



福建省公共建筑节能设计标准（暖通）

陈仕泉

2019.4.26





目录

01

一般规定

02

冷源与热源

03

输配系统

04

末端系统

05

监测、控制与计量

06

可再生能源应用



一、一般规定

- **5.1.1** 甲类公共建筑的施工图设计阶段，必须进行热负荷计算和逐项逐时的冷负荷计算。
- 条文说明：5.1.1 本条为强制性条文。本条要求与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015的强制性条文第4.1.1条技术要求一致。为防止有些设计人员错误地利用设计手册中方案设计或初步设计时估算用的单位建筑面积冷、热负荷指标，直接作为施工图设计阶段确定空调的冷、热负荷的依据，特规定此条为强制要求。
- 用单位建筑面积冷、热负荷指标估算时，总负荷计算结果偏大，从而导致了装机容量偏大、管道直径偏大、水泵配置偏大、末端设备偏大的“四大”现象。其直接结果是初投资增高、能量消耗增加，因此必须进行逐项逐时的冷负荷计算。
- 需要说明的是，对于仅安装分体机的建筑或乙类公共建筑，通常只做负荷估算，不做空调施工图设计，所以不需进行逐项逐时的冷负荷计算。



一、一般规定

- **5.1.3** 除符合下列条件之一外，不得采用电直接加热设备作为供暖热源：
 - 1 电力供应充足，且电力需求侧管理鼓励用电时；
 - 2 无城市或区域集中供热，采用燃气、煤、油等燃料受到环保或消防限制，**且无法利用热泵提供供暖热源的建筑**；
 - 3 以供冷为主、供暖负荷非常小，且无法利用热泵或其他方式提供供暖热源的建筑；
 - 4 以供冷为主、供暖负荷小，无法利用热泵或其他方式提供供暖热源，但可以利用低谷电进行蓄热，且电锅炉不在用电高峰和平段时间启用的空调系统；
 - 5 利用可再生能源发电，且其发电量能满足自身电加热用电量需求的建筑。



一、一般规定

- **5.1.4** 采用集中空调供暖系统的建筑，房间内的温度、湿度、新风量等设计参数应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736的规定。
- 条文说明：---略
- **5.1.4** 本条适用于集中空调的各类民用建筑的设计，通风以及房间的温度、湿度、新风量是室内热环境的重要指标，应满足现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736中的有关规定。

一、一般规定

➤ 表2 集中供暖系统室内设计计算温度

房间类别	房间名称	室内温度 (°C)
一般房间	病房、诊室、幼儿活动室	20~22
	办公、会议、阅览、教室、营业	18~20
	病人厕所、病房走廊	16~18
	公共洗手间、楼(电梯)展览厅、候车厅、门厅	14~16
特殊房间	浴室及其更衣室	25
	药品库	14~16

➤ 表3 空调系统室内设计计算参数

建筑类型	房间类型	夏季		冬季		新风量 m ³ /(h·p)	
		温度 °C	相对湿度 %	温度 °C	相对湿度 %		
旅游旅馆	客房	五级	24~26	≤60	22~24	≥40	50
		四级	24~26	≤60	21~23	≥40	40
		三级	25~27	≤60	20~22	≥35	30
		二级	26~28	≤65	19~21	—	30
		一级	26~28	—	18~20	—	—
	餐厅宴会厅	五级	23~25	≤60	21~23	≥40	30
		四级	24~26	≤60	20~22	≥35	25
		三级	25~27	≤65	19~21	≥30	20
		二级	26~28	—	18~20	—	15
		一级	26~28	—	18~20	—	—
	商业服务	五级	24~26	≤60	21~23	≥40	30
		四级	24~26	≤60	20~22	≥35	25
		三级	25~27	≤60	19~21	≥30	20
		二级	25~27	—	18~20	—	15
		一级	26~28	—	18~20	—	—
办公建筑	一类标准办公建筑	24	≤55	20	≥45	30	
	二类标准办公建筑	26	≤60	18	≥30		
	三类标准办公建筑	27	≤65	18	—		
其他	一般房间	25	≤65	20	≥30	见4.1.3	
	大堂、四季厅、过厅	26	≤65	18	—	10	

一、一般规定

➤ 表4 医院建筑主要房间新风换气次数 (h-1)

功能房间	换气次数
门诊室	2
急诊室	2
配药室	5
放射室	2
病房	2

➤ 表5 高密人群建筑每人所需最小新风量 [m³/(h·人)]

建筑类型	人员密度PF (人/m ²)		
	PF≤0.4	0.4≤PF≤1.0	PF≥1.0
影剧院、音乐厅、大会厅、多功能厅、会议室	14	12	11
商场、超市	19	16	15
博物馆、展览厅	19	16	15
公共交通等候室	19	16	15
歌厅	23	20	19
酒吧、咖啡厅、宴会厅、餐厅	30	25	23
游艺厅、保龄球房	30	25	23
体育馆	19	16	15
健身房	40	38	37
教室	28	24	22
图书馆	20	17	16
幼儿园	30	25	23



一、一般规定

➤ **5.1.5 系统冷热媒温度的选取应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736的有关规定。在经济技术合理时，冷媒温度宜高于常用设计温度，热媒温度宜低于常用设计温度。**

➤ **条文说明：**

➤ **5.1.5 提倡低温供暖、高温供冷的目的：一是提高冷热源效率；二是可以充分利用天然冷热源和低品位热源，尤其在利用可再生能源的系统中优势更为明显；三是可以与辐射末端等新型末端配合使用，提高房间舒适度。本条实施的一个重要前提是分析系统设计的技术经济性。**



一、一般规定

- **5.1.8 采用温湿度独立控制空调系统时，应符合下列要求：**
- **1 应根据气候特点，经技术经济分析论证，确定高温冷源的制备方式和新风除湿方式；**
- **2 宜考虑全年对天然冷源和可再生能源的应用措施；**
- **3 不宜采用再热空气处理方式。**

➤ 条文说明：

- **5.1.8 温湿度独立控制空调系统将空调区的温度和湿度的控制与处理方式分开进行，通常是由干燥的新风来负担室内的湿负荷，用高温末端来负担室内的显热负荷，因此空气除湿后无需再热升温，消除了再热能耗。**
- 温湿度独立控制空调系统的设计，需注意解决好以下问题：
- 1) 对于潮湿地区[空气含湿量高于 $12\text{g}/(\text{kg}\cdot\text{干空气})$]，引入的新风应进行除湿处理，达到设计要求的含湿量之后再送入房间。
- 2) 人工制取高温冷水、高温冷媒系统、蒸发冷却等方式或天然冷源（如地表水、地下水等），都可作为温湿度独立控制系统的高温冷源。



一、一般规定

➤ 5.1.9 使用时间不同的空气调节区不应划分在同一个定风量全空气风系统中。温度、湿度等要求不同的空气调节区不宜划分在同一个空气调节风系统中。

➤ 条文说明：---略

➤ 5.1.9 温湿度要求不同的空调区不应划分在同一个空调风系统中是空调风系统设计的一个基本要求，这也是多数设计人员都能够理解和考虑到的。但在实际工程设计中，一些设计人员忽视了不同空调区在使用时间等要求上的区别，出现了把使用时间不同的空气调节区划分在同一个定风量全空气风系统中的情况，不仅给运行与调节造成困难，同时也增大了能耗，为此强调应根据使用要求来划分空调风系统。

二、冷源与热源

- **5.2.3** 名义工况和规定条件下，锅炉的热效率不应低于表5.2.3的数值。
- 表5.2.3 名义工况和规定条件下锅炉的热效率(%) **燃油↑4.5%；燃煤↑7.5%。**

锅炉类型及燃料种类		锅炉额定蒸发量 D (t/h)/额定热功率 Q (MW)					
		$D < 1/Q < 0.7$	$1 \leq D \leq 2/0.7 \leq Q \leq 1.4$	$2 < D < 6/1.4 < Q < 4.2$	$6 \leq D \leq 8/4.2 \leq Q \leq 5.6$	$8 < D < 20/5.6 < Q < 14.0$	20/14
燃油燃气锅炉	重油	90			92		
	轻油	92			94		
	燃气	92			94		
层状燃烧锅炉	81	84	86		87		
抛煤机链条炉排锅炉	—	—	—	88		89	
流化床燃烧锅炉	—	—	—	88			

- 条文说明：---略
- **5.2.3** 本条为强制性条文。提高制冷、制热设备的效率是降低建筑供暖、空调能耗的主要途径之一。必须对设备的效率提出设计要求。避免能源的高质低用，是节能的重要措施。
- 本条是在“国标”的基础上，对锅炉的热效率**提高了4.5%-7.5 %。**



二、冷源与热源

- **5.2.5 集中空调系统的冷水（热泵）机组台数及单机制冷量（制热量）选择，应能适应负荷全年变化规律，满足季节及部分负荷要求。机组不宜少于两台，且同类型机组不宜超过4台；当选择变频冷水机组台数时，应根据冷水机组运行状态表进行合理确定；小型工程仅设一台时，应选用调节性能优良的机型，并能满足建筑最低负荷的要求。**
- **条文说明：**
- **5.2.5 对于设计冷负荷大于528kW以上的公共建筑，机组设置不宜少于两台，除可提高安全可靠外，也可达到经济运行的目的。因特殊原因仅能设置一台时，应选用可靠性高，部分负荷能效高的变频或磁悬浮机组。**
- **选定频机组时：可大小搭配；**
- **选变频或磁悬浮机组时：同一型号；**



