

ICS 93.160

P 59

SL

中华人民共和国水利行业标准

SL 490—2010

替代 **SDJQ 1—84**

**水利水电工程采暖通风与
空气调节设计规范**

**Design code for heating ventilation and air conditioning
of water resources and hydroelectric project**

2010-12-24 发布

2011-03-24 实施

中华人民共和国水利部 发布

中华人民共和国水利部

关于批准发布水利行业标准的公告

2010 年第 49 号

中华人民共和国水利部批准《水利水电工程采暖通风与空气调节设计规范》（SL 490—2010）标准为水利行业标准，现予以公布。

序号	标准名称	标准编号	替代标准号	发布日期	实施日期
1	水利水电工程 采暖通风与空气 调节设计规范	SL 490—2010	SDJQ 1—84	2010.12.24	2011.03.24

二〇一〇年十二月二十四日

前 言

依据水利部水利水电规划设计总院下发的水总科〔2005〕623号文和《水利技术标准编写规定》(SL 1—2002),对《水力发电厂厂房采暖通风和空气调节设计技术规定》(SDJQ 1—84)进行修订。

本标准共12章29节和2个附录,主要技术内容有:总则,术语和符号,室内外空气计算参数,采暖,通风,空气调节,防烟与排烟,节能,防潮,监测与控制,设备、风道、管材及构件,消声与隔振等。

本标准修订的主要内容有:

——增加了“节能”、“防、排烟”、“消声与隔振”、“监测与控制”等章节的内容;

——增加了变制冷剂流量分体式空气调节系统在小型办公区空调系统的应用条款及规定;

——增加了对冷水机组选型范围的要求;

——增加了对土建风道应用的相应规定;

——增加了事故排风等方面的内容;

——对“防潮”、“通风设备及构件”等章节的内容进行了增加和补充。

本标准所替代标准的历次版本:

——《水力发电厂厂房采暖通风和空气调节设计技术规定》(SDJQ 1—84)。

本标准批准部门:中华人民共和国水利部

本标准主持机构:水利部水利水电规划设计总院

本标准解释单位:水利部水利水电规划设计总院

本标准主编单位:长江勘测规划设计研究院

本标准出版单位:中国水利水电出版社

本标准主要起草人：李光华 刘景旺 吴云翔 王迪良

耿长元 郭建辉

本标准审查会议技术负责人：温续余 李学勤

本标准体例格式审查人：曹 阳

目 次

1	总则	7
2	术语和符号	8
2.1	术语	8
2.2	符号	9
3	室内外空气计算参数	12
3.1	室内空气计算参数	12
3.2	室外空气计算参数	13
4	采暖	17
4.1	一般规定	17
4.2	热负荷	19
4.3	采暖设施	21
5	通风	23
5.1	一般规定	23
5.2	自然通风	24
5.3	机械通风	24
5.4	事故排风	26
6	空气调节	28
6.1	一般规定	28
6.2	负荷计算	29
6.3	空气调节系统	32
6.4	空气调节冷热水及冷凝水系统	33
6.5	气流组织	35
6.6	空气处理	36
6.7	机械制冷	38
7	防烟与排烟	40

7.1	一般规定	40
7.2	机械防烟	40
7.3	机械排烟	41
8	节能	44
9	防潮	46
10	监测与控制	47
10.1	一般规定	47
10.2	监测、联锁与信号显示	47
10.3	调节与控制	49
11	设备、风道、管材及构件	50
11.1	设备	50
11.2	风道、管材及构件	51
12	消声与隔振	52
12.1	一般规定	52
12.2	消声与隔声	52
12.3	隔振	53
附录 A	室外气象参数根据海拔高程差的修正方法	54
附录 B	室外空气计算温度的简化统计方法	56
	标准用词说明	58

1 总 则

1.0.1 为在水利水电工程的采暖通风与空气调节设计中贯彻执行国家技术经济政策，使工程设计项目做到技术先进，经济合理，提高劳动生产率，特制订本标准。

1.0.2 本标准适用于新建、改建和扩建的大、中型水利水电工程（含通航建筑物、大、中型泵站及闸站等）的采暖通风与空气调节设计。

1.0.3 水利水电工程采暖通风与空气调节设计应结合水利水电工程的特点，合理利用天然资源（水库水、下游尾水、发电机组余热、廊道风等）。在设计中应优先采用新技术、新工艺、新设备、新材料。

1.0.4 当水利水电工程分期建设时，采暖通风与空气调节系统设计应兼顾分期建设和分期投产的需要。

1.0.5 本标准引用的主要标准有：

《排烟防火阀的试验方法》（GB 15931—1995）

《采暖通风与空气调节设计规范》（GB 50019—2003）

《公共建筑节能设计标准》（GB 50189—2005）

《通风与空调工程施工质量验收规范》（GB50243—2002）

1.0.6 水利水电工程采暖通风与空气调节设计除执行本标准外，尚应符合国家现行有关标准的要求。

2 术语和符号

2.1 术语

2.1.1 采暖 heating

使室内获得热量并保持一定温度，以达到适宜的生活条件或工作条件的技术，也称供暖。

2.1.2 辐射采暖 radiant heating

以辐射传热为主的采暖方式。

2.1.3 热风采暖 warm-air heating

利用热空气作媒质的对流采暖方式。

2.1.4 通风 ventilation

为改善生产和生活环境条件，采用自然或机械方法，对某一空间进行换气，以造成卫生、安全等适宜空气环境的技术。

2.1.5 自然通风 natural ventilation

在室内外空气温差、密度差和风压作用下实现室内换气的通风方式。

2.1.6 机械通风 mechanical ventilation

利用通风机械实现换气的通风方式。

2.1.7 事故排风 emergency exhaust

事故时或事故后排除生产房间内发生事故时突然散发的大量有害物质、有爆炸危险的气体、蒸气或烟气的通风方式。

2.1.8 气流组织 air distribution

对室内空气的流动形态和分布进行合理组织，以满足空气调节房间对空气温度、湿度、流速、洁净度及舒适感等方面的要求。

2.1.9 排烟 smoke extraction

指火灾发生时，为了人员疏散的需要，排除火灾发生时散发的烟气。

2.1.10 防烟 smoke control

特指火灾发生时,为防止烟气侵入作为疏散通道的防烟楼梯间、封闭避难层、消防电梯间前室或合用前室等所采取的措施。

2.1.11 空气调节 air conditioning

使房间或封闭空间内的空气温度、湿度、洁净度和气流速度等参数达到给定要求的技术。

2.1.12 分层空气调节 stratificated air conditioning

特指仅使高大空间下部工作区域的空气参数满足设计要求的空气调节方式。

2.1.13 全空气空气调节系统 all-air air conditioning system

空气调节房间的热湿负荷全部由空气处理设备处理过的空气负担的空气调节系统。

2.1.14 变制冷剂流量多联分体式空气调节系统 variable refrigerant volume split air conditioning system

一台或一组室外空气源制冷或热泵机组配置多台室内机,通过改变制冷剂流量适应各房间负荷变化的直接膨胀式空气调节系统。

2.2 符 号

- B ——大气压力;
- CL ——冷负荷,逐时冷负荷;
- D ——围护结构热惰性指标;
- d ——空气的含湿量;
- F ——面积;
- H ——高度,高程;
- h ——肋高;
- J_F ——太阳总辐射强度的日平均值;
- K ——传热系数;
- n ——建筑物的楼层数;
- p_b ——饱和水蒸气压力;

- Q ——冷、热量；
 R_0 ——围护结构传热阻；
 $R_{0,\min}$ ——围护结构的最小传热阻；
 R_j ——围护结构本体的热阻；
 R_n ——围护结构内表面换热阻；
 R_w ——围护结构外表面换热阻；
 s ——肋间净距；
 t_0 ——工程所在地区邻近气象站的空气干球温度；
 t_d ——屋顶下的温度；
 t_g ——工作地点的温度；
 t_i ——工程所在地区的空气干球温度；
 t_1 ——室内计算温度和相对湿度状况下的露点温度；
 t_{1p} ——累年最冷月平均温度；
 t_{1s} ——邻室计算平均温度；
 t_{\max} ——累年极端最高温度；
 t_n ——室内计算温度；
 t_{np} ——室内平均温度；
 $t_{p,\min}$ ——累年最低日平均温度；
 t_{rp} ——累年最热月平均温度；
 t_{sh} ——夏季空气调节室外计算逐时温度；
 $t_{s,\max}$ ——与累年极端最高温度和最热月平均相对湿度相对应的湿球温度；
 t_{srp} ——与累年最热月平均温度和平均相对湿度相对应的湿球温度；
 t_w ——冬季围护结构室外计算温度；
 t_{wd} ——冬季通风室外计算温度；
 t_{wf} ——夏季通风室外计算温度；
 t_{wg} ——夏季空气调节室外计算干球温度；
 t_{wk} ——冬季空气调节室外计算温度；
 t_{wl} ——外窗的逐时冷负荷计算温度；

t_{wn} ——采暖室外计算温度；
 t_{wp} ——夏季空气调节室外计算日平均温度；
 t_{wr} ——夏季最热月室外日平均温度；
 t_{yp} ——室外空气温度的年平均值；
 t_{zp} ——夏季空气调节室外计算日平均综合温度；
 Δt_H ——温度梯度；
 Δt_{is} ——邻室计算平均温度与夏季空气调节室外计算日平均温度的差值；
 Δt_r ——夏季室外计算平均日较差；
 Δt_y ——冬季室内计算平均与围护结构内表面温度的允许温差；
 Y_h ——温度递减率(沿海拔)；
 α ——围护结构温差修正系数；
 α_n ——围护结构内表面换热系数；
 α_w ——围护结构外表面换热系数；
 β ——室外温度逐时变化系数；
 ρ ——围护结构外表面面对太阳辐射热的吸收系数；
 θ_{wd} ——夏季室外空气温度的日波幅；
 θ_{wy} ——室外空气温度的年波幅；
 Φ_i ——相对湿度。

3 室内室外空气计算参数

3.1 室内空气计算参数

3.1.1 工程各部位冬季室内空气温度，应按表 3.1.1 采用。

表 3.1.1 工程各部位冬季室内空气温度 单位:℃

生产场所	室内温度	
	发电机组或电动机 正常运行时期	发电机组或电动机 停机或检修时期
水电站主厂房发电机层、泵站主泵房 电机层	≥10	≥5
水电站主厂房间层、水轮机层、泵 站一般辅机房	≥10	≥5
水泵房、主阀操作室、卷扬机室、启 闭机室、气体灭火系统钢瓶室、电缆夹 层(室)	≥5	≥5
油库、油处理室、蓄电池室、酸室	≥10	≥5
SF ₆ 全封闭组合开关室、充电机室、 阀组室	≥10	≥5
空压机室及气罐室、技术供水室(层)	≥10	≥5
机械修理间、电气修理间、电工试验 室、电气焊间、桥机驾驶室	≥14	≥14
电站、通航建筑物及泵站中控室、大 坝集控室	16~24	16~24
继电保护盘室、计算机室、载波机室、 通信室	16~24	16~24
办公室、值班室、电梯机房	16~24	16~24

3.1.2 工艺无特殊要求的工程各部位，夏季室内空气温度应根据工程所在地夏季通风室外计算温度与工作地点的允许温差确

定，不应超过表 3.1.2 的规定。

表 3.1.2 工艺无特殊要求的工程各部位夏季室内空气温度

单位：℃

夏季通风室外计算温度	≤22	23	24	25	26	27	28	29~32	≥33
允许温差	10	9	8	7	6	5	4	3	2
室内温度	≤32	32	32	32	32	32	32	32~35	35

3.1.3 采用舒适性空气调节的部位及房间，室内空气计算参数可按表 3.1.3 采用。

表 3.1.3 舒适性空气调节的部位及房间室内空气计算参数

参数	冬季	夏季
温度 (℃)	18~24	22~28
风速 (m/s)	≤0.2	≤0.3
相对湿度 (%)	30~60	40~65

3.1.4 工艺设备对室内空气参数有特殊要求时，应按工艺设备的要求确定室内空气计算参数。

3.1.5 建筑物室内空气应符合国家现行的有关室内空气质量、污染物浓度控制等卫生标准的要求。

3.2 室外空气计算参数

3.2.1 地面式建筑围护结构热工计算时，室外空气计算参数应按如下统计方法确定：

- 1 冬季采暖室外计算温度应采用历年平均不保证 5 天的日平均温度。
- 2 冬季通风室外计算温度应采用累年最冷月平均温度。
- 3 冬季空气调节室外计算温度应采用历年平均不保证 1 天的日平均温度。
- 4 冬季空气调节室外计算相对湿度应采用累年最冷月平均相对湿度。
- 5 夏季通风室外计算温度应采用历年最热月 14 时的月平均

温度的平均值。

6 夏季通风室外计算相对湿度应采用历年最热月 14 时的月平均相对湿度的平均值。

7 夏季空气调节室外计算干球温度应采用历年平均不保证 50 小时的干球温度。

8 夏季空气调节室外计算湿球温度应采用历年平均不保证 50 小时的湿球温度。

9 夏季空气调节室外计算日平均温度应采用历年平均不保证 5 天的日平均温度。

10 夏季空气调节室外计算逐时温度可按式 (3.2.1-1)、式 (3.2.1-2) 确定：

$$t_{sh} = t_{wp} + \beta \Delta t_r \quad (3.2.1-1)$$

$$\Delta t_r = \frac{t_{wg} - t_{wp}}{0.52} \quad (3.2.1-2)$$

式中 t_{sh} ——夏季空气调节室外计算逐时温度, °C；

t_{wp} ——夏季空气调节室外计算日平均温度, °C，按本条第 9 款采用；

β ——室外温度逐时变化系数，按表 3.2.1 采用；

Δt_r ——夏季室外计算平均日较差，按式 (3.2.1-2) 计算；

t_{wg} ——夏季空气调节室外计算干球温度, °C，按本条第 7 款采用。

表 3.2.1 室外温度逐时变化系数

时刻	1	2	3	4	5	6
β	-0.35	-0.38	-0.42	-0.45	-0.47	-0.41
时刻	7	8	9	10	11	12
β	-0.28	-0.12	0.03	0.16	0.29	0.40
时刻	13	14	15	16	17	18
β	0.48	0.52	0.51	0.43	0.39	0.28

表 3.2.1 (续)

时刻	19	20	21	22	23	24
β	0.14	0.00	-0.10	-0.17	-0.23	-0.26

3.2.2 地下式建筑围护结构热工计算时, 室外空气计算温度应按以下统计方法确定:

- 1 冬季通风室外计算温度, 按 3.2.1 条第 2 款采用。
- 2 夏季通风室外计算温度, 按 3.2.1 条第 5 款采用。
- 3 夏季最热月室外日平均温度, 应采用累年最热月的月平均温度。

4 室外空气温度的年平均值, 可采用夏季最热月室外日平均温度与冬季通风室外计算温度两者之和的 1/2 值, 按式 (3.2.2-1) 计算:

$$t_{yp} = \frac{t_{wr} + t_{wd}}{2} \quad (3.2.2-1)$$

式中 t_{yp} ——室外空气温度的年平均值, °C;

t_{wr} ——夏季最热月室外日平均温度, °C;

t_{wd} ——冬季通风室外计算温度, °C。

5 室外空气温度的年波幅, 可采用夏季最热月室外日平均温度与冬季通风室外计算温度二者之差的 1/2 值, 按式 (3.2.2-2) 计算:

$$\theta_{wy} = \frac{t_{wr} - t_{wd}}{2} \quad (3.2.2-2)$$

式中 θ_{wy} ——室外空气温度的年波幅, °C;

其他符号意义同式 (3.2.2-1)。

6 夏季室外空气温度的日波幅, 应采用夏季通风室外计算温度与夏季最热月室外日平均温度的差值, 按式 (3.2.2-3) 计算:

$$\theta_{wd} = t_{wf} - t_{wr} \quad (3.2.2-3)$$

式中 θ_{wd} ——夏季室外空气温度的日波幅, °C;

t_{wf} ——夏季通风室外计算温度, °C;

t_{wr} ——夏季最热月室外日平均温度,℃。

3.2.3 冬季室外平均风速,应采用累年最冷 3 个月各月平均风速的平均值。冬季室外最多风向的平均风速,应采用累年最多风向(静风除外)的各月平均风速的平均值。

夏季室外平均风速,应采用累年最热 3 个月各月平均风速的平均值。

3.2.4 冬季最多风向及其频率,应采用累年最冷 3 个月的最多风向及其平均频率。

夏季最多风向及其频率,应采用累年最热 3 个月的最多风向及其平均频率。

年最多风向及其频率,应采用累年最多风向及其平均频率。

3.2.5 冬季室外大气压力,应采用累年最冷 3 个月各月平均大气压力的平均值。

夏季室外大气压力,应采用累年最热 3 个月各月平均大气压力的平均值。

3.2.6 室外空气计算参数的统计年份,宜取工程所在地区近 30 年的气象资料。不足 30 年者,应按实有年份采用,但不应少于 10 年。少于 10 年时,应对气象资料进行修正。

3.2.7 工程所在地无气象台站时,可采用邻近地区气象台站资料,并按照附录 A 进行修正。

3.2.8 当地气象站气象资料不够完整,按本节规定进行统计有困难时,冬、夏季室外计算温度可按附录 B 的简化统计方法确定。

4 采 暖

4.1 一般规定

- 4.1.1** 冬季室内温度达不到表 3.1.1 要求时，应设置采暖设施。
- 4.1.2** 采暖方式的选择应根据工程所在地区气象条件、生产要求、环保等经过技术经济比较确定。
- 4.1.3** 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，且应符合国家现行有关节能标准的规定。
- 4.1.4** 围护结构的最小传热阻，应按式（4.1.4）确定：

$$R_{0,\min} = \frac{\alpha(t_n - t_w)}{\Delta t_y \alpha_n} \quad (4.1.4)$$

- 式中 $R_{0,\min}$ ——围护结构的最小传热阻，(m²·℃)/W；
- t_n ——冬季室内计算温度，℃，按表 3.1.1 或人员、设备要求采用；
- t_w ——冬季围护结构室外计算温度，℃，按 4.1.5 条确定；
- α ——围护结构温差修正系数，按表 4.1.4—1 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，℃，按表 4.1.4—2 采用；
- α_n ——围护结构内表面换热系数，W/(m²·℃)，按表 4.1.4—3 采用。

表 4.1.4—1 温差修正系数 α

围护结构特征	α
外墙、屋顶、地面以及与室外空气相通的楼板等	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
非采暖地下室上面的楼板、外墙上有关窗时	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

表 4.1.4—1 (续)

围护结构特征	α
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—2 允许温差 Δt_y 值

单位: °C

建筑物及房间类别	外墙	屋顶
室内空气干燥的主厂房、主泵间、通航建筑物的主操作间等	8	7
与上述部位相邻或独立的辅助性建筑物	7.0	5.5
室内空气潮湿的各生产部位或房间	$t_n - t_1$	$0.8(t_n - t_1)$
室内散热量大于 23W/m^3 ，且计算相对湿度不大于 50% 的各生产部位或房间	12.0	12.0

表 4.1.4—3 内表面换热系数 α_n 和换热阻值 R_n

围护结构内表面特性	$\alpha_n [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})]$	$R_n [(\text{m}^2 \cdot \text{C})/\text{W}]$
墙、地面、表面平整或有肋状突出物的顶棚，当 $h/s \leq 0.3$ 时	8.7	0.115
有肋状突出物的顶棚，当 $h/s > 0.3$ 时	7.6	0.132

4.1.5 确定围护结构最小传热阻时，冬季围护结构室外计算温度 t_w 应根据围护结构热惰性指标 D 值按表 4.1.5 采用。

表 4.1.5 冬季围护结构室外计算温度

围护结构类型	热惰性指标 D 值	t_w 的取值(°C)
I	>6.0	$t_w = t_{wn}$
II	4.1~6.0	$t_w = 0.6t_{wn} + 0.4t_{p.min}$
III	1.6~4.0	$t_w = 0.3t_{wn} + 0.7t_{p.min}$
IV	≤ 1.5	$t_w = t_{p.min}$

4.1.6 围护结构的传热阻应按式 (4.1.6-1) 或式 (4.1.6-2) 计算:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_n} + R_j + \frac{1}{\alpha_w} \quad (4.1.6-1)$$

$$R_0 = R_n + R_j + R_w \quad (4.1.6-2)$$

式中 R_0 ——围护结构传热阻, ($\text{m}^2 \cdot \text{C}^\circ$) / W;

α_n ——围护结构内表面换热系数, W / ($\text{m}^2 \cdot \text{C}^\circ$), 按表 4.1.4-3 采用;

R_n ——围护结构内表面换热阻, ($\text{m}^2 \cdot \text{C}^\circ$) / W, 按表 4.1.4-3 采用;

α_w ——围护结构外表面换热系数, W / ($\text{m}^2 \cdot \text{C}^\circ$), 按表 4.1.6 采用;

R_w ——围护结构外表面换热阻, ($\text{m}^2 \cdot \text{C}^\circ$) / W, 按表 4.1.6 采用;

R_j ——围护结构本体 (包括单层或多层材料层及封闭的空气间层) 的热阻, ($\text{m}^2 \cdot \text{C}^\circ$) / W。

表 4.1.6 外表面换热系数 α_w 和换热阻值 R_w

室外冬季平均风速(m/s)	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
α_w [W/($\text{m}^2 \cdot \text{C}^\circ$)]	14.0	15.1	17.5	19.8	22.1	24.4	26.8	29.7
R_w [($\text{m}^2 \cdot \text{C}^\circ$)/W]	0.071	0.066	0.057	0.051	0.045	0.041	0.037	0.034

4.2 热 负 荷

4.2.1 冬季采暖通风系统的热负荷, 应根据建筑物下列散失和获得热量确定:

- 围护结构的耗热量;
- 加热由门窗缝隙渗入室内的冷空气的耗热量;
- 加热由门、孔洞及相邻房间侵入室内的冷空气的耗热量;

- 水蒸发的耗热量；
- 通风耗热量；
- 机电设备最小负荷时的放热量。

4.2.2 计算室内机电设备的散热量时，应考虑设备的实耗系数、时间利用系数及效率。

4.2.3 围护结构的耗热量应包括基本耗热量和附加耗热量。

4.2.4 围护结构的基本耗热量，应按式（4.2.4）计算：

$$Q = \alpha FK(t_n - t_{wn}) \quad (4.2.4)$$

式中 Q ——围护结构的基本耗热量，W；

F ——围护结构的面积， m^2 ；

K ——围护结构的传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

α ——围护结构温差修正系数，按表 4.1.4—1 确定；

t_n ——冬季室内计算温度， $^\circ C$ ，按表 3.1.1 或人员、设备要求采用；

t_{wn} ——采暖室外计算温度， $^\circ C$ ，按 3.2.1 条第 1 款采用。

4.2.5 计算围护结构耗热量时，冬季室内计算温度应按本标准 3.1.1 条采用，但层高大于 4m 的部位应符合下列规定：

- 1 地面，应采用工作地点的温度。
- 2 墙、窗和门，应采用室内平均温度。
- 3 屋顶和高位的窗，应采用屋顶下的温度。
- 4 屋顶下的温度，可按式（4.2.5—1）计算：

$$t_d = t_g + \Delta t_H(H-2) \quad (4.2.5-1)$$

式中 t_d ——屋顶下的温度， $^\circ C$ ；

t_g ——工作地点的温度，按表 3.1.1 或人员、设备的要求采用， $^\circ C$ ；

Δt_H ——温度梯度， $^\circ C/m$ ；

H ——房间高度，m。

- 5 室内平均温度，应按式（4.2.5—2）计算：

$$t_{np} = \frac{t_d + t_g}{2} \quad (4.2.5-2)$$

式中 t_{np} ——室内平均温度, °C。

4.2.6 围护结构的附加耗热量应按其占基本耗热量的百分率确定, 各项附加(或修正)百分率宜按下列规定数值选用:

1 朝向修正率, 北、东北、西北为 0~10%, 东、西为 -5%, 东南、西南为 -10%~-15%, 南为 -15%~-30%。

2 建筑在河边、旷野上或厂区内特别高出的建筑物, 垂直的外围护结构风力附加率为 5%~10%。

3 外门附加率, 当其楼层数为 n 时, 一道门为 $65\% \times n$, 两道门(有门斗)为 $80\% \times n$, 三道门(两个门斗)为 $60\% \times n$, 主厂房(主电机间等)进厂大门为 500%。

4 房间高度大于 4m 时, 每高出 1m 高度应附加 2%, 但总的高度附加率一般不大于 15%。

4.2.7 加热由门窗缝隙渗入的冷空气的耗热量, 应根据建筑物门窗构造、门窗朝向、热压和室外风速等因素确定, 按 GB 50019—2003附录 D 进行计算。

4.2.8 地下式或坝内式建筑物、外围护结构厚度超过 2m 的地面封闭式建筑物, 冬季采暖可不计算围护结构的耗热量。

4.3 采暖设施

4.3.1 水利水电工程可采用热风采暖、电暖器采暖、电热水锅炉加末端装置组成的热水系统采暖、电辐射采暖等方式。

4.3.2 密闭式风冷发电机可直接从冷却器前开设热风口引出热风, 并在发电机外罩上开设补风口。热风口应装置可调节风量的阀门, 补风口应设置过滤器。

放热风的风量按发电机组冷却循环通风量的 3%~10% 计算, 强制放热风时可不受此限制。

4.3.3 蓄电池室、油处理室应采用密封式电暖器或密闭式电加热器热风采暖, 不应采用开敞式电热器采暖。

4.3.4 空间高大的房间采暖宜选用高、中温电辐射板，电辐射板的安装高度不应低于 **3m**。

4.3.5 集中送风热风采暖系统的送风口设置在地面 **3.5 m** 以上时，送风温度不宜超过 **50℃**，送风口宜装置向下倾斜导流板。送风口设在下部时，送风温度不宜超过 **35℃**。

