UDC

中华人民共和国国家标准

P

GB 50189－2015

公共建筑节能设计标准

Design standard for energy efficiency of public buildings

2015－02－02　发布　　2015－10－01　实施

中华人民共和国住房和城乡建设部
中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局　联合发布

中华人民共和国国家标准

公共建筑节能设计标准

Design standard for energy efficiency of public buildings

GB 50189－2015

主编部门：中华人民共和国住房和城乡建设部
批准部门：中华人民共和国住房和城乡建设部
施行日期：2015年10月1日

中国建筑工业出版社

2015 北 京

中华人民共和国住房和城乡建设部
公　　告

第 739 号

住房城乡建设部关于发布国家标准《公共建筑节能设计标准》的公告

现批准《公共建筑节能设计标准》为国家标准，编号为 GB 50189－2015，自 2015 年 10 月 1 日起实施。其中，第 3.2.1、3.2.7、3.3.1、3.3.2、3.3.7、4.1.1、4.2.2、4.2.3、4.2.5、4.2.8、4.2.10、4.2.14、4.2.17、4.2.19、4.5.2、4.5.4、4.5.6 条为强制性条文，必须严格执行。原《公共建筑节能设计标准》GB 50189－2005 同时废止。

本标准由我部标准定额研究所组织中国建筑工业出版社出版发行。

中华人民共和国住房和城乡建设部

2015 年 2 月 2 日

前　言

根据住房和城乡建设部《关于印发〈2012年工程建设标准规范制订、修订计划〉的通知》（建标［2012］5号）的要求，标准编制组经广泛调查研究，认真总结实践经验，参考有关国际标准和国外先进标准，并在广泛征求意见的基础上，修订本标准。

本标准的主要技术内容是：1. 总则；2. 术语；3. 建筑与建筑热工；4. 供暖通风与空气调节；5. 给水排水；6. 电气；7. 可再生能源应用。

本标准修订的主要技术内容是：1. 建立了代表我国公共建筑特点和分布特征的典型公共建筑模型数据库，在此基础上确定了本标准的节能目标；2. 更新了围护结构热工性能限值和冷源能效限值，并按建筑分类和建筑热工分区分别作出规定；3. 增加了围护结构权衡判断的前提条件，补充细化了权衡计算软件的要求及输入输出内容；4. 新增了给水排水系统、电气系统和可再生能源应用的有关规定。

本标准中以黑体字标志的条文为强制性条文，必须严格执行。

本标准由住房和城乡建设部负责管理和对强制性条文的解释，由中国建筑科学研究院负责具体技术内容的解释。执行过程中如有意见或建议，请寄送中国建筑科学研究院《公共建筑节能设计标准》编制组（地址：北京市北三环东路30号，邮政编码100013）。

本标准主编单位：中国建筑科学研究院

本标准参编单位：北京市建筑设计研究院有限公司

中国建筑设计研究院

上海建筑设计研究院有限公司
中国建筑西南设计研究院
天津市建筑设计院
同济大学建筑设计研究院（集团）有限公司
中国建筑西北设计研究院有限公司
中国建筑东北设计研究院
同济大学中德工程学院
深圳市建筑科学研究院
上海市建筑科学研究院
新疆建筑设计研究院
中建国际设计顾问有限公司
山东省建筑设计研究院
中南建筑设计院股份有限公司
华南理工大学建筑设计研究院
仲恺农业工程学院
同方泰德国际科技（北京）有限公司
开利空调销售服务（上海）有限公司
特灵空调系统（中国）有限公司
大金（中国）投资有限公司
江森自控楼宇设备科技（无锡）有限公司
北京金易格新能源科技发展有限公司
西门子西伯乐斯电子有限公司
北京绿建（斯维尔）软件有限公司
珠海格力电器股份有限公司
深圳市方大装饰工程有限公司
欧文斯科宁（中国）投资有限公司
曼瑞德集团有限公司
广东艾科技术股份有限公司

河北奥润顺达窗业有限公司

北京振利节能环保科技股份有限公司

本标准主要起草人员：徐　伟　邹　瑜　徐宏庆　万水娥

潘云钢　寿炜炜　陈　琪　徐　凤

冯　雅　顾　放　车学娅　柳　澎

王　谦　金丽娜　龙惟定　赵晓宇

刘明明　刘　鸣　毛红卫　周　辉

于晓明　马友才　陈祖铭　丁力行

刘俊跃　陈　曦　孙德宇　杨利明

施敏琪　钟　鸣　施　雯　班广生

邵康文　刘启耀　陈　进　曾晓武

田　辉　陈立楠　李飞龙　魏贺东

黄振利　王碧玲　刘宗江

本标准主要审查人员：郎四维　孙敏生　金鸿祥　徐华东

赵　锂　戴德慈　吴雪岭　张　旭

赵士怀　职建民　王素英

目　　次

1　总则 …… 1
2　术语 …… 2
3　建筑与建筑热工 …… 4
3.1　一般规定 …… 4
3.2　建筑设计 …… 5
3.3　围护结构热工设计 …… 8
3.4　围护结构热工性能的权衡判断 …… 14
4　供暖通风与空气调节 …… 17
4.1　一般规定 …… 17
4.2　冷源与热源 …… 18
4.3　输配系统 …… 26
4.4　末端系统 …… 33
4.5　监测、控制与计量 …… 34
5　给水排水 …… 37
5.1　一般规定 …… 37
5.2　给水与排水系统设计 …… 37
5.3　生活热水 …… 38
6　电气 …… 40
6.1　一般规定 …… 40
6.2　供配电系统 …… 40
6.3　照明 …… 40
6.4　电能监测与计量 …… 42
7　可再生能源应用 …… 43
7.1　一般规定 …… 43
7.2　太阳能利用 …… 43

7.3 地源热泵系统 …… 44
附录A 外墙平均传热系数的计算 …… 45
附录B 围护结构热工性能的权衡计算 …… 46
附录C 建筑围护结构热工性能权衡判断审核表 …… 53
附录D 管道与设备保温及保冷厚度 …… 55
本标准用词说明 …… 59
引用标准名录 …… 60
附：条文说明 …… 61

Contents

1 General Provisions ····· 1
2 Terms ····· 2
3 Building and Envelope Thermal Design ····· 4
3.1 General Requirements ····· 4
3.2 Architectural Design ····· 5
3.3 Building Envelope Thermal Design ····· 8
3.4 Building Envelope Thermal Performance Trade-off ····· 14
4 Heating, Ventilation and Air Conditioning ····· 17
4.1 General Requirements ····· 17
4.2 Heating and Cooling Source ····· 18
4.3 Transmission and Distribution System ····· 26
4.4 Terminal System ····· 33
4.5 Monitor, Control and Measure ····· 34
5 Water Supply and Drainage ····· 37
5.1 General Requirements ····· 37
5.2 Water Supply and Drainage System ····· 37
5.3 Service Water Heating ····· 38
6 Electric ····· 40
6.1 General Requirements ····· 40
6.2 Power Supply and Distribution System ····· 40
6.3 Lighting ····· 40
6.4 Electric Power Supervision and Measure ····· 42
7 Renewable Energy Application ····· 43
7.1 General Requirements ····· 43
7.2 Solar Energy Application ····· 43

7.3 Ground Source Heat Pump System ····· 44
Appendix A Calculation of Mean Heat Transfer Coefficient of Walls ····· 45
Appendix B Building Envelope Thermal Performance Trade-off ····· 46
Appendix C Building Envelope Thermal Performance Compliance Form ····· 53
Appendix D Insulation Thickness of Pipes, Ducts and Equipments ····· 55
Explanation of Wording in This Standard ····· 59
List of Quoted Standards ····· 60
Addition: Explanation of Provisions ····· 61

1 总　　则

1.0.1 为贯彻国家有关法律法规和方针政策，改善公共建筑的室内环境，提高能源利用效率，促进可再生能源的建筑应用，降低建筑能耗，制定本标准。

1.0.2 本标准适用于新建、扩建和改建的公共建筑节能设计。

1.0.3 公共建筑节能设计应根据当地的气候条件，在保证室内环境参数条件下，改善围护结构保温隔热性能，提高建筑设备及系统的能源利用效率，利用可再生能源，降低建筑暖通空调、给水排水及电气系统的能耗。

1.0.4 当建筑高度超过 150m 或单栋建筑地上建筑面积大于 200000m^2时，除应符合本标准的各项规定外，还应组织专家对其节能设计进行专项论证。

1.0.5 施工图设计文件中应说明该工程项目采取的节能措施，并宜说明其使用要求。

1.0.6 公共建筑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 透光幕墙　transparent curtain wall

可见光可直接透射入室内的幕墙。

2.0.2 建筑体形系数　shape factor

建筑物与室外空气直接接触的外表面积与其所包围的体积的比值，外表面积不包括地面和不供暖楼梯间内墙的面积。

2.0.3 单一立面窗墙面积比　single facade window to wall ratio

建筑某一个立面的窗户洞口面积与该立面的总面积之比，简称窗墙面积比。

2.0.4 太阳得热系数（*SHGC*）　solar heat gain coefficient

通过透光围护结构（门窗或透光幕墙）的太阳辐射室内得热量与投射到透光围护结构（门窗或透光幕墙）外表面上的太阳辐射量的比值。太阳辐射室内得热量包括太阳辐射通过辐射透射的得热量和太阳辐射被构件吸收再传入室内的得热量两部分。

2.0.5 可见光透射比　visible transmittance

透过透光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。

2.0.6 围护结构热工性能权衡判断　building envelope thermal performance trade-off

当建筑设计不能完全满足围护结构热工设计规定指标要求时，计算并比较参照建筑和设计建筑的全年供暖和空气调节能耗，判定围护结构的总体热工性能是否符合节能设计要求的方法，简称权衡判断。

2.0.7 参照建筑　reference building

进行围护结构热工性能权衡判断时，作为计算满足标准要求的全年供暖和空气调节能耗用的基准建筑。

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

基于机组部分负荷时的性能系数值，按机组在各种负荷条件下的累积负荷百分比进行加权计算获得的表示空气调节用冷水机组部分负荷效率的单一数值。

2.0.9 集中供暖系统耗电输热比（*EHR-h*） electricity consumption to transferred heat quantity ratio

设计工况下，集中供暖系统循环水泵总功耗（kW）与设计热负荷（kW）的比值。

2.0.10 空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比［*EC(H)R-a*］electricity consumption to transferred cooling (heat) quantity ratio

设计工况下，空调冷（热）水系统循环水泵总功耗（kW）与设计冷（热）负荷（kW）的比值。

2.0.11 电冷源综合制冷性能系数（*SCOP*） system coefficient of refrigeration performance

设计工况下，电驱动的制冷系统的制冷量与制冷机、冷却水泵及冷却塔净输入能量之比。

2.0.12 风道系统单位风量耗功率（W_s） energy consumption per unit air volume of air duct system

设计工况下，空调、通风的风道系统输送单位风量（m^3/h）所消耗的电功率（W）。

3 建筑与建筑热工

3.1 一般规定

3.1.1 公共建筑分类应符合下列规定：

1 单栋建筑面积大于 300m² 的建筑，或单栋建筑面积小于或等于 300m² 但总建筑面积大于 1000m² 的建筑群，应为甲类公共建筑；

2 单栋建筑面积小于或等于 300m² 的建筑，应为乙类公共建筑。

3.1.2 代表城市的建筑热工设计分区应按表 3.1.2 确定。

表 3.1.2 代表城市建筑热工设计分区

气候分区及气候子区		代表城市
严寒地区	严寒 A 区	博克图、伊春、呼玛、海拉尔、满洲里、阿尔山、玛多、黑河、嫩江、海伦、齐齐哈尔、富锦、哈尔滨、牡丹江、大庆、安达、佳木斯、二连浩特、多伦、大柴旦、阿勒泰、那曲
	严寒 B 区	
	严寒 C 区	长春、通化、延吉、通辽、四平、抚顺、阜新、沈阳、本溪、鞍山、呼和浩特、包头、鄂尔多斯、赤峰、额济纳旗、大同、乌鲁木齐、克拉玛依、酒泉、西宁、日喀则、甘孜、康定
寒冷地区	寒冷 A 区	丹东、大连、张家口、承德、唐山、青岛、洛阳、太原、阳泉、晋城、天水、榆林、延安、宝鸡、银川、平凉、兰州、喀什、伊宁、阿坝、拉萨、林芝、北京、天津、石家庄、保定、邢台、济南、德州、兖州、郑州、安阳、徐州、运城、西安、咸阳、吐鲁番、库尔勒、哈密
	寒冷 B 区	

续表 3.1.2

气候分区及气候子区		代表城市
夏热冬冷地区	夏热冬冷 A 区	南京、蚌埠、盐城、南通、合肥、安庆、九江、武汉、黄石、岳阳、汉中、安康、上海、杭州、宁波、温州、宜昌、长沙、南昌、株洲、永州、赣州、韶关、桂林、重庆、达县、万州、涪陵、南充、宜宾、成都、遵义、凯里、绵阳、南平
	夏热冬冷 B 区	
夏热冬暖地区	夏热冬暖 A 区	福州、莆田、龙岩、梅州、兴宁、英德、河池、柳州、贺州、泉州、厦门、广州、深圳、湛江、汕头、南宁、北海、梧州、海口、三亚
	夏热冬暖 B 区	
温和地区	温和 A 区	昆明、贵阳、丽江、会泽、腾冲、保山、大理、楚雄、曲靖、泸西、屏边、广南、兴义、独山
	温和 B 区	瑞丽、耿马、临沧、澜沧、思茅、江城、蒙自

3.1.3 建筑群的总体规划应考虑减轻热岛效应。建筑的总体规划和总平面设计应有利于自然通风和冬季日照。建筑的主朝向宜选择本地区最佳朝向或适宜朝向，且宜避开冬季主导风向。

3.1.4 建筑设计应遵循被动节能措施优先的原则，充分利用天然采光、自然通风，结合围护结构保温隔热和遮阳措施，降低建筑的用能需求。

3.1.5 建筑体形宜规整紧凑，避免过多的凹凸变化。

3.1.6 建筑总平面设计及平面布置应合理确定能源设备机房的位置，缩短能源供应输送距离。同一公共建筑的冷热源机房宜位于或靠近冷热负荷中心位置集中设置。

3.2 建 筑 设 计

3.2.1 严寒和寒冷地区公共建筑体形系数应符合表 3.2.1 的规定。

表 3.2.1 严寒和寒冷地区公共建筑体形系数

单栋建筑面积 A（m^2）	建筑体形系数
$300<A\leqslant 800$	$\leqslant 0.50$
$A>800$	$\leqslant 0.40$

3.2.2 严寒地区甲类公共建筑各单一立面窗墙面积比（包括透光幕墙）均不宜大于0.60；其他地区甲类公共建筑各单一立面窗墙面积比（包括透光幕墙）均不宜大于0.70。

3.2.3 单一立面窗墙面积比的计算应符合下列规定：

1 凸凹立面朝向应按其所在立面的朝向计算；

2 楼梯间和电梯间的外墙和外窗均应参与计算；

3 外凸窗的顶部、底部和侧墙的面积不应计入外墙面积；

4 当外墙上的外窗、顶部和侧面为不透光构造的凸窗时，窗面积应按窗洞口面积计算；当凸窗顶部和侧面透光时，外凸窗面积应按透光部分实际面积计算。

3.2.4 甲类公共建筑单一立面窗墙面积比小于0.40时，透光材料的可见光透射比不应小于0.60；甲类公共建筑单一立面窗墙面积比大于等于0.40时，透光材料的可见光透射比不应小于0.40。

3.2.5 夏热冬暖、夏热冬冷、温和地区的建筑各朝向外窗（包括透光幕墙）均应采取遮阳措施；寒冷地区的建筑宜采取遮阳措施。当设置外遮阳时应符合下列规定：

1 东西向宜设置活动外遮阳，南向宜设置水平外遮阳；

2 建筑外遮阳装置应兼顾通风及冬季日照。

3.2.6 建筑立面朝向的划分应符合下列规定：

1 北向应为北偏西60°至北偏东60°；

2 南向应为南偏西30°至南偏东30°；

3 西向应为西偏北30°至西偏南60°（包括西偏北30°和西偏南60°）；

4 东向应为东偏北30°至东偏南60°（包括东偏北30°和东偏南60°）。

3.2.7 甲类公共建筑的屋顶透光部分面积不应大于屋顶总面积的20%。当不能满足本条的规定时，必须按本标准规定的方法进行权衡判断。

3.2.8 单一立面外窗（包括透光幕墙）的有效通风换气面积应

符合下列规定：

1 甲类公共建筑外窗（包括透光幕墙）应设可开启窗扇，其有效通风换气面积不宜小于所在房间外墙面积的10%；当透光幕墙受条件限制无法设置可开启窗扇时，应设置通风换气装置。

2 乙类公共建筑外窗有效通风换气面积不宜小于窗面积的30%。

3.2.9 外窗（包括透光幕墙）的有效通风换气面积应为开启扇面积和窗开启后的空气流通界面面积的较小值。

3.2.10 严寒地区建筑的外门应设置门斗；寒冷地区建筑面向冬季主导风向的外门应设置门斗或双层外门，其他外门宜设置门斗或应采取其他减少冷风渗透的措施；夏热冬冷、夏热冬暖和温和地区建筑的外门应采取保温隔热措施。

3.2.11 建筑中庭应充分利用自然通风降温，并可设置机械排风装置加强自然补风。

3.2.12 建筑设计应充分利用天然采光。天然采光不能满足照明要求的场所，宜采用导光、反光等装置将自然光引入室内。

3.2.13 人员长期停留房间的内表面可见光反射比宜符合表3.2.13的规定。

表3.2.13 人员长期停留房间的内表面可见光反射比

房间内表面位置	可见光反射比
顶棚	0.7～0.9
墙面	0.5～0.8
地面	0.3～0.5

3.2.14 电梯应具备节能运行功能。两台及以上电梯集中排列时，应设置群控措施。电梯应具备无外部召唤且轿厢内一段时间无预置指令时，自动转为节能运行模式的功能。

3.2.15 自动扶梯、自动人行步道应具备空载时暂停或低速运转的功能。

3.3 围护结构热工设计

3.3.1 根据建筑热工设计的气候分区，甲类公共建筑的围护结构热工性能应分别符合表 3.3.1-1～表 3.3.1-6 的规定。当不能满足本条的规定时，必须按本标准规定的方法进行权衡判断。

表 3.3.1-1 严寒 A、B 区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位		体形系数≤0.30	0.30<体形系数≤0.50
		传热系数 K［W/（m^2·K）］	
屋面		≤0.28	≤0.25
外墙（包括非透光幕墙）		≤0.38	≤0.35
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤0.38	≤0.35
地下车库与供暖房间之间的楼板		≤0.50	≤0.50
非供暖楼梯间与供暖房间之间的隔墙		≤1.2	≤1.2
单一立面外窗（包括透光幕墙）	窗墙面积比≤0.20	≤2.7	≤2.5
	0.20<窗墙面积比≤0.30	≤2.5	≤2.3
	0.30<窗墙面积比≤0.40	≤2.2	≤2.0
	0.40<窗墙面积比≤0.50	≤1.9	≤1.7
	0.50<窗墙面积比≤0.60	≤1.6	≤1.4
	0.60<窗墙面积比≤0.70	≤1.5	≤1.4
	0.70<窗墙面积比≤0.80	≤1.4	≤1.3
	窗墙面积比>0.80	≤1.3	≤1.2
屋顶透光部分（屋顶透光部分面积≤20%）		≤2.2	
围护结构部位		保温材料层热阻 R［（m^2·K）/W］	
周边地面		≥1.1	
供暖地下室与土壤接触的外墙		≥1.1	
变形缝（两侧墙内保温时）		≥1.2	

表 3.3.1-2　严寒 C 区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位		体形系数≤0.30	0.30<体形系数≤0.50
		传热系数 K [W/（m^2 · K）]	
屋面		≤0.35	≤0.28
外墙（包括非透光幕墙）		≤0.43	≤0.38
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤0.43	≤0.38
地下车库与供暖房间之间的楼板		≤0.70	≤0.70
非供暖楼梯间与供暖房间之间的隔墙		≤1.5	≤1.5
单一立面外窗（包括透光幕墙）	窗墙面积比≤0.20	≤2.9	≤2.7
	0.20<窗墙面积比≤0.30	≤2.6	≤2.4
	0.30<窗墙面积比≤0.40	≤2.3	≤2.1
	0.40<窗墙面积比≤0.50	≤2.0	≤1.7
	0.50<窗墙面积比≤0.60	≤1.7	≤1.5
	0.60<窗墙面积比≤0.70	≤1.7	≤1.5
	0.70<窗墙面积比≤0.80	≤1.5	≤1.4
	窗墙面积比>0.80	≤1.4	≤1.3
屋顶透光部分（屋顶透光部分面积≤20%）		≤2.3	
围护结构部位		保温材料层热阻 R [（m^2 · K）/W]	
周边地面		≥1.1	
供暖地下室与土壤接触的外墙		≥1.1	
变形缝（两侧墙内保温时）		≥1.2	

表 3.3.1-3　寒冷地区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位	体形系数≤0.30		0.30<体形系数≤0.50	
	传热系数 K[W/(m^2 · K)]	太阳得热系数 $SHGC$（东、南、西向/北向）	传热系数 K[W/(m^2 · K)]	太阳得热系数 $SHGC$（东、南、西向/北向）
屋面	≤0.45	—	≤0.40	—
外墙（包括非透光幕墙）	≤0.50	—	≤0.45	—

续表 3.3.1-3

围护结构部位		体形系数≤0.30		0.30<体形系数≤0.50	
		传热系数 K[W/(m²·K)]	太阳得热系数 $SHGC$(东、南、西向/北向)	传热系数 K[W/(m²·K)]	太阳得热系数 $SHGC$(东、南、西向/北向)
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤0.50	—	≤0.45	—
地下车库与供暖房间之间的楼板		≤1.0	—	≤1.0	—
非供暖楼梯间与供暖房间之间的隔墙		≤1.5	—	≤1.5	—
单一立面外窗(包括透光幕墙)	窗墙面积比≤0.20	≤3.0	—	≤2.8	—
	0.20<窗墙面积比≤0.30	≤2.7	≤0.52/—	≤2.5	≤0.52/—
	0.30<窗墙面积比≤0.40	≤2.4	≤0.48/—	≤2.2	≤0.48/—
	0.40<窗墙面积比≤0.50	≤2.2	≤0.43/—	≤1.9	≤0.43/—
	0.50<窗墙面积比≤0.60	≤2.0	≤0.40/—	≤1.7	≤0.40/—
	0.60<窗墙面积比≤0.70	≤1.9	≤0.35/0.60	≤1.7	≤0.35/0.60
	0.70<窗墙面积比≤0.80	≤1.6	≤0.35/0.52	≤1.5	≤0.35/0.52
	窗墙面积比>0.80	≤1.5	≤0.30/0.52	≤1.4	≤0.30/0.52
屋顶透光部分(屋顶透光部分面积≤20%)		≤2.4	≤0.44	≤2.4	≤0.35

围护结构部位	保温材料层热阻 R[(m²·K)/W]
周边地面	≥0.60
供暖、空调地下室外墙(与土壤接触的墙)	≥0.60
变形缝(两侧墙内保温时)	≥0.90

