阀门，加大旁通风等。

③检查喷嘴、加热器、表冷器，如发现有堵塞要进行疏通。清扫加热器，减小通风阻力。表冷器要及时除霜。

④调节风量。如热量及湿量是因风机风速过大引起，则可调整风机转速或换小号风机；如热量及湿量是因室内负压引起渗漏，可调整送、回风风阀及室内送风口的百叶，使室内处于正压。

⑤中、小型空调机要调整制冷系统的蒸发温度和冷水温度。蒸发温度在 $(0 \sim 7)^{\circ}\text{C}$ 之间可避免结霜。

4. 空调房间内空气不新鲜

室内空气不新鲜的原因有：

①新风量不够，新风百叶风口开度较小，新风管截面不大或新风过滤器阻力大、堵塞。

②可能原设计新风量不足。新风百分比低于系统风量的 10%，或是不能保证每人每小时卫生要求。

③室内有产生有味气体的工艺和设备，而排风量不足。

解决办法有：

①调节新风量，把新风百叶风口开大，更换过滤器。若因新风口或新风管太小而引起新风不足时，可改装新风口、新风管，增加进风量。

②有味气体的房间应增加换气次数或增设排风口，增加排风量。

③购置负氧离子发生器置于房间内。

5. 空调系统及空调房间噪音过大

空调系统及空调房间内噪音过大的原因有：风机振动过大，风机叶轮有损坏，动平衡失调、风管内风速过大，送风口开度过小以及送风速度过大等。

减小噪音的措施有：加强风机减震基础，更换失效的减震器。检查风机的叶轮、轴承、主轴及平衡情况，若有损坏应及时修复或更换。减小送风风速，在房间送风口风速要低于 3m/s 。

6. 空调房间只在白天使用空调机，在冬季开机送风后，房间墙壁及设备表面结露

冬季因室外温度低，室内通过建筑围护结构及门窗向外散热。在夜间停止送热风时，室内湿度比白天有空调时变低，尤其是房间的墙壁温度更低（外墙散热）。当开机后，机器送来的空气温、湿度都比房间内的四壁及设备表面温度高，此时低温物体表面温度已达到或低于送风空气的露点温度，因此所送空气中的水蒸气就会冻结在墙壁及设备表面上。这种现象对建筑物本身和设备都不利，尤其是设备表面结露易生锈。当送风一段时间后，房间内和墙壁、设备表面温度上升到一定温度时结露现象即消失。

为解决这一问题，可以在房间内不间断送风，空调机不要停止或减少送风量，且由值班

风机供些热风。

7 空调房间压力不正常

空调房间的空气是正压还是负压可用下面方法检查：把空调系统的各房间门关严，只把要检查的那一房间的门打开一条缝，用细纸条挂在上边观察气流的流动方向。如纸条向外飘，说明房间处于正压；如纸条向里飘，说明房间处于负压。

调整的方法是：若房间正压过大，可关小室内送风的百叶，减少送风量。若整个系统正压都偏大，可以在送风机阀门或总管阀门处进行调整。减少风量，关小风阀。也可以开大排气风阀，减小系统正压。个别房间正压大时，可调整送、回风风阀的开度。

若房间出现负压，应检查送风量是否过小或送风管路有无漏风，房间送风口处的调节阀是否关死或失灵，回风量是否大于送风量等（可调节送、回风阀）；室内则应调节送风口和回风口，减小回风、增加送风。

三、在空调检修前后对系统的测定

1 风量（风速）的测定

风量的测量是由风速测量和流通面积测量来完成的。测量风量实际上是测量风速。

风量 = 风速 × 流通面积 × 时间系数。中央空调系统测量风速一般使用叶轮式风速仪、转杯式风速仪、热电风速仪等。

(一) 叶轮式风速仪

叶轮式风速仪是利用气流通过叶轮时的压力使叶轮旋转起来。当风速仪旋转了一段时间后，叶轮的运转稳定了，这时就可以开始测量空气的风速。

把叶轮轴与计数器齿轮连接上，这时风速的读数就可以反映在计数器的指针上和计数器内。测量时，一定要使叶轮式风速仪运转稳定，这时叶轮的转速与气流速度成正比，只有这样测量的读数才能准确。

(二) 转杯式风速仪

转杯式风速仪的工作原理与叶轮式风速仪相似，只是用 3 个半球形的转杯代替了叶轮。

由于转杯比叶轮的强度提高了，它可以比叶轮承受更高的气流压力（风压），可测量较高的风速。为了便于测量记录，转杯式风速仪安装了计时机构和累计读数表。

(三) 热电风速仪

热电风速仪是利用热电偶在电热线圈通电后温度高升，加热了玻璃球而使其产生热电势和热电流，并由仪表反映出来。由于电热线圈和热电偶被焊在一起，热电偶风速仪测头上的小玻璃球的温度可以认为是电热线圈的温度。小玻璃球的温度升高与气流速度有关。气流速度大，球体散热快，温度升高少，热电势值较低；相反，气流速度小，球体散热慢，温度升高多，热电势值就高。根据这个原理制造的热电风速仪就可以准确地测量风速，并在仪表盘上标出风速的数值。

