

暖通空调设计与通病分析

(第二版)

李娥飞 编著

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

中国建筑工业出版社

图书在版编目(CIP)数据

暖通空调设计与通病分析/李娥飞编著. —2版.
北京:中国建筑工业出版社,2004
ISBN 7-112-06630-1

I. 暖... II. 李... III. ①采暖设备-建筑设计-
分析②通风设备-建筑设计-分析③空气调节设备-建
筑设计-分析 IV. TU83

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 053128 号

暖通空调设计与通病分析
(第二版)

李娥飞 编著

中国建筑工业出版社出版、发行(北京西郊百万庄)

新华书店经销

北京云浩印刷有限责任公司印刷

开本:850×1168毫米 1/32 印张:9³/₄ 插页:3 字数:268千字

2004年8月第二版 2004年8月第七次印刷

印数:34,991—39,990册 定价:15.00元

ISBN 7-112-06630-1

TU·5786(12584)

版权所有 翻印必究

如有印装质量问题,可寄本社退换

(邮政编码 100037)

本社网址: <http://www.china-abp.com.cn>

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

本书原名《暖通空调设计通病分析手册》，现经作者作了一些增补，再版，并将书名改为《暖通空调设计与通病分析》。

本书分上下两篇。上篇介绍设计各阶段的设计深度、工种负责人工作指南、施工图校对提纲、保证设计质量的工序控制要点、互提资料要求、投资估算及冷、热、水、电各量和机房面积估算参考值等资料。下篇介绍各种设计失误的现象、原因、对策。这是一本从反面总结经验，指导设计的参考书。

本书除供设计人员参考，避免重蹈覆辙外，施工、基建、维修、管理人员也可根据本书发现问题，加强监督，改进已经运行的系统。

*

*

*

责任编辑：姚荣华 吴文侯

责任设计：崔兰萍

责任校对：黄 燕

获取更多资料

微信搜索 星球

目 录

上篇 民用建筑采暖通风与空调设计须知

1 怎样做好暖通空调设计	3
1.1 方案阶段应吸收设备工种参加	3
1.2 设计前对建筑物要了解清楚	5
1.3 暖通空调设计与建筑的关系	7
1.3.1 采暖设计与建筑的关系	7
1.3.2 空调设计与建筑的关系	10
1.3.3 民用建筑空调系统设计的注重点	15
1.4 设备所占空间安排	18
1.4.1 设备间布置的基本要求	18
1.4.2 机房设置	20
1.4.3 空气的输送系统	26
1.5 做方案设计时的初估值采用	28
2 采暖、通风与空调设计工作须知	39
2.1 本专业设计文件编制深度	39
2.2 暖通空调专业负责人工作指南与各级技术岗位的主要职责	42
2.2.1 暖通空调专业负责人工作指南	42
2.2.2 暖通空调专业各级技术岗位的主要职责	49

2.3	暖通空调施工图校对提纲	51
2.4	暖通空调专业工程设计审查要点	60
2.5	暖通空调向其他专业提供资料的深度	61
2.5.1	初步设计	61
2.5.2	施工图	62
2.6	暖通空调专业初步设计说明书写法	64
2.7	暖通空调专业施工图设计总说明参考	70
2.8	民用建筑暖通空调投资估算	78

下篇 采暖通风和空调工程设计失误及改正

1	采暖系统	93
1.1	机械循环热水采暖系统的特点	93
1.1.1	热水采暖系统的“水力平衡”	93
1.1.2	热水采暖系统的空气排除	98
1.1.3	堵塞、破坏系统循环的常见因素	104
1.1.4	寻找采暖系统不热的原因	106
1.2	机械循环热水采暖系统设计失误	107
1.2.1	住宅小区大面积暖气不热	107
1.2.2	供热网末端建筑物暖气不热	108
1.2.3	采暖热负荷计算错误	110
1.2.4	采暖系统设计问题	111
1.2.5	建筑物中上层过热下层不热	116
1.2.6	采暖系统中前端热末端不热	117
1.2.7	开式膨胀水箱连接错误	119
1.2.8	系统中的阀门问题	120
1.2.9	系统积气与空气塞	122

1.2.10	采暖入口处供回水干管的循环管弊多利少	127
1.2.11	采暖系统的热媒流入自来水管	127
1.2.12	明设回水干管过门处窝气	128
1.2.13	立管与干管连接的设计错误	129
1.2.14	末端立管不热的其他问题	130
1.2.15	某些非设计原因造成的局部暖气不热	130
1.2.16	分户采暖系统设计出现的问题	133
1.2.17	采暖管道敷设方面的问题	135
1.3	自然循环热水采暖系统的特点	136
1.4	自然循环热水采暖系统设计失误	136
1.4.1	锅炉安装位置不够低	136
1.4.2	供水干管低于采暖锅炉	137
1.4.3	供水干管低于锅炉回水干管又往上反	138
1.4.4	立管与供水干管连接时反坡	139
1.5	其他	139
1.5.1	管道和散热器结冻的处理	139
1.5.2	直连热水采暖系统的膨胀水箱	140
2	空调、通风系统	141
2.1	基本数值采取不当	141
2.1.1	室内人员数照明数与实际不符	141
2.1.2	室内设备的发热量取值不当	142
2.1.3	设计标准确定不当	143
2.1.4	设计取值过分安全	143
2.1.5	北方地区民用空调的新风处理系统不加湿不行	145
2.1.6	洗衣房太热	145
2.2	室内气流组织考虑不周	146

2.2.1	客房送风	146
2.2.2	气流达不到发热地点	148
2.2.3	热风送不下来	149
2.2.4	送回风气流短路	151
2.3	空调系统设计失误	152
2.3.1	系统分区不当造成失败	152
2.3.2	双风机系统设计问题	154
2.3.3	送回风管布置不好	156
2.3.4	排气系统设计诸问题	159
2.3.5	空调机并联运行互相干扰风量受影响	162
2.3.6	舞台应有送风	163
2.3.7	空调公共建筑物主要入口的处理——防止冷、热风侵入的措施：冷、热风幕	163
2.3.8	空调箱凝结水排不出箱外	165
2.3.9	新风回风混合不匀的气流分层	166
2.3.10	送风口结露	166
2.3.11	厨房通风问题多	168
2.3.12	防火设计的错误	172
2.4	冷、热水及蒸汽系统的常见故障	175
2.4.1	高压蒸汽回水系统问题	175
2.4.2	蒸汽加热器表面温度不均匀	181
2.4.3	空调箱风机带水问题	183
2.4.4	水泵扬程选得过高	184
2.4.5	冷却水系统存在的问题	186
2.4.6	冷凝水排水系统常遇到的问题及解决办法	187
2.4.7	水系统设计应注意的问题	187

2.4.8	水路系统上的阀门设置问题	188
2.5	噪声与振动	190
2.5.1	不能忽视回风口的传声	190
2.5.2	选消声器风速不能太大	193
2.5.3	振动	193
2.5.4	风机吸入段尺寸太小引起振动	195
2.5.5	空调机房紧靠会议室噪声大	197
2.5.6	冷却塔与制冷机房的噪声	198
2.5.7	某建筑物的厨房排烟噪声太大	200
2.5.8	管道层最好不作通风机房	201
2.5.9	高层建筑中间层空调机房的减振防噪	201
2.5.10	窗式空调器及分体式空调器的噪声	203
2.5.11	空调设计时控制噪声的重点	205
2.5.12	热泵机组的噪声振动	214
2.6	风机选择, 风管设计诸问题	216
2.6.1	设备选择的安全系数不能太大	216
2.6.2	两台风机并联运转产生噪声	218
2.6.3	防振基础偏斜水泵产生噪声	219
2.6.4	冷却水配管的噪声	220
2.6.5	分体式空调机的风冷冷凝器失效	222
2.6.6	风道设计问题	223
2.6.7	风管系统的配置	227
2.6.8	通风机进、出口与风管的连接很重要	229
2.6.9	风管防火阀门的设置	233
2.6.10	防烟、排烟设计问题	237
2.7	空气加热器冻裂问题	238

2.7.1	表冷器、加热器冻裂	239
2.7.2	空调系统中加热器冻结的原因分析	241
2.7.3	对策	243
2.7.4	新风空调箱加热器的防冻	247
2.7.5	几种建筑物内空调设备的冻结及防止	254
2.8	冷却塔及冷却水系统设计应予重视	255
2.8.1	水击	255
2.8.2	一边溢流，一边补水	255
2.8.3	冷却水循环泵的位置不对	258
2.8.4	冷却塔水位控制不好	262
2.8.5	吸入管段堵塞	262
2.8.6	冷却塔设计参考	263
2.8.7	冷却塔中防结冻的电加热器起火	267
2.9	风机盘管系统设计问题	267
2.9.1	回风口不装过滤器不行	267
2.9.2	暗装风机盘管检查口的尺寸	268
2.9.3	风机盘管及冷水管道的凝结水问题	269
2.9.4	风机盘管选配不当噪声大	272
2.9.5	设计风机盘管系统时应注意之点	272
2.10	变风量空气调节系统	273
2.11	与建筑设计配合欠佳	277
2.11.1	利用土建风道问题多	277
2.11.2	空调设计应与建筑设计紧密配合	281
2.11.3	进风、排风百叶、管井等问题	286
2.11.4	管道打架问题	287
2.11.5	其他	288

3 防火排烟系统设计问题	290
3.1 高层民用建筑防火排烟工程设计	290
3.2 通风空调机房的防火要求	294
3.3 防火排烟的有关规定	295
3.4 设计常用防火排烟系统原理图	297
3.5 大空间的防火排烟问题	297

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

1 怎样做好暖通空调设计

1.1 方案阶段应吸收设备工种参加

建筑设计必须是建筑与设备的整体计划。过去，设备工种的设计是由建筑师将接近完成的建筑平面图交给设备工种，然后设备工程师才着手设计。设备工程师按照设备的要求在建筑平剖面图上安排机房位置，规划管道系统。在设计中常因建筑师原分配给设备的面积不足，或管道与结构矛盾，再由设备工种将这些问题通知建筑师修改设计图纸。这种设计配合是原始的“以建筑为主”的设计方式。这种方式对于只有一般给水排水及采暖的建筑物比较合适。而对于设有空调及各种电气装置的现代建筑，若建筑设计未充分考虑设备所需占用的空间位置，则在施工图设计时必然会产生问题，且很难合理解决。结果造成一是机房面积过小，设备拥挤，给安装维修带来困难；二是机房位置安排不妥。所以在建筑设计方案深化的阶段就应当有设备工种进行配合。这个阶段的配合不可能过细，只要考虑好机房位置，初估风管大小，将影响建筑层高，结构形式和平面布局的大问题定下即可。在估算风量时可按指标套用，也可凭经验判断决定。决定的尺寸不宜太大，但应留有余量，以备建筑平、立面有点变动时仍可适用。

建筑空间、建筑面积在现代化的建筑中日趋昂贵。旅馆、饭

店、公寓、出租办公楼等对外营业性的建筑中面积尤为珍贵。设备系统所占的空间增大，就相当于有收益的部分减少。所以设备空间应尽量利用无法获得收益的空间，应在满足维护管理的前提下，注意节约空间。

现在有不少工程，在方案阶段只有建筑师埋头创造，不吸收设备工程师参加方案设计，结果建筑方案中选后设备空间没有考虑，造成设备设计很大困难。机房设在某一角落，风道拉得很远，既不经济也影响通风效果；进风口与排风口挤在一起，不合规定；管道夹层当机房使用，噪声、振动直接影响上、下客房，不但增加了消声减振的费用，还难以取得满意的效果。诸如此类举不胜举。要改变这一现实，要想适用、经济、美观地建造起现代化建筑，建筑师在方案阶段就吸收设备工程师参加设计实为当务之急。特别是空调系统，风管断面大，风机有噪声，更需及早配合。

为了使空调系统的效果良好，同时也为了建筑空间的合理利用，民用建筑还应特别考虑美观和适用的统一。在设计时对风管与供冷供热管道甚至其他各种管线必须有合理的安排与规划。为此在做建筑设计方案时，即应当同时考虑送、回风系统与建筑的关系。对送风管、回风管、排风管、新风管的敷设路线与竖井位置等建筑师应加以妥善安排并与设备工程师共同研究，对建筑艺术造型或内装修有重大影响时，要加以解决，并给设备工种以合理的建议。一个完美的建筑物必须是建筑设计和设备设计紧密配合，协调一致的产物。目前许多建筑外型漂亮，可使用起来有许多问题，当然原因各有不同。建筑师在方案设计时与设备工程师配合不好，当绘制施工图时，平面立面都已定局，使设备工作造成先天不合理的系统布置，造成运行能耗增加，前后风量不均匀

等无法弥补的缺点。当然配合好的例子也不少，风管布置合理的例子也很多。这里只是强调一下方案阶段工种初步配合的重要性。

1.2 设计前对建筑物要了解清楚

要想做好一个建筑物的空调设计，达到真正良好的使用效果，应当是各工种综合的好效果。用我们的政策语言，就是适用、经济、美观三者俱备。为此目标在做设计的时候各工种必须配合好。配合好不仅是要互提资料，还有很重要的一点是相互了解。对暖通来讲，首先要了解清楚你的设计对象。一般说来以下几个问题首先要了解清楚，才好采取对策，即选用合适的方案和系统。

(1) 弄清该建筑物在总图中的位置，四邻建筑物及其周围供热、供水、供电等管线的敷设方式与可能的接口地点。这可为本建筑物设计供热入口时的客观条件。也可作为计算负荷时考虑风力、日照等因素的参考，还可以根据主要入口的朝向，确定大门的做法。

(2) 弄清建筑物内的人员数量，使用时间，有无废气要排等。作为计算负荷及划分系统的依据。

(3) 层数、层高及建筑物的总高度，看其是否属于高层建筑。按现行的规范规定：十层及十层以上的住宅；建筑高度超过 24m 的其他民用建筑，应遵守高层民用建筑设计防火规范的条款。

(4) 空间的实际尺寸，外墙、梁和柱子的尺寸。

(5) 防火分区的划分，防烟分区的划分及防火墙的位置及火灾疏散路线。不了解这些问题就无法设计防排烟系统。也不知道该在什么位置设防火阀门。

(6) 建筑结构的方案, 剪力墙的位置, 屋面做法, 外墙做法等。

(7) 窗子的大小, 层数及采用玻璃的热工性能。是否满足热工与节能的有关规定。

(8) 周围环境:

1) 是开敞的还是被楼群包围。周围环境的背景噪声水平。被楼群包围时计算采暖负荷时要考虑阴影区。

2) 有无水面、沙地、停车场及比该建筑低的建筑物屋顶。这些都能反射太阳辐射热给高层建筑, 增加了太阳辐射热量。

3) 周围有无工厂、锅炉房、厨房, 对设计室外进风口有一定影响。

(9) 室内的照度 (照明负荷 W/m^2), 电子设备, 电动机及其他发热设备。

(10) 可能提供的空调机房位置, 冷却塔位置, 电源和仪表室及水泵房, 热力点等。

(11) 建筑物的级别, 一般分为特级、高级、中高级、一般、低档。

(12) 投资金额, 回收年限。

(13) 施工水平, 设备来源。

(14) 运行管理水平, 维修更换标准是什么。

(15) 建筑物各区的使用时间。

(16) 假节日工作与否。

(17) 装修设计是一次建成还是谁租谁建。

(18) 建筑物为出租性质还是机关企业自己使用。

(19) 空调的费用由谁负担。

(20) 自动控制水平。

1.3 暖通空调设计与建筑的关系

1.3.1 采暖设计与建筑的关系

(1) 住宅采暖的几种形式:

1) 集中供热分户计量热水散热器采暖。也就是过去常用的采暖系统。这种采暖系统的形式有单管、双管两种,现在的住宅设计要求户内为可计量的分户热计量系统。室内为双管系统。这系统的热水由集中锅炉房、城市热网经换热站供给。

2) 分户壁挂式燃气炉为热源的水采暖散热器采暖系统。即通常所说的小炉子,它既供采暖,又供生活热水,室内系统可以是散热器也可以是地板辐射采暖。

3) 低温热水地板辐射采暖系统,即是以不高于 60°C 的热水作热媒,将加热管埋设在地板中的低温热水地板辐射采暖。

(2) 各种采暖形式对建筑的要求:

1) 建筑物都要有一个供热入口,集中供热的采暖系统在进入建筑物时均设一个叫“建筑物热力入口”,它可以是一栋建筑物一个,或一个单元一个。住宅有地下室时,建筑物热力入口设在地下室中,无地下室时,建筑物热力入口设在首层楼梯间第一层楼梯下边。

2) 采暖管井和地沟楼梯间应设采暖主管的管井,每户一个断面约 $1000\text{mm} \times 500\text{mm}$ 左右开门于户外。地沟做法和以前一样。

3) 户外接散热器的采暖管道若为交联聚乙烯 PEX 或铝塑复合管暗装埋设于垫层内时,楼板上边垫层的厚度不得小于 50cm 。

4) 若为地板辐射采暖系统时,其地面的做法如下:

土壤上部、与不采暖房间相邻楼板上部和住宅楼板上部的地板加热管之下，以及辐射采暖地板沿外墙的周边，应铺设绝热层。

绝热层采用聚苯乙烯泡沫塑料板时，厚度不宜小于下列要求：

楼板上部	30mm	（住宅受层高限制时不应小于 20mm）
上壤上部	40mm	
沿外墙周边	20mm	

注：当采用其他材料时，宜按等效热阻确定其厚度。加热管应采用卵石混凝土填充层覆盖，并符合下列要求：

- ①加热管以上的填充层厚度不应小于 30mm。
- ②地面荷载大于 $20\text{kN}/\text{m}^2$ 时，加热管上皮的填充层，应经设计计算确定加固构造措施。

辐射采暖地板铺设在土壤上时，绝热层以下应做防潮层；辐射采暖地板铺设在潮湿房间（如卫生间、厨房和游泳池等）内的楼板上时，填充层以上应做防水层。具体构造见图 1.3.1-1、2。

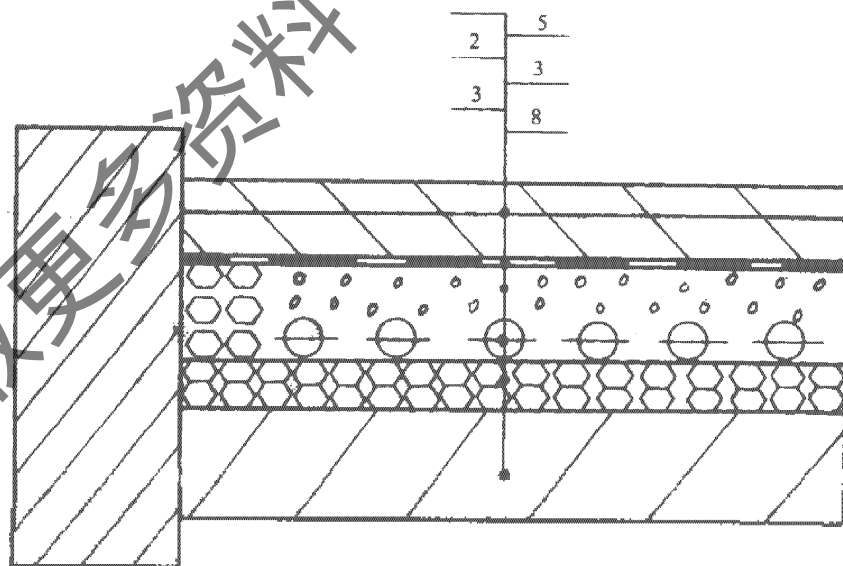


图 1.3.1-1 楼层辐射采暖地板的构成

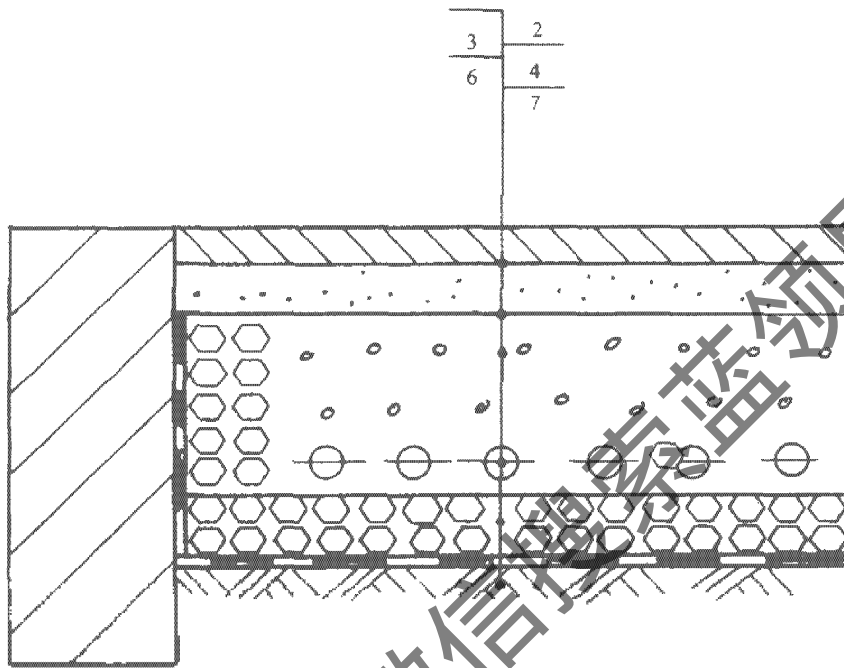


图 1.3.1-2 底层辐射采暖地板的构成

图 1.3.1-1 和图 1.3.1-2 的构造明细表

代号	名称	说明
1	地面层	包括地面装饰层及其保护层
2	填充层	卵石混凝土
3	加热层	
4	绝热层	
5	防水层	仅在楼层潮湿房间地面设置
6	防潮层	仅在地面层土壤上设置
7	土壤	
8	楼板	

(3) 户式空调及其安装要求:

什么是户式空调: 在 1999 年猛然间户式中央空调的名字和产品如雨后春笋般地在中国大地上冒了出来。有一种是风冷冷水机, 末端用风机盘管, 供暖面积可达 $100 \sim 600\text{m}^2$ 。这种做法就是把风冷冷水机吊在过道吊顶上或卫生间等处, 吊顶内净高约 450mm 。

另一种就是风冷热泵式系统。室内机置于吊顶内, 吊顶内净高约 $400 \sim 500\text{mm}$, 用软风道接到各送风口。

如北京地区热泵冬天加热量不够时, 应设辅助热源。

(4) 厨房、卫生间的通风孔洞:

厨房自然通风口的面积不应少于房间地面积的 10% , 不少于 0.6m^2 。

无外窗的卫生间, 应设置有防回流构造的排气通风道, 并预留安装排气机械的位置和条件。

(5) 各专业综合考虑:

住宅的建筑设计, 应能满足建筑设备各系统合理布局, 使其功能有效发挥, 创造一个安全运行, 节约能源的先天条件, 为此:

- 1) 要合理划分各专业的占用空间。
- 2) 燃气、给排水、采暖空调、电气等设备管线应相对集中布置, 配合好, 尽量不交叉。
- 3) 散热器、电源插座、电视电话插座合理布置, 有的插座被散热器或支管遮挡, 影响使用。

1.3.2 空调设计与建筑的关系

一般公共建筑多为空调建筑, 有空调的建筑物, 建筑与暖通专业的关系就更密切。为使大家了解公共建筑中空调的情况, 下

面介绍一下现代公共建筑（以办公楼为例）的分区与常用的空调方式：

(1) 分区：

1) 内区与外区。现代办公楼多为高层大面积，玻璃窗也大，室内电子办公设备多，照明散热也多，有的人员也多，这些都是空调冷负荷。室外温度波动和太阳辐射热也能作用于围护结构进行传热等，但只影响到进深一定的区域，我们称为外区。外区一般为距外墙 4~6m 内的区域。而室内负荷只有照明、电子设备等不受外界温度波动影响的区域称为内区。内区全年的空调负荷均为冷负荷。

2) 内区多用全空气定风量或变风量 (VAV) 的空调方式；外区（周边区）常用风机盘管加新风的空调方式或 VAV 带末端加热的方式。

(2) 常用的空调方式：

1) 全空气空调系统：就是我们常说的集中空调系统也即平常用得最多的大风道空调系统，由空调机房用风道将冷风或热风通过散流器或百叶风口等送入室内，且室内还有回风口的空调系统，这一系统要有机房、要有吊顶空间。

2) 变风量空调系统（又叫 VAV 系统）：变风量空调系统是按照房间负荷的改变而相应改变送入室内的风量的全空气系统，多用在办公楼等公共建筑。变风量系统除风道外，有末端装置，叫 VAV 箱（变风量末端），有时外区的 VAV 箱也要接热水管，有的有小风机需要接电源。

3) VRV 空调系统：这是一种风冷直接蒸发冷却室内空气的变频调节制冷剂量的系统，它不要机房，没有风管，设计简单，中国建筑设计研究院新楼就是它的实例。

4) 风机盘管加新风系统：风机盘管顾名思义就是一个水表面冷却盘管加上一个风机，有进水、出水两个水管接口和进风出风两个风口，所以凡是装风机盘管的地方都有冷热水管道连接。另外夏天时冷却盘管内通 $9 \sim 12^{\circ}\text{C}$ 的冷水，其表面温度比室内空气的露点低，所以风机盘管下边有集水盘，盘中还接出一根凝结水管。这根管道是将水盘中的凝结水排走，它是无压的自流排水管。所以要有一定的坡度， $i \geq 0.005$ 。否则，凝结水盘就会溢出，损坏吊顶装修。

因为风机盘管的作用是将室内空气循环冷却，并不解决室内空气品质（即新风量）的问题，为了使室内人员能呼吸到新鲜空气，所以一般的风机盘管都和新风系统联合使用。而新风系统就是全室外空气经过空气处理机（也叫新风机组）进行加热（或冷却）、加湿等处理后送入室内的系统。

对建筑来说风机盘管在吊顶上的空间要 400mm 左右，梁下至少也得 250mm 。

(3) 吊顶空间和层高：

建筑师对于自己所设计的建筑物在设备、电气等方面先进到什么程度心中要有数，特别要了解各专业在建筑物中都需要占有哪部分空间，竖井需要多大，设在那个部位好，水平管线走在吊顶内还是在走廊内。空调机房是集中还是分散？各要多大面积？设在什么位置？垂直风管和水平风管的大约方向。对于这些管道空间，建筑师要有完整的概念。有了这个数，才能解决好专业矛盾，抓好设计质量。

建筑物的层高除保证建筑规范的有关净高要求外，当然是越小越经济，为了多出面积。可是小到管道都放不下的程度也不行，所以在决定建筑层高时首先要看吊顶内的空间要多少，从暖

通来看采用全空气系统时要梁下 40~50cm, 而采用风机盘管时要梁下净高不小于 30cm。所以裙房的层高应在 4m 以上, 而综合楼标准层的高度应在 3.5m 以上, 饭店宾馆楼层的高度一般不小于 3.0m。

(4) 制冷空调设备机房、风道、管井与建筑的关系:

1) 制冷机房(包括电制冷和直燃吸收式机房)、空调机房的位置在做方案时就需与设备专业一起研究, 确定其面积和层高。可参考表 1.3.2-1、表 1.3.2-2。

空调机房的层高概略值 表 1.3.2-1

建筑物总建筑面积 (m ²)	主要空调机房层高 (m) (包括冷冻机房、锅炉房)	回水池、泵房、电气室 (包括变电室、发电机)	建筑物总建筑面积 (m ²)	主要空调机房层高 (m) (包括冷冻机房、锅炉房)	回水池、泵房、电气室 (包括变电室、发电机)
1000	4.0	4.0	15000	5.5	6.0
2000	4.5	4.5	20000	6.0	6.0
3000	4.5	4.5	25000	6.0	6.0
4000	5.0	5.0	30000	6.5	6.5

设备层中空调机房所占用的面积的概略值表 1.3.2-2

建筑物总面积 (m ²)	空调机房面积 (m ²) (一般概略值)	不同空调方式的空调机房面积 (m ²)	
		各层机组单风道方式 (定风量、变风量) (一般概略值)	单风道方式加 风机盘管方式 (一般概略值)
1000	70 (7.0%)	75 (7.5%)	
3000	200 (6.6%)	190 (6.3%)	120 (4.0%)
5000	290 (5.8%)	310 (6.2%)	200 (4.0%)
10000	450 (4.5%)	550 (5.5%)	350 (3.5%)
15000	600 (4.0%)	750 (5.0%)	550 (3.7%)
20000	770 (3.8%)	960 (4.8%)	730 (3.6%)
25000	920 (3.7%)	1200 (4.8%)	850 (3.4%)
30000	1090 (3.6%)	1400 (4.7%)	1000 (3.0%)

制冷机房面积约占公共建筑总建筑面积的 0.5%~1%;

热交换站面积约占公共建筑总建筑面积的 0.3%~0.5%;

锅炉房面积约占公共建筑总建筑面积的 1%左右;

空调机房面积约占公共建筑总建筑面积的 4%~6% 左右;

而在分层面积上: 500m² 约要空调机房 30m²;

(每层建筑面积) 1000m² 约要空调机房 35~45m²;

2000m² 约要空调机房 45~55m²;

3000m² 约要空调机房 65~75m²。

2) 制冷机房、直燃机房、空调机房的设置对建筑的要求:

① 制冷机房:

a. 有地下室时一般设在地下室, 无地下室时设在一层, 也有设在顶层的, 但很少。

b. 在地下室中设在平面的几何中心为好, 这样可以节省管网的投资和运行的水泵能耗, 因为管道短则系统阻力小, 故水泵的扬程低, 耗能少。

c. 要靠近变配电站和水泵房。

d. 要考虑管区的出路。

e. 要有机器搬进搬出的孔洞。

f. 制冷机房的高度要求(净高)

a) 电制冷机房

大型 $h = 4.5\text{m}$;

小型 $h = 3.5\text{m}$ 。

b) 直燃机房

大型 $h = 5\text{m}$;

小型 $h = 4\text{m}$ 。

② 直燃机房:

直燃机房的特殊要求:

因为燃气有防火防炆要求, 按燃气规范和防火规范的要求,

其机房的位置应当符合以下要求:

- a. 有直接对外的门窗。
- b. 有通风换气。
- c. 在地下室时有泄烟面。

③空调机房:

a. 空调机房的楼板荷载为 $700 \sim 800\text{kg}/\text{m}^2$ 。

如 a. 800m^2 的多功能厅

$2 \times 30000\text{m}^3/\text{h}$ 机房面积 50m^2 。

b. 办公楼每 1000m^2 约需 50m^2 机房面积, 占 5% 。

b. 空调机房应当放在每个防火分区内, 不能把这个防火分区的机房, 放在另一个防火分区内。

c. 空调机房在平面上与主要房间至少应有一室之隔, 为的是避免噪声振动给使用带来无法解决的先天不足。

d. 空调机房的门应为甲级防火隔声门。

e. 管道井 (风管道井和风道井, 还有电缆井): 有一条很重要, 就是燃气管道不允许设在管井里。一定要设时, 要设单独管井, 还得做管井通风。管道井约占总建筑面积的 $1\% \sim 2\%$ 。

风道井分为防、排烟管井, 每个防烟楼梯间附近都得有 $1 \sim 2\text{m}^2$ 的防、排烟管井。

1.3.3 民用建筑空调系统设计的注重点

根据民用建筑空调设计的成功经验和失败教训, 深感空调系统的正确选择是做好空调设计的前提。除了教科书和常用手册资料的介绍外, 我想就几种常见的民用建筑空调系统选用应重点注意之处, 介绍如下:

(1) 旅馆、公寓等居住建筑的空调系统应考虑:

1) 室内上部、下部温度的均匀性, 切勿有吹风感。

2) 所采用的空调设备应选用噪声及振动较小者。尤其是晚上夜深人静时,卧室内出风口处的噪声不宜超过 NC30,最大不得超过 NC35。这在旅馆客房采用风机盘管时容易达到,但在公寓中采用空调系统时,就必须有相应的消声措施。而且空调机房应设在远离卧室处。若采用立式接风管的整体或分体机组时,应设在有隔声的房间内。

3) 各房间应有单独调节与启停的可能。旅馆客房多用风机盘管,可以做到按客人的需要自由调节室温,也可以当客人离开房间时,停掉风机盘管,以利节能。

(2) 办公楼、事务所等行政办公建筑的空调系统应考虑以下 5 个问题:

1) 平面上的内、外分区:现代建筑特别是办公建筑,面积越来越大,层数越来越多。在每层的平面上设置空调系统时,必须按内外区分别设置,一般距外围护结构 5m 以内为外区,距外围护结构 5m 以上为内区。内外区的空调负荷特性不同,所以空调系统应当分开设置。有的建筑也可以按朝向分区。分区太多会增加设备的初投资。但是,合理分区可以节省运行费用。

2) 过渡季节的运行问题。我国疆土辽阔,有不少省市一年内有明显的过渡季节。过渡季节时外区可以不用冷热源,但内区仍需要降温,这时应有降温的手段,设计空调系统时应考虑室外空气直接送入内区的可能。设计冷源时,要考虑最小负荷时的运行工况,制冷机大小搭配。

3) 节假日个别楼层或某办公室加班问题,这问题不好解决。为此只能不设太大的集中空调系统。最好分层设空调系统或每层分区设空调系统。

4) 要考虑系统的灵活性。特别是出租性质的办公楼,由于

业务性质对空调的要求不一样，不同业主，室内布置也不一样。内隔墙的位置也经常变更。空调负荷也多变化。因此设计这类办公建筑时选的设备容量要留有余地。设备配置要大小搭配。系统分布上要机动灵活。顶上送风系统宜优先采用。送、回风口最好能在每个柱脚间均匀分布。

5) 敞开的大办公室内的小房间，如经理室等的个别控制问题，设计时应给予注意。

(3) 百货公司、商场类建筑:

1) 百货公司、商场的冷负荷主要来自照明和人员发热。其数值大小视建筑的档次而定。档次高的人数少，反之人多。通常按 $0.5 \sim 1.0$ 人/ m^2 计算。照明按 $30 \sim 40 W/m^2$ 。

2) 过渡季节的通风换气十分重要。几乎需 80% 的排气才能满足卫生要求。因此这类建筑宜采用双风机系统，或单风机加排风机系统。

3) 商场出入口处人流不息，一年四季大门敞开。冬季流入大量冷空气，夏季室外热气入侵，增加空调负荷。多年的经验告诉我们，大门口设置冷热风幕是解决这一问题的办法。风幕的吹出口风速不能太大，也不能过小，大了会吹掉顾客的帽子了，小了挡不住室外气流的入侵。工程实践证明风幕的吹出口风速以 $4 \sim 5 m/s$ 为好。

4) 商场中循环空气污染严重，空气过滤器以自动清洗式为佳。

(4) 影剧院、大会堂:

这类建筑中的观众厅应为单独系统。而化妆室、排练室、办公室等应另设系统。空调系统的消声隔振非常重要，从设备选用到风管设计都应当注意，风管内的风速一般控制在 $6 m/s$ 以下。

电影放映室、灯光控制室因发热量大，应有单独的排风、降温系统。还应特别注意防火要求。

(5) 医院建筑：

过去对医院建筑重视不够，近几年来这一领域的建筑和空调，都有好多发展。空调设计的重要问题有：

1) 如何防止交叉感染：医院中何处应为正压，何处为负压，设计时要注意。如手术室应为正压（ $2 \sim 2.5 \text{ mm H}_2\text{O}$ ），以防脏室气流入。而放射治疗室、麻醉室应为负压（ $2 \sim 2.5 \text{ mm H}_2\text{O}$ ），为排除密度大的麻醉气体，手术室内的排风口应设在手术室的下部。

2) 如何防止尘埃问题，也就是尽量减少医院内的污染和细菌传播，空调系统负有重要的责任。所以送、排风系统的过滤十分重要。空调系统的法兰垫片应采用橡胶垫。排风过滤是指烧伤病房、传染病房的空调排风。

3) 病房的个别控制问题，病房的温度应能个别调节。

4) 只采暖，不设空调的医院必须有完善的通风系统。

1.4 设备所占空间安排

1.4.1 设备间布置的基本要求

设备空间的位置，依照建筑物的种类、规模、设备方式、使用机器与系统的不同而异。一般中小型建筑，最下层设主要设备室，各层设辅助设备室，并配备相应的管井、管沟。

各类建筑物设备间的大致位置可见图 1.4.1。

主设备室由机械室、电气室、中央监控室组成。其中的机械室是各个设备与城市各对应的设施相连接，以供给能源、物质并进行交换、分配、处理等的中枢。所以当设计主设备室时，有必

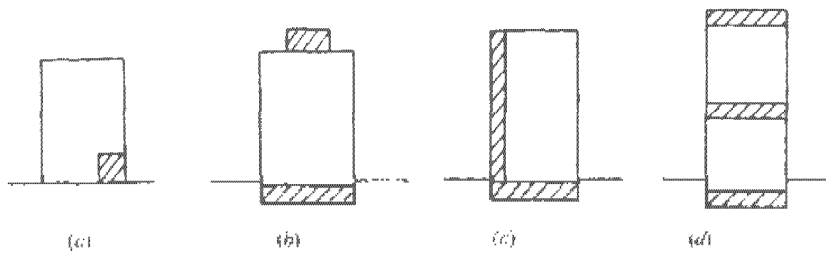


图 1.4.1 各类建筑物设备间的大致位置

(a) 小型楼房；(b) 一般办公室；(c) 出租办公室；(d) 中高层大楼

要对设备的流程、运行安全性进行充分研究。

流程：主要设备室既与外部有系统相连，如冷、热水，电气等的引进引出，又与分布在建筑物内部的末端设备相连，因此要尽可能地形成全面经济的流动线，这样既能节约一次投资，又省经常费用。如：

制冷机房要与变电室、泵房一并考虑。而锅炉房要处于供应燃料方便又有可能在附近建立烟囱的地方，并且要考虑车辆出进的路线。空调机房的设置要考虑送风路线不长，且便于冷热水管连接，又能有室外空气接入的地方。排风机房要注意排出室外的风向和周围环境。

控制室应处于维护管理方便的地方，尽可能设在各设备室的中心地带；设在靠近楼梯或直接通往走廊等易于疏散的地方。

为确保主要设备搬入搬出的方便，宜直接通向道路，门向外开，运输时不应妨碍居住部位。应考虑必要的面积。此外，机电设备的寿命比建筑物本身要短，所以设置机房时对设备的更新问题，应予考虑。预留安装孔洞用时要保证能打开的措施。

(1) 锅炉房、制冷机房有高压、可燃的危险，必须遵守国家的有关规范，采取可靠的安全措施。锅炉房燃烧要大量空气，电

机要通风散热，而且引风、鼓风机噪声甚大，均要注意。制冷机房应设在一般人员不去的地方如地下室。机房内应有充分的维修通道。为了保证操作人员安全，原则上应考虑有两个门。因主机房有噪声及振动，所以在其上方不宜设置声音要求较严的房间。室外冷却塔还应考虑对周围环境的噪声影响。

(2) 空调机房、配管、风道及排风机房等这些房间一般要配置在建筑的核心部位。在平面设计时，必须决定其位置和大小。

从全面经济的角度考虑，空调系统不宜太大，且为了与防火、防烟分区相适应，一个空调系统应以专用为主，其服务面积不宜大于 500m^2 。对分层设置的空调机房特别要注意隔声减振，还要考虑外气进入的途径。空调机房与其他房间的隔墙以 240 砖墙为宜。机房的门应采用隔声门。机房内还应粘贴吸声材料。

标准层内的设备间是设备和管线集中的地方，宜设在建筑物的中央，或分散在若干地方。这些地方往往是各工种“互争”的地盘，这一问题解决得好，将给整个工程带来先天的优点，若解决不好，不但管线互碰打架，而且会造成系统不合理的布置；能量无谓的消耗，造成无法弥补的后患，设计时千万注意，最好在初步设计阶段各工种就合理地划分好空间。

顶层设备间，一般问题不大，通风机室应设在管井的上方，新风口与排风分设。

从工程实践来看，一般大中型民用建筑的机房和管井设计，随建筑平面布置与空调系统的不同在机房布置上有很大差别。

1.4.2 机房设置

(1) 位置

机房的位置在一个大中型的建筑物中是个相当重要的问题。它既决定投资的多少又影响能耗的大小。布置不好或处理不当其

噪声振动还会严重地干扰周围环境及达不到送、排风的效果。

一般来说机房的位置常在下列地方：

制冷机房（带水泵）地下室或单建；

空调机房（带水泵）地下室；

空调机房 地下室或楼层内；

排风机房 地下室或屋顶机房或室外；

冷却塔 屋顶上部或裙房屋顶上；

锅炉房 单建或半地下室（有自然通风）；

热交换间 地下室或单建，超高层时可设在顶层设备间；

制冷机及水泵（冷冻泵、冷却泵）的容量大，振动、噪声也大，常设在地下室中，只有少数自带冷源的立柜式机组可以设在楼层上。

空气调节机体积大，重量轻，可以靠近被空调的房间设置，但要注意消声隔振。也有设在屋顶上的屋顶机组。

选择机房位置时必须与建筑设计配合好。从本专业的角度选择机房位置时应考虑下列原则：

1) 制冷机房（包括供冷水泵）

①过去多在建筑物之外单建，如今多建于建筑物的地下室中。现在在大中型民用建筑中应充分利用地下室，但要处理好隔声防振问题，特别是水泵及支吊架的传振问题。

②在地下室中选制冷机房的位置时，应与低压配电间邻近，而且最好靠近电梯。

③如果是大型高层建筑，有塔楼也有裙房时，如塔楼为筒体或剪力墙结构，制冷机房最好放在裙房的地下室中，而且在其上边（一层）的房间应是对消声隔振无严格要求者。

④制冷机房的位置应尽量靠近负荷中心。

2) 空调机房

①室内声学要求高的建筑物如广播、电视、录音棚等以及大空间，机组风量很大的公共建筑物如体育馆等，空调机房最好设在地下室中。而一般的办公楼、旅馆公共部分（裙房）的空调机房可以分散设在每层楼上，但是机房不应紧靠贵宾室、会议室、报告厅等室内声音要求严格的房间。

②空调机房的划分应不穿越防火区。所以大中型建筑应在每个防火区内设空调机房，最好能在防火区的中心地位。

③各层的空调机房最好能在同一位置上即垂直成一柱布置，这样可缩短冷、热水管的长度，减少与其他管道的交叉，既减少投资又节约能耗。

④各层空调机房的位置应考虑风管的作用半径不要太大，一般为 $30 \sim 40\text{m}$ 。而一个系统的服务面积以 500m^2 为宜。

⑤空调机房的位置应选择最靠近主风道之处，靠近管井使风管尽量缩短，可降低投资也可减少风机的功率。

3) 排风机房

排风机房的位置一般多设在屋顶层。有些也可设在地下室中，如地下车库的排风，地下洗衣房、配电间等的排风。

4) 热交换站

民用建筑的热交换站有两种，一种是由锅炉房供给的汽 - 水热交换或是由城市热网供给的水 - 水热交换。有锅炉房的热交换器可放在锅炉房内。而接城市热网的热力点，一般多为单体建筑。在一些大中型的现代化建筑中热交换站多设在地下室中，尽量靠近制冷机房。

(2) 面积及净高

1) 制冷机房（包括冷冻水泵、冷却水泵）的面积一般按每

1.163MW 冷负荷需 100m^2 估算。当然它随总建筑面积的大小而变化, 约占总建筑面积的 $0.6\% \sim 0.9\%$ 。空调机房的净高, 建筑面积 $< 3000\text{m}^2$, $h = 4.0\text{m}$; 建筑面积 $> 3000\text{m}^2$, $h = 4.5\text{m}$ 。总面积超过 20000m^2 时, 集中空调的大机房高应为 $6 \sim 7\text{m}$, 而分层机组则可为标准层的高度, 即 $2.7 \sim 3.0\text{m}$ 。

2) 锅炉房: 按统计, 建筑面积在 10000m^2 至 50000m^2 范围内, 锅炉房面积占总建筑面积的 $1\% \sim 3\%$ 。($2\text{t/h} \times 2$ 台约 150m^2 , $4\text{t/h} \times 2$ 台约 200m^2 , $6\text{t/h} \times 2$ 台约 250m^2) 而小于 1000m^2 的建筑物, 锅炉房面积约占 4% 左右。锅炉房的净高按锅炉型号而异:

铸铁锅炉锅炉房净高 $4.0 \sim 4.5\text{m}$;

钢板锅炉锅炉房净高 $4.5 \sim 5.0\text{m}$;

水管锅炉锅炉房净高 $6.5 \sim 7.5\text{m}$ 。

工程实例统计表

表 1.4.2-1

建筑物名称	建筑面积 (m^2)	制冷空调机房面积 (m^2)	机房面积占建筑面积的 (%)
北京国际饭店	115000	3720	3.2
国际广播电视交流中心	42000	1200	2.9
北京国际艺苑	36500	900	2.5
新大都饭店	37800	1000	2.6
津华大酒店	25000	600	2.4
中山长江饭店	15000	591	3.9
中国科学院图书馆	35000	1150	3.3
王子饭店	63740	1863	2.9
华侨饭店	16827	700	4.1
日本某超高层饭店	75000	3832	5.0 (含给排水泵房)

3) 空调制冷机房: 空调制冷机房面积约相当于总建筑面积的 3%~7%。依建筑规模及系统方式大有出入。列举如下资料以供参考, 表 1.4.2-1 为工程实例统计表; 表 1.4.2-2 为办公楼空调机房面积表 (国外资料)。

办公楼空调机房面积 (国外资料) 表 1.4.2-2

建筑面积 (m ²)	空调机房面积 (m ²)	分层机组	新风分层 + 风机盘管	层 高 (m)
1000	70 (7.0)	75 (7.5)		4.0
3000	200 (6.6)	190 (6.3)	120 (4.0)	4.5
5000	290 (5.8)	310 (6.2)	200 (4.0)	4.5
10000	450 (4.5)	550 (5.5)	350 (3.5)	5.0
15000	600 (4.0)	750 (5.0)	550 (3.7)	5.5
20000	770 (3.8)	960 (4.8)	730 (3.7)	6.0
25000	920 (3.7)	1200 (4.8)	850 (3.4)	6.0
30000	1090 (3.6)	1400 (4.7)	1000 (3.0)	6.5
40000	1280 (3.2)	(4.2)	(2.8)	6.5
50000	1500 (3.0)	(4.0)	(2.5)	6.5

注: 表中括号为数字为粗略百分比。

4) 冷却塔: 冷却塔一般置于屋顶上, 除有安装面积外, 尚应考虑接管道和维修行人通道。冷却塔的占地面积约为总建筑面积的 0.5%~1.0%。

以北京国际饭店为例, 机房面积的具体分配为:

大空调机房 1000m², 热交换间 400m², 冷冻机房 810m², 中空调机房 220m², 西空调机房 500m², 南空调机房 660m², 游泳池空调机房 130m²。

注: 空调机房包括通风机房在内。

标准层空调风管所占平面空间的概略指标为该层建筑面积的 1.6%~2.5%;冷热水管为 0.4%~1.0% ,合计约 2%~3.5%

(3) 管井

1) 位置及做法:管井内可设风管、水管及其他公用设施所用的管件线路。管井宜在建筑物每区的中心部位,且在机房的附近。管井应从下至上直通到顶,中途不应拐弯。特别是高层建筑为筒体结构时,其内筒的核心区常可作为管井。管井分两种,一种为有检修空间者,检修空间最小应有 50~60cm,为工作人员的通行空间,通路上尚应预留人孔,人孔一般为 1.2m×0.6m。此类管井的尺寸应不小于风管断面的 2 倍。但要注意管井内的管道在每层中都有进有出,特别是风管需要墙上开洞较大,这一点必须与结构协调好,将管井放在墙上开洞不破坏结构刚度的地方。特别是地震区更要注意,最好将管井设在结构的核心之外

另一种为不考虑检修,有一筒为空心砖砌或钢丝网抹灰,遇到检修时将该墙拆掉。

2) 风管距墙的尺寸:风管一边或两边靠墙时距混凝土墙面的间隙,对小风管($\leq 300\text{mm} \times 300\text{mm}$)为 150mm,对大风管($> 300\text{mm} \times 300\text{mm}$)应留 300mm。

3) 从防火安全考虑管井应每隔 3 层用混凝土隔死。

(4) 管道层问题

2.2m 层高的管道层本来只可敷设管道(风管、供热管、供冷管、自来水管、排水管、热水管等等),但现在为了节省面积,有许多设备也放在管道夹层中,有空调箱,有送、排风机,还有水箱、水泵等,这给操作维修带来很大困难。因为层高 2.2m,其梁高依柱网而不同,一般民用建筑以 8m 或 7.5m 柱网较多,则梁的高度为 80~100cm,因此梁下净高只有 1.2~1.4m,再加

上各种管道穿过，如放置了设备，在运行时很难管理。所以除非万不得已，在 2.2m 的管道层中不推荐布置任何有运转部件的设备此外，如宾馆，饭店等管道层的上、下都是客房，风机的振动、噪声一旦处理不好，就会影响使用效果。

(5) 空调设备重量

这是供结构进行计算时用。一般在方案设计完后，施工图开始之前要提给结构专业。当空调设备设在楼板上或屋顶上时，这一重量相当重要。有经验的结构工程师也许不向你提这一数据，但是经验少点，或是想准确计算时他就会向你提空调机房、冷却塔等设备的重量。这可有两种方式提：

1) 估计法：按一般常用的系统，空调机房的荷载约为 $500 \sim 600\text{kg/m}^2$ ，而屋顶机组的荷重视机组的大小而定。

2) 按设备重量和基础尺寸详细提法：这时一定要注意所提的设备重量中应包括充水的重量或冷剂的重量以及保温的重量等全部重量，不能只提一个空的设备重量。

3) 冷却塔：

横式冷却塔 $1 \sim 2\text{m}^2$ ；

立式冷却塔 $2 \sim 3\text{m}^2$ 。

4) 制冷机房：地面的荷载为 $4 \sim 6\text{t/m}^2$ ，且有振动。

(6) 设备出入口

为大型设备（冷冻机、空调箱等）的搬入，在设计机房时应留安装孔洞，并留将来亦能打开更换设备的通道。而这孔洞与通道不能被风管或其他设备、管道堵死。

1.4.3 空气的输送系统

风管

1) 风管断面估算尺寸

风管的尺寸对建筑设计的影响很大，在公共建筑中，建筑的层高常按风管的尺寸而定。但风管的具体尺寸需待冷负荷计算之后，按系统划分的大小及所选通风空调设备的风量才可算出。为解决各工种交叉作业，一般在设计开始不久，建筑即希望能知道主要通风管的断面尺寸，以决定吊顶空间与层高。为此，可以用估算风量，按风速粗算的办法，也可以用风管断面与空调建筑面积之比的百分数法来计算，如表 1.4.3-1 所示。

风管断面积与建筑物空调面积之比表 1.4.3-1

空调房间位置			主风管 (%)	支风管 (%)	
送 风 管	全部建筑物		0.05 ~ 0.07		
	办 公 楼	最上层	两面外墙	0.11	0.20
			一面外墙	0.085	0.17
	中间层	两面外墙	0.061	0.12	
		一面外墙	0.043	0.09	
	营业厅		0.07 ~ 0.1		
影剧院		1.0 ~ 1.5m ² /1000人			
回风管 新风管			按送风管的 70% 取 按送风管的 30% 取		

注：1. 本表引自日本建筑学大系 23册，设备计划法 P.81。

2. 表列数据系指钢筋混凝土建筑，并非全面为玻璃的。

3. 吊顶高度：办公楼 3.6m，营业厅 7.2m。

4. 主风管、支风管之风速分别为 10m/s, 5m/s，送风温差为 12.7°C

2) 风管的配置方式 常用的配置方式有两种：

①空调箱集中设在地下室时，常为主管直上楼层，再于各楼层内按水平分配，这时吊顶内水平风管所需空间净高（即梁底至吊顶龙骨顶面）为 $H+100$ ， H 为风管的高度，一般为 60~70cm 高；

②另一种为空调机房设在与被空调房间同一层上，则风管直接从机房中水平引出，干管可走在走廊吊顶内。

3) 风管的材料 空调风管以镀锌钢板矩形风管为主，有时也做一点混凝土风管。根据工程实践的经验教训，上述做的送、排风道漏风的居多，一般以不用为好。

1.5 做方案设计时的初估值采用

(1) 空调用冷、热负荷估算

每个设计人员，均需要一些数据以供方案阶段估算建筑物的负荷和设备的容量，即常说的面积指标。夏季每 1RT（冷吨 = $3.517\text{kW} = 3024\text{kcal/h}$ ）能服务多少 m^2 ；冬季每 1m^2 的耗热指标是多少 W ，以及每 m^2 的风量是多少 m^3 ，用以初估空调机。当然这些数值不同的气候及各种用途建筑物的差别很大，只有凭经验。同时这些数据还可供设计人员用来检查计算机计算结果，及其他特殊的计算错误等。下表也是一些经验数字，仅供参考，每个设计人员应及时总结自己的经验。下面有四个表，其中表 1.5-1a、b 是我们亲自调查的，摘自《高层建筑调查报告》“暖通空调部分”。

制冷设备设计容量与使用情况调查表

表 1.5-1a

工程名称	西苑饭店	白天鹅宾馆	花园酒店	中国大酒店	中山国际酒店	南海酒店	香山饭店	北京国际饭店
建筑面积 (m ²)	62000	91530	169000	158500	37600	42000	33100	115000
客房间数	756	1014	1200 + 写字间	1200 + 公寓、办公	400	396	320	1100
制冷机台数 (RT × 台)	600 × 3	450 × 4	550 × 8 400 × 1	800 × 5	350 × 3	340 × 3	600 × 2	1745kW × 5
安装容量 (kW)	6280	6280	16747	13956	3663	3489	4222	8723
厂家	YORK	三菱	三菱	TRANE	CARRIER	TRANE	YORK	中国重庆
开机台数最多	2	4	6	4	2	2	1	4
开机台数最小	1	1	1	1	1	1	1	1
一般	1	2	4	3	1	1	1	2
每年开机时间	半年 季节明显	10个月	9个月	10个月	几乎全年	几乎全年	半年	半年
折合每 m ² 冷负荷安装容量 (W/m ²)	101	70	99	88	98	83	127	76
高峰时实用负荷	50	70	67	70	65	65	64	60

注: 1kW = 860kcal/h; 1W/m² = 0.86kcal/(m²·h)。

表 1.5-1b

锅炉设计容量与使用情况调查表

工程名称	西苑饭店	白天鹅宾馆	花园酒店	中国大酒店	中山国际酒店	南海酒店	文化酒店	北京国际饭店
建筑面积 (m ²)	62000	91500	169000	158500	37600	42000	45000	115000
客房间数	756	1014	1200 + 写字间	1200 + 公寓、办公	400	396	450	1100
型号		CB	CB	COS	CB	CB	A × S	重庆
(1/h × 台)	4 × 5 (水) 6 × 3 (汽)	7 × 3	9 × 2 5 × 1	7 × 3 3 × 2	4.5 × 2	4.5 × 2	3.6 × 2	4 × 4
燃料	煤	重油	重油	重油	重油	重油	油	煤气
启动台数最大	3/2 (水) / (汽)	7 × 2	9 × 1	7 × 1 + 3 × 1	4.5 × 1	4.5 × 1		2
启动台数最小		7 × 1	5 × 1	7 × 1	4.5 × 1	4.5 × 1		1
一般	1/2 (水) / (汽)	7 × 1	5 × 1	7 × 1	4.5 × 1	4.5 × 1		1
燃油量					1.5 t/d	1 t/d		
厨房燃气量		500 ~ 600 kg/天 液化石油气	1000 kg/天 液化石油气	750 kg/天 液化石油气				

获取更多资料 微信扫码搜索 领星球

表 1.5-2 是摘自美国《暖通空调设计手册》，1988 年版的资料

表 1.5-2

建筑物名称	冷指标 (W/m^2)	建筑物名称	冷指标 (W/m^2)
居住建筑	40 ~ 52	洁净室	320 ~ 105
教室	128 ~ 163	医院病房	105 ~ 93 (不回风)
办公楼	105 ~ 93	比赛场	163 ~ 209
会议厅	320 ~ 163	旅馆会议室	128 ~ 163
保龄球	3489 ~ 4652/每一条道	数据处理	407 ~ 320

表 1.5-3 是日本近年来单位空调面积的负荷调查结果。

(2) 空调用电量估算 (W/m^2) 见表 1.5-4。

(3) 空调用水量 (主要指补充水量)

表 1.5-3

建筑物名称	夏 季			冬 季		
	n	ΔQ	Q (W/m^2)	n	ΔQ	Q (W/m^2)
剧场	6	12.5	262	5	14.2	207
展览馆	5	8.6	137	5	11.4	131
商场	18	4.3	157	17	5.8	129
旅馆	14	4.1	165	13	6.6	170
住宅	6	12.6	128	6	17.2	136
医院	12	19.4	165	11	16.5	160
博物馆	8	6.1	186	8	5.8	180
学校	10	14.3	156	12	15.0	194
办公楼	69	7.5	145	71	9.3	134

注： n 为调查项数， ΔQ 为标准偏差。本表摘自四川省建筑设计院《暖通空调文集》。

注意：本表的负荷指标是指每单位空调面积的数值，而不是建筑面积。

表 1.5.4

建筑物名称	空调用动力 (含风机、水泵、制冷机)	一般动力 (含电梯、给排水、风机)	灯具	特殊用电	合计
旅馆	40	35	25	0	100
办公楼	45	30	20	10	105
医院	40	30	30	20	120
商店	50	40	40	15	145

注:《民用建筑采暖通风设计技术措施》书中的用电量指标与上表基本一致。

系统补水与制冷设备的容量,系统的大小,管网的长短,设备的多少和安装质量有很大关系。空调工程中主要补水的两个地方,一为冷却塔,二为锅炉。

1) 冷却塔:制冷能力在 300RT 以上的冷却塔补水应为软化水,而小型制冷设备冷却塔的补水可用投药的办法使其软化。小型系统的补充水约为 $2 \sim 4\text{L}/(\text{RT}\cdot\text{h})$ (约 5‰)。补水约为(塔)循环水量的 1%~1.5%。

冷却塔补充水量 $\text{L}/(\text{RT}\cdot\text{h})$

	压缩式	吸收式
蒸发水量	6.6	10
散出水量	2.4	3.6
合计	9.0	13.6

例:吸收式冷冻机 300RT2 台,日运行 6 小时,则补水量为 $13.6 \times 6 \times 300 \times 2 = 49\text{m}^3/\text{d}$ 。

2) 锅炉:蒸汽锅炉的补水量为日蒸发量的 5%。热水锅炉可按总循环水量的 1%~3%。

例如:蒸发量为 $3\text{t}/\text{h}$ 的锅炉 3 台,运行时间为 8~17 点钟,

求补水量。

$$\begin{aligned} & 3000(\text{kg/h}) \times 3(\text{台}) \times 0.7(\text{同时使用系数}) \times 9(\text{小时}) \\ & = 56700\text{kg/d} \end{aligned}$$

补水量取上式的 3% 则，

$$56700 \times 0.03 = 1701 \approx 2\text{m}^3/\text{d}$$

若有连续排污时则水量要增加。

(4) 煤气用量

民用建筑用煤气一般为低压，也有用到中压。 $P \leq 0.05$ 表压为低压， $0.05 < P \leq 1.5$ 表压为中压。除煤气锅炉用中压外，大多数民用厨房多为低压煤气。用气量可按下述估算。

1) 住宅： $0.1\text{m}^3/(\text{人} \cdot \text{h})$

或 $2.2\text{m}^3/(\text{户} \cdot \text{d})$

2) 医院： $0.1\text{m}^3/(\text{床} \cdot \text{h})$ (日工作小时数为 4)

3) 旅馆： $0.3 \sim 0.4\text{m}^3/(\text{床} \cdot \text{h})$ (日工作小时数为 6)

注：城市煤气热值按 $17585\text{kJ}/\text{m}^3$ 计。

4) 日本资料

建筑名称	日消费量	小时高峰
	$\text{L}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$	$\text{L}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$
旅馆	30 ~ 40	3 ~ 4
医院	10 ~ 14	2.5 ~ 3

附录 采暖、通风和空气调节 方案设计用的估算指标

(1) 民用建筑在方案设计阶段，往往需要粗估采暖、通风和

空气调节专业的供冷量、供热量、供电量、供水量以及空气调节机房、制冷机房、锅炉房等的面积。有条件时，应尽量根据具体资料进行计算；当无计算条件时，可参照下列方法估算。

只采暖的民用建筑。

只设采暖系统的建筑物，其采暖供热量可按下面两种方法之一进行估算。

1) 单位面积热指标法：当只知道总建筑面积时，其采暖热指标可参考下列数值：

住宅	47 ~ 70W/m ²
办公楼、学校	58 ~ 81W/m ²
医院、幼儿园	64 ~ 81W/m ²
旅馆	58 ~ 70W/m ²
图书馆	47 ~ 76W/m ²
商店	64 ~ 87W/m ²
单层住宅	81 ~ 105W/m ²
食堂、餐厅	116 ~ 140W/m ²
影剧院	93 ~ 116W/m ²
大礼堂、体育馆	116 ~ 163W/m ²

注：1. 总建筑面积大、外围护结构热工性能好、窗户面积小，采用较小的指标；反之建筑面积小、外围护结构热工性能差、窗户面积大，采用较大的指标。

2. $1\text{W}/\text{m}^2 = 0.86\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 。

2) 窗墙比公式法：当已知外墙面积、窗墙比及建筑面积时，采暖供热指标可按下列公式估算。

$$q = 1.163 \frac{(6a + 1.5) W}{F} (t_n - t_w)$$

- 式中 q ——建筑物采暖热负荷指标 (W/m^2);
 α ——外窗面积与外墙面积 (包括窗) 之比;
 W ——外墙总面积 (包括窗) (m^2);
 F ——总建筑面积 (m^2);
 t_{in} ——室内采暖设计温度 ($^{\circ}C$);
 t_{out} ——室外采暖设计温度 ($^{\circ}C$).

注: 上述热指标已包括管道损失在内, 可用它直接作为选锅炉的热负荷, 不必再加系数

(2) 民用建筑空气调节系统的夏季冷负荷, 应尽量按计算确定。当计算条件不具备时, 可参考下列方法之一估算。

1) 被空气调节房间的冷负荷包括由外围护结构传热、太阳辐射热、空气渗透、人员散热、灯光散热、室内其他设备散热等引起的冷负荷, 再加上室外新风量带来的冷负荷, 即为空气调节系统的冷负荷。估算时, 可以外围护结构和室内人员两部分为基础, 把整个建筑物看成一个大空间, 按各朝向计算其冷负荷, 再加上每位在室人员按 $116W$ 计算的全部人员散热量, 然后将该结果乘以新风负荷系数 1.5 , 即为估算建筑物的总冷负荷, 如下式:

$$Q = (Q_w + 116 \cdot n) \times 1.5W$$

- 式中 Q ——建筑物空气调节系统总冷负荷 (W);
 Q_w ——整个建筑物围护结构引起的总冷负荷 (W);
 n ——建筑物内总人数。

2) 根据国内现有的一些工程冷负荷指标套用 (为按建筑面积的冷负荷指标)

以旅馆为基础, 对其他建筑物则乘以修正系数 β_r .