表 3.3.1-4　夏热冬冷地区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位		传热系数 K [W/(m²·K)]	太阳得热系数 $SHGC$ (东、南、西向/北向)
屋面	围护结构热惰性指标 D≤2.5	≤0.40	—
	围护结构热惰性指标 D>2.5	≤0.50	

续表 3.3.1-4

围护结构部位		传热系数 K [W/(m² · K)]	太阳得热系数 $SHGC$ (东、南、西向/北向)
外墙(包括非透光幕墙)	围护结构热惰性指标 $D \leqslant 2.5$	≤0.60	—
	围护结构热惰性指标 $D > 2.5$	≤0.80	
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤0.70	—
单一立面外窗(包括透光幕墙)	窗墙面积比≤0.20	≤3.5	—
	0.20<窗墙面积比≤0.30	≤3.0	≤0.44/0.48
	0.30<窗墙面积比≤0.40	≤2.6	≤0.40/0.44
	0.40<窗墙面积比≤0.50	≤2.4	≤0.35/0.40
	0.50<窗墙面积比≤0.60	≤2.2	≤0.35/0.40
	0.60<窗墙面积比≤0.70	≤2.2	≤0.30/0.35
	0.70<窗墙面积比≤0.80	≤2.0	≤0.26/0.35
	窗墙面积比>0.80	≤1.8	≤0.24/0.30
屋顶透明部分(屋顶透明部分面积≤20%)		≤2.6	≤0.30

表 3.3.1-5　夏热冬暖地区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位		传热系数 K [W/(m² · K)]	太阳得热系数 $SHGC$ (东、南、西向/北向)
屋面	围护结构热惰性指标 $D \leqslant 2.5$	≤0.50	—
	围护结构热惰性指标 $D > 2.5$	≤0.80	
外墙(包括非透光幕墙)	围护结构热惰性指标 $D \leqslant 2.5$	≤0.80	—
	围护结构热惰性指标 $D > 2.5$	≤1.5	
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤1.5	—

续表 3.3.1-5

围护结构部位		传热系数 K [W/(m²·K)]	太阳得热系数 $SHGC$ (东、南、西向/北向)
单一立面外窗(包括透光幕墙)	窗墙面积比≤0.20	≤5.2	≤0.52/—
	0.20<窗墙面积比≤0.30	≤4.0	≤0.44/0.52
	0.30<窗墙面积比≤0.40	≤3.0	≤0.35/0.44
	0.40<窗墙面积比≤0.50	≤2.7	≤0.35/0.40
	0.50<窗墙面积比≤0.60	≤2.5	≤0.26/0.35
	0.60<窗墙面积比≤0.70	≤2.5	≤0.24/0.30
	0.70<窗墙面积比≤0.80	≤2.5	≤0.22/0.26
	窗墙面积比>0.80	≤2.0	≤0.18/0.26
屋顶透光部分(屋顶透光部分面积≤20%)		≤3.0	≤0.30

表 3.3.1-6　温和地区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位		传热系数 K [W/(m²·K)]	太阳得热系数 $SHGC$ (东、南、西向/北向)
屋面	围护结构热惰性指标 D≤2.5	≤0.50	—
	围护结构热惰性指标 D>2.5	≤0.80	
外墙(包括非透光幕墙)	围护结构热惰性指标 D≤2.5	≤0.80	—
	围护结构热惰性指标 D>2.5	≤1.5	
单一立面外窗(包括透光幕墙)	窗墙面积比≤0.20	≤5.2	—
	0.20<窗墙面积比≤0.30	≤4.0	≤0.44/0.48
	0.30<窗墙面积比≤0.40	≤3.0	≤0.40/0.44
	0.40<窗墙面积比≤0.50	≤2.7	≤0.35/0.40
	0.50<窗墙面积比≤0.60	≤2.5	≤0.35/0.40
	0.60<窗墙面积比≤0.70	≤2.5	≤0.30/0.35
	0.70<窗墙面积比≤0.80	≤2.5	≤0.26/0.35
	窗墙面积比>0.80	≤2.0	≤0.24/0.30
屋顶透光部分(屋顶透光部分面积≤20%)		≤3.0	≤0.30

注：传热系数 K 只适用于温和 A 区，温和 B 区的传热系数 K 不作要求。

3.3.2 乙类公共建筑的围护结构热工性能应符合表 3.3.2-1 和表 3.3.2-2 的规定。

表 3.3.2-1 乙类公共建筑屋面、外墙、楼板热工性能限值

围护结构部位	传热系数 K[W/(m² · K)]				
	严寒 A、B 区	严寒 C 区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
屋面	≤0.35	≤0.45	≤0.55	≤0.70	≤0.90
外墙(包括非透光幕墙)	≤0.45	≤0.50	≤0.60	≤1.0	≤1.5
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	≤0.45	≤0.50	≤0.60	≤1.0	—
地下车库和供暖房间与之间的楼板	≤0.50	≤0.70	≤1.0	—	—

表 3.3.2-2 乙类公共建筑外窗(包括透光幕墙)热工性能限值

围护结构部位	传热系数 K[W/(m² · K)]					太阳得热系数 *SHGC*		
外窗(包括透光幕墙)	严寒 A、B 区	严寒 C 区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
单一立面外窗(包括透光幕墙)	≤2.0	≤2.2	≤2.5	≤3.0	≤4.0	—	≤0.52	≤0.48
屋顶透光部分(屋顶透光部分面积≤20%)	≤2.0	≤2.2	≤2.5	≤3.0	≤4.0	≤0.44	≤0.35	≤0.30

3.3.3 建筑围护结构热工性能参数计算应符合下列规定：

1 外墙的传热系数应为包括结构性热桥在内的平均传热系数，平均传热系数应按本标准附录 A 的规定进行计算；

2 外窗（包括透光幕墙）的传热系数应按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的有关规定计算；

3 当设置外遮阳构件时，外窗（包括透光幕墙）的太阳得

热系数应为外窗（包括透光幕墙）本身的太阳得热系数与外遮阳构件的遮阳系数的乘积。外窗（包括透光幕墙）本身的太阳得热系数和外遮阳构件的遮阳系数应按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的有关规定计算。

3.3.4 屋面、外墙和地下室的热桥部位的内表面温度不应低于室内空气露点温度。

3.3.5 建筑外门、外窗的气密性分级应符合国家标准《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》GB/T 7106－2008 中第 4.1.2 条的规定，并应满足下列要求：

1 10 层及以上建筑外窗的气密性不应低于 7 级；

2 10 层以下建筑外窗的气密性不应低于 6 级；

3 严寒和寒冷地区外门的气密性不应低于 4 级。

3.3.6 建筑幕墙的气密性应符合国家标准《建筑幕墙》GB/T 21086－2007 中第 5.1.3 条的规定且不应低于 3 级。

3.3.7 当公共建筑入口大堂采用全玻幕墙时，全玻幕墙中非中空玻璃的面积不应超过同一立面透光面积（门窗和玻璃幕墙）的 15%，且应按同一立面透光面积（含全玻幕墙面积）加权计算平均传热系数。

3.4 围护结构热工性能的权衡判断

3.4.1 进行围护结构热工性能权衡判断前，应对设计建筑的热工性能进行核查；当满足下列基本要求时，方可进行权衡判断：

1 屋面的传热系数基本要求应符合表 3.4.1-1 的规定。

表 3.4.1-1 屋面的传热系数基本要求

传热系数 K	严寒 A、B 区	严寒 C 区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
[W/(m² · K)]	≤0.35	≤0.45	≤0.55	≤0.70	≤0.90

2 外墙（包括非透光幕墙）的传热系数基本要求应符合表 3.4.1-2 的规定。

表 3.4.1-2　外墙（包括非透光幕墙）的传热系数基本要求

传热系数 K [W/(m²·K)]	严寒 A、B 区	严寒 C 区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
	≤0.45	≤0.50	≤0.60	≤1.0	≤1.5

3　当单一立面的窗墙面积比大于或等于 0.40 时，外窗（包括透光幕墙）的传热系数和综合太阳得热系数基本要求应符合表 3.4.1-3 的规定。

表 3.4.1-3　外窗（包括透光幕墙）的传热系数和太阳得热系数基本要求

气候分区	窗墙面积比	传热系数 K [W/(m²·K)]	太阳得热系数 $SHGC$
严寒 A、B 区	0.40<窗墙面积比≤0.60	≤2.5	—
	窗墙面积比>0.60	≤2.2	
严寒 C 区	0.40<窗墙面积比≤0.60	≤2.6	—
	窗墙面积比>0.60	≤2.3	
寒冷地区	0.40<窗墙面积比≤0.70	≤2.7	—
	窗墙面积比>0.70	≤2.4	
夏热冬冷地区	0.40<窗墙面积比≤0.70	≤3.0	≤0.44
	窗墙面积比>0.70	≤2.6	
夏热冬暖地区	0.40<窗墙面积比≤0.70	≤4.0	≤0.44
	窗墙面积比>0.70	≤3.0	

3.4.2　建筑围护结构热工性能的权衡判断，应首先计算参照建筑在规定条件下的全年供暖和空气调节能耗，然后计算设计建筑在相同条件下的全年供暖和空气调节能耗，当设计建筑的供暖和空气调节能耗小于或等于参照建筑的供暖和空气调节能耗时，应判定围护结构的总体热工性能符合节能要求。当设计建筑的供暖和空气调节能耗大于参照建筑的供暖和空气调节能耗时，应调整设计参数重新计算，直至设计建筑的供暖和空气调节能耗不大于参照建筑的供暖和空气调节能耗。

3.4.3 参照建筑的形状、大小、朝向、窗墙面积比、内部的空间划分和使用功能应与设计建筑完全一致。当设计建筑的屋顶透光部分的面积大于本标准第3.2.7条的规定时，参照建筑的屋顶透光部分的面积应按比例缩小，使参照建筑的屋顶透光部分的面积符合本标准第3.2.7条的规定。

3.4.4 参照建筑围护结构的热工性能参数取值应按本标准第3.3.1条的规定取值。参照建筑的外墙和屋面的构造应与设计建筑一致。当本标准第3.3.1条对外窗(包括透光幕墙)太阳得热系数未作规定时，参照建筑外窗(包括透光幕墙)的太阳得热系数应与设计建筑一致。

3.4.5 建筑围护结构热工性能的权衡计算应符合本标准附录B的规定，并应按本标准附录C提供相应的原始信息和计算结果。

4 供暖通风与空气调节

4.1 一 般 规 定

4.1.1 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。

4.1.2 严寒A区和严寒B区的公共建筑宜设热水集中供暖系统，对于设置空气调节系统的建筑，不宜采用热风末端作为唯一的供暖方式；对于严寒C区和寒冷地区的公共建筑，供暖方式应根据建筑等级、供暖期天数、能源消耗量和运行费用等因素，经技术经济综合分析比较后确定。

4.1.3 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。

4.1.4 当利用通风可以排除室内的余热、余湿或其他污染物时，宜采用自然通风、机械通风或复合通风的通风方式。

4.1.5 符合下列情况之一时，宜采用分散设置的空调装置或系统：

1 全年所需供冷、供暖时间短或采用集中供冷、供暖系统不经济；

2 需设空气调节的房间布置分散；

3 设有集中供冷、供暖系统的建筑中，使用时间和要求不同的房间；

4 需增设空调系统，而难以设置机房和管道的既有公共建筑。

4.1.6 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。

4.1.7 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。

4.2 冷源与热源

4.2.1 供暖空调冷源与热源应根据建筑规模、用途、建设地点的能源条件、结构、价格以及国家节能减排和环保政策的相关规定，通过综合论证确定，并应符合下列规定：

1 有可供利用的废热或工业余热的区域，热源宜采用废热或工业余热。当废热或工业余热的温度较高、经技术经济论证合理时，冷源宜采用吸收式冷水机组。

2 在技术经济合理的情况下，冷、热源宜利用浅层地能、太阳能、风能等可再生能源。当采用可再生能源受到气候等原因的限制无法保证时，应设置辅助冷、热源。

3 不具备本条第1、2款的条件，但有城市或区域热网的地区，集中式空调系统的供热热源宜优先采用城市或区域热网。

4 不具备本条第1、2款的条件，但城市电网夏季供电充足的地区，空调系统的冷源宜采用电动压缩式机组。

5 不具备本条第1款～第4款的条件，但城市燃气供应充足的地区，宜采用燃气锅炉、燃气热水机供热或燃气吸收式冷（温）水机组供冷、供热。

6 不具备本条第1款～5款条件的地区，可采用燃煤锅炉、燃油锅炉供热，蒸汽吸收式冷水机组或燃油吸收式冷（温）水机组供冷、供热。

7 夏季室外空气设计露点温度较低的地区，宜采用间接蒸发冷却冷水机组作为空调系统的冷源。

8 天然气供应充足的地区，当建筑的电力负荷、热负荷和

冷负荷能较好匹配、能充分发挥冷、热、电联产系统的能源综合利用效率且经济技术比较合理时，宜采用分布式燃气冷热电三联供系统。

9 全年进行空气调节，且各房间或区域负荷特性相差较大，需要长时间地向建筑同时供热和供冷，经技术经济比较合理时，宜采用水环热泵空调系统供冷、供热。

10 在执行分时电价、峰谷电价差较大的地区，经技术经济比较，采用低谷电能够明显起到对电网“削峰填谷”和节省运行费用时，宜采用蓄能系统供冷、供热。

11 夏热冬冷地区以及干旱缺水地区的中、小型建筑宜采用空气源热泵或土壤源地源热泵系统供冷、供热。

12 有天然地表水等资源可供利用，或者有可利用的浅层地下水且能保证100%回灌时，可采用地表水或地下水地源热泵系统供冷、供热。

13 具有多种能源的地区，可采用复合式能源供冷、供热。

4.2.2 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。

4.2.3 除符合下列条件之一外，不得采用电直接加热设备作为空气加湿热源：

1 电力供应充足，且电力需求侧管理鼓励用电时；

2　利用可再生能源发电，且其发电量能满足自身加湿用电量需求的建筑；

3　冬季无加湿用蒸汽源，且冬季室内相对湿度控制精度要求高的建筑。

4.2.4　锅炉供暖设计应符合下列规定：

1　单台锅炉的设计容量应以保证其具有长时间较高运行效率的原则确定，实际运行负荷率不宜低于50%；

2　在保证锅炉具有长时间较高运行效率的前提下，各台锅炉的容量宜相等；

3　当供暖系统的设计回水温度小于或等于50℃时，宜采用冷凝式锅炉。

4.2.5　名义工况和规定条件下，锅炉的热效率不应低于表4.2.5的数值。

表4.2.5　名义工况和规定条件下锅炉的热效率（%）

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）					
		$D<1$ / $Q<0.7$	$1\leqslant D\leqslant 2$ / $0.7\leqslant Q\leqslant 1.4$	$2<D<6$ / $1.4<Q<4.2$	$6\leqslant D\leqslant 8$ / $4.2\leqslant Q\leqslant 5.6$	$8<D\leqslant 20$/ $5.6<Q\leqslant 14.0$	$D>20$ / $Q>14.0$
燃油燃气锅炉	重油	86		88			
	轻油	88		90			
	燃气	88		90			
层状燃烧锅炉	Ⅲ类烟煤	75	78	80		81	82
抛煤机链条炉排锅炉		—	—	—	82		83
流化床燃烧锅炉		—	—	—	84		

4.2.6　除下列情况外，不应采用蒸汽锅炉作为热源：

1　厨房、洗衣、高温消毒以及工艺性湿度控制等必须采用蒸汽的热负荷；

2　蒸汽热负荷在总热负荷中的比例大于70%且总热负荷不

大于 1.4MW。

4.2.7 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；当小型工程仅设一台时，应选调节性能优良的机型，并能满足建筑最低负荷的要求。

4.2.8 电动压缩式冷水机组的总装机容量，应按本标准第 4.1.1 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。

4.2.9 采用分布式能源站作为冷热源时，宜采用由自身发电驱动、以热电联产产生的废热为低位热源的热泵系统。

4.2.10 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 4.2.10 的数值；

2 水冷变频离心式机组的性能系数（*COP*）不应低于表 4.2.10 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 4.2.10 中数值的 0.95 倍。

表 4.2.10 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*）

类型		名义制冷量 *CC*（kW）	性能系数 *COP*（W/W）					
			严寒 A、B 区	严寒 C 区	温和地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
水冷	活塞式/涡旋式	*CC*≤528	4.10	4.10	4.10	4.10	4.20	4.40
	螺杆式	*CC*≤528	4.60	4.70	4.70	4.70	4.80	4.90
		528<*CC*≤1163	5.00	5.00	5.00	5.10	5.20	5.30
		CC>1163	5.20	5.30	5.40	5.50	5.60	5.60

续表 4.2.10

类型		名义制冷量 CC（kW）	性能系数 COP（W/W）					
			严寒 A、B 区	严寒 C 区	温和地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
水冷	离心式	CC≤1163	5.00	5.00	5.10	5.20	5.30	5.40
		1163<CC≤2110	5.30	5.40	5.40	5.50	5.60	5.70
		CC>2110	5.70	5.70	5.70	5.80	5.90	5.90
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	CC≤50	2.60	2.60	2.60	2.60	2.70	2.80
		CC>50	2.80	2.80	2.80	2.80	2.90	2.90
	螺杆式	CC≤50	2.70	2.70	2.70	2.80	2.90	2.90
		CC>50	2.90	2.90	2.90	3.00	3.00	3.00

4.2.11 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 4.2.13 条的规定；

2 水冷定频机组的综合部分负荷性能系数（*IPLV*）不应低于表 4.2.11 的数值；

3 水冷变频离心式冷水机组的综合部分负荷性能系数（*IPLV*）不应低于表 4.2.11 中水冷离心式冷水机组限值的 1.30 倍；

4 水冷变频螺杆式冷水机组的综合部分负荷性能系数（*IPLV*）不应低于表 4.2.11 中水冷螺杆式冷水机组限值的 1.15 倍。

表 4.2.11 冷水（热泵）机组综合部分负荷性能系数（*IPLV*）

类型		名义制冷量 CC（kW）	综合部分负荷性能系数 IPLV					
			严寒 A、B 区	严寒 C 区	温和地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
水冷	活塞式/涡旋式	CC≤528	4.90	4.90	4.90	4.90	5.05	5.25

续表 4.2.11

类 型		名义制冷量 CC（kW）	综合部分负荷性能系数 IPLV					
			严寒 A、B区	严寒 C区	温和 地区	寒冷 地区	夏热冬 冷地区	夏热冬 暖地区
水冷	螺杆式	CC≤528	5.35	5.45	5.45	5.45	5.55	5.65
		528<CC≤1163	5.75	5.75	5.75	5.85	5.90	6.00
		CC>1163	5.85	5.95	6.10	6.20	6.30	6.30
	离心式	CC≤1163	5.15	5.15	5.25	5.35	5.45	5.55
		1163<CC≤2110	5.40	5.50	5.55	5.60	5.75	5.85
		CC>2110	5.95	5.95	5.95	6.10	6.20	6.20
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	CC≤50	3.10	3.10	3.10	3.10	3.20	3.20
		CC>50	3.35	3.35	3.35	3.35	3.40	3.45
	螺杆式	CC≤50	2.90	2.90	2.90	3.00	3.10	3.10
		CC>50	3.10	3.10	3.10	3.20	3.20	3.20

4.2.12 空调系统的电冷源综合制冷性能系数（*SCOP*）不应低于表 4.2.12 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 4.2.12 空调系统的电冷源综合制冷性能系数（*SCOP*）

类 型		名义制冷量 CC（kW）	综合制冷性能系数 SCOP（W/W）					
			严寒 A、B区	严寒 C区	温和 地区	寒冷 地区	夏热冬 冷地区	夏热冬 暖地区
水冷	活塞式/涡旋式	CC≤528	3.3	3.3	3.3	3.3	3.4	3.6
	螺杆式	CC≤528	3.6	3.6	3.6	3.6	3.6	3.7
		528<CC<1163	4	4	4	4	4.1	4.1
		CC≥1163	4	4.1	4.2	4.4	4.4	4.4
	离心式	CC≤1163	4	4	4	4.1	4.1	4.2
		1163<CC<2110	4.1	4.2	4.2	4.4	4.4	4.5
		CC≥2110	4.5	4.5	4.5	4.5	4.6	4.6

4.2.13 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：

$$IPLV = 1.2\% \times A + 32.8\% \times B + 39.7\% \times C + 26.3\% \times D \quad (4.2.13)$$

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℃。

4.2.14 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4.2.14的数值。

表4.2.14 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*）

类型		名义制冷量 *CC*（kW）	能效比 *EER*（W/W）					
			严寒A、B区	严寒C区	温和地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
风冷	不接风管	7.1<*CC*≤14.0	2.70	2.70	2.70	2.75	2.80	2.85
		CC>14.0	2.65	2.65	2.65	2.70	2.75	2.75
	接风管	7.1<*CC*≤14.0	2.50	2.50	2.50	2.55	2.60	2.60
		CC>14.0	2.45	2.45	2.45	2.50	2.55	2.55
水冷	不接风管	7.1<*CC*≤14.0	3.40	3.45	3.45	3.50	3.55	3.55
		CC>14.0	3.25	3.30	3.30	3.35	3.40	3.45
	接风管	7.1<*CC*≤14.0	3.10	3.10	3.15	3.20	3.25	3.25
		CC>14.0	3.00	3.00	3.05	3.10	3.15	3.20

4.2.15 空气源热泵机组的设计应符合下列规定：

1　具有先进可靠的融霜控制，融霜时间总和不应超过运行周期时间的20%；

2　冬季设计工况下，冷热风机组性能系数（*COP*）不应小于1.8，冷热水机组性能系数（*COP*）不应小于2.0；

3　冬季寒冷、潮湿的地区，当室外设计温度低于当地平衡点温度时，或当室内温度稳定性有较高要求时，应设置辅助热源；

4　对于同时供冷、供暖的建筑，宜选用热回收式热泵机组。

4.2.16　空气源、风冷、蒸发冷却式冷水（热泵）式机组室外机的设置，应符合下列规定：

1　应确保进风与排风通畅，在排出空气与吸入空气之间不发生明显的气流短路；

2　应避免污浊气流的影响；

3　噪声和排热应符合周围环境要求；

4　应便于对室外机的换热器进行清扫。

4.2.17　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4.2.17的数值。

表4.2.17　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）

名义制冷量*CC*（kW）	制冷综合性能系数*IPLV*（C）					
	严寒A、B区	严寒C区	温和地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
CC≤28	3.80	3.85	3.85	3.90	4.00	4.00
28<*CC*≤84	3.75	3.80	3.80	3.85	3.95	3.95
CC>84	3.65	3.70	3.70	3.75	3.80	3.80

4.2.18　除具有热回收功能型或低温热泵型多联机系统外，多联机空调系统的制冷剂连接管等效长度应满足对应制冷工况下满负荷时的能效比（*EER*）不低于2.8的要求。

4.2.19 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 4.2.19 的规定。

表 4.2.19 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	供热
12/7（供冷）	30/35	≥1.20	—
—/60（供热）	—	—	≥0.90

4.2.20 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。

4.2.21 采用蒸汽为热源，经技术经济比较合理时，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。

4.2.22 对常年存在生活热水需求的建筑，当采用电动蒸汽压缩循环冷水机组时，宜采用具有冷凝热回收功能的冷水机组。

4.3 输 配 系 统

4.3.1 集中供暖系统应采用热水作为热媒。

4.3.2 集中供暖系统的热力入口处及供水或回水管的分支管路上，应根据水力平衡要求设置水力平衡装置。

4.3.3 在选配集中供暖系统的循环水泵时，应计算集中供暖系统耗电输热比（*EHR-h*），并应标注在施工图的设计说明中。集中供暖系统耗电输热比应按下式计算：

$$EHR\text{-}h = 0.003096\Sigma(G\times H/\eta_b)/Q \leqslant A(B+\alpha\Sigma L)/\Delta T \tag{4.3.3}$$