热电偶风速仪从结构上讲并不复杂，但使用时要十分仔细，特别是测头上的小玻璃球体更是怕碰，要注意保护。

基本使用方法是：

① 做好测试前的准备工作，装好电池。打开仪表盒，将其安放在平直的台面上。

②将测杆插头按其“+”“-”号标记插入插座。

③将测杆由测试人员垂直放置握在手中，并将测头朝上，要注意这时测头不要拉出来

④将风速仪的工作开关，旋至“满度”位置，并调节“满度”旋钮使“满度”标示到标准线上。

⑤再把开关旋至“零位”位置，并调节零位旋钮使指示针处于零位线上。

⑥将测头滑套拉下来，使测头上的热电偶及热电丝平面对准风向（注：测头上有个小红点的测量面为迎风面，应使针对准风向）。仪器上的表针则指示风速的数值。

⑦不测风速时，应及时将测头的滑套盖上，以保护测头。停止测量时，要按上述的操作程序，收好仪表。

⑧测量中应注意事项：

a. 小玻璃球十分珍贵，是测量风速的关键零件，很易损坏，不能用手摸或碰撞。

b. 在测量工作完毕后应及时取出电池，以免损坏仪表。

c. 仪表要轻拿轻放，以防止损伤。

d. 热电风速仪测量出来的风速与实际风速略有差别，属于仪表误差，所以

每个电热风速仪都有风速校正表，测量时应注意。校正表见图 9-5-3。

2. 风压的测量

(1) 用 V 型压力计测量风压

V 型压力计就是将 V 型玻璃管固定在带有刻度的底板上，零刻度在中间，充什么液体，测出的风压就是什么液柱，如水柱、水银柱等。

测量时，只要把接头管单独与全压或静压口相连，就可以使液体在风压作用下升高或降低，两个液柱高度之差就是全压或静压液柱（压头）。如把接头管分别与全压或静压口相连，就可以反映出风道动压液柱。

(2) 用倾斜式微压计测风压和风速

倾斜式微压计是常用的测量风压、风速的仪表。实际上就是为了便于携带、测量低风压而产生的 V 型压力计。该仪器测量时使用了倾斜角，使最小测量值可以为 $0.2 \times 9.8 \text{ Pa}$ ($0.2 \text{ mmH}_2\text{O}$)，大大提高了测量的精度。一般倾斜式微压计可以测量 $0 \sim 2 \text{ kPa}$ $200 \text{ mmH}_2\text{O}$ 的风压。

倾斜式微压计的示意图见图 9-5-4，其使用方法如下：

①结构与特点：倾斜式微压计由于将垂直放置的测量管改为可调倾斜角度的斜管，故需

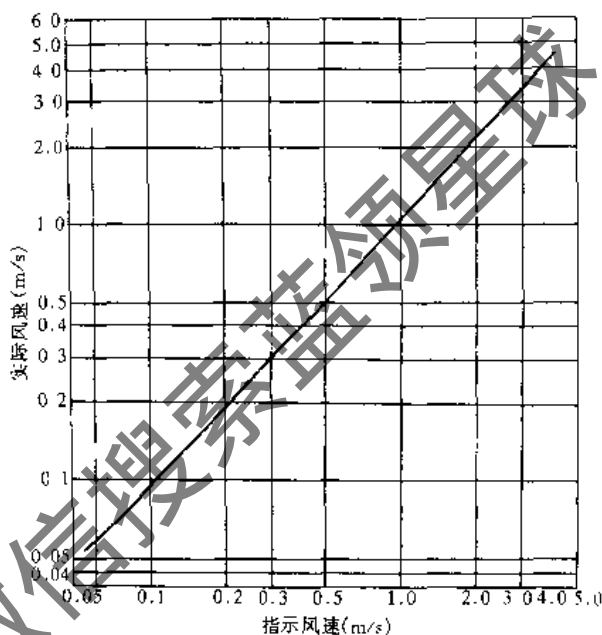


图 9-5-3 校正表



图 9-5-4 倾斜式微压计

要增加调节支承板和固定螺丝钉，并且还要有加液孔、零位调节螺丝钉、水准器等零部件，这样就可使简单的 V 型管成为实用、方便、测量精度高的测量仪表。

使用程序如下：

a. 使用倾斜式微压计首先将仪表放在桌子或仪表箱平面上，大致使仪表放平，然后调节“零位调节螺丝钉”，使测量仪表呈水平状况，气泡在中间位置时可判断微压计为水平。

b. 选择合适的倾斜系数“K”后，将倾斜测量管固定在“K”值的支架上。

c. 把金属容器上的多向手柄扳到“校准”位置，打开“加液盖”，将酒精加入容器。当酒精加至容器 2/3 高度时停止加酒精，并盖上盖。然后，调节“零位调节”旋钮，使测量管中液位正好处在零位。

d. 根据测量要求，按不同的方法接皮托管测全压或测静压管，并将多向手柄扳到“测量”位置上，可以在倾斜微压计上测出风道的全压、静压、动压。

e. 记录所测条件下液柱高度，并乘以倾斜系数“K”值，可得出风压的具体数值。

(3) 注意事项：

a. 倾斜式微压计与橡皮管接头必须连接严密。

b. 停止使用仪表后，要将“多向手柄”扳到“校准”位置，以免酒精反冲出来。长期不用仪器时，应将酒精放出。

3. 空调系统风量的测定

(1) 中央式空调系统风量的测量

测量项目有总送风量；总回风量；新风量；排风量；干管风道风量；支管风道风量；房间内送风口和回风口风量。

(2) 风量测量方法

用皮托管和倾斜式微压计测量风道风速，或用热电风速仪测风道风速，再用公式 $L = F_0 \cdot v \cdot 3600$ (m^3/h) 计算出风量 (式中， L —风量， F_0 —面积， v —风速)；同样，用热电风速仪测量房间送、回风口风速并计算出风量，或测量空调机空气处理室内截面的风速，计算出风量；用转杯式或叶片式风速仪测量送风口、回风口、空调机空气处理室内截面的风速，计算出风量。