旅 馆 $81 \sim 93W/m^2$

办公楼	$\beta = 1.2$
图书馆	$\beta = 0.5$ (按总面积)
商店	$\beta = 0.8$ (只营业厅空气调节) $\beta = 1.5$ (全部空气调节)
体育馆	$\beta = 3.0$ (按比赛馆面积) $\beta = 1.5$ (按总建筑面积)
大会堂	$\beta = 2 \sim 2.5$
影剧院	$\beta = 1.2$ (电影厅空气调节) $\beta = 1.5 \sim 1.6$ (大剧院)
医院	$\beta = 0.8 \sim 1.0$

注：1. 建筑物的总建筑面积小于 5000m^2 时，取上限值；大于 10000m^2 时，取下限值。

2. 按上述指标确定的冷负荷，即是制冷机的容量，不必再加系数。

3. 博物馆可参考图书馆，展览馆可参考商店。其他建筑物可参考相近类别的建筑。

(3) 通风、空气调节与制冷设备用电量（安装容量）估算指标，一般应按冷、热负荷及风量，选出设备后，再进行统计。

全空气空气调节系统的风量，一般可按系统总冷负荷的 $1/5 \sim 1/4$ 考虑。

当条件不允许详细统计时，可参考下列指标估算。按整个建筑面积指标，以全部空气调节的旅馆为基础，对其他类型建筑物则乘以修正系数 α 。

旅馆	$0.035 \sim 0.045\text{kW}/\text{m}^2$
大会堂	$\alpha = 1.6$
办公楼	$\alpha = 1.2$
商店	$\alpha = 0.7 \sim 1.3$

体育馆	$\alpha = 3 \sim 1$
图书馆	$\alpha = 0.5 \sim 0.7$
影剧院	$\alpha = 1.2 \sim 1.5$
医院	$\alpha = 0.8 \sim 1$

注：1. 当采用吸收式制冷机时，电量可比上述指标减少一半。

2. 当采用天然冷源时，不得用上述指标。

(4) 制冷机的冷却水量，可根据制冷机形式，按下列指标估算：

活塞式制冷机	0.215t/kW
离心式制冷机	0.258t/kW
吸收式制冷机	0.3t/kW
螺杆式制冷机	0.193 ~ 0.322t/kW

(5) 空气调节机房、通风机房、制冷机房等的面积，随系统的集中与分散、制冷机与空气调节器的不同而异。一般估算时，全部空气调节建筑可按总建筑面积的 3% ~ 7% 考虑。

风道、管道井约占总建筑面积的 1% ~ 3%。

注：1. 当建筑物内只有部分面积设置空气调节系统时，机房面积指标可大致按比例减小。

2. 上述机房面积指标中已包括热力入口、热交换器间的面积在内。

空气调节建筑物的冬季热负荷，可按 (1) 的采暖热负荷指标估算后，再乘以空气调节系统冬季用室外新风量的加热系数 1.3 ~ 1.5 即可。

(6) 医院各部门的蒸汽耗量。

用于门诊、理疗的高压蒸汽量	0.6 ~ 0.7kg/ (人·次)
用于病房的高压蒸汽量	4.0 ~ 5.0kg/ (h·床)
用于厨房的高压蒸汽量	0.45 ~ 0.5kg/ (h·床)

用于洗衣房的高压蒸汽量 $0.4 \sim 0.6 \text{kg}/(\text{h} \cdot \text{床})$

注：1. 以上所列数据是指有煮沸消毒器、干式消毒柜、开水器、倒便器、蒸馏器、蒸饭锅、洗碗机、洗衣机、烘干机、烫平机和生活热水供应设备的医院蒸汽耗量。

2. 本附录摘自《民用建筑采暖通风设计技术措施》，并略加修改。

(7) 旅馆厨房用蒸汽量。

按 $0.5 \sim 1.0 \text{kg}/(\text{h} \cdot \text{人} \cdot \text{餐})$ 估算。

蒸汽压力为 $0.2 \sim 0.3 \text{MPa}$ 。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

2 采暖、通风与空调设计工作须知

2.1 本专业设计文件编制深度

暖通空调设计的深度应符合国家统一的规定，即“建筑工程设计文件编制深度的规定”。本书仅结合大、中型民用建筑的暖通空调设计，按方案设计、初步设计、施工图设计三个阶段摘要编写如下：

· 方案设计 在方案设计阶段，暖通专业可按工程大小及复杂程度编写主要说明，列入建筑专业的方案设计说明中，而在建筑图中考虑机房面积。

只有采暖的建筑物，主要说明采暖热媒的参数及供应方式，初估采暖热负荷。

有采暖也有空调的建筑物，应说明室内外设计计算参数、空调方式及初估冷、热负荷；主要机房的位置；防烟排烟系统及控制方式。

· 初步设计（或扩初设计）在初步设计阶段，暖通专业应有计算书、说明书和设计图纸，但计算书不对外。

(1) 设计说明书

1) 设计依据：摘录设计总说明所列批准文件和依据性资料中与本专业设计有关的内容（如室外主要气象参数等），本工程

其他专业提供的设计资料（包括建筑设计使用功能或生产工艺对采暖通风的要求，建筑物围护结构的热工性能等）。

2) 设计范围：根据设计任务要求和有关资料，说明本专业设计的内容。

3) 采暖

①采暖系统的形式及其组成，管道敷设方式。

②采暖热媒及采暖入口的确定。

③采暖耗热量。

④采暖设备和管道保温材料的选择。

⑤节能措施。

4) 通风及空调

①按规范和使用要求确定的室内设计参数，并如表 2.1-1 列出。较简单的系统可用文字说明。

室内设计参数表

表 2.1-1

房间名称	室温 (°C)		相对湿度 (%)		噪声度 dB (A)	工作区风速 (m/s)	新风标准 [m ³ /(人·h)]
	夏季	冬季	夏季	冬季			

②系统风量、冷量、热量的确定，气流组织的选择。

③空调及冷冻设备的选择。

④空调、制冷及自动控制方案，系统划分及组成（包括冷却塔）。

- ⑤保温及防腐材料的确定，防潮、防水所采取的措施。
- 5) 列出本专业主要设计指标汇总表，如表 2.1-2。

主要设计指标汇总表 (W/m²)

表 2.1-2

子项名称	建筑面积 (m ²)	热量 (W)		热指标 (W/m ²)		电量 (kW)	冷量 (W)	备注
		采暖	通风	采暖	通风			
合计								

注：当系统较多且要求各不相同，可分系统进行统计。

6) 列出通风、空调、制冷的设备清单（设备表的规格不做统一规定）。

7) 需提请在设计审批时解决或确定的主要问题。

(2) 设计图纸（采暖不出图）

1) 送排风平面图。主要表示设备位置、机房大小及管井、管道走向及送排风口位置，注明系统编号，主要管道尺寸及标高。

2) 空调、冷冻装置的平面图。表示设备布置，管道走向，注明设备编号、主要管道尺寸。冷却塔位置、尺寸。

3) 风系统原理图。

4) 水系统原理图。

5) 防排烟系统原理图。

6) 空调系统自控原理图。

· 施工图设计 施工图设计由首页、空调通风设备及主要附件表和设计图纸所组成。

2.2 暖通空调专业负责人工作指南 与各级技术岗位的主要职责

工种负责人是本专业具体设计项目的技术负责人，在设计总工程师和组长的双重领导下，对所承担项目的采暖、通风和空气调节设计全面负责，且是本专业该项目设计的组织者。

2.2.1 暖通空调专业负责人工作指南

本指南分为工种负责人的职责范围和工作指南两大部分。

1. 职责范围

(1) 根据设计任务书的要求，负责收集、分析本专业的的设计基础资料；在国家现行基建方针政策下，确定设计标准及本专业的的设计原则，制定统一技术条件（包括施工图的制图统一规定）；提出采用和推广先进技术的措施，特别应注重防火与节能措施；制定出适用、经济合理的设计方案。

(2) 按照配合进度的要求，制定作业计划，组织并参加本专业设计文件的编制，做到设计经济合理、技术先进；图纸质量优良，消灭错、漏、碰、缺；保证设计文件完整和准确；负责解决本专业设计中的技术问题。

(3) 负责与各专业的配合协作，参加会审、会签并对本专业与其他专业间的矛盾提出处理意见；应绘制本专业的主要图纸（原理图、平、剖面图）。

(4) 参加技术交底、工程验收和工程总结；研究解决本专业在施工中出现的设计问题；负责本专业设计文件的整理与归档对设计质量等级提出初评意见。

(5) 参加系统的调试运转，使设计满足使用要求对重大工程应负责写出工程技术总结。

2. 工作指南

(1) 方案设计阶段（指已经委托了的设计正式开展工作阶段，或叫初步设计准备阶段）这一段的主要工作有：

1) 熟悉设计任务书中对暖通空调的要求，对照有关政策及设计规范，确定设计标准。

2) 了解建筑的方案设想及草图。

3) 根据任务书、已定设计标准及建筑形式估算出建筑物的冷负荷、热负荷、总用水量、用电量，提交有关部门。

4) 按照具体建筑方案及工艺（使用）对室内环境的温、湿度要求，本着适用、经济的原则进行初步方案比较，确定设计方案

5) 配合建筑方案提出机房要求，它包括位置、面积、高度；原则上确定管道层、水箱间、地沟、竖井的有无，具体尺寸到初步设计时定。这一步可能有几个回合，必须相互协商，以达到整个建筑都协调一致，满足功能最佳要求为止。

(2) 初步设计阶段

1) 在已有设想方案的前提下，有针对性地收集与本工程类似工程的设计参考资料，有条件时进行一些专业参观，摸清国内外对这类建筑的暖通技术水平，当前采用的系统及其使用效果、存在问题等。

2) 分析上述情况，结合工程所在地点的室外环境，与室内设计标准，进行初步设计方案比较。大、中型项目不得少于两个方案，比较方案要有理有据，即既要技术先进还得经济合理。工种负责人应将比较方案提给组长（或主任工程师）组织讨论。

3) 确定设计方案，商定机房位置和大小，计算冷、热负荷，

选出设备，对机房进行单线布置。给水、电工种提出用水、用电资料。用水资料应包括系统的补充水、冷却水及凝结水的排出等，注明水量、水压及使用小时数；用电资料应包括：①风机、水泵、冷冻机、空调器的设备安装容量，同时使用系数，电源电压，相数，使用时间等；②空气调节自动控制系统的要求；③防火排烟系统的控制要求；④其他特殊要求。

4 与外部单位的配合，一定要主动去联系。

①根据建筑物情况，分别按建筑物防火设计规范或高层建筑防火设计规范确定该工程的暖通空调防烟排烟设计，并做草图去当地消防大队认可。

②如果热源由城市热网供给时，应将本工程整个用热负荷（包括采暖热负荷、空调热负荷及热水供应热负荷）提交当地热力公司，并要取得热力公司返回的热力网接口位置，供、回水压力，水温（冬季、夏季）及系统静压等有关书面资料，并协商好热力点连接方式（直接、间接）。

③如果为区域锅炉房或热网间接连接时应考虑膨胀水箱的高度、位置及早提给土建，以便结构计算时考虑。如果锅炉房已建好且将供本工程用热时，应了解其热源的参数与接入方位。如锅炉房也在本工程设计范围时，则应与给水排水工种一起统计出锅炉房的总热负荷及供热介质和参数，订出锅炉房的规模。

5) 落实机房大小、管道层、竖井尺寸，进排风口的位置，地沟的有无及大小，且在考虑采暖入口时应对室外总平面一并考虑。

6) 在开展图面作业之前，应了解结构的方案，确定管道能否穿梁，墙上可否开洞等问题。然后单线绘制出主要平面图、水路系统图、风路（空调送、排风）系统图、防烟排烟系统图。并标注管道尺寸、设备型号、保温材料及厚度等。

空调冷热负荷。

空调系统划分及组成。

冷源供应方式、冷媒参数。

自动控制程度及控制方案。

室内气流组织的选择。

空调、制冷设备的选用。

保温、消声、隔振的措施及材料选择。

⑥防烟、排烟

防烟、排烟系统设计及控制要求。

防烟、排烟设备选择。

⑦设计指标 见表

⑧节能措施 应以“建筑设计节能准则”为依据，采取相应的节能措施。

子项 (或系统) 名称	建筑面积 (m^2)	热负荷/耗热指标 (kW) / (kW/m^2)		冷负荷/耗冷指标 (kW) / (kW/m^2)		耗电量/耗电指标 ($\frac{kW}{kW/m^2}$)
		采暖	通风			

⑨采用新技术

⑩设计存在主要问题（指出需要在设计审批时解决或明确的主要问题）。

8) 编写好初步设计说明之后，应与土建、水、电及预算工种核对一次相互提供的资料是否齐全，能否满足要求，所用数据是否一致。这里特别要注意的是建筑专业在他的初步设计说明中所写的墙体材料及厚度、屋面做法及保温层厚度、外窗外门的层

数及所用玻璃类型是否与本工程计算负荷时建筑所提供的做法相一致。另外本专业初步设计说明书中所写的选用设备及数量与提供预算专业的数据是否一致，如有改动应及时通知预算工种。

(3) 施工图阶段

1) 在施工图未开始之前应做以下工作

①阅读初步设计审批文件，摘录与本工种有关的部分，重点放在消防大队对防烟排烟的意见，环保局对烟囱、噪声的限制及对采暖、通风空调设计标准的意见等。

②制定本工程施工图的技术统一措施。

③按“建筑工程设计文件编制深度的规定”估算出图纸张数。

④按总进度的要求和图纸的数量向组长提出人力的配备。

⑤原则上按批准的初步设计进行，非经有关部门批准不得任意改动。建筑及其他工种若要改变初步设计方案须经所管领导批准，否则本工程将予以抵制。另外，初步设计中的遗留问题，在这段中应予解决。

2) 施工图开始后的工作

①首先参加设计总工程师组织的订“配合进度表”。

参加订配合进度时，一般应按工程大小，周期长短和参加设计人员的熟练程度来定。

参加订配合进度时，先要订出建筑提给暖通专业作业图的时间，作业图的深度应包括：墙体材料及厚度、屋面做法、门窗大小、层数及开启方式，然后订出反提给水、电及土建资料的日期。拿到作业图后进行冷热负荷计算，设备选型，调整机房，初步布置管道，之后返提给土建工种建筑机房，建筑层高、设备重量等。记住！在这之前应了解结构梁的布置情况和是否有剪力墙

等不允许管道穿过的地方。其次给电气工种先提出每个空调与制冷机房的用电量和使用时间，给水工种提出用水量（以上为第一批资料）。提出第一批资料的时间，应在尽可能的条件下越快越好。然后就进行施工图设计（画平面图、画机房图），过一段时间再提出第二批资料，包括：用电点的位置，空调自控原理，防烟排烟原理，送、回风口尺寸、位置，管道标高、尺寸，地沟位置、尺寸，检查井位置、尺寸，管道、风道穿墙、穿楼板留洞等资料在给各工种提出资料时，一定要通过工种负责人签字，并复印一份留底。此外在给各工种提出资料后，要走出确认时间，特别是土建工种能否满足我们的要求，一定要在双方同意下，才可进行制图，免得不断返工。

②解决本专业与其他专业之间的矛盾。

在正式制图之前，各工种应对空间的水平和垂直两个方向进行分割，除个别管道外，一般均应在自己所分到的空间内敷设，以便减少交叉，节约层高，使整个工程协调一致。

工种负责人要有其他工种的基本知识，虚心请教，逐步掌握。必须了解清楚本工程其他工种的方案，如结构的梁、板与剪力墙的位置，灯具形式、喷洒头布置、上、下水道及电缆的敷设方式，烟感器、扩声器等的位置，有矛盾时要在设计过程中协商解决。原则上应从全局出发，在不影响本专业技术原则下互谅互让，如有压管道让无压管道，小管道让大管道等等。

组织本专业参加本工程设计的人员进行施工图设计，解决好本专业的管道、风口等位置。要保证图面整洁、比例合适、图例统一、密度恰当。适当注意图面美观，交待清楚，方便施工，消灭错、漏、碰、缺。

工种负责人应绘制本专业的主要图纸，如空调控制原理图，

风系统、水系统图，主要平面图及复杂的机房平、剖面等。

参加图纸的会审、会签，认真与各专业核对图纸，使本专业图中所注的尺寸与其他专业有关的孔洞等相互协调一致，不错不漏。

填写校审卡片，校核计算书及图纸。出图后，整理资料，做好归档工作。

填写设计质量评定卡，对所做的工程进行自评。

(4) 施工阶段

1) 技术交底 介绍设计意图，提出施工注意事项，以及图纸中已发现的遗漏或标注错误的修改等。

2) 配合施工

主动了解施工进度，及时解决施工中出现的互相碰撞与其他技术问题。

进行洽商及补充图纸，并做好洽商及修改图纸的记录，将记录妥善保存，待工程完工后整理归档并作为竣工图的依据。

协助监督施工质量。

(5) 调试、验收、总结

1) 工程完工后，应参加调试及工程验收工作。

2) 工程交付使用后，应了解设计与使用效果，认真总结经验。

3) 重大工程或技术上有代表性的工程应及时写出技术总结。

4) 是否需要做竣工图，应根据与建设单位所签合同而定。

2.2.2 暖通空调专业各级技术岗位的主要职责

(1) 审定人

1) 根据设计任务书要求，检查、分析设计基础文件，及时

指导方案、初步设计和施工图设计，以确保施工图设计能够按方案、初步设计确定的原则实施。

2) 审定技术措施和技术条件以及各阶段相应的设计文件。应重点审查涉及规范、规程、标准、设备选型、安全、经济、设计计算原则等重大原则问题。

(2) 审核人

1) 审核全部设计文件和图纸的正确性、完整性，是否符合《建筑工程设计文件编制深度的规定》要求。

2) 审查设备选型以及本专业系统选型是否合理、经济，设计是否符合规范和技术条件的要求。

(3) 工种负责人

1) 对本专业设计项目在技术上负主要责任。

2) 负责本专业设计文件的验证和完整性，包括各种原始资料、互提资料、计算书、图纸、各级人员的校审记录。

3) 执行本专业应遵守的规范、规程、标准，编制本专业的技术措施和统一技术条件，采用有效版本的标准图、通用图，使用有效版本的计算机应用软件。

4) 做好各专业的配合协作及互提资料，参加会审、会签工作。

5) 检查设计、校对人在设计工作中所负的技术责任是否达到要求。

6) 负责工程的技术交底、施工配合及工程验收。

(4) 校对人员

1) 校对人员应对所承担校对的设计文件（图纸、计算书）进行全面校对，使设计符合确定的设计原则、规范、措施和技术条件，数据合理正确，避免错、漏、碰、缺。

2) 校对人在校对设计文件时应协调本专业和相应专业的有关资料,对计算书中每一个公式或数字、设计图中的每一个尺寸和构造的正确性负责,对平面图、系统图、放大图之相应关系的正确性负责,对图纸中的设备选型及布置的正确性负责。校对过的计算书要有迹可查,校对过的每张图纸均须填写“校对审图记录单”。

3) 校对人应逐条检查设计人对“校对审图记录单”中提出的问题的落实情况。

(5) 设计(制图)人

1) 设计人应对本人承担的设计内容在技术上负主要责任。

2) 负荷计算正确,系统选择和平面布置合理,设备选择正确、布置合理,系统水力计算完整,遵守本专业的规范、规程、标准,正确选用本专业的标准图、通用图。

3) 所有计算书应完整、清晰、成册。

4) 设计(制图)人应对所绘制图纸的图面质量负责,做到交待清楚,与本专业内部及有关专业的图纸相互一致,尺寸准确。管径与风管截面与计算书一致,设备选型符合规范。图纸在送交校对入校核前,应认真自校,保证图纸出于质量。

5) 设计(制图)人应对校核人、工种负责人、审核人、审定人提出的修改意见逐条进行落实,并在“校对审图记录单”上记载处理结果。

2.3 暖通空调施工图校对提纲

提要:校对人在校图过程中始终应注意

1) 设计是否符合国家颁布的有关“规范”“标准”;

- 2) 设计是否符合部、局和各省、市颁布的有关规定；
- 3) 设计是否符合本院的“技术措施”；
- 4) 设计内容与初步设计及审批意见是否相符；
- 5) 设计图纸是否符合《建筑工程设计文件编制深度的规定》。方法：在校对图纸之前应当先校对计算书，对计算方法及数据一一校对，看其是否正确，对计算结果逐个检查，看有无差错。

对所选定的设备看是否正确。有无已淘汰的产品。

重点核对：风机的风量、风压；

水泵的流量、扬程；

空调箱的冷量、热量、风压、噪声；

冷冻机的制冷量等。

· 暖通空调施工图校对提纲

(1) 首页图

1) 图纸目录与图的名称、内容、与图签内容是否一致，标准图或重复使用图的选用是否准确是否齐全。

2) 采暖设计参数（采暖面积、热源性质及温差、总耗热量、系统总阻力；空调设计参数（空调面积、空调室内外设计参数、精度、冷、热负荷）；制冷设计参数（蒸发温度、冷凝温度、供、回冷水温度等），是否正确，并无遗漏。

3) 设备型号、规格、数量有无差错，是否有已淘汰产品。

4) 图例是否齐全，与统一图例是否相符。

5) 采暖耗热量、散热器型号片数与设计书是否一致，选用计算数据是否正确。

6) 空调负荷、风量、设备选型与计算书是否一致。

7) 设计说明是否能满足本工程的要求。有无与“规范”中

强制性条文相互不一致的说法。

(2) 平面图、剖面图、系统图之间互相一致，与各工种要配合好，本专业要重点校对以下的内容。

(3) 平面图

1) 建筑轮廓、轴线号、轴线尺寸、房间名称、室内外相对标高有关的工艺设备位置及编号是否与建筑图、工艺图符合。

2) 建筑方位（即指北针）（可只在一层平面上划出）。

3) 采暖平面图

采暖设备、部件按图例表示；立管编号、固定支架、管道坡度、坡向、补偿器型号、管径、散热器型号、规格、数量；管道管径是否表达齐全。管道坡度、放空气、泄水是否有问题。

4) 通风平面图

弯头、检查口、测定孔、调节阀门、防火阀、送排风口应符合图例，位置尺寸要表示清楚。标注出风管及风口尺寸、气流方向、系统编号、各种设备、空调小室、设备基础的定位尺寸。

5) 空调平面图

校核设备型号规格、尺寸；风管尺寸（圆风管中心标高、矩形风管管底标高）；防火阀、排烟阀的位置是否恰当，数量是否合适。风口形式、数量、尺寸；消声器型号、尺寸，以及与轴线定位尺寸。系统编号。

设备检修口、安装口的位置。

主要设备、管道的定位尺寸是否齐全，管道尺寸及管径是否齐全。

(4) 通风、空调、剖面图

1) 校核对应于平面图的管道、设备、零部件（编号）、管径、防火阀门位置。

2) 校核风管、进出风口尺寸、管道标高(圆风管中心、矩形管底边)风帽标高。

3) 校核风管、风口与梁、吊顶距离。

(5) 空调机房、冷冻机房剖面图

1) 校核对应于平面图的通风机、电动机、消声器、减振器、百叶窗、回风口、防火阀以及各种阀门部件的大小平面与竖向位置及尺寸。

2) 校核压缩机组、水泵等设备的平面尺寸及竖向位置尺寸。

3) 校核设备中心、基础表面、水池、水面线、溢水口及管道标高,各种管道坡度、坡向、标高。

4) 校核设备、部件编号与明细表是否一致。

5) 各种阀门、压力表、温度计、流量计是否齐全。

(6) 采暖管道系统图

1) 校核透视图与平面图管径位置和方向是否一致。

2) 校核管径、立管编号、固定卡、坡度、坡向、散热器数量、管道及散热器标高、集气罐、自动排气阀型号,是否齐全,是否与平面一致。

3) 校核阀门、减压器、疏水器、补偿器、固定支架及干管变径与图例一致。

4) 校核膨胀水箱标高及其接管是否齐全,正确。

(7) 通风空调管道系统图

1) 风口调节、检查口、测量孔、风帽及各种异形部件与平面位置是否相符合,与图例是否一致。

2) 校核风管管径、标高、坡度、坡向、送排风口的风量、风帽的型号及设备编号与平、剖面图是否一致。

(8) 空调冷冻水、冷却水管道系统图

1) 校核管、阀门等部件与图例一致。管径、管道坡度、坡向及有关标高与平、剖面图是否一致。

2) 校核加热器、冷却器、放气罐与图例是否一致。

3) 校核膨胀水箱位置、标高、接管。

(9) 与各工种配合有关问题

1) 采暖

①校核采暖入口留洞大小、标高及沟与土建是否一致。

②校核膨胀水箱位置、标高与土建是否一致。

③校核采暖管道与上水管、下水管、电线管是否相碰。

④审查采暖入口标高与外线（或将要做的外线）是否能协调一致。

2) 空调

①校核风管、风口尺寸与土建留洞尺寸是否符合。

②校核风管、风口尺寸距梁、吊钩尺寸与土建是否符合。

③校核风管与水管、下水管、电线管及电气控制箱等是否相碰。

④校核风管穿墙伸缩缝处理。

⑤校核防火及防火墙处是否设置防火阀等。

⑥校核提供电量、电压是否与设备明细表上相符合。

⑦校核要求水工种配合的排水管、地漏是否符合。

(10) 其他

1) 注意设计说明中的保温材料、厚度及做法能否满足防火及使用要求。

2) 对住宅的采暖要校核是否符合《民用建筑节能设计标准》。

3) 对技术措施有不同看法时应提出商榷。

• 锅炉、热网施工图校对提纲

(1) 规范

校对设计是否符合下列有关规范、规程和规定。

- 1) 锅炉房设计规范
- 2) 蒸汽锅炉安全技术规程
- 3) 热水锅炉安全技术规程
- 4) 建筑设计防火规范
- 5) 压力容器安全监察规程
- 6) 钢制石油化工压力容器设计规定
- 7) 城市煤气设计规范
- 8) 工业三废排放标准
- 9) 建筑物所在省市颁布的热力、煤气设计规定
- 10) 民用建筑采暖通风设计技术措施（措施与国家规范有矛盾时应服从国家规范）

(2) 首页

校对人员对各子项首页应校对下列内容。

- 1) 图纸目录与每张图纸的图签名称是否完全一致。
- 2) 标准图、通用图及重复使用图的选用是否准确无误，有无遗漏。
- 3) 图例是否齐全，图面是否与图例完全一致。
- 4) 设计施工说明以及附注等是否能满足该工程的施工要求。
- 5) 主要设备和附件等的选用是否得当，有无淘汰产品。

(3) 室内动力管道

1) 平面图

- ① 房间名称、轴线号、轴线距及室内外相对标高是否齐全。
- ② 用气设备（燃气、蒸汽、氧气、氮气、氢气及乙炔气等）

是否齐全，有无遗漏（应与工艺布置图核对），用气点位置尺寸是否准确。

③图签填写是否齐全准确，有无遗漏指北针。

④管道系统的平面布置是否经济合理。

⑤所注管径是否与计算书一致，有无遗漏。

⑥管道控制尺寸是否注全无误。

⑦各种附件（如阀门、仪表、补偿器、放气阀、放水阀及固定支架等）的位置是否适宜，与透视图是否一致。

⑧各种管材的选用是否得当，接设备的支管是否与设备预留口一致。

2 透视图

①透视图与平面图的管道位置和设备编号是否完全一致。

②管道和附近的安装标高是否齐全，有无差错。

③透视图与平面图所注管径是否一致，坡度是否正确，有无遗漏。

④管道进出口标高与室外地面标高差是否满足室外埋设深度的要求。

(4) 室外动力管道

1) 总平面图

①建（构）筑物、道路、围墙、建筑物绝对标高及指北针（或带风玫瑰图）等是否齐全。

②各动力管道布置是否经济合理和便于施工，维护管理，各系统的来龙去脉是否清楚。

③检查井、阀门井、抽水缸等的位置是否恰当。

④与其他管道及建（构）筑物的平面净距是否合适。

⑤管径是否与计算书一致。

- ⑥管道和各种井的坐标尺寸是否齐全和准确无误。
- ⑦对原有管道及待建预留管道是否交待清楚。
- ⑧接至各建筑物的支管管径和位置是否与个体图相符。
- ⑨管材和附件的选用是否得当。

2) 纵断面图

①管道水平长度、井号及管线平面展开示意图是否与总平面图相符。

②地面设计标高是否与总图专业竖向设计图一致，管顶标高、沟底标高有无差错。

③管道埋深是否符合规定，是否经济合理，井深数据是否正确。

④平面示意图中转角方向和角度是否正确。

⑤管道排气阀和泄水阀的设置位置是否恰当。

⑥与其他管道交叉处的净距是否符合规定。

(5) 动力站

1) 平面图

①房间名称、轴线号、轴线距、室内外相对标高是否注全，有无遗漏指北针。

②图签填写是否与首页图纸目录一致。

③设备定位线是否注全，有无差错。

④设备和管道布置是否经济合理，便于施工及维修。

⑤管径和图例是否与系统图一致，管道控制尺寸是否注全无误。

⑥管材和附件的选用是否得当，各接管管径是否与各设备连接管一致。

⑦接至站房外部的管道是否注明去向。

- ⑧设备编号是否与系统图一致。
- ⑨设备基础尺寸与制造厂提供的基础尺寸是否一致。

2) 系统图

- ①设备编号、接管位置等是否与平剖面图一致。
- ②图例是否齐全，有无遗漏。
- ③有无遗漏阀门、仪表等附件。
- ④是否注明管道去向。

3) 剖面图

- ①设备编号是否与平面图、系统图一致。
- ②是否注明轴线号和轴距，剖面位置是否与平面图相符。
- ③地面标高、设备和管道及其附件的安装标高是否注清，有无遗漏。

- ④管径和图例有无遗漏。
- ⑤横剖管道是否注明管道名称。

4) 详图（包括非标加工图、局部放大图）

- ①详图构造是否合理，加工和安装是否方便，材料选择是否合适。设计意图是否交待清楚。

- ②放大图所示内容是否与原图一致。

- ③详图、放大图各部尺寸是否齐全准确，平剖面图是否一致。

- ④压力容器加工图是否符合压力容器设计规定。

- ⑤焊缝和机加工要求是否符合焊接规程和机加工精度要求。

- ⑥机加工设备和容器的加工图纸是否符合机械制图标准。

5) 图面质量

- ①图面表示方法和繁简程度如何。
- ②图面布置密度和比例是否合适。

③制图方法和图纸规格是否符合国家颁布的标准和院里规定。

6) 计算书

①检查选用公式和采用的数据是否正确。

②演算过程及计算结果有无差错。

③所用公式及计算表等是否写有出处。

④查有无热负荷、煤气用量等原始资料。

⑤查管道计算有无简图和计算表格。

⑥设备选择计算是否正确，选用设备规格是否与计算结果相近。

⑦补偿器、疏水器、安全阀、减压阀等附件的选择计算及固定支架推力计算等是否正确。

⑧计算书的封面和内容是否统一完整。

2.4 暖通空调专业工程设计审查要点

· 建设部规定施工图审查的主要内容：

(一) 建筑物的稳定性、安全性审查，包括地基基础和主体结构体系是否安全、可靠；

(二) 是否符合消防、节能、环保、抗震、卫生、人防等有关强制性标准、规范；

(三) 施工图是否达到规定的深度要求；

(四) 是否损害公共利益。

· 除设计图纸和说明书之外，施工图审查时还应当要求工程送审单位提供以下几个部门的审查意见。

消防部门对施工图的审查意见。

人防部门对施工图的审查意见。

节能设计审查是否通过（对于采暖居住建筑）。

2.5 暖通空调向其他专业提供资料的深度

2.5.1 初步设计

(1) 建筑、结构专业

1) 各设备用房（如冷冻站、空调机房、通风机房、新风机房、热交换间、水泵房、膨胀水箱间或平台、控制室、技术层等）的平面布置、尺寸、净高及位置要求。

2) 暖通设备振动及噪声的有关资料。

3) 地沟风道和管沟的平面布置、控制标高、断面尺寸。

4) 竖风道、管井的位置及断面尺寸。

5) 风管的平面布置及断面尺寸、吊顶的控制标高。

6) 围护结构需要保温时，与土建配合确定保温材料及厚度。

7) 需要对提出外窗层数及遮阳要求。

8) 设备在楼面安装时的荷载、位置及转速。

9) 有严格减振要求的设备基础的位置及有关资料。

10) 设备吊装孔的位置及尺寸。

11) 屋顶冷却塔的位置及重量。

(2) 给排水专业

1) 用水设备的位置、用水量、水温及水压等要求。

2) 排水点（包括泄水点）的位置、排水量及水温要求。

3) 生活用水人数。

(3) 电气、弱电专业

1) 各种用电设备（如冷水机组、冷冻机、空调器、水泵、

通风机、排风器、电动阀、防火阀、电热器、电磁阀等)的位置、电机型号、容量、电压、使用及备用台数。

2) 自动控制的启动、信号、连锁等要求。

(4) 动力专业

1) 采暖通风空调所需热量及热媒参数、蒸汽量及压力。

2) 用热、用汽点位置,有无凝结水回收。

(5) 经济专业

1) 初步设计图纸。

2) 初步设计概算用设计数据表。

3) 协助提供设备单价。

2.3.2 施工图

(1) 建筑专业

1) 各设备用房(如冷冻站、空调机房、通风机房、新风机房、热交换间、水泵房、膨胀水箱间或平台、控制室、技术层等)的平面布置、尺寸及净高。

2) 有隔振、吸声要求的设备用房,提供设备振动、噪声的有关资料或样本。

3) 地沟风道和管沟的平面布置、控制标高、断面尺寸,检查井位置及尺寸,沟内密封、防潮、防水、光洁度、排水等要求。

4) 竖风道、管道井的位置、断面尺寸、密闭、防潮、防水、光洁度、排水等要求,风口、阀门的预留洞位置、尺寸及标高,检查门的位置、尺寸及密闭要求,预留木框或构件的要求。

5) 风管、水管及安装空调器处距板底或梁底的最小高度,与土建配合确定有关的吊顶标高。

6) 管道穿墙、板、梁时,预留孔洞的位置、尺寸及标高。

7) 墙面、吊顶、地(楼)面送风口和回风口或空调器预留孔洞的位置、尺寸及标高,需土建预留木框或构件的要求。

8) 墙体、屋面、地面需要保温时,与土建配合确定保温材料及厚度,隔气层的要求。

9) 需要时提出外窗层数及遮阳要求,门窗密闭或隔声要求。

10) 外墙面上或屋面上的新风进风口百叶窗位置、尺寸及标高,排风口、排气百叶窗位置、尺寸及要求。

11) 暖气片布置及立管位置。

12) 风冷冷却塔位置、尺寸、隔声要求。

13) 设备进出地下机房的洞口位置、尺寸。

(2) 结构专业

1) 有减振要求的设备基础,提供设备规格型号、样本、重量及基础尺寸。

2) 梁、板、柱上预埋吊点所吊设备重量、吊点位置、尺寸及数量。

3) 风管、水管、汽管穿基础、楼板,抗震墙、屋面预留孔洞的位置、尺寸或对预埋件的要求。

4) 放置在楼板或屋面上的设备重量及位置。

5) 设备吊装、检修孔的位置、尺寸和所需吊轨、吊钩位置及技术要求。

(3) 给排水专业

1) 冷水机组、水冷空调器冷却水等的用水量、水温、水压要求及其进出水管位置、标高及管径。

2) 空调器排水、凝结水的排放位置、标高及管径。

3) 膨胀水箱、空调器淋水室、电极加热器等补水位置、标高及管径。

- 4) 机房清洁用水的要求和地面排水要求。
- 5) 地沟内排水要求。
- 6) 空调箱、风机盘管、排出空气凝结水管的位置。
- 7) 生活用水人数。

(4) 电气、弱电专业

1) 各种用电设备(如冷风机组、冷冻机、空调器、水泵、通风机、排风器、电动阀,防火阀、电热器、电磁阀等)的电机型号、规格、功率、电压、接线平面位置及标高,使用及备用台数。

2) 自动控制的原理图和要求说明。

3) 机房、控制室、大型空调器的照明要求,检修的照明要求。

4) 电话位置及数量。

(5) 动力专业

1) 采暖通风空调所需热量及热媒参数、用汽设备蒸汽量及压力。

2) 用热及用汽点的位置,接管管径及标高。

2.6 暖通空调专业初步设计说明书写法

(1) 设计依据

1) 摘录设计总说明所列批准文件和依据性资料中与本专业设计有关的内容,其他专业提供的本工程设计资料等。

2) 室外空气计算参数及建筑物围护结构的热工性能等。

(2) 设计范围

根据设计任务书要求和有关设计资料,说明本专业设计的内

容及与有关专业的设计分工。

(3) 采暖

1) 叙述热源状况、热媒参数、室外管网概况及膨胀水箱位置等。

2) 采暖热负荷

3) 采暖系统形式及管道敷设方式。

4) 采暖设备、散热器型号, 管道材料及保温材料的选择。

(4) 通风、空调、制冷

1) 按国家规范和生产工艺、使用环境要求, 确定空调房间冬、夏季温度、相对湿度、空气洁净度、新风量、噪声标准及通风换气量等。

2) 空调冷、热负荷量。

3) 通风、空调系统的形式及区域划分, 空气处理或净化方式, 气流组织及控制方法。

4) 空调系统冷源及冷媒; 冷冻水、冷却水参数、系统形式和控制方法。

5) 空调系统热源供给方式及参数。

6) 主要设备选择。

7) 消声、隔振措施。

8) 余热回收等节能措施。

9) 通风、空调系统的防火技术措施。

10) 风道、管道的材料及保温材料的选择。

(5) 防火排烟系统设计

1) 防火排烟设计的原则和应遵守的法规。

2) 防烟楼梯及其前室、消防电梯前室或合用前室的防烟系统设施和设备选择。

3) 地下室、内走道排烟设施和设备选择。

4) 防、排烟系统风机和各类风口、阀门启闭的控制程序及防烟、排烟系统与平时通风系统的联系。

5) 防烟、排烟系统材料的选择。

(6) 自动控制系统

应说明该工程暖通空调系统的自动化程度，采用的自控方式，调节手段，冷、热源及空调水系统的控制与监测及防火排烟系统的控制。

(7) 需提请在设计审批时解决或确定的主要问题。

设计图纸视工程的复杂程度而决定出不出图纸。一般来说复杂工程的初步设计应出图纸，而简单的小工程可在初步设计时不出图纸。

图纸一般包括：平面图、机房平面图、系统流程图、设备表。各种管道可绘单线图。

(1) 采暖平面图：表示散热器位置、采暖干管入口走向、系统分区及系统编号。

(2) 通风、空调平面图：表示主要设备位置、管道走向、风口位置、系统分区和系统编号等，必要时应注出风管的主要标高。

(3) 通风、空调、制冷机房平面图：表示设备位置，主要管道布置及走向。交叉复杂处需绘局部剖面，控制设备管道安装高度。

(4) 系统流程图：表示空调、制冷系统的热力、冷冻水、冷却水系统流程及控制原理。

· 另外还有设备表和供存档用的计算书。设备表列出主要设备的名称、型号、规格、数量等。大型工程选用设备规格、数量

多时，应按采暖、通风、空调、制冷、防烟、排烟等分项列表

设 备 表

系统编号	设备编号	名 称	型号、规格	单位	数量	备 注

· 计算书应包括：

采暖、通风、空调有关的冷负荷、热负荷、风量、冷冻水量、冷却水量、主要风道尺寸、管径及主要设备的选择等可简化计算或按经验指标估算确定，但应按建筑节能设计标准规定的能耗指标进行验算，还应能满足编制设计概算汇总计算主要材料表的要求。

· 锅炉房的设计说明书应包括以下内容：

(1) 设计依据

摘录设计总说明所列批准文件和依据性资料中与本专业设计有关内容（水质分析、燃料种类），其他专业提供的本工程设计资料（如总平面布置图、供热介质耗量及参数、要求等）。

(2) 设计范围

1) 根据设计任务书要求和有关设计资料，说明本专业设计的内容及与有关专业的设计分工。

2) 供热的协作关系及对今后发展或扩建的考虑。

3) 改建、扩建工程，应说明对原有锅炉房建筑、结构和设

备等的利用情况。

4) 节能和环保措施等。

(3) 热负荷的确定及锅炉型号的选择

1) 确定计算热负荷，列出全厂（小区）或建筑内部供热设施热负荷表。

2) 确定锅炉型号、规格、台数，并说明备用情况及冬夏季运行台数。

3) 供热介质及参数的确定。

(4) 热力系统及辅机选择

1) 水处理方式。

2) 给水系统。

3) 蒸汽及凝结水系统、热水循环系统及其调节、定压补水方式。

4) 排污系统。

5) 各种水泵和加热设备等的台数及备用情况。

(5) 烟、风系统和环保措施

1) 鼓引风系统的选择。

2) 烟囱上口径计算及高度确定。

3) 除尘方式。

4) 噪声治理。

(6) 燃料及灰渣系统

1) 燃料消耗量、燃料来源、贮存场地、时间和运输方式。

2) 根据燃料种类、特性和锅炉燃烧设备类型确定燃料的处理设备、计量和输送设备。

(7) 简述锅炉房及附属间的组成，对扩建发展的考虑等。

(8) 技术经济指标见下表：

锅炉房设计技术经济指标表

序号	名 称		单 位	设计指标	备 注
1	主要设备名称及型号		台		
2	建筑面积		m ²		
3	燃料消耗量		kg/h、t/a		
4	灰渣量		kg/h、t/a		
5	蒸汽消耗量（耗热量）		kg/h、t/a		
6	软化水消耗量		kg/h		
7	自来水消耗量		kg/h		
8	电机容量	安装容量	kW		
		运行容量	kW		
9	其 他				

(9) 需提请在设计审批时解决或确定的主要问题。

· 锅炉房的设计图纸及主要设备材料如下：

(1) 设备平、剖面布置图

1) 设备平、剖面布置图应与建筑、结构图一致并示出门、窗、楼梯、平台及地坑位置，注明房间名称、建筑轴线尺寸及标高。

2) 设备布置、定位尺寸及编号。

(2) 热力系统图

1) 表示出设备与汽、水管道（含管道附件）工艺流程。

2) 管道应标明图例符号、管径，设备应编号（与设备表编号一致）。

3) 就地安装测量仪表等位置。

(3) 燃料及灰渣系统布置图

当设备平、剖面布置不能清楚表达燃料和除渣方式时，应单

单独绘制燃烧系统图。

(4) 区域布置图

锅炉房为独立工程或者在总平面布置图上表示不清楚时，应单独绘制锅炉房区域布置图。图上应标明锅炉房、燃料堆场及灰场、烟囱位置及其与周围建筑物的相互关系和尺寸。

(5) 主要设备及材料表

列出主要设备及材料名称、型号、规格、单位和数量，该表也可附在设计说明书中。

注：①当燃料为油、燃气时，应加绘油、燃气系统流程图。

②当燃料为油时，说明油的来源、油罐大小、数量及位置、储存时间和运输方式。当燃料为燃气时，说明燃气来源和调压站位置、流量计等。

2.7 暖通空调专业施工图设计总说明参考

(1) 设计依据：根据批准的扩大初步设计及（或）补充设计要求进行本施工图设计。

(2) 室内外设计参数：

1) 采用 ×× 地区的室外计算参数：

采暖室外计算温度	℃
冬季空调室外计算温度	℃
冬季空调室外计算相对湿度	%
夏季空调室外计算干球温度	℃
夏季空调室外计算湿球温度	℃
夏季通风室外计算温度	℃
夏季通风室外计算相对湿度	%
冬季及夏季室外风速	m/s

冬季及夏季大气压力 mbar

2) 室内设计参数:

空调房间: 冬、夏季室内温度及相对湿度

采暖房间: 冬季室内温度

3) 冷热源方式及参数:

热源: 由城市热网(或集中锅炉房)供给。冷源, 由集中的冷冻站供给, 本建筑总热负荷 kW (W/m^2); 总冷负荷 kW (W/m^2 W/m^3); 空调水路系统采用供热和供冷合管(或分管)方式; 空气加热器进水温度 $^{\circ}\text{C}$ 、出水温度 $^{\circ}\text{C}$; 空气冷却器进水温度 $^{\circ}\text{C}$ 、出水温度 $^{\circ}\text{C}$; 供给空气加湿器的蒸汽压力为 MPa 表压, 所需总蒸汽量为 kg/h ; 风机盘管的冷热源接管方式为, 冬季热水温度为 $^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$ 夏季冷水温度为 $^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$ 。

4) 本子项在整个工程所处的具体位置(附 1/1000 图示)

(3) 采暖系统

1) 采暖总热负荷(kW), 采暖系统总阻力(kPa), 采暖热指标(kW/m^2), 集中采暖系统的热媒参数(热水温度、蒸汽压力及流量等), 采暖系统的工作压力, 采暖系统的设置范围及采暖建筑面积。

2) 采暖系统的热源(热网、区域锅炉房集中热水、户用燃气热水器、电能、热泵等)。

3) 采暖方式(散热器采暖、热风采暖、辐射采暖等)。

4) 采暖末端设备形式(热水散热器类型——铸铁、钢制、铝制等形式应详细说明、电热膜、电热电缆、热水塑料管材类型——PB、XPAP、PPR、PEX 等、强制对流换热设备等)。对于散热器采暖, 应注明其标准散热量。

5) 热水采暖系统形式（单、双管、同程与异程、上供下回、下供下回、水平式或垂直式等）。

6) 采暖系统调节及温度控制方式（热源及热力入口调节方式、分室或分户温度调节方式等）。

7) 采暖系统定压及补水方式，系统水质要求。

(4) 空调系统

1) 空调方式（中央空调系统、直接蒸发式空调系统、单元式空调机组、各种热泵空调系统）、空调耗冷、耗热量及集中空调的建筑面积。

2) 空调水系统（只针对中央空调系统）

①中央空调水系统的设置范围。

②水系统分区（垂直分区、水平分区、内外分区等）。

③水系统形式（四管制、两管制、一次泵系统、二次泵系统等）。

④管道设置方式（环路划分、同程或异程等）。

⑤冷水总供回水设计压差。

⑥空调系统的冬夏转换方式。

⑦空调系统的定压及补水方式，对水处理的要求。

3) 空调风系统

①内外区的划分。

②风机盘管加新风系统的设置区域，相应新风系统（或机组）的设置数量（应针对系统编号列出）。

③单风机全空气空调系统的设置区域及设置数量（应针对系统编号列出）。

④双风机全空气空调系统的设置区域及设置数量（应针对系统编号列出）。

⑤变风量空调系统的设置区域及设置数量（应针对系统编号列出）

⑥直流式空调系统的设置区域及设置数量（应针对系统编号列出）。

⑦空调加湿方式，当采用蒸汽加湿时应提出蒸汽压力及耗汽量

⑧分体式空调机组的设置区域。

(5) 通风系统：包括机械排风系统、机械补风系统及防、排烟系统，说明其设置区域及数量。

· 施工图设计时主要是图纸，设计施工说明也放在图纸的首页上，当然还有图纸目录。一般工程都应包括平面图、系统图和局部剖面图及详图、机房放大图等，其深度如下：

· 平面图

(1) 绘出建筑轮廓，主要轴线号、轴线尺寸、室内外地面标高、房间名称，底层平面图右下角绘指北针。

(2) 采暖平面绘出散热器位置，注明片数或长度，采暖水平干管及立管位置、编号、管道及阀门、放气、泄水、固定支架、补偿器、人口装置、减压装置、疏水器、管沟及检查人孔位置，管道注明干管管径、标高及安装位置。

(3) 二层以上的多层建筑，其建筑平面相同的，采暖平面二层至顶层可合用一张图纸，散热器数量应分层标注。

(4) 通风、空调平面用双线绘出风管，单线绘出冷冻水等管道。标注风管及风口尺寸（圆形风管注管径、矩形风管注宽 × 高）、风机盘管位置，距墙或轴线的尺寸；与风管、风口安装有关的墙体厚度尺寸；各种设备定位尺寸，设备编号；消声器、调节阀、防火阀、管件、检查口等各种部件位置及详图索引编号；

系统编号；气流方向等。

· 系统图

(1) 采暖系统绘透视图或采暖立管图时，比例宜与平面图一致，按 45° 或 30° 轴测投影绘制。系统图各立管要编号，注明管径、坡度、坡向、标高、散热器型号。自采暖入口至干管、立管及散热器、阀门等系统配件，应全部绘出。

(2) 空调冷冻水、热力系统的管道，按 45° 或 30° 轴测投影绘制，系统中冷水机组、风机盘管、热交换器、水泵、分水器、冷却塔等设备用图例表示，或绘出细线轮廓。系统图各立管要编号，所有管道应注明管径、坡度、坡向、标高及各设备编号、系统中阀门等配件应全部绘出。

(3) 大型空调、制冷系统，设备管道复杂，应绘制系统流程图。按设备管道所在的层数绘出设备、阀门、仪表、配件、介质流向、管径及设备编号，设备和管道相同的楼层可适当简化。流程图可不按比例绘制。

(4) 风管系统在平面图无法表示清楚时，按 45° 或 30° 轴测投影绘制系统图，系统图中空调器、新风机组、风机、风机盘管、调节阀、风口、检查口等应用图例表示或绘出细线轮廓，注明规格尺寸、标高及编号。

(5) 空调、制冷系统或防、排烟系统有自动控制时，应有控制流程图，图中绘出设备图例或轮廓，表示出介质处理过程的走向；用图例绘出仪表及控制元件；标明控制点与测点的联系及控制点参数。

· 通风、空调剖面图

(1) 风管或管道交叉复杂的部位应绘剖面图或局部剖面。

(2) 绘出风管、管道、风口、设备等与建筑梁、板、柱及地

面的尺寸关系。

(3) 注明风管、风口、管道等的尺寸和标高，气流方向及详图索引编号。

· 详图

采暖、通风、空调、制冷系统的各设备及另部件施工安装，应注明索引采用的国家标准图、通用图、施工安装图册的图名图号。凡无现成图纸可选，且需要交待设计意图的，均需绘制详图

· 机房放大图：

通风、空调、制冷机房平面图

(1) 绘出通风、空调、制冷设备（如冷水机组、新风机组、空调器、冷冻水泵、冷却水泵、通风机、消声器、水箱等）的轮廓位置及编号，注明设备和基础距离墙或轴线的尺寸。

(2) 绘出连接设备风道、管道位置及走向；注明尺寸、管径、标高。

(3) 标注机房内所有设备、风管、管道的附件或部件位置及详图索引编号（各种仪表、阀门、柔性短管、过滤器等）。

通风、空调、制冷机房剖面图

(1) 绘出对应于机房平面的设备、设备基础、风管、管道和部件的竖向位置、竖向尺寸和标高。

(2) 标注连接设备的风管、管道位置尺寸和接口标高；注明设备编号或部件的详图索引编号。

· 锅炉房的施工图应包括：

首页（设计说明）

主要内容为：锅炉房设计容量，运行介质参数（压力、湿度等）；系统运行的特殊要求（如热水供热系统的调节曲线等）及

维修管理中的特别注意事项；材料及附件的选用；管道安装坡度、坡向要求；设备和管道防腐、保温及涂色要求；设备和管道与土建配合要求；对施工安装质量及安全规程标准与设备、管道系统试压要求；安装与土建施工的配合及设备基础与到货设备尺寸的核对要求；设计所采用的图例符号说明及遵循的有关施工验收规范等。

列出全工程的热负荷统计表，设备、材料表（设备、主要材料、附件及就地安装仪表等）。

××工程(××厂)热负荷统计表

序 号	建 筑 面 积	采 暖 负 荷				生 产 负 荷(kg/h)				备 注	
		介 质 参 数		负 荷 量		介 质 参 数		生 产 负 荷(kg/h)			
		压 力 (MPa)	温 度 (°C)	热 水 (kW)	蒸 汽 (kg/h)	压 力 (MPa)	温 度 (°C)	平 均	最 大		

锅炉房区域总平面图

绘出锅炉房及其附属设施，如运煤、除灰、煤场、灰渣场、油罐等的总体布置和相对位置尺寸。

热力系统图

- (1) 绘出设备、各种管道工艺流程及附件的设置。
- (2) 绘出就地测量仪表设置的位置。
- (3) 按本专业制图暂行规定注明符号、管径及介质流向并注明设备名称或设备编号。

设备管道平、剖面布置图

- (1) 绘出建筑物墙、门窗、楼梯、平台、地坑等位置。注明

房间名称、建筑轴线、尺寸及标高。

(2) 绘出设备平、剖面图，注明设备定位尺寸及设备编号

(3) 绘出汽、水、风、烟等管道系统平剖面安装位置，并注明管道阀门、附件、补偿器、管道固定支架及弹簧支吊架安装位置以及就地安装一次测量仪表的位置等。

(4) 注明各种管道管径尺寸、坡度、坡向及安装标高。

• 施工图设计时不能估算，应全部进行计算，其计算书仅供内部使用，其计算书的要求如下：

计算书（供内部使用）

(1) 计算书内容视工程繁简程度，按照国家有关规定、规范及本单位技术措施进行计算。

(2) 采用计算机计算时，计算书中应注明所采用的计算机软件名称，附上相应的系统简图及输入数据。

(3) 计算书经校审并签字后作为技术文件归档。

(4) 采暖工程计算

1) 建筑围护结构耗热量计算。

2) 散热器和采暖设备的选择计算。

3) 采暖系统管道水力及平衡计算。

4) 采暖系统构件或装置选择计算，如膨胀水箱、补偿器、疏水器等。

(5) 通风与防烟、排烟计算

1) 通风房间余热、余湿及有害物散发量计算。

2) 全面通风量、局部排风量及排风装置计算。

3) 空气量平衡及热量平衡计算。

4) 通风系统的风机、加热器、加湿器、过滤器等设备选择计算。

- 5) 风管尺寸及阻力计算。
- 6) 防烟分区排烟量计算。
- 7) 防烟楼梯间及前室正压送风量计算。
- 8) 防烟送风机、排烟风机、送风口、排风口及各类防火阀的选择计算。

(6) 空调、制冷工程计算

1) 空调房间围护结构夏、冬冷热负荷计算(冷负荷按逐时计算取最大值)。

2) 空调房间的人体、照明、设备散热及散湿量计算。

3) 焓湿图上绘制冬、夏空气处理过程线,确定送风量、回风量、新风量及换气次数;计算空调系统冷负荷、热负荷、加湿量。

4) 空调、制冷系统的冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔、水箱水池、组合空调器、空调机组、新风机组、风机盘管、消声器、隔振器等设备的选择计算。

5) 气流组织设计与计算。

6) 风道尺寸及阻力计算。

7) 冷冻水、冷却水系统管径及水力计算。

2.8 民用建筑暖通空调投资估算

(1) 采暖工程的投资估算

1) 采用耗热量(W 或 kW)指标估算

首先确定该建筑物的耗热量,可自表 2.8-1 中查出单位面积指标(也可由专业设计人员提供),再乘以单位耗热量造价估算指标,即为该建筑物每平方米建筑面积的采暖工程投资,最后乘

以全部建筑面积，即为全部投资。单位耗热量造价估算指标，一般热媒为 95/70°C，室温为 18°C 的热水采暖，以采用 4 柱 813 铸铁暖气片为例，约 470 ~ 600 元/kW（以习惯概念合 0.55 ~ 0.70 元/kcal/h）；利用城市供热管网热源为 70 ~ 80/55 ~ 60°C 者，约 730 ~ 860 元/kW（以习惯概念合 0.85 ~ 1.00 元/kcal/h）。

每平方米建筑面积采暖热指标估算表 表 2.8.1

建筑类别	指 标 (W)	建筑类别	指 标 (W)
住 宅	47 ~ 70	单层住宅	81 ~ 105
办公楼、学校	58 ~ 81	食堂、餐厅	116 ~ 140
医院、幼儿园	64 ~ 81	影剧院	93 ~ 116
旅 馆	58 ~ 70	大礼堂、体育馆	116 ~ 163
图书馆	47 ~ 76	(高级饭店)	105 ~ 116
商 店	64 ~ 87		

说明：1. 总建筑面积大、围护结构热工性能好、窗户面积小者采用下限值；反之采用上限值

2. 本表摘自《民用建筑采暖通风设计技术措施》

在采用每 W 经济指标时，可根据不同的散热器的价格而确定上下限值，如表 2.8.2 可供参考。

各种常用散热器每 W 散热量比价系数表表 2.8.2

序号	散热器规格、型号	单位散热量 (W/片)	比价系数	
			不含安装	含安装
1	铸铁四柱 813	142	100	100
2	M-132 型	124	100	102
3	圆翼型 φ80	541	69	79
4	钢四柱 700 × 160	116	223	186
5	钢三柱 640 (600) × 120	86	238	201
6	钢中闭式 150 × 80	796	62	50

续表

序号	散热器规格、型号	单位散热量 (W/片)	比价系数	
			不含安装	含安装
7	钢大闭式 240×100	1121	77	60
8	钢双排中闭式(折边钢串片) 300×80	1525	69	54
9	钢双排大闭式(折边钢串片) 480×100	1992	92	75
10	钢壁式Ⅲ型, 单板, 无对流 580	880	115	94
11	钢壁式Ⅲ型, 双板, 无对流 580	1454	146	118
12	钢壁式Ⅰ型, 单板, 416	598	138	113
13	钢壁式Ⅰ型, 双板, 416	1032	162	131
14	钢壁式Ⅰ型, 单板, 520	688	146	119
15	钢壁式Ⅰ型, 双板, 520	1190	177	139

注: 1. 每片规格有不同长度者均以 1m 为准。

2. 单位散热量以热媒为 95/70°C, 室温为 18°C 的温水采暖为准。

3. 散热器单价为 1989 年 2、3 季度北京市材料预算价格, 安装费为 1996 年北京市概算定额单价, 包括组装、卡钩、拉条、刷油等直接费用。

此外, 采暖热负荷的多少也是影响单位经济(造价)指标大小的因素, 一般两者成以比例, 即前者越大, 后者就越小。当采暖热负荷在 60~115kW, 每增加 12kW, 指标值约降低 2%~3%; 在 115kW 以上时, 每增加 12kW, 指标值约降低 1%左右。

2) 采用散热器近似量估算

在上述求出该建筑物总耗热量的基础上, 先算出所确定的散热器数量, 再利用散热器所占全部采暖工程的大致造价比重(一般为 50%~60%), 求出所需投资。

【例】北京地区一砖混结构办公楼, 建筑面积 5000m², 采用 95/70°C 温水采暖和 4 柱 260 铸铁散热器, 窗户较大, 每 1m² 热指标选用 81W, 求暖气投资:

$$\text{总耗热量 } 81\text{W} \times 5000 \div 1000 = 405\text{kW}$$

查 4 柱 260 铸铁散热器每片的散热量当热媒为 95/70°C, 室温为 18°C 的温水采暖时, 为 0.142kW, 则其

$$\text{散热器数量} = \frac{405}{0.142} \approx 2852 \text{ 片}$$

每片概算单价 24.71 元 (1996 年价包括安装、刷油)。

$$\text{散热器价值} = 2852 \times 24.71 \times 1.4 \text{ (取费)} = 98662 \text{ 元}$$

散热器价值占全部暖气工程造价约 50%。

$$\text{暖气工程投资} = 98662 \text{ 元} \div 50\% = 197324 \text{ 元}$$

折合每 1m² 单价 = 197324 ÷ 5000 = 39.46 元 (符合实际情况)

折合每 1kW 单价 = 197324 ÷ 405 = 487 元 (在指标范围以内)

(2) 空调通风工程的投资估算

1) 集中空调工程

宜采用空调冷负荷量 (kW) 指标估算。首先采用表 2.8-3 所示, 每平方米建筑面积冷负荷估算指标, 乘以该工程的建筑面积, 求出总冷负荷量 (或由专业设计人员提供, 如空调系统既供冷又供热时, 以供冷指标为准)。再参考表 2.8-4 所示每 1kW 集中空调投资参考指标即可算出全部空调投资。

每平方米建筑面积冷负荷指标估算表表 2.8-3

建筑类别	指标 (W)	附 注	说 明
旅馆	70 ~ 81	博物馆可参考 只营业厅有空调 按比赛馆面积计算 按总建筑面积计算 只电影厅有空调	1. 建筑物总面积 < 5000m ² 时取上限值; > 10000m ² 时取下限值 2. 按本表确定的指标即是制冷机的容量, 不再加系数。 3. 本表除注明者外, 不论是否局部空调, 均按全部建筑面积计算 4. 本表选自《民用建筑采暖通风设计技术措施》
办公楼	84 ~ 98		
图书馆	35 ~ 41		
商店	56 ~ 65		
体育馆	209 ~ 244		
体育场	105 ~ 122		
影剧院	84 ~ 98		
大剧院	105 ~ 128		
医院	58 ~ 81		
高级饭店	105 ~ 116		

每 kW 集中空调投资参考指标 (北京 1996 年价) 表 2.8-4

冷 量 (kW)	投资指标 (元/kW)	其中各部分所占比例 (%)				说 明
		机房	风机盘管	新风空调	冷却塔	
甲类建筑						1. 甲类建筑包括高级饭店、研究楼、实验楼等; 乙类建筑包括高级影剧院、会堂等。2. 本表适用于夏季室温 24~29°C, 用制冷机组系统适用于采用整体空调器装置。3. 设计冷量与表列有出入时, 可套用量接近的或一档的指标。4. 设计中如无冷源设备 (机房部分) 或不需冷却塔者, 套用时可减少这部分投资
60 以内	8600~9000	41~45	28~32	18~22	6~8	
60~120	8100~8500	35~39	34~38	17~21	7~9	
120~240	7400~8000	31~35	36~40	19~23	7~9	
360~480	6500~7300	26~30	40~44	21~25	6~8	
600~720	6300~7100	22~26	42~46	23~17	6~8	
1200 以内	6100~6900	20~24	46~50	19~23	8~10	
1200 以上	5200~6000	18~22	48~52	21~25	6~8	
乙类建筑						
120~240	6500~7000	39~43		46~50	10~12	
360~480	5900~6400	37~41		50~54	8~10	
600~720	5200~5800	35~39		51~55	9~11	
1200 以内	4800~5600	36~40		49~53	10~12	

- 注: 1. 上表指标中不包括自动控制设备的投资, 应另行由专业单位报价列如无条件, 可参考本节三(七)“楼宇自控系统投资估算”的内容估算。
2. 冷量较大的空调投资指标中的主要设备大都是合资或进口产品。
3. 上表的制冷设备以水冷机组为准, 如采用风冷机组, 则应取消冷却塔部分的投资, 但总的投资应增加 20%~30%。

【例】某 300 间客房的合资旅游饭店, 建筑面积 20000m², 需采用冷水机组的集中空调设备, 试估算其投资费用:

总冷负荷量 = 20000m² × 116W ÷ 1000 = 2320kW, 可套用 1200kW 以上的投资指标, 取为 5200 元/kW, 则:

$$\text{空调投资} = 2320\text{kW} \times 5200\text{元} = 1206\text{万元}$$

$$\text{每 } 1\text{m}^2 \text{ 造价} = 1206\text{万元} \div 20000\text{m}^2 = 603\text{元/m}^2$$

此数符合当前相应工程的指标概念

2) 非集中式空调工程

当前, 有些新建公寓、别墅为便于住户自己选择空调设备, 同时也可节省投资, 常采用非集中式空调设备, 有些改造的商业性建筑、整体建筑面积不大, 为便于快速施工, 早日投入营业,

也大都采用这样的空调设备，如柜式空调器、分体式空调器和窗式空调器等。由于这些设备规格型号较多，更有不少是进口的，其价格出入很大，尚无指标可套，宜由专业设计人员提供设备的规格、型号、产地及台数，按市场价格加一定的运杂费按实估算。如无条件，也可按市场商品设备的供冷性能及价格估算（如一台分体式国产空调器的价格约 3000 ~ 4000 元，或同样一台进口空调器则需 7000 ~ 10000 元，可供 15 ~ 20m² 的居室使用等）。

3) 单纯通风工程

系指人防或地下室通风，或卫生间、厨房的通风等。

①人防通风：主要包括手摇、电动两用通风机、过滤器及过滤吸收器等设备及相应的排风管道。其投资指标约为 100 ~ 150 元/m² 人防面积。

②卫生间、厨房或其他通风：一般无现成指标可套，宜按设备估算投资。如有风管及零件者，可另加 30% ~ 40% 估算。

(3) 燃气工程的投资估算

燃气工程用于公共建筑如宾馆的厨房、办公楼的开水供应等。一般包括灶具、开水炉等设备及少量的管道，这些工程的燃气投资一般仅 6 ~ 12 元/m²。但如用于高层高级公寓，每户均设较高级的灶具、热水器、煤气表及相应的管道时，其投资就可高达 35 ~ 45 元/m²，不同工程之间悬殊很大。如方案设计深度较深，可按主要设备及器具算出造价后另加 10% ~ 15% 的管道及零件估算。目前各大城市的室内外燃气工程都由专业单位设计、施工，其投资估算应以其报价为准。

(4) 锅炉设备安装工程的投资估算

兹根据北京 ×× 锅炉厂 1996 年 5 月的产品价格编制的综合投资指标，如表 2.8-5，可估算出各类锅炉的每台或每 1/t 的投资。

表 2.8-5

北京 x x 锅炉厂 1996 年 5 月产品价格综合投资指标

序号	锅炉名称	规格与型号	蒸发量 (t/h)	出厂价(元)		运杂费		厂包安装费		总计 (元/台)	折合每 1t/h 指标
				共计	其中主机	(%)	(元)	(%)	(元)		
Z1	单锅筒立式炉	D1A0.2-0.4-A III	0.2	51840	34000	6	3110	30	15600	70550	353000
Z2	单锅筒(从置式往复炉)	DZW0.5-0.7-A II	0.5	97830	67650	6	5870	30	29300	133000	266000
Z3	卧式外燃往复炉	WW1-0.7-A III 2	1	153550	105000	6	9210	30	46100	208860	209000
Z4	卧式外燃摆动炉	WW2-0.7-A III 2	2	194190	135000	6	11650	30	58300	264140	132000
Z5	单锅筒纵置式链条炉	DZL1-0.7-A II	1	174040	108000	6	10440	30	52200	236680	237000
Z6	单锅筒纵置式链条炉	DZL2-0.7-A II	2	229030	146000	6	13740	30	68700	311470	156000
Z7	双锅筒纵置式链条炉	SZL4-1.25-A III	4	351760	239800	6	21110	30	105600	478470	120000
Z8	双锅筒纵置式链条炉	SZL6-1.25-A III	6	492280	347270	6	29540	30	147700	669520	112000
Z9	双锅筒纵置式链条炉	SZL10-1.25-A II	10	708600	499400	6	42520	60	425200	1176320	118000
Z10	单锅筒纵置式链条炉	DZL10-1.25-A III	10	657550	448350	6	39450	60	394500	1091500	109000
Z11	双锅筒横置式链条炉	SHL20-2.5/400-A	20	1582280	1150000	6	94940	60	949400	2626620	131000
R1	强制循环固定炉	QXC0.35-0.7/70-A III	0.5	72490	43340	6	4350	30	21700	98540	197000
R2	强制循环往复炉	QXW0.7-0.7/95/70-A II	1	131110	76930	6	7870	30	39300	178280	178000

续表

序号	锅炉名称	规格与型号	蒸发量 (t/h)	出厂价(元)		运杂费		厂包安装费		总计 (元/台)	折合每 1t/h指标
				共计	其中主机	(%)	(元)	(%)	(元)		
R3	强制循环往复炉	QXW1.4-0.7/95/70-A-III	2	182770	119580	6	10970	30	54800	248540	124000
R4	强制循环往复炉	QXW2.8-1.0/95/70-A-II	4	262660	182850	6	15760	30	78800	357220	89000
R5	强制循环往复炉	QXW4.2-1.0/95/70-A-II	6	358490	247500	6	21510	30	107600	487600	81000
R6	强制循环链条炉	QXL2.8-0.7/95/70-A-II	4	271960	189000	6	16320	30	81600	369880	92000
R7	强制循环链条炉	QXW7.0-1.0/95/70-A-III	10	494250	327800	6	29660	60	296600	820510	82000
R8	卧式外燃往复炉	WW0.7-0.7/95/70-A-III	1	165570	92000	6	8130	30	40700	184400	184000
R9	卧式外燃往复炉	WW1.4-0.7/95/70-A-III	2	173300	118000	6	10400	30	52000	235700	118700
R10	单锅筒纵置链条炉	DZL0.7-0.7/95/70-A-II	1	166760	108000	6	10010	30	50000	226770	227000
R11	单锅筒纵置链条炉	DZL1.4-0.7/95/70-A-II	2	218050	143000	6	19080	30	65400	296530	148000
R12	双锅筒纵置链条炉	DZL2.8-1.0/95/70-A-III	4	327020	238480	6	19620	30	98100	444740	111000
R13	双锅筒纵置链条炉	DZL4.2-1.0/95/70-A-III	6	466550	340730	6	27990	30	140000	634540	106000
R14	双锅筒纵置链条炉	SZL7.0-1.0/115/70-A-III	10	712070	499400	6	42720	60	142200	1181990	118000
R15	单锅筒纵置链条炉	DZL7.0-1.0/95/70-A-III	10	703820	493190	6	42230	60	142200	1168350	117000

续表

序号	锅炉名称	规格与型号	蒸发量 (t/h)	出厂价(元)		运杂费		厂包安装费		总计 (元/台)	折合每 1t/h指标
				共计	其中主机	(%)	(元)	(%)	(元)		
R16	单锅筒纵置链条炉	DZL10-5-1.0/115/70-A III	15	787000	650000	6	47220	60	472200	1306420	87000
R17	强制循环链条炉	QXLI4-1.25/130/70-A III	20	1486480	1150000	6	89190	60	891900	2467570	123000
R18	单锅筒横置链条炉	DHL14-1.25/130/70-A III	20	1486480	1150000	6	89190	60	891900	2467570	123000

说明：1. 序号“Z”系列表示蒸汽锅炉类；“R”系列表示热水锅炉类。“蒸发量”栏内有“0”者为组装锅炉；有“△”者为散装锅炉；其余均为快装锅炉。

2. 规格型号中：第一字母：“D”=单锅、“W”=卧式、“S”=双锅、“Q”=强制式；第二字母：“L”=立式、“Z”=横置式、“W”=外燃、“H”=横置式、“X”=循环。第三字母：“L”=链条、“G”=固定、“W”=往复。字母后第一位数字：蒸汽锅炉为“t/h”；热水锅炉为每0.7折合1t/h。第二位数字为蒸汽压力或热水的工作压力。以后的95/70为出口水温度/进口水温度。

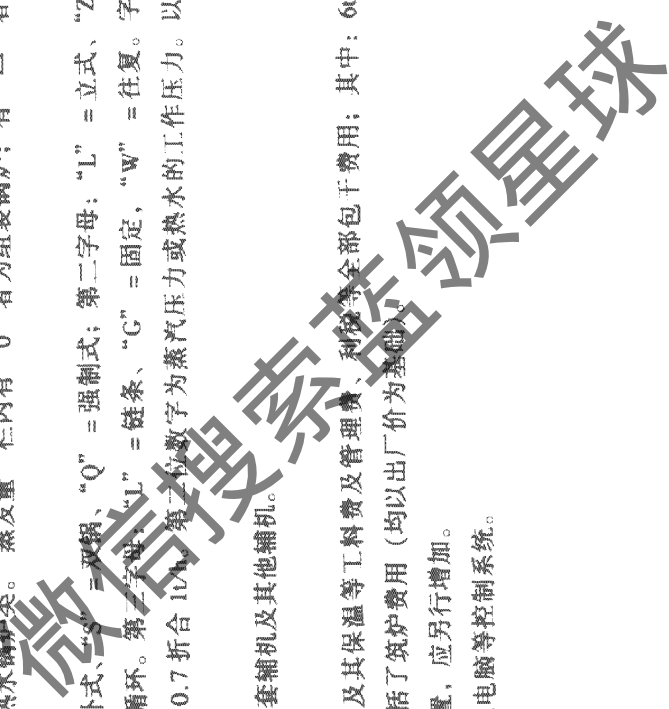
3. 锅炉出厂价中除主机外，还包括了常规需要的配套辅机及其他辅机。

4. 运杂费不分当地、外地均按国内中等运距考虑。

5. 安装费为生产厂家负责，包括锅炉房以内含管道及其保温等工料费及管理费、利润等全部包干费用；其中：6t以下锅炉按30%计算；10t以上按60%计算，其中包括了筑炉费用（均以出厂价为基础）。

