

暖通空调设计培训教材

上海万国科技发展有限公司

暖通空调设计培训教材目录

1 暖通空调设计文件编制深度规定

- 1.1 方案设计
- 1.2 初步设计
- 1.3 施工图设计

2 通风与防火

- 2.1 通风系统一般规定
- 2.2 厨房通风
- 2.3 洗衣房通风
- 2.4 汽车库通风
- 2.5 电气及设备用房通风
- 2.6 卫生间通风及其他
- 2.7 通风机及风道系统
- 2.8 防火排烟
- 2.9 防烟、排烟设计

3 人防地下室通风

- 3.1 概述
- 3.2 防护通风设计
- 3.3 柴油发电机房通风
- 3.4 工程设计实例

4 采暖与供热

- 4.1 采暖建筑围护结构热工性能要求
- 4.2 采暖负荷计算
- 4.3 散热器
- 4.4 室内散热器采暖
- 4.5 热风采暖与空气幕
- 4.6 地板辐射采暖
- 4.7 热水采暖系统水力计算
- 4.8 室内采暖管道及其他
- 4.9 室外供热管道

5 空气调节

- 5.1 围护结构热工要求
- 5.2 冷、暖负荷计算
- 5.3 系统设计

- 5.4 送风量与气流组织
- 5.5 空气处理过程
- 5.6 典型设计图简介

6 制冷装置

- 6.1 一般规定
- 6.2 制冷机房布置原则
- 6.3 冷媒管道设计
- 6.4 控制及安全保护
- 6.5 蓄冷系统
- 6.6 空调水系统

7 控制与监测

- 7.1 概论
- 7.2 传感器、调节阀和执行器
- 7.3 冷、热源及空调水系统监控
- 7.4 空调机组监控
- 7.5 空调系统末端装置监控
- 7.6 采暖通风系统控制
- 7.7 防火及防排烟系统控制
- 7.8 中央监控管理系统

8 消声和减振

- 8.1 基本规定
- 8.2 噪声及振动标准
- 8.3 设备隔声处理
- 8.4 风道系统消声设计
- 8.5 减振设计

1 暖通空调设计文件编制深度规定

1.1 方案设计

- 1.1.1 采用通风—空气调节的设计方案要点。
- 1.1.2 采暖、空气调节的室内设计参数及设计标准。
- 1.1.3 冷、热负荷的估算数据。
- 1.1.4 采暖热源的选择及其参数。
- 1.1.5 空气调节的冷源、热源选择及参数。
- 1.1.6 采暖、空气调节的系统形式，简述控制方式。
- 1.1.7 通风系统简述。
- 1.1.8 防烟、排烟系统简述。

1.2 初步设计

1.2.1 采暖通风与空气调节初步设计应有设计说明书，除小型、简单工程外，初步设计还应包括设计图纸、设备表及计算书。

1.2.2 设计说明

1 设计依据

- 1) 与本专业有关的批准文件和建设方要求；
- 2) 本工程采用的主要法规和标准；
- 3) 其他专业提供的本工程设计资料等。

2 设计范围

根据设计任务书和有关设计资料，说明本专业设计的内容和分工。

3 设计计算参数

- 1) 室外空气计算参数。
- 2) 室内空气设计参数。

4 采暖

- 1) 采暖热负荷；
- 2) 叙述热源状况、热媒参数、室外管线及系统补水与定压；
- 3) 采暖系统形式及管道敷设方式；
- 4) 采暖分户热计量及控制；

5 空调

- 1) 空调冷、热负荷；
- 2) 空调系统冷源及冷媒选择，冷水、冷却水参数；
- 3) 空调系统热源供给方式及参数；
- 4) 空调风、水系统简述，必要的气流组织说明；
- 5) 监测与控制简述；
- 6) 空调系统的防火技术措施；

- 7) 管道的材料及保温材料的选择;
- 8) 主要设备的选择。

6 通风

- 1) 需要通风的房间或部位;
- 2) 通风系统的形式和换气次数;
- 3) 通风系统设备的选择和风量平衡;
- 4) 通风系统的防火技术措施。

7 防烟、排烟

- 1) 防烟及排烟简述;
- 2) 防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室或合用前以及封闭式避难层(间)的防烟设施和设备选择;
- 3) 中庭、内走道、地下室等,需要排烟房间的排烟设施和设备选择;
- 4) 防烟、排烟系统风量叙述,需要说明的控制程序。

8 有关专篇涉及的内容(环境保护、消防、劳动安全卫生、安保、交通组织节能、建筑智能化)。

1.2.3 设计图纸

1 采暖通风与空气调节初步设计图纸一般包括图例、系统流程图、主要平面图。除较复杂的空调机房外,各种管道可绘单线图。

2 系统流程图应表示热力系统、制冷系统、空调水路系统、必要的空调风路系统、防排烟系统、排风、补风等系统工程的流程和上述系统的控制方式。

注:必要的空调风路系统是指有较严格的净化和温湿度要求的系统。当空调风路系统、防排烟系统、排风、补风等系统跨越楼层不多,且在平面图中可较完整地表示系统时,可只绘制平面图,不绘制系统流程图。

3 采暖平面图

绘出散热器位置、采暖干管的入口、走向及系统编号。

4 通风、空调和冷热源机房平面图

绘出设备位置、管道走向、风口位置、设备编号及连接设备机房的主要管道等,大型复杂工程还应注出大风管的主要标高和管径,管道交叉复杂处需绘局部剖面。

1.2.4 设备表:列出主要设备的名称、型号、规格、数量等。

1.2.5 计算书(供内部使用)

对于采暖通风与空调工程的热负荷、冷负荷、风量、空调冷热量、冷却水量、管径、主要风道尺寸及主要设备的选择,应做初步计算。

1.3 施工图设计

1.3.1 在施工图设计阶段,采暖通风与空气调节专业设计文件应包括图纸目录、设计与施工说明、设备表、设计图纸、计算书。

1.3.2 图纸目录

先列新绘图纸,后列选用的标准图或重复利用图。

1.3.3 设计说明和施工说明

(1) 设计说明

应介绍设计概况和暖通空调室内外设计参数;热源、冷源情况;热媒、冷媒参数;采暖热负荷、耗热量指标及系统总阻力;空调冷负荷、冷热量指标,系统形式和控制方法,必要时,需说明系

统的使用操作要点，例如空调系统季节转换，防排烟系统的风路转换等。

(2) 施工说明

应说明设计中使用的材料和附件，系统工程压力和试压要求；施工安装要求及注意事项。采暖系统还应该说明散热型号。

(3) 图例

(4) 当本专业的设计内容分别由两个或两个以上的单位承担设计时，应明确交接配合的设计分工范围。

1.3.4 设备表，施工图阶段，型号、规格栏应注明详细的技术数据。

1.3.5 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。底层平面图上绘出指北针。

(2) 采暖平面绘出散热器位置，注明片数或长度，采暖干管及立管位置、编号；管道的阀门、放气、泄水、固定支架、伸缩器、入品装置、减压装置、疏水器、管沟及检查人孔位置。注明干管管径及标高。

(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，单线绘出空调冷热水、凝结水等管道。标注风管尺寸、标高及风口尺寸（圆形风管注管径、矩形风管注宽×高），标注水管管径及标高；各种设备及风口安装的定位尺寸和编号；消声器、调节阀、防火阀等各种部件位置及风管、风口的气流方向。

(5) 当建筑装修未确定时，风管和水管可先出单线走向示意图，注明房间送、回风量或风机盘管数量、规格。建筑装修确定后，应按规定要求绘制平面图。

1.3.6 通风、空调剖面图

(1) 风管或管道与设备连接交叉复杂的部位，应绘剖面图或局部剖面。

(2) 绘出风管、水管、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、水管等的尺寸和标高，气流方向及详图索引编号。

1.3.7 通风、空调、制冷机房平面图

(1) 机房图应根据需要增大比例，绘出通风、空调、制冷设备（如冷水机组、新风机组、空调器、冷热水泵、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) 绘出连接设备的风管、水管位置及走向；注明尺寸、管径、标高。

(3) 标注机房内所有设备、管道附件（各种仪表、阀门、柔性短管、过滤器等）的位置。

1.3.8 通风、空调、制冷机房剖面图

(1) 当其它图纸不能表达复杂管道相对关系及竖向位置时，应绘制剖面图。

(2) 剖面图应绘出对应于机房平面图的设备、设备基础、管道和附件的竖向位置、竖向尺寸和标高。标注连接设备的管道位置尺寸；注明设备和附件编号以及详图索引编号。

1.3.9 系统图、立管图

(1) 分户热计量的户内采暖系统或小型采暖系统，当平面图不能表示清楚时应绘制透视图，比例宜与平面图一致，按 45° 或 30° 轴侧设影绘制；多层、高层建筑的集中采暖系统，应绘制采暖立管图，并编号。上述图纸应注明管径、坡向、标高、散热器型号和数量。

(2) 热力、制冷、空调冷热水系统及复杂的风系统应绘制系统流程图。系统流程图应绘出设备、阀门、控制仪表、配件，标注介质流向、管径及设备编号。流程图可不按比例绘制但管路分支应与平面图相符。

(3) 空调的供冷、供热分支水路采用竖向输送时，应有控制原理图，并编号，注明管径、坡向、标高及空调器的型号。

(4) 空调、制冷系统有监测与控制时，应有控制原理图，图中以图例绘出设备、传感器及控制元件位置；说明控制要求和必要的控制参数。

1.3.10 详图

(1) 采暖、通风、空调、制冷系统的各种设备及零部件施工安装，应注明采用的标准图、通用图的图名图号。凡无现成图纸可选，且需要交待设计意图的，均需绘制详图。

(2) 简单的详图，可就图引出，绘局部详图；制作详图或安装复杂的详图应单独绘制。

1.3.11 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，计算书应注明软件名称，附上相应的简图及输入数据。

2 通风与防火

2.1 通风系统一般规定

2.1.1 一般房间的通风换气，应尽量利用自然通风。但下列情况应设置机械通风：

- 1 散发大量热、湿的房间；
- 2 散发烟、臭味等有害气体的房间；
- 3 无自然通风条件或自然通风不能满足通风换气要求的房间。

2.1.2 机械通风应优先采用局部排风，局部排风达不到卫生要求时，才采用全面排风。

2.1.3 机械通风系统布置，应符合下列要求：

1 送风要求不同的房间，宜独立设置送风系统，如：厨房、洗衣房、地下车库、变压器室、蓄电池室和柴油发电机房等。

2 产生有害气体的房间，应独立设置排风系统，且排风量要大于送风量，以保持室内处于负压状态。

3 集中设置的排风系统，每个房间的排风风支管上应有防止回流的措施。

2.1.4 机械通风系统进排风口的设置，应符合下列要求：

- 1 进风口应设在室外空气较洁净的地方。
- 2 进、排风 底部距室外地面不宜低于 2m，设在绿化地带时不宜低于 1m。

3 进风口应尽量设在排风口的上风侧，宜低于排风口 6m；当进排风口在同一高度时，宜在不同方向设置，且水平距离不宜小于 10m。

4 直接排入大气的有害物，应符合环保及卫生防疫部门的有在排放要求和标准，不符合时应进行净化处理。

5 机械通风系统的通风量应按消防余热、余湿及稀释有害物气氛需的换气量计算，如室内同时有余热、余湿及有害物时，通风量取其中最大值。当散发有害物量不能确定时，可根据换气次数确定。不同房间的换气次数见下表：

房间名称	换气次数 n/h	房间名称	换气次数 n/h
冷冻机房	10~20	地下车库	+5/-6
配电室	8~10	洗衣房	20~30

变电室	15~30	污水处理站	10~15
中餐厨房	40~50	锅炉房	8~10
西餐厨房	30~40	吸烟室	10
职工餐厅厨房	25~35	卫生间	5~10
面包房	20~30	日用油箱间	5~6
水泵房	3~4	暗室	5
书库	4~6	仓库	3~4

注：1 冷冻机房、变电室的通风量应按设备的发热量和设备所允许的最高环境温度计算，在方案设计和初步设计时，可按换气次数估算。

2 锅炉房的换气次数只考虑排除余热，未计算锅炉燃烧所需空气量。

2.1.6 对采用机械通风的房间，应考虑风量平衡和热量平衡。

2.2 厨房通风

2.2.1 中、高级民用建筑的厨房应设机械送、排风系统，普通民用建筑的厨房应以自然通风为主，必要时辅以机械排风。

2.2.2 产生油烟的设备应设带有机械排风和油烟过滤器的排气罩，有条件时宜设自动清洗式除油装置；产生大量蒸气应安置在隔开的小房间内，并在其上部设带有机械排风的排风罩。

2.2.3 排风罩设计应符合下列要求：

1 排气罩的平面尺寸应比炉灶边尺寸大 100mm，排气罩下沿距炉灶面的距离不宜大于 1.0m，排气罩的深度不宜小于 600mm。

2 排气罩的最小排风量按下式进行计算：

$$L=1000 \times P \times H \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (4.2.3)$$

式中：L—排风量 (m^3/h)；

P—罩子的周边长（靠墙的边不计）(m)；

H—罩口至灶面的距离 (m)。

注：用上述公式计算出的排风量应按罩口面积核算罩口的吸风速度，罩口的吸风速度不应上于 0.5m/s。

2.2.4 洗碗间排气罩断面吸风速度不宜小于 0.2m/s。一般食堂洗碗间的排风量为 500 m^3/h 。计算补风量时，考虑到洗碗间不连续工作，可按排风量的 30%计算。

2.2.5 厨房通风系统的风量应按下列原则确定：

1 厨房的排风量宜根据设备散热量和送排风温差，按平衡计算出。计算时，厨房的室内计算温度可采用下列数值：冬季 15 $^{\circ}\text{C}$ ，夏季 35 $^{\circ}\text{C}$ 。计算公式为：

$$L = \frac{Q}{0.348 (t_p - t_j)} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (4.2.5)$$

式中：L—必须的换气量 (m^3/h)；

t_p —室内排风设计温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

t_j —室外送风计算温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

Q—厨房内的总发热量（显热）(W)；

$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$

Q1—炊事设备发热量 (W)，宜按工艺提供数据；

- Q2—操作人员散热量 (W);
- Q3—照明灯具散热量 (W);
- Q4—外围护结构的冷负荷 (W)。

2 厨房排风量应大于补风量, 补风量为排风量的 80%~90%, 使厨房保持一定负压。

3 总排风量的 65%由局部排气罩排出, 其余 5%由厨房全面换气排风口排出。

2.2.6 厨房排风系统宜专用, 整个厨房不宜只设一个排风系统, 宜按每个炉灶分设, 既灵活又节能, 补风系统根据排风系统做相应设置。

2.2.7 有条件时, 宜对夏季补风做冷却处理, 可设置局部或全面冷却装置; 北方地区应对冬季补风做加热处理。

2.2.8 厨房排风系统应的其他问题:

1 排风管道一般用 1.5mm 厚的钢板焊接制作, 应尽量缩短水平管道, 并应有 2%以上的坡度坡向排气罩。

2 排风道内的风速不应小于 8m/s。排风罩内接管处的喉部风速应为 4~5m/s。

3 应采用电机外置型的排风机。

2.3 洗衣房通风

2.3.1 洗衣房尽量采用自然通风和局部排风相结合的方式, 当自然通风达不以室内环境要求时, 则设机械通风系统。

2.3.2 机械通风系统的补风应采用岗位送风和全面送风相结合的方式, 如有条件宜对夏季补风做冷却处理; 北方地区应对冬季补风做加热处理。

2.3.3 洗衣机、烫平机、干洗机、压烫机、人形吹烫机的上部应设排气罩, 烘干机上应设排气管, 排气罩的罩面风速不应小于 0.5m/s。干洗机的排气系统应单独设置, 不得与其他系统合并, 收衣房间应单独设排风系统, 且宜有消毒措施, 以防病菌传染。

2.3.4 洗衣房的通风量宜按设备散热量、散湿量计算确定, 设备散热量、散湿量应由工艺提供。室内计算温度可采用下列数值: 冬季 15℃, 夏季 30℃。

2.3.5 洗衣房通风的气流应使空气由取衣部分向收衣部分流动, 工作区的气流速度一般不应大于 0.5m/s。

2.3.6 洗衣房的排风应略大于送风, 以使其保护微负压状态。

2.4 汽车库通风

2.4.1 汽车库设有分布均匀且可开启的门窗, 或有开敞的车辆出入口时, 可采用机械排风、自然进风的通风方式。当不具备自然进风条件时, 应同时设置机械进、排风系统。

2.4.2 停车库机械通风的排风量, 可按下列两种方法计算:

1 换气次数:

一般停车库汽车为单层停放, 可按体积换气次数计算。

1) 当层高小于 3m 时, 按实际高度计算换气体积; 层高 $\geq 3m$ 时, 按 3m 高度计算换气体积。

2) 商业建筑汽车出入频率较大时, 按 6 次/h 换气次数; 出入频率一般时, 按 5 次/h 换气次数; 住宅建筑等汽车出入频率较小时按 4 次/h 换气次数。

2 按每辆车所需排风量:

汽车全部或部分为双层停放时, 宜按每辆车所需排风量计算。如商业建筑等汽车出入频率较大

时，可取每辆 $500\text{m}^3/\text{h}$ ；汽车出入频率一般时，可取每辆 $400\text{m}^3/\text{h}$ ；住宅建筑等汽车出入频率较小时，可取每辆 $300\text{m}^3/\text{h}$ 。

2.4.3 机械进风系统的进风量一般为排风量的 80%~85%。

2.4.4 考虑到出入频率的不同，车库的进排风机宜采用多台风机并联或采用变频风机，以适应通风负荷的变化。

2.4.5 汽车库采用接风管的机械进、排风系统时，应注意气流分布的均匀，减少通风死角。

2.5 电气及设备用房通风

2.5.1 柴油发电机房的通风

1 柴油发电房的室温应小于等于 35°C ；当机组不运行时，室温应不低于 5°C 。

2 柴油发电机房宜设置独立的送排风系统。

3 柴油发电机房排除余热所需的排风量应根据其容量及冷却方式由计算确定，或直接采用柴油发电机厂商提供的数据。

4 柴油发电机房的送风量为排风量与燃烧空气之和，柴油发电机的燃烧空气量一般可按每马力每小时 5m^3 估算。

5 柴油发电机房的储油间应设通风，通风量不小于每小时 3 次的换气量。

6 柴油发电机的排烟口与排烟管的连接宜采用柔性连接，当排烟管连接两台以 的机组时，排烟支管上宜设单向阀。

7 柴油发电机的排烟管应单独排到室外，排烟管的出口处应做消声处理。

8 排烟管的室内部分应作保温，采用耐高温的保温材料，保温层的外表面温度不应超过 60°C 。柴油发电机的排烟温度由厂商提供。

2.5.2 变配电室的通风

1 变压器室及高低压配电室宜采用自然通风，当自然通风不能满足排热要求时应采用机械通风方式。

2 当采用机械通风时，气流应从高低压配电室流向变压器室，从变压器室排至室外。

3 变压器室夏季的排风温度不宜高于 45°C 。

4 配电室的环境温度和湿度应根据相关设备所提要求来设定。设在地下的变配电室及其控制室（或值班室），当一般机械通风不能满足卫生条件要求时，应设降温装置。

5 变压器室及高低压配电室当采用机械通风时，其通风管道应采用非燃烧材料制作。

2.5.3 制冷机房的通风

1 制冷机房夏季温度不宜超过 35°C ，冬季温度不尖低于 16°C ，冬季设备停止运行时的值班温度不低于 5°C 。

2 制冷机房，应设置独立的机械通风系统，以保证平时通风及事故通风。

3 平时通风量及事故排风量可按第 6.2.8 条计算。

4 氟利昂压缩式制冷机房的事事故排风口均应设在距地面 1.2m 以下。平时通风时，排风口应在机房上、下均匀布置。

5 制冷机房应根据制冷剂的种类设置制冷剂泄露的监测器及报警器。

2.5.4 燃油燃气锅炉房的通风

1 燃气调压间等有爆炸危险的房间，通风换气数不应小于 3 次/h。当自然通风不能满足要求时，应设置机械通风装置，按换气量不小于 2 次/h 选择通我设备，其电机应为防爆型。

2 油泵房和贮存闪点 $\geq 45^\circ\text{C}$ 的易燃油品的地下油库，除采用自然通风外，油泵应设有换气不小

于 10 次/h 的机械通风装置，油库应设有换气不小于 6 次/h 的机械通风装置。换气风量可按房间高度为 4m 计算。

3 设置在地面上的易燃油泵房，发其外墙下部设有百叶窗、花格墙等对外常开孔口时，可不设置机械通风装置。

4 设置在民用建筑内的锅炉房还应满足下列要求：

1)

2) 锅炉房应有独立的送风、排风系统，送风量应大于燃烧所需要的空气量。

控制室、操作室、化验室、值班室等应根据人数提供足够的新风量，并宜配置冬季供暖和夏季降温设备。

2.6 卫生间通风及其他

2.6.1 卫生间通风

1 公共卫生间、高层住宅卫生间、旅馆客房卫生间及大于 5 个喷头的沐浴间应设置机械排风，以形成负压。多层住宅的卫生间可设自然排风竖井，有条件时宜设机械排风。

2 设有空调系统的旅馆客房卫生间的排风量宜按所在客房新风量的 80%~90% 确定。公共卫生间的排风量按每小时不小于 10 次的换气量计算。住宅卫生间按每小时不小于 5 次的换气量计算。

3 高层建筑竖向设置卫生间排风系统时，宜在顶部设置集中的总排风机，并在每个卫生间设排气扇，以防各层排风量不均匀。

2.6.2 吸烟室应设机械排风，排风量可按每小时 10 次换气计算。

2.6.3 电梯机房可采用自带冷源的空调机组降温，或设机械排风，排风量按照电梯设备的发热量和电梯机房允许温度，由热平衡计算确定。

2.7 通风机及风道系统

2.7.1 通风机的风量除应满足计算风量外，还应增加一定的管道漏风量，空调系统及一般进、排风系统的漏风附加率为不大于 10%。在管网计算时不考虑管道漏风量。

2.7.2 通风机房应遵守下列规定

1 用于有爆炸危险房间的送、排风机房及排除有害气体的排风机房，应有良好的通风，其通风量不小于每小时 1 次换气。

2 排除有害气体的排风机不应与送风机设置在同一机房内。

3 有爆炸危险房间的送、排风机不应与无爆炸危险房间的送、排风机设置在同一机房内。

4 通风机房不宜直接设置在住宅、教室、观众厅、手术室、病房、录音室等要求安静的房间的上边或下边。如必须设置时，至少应有管道层隔开。

2.7.3 选择通风机时，风量、风压裕量不应过大，并应进行运行工况分析，确定经济合理的台数，使调节简单，有条件时可采用变速风机，以减少运行费用。

2.7.4 通风机房装设调节阀，以便调节系统的风量及风压。调节阀宜采用百叶式或花瓣式。

2.7.5 通风管道宜采用钢板制作，当输送腐蚀性或潮湿气体时，通风管道风机及配件均应做防腐蚀处理。当采用非金属材料制作风管时，必须符合防火标准，并应保证风管的坚固及严密性。

2.7.6 风管各管段之间的压力损失应力求平衡，通风系统各并联支管之间允许的压力差不宜大于 15%，如达不到要求时，应设调节阀调节。

2.7.7 全面通风的气流组织应符合下列规定

1 排气口应设在散出有害物较多的地方，而送风口则应设在散出有害物较小的地方或人员经常停留的地方。当室内有有害气体产生而又设有局部排气时，则空气可送至上部地带。

2 室内气流方向应从有害物浓度较少的地区流向浓度较大的地区，特别重要的是应使气流能将有害物从人员休息区带走。

2.7.8 选风机时，首先选用低噪声风机；考虑风机的消声时，不仅要达到室内的噪声标准，而且室外进、排风口处也要遵守环境保护部门的有关规定。

2.7.9 放散热、湿、烟、味等的房间及普通地下室均应考虑通风换气。

通风换气应尽可能采用自然通风方式，以节省能源和投资。只有当自然通风不能保证卫生要求时，才采用机械通风。机械通风时又应尽量采用局部排风，当局部排风达不到卫生要求时，才采用全面排风。

2.7.10 排风管道的排出口宜高出屋脊，排出口的上端高出屋脊的高度一般不得小于下列规定：

- 1 当排出无毒气体时，为 0.5m。
- 2 当排出最高允许浓度大于 $5\text{mg}/\text{m}^3$ 的有毒气体时，为 3m。
- 3 当排出最高允许浓度小于 $5\text{mg}/\text{m}^3$ 的有毒气体时，为 5m。

2.7.11 风管的制作与连接，应符合下列要求

1 风管尺寸宜采用全国统一规格，板材厚度及法兰材料规格应符合《通风与空调工程施工质量验收规范》GB50243-2002。

2 矩形风管的长边与短边比，最大不应超过 10。

3 风管弯头的曲率半径一般取 $1.0\sim 1.5b$ (b 为风管弯边的宽度)。当曲率半径边小中采用直角弯头时，应设导流叶片。圆风管弯头曲率半径取 $1.0\sim 1.5D$ (D 为风管直径)。

4 风管的变径，应做成渐扩或渐缩形，其每边扩大或收缩角度不宜大于 30° 。

5 风管系统中使用静压箱时，静压箱断面风速应小于 $1.5\text{m}/\text{s}$ 。

6 弯头、三通、调节阀、变径管等管件之间间距不应过小，宜保持 5~10 倍管径长的直管段，以免增加风管阻力和噪声。

2.8 防火排烟

2.8.1 设计新建、扩建和改建的九层及九层以下的住宅（包括首层设置商业服务设施的住宅）和建筑高度不大于 24m 的其他民用建筑，以及建筑高度大于 24m 的单层公共建筑时，应按国家现行的《建筑设计防火规范》GBJ 16-87（2001 年版）执行。

设计新建、扩建和改建的十层及十层以上的居住建筑（包括首层设置商业服务网点的住宅）和建筑高度超过 24m 的公共建筑时，应按国家现行的《高层民用建筑设计防火规范》GBJ 16-87（2001 年版）执行。

上海市工程除执行上述规范外，还应满足上海市工程建设规范《民用建筑防排烟技术规程》DGJ08-88-2000 的要求。

2.8.2 非高层民用建筑及高度大于 24m 的单层公共建筑下列部位应设防烟、排烟设施：

1 防烟楼梯间及其前室、消防电梯间前室和合用前室应设防烟设施。

2 下列部位应设排烟设施：

1) 公共建筑中经常有人停留或可燃物较多，且面积大于 300m^2 的地上房间。

2) 总面积大于 200m^2 或一个房间面积大于 50m^2 ，且经常有人停留或可燃物较多的地下室。

3) 地下室、公共建筑中长度大于 20m 的疏散内走道，其他建筑中长度大于 40m 的疏散内走道。

4) 建筑占地面积大于 1000m^2 的地上丙类仓库。

5) 中庭。

2.8.3 高层民用建筑的下列部位应设防烟、排烟设施：

1 防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室或合用前室和封闭避难层应设置机械加压送风的防烟设施或设有可开启外窗的自然排烟设施。

2 高层民用建筑下列部位应设置可开启外窗的自然排烟设施或设有机械排烟设施。

1) 长度超过 20m 的疏散内走道；

2) 面积超过 100m²，且经常有人停留或可燃物较多的房间；

3) 各房间总面积超过 200m²或一个房间面积超过 50m²，且经常有人停留或可燃物较多的地下室；

4) 中庭；

5) 封闭避难层（间）。

2.8.4 按 4.1.2 和 4.1.3 条规定应设防烟或排烟设施的部位，除建筑高度超过 50m 的一类公共建筑和建筑高度超过 100m 的居住建筑外，宜首先考虑采用自然通风方式进行防烟或排烟。当自然通风方式不能满足要求时，应采用机械防烟或排烟方式。

2.8.5 采用自然排烟时，其自然排烟口的净面积应符合下列条件：

1 防烟楼梯间前室、消防电梯间前室可开启外窗面积不应小于 2m²，合用前室不应小于 3m²。

2 靠外墙的防烟楼梯间每 5 层内可开启排烟窗总面积不应小于 2m²，且顶层应有一定的开窗面积。

3 长度不超过 60m 的内走道可开启外窗面积不应小于走道面积的 2%。

4 中庭、剧场舞台及生产厂房可开启外窗面积不应小于该部位建筑面积的 5%。

5 按本措施 4.1.2、4.1.3 条中采取自然排烟设施的其他场所和部位，可开启外窗面积不应小于该场所和部位建筑面积的 2%。

2.8.6 自然排烟口，宜设置在房间、走道、楼梯间的上部或靠近屋顶的外墙上方，并应有方便开启的装置。排烟口距该防烟分区最远点的水平距离不应超过 30m。

2.8.7 建筑中的下列部位应设独立的机械加压送风防烟设施：

1 不具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯间的前室或合用前室。

2 采用自然排烟设施的防烟楼梯间中不具备自然排烟条件的前室。

3 封闭避难层（间）。

2.8.8 机械加压送风量应经计算确定，常用的两个基本计算方法是：

压差法：即当疏散通道门关闭时，加压部位保持一定的正压值所需送风量。

$$Ly=0.827 \times A \times \Delta P^{1/N} \times 1.25 \times 3600 \quad (2.1.8-1)$$

式中 Ly—加压送风量 (m³/h)；

0.827—计算常数（漏风率系数）；

A—门、窗缝隙的计算漏风总面积 (m²)；

ΔP—门、窗两侧的压差值 Pa，对于防烟楼梯间取 40~50 Pa，对于前室、消防电梯前室、合用前室取 25~30 Pa；

N—指数，对于门缝及较大漏风面积取 2，对于窗缝取 1.6；

1.25—不严密处附加系数。

风速法：开启着火层疏散门时需要相对保持门洞处一定风速所需送风量。

$$Ly= nFV (1+b) / a \times 3600 \quad (2.1.8-2)$$

式中 Ly—加压送风量 (m³/h)；

F—每个门的开启面积 (m²)；

V—开启门洞处的平均风速，取 0.6~1.0m/s；

A—背压系数，根据加压间密封程度，在 0.6~1.0 范围内取值；

B—漏风附加率，取 0.1~0.2；

N—同时开启门的计算数量。当建筑物为 20 层以下时取 2，当建筑物为 20 层及其以上时取 3。

根据以上压差法和风速法分别算出风量并取其大值，再与《高层民用建筑设计防火规范》（GB50045-95）或《建筑设计防火规范》（GB50016-2003）中有关规定比较，取其中大值作为系统计算加压送风量。

2.8.9 机械加压送风系统最不利环路阻力损失外的余压值：防烟楼梯间应为 40~50Pa；前室、合用前室应为 25~30Pa。

2.8.10 高层民用建筑防烟楼梯间的加压送风口宜每隔 2 或 3 层设置一个；非高层民用建筑的加压送风口宜每隔 1 或 2 层设置一个；前室或合用前室的加压送风应每层设置一个。

2.8.11 机械加压送风系统设计中需注意：

- 1 防烟楼梯间和合用前室的机械加压送风系统宜分别独立设置。
- 2 建筑层数超过 32 层时，其送风系统及送风量应分段设计。
- 3 剪刀楼梯间可合用一个风道，其风量按两楼梯间风量计算，送风口应分别设置。塔式住宅设计一个前室的剪刀楼梯应分别设置加压送风系统。
- 4 地上和地下同一位置的防烟楼梯间需采用机械加压送风时，均应满足加压风量的要求。
- 5 前室的加压送风口为常闭型时，应设置手动和自动开启装置，并与加压送风机的启动装置连锁，手动开启装置宜设在距地面 0.8~1.5m 处或常闭加压风阀。
- 6 前室的加压送风口为常开型时，加压送风量应计入火灾时不开门的楼层门缝的漏风量，可取总风量的 10%~20%，并应在加压风机的压出管上设置止回阀。
- 7 采用机械加压送风系统的楼梯间或前室，当某些层有外窗时，应尽量减少开窗面积或设固定窗扇，系统加压送风量应计算窗缝的漏风量。
- 8 封闭避难层（间）的机械加压送风量，应按避难层（间）净面积每平方米不小于 30m³/h 计算。
- 9 加压送风的楼梯间与前室宜设置防止超压的泄压装置。

2.8.12 下列楼梯间或前室可不设防烟设施：

- 1 防烟楼梯间设有机械加压送风时的独立前室。
- 2 防烟楼梯间的前室或合用前室利用敞开的阳台、凹廊作自然排烟，或有不同朝向的可开启外窗、且面积符合要求的防烟楼梯间（建筑高度超过 50m 的一类公共建筑和超过 100m 的居住建筑除外）。
- 3 建筑高度低于 100m 的居住建筑，前室设有面积符合要求的可开启外窗的楼梯间。

2.8.13 建筑中的下列部位应设置机械排烟设施：

- 1 在 4.1.2 和 4.1.3 条中规定应设排烟设施，但不具备自然排烟条件的部位。
- 2 有直接自然通风，但人员密集场所中长度超过 40m 的疏散内走道和其他建筑中长度超过 60m 的疏散内走道。