二、冷源与热源

➤ **5.2.6** 电动压缩式冷水机组的总装机容量，应按本标准第5.1.1条的规定计算的空调冷负荷值直接选定，不得另作附加。在设计条件下，当机组的规格不符合计算冷负荷的要求时，所选择机组的总装机容量与计算冷负荷的比值不得大于1.1。

➤ 条文说明：

➤ 5.2.6 对于一般的舒适性建筑而言，本条规定能够满足使用要求。对于某些特定的建筑必须设置备用冷水机组时（例如某些工艺要求必须24h保证供冷的建筑等），其备用冷水机组的容量不统计在本条规定的装机容量之中。

➤ **应注意：**本条提到的比值不超过1.1，是一个限制值。设计人员不应理解为选择设备时的“安全系数”。

二、冷源与热源

- **5.2.7** 采用电机驱动的蒸气压缩循环冷水（热泵）机组时，其在名义制冷工况和规定条件下的性能系数（COP）应符合下列规定：
 - 1 水冷定频机组及风冷或蒸发冷却机组的性能系数（COP）不应低于表5.2.7的数值；
 - 2 水冷变频离心式机组的性能系数（COP）不应低于表5.2.7中数值的0.93倍；
 - 3 水冷变频螺杆式机组的性能系数（COP）不应低于表5.2.7中数值的0.95倍。

- 表5.2.7 名义制冷工况和规定条件下冷水（热泵）机组的制冷性能系数（COP） --- ↑ 6%

类型		名义制冷量 CC(kW)	性能系数COP(W/W)	
			夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	4.45	4.66
	螺杆式	$CC \leq 528$	5.09	5.19
		$528 < CC \leq 1163$	5.51	5.62
	离心式	$CC > 1163$	5.94	5.94
		$CC \leq 1163$	5.62	5.72
		$1163 < CC \leq 2110$	5.94	6.04
磁悬浮离心式	$CC > 2110$	6.30	6.30	
	$CC \leq 1000$	5.67	5.67	
		$CC > 1000$	5.85	5.85
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	$CC \leq 50$	2.90	3.00
		$CC > 50$	3.20	3.20
	螺杆式	$CC \leq 50$	3.20	3.20
		$CC > 50$	3.40	3.40

二、冷源与热源

➤ 5.2.8 电机驱动的蒸气压缩循环冷水（热泵）机组的综合部分负荷性能系数（IPLV）

应符合下列规定：

➤ 1 综合部分负荷性能系数（IPLV）计算

方法应符合本标准第5.2.10条的规定；

➤ 2 水冷机组的综合部分负荷性能系数（IPLV）不应低于表5.2.8的数值。

➤ 表5.2.8 冷水（热泵）机组综合部分负荷性能系数（IPLV） --- ↑ 6%

类型	名义制冷量CC(kW)	综合部分负荷性能系数IPLV		
		夏热冬冷地区	夏热冬暖地区	
水冷	活塞式/涡旋式	CC≤528	5.35	5.56
	定频螺杆式	CC≤528	5.88	5.99
		528<CC≤1163	6.25	6.36
		CC>1163	6.68	6.68
	变频螺杆式	CC≤528	6.43	6.43
		528<CC≤1163	5.96	6.96
		CC>1163	7.50	7.50
	定频离心式	CC≤1163	5.78	5.88
		1163<CC≤2110	6.10	6.20
		CC>2110	6.57	6.57
	变频离心式	CC≤1163	6.45	6.45
		1163<CC≤2110	6.83	6.83
		CC>2110	7.20	7.20
	磁悬浮离心式	CC≤1000	9.00	9.00
CC>1000		9.10	9.10	
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	CC≤50	3.39	3.39
		CC>50	3.60	3.65
	螺杆式	CC≤50	3.28	3.28
		CC>50	3.39	3.39



二、冷源与热源

- 条文说明：---略
- 本条文在国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015对制冷机组能效分析和规定指标的基础上，并通过调研，根据我省空调市场和经济发展现状，确定节能设计冷水机组的性能系数（COP）限值和综合部分负荷性能系数（IPLV）限值，主要体现在：
 - （1）增加了变频螺杆机组、变频离心机组和磁悬浮机组能效限值的要求。
 - （2）总体上我省夏热冬冷和夏热冬暖地区，机组能效分别提升6%以上。

二、冷源与热源

➤ 5.2.9 空调系统的电冷源综合制冷性能系数（SCOP）不应低于表5.2.9的数值。对多台冷水机组、冷却水泵和冷却塔组成的冷水系统，应将实际参与运行的所有设备的名义制冷量和耗电功率综合统计计算，当机组类型不同时，其限值应按冷量加权的方式确定。

➤ 表5.2.9 空调系统的电冷源综合制冷性能系数（SCOP）---与国标一致，重视匹配性

类型		名义制冷量 CC (kW)	综合制冷性能系数SCOP	
			夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	3.4	3.6
	螺杆式	$CC \leq 528$	3.6	3.7
		$528 < CC \leq 1163$	4.1	4.1
		$CC > 1163$	4.4	4.4
	离心式	$CC \leq 1163$	4.1	4.2
		$1163 < CC \leq 2110$	4.4	4.5
		$CC > 2110$	4.6	4.6



二、冷源与热源

- 条文说明：---略
- 通过对公共建筑集中空调系统的配置及实测能耗数据的调查分析，结果表明：泵与冷却塔的能耗约占空调系统能耗的12%-15%。
- 1 在设计阶段，对电冷源综合制冷性能系数（SCOP）进行要求，在一定范围内能有效促进空调系统能效的提升，SCOP若太低，空调系统的能效必然也低，但实际运行并不是SCOP越高系统能效就一定越好。
- 2 电冷源综合制冷性能系数（SCOP）考虑了机组和输送设备以及冷却塔的匹配性，一定程度上能够督促设计人员重视冷源选型时各设备之间的匹配性，提高系统的节能性；但仅从SCOP数值的高低并不能直接判断机组的选型及系统配置是否合理。
- 3 电冷源综合制冷性能系数（SCOP）中**没有包含冷水泵的能耗**，一方面考虑到标准中对冷水泵已经提出了输送系数指标要求，另一方面由于系统的大小和复杂程度不同，冷水泵的选择变化较大，对SCOP绝对值的影响相对较大，故不包括冷水泵可操作性更强。

二、冷源与热源

- 5.2.10 电机驱动的蒸气压缩循环冷水（热泵）机组的综合部分负荷性能系数（IPLV）应按下式计算：
- $IPLV=1.2\% \times A+32.8\% \times B+39.7\% \times C+26.3\% \times D$ （5.2.10）
- 式中：A——100%负荷时的性能系数（W/W），冷却水进水温度30℃/冷凝器进气干球温度35℃；
- B——75%负荷时的性能系数（W/W），冷却水进水温度26℃/冷凝器进气干球温度31.5℃；
- C——50%负荷时的性能系数（W/W），冷却水进水温度23℃/冷凝器进气干球温度28℃；
- D——25%负荷时的性能系数（W/W），冷却水进水温度19℃/冷凝器进气干球温度24.5℃。
- 条文说明：---略
- 5.2.10 冷水机组在相当长的运行时间内处于部分负荷运行状态，为了降低机组部分负荷运行时的能耗，对冷水机组的部分负荷时的性能系数作出要求。
- IPLV是对机组4个部分负荷工况条件下性能系数的加权平均值，相应的权重综合考虑了建筑类型、气象条件、建筑负荷分布以及运行时间，是根据4个部分负荷工况的累积负荷百分比得出的。
- 实现冷水机组的高效运行是体现冷水机组高性能的全部价值。

二、冷源与热源

- **5.2.11** 采用名义制冷量大于7.1kW、电机驱动的单元式空气调节机、风管送风式和屋顶式空气调节机组时，其在名义制冷工况和规定条件下的能效比（EER）不应低于表5.2.11的数值。

- 表5.2.11 名义制冷工况和规定条件下单元式空气调节机、
- 风管送风式和屋顶式空气调节机组能效比（EER） --- ↑ 6%

类型	名义制冷量CC(kW)	综合部分负荷性能系数IPLV		
		夏热冬冷地区	夏热冬暖地区	
水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	5.35	5.56
		$CC > 528$	5.88	5.99
	定频螺杆式	$528 < CC \leq 1163$	6.25	6.36
		$CC > 1163$	6.68	6.68
	变频螺杆式	$CC \leq 528$	6.43	6.43
		$528 < CC \leq 1163$	5.96	6.96
	定频离心式	$CC > 1163$	7.50	7.50
		$CC \leq 1163$	5.78	5.88
		$1163 < CC \leq 2110$	6.10	6.20
	变频离心式	$CC > 2110$	6.57	6.57
		$CC \leq 1163$	6.45	6.45
		$1163 < CC \leq 2110$	6.83	6.83
	磁悬浮离心式	$CC > 2110$	7.20	7.20
		$CC \leq 1000$	9.00	9.00
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	$CC > 1000$	9.10	9.10
		$CC \leq 50$	3.39	3.39
	螺杆式	$CC > 50$	3.60	3.65
		$CC \leq 50$	3.28	3.28
		$CC > 50$	3.39	3.39



二、冷源与热源

- 条文说明：---略
- 5.2.11 本条为强制性条文。现行国家标准《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》GB 19576仍采用EER指标，因此，本标准仍然沿用EER指标。EER为名义制冷工况下，制冷量与消耗的电量的比值，名义制冷工况应符合现行国家标准《单元式空调机组》GB/T 17758的有关规定。
- 本条文在国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015强制性条文第4.2.14条设计要求的基础上**提高了6%**。