6. 10t及以上锅炉不包括皮带运输等上、运煤装置，应另行增加。

7. 本表中不包括软化水处理设备、烟囱、烟道以及电脑等控制系统。



此外，锅炉房的建筑安装工程投资也可按锅炉设备安装工程投资的 1/2 估算。

如采用进口燃油锅炉（占地少，可安装在地下室），一般 2~4t/h 者其每 t/h 投资约为 3 万美元，容量较大者还可略低。

初步（扩初）设计概算用设计数据表（暖气专业）表 2.8-6

工程名称	子项		
序号	材料及设备名称	要求提供内容 (均包括工程量)	规格型号 及工程量
一、	室内部分		
	1 采暖热负荷量		
	2 导管	材质、规格、油漆、 保温厚度	
	3 暖气片	规格、型号、产地	
4 暖气沟	断面、靠墙或不靠墙		
二、	室外部分		
	1 管道	材质、规格、油漆、 保温厚度、人口径阀门 等主要零件	
	2 暖气沟	断面、垫层做法（灰 土或混凝土）	
3 井类（如检查井、阀门井等）	规格、深度、是否过 车等		

注：1. 室内部分应分子项填写，管道规格可适当综合

2. 如提供草图并符合本表要求时，可不填此表。

工种负责人 _____ 设计 _____
年 月 日

初步（扩初）设计概算用设计数据表（通风、空调专业）

表 2.0-7

工程名称

子项

序号	材料及设备名称	要求提供内容 (均包括工程量)	规格型号 及工程量
一、	空调冷（热）负荷		
二、 1	机房部分： 主要设备（包括制 冷、加热设备机组、自 动控制、消声、隔振设 备、冷却塔、水泵等）	规格、型号（自动控 制如由电气设计时可 不提）、产地	
2	给、回水管道	材质、规格、油漆 保温厚度、阀门等主要 零件	
三、 1	送、回风、新风部分 主要设备（包括风机盘 管、新风空调设备、 送、排风设备等）	规格、型号、产地	
2	送、回风、新风管道	风道的材质、厚度、 断面或直径、油漆、保 温厚度，送、回风口、 空气分布器等的材质、 规格	
3	排风罩类、风帽等	规格、型号	
四、	窗式、柜式空调器	规格、型号、产地等	
五、	其他主要零配件	规格、型号、产地等	
六、	结露处理	保温材质、厚度、做 法及部位	

注：1 管道规格可适当综合。

2 如提供草图并符合本表要求时，可不填此表。

工料负责人_____ 设计_____

年 月 日

初步（扩初）设计概算用设计数据表（动力专业）

表 2.8-8

工程名称	子项		
序号	材料及设备名称	要求提供内容 (均包括工程量)	规格型号 及工程量
一、	室内部分		
1	干管	材质、规格、油漆、 保温厚度、大口径阀门 等主要零件	
2	主要设备（包括热 力、燃气、锅炉、水 泵、风机、分汽缸、软 水、注水器等）	规格、型号、功能 (或功率如锅炉蒸汽量 t/h 等)、产地	
二、	室外部分		
1	管道	材质、规格、油漆、 保温厚度、大口径阀门 等主要零件	
2	管沟	断面、埋设方法、埋 深	
3	井类（如检查井、阀 门井等）	规格、深度、是否过 车等	

注：1. 室内部分应分子项填写，管道规格可适当综合

2. 如提供草图并符合本表要求时，可不填此表。

工种负责人 _____ 设计 _____

年 月 日

微信搜索 蓝领星球 获取更多资料

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

下 篇

采暖通风和空调工程设计失误及改正

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

1 采暖系统

1.1 机械循环热水采暖系统的特点

机械循环热水采暖系统是以水泵为循环动力，不受锅炉房位置高低及系统作用半径的限制，且管中流速也比自然循环系统大。现在，绝大多数民用建筑物都普遍采用。系统所带的环路、支立管数均多，成为一个闭式的循环热水网，是一个复杂的水力系统。循环泵的压头完全消耗在克服系统阻力上。设计时应使热媒流量按计算负荷分配到各用户、各支立管或散热器中，这一点十分重要。处理得好，系统运行时就很容易调节；处理不好，将成为系统水力不平衡的先决缺陷，会产生各种暖气不热的现象。

其次，在热水采暖系统中，空气是最有害的因素。当管道中有空气积存时，往往会影响热水的正常循环，造成某些部分不热。

实践证明，正确的负荷计算和设备选择是设计采暖的前提。但布置一个平衡的系统和有效地排除空气是保证热水采暖系统正常运行的关键。

1.1.1 热水采暖系统的“水力平衡”

目前，民用建筑中广泛采用的热水采暖系统“水力平衡”是很重要的问题之一。同样的建筑物，同样的住宅小区，供热系统设计时考虑得全面与否，对使用效果影响很大。供热采暖系统的

管网布置、系统划分和水力平衡计算不仔细不认真，就会造成供热系统先天性的不平衡，其结果有的系统上边过热，下边不热；也有的建筑物是靠近锅炉房的热，而管网末端的不热；也有的工程中设计了一个大系统，而在干管的起始端却连接了一两组散热器，直接接入回水干管，造成短路循环，严重影响末端的散热器，这都反映了系统的平衡问题，结果还增加能耗。所以，设计热水采暖供热系统时，布置室内外管网，划分系统，均应从水力平衡着眼，并认真地进行管网的水力计算，正确选择各支管、立管和干管的管径，使其达到各并联环路的水力平衡，以保证各用户及散热器的设计水流量。

关于水力平衡理论及其计算方法，各种书籍杂志均有系统的介绍。这里仅就在实际工程设计中如何考虑供热采暖系统的水力平衡作些介绍。

热水采暖管道系统一般有三种形式：

①异程式、②同程式和③环行式。

(1) 异程式(原称地流系统)在一个大的供热小区内常用。供、回水干管从热源至用户平行敷设，水流一供一回相对流动，而管径则随流向逐步减小。在干管的末端，供、回水压差最小，如图 1.1.1-1。

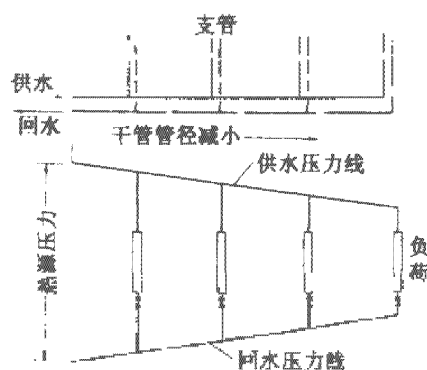


图 1.1.1-1 异程式系统

为了使远端，近端的用户得到所需的水流量，近端应采用平衡阀门减小供、回水的压差。但是，如果近端远端压差相差太大时，平衡阀也调不到整个系统的流量平衡，常常造成近端流量大于计算值。

(2) 同程式（顺流系统）该系统是使所有用户连接支管处的供、回水压差相同，因此，流量先天平衡。该系统是供水干管管径逐渐变小，而回水干管管径逐渐变大，最终回水干管也接回锅炉房。如图 1.1.1-2 所示。

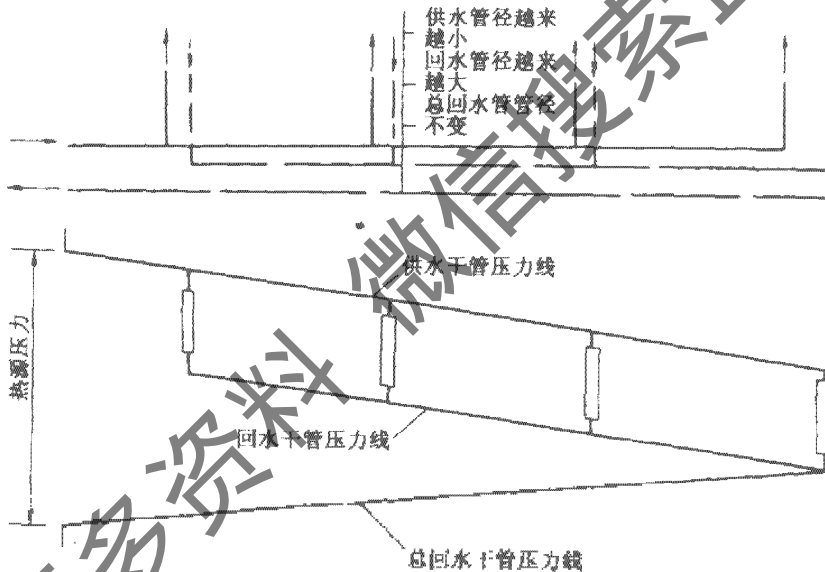


图 1.1.1-2 同程系统

(3) 环形式 该系统供、回水干管均为一个闭环，且管径不变。从热源向该环的一点供水，分双向流动，而支管可接在环上任意一点。按支管接点及形状，在环中要有一个无流量点。该点位置随接支管的情况和位置而改变。这系统自动平衡。其总的压力损失与同程系统相等，而环形干管的管径应为热源总干管的

40% 左右。如图 1.1.1-3 所示。

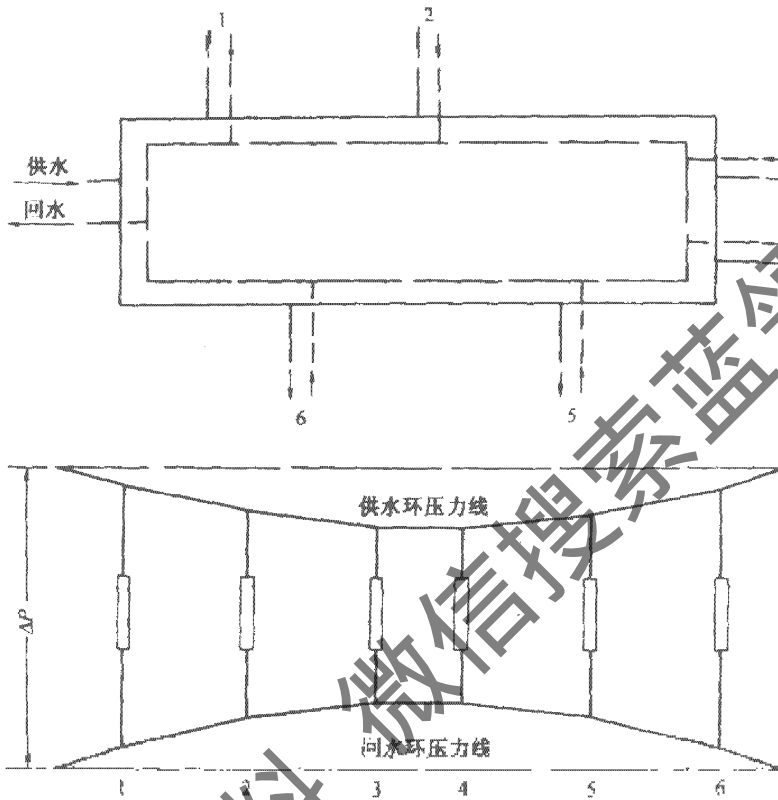


图 1.1.1-3 环形系统

上述三图的下半部均为设计流量时的压力坡降线。如果流量减少，则坡降线将会变化，即干管的压力坡降线的坡度减小而用户入口的资用压力增加。

对上述三种系统进行比较，不难看出系统的布置，特别是供热源和热用户分布的相对位置是影响初投资和效率的主要因素。一般来说，异程式系统初投资最省，但运行费用最高；同程式系统初投资最高，但运行费用为中等甚至很低；环形式系统初投资中等而运行费用最低。所以，当建筑物的布置及地形情况允

许时，应当优先推荐环形式系统。

在供热管网设计时，应注意以下几点：

- 锅炉房（或热力点）的位置应尽量靠近负荷比较集中的地区，以缩短供热管道并减少热损失。

- 管道布置应力求短直，主干线应通过热负荷集中的地区

- 室外管网一般采用异程式系统。根据总平面的布局，如采用同程系统不致增加太多造价时也可采用同程系统。有条件时宜采用环形式系统。

- 室外热水管中的流速，应根据技术经济原则考虑。最不利环路的流速，一般可根据管路长短按平均摩擦阻力为 $60 \sim 200 \text{Pa/m}$ 来估计。各并联环路的流速应根据水力平衡原则计算，但不应超过最大允许流速。

- 如果用户系统中有一个用户的压力降是系统中其他用户压降的两倍，如图 1.1.1-4。

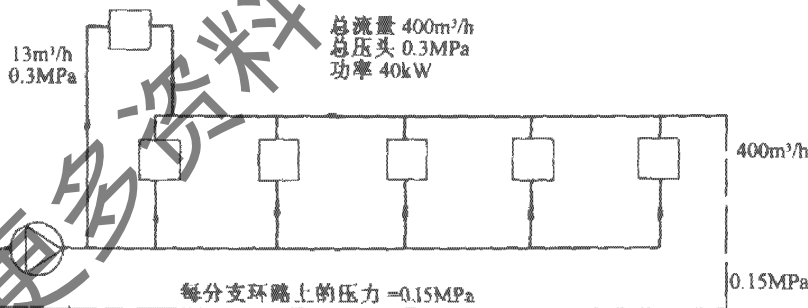


图 1.1.1-4 一个用户压降特别大的情况

为了平衡这个系统，其他用户的平衡阀需要吸收 0.15MPa 的压头。这样做既困难又浪费。因为，系统中的循环泵要在 0.30MPa 的压头下向系统输出全部流量。而实际上只有一个用户

需要这么高的压头。所以，这一方案是不经济的。对这样的情况，可以采用一、二级泵的系统较为合算，如图 1.1.1-5。

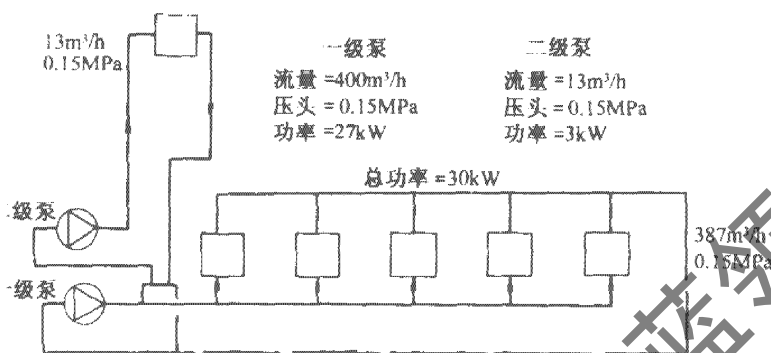


图 1.1.1-5 采用一、二级泵的系统

二级泵安装在压降较大的用户环路上，只负担这一用户的负荷，而使主环路的循环泵（一级泵）仍在 0.15MPa 的压头下运转。这样可以节省大约 10kW 的功率。这种系统的平衡调节也比较容易，因为需要平衡的用户，压降都相等。带有二级泵的用户与一级泵的用户无关，因此，在二级泵环路与一级泵环路之间也不必进行平衡。总之，一个经济有效的供热系统与正确的管网设计是分不开的。

1.1.2 热水采暖系统的空气排除

(1) 热水采暖系统排除空气的意义

热水采暖系统中空气是最有害的因素。当管道中有空气积存时，往往会影响热水的正常循环，造成某些部分不热，产生噪声。空气中含有氧气是造成金属腐蚀的主要原因，所以必须重视排除空气的问题。

热水采暖系统排除空气的情况有三种：

第一，是系统充水阶段。整个系统原是空的，充满了空气。

当冷水系统下部充入系统时，空气逐渐被水挤出。在充水时系统的各最高点的排气阀都要打开，当排气阀因水充满而溢水时就关闭；当系统完全充满水时，充水管也要关闭，这样系统被隔绝。只有在开式系统，例如具有敞开口的膨胀水箱时才有与大气相通之处。

第二，是系统开始运行的阶段。冷水逐渐升温，冷水中所溶解的空气逐渐分离出来，通过各排气阀（手动或自动）排除。

第三，是在正常运行阶段。冷水中大量的空气已基本排除，由于少量补充水而带入系统的空气因升温而分离出来，也要随时排除。本来这部分空气应当是不多的：自来水中空气的含量约 30g/t，城市热网软化水中空气的含量为 10g/t。可是由于管理上的问题，有不少系统严重漏水造成经常要补水排气。这不仅使运行复杂而且也是很大的浪费。

空气比水轻，所以空气都积存于系统各部分的最高点，这是与蒸汽采暖系统排气的不同之处。空气因水温升高和压力降低而分离出来时，是呈小气泡的状态升起的，其浮升速度随气泡的大小而不同。气泡的浮升速度又与管道的直径和倾斜度有关。如果水流速度超过气泡的临界速度，气泡就会被水流所带走，所以某些管道的最高点并不一定积存气泡。这些气泡可以带到一个合适的地点，比如说靠近锅炉房的回水干管上，经集气罐时由于水流速度降低，使空气分离出来，集中地排除。这样就可以减少分散在各部分最高点的排气点，使系统简化，运行方便。

如果说在蒸汽系统中凝结水的顺利排除和回收是系统运行成败的关键，那么对热水采暖系统来说顺利地排除空气也是个关键问题。

(2) 溶解于水中的空气的排放条件

在热水采暖系统中，所充入的常温水总是溶解有一定量空气的。当系统运行升温后，空气则总是要分离出来的。空气在水中的溶解量与温度和压力有关，凡是空气溶解量低于原始空气溶解量的地点都能使空气分离出来或排放出来。当然不能以系统内两个地点的空气溶解量的互相比较来判定何处是溶解量较小的才能放出空气，而另一处则不能放出空气。

系统充水时的原始空气溶解量现在缺乏实测数据，下面列出一个大致的范围（见表 1.1.2-1）作为参考。

冷水的空气溶解量 b (mg/L) 表 1.1.2-1

水 温 (°C)	压 力 (表压)		
	0	0.5atm	1.0atm
5	34	50.6	67.5
10	30	44.4	59.2
15	26.5	39.4	52.6
20	24.5	36.3	48.5

由表 1.1.2-1 可见，压力越大，温度越低，空气溶解量则越大；反之，压力越低，温度越高，空气溶解量则越小。

气体在水中的溶解量 b (mg/L) 与水温 and 气体的绝对压力的关系，如下式：

$$b = K (P - P_v) \text{ mg/L}$$

式中 K ——当压力为 1atm 时，与水温有关的气体溶解系数，
mg/L；

P ——水面上空，气体和水蒸气的全压力， ata；

$P_{水}$ ——水面上空，水蒸气的分压力， ata（表 1.1.2-3）。

从表 1.1.2-2 可见，水温低时 K 值较大，变化也较大；水温高时 K 值较小，变化也较小， 80°C 以上时 K 值的变化就很小了。

不同水温下空气溶解系数 K 值

表 1.1.2-2

水 温 ($^{\circ}\text{C}$)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
K (mg/L)	38	30	24.5	21.0	18.7	16.8	16.1	15.4	14.8	14.2	13.6

水蒸汽分压力 $P_{水}$ 与水温的关系

表 1.1.2-3

水 温 ($^{\circ}\text{C}$)	0	5	10	20	30	40	50	60
$P_{水}$ (ata)	0.006	0.009	0.013	0.024	0.043	0.075	0.126	0.203
水 温 ($^{\circ}\text{C}$)	70	80	90	100	110	120	130	
$P_{水}$ (ata)	0.318	0.483	0.715	1.033	1.461	2.025	2.754	

根据上面公式可作出在不同压力 P 和不同水温 t 下水中的空气溶解量 b 的关系图 1.1.2-1。从曲线可以很方便地查出系统各处（即不同压力和温度）的空气溶解量。

例如，某系统为 $130 \sim 70^{\circ}\text{C}$ 的高温热水采暖系统。系统充水的温度为 10°C ，压力为 0.5atm ，空气溶解量为 $b_{原} = 44.4\text{mg/l}$ 。

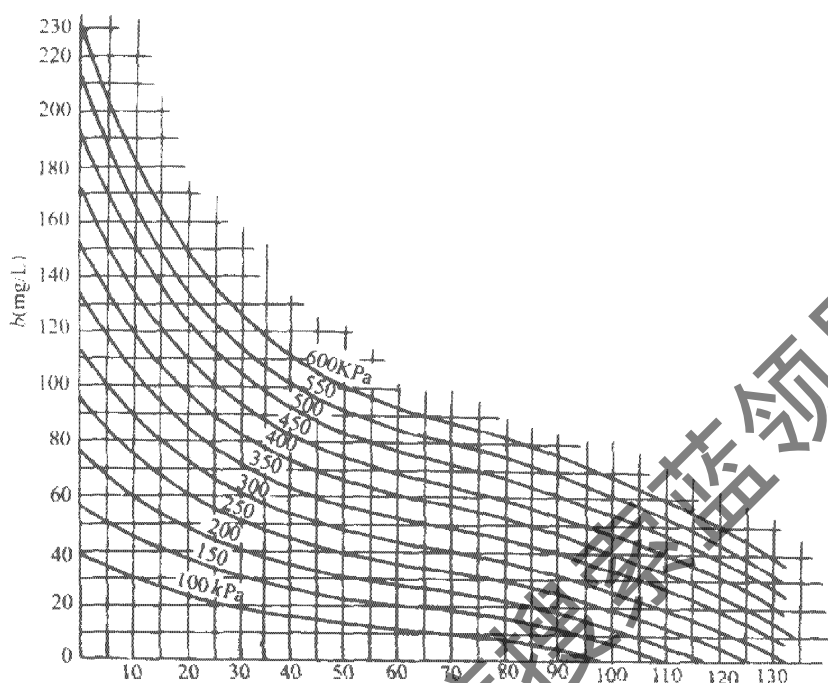


图 1.1.2-1 水中空气溶解量 b 与压力和水温 t 的关系图

系统最高点的压力 p 顶为 2atm ，循环水泵入口处的压力 p 入为 0.6atm 。当运行给水温度为 90°C ，回水温度为 53°C 时，可查得系统最高点的空气溶解量 b 顶为 33mg/L ，循环水泵入口处的空气溶解量 b 入为 24mg/L 。

此时，系统最高点的水温虽然比循环水泵入口处的水温高得多，但由于系统最高点的压力比循环水泵入口处的压力也高得多，所以循环水泵入口处的空气溶解量却比系统最高点的空气溶解量低得多。虽然如此，也不能认为循环水泵入口处能分离出空气而系统最高点就不能分离出空气来。由于这两处的空气溶解量都低于系统充水时的原始空气溶解量，按理这两处都能分离出空气来，只是这两处分离空气的快慢有所不同。

由于系统在不同地点、不同的水温条件下，空气溶解量是变化的，为了有个比较清楚的概念，现以哈尔滨地区的水温调节曲线为例， $P_{\text{顶}} = 2\text{atm}$ ， $P_{\text{入}}$ 分别为 0.5、1.0、1.5 和 2.0atm，作出空气溶解量 $b_{\text{顶}}$ 和 $b_{\text{入}}$ ，如表 1.1.2-4。

表 1.1.2-4

室外温度 t_w (°C)	-29	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	
给水温度 t_0 (°C)	130	121.8	111.5	100.7	90.0	79.0	67.5	55.8	
回水温度 t_h (°C)	70	66.8	62.9	58.5	54.2	49.6	44.5	39.2	
$b_{\text{顶}}$ (mg/L)	3	17	19	26	32	37	41.5	46	
$b_{\text{入}}$ (mg/L)	$P_{\text{入}} = 0.5$	18	19	20	21	22	23*	25*	27*
	$P_{\text{入}} = 1.0$	25.5	27	28	29	30.5*	32*	34.5*	37*
	$P_{\text{入}} = 1.5$	33	34	35	37	38	40	43	46
	$P_{\text{入}} = 2.0$	40.5	42	43	44.5	47	49	51.5	55.5

上表中凡带*号者都是 $b_{\text{入}} < b_{\text{顶}}$ 的，其范围并不大，多数情况下是 $b_{\text{入}} > b_{\text{顶}}$ 。当然，无论 $b_{\text{入}}$ 是大于或小于 $b_{\text{顶}}$ ，都要和充水时的原始空气溶解量 $b_{\text{原}}$ 作比较，凡小于 $b_{\text{原}}$ 者都能分离出空气来。

空气分离出来之后，从水中浮升并积聚于系统顶部，下进下出时散热器的上部，以及管道隆起处，自由状态的空气随着静压的减少而增加。气泡的移动与水流速度及管道坡度有关，它集聚在系统的最高点。在集气点的水流速度应 $\leq 0.1\text{m/s}$ ，集气罐的最小内径，按其水通过的流速小于 0.1m/s 计算，即 $d_g = 2G^{0.5}\text{mm}$ 。

式中 G 为水流量， kg/h 。集气罐应装在最后一根立管的前边。

一般来说，集气罐的直径应比干管管径大 2 号，其长度应比直径大 2 倍至 2 倍半。

目前，也有采用自动排气阀的。自动排气阀设于系统的最高点。应注意的是其排气口应设在厨房或有水池的地方，且最好能有接管，将排气口引下，避免直接吹到室内顶棚或墙壁，污染装修。此外，自动排气阀难免失灵，为便于检修，应在其与系统连接处，装一个阀门，平时开启，需要拆换自动排气阀时，可将该阀门关闭。

1.1.3 堵塞、破坏系统循环的常见因素

堵塞的来源：系统中进入的砂子、污物、麻丝头及其他脏东西。由于系统中落入这些东西，就会使通路断面减少或完全堵死。造成散热器内水不循环，室内采暖失效。

易堵塞的地方：热媒（水）改变流动方向处，如三通、弯头、十字交叉等；设有关断及调节配件处；散热器内和集气罐等流速降低处。

防治堵塞的措施：从安装到运行全要注意，安装时要保证管道、配件、散热器内部清洁，不带任何泥砂；在热力入口处供、回水干管上均应设除污器。彻底的系统清洗十分重要。

堵塞部位的查找：如果肯定系统不热的原因是“堵塞”造成的，那么就得查找堵塞的部位，一般要在热与不热之间的管段和散热器回来找。按图 1.1.3-1~4，不同的系统按不同的顺序仔细进行。

双管系统中立管及散热器堵塞时的查找顺序为：1、2、3……图中未涂黑的散热器为不热的散热器。

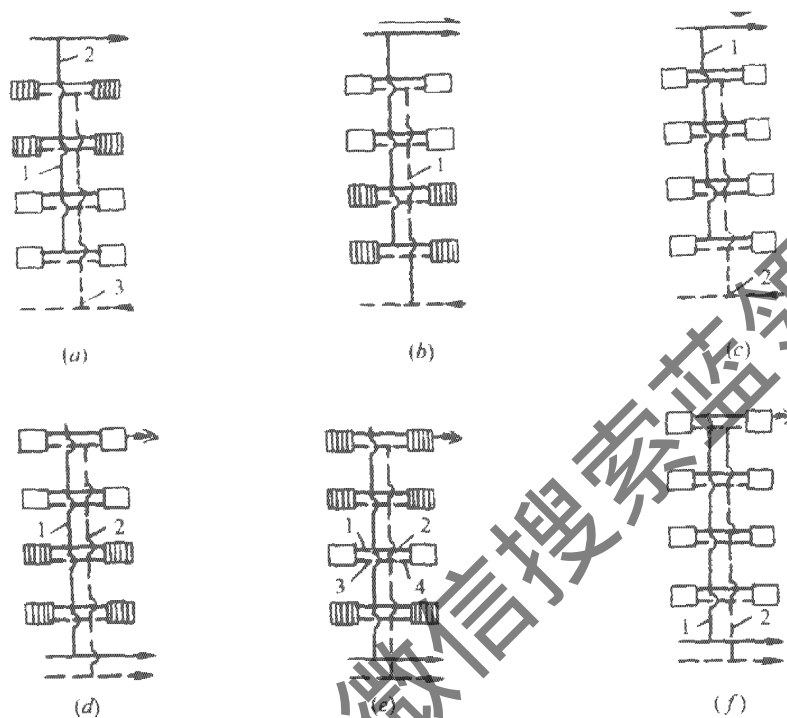


图 1.1.3-1 双管系统堵塞查找图

注：下管中的箭头表示水流方向。

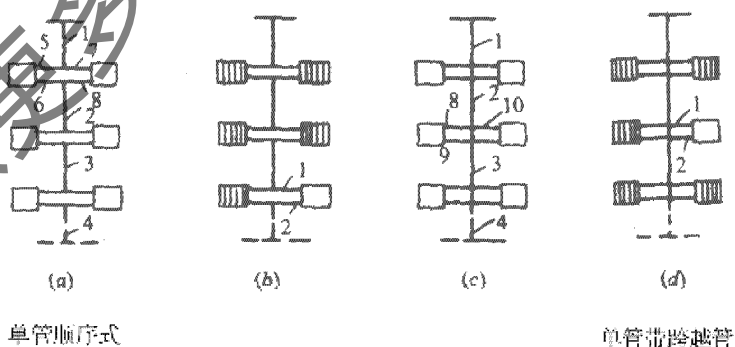


图 1.1.3-2 单管系统堵塞查找图

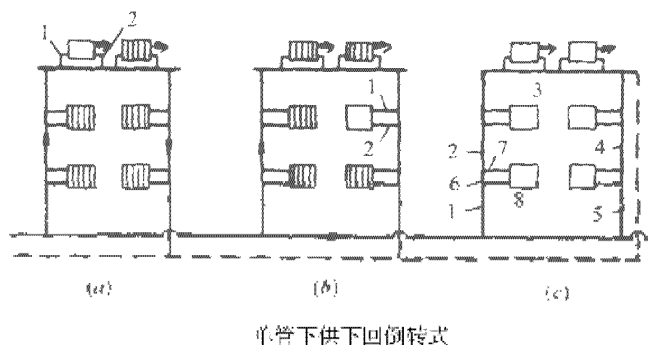


图 1.1.3-3 单管下供下回倒转式堵塞查找图

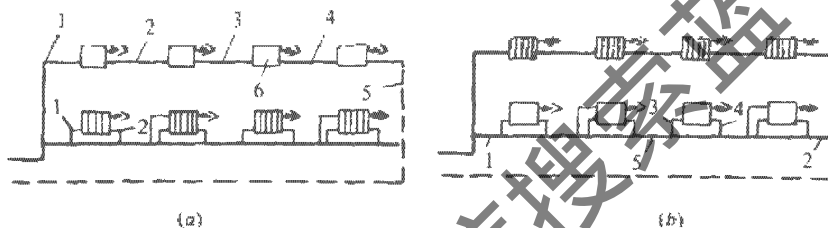


图 1.1.3-4 水平单管系统堵塞查找图

(a) 上层支路被堵塞时, (b) 下层支路被堵塞时

垂直单管系统中立管及散热器堵塞时查找堵塞点的顺序, 根据堵塞位置的不同, 分下列几种类型来查找。查找顺序按编号 1、2、3……。

水平单管热水采暖系统查找堵塞时按下列两种情况, 分别查找。

1.1.4 寻找采暖系统不热的原因

遇到采暖系统不热时, 一定要先找出不热的真正原因, 才能解决问题。否则事倍功半还解决不了问题。如某异程系统的末端几根立管不热。一般均认为是堵塞或缺少调节, 故花了几天的时间进行拆开找堵塞处并进行调节, 结果都无济于事, 以后发现真

正的原因是采暖系统入口处的供回水管的压差不够。为了避免白费时间，在遇到暖气不热时，对找其原因应有一定的顺序，以便能尽快找到真正的原因。当异程系统的末端几根立管不热时，首先应看系统的水满不满？系统的自动排气系统是否工作？有无存空气？系统的热源供给的热媒参数是否合适？系统入口处的供回水压差是否够用？供、回水干管上是否有短路的地方？膨胀水箱的连接是否正确？系统中的阀门配件是否与设计一致？立管与干管的连接是否正确？保温是否良好？系统是否已经调节？有无堵塞或其他多余的阻力？

最常见的原因是系统中的“空气塞”，就是空气存在一些坡度不正确之处，放不出去而堵住系统水的循环。

然后就是“堵塞”，堵塞中最难找到的就是“软堵”，又叫“游荡的”堵塞，它可以在管道中移动。要记住一点，就是拆开系统一定要在其他办法都使用之后才用。

现在也有一种射线扫描技术，如 γ 射线可以探测到管道中的堵塞。但目前在一部分用户的采暖系统中还未使用。

1.2 机械循环热水采暖系统设计失误

1.2.1 住宅小区大面积暖气不热

现象：住宅小区大面积暖气不热

这里所谓的大面积暖气不热，是指整个小区所有楼或大多数楼的散热器不热或热得不好，室温普遍达不到要求。

原因：造成此类暖气不热的原因很多，从设计角度看常见的有下列两种：

(1) 锅炉容量选小了，或锅炉出力不够

锅炉容量不够，突出表现在运行后锅炉升温十分困难，一般锅炉水温由 15℃ 开始烧，如经过两个多小时，供、回水温度尚达不到 60~70℃ 和 40~50℃，而且延长烧火时间仍然上不去，就表明锅炉出力有问题。

(2) 循环水泵容量不足

循环水泵容量不足的主要表现是锅炉的供水温度比较正常，而回水温度明显低于设计值，形成供、回水温差过大的现象，表明水泵偏小，热量不能正常输送出去。

对策：对上述两种原因分别采取以下改进办法：

(1) 及时了解住宅小区的供暖总面积，以及运行锅炉的总容量，进行核算，如确属锅炉出力问题，有条件的可增加锅炉运行台数，如无锅炉可增，应考虑进行必要的扩建及增容。

(2) 如属锅炉水泵容量不足，可以提高水泵转速或改换大泵。

1.2.2 供热网末端建筑物暖气不热

现象：这里所指的末端暖气不热，是指一个小区中有部分距锅炉房（或热力点）最远的一些楼号，在供暖期间整栋楼的散热器不太热，室温普遍达不到要求，而其他楼供暖正常。

原因：造成末端建筑物暖气不热的主要原因，一般是热网的水平失调，主要是设计时，管网布置方面的水力平衡欠考虑。造成流入距锅炉房近端楼号的水量过多，而流入距锅炉房远端楼号的水量过少。虽然经过认真的调节，但还是达不到平衡。

对策：防止热网水平失调的主要措施。首先在设计时要合理布置管网，认真进行水力平衡计算，在余压过大的楼号入口处装合适的孔板或平衡阀，同时可将热网末端的管径适当放大。

实例 1:

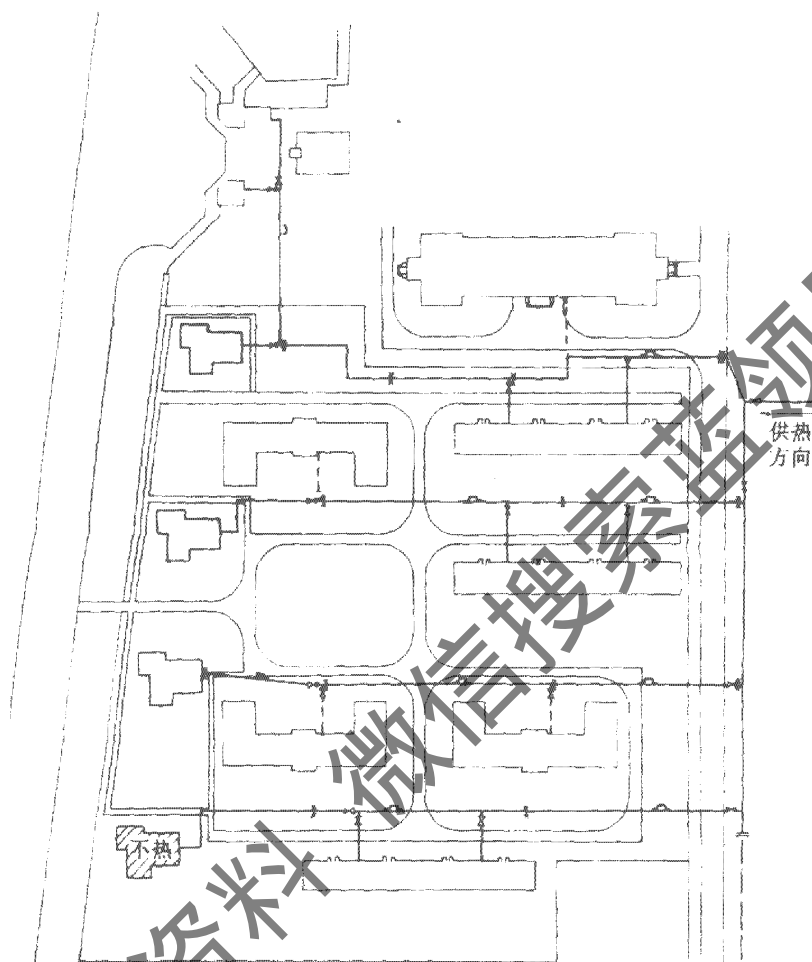


图 1.2.2-1 实例 1 平面图

造成末端楼号暖气不热的主要原因，是热网的水平失调。设计的管网到末端和近端平衡不了，且热源是城市热网，压差较小，到末端楼号的暖气入口处，供、回水的压差还不到 5kPa ，造成流入距热力点较近的楼号流量多，而到末端流量太少。虽然进行初调节，但也无济于事。最后在该栋楼号的入口处，回水总管上加了一台小管道泵，才算解决了问题。

实例 2：暖气不热的原因同实例 1。

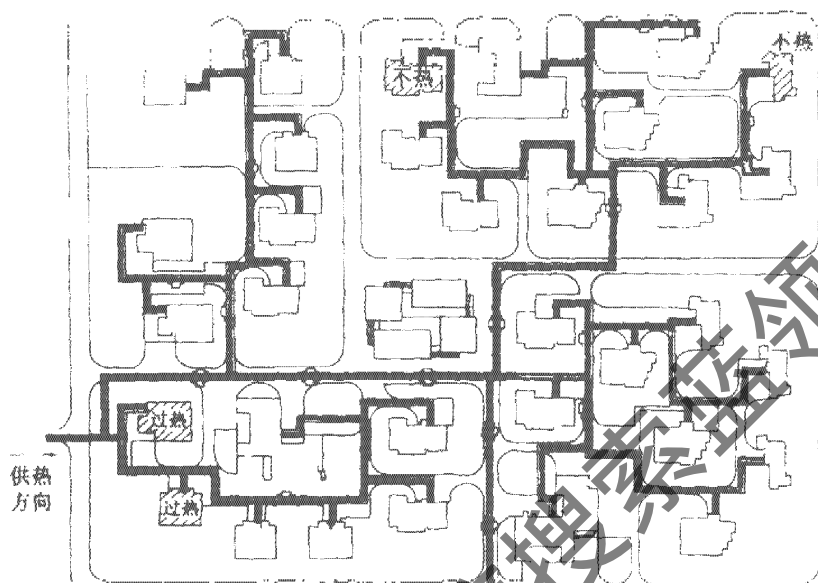


图 1.2.2 实例 2 平面图

1.2.3 采暖热负荷计算错误

有的办公楼、宿舍甚至礼堂围护结构的耗热量计算不按规范规定计算。少算或计算错误，致使散热器数量不够，因而室内温度达不到设计要求。

容易漏算的围护结构有：

- (1) 与不采暖房间相邻的隔墙、楼板、门窗等。
- (2) 采暖房间与楼梯间相邻的内墙（楼梯间不采暖）。
- (3) 建筑物一层以上悬挑出去部分的楼板。
- (4) 不采暖地下室或管道层的顶板。
- (5) 建筑物顶层有设备层时，采暖房间与设备层之间的楼板。

(6) 地下室的窗井及与室外空气接触的外墙。

(7) 层高不统一时，高出相邻房间屋顶的山墙。

《采暖通风与空气调节设计规范》(GB50019—2003)第 4.2.5 条规定：与相邻房间的温差大于或等于 5°C 时，应计算通过隔墙或楼板等的传热量。与邻室温差小于 5°C ，且通过隔墙和楼板等传热量大于该房间热负荷的 10% 时，尚应计算其传热量。这一条在具体建筑物的设计时千万别忘记。另外，有的工程中未计算冷风渗透耗热量，也有的未按规范计算围护结构的附加耗热量。这些都属于采暖热负荷计算错误。

实例 1

现象：某业务楼供热正常，但达不到设计温度。

原因：经检查发现热负荷计算中，只计算基本耗热量，而未考虑加热由门窗渗入室内的冷空气的耗热量。致使热负荷少了 30% 左右。

对策：增加散热器。

实例 2

现象：某办公楼热水采暖供热正常。一楼及三楼以上室温尚可，惟有二楼温度太低，只有 $8\sim 10^{\circ}\text{C}$ 。

原因：二楼有悬挑部分的楼板未加保温，只有一层钢筋混凝土板，而计算时又未全部计入，屋顶保温很差，许多因素计算很难计入。

对策：二楼增加了将近一倍的散热器，结果室温均达到 $16\sim 18^{\circ}\text{C}$ 。

1.2.4 采暖系统设计问题

实例：某医院二层楼，双管系统，干管均走在一层吊顶内。铸铁片式散热器，干管上下连接散热器。如图 1.2.4-1。

现象：二层的散热器都热，一层的散热器大部分都不热，或热得很差。

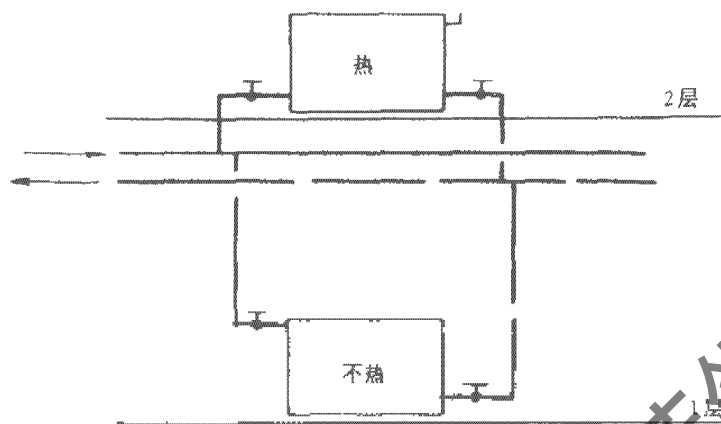


图 1.2.4-1 散热器连接图 (不好)

原因：设计时未考虑重力压头的影响，所以一层二层的支管管径一样。二层散热器的重力水头与机械循环压头相加而一层散热器的重力水头与机械循环压头方向相反。故二层的散热器循环水量增加，而一层的散热器循环水量减小甚至循环不了。

对策：

(1) 当时因一层散热器几乎都不热，拆了重新安装，返工太大。只能采取应急和少返工的办法，换了一台大泵，水量扬程都大，循环起来，一层的散热器也热了。当然二层的散热器就过热了。这样改法，运行电耗增加，实质上是用大流量遮盖了循环水量的分配不均，即系统的水力不平衡。

(2) 类似的工程，采用了单管系统，结果一层二层散热器都热，效果很好。如图 1.2.4-2。

实例2 某礼堂暖气设计达不到室温

现象：本工程建筑面积为 1537m^2 ，室内高度为 10.84m ，为一个 900 座位的礼堂。 $29 \times 53 = 1537\text{m}^2$ 。其中观众厅加舞台约

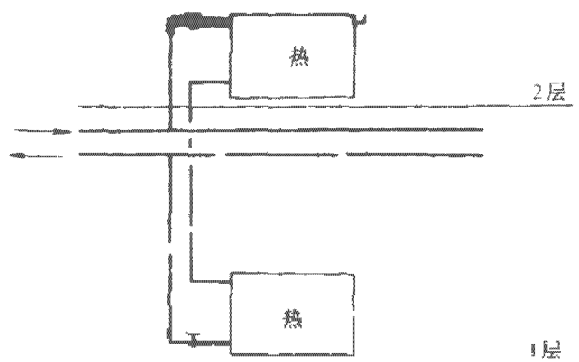


图 1.2.4-2 散热器连接图（好）

1000m²，原设计为 1085 片。后来使用时发现礼堂温度太低，只有 10℃，甲方反映较大。经核算后增加了 310 片四柱 813 型暖气片，合增加了 65% 约 2/3 的散热器。其中观众厅的散热器为 908 片（原设计 480 片）差不多是一倍。并增加了两个密闭保温门在舞台的疏散口。窗子为 1800mm × 2700mm，加高窗 1800mm × 1200mm。未吊顶，包括网架室内总高为 13.4m。

采暖系统为上行下给双管系统。部分同程部分异程。散热器全部加罩。其系统布置与连接方法详见图 1.2.4-3 和图 1.2.4-4。

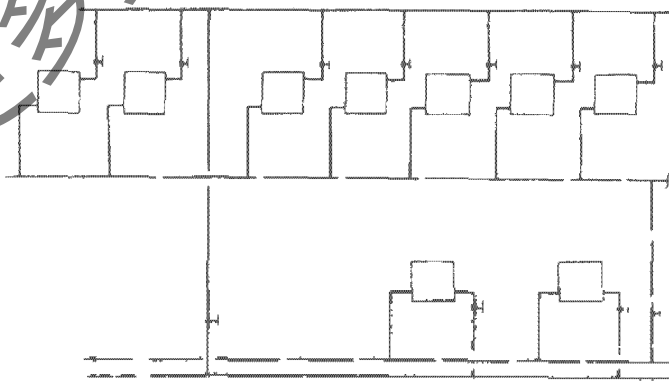


图 1.2.4-3 某礼堂采暖系统图

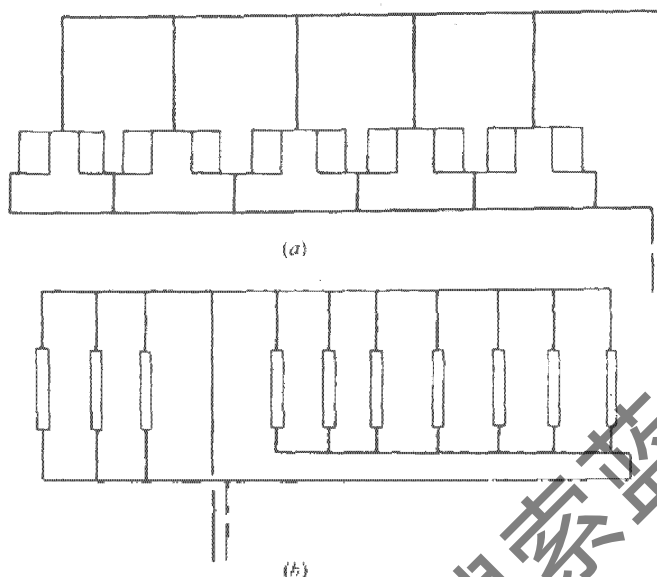


图 1.2.44 某礼堂采暖系统图

原因:

(1) 本工程为机关的礼堂，属间断使用性质，而且人员为短时间停留，建筑物为高大空间，也无外廊，密封性能不佳。所以单靠散热器采暖效果不易保证，如果平时经常维持室温，会造成能源浪费。如果平时关掉，到礼堂使用时又不能很快达到室温。所以就这类建筑物来看，特别是无套廊有大面积外窗的礼堂，最好能用热风加值班散热器采暖。何况本工程已设有夏季的空调系统，只要在空调器中加上加热器，冬季即可使用。

(2) 散热器连接比较乱，有同程，有异程，有的在一个支路上就同程异程兼有，造成先天水力不平衡，致使有不少散热器发挥不了作用，即其中的流量大大少于设计流量。

(3) 在间断性使用的民用建筑中，如礼堂、体育馆等，其走廊、门厅应用散热器采暖，而观众厅及本馆内应用散热器加热风采暖，这在教科书中都有明确规定。实践证明这种系统最好用，

即礼堂不使用时只开散热器，维持室内温度在 5°C 左右，使用时开启热风，当然热风的负荷应比计算负荷大 50%，这和预热时间有关。在文献中把散热器部分叫作本底部分，而热风部分叫做再加热部分。本底部分经常工作，它的负荷按计算约为整个系统的 30%~40%，而再加热部分按送风温度来计算。

(4) 该工程温度偏低，当然其他原因甚多，但在本例只是说明在选择采暖系统时，应根据建筑物的使用情况，室内空间的大小，建筑围护结构的严密程度而定。

对策：在夏季送冷风的系统上，加上空气加热器，便在冬季能送热风，即可满足使用要求。

实例 3 某小区如图 1.2.4-5 (a)，各建筑物室温相差大，A、B 最热，G、F 最差。后改成如图 1.2.4-5 (b)，都热得很好。

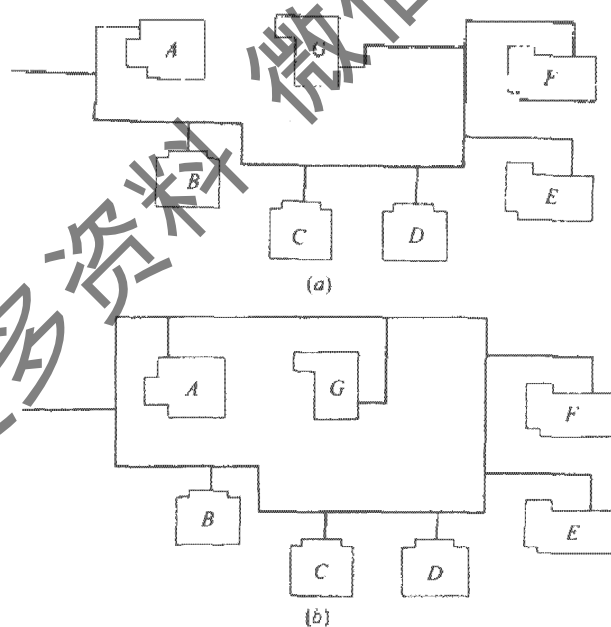


图 1.2.4-5 某小区热网布置图

(a) 异程式 (改造前)；(b) 同程式 (改造后)

1.2.5 建筑物中上层过热下层不热

现象:

(1) 上行下给式单管采暖系统, 普遍存在上层过热, 下层不热。一般温差为 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$, 多则 $6\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 上行下给式双管采暖系统, 也存在上层过热, 下层室温低的现象。

原因: 单管系统上层热下层不热, 原因很多, 就常见的现象分析, 在冷风渗透的计算时, 未考虑建筑物的热压作用, 下层算的比实际少, 上层相反。另外在单管系统中, 主要是在计算散热器时, 未考虑管道散入房间的热量, 将房间的热负荷全部作为散热器的负荷, 还有散热器片数化整时总是往上进位。这样, 上层(即顺水流方向起始处)的散热器和管道合在一起的散热量大于房间热负荷, 而下层的散热器的表面温度则低于计算值。因为未考虑管道温降且上层的散热器越多, 水温降越大, 使进入下层散热器的水温就越低。水温低于计算值其散热量当然就小于计算值。这几乎是恶性循环, 因此出现上层过热下层冷的现象。

至于上行下给双管系统, 出现上层过热, 下层室温过低的现象, 主要是因为垂直失调。双管系统上层下层重力水头的差别很大, 而设计时一般又不仔细计算。

对策: 为解决上行下给单管系统上热下冷现象, 在计算散热器时, 应扣除管道的散热量后再计算出散热器片数。如有尾数化整时, 应按水流方向, 上游舍去, 下游进上。同时应计算热媒的管道温降, 或做适当附加, 即考虑到立管散热的影响。如一根立管供暖的层数 ≥ 8 层时, 立管末端的散热器面积应适当附加, 最末 1~2 层附加 15%, 最末 3~4 层附加 10%, 最末 5~6 层附加 5%。上几层的立管上加跨越管, 在跨越管上装阀门(转心门),

或在供水支管上装三通调节阀，是解决上、下温度不均的有效措施。而对双管上行下给系统，首先在设计时应做水力平衡计算，特别要考虑重力水头的影响。最好做下行上给双管系统，这种系统的上、下室温差比较小。

1.2.6 采暖系统中前端热末端不热

现象：

- (1) 垂直系统中，末端立管不热。
- (2) 水平系统末端散热器不热。

原因：

(1) 垂直系统中，末端立管不热的原因有二，一为末端存在气塞，中断了末端立管中的水循环。这往往由于集气罐的位置不好或集气罐设在最末一根立管之前的干管上，但其后干管的坡度不对，形成末端立管存气。二是采暖系统水平失调。特别是异程系统，每环的立管数目较多时，末端立管中流量过少所致。

(2) 水平双管系统末端散热器不热的原因是：一副立管所带散热器组数太多，又未做精确的平衡计算，以致造成先天水平失调。

对策：

(1) 对末端立管不热，若为气塞所致，则改正坡度即可；若为水平失调，应采用同程式系统。

(2) 水平支路末端散热器不热时，应将支路改为同程式，如果设计采用异程式，则支路所带散热器的组数不宜太多，且每组均应装调节阀门。最好用单管串联，用双管时一定要用同程式。

热水采暖系统的末端不热是最常见的问题。不论同程系统还是异程系统，都在一定程度上存在着末端比始端不利的情况。如前所述，由于系统中沿途水温降低；末端水中混入的空气较多；由于末端的压差在异程系统中为最小，所以，应当在计算的基

上适当放大末端的管径，以保证设计的流量和热量。

另外，在末端立管和干管的接法上，也要注意，避免泥砂堵塞造成最后一副立管不热。如某工程下行上给双管同程式系统，最末一副立管所带散热器不热，室内只有 $7\sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，而且越来越差，后来加了一组散热器，结果干脆不热了，全是凉水。而与之相对称的另一个末端却热得很好。经多方查找，发现是阀门前的拐弯处被脏物堵住了，后来拆下阀门清出脏物，暖气就热了。这里要提出的是从设计的角度应考虑如何避免末端堵塞和系统排污。一般下行上给式系统，在供、回水干管的末端应加阀门；上行下给式系统，在立管上升处应加排污阀。或在干管末端装一段贮污物管并加放水丝堵，而不要直接拐弯上立管。特别是来回拐两三个急弯头更应注意，详见图 1.2.6-1 (a)、(b)、(c)、(d)

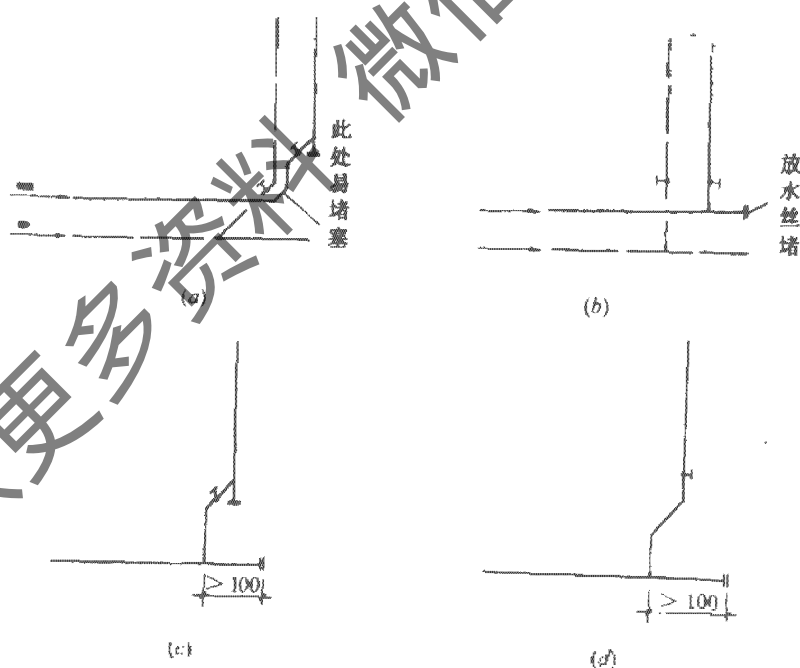


图 1.2.6-1 最末一根立管接法

(a) 不好；(b) 好；(c) 好；(d) 好

所示情况。

非设计错误造成的暖气不热。

众所周知，一个暖气系统的好坏，设计是根本。设计的正确与否，就决定了其采暖效果和能耗的多少。但是一个好的设计如果施工不好或运行管理不善，也是造成采暖不热的重要原因。下边就室内暖气系统不热的检修略为介绍。

1.2.7 开式膨胀水箱连接错误

现象：某工程的膨胀水箱的膨胀管和循环管与上管的连接如图 1.2.7-1，系统热得不好，供水温度正常，但室温低。

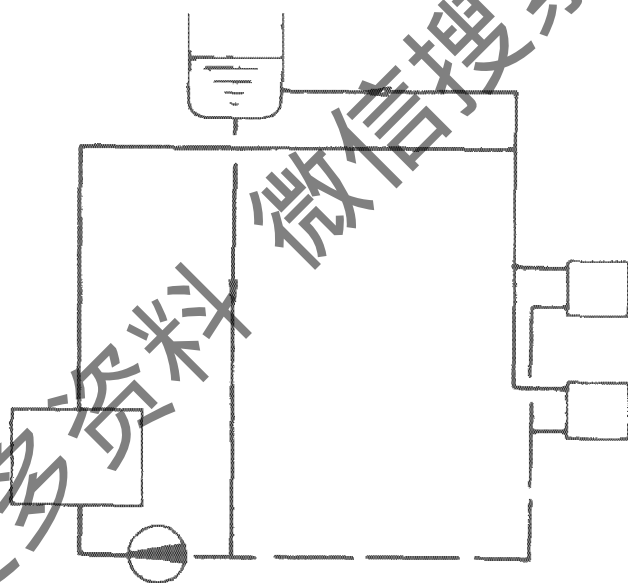


图 1.2.7-1 膨胀水箱的接管（改造前）

原因：有相当一部分水量经膨胀水箱的膨胀管和循环管而循环，使系统循环水量减少。显然是膨胀水箱与系统连接的错误。

对策：将膨胀水箱的膨胀管改到水泵的吸入口附近。如图

1.2.7-2

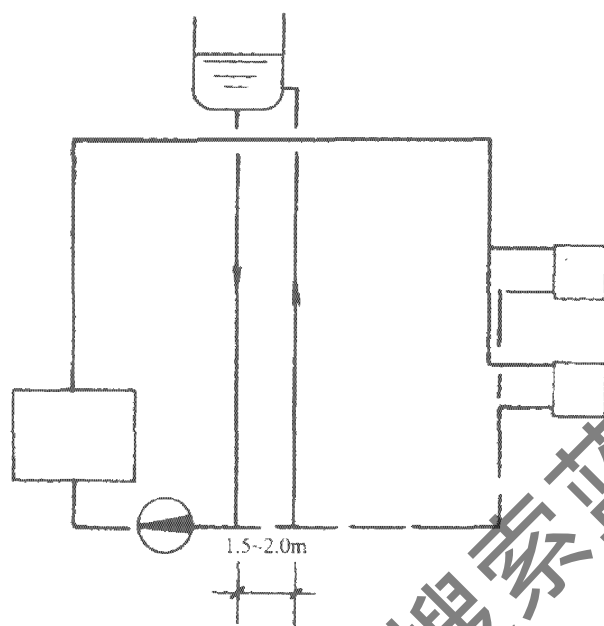


图 1.2.7-2 膨胀水箱的接管 (改造后)

1.2.8 系统中的阀门问题

(1) 双管系统的散热器前缺阀门或阀门选用不当

越是离主立管近的立管上的散热器前如缺阀门时，对整个系统的影响越大。因为水量经过这里进行短路，而使后面的立管流量减少。这点在异程系统尤为突出，在同程系统中也有发生。多表现为最上层的散热器过热，所以，要注意阀门的设置，它既是关断部件也是调节手段。

(2) 设计计算为转心门、闸板阀，而实际上是截止阀、球阀，则系统阻力增大。以 2° 的阀门为例，当 $v=0.8\text{m/s}$ 时，阀的阻力要增加3倍，另外，若设计为截止阀，而阀的方向装反了，如图 1.2.8-1，这将增加系统阻力。有时阀板脱落，会切断水路

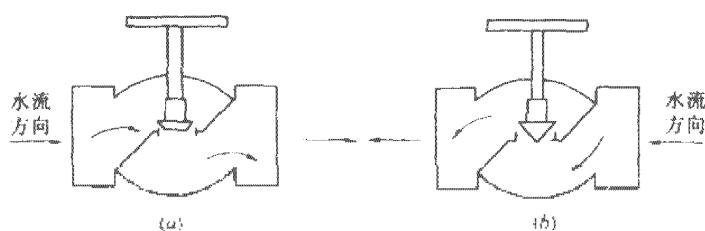


图 1.2.8-1 截止阀安装方向

(a) 错误；(b) 正确

(3) 该装的阀门一个也不能少，不该装的阀门多一个也不要作为一个设计人员，阀门虽小但不可随便装，要很好地考虑哪里应装阀门。一般来说，双管系统每组散热器的入口处装球阀一个，单管系统有跨越管时装三通调节阀。采暖系统为三层及三层以上者在供、回水立管与干管连接处应装闸阀，干管的各分支上应装闸阀。

如散热器前缺少阀门

在机械循环热水采暖系统中，阀门对调节系统的散热量起着重要的作用。特别是在上行下给的双管系统中，散热器前必需设阀门，否则在上层由于重力水头增加的压力无法调节，会造成过热。

安装时不能任意改变阀门类型

阀门的种类应按设计图纸安装，不应任意改换，因为这样会造成环路阻力的变化，如在一根 $d = 32\text{mm}$ 的立管上设两个截止阀代替了原设计的闸板阀，当流速为 $v = 0.8\text{m/s}$ 时，其局部阻力约增加 40% ~ 50%，则该立管中的流量即减少，而其所带的散热器散热量也就小了。

立管与干管的连接错误

在下供下回的双管系统中有时会出现将供水立管连接到回水

干管上，而将回水立管连接到供水干管上，结果造成这副立管倒流循环。或时而循环，时而不循环。如图 1.2.8-2

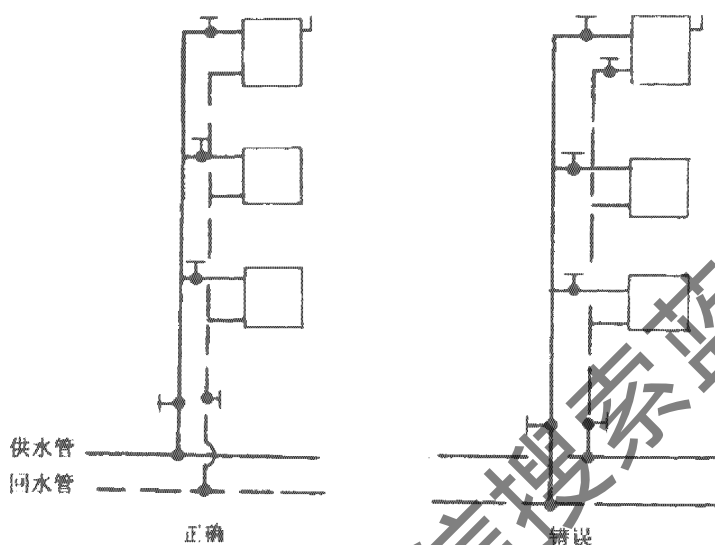


图 1.2.8-2

楼梯间散热器前不应当装阀门

楼梯间属于有冻结危险的场所，散热器前不应装阀门，为的是避免有人将阀门关上造成散热器冻裂、漏水。可是有的人理解为楼梯间的立管上下不装阀门。结果，散热器漏水，立管关不掉，只好将全楼采暖系统关掉，影响使用。这是“暖通规范”的一个强制性条文。

1.2.9 系统积气与空气塞

(1) 在机械循环系统中，水的流速越大 ($\geq 0.25\text{m/s}$)，空气可以被水带着在斜倾管或是垂直管道中流动。所以，尽可能使气水同向流动，将气泡收集在集气罐中，空气由集气罐排出。即在上行下给的系统中，供水干管向最后一根立管抬头走，而在最后

立管的附近设集气罐，如图 1.2.9-1

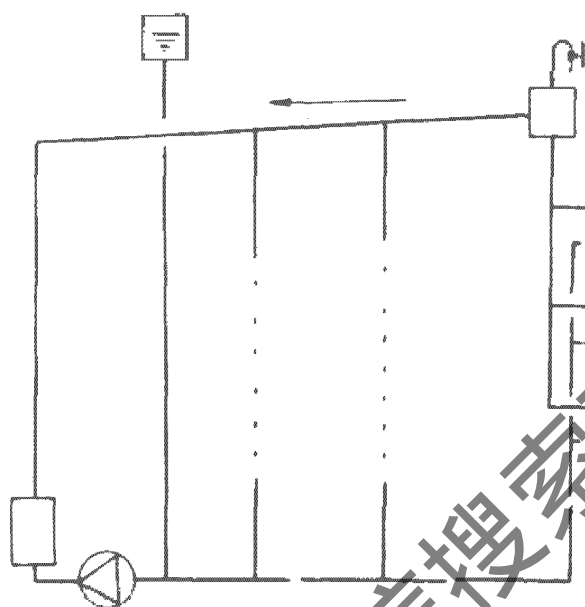


图 1.2.9-1 集气罐的安装位置

在热力点或锅炉房内的干管上向下翻弯时也要设置集气罐。

(2) 集气罐的位置不当，造成系统积气。由于流速大了会带走气泡，所以集气罐最好为“通过式”，如图 1.2.9-2 (a)。而 (b) 则有可能空气不进入集气罐。试验证明，水流速 $> 0.15\text{m/s}$ 时，水平与倾斜管道中的气泡不上升而被水带着同向流动，当水流速 $> 0.25\text{m/s}$ 时，立管中的空气也会被水带着走。所以如图 1.2.9-2 (b)、(c) 的情况，当水流速为 0.2m/s 时就会在弯头处存气。这里由于水流速 $< 0.25\text{m/s}$ 时气泡不能被水带走的缘故。当出现 (b)、(c) 情况时，应将水泵停止运行，待空气漂上去，然后打开阀门排出。所以，在间隙供暖的系统中，不论水流速多

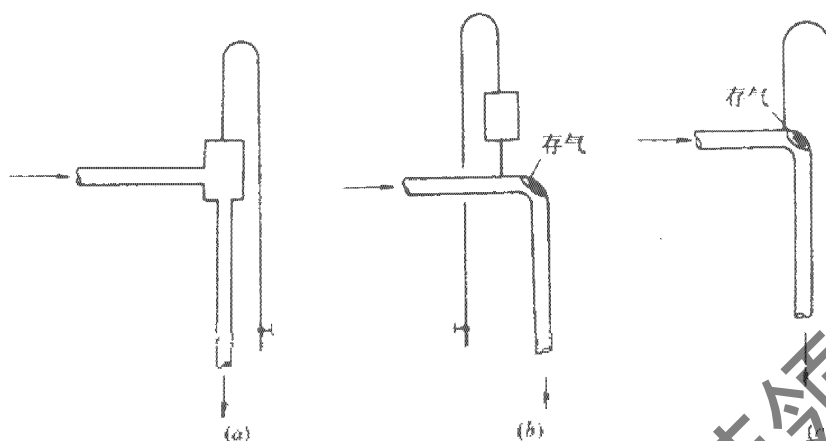


图 1.2.9-2 积气的可能与改善

(a) 最好; (b) 差; (c) 最差

大，水泵停止运行时，空气积在系统的上部，而沿坡向经自动跑风排出。在我国供暖系统多为间歇运行，故为了排气，干管需有一定的坡度，不能全部无坡敷设。

(3) 反坡 最常见的反坡是至散热器的供水支管反坡。

反坡如不大，支管中流速 $> 0.2\text{m/s}$ 时，则支管中的空气会被水带到散热器中。由此，管中的气塞破坏，散热器或多或少都热。若倒（反）坡严重，造成散热器上部空气积存，则无论流速多大散热器也不会热。若已成事实，只能在散热器上加装一个手动跑风，如图 1.2.9-3 (a) ~ (d)。