式中：*EHR-h*——集中供暖系统耗电输热比；

G——每台运行水泵的设计流量（m^3/h）；

H——每台运行水泵对应的设计扬程（mH_2O）；

η_b——每台运行水泵对应的设计工作点效率；

Q——设计热负荷（kW）；

ΔT——设计供回水温差（℃）；

A——与水泵流量有关的计算系数，按本标准表4.3.9-2选取；

B——与机房及用户的水阻力有关的计算系数，一级泵系统时B取17，二级泵系统时B取21；

$\sum L$——热力站至供暖末端（散热器或辐射供暖分集水器）供回水管道的总长度（m）；

α——与$\sum L$有关的计算系数；

当$\sum L \leqslant 400$m时，$\alpha=0.0115$；

当400m$<\sum L<$1000m时，$\alpha=0.003833+3.067/\sum L$；

当$\sum L \geqslant 1000$m时，$\alpha=0.0069$。

4.3.4 集中供暖系统采用变流量水系统时，循环水泵宜采用变速调节控制。

4.3.5 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。

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。

4.3.6 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。

4.3.7 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。

4.3.8 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。

4.3.9 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[$EC(H)R\text{-}a$]，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）比应按下式计算：

$$EC(H)R\text{-}a = 0.003096\Sigma(G\times H/\eta_b)/Q \leqslant A(B+\alpha\Sigma L)/\Delta T \tag{4.3.9}$$

式中：$EC(H)R\text{-}a$——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（m^3/h）；

H——每台运行水泵对应的设计扬程（mH_2O）；

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4.3.9-1选取；

A——与水泵流量有关的计算系数，按表4.3.9-2选取；

B——与机房及用户的水阻力有关的计算系数，按表 4.3.9-3 选取；

α——与ΣL有关的计算系数，按表 4.3.9-4 或表 4.3.9-5 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）。

表 4.3.9-1　ΔT 值（℃）

冷水系统	热水系统			
	严寒	寒冷	夏热冬冷	夏热冬暖
5	15	15	10	5

表 4.3.9-2　A 值

设计水泵流量 G	$G\leqslant 60m^3/h$	$60m^3/h<G\leqslant 200m^3/h$	$G>200m^3/h$
A 值	0.004225	0.003858	0.003749

表 4.3.9-3　B 值

系统组成		四管制单冷、单热管道 B 值	两管制热水管道 B 值
一级泵	冷水系统	28	—
	热水系统	22	21
二级泵	冷水系统	33	—
	热水系统	27	25

表 4.3.9-4　四管制冷、热水管道系统的 α 值

系统	管道长度ΣL范围（m）		
	$\Sigma L\leqslant 400m$	$400m<\Sigma L<1000m$	$\Sigma L\geqslant 1000m$
冷水	$\alpha=0.02$	$\alpha=0.016+1.6/\Sigma L$	$\alpha=0.013+4.6/\Sigma L$
热水	$\alpha=0.014$	$\alpha=0.0125+0.6/\Sigma L$	$\alpha=0.009+4.1/\Sigma L$

表 4.3.9-5　两管制热水管道系统的 α 值

系统	地区	管道长度$\sum L$范围（m）		
		$\sum L \leqslant 400$m	400m$<\sum L<$1000m	$\sum L \geqslant 1000$m
热水	严寒	$\alpha=0.009$	$\alpha=0.0072+0.72/\sum L$	$\alpha=0.0059+2.02/\sum L$
	寒冷			
	夏热冬冷	$\alpha=0.0024$	$\alpha=0.002+0.16/\sum L$	$\alpha=0.0016+0.56/\sum L$
	夏热冬暖	$\alpha=0.0032$	$\alpha=0.0026+0.24/\sum L$	$\alpha=0.0021+0.74/\sum L$
冷水		$\alpha=0.02$	$\alpha=0.016+1.6/\sum L$	$\alpha=0.013+4.6/\sum L$

2　空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比计算参数应符合下列规定：

1）空气源热泵、溴化锂机组、水源热泵等机组的热水供回水温差应按机组实际参数确定；直接提供高温冷水的机组，冷水供回水温差应按机组实际参数确定。

2）多台水泵并联运行时，A 值应按较大流量选取。

3）两管制冷水管道的 B 值应按四管制单冷管道的 B 值选取；多级泵冷水系统，每增加一级泵，B 值可增加 5；多级泵热水系统，每增加一级泵，B 值可增加 4。

4）两管制冷水系统 α 计算式应与四管制冷水系统相同。

5）当最远用户为风机盘管时，$\sum L$ 应按机房出口至最远端风机盘管的供回水管道总长度减去 100m 确定。

4.3.10　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。

4.3.11　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。

4.3.12　当一个空气调节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：

$$Y=X/(1+X-Z) \qquad (4.3.12\text{-}1)$$

$$Y=V_{ot}/V_{st} \qquad (4.3.12\text{-}2)$$

$$X=V_{on}/V_{st} \qquad (4.3.12\text{-}3)$$

$$Z = V_{oc}/V_{sc} \qquad (4.3.12\text{-}4)$$

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量之和（m^3/h）；

Z——新风比需求最大的房间的新风比；

V_{oc}——新风比需求最大的房间的新风量（m^3/h）；

V_{sc}——新风比需求最大的房间的送风量（m^3/h）。

4.3.13 在人员密度相对较大且变化较大的房间，宜根据室内CO_2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。

4.3.14 当采用人工冷、热源对空气调节系统进行预热或预冷运行时，新风系统应能关闭；当室外空气温度较低时，应尽量利用新风系统进行预冷。

4.3.15 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。

4.3.16 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。

4.3.17 空气过滤器的设计选择应符合下列规定：

1 空气过滤器的性能参数应符合现行国家标准《空气过滤器》GB/T 14295 的有关规定；

2 宜设置过滤器阻力监测、报警装置，并应具备更换条件；

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。

4.3.18 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。

4.3.19 空气调节冷却水系统设计应符合下列规定：

1 应具有过滤、缓蚀、阻垢、杀菌、灭藻等水处理功能；

2 冷却塔应设置在空气流通条件好的场所；

3 冷却塔补水总管上应设置水流量计量装置；

4 当在室内设置冷却水集水箱时，冷却塔布水器与集水箱设计水位之间的高差不应超过8m。

4.3.20 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℃。

4.3.21 在同一个空气处理系统中，不宜同时有加热和冷却过程。

4.3.22 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（W_s）不宜大于表4.3.22的数值。风道系统单位风量耗功率（W_s）应按下式计算：

$$W_s = P/(3600 \times \eta_{CD} \times \eta_F) \qquad (4.3.22)$$

式中：W_s——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4.3.22 风道系统单位风量耗功率W_s［W/（m³/h）］

系统形式	W_s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

4.3.23 当输送冷媒温度低于其管道外环境温度且不允许冷媒温度有升高，或当输送热媒温度高于其管道外环境温度且不允许热

媒温度有降低时，管道与设备应采取保温保冷措施。绝热层的设置应符合下列规定：

1 保温层厚度应按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175 中经济厚度计算方法计算；

2 供冷或冷热共用时，保冷层厚度应按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175 中经济厚度和防止表面结露的保冷层厚度方法计算，并取大值；

3 管道与设备绝热层厚度及风管绝热层最小热阻可按本标准附录 D 的规定选用；

4 管道和支架之间，管道穿墙、穿楼板处应采取防止“热桥”或“冷桥”的措施；

5 采用非闭孔材料保温时，外表面应设保护层；采用非闭孔材料保冷时，外表面应设隔汽层和保护层。

4.3.24 严寒和寒冷地区通风或空调系统与室外相连接的风管和设施上应设置可自动连锁关闭且密闭性能好的电动风阀，并采取密封措施。

4.3.25 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。严寒地区采用时，应对能量回收装置的排风侧是否出现结霜或结露现象进行核算。当出现结霜或结露时，应采取预热等保温防冻措施。

4.3.26 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。

4.4 末端系统

4.4.1 散热器宜明装；地面辐射供暖面层材料的热阻不宜大于 $0.05m^2 \cdot K/W$。

4.4.2 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。

4.4.3 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。

4.4.4 建筑空间高度大于等于 10m 且体积大于 10000m^3时，宜采用辐射供暖供冷或分层空气调节系统。

4.4.5 机电设备用房、厨房热加工间等发热量较大的房间的通风设计应满足下列要求：

1 在保证设备正常工作前提下，宜采用通风消除室内余热。机电设备用房夏季室内计算温度取值不宜低于夏季通风室外计算温度。

2 厨房热加工间宜采用补风式油烟排气罩。采用直流式空调送风的区域，夏季室内计算温度取值不宜低于夏季通风室外计算温度。

4.5 监测、控制与计量

4.5.1 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 20000m^2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。

4.5.2 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。

4.5.3 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。

4.5.4 锅炉房和换热机房应设置供热量自动控制装置。

4.5.5 锅炉房和换热机房的控制设计应符合下列规定：

1 应能进行水泵与阀门等设备连锁控制；

2 供水温度应能根据室外温度进行调节；

3 供水流量应能根据末端需求进行调节；

4 宜能根据末端需求进行水泵台数和转速的控制；

5 应能根据需求供热量调节锅炉的投运台数和投入燃料量。

4.5.6 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。

4.5.7 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，宜采用冷量优化控制方式；

3 应能进行水泵的台数控制，宜采用流量优化控制方式；

4 二级泵应能进行自动变速控制，宜根据管道压差控制转速，且压差宜能优化调节；

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。

4.5.8 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 采用变风量系统时，风机应采用变速控制方式；

4 过渡季宜采用加大新风比的控制方式；

5　宜根据室外气象参数优化调节室内温度设定值；

6　全新风系统送风末端宜采用设置人离延时关闭控制方式。

4.5.9　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。

4.5.10　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。

4.5.11　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。

4.5.12　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。

5 给水排水

5.1 一般规定

5.1.1 给水排水系统的节水设计应符合现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015 和《民用建筑节水设计标准》GB 50555 有关规定。

5.1.2 计量水表应根据建筑类型、用水部门和管理要求等因素进行设置，并应符合现行国家标准《民用建筑节水设计标准》GB 50555 的有关规定。

5.1.3 有计量要求的水加热、换热站室，应安装热水表、热量表、蒸汽流量计或能源计量表。

5.1.4 给水泵应根据给水管网水力计算结果选型，并应保证设计工况下水泵效率处在高效区。给水泵的效率不宜低于现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 规定的泵节能评价值。

5.1.5 卫生间的卫生器具和配件应符合现行行业标准《节水型生活用水器具》CJ/T 164 的有关规定。

5.2 给水与排水系统设计

5.2.1 给水系统应充分利用城镇给水管网或小区给水管网的水压直接供水。经批准可采用叠压供水系统。

5.2.2 二次加压泵站的数量、规模、位置和泵组供水水压应根据城镇给水条件、小区规模、建筑高度、建筑的分布、使用标准、安全供水和降低能耗等因素合理确定。

5.2.3 给水系统的供水方式及竖向分区应根据建筑的用途、层数、使用要求、材料设备性能、维护管理和能耗等因素综合确定。分区压力要求应符合现行国家标准《建筑给水排水设计规

范》GB 50015 和《民用建筑节水设计标准》GB 50555 的有关规定。

5.2.4 变频调速泵组应根据用水量和用水均匀性等因素合理选择搭配水泵及调节设施，宜按供水需求自动控制水泵启动的台数，保证在高效区运行。

5.2.5 地面以上的生活污、废水排水宜采用重力流系统直接排至室外管网。

5.3 生 活 热 水

5.3.1 集中热水供应系统的热源，宜利用余热、废热、可再生能源或空气源热泵作为热水供应热源。当最高日生活热水量大于5m³时，除电力需求侧管理鼓励用电，且利用谷电加热的情况外，不应采用直接电加热热源作为集中热水供应系统的热源。

5.3.2 以燃气或燃油作为热源时，宜采用燃气或燃油机组直接制备热水。当采用锅炉制备生活热水或开水时，锅炉额定工况下热效率不应低于本标准表 4.2.5 中的限定值。

5.3.3 当采用空气源热泵热水机组制备生活热水时，制热量大于 10kW 的热泵热水机在名义制热工况和规定条件下，性能系数（*COP*）不宜低于表 5.3.3 的规定，并应有保证水质的有效措施。

表 5.3.3 热泵热水机性能系数（*COP*）（W/W）

制热量 H（kW）	热水机型式		普通型	低温型
$H\geqslant10$	一次加热式		4.40	3.70
	循环加热	不提供水泵	4.40	3.70
		提供水泵	4.30	3.60

5.3.4 小区内设有集中热水供应系统的热水循环管网服务半径不宜大于 300m 且不应大于 500m。水加热、热交换站室宜设置在小区的中心位置。

5.3.5 仅设有洗手盆的建筑不宜设计集中生活热水供应系统。设有集中热水供应系统的建筑中，日热水用量设计值大于等于

$5m^3$或定时供应热水的用户宜设置单独的热水循环系统。

5.3.6 集中热水供应系统的供水分区宜与用水点处的冷水分区同区，并应采取保证用水点处冷、热水供水压力平衡和保证循环管网有效循环的措施。

5.3.7 集中热水供应系统的管网及设备应采取保温措施，保温层厚度应按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175 中经济厚度计算方法确定，也可按本标准附录 D 的规定选用。

5.3.8 集中热水供应系统的监测和控制宜符合下列规定：

1 对系统热水耗量和系统总供热量宜进行监测；

2 对设备运行状态宜进行检测及故障报警；

3 对每日用水量、供水温度宜进行监测；

4 装机数量大于等于 3 台的工程，宜采用机组群控方式。

6 电　　气

6.1 一 般 规 定

6.1.1 电气系统的设计应经济合理、高效节能。

6.1.2 电气系统宜选用技术先进、成熟、可靠，损耗低、谐波发射量少、能效高、经济合理的节能产品。

6.1.3 建筑设备监控系统的设置应符合现行国家标准《智能建筑设计标准》GB 50314 的有关规定。

6.2 供配电系统

6.2.1 电气系统的设计应根据当地供电条件，合理确定供电电压等级。

6.2.2 配变电所应靠近负荷中心、大功率用电设备。

6.2.3 变压器应选用低损耗型，且能效值不应低于现行国家标准《三相配电变压器能效限定值及能效等级》GB 20052 中能效标准的节能评价值。

6.2.4 变压器的设计宜保证其运行在经济运行参数范围内。

6.2.5 配电系统三相负荷的不平衡度不宜大于 15%。单相负荷较多的供电系统，宜采用部分分相无功自动补偿装置。

6.2.6 容量较大的用电设备，当功率因数较低且离配变电所较远时，宜采用无功功率就地补偿方式。

6.2.7 大型用电设备、大型可控硅调光设备、电动机变频调速控制装置等谐波源较大设备，宜就地设置谐波抑制装置。当建筑中非线性用电设备较多时，宜预留滤波装置的安装空间。

6.3 照　　明

6.3.1 室内照明功率密度（*LPD*）值应符合现行国家标准《建

筑照明设计标准》GB 50034 的有关规定。

6.3.2 设计选用的光源、镇流器的能效不宜低于相应能效标准的节能评价值。

6.3.3 建筑夜景照明的照明功率密度（*LPD*）限值应符合现行行业标准《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 163 的有关规定。

6.3.4 光源的选择应符合下列规定：

1 一般照明在满足照度均匀度条件下，宜选择单灯功率较大、光效较高的光源，不宜选用荧光高压汞灯，不应选用自镇流荧光高压汞灯；

2 气体放电灯用镇流器应选用谐波含量低的产品；

3 高大空间及室外作业场所宜选用金属卤化物灯、高压钠灯；

4 除需满足特殊工艺要求的场所外，不应选用白炽灯；

5 走道、楼梯间、卫生间、车库等无人长期逗留的场所，宜选用发光二极管（LED）灯；

6 疏散指示灯、出口标志灯、室内指向性装饰照明等宜选用发光二极管（LED）灯；

7 室外景观、道路照明应选择安全、高效、寿命长、稳定的光源，避免光污染。

6.3.5 灯具的选择应符合下列规定：

1 使用电感镇流器的气体放电灯应采用单灯补偿方式，其照明配电系统功率因数不应低于 0.9；

2 在满足眩光限制和配光要求条件下，应选用效率高的灯具，并应符合现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034 的有关规定；

3 灯具自带的单灯控制装置宜预留与照明控制系统的接口。

6.3.6 一般照明无法满足作业面照度要求的场所，宜采用混合照明。

6.3.7 照明设计不宜采用漫射发光顶棚。

6.3.8 照明控制应符合下列规定：

1　照明控制应结合建筑使用情况及天然采光状况，进行分区、分组控制；

2　旅馆客房应设置节电控制型总开关；

3　除单一灯具的房间，每个房间的灯具控制开关不宜少于2个，且每个开关所控的光源数不宜多于6盏；

4　走廊、楼梯间、门厅、电梯厅、卫生间、停车库等公共场所的照明，宜采用集中开关控制或就地感应控制；

5　大空间、多功能、多场景场所的照明，宜采用智能照明控制系统；

6　当设置电动遮阳装置时，照度控制宜与其联动；

7　建筑景观照明应设置平时、一般节日、重大节日等多种模式自动控制装置。

6.4　电能监测与计量

6.4.1　主要次级用能单位用电量大于等于10kW或单台用电设备大于等于100kW时，应设置电能计量装置。公共建筑宜设置用电能耗监测与计量系统，并进行能效分析和管理。

6.4.2　公共建筑应按功能区域设置电能监测与计量系统。

6.4.3　公共建筑应按照明插座、空调、电力、特殊用电分项进行电能监测与计量。办公建筑宜将照明和插座分项进行电能监测与计量。

6.4.4　冷热源系统的循环水泵耗电量宜单独计量。

7 可再生能源应用

7.1 一般规定

7.1.1 公共建筑的用能应通过对当地环境资源条件和技术经济的分析，结合国家相关政策，优先应用可再生能源。

7.1.2 公共建筑可再生能源利用设施应与主体工程同步设计。

7.1.3 当环境条件允许且经济技术合理时，宜采用太阳能、风能等可再生能源直接并网供电。

7.1.4 当公共电网无法提供照明电源时，应采用太阳能、风能等发电并配置蓄电池的方式作为照明电源。

7.1.5 可再生能源应用系统宜设置监测系统节能效益的计量装置。

7.2 太阳能利用

7.2.1 太阳能利用应遵循被动优先的原则。公共建筑设计宜充分利用太阳能。

7.2.2 公共建筑宜采用光热或光伏与建筑一体化系统；光热或光伏与建筑一体化系统不应影响建筑外围护结构的建筑功能，并应符合国家现行标准的有关规定。

7.2.3 公共建筑利用太阳能同时供热供电时，宜采用太阳能光伏光热一体化系统。

7.2.4 公共建筑设置太阳能热利用系统时，太阳能保证率应符合表 7.2.4 的规定。

表 7.2.4 太阳能保证率 f（%）

太阳能资源区划	太阳能热水系统	太阳能供暖系统	太阳能空气调节系统
Ⅰ资源丰富区	≥60	≥50	≥45

续表 7.2.4

太阳能资源区划	太阳能热水系统	太阳能供暖系统	太阳能空气调节系统
Ⅱ资源较富区	≥50	≥35	≥30
Ⅲ资源一般区	≥40	≥30	≥25
Ⅳ资源贫乏区	≥30	≥25	≥20

7.2.5 太阳能热利用系统的辅助热源应根据建筑使用特点、用热量、能源供应、维护管理及卫生防菌等因素选择，并宜利用废热、余热等低品位能源和生物质、地热等其他可再生能源。

7.2.6 太阳能集热器和光伏组件的设置应避免受自身或建筑本体的遮挡。在冬至日采光面上的日照时数，太阳能集热器不应少于 4h，光伏组件不宜少于 3h。

7.3 地源热泵系统

7.3.1 公共建筑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，确定地热能交换系统，并宜采用复合热交换系统。

7.3.2 地源热泵系统设计应选用高能效水源热泵机组，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。

7.3.3 水源热泵机组性能应满足地热能交换系统运行参数的要求，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。

7.3.4 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。

附录 A　外墙平均传热系数的计算

A. 0. 1　外墙平均传热系数应按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的有关规定进行计算。

A. 0. 2　对于一般建筑，外墙平均传热系数也可按下式计算：

$$K = \varphi K_P \qquad (A.0.2)$$

式中：K——外墙平均传热系数［W/（m^2 · K）］；

K_P——外墙主体部位传热系数［W/（m^2 · K）］；

φ——外墙主体部位传热系数的修正系数。

A. 0. 3　外墙主体部位传热系数的修正系数 φ 可按表 A. 0. 3 取值。

表 A. 0. 3　外墙主体部位传热系数的修正系数 φ

气候分区	外保温	夹心保温（自保温）	内保温
严寒地区	1. 30	—	—
寒冷地区	1. 20	1. 25	—
夏热冬冷地区	1. 10	1. 20	1. 20
夏热冬暖地区	1. 00	1. 05	1. 05

附录 B　围护结构热工性能的权衡计算

B. 0. 1　建筑围护结构热工性能权衡判断应采用能自动生成符合本标准要求的参照建筑计算模型的专用计算软件，软件应具有下列功能：

1　全年 8760h 逐时负荷计算；

2　分别逐时设置工作日和节假日室内人员数量、照明功率、设备功率、室内温度、供暖和空调系统运行时间；

3　考虑建筑围护结构的蓄热性能；

4　计算 10 个以上建筑分区；

5　直接生成建筑围护结构热工性能权衡判断计算报告。

B. 0. 2　建筑围护结构热工性能权衡判断应以参照建筑与设计建筑的供暖和空气调节总耗电量作为其能耗判断的依据。参照建筑与设计建筑的供暖耗煤量和耗气量应折算为耗电量。

B. 0. 3　参照建筑与设计建筑的空气调节和供暖能耗应采用同一软件计算，气象参数均应采用典型气象年数据。

B. 0. 4　计算设计建筑全年累计耗冷量和累计耗热量时，应符合下列规定：

1　建筑的形状、大小、朝向、内部的空间划分和使用功能、建筑构造尺寸、建筑围护结构传热系数、做法、外窗（包括透光幕墙）太阳得热系数、窗墙面积比、屋面开窗面积应与建筑设计文件一致；

2　建筑空气调节和供暖应按全年运行的两管制风机盘管系统设置。建筑功能区除设计文件明确为非空调区外，均应按设置供暖和空气调节计算；

3　建筑的空气调节和供暖系统运行时间、室内温度、照明功率密度值及开关时间、房间人均占有的使用面积及在室率、人

员新风量及新风机组运行时间表、电气设备功率密度及使用率应按表 B.0.4-1～表 B.0.4-10 设置。

表 B.0.4-1　空气调节和供暖系统的日运行时间

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
医疗建筑-门诊楼	全年	8：00 ～21：00
学校建筑-教学楼	工作日	7：00～18：00
	节假日	—