二、冷源与热源

➤ **5.2.14** 采用多联式空调（热泵）机组时，其在名义制冷工况和规定条件下的制冷综合性能系数IPLV（C）不应低于表5.2.14的数值。

➤ 表5.2.14 名义制冷工况和规定条件下多联式空调（热泵）机组制冷综合性能系数IPLV(C)

➤ --- ↑ 8%

名义制冷量 $CC(kW)$	制冷综合性系数IPLV(C)	
	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
$CC \leq 28$	4.32	4.32
$28 < CC \leq 84$	4.27	4.27
$CC > 84$	4.10	4.10

➤ 条文说明：

➤ **5.2.14** 本条为强制性条文。近年来多联机在公共建筑中的应用越来越广泛，并呈逐年递增的趋势。数据显示，多联机产品已经全部为节能产品（1级和2级），而1级能效产品更是占到了总量的98.8%，多联机产品的广阔市场推动了其技术的迅速发展。

二、冷源与热源

- 表7 多联式空调（热泵）机组的**能源效率等级**对应的制冷综合性能系数限值

制冷量CC (kW)	制冷综合性能系数				
	1	2	3	4	5
$CC \leq 28$	3.60	3.40	3.20	3.00	2.80
$28 < CC \leq 84$	3.55	3.35	3.15	2.95	2.75
$CC > 84$	3.50	3.30	3.10	2.90	2.70

- 表5.2.14中规定的制冷综合性能指标限值均超过表7该中一级能效要求，并比国家标准《公共建筑节能设计标准》G50189-2015的规定**提高了8%**。

二、冷源与热源

- **5.2.16** 采用直燃型溴化锂吸收式冷（温）水机组时，其在名义工况和规定条件下的性能参数应符合表5.2.16的规定。
- **表5.2.16** 名义工况和规定条件下直燃型溴化锂吸收式冷（温）水机组的性能参数

名义工况		性能参数	
冷（温）水进/出口温度（℃）	冷却水进/出口温度（℃）	性能系数（W/W）	
		制冷	供冷
12/7（供冷）	30/35	≥1.20	—
—/60（供热）	—	—	≥0.90

- 条文说明：---略
- **5.2.16** 本条为强制性条文。本条规定的性能参数略高于现行国家标准《溴化锂吸收式冷水机组能效限定值及能效等级》GB 29540中的能效限定值。表5.2.16中规定的性能参数为名义工况的能效限定值。直燃机性能系数计算时，输入能量应包括消耗的燃气（油）量和机组自身的电力消耗两部分，性能系数的计算应符合现行国家标准《直燃型溴化锂吸收式冷（温）水机组》GB/T 18362的有关规定。



二、冷源与热源

- **5.2.17 对冬季或过渡季存在供冷需求的建筑，应充分利用新风降温；经技术经济分析合理时，可利用冷却塔提供空气调节冷水或使用具有同时制冷和制热功能的空调（热泵）产品。**
- **条文说明：**
- **5.2.17 对于全空气系统来说，冬季或过渡季需要供冷的建筑，当条件合适时，应考虑采用室外新风供冷。**
- **我省利用冷却塔供冷时，必须进行经济技术比较后方可采用。**



三、输配系统

- 5.3.1 集中空调冷、热水系统的设计应符合下列规定：
 - 1 当建筑所有区域只要求按季节同时进行供冷和供热转换时，应采用两管制空调水系统；当建筑内一些区域的空调系统需全年供冷、其他区域仅要求按季节进行供冷和供热转换时，可采用分区两管制空调水系统；当空调水系统的供冷和供热工况转换频繁或需同时使用时，宜采用四管制空调水系统。
 - 2 冷水水温和供回水温差要求一致且各区域管路压力损失相差不大的中小型工程，宜采用变流量一级泵系统；单台水泵功率较大时，经技术经济比较，在确保设备的适应性、控制方案和运行管理可靠的前提下，空调冷水可采用冷水机组和负荷侧均变流量的一级泵系统，且一级泵应采用调速泵。



三、输配系统

- 3 系统作用半径较大、设计水流阻力较高的大型工程，空调冷水宜采用变流量二级泵系统。当各环路的设计水温一致且设计水流阻力接近时，二级泵宜集中设置；当各环路的设计水流阻力相差较大或各系统水温或温差要求不同时，宜按区域或系统分别设置二级泵，且二级泵应采用调速泵。
- 4 提供冷源设备集中且用户分散的区域供冷的大规模空调冷水系统，当二级泵的输送距离较远且各用户管路阻力相差较大，或者水温（温差）要求不同时，可采用多级泵系统，且二级泵等负荷侧各级泵应采用调速泵。



三、输配系统

- 条文说明：
 - 1、供冷和供热工况转换频繁及需同时使用时，或者计算书中无冷热负荷同时出现的情况下不要采用四管制；
 - 2、环路总长度在500m之内的中小型工程，采用变流量一级泵系统；或采用变频变流量系统，**此时，应有可靠的变频泵控制方法。变频变流量系统不应设旁通管。**
 - 3、大型工程管路压力损失相差较大的或各系统水温或温差要求不同时，宜按区域或系统分别设置二级泵，且二级泵应采用调速泵以及可靠的控制方法。
 - 4、冷水机组应能适应水泵变流量运行的要求，其最低流量应低于50%的额定流量，



三、输配系统

- 5.3.2 空调水系统布置和管径的选择，应减少并联环路之间压力损失的相对差额。当设计工况下并联环路之间压力损失的相对差额超过**15%**时，应采取水力平衡措施。
- 条文说明：---略
- 当设计工况下并联环路之间压力损失的相对差额超过**15%**时，可采用动态平衡阀。



三、输配系统

- 5.3.3 采用换热器加热或冷却的二次空调水系统的循环水泵宜采用变速调节。
- 条文说明：
 - 5.3.3 一般换热器不需要定流量运行，因此推荐在换热器二次水侧的二次循环泵采用变速调节的节能措施。
 - 与第5.3.1（3）款类似。



三、输配系统

- 5.3.4 除空调冷水系统和空调热水系统的设计流量、管网阻力特性及水泵工作特性相近的情况外，两管制空调水系统应分别设置冷水和热水循环泵。
- 条文说明：
 - 5.3.4 由于冬夏季空调水系统流量及系统阻力相差很大，合用统一水泵不节能，故要分别设置冷水和热水泵。

三、输配系统

- 5.3.5 在选配空调冷（热）水系统的循环水泵时，应计算空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比[EC(H)R-a]，并应标注在施工图的设计说明中。空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比计算应符合下列规定：
- 1 空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比应按下列公式计算：

$$EC(H)R-a = 0.003096 \Sigma(G \times H / \eta_b) / Q$$

- 式中：——空调冷（热）水系统循环水泵的耗电输冷（热）比；
- G——每台运行水泵的设计流量（m³/h）；
- H——每台运行水泵对应的设计扬程（mH₂O）；
- η_b ——每台运行水泵对应的设计工作点效率；
- Q——设计冷（热）负荷（kW）；
- ΔT ——规定的计算供回水温差（℃），按表5.3.5-1选取；
- A——与水泵流量有关的计算系数，按表5.3.5-2选取；
- B——与机房及用户的水阻力有关的计算系数，按表5.3.5-3选取；
- α ——与 ΣL 有关的计算系数，按表5.3.5-4或表5.3.5-5选取；
- ΣL ——从冷热机房出口至该系统最远用户供回水管道的总输送长度（m）。。。。。。略

三、输配系统

➤ 条文说明：

- 5.3.5 当采用变频调速泵时，公式中泵的流量和扬程不应按照额定值进行计算，特别指出的是：进行扬程补偿选择的泵往往其流量、扬程、功率比原选择泵3个参数要高，可能出现EC(H)R-a值超标，这是不正确的计算方法，因为变频泵大多数时间是在部分流量下运行，所以，EC(H)R-a应该采用水泵实际运行状态的流量和相对应的扬程值进行计算。可按照假设变频泵10%运行时间在90%额定转速和90%运行时间在70%额定转速两个运行状态计算水泵的流量和扬程：

➤ $G=G1 \times 10\%+G2 \times 90\%$ (9)

- 式中：G ——变频泵在某转速下的流量（m³/h）；
- G1——变频泵10%运行时间在90%额定转速下流量（m³/h）；
- G2——变频泵90%运行时间在70%额定转速下流量（m³/h）。

➤ $H=H1 \times 10\%+H2 \times 90\%$ (10)

- 式中：H ——变频泵在某转速下的扬程（m）；
- H1——变频泵10%运行时间在90%额定转速下扬程（m）；
- H2——变频泵90%运行时间在70%额定转速下扬程（m）。
- 计算过程应注意：先应用水泵比转速计算公式求得90%和70%额定转速下流量、扬程，再代入公式计算EC(H)R-a值。经计算采用变频泵后EC(H)R-a值可降低25%~30%。



三、输配系统

- **5.3.6** 当通风系统使用时间较长且运行工况（风量、风压）有较大变化时，通风机宜采用双速或变速风机。
- 条文说明：
 - **5.3.6** 变频风机的节能量计算同变频泵节能量的计算方法，节能效果十分显著。



三、输配系统

- 5.3.7 设计定风量全空气空气调节系统时，宜采取实现全新风运行或可调新风比的措施，并宜设计相应的排风系统。
- 条文说明：
 - 5.3.7 在过渡季，空调系统采用全新风或增大新风比运行，可以有效地改善空调区内空气的品质、节能，应该大力推广应用。
 - 要实现全新风运行，设计时必须认真考虑新风取风口和新风管所需的截面积，妥善安排好排风出路，并确保室内必须满足正压值的要求。