在风管中测定风量，可归结为选定测定断面，测量断面尺寸，确定测点及各测定点的流速，进而求各点平均风速，最后根据风道截面和平均风速求出风量。

① 选择测定断面。测定断面应选择在气流比较均匀稳定的直管段上，同时应离局部构件有一定的距离。根据气流流向，可选在局部构件后 4~5 倍直径或局部构件前 1.5~2 倍直径 (或矩形风管长边尺寸) 的直管段上，如图 9-5-5 所示。

② 测点位置和数目。由于气流速度在风管断面上的分布是不均匀的，管中心处流速较大，靠近管壁处比较小，所以在同一断面上应测若干点，然后取其平均值。

对于矩形断面，应将其断面划分为若干个接近正方形的面积相等的小断面，其断面面积一般不得大于 $0.05m^2$ ，即边长一般取 150~200mm，测点位于小断面的中心，如图 9-5-6 所示。

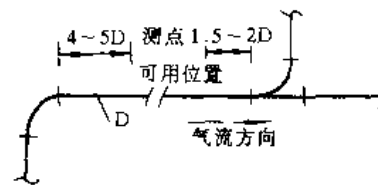


图 9-5-5 测定断面

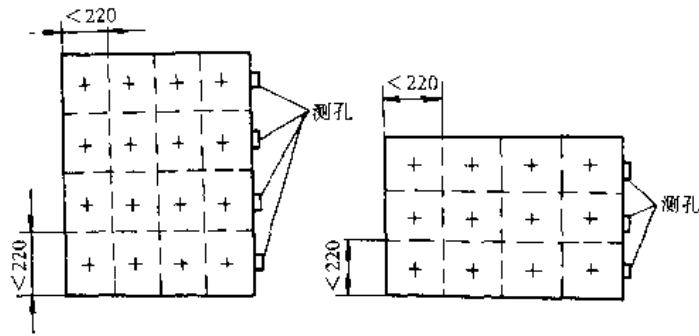


图 9-5-6 测点位置

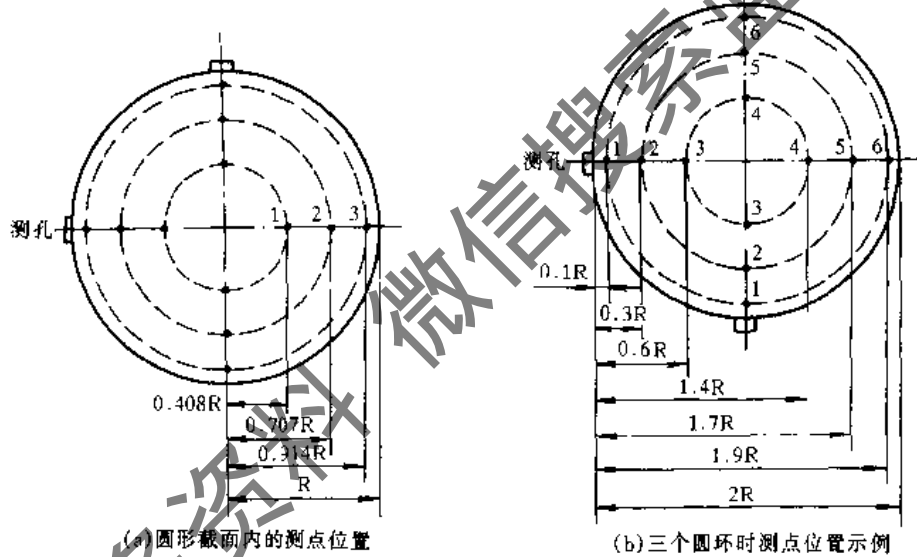


图 9-5-7 圆形断面

对于圆形断面，可将风管断面划分成若干个面积相等的同心圆环，每个圆环测四个点，如图 9-5-7 所示。圆环数目视风管直径而定，见表 9-5-5。

表 9-5-5 圆形风管测点数

圆形风管直径 (mm)	<200	200~400	400~700	>700
圆环数 (个)	3	4	5	6
测点数 (个)	12	16	20	24

测点中心距离可按表 9-5-6 选用。

表 9-5-6 圆形风管测孔至测点的距离

管径 (mm)	测点			
	200 以下	200 - 400	400 - 700	700 以上
1	0.1R	0.1R	0.05R	0.05R
2	0.3R	0.2R	0.2R	0.15R
3	0.6R	0.4R	0.3R	0.25R
4	1.4R	0.7R	0.5R	0.35R
5	1.7R	1.3R	0.7R	0.5R
6	1.9R	1.6R	1.3R	0.7R
7		1.8R	1.5R	1.3R
8		1.9R	1.7R	1.5R
9			1.8R	1.65R
10			1.95R	1.75R
11				1.85R
12				1.95R