表 B.0.4-2　供暖空调区室内温度（℃）

建筑类别	运行时段	运行模式	下列计算时刻（h）供暖空调区室内设定温度（℃）											
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、教学楼	工作日	空调	37	37	37	37	37	37	28	26	26	26	26	26
		供暖	5	5	5	5	5	12	18	20	20	20	20	20
	节假日	空调	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37
		供暖	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
宾馆建筑、住院部	全年	空调	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
		供暖	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
商场建筑、门诊楼	全年	空调	37	37	37	37	37	37	37	28	25	25	25	25
		供暖	5	5	5	5	5	5	12	16	18	18	18	18

续表 B.0.4-2

建筑类别	运行时段	运行模式	下列计算时刻（h）供暖空调区室内设定温度（℃）											
			13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑、教学楼	工作日	空调	26	26	26	26	26	26	37	37	37	37	37	37
		供暖	20	20	20	20	20	20	18	12	5	5	5	5
	节假日	空调	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37
		供暖	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
宾馆建筑、住院部	全年	空调	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
		供暖	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
商场建筑、门诊楼	全年	空调	25	25	25	25	25	25	25	25	37	37	37	37
		供暖	18	18	18	18	18	18	18	18	12	5	5	5

表 B.0.4-3　照明功率密度值（W/m^2）

建筑类别	照明功率密度
办公建筑	9.0
宾馆建筑	7.0
商场建筑	10.0
医院建筑-门诊楼	9.0
学校建筑-教学楼	9.0

表 B.0.4-4　照明开关时间（%）

建筑类别	运行时段	下列计算时刻（h）照明开关时间（%）											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、教学楼	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、住院部	全年	10	10	10	10	10	10	30	30	30	30	30	30
商场建筑、门诊楼	全年	10	10	10	10	10	10	10	50	60	60	60	60

续表 B.0.4-4

建筑类别	运行时段	下列计算时刻（h）照明开关时间（%）											
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑、教学楼	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、住院部	全年	30	30	50	50	60	90	90	90	90	80	10	10
商场建筑、门诊楼	全年	60	60	60	60	80	90	100	100	100	10	10	10

表 B.0.4-5　不同类型房间人均占有的建筑面积（m^2/人）

建筑类别	人均占有的建筑面积
办公建筑	10
宾馆建筑	25
商场建筑	8
医院建筑-门诊楼	8
学校建筑-教学楼	6

表 B.0.4-6　房间人员逐时在室率（%）

建筑类别	运行时段	下列计算时刻（h）房间人员逐时在室率（%）											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、教学楼	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、住院部	全年	70	70	70	70	70	70	70	70	50	50	50	50
	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
商场建筑、门诊楼	全年	0	0	0	0	0	0	0	20	50	80	80	80
	全年	0	0	0	0	0	0	0	20	50	95	80	40

建筑类别	运行时段	下列计算时刻（h）房间人员逐时在室率（%）											
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑、教学楼	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、住院部	全年	50	50	50	50	50	50	70	70	70	70	70	70
	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
商场建筑、门诊楼	全年	80	80	80	80	80	80	80	70	50	0	0	0
	全年	20	50	60	60	20	20	0	0	0	0	0	0

表 B.0.4-7　不同类型房间的人均新风量［m^3/（h·人）］

建筑类别	新风量
办公建筑	30
宾馆建筑	30
商场建筑	30
医院建筑-门诊楼	30
学校建筑-教学楼	30

表 B.0.4-8　新风运行情况（1 表示新风开启，0 表示新风关闭）

建筑类别	运行时段	下列计算时刻（h）新风运行情况											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、教学楼	工作日	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑、住院部	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
商场建筑、门诊楼	全年	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1
	全年	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1
建筑类别	运行时段	下列计算时刻（h）新风运行情况											
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑、教学楼	工作日	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑、住院部	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
商场建筑、门诊楼	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0
	全年	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0

表 B.0.4-9　不同类型房间电器设备功率密度（W/m^2）

建筑类别	电器设备功率
办公建筑	15
宾馆建筑	15
商场建筑	13
医院建筑-门诊楼	20
学校建筑-教学楼	5

表 B.0.4-10　电气设备逐时使用率（%）

建筑类别	运行时段	下列计算时刻（h）电气设备逐时使用率											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、教学楼	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、住院部	全年	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
商场建筑、门诊楼	全年	0	0	0	0	0	0	0	30	50	80	80	80
	全年	0	0	0	0	0	0	0	20	50	95	80	40
建筑类别	运行时段	下列计算时刻（h）电气设备逐时使用率											
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑、教学楼	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、住院部	全年	0	0	0	0	0	80	80	80	80	80	0	0
	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
商场建筑、门诊楼	全年	80	80	80	80	80	80	80	70	50	0	0	0
	全年	20	50	60	60	20	20	0	0	0	0	0	0

B.0.5　计算参照建筑全年累计耗冷量和累计耗热量时，应符合下列规定：

1　建筑的形状、大小、朝向、内部的空间划分和使用功能、建筑构造尺寸应与设计建筑一致；

2　建筑围护结构做法应与建筑设计文件一致，围护结构热工性能参数取值应符合本标准第 3.3 节的规定；

3　建筑空气调节和供暖系统的运行时间、室内温度、照明功率密度及开关时间、房间人均占有的使用面积及在室率、人员新风量及新风机组运行时间表、电气设备功率密度及使用率应与设计建筑一致；

4　建筑空气调节和供暖应采用全年运行的两管制风机盘管系统。供暖和空气调节区的设置应与设计建筑一致。

B.0.6　计算设计建筑和参照建筑全年供暖和空调总耗电量时，

空气调节系统冷源应采用电驱动冷水机组；严寒地区、寒冷地区供暖系统热源应采用燃煤锅炉；夏热冬冷地区、夏热冬暖地区、温和地区供暖系统热源应采用燃气锅炉，并应符合下列规定：

1 全年供暖和空调总耗电量应按下式计算：

$$E = E_H + E_C \qquad \text{(B.0.6-1)}$$

式中：E——全年供暖和空调总耗电量（kWh/m²）；

E_C——全年空调耗电量（kWh/m²）；

E_H——全年供暖耗电量（kWh/m²）。

2 全年空调耗电量应按下式计算：

$$E_C = \frac{Q_C}{A \times SCOP_T} \qquad \text{(B.0.6-2)}$$

式中：Q_C——全年累计耗冷量（通过动态模拟软件计算得到）（kWh）；

A——总建筑面积（m²）；

$SCOP_T$——供冷系统综合性能系数，取 2.50。

3 严寒地区和寒冷地区全年供暖耗电量应按下式计算：

$$E_H = \frac{Q_H}{A\eta_1 q_1 q_2} \qquad \text{(B.0.6-3)}$$

式中：Q_H——全年累计耗热量（通过动态模拟软件计算得到）（kWh）；

η_1——热源为燃煤锅炉的供暖系统综合效率，取 0.60；

q_1——标准煤热值，取 8.14 kWh/ kgce；

q_2——发电煤耗（kgce /kWh）取 0.360kgce/kWh。

4 夏热冬冷、夏热冬暖和温和地区全年供暖耗电量应按下式计算：

$$E_H = \frac{Q_H}{A\eta_2 q_3 q_2}\varphi \qquad \text{(B.0.6-4)}$$

式中：η_2——热源为燃气锅炉的供暖系统综合效率，取 0.75；

q_3——标准天然气热值，取 9.87 kWh/m³；

φ——天然气与标煤折算系数，取 1.21kgce /m³。

附录C　建筑围护结构热工性能权衡判断审核表

表C　建筑围护结构热工性能权衡判断审核表

项目名称						
工程地址						
设计单位						
设计日期			气候区域			
采用软件			软件版本			
建筑面积	m^2		建筑外表面积		m^2	
建筑体积	m^3		建筑体形系数			

设计建筑窗墙面积比				屋顶透光部分与屋顶总面积之比 M	M 的限值
立面1	立面2	立面3	立面4		
					20%

围护结构部位	设计建筑		参照建筑		是否符合标准规定限值
	传热系数 K W/(m^2·K)	太阳得热系数 $SHGC$	传热系数 K W/(m^2·K)	太阳得热系数 $SHGC$	
屋顶透光部分					
立面1外窗（包括透光幕墙）					
立面2外窗（包括透光幕墙）					
立面3外窗（包括透光幕墙）					
立面4外窗（包括透光幕墙）					

续表 C

围护结构部位	设计建筑		参照建筑		是否符合标准规定限值
	传热系数 K W/(m²·K)	太阳得热系数 $SHGC$	传热系数 K W/(m²·K)	太阳得热系数 $SHGC$	
屋面		—		—	
外墙（包括非透光幕墙）		—		—	
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		—		—	
非供暖房间与供暖房间的隔墙与楼板		—		—	

围护结构部位	设计建筑	参照建筑	是否符合标准规定限值
	保温材料层热阻 R [（m²·K）/W]	保温材料层热阻 R [（m²·K）/W]	
周边地面			
供暖地下室与土壤接触的外墙			
变形缝（两侧墙内保温时）			

权衡判断基本要求判定	围护结构传热系数基本要求 K [W/（m²·K）]	设计建筑是否满足基本要求
	屋面	
	外墙（包括非透光幕墙）	
	外窗（包括透光幕墙）	
	太阳得热系数 $SHGC$	
	围护结构是否满足基本要求	是 / 否

权衡计算结果	设计建筑（kWh/m²）	参照建筑（kWh/m²）
全年供暖和空调总耗电量		
权衡判断结论	设计建筑的围护结构热工性能合格 / 不合格	

附录 D　管道与设备保温及保冷厚度

D. 0. 1　热管道经济绝热层厚度可按表 D. 0. 1-1～表 D. 0. 1-3 选用。热设备绝热层厚度可按最大口径管道的绝热层厚度再增加 5mm 选用。

表 D. 0. 1-1　室内热管道柔性泡沫橡塑经济绝热层厚度（热价 85 元/GJ）

最高介质温度（℃）	绝热层厚度（mm）						
	25	28	32	36	40	45	50
60	≤*DN*20	*DN*25～*DN*40	*DN*50～*DN*125	*DN*150～*DN*400	≥*DN*450	—	—
80	—	—	≤*DN*32	*DN*40～*DN*70	*DN*80～*DN*125	*DN*150～*DN*450	≥*DN*500

表 D. 0. 1-2　热管道离心玻璃棉经济绝热层厚度（热价 35 元/GJ）

最高介质温度（℃）		绝热层厚度（mm）								
		25	30	35	40	50	60	70	80	90
室内	60	≤*DN*40	*DN*50～*DN*125	*DN*150～*DN*1000	≥*DN*1100	—	—	—	—	—
	80	—	≤*DN*32	*DN*40～*DN*80	*DN*100～*DN*250	≥*DN*300	—	—	—	—
	95	—	—	≤*DN*40	*DN*50～*DN*100	*DN*125～*DN*1000	≥*DN*1100	—	—	—
	140	—	—	—	≤*DN*25	*DN*32～*DN*80	*DN*100～*DN*300	≥*DN*350	—	—
	190	—	—	—	—	≤*DN*32	*DN*40～*DN*80	*DN*100～*DN*200	*DN*250～*DN*900	≥*DN*1000
室外	60	—	≤*DN*40	*DN*50～*DN*100	*DN*125～*DN*450	≥*DN*500	—	—	—	—
	80	—	—	≤*DN*40	*DN*50～*DN*100	*DN*125～*DN*1700	≥*DN* 1800	—	—	—
	95	—	—	≤*DN*25	*DN*32～*DN*50	*DN*70～*DN*250	≥*DN*300	—	—	—
	140	—	—	—	≤*DN*20	*DN*25～*DN*70	*DN*80～*DN*200	*DN*250～*DN*1000	≥*DN*1100	—
	190	—	—	—	—	≤*DN*25	*DN*32～*DN*70	*DN*80～*DN*150	*DN*200～*DN*500	≥*DN*600

表 D. 0. 1-3　热管道离心玻璃棉经济绝热层厚度（热价 85 元/GJ）

最高介质温度（℃）		绝热层厚度（mm）								
		40	50	60	70	80	90	100	120	140
室内	60	≤*DN*50	*DN*70～*DN*300	≥*DN*350	—	—	—	—	—	—
	80	≤*DN*20	*DN*25～*DN*70	*DN*80～*DN*200	≥*DN*250	—	—	—	—	—
	95	—	≤*DN*40	*DN*50～*DN*100	*DN*125～*DN*300	*DN*350～*DN*2500	≥*DN*3000	—	—	—
	140	—	—	≤*DN*32	*DN*40～*DN*70	*DN*80～*DN*150	*DN*200～*DN*300	*DN*350～*DN*900	≥*DN*1000	
	190	—	—	—	≤*DN*32	*DN*40～*DN*50	*DN*70～*DN*100	*DN*125～*DN*150	*DN*200～*DN*700	≥*DN*800
室外	60	—	≤*DN*80	*DN*100～*DN*250	≥*DN*300	—	—	—	—	—
	80	—	≤*DN*40	*DN*50～*DN*100	*DN*125～*DN*250	*DN*300～*DN*1500	≥*DN*2000	—	—	—
	95	—	≤*DN*25	*DN*32～*DN*70	*DN*80～*DN*150	*DN*200～*DN*400	*DN*500～*DN*2000	≥*DN*2500	—	—
	140	—	—	≤*DN*25	*DN*32～*DN*50	*DN*70～*DN*100	*DN*125～*DN*200	*DN*250～*DN*450	≥*DN*500	—
	190	—	—	—	≤*DN*25	*DN*32～*DN*50	*DN*70～*DN*80	*DN*100～*DN*150	*DN*200～*DN*450	≥*DN*500

D. 0. 2　室内空调冷水管道最小绝热层厚度可按表 D. 0. 2-1、表 D. 0. 2-2 选用；蓄冷设备保冷厚度可按对应介质温度最大口径管道的保冷厚度再增加 5mm～10mm 选用。

表 D. 0. 2-1　室内空调冷水管道最小绝热层厚度（介质温度≥5℃）（mm）

地区	柔性泡沫橡塑		玻璃棉管壳	
	管径	厚度	管径	厚度
较干燥地区	≤*DN*40	19	≤*DN*32	25
	*DN*50～*DN*150	22	*DN*40～*DN*100	30
	≥*DN*200	25	*DN*125～*DN*900	35
较潮湿地区	≤*DN*25	25	≤*DN*25	25
	*DN*32～*DN*50	28	*DN*32～*DN*80	30
	*DN*70～*DN*150	32	*DN*100～*DN*400	35
	≥*DN*200	36	≥*DN*450	40

表 D. 0. 2-2　室内空调冷水管道最小绝热层厚度

（介质温度≥－10℃）（mm）

地区	柔性泡沫橡塑		聚氨酯发泡	
	管径	厚度	管径	厚度
较干燥地区	≤*DN*32	28	≤*DN*32	25
	*DN*40～*DN*80	32	*DN*40～*DN*150	30
	*DN*100～*DN*200	36	≥*DN*200	35
	≥*DN*250	40	—	—
较潮湿地区	≤*DN*50	40	≤*DN*50	35
	*DN*70～*DN*100	45	*DN*70～*DN*125	40
	*DN*125～*DN*250	50	*DN*150～*DN*500	45
	*DN*300～*DN*2000	55	≥*DN*600	50
	≥*DN*2100	60	—	—

D. 0. 3　室内生活热水管经济绝热层厚度可按表 D. 0. 3-1、表 D. 0. 3-2 选用。

表 D. 0. 3-1　室内生活热水管道经济绝热层厚度（室内 5℃全年≤105 天）

介质温度 \ 绝热材料	离心玻璃棉		柔性泡沫橡塑	
	公称管径（mm）	厚度（mm）	公称管径（mm）	厚度（mm）
≤70℃	≤*DN*25	40	≤*DN*40	32
	*DN*32～*DN*80	50	*DN*50～*DN*80	36
	*DN*100～*DN*350	60	*DN*100～*DN*150	40
	≥*DN*400	70	≥*DN*200	45

表 D. 0. 3-2　室内生活热水管道经济绝热层厚度（室内 5℃全年≤150 天）

介质温度 \ 绝热材料	离心玻璃棉		柔性泡沫橡塑	
	公称管径（mm）	厚度（mm）	公称管径（mm）	厚度（mm）
≤70℃	≤*DN*40	50	≤*DN*50	40
	*DN*50～*DN*100	60	*DN*70～*DN*125	45
	*DN*125～*DN*300	70	*DN*150～*DN*300	50
	≥*DN*350	80	≥*DN*350	55

D. 0. 4 室内空调风管绝热层最小热阻可按表 D. 0. 4 选用。

表 D. 0. 4 室内空调风管绝热层最小热阻

风管类型	适用介质温度（℃）		最小热阻 R［（$m^2 \cdot K$）/W］
	冷介质最低温度	热介质最高温度	
一般空调风管	15	30	0.81
低温风管	6	39	1.14

本标准用词说明

1 为便于在执行本标准条文时区别对待，对要求严格程度不同的用词说明如下：

1）表示很严格，非这样做不可的：

正面词采用“必须”，反面词采用“严禁”；

2）表示严格，在正常情况下均应这样做的：

正面词采用“应”，反面词采用“不应”或“不得”；

3）表示允许稍有选择，在条件许可时首先应这样做的：

正面词采用“宜”，反面词采用“不宜”；

4）表示有选择，在一定条件下可以这样做的采用“可”。

2 条文中指明应按其他有关标准执行的写法为：“应符合……的规定”或“应按……执行”。

引用标准名录

1 《建筑给水排水设计规范》GB 50015

2 《建筑照明设计标准》GB 50034

3 《民用建筑热工设计规范》GB 50176

4 《智能建筑设计标准》GB 50314

5 《民用建筑节水设计标准》GB 50555

6 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736

7 《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》GB/T 7106

8 《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175

9 《空气过滤器》GB/T 14295

10 《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762

11 《三相配电变压器能效限定值及能效等级》GB 20052

12 《建筑幕墙》GB/T 21086

13 《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 163

14 《节水型生活用水器具》CJ/T 164

中华人民共和国国家标准

公共建筑节能设计标准

GB 50189－2015

条 文 说 明

修 订 说 明

《公共建筑节能设计标准》GB 50189－2015 经住房和城乡建设部 2015 年 2 月 2 日以第 739 号公告批准、发布。

本标准是在《公共建筑节能设计标准》GB 50189－2005 的基础上修订而成。上一版的主编单位是中国建筑科学研究院和中国建筑业协会建筑节能专业委员会，参编单位是中国建筑西北设计研究院、中国建筑西南设计研究院、同济大学、中国建筑设计研究院、上海建筑设计研究院有限公司、上海市建筑科学研究院、中南建筑设计院、中国有色工程设计研究总院、中国建筑东北设计研究院、北京市建筑设计研究院、广州市设计院、深圳市建筑科学研究院、重庆市建设技术发展中心、北京振利高新技术公司、北京金易格幕墙装饰工程有限责任公司、约克（无锡）空调冷冻科技有限公司、深圳市方大装饰工程有限公司、秦皇岛耀华玻璃股份有限公司、特灵空调器有限公司、开利空调销售服务（上海）有限公司、乐意涂料（上海）有限公司、北京兴立捷科技有限公司，主要起草人是郎四维、林海燕、涂逢祥、陆耀庆、冯雅、龙惟定、潘云钢、寿炜炜、刘明明、蔡路得、罗英、金丽娜、卜一秋、郑爱军、刘俊跃、彭志辉、黄振利、班广生、盛萍、曾晓武、鲁大学、余中海、杨利明、张盐、周辉、杜立。

本次修订的主要技术内容包括：1. 根据国家统计局建筑类型分布数据和国内典型公共建筑调研信息，建立了代表我国公共建筑特点和分布特征的典型公共建筑模型数据库，并确定本标准节能目标；2. 采用收益投资比（SIR）组合优化筛选法，通过模拟计算分析并结合国内产业现状和工程实际更新了围护结构热工性能限值和冷热源能效限值；围护结构热工性能限值和冷源能效

限值均按照建筑热工分区分别作出规定；3. 增加了窗墙面积比大于0.70时围护结构热工性能限值，增加了围护结构进行权衡判断建筑物热工性能所需达到的基本要求，补充细化了权衡计算的输入输出内容和对权衡计算软件的要求；4. 增加了建筑分类和建筑设计的有关规定；5. 将原第三章室内环境节能设计计算参数移入附录B围护结构热工性能的权衡计算；6. 增加了不同气候区空调系统的电冷源综合制冷性能系数限值，修订了空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比、集中供暖系统耗电输热比、风道系统单位风量耗功率的计算方法及限值；7. 新增了给水排水系统、电气系统和可再生能源应用的相关规定；8. 增加了对超高超大建筑的节能设计复核要求。

为便于广大设计、施工、科研、学校等单位有关人员在使用本标准时能正确理解和执行条文规定，《公共建筑节能设计标准》编制组按章、节、条顺序编制了本标准的条文说明，对条文规定的目的、依据以及执行中需要注意的有关事项进行说明，且着重对强制性条文的强制性理由作出解释。本条文说明不具备与标准正文同等的法律效力，仅供使用者作为理解和把握标准规定的参考。

目　　次

1　总则 …… 66
2　术语 …… 71
3　建筑与建筑热工 …… 74
3.1　一般规定 …… 74
3.2　建筑设计 …… 77
3.3　围护结构热工设计 …… 86
3.4　围护结构热工性能的权衡判断 …… 91
4　供暖通风与空气调节 …… 95
4.1　一般规定 …… 95
4.2　冷源与热源 …… 99
4.3　输配系统 …… 121
4.4　末端系统 …… 136
4.5　监测、控制与计量 …… 138
5　给水排水 …… 145
5.1　一般规定 …… 145
5.2　给水与排水系统设计 …… 149
5.3　生活热水 …… 149
6　电气 …… 154
6.1　一般规定 …… 154
6.2　供配电系统 …… 154
6.3　照明 …… 155
6.4　电能监测与计量 …… 157
7　可再生能源应用 …… 160
7.1　一般规定 …… 160
7.2　太阳能利用 …… 161

7.3 地源热泵系统 …… 163
附录 A 外墙平均传热系数的计算 …… 165
附录 B 围护结构热工性能的权衡计算 …… 168
附录 D 管道与设备保温及保冷厚度 …… 171

1 总　　则

1.0.1 我国建筑用能约占全国能源消费总量的27.5%，并将随着人民生活水平的提高逐步增加到30%以上。公共建筑用能数量巨大，浪费严重。制定并实施公共建筑节能设计标准，有利于改善公共建筑的室内环境，提高建筑用能系统的能源利用效率，合理利用可再生能源，降低公共建筑的能耗水平，为实现国家节约能源和保护环境的战略，贯彻有关政策和法规作出贡献。

1.0.2 建筑分为民用建筑和工业建筑。民用建筑又分为居住建筑和公共建筑。公共建筑则包括办公建筑（如写字楼、政府办公楼等），商业建筑（如商场、超市、金融建筑等），酒店建筑（如宾馆、饭店、娱乐场所等），科教文卫建筑（如文化、教育、科研、医疗、卫生、体育建筑等），通信建筑（如邮电、通讯、广播用房等）以及交通运输建筑（如机场、车站等）。目前中国每年建筑竣工面积约为25亿m^2，其中公共建筑约有5亿m^2。在公共建筑中，办公建筑、商场建筑，酒店建筑、医疗卫生建筑、教育建筑等几类建筑存在许多共性，而且其能耗较高，节能潜力大。