立管反坡，有可能造成一根立管或几根立管热得不好，即循环差，如图 1.2.9-4 (a)、(b)。

(4) 气塞 由于干管或支管在垂直方向弯曲窝气形成塞子，使某些立管不热。若用闭式钢串片散热器时，管子很热，散热器表面温度却很低。这有时是散热器不好，但有时和气塞有关。

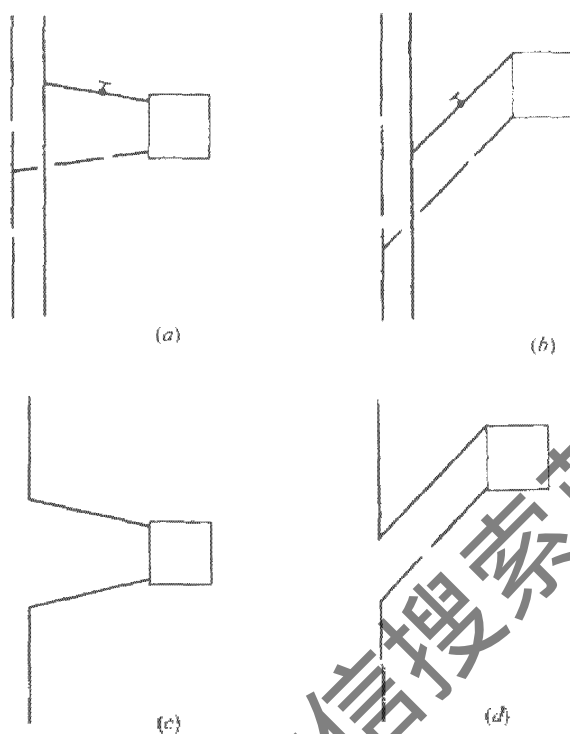


图 1.2.9-3 散热器支管的坡度

(a) 双管 (正确); (b) 双管 (错); (c) 单管 (正确); (d) 单管 (错)

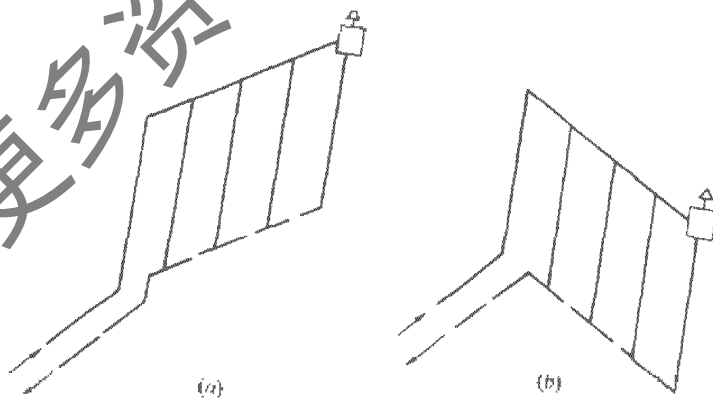


图 1.2.9-4 干管坡向

(a) 正确; (b) 错误

图 1.2.9-5 中所示的各种情况都会造成散热器不能正常工作，时热时冷。

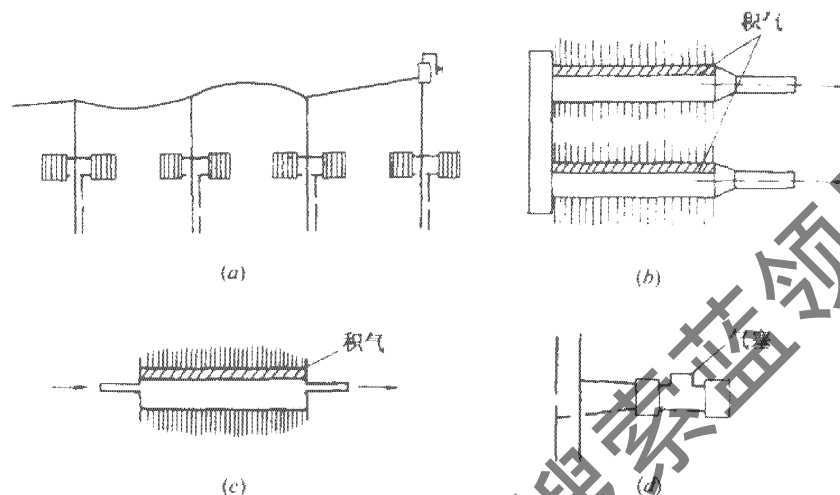


图 1.2.9-5 由于气塞造成散热器不能正常工作

(a) 下管在垂直方向弯曲；(b) 串片散热器积气；
 (c) 圆翼形散热器积气；(d) 连接两组散热器的横管上弯

(5) 供水干管上的集气罐做法，平时不太注意，但很影响系统的使用，如图 1.2.9-6 (a)，水平集气罐，即将干管在此处的管径放大，这种做法效果差，因为在放大处的管内产生一对旋流，它能阻碍干管中积存空气的排出。而采用图 1.2.9-6 (b) 的

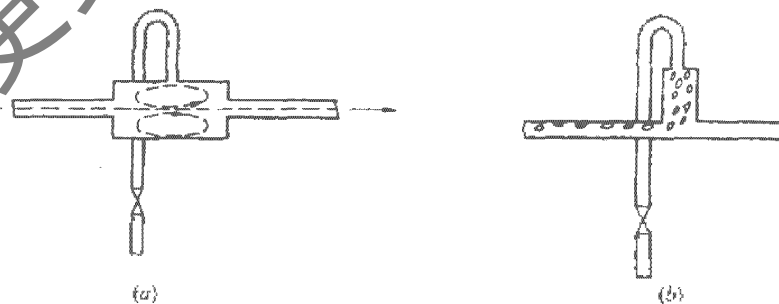


图 1.2.9-6

做法好，它能保证自然浮起所积存的空气。

1.2.10 采暖入口处供回水干管的循环管弊多利少

现象：供、回水干管在入口处设循环管的口的是当单体建筑物不使用或因故检修而将供、回水入口的阀门关断时，为了不使室外支管中的水结冻。

就北京地区多年的实践来看，这入口处循环管上的阀门很少用过。反而是在单体建筑正常使用时，由于该阀门不严，有一部分水未入系统就短路流回回水干管，浪费能源。严重时还影响系统的正常工作，使室内散热器中流量减少。

原因：由于这一循环管上阀门不严造成系统短路，无法平衡。

对策：北京地区热水系统入口上应将该循环管及阀门（俗称盲肠）取消，使用标准图时应加以说明，如图 1.2.10-1。

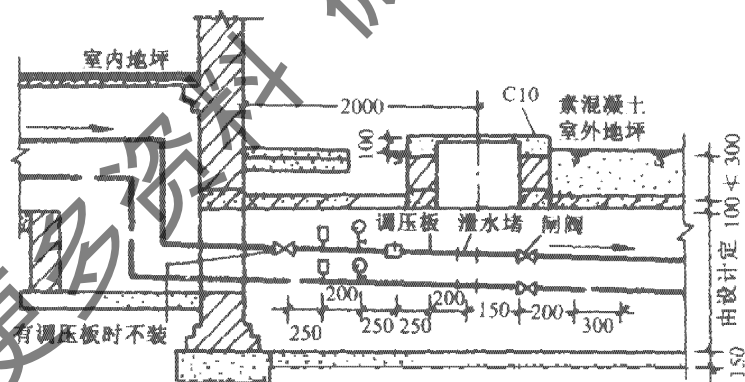


图 1.2.10-1 热水采暖系统入口详图

1.2.11 采暖系统的热媒流入自来水管

现象：某热水采暖系统，自带锅炉房。在冬季某日，打开洗脸盆的自来水管时，流出来的竟是热水。

原因:该系统的补水是用自来水直接补入,但在补水管与系统连接时,在补水管上未加止回阀。当自来水管压力低时,采暖系统中的水就倒流至自来水管中,致使脸盆的冷水龙头放出了热水。

对策: 在接自来水管的补水管上必须装一个止回阀。

1.2.12 明设回水干管过门处窝气

现象: 异程式上行下给热水采暖, 供、回水干管均明装。过门以后的立管, 如图 1.2.12-1 (a), 立管②、③不热或有时热, 有时不热。

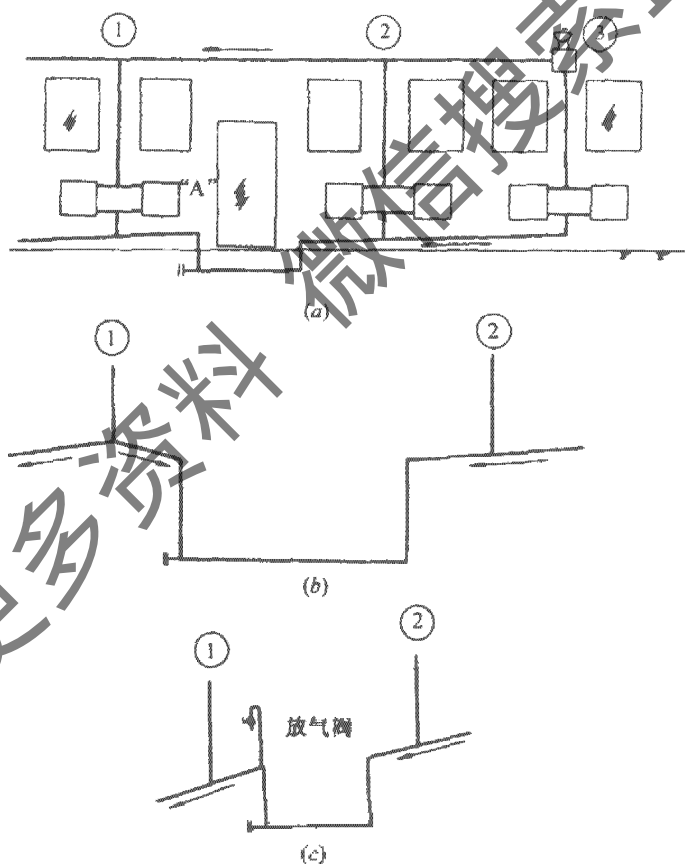


图 1.2.12-1 过门回水管窝气的改造

(a) 改造前; (b) 改造方案一; (c) 改造方案二

原：在过门处，做了一个 $400\text{mm} \times 400\text{mm}$ 的小沟，将回水干管弯下，如图 1.2.12-1 (a)，在“ A”点存空气，破坏了门以后立管的正常循环，使立管②、③时热时不热。

对策：将“ A”点的一小段回水管改为倒坡或加一个放气阀均可。如图 1.2.12-1 (b)、(c)。

1.2.13 立管与干管连接的设计错误

现象：某高层建筑采暖系统，立管与干管的连接如图 1.2.13-1 所示。当试运行过程中，某一层散热器漏水时立管关了，不能泄水，影响正常维修。

原因：回水干管和立管连接处的阀门设在泄水丝堵之前。当立管上有一处需要修理时，将立管上下的阀门关掉，致使立管的水泄不掉。因此泄水口应当设在立管阀门之前。正确的设计安装应如图 1.2.13-2 所示。

对策：当立管的上、下两个阀门关死后，可以打开上边的放气丝堵①和下边的泄水口②，把立管的水全放干净，然后进行维修。放气、泄水可用丝堵也可用阀门。

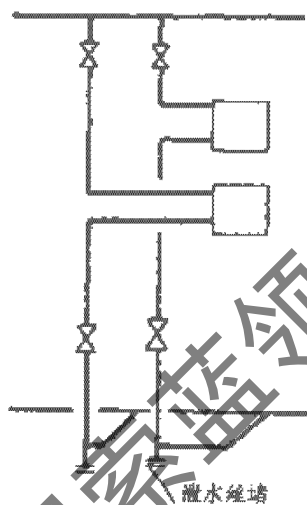


图 1.2.13-1 错误的立管与干管的连接

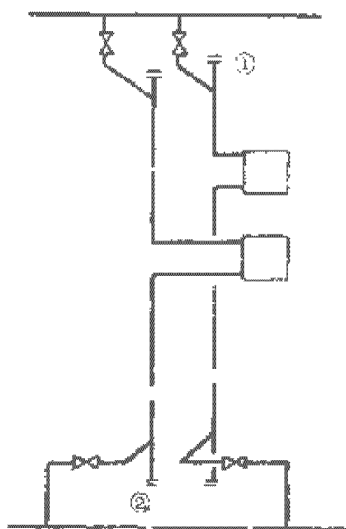


图 1.2.13-2 正确的立管与干管的连接

1.2.14 末端立管不热的其他问题

现象之一：某建筑物采用异程式系统，自带小锅炉房供热。开始运行时，末端几根立管不热。

原因：开始认为是有堵塞处或是调节问题。因而，将一段管道拆开，但未发现有堵塞。又用一周时间进行平衡调节，也未见效。末端几根立管依然不热。经仔细观察，发现是循环水泵的工作压力不够，但水泵的转速正常，铭牌性能与设计一致。拆开水泵一看，是叶轮缺掉一块。致使泵的扬程下降，克服不了远端的系统阻力，所以末端不热，这才是真正的原因。

对策：更换水泵的叶轮后系统全热了。

现象之二：某建筑物采用异程系统，也是末端立管不热。开始认为是平衡问题，一直想用调节的办法来解决。将近处立管上的阀门关得很小，末端立管稍微热些，但是近处的立管又热得不够，调来调去，整整调了一冬也未很好解决。

原因：经深入了解，发现是锅炉房内的循环水泵比设计小了一号，虽然扬程和设计要求一致，但流量比设计流量小，故到异程系统末端的流量少，因而立管不热。

对策：换泵，使泵的性能完全符合设计要求，问题就解决了。

1.2.15 某些非设计原因造成的局部暖气不热

这里所谓的局部不热是指住宅小区内某一楼号（此楼不一定是距锅炉房最远）的室内暖气系统全部或部分不热，且这种不热的情况不是设计错误造成的（设计问题本书已有详述），因此应从施工运行的角度找原因，然后按具体情况来解决，故也可以称为运行管理的常见病。下面分别列举其故障原因及排除措施。

（1）整栋楼暖气不热

住宅小区供暖正常。唯独某栋楼暖气不热或热得很差。但该楼的采暖设计又和其他楼一模一样，没有问题。遇到这种情况，首先应检查小区热网主管上的分路阀门是否打开；再检查该楼热力入口处的阀门是否已开好；有无闸板掉落或没有撤死垫的情况；调压孔板的小孔有无被堵等。查明原因后，即可排除。

(2) 一栋楼的某一环路暖气不热

一栋楼大部分供暖正常，惟有某一环路暖气全部不热。遇到这种情况，应检查分路上的供、回水阀门是否全部打开，如未开时，打开即可。

(3) 整栋楼室内系统的上部散热器都不热

不论是上行下给式或下行上给式系统，凡表现出上部（即顶层）散热器都不热的情况，一般都是因为管道及上部散热器内充满空气。如是上行下给式系统，应由供水干管末端的集气罐中排出空气（或更换自动跑风）。下行上给式应由散热器的放风门排出空气。

(4) 末端立管不热

末端立管不热是由于室内系统水平失调，末端立管水流量过少形成的。遇此情况，首先应当进行调节。末端立管不热的另一类原因，是立管内存空气。此时应解决立管的排除空气问题。

(5) 个别立管不热

这里所指的个别立管不热，是干管中间任一立管出现不热，无规律性。此时，首先应检查堵塞问题。检查方法一般可利用本立管的水压进行上下冲洗，排除堵塞物。最常见的堵塞部位在弯头，阀门、立管根部，来回弯等处。在焊接连接时，立管插入干管部分较长，也会影响循环效果。总之，对个别立管不热的原因分析，应重点从本立管上查找原因

(6) 整栋楼多组散热器无规律性不热

这里指的是各层皆有散热器不热的情况，且无一定规律性。这往往是在上水过程中因阀门未全开启造成系统中空气未排净的缘故。有时出现今天这组散热器不热，明天那组散热器又不热，而过几天这组又热了等现象。要彻底解决这一问题，应将全楼的水全部泄空，重新上水。上水之前务必将全楼的阀门全部打开。充水时每个集气罐处应有专人负责排除空气。这里必须注意一点，就是上水对上供下回系统一定要从回水干管自下而上进行，严禁从供水干管上水；而下供上回系统则由供水干管上水；若供、回水干管均在地下室中（或管道层或地沟内）时，应先从回水干管中上水。

(7) 个别散热器不热

个别散热器不热的原因除设计因素外，一般有以下几种情况：其一，接散热器的支管坡向不对或中间有弯，故在支管内形成空气塞，造成不热。此时应调整坡向，改正支管；其二，散热器存气，可以通过散热器上的放风门排除留在散热器里的空气。没有放风门的，必要时可在停火期间在散热器上端的堵头上打眼加装放风门；其三，是因新系统清洗不彻底留下杂物或多年老系统大量的氧化生成物将支管堵塞。此时应除去堵塞物。

(8) 系统亏水造成暖气不热

系统亏水又不能及时补上，也会造成暖气不热。亏水的出现有两种原因：其一，是初次向系统通水试火时，未能做到自下而上缓慢流动，系统内的空气未被彻底排除，出现系统“假满”的情况而循环不良。实际上系统顶层及其他部分未被水充满。此时应停泵将水补满；其二，是系统丢水。有时因暖气不热，就放水，而亏水，更不热，造成恶性循环。此时要检查暖气为什么不

热，而不能靠放水解决。

1.2.16 分户采暖系统设计出现的问题

现象之一：室内散热器热得不好，达不到设计的室内温度。

原因：散热器供水口处的温控阀被堵，因采暖水中带有泥砂等物。

解决办法：建议在建筑物的采暖系统入口处装过滤器，装在供热管道上。过滤器最好装两个，如图 1.2.16-1 所示。一个的滤径为： $d = 3\text{mm}$ ；（A）另一个的滤径为： $d = 0.75\text{mm}$ 。（B）

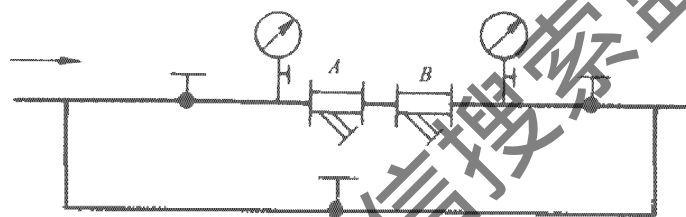


图 1.2.16-1

现象之二：一个跃层式住宅，采用户内自备的壁挂炉为热源。一层、二层均设有散热器，炉子放在一层。结果，一层散热器热，二层不热。

原因：上层一个系统，下层一个系统。阻力大，可能是炉子内置的循环泵小了。

解决办法：换了一台较大的炉子，一层、二层就全热了。问题就解决了。

现象之三：室内采用散热器采暖，户内接散热器的管道用交联聚丙烯（PPR）塑料管沿墙直埋在楼板上的混凝土垫层内。管径 DN25，供、回水管最高水温为 $75\text{℃}/50\text{℃}$ ，发现局部地面有裂纹。

原因：塑料管的热膨胀系数大，且水温要高达 70 多度，施

工时又未采取任何措施。

解决办法：1. 施工时应将塑料管用管卡钉在钢筋混凝土楼板上，使其尽量少活动。

2. 供、回水温度不要波动太大，供水温度不要过高。一般以 60°C 为宜。

现象之四：某新建住宅采用分户计量采暖系统，将共用立管和户用热表设于阳台上，无法查表。

原因：未按规范规定设计，而造成的纠纷。暖通空调设计规范第 4.9.5 条和第 6 款规定：分户热计量热水集中采暖系统的热计量装置采用热量表时，应符合下列要求：系统的共用立管和入户装置，宜设于管道井内。管道井宜邻楼梯间或户外公共空间。

解决办法：供热计量装置改到户外的公共空间内，问题就解决了。

现象之五：分户小炉子为热源的户内热水采暖系统。入住后卫生间浴室使用后，走道和客厅内满地是水。

原因：卫生间散热器支管走在其防水层的上边，且未用套管，而走道和客厅内的地面比卫生间低，卫生间的水就通过暖气管的外渗流至走道和客厅。如图 1.2.16-2 所示。

解决办法：卫生间内的暖气管出地面时应加套管，将管子与

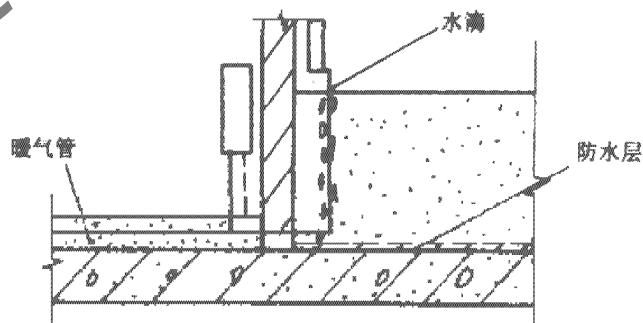


图 1.2.16-2

套管之间的空隙堵塞严密使卫生间地面的积水不能通过暖气管周围的空隙流出。

现象之六：某分户采暖系统，室内水平管道为埋地敷设，采用铝塑复合管，使用后发现有漏水现象。

原因：埋地部分有接口，接口处有漏水。

解决办法：挖开换管子，每根管子直接接散热器，埋地部分没有任何接口如图 1.2.16-3 所示。

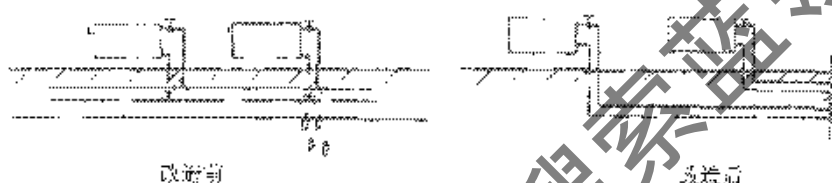


图 1.2.16-3

1.2.17 采暖管道敷设方面的问题

供、回水干管的三通处不宜采用“丁”字连接。因为“丁”字三通处容易堵塞。某住宅楼有半边暖气不热。多方查找、冲洗、放水、用阀门平衡调节，就是治理不好。最后下决心，拆开看看，到底是怎么回事。一看才知道是有一只手套堵在三通处了。

另外“丁”字三通的坡度不好做，所以供、回水干管上常用的接法是分流三通。如图 1.2.17-1 所示。

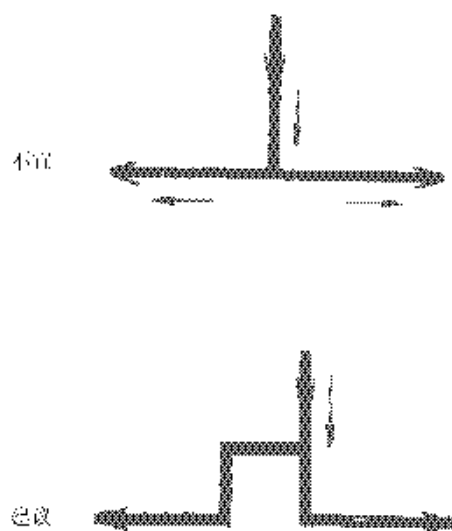


图 1.2.17-1

1.3 自然循环热水采暖系统的特点

与机械循环热水采暖系统相比，自然循环热水采暖系统有以下特点：

- 水在系统中的流动是靠供、回水的重度差产生的作用压头，因其数值不大，故这种系统必须采取较大管径。

- 自然循环热水系统的膨胀水箱是连接在供水干管上的，它不但容纳系统膨胀的水量而且还用来排除系统中的空气。因而在上供下回的系统中，膨胀水箱一般都接在主立管的顶部。由于水流速度小，供水干管中气水逆流，也不影响排气。

- 自然循环热水采暖系统，最好设计为异程式，因为其系统不大，易于平衡和调节，且系统不会因水温变化而失调。

1.4 自然循环热水采暖系统设计失误

1.4.1 锅炉安装位置不够低

现象：最下层的散热器不太热，甚至全不热。

原因：自然循环热水采暖系统循环压力的大小与加热中心和冷却中心之间的垂直距离有关。即散热器与锅炉之间的高差。锅炉的位置比散热器低得越多，系统中的作用压力就越大。一般锅炉应比最下层的散热器低 3m（单户采暖除外），故锅炉多设于地下室内。而该工程因地下水位高，锅炉下降很少，不足 1m。设计者又未作详细计算，对最下层的散热器而言循环压头不够，因此不热。

对策：只有加一个小管道泵，将自然循环改为机械循环。而且还得对泵的噪声采取防止措施。

1.4.2 供水干管低于采暖锅炉

现象：系统热得不好。锅炉水烧热后，系统不循环，直到锅炉烧开产生的蒸汽进入供水管，将热水推至于管低凹处后，系统才开始正常循环。而这种不允许的现象每停一次火，就得重复一遍，如图 1.4.2-1 (a)。

原因：在供水干管上， $C-F$ 段低于锅炉形成水封，两端无压差，系统不能形成循环。

对策：在 C 点与 D 点将供、回水管相连接，如图 1.4.2-1 (b)。在 CD 管段上装一个阀门“2”，在系统运行前，阀门“2”应当打开。此时环路 $ABCDEA$ 中和普通的自然循环系统一样产生水循环。这样，锅炉中的热水即可到达 C 点。由此点沿热水管段 CF 通至主立管而进入散热器，开始了整个采暖系统的水循环。当 CF 管段全热后，即可关闭阀门“2”。为了加速环路 $ABCDEA$ 中的水循环，管段 BC 不应保温。为了减少系统正常循

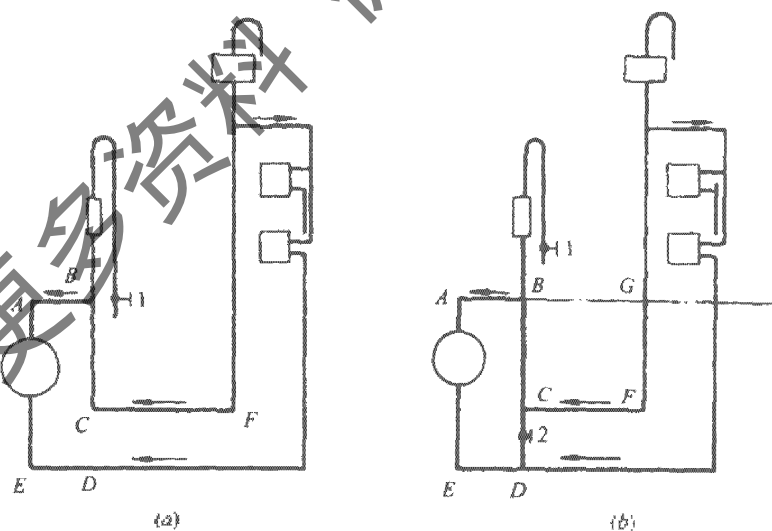


图 1.4.2-1 供水干管低于采暖锅炉的改造

(a) 改造前；(b) 改造后

环时的反作用力，管段 CFG 应当保温。

1.4.3 供水干管低于锅炉回水干管又往上反

现象：某工程如图 1.4.3-1 (a) 供水干管低于锅炉有凹袋，回水干管又往上反形成气囊，为自然循环热水采暖系统。但安装完毕试火时，锅炉水温已烧到极限 (95°C)，但系统内的水不能循环。等了相当时间，管段 CD 才从上边热下来一半，但怎么也热不到 D 点。而紧连锅炉的回水管段 HI 却有点热了，整个系统始终循环不了。

原因：在供水干管上有凹袋 $CDEF$ ，而在回水干管上有 $HIJK$ 凸囊，形成气塞，结果干管中水不循环，整个系统不热。

对策：在供水管段 DE 上设阀门“1”及放水管和放水阀“2”。改装之后系统即可运行，如图 1.4.3-1 (b)。锅炉在烧到 60°C 时，阀门“1”关闭，而放水阀“2”开着，一直开到从此处放出热水为止。此时回水管中的部分冷水流入锅炉。当一放出热水立即关闭阀“2”，打开阀“1”，这时系统就很快开始循环。这等于是用人工造成启动，然后就可以自然循环。如为连续运行系

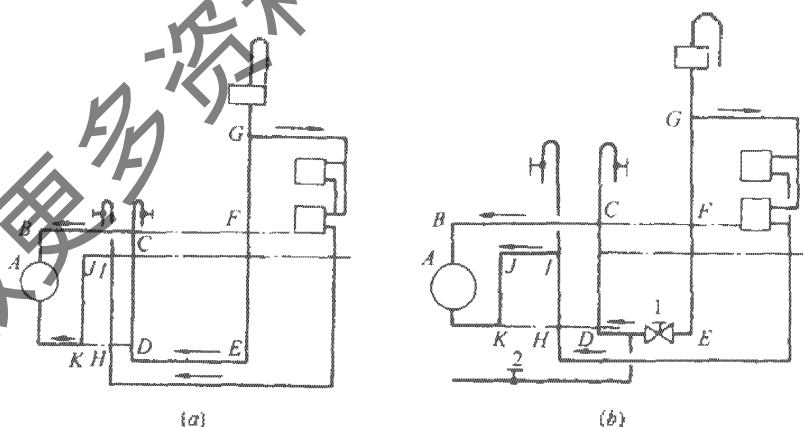


图 1.4.3-1 供回水管形成凹袋与气囊的改造

(a) 改造前；(b) 改造后

统，用此办法也费事不多。

1.4.4 立管与供水干管连接时反坡

现象：某工程为自然循环采暖系统，效果很好，只有一根立管及其所带的散热器不热。

原因：立管与干管连接时出现反坡，由于自然循环作用压头有限，流速小，不能将气泡带走，在立管顶部形成气塞，使该立管中的水不能循环所致。

对策：改变立管与干管的连接。见图 1.4.4-1。

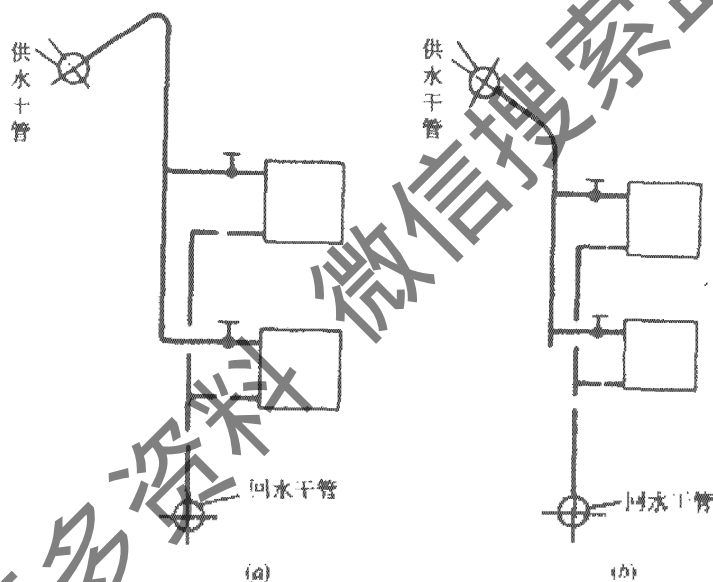


图 1.4.4-1 立管与干管连接反坡

(a) 改造前；(b) 改造后

1.5 其 他

1.5.1 管道和散热器结冻的处理

常常由于冬季赶工，急于投入使用，水压试验后，未来得及

放净水，系统就局部结冻。或是热水采暖系统的某一部分或某根立管在夏天维修时试水后将阀门关闭，或其他种种原因，使立管或散热器出现结冻。

出现上述情况时采取什么方法来加热是首先要考虑的问题。千万不能用明火加热，如火盆、煤气焊枪明火烤管道等，因为这些有明火的加热方式在室内是不符合防火要求的。

最好是用热水浇或热毛巾包着，慢慢化开。而且加热的顺序应当是先加热立管，后加热散热器，这样可以边化边循环，避免散热器先化开后，循环不了，散热器内水容积膨胀，或形成蒸汽而损坏设备。

1.5.2 直连热水采暖系统的膨胀水箱

误区一：与城市热力网直接连接的采暖建筑物内，采暖系统上设了膨胀水箱。

因为：膨胀水箱是为了容纳系统水在加热时的膨胀及冷却时的收缩，并用于系统的定压，它是最简单而稳定的定压方式。所以不论是自然循环还是机械循环的热水采暖系统都要设膨胀水箱。但是城市热网它已经有了自己的定压方式，我们用户直接与它连接就像在我们建筑物的采暖系统上连接一个散热器一样，不需要再用膨胀水箱来定压。也不用它来容纳系统的膨胀量，因为用户已与外边的城市热网直接沟通了。所以再设膨胀水箱就没有必要。而有的人不注意，还在内部系统上设了膨胀水箱，当城市热网循环泵停止时，造成水箱跑水。

2 空调、通风系统

2.1 基本数值采取不当

2.1.1 室内人员数照明数与实际不符

现象之一：某百货公司，地处闹市，人流频繁，十分拥挤。夏季时，空调设备已经全负荷运行，但室温还是比较高。售货员整天抱怨工作条件恶劣，顾客也不满意。

原因：经测试，空调制冷设备均为合格产品。制冷系统为集中，空调为分层机组，新风就地采取，系统并无原则错误。而室温偏高的主要原因是实际的室内人数大大超过了设计取值。设计时按每 2m^2 有 1 个人计算；此外，室内照明负荷也比原来定的数值大。设计时取 $40\text{W}/\text{m}^2$ ，而实际上后来加了许多灯，照明负荷达 $60\text{W}/\text{m}^2$ 。因此造成空调负荷算小了，而冬季采暖负荷又算多了。

对策：在不增加机组的条件下尽量多用回风，在早晚商店不营业时间，开空调新风预冷。底层内部增加空调机组。

参考：设计商店空调时，营业厅的人数取值：大型百货楼，一层按 $1.5 \sim 2$ 人/ m^2 ；其他层按 1 人/ m^2 ；一般商店按 $0.9 \sim 1.0$ 人/ m^2 。商店的照明负荷按 $40 \sim 60\text{W}/\text{m}^2$ 。

现象之二：某宾馆多功能厅，面积 800m^2 ，夏季设计温度为 $24 \sim 26^\circ\text{C}$ ；冬季 $18 \sim 20^\circ\text{C}$ 。投入使用后，温度偏高，常达 $26 \sim$

28°C，降不下来，反映较热。

原因：

(1) 多功能厅的室内设计温度不宜超过 25°C，最好 24°C，26°C 作为设计温度已经偏高。

(2) 设计时，按 400 人设计，但实际使用时为 600~800 人，甚至还多。

(3) 设计时，照明负荷为 30W/m²，而实际最后装灯的总容量为 55kW，合 68W/m²。由于上述原因，说明空调冷负荷少了 1/2~1/3。

对策：增加一台大空调机组，风管不动，即可达到室温 24~25°C。今后设计这类大型宾馆的多功能厅时，室内人数应按 0.8~1.0 人/m² 计算；照明负荷要按 50~60W/m² 计算。室内新风量应取 25m³/(人·h)。空调箱数量最好与多功能厅的分区相应，以便和使用协调一致。这样，既能保持舒适环境，又有利于节约能源。

2.1.2 室内设备的发热量取值不当

现象：

(1) 某学院教学大楼建筑物总面积约 25000m²，设备冷负荷为 2907.5kW，平均冷指标为 116.3W/m²，选用 3 台制冷机。实际使用时，在夏季最热时，即气温最高的月份每天只有几小时需 2 台制冷机，而绝大部分时间只开 1 台机就完全能满足要求。有 1 台机器长期不用，造成浪费。

(2) 某图书馆，建筑面积 25000m²，设备冷负荷为 3700kW，平均冷负荷指标为 150W/m²，也为 3 台制冷机。实际使用时绝大部分时间只开 1 台制冷机，很少同时开 2 台机，所以 3 台机中有 1 台完全是多余的。

原因：参考国外数值，负荷估算不准，指标取得不切本国实际。

对策：采用本国的科研、实践经验，降低冷负荷指标。设计时按有关规范措施采用。下边附上一个高层旅馆建筑负荷调查表（表 2.1.2-1）。

2.1.3 设计标准确定不当

现象：某银行办公楼，地上 22 层，地下 2 层，正方形高层建筑，好似玻璃盒子。冬季暖气很好，但夏季室内温度高，外区不能开窗，内区无窗可开，结果全楼都感闷热，满足不了使用要求，使用了不到三年，就在全楼增加空调系统。

原因：高层办公楼，窗户面积大，外区太阳辐射热强，内部灯光照度大，所以夏季冷负荷很大，设计时因为只为减少投资，未加空调设备，造成夏季无法正常使用。

对策：根据实际需要，增加空调系统。教训是设计时应正确掌握空调标准。对办公楼不能一律不设空调，应按建筑规模，层数等具体对待。否则，建成后追加、返工的花费比新建时就设空调还要多，造成浪费。看来，现代化的高层办公大楼不设空调不行。但选用什么空调方式，应结合国情、力求节约。

2.1.4 设计取值过分安全

现象：某计算机站集中空调系统，投入运行后，在工作时间室温偏低，计算机房过冷。停机值班运行时开不起制冷机来，运行十分困难，而且电耗很大。更无舒适可言。

原因：计算机实际的发热量与计算发热量不一致，大部分时间是低于计算值。如主机发热量计算值为 30kW，实际上运行时只有 18~19kW，仅为计算值的 60%，设计时又考虑了一定的裕量。所以，设计值偏离实际值就更多。由于计算发热量偏高，使设计风量偏大，系统计算阻力及选用风压大于实际阻力，从而导致实际风量过大，造成机房过冷。同时无值班专用系统，故一开全开。

表 2.1.2-1

制冷设备设计容量与使用情况调查表

工程名称	西苑 酒店	白天鹅 宾馆	花园酒店	中国大酒店	中山国际 酒店	南海 酒店	文化 酒店
建筑面积(m ²)	62000	91530	169000	158500	37600	42000	45000
客房间数	756	1014	1200 + 写字间	1200 + 公寓办公	400	396	450
制冷机台数 (RT×台)	600×3	450×4	550×8 400×1	800×5	350×3	340×3	400×2 160×1
安装容量 (kW)	6280	6280	16747	13956	3663	3490	3350
厂家	YORK	三菱	三菱	TRANE	Carrier	TRANE	三菱
开机台数最多	2	4	6	4	2	2	
开机台数最少	1	1	1		1	1	
一般	1	2	4	3	1	1	
每年开机时间	半年 季节明显	10个月	9个月	10个月	几乎全年	几乎全年	
折冷指标 (W/m ²)	33.7	33.7	按小时合出1,2月部分天停机 45.4	52.3	32.9	29	
实际经常	67.5	68.6	67.5	69.8	64	57	
实际最大	101.2	68.6	98.9	88.4	96.5	88.6	
安 装							

对策:

(1) 按负荷实际的变化配用变速风机。

(2) 大型计算机房的巨型机,一年中可能有长达 2000~2500 小时处于值班状态,故应设值班系统,以利于节约运行费用。

2.1.5 北方地区民用空调的新风处理系统不加湿不行

现象:某办公大楼地处北京,高度 100 多米,采用风机盘管加新风的空气调节系统,冬季室内湿度小,时有静电产生,更严重的是有的家具表面油漆出现裂缝。室内工作人员易患上呼吸道感染,所以用户纷纷反映,室内太干燥。

原因:冬季时,新风机组及空调机组只有加热设备,无加湿的手段;室内的风机盘管也是只能加热而不能加湿,所以造成室内的相对湿度很低,采暖期间约在 20% 左右。

对策:改换空调机组,增加了加湿段。该楼采用的加湿段是循环喷雾加湿,使室内相对湿度维持在 40%~50%。照明负荷大时,冬季直接将室外空气送入室内,不加热也不加湿;但在办公室内采用分散的小型加湿器,使室内湿度能维持在 30% 以上。

2.1.6 洗衣房太热

现象:几乎许多大饭店的洗衣房都在地下室,设备发热很大,室内温度四季如夏。室温常在 35°C 左右。虽有通风降温,但效果好的不多。同时洗衣房的设备如烫平机等表面温度很高。大多数设备的表面温度在 50~60°C。房间的辐射热大,夏天时,有的工人发生过晕倒,大多数工人反映劳动条件难以忍受。

原因:室内设计标准太低,设计确定的室温参数太高,超出了人体健康所能承受的范围。调查表明,目前洗衣房内有的只有机械通风,有的做了空调降温,但负荷取得不够,且有些部局该排热的设备(如人型)等,大多数未设局部排风。

对策：洗衣房应作为热车间对待，机械通风除严寒地区外，都不解决问题，应设计空调降温，加强局部排风，最好采用自带冷源的分体机组，使用灵活，效果好。按我国有关部门的研究，推荐洗衣房内的空调设计温度应为 30°C 。

2.2 室内气流组织考虑不周

2.2.1 客房送风

现象之一：某饭店的客房内，用卧式暗装风机盘管，靠门的一侧很冷，而房间温度高达 $26 \sim 27^{\circ}\text{C}$ ，如图 2.2.1-1。

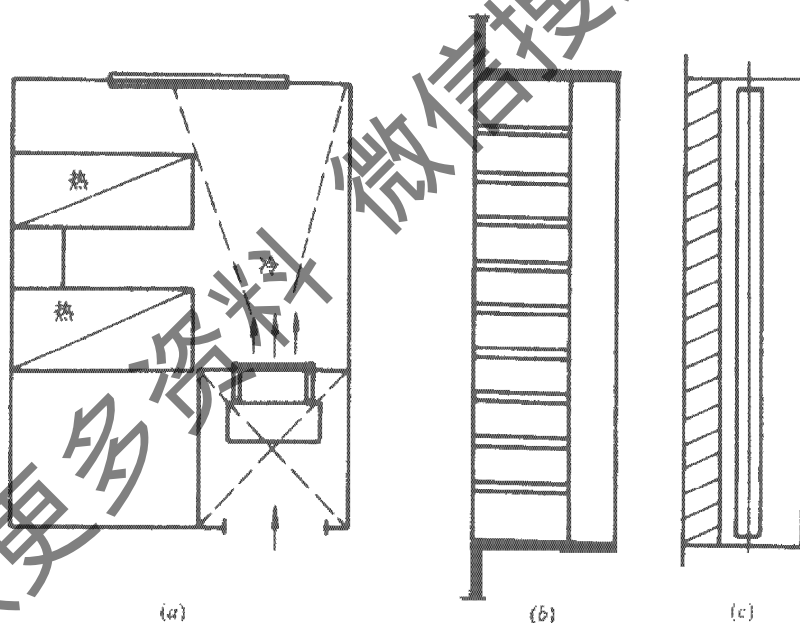


图 2.2.1-1 客房气流组织的改进（一）

(a) 平面布置；(b) 效果差；(c) 效果好

原因：送风口采用单层死百叶，使气流扩散不到边角处，致使室内温度不匀。只有送风达到的一条面积内温度低。

对策：改用双层可调百叶就解决了问题。双层百叶可以在施工验收时一次调好，以后也不常调，能解决整个房间的气流均匀问题。

现象之二：某宾馆客房内采用立式暗装风机盘管，置于窗户外侧，上侧斜向出风，下边底部回风。送冷风气流正好吹到坐在沙发上人的后脑，十分不舒适，且易感冒，旅客反映不好，如图 2.2.1-2。

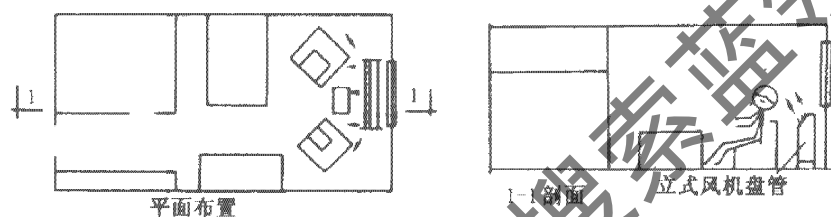


图 2.2.1-2 客房气流组织的改进（二）

原因：风机盘管与室内设计未协调。

对策：将风机盘管的出风百叶，改为垂直向上吹即解决了问题。或者改用卧式风机盘管也行。

现象之三：某小城市新建饭店，客房装了空调，用的是立式暗装风机盘管。虽然有冷水送来，而无冷风送出，房间温度下不来，如图 2.2.1-3。

原因：为了装修，建筑在风机盘管外边加了一个木制罩子，就像做暖气罩一样，而未将风机盘管的出风口和罩子的出风口连接在一起，结果冷风绝大部分在罩子内部做了

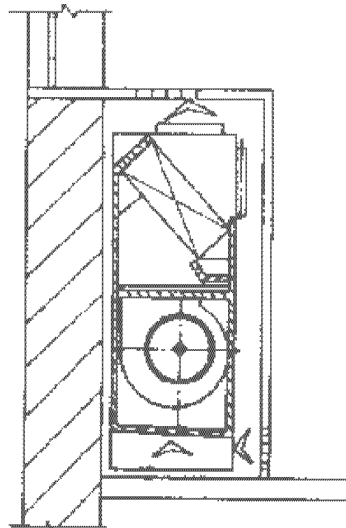


图 2.2.1-3 客房气流组织的改进（三）

小循环，到不了房间，当然房间的温度降不下来。

对策：把风机盘管的出风口用白铁皮（或玻璃纤维布）和罩子的出风口连接在一起就解决了。

2.2.2 气流达不到发热地点

现象：某计算机房空调器的冷负荷能满足机器的发热量。但是，机器后边的超温报警器经常响，被迫停止计算站的工作。机房空调布置如图 2.2.2-1。

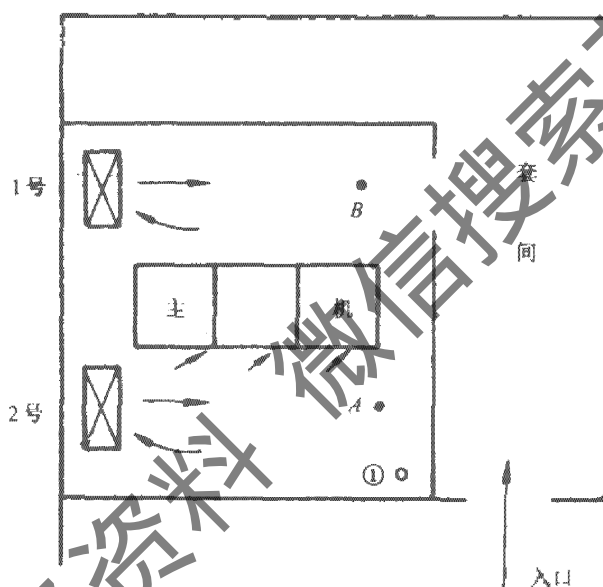


图 2.2.2-1 计算机房的空调器布置

原因：因房间太小，当 B 点的温度为 20°C 时， A 点已达 24°C ，发热设备又过于集中，所以，1号机运行时，气流达不到主机的后边，带不走计算机发的热量，故机背后的温度很快就达到极限，使超温报警器动作，影响了生产。

对策：在机房内主机的背后再增加一台空调机即 2号机，这样就解决了问题。

2.2.3 热风送不下来

现象之一：某电视演播室，面积 400m^2 ，高约 10m ，集中空调，气流组织为上送上回。夏季可以，冬季时大桥上温度高达 $28\sim 32^\circ\text{C}$ ，而距地面 2m 以内达不到 18°C ，影响使用。

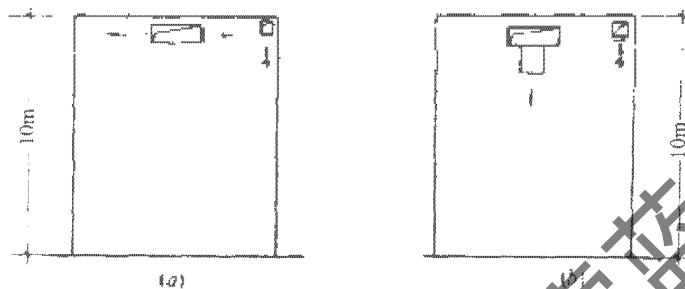


图 2.2.3-1 电视演播室的气流组织

(a) 修改前；(b) 修改后

原因：是送风气流造成贴附，室内垂直方向温度梯度大，热风送不下来。

对策：将双侧百叶送风口改为圆筒形向下送风，热风就送下来了。冷风也能很好地扩散，温度场均匀，效果较好。

现象之二：某展览馆顶部散流器送风，集中回风。冬季热风下不来，人流区只有 $12\sim 13^\circ\text{C}$ ，而吊顶下可达 $20\sim 24^\circ\text{C}$ 。

原因：由于是用散流器平送，在送风口处形成气流贴附，热风在上，冷空气在下，室内温度层化严重，见图 2.2.3-2。

对策：在散流器的外圈加了一条小边，破坏了气流的贴附层，热风下来了，室温达到满意效果。

现象之三：室内用风机盘管空调时，送回风口安装在一起，结果室内温度梯度很大，见图 2.2.3-3 (a)。

原因：由于回风短路，下部空气循环不良，热风停在顶部下不来。

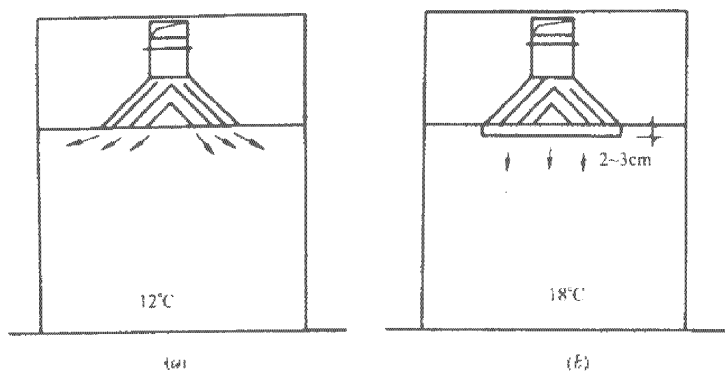


图 2.2.3-2 散流器送风的改造

(a) 改造前; (b) 改造后

对策：把回风口移到下边来，如图 (b)，或用普通的送回风口方式，这是一般旅馆常用的方法，如图 (c)。

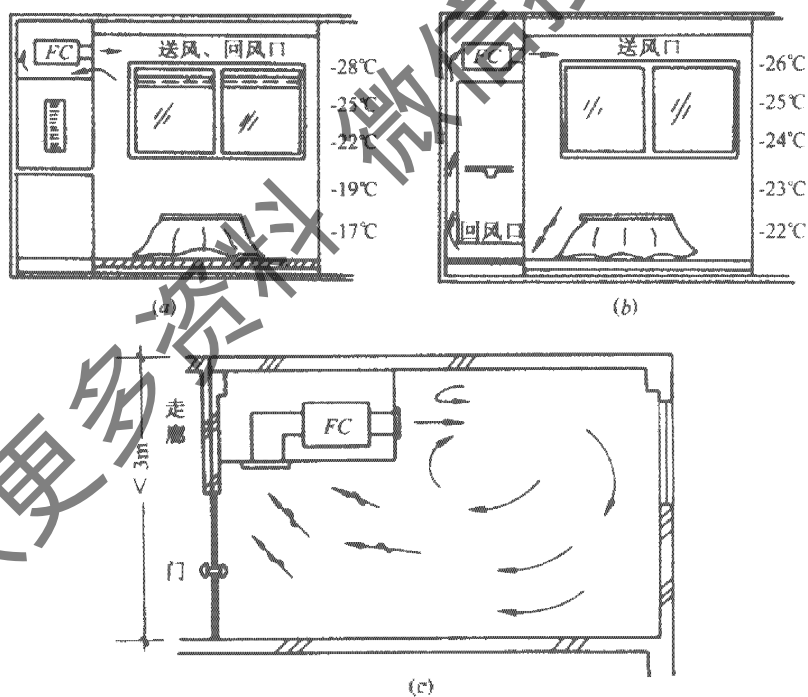


图 2.2.3-3 风机盘管风口布置

(a) 改造前; (b) 改造后; (c) 常用做法

2.2.4 送回风气流短路

现象：某办公室，吊顶内均匀布置风机盘管，送、回风口采用了同样尺寸的散流器，结果室内温度梯度大，热风下不来，见图 2.2.4-1。

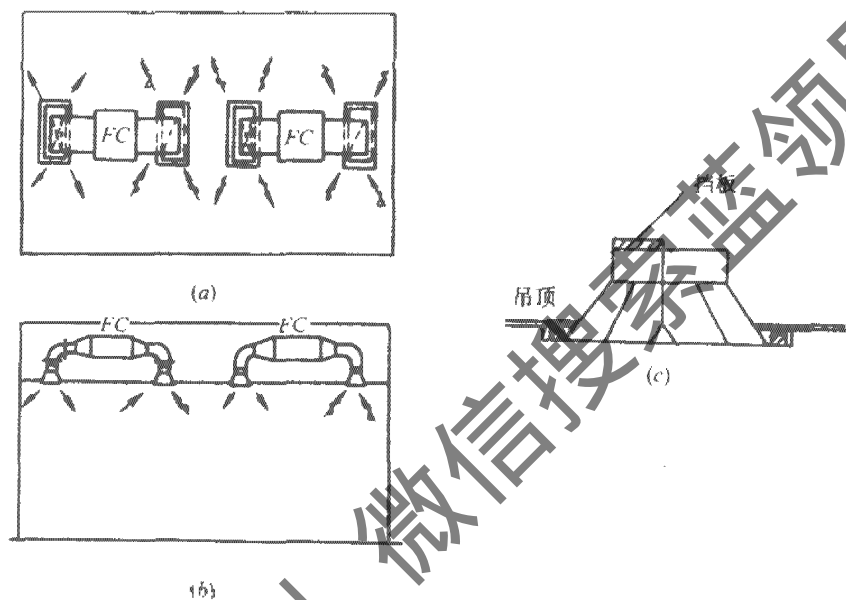


图 2.2.4-1 散流器风口的改造

(a) 平面；(b) 剖面；(c) 百片式散流器

原因：由于送、回风口太接近，有一半的送风量直接吸入回风口，造成短路。

对策：在送风口的散流器顶部，加一块盲板，使其在回风口一侧无送风气流。虽然送风口的气流速度有所增加，但也不产生噪声。因原设计时送、回风口尺寸相同，风速不大，改造后送风散流器喉部风速为 5m/s 左右，风量也未减少，而短路问题解决了。室内温度梯度减少约 2°C 左右。

2.3 空调系统设计失误

2.3.1 系统分区不当造成失败

现象之一：某医院放射科诊疗部，冬季检查室的温度偏低，病人受不了，影响正常使用。

原因：诊疗部的机械室和检查室的热负荷不同。机械室有设备发热量，所以其室温偏高，而本系统的室温控制器又正好设在机械室。故当机械室达到已定室温时，检查室为无发热设备的房间，温度尚低。但由于自控的动作，使检查室等房间的温度却维持在低于设计值的水平，影响受检查病人的舒适。

对策：改造的方法有二：一、将机械室与检查室的送风道分开。在给检查室送风的支管上装再热器。二、在检查室内设采暖设备。因本工程已经建成，风管设在吊顶内，改装风道比较困难，故采取了在检查室内增加采暖设备的办法。

现象之二：某医院中心手术室的空调系统。中心手术室、复苏室、中心材料室等六个部门，分别设了六个空调系统。冷源为离心式制冷机组，闭式冷水系统集中供给。其中复苏室内常有病人时，其空调要求昼夜不停，但夏季时复苏室的负荷还不足制冷机的 20%，在这种状态下运行，蒸发器常被冻坏，经常修理。且制冷机经常在低负荷下运行，效率低，能耗大。

原因：将使用时间不一致的系统合用一个冷源供应。且昼夜连续使用的冷负荷部分又太少，致使夜间制冷机调节困难，最终蒸发器结冰，不能开车。

对策：为了满足某个昼夜使用的小系统，应当选用小型整体（或分体）式空调机，自带冷源。为此，该工程的复苏室另加了

一台整体式空调机。

教训：(1) 分空调系统时要了解清楚各空调房间的用途，规模，工作时间，负荷变化等情况。负荷特性相差较大的房间应分别设系统。

(2) 用集中冷源还是自带冷源要从投资与经常费用综合考虑。对个别使用时间与众不同的房间，应设自带冷源的空调机。

(3) 大中型建筑物选制冷机的容量及台数时，应大小搭配；按过渡季的最小负荷选一台小制冷机，这样既能满足部分小负荷运行的需要，又可节约能耗。

现象之三：某电视台的空调系统除演播室外，将其他技术用房全用一套集中空调系统供给，结果室温和差太大，有的叫热，有的喊冷。冬季送热风，如中心机房已达 30°C ，而片库、资料室还不到 18°C 。同时，由于插播间和大演播室的系统合在一起，结果大演播室的钢琴声在插播中也能听到；电影机房的声音也能串到其他房间。相互干扰，影响使用。

原因：各房间的运行时间与设备发热量大不相同，合为一个集中空调系统，很难调到室温均匀。各房间的功能不同，有的有较高的声音，而有的又需要安静，全接在一个风管系统上，又未作消声处理，所以声音互相串通，影响效果。

对策：(1) 在接至插播间的风道内加消声器和消声弯头。

(2) 电视台的技术用房，今后不宜做集中的低速系统，而可以用新风加风机盘管的空调方式，以达到分室控制的目的。国内外的实践已经证明它是一种较好的空调方式。

现象之四：有的房间冷，有的房间热，系统达不到使用要求。某电视台的播出部分，电影、录像、播出等房间室内热源相差悬殊，用了一个低速空调系统。当冬季送热风时，录像室已高

达 $27 \sim 28^{\circ}\text{C}$ ，导演室还不到 18°C ；夏季送冷风时，胶片室已出现结露，而录相室还觉温度太高。

原因：是室内冷热负荷不同，使用时间不同的房间，划在一个集中低速空调系统中了，又无相应的调节手段。

对策：从根本上解决的办法是将发热量相差悬殊的房间不用一个集中低速空调系统，或采取分散机组，或采用水-空气系统，即新风加风机盘管系统。在每个房间设风机盘管，而新风统一处理，集中系统供应。由风机盘管来负担室内的冷热负荷。每个房间的室温由室温调节器直接控制风机盘管的运行；新风只负担房间的换气要求，定一个固定的送风温度，以送风温度来控制新风处理箱。这种系统的实践，已收到满意的效果。但是电视台的技术用房内电器设备很多，线路密集，最怕水浸入。所以若采用风机盘管（尤其是卧式）时，应特别注意凝结水盘的大小、位置及凝结水管的坡度，还有冷冻水管的保温。要确保从风机盘管系统没有任何水滴落下。

2.3.2 双风机系统设计问题

现象之一：某电视台空调，双风机低速集中系统，排风出不去，造成室内正压大。

原因：双风机系统的新风管接在回风机的吸入段上，以致造成排不出风去，见图 2.3.2-1。

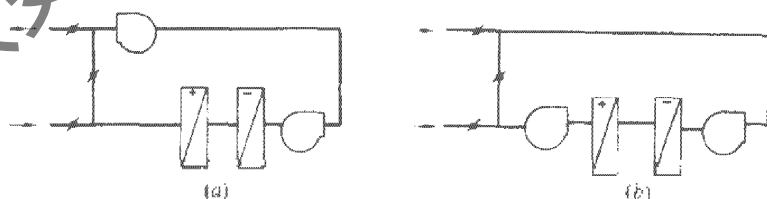


图 2.3.2-1 双风机的布置

(a) 改造前；(b) 改造后

对策：经改为这种连接法之后，调节好各个风阀的开度，即达到正常运行的要求

现象之二：某双风机空调系统，运行时发现新风进不来，新风进口处成了排风口，结果是室内形成负压，新风从大门流入

原因：双风机空调系统的送风机和回风机选型错误。回风机和送风机的风量、风压选的完全一样所致。

解决办法：因为双风机系统，送风机和回风机需要的风压是不一样的送风机的压力应当克服混风段、过滤段、表冷段和送风管道至房间的阻力，而回风机的压力应当克服回风道、排风管的阻力。也就是说回风机的压力应当比送风机的小，当回风机的全压选大时，混风段成了正压，新风就进不来，只能排出。所以降低回风机的转速，使其风压降低，而且回风机的风量也不能和送风机的一样，一般回风机的风量为送风机风量的 85% - 90%。这样空调系统的新风才能进来。如图 2.3.2-2。送、回风机全相同时：回风机的风压偏大时，其压力分布如图 2.3.2-3（清华实测）。

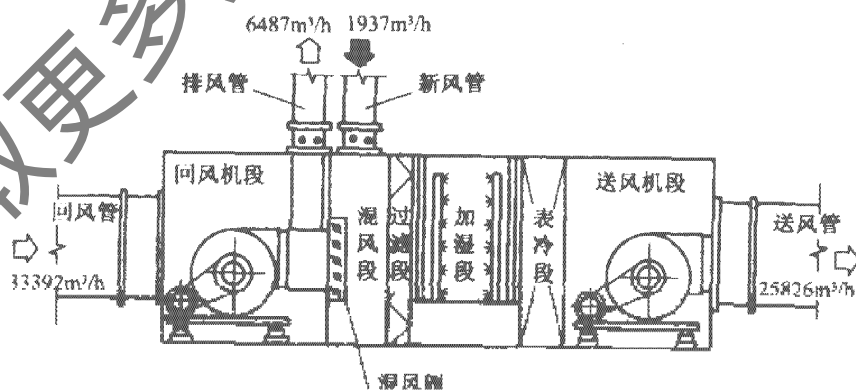


图 2.3.2-2

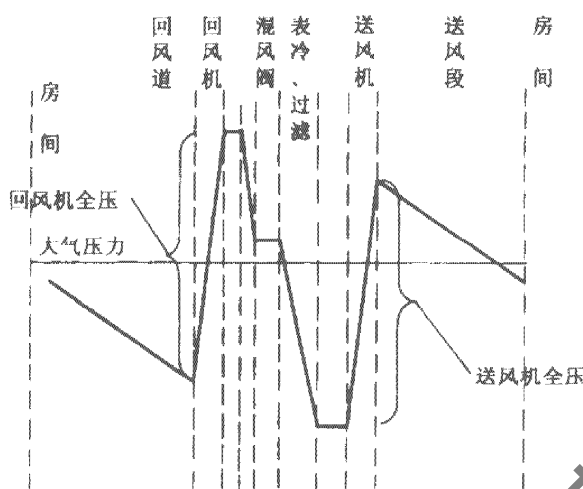


图 2.3.2-3 回风机全压偏大时的风管风压

2.3.3 送回风管布置不好

现象之一：空调系统风管太长分布不均，某餐馆工程，集中空调，2间大餐厅，4间小餐厅共用一个空调系统，最远一个送风口距空调机40m，最近的只有5m，共有送风口22个。使用时末端小餐厅温度偏高，小餐厅的客人反映闷热。

原因：风道较长，风口有近有远，阻力不能平衡，靠送风口的百叶调节范围有限，最前边的风口已接近全关，后边的风量仍然达不到设计数值。特别是在管道上直接开了几个口，静压大，出风多，控制不了，影响到后边的送风，且用吊顶回风也是前边回去，后边回不去。

对策：将大小餐厅以外的风口一律关闭，使送风全部进入餐厅，再将大餐厅的部分风口调小，使送风量多送入小餐厅。最后还调不好，只好每个小餐厅加一台排气风扇，加强小餐厅的换气，温度就降下去了。

现象之二：利用吊顶回风容易短路，某工程空调系统采用吊

顶回风。空调房间的回风经各自的吊顶回风口回至吊顶内，从吊顶内集中回至空调机房。但在吊顶内不设回风管道，结果，远处房间的风回不去，大部分从近处房间回去，使室温不匀，且有些相邻房间还相互串音，更严重的是靠近机房的房间噪声太大，如图 2.3.3-1。

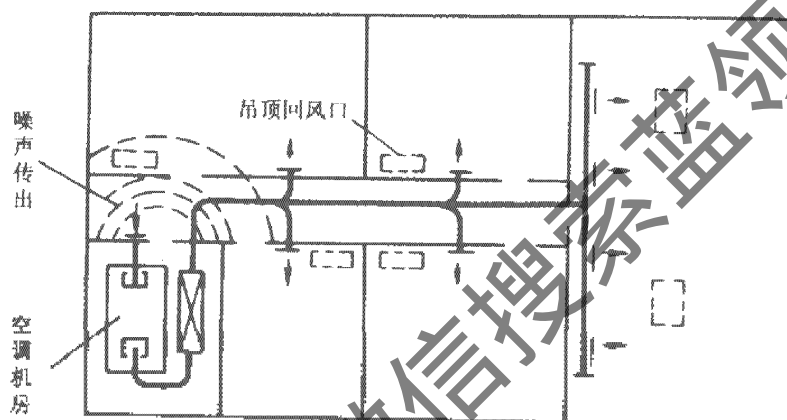


图 2.3.3-1 吊顶回风的弊病

原因：无回风管，远近回风量不能调节，机房总的回风口处未作消声措施。

对策：吊顶回风时，在总的回风口处（靠空调机房），必须装一段消声器，以防机房噪声传出。房间有相互隔声要求者，应采用消声回风口。这里特别需提醒的是，利用吊顶回风时，决不能穿越防火区。

现象之三：吊顶回风问题

现象：某变风量空调系统，采用吊顶回风方式，如图 2.3.3-2 所示。空调箱的回风道上的回风口设于走廊内，各房间吊顶上的隔墙上回风口处均设了防火阀，结果走廊的温度比房间

低 $3 \sim 4^{\circ}\text{C}$ 。

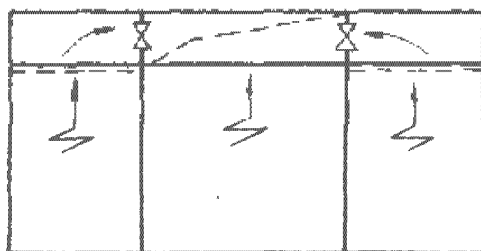


图 2.3.3-2

原因：为了满足防火要求，房间的隔墙都砌到楼板底，而为了要实现吊顶回风又必须在吊顶内的房间隔墙上开洞，并在开洞处装防火阀，而走廊内的回风却是直接通过走廊集中回风口回到空调机房。这样一来，造成各房间与走廊的回风阻力相差较大，走廊回风的阻力小，回风量就大，所以走廊温度较低。

对策：办法有二：一是关小走廊的送风口，二是干脆做铁皮回风道，将房间回风回到机房。

经验：公共建筑中常用低速定风量空调系统，回风的方式，应视空调对象的具体情况而定。如高级宾馆的门厅大堂、舞厅、大型商场、大宴会厅、保龄球场等可采用集中回风方式。而对小商店、小餐厅、小客厅及小间的游艺室等，因其间隔多，且易改变，应采用有回风管道的均匀回风方式。使每一间隔内有良好的送排风系统。

吊顶回风介于集中回风与管道回风之间，实际上由于土建施工时吊顶内的墙洞堵不严实，墙不到顶等，所以不可能按理想的风量均匀回风。因而，除了在大空间的房间可采用吊顶回风外，间隔墙多的小房间不宜采用集中的吊顶回风方式，因为实际上这种方式往往是靠近机房的回风口回风量最大，而远处的吊顶回风口

几乎不起作用。

2.3.4 排气系统设计诸问题

现象之一：相对密度大于空气的气体，排风口应上、下部都设。某医院中心化验室，为低速单风道集中空调，各化验室中使用不同的药品，其排风全部由吊顶入口排走，结果硫酸、甲醇、乙醚每日耗量约 1L，而室内换气效果不好，这些药品的气味刺人眼目。

原因：排气量并不少，但是吸风口均在吊顶上，下边无吸风口，使溶剂蒸发出的相对密度大于空气的气体不能排走，而积存在地板附近，使室内有害气体的浓度增加。

对策：修改排风管道，增加靠近地板处的排风吸入口。

教训：要根据所排气体的相对密度，决定排风吸入口的位置。此外，排除比空气重的蒸气的管道其摩擦阻力也大，所以排风机的压力也应留有一定富裕量。排风管道应采用耐腐蚀的材料。医院化验室所用的药品特性及其蒸气的相对密度列表于表

