海南省工程建设地方标准

海南省公共建筑节能设计标准

Design standard for energy efficiency of public buildings in Hainan

DBJ 03—2006

主编单位：海南省勘察设计协会
海南华磊建筑设计咨询有限公司
批准部门：海 南 省 建 设 厅
施行日期：2 0 0 7 年 01 月 01 日

2006 海 口

海南省建设厅文件

琼建定[2006]261号

关于印发海南省工程建设地方标准《海南省公共建筑节能设计标准》的通知

各市、县、自治县建设局、规划局、建设工程质量安全监督站，各建设、设计、施工、监理单位：

为贯彻执行《公共建筑节能设计标准》(GB50189－2005)，改善海南省建筑的室内环境，提高能源利用效率，我厅委托有关单位编制了海南省工程建设地方标准《海南省公共建筑节能设计标准》，经专家评审通过，现批准为海南省工程建设地方标准，编号为DBJ03－2006，自2007年1月1日起实施。其中，第**4.2.2**、**4.2.4**、**4.2.6**、**5.1.1**、**5.4.2(1**、**2.3**、**5**、**6)**、**5.4.3**、**5.4.5**、**5.4.8**、**5.4.9**条(款)为强制性条文，必须严格执行。

海南省建设厅

2006年11月27日

前　言

本标准共分为5章和3个附录共91条，其中9条强制性条文。本标准主要内容是：总则，术语，室内环境节能设计计算参数，建筑与建筑热工设计，通风、空调和取暖的节能设计等。

本标准中用黑体字标志的条文为强制性条文，必须严格执行。

本标准根据海南地域特点而编制，与国标比较主要特点有：

1、按照南区不考虑采暖的原则，确定一般公建不设集中采暖只在有特殊要求的公共建筑设取暖器或空调取暖（3.0.1条）。

2、特别强调夏季利用自然通风和避开太阳强烈辐射作用（4.11条，4.22条说明）

3、特别强调对建筑节能的动态计算和进行权衡判断。

4、强调使用自然通风良好的敞开式空间，减少空调面积提高节能效果（4.2.7条）。

5、把国标中有关采暖的内容用取暖——设置局部取暖装置或利用空调补充取暖代替，取消与本地区无关的采暖系统的内容（5.1，5.2，5.3.26条）

6、去掉空调系统设计中与本地区无关的内容（如四管制水系统等）（5.3.18条）

7、附录C，按海南本地情况重新计算编制《建筑物空气调节水管及风管的经济绝热厚度》表。

8、文字叙述更趋简明，条文说明更趋易懂。

请各单位在执行过程中注意总结经验，积累资料，随时将有关意见和建议反馈给海南省建设标准定额站标准科（地址：海口市白龙南路77号B楼，邮编：570203，E－mail: hainanzhan@163.com），以便今后修订时参考。

本标准主编单位
和主要起草人员名单

主编单位：海南省勘察设计协会

海南华磊建筑设计咨询有限公司

主要起草人：于　瑞　陈孝京　段若安　杨　莉

目　次

1　总　则

1.0.1　为贯彻执行《公共建筑节能设计标准》GB50189，改善海南省建筑的室内环境，提高能源利用效率，制定本地方标准。

1.0.2　本标准适用于新建、改建和扩建的公共建筑节能设计。

1.0.3　按本标准进行的建筑节能设计，在保证相同的室内环境参数条件下，与未采取节能措施前相比，全年通风、空调和照明的总能耗应减少50%。公共建筑的照明节能设计应符合国家现行标准《建筑照明设计标准》GB50034 的有关规定。

1.0.4　公共建筑的节能设计，除应符合本标准的规定外，尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 术 语

2.0.1 透明幕墙 transparent curtain wall

可见光可直接透射入室内的幕墙。

2.0.2 可见光透射比 visible transmittance

透过透明材料的可见光光通量与投射在其表面上的可见光光通量之比。

2.0.3 综合部分负荷性能系数 integrated part load value(IPLV)

用一个单一数值表示的空气调节用冷水机组的部分负荷效率指标，它基于机组部分负荷时的性能系数值、按照机组在各种负荷下运行时间的加权因素，通过计算获得。

2.0.4 围护结构热工性能权衡判断 building envelope trade－off option

当建筑设计不能完全满足规定的围护结构热工设计要求时，计算并比较参照建筑和所设计建筑的全年空气调节能耗，判定围护结构的总体热工性能是否符合节能设计要求。

2.0.5 参照建筑 reference building

对围护结构热工性能进行权衡判断时，作为计算全年空气调节能耗用的假想建筑。

3 室内环境节能设计计算参数

3.0.1 设有空调系统的室内计算参数宜符合表 3.0.1 的规定。有特殊要求的公共建筑可设局部取暖或空调系统取暖，一般公共建筑不设集中取暖系统。

表 3.0.1 空调系统室内计算参数

参数		冬季	夏季
温度 ℃	一般房间	20	25
	大堂、过厅	18	室内外温差≤10
风速(v)m/s		0.10≤v≤0.20	0.15≤v≤0.30
相对湿度(%)		30～60	40～65

3.0.2 公共建筑主要空间的设计新风量，应符合表 3.0.2 的规定

表 3.0.2 公共建筑主要空间的设计新风量

建筑类型与房间名称			新风量[m³/(h·p)]
旅游旅馆	客 房	5 星级	50
		4 星级	40
		3 星级	30
	餐厅、宴会厅、多功能厅	5 星级	30
		4 星级	25
		3 星级	20
		2 星级	15
	大堂、四季厅	4～5 星级	10
	商业、服务	4～5 星级	20
		2～3 星级	10
	美容、理发、康乐设施		30

续表 3.0.2

建筑类型与房间名称			新风量[m³/(h·p)]
旅店	客房	一～三级	30
		四级	20
文化娱乐	影剧院、音乐厅、录像厅		20
	游艺厅、舞厅、(包括卡括 OK 歌厅)		30
	酒吧、茶座、咖啡厅		10
体育馆			20
商场(店)、书店			20
饭馆(餐厅)			20
办　公			30
学校	教室	小学	11
		初中	14
		高中	17

4　建筑与建筑热工设计

4.1　一般规定

4.1.1　建筑总平面的布置和设计，宜合理利用冬季日照并避开冬季主导风向，利用夏季自然通风，避开太阳强辐射作用。建筑的主朝向宜选择本地区最佳朝向或接近最佳期向。

4.2　围护结构热工设计

4.2.1　本省所辖地区均属夏热冬暖气候分区南区

表 4.2.2　围护结构传热系数和遮阳系数限值

围护结构部位		传热系数 K [W/(m²·K)]	
屋面		≤0.9	
外墙(包括非透明幕墙)		≤1.5	
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤1.5	
外窗(包括透明幕墙)		传热系数 K [W/(m²·K)]	遮阳系数 SC(东，南，西向/北向)
单一朝向外窗(包括透明幕墙)	窗墙面积比≤0.2	≤6.5	—
	0.2 <窗墙面积比≤0.3	≤4.7	≤0.50/0.60
	0.3 <窗墙面积比≤0.4	≤3.5	≤0.45/0.55
	0.4 <窗墙面积比≤0.5	≤3.0	≤0.40/0.50
	0.5 <窗墙面积比≤0.7	≤3.0	≤0.35/0.45
屋顶透明部分		≤3.5	≤0.35

注：有外遮阳时，遮阳系数 = 玻璃的遮阳系数 × 外遮阳的遮阳系数；无外遮阳时，遮阳系数 = 玻璃的遮阳系数。
周边地面系指距外墙内表面 2m 以内的地面；
地面热阻系指建筑基础持力层以上各层材料的热阻之和；
地下室外墙热阻系指土壤以内各层材料的热阻之和。

4.2.2 公共建筑围护结构的热工性能应分别符合表 4.2.2 的规定。当不能满足本条文的规定时，必须按本标准第 4.3 节的规定进行权衡判断。

4.2.3 外墙与屋面的热桥部位的内表面温度不应低于室内空气露点温度。

4.2.4 建筑每个朝向的外窗（包括透明幕墙）窗墙面积比均不应大于 0.70。当窗（包括透明幕墙）墙面积比小于 0.40 时，玻璃（或其他透明材料）的可见光透射比不应小于 0.4。当不能满足本条文的规定时，必须按本标准第 4.3 节的规定进行权衡判断。

4.2.5 外窗（包括透明幕墙）特别是东西向外窗，宜设置外部遮阳，外部遮阳的遮阳系数按本标准附录 A 确定。

4.2.6 屋顶透明部分的面积不应大于屋顶总面积的 20%，当不能满足本条文的规定时，必须按本标准第 4.3 节的规定进行权衡判断。

4.2.7 公共建筑的中庭夏季应充分利用自然通风降温，必要时设置机械排风装置或风扇强化通风效果。

4.2.8 外窗的可开启面积不应小于窗面积的 30%；透明幕墙应具有可开启部分或设有通风换气装置。

4.2.9 凡建筑使用功能允许采用敞开式的非空调空间，应尽量组织好自然通风，必要时可设置机械排风、风扇等装置。

4.2.10 外窗的气密性不应低于《建筑外窗气密性能分级及其检测方法》GB7107 规定的 4 级。

4.2.11 透明幕墙的气密性不应低于《建筑幕墙物理性能分级》GB/T15225 规定的 3 级。

4.3 围护结构热工性能的权衡判断

4.3.1 权衡判断的标准：当所设计建筑的空气调节能耗不大于参照建筑的空气调节能耗时，可判定围护结构的总体热工性能符合节能要求；当所设计建筑的空气调节能耗大于参照建筑的空气调节能耗时，应调整围护结构的热工性能，直至所设计建筑的空气调节能耗不大于参照建筑的空气调节能耗为止。

4.3.2 参照建筑的形状、大小、朝向、内部的空间划分和使用功能应与所设计建筑完全一致。

4.3.3 参照建筑外围护结构的热工性能参数取值应完全符合本标准第 4.2.2 条的规定。

4.3.4 建筑围护结构热工性能的权衡计算应按照本标准附录 B 的规定进行。

5 取暖、通风和空调的节能设计

5.1 一般规定

5.1.1 施工图设计阶段，必须进行逐项逐时的冷负荷计算。

5.1.2 冬季有取暖要求的公共建筑，宜采用局部取暖设施或空调系统进行。

5.2 取 暖

5.2.1 不设集中空调系统的公共建筑，冬季有取暖要求的房间，应设置局部取暖装置。

5.2.2 有集中空调系统的公共建筑，冬季有取暖要求时，应在空调系统内增设空气加热装置向用户分别供热，并分别设置室内温度调控装置。

5.2.3 公共建筑内有废热时，应尽量利用废热取暖。

5.2.4 使用气体燃料作为取暖热源时，应特别注意使用房间的通风，防止中毒爆炸。

5.2.5 应充分利用建筑朝向，使有取暖要求的房间形成被动式太阳房，在需要取暖时能得到大量的太阳辐射热，以减少取暖能耗。

5.2.6 公共建筑内的高大空间，宜采用辐射型取暖器。

5.2.7 凡有取暖要求的公共建筑，其外门窗应采取保温和减少冷风渗透的措施。

5.3 通风与空调

5.3.1 使用时间、室内空气温、湿度等要求条件不同的空调区，

不应划分在同一个空调风系统中。

5.3.2 房间面积或空间较大、人员较多或有必要集中进行温、湿度控制的空调区，宜采用全空气空调系统，不宜采用风机盘管系统。

5.3.3 当全空气空调系统功能上无特殊要求时，应采用单风管送风方式。

5.3.4 同一个空调系统中，各空调区的负荷差异和变化大、低负荷运行时间较长，且需要分别控制各空调区温度时，全空气空调系统宜采用变风量系统。

5.3.5 变风量全空气空调系统宜采用变频调节方式调节风量，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。