三、输配系统

- 5.3.9 在人员密度相对较大且变化较大的房间，宜根据室内CO₂浓度检测值进行新风需求控制，排风量也宜适应新风量的变化以保持房间的正压。
- 条文说明：
 - 5.3.9 当房间内人员密度变化较大时，如果一直按照设计的较大人员密度供应新风，将浪费较多的新风处理用冷、热量。
 - 采用室内CO₂浓度控制新风量即满足卫生要求又节能。



三、输配系统

- **5.3.11** 空气调节内、外区应根据室内进深、分隔、朝向、楼层以及围护结构特点等因素划分。内、外区宜分别设置空气调节系统。
- 条文说明：
 - **5.3.11** 在设计没有明确分隔的大开间办公室时，可将距外围护结构 $3\text{m}\sim 5\text{m}$ 的范围内划为外区，其所包围的为内区。
 - 为了满足不同的使用需求，也可以将上述从 $3\text{m}\sim 5\text{m}$ 的范围作为过渡区，在空调负荷计算时，内、外区都计算此部分负荷，这样只要分隔线在 $3\text{m}\sim 5\text{m}$ 之间变动，都是能够满足要求的。



三、输配系统

- **5.3.12 风机盘管加新风空调系统的新风**
宜直接送入各空气调节区，不宜经过风机
盘管机组后再送出。
- **条文说明：**
- **5.3.12 如果新风经过风机盘管后送出，**
风机盘管的运行与否对新风量的变化有较
大影响，易造成能源浪费或新风不足。



三、输配系统

- 5.3.14 空气调节风系统不应利用土建风道作为送风道和输送冷、热处理后的新风风道。当受条件限制利用土建风道时，应采取可靠的防漏风和绝热措施。
- 条文说明：
 - 5.3.14 **尽量不采用**。（除了个别体育场馆和影剧院特殊情况外）



三、输配系统

- **5.3.16 空气调节系统送风温差应根据焓湿图表示的空气处理过程计算确定。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℃。**
- **条文说明：**
 - **5.3.16 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，风机能耗则下降50%左右。送风温差在4℃~8℃之间时，每增加1℃，送风量可减少10%~15%。**



三、输配系统

- 5.3.17 在同一个空气处理系统中，不宜同时有加热和冷却过程。
- 条文说明：
 - 5.3.17 在空气处理过程中，同时有冷却和加热过程出现，肯定是既不经济也不节能的，设计中应尽量避免。

三、输配系统

- 5.3.18 空调风系统和通风系统的风量大于10000m³/h时，风道系统单位风量耗功率（Ws）不宜大于表5.3.18的数值。风道系统单位风量耗功率（Ws）应按下式计算： $W_s = P / (3600 \times \eta_{CD} \times \eta_F)$ (5.3.18)
- 式中：Ws——风道系统单位风量耗功率[W/(m³/h)]；
- P ——空调机组的余压或通风系统风机的风压（Pa）；
- η_{CD} ——电机及传动效率（%）， η_{CD} 取0.855；
- η_F ——风机效率（%），按设计图中标注的效率选择。

➤ 表5.3.18 风道系统单位风量耗功率Ws[W/(m³/h)]

系统形式	Ws,限值
机械通风系统	0.27
新风系统	0.24
办公建筑定风量系统	0.27
办公建筑变风量系统	0.29
商业、酒店建筑全空气系统	0.30



三、输配系统

- 5.3.20 设有集中排风的空调系统经技术经济比较合理时，宜设置空气-空气能量回收装置。当出现结霜或结露时，应采取预热等保温防冻措施。

➤ 条文说明：

- 5.3.20 福州市全年单位新风节能量：
kw.h/m³/h

	酒店建筑	办公建筑
➤ 显热型	1.40	0.36
➤ 全热型	2.26	0.63

- 不论采用显热型或全热型新风热回收节能很有限，技术经济比较很重要。



三、输配系统

- **5.3.21 有人员长期停留且不设置集中新风、排风系统的空气调节区或空调房间，宜在各空气调节区或空调房间分别安装带热回收功能的双向换气装置。**

- **条文说明：**
- **5.3.21 人员长期停留的房间一般是指连续使用超过3h的房间。**
- **采用双向换气装置，热回收效率应大于60%；**
- **节能很有限**



四、末端系统

- 5.4.1 地面辐射供暖面层材料的热阻不宜大于 $0.05\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$ 。
- 条文说明：
 - 采用地面辐射供暖供冷方式时，要尽量选用热阻小于 $0.05 [\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}]$ 的材料做面层。



四、末端系统

- 5.4.2 夏季空气调节室外计算湿球温度低、温度日较差大的地区，宜优先采用直接蒸发冷却、间接蒸发冷却或直接蒸发冷却与间接蒸发冷却相结合的二级或三级蒸发冷却的空气处理方式。
- 条文说明：
 - 5.4.2 蒸发冷却空气处理过程不需要人工冷源，能耗较少，是一种节能的空调方式。对于夏季湿球温度低、温度日较差（即一日内最高温度与最低温度之差值）大的地区，宜充分利用其干燥、夜间凉爽的气候条件，优先考虑采用蒸发冷却技术或与人工冷源相结合的技术，降低空调系统的能耗。----福州奥蓝



四、末端系统

- **5.4.3 设计变风量全空气空气调节系统时，应采用变频自动调节风机转速的方式，并应在设计文件中标明每个变风量末端装置的最小送风量。**
- **条文说明：**
- **5.4.3 变风量空调系统在运行过程中，随着送风量的变化，送至空调区的新风量也相应改变。为了确保新风量能符合卫生标准的要求，同时为了使初调试能够顺利进行，根据满足最小新风量的原则，应在设计文件中标明每个变风量末端装置必需的最小送风量。**
- **同时，系统的最小风量与风机出口压力有关。**



四、末端系统

- **5.4.4 建筑空间高度大于等于10m且体积大于10000m³时，宜采用辐射供暖供冷或分层空气调节系统。**
- **条文说明：**
- **5.4.4公共建筑采用辐射为主的供暖供冷方式，一般有明显的节能效果。分层空调是一种仅对室内下部人员活动区进行空调，而不对上部空间空调的特殊空调方式，与全室性空调方式相比，分层空调夏季可节省冷量30%左右，因此，能节省运行能耗和初投资。**



五、监测、控制与计量

- 5.5.1 集中供暖通风与空气调节系统，应进行监测与控制。建筑面积大于20000m²的公共建筑使用全空气调节系统时，宜采用直接数字控制系统。系统功能及监测控制内容应根据建筑功能、相关标准、系统类型等通过技术经济比较确定。

- 条文说明：
 - 监测控制的内容可包括参数检测、参数与设备状态显示、自动调节与控制、工况自动转换、能量计量以及中央监控与管理等。
 - 没有监测控制的空调系统是粗放型的，它只能满足最基本的室内温度要求；
 - 设置监测控制的空调系统是舒适型的，它实现了末端控制与监测、冷冻机房的群控与监测、数据的传输与管理、电脑操作；
 - 高效运行+监测控制的空调系统是智能节能型的，它除了上述功能外冷水机组、水泵、冷却塔均能自动节能运行。



五、监测、控制与计量

➤ **5.5.2 锅炉房、换热机房和制冷机房应进行能量计量，能量计量应包括下列内容：**

- **1 燃料的消耗量；**
- **2 制冷机的耗电量；**
- **3 集中供热系统的供热量；**
- **4 补水量。**

➤ 条文说明：---略

➤ 5.5.2 本条为强制性条文。加强建筑用能的量化管理，是建筑节能工作的需要，在冷热源处设置能量计量装置，是实现用能总量量化管理的前提和条件，同时在冷热源处设置能量计量装置利于相对集中，也便于操作。

➤ 供热锅炉房应设燃煤或燃气、燃油计量装置。制冷机房内，制冷机组能耗是大户，同时也便于计量，因此要求对其单独计量。直燃型机组应设燃气或燃油计量总表，电制冷机组总用电量应分别计量。《民用建筑节能条例》规定，实行集中供热的建筑应当安装供热系统调控装置、用热计量装置和室内温度调控装置，因此，对锅炉房、换热机房总供热量应进行计量，作为用能量化管理的依据。

➤ 目前水系统“跑冒滴漏”现象普遍，系统补水造成的能源浪费现象严重，因此对冷热源站总补水量也应采用计量手段加以控制。



五、监测、控制与计量

- **5.5.3 采用区域性冷源和热源时，在每栋公共建筑的冷源和热源入口处，应设置冷量和热量计量装置。采用集中供暖空调系统时，不同使用单位或区域宜分别设置冷量和热量计量装置。**
- **条文说明：**
- **5.5.3 集中空调系统的冷量和热量计量，是一项重要的建筑节能措施。**
- **当系统负担有多栋建筑时，应针对每栋建筑设置能量计量装置。**



五、监测、控制与计量

➤ 5.5.4 锅炉房和换热机房应设置供热量自动控制装置。

- 条文说明：---略
- 5.5.4 本条为强制性条文。本条文针对公共建筑项目中自建的锅炉房及换热机房的节能控制提出了明确的要求。供热量控制装置的主要目的是对供热系统进行总体调节，使供水水温或流量等参数在保持室内温度的前提下，随室外空气温度的变化进行调整，始终保持锅炉房或换热机房的供热量与建筑物的需热量基本一致，实现按需供热，达到最佳的运行效率和最稳定的供热质量。
- 气候补偿器是供暖热源常用的供热量控制装置，设置气候补偿器后，可以通过在时间控制器上设定不同时间段的不同室温节省供热量；合理地匹配供水流量和供水温度，节省水泵电耗，保证散热器恒温阀等调节设备正常工作；还能够控制一次水回水温度，防止回水温度过低而减少锅炉寿命。
- 虽然不同企业生产的气候补偿器的功能和控制方法不完全相同，但气候补偿器都具有能根据室外空气温度或负荷变化自动改变用户侧供（回）水温度或对热媒流量进行调节的基本功能。