2.8.14 需设机械排烟设施且建筑高度不超过 6m 的部位，应划分防烟分区，可彩隔墙或从顶棚下突出不小于 500mm 的梁或用不燃材料制作的挡烟垂壁划分防烟分区。每个防烟分区的建筑面积不宜超过 500m²。防烟分区不应跨越防火分区。自动控制的活动挡烟垂壁，应能就地手动控制，但下落时下端距地面的高度应>1.8m。

2.8.15 设置机械排烟设施的部位，其排烟风机的排烟量应符合表 4.1.15 的规定。

表 4.1.15 排烟风机的排烟量

排烟系统及其设置部位		排烟量或换气次数	备注
担负一个防烟分区的排烟系统		$\geq 60\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$	风机最小排烟量不应小于 $7200\text{m}^3/\text{h}$
净高大于 6m 且不划分防烟分区的空间的排烟系统			
担负 2 个及以上的防烟分区的排烟系统		$\geq 120\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$	应按最大的防烟分区面积计算
中庭排烟系统	体积 $\leq 17000\text{m}^3$	6 次/h	体积 $> 17000\text{m}^3$, 最小排烟量不应小于 $102000\text{m}^3/\text{h}$
	体积 $> 17000\text{m}^3$	6 次/h	

2.8.16 机械排烟系统横向宜按防火分区设置, 竖向穿越防火分时, 垂直风管宜设置在管井内。穿越防火分区的排烟管道, 应在穿越处设置 280°C 时自动关闭的防火阀。

2.8.17 在地下室设置机械排烟系统时, 应同时设置补风系统, 且补风量不宜小于排烟量的 50%。当补风通路的空气阻力不大于 50Pa 时, 可采用自然补风方式, 否则应采用机械补风方式。

2.8.18 机械排烟系统中排烟口或排烟阀的设置应符合以下要求:

1 排烟口或排烟阀应按防烟分区设置。

2 排烟口应设置在顶棚或靠近顶棚的墙面上, 且与附近安全出口的最小距离不应小于 2.00m 。设在顶棚上的排烟口, 距可燃构件或可燃物的距离不应小于 1.00m 。

3 排烟口与该防烟分区内的最远点的水平距离不应超过 30m 。

4 排烟口和排烟阀应与排烟风机连锁, 当任一排烟口或排烟阀开启时, 排烟风机应能自行启动。

2.8.19 排烟风机风量应考虑 10%~20% 的漏风量, 风压应满足排烟系统最不利环路的要求, 排烟风机应保证在 280°C 时能连续工作 30min 。在风机入口总管上应设置当烟气温度超过 280°C 时能自行关闭的排烟防火阀, 且应与排烟风机连锁, 当该排烟防火阀关闭时, 风机应能停止运转。

2.8.20 排烟风机和用于补风的送风风机宜设在通风机房内, 机房围护结构的耐火极限应不小于 2.5h , 机房的门应采用乙级防火门。设在室外时, 应有防护设施并便于维护。

2.8.21 排烟系统采用金属管道时, 其钢板厚度按《通风与空调工程施工质量验收规范》(GB50243-2002) 高压系统选用。

2.8.22 排烟系统设计中的其他几个要点:

1 排烟系统的补风系统室外进风口与排烟出口水平距离不宜小于 10m , 或垂直距离不宜小于 3m , 且进风口宜低于排烟口。

2 排烟管道宜顺气流方向向上或水平敷设, 排烟风机宜设在系统最高排烟口之上。

3 当排烟口平时处于关闭状态时, 除设置自动开主避外并应手动开启功能, 手动开启装置的位置应便于操作。

4 一个排烟系统带几个防烟分区时, 除特殊需要外, 应避免防烟分区面积差别太大, 若因需要, 有大小悬殊面积的防烟分区, 应合理设计, 保证火灾中小面积的防烟分区排烟时, 排烟风管和风口的速度能满足规范的要求。

5 排烟管道不应穿越前室或楼梯间, 如确有困难必须穿越时, 其耐火极限不应小于 2h 。

6 需设软接头的排烟风机, 其软接头应是耐高温材料, 且应在 280°C 温度下连续工作 0.5h 以上。

2.8.23 防烟与排烟系统中的风管、风口及阀门等必须采用不燃材料制作, 排烟管道应与可燃物体保持不小于 150mm 的间隙, 并应采用不燃材料进行隔热。

2.8.24 机械加压送风管道、排烟管道、排烟口、送风口的风速应符合下列规定:

1 采用金属风管时, 不应大于 20m/s 。

2 采用内表面光滑的混凝土等非金属材料时, 不应大于 15m/s 。

3 排烟口的风速不宜大于 10m/s，送风口的风速不宜大于 7m/s。

2.8.25 机械排烟系统与通风、空气调节系统宜分开设置。若合用时，应符合下列要求：

1 系统的风口、风道、风机等应满足排烟系统的要求。

2 当火灾被确认后，应能开启排烟区域的排烟口和排烟风机，并自动关闭与排烟无关的通风、空调系统。

2.8.26 通风和空气调节系统管道的布置，横向应按每个防火分区设置，竖向不宜超过 5 层。当管道设有防止回流设施或设有防火阀，且各层设有自动喷水灭火系统时，其管道布置可不受此限制。穿过楼层的垂直风管宜设在管井内。

2.8.27 下列情况之一的通风、空气调节系统的风管应设防火阀：

1 风管穿越防火分区处。

2 风管穿越通风、空气调节机房及重要的或火灾危险性大的房间隔墙和楼板处。

3 垂直风管与每层水平风管交接处的水平管道上。

4 穿越变形缝处的两侧应各设一个。

2.8.28 一般防火阀的动作温度通常为 70℃；防火阀应靠近防火分隔处设置，且在防火阀两侧各 2.0m 范围内的风管及其保温应采用不燃材料制作。防火阀应单独设置支、吊架，当防火阀暗装时，应在安装部位设置检修口。公共建筑厨房排油烟管道在与垂直排风管连接处，应设置动作温度为 150℃的防火阀。

2.8.29 凡空气中含有容易起火或爆炸及爆炸危险物质的房间，应良好的自然通风或独立的机械通风系统设施，且其空气不应循环使用，其通风设备必须符合防火、防爆的要求。如放映室、实验室、药品库、汽车库、蓄电池室、变配电室、氧气瓶间、煤气表间等的排风系统应各自分设单独系统。

2.8.30 输送可燃气体和甲、乙、丙类液体的管道严禁穿过防火墙，如必须穿过时，管道穿过隔墙、楼板处应采用难燃材料将其周围的空隙堵塞密实。

2.8.31 通风、空气调节系统的风管应采用不燃材料制作，但接触腐蚀性介质的风管和软接头，可采用难燃材料制作。

非居住建筑中，当通风、空调系统的风管按防火区设置，且在防火分隔处设置防火阀时，风管亦可采用燃烧产物毒性较小、且烟密度等级不应大于 50 的难燃材料。但中防火阀两侧各 2.0m 范围内的风管及其保温材料应采用不燃材料制作。

2.8.32 设备和风管的保温材料，用于加湿器的加湿材料、消声材料及其粘结剂，应采用不燃或难燃材料。风管电加热器前后各 800mm 范围内应采用不燃保温材料。

2.8.33 地下汽车库的面积超过 2000m²时，应设机械排烟系统。

1 每个防烟分区的建筑面积不宜超过 2000m²，且防烟分区不应跨越防火分区。

2 排烟风机的排烟量应按换气次数不小于 6 次/h 计算。若汽车库内无直接通向室外的汽车疏散出口的防火分区，当设置机械排烟系统时，应同时设置补风量不小于排烟 50%的补风系统。

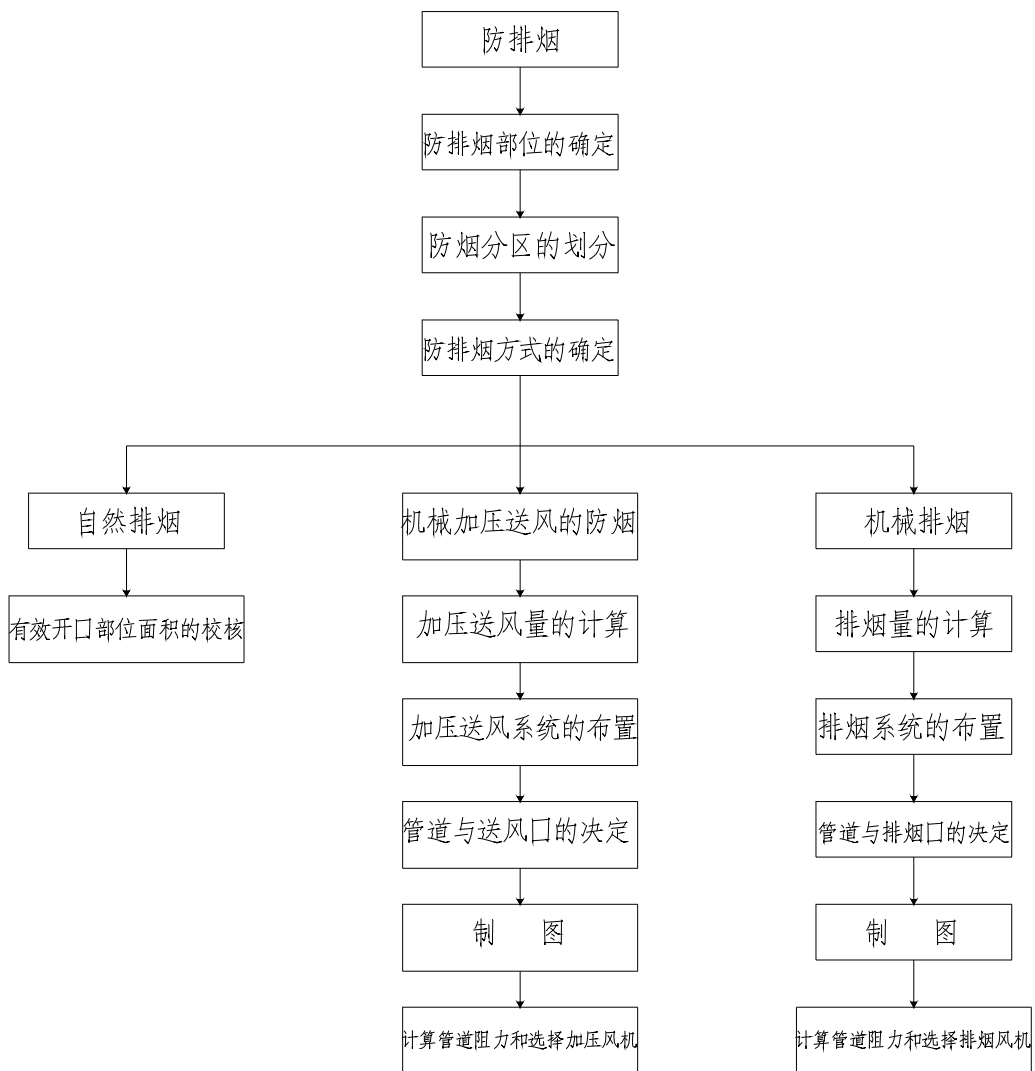
2.9 防烟、排烟设计

2.9.1 防烟、排烟设计的基本概念

防火的目的是防止火灾的发生与蔓延，以及有利于扑灭火灾。而防烟、排烟的目的将火灾产生的大量烟气及时予以排除以及阻止烟气向防烟分区以外扩散，以确保建筑物内人员的顺利疏散、安全避难和为消防人员创造有利扑救条件。因此防烟、排烟是进行安全疏散的必要手段。

防烟、排烟的设计理论就是对烟气控制的理论。从烟气控制的理论分析：对于一幢建筑物，当内部某个房间或部位发生火灾时，应迅速采取必要的防烟、排烟措施，对火灾区域实行排烟控制，

使火灾产生的烟气和热量能迅速排除，以利人员的疏散和扑救；对非火灾区域及疏散通道等应迅速采用机械加压送风的防烟措施，使该区域的空气压力高于火灾区域的空气压力，阻止烟气的侵入，控制火热的蔓延。如美国西雅图大楼的防烟、排烟系统，采用了计算机控制，当收到烟气或热感应器发出的讯号，计算机立即命令空调系统进入火警状态，火灾区域的风机立即停止运行，空调系统转而进入排烟动作，同时非火灾区域的空调系统继续送风，并停止回风与排风，使非火灾区处于正压状态，以阻止烟气侵入。这种防、排烟系统对减少火灾损失是很有效的。但是这种系统的控制和运行，需要先进的控制设备及技术管理水平，投资比较高，我国目前的经济技术条件较难达到。从当前我国国情出发，《高层民用建筑设计防火规范》对设置防烟、排烟设施的范围作出规定。



具体的说按以下两个部分考虑：

- 1 防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室和两者合用前室、封闭式避难层按条件设置防烟设施。
- 2 走廊、房间及室内中庭等按条件设置机械排烟设施或采用可开启外窗的自然排烟措施。

2.9.2 防烟、排烟设计程序

防烟、排烟设计程序如图 4.9.2.1 所示。

进行防烟、排烟设计时，首先应了解清楚建筑物的防火分区，并且合理划分防烟分区，防烟分区应在同一防火分区内，其建筑面积不宜过大，一般不超过 500m^2 ，然后，才能确定合理的防烟、

排烟方式和进一步选择合适的防烟、排烟系统，确定送风管道、排风管道、排烟口、防火阀等的位置。

3 人防地下室通风设计

3.1 概述

人防地下室建筑是建筑的一种类型，是为战时居民防空需要而建造的有一定的防护能力的建筑物。整个建筑是密闭的，其口部设计与通风设计，在战争空袭的条件下，能满足并能提供必要的生活条件，确保生命安全。

3.1.1 人防地下室通风设计，必须严格按《人民防空地下室设计规范》进行。应确保战时的防护要求，满足战时与平时使用功能所必须的空气环境与工作条件。设计中可采取平战功能转换的措施。

3.1.2 口部平面布置：进风消波装置、扩散室、滤毒室、风机房等，一般布置在靠近人员出入口部，而且要在相同的一侧。风机房与滤毒室用墙分割开，滤毒室的门开在防护密闭门 8 与密闭门 9 之间，风机房的门开向清洁区，如图 3.1.1。

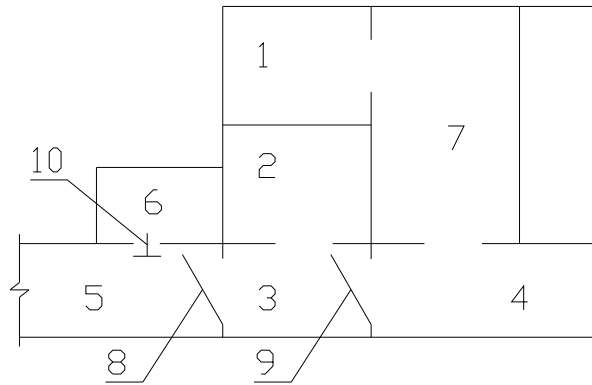


图 3.1.1 口部平面布置

风机房；2-滤毒室；3-防毒通道；4-清洁区；5-染毒区；6-扩散室；7-掩蔽室；8-防护门；9-密闭门；10-防爆活门

3.1.3 通风系统设计：平时宜结合防火分区设置，战时按防护单元分别设置。防火分区与防护单元协调一致，以减少转换工作，保证战时使用。

3.1.4 通风方式：平时采用自然通风或机械通风。采用机械通风时，应能满足清洁通风、过滤通风、隔绝通风。三种通风方式，在使用中由一种通风方式转换到另一种通风方式，是靠关闭和开启系统中某些密闭阀来达到目的。

3.1.5 人员掩蔽所：按防护单元划分，掩蔽所面积不大于 800m^2 ，容纳的掩蔽人员，可按每人应占掩蔽面积计算。掩蔽面积是指供人员掩蔽使用的有效面积，不含口部房间、通道面积；不合通风给排水、供电等设备房间面积；不含厕所盥洗、洗消间的面积与建筑墙体占用面积。一等人员掩蔽室 $1.3\text{m}^2/\text{人}$ ，二等人员 $1\text{m}^2/\text{人}$ ，防空专业队员掩蔽室 $3\text{m}^2/\text{人}$ 。一等人员掩蔽所系指地、局级以上机关人员掩蔽所，二等人员掩蔽所系指一般城市居民掩蔽所。

3.2 防护通风设计

3.2.1 设计参数

1 各类工程战时人员新风量按表 3.2.1.1 采用。

表 3.2.1.1 战时人员新风量标准 [$\text{m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$]

工程类别	清洁通风	滤毒通风
医疗救护工程	15~20	3~5
专业队队员掩蔽部、一等人员掩蔽所	10~15	3~4
二等人员掩蔽所	5~7	2~3

2 战时清洁通风的室内空气温湿度宜按表 3.2.1.2 选用。

表 3.2.1.2 战时清洁通风的室内温度和相对湿度

工程或房间类别		夏季		冬季	
		温度 ($^{\circ}\text{C}$)	相对湿度 (%)	温度 ($^{\circ}\text{C}$)	相对湿度 (%)
中心医院、急救医院、救护站	手术室、急救室	≤ 28	≤ 75	≥ 20	> 40
	病房	< 30	< 80	≥ 16	> 40
柴油发电机房	人员直接操作	< 35	-	-	-
	人员间接操作	< 38	-	-	-
	控制室	< 30	≤ 75	-	-
专业队队员掩蔽部、人员掩蔽所		自然温度及相对湿度			

3 平时人员通风新风量标准宜按表 3.2.1.3 采用。

表 3.2.1.3 平时人员通风新风量标准 [$\text{m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$]

工程或房间类别	通风新风量
旅馆客房、会议室、医院病房	≥ 30
舞厅、文娱活动室	≥ 25
一般办公室、餐厅、阅览室、图书馆	≥ 20
影剧院、商场(店)	≥ 15

注：过渡季节采用全新风时，人员新风量不宜小于 $30\text{m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$ 。

4 平时使用室内空气温度和相对湿度按表 3.2.1.4 选用。

表 3.2.1.4 平时使用室内空气温度和相对湿度

工程或房间类别	夏季		冬季	
	温度 ($^{\circ}\text{C}$)	相对湿度 (%)	温度 ($^{\circ}\text{C}$)	相对湿度 (%)
旅馆客房、会议室、办公室、多功能厅、图书阅览室、文娱室、病房、商场、影剧院	≤ 28	≤ 75	≥ 16	≥ 30
舞厅	≤ 26	≤ 70	≥ 16	≥ 30
餐厅	≤ 28	≤ 80	≥ 16	≥ 30
手术室、急救室	≤ 28	50~70	≥ 20	≥ 30

注：1. 冬季温度适用于集中采暖地区；

2. 车库冬季温度不应低于 5℃。
- 5 人防地下室战时隔绝防护时间，以及隔绝防护时室内CO₂的容许含量，应按表 3.2.1.5 采用。

表 3.2.1.5 战时隔绝防护时间及CO₂的容许含量

工程类别	隔绝防护时间 (h)	CO ₂ 容许含量 (%)
医院、急救医院、救护站	≥6	≤1.5
专业队人员掩蔽室、一等人员掩蔽所	≥6	≤2.0
二等人员掩蔽所	≥3	≤2.5

人防地下室隔绝防护时间应按下式进行计算：

$$t=1000 \cdot V \cdot (y-y_0) / (N \cdot y_1) \quad (3-1)$$

式中 t-隔绝防护时间，h；

V-人防地下室密闭区容积，m³；

y-人防地下室室内CO₂容许含量，%（应按表 3.2.1.5 采用）；

y₀-隔绝防护前人防地下室室内CO₂初始含量%，其值：医院急救、救护站隔绝防护前的新风量 3~5 m³/（人·h），取y₀=0.72~0.46%，y≤1.5%；

专业队人员与二等人员掩蔽室隔绝防护前的新风 3~5 m³/（人·h），取y₀=0.72~0.46%，y≤2.0%；

y₁-每人呼出CO₂量，L/h。对掩蔽人员取 20L/h，对工作人员取 20~25L/h；

N-隔绝防护时室内实际容纳人数。

- 6 人防地下室平时各类房间换气次数可按表 3.2.1.6。

表 3.2.1.6 平时各类房间换气次数（次/h）

房间名称	换气次数	房间名称	换气次数
贮水池、水泵房	2~3	冷饮、咖啡厅	4~6
污水泵房	8~10	吸烟室	10~20
水冲厕所	10~15	发电机房、贮油间	5~6
汽车库	6	餐厅	6~8
盥洗间、浴室	3~5	封闭蓄电池室	2~3

3.2.2 防护通风设计要点

- 1 清洁通风要求进风系统必须设有消波装置、粗过滤器、密闭阀门、通风机等。
- 2 滤毒通风要求防空地下室需保持正压 30~40Pa，进风系统除清洁通风所必备的设备外，还应有过滤吸收器。
- 3 排风分两种情况：
 - a. 不设洗消间或简易洗消间的人防地下室，在厕所设防爆超压自动排气活门排出，其排风量按平时厕所间换气次数要求计算、选用防爆超压自动排气活门。
 - b. 设洗消间或简易洗消间的人防地下室，在主要出入口设排风管排出，同时厕所设防爆超压自动排气活门排出。主要出入口排风管、密闭阀门的风量，按保证最小防毒通道的换气次数要求来计算。厕所间的防爆超压自动排气活门，按平时厕所间的换气次数要求计算风量，选用防爆超压自动排气活门的直径与数量。
- 4 战时主要出入口、二等人员掩蔽所的最小防毒通道保证 30~40 次/h 的换气。其他类型的防空地下室最小防毒通道应保证 40~50 次/h 的换气。当滤毒通风的计算新风量不能满足最小防毒通道的换气次数要求时，应按规定的换气次数确定其新风量。厕所间的防爆超压自动排气活门，按平时

厕所间的换气次数要求计算风量和选用防爆超压自动排气活门的直径与数量。在战时要同时保证最小防毒通道的换气次数的超压排风量和厕所的超压排风。如出现新风量小不能同时满足，只能在运行中调整以保证防毒通道换气。

5 隔绝通风要求与外界隔绝（即不进新风不排风），内部空气进行循环。风机入口处设置的插板阀门打开，开风机循环室内空气。

3.2.3 防护通风的进风系统设置

1 清洁通风与滤毒通风合用的系统：进风口，粗过滤器、送风管均应合用。如图 3.2.3.1。

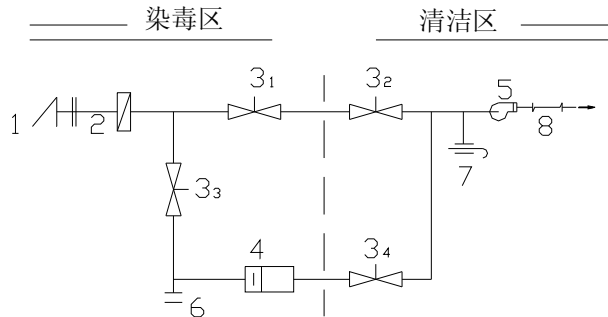


图 3.2.3.1 清洁通风与滤毒通风合用系统

1-消波装置；2-粗过滤器；3-密闭阀门；4-过滤吸收器；5-通风机；6-换气堵头；7-插板阀；8-防火阀

通风方式转换、系统气流说明：

清洁通风系统气流：1→2→3₁→3₂→5 →8→关闭密闭阀 3₃，3₄；

滤毒通风系统气流：1→2→3₃→4→3₄→5→8→关闭密闭阀 3₁，3₂；

隔绝通风系统气流为内部循环，开 7→5→8→关闭密闭阀 3₂，3₄。

2 平时人防地下室所需通风量与战时滤毒通风风量相差悬殊，但合用的一台手摇电动风机不能满足平时使用要求时，清洁通风与滤毒通风应分别设置通风机，其进风口、粗过滤器、送风管路均合用，如图 3.2.3.2。按最大的风量选用消波装置、粗过滤器、防火阀及室内送风管道。

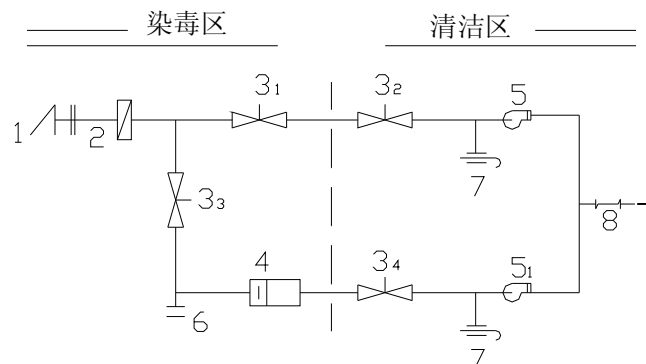


图 3.2.3.2 平时与战时合用通风系统

1-消波装置；2-粗过滤器；3-密闭阀门；4-过滤吸收器；5-通风机；6-换气堵头；7-插板阀；8-防火阀

通风方式转换时，系统气流说明：

清洁通风系统气流：1→2→3₁→3₂→5→8→关密闭阀 3₃，3₄，停风机 5₁；

滤毒通风系统气流：1→2→3₃→4→3₄→5₁→8→关密闭阀 3₁及 3₂，停风机 5；

隔绝通风系统气流：7→5₁→8→关密闭阀 3₂, 3₄, 停风机 5。

3 无滤毒要求而有抗冲击波要求的人防地下室通风系统, 战时采用隔绝式通风, 平时为清洁通风, 不设过滤吸收器。如图 3.2.3.3。

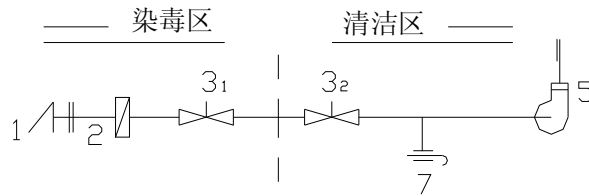


图 3.2.3.3

1-消波装置; 2-粗过滤器; 3-密闭阀门; 5-通风机; 7-插板阀

测压装置：设有滤毒通风的防空地下室, 在口部值班室或通风机房内设测压装置, 设置方式如图 3.2.3.4。

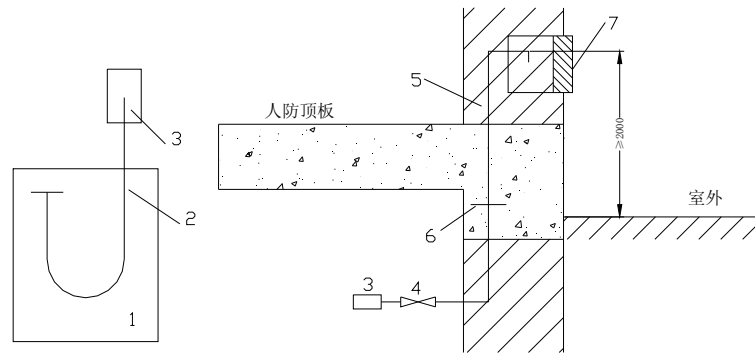


图 3.2.3.4

1-测压板; 2-U 形管压差计或斜管压差计; 3-连接软管; 4-阀门; 5-DN15 镀锌钢管; 6-密闭阀; 7-进风百叶

5 染毒区进风管采用 2~3mm 厚的钢板焊接制作, 并有 5% 的坡度坡向室外。

3.2.4 防护通风排风系统设置：防空地下室的排风系统由消波设施、密闭阀门、超压自动排气活门或防爆超压自动排气活门等防护通风设备组成。

1 设防爆超压自动排气活门的排风系统如图 3.2.4.1。防爆超压自动排气活门, 可直接安装在墙上。穿越密闭墙的风管要采取密闭措施。

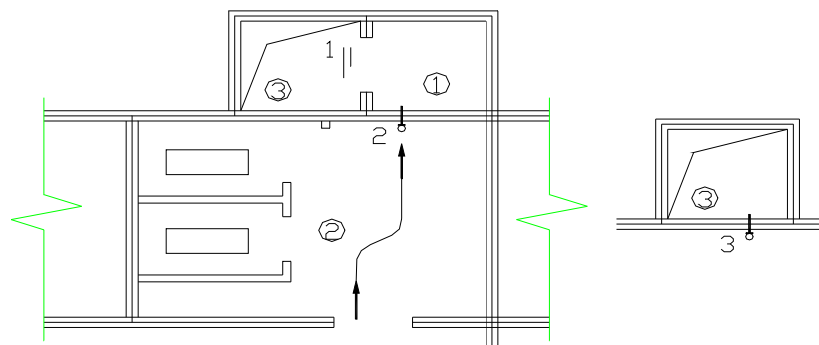


图 3.2.4.1 防爆超压自动排风系统

1-防爆波活门（门式防爆悬板活门）；2-自动排气阀；①-扩散室；②-厕所；③-排风竖井

注：气流：→滤毒式通风时由②→2→①→1→③或由②→3→③

2 设简易消洗间自动排气阀门的排风系统如图 3.2.4.2。

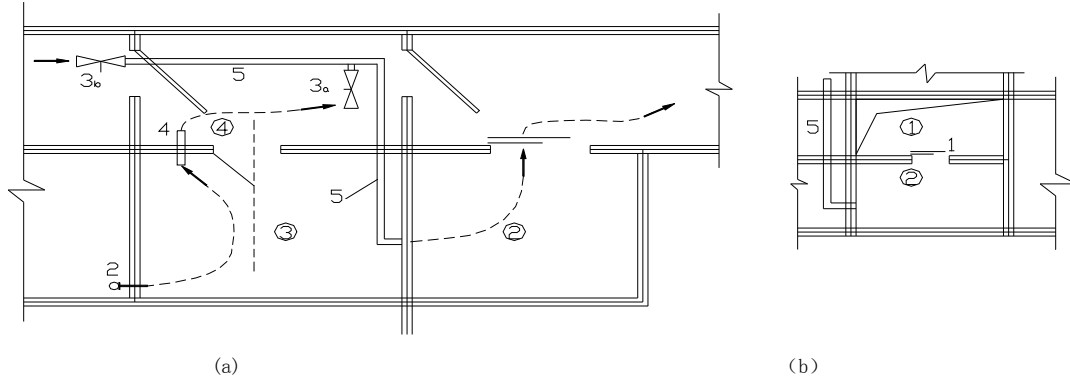


图 3.2.4.2 设简易消洗间和自动排气阀门的排风系统

1- 防爆波活门（门式防爆悬板活门）；2-自动排气阀；3-密闭阀；4-短管；5-排风管；

①-排风竖井；②-扩散室；③-简易洗消室；④-防毒通道

注：排风气流流向说明：清洁通风的排风，由室内过道→3b→②→1→通道或①排出（关闭 3a 密闭阀）滤毒通风的排风，由室内→2→③→4→④→3a→②→1→通道或①（关闭 3b 密闭阀）

3 设洗消间的排风系统如图 3.2.4.3。

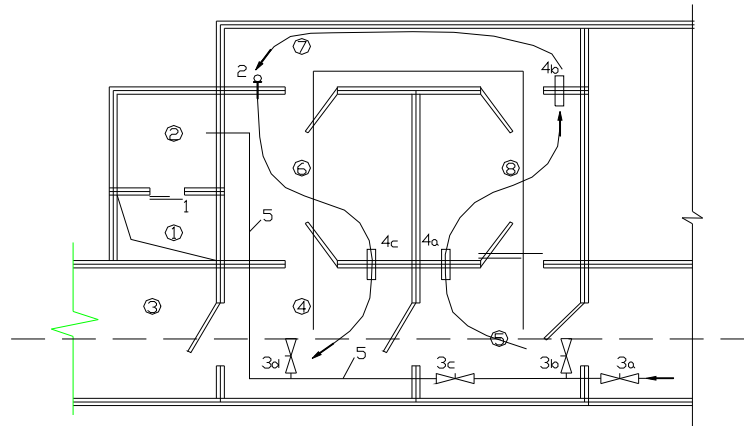


图 3.2.4.3 洗消间的排风系统

1- 防爆波活门（门式防爆悬板活门）；2-自动排气阀；3-密闭阀；4-短管；5-风管；

①-排风竖井；②-扩散室；③-染毒通道；④-第一防毒通道；⑤-第二防毒通道；⑥-脱衣室；⑦-淋浴室；⑧-穿衣室

注：排风气流流向说明：清洁通风的排风，由室内→3a→3c→②→1→①关闭 3b 与 3d；滤毒通风的排风，由室内→3a→3b→4a→4b→2→4c→3d→②→1→①关闭 3

3.2.5 防护通风进排风系统部件的设计选用：

1 消波装置：根据清洁通风的风量及防护通风设备的允许压力要求来确定门式防爆悬板活门。详见表 3.2.5.1。

表 3.2.5.1 门式防爆悬板活门

型号	门框尺寸(mm)	悬板开启风量(m ³ /h)	门开启风量(m ³ /h)	防核爆冲击波压力(Pa)
MH900-1	500×800	900	11000	9.8×10 ⁴
MH900-3	500×800	900	11000	2.94×10 ⁵
MH1800-1	500×800	1800	11000	9.8×10 ⁴
MH1800-3	500×800	1800	11000	2.94×10 ⁵

MH3600-1	500×800	3600	11000	9.8×10^4
MH3600-3	500×800	3600	11000	2.94×10^5

2 防护通风系统中，进排风设备抗冲击波的允许压力值，可按表 3.2.5.2。

表 3.2.5.2 防护通风设备抗冲击波的允许压力值 (MPa)