在公共建筑的全年能耗中，供暖空调系统的能耗约占40%～50%，照明能耗约占30%～40%，其他用能设备约占10%～20%。而在供暖空调能耗中，外围护结构传热所导致的能耗约占20%～50%（夏热冬暖地区大约20%，夏热冬冷地区大约35%，寒冷地区大约40%，严寒地区大约50%）。从目前情况分析，这些建筑在围护结构、供暖空调系统、照明、给水排水以及电气等方面，有较大的节能潜力。

对全国新建、扩建和改建的公共建筑，本标准从建筑与建筑热工、供暖通风与空气调节、给水排水、电气和可再生能源应用

等方面提出了节能设计要求。其中，扩建是指保留原有建筑，在其基础上增加另外的功能、形式、规模，使得新建部分成为与原有建筑相关的新建建筑；改建是指对原有建筑的功能或者形式进行改变，而建筑的规模和建筑的占地面积均不改变的新建建筑。不包括既有建筑节能改造。新建、扩建和改建的公共建筑的装修工程设计也应执行本标准。不设置供暖供冷设施的建筑的围护结构热工参数可不强制执行本标准，如：不设置供暖空调设施的自行车库和汽车库、城镇农贸市场、材料市场等。

宗教建筑、独立公共卫生间和使用年限在5年以下的临时建筑的围护结构热工参数可不强制执行本标准。

1.0.3 公共建筑的节能设计，必须结合当地的气候条件，在保证室内环境质量，满足人们对室内舒适度要求的前提下，提高围护结构保温隔热能力，提高供暖、通风、空调和照明等系统的能源利用效率；在保证经济合理、技术可行的同时实现国家的可持续发展和能源发展战略，完成公共建筑承担的节能任务。

本次标准的修订参考了发达国家建筑节能标准编制的经验，根据我国实际情况，通过技术经济综合分析，确定我国不同气候区典型城市不同类型公共建筑的最优建筑节能设计方案，进而确定在我国现有条件下公共建筑技术经济合理的节能目标，并将节能目标逐项分解到建筑围护结构、供暖空调、照明等系统，最终确定本次标准修订的相关节能指标要求。

本次修订建立了代表我国公共建筑使用特点和分布特征的典型公共建筑模型数据库。数据库中典型建筑模型通过向国内主要设计院、科研院所等单位征集分析确定，由大型办公建筑、小型办公建筑、大型酒店建筑、小型酒店建筑、大型商场建筑、医院建筑及学校建筑等七类模型组成，各类建筑的分布特征是在国家统计局提供数据的基础上研究确定。

以满足国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189－2005要求的典型公共建筑模型作为能耗分析的“基准建筑模型”，“基准建筑模型”的围护结构、供暖空调系统、照明设备的

参数均按国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189－2005规定值选取。通过建立建筑能耗分析模型及节能技术经济分析模型，采用年收益投资比组合优化筛选法对基准建筑模型进行优化设计。根据各项节能措施的技术可行性，以单一节能措施的年收益投资比（简称 *SIR* 值）为分析指标，确定不同节能措施选用的优先级，将不同节能措施组合成多种节能方案；以节能方案的全寿命周期净现值（*NPV*）大于零为指标对节能方案进行筛选分析，进而确定各类公共建筑模型在既定条件下的最优投资与收益关系曲线，在此基础上，确定最优节能方案。根据最优节能方案中的各项节能措施的 *SIR* 值，确定本标准对围护结构、供暖空调系统以及照明系统各相关指标的要求。年收益投资比 *SIR* 值为使用某项建筑节能措施后产生的年节能量（单位：kgce/a）与采用该项节能措施所增加的初投资（单位：元）的比值，即单位投资所获得的年节能量（单位：kgce/（年·元））。

基于典型公共建筑模型数据库进行计算和分析，本标准修订后，与2005版相比，由于围护结构热工性能的改善，供暖空调设备和照明设备能效的提高，全年供暖、通风、空气调节和照明的总能耗减少约20%～23%。其中从北方至南方，围护结构分担节能率约6%～4%；供暖空调系统分担节能率约7%～10%；照明设备分担节能率约7%～9%。该节能率仅体现了围护结构热工性能、供暖空调设备及照明设备能效的提升，不包含热回收、全新风供冷、冷却塔供冷、可再生能源等节能措施所产生的节能效益。由于给水排水、电气和可再生能源应用的相关内容为本次修订新增内容，没有比较基准，无法计算此部分所产生的节能率，所以未包括在内。该节能率是考虑不同气候区、不同建筑类型加权后的计算值，反映的是本标准修订并执行后全国公共建筑的整体节能水平，并不代表某单体建筑的节能率。

1.0.4 随着建筑技术的发展和建设规模的不断扩大，超高超大的公共建筑在我国各地日益增多。1990年，国内高度超过200m的建筑物仅有5栋。截至2013年，国内超高层建筑约有2600

栋，数量远远超过了世界上其他任何一个国家，其中，在全球建筑高度排名前20的超高层建筑中，国内就占有10栋。特大型建筑中，城市综合体发展较快，截至2011年，我国重点城市的城市综合体存量已突破8000万m^2，其中北京就达到1684万m^2。超高超大类建筑多以商业用途为主，在建筑形式上追求特异，不同于常规建筑类型，且是耗能大户，如何加强对此类建筑能耗的控制，提高能源系统应用方案的合理性，选取最优方案，对建筑节能工作尤其重要。

因而要求除满足本标准的要求外，超高超大建筑的节能设计还应通过国家建设行政主管部门组织的专家论证，复核其建筑节能设计特别是能源系统设计方案的合理性，设计单位应依据论证会的意见完成本项目的节能设计。

此类建筑的节能设计论证，除满足本规范要求外，还需对以下内容进行论证，并提交分析计算书等支撑材料：

1 外窗有效通风面积及有组织的自然通风设计；

2 自然通风的节能潜力计算；

3 暖通空调负荷计算；

4 暖通空调系统的冷热源选型与配置方案优化；

5 暖通空调系统的节能措施，如新风量调节、热回收装置设置、水泵与风机变频、计量等；

6 可再生能源利用计算；

7 建筑物全年能耗计算。

此外，这类建筑通常存在着多种使用功能，如商业、办公、酒店、居住、餐饮等，建筑的业态比例、作息时间等参数会对空调能耗产生较大影响，因而此类建筑的节能设计论证材料中应提供建筑的业态比例、作息时间等基本参数信息。

1.0.5 设计达到节能要求并不能保证建筑做到真正的节能。实际的节能效益，必须依靠合理运行才能实现。

就目前我国的实际情况而言，在使用和运行管理上，不同地区、不同建筑存在较大的差异，相当多的建筑实际运行管理水平

不高、实际运行能耗远远大于设计时对运行能耗的评估值，这一现象是严重阻碍了我国建筑节能工作的正常进行。设计文件应为工程运行管理方提供一个合理的、符合设计思想的节能措施使用要求。这既是各专业的设计师在建筑节能方面应尽的义务，也是保证工程按照设计思想来取得最优节能效果的必要措施之一。

节能措施及其使用要求包括以下内容：

1 建筑设备及被动节能措施（如遮阳、自然通风等）的使用方法，建筑围护结构采取的节能措施及做法；

2 机电系统（暖通空调、给排水、电气系统等）的使用方法和采取的节能措施及其运行管理方式，如：

（1）暖通空调系统冷源配置及其运行策略；

（2）季节性（包括气候季节以及商业方面的“旺季”与“淡季”）使用要求与管理措施；

（3）新（回）风风量调节方法，热回收装置在不同季节使用方法，旁通阀使用方法，水量调节方法，过滤器的使用方法等；

（4）设定参数（如：空调系统的最大及最小新（回）风风量表）；

（5）对能源的计量监测及系统日常维护管理的要求等。

需要特别说明的是：尽管许多大型公建的机电系统设置了比较完善的楼宇自动控制系统，在一定程度上为合理使用提供了相应的支持。但从目前实际使用情况来看，自动控制系统尚不能完全替代人工管理。因此，充分发挥管理人员的主动性依然是非常重要的节能措施。

1.0.6 本标准对公共建筑的建筑、热工以及暖通空调、给水排水、电气以及可再生能源应用设计中应该控制的、与能耗有关的指标和应采取的节能措施作出了规定。但公共建筑节能涉及的专业较多，相关专业均制定了相应的标准，并作出了节能规定。在进行公共建筑节能设计时，除应符合本标准外，尚应符合国家现行的有关标准的规定。

2 术　语

2.0.3 本标准中窗墙面积比均是以单一立面为对象，同一朝向不同立面不能合并计算窗墙面积比。

2.0.4 通过透光围护结构（门窗或透光幕墙）成为室内得热量的太阳辐射部分是影响建筑能耗的重要因素。目前 ASHARE 90.1 等标准均以太阳得热系数（*SHGC*）作为衡量透光围护结构性能的参数。主流建筑能耗模拟软件中也以太阳得热系数（*SHGC*）作为衡量外窗的热工性能的参数。为便于工程设计人员使用并与国际接轨，本次标准修订将太阳得热系数作为衡量透光围护结构（门窗或透光幕墙）性能的参数。人们最关心的也是太阳辐射进入室内的部分，而不是被构件遮挡的部分。

太阳得热系数（*SHGC*）不同于本标准 2005 版中的遮阳系数（*SC*）值。2005 版标准中遮阳系数（*SC*）的定义为通过透光围护结构（门窗或透光幕墙）的太阳辐射室内得热量，与相同条件下通过相同面积的标准玻璃（3mm 厚的透明玻璃）的太阳辐射室内得热量的比值。标准玻璃太阳得热系数理论值为 0.87。因此可按 *SHGC* 等于 *SC* 乘以 0.87 进行换算。

随着太阳照射时间的不同，建筑实际的太阳得热系数也不同。但本标准中透光围护结构的太阳得热系数是指根据相关国家标准规定的方法测试、计算确定的产品固有属性。新修订的《民用建筑热工设计规范》GB 50176 给出了 *SHGC* 的计算公式，如式（1）所示，其中外表面对流换热系数 α_e 按夏季条件确定。

$$SHGC = \frac{\sum g \cdot A_g + \sum \rho \cdot \frac{K}{\alpha_e} A_f}{A_w} \tag{1}$$

式中：$SHGC$——门窗、幕墙的太阳得热系数；

g——门窗、幕墙中透光部分的太阳辐射总透射比，按照国家标准 GB/T 2680 的规定计算；

ρ——门窗、幕墙中非透光部分的太阳辐射吸收系数；

K——门窗、幕墙中非透光部分的传热系数［W/（m^2 · K）］；

α_e——外表面对流换热系数［W/（m^2 · K）］；

A_g——门窗、幕墙中透光部分的面积（m^2）；

A_f——门窗、幕墙中非透光部分的面积（m^2）；

A_w——门窗、幕墙的面积（m^2）；

2.0.6 围护结构热工性能权衡判断是一种性能化的设计方法。为了降低空气调节和供暖能耗，本标准对围护结构的热工性能提出了规定性指标。当设计建筑无法满足规定性指标时，可以通过调整设计参数并计算能耗，最终达到设计建筑全年的空气调节和供暖能耗之和不大于参照建筑能耗的目的。这种方法在本标准中称之为权衡判断。

2.0.7 参照建筑是一个达到本标准要求的节能建筑，进行围护结构热工性能权衡判断时，用其全年供暖和空调能耗作为标准来判断设计建筑的能耗是否满足本标准的要求。

参照建筑的形状、大小、朝向以及内部的空间划分和使用功能与设计建筑完全一致，但其围护结构热工性能等主要参数应符合本标准的规定性指标。

2.0.11 电冷源综合制冷性能系数（$SCOP$）是电驱动的冷源系统单位耗电量所能产出的冷量，反映了冷源系统效率的高低。

电冷源综合制冷性能系数（$SCOP$）可按下列方法计算：

$$SCOP = \frac{Q_c}{E_c} \tag{2}$$

式中：Q_c——冷源设计供冷量（kW）；

E_e ——冷源设计耗电功率（kW）。

对于离心式、螺杆式、涡旋/活塞式水冷式机组，E_e包括冷水机组、冷却水泵及冷却塔的耗电功率。

对于风冷式机组，E_e包括放热侧冷却风机消耗的电功率；对于蒸发冷却式机组 E_e包括水泵和风机消耗的电功率。

3 建筑与建筑热工

3.1 一 般 规 定

3.1.1 本条中所指单栋建筑面积包括地下部分的建筑面积。对于单栋建筑面积小于等于300m²的建筑如传达室等，与甲类公共建筑的能耗特性不同。这类建筑的总量不大，能耗也较小，对全社会公共建筑的总能耗量影响很小，同时考虑到减少建筑节能设计工作量，故将这类建筑归为乙类，对这类建筑只给出规定性节能指标，不再要求作围护结构权衡判断。对于本标准中没有注明建筑分类的条文，甲类和乙类建筑应统一执行。

3.1.2 本标准与现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176的气候分区一致。

3.1.3 建筑的规划设计是建筑节能设计的重要内容之一，它是从分析建筑所在地区的气候条件出发，将建筑设计与建筑微气候、建筑技术和能源的有效利用相结合的一种建筑设计方法。分析建筑的总平面布置、建筑平、立、剖面形式、太阳辐射、自然通风等对建筑能耗的影响，也就是说在冬季最大限度地利用日照，多获得热量，避开主导风向，减少建筑物外表面热损失；夏季和过渡季最大限度地减少得热并利用自然能来降温冷却，以达到节能的目的。因此，建筑的节能设计应考虑日照、主导风向、自然通风、朝向等因素。

建筑总平面布置和设计应避免大面积围护结构外表面朝向冬季主导风向，在迎风面尽量少开门窗或其他孔洞，减少作用在围护结构外表面的冷风渗透，处理好窗口和外墙的构造型式与保温措施，避免风、雨、雪的侵袭，降低能源的消耗。尤其是严寒和寒冷地区，建筑的规划设计更应有利于日照并避开冬季主导风向。

夏季和过渡季强调建筑平面规划具有良好的自然风环境主要有两个目的，一是为了改善建筑室内热环境，提高热舒适标准，体现以人为本的设计思想；二是为了提高空调设备的效率。因为良好的通风和热岛强度的下降可以提高空调设备冷凝器的工作效率，有利于降低设备的运行能耗。通常设计时注重利用自然通风的布置形式，合理地确定房屋开口部分的面积与位置、门窗的装置与开启方法、通风的构造措施等，注重穿堂风的形成。

建筑的朝向、方位以及建筑总平面设计应综合考虑社会历史文化、地形、城市规划、道路、环境等多方面因素，权衡分析各个因素之间的得失轻重，优化建筑的规划设计，采用本地区建筑最佳朝向或适宜的朝向，尽量避免东西向日晒。

3.1.4 建筑设计应根据场地和气候条件，在满足建筑功能和美观要求的前提下，通过优化建筑外形和内部空间布局，充分利用天然采光以减少建筑的人工照明需求，适时合理利用自然通风以消除建筑余热余湿，同时通过围护结构的保温隔热和遮阳措施减少通过围护结构形成的建筑冷热负荷，达到减少建筑用能需求的目的。

建筑物屋顶、外墙常用的隔热措施包括：

1 浅色光滑饰面（如浅色粉刷、涂层和面砖等）；

2 屋顶内设置贴铝箔的封闭空气间层；

3 用含水多孔材料做屋面层；

4 屋面遮阳；

5 屋面有土或无土种植；

6 东、西外墙采用花格构件或爬藤植物遮阳。

3.1.5 合理地确定建筑形状，必须考虑本地区气候条件，冬、夏季太阳辐射强度、风环境、围护结构构造等各方面的因素。应权衡利弊，兼顾不同类型的建筑造型，对严寒和寒冷地区尽可能地减少房间的外围护结构面积，使体形不要太复杂，凹凸面不要过多，避免因此造成的体形系数过大；夏热冬暖地区也可以利用建筑的凹凸变化实现建筑的自身遮阳，以达到节能的目的。但建

筑物过多的凹凸变化会导致室内空间利用效率下降，造成材料和土地的浪费，所以应综合考虑。

通常控制体形系数的大小可采用以下方法：

1 合理控制建筑面宽，采用适宜的面宽与进深比例；

2 增加建筑层数以减小平面展开；

3 合理控制建筑体形及立面变化。

3.1.6 在建筑设计中合理确定冷热源和风动力机房的位置，尽可能缩短空调冷(热)水系统和风系统的输送距离是实现本标准中对空调冷(热)水系统耗电输冷(热)比($EC(H)R$-a)、集中供暖系统耗电输热比(EHR-h)和风道系统单位风量耗功率(W_s)等要求的先决条件。

对同一公共建筑尤其是大型公建的内部，往往有多个不同的使用单位和空调区域。如果按照不同的使用单位和空调区域分散设置多个冷热源机房，虽然能在一定程度上避免或减少房地产开发商（或业主）对空调系统运行维护管理以及向用户缴纳空调用费等方面的麻烦，但是却造成了机房占地面积、土建投资以及运行维护管理人员的增加；同时，由于分散设置多个机房，各机房中空调冷热源主机等设备必须按其所在空调系统的最大冷热负荷进行选型，这势必会加大整个建筑冷热源设备和辅助设备以及变配电设施的装机容量和初投资，增加电力消耗和运行费用，给业主和国家带来不必要的经济损失。因此，本标准强调对同一公共建筑的不同使用单位和空调区域，宜集中设置一个冷热源机房(能源中心)。对于不同的用户和区域，可通过设置各自的冷热量计量装置来解决冷热费的收费问题。

集中设置冷热源机房后，可选用单台容量较大的冷热源设备。通常设备的容量越大，高能效设备的选择空间越大。对于同一建筑物内各用户区域的逐时冷热负荷曲线差异性较大，且各同时使用率比较低的建筑群，采用同一集中冷热源机房，自动控制系统合理时，集中冷热源共用系统的总装机容量小于各分散机房装机容量的叠加值，可以节省设备投资和供冷、供热的设备房面

积。而专业化的集中管理方式，也可以提高系统能效。因此集中设置冷热源机房具有装机容量低、综合能效高的特点。但是集中机房系统较大，如果其位置设置偏离冷热负荷中心较远，同样也可能导致输送能耗增加。因此，集中冷热源机房宜位于或靠近冷热负荷中心位置设置。

在实际工程中电线电缆的输送损耗也十分可观，因此应尽量减小高低压配电室与用电负荷中心的距离。

3.2 建 筑 设 计

3.2.1 强制性条文。严寒和寒冷地区建筑体形的变化直接影响建筑供暖能耗的大小。建筑体形系数越大，单位建筑面积对应的外表面面积越大，热损失越大。但是，体形系数的确定还与建筑造型、平面布局、采光通风等条件相关。随着公共建筑的建设规模不断增大，采用合理的建筑设计方案的单栋建筑面积小于$800m^2$，其体形系数一般不会超过0.50。研究表明，2层～4层的低层建筑的体形系数基本在0.40左右，5层～8层的多层建筑体形系数在0.30左右，高层和超高层建筑的体形系数一般小于0.25，实际工程中，单栋面积$300m^2$以下的小规模建筑，或者形状奇特的极少数建筑有可能体形系数超过0.50。因此根据建筑体形系数的实际分布情况，从降低建筑能耗的角度出发，对严寒和寒冷地区建筑的体形系数进行控制，制定本条文。

在夏热冬冷和夏热冬暖地区，建筑体形系数对空调和供暖能耗也有一定的影响，但由于室内外的温差远不如严寒和寒冷地区大，尤其是对部分内部发热量很大的商场类建筑，还存在夜间散热问题，所以不对体形系数提出具体的要求，但也应考虑建筑体形系数对能耗的影响。

因此建筑师在确定合理的建筑形状时，必须考虑本地区的气候条件，冬、夏季太阳辐射强度、风环境、围护结构构造等多方面因素，综合考虑，兼顾不同类型的建筑造型，尽可能地减少房间的外围护结构，使体形不要太复杂，凹凸面不要过多，以达到

节能的目的。

在本条中，建筑面积应按各层外墙外包线围成的平面面积的总和计算，包括半地下室的面积，不包括地下室的面积；建筑体积应按与计算建筑面积所对应的建筑物外表面和底层地面所围成的体积计算。

3.2.2 窗墙面积比的确定要综合考虑多方面的因素，其中最主要的是不同地区冬、夏季日照情况（日照时间长短、太阳总辐射强度、阳光入射角大小）、季风影响、室外空气温度、室内采光设计标准以及外窗开窗面积与建筑能耗等因素。一般普通窗户（包括阳台门的透光部分）的保温隔热性能比外墙差很多，窗墙面积比越大，供暖和空调能耗也越大。因此，从降低建筑能耗的角度出发，必须限制窗墙面积比。

我国幅员辽阔，南北方、东西部地区气候差异很大。窗、透光幕墙对建筑能耗高低的影响主要有两个方面，一是窗和透光幕墙的热工性能影响到冬季供暖、夏季空调室内外温差传热；二是窗和幕墙的透光材料（如玻璃）受太阳辐射影响而造成的建筑室内的得热。冬季通过窗口和透光幕墙进入室内的太阳辐射有利于建筑的节能，因此，减小窗和透光幕墙的传热系数抑制温差传热是降低窗口和透光幕墙热损失的主要途径之一；夏季通过窗口和透光幕墙进入室内的太阳辐射成为空调冷负荷，因此，减少进入室内的太阳辐射以及减小窗或透光幕墙的温差传热都是降低空调能耗的途径。由于不同纬度、不同朝向的墙面太阳辐射的变化很复杂，墙面日辐射强度和峰值出现的时间是不同的，因此，不同纬度地区窗墙面积比也应有所差别。

近年来公共建筑的窗墙面积比有越来越大的趋势，这是由于人们希望公共建筑更加通透明亮，建筑立面更加美观，建筑形态更为丰富。但为防止建筑的窗墙面积比过大，本条规定要求严寒地区各单一立面窗墙面积比均不宜超过 0.60，其他地区的各单一立面窗墙面积比均不宜超过 0.70。

与非透光的外墙相比，在可接受的造价范围内，透光幕墙的

热工性能要差很多。因此，不宜提倡在建筑立面上大面积应用玻璃（或其他透光材料）幕墙。如果希望建筑的立面有玻璃的质感，可使用非透光的玻璃幕墙，即玻璃的后面仍然是保温隔热材料和普通墙体。

3.2.4 玻璃或其他透光材料的可见光透射比直接影响到天然采光的效果和人工照明的能耗，因此，从节约能源的角度，除非一些特殊建筑要求隐蔽性或单向透射以外，任何情况下都不应采用可见光透射比过低的玻璃或其他透光材料。目前，中等透光率的玻璃可见光透射比都可达到0.4以上。根据最新公布的建筑常用的低辐射镀膜隔热玻璃的光学热工参数中，无论传热系数、太阳得热系数的高低，无论单银、双银还是三银镀膜玻璃的可见光透光率均可以保持在45%～85%，因此，本标准要求建筑在白昼更多利用自然光，透光围护结构的可见光透射当窗墙面积比较大时，不应小于0.4，当窗墙面积比较小时，不应小于0.6。