五、监测、控制与计量

➤ 5.5.6 供暖空调系统应设置室温调控装置；散热器及辐射供暖系统应安装自动温度控制阀。

- 条文说明：---略
- 5.5.6 本条为强制性条文。本条要求与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015的强制性条文第4.5.6条技术要求一致。《中华人民共和国节约能源法》第三十七条规定：使用空调供暖、制冷的公共建筑应当实行室内温度控制制度。用户能够根据自身的用热需求，利用空调供暖系统中的调节阀主动调节和控制室温，是实现按需供热、行为节能的前提条件。
- 除末端只设手动风量开关的小型工程外，供暖空调系统均应具备室温自动调控功能。以往传统的室内供暖系统中安装使用的手动调节阀，对室内供暖系统的供热量能够起到一定的调节作用，但因其缺乏感温元件及自力式动作元件，无法对系统的供热量进行自动调节，从而无法有效利用室内的自由热，降低了节能效果。因此，对散热器和辐射供暖系统均要求能够根据室温设定值自动调节。对于散热器和地面辐射供暖系统，主要是设置自力式恒温阀、电热阀、电动通断阀等。散热器恒温控制阀具有感受室内温度变化并根据设定的室内温度对系统流量进行自力式调节的特性，有效利用室内自由热从而达到节省室内供热量的目的。



五、监测、控制与计量

- **5.5.7 冷热源机房的控制功能应符合下列规定：**
- **1 应能进行冷水（热泵）机组、水泵、阀门、冷却塔等设备的顺序启停和连锁控制。**
- **2 应能进行冷水机组的台数控制，宜采用回水温度和冷水机组运行状态表相结合的冷量优化控制方式。**
- **3 应能进行水泵的台数控制。冷水机组侧定流量末端侧变流量系统宜采用旁通管流量优化控制方式；变频变流量系统宜采用回水温度和冷水泵运行状态表相结合的流量优化控制方式。**
- **4 一级或二级泵应能进行自动变速控制，宜根据给回水总管的温差或压差控制转速，且压差宜能优化调节；应能进行冷却泵和冷却塔台数的连锁控制；宜采用与冷水泵连锁的控制方式。**



五、监测、控制与计量

- 5 应能进行冷却塔风机的台数控制，宜根据室外气象参数进行变速控制。
- 6 应能进行冷却塔的自动排污控制。
- 7 宜能根据室外气象参数和末端需求进行供水温度的优化调节。
- 8 宜能按累计运行时间进行设备的轮换使用。
- 9 冷热源主机设备3台以上的，宜采用机组群控方式；当采用群控方式时，控制系统应与冷水机组自带控制单元建立通信连接。
- 10 建筑面积大于20000m²的项目集中供暖空调系统宜设置能源集中管理与监测系统。



五、监测、控制与计量

- 5.5.8 全空气空调系统的控制应符合下列规定：
 - 1 应能进行风机、风阀和水阀的启停连锁控制；
 - 2 应能按使用时间进行定时启停控制，宜对启停时间进行优化调整；
 - 3 应能按空调系统负荷变化调节流经末端设备的冷水量，采用室内温度控制末端设备管路上电动二通阀开度；
 - 4 应能按室内空气湿度变化调节末端设备加湿量；
 - 5 应能对末端设备的过滤器进行超压报警，采用过滤器前后压差控制的方式；
 - 6 采用变风量系统时，风机应采用变速控制方式；
 - 7 过渡季宜采用加大新风比的控制方式；
 - 8 全新风系统送风末端宜采用设置人离延时关闭控制方式；
 - 9 人员密度较高且随时间变化大的区域宜设置二氧化碳监测装置并与新风系统联动控制新风量。



五、监测、控制与计量

- 5.5.9 风机盘管应采用电动水阀和风速相结合的控制方式，宜设置常闭式电动通断阀。公共区域风机盘管的控制应符合下列规定：
 - 1 应能对室内温度设定值范围进行限制；
 - 2 应能按使用时间进行定时启停控制，宜对启停时间进行优化调整。
- 5.5.10 以排除房间余热为主的通风系统，宜根据房间温度控制通风设备运行台数或转速。



五、监测、控制与计量

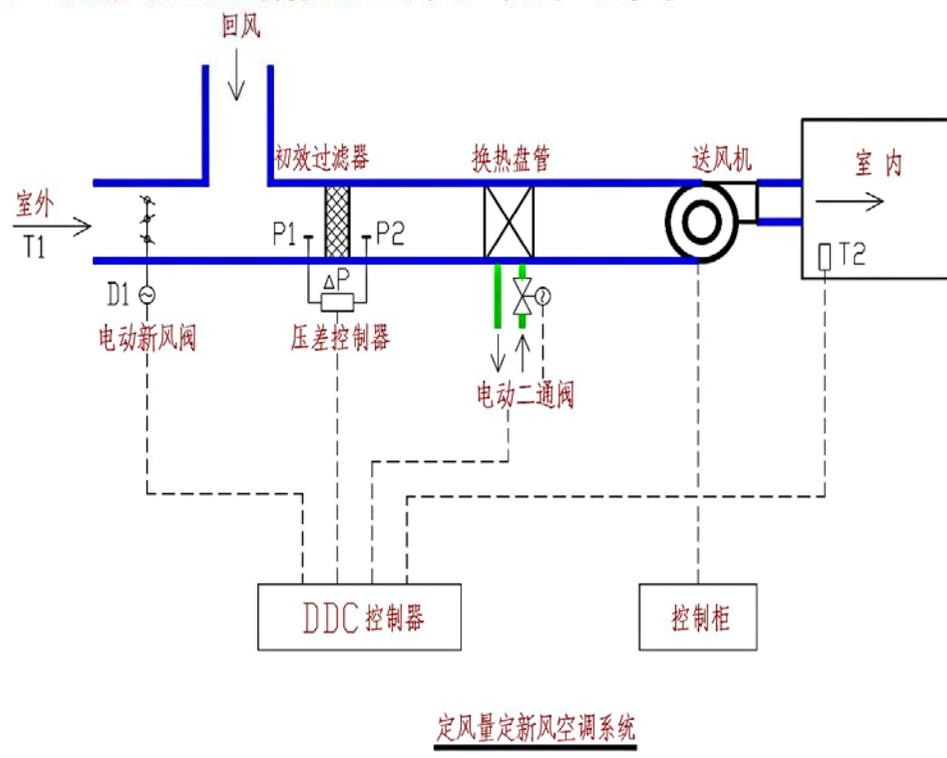
- 5.5.11 地下停车库风机宜采用多台并联方式或设置风机调速装置，并宜根据使用情况对通风机设置定时启停（台数）控制或根据车库内的一氧化碳浓度进行自动运行控制。
- 一氧化碳浓度与排风机联动控制即简单又经济。
- 5.5.12 间歇运行的空气调节系统，宜设置自动启停控制装置。控制装置应具备按预定时间表、服务区域是否有人等模式控制设备启停的功能。

五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1.送风机启动时，电动风阀、电动两通阀开启；送风机关闭时，电动风阀、电动两通阀关闭；
- 2. ΔP 大于设定值时，压差控制器输出警告信号，过滤器应清洗；
- 3. T_2 低于室内温度时，换热旁管上的电动二通阀关小； T_2 高于室内温度时，换热旁管上的电动二通阀开大；

➤ 定风量定新风空调系统原理图

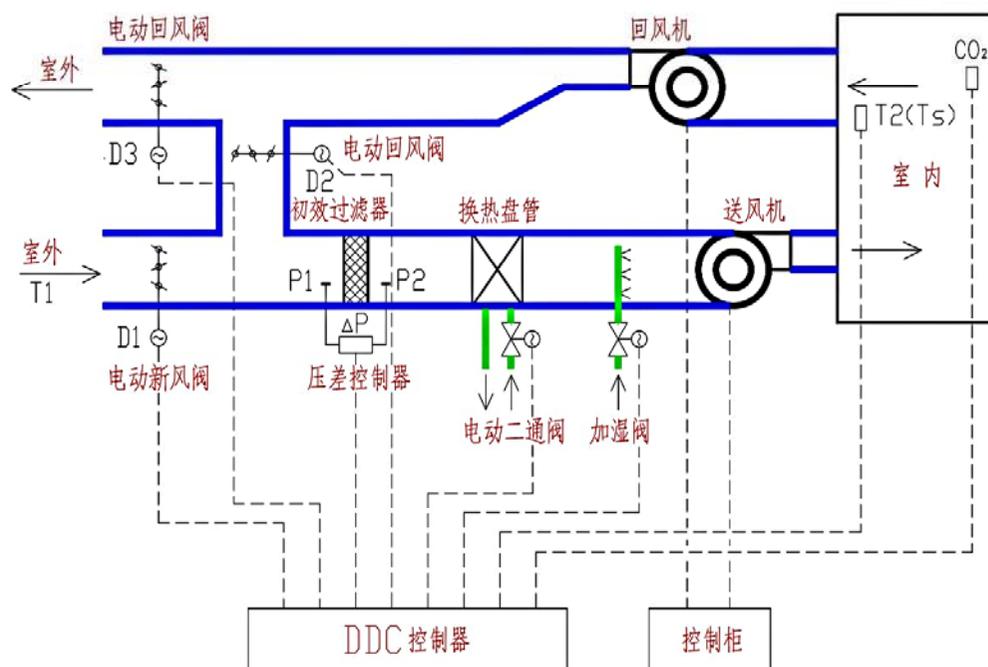


五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1.送回风机开启时，D₁、D₃开启，送回风机停止时，D₁、D₃关闭；
- 2.D₁开大时，D₂关小，D₃开大；D₁关小时，D₂开大，D₃关小；
- 3.ΔP大于设定值时，压差控制器输出警告信号，过滤器应清洗；
- 4.T₂低于室内温度时，换热旁管上的电动二通阀关小；T₂高于室内温度时，换热旁管上的电动二通阀开大；
- 5.T_s低于室内湿度时，加湿电动两通阀开大，TS高于室内湿度时，加湿电动两通阀关小；
- 6.室内CO₂浓度大于1800mg/m³时，D₁开大，室内CO₂浓度小于1800mg/m³时，D₁关小。