设备名称	允许压力
经过加固的油网粗过滤器	0.05
密闭阀门、离心风机、YF 型自动排气阀门、柴油发电机自吸空气管	0.05
泡沫塑料过滤器	0.04
滤毒器、纸除尘器	0.03
非增压发电机排烟管	0.3
防爆超压排气活门	0.3~0.6

3 对扩散室的要求：扩散室可以用钢筋混凝土或厚度超过 3mm 的钢板制作，出风管位置于 L/3 处。如图 3.2.5.1。

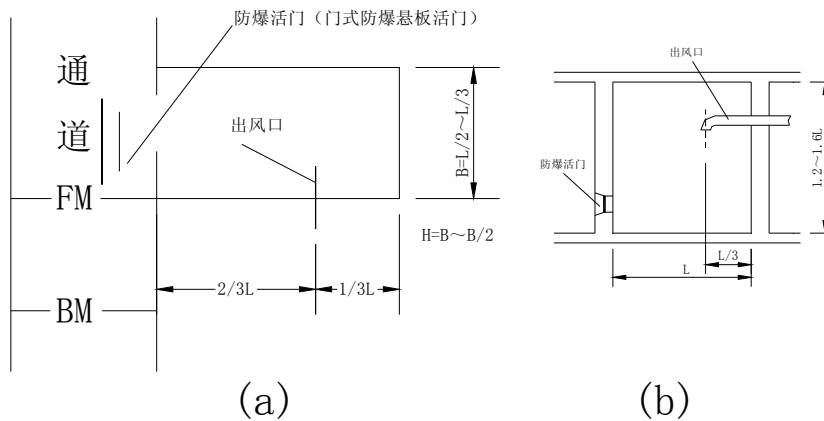


图 3.2.5.1 扩散室中出风口布置

(a) 出风口设在侧墙 (平面) (b) 出风口设在后墙 (剖面)

4 平时与战时合用的消波装置：按最大风量选用，在染毒区的排风管应采用 2~3mm 厚的钢板焊制成型，并有 0.5% 的坡度坡向室外。

5 室外的排风口：尽可能采用竖井，但与进风分别设置时应设在进风主导风向的下风侧，风口距室外地面高不小于 0.5m。

6 过滤吸取器：滤毒通风的新风量应满足表 3.2.1.1 人员新风量要求，且应满足最小防毒通道换气量要求。过滤吸取器性能详表 3.2.5.6.1、3.2.5.6.2、3.2.5.6.3。

表 3.2.5.6.1 四桶式 300 型过滤吸取器

型号	炭层厚 (cm)	装药种类	防毒时间 (h) (氯化氰 2mg/L)	气流压力损失 (Pa)	油雾透过系数	质量 (kg)	抗冲击波压力 (Pa)	外形尺寸 (mm)
LD-300-2 四桶式	6	13 ⁺	3	<400	0.001%	<95	2.94×10^4	526×526 ×765
	6	19 ⁺	4	<650	0.001%	<100	2.94×10^4	
LD-300-1 四桶式	4.5	13 ⁺	1	<400	0.001%	<75	2.94×10^4	490×490

桶无边式	4.5	19°	2	<650	0.001%	<80	2.94×10^4	$\times 720$
------	-----	-----	---	------	--------	-----	--------------------	--------------

表 3.2.5.6.2 75 式 330 型和 78 式 500 型过滤吸收器

型号	通风量 (m^3/h)	油雾透过系数 (%)		防毒时间 (h) (氯化氰 2mg/L)	抗冲击波 余压 (Pa)	质量 (kg)	外形尺寸 (mm)	配套 风机 形式	风机 风量 (m^3/h)	风机 风压 (Pa)
		7101 纸	64 纸							
75-300 型	300	0.0001	≤ 0.0005	≥ 2	$\geq 2.94 \times 10^4$	116	$756 \times 560 \times 550$	F270-1	300	1200
78-500 型	500	0.0001	≤ 0.0005	≥ 2	$\geq 2.94 \times 10^4$	150	$867 \times 671 \times 572$	F270-2	500	1200

表 3.2.5.6.3 SR 型过滤吸收器

型号	风量 (m^3/h)	油雾透 过系数 (%)	防毒时间 (h)		抗冲击波 (Pa)	压力损 失 (Pa)	质量 (kg)	外形尺寸 (mm) (长 \times 宽 \times 高)
			沙林蒸汽 (浓度 0.05mg/L)	防维埃克 斯(浓度 0.1mg/L)				
SR300	300	≤ 0.001	≥ 10	≥ 2	2.94×10^4	≤ 510	106	$878 \times 551 \times 480$
SR500	500	≤ 0.001	≥ 10	≥ 2	2.94×10^4	≤ 640	142	$974 \times 703 \times 567$
SR1000	1000	≤ 0.001	≥ 10	≥ 2	2.94×10^4	≤ 620	242	$1165 \times 832 \times 677$

3.2.6 排风系统消波装置、密闭阀门、自动排气阀门或防爆超压自动排气活门等，设置方式按不同用途而定。根据风量按表 3.2.6.1~3.2.6.2 选用。

表 3.2.6.1 密闭阀

手动密闭阀		手动电动两用密闭阀	
公称直径 DN (mm)	允许通过风量 (m^3/h)	公称直径 DN (mm)	允许通过风量 (m^3/h)
150	<600	200	<1100
200	<1100	300	<2500
300	<2500	400	<4500
400	<4500	600	<11000
500	<7000	800	<18000
600	<11000	1000	<28000
700	<13500	1200	<50000
800	<18000		
900	<22000		

表 3.2.6.2 自动排气阀

型号	直径 (mm)	排风量 (m^3/h)	重锤启动压力调节范围 (Pa)
YF 型	d=150	80~280	30~100
YF 型	d=200	120~500	30~100
PS 型	d=250	200~800	30~100

- 1 厕所间的防爆超压自动排气活门或自动排气阀的设置按平时厕所的换气次数所需排风量确定。
- 2 洗消间及防毒通道处的防爆超压自动排气阀数量，按最小防毒通道的换气量 30~50 次/h 风量确定。压差 30~50Pa。手动密闭阀、短管的风量同上，其管内风速小于 6m/s。自动排气阀门与相邻的通风短管或密闭阀门应错开布置。自动排气阀门不应设在密闭门的门扇上。

3.2.7 手摇电动两用风机选用应根据风管系统压力损失和电源情况选择确定。如只供平时通风或滤毒通风，且有可靠电源时，应选择电动风机，如没有可靠的电源，应考虑手摇电动两用风机。性能表详表 3.2.7.1。

表 3.2.7.1 F270-1/2 型电动手摇两用风机技术性能

风机型号	F270-1	F270-2	风机型号	F270-1	F270-2
风量 (m ³)	300~700	500~1100	配套电机功率 (KW)	0.37, 0.75	0.75
全压 (Pa)	1140~580	1230~580	额定电压 (V)	单相 200, 三相 380	三相 380
转数 (r/min)	2800	2800	额定电流 (A)	3.5, 1.82	1.82

3.3 柴油发电机房通风

3.3.1 柴油发电机房由发电机房、控制室、油库等组成。一般独立于人防布置，它可以处于染毒区。控制室设在密闭门以内的非染毒区。如图 3.3.1。

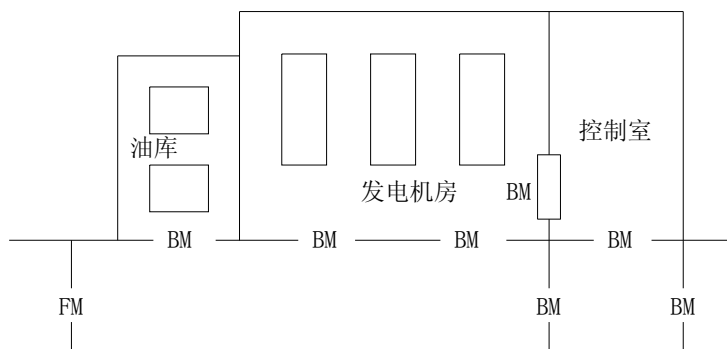


图 3.3.1 柴油发电机房布置

FM-防护密闭门；BM-密闭门

控制室与发电机房之间设简易的防毒通道，即两道密闭门所间隔的空间，此空间极小，仅保证门的开启，通常不做排风。

柴油发电机房宜设单独的进排风系统，不与人防地下室合并。如果利用其它房间的空气进行通风时，蓄电池和厕所等房间的有害气体不得排入柴油发电机房。

3.3.2 柴油发电机房进风、排风的风量计算：

- 1 柴油机采用空气冷却时，按消除机房内余热计算进风量；
- 2 当柴油机采用水冷却时，按消除室内有害气体计算所需要的进风量。为简化计算，可按 $\geq 20\text{m}^3/\text{kWh}$ 计算进风量。
- 3 排风量为进风量减去燃烧空气量。柴油机燃烧空气量，可按 $7\text{m}^3/\text{kWh}$ 计算。清洁式通风时，柴油机可直接取机房内空气。隔绝防护通风时，单独引室外空气燃烧。吸气系统压力损失不宜超过 1kPa。

表 3.3.2.1 柴油发电机组散热量

柴油机 (kW)	散热量 Q_1	发电机散 热量 Q_2	$\Sigma Q=Q_1+Q_2$	柴油机 (kW)	散热量 Q_1	发电机散 热量 Q_2	$\Sigma Q=Q_1+Q_2$
	W	W	W		W	W	W
7.5	1465	926	2391	113	13739	7127	20865
15	2721	1728	4450	139	16944	12002	28946
34	6280	2881	9161	188	22949	16003	38952
60	8955	4601	13556	225	24423	16049	40472
75	11194	5251	16445	338	36006	20404	56410
90	10990	7501	18492				

表 3.3.2.2 排烟管散热量 Q_3

排烟管直径	散热量 Q_3	排烟管直径	散热量 Q_3	排烟管直径	散热量 Q_3	排烟管直径	散热量 Q_3
mm	W/m	mm	W/m	mm	W/m	mm	W/m
50	363	273	772	125	643	426	1140
75	465	325	930	150	733	478	1337
100	558	377	1029	219	657	529	1396

注：保温材料导热系数取 $\lambda = 0.15 \sim 0.20 [W/(m \cdot ^\circ C)]$ ，厚度为 50mm，烟气温度 $400^\circ C \sim 300^\circ C$ ，室温 $35^\circ C$ 。

3.3.3 柴油机房余热计算：

- 1 柴油机采用开式水循环时，柴油发电机组的散热量按下式计算：

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3 \quad (11-2)$$

式中：Q——柴油发电机组散热量，W；

Q_1 ——柴油机散热量，见表 3.3.2.1，W；

Q_2 ——发电机散热量，见表 3.3.2.2，W；

Q_3 ——柴油机排烟管散热量，W。

- 2 柴油机采用闭式水循环时，柴油发电机组的散热量按下式计算：

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4 \quad W \quad (11-3)$$

式中： Q_4 ——柴油机汽缸冷却管散入机房内热量，W。

Q_4 的数值由厂家样本提供。

3.3.4 柴油机房的降温方式：

当室内外空气温差较大时，尽量利用室外空气降温；室外空气降温不能满足时，可用其他方式对机房进行降温。

3.3.5 柴油机的排烟系统：

柴油机的排烟口与排烟管要采用柔性连接，一般可采用带法兰的不锈钢波纹管。两台或两台以上机组连接时，排烟支管上要设单向阀门。烟管在室内部分要有隔热处理，其表面温度 $\leq 60^\circ C$ ，排烟管出口处应设置消声装置。

3.3.6 人防地下室的蓄电池室可采用机械排风、自然进风。排风系统要单独自成系统。蓄电池室的排风量取 10 次 / h 换气。酸碱室取 3 次/h 换气。进风量约为排风量的 85%，使室内保持负压。排风口应上、下布置，上部排风量占总排风量的 2 / 3，下部占 1 / 3，见图 3.3.6。排风口的风速取 1~3m

/s。排风管道应做防腐和防爆处理。排风机不得设在蓄电池室内。

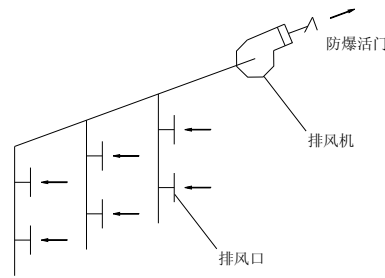


图 3.3.6 蓄电池室排风系统

3.3.7 柴油发电机房控制室所需的新风，一般由人防地下室或柴油发电机房进风系统供给。由柴油发电机房供新风时，应在进风管上设密闭阀和消声器。

3.3.8 柴油发电机房的储油间等附属房，也要设排风。排风管可并入发电机房排风系统。但储油间的排风支管上要装防火阀。

3.4 工程设计实例

二等人员掩蔽所，设有简易洗消间。平时作库房用，掩蔽室有窗井采光，战时采用挡窗板完善防护密闭。设计步骤如下：

3.4.1 了解设计条件，明确设计标准，计算掩蔽人数，计算清洁通风，滤毒通风的新风量。

1 计算人员掩蔽面积；掩蔽面积系指供人员掩蔽使用的有效面积。其值为人防地下室的净面积，扣除下列各部分面积：口部房间通道面积；通风、给排水、供电等专业设备房间面积；厕所、盥洗室面积。从建筑专业发给的作业平面中，计算得该工程的总掩蔽面积为 255m^2 。

2 二等人员掩蔽所，据规范每人占有有效面积 1m^2 （二等人员系指城市居民）。

掩蔽人数为： $n=255\text{m}^2 / (1\text{m}^2/\text{人}) = 255$ 人

3 计算清洁通风新风量：

根据表 3.2.1.1，清洁通风新风量 $5\sim 7\text{m}^3 / (\text{h}\cdot\text{人})$ ，本工程取上限 $7\text{m}^3 / (\text{h}\cdot\text{人})$ ，总新风量 $L_{\text{清}}=255\text{人}\times 7\text{m}^3 / (\text{h}\cdot\text{人})=1785\text{m}^3 / \text{h}$ 。

4 计算滤毒通风新风量：

根据表 3.2.1.1，滤毒通风新风量 $2\sim 3\text{m}^3 / (\text{h}\cdot\text{人})$ ，本工程取上限 $3\text{m}^3 / (\text{h}\cdot\text{人})$ ，

$$L_{\text{滤}}=255\times 3=765\text{m}^3 / \text{h}$$

校核最小防毒通道的换气次数：本工程设有简易洗消，据规范要求，二等人员掩蔽室主要出入口的最小防毒通道，保证 $40\text{次} / \text{h}$ 的换气。该项目最小防毒通道体积 12.5m^3 。

$$L_{\text{换}}=40\text{次} / \text{h}\times 12.5\text{m}^3=500\text{m}^3 / \text{h}$$

滤毒通风新风量 $765\text{m}^3 / \text{h} > 500\text{m}^3 / \text{h}$ ，取 $765\text{m}^3 / \text{h}$ 。

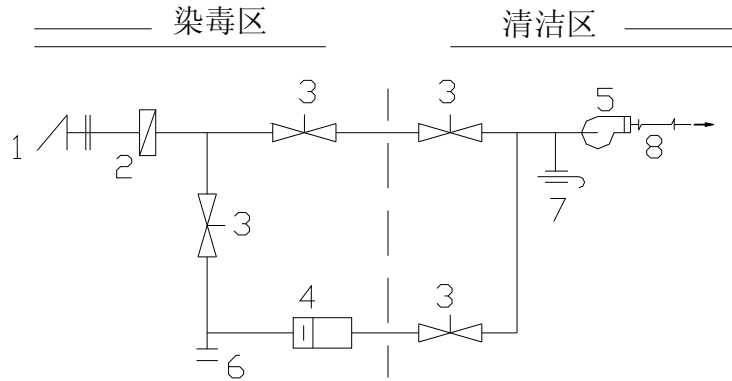


图 3.4.1 人防通风原理图

1-消波装置；2-粗过滤器；3-密闭阀门；4-过滤吸收器；5-通风机；6-换气堵头；7-插板阀；8-防火阀

3.4.2 选用人防通风设备

1 通风机选用：清洁通风与滤毒通风合用一台风机，按原理图 3.4.2 设计。

风机采用手摇电动两用风机，型号为F270-2型，性能：风量 $500 \sim 1100 \text{ m}^3/\text{h}$ ，风压 $1230 \sim 580 \text{ Pa}$ ，电源三相 380 V ， 0.75 kW ，两台并联。

2 过滤吸收器选用：

滤毒通风新风量为 $765 \text{ m}^3/\text{h}$ ，选用 500 型过滤吸收器两台并联。每台风量 $500 \text{ m}^3/\text{h}$ ，压力损失 700 Pa 。

3 粗过滤器选用：

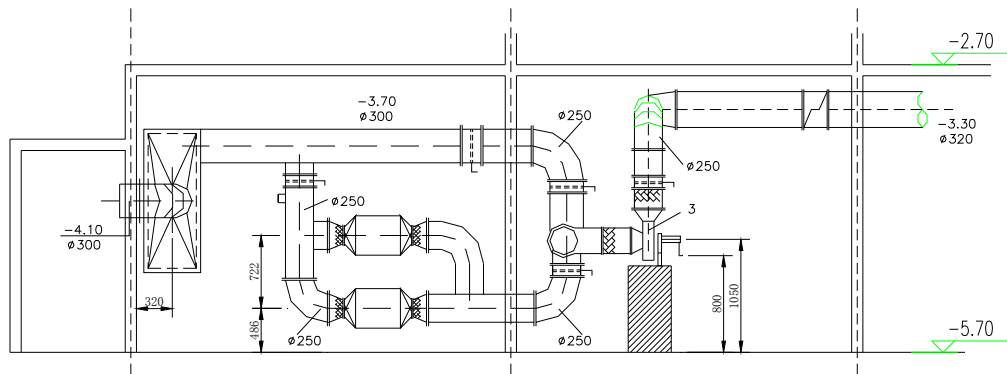
清洁通风量为 $1785 \text{ m}^3/\text{h}$ ，选用LWP-(x)型金属网油浸滤尘器，详国标T521，每个风量 $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ，初压力损失 21 Pa ，两台并联。

4 消波装置选用：进风口部防爆波活门，一般由建筑专业设计选用。暖通专业要作校核，本工程应选用门式防爆悬板活门MH1800-3，通风量 $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ ， $v \leq 8 \text{ m/s}$ ，抗冲击波 0.3 MPa 。

3.4.3 排风设备选用

1 主要出入口设有简易洗消间，防毒通道体积为 12.5 m^3 ，按 $40 \text{ 次}/\text{h}$ 换气计算，排风量为 $500 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

2 进入简易洗消间的自动排气活门排风量为 $500 \text{ m}^3/\text{h}$ ，人防地下室战时通风按超压 50 Pa 计算时，参考表 3.2.6.2 选用两个 YF-200 型。



A-A 剖面图 1: 50

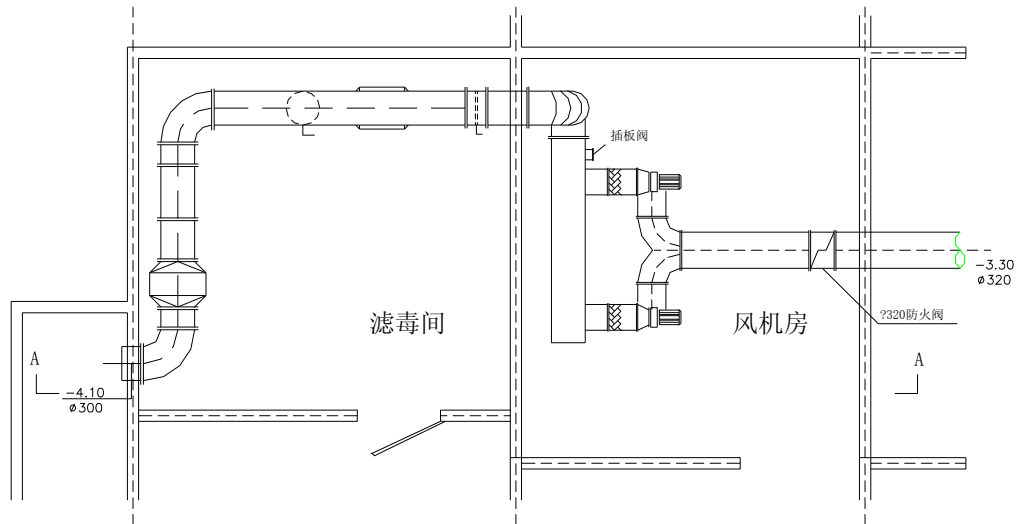


图 3.4.2 人防风机房大样

3 简易洗消间设有自动排气活门，空气排出经短管进入防毒通道。短管管径确定，取短管内风速不超过 6m/s 为宜，本工程短管直径 $D=200\text{mm}$ ， $v=4.5\text{m/s}$ 。

4 排风管与密闭阀门确定：通过密闭阀和风管，直到扩散室的风量是 $500\text{m}^3/\text{h}$ ，风管内空气流速不大于 6m/s ，风管直径为 $D=200\text{mm}$ ， $v=4.4\text{m/s}$ ，密闭阀门按表 11-14 选用， $D=200\text{mm}$ ， $v=4.42\text{m/s}$ 。

5 防爆活门选用：排风量 $500\text{m}^3/\text{h}$ ，按表 3.2.5.1 选门式防爆悬板活门 MH900-3，并与建筑专业核实。

3.4.4 旱厕自动排气活门的选型

简易洗消间设有自动排气活门，排至防毒通道，满足最小防毒通道的换气次数的同时，旱厕要设自动排气活门，以满足厕所间的换气。厕所换气次数按表 3.2.1.6 计算风量。该工程旱厕体积 42m^3 ，按 $10\text{次}/\text{h}$ 换气，排风量为 $420\text{m}^3/\text{h}$ 。按表 3.2.6.2 选用 YF-200，超压值 $30\sim 100\text{Pa}$ ，排风量 $120\sim 500\text{m}^3/\text{h}$ 。该处门式防爆悬板活门选用 MH900-3。

3.4.5 通风管道设计

1 进风管：指进风防爆活门扩散室与粗过滤器、密闭阀门、过滤吸收器到风机的吸入口之间的配管。这段管道要求有抗爆波能力，为此一般均采用 2mm 厚钢板焊制而成。清洁通风风管 $D=300\text{mm}$ ，密闭阀 $D=300\text{mm}$ 。滤毒通风风管 $D=200\text{mm}$ ，密闭阀 $D=200\text{mm}$ 。

2 送风管：指风机出口至各房间的送风口之间的部分。送风管道出机房时应设防火阀，并与风机连锁。为了简化设计计算，送风管道风量按清洁通风工况送风量 $1785\text{m}^3/\text{h}$ 计算。风机出口一段风管空气流速不大于 10m/s ，主干管空气流速不大于 6m/s ，支风管空气流速不大于 4.5m/s ，支风管道管径不小于 130mm 条件下，由风机出口到最远最不利送风口的送风管总长度不大于 50m 时，送风管道系统可不进行阻力计算。

由于地下室夏季比较潮湿，送风管道宜采用玻璃钢制品。

图 3.4.2 是通风机房的布置图。

4 采暖与供热

4.1 采暖建筑围护结构热工性能要求

4.1.1 设置全面采暖的建筑物，其围护结构的传热阻，应根据技术经济比较确定，且应符合国家有关民用建筑热工设计规范和节能标准的要求。

4.1.2 设置集中采暖的居住建筑应严格执行《民用建筑节能设计标准（采暖居住建筑部分）》（JGJ26-95）。不同地区采暖居住建筑各围护结构传热系数不应超过表 4.1.2-1 规定的限值；建筑耗热量、采暖耗煤量指标不应超过表 4.1.2-2 规定的限值。

4.1.3 设置分户式采暖和暂无条件设置集中采暖的居住建筑，其各围护结构传热系数应按表 4.1.2-1 要求执行。

4.1.4 围护结构的最小传热阻 $R_{0,\min}$ 按下式计算：

$$R_{0,\min}=A \times (t_n - t_w) \times \alpha / \Delta t_y \times \alpha_n$$

式中 $R_{0,\min}$ ——围护结构的最小传热阻（ $\text{m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$ ）；

A ——安全系数，根据室内外温差的大小取 1.05 或 1.10；

t_n ——冬季室内计算温度（ °C ），即冬季室内采暖设计温度；

t_w ——冬季围护结构室外计算温度（ °C ），按表 4.1.4-1 取值；

α ——室内外计算温差修正系数，按表 4.1.4-2 确定；

Δt_y ——冬季室内计算温度与围护结构内表面温度的允许温差（ °C ），按表 4.1.4-3 确定；

α_n ——围护结构内表面换热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})]$ ，按表 4.1.4-4 确定。

表 4.1.4-1 冬季围护结构室外计算温度 t_w （ °C ）

类型	热惰性指标 D 值	t_w 的取值
I	$D > 6.0$	$t_w = t_{wn}$
II	4.1~6.0	$t_w = 0.6 \cdot t_{wn} + 0.4 \cdot t_{p,\min}$
III	1.6~4.0	$t_w = 0.3 \cdot t_{wn} + 0.7 \cdot t_{p,\min}$
IV	≤ 1.5	$t_w = t_{p,\min}$

注：表中 t_{wn} 和 $t_{p,\min}$ 分别为采暖室外计算温度和累年最低日平均温度。

表 4.1.4-2 温差修正系数 α

围护结构特征	α
外墙、屋顶、地面以及与室外相通的楼板等	1.00
闷顶和与室外空气相通的非采暖地下室上面的楼板等	0.90
与有外门窗的不采暖楼梯间相邻的隔墙（1~6 层建筑）	0.60
与有外门窗的不采暖楼梯间相邻的隔墙（7~30 层建筑）	0.50
非采暖地下室上面的楼板，外墙上无窗时	0.75
非采暖地下室上面的楼板，外墙上无窗且位于室外地坪以上时	0.60
非采暖地下室上面的楼板，外墙上无窗且位于室外地坪以下时	0.40
与有外门窗的非采暖房间相邻的隔墙	0.70
与无外门窗的非采暖房间相邻的隔墙	0.40
伸缩缝墙、沉降缝墙	0.30

防震缝墙	0.70
------	------

表 4.1.4-3 允许温差 Δt_y (°C)

建筑物及房间类别	外墙	屋顶
居住建筑、医院和幼儿园等	6.0	4.0
办公建筑、学校和门诊部等	6.0	4.5
室内空气潮湿的公共建筑		
当不允许墙和顶棚内表面结露时	$t_n - t_1$	$0.8 \times (t_n - t_1)$
当仅不允许顶棚内表面结露时	7.0	$0.9 \times (t_n - t_1)$
公共建筑(上述指明者除外)	7.0	5.5

注：表中 t_n ——冬季室内计算温度，°C；

t_1 ——在冬季室内计算温度和相对湿度状况下露点温度，°C。

表 4.1.4-4 围护结构内表面的换热系数 α_n

围护结构内表面特征	α_n [W/ (m ² · °C)]
墙地面表面平整或有肋状突出物的顶棚，当 $h/s \leq 0.2$ 时	8.7
有肋状突出物的顶棚，当 $0.2 < h/s \leq 0.3$ 时	8.1
有肋状突出物的顶棚，当 $h/s > 0.3$ 时	7.6
有井状突出物的顶棚，当 $h/s > 0.3$ 时	7.0

注：表中 h ——肋高(m)； s ——肋间净距(m)。

4.1.5 当居住建筑、医院、幼儿园、办公楼、学校和门诊部等建筑的外墙为轻质材料或内侧复合轻质材料时，外墙的最小传热阻应在 4.1.4 条计算结果的基础上进行附加，其附加值按表 4.1.5 的规定采用。

表 4.1.5 轻质外墙最小热阻的附加值 (%)

外墙材料与构造	建筑物在连续供热管网中	建筑物在间隙供热管网中
密度为 800~1200kg/m ³ 的轻骨料混凝土单一材料墙体	15~20	30~40
密度为 500~800kg/m ³ 的轻骨料混凝土单一材料墙体；外侧为砖或混凝土、内侧复合轻混凝土的墙体	20~30	40~60
平均密度小于 500kg/m ³ 的轻质复合墙体；外侧为砖或混凝土、内侧复合轻质材料(岩棉、矿棉、石膏板等)的墙体	30~40	60~80

4.1.6 处在寒冷和冬冷夏热地区，且设置集中采暖的居住建筑和医院、幼儿园、办公楼、学校、门诊部等公共建筑，当围护结构热惰性指标 $D \leq 4.0$ 时，应对其屋顶和东、西外墙进行夏季隔热验算。当夏季隔热要求的传热阻大于冬季保温要求的最小传热阻时，应采用夏季隔热要求的传热阻。

4.1.7 围护结构的传热系数应按下式计算：

$$K = 1 / [1 / \alpha_n + \sum (\delta / \alpha_\lambda \cdot \lambda) + R_k + (1 / \alpha_w)] \text{ [W/ (m}^2 \cdot \text{°C)]} \quad (4.1.7)$$

式中 α_n ——围护结构内表面换热系数[W/ (m² · °C)]，见表 4.1.4-4；

α_w ——围护结构外表面换热系数[W/ (m² · °C)]，见表 4.1-7-1；

δ ——围护结构各层材料厚度(m)；

λ ——围护结构各层材料导热系数[W/ (m · °C)]，常用材料导热系数按《民用建筑热工设计规范》(GB50176-93)选用。

α_{λ} ——导热系数修正系数，见表 4.1.7-2；

R_k ——封闭空气间层的热阻 [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]，见表 4.1.7-3；

表 4.1.7-1 围护结构外表面的换热系数 α_w

围护结构外表面特征	$\alpha_w [W / (m^2 \cdot ^\circ C)]$
外墙和屋顶	23
与室外空气相通的无采暖地下室上面的楼板	17
闷顶和外墙上有窗的无采暖地下室上面的楼板	12
外墙上无窗的无采暖地下室上面的楼板	6

表 4.1.7-2 导热系数修正系数 α_{λ}

材料、构造、施工、地区及使用情况	α_{λ}
作为夹芯层浇筑在混凝土墙体及屋面构件中的块状多孔保温材料（如加气混凝土、泡沫混凝土及水泥膨胀珍珠岩），因干燥缓慢及灰缝影响	1.60
铺设在密闭屋面中的多孔保温材料（如加气混凝土、泡沫混凝土、水泥膨胀珍珠岩、石灰炉渣等），因干燥缓慢	1.50
铺设在密闭屋面中及作为夹芯层浇筑在混凝土构件中的半硬质矿棉、岩棉、玻璃棉板等，因压缩及吸湿	1.20
作为夹芯层浇筑在混凝土构件中的泡沫塑料等，因压缩	1.20
开孔型保温材料（如水泥刨花板、木丝板、稻草板等），表面抹灰或与混凝土浇筑在一起，因灰浆渗入	1.30
加气混凝土、泡沫混凝土砌块墙体及加气混凝土条板墙体、屋面，因灰缝影响	1.25
填充在空心墙体及屋面构件中的松散保温材料（如稻壳、木屑、矿棉、岩棉等），因下沉	1.20
矿渣混凝土、炉渣混凝土、浮石混凝土、粉煤灰陶粒混凝土、加气混凝土等实心墙体及屋面构件，在严寒地区，且在室内平均相对湿度超过 65% 的采暖房间内使用，因干燥缓慢	1.15

表 4.1.7-3 封闭空气层热阻值 R_k ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)

位置、热流状况及材料特性		间层厚度 (mm)						
		5	10	20	30	40	50	60 以上
		冬季状况						
一般空气间层	热流向下（水平、倾斜）	0.1	0.14	0.17	0.18	0.19	0.20	0.20
	热流向上（水平、倾斜）	0.1	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17	0.17
	垂直空气间层	0.1	0.14	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18
单面铝箔空气间层	热流向下（水平、倾斜）	0.16	0.28	0.43	0.51	0.57	0.60	0.64
	热流向上（水平、倾斜）	0.16	0.26	0.35	0.40	0.42	0.42	0.43
	垂直空气间层	0.16	0.26	0.39	0.44	0.47	0.94	0.50
双面铝箔空气间层	热流向下（水平、倾斜）	0.18	0.34	0.56	0.71	0.84	0.94	1.01
	热流向上（水平、倾斜）	0.17	0.29	0.45	0.52	0.55	0.56	0.57
	垂直空气间层	0.18	0.31	0.49	0.59	0.65	0.69	0.71
		夏季状况						
一般空气间层	热流向下（水平、倾斜）	0.09	0.12	0.15	0.15	0.16	0.16	0.15
	热流向上（水平、倾斜）	0.09	0.11	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
	垂直空气间层	0.09	0.12	0.14	0.14	0.15	0.15	0.15
单面铝箔空气间层	热流向下（水平、倾斜）	0.15	0.25	0.37	0.44	0.48	0.52	0.54
	热流向上（水平、倾斜）	0.14	0.20	0.28	0.29	0.30	0.30	0.28
	垂直空气间层	0.15	0.22	0.31	0.34	0.36	0.37	0.37
双面铝箔	热流向下（水平、倾斜）	0.16	0.30	0.49	0.63	0.73	0.81	0.86

空气间层	热流向上（水平、倾斜）	0.15	0.25	0.34	0.37	0.38	0.38	0.35
	垂直空气间层	0.15	0.27	0.39	0.46	0.49	0.50	0.50