3.2.5 对本条所涉及的建筑，通过外窗透光部分进入室内的热量是造成夏季室温过热使空调能耗上升的主要原因，因此，为了节约能源，应对窗口和透光幕墙采取遮阳措施。

遮阳设计应根据地区的气候特点、房间的使用要求以及窗口所在朝向。遮阳设施遮挡太阳辐射热量的效果除取决于遮阳形式外，还与遮阳设施的构造、安装位置、材料与颜色等因素有关。遮阳装置可以设置成永久性或临时性。永久性遮阳装置包括在窗口设置各种形式的遮阳板等；临时性的遮阳装置包括在窗口设置轻便的窗帘、各种金属或塑料百叶等。永久性遮阳设施可分为固定式和活动式两种。活动式的遮阳设施可根据一年中季节的变化，一天中时间的变化和天空的阴暗情况，调节遮阳板的角度。遮阳措施也可以采用各种热反射玻璃和镀膜玻璃、阳光控制膜、低发射率膜玻璃等。

夏热冬暖、夏热冬冷、温和地区的建筑以及寒冷地区冷负荷大的建筑，窗和透光幕墙的太阳辐射得热夏季增大了冷负荷，冬季则减小了热负荷，因此遮阳措施应根据负荷特性确定。一般而

言，外遮阳效果比较好，有条件的建筑应提倡活动外遮阳。

本条对严寒地区未提出遮阳要求。在严寒地区，阳光充分进入室内，有利于降低冬季供暖能耗。这一地区供暖能耗在全年建筑总能耗中占主导地位，如果遮阳设施阻挡了冬季阳光进入室内，对自然能源的利用和节能是不利的。因此，遮阳措施一般不适用于严寒地区。

夏季外窗遮阳在遮挡阳光直接进入室内的同时，可能也会阻碍窗口的通风，设计时要加以注意。

3.2.7 强制性条文。夏季屋顶水平面太阳辐射强度最大，屋顶的透光面积越大，相应建筑的能耗也越大，因此对屋顶透明部分的面积和热工性能应予以严格的限制。

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，具有良好的微气候及人工生态环境的公共空间。但从目前已经建成工程来看，大量的建筑中庭热环境不理想且能耗很大，主要原因是中庭透光围护结构的热工性能较差，传热损失和太阳辐射得热过大。夏热冬暖地区某公共建筑中庭进行测试结果显示，中庭四层内走廊气温达到40℃以上，平均热舒适值 $PMV \geqslant 2.63$，即使采用空调室内也无法达到人们所要求的舒适温度。

对于需要视觉、采光效果而加大屋顶透光面积的建筑，如果所设计的建筑满足不了规定性指标的要求，突破了限值，则必须按本标准第3.4节的规定对该建筑进行权衡判断。权衡判断时，参照建筑的屋顶透光部分面积应符合本条的规定。

透光部分面积是指实际透光面积，不含窗框面积，应通过计算确定。

3.2.8 公共建筑一般室内人员密度比较大，建筑室内空气流动，特别是自然、新鲜空气的流动，是保证建筑室内空气质量符合国家有关标准的关键。无论在北方地区还是在南方地区，在春、秋季节和冬、夏季节的某些时段普遍有开窗加强房间通风的习惯，这也是节能和提高室内热舒适性的重要手段。外窗的可开启面积

过小会严重影响建筑室内的自然通风效果，本条规定是为了使室内人员在较好的室外气象条件下，可以通过开启外窗通风来获得热舒适性和良好的室内空气品质。

近来有些建筑为了追求外窗的视觉效果和建筑立面的设计风格，外窗的可开启率有逐渐下降的趋势，有的甚至使外窗完全封闭，导致房间自然通风不足，不利于室内空气流通和散热，不利于节能。现行国家标准《民用建筑设计通则》GB 50352 中规定：采用直接自然通风的房间……生活、工作的房间的通风开口有效面积不应小于该房间地板面积的 1/20。这是民用建筑通风开口面积需要满足的最低规定。通过对我国南方地区建筑实测调查与计算机模拟表明：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，如果外窗的有效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能达到热舒适性水平；而当室内通风不畅或关闭外窗，室内干球温度 26℃，相对湿度 80％左右时，室内人员仍然感到有些闷热。人们曾对夏热冬暖地区典型城市的气象数据进行分析，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，有的地区高达 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。

甲类公共建筑大多内区较大，且设计时各层房间分隔情况并不明确，因此以房间地板面积为基数规定通风开口面积会出现无法执行的情况；而以外区房间地板面积计算，会造成通风开口面积过小，不利于节能。以平层 40m×40m 的高层办公建筑为例，有效使用面积按 67％计，即为 1072m^2，有效通风面积为该层地板面积 5％时，相当于外墙面积的 9.3％；有效通风面积为该层地板面积的 8％时，相当于外墙面积的 15％。考虑对于甲类建筑过大的有效通风换气面积会给建筑设计带来较大难度，因此取较低值，开启有效通风面积不小于外墙面积的 10％对于 100m 以下

的建筑设计均可做到。当条件允许时应适当增加有效通风开口面积。

自然通风作为节能手段在体量较小的乙类建筑中能发挥更大作用，因此推荐较高值。房间面积 6m（长）×8m（进深）层高 3.6m 的公共建筑，有效通风面积为房间地板面积的 8%时，相当于外墙面积的 17%。以窗墙比 0.5 计，为外窗面积的 34%；以窗墙比 0.6 计，为外窗面积的 28%。

3.2.9 目前 7 层以下建筑窗户多为内外平开、内悬内平开及推拉窗形式；高层建筑窗户则多为内悬内平开或推拉扇开启；高层建筑的玻璃幕墙开启扇大多为外上悬开启扇，目前也有极少数外平推扇开启方式。

对于推拉窗，开启扇有效通风换气面积是窗面积的 50%；

对于平开窗（内外），开启扇有效通风换气面积是窗面积的 100%。

内悬窗和外悬窗开启扇有效通风换气面积具体分析如下：

根据现行行业标准《玻璃幕墙工程技术规范》JGJ 102 的要求："幕墙开启窗的设置，应满足使用功能和立面效果要求，并应启闭方便，避免设置在梁、柱、隔墙等位置。开启扇的开启角度不宜大于 30°，开启距离不宜大于 300mm。"这主要是出于安全考虑。

以扇宽 1000mm，高度分别为 500mm、800mm、1000mm、1200mm、1500mm、1800mm、2000mm、2500mm 的外上悬扇计算空气流通界面面积，如表 1 所示。不同开窗角度下有效通风面积见图 1。

表 1　悬扇的有效通风面积计算

开启扇面积（m^2）	扇高（mm）	15°开启角度		30°开启角度	
		空气界面（m^2）	下缘框扇间距（mm）	空气界面（m^2）	下缘框扇间距（mm）
0.5	500	0.19	130	0.38	260
0.8	800	0.37	200	0.73	400

续表 1

开启扇面积（m^2）	扇高（mm）	15°开启角度		30°开启角度	
		空气界面（m^2）	下缘框扇间距（mm）	空气界面（m^2）	下缘框扇间距（mm）
1.0	1000	0.52	260	1.03	520
1.2	1200	0.67	311	1.34	622
1.5	1500	0.95	388	1.90	776
1.8	1800	1.28	466	2.55	932
2.0	2000	1.53	520	3.05	1040
2.5	2500	2.21	647	4.41	1294

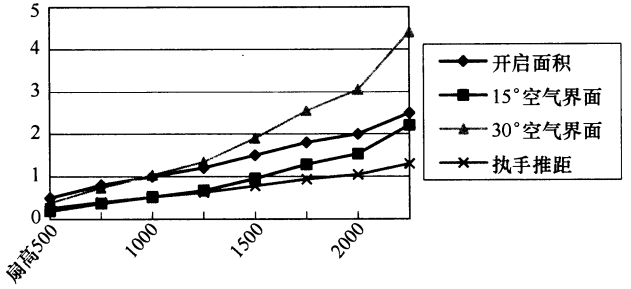

图 1　不同开窗角度下有效通风面积

由表 1 中可以看出，开启距离不大于 300mm 时，“有效通风换气面积”小于开启扇面积，仅为窗面积的 19%～67%。当幕墙、外窗开启时，空气将经过两个“洞口”，一个是开启扇本身的固定洞口，一个是开启后的空气界面洞口。因此决定空气流量的是较小的洞口。如果以开启扇本身的固定洞口作为有效通风换气面积进行设计，将会导致实际换气量不足，这也是目前市场反映通风量不够的主要原因。另一方面，内开悬窗开启角度更小，约 15°左右，换气量更小。

3.2.10　公共建筑的性质决定了它的外门开启频繁。在严寒和寒冷地区的冬季，外门的频繁开启造成室外冷空气大量进入室内，导致供暖能耗增加。设置门斗可以避免冷风直接进入室内，在节

能的同时，也提高门厅的热舒适性。除了严寒和寒冷地区之外，其他气候区也存在类似的现象，因此也应该采取各种可行的节能措施。

3.2.11 建筑中庭空间高大，在炎热的夏季，太阳辐射将会使中庭内温度过高，大大增加建筑物的空调能耗。自然通风是改善建筑热环境，节约空调能耗最为简单、经济，有效的技术措施。采用自然通风能提供新鲜、清洁的自然空气（新风），降低中庭内过高的空气温度，减少中庭空调的负荷，从而节约能源。而且中庭通风改善了中庭热环境，提高建筑中庭的舒适度，所以中庭通风应充分考虑自然通风，必要时设置机械排风。

由于自然风的不稳定性，或受周围高大建筑或植被的影响，许多情况下在建筑周围无法形成足够的风压，这时就需要利用热压原理来加强自然通风。它是利用建筑中庭高大空间内部的热压，即平常所讲的“烟囱效应”，使热空气上升，从建筑上部风口排出，室外新鲜的冷空气从建筑底部被吸入。室内外空气温度差越大，进排风口高度差越大，则热压作用越强。

利用风压和热压来进行自然通风往往是互为补充、密不可分的。但是，热压和风压综合作用下的自然通风非常复杂，一般来说，建筑进深小的部位多利用风压来直接通风，进深较大的部位多利用热压来达到通风的效果。风的垂直分布特性使得高层建筑比较容易实现自然通风。但对于高层建筑来说，焦点问题往往会转变为建筑内部（如中庭、内天井）及周围区域的风速是否会过大或造成紊流，新建高层建筑对于周围风环境特别是步行区域有什么影响等。在公共建筑中利用风压和热压来进行自然通风的实例是非常多的，它利用中庭的高大空间，外围护结构为双层通风玻璃幕墙，在内部的热压和外表面太阳辐射作用下，即平常所讲的“烟囱效应”热空气上升，形成良好的自然通风。

对于一些大型体育馆、展览馆、商业设施等，由于通风路径（或管道）较长，流动阻力较大，单纯依靠自然的风压，热压往往不足以实现自然通风。而对于空气和噪声污染比较严重的大城

市，直接自然通风会将室外污浊的空气和噪声带入室内，不利于人体健康，在上述情况下，常采用机械辅助式自然通风系统，如利用土壤预冷、预热、深井水换热等，此类系统有一套完整的空气循环通道，并借助一定的机械方式来加速室内通风。

由于建筑朝向、形式等条件的不同，建筑通风的设计参数及结果会大相径庭；周边建筑或植被会改变风速、风向；建筑的女儿墙，挑檐，屋顶坡度等也会影响建筑围护结构表面的气流。因此建筑中庭通风设计必须具体问题具体分析，并且与建筑设计同步进行（而不是等到建筑设计完成之后再做通风设计）。

因此，若建筑中庭空间高大，一般应考虑在中庭上部的侧面开一些窗口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，应考虑在中庭上部的侧面设置排风机加强通风，改善中庭热环境。尤其在室外空气的焓值小于建筑室内空气的焓值时，自然通风或机械排风能有效地带走中庭内的散热量和散湿量，改善室内热环境，节约建筑能耗。

3.2.12 应优先利用建筑设计实现天然采光。当利用建筑设计实现的天然采光不能满足照明要求时，应根据工程的地理位置、日照情况进行经济、技术比较，合理的选择导光或反光装置。可采用主动式或被动式导光系统。主动式导光系统采光部分实时跟踪太阳，以获得更好的采光效果，该系统效率较高，但机械、控制较复杂，造价较高。被动式导光系统采光部分固定不动，其系统效率不如主动式系统高，但结构、控制较简单，造价低廉。自然光导光、反光系统只能用于一般照明的补充，不可用于应急照明。当采用天然光导光、反光系统时，宜采用照明控制系统对人工照明进行自动控制，有条件时可采用智能照明控制系统对人工照明进行调光控制。

3.2.13 房间内表面反射比高，对照度的提高有明显作用。可参照国家标准《建筑采光设计标准》GB 50033 的相关规定执行。

3.2.14 设置群控功能，可以最大限度地减少等候时间，减少电梯运行次数。轿厢内一段时间无预置指令时，电梯自动转为节能

方式主要是关闭部分轿厢照明。高速电梯可考虑采用能量再生电梯。

在电梯设计选型时，宜选用采用高效电机或具有能量回收功能的节能型电梯。

3.3 围护结构热工设计

3.3.1、3.3.2 强制性条文。采用热工性能良好的建筑围护结构是降低公共建筑能耗的重要途径之一。我国幅员辽阔，气候差异大，各地区建筑围护结构的设计应因地制宜。在经济合理和技术可行的前提下，提高我国公共建筑的节能水平。根据建筑物所处的气候特点和技术情况，确定合理的建筑围护结构热工性能参数。

本标准修订时，建筑围护结构的热工性能参数是根据不同类型、不同气候区的典型建筑模型的最优节能方案确定的。并将同一气候区不同类型的公共建筑限值按其分布特征加权，得到该气候区公共建筑围护结构热工性能限值，再经过专家论证分析最终确定。

围护结构热工性能与投资增量经济模型的准确性是经济、技术分析的关键。非透光围护结构（外墙、屋顶）的热工性能主要以传热系数来衡量。编制组通过调研，确定了目前最常用的保温材料价格，经统计分析建立传热系数与投资增量的数学模型。对于透光围护结构，传热系数 K 和太阳得热系数 $SHGC$ 是衡量外窗、透光幕墙热工性能的两个主要指标。外窗造价与其传热系数和太阳得热系数的经济分析模型是通过对调研数据进行统计分析确定的。

外墙的传热系数采用平均传热系数，主要考虑围护结构周边混凝土梁、柱、剪力墙等“热桥”的影响，以保证建筑在冬季供暖和夏季空调时，围护结构的传热量不超过标准的要求。

本次修订以太阳得热系数（$SHGC$）作为衡量透光围护结构性能的参数，一方面在名称上更贴近人们关心的太阳辐射进入室

内得热量，另一方面国外标准及主流建筑能耗模拟软件中也是以太阳得热系数（*SHGC*）作为衡量窗户或透光幕墙等透光围护结构热工性能的参数。

由于严寒A区的公共建筑面积仅占全国公共建筑的0.24%，该气候区的公共建筑能耗特点和严寒B区相近，因此，对严寒A区和B区提出相同要求，以规定性指标作为节能设计的主要依据。严寒和寒冷地区冬季室内外温差大、供暖期长，建筑围护结构传热系数对供暖能耗影响很大，供暖期室内外温差传热的热量损失占主导地位。因此，在严寒、寒冷地区主要考虑建筑的冬季保温，对围护结构传热系数的限值要求相对高于其他气候区。在夏热冬暖和夏热冬冷地区，空调期太阳辐射得热是建筑能耗的主要原因，因此，对窗和幕墙的玻璃（或其他透光材料）的太阳得热系数的要求高于北方地区。

夏热冬冷地区要同时考虑冬季保温和夏季隔热，不同于北方供暖建筑主要考虑单向的传热过程。能耗分析结果表明，在该气候区改变围护结构传热系数时，随着 K 值的减少，能耗并非按线性规律变化：提高屋顶热工性能总是能带来更好的节能效果，但是提高外墙的热工性能时，全年供冷能耗量增加，供热能耗量减少，变化幅度接近，导致节能效果不明显。但是考虑到随着人们生活水平的日益提高，该地区对室内环境热舒适度的要求越来越高，因此对该地区围护结构保温性能的要求也作出了相应的提高。

目前以供冷为主的南方地区越来越多的公共建筑采用轻质幕墙结构，其热工性能与重型墙体差异较大。本次修订分析了轻型墙体和重型墙体结构对建筑全年能耗的影响，结果表明，建筑全年能耗随着墙体热惰性指标 D 值增大而减小。这说明，采用轻质幕墙结构时，只对传热系数进行要求，难以保证墙体的节能性能。通过调查分析，常用轻质幕墙结构的热惰性指标集中在2.5以下，故以 $D=2.5$ 为界，分别给出传热系数限值，通过热惰性指标和传热系数同时约束。

夏热冬暖地区主要考虑建筑的夏季隔热。该地区太阳辐射通过透光围护结构进入室内的热量是夏季冷负荷的主要成因，所以对该地区透光围护结构的遮阳性能要求较高。

当建筑师追求通透、大面积使用透光幕墙时，要根据建筑所处的气候区和窗墙面积比选择玻璃（或其他透光材料），使幕墙的传热系数和玻璃（或其他透光材料）的热工性能符合本标准的规定。为减少做权衡判断的机会，方便设计，本次修订对窗墙面积比大于0.70的情况，也做了节能性等效的热工权衡计算，并给出其热工性能限值。当采用较大的窗墙面积比时，其透光围护结构的热工性能所要达到的要求也更高，需要付出的经济代价也更大。但正常情况下，建筑应采用合理的窗墙面积比，尽量避免采用大窗墙面积比的设计方案。通常，窗墙面积比不宜大于0.7。乙类建筑的建筑面积小，其能耗总量也小，可适当放宽对该类建筑的围护结构热工性能要求，以简化该类建筑的节能设计，提高效率。

在严寒和寒冷地区，如果建筑物地下室外墙的热阻过小，墙的传热量会很大，内表面尤其是墙角部位容易结露。同样，如果与土壤接触的地面热阻过小，地面的传热量也会很大，地表面也容易结露或产生冻脚现象。因此，从节能和卫生的角度出发，要求这些部位必须达到防止结露或产生冻脚的热阻值。因此对地面和地下室外墙的热阻作出了规定。为方便计算本标准只对保温材料层的热阻性能提出要求，不包括土壤和混凝土地面。周边地面是指室内距外墙内表面2m以内的地面。

温和地区气候温和，近年来，为满足旅游业和经济发展的需要，主要公共建筑都配置了供暖空调设施，公共建筑能耗逐年呈上升趋势。目前国家在大力推广被动建筑，提出被动优先、主动优化的原则，而在温和地区，被动技术是最适宜的技术，因此，从控制供暖空调能耗和室内热环境角度，对围护结构提出一定的保温、隔热性能要求有利于该地区建筑节能工作，也符合国家提出的可持续发展理念。

温和A区的采暖度日数与夏热冬冷地区一致，温和B区的采暖度日数与夏热冬暖地区一致，因此，对于温和A区，从控制供暖能耗角度，其围护结构保温性能宜与具有相同采暖度日数的地区一致，一方面可以有效降低供暖能耗，另一方面围护结构热工性能的提升也将有效改善室内热舒适性，有利于减少供暖系统的设置和使用。温和地区空调度日数远小于夏热冬冷地区，但温和地区所处地理位置普遍海拔高、纬度低，太阳高度角较高、辐射强，空气透明度大，多数地区太阳年日照小时数为2100h～2300h，年太阳能总辐照量4500MJ/m^2～6000MJ/m^2，太阳辐射是导致室内过热的主要原因。因此，要求其遮阳性能分别与相邻气候区一致，不仅能有效降低能耗，而且可以明显改善夏季室内热环境，为采用通风手段满足室内热舒适度、尽量减少空调系统的使用提供可能。但考虑到该地区经济社会发展水平相对滞后、能源资源条件有限，且温和地区建筑能耗总量占比较低，因此，本标准对温和A区围护结构保温性能的要求低于相同采暖度日数的夏热冬冷地区；对温和B区，也只对其遮阳性能提出要求，而对围护结构保温性能不作要求。

由于温和地区的乙类建筑通常不设置供暖和空调系统，因此未对其围护结构热工性能作出要求。

3.3.3 本条是对本标准第3.3.1条和3.3.2条中热工性能参数的计算方法进行规定。建筑围护结构热工性能参数是本标准衡量围护结构节能性能的重要指标。计算时应符合现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176的有关规定。

围护结构设置保温层后，其主断面的保温性能比较容易保证，但梁、柱、窗口周边和屋顶突出部分等结构性热桥的保温通常比较薄弱，不经特殊处理会影响建筑的能耗，因此本标准规定的外墙传热系数是包括结构性热桥在内的平均传热系数，并在附录A对计算方法进行了规定。

外窗（包括透光幕墙）的热工性能，主要指传热系数和太阳得热系数，受玻璃系统的性能、窗框（或框架）的性能以及窗框

（或框架）和玻璃系统的面积比例等影响，计算时应符合《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定。

外遮阳构件是改善外窗（包括透光幕墙）太阳得热系数的重要技术措施。有外遮阳时，本标准第 3.3.1 条和 3.3.2 条中外窗（包括透光幕墙）的遮阳性能应为由外遮阳构件和外窗（包括透光幕墙）组成的外窗（包括透光幕墙）系统的综合太阳得热系数。外遮阳构件的遮阳系数计算应符合《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定。需要注意的是，外窗（包括透光幕墙）的太阳得热系数的计算不考虑内遮阳构件的影响。

3.3.4 围护结构中窗过梁、圈梁、钢筋混凝土抗震柱、钢筋混凝土剪力墙、梁、柱、墙体和屋面及地面相接触部位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。对这些热工性能薄弱的环节，必须采取相应的保温隔热措施，才能保证围护结构正常的热工状况和满足建筑室内人体卫生方面的基本要求。

热桥部位的内表面温度规定要求的目的主要是防止冬季供暖期间热桥内外表面温差小，内表面温度容易低于室内空气露点温度，造成围护结构热桥部位内表面产生结露，使围护结构内表面材料受潮、长霉，影响室内环境。因此，应采取保温措施，减少围护结构热桥部位的传热损失。同时也可避免夏季空调期间这些部位传热过大导致空调能耗增加。

3.3.5 公共建筑一般对室内环境要求较高，为了保证建筑的节能，要求外窗具有良好的气密性能，以抵御夏季和冬季室外空气过多地向室内渗漏，因此对外窗的气密性能要有较高的要求。根据国家标准《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》GB/T 7106－2008，建筑外门窗气密性 7 级对应的分级指标绝对值为：单位缝长 $1.0 \geqslant q_1[m^3/(m \cdot h)] > 0.5$，单位面积 $3.0 \geqslant q_2[m^3/(m^2 \cdot h)] > 1.5$；建筑外门窗气密性 6 级对应的分级指标绝对值为：单位缝长 $1.5 \geqslant q_1[m^3/(m \cdot h)] > 1.0$，单位面积 $4.5 \geqslant q_2[m^3/(m^2 \cdot h)] > 3.0$。建筑外门窗气密性 4 级对应的分

级指标绝对值为：单位缝长 $2.5 \geqslant q_1 [m^3/(m \cdot h)] > 2.0$，单位面积 $7.5 \geqslant q_2 [m^3/(m^2 \cdot h)] > 6.0$。

3.3.6 目前国内的幕墙工程，主要考虑幕墙围护结构的结构安全性、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的问题，较少考虑幕墙围护结构的保温隔热、冷凝等热工节能问题。为了节约能源，必须对幕墙的热工性能作出明确的规定。这些规定已经体现在第 3.3.1、3.3.2 条中。