5 通 风

5.1 一 般 规 定

- 5.1.1** 地面式建筑物的通风应优先采用自然通风，当自然通风达不到室内温度、卫生、工艺的要求时，可采用机械通风或自然与机械联合通风。
- 5.1.2** 地面式建筑物在布置时宜考虑减少西晒。以自然通风为主的地面式建筑物，其进风面宜按夏季最有利的风向布置。
- 5.1.3** 炎热地区的地面式建筑物应考虑遮阳措施，应加强屋顶的隔热层或采用通风屋顶。
- 5.1.4** 地下式建筑物在有条件利用对外联系的洞廊及竖井形成热压差，使空气对流并能满足室内的换气要求时，可采用自然通风或局部自然通风的方式。
- 5.1.5** 采用机械通风的地下式建筑物，宜兼顾实现局部性和（或）季节性自然通风的可能，并为此创造有利条件。
- 5.1.6** 地下式建筑物宜尽量利用已有的对外联系洞廊作为通风道，当仍不能满足通风要求时，再设置专用通风道。兼作通风道的交通道，其气流速度不宜大于 3m/s 。
- 5.1.7** 通风系统设计应考虑防尘、防虫、防雨水、防泄洪水雾的措施。
- 5.1.8** 通风系统设计应考虑水轮发电机组检修时的临时通风措施。
- 5.1.9** 卫生间及生活污水处理室、盥洗室、浴室等散发有害气体和水蒸气的辅助生活间应设置自然通风或单独的机械排风，通风量应按换气次数不小于 10 次/h 确定。当受建筑结构或工艺布置的限制，须设置与其他场所合用的机械排风时，应有防止有害气体和水蒸气窜入其他场所的措施。
- 5.1.10** 地下式或封闭式建筑物通风系统的主通风设备不宜少于

两台（套），通风系统的进、排风口宜考虑备用。

5.1.11 产生余热、余湿场所的通风量应按各场所的余热量、余湿量的需要计算确定。

5.1.12 通风系统的室内送风口应靠近工作区或热、蒸汽、有害物质产生量较少的区域，室内吸风口应靠近热、蒸汽或有害物质较多的区域。室内风口的布置还应避免形成送、排风短路和气流死角。

5.2 自然通风

5.2.1 自然通风的气流组织通常有以下几种方式，可根据通风的需要和建筑及工艺的不同布置分别选用：

——迎风面窗户进风，背风面窗户排风，即“穿堂风”；

——低窗进风，高窗排风；

——厂房大门进风，高窗排风，即“高窗自然通风”；

——专用或兼用进风洞进风，专用或兼用排风洞排风。

5.2.2 自然通风设计应根据 GB 50019—2003 附录 F 的规定计算确定通风量和进、排风窗的面积。

5.2.3 地面式建筑物夏季自然通风的进风窗，其下缘距室内地面的高度不宜大于 2m。寒冷地区的地面式建筑物，冬季自然通风用的进风口，当其下缘距室内地面的高度小于 4m 时，应采取防止冷风吹向工作地点的措施。

5.2.4 自然通风的排风窗（或排风口）应避开夏季主导风向的正压区。

5.2.5 自然通风应采用阻力系数小的进、排风口或窗扇，且应设置便于操作和维修的开关装置。

5.2.6 地下式建筑物利用母线竖井、出线洞等竖井进行自然通风时，应在竖井的进风口处或其他合适部位设置带风量调节装置的自动复位防火调节阀。

5.3 机械通风

5.3.1 设置集中采暖且有机械排风的建筑物，当采用自然补风

不能满足室内卫生条件或在技术经济上不合理时，宜设置机械送风系统。设置机械送风系统时，应进行风量平衡及热平衡计算。

5.3.2 选择机械送风系统的空气加热器时，室外计算温度应采用采暖室外计算温度；当其用于补偿消除余热、余湿用全面排风耗热量时，应采用冬季通风室外计算温度。

5.3.3 机械通风系统进风口的位置应符合下列要求：

- 1 应设在室外空气比较洁净的地点，且宜避开泄洪水雾区。
- 2 应设在排风口的上风侧，且应低于排风口。
- 3 夏季用的进风口宜设在建筑物的背阴处。
- 4 进风口的底部距室外地坪不宜低于 **2m**，当布置于绿化地带时，不宜低于 **1m**。

5.3.4 主通风机房的设置应满足通风系统对布置的要求，且不宜靠近中央控制室、通信室、计算机室等场所。

5.3.5 选择通风机时，考虑到漏风等因素，其风量和压力应比系统计算风量、压力增加适当的安全附加值。通风机的选用设计工况应处于高效率区。

5.3.6 当通风系统的风量或阻力较大，采用单台通风机不能满足使用要求时，可采用两台或两台以上同型号、同性能的通风机并联或串联安装，其联合工况下的风量和压力应按通风机和管道的特性曲线确定。不同型号、不同性能的通风机不宜并联或串联安装。

5.3.7 油罐室、油处理室、蓄电池室、储酸室的通风宜符合下列规定：

- 1 采用机械排风、自然进风，使室内保持负压。
- 2 油罐室、油处理室的吸风口宜分别布置于房间上部和下部，上部排出总排风量的 **1/3**，下部排出总排风量的 **2/3**。蓄电池室的吸风口应布置于房间上部。
- 3 位于房间上部的吸风口，风口的上缘至顶棚平面或屋顶的距离不大于 **0.4m**；位于房间下部的吸风口，风口的下缘至地板间距不大于 **0.3m**。

4 最小通风量可按表 5.3.7 所列的换气次数计算确定。

表 5.3.7 油罐室、油处理室、蓄电池室、储酸室的最小通风换气次数

场所名称	最小通风换气次数 (次/h)	场所名称	最小通风换气次数 (次/h)
油罐室	3	阀控式密封铅酸蓄电池室	3
油处理室	6	储酸室	5
防酸隔爆铅酸蓄电池室	6		

5.3.8 油罐室、油处理室、蓄电池室、储酸室的排风系统应单独设置，排风机应选择防腐、防爆型风机。

5.3.9 产生有害物场所的通风量可按表 5.3.9 规定的经验换气次数计算确定。

表 5.3.9 产生有害物场所的最小通风换气次数

场所名称	最小通风换气次数(次/h)
六氟化硫全封闭组合电器室	2
气体灭火系统钢瓶室	2~4
气体灭火系统保护区	1~2
细水雾灭火系统钢瓶室及保护区	1~2

5.3.10 通风系统风管（道）内的风速宜按表 5.3.10 采用。

表 5.3.10 风管（道）内的风速 单位：m/s

风管（道）类别	钢管及非金属风管	砖及混凝土风道
干管	6~14	4~12
支管	2~8	2~6

5.4 事故排风

5.4.1 下列场所应设置事故排风：

1 正常运行时只有少量渗漏，一旦发生事故时可能突然大量散发有害气体或爆炸危险气体的场所。

2 有较大火灾危险、但平时无人或可（需）与其他场所隔离封闭后进行灭火的场所。

5.4.2 事故排风的设置要求如下：

1 事故排风系统宜由平时使用的排风系统兼顾，但在事故发生时，应保证能提供足够的通风换气量。

2 事故排风系统的通风量不应小于表 5.4.2 所规定的换气次数。

表 5.4.2 设置事故排风场所的换气次数 单位：次/h

场所名称	换气次数
六氟化硫全封闭组合电器室	4
气体灭火系统钢瓶室	12~15
气体灭火系统防护区	5
细水雾灭火系统钢瓶室及防护区	5
含油电器设备室、大型电缆室（廊道、夹层）	4~6
油罐室、油处理室、储酸室、蓄电池室	6~8

3 六氟化硫全封闭组合电器室、七氟丙烷气体灭火系统、二氧化碳气体灭火系统的钢瓶室及防护区的事故排风，其吸风口应布置在房间底部或下部；混合气体（IG541）灭火系统、细水雾灭火系统的钢瓶室及防护区的事故排风，其吸风口应布置在房间上部。排风口上、下缘至房间的屋顶或地板间距同 5.3.7 条第 3 款规定。

4 事故排风的通风机应分别在室内、外便于操作的地点设置电器开关。

5 事故排风的排风口应与机械通风系统的进风口保持水平距离 20m 以上或高出进风口 6m 以上，不应布置在人员经常停留或经常通行的地点及朝向室外空气动力阴影区和正压区。

6 空气调节

6.1 一般规定

6.1.1 符合下列条件之一时，应设置空气调节：

——夏季采用自然通风或机械通风达不到表 3.1.2 规定的室内空气温度要求或采用自然通风或机械通风虽能达到表 3.1.2 规定的室内空气温度要求但不经济时；

——有人员长期值班的房间或部位，采用采暖通风达不到人体舒适标准或室内热、湿环境要求时；

——采用采暖通风达不到机电设备对室内温度、湿度、洁净度等要求时。

6.1.2 当采用局部区域空气调节能满足要求时，不应采用全室性空气调节。

6.1.3 水电站利用水库深层水为空气调节冷源时，取水口宜设置在水轮机进水口底槛高程以下，淤积高程以上，且应设有备用取水口及过滤装置。

6.1.4 地下式建筑物应计算地下进风道对进风温、湿度的调节作用。

6.1.5 采用空气调节的区域，室内宜保持 5~10Pa 的正压。

6.1.6 空气调节的房间宜集中布置，室内温度、湿度基数和使用要求相近的空调房间宜相邻布置。

6.1.7 采用空气调节的建筑物，其围护结构的最大传热系数 K 值，应符合表 6.1.7 的要求。

表 6.1.7 围护结构最大传热系数 K 值

单位： $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$

冷源的类别	屋盖	顶棚	外墙	内墙或楼板
机械冷源	0.8	0.9	1.0	1.2
天然冷源	1.0	1.2	1.5	2.0

6.1.8 采用全面空气调节的建筑物，对开启频繁的外门宜设置空气幕或门斗。

6.2 负荷计算

6.2.1 除方案设计或初步设计阶段进行必要的估算外，应对空气调节区进行逐项逐时的冷负荷计算。

6.2.2 采用空气调节的部位，夏季计算得热量应根据下列各项确定：

- 地面式建筑物通过围护结构传入的热量；
- 地面式建筑物透过外窗进入的太阳辐射热量；
- 人体散热量；
- 照明散热量；
- 机电设备的散热量；
- 渗透空气带入的热量；
- 伴随各种散湿过程产生的潜热量。

6.2.3 空气调节区的夏季冷负荷应根据各项得热量的种类和性质及空气调节区的蓄热特性分别进行计算。

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

6.2.4 计算围护结构传热量时，室外或邻室计算温度，宜按下列情况分别确定：

1 对于外窗，采用室外计算逐时温度，按式（3.2.1-1）计算。

2 对于非轻型结构的外墙和屋顶，室外计算温度可采用室外计算日平均综合温度，按式（6.2.4-1）计算：

$$t_{zp} = t_{wp} + \frac{\rho J_p}{\alpha_w} \quad (6.2.4-1)$$

式中 t_{zp} ——夏季空气调节室外计算日平均综合温度，℃；

J_p ——围护结构所在朝向太阳总辐射强度的日平均值， W/m^2 ，按 GB 50019—2003 附录 A 采用；

t_{wp} ——夏季空气调节室外计算日平均温度， $^{\circ}C$ ，按 3.2.1 条第 9 款采用；

ρ ——围护结构外表面对于太阳辐射热的吸收系数；

α_w ——围护结构外表面换热系数， $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ 。

3 对于隔墙、楼板等内围护结构，当邻室为非空气调节房间时，采用邻室计算平均温度，按式 (6.2.4—2) 计算：

$$t_{ls} = t_{wp} + \Delta t_{ls} \quad (6.2.4-2)$$

式中 t_{ls} ——邻室计算平均温度， $^{\circ}C$ ；

t_{wp} ——夏季空气调节室外计算日平均温度， $^{\circ}C$ ，按 3.2.1 条第 9 款采用；

Δt_{ls} ——邻室计算平均温度与夏季空气调节室外计算日平均温度的差值， $^{\circ}C$ ，可按表 6.2.4 采用。

表 6.2.4 温差 Δt_{ls}

邻室散热量 (W/m^2)	Δt_{ls} ($^{\circ}C$)
很少 (如办公室和走廊)	0~2
<23	3
23~116	5

6.2.5 外窗温差传热形成的逐时冷负荷，宜按式 (6.2.5) 计算：

$$CL = KF(t_{wl} - t_n) \quad (6.2.5)$$

式中 CL ——外窗温差传热形成的逐时冷负荷， W ；

K ——外窗的传热系数， $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ ；

F ——外窗的面积， m^2 ；

t_{wl} ——外窗的逐时冷负荷计算温度， $^{\circ}C$ ，根据建筑物的地理位置和空气调节房间的蓄热特性，按 3.2.1 条第 10 款确定的 t_{sh} 值，通过计算确定；

t_n ——夏季空气调节室内计算温度， $^{\circ}C$ 。

6.2.6 外墙或屋顶传热形成的冷负荷，宜按式（6.2.6）计算：

$$CL = KF(t_{zp} - t_n) \quad (6.2.6)$$

式中 CL ——外墙或屋顶传热形成的冷负荷， W ；

K ——外墙或屋顶的传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

F ——外墙或屋顶的面积， m^2 ；

t_{zp} ——夏季空气调节室外计算日平均综合温度， $^\circ C$ ，根据建筑物位置、朝向和构造、外表面颜色和粗糙程度、空气调节房间的蓄热特性，按式（6.2.4-1）计算确定；

t_n ——夏季空气调节室内计算温度， $^\circ C$ 。

6.2.7 空气调节区与邻室的夏季温差大于 $3^\circ C$ 时，宜按式（6.2.7）计算通过隔墙、楼板等内围护结构传热形成的冷负荷：

$$CL = KF(t_{is} - t_n) \quad (6.2.7)$$

式中 CL ——内围护结构传热形成的冷负荷， W ；

K ——内围护结构的传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

F ——内围护结构的面积， m^2 ；

t_{is} ——邻室计算平均温度， $^\circ C$ ；

t_n ——夏季空气调节室内计算温度， $^\circ C$ 。

6.2.8 透过玻璃窗进入空气调节区的太阳辐射热量，应根据当地的太阳辐射照度、外窗的构造、遮阳设施的类型以及附近高大建筑物、山体遮挡等影响因素，通过计算确定。

6.2.9 透过玻璃窗进入空气调节区的太阳辐射热形成的冷负荷，应根据 6.2.8 条计算出的太阳辐射热量，按外窗遮阳设施的类型、室内空气分布特点以及空气调节区蓄热特性等因素，通过计算确定。

6.2.10 地下式建筑物夏季空气调节的冷负荷，应通过地下围护结构的热工计算确定。

利用地下进风洞进风时，空气与地下进风洞壁的热交换，使室外空气温度的年波幅和日波幅发生衰减，应以进风洞末端的空气温度参数作为地下式建筑物进风的空气参数。

当地下式建筑物周围岩石温度较高，对室内传热量较大时，夏季空气调节的冷负荷应计算地下式建筑物夏季围护结构的传热量。

对室内发热强度较大的房间，如地下主变压器室（洞）、母线室（洞）、厂用电变压器室、电抗器室等，经过长期运行后围护结构夏季吸热量占设备散热量的比率很小，可不考虑围护结构吸热量。

6.2.11 确定设备、照明和人体等散热形成的冷负荷，应根据不同情况，分别选用适宜的负荷系数、同时使用系数和群集系数，有条件时，宜采用实测数值。

6.2.12 确定散湿量时，应根据湿源的种类和室内空气参数，按冬季、夏季分别计算。有条件时，宜采用实测数值。空气调节区的散湿量，应根据下列各项确定：

- 室外空气带入室内的湿量；
- 围护结构、潮湿表面、液面或液流的散湿量；
- 人体散湿量。

6.2.13 空气调节区的夏季冷负荷，应按各项逐时冷负荷的综合最大值确定。

空气调节系统的夏季冷负荷，应根据所服务空气调节区的同时使用情况、空气调节系统的类型及调节方式，按各空气调节区逐时冷负荷的综合最大值或各空气调节区夏季冷负荷的累计值确定，并应计入各项有关的附加冷负荷。

6.2.14 空气调节系统的冬季热负荷，宜按 4.2 节的规定计算，室外计算温度，应按 3.2.1 条第 3 款的规定计算。

6.3 空气调节系统

6.3.1 选择空气调节系统时，应根据空调部位的用途、规模、使用特点、负荷变化情况与参数要求、室外气象条件、冷源等因素，通过技术经济比较确定。

6.3.2 属下列情况之一的空气调节区，宜单独设置空气调节风

系统：

- 使用时间不同的空气调节区；
- 温度、湿度基数和允许波动范围不同的空气调节区；
- 对空气的洁净要求不同的空气调节区；
- 有消声要求和产生噪声的空气调节区；
- 空气中含有易燃易爆物质的空气调节区；
- 在同一时间内须分别进行供热和供冷的空气调节区。

6.3.3 全空气调节系统宜采用单风管式系统，并宜采用一次回风，经济上合理时，可采用直流式全新风系统。

6.3.4 全年运行的全空气调节系统，在过渡季节宜大量使用室外新风，新风系统应适应新风量变化的要求。

6.3.5 空气调节房间较多时，宜采用风机盘管系统或变制冷剂流量多联分体式空气调节系统，且宜配置新风热回收装置。

6.3.6 空气调节房间分散或较少时，宜采用小型空气调节器。

6.3.7 空气调节系统的新风量取下列风量中的大值：

- 满足每人新风量 $40\text{m}^3/\text{h}$ ；
- 补偿局部排风所需的新风量；
- 维持室内 $5\sim 10\text{Pa}$ 正压所需的新风量。

6.3.8 全空气空气调节系统符合下列情况之一时，宜设回风机：

- 不同季节的新风量变化较大，其他排风出路不能适应风量变化要求；
- 系统阻力较大，设置回风机经济合理。

6.4 空气调节冷热水及冷凝水系统

6.4.1 机械制冷（热）空气调节系统的冷热水参数宜采用以下数值：

- 1 冷水供水温度为 $5\sim 7^\circ\text{C}$ ，宜为 7°C 。
- 2 冷水供回水温差为 $5\sim 10^\circ\text{C}$ ，宜为 5°C 。
- 3 热水供水温度为 $40\sim 65^\circ\text{C}$ ，宜为 60°C 。
- 4 热水供回水温差为 $5\sim 15^\circ\text{C}$ ，宜为 10°C 。

6.4.2 机械制冷（热）空气调节水系统宜采用闭式系统。当必须采用开式系统时，应设置蓄水池或蓄水箱。蓄水池或蓄水箱的蓄水量，宜按系统循环水量的5%~10%确定。

6.4.3 空气调节水系统宜采用两管制水系统；当系统内一些区域需全年供冷时，宜采用冷热源同时使用的分区两管制水系统。

6.4.4 设置2台或2台以上冷水机组和循环水泵的空气调节水系统，应能适应负荷变化改变系统流量，并宜设置相应的自控设施。

6.4.5 多台冷水泵之间通过共用集管连接时，每台冷水机组入口或出口管道上宜设电动阀，电动阀宜与对应运行的冷水机组和冷水泵联锁。

6.4.6 空气调节水系统布置和选择管径时，应减少并联环路之间压力损失的相对差额，当差额超过15%时，应设置流量平衡阀等调节装置。

6.4.7 闭式空气调节水系统的定压和膨胀，应按下列要求设计：

1 定压点宜设在循环水泵的吸入口处，定压点最低压力应使系统最高点压力高于大气压力5kPa以上。

2 宜采用高位水箱定压。

3 膨胀管上不应设置阀门。

4 膨胀水箱上应设快速补水管及阀门。

6.4.8 空气调节水系统的管路应计算其热膨胀，当利用管段的自然补偿不能满足要求时，应设置补偿器。

6.4.9 穿越沉降缝的空气调节水系统水管应采取过缝措施。

6.4.10 空气调节水系统应设置排气和泄水装置。

6.4.11 空气调节水系统应根据需要设置过滤器、除垢器或除污器。

6.4.12 空气调节水系统的凝结水管道，应按下列规定设置：

1 当空气调节设备的冷凝水盘位于机组的正压段时，冷凝水盘的出水口宜设置水封；位于负压段时，应设置水封。水封高度应大于冷凝水盘处正压或负压值。

- 2 冷凝水水平干管始端应设置扫除口。
- 3 冷凝水管不得与污水系统、室内密闭雨水系统直接连接。
- 4 冷凝水管道应采取防凝露措施。
- 5 敷设时宜采用不小于 0.003 的坡度。

6.5 气流组织

6.5.1 空气调节区的气流组织，应根据室内空气温度、湿度参数、允许风速和噪声标准，结合建筑物特点、内部装修、工艺布置及设备散热等因素进行设计、计算。有条件时，可通过数值仿真模拟计算或进行热态模型实验确定。

6.5.2 空气调节区的送风方式及送风口选型，应符合下列要求：

- 1 宜采用百叶风口或条缝型风口等侧送，侧送气流宜贴附。
- 2 当有吊顶可利用时，应根据空气调节区的高度及使用场所对气流的要求，分别采用圆形、方形和条缝形散流器送风。
- 3 空间较高、面积较大的部位宜采用喷口、旋流风口送风或地板式送风。
- 4 选择低温送风口时，应使送风口表面温度高于室内露点温度 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。

6.5.3 采用贴附侧送风时，应符合下列要求：

- 1 送风口上缘距顶棚距离较大时，送风口处应设置向上倾斜 $10^{\circ}\sim 20^{\circ}$ 的导流片。
- 2 射流流程中不宜有阻挡物。

6.5.4 采用分层空气调节时，气流组织应符合下列要求：

- 1 工作区宜处于回流区。
- 2 空气调节区宜采用两侧相向送风。当空调区跨度小于 18m 时，可采用单侧送风。回风口宜布置在送风口同侧下方。
- 3 侧送多股平行射流应互相搭接。采用两端相向送风气流应在工作区上方 $0.5\sim 1\text{m}$ 高度处搭接。
- 4 应尽量减少非空气调节区向空气调节区的热转移，必要时应在非空气调节区设置通风排热装置。

5 送风口的安装高度应通过计算确定。

6 兼作热风采暖，且送风温度高于室内气温 10℃ 以上时，送风口应考虑有改变射流出口角度的可能性。

6.5.5 在满足室内舒适性和工艺要求的条件下，应尽量加大空气调节系统的夏季送风温差。

6.5.6 送风口的风速应根据送风方式、送风口类型、安装高度、室内允许风速和噪声标准等因素确定。消声要求较高时，宜采用 2~5m/s。采用喷口或旋流风口送风时可采用 3~10m/s。

6.5.7 空气调节区的换气次数，一般部位不宜小于 5 次/h。面积大、空间高的部位按其冷负荷通过计算确定。

6.5.8 回风口（或排风口）的布置方式，应符合下列要求：

1 不宜设在射流区和人员经常停留的地点，采用侧送风时，宜设在送风口的同侧。

2 条件允许时，可采用集中回风或走廊回风。

3 采用多层串联通风方式时，各层排风口布置位置应考虑下一层的气流组织要求。

4 喷口射流送风时，回风口（或排风口）布置位置不受限制。

6.5.9 回风口（或排风口）的吸风速度宜按表 6.5.9 选用。

表 6.5.9 回风口（或排风口）的吸风速度 单位：m/s

回风口（或排风口）的位置		最大吸风速度
房间上部		≤ 6.0
房间下部	不靠近人员活动位置	≤ 4.0
	靠近人员活动位置、走道（廊）回风或地板留孔	≤ 2.0

6.6 空气处理

6.6.1 宜采用组合式空气处理机组综合处理空气。组合式空气处理机组宜布置在专用机房内，并留有必要的维修通道及检修空间。

6.6.2 空气的冷却应根据不同条件和要求，分别采用以下处理方式：

- 1 采用水库水、下游尾水及廊道风等天然冷源冷却。
- 2 采用循环水蒸发冷却。
- 3 采用天然冷源或循环水蒸发冷却达不到要求时，可采用机械冷源。

6.6.3 空气冷却装置的选择，应符合下列要求：

- 1 使用天然冷源水时，宜采用空气冷却器。
- 2 采用机械冷源时，宜选用空气冷却器或喷水室。当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空气冷却器。

3 空气调节系统采用制冷剂直接膨胀式空气冷却器时，不得用氨作制冷剂。

6.6.4 在空气冷却器中，空气与冷媒宜逆向流动，其迎风面的空气质量流速宜采用 $2.5 \sim 3.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。当迎风面的空气质量流速大于 $3 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时，应在冷却器后设置挡水板。

6.6.5 空气冷却器的冷水进口温度应比空气出口的干球温度至少低 $3.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ；冷水的温升宜采用 $5 \sim 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ，其流速宜采用 $0.6 \sim 1.5 \text{ m/s}$ 。

6.6.6 制冷剂直接膨胀式空气冷却器的蒸发温度应比空气出口的干球温度至少低 $3.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ；满负荷时，其蒸发温度不宜低于 $0 \text{ }^\circ\text{C}$ ；低负荷时，应防止其表面结霜。

6.6.7 采用喷水室处理空气时，空气的断面质量流速一般采用 $2.5 \sim 3.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。采用机械冷源时，冷水温升宜采用 $3 \sim 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ；采用天然冷源时，冷水温升应通过计算和经济技术比较确定。

6.6.8 喷水室可采用单级两排对喷、两级两排对喷或采用天然冷源作一级，机械冷源作二级的混合式空气处理方式。

6.6.9 进行喷水室热工计算时，应考虑挡水板的过水量对处理后空气的影响。

6.6.10 空气调节系统的空气加热处理热源，可采用电加热器。电加热器设在组合式空气处理机组内时，应设旁通阀，通过加热器迎风面的质量流速宜取 $6\sim 12\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。电加热器也可设在送风管内。

6.6.11 空气调节系统的新风和回风应过滤处理，其过滤处理效果和出口空气的清洁度应符合国家有关规定。当采用初效空气过滤器不能满足要求时，应设置中效空气过滤器。空气过滤器的阻力应按终阻力计算。

6.7 机械制冷

6.7.1 水利水电工程空气调节机械制冷的冷源可选用电力驱动的水冷或风冷式冷水机组。机型宜按表 6.7.1 内的制冷量范围，经过性能价格比进行选择。

表 6.7.1 冷水机组选型范围

单机名义工况制冷量 (kW)	冷水机组机型	单机名义工况制冷量 (kW)	冷水机组机型
≤ 116	往复式、涡旋式	1054~1758	螺杆式
116~700	往复式		离心式
		螺杆式	≥ 1758
700~1054	螺杆式		

6.7.2 水冷式、风冷式冷水机组的选型，应采用名义工况制冷性能系数（*COP*）较高的产品。制冷性能系数（*COP*）应同时考虑满负荷与部分负荷因素。

6.7.3 空气源热泵型机组应具有先进可靠的融霜控制，融霜所需时间的总和不应超过运行周期时间的 20%。

6.7.4 制冷装置和冷水系统的冷量损失，应根据计算确定。概略计算时，可按下列数值选用：

- 制冷剂直接膨胀式系统 5%~10%；
- 间接式系统 10%~15%。

6.7.5 水冷式冷水机组，当采用水库水作为冷却水时，应考虑低温水库水对制冷量的影响。

6.7.6 制冷机的台数及单机制冷量的选择，应满足空气调节负荷变化规律及部分负荷运行的调节要求，一般不宜少于 2 台；当小型工程仅设 1 台时，应选择调节性能优良的机型。