4.1.8 计算外墙内保温墙体本体热阻时，应考虑梁、楼板、柱等热桥的影响，按面积加权平均法计算墙体本体平均传热阻。

4.1.9 有顶棚的斜屋面，用顶棚面积计算其传热量时，屋顶和顶棚的综合传热系数按下式计算：

$$K = K_1 \times K_2 / (K_1 \times \cos \alpha + K_2) \quad [W / (m^2 \cdot ^\circ C)]$$

式中K——屋顶和顶棚的综合传热系数 $[W / (m^2 \cdot ^\circ C)]$ ；

K_1 ——顶棚的传热系数 $[W / (m^2 \cdot ^\circ C)]$ ；

K_2 ——屋顶的传热系数 $[W / (m^2 \cdot ^\circ C)]$ ；

α ——屋顶与顶棚间的夹角。

4.1.10 门、窗的传热系数应按经国家计量认证的质检机构提供的测定值采用。如无测定值时，可按表 4.1.10 选取（包括天窗和阳台门）。

表 4.1.10 门、窗的传热系数K值 $[W / (m^2 \cdot ^\circ C)]$

门窗框材料	门窗类型	空气层厚度(mm)	K $[W / (m^2 \cdot ^\circ C)]$
钢、铝	单层玻璃窗、门	—	6.4
	单框双玻窗、门	12	3.9
		16	3.7
		20~30	3.6
	双层玻璃窗	100~140	3.0
单层+单框双玻窗	100~140	2.5	
木、塑料	单层玻璃窗、门	—	4.7
	单框双玻窗、门	12	2.7
		16	2.6
		20~30	2.5
	双层玻窗	100~140	2.3
单层+单框双玻窗	100~140	2.0	
木外门			4.5
木内门			2.9

4.1.11 高层建筑窗户的计算传热系数随窗户所在高度变化而变化，可按表 4.1.11 选取。

表 4.1.11 高层建筑窗户的计算传热系数 $K_j [W / (m^2 \cdot ^\circ C)]$

外窗中心距室外地坪高度 (m)	单层金属窗 $K=6.4W / (m^2 \cdot ^\circ C)$				双层金属窗 $K=3.26W / (m^2 \cdot ^\circ C)$			
	当地室外风速 (m/s)				当地室外风速 (m/s)			
	3	4	5	6	3	4	5	6
1.5	6.4	6.4	6.4	6.6	3.26	3.3	3.3	3.3
4.5	6.4	6.4	6.7	6.8	3.3	3.3	3.3	3.4
7.5	6.4	6.5	6.8	6.9	3.3	3.3	3.4	3.4
10.5	6.4	6.6	6.8	7.0	3.3	3.3	3.4	3.4
13.5	6.4	6.7	6.8	7.0	3.3	3.3	3.4	3.4
16.5	6.4	6.7	6.9	7.1	3.3	3.3	3.4	3.4
19.5	6.5	6.7	7.0	7.1	3.3	3.4	3.4	3.5
22.5	6.5	6.8	7.0	7.2	3.3	3.4	3.4	3.5
25.5	6.5	6.8	7.0	7.2	3.3	3.4	3.4	3.5

28.5	6.5	6.8	7.0	7.2	3.3	3.4	3.4	3.5
31.5	6.5	6.8	7.0	7.2	3.3	3.4	3.4	3.5
34.5	6.5	6.8	7.0	7.2	3.3	3.4	3.5	3.5
37.5	6.6	6.8	7.1	7.2	3.3	3.4	3.4	3.5
40.5	6.6	6.8	7.1	7.3	3.3	3.4	3.4	3.5
43.5	6.6	6.9	7.1	7.3	3.3	3.4	3.4	3.5
46.5	6.6	6.9	7.1	7.3	3.3	3.4	3.5	3.5
49.5	6.6	6.9	7.2	7.3	3.3	3.4	3.5	3.5
52.5	6.7	6.9	7.2	7.3	3.3	3.4	3.5	3.5
55.5	6.7	6.9	7.2	7.4	3.3	3.4	3.5	3.5
58.5	6.7	7.0	7.2	7.4	3.3	3.4	3.5	3.5

注：室外风速小于 3m/s 时，可忽略窗户计算传热系数随窗户所在高度的变化。

4.1.12 直接铺设在土壤上、地面各构造层材料的导热系数 $\lambda \geq 1.16 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 的非保温地面，应平行于外墙、从外向内、每 2m 宽划分地带，并分别取传热系数为：

第一地带： $K_{0.1}=0.47\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；第二地带： $K_{0.2}=0.23\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；

第三地带： $K_{0.3}=0.12\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；第四地带： $K_{0.4}=0.07\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；

4.1.13 铺设在地面上的保温地板，其传热系数可按以下简化方法计算：

$$K=1/[1/K' + \Sigma(\delta/\lambda)] [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (4.1.13)$$

式中 K' ——非保温地面的传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$ ，按 4.1.12 条的规定选用；

δ ——各保温构造层的厚度 (m)；

λ ——各保温层材料的导热系数 $[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$ 。

4.2 采暖负荷计算

4.2.1 民用建筑的采暖热负荷应包括：

外围护结构的传热耗热量；

加热由外门、窗缝隙渗入室内的冷空气耗热量；

加热当外门开启时经外门进入室内的冷空气耗热量；

各种修正值和附加值。

4.2.2 计算采暖负荷时，应扣除采暖房间内部的热量，如室内不保温采暖管道散热量、人员密集场所的人体散热量等。

4.2.3 分户计量采暖建筑，应按各地方“分户热计量设计技术规程”的规定进行采暖负荷计算。计算建筑总采暖负荷时，不应考虑户间隔墙传热量；在室内散热器（或其他散热设施）的选型计算中，应考虑户间传热量。

4.2.4 围护结构的传热耗热量包括基本耗热量和附加耗热量。

4.2.5 围护结构的基本耗热量按稳态传热计算：

$$Q=\alpha \times F \times K \times (t_n+t_{wn}) \quad (\text{W}) \quad (4.2.5)$$

式中 α ——温差修正系数，按表 4.1.4-2 取值；

F ——计算传热面积 (m^2)；

K ——计算传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$ ；

t_n ——冬季室内设计温度 ($^\circ\text{C}$)；

t_{wn} ——采暖室外计算温度 ($^\circ\text{C}$)。

4.2.6 围护结构两侧温差大于 5°C 时，应计算该围护结构传热量。

4.2.7 采暖地下室和地面标高低于室外地面标高的采暖房间内，其位于室外地面以下的外墙可视为地

面的延伸，第一地带从室外地面以下的外墙开始计算，各地带的传热系数应按 4.1.12 和 4.1.13 条选取。

4.2.8 应重复计算地面拐角地带的传热耗热量。

4.2.9 建筑物底层外墙周边有供热管沟时，地板耗热量可不予计算。

4.2.10 围护结构的附加耗热量按其占基本耗热量的百分率确定，包括朝向修正率、风力附加率和外门开启附加率。

4.2.11 朝向修正率：北、东北、西北，取 0~10%；东、西，取-5%；东南、西南，取-10%~-15%；南，取-15%~-30%。当建筑物受到遮挡时，还应根据遮挡情况选取朝向修正率。

4.2.12 当窗墙面积比大于 1:1 时，为了与一般房间有同等的保证率，宜在窗的基本耗热量中附加 10%。

4.2.13 风力附加率：建筑在不避风的高地、河边、海岸、旷野上的建筑物，其垂直的外围护结构应附加 5%~10%。

4.2.14 外门开启附加率：短时间开启，且无热空气幕时，其外门的基本耗热量应予以附加。对开启一般的外门（如住宅、宿舍、托幼），当外门所在层以上的楼层数为 n 时，一道门附加 65%、两道门（有门斗）附加 80%、三道门（有两个门斗）附加 60%；对开启频繁的外门（如办公楼、商店、门诊部、学校等）应乘以 1.5~2.0 的系数。外门开启附加率最大不得大于 500%。

4.2.15 高度附加率：当房间（楼梯间除外）高度大于 4m 时，应按房间总的基本耗热量和附加耗热量之和计算高度附加率。每高出 1m 附加 2%，最大附加率不大于 15%。

4.2.16 冷空气渗透耗热量按下式计算：

$$Q=0.28 \cdot \rho_{wn} \cdot L \cdot (t_n - t_{wn}) \quad (W) \quad (4.2.16)$$

式中 L ——渗透冷空气量 (m^3/h)；

ρ_{wn} ——采暖室外计算温度下的空气密度 (kg/m^3)；

t_n ——冬季室内设计温度 ($^{\circ}C$)；

t_{wn} ——采暖室外计算温度 ($^{\circ}C$)。

4.2.17 多层和高层建筑渗透冷空气量按下式计算：

$$L=L_0 \times l_1 \times m^b \quad (m^3/h) \quad (4.2.17)$$

式中 L_0 ——在基准高度单纯风压作用下，不考虑朝向修正和内部隔断情况时，每米门窗缝隙的理论渗透冷空气量 [$m^3/(m \cdot h)$]；

$$L_0 = \alpha_1 \times [p_{wn} \times (v_0^2/2)]^b$$

其中： α_1 ——外门窗缝隙渗风系数， $m^3/(m \cdot h \cdot Pa^b)$ 。当无实测数据时，可根据建筑外窗空气渗透性能分级标准，按表 4.2.17-1 采用；

v_0 ——基准高度冬季室外最多风向的平均风速 (m/s)；

l_1 ——外门窗缝隙长度，应分别按各朝向计算 (m)；

b ——门窗缝隙渗风指数， $b=0.56\sim 0.78$ ，当无实测数据时，可取 $b=0.67$ ；

m ——风压与热压共同作用下，考虑建筑体型、内部隔断和空气流通因素后，不同朝向、不同高度的门窗冷风渗透压差综合修正系数；

$$m=c_r \times \Delta c_f \times (n^{1/b} + C) \times c_h$$

其中： c_r ——热压系数。按表 4.2.17-2 采用；

Δc_f ——风压差系数。当无实测数据时，可取 $\Delta c_f = 0.7$ ；

n ——渗透冷空气量的朝向修正系数；

c_h ——高度修正系数。 $c_h = 0.3 \times h^{0.4}$ ， h 为计算门窗的中心线标高；

C ——作用于门窗上的有效热压差与有效风压差之比，按下式计算：

$$C=70 \times [(h_z-h)/(\Delta c_f \times v_0^2 \times h^{0.4})] \times [(t'_n-t_w)/(273+t'_n)]$$

其中： h_z ——单纯热压作用下，建筑物中和面的标高(m)，可取建筑物总高度的二分之一；

t'_n ——建筑物内形成热压作用的竖井计算温度(°C)。

表 4.2.17-1 建筑外窗缝隙渗风系数 $[m^3/(m \cdot h \cdot Pa^{0.67})]$

建筑外窗空气渗透性能等级	I	II	III	IV	V
$\alpha_1[m^3/(m \cdot h \cdot Pa^{0.67})]$	0.1	0.3	0.5	0.8	1.2

表 4.2.17-2 热压系数 c_r

内部隔断情况	开敞空间	有内门或房门		有前室门、楼梯间门或走廊两端设门	
		密闭性差	密闭性好	密闭性差	密闭性好
c_r	1.0	1.0~0.8	0.8~0.6	0.6~0.4	0.4~0.2

4.2.18 多层建筑的渗透冷空气时，当无相关数据时，可按换气次数法计算，换气次数见表 4.2.18。

表 4.2.18 换气次数(次/h)

房间类型	一面外墙有窗房间	二面外墙有窗房间	三面外墙有窗房间	门厅
换气次数	0.5	0.5~1.0	1.0~1.5	2.0

4.2.19 对居住建筑，夜间睡眠时间内允许室温适当降低时，可按连续采暖进行热负荷计算，不计间歇附加值。

4.2.20 对于只要求在使用时间保持室内设计温度，而其他时间可以自然降温的采暖建筑物，如教学楼、办公楼、商店、礼堂、教堂等间歇使用的建筑，应采用间歇采暖。其采暖设备容量应考虑合理的间歇附加，附加值应根据间歇使用建筑物需保证室温的时间和预热时间等因素通过计算确定。

4.2.21 房间全面采暖的地板辐射采暖设计热负荷可按常规散热器系统房间计算采暖负荷的 90%~95%，或将房间设计温度降低 2°C 进行房间采暖负荷计算。

4.2.22 房间局部设地板辐射采暖（其他区域无采暖）时，所需热负荷按房间全面地板辐射采暖负荷乘以表 4.2.22 的附加系数。

表 4.2.22 局部地板辐射采暖负荷附加系数

采暖区面积占房间总面积的比值	>0.75	0.55	0.40	0.25	<0.2
附加系数	1.0	0.70	0.54	0.40	0.30

注：采暖区面积比值 0.2~0.75 之间时，按插入法计算附加系数。

4.2.23 房间接触土壤地板设地板辐射采暖时，不计算地面热损失。

4.3 散热器

4.3.1 散热器选型

- 散热器应满足采暖系统工作压力要求，且应符合现行国家或行业标准。
- 在开式采暖系统中不应采用钢制散热器（包括钢制柱式、板式、扁管散热器）。
- 在设置分户热量计量装置和设置散热器温控阀的采暖系统中，当采用铸铁散热器时，散热器内腔应清洁，无残砂。
- 铝制散热器内表面应进行防腐处理，且采暖水的 pH 值不应大于 10。水质较硬地区不宜使用铝制散热器。
- 采用铝制散热器、铜铝复合型散热器时，应采取防止散热器接口电化学腐蚀。

6 环境湿度高的房间（如浴室、游泳馆）不应采用钢制散热器。

4.3.2 散热器计算

散热器面积应按下式计算：

$$F=Q/[K \times (t_{pj}-t_n)] \times \beta_1 \times \beta_2 \times \beta_3 \quad (4.3.2-1)$$

式中F——散热器散热面积（m²）；

Q——散热器散热量（W）；

t_{pj}——散热器内热媒平均温度（℃）；

t_n——室内设计温度（℃）；

K——散热器在设计工况下的传热系数 [W / (m² · °C)]；

β₁——散热器片数（长度）修正系数；

β₂——散热器连接方式修正系数；

β₃——散热器安装形式修正系数。

1 散热器散热量等于房间采暖热负荷减去房间内明装不保温采暖管道散热量。明装不保温采暖管道散热量按下式计算：

$$Q=F \times K \times \eta \times (t-t_n) \quad (4.3.2-2)$$

式中c——明装不保温采暖管道散入室内的热量（W）；

F——管道外表面积（m²）；

K——管道传热系数 [W / (m² · °C)]，见表 4.3.2-1；

η——管道安装位置系数，按表 4.3.2-2；

t——管道内热媒温度（℃）。

表 4.3.1-1 无保温管道的传热系数K [W / (m² · °C)]

水平或垂直钢 管管径(mm)	管道内水温与室内温度差（℃）					蒸汽压力（kPa）	
	40~50	50~60	60~70	70~80	80 以上	70	200
32 以下	12.7	13.3	13.9	14.5	14.5	15.0	16.1
40~100	11.0	11.6	12.1	12.7	13.3	14.5	14.8
125~150	11.0	11.6	12.1	12.1	12.1	13.3	14.2
200 以上	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	13.3	14.2

表 4.3.2-2 管道安装位置系数 η

管道安装位置	立管	沿顶棚敷设的管道	沿地面敷设的管道
η	0.75	0.5	1.0

2 散热器传热系数应取设计工况下的计算值。散热器传热系数计算公式表达形式为

$$K=\alpha \times (\Delta t)^b \quad (4.3.2-3)$$

式中 Δt——散热器内热媒平均温度与室内空气温度之差（℃）

α、b——系数与指数，为实验数据，由散热器技术资料提供。

3 散热器片数（长度）修正系数 β₁ 应按散热器样本数据取用。如散热器样本无此数据，柱型散热器片数修正系数可按表 4.3.2-3 选用。

表 4.3.2-3 柱型散热器片数修正系数 β₁

散热器片数	6 片以下	6~10 片	11~20 片	20 片以上
β ₁	0.95	1.0	1.05	1.1

4 散热器连接方式修正系数 β₂

表 4.3.2-4 散热器连接方式修正系数 β_2

连接方式	同侧上进下出	异侧上进下出	异侧下进下出	异侧下进上出	同侧下进上出
β_2	1.00	1.01	1.10	1.20	1.25

高度不超过 900mm 的采暖水在管程内流动的散热器（如钢串片散热器）可不考虑连接方式对散热量的影响。

高度超过 900mm 的散热器应由散热器生产厂商提供不同连接方式时散热量的实测数据。

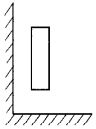
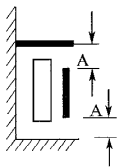
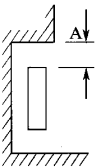
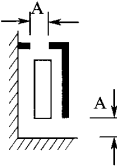
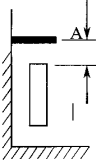

5 散热器安装形式修正系数 β_3 按表 4.3.2-5 选用。

6 散热器数量（片数或长度）的取舍原则：

双管采暖系统，舍去的散热器面积宜由由此造成的室温偏差不大于 1~2℃ 为判定标准，否则应进位。

单管采暖系统，当立管串联散热器不大于 6 层（水平串联时为 6 组）时散热器尾数取舍与双管采暖系统相同。当立管串联散热器大于 6 层（水平串联时为 6 组）时，上游 1/3 散热器的计算尾数一般舍去；中间 1/3 散热器附加 5% 散热量；下游 1/3 散热器附加 10%~15% 散热量。

表 2.3.2-5 散热器安装形式修正系数 β_3

安装形式图示	安装说明	β_3	安装形式图示	安装说明	β_3
	散热器明装	1.00		暖气罩前板上 下开口 A = 130mm 洞口敞开 洞口设格栅	1.2 1.4
	散热器安装在墙 龕内 A = 40mm A = 80mm A = 100mm	1.11 1.07 1.06		暖气罩上面及前 面板下部开口 A = 260mm A = 220mm A = 180mm A = 150mm	1.12 1.13 1.19 1.25
	散热器上设置搁 板 A = 40mm A = 80mm A = 100mm	1.05 1.03 1.02		暖气罩上面开口 宽度 C 不小于散热器 厚度，暖气罩前 面下端孔口高度不 小于 100mm，其余 为格栅	1.15

4.3.3 散热器布置：

1 散热器一般应明装。暗装时应留有足够的空气流通通道，并方便维修。暗装散热器设置温控阀时，应采用外置式温度传感器，温度传感器应设置在能正确反应房间温度的位置。

2 片式组对柱型散热器每组散热器片数不宜过多。铸铁柱型散热器每组片数不宜超过 25 片、组装长度不宜超过 1500mm。当散热器片数过多时，可分组串接，串接支管管径与散热器接口管径相同。分组串接时，供回水支管宜异侧连接。

3 有外窗房间的散热器宜布置在窗下。

4 进深较大的房间宜在房间内外侧分别设置散热器。

5 托儿所、幼儿园的散热器应暗装或加防护罩。

6 汽车库散热器宜高位安装。散热器落地安装时宜设置防撞设施。

7 有冻结危险的门斗内不应设置散热器。

8 楼梯间散热器应尽量布置在底层。当底层布置不下时，可参考表 4.3.3 进行分配。

表 4.3.3 楼梯间散热器分配比例 (%)

建筑物总层数	安装层数					
	一	二	三	四	五	六
2	65	35				
3	50	30	20			
4	50	30	20			
5	50	25	15	10		
6	50	20	15	15		
7	45	20	15	10	10	
≥8	40	20	15	10	10	5

4.4 室内散热器采暖

4.4.1 民用建筑采暖应用热水作热媒。确定采暖热水供回水温度时应考虑安全、卫生、经济、舒适性、地区供热条件等因素，采用塑料管材时还应考虑管材的使用条件。采暖热媒参数可按表 4.4.1 确定。

表 4.4.1 民用建筑室内采暖热媒参数

建筑物或采暖系统种类	适宜采用	可以采用
人员昼夜停留的居住类建筑，如住宅、宿舍、旅馆、幼儿园、医院住院部等	不超过 95℃ 的热水	
人员长期停留的一般建筑和公共建筑，如办公楼、学校、商场、医院门诊楼等	不超过 95℃ 的热水	不超过 115℃ 的热水
人员短期停留的高大公共建筑，如车站、展览馆、影剧院等	不超过 115℃ 的热水	不超过 130℃ 的热水
采暖系统采用塑料管材	不超过 80℃ 的热水	
低温地板辐射采暖系统	不超过 60℃ 的热水	

4.4.2 高度超过 50m 的建筑宜分区设置采暖系统。采暖系统最低点散热器工作压力不得大于 0.8MPa，立管管径一般应控制在 DN25 以内。

4.4.3 确定建筑热力入口位置时，应尽量缩短系统的作用半径，且利于室内环路间平衡。

当建筑热力入口安装热量表时，宜按 80% 的设计流量作为热量表的额定流量。建筑热力入口宜采用内置电池的整体式热量表。

热量表的流量计型式按下述原则选用：

- 1 接口管径为 DN50~65 时，宜采用机械式旋翼流量计；
- 2 接口管径为 DN80~150 时，宜采用超声波流量计，也可采用机械式水平或垂直旋翼流量计；
- 3 接口管径 ≥ DN200 时，宜采用超声波流量计。

4.4.4 分户热计量采暖系统和设置恒温阀的采暖系统，应按变水量系统进行设计，在其热力入口中设置压差或流量自动调节装置，宜采用自力式压差控制阀。

4.4.5 采暖系统水质应符合国家现行标准《工业锅炉水质》的要求。

一、住宅建筑室内散热器采暖

4.4.6 住宅建筑设置集中热水采暖系统时,应设置分户热计量和室温控制装置。可采用分户热计量表、热分配表等计量方式。

4.4.7 住宅建筑公共用房和共用空间应单独设置采暖系统和热量计量装置。

4.4.8 住宅建筑宜采用共用立管的分户独立系统型式。供回水干管宜设置于地下室或半通行管沟内(当住宅下层为公共用房时,可将水平供回水干管设置于公共用房上空)。共用立管和分户独立系统入户装置应设置于户外公共区域,宜设置于竖井内。

4.4.9 各共用立管负荷宜相近。同一副共用立管所带的各分户独立系统负荷也宜相近。

4.4.10 分户独立系统入户装置应包括供回水锁闭调节阀、户用热量表,热量表前应设水过滤器。热量表前宜有长度不小于5倍管道直径的直管段。

4.4.11 户用热量表应符合下列要求:

- 1 户用热量表的额定流量应按该户设计流量确定,额定流量最大不应超过设计流量的1.5倍。
- 2 宜采用机械式旋翼流量计,也可采用超声波流量计。
- 3 其温度传感器宜采用直接插入管道的短探头,或设置可将温度传感器探头直接插入的铜球阀。
- 4 当户用热量表设置于户内时,宜采用温度传感器内置的一体化热量表,且宜将热量显示装置设置于户外。
- 5 户用热量表宜采用内置电池,有效使用寿命应不低于五年。
- 6 户用热量表在额定流量下的水流阻力不宜大于25kPa。

4.4.12 分户独立系统可采用单管水平跨越式、双管水平并联式、双管放射式等形式。

1 单管水平跨越式、双管水平并联式分户独立系统户内管道可以布置于本层地面下的垫层或镶嵌在踢脚板内,也可以布置于本层顶板下。

2 双管放射式分户独立系统应在户内适当位置设置分集水器,每组散热器供回水支管埋于地板垫层内,并直接连接到分集水器。

4.4.13 双管并联式分户独立系统宜设同程式系统。

4.4.14 宜在户内适当位置设置具有防冻功能的手动或自力式总调节阀。

4.4.15 双管并联式及双管放射式系统宜在每组散热器上设置高阻力手动调节阀或自力式两通恒温阀;单管跨越式系统宜在每组散热器上设手动三通调节阀或自力式三通恒温阀。手动调节阀和自力式恒温阀宜有防冻限位功能。

4.4.16 供回水干管、共用立管,宜采用热镀锌钢管螺纹连接,且应保温。

4.4.17 当分户独立系统管道布置于本层顶板下时,宜采用热镀锌钢管螺纹连接;布置于本层地面下的垫层或镶嵌在踢脚板内时,应采用塑料管材或铜管,塑料管材包括聚丁烯(PB)管、交联聚乙烯(PE-X)管、无规共聚聚丙烯(PP-R)管、交联铝塑复合(XPAP)管等。

4.4.18 布置于本层地面垫层或镶嵌在踢脚板内的分户独立系统管道应符合下列规定:

- 1 应根据采暖系统供水温度、工作压力、管道系统设计使用寿命确定管道材质与壁厚。
- 2 暗装管道不应采用可拆性接头连接,且宜在塑料管道外设塑料套管。
- 3 暗装管道内流速宜不小于0.25m/s。

4.4.19 埋地敷设管道密集区域,应校核其地面温度,必要时作管道隔热层。

4.4.20 应在管道埋地区域地面设置醒目标识,以防止地面二次装修时破坏管道。

二、一般建筑室内散热器采暖

4.4.21 室内采暖系统环路的大小和划分应以水力平衡为主要依据，有条件时宜按朝向划分环路。

4.4.22 环路设置还应考虑使用和管理要求，人民防空地下室应设置单独采暖系统；住宅底层为商店或其他公共用房时，宜设置单独采暖系统；普通地下室宜设置单独采暖系统。

4.4.23 供回水干管一般采用异程式系统，条件适宜且经济时可采用同程式系统。

4.4.24 室内各分支供回水干管应设置分路检修阀门及泄水装置。检修阀门宜采用低阻力阀（如闸阀、蝶阀），且分支回水干管上宜设置流量调节阀（如手动调节阀、平衡阀、自力式流量控制阀等）。

4.4.25 宜设置散热器自力式温控阀。

4.4.26 垂直双管系统：

1 一般适用于四层及四层以下的建筑。当散热器设自力式恒温阀，经过水力平衡计算符合要求时，可应用于层数超过四层的建筑。

2 一般宜采用下供下回式系统。该系统每副立管供水管上端或最上层散热器应设排气阀，也可以在顶层设集中放空气管。

3 当要求集中放风且顶层有条件布置干管时，可采用上供下回式系统。

4 立管上应设置检修阀门和泄水装置。立管检修阀门宜采用低阻力阀门，必要时还应在回水立管上设高阻力阀（如截止阀、手动调节阀）或自力式流量控制阀。

5 每组散热器进、出口应设置阀门。散热器阀门宜采用低阻力阀，必要时还应在散热器进、出口管上设高阻力阀。

4.4.27 垂直单管系统

1 五层及五层以上建筑宜采用垂直单管系统。立管所带层数不宜大于十二层。严寒地区立管所带层数不宜超过六层。

2 一般应采用上供下回式系统。

3 立管上下端均应设置检修阀门，立管下端应设泄水装置。立管检修阀门宜采用低阻力阀门。投资条件许可时，可在立管下端设自力式流量控制阀。

4 每组散热器供回水支管间宜设跨越管，并设低阻力手动三通调节阀或自力式温控三通阀。采用手动三通阀时宜采用带锁止装置的阀门。

4.4.28 垂直单双管系统

1 十二层以上建筑可采用单双管系统。

2 应采用上供下回式系统。

3 组成单双管系统的每一个双管系统应不超过四层。

4.4.29 水平双管系统

1 低层大空间采暖建筑（如汽车库、大餐厅等）可采用水平双管系统。供回水管道可设于本层地面下、本层地面或本层顶板下。

2 各环路负荷应尽可能均衡。环路管径应不大于 DN25。

3 各环路供回水管上应设检修阀门和泄水装置，必要时还应在回水管上设高阻力阀。

4.4.30 水平单管系统

1 无条件设置诸多立管的多层或高层建筑，在建筑条件适宜时，可采用水平单管系统。

2 水平单管系统每一环路支管管径应不大于 DN25。

3 每一环路供回水支管应设低阻力阀门及泄水装置。

4 散热器连接宜采用异侧上进下出方式。当采用异侧下进下出连接方式时，应采取有利于管道伸缩的措施。

5 散热器供回水支管间宜设跨越管，设置低阻力手动三通调节阀或自力式温控三通阀。采用手动

三通阀时宜采用带锁止装置的阀门。

4.4.31 有冻结危险的楼梯间及其他有冻结危险场所的散热器应单独设置立管，且不得在散热器前后设置阀门。

4.5 热风采暖与空气幕

4.5.1 热风采暖系统适用于下列场合

- 1 耗热量大的高大空间建筑；
- 2 卫生要求高并需要大量新鲜空气或全新风的房间；
- 3 能与机械送风系统合并时；
- 4 利用循环空气采暖经济合理时。

4.5.2 热风采暖系统热媒宜采用供水温度 $\geq 90^{\circ}\text{C}$ 的热水。

4.5.3 热风采暖送风温度应符合下述规定：

送风口距地面高度 $\leq 3.5\text{m}$ 时，送风温度 $35\sim 45^{\circ}\text{C}$ ；

送风口距地面高度 $> 3.5\text{m}$ 时，送风温度 $\leq 70^{\circ}\text{C}$ 。

4.5.4 热风采暖系统送风口的安装高度应根据房间高度及回流区等因素确定，不宜低于 3.5m ，不得高于 7m ；回风口底边距地宜取 $0.4\sim 0.5\text{m}$ 。

4.5.5 采用热风采暖系统时，人员活动地带应处于回流区。人员活动地带平均风速宜取 $0.15\sim 0.3\text{m/s}$ ，最小风速不宜小于 0.15m/s 。

4.5.6 送风口风速应根据送风口高度及风口布置经过计算确定，当在房间上部送风时，其送风速度可采用 $5\sim 15\text{m/s}$ ；当在离地面不高处送风时，送风速度应为 $0.3\sim 0.7\text{m/s}$ ；回风口风速宜取 $1\sim 3\text{m/s}$ 。

4.5.7 房间高度较高或送风温度较高时，侧送风口处宜设置向下倾斜的可调导流叶片；顶送时，应采用下送型直片式送风口；

冬夏合用的空气调节系统送风口应采用可调节式风口，以便调节送风速度和流向。

4.5.8 严寒地区宜采用热风采暖系统结合散热器值班采暖系统方式。当不设散热器值班采暖系统时，同一采暖区域宜设置不少于两套热风采暖系统。

4.5.9 严寒地区采用大量新风或全新风的热风采暖系统宜设置两级加热器，且第一级加热器宜采用蒸汽作为热媒（有条件时也可采用电加热、燃油燃气直接加热等方式）。

4.5.10 符合下列条件之一时，宜设置空气幕或热风幕

- 1 位于严寒地区的公共建筑，其开启频繁的出入口不具备设置门斗条件时；
- 2 位于非严寒地区的公共建筑，其开启频繁的出入口不具备设置门斗条件，设置空气幕或热风幕经济合理时；
- 3 室外冷空气侵入会引起采暖室内温度过低，又不可能设置门斗时；
- 4 内部散湿量很大的公共建筑（游泳池等）的外门。
- 5 设置空气调节系统的公共建筑主要出入口，不可能设置门斗时。

4.5.11 公共建筑空气幕和热风幕的送风速度应根据计算确定，出口风速不宜大于 6m/s 。

4.5.12 公共建筑热风幕的送风温度应根据计算确定，送风温度不宜大于 50°C 。计算时由外门进入室内的混合空气温度应不低于 12°C 。

4.5.13 上送式空气幕气流喷射角度范围为 $0^{\circ}\sim 30^{\circ}$ ，一般取 15° 。喷口宽度可取 $50\sim 150\text{mm}$ 。

4.5.14 严寒地区热风幕宜采用蒸汽为热媒或采用电加热。

4.5.15 热风采暖系统和热风幕的热媒系统一般应独立设置。如条件不宜，必须与散热器采暖系统合

并时，应采取水力平衡措施。

4.6 地板辐射采暖

4.6.1 地板辐射采暖系统热水供水温度不应超过 60℃，供回水温差宜 ≤10℃。

4.6.2 地板辐射采暖系统工作压力不宜大于 0.8MPa。当超过上述压力时，应采取措施提高管材与管件的承压能力。

4.6.3 敷设地板辐射采暖系统加热管的地面平均温度可用下式近似计算：

$$t_{EP}=t_n+9\times(q/100)^{0.909} \quad (4.6.3)$$

式中 q ——单位地板面积散热量 (W/m^2)；

t_{EP} ——地表面平均温度 ($^{\circ}C$)；

t_n ——室内设计温度 ($^{\circ}C$)。

4.6.4 敷设加热管的地面平均温度应符合表 4.6.4 的要求。当房间采暖热负荷过大，地板表面温度计算值超过表 4.6.4 规定时，应设置其他采暖设备，承担一部分采暖负荷。

表 4.6.4 辐射体表面平均温度 ($^{\circ}C$)

设置位置	人员长期停留的地面	人员短期停留的地面	无人停留的地面
适宜温度	24~26	28~30	35~40
最高限值	28	32	42

4.6.5 地板辐射采暖系统设置应符合下列要求

- 1 供水支管上应设阀门及过滤器，回水支管上应设阀门。
- 2 分、集水器上应设排气阀。宜在分、集水器间设旁通管和旁通阀。每对分集水器所带加热管分支管路不应超过 8 个。同一分集水器所带各加热管分支管路长度应接近，并不宜超过 120m。
- 3 加热管中水流速应不小于 0.25m/s。供回水阀门以后（含供回水支路阀门、集配器）的系统阻力不宜大于 30kPa。
- 4 地板辐射采暖系统应采用耐腐蚀系统配件。