2.3.4-1

医院化验室药品特性

表 2.3.4-1

药品名称	项 目				备注
	物理性质	蒸汽密度 (以空气 = 1)	相对密度 (液体 20°C 时)	沸点(°C) (标准大气压)	
乙醇	无色透明,有挥发性,吸湿性	1.59	0.7915	> 8.32	有机溶剂
乙醚	无色,有刺激的味道	2.55	0.7134	34.6	有机溶剂
混合二甲苯 (二甲苯)	无色透明,有臭味	3.65	0.881	144.0	有机溶剂

续表

药品名称	项 目				备注
	物理性质	蒸汽密度 (以空气=1)	相对密度 (液体 20°C 时)	沸点(°C) (标准大气压)	
石碳酸	有特别气味	3.20	1.071	181.0	有机溶剂
甲酚	无色液体,味和石碳酸差不多	3.70	1.048	191.0	有机溶剂
福尔马林	无色透明,有刺激味	1.07	0.815 (-20°C)	-20.8	有机溶剂
醋酸	无色透明,有刺激味	2-5	1.049	118.2	有机溶剂
浓硫酸	溶于水,有刺激味	—	1.706	—	无机溶剂

现象之二：某大楼柴油发电机房在地下室，内有二台 200kW 风冷式柴油发电机和一台 300kW 水冷式柴油发电机。完工后只开两台 200kW 柴油发电机试车半小时，机房温度就高达 60°C，柴油发电机就不能工作，工人也无法在机房停留。

原因：原设计排风量为 39000m³/h，进风量为 26000m³/h。由于进、排风道过长，截面过小，实际进、排风量达不到设计值，而且设计值也小。

对策：地下室为封闭式建筑，用风冷式柴油发电机是不合理的。因为风冷柴油机发热量很大，一台 200kW 风冷式柴油发电机的发热量大约是 116.3kW，三台发热量就是 349kW。用通风方式来消除余热，大约需要 200 × 10³m³/h，这在地下室无法实现。用风机来吹风，则风机耗电也得 120kW 占发电机的 20%，显然不合理。所以，应从改造柴油发电机着手。为此，该工程将风冷

改为水冷，尽量增加通风量。排风量改为 $63000\text{m}^3/\text{h}$ ，进风为 $47000\text{m}^3/\text{h}$ 。试车后，1 小时机房温度已大为下降，达 30°C ，可以满足使用要求。

现象之三：排气量不足，达不到环境条件。

原因：排气合流，相互干扰，造成排气量不够。几台排风机同时排入一个竖井中，风速约 $5\sim 7\text{m/s}$ ，排气量减少很多，如图 2.3.4-1 (a)。

对策：将每个排风系统的排气管均直接插入排气竖井，且都弯向排出口方向；并将排风竖井的排风百叶增加为四面，加大排出口面积，如图 2.3.4-1 (b)。

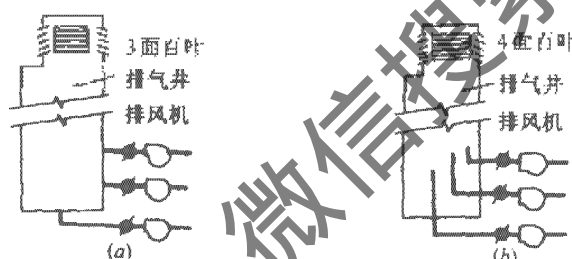


图 2.3.4-1 排气合流相互干扰 (一)

(a) 改造前；(b) 改造后

现象之四：几台排风机共用一根水平排风管，结果风压低的排风机风量显著下降。见图 2.3.4-2。

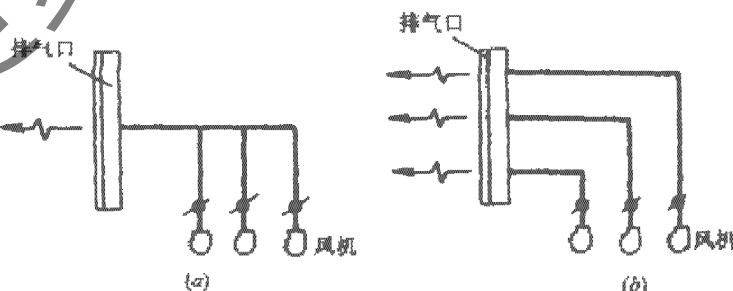


图 2.3.4-2 排气合流相互干扰 (二)

(a) 改造前；(b) 改造后

原因：不同压头的风机并联相互干扰，压头小的排不出去，风量下降。

对策：将水平共用管道取消，将每个排风系统直接接到百叶上，各排各的互不干扰。

分析之一：风机并联后之风量小于单独运行之风量。如果两台同型号风机单独时之风量为 Q_B ，联合运行之风量为 Q_A ，此时， $Q_A < 2Q_B$ ，而 $Q_A = 2Q_C$ ，而 $Q_C < Q_B$ ，见图 2.3.4-3。即联合运转时风机风量减少 $Q_B - Q_C$ ，所以设计时应考虑并联运行风量减少这一因素，尽量减少系统阻力。

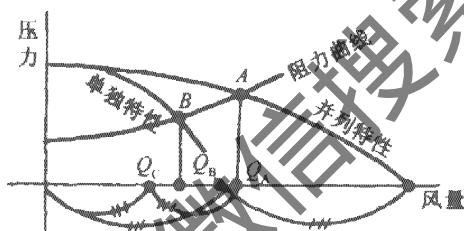


图 2.3.4-3 风机并联运行特性

分析之二：因压出段管内压力高，故减少风量。

2.3.5 空调机并联运行互相干扰风量受影响

现象：混凝土制的新风塔和进风道，4个不同风量与风压的空调机组共同使用，结果在机组全部运行时，风压低的空调系统风量显著减少。见图 2.3.5-1。

原因：几个空调系统共用一根进气道，在并联风道中流速太大（10m/s），致使静压小，各并联机组相互干扰。

对策：在各空调器的吸入口上加装了调节阀门，换皮带轮提高了 No3 和 No4 风机的转数以达到要求的风量。

注意：空调机吸风道并联运行的系统，共用风道中的风速不

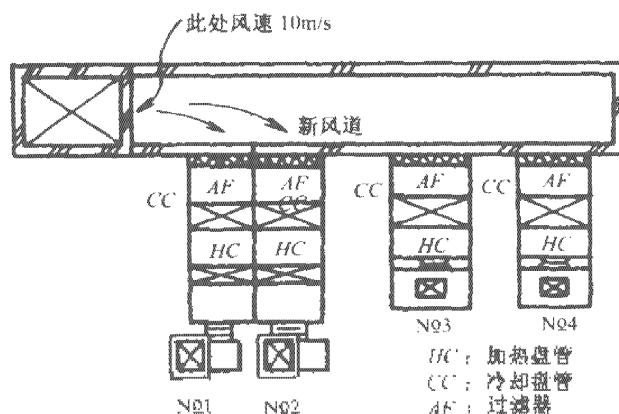


图 2.3.5-1 几个空调机组共用吸风道

得超过 5m/s ，这样即可避免各空调机组风量的不平衡。本例中风速为 10m/s ，N01、N02 风量多，压力高，而 N03 和 N04 风压低受影响，风量减少。

2.3.6 舞台应有送风

现象：某剧场空调系统，只给观众厅送风，舞台不送风，只回风，结果冬天舞台上太冷。

原因：舞台空间小，起了很好的烟囱作用，观众厅的热风由舞台拔走，结果舞台的工作区内气温低，又无散热器。

对策：舞台部分加散热器。新设计剧场空调时应当考虑舞台送风。

2.3.7 空调公共建筑物主要入口的处理——防止冷、热风侵入的措施：冷、热风幕

现象之一：在设有空调系统的公共建筑物内，人流众多，开启频繁的大门未加任何处理者，前些年失败之例颇多。如某火车站，大门朝北，冷风侵入严重，暖气设计计算都没有问题，但大厅内温度远远达不到设计要求。

原因：大门朝北，人流不断，门几乎处于常开状态。冷风大量侵入，冷气流直达大厅中部，所以室内温度偏低，达不到使用要求。

对策：在大门口增加热风幕，双侧吹出，将冷风阻挡或加热。这样阻止了冷空气的大量入侵，室温达到了要求。目前在大商店、百货公司、车站等的主要出入口都采用冷、热空气幕，效果满意。一般对设有空气调节的公共建筑物的主要出入口应加冷、热风幕。这样做能确保建筑物的室内温度，也能减少能耗。

现象之二：某机场航站楼，它的一层行李厅，平时车辆来往很多，大门几乎关不上。冬天时北风通过大门流入再通过行李传送带及其墙洞而进入旅客提取行李厅，造成厅内温度太低。达不到设计要求。

原因：行李分检处的大门平时常开且朝北，冬季大量低温北风通过行李传送带流入行李提取厅，使其室内温度过低。

对策：在门上加装了风幕并加了有机门帘，才阻止了冷空气的侵入，使行李提取厅的室内温度达到了设计要求。

现象之三：北京金融街某高档办公楼，全空调设计，一层大堂冬天只有 13~14℃，达不到设计要求。

原因：两个大门，全为对开式玻璃门，缝隙很大，冷风不断侵入，使室温达不到设计值。

对策：应当在门口增加暖风幕，既节能又能解决问题。但是建筑师为了门厅的“美观”，不让加暖风幕，而设计者只好加大大堂的空调系统。加大风量，提高送风温度。但这样做既浪费能源，也不能彻底解决问题。因为它违反了通风空调设计的自然规律。应当是阻止冷风进入，而不是让它进入后再把它加热。这里顺便说一句，现在有些建筑设计太注重形式了，不惜浪费大量的

能源。特别是在寒冷和严寒地区，通过大门的冷风进入量，是个十分重要的问题。从 20 世纪 50 年代至今，常有处理不好的门厅，使大堂内室温偏低，同时造成能源浪费，所以在这里再一次强调，要重视大门的冷风侵入。

该建筑最近，在事隔三年之后，还是在大门口增加了热风幕，才算解决了门厅温度过低的问题。

2.3.8 空调箱凝结水排不出箱外

现象：某工程用进口空气调节箱，运行情况良好。风量、风压、噪声等参数均满足要求，但是箱内表冷器集水盘中的水排不出去，流到风机段，越积越多，十分严重，将使电机受潮，或泡坏电气设备，造成不能使用。而一停机时则水流满地，见图 2.3.8-1。

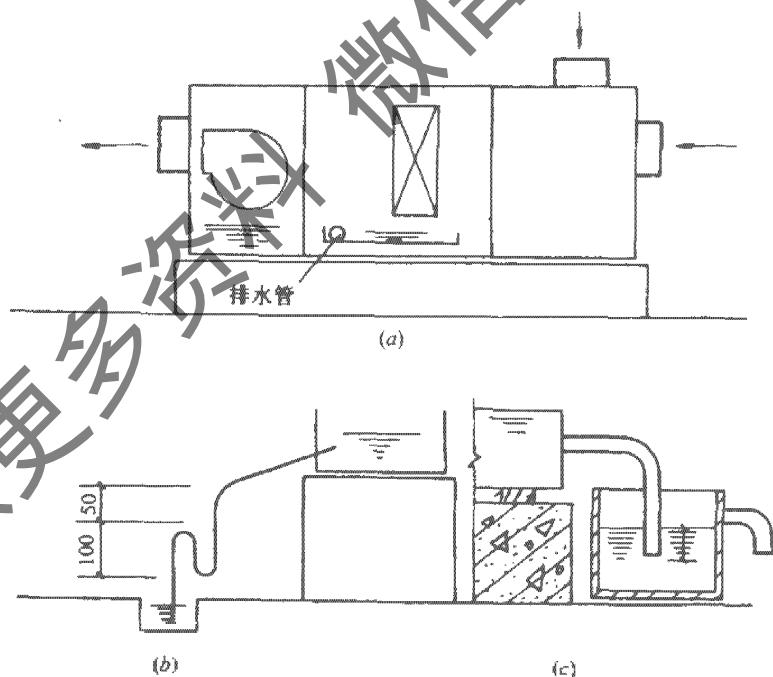


图 2.3.8-1 空调箱凝结水的排除

(a) 积水情况；(b) 水封做法；(c) 水封做法二。

原因：分析起来原因很简单，由于空调箱集水盘排水口处无水封，而安装时也未加水封。积水受风机吸入段的作用且无高度差，运行时夏季凝结水不能自流，冬季则吸入未经处理的空气。

对策：根据风机压头大小作相应高度的水封管，且将基础适当抬高，使其有自流排出的可能。

教训：这虽然是一个小小的问题，而且道理十分浅显，可是时至今日，大大小小不少工程都出现了类似问题，这里提出，望今后不会再出现。

2.3.9 新风回风混合不均的气流分层

现象：(1) 某空调箱加热盘管冻裂。

(2) 温感器不反映空气混合温度，使自控装置失灵。

原因：新、回风虽在垂直方向进入，但距离小，且用平行式风阀，有部分不混合。当室内来的回风为 22°C ，而室外新风为 -15°C 时，通过混合段及过滤器到达加热段时，分层现象严重存在，致使加热盘管中个别流速很小的盘管冻裂；反映混合温度的敏感元件反映不出真实的混合温度。有的空调箱反映的温度接近回风温度，有时又反映出接近室外空气的温度，使自控系统不能正常工作。

对策：该空调箱的新风与回风进口互成 90° 角进入混合段（这已经比两股平行气流进入混合段的效果有所改善），但其中一部分偏流，有分层现象。若改为对开式调节阀，加长混合段的长度，基本能解决。当然国外也有采用在混合段中加一个小轴流风机的办法，作为搅拌用。可是这一办法增加噪声和能耗，结合我们国情，最好不用此法。

2.3.10 送风口结露

现象之一：某饭店宴会厅夏季空调很好，室温也不高，但有

时送风口处掉水滴。偶尔滴入食物中，很令人不愉快，是设计空调时未引起注意。

原因：当设计 $t = 26^{\circ}\text{C}$ ， $\phi = 50\%$ 时，室内露点为 14.8°C ，而送风干球温度若低于这一值太多时则将结露。特别用直接蒸发式，当风量减少后更易发生。

对策：有两个：

(1) 提高送风温度，使室内空气的露点温度与送风的干球温度之差一般为 $2 \sim 3^{\circ}\text{C}$ 。根据国外试验，不同的风口有下列极限数值：

百叶风口 $\Delta t = 4.5^{\circ}\text{C}$

喷 口 $\Delta t = 3.6^{\circ}\text{C}$

盘型散流器 $\Delta t = 2.0^{\circ}\text{C}$

(2) 在送风口内贴保温材料以提高送风口的表面温度。可贴 5mm 厚的一层耐火保温材料。

现象之二：某商业大厦全空调，夏季送冷风。在大门的入口处有冷热风幕装置。夏季该商业大厦的入口处，经常像下小雨一样。

原因：

(1) 夏季供冷时由于人流不断，大门口流入大量室外空气，而门口的吊顶上有送、回风口与吊顶内的风机盘管机组相连。送、回风口均为铝合金风口。由于水温低，致使风口的表面温度也低，室外空气直接碰到低温表面即产生结露、滴水。

(2) 风机盘管的集水盘太浅溢水。

对策：

(1) 加大集水盘，使凝结水不外溢。

(2) 在送风口的金属框上贴保温材料。见图 2.3.10-1。

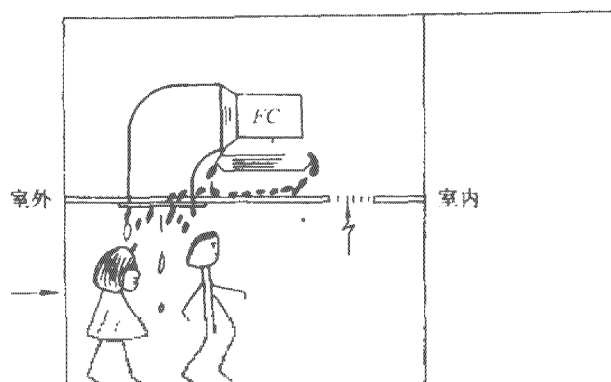


图 2.3.10-1 大门入口处滴水情况

2.3.11 厨房通风问题多

公共建筑中，厨房是一个很重要的组成部分，但往往是设计的薄弱环节，常被人们忽视，导致使用过程中存在不少问题。

现象之一：宾馆的厨房通风耗电多，效果不好。

原因：一个大厨房所有的排风罩都集中到一个大系统中，用一个风机排。结果只要有一个灶使用，排风机就得开。这样一来不仅排风效果不好，而且电耗很大。在高级宾馆中，全年厨房通风用电约占全年总用量的 2.8%。

对策：按具体情况分成两、三个系统，或采用变速风机，在高峰负荷时全开。厨房炉灶使用的高峰时间约为 4~5 小时，而其余时间为加工及准备或卫生时间，不需要大的通风量。

现象之二：某些宾馆厨房的送风系统采用的空气处理方式用了部分回风；有的还采用了风机盘管；也有的在厨房内不设送风系统，而是设了单体冷风机，使用不到一年就效率大减，使厨房温度太高。

原因：这些设备本身均有水冷式表面冷却器或直接蒸发式表

冷器。厨房内的空气直接与这种冷却器接触，油雾很快就会污染和堵塞表冷器上翅片的间隙，使其风量大减，致使厨房内温度太高，效果差。

对策：在厨房的送风系统中，一定不能用回风，只能用直流式系统。根据室外条件可以用直流空调系统，也可为直流送风系统。窗式或柜式空调器在厨房内不宜采用。

现象之三：厨房用风机盘管降温失败。某饭店厨房设有炉灶排气系统及新风补充系统，还有风机盘管降温系统。刚投用时，效果尚好。一年之后，温度降不下来，有时达 35°C 以上，工作人员难以忍受。

原因：经检查了解，发现厨房内油雾、水蒸气均大，特别是煤气燃烧后的油烟附着在盘管表面，使其传热系数大大下降，冷却效果越来越差。

对策：将风机盘管在厨房内的回风口堵上，再用管道将餐厅的空气引作厨房风机盘管的回风，同时减少室外空气的送入量

教训：今后设计时厨房不能采用风机盘管系统。

现象之四：厨房的煤气灶，火苗往灶门外喷，影响使用。

原因：厨房内的进排风量比例不当，使厨房的负压过高所致。

对策：设有机械排风系统的厨房，应考虑补充进气。厨房的负压值不得大于 0.5mm 水柱。负压过大炉灶会倒风，即火苗往外喷。为达此目的，一般情况下送风量应为排风量的 $85\% \sim 95\%$ 。

现象之五：厨房串味。厨房与餐厅相邻，餐厅又靠近门厅。有的旅馆中，一进门就闻到菜饭的气味，使人产生不舒服的感觉，使得高级宾馆的环境质量不够清香幽雅。

原因：厨房、餐厅的气流组织不好，应当是厨房负压，餐厅正压。而有时由于厨房开了窗，造成厨房的空气流入餐厅，以致

使饭菜味到处串。

对策：要防止厨房气味倒灌，除了在厨房和餐厅之间要设走道过渡之外，厨房排风量 60% 要靠餐厅来补。即把厨房补风量的 60% 送到餐厅，然后再由餐厅流至厨房。但要注意气流由餐厅流入厨房在经过配餐口时的风速不得大于 1m/s 。

现象之六：某饭店的会议厅里有厨房味道。

原因：厨房的排气出口与空调的室外进风口相距较近，而且进风口是设在排气口的下风向。结果造成进风不清洁，以致把厨房的气味送入建筑物内，造成“串味”。

对策：新风进口应设在空气比较洁净的地方，并宜设在排风口的上风侧，且应比排风口低。在民用建筑中尽量避免进风口与厨房排气口设在同一方向。

现象之七：厨房排风机壳内积水，以致结冰，影响使用。

原因：在严寒及寒冷地区，厨房的排风机设于室外，冬天时排气中的水蒸气及油雾凝结，到夜间就结成冰，次日厨房工作时排风机无法启动，甚至当炉灶使用时，不但不能排气，而且还有水滴下来。见图 2.3.11-1。

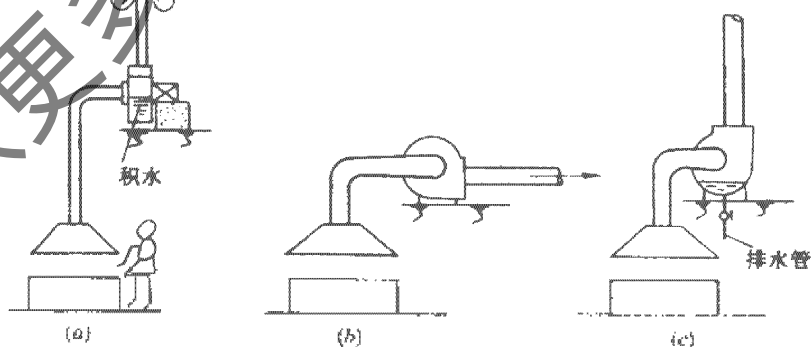


图 2.3.11-1 厨房排风机安装的改进

(a) 错；(b) 对；(c) 可

对策:

(1) 注意风机的转向, 尽量选用水平出口的离心风机。如果必须选用上出口的风机时, 应在风机壳的最下边装一根泄水管, 及时将集水泄掉。风机室外部分及风管均做保温。

(2) 水平管道要有大于 2% 坡度, 坡向排气罩方向。

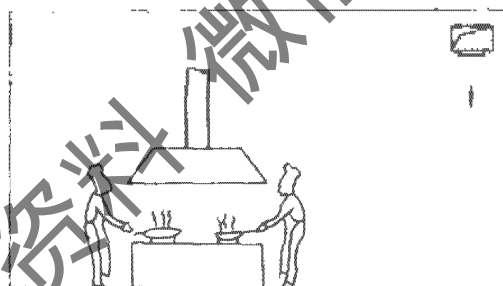
(3) 排气管道中的速度一般为 10m/s 左右。

(4) 风机最好不设在室外, 而设在排风机房内。

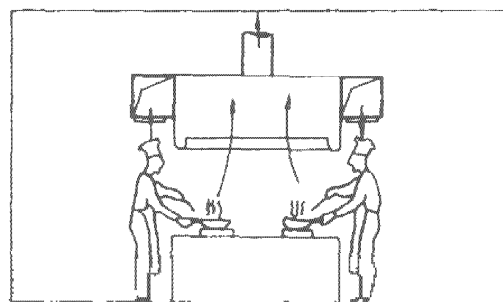
现象之八: 某厨房送风, 直接吹到炊事员的背后, 使炊事人员患病, 系统不能正常使用。

原因: 灶在身前, 冷风从背后直吹, 使人感冒, 腰背疼痛, 不能使用。

对策: 将冷风送到室内, 远离操作区域, 见图 2.3.11-2。



(a)



(b)

图 2.3.11-2 厨房送风的正确位置

(a) 对; (b) 错

2.3.12 防火设计的错误

现象之一：几例与暖通设计有关的火灾

(1) 保温风管采用了可燃材料（甘蔗板），如 1962 年杭州西泠宾馆火灾。

(2) 管井在穿越楼板处，未进行分隔。如 1985 年哈尔滨天鹅宾馆火灾，烟气通过管井由 3 层窜到 11 层。而分隔了的烟火就未蔓延。

(3) 风管内贴可燃材料，穿过楼层又未设防火阀。如 1987 年北京铁道部通讯楼火灾，火烟由 1 层通过风道一直燃烧到 8 层，将风管及吊顶等全部烧光。

原因及对策（仅指与暖通专业设计有关部分）：

(1) 违反了“高层民用建筑设计防火规范”的规定。“高规”第 7.2.5 条规定，通风、空气调节系统的风管应采用非燃材料制成。而铁道通讯楼的送、回风道用砖砌内贴木龙骨，油毡板条抹灰。结果火从风道内部燃着，由下而上全部烧光，一共 9 层。“高规”第 7.2.6 条规定，管道和设备的保温材料，消声材料及其胶粘剂，应采用非燃材料。而杭州西泠宾馆的通风管道用了可燃的甘蔗板保温（当然当时尚无高规可循），结果火焰沿风道窜开，越烧越旺，直至将整座宾馆几乎全部烧光。“高规”第 4.3.3 条规定，电缆井，管道井应每隔 2~3 层在楼板处用相当于楼板耐火极限的非燃烧体作防火分隔。而哈尔滨天鹅宾馆的管井未做分隔，串烟严重。

(2) 对防火规范的几点理解

1) 每个工程的防火分区是如何划分的，必须向建筑专业了解清楚，而很多情况下，未了解清楚。因此未在防火墙处设防火阀。

2) 防火阀的位置设得不正确。虽然装了防火阀，但是起不了作用。常见的错误有防火阀远离防火墙。特别是防火规范规定，空调、通风系统的送、回风管穿过机房的隔墙和楼板处，应设防火阀。而在机房内由于管道太多不好布置，往往不易做到正好将阀搁在墙上，如图 2.3.12-1，遇到这种情况应采取措施。

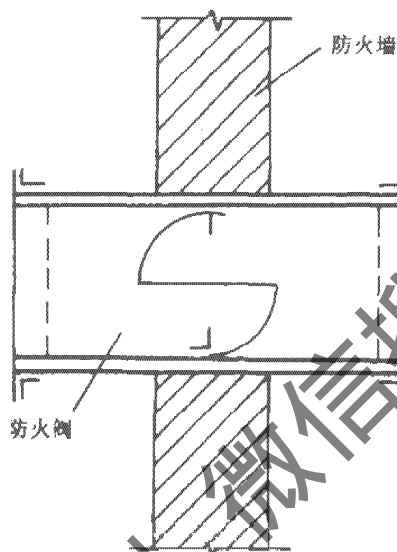


图 2.3.12-1 防火阀的正确位置

3) 防烟分区，建筑是如何划分的，也应了解清楚。划分防烟分区的目的在于防止烟气扩散。按“高规”规定，一个防烟分区的建筑面积不宜超过 500m^2 ，防烟分区不能跨越防火分区。如果排烟系统的风道穿过防火墙时怎么装防火阀？现在看来只能装电动阀（或排烟防火阀）。排烟口的位置不合“高规”的要求也是常见的。如“高规”第 7.1.7 条：排烟口应设在防烟分区顶棚上或靠近顶棚的墙面上，且距该防烟分区最远点的水平距离不应超过 30m 。对这水平距离的理解，有人认为是直线距离，而实际

上应当是指“烟气的流动路线长”，如图 2.3.12-2 (a) (b) 所示。

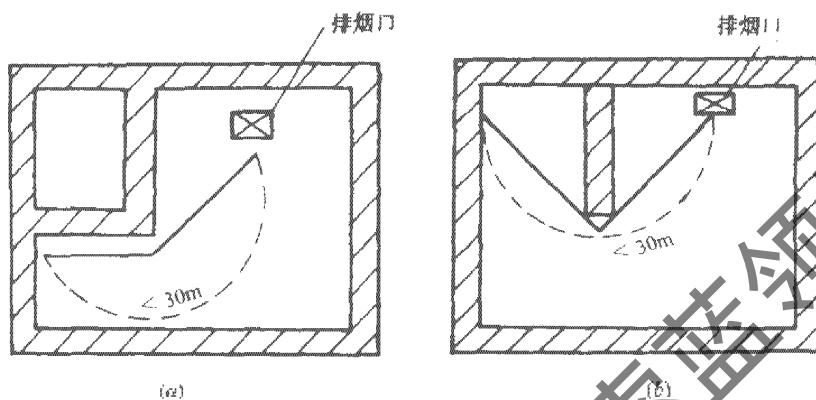


图 2.3.12-2 防烟分区中水平距离的计算规定

4) 排烟风机和排烟风道。最早工程用了锅炉引风机。“高规”中规定了用离心风机。现在国外也有用轴流风机的。国内目前也已生产轴流排烟风机，该风机的构造特点虽是轴流风机，但电机并不在高温烟气气流之中，所以采用时不要忘记将轴流风机的电机通风管接出去，如图 2.3.12-3；一定不要忘记接上备用电源，或用带有发动机的风机。

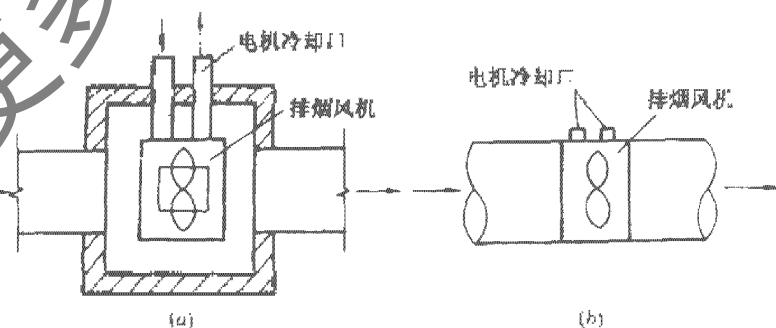


图 2.3.12-3 轴流排烟风机的电机通风管

(a) 装在小室中；(b) 装在管道中

另外，排烟风道的钢板厚度问题，宜采用 1.0~1.2mm 厚钢板。这一点“高规”未作规定。

总之，防火规范必须严格遵守，不能随便。但有问题可以提出来讨论。特别是“高规”中有些问题我看也很难解释清楚，但是作为设计者也只能先执行，这是个责任问题。

现象之二：某饭店防火阀易熔片脱落，使客房新风送不进去，排风排不出去。为满足“高规”的要求，在客房的新风管和卫生间排气管上均得安装防火阀门。该阀门的易熔片，熔断温度规定为 70°C ，但是在该饭店的系统调试中发现部分风口没风，结果是因为防火阀中的易熔片脱落，使阀门关闭，造成系统无风现象。约有 60% 阀门的易熔片脱落。

原因：产品质量问题。详细说，因为按我国现行的检验方法（是在水中试验），动作温度为 $70^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ 。可是未对其机械强度作出规定，更未进行脱落时的拉力与熔点的综合指标试验。此外，不论大小阀门用的拉力弹簧均一样。所以，小阀门更易脱落。此外，还有加工上的缺陷（如焊接缺陷等）。两片厚度为 1.1mm 紫铜板搭接，负荷为 15kg，在搭接部位均有不同程度的裂纹，间隙不一致，有夹杂物存在其中，使其强度下降，容易断开，易熔金属的抗拉强度随温度的升高而降低。

对策：减小弹簧拉力，按 70°C 熔点核算易熔片的耐拉强度。注意焊接质量，换上易熔片。

2.4 冷、热水及蒸汽系统的常见故障

2.4.1 高压蒸汽回水系统问题

现象之一：水击。某医院供给热交换器的热源为 0.8MPa

用两通阀控制。凝结水回水采用背压回水方式，回水管设在吊顶内，高差约 3m。理论上应当没有问题，可是实际运转时，特别是当采暖负荷小时，供汽的两通阀处于关闭状态。热交换器中的凝结水应全部排空。但是停止了供汽，盘管中及回水立管中的凝结水仍然存在，当再次开阀加热时，蒸汽冲击到管中凝结水，发出水击声，产生强烈振动，以致将回水管的吊架拉坏。

原因：两通阀关闭后，盘管与回水立管中剩余了一部分凝结水之故。而在通汽前又未将排水阀打开。

对策：将凝结水都自流回到一个水箱中，再由水箱打回锅炉房是最保险的办法。但这样大改已不可能，后来只可以用两通阀比例调节，使阀不能达到全关状态，以保证背压回水，解决严重的水击问题。

现象之二：加热器中存凝结水以致腐蚀加热器。某建筑物地上为办公大楼，地下一层为商店。商店为低速单风道空调。用组合式空调箱。由冷水表冷器，蒸汽加热器，循环水喷雾加湿及风机等组成。机房设于地下二层中。蒸汽加热器用 0.2MPa 的蒸汽，两通阀控制，背压回水。回水管设在吊顶内。当负荷小时两通阀关小，压力减低，加热器内凝结水排不净，由于热应力而腐蚀。

原因：两通阀关时，凝结水排不出，留在加热器内所致。

对策：应设计成低负荷时加热器中的凝结水能连续排出的系统。将回水管落下来，加回水箱。但已成事实，不能这样改了，只能加了一台真空凝结水泵，将凝结水强制打入回水槽。

现象之三：蒸汽管末端应装疏水器。蒸汽干管的末端立管直接与空调加热器相连，热风温度很难达到设计值，如图 2.4.1-1。

原因：蒸汽干管中沿途产生凝结水，全流入最后一组加热器

中。虽有疏水器，但来不及排放。

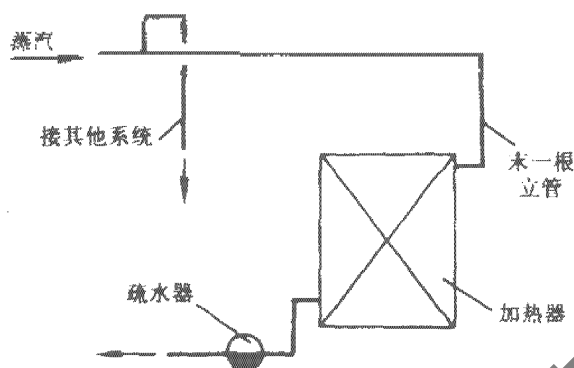


图 2.4.1-1 改造前

对策：增加一个手动排水阀，每天开始供汽时先手动打开排水阀，将加热器中存留的凝结水放掉，如图 2.4.1-2。本例为从蒸汽主管接至加热器时的配管做法错误。特别是接最后一组加热器时，干管沿途凝结水的排放更应注意，一般在干管末端设末端疏水器。做法如图 2.4.1.3。

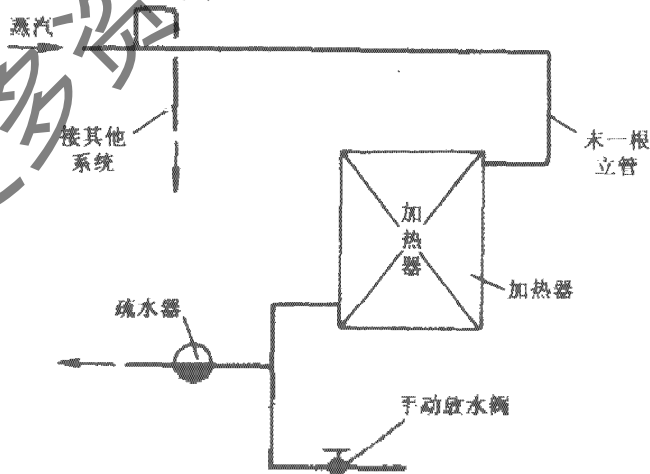


图 2.4.1-2 改造后

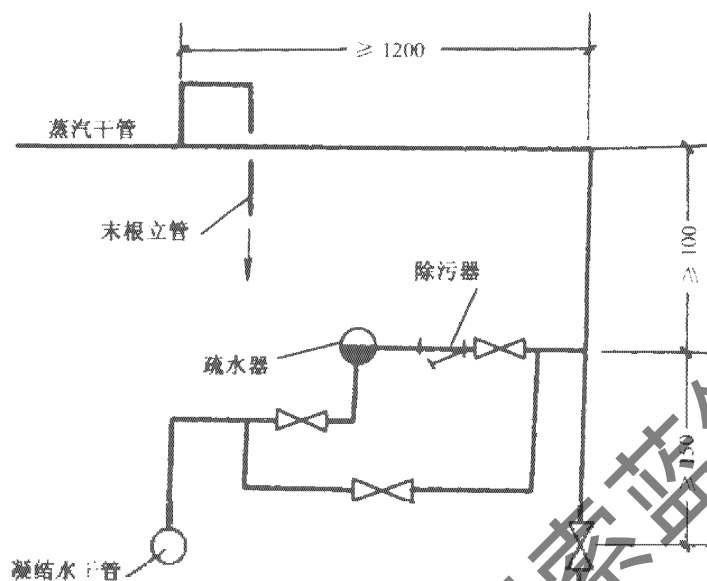


图 2.4.1-3 正确做法

蒸汽加热器周围配管法

(1) 一般注意事项 (见图 2.4.1-4)

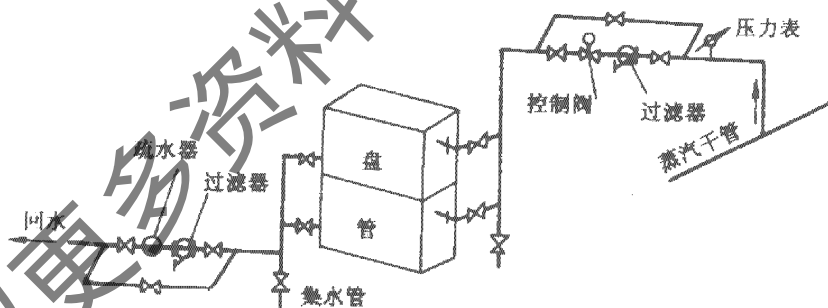


图 2.4.1-4 蒸汽盘管周围配管

- 1) 盘管和管道要分别支承, 不得将荷重作用于盘管上。
- 2) 为便于取出盘管, 在盘管的进出口管上设法兰接头。
- 3) 蒸汽主管的凝结水不得流进盘管, 自动阀等尽量靠近盘

管安装。

4) 预热盘管和再热盘管不得共用一个疏水器。盘管的组合不同时, 分别设置控制阀和疏水器。

5) 当每个盘管的容量和压力损失相同, 且由同一个控制阀调节时, 可共用疏水器。

6) 加热 0°C 以下空气的蒸汽盘管, 应采取防冻措施。

7) 盘管出口至疏水器的管道, 应与盘管出口同径。

8) 盘管出口应设集水管。

9) 为降低疏水器至回水总管间的管道阻力, 应尽量减少弯管。

10) 盘管出口与疏水器的安装高差, 不得小于 300mm 。

11) 疏水器前应设过滤器。

(2) 真空回水方式的蒸汽盘管周围配管方法 (见图 2.4.1-5)。

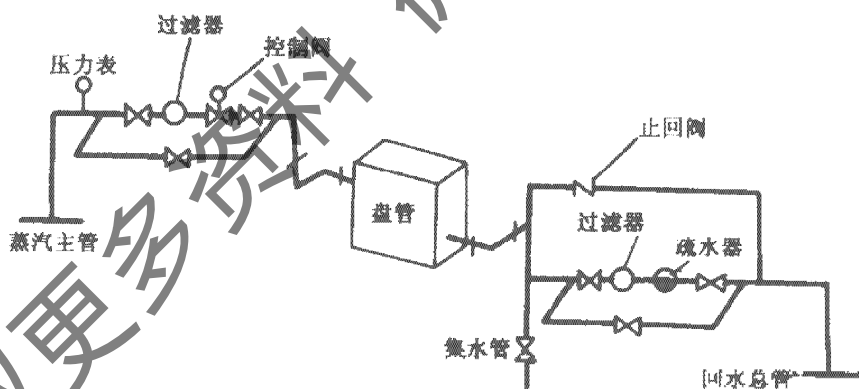


图 2.4.1-5 蒸汽盘管周围配管 (真空回水式)

疏水器的旁通管上设止回阀。它的作用是当供汽量减少, 盘管内真空度高于回水管时, 防止凝结水倒流。

(3) 中压蒸汽盘管周围的配管方法 (见图 2.4.1-6)。

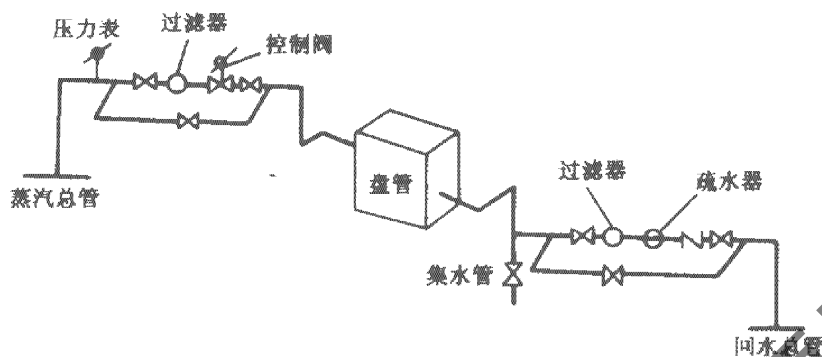


图 2.4.1-6 中压蒸汽盘管周围配管

疏水器后设止回阀，以防凝结水倒流。

(4) 回水总管比盘管高时蒸汽盘管周围的配管方法（见图 2.4.1-7）

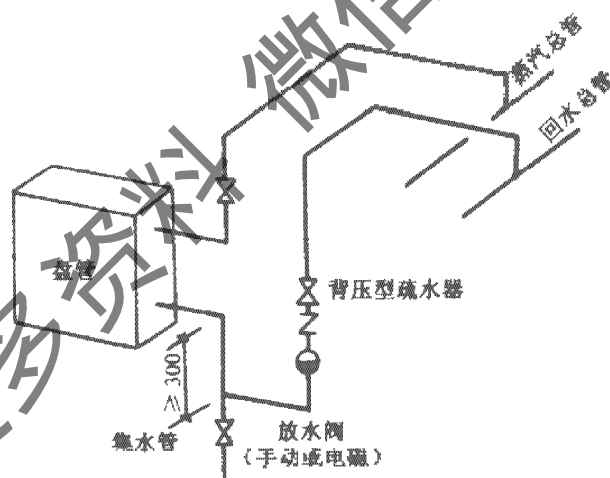


图 2.4.1-7 蒸汽盘管周围配管（回水总管比盘管高）

1) 从疏水器出口至回水总管的允许提升高度，由蒸汽和回水的压差决定。当压差为 7kPa 时只提升 0.3m 以下，最大不要超过 0.4m 。

2) 提升管应接到回水总管的上部。

3) 疏水器的安装高度应比盘管出口低，并在疏水器前的最低处设放水阀，疏水器后装止回阀。

4) 这种配管方法不得用于设有比例控制阀的盘管或者有结冻危险的新鲜空气预热盘管上。

5) 真空回水方式应用提升装置把凝结水提升到高处。每段提升高度不要超过 1.5m。

6) 间歇使用者，在每次通蒸汽前先打开放水阀，将残存的凝结水排空，再开始通汽，即可避免水击。

2.4.2 蒸汽加热器表面温度不均匀

现象之一：送风系统混合不好。某饭店用空调机内设蒸汽加热器，如图 2.4.2-1 (a) 接法。分支管 A 供客房，分支管 B 供其他房间。结果客房过热，而其他房间却室温不够。

原因：加热器靠蒸汽入口侧的温度高，故右侧送风机送出的温度也高。吹出的空气又未很好地混合，故分支管 A 供的客房室温高。

对策：在合流点 M 处设导流阀，将高温侧的送风量调小。还可以将风管连接改为如图 2.4.2-1 (b) 的形式。

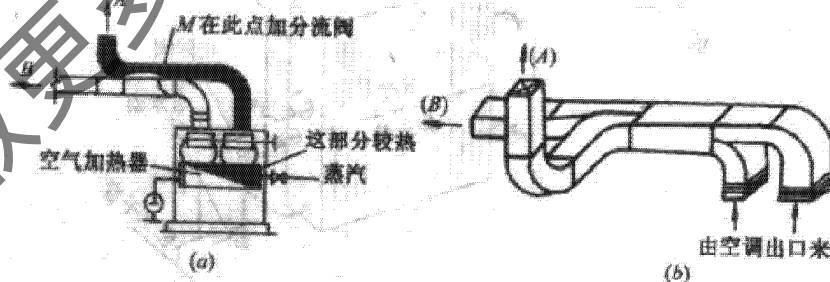


图 2.4.2-1 送风系统的混合

(a)改造前；(b)改造后

现象之二：多组加热器共用一个疏水器效果差。某空调箱 4 个蒸汽加热器重叠组合，如图 2.4.2-2 (a)。加热器表面温度很不均匀。

原因：下部凝结水多，上部少，故热得不够均匀。

对策：将加热器分为两组，每组装一个疏水器，结果就大为改善，如图 2.4.2-2 (b)。

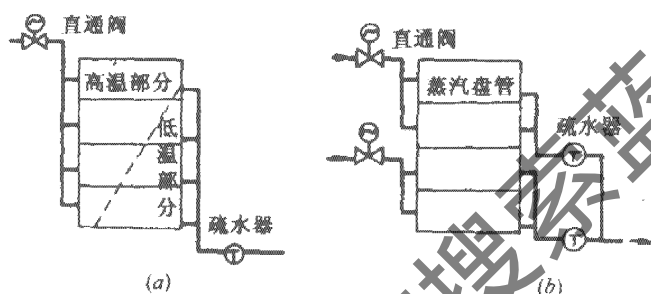


图 2.4.2-2 多组加热器的接管

(a) 改造前；(b) 改造后

多台加热器的周围配管法见图 2.4.2-3

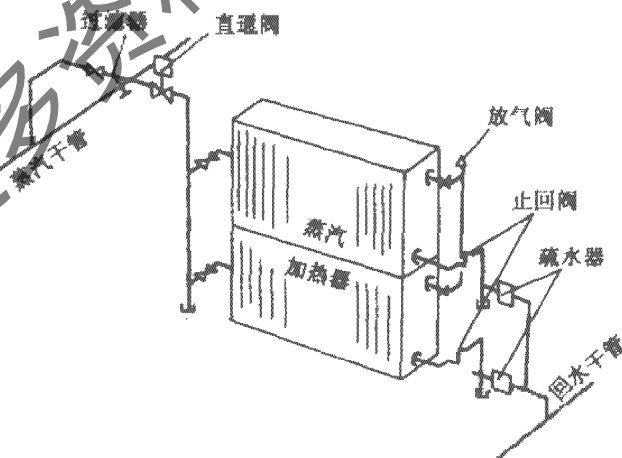


图 2.4.2-3 多台加热器的周围配管法

2.4.3 空调箱风机带水问题

现象：某建筑物集中空调用淋水室处理机。运行时在吊顶上和风口处均滴水。

原因：空调机有淋水室，现场组合，虽有挡水板但因风速大（ 3.5m/s ），在风机吸入段仍有水落下。且风机吸入口很低，能将集水吸入，并打入送风管道在水平风管中积水。沿法兰接口漏出，通过吊顶滴下，造成破坏吊顶事故，见图 2.4.3-1。

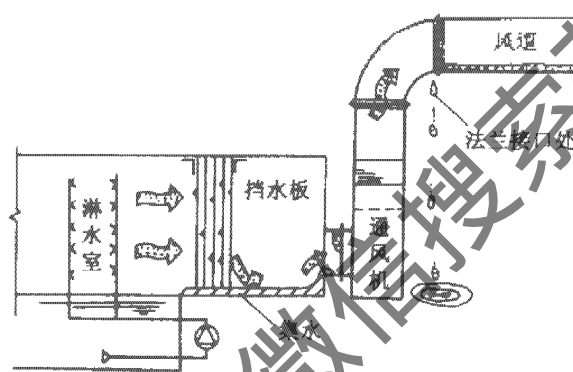


图 2.4.3-1 改造前

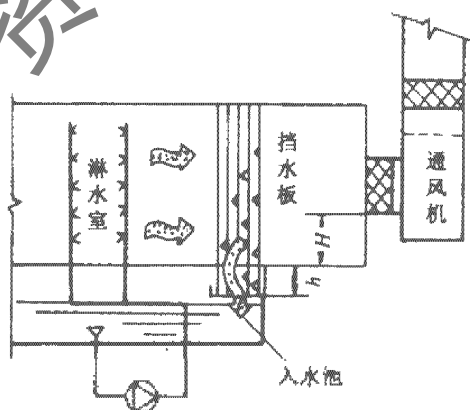


图 2.4.3-2 改造后

对策：见图 2.4.3-2。

- (1) 将挡水板设在集水池内，即将它下降高度 h_c 。
- (2) 将风机吸入口抬高，使有水也进不到风机中。
- (3) 今后设计，挡水板处的风速切不可过大，一般应为 $2 \sim 2.5\text{m/s}$ 。

2.4.4 水泵扬程选得过高

现象之一：某办公楼建筑，全空调，冷水设计流量为 $320\text{m}^3/\text{h}$ 。用阀调整，几乎全关才达到平衡，见图 2.4.4-1。

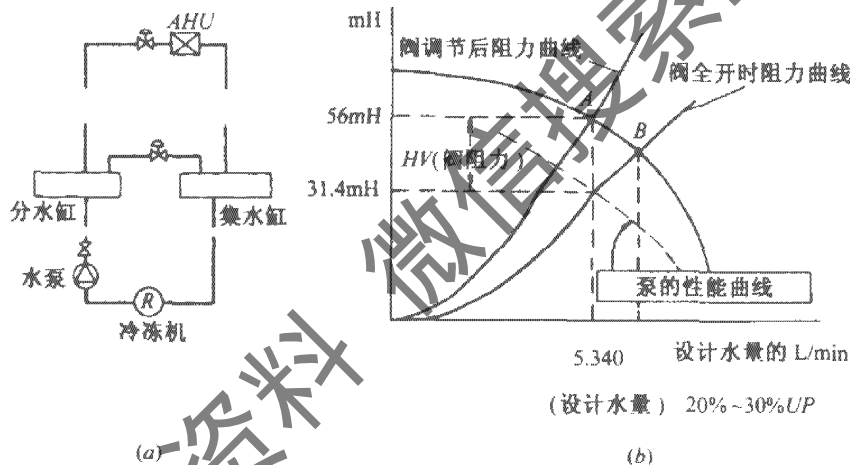


图 2.4.4-1 水泵扬程的选择

(a) 管路系统；(b) 阻力曲线

原因：设计时估计的系统阻力过大，所以泵的扬程选得太高，达 $56\text{mH}_2\text{O}$ 。而实际上系统的阻力只有 $30\text{mH}_2\text{O}$ 。这是由于设计得太安全而造成了运行的困难，带来的是耗能多，且易有噪声振动，见表 2.4.4-1。

表 2.4.4.1

部件名称	阻力 (mH ₂ O)	耗电 (kW)
管道	3.4	4.5
蒸发器	15.0	19.9
阀	24.6	32.6
负荷端	13.0	17.2
共计	56.0	74.2

其中：阀的耗电占全部耗电的 44%。

对策：为节电换一低扬程泵。

教训：选泵时一定要计算系统的阻力。

现象之二：某宾馆空调的冷源为离心式冷水机组。冷冻水系统为二级泵系统，即设一、二次冷冻水循环泵。一次水泵的台数与制冷机一一对应，扬程为 $H = 24\text{mH}_2\text{O}$ 。二次水泵扬程 $H = 28\text{mH}_2\text{O}$ ，与一次泵串联使用。实际运行时只要开一台一次泵就可以了。而运行时一、二次泵均开造成电耗浪费。

原因：一次泵的扬程选得太高，为 $24\text{mH}_2\text{O}$ ，而宾馆的水系统又不很大，再加上管径选得也大，所以系统阻力小。而一般的二次泵系统，一次泵的扬程只要够克服制冷机环路的阻力就可以了，约 $12\text{mH}_2\text{O}$ 左右。二次泵按工程的系统大小扬程也选得过高，约 $30\text{mH}_2\text{O}$ 左右。扬程选高，势必使电机的容量增大，结果造成投资多，电耗大。

对策：这只能在运行中调节。只开一次泵或二次泵。今后选循环水泵时不要超过设计计算值太多。一般情况下，20层以下的建筑物，冷水系统的冷冻水泵扬程多在 $16 \sim 28\text{mH}_2\text{O}$ 之间。冷

却水泵的扬程则在 $14 \sim 25\text{mH}_2\text{O}$ 之间。最好按水力计算乘以 1.1 的安全系数来选泵的扬程。

现象之三：选水泵的注意事项

(1) 空调的集中冷源，不论冷冻水还是冷却水系统常用多台泵并联。而在实际运行时，大部分时间常为部分负荷运行，有时只需开一台水泵。这时系统摩阻大大下降，水量上涨常会导致泵的电动机过载。轻则跳闸，重则烧坏电机，影响制冷系统正常运行。例如：当两台泵并联工作时，如果一台泵停止运行，另一台泵流量会超过总流量的 50%，有时可达 80%。因此，建议在设计并联泵时应在每台泵的出水口上配备流量的限定装置，通常采用流量控制阀，可自动稳定流量。

(2) 为了降低噪声，一般应采用转速为 $1450\text{r}/\text{min}$ 的水泵。而且在水泵的进出口处均应装金属软管。泵的基础应有减振。

(3) 选水泵时应注意水泵的耐压强度。将系统的静水压力提给水泵。

2.4.5 冷却水系统存在的问题

问题及解决办法最常见的有三：

(1) 吸入管道上阻力过大，而且返上返下管内窝气，冷却水量减少，使系统不能正常运行。

(2) 并联两台或更多的冷却塔吸入管道的阻力不平衡。当单台使用时经常有空气吸入，造成水击、振动等。且有的溢流，有的补水。

(3) 各塔的水盘水位应安装在同一标高上，各盘之间作平衡管连通。接管时注意各塔至总干管上的水力平衡。做自动控制供回水支管上均加电动阀。

2.4.6 冷凝水排水系统常遇到的问题及解决办法

(1) 由于凝结水排水管的坡度小，或根本没有坡度而造成的漏水。或由于风机盘管的集水盘安装不平，或盘内排水口堵塞而盘水外溢。

(2) 由于冷冻水管及阀门的保温质量差，保温层未贴紧冷冻水管壁，造成管道外壁空气冷凝水的滴水。还有的是集水盘下表面的二次凝结水滴水。

(3) 尽可能多地设置垂直冷凝水排水立管，这样可以缩短水平排水管的长度。水平排水管的坡度不得小于 $1/100$ 。从每个风机盘管引出的排水管的尺寸，应不小于 $\phi 20$ ，而 AHU 的凝结水管至少应与设备的管口相同。在控制阀和关断阀下边均应加附加集水盘，而且集水盘下要保温。

2.4.7 水系统设计应注意的问题

这里提醒的注意点不包括系统原理、分区分层、自控方式等经常为工程师们热衷于探讨分析的理论问题。这里所记载的只是书籍中叙述较少，在设计时又常被忽略的点滴小事。可是往往因小而失大。看起来道理很简单，可是又疏忽不得的东西。

(1) 放气排污。在水系统的顶点要设排气阀或排气管，防止形成气塞；在主立管的最下端（根部）要有排除污物的支管并带阀门；在所有的低点应设泄水管。

(2) 热胀、冷缩。对于长度超过 40m 的直管段，必须装补偿器。在主要设备与重要的控制阀前应装水过滤器。

(3) 对于并联工作的冷却塔，一定要安装平衡管。

(4) 注意管网的布局，尽量使系统先天平衡。实在从计算上、设计上都平衡不了的，适当采用平衡阀。

(5) 要注意计算管道推力。选好固定点，做好固定支架。特

别是大管道水温高时更得注意。

(6) 所有的控制阀门均应装在风机盘管冷冻水的回水管上。

(7) 注意坡度、坡向、保温防冻。

2.4.8 水路系统上的阀门设置问题

现象：现在的空调水系统越做越大，系统也越来越复杂。就拿水系统中的各种阀门来看，也是花样很多。有些阀门设置是多余的，甚至是有害的。有的工程中阀门漏水，不但影响使用，还使机房地面积水，把电缆沟泡了，差点出安全事故。

原因：一是有竹的阀门质量太差，十个有八个漏；二是安装质量不好造成系统漏水。

对策：从根本上说，就是必要的阀门一个也不能少，而多余的阀门一个也不要装。另外就是阀门是个阻力，是耗能的配件，从节能的角度来看，在空调水系统中，除了必需的阀门之外，多余的一个也不要装。

如：循环水泵的出口管段上不应装平衡阀

水系统（这里指的是暖通空调的冷、热水循环系统）的能耗很大，有研究和实际调查表明，在未采取专门的节能措施条件下，其循环水泵的全年运行电耗占全年宾馆总用电量的 3.7%。而某工程统计，仅水泵出口处的平衡阀造成其前后的压力损失，一年的能耗约 1 百万 kW，而该阀的阻力为 390kPa。这点我们平时不太注意，可是早有人提出：水泵出口处的平衡阀是暖通空调系统中的最大能量损耗源之一。

特别是当我们现在已经采用了变频变速水泵的情况下，水泵的流量和扬程能随负荷的变化而调节，更不必加装平衡阀了。

常用的冷冻机房空调水系统原理图，见图 2.4.8-1。

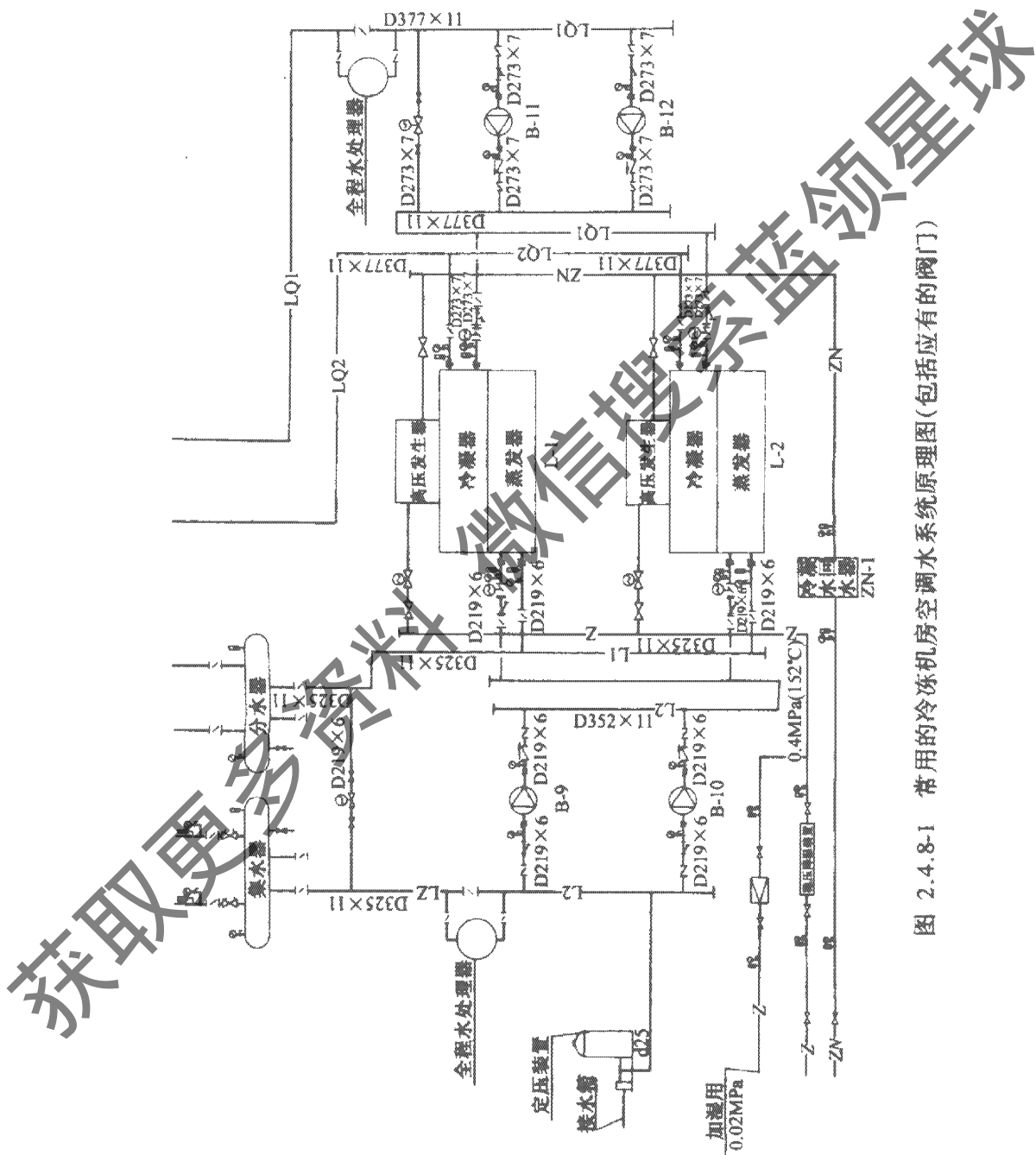


图 2.4.8-1 常用的冷冻机房空调水系统原理图(包括应有的阀门)

2.5 噪声与振动

暖通空调专业在工程设计中，因为消声减振考虑不周而失败的例子很多。有时温湿度及风速均很好地满足了使用要求，可是一开起机来就有使人厌烦的噪声，或有不妥的振动。从而使空调系统不能运行或部分不能运行。造成这种失误的原因很多，有时是完全出于疏忽大意，并非技术水平低下。这里要提醒同行们，在民用建筑中，对“噪声与振动”问题千万注意。以下列举一些失败事例及解决的办法。

2.5.1 不能忽视回风口的传声

现象之一：某旅馆门厅和大堂为集中低速空调系统，顶部散流器送风，侧墙集中百叶回风。门厅的回风口面积为 4m^2 ，大堂为 2m^2 ，回风口的平均风速约为 2m/s ，大堂内有嗡嗡的噪声，见图 2.5.1-1。

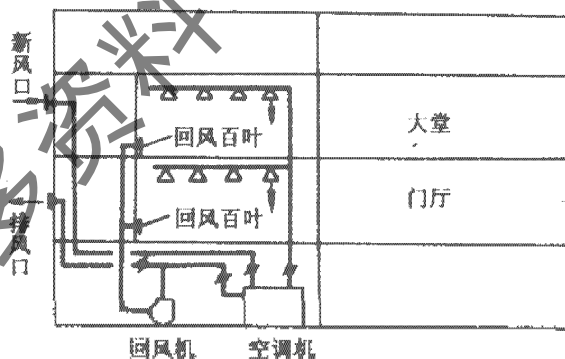


图 2.5.1-1 某旅馆门厅大堂的空调布置

原因：回风机噪声大，而且离回风口近，风道内又未考虑消声措施，故机房的噪声从回风口传入大堂内。

对策：机房内回风管外包隔声材料，使机房噪声传不进回风管内；大堂、门厅的回风口内加作长为 500mm 的玻璃棉保温消声筒，如图 2.5.1-2，这样处理后，低频噪声可降低 15dB 左右。

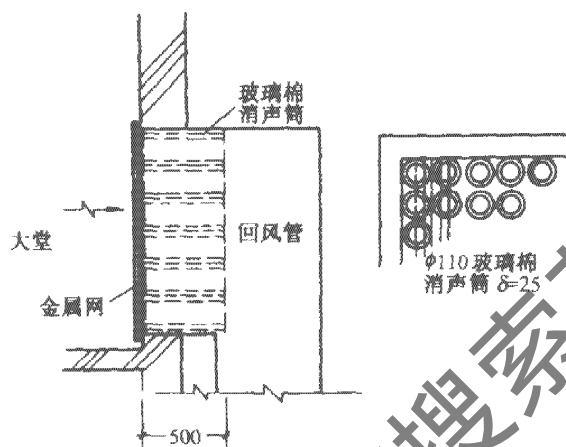


图 2.5.1-2 消声处理

现象之二：排风口噪声大。某饭店厨房，用轴流排烟风机兼作排风，试运转时发现，厨房内与排风口噪声均大，影响使用。

原因：轴流排烟风机本身噪声就大，约在 85~90dB(A)，且厨房排风管风速采用了 12~13m/s 左右。到排风口处未加以变径扩大，就直接接到建筑百叶上。而该百叶的叶片间距很紧，净面积还不到其外框面积的 50%，使排风百叶处的风速大到 20~30m/s。气流噪声，百叶振动噪声相继产生，排风口处噪声高达 106dB(A)。

对策：对已建工程只能更换净面积大的百叶，扩大管道出口，降低排风管风速，加了两个消声弯头，并作吸声处理，结果降为 65~70dB(A)。

对今后的工程，厨房排风最好采用离心风机，风管风速控制

在 $8 \sim 10\text{m/s}$ ，排风口风速不得大于 6m/s 。火灾时该离心风机即可作为排烟风机，安全可靠。除非万不得已，厨房排风不要采用轴流风机。因为它本身噪声高，长期排高温气体，效率也差。

经验：暖通工种与建筑工种对各种送、回风口及排风口的大小、净面积、安装位置及做法在互提资料时，应详细交待清楚。在建筑详图画好之后，暖通人员应校核其净面积是否满足要求，千万不要疏忽。

现象之三：某会议室送风系统消声处理好，而回风口才处理，结果会议室噪声大。机房在其后部上方，用整体式空调机。机组噪声 $> 80\text{dB}(\text{A})$ ，喷口送风，送风管做了消声器，但会议室内噪声很高，达 $70\text{dB}(\text{A})$ 之多。

原因：系统采用无风道回风，即回风直接由回风口回至空调机房，再被机组吸入。机房内的噪声，由回风口（三个大孔洞）传入会议室，见图 2.5.1-3 (a)。

对策：在每个回风口内做消声处理，装了一个消声弯头和一般消声器，风速按 $3 \sim 5\text{m/s}$ 考虑，结果良好，会议室正常使用，见图 2.5.1-3 (b)。

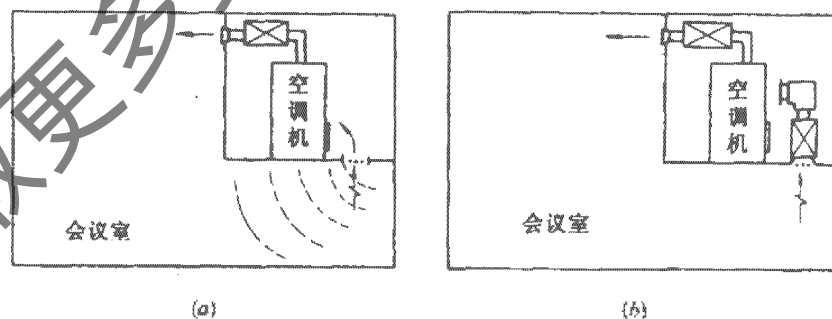


图 2.5.1-3 会议室的消声处理

(a) 改造前；(b) 改造后

2.5.2 选消声器风速不能太大

现象：某纪念馆大厅，空调系统开启后，厅内噪声达 85dB，影响使用。同时设计选用的阻抗复合式消声器，内为超细玻璃棉作吸声材料，外有木框及玻璃丝布固定，加工粗糙，玻璃丝布破洞不少，致使风机启动后把消声器内的玻璃棉吹到厅内像下雪一般，飘满展厅，故不得不将通风系统拆掉重来。

原因：所选空调箱风机压头太高（风量 $L = 40000\text{m}^3/\text{h}$ ，余压 $H = 90\text{mmH}_2\text{O}$ ，耗电量 $N = 18.5\text{kW}$ ），噪声太大。选用国标的阻抗复合式消声器，采取风速在 $10 \sim 12\text{m/s}$ 左右，消声效果差。机房内管道较长，消声器后还经很长一段管道才出机房，也影响消声效果。

对策：因管道均已做在吊顶内，放大风道尺寸已不可能。故将阻抗复合消声器改为“微孔板空腔”消声器。微孔 $\phi 0.75\text{mm}$ ，穿孔率 30%，为铝板穿孔，且加微孔板弯头。并将机房内的风管放大，风速适当减小，才解决了问题，见图 2.5.2-1。其实这样做并不经济，应当改变风机转速，降低风压、风量，噪声也会有所降低。