6.7.7 选择制冷机时，其制冷剂必须符合有关环保要求，采用过渡制冷剂时，其使用年限不应超过中国禁用时间表的规定。

6.7.8 制冷机房的布置应符合以下要求：

1 机房宜与水泵房和辅助设备间隔开，宜设置观察控制室、维修间及洗手间。

2 机房内应有良好的通风设施；地下层机房应设机械通风，必要时设置事故通风；控制室、维修间宜设空气调节装置。

3 机组与墙之间的净距不小于 1m，与配电柜的距离不小于 1.5 m。

4 机组与机组或其他设备之间的净距不小于 1.2 m。

5 留有不小于蒸发器、冷凝器长度的维修距离。

6 机组与其上方管道、烟道或电缆桥架的净距不小于 1m。

7 机房主要通道的宽度不小于 1.5 m。机房内应考虑起吊装置。

7 防烟与排烟

7.1 一般规定

7.1.1 水利水电工程的防烟可采用机械加压送风的防烟方式或可开启外窗的自然排烟方式。

7.1.2 水利水电工程的排烟可采用机械排烟方式或可开启外窗的自然排烟方式。

7.1.3 水利水电工程中具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯间前室或合用前室、主副厂房及疏散走道应设置自然排烟设施。

7.1.4 机械加压送风和机械排烟的风速，应符合下列规定：

1 采用金属管道时，不宜大于 20.0 m/s 。

2 采用非金属管道时，不宜大于 15.0 m/s 。

3 加压送风口的风速不宜大于 7 m/s ，排烟口的风速不宜大于 10 m/s 。

7.1.5 机械排烟系统与通风、空气调节系统宜分开设置。当合用时，应采取可靠的防火安全措施，并应符合机械排烟系统的有关要求。

7.1.6 加压送风机、排烟风机和补风机，除应设远程控制系统外，还应在便于操作的地方设置手动启停按钮，并应具有明显的标志。

7.1.7 防烟与排烟系统中的管道、风口及阀门等必须采用不燃材料制作。排烟管道应采取隔热防火措施或与可燃物保持不小于 150 mm 的距离。

排烟管道的厚度应按 **GB 50243—2002** 的有关规定执行。

7.2 机械防烟

7.2.1 水利水电工程各建筑物下列场所应设置机械加压送风的

防烟设施：

——不具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯间前室或合用前室；

——设置自然排烟设施的防烟楼梯间，其不具备自然排烟条件的前室。

7.2.2 机械加压送风防烟系统的加压送风量应经计算确定。当计算结果与表 7.2.2 的规定不一致时，应采用较大值。

表 7.2.2 最小机械加压送风量

条件和部位		加压送风量 (m ³ /h)
前室不送风的防烟楼梯间		25000
防烟楼梯间及其合用前室分别加压送风	防烟楼梯间	16000
	合用前室	13000
消防电梯间前室		15000
防烟楼梯间采用自然排烟，前室或合用前室加压送风		22000

7.2.3 防烟楼梯间内机械加压送风防烟系统的余压值应为 40~50Pa，前室、合用前室应为 25~30Pa。

7.2.4 防烟楼梯间和合用前室的机械加压送风防烟系统宜分别独立设置。

7.2.5 前室或合用前室的加压送风口应每层设置 1 个，防烟楼梯间的加压送风口宜每隔 2~3 层设置 1 个。

7.3 机械排烟

7.3.1 水利水电工程中下列场所应设置机械排烟设施：

——地下式及封闭式厂房的主厂房发电机层及其厂内主变压器器搬运道；

——建筑高度大于 32m 的高层副厂房中长度大于 20m 且不具备自然排烟条件的疏散走道；

——地下式及封闭式副厂房的疏散走道。

7.3.2 地下厂房排烟风道与疏散走道设在同一条隧道时，宜用

耐火材料隔墙分隔开，厂外排烟出口应位于疏散出口的上方或下风向侧。

7.3.3 疏散走道的排烟系统宜竖向布置。

7.3.4 穿越防火分区的排烟管道应在穿越处设置排烟防火阀。排烟防火阀应符合 **GB 15931—1995** 的有关规定。

7.3.5 厂内机械排风系统兼作排烟系统时，其供电应满足消防电源要求，且应采取安全可靠的措施，确保发生火灾时能迅速转换成排烟运行状态。

7.3.6 机械排烟系统中的排烟口、排烟阀和排烟防火阀的设置应符合下列规定：

1 排烟口或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 排烟口或排烟阀平时为关闭时，应设置手动和自动开启装置。

3 排烟口应设置在顶棚或靠近顶棚的墙面上，且与附近安全出口沿疏散方向相邻边缘之间的最小水平距离不应小于 **1.50m**。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 **1.00 m**。

4 排烟支管上应设置当烟气温度超过 **280℃** 时能自行关闭的排烟防火阀。

7.3.7 排烟风机的设置应符合下列规定：

1 排烟风机的全压应满足排烟系统最不利环路的要求。其排烟量应考虑 **10%~20%** 的漏风量。

2 排烟风机可采用离心风机或排烟专用的轴流风机。

3 排烟风机应能在 **280℃** 的环境条件下连续工作不少于 **30min**。

4 在排烟风机入口处的总管上应设置当烟气温度超过 **280℃** 时能自行关闭的排烟防火阀，该阀应与排烟风机连锁，当该阀关闭时，排烟风机应能停止运转。

7.3.8 当排烟风机及系统中设置有软接头时，该软接头应能在

280℃的环境条件下连续工作不少于 30min。排烟风机和用于排烟补风的送风机宜设置在通风机房内。

7.3.9 设置机械排烟设施的场所，其排烟量应按下列规定确定：

1 主厂房发电机层的排烟量，按 1 台机组段发电机层的地面面积计算，不小于 $120\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 。

2 疏散走道的排烟量，按疏散走道地面面积计算，不小于 $60\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 。

3 主变压器搬运道的排烟量，按 1 台机组段长度的主变压器搬运道地面面积计算，不小于 $120\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 。

8 节 能

8.0.1 在满足水利水电工程运行需要的前题下，采暖、通风与空气调节在系统设计、设备选型及运行工况等方面应符合国家有关节能标准的规定。

8.0.2 水利水电工程宜尽量利用工程现有的廊道风、水库深层低温水等天然冷源作为空气调节装置的冷源，尽可能利用发电机组的热风或机电设备的发热作为采暖热源。

8.0.3 高大空间的建筑物采用全面空气调节时，宜选用分层空气调节系统。

8.0.4 地下式建筑物采用全新风直流式空气调节系统时，宜采取措施保证排风焓大于室外空气焓。

8.0.5 采用空气调节的部位，其外窗设置应符合下列规定：

1 应尽量减少外窗面积，不宜在东、西朝向设外窗。
2 各个朝向的窗（包括透明幕墙）墙面积比均不应大于 0.70，屋顶透明部分的面积不应大于屋顶总面积的 20%。

3 制冷负荷大的建筑，外窗宜设置外部遮阳。外窗（包括透明幕墙及屋顶透明部分）的传热系数及外部遮阳的遮阳系数应符合 GB 50189—2005 第 4.2.2 条、4.2.5 条及 4.2.6 条的有关规定。

8.0.6 选配空气过滤器时，应符合下列要求：

1 粗效过滤器的初阻力不大于 50Pa（粒径不小于 5.0 μm ，效率： $80\% > E \geq 20\%$ ）；终阻力不大于 100Pa。

2 中效过滤器的初阻力不大于 80Pa（粒径不小于 1.0 μm ，效率： $70\% > E \geq 20\%$ ）；终阻力不大于 160Pa。

3 全空气空气调节系统的过滤器，应能满足全新风运行的需要。

8.0.7 空气调节系统采用土建风道作送风道时，应采取可靠的

防漏风和绝热措施。

8.0.8 空气调节系统采用上送风气流组织形式时，宜加大夏季设计送风温差，并应符合下列规定：

- 1 送风高度小于或等于 5m 时，送风温差不宜小于 5℃。
- 2 送风高度大于 5m 时，送风温差不宜小于 10℃。

8.0.9 电机驱动压缩机的蒸气压缩循环冷水（热泵）机组，在额定制冷工况和规定条件下，性能系数（*COP*）不应低于表 8.0.9 的规定。

表 8.0.9 冷水（热泵）机组制冷性能系数

类 型		额定制冷量 (kW)	性能系数 (W/W)
水冷	活塞式/涡旋式	<528	3.8
		528~1163	4.0
		>1163	4.2
	螺杆式	<528	4.10
		528~1163	4.30
		>1163	4.60
离心式	<528	4.40	
	528~1163	4.70	
	>1163	5.10	
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	≤50	2.40
		>50	2.60
	螺杆式	≤50	2.60
		>50	2.80

8.0.10 名义制冷量大于 7100W、采用电机驱动压缩机的单元式空气调节机、风管送风式和屋顶式空气调节机组，在名义制冷工况和规定条件下，其能效比（*EER*）不应低于表 8.0.10 的规定。

表 8.0.10 单元式机组能效比

类型		能效比 (W/W)	类型		能效比 (W/W)
风冷式	不接风管	2.60	水冷式	不接风管	3.00
	接风管	2.30		接风管	2.70

9 防 潮

9.0.1 水利水电工程防潮设计应与土建及其他专业配合，满足下列要求：

1 地下式厂房或位于正常尾水位以下的房间（如尾水平台下的副厂房）中水轮机层以上部位应设置防潮夹层，夹层内应设有排水沟。

2 位于正常尾水位以下各层及可能产生较多湿蒸汽的房间，应有排水措施。排水沟和有可能产生湿蒸汽的孔洞均应加设盖板。室内地面应有一定的坡度，以利排除积水。

3 空气调节器、冷水机组、水泵等设备的基础旁应设排水沟。空调机房内的地面应有一定坡度，确保地面不积水。

4 冬季采暖的房间应采取适当的措施确保围护结构的内表面温度高于室内空气露点温度，以免出现凝结水。

9.0.2 室内明敷管道和设备，在夏季壁面温度低于室内空气露点温度时，宜对这些管道和设备加设保温措施，提高壁面温度，防止表面结露。

9.0.3 通风设计时应采用有利于防潮的气流组织。

9.0.4 地下式厂房、位于正常尾水位以下的电气设备房间以及其他有防潮要求的部位和房间，可采用固定式或移动式除湿机进行除湿。

10 监测与控制

10.1 一般规定

10.1.1 采暖、通风与空气调节系统应设置监测与控制系统，包括参数检测、参数与设备状态显示、自动调节与控制、工况自动转换、设备联锁与自动保护、能量计量以及中央监控与管理等。设计时应根据工程规模、系统类型、设备运行时间以及工艺对管理的要求等因素，通过技术经济比较确定。

10.1.2 监测与控制系统宜设中央和区域两级控制，并应具有手动控制的功能。

10.1.3 区域控制系统的控制器宜安装在被控系统或设备附近；中央控制系统的控制器宜安装在枢纽的中央控制室内。

10.1.4 涉及防火与防排烟系统的监测与控制，应执行国家现行有关防火规范的规定；与防排烟系统合用的通风空调系统应按消防设施的要求供电，并在火灾时转入火灾控制状态。

10.2 监测、联锁与信号显示

10.2.1 采暖、通风与空气调节系统有代表性的参数，应在便于观察的地点设置检测仪表，当采用集中控制时，其主要参数应设置遥测仪表。

10.2.2 采暖、通风系统，宜对下列参数进行监测：

——采暖系统的供水、供汽和回水干管中的热媒温度和压力；

——热风采暖系统的室内温度和热媒参数；

——通风系统的空气过滤器进、出口静压差及报警；

——风机、水泵等设备的启、停状态。

10.2.3 空气调节系统，宜对下列参数进行监测：

——空气调节区的室内温度；

- 冷水机组蒸发器进、出口水温、压力；
- 冷水机组冷凝器进、出口水温、压力；
- 冷水机组当前的工作状态（正常、故障及运行负荷等）；
- 热交换器一次、二次侧进、出口温度、压力；
- 分、集水器温度、压力（或压差），集水器各支管温度；
- 水泵进、出口压力；
- 电子除垢水过滤器的前后压差、工作状态（除垢、反冲洗等）；
- 组合式空气处理机组一次、二次混合段的混合风温度、湿度；
- 组合式空气处理机组送风段的送风温度、湿度；
- 空气过滤器进、出口静压差及报警；
- 空调水系统的流量计量；
- 冷水机组、水泵、冷却塔风机等设备的启停状态。

10.2.4 监测的敏感元件和检测元件的装设地点，应符合下列要求：

1 在室内，应装设在不受局部热源影响的、有代表性的、空气流通的地点。仅局部区域要求严格时，应装设在要求严格的地点。

2 在风管内，宜装设在气流稳定管段的截面中心。

3 机器露点温度的敏感元件和检测元件，应装设在挡水板后有代表性的位置，并应避免辐射热、振动、水滴和二次回风的影响。

10.2.5 当冷水机组采用自动方式运行时，冷水系统中各相关设备及附件与冷水机组应进行电气连锁，顺序启停。

10.2.6 空气调节系统或热风采暖系统的电加热器应与送风机连锁，并应设无风断电、超温断电保护装置。电加热器的金属风管应接地。

10.2.7 蓄电池室通风系统的排风机应与送风机、充电设备连锁，先启动排风机，后启动送风机及充电设备。

10.3 调节与控制

10.3.1 空气调节系统的调节方式，应根据调节对象的特性参数，房间热湿负荷变化的特点及控制参数的允许波动范围要求等进行选择。

10.3.2 过渡季节需要调节新风量的空气调节系统，采用双风机时，可通过回风阀和排风阀控制新风量（新风阀可不予控制），但新风阀面积应按全新风量核算，且应使新风管段的压力损失小于全新风时系统总压力损失的 15%。

10.3.3 全年运行的空气调节系统的运行参数，应根据季节变化，设定不同的整定值和波动范围，并宜采用多工况控制系统。

10.3.4 根据实际需要的冷负荷、冷水量或冷水温度，优化控制制冷设备、水泵和冷却塔的运行和运行台数。

10.3.5 条件许可时，宜建立集中监控系统与冷水机组控制器之间的通信，实现集中监控系统中央主机对冷水机组运行参数的监测与控制。

10.3.6 闭式变流量空气调节的水系统，宜采用一次泵系统，末端装置宜采用两通调节阀，系统总供、回水管之间宜设置压差旁通装置。

10.3.7 采暖通风与空气调节系统应与服务区域内的消防控制系统连锁，发生火警时，开启服务区域内的防、排烟系统，关闭相应的其他采暖通风与空气调节系统。

11 设备、风道、管材及构件

11.1 设 备

11.1.1 采暖、通风与空气调节系统设备的选择，应满足水利水电工程行业的特点及环境要求。

11.1.2 散热器应选用外形美观、易于清扫、耐腐蚀的散热器。

11.1.3 采用电加热设备采暖时，应满足房间用途、特点、经济和安全防火等要求，电加热设备的各项性能应符合国家现行有关产品标准的规定。根据不同的使用条件，电加热系统应设置不同类型的温控装置。

11.1.4 通风机应选用性能曲线平缓、大流量、低压头、低噪声的风机，且应在最优运行工况范围内选择，其设计工况效率不低于通风机最高效率的 90%。

11.1.5 通风机风量宜按通风系统的计算风量值增加 5%，通风机风压宜比通风系统计算风压值增加 10%。

11.1.6 输送非标准状态空气的通风系统，应以实际容积风量，用标准状态下的图表计算出系统压力损失，并按一般的通风机性能曲线选择通风机，其风量和风压均可不修正，但电动机的轴功率应进行验算。

11.1.7 通风系统的中、低压离心式通风机，当其配备的电动机功率不大于 75kW，且供电条件允许时，可不装设仅为启动用的风阀门。

11.1.8 通风机的传动装置外露部分，应有防护罩。通风机的进风口或进风管直通大气时，应加装具有防尘网的防雨百叶窗或采取其他安全措施。

11.1.9 精密仪器仪表及电气设备房间内不宜设置风机盘管。设在房间吊顶上的空调送风口应考虑防凝露措施。

11.1.10 采用组合式空气处理机组处理空气时，在表冷段的下

部应设带水封的排水设施；初效过滤装置宜布置在负压段；电加热器应有良好接地装置，电加热器与围护结构间的缝隙，应用不燃材料堵严。

11.2 风道、管材及构件

11.2.1 大型通风、空气调节系统的风道，当机械加工或布置有困难时，可在采取密封、保温等措施的前提下采用土建风道。

11.2.2 土建风道的内外壁均应水泥石浆抹面，防止漏风；土建风道宜设密闭检查门；输送空调冷风的土建风道应采取保温措施。

11.2.3 通风、空气调节系统的风管可采用镀锌钢板风管或玻镁复合成型风管，宜采用圆形或矩形截面。风管截面尺寸宜按标准规格选用。风管、风口和部件均宜选用工厂标准产品。

11.2.4 通风机进出口处的管道不宜急转弯，必要时，弯头和三通支管处应设导流叶片。三通管的夹角宜采用 $15^{\circ}\sim 45^{\circ}$ 。

11.2.5 空气调节系统的供、回水管可采用镀锌钢管、内衬不锈钢复合管或钢塑复合管；凝结水管可采用塑料排水管。

11.2.6 地下式建筑物或位于正常尾水位以下的潮湿房间、蓄电池室、油库等部位的通风管道及其构件，宜采用内外表面均应作防腐处理的彩钢风管、难燃或不燃型玻璃钢风管及构件。

12 消声与隔振

12.1 一般规定

12.1.1 采暖、通风与空气调节系统设备的噪声与振动传播至使用房间和周围环境的噪声级，应符合国家现行有关标准的规定。

12.1.2 设置通风系统管道时，消声处理后的风管不宜穿过高噪声的房间；噪声高的风管，不宜穿过噪声要求低的房间，当必须穿过时，应采取隔声处理。

12.1.3 有消声要求的通风与空气调节系统，宜选用低噪声的低压离心通风机，其风管内的风速宜按表 12.1.3 选用。

表 12.1.3 风管内的风速 单位：m/s

室内允许噪声级 [dB (A)]	主管风速	支管风速
25~35	3~4	≤2
35~50	4~7	2~3
50~65	6~9	3~5
65~85	8~12	5~8

12.1.4 通风、空调与制冷机房的位置，不宜靠近声环境要求较高的房间，当必须靠近时，应采取隔声和减振措施。

12.1.5 暴露在室外的设备，当其噪声达不到环境噪声标准要求时，应采取降噪措施。

12.2 消声与隔声

12.2.1 通风与空气调节系统设备产生的噪声，当自然衰减不能达到允许噪声标准时，应设置消声设备或采取其他消声措施。系统所需的消声量，应通过计算确定。

12.2.2 气流通过直风管、弯头、三通、变径管、阀门和送回风口等部件产生的再生噪声声功率级与噪声自然衰减量，应分别按

各倍频带中心频率计算确定。

对于直风管，当风速小于 5m/s 时，可不计算气流再生噪声；风速大于 8m/s 时，可不计算噪声自然衰减量。

12.2.3 消声设备的设置应考虑风管内气流对消声能力的影响，消声设备与机房隔墙间的风管应具有隔声能力。

12.2.4 管道穿过机房围护结构处四周的缝隙，应使用具备隔声能力的弹性材料填充密实。

12.3 隔 振

12.3.1 通风与空气调节系统设备产生的振动靠自然衰减不能达标时，应设置隔振器或采取其他隔振措施。

12.3.2 离心风机设备宜配套相应减振装置。

12.3.3 对本身不带有隔振装置的设备，当其转速大于 1500r/min 时，宜选用弹簧隔振器；转速大于 1500r/min 时，根据环境需求和设备振动的大小，亦可选用橡胶等弹性材料的隔振垫块或橡胶隔振器。

12.3.4 冷（热）水机组、空气调节机组、通风机组以及水泵等设备的进口、出口管道，宜采用软管连接。水泵出口设止回阀时，宜选用消锤式止回阀或多功能的泵控阀。

12.3.5 受设备振动影响的管道，应采用弹性支、吊架。

附录 A 室外气象参数根据海拔 高程差的修正方法

A.0.1 水利水电工程所在地区海拔小于 1600m 时，大气压力随海拔的增加近似按线性规律下降，可接近似式 (A.0.1) 计算：

$$B_i = B_0 - 0.1143(H_i - H_0) \quad (\text{A.0.1})$$

式中 B_i ——工程所在地区的大气压力，hPa；

B_0 ——工程所在地区邻近气象台站的大气压力，hPa；

H_i ——工程所在地区的高程，m；

H_0 ——工程所在地区邻近气象台站的高程，m。

A.0.2 山区空气干球温度随海拔增加而递减，可接近似式 (A.0.2) 计算：

$$t_i = t_0 - Y_h(H_i - H_0) \quad (\text{A.0.2})$$

式中 t_i ——工程所在地区的空气干球温度，℃；

t_0 ——工程所在地区邻近气象站的空气干球温度，℃；

Y_h ——温度递减率，℃/m。

当工程所在地区海拔为 0~2000m 时， $Y_h = 0.003 \sim 0.004$ ；
当工程所在地区海拔大于 2000m 时， $Y_h = 0.005 \sim 0.006$ 。

A.0.3 空气含湿量随海拔的增加，按指数规律下降，可接近似式 (A.0.3) 计算：

$$d_i = 10 d_0 - \frac{H_i - H_0}{6300} \quad (\text{A.0.3})$$

式中 d_i ——工程所在地区的空气含湿量，g/kg（干空气）；

d_0 ——工程所在地区邻近气象站的空气含湿量，g/kg（干空气）。

A.0.4 空气相对湿度可按式 (A.0.4) 计算：

$$\varphi_i = \frac{d_i B_i}{p_b(622 + d_i)} \times 100 \quad (\text{A.0.4})$$

式中 φ_i ——工程所在地区的相对湿度，%；
 d_i ——工程所在地区空气含湿量，可按式 (A.0.3) 计算；
 B_i ——工程所在地区大气压力，可按式 (A.0.1) 计算；
 P_b ——工程所在地区室外计算温度所对应的空气饱和水蒸气压力，hPa。

附录 B 室外空气计算温度的 简化统计方法

B.0.1 采暖室外计算温度，可按式 (B.0.1) 确定 (化为整数)：

$$t_{wn} = 0.57 t_{ip} + 0.43 t_{p\cdot\min} \quad (\text{B.0.1})$$

式中 t_{wn} ——采暖室外计算温度，℃；

t_{ip} ——累年最冷月平均温度，℃；

$t_{p\cdot\min}$ ——累年最低日平均温度，℃。

B.0.2 冬季空气调节室外计算温度，可按式 (B.0.2) 确定 (化为整数)：

$$t_{wk} = 0.30 t_{ip} + 0.70 t_{p\cdot\min} \quad (\text{B.0.2})$$

式中 t_{wk} ——冬季空气调节室外计算温度，℃。

B.0.3 夏季通风室外计算温度，可按式 (B.0.3) 确定 (化为整数)：

$$t_{wf} = 0.71 t_{ip} + 0.29 t_{\max} \quad (\text{B.0.3})$$

式中 t_{wf} ——夏季通风室外计算温度，℃；

t_{ip} ——累年最热月平均温度，℃；

t_{\max} ——累年极端最高温度，℃。

B.0.4 夏季空气调节室外计算干球温度，可按式 (B.0.4) 确定：

$$t_{wg} = 0.47 t_{ip} + 0.53 t_{\max} \quad (\text{B.0.4})$$

式中 t_{wg} ——夏季空气调节室外计算干球温度，℃。

B.0.5 夏季空气调节室外计算湿球温度，可按式 (B.0.5-1) ~ 式 (B.0.5-3) 确定：

$$t_{ws} = 0.72 t_{s\cdot ip} + 0.28 t_{s\cdot ma} \quad (\text{B.0.5-1})$$

$$t_{ws} = 0.75 t_{s\cdot ip} + 0.25 t_{s\cdot\max} \quad (\text{B.0.5-2})$$

$$t_{ws} = 0.80 t_{s\cdot ip} + 0.20 t_{s\cdot\max} \quad (\text{B.0.5-3})$$

式中 t_{ws} ——夏季空气调节室外计算湿球温度,°C;
 $t_{s\cdot rp}$ ——与累年最热月平均温度和平均相对湿度相对应的湿球温度,°C,可在当地大气压力下的*i—d*图上查得;
 $t_{s\cdot max}$ ——与累年极端最高温度和最热月平均相对湿度相对应的湿球温度,°C,可在当地大气压力下*i—d*图上查得。

注:式(B.0.5—1)适用于北部地区;式(B.0.5—2)适用于中部地区;式(B.0.5—3)适用于南部地区。

B.0.6 夏季空气调节室外计算日平均温度可按式(B.0.6)确定:

$$t_{wp} = 0.80 t_{rp} + 0.20 t_{max} \quad (\text{B.0.6})$$

式中 t_{wp} ——夏季空气调节室外计算日平均温度,°C。

标准用词说明

执行本标准时，标准用词应遵守下表规定。

标准用词说明

标准用词	在特殊情况下的等效表述	要求严格程度
应	有必要、要求、要、只有……才允许	要 求
不应	不允许、不许可、不要	
宜	推荐、建议	推 荐
不宜	不推荐、不建议	
可	允许、许可、准许	允 许
不可	不需要、不要求	

中华人民共和国水利行业标准

水利水电工程采暖通风与
空气调节设计规范

SL 490—2010

条 文 说 明

目 次

1	总则	3
2	术语和符号	5
3	室内外空气计算参数	6
4	采暖	10
5	通风	17
6	空气调节	30
7	防烟与排烟	53
8	节能	60
9	防潮	64
10	监测与控制	66
11	设备、风道、管材及构件	70
12	消声与隔振	74

1 总 则

1.0.1 随着我国科技进步和水利水电事业的发展，对水利水电工程采暖通风与空气调节的要求也越来越高，专业设计经验不断丰富，设备制造技术不断进步，设备更新换代日趋频繁。为提高设计水平和设计质量，在设计过程中运行、借鉴成熟的设计经验和国内外新技术、新工艺，根据水利部水利水电规划设计总院下发的水总科〔2005〕623号《关于开展20项技术标准编制工作的通知》的要求，对原水利电力部水利水电规划设计院1985年颁发的《水力发电厂厂房采暖通风和空气调节设计技术规定》(SDJQ 1—84)进行修订。

1.0.2 根据有关规范，水利水电工程的规模大致划分如下：

大(1)型工程：库容大于1亿 m^3 ；装机容量大于200MW(泵站装机功率不小于30MW)；保护农田大于500万亩；治涝面积大于200万亩；灌溉大于150万亩。

大(2)型工程：库容1000万~1亿 m^3 ；装机容量300~1200MW(泵站装机功率10~30MW)；保护农田100万~500万亩；治涝面积60万~200万亩；灌溉50万~150万亩。