注 表中 R 为风管半径 (mm), 测孔至测点的距离其单位为 m。

④ 计算风管内平均动压与平均风速。风管内平均动压一般采用均方根值计算:

$$P_{dp} = \left(\frac{\sqrt{P_{d1}} + \sqrt{P_{d2}} + \dots + \sqrt{P_{dn}}}{n} \right)^2$$

式中 P_{dp} ——风管内平均动压值, Pa;

P_{d1} 、 P_{d2} …… P_{dn} ——测点动压, Pa;

n ——测点数目。

当各测点的动压值相差不大时,可按算术平均值计算:

$$P_{dp} = \frac{P_{d1} + P_{d2} + \dots + P_{dn}}{n}$$

在现场测定中,当测定断面的选择受到条件的限制、测点的动压值可能出现零和负值时,表明该测点气流不稳定,产生了涡流。计算平均动压时,宜将负值当作零值处理,而测点数目应包括动压为负值及零值在内的全部测点。

根据平均动压,可求出风管内平均风速

$$v_p = \sqrt{\frac{2P_{dp}}{\rho}}$$

式中: v_p ——测定断面平均风速, m/s; ρ = 空气的密度, kg/m³。

⑤ 计算通过风管的风量。平均风速确定后,通过风管的风量为:

$$L = 3600 v_p F$$

式中: L ——通过风管的风量, m³/h;

v_p ——风管测定断面平均风速, m/s;

F ——风管测定断面面积 m²。

4. 送风口和回风口风量的测定

风口处的气流一般较为复杂,测定风量比较困难。只有不能在分支管处测定时,才在风

口处测定。

(1) 送风口风量测定

用叶轮风速仪紧贴风口平面来测量。按风口断面大小，把风口划分为若干个面积相等的小块，在其中心处逐个测定，然后计算出平均风速 v_p ，再按下式计算风量。

$$L = 3600kFv_p$$

式中： L ——送风口风量， m^3/h ；

k ——考虑风口结构装饰形式的修正系数，一般取 0.7~1.0，对双层矩形百叶风口取 $k=0.72$ ；

F ——送风口外框面积， m^2 ；

v_p ——风口断面的平均风速， m/s 。

由于送风口存在射流，所以用叶轮风速仪测定要比热球风速仪要好。

(2) 回风口风量测定

回风口吸气作用范围较小，气流比较均匀，所以只需用叶轮风速仪贴近风口测量，其结果较准确。

在调试房间气流组织时，需要测量风口的风量。调试系统风量时，也需要测量风口的风量。

由于空气气流量呈自然扩散状态，直接从风口处测量风速是不正确的，这是因为空气从调节百叶缝隙中流出的状况不稳定。

测量时应按以下方法进行：

① 选用木板或聚苯乙烯板制做假风口。由于风口尺寸不同，假风口应制成尺寸可调的，或按所测风口制成假风口。

② 测量假风口风速的意义在于风口空气经平直风口流动后，流动状态可以稳定，所测量的风速接近于实际风速。

③ 假风口长度一般在 50cm 以上。

④ 假风口要便于拆装与支承，以便提高测量的速度。

5. 空调系统风量的调整

(1) 流量等比分配法

用这种方法对送（回）风系统进行风量调整，一般应从系统中最不利的管段开始，逐步调整风机出口（或入口）段。

例如在图 9-5-8 所示送风系统中，可先测出主管 1 和支管 2 的风量，并用支管上的风阀调整支管 1 和 2 的风量，使其比值 L'_2/L'_1 与设计风量的比值 L_2/L_1 近似相等，即 $L'_2/L'_1 \approx L_2/L_1$ ；然后再测定并调整支管 3 和 4 的风量以及支管 6 和 7、5 和 8 的风量，使它们的风量与设计风量的比值都近似相等，即

$$L'_3/L'_4 \approx L_3/L_4; L'_6/L'_7 \approx L_6/L_7; L'_5/L'_8 \approx L_5/L_8。$$

显然，实测风量并不是设计风量。根据风量平衡原理，只要将风机出口总风量调整到设计风量，此时各支干管的风量会按各自的设计风量比值进行等比分配，实际送风量也就近似

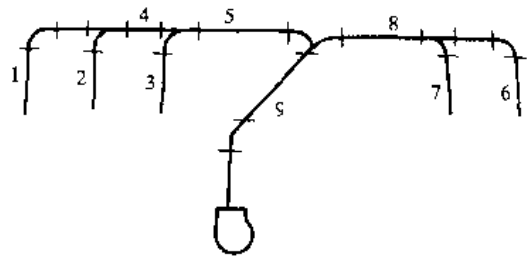


图 9-5-8 送风系统

地等于设计送风量了。

采用流量等比分配法测量结果比较准确，反复测量的次数也不会很多，常用于较大的中央式空调系统。但测量时必须在每一个管段上打测孔，有时由于风管周围空间狭小，无法打测孔，便限制了此方法的普遍使用。

(二) 基准风口调整法

现在以图 9-5-9 所示的系统说明采用这种方法的调整过程。

此种方法是先用校验过的风速仪，将全部风口的送风量初测一遍，计算出初测风量 L' 和设计风量 L 之比的百分数，在每个支环上选取最小比值的的风口作为基准风口。然后依此与其它风口进行调整，使其比值接近如图 9-5-9 所示。初测结果列表如表 9-5-7 所示。