5.3.6 定风量全空气空调系统时，应能实现全新风运行，采取可调新风比的措施，同时相应设置排风系统。新风量的控制与工况的转换，宜采用新风和回风的焓值控制方法。

5.3.7 当一个空调风系统负担多个使用空间时，系统的新风量应按下列公式计算确定：

$$Y = X/(1 + X - Z) \tag{5.3.7-1}$$

$$Y = V_{ot}/V_{st} \tag{5.3.7-2}$$

$$X = V_{on}/V_{st} \tag{5.3.7-3}$$

$$Z = V_{oc}/V_{sc} \tag{5.3.7-4}$$

式中 Y——修正后的系统新风量在送风量中的比例；

V_{ot}——修正后的总新风量(m^3/h)；

V_{st}——总送风量，即系统中所有房间送风量之和(m^3/h)；

X——未修正的系统新风量在送风量中的比例；

V_{on}——系统中所有房间的新风之和(m^3/h)；

Z——需求最大的房间的新风比；

V_{oc}——需求最大的房间的新风量(m^3/h)；

V_{sc}——需求最大的房间的送风量(m^3/h)。

5.3.8 在人员密度及其变化相对较大的房间，宜根据室内 CO_2 浓度检测值控制新风供给量，使 CO_2 浓度始终维持在卫生标准规

定的限度内。

5.3.9 当采用人工冷源对空调房间进行预冷运行时，新风系统应能关闭；当采用室外空气进行预冷时，新风系统应能开到最大。

5.3.10 建筑物空调内、外区宜分别设置空调系统，内、外区应根据空调房间的布局、内负荷大小、朝向、受太阳辐射影响的情况、围护结构建筑热工性能特点等因素划分。

5.3.11 对有较大内区且常年有大量余热的办公、商业等建筑，宜采用水环热泵空调系统。

5.3.12 设计风机盘管加新风系统时，新风宜直接送入各空调区，不应经过风机盘管机组后再送出。

5.3.13 建筑顶层、或者吊顶上部有较大发热量、或者吊顶空间较高时，不应直接从吊顶回风。

5.3.14 建筑物内设有集中排风系统且符合下列条件之一时，宜设置排风热回收装置。排风热回收装置（全热和显热）的额定热回收效率不应低于60％。

1 送风量大于或等于$3000m^3/h$的直流式空调系统，且新风与排风的温度差大于或等于8℃；

2 新风量大于或等于$4000m^3/h$的空调系统，且新风与排风的温度差大于或等于8℃；

3 设有独立新风和排风的系统。

5.3.15 有人员长期停留但不设置集中新风、排风系统的空调区（房间），宜在各空调区（房间）分别安装带热回收功能的双向换气装置。

5.3.16 选配空气过滤器，应符合下列要求：

1 粗效过滤器的初阻力小于或等于50Pa（粒径大于或等于5.0μm，效率：80％＞E≥20％）；终阻力小于或等于100Pa；

2 中效过滤器的初阻力小于或等于80Pa（粒径大于或等于1.0μm，效率：70％＞E≥20％）；终阻力小于或等于160Pa；

3 全空气空调系统的过滤器，应能满足全新风运行的需要。

5.3.17 空调风系统不应采用土建风道作为送风道和已经过冷却、过滤处理后的新风道。确有必要时，必须采取可靠的防漏风、绝热和清洁措施。

5.3.18 空调水系统的设计应符合下列规定：

1 应采用闭式循环水系统；

2 一般应采用两管制水系统；当建筑物内有些空调区运行工况不同时，可采用分区两管制水系统；

3 系统较小或各环路负荷特性或水压分布相差不大时，宜采用一次泵系统；如果设备的适应性、控制系统简单易行，能确保系统运行可靠且具有较大的节能潜力时，一次泵可采用变速调节方式；

4 系统较大、阻力较高、各环路负荷特性或水压分布相差悬殊时，应采用二次泵系统；二次泵宜根据流量需求的变化采用变频流量调节方式；

5 冷水机组的冷水供、回水设计温差不应小于5℃。在技术可靠、经济合理的前提下宜尽量加大冷水供、回水温差；

6 空调水系统宜采用高位膨胀水箱定压。

5.3.19 空调冷水系统的循环水泵应按一备一用配置。

5.3.20 空调冷却水系统设计应符合下列要求：

1 具有过滤、缓蚀、阻垢、杀菌、灭藻等水处理功能；

2 冷却塔应设置在通风条件好的场所；

3 冷却塔补水总管上应设置水表。

5.3.21 空调系统送风温差应根据焓湿图（h－d）表示的空气处理过程计算确定。空调系统采用上送风气流组织形式时，宜加大送风温差，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℃；

3 采用置换通风方式时，送风温差可大于10℃。

5.3.22 建筑空间高度大于或等于10m、且体积大于$10000m^3$时，宜采用分层空调。

5.3.23　有条件时，空调送风宜采用通风效率高、空气龄短的置换通风送风模式。

5.3.24　在满足使用要求的前提下，对于夏季空调室外计算湿球温度较低、室外空(气)温度的日较差大的地区,空气的冷却处理宜采用直接蒸发冷却、间接蒸发冷却或直接蒸发冷却与间接蒸发冷却相结合的冷却方式。

5.3.25　除特殊情况外，在同一个空气处理系统中，不应同时有加热和冷却过程。

5.3.26　空调系统的作用半径不宜过大。风机的单位风量耗功率(Ws)应按下式计算,并不应大于表5.3.26中的规定。

$$W_s = P/(3600\eta_t) \quad (5.3.26)$$

式中 W_s—单位风量耗功率[W/(m³/h)];

P—风机全压值(Pa);

η_t—包含风机、电机及传动效率在内的总效率(%)。

表5.3.26　风机的单位风量耗功率限值[W/(m³/h)]

系统型式	办公建筑		商业、旅馆建筑	
	粗效过滤	粗、中效中过滤	粗效过滤	粗、中效中过滤
两管制定风量系统	0.42	0.48	0.46	0.52
两管制变风量系统	0.58	0.64	0.62	0.68
普通机械通风系统	0.32			

注:1 普通机械通风系统中不包括厨房等需要特定过滤装置的房间的通风系统;
2 当空调机组内采用湿膜加湿方法时,单位风量耗功率可增加0.053[W/(m³/h)]

5.3.27　空调水系统的输送能效比(ER)应按下式计算,且不应大于0.0241。

$$ER = 0.002342H/(\Delta T \cdot \eta) \quad (5.3.27)$$

式中　H——水泵设计扬程(m);

△T——供回水温差(℃);

η——水泵在设计工作点的效率(%)。

5.3.28　空调冷水管和风管的绝热厚度，应按现行国家标准《设备及管道保冷设计导则》GB/T15586的经济厚度和防表面结露厚度的方法计算，建筑物内空调冷水管和风管的经济绝热厚度可按本标准附录C选用。

5.3.29　空调风管绝热层的最小热阻应符合表5.3.29的规定。

表5.3.29　空气调节风管绝热层的最小热阻

风管类型	最小热阻(m²·K/W)
一般空调风管	0.74
低温空调风管	1.08

5.3.30　空调保冷管道的绝热层外表应设置隔汽层和保护层。

5.4　空调系统的冷热源

5.4.1　空调系统的冷、热源宜采用集中设置的冷(热)水机组或换热设备。机组或设备的选择应根据建筑规模、使用特征,结合当地能源结构及其价格政策、环保规定等按下列情况确定:

1、当建设地区有工业余热时,应优先用来作空调的热源;

2、当建筑地区有充足的天然气供应时，宜推广应用热电冷联供和燃气空调技术,实现电力和天然气的削峰填谷,提高能源的综合利用率;

3、具有多种能源(热、电、燃气等)的地区,宜采用复合式能源供冷技术;

4、具有天然水资源或地热资源可供利用时,宜采用水(地)源热泵供冷技术。

5.4.2　除了符合下列情况之一外,不得采用电热锅炉、电热水器作为空调系统的热源:

1　电力充足、供电政策支持和电价优惠地区;

2　单纯供冷或局部用热量很小且无法利用热泵提供热源时;

3　环保或消防严格限制使用燃油和煤炭的建筑;

4　夜间可利用低谷电蓄热、不在日间用电高峰和平段时间直接用电热的建筑;

5　有可利用可再生能源发电的地区；

6　空调内、外区采用同一变风量系统，仅需用对局部外区进行局部加热时。

5.4.3　空调系统使用的锅炉，其额定热率应符合表 5.4.3 的规定。

表 5.4.3　锅炉额定热效率

锅炉类型	热效率(%)
燃煤(Ⅱ类烟煤)锅炉	78
燃油、燃气锅炉	89

5.4.4　燃油、燃气或燃煤锅炉的选择，应符合下列规定：

1　锅炉房单台锅炉的容量，应确保在最大热负荷和低谷热负荷时都能高效运行；

2　锅炉台数不宜少于 2 台，当中，小型建筑设置 1 台锅炉能满足要求时，可只设 1 台；

3　应充分利用锅炉产生的多种余热。

5.4.5　电动蒸气压缩循环冷水（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 5.4.5 的规定。

表 5.4.5　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	<528 528~1163 >1163	3.8 4.0 4.2
	螺杆式	<528 528~1163 >1163	4.10 4.30 4.60
	离心式	<528 528~1163 >1163	4.40 4.70 5.10
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	≤50 >50	2.40 2.60
	螺杆式	≤50 >50	2.60 2.80

5.4.6　蒸气压缩循环冷水（热泵）机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)不宜低于表 5.4.6 的规定。

表 5.4.6　冷水(热泵)机组制冷性能系数

类型		额定制冷量(kW)	综合部分负荷性能系数(W/W)
水冷	螺杆式	<528 528~1163 >1163	4.47 4.81 5.13
	离心式	<528 528~1163 >1163	4.49 4.88 5.42
注：均指单台主机运行工况下的 IPLV 值。			

5.4.7　水冷式电动蒸气压缩循环冷水（热源）机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)按下式计算和检测：

$$IPVL = 2.3\% \times A + 41.5\% \times B + 46.1\% \times C + 10.1\% \times D$$

式中 A——100%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度 30℃；

B——75%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度 26℃；

C——50%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度 23℃；

D——25%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度 19℃；

5.4.8　名义制冷量大于 7100W、采用电机驱动压缩机的单元式空调机、风管送风式和屋顶式空调机组时，在名义制冷工况和规定条件下，其能效比(EER)不应低于表 5.4.8 的规定。

表 5.4.8　单元式机组能效比

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

5.4.9　蒸汽、热水型溴化锂吸收式冷水机组及直燃型溴化锂吸收式冷（温）水机组应选用能量调节装置灵敏可靠的机型，在名义工况下的性能参数应符合表 5.4.9 的规定。

表 5.4.9 溴化锂吸收式机组性能参数

<table>
<tr><th rowspan="3">机型</th><th colspan="3">名义工况</th><th colspan="3">性能参数</th></tr>
<tr><th rowspan="2">冷(温)水进/出口温度(℃)</th><th rowspan="2">冷却水出口温度(℃)</th><th rowspan="2">蒸汽压力(MPa)</th><th rowspan="2">单位制冷量蒸汽耗量[kg/(kW·h)]</th><th colspan="2">性能系数(W/W)</th></tr>
<tr><th>制冷</th><th>供热</th></tr>
<tr><td rowspan="4">蒸气双效</td><td>18/13</td><td rowspan="4">30/35</td><td>0.25</td><td rowspan="2">≤1.40</td><td></td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="3">12/7</td><td>0.4</td><td></td><td></td></tr>
<tr><td>0.6</td><td>≤1.31</td><td></td><td></td></tr>
<tr><td>0.8</td><td>≤1.28</td><td></td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="2">直燃</td><td>供冷 12/7</td><td>30/35</td><td></td><td></td><td>≥1.10</td><td>≥0.90</td></tr>
<tr><td>供热出口 60</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr>
<tr><td colspan="7">注：直燃机的性能系数为：制冷量（供热量）/[加热源消耗量（以低位热值计）+电力消耗量（折算成一次能）]</td></tr>
</table>

5.4.10 空气源热泵冷水机组的选择应以冷负荷选型，兼顾热负荷的需求。

5.4.11 冷水(热泵)机组的单台容量及台数的选择，应能适应空调负荷的全年变化，满足季节变化及部分负荷的要求。当空调冷负荷大于 528kW 时，机组不宜少于 2 台。

5.4.12 采用蒸汽为空调系统热源时，应回收用汽设备产生的凝结水。凝结水回收系统应采用闭式系统。

5.4.13 对冬季或过渡季尚有一定量供冷需求的建筑，可利用冷却塔提供空调冷水。

5.5 监测与控制

5.5.1 空调系统的监测与控制装置包括参数检测、设备状态显示、设备自动启停和调节、工况自动转换、能量计量以及管理监控等。具体内容应根据建筑功能、相关标准、系统类型等条件确定。