由于透光幕墙的气密性能对建筑能耗也有较大的影响，为了达到节能目标，本条文对透光幕墙的气密性也作了明确的规定。根据国家标准《建筑幕墙》GB/T 21086－2007，建筑幕墙开启部分气密性 3 级对应指标为 $1.5 \geqslant q_L [m^3/(m \cdot h)] > 0.5$，建筑幕墙整体气密性 3 级对应指标为 $1.2 \geqslant q_A [m^3/(m^2 \cdot h)] > 0.5$。

3.3.7 强制性条文。由于功能要求，公共建筑的入口大堂可能采用玻璃肋式的全玻幕墙，这种幕墙形式难于采用中空玻璃，为保证设计师的灵活性，本条仅对入口大堂的非中空玻璃构成的全玻幕墙进行特殊要求。为了保证围护结构的热工性能，必须对非中空玻璃的面积加以控制，底层大堂非中空玻璃构成的全玻幕墙的面积不应超过同一立面的门窗和透光幕墙总面积的 15%，加权计算得到的平均传热系数应符合本标准第 3.3.1 条和第 3.3.2 条的要求。

3.4 围护结构热工性能的权衡判断

3.4.1 为防止建筑物围护结构的热工性能存在薄弱环节，因此设定进行建筑围护结构热工性能权衡判断计算的前提条件。除温和地区以外，进行权衡判断的甲类公共建筑首先应符合本标准表 3.4.1 的性能要求。当不符合时，应采取措施提高相应热工设计参数，使其达到基本条件后方可按照本节规定进行权衡判断，满足本标准节能要求。建筑围护结构热工性能判定逻辑关系如图 2 所示。

根据实际工程经验，与非透光围护结构相比，外窗（包括透

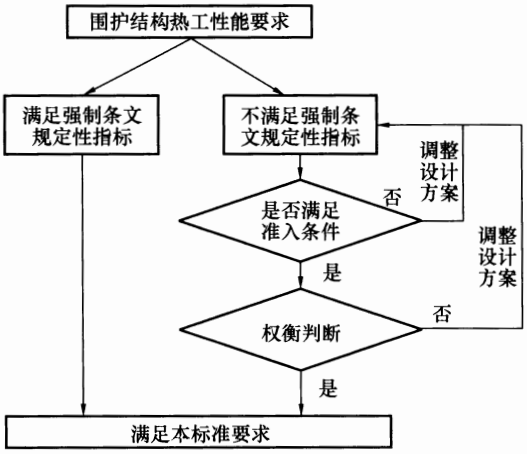

图 2　围护结构热工性能判定逻辑关系

光幕墙）更容易成为建筑围护结构热工性能的薄弱环节，因此对窗墙面积比大于 0.4 的情况，规定了外窗（包括透光幕墙）的基本要求。

3.4.2　公共建筑的设计往往着重考虑建筑外形立面和使用功能，有时由于建筑外形、材料和施工工艺条件等的限制难以完全满足本标准第 3.3.1 条的要求。因此，使用建筑围护结构热工性能权衡判断方法在确保所设计的建筑能够符合节能设计标准的要求的同时，尽量保证设计方案的灵活性和建筑师的创造性。权衡判断不拘泥于建筑围护结构各个局部的热工性能，而是着眼于建筑物总体热工性能是否满足节能标准的要求。优良的建筑围护结构热工性能是降低建筑能耗的前提，因此建筑围护结构的权衡判断只针对建筑围护结构，允许建筑围护结构热工性能的互相补偿（如建筑设计方案中的外墙热工性能达不到本标准的要求，但外窗的热工性能高于本标准要求，最终使建筑物围护结构的整体性能达到本标准的要求），不允许使用高效的暖通空调系统对不符合本标准要求的围护结构进行补偿。

自 2005 版标准使用建筑围护结构权衡判断方法以来，该方

法已经成为判定建筑物围护结构热工性能的重要手段之一，并得到了广泛地应用，保证了标准的有效性和先进性。但经过几年来的大规模应用，该方法也暴露出一些不完善之处。主要体现在设计师对方法的理解不够透彻，计算中一些主要参数的要求不够明确，工作量大，导致存在通过权衡判断的建筑的围护结构整体热工性能达不到标准要求的情况。本次修订通过软件比对、大量算例计算，对权衡判断方法进行了完善和补充，提高了方法的可操作性和有效性。

3.4.3 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全年供暖和空调能耗，并依照这两个能耗的比较结果作出判断。当实际设计的建筑能耗大于参照建筑的能耗时，调整部分设计参数（例如提高窗户的保温隔热性能、缩小窗户面积等等），重新计算设计建筑的能耗，直至设计建筑的能耗不大于参照建筑的能耗为止。

每一栋实际设计的建筑都对应一栋参照建筑。与实际设计的建筑相比，参照建筑除了在实际设计建筑不满足本标准的一些重要规定之处作了调整以满足本标准要求外，其他方面都相同。参照建筑在建筑围护结构的各个方面均应完全符合本标准的规定。

3.4.4 参照建筑是进行围护结构热工性能权衡判断时，作为计算满足标准要求的全年供暖和空气调节能耗用的基准建筑。所以参照建筑围护结构的热工性能参数应按本标准第3.3.1条的规定取值。

建筑外墙和屋面的构造、外窗（包括透光幕墙）的太阳得热系数都与供暖和空调能耗直接相关，因此参照建筑的这些参数必须与设计建筑完全一致。

3.4.5 权衡计算的目的是对围护结构的整体热工性能进行判断，是一种性能化评价方法，判断的依据是在相同的外部环境、相同的室内参数设定、相同的供暖空调系统的条件下，参照建筑和设计建筑的供暖、空调的总能耗。用动态方法计算建筑的供暖和空

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，本标准在附录 B 对权衡计算方法和参数设置等作出具体的规定。

需要指出的是，进行权衡判断时，计算出的是某种“标准”工况下的能耗，不是实际的供暖和空调能耗。本标准在规定这种“标准”工况时尽量使它合理并接近实际工况。

权衡判断计算后，设计人员应按本标准附录 C 提供计算依据的原始信息和计算结果，便于审查及判定。

4 供暖通风与空气调节

4.1 一般规定

4.1.1 强制性条文。为防止有些设计人员错误地利用设计手册中供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，给国家和投资人造成巨大损失。热负荷、空调冷负荷的计算应符合国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736－2012 的有关规定，该标准中第 5.2 节和第 7.2 节分别对热负荷、空调冷负荷的计算进行了详细规定。

需要说明的是，对于仅安装房间空气调节器的房间，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。

4.1.2 严寒 A 区和严寒 B 区供暖期长，不论在降低能耗或节省运行费用方面，还是提高室内舒适度、兼顾值班供暖等方面，通常采用热水集中供暖系统更为合理。

严寒 C 区和寒冷地区公共建筑的冬季供暖问题涉及很多因素，因此要结合实际工程通过具体的分析比较、优选后确定是否另设置热水集中供暖系统。

4.1.3 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。例如，对于集中供暖系统，使用锅炉作为热源的供暖系统采用低温供暖不一定能达到节能的目的；单纯提高冰蓄冷系统供水温度不一定合理，需要考虑投资和节能的综合效益。此外，低温供热或高温供冷通常会导致投资的增加，因而在方案选择阶段进行经济技术比较后确定热媒温度是十分必要的。

4.1.4 建筑通风被认为是消除室内空气污染、降低建筑能耗的最有效手段。当采用通风可以满足消除余热余湿要求时，应优先使用通风措施，可以大大降低空气处理的能耗。自然通风主要通过合理适度地改变建筑形式，利用热压和风压作用形成有组织气流，满足室内通风要求、减少能耗。复合通风系统与传统通风系统相比，最主要的区别在于通过智能化的控制与管理，在满足室内空气品质和热舒适的前提下，使一天的不同时刻或一年的不同季节交替或联合运行自然或机械通风系统以实现节能。

4.1.5 分散设置的空调装置或系统是指单一房间独立设置的蒸发冷却方式或直接膨胀式空调系统（或机组），包括为单一房间供冷的水环热泵系统或多联机空调系统。直接膨胀式与蒸发冷却式空调系统（或机组）的冷、热源的原理不同：直接膨胀式采用的是冷媒通过制冷循环而得到需要的空调冷、热源或空调冷、热风；而蒸发冷却式则主要依靠天然的干燥冷空气或天然的低温冷水来得到需要的空调冷、热源或空调冷、热风，在这一过程中没有制冷循环的过程。直接膨胀式又包括了风冷式和水冷式两类。这种分散式的系统更适宜应用在部分时间部分空间供冷的场所。

当建筑全年供冷需求的运行时间较少时，如果采用设置冷水机组的集中供冷空调系统，会出现全年集中供冷系统设备闲置时间长的情况，导致系统的经济性较差；同理，如果建筑全年供暖需求的时间少，采用集中供暖系统也会出现类似情况。因此，如果集中供冷、供暖的经济性不好，宜采用分散式空调系统。从目前情况看：建议可以以全年供冷运行季节时间 3 个月（非累积小时）和年供暖运行季节时间 2 个月，来作为上述的时间分界线。当然，在有条件时，还可以采用全年负荷计算与分析方法，或者

通过供冷与供暖的“度日数”等方法，通过经济分析来确定。分散设置的空调系统，虽然设备安装容量下的能效比低于集中设置的冷（热）水机组或供热、换热设备，但其使用灵活多变，可适应多种用途、小范围的用户需求。同时，由于它具有容易实现分户计量的优点，能对行为节能起到促进作用。

对于既有建筑增设空调系统时，如果设置集中空调系统，在机房、管道设置方面存在较大的困难时，分散设置空调系统也是一个比较好的选择。

4.1.6 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。同时，降温所需要的高温冷源可由多种方式获得，其冷媒温度高于常规冷却除湿联合进行时的冷媒温度要求，即使采用人工冷源，系统制冷能效比也高于常规系统，因此冷源效率得到了大幅提升。再者，夏季采用高温末端之后，末端的换热能力增大，冬季的热媒温度可明显低于常规系统，这为使用可再生能源等低品位能源作为热源提供了条件。但目前处理潜热的技术手段还有待提高，设计不当则会导致投资过高或综合节能效益不佳，无法体现温湿度独立控制系统的优势。因此，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 除湿方式和高温冷源的选择

1）对于我国的潮湿地区［空气含湿量高于 12g/（kg·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。设计者应通过对空调区全年温湿度要求的分析，合理采用各种除湿方式。如果空调区全年允许的温、湿度变化范围较大，冷却除湿能够满足使用要求，也是可应用的除湿的方式之一。对于干燥地区，将室外新风直接引入房间（干热地区可能需要适当的降温，但不需要专门的除湿措施），即可满足房间的除湿要求。

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。因此应对建筑所在地的气候特点进行分析论证后合理采用，主要的原则是：尽可能减少人工冷源的使用。

2 考虑全年运行工况，充分利用天然冷源

1）由于全年室外空气参数的变化，设计采用人工冷源的系统，在过渡季节也可直接应用天然冷源或可再生能源等低品位能源。例如：在室外空气的湿球温度较低时，应采用冷却塔制取的16℃～18℃高温冷水直接供冷；与采用7℃冷水的常规系统相比，前者全年冷却塔供冷的时间远远多于后者，从而减少了冷水机组的运行时间。

2）当冬季供热与夏季供冷采用同一个末端设备时，例如夏季采用干式风机盘管或辐射末端设备，一般冬季采用同一末端时的热水温度在30℃/40℃即可满足要求，如果有低品位可再生热源，则应在设计中充分考虑和利用。

3 不宜采用再热方式

温湿度独立控制空调系统的优势即为温度和湿度的控制与处理方式分开进行，因此空气处理时通常不宜采用再热升温方式，避免造成能源的浪费。在现有的温湿度独立控制系统的设备中，有采用热泵蒸发器冷却除湿后，用冷凝热再热的方式。也有采用表冷器除湿后用排风、冷却水等进行再热的措施。它们的共同特点是：再热利用的是废热，但会造成冷量的浪费。

4.1.7 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。

4.2 冷源与热源

4.2.1 冷源与热源包括冷热水机组、建筑内的锅炉和换热设备、蒸发冷却机组、多联机、蓄能设备等。

建筑能耗占我国能源总消费的比例已达 27.5%，在建筑能耗中，暖通空调系统和生活热水系统耗能比例接近 60%。公共建筑中，冷、热源的能耗占空调系统能耗 40% 以上。当前，各种机组、设备类型繁多，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，地源热泵、蒸发冷却等利用可再生能源或天然冷源的技术应用广泛。由于使用这些机组和设备时会受到能源、环境、工程状况、使用时间及要求等多种因素的影响和制约，因此应客观全面地对冷热源方案进行技术经济比较分析，以可持续发展的思路确定合理的冷热源方案。

1 热源应优先采用废热或工业余热，可变废为宝，节约资源和能耗。当废热或工业余热的温度较高、经技术经济论证合理时，冷源宜采用吸收式冷水机组，可以利用废热或工业余热制冷。

2 面对全球气候变化，节能减排和发展低碳经济成为各国共识。我国政府于 2009 年 12 月在丹麦哥本哈根举行的《联合国气候变化框架公约》大会上，提出 2020 年我国单位国内生产总值二氧化碳排放比 2005 年下降 40%～45%。随着《中华人民共和国可再生能源法》、《中华人民共和国节约能源法》、《民用建筑节能条例》、《可再生能源中长期发展规划》等一系列法规的出台，政府一方面利用大量补贴、税收优惠政策来刺激清洁能源产业发展；另一方面也通过法规，帮助能源公司购买、使用可再生能源。因此，地源热泵系统、太阳能热水器等可再生能源技术应用的市场发展迅猛，应用广泛。但是，由于可再生能源的利用与室外环境密切相关，从全年使用角度考虑，并不是任何时候都可

以满足应用需求，因此当不能保证时，应设置辅助冷、热源来满足建筑的需求。

3 发展城镇集中热源是我国北方供暖的基本政策，发展较快，较为普遍。具有城镇或区域集中热源时，集中式空调系统应优先采用。

4 电动压缩式机组具有能效高、技术成熟、系统简单灵活、占地面积小等特点，因此在城市电网夏季供电充足的区域，冷源宜采用电动压缩式机组。

5 对于既无城市热网，也没有较充足的城市供电的地区，采用电能制冷会受到较大的限制，如果其城市燃气供应充足的话，采用燃气锅炉、燃气热水机作为空调供热的热源和燃气吸收式冷（温）水机组作为空调冷源是比较合适的。

6 既无城市热网，也无燃气供应的地区，集中空调系统只能采用燃煤或者燃油来提供空调热源和冷源。采用燃油时，可以采用燃油吸收式冷（温）水机组。采用燃煤时，则只能通过设置吸收式冷水机组来提供空调冷源。这种方式应用时，需要综合考虑燃油的价格和当地环保要求。

7 在高温干燥地区，可通过蒸发冷却方式直接提供用于空调系统的冷水，减少了人工制冷的能耗，符合条件的地区应优先推广采用。通常来说，当室外空气的露点温度低于 15℃时，采用间接式蒸发冷却方式，可以得到接近 16℃的空调冷水来作为空调系统的冷源。直接水冷式系统包括水冷式蒸发冷却、冷却塔冷却、蒸发冷凝等。

8 从节能角度来说，能源应充分考虑梯级利用，例如采用热、电、冷联产的方式。《中华人民共和国节约能源法》明确提出：“推广热电联产，集中供热，提高热电机组的利用率，发展热能梯级利用技术，热、电、冷联产技术和热、电、煤气三联供技术，提高热能综合利用率。”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。冬季用热电厂的热源供热，夏季采用溴化锂吸收式制冷机供冷，使热电厂冬

夏负荷平衡，高效经济运行。

9 水环热泵空调系统是用水环路将小型的水/空气热泵机组并联在一起，构成一个以回收建筑物内部余热为主要特点的热泵供暖、供冷的空调系统。需要长时间向建筑物同时供热和供冷时，可节省能源和减少向环境排热。

水环热泵空调系统具有以下优点：

1）实现建筑内部冷、热转移；

2）可独立计量；

3）运行调节比较方便，在需要长时间向建筑同时供热和供冷时，能够减少建筑外提供的供热量而节能。

但由于水环热泵系统的初投资相对较大，且因为分散设置后每个压缩机的安装容量较小，使得 *COP* 值相对较低，从而导致整个建筑空调系统的电气安装容量相对较大，因此，在设计选用时，需要进行较细的分析。从能耗上看，只有当冬季建筑物内存在明显可观的冷负荷时，才具有较好的节能效果。

10 蓄能系统的合理使用，能够明显提高城市或区域电网的供电效率，优化供电系统，转移电力高峰，平衡电网负荷。同时，在分时电价较为合理的地区，也能为用户节省全年运行电费。为充分利用现有电力资源，鼓励夜间使用低谷电，国家和各地区电力部门制定了峰谷电价差政策。

11 热泵系统属于国家大力提倡的可再生能源的应用范围，有条件时应积极推广。但是，对于缺水、干旱地区，采用地表水或地下水存在一定的困难，因此，中、小型建筑宜采用空气源或土壤源热泵系统为主（对于大型工程，由于规模等方面的原因，系统的应用可能会受到一些限制）；夏热冬冷地区，空气源热泵的全年能效比较好，因此推荐使用；而当采用土壤源热泵系统时，中、小型建筑空调冷、热负荷的比例比较容易实现土壤全年的热平衡，因此也推荐使用。对于水资源严重短缺的地区，不但地表水或地下水的使用受到限制，集中空调系统的冷却水在全年运行过程中，水量消耗较大的缺点也会凸现出来，因此，这些地

区不应采用消耗水资源的空调系统形式和设备（例如冷却塔、蒸发冷却等），而宜采用风冷式机组。

12 当天然水可以有效利用或浅层地下水能够确保100%回灌时，也可以采用地表水或地下水源地源热泵系统，有效利用可再生能源。

13 由于可供空气调节的冷热源形式越来越多，节能减排的形势要求下，出现了多种能源形式向一个空调系统供能的状况，实现能源的梯级利用、综合利用、集成利用。当具有电、城市供热、天然气、城市煤气等多种人工能源以及多种可能利用的天然能源形式时，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复合能源方式，降低了投资和运行费用，取得了较好的经济效益。城市的能源结构若是几种共存，空调也可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。

4.2.2 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。我国主要以燃煤发电为主，直接将燃煤发电生产出的高品位电能转换为低品位的热能进行供暖，能源利用效率低，应加以限制。考虑到国内各地区的具体情况，只有在符合本条所指的特殊情况时方可采用。

1 随着我国电力事业的发展和需求的变化，电能生产方式和应用方式均呈现出多元化趋势。同时，全国不同地区电能的生产、供应与需求也是不相同的，无法做到一刀切的严格规定和限制。因此如果当地电能富裕、电力需求侧管理从发电系统整体效率角度，有明确的供电政策支持时，允许适当采用直接电热。

2 对于一些具有历史保护意义的建筑，或者消防及环保有严格要求无法设置燃气、燃油或燃煤区域的建筑，由于这些建筑通常规模都比较小，在迫不得已的情况下，也允许适当地采用电进行供热，但应在征求消防、环保等部门的批准后才能进行设计。

3 对于一些设置了夏季集中空调供冷的建筑，其个别局部区域（例如：目前在一些南方地区，采用内、外区合一的变风量系统且加热量非常低时——有时采用窗边风机及低容量的电热加热、建筑屋顶的局部水箱间为了防冻需求等）有时需要加热，如果为这些要求专门设置空调热水系统，难度较大或者条件受到限制或者投入非常高。因此，如果所需要的直接电能供热负荷非常小（不超过夏季空调供冷时冷源设备电气安装容量的20%）时，允许适当采用直接电热方式。

4 夏热冬暖或部分夏热冬冷地区冬季供热时，如果没有区域或集中供热，热泵是一个较好的方案。但是，考虑到建筑的规模、性质以及空调系统的设置情况，某些特定的建筑，可能无法设置热泵系统。当这些建筑冬季供热设计负荷较小，当地电力供应充足，且具有峰谷电差政策时，可利用夜间低谷电蓄热方式进行供暖，但电锅炉不得在用电高峰和平段时间启用。为了保证整个建筑的变压器装机容量不因冬季采用电热方式而增加，要求冬季直接电能供热负荷不超过夏季空调供冷负荷的20%，且单位建筑面积的直接电能供热总安装容量不超过20W/m^2。

5 如果建筑本身设置了可再生能源发电系统（例如利用太阳能光伏发电、生物质能发电等），且发电量能够满足建筑本身的电热供暖需求，不消耗市政电能时，为了充分利用其发电的能力，允许采用这部分电能直接用于供暖。

4.2.3 强制性条文。在冬季无加湿用蒸汽源，但冬季室内相对湿度的要求较高且对加湿器的热惰性有工艺要求（例如有较高恒温恒湿要求的工艺性房间），或对空调加湿有一定的卫生要求（例如无菌病房等），不采用蒸汽无法实现湿度的精度要求时，才允许采用电极（或电热）式蒸汽加湿器。

4.2.4 本条中各款提出的是选择锅炉时应注意的问题，以便能在满足全年变化的热负荷前提下，达到高效节能运行的要求。

1 供暖及空调热负荷计算中，通常不计入灯光设备等得热，而将其作为热负荷的安全余量。但灯光设备等得热远大于管道热

损失，所以确定锅炉房容量时无需计入管道热损失。负荷率不低于50%即锅炉单台容量不低于其设计负荷的50%。

2 燃煤锅炉低负荷运行时，热效率明显下降，如果能使锅炉的额定容量与长期运行的实际负荷接近，会得到较高的热效率。作为综合建筑的热源往往长时间在很低的负荷率下运行，由此基于长期热效率高的原则确定单台锅炉容量很重要，不能简单地等容量选型。但在保证较高的长期热效率的前提下，又以等容量选型最佳，因为这样投资节约、系统简洁、互备性好。

3 冷凝式锅炉即在传统锅炉的基础上加设冷凝式热交换受热面，将排烟温度降到40℃～50℃，使烟气中的水蒸气冷凝下来并释放潜热，可以使热效率提高到100%以上（以低位发热量计算），通常比非冷凝式锅炉的热效率至少提高10%～12%。燃料为天然气时，烟气的露点温度一般在55℃左右，所以当系统回水温度低于50℃，采用冷凝式锅炉可实现节能。

4.2.5 强制性条文。中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局颁布的特种设备安全技术规范《锅炉节能技术监督管理规程》TSG G0002－2010中，工业锅炉热效率指标分为目标值和限定值，达到目标值可以作为评价工业锅炉节能产品的条件之一。条文表中数值为该规程规定限定值，选用设备时必须要满足。

4.2.6 与蒸汽相比，热水作为供热介质的优势早已被实践证明，所以强调优先以水为锅炉供热介质的理念。但当蒸汽热负荷比例大，而总热负荷不大时，分设蒸汽供热与热水供热系统，往往导致系统复杂、投资偏高、锅炉选型困难，而且节能效果有限，所以此时统一供热介质，技术经济上往往更合理。

超高层建筑采用蒸汽供暖弊大于利，其优点在于比水供暖所需的管道尺寸小，换热器经济性更好，但由于介质温度高，竖向长距离输送，汽水管道易腐蚀等因素，会带来安全、管理的诸多困难。

4.2.7 在大中型公共建筑中，或者对于全年供冷负荷变化幅度较大的建筑，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，可选一台适合最小负荷的冷水机组，在最小负荷时开启小型制冷系统满足使用要求，这种配置方案已在许多工程中取得很好的节能效果。如果每台机组的装机容量相同，此时也可以采用一台或多台变频调速机组的方式。