中型工程：库容100万~1000万 m^3 ；装机容量50~300MW(泵站装机功率1~10MW)；保护农田30万~100万亩；治涝面积15万~60万亩；灌溉5万~50万亩。

1.0.4 水利水电工程施工周期一般较长，往往采用分期发电方式，因此对采暖通风与空气调节系统设置，既要求全厂建成后的合理性，同时也必须基本满足电厂初期投产时对采暖通风与空气调节的要求。本条规定在采暖通风与空气调节系统设计时，要考虑并兼顾水利水电工程分期建设、分期投产的需要。

1.0.5 所引用的标准都是与水利水电工程采暖通风与空气调节设计关系密切、并要求遵守的国家标准。

1.0.6 本标准仅就水利水电工程的特点提出了采暖通风与空气调节设计的各项规定与要求，除执行本标准外，其他常规、通用部分，仍须执行国家现行的有关设计标准及规范。

2 术 语 和 符 号

2.1 术 语

本节收集的技术术语是符合水利水电行业采暖通风与空气调节特点的技术术语。

2.2 符 号

本节收集了本规范中使用的符号。

符号原则上采用国际通用的符号，如无国际通用的符号，则采用国内常用的或国内已引用过的符号。符号的角标除国际通用外，大部分角码用汉语拼音字母表示。本节符号的排序是以拉丁字母在前，希腊字母在后，按字母先后排列，基本符号相同者，按角标字母先后为序。

3 室内外空气计算参数

3.1 室内空气计算参数

3.1.1 本条在 SDJQ 1—1984 关于室内空气参数规定的基础上，根据近年来水利水电工程运行的要求，结合《采暖通风与空气调节设计规范》（GB 50019—2003）有关规定，按下述原则确定水利水电工程各部位冬季室内空气温度计算参数：

(1) 水电站的主厂房发电机层、出线层、水轮机层、泵站主泵房的电机层等大面积公共部位以及水泵房、油库、蓄电池室、卷扬机房、启闭机房、电缆夹层、泵站的一般辅机房等工艺无特殊要求的房间，这些部位及房间基本上无人值守，若提高这些部位及房间的室内温度标准，需要增设相当数量的采暖设备。当这些部位及房间内的设备在运行时，尽可能利用设备运行的发热量来提高室内的温度；当发电机组全部停运或检修期间，则需保证这些部位及房间的温度不低于 5℃，以确保设备及油、气、水管路系统不被冻坏。

(2) 电气试验室、机修间及电修间等有人工作的房间，按作业性质（重劳动强度）规定室内的空气温度。

(3) 电站、通航建筑物及泵站的中控室、计算机室、载波机室、通信值班室、办公室及大坝集控室等有人长期值班、办公以及布置有仪器、仪表的房间，按人员舒适性要求及设备工艺要求规定室内的空气温度。

3.1.2 本条参照 GB 50019—2003 有关条款制定。对于南方地区，工程所在地室外夏季通风计算温度较高，湿度也较大，设计时应尽可能加大送风量并采取其他综合措施来降低主、副厂房内的温、湿度，改善运行人员及设备的工作条件。

地下或封闭式建筑，由于室内潮湿、闷热、噪声等问题比较突出，室内空气温度不宜高于 30℃。

对于电抗器室、母线廊道、母线竖井等发热量较大的部位，其排风温度可提高至 40℃。

3.1.3 水利水电工程的很多部位，如中控室、计算机室、载波机室、通信值班室以及办公室等，均可按舒适性空气调节的标准，采用表 3.1.3 中各项参数来确定上述各部位冬季、夏季室内空气的温度、湿度及工作区风速。

高大空间的部位若采用全面空气调节时，工作区风速可酌情增大。

蓄电池室若采用空气调节时，室内冬季、夏季温度可按 10~30℃设计，相对湿度和工作区风速不作规定。

3.1.4 水利水电工程大部分工艺设备对环境没有太高的要求，均可按舒适性空气调节的标准设计。少数工艺设备对室内空气参数有特殊要求时，应按工艺设备的要求确定室内空气计算。

3.1.5 建筑物室内空气质量应符合国家现行有关标准、规范对工业厂房室内空气质量、污染物浓度控制等卫生标准的要求。对油库、蓄电池室、卫生间等产生异味及有害气体的房间应采用换气次数足够大的单独通风系统，室内应维持负压状态；直接从室外或大坝廊道取风的系统，应对室外进风及廊道风采取过滤、静电吸附等手段，消除室外进风及廊道风的灰尘及异味。

3.2 室外空气计算参数

3.2.1 室外空气计算参数是采暖通风与空气调节设计的重要依据之一。如果把冬季室外空气温度定得过低、夏季室外空气温度定得过高，就会造成选用采暖设备或空气调节设备的能力富裕过多，造成浪费。反之，如果把冬季室外空气温度定得过高，夏季室外空气温度定得过低，则在较长的时间里达不到设计要求的室内空气参数。正确和合理确定室外空气参数是一个技术与经济统一的问题。

对室外空气计算参数的统计方法采用了 GB 50019—2003 所提供的室外空气计算参数确定的方法。

本条及本节其他条文中的所谓“不保证”，系针对室外空气温度状况而言；“历年平均不保证”，系针对累年不保证总天数或小时数的历年平均值而言。“累年最冷月”，系指累年逐月平均气温最低的月份。

统计干球、湿球温度时，宜采用当地气象站每天 4 次的定时温度记录，并以每次记录值代表 6h 的温度值核算。

3.2.2 地下式建筑围护结构热工计算时，室外空气计算温度的统计方法，根据地下建筑周期性传热的特点和热工计算的要求，分别按本条 1~6 款确定。统计年份按本节 3.2.6 条的要求确定。工程建设所在地点与当地气象台站的海拔高程相差较大时，室外计算温度按本标准附录 A 中式 (A.0.2) 修正。

室外各计算温度的统计方法符合《水电站机电设备手册 采暖通风与空调》(《水电站机电设计手册》编写组，水利水电出版社) 第四章和《地下建筑暖通空调设计手册》(《地下建筑暖通空调设计手册》编写组，中国建筑工业出版社) 第四章关于地下围护结构传热计算中对室外各计算温度的统计方法。从多个已建的水利水电地下式工程实际经验来看，采用上述室外空气计算温度进行地下式建筑热工计算，可以满足设计要求。

3.2.3~3.2.5 室外风速、最多风向及其频率、室外大气压力的统计方法均采用 GB 50019—2003 相关条款。

3.2.6 室外空气计算参数统计年份是根据 GB 50019—2003 相关条款的规定。目前全国各省、市、县均设有气象台站，考虑到水利水电工程所在地大多位于山区，当地气象资料往往不全或统计年份较少，此时应对收集到的气象资料进行修正。

3.2.7 本条是针对水利水电工程所在地无气象资料情况下如何确定室外空气计算参数。水利水电工程一般建在偏远的山区，设计时经常会碰到找不到当地气象资料这个问题，可采用邻近地区气象台站的资料并参照附录 A 进行推算和修正。

当工程所在地点与当地气象台站的高程相差较大时，对室外空气参数的取值会影响较大。可采用本标准附录 A 的近似公式

进行修正。该公式在不同地理环境下算出的数值误差可能较大，应在工程设计中不断积累当地气象资料再进行比较修正。

3.2.8 当地气象站气象资料不够完整，按本节规定进行统计有困难时，冬、夏季室外计算温度可按本标准附录 B 的简化统计方法确定。但系统设计及设备选型时应考虑简化统计方法所产生的误差，留有一定的安全裕量。

4 采 暖

4.1 一 般 规 定

4.1.1 水利水电工程各生产、办公部位的室内温度达不到表 3.1.1 要求时，应当设置采暖设施，这是最起码的要求。即使各生产、办公部位的室内温度达到了表 3.1.1 要求，根据需要也可以酌情设置适当的采暖设施。

4.1.2 随着社会的发展和技术手段的不断进步，可供选择的采暖方式也越来越多。应根据工程所在地的气象条件、生产特点及工艺要求，通过经济、环保、卫生、安全等方面的综合比较，选用合适的采暖方式。

4.1.3 本条明确规定，设置全面采暖的厂房建筑物，其围护结构（包括外墙、屋顶、地面及门窗等）的传热阻应根据技术经济比较确定，即通过对初投资、能耗和运行费用等全面分析，按经济传热阻的要求进行围护结构热工计算。设计中还应贯彻执行国内有关部门基于建筑节能的要求而制定的标准、措施。

4.1.4 本条规定了确定围护结构最小传热阻的计算公式，它是基于下列原则制定的：对围护结构的最小传热阻、最大换热系数及围护结构的耗热量加以限制，使围护结构的内表面保持一定的温度，防止产生凝结水，同时保障人体不致于因受冷表面影响而产生不舒适感。

本条规定的最小传热阻，在选用时应结合当地气象条件及节能要求综合取值，但在任何情况下均不得低于本条规定的最小传热阻。

本条不适用于窗和门。砖石墙体的传热阻可比式（4.1.4）的计算结果小 5%。外门的最小传热阻不应小于按式（4.1.4）计算的外墙最小传热阻的 60%。

表 4.1.4—2 中： t_n 为冬季室内计算温度，按表 3.1.1 或人

员、设备要求确定。 t_l 为在室内计算温度和相对湿度状况下的露点温度。

表 4.1.4—3 中： h 为肋高，单位： m ； s 为肋间净距，单位： m 。

4.1.5 本条规定了根据建筑物围护结构热惰性 D 值大小不同，分别采用四种类型冬季围护结构室外计算温度取值方法。按照这一方法，不仅能保证围护结构内表面不产生结露现象，而且将围护结构的热稳定性与室外气温的变化规律紧密结合起来，使 D 值较小（抗室外温度波动能力较差）的围护结构，具有较大的传热阻；使 D 值较大（抗室外温度波动能力较强）的围护结构，允许有较小的传热阻。这些传热阻不同的围护结构，不论 D 值大小，不仅在各自的室外温度条件下，其内表面温度都能满足要求，而且当室外偏离计算温度乃至降低到当地最低日平均温度时，围护结构内表面的温降也不会超过 1°C 。也就是说，这些不同类型的围护结构，其内表面最低温度将达到大体相同的水平。对于热稳定最差的 **IV** 类围护结构，室外计算温度不是采用累年极端最低温度，而是采用累计最低日平均温度（两者相差 $5\sim 10^\circ\text{C}$ ）；对于热稳定性较好的 **I** 类围护结构，采用采暖室外计算温度，其值相当于寒冷期连续 $10d$ 左右的平均温度；对于热稳定性处于 **I** 类、**IV** 类中间的 **II** 类、**III** 类围护结构，则利用 **I** 类、**IV** 类计算温度即采暖室外计算温度和最低日平均温度并采用调整权值的方式计算确定。

表 4.1.5 中： t_{wn} 为采暖室外计算温度，按 3.2.1 条第 1 款采用； $t_{p.min}$ 为累年最低日平均温度。

4.1.6 本条规定了采暖计算时围护结构的传热阻计算公式以及对围护结构内、外表面的换热系数、换热阻作出限定。

表 4.1.6 中的冬季室外平均风速按 3.2.3 条确定。

4.2 热 负 荷

4.2.1、**4.2.2** 确定室内采暖通风系统各种散失和获得热量的诸

因素。

公用机电设备的散热量，应考虑设备的实耗系数、时间利用系数及效率，使散热量尽量接近设备实际运行散热量。

关于人体、照明和一些小容量设备间歇性的散热，这部分热量在整个系统总散热量中占的比例很小，又不稳定，在确定热负荷时可不考虑，作为系统设计的安全裕量。

地下式建筑物由于埋设较深，四周岩壁其实是向室内传热的，这一部分热量在确定热负荷时也可不考虑，作为系统设计的安全裕量。

4.2.3 本条对地面式建筑物围护结构耗热量按基本耗热量和附加耗热量作出分类规定。

4.2.4 地面式建筑物围护结构基本耗热量的计算。

式（4.2.4）是按稳定传热计算地面式建筑物围护结构基本耗热量的最基本公式。在计算围护结构基本耗热量的时候，不管围护结构的热惰性指标 D 值大小如何，室外计算温度均采用采暖室外计算温度（平均每年不保证 5d 的日平均温度），不再分级。

4.2.5 水利水电工程大部分建筑物的层高均高于 4m，对于这类高大建筑物，如果在采暖负荷计算中直接按采用本标准 3.1.1 条确定室内计算温度，与实际情况还是会存在一些偏差。本条文对此作出了一些规定，设计中可以根据具体情况酌情考虑。

4.2.6 地面式建筑物围护结构附加耗热量的计算。

1 朝向修正率，是基于对太阳辐射热的利用和南北向房间温度平衡的要求，而在耗热量计算中采取的修正系数。考虑到南北向房间耗热量客观存在一定差异（10%~30%），北向房间由于接受不到太阳直射作用而使人们实感温度低（约差 2℃），而且墙体的干燥程度北向也比南向差。但由于我国幅员辽阔，各地实际情况比较复杂，特别是水利水电工程的厂房、通航建筑物、泵（闸）站往往位于坝后或峡谷中，应考虑大坝和山体的遮阳影响。为使南北向房间在整个采暖期均能维持大体均衡的温度，规

定了附加（减）的范围值，这样做适应性比较强，并为广大设计人员提供了可选择的余地，具有一定灵活性，有利于本标准的贯彻执行。

应根据当地冬季日照率、辐射强度、建筑物使用和被遮挡等情况选用修正率。

冬季日照率小于 35% 的地区，东南、西南和南向的修正率，宜采用 -10%~0%，东、西向可不修正。

2 风力附加率，是指在采暖耗热计算中，在一些较大室外风速会引起围护结构外表面换热系数增大，即大于 $23\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$ 而规定的附加系数。我国大部分地区冬季平均风速不大，为简化计算起见，一般可不考虑风力附加，仅对不避风的建在河边、旷野上或厂区特别高出的建筑物的垂直外围护结构的风力附加系数作了规定。

3 外门附加率，是基于建筑物的外门开启时冲入室内的冷空气导致耗热量增大而设置的附加系数。其中对辅助建筑及与其相类似的建筑物，“当其楼层为 n 层时：一道门为 $65\% \times n$ ；两道门（有门斗）为 $80\% \times n$ 。”的规定有人提出异议，但该项规定是正确的，因一道门的传热系数是 $4.65\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$ ，有门斗的两道门的传热系数是 $2.33\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$ 。

例如：设楼层数 $n=6$ 。

一道门的附加 $65\% \times n$ 为： $4.65 \times 65\% \times 6 = 18.135\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$

两道门的附加 $80\% \times n$ 为： $2.33 \times 80\% \times 6 = 11.184\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$

显然一道门附加的多，两道门附加的少。

另外，此处所指的外门是建筑物底层人口的门，而不是各层房间的外门。

外门附加率，只适用于短时间开启的，无热空气幕的外门。

阳台门不应考虑外门附加。

4 高度附加率，是指高度大于 4m 的建筑物，由于室内竖

向温度梯度的影响导致上部空间及围护结构的耗热量增大而设置的附加系数。由于围护结构耗热作用等影响，房间竖向温度的分布并不总是逐步升高的，因此对高度附加率的上限作了不应大于15%的限定。

高度附加率应附加于围护结构的基本耗热量和其他附加耗热量上。

4.2.7 在水利水电工程各建筑物采暖耗热量中，冷风渗透耗热量所占比例是相当大的，有时高达30%左右。本条文强调了门窗缝隙冷风渗透耗热量计算的必要性，并明确计算时应考虑的主要因素。

加热由门窗缝隙渗入室内的冷空气的耗热量，应根据建筑物的门窗构造、门窗朝向、室内外温度和室外风速等因素，按GB 50019—2003附录D公式进行计算。

冬季仍需要机械通风的厂房，并已计算通风新风的热负荷，可不再考虑加热由门窗缝隙渗入的冷空气的耗热量。

4.2.8 外围护结构厚度超过2m的地面封闭式建筑物，由于其热稳定性好、热阻大，冬季围护结构耗热量很小，可以忽略不计。

地下式或坝内式建筑物由于埋设较深，四周岩壁其实是向室内传热的，所以地下式或坝内式建筑物冬季采暖时不需要计算围护结构耗热量。

4.3 采暖设施

4.3.1 本条根据水利水电工程的特点规定了适宜于水利水电工程的几种采暖方式。水电站、泵站室内发热设备众多，利用设备的发热量对建筑物各部位进行采暖设计无疑是既经济又方便的一种手段。例如利用通风的方式将发热量较集中的部位的热量送往发热量较少的部位、水电站厂房从发电机机壳内取热风等，设计时可结合工程的实际需要酌情采用。

水电站厂房利用发电机放热风采暖方式，国内北方地区水电

站厂房普遍使用，已有几十年成功应用经验，基本可满足主厂房采暖的要求，应尽量加以利用。主厂房空间大，运行人员稀少，除利用发电机放热风外，为整个主厂房设置全面采暖是不经济的。可以在工作区设置局部采暖装置或机组检修时，在检修人员集中地点临时加设局部采暖装置，以改善劳动条件。

泵站的主电机间可以利用水泵运行时电机的发热量对主电机间进行采暖。

目前，国内水利水电工程各建筑物采暖用得最多的是电暖器采暖和电热风采暖。过去由于根据国家能源政策，对将高品质的电能直接用于转换为低品位的热能采暖有严格限制，所以一般工业与民用建筑很少采用电采暖。近年来，随着电力工业发展及对环境保护的特殊要求，使电采暖方式有了较快推广和应用，电采暖方式发展变化也较快，如电热水锅炉加末端装置系统采暖、低温辐射采暖等方式，其舒适感和卫生条件都优于直接用电暖器采暖。

电热水锅炉加末端装置采暖系统适宜于人员办公的部位采暖。对于电气设备较多的房间不宜采用。

低温加热电缆辐射采暖宜采用地板式，辐射体地面表面温度在有人员活动地方不宜高于 30°C ，无人停留地方不宜高于 40°C 。

低温电热膜辐射采暖，宜用天棚式，辐射体表面温度不宜高于 36°C 。

空间高大的房间采暖宜选用高、中温电辐射板。

为确保防火安全，各建筑物室内严禁采用火炉和明火电炉采暖。

4.3.2 从密闭式水冷发电机放出用于采暖的热风风量，与发电机的形式，放热风口与补风口处可形成的压力差，放热风口补风口开设的大小、数量等因素有关，放热风风量应与发电机生产厂商协商确定。根据已建成水电站厂房发电机放热风的资料，热风风量一般为发电机冷却循环通风量的 $3\% \sim 10\%$ 。热风的温度应由发电机生产厂商提供，如没有生产厂商资料，可取 $35 \sim 40^{\circ}\text{C}$ 。

热风的温度与发电机负荷状况、放热风风量等有关。

容量为 **300MW** 及以下的发电机组冷却循环通风量参见《水电站机电设备手册 采暖通风与空调》（《水电站机电设计手册》编写组，水利水电出版社）第二章表 2—2 有关数据。容量大于 **300MW** 的发电机组冷却循环通风量，可通过水力机械专业向有关生产厂商获取。

补风口处设置过滤器应便于拆卸和清洗。补风口、热风出口处设可关闭的阀门，在停机或非采暖季节能关闭。

强制放热风时热风风量可比自然热风的风量大，允许放热风的风量应与发电机生产厂商协商确定。

发电机火灾事故时补风口和热风口应能迅速关闭，并满足消防的要求。

4.3.3 蓄电池室、油处理室一般采用密闭式电加热器热风采暖的方式，避免把电气开关或插头放在蓄电池室、油处理室内，确保安全。电加热器与送风机电气联锁，防止电加热器在送风机停机状态时继续通电，使电加热器过热而损坏。

油罐室一般情况下不采暖。

4.3.4 空间高大房间的采暖宜采用高、中温电辐射板采暖，减小沿房间高度的温度梯度而增加采暖负荷。高温电辐射采暖板的表面温度高达 **400℃** 以上，中温电辐射采暖板的表面温度也约在 **200℃** 左右，产生一种不发光的远红外线供采暖。为防止烫伤人体，规定电辐射板安装高度不应低于 **3m**。

4.3.5 采用集中送风的热风采暖系统，送至工作区的热风温度一般要求在 **25℃** 左右，过高或过低对人体的感受都不适宜。送风口设置在下部时，气流射程较短，送风口的风温与送到工作区的热风温度差值不大，故规定送风出口温度一般不超过 **35℃**。送风口设置在地面 **3.5 m** 以上时，由于气流射程较长，规定送风出口温度不宜超过 **50℃**，且送风口宜装置向下倾斜的导流板。

5 通 风

5.1 一 般 规 定

5.1.1 自然通风具有投资少、基本不耗电、经济、管理简单等优点，推荐地面式建筑物优先采用自然通风适合我国国情。从已建成的水利水电工程地面式建筑物采用自然通风来看，一般反映效果较好。

当自然通风达不到室内空气温度、卫生、工艺等方面的要求时，可采用机械通风或自然通风辅以机械通风的联合通风等方式。

在风沙大的地区，为了避免风沙进入室内，可采用机械通风，并在通风系统的进风处设空气过滤装置。

5.1.2 地面式建筑物主朝向朝西时，对采用自然通风是不利的，应尽量避免。但水利水电工程各建筑物的布置和朝向受水利枢纽布置和地形等条件限制，以水工专业设计为主。通风专业应在初设时提出合理化建议，提醒水工专业在条件允许时，应尽量满足本条对各建筑物朝向的要求，将建筑物布置成其进风面向向夏季最有利的风向，充分利用室外风压，弥补热压的不足，增强通风的效果。

5.1.3 在《建筑气候区划标准》（GB 50178—93）中，全国被分为七个建筑气候区，其中第Ⅲ和第Ⅳ建筑气候区（夏热冬冷地区和夏热冬暖地区）的夏季室外气温较高，这些地区的累年最热月平均温度不小于28℃，包括浙江、安徽、江西、福建、湖南、广东、广西等省（自治区）的全部，湖北的南部，江苏的南部和四川东部某些地区以及新疆吐鲁番等。炎热地区的建筑物夏季围护结构传热量往往要占通风系统总热量70%以上，必须考虑遮阳、加大围护结构传热阻等措施。

副厂房、辅机间等部位层高一般不高，屋顶传入热量占围护

结构传热量相当大的部分。在炎热地区副厂房、辅机间等部位如不考虑屋顶隔热，屋顶下的温度将很高，屋盖热辐射直接影响到工作区。采用通风屋顶隔热所需费用不高，隔热效果很显著。如条件限制，可采用其他隔热措施。

5.1.4 地下式建筑物一般要求采用机械通风，但在有条件利用交通洞（廊道）、母线洞（廊道）、排风（电缆）竖井形成热压差，使空气对流并满足室内换气要求时，也可采用自然通风和部分自然通风，以节省投资、简化通风系统和运行费用。我国有地下或封闭式厂房采用自然通风成功的例子有：鲁布格水电站地下式厂房部分采用了自然通风，李家峡水电站封闭式厂房利用配电装置和主变压器的设备发热量形成热压差作为自然通风的动力。

位于采暖地区的地下式建筑物采用自然通风时，应对冬季热压差加大采取有效的控制措施，防止冬季由于通风量过大，增加采暖负荷。

5.1.5 所谓自然通风不能满足室内空气参数要求往往是指夏季不能满足，由此而采用了机械通风或空气调节方式的地下式建筑物，有可能在别的季节中具有足够的热压，自然通风能满足室内换气和空气参数的要求。这时，季节性转换为自然通风方式运行，可收到节约成本、利于通风机械检修的效果，管理者是欢迎的。因此在设计时，就宜核算这种可能性，做技术经济比较，若可行，则从设计开始就在对外联系洞廊的布置、气流流向的组织、转换操纵装置的设置等各方面为实现季节性自然通风创造有利条件。

5.1.6 地下式建筑物一般采用全面机械通风，夏季要求通风量很大，如单独设置通风道，工程量将很大。而地下建筑物土建设计时就已经设有了许多对外联系的洞廊，如交通洞、出线井（洞）、施工洞、排水洞等。为节约投资，应尽量利用这些洞廊作为通风空调系统的进、排风道。不能满足要求时，才再设置专用通风道。

对于兼作风道的交通道，主要以工作人员进出交通道时可以

接受的空气流速作出规定要求。

5.1.7 根据以往水利水电工程通风设计的经验，通风系统对外的进、排风口的设置，一定要考虑防尘、防虫、防雨水措施。地下式建筑物利用进厂交通洞（或其他廊道）进风，从已建成的地下式建筑物运行情况看，晚上往往有大量飞虫吸进室风，特别在南方的一些地下式建筑物尤为厉害。应在洞口设置对飞虫有效诱杀或加滤网等措施。

大坝泄洪时，会溅起大量水雾，弥漫于周围空气中。这种含水空气若通过设在外墙上的进、排风口进入室内，尤其是进入余湿较多的地下式建筑物内的时候，会造成室内空气非常潮湿的后果。因此，应尽量使通风系统的进、排风口避开水雾区域。当不能避开时，应采取防泄洪水雾的措施。

近年来有些工程上采用单、双层防雨百叶窗作为通风系统对外的进、排风口，取得了较好的效果。

5.1.8 水轮发电机组进行检修时，如对水轮机转子进行打磨和补焊作业，会产生大量有害气体和尘埃，特别是在水轮机机坑内进行以上作业，产生的有害气体和尘埃，由于不易扩散，对工作环境影响更加厉害。以往设计中，往往忽视水轮发电机组检修通风，给检修工作带来困难，应引起重视。通风设计时可对检修临时风机的安装位置、电源、进排风通道、气流流向等做预先的设计和留置，以便检修时能利用临时安装的通风机抽排检修作业时产生的有害气体和尘埃。

5.1.9 厂内的卫生间及生活污水处理室、盥洗室、浴室等生活用房，如通风不好，对环境影响很大。一些已建成的水电站厂房，特别是地下厂房，由于没有很好解决厂内卫生间的排风，只好把卫生间关闭不用。本条对这些生活用房通风换气次数及设计要点作了明确规定，设计人员应予重视。

5.1.10 水利水电工程的通风系统一般不会常年满负荷运行，可以在适当时候安排局部和全系统停机检修，因此可以不考虑设置备用的风机和电机。对于地下式或封闭式建筑物，由于其通风

系统运行一般不能中断，为满足通风系统交替运行、检修的需要，本条规定主通风设备不宜少于两套，通风系统的进、排风口宜考虑备用。

5.1.11 通风量应经过计算确定。产生余热、余湿场所的通风量根据其余热量、余湿量和进、排风参数计算，以下列举了一些具体场所的计算样式。

(1) 余热量（包括：围护结构得热量、机电设备散热量、照明散热量、工作人员散热量等）较大的房间，如水电站的主厂房发电机层、中间层、泵站的主电机层、配电装置设备的房间、变压器室、电抗器室、油断路器室、母线室、中央控制室、大坝及通航建筑物的集控室等房间，应按排除余热量计算通风量。