5.5.2 间歇运行的空调系统，宜设自动启停控制装置；按预定时间进行最优启停控制。

5.5.3 建筑面积 20000m² 以上的全空调建筑，在条件许可的情

况下，空调系统、通风系统，以及冷、热源系统宜采用直接数字控制系统。

5.5.4 冷、热源系统的控制应满足下列基本要求：

1 对系统冷、热量的瞬间值和累计值进行监测，冷水机组应优先采用冷量优化控制，合理改变运行台数；

2 冷水机组、热交换器、水泵、冷却塔等设备应按顺序连锁启停；

3 对供、回水温度及供、回水管压差进行监控；

4 对设备运行状态进行监测及故障报警；

5 技术可靠时，宜对冷水机组出水温度进行自动优化设定。

5.5.5 总装机容量较大、数量较多的大型工程冷、热源机房，宜采用机组群控方式。

5.5.6 空调冷却水系统应满足下列基本控制要求：

1 冷水机组运行时，冷却水最低回水温度的控制；

2 冷却塔风机的运行台数控制或风机调速控制；

3 采用冷却塔供应空调冷水时的供水温度控制；

4 排污控制。

5.5.7 空调风系统(包括空调机组)应满足下列基本控制要求：

1 空气温、湿度的监控；

2 采用定风量全空气空调系统时，宜采用变新风比焓值控制方式；

3 采用变风量系统时，风机宜采用变速控制方式；

4 设备运行状态的监测及故障报警；

5 需要时，设置冷却盘管的防冻保护；

6 过滤器超压报警或显示。

5.5.8 采用二次泵系统的空调水系统，其二次泵应采用自动变速控制方式。

5.5.9 对末端变水量系统中的风机盘管，应采用电动温控阀和三挡风速调节相结合的控制方式。

5.5.10 以排除房间余热为主的通风系统，宜设置通风设备的温控装置。

5.5.11 地下停车库的通风系统，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 CO 浓度进行风机自动启停控制。

5.5.12 采用集中空调系统的公共建筑，宜设置分楼层，分室内区域、分用户或分室的冷、热量计量装置；建筑群的每栋公共建筑及其冷、热源站房，应设置冷、热量计量装置。

附录 A　建筑外遮阳系数计算方法

A.0.1 水平遮阳板的外遮阳系数和垂直遮阳板的外遮阳系数应按下列公式计算：

水平遮阳板：$SD_H = a_h PF^2 + b_h PF + 1$　　(A.0.1－1)

垂直遮阳板：$SD_v = a_v PF^2 + b_v PF + 1$　　(A.0.1－2)

遮阳板外挑系数：$PF = \dfrac{A}{B}$　　(A.0.1－3)

式中　SD_H——水平遮阳板夏季外遮阳系数；

SD_v——垂直遮阳板夏季外遮阳系数；

a_h、b_h、a_v、b_v——计算系数，按表 A.0.1 取定；

PF——遮阳板外挑系数，当计算出的 PF> 1 时，取 PF＝1；

A——遮阳板外挑长度（图 A.0.1）；

B——遮阳板根部到窗对边距离（图 A.0.1）

表 A.0.1　水平和垂直外遮阳计算系数

遮阳板类型	计算系数	方位							
		东	东南	南	西南	西	西北	北	北东
水平	a_h	0.35	0.42	0.41	0.36	0.36	0.36	0.32	0.43
	b_h	－0.73	－0.75	－0.72	－0.67	－0.72	－0.69	－0.61	－0.78
垂直	a_h	0.34	0.42	0.41	0.41	0.41	0.40	0.32	0.43
	b_h	－0.68	－0.81	－0.72	－0.82	－0.82	－0.81	－0.61	－0.83
注：其它朝向的计算系数可按表中最接近期向取值。									

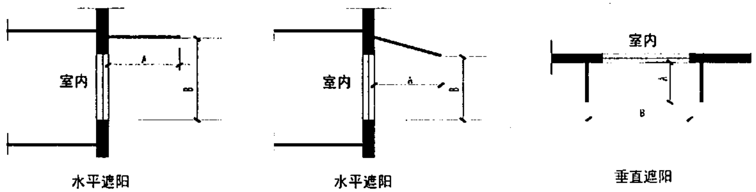

图 A.0.1 遮阳板外挑系数（PF）计算示意

A. 0. 2 水平遮阳板和垂直遮阳板组合成的综合遮阳，其外遮阳系数应取水平遮阳板和垂直遮阳板的外遮阳系数的乘积。

A. 0. 3 窗口前方设置的与窗面平行的遮阳挡板(或花格等)的外遮阳系数按下式计算：

$$SD = 1 - (1 - \eta)(1 - \eta^{*}) \qquad (A.0.3)$$

式中 η——挡板的轮廓透光比。即窗洞口面积减去挡板轮廓在窗洞口上所产生的阴影面积后的剩余面积与窗洞口面积的比值。挡板各朝向的轮廓透光比按该朝向上的 4 组典型太阳光线入射角，采用平行光投射方法分别计算或由实验测定，取 4 个透光比的平均值。典型太阳入射角按表 A. 0. 3 选取。

η^{*}——挡板构造透射比。

混凝土、金属类挡板取 $\eta^{*} = 0.1$；

厚帆布、玻璃钢类挡板取 $\eta^{*} = 0.4$；

深色玻璃、有机玻璃类挡板取 $\eta^{*} = 0.6$；

浅色玻璃、有机玻璃类挡板取 $\eta^{*} = 0.8$；

金属或其他非透明材料制作的花格、百叶类构造取 $\eta^{*} = 0.15$；

表 A. 0. 3 典型的太阳光线入射角(°)

窗口朝向	南				东、西				北			
	1 组	2 组	3 组	4 组	1 组	2 组	3 组	4 组	1 组	2 组	3 组	4 组
太阳高度角	0	0	60	60	0	0	45	45	0	30	30	30
太阳方位角	0	45	0	45	75	90	75	90	180	180	135	-135

A. 0. 4 幕墙的水平遮阳可转换成水平遮阳加挡板遮阳，垂直遮阳可转化垂直遮阳加档板遮阳，如图 A. 0. 4 所示。图中标注的尺寸 A 和 B 用于计算水平遮阳和垂直遮阳板的外挑系数 PF，C 为挡板的高度或宽度。挡板遮阳的轮廓透光比 η 可以近似取为 1。

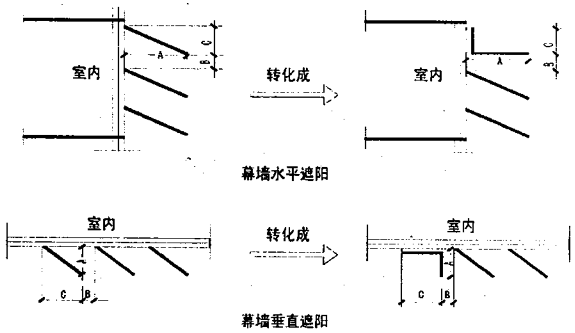

图 A. 0. 4 幕墙遮阳计算示意

附录B　围护结构热工性能的权衡计算

B.0.1　计算条件假设所设计建筑和参照建筑空调采用两管制风机盘管系统，水环路的划分与所设计建筑的空调系统的划分一致。

B.0.2　参照建筑空调系统的年运行时间表与所设计建筑一致。当设计文件没有确定所设计建筑空调系统的年运行时间表时，可按风机盘管系统全年运行计算。

B.0.3　参照建筑空调系统的日运行时间表与所设计建筑一致。当设计文件没有确定所设计建筑空调系统的日运行时间表时，按表B.0.3确定风机盘管系统的日运行时间表。

表B.0.3　风机盘管系统的日运行时间表

类别		系统工作时间
办公建筑	工作日	7:00－18:00
	节假日	—
宾馆建筑	全年	1:00－24:00
商场建筑	全年	8:00－21:00

B.0.4　参照建筑空调和取暖计算的室内温度与所设计建筑完全一致。当设计文件没有确定值时，可按表B.0.4采用。

表B.0.4　空气调节和取暖房间的温度(℃)

建筑类别			时间											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑	工作日	空调	37	37	37	37	37	37	28	26	26	26	26	26
		取暖	12	12	12	12	12	12	18	20	20	20	20	20
	节假日	空调	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37
		取暖	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12

续表B.0.4

建筑类别			时间											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
宾馆建筑	全年	空调	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
		取暖	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
商场建筑	全年	空调	37	37	37	37	37	37	37	28	25	25	25	25
		取暖	12	12	12	12	12	12	12	16	18	18	18	18

建筑类别			时间											
			13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑	工作日	空调	26	26	26	26	26	26	37	37	37	37	37	37
		取暖	20	20	20	20	20	20	12	12	12	12	12	12
	节假日	空调	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37
		取暖	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
宾馆建筑	全年	空调	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
		取暖	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
商场建筑	全年	空调	25	25	25	25	25	25	25	25	37	37	37	37
		取暖	18	18	18	18	18	18	18	18	12	12	12	12

B.0.5　参照建筑各个房间的照明功率与所设计建筑一致。当设计文件没有确定所设计建筑各个房间的照明功率时，可按表B.0.5－1确定照明功率。参照建筑和所设计建筑的照明开关时间按表B.0.5－2确定。

表B.0.5－1　照明功率密度值(W/m^2)

建筑类别	房间类别	照明功率密度
办公建筑	普通办公室	11
	高档办公室	18
	会议室	11
	走廊	5
	其他	11
宾馆建筑	客房	15
	餐厅	13
	会议室、多功能厅	18
	走廊	5
	门厅	15
商场建筑	一般商店	12
	高档商店	19

表 B.0.5-2 照明开关时间表(%)

建筑类别		时间											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑	工作日	0	0	0	0	0	0	10	50	95	95	95	80
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑	全年	10	10	10	10	10	10	30	30	30	30	30	30
商场建筑	全年	10	10	10	10	10	10	10	50	60	60	60	60
建筑类别		时间											
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑	工作日	80	95	95	95	95	30	30	0	0	0	0	0
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑	全年	30	30	50	50	60	90	90	90	90	80	10	10
商场建筑	全年	60	60	60	60	80	90	100	100	100	10	10	10

B.0.6 参照建筑各个房间的人员密度与所设计建筑一致。当不能按照设计文件确定设计建筑各个房间的人员密度时，可按表 B.0.6-1 确定人员密度。参照建筑和所设计建筑的人员逐时在室率按表 B.0.6-2 确定。

表 B.0.6-1 不同类型房间人均占有的使用面积(m^2/人)

建筑类别	房间类别	人均占有的使用面积
办公建筑	普通办公室	4
	高档办公室	8
	会议室	2.5
	走廊	50
	其他	20
宾馆建筑	普通客房	15
	高级客房	30
	会议室、多功能厅	2.5
	走廊	50
	其他	20
商场建筑	一般商店	3
	高档商店	4

表 B.0.6-2 房间人员逐时在室率(%)

建筑类别		时间											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑	工作日	0	0	0	0	0	0	10	50	95	95	95	80
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑	全年	70	70	70	70	70	70	70	70	50	50	50	50
商场建筑	全年	0	0	0	0	0	0	0	20	50	80	80	80
建筑类别		时间											
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑	工作日	80	95	95	95	95	30	30	0	0	0	0	0
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑	全年	50	50	50	50	50	50	70	70	70	70	70	70
商场建筑	全年	80	80	80	80	80	80	80	70	50	0	0	0

B.0.7 参照建筑各个房间的电器设备功率与所设计建筑一致。当不能按照设计文件确定设计建筑各个房间的电器设备功率时，可按表 B.0.7-1 确定电器设备功率。参照建筑和所设计建筑的电器设备的逐时使用率按表 B.0.7-2 确定。

表 B.0.7-1 不同类型房间电器设备功率(W/m^2)

建筑类别	房间类别	电器设备功率
办公建筑	普通办公室	20
	高档办公室	13
	会议室	5
	走廊	0
	其他	5
宾馆建筑	普通客房	20
	高级客房	13
	会议室、多功能厅	5
	走廊	0
	门厅	5
商场建筑	一般商店	13
	高档商店	13

表 B.0.7-2　电器设备逐时使用率(%)

建筑类别		时间											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑	工作日	0	0	0	0	0	0	10	50	95	95	95	50
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑	全年	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
商场建筑	全年	0	0	0	0	0	0	0	30	50	80	80	80
建筑类别		时间											
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑	工作日	50	95	95	95	95	30	30	0	0	0	0	0
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑	全年	0	0	0	0	0	80	80	80	80	80	0	0
商场建筑	全年	80	80	80	80	80	80	80	70	50	0	0	0