4.6.6 辐射采暖地板的散热量，包括地板向房间的有效散热量和向下层（包括地面层向土壤）传热的热损失量。设计计算应考虑下列因素：

- 1 垂直相邻各层房间均采用地板辐射采暖时，除顶层以外的各层，均应按房间的采暖热负荷，扣除来自上层的热量，确定房间需要的有效散热量。
- 2 热媒的供热量，应包括地板向房间的有效散热量，和向下层（包括地面层向土壤）传热的热损失量。

4.6.7 计算加热管传热量时，还应考虑家具覆盖造成的散热量折减，按房间总面积乘以适当的修正系数，确定地板有效散热面积。

4.6.8 加热管布置以保证房间温度分布均匀为原则，可采用旋转形、往复形、直列形布管方式。加热管间距不宜大于 300mm。热损失不均的房间应将高温管段布置于热损失大的区域。

4.6.9 住宅建筑采用地板辐射采暖系统时，应分户设置采暖热水集配器，并按分户调控与计量系统要求设置入户装置。

4.6.10 地板辐射采暖加热管的材质、壁厚的选择，应按工程要求的使用寿命、累计使用时间以及系

统的运行水温、工作压力等条件确定。埋于垫层内的加热管不应有接头。

4.6.11 地板辐射采暖对建筑构造的要求：

当加热管浇筑于混凝土楼板内时，应会同有关专业采取防止建筑构件龟裂和破损的措施。

当加热管设于楼板上地面垫层内时：

- 1 应在加热管与楼板、外墙之间铺设绝热层（当使用条件允许楼板双向传热时，可不设加热管与楼板之间的绝热层，但应考虑加热管对楼板的影响）。
- 2 加热管上地面层厚度不宜小于 50mm，且应设伸缩缝以防止热膨胀导致地面龟裂和破损。加热管穿过伸缩缝处宜设长度不小于 100mm 的柔性套管。
- 3 地面荷载大于 $20\text{kN}/\text{m}^2$ 时，应对加热管上地面采取加固构造措施。
- 4 加热管敷设于土壤上时，绝热层以下应设防潮层；加热管敷设于潮湿房间（如卫生间、厨房、游泳池）楼板上时，加热管覆盖层上应设防潮层。

4.7 热水采暖系统水力计算

4.7.1 机械循环室内热水采暖系统阻力按以下原则确定：

- 1 热源为新建集中锅炉房或新建间接连接城市热力网的热力站的室内采暖系统，其系统阻力应根据经济比摩阻和室内外管网平衡要求确定。
- 2 热源为已有锅炉房、热力站（包括直接连接至城市热力网）的室内采暖系统，其系统阻力应根据资用压头和室内外管网平衡要求确定。当资用压头过大时，可适当加大室内采暖系统水流速，必要时应设置调压孔板或调节阀。

4.7.2 室内采暖系统管道内热水流速应根据系统阻力、水力平衡要求及防噪声要求等因素确定，不应超过表 4.7.2 的规定。

表 4.7.2 室内管道内热媒的最大允许流速 (m/s)

管径 (mm)	15	20	25	32	40	50	>50
有特殊安静要求的室内管道	0.5	0.65	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0
一般室内管道	0.8	1.0	1.2	1.4	1.8	2.0	2.0

4.7.3 室内采暖系统阻力应经过计算确定，系统较大时宜用计算机计算程序进行系统水力平衡计算。热水采暖系统水力计算宜按下列要求进行：

1 最不利环路平均比摩阻一般取 $60\sim 120\text{Pa}/\text{m}$ 。当资用压头较大时，可适当提高最不利环路平均比摩阻，但应保证系统内所有管道水流速符合表 4.7.2 要求。

2 由于机械循环热水采暖系统管道内水冷却产生的自然循环压力可不予考虑；由散热器水冷却产生的自然循环压力应予计算。

- (1) 机械循环双管系统应计算自然循环压力。
- (2) 机械循环垂直单管系统，当建筑各部分层数不同时，应计算自然循环压力。
- (3) 机械循环水平单管系统，应计算自然循环压力。
- (4) 计入机械循环热水采暖系统水力平衡计算的自循环压力宜按设计供回水温度条件下自然循环压力的 $2/3$ 计算。

(5) 自然循环热水采暖系统，应计算由散热器水冷却和管道内水冷却产生的自然循环压力。**4.7.4** 热水采暖系统各并联环路之间（不包括共同段）的计算阻力相对差额应不大于 15%。

4.7.5 当调整管径不能满足水力平衡要求时，应设置节流孔板或调节阀。应计算确定节流孔板、调节阀的规格。

4.7.6 当系统中设置自力式流量调节阀时，应根据设计流量和水力平衡计算要求调节阀消耗的压力确定阀门规格，保证阀门调节能力。

4.7.7 热水采暖系统供水干管末端和回水干管始端的管径不宜小于 DN20。

4.7.8 室内热水采暖系统总阻力宜在计算阻力基础上增加 10% 的附加值。

4.7.9 干管管路较长、立管数量较多的系统宜采用不等温降法计算。

4.8 室内采暖管道及其他

4.8.1 采暖管道在下列情况下应保温：

- 1 管道内输送必须保证一定参数的热媒时；
- 2 管道敷设在室外、不采暖房间、外门内及有冻结危险的地方时；
- 3 管道敷设在管沟、技术夹层、闷顶或阁楼、管道井内时；
- 4 管道通过的房间或地点要求保温时；
- 5 热媒温度高于 100℃ 且安装在容易使人烫伤的地方时。

注：一般情况下，采暖主立管应保温。

4.8.2 敷设在采暖房间内的供回水干管管路较长且条件适宜时宜保温。

4.8.3 供水水平干管一般应顺水流方向设上升坡度；回水水平干管一般应顺水流方向设下降坡度。坡度宜 ≥ 0.003 ，不应小于 0.002。当无条件设置管道坡度时，其管内流速应 $\geq 0.25\text{m/s}$ 。

4.8.4 连接散热器的支管应设 ≥ 0.01 的坡度。散热器上进下出连接时，供回水支管均沿水流方向向下坡；散热器下进上出连接时，供回水支管均沿水流方向向上坡。

4.8.5 系统最高点或有空气聚集的部位应按下列要求设置排气装置：

- 1 散热器上采用手动放气阀；管道上设集气罐和自动排气阀；
- 2 自动排气阀不得设置于重要房间内，宜设置于公共空间便于操作处。
- 3 住宅建筑中自动排气阀不宜设于户内。如不可避免时，可放在厨房或厕所内。

4.8.6 系统最低点、可能有水积存的部位、检修用关断阀门之前应设泄水装置，宜采用旋塞阀。

4.8.7 供回水干管阀门、泄水装置等宜设置于公共空间便于操作处。

4.8.8 热水采暖供回水管道固定与补偿应符合下列要求：

1 干管管道的固定点应保证管道分支接点由管道胀缩引起的最大位移不大于 40mm；连接散热器的立管应保证管道分支接点由管道胀缩引起的最大位移不大于 20mm。

2 计算管道膨胀量取用的管道安装温度应考虑冬季安装环境温度，宜取 0℃ ~ -5℃。

3 室内采暖系统供回水干管环管布置应为管道自然补偿创造条件。没有自然补偿条件的系统，宜采用波纹管补偿器，补偿器设置位置及导向支架设置应符合产品技术要求。

4 采暖系统主立管应按第 1 项要求设置固定支架，必要时应设置补偿器，宜采用波纹管补偿器。

5 垂直双管系统散热器立管、垂直单管系统中带闭合管或直管段较长的散热器立管应按第一款要求设置固定支架，必要时应设置补偿器，宜采用波纹管补偿器。

6 管径 $\geq \text{DN}50$ 的管道固定支架应进行支架推力计算，验算支架强度。立管固定支架承载力计算应考虑管道膨胀推力和管道及管内水的重量荷载。采用自然补偿的管段应进行管道强度校核计算。

4.8.9 散热器立管与干管连接处应根据立管端部位移量设置 2~3 个自然补偿弯头，弯头间应设置适当长度的直管段。

4.8.10 水平管道应避免穿越防火墙。必须穿过防火墙时，应预留套管，在穿墙处设置固定支架，并

将管道与套管之间的余隙用防火封堵材料严密封堵。

4.8.11 立管穿楼板处应设套管，套管上端应高出地面 20mm。管道与套管之间的余隙用柔性不燃材料严密封堵。

4.8.12 采暖管道穿越建筑物基础墙、变形缝处一般应设管沟。无条件设管沟时应设套管，并设置柔性连接。

4.8.13 采暖管道不得穿越变配电室。当变配电室需要安装散热器时，不得在室内设置阀门、排气阀、泄水。且管道应焊接连接。

4.8.14 室内采暖管道与电气、燃气管道间距应符合表 4.8.14 的规定。

表 4.8.14 室内采暖管道与电气、燃气管道最小净距 (mm)

热水管	导线穿金属管在上	导线穿金属管在下	电缆在上	电缆在下	明敷绝缘导线在上	明敷绝缘导线在下	裸母线	吊车滑线	燃气管
平行	300	100	500	500	300	200	1000	1000	100
交叉	200	100	100	100	100	100	500	500	20

4.8.15 室内采暖管道一般应避免设置于管沟内。当必须设置管沟时，应符合下列要求：

1 宜采用半通行管沟，管沟净高应不低于 1.2m，通道净宽应不小于 0.6m。支管连接处或有其他管道穿越处通道净高宜大于 0.5m。

2 管沟应设置通风孔，通风孔间距不大于 20m。

3 应设置检修人孔，人孔间距不大于 30m，管沟总长度大于 20m 时人孔数不少于 2 个。检修阀处应设置人孔。人孔不应设置于人流主要通道上、重要房间、浴室、厕所和住宅户内，必要时可将管沟延伸至室外设人孔。

4 管沟不得与电缆沟、通风道相通。

4.9 室外供热管道

一、供热负荷计算

4.9.1 供热负荷计算原则：

1 从热源引出的主干管总热负荷按热源的最大生产能力计算（不计入备用热源及设备的热负荷）。当工程分期建设时，通过扩建区的供热主干管管径，一般按全部建成时的热负荷计算。

2 支干管的热负荷按各用户的最大耗热量之和乘以同时使用系数，再计入管网的损耗系数确定其综合最大耗热量。

3 直接与用户连接的支管按用户的最大耗热量计算。

4 当有特殊要求，不允许供热间断而采用环状布置时，环状管网根据各用户的最大耗热量的 70% 计算，且其中任何一条支管道均应满足（不允许间断）用户的需要。

4.9.2 热水、蒸汽热负荷按下式计算：

$$Q=K_1 \times K_2 \times Q_{\max} \quad (4.9.2)$$

式中 Q——综合最大热负荷 (kW)；

K_1 ——管网损耗系数（包括热损失及漏损），

热水 $K_1=1.05\sim 1.1$

蒸汽 $K_1=1.08\sim 1.15$

K_2 ——同时使用系数，当用户提供的耗热量等资料齐全时，应绘制负荷曲线，一般情况可按下

列数选取:

采暖负荷	$K_2=1.0$
空调通风负荷	$K_2=0.6\sim 1.0$
生活热水及生活用蒸汽负荷	$K_2=0.35\sim 0.5$

Q_{\max} ——最大耗热量 (kW)。

4.9.3 蒸汽量、热水量的换算:

- 1 当介质为蒸汽时按下式将耗热量换算为蒸汽量:

$$G_1=3.6 \times [Q / (i_1 - i_2)] \quad (4.9.3-1)$$

式中 G_1 ——蒸汽量 (t/h);

Q ——耗热量 (kW);

i_1 ——蒸汽的焓 (kJ/kg);

i_2 ——凝结水的焓 (kJ/kg)。

- 2 当介质为热水时按下式将耗热量换算为热水量:

$$G_2=Q / c (t_1 - t_2) \quad (4.9.3-2)$$

式中 G_2 ——热水量 (t/h);

Q ——耗热量 (kW);

c ——水的比热, 一般取 $1.163 \text{ kW} / (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

t_1 、 t_2 ——热水供、回水温度 ($^\circ\text{C}$)。

二、供热系统和敷设

4.9.4 本节室外供热管网设计措施适用于:

- 1 蒸汽管道: 工作压力小于 1.6 MPa , 蒸汽温度小于 200°C 。
- 2 热水管道: 工作压力不大于 1.6 MPa , 热水温度不高于 150°C 。

4.9.5 供热系统设计:

1 热水管道设计必须与室内系统和锅炉房或热力站全面考虑, 应能满足系统量调加质调的调节方式。

2 应绘制水压图来确定管道和用户系统连接处的压力, 确定管道的压力分布, 合理选择用户入口装置及管网的循环泵, 确定静压线、加压补水装置。水压图应满足下列条件:

(1) 与管网连接的各建筑物采暖系统的压力, 在循环水泵和补水泵运行或停止时, 均不得超过采暖设备的允许承压值。

(2) 在循环水泵运行或停止时, 各建筑物采暖系统最高点压力不小于 20 kPa 。

3 绘制水压图时, 系统各部分的压力取值参考如下:

(1) 热源内部压力损失及循环水泵进、出段 (含除污器) 压力损失估值 $100\sim 200 \text{ kPa}$;

(2) 用户压力损失 (资用压头) 估算值如下:

水—水热交换器间接连接的采暖系统 $30\sim 50 \text{ kPa}$;

混水器采暖系统 $80\sim 120 \text{ kPa}$;

直接连接的热计量采暖系统 50 kPa ;

直接连接的常规散热器采暖系统 20 kPa 。

4 热力管道排水及放气措施:

(1) 管道敷设时应有一定的坡度, 对于热水管、汽水同向流动的蒸汽管和凝结水管, 坡度宜采用 0.003 , 不得小于 0.002 ; 对于汽水逆向流动的蒸汽管, 坡度不得小于 0.005 。

(2) 热力管道在下列各处设排水及放空气装置:

- a. 热水管道、凝结水管道在管道改变坡度时其最高点处装设放气阀(手动或自动)。放气管管径不小于 DN15。
- b. 蒸汽、热水、凝结水管道在改变其坡度时其最低点处设置放水阀(蒸汽管的低点需设疏水器装置)。排水管的大小由被排水的管段直径和长度来确定, 应保证管段内的水能在 1h 内排完。排水管内的平均流速按 1m/s 计算。
- c. 蒸汽管道的直线管段上在顺坡时, 每隔 400m 和逆坡时每隔 200m 均应设疏水装置。在蒸汽管道低点处及垂直升高前应设疏水器。疏水器后的凝结水应尽量排入凝结水管道内。
- d. 凡装设疏水器处, 必须装设检查疏水器用的检查阀或能检查疏水器工作的附件。疏水器前宜装有过滤器。
- e. 热力管道最低处泄水管不应直接接入下水管道或雨水管道内。需先进入集水坑再由手摇泵或电泵排出或临时通过软管泄水。
- f. 管道疏水、排水及放气管直径可参考表 4.9.5。

表 4.9.5 管道疏水、排水和放气管道直径 DN

管道类别		DN			
		25~80	100~150	200~250	300~400
蒸汽管道	起动疏水管	25	25	50	50
	经常疏水管	15	20	20	25
	疏水器旁通管	15	20	20	25
凝结水管及热水管道	放气管	15	20	25	32
	排水管	25	50	80	100

4.9.6 供热管网的布置应综合以下因素, 全面考虑确定:

- 1 应从规划的角度考虑远近期结合, 以近期为主。对暂无城市或区域锅炉集中供热的区域, 临时热源的选址及室外管网的布置, 应考虑长远规划集中热源引入及替代的可行性。
- 2 管网力求管路短直, 主干管尽可能通过供热热负荷中心和接引支管较多的区域, 尽可能缩短管网的总长度和不利环路的长度。
- 3 尽可能按不同使用性质划分环路。
- 4 管线一般应沿道路铺设, 不应穿越发展扩建的预留地段。
- 5 管径等于或小于 DN300 的热网管道可以穿过建筑物的地下室或建筑物下专门敷设的通行地沟。
- 6 室外管网一般采用枝状布置; 当有特殊要求而不允许供热间断时可采用环状布置; 对于地形条件适宜或投资增加不多的热水采暖管网, 宜采用同程式系统。

4.9.7 供热管网的敷设方式: 应根据当地气象、水文、地质、地形、交通线的密集程度及绿化、总平面布置(包括其他各种管道的布置)、维修方便等因素确定。

4.9.8 架空敷设: 在居住区及其他民用建筑的供热管道不宜采用地上架空敷设, 只有在不允许地下敷设时和不影响美观的前提下才可考虑架空敷设。

- 1 架空敷设时应尽量利用建筑物外墙、屋顶, 并考虑建筑物或构筑物对管道荷载的支承能力。
- 2 管道保温的外保护层选择应考虑日晒、雨淋的影响, 防止保温层受潮而破坏。
- 3 架空管道固定支架需进行推力核算, 做法及布置应与土建结构专业密切配合。

4.9.9 直埋敷设:

- 1 在下列条件下, 可积极稳妥地采用直埋方式:

- (1) 地下水位较高、采用防水管沟造价过于昂贵；
- (2) 管道数量不多于四根；
- (3) 热媒为热水，水温不超过 120℃；
- (4) 管网分支管系较少。

2 直埋敷设管道应采用由专业工厂预制的直埋保温管，其保温层一般为聚氨酯硬质泡沫塑料，一般采用高密度聚乙烯硬质塑料或玻璃钢保护层。直埋预制管内管应采用无缝钢管。

3 直埋管道设计应使管道及管件满足强度验算和稳定验算条件。

4 有补偿直埋分有固定点和无固定点两种方式：

(1) 有固定点直埋敷设：固定点设计基本与架空、地沟相同，不同之处是将由活动支架产生的水平推力改为土壤对管道保护层的摩擦力。

(2) 无固定点直埋敷设：

a. 当直管段上存在某一点，该点两侧管段各自的轴向力相等但方向相反，此点为驻点，即无需另外设固定墩。

b. 只有在管段两端同为同一类型补偿器或补偿管段时，直管上才可不设置固定墩。

5 有补偿直埋敷设管道的强度计算要点：

(1) 管道保护层与土壤的摩擦力按下式计算：

$$F_L = f_L \times L \quad (\text{kN}) \quad (4.9.9-1)$$

式中 L ——补偿器至固定支座实际长度 (m)；

f_L ——单位长度轴向摩擦力 (kN/m)，按下式计算：

$$f_L = \mu \cdot \rho \cdot H \cdot \pi \cdot D / 100 \quad (\text{kN/m})$$

式中 μ ——摩擦系数，计算 F_L 时取 $\mu = 0.6$ ；

计算 L_{\max} 及 ΔL_r 时取 $\mu = 0.2$ ；

ρ ——土壤的平均密度，可取 $1800 \text{kg} / \text{cm}^3$ ；

H ——地面至管中心的距离 (m)；

D ——管道保温层外径 (m)。

(2) 管道的热伸长量，为自由状态下的伸长量减去受摩擦力约束而减少的伸长量，按下式计算：

$$\Delta L_r = \alpha \cdot L(t_2 - t_1) - f_L \cdot L^2 / (2 \cdot E \cdot A) \quad (\text{m}) \quad (4.9.9-2)$$

式中 α ——钢管的线性膨胀系数， $\alpha = 12 \times 10^{-6} \text{m} / (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ；

t_2 ——管道最高运行温度 ($^\circ\text{C}$)；

t_1 ——管道安装温度 ($^\circ\text{C}$)；

L ——补偿器至固定支座实际长度 (m)；

E ——钢管弹性模量， $E = 20.6 \times 10^3 \text{kN} / \text{cm}^2$ ；

A ——钢管横截面积 (cm^2)。

(3) 固定支座（或驻点）至补偿器的间距不得超过管道的最大安装长度 L_{\max} ， L_{\max} 按下式计算：

$$L_{\max} = [\sigma] A / f_L \quad (\text{m}) \quad (4.9.9-3)$$

式中 $[\sigma]$ ——钢管许用应力，一般取 $13 \text{kN} / \text{cm}^2$ ；

A ——钢管横截面积 (cm^2)；

f_L ——单位长度轴向摩擦力 (kN/m)。

(4) 为保证弯管处应力不超过管道许用应力，应计算确定 L 形、Z 形和弯臂补偿器的臂长。

6 无补偿方式：具备下列条件时可采用无补偿方式直埋：

- (1) 输送距离长，且中间分支较少；
- (2) 供热介质温度低；

(3) 施工现场有预热热源供应预热条件;

(4) 可允许较长的施工周期 (因预热预拉管道)。

7 有补偿和无补偿两种敷设方式的选择及注意事项:

(1) 最大摩擦长度和最大允许温差是选择直埋敷设方式的条件:

当 $L \leq L_f$ 时, 应按有补偿设计。

当 $L > L_f$ 时, 可按无补偿设计。

当 $\Delta t > \Delta t_{\max}$ 时, 不宜采用无补偿直埋方式。

其中: L_f ——最大摩擦长度 (m); 即运行过程中管段能向补偿装置释放热胀变形的最大长度。

L ——直管段长度 (m);

Δt ——管道安装温度与实际工作温度之差 ($^{\circ}\text{C}$);

Δt_{\max} ——为最大摩擦长度下管道的温差 ($^{\circ}\text{C}$)。

(2) 无补偿直埋敷设:

a. 对于个别出现位移的部位, 在计算位移量时应考虑摩擦系数不准确的因素, 而给予安全裕量。

b. 采用预热方式时, 设计人员须计算预热温度和设计预热方案及措施。

(3) 有补偿直埋敷设:

a. 设计时必须考虑覆土深度和今后覆土深度是否可能变化;

b. 在管线安装时应保证设计计算的管段膨胀位移在运行时能够实现;

c. 安装时补偿器应预拉伸。

(4) 无论是无补偿还是有补偿直埋敷设, 设计时应注意以下事项:

a. 由于管道转弯处是应力集中的地方, 对转弯及角度有以下规定:

管道的自然弯曲限制在 $0^{\circ} \sim 5^{\circ}$ 之间;

预制弯头限制在 $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 、 $60^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 之间;

不允许有 $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 转角, $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 转角可由若干个 $0^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 转角组成。

b. 从干管直接引出分支管时, 在分支管上应设固定墩或补偿器, 分支点至支线上固定墩的距离不宜大于 9m, 至轴向补偿器或弯管的距离不宜大于 20m, 并且分支点处干线上的轴向位移不宜大于 50mm

c. 管道的补偿尽量利用管线自然补偿, 距离太长且有位置时, 采用方形补偿器; 上述条件不具备时可采用波纹补偿器。

d. 为保证弯管的补偿能力, 在弯头附近的管槽应当适当加宽。

e. 为避免阀门因轴向力过大而破坏, 应采用补偿器或固定墩将其与管道隔开。

f. 当最小埋深不能保证时, 应采取保护措施, 如设置过街套管或地沟以及在管道上方敷设混凝土板等。

g. 管道的坡度不宜小于 0.002, 并不宜大于 0.02。应在高点设放气, 低点设放水装置。

h. 距轴向补偿器 12m 范围内的管段不应有坡度和转角。

i. 应在管道的变径处或壁厚的变化处设补偿器或固定墩, 固定墩应设在大管径或壁厚较大的一侧。

j. 阀门、补偿器等附件应设置在小室或管沟内。直埋管在穿越小室或管沟处应做防水套管。

三、蒸气凝结水回收系统

4.9.10 民用建筑中生活用热水所需蒸汽压力一般为 $P=0.3 \sim 0.6\text{MPa}$; 厨房设备用蒸汽压力一般为 $P=0.1 \sim 0.3\text{MPa}$ (蒸具、消毒器、开水箱、洗碗机等); 洗衣房、医院等用蒸汽压力最高为 $P=0.8 \sim$

1. 0MPa。

4.9.11 蒸气凝结水应按下列原则尽可能回收：

1 间接用气时，凝结水回收率不得低于 60%~80%，当换热器后的凝结水温度较高时可利用凝结水的热量作为生活热水系统的预热。对不能回收的凝结水应考虑回收其热量，就近利用，待降温后再进行排放。排入下水道的凝结水温度不得高于 40℃。

2 确定凝结水回收方案时需根据凝结水量、压力和输送的距离、以及地形等因素综合分析确定。采暖通风和生活用蒸汽所产生的凝结水，在蒸汽使用压力差<0.3MPa 时可采用合管输送；如压差≥0.3MPa 且高压凝结水量又不多时，可将高压凝结水管插入放大的低压凝结水管中合管回收。

4.9.12 凝结水回收系统的选择：

1 低压自流凝结水系统：适用于供汽压力 $P < 0.1\text{MPa}$ 、供热面积小、地形坡向凝结水箱的供热系统。

2 闭式满管凝结水系统：

(1) 高压用汽设备的凝结水集中流到二次蒸发箱产生二次蒸汽后，其凝结水经多级水封靠位能流至总凝结水箱（或软水箱）。

(2) 注意事项及适用条件：

a. 二次蒸发箱需用安全水封（也可用安全阀）保持 0.02~0.05MPa 的压力。

b. 凝结水管进入总凝结水箱前应向上弯起一定高度，弯起高度必须符合整个凝结水管网水力坡降要求。

c. 二次蒸发箱的安装高度不应低于凝结水管网的动压坡降线；

d. 此系统适用于地下敷设的管网，地势起伏不大、地形坡向凝结水收集处、并有可利用二次蒸汽的场合。

3 余压凝结水系统：一般常采用闭式系统，凝结水箱内压力由安全水封保持，二次蒸汽可供低压用汽设备使用。适用于一般性起伏地形，管道内为汽水混合物，设计时管径应选的大一些。

4 压力凝结水系统：当地形起伏较大、用汽设备分散、用户较多、离锅炉房较远时，尤其各用汽压力不同时，宜将凝结水集中至开式凝结水箱，再用凝结水泵送至锅炉房软水箱；对用汽设备集中者也可用凝结水自动加压泵直接送回至锅炉房软水箱。

4.9.13 疏水装置及凝结水加压装置：

1 疏水阀：

(1) 每个用汽设备应单独配疏水阀；

(2) 疏水阀应根据最大排水量、阀进出口压差选用（不可按凝结水管径来确定）。疏水阀出口压力与凝结水系统有关，当疏水阀后凝结水管道自流坡向开式水箱时疏水阀出口压力为 0；当疏水阀后凝结水管道较长，又需抬高并接入闭式凝结水箱时，疏水阀后压力按下式计算：

$$P_2 = \Delta h + 10H + P_3 \quad (4.9.13)$$

式中 P_2 ——疏水阀后压力 (kPa)；

Δh ——疏水阀后管道压力损失 (kPa)；

H ——疏水阀后管道的抬高高度 (m)；

P_3 ——凝结水箱内压力 (kPa)。

(3) 在下列情况下应在疏水阀后装止回阀：

疏水阀后有背压或凝结水管有抬高时；

不同压力的凝结水接在一根母管时。

2 凝结水加压装置：当采用凝结水加压装置时尽可能靠近用汽设备，安装高度应使其上部水箱低于用汽设备凝结水出水管标高。加压动力为蒸汽时，要求汽压一般为 0.3MPa~0.6MPa。

四、供热管道水力计算

4.9.14 供热管道应根据管内介质的最大设计流量和允许的压力损失通过水力计算选定其管径。

1 热水管网的比摩阻应根据水力平衡的原则确定。最不利环路的比摩阻宜按以下数值选用：

- | | |
|---|---------|
| (1) $\Sigma L \leq 500\text{m}$ | 100Pa/m |
| (2) $500\text{m} < \Sigma L < 1000\text{m}$ | 80Pa/m |
| (3) $\Sigma L \geq 1000\text{m}$ | 60Pa/m |

注 ΣL 为最不利环路供回水干管的总长度。

2 蒸汽管道最不利环路的比摩阻 ΔP 按下式计算：

$$\Delta P = (P_1 - P_2) \times 10^3 / [1.1 \times (L_z + L_d)] \quad (\text{Pa/m}) \quad (4.9.14-1)$$

式中 P_1 、 P_2 ——管道始、终点压力 (kPa)；

L_z ——管道的总展开长度 (m)；

L_d ——局部阻力当量长度，也可按管道直线长度百分数估算：

一般高压蒸汽取 L_z 的 10%；低压蒸汽取 L_z 的 30%。

3 自流凝结水管道比摩阻 $\Delta P'$ 按下式计算：

$$\Delta P' = 0.5 \Delta P$$

4 余压凝结水管道：

$$\Delta P = (P_1 - P_2 - P_3) \times 10^3 / [1.1 \times (L_z + L_d)] \quad (\text{Pa/m}) \quad (4.9.14-2)$$

式中 P_1 ——疏水器后的压力 (kPa)；

P_2 ——管道末端压力 (kPa)；

P_3 ——翻高压力损失 (kPa)。

5 压力凝结水管道：根据凝结水加压泵的特性，按比摩阻 $\leq 100\text{Pa/m}$ 选取管径。

6 蒸汽、热水及凝结水管道中允许最大流速、推荐流速见表 4.9.14-1、表 4.9.14-2。

表 4.9.14-1 常用管道允许最大流速 (m/s)

名称	管道公称直径 (DN)	允许最大流速 (m/s)	粗糙度 k 值 (mm)
饱和蒸汽	32~40	20~25	0.2
	50~80	25~30	
	100~150	30~35	
	≥ 200	35~40	
热水	32~40	0.5~1.0	0.5
	50~100	1.0~2.0	
	≥ 150	2.0~3.0	

表 4.9.14-2 二次蒸汽、乏汽、凝结水管道的推荐流速 (m/s)

工种介质	管道种类	流速 (m/s)
二次蒸汽	利用的二次蒸汽管	15~30
	不利用的二次蒸汽管	60
乏汽	排气管 (从受压容器中排出)	80
	排气管 (从无压容器中排出)	15~30
	排气管 (从安全阀排出)	200~400

凝结水	凝结水泵吸水管	0.5~1.0
	凝结水泵出水管	1~2
	自流凝结水管	<0.5

7 热力管道的管径不应小于下列尺寸：

蒸汽管道：DN25

热水管道：DN32

4.9.15 进行采暖热水管网水力计算时，应与室内采暖系统和热源系统统筹考虑，应考虑整个供热系统的水力平衡、稳定性和经济性，对于变水量系统要考虑动态平衡问题，一般宜采取下列方式：

1 减小管网干管的压力损失，选取较小的干管比压降，适当增加干管管径。最不利环路的比摩阻不宜大于 60Pa / m，且其压力损失不宜大于热源出口处总压差的 1 / 4。

2 适当增加用户系统的压力损失。

3 有条件时，优先采用同程布置，以提高系统的水力稳定性。

4 合理选择循环水泵特性及定压点位置。

5 当采暖管网供应的单体建筑中有变水量和定水量共存时，管网为变水量，应在定流量系统的入口处设动态平衡阀，在变水量系统入口处设压差调节阀。

五、用户热力入口

4.9.16 用户采暖系统与热水管网的连接方式按下列原则确定：

1 当用户采暖系统设计供水温度等于热网设计供水温度，且热网水力工况能保证用户内部系统不汽化和不超过用户散热器的允许压力时，可采用直接连接。

2 当在下列情况之一时，用户采暖系统与热网应采用间接连接：

(1) 建筑物采暖高度高于热水管网供水压力线或静水压力线时；

(2) 采暖系统承压能力低于热水管网回水压力；

(3) 热水管网供、回水压差低于用户采暖系统的阻力且又不宜采用加压泵时；

(4) 位于热水管网末端，采用直接连接会影响外部热水管网运行工况的高层建筑；

(5) 对采暖参数有特殊要求的用户。

4.9.17 生活用热水供应装置必须与热水管网间接连接。

4.9.18 采暖用户入口装置：

1 管网与用户连接处均装设关断阀门；在供、回水阀门前设旁通管，其管径应为供水管的 0.3 倍；在供水管上设除污器或过滤器；在供、回水管上设温度计、压力表。

2 在与热网连接的回水管上应装设热量计。

3 应根据热网系统大小及水力稳定性等因素分析是否设调节装置，调节装置应以自力式为主，可按下列原则在用户入口处设置：

(1) 当管网及用户均为定流量系统，且管网较大或各用户所需压差相差较大时应在入口设静态平衡阀；

(2) 当管网及用户均为变流量系统时，入口可设压差调节阀；

(3) 当管网为变流量，个别用户为定流量系统时，应在该用户入口设流量限制阀（动态平衡阀）；

(4) 当管网为定流量系统，只有个别用户侧为变水量系统时，应在变水量用户入口处设电动三通调节阀或与用户并联的压差旁通阀。

4 设置平衡阀需注意以下几点：

(1) 平衡阀的安装位置：管网中所有需要保证设计流量的环路都应安装平衡阀。一般装在回水管路；当系统工作压力较高、且供水管的资用压头余量大时宜装在供水管。为使阀门前后的水流稳定，保证测量精度，尽可能安装在直管段处。