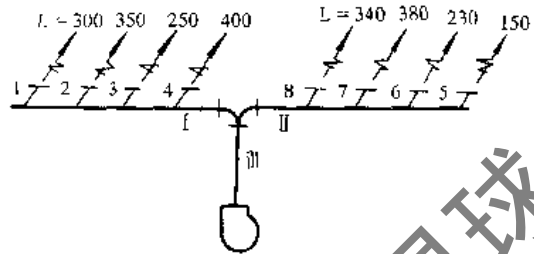


图 9-5-9 通风系统

表 9-5-7 系统风量分配的初测结果

风口编号	设计风量 L (m^3/h)	初测风量 L' (m^3/h)	初测风量 设计风量 $\times 100\%$
1	300	255	85
2	350	315	90
3	250	275	110
4	400	460	115
5	150	158	105
6	230	219	95
7	380	304	80
8	340	391	115

从图 9-5-9 和表 9-5-7 可以看出，支干管 I 上的 1 号风口和支干管 II 上的 7 号风口为最小比值的的风口，故选 1 号和 7 号风口作为“基准风口”。通过调整调节阀，使 1 号、2 号风口的实际风量与设计风量的比值百分数近似相等，即 $L'2/L2 \approx L'1/L1$ ，这说明两个风口之间的阻力已基本达到平衡。根据风量平衡原理可知，只要不变动已调节过的风量调节阀位置，无论前面管段的风量如何变化，其 1 号、2 号风口的风量总是按新比值等比地进行分配。

用同样方法，使 1 号风口与 3 号、4 号风口的风量比值近似相等，即 $L'1/L1 \approx L'3/L3$ ； $L'1/L1 \approx L'4/L4$ 。这样，支干管 I 上的四个风口均已调整平衡，其比值接近相等。

对于支干管 II，以 7 号风口作为“基准风口”以同样的方法，使 7 号风口与 6 号、5 号、8 号风口的风量比值近似相等，即 $L'7/L7 \approx L'6/L6$ ； $L'7/L7 \approx L'5/L5$ ； $L'7/L7 \approx L'8/L8$ 。这样支管 II 上的四个风口也达到基本平衡。然后，选取 4 号、8 号风口（I、II 支干管上任何两个风口均可）为支干管的代表风口，调节三通阀，使 $L'4/L4 \approx L'8/L8$ ；说明支干管 I 和 II 之间已基本平衡。最后将总干管 III 的总风量调节到设计风量，则各支干管各风口将按最后调整的比值数自动进行等比分配达到设计风量。

基准风口法调整方便，无需在管段上打测孔，所以在调试中比较常用。

6. 房间内的气流组织的测量和调整

气流组织的测定与调整是空气四度（即空气温度、相对湿度、气流速度、洁净度）是否达到设计要求的關鍵。合理的气流组织可以使被调节房间内温、湿度分布均匀，气流速度合适，给人们提供良好的生活与工作环境。

(1) 测量前的准备工作和要求

中央空调系统总风量、总风压应达到设计要求，各干管、支管风道和各房间风口风量应达到设计要求，送风状态应达到设计要求，此时即可以进行房间内气流组织调试的准备工作。

①校正试调仪表与元件。

②确定房间气流组织的测定与调整方法。

③开启系统风机，空调系统各设备开始正常运行。

④再次测量和校验房间风口风量是否符合设计要求。

(2) 测量项目与内容

①由于送风形式不同，所以测定方法也不同。首先要确定测量气流组织的方法。

②测点布置有平面测点布置和纵断面测点布置两种。平面测点布置按风口的面积、流速决定测量点的距离与高度。纵断面测点的布置一般按相隔 0.2~0.5m 布置一个测量点。

③测量内容和项目有气流流型、速度分布、温度分布、温度衰减程度、静压箱静压分布等。

(3) 测量方法

①气流流型测定方法一般有两种：烟雾法是用发烟剂发烟，看烟流动方向、形状；逐点描绘法是用合成纤维丝绑在测杆上，看各点的合成纤维丝如何飘动。

②气流速度分布的测定方法是选用热电风速仪绑在测杆上测风速，测量点的选择与逐点描绘法相同。

③温度分布测定是先选取平面测点，用热电偶温度计测各点温度；再取纵断面测点，用热电偶温度计测各点温度，然后计算与绘制温度衰减程度的曲线。

④静压分布的测定是在静压箱内选择 2~3 个距孔板距离不同的测量截面，逐层分布测点，测量静压箱内三层各点的静压数值，就可以看出静压在纵向与横向的变化。

7. 空调系统含尘量的测定

中央空调系统含尘量的测量可反映空气洁净度状况，对被调节房间内含尘量和过滤器前、后含尘量的测定大都采用尘埃粒子计数器。

(1) 测量项目

①过滤前混合风尘含量；

②过滤后混合风尘含量；

③送风机进口处含尘量；

④送风口空气含尘量；

⑤回风口空气含尘量；

⑥被调节房间内工作区空气的含尘量。

(2) 过滤效率的检验

①过滤器过滤效率的检验；

(1) 喷水室对灰尘的过滤功能的证明;

(2) 房间内灰尘增加量是多少?

(3) 房间内工作区含尘量是否增加?