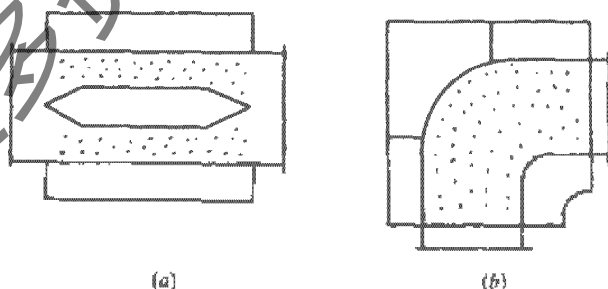


图 2.5.2-1 微孔板空腔消声器及微孔板弯头

2.5.3 振动

现象之一：某政府办公楼，其审判室噪声太大，影响正常办

公，如图 2.5.3-1。

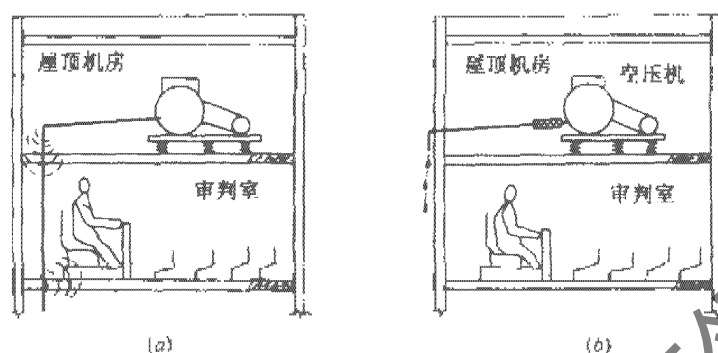


图 2.5.3-1 空压机振动的改造

(a) 改造前；(b) 改造后

原因：该房间位于屋顶机房的下边，直接传声的可能很大。因而派了一名工程师带仪器去测量情况。审判室空无一人，看起来似乎很安静，然而当该工程师坐到法官席准备测噪声时，该桌椅和讲台开始振动，产生噪声虽不太大，可是振动很厉害。一会儿停止了，过一会儿又振起来，如此周期性反复。

调查表明，在屋顶机房内有一台双级空气压缩机。该机组是安装在弹簧减振支座上，有一根排水管从贮气罐刚性直接入楼板，完全抵消了减振器。该振动引起的自然振动通过楼板传到建筑结构，又传到下层的楼板上而反映到法官的座位上。

对策：将这根排水管改为与楼板不相接，则问题就解决了。此外，对这类管子应在接至空压机之前接一段金属软管。

现象之二：某工程空调制冷机房均在地下室，一层为比赛厅，在试运行时记者席上座位振动厉害。体育报上进行了报导，引起了各方重视。

原因：经查找发现是这儿排座位的下边正好是三台冷冻水泵

和三台冷却水泵安装的地方。管道也是从此地吊设。在那天运行时其中一台水泵歪斜，橡胶联轴器损坏，使水泵不平衡。振动噪声非常大，而这天正好是这台水泵运行。后来改用其他泵运行，情况就不一样了，记者席上的振动变得很轻微。

对策：更换了水泵的联轴器，问题基本解决

注：这里值得注意的是：1) 水泵的进水管必须有金属软管连接。管道的支吊架应采用减振支吊架。2) 机房内的顶板和墙应有一定的隔声能力，需按要求进行核算。

现象之三：某宾馆的小餐厅，位于水泵房、冷冻机房之上。每当水泵运转时，小餐厅内就有一个地点感到地板在振动，时强，时弱，反复不停。

原因：经仔细查找，发现这点正是冷冻水管道的一个吊架处，而该工程的吊架未做减振器。有时管道中吸入空气，运行时水泵振动，管道也振动，则该餐厅的这一地点就感到地板振动强烈。如水泵运行稳定，管道振动不大，则该点振动很微弱，几乎感觉不出来。

对策：将管道吊架上加弹簧减振器；将水泵进出口全装金属软管。及时排除管内空气。

2.5.4 风机吸入段尺寸太小引起振动

现象：某建筑顶层办公室之上为设备间，有一台给餐厅厨房补风的离心风机。工程竣工后，使用时该办公室有噪声与振动干扰。

原因：经检查发现，设备间内的这台风机吸入口处管段尺寸太小，吸入空气偏流严重，甚至造成风机摇动向吸入侧倾斜，风量减少，送风管也随着振动，所以办公室内有噪声干扰。

对策：将吸入管的宽度改为风机吸入口直径的 1.25 倍，即

$W = 1.25D$ ，噪声和振动就解决了（该风机为 $2 \frac{1}{2}$ ， $L = 5600\text{m}^3/\text{h}$ ， $H = 35\text{mmH}_2\text{O}$ ， $N = 2.2\text{kW}$ ），见图 2.5.4-1。

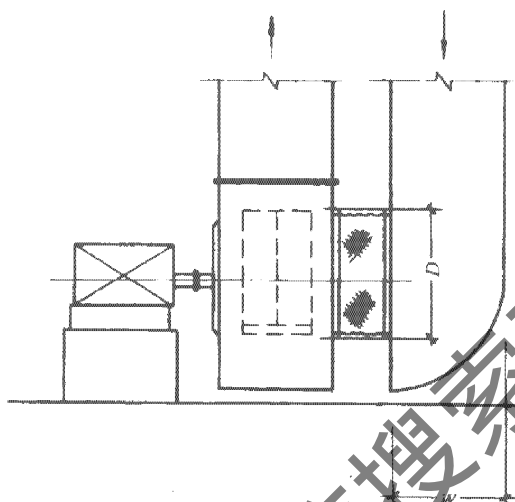


图 2.5.4-1 风机吸入段尺寸太小

根据经验，送、排风机吸入口的气流很重要，应当避免涡流产生。因吸入口涡流可严重影响风机的风量，如图 2.5.4-2 (a)、(b)。(a) 的情况风量减少 25%，而 (b) 的情况只减少 5%。

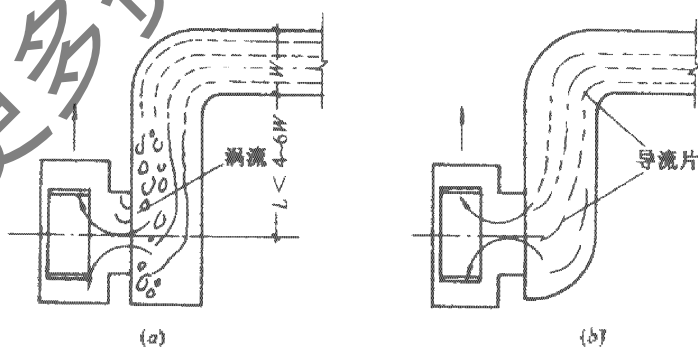


图 2.5.4-2 风机吸入口应避免产生涡流

(a) 改造前；(b) 改造后

2.5.5 空调机房紧靠会议室噪声大

现象：某会议室空调为低速系统，室内噪声较大，影响使用。

原因：

1) 空调机房与会议室相邻，在吊顶上边空调风管进出机房时的穿墙洞未堵，使机房噪声传入室内。

2) 空调箱的能力超过设计规定，实际风量几乎是设计的 2 倍，致使主管风速达 11m/s ，而支管特别是散流器喉部风速也达 $6\sim 7\text{m/s}$ 所以产生附加噪声。

3) 机组的弹簧减振器不好，有一些振动噪声。

对策：

1) 在本楼层内特别是靠近要求低噪声的房间设空调机或风机时，应采用双级防震措施，即在混凝土基墩下设沥青软木作第一级防振；第二级为在空调箱的下边设弹簧或橡胶减振器。

2) 改大风机的皮带轮，使其转速降低，风量减少。

3) 将吊顶上穿墙孔洞全部堵严密，使其不串音。

孔洞和缝隙对隔声的影响摘自《建筑中的噪声控制》——曹孝振)

(1) 开孔面积的影响

开孔的位置和孔的深度不变时，开孔面积越大，对隔声影响越大。例如在 100mm 厚矿渣空心砖墙的中心位置上，若有一个孔径为 30mm 的孔，则此墙的平均隔声量从 40.4dB 降到 36.5dB ；若孔径为 50mm ，则平均隔声量降低到 34.8dB 。

另外， 150mm 厚的振动砖墙的平均隔声量为 43dB ，若该墙上有 100mm 长， 5mm 宽的缝，则平均隔声量降到 36dB ，并且从低频开始就明显降低。

(2) 孔、缝深度的影响

孔和缝的面积，位置不变，对不同厚度墙板的平均隔声量的影响是不同的，即薄墙降低值比厚墙的大。

(3) 孔、缝位置的影响

孔和缝的面积、深度不变时，在墙的中央对墙隔声量影响较小；在两端相交的棱线上，影响较为显著；在三面相交处，如室内的顶棚与两墙相交的墙角处，对隔声量的影响最大。

从上述可知，孔、缝对隔声量的影响很显著。因此，必须穿过房屋结构的管线，应该在墙的孔处加套管，待管线穿过后，以超细玻璃棉等多孔材料将管与套管之间的缝隙填死，以防止降低墙的隔声量。如 240mm 厚砖墙上开孔为 600mm × 400mm，该墙的原隔声量为 47dB，开孔后降到 19.6dB，当孔内填塞了 2.1kg 超细玻璃棉之后，该墙的平均隔声量为 37.1dB。

某些墙体抹灰后，墙的隔声量有明显增加，这并非完全是抹灰层的作用，而是原有墙体砌缝不严，漏声的细缝小孔被填实的结果，实际上抹灰层本身的隔声作用是不大的。

2.5.6 冷却塔与制冷机房的噪声

现象之一：某建筑的三层顶上装有空调系统冷却塔，附近为住宅区。冷却塔容量为 75m³/h。建筑物使用时，夜间 10 点冷却塔还得运行，噪声影响了周围居民的休息。因而对冷却塔采取了消声隔声装置，当白天运行时，冷冻机却经常因超高压保护跳开而停机。

原因：在环境噪声日益严格要求的时代，设计冷却塔等装置不仅要考虑对建筑物内部的影响，而且也得考虑对周围环境的影响。但该工程在处理冷却塔的噪声时，加了太大的消声装置，增加了气流阻力，使冷却塔的风量减少，冷却能力下降，冷却水温

度上升，结果使冷冻机的超高压保护跳开。

对策：冷却塔的噪声主要为风机噪声和落水噪声两部分。为解决风机噪声，在风机出口处加了一个消声弯头，并且背向住宅。弯头内贴防水玻璃棉板。而对落水噪声采取周围隔声办法，这两项措施均加大了塔的阻力。最好是采用超低噪声冷却塔，而对居民区的一侧用隔声屏障遮挡，则效果比较理想。

现象之二：制冷机房噪声。某工程制冷机房，面积为 350m^2 ，安装了5台8S-12.5压缩机。正常运行3台。机房内平均噪声为 $91\text{dB}(\text{A})$ 。而机房门窗外的噪声为 $78.5\text{dB}(\text{A})$ ，使用单位反映噪声大，要求治理。机房顶上有3台冷却塔，噪声也大。

原因：机房内未采取控制噪声的措施，而制冷机房的噪声源主要是制冷机和水泵的噪声，一般又以制冷机的噪声为主，且与制冷机的型号、规格、运转台数和制冷机房的上述条件有关。室外的冷却塔也属高噪声型。

对策：为降低制冷机房的噪声，采取了如下措施：

1) 在机组区域上部平顶垂直悬挂板状空间吸声体，共计5排，排距 1.4m ，吸声体底部标高 2.2m ，目的是吸收机房内的混响声，降低机房内的噪声级。

2) 关闭原有的窗和大门，在大门内做声间，声间内作吸声处理。

3) 水泵房也加了空间吸声体、电机消声罩。

4) 冷却塔加设了一个大型钢结构的L形声屏障，其长边为 22m ，短边为 7m ，平均高 6m 。

经上述减噪措施后，测得机房内的噪声由 $92\text{dB}(\text{A})$ 减为 $87\text{dB}(\text{A})$ ，室外环境噪声也降低到 $70\text{dB}(\text{A})$ 左右。

2.5.7 某建筑物的厨房排烟噪声太大

现象：开起排烟风机之后，厨房噪声太大，达 80dB (A)，影响正常操作。

原因：厨房的排气与火灾时的排烟共用了一台风机，而且选的是“轴流排烟专用风机”。该风机的噪声为 91dB (A) 而又未采取任何消声措施。

对策：

- 1) 厨房的排气最好采用离心式通风机，用离心式风机时可以兼作排烟。
- 2) 用噪声大的轴流风机时应加消声器，考虑到厨房排气中油烟污染严重，不宜用一般的消声器。只能用不锈钢微穿孔式消声器及消声弯头。
- 3) 改造后如图 2.5.7-1 所示，室内室外可达到理想的效果。

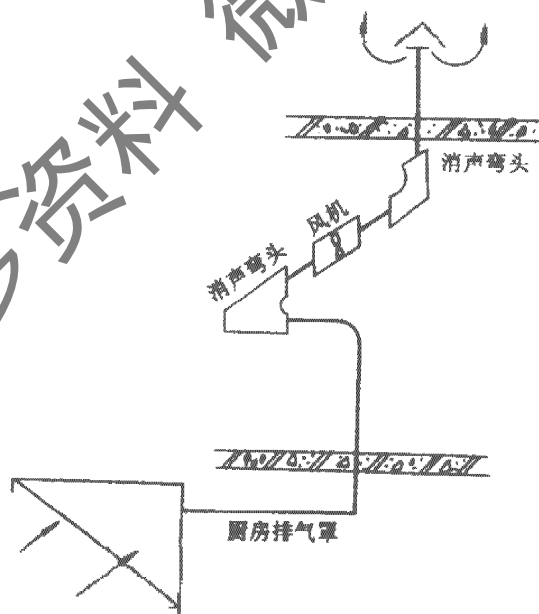


图 2.5.7-1 厨房排烟的消声处理

2.5.8 管道层最好不作通风机房

管道层作为通风机房其噪声振动大,影响上一层客房的使用。

现象:在现代旅馆中,很多建筑不做设备层,而将不少空调机,通风机设置在管道层中,而管道层的上边或下边就是客房层。进、排风口也只得开在管道层的周围。结果机器的振动声和风的噪声严重影响着相邻层的客房。

原因:设备噪声未很好考虑隔振消声措施,进、排风口速大。

对策:按具体情况增加消声隔振措施。如某饭店在管道层中用了轴流排烟风机兼排风,结果噪声高达 91dB(A),排风口的噪声为 101dB(A),且排风口就在客房层窗口下边,使室内噪声高达 50dB 左右,不能满足使用要求。后在风机周围加了隔声小室,在风道出口处加了消声器,放大了管径,减小了风速,经过这样综合处理,噪声降低了 36dB,达到了使用要求。

2.5.9 高层建筑中间层空调机房的减振降噪

现象:某高级公寓楼,均为 31 层,其空调机房设在三层,四层即为住户,而二层为办公和裙房,因此对水泵和风机的隔振和防噪声要求较高,当经过认真的设计和施工,在建成使用后,效果很好,机房上边公寓的住户和机房下边的办公室人员均未感到机房设备运行噪声的干扰,很多人不知道其下一层就是空调机房。这一现象极为少见,这经验值得学习。

原因:完善的消声隔振设计和认真仔细的施工。在每个细节上都注意消声减振和固体传声。

解决办法:

1. 设计时就选择低噪声水泵,高效率点运行。
2. 在循环水泵的进、出口处安装了软管。
3. 水泵的基础采用了双层减振措施。空气处理机、风机均

采用了双层浮筑减振基础。如下图：

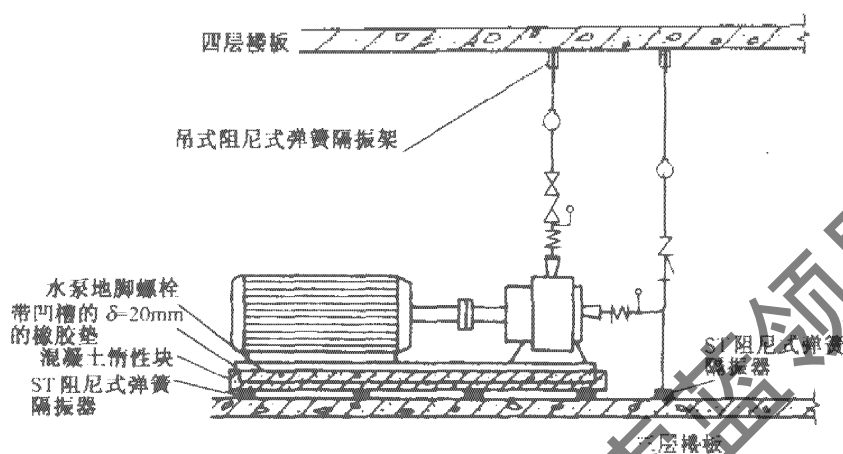


图 2.5.9-1 水泵减振基础

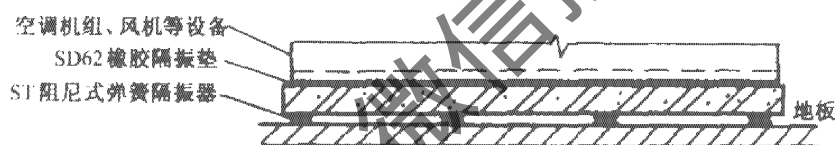


图 2.5.9-2 空调机减振基础

4. 空调机房的四周墙面和顶板下均作吸声处理，机房门用隔声门，穿过机房隔墙和楼板的管道孔洞周围，全用吸声材料填实，管道与套管的上、下头口部全用胶密封。彻底减少机房内噪声对周围房间的影响。

5. 机房内各种管道和设备的支、吊架均采用阻尼或弹簧隔振器；空调、通风系统的进、排风管与机房墙上开的室外百叶进、排风口全用软接头连接。

该工程机房的新风风管、排风风管与机房墙面上的百叶窗连接时改变了常规直接连接的做法，而采用了增加软接头连接，用

阻燃帆布做软接头，以减少风机开、停及运行振动对墙的影响，避免了固体传声。

2.5.10 窗式空调器及分体式空调器的噪声

现象之一：随着人民生活水平的提高，在南方城市，目前住宅中已较多地采用空调器（窗式或分体式），而空调器的噪声往往引起邻里纠纷。今举两例：一为窗式空调器，另一为分体式空调器，使用时的噪声使邻居不能忍受。

原因：两建筑物相距太近，又未采取隔声措施，见图 2.5.10-1。

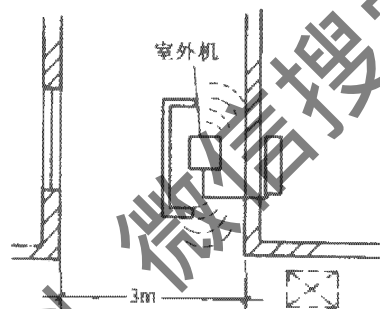


图 2.5.10-1 窗式及分体式空调器的噪声处理

对策：

- 1) 在距窗式空调器的外侧 0.5m 处加一堵混凝土砌块的隔声墙。
- 2) 在分体式空调器室外机的周围用砌块围挡隔声。当然最好是将室外机设在不正对着邻居窗户的方向，如图中虚线所示。

现象之二及原因：

送风静压箱的钢板振动使室内有咩、咩、咩之音。各室的噪

声测定为 NC40~45，而在 600Hz 时噪声计的指针超过 45dB，且有周期性振动。

空调为各层机组，风机为 6~8[#]、静压箱用 1.2mm 钢板，内贴 50mm 玻璃棉，用 5 x 40 角钢补强，间隔 450mm，见图 2.5.10-2 (a)

对策：将图 2.5.10-2 (a) 作法改为图 2.5.10-2 (b)，室内噪声降到 NC-40 以下。图 2.5.9-2 (a) 中静压箱和楼板挨在一起，而图 2.5.9-2 (b) 则在静压箱外保温，外加砂浆粉刷，与顶棚用角钢支吊，用砂浆堵塞。

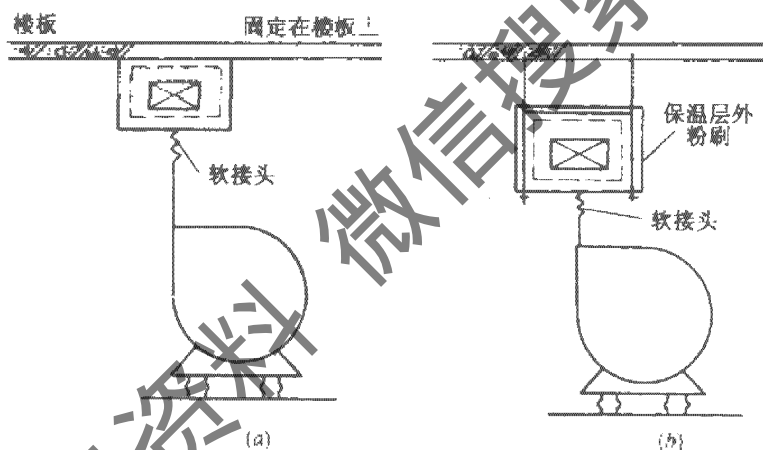


图 2.5.10-2 送风静压箱的消声减振处理

(a) 修改前；(b) 修改后

现象之三：散流器吹出口有噪声。

原因：散流器吹出口到某电子计算机的程序室内噪声达 55dB，喉部风速为 5.67m/s，风口高度为 2.7m。

对策：在各送风口处装消声器，结果室内噪声降到 40 dB。

注意：在设计时 3m 高度以下的送风口，喉部风速不得超过 4.5m/s，一般 3.5m/s 左右。一般圆形散流器的设置高度，喉部风速与室内允许噪声的关系可参考图 2.5.10-3。

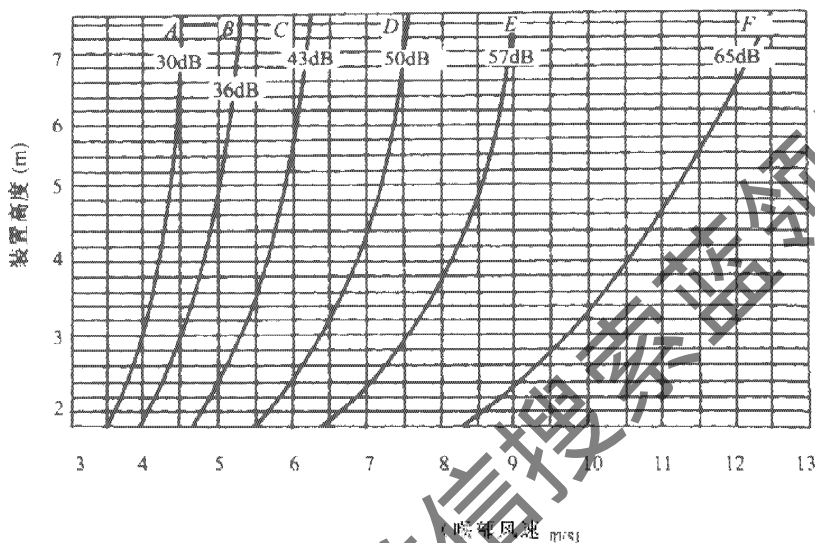


图 2.5.10-3 扩散型送风口之音响界限

由线 A：唱片及电影录音室、电视及收音机播放室、天文台、剧场、教室等。

由线 B：电影剧场、法庭、病房、手术室、图书馆、博物馆、美术馆、住宅、音乐堂等。

由线 C：旅行社、客房、公寓、教室、事务室等。

由线 D：商店、百货店、食堂、银行等。

由线 E：礼堂、邮局、一般中餐厅、大食堂、百货店一楼、舞厅等。

由线 F：工场、厨房、汽缸室、汽车等。

2.5.11 空调设计时控制噪声的重点

(1) 记住噪声源

民用建筑中创造舒适安静的环境是设计的任务之一。暖通工

种的任务是保证建筑物冬暖夏凉，创造舒适的气候条件。但在不少工程中由于通风机、水泵、冷却塔等的噪声影响了使用。因此，凡是噪声源都应当重视。这里提醒一下与本工种有关的噪声源有：送风机（空调箱、送风机、回风机、排风机），制冷机，锅炉，水泵，冷却塔及整体式空调机等。他们的噪声相当大，因此，对周围环境干扰大，设计时必须充分重视，一视同仁，不能只考虑空调系统的消声处理，而不管排风系统的声音问题，只作送风口的消声而不顾回风口的噪声等等。也不能只考虑建筑物内的声效果，还得注意环境的噪声。

(2) 与建筑工种紧密配合

1) 机房的布局是指各种有噪声源的设备机房在整个建筑物内的位置，这点十分重要。因为它们是噪声的发源地，在条件允许时应当将机房远离要求安静的房间。

2) 与机房相关的进风塔（口），排气塔（口）的位置也要注意，千万不要将又脏又吵的厨房等排气口布置在要求安静和干净的房间附近。

3) 机房内噪声源的控制应以隔声隔振为主，吸声为辅。隔声是减少噪声对其他室内干扰的办法，隔声好效果就大。一个机房隔声效果的好坏，取决于整个房间的隔墙、楼板及门窗等的综合处理。这里还要强调一下孔洞与缝隙对围护结构隔声的影响很大，所以凡是管道穿过机房的围护结构处，其孔洞四周的缝隙必须用弹性材料填充密实。

(3) 从控制噪声出发划系统选设备

1) 系统风量不要过大，作用半径不能太长。

2) 选风机时要选高效率低噪声的风机，尽可能采用叶片向后倾的离心风机，压头不要留太多的余量。

3) 计算风道时, 风速不能定得太大, 风速太大会使风道内风噪声和振动加大, 而且使消声器的消声量减少。所以设计民用建筑的通风空调系统时, 风道内空气的流速应按所服务房间的允许噪声等级, 按表 2.5.11-1 采用。

表 2.5.11-1

dB (A) (允许值)	主管风速 (m/s)	支管风速 (m/s)	风口风速 (m/s)
25 ~ 35	3 ~ 4	$1 \leq \sim 2$	(参考有关资料) 按风口类型及送风口高度选定
35 ~ 50	4 ~ 6	2 ~ 3	
50 ~ 65	6 ~ 8	3 ~ 5	
65 ~ 85	8 ~ 10	5 ~ 8	

注: 通风机与消声器之间的风管其风速可采用 8 ~ 10m/s 左右

4) 风机进、出口处的管道不宜急剧转弯, 风道与设备的连接等可参照图 2.5.11-1 的做法。

5) 风机的进、出口都应做柔性接头隔振, (一般长度为 100 ~ 150mm)。材料应采用防火的玻璃布或用防火人造革, 并在其短管后的风管上包以 50mm 厚的超细玻璃棉, 长 1 ~ 2m。管道的支架、吊架应采用弹簧或橡胶减振。图 2.5.11-2 可供设计风管的隔声隔振时参考。

(4) 消声器选用原则

1) 消声器的设置应根据消声计算, 当初步设计未计算时, 可按表 2.5.11-2 概略数考虑。用消声弯头或消声箱 (如为室式时指小室个数), 分别用表列的个数布置在风机出口到送风口之间和回风口到风机之间, 且应有半数以上的消声器设于机房外面。

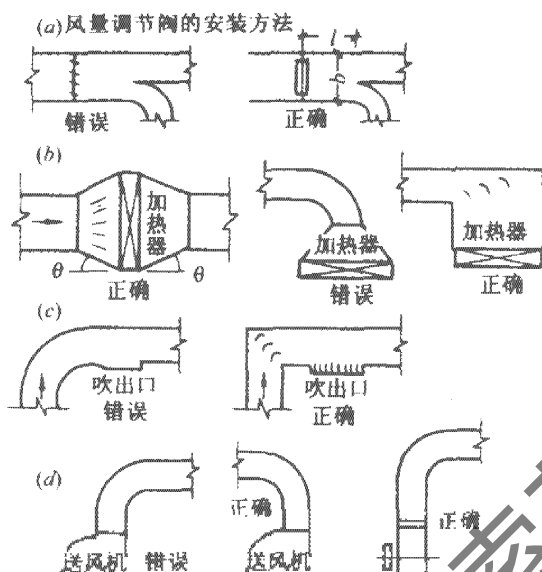


图 2.5.11-1 设备和风道的连接方法

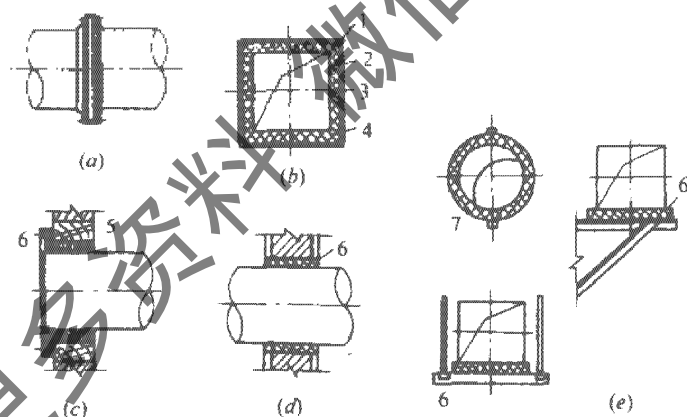


图 2.5.11-2 管道的隔声、隔振措施

(a) 法兰盘隔振措施；(b) 风管隔声措施；(c) 风管与土建结构连接隔振措施；(d) 风管穿过土建结构的隔振措施；(e) 风管支吊架隔振措施

1—橡胶垫厚为 4mm；2—铁皮管道；3—25mm 厚超细玻璃棉外包玻璃布；4—油纸一层用铁丝扎紧；5—50mm 厚超细玻璃棉外包玻璃布；6—橡皮垫，8mm 厚；7—管道上衬垫橡胶，厚 4mm

2) 根据通风房间所允许的标准, 算出各频率所应消除的噪声量, 并按此选用消声器。主要是消除 125、250 和 500Hz 的噪声, 所以, 应选用低、中频效果好的抗性或共振消声器。

3) 通过消声器的风速应小于 6m/s , 室式消声器通道断面处风速不应大于 5m/s 。

4) 风口消声器与消声百叶窗

消声风口: 为降低室与室之间通过风管传播的干扰噪声, 也为了减少管道传到室内的噪声, 应有风口消声器。这种消声风口要求风速低, 最佳为 2m/s , 最大不超过 4m/s 。常用的风口消声器见图 2.5.11-3~ 图 2.5.11-6。风口消声器的性能见表 2.5.11-3, 选用表见表 2.5.11-4。

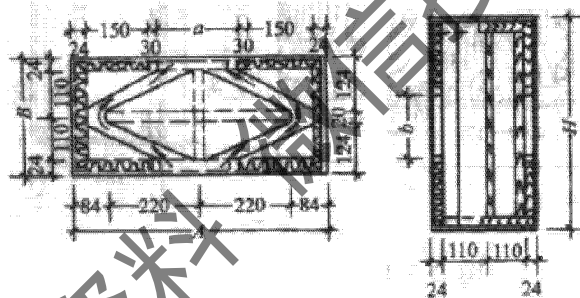


图 2.5.11-3 甲型风口消声器

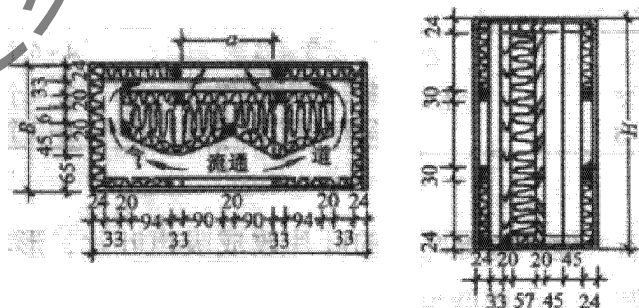


图 2.5.11-4 乙型风口消声器

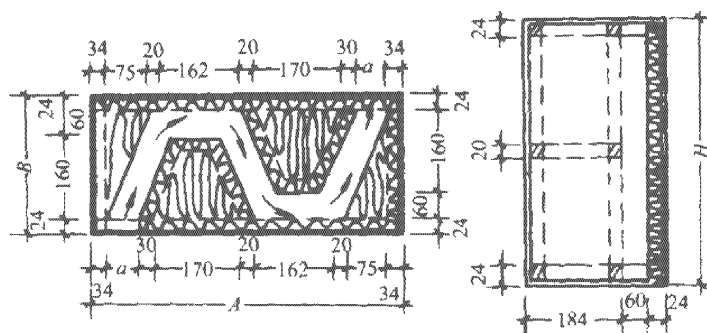


图 2.5.11-5 丙型风口消声器

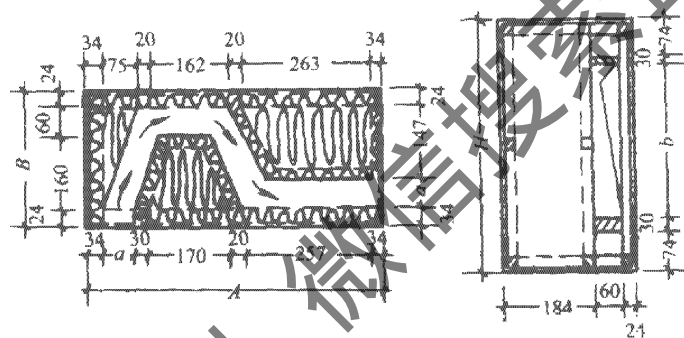


图 2.5.11-6 丁型风口消声器

风机出口至送风口之间的消声器估计数表 2.5.11-2

dB(A)	房间举例	消声器个数
25	音乐厅、录音播音室	4-6个
35	客房、宴会厅、图书馆	3-4个
45	办公室、餐厅	2-3个

消声百叶窗：把百叶窗的叶片改成吸声叶片，形状有月牙形，大椭圆形，小椭圆形和双层小椭圆形四种。百叶窗厚度有150, 250和400mm三种，分别适用于半砖墙，一砖墙和一砖半

表 2.5.11-3

风口消声器性能表

序号	声源性质 v (m/s)	各频带(Hz)消声量(dB)										阻力损失 (mmH ₂ O)	备 注	
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000					
1	白噪声 (无通风机噪声)	2	7	15.5	26	36	56	54.5	63	66	3.5($v=2$ m/s)	甲型	试验室测	89003 部队
	白噪声 + 风机噪声 4	3.5	11	19	32	47	56	59	58.5	8.5($v=3$ m/s) 13($v=4$ m/s)	乙型	试验室测	89003 部队	
2	白噪声 (无通风机噪声)	4	12	14	30.5	52	52.5	59.5	58	3($v=2$ m/s)	丙型	试验室测	89003 部队	
	白噪声 + 风机噪声 4	5	14.5	16.5	29	58	58.5	53.5	7($v=3$ m/s) 11($v=4$ m/s)	丁型	试验室测	89003 部队		
3	白噪声 (无通风机噪声)	14	13.5	21.5	39	50.5	56	59.5	59	5($v=2$ m/s)	甲型	试验室测	89003 部队	
	白噪声 + 风机噪声 4	14.5	15.5	25	34	57	55.5	56.5	10($v=3$ m/s) 15($v=4$ m/s)	乙型	试验室测	89003 部队		
4	白噪声 (无通风机噪声)	18	18.5	20	27	41	55	58	53	2.5($v=2$ m/s)	丙型	试验室测	89003 部队	
	白噪声 + 风机噪声 4	18	15.5	18.5	24	38.5	51.5	55.5	48	6($v=3$ m/s) 9.5($v=4$ m/s)	丁型	试验室测	89003 部队	

表 2.5.11-4

风口消声器选用表

型	号	外形尺寸 (mm)				风口尺寸 (mm)	气流速度 (mm)	通风断面 (m ²)	通风量 (m ³ /h)				备注
		A	B	H	b				v=1 m/s	v=2 m/s	v=3 m/s	v=4 m/s	
甲型	1	608	268	508	229	200	150	0.03	108	216	324	432	89003 部队
	2	608	268	808	284	200	240	0.05	180	360	540	720	
	3	608	268	1008	354	200	300	0.063	226	452	678	904	
乙型	1	608	268	508	229	200	150	0.027	97	194	291	388	89003 部队
	2	608	268	808	284	200	240	0.045	162	324	486	648	
	3	608	268	1008	354	200	300	0.057	205	410	615	820	
丙型	1	608	268	508	220	63	300	0.027	97	194	291	388	89003 部队
	2	608	268	808	370	63	600	0.045	162	324	486	648	
	3	608	268	1008	470	63	800	0.057	205	410	615	820	
丁型	1	608	268	508	220	63	300	0.027	97	194	291	388	89003 部队
	2	608	268	808	370	63	600	0.045	162	324	486	648	
	3	608	268	1008	470	63	800	0.057	205	410	615	820	

。构造和性能分别见图 2.5.11-7 ~ 2.5.11-10 和表 2.5.11-5。通风面积（开口面积）约为百叶窗面积的 50%。应把小孔钢板网朝着噪声源或噪声高的方向。

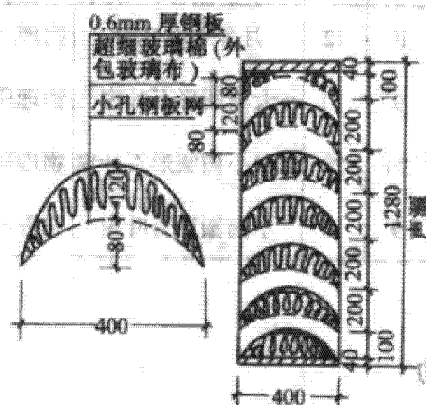


图 2.5.11-7 月牙形消声百叶窗

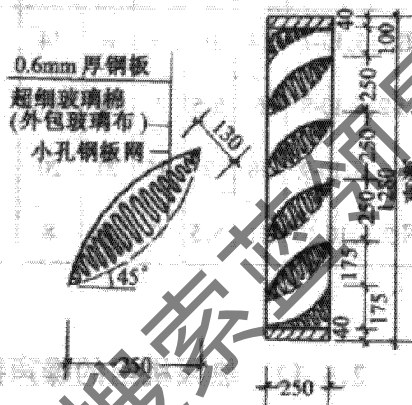


图 2.5.11-8 人椭圆形消声百叶窗

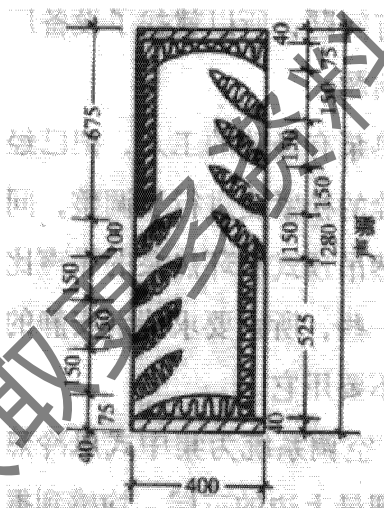


图 2.5.11-9 双层小椭圆形消声百叶窗

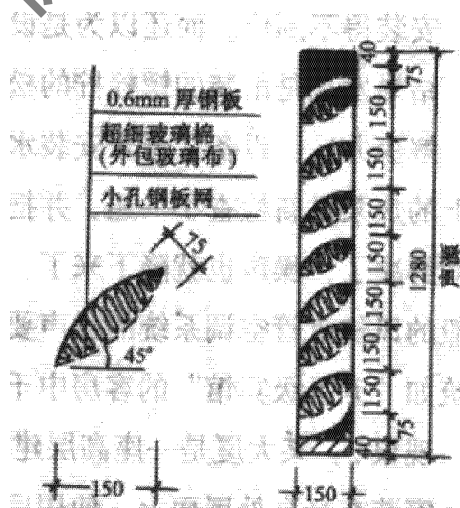


图 2.5.11-10 小椭圆形消声百叶窗

消声百叶窗性能表

表 2.5.11-5

图号	各频带 (Hz) 消声量 (dB)								备 注	
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
图 2.5.10-7	14	10	6	8	14	10	10	12	月牙形百叶窗	物理所
图 2.5.10-8	6	6.5	1	6	13	10	9	10	大椭圆形百叶窗	物理所
图 2.5.10-9	18	2	15	21	20	16	20	23	双层小椭圆形百叶窗	物理所
图 2.5.10-10	11	5.5	0	3	8	9	9	10	小椭圆形百叶窗	物理所

2.5.12 热泵机组的噪声振动

现象 1: 某办公楼采用吊顶式水环热泵, 投入使用后, 大家发觉室内噪声太大, 有些不能忍受。

原因: 是因为安装单位的施工人员对这类设备的安装不熟悉, 安装得不到位, 而还以为是设备有问题, 所以就找了设备厂家, 结果发现是吊装的螺栓拧的松紧问题。

解决办法: 设备厂派来安装水环热泵有经验的工人, 把已经装上的热泵重新检查了一遍, 并把螺栓的松紧度进行了调整, 问题就解决了, 噪声也就降下来了。当然吊顶式水环热泵的噪声比一般的风机盘管空调系统的噪声要高一些, 所以要求特别安静的建筑如“五星级宾馆”的客房中千万不要用它。

现象 2: 某大厦是一座高层建筑, 空调系统为集中式风冷热泵, 安装在最高处屋面上, 使用后发现最上边的三层, 均感到振动和噪声的干扰, 有人还觉得头昏脑胀, 影响了正常的办公效率, 不得不提出治理。

原因: 上边三层的噪声是因为热泵和管道没有进行良好的隔

振，产生了振动传递和固体传声造成。不是设备本身的问题，而是设计未对热泵和管道采取必要的隔振措施，也没有对整个系统进行全面考虑。具体来说，热泵的振动主要来自螺杆式压缩机的运转，也来自顶部 12 台排风扇的运转，热泵的振动通过热泵底部支承点传递给混凝土座和楼层结构，也通过热泵的进出接管传递给管道，再通过管道的支架传递给楼层结构，受到了振动扰力的激励，楼层结构产生了微振动并导致了二次结构噪声。楼层下的噪声就是楼层结构在微振动时导致的二次结构噪声，二次结构噪声是从楼板、墙面等向内外辐射。二次结构噪声的频率很低，对人的危害大。二次结构噪声的频率特性，二次结构噪声是一种低频噪声，如果楼层的跨度大、楼层刚度低、楼板薄，再加上设备的振动较强，就有可能产生超低频噪声（20~50Hz），这就是为什么在上边三层办公人员对热泵振动导致的噪声反映强烈的原因。

解决办法：利用原来每台热泵支承的 6 个混凝土机座，在混凝土机座的上面设置两条用槽钢制成的钢梁（最后两条钢梁已连接为一个钢平台），再用弹簧隔振器把热泵支承在钢梁上，而钢梁和混凝土机座间还加垫了橡胶隔振垫，实际上，这就是采取了双层隔振的方法。热泵支承下的弹簧隔振器为一层隔振措施而钢梁和混凝土机座的橡胶隔振垫为又一层隔振。另外，要注意热泵安装的水平度调整，尽量减少各支点因为不平衡而产生的振动。热泵的进出口接管、阀门和部分管道也用隔振器支承在钢架上。改造前后，室内噪声实测情况见下表。（本条摘自“噪声与振动”2003 年 6 月号）

噪声概况 (前/后)

楼层	测试位置	最高 A 声级 dB (A)		最高 C 声级 dB (C)		备注
		治理前	治理后	治理前	治理后	
顶层	西侧会议室	63	40.1	73	58	
下一层	中部办公室	51	35.1 37.1	66	54 53.5	2515 室 2506 室
下二层	中部办公室	46	32.3 36.5	61	54.7 53.7	2309 室 2312 室

2.6 风机选择, 风管设计诸问题

2.6.1 设备选择的安全系数不能太大

现象之一: 某小工程风机风压选得较高。设计时, 风机的风量、风速、管道断面都合乎规定, 也有一定的消声措施, 但运转时噪声大, 室温过低。

原因: 选设各的安全系数太大。空调管路不长, 送、回风管总计 20~30m, 而空调箱的风机余压选了 40 多 mm 水柱, 结果造成风量大增, 几乎加倍, 使风道内风速也相应增加。干管风速达 12m/s, 支管也达 7~8m/s, 送风口风速也大, 故噪声增加。且冷量也大, 室温降得很低, 不得不被迫停车。

对策: 调转速, 由 900r/min 改为 700r/min, 使风量下降才满足了使用要求。

教训: 在工程急迫的情况下, 特别是在初步设计阶段, 来不及详细计算风道阻力, 而且建筑设计的深度也不可能进行风道的阻力计算时, 就要提出设备清单。如何比较准确地估算风道尺寸

及风机大小，很值得重视。

现象之二：某工程的空调系统启动时就跳闸或者烧坏电机，开不起车来，影响使用。

原因：该空调箱配用的风机铭牌风量与设计风量一致。但风压大大高于系统阻力。当运行时由于系统阻力小，因而风量大增，使电流过负荷造成电机过载，引起跳闸。

对策：将风机所配电机的皮带轮改小，则电机在容量不变的情况下，风机的转速下降，风机风量、风压都减少，因而轴功率也相应降低，所以就不过载了。

因为功率与转速的立方成正比，即 $\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$ 。而风机的转速又与其皮带轮的直径成反比，即 $d_{\text{风机}} \cdot n_{\text{风机}} = d_{\text{电机}} \cdot n_{\text{电机}}$ 。若要想降低风机所需功率，应减小风机转速。为减小风机转速，在已安装好风机的情况下，比较简单的办法就是改变皮带轮直径的大小，或加大风机的皮带轮直径，或减小电机的皮带轮直径，均可达到降低风机转速的效果。风机转速降低，则功率按其立方比下降，电机就不会再跳闸了。

参考：选通风机时，送风机的风量应比计算风量大 10%，以保安全。机房集中布置时，送风机的压力一般可按表 2.6.1-1 估算，不应选得过高。

风机的必要压头 (Pa)

表 2.6.1-1

送、排风系统	小系统 一般系统	$H = 100 \sim 250$ $H = 300 \sim 400$
空调系统 (指箱外余压)	小型系统 (作用半径 < 20m) 中系统 (作用半径 < 40m) 大系统 (作用半径 < 60m)	$H = 300 \sim 400$ $H = 400 \sim 500$ $H = 500 \sim 700$

如空调用分层机组时,不能按上表采用,应用下式进行估算。

$$H = H_1 + H_2$$

$$H_1 = RL (1 + K)$$

式中 H ——送风机的压头 (Pa);

H_1 ——风道阻力 (Pa);

H_2 ——空调箱内各部件 (空气过滤器、加热器、冷却器、
喷淋室) 的阻力和 (Pa);

R ——风道的单位摩擦阻力损失 (Pa/m)。小风量系统
($< 10000\text{m}^3/\text{h}$), 可按 $R = 1 \sim 1.5\text{Pa/m}$; 风量 \geq
 $10000\text{m}^3/\text{h}$, 则按风速查表决定;

L ——至最末端送风口的送风管长度 (m) + 自最远一个
回风口的回风管长度 (m);

K ——风道系统局部阻力占总阻力的比例;

弯头、三通少者, K 取 0.5;

弯头、三通多者, K 取 1.0。

2.6.2 两台风机并联运转产生噪声

现象之一: 某建筑物空调系统为低速单风道系统。送风机为
两台双进风风机。当该两台风机同时运转时, 产生噪声。

原因: 两台风机并联运转, 相互干扰, 运转状态不稳定, 产
生噪声。

对策: 在两台风机之间设一个较长的分流板, 使风机出口的
气流互不干扰, 即解决了噪声问题。

现象之二: 排风混合室的失败。某工程设计采用集中排风混
合室。有多台风机并联工作, 集中由一个排风塔排出。结果风量
大大小于设计风量。

原因：混合室内气流相互干扰，运行的风机排出的风又经不运行的风机倒灌回来。

对策：合理地选择风道断面。在每台风机出口加装开闭灵活且严密的单流阀。管路尽量减少局部阻力。在排风混合室内设一段隔墙，使风机出口处的高速气流互不干扰而通畅地到达排风塔，且每台排风机的出风口进入混合室时，都加一个 45°弯头，气流方向直接对准排风塔的通道。如图 2.6.2-1。

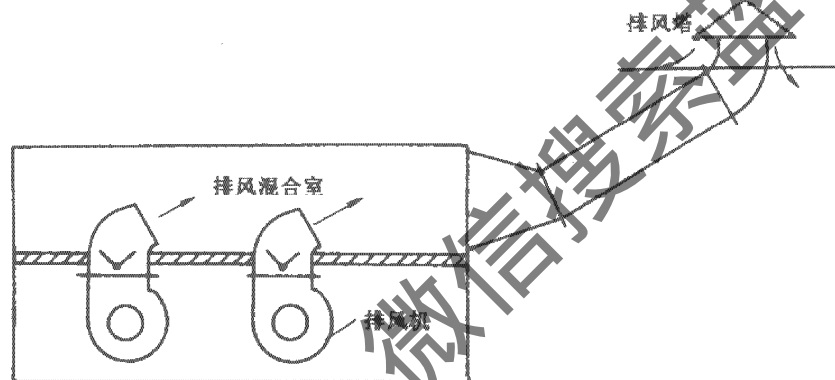


图 2.6.2-1 排风混合室的改进

2.6.3 防振基础偏斜水泵产生噪声

现象：吸入口径为 $\phi 65\text{mm}$ 的水泵，钢架基础下设橡胶减振器，如图 2.6.3-1 (a)，投入运行一个月后，水泵的噪声、振动开始产生。一端橡胶压下比另一端多 2mm。水泵的电机联轴器偏移，振动加剧，直至烧坏。

原因：水泵的进出水立管的吊架位置不妥，使管道及阀门的重量压在水泵上，故泵一侧的重量大于电机一侧，将橡胶减振器压扁，使水泵的轴偏移。振动噪声随之而来，以致不能正常运转。

对策：将管道的支吊架移至立管拐弯处，并将钢架上增加重量，以求稳定。如图 2.6.3-1 (b)。

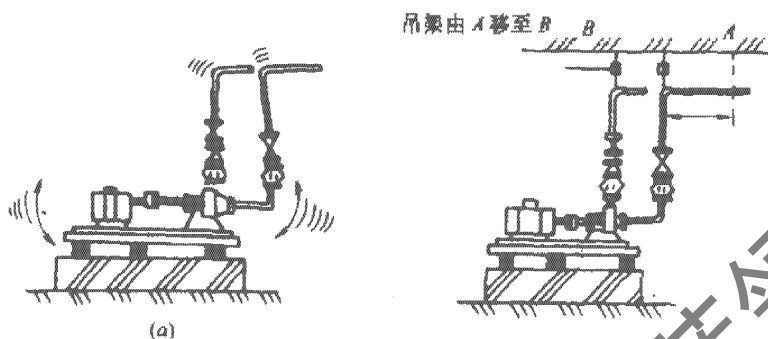


图 2.6.3-1 管道吊架位置不妥造成振动及噪声

(a) 改造前；(b) 改造后

2.6.4 冷却水配管的噪声

现象之一：某高层公寓其裙房为商店。商店中设空调，用水冷整体式空调机。为了不干扰公寓将冷却塔设在高层顶上，而冷却水管道通过竖井连接。投入使用后，靠管道竖井的房间有连续的噪声干扰。

原因：经仔细调查，判明所闻噪声与冷却塔的水泵有关。因水泵运行时有噪声，水泵停止时即无噪声。进而检查发现水管的吸入管从冷却塔中吸入一部分空气混入水中。在水泵压出段形成气泡产生振动和噪声。

对策：在水泵的出水管段加装排气阀，使气泡及时排除。另外在设计时应注意水管系统的噪声问题。一般采取以下措施：

- (1) 水泵机组设减振基础。
- (2) 水泵的吸水管和出水管上装设隔振软管。
- (3) 管道支吊架及穿墙、穿楼板处填塞隔声减振材料垫层。
- (4) 减小管道中的水流速度。

(5) 减少管径突变和转弯。

现象之二：冷却塔的噪声。在某居民区内建了一座三层高级办公楼，屋顶安装了一个 50RT 的冷却塔。白天晚上影响附近的居民。如图 2.6.4-1 (a)。

原因：冷却塔噪声高，距住宅区近，又未做消声处理。

对策：在塔上再罩一个塔体的外壳。其内部贴聚氨酯材料。如图 2.6.4-1 (b)。

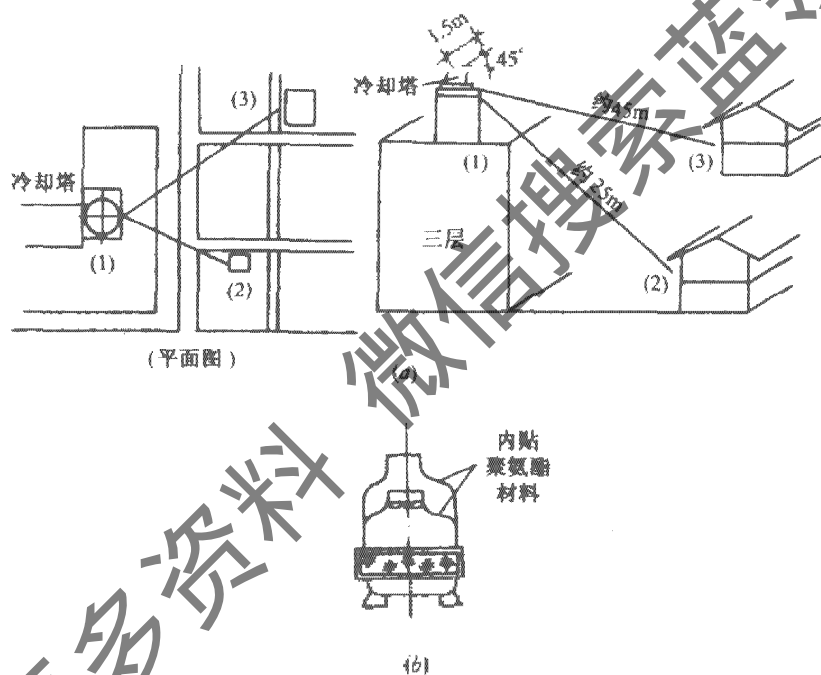


图 2.6.4-1 冷却塔噪声的治理

(a) 改造前; (b) 改造后

改造后噪声测定结果见下表:

目前国产的低噪声冷却塔及超低噪声冷却塔的出口噪声已基本上能控制在 60dB (A) 左右。而一般的冷却塔还可以配装变速风机，夜间冷负荷低时，风机可以调到低转速，则其噪声可以减

少 6~7dB

单位:方(A)

时间	测点位置	改造前			改造后		
		①	②	③	①	②	③
白天	背景噪声	46	42	41	45	41	39
	运转噪声	78	50	46	64	45.5	41
	允许标准	50					
夜间	背景噪声					36.6	35
	运转噪声					42	41
	允许标准	45					

2.6.5 分体式空调机的风冷冷凝器失效

现象:某用户发现室外温度 38℃,而室内温度高达 28~30℃,热得受不了。于是不得不检查空调系统,为什么冷不下来?本例主要是风冷冷凝器的原因。

原因:风冷冷凝器选配不当。冷凝器规格和尺寸的选用是否恰当,就看它能否将制冷剂中的蒸发和压缩热都排除出去。如果冷凝温度(或压力)升高,则说明冷凝器不能把全部蒸发和压缩热从制冷剂中排除出去,使系统制冷量下降。更有甚者会使压缩机的排气压力升高,压缩机的耗能量和压缩热增大,有导致损坏压缩机的可能。反之,若风冷冷凝器选得有一定余量,则冷凝温度会较低,以致压缩机的排气压力也相应降低,而压缩机便能压送更多的制冷剂。为此有人建议确定冷凝器的尺寸时,宜采用 11℃ 的温差以代替标准的 16.7~22.2℃ 的温差。而一般的空调系统中压缩机的排气温度与风冷冷凝器的空气入口温度之差最好在 11.1~13.9℃ 之间,千万不要超过 22.2℃。超过此值在任何

情况下都会引起严重的问题。

风冷冷凝器应安装在通风良好且清洁的环境中，周围应为水泥地面，有树木防尘的地方。因为风冷冷凝器的盘管如在空气侧沾满污垢并被堵塞，则冷凝器的效率会急剧下降。

对策：该例经调查发现冷凝器的盘管为白杨树的籽毛所堵塞。后来清洗了盘管，砍倒了白杨树，问题就解决了。

表 2.22 压缩机的排气压力与排气温度换算表

附表

压力 (ata)	1.579	2.31	3.63	5.10	5.44	6.99	9.35	11.26	15.79
温度 (°C)	-30	-20	-10	0	2	10	20	30	40

2.6.6 风道设计问题

现象之一：风管不能突然扩大、突然缩小。很多工程中由于建筑空间窄小，风管的变径或与设备的连接处，苦于地方不够或虽有足够的空间但对空间的尺寸未能详尽安排，施工者又未从气流合理着手考虑接法等问题，结果造成阻力增大，风量减少，达不到设计要求者屡见不鲜。现举一例如下：

某饭店一个送风系统安装尺寸见图 2.6.6-1 (a)。设计风量 $10000\text{m}^3/\text{h}$ ，而竣工后试车时实测风量只有 $6000\text{m}^3/\text{h}$ 左右。

原因：主要是管道安装不合理，突扩、突缩、直角弯头等，造成吸入段阻力过大，影响了风机效率。

对策：将风管拆掉，重新制作安装。尽量按照合理的变径，拐弯等要求制作，如图 2.6.6-1 (b)。改装后测得风量为 $10600\text{m}^3/\text{h}$ 。

注意：风管变径时，顺气流方向分为扩大与缩小两种情况。一般扩大斜度宜不大于 $1/4$ ，即是 $\leq 15^\circ$ ，而缩小不宜大于 $1/4$ ，

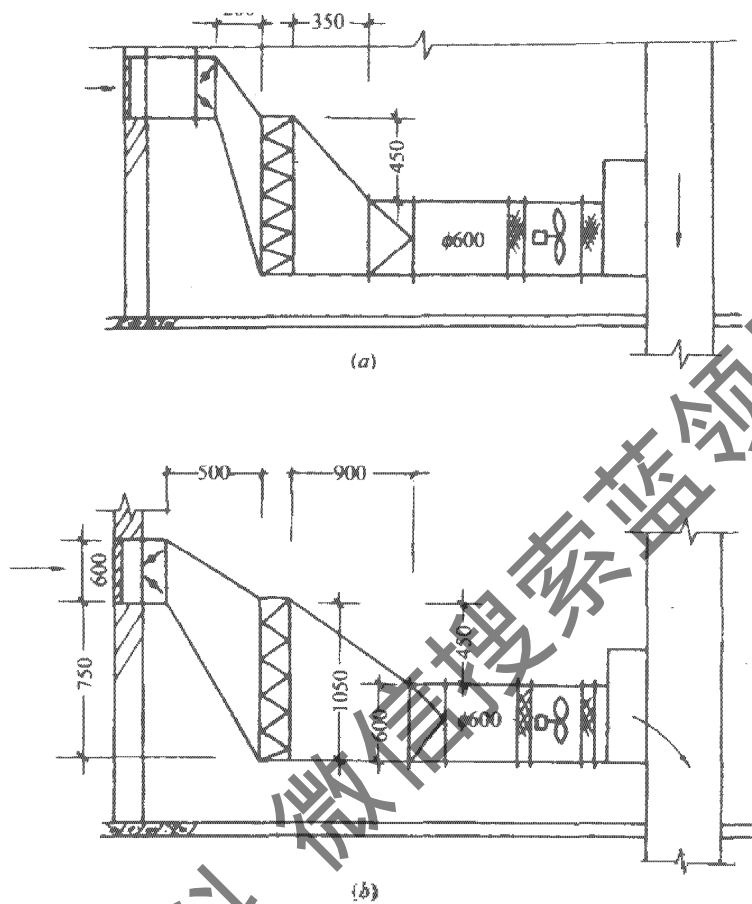


图 2.6.6-1 不合理管道的改造

(a) 改造前; (b) 改造后

即 30° 。

为了保持上述斜度, 变径管的长度 L 可按如下法求得:

① 单边变径时, 如图 2.6.6-2 (a)。

· 当 $(W_1 - W_2) \geq (h_1 - h_2)$ 时,

$$L = (W_1 - W_2) \times 7$$

· 当 $(W_1 - W_2) \leq (h_1 - h_2)$ 时,

$$L = (h_1 - h_2) \times 7$$

②双边均变径时：如图 2.6.6-2 (b)。

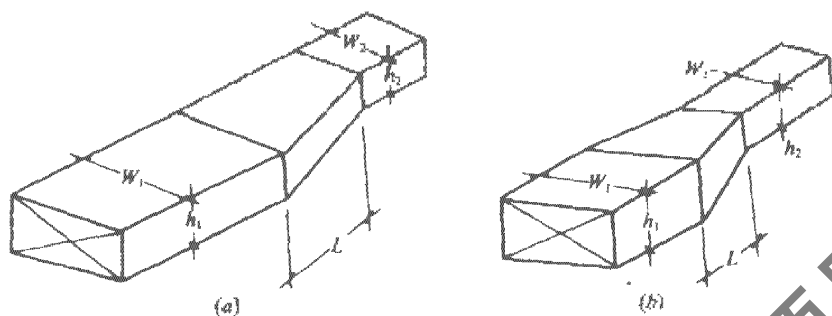


图 2.6.6-2 变径管长度的确定

(a) 单边变径；(b) 双边变径

• 当 $(W_1 - W_2) \geq (h_1 - h_2)$ 时，

$$L = (W_1 - W_2) \times 3.5$$

• 当 $(W_1 - W_2) \leq (h_1 - h_2)$ 时，

$$L = (h_1 - h_2) \times 3.5$$

现象之二：弯头不能随便弯。

1) 弯头无导流叶片时，其弯由半径 R 最小不得小于 $1/2W$ ，(W — 为风管的宽度)。一般以 $1W$ 为宜。

2) 带导流叶片之弯头。由于受空间及障碍物的限制，弯头内侧的曲率半径小于 $1/2W$ 时，气流所形成的涡流大，压力损失多，此时需加导流叶片。导流叶片之数量与间距见表 2.6.6-1 及图 2.6.6-3 (a)、(b)。

表 2.6.6-1

R/W	n (叶片数)	X	X_1	X_2	X_3
0.35 ~ 0.70	1	0.35W	0.65W		
0.14 ~ 0.30	2	0.2W	0.3W	0.5W	
0.07 ~ 0.44	3	0.1W	0.15W	0.25W	0.5W

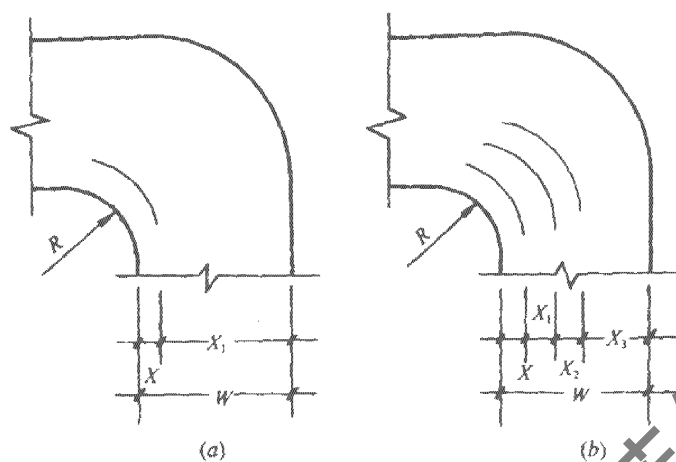


图 2.6.6-3 带导流叶片的弯头

3) 当弯头为直角弯头时, 为了降低其阻力, 应在弯头内安装导流叶片, 如图 2.6.6-4。用叶片 (a) 时, 片距 $P = 38\text{mm}$; 用叶片 (b) 时, 片距 $P = 81\text{mm}$ 。

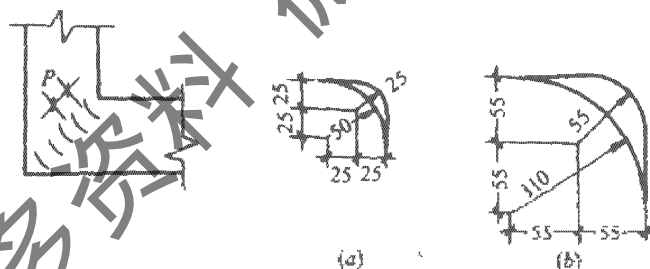


图 2.6.6-4 带导流叶片的直角弯头

现象之三:

风管的分叉。现在许多工程设计中对风管分支的设计不太重视, 导致在分支处产生涡流, 增加系统的风道阻力, 影响所需的风量。下边将常见的风管分支节点的不正确画法取例如图 2.6.6-5。

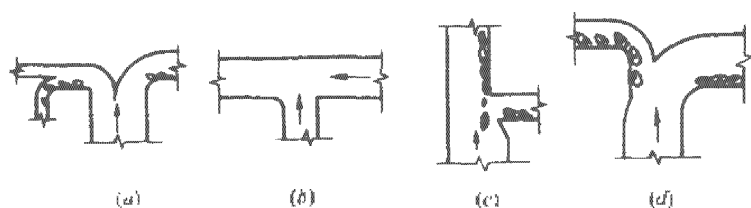


图 2.6.6-5 风管分支节点的不良画法

(a) 不良; (b) 不良; (c) 不良; (d) 不良

为了减少系统阻力，避免不必要的附加噪声，在设计分支节点时应按下列图 2.6.6-6 为好。

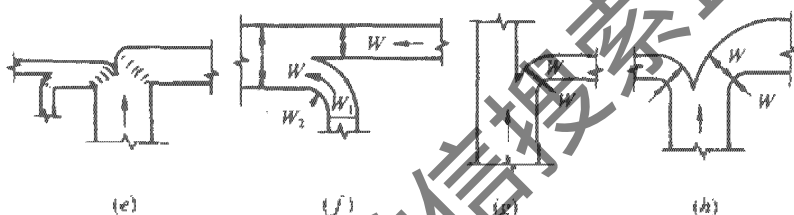


图 2.6.6-6 风管分支节点的正确画法

(e) 良; (f) 良; (g) 良; (h) 良

2.6.7 风管系统的配置

1) 紧接弯头之后设有加热（冷却）盘管时，宜采用带导流叶片的直角弯头，且与盘管连接侧弯头的断面尺寸平面上宜与盘管宽度相同，如图 2.6.7-1 (a)。

如在弯头之后，紧接有送风口时，也宜采用带导流叶片的直角弯头或用方形小室，这样可兼作消声，且不必加导流叶片。如图 2.6.7-1 (b)、(c)。

2) 设计风管系统时，弯头与弯头之间，弯头与出风口之间的距离不能太小。太小则涡流严重，气流分布不均，出风口调不出设计送风量。

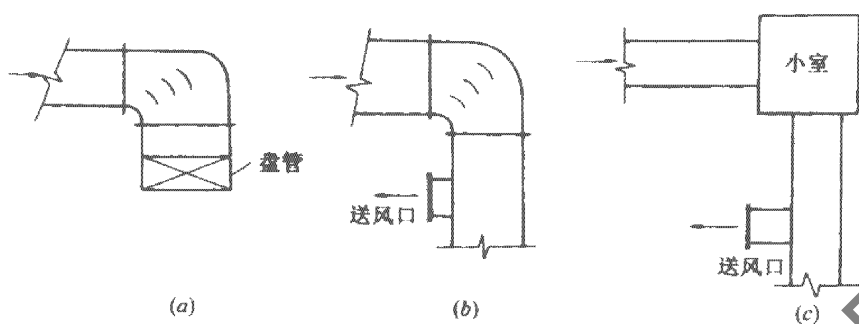


图 2.6.7-1 风管弯头的作法

通常出风口设在一个弯头之后时，由弯头至出风口的距离应为（图 2.6.7-2 (a)）；

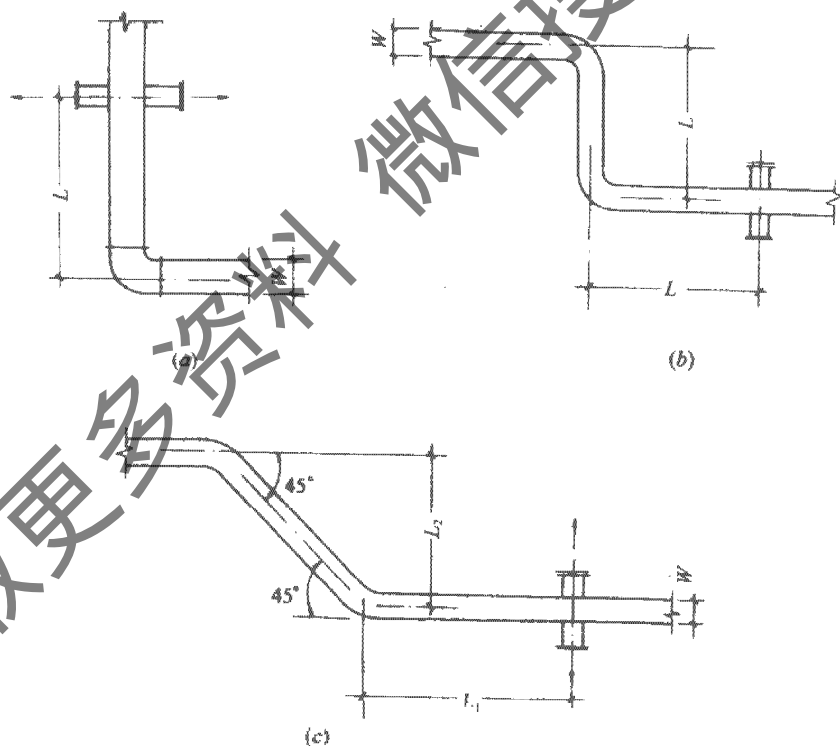


图 2.6.7-2 弯头与弯头及弯头与送风口之间的合理距离

- 普通弯头不带导流叶片时, $L \geq 8W$
- 普通弯头带导流叶片时, $L = 8W \sim 4W$
- 直角弯头带导流叶片时, $L \leq 4W$