(2) 平衡阀阻力系数比一般阀门高，当应用平衡阀的新管路连接于旧有采暖管网时，须注意新管路与旧系统的平衡问题。

六、热力管道的伸缩、支架、保温及其他

4.9.19 地沟内管道及架空管道支架及热补偿：

1 管道活动支架的最大间距应取按强度和刚度两个条件计算的较小者，计算参数按下列值选用：

- (1) 强度焊缝系数 $\phi = 0.7$ （按手工电弧焊）；
- (2) 许用外载综合应力按 $P = 1.3\text{MPa}$ 、 $t = 200^\circ\text{C}$ 条件取值， $\sigma_w = 120\text{MPa}$ ；
- (3) 最大允许挠度取 0.1 倍的 DN（管道公称直径）；
- (4) 管道自重和保温层重量应乘以 1.2 的修正系数；
- (5) 蒸汽管道也应按管内充满水时的重量计算。

2 计算活动支架垂直荷载时，支架间距应按实际间距的 1.5 倍计算。

3 固定支架的水平荷载应包括：

- (1) 活动支架的摩擦反力；
- (2) 补偿器的弹性反力；
- (3) 内压不平衡产生的推力（压力按 1.5 倍工作压力计算）。

4 计算固定支架水平荷载时，应考虑其两侧水平荷载的抵消作用，计算抵消量时，较小一侧的荷载值应乘以 0.7。

5 当固定支架承受侧向水平荷载时，要计算附加荷载，当分支为双向时只计算荷载较大的一侧。

6 自然弯管补偿的转角不宜小于 90° 或大于 120° ，臂长不宜大于 20~25m。

7 方形补偿器宜布置在两固定支架的中点，偏离时，不得大于固定支架跨距的 0.6 倍；方形补偿器安装时宜预先拉伸，预拉伸值为管道热伸长量的 50%。

8 轴向型波纹补偿器一端应布置在靠近固定支架处，另一端按一定间距设导向支架。

4.9.20 管道保温：

1 供热介质高于 50°C 的管道及附件均应保温。

2 保温材料应选用导热系数小（平均温度下的导热系数值不得大于 $0.12\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ ）、密度不大于 $400\text{kg}/\text{m}^3$ 、抗压强度不小于 0.3MPa 、吸水性小的憎水型材料，同时考虑就地取材，施工方便。

3 保温层外应做保护层，保护层应具备良好的防水性能，一般耐压强度不小于 0.8MPa ；可燃性有机物含量不大于 15%，并且不易开裂。

4.9.21 管道防腐、涂色：

1 管道及附件在保温前，应在表面涂刷一层耐热防锈漆。

2 不保温管道及附件表面宜涂刷一层红丹和两层醇酸瓷漆或沥青漆。

3 为分辨各种介质的管道，在保护层外每隔 10m 左右涂刷 0.1~0.5m 色漆环。对半通行及不通行地沟可仅在检查井内的管道上涂色漆。

4 保护层及其外表面做法可参见表 4.9.21。

表 4.9.21 保护层及其外表面做法

保护层材料	保护层表面做法	
	油毡、玻璃布	室内架空管
地沟管道		刷冷底子油两遍

石棉水泥	刷色漆两遍(不通行沟内可不刷漆)或做灰浆保护层
CPU 卷材	
复合铝箔	
玻璃钢 铝箔玻璃钢板	
普通钢板	铁皮内外表面刷红丹防锈漆一遍, 铁皮外表面刷醇酸树脂瓷漆两遍
镀锌钢板、铝合金板	

注: 金属保护层不宜使用于管沟内及潮湿环境中。

4.9.22 管道试压及清洗:

- 1 供热管道应在保温前进行水压试验, 试验压力为工作压力的 1.5 倍, 且不得小于 0.6MPa。
- 2 做水压试验时, 试验管道上的阀门应开启, 试验管道与非试验管道应隔断。
- 3 试验合格后, 须清除管内污垢杂物。热水及凝结水管道用清水以系统内可能达到的最大流量进行冲洗, 直至出水口水洁净为合格。蒸汽管道应用大流量蒸汽分次吹扫, 每次 15~20min, 间隔 6~8h。冲洗合格后暂不运行时, 应将水、汽排除干净。

5 空气调节

5.1 围护结构热工要求

5.1.1 设有空气调节装置的建筑物, 其空调房间的平面布置应考虑有利于空调系统的技术、节能和经济要求。空调建筑物及空调房间的布置应遵循下列原则:

- (1) 建筑平面与体型应尽量简单方整, 减少保温墙长度;
- (2) 空调房间应尽量与一般房间分开而集中布置;
- (3) 室内温湿度参数要求相同、使用性质和消声要求较一致的空调房间尽量相邻或上下层相对布置;
- (4) 为了避免太阳辐射热的影响, 应尽量避免东西朝向布置和布置在顶层;
- (5) 应尽量避免紧邻高温或高湿房间;
- (6) 建筑物转角处的空调房间不宜在两面外墙上都设置窗户, 以减少传热和渗透。

5.1.2 空气调节房间围护结构的传热系数 K 值应尽可能根据技术经济比较确定, 但最大传热系数不宜超过下列数值:

屋顶 1.0 W / (m² · °C), 顶棚 1.2 W / (m² · °C), 外墙 1.5 W / (m² · °C), 内墙和楼板 2.0 W / (m² · °C)。

注: 内墙和楼板的 K 值仅适用于相邻房间的温差大于 3°C 时。

5.1.3 对于寒冷需采暖地区的空气调节房间, 其围护结构传热系数值应符合《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》(JGJ 26-95) 中的有关规定; 对于夏热冬冷地区的空气调节房间, 其围护结构传热系数值应符合《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ 134-2001) 中的有关规定。并应将上述规定的传热系数值与上一条的数值相比较, 取其 K 值小者。

5.1.4 空气调节房间位于建筑物顶层时, 应设置顶棚, 顶棚上宜设保温层, 屋盖则可不保温, 且屋盖上宜设通风窗(严寒地区除外), 通风窗夏季应能开启, 冬季应能关闭。无顶棚的平屋顶上宜设通风屋面。

5.1.5 空气调节房间的外窗面积应尽量减少, 并应采取密封和遮阳措施。外窗应尽量南、北向, 避免东、西向。外窗和内窗的层数宜按下列原则确定:

- (1) 当室内外温差 $\geq 7^{\circ}\text{C}$ 时, 宜采用双层玻璃或其中一层为吸热玻璃;
 - (2) 当室内外温差 $< 7^{\circ}\text{C}$ 时, 宜采用双层玻璃或单层吸热玻璃;
 - (3) 当内窗两侧温差 $\geq 5^{\circ}\text{C}$ 时, 宜采用双层窗;
 - (4) 当内窗两侧温差 $< 5^{\circ}\text{C}$ 时, 宜采用单层窗;
 - (5) 双层窗一般要求双框, 如为单框时, 应防止夹层中凝水和积尘, 并应特别注意窗缝的密封处理。
- 5.1.6 对于寒冷需采暖地区的空气调节房间, 其窗墙比及外窗传热系数值应符合《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》(JCJ 26-95)中的有关规定; 对于夏热冬冷地区的空气调节房间, 其外窗传热系数值应符合《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》(JCJ 134—2001)中的有关规定。并应将上述规定的传热系数值与上一条的要求相比较, 取传热系数 K 值小者。

5.1.7 外窗的气密性等级不应低于 II 级。

5.1.8 一般空气调节房间的实心地面可不设保温层。

5.1.9 严寒和寒冷地区外门的设置应尽量避免冬季最大频率风向, 人员经常出入的外门应设门斗或转门。人流多的外门必要时可设空气幕。

门缝应严密, 当 $(t_w - t_n) \geq 7^{\circ}\text{C}$ 时, 门应保温。门的传热系数允许稍大于安装门的墙的传热系数。

注: t_w ——夏季空调室外计算干球温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

t_n ——夏季空调室内计算温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

对于内门, 当门两侧温差大于或等于 7°C 时, 也宜设门斗。

5.1.10 空气调节房间的外围护结构应考虑防潮隔冷措施。隔蒸汽层应设在蒸汽分压力较高的一侧, 并根据计算确定。

既要考虑夏季空气调节又要考虑冬季采暖时的蒸汽分压力分布情况, 必要时保温层的两侧均要设隔蒸汽层, 并注意排除施工时在材料内残留的水分。

5.2 冷、暖负荷计算

5.2.1 空调负荷计算方法:

- (1) 空调房间或区域的夏季设计冷负荷计算, 宜按不稳定传热分别计算各种热源引起的负荷。
- (2) 设计热负荷计算, 按稳定传热算法计算, 计算方法采用采暖负荷计算方法, 将传热量作为空调房间的热负荷, 室外设计温度按冬季空气调节计算温度采用。

5.2.2 空调房间或区域的得热量和冷负荷 (以下简称房间得热量和房间冷负荷):

- (1) 房间得热量是指在某一时刻由室外和室内热源散入房间的热量之和, 它分为显热得热和潜热得热, 显热得热指由于传导、对流和辐射进入室内的得热量, 潜热得热指由于进入室内的的湿量引起的得热量。
- (2) 冷负荷是指为维持室内设定的温度, 在某一时刻必须由空气调节系统从房间带走的热量。
- (3) 当得热量中含有辐射成分时, 由于房间围护结构和室内家具等物体对于辐射热的吸收蓄热和放热效应, 这部分辐射得热量在转换成冷负荷的过程中, 会随房间热工性能和房间几何形状等条件的不同而发生不同的衰减和延迟。所以在某一时间的房间得热量不一定等于房间冷负荷。只有在得热量中不包括辐射或围护结构与家具等室内物体没有蓄热能力的情况下, 得热量与冷负荷相等。

5.2.3 空调房间或区域的夏季计算得热量, 应根据下列各项确定:

- (1) 通过围护结构传入的热量;
- (2) 透过外窗进入的太阳辐射热量;
- (3) 人体散热量;

- (4) 照明散热量；
- (5) 设备、器具、管道及其他内部热源的散热量；
- (6) 食品或物料的散热量；
- (7) 渗透空气带人的热量；
- (8) 伴随各种散湿过程产生的潜热量。

5.2.4 空调房间或区域的夏季冷负荷，应根据各项得热量的种类和性质以及空调房间或区域的蓄热特性分别进行计算。

通过围护结构进入的不稳定传热量、透过外窗进入的太阳辐射热量、人体散热量以及非全天使用的设备、照明灯具的散热量等形成的冷负荷，宜按不稳定传热方法计算确定；不应把上述得热量的逐时值直接作为各相应时刻冷负荷的即时值。

5.2.5 空调房间或区域的夏季计算散湿量，应根据下列各项确定：

- (1) 人体散湿量；
- (2) 渗透空气带入的湿量；
- (3) 化学反应过程的散湿量；
- (4) 各种潮湿表面、液面或液流的散湿量；
- (5) 食品或气体物料的散湿量；
- (6) 设备的散湿量；
- (7) 通过围护结构的散湿量；

确定散湿量时，应根据散湿源的种类，分别选用适宜的群集系数、负荷系数和同时使用系数，有条件时，应采用实测数值。一般民用建筑不计算上述第 3 项和第 7 项。

5.2.6 计算空气调节冷负荷时，宜考虑大气透明度的影响。

由于各城市中各地段清洁和污染程度不一，在无当地气象部门的确切资料时，可乘以下列系数：清洁区 1.15；市区 1.0；工业区 0.89。

5.2.7 当空调房间或区域与邻室的夏季温差大于 3℃时，宜计算通过内隔墙和楼板等内围护传热形成的负荷。

5.2.8 当空调房间或区域没有外墙或舒适性空调时，夏季可不计算通过地面传热形成的冷负荷；工艺性空调房间或区域，有外墙时，宜按稳定传热计算距外墙 2m 范围内的地面传热形成的负荷，传热系数为：非保温地面取 $0.47W / (m^2 \cdot ^\circ C)$ ；保温地面取 $0.35W / (m^2 \cdot ^\circ C)$ ，或按保温层热阻与地面第一地带热阻与两侧空气热阻之和由计算确定。

5.2.9 当空调房间或区域送风量大于回风量而保持相当的正压时，如形成正压的风量大于无正压则渗入房间或区域的空气量，则可不计算由于门、窗缝隙渗透空气带人的热、湿量，如正压风量较小，则应计算一部分渗入空气带进的热、湿量或增加正压风量。当房间没有外门和外窗时，可不计算渗入空气带进的热、湿量。

5.2.10 在计算餐厅负荷时，需要计算食物的散热量和散湿量，其中包括显热和潜热，要分别计算，一般可按下列数值采用：食物全热取 $17.4W / 人$ ；食物显热取 $8.7W / 人$ ；食物潜热取 $8.7W / 人$ ；食物散湿取 $11.5g / h \cdot 人$ 。

5.2.11 在空调房间或区域有低温要求时，要考虑由于内外水蒸气分压力差形成的通过围护结构的传湿量及由此引起的潜热负荷，舒适性空调可不计算该项。

5.2.12 空调房间或区域的夏季冷负荷，应按各项逐时冷负荷的综合最大值确定。

- (1) 空气调节系统的夏季冷负荷，应根据所服务房间的同时使用情况、空调系统的类型及调节方式，按各空调房间或区域逐时冷负荷的综合最大值确定，并应计入新风冷负荷以及通风机、风管、

水泵、冷水管和水箱温升、送风管漏风等引起的附加冷负荷。

- (2) 当末端空气处理设备的处理过程有冷热抵消时还应计入由于冷热抵消而损失的冷量。
- (3) 在计算空气调节系统的夏季冷负荷时，为考虑所服务房间的同时使用情况，可采用以下同时使用率：中、小会议室 80%，中、小宴会厅 80%，旅馆客房 90%。

5.2.13 空气通过通风机后的温升要计算。

5.2.14 通过送、回风管壁的传热量应根据风管的保温情况、内外温差、空气流速及风管面积等因素考虑。当风管内外温差为 1℃，风管长度 10m 时，空气通过不保温的薄钢板风管的温升或温降可由表查到。

5.2.15 通过水泵后液体的温升及所引起的冷负荷附加率也可由表查到。

5.2.16 由保温冷水管壁传入热量引起的温升及冷负荷附加，也可由表查到。

5.2.17 送风管道漏风引起的冷量损失，可按下列附加率计算：风管长度大于 20m 时 10%，风管长度 10~20m 时 5%，风管长度小于 10m 时不计。附加率的计算基数为与该风管相连的空气处理机组的计算负荷。送回风管均在空调空间时，不计此项；漏风的附加率还应加到送风机的风量中。

5.2.18 水箱温升引起的冷量损失的计算，可根据水箱保温情况、水箱间的环境温度，按稳定传热进行估算。

5.2.19 对于高大空间建筑物采用分层空调时，可按有关手册或资料进行详细计算。计算时，可按全室空调逐时冷负荷的综合最大值，乘以经验系数 α 后作为房间负荷， $\alpha = 0.5 \sim 0.85$ ，一般取 0.7。

5.2.20 当建筑物有内外分区时，在计算建筑物内区的空调负荷时，除应计算夏季空调冷负荷和冬季热负荷外，宜按照夏季空调计算方法，计算除外围护结构（因无外围护结构）以外的各种得热引起的冷负荷。计算冬季冷负荷的目的在于考虑内区供冷、供热及调行方式，以及冬季内区的空气处理过程：

- (1) 当建筑物内外区有隔墙分隔时，在计算冬季冷负荷时，室内照明功率、人员数量、设备功率等宜与夏季取值相同。按最大冷负荷考虑冬季供冷方案。
- (2) 当建筑物内外区无隔墙分隔时，由于一部分得热会通过通过对流方式转移到外区，使外区冬季热负荷减少，内区冷负荷减少，在计算冬季内区冷负荷时，室内照明功率、人员数量、设备功率等的取值宜比夏季有所减少，应根据内区面积、送风方式等因素综合确定。

5.2.21 全年动态负荷计算的应用：当利用热回收装置回收冷热量、利用室外新风调节室内负荷、利用蓄热蓄冷装置时，为了比较准确地预计节能效果或确定合适的蓄热蓄冷装置的容量，宜进行全年动态负荷计算。

5.2.22 空调冷、暖负荷的估算：

(1) 空调冷负荷的估算指标 (W/每m²空调面积)

序号	房间名称	冷负荷指标	序号	房间名称	冷负荷指标
01	宾馆客房	80~110	14	洁净手术室	300~400
02	宾馆咖啡厅	100~180	15	CT 和 MRI 室	150~200
03	宾馆西餐厅	160~200	16	剧院观众厅	180~350
04	宾馆中餐厅	180~350	17	剧院休息厅	250~350
05	商店营业厅	200~350	18	剧院化妆室	100~150
06	中庭大堂	100~150	19	体育馆比赛大厅	250~350
07	会议室	200~300	20	体育馆休息厅	250~350
08	美容美发室	150~200	21	贵宾室	100~200
09	健身房	200~300	22	展览陈列厅	150~200
10	室内游泳池	200~350	23	报告厅	200~300
11	舞厅	250~350	24	图书馆阅览室	100~150
12	办公室	100~150	25	公寓	80~100

13	病房	80~110	26	餐馆大酒楼	200~350
----	----	--------	----	-------	---------

(2) 采暖热负荷的估算指标 (W/每m²建筑面积)

序号	房间名称	热负荷指标	序号	房间名称	热负荷指标
01	住宅楼	45~70	06	图书馆	45~75
02	单层住宅	80~105	07	商店	65~75
03	办公楼	60~80	08	餐厅	115~140
04	医院、幼儿园	65~80	09	影剧院	90~115
05	宾馆	60~70	10	礼堂、体育馆	115~160

注：本表未计入新风负荷，且按采暖室外计算温度估算。

5.3 系统设计

5.3.1 空气调节系统的划分应根据空气调节房间的使用特点，并考虑系统运行及调节的灵活和经济性，经过技术经济比较后确定。一般空气调节系统不宜过大。

5.3.2 空气调节系统可按下列条件划分：

- (1) 空气调节房间的设计参数(主要是温度、湿度等)接近，使用时间接近时，宜划分为同一系统。同一系统的各空气调节房间应尽可能靠近。
- (2) 空气调节房间的瞬时负荷变化差异较大时，应分设系统。可根据空气调节房间的朝向划分系统。同一时间内分别需要供热和供冷的房间，宜分别划分系统。
- (3) 空气调节房间所需新风量占送风量的比例相差悬殊时，可按比例相近者分设系统。
- (4) 有消声要求的房间不宜与无消声要求的房间划分为同一系统，如必须划为同一系统时，应作局部处理。
- (5) 有空气洁净要求的房间不应与空气污染严重的房间划分为同一系统，也不宜与无空气洁净度要求的房间划为同一系统，如与后者划为同一系统时，应作局部处理。
- (6) 空调房间面积很大时，应按内、外区分设系统。一般距外围护结构 4~6m 范围内的面积为外区，其余面积为内区。
- (7) 划分系统时，应使同一系统的风管长度尽量缩短，减少风管重迭，便于施工、管理、调试和维护。

5.3.3 高层民用建筑在其层高条件允许时，宜分层设置空调系统。当需要在垂直方向分设空气调节系统(如新风系统)时，每个系统所辖层数一般为 5~10 层。

5.3.4 空调系统分类：

- (1) 集中式 → 全空气，水—空气；全空气 → 定风量，变风量；定风量 → 单风道，双风道。水—空气 → FCU + PAU，诱导器。
- (2) 分散式 → 窗式，分体式，柜式，户用热泵式。

5.3.5 一幢建筑物或一个空气调节区域采用哪种空气调节系统，应经过认真的技术经济比较后确定。

- (1) 全空气定风量单风道系统可用于需要恒温、恒湿、无尘、无噪音等的高级环境的场合，如净化房间、医院手术室、电视台、播音室等；也可用于空调房间大或居留人员多，且房间温湿度参数、洁净度要求、使用时间等基本一致的场所，如商场、影剧院、展览厅、餐厅、多功能厅、体育馆等。
- (2) 全空气定风量双风道系统可用于需要对空调区域内的单个房间进行温湿度控制，或由于建筑物的形状或用途等原因，使得其冷热负荷分布复杂的场所。这种系统的设备费和运行费高，耗能大，一般不宜采用。
- (3) 全空气变风量系统可用于空调区域内的各房间需要分别调节室温，但温度和湿度控制精度不高

的场所，如高档写字楼和一些用途多变的建筑物。变风量系统尤其适用于全年都需要供冷的大型建筑物的内区。

- (4) 风机盘管加新风系统的空气调节系统能够实现居住者的独立调节要求，它适用于旅馆客房、公寓、医院病房、大型办公楼建筑，同时，又可与变风量系统配合使用在大型建筑的外区。
- (5) 诱导机式系统可用于多房间需要单独调节控制的建筑；也可用于大型建筑的外区。
- (6) 窗式空调机式系统和分体空调机式系统的独立性强，适用于建筑物内空调房间布置分散、面积较小，要求运行时间不同的场合。
- (7) 柜式空调机式系统可用于独立小型建筑物。在设有集中冷源的大型建筑物中，少数因使用温度或使用要求不一致而需要单独运行空气调节的场合，如出租商店、餐厅、小型计算机房、电话机房、消防控制室等，也可采用柜式空调机。
- (8) 各种热泵式系统独立性强，它可用于全年需要空气调节、冷热负荷接近的场所。

5.3.6 高大空间（房间高度超过 10m，房间体积大于 10000m³）的建筑物，应尽量采用分层空气调节方式。

5.3.7 当室内产生有害气体而不能使用循环空气，或全年都需要全部采用新鲜空气时，可选择直流式空气调节系统。直流式空气调节系统运行时耗能大，应经过认真分析后再选用这类系统。

5.3.8 确定空气调节系统的运行工况时考虑：

- (1) 应尽量避免在空气处理过程中出现冷热抵消现象。
- (2) 充分利用室外空气的自然调节能力，凡有条件者，都应考虑在过渡季使用全新风的可能。
- (3) 在保证必须的新风量的条件下，空气调节系统在冬季和夏季应尽量采用较大的回风百分比，以节约能源。室内散湿量较小，且全年使用的集中式系统，应考虑有变动一次回风比的可能性。仅作夏季降温用的空气调节系统，一般不采用二次回风。
- (4) 在大型民用建筑物的内区，当空气调节房间内冬季仍有余热时，应首先考虑充分利用室外低温空气进行降温处理，新风量和回风量的比例应可调节，以利节能。
- (5) 在不影响空气调节效果的前提下，在不同季节，可采用不同的室内设计参数。

5.3.9 空气调节机房的布置原则：

- (1) 空气调节机房应尽量邻近空气调节房间，以减少风管长度。同时，离冷冻机房的距离不宜太远，以减少冷量损失。必要时，空气调节机房可按集中与小分散相结合的原理布置。
- (2) 空气调节机房的门、窗、基础、墙面和屋顶均应考虑隔声措施。机房内所有转动设备均应考虑减振措施。
- (3) 空气调节机房不宜与空调房间共用一个出入口，空调机房的门一律朝外开放。机房内应设有地漏。
- (4) 空气调节机房的面积和净高应按系统负荷的大小和参数要求而选定的设备及风管尺寸决定，并保证有足够的操作空间及检修通道。
- (5) 无窗的空调机房，应有通风措施。
- (6) 大型空调机房应有独立通往室外及搬运设备的出入口。如设备构件过大不能由门搬入时，应预留安装孔洞。
- (7) 大型空调机房应设置必要的管理室（或值班室）及厕所间。管理室（或值班室）内应设电话。

5.3.10 高层或超高层民用建筑中的空气调节机房可布置在建筑物的地下室、顶层和中间设备层。空气调节系统竖向分设时，应符合《高层民用建筑设计防火规范》的有关规定。

5.3.11 为防止房间之间的串声，同一风管上的侧面送、排风口不应相对设置，否则，应采取隔声措施，如增加支风管长度，或增设消声弯头等。

5.3.12 选择通风机、加热器、冷却器等设备时，应附加风管漏风量，其值宜按系统风量的 0~10%

计算。风管的计算压力损失宜采用 10%~15% 的附加值。

5.3.13 选择通风机时，应尽量选用效率高、叶轮周速低的风机，应尽量在高效点运行。

5.3.14 变风量系统的通风机应选择全压曲线较平稳的，即当风量变化时，压力变化较小，风机效率高者。

5.3.15 当空气调节装置安装在屋顶上时，必须考虑遮阳防雨措施。

5.4 送风量与气流组织

5.4.1 空气调节系统的送风量应能消除室内最大余热，按夏季最大的室内冷负荷计算确定。

5.4.2 在满足舒适条件下，应尽量加大空气调节系统夏季送风温差，但不宜超过下列数值：

- (1) 送风高度小于或等于 5m 时，不超过 10℃；
- (2) 送风高度在 5m 以上时，不超过 15℃；
- (3) 送风高度在 10m 以上时，按射流理论计算确定；
- (4) 当采用顶部送风（非散流器）时，送风温差应按射流理论计算确定。

5.4.3 空气调节系统的新风量不应小于总送风量的 10%，且不应小于下列两项风量中的较大值：

- (1) 补偿排风和保持室内正压所需的新风量；
- (2) 保证各房间每人每小时所需的新风量。

5.4.4 送入室内的新风量，应根据各房间的使用性质，按下表数值采用：（每人 m³/h）

序号	房间名称	吸烟情况	适当的新风量	最少的新风量
01	一般办公室	无	25	20
02	个人办公室	有一些	50	35
03	会议室	无	35	30
04		有一些	60	40
05		严重	80	50
06	商店、剧院	有一些	25	20
07	舞厅	有一些	33	20
08	病房	无	60	50
09	手术室	无	37m ³ /(m ² ·h)	
10	宾馆客房	有一些	50	30
11	餐厅	有一些	30	20
12	美容美发室	大量	25	20
13	体育馆	有一些	25	20

5.4.5 空气调节房间的主要送风形式有：

- (1) 百叶风口或条缝型风口侧送。根据空气调节房间的特点，送、回风口可布置成：单侧上送上回；单侧上送下回；双侧上送上回；双侧上送下回；单侧上送、走廊回风等多种形式。

仅为夏季降温服务的空气调节系统，且空气调节房间层高较低时，可采用上送上回方式；以冬季送热风为主的空气调节系统，且空气调节房间层高较高时，宜采用上送下回方式；全年使用的空气调节系统一般应根据气流组织计算来确定采用哪种方式；层高较低、进深较大的空气调节房间宜

采用单侧或双侧送风，贴附射流。

(2) 散流器、孔板或条缝风口顶送。层高较低、有吊顶或技术夹层可利用时，可采用圆形、方形和条缝型散流器顶送。要求较高时，可采用送风孔板和条缝风口等结合建筑装饰的均匀顶送。

(3) 地板散流器下送。层高很高、进深很大的空气调节房间，可采用地板散流器下送。

(4) 喷口送风。高大空间的空气调节场所，如会堂、体育馆、影剧院等，可采用喷口侧送或顶送。

5.4.6 在对空气调节房间作气流组织计算时，当利用自由射流送风方式难以采用较大送风温差时，宜采用贴附射流送风方式。

5.4.7 送风方式采用贴附侧送时，应符合下列要求：

(1) 送风口上缘离顶棚距离较大时，送风口应设置向上倾斜 10' -20' 的导流片。

(2) 送风口应设置使射流不致于左右偏斜的导流片。

(3) 射流射程中不得有阻挡物。

5.4.8 送风方式采用散流器贴附顶送时，应符合下列要求：

(1) 应根据空气调节房间吊顶高度、允许的噪声要求值等确定散流器允许的最大喉部送风速度，进一步确定散流器的型式和数量。

(2) 吊顶上部应有足够的高度，以便于安装管道和散流器风量调节阀。

(3) 布置散流器的平面位置时，应有利于送风气流对周围空气的诱导，避免产生死角，射流射程中不得有阻挡物。

5.4.9 送风方式采用孔板下送时，应符合下列要求：

(1) 孔板上部稳压层的高度应按计算确定，但净高不应小于 0.2m。

(2) 向稳压层内送风的速度一般采用 3~5m/s。除送风射程较长者外，稳压层内可不设送风分布支管。在进风口处宜装设防止送风气流直接吹向孔板的导流片或挡板。

(3) 孔板布置应与室内局部热源的分相适应。

5.4.10 送风方式采用地板散流器下送时，应符合下列要求：

(1) 地板散流器布置应与室内局部热源的分相适应；

(2) 地板散流器不宜直接安装在人员座位下，应离开人员座位至少 40cm；

(3) 地板下应有大于 300cm 高的空间，以便于安装送风静压箱或送风管道。

5.4.11 送风方式采用喷口送风时，应符合下列要求：

(1) 喷口送风的射程和速度，喷口直径及数量应通过计算确定；

(2) 应使人员停留区域处于射流的回流区；

(3) 圆形喷口的收缩段长度为喷口直径的 1.6 倍，当喷口水平安装时，其安装角度应通过计算确定，但一般不大于 15°。

5.4.12 高大空间建筑物内采用分层空气调节时，送风方式应有利于在空气调节与非空气调节区的分界面上形成空气隔层，从而减少从非空气调节区向空气调节区的负荷转移。

5.4.13 送风口的送风速度应根据建筑物使用性质、对噪声的不同要求及送风口式分别查表。

5.4.14 回风口的布置方式应符合下列要求：

(1) 回风口不应设在送风射流区内和人员经常停留的地方。采用侧送时，一般设在送风口的同侧。

(2) 在有条件时，可采用走廊回风，但走廊的断面风速不宜过大。

(3) 以冬季送热风为主的空气调节系统，其回风口应设在房间的下部。

(4) 当室内采用顶送方式时，而且以夏季送冷风为主的空气调节系统，宜设与灯具结合的顶部回风口。

5.4.15 回风口的吸风速度一般按表选用。当房间内对噪声要求较高时，回风口的吸风速度应当降低，回风口的构造做法应能防止噪声的再生。

5.4.16 在选择送、回风方式和风口形式时,在满足各种风口的技术性能参数、空气调节房间内的送风气流均匀性等要求的前提下,应该兼顾室内装饰设计和其他各工种设计的要求。

5.4.17 设有空气调节系统和机械排风系统的建筑物,其送风口、回风口和排风口位置的设置要有利于维持房间内所需要的空气压力状态:

- (1) 建筑物内的空气调节房间应维持正压。
- (2) 建筑物内的厕所、盥洗间、各种设备用房应维持负压。
- (3) 旅馆客房内应维持正压,盥洗间内应维持负压。
- (4) 餐厅的前厅应维持正压,厨房应维持负压。餐厅内的空气压力应处于前厅和厨房之间。

5.5 空气处理过程

5.5.1 空气处理设备应按最不利的负荷条件来确定。为了满足各个季节对空气调节的需要,应进行全年运行工况的分析。空气处理方案应按工程的不同性质分别选用,做到调节简单、全年运行费用低廉。

为了节省热量和冷量,在允许的条件下,应最大限度地利用回风。全年运行的空气调节系统在过渡季应大部分或全部利用新鲜空气。在允许的条件下,空气调节系统应最大限度地采用热回收技术。

5.5.2 冷却空气时,应尽量采用循环水蒸发冷却;当蒸发冷却达不到要求时,应尽量采用天然冷源(如地下水、山涧水、深井回灌水等);天然冷源达不到要求时,应采用人工冷源,并考虑用天然冷源预冷空气的可能性。

5.5.3 空气冷却装置的选择,应符合下列要求:

- (1) 采用人工冷源时,一般宜选用冷水式空气冷却器。当要求冬季或过渡季节利用循环水进行绝热加湿或利用喷水增加空气处理后的饱和度时,可采用带喷水装置的冷水式冷却器。
- (2) 制冷机房和空调机房靠近时,可采用直接膨胀式空气冷却器。
- (3) 采用循环喷水、蒸发冷却或采用地下水、山涧水、深井回灌水作为冷源时,宜采用双级喷水冷却的喷水室,并尽量做到回水重复利用。
- (4) 对于人员密集的空气调节场所(如影剧院观众厅、体育馆比赛大厅、会堂等),当采用人工冷却并有条件时,宜采用喷水室,以利于改善空气调节场所的空气品质。

5.5.4 采用冷水式空气冷却器或冷媒直接膨胀式空气冷却器时,空气与冷水或冷媒应逆向流动。宜在冷却器后增设挡水板。

5.5.5 冷媒直接膨胀式空气冷却器的蒸发温度应比空气的出口干球温度至少低 3.5℃;满负荷时,蒸发温度不宜低于 0℃,低负荷时,应设有防止其表面结冰的措施。

5.5.6 冷水式空气冷却器的冷水进口温度,应比空气出口干球温度至少低 3.5℃。冷水温升宜采用 2.5~6.5℃。用于空气冷却去湿过程时,冷水出口温度应比空气的出口露点温度至少低 0.7℃。管内冷水流速一般采用 0.6~1.8m/s。

5.5.7 采用冷水式空气冷却器时,如无特殊情况,不得用盐水作冷媒;采用直接膨胀式空气冷却器时,严禁用氨作制冷剂。

5.5.8 采用喷水室处理空气,若以人工冷源作冷媒,实现空气的冷却去湿过程时,每级喷水室的喷嘴,一般采用两排对喷,喷水量达不到要求时,应增加排数。各排之间的间距,一般应采用 0.6m。各排的喷嘴密度,宜采用 18~24 个/m²。喷水室断面的空气质量流速,一般采用 2.5~3.5kg/m²·s,冷水温升,一般采用 3~5℃。若以天然冷源作冷媒,其温升值应通过计算确定。