(3) 测试仪器

尘埃粒子计数器按每升多少粒灰尘计算, 可以从计数器上读出读数。计数器可以按灰尘直径的大小选择灰尘的测量直径, 一般有 5 挡, 从 $0.1\mu\text{m}$ 到 $5\mu\text{m}$ 甚至更大一些, 在以上的范围都可以测量。

8. 空气过滤器的测量和调整

(1) 安全运行与质量检查

对于有运转电动机的空气过滤器, 首先应当检查有无影响运转的障碍物, 然后试车并调整旋转方向。第二步检查空气过滤器的框架、滤料和紧固装置, 检查气流方向和过滤器密封情况以及过滤器油量等。

(1) 滤料性能测定

在不同风量情况下对滤料性能进行测定, 记录数据, 并绘制滤料的性能曲线。

(1) 过滤器性能测定

(1) 初阻力、终阻力的测定。测定各种过滤器在新滤料条件下的阻力和再也无法满足过滤要求时的阻力, 前者叫初阻力, 后者叫终阻力。

从初阻力开始, 过滤器的阻力逐渐增高。初阻力直到终阻力的过程就是过滤器的使用周期。这项指标的测定可以为更换滤料或清洗滤料确定时间, 以保证中央空调系统的顺利运行。

(2) 不同阻力下风量的测定。测量空气过滤器在不同阻力下风量的数值, 可以知道从初阻力到终阻力过程中风量的变化情况, 以选择最佳运行周期。

(3) 过滤器除尘效果测定。测量过滤器前、后空气的含尘量, 可以分析过滤器的过滤、除尘效果。

(4) 过滤器自动卷绕滤料功能。卷帘过滤器安装了由过滤器阻力值决定滤料自动卷绕的自动调节系统。且可以测定过滤器的这项功能。只要使测头模拟阻力增高的现象, 就可以使自动卷绕滤料系统动作, 以判断自动控制系统的灵敏性与可靠性。

9. 喷水室的测量和调试

(1) 测量准备工作

(1) 检查喷水室的泄水口、溢水管、补水浮球阀和补水管、回水管与阀门, 使之达到运行状态。

(2) 开启水泵, 检查水泵运转是否正常, 有无异响。

(3) 打开 II 级和 I 级喷水室喷雾水控制阀门, 喷水室开始喷淋。

(4) 水泵连续运行 8h, 判断水泵是否运转良好。

(2) 测量制冷量与喷水压力。

(1) 测定不同喷水压力下的水泵流量。

(2) 绘制喷水压力—流量曲线。

(3) 选择适合于空调系统淋水系统的喷水压力 (或流量), 为运行提供技术数据。

(3) 露点温度与喷水温度的测定

- ①测量不同喷水温度下空气露点温度变化的情况。
- ②绘制喷水温度与露点温度性能曲线，供运行时参考。

(4) 露点温度分布测定

露点温度分布是指在挡水板后一定距离处垂直断面上温度分布情况。由于通风机吸气位置和挡水板的作用，在挡水板后各点温度不均匀。经过露点温度分布测定，可以选择有代表性的露点温度的测量点。测量时，测量点分布应按 25~30cm 中心距离考虑。

(5) 喷水室前、后的空气参数、进出水温度和喷水室阻力的测定

测量喷水室前、后的空气的焓值风量，进、出水温度焓值水量，可以求出喷水室的换热效率、淋水系数和冷却能力。喷水室阻力的测定为选择水泵提供了依据。

(6) 挡水板过水量测定

通过挡水板处过水量的测定，可以分析单位时间耗水与跑水问题，以改进挡水板。

10. 表冷器和加热器的测量与调试

中央式空调系统采用的预热器、二次加热器、表冷器等，都是表面式换热器，即工质在管内流动，空气在管外流过。表面式换热器的测定与调整方法有：

- ①换热器面积的测量。
- ②换热器阻力测量。
- ③换热器不同风压下风量的测量。绘制风压与风量曲线，阻力与风量曲线。
- ④通过对空气与工质的进、出口温差的测量，则可以求出热交换量、传热系统、传热效率。
- ⑤工质在管内流动阻力的测定。
- ⑥综合项目评定：如工质流量不够，应该加大进、出口管径；如迎风面积不够时，对表面换热器应作全面的考虑、调整及改进。

11. 空调系统的综合效果的测量

(1) 测定综合效果的意义

测定综合效果是为了研究在空调系统的调节过程中，各状态参数的变化与室内温度变化的关系，可以找到空调系统的规律性，为空调系统的连续、稳定、安全运行做好准备工作。

确定经过空气处理室处理后的空气参数和被调节房间的空气参数，总结各参数之间的对应关系。

检验自动控制系统的调节效果，让自控元件、装置、仪表、设备经过长时间的考验，达到系统安全、可靠运行的要求。

确定被调节房间内符合要求的可维持的空气参数的允许波动范围。

(2) 测定的项目与内容

空气处理室中每一个空气处理设备前后的温、湿度。含新风温、湿度，回风温、湿度，一次加热器前、后的温、湿度，混合室空气温、湿度，喷水室出口空气温、湿度，二次加热器前、后的温、湿度等。