(2) 水电站的水轮机层、技术供水室（层）、大坝及通航建筑物的下层廊道、一般排水、检修、渗漏排水、消防用的水泵房（水泵运行时间短）、主阀室等厂内潮湿场所的通风量按排除余湿量计算。

(3) 当潮湿场所布置有较多发热电器设备；或潮湿场所的发热设备数量虽少，但连续运行时间较长、发热量较大；或其他余热量、余湿量都比较大的场所；这些场所的通风量宜分别按排除余热量、余湿量计算后，取其较大值。这其中一个典型的例子是提供水轮发电机组冷却用水的供水泵房，由于连续运行时间长，其余热量甚至还大于其余湿量。

5.1.12 通风的目的是以尽可能经济的通风量来保证室内人员的卫生条件和热舒适性，排除室内的余热、余湿和有害物。之所以规定室内送风口应靠近工作区或热、蒸汽、有害物质产生量较少的区域，室内吸风口应靠近热、蒸汽或有害物质散发源或含有大量热、蒸汽、有害物质的区域，就是为了将新鲜空气最先送至工作区，而使排走的空气中的热、蒸汽和有害物浓度最大，从而最大限度地保证了通风的有效性，避免形成送、排风短路和气流死角。一旦出现气流短路和死角，须调整送吸风口位置，设导流装置，重要的地点设接力风机等。

5.2 自然通风

5.2.1 本条规定了几种可供选择的自然通风气流组织方式。

迎风面窗户进风，背风面窗户排风的“穿堂风”。是利用室外风压为自然通风的动力。当两面均有外窗的地面式建筑物处于常年或绝大部分时间有足够的风力和稳定风向的环境中时，可采用这种气流组织方式。由于风压往往不稳定，所以穿堂风一般仅作为辅助方式与其他气流组织方式结合使用。

“低窗进风，高窗排风”是一种典型的以热压为通风动力的气流组织方式。因进、排风窗位置在同侧、异侧的不同，又有几种有所差异的气流流向。当地面式建筑物有条件布置低窗时可采用这种气流组织方式。

厂房大门进风，高窗排风的“高窗自然通风”。通常用于水电站主厂房发电机层、泵站的主电机层，也是以热压为通风动力。当地面式建筑物受条件限制，下部无法开设进风窗而只有高窗时，可考虑采用这种气流组织方式。其气流流向是：由于建筑物内发电机组、水泵电机等设备散热，室内空气被加热而上升从高窗排出，室外空气从建筑物端部大门进入到室内，贴附于地面沿建筑物纵向前进，沿途不断补充各机组（电机）段受热上升的空气，形成纵向穿堂风。如果室外空气计算温度较高，机组（电机）台数较多，建筑物纵向长度较长时，沿建筑物纵向长度上的温升会比较大。这时，须经过核算是否满足厂内空气参数要求后，决定是否适合采用。

“专用或兼用进风洞进风，专用或兼用排风洞排风”这种方式仅指地下式或封闭式建筑物而言，也是以热压为通风动力。当地下式或封闭式建筑物具有自然通风条件时采用。其气流流向因进、排风洞在建筑物内的开口位置和方向不同而不同。

5.2.2 自然通风的计算仅考虑热压作用，是因为热压比较稳定、可靠，而风压受风力、风向的影响变化较大，即使在同一天内也不稳定。有些地区恰恰在炎热的日子内风速也低。所以在自然通

风计算时不计入风压，而把它作为实际使用中的安全因素。

自然通风的计算分为两类：已知建筑物所需要的通风量，计算开窗面积和位置，叫设计计算；在建筑物进、排风窗的大小和位置都已确定的情况下，计算实际可能的通风量，看其是否满足建筑物室内空气参数的要求，叫校核计算。水利水电工程地面式建筑物为满足采光要求所设置的全部窗户面积往往很大，确定其中用于自然通风的可开启窗户的大小及位置，须进行自然通风设计计算。地下式建筑物的进、排风洞的布置往往已随建筑物布置的确定而确定，因此通常进行的是自然通风校核计算。

有关自然通风设计的计算公式及规定应按 **GB 50019—2003** 附录F的规定计算确定。

5.2.3 为加大自然通风热压差和使室外新鲜空气直接进入工作区，提高通风效率，要求进风窗的位置尽可能地降低。**GB 50019—2003** 第 5.2.6 条规定“夏季自然通风用的进风口，其下缘距室内地面的高度不应大于 **1.2m**”。而水利水电工程的主厂房（主电机房）体量大，建筑高度一般在 **20m** 以上，考虑建筑立面的要求，本标准把进风窗下缘距室内地面的高度增加至“不宜大于 **2m**”。

在寒冷地区，冬季为防止冷风直接吹向工作地点，规定自然通风的进风口，其下缘不宜低于 **4m**，冷空气从上部侧窗进入，当其下降至工作地点时，已经过了一段混合加热过程，这样就不致使工作区过冷。

5.2.4 为了使风压成为加强热压而不是抵消热压的因素，所以规定“排风窗（或排风口）应避开夏季主导风向的正压区”。

5.2.5 采用阻力系数小的进、排风口或窗扇有利于减小进、排风口的阻力，提高自然通风的效果。

由于不同季节不同风量的要求，以及防雨、防尘等的需要，自然通风用的窗扇常常须要调整开度或进行开关操作，而水利水电工程很多建筑物的窗户高度往往很高，手工操作非常不便，因此应设置便于操作和维修的开关装置。

5.2.6 采用自然通风或局部自然通风的地下式建筑物，其通风量是按夏季通风的需要设计的。在冬季由于室内外温差加大，热压差变大，自然通风量也比夏季加大，会使厂房内温度过低。尤其对于第Ⅰ和第Ⅱ建筑气候区（严寒地区和寒冷地区）内以及第Ⅵ和第Ⅶ建筑气候区的一些地方来说，冬季需要采暖。若不控制通风量，将大大加大采暖负荷，增加运营成本。因此，应在通风竖井进风口处或其他合适的部位设置风量调节装置。

从消防的角度考虑，地下厂房的母线竖井、出线洞等竖井，其高度一般均为几十米甚至几百米以上，当地下厂房发生火灾时，极易产生烟囱效应，加大厂内的火势。因此，利用母线竖井、出线洞等竖井进行自然通风时，设置在竖井上的风量调节装置应采用带风量调节功能的自动复位防火调节阀。

5.3 机械通风

5.3.1 设置集中采暖且有排风的建筑物，设计上存在着如何考虑冬季补风、补热的问题。在排风量一定的情况下，为了保持室内的风量平衡，有两种补风的方式：一是依靠建筑物围护结构的自然渗透；二是利用送风系统人为地予以补偿。无论采取哪一种方式，为了保持室内达到既定的室温标准，都存在着补热的问题，以实现设计工况下的热平衡。

本条规定应考虑利用自然补风，包括利用相邻房间的清洁空气补风的可能性。当自然补风达不到卫生要求和生产要求或在技术经济上不合理时，则以设置机械送风系统为宜。

设置集中采暖的建筑物，为负担通风所引起的过多耗热量，会增加室内的散热设备，而在实际使用中通风系统停止运行时，散热设备提供的过多的热量会使建筑物室内温度过高。如果仅按围护结构的负荷，不考虑新风负荷而设置散热设备，当通风系统运行时又难以保证建筑物室内的采暖温度。因此本条规定在设置机械送风系统时，应进行风量平衡及热平衡计算。

5.3.2 本条规定了设置机械送风系统的空气加热器时，对室外

空气温度的采用原则。

5.3.3 本条规定了机械通风系统进风口的位置设置要求。

1 为了使送入室内的空气比较洁净、干燥，以改善通风效果，规定把进风口设在室外空气比较洁净的地点，且宜避开泄洪水雾区。

2 为了防止系统排风、尤其是含有有害物质的排风对进风的污染，规定进风口宜设在排风口上风侧，且应低于排风口。

3 夏季用的进风口设在建筑物的背阴处，可避免因太阳照射引起进风的温升，使进风温度较低，有利于改善通风效果。

4 为了防止系统进风把进风口附近地面的灰尘、碎屑等扬起并带入，规定进风口的底部距室外地坪不宜低于 **2m**，当布置在绿化地带时，不宜低于 **1m**。

5.3.4 除了从整个通风系统的布置考虑来选择主通风机房的有利位置外，由于主通风机房存在噪声和振动，所以也不宜靠近中央控制室、调度室、通信室、计算机室等场所。

5.3.5 由于通风系统的漏风，会使室内送、吸风口的风量达不到设计值，从而降低通风效果，造成室内空气参数达不到要求的后果。因此在选择通风机时，对于金属或不燃玻璃钢风管系统，推荐通风机的风量比计算的风量附加 **5%~10%**；对于金属或不燃玻璃钢风管与土建风道的联合系统，除了风管和风道本身的漏风外，往往在风管和风道的结合部漏风较大，因此推荐通风机的风量比计算的风量附加 **10%~15%**；

对应上述两种情况，推荐固定转速通风机的压力比计算压力分别附加 **10%~15%** 和 **15%~25%**；变频通风机的转速可调，其压力可不附加，但其电动机的功率推荐比计算值附加 **20%~30%**。

在综合考虑上述各种因素的情况下，通风机的设计选用工况应使风机的实际运行处于高效率区。

5.3.6 通风机的并联或串联工作比较复杂，其联合工况下的风量、风压不简单地等于各台通风机额定风量或额定风压之和，须

按通风机和管道系统的特性曲线计算而得。有时因布置或使用不当，联合工况下的风量、风压比单台通风机的额定风量或额定风压还小，风机特性的不稳定区易受到扰动而恶化其工作性能。为简化设计和便于运行管理，规定应尽量选用同型号、同性能的通风机并联或串联安装。

5.3.7 本条规定了油罐室、油处理室、蓄电池室、储酸室的通风要求。

1 为防止这些房间散发的有害物（如油雾、酸雾、氢气等）扩散形成对周围环境和邻近房间的污染，这些房间室内须保持负压。一般采用机械排风、自然进风的方式使室内保持负压。

2 油罐室、油处理室的排风系统既要在平时排除比空气重、集聚于房间下部的油雾，又要在火灾事故后排除比空气轻、分布于房间上部的热烟气，因此本款规定了其吸风口分为上、下两排布置，各排除总风量的 $1/3$ 和 $2/3$ 。

3 根据 GB 50019—2003 第 5.3.14 条有关规定，结合水利水电工程的实际情况，作出本款规定：位于房间上部的吸风口，风口的上缘至顶棚平面或屋顶的距离不大于 0.4 m ；位于房间下部的吸风口，风口的下缘至地板间距不大于 0.3 m 。

4 表 5.3.7 列出的排风换气次数是参照《水电站机电设计手册 采暖通风与空调》（《水电站机电设计手册》编写组，水利水电出版社）有关章节的要求而制定的。

5.3.8 油罐室、油处理室、蓄电池室、储酸室这些房间散发的有害物是易燃、易爆、具有腐蚀性的油雾、酸雾、氢气，不允许流入其他房间，因此其排风系统应单独设置。

油库、蓄电池室等部位由于工艺原因产生油、酸气体，对设备有易燃、易爆及腐蚀作用，因此本款规定油库、蓄电池室等部位的排风机应选择防腐、防爆型风机。

5.3.9 产生有害物的场所，由于其有害物散发量不易准确计算，可按表 5.3.9 规定的经验换气次数计算确定。

设置空调系统的防护区、钢瓶室，空调系统的新风量不得小

于按经验换气次数计算所得的通风量。

5.3.10 本条根据 GB 50019—2003 相关条款的内容并结合水利水电工程的性质制定。基于水利水电工程各类厂房、泵站内背景噪声较大，对于风管（道）内的气流速度，在满足通风系统水力平衡要求的前提下，尽可能取上限值或较大值，以减小风管（道）的断面尺寸。

5.4 事故排风

5.4.1 本条规定了设置事故排风的条件。

1 所述场所的特点是：平时和事故时，都会散发同样的有害气体，但在散发数量上前者少、后者多，因此事故排风的排风量比平时的基本排风量大许多。这类场所如：六氟化硫全封闭组合电器室、蓄电池室、气体灭火系统及细水雾灭火系统的钢瓶室等。

其中六氟化硫全封闭组合电器是以具有优良电气绝缘和灭弧性能的六氟化硫（分子式 SF_6 ）气体为绝缘介质的电器组合。纯六氟化硫气体无色、无味、无毒、不燃、化学性能稳定。但在工厂生产六氟化硫气体的过程中，会伴随着产生多种有毒气体，并有少量混入产品气体中。另外，密封于电器设备中的六氟化硫气体在电晕、火花放电、电弧的作用下，在含有水分等杂质的情况下，会与金属蒸汽、水蒸汽、密封材料等发生反应，生成少量金属氟化物及其他低氟化合物等有害物质。这些有害物一旦随六氟化硫的漏气而漏入室内，会危及运行维修人员的安全。所以应采取综合防治措施，如：对充注的六氟化硫气体纯度严格控制；提高设备元件加工质量，使年漏气率最大限度地减少；定期取样分析过滤处理；检修时执行严格的防护、清毒规程；设置基本排风和事故排风装置等。所以本条规定将六氟化硫全封闭组合电器室列入应设置事故排风的场所。

水利水电工程中的中央控制室、电气设备室等重要场所的消防宜采用气体灭火系统。发电机机坑也有采用气体灭火系统的工程实例。目前，常规的气体灭火介质中除二氧化碳（ CO_2 ）仍在

使用外，以前常用的哈龙 1301 和哈龙 1211 气体灭火介质，因其对大气臭氧层有破坏作用而在国际上被《蒙特利尔议定书》明确限期禁止生产使用。目前，气体灭火介质中应用较好的哈龙替代物有七氟丙烷、IG541 混合气体等。

七氟丙烷（代号 HFC-227ea，分子式 $\text{CF}_3\text{CHF}_2\text{CF}_3$ 或 $\text{C}_3\text{F}_7\text{H}$ ，商品名称 FM200）对臭氧层的耗损潜能值为 0（ $ODP=0$ ），温室效应潜能值轻微（ $GWP=0.6$ ），毒性低——“未观察到不良反应”，浓度（ $NOAEL=9\%$ ）高于灭火设计基本浓度（ $C=8\%$ ）。但七氟丙烷在火焰的高温作用下，会产生 HF 等有害物。另外，房间中较高浓度七氟丙烷的存在会对人员造成窒息性危害。

IG541 混合气体（商品名称烟烙尽）是以氮气为主，混合有氩气和少量二氧化碳的混合气体，无毒，但也有高浓度存在对人员造成窒息的危险。

细水雾灭火系统利用水作为灭火介质，采用特殊的喷头在特定的工作压力范围内将水流直接分解（或采用氮气雾化介质将水分解）成细水雾进行灭火的一种固定式灭火系统。具有经济、有效、适用面广等特点，目前已成为替代气体、常规水喷雾、自动水喷淋和泡沫灭火系统的重要手段。细水雾灭火系统的氮气瓶发生泄漏时，室内短时间内积聚大量氮气对人员有窒息的危险。

综上所述，气体或细水雾灭火系统的钢瓶室及防护区应设置事故排风，以便在火灾或其他事故发生后尽快将室内的灭火介质气体排走。

2 所述场所的特点是：平时排风和事故排风所排出的有害物不同。平时的基本排风是为了排除这些场所散发的余热、余湿或其他有害物（如油雾）。事故排风主要是为了排除这些场所发生火灾后产生的大量烟气，以便为清理现场、恢复生产创造条件。两者的风量有可能比较接近。如含油电气设备室、油罐室、油处理室、大型电缆室（廊道、夹层）、气体灭火系统及细水雾灭火系统的防护区等。

为了救生目的而在交通疏散通道等部位设置的防、排烟系统另见本标准第7章“防烟与排烟”的规定。

5.4.2 本条规定了事故排风的设置要求。

1 排风装置兼顾正常时基本排风和事故时事故排风要求的措施一般有以下两种：

(1) 设置两套排风装置，风量分别等于平时排风量和事故排风量，平时和事故时分别启动运行。如果平时排风量近似于事故排风量的一半，则可设置两套相同的排风装置，平时只轮换启动一套装置运行，事故时两套装置同时启动运行。

(2) 只按事故排风量设置一套排风装置，事故时全风量连续运行，平时按平时排风的需要作间歇运行或通过变频等方法作变风量运行。

上述两种措施宜根据可靠、简单、方便、经济的原则选用。设计时尽可能使事故排风系统由平时使用的排风系统兼顾，但在事故发生时，必须保证能提供足够的通风换气量。

2 表 5.4.2 中六氟化硫全封闭组合电器室的排风换气次数是根据一些水电站的设计经验，以及《六氟化硫电器设备中气体管理和检测导则》(GB 8905—1996)等标准的规定而确定的。

气体灭火系统钢瓶室的排风换气次数目前尚未见有明确的规定，表 5.4.2 中的数据是根据六氟化硫全封闭组合电器室的排风换气次数按气体压力类比推算而得；防护区灭火后的换气次数源自《气体灭火系统设计规范》(GB 50370—2005)有关规定。

表 5.4.2 中其他部位事故通风的换气次数是根据工程设计经验推算而得。

设置空调系统的防护区、钢瓶室需设置事故排风系统。

发电机坑采用气体灭火系统时，需按防护区要求设置事故排风系统。

3 事故排风系统吸风口的位置是根据所排除有害物相对空气的密度规定的。六氟化硫 (SF_6) 和七氟丙烷 ($\text{C}_3\text{F}_7\text{H}$) 在标

准大气压力及 20℃时的密度分别是 6.24 kg/m^3 和 7.645 kg/m^3 ，比空气（密度约为 1.2 kg/m^3 ）密度大，二氧化碳气体的密度也略重于空气，泄漏到房间时多沉积于下部，所以事故排风的吸风口应主要布置在房间底部或下部。

IG541 是一种混合气体，其主要成分与空气成分相似，密度也差不多，其事故排风吸风口的位置可根据气流组织的需要确定。

用于排烟的事故排风系统，所要排除的烟气温度高，密度比空气小，烟气集聚于房间上部，所以其事故排风的吸风口应布置在房间上部。

排风口上、下缘至房间的屋顶或地板间距同 5.3.7 条第 3 款规定。

4 事故排风系统（包括兼作事故排风用的基本排风系统）的通风机，其开关装置应装在室内、外便于操作的地点，以便一旦发生紧急事故时，能使其立即投入运行。

5 事故排风口位置的规定是为安全起见，防止事故排风系统投入运行时排出的有害物质危及人身安全和由于进、排风气流短路时影响进风空气的质量。

6 空气调节

6.1 一般规定

6.1.1 本条规定了设置空气调节的条件。当采用自然通风或机械通风不能满足工作人员、机电设备对室内温度、湿度等方面的要求时，应设置空气调节系统。

在南方高温高湿地区，水利水电工程的很多部位设置一般的通风系统往往很难达到规定的室内温度、湿度要求，而且投资也并不省。在这种环境状况下，不光机电设备的故障率高，值班人员也感觉特别难受。如采用空气调节系统来降温、降湿，就能大大改善室内的工作环境，提高了设备的稳定性及劳动生产率和工作效率，从而增加了经济效益。

6.1.2 水利水电工程应尽可能采用自然通风或机械通风来满足室内温度、湿度的要求，当采用自然通风或机械通风不能满足室内温度、湿度要求时，也不宜采用全室性空气调节，仅在经常有工作人员工作的地方或设备对环境条件有特殊工艺要求的部位进行局部空气调节。

6.1.3 根据对多个水电站水库水温实测，大型年调节或多年调节的水库，在水库底层，特别在水轮机进水口底槛高程以下，水温较低。如新安江水电站、丹江口水电站厂房利用水库水作空气调节的冷源取得了良好的效果。在水轮机进水口以上由于受水轮机过水流量的影响，水温较高。本条规定空气调节冷源取水库水的取水口宜设置在水轮机进水口底槛高程以下，水库淤积高程以上，取水口应设有过滤装置及备用取水口，以便于在获得低温水的同时又防止取水口被淤泥堵死。

6.1.4 水利水电工程的地下式建筑物一般多利用工程施工用的洞廊或专设的通风洞作为通风或空气调节的进风道，这些进风道一般都很长，有几百米乃至上千米长，通过的风速也不高。室外

进风通过与洞壁岩体进行热交换，可降低进风空气温度的年波幅和日波幅。在进风洞足够长，热交换充分的情况下，进入到室内的空气日波幅可接近于零。地下式建筑物的围护结构岩壁与室内空气同样存在着热交换作用。当地下式建筑物埋设较深时，建筑物周围的土壤及岩壁温度基本上达到恒温，冬暖夏凉。冬天当建筑物室内温度低于周围的土壤及岩壁温度时，建筑物从周围的土壤及岩壁吸热；夏天当建筑物室内温度高于周围的土壤及岩壁温度时，建筑物周围的土壤及岩壁从建筑物室内吸热。通风和空气调节设计时应计算地下进风道对进风温度的调节作用和地下围护结构对地下建筑物洞室内空气温度的调节作用，使通风与空气调节系统的设计容量更符合实际状况，避免通风与空气调节系统的设计容量过大，造成浪费。

一般情况下，水利水电工程设计时，仅计算地下进风道对进风温、湿度的调节作用，不考虑地下建筑物周围土壤及岩壁对室内温、湿度的影响。当遇到特殊情况，地下建筑物周围的岩石及土壤温度较高，夏季岩石及土壤通过围护结构向室内传热时，还是应考虑地下建筑物周围土壤及岩壁对室内温、湿度的影响。

6.1.5 采用空气调节的部位在室内保持正压，可防止室外空气渗入，保证房间的室内参数不受外界干扰。室内正压值不宜过小，也不宜过大。当室内正压值为 **5Pa** 时，相当于由门窗缝隙压出的风速为 **2.85 m/s**，也就是说当室外平均风速小于 **2.85 m/s** 时，采用 **5Pa** 正压值一般可满足要求；室内正压值为 **10Pa** 时，保持室内正压所需的风量约为每小时 **1.0 ~ 1.5** 次的换气次数，舒适性空气调节系统的新风量均能满足此要求。当室内正压值大于 **50Pa** 时不仅人体感到不舒适，而且需加大新风量，增加能耗，同时开门也很困难，因此本条规定室内正压值取 **5~10Pa**。

6.1.6 空气调节区域集中布置是为了减少空气调节区域的外墙、与非空气调节区域相邻的内墙以及楼板的保温隔热工程量，减少系统的冷热负荷，降低投资及造价。

规定室内温度、湿度基数和使用要求相近的空调房间相邻布

置是为了方便设备布置，便于管理。

6.1.7 本条规定对空气调节房间的围护结构最大传热系数，主要是为了控制和减少围护结构的冷、热负荷。

表 6.1.7 中内墙或楼板的有关数值，仅适用于相邻房间温度差大于 3℃ 时。

确定围护结构的传热系数时，尚应符合 4.1.4 条的规定。

6.1.8 本条规定采用全面空气调节的建筑物，对外启频繁的外门宜设置空气幕或门斗，主要是为了防止室内的冷、热空气通过开启频繁的外门向外泄漏，造成能量损失。

6.2 负荷计算

6.2.1 水利水电工程在方案设计或初步设计阶段，各专业的设备布置及选型还没有最终确定，向暖通专业提供的设备发热量也是大致估算的，这给空气调节系统的负荷计算带来不便。为配合土建、机电各专业进行方案设计或初步设计，可按电站规模、形式根据设计经验进行初步框算或使用冷负荷指标进行必要的估算，一般说来，按框算或估算出的负荷往往偏大，到设备采购标书之前应对空气调节区进行逐项逐时的冷负荷计算，以得出实际所需的冷负荷作为设备选型及采购的依据，以免造成浪费。

6.2.2 本条列出了水利水电工程各部位夏季空调得热量的项目作为设计计算的依据。采用空气调节时，夏季得热量和湿量分开，湿量另列一条，这样做的原因是由于某些热量所形成的负荷在概念上和计算方法上与湿量形成负荷有所不同，将散湿过程引起潜热量的计算单列一类，以强调其特点及其对空气调节负荷计算的重要性。

地下式建筑物各部位原则上不计算通过围护结构传入的热量。特殊情况下，当地下式建筑物周围的岩石温度较高，向室内传入的热量较大时，还是要计算通过围护结构传入的热量。

6.2.3 本条从现代负荷计算方法的基本原理出发，规定了计算夏季冷负荷所应考虑的基本因素；强调指出得热量与冷负荷是两

个不同的概念；明确规定了按非稳定传热方法进行负荷计算的各种得热项目。

通过围护结构进入室内的，以及房间内部散出的各种热量称为房间的得热量。为保持所要求的室内温度必须由空气调节系统从室内带走的热量称为房间的冷负荷。两者概念不同，在数值上也不一定相等，这取决于得热量中有多少是辐射热量或可变成辐射成分。由于辐射部分热量不能直接被空气调节系统的送风消除，只能被房间围护结构内表面及室内各种物件所吸收、反射、放热、再吸收、再反射、再放热……。在多次放热过程中，由于房间围护结构和室内各种物件的蓄热—放热作用，得热中的辐射成分逐渐转化为对流成分，即转化为冷负荷。显然使得热曲线与冷负荷曲线不一致，冷负荷曲线将产生衰减和延迟现象。合理地考虑这种冷负荷曲线波幅的衰减和时间上延时作用，对于削减设计冷负荷有重要意义。

6.2.4 计算夏季围护结构传热量时，室外或邻室计算温度的计算方法。对于外窗，由于这部分的热量直接作用到室内，外窗冷负荷计算的室外计算温度采用室外逐时温度。对于外墙和屋顶，由于水利水电工程各建筑物的外墙和屋顶一般都不会是轻型结构，即使有些建筑物的屋顶采用了较轻型的结构，但由于这类建筑物（如水电站的主厂房发电机层、泵站的主电机层、船闸的卷扬机室等）屋顶距地面较高，对工作区影响也较小，而且，这些建筑物对室内空气温度精度要求又不高。室外温度变化的扰动和太阳辐射照度的变化经历了围护结构和室内的双重衰减作用，负荷曲线已相当平缓，为了减少外墙和屋顶传热量计算工作量，可用室外综合平均温度作为冷负荷室外计算温度。

6.2.5、6.2.6 对于外墙、屋顶和外窗传热形成的冷负荷，本条采用了 GB 50019—2003 的冷负荷计算公式。国内还有些资料采用当量温差法计算，由于计算过程比较复杂，本标准未予采用。对于一般要求的空气调节房间，由于室外扰动因素经历了围护结构（外墙或屋顶）和房间双重衰减作用，为了减少计算工作量，