5.5.9 当进行喷水室热工计算时,应考虑挡水板后气流中的带水量对处理后的空气参数的影响。需

做好喷水室壁和挡水板间的密封。挡水板后空气带水量可查表选用。喷水室的补水量一般取总喷水量的 2%~4%。

5.5.10 加热空气采用的热媒，一般为热水或蒸汽-室温允许波动范围大于或等于： $+1^{\circ}\text{C}$ ，当某些房间的温湿度需要单独控制，H 安装和选川热水或蒸汽加热有困难或不经济日 L 室温调节用的二次加热器可采用电加热器。

5.5.11 室外空气或室内、外混合空气的焓等于或低 10.5kJ/kg 时，在进入空气处理室前应考虑将空气预热。

5.5.12 空气加热器的热量附加值，应按制造厂一的规定取用。当制造厂没有规定时，其附加值按 10%-20%考虑，此部分附加值在系统水力计算中不予考虑。

5.5.13 空气通过加热器的质量流速，宜取 $8\sim 12\text{ks} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$ 。空气加热器一般应设旁通阀。

5.5.14 为了确定电加热器的容量，应对可能引起室内温度波动的下列因素进行分析：

- 1 室内照明、人体、设备发热量的波动；
- 2 室外空气温度变化而引起的传热量波动；
- 3 通过玻璃窗进入室内的热量波动；
- 4 由于前一级加热器的温度波动而引起的送风温度的波动。

5.5.15 两管制空调水系统空气冷却器和加热器可合用，但应分别计算各自所需换热面积，并取其大值。当冬夏水流量相差很大时，宜分别设置加热器和冷却器。

5.5.16 高层民用建筑空气调节系统中采用的冷水式空气冷却器、热水加热器、空气预热器，均应认真核对其承压能力必须大于其工作压力（应是系统最大静压力与动压力之和），确保运行安全。

5.5.17 空气调节系统的新风和回风（不包括二次回风）宜过滤，过滤设备一般宜采用无纺布或泡沫塑料等作滤料的过滤器，不应采用油过滤器。空气过滤器的阻力，宜按终阻力计算。过滤器拆装更换必须方便，有条件时，应装有过滤器阻力检测报警装置，以便于及时更换和清洗过滤器。

5.5.18 医院空气调节系统的过滤措施，应符合有关净化要求：

- (1) 抢救室、观察室、病房、专科病房和一般手术室的新风和回风，均应经初、中效过滤器处理。
- (2) 血液病房、无菌手术室、无菌室和细菌培养室的新风及回风，均应经初、中效过滤器处理。
- (3) 洁净手术室的新风及回风，应经初效、中效过滤器处理，送风口处应装高效过滤器，并宜在手术区内组成层流气流。
- (4) 烧伤病房、传染病房应采用直流式空气调节系统，排风应经过滤器处理后再排入大气。

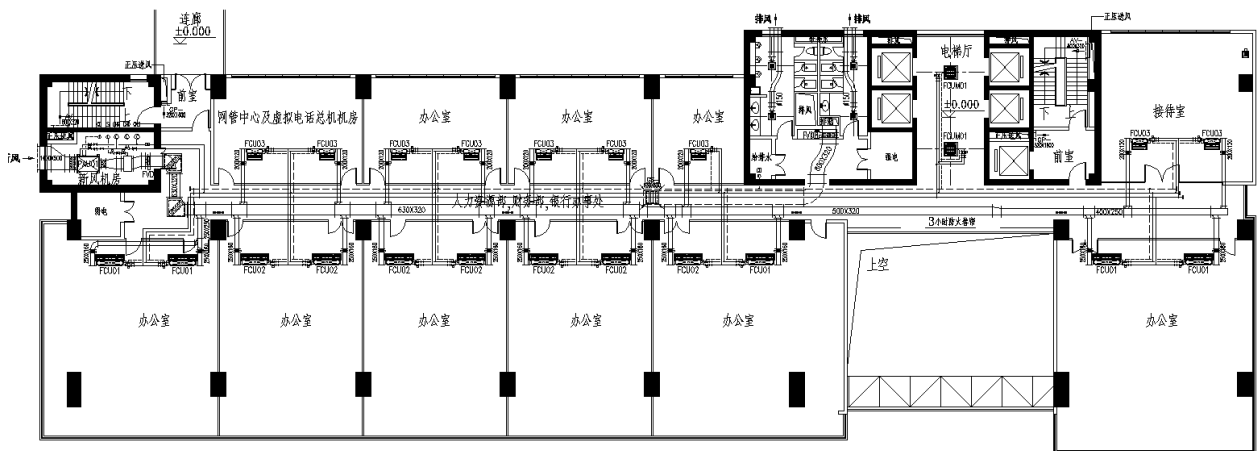
5.5.19 高级民用建筑(如高级宾馆饭店、医院、公寓、办公楼等)以及有湿度要求的其他民用建筑，其空气调节系统在冬季应有加湿措施。可采用蒸汽加湿、离心加湿、高压喷雾加湿、超声波加湿、湿膜加湿及喷淋室加湿等加湿方式。

5.5.20 寒冷和严寒地区的空气调节系统，其空气处理装置应设有冬季防冻措施：

- (1) 新风人口设密闭多叶阀或保温风阀，其启闭与风机的开停连锁。
- (2) 加热器的热媒温度到达下限时，自动关闭风机。热媒管路上的调节阀设最小开度控制，当热媒温度到达下限时开大水路调节阀，以保证加热器内的流速。
- (3) 必要时，可设空气预热器，但预热器水路不设自动调节阀。

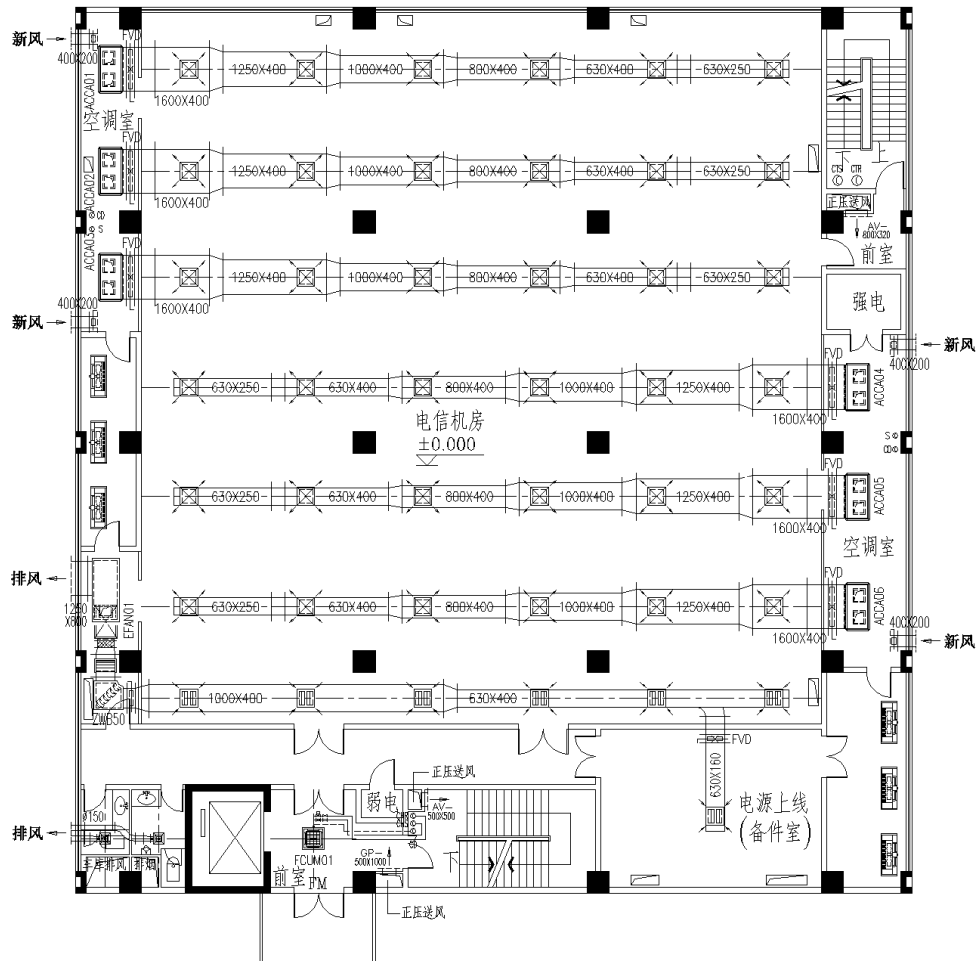
5.6 典型设计图简介

5.6.1 水—空气式中央空调系统:

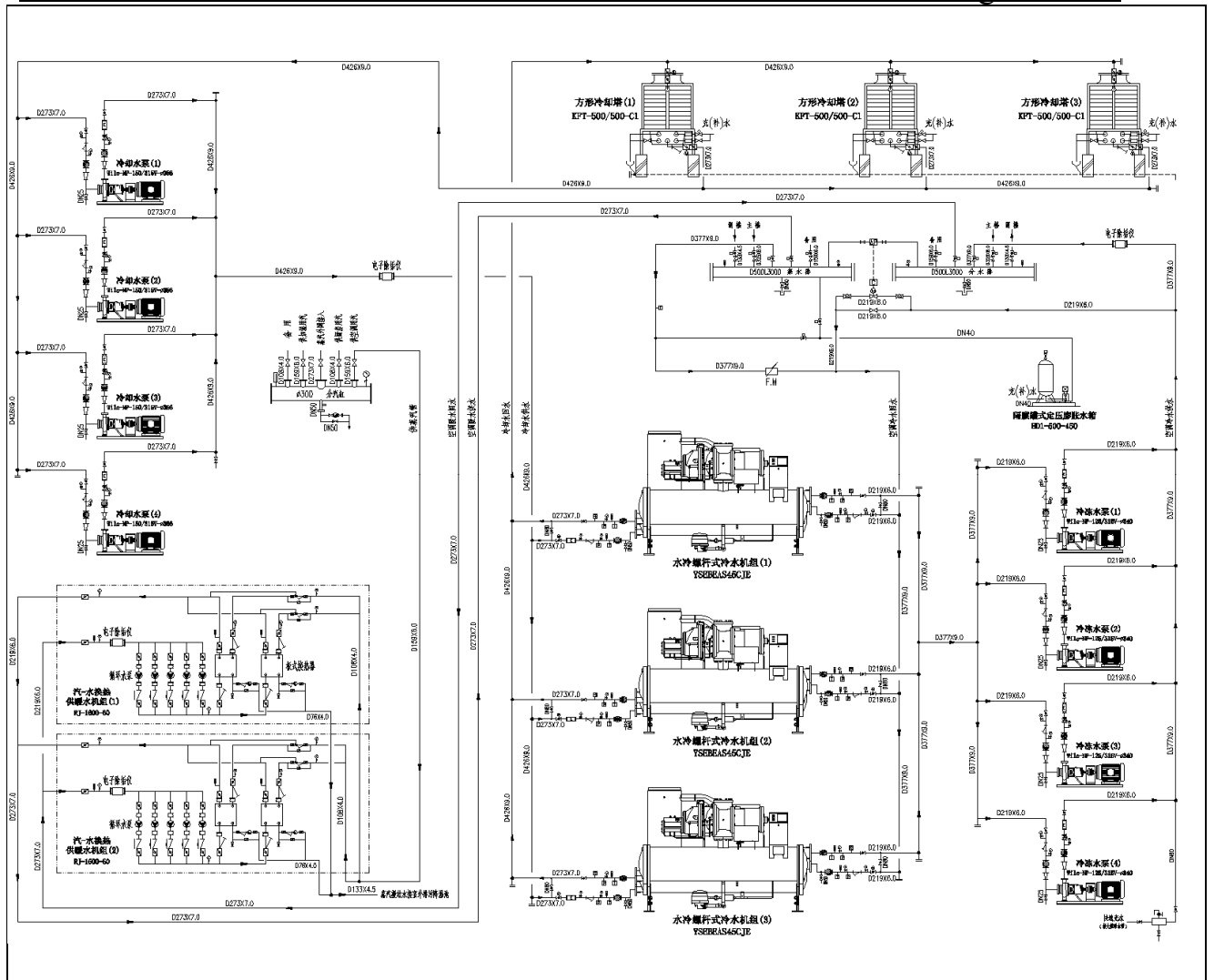


5.6.2 全空气式中央空调系统:





5.6.3 中央空调水系统:



6 制冷装置

6.1 一般规定

- 6.1.1 空气调节系统的冷源应首先考虑采用天然冷源。无条件采用天然冷源时，可采用人冷源。
- 6.1.2 空气调节系统采用人工冷源时，制冷方式的选择应根据建筑物的性质、制冷容量、供水温度、电源、热源和水源等情况，通过技术经济比较确定。民用建筑应采用电动压缩式和溴化锂吸收式制冷，通过技术经济比较合理时，制冷机可选热泵型机组。
- 6.1.3 制冷机的选择应根据制冷工质的种类、装机容量、运行工况、节能效果、环保安全以及负荷变化情况和运转调节要求等因素确定。
- 6.1.4 选择制冷机工质时，应考虑 CFCs 对大气臭氧层的危害和 CFCs 的禁用时间表。
- 6.1.5 热泵机组性能，宜用供热季节性能系数(HSPF)和供冷季节能效比(SEER)来评价。HSPF 主要取决于热泵供热负荷系数(需热量与热泵供热量之比)。热泵的供热负荷系数取 1.7 较为经济。
- 6.1.6 空气源热泵的最低室外温度使用范围分别为 3℃、-5(-7)℃、-15℃，适用不同地区的要求。

6.1.7 空气源热泵机组在选用时，应注意下列几点：

- (1) 选择热泵机组时，除了将铭牌上标准工况（干球温度 7℃，湿球温度 6℃）下制热量，变为使用工况下制热量外，还要考虑使用工况下结霜除霜的热量损失。
- (2) 按最佳平衡点温度(热泵供热量等于建筑物耗热量时的室外计算温度)来选择热泵机组和辅助热源。
- (3) 对于长江流域及以南地区，可采用复合式冷却的热泵机组。
- (4) 对于供热负荷远小于供冷负荷的场合，供热负荷相应的冷量部分，由热泵机组提供，其余的冷量由 COP 较高的制冷机组供给。

6.1.8 对于有同时供冷、供热要求场合，可选热回收式制冷机或水环热泵系统。

- (1) 采用热回收制冷机，热水出水温度宜 45~50℃。
- (2) 采用水环热泵系统时，密闭环路水温控制在 15~35℃之间，低于 15℃时，应用外部热源供给热量。

6.1.9 地源热泵是使用土壤、地下水和地表水作为热源和冷源的热泵系统。

- (1) 设计地下埋管式热泵系统应有正确可靠的供工程设计参考的技术数据和成熟的设计计算方法。
- (2) 设计地下水热泵系统，必须考虑防止水井老化，要考虑保证设计水量能长期稳定运行；确保地下水回灌技术，保护地下水资源不遭到破坏。没有完整准确的产品性能资料，以及成熟可靠的地下水热泵系统设计方法，不宜采用地下水热泵系统。
- (3) 地表水热泵系统采用清洁的江河水做为冬季的热源、夏季仍采用冷却塔冷却，或用江水作为冷、热源的水—水热泵。

6.1.10 风冷冷水机组宜用于干球温度较低或昼夜温差较大，缺乏水源地区的中小型空调制冷系统。

6.1.11 选择制冷机时，不仅要考虑满负荷的 COP 值，还要考虑部分负荷的 COP 值，或采用部分负荷综合值 NPLV 和部分负荷非标值 NPLV 来衡量全年的综合效益。

6.1.12 确定制冷机容量时，应考虑不同朝向和不同用途房间的空调峰值负荷同时出现的可能性，以及各建筑用冷工况的不同，乘以小于 1 的负荷修正系数。该系数一般采用 0.85~0.9 左右。

6.1.13 选择制冷机时，台数不宜过多，一般为 2~4 台，不考虑备用。多机头制冷机可以选用单台。

- (1) 当采用多台相同型号制冷机时，单机容量调节下限的产冷量大于建筑物的最小负荷时，应选一台小型制冷机来适应低负荷的需要。
- (2) 并联的冷水机组至少应选一台节能显著(特别是部分负荷)、自动化程度高、调节性能好的冷水机组。

6.1.14 制冷装置和冷水系统的冷损失应根据计算确定，概略计算时，可按下列数值选用：氟利昂直接蒸发式系统——5%~10%，间接式系统——10%~15%。

6.1.15 蓄冷系统有利于均衡电网峰谷负荷，并使用户取得经济效益。

- (1) 空调高峰冷负荷与电网高峰用电时段在时间上可能是同步重合的，也可能在时间上是错位的。不同步重合时，首先应转移高峰用电时段的空调冷负荷，而不是转移非峰值用电时段的空调冷负荷。
- (2) 蓄冷系统与常规系统相比，其一次投资有所增加时，必须作技术经济比较。

6.1.16 当有合适的蒸汽热源时，宜用汽轮机驱动的离心制冷机，其排气作为吸收机的热源，使离心制冷机与溴化锂吸收制冷机联合运行，提高能源的利用率。

6.2 制冷机房布置原则

6.2.1 制冷机房应设置在靠近空气调节负荷中心。

- (1) 一般应充分利用建筑物的地下室。对于超高层建筑，也可设在设备层或屋顶上。
- (2) 由于条件所限不宜设在地下室时，也可设在裙房中或与主建筑分开独立设置。
- 6.2.2** 大、中型制冷机房与控制间之间应设玻璃隔断，并做好隔声处理。小型制冷机视具体情况而定。
- 6.2.3** 制冷机房的净高（地面到梁底）应根据制冷机的种类和型号而定。
- (1) 对于活塞式制冷机、小型螺杆式制冷机，其机房净高控制在 3~4.5m。
- (2) 对于离心式制冷机，大、中型螺杆式制冷机，其机房梁下净高控制在 4.5~5.0m，有电动起吊设备时，还应考虑起吊设备的安装和工作高度。
- (3) 对于吸收式制冷机，原则上同离心式制冷机，设备最高点到梁下不小于 1.5m。
- (4) 设备间的净高不应小于 3m。
- 6.2.4** 燃气溴化锂吸收机房应设独立的煤气表间。
- 6.2.5** 直燃溴化锂吸收机，排放烟气的烟囱宜分类单独设置，当两台或两台以上机组需要合并烟囱时，应在每台机组的排烟支管上加装截断阀。
- 6.2.6** 直燃机房、日用油箱间、煤气表间应分别独立设置防爆排风机、燃气浓度报警器、防爆风机与手自的燃气浓度报警器连锁。当燃气浓度达到爆炸下限 1/4 时报警并联接防爆风机排风。并应有进风途径。
- 6.2.7** 直燃溴化锂吸收机的燃气管及燃油管上应设能自动关闭、现场人工开启的自动切断阀。
- 6.2.8** 制冷机房应有良好的通风措施。
- 6.2.9** 蓄冰系统机房净高同普通冷水机组机房。蓄冰槽可以布置在制冷机房内，也可以布置在机房下面或主体建筑以外的地下。

6.3 冷媒管道设计

- 6.3.1** 氟里昂系统管道 DN>32 时，推荐采用无缝钢管；DN≤32 时，推荐采用铜管。冷媒（水、盐水、乙二醇水溶液）系统管道<DN50 时采用焊接钢管或镀锌钢管，DN≥50 时采用无缝钢管。
- 6.3.2** 氟里昂管道之间的连接按下列要求进行：
- (1) 钢管之间的焊接，当管壁厚度大于或等于 4mm 时，允许采用电焊；当管壁厚度在 4mm 以下时，采用气焊。
- (2) 紫铜管之间的焊接采用银焊，钢管和铜管、紫铜管和黄铜管之间焊接采用铜焊。
- (3) 管道与制冷设备的连接采用法兰或喇叭口丝扣零件连接。法兰间垫片应采用石棉板。
- 6.3.3** 布置氟里昂管道时，供液管不应有局部向上凸起的弯曲，气体吸气管不应有局部向下凹的弯曲，避免产生“气囊”和“液囊”。
- 6.3.4** 并联的回气管与水平回气管相接时，每个支管或总双吸立管必需接于水平管上面，液体支管接在水平液管的底部或侧面。
- 6.3.5** 制冷系统当未设热交换时，回气管和供液管可以并列在一起进行保温。
- 6.3.6** 回气和排气管道应设置一定数量的固定支架和坚固的吊架。保温回气管道穿墙、楼板时，应设预留洞，其尺寸应满足保温层的厚度和周围填充材料的要求。排气管道应采用非燃材料进行隔离，管道穿墙时应留有 20~30mm 空隙，在空隙内不得填充材料。
- 6.3.7** 在金属支架上敷设保温管道时，应设有防腐处理的木垫板，其厚度与保温层相同。
- 6.3.8** 制冷管道的法兰接头、焊接接头和其他接头不应设在墙、楼板内和不易检修的地方。
- 6.3.9** 冷、热管道敷设时，冷管道应在下面，热管道应在上面。管与管外表面的间距不应小于 350mm，与电线管或自来水管距离不应小于 300mm。非沿墙敷设的架空水平管的安装高度由地面到

管底不应低于 2m。

6.3.10 分体机的产冷量是在管道长度 5m 和小型机组高差为 0、大型机组高差为 2~4m 取得的。分体机的接管长度，大型机组可达 50~60m。其高差：室外机在上面者为 30m，室外机在下面者为 20m；VRV 系统接管长度可达 70~100m，室外机在上部其高差为 50m。选用时，应根据管道长度(当量长度)和高差对产冷量进行修正，修正系数可参见各厂家的产品样本。

6.3.11 制冷设备和管道安装完后，用氮气或干燥空气进行密封试验。对于水冷系统，其试验压力：R-22 高压侧为 1.8MPa，低压侧为 1.2MPa。试验 24h，前 6h 允许压力降不大于 20kPa~30kPa，后 18h 室温不变时不允许有压力降。如有缺陷必须泄压后进行修补。

6.3.12 密封性试验合格后进行真空试验。将系统抽成真空度的绝对值较当地大气压低 2.7~4.0kPa，保持 24h，除由于温度变化引起的压力变化外，压力不上升为合格。

6.3.13 真空试验后，系统经干燥器充灌制冷工质。压力达到 0.2MPa 时，对管道进行检漏，可用肥皂水、卤素检漏灯或卤素检漏仪。

6.3.14 在蒸发温度下工作的制冷工质管道和设备以及冷媒管道均应进行保温，高压制冷工质管道均不保温。

6.3.15 保温层的厚度应满足保温层外表面不结露，即外表面不低于当地条件下的露点温度，并应采取隔气措施，隔气层应设在保温层外面高温部分。

6.3.16 管道的保温材料应满足下列性能：

- (1) 导热系数小、热容小。
- (2) 吸水率低、耐水性和抗水蒸气渗透性能好、耐冻，在受冻时不丧失其机械强度。
- (3) 不燃烧或难燃烧、不易霉烂、能抵抗或避免鼠咬、虫蛀。
- (4) 施工方便、劳动条件好。

6.4 控制及安全保护

6.4.1 制冷机的负荷控制。

- (1) 离心式制冷机采用变频调节器和冷量控制系统，节能显著。变频调节器是将输入的三相交流电首先变为直流电，然后再把直流电变成变频、变压的交流电来改变电机转数。冷量控制系统由冷水出水温度、导叶位置、冷凝压力、蒸发压力和电机实际转数共同来控制电机转数和吸气导叶开度。在调速区、导叶全开控制转数。在低流量高压头区，调速和调导叶共同进行。在低流量低压头区，固定最低速度调导叶。
- (2) 螺杆式制冷机由供水温度控制液压滑阀的位置改变制冷量。多台压缩机的冷水机组采用分级控制。负荷增加时，其容量达到一台压缩机的 100%，同时水温超过给定值，经过 1min 的延迟启动下一台压缩机。相反负荷减少，容量下降到大约一台容量时，水温低于给定值则减少一台压缩机。利用整个系统负荷平衡控制，可使机组缓慢加载。
- (3) 活塞式压缩机采用调缸控制容量，并与台数控制相结合。也可在机组调缸的同时用电磁阀控制工质回路的多少，然后再调台数，纯调缸节能效果不显著。
- (4) 变频控制的 VRV 系统室外机内的制冷机采用变频控制器来控制容量。室内机容量，按房间温度控制电子膨胀阀(同时又受蒸发器进、出口工质温度控制)，并有辐射传感器自动改变室温的给定值。
- (5) 风冷热泵机组应设有融霜自动控制，宜采用模糊控制除霜方法。

6.4.2 冷水机组的台数控制可采用负荷(热量)、流量和供、回水温差或回水温度来控制。

- (1) 当冷水系统负荷侧为变流量(全部采用二通阀调节流量，流量减少，温差增大，反之温差减小)，

宜采用按负荷（热量）来控制台数。

- (2) 当冷水系统负荷侧是变流量，但有一定的流量成分时（负荷降低时，温差不变或减少），宜采用按流量来控制台数。
- (3) 对于一次环路（冷源侧），可利用定流量管路上的供、回水温差（或回水温度）来控制台数。

6.4.3 为了保证最低的冷凝压力和蒸发压力之压差，冷却水温低于制冷机允许水温时，要进行水温控制。

6.4.4 制冷机组本身各环节的控制和安全保护系由制造厂配套设置，选用时应仔细了解是否齐全，对于某些环节与集中监控的联系，详见“控制”章。

6.5 蓄冷系统

6.5.1 以电制冷的空调工程，在执行峰谷电价且电价差较大的地区，符合下列条件之一、经技术经济比较合理时，可采用蓄冷系统。

- (1) 非全日制空调工程或昼夜负荷相差悬殊、空调负荷峰谷悬殊的空调工程。
- (2) 无电力增容条件或限制增容的空调工程。
- (3) 某一时段限制空调制冷用电的空调工程。
- (4) 获得电力补贴或通过技术经济比较，确能获得经济效益的空调工程。

6.5.2 蓄冷介质的选用：

- (1) 水——利用水温变化储存的显热量($4.184\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)，为显热式蓄冷，一般蓄冷温差为 $6\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，蓄冷温度为 $4\sim 6^{\circ}\text{C}$ ；单位蓄冷能力低($7\sim 11.6\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^3$)。蓄冷体积大，适宜现有工程的改造、规模较小或有其他可兹利用水池的工程。
- (2) 冰——利用冰的溶解潜热储存冷量($335\text{kJ}/\text{kg}$)，为潜热式蓄冷，单位蓄冷能力大($40\sim 50\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^3$)，蓄冷体积小，可提供较低的空调供水温度，制冷机制冰温度($-4\sim -8^{\circ}\text{C}$)低，效率下降，适宜建筑单位面积造价高的工程。

6.5.3 蓄冷类型的选择：

- (1) 全蓄冷——在电网高峰时段内，蓄冷设备提供全部的空调负荷。运行费用低，设备投资高，适宜短时段空调或限制制冷用电的空调工程。
- (2) 部分蓄冷——在电网高峰时段内，蓄冷设备提供部分的空调负荷。设备投资低，能充分发挥所有设备能力，应优先采用。

6.5.4 融冰方式的选择：盘管式蓄冷设备是由浸在冰槽中的盘管构成换热表面。在蓄冷时，载冷剂在盘管内循环，吸收水的热量，在盘管外表面形成冰层。而取冷方式有两种。

- (1) 外融冰——槽内水参与空调水循环或换热，冰层由外向内融化。供水温度 $1\sim 3^{\circ}\text{C}$ ，一般蓄冰率不大于 50% ；常采用压缩空气加强冰水换热。适宜大型区域供冷和低温送风工程。
- (2) 内融冰——与空调水换热的载冷剂在盘管内循环，冰层由内向外融化，槽内水为静态。载冷剂送冷温度 $2.2\sim 5^{\circ}\text{C}$ 。适宜单体建筑的常温及低温送风工程。

6.5.5 蓄冷设备的选用：

- (1) 双工况制冷主机——宜选用螺杆式制冷机，较大工程也可采用三级压缩离心式制冷机，较小工程可采用活塞式制冷机。
- (2) 制冷机在制冰工况的产冷量小于空调工况制冷量，蒸发温度每降低 1°C ，产冷量会减少 $2\%\sim 3\%$ 。
- (3) 冷凝温度每降低 1°C ，产冷量可提高 1.5% ，风冷系统按干球温度计算；水冷系统可不考虑。
- (4) 盘管式蓄冰装置：

- 1) 蛇形盘管——盘管为钢制，管外径 1.25" (26.67mm)，冰层厚度为 30mm。可内融冰也可外融冰；取冷均匀，温度稳定。
- 2) 圆形盘管——盘管为聚乙烯管，外径分别为 16mm 和 19mm。为内融冰方式，并做成整体式蓄冰筒。
- 3) U 形盘管——盘管由耐高温的石蜡脂喷射成型，每片盘管由 200 根外径为 6.35mm 的中空管组成。管两端与直径 50mm 的集管相联。由于中空管的管径很细，载冷剂系统应加强过滤、除污设施。

(5) 封装式蓄冰装置：

- 1) 冰球——硬质塑料制成空心球，壁厚 1.5mm，外径 95mm 或 77mm。封装球内充水(91%)，水在其中冻结蓄冷。
- 2) 蕊芯冰球——为增强换热和配重，在冰球两侧设置中空金属蕊芯。
- 3) 冰板——由高密度聚乙烯制成 812*304*44.5mm 中空冰板，板中充注去离子水。

(6) 冰晶式蓄冷装置：融冰速率高，供冷温度低(0t)，制冷与供冷可同时进行。

6.5.6 蓄冷系统：应根据建筑物类型及设计日冷负荷曲线、空调系统规模及蓄冷装置特性等因素确定。

- (1) 有足够的空间可设置蓄冷水池的工程，可采用开式蓄冷水池的显热蓄冷系统。
- (2) 蓄冷时段仍需供冷时，宜另设直接向空调系统供冷的制冷机——基载主机，且与蓄冷系统并联设置。
- (3) 当蓄冷时段所需冷量较少时，也可不设基载主机，由蓄冷系统同时蓄冷和供冷。
- (4) 空调水系统规模较小，工作压力较低时，可直接采用乙二醇水溶液循环；规模较大的空调水系统，宜设置板式热交换器，向空调系统供冷。
- (5) 冰蓄冷系统可采用并联或串联两种形式：
 - 1) 并联系统——双工况制冷机与蓄冰装置并联设置，两个设备均处在高温段，能均衡发挥各自的效率，融冰泵采用变频控制，所有电动阀可双位启闭；但配管、流量分配、冷媒温度控制、运转操作等较复杂。适宜全蓄冷系统和温差小(5~6℃)的部分蓄冷系统。
 - 2) 串联系统——双工况主机与蓄冰装置串联布置，控制点明确，运行稳定，可提供较大温差 (≥7℃)供冷。

6.6 空调水系统

6.6.1 冷热媒参数：一般舒适性空调冷水供回水温度应为 7/12℃，热水供回水温度应为 60/50℃；蓄冷大温差低温送水冷水温度一般为 1~5℃；区域供冷冷水供回水温度宜为 5/11℃。

6.6.2 冷水系统管制的确定：

- (1) 季节性空调(过渡季节不使用)应采用两管制，有自动控制时可不作朝向分区。
- (2) 全年性空调且标准较高的工程宜采用四管制系统，过渡季及冬季可同时供冷供热。全年性空调采用两管制时，应按朝向和内外区进行分区，以解决过渡季不同朝向及冬季内外区不同负荷的要求，分别向不同的区域供冷和供热。

6.6.3 空调水系统一般采用开式膨胀水箱定压的闭式循环系统；为了减少腐蚀，也可采用密闭式膨胀罐定压方式或补水泵变频定压方式，使水系统全封闭。

6.6.4 冷源侧宜采用定流量运行；负荷侧宜为变流量运行。末端装置设电动两通阀。总供回水管之间应设压差控制的旁通装置，旁通管管径按一台冷水机组的冷水量确定。当负荷侧需要采用定流量运行时，末端装置应设电动三通阀。

6.6.5 当管路系统较小，末端支管环路阻力占负荷侧干管环路阻力的 2/3、4/5 时，可采用异程系

统；当末端支环路阻力较小，而负荷侧于管环路较长，且其阻力占的比例较大时，应采用同程式。

6.6.6 变流量空调水系统当采用动态平衡阀时，可按下列原则选用阀门：

- (1) 冷源侧定流量，并联冷水机组的冷水和冷却水入口和并联定速水泵出口宜设定流量型动态平衡阀。
- (2) 风机盘管和水源热泵机组冷水出口宜设动态平衡电动两通阀。
- (3) 空调机组、新风机组冷水出口宜设动态平衡电动调节阀，

6.6.7 水力计算：空调水系统应进行水力计算，各并联环路压力损失差额，不应大于 15%。

- (1) 冷水管路比摩阻宜控制在 100~300Pa / m。当量绝对粗糙度：闭式系统 $K=0.2\text{mm}$ ，开式系统 $K=0.5\text{mm}$ 。
- (2) 乙二醇管路比摩阻宜控制在 50~200Pa / m（查相应的冷水管计算表时用）。
- (3) 空气凝结水管可按末端设备制冷量选用，可查表。