B.0.8　参照建筑与所设计建筑的空调和取暖能耗采用同一个动态计算软件计算。

B.0.9　采用典型气象年的气象数据计算参照建筑和所设计建筑的空调和取暖能耗。

附录C　建筑物空气调节水管及风管的经济绝热厚度

C.0.1　建筑物空气调节水管及风管的经济绝热厚度可按表C.0.1选用。

表 C.0.1　建筑物空气调节水管及风管的经济绝热厚度

绝热材料	离心玻璃棉			柔性泡沫塑料		
水管类型	公称管径(mm)	厚度(mm) 空调房间吊顶内	厚度(mm) 非空调房间、室外	公称管径(mm)	厚度(mm) 空调房间吊顶内	厚度(mm) 非空调房间、室外
冷水管道(管内介质温度7℃~常温)	≤DN40	25	25	≤DN40	25	32
	DN50~DN125	30	40	DN50~DN80	28	36
	DN150~DN250	35	40	DN100~DN200	32	40
	≥DN400	40	50	≥DN250	38	44
凝结水管		15	20		13	19
绝热材料	离心玻璃棉厚度(mm)			柔性泡沫塑料厚度(mm)		
水管类型	空调房间吊顶内	非空调房间	室外	空调房间吊顶内	非空调房间	室外
空调风管(风管介质温度≥14℃)	20	25	40	16	19	25

注:1. 保冷层的经济绝热厚度按防结露要求进行计算确定。
2. 表中离心玻璃棉有关参数根据欧文斯科宁(中国)投资有限公司有关资料编制。
导热系数 $\lambda=0.034W/(m\cdot K)$,密度 $\rho=32\sim48kg/m^3$,难燃A级。
3. 表中柔性泡沫塑料有关参数是根据阿乐斯绝热材料(广州/苏州)有限公司有关资料编制。导热系数 $\lambda=0.036W/(m\cdot K)$,密度 $\rho=40\sim60kg/m^3$,难燃B1级。

海南省工程建设地方标准

海南省公共建筑节能设计标准

DBJ 03－2006

条　文　说　明

目　　次

1　总　　则

1.0.1　我省建筑用能约占全省能源消费总量的20%，并将随着人民生活水平的提高逐步增加。公共建筑能耗巨大，制定公共建筑节能设计标准，有利于推动改善公共建筑的热环境，提高空调系统的能源利用效率，降低公共建筑的能耗，是实现国家节约能源和保护环境战略方针的重要举措。

1.0.2　公共建筑包括办公建筑（如写字楼、政府部门办公楼等），商业建筑（如商场、金融建筑等），旅游建筑（如旅馆饭店、娱乐场所等），科教文卫建筑（包括文化、教科研、医疗、卫生、体育建筑等），通信建筑（如邮电、通讯、广播用房）以及交通运输用房（如机场、车站建筑等）六大类。目前我国每年竣工建筑面积约20亿m^2，其中公共建筑约4亿m^2。在公共建筑中，以办公建筑、大中型商场以及高档旅馆饭店等几类建筑数量最多，建筑标准较高，在空调系统设置方面有许多共性，节能潜力巨大。

在公共建筑（特别是大型商场、高档旅馆酒店、高档办公楼等）的全年能耗中，大约30%～40%消耗于空调制冷系统，20%～30%用于照明。而在空调系统能耗中，大约20%以上是由外围护结构传热所消耗的。这些建筑在围护结构、空调系统以及照明方面，目前具有节约能源50%的潜力。

根据本省情况，本标准从建筑、热工以及空调设计方面提出了节能要求和节能措施。

1.0.3　公共建筑的节能设计，首先必须保证室内热环境质量。为此，首先要改善建筑的质量，同时还应尽量提高通风、空调和照明系统的能源利用效率，才能实现节能50%的目标。

公共建筑能耗包括建筑围护结构的能耗、通风、空调系统和照明用的能耗。由于国家已发布《建筑照明设计标准》GB50034—2004，在该标准中列有建筑照明节能的具体指标及技术措施，本标

准不再重复。

50%的节能目标是以20世纪80年代改革开放初期建造的公共建筑作为比较的基础，定义为“基准建筑（Baseline）”。“基准建筑”的围护结构、通风空调、照明系统和设备，都符合当时的情况。在保持与本标准限定的室内环境参数相同的条件下，计算“基准建筑”全年的通风空调和照明能耗，将它作为100%。再将该“基准建筑”按本标准规定的围护结构、通风空调、照明等系统的节能限值进行调整，所计算出的全年通风空调和照明能耗，如相当于50%即认为节能率为50%，认定该建筑节能达标。

本地区“基准建筑”围护结构热工参数的取值为：外墙K值2.35W/(m²·K)；外窗K值6.40W/(m²·K)。空调冷源设定为水冷机组，离心机能效比4.2，螺杆机能效比3.8；照明负荷密度取25W/m²。

本标准确定的节能目标由改善围护结构热工性能，提高空调和照明设备效率来分担。照明设备的节能目标按《建筑照明设计标准》GB50034—2004确定。

围护结构、空调方面的规定性指标限值，就是在设定“基准建筑”全年通风空调和照明能耗为100%情况下，用调整围护结构热工参数，空调设备能效比等方法，使设计建筑的全年空调和照明的能耗下降到50%确定的。

当然，这种全年空调和照明的能耗计算，只是按照典型模式运算的，而实际情况比典型模式复杂得多。标准建筑设计，由于改善了围护结构热工性能，提高了空调和照明设备的效率，取得节约效果是必然的。据计算分析预测，本地区围护结构分担节能率约为13%；空调系统分担节能率约为19%；照明设备分担节能率约为18%；总计50%。

1.0.4 虽然，本标准对公共建筑的建筑设计、围护结构建筑、热工性能、通风空调和照明设计中，与能耗有关的指标和应采取的节能措施作出了规定。但是，公共建筑节能涉及的专业较多，相关专业均有相应的设计标准，所以，在进行公共建筑节能设计时，除应符合本标准外，尚应符合国家现行标准的有关规定。

2 术 语

2.0.1 透明幕墙专指可见光可以直接透过它而进入室内的幕墙。除玻璃外，透明幕墙的材料也可以是其他透明材料。在本标准中，设置在常规墙体外侧的玻璃幕墙不算透明幕墙处理。

2.0.2 空调系统运行时，除了通过运行台数组合来适应建筑冷量需求和节能外，在相当多的情况下，冷水机组处于部分负荷运行状态，为了控制机组在部分负荷运行时的能耗，有必要对其在部分负荷时的性能系数提出要求。参照国外资料，本标准提出了用综合部分负荷性能系数（IPLV）单一数值来评价，冷水机组在部分负荷时的效率。IPLV值按照机组在各种负荷下运行时间的加权因素，通过计算获得。根据国家标准《蒸气压缩循环冷水（热泵）机组工商业用和类似用途的冷水（热泵）机组》GB/T18430.1－2001确定部分负荷下运行的测试工况；根据建筑类型、气候特征确定部分负荷下运行时间的加权值。

2.0.3 围护结构热工性能权衡判断是一种性能化的设计方法。为了降低空调能耗，本标准对建筑物的围护结构的热工性能和窗墙面积比等指标规定了限值。但是，所设计的建筑有时不能全部满足这些规定性指标。在这种情况下，可以通过不断调整设计参数并计算能耗，最终达到所设计建筑全年的能耗不大于参照建筑的能耗目的。这种过程即为权衡判断。

2.0.4 参照建筑是进行围护结构热工性能权衡判断时，作为计算全年能耗用的假想建筑。参照建筑的形状、大小、朝向、内部空间划分和使用功能与所设计建筑完全一致，且围护结构热工参数和窗墙比等重要参数完全符合本标准的规定性限值。

3 室内环境节能设计计算参数

3.0.1 室内设计温度取值的高低，与能耗多少有密切关系。在加热工况下，室内计算温度每降低1℃，能耗可减少5%～10%；在冷却工况下，室内计算温度每升高1℃，能耗可减少8%～10%。为了节能，应避免冬季采用过高的室内温度，夏季采用过低的室内温度，本条规定了室内设计参数的合理值，供设计人员进行建筑节能设计使用。在实际工作中，如果计算条件不全，可以采用附录B中给定的数据作为计算依据。因为，权衡判断法计算的目的，仅用于获得围护结构的热工限值，并不表示建筑使用时的实际运行情况。

本条文参考《采暖通风与空气调节设计规范》GB50019－2003和《全国民用建筑工程设计技术措施——暖通空调·动力》中的有关规定，提出了一些建议性的意见，目的是在确保室内环境舒适的前提下，采用合理的设计计算参数，取得节能的效果。

3.0.2 空调系统需要的新风主要有两个用途：一是稀释室内有害物质的浓度，满足人员的卫生要求；二是补充室内排风和保持室内正压。为保证人员的卫生要求，室内空气CO_2浓度的日平均值应保持在0.1%以内。

参考美国采暖制冷空调工程师学会标准ASHRAE62－2001《Ventilation for acceptable indoor air quality》第6.1.3.4条，对于出现最多人数的持续时间少于3h的房间，所需新风量可按室内的平均人数确定，该平均人数不应少于最多人数的1/2。例如，一个最多容纳人数为100人的会议室，开会时间不超过3h，假设平均人数为60人，则该会议室的新风量可取：$30m^3/(h \cdot p) \times 60p = 1800m^3/h$，而不是按$30m^3/(h \cdot p) \times 100p = 3000m^3/h$计算。如果假设平均人数为40人，则该会议室的新风量可取：$30m^3/(h \cdot p) \times$

$50p = 1500m^3/h$。

由于新风量的大小不仅与能耗、初投资和运行费用密切相关，而且关系到人体的健康。本标准给出的新风量，汇总了国内现行有关规范和标准的数据，并综合考虑了多方面的因素，一般不应随意增加或减少。

4　建筑与建筑热工

4.1　一般规定

4.1.1　建筑的规划设计要对建筑的总平面布置、平、立、剖面形式、太阳辐射、自然通风等气候参数对建筑能耗的影响等进行分析，最大限度地利用自然条件，达到节能的目的。

在本地区，朝向选择的原则是在夏季能利用自然通风并防止太阳辐射。然而，公共建筑的朝向和总平面设计受到社会历史文化、地形、城市规规、道路、环境等多种条件的制约，要想使建筑物的朝向对建筑节能有利是很困难的。因此，只能权衡各个因素之间的得失轻重，选择出具体建筑的最佳朝向或较好朝向，进一步优化建筑的规划和建筑节能设计。

4.2　围护结构热工设计

4.2.1　按照《民用建筑热工设计规范》GB50176－93的气候分区，本省属夏热冬暖气候区。

4.2.2　**强制性条文**。本条根据《公共建筑节能设计标准》（GB50189－2005），关于夏热冬暖气候区的规定确定建筑围护结构热工性能参数的限值。在本省使用是可行和合理的。

外墙传热系数采用的是平均传热系数，即按不同构造墙体面积加权法求得的传热系数。该平均值考虑了围护结构中混凝土梁、柱、剪力墙等“热桥”的影响。

本地区建筑节能主要应考虑夏季隔热和防止太阳辐射的影响。同时还要考虑在自然通风条件下室内热湿过程的双向传递。所以，不能简单地采用降低墙体、屋面、窗户的传热系数，盲目增加保温隔热材料厚度的办法来达到节能的目的。

对于金属幕墙、石材幕墙等非透明幕墙、没有自然采光、视觉通透等功能要求，应该作为实墙对待。采取保温隔热措施满足节能要求。

标准中对地面和地下室外墙的热阻R作出了规定。主要是为了防止由于空气湿度大，造成墙面和地面返潮。对于有空调要求的地下空间，可在其地面和外墙做保温层，提高内表面温度，有利于防止地面和墙面的返潮。没有空调要求的地下空间的外墙和地面，没有必要作保温处理，只要作好防水、防潮即可。

4.2.3　由于围护结构中所有外露的钢筋混凝土部位（如：窗过梁、圈梁、钢筋混凝土抗震柱、钢筋混凝土剪力墙、梁、柱等）的传热系数远大于主体部位的传热系数，形成热流密集通道，即为热桥。为了防止热桥部位传热过大增加空调能耗，本条规定，对热桥部位应采取保温措施。