可用室外综合平均温度代替冷负荷计算温度。

当屋顶处于空气调节区之外时，只计算屋顶传热进入空气调节区的辐射部分形成的冷负荷。

6.2.7 当空气调节房间与邻室的夏季室内温差大于 3°C 时，通过隔墙或楼板等传热形成的冷负荷，在空气调节冷负荷中占有一定比重，在某些情况下是不可忽视的，因此作了本条规定。

6.2.8 透过玻璃窗进入室内的太阳辐射热形成的冷负荷，在空气调节得热量中占有很大一部分，因此，正确计算透过窗户进入室内的太阳辐射热十分重要。计算透过窗户的太阳辐射热量，不但要考虑当地的太阳辐射照度、窗框、玻璃的种类等影响，更重要的要考虑各遮阳物的影响，包括窗户内外遮阳设施。很多水利水电工程的建筑物建在峡谷、坝后，所以还要考虑两边山岩和大坝的遮阳影响。

6.2.9 由于透过玻璃窗进入空气调节房间的太阳辐射热量中含有随时间变化的成分，而且其中辐射成分又随着遮阳设施类型的不同而异，因此，这项得热量形成的冷负荷，应依据遮阳设施类型和房间具体热工特性计算确定。由于计算过程比较复杂，一般可直接使用国内新编技术措施的现成表格查取或利用计算机程序求解。

6.2.10 地下式建筑物夏季空气调节的冷负荷，除按规定计算机电设备、照明、人员等散热量形成的冷负荷外，还应通过地下围护结构热工计算对夏季空气调节冷负荷进行修正。

地下式建筑物引入室外空气经过地下风道（也有利用交通洞或出线洞等作进风道）进风时，进入地下风道的空气与洞壁岩体发生热交换，在夏季室外进风温度逐渐降低，相对湿度升高，在冬季室外进风温度吸收岩体热量，温度升高。这样热交换使室外进风年波幅和日波幅都有衰减，特别是日波幅衰减明显，应把地下进风道的末端空气参数作为地下式建筑物进风空气参数。夏季地下进风道末端空气参数比夏季空气调节室外计算温度要低得多，往往能达到 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ （与地下进风道长度和进风风速等条件有关，由计算确定），使夏季新风形成的冷负荷比地面式厂房要

低得多。

对于地下式建筑物，由于室内空气与周围岩壁产生热交换，同样可以降低地下式建筑物夏季空气调节的冷负荷、冬季空气调节的热负荷，但工程设计中一般情况下不计算这部分冷、热负荷，而是将其作为负荷计算的安全裕量。但是，当地下式建筑物周围岩石温度较高，对室内传热量较大时，夏季空气调节的冷负荷还是应计算地下式建筑物夏季围护结构的传热量。

对于地下式建筑物内发热强度大的房间，如地下主变压器室（洞）、母线室（洞）、厂用电变压器室、电抗器室等，由于室内温度高，开始岩壁吸热量很大，但随着岩体不断被加热，吸热量逐渐下降，热稳定后，壁面吸热量占设备散热量比率愈来愈小，负荷计算时可不考虑围护结构吸热量。

6.2.11 不连续工作的设备、照明及人体等散热量，因其有时变性质，且含有辐射的成分，所以其散热曲线与其所形成的负荷曲线是不一致的。在以上负荷中设备散热量占最重要位置，有条件时，应采用类似水利水电工程的实测数值。

群集系数是指人员结构组成，具体到水利水电工程是指工作人员的性别、工种（管理人员、运行人员、检修人员等）以及密集程度等。性别、工种不同人员小时散热量也不一样。

人员散热量只有在工作人员比较密集的中央控制室、计算机室、办公室等房间应予计算外，其他房间可不考虑人体散热量。

6.2.12 本条规定了湿负荷计算的原则。空气调节区的散湿量，直接关系到空气处理过程和空气调节系统的冷负荷。水利水电工程的散湿量主要来自室外空气带入的散湿量和围护结构、潮湿表面、液面或液流的散湿量。由于水利水电工程散湿源比较复杂，很难进行精确计算，建议有条件时尽量采用实测数据。

室外空气带入室内的湿量按室内、外空气含湿量差进行计算。

围护结构的表面散湿量与地质条件、地下水的水压力、围护结构的材料、厚度和衬砌形式等条件有关，根据围护结构不同类

型、环境等参照《水电站机电设计手册 采暖通风与空调》（《水电站机电设计手册》编写组，水利水电出版社）第二章第六节中的相关公式及表格计算确定。

潮湿表面、液面或液流及人体的散湿量，可参照《水电站机电设计手册 采暖通风与空调》第二章第六节中式（2—43）～式（2—46）计算。

除中央控制室、计算机室和办公室，其他房间可不考虑人体散湿量。

6.2.13 根据空气调节区的同时使用情况、空气调节系统类型及控制方式等各种情况的不同，在确定空气调节系统夏季冷负荷时，主要有两种不同的算法：一个是取同时使用的各空气调节区逐时冷负荷的综合最大值，即从各空气调节区逐时冷负荷相加之后得出的数列中找出最大值；一个是取同时使用的各空气调节区逐时冷负荷的累计值，即找出各空气调节区逐时冷负荷的最大值并将它们相加在一起，而不考虑它们是否同时发生。后一种方法的计算结果显然比前一种方法的结果要大。例如：当采用变风量集中式空气调节系统时，由于系统本身具有适应各空气调节区冷负荷变化的调节能力，此时即应采用各空气调节区逐时冷负荷的综合最大值；当末端设备没有室温控制装置时，由于系统本身不能适应各空气调节区冷负荷的变化，为了保证最不利情况下达到空气调节区的温湿度要求，即应采用各空气调节区夏季冷负荷的累计值。

所谓附加冷负荷，系指新风冷负荷、空气通过风机、风管的温升引起的冷负荷、冷水通过水泵、水管、水箱的温升引起的冷负荷以及空气处理过程中产生冷热抵消现象引起的附加冷负荷等。

6.2.14 空气调节区的冬季热负荷和采暖房间的热负荷，计算方法是一样的，只是当空气调节区有足够的正压时，不必计算经由门窗缝隙渗入室内的耗热量。但是，考虑到空气调节区内热环境条件要求较高，区内温度的不保证时间应少于一般采暖房间，因

此，在选取室外计算温度时，规定采用平均每年不保证 1 天的温度值，即应采用冬季空气调节室外计算温度。

6.3 空气调节系统

6.3.1 本条规定了选择空气调节系统的总原则，目的是为了在满足使用要求的前提下，尽量做到投资省、运行费用低并具有环保、节能的效果。

6.3.2 本条规定了根据各个空调区不同的功能要求、使用性质、室内温、湿度、环境、噪声单独设置空气调节系统的划分原则。

使用时间相同、室内空气参数、室温波动范围、洁净要求相近的区域应划为一个系统，否则将导致能耗增加和系统调节困难，甚至不能满足使用要求。

对有不同噪声要求的房间，为了防止噪声大的房间影响其他房间，不宜划为同一系统。

为了防止产生有害物质房间的空气扩散到其他房间，不允许把产生有害物质的房间与一般房间划为同一系统。

6.3.3 全空气调节系统的设计要点：

(1) 全空气空气调节系统宜采用单风管式系统。单风管式系统是空气调节系统中使用最普遍、应用最广泛的一种传统形式。与双风管系统相比，具有占空间小，又可避免由于冷量和热量混合时的损失而增加能耗等优点。

(2) 全空气空气调节系统采用一次回风主要是为了节省空气调节的冷量或热量，由于水利水电工程一般没有高精度要求的房间(如要求室温波动水不大于 ± 1.0)，所以一般也不采用二次回风方式。

(3) 经济上合理时，可采用直流式全新风系统。例如，水电站地下式厂房当厂内排风量有要求，且排风空气的焓值与新风空气焓值相差不大时，可采用直流式全新风空气调节系统。另外，当室内空气含有污染源、有害气体或具有可燃、爆炸性气体而不能回风时，也可以采用直流式全新风空气调节系统。

6.3.4 对要求全年运行的全空气空气调节系统，为节能，在过渡季节应考虑大量使用室外新风运行或全新风运行的可能性。新风系统及新风口面积应能满足新风量变化的要求。应有相应的排风措施，使室内最大正压值不超过 50Pa。

6.3.5 空气调节房间较多时，如采用全空气系统，风量较大，不易敷设，且难于实现多个房间单独调节；如采用整体式空气调节机，数量多，造价高，维护管理也不方便。可采用风机盘管系统或变制冷剂流量多联分体式空气调节系统。这两种系统均具有空调主机集中设置，空调末端设备分散布置于各个空调房间内，末端设备能够单独调节，形式多样，配合室内装修布置在吊顶、侧墙或落地安装等优点，适合空调面积不太大但空调房间较多的空调区域。

风机盘管系统由于采用水作冷媒介质，对于电气设备房间的使用受到一定的限制。

近年来变制冷剂流量多联分体式空气调节技术发展很快，其室外主机组有单变（频）、双变（频）、全变（频）、数码涡旋等不同的配置方式，可以很方便地根据空调区内各房间室内机的使用情况灵活地改变室外主机组的制冷剂流量来调节运行负荷。由于室内机采用直接蒸发式，避免了风机盘管系统容易漏水的弊病。但室内机采用吸顶式时应避免送风口向下滴水的现象，不要直接布置在电气盘柜的正上方。

新风换气机是一种对室内排风进行热回收的新型节能设备，近年来发展很快。该设备将空调房间的排风与室外新风进行热交换后，再将排风排入室外，新风送入室内，在满足室内环境卫生要求的前提下达到节能的目的。

6.3.6 小型空气调节器是指分体柜式空调机、分体壁挂式空调机或窗式空调机，均为直接蒸发式的机组，有单冷、热泵两种形式。其特点是设备结构紧凑、体积较小、便于安装，比较适合在空气调节房间比较分散、空气调节房间数量也较少的场合。

6.3.7 本条在 GB 50019—2003 有关条文的基础上，考虑水利

水电工程工作性质的特点制定的。

就一般情况而言，新风量越多，对室内人员健康越有利，但新风量过多，会消耗更多的冷、热负荷。

由于水利水电工程建筑物容积大，运行及检修人员不多，本条适当提高了每个工作人员新风量，即每人新风量为 $40\text{m}^3/\text{h}$ 。

水利水电工程建筑物内工作人员少，但室内常有工艺要求的排风，设计人员设计时可按补偿局部排风和保持正压所需用新风量来确定新风量。一般空调房间按保持 5Pa 的室内正压所需用新风量来确定新风量就够了，但对于像中控制、单元控制室、调度室、集控室、指挥室等关键部位，运行管理人员长时间在室内值班，新风量标准应取高一点，可按保持 10Pa 的室内正压来确定新风量（相当于约 $1.0 \sim 1.5$ 次/h 的新风换气次数）。

6.3.8 全空气空气调节系统一般只设送风机，不设回风机，这样系统简单，占地少，投资省，运行费用也较低。在需要变换新风、回风和排风量时，单风机空气调节系统存在调节困难，空气处理机组容易漏风等缺点。当系统阻力大，风机风压高，耗电量较大，噪声也较大时可设置回风机。

6.4 空气调节冷热水及冷凝水系统

6.4.1 本条根据 GB 50019—2003 有关条文内容，对机械制冷（热）空气调节系统的冷热水参数作出了规定。对于以水库水为天然冷（热）源的空气调节系统，冷热水参数应根据实际工程的水温而定。

6.4.2 闭式系统简单实用，投资省，可设开式高位膨胀水箱定压，系统的排气、补水均较方便，推荐在机械制冷（热）空气调节水系统设计中采用。当系统中设有喷水室处理空气，或设置有蓄冷水池时，可采用开式系统。采用水库水的空气调节水系统，一般均为直排式的开式系统。

开式系统设置蓄水池或蓄水箱是为了调节和均衡末端设备对水量的需要。蓄水池或蓄水箱的蓄水量规定按系统循环水量的

5%~10%确定，相当于循环水泵 3~6min 的流量，可以满足系统使用要求。

6.4.3 根据目前工程实际情况来看，两管制水系统比四管制水系统要简单得多，占地、投资均较省。目前，国家标准也不推荐采用四管制，水利水电工程在一般情况下宜尽可能采用两管制。当系统内存在一些工艺性的空调区域需全年供冷时，宜采用冷热源同时使用的分区两管制水系统。

6.4.4 完全的定流量系统，即使一些冷水机组停止运行，水泵也全部运行，造成空气调节系统冷水的供水温度升高，空气调节设备除湿能力降低，且浪费水泵能量。因此，一般不应采用。条文中规定除设置一台循环泵的空气调节水系统之外，设置 2 台或 2 台以上冷水机组和循环水泵的空气调节水系统，应能适应负荷变化改变系统流量。从提高控制水平和节能的目的出发，宜设置相应的自控设施，不推荐手动控制。

6.4.5 本条文对冷水机组与冷水泵之间的连接方式作出规定，保证了蒸发器水流量恒定。

多台冷水机组和冷水泵之间可以一对一地连接管道，机组与水泵之间的水流量一一对应，联锁关系也比较简单。考虑到机组和水泵检修时的交叉组合互为备用，设计中也有将机组与水泵之间通过共用集管连接的。

随着负荷变化，一些冷水机组和对应冷水泵停机，系统总水流量减少。机组与水泵之间通过共用集管连接时，如果不关闭通向冷水机组的水路阀门，水流将均分流经各台冷水机组。因此，当空气调节水系统设置自动控制设施时，应设电动阀随冷水机组开闭，以保证蒸发器的水流量恒定。对应运行的冷水机组与冷水泵之间存在着联锁关系，而且冷水泵应提前启动和延迟关闭。因此，电动阀开闭应与对应水泵联锁。

6.4.6 空气调节水系统设计时，首先应通过系统布置和选定管径来减少并联环路之间的压力损失的相对差额，但在实际工程中常常较难通过管径选择计算取得管路平衡。因此，本条文没有规

定计算时各环路压力损失相对差额的允许数值，只规定达不到**15%**的平衡要求时，可通过设置流量平衡阀等调节手段达到并联环路之间的压力平衡。

6.4.7 本条对闭式空气调节水系统的定压点和膨胀水箱的设置作出了规定。

1 定压点宜设在循环水泵的吸入口处，是为了使系统运行时各点的压力均高于静止时的压力，定压点压力或膨胀水箱高度可以低一些。由于空气调节系统水温较采暖系统水温低，要求高度也比采暖系统的**1m**低，定为**0.5 m (5kPa)**。当定压点远离循环水泵吸入口时，应按水压图校核，最高点不应出现负压。

2 高位膨胀水箱具有定压简单、可靠、稳定、省电等优点，是目前最常用的定压方式，因此推荐优先采用。正常运行时，由于水泵等部位存在泄漏，因此，宜设置高位补水箱通过膨胀水箱、膨胀管向系统补水。浮球阀设置在补水箱内，可以防止因膨胀水箱内水位频繁变化而损坏浮球阀的开关功能。膨胀水箱和补水箱之间的供水管路上应设止回阀，以防止膨胀水箱内的水向补水箱回流。

3 为避免因误操作造成系统超压事故，规定膨胀管上不应设置阀门。

4 膨胀水箱上应设快速补水管及阀门，可以在系统需要快速补水时及时向系统补水。

6.4.8 空气调节水系统的管路由于冬天供热水，夏天供冷水，管路存在热胀冷缩的问题。因此，对空气调节水系统的管路应计算其热膨胀。设计中尽量利用管段的弯曲作为其热膨胀的自然补偿，当利用管段的自然补偿不能满足要求时，则应设置补偿器。

仅在夏季运行的单冷式空气调节水系统，一般利用管段的弯曲作为自然补偿。

6.4.9 空气调节水系统的管道（包括冷冻水供、回水管、凝结水管等），穿越沉降缝时应采取过缝措施，避免剪（拉）断水管。

6.4.10 空气调节水系统应在系统的最高点和各局部高点设置排

气装置；在系统的最低点和各局部低点设置泄水装置。排气装置可利用高位膨胀水箱和自动排气阀，自动排气阀处应设排水管将随排气带出的水引至合适地点排放。

6.4.11 空气调节水系统应在适当部位设置过滤器、除垢器或除污器，对系统内的循环水进行过滤、除垢或除污，以保证系统的正常运行。

6.4.12 空气处理设备的冷凝水管道的设置规定。

1 正压段和负压段的冷凝水盘的出水口处设置水封，是为了防止漏风及负压段的冷凝水排不出去。

2 为了便于定期冲洗、检修，冷凝水水平干管始端应设置扫除口。

3 冷凝水管不应与排入污水系统、室内密闭雨水系统直接连接，以防臭味和室外雨水通过空气处理设备的冷凝水盘溢。

4 冷凝水的温度也比较低，冷凝水管道也有凝露的可能，因此应采取防凝露措施。

5 空气调节水系统的凝结水管，敷设时应按有利于排水的原则设置一定的坡度，坡度不宜小于 0.003。

6.5 气流组织

6.5.1 对于空气调节区的气流组织，应根据室内空气温湿度参数、允许风速和噪声标准，结合建筑物特点、内部装修、工艺布置及设备散热等因素综合考虑进行设计、计算。有条件时，可通过数值仿真模拟计算或进行热态模型实验确定。

随着水利水电事业的发展，各种类型的大坝、水电站、泵站、闸站及通航建筑物的数量和规模不断扩大，设计和研究符合上述各类水利水电工程建筑物特点的送风方式成为暖通专业人员面临的主要任务。国内目前在这方面做了很多有成效的研究工作，并有很多论文公开发表。

计算机技术的发展，使得计算流体力学（**computational Fluid Dynamics**，简称 **CFD**）日渐成为暖通空调领域解决许多关

键问题的有效手段，CFD方法具有成本低、速度快、资料完备且可模拟各种不同的工况对室内气流组织进行数值模拟计算，研究在设定条件下气流流动的基本规律，从而选择出合理的送风方案等独特的优点。

模型实验是根据相似理论的基本原理，在几何相似、运动相似、动力相似、边界条件及起始条件相似的前提下，在大型实验室里对空调送风气流组织进行模拟验证。国内多个水电站与有关高校合作，在这方面进行了很多尝试，根据工程建成后运行的实际效果来看，基本上达到了设计的要求。有条件时应尽量做热态模型实验，这样可以与气流组织运行工况原型更吻合。

6.5.2 空气调节区的送风方式。

1 侧送是目前几种送风方式中比较简单经济的一种。水利水电工程一般部位的空气调节房间大都可以采用侧送方式。当采用较大送风温差时，侧送贴附射流有助于增加气流的射程长度，使空气混合均匀，可保证在工作区内舒适性的要求和较小的温度波动。

2 圆形、方形和条缝形散流器的送风能形成贴附射流，当房间内有吊顶可利用，且室内高度较低时，选用上述送风口，既能满足要求，又较美观。

3 水电站的主厂房发电机层、泵站的主电机层等部位，空间较高、面积较大，宜采用喷口、旋流风口侧向、端部或顶部射流送风。

对于装有静电地板的中控室、电子计算机房、集控室等部位，可采用地板式送风。

4 采用低温送风口时，由于送风湿度低，为防止送风口处结露产生水滴，应采取措施使送风口表面温度高于室内露点温度 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。

6.5.3 贴附射流的贴附长度主要取决于气流的阿基米德数，为了使射流在整个射程中都能贴附在顶棚上而不致中途下落，就要控制阿基米德数不小于一定数值。

侧送风口安装位置距顶棚愈近，愈容易贴附。如送风口离顶棚距离较大时，为了达到贴附的目的，送风口应设置向上倾斜 $10^{\circ}\sim 20^{\circ}$ 的导流片，射流流程中不宜有阻挡物。

6.5.4 空间高大的部位，当必须采用空气调节系统时，应采用分层空气调节系统。本条文规定了分层空气调节系统气流组织的设计原则。

1 将工作区置于气流回流区，在工作区内温度、气流比较均匀，满足工作人员舒适感的要求。

2 分层空气调节送回风口的布置方式。双侧对送风，下部回风的气流组织方式能够达到分层空气调节的要求。当空调区的跨度小于**18m**时，可采用单侧送风，回风口宜布置在送风口同侧下方。

3 本款强调侧送多股平行射流互相搭接和采用双侧向气流在工作区以上搭接，回风口双侧布置，形成复盖，实现分层，即能够形成空气调节区和非空气调节区。可采用《实用供热空调设计手册》（中国建筑工业出版社）第二版中关于圆形喷口水平吹出多股平行射流计算公式对喷口直径、布置间距、送风温差、射流射程、射流落差等数据进行计算。

4 非空气调节区的得热量主要来自屋面等围护结构的传热量和照明的热量。由于水利水电工程采用分层空调系统的部位室内设备发热热强度低，非空气调节区这部分得热量往往占了整个部位总得热量的很大部分，应尽量减少非空气调节区向空气调节区的热转移。宜在建筑物两侧上部或顶部位置设自然通风或机械通风装置。非空气调节区的进风应尽量利用空气调节系统多余的排风量，或再补充部分室外新风。

5 送风口安装的高度应通过计算确定。根据已建工程的经验数据和模型试验结果，大多布置在离空调区地面以上**5~6m**左右。这个数值与送风距离有关，考虑到空调区地面以上**2~2.5m**左右为工作区，应处于回流区。由于夏季送风冷气流的轴心线沿射程逐步向下弯曲，轴心的最低点应该位于工作区的上方

0.5~1.0m左右，再加上送风冷气流的落差约2~3.0m，所以送风口一般安装在空调区地面以上5~6m左右。

6 当分层空调系统兼作热风采暖，且送风温度高于室内空气温10℃以上时，由于送风热气流具有上升性，送风口应考虑有改变射流出口角度的可能性。

6.5.5 空气调节系统夏季送风温差的规定。在保证既定的技术要求的前提下，加大送风温度差，可减少空气调节系统的送风量，从而减小系统的设计容量与风管的断面尺寸，减少动力消耗。

送风温差与送风方式和风口的安装高度关系很大，对于不同送风方式的送风温度差不能规定一个具体数字，必须与送风方式和送风口安装高度综合来考虑确定。

6.5.6 送风口的风速受两个条件的限制，一是工作区风速的上限，二是送风口处的允许噪声值。水利水电工程对噪声要求一般不是特别高，所以主要受工作区风速不大于0.25m/s的限制。工作区回流风速与射流的自由度 A/d_0 （ A 为一股气流的房间截面积， d_0 为风口当量直径）有关，对噪声要求不是特别高时，送风口风速可取不大于5m/s。

采用喷口或旋流风口送风时，由于气流射程长，回流区厚度大，回流区的风速相对低一些，所以喷口或旋流风口的送风风速可以高一些。本标准规定不宜大于10m/s，与国家规范有关规定一致。

6.5.7 空气调节房间的换气次数与送风温差有一定关系，送风温差大，换气次数即随之减少。本条规定一般部位不宜小于5次/h，面积大、空间高的部位按其冷负荷通过计算确定，与国家规范有关规定一致。

6.5.8 根据射流理论，送风射流引导大量室内空气，使射流的空气流量随着射程增加而不断增加，至射流临界距离时，空气诱导比可达3~4.5，而回风量小于（最多等于）送风风量，同时回风口的气流速度场图形呈半球状，其速度与作用半径的平方成反比，吸风气流速度衰减很快。所以在空气调节房间里，气流流

型主要取决于送风射流，而回风口的位置对气流流型和温度场、速度场的均匀性影响很小。但设计时，有条件还应尽量避免射流短路和产生“死区”等现象，采用侧送时宜把回风口布置在送风口的同侧。

采用走廊回风是经济可行的办法，但在走廊断面内的风速不宜过大，以免引起扬尘和造成不舒适感。

水利水电工程常采用多层串联通风方式，上一层的排风口将是下一层的进风口，所以各层排风口的布置，应考虑下一层气流组织的要求。

6.5.9 本条在参考 GB 50019—2003 有关条文内容的基础上，根据水利水电工程的特点修订而成。决定回风口的吸风速度时，应考虑以下三个因素：

1 避免靠近回风口处风速过大，对回风口附近的工作人员造成不舒服的感觉。

2 避免由于回风速度过大而扬起灰尘及增加噪声。

3 在条件允许条件下，适当增大回风速度，缩小回风口尺寸。

6.6 空气处理

6.6.1 本条推荐采用组合式空气处理机组来综合处理空气。组合式空气处理机组可以将多个不同的功能段组合在一起，布置在专设的空调机房内，对新风及回风进行集中处理，控制、调节均很方便。专用机房内应留有必要的维修通道及检修空间。

6.6.2 冷却空气时，应根据不同条件和要求，分别采用以下处理方式：

1 有条件并能满足对空气冷却处理要求时，对水库水、下游尾水、廊道风等天然冷源应优先采用，这是最经济和节能的空气调节冷源。

2 蒸发冷却不需要专门的冷源，只是利用水的蒸发降低空气温度，是一种经济、节能的空气处理方式。

3 当无法利用上述两种方式冷却空气或上述两种方式达不到空气调节的要求时,可采用电力驱动的机械冷源。

6.6.3 空气冷却装置的选择:

1 采用水库水或下游尾水等天然冷源时,宜采用空气冷却器。

由于采用蒸发冷却喷水室是通过对空气绝热加湿来降低空气的温度,是对空气的加湿,而水利水电工程建筑物的很多部位潮湿是一个突出的问题,所以只有在①水温低于被处理空气露点温度、②西北地区,室外空气干燥,且室内有发热设备的房间情况下才适合采用喷水室。在 20 世纪 80 年代以前水电站厂房空气调节系统采用喷水室的比较多,如上犹、古田、新安江、乌江渡等水电站厂房。但采用喷淋室处理空气,管理比较麻烦,喷嘴容易堵塞,由于存在以上问题,目前在水电站厂房空气调节系统中采用较少。

2 采用机械冷源时,宜采用空气冷却器,冷水闭式循环。空气冷却器具有占地面积小,水系统简单,在多个系统时易于平衡和调节,水系统能耗低,尤其是采用带喷水装置的表面冷却式空气冷却器,其处理功能得到进一步改善,这种空气处理方式和装置得到广泛的应用。

3 机械冷源采用制冷剂直接膨胀式空气冷却器,结构紧凑,没有中间介质,所以冷量损失少,但其调节性能较差,另外要求制冷机房距离空气处理装置不宜太远及高差不宜太大。为了防止氨制冷剂外漏时,经送风机直接将氨送至空气调节区,危害人体或造成其他事故,规定采用制冷剂直接膨胀式空气冷却器时,不得用氨作制冷剂。