6.6.8 在高层建筑中，冷水泵宜设在冷水机组的蒸发器出口，以降低蒸发器工作压力。

6.6.9 高层建筑的冷水系统的竖向分区原则取决于制冷、空调设备及配件的工作压力。设计时应根据工程具体情况通过技术经济比较确定。

- (1) 对于标准型冷水机组，蒸发器的工作压力为 1.0MPa，其他末端设备及阀部件也在允许范围之内，冷水系统静压不大于 1.0MPa 时可不分区（水泵吸入式）。系统静压大于 1.0MPa 时，应有竖向分区。
- (2) 高、低区冷热源分开设置：冷热源都集中设置在地下室时，冷水系统静压>1.0MPa 的高区系统，应选择承压较高的设备（1.6MPa 或 2.0MPa）；高区冷热源设备布置在中间设备层或顶层时，应妥善处理设备噪声及振动问题。
- (3) 在中间设备层内布置水—水热交换器：制冷机集中设置不分区，冷水系统静压不大于 1.0MPa 的低区直接供冷，超过 1.0MPa 的高区采用板式换热器换热供冷，冷水换热温差取 0.5~1.5℃，热水换热温差取 2~3℃。高区空调末端设备出力应按二次水水温进行校核。
- (4) 当高区部分负荷量不大或与低区的使用性质和时间不同，可单独设置冷热源设备，例如采用自带冷热源的空调机组或风冷热泵等。

6.6.10 一、二次泵冷水系统：中小工程宜采用一次泵系统。系统较大、阻力较高、各环路阻力相差悬殊(100kPa 以上)或环路之间使用功能有重大区别以及区域供冷时，宜采用二次泵系统，其二次泵宜设置变频调速装置。

6.6.11 循环泵台数：

- (1) 小型工程的两管制系统，可以用冷水泵兼作冬季的热水泵使用，但应校核冬季使用时水泵的流量、扬程及台数是否吻合。大中型工程应分别设置冷、热水循环泵。
- (2) 一次泵的台数，应按冷水机组的台数一对一设置，一般不设备用泵。
- (3) 二次冷水泵台数应根据冷水泵大小、各并联环路压力损失的差异程度、使用条件和调节要求，通过技术经济比较确定。
- (4) 热水泵应根据供热系统规模和运行调节方式确定，不应少于两台，宜设备用泵、采用变频控制。
- (5) 蓄冷系统冷水泵根据系统规模确定，一般不应少于两台，可不设备用泵，宜采用变频控制。
- (6) 蓄冷系统乙二醇泵台数，应按双工况主机一对一设置，宜设备用泵。

6.6.12 循环水泵的流量：

- (1) 一次冷水泵的流量，应为所对应的冷水机组的冷水流量。
- (2) 二次冷水泵的流量，应为按该区冷负荷综合最大值计算出的流量。
- (3) 计算水泵流量应附加 5%~10%的裕量。

6.6.13 冷水泵的扬程，应按下列方法计算确定：

- (1) 当采用闭式循环一次泵系统时，冷水泵扬程为管路、管件阻力、冷水机组的蒸发器阻力和末端设备的表冷器阻力之和。
- (2) 当采用闭式循环二次泵系统时，一次冷水泵扬程为一次管路、管件阻力和冷水机组的蒸发器阻力之和。二次冷水泵扬程为二次管路、管件阻力及末端设备的表冷器阻力之和。
- (3) 当采用开式一次泵冷水系统时，冷水水泵扬程除上述计算外，还应包括从蓄冷水池最低水位到末端设备表冷器之间的高差。
- (4) 当采用闭式循环系统时，热水泵扬程为管路、管件阻力、热交换器阻力和末端设备的空气加热器阻力之和。
- (5) 所有系统的水泵扬程，均应对计算值附加 5%-10% 的裕量。

6.6.14 空调冷水泵的选型，应符合下列要求：

- (1) 空调冷水泵的，宜选用低比转数的单级离心泵。一般选用端吸泵，流量 $>500\text{m}^3/\text{h}$ 宜选用双吸泵。
- (2) 在高层建筑的空调系统设计中，应明确提出对水泵的承压要求。

6.6.15 水系统补水：

- (1) 空调水系统的补水应经软化处理；仅夏季供冷的系统可采用静电除垢的水处理设施。
- (2) 系统补水量：系统的小时泄漏量为系统水容量的 1%，系统补水量取系统水容量的 2%。

7 控制与监测

7.1 概论

7.1.1 采暖通风和空气调节系统中，控制与监测的内容：

- (1) 参数检测。
- (2) 参数和运行设备状态及故障显示。
- (3) 自动调节。
- (4) 自动控制。
- (5) 工况自动转换。
- (6) 设备安全连锁。
- (7) 自动保护。
- (8) 能量计量。
- (9) 中央监控与管理。

7.1.2 设置自动控制与监测系统应符合下列原则：

- (1) 满足暖通空调系统的使用要求，保证设计标准下的温度、湿度及人体的舒适性指标。
- (2) 省能源，达到合理的经济技术性能。
- (3) 保证控制设备及受控设备的正常安全运行，保证人员安全和减少操作人员的劳动强度，节省人力，使运行管理方便准确，维护简单。
- (4) 自动控制设备应做到手动与自动相结合，就地控制与远控相结合，且当使用就地控制时，远控不能实施。

7.1.3 暖通空调控制与监测系统设计范围：

- (1) 为确保系统正常运行，设置合理的监测控制点及连锁环节。
- (2) 提供典型设备及典型系统的控制原理图及要求，包括工况转换分析及边界条件，控制点设计参

数值。

- (3) 提供典型设备、典型系统的传感器、调节器、执行器的选择与设置。
- (4) 提供系统能量管理控制方案与要求。

7.2 传感器、调节阀和执行器

7.2.1 传感器选择应符合下列原则：

- (1) 应根据调节器的特性来决定传感器的输出方式。通常温度传感器采用电阻输出，湿度传感器采用标准电信号输出。
- (2) 应注意传感器的适用范围及使用条件。
- (3) 应注意传感器测量范围和测量精度。

7.2.2 暖通空调系统常见的传感器类型及其在电子(或微电脑)控制系统中的输出方式：

温度传感器	输出	①电阻	②4~20mA 电流
相对湿度传感器	输出	①0~10V DC	②4~20mA
压力传感器	输出	①0~10V DC	②4~20mA
压差传感器	输出	①0~10V DC	②4~20mA
焓值传感器	输出	①0~10V DC	②4~20mA
流量传感器	输出	①0~10V DC	②4~20mA
流态传感器	输出	①0~10V DC	②4~20mA

7.2.3 常见的执行器为风阀执行器和水(汽)阀执行器。在控制系统中可采用电子式，电动式或气动式执行器。若控制精度要求不高，或被控对象的热惰性较大，扰量较小（如容积式热交换器或热容量较大的空调系统），也可采用自力式执行器。采用自力式执行器时，宜配用压力平衡式调节阀，阀门的选择按技术条款进行。

7.2.4 应根据不同使用要求来决定选择三通阀还是两通阀。通常，两通阀适合于变水量系统，三通阀适合于定水量系统。选择三通阀时应注意分流三通阀与合流三通阀的应用条件。

7.2.5 应根据阀门两端可能受到的压差及系统对阀门的关闭严密性要求来决定选择单座阀或双座阀。通常双座阀具有较大的允许开阀(或关阀)压差，但双座阀关闭不严密，而单座阀则关闭时更为严密。

7.2.6 阀门的流量特性选择应符合以下要求：

- (1) 用于风机盘管的电动水阀，由于舒适性精度要求不高，宜选用双位式。
- (2) 用于空气调节机组、空气冷却器、空气加热器及水水热交换器上的两通水阀，应采用等百分比特性的阀门。若采用三通阀时，则应尽可能采用直流支路为等百分比特性，旁流支路为直线特性的非对称型阀门，同时，空气冷却器、空气加热器（或热交换器）应接在三通阀的直流支路上。
- (3) 用于控制蒸汽加热用的两通阀，应采用直线特性。用于蒸汽加湿时，若要求不高，可采用双位式(电动或电磁式均可)；在要求较高的场合，宜用直线型阀门。
- (4) 用于空气调节水系统压差控制的压差旁通阀，若两侧无较大的水流阻力阀件，或压差控制器接点在阀门两端时，宜选用直线型阀门；除此之外，如阀门口径选择过大时，则宜采用等百分比阀或抛物线阀。

7.2.7 选择阀门时应注意以下事项：

- (1) 必须注意到阀门的工作压力和阀门最大允许关阀压差(即保证阀正常开启及关闭时所允许的阀两端最大压降)。通常，最大允许关阀压差会随着选配不同的执行器而有所不同，也和阀本身的

结构有关。

(2) 根据阀门对介质种类的要求,选择不同的阀门部件材料。同时,阀门的工作介质温度范围应符合要求。对于蒸汽阀,应在温度与压力的适用范围中取较小者来作为应用的限制条件。

7.2.8 选择阀门时,应注明是常开还是常闭。对于暖通空调系统来说,若无特殊要求,一般者采用常闭型阀门。无论是调节式还是双位式阀门,不工作时应能自动复位。

7.2.9 电磁阀只适用于仅需进行双位控制的场合,其阀门口径宜按接管尺寸选择。其他注意事项与上述选择调节阀相同。

7.2.10 设置调节阀时,应考虑其安装要求。一般情况下宜安装在水平管道上,且执行机构应高于阀体以防止水进入执行器。用于控制水系统压差的旁通阀应设于总供、回水管路中压力(或压差)相对稳定的位置处。

7.2.11 静态平衡阀选择时应计算确定阀门公称直径;动态平衡阀选择时应根据阀门的流量及吸收压差查表确定(此表由制造商提供)。

7.2.12 暖通空调系统中的调节器应符合下列要求:

(1) 空气调节机及换热器温度调节器选择时,应优先考虑具有 PI 功能的调节器。一般情况下宜采用断续式调节器,当控制精度要求较高时,也可采用连续式调节器。

(2) 湿度控制时,若被控对象湿度较稳定,则可采用位式控制器;若被控对象湿度波动较大,则宜采用 PI 型控制器。

(3) 压力或压差控制时,优先选择具有 PI 控制功能的调节器,其传感器应设置在压力稳定的区域。

7.2.13 对于选择气动执行器的控制系统,执行器的选择时应注意其工作压力、控制压力以及使用范围和条件。在气动控制系统中,调节阀、传感器的选择原则与上述相同。通常宜采用电气联合工作的控制系统。

7.3 冷、热源及空调水系统监控

7.3.1 本节所述控制与监测内容均不包含冷水主机自身控制内容。

7.3.2 空调冷水系统中各设备及附件的起停设置电气连锁控制时应满足下列顺序要求:系统启动时,电动水阀、冷却水泵、冷水泵、冷却塔风机应先于冷水机组启动,冷水主机在冷水水流得以证实后起机。系统停机时上述顺序应相反。

7.3.3 当空调水系统末端设备采用电动二通阀控制时,应在供回水总管间设置压差控制。

7.3.4 压差旁通控制阀的选择应按本章第二节有关原则经过计算选型,具体参数按下列方式确定:

(1) 控制压差值 ΔP_v 为实际阀门两端之压力差,应在水路水力计算完成后确定。

(2) 控制流量 G: 对于一次泵系统,此流量为一台冷水泵的设计流量,对于二次泵系统此流量为一台次级泵的设计流量(作变速控制时,二次泵系统无此项)。

(3) 流量特性选择见上一节。

(4) 阀门最大关阀允许压差应大于: a. 在一次泵系统中为冷水泵的净扬程。 b. 在二次泵系统中为次级泵净扬程。

7.3.5 压差旁通控制阀应采用常闭式。二管制空调水系统中,冷、热压差旁通阀宜分开设置。

7.3.6 当空调水系统末端设备采用电动三通阀时,则空调水系统不应设压差旁通控制。

7.3.7 二次泵空调水系统的末端设备必须采用电动二通阀控制。

7.3.8 一次泵变流量空调水系统多台冷水主机台数控制:

(1) 根据回水温度(或供回水温差)。此方式运用于自动(或人工)监测,人工手动操作,用于一般规模较小的工程中。回水监测点应设在冷源侧回水总干管。

(2) 根据冷量。此方式运用于工程规模较大、运行管理要求较高、自动控制等级较高的场合，通常采用自动监测流量、温度等参数经计算出冷量，自动发出信号，人工手动操作主机的起停，只有当自动化程度要求极高，控制设备及系统设备可靠的情况下，才可考虑主机的自动起停。设计时应给出分台数控制的边界条件。传感器应设于用户侧的供、回水总干管上。

7.3.9 空调水系统采用二次泵系统时，必须设置相应的自动控制及参数监测系统。监控内容应包括：次级泵台数控制或次级泵变速控制；冷水机组(包括初级泵、冷却塔)台数控制；压差控制；冷量检测及计算；冷水机组及设备的联锁起停等。

- (1) 冷水机组台数控制：在二次泵系统中，冷水机组台数应采用冷量控制方式，才能实现其节能的优点。
- (2) 次级泵台数控制：
 - a. 次级泵宜采用流量控制其台数。
 - b. 由于压差(或压力)的波动较大，不宜直接用压差来控制次级泵的运行台数。
 - c. 二次泵系统初启动顺序：无论是自动还是手动起停，系统初投入时均应先手动启动一台次级泵，同时监控系统供电并投入工作状态。冷水机组及设备的联锁相类同。

7.3.10 空调变水量系统若采用变速泵时，应注意：

- (1) 只要系统工作，变速泵就应运行，通过控制其转速(如果是一台变速泵与多台定速泵并联，同时还要控制定速泵运行台数)来保证系统需水量。
- (2) 被控参数宜采用供回水压差，也可采用系统出口总管压力，但不能把流量作为被控参数，以保证系统稳定。
- (3) 设置变速泵时，供回水总管不能设置旁通电动阀。

7.3.11 热交换系统宜由二次热水的供水温度来控制一次热媒流量，若采用二次热水回水温度来控制，则必须设供水最高温度限制元件。在有凝结水预热器的系统中，作用一次热媒的凝结水，其水量不再控制。

7.3.12 多台热交换器及热水泵并联设置时，热水泵及二次热水电动蝶阀应进行电气联锁。

7.3.13 空调水系统传感器选用及设置，应符合下述原则：

- (1) 凡是用于冷、热量计算的温度传感器：计量冷量时，要求其测量精度不大于 0.4℃；计量热量时，要求其测量精度不大于 1℃。
- (2) 用于控制供回水总管压差的压差传感器的测量精度不应大于 14kPa。
- (3) 压差控制时，传感器的两端接管应尽可能连接在水流速较稳定的管路上。
- (4) 流量传感器应具有较高的精度和可靠性，以及较低的水流阻力。用于冷、热水计量时，精度不应超过 1%，通常宜采用电磁式。水系统中不宜用孔板式流量计。
- (5) 流量计应设置在管路中水流稳定处，应保证其前面(来的水流方向)直管长度不小于 5D，后面直管长度不小于 3D(D 为管道直径)。

7.3.14 空气调节水系统采用两管制时，冷、热水系统的切换宜采用手动在总供、回水管上进行；只有当手动操作极为不便，或者系统有特殊要求时，方可考虑电动切换。

7.3.15 有条件时，冷、热水系统宜分别设置压差控制设备及旁通电动阀。如果是冬夏共用，且在压差控制器上能便于进行冬季控制值的再设定时，旁通阀应按夏季工况选择。除此之外，在系统设计(尤其是热水系统设计，包括热交换器和热水泵台数确定及管路阻力等)及旁通阀选择时，应尽可能满足下式： $\Delta P_s / \Delta P_d = (Q_s / Q_d)^2$ ，式中 ΔP_s 、 ΔP_d ——夏季及冬季设计控制压差(Pa)， Q_s 、 Q_d ——夏季及冬季设计最大旁通流量(m³/h)。

7.3.16 蓄冷系统应包括以下基本控制内容：

- (1) 主机单独供冷循环控制：根据设定主机出口水温调整主机出力。
- (2) 主机蓄冷循环控制：根据主机蒸发温度或蓄冷装置液位变化，测定蓄冰量。

- (3) 蓄冷装置单独供冷循环控制：恒定出口温度，调节进入蓄冷装置载冷剂流量，控制融冰量。
- (4) 主机与蓄冷装置联合供冷循环控制：恒定主机与蓄冷装置混合温度，控制融冰量及主机调竹实现系统冷负荷调节。
- (5) 优化控制：应作每天的逐时负荷预测及建筑物逐日负荷的累计，决定每日主机开机供冷段，尽可能发挥蓄冷装置的供冷能力。
- (6) 冷水温度控制：恒定冷水供水温度，调节进入换热器的载冷剂流量。
- (7) 冷水主机的冷却水系统在低温气象条件下工作时，应对冷却塔的风机和设于冷却水供回总管间的旁通阀进行控制来保护冷水主机的正常工作。

7.4 空调机组的监控

7.4.1 普通空气调节机组的自动控制包括温度、湿度、焓值控制、CO₂浓度控制、变风量机组静压控制、寒冷地区防冻保护控制、风机状态监视及过滤器压差监测等内容。

7.4.2 温度控制时宜符合以下要求：

- (1) 夏季控制空气冷却器水量，冬季控制空气加热器水量或蒸汽流量。在过渡季时，为了节能，也可通过室内外温度比较来控制新回风混合比，但建议此方式与焓值控制相结合采用。
- (2) 对于普通空气调节系统，温度传感器宜优先设于被控房间的典型区域，或机组回风管上；对于新风空气调节机组，温度传感器应设于该机组所在机房内的送风管上。当温度调节器与温度传感器分开设置时，调节器宜设于该机组所在机房内。

7.4.3 带回风空气调节机组进行湿度控制时，湿度传感器宜优先设于被控房间典型区域，或机组回风管上。湿度控制器应该设于该机组所在机房内。

7.4.4 新风空气调节机组采用蒸汽加湿时，其湿度传感器的设置位置取决于调节器所采用的调节方式。

- (1) 调节方式为比例控制时，湿度传感器宜设于送风管上，加湿器(蒸汽调节阀)应具有直线特性。
- (2) 采用双位控制时，湿度传感器不得设于送风管上，而应设于某一典型房间(区域)或其他相对湿度变化较平缓的位置，以使得加湿器能稳定工作。此时加湿器(或调节阀)应选择双位式。
- (3) 对于普通民用建筑，一般采用双位控制即可满足要求。

7.4.5 新风空调机组采用喷循环水加湿时，有两种控制方式：

- (1) 若采用位式控制器控制水泵起停，则设置原则类同。
- (2) 若水泵仅随机组连锁起停，则由喷水后的“机器露点”来控制空气预热器的加热量，以达到控制湿度的目的。

7.4.6 寒冷地区空气调节机组应考虑防冻控制措施：

- (1) 对热水电动阀设最小开度限制。
- (2) 设置防冻控制器：停机时，新风阀关闭，防冻控制器控制热水阀保证必要的热水流量。运行过程中，空气温度过低时，防冻控制器停风机关闭新风阀，开门热水阀。

7.4.7 空气调节机组(包括新风空气调节机组)的风机、电动水阀、蒸汽阀(包括加湿器)、水泵、电动风阀等均应进行电气连锁。冬季时，热盘管的热水阀应先于风机及风阀启动。

7.4.8 控制新、回风混合比时，新风、回风及排风电动阀均应采用可调式风阀并应相互连锁，机组停止运行时，新风阀及排风阀应处于全关位置。不需控制新、回风混合比的系统，可采用双位式电动风阀。

7.4.9 变新风比系统的运行工况及转换条件如下：

- (1) 冬季运行时，室温控制热水阀，采用最小新风比。

- (2) 热水阀全关后, 室温如果仍超过设定值时, 则温度调节器由控制热水阀改为控制新、回风阀的开度(即控制新风比), 此时进入冬季过渡季。
- (3) 如果室外空气焓值小于室内空气焓值即 $i_w < i_n$ 且新风阀全开后, 室温仍超过设定值时, 则温度调节器由控制新、回风阀改为控制冷水阀, 此时进入夏季过渡季。
- (4) 室外焓值高于室内焓值即 $i_w > i_n$ 时, 系统由夏季过渡季进入夏季工况, 此时应为最小新风比。温度调节器仍控制冷水阀。
- (5) 夏季向冬季转换的过程与上述相反。
- (6) 工况转换时, 必须设置适当的不灵敏区(控制点的上、下限), 以保持系统的稳定工作。
- (7) 上述工况转换控制必须和冷、热源的转换控制结合考虑, 尤其是对于两管制水系统更应如此。

7.4.10 变风量空调系统中宜利用管道静压控制风机的转速或入口导流叶片等方式改变风量。管道静压传感器宜设于送风机与最远末端装置之间 75% 的距离处。管道静压的设定值应根据系统阻力计算得到。

7.4.11 变风量空调系统中应对系统最小风量进行控制, 以满足最小新风量、换气量、气流组织的最低要求。

7.5 空调系统末端装置监控

7.5.1 风机盘管的自动控制应根据工程实际情况, 选择下列一种或多种控制方式:

- (1) 控制风机起停(手动或自动)。
- (2) 1+手动控制风机三速开关。
- (3) 1+2+温控器对电动水阀自动控制。
- (4) 1+温控器自动控制风机三速。
- (5) 风机起停应与电动水阀联锁。

7.5.2 风机盘管的控制方式应与整个空调水系统的控制方式相匹配。

7.5.3 风机盘管的电动控制阀通常选用二位式, 有特殊要求时, 可以选用调节式。

7.5.4 风机盘管的温控器分为气动式、电动式及电子式三类, 在条件允许可时, 可采用电子式, 此方式可实现多项节能、舒适控制功能。

7.5.5 冬夏均运行的风机盘管, 其温控器应设置冬夏转换措施, 并应符合以下原则:

- (1) 一般情况下, 各温控器宜独自设手动冬夏转换开关: 此方式既适用于两管制, 也适用于四管制系统中的风机盘管。
- (2) 对于两管制系统, 如果管理水平较高, 条件允许时, 也可统一集中进行冬夏转换。
- (3) 两管制风机盘管的使用要求较高而又无法做到统一转换时, 可考虑各温控器分别设置自动冬夏转换, 通过设于风机盘管供水管上的位式温度开关来实现。

7.5.6 变风量末端装置由室温进行控制: 当房间分隔不明确时, 宜采用每个末端变风量风口配一个温度调节器的方式; 当房间分隔明确时, 也可用一个温度调节器控制一个带有多个送风口的变风量末端装置, 但其所带的送风口应在同一房间内。

7.5.7 房间温度控制器应设于室内有代表性的位置, 不应靠近热源、灯光及外墙。不宜将温度控制器放于床头控制柜中。

7.5.8 VAV 末端温控器的设置要求同上一条。

7.6 采暖通风系统控制

- 7.6.1 依据采暖系统的分户热计量设计，散热器应设置相应的温控阀。
- 7.6.2 温控阀的选择原则依据前述，温控阀的最大压差应限制在 25kPa 以内。
- 7.6.3 散热器设置温控二通阀时，宜在建筑物热力人口的采暖供回水主管处设置压差控制阀。
- 7.6.4 有条件时可对采暖系统的供水温度作气候补偿自动控制。
- 7.6.5 对于远离工作点的风机，应在工作点设置远距离操控开关，并有风机的运行状态及故障显示。
- 7.6.6 采用电加热器作为补风系统的加热元件时，其加热器应与风机连锁：并宜设极限高温切断保护控制。

7.7 防火及防排烟系统控制

- 7.7.1 防火及防排烟系统应按照有关消防规范设置完善的消防风机及阀部件，并由消防电源供电。
- 7.7.2 空调通风系统的风管在穿越机房隔墙(板)，防火墙处的防火阀动作时，应连锁停止空调通风系统的风机运行。
- 7.7.3 同一风系统多个防火阀的状态信号宜并联后再与风机连锁。
- 7.7.4 当空调通风系统用作防排烟系统时，其风机及阀部件均应由气消防系数控制，并应保证阀部件的切换可靠。
- 7.7.5 排烟风机可由消防中心手动 / 自动起停，并可由排烟口(阀)开启连锁启动。
- 7.7.6 排烟风机应在设于风机前的 280℃防火阀动作后连锁停机。
- 7.7.7 排烟口(阀)应按所负担的防烟分区(或分层)进行开启控制，排烟口(阀)可由消防中心远程和就地手动开启。
- 7.7.8 前室及合用前室的加压送风阀，宜采用分层控制方式，由消防中心对送风阀进行开启控制并连锁启动加压送风机。
- 7.7.9 在设有气体灭火房间的空调通风管道上应设有电动的防火阀，能使该房间与其他房间隔绝，电动防火阀由消防中心控制。
- 7.7.10 为气体灭火房间设置的通风系统应就地设置启动开关装置，该装置应设在气体灭火房间外，便于操作的位置。
- 7.7.11 空调及通风系统宜采用独立电源回路，以利于火灾时，在消防中心能迅速切断空调通风系统的电源。

7.8 中央监控管理系统

- 7.8.1 中央监控管理系统应具有以下基本功能：监视功能、显示功能、操作功能、控制功能、数据管理功能、通讯功能、安全保障管理功能。
- 7.8.2 应根据工程规模投资、建设标准、系统类型及工艺管理要求等因素，选择适当的中央监控管理系统。通常选择集散型中央监控管理系统。
- 7.8.3 中央监控管理系统的硬件通常由现场传感器、执行器，现场控制器、系统控制器、中央操作管理处理器等组成。
- 7.8.4 现场传感器、执行器的选择应与现场控制器的要求相匹配。

7.8.5 现场控制器的选择应考虑下列因素：

- (1) 控制点的性质应与控制器的功能相匹配。
- (2) 充分利用控制器的点数及功能，但也应根据前期规划留出少量备用点。
- (3) 同一系统中，相互有关连的控制点宜放进同一控制器内。

7.8.6 现场控制器尽可能设于被控对象所在的机房内。

7.8.7 大型建筑物(群)的室外温、湿度取值应按不同朝向，分区及室外气象物征，设置多个测点，分别用于该不同区域内的控制。

7.8.8 暖通空调专业应配合设计各系统的控制软件要求。

8 消声和减振

8.1 基本规定

8.1.1 通风空调机房的位置：

- (1) 冷、热源机房宜设于建筑的地下室或其他对空调房间噪声较小的地点，或单独建设；
- (2) 分散于各层设置的通风空调机房不宜与对振动和噪声要求标准较高的房间相邻。

8.1.2 机房隔声与吸声应符合下列要求：

- (1) 机房内表面(包括墙面和顶板)应做好吸声和围护结构的隔声处理。围护结构的隔声量应根据机房邻室的噪声要求通过计算确定。
- (2) 冷、热源机房设于地下室时，机房内人员操作区 8h 等效连续声级不宜超过 85dB(A)；最大不允许超过 90dB(A)；
- (3) 通风空调机房集中设置于地下室时，机房内噪声不宜大于 80dB(A)；通风空调机房分层设置时，机房内噪声不宜大于 70dB(A)；
- (4) 穿越机房围护结构的所有管道与安装洞周围的缝隙，应严密封堵；
- (5) 机房开向公共区域的门应采用防火隔声门。

8.1.3 通风空调设备布置应符合以下原则：

- (1) 设备本身的基本噪声超过空调房间对噪声的要求时，不应直接设于空调房间内；当其设于该房间的吊顶内尺寸，应采取可靠的隔声措施来保证室内的噪声要求：噪声要求严格的房间(如演播室等)，所有空调设备都不应设于该房间之中的任何地点。
- (2) 噪声或振动较大的设备，应设于专用的机房内。
- (3) 设于室外的通风空调设备，应根据周围环境的要求进行适当的隔声处理。

8.1.4 空调通风设备的选择应符合下列要求：

- (1) 应选择高效率，低噪声设备；
- (2) 每个通风空调系统风量及风阻力等不宜过大。空调机组的出风口处声功率级宜控制在不超过 85dB。

8.1.5 管道及附件：

- (1) 风管内的风速设计应有所控制。
- (2) 冷水机组、水泵、风机、空调机组等设备的进出口(包括水管和风管)应采用软接头。
- (3) 圆形风管弯管的曲率半径(以中心线计)宜按规定设计。
- (4) 矩形风管弯管一般应采用曲率半径为一个平面边长的内外同心弧形弯管。若采用其他形式的弯

管，当其平面边长大于 500mm 时，必须设置弯管导流叶片。

- (5) 支风管与主风管不应垂直连接。支风管与主风管连接时，应有相当于内半径 100mm 以上的圆弧或 45° 倾斜过渡。
- (6) 风管断面的气流流速应均匀，风管内气流方向的变化应较为稳定、顺畅。
- (7) 进出通风空调机房风管上的阀门等部件，宜设于机房内。当不得不设于机房外时，应根据机房外房间的噪声要求对这些部件采取适当的隔声措施(如设置隔声罩或隔声板等)。

8.2 噪声及振动标准

8.2.1 民用建筑室内允许噪声标准:

《民用建筑隔声设计规范》(CBJ 118--88)中对四类建筑物室内允许噪声作了规定。

8.2.2 城市区域环境噪声标准:

《城市区域环境噪声标准》(GB 3096--93)中对五类区域环境噪声最高限定作了规定。

8.3 设备噪声处理

8.3.1 空调通风设备噪声主要分为风机噪声、水泵噪声、压缩机噪声。

8.3.2 风机设备的噪声值，应由生产厂商提供，当缺少实测资料时可按公式估算。

8.3.3 当机房内噪声超过人员劳动条件要求(要求 8h 等效连续声级不大于 85dB)时，应设独立的值班室。值班室开向机房的门应采用隔声门，面向机房的观察窗应密封良好，并应采用厚度大于 6mm 的玻璃。

8.4 风道系统消声设计

8.4.1 空调通风风道上的消声措施应根据声源噪声及风道内空气气流的附加噪声，并考虑了噪声衰减后，与使用房间或周边环境允许的噪声标准的差值，再结合其噪声的频谱特点，选择消声器型式和段数。

8.4.2 风系统有消声要求的通风空调机组的进出口风管上至少应设置一段消声器，以防止风管出机房后一些部件的隔声不力所引起的传声。当机房外的风道有足够的直管长度时，其余的消声器宜设于此风道上(主管或支管)。当所有消声器均设于机房内时，从消声器至风道出机房围护结构之间的风道应做好隔声处理，防止机房噪声二次传入风管。

8.4.3 当一个风系统带有多个房间时应尽量加大相邻房间风口的管路距离，当对噪声有较高要求时，宜在每个房间的送、回风及排风支管上进行消声处理，以防止房间串声。声学要求高的房间宜设置独立的空调通风管道系统。

8.4.4 消声器的选择应按以下原则:

- (1) 消除高频噪声应采用阻性消声器;
- (2) 消除中低频噪声应采用抗性消声器;
- (3) 当要求提供较宽的消声频谱范围时，应采用阻抗复合消声器;
- (4) 高温、高湿、高速等环境应采用抗性消声器;
- (5) 消声器选择还应考虑其防火、防飘散、防霉等性能;
- (6) 消声器内空气流速宜小于 6m/s; 确有困难时，不应超过 8m / s;
- (7) 对于噪声控制要求高的房间，应计算消声器的气流噪声。

8.5 减振设计

8.5.1 民用建筑通风空调系统的减振设计包括：

- (1) 设备减振：冷水机组、空调机组、水泵、风机(包括落地式安装和吊装风机)以及其他可能产生较大振动的设备。
- (2) 管道的隔振：主要是防止设备的振动通过水管及风管进行传递。

8.5.2 减振台座设计：

- (1) 减振台座通常采用钢筋混凝土预制件或型钢架，其尺寸应满足设备安装(包括地脚螺栓长度)的要求。
- (2) 减振台座采用钢筋混凝土预制件时，可采用“平板”型和“T”型两种。当设备重心较低时，宜采用“平板”型；当设备重心较高时，宜采用“T”型。
- (3) 减振台座的重量不宜小于设备重量(包括电机)的三倍(随设备自带的减振台座除外)。
- (4) 对于地震区，应有防止减振台座水平位移的措施。

8.5.3 减振器的类型宜按下列原则确定：

- (1) 当 $f_0 < 5\text{Hz}$ 时，应采用金属弹簧减振器(预应力阻尼型)或空气弹簧减振器；
- (2) 当 $5\text{Hz} \leq f_0 < 12\text{Hz}$ 时，宜采用金属弹簧减振器(预应力阻尼型)、空气弹簧减振器或橡胶剪切型减振器；
- (3) 当 $f_0 \geq 12\text{Hz}$ 时，可采用金属弹簧减振器(预应力阻尼型)、空气弹簧减振器、橡胶剪切型减振器或橡胶隔振垫。

8.5.4 冷水机组等重量较大(数吨以上)的设备，可以不设减振台座，设备直接设于减振器之上。

8.5.5 每个设备所配的减振器设置数量宜为 4 个，最多不应超过 6 个，且每个减振器的受力及变形应均匀一致。

8.5.6 振动较大的设备(如风机)吊装时，应采用金属弹簧或金属弹簧—橡胶复合型减振吊钩；振动较小的设备(如风机盘管等)吊装时，若有必要，可采用橡胶减振吊钩。

8.5.7 冷热源机房的上层为噪声和振动要求标准较高的房间时，机房内水管宜采用橡胶减振吊钩吊装。

8.5.8 空调机组可直接采用橡胶隔振垫隔振。