4.2.4　**强制性条文**。各朝向的窗墙面积比是指该朝向外墙面上的窗、阳台门及幕墙等透明部分的总面积与所在朝向外墙面总面积（包括该朝向上的窗、阳台门及幕墙的透明部分的总面积）之比。

窗墙面积比的限值综合考虑了夏季日照情况（日照时间，太阳总辐射强度、阳光人射角大小等）、季风影响、室外空气温度、室内自然采光设计标准以及外窗开窗面积对人体健康建筑能耗的影响等因素。由于窗户（包括阳台门的透明部分）的保温隔热性能比外墙差得多，窗墙面积比越大，空调能耗也越大。因此，必须限制窗墙面积比。

在本地区通过窗和幕墙的玻璃（或其他透明材料）进入室内的太阳辐射热是造成空调负荷的主要因素。因此，对窗和幕墙的遮阳系数的要求较高。

由于人们希望公共建筑更加通透明亮，立面更加美观，形态更为丰富，近年来公共建筑的窗墙面积比有越来越大的趋势，本条文把窗墙面积比的上限定为0.7充分照顾了这种趋势。某个立面即

使是采用全玻璃幕墙，扣除掉各层楼板以及楼板下面梁的面积（楼板和梁与幕墙之间的间隙必须放置保温隔热材料），窗墙比一般也不会超过 0.7。

但是，与非透明的外墙相比，在可接受的造价范围内，大多数透明幕墙的热工性能相差很大。因此，不宜提倡在建筑立面上大面积应用玻璃（或其他透明材料的）幕墙。如果希望建筑的立面有玻璃的质感，可以使用非透明的玻璃幕墙，即玻璃的后面仍然是保温隔热材料或普通墙体。在大面积使用透明幕墙时，要根据窗墙比大小去合理地选择玻璃（或其他透明材料），使幕墙的传热系数和玻璃（或其他透明材料）的遮阳系数符合本标准的规定。近年来，玻璃行业的技术发展很快，镀膜玻璃（包括 low－E 玻璃）、中空玻璃等产品丰富多彩，用这些高性能玻璃组成幕墙的技术也日趋成熟，如采用 low－E 中空玻璃、填充惰性气体、使用暖边间隔技术和“断热桥”型材龙骨或双层皮通风式幕墙，可以把玻璃幕墙的传热系数由普通单层玻璃的 6.0W/(m^2.K)以上降到 1.5W/(m^2·K)以下。而在玻璃间层中设百叶或格栅还可使玻璃幕墙具有良好的遮阳性能。

对幕墙的热工性能的要求是随着窗墙面积比的增加而逐步提高的，当然也会造成幕墙造价的增加，这是既要建筑物具有通透感又要保证节能达标必须付出的代价。

本标准允许采用“面积加权”的方法，使某朝向整个玻璃（或其他透明材料）幕墙的热工性能达到节能限值的要求。例如某宾馆大厅的玻璃幕墙不满足标准中的限值要求，可以通过提高该朝向墙面上其他玻璃（或其他透明材料）热工性能的方法，使该朝向整个墙面的玻璃（或其他透明材料）幕墙达标。如果由于幕墙、外窗的原因，所设计的建筑满足不了标准中所有规定性指标的要求，突破了限值，则必须按本标准第 4.3 节的规定对该建筑进行权衡判断。权衡判断时，参照建筑的窗墙面积比、窗的传热系数等必须符合本条规定。

4.2.5 为了减少透过窗口的太阳辐射对建筑能耗的影响，应对

窗口和透明幕墙采取外遮阳措施，尤其是办公楼和宾馆建筑更要重视遮阳。因此，本条明确地规定了窗和透明幕墙的遮阳系数限值，该综合遮阳系数是外部遮阳系数和玻璃（或其他透明材料）遮阳系数的乘积。

由于夏季不同朝向太阳辐射日变化很复杂，不同墙面日辐射强度和峰值出现的时间不同，因此，不同朝向应采取不同的遮阳方式。

4.2.6 **强制性条文。**屋顶水平面夏季受太阳辐射的强度最大，屋顶的透明面积越大，建筑能耗也越大，因此应严格限制屋顶透明部分的面积和热工性能。

由于公共建筑形式的多样化和建筑功能的需要，许多公共建筑设计有室内中庭，希望在建筑的内区有一个通透明亮，具有良好的微气候和人工生态环境的公共空间。如果中庭顶部透明材料的热工性能差，就会造成空间冷损失和太阳辐射得热过大。本条规定了中庭屋顶透明部分的面积限值，当所设计建筑的屋顶透明面积突破了限值，则必须按本标准第 4.3 节的规定对该建筑进行权衡判断。权衡判断时，参照建筑的屋顶透明部分面积和热工性能必须符合本条的规定。

4.2.7 建筑中庭空间高大，在炎热的夏季，中庭内的温度很高。应考虑在中庭上部的侧面开设一些窗户或其他形式的通风口，充分利用自然通风，达到降低中庭温度的目的。必要时，应设置排风机加强通风，改善中庭热环境。

4.2.8 公共建筑中人员密度比较大，为使人员感到舒适，室内必须空气流动，特别是新鲜空气的流动，对保证室内空气质量至关重要。本省民间有开窗加强房间通风的习惯，有很好的节能效果。通过实地调查与计算机模拟：在我国南方地区，当室外干球温度不高于 28℃，相对湿度 80% 以下，室外风速在 1.5m/s 左右时，如果外窗的可开启面积不小于所在房间地面面积的 8%，室内大部分区域基本上能达到热舒适性水平；而当室内通风不畅或关闭外窗，虽然室内干球温度下降至 26℃，相对湿度仍为 80% 左右时，室内人

员却感到有些闷热。根据对夏热冬暖地区典型城市气象数据的分析结果，从5月到10月，室外平均温度不高于28℃的天数占每月总天数的60%～70%，最热月也能达到10%左右，对应时间段的室外风速大多能达到1.5m/s左右。所以做好自然通风气流组织设计，保证一定的外窗可开启面积，可以减少房间空调设备的运行时间，节约能源，提高舒适性。为此，本条明确规定外窗的可开启面积不应小于窗面积的30%是必要的。

4.2.9 公共建筑外门开启频繁。为了节能和不破坏门厅空间的热舒适性。应该采取各种可行的防止室外风进入的技术措施。(如风幕、转门、自动门等)

4.2.10 为了保证公共建筑的室内热环境和减少空调能耗，外窗应具有良好的气密性能，防止室外空气过多地向室内渗漏。

4.2.11 目前国内，对幕墙工程的结构安全性、日光照射的光环境、隔绝噪声、防止雨水渗透以及防火安全等方面均有规范规定，本条文对透明幕墙的气密性也作了补充规定。

4.3 围护结构热工性能的权衡判断

4.3.1 当公共建筑的设计不能完全满足节能标准规定的限值时，为了不破坏建筑的创意，同时又能使节能设计达标，特引入对建筑围护结构的总体热工性能是否满足节能要求进行总体权衡判断的概念。权衡判断不拘泥于建筑围护结构各个局部的热工性能，而是着眼于整个建筑的全年能耗是否满足节能标准的要求，最终找出建筑围护结构各个部分的合理组合。

4.3.2 权衡判断是一种性能化的设计方法，具体做法就是先构想出一栋虚拟的建筑，称之为参照建筑，然后分别计算参照建筑和实际设计的建筑的全年空调能耗，并依照这两个能耗的比较结果作出建筑节能是否达标判断。当实际设计建筑的能耗大于参照建筑的能耗时，应调整部分设计（例如提高窗户的保温隔热性能，缩小窗户面积加强外墙、屋顶的隔热能力、加强外窗的遮阳效果等

等)，再重新计算所设计建筑的能耗，直至设计建筑的能耗不大于参照建筑的能耗为止。这样，每一栋实际设计的建筑都有一栋参照建筑对应，作为判断建筑节能是否达标的对比。

4.3.3 建筑形状、大小、朝向、内部的空间划分和使用功能都与建筑能耗直接相关，在这些方面，参照建筑与所设计建筑完全一致而参照建筑窗墙面积比却必须符合本标准的规定。参照建筑也不作窗墙面积比的调整。

4.3.4 权衡判断的核心是对参照建筑和实际所设计的建筑的空调能耗进行比较并作出判断。用动态方法计算建筑和空调能耗是一个非常复杂的过程，很多细节都会影响能耗的计算结果。因此，为了保证计算的准确性，必须作出许多具体的规定，而计算的结果并非就是实际的建筑能耗，它只是某种“标准”工况下的能耗。这种“标准”工况与实际工况只是比较接近而已。

5　取暖、通风和空调节能设计

5.1　一般规定

5.1.1　强制性条文。不允许用单位建筑面积冷负荷指标作为施工图设计阶段确定空调的冷负荷的依据。由于未经正确计算的空调总负荷偏大，必然导致装机容量偏大、管道直径大、水泵配置大、末端设备大的“四大”现象。造成初投资增高、能量消耗增加，给国家和投资人造成巨大损失。国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》GB50019—2003 中 6.2.1 条已将空调冷负荷必须进行逐时计算列为强制性条文，本条文再次强调，要求设计人员严格执行。

5.1.2　本地区不设置集中采暖系统，对于冬季有室内温度要求的房间应采用空调或局部取暖的方法解决。本标准所涉及的采暖问题不是针对集中采暖的，仍属空调的范畴，用“取暖”一词以示区别。

5.2　取　暖

5.2.1　本地区为非采暖区，不设集中采暖系统，故规定“不设集中空调系统的公共建筑中冬季有取暖要求的房间，应采用局部取暖装置(如冷、热两用的热泵式空调器、电取暖器、辐射取暖器、燃气取暖器等)。

5.2.2　对于有集中空调系统的公共建筑，可在空调主机或末端增设空气加热器解决冬季有取暖要求房间的取暖问题，不另设局部取暖装置。

5.2.3　当公共建筑内有废热可利用时，应尽量利用废热取暖。低位废热应采用小温度差，高效率的热交换器。不允许直接将污浊的

热空气送入房间取暖。

5.2.4　使用燃气取暖器时，设备应有有效的排烟措施和事故自动断气装置，室内应有燃气泄露报警装置，以保证使用者的安全。

5.2.5　应该把公共建筑中有取暖要求的房间，尽量布置在南向，设置大面积透光隔热的玻璃窗，并使其围护结构有较强的蓄热能力，以便利用太阳能取暖。

5.2.6　公共建筑内的高大空间，如大堂、候车(机)厅、展厅等处，采用对流式取暖器，易使室内沿高度方向会形成很大的温度梯变，上部热损耗增大，下部人员活动区的温度偏低。应采用辐射型取暖器，利用温度和辐射照度的综合作用，既可以创造比较理想的热舒适环境，又可以比对流式取暖减少 15% 左右的能耗。

5.2.7　既有取暖要求，就必然要限制室外冷空气向室内渗入，要求门窗有较好密闭性和防冷风侵入措施。

5.3　通风与空气调节

5.3.1　温、湿度要求不同的空调区不应划分在同一个空调风系统设计中，应特别注意不同空调区在使用时间上的区别，本条文强调应根据使用要求来划分空调风系统。

5.3.2　全空气空调系统易于改变新、回风比例，必要时可实现全新风运行，而且易于实现集中处理噪声、过滤净化和温、湿度的自动调节，也便于维修和管理。所以在商场、影剧院、营业式餐厅、展厅、候机(车)楼、多功能厅、体育馆等建筑的主体功能房间宜采用全空气空调系统。

5.3.3　单风管送风方式与双风管送风方式相比，不仅占用建筑空间少、初投资低，而且不会产生冷、热风混合造成的能量损失。因此，当功能上无特殊要求时，应采用单风管送风方式。

5.3.4　变风量空调系统具有控制灵活、节能等特点，可以根据空调区负荷的变化，自动改变送风量；随着系统送风量的减少，风机的输送能耗也相应减少。当全年内区需要送冷风时，变风量系统还

可以通过直接采用低温全新风冷却的方式来节能。

5.3.5 风机的变风量途径和方法很多，其中变频调节通风机转速的节能效果最好，推荐采用。这里提到的风机是指空调系统的送、回风机而不是变风量末端装置的风机。变风量末端装置所采用的风机若采用变频方式时，应采用可靠的防止对电网造成电磁污染的技术措施。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，并能使初调试顺利进行，规定在设计文件中必须标明每个变风量末端装置必需的最小送风量。