➤ 定风量变新风空调系统原理图



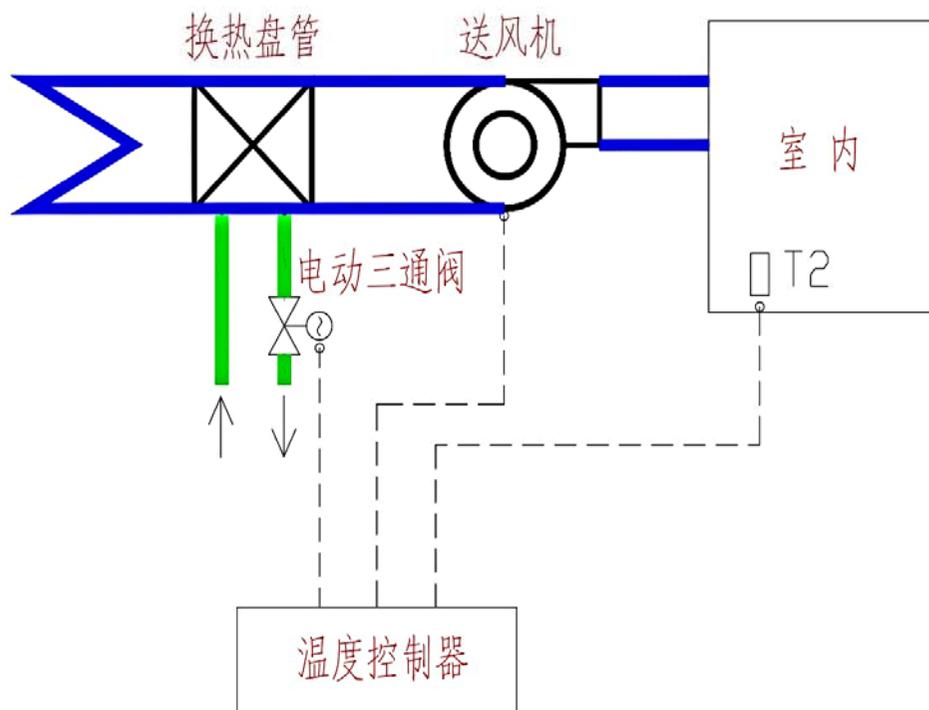
双管制定风量变新风空调系统

五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1. T_2 低于室内温度时，换热旁管上的电动二通阀关小； T_2 高于室内温度时，换热旁管上的电动二通阀开大；
- 2. 送风机分高中低三段风速（风量）由室内人员手动调节；
- 3. T_2 设定值由室内人员设定。

➤ 双管制风机盘管控制原理图

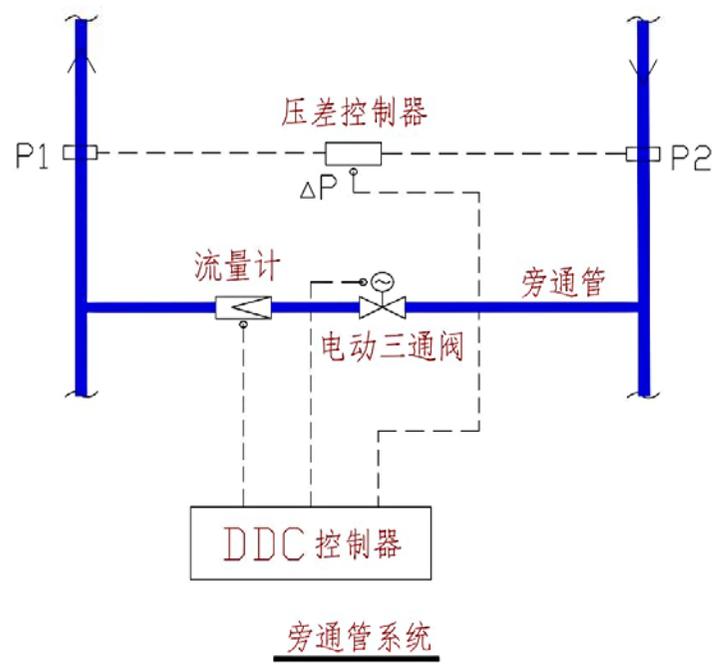


五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1.当 ΔP 大于设定值（调试时确定）时，旁通管上的电动两通阀开启， ΔP 值越大，电动两通阀的开启度也越大，当 ΔP 值等于设定值时电动两通阀关闭，旁通管停止工作，反之相反。
- 2.旁通管上的电动二通阀开启度最大，达到旁通管设计流量时，或由流量计输出信号，减泵或加泵。当 $\Delta P_1 > \Delta P_2$ 时，减泵；当 $\Delta P_2 > \Delta P_1$ 时，加泵。

➤ 旁通管控制原理图

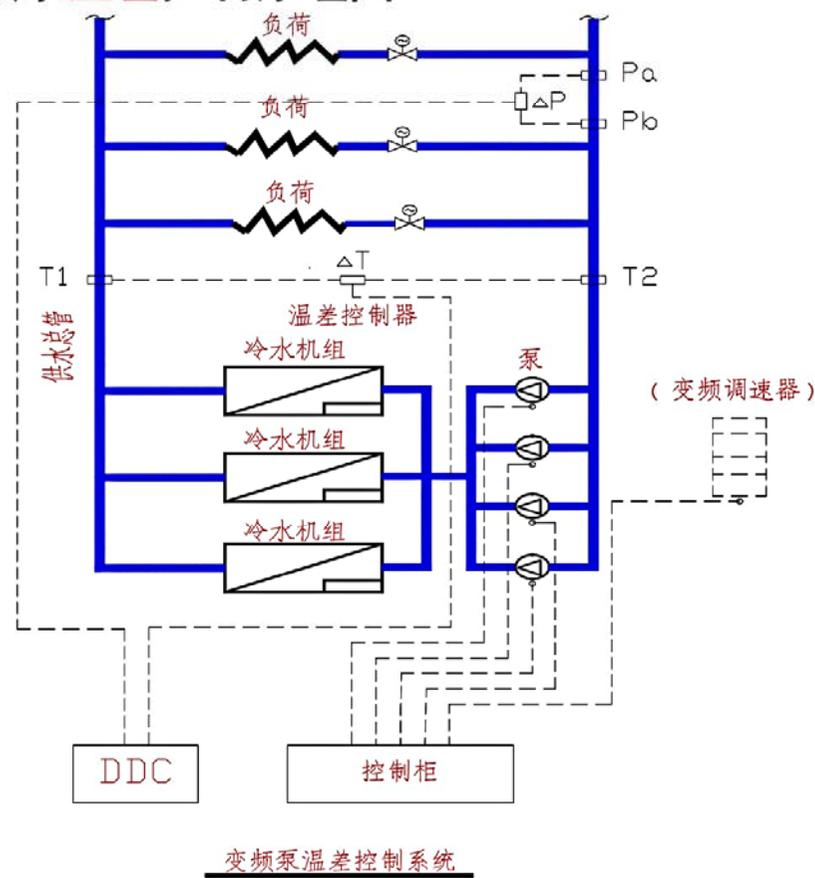


五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1.正向调节：当给回水中管之间的温差 Δt 大于 5°C 时，温差控制器输出信号，降低变频调速器的频率，减少水泵流量的输出；末端负荷继续变小， Δt 继续升高，泵的流量也继续减小，到变频泵的最小流量时进行减泵。减泵后继续正向调节；
- 2.反向调节：当给回水中管之间的温差 Δt 小于 13.16°C 时（e值的研究），温差控制器输出信号，提高变频调速器的频率，增加水泵流量的输出；末端负荷继续变大， Δt 继续降低，泵的流量也继续加大，加泵后继续反向调节；
- 3.当 ΔP 小于设定值时停止变频（调试时定）；变频泵同频率运行。