空气处理室每一主要过程前、后的含尘量。含新风含尘量、回风含尘量、混合状态含尘量、喷水室出口空气含尘量等。

空气处理室与风道的主要截面的风速与风压、设备阻力（含喷水室与风道的风压与风速）一次加热器、二次加热器、喷水室、表冷器、过滤器的设备阻力等。

或调节房间的空气温度。

② 自动控制系统的敏感元件、调节器、执行元件、转换元件、调节机构的动作是否灵敏。

③ 布置测量点应注意的事项

按第(2)条所提出的状态点布置测定点(参照图9-5-10)。测量要考虑读数时间的一致性,读数应准确。温、湿度及风速的测量要考虑在取平均值或近似于平均值的点进行测量。测量粉尘量时空气流动应稳定。

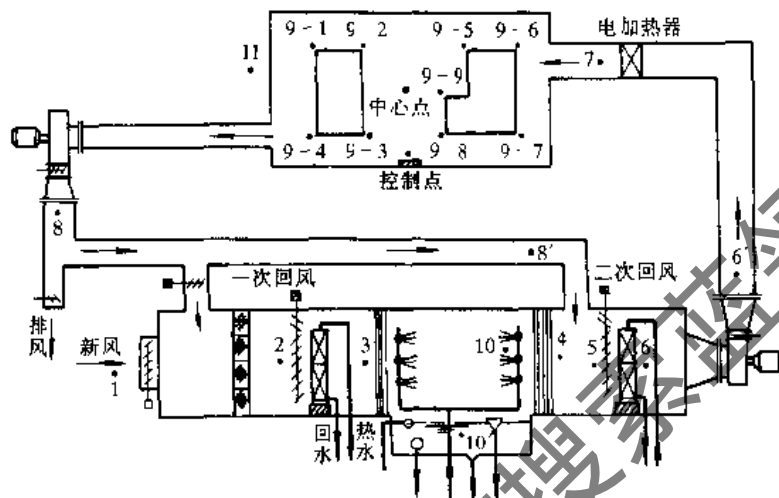


图 9-5-10 测定点的布置

(一) 自控系统调节指标

① 自控系统的稳定性。

② 自控系统的控制过程品质指标(静态偏差、动态偏差、调节时间)。

(二) 露点温度控制系统的试调

① 测定方法的选择。

② 调试程序和方框图的制定。

③ 稳定性及品质指标的测定。

④ 敏感元件测量与实际温度的偏差测定。

⑤ 执行机构——电动阀或气动阀是否动作,超前或滞后状态的测定。

⑥ 调节器的调整,执行机构的调整。

(三) 室温控制系统的试调

① (5) ①-④款内容相同,并增加风道调节百叶的动作是否灵敏,超前或滞后状况的测定。

中央式空调系统在使用多年以后,设备和风道管网系统的阻力会发生变化,将影响系统风量、风压,因而难以保证室内空气环境温度的要求,所以应当对使用多年的空调系统定期进行调试,以恢复原来的设计要求。

风量、风压下降的原因:设备运行后,在通风机的轮壳和叶轮上会粘上灰尘和油垢,风道管网系统也由于风道内壁粘上灰尘和形成油垢,使系统摩擦阻力与局部阻力增加,造成系统风量下降。所以,经过一段时间就应清扫通风机的叶轮、轮壳和风道。

中央式空调系统应该调试的几种情况：

- ①运行时间较长、房间温度和风量均无法保证的中央式空调系统。
- ②屡次发生空调失效事故的中央式空调系统。
- ③由于局部房间生产、试验设备的改变，而需要测试、调整的中央式空调系统。

测定参数可记录在表 9-5-8 及表 9-5-9 中。

表 9-5-8 各工况点参数记录表

项目	新风温度 (°C)		一次混风温度 (°C)		喷水室后温度 (°C)		二次混风温度 (°C)		热水加热器后温度 (°C)		精加热器后温度 (°C)		房间温度 (°C)		回风温度 (°C)		备注
	t_g	t_{ca}	t_R	t_{sh}	t_R	t_{sh}	t_z	t_{sh}	t_z	t_{sh}	t_b	t_{sh}	t_R	t_{sh}	t_R	t_{sh}	
设计	38	28.6	23.8	16.8	8.5	8.0	12.5	10	18.2	12.5	19.6	13	20	13.6	21.5	14.5	
实测	29.4	25.6	22.3	16.5	9.3	8.5	13.4	11	18.5	13.1	19.7	13.8	20	13.8	21.8	14.7	测定期间阴天有阵雨

表 9-5-9 空气参数测定记录表

房间编号 _____ 日期 _____

测点 参数	工作区代表点温度 (°C)				中心控制室温度 (°C)		送风温度 (°C)		回风温度 (°C)		相对湿度			测定情况 记录
	1#	2#	3#	4#	温度	湿度	干球	湿球	干球	湿球	干球	湿球	ϕ	
测定时间														

7) 工作区温、湿度分布的测定

进行工作区温、湿度的测定，主要是为了检查工作区域内温、湿度指标是否达到设计要求。所用仪器的精度应高于测定对象要求的控制精度。

当系统运行基本稳定以后，在工作区域内（一般空调房间应选择人经常活动的范围或工作面与工作区，恒温、恒湿房间离外墙 0.5m，离地面 0.5~2m 范围内为工作区）不同标高平面上确定数个测试点（见图 9-5-11），测出各点的干湿球温度数值，再将所测值分别写在测点布置图上，其测试时间间隔应安排在空调房间工作时间内，每隔半小时或 1 小时测试 1 次。然后再对测试结果进行分析，若所测数据均处于允许波动值范围内，就说明系统工作能满足设计要求。