5.3.6 空调系统设计时不仅要考虑到设计工况，而且应考虑全年运行模式。在过渡季，空调系统采用全新风或增大新风比运行，都可以有效地改善空调区内空气的品质，大量节省空气处理所消耗的能量，应该大力推广应用。但要实现全新风运行，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，并应确保室内必须保持的正压值。

这里所说的："过渡季"是指与室内、外空气参数相关的一个空调工况分区范围。在空调系统全年运行过程中，室外参数总是处于一个不断变化的动态过程中，即使是夏天，每天的早晚也有可能出现"过渡季"工况，因此，不要将"过渡季"理解为一年中自然的春、秋季节。

5.3.7 本条文系参考美国采暖制冷空调工程师学会标准ASHRAE63－2001"VentilationforAcceptable Indoor Air Quality"中第6.3.1.1条的内容。不要用新风比最大那个房间的新风比，作为整个空调系统的新风比，这将导致新风比过大，浪费能源。采用本条提供的计算方法将使所有房间都满足要求的新风量，整个系统的新风比最小，从而节约空调风系统的能耗。

举例说明式(5.3.7)的用法：

某全空气空调系统由表列的几个房间组成：

房间用途	在室人数	新风量(m^3/h)	总风量(m^3/h)	新风比(%)
办公室	20	680	3400	20
办公室	4	136	1940	7
会议室	50	1700	5100	33
接待室	6	156	3120	5
合　计	80	2672	13560	20

如果按照新风比最大的会议室计算总新风量为：$13560\times33\%=4475(m^3/h)$。

现用式（5.3.7）计算，V_{ot}＝未知；$V_{st}=13560m^3/h$；$V_{oc}=1700m^3/h$；$Vsc=5100m^3/h$。

$$Y=V_{ot}/V_{st}=V_{ot}/13560$$

$$Y=V_{on}/V_{st}=2672/13560=19.7\%$$

$$Y=V_{oc}/V_{sc}=1700/13560=33.3\%$$

代入方程 $Y=\dfrac{X}{1+X-Z}$ 中，得出

$$V_{ot}/13560=0.197/(1+0.197-0.333)=0.228$$

$V_{ot}=3092m^3/h$ 可减少 $1383m^3/h$

5.3.8 二氧化碳并不是污染物，但可以作为室内空气品质的一个指标值。ASHRAE62－2001标准的第6.2.1条认为："如果通风能使室内CO_2浓度高出室外CO_2浓度值在$7\times10^{-4}m^3/m^3$以内，人体生物散发方面的舒适性(气味)标准是可以满足的"。目前我国室内空气品质标准中没有采纳该定义方法，因此，本条文仅参照ASHRAE62－2001条文作了调整。当房间内人员密度变化较大时，如果一直按照人员密度高时供应新风，将浪费较多的新风处理用冷、热量。应该按照新风需求控制新风供给量。还必须注意的是，如果只变新风量、不变排风量，有可能造成部分时间室内负压，增大室外空气渗入量，而增加能耗，因此排风量也应随着新风量的变化加以调节，以保持房间的正压。

5.3.9 采用人工冷、热源进行预热或预冷运行时应关闭新风系

统，以减少处理新风的冷、热负荷，节省能量消耗；在夏季的夜间或室外温度较低的时段，可以直接采用室外温度较低的空气对建筑进行预冷，是节省能耗的一个有效方法。

5.3.10 建筑物外区和内区的负荷特性不同。外区由于与室外空气相邻，围护结构的负荷随季节改变有较大的变化；内区则由于远离围护结构，室外气候条件的变化对它几乎没有影响，常年需要供冷。冬季内、外区对空调的需求存在很大的差异，因此宜分别设计和配置空调系统。这样，不仅方便运行管理，还可以避免冷热抵消，减少能源消耗，节约运行费用。

办公建筑内，外区的划分与许多因素有关，其中房间分隔是一个重要的因素，设计中需要灵活处理。例如，如果在进深方向有明确的分隔，则分隔处一般为内、外区的分界线；房间开窗的大小，房间朝向等因素也对内、外区划分有一定的影响。对于没有明确分隔的大开间办公室，根据国外有关资料介绍，通常可将距外围结构3－5m的范围内划分为外区，其余部分为内区；为了满足不同的使用需求，还可以将外区向内3～5m的范围作为过渡区。在空调负荷计算时，内、外区都计算过渡区的负荷。这样，内、外区就可以在此3～5m之间变动，能够满足不同的使用要求。

5.3.11 水环热泵空调系统具有在建筑物内部进行冷热量转移的特点。对于有取暖要求的建筑来说，实际上是利用了建筑内部的发热量，减少了外部的供热量，是一种节能的系统形式。其运行节能的必要条件是在冬季建筑内部有较为稳定、足够的余热。在实际设计中，应进行供冷、余热和供热需求的热平衡计算，以确定是否需要设置铺助热源。

5.3.12 如果新风经过风机盘管后送出，风机盘管的运行情况对新风的质量有较大影响，故规定新风必须单独送入室内。

5.3.13 当屋顶隔热较差，传热量较大，或者吊顶内发热量较大，及吊顶空间较高（吊顶至楼板底的高度超过1.0m）时若采用吊顶内回风，将使空调区加大，空调能耗上升，不利于节能。

5.3.14 空调区域（或房间）排风中含有一定的冷（热）量，回收利用（这部分能量）可以取得一定的节能效果。而且，不应单纯地从经济方面来权衡热回收装置的设置，更重要的是必须考虑排热对环境的影响。当新风与排风分别采用专门的管道输送时，集中的热回收装置并不困难。本地区空调运行时间较长，利用热回收装置回收排风的冷量是有节能意义的。据国内资料介绍，质量较好的热回收装置效率普遍在60%以上。

5.3.15 还可以采用双向换气装置，让新风与排风在装置中进行显热或全热交换，可以从排出空气中回收55%以上的热量和冷量，特别适用于有人员长期停留指连续使用时间超过3h，不设集中新风和排风系统的房间。

5.3.16 粗、中效空气过滤器的参数引自国家标准《空气过滤器》GB/T14295—993。

由于全空气空调系统要满足全新风运行的节能要求其过滤器也必须满足同样的要求。

5.3.17 有许多空调工程采用了土建风道（指用砖、混凝土、石膏板等材料构成的风道）实际调查表明，这种方式有相当多的隐患，其中最突出的问题就是漏风严重，无法检查维护，导致系统不能正常调试和运行，能量损耗严重。

在实际工程设计中，有时为了使建筑总体合理，不得采用砖、混凝土、石膏板等材料制成的土建风道和送、回风竖井，在剧场下送风系统也有土建风道使用。为了减少能量损失，必须做好防漏和绝热处理。

5.3.18 空调水系统采用闭式循环系统不仅初投资比开式系统少，输送能耗也低，所以推荐采用。

在季节变化时只要求相应作供冷/供热空调工况转换空调系统，采用两管制水系统，可以满足使用要求。

体量大的建筑，由于存在负荷特性不同的外区和内区，有时可能对供冷的要求不同，常规的两管制水系统不能满足要求时，可采用分区设置两管制系统。

空调水系统采用一次泵时，管路简单，初投资低。过去，一次泵

与冷水机组之间都采用定流量循环，节能效果不大。近年来，随着制冷技术和控制技术的发展，通过冷水机组的水量已经允许在较大范围内变化，这就为一次泵变流量运行创造了条件。为了节省更多的能量，也可采用一次泵变流量调节方式。为了确保系统和设备的运行安全，一次泵应根据冷水机组的变水量要求采取合理的自动控制措施。

当系统空调水大、阻力高，且各环路负荷特性相差较大，或压力损失相差悬殊（差额大于 50kPa）时，应采用二次泵方式，二次水泵的流量与扬程可以根据不同负荷特性的环路分别配置。通常，当空调用水泵的杨程每差 50kPa，电机的安装容量会变化一档；所以按需配置二次泵可以降低能量的浪费。而且二次泵的设置并不影响制冷主机规定流量的要求，可以方便地采用变流量调节各环路的流量。故当二次泵采用变频控制时，其节能效果更好。

冷水机组的冷水供、回水设计温差通常为 5℃。研究结果表明：加大冷水供、回水设计温差可减少输送系统的能耗，节能效果大于由此导致的设备传热效率下降所增加的能耗。目前，有些工程的供、回水温差已用到 8℃，运行情况良好，取得了的节能效果。

采用高位膨胀水箱定压，具有安全、可靠、消耗电力少，初投资低等优点，应优先采用。

5.3.19 空调水系统在不同工况下循环水量和系统的压力损失相差很大，使水泵大部分时间不能在高效率区运行，导致能耗增大。本条特别强调空调用的冷、热水泵不能合用。

5.3.20 做好冷却水系统的水处理，对于保证冷却水系统尤其是冷凝器的传热，提高传热效率有重要意义。

有些工程设计中，只片面地考虑建筑外立面美观，将冷却塔安装区域遮挡起来，对冷却效果产生了非常不利的影响，由此导致了冷却能力下降，冷水机组制冷能力下降，加大了空调系统的运行能耗。因此，本条强调冷却塔应设在空气流通条件好的场所。

冷却塔的“飘水”导致补水量的增大，增加了补水能耗。在补水总管上设水表的目的就是要通过补水量的计量，让管理者建立节

能意识。

5.3.21 空调系统的送风温度通常应以 h－d 图的计算为准。湿度要求不高的舒适性空调，可适当加大送风温差，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约可减低 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℃，送风量约可减少 10%～15%。由于送风气流在到达人员活动区域时已与房间空所进行了比较充分的混合，温差减小，可形成较舒适环境。上送风的气流组织形式便于采用大温差送风。但采用置换通风方式时，应按要求的小送风温差较设计。

5.3.22 分层空调是一种仅对室内下部空间进行空调、而对上部空间不进行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，但在冬季送热风时并不节能。

5.3.23 置换通风是将送风以低风速、低紊流度、小温差的方式直接送人室内人员活动区的下部，而将室内污浊的空气向上排挤出去。根据有关资料介绍，在高大空间使用置换式送风可节约制冷量约 20%～50%。

置换通风在北欧已经普遍采用。最早用于工业厂房，可保证人员工作区空气新鲜，防止污染物侵入。现在在办公室、会议厅、剧院等都有应用，目前我国也有应用。

5.3.24 空气进行蒸发冷却时，一般是利用循环水进行喷淋，由于不需要人工冷源，所以能耗较少。在夏季室外空气湿球温度较低，气候干燥，气温日较差大的地区适宜采用。还可以采用间接与直接蒸发冷却相结合的二级系统，以及两级间接蒸发与直接蒸发冷却相结合的三级系统。

5.3.25 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。对于夏季具有高温高湿特征的地区来说，若仅用冷却过程处理，有时会使相对湿度超出设定值，如果时间不长，一般是可以允许的；如果使用空间对相对湿度的要求很严格，则宜采用二次回风或淋水旁通等措施，尽量减少加热用量。但对于一些散湿量较大、热湿比很小的房间等特

殊情况，如室内游泳池等，冷却后再热也是难以避免的。

对于置换通风方式，由于要求送风温差较小，当采用一次回风系统时，如果系统的热湿比较小，有可能会使处理后的送风温度过低，若采用再加热显然不利于节能。因此，置换通风方式适用于热湿比较大的空调系统，或者采用二次回风处理。

5.3.26 考虑到目前国产风机的总效率都能达到52%以上，许多空调机组已开始配带粗、中效过滤器的因素，在办公建筑中的两管制定风量空调系统和变风量空调系统、风机的最高全压标准分别为900Pa、1200Pa，商业、旅馆建筑中分别为980Pa、1280Pa。普通机械通风系统风机全压为600Pa。据此计算出的Ws的限值，列在表5.3.26中。在实际工程中，风系统的全压不应超过前述要求，即通风系统的作用半径不宜过大，否则应对风机的效率提出更高的要求。

对于规格较小的风机，虽然风机效率与电机效率有所下降，但由于系统管道较短和噪声处理设备的减少，风机压头可以适当减少。这样，小规格风机同样可以满足大风机所要求的Ws值。