➤ 变频泵温差控制原理图

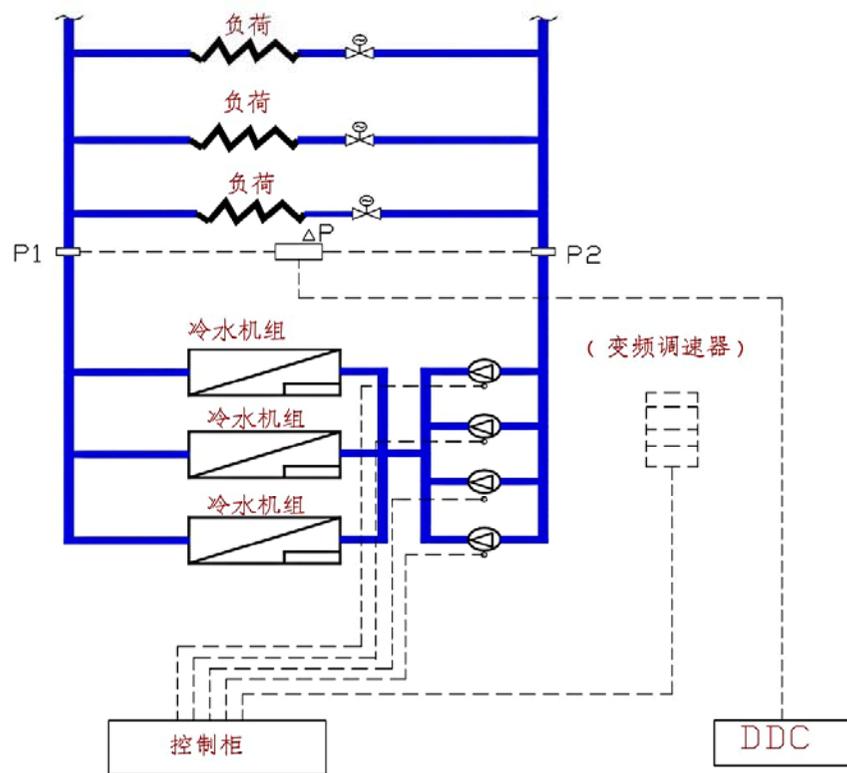


五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1.正向调节：给回水中管之间的压差 ΔP 大于设定值（调试时定）时，压差控制器输出信号降低变频调速器的频率，减少水泵流量的输出，当给回水总管之间的压差 ΔP 达到设定值时，给回水中管之间的流量达到新的平衡状态，旁通管停止工作；当末端负荷继续变小时，变频泵的流量也继续变小，到变频泵运行台数减少后继续正向调节；
- 2.反向调节：与正向调节相同，不同的是： $P_1 > P_2$ 时，正向调节， $P_1 < P_2$ 时，反向调节；
- 3.变频泵同频率运行。

➤ 变频泵恒压差控制原理图



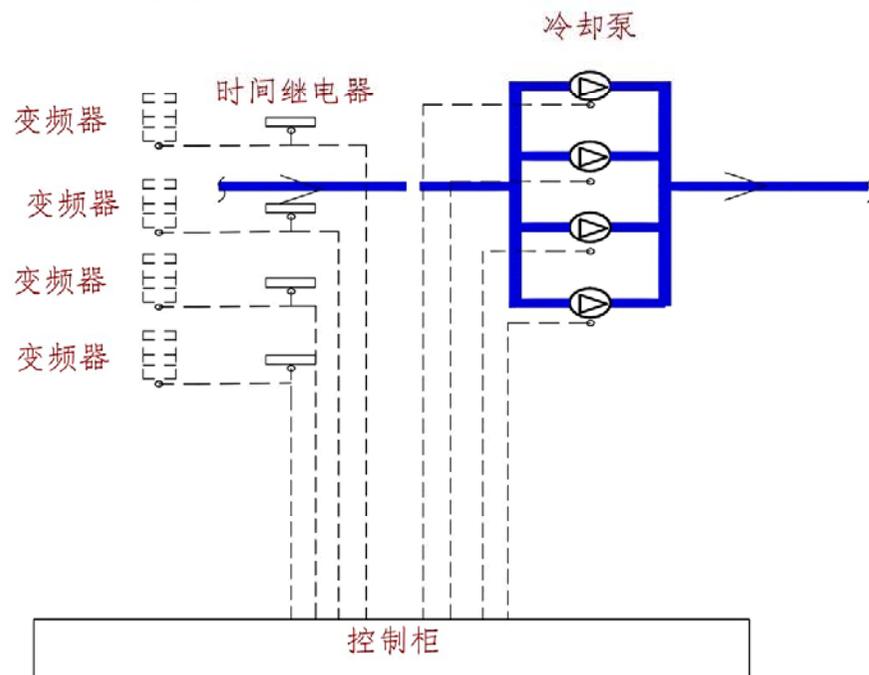
变频泵压差控制原理图

五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1.卸泵控制：当多台变频泵同频率运行至额定流的70%时，在延迟时间（h）内，回水温度继续升高，则卸泵1台；剩下的变频泵重新调整频率，从70%-100%-70%，卸第二台泵，之后1台泵以70%继续运行（视需求流量或泵的数量而定，见“变频泵运行状态表”）；
- 2.加泵控制：1台变频泵从最小流量运行至额定流量时，在延迟时间（h）内，回水温度继续降低，则加泵1台，加泵后变频泵重新调整频率后继续运行（视需求流量或泵的数量而定，见“变频泵运行状态表”），依次类推；
- 3.时间继电器的延迟时间设定为冷冻水循环1-2次所需的时间，可现场设定。

➤ 变频冷冻泵运行台数控制原理图



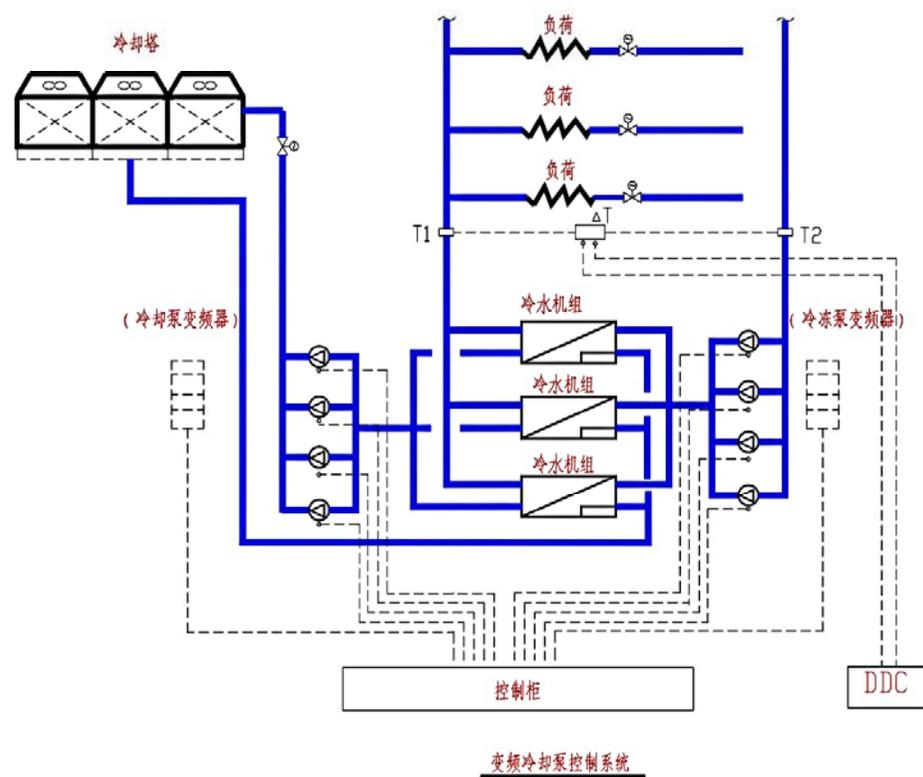
变频冷却泵运行台数控制系统

五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1.正向调节：与冷冻泵连锁控制；
- 2.反向调节：与冷冻泵连锁控制；
- 3.变频冷却泵同频率运行。

➤ 变频冷却泵控制原理图

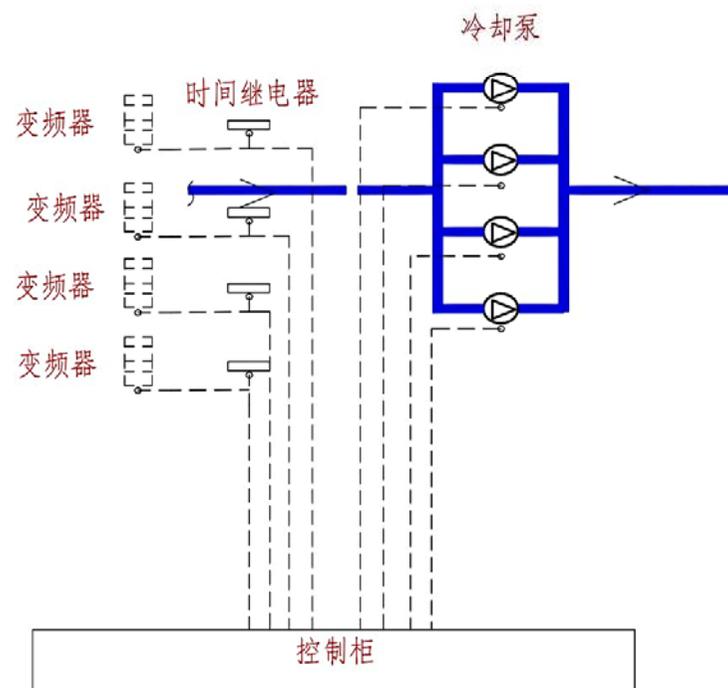


五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1.卸泵控制：与冷冻泵连锁控制；
- 2.加泵控制：与冷冻泵连锁控制；
- 一级二级三级