6.6.4 空气冷却器迎风面的空气流速大小,会直接影响外表面的放热系数。据测定,当风速在 1.5 ~ 3.0 m/s 范围内,风速每增加 0.5 m/s,相应的放热系数的递增率在 10%左右。但是,考虑到提高风速不仅会使空气侧的阻力增加,而且会把凝结水吹走,增加带水量。所以,一般当质量流速大于 3.0 kg/(m²·s)

时，应设挡水板。当采用带喷水装置的空气冷却器时，一般都应当装设挡水板。

6.6.5 本条规定空气冷却器的冷水进口温度应比空气出口的干球温度至少低 $3.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，是从保证空气冷却器有一定的热质交换能力提出来的。在空气冷却器中，空气与冷水的流动方向主要为逆交叉流。一般认为，冷却器的排数大于或等于 4 排时，可将逆交叉流看成逆流。按逆流理论推导，空气的终温是逐渐趋近冷水初温。

冷水的温升宜采用 $5\sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，其流速宜采用 $0.6\sim 1.5\text{ m/s}$ 。据实测，冷水流速在 2.0 m/s 以上时，空气冷却器的传热系数 K 值几乎没有什么变化，但却增加了供水的电能消耗。冷水流速只有在 1.5 m/s 以下时， K 值才会随冷水流速的提高而增加。其主要原因是水侧热阻对冷却器换热的总热阻影响不大。加大水侧放热系数， K 值并不会得到多大提高。所以，从冷却器传热系数和水流阻力两者综合考虑，冷水流速取 $0.6\sim 1.5\text{ m/s}$ 为宜。

6.6.6 制冷剂蒸发温度与空气出口干球温度之差，和冷却器的单位负荷、冷却器结构形式、蒸发温度的高低、空气质量流速和制冷剂中的含油量大小有关。根据国内空气冷却器产品设计中采用的单位负荷值、管内壁的制冷剂换热系数和冷却器肋化系数的大小，可以算出制冷剂蒸发温度应比空气的出口干球温度至少低 $3.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。这一温差也可以说是在技术上可能达到的最小值。目前，国产蒸发器的这一温差值，实测为 $8\sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。随着今后蒸发器在结构设计上的改进，这一温差值必将会有所降低。

系统的设计冷负荷很大时，若蒸发温度过低，则在低负荷的情况下，由于冷却器的冷却能力明显大于系统实际所需的供冷量，冷却器表面易于结霜，影响制冷机的正常运行。因此，在设计上应采取防止表面结霜的措施。

6.6.7 采用喷水室处理空气时，空气的断面质量流速一般采用 $2.5\sim 3.5\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。在这个流速区间内，喷水室处理空气的效果最好。

采用喷水室处理空气时，冷水温升主要取决于水气比。在相

同条件下，水气比越大，冷水温升越小。水气比取大了，由于冷水温升小，冷水系统的水泵容量就需相应地增大，水的输送能力也会增大。这显然是不经济的。根据经验总结，采用机械冷源时，冷水温升取 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 为宜；采用天然冷源时，其温升应通过计算和经济技术比较确定。

6.6.8 喷水室用于空气冷却干燥过程时，对热交换效率无特殊要求，一般采用单级双排对喷就可满足要求。采用天然冷源时，如为了减少冷水水量，要求冷水能有较大的温升，在这种情况下采用双级喷水是比较合理的。使用天然冷源作一级、机械冷源为二级的混合式空气处理室，可减少机械冷源制冷设备的容量和运行费用，虽然增加一级淋水室，但往往还是经济的。

6.6.9 挡水板后气流中的带水现象，会引起空气调节区域的湿度增大。要消除带水量的影响，则需额外降低喷水室的机器露点温度，但这样，耗冷量会随之增加。实际运行经验表明，当带水量为 0.7 g/kg 时，机器露点温度需相应降低 1°C ，这将导致耗冷量的显著增大。因此，在设计计算中，考虑带水量的影响，是一个很重要的问题。

挡水板的过水量大小与挡水板的材料、形式、折角、折数、间距、喷水室截面的空气流速以及喷嘴压力等有关。许多单位对挡水板过水量做过测定，但因具体条件不同，测定结果也有差异。因此，设计时可根据具体情况参照有关的设计手册确定，最好选用厂家生产的定型产品。

6.6.10 水利水电工程空气调节系统对空气加热处理一般采用电加热器。为防止电加热器过热损坏，要求有较高的通过电加热器迎风面的质量流速，通过电加热器迎风面的质量流速宜取 $6\sim 12\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。电加热器设在组合式空气处理机组内时，应设旁通阀，在冬季电加热器运行时关闭旁通阀门。

6.6.11 水利水电工程的空气调节房间对空气的清洁度没有特别严格的要求，对空气调节系统新风一般只设一道初效过滤器就可满足要求。少数对洁净度有一定要求的部位及房间，则要求空气

调节系统再增设一道中效过滤器。

过滤器的滤料应选用效率高、阻力低和容尘量大的材料，常用的有：组合纤维毡、无纺布、泡沫塑料等。为了防止送风中带油和油长期蒸发附着在风管内表面、风口等部位，所以不应采用油过滤器。

过滤器的阻力是随着容尘量增加而上升的，为防止因系统阻力增加而风量减少，在计算系统阻力时，过滤器的阻力应按过滤器的终阻力计算。并要求过滤器两侧设压力差报警装置，以便及时清洗或更换过滤器。

6.7 机械制冷

6.7.1 水利水电工程空气调节机械制冷的冷源一般都采用电力驱动的水冷或风冷式冷水机组。冷水机组设备具有结构紧凑，现场安装工作量少，自动化程度高等特点。制冷压缩机有往复式、涡旋式、螺杆式和离心式等型式。

本条对目前生产的水冷或风冷式冷水机组的单机制冷量做了大致的划分，供选型时参考。

1 表 6.7.1 中对几种机型制冷范围的划分，主要是推荐采用较高性能系数的机组以利于节能。

2 往复式和螺杆式、螺杆式和离心式之间有制冷量相近的型号，可经过性能价格比，选择合适的机型。

6.7.2 本条文规定了水冷或风冷式冷水机组的选型原则，冷水机组的名义工况制冷性能系数 (*COP*) 是指表 1 温度条件下，机组以同一单位标准的制冷量除以总输入功率的比值。

表 1 名义工况时的温度条件

机组型式	冷冻水进水温度 (℃)	冷冻水出水温度 (℃)	冷却水进水温度 (℃)	空气干球温度 (℃)
水冷式	12	7	30	
风冷式	12	7		35

本条文提出在机组选型时，除考虑满负荷运行时性能系数外，还应考虑部分负荷时的性能系数。实践证明，冷水机组满负荷运行率极少，大部分时间是在部分负荷下运行。因此部分负荷时的性能系数更能体现机组的性能优势。

6.7.3 空气源热泵型机组的耗电量较大，价格也比水冷式机组高，选型时应优选机组性能系数较高的产品以降低投资和运行成本。此外，先进科学的融霜技术是机组冬季运行的可靠保障。机组冬季运行时，换热盘管温度低于露点温度时，表面产生冷凝水，冷凝水低于 0°C 就会结霜，严重时堵塞甚至冻坏盘管，明显降低机组的制热效率，为此必须除霜。除霜方法有多种，包括原始的定时控制、温度传感器控制和近几年发展的智能控制。最佳的除霜控制应是判断正确、除霜时间短，融霜所需时间的总和不应超过运行周期时间的 20%，除霜效果好，要做到这一点是很难的。设计选型时应进一步了解机组除霜方式，通过比较判断后确定。

6.7.4 制冷装置和冷水系统的冷量损失主要是由水泵、冷水管道和制冷剂管道的温升造成的，由于制冷系统容量大小、设备选型、管道安装方式和冷水进出口温差的不同，冷量损失的附加率也不等。对于压缩制冷的间接系统，冷水管长度在 $50\sim 250\text{m}$ 时，可采用 10%~15% 的冷量损失附加率。对制冷剂直接膨胀式系统，由于没有冷水管道温升冷量损失，可采用 5%~10% 的冷量损失附加率。

6.7.5 水冷式冷水机组的名义工况制冷性能系数（*COP*）是建立在冷却水进水温度 30°C 基础上的。采用水库水作为水冷式冷水机组的冷却水时，由于水库水的水温一般均低于 30°C ，对于水冷式冷水机组的名义工况制冷性能系数（*COP*）应该是有所提高的。此时应校核冷水机组在低温水库水的冷却条件下的 *COP* 值作为选型依据。

6.7.6 制冷机的台数及单机制冷量的选择，应满足空气调节负荷变化规律及部分负荷运行的调节要求。制冷设备台数不宜过

多，但不宜少于 2 台。减少台数有利于使用和管理、减少机房占地面积和节省投资。空气调节用的制冷装置大都不常年运行，在高峰负荷期持续时间很短，一般不考虑备用。当小型工程仅设一台时，应选择调节性能优良的机型。

6.7.7 1991 年我国政府签署了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔协议书》伦敦修正案，成为按该协议书第五条第一款行事的缔约国。我国编制的《中国消耗臭氧层物质逐步淘汰国家方案》由国务院批准。该方案规定，对臭氧层有破坏作用的 CFC—11、CFC—12 制冷剂最终禁用时间为 2010 年 1 月 1 日。对于当前广泛用于空气调节制冷设备的 HCFC—22、HCFC—123 制冷剂，则按国际公约的规定执行。我国的禁用年限为 2040 年。

目前，在中国市场上供货的合资、进口及国产压缩式机组已没有采用 CFC 制冷剂。HCFC—22 属于过渡制冷剂，至今全球都在寻求替代物，但还没有理想的结论。压缩式冷水机组的使用年限较长，一般在 20 年以上，当选用过渡制冷剂时应考虑禁用年限。

6.7.8 制冷机房的设备布置，应在满足安全操作和检修方便的前提下，充分利用空间，使设备布置紧凑合理，管路最短并符合制冷工艺流程，以减少机房面积，节省投资。根据实践和运行经验对设备间距作出条文中的规定。

在制冷压缩机运行过程中，运行人员有时要通过听声音的办法来判断压缩机运转是否正常，如直接把水泵布置在靠近制冷机位置，水泵噪声会影响运行人员对设备的维护工作。有条件时宜把水泵布置在单独的隔间内。设计时还应根据制冷站的规模，设置控制室、值班室、维修间、洗手间等辅助用房。

对于要求从机器端部对设备进行清洗需要留出的空间，可将窗或门位置开在机器端部的位置，可节省空间。壳管式冷凝器应留有抽管检修的位置。制冷机房内应考虑起吊装置。

7 防烟与排烟

7.1 一般规定

7.1.1~7.1.3 条文规定了水利水电工程防烟与排烟设施的组成部分及自然排烟条件的应用。

发生火灾时，厂房内会产生大量的烟气和热量。如不及时有效地排除，就不能保证生产、运行人员的安全疏散和火灾扑救工作的进行。

自然排烟是一种经济、简单、易操作的排烟方式，具有可靠性高、管理维护简便等优点。水利水电工程中具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯间前室或合用前室、主、副厂房及疏散走道等部位在设计时应尽量设置可开启的外窗进行自然排烟。

地下式厂房的进厂交通洞不同于城市地下隧道、公路隧道，一般不允许外来车辆进入，仅供内部值班巡检人员的车辆通行，交通流量非常小，基本上没有运输易燃易爆及化学危险品的车辆通行，车辆性质单一，司乘人员对交通路线熟悉，综合以上原因，参照国家有关规范对城市地下或公路隧道的要求，对于地下式厂房的进厂交通洞可采用自然排烟的方式。

非地面式厂房、封闭式厂房、不具备自然排烟条件的建筑高度大于 **32m** 的高层建筑物以及建筑物内长度大于 **20m** 的疏散走道，应设置机械排烟设施。

防烟楼梯间及其前室或合用前室，当不具备自然排烟条件，无法利用自然排烟的方法排除火灾烟气时，应当在上述场所设置机械加压送风防烟设施，火灾时对上述部位进行机械加压送风，使其区域内部空气压力值大于外部空气压力。这是阻止烟气侵入，控制火势蔓延，保证人员疏散及扑救的最有效方法。

7.1.4 一般机械通风金属风管的风速控制在 **14m/s** 左右、非金属风管的风速控制在 **12m/s** 左右。机械加压送风和机械排烟管

道由于不是常开的，对噪音影响可不予考虑，故可以比一般通风管道的风速稍大一些。本条文规定：采用金属管道时，不宜大于 20.0 m/s ；采用非金属管道时，不宜大于 15.0 m/s 。

据日本有关资料介绍，排烟口风速不大于 10 m/s ，并宜选用与烟的流型一致（如走道宜按走道宽度设长条型风口），阻力小的排烟口；送风口的风速不宜过大，否则造成吹大风的感觉，对人很不舒服。本条文规定：加压送风口的风速不宜大于 7 m/s ；排烟口的风速不宜大于 10 m/s 。

7.1.5 机械排烟系统宜与通风、空气调节系统分开设置，是因为空调系统多采用上送下回的送风方式，如利用空调系统作排烟时，一般是用送风口代替排烟口，而烟气又不允许通过空调器，需要把风管与风机联接位置改变，还需要装设旁通管和自动切换阀，平常运行时增大漏风量和阻力。但是分开设置也有很多弊端。如地下式建筑物，要单独设置一套排烟系统很麻烦，造价也很高。排烟系统平时又不用，长期搁置其风道、风机设备反而容易锈蚀。考虑水利水电工程的特点，将通风、空调系统的设备、风道与排烟系统尽可能合用，不仅节约了投资，而且整个系统也变简单了，系统由于平时不断运行，处于良好的工作状态。利用通风系统的管道排烟时，应采取如下可靠的安全措施：

(1) 系统风量应满足排烟量。

(2) 烟气不能通过其他设备（如过滤器、加热器等）。

(3) 在排烟（风）口或排风机进风管上设置自动防火阀和遥控或自动切换的排烟阀。

(4) 加厚金属风管的壁厚，风管的保温材料必须采用不燃材料。

7.1.6 加压送风机、排烟风机和补风机，除应设远程控制系统外，还应在便于操作的地方设置手动启停按钮，并应具有明显的标志，以便一旦发生紧急事故时，能在远程或现地及时启动，立即投入运行。

7.1.7 由于烟气温度较高，防烟与排烟系统中的管道、风口及

阀门等必须采用不燃材料制作。排烟管道应采取隔热防火措施或与可燃物保持不小于 150mm 的距离。

排烟管道的厚度应按现行国家标准 GB 50243—2002 的有关规定执行。

7.2 机械防烟

7.2.1 水利水电工程各建筑物中的防烟楼梯间、消防电梯间前室或合用前室，这些部位平时作为运行管理人员及其他人员上、下通行的垂直交通工具，发生火灾时，还是内部人员向外疏散、消防人员进入火场扑救的重要交通通道。当这些部位不具备自然排烟的条件时，为了阻止火灾发生时烟气侵入楼梯间、电梯间竖向蔓延，避免产生“烟囱效应”，保证疏散通道的畅通，本条文规定，水利水电工程各建筑物中不具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯间前室或合用前室，采用自然排烟措施的防烟楼梯间，其不具备自然排烟条件的前室应设置机械加压送风防烟设施。

7.2.2 本条文按《建筑设计防火规范》（GB 50016—2006）有关条文规定的要求而制定。

表 7.2.2 中风量数值系按开启宽 \times 高 $= 1.5\text{ m}\times 2.1\text{ m}$ 的双扇门为基础的计算值。当采用单扇门时，其风量宜按表列数值乘以 0.75 确定；当前室有 2 个或 2 个以上门时，其风量应按表列数值乘以 1.50 ~ 1.75 确定。开启门时，通过门的风速不应小于 0.70m/s。

7.2.3 余压值的确定，直接影响着加压送风系统的防烟作用。为了保证防烟楼梯间内的加压空气能通过前室向走道流动，发挥对着火层烟气的排斥作用，要求加压送风时防烟楼梯间的空气压力必须大于前室、合用前室的空气压力，前室、合用前室的空气压力大于走道的空气压力。仅从防烟角度考虑，送风正压值越高越好。但由于一般疏散门的方向是朝着疏散方向开启，而加压空气作用力的方向恰好与疏散方向相反，如果压力过高，可能会带

来开门的困难，甚至使门不能开启。另一方面，压力过高也会使风机、风道等送风系统的设备投资增多。国家防火规范有关条文规定：防烟楼梯间内机械加压送风防烟系统的余压值宜为 40～50Pa；前室、合用前室宜为 25～30Pa。

7.2.4 当防烟楼梯间及合用前室需要加压送风时，由于两者要维持的正压值不同，以及当不同楼层的防烟楼梯间与合用前室之间的门、合用前室与走道之间的门同时开启或部分开启时，气流的走向和风量的分配较为复杂，为此本条文防烟楼梯间和合用前室的机械加压送风防烟系统宜分别独立设置，当必须共用一个系统时，宜在通向合用前室的支风管上设置压差自动调节装置。

7.2.5 楼梯间采用每隔 2～3 层设置 1 个加压送风口，多点送风，目的是保持楼梯间全高度内的送风均衡一致。

7.3 机械排烟

7.3.1 发生火灾时，会产生大量的烟气和热量。如不及时有效地排除，就不能保证生产、运行人员的安全疏散和火灾扑救工作的有效进行。因此，本条文规定水利水电工程中，地下式及封闭式厂房的主厂房发电机层及其厂内主变压器搬运道、建筑高度大于 32m 的高层副厂房中长度大于 20m 且不具备自然排烟条件的疏散走道、地下式及封闭式副厂房的疏散走道等部位应设置机械排烟设施进行机械排烟。

不具备自然排烟条件的泵站的主电机层、辅机间、通航建筑物的各部位、办公区域等参照本条文执行。

7.3.2 由于布置条件的限制，地下厂房排烟风道与疏散走道经常设同一条隧道内，在这种情况下，应用耐火材料隔墙分隔开，做到互不干扰。厂外排烟出口应位于疏散出口的上方或下风向侧，以免排出的烟气倒贯进疏散通道，影响人员疏散。

7.3.3 疏散走道的排烟系统宜竖向布置，这样规定是为了排烟系统的设计简便，排烟气流通畅以及排出的烟气对周围环境的影响等综合因素考虑。

7.3.4 防火墙（含砖、混凝土墙的局部分隔）是阻止火势蔓延和形成防火分区的重要设施，而风管是火灾蔓延的主要通道，所以风管穿过防火墙时要按本条要求采取措施。多层副厂房（辅机间），一般可视楼板为防火分隔。为了防止火灾在上下层蔓延扩大，因此，垂直总管上应设防火阀。水力水电工程中常用的混凝土与砖风道，因其本身是非燃烧体，有一定的耐火极限，故穿越防火墙时可不设防火阀，但其防火隔断区的支风管处或无支风管的侧壁风口处应根据具体布置情况设置防火阀。

排烟防火阀应符合现行国家标准 **GB 15931—1995** 的有关规定。

7.3.5 水利水电工程消防设备的供电电源按一级负荷或二级负荷供电，采用独立的双电源供电回路，在最末一级配电装置、配电箱或消防用电设备控制箱处设置自动切换装置。厂内机械排风系统兼作排烟系统时，其供电应满足上述消防电源要求，且应采取安全可靠的措施，确保发生火灾时能迅速转换成排烟运行状态。

7.3.6 本条对机械排烟系统中的排烟口、排烟阀和排烟防火阀的设置作出了具体规定。

1 规定排烟口或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。即一经报警，确认发生火灾后，由消防控制中心开启或手动开启排烟阀，排烟风机进行排烟，同时关闭着火区的通风空调系统。

2 排烟口或排烟阀要设置与感烟探测器连锁的自动开启装置，或由消防控制中心远距离控制的开启装置以及手动开启装置，除火灾时将其打开外，平时需一直保持关闭状态。手动开启装置设置在墙上时，距地面宜为 $0.8 \sim 1.5 \text{ m}$ ；设置在顶棚下时，距地面宜为 1.8 m 。

3 为了使在疏散人员的安全出口前 1.5 m 附近区域没有烟气，排烟口与附近安全出口（沿疏散方向）的水平距离不应小于 1.5 m 。烟气温度较高，排烟口距可燃物较近易使可燃物引燃，

故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**1m**。由于烟气本身的特点，排烟风机宜布置在最高排烟口的上部以利于排除烟气。

4 当烟气温度达到**280℃**时，表明火灾已经超过了阴燃阶段，进入了明火燃烧阶段。此阶段烟气量大大减少，消防的主要目的是灭火而不是排烟，排烟风机继续运行，只会助燃火势。因此，排烟支管上应设置当烟气温度超过**280℃**时能自行关闭的排烟防火阀，排烟防火阀关闭时应能给出信号，通知消防指挥中心停止排烟风机的运行。

7.3.7 本条规定了排烟风机的选取及基本性能要求。

1 在选取排烟风机时，除满足排烟系统最不利环路的风压要求外，还必须在系统设计中考虑足够的漏风量。对于金属风道，其漏风量可选择**10%**或更大；对于混凝土等风道，则应向建筑专业提出风道的密封、平滑性能要求，其漏风量要根据排烟系统管路的长短和施工质量等选取，最小不宜小于**10%~20%**，排烟系统长或施工质量差，则宜取**30%**。

2 离心风机的耐热性能与防变形等均较好，可以满足在**280℃**环境条件下连续运行**30min**的要求。因此，排烟风机可采用离心风机、轴流排烟风机或其他排烟专用风机。

3 规定在排烟风机入口总管上设置当烟气温度超过**280℃**时能自行关闭的防火阀，且应与排烟风机连锁，使排烟管道中烟气温度超过**280℃**时能自行关闭，防止烟火扩散到其他部位。否则，仅关闭排烟风机，不能阻止烟火通过管道的蔓延。

7.3.8 当排烟风机及系统中设置有软接头时，该软接头应能在**280℃**的环境条件下连续工作不少于**30min**。目前国内有些工程在排烟系统采用一种“硅钛合成高温耐火软接头”，效果不错，完全可以满足本条要求。

7.3.9 对水利水电工程厂房来说，其空间高大、空旷；火灾荷载通常较小，生产、运行人员较少。与高层民用建筑、人防工程以及建筑中庭类大体积建筑相比具有明显不同的特点。地下式及

封闭式厂房应设有组织的机械排烟设施，尤其是采用自然通风的地下及坝内式厂房，当失火时如不关闭自然通风的排风出口，则会产生烟囱效应，助长火灾扩大，导致火灾无法控制；如关闭排风出口，则烟气无法排出厂外，故必须设有组织的机械排烟系统。

水利水电工程设置机械排烟设施的场所，其排烟量的确定在参考现行国家标准有关条文规定的基础上，综合考虑水利水电工程的具体特点，制定了本条文规定。

水利水电工程机械排烟系统应尽可能与平时的机械排风系统结合起来，共用 1 套设备及管路系统，这样可以使系统布置简单，节省设备费用及工程造价。

8 节 能

8.0.1 随着我国经济建设的持续发展，对建筑节能的要求越来越高，而我国当前的能源形势却日益严峻。我国能源消费总量位居世界第二，能源总量人口平均水平不足世界平均值的 50%，建筑能耗是西方国家的 3 倍以上。在建筑能耗中，有将近 55% 是采暖和空调能耗，且仍在上升中。因此，设法减小这两部分能耗意义非常显著。为了从设计阶段控制建筑能耗，建设部于 2005 年 4 月 26 日召开国家标准《公共建筑节能设计标准》（GB 50189—2005）发布宣贯会，规定于 2005 年 7 月 1 日实施。

水利水电工程采暖、通风与空气调节的系统设计、设备选型及运行工况在满足工程运行需要的前题下，应符合国家有关节能标准的规定。

8.0.2 廊道风、水库深层低温水是水利水电工程特有的天然冷源，空气调节装置的冷源应尽量利用廊道风及水库深层低温水，可简化空气调节系统和降低空气调节系统运行成本。

根据对多个水利水电工程水库水温实测，大型年调节或多年调节的水库，在水库底层，特别在水轮机进水口底槛高程以下，水温较低。

水利水电工程大坝的各种廊道、地下式厂房的各种交通、检修、无压尾水及进风洞廊一般都很长，有几百米乃至上千米长，利用这些洞廊作为空调系统的进风道，通过洞廊壁面与进风的空气进行热交换，降低进风空气温度年波幅和日波幅。当进风洞足够长，热交换充分的情况下，进风后的空气日波幅可接近于零。

国内多个工程利用廊道风及水库深层低温水作为空气调节的冷源，均取得了良好的效果。因此，水利水电工程应尽量利用工程现有的廊道风、水库深层低温水等天然冷源作为空气调节装置的冷源。

从密闭式水冷发电机放出用于采暖的热风风量，与发电机的形式，放热风口与补风口处可形成的压力差，放热风口、补风口开设的大小、数量等因素有关，放热风的风量应与发电机生产厂家协商确定。根据已建成电厂发电机放热风的资料，热风风量一般为发电机冷却循环通风量的3%~10%。热风的温度与发电机负荷状况、放热风的风量等有关，热风的温度应由发电机生产厂家提供。补风口处设置过滤器应便于拆卸和清洗。补风口、热风风口处设可关闭的阀门，在停机或非采暖季节能关闭。

强制放热风时热风风量可比自然热风风量大，允许放热风的风量应与发电机生产厂商确定。

水电站厂房内布置有很多机电设备，如励磁变、厂用变等大型变压器设备的发热量还很大，可利用合理的通风气流组织对这些部位送入冷风进行冷却，然后将升温后的热风送入厂内需要采暖的部位，即可以降低厂内高发热部位的室内温度，也可以利用这些部位设备的发热量作为采暖热源，达到节能目的。

8.0.3 水电站厂房的主厂房发电机层、泵站的主电机层等部位，高度一般达到20m以上，面积均在数千乃至数万平方米以上，对于这样的厂房，如果要进行全室空调，其空调的耗能是相当可观的。实际上在这种高大空调厂房中，需要空调部位的往往仅为下部2~3m高的工作区域。因此，可以采用一种“分层空调”的方式，即利用一道空气幕，将厂房在高度上一分为二：空气幕的下方为空调区，利用合理的气流组织对其进行空气调节，从而达到并满足工艺和人员所需要的温、湿度要求；空气幕的上方（厂房上部较大的空间）为非空调区，非空调区不予空调，可根据该区热负荷强度酌情采取一般通风排热措施或者不采取任何排热措施。实践证明，采用分层空调，与全室空调相比，可显著节省空调能量，制冷负荷节约率在14%~50%之间。因此地面式高大建筑物采用全面空气调节时，应选用分层空气调节系统。