当空调机组中设湿膜加湿器时，风阻力会增大一些，表5.3.26给出了单位风量耗功率(Ws)的增加值。

需要注意的是，为了确保单位风量耗功率在设计的范围内，设计图纸设的备表上应注明空调机组采用的风机全压和要求的风机最低总效率。

5.3.27

1 本条引自《旅游旅馆建筑热工与空气调节节能设计标准》GB50189－93，转引时，将原条文中的“水输送系数”(WTF)，改用输送能效比(ER)表示，两者的关系为：ER ＝1/WTF。

2 本条文适用于独立建筑物内的空调水系统，最远环路总长度一般在200～500m范围内。区域管道或总长度过长的水系统可参照执行，尽量降低管道的输配能耗。

3 在多台泵并联的系统中，仅单台泵运行时往往会超流量，水泵电机的配置功率应适当放大，在输送能效比(ER)的计算公式中，采用水泵电机铭牌功率并不能准确地反映出设计的合理性，ER的计算应采用水泵轴功率计算，水泵的效率采用水泵在设计工作点的效率。

4 在冷水泵的扬程不超过36m，其效率为70%以上，供回水温差为5℃时，计算出冷水系统的ER ＝0.0241。

5.3.28 本条文为空调风管和冷水管道绝热计算的基本原则，也是附录C编制的依据。

5.3.29 附录C提供了建筑物内的空调冷水管道的绝热厚度。该表是从节能角度出发，按经济厚度的原则制定的，适用于本地区。

风管表面积比水管大得多，其管壁传热引起的冷热量的损失十分可观，约占空调送风冷量的5%以上，因此空调风管必须做好绝热处理。

由于离心玻璃棉是目前空调风管绝热最常用的材料，按国家标准，离心玻璃棉属2b号，密度在32～48kg/m³时，70℃时的导热系数≤0.046W/(m·K)，一般空调风管绝热材料使用的平均温度为20℃，经推算得到20℃时的导热系数为0.0377W/(m·K)。按管内温度15℃计算，经济厚度为28mm，计算热阻是0.74(m²·K/W)；低温空调风管管内温度按5℃计算，玻璃棉的导热系数为0.0366W/(m·K)，计算经济厚度为39mm，计算热阻是1.08(m²·K/W)。性能更好的离心玻璃棉导热系数可以达0.033和0.031，风管保温厚度分别为24mm和33mm。

5.3.30 保冷管道绝热层外设隔汽层是为了防止凝露，保护层是用来保护隔汽层的。如果绝热材料是具有隔汽性的闭孔材料，可以不另设保护层。

5.4 空气调节系统的冷热源

5.4.1 空调系统在公共建筑中是能耗大户，其冷热源机组的能耗最大。当前，各种机组、设备品种繁多，电制冷机组、溴化锂吸收式机组及蓄冷蓄热设备等各具特色。选用这些机组和设备时都受

到能源、环境、工程状况、使用时间及要求等多种因素的影响和制约，应特别注意下列事项：

1　应充分利用工业余热作空调系统的热源；

2　大型热电冷联产是利用热电系统发展供热、供电和供冷为一体的能源综合利用系统。有很高的效率和经济价值，是未来的发展方向；

3　原国家计委、原国家经贸委、建设部、国家环保总局联合发布的《关于发展热电联产的规定》（计基础［2000］）1268 号文）中指出：“以小型燃气发电机组和余热锅炉等设备组成的小型热电冷联产系统，适用于厂矿企业、写字楼、宾馆、商场、医院、银行、学校等分散的公用建筑。它具有效率高、占地小、保护环境、减少供电线路损失和应急突发事件等综合功能，在有条件的地区应逐步推广。”分布式热电冷联供系统以天然气为燃料，为建筑或区域提供电力、供冷、供热（包括供热水）三种需求，实现天然气能源的梯级利用，能源利用效率可达到 80% 以上，并可大大减少 SO_2、固体废弃物、温室气体、NOx 和 TSP 的排放，减少占地面积和耗水量，还可应对突发事件确保安全供电，在国际上已经得到广泛应用。目前，我国已有少量项目应用了分布式热电冷联供技术，取得了较好的社会和经济效益。在国家的《十一五规划》、《中长期能源规划》、《中长期科技规划》中，都把分布式燃气热电冷联供作为发展的重点。

大量电力驱动空调的使用是导致高峰期电力超负荷的主要原因之一。由于空调负荷分布极不均衡、全年工作时间短、平均负荷率低，如果为此大规模地建设电厂，将会导致发、输、配电设备的利用率降低、电网的技术和经济指标下降、供电的成本提高。随着国家西气东输等天然气工程的建设，夏季天然气出现大量富余。据统计，北京冬季供气高峰和夏季低谷的供气量相差 7 ~ 8 倍。为平衡负荷，不得不投巨资建设调峰储气库，天然气输配管网和设施也必须按最大供应能力建设，在夏季供气低谷时，将造成管网资源的闲置和浪费。可见，燃气与电力都存在峰谷差的难题。但是可以利用

燃气峰谷与电力峰谷互补性，提高供气和供电效率。发展燃气空调和楼宇冷热电三联供可降低电网夏季高峰，填补夏季燃气的低谷，同时降低电力和燃气的峰谷差，起到平衡能源利用，实现资源的优化配置的作用，是科学合理地利用能源的双赢措施。

4　当具有电、城市供热、天然气，城市煤气等能源中两种以上能源时，可采用几种能源、合理搭配作为空调冷热源。如“电 + 气”、“电 + 蒸汽”等，实际上很多工程都通过技术经济比较后采用了这种复合能源方式，投资和运行费用都有所降低，取得了较好的经济效益。空调应该适应城市的多元化能源结构，用能源的峰谷季节差价进行设备选型，提高能源的一次能效，使用户得到实惠。

5　水源热泵是一种以低位热能作能源的中小型热泵机组，当具有可利用地下水、地表水或工业废水时，其运行的性能系数 COP 一般大于 4，优于空气源热泵。水源热泵需要稳定的水量，合适的水温和水质，在取水这一关键问题上还存在一些技术难点，目前还没有合适的规范、标准可参照，在设计上应特别注意。采用地下水时，必须确保有回灌措施和确保水源不被污染，并应符合当地有关保护水资源的规定。

采用地下埋管换热器的地源热泵可省去水质处理、回灌和设置板式换热器等装置。埋管换热器等装置；埋管换热器可以分为立式和卧式。我国对这一新技术还处于开发研究阶段，当前设计上还缺乏可靠的土壤热物性有关数据和正确的计算方法。在工程实施中宜从小型建筑起步，不断总结完善设计与施工的经验。

5.4.2　强制性条文。合理利用能源、提高能源利用率、节约能源是我国的基本国策。用高品位的电能直接转换为低品位的热能进行取暖或空调，显然是不合适的。所以，国家有关强制性标准中就规定：“不得采用直接电加热的空调设备或系统”。近些年来，由于空调，取暖用电所占比例逐年上升，致使一些省市冬夏季尖峰负荷迅速增长，电网运行日趋困难，造成电力紧缺。2003 年夏季，全国 20 多个省、市不同程度出现了拉闸限电；入冬以后，全国大范围

缺电现象更加严重。盲目地推广使用电锅炉，将进一步恶化电力负荷特性，影响民众日常用电，制约国民经济发展。所以，本条严格限制。在只有符合本条所指的特殊情况时方可使用电锅炉，并且该地区必须是电力充足、电价优惠，或者是利用太阳能、风能等可再生能源发电的地区。

要说明的是在本地需要对个别空间局部加热时，可以使用电热。

5.4.3 **强制性条文**。提出了锅炉额定热效率的限值。

5.4.4 本条中提出了选择锅炉时应注意的问题，以便能在满足全年热负荷变化的前提下，达到高效节能的要求。当前，我国多数锅炉为燃煤锅炉应选用机械化、自动化程度高的锅炉，配套优质高效的辅机，提高锅炉效率使锅炉能在额定工况下产生最大热量，而且平稳运行。并尽可能地利用锅炉的余热。如在炉尾烟道内设置省煤器或空气预热器，充分利用排烟余热；使用连续排污器，利用“二次汽”将分汽缸凝结水回收接至给水箱加热锅炉给水温度等等。燃气、燃油锅炉应采用自动化新技术和智能化管理，提高锅炉效率。

5.4.5 **强制性条文**。随着建筑业的持续增长，空调的进一步普及，我国已成为冷水机组的制造大国。大部分世界级品牌都已在中国成立合资或独资企业，大大提高了机组的质量水平，产品已广泛应用于各类公共建筑。而我国的行业标准已显落后，成为高能耗机组的保护伞，影响部分国内机组的技术进步和市场竞争力。为改变现状，本条文提出额定制冷量时最低限度的制冷性能系数（COP）值。目前，我国已颁布了《冷水机组能效限定值及能源效率等级》GB19577－2004，《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》GB19576－2004 等强制性国家能效标准，提出了能源效率等级判定方法，配合能效标识制度的实施，使冷水机组产品质量日趋提高。冷水机组能源效率等级划分的依据：一是拉开档次，鼓励先进，二是兼顾国情，以及对市场产生的影响，三是逐步与国际接轨。根据我国能效标识管理办法（征求意见稿）和消费者调查结果，建议依据能效等级的大小，将产品分成 1、2、3、4、5 五个等

级。能效等级的含义 1 等级是企业努力的目标；2 等级代表节能型产品 的门槛（最小寿命周期成本）；3、4 等级代表我国的平均水平；5 等级产品是未来淘汰的产品。产品能效标识将为消费者提供明确的信息，促进高效产品的市场的开拓。下表摘自国家标准《冷水机组能效限定值及能源效率等级》GB19577－2004。

表 2　冷水机组能源效率等级指标

	额定制冷量 CC(kW)	能效等级(COP,W/W)				
		1	2	3	4	5
风冷式或蒸发冷却式	CC≤50	3.20	3.00	2.80	2.60	2.40
	50 ＜CC	3.40	3.20	3.00	2.80	2.60
水冷式	CC≤528	5.00	4.70	4.40	4.10	3.80
	528 ＜CC≤1163	5.50	5.10	4.70	4.30	4.00
	1163 ＜CC	6.10	5.60	5.10	4.60	4.20

5.4.5 条规定了冷水（热泵）机组的制冷性能系数最低值。本规定考虑了国家的节能政策和我国产品现有与发展水平，鼓励国产机组尽快提高技术水平。同时，从科学合理的角度出发，考虑到不 同压缩方式的技术特点，对其制冷性能系数分别作了不同要求。活塞/涡旋式采用第 5 级，水冷离心式采用第 3 级，螺杆机则采用第 4 级。至于确定名义工况时的参数，则根据国家标准《蒸气压缩循环冷水（热泵）机组工商业用和类似用途的冷水（热泵）机组》GB/T18430.1－2001 中的规定，即：1. 使用侧：制冷进/出口水温 12/7 ℃；2. 热源侧（或放热侧）：水冷式冷却水进出口水温 30/35℃，风冷式制冷空气干球温度 35℃，蒸发冷却式空气湿球温度 24℃；3. 使用侧和水冷式热源侧污垢系数 0.086m²·C/kW。

5.4.6～5.4.7 空调系统运行时，在相当多的情况下，冷水机组处于部分负荷运行状态，为了控制机组部分负荷运行时的能耗，有必要对冷水机组的部分负荷时的性能系数提出一些要求。参照国外的一些情况，本标准提出了用 IPLV 来评价冷水机组在部分负荷时的工作状况。

蒸气压缩循环冷水（热泵）机组综合部分负荷性能系数计算根

据如下：取我国典型公共建筑模型，计算出我国19个城市气候条件下，典型建筑的空调系统供冷负荷以及各负荷段的机组运行小时数，参照美国空调制冷协会ARI550/59←1998《采用蒸气压缩循环的冷水机组》标准中综合部分提供的负荷性能IPLV系数的计算方法，对我国4个气候区分别统计平均，得出全国统一的IPLV系数值。

建议的部分负荷检测条件如下：水冷式蒸气压缩循环冷水(热泵)机组属制冷量可调节系统，机组应在100%负荷、75%负荷、50%负荷、25%负荷的卸载级下进行标定，采用这些标定点计算PLV系数。

部分负荷额定性能工况条件应符合GB/T18430.1-2001《蒸气压缩循环冷水(热泵)机组工商业用和类似用途的冷水(热泵)机组》标准中第4.6节、5.3.5条的规定。

当冷水机组无法依要求做出100%、75%、50%、25%冷量时，参见ARI550/59—1998标准采取间接法，将该机部分负荷下的效率值描点绘图，点跟点之间再连成直线，再在线上用内插法求出标准负荷点。但不宜将直线作外插延伸。