当不需要或无条件全面测定时，可以在回风口处测定，一般认为回风口处的空气状态基本上代表工作区的空气状态。

8) 气流分布的测定

气流分布的测定主要是检测工作区内的气流流速是否满足设计要求，有时也对整个空间的射流运动进行测定，但这种测定也是为实现工作区良好的气流分布服务的。

工作区内气流速度的测定对舒适性空调来说，主要在于检查是否超过规范或设计要求。如果某些局部区域内流速过大，则应对风口的出流方向进行适当调整。对具有较高精度要求的恒温室或洁净室，则要求在工作区内划分若干横向或竖向测量断面，形成交叉网格，工作区温度、湿度测点布置应一致。在每一交点处用风速仪和流向显示装置确定该点的风速和流向。

空间的气流流型测定方法同上。测定的目的在于了解空间内射流的衰减过程、贴附情况、作用距离及室内涡流区的情况，从而检验设计的合理性。空间气流流型测定工作量很大，在无特殊要求时只要工作区满足设计要求即可。

气流分布的风速测量一般用热线或热球风速仪测量，并可用气泡显示法、冷态发烟法或更简单的合成纤维逐点确定法测量。

9) 室内静压的测定与调整

根据设计要求，某些房间要求保持内部静压高于或低于周围大气压力，同时一些相邻房间之间有时也要求保持不同的静压值。因此需对室内静压进行测定与调整。

室内静压可用补偿式微压差计来测定。

或在需测静压的房间，将合成纤维的丝或薄纸条（或燃着的香等）置于稍微开启的门缝处，如果纤维丝或纸条等飘向室外，则说明房间静压大于室外，呈正压状态，反之为负。

室内静压值的调整方法是靠调节回风量实现的。在使用无回风的风机盘管加集中送新风的系统时，则室内正压完全由新风系统的送风量所决定。

10) 工作区洁净度测定

对洁净房间工作区的洁净度测定，可依照我国现行的“空气洁净技术措施”中有关规定进行。由于洁净空间内微粒的数量较小，具有分布的随机性，因此国内外有关标准的有关规定不完全一致，建议在需要时参考我国的上述“空气洁净技术措施”及美国联邦标准 FS-209E。

11) 消声与隔震的检测

空调系统的消声效果，最终反映在空调房间内的声级大小。以声级计测定空调房间内噪声级一般可选择房间中心离地面 1.2m 处为测点。较大面积的空调房间应按设计要求选择测点数。

室内噪声测定应在空调系统停止运行时（包括室内发声设备）测出房间的本底噪声，开

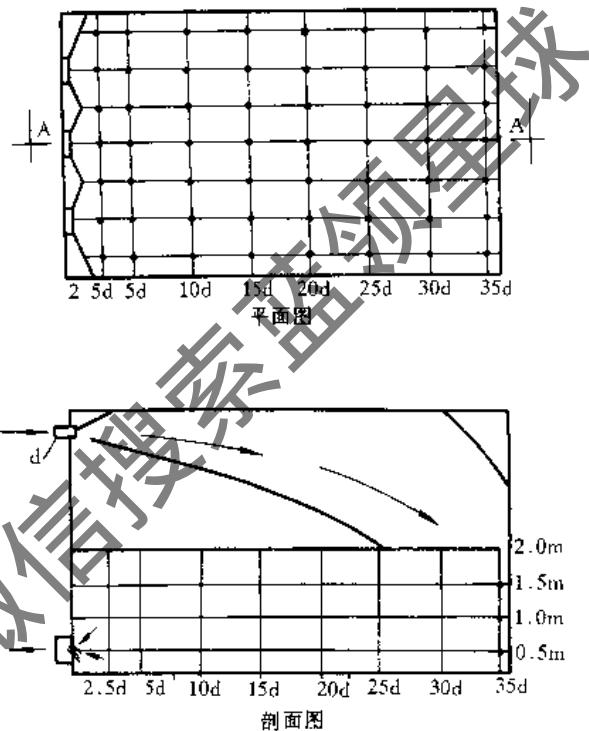


图 9-5-11 测试点

动空调系统后，测定由于空调系统运行所产生的噪声。如果被测房间的噪声级比本底噪声级（指 A 挡）高出 10dB 以上，则本底噪声的影响可忽略不计；如果二者相差小于 3dB，则所测结果没有实质性意义；如果相差在 4~9dB 之间，则可按表 9-5-10 修正。

在条件允许时，室内噪声级不仅以 A 挡数值来评价，而且可按倍频程中心频率分挡测定，并在噪声评价曲线上画出各频带的噪声级，以检查被测房间是否满足设计要求。同时，可以利用所测数据，分析影响室内噪声级的主要声源。

噪声测定要注意现场反射声的影响，不应在传声器或声源附近有较大的反射面。

风机、水泵或制冷压缩机一类运动设备的隔振效果，要通过空调房间地面振动位移量或加速度测定来确定。测点一般选在房间中心或有必要控制振动的位置处。对于洁净室有时尚需测定各壁面的振动量。

表 9-5-10

考虑本底噪声影响修正系数

被测噪声级及本底噪声级的差值 (dB)	4~5	6~9
修正值	-2	1

获取更多资料

微信搜索蓝领星