若出风口紧接在两个相近弯头的下侧时, 如图 2.6.7-2 (b) 由弯头至出风口之距离及弯头至弯头之距离 L , 因弯头类型不同而有所区别。其具体尺寸, 可参见图 (a)。

若出风口装在两个相近且为 45° 的弯头下侧时, 如图 2.6.7-2 (c)。不论弯头有无导流叶片, 必须令 $L_1 > L_2$, 且 $L_2 \geq 6W$ 。

2.6.8 通风机进、出口与风管的连接很重要

(1) 风机压出侧可与不可的连接法见图 2.6.8-1。吸入侧见图 2.6.8-2。

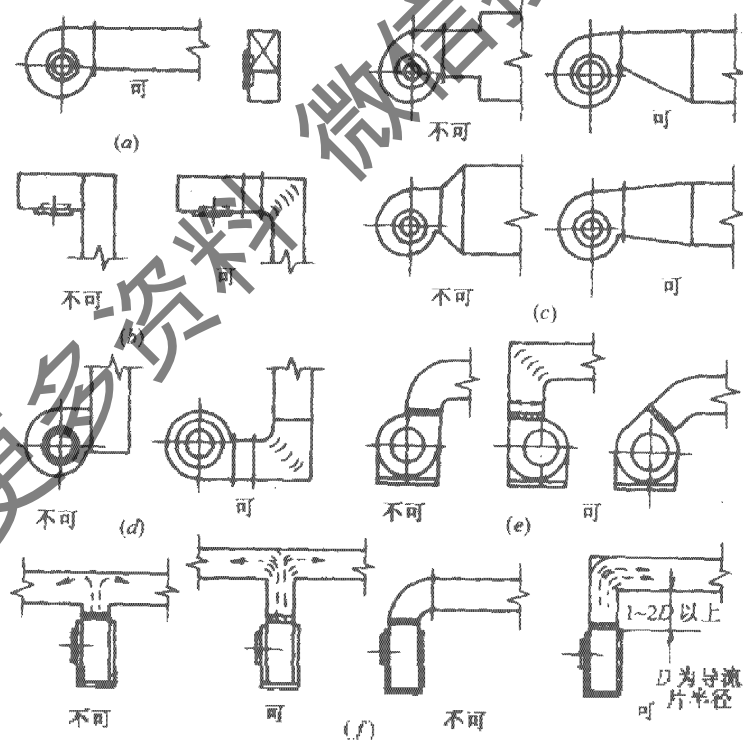


图 2.6.8-1 风机压出侧的接法

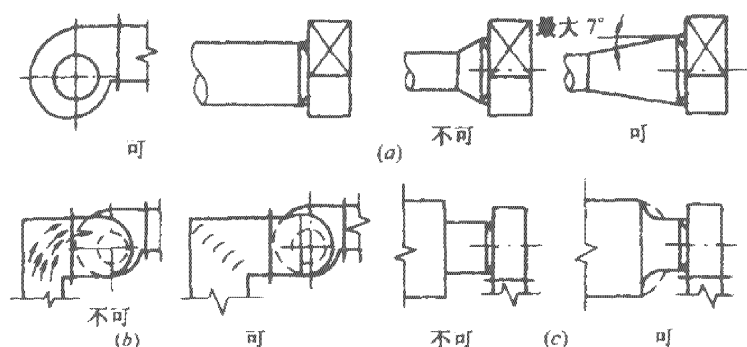


图 2.6.8-2 风机吸入侧的接法

(2) 风机吸入口与风管的连接对风机性能影响甚大。比较起来吸入侧的影响比压出侧更为重要，设计时必须给予足够重视。

工程中由于风机吸入侧与风管的连接不妥，使风量减少，风机效率下降，造成系统失败者为数不少。下面指出的几点必须注意。

1) 设计时应考虑吸入段的压力损失，尤其应注意风机吸入口的气流均匀。从管道连接上极力避免偏流、涡流产生。

2) 普通最常见的吸入侧连接如图 2.6.8-3。由于在叶轮入口产生涡流而容易引起偏流。为克服这一缺点应当：

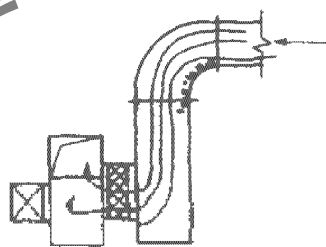


图 2.6.8-3 最常见的吸入侧连接

①在吸入口前的直角弯头内加导流叶片，这一措施可以使容量损失减少 20%。如图 2.6.8-4 (a)。

②风管 A 的尺寸取吸入口 B 的 1.25 倍, 如图 2.6.8-4 (b)

③在吸入管中线上装一长度为 $C=1/3D$ 的板, 如图 2.6.8-4 (c)。

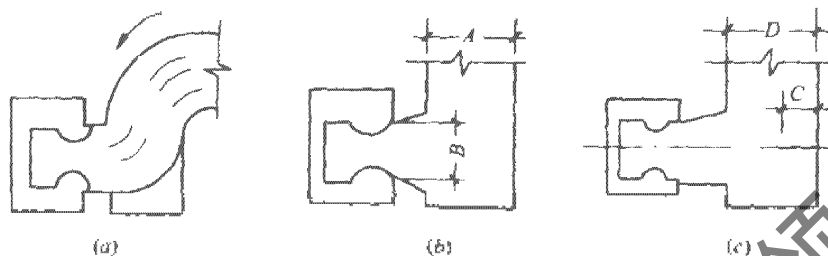


图 2.6.8-4 风机吸入口的做法

3) 风机吸入侧防止偏流的尺寸规定见图 2.6.8-5。

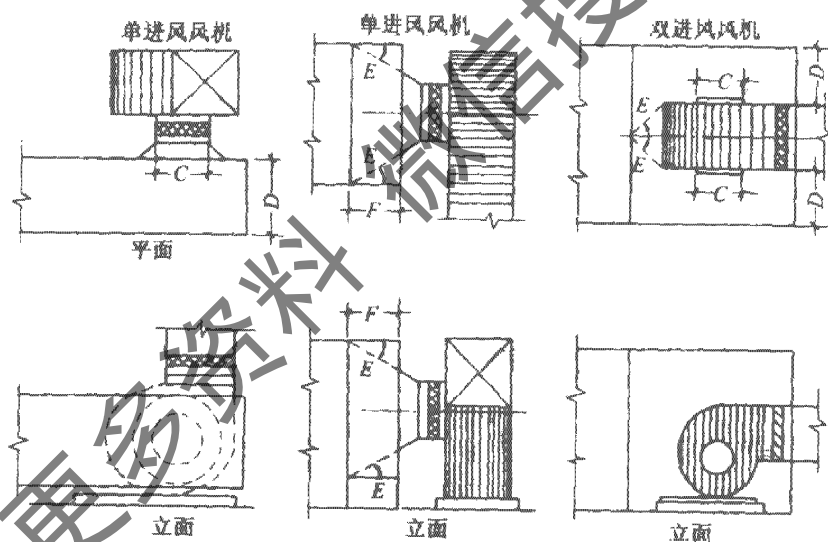


图 2.6.8-5 风机吸入侧的尺寸规定

图中尺寸: C = 风机吸入口直径; $D = 1.25C$; $E = 30^\circ$, 不得超过 45° ; F 由 E 来决定。

(3) 风机压出口至弯头的最小距离为 $L = 1.5B \sim 2.5B$ 。 B

为风机出口之长边尺寸 见图 2.6.8-6。

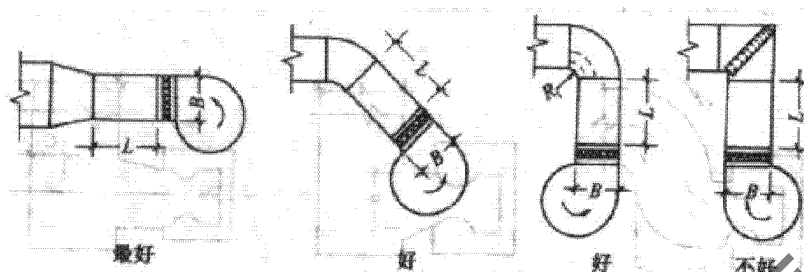


图 2.6.8-6 风机压出口与风道的连接

而一些整体空调箱与组合空调箱的多风机出风口与风管的连接，建议参考图 2.6.8-7 施工

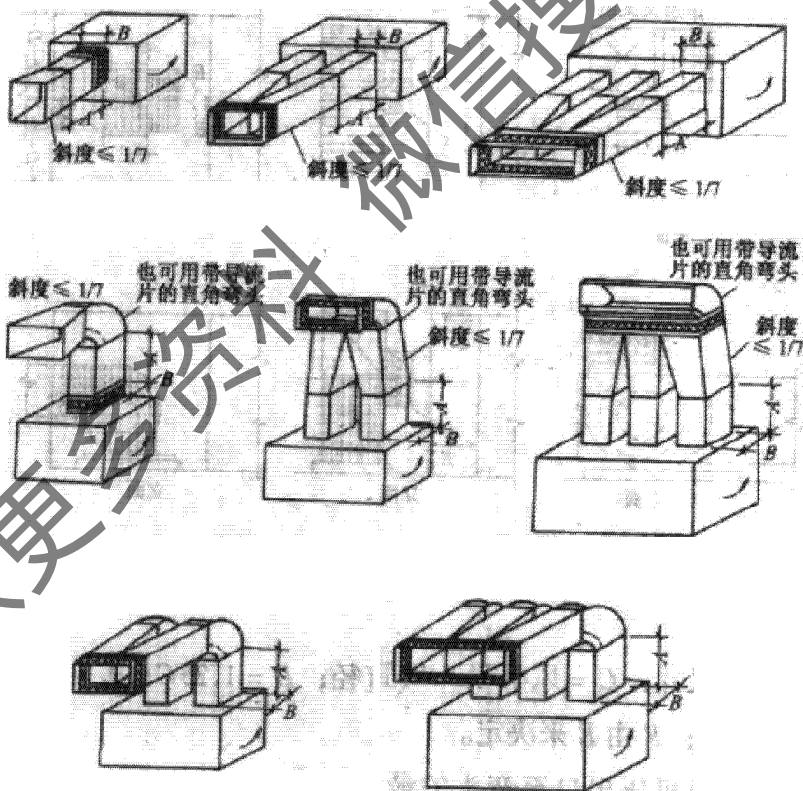


图 2.6.8-7 多风机空调箱出风口与风管的连接

2.6.9 风管防火阀门的设置

(1) 防火阀应顺气流方向设置：通风、空调系统的送、回风管道上设置防火阀应严格遵守防火规范的有关规定。防火阀安装时应顺气流方向设置。如图 2.6.9-1。

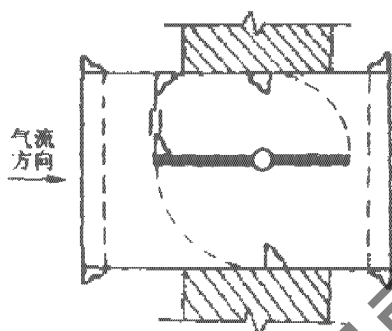


图 2.6.9-1 防火阀应顺气流设置

(2) 防火阀应紧靠防火墙设置。如图 2.6.9-2。

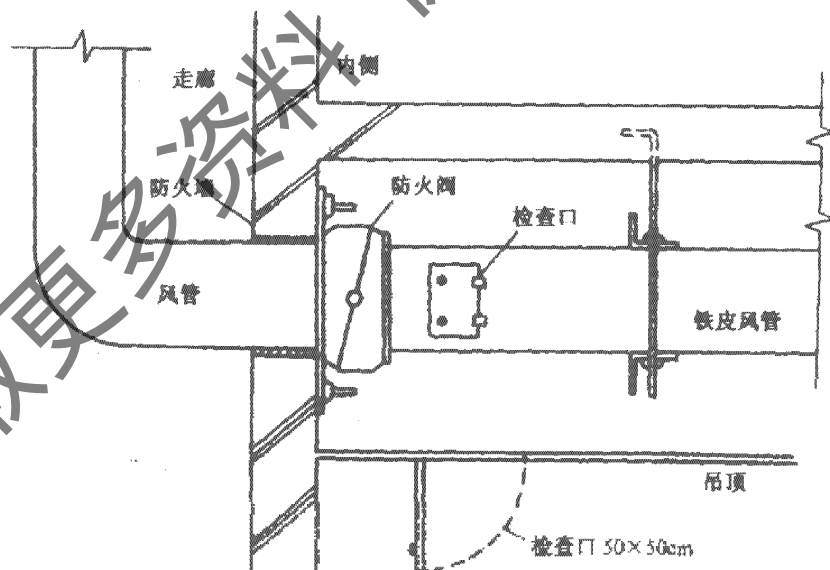


图 2.6.9-2 防火阀应靠防火墙

(3) 防火阀不能紧靠防火墙时，防火阀与防火墙之间的风管应加厚。一般用 1.5mm 以上的钢板，如图 2.6.9-3。

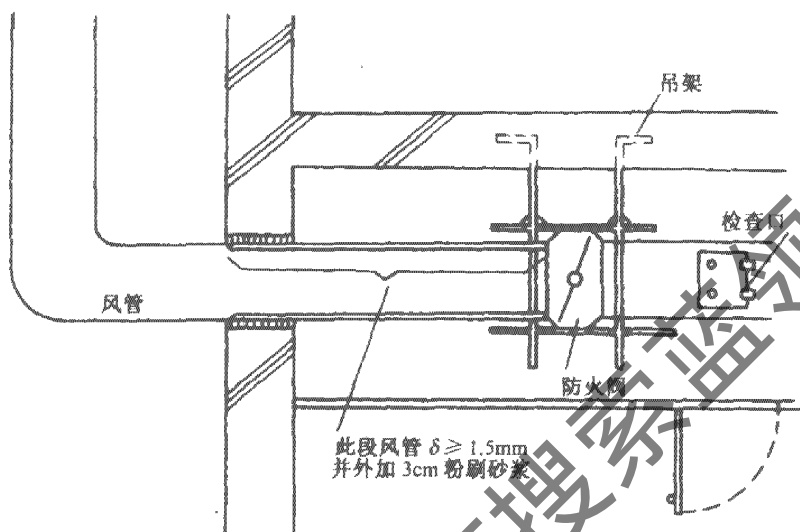


图 2.6.9-3 防火阀不能紧靠防火墙时的处理办法

(4) 几种特殊情况下防火阀的设置，如图 2.6.9-4(a)~(f)。

- 1) 防火墙后有分支风管时，如图 2.6.9-4(a) 所示安装。
- 2) 防火墙上有梁，空间太小时，如图 2.6.9-4(b) 所示安装。

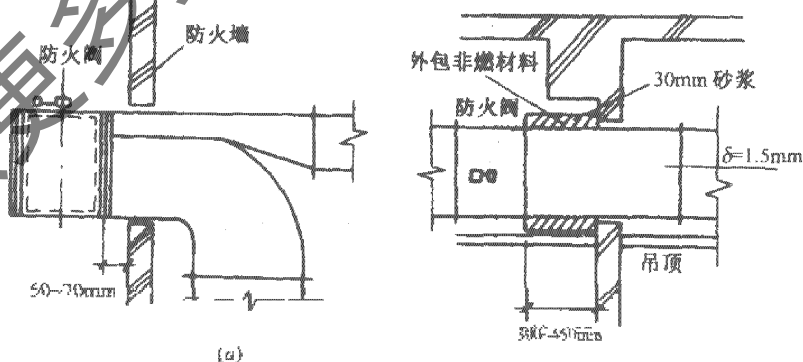


图 2.6.9-4 (一)

- 3) 风管穿过防火墙拐角处时, 如图 2.6.9-4 (c) 所示安装。
- 4) 风管绕梁时, 如图 2.6.9-4 (d) 所示安装。
- 5) 防火阀装在防火墙上时, 如图 2.6.9-4 (e) 所示安装。
- 6) 防火阀装在垂直风管上时, 如图 2.6.9-4 (f) 所示安装。

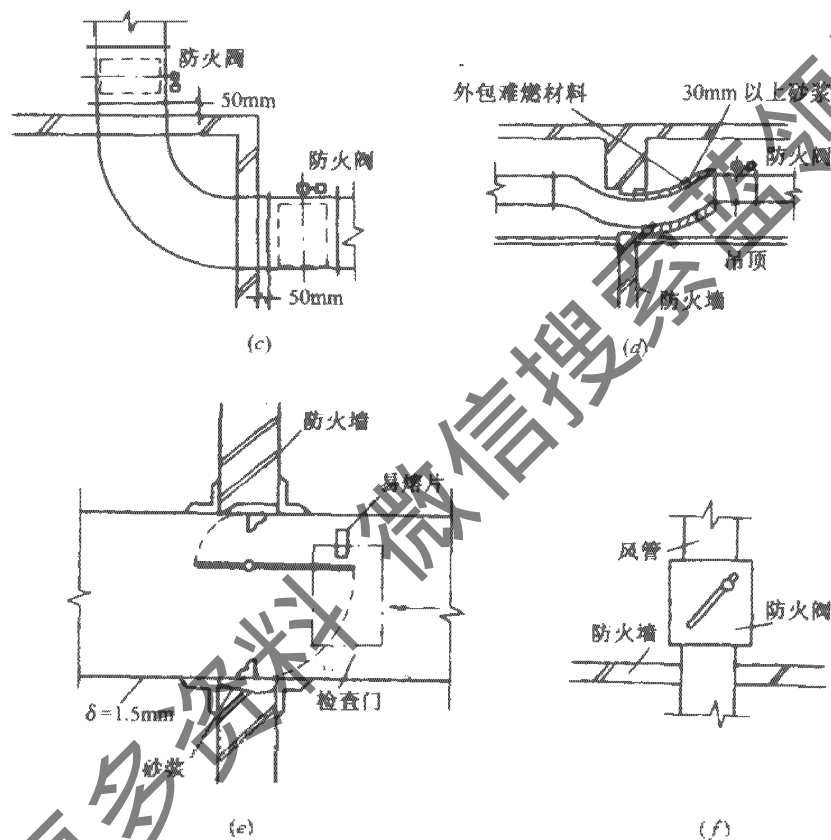


图 2.6.9-4 ()

(5) 高层公共建筑中有人的集中风道竖井时, 防火阀的设置如图 2.6.9-5 所示。

(6) 防火阀的正确安装位置如图 2.6.9-6 所示。

(7) 防火阀距竖井的正确位置应如图 2.6.9-7 所示。

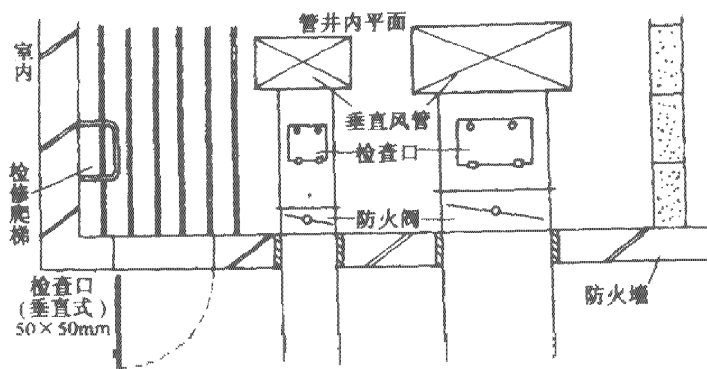


图 2.6.9.5 风道竖井中的防火阀安装

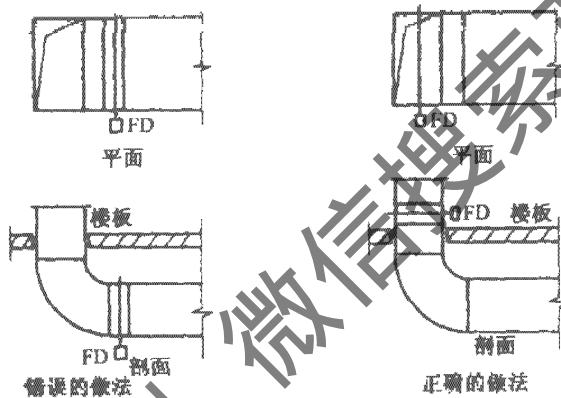


图 2.6.9.6 防火阀的安装位置

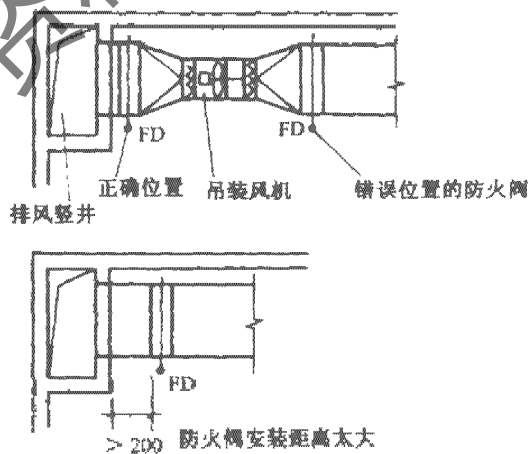


图 2.6.9.7 防火阀距竖井的距离

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

2.6.10 防烟、排烟设计问题

之一：某工程地下室的一个排烟系统，负担了内走道和两个自成防火单元的房间三个防烟分区的排烟，但排烟管道穿过防火墙时未加防火阀，只是在排烟总管上装了一个排烟防火阀。其结果是该地下室火灾时，烟气通过排烟管串到另外两个房间，使这两个房间也受到烟气的危害。

改正办法：在这两个房间内的排烟口上和排烟管穿防火墙处加装 280°C 的排烟防火阀。最好的解决办法是每个防火分区用专用的排烟系统，互不干扰。

之二：某建筑的排烟口与加压送风口设在同一面外墙上，而且距离很近。结果在火灾时，加压风机不敢开，因为吸进来的全是排烟风机排出去的烟气。

解决办法：设计时加压风机的进口与排烟风机的排出口最好不要在一面墙上。如果在一面墙上，一定要拉开距离，且排烟口应当在上边，加压风机的进风口在下边。

之三：风管穿过防火墙应当装防火阀，可是很多情况下漏了防火阀，结果，火灾时，通风空调管道成了破坏防火分区的主因，把火从一个防火分区传到另一个防火分区内，造成火灾蔓延和扩大损失。

解决办法：千万记住，风管穿过防火墙处，一定要装防火阀。

之四：两个防火分区用一个回风道的错误。

现象：某工程如图 2.6.10-1：分为两个防火区，由机房内的立柜机下送风，上回风，回风无风道。结果造成两个防火分区的空气串通。

原因：机房内未设防火墙，回风又未设风道。造成两个防火

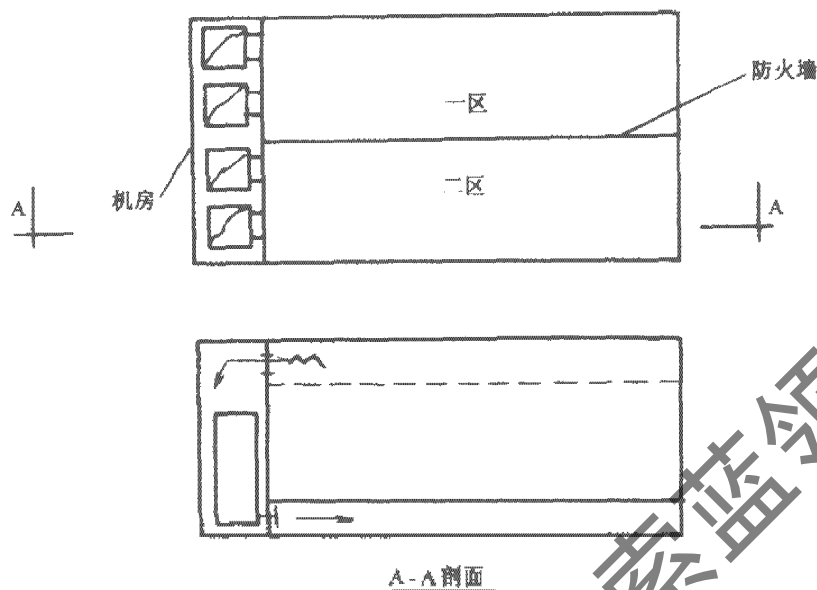


图 2.6.10-1 防火分区未分隔

分区合二为一。违反规范。

对策：1. 将机房一分为二，各带一个防火区。

2. 将回风接管道，一个防火区接两台空调机，互不相干。送回风管道上加防火阀。

2.7 空气加热器冻裂问题

暖通空调系统设计中，有一个常被忽略的问题，而且也是最困难的问题之一，就是零下温度空气的处理问题。特别是采用100%室外空气的新风系统。当室外气温降至 0°C 以下时，如进风或新风系统中未采取有效的防冻措施，则空气加热器中的水或蒸汽凝结水将会结冻。结冻的结果，轻则影响正常运行，重则使加热器的盘管破裂，必须更新或修理。这将导致空调系统停止运

行，影响建筑物的使用。为了今后的工程设计中正确解决这一问题，笔者认为对暖通空调系统中空气加热器结冻的原因、特点及防止办法值得探讨，给予重视。

2.7.1 表冷器、加热器冻裂

现象之一：表冷器被冻裂。温和地区某医院，动物饲养室的空调系统为直流式（全新风系统），昼夜运转，如图 2.7.1-1 (a)。有表冷器、蒸汽加热器及蒸汽加湿器。某个冬天表冷器被冻裂。

原因：冬季未设预热盘管，表冷器内有水，直接吸入室外空气而冻结。

对策：冬季如不用时应将表冷器中的水泄掉，或是设计时应将加热器设于进风处，加热器后再设表冷器，如图 2.7.1-1 (b)。

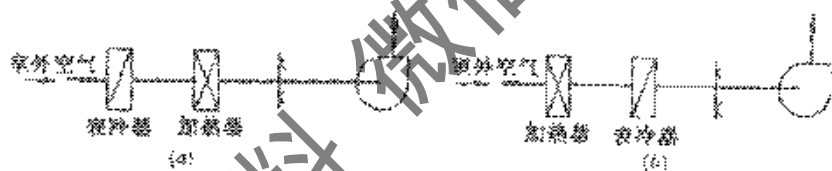


图 2.7.1-1 表冷器的推荐安装位置

(a) 改造前；(b) 改造后

现象之二：表冷器被冻裂。南方某空调机，冬季某日，表冷器被冻裂、漏水。

原因：某日气温很低，新风与回风混合不好，室外低温空气直接吹到冷盘管上所致。

对策：加设回风混合段和新回风混合阀，使新、回风充分混合后再至表冷器。

现象之三：蒸汽加热器冻裂。某工程，春节休假，室外

-14 ~ -15℃，空调机停止运行。节日过后，开机时发现蒸汽从盘管中吹出（加热器漏汽）。

原因：空调机连续三日未运转，加热器中蒸汽凝结水未能完全排出，在有些弯头处被冻结而裂缝。

对策：在空调机中加了一组电加热器，用一个空调器内的温度控制器控制。停机时，当机内温度达到下限温度时，即开启电加热器。

一般情况在设计时应设防冻保护装置。

现象之四：热水加热器被冻裂。某研究所的试验室，室内温度为 20℃，相对湿度为 50%，空调机为整体式（30RT），在其中加了一台热水加热器与蒸发器紧贴，室外空气入口处设有电加热预热器。某年 11 月中旬，热水加热器被冻裂，水浸泡了整个试验室。

原因：事故发生时，空调机的压缩机正在运转，蒸发器与加热盘管之间仅有 10mm 的间隙。由于蒸发器的大量冷辐射，使加热器冻裂。

对策：将热水加热器的两通阀和空调机的压缩机连锁。只要压缩机一启动，两通阀就打开 10%，使其中的水能流动，不致冻结。这一办法虽然不是节能的措施，但能在不大改动的情况下解决问题。

现象之五：冬季冷却塔运行时补给水管被冻裂。某工程地处温暖地区，用 30RT 整体空调机，经常运行，冬天也不例外。春节休息时补给水管路冻裂。

原因：冷却塔内补水管的立管部分存水被冻裂。

对策：冬季经常使用的冷却塔，在塔中加加热管。当塔停止工作时，开启加热管，可不致结冻。冬季不用的塔，可以泄去存

水，特别在水管的关断阀后也应设泄水阀，使塔中的水全部泄空。

2.7.2 空调系统中加热器冻结的原因分析

随着国内民用空调的发展，当然首先是旅游饭店的大批兴建，空调系统建了很多，投入使用已有近十年的历史。但由于空调设备及控制系统有一大部分为港商提供，对寒冷地方的气候特点考虑欠妥，加之我们使用管理上的薄弱，这几年来在空调建筑物中，往往出现空气加热器冻裂现象。以北京地区为例，已有几个饭店及其他公共建筑的空调系统中发生过空气加热器冻裂事故。其冻裂的情况和原因不外下列几种：

(1) 空调箱中加热器冻裂。加热与除湿共用一个表冷式热交换器，但冷水的温差小（一般 5°C ），而热水的温差大（ $10\sim 15^{\circ}\text{C}$ ），又因采用变流量调节，所以使加热器管中的水流速太小，成为层流状态，从而使与室外低温空气接触侧的盘管结冻。

(2) 加热器选择时安全系数太大，结果使热媒造成过大的温降，回水温度低，在边角处易冻。

(3) 系统停止运行时，未装严密的保温风阀，冷风大量漏入，致使加热器冻裂。

(4) 两组或多组加热器并联连接，水路系统不平衡，一组加热器的流量大，一组加热器的流量小，小的就结冻。

(5) 夜间水温降低为 $50\sim 60^{\circ}\text{C}$ 甚至 $30\sim 40^{\circ}\text{C}$ ，或突然停泵，以及冷水系统冬季未排空，且布置在进风加热器之后者也冻。如果冷水系统冬季未排空，又布置在进风加热器之前者，更要冻结，尽量不要如此布置。

分析其结冻的原因有以下三个：

(1) 设计的错误 表现为加热器的加热面积选择不当；热媒

的接管方式不好；控制方法不妥。结果造成加热器冻结或使系统中断工作（处于防冻保护状态）。这在系统运行上是不允许的，轻则影响送风，重则造成空调房间停用，造成经济效益下降。

1) 加热器加热面积的余量过大，可使热水流量及盘管内流速降低。

加热器管路按水路并联，采用变水流量控制加热过程，而加热面积大有富裕。主要出现在错误地假定了加热器的出水温度，而不是算出来的出水温度。则加热面积余量的多少反映有实际的出水温度与假定的出水温度的差值大小。加热器表面积愈富裕，其出水温度比假定值低得愈多，热媒实际流量也就越小。所以，加大加热器表面积的余量，等于降低了出水温度、水流量和管中的流速，这些因素都有导致结冰的危险。

2) 加热器接管的连接方式会影响许多因素，诸如，空气流动方向与加热器内水流动方向，加热器内形成的对数温差，这又影响到计算流量和流速，水阻力及出水温度和出口的空气温度的不均匀性。

3) 控制方法。现在从节能观点流行变流量控制，但在变流量控制中虽然是先控制顺气流方向最后的一组。当它全关时，再控制前边一组。但这也避免不了由于空气温度的分层而造成盘管下部直接吹到室外负值的空气，当水流量太小时即结冰。要想确保不冻除非不用变水量控制。

(2) 在采用自动保护的供热系统中，由于供热的水温高于供热曲线应供的值，而常常成为冻结的主要原因之一。这是由于室外气温接近 0°C 时，水温容易偏高。有变流量自动控制，供水温度一高，即要减少流量，流速当然也降低，因而造成结冰。

(3) 加热盘管的制造问题，造成盘管内部积存空气，形成气

寒，妨碍了水的正常循环，以及在系统停止运行期间冷风由风阀的不严密处渗入，而水阀又全关，这样也会结冰，这与运行管理水平有关。

总之，加热器结冻的主要原因是盘管中水的流速过小。目前采用的防冻保护装置均为事故时或非工作时的防冻控制，属安全保护类型。而在运转期间决不希望这一防冻系统投入。因为它要么导致送风参数偏离，要么彻底停止工作。所以，寒冷及严寒地区对处理系统及新风箱的设计应当仔细考虑，而不能依靠这样的“防冻保护”。应采用定流量控制的室外空气预热系统，既简单又可靠，从投资和能耗来看比变流量再加小循环泵及控制经济合理

2.7.3 对策

(1) 在谈防冻裂的对策之前有必要介绍一下目前常用的“防冻保护控制”。现在很多工程中都采用了“防冻保护”装置，如图 2.7.3-1 和图 2.7.3-2。

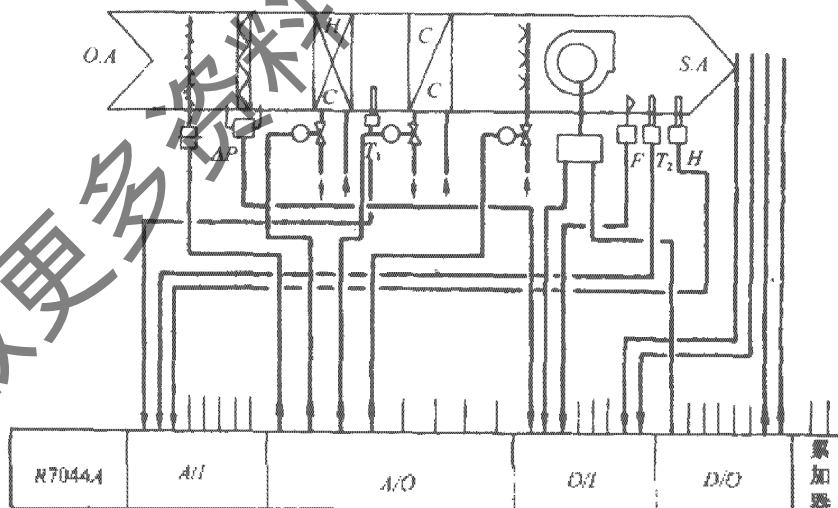


图 2.7.3-1 防冻保护控制原理图

注：T₁ 防结冰温度计 LA08G，到低限时（4~6℃），风机停止运行，新风阀关闭。

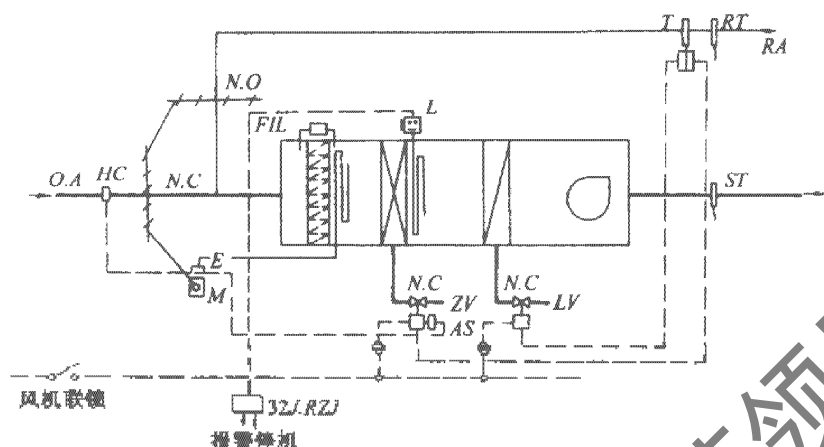


图 2.7.3-2 防冻保护控制

注：当温度低于 4°C 时，温度控制器使风机停止运行并发出低温报警信号。

其控制原理是：当加热盘管后的温度低于 $4\sim 6^{\circ}\text{C}$ 时，温度控制器（L）使风机停止运行并发出低温报警信号。这种“防冻保护”在寒冷地区往往不能起到防的作用。有些热媒为水的空气加热器，虽然设有这种自动保护防冻装置，但也发生了盘管冻裂的情况。

上述防冻保护装置，它只是一个低温极限控制，它只能在低温时切断、报警，使送风机停止工作。换句话说，这种防冻保护装置实质上是安全保护，而不能解决系统在低温下既要运行而又不结冰的要求。如新风系统，在冬季气温低时虽然加热器后的“L”未达到低限温度，但加热器迎室外空气的一侧有时会出现冻裂。

(2) 要分析空气加热器的冻裂，从理论上首先要弄清楚加热器中冻结的根本是“水结冰”，而水结冰的问题又可分水静止时的结冰与水流动时的结冰，也就是说加热器在非运转状态与运转状态。

1) 静水结冰：静水结冰与室外气温有关，就未保温的圆管而论，国外有人做过试验，裸管的完全结冰时间，可按下列式计算：

$$t = 0.28 \frac{\rho_i L \gamma_1^2}{2\theta_y} (R_i/2 + 2\pi ft) \quad (\text{h})$$

式中 t ——全部结冰时间 (h)；

R_i ——冰的传热阻 ($\text{m} \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)；

ρ_i ——冰的密度 (kg/m^3)；

L ——冰的潜热 (kJ/kg)；

γ_1 ——管子内半径 (m)；

θ_y ——管周围温度 ($^\circ\text{C}$)；

R ——管道与盘管的总热阻 ($\text{m} \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)。

可见，管子越大，完全结冰的时间越长，管周围的温度越低，完全结冰的时间越短。总之，管中静止的水管周围在 0°C 以下时是要结冰的。

2) 流水结冰的情况：

流水结冰的现象，问题尚待研究，特别是紊流状态。现将日本的试验结果介绍如下。

流水的完全结冰时间与层流流速的关系，如图 2.7.3-3，及流水的完全结冰时间与管外侧表面温度的关系，如图 2.7.3-4。

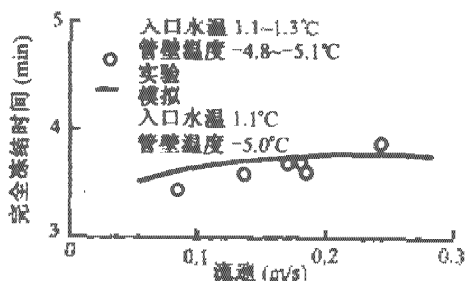


图 2.7.3-3 流速与完全冻结时间的关系

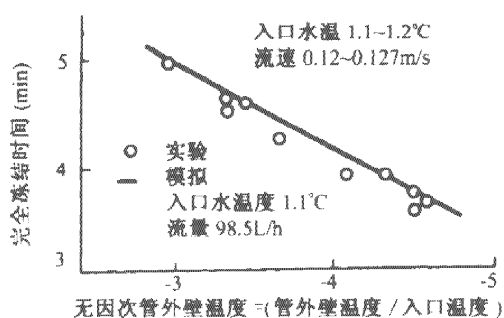


图 2.7.3-4 管壁温度与完全冻结时间的关系

可见完全结冰时间与流量的大小关系不太大，而受管壁外侧表面温度的影响大，根据这一情况，要注意盘管内的流速千万不要在层流范围。

所以水在管道中的冻结原因为：物理性方面是因为当室外空气温度为负值时，水在管中流动呈层流状态，即 $Re = \frac{vd_{管}}{\nu} < 2300$ ，即可出现结冰；或加热器前的室外空气与回风混合不好及加热器中的水过冷却。

加热器的管径 $d = 0.022\text{m}$ 时，流速小于 0.1m/s 即为层流。而我国新风机组常用加热器的管径为 $d = 0.015\text{m}$ ，则其流速为 0.15m/s 时即为层流。在层流状态下，流速的断面分布图不匀，且又不会混合，靠管壁处的流速接近于 0m/s ，而管壁的热阻又小，故管壁处的水温趋近空气温度。因而空气加热器接触室外空气一侧的第一排盘管常会冻结。

另外，越是有温度自动控制的系统，越是容易结冻。如有时室外气温升高到 0°C 左右，而供热的水温超过应当的温度，当然自控就会使水量减少，关闭水阀到最小，造成加热盘管中的水流速过低而结冰。

此外，有时加热器的内部积存空气也会影响水的正常循环。在夜间停用时，由于风阀不严，漏进风来也会结冻。在此情况下，很大程度上与管理水平，供热水的清洁度，防冻保护工作等有关。

2.7.4 新风空调箱加热器的防冻

(1) 新风空调系统工作特点

新风空调系统是处理室外空气的系统，在民用及工业建筑中，直流空气系统多是为满足人员的卫生标准而补送室外空气的装置。特别是在一些密闭性较好，标准又高的建筑中，新风系统的正常运转更为重要。显然，新风系统的空气加热器的进风侧是经常处于低温空气中。要满足室内人员对新鲜空气的要求，需要该系统在室外低温时也能正常运行，而停机、泄水，保温等防冻措施在这种系统都不适用。而且不同用途建筑物的新风系统的防冻措施也应有所区别。

(2) 新风机组加热器的防冻方法

- 1) 加热器的表面积安全度不能太大，比计算值不应超过 10%
- 2) 盘管中水的流速在任何情况下都不得小于 0.15m/s 。如采用变水量控制，设计时应对外为 0°C 的情况进行复核计算。
- 3) 采用加热器混水泵装置。
- 4) 当加热器的热媒为蒸汽时，疏水器的安装位置应低于加热器 300mm 或更多。而回水应为自流，由加热器自流至回水箱。
- 5) 采用四管系统时，寒冷和严寒地区千万要注意冷热水盘管的排列。这一点在国内现代化的许多大楼中未给予应有的注意，这主要是设计时未考虑建筑物所在地区的特点，把日本、香港的做法照搬到北方来所致，务必引起重视，否则将造成冻裂，如图 2.7.4-1 (a)、(b)。

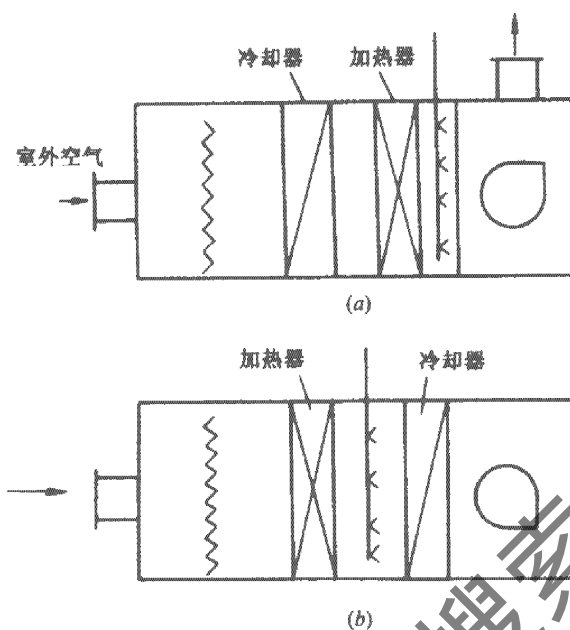


图 2.7.4-1 冷热水盘管的排列
(a) 错误做法; (b) 正确做法

6) 空气预热器的热媒流向应与空气的流向平行,但现在国内空调箱的加热器热媒流向和空气的流向多为逆向,这不利于防冻。特别当热媒为水在温度低时,更易发生冻结。如图 2.7.4-2,根据实际运行经验及研究分析,预热器的水流方向应与空气流动方向一致。

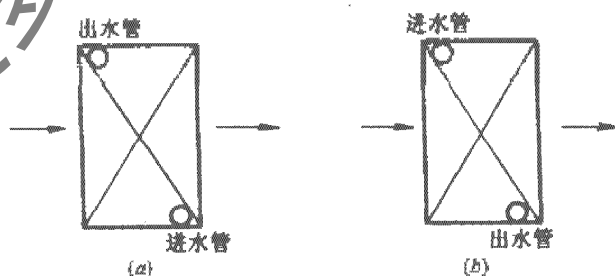


图 2.7.4-2 空气预热器的热媒流向
(a) 不用于寒冷地区; (b) 用于寒冷地区

7) 寒冷地区的新风机组不宜冷热合用一组盘管。如果有一定依据合用时，一定要分排控制，如图 2.7.4-3。当空气通过加热器的温升需很大时，应采用多组盘管水路并联。一般预热器每组的最大温升为 20°C 。

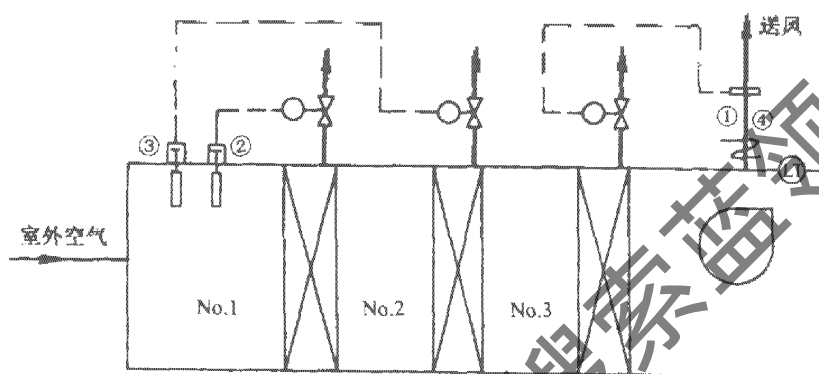


图 2.7.4-3 新风系统最佳防冻控制

注：

- ①送风比例调节器，控制 3 号加热盘管以保持恒定的送风温度。
- ②室外空气温度调节器，当室外空气温度降至 2°C 时，即把 1 号加热盘管的水阀全开。
- ③室外空气温度调节器，当室外的空气温度降至 -15°C 时，即把 2 号加热盘管的水阀全打开。
- ④低温极限控制器。

该方案的特征是：多组加热盘管分别控制，可减少盘管中水结冻及室内过热的危险；送风温度保持恒定；每组盘管的水阀当进入到冰点时依次开足而防止冻结。当然全开时的计算水流速必须保证。

为了使该方案运行可靠，应将 1 号与 2 号盘管取相同的温升，且其传热面积均不得过大。

这一方案的细节如下:

A. 1 号与 2 号盘管的控制阀的感温器应设在室外空气中。

B. 3 号盘管的阀门控制器的感温器应装在送风机出口的气流中。

C. 操作顺序为:

(a) 室外空气温度在 20°C 以上时, 1 号 2 号盘管的阀全开。

(b) 送风比例调节器调节 3 号盘管以维持送风温度。

(c) 当室外空气降至 5°C 时, 一个室外温度控制器应当开始开启 1 号盘管的阀门, 至室外空气为 2°C 时, 1 号盘管的控制阀应开足。

(d) 当室外空气温度降至 -12°C 时, 另一个室外空气传感器开始打开 2 号盘管的控制阀。至室外空气降为 -15°C 时, 2 号盘管的控制阀开足。

D. 如果有低温极限控制器的话, 当送风温度低至该控制器的整定值时, 低温极限控制即依次投入工作。

根据上述分析, 建议新风空调机组加热盘管的分组应按室外计算温度分为以下三类:

冬季室外空气调节计算温度

$t_w \geq 5^{\circ}\text{C}$ 的地区 可用一组加热盘管

$-12^{\circ}\text{C} \leq t_w < 5^{\circ}\text{C}$ 可用两组加热盘管

$-20^{\circ}\text{C} \leq t_w < -12^{\circ}\text{C}$ 可用三组加热盘管

每档分别设调节阀门。为此, 现在我国生产的新风空调机组应做相应的修改, 以满足不同地区的需要。

8) 在新风进加热器前先经过热回收交换, 提高其温度。

9) 将新风机组的风机与新风阀门连锁。

10) 做行之有效的运行过程及停运期间的防冻保护控制。也

可参考以下系统。如图 2.7.4.4 至图 2.7.4-7。

图 2.7.4.4 的防冻冻是用一个温度控制器，设在预热器的进风侧。当室外空气温度降到 2°C 以下时，即自动打开双位控制阀。因冷凝水易结冻，故疏水器的型号应按 3~4 倍的计算流量选择。

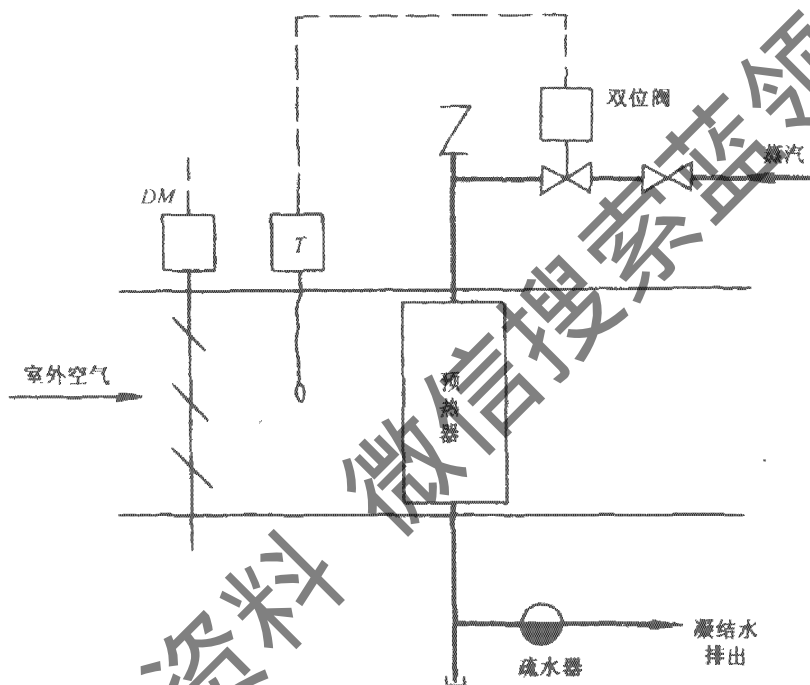


图 2.7.4.4 蒸汽加热器的防冻控制

该系统的缺点是当室外温度很低时，加热器后的温度经常过热，控制不了。

图 2.7.4.5 的防冻控制与图 2.7.4.4 相同，但是在加热器的出风侧加了一组风阀，该风阀由旁道风阀与加热器风阀组成，用一个平均温度传感器来控制加热后的空气温度。旁道阀的尺寸以其全开时全部风量通过它的阻力等于全部风量通过加热器及其风

阀的阻力来选定。

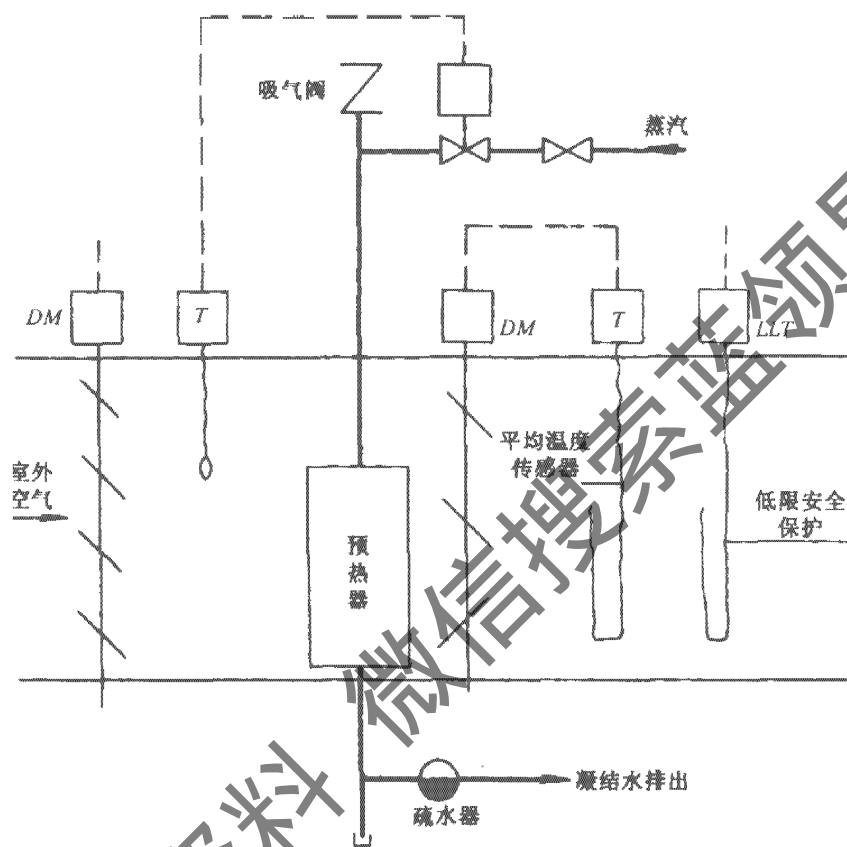


图 2.7.4-5 蒸汽加热器的防冻与出风温度控制

图 2.7.4-6 的控制系统是用一个三通阀加一个小循环泵。三通阀受加热器后（出风侧）平均温度的控制，当有结冻危险时（即室外温度为负值时），水泵即投入运行。水泵的循环水量应使管中的流速为 1m/s ，因为这一流速可有效防冻。

图 2.7.4-7 的系统与图 2.7.4-6 基本相同，区别仅在于水泵是设在旁通管上，在水泵的循环路线中少了一个三通阀的阻力，故水泵的电力消耗可以少些。

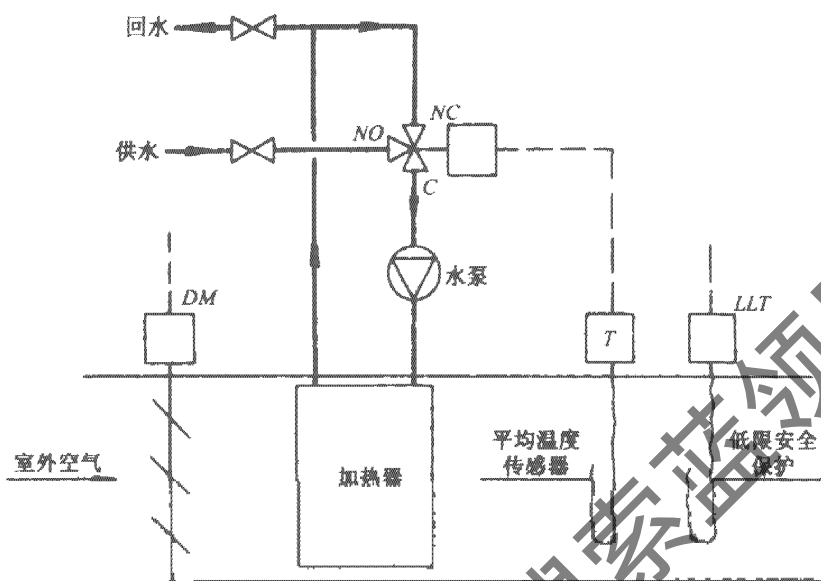


图 2.7.4-6 热水加热器防冻控制 (之一)

注: NC—常闭; NO—常开; C—接设备

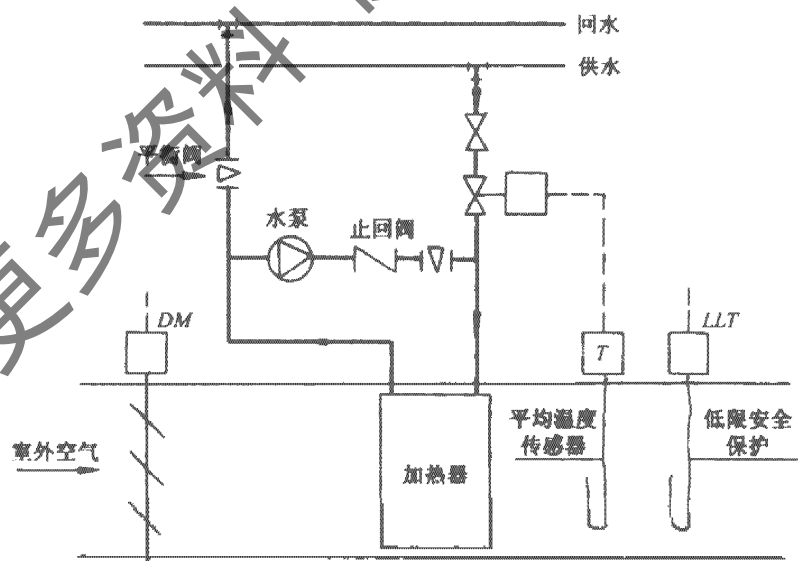


图 2.7.4-7 热水加热器防冻控制 (之二)

2.7.5 几种建筑物内空调设备的冻结及防止

(1) 旅馆

1) 客房的新风系统的加热器经常出现冻结，要特别注意，方式同前。

2) 宴会厅内部发热量大，新风用得更多，有时混合不好，出现分层，加热器也易结冻，在控制系统上应予以注意。

3) 厨房冷冻冷藏用的冷却水系统，全年使用，在冬季也很有结冻的可能。为防止结冻，最好是不用水冷却系统，而采用风冷式。如果已经采用或由于某种原因采用了水冷式，则在使用管理上必须注意。除在水冷冷却塔的集水盘中加电热管之外，循环水泵应设一用一备，使水泵始终不停地运行是很重要的措施。

(2) 商店

营业厅内部发热量大，全年要降温，严寒地区加热器易结冻。而寒冷地区（如北京地区），新风系统就不必加热。防止结冻办法同前。

(3) 办公楼

现代办公大楼，内区发热多，有各种空调方式。有用外气集中处理再加上各层空调机；或用新风系统加风机盘管系统。防冻的方式可以采用热回收，即用排热先提高进风的温度，再进入加热空调箱。

(4) 医院

医院中有许多房间不能采用回风，只用直流系统，因此空调系统防冻十分重要。

厨房的进气也要注意防止加热器冻结。

冷库的制冷设备宜采用风冷式，以防冷却塔及管道中结冻而冻裂。

2.8 冷却塔及冷却水系统设计应予重视

2.8.1 水击

现象：不少工程中用离心制冷机，冷却塔与机组对应设置并联运行，水击声严重，管道振动，甚至使周围设备移动。

原因：

(1) 并联冷却塔出水管路系统中的阻力差别过大，引起存水盘中水位不等，有的水盘中已该补水，而其他水盘中可能还溢流，以致从水位低的水盘中将空气吸入管网，管道系统中带有空气，引起严重的水锤，拉坏吊架，推动设备。

(2) 水盘的容积小，不足以容纳水泵停止时流入其中的水，而将一部分水溢流，待再次启动时又水量不足，吸入空气造成水锤。

(3) 塔的水盘与泵水平距离太远，空气混入水中，进入水泵并压入管道中，产生水锤使水泵出水管损坏，如将管固定则支架损坏。

对策：

(1) 设计冷却塔的管路时，第一条必须要记住的是水泵在任何时候必须有水充满。水池至水泵的管道必须是自流的，即水平管必须坡向水泵，流速放低，管径加大，防止泵的空化。

(2) 加大水池或降低水泵。

(3) 水泵入口的过滤器要经常清洗，特别是试运行期间。

2.8.2 一边溢流，一边补水

现象之一：多台并联的冷却塔，采用自动控制运行时，在冷却塔的进水管上装自动调节阀，而塔的出水管上未装。当冷却塔单台运行时，用的那台冷却塔水盘中水位上升，引起溢流，而其

他不运行的塔的水盘中则需补水。

原因：冷却塔的进水管全为并联，进水管上装了自动阀门，出水管上未装。在单台塔运转时。由于运行的塔出水少，进水多故溢流。不运行的塔进水阀关闭，但出水管连通，照样出水，所以水位下降而需补水。

对策：

- (1) 各出水支管上装控制阀，与进水管上的阀成对动作。
- (2) 在各塔之间加平衡管，并加大出水管的共用管段的管径。

现象之二：并联的冷却塔中水位不一样高。一个冷却塔补水，而另一个冷却塔溢流，浪费严重。也可由于水位不一样高，水泵中吸入了空气，引起管路系统的失败，造成运行时，水击振动很大，甚至使设备移动。

原因：

(1) 当几台冷却塔有人有小连在一起时，设计的塔座一样高，但塔的各部分尺寸不同而造成塔中水位不一样高。如图 2.8.2-1A、B 两塔，基础高度均为 200mm，但 A 塔为 $300\text{m}^3/\text{h}$ ，其水盘高度为 614mm；而 B 塔为 $50\text{m}^3/\text{h}$ ，水盘高度为 445mm，该两塔并联使用，B 塔必然溢流。

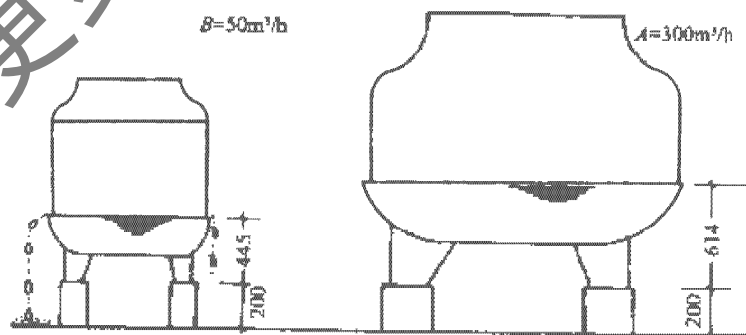


图 2.8.2-1 容量不同的冷却塔并联

(2) 由于冷却塔至水泵的接管中阻力不平衡,造成塔的水盘水位不一样,一个冷却塔中要补水,而另一个冷却塔中却往外溢水。

现象之三: 冷却塔集水盘中的问题

(1) 停泵时有水溢流, 开泵时系统水击严重。

原因: 集水盘的容积过小, 不足以接收水泵停止时打入塔中的水, 而将一部分水溢流。当运行时泵会吸入空气, 造成系统中水击。

对策: 有一工程出现了这一问题, 后来将吸水的积水盘加深, 并将水泵的位置降低, 使空气吸不进系统, 消除了水击, 避免了停泵溢水。

(2) 另一个系统是有一个远离的水池, 水进入水池时产生搅动, 造成大量空气被泵吸入, 产生水击, 破坏水泵出口管系统。将管道固定, 结果将固定架弄坏。

原因: 水泵吸入了空气。

对策: 后修改了水流入池子的流型, 使变为平静的水位而解决了水击问题。

现象之四: 水泵吸入管系的问题。如图 2.8.2-2 塔的出水管返上去 3~5m 且速度很大, 结果起动和运行经常产生问题。

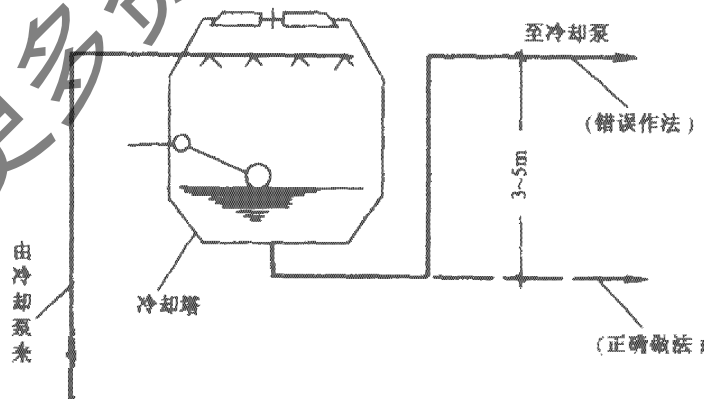


图 2.8.2-2 水泵吸入管的正确作法

原因：水泵的吸入扬程有限，设计应当考虑。须记住水泵体内必须注满水。

对策：将冷却塔的出水管改为自流至水泵，使泵的叶轮浸没在水中，而且接至泵的水管要坡向水泵，且要速度小些。

2.8.3 冷却水循环泵的位置不对

现象之一：某工程地上 10 层，地下 4 层，屋面上还有塔楼 3 层。5 层上有一计算机房，采用了水冷机组，冷却塔设在塔楼顶上，水泵设在屋面下的塔楼内，且水泵装在冷却塔的进水管上，结果循环不了，而且还产生严重振响。

原因：水泵的吸入扬程小于管网的阻力。一般来说，冷却塔的出水管最好是靠重力流入水泵。冷却水泵的吸入扬程约 3~4m 水柱。

对策：将水泵由冷却塔的进水管上改到冷却塔的出水管上之后，一切就正常了，如图 2.8.3-1 (a)、(b)。

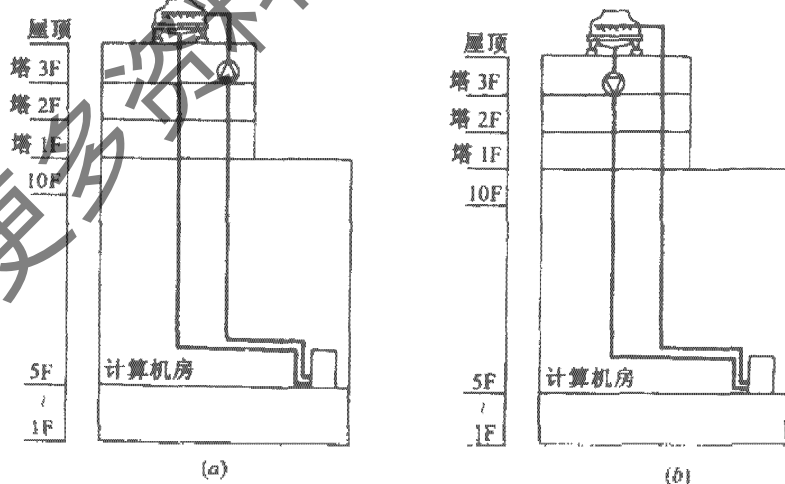


图 2.8.3-1 冷却水循环泵位置不对

(a) 改造前；(b) 改造后

总之，冷却塔的循环水泵在系统中的位置应设在冷凝器的前边（即将冷却水压入冷凝器中），而且水泵吸入部分的水平管道不宜太长，水平管应坡向水泵吸入方向，如图 2.8.3-2。

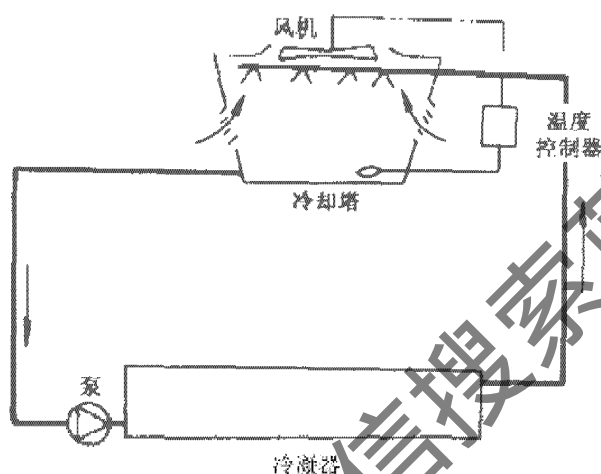


图 2.8.3-2 循环水泵的正确位置

现象之二：水泵停止后冷却水由于虹吸而倒流。某建筑物第二层为办公室，采用了水冷整体空调器，作为夏天降温用。机组冷却水的冷却塔设置在室外地面上，停泵时经常由于倒流而跑水满地。