值得注意的是，分层空气调节系统在冬季采暖运行时并不节能，这主要是由于热气流具有上升趋势这一特点。空间高度越

高，上、下层温差越大，热气流上升的趋势越明显。所以，从节能的角度出发，分层空气调节系统适宜在夏季使用，冬季宜另外采取其他的采暖措施。

8.0.4 目前，很多地下式厂房采用全新风直流式空调系统，即室外新风经处理后通过主厂房拱顶或其他送风装置及送风道送入主厂房发电机层，然后送风气流通过合理的气流组织依次被送至出线层、水轮机层、母线洞、主变洞，最后通过出线竖井或其他专用的排风竖井排出厂外。这种送排风方式由于是全新风直流式，厂内空气新鲜，氧气充足，对运行值班人员的身心健康大有好处。但设计时宜采取一定的措施，合理控制送风量及送排风气流组织，尽可能保证排风焓大于室外空气焓，以保证节能。

8.0.5 空气调节的房间外窗面积大小不仅影响空气调节负荷大小，而且影响空调房间温度、湿度波动范围。有外窗的空气调节房间，窗的传热量和太阳辐射热量约占围护结构传热量的 40%~60%，减少外窗面积对降低空气调节系统的造价和运行费用有很大意义，尤其对室内散热量小的空气调节房间影响更大。为减少太阳辐射热量，提高空调系统节能效果，暖通专业设计人员在与建筑、土建设计人员沟通时，应阐明以下原则：

(1) 不宜在东、西朝向设外窗。

(2) 各个朝向的窗（包括透明幕墙）墙面积比均不应大于 0.7；屋顶透明部分的面积不应大于屋顶总面积的 20%。

(3) 制冷负荷大的建筑，外窗宜设置外部遮阳。外窗（包括透明幕墙及屋顶透明部分）的传热系数及外部遮阳的遮阳系数应符合 GB 50189—2005 第 4.2.2 条、4.2.5 条及 4.2.6 条的有关规定。

8.0.6 粗、中效空气过滤器的参数引自国家标准《空气过滤器》(GB/T 14295—1993)

由于全空气空气调节系统要考虑到过渡季节全新风运行的节能要求，因此，对其过滤器应要求能满足过渡季节全新风运行的需要。

8.0.7 水利水电工程由于其自身的特点，空气调节系统的送风道很多采用混凝土、砖砌等土建风道。从实际运行的效果来看，这种土建风道最大的隐患有两点：一是漏风严重，特别是路线较长的土建送风道，沿途的漏风造成大量的经过处理的空调风不能有效送至设计点；二是土建风道墙体蓄热量大，吸收了大量空调送风的能量，使空调送风的管道温升大大高于设计规定值。另外，土建风道大多属于隐蔽工程，若风道形成初期不将上述问题解决好，后期将很难进行检查及处理。因此，本条文规定：空气调节系统采用土建风道作送风道时，必须采取可靠的防漏风和绝热措施。

目前，在三峡工程的空调系统中，土建送风道均采取了保温措施，既隔绝了土建风道墙体的吸热，又密封了风道，减少了漏风损失。

8.0.8 空调系统加大送风温差，可以达到很好的节能效果。送风温差加大一倍，送风量可减少一半左右，风系统的材料消耗和投资相应可减少 40% 左右，动力消耗则下降 50% 左右。送风温差在 4~8℃ 之间时，每增加 1℃ 送风温差，送风量约可减少 10%~15%。而且上送风气流在到达人员活动区域时已与室内空气进行了比较充分的混合，温差减小，可形成较舒适环境，可见，该气流组织形式是有利于大温差送风的。因此，空调系统采用上送风气流组织形式时，夏季送风温差可以适当加大。

8.0.9 本条参照国家标准 GB 50189—2005 相关条款制定。

8.0.10 本条参照国家标准 GB 50189—2005 相关条款制定。

9 防 潮

9.0.1 水利水电工程一些房间和部位的潮湿问题是一个普遍的现象，要解决好这个问题，通风专业在做好通风除湿专业设计的同时，还要与土建和其他专业密切配合，杜绝产生潮湿的湿源。本条是根据已建成的水利水电工程施工和运行经验总结编写的一些要求。

9.0.2 暖通专业、水机专业布置在厂房内的明敷管道和设备，当其外表面或外壁温度低于夏季室内空气露点温度时，将产生结露现象，此时用通风是不能解决问题的。特别在南方，夏季室外空气露点温度较高，当室外高温高湿的空气被送入到厂内时，就容易在明敷管道和设备的外壁结露，产生大量的凝结水。但不通风或通风量不够时，厂内人员又受不了。采用导热系数小、湿阻因子大、吸水率低、密度小的保温材料对明敷管道和设备的外表面进行保温，可以有效地阻止热湿空气与明敷管道和设备的冷表面接触，防止表面结露现象。

9.0.3 厂房内高发热量的电气设备一般是单独布置的，这些部位往往需要通风降温。而潮湿部位则是水机专业的技术供水设备、暖通专业的空调水系统设备。这些部位的室内温度比较低、相对湿度比较高。如果能组织合理的气流组织，将室外空气先送入室内温度较高的电气设备房间及部位，吸收这些房间及部位的热负荷，然后再将这些房间及部位的排风（高温、低湿）送到比较潮湿的部位及房间，提高潮湿部位及房间的室内温度，降低室内的相对湿度，达到防潮的目的。过去很多水电站厂房采用这种气流组织通风方式，取得了良好的效果。

9.0.4 地下式厂房、位于正常尾水位以下的电气设备房间以及其他有防潮要求的部位和房间，往往有低温的壁面、管道或设备吸热，房间温度低而形成室内潮湿现象严重。这些部位和房间采

用固定式或移动式机械除湿机，可直接降低室内空气含湿量，降低空气的露点温度，并加热补偿低温的壁面、管道或设备的吸热量，解决室内潮湿现象。目前已有很多水利水电工程采用了这种除湿方式，防潮效果良好。

10 监测与控制

10.1 一般规定

10.1.1 相对于一般工业与民用建筑工程来说，水利水电工程规模均较大，但运行管理人员却很少，目前很多电站均实现了无人值班、少人值守的工作管理模式。为了适应这种形势的需要，提高采暖、通风与空气调节系统运行效率，本条文规定采暖、通风与空气调节系统应设置监测与控制系统。监测与控制系统的内容本条文列出得比较多，设计时应根据工程规模、厂房及系统类型和设备运行时间以及工艺对管理的要求等因素，通过技术经济比较确定。

10.1.2 根据水利水电工程实际运行经验，采暖、通风与空气调节系统设置中央和区域两级控制运行可靠，便于管理。规定应具有手动控制的功能主要是为了方便运行管理人员灵活运用。为使动力设备安全运行及便于维修，应在动力设备附近的动力柜上设置手动控制装置及远动/手动转换开关，并要求能就地/远程监视，远动/手动转换开关状态。

10.1.3 区域控制系统的控制器宜安装在被控系统或设备附近可以便于管理人员控制该区域内的设备启停，观察设备的工作状态。水利水电工程一般只有枢纽的中央控制室不间断有人值守，中央控制系统的控制器安装在枢纽的（电站厂房、泵站、闸站或通航建筑物）的中央控制室内，便于值守人员观察整个枢纽（电站厂房、泵站、闸站或通航建筑物）内采暖、通风与空气调节系统设备的运行状况。

10.1.4 本条文规定是为了采暖、通风与空气调节系统设计能够符合防火规范以及向消防监控设计提出正确的监控要求，使系统能正常运行。

与防排烟合用的通风空调系统（例如利用平时排风机及风道

作为排烟风机及排烟风道时阀门的转换，火灾时气体灭火房间管道的隔绝等）应按消防设施的要求供电，平时风机运行由通风空调系统的监测与控制系统监控运行，发生火灾时设备、风阀等应立即转入火灾控制状态，由消防控制系统监控。

10.2 监测、联锁与信号显示

10.2.1 在现地便于观察的地点设置检测仪表，是为了通过仪表随时向运行管理人员提供各工况点和室内控制点的情况，以便进行必要的操作。当采用集中控制时，其主要参数应设置遥测仪表，运行管理人员可以在控制室内对系统各工况点进行远程观察及操作。

10.2.2、**10.2.3** 参照国家标准有关条款内容，结合水利水电工程的特点，对采暖、通风与空气调节系统所需监测的参数作出规定。设计时可根据系统规模大小，对需要进行监测的参数加以取舍。

10.2.4 敏感元件和检测元件应尽量设在有代表性的地点，以便能够反映控制或测量断面参数的平均值，提高测量与控制的准确性。

10.2.5 当冷水机组采用自动方式运行时，正确的开/停机步骤是：先开启水泵、水过滤器、除垢仪等各相关设备及附件，再开启冷水机组；停机时，先停冷水机组，再停启水泵、水过滤器、除垢仪等各相关设备及附件。规定本条的目的是为了保护冷水机组。冷水机组与各相关设备及附件应进行电气联锁，顺序启停，防止因误操作导致冷水机组损坏。

10.2.6 要求电加热器与风机联锁，是一种保护控制，可避免因未经送风电加热器单独工作而发生火灾事故。为了进一步提高安全可靠，还要求采取无风断电保护措施，例如风机进口的压差控制，电加热器温度高限保护或风流开关等。

设置电加热器的金属风管应接地，同样是一种保护措施。例如由于某种原因电加热器的电阻丝断开，碰到金属风管或电加热

器外壳上，会使风管或电加热器的外壳带电，在金属风管外壳上设接地导线，使它和大地处在等电位上，就可以免于触电。

10.2.7 蓄电池室应保持室内负压，避免蓄电池室的酸气外逸，影响其他部位。当蓄电池室通风系统同时设有送风机和排风机时，本条规定，蓄电池室通风系统的排风机应与送风机、充电设备连锁，先启动排风机，后启动送风机及充电设备。这样可以防止因误操作先启动了送风机和充电设备，造成室内正压，酸气外逸。

10.3 调节与控制

10.3.1 选择调节方式时，应根据调节对象的使用要求（例如高精度或一般精度的调节等），并结合对象特性、负荷变化等特点，选择简单经济的调节方式。在选择简单的反馈调节方式能满足使用要求时，则不必选择复杂的调节方式。此外还应分析调节对象负荷变化的特点，扰量大小及主次，以便选用相应的方式。

10.3.2 新风量的调节规定。

在新风调节和控制方面，国外的一般作法是在新风入口处设置两个风阀，一个是最小新风阀，一个是调节新风阀，为了保证系统在运行调节时总风量恒定，还要求对新风管段作压力平衡计算。但在实际利用新风的调节过程中，一般对气流组织没有严格不变的要求，总送风量略有变化不会影响对室内基准温度的控制。

经过计算和实测，如果能控制新风管段由于风量变化而引起的压力损失改变不超过系统总压力损失的 15% 时，总风量的改变不超过 10%。为了简化控制环节，新风阀在系统运行时，可以长期处于全开状态，而不进行单独控制。

10.3.3 这一条是针对水利水电工程各建筑物一般无恒温恒湿要求而制定的。

工况，即为运行环境的运行条件，主要是温度、湿度。水利水电工程各建筑物室内的工况随大气季节、晴雨、昼夜、机组、

机电设备启停等的变化而变化，称为多工况。多工况控制是指针对上述多工况而投入采暖、通风和空气调节不同设备与系统组合的控制方式。

10.3.4 制冷设备本身自带负荷调节装置，能根据系统的回风温度、冷水回水温度及冷水量的变化，调节设备负荷的增减运行工况。但制冷设备相互之间（多台制冷设备运行）、制冷设备与冷却塔、水泵等外部相关设备之间的相互关联启停则需要控制系统来进行总的控制。为了使整个系统的运行工况达到最佳，在满足使用要求的前提下做到节能、有序，控制系统应根据实际需要的冷负荷、冷水量或冷水温度，优化控制制冷设备、水泵和冷却塔的运行和运行台数。

10.3.5 本条参照国家标准 GB 50019—2003 相关条款制定。

10.3.6 闭式变流量空气调节的水系统，宜采用一次泵系统，这样系统比较简单。当系统由于末端负荷发生变化需要改变流量时，可在系统的末端装置采用两通调节阀调节流量，在总供、回水管之间设置压差旁通装置，对供水进行短路旁通，达到变流量的目的。

10.3.7 发生火警时，为了防止火灾事故通过风管（道）及送排风设备漫延扩大，应当关闭区域内所有的采暖通风与空气调节系统的设备、风阀及风口，开启区域内的防烟与排烟系统。因此，本条规定，采暖通风与空气调节系统应与服务区域内的消防控制系统连锁。

11 设备、风道、管材及构件

11.1 设 备

11.1.1 水利水电工程多建在山区，气候条件与城市明显不同，而且由于很多电站为地下或封闭式，水库的形成，大坝泄洪等造成设备布置区域环境潮湿。另外，水利水电工程采暖、通风与空气调节系统的服务区域广泛且无人值班、少人值守等特点，这些因素均对设备的适应环境和自控运行能力等提出了更高的要求。因此本条规定，采暖、通风与空气调节系统设备的选择，应满足水利水电工程行业的特点及环境要求。

11.1.2 对散热器的选型要求。北方地区采暖可能要采用散热器，除了要求美观、易于清扫外，工业厂房由于厂内布置有油库、蓄电池室等，对散热器的耐腐蚀性也提出了要求。

11.1.3 从防火、安全等方面考虑，电加热设备的各项性能应合国家现行有关产品标准的规定。根据不同的使用条件，电加热系统应设置不同类型的温控装置。

11.1.4 通风机的性能曲线平缓，这样便于调节，风机利于在最优工况范围内运行。当系统由于各种原因风量发生变化时，不至于由于风量变化使风机的运行工况发生很大的改变，甚至跑出了性能曲线上的最佳工况范围。因此，水利水电站工程对通风机的选型要求是：性能曲线平缓、大流量、低压头、低噪声，且应在最优运行工况范围内选择，其设计工况效率不低于通风机最高效率的 90%。

11.1.5 确定通风机风量，应考虑通风系统漏风的影响，而漏风量的大小取决于很多因素，如风管的材料、加工及安装质量，风阀门的设置情况和通风系统正负压力的大小等，漏风量是上述诸因素综合作用的结果。由于具体条件不同，很难把漏风量标准制定得过于细致。本条是根据水利水电工程采用钢板、不燃玻璃钢

风管以及土建风管实际施工、运行条件作出的规定。对于系统较大且复杂的通风系统，风量增加值可适当加大。对于全面送、排风系统直接布置在使用房间内的，则可不考虑漏风的影响。

通风机的风压附加主要考虑在设计计算和施工安装过程中可能造成的误差，以及由于漏风所形成的附加压力。本条规定附加量是参考国内外的有关规定确定的。

通风机的风压附加也不宜过大，附加量过大将造成选用的通风机设备其实际运行工况与设计工况不符，通风机不能在最高效率运行，增加能耗和使运行工况变坏。

11.1.6 从流体力学原理可知，当所输送的空气密度改变时，通风系统的通风机和风管特性曲线也将随之改变。对于离心式和轴流式通风机，容积风量保持不变，而风压和电动机功率与空气密度成正比变化。空气密度大，产生的压力及所需功率大；空气密度小，产生的压力及所需功率小。

目前，常用的通风管道计算表和通风机性能图表，都是按标准状态（即温度为 20℃，大气压力为 101325Pa）下的空气编制的。当所输送的空气为非标准空气时，以实际风量借助于标准状态下的空气风管计算所算得的系统压力损失，并不是系统的实际压力损失。但在水利水电工程中，以实际风量借助于标准状态下的空气风管计算所算得的系统压力损失，可以满足实际工程的运行条件，为了避免不必要的反复运算，选择通风机时不必再对风管的计算压力损失和通风机的风压进行修正，但对电动机的轴功率应进行验算，核对所配用的电动机能否满足非标准状态下的功率要求。

11.1.7 一般情况下，电动机的直接启动与供电系统的电源和线路有直接关系。电动机的启动电流约为正常运行电流的 6~7 倍，一台 75kW 的电动机，需要 320kVA 的变压器方可直接启动，这对于大、中型水利水电工程来说应当是没有问题的。

在调查中发现，有的高压离心式通风机用于风量和风压变化很大的系统上，由于在设计上所配用的电动机功率没有注意满足最大风量所需要的功率值，从而导致电动机过载烧毁，因此，本

条文规定通风机不设启动阀门的界限只适用于中、低压离心式通风机。

11.1.8 通风机的传动装置外露部分，应设有防护罩，以免发生安全事故。通风机的进风口或进风管直通大气时，应加装具有防尘网的防雨百叶窗或采取其他安全措施，其功能不仅可以防尘、防雨、防虫，而且还可以防止对人员的吸附作用。

11.1.9 风机盘管最大的弊病是容易产生凝结水外漏，布置有精密仪器仪表及电气设备的房间是不允许这一现象发生的。所以，精密仪器仪表及电气设备房间内不宜设置风机盘管。另外，当送风温度较低时，送风口处也易产生水滴，因此，设在房间吊顶上的空调送风口应考虑防凝露措施，可选用带保温措施的保温风口且尽量不布置在电气盘柜的正上方。

11.1.10 在组合式空气处理机组表冷段的下部应设带水封的排水设施是为了防止漏风及排水沟内的空气倒灌。

初效过滤装置宜布置在负压段，可以使空气中的灰尘更好地贴附在过滤器的滤料上，增加过滤效果。

电加热器应有良好接地装置，电加热器与围护结构间的缝隙，应用不燃材料堵严是一种保护措施。防止由于某种原因电加热器的电阻丝断开，碰到金属风管或电加热器外壳上，使风管或电加热器的外壳带电，发生触电现象。

11.2 风道、管材及构件

11.2.1 大型通风、空气调节系统的风道尺寸均很大，如果采用钢板或玻璃钢加工制作，不仅需要大量的加工设备、材料，更重要的是对于明装管道来说也很不美观，有时在布置上还有一定的困难。如果条件允许时能结合土建布置采用土建风道，则减少了后期加工制作的工程量，而且外表与土建一致，比较美观协调。由于土建风道自身的缺点，采用土建风道时，还应相应采取密封、保温等措施。因此本条文规定：大型通风、空气调节系统的风道，当机械加工或布置有困难时，可在采取密封、保温等措施

的前提下采用土建风道。

11.2.2 对土建风道的具体要求。

由于土建风道具有漏风严重、风道墙体吸热量大这二大隐患，因此本条文针对这二大隐患作出了相应的规定：土建风道的内外壁均应水泥砂浆抹面，防止漏风；土建风道宜设密闭检查门；输送空调冷风的土建风道应采取保温措施。

从三峡工程的实际经验来看，效果还是比较理想的。

11.2.3 对风管、风口等部件的规定。

通风、空气调节系统的风管可采用镀锌钢板风管或玻镁复合成型风管，宜采用圆形或矩形截面。风管截面尺寸宜按《全国通用通风管道计算表》中的标准规格选用，这样便于查表进行风管的阻力计算。风管、风口和部件均宜选用工厂制做的标准产品，尽量减少现场安装、制作的工作量，管道系统也比较美观、整齐。

玻镁复合成型风管，具有消声、保温、防腐、加工制作方便、现场安装简单等优点，缺点是怕潮湿、易被虫蛀鼠咬、防火等级为 **B1** 级，不适于在地下建筑物或潮湿部位以及对材料的耐火等级要求较高的部位使用。

11.2.4 通风机进出口处一般压头较高，设置急转弯时产生的压头损失很大，所以不宜在通风机进出口处设置急转弯。

弯头和三通支管处的转弯半径不宜过小，中心转弯半径 R 与其边长的比值宜为 $0.75 \sim 1.0$ 之间，三通管的夹角，宜采用 $15^\circ \sim 45^\circ$ ，必要时，可在弯头和三通支管处应设导流叶片。

11.2.5 空气调节系统的水管，可采用镀锌钢管、内衬不锈钢复合管或钢塑复合管，不宜采用塑料管，以免热胀冷缩产生变形漏水。凝结水管除可采用上述管材外，还可以采用塑料排水管。

11.2.6 地下式建筑物或位于正常尾水位以下的潮湿房间、蓄电池室、油库等部位，由于空气潮湿或产生腐蚀性气体，通风管道及其构件应采用内外表面均应作防腐处理的彩钢风管、难燃或不燃型玻璃钢风管及构件。

12 消 声 与 隔 振

12.1 一 般 规 定

12.1.1 室内和环境噪声标准是消声设计的重要依据。因此，本条规定由采暖、通风与空气调节系统设备的噪声与振动传播至使用房间和周围环境的噪声级，应符合国家现行有关标准的规定。

12.1.2 本条规定了降低风系统噪声应注意的事项。系统设计安装了消声器，其消声效果也很好，但经消声处理后的风管又穿过高噪声房间，再次被污染，又回复到了原来的噪声水平，最终不能起到消声作用，这个问题，过去往往被人忽视。同样道理，噪声高的风管穿过要求噪声低的房间时，它也会污染噪声低房间，使其达不到要求。因此，对这两种情况必须引起重视。当然，必须穿过时还是允许的，但应对风管进行隔声处理，以避免上述两种情况发生。

12.1.3 通风机与消声装置之间的风管，其风道无特殊要求时，按经济流速采用即可，根据国内外有关料介绍，经济流速 $6\sim 13\text{m/s}$ ，本条推荐的 $8\sim 10\text{m/s}$ 在经济流速范围内。

消声装置与房间之间的风管，其空气流速不宜过大，因为风速增大，会引起系统内气流噪声和管壁振动加大，风速增加到一定值后，产生的气流再生噪声甚至会超过消声装置后的计算声压级；风管内的风速也不宜过小，否则会使风管的截面积增大，即耗费材料又占用较大的建筑空间，这也是不合理的。因此，本条给出了适应四种室内允许噪声级的主管和支管的风速范围。

表 12.1.3 中通风机与消声装置之间的风管，其风速可采用 $8\sim 10\text{ m/s}$ 。

12.1.4 通风、空气调节与制冷机房是产生噪声和振动的地方，是噪声和振动的发源地，其位置应尽量不靠近有较高防振和消声要求的房间，否则对周围环境影响较大。

通风、空气调节与制冷系统运行时，机房内会产生相当高的噪声，一般可达 80~100dB (A) 或更高，远远超过了环境噪声标准的要求。为了防止对相邻房间或周围环境的干扰，本条规定了噪声源位置在靠近有较高隔振和消声要求的房间时，必须采取有效措施。这些措施是在噪声和振动传播的途径上对其加以控制。为了防止机房内噪声源通过空气传声和固体传声对周围环境的影响，设计中应首先考虑采取把声源和振源控制在局部范围内的隔声与隔振措施，如采用实心墙体、密封门窗、堵塞孔洞和设置隔振器等，当这些措施仍达不到要求时，再辅以降低声源噪声的吸声措施。大量实践证明，这样做是简单易行，经济合理的。

12.1.5 对露天布置的通风、空气调节和制冷设备及其附属设备如冷却塔、空气源冷（热）水机组等，其噪声达不到环境噪声标准要求时，亦应采取有效的降噪措施，如在其进、排风口设置消声设备或在其周围设置隔声屏障等。

12.2 消声与隔声

12.2.1 通风与空气调节系统设备产生的噪声量，应尽量利用风管、弯头和三通等部件及房间的自然衰减降低或消除。当这样做不能满足消声要求时，则应设置消声装置或采取其他消声措施，如采用消声弯头等。消声装置所需的消声量，应根据室内所允许的噪声标准和系统的噪声功率级分频带通过计算确定。

12.2.2 当气流以一定速度通过风管、弯头、变径管、阀门和送、回风口等部件时，由于部件受气流的冲击湍振或因气流发生偏斜和涡流，从而产生气流再生噪声。随着气流速度的增加，再生噪声的影响也随之增大，以至成为系统中的一个新噪声源。所以，应通过计算确定所产生的再生噪声级，以便采取适当措施来降低或消除。

本条规定了在噪声要求不高，风速较低的情况下，对于直风管可不计算气流再生噪声和噪声自然衰减量。气流再生噪声和噪声自然衰减量是风速的函数。

12.2.3 为了减少和防止机房噪声源对其他房间的影响，并尽量发挥消声设备应有的消声作用，消声设备一般应布置在靠近机房的气流稳定的管段上。当消声器直接布置在机房内时，消声器、检查门及消声器后至机房隔墙的那段风管必须有良好的隔声措施；当消声器布置在机房外时，其位置应尽量临近机房隔墙，而且消声器前至隔墙的那段风管（包括拐弯静压箱或弯头）也应有良好的隔声措施，以免机房内的噪声通过消声设备本体、检查门及风管的不严密处再次传入系统中，使消声设备输出端的噪声增高。

在有些情况下，如系统所需的消声量较大或不同房间的允许噪声标准不同时，可在总管和支管上分段设置消声设备。在支管或风口上设置消声设备，还可适当提高风管风速，相应减小风管尺寸。

12.2.4 管道本身会由于液体或气体的流动而产生振动，当与墙壁硬接触时，会产生固体传声，因此应使之与弹性材料接触，同时也为防止噪声通过孔洞缝隙泄露出去而影响相邻房间及周围环境。

12.3 隔 振

12.3.1 通风、空气调节和制冷装置运行过程中产生的强烈振动，如不予以妥善处理，将会对工艺设备、精密仪器等的工作造成影响，并且有害于人体健康，严重时，还会危及建筑物的安全。因此，本条规定当通风、空气调节和制冷装置产生的振动靠自然衰减不能达到允许程度时，应设置隔振器或采取其他隔振措施，这样做还能起到降低固体传声的作用。

12.3.2 离心风机一般要求风机供货厂家配套供应全套减振装置，这样可以减轻设计的工作量，而且由于是风机厂家配套供应，设备安装比较配套，减振的效果也要好些。

12.3.3 弹簧隔振器的固有频率较低（一般为2~5Hz），橡胶隔振器的固有频率较高（一般为5~10Hz），为了发挥其应有的隔

振作用，本条规定当设备转速小于或等于 $1500\text{r}/\text{min}$ 时，宜选用弹簧隔振器；设备转速大于 $1500\text{r}/\text{min}$ 时，宜选用橡胶等弹性材料的隔振垫块或橡胶隔振器。对弹簧隔振器适用范围的限制，并不意味着它不能用于高转速的振动设备，而是因为采用橡胶弹性材料已能满足隔振要求，而且做法简单，比较经济。

12.3.4、12.3.5 为了减缓通风机和水泵设备运行时，通过刚性连接的管道产生的固体传振和传声，同时防止这些设备设置隔振器后，由于振动加剧而导致管道破裂或设备损坏，其进出口宜采用软管与管道连接。这样做还能加大隔振体系的阻尼作用，降低通过共振时的振幅。同样道理，为了防止管道将振动设备的振动和噪声传播出去，支吊架与管道间应设弹性材料垫层。管道穿过机房围护结构处，其与孔洞之间的缝隙应使用具备隔声能力的弹性材料填充密实。

水泵出口设止回阀时，宜选用消锤式止回阀或多功能的泵控阀。