➤ 变频冷却泵运行台数控制原理图



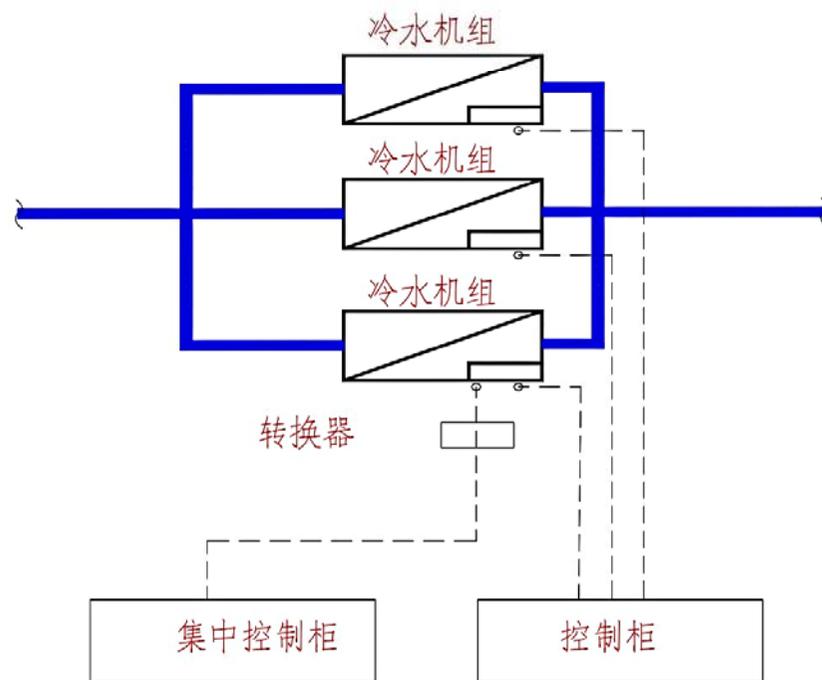
变频冷却泵运行台数控制系统

五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 1.首先编制“冷水机组运行状态表”，根据运行状态表中室内负荷、主机运行冷量、主机运行状态综合考虑后**手动**进行“加机”或“减机”的控制。
- 2.首先编制“冷水机组运行状态表”，根据运行状态表中室内负荷、主机运行状态、冷量表等在管理中心进行“加机”或“减机”的**自动**控制。

➤ 冷水机组运行台数控制原理图



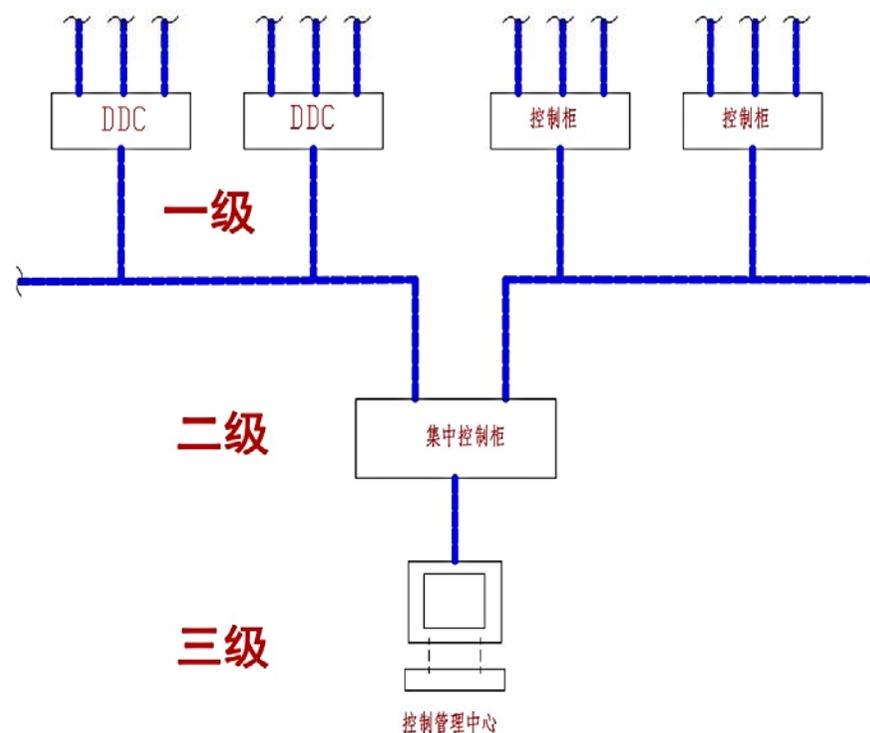
冷水机组运行台数控制系统

五、监测、控制与计量-----空调系统控制原理图及控制要求

➤ 控制要求

- 空调末端的DDC控制模块、空调系统的控制柜以及冷冻机房、冷却塔的控制柜汇总到集中控制柜，集中控制柜与管理中心连接实现：
- 1.冷冻站、冷却水系统、空调系统的自动运行；
- 2.对各控制系统运行时间的设定；
- 3.对冷冻站、冷却水系统、各空调系统的参数进行设定、监测；
- 4.对冷水机组、冷水泵、冷却泵、冷却塔运行数据的储存、打印、传输。

➤ 控制管理中心原理图

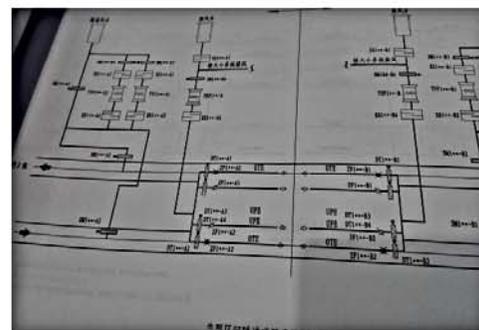


某工程区域冷冻站

➤ 某区域供冷站（6000m²），机房无操作人员。



➤ 末端可监测与设定



福州某项目





六、可再生能源应用-----地源热泵系统

- 8.3.1 地源热泵系统设计前，应按福建省现行地方标准《福建省地源热泵系统应用技术规程》DBJ/T 13-156要求，完成工程场地状况调查和浅层地热能勘察。
- 条文说明：
 - 8.3.1 工程场地状况及浅层地热能资源是否能满足地源热泵系统应用的条件。公共建筑地源热泵系统设计前，应进行工程勘察，为地源热泵系统设计提供基础资料。其中，浅层地热能资源勘查包括地埋管换热系统勘查、地下水换热系统勘查及地表水换热系统勘查。



六、可再生能源应用-----地源热泵系统

- 8.3.2 地源热泵系统设计时，应根据工程勘察资料，并结合环境保护要求、系统节能效果、投入和维护的经济性，确定适宜的地源热泵系统实施方案。
- 条文说明：
 - 8.3.2 不论是地表水、地下水、地埋管地源热泵系统，设计前必须进行可行性研究，并依据可行性报告的数据进行判断或进行设计。



六、可再生能源应用-----地源热泵系统

- 8.3.3 地表水地源热泵系统和地下水地源热泵系统设计时，室外换热系统的换热量应满足地源热泵系统最大释热量或取热量的要求。
- 条文说明：
 - 8.3.3 地源热泵系统最大释热量、取热量的计算可依据现行地方标准《福建省地源热泵系统应用技术规程》DBJ/T 13-156 相关条文进行计算。



六、可再生能源应用-----地源热泵系统

- 8.3.4 地埋管地源热泵系统设计时，应进行全年动态负荷与系统取热量、释热量计算分析，确定室外换热系统，并宜采用复合热交换系统。
- 条文说明：
 - 8.3.4 地埋管地源热泵系统全年冷、热负荷不平衡，将导致地埋管区域岩土体温度持续升高或降低，从而影响地埋管换热器的换热性能，降低运行效率。
 - 热响应试验、水温监测、地质钻探是地埋管地源热泵系统可研报告中重要的内容。

六、可再生能源应用-----地源热泵系统

➤ 8.3.5 地源热泵系统设计应选用高效水源热泵机组，并宜采取降低循环水泵输送能耗等节能措施，提高地源热泵系统的能效。

➤ 条文说明：

➤ 8.3.5 地源热泵系统的能效除与水源热泵机组能效密切相关外，受室外热源侧及用户侧循环水泵的输送能耗影响很大，设计时应优化热源侧环路设计，宜采用根据负荷变化调节流量等技术措施。

➤ 表11数据摘自国家标准《可再生能源建筑应用工程评价标准》GB/T 502801-2013对地源热泵系统能效比的规定，设计时可参考。表11地源热泵系统性能级别划分

工况	1级	2级	3级
制热性能系数COP	$COP \geq 3.5$	$3.0 \leq COP < 3.5$	$2.6 \leq COP < 3.0$
制冷能效比EER	$EER \geq 3.9$	$3.4 \leq EER < 3.9$	$3.0 \leq EER < 3.4$



六、可再生能源应用-----地源热泵系统

- 8.3.6 水源热泵机组性能应满足室外换热侧运行参数的要求，末端供暖供冷设备选择应与水源热泵机组运行参数相匹配。
- 条文说明：
 - 8.3.6 不同地区岩土体、地下水或地表水温差别较大，设计时应按实际水温参数进行设备选型。末端设备应采用适合水源热泵机组供、回水温度的特点的低温辐射末端，保证地源热泵系统的应用效果，提高系统能源利用率。



六、可再生能源应用-----地源热泵系统

- 8.3.7 有稳定热水需求的公共建筑，宜根据负荷特点，采用部分或全部热回收型水源热泵机组。全年供热水时，应选用全部热回收型水源热泵机组或水源热水机组。
- 条文说明：
 - 8.3.7 如医院、酒店热水需求量较大，夏季、过度季、冬天都可以提供不同的热水量。



六、可再生能源应用-----地源热泵系统

- 8.3.9 地源热泵系统设计时，应按现行地方标准《福建省地源热泵系统应用技术规程》DBJ/T 13-156要求，同步设计热源侧运行监测系统，以保障地源热泵的高效稳定运行。
- 条文说明：
 - 8.3.9 运行监测系统是保证地源热泵系统正常运行的重要措施。
 - 地表水的排水温度监测、地下水的水位监测、埋管的地下水温监测是地源热泵系统正常运行的重要保障。