原因：冷却塔的位置低于整体式空调器的冷凝器，停泵后管内冷却水落入塔中而造成管中真空，产生虹吸，将整个冷却系统中的水吸上而流出。

对策：将冷却水管的顶端设一个防止真空的阀，破坏管中真空度，当水泵停止时即不再会产生虹吸现象，使水流失量达到最小，如图 2.8.3-3。

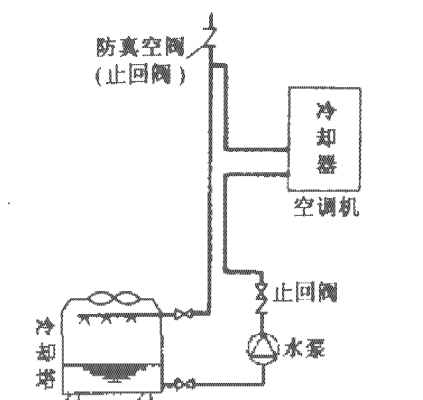


图 2.8.3-3 防止产生虹吸的措施

注 1. 冷却塔低于冷凝器时的配管

当冷却塔位置比冷凝器低时，为防止泵停止时冷凝器中的水被排空，应在冷凝器出口管的顶部设防真空阀或者通气管，以防止吸落水。另外泵的压出侧一定要装止回阀以防落水。而通气管的高度 H 应大于 $A-B-C$ 管道的阻力。见图 2.8.3-4 (a)、(b)。

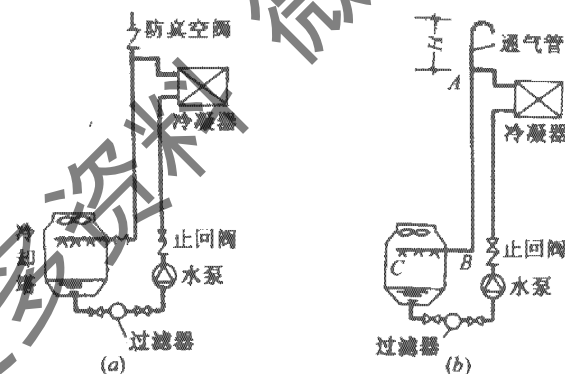


图 2.8.3-4 冷却塔低于冷凝器时的做法

(a) 用防真空阀时；(b) 用通气管时

注 2. 当冷却塔的位置高于冷凝器但冷却塔和水泵设在同一高度时，要注意让泵的吸入口处能保持正压，即冷却塔的最低水位线距水泵吸入口中心线的垂直高差必须大于水泵吸入段的阻力。换句话说就是当水泵与冷却塔基本上放在一个高度时，水泵应尽量靠近冷却塔，如图 2.8.3-5。

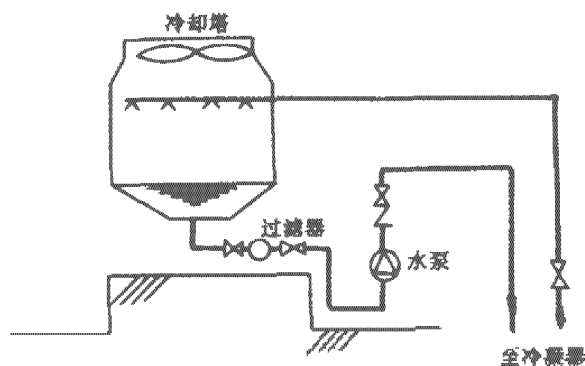


图 2.8.3-5 水泵应尽量与冷却塔靠近

现象之三：某工程制冷机的冷却塔安装在 30 多米高的屋顶上，地下室中设有一水池，制冷机，冷却水泵均在地下室中。冷却水泵的扬程为 $60\text{mH}_2\text{O}$ ，水量为 $300\text{m}^3/\text{h}$ ，水泵的电机容量为 75kW ，共 3 台。运行后觉得耗电太大，要求改造。

原因：因冷却水系统为开式系统，设了地下水池。所以水泵的扬程既要满足送水高度（ 30m ）又要克服系统阻力，即水泵的扬程为：管道阻力、设备阻力与提升扬程三者之和。所以水泵的动力较大，运行耗电多。如图 2.8.3-6 (a)。

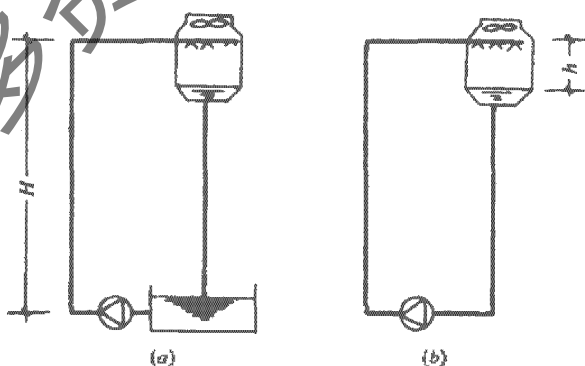


图 2.8.3-6 改开式系统为闭式系统

(a) 改造前；(b) 改造后

对策：改造管道，不再使用地下水池（实际上冷却塔已有集水盘，没有必要设水池），将冷却塔的出水管直接接到泵的吸入口，则水泵的扬程可以减少到 $30\text{mH}_2\text{O}$ 。因为提升扬程由 H 变为 h ，而系统阻力不变。水泵的电机容量减小为 40kW ，运行能耗一年可节省 20 多万元，如图 2.8.3-6 (b)。

2.8.4 冷却塔水位控制不好

现象：多台冷却塔与机组对应设置并联运行。在实际工程中常发现塔溢水量过大，造成大量补水。

原因：

1) 分析原因，首先是由于连接管道及阀门的阻力不平衡，冷却塔进出水不均匀，出水量小的塔就会溢流，而大的塔却要进行补水。

2) 只在供水管上装自动阀门，则水盘中的水位在使用的那个塔中就会降低而引起溢水，但同时其他几个不用的塔中水位出现补水。

对策：

1) 设计时考虑冷却水系统的管路布置及水力平衡。

2) 关上一对阀可以减少塔的容量与冷冻机相适应，而这种阀应为慢关式以防水击。

3) 在各塔之间加一根平衡管此时可以省去回水管上的控制阀。若无法接管时，可以将出水管径的联箱比接至水泵的管子管径放大几倍也可起到平衡水位的作用。

4) 有自动控制时，必须在供、回水管上都装自动阀门，两个阀门同时开，同时关。

2.8.5 吸入管段堵塞

现象：

- 1) 由于过滤器脏而造成空化，水泵不能正常运转。
- 2) 某制冷装置的冷却水泵启动后其出水压力上不去，无法开机。

原因：

- 1) 吸水管中阻力太大，管道返上返下窝气。
- 2) 管中未冲洗干净，泥砂甚多。

对策：

- 1) 将水平吸入管道的坡度改好，使其坡向水泵，取消上下返的弯头。
- 2) 及时清洗除污器。
- 3) 最好在塔底装一个滤网。

2.8.6 冷却塔设计参考

(1) 选型：各型冷却塔的冷却能力（即 xt/h ）是指该塔在设计工况和气象参数条件下的名义流量。设计时应根据具体地方的气候条件及塔的服务对象确定塔的工作流量及台数，并留有适当的备用系数。选用冷却塔时除应考虑其冷却效率、电耗、噪声、价格等因素外，还应根据防火要求及环境条件优先选用阻燃型的冷却塔。

(2) 安装位置：做初步设计时，对冷却塔的位置即应予以慎重的考虑。冷却塔的噪声较大，故其安装位置应尽量选择避免影响其他房间。与住宅及办公楼应保持一定距离，使冷却塔的噪声衰减到：白天 $\leq 55\text{dB (A)}$ ，夜间 $\leq 45\text{dB (A)}$ 。且不宜设置于中间的屋顶上或地上，最好放在建筑物的最高层。如图 2.8.6-1。

(3) 重量：按日本资料，冷却塔的重量，横型每平方米相当于 $0.8t$ ，立型约 $2\sim 3t$ 左右。国产冷却塔可按样本取用。以国产 BLS 型低噪声冷却塔为例，列于表 2.8.6-1。

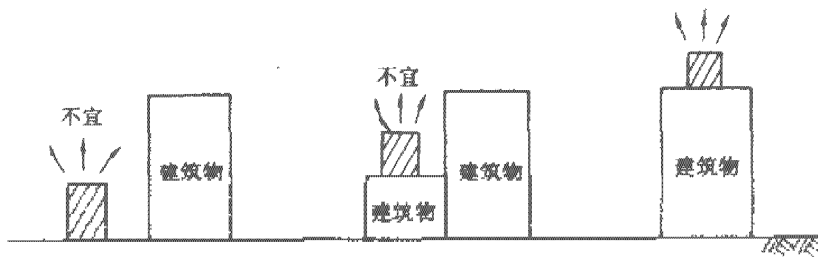


图 2.8.6-1 冷却塔的安放位置

冷却塔尺寸、重量、功率及可供空调面积表表 2.8.6-2

建筑 面积 (m ²)	制冷量 (RT/h)	冷却塔 能力 (t/h)	尺 寸		功率 (kW)	重量 (kg) (塔+水)	噪声 [dB(A)]	备注
			φ	H				
100	7	5	1200	2080	0.4	400		
300	15	10	1285	1962	0.6	600		
500	20	20	1500	2500	0.75	750		
1000	35	30	1500	2500	1.1	1000	59	
3000	100	125	3000	3520	3.7	2300	60.5	
5000	150	150	3600	3850	5.5	3000	62	
10000	300	300	5200	5510	10	5500	62	
20000	600	250×2	5200	5510	10×2	5500×2	62	
30000	900	300×3	5200	5510	10×3	5500×3	62	
50000	1322	400×3			15×3	9500		

(3) 接管：冷却塔周围的接管，应注意以下几点：

1) 冷却塔的出水管必须靠重力返回水泵，不得弯上弯下。距水泵吸入口处最好能有 5 倍管径长度的直管段，以不影响水泵效率。

2) 对几台并联工作的冷却塔，水量分配会不平衡，极易造成溢流，所以设计时要重视各冷却塔之间的管道阻力平衡，特别是塔至水泵的吸入管段部分。同时在冷却塔的水池之间希望用与

进水干管相同管径的均压管（平衡管）连接。此外，为了使冷却塔中水位一致，出水干管应采用比过水干管大两号的集合管，如图 2.8.6-2。

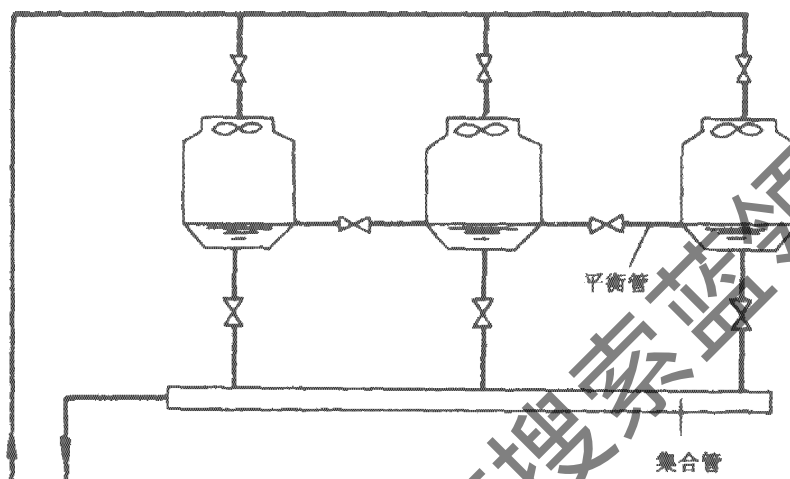


图 2.8.6-2 并联工作冷却塔的连接

3) 几台冷却塔并联时，应按同一水位决定各塔的基础高度。

(5) 冷却塔设计选用应注意点

1) 冷却塔循环水量的大小，对制冷机的出力影响很大，所以正确的选取冷却循环量很重要。一般常用下述办法来算出：

①按制冷机容量来估算。

离心式、螺杆式、往复式制冷机为

$$G = 0.8RT;$$

溴化锂吸收式制冷机、直燃机为

$$G = 1.1RT;$$

式中 G ——冷却水量 (m^3/h);

RT ——制冷机的冷量“冷吨” ($1RT = 3024kcal/h$)。

②按冷凝器的热负荷来计算

$$G = \frac{860 \cdot Q}{C (t_2 - t_1)} \times 10^{-3} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

式中 G ——冷却水量 (m^3/h);

Q ——冷凝器的热负荷 (kW);

t_1, t_2 ——冷却水进、出冷却塔的水温 ($^{\circ}\text{C}$);

C ——水的比热, $C = 1$;

860——系数(由 $1\text{kW} = 860\text{kcal/h}$)。

2) 冷却塔的安装高度

冷却塔应安装在建筑物的高层顶上,且要通风良好,否则热气将散不出去,影响冷却效果。冷却塔的位置与循环水泵要有足够的吸入高差;要注意冷却塔承水盘中的最低液位必须满足制冷机及连接管的水头损失所需的高差,特别是当冷却塔放在地面上,而制冷机放在地下一层时,高差小,循环水泵应压入制冷机(如图 2.8.6-3 (b))且泵前的除污器一定要选阻力小的产品。

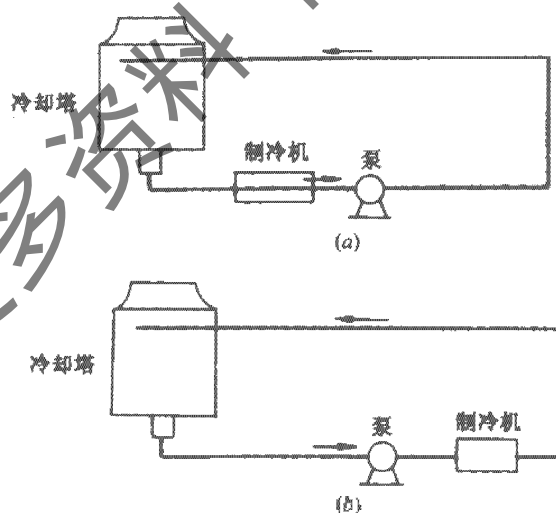


图 2.8.6-3 循环水泵的正确安装位置

(a) 泵从制冷机中抽吸 (不宜采用); (b) 泵压入制冷机 (建议采用)

2.8.7 冷却塔中防结冻的电加热器起火

现象：某实验室，全年空调，用一 SRT 的整体式空调机，独立系统。冷却塔为玻璃钢外壳内填 PVC 斜波片。为防止冬天塔中冻结，在集水盘中设电加热器，且有防止过热的温度控制。建成后第一冬，补给水被冻，加热器过热，冷却塔着火。

原因：因为塔中无水，而加热器干加热，防止过热的温控未起作用，引起高温着火。

对策：为防止电加热器过热引起火烧事故，在设电加热器的控制时，应当把电极棒放在水盘中，水满时才可接通电源，水不满不能接通，这就可以有效地防止电加热器干烧，如图 2.8.7-1。

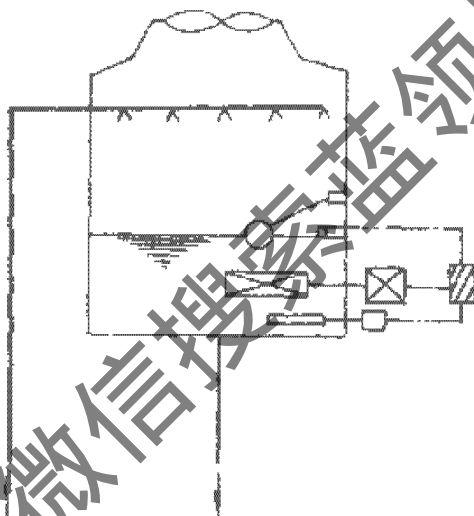


图 2.8.7-1 防冻电加热器的正确安装方法

2.9 风机盘管系统设计问题

2.9.1 回风口不装过滤器不行

现象：许多宾馆客房的风机盘管第一、二年效果好，三年以后就冷量下降很多，室温降不下来。

原因：风机盘管回风口未装空气过滤器，不少单位在前几年设计的卧式风机盘管上未加回风过滤网，用了一、二年就积满灰

尘，而且越是铺地毯的房间积尘越严重。更困难的是因为我们设计的风机盘管系统多数为湿工况运行。空气中的灰尘遇上潮湿的盘管表面就粘在上面，很难清理掉。

对策：凡是设计卧式暗装风机盘管，应一律加空气过滤器或过滤网，如图 2.9.1-1。

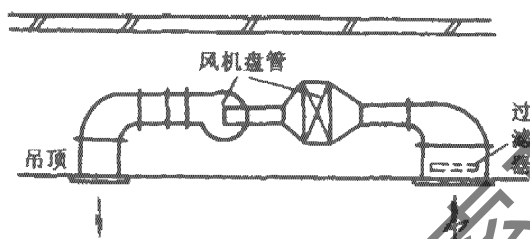


图 2.9.1-1 风机盘管回风口应加过滤器

2.9.2 暗装风机盘管检查口的尺寸

检查口的大小应考虑其拆换方便。

现象：不少单位发现客房风机盘管应当清洗、检修。虽然留了一个检查口，但风机盘管拿不下来，进行检修就得破坏吊顶，影响客房出租。

原因：风机盘管卧式暗装时，不少单位设计无检修口，或是检修口位置不对，或尺寸太小。700mm × 300mm，600mm × 600mm，不能满足维修的需要，造成不好操作就不操作，以致堵塞。风量冷量减少，室温达不到要求，见图 2.9.2-1 (a)、(b)。

对策：

1) 最好是用活动小吊顶。如小门厅处用轻钢铝板，一条条可以拿下来，对维修风机盘管很方便。

2) 也可以把吊顶分成几块，每块都可以拆下来。而回风口开在壁柜旁边等位置。如图 2.9.2-2。

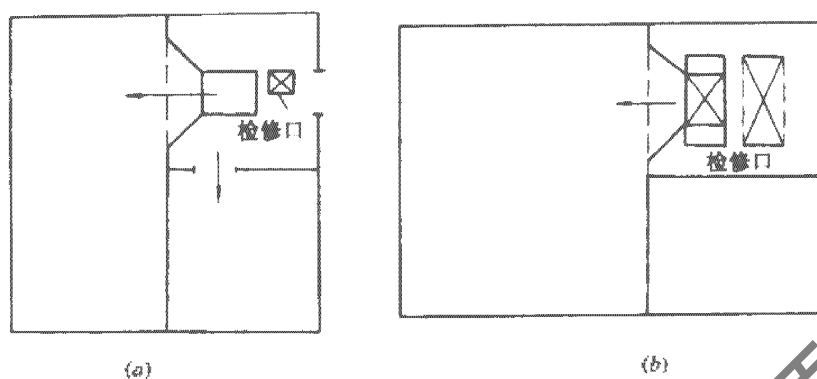


图 2.9.2-1 检修口设计不当

(a) 检修口尺寸小; (b) 检修口位置不好

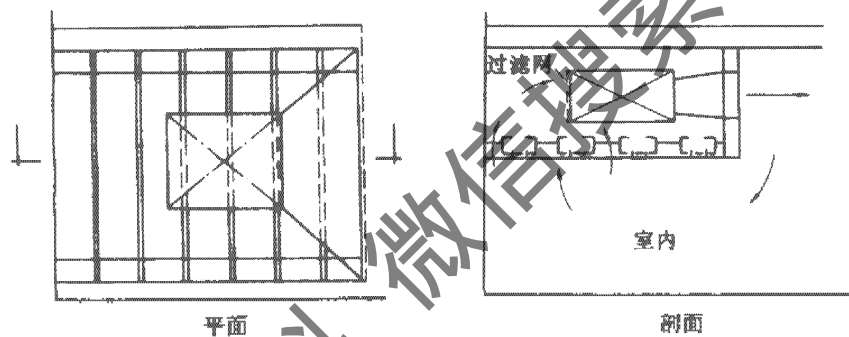


图 2.9.2-2 活动吊顶

3) 也有用合页像柜门一样, 处理回风口的。

2.9.3 风机盘管及冷水管道的凝结水问题

这种问题实例甚多, 影响很大。特别是在一些高级宾馆里客房、大厅等处, 建筑装饰都比较讲究, 豪华的吊顶, 美丽的墙纸, 高级的地毯, 结果空调系统滴水, 将这一切都破坏了。当着客人的面进行修理十分不便。更有甚者每两天就得到客房的风机盘管上去放一次水, 否则就要往下流。下面举几例说明。

现象之一: 某宾馆客房的风机盘管卧式暗装, 夏季经常从吊

顶上流水下来。

原因：风机盘管的凝结水管集中排放，结果吊顶上的空间不能满足凝结水管坡度的要求，造成无坡甚至反坡，使滴水盘中的水排不出去，满后往吊顶溢流。

对策：为了少破坏吊顶，减少返工费用，采取了将凝结水盘的排水管接至卫生间地漏。即将凝结水管由集中排水的接法①改为排至卫生间的接法②，如图 2.9.3-1。

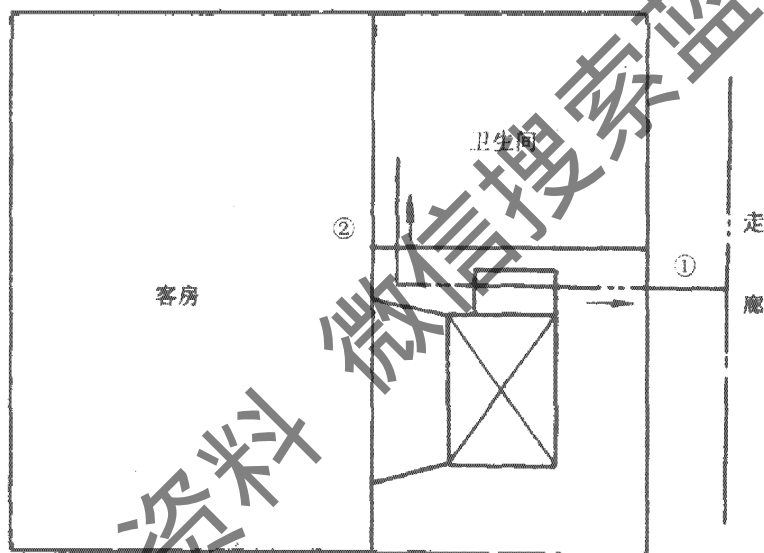


图 2.9.3-1 改变排水方法

现象之二：某宾馆大堂采用卧式暗装风机盘管，结果凝结水排不出去，到处乱流，影响很大。

原因：受土建条件限制，风机盘管的凝结水管未做坡度。

对策：建筑重新装修，将凝结水管做了坡度， $i = 0.01$ 以上，才解决了问题。

现象之三：吊顶上经常被水泡湿，严重时把矿棉吊顶泡透，

以至塌下来。

原因：冷水管保温不好，保温材料未紧贴在管子上，结果管道保温有小孔或不严密处，空气进去碰到管壁产生凝结水，越结越多，不一定在什么位置流出来，把吊顶弄湿，严重的将矿棉板吊顶泡透，甚至使吊顶塌下来，而且无谓的多耗了冷量，造成能源浪费。

对策：除施工上重视外，在设计时选用保温材料应强调做法。目前将聚氨酯泡沫塑料（白熄）瓦用胶粘在管道上的效果较好，或用聚氨酯直接发泡。

现象之四：某宾馆卧式暗装风机盘管，凝结水外溢到房间顶棚上，湿透吊顶，破坏装修，被迫关掉数以百计的风机盘管，致使空调负荷大为减少，冷冻机不能正常运转。

原因：

1) 冷水管、阀门、新风管的保温均为泡沫塑料，且与管壁有缝隙，包得不好，产生大量凝结水，顺着冷水管流淌，使保温层不起作用。

2) 凝结水管的坡度太小，甚至无坡，造成集水盘中的凝结水外溢，将吊顶装修弄坏。

3) 停止了部分风机盘管，冷水温度越开越低，达到 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ ，且冷冻系统为每一层一环，分得过小。由于负荷太小经常被迫停机。

对策：

1) 对冷水管、阀门、新风管重新保温，改用发泡聚氨酯，杜绝管道凝结水。

2) 调整凝结水管的坡度、坡向，使集水盘中的水顺利排走。

3) 将冷冻机的四个环路合并为两环，解决了由于负荷小而

跳闸停机问题。

2.9.4 风机盘管选配不当噪声大

现象：某些工程中，客房风机盘管噪声太大。

原因：

1) 目前国内外各类风机盘管的实际噪声级普遍偏高，较低的仅有很少一部分。国产风机盘管就噪声而论已达国际水平。

2) 客房内由于风机盘管的安装位置及配置方式不同，故室内噪声的高低有别。据有关单位对不同安装地点的风机盘管进行了测定，当风机盘管开高档速度时，其噪声上限值为 $NC-45$ ，下限值为 $NC-35$ ；低档速度时上限值为 $NC-40$ ，下限值为 $NC-25$ 。

对策：

1) 设计选用时应按房间等级的高低考虑风机盘管的安装位置。要求高的卧式暗装时，可在风机盘管的出口至房间送风口之间的风管内做消声处理。立式风机盘管应在远离床和桌子的部位设置，其出风口上也可加消声装置。要求一般的，可选用中等噪声级的卧式或立式风机盘管。

2) 利用房间蓄冷，白天将室温降低至 $23 \sim 24^{\circ}\text{C}$ ，夜间即使关掉风机盘管，室内温度也不会太高。

2.9.5 设计风机盘管系统时应注意之点

(1) 冷凝水的排出管应当就近设立管排水，这样可缩短水平排水管的距离，减少因排水管坡度不够而集水、滴水的危险。从每个风机盘管上引出的排水管的管径以 $\phi 20$ 为宜，而排水立管和总管的尺寸还应大些。

(2) 在风机盘管与冷热水管接管上的手动与电动水阀下边应做集水盘。该集水盘可与风机盘管的集水盘连通，也可以要求生产厂家将原集水盘加长，以保证阀门等接头处的凝结水能沿集水

盘排出。而且要做好机外保温防止二次凝结水。

(3) 要有检查口，其位置与大小，具体工程应和建筑紧密配合，协商解决好。应注意安装风机盘管处小吊顶拆装的方便，因为这是使用维修风机盘管必须的。

(4) 回风口要装过滤网，以保护盘管清洁，否则热交换效率降低很快。

(5) 注意当要在风机盘管上接管道时，应选用高静压的风机盘管设备。

(6) 要注明水阀的安装位置以免接反。现在很多工程的水阀装反，要提醒电源接线时不要把“零”线接错，接错了就要烧坏电机。

2.10 变风量空气调节系统

这是目前国内外在公共建筑中，特别是办公建筑中非常流行的一种全空气空调系统。

简单地说空调建筑内的温度要保持一个定值，是靠送风量和负荷的变化相协调而得到。用送风量来抵销负荷通常有两种方法：恒定送风温度，改变送风量；另一种方法是恒定送风量，改变送风温度。前者叫变风量空调系统，简称“VAV”系统，后者为定风量空调系统，简称“CAV”系统。这两种系统，各有其优点，看在什么具体情况下选用哪种系统更合理，是十分重要的。

20世纪70年代世界能源危机，国外兴起用变风量空调系统，80年代我国开始较多地采用。因为变风量系统在运行中是一种节能的空调系统，它可以利用一天之中同一时间内不同朝各房间的负荷差异，来减小空调设备的设计容量。另外，它是一

种全空气系统，冷、热水管道可以不进入空调房间，更没有凝结水盘和凝结水管道的设置麻烦。应当说是当前高档次的办公建筑中的理想空调系统之一。可是如果设计不好，安装调试不到位，常常出现这样那样的问题，从国内使用这种系统的情况看，有如下一些问题值得注意。

(1) 噪声问题

变风量系统中送风系统速度较高而产生一定的噪声，还有就是有些变风量系统的末端设备由于消声性能差，噪声超标，也有的是调节板开关产生的噪声。

(2) 振动问题

由于控制不好，阀板开关太快，严重的振动传到风道的吊卡上，使风道的振动传到楼板，使人们感觉到楼板在振，而不能接受。这当然是极少数工程中碰到过的个别问题。

(3) 变风量系统末端装置选择不当

在变风量系统设计中，正确地选择变风量末端装置是系统成败的关键。因为调节送入室内的风量，它应当按空间的最大和最小负荷来确定其风量。它的最大风量应满足该区的峰值负荷，它的最小风量应是最小通风量即规定的换气次数。有的变风量系统选择末端装置时不能满足上述要求，造成使用中的问题。

选变风量系统的末端装置时，不能留富裕，即是不得有安全系数。因为末端选大了将引起运行中的问题，且投资也增加。关闭率降低，在设计工况下就不能全开阀，经常处于关掉一部分的状态，这导致噪声的增加。反之，也不能选得太小，末端选小了，压降大，噪声更高。

(4) 送风口选择不当

送风口的正确选择，对室内舒适度影响很大。但有些设计

员不太注意。变风量系统的送风口是专门的散流器，与定风系统的散流器不同。这种散流器会使送风贴附在吊顶上，与房间空气均匀混合，没有冷气流直接吹下来使人不舒服，更不会形成气流死角特别是在部分负荷状态下，送风量减少时仍可维持良好性能，所以对每个具体的区域应选用恰当的散流器。工程实践告诉我们，对变风量系统应选用条缝型散流器为好。因为这种散流器诱导性能好，混风范围大。选用时对最大、最小风量均应照顾到。

(5) 进深大的办公楼未分内区外区，结果内区过热，特别是过渡季和冬季，使人很不舒服。

对进深较大的办公楼，设计变风量系统时，必须分内、外区来设计。因为内区一年四季都要供冷，变风量系统较适合面积小、房间多、负荷变化大的建筑物，不太适合于大面积的建筑物。

(6) 空间过冷现象

为了维持一定的通风量，变风量空调系统在室内负荷小时常出现过冷现象。

解决这一问题的常用办法是选用带加热器（再热）的变风量末端或重新设定送风温度。

(7) 室内感觉发闷

许多在设计有变风量空调系统的室内工作的人员常会感到闷热，好像空气不流通似的。

产生这一现象的原因是在低负荷时，风量减少很多，所送入的风量不足以使室内的温度场均匀。另外，所选的变风量空调末端装置太大了，到负荷低时，风阀关得很小，不能完全适应负荷变化。解决的办法：设计时在最小负荷时的送风量要核算它的气流以使室温均匀和有舒适感。

(8) VAV 系统噪声问题的分析及解决办

噪声大的原因：①设计的风管风速大，产生风噪声。②集中回风时，回风口的风速大，产生噪声。③空调机房紧靠办公用房，结构传声所致。④消声器的质量差，送、回风风道又较短。⑤末端选得太大，以致大多数时间在较小的开度下运行，产生一定的噪声。

解决的办法：①设计时应控制风管内风速：干管内风速应 $\leq 8\text{m/s}$ ；支管内风速应 $\leq 4\text{m/s}$ 。②集中回风时，回风口面积应足够大，回风口处的风速应 $\leq 3.5\text{m/s}$ 。③空调机房与办公用房应至少有一室之隔，如隔一个卫生间或楼梯间等。④设多少消声器应由计算决定，而且考虑到施工、制造的质量，应在所消除的分贝数上留出一定的安全量。⑤选变风量末端装置时不应留余量。

(9) 新风量问题

常用的办法是集中处理室外空气，然后将新风送至各空调机房，这里有两个问题：一是送新风的系统管路长，始端和末端风量不平衡，也未很好地调节，故新风量近端多，末端少。二是不能用土建式风道，因为再好的土建风道也要漏风。某工程的实测也证实了这一点，这也是造成离新风机组近的空调系统新风量多于设计值而远处的空调系统新风量达不到标准的原因之一。所以建议不要使用土建风道，应当采用镀锌钢板风道。

国外最近有报道，为了保证变风量系统中的新风量，它将新风系统做成定风量系统，直接将处理好的新风送入室内，而另外再设一个变风量（VAV）空调机组解决负荷的变化问题。这样既保证了变风量系统的新风量，也达到了变风量系统节约能源的目的。此外再配上一个风量相当的排风系统，对室内空气质量起到了良好的保证作用。

(10) 设计、施工、调试、运行各个环节紧密配合是变风量系

统成功的惟一途径。变风量空调系统要真正达到其优良的性能，发挥出其节约能源的优点，只有正确的设计是不行的。有好的设计，好的设备和好的完善的控制，还必须要有好的完整的调节运行和经常维护。只有这样，才能收到良好的效果。只有设计，没有其他方面的配合，导致变风量空调系统失败的例子也不少见。

2.11 与建筑设计配合欠佳

2.11.1 利用土建风道问题多

现象之一：某火车站空调机房位于地下室，送、回风管除机房内采用钢板风道外，其他为砖砌风道，小支管处又接上钢制风道，结果试车时送风口处无风。而空调箱内的风量达到设计值，很明显是通过风道漏了风。

原因：经多方检查才找到漏处，是砖砌竖风道与水平支风道的口没有接上。有的接得不严密，将风都漏到建筑物结构部位，而到不了送风口，见图 2.11.1-1。

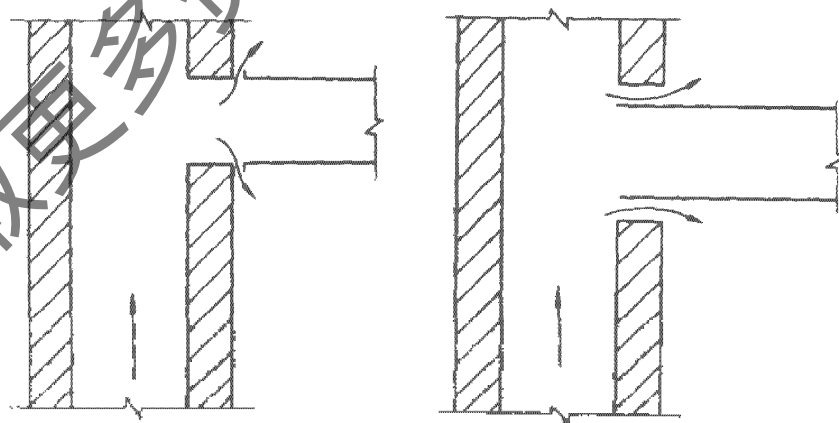


图 2.11.1-1 风道的漏风情况

对策：凡是砖砌道与钢板风道相接处，均进行了检查、返工，才算解决了问题。即在砖风道预埋混凝土框，安装风道时用膨胀螺栓将法兰盘紧密地接上。

现象之二：某工程内有一段水平砖砌风道，且为双层构造，如图 2.11.1-2。试运行，风量减小，影响通风效果。

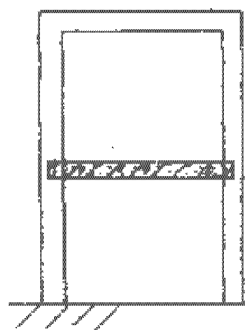


图 2.11.1-2 砖砌双层风道

原因：水平砖砌风道中塞满了垃圾，使通风受到障碍。

对策：从侧壁打了一个洞，把管内的垃圾全部清理出来，然后又把洞砌死，这才通了风，但吹出的风中仍有土及灰尘，不干净。

现象之三：某宾馆卫生间排气用砖砌竖风道失败。客房为风机盘管加新风系统，客房的排气从卫生间经砖砌排风竖风道进入顶层水平钢板风管中，由屋顶机房排风机集中排至室外。且单层部分的客房排气依靠房间正压，从卫生间由排气竖风道和风管直接排至室外。投入使用之后，发现客房空调很好，但大多数卫生间排风效果很差，客房排气不好，卫生间湿气排不出去，客人不满意。准备改造，见图 2.11.1-3。

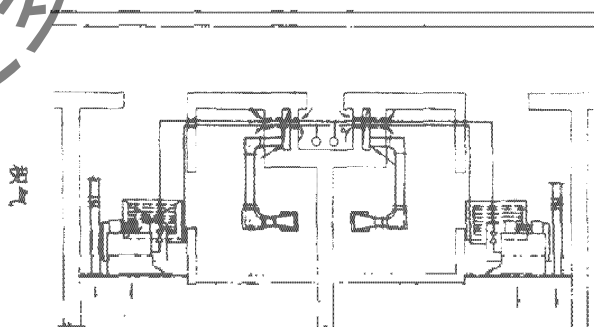


图 2.11.1-3 客房卫生间平面图

该排风系统负担 50 间客房的卫生间排风。建筑物为两层楼，水平管道长，系统最远排风点至风机吸入口长达 73m，而最近排风点至风机吸入口只有 15m，相差 58m。选用 4-79-4A 风机。风量 $L = 3500\text{m}^3/\text{h}$ ，风压 $H = 400\text{Pa}$ ，功率 $N = 1.1\text{kW}$ ，见图 2.11.1-4，排风系统平面图。

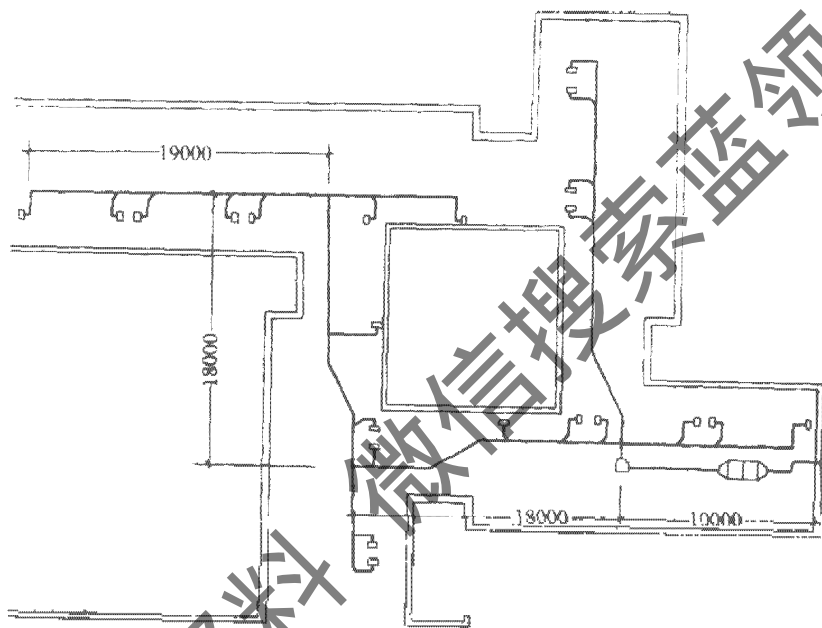


图 2.11.1-4 排风系统平面图

起初使用单位认为是集中一个大风机排风，近端远端风量差别大，不易调整，所以就在卫生间里加小排气扇。加了之后效果也不行。又怀疑是集中的排风机选小了，所以又想换大风机。有的认为换后有点效果，但有人认为换了也不行。到底问题出在什么地方？必定有其原因。应当深入地从设计、施工、运行上全面分析。为看得清楚，将管井放大平面图附上，见图 2.11.1-5。

原因：

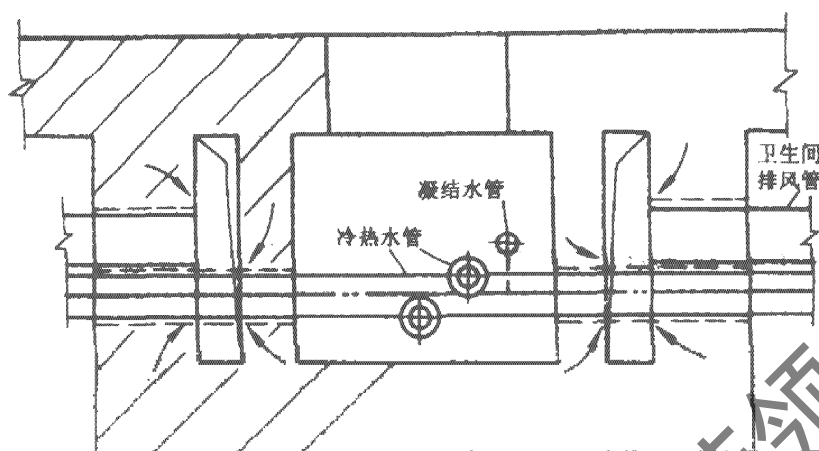


图 2.11.1-5 管井放大平面图

1) 排风机运转正常，排风口也有风排出，但是卫生间的气排不走，必是排风管道上有问题。水平风管为铁皮风管，没有什么问题，而问题是出在砖砌排风竖井上。

砖砌排风竖风道的尺寸为 $510\text{mm} \times 100\text{mm}$ （宽），很窄，内部没有抹光，也无法抹，所以风道内不但不光滑而且有堵塞。特别严重的是 $\phi 20$ 还外加保温的供给风机盘管的冷热水管由管井接至每层的卧式风机盘管时，从该竖风道的墙上穿过。将管井、排风竖井和卫生间连通，管子周围空隙很大，未堵，也无法堵严。造成卫生间的空气吸不进去，而将管井或走廊中的气吸走一些。正是这一原因，所以在卫生间加了小风机后，也未见效。因为小风机将风打入砖砌竖井后，又从穿行管道的孔洞等不严密处返回卫生间吊顶或管井中，到处漏风，把有组织的机械排风变成了无组织的通风。顶层内砖砌竖风道与水平铁皮风管的接口不严，也到处漏风。

2) 排风系统的吸入管道太长。最长 70 多米，接于 25 个小

整井。而且前后吸风口（指卫生间的排风口）阻力不平衡，又无法调节。水平风管最大断面为 $400\text{mm} \times 400\text{mm}$ 。

对策：

1) 现在是换大的排风机，加大排风量，堵塞一些孔洞，以改善现状。但是未彻底解决问题。

2) 将管井与排风砖砌竖井的隔墙去掉，在原来砖砌竖井的位置上改成钢板风管。从卫生间的排气口至集中排风机的排出口全部改为钢板风管，而且将顶层的水平风管重新均匀地布置，以消除先天的阻力不平衡。

现象之四：空调机房不宜设在主楼外边。如商业建筑的空调回风回不来，新风送不过去，使冷冻机开停频繁。

原因：该建筑物的空调机房设在主楼的外边，通过地下风道将空调风送至沿主楼外墙敷设的垂直风道内，然后经每层的水平风管送至各层的吊顶散流器，送入室内。因室外地下风道漏风量太大，致使风送不到室内，回风也回不来。空调机负荷太小，因此使制冷机经常停机。

解决办法：该工程后来改造，将空调机组分别设置在每层的机房内，将室外机房和地下风道作废。室内仍利用原有的送、回风道。结果，效果很好。不但室温达到了要求，而且制冷机也可正常工作了。

2.11.2 空调设计应与建筑设计紧密配合

现象：某办公楼空调效果不好。室温高，降不下来，经大略测定：

1) 当室外温度为 29.5°C 时，室内为 29°C ；

当室外温度为 29.4°C 时，室内为 28.4°C 。即在室外参数未达到设计条件的情况下，许多南向房间的室温已超过设计参数值 27°C 。

2) 北冷厂的 LF30 冷风机组的实际产冷量低于其额定值。第一次实测进风湿球温度为 20.25°C ，产冷量为 33.2kW （额定为 35.8kW ）；第二次测定进风湿球温度为 17.7°C ，产冷量为 23kW （额定为 30.2kW ）。

3) 经核算，设计所需的机组冷负荷为 89.2kW ，而选用的两台 LF30 机组的铭牌产冷量应为 $2 \times 38.4 = 76.8\text{kW}$ ，约少 14%。

按上述几次测定数字分析，设计所需的机组冷负荷与空调机的实际产冷量相比，总计少 20% 左右。这在一般情况下是不会影响使用效果的。而该办公楼的空调降温效果不好，必定还有其他原因，应当深入地设计和施工、运行上去进行全面分析。建筑物空调平剖面图见图 2.11.2-1、2.11.2-2、2.11.2-3。

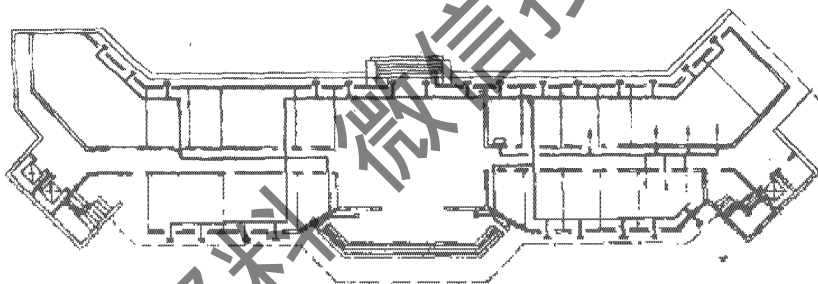


图 2.11.2-1 首层空调平面图

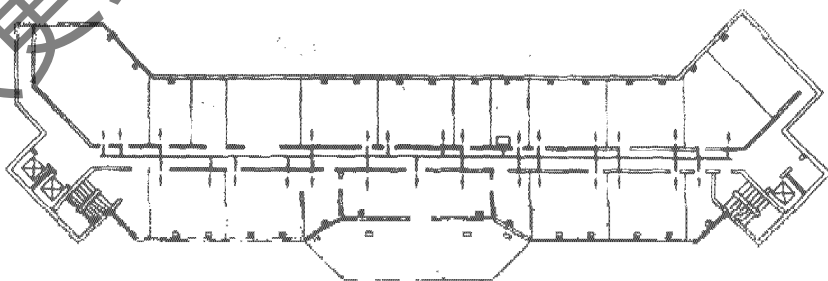


图 2.11.2-2 二层空调平面图

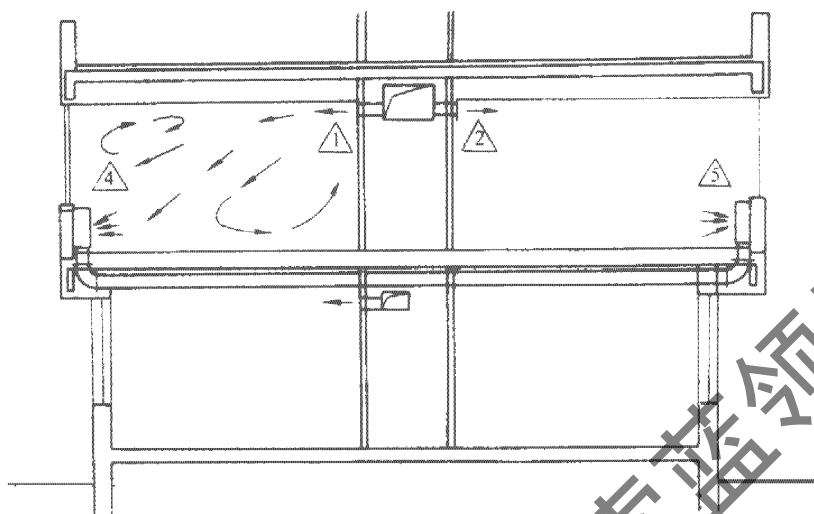


图 2 11.2-3 剖面图

原因及分析:

1) 回风不能按设计风量回至机房, 而新风到处漏入机房, 致使空调机的进风温度提高。

机房内回风管道未接到机组上, 而靠机房的负压与新风一并吸入空调机。经测定回风量只占 60% 左右。机房内有门有窗, 均不严密。

首层的吊顶与室外贯通。二层的回风管经室外吊顶穿外墙至室内吊顶吸上一层的回风而回到机房。因回风支管距顶板太近, 外墙洞在穿风管后无法堵严, 而回风干管上壁距顶板不足 150mm。风管上部的法兰螺丝均未拧上, 室外空气大量被吸入回风管中。

二层的地面回风口浮放在混凝土楼板孔洞上。而楼板下的风管又未与孔洞连接。

首层空调房间的回风口设在顶棚内, 吊顶为回风静压箱。而

本工程内墙为轻质隔墙，均未到顶，致使空调房间与其他非空调房间的顶棚相通，导致首层的空调房间几乎没有回风。二层的回风量也很少，回风口处的风速为 $0.1 \sim 0.5 \text{ m/s}$ （设计值为 1.37 m/s ），见图 2.11.2-4。

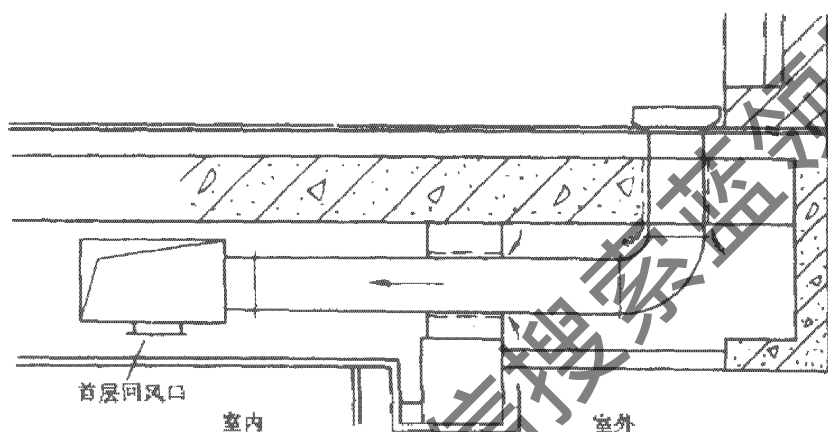


图 2.11.2-4 二层回风口及首层回风

2) 分体式机组的风冷冷凝器布置不利，它正好放在新风入口的下边，而且冷凝器的间距及距墙尺寸太小，且周围砌了砖墙圈围。过样一来提高了新风的温度，二来冷凝器本身的空气循环不畅，使机组产冷量下降。

改造办法：

1) 将二层的回风口逐个进行堵漏处理，尽量减少无组织的新风渗入量。

2) 将系统的回风管接到机组上，以减少设备散热和机房本身冷负荷引起的回风温升。

3) 增设首层空调房间的回风管。

4) 在送、回风总管之间，设可调节的旁通风管用以调节风

量，以免回风口噪声过大。

5) 将 LF30 机组两台换成 LH48 两台。其额定制冷量为 $2 \times 57.6 = 115.2\text{kW}$ ，比计算多 30%。

改后结果：

1) 室温已达到要求。经测定，当室外参数为 29.6°C 、78.1%，室内参数（二层）为 23.6°C 、59.7%（南）， 24.9°C 、66.7%（北），当室外参数平均为 34.2°C ，最高 37.7°C 时，室内温度南北均为 24.4°C ，相对湿度均为 53%。

2) LH48 实际的产冷量达到铭牌性能为

$$9600 \times 1.2 (13.1 - 8.9) = 48384\text{kcal/h} = 56.3\text{kW}$$

3) 总回风管内贴了 50mm 的聚氨酯泡沫塑料，送风管上装了消声弯头。结果使电话总机室达到 52dB (A)，二层办公室为 30dB (A)。

4) 将新风口全部关死，约有 30% 左右的新风无组织的进入回风系统。无法解决，只有加大冷负荷，增加能耗。

应吸取的教训：

本工程设计和施工的一个教训是室外空气渗漏入回风系统，造成冷负荷加大、浪费能量。

1) 二层空调的回风系统不应做在一层吊顶内，更不该穿过外墙。在室外的吊顶中接到二层的回风口，这是系统布置的错误。应当靠内墙回风，即可达到理想效果。但已无法挽回，只好作为一条教训。它是造成新风渗漏的根源。

2) 在空调机房有窗，建筑不密封的情况下，一般不要做机房回风，而将回风管接到机组上。如果做机房回风时，建筑的门窗必须严密，墙上的各种孔洞必须堵死，否则回风比达不到。

3) 做空调设计，一定要考虑施工安装的可能性。不要只管

画图

，本例选自“某办公楼空调工程的设计修改及其反思”一文

2.11.3 进风、排风百叶、管井等问题

现象之一：送、回风口和排风百叶产生风噪声。某工程集中空调，均匀送、回风。回风口用建筑装修，回风口处嘶嘶的噪声令人难以忍受。

原因：建筑处理后的回风口，其通风净面积还不到其外框面积的 50%，使回风口处风速接近 5m/s ，且风口百叶用铝片，刚度又差，致使风口产生附加噪声。

对策：将百叶的净空加大一倍，问题就解决了。

现象之二：排风口噪声，影响周围环境。某工程排风系统，离心风机排风，吸入端设有消声小室，排出段由建筑百叶从墙上排出，排出口处噪声大。

原因：排风百叶净面积太小，排风口风速超过 10m/s ，产生噪声。

对策：将百叶风口改大，使风速小于 6m/s ，问题得到解决。

现象之三：管井问题。某合资饭店空调及给排水管道均设在管井中，管井为封死型。冷热水管全为铜管，现在常有漏水现象，一漏水总是从一层发现，但不知哪层的管子发生问题。每当有一间房子的管子漏水，要从一层开始拆管井墙，一层一层往上找，有一次直找到九层才找到。从投产以来，3 个水暖工天天拆墙补漏，是个大问题。

原因：铜管的焊口在靠墙一侧易出问题，因设计的管井太小，安装十分困难，而且还全部封死，无法维修。

对策：本工程已无法改，只有在今后的工程中作为教训，定

管井尺寸时一定要考虑安装维修，不能只算节省投资一笔账

某饭店客房的管井尺寸为 $2.8\text{m} \times 0.8\text{m}$ ，内装空调管道 6 根，给水排水管道 6 根，设计、使用都认为满意，可供参考。

2.11.4 管道打架问题

现象：冷、热水管道，空调通风管道，给水排水管道在安装时相互碰撞。而且管道与装修、结构梁之间的矛盾也时有发生。往往是先安装的管道，施工很方便，后安装的管道，施工很困难，被迫装在该装的地点或标高上，影响质量，甚至不能使用，造成局部返工。

原因：设计阶段各工种配合不好，设计人员缺乏施工经验，预留间隙太小。出图前，综合校对不严。施工安装单位，各抢各的进度，不从整体考虑。

对策：

1) 对于比较复杂的民用建筑，在设计阶段，各工种（暖通、给水排水、供电照明与建筑专业）首先应协商好空间分隔，定出每种管道的标高范围。一般情况下不得越出给自己规定的界限。遇有个别管段要越界时应与其他工种协商。

2) 解决各种管道相碰及协调的原则，一般为：“小管让大管，有压让无压”。例如，自来水管与风管相撞，则应当自来水管拐弯。冷、热水管与下水管相碰，则应改变冷、热水管道。

3) 施工前应有设备总管的工程师，将各工种的管线，单线画在一张平面图上。每种管道用一种彩色笔。在各交点处综合其标高，看是否有矛盾之处，及时发现，将问题解决在安装之前。

4) 为了减少投资，节省空间，降低层高。有些敷设无坡度要求的管道，可以穿梁敷设（如自来水管、消防喷洒干管等）

5) 管道敷设的基本做法

①输送易燃、可燃气体的管道不得和其他管道同沟敷设。

②冷、热水管道，蒸汽管道必须进行保温。

③管道外壁（或保温层的外表面）距墙面或沟壁的距离不应小于 0.15m，距柱、梁之间的距离可为 0.05m，各种管道外壁（或保温层外表面）之间的距离为 0.1 ~ 0.15m。

④风道的外壁距墙之间的距离宜为 0.2 ~ 0.3m。断面小的用小距离，断面大的用大距离。

⑤管道同沟或共架敷设时，冷、热水管应在上面，给排水管应在下边，且给水管应在排水管上边。

⑥风管、水管穿楼板，穿墙时，留孔尺寸的大小如下：不保温风管的洞为风管尺寸加 100mm，保温风管为风管尺寸加 150mm；不保温水管的洞一般比管径大 50mm，而保温水管的留洞尺寸为管径加 150mm。

2.11.5 其他

现象之一：管道保温失败。某工程冷水管道用玻璃棉管壳保温，保温壳与管壁之间不紧贴。当空气碰到管壁产生大量凝结水，使保温层失效，凝结水外滴，弄湿吊顶，破坏室内装修。

原因：保温层与管壁未粘贴，室内空气渗入后碰到冷管壁上，冷管壁的温度低于室内空气的露点，故产生凝结水而落下。

对策：选用难燃的聚氨酯管壳保温，用树脂胶将它粘贴在管道上，外缠玻璃丝布，再刷油漆，即不再产生凝结水。

现象之二及原因：室内地沟泡水，无法排出。某工程为一群体低层建筑，室外采暖管沟穿越室内，与室内管沟连为一体，主沟设在室内走道的地板下边。雨季，室外地表水流入了地沟中，即流到室内，无法排出，造成“水灾”。

对策：

1) 应在室外与室内连接的适当位置做集水坑，使室外雨水不能流入室内管沟，而且应有从室外排走的可能。

2) 在室外管沟的设计上，应避免地表水流入沟内。室外不要做太大的管沟，管沟的检查井一定要高出路面，以防雨水流入。如不能高出时，必须采用双层密封井盖，但这一做法应尽量避免。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

3 防火排烟系统设计问题

3.1 高层民用建筑防火排烟工程设计

(1) 设置防排烟设施的目的。

简单说目的有两个：一是保证火灾时建筑物内人员的安全疏散；二是为消防队员扑灭火灾创造条件。

(2) 防、排烟设施的内容：

1) 防烟：

有利用可开启的外窗进行自然排烟来达到防烟的目的和采用机械防烟设施两种。

2) 排烟：

分为自然排烟设施和机械排烟设施两种。

(3) 机械防烟设施（即机械加压送风）

1) 机械防烟设施的设置部位。

①不具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯间前室或合用前室。

②采用自然排烟的防烟楼梯间，其不具备自然排烟条件的前室。

③封闭的避难层（或避难间）。

2) 两种加压送风系统：一种是用于防烟楼梯间或封闭避难

层(间)的加压送风系统。另一种是用于防烟楼梯间前室或合用前室的加压送风系统。这两种加压系统应独立设置。

3) 系统设计时应注意以下几点:

① 风量计算: 最快速的风量计算法, 可用门口通风的风速法, 即所选的风量, 通过门的风速不小于 0.7m/s 。而火灾时开门的数量: 20 层以下为两个, 20 层以上为 3 个。建筑高度超过 32 层时, 其送风加压系统及送风量应分段设计; 剪刀楼梯间可合用一个风道, 其送风量按两个楼梯间计算。

② 机械加压送风的楼梯间和合用前室, 宜分别设置送风系统, 当必须合用一个系统时, 应在通向前室的支管上设置压差自动调节装置。

③ 对封闭避难层(间)加压, 一般按避难层(间)的净面积计算送风量, 宜为 $\geq 30\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 。

④ 加压送风口的设置应符合下列要求:

- 楼梯间宜每隔 2~3 层设一个常开百叶送风口; 合用一个井道的剪刀楼梯应每层设一个常开式百叶送风口。

- 前室应每层设一个常闭式加压送风口, 火灾时由消防控制中心联动开启火灾层的送风口。当前室采用带启闭信号的常闭防火门时, 可设常开式加压送风口。

- 送风口的风速不宜大于 7m/s 。

- 送风口不宜设置在被门挡住的地方。

- 只在前室设机械加压送风时, 宜采用顶送风口或采用空气幕形式。

- 前室加压送风口每层设置一个时, 其风口风量应按系统总风量除以火灾时的开启门数。

⑤ 机械加压送风风机可采用轴流风机或中、低压离心风机,

其安装位置应符合以下要求:

- 送风机的进风口宜直接与室外空气相连通。
- 送风机的进风口不宜与排烟机的出风口设在同一层面上。
- 送风机宜设置在机房内或直接放在屋面上。送风管道为金属时风速不应大于 20m/s 。
- 送风机的出风管上应装止回阀(单流阀门),以防平时造成排风或倒灌。
- 送风机的安装位置应根据供电条件、风量分配均衡、新风入口不受火、烟威胁等因素确定。

(4) 机械排烟设施

1) 机械排烟设施的设置部位:

对一类高层建筑和建筑高度超过 32m 的二类高层建筑的下列部位:

- ① 无直接自然通风且长度超过 20m 的内走道或虽有直接自然通风,但长度超过 60m 的内走道。
- ② 面积超过 100m^2 ,且经常有人停留或可燃物较多的地上无窗房间或设固定窗的房间。
- ③ 不具备自然排烟条件或净空高度超过 12m 的中庭。
- ④ 除利用窗井等开窗进行自然排烟的房间外,各房间总面积超过 200m^2 或一个房间面积超过 50m^2 ,且经常有人停留或可燃物较多的地下室。
- ⑤ 商场、餐厅、公共娱乐场所等人员集中,且可燃物较多的活动场所。

2) 设计机械排烟系统时应注意五点:

- ① 注意排烟风机、排烟口和符合规范要求的排烟距离。
- ② 风口、风管及风机必须用不燃材料制作,不宜采用上建风

道。

③机械排烟系统与通风空气调节系统一般应分开设置，若与排风系统合用时，一定要有可靠的防火安全措施。

④设置机械排烟的地下空间应同时设置进风系统，进风量为排烟量的 50%，或更多些。通风机应有火灾时能供电的电源。

⑤排烟设计一定要与当地消防主管部门密切配合，并取得其同意。

3) 排烟风机、排烟口和排烟距离。

①排烟风机

a. 排烟风机可采用离心风机或采用排烟轴流风机，并应在风机的入口处设有当烟气温度超过 280°C 时能自动关闭的排烟防火阀。排烟风机应保证在 280°C 时能连续工作 30min。

b. 排烟风机宜设置在建筑物的顶部，烟气出口宜朝上，并应高于加压送风机的进风口，两者垂直距离不应小于 3m 或水平距离不应小于 10m。当系统中任一排烟口或排烟阀开启时，排烟风机应能自行启动。

c. 排烟风机必须采用不燃材料制作。

d. 排烟风机的余压应按排烟系统最不利环路进行计算，排烟量应增加 10%。

e. 排烟风机的风量应符合下列规定：

· 担负一个防烟分区排烟或净空高度大于 6.00m 的不划防烟分区的房间时，应按每平方米面积不小于 $60\text{m}^3/\text{h}$ 计算（单台风机最小排烟量不应小于 $7200\text{m}^3/\text{h}$ ）。

· 负担两个或两个以上防烟分区排烟时，应按最大防烟分区面积每平方米不小于 $120\text{m}^3/\text{h}$ 计算。

· 中庭体积小于 17000m^3 时，其排烟量按其体积的 6 次/h

换气计算；中庭体积大于 17000m^3 时，其排烟量按其体积的 4 次/h 换气计算；但最小排烟量不应小于 $102000\text{m}^3/\text{h}$ 。

② 排烟口

· 每个防烟分区内必须设置排烟口，排烟口应设置在顶棚或墙面的上部，应设在储烟仓内。

· 排烟口宜设置于该防烟分区的居中位置，并应与附近安全出口沿走道方向相邻边缘之间的最小水平距离不应小于 1.50m 。

· 排烟口平时应常闭，火灾时由火灾自动报警装置联动开启排烟区内的排烟口，且在现场设置手动开启装置。

· 排烟口的风速不宜大于 10m/s 。

③ 排烟距离

按照具体情况，规范上都有规定，但总的有一个概念，就是在防烟分区内的排烟口距最远点的水平距离不应超过 30m 。

3.2 通风空调机房的防火要求

(1) 设在高层建筑内的通风、空调机房应采用耐火极限不低于 2.00h 的隔墙， 1.50h 的楼板和甲级防火门与其他部位隔开 [“高规” 5.2.1 条]

(2) 可燃气体管道和甲、乙、丙类液体管道不应穿过通风管道和通风机房，也不应沿风管的外壁敷设。 [《建筑设计防火规范》第 9.1.5 条]

(3) 人防内通风和空调机房应采用耐火极限不低于 2.00h 的墙和楼板与其他部位隔开。隔墙上的门应采用常闭的甲级防火门 [《人民防空工程设计防火规范》第 3.1.5 条]

(4) 柴油发电机房、直燃机房和锅炉房的设置应符合下列

规定:

- 1) 应独立划分防火分区。
- 2) 宜布置在地下一层且靠人防工程外侧。
- 3) 储油间的储油量不得大于 1.00m^3 。

[《人民防空地下室设计防火规范》第 3.1.6 条]

3.3 防火排烟的有关规定

对暖通空调的设计人员来说,防火排烟十分重要,因为它是人命关天的大事,许多火灾案例都说明,在火灾中许多人不是被火烧死的,而是被烟气毒死的。如 2000 年洛阳某建筑的大火中,地下室着火,而四层歌舞厅中一下死了三百多人,全是被火灾时的烟气窒息而死的。所以防火、防烟、排烟是十分重要的,设计时要慎重对待。为此必须很好地掌握国家颁布的有关建筑防火的各种设计规范、地方制订的技术规程。需要提醒的还有一点,就是看规范时,不能只看防烟、排烟和通风、空气调节一章,而要通览全书。特别是要注意结合自己设计时的具体问题,能在规范的条文中找到合适的出路,做到“可行、合理还合法”。

规范、规程中有一些“严禁”的条文,在此摘录一些,希望大家给予足够的重视:

(1) 输送可燃气体和甲、乙、丙类液体的管道,严禁穿过防火墙。其他管道不宜穿过防火墙,当必须穿过时,应采用不燃烧材料将其周围的空隙填塞密实。穿过防火墙处的保温材料,应采用不燃烧材料。[摘自《高层民用建筑设计防火规范》GB 50045—95 (2001 年版) 第 5.2.4 条]

(2) 人防工程内严禁存放液化石油气钢瓶,并不得使用液化

石油气和闪点小于 60°C 的液体作燃料。〔摘自《人民防空工程防火设计规范》(GB 50098—98)(2001 年版)第 3.1.2 条〕

(3) 地下锅炉房的燃料应选用丙类液体(轻油)或气体燃料(城市燃气、天然气)不宜用重油或渣油,严禁使用液化石油气。〔摘自上海市标准《民用建筑锅炉房设置规定》第 4.1.2.2 条:〕

因为可燃气体管道和甲、乙、丙类液体管道,万一破损,大量可燃物出来,防火墙两边的房间受严重威胁。

规范和规程中规定了在什么地方,通风、空气调节的管道上应当装设防火阀。这一点很重要,试着将这些规定收集起来,归纳如下:

下列情况之一的通风、空气调节系统的风管上应设防火阀:

- (1) 风管穿越防火分区处;
- (2) 风管穿越通风、空气调节机房的隔墙和楼板处;
- (3) 风管穿越重要房间的隔墙和楼板处;
- (4) 风管穿越火灾危险性大的房间隔墙和楼板处;
- (5) 垂直风管与每层水平风管交接处的水平管段上;
- (6) 风管穿越变形缝处的两侧;
- (7) 在人防地下室中,风管穿过设有防火门的房间隔墙或楼板处。

3.3.1 上述防火阀的动作温度是多少?

《民用建筑设计防火规范》规定:防火阀的动作温度宜为 70°C 。即平时为常开, 70°C 时关闭。

3.3.2 防火阀的安装应注意什么?

防火阀应设单独的支、吊架。当防火阀暗装时,应在防火阀安装部位的吊顶或隔墙上设置检修口,检修口不宜小于 $0.45\text{m} \times 0.45\text{m}$ 。

3.3.3 什么是排烟防火阀？它安装在何处？

排烟防火阀也称防火排烟阀，平时呈开启状态，当管道内气体温度达到 280°C 时自动关闭，在一定时间内具有足够耐火稳定性和耐火完整性要求，是起隔烟阻火作用的阀门。它安装在排烟系统风管上。

3.4 设计常用防火排烟系统原理图

系统原理图见图 3.4-1、图 3.4-2。

图例：

JY——加压送风系统

PY——排烟系统

S.D——防火阀（ 70°C 熔断）

B.S.F.D——排烟防火阀

F.S.D——防火阀（ 280°C 动作）

3.5 大空间的防火排烟问题

大空间的防烟与排烟，一直是一个探讨的问题，按防火规范 GB 50016 送审稿的要求：“公共建筑中经常有人停留或可燃物较多，且建筑面积大于 300m^2 的地上房间均应设防烟或排烟设施。”但排烟量按多少计算，也是一个问题，就目前工程设计的情况看，多是参照《高层民用建筑设计防火规范》对中庭的规定，采用 4次/h 的换气量作为排烟量计算。而做法可参考下列两工程：

例 1：某剧院的防烟排烟原理图。（该工程由中国建筑设计

研究院 徐稳龙总工设计) (图 3.5-1)

例 2: 某国际会议展览中心的空调防排烟平面图。(该工程由中国建筑设计研究院 丁高总工设计) (图 3.5-2、图 3.5-3、图 3.5-4)

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球