5.4.8 **强制性条文。**近几年单元式空调机竞争激烈，主要表现在价格上而不是在提高产品质量上。当前，中国市场上空调机产品的能效比值高低相差达40%，落后的产品标准已阻碍了空调行业的健康发展，本条规定了单元式空调机最低性能系数(COP)限值，就是为了引导技术进步，鼓励设计师和业主选择高效产品，同时促进生产厂家生产节能产品，尽快与国际接轨。表5.4.8中名义制冷量时的能效比(EER)值，相当于国家标准《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》GB19576-2004中“表2能源效率等级指标”的第4级(见下表)。按照国家标准《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》GB 19576-2004所定义的机组范围，此点暂不适用多联式空调(热泵)机组和变频空调机。

类型		能效等级(EER,W/W)				
		1	2	3	4	5
风冷式	不接风管	3.20	3.00	2.80	2.60	2.40
	接风管	2.90	2.70	2.50	2.30	2.10
水冷式	不接风管	3.60	3.40	3.20	3.00	2.80
	接风管	3.30	3.10	2.90	2.70	2.50

5.4.9 **强制性条文。**表5.4.9中的参数取自国家标准《蒸气和热水型溴化锂吸收式冷水机组》GB/T1831和《直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组》GB/T18362，在设计选择溴化锂吸收式机组时，其性能参数应优于其规定值。

5.4.10 本条提出了空气源热泵经济合理应用，节能运行的基本原则：

1 和水冷机组相比，空气源热泵耗电较高，价格也高。但它具备供热功能，对没有集中热源地区来说较为适合。尤其是机组的供冷、供热量与这类地区的空调冷热负荷需求量较匹配，供热时运行效率较高。从技术经济、合理使用电力方面考虑，用于日间使用的中、小型公共建筑最为合适；

2 本地区使用空气源热泵机组时应注意，由于取暖需热量小、供热时间短，以需热量选择空气源热泵时，夏季可能供冷量不足，不足的冷量可采用投资低、效率高的水冷式冷水机组补足，这样可节约投资和运行费用。

5.4.11 在大中型公共建筑中，冷水(热泵)机组的台数和容量的选择，应根据冷(热)负荷大小及变化规律确定。单台机组制冷量的大小应合理搭配，当单机容量调节下限的制冷量大于建筑物的最小负荷时，可选1台适合最小负荷的冷水机组，在最小负荷时仅开启小型制冷系统满足使用要求，可取得很好的节能效果。本标准提出空调冷负荷大于528kW以上的公共建筑（一般为3000~6000m²)，机组设置不宜少于2台，除可提高安全可靠性外，也可达到经济运行的目的。如有特殊原因只能设置1台时，应采用多台压缩机分路联控的机型。

5.4.12 由于设计不合理和管理不善，有些取暖、空调用汽设备的凝结水不采取回收措施，造成大量的热量损失。本条文要求设计凝结水回收系统，并做到技术先进可靠，经济合理。凝结水回收系统一般分为重力、背压和压力式系统，可按工程的具体情况确定。从节能和提高回收率考虑，应优先采用凝结水与大气不直接相接触的闭式系统。

5.4.13 一些冬季或过渡季需要供冷的建筑，当室外条件许可时，可采用冷却塔直接提供空调冷水，不用冷水机组供冷，减少冷水机组的运行时间，是一种值得推广的节能措施。通常的做法是：当采用开式冷却塔时，用被冷却塔冷却的水作冷源水，通过板式换热器提供空调用冷冻水；如果是闭式冷却塔，则不通过板式换热器，直接将冷却塔冷却的冷水，切换到空调冷冻水系统中。不管采用何种形式的冷却塔，都应按根据当地过渡季或冬季的气候条件，计算空调末端需求的供水温度和用水量，冷却塔的工作能力应满足要求。

5.5 监测与控制

5.5.1 为了节省运行中的能耗，空调系统必须配置必要的监测与控制装置。

5.5.2 对于间歇运行的空调系统，应尽量提前系统运行的停止时间和推迟系统运行的启动时间，缩短空调系统的运行时间达到节能的目的。

5.5.3 DDC 控制系统从 20 世纪 80 年代后期开始在我国使用，已经经过了 20 年的实践，证明其在设备及系统控制、运行管理等方面具有较大的优越性，能够帮助空调系统节能，大、中型工程应以 DDC 为基本的控制模式。

5.5.4

1 目前许多工程采用回水总管的水温作为冷量控制依据，由于冷水机组的最高效率点通常位于该机组的某一部分负荷区域

内，采用这种冷量控制方式比采用温度控制的方式更有利于冷水机组在高效率区域运行而节能，是目前最合理和节能的控制方式。但是，由于计量冷量的元器件和设备价格较高，本条文规定在有条件时（如采用了 DDC 控制系统时），优先采用此方式。同时规定台数控制的基本原则是：(1) 让设备尽可能处于高效率区运行；(2) 让相同型号的设备的运行时间尽量接近以保持其同样的运行寿命（通常优先启动累计运行小时数最少的设备）；(3) 满足用户侧低负荷运行的需求。

2 设备的连锁启停主要是保证设备运行的安全性。

3 目前绝大多数空调水系统的控制，是建立在变流量系统基础上的，冷热源的供、回水温度及压差控制在一个合理的范围内，是确保空调水系统正常运行的前提，当供、回水温度过小或压差过大时，运行能耗将加大，甚至影响系统的正常工作。回水温度主要是用于监测（回水温度的高低由用户侧决定）和高（低）限报警。而冷冻水的供水温度通常是由冷水机组自身所带的控制系统进行控制。当采用换热器供热水时，供水温度应单设自动控制系统；采用其他热源时，则要求热源自带供水温度控制装置。在冷却水系统中，冷却水的供水温度对制冷机组的运行效率影响很大，同时也会影响到机组的正常运行，可以采用下列方法控制：(1) 单塔多风机冷却塔可控制冷却塔风机的运行台数；(2) 可控制冷却塔风机转速；(3) 在冷却塔供、回水总管上设置旁通电动阀。其中：方法 (1) 节能效果明显；方法 (2) 可降低运行噪声，也有很好的节能效果，但投资稍大。在气候越来越凉，全部关闭冷却风机后，冷却水温仍可能下降时，可采用方法 (3) 进行旁通控制。

4 设备运行状态的监测及故障报警是冷、热源系统监控的一个基本内容。

5 当楼宇自控系统与冷冻机控制系统可实现集成化时，可以根据室外空气的状态，在一定范围内对冷水机组的出水温度进行智能化控制。

由于工程的情况不同，本标准介绍的内容不能完全包括一个

具体工程中的全部监控内容，工程设计还可根据具体情况增减一些应监控的参数。

5.5.5 机房群控是冷、热源设备节能运行的一种有效方式。例如：离心式、螺杆式冷水机组，在某部分负荷范围运行时的效率高于设计工作点的效率。因此，简单地按容量大小来确定机组运行台数并不一定是最节能的方式；在许多工程中，采用了冷、热源设备大、小搭配的设计方案，这时采用群控方式，合理确定运行模式对节能是非常有利的。又如，在冰蓄冷系统中，根据负荷预测调整制冷机和系统的运行策略，可以取得最佳移峰、节省运行费用的效果，这些均需要进行机房群控才能实现。

由于工程情况的不同，这里只是原则上提出群控的要求和条件。具体设计时，应根据负荷特性、设备容量、设备的部分负荷效率、自控系统功能以及投资等多方面影响因素进行经济技术分析后确定群控方案。同时，还应将冷水机组、水泵、冷却塔等相关设备综合考虑。

5.5.6 从节能的观点来看，较低的冷却水进水温度有利于提高冷水机组的能效比；因此尽可能降低冷却水温对于节能是有利的。但是，为了保证冷水机组的正常运行，通常冷却水进水温度有最低水温限制的要求。为此，应采取冷却水水温控制措施。通常的三种做法：如5.5.4所述。

当采用冷却塔供应空调冷冻水时，为了保证空调末端所必需的冷水温度，还应对冷却塔出水温度进行控制。

冷却塔在使用时，由于水分的不断蒸发，水中的离子浓度会越来越大。为了防止由于高离子浓度带来的结垢等种种弊病，必须及时排污。排污方法通常有定期排污和控制离子浓度排污两种方式。这两种方法都可以采用自动控制运作。其中控制离子浓度排污方法的使用和节能效果很好。

5.5.7

1 空气温、湿度控制和监测是空调风系统控制的基本要求。在新风系统中，通常控制系统或典型房间的送风温度和相对湿度。在带回风的系统中，通常控制回风(或室内)温度和相对湿度。舒适性空调不控制室内空气的相对湿度。对于温、湿度需要同时控制空调区，也应考虑人体的舒适性范围，防止由于单纯追求某一项指标而发生冷、热相互抵消的情况。当技术可靠时，可设置夜间(或节假日)室内温度智能化再设定控制装置。

2 在大多数民用建筑中，采用设有送、回风机的双风机系统可以更多的利用新风达到节能目的。系统可采用变新风比、焓值控制，即：根据室内、外焓值的比较，通过调节新风、回风和排风阀的开度，最大限度的利用新风空调。目前有些工程采用“单风机送风加上排风机”的系统形式，可通过对新风、排风阀的控制以及排风机的转速控制来实现变新风比的控制要求。

3 变风量系统采用风机变速是最节能的方式，其节能所带来的效益能够较快地回收投资。风机变速可以采用的方法有定静压控制法、变静压控制法和总风量控制法。第一种方法的控制最简单，运行最稳定，但节能效果不如后两种；第二种方法是最节能的办法，但需要较强的技术和控制软件支持；第三种方法介于第一、二种方法之间。

5.5.8 设计二次泵系统的条件在5.3.18条已有叙述。二次泵采用变速控制比采用水泵台数控制更节能，但必须配备一套完善的水泵变速控制系统。其投资虽然要增加，但是回收周期很短。通常，二次泵的转速可采用定压差的方式进行控制。压差信号可按下述方法取得：(1)取二次泵水环路中主供、回水管道的压力信号；(2)取二次泵水环路中各个远端支管上有代表性的压差信号。只要有一个压差信号未达到设定值要求时，二次泵的转速就将提高，直到满足为止；反之，如所有的压差信号都超过设定值时，则二次泵降低转速。显然，方法(2)所得到的供回水压差更接近空调末端设备的使用要求，它的运行节能效果较前一种更好，但信号传输距离远要有可靠的技术保证。

当技术可靠时，二次泵系统也可采用变压差方式——根据空调机组（或其他未端设备）的水阀开度情况，对控制压差进行再设

定，尽可能在满足要求的情况下降低二次泵的传速以达到节能的目的。

5.5.9 风机盘管采用温控阀是为了保证各末端能够“按需供水”，以实现整个水系统为变水量系统。因此，仅仅采用风速开关对室内温度进行控制的方式是不够的。温控阀可采用双位式或可调式，前者投资较少，后者控制精度较高。一般来说，普通的舒适性空调采用双位阀即可；只有对室温精度要求特别高时，才采用可调式温控阀。

5.5.10 在以排除房间发热量为主的通风系统中，根据房间温度控制通风设备运行台数或转速，可避免在气候凉爽或房间发热量不大的情况下，通风设备仍按满负荷运行的状况发生。

5.5.11 对于居住区、办公楼等每日车辆出入明显有高峰时段的地下车库，采用时间程序控制风机启停的方法，可取得明显的节能效果。当有多台风机时，在不同的时间段可启停不同的台数工作。

采用CO浓度自动控制风机的启停（或运行台数），可在保持车库内的空气质量，并有节能效果。但由于CO浓度探测器价格较高，因此，适用于高峰时段不确定的地下车库。由于目前还没有关于地库空气质量的标准，建议CO浓度不超过 $(3\sim5)\times10^{-6}m^3/m^3$ 为宜。

5.5.12 集中空调系统设置能量计量装置不仅有利于管理与收费，也能使用户及时了解自己的用能情况，提高节能意识和积极性，自觉地采取节能措施。所以，用能量的计量必须落实到用户。

我国已有不少单位和企业，对集中空调系统的冷热量计量原理和装置进行了广泛的研究和开发，并与建筑自动化（BA）系统和合理的收费制度结合，开发了一些可用于实际工程的产品。为了加强对全系统运行的管理，要求在冷、热源站房设置能量计量装置。