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，除可提高安全可靠性外，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，部分负荷能效高的机组。

4.2.8 强制性条文。从目前实际情况来看，舒适性集中空调建筑中，几乎不存在冷源的总供冷量不够的问题，大部分情况下，所有安装的冷水机组一年中同时满负荷运行的时间没有出现过，甚至一些工程所有机组同时运行的时间也很短或者没有出现过。这说明相当多的制冷站房的冷水机组总装机容量过大，实际上造成了投资浪费。同时，由于单台机组装机容量也同时增加，还导致了其在低负荷工况下运行，能效降低。因此，对设计的装机容量作出了本条规定。

目前大部分主流厂家的产品，都可以按照设计冷量的需求来提供冷水机组，但也有一些产品采用“系列化或规格化”生产。为了防止冷水机组的装机容量选择过大，本条对总容量进行了限制。

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”。

4.2.9 分布式能源站作为冷热源时，需优先考虑使用热电联产产生的废热，综合利用能源，提高能源利用效率。热电联产如果仅考虑如何用热，而电力只是并网上网，就失去了分布式能源就

地发电（site generation）的意义，其综合能效还不及燃气锅炉，在现行上网电价条件下经济效益也很差，必须充分发挥自身产生电力的高品位能源价值。

采用热泵后综合一次能效理论上可以达到2.0以上，经济收益也可提高1倍左右。

4.2.10、4.2.11 第4.2.10条是强制性条文。随着人民生活水平的不断提高，建筑业的持续发展，公共建筑中空调的使用进一步普及，我国已成为冷水机组的制造大国，也是冷水机组的主要消费国，直接推动了冷水机组的产品性能和质量的提升。

冷水机组是公共建筑集中空调系统的主要耗能设备，其性能很大程度上决定了空调系统的能效。而我国地域辽阔，南北气候差异大，严寒地区公共建筑中的冷水机组夏季运行时间较短，从北到南，冷水机组的全年运行时间不断延长，而夏热冬暖地区部分公共建筑中的冷水机组甚至需要全年运行。在经济和技术分析的基础上，严寒寒冷地区冷水机组性能适当提升，建筑围护结构性能作较大幅度的提升；夏热冬冷和夏热冬暖地区，冷水机组性能提升较大，建筑围护结构热工性能作小幅提升。保证全国不同气候区达到一致的节能率。因此，本次修订根据冷水机组的实际运行情况及其节能潜力，对各气候区提出不同的限值要求。

实际运行中，冷水机组绝大部分时间处于部分负荷工况下运行，只选用单一的满负荷性能指标来评价冷水机组的性能不能全面地体现冷水机组的真实能效，还需考虑冷水机组在部分负荷运行时的能效。发达国家也多将综合部分负荷性能系数（*IPLV*）作为冷水机组性能的评价指标，美国供暖、制冷与空调工程师学会（ASHRAE）标准ASHARE90.1-2013以*COP*和*IPLV*作为评价指标，提供了Path A和Path B两种等效的办法，并给出了相应的限值。因此，本次修订对冷水机组的满负荷性能系数（*COP*）以及水冷冷水机组的综合部分负荷性能系数（*IPLV*）均作出了要求。

编制组调研了国内主要冷水机组生产厂家，获得不同类型、

不同冷量和性能水平的冷水机组在不同城市的销售数据，对冷水机组性能和价格进行分析，确定我国冷水机组的性能模型和价格模型，以此作为分析的基准。以最优节能方案中冷水机组的节能目标与年收益投资比（SIR 值）作为目标，确定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。

2005 版标准中只对水冷螺杆和离心式冷水机组的综合部分负荷性能系数（*IPLV*）提出要求，而未对风冷机组和水冷活塞或水冷涡旋式机组作出要求，本次修订增加了这部分要求。同时根据不同制冷量冷水机组的销售数据及性能特点对冷水机组的冷量分级进行了调整。

2006 年～2011 年的销售数据显示，目前市场上的离心式冷水机组主要集中于大冷量，冷量小于 528kW 的离心式冷水机组的生产和销售已基本停止，而冷量 528kW～1163kW 的冷水机组也只占到了离心式冷水机组总销售量的 0.1%。因此在本次修订过程中，对于小冷量的离心式冷水机组只按照小于 1163kW 冷量范围作统一要求；而对大冷量的离心式冷水机组进行了进一步的细分，分别对制冷量在 1163kW～2110kW、2110kW～5280kW，以及大于 5280kW 的离心机的销售数据和性能进行了分析，同时参考国内冷水机组的生产情况，冷量大于 1163kW 的离心机按照冷量范围在 1163kW～2110kW 和大于等于 2110kW 的机组分别作出要求。

水冷活塞/涡旋式冷水机组，冷量主要分布在小于 528kW、528kW～1163kW 的机组只占到该类型总销售量的 2%左右，大于 1163kW 的机组已基本停止生产，并且根据该类型机组的性能特点，大容量的水冷活塞/涡旋式冷水机组与相同的螺杆式或离心式相比能效相差较大，当所需容量大于 528kW 时，不建议选用该类型机组，因此本标准对容量小于 528kW 的水冷活塞/涡旋式冷水机组作出统一要求。水冷螺杆式和风冷机组冷量分级不变。

现行国家标准《冷水机组能效限定值及能源效率等级》GB 19577 和《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》GB 19576

为本标准确定能效最低值提供了参考。表 2 为摘自现行国家标准《冷水机组能效限定值及能源效率等级》GB 19577 中的能源效率等级指标。图 3 为摘自《中国用能产品能效状况白皮书（2012）》中公布的冷水机组总体能效等级分布情况。

表 2　冷水机组能效限定值及能源效率等级

类型	名义制冷量 CC（kW）	能效等级 COP				
		1	2	3	4	5
风冷式或蒸发冷却式	$CC \leqslant 50$	3.20	3.00	2.80	2.60	2.40
	$CC > 50$	3.40	3.20	3.00	2.80	2.60
水冷式	$CC \leqslant 528$	5.00	4.70	4.40	4.10	3.80
	$528 < CC \leqslant 1163$	5.50	5.10	4.70	4.30	4.00
	$CC > 1163$	6.10	5.60	5.10	4.60	4.20

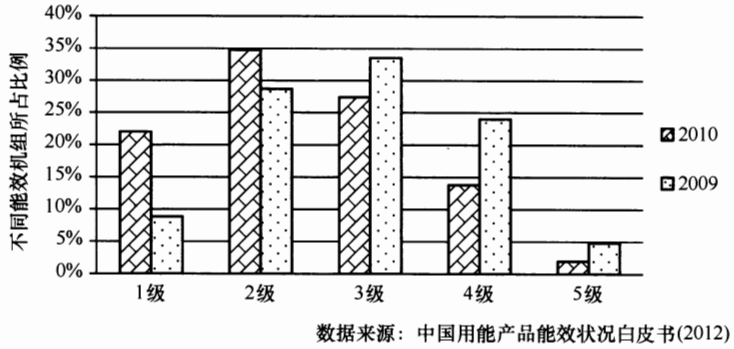

图 3　冷水机组总体能效等级分布

2005 版标准中的限值是根据能效等级中的三级（离心）、四级（螺杆）和五级（活塞）分别作出要求的。根据《中国用能产品能效状况白皮书 2012》中的数据显示，2011 年我国销售的各类型冷水机组中，四级和五级能效产品占总量的 16%，三级及以上产品占 84%，其中节能产品（一级和二级能效）则占到了总量的 57%。此外，根据调研得到的数据显示，当前主要厂家生产的主流冷水机组性能系数与 2005 版标准限值相比，高出比

例大致为3.6%～42.3%，平均高出19.7%。可见，当前我国冷水机组的性能已经有了较大幅度的提升。

本标准修订后，表4.2.10中规定限值与2005版标准相比，各气候区能效限值提升比例，从严寒A、B区到夏热冬暖地区，各类型机组限值提升比例大致为4%～23%，其中应用较多、容量较大的螺杆和离心机组，限值提升也较多。根据各类型销量数据以及各气候区分布加权后，全国综合平均提升比例为12.9%，冷水机组能效提升所带来的空调系统节能率约为4.5%。将主要厂家主流产品性能与表4.2.10中规定限值进行对比，目前市场上有一部分产品性能将无法满足要求，各类产品应用在不同气候区，性能需要改善的产品所占比例，从北到南为11.5%～36.3%，全国加权平均后约有27.9%的冷水机组性能需要改善才能满足要求。

根据当前冷水机组市场价格，按照表4.2.10中规定限值要求，则气候区各类型冷水机组初投资成本增量比例，从北到南为11%～21.7%，全国加权平均增量成本比例约为19.1%，静态投资回收期约为4年～5年。

随着变频冷水机组技术的不断发展和成熟，自2010年起，我国变频冷水机组的应用呈不断上升的趋势。冷水机组变频后，可有效地提升机组部分负荷的性能，尤其是变频离心式冷水机组，变频后其综合部分负荷性能系数$IPLV$通常可提升30%左右；但由于变频器功率损耗及电抗器、滤波器损耗，变频后机组的满负荷性能会有一定程度的降低。因此，对于变频机组，本标准主要基于定频机组的研究成果，根据机组加变频后其满负荷和部分负荷性能的变化特征，对变频机组的COP和$IPLV$限值要求在其对应定频机组的基础上分别作出调整。

当前我国的变频冷水机组主要集中于大冷量的水冷式离心机组和螺杆机组，机组变频后，部分负荷性能的变化差别较大。因此对变频离心和螺杆式冷水机组分别提出不同的调整量要求，并根据现有的变频冷水机组性能数据进行校核确定。

对于风冷式机组，计算 *COP* 和 *IPLV* 时，应考虑放热侧散热风机消耗的电功率；对于蒸发冷却式机组，计算 *COP* 和 *IPLV* 时，机组消耗的功率应包括放热侧水泵和风机消耗的电功率。双工况制冷机组制造时需照顾到两个工况工作条件下的效率，会比单工况机组低，所以不强制执行本条规定。

名义工况应符合现行国家标准《蒸气压缩循环冷水（热泵）机组　第1部分：工业或商业用及类似用途的冷水（热泵）机组》GB/T 18430.1的规定，即：

1　使用侧：冷水出口水温7℃，水流量为0.172m³/(h·kW)；

2　热源侧（或放热侧）：水冷式冷却水进口水温30℃，水流量为0.215m³/(h·kW)；

3　蒸发器水侧污垢系数为0.018m²·℃/kW，冷凝器水侧污垢系数0.044m²·℃/kW。

目前我国的冷机设计工况大多为冷凝侧温度为32℃/37℃，而国标中的名义工况为30℃/35℃。很多时候冷水机组样本上只给出了相应的设计工况（非名义工况）下的 *COP* 和 *NPLV* 值，没有统一的评判标准，用户和设计人员很难判断机组性能是否达到相关标准的要求。

因此，为给用户和设计人员提供一个可供参考方法，编制组基于我国冷水机组名义工况下满负荷性能参数及非名义工况下机组满负荷性能参数，拟合出适用于我国离心式冷水机组的设计工况（非名义工况）下的 COP_n 和 *NPLV* 限值修正公式供设计人员参考。

水冷离心式冷水机组非名义工况修正可参考以下公式：

$$COP = COP_n / K_a \tag{3}$$

$$IPLV = NPLV / K_a \tag{4}$$

$$K_a = A \times B \tag{5}$$

$$A = 0.000000346579568 \times (LIFT)^4 - 0.00121959777 \times (LIFT)^2 + 0.0142513850 \times (LIFT) + 1.33546833 \tag{6}$$

$$B = 0.00197 \times LE + 0.986211 \tag{7}$$

$$LIFT = LC - LE \tag{8}$$

式中：COP——名义工况下离心式冷水（热泵）机组的性能系数；

COP_n——设计工况（非名义工况）下离心式冷水（热泵）机组的性能系数；

$IPLV$——名义工况下离心式冷水（热泵）机组的性能系数；

$NPLV$——设计工况（非名义工况）下离心式冷水（热泵）机组的性能系数；

LC——冷水（热泵）机组满负荷时冷凝器出口温度（℃）；

LE——冷水（热泵）机组满负荷时蒸发器出口温度（℃）；

上述满负荷 COP 值和 $NPLV$ 值的修正计算方法仅适用于水冷离心式机组。

4.2.12 目前，大型公共建筑中，空调系统的能耗占整个建筑能耗的比例约为 40%～60%；所以空调系统的节能是建筑节能的关键，而节能设计是空调系统节能的基础条件。

在现有的建筑节能标准中，只对单一空调设备的能效相关参数限值作了规定，例如规定冷水（热泵）机组制冷性能系数（COP）、单元式机组能效比等，却没有对整个空调冷源系统的能效水平进行规定。实际上，最终决定空调系统耗电量的是包含空调冷热源、输送系统和空调末端设备在内整个空调系统，整体更优才能达到节能的最终目的。这里，提出引入空调系统电冷源综合制冷性能系数（$SCOP$）这个参数，保证空调冷源部分的节能设计整体更优。

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：

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。

电冷源综合制冷性能系数（*SCOP*）的计算应注意以下事项：

1 制冷机的名义制冷量、机组耗电功率应采用名义工况运行条件下的技术参数；当设计与此不一致时，应进行修正。

2 当设计设备表上缺乏机组耗电功率，只有名义制冷性能系数（*COP*）数值时，机组耗电功率可通过名义制冷量除以名义性能系数获得。

3 冷却水流量按冷却水泵的设计流量选取，并应核对其正确性。由于水泵选取时会考虑富裕系数，因此核对流量时可考虑1～1.1的富裕系数。

4 冷却水泵扬程按设计设备表上的扬程选取。

5 水泵效率按设计设备表上水泵效率选取。

6 名义工况下冷却塔水量是指室外环境湿球温度28℃，进出水塔水温为37℃、32℃工况下该冷却塔的冷却水流量。确定冷却塔名义工况下的水量后，可根据冷却塔样本查对风机配置功率。

7 冷却塔风机配置电功率，按实际参与运行冷却塔的电机

配置功率计入。

8 冷源系统的总耗电量按主机耗电量、冷却水泵耗电量及冷却塔耗电量之和计算。

9 电冷源综合制冷性能系数（*SCOP*）为名义制冷量（kW）与冷源系统的总耗电量（kW）之比。

10 根据现行国家标准《蒸气压缩循环冷水(热泵）机组 第1部分：工业或商业用及类似用途的冷水（热泵）机组》GB/T 18430.1的规定，风冷机组的制冷性能系数（*COP*）计算中消耗的总电功率包括了放热侧冷却风机的电功率，因此风冷机组名义工况下的制冷性能系数（*COP*）值即为其综合制冷性能系数（*SCOP*）值。

11 本条文适用于采用冷却塔冷却、风冷或蒸发冷却的冷源系统，不适用于通过换热器换热得到的冷却水的冷源系统。利用地表水、地下水或地埋管中循环水作为冷却水时，为了避免水质或水压等各种因素对系统的影响而采用了板式换热器进行系统隔断，这时会增加循环水泵，整个冷源的综合制冷性能系数（*SCOP*）就会下降；同时对于地源热泵系统，机组的运行工况也不同，因此，不适用于本条文规定。

4.2.13 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。

相对于评价冷水机组满负荷性能的单一指标*COP*而言，*IPLV*的提出提供了一个评价冷水机组部分负荷性能的基准和平台，完善了冷水机组性能的评价方法，有助于促进冷水机组生产厂商对冷水机组部分负荷性能的改进，促进冷水机组实际性能水平的提高。

受 *IPLV* 的计算方法和检测条件所限，*IPLV* 具有一定适用范围：

1 *IPLV* 只能用于评价单台冷水机组在名义工况下的综合部分负荷性能水平；

2 *IPLV* 不能用于评价单台冷水机组实际运行工况下的性能水平，不能用于计算单台冷水机组的实际运行能耗；

3 *IPLV* 不能用于评价多台冷水机组综合部分负荷性能水平。

IPLV 在我国的实际工程应用中出现了一些误区，主要体现在以下几个方面：

1 对 *IPLV* 公式中 4 个部分负荷工况权重理解存在偏差，认为权重是 4 个部分负荷对应的运行时间百分比；

2 用 *IPLV* 计算冷水机组全年能耗，或者用 *IPLV* 进行实际项目中冷水机组的能耗分析；

3 用 *IPLV* 评价多台冷水机组系统中单台或者冷机系统的实际运行能效水平。

IPLV 的提出完善了冷水机组性能的评价方法，但是计算冷水机组及整个系统的效率时，仍需要利用实际的气象资料、建筑物的负荷特性、冷水机组的台数及配置、运行时间、辅助设备的性能进行全面分析。

从 2005 年至今，我国公共建筑的分布情况以及空调系统运行水平发生了很大变化，这些都会导致 *IPLV* 计算公式中权重系数的变化，为了更好地反映我国冷水机组的实际使用条件，本次标准修订对 *IPLV* 计算公式进行了更新。

本次标准修订建立了我国典型公共建筑模型数据库，数据库包括了各类型典型公共建筑的基本信息、使用特点及分布情况，同时调研了主要冷水机组生产厂家的冷机性能及销售等数据，为建立更完善的 *IPLV* 计算方法提供了数据基础。根据对国内主要冷水机组生产厂家提供的销售数据的统计分析结果，选取我国 21 个典型城市进行各类典型公共建筑的逐时负荷计算。这些城

市的冷机销售量占到了统计期（2006年～2011年）销售总量的94.8%，基本覆盖我国冷水机组的实际使用条件。

编制组对我国各气候区内21个典型城市的6类常用冷水机组作为冷源的典型公共建筑分别进行了*IPLV*公式的计算，以各城市冷机销售数据、不同气候区内不同类型公共建筑面积分布为权重系数进行统计平均，确定全国统一的*IPLV*计算公式。

*IPLV*规定的工况为现行国家标准《蒸气压缩循环冷水（热泵）机组　第1部分：工业或商业用及类似用途的冷水（热泵）机组》GB/T 18430.1中标准测试工况，即蒸发器出水温度为7℃，冷凝器进水温度为30℃，冷凝器的水流量为0.215m^3/(h·kW)；在非名义工况（即不同于*IPLV*规定的工况）下，其综合部分负荷性能系数即*NPLV*也应按公式（4.2.13）计算，但4种部分负荷率条件下的性能系数的测试工况，应满足GB/T 18430.1中*NPLV*的规定工况。

4.2.14　强制性条文。现行国家标准《单元式空气调节机》GB/T 17758已经开始采用制冷季节能效比*SEER*、全年性能系数*APF*作为单元机的能效评价指标，但目前大部分厂家尚无法提供其机组的*SEER*、*APF*值，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。

4.2.15　空气源热泵机组的选型原则。

1　空气源热泵的单位制冷量的耗电量较水冷冷水机组大，价格也高，为降低投资成本和运行费用，应选用机组性能系数较高的产品。此外，先进科学的融霜技术是机组冬季运行的可靠保证。机组在冬季制热运行时，室外空气侧换热盘管低于露点温度时，换热翅片上就会结霜，会大大降低机组运行效率，严重时无法运行，为此必须除霜。除霜的方法有很多，最佳的除霜控制应判断正确，除霜时间短，融霜修正系数高。近年来各厂家为此都

进行了研究，对于不同气候条件采用不同的控制方法。设计选型时应对此进行了解，比较后确定。

2 空气源热泵机组比较适合于不具备集中热源的夏热冬冷地区。对于冬季寒冷、潮湿的地区使用时必须考虑机组的经济性和可靠性。室外温度过低会降低机组制热量；室外空气过于潮湿使得融霜时间过长，同样也会降低机组的有效制热量，因此设计师必须计算冬季设计状态下机组的 *COP*，当热泵机组失去节能上的优势时就不应采用。对于性能上相对较有优势的空气源热泵冷热水机组的 *COP* 限定为 2.0；对于规格较小、直接膨胀的单元式空调机组限定为 1.8。冬季设计工况下的机组性能系数应为冬季室外空调或供暖计算温度条件下，达到设计需求参数时的机组供热量（W）与机组输入功率（W）的比值。

3 空气源热泵的平衡点温度是该机组的有效制热量与建筑物耗热量相等时的室外温度。当这个温度高于建筑物的冬季室外计算温度时，就必须设置辅助热源。

空气源热泵机组在融霜时机组的供热量就会受到影响，同时会影响到室内温度的稳定度，因此在稳定度要求高的场合，同样应设置辅助热源。设置辅助热源后，应注意防止冷凝温度和蒸发温度超出机组的使用范围。辅助加热装置的容量应根据在冬季室外计算温度情况下空气源热泵机组有效制热量和建筑物耗热量的差值确定。

4 带有热回收功能的空气源热泵机组可以把原来排放到大气中的热量加以回收利用，提高了能源利用效率，因此对于有同时供冷、供热要求的建筑应优先采用。

4.2.16 空气源热泵或风冷制冷机组室外机设置要求。

1 空气源热泵机组的运行效率，很大程度上与室外机的换热条件有关。考虑主导风向、风压对机组的影响，机组布置时避免产生热岛效应，保证室外机进、排风的通畅，一般出风口方向3m内不能有遮挡。防止进、排风短路是布置室外机时的基本要求。当受位置条件等限制时，应创造条件，避免发生明显的气流

短路；如设置排风帽，改变排风方向等方法，必要时可以借助于数值模拟方法辅助气流组织设计。此外，控制进、排风的气流速度也是有效避免短路的一种方法；通常机组进风气流速度宜控制在 1.5m/s～2.0m/s，排风口的排气速度不宜小于 7m/s。

2 室外机除了避免自身气流短路外，还应避免含有热量、腐蚀性物质及油污微粒等排放气体的影响，如厨房油烟排气和其他室外机的排风等。

3 室外机运行会对周围环境产生热污染和噪声污染，因此室外机应与周围建筑物保持一定的距离，以保证热量有效扩散和噪声自然衰减。室外机对周围建筑产生的噪声干扰，应符合现行国家标准《声环境质量标准》GB 3096 的要求。

4 保持室外机换热器清洁可以保证其高效运行，因此为清扫室外机创造条件很有必要。

4.2.17 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。相关数据显示，2011 年我国集中空调产品中多联机的销售量已经占到了总量的 34.8%（包括直流变频和数码涡旋机组），多联机已经成为我国公共建筑中央空调系统中非常重要的用能设备。数据显示，到 2011 年市场上的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。

现行国家标准《多联式空调（热泵）机组》GB/T 18837 正在修订中，而现行国家标准《多联式空调（热泵）机组能效限定值及能源效率等级》GB 21454 中以 $IPLV(C)$ 作为其能效考核指标。因此，本标准采用制冷综合性能指标 $IPLV(C)$ 作为能效评价指标。名义制冷工况和规定条件应符合现行国家标准《多联式空调（热泵）机组》GB/T 18837 的有关规定。

表 3 为摘录自现行国家标准《多联式空调（热泵）机组能效限定值及能源效率等级》GB 21454 中多联式空调（热泵）机组的能源效率等级限值要求。

表 3　多联式空调（热泵）机组的能源效率等级限值

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

对比上述要求，表 4.2.17 中规定的制冷综合性能指标限值均达到该标准中的一级能效要求。

4.2.18　多联机空调系统是利用制冷剂（冷媒）输配能量的，在系统设计时必须考虑制冷剂连接管（配管）内制冷剂的重力与摩擦阻力对系统性能的影响。因此，设计系统时应根据系统的制冷量和能效比衰减程度来确定每个系统的服务区域大小，以提高系统运行时的能效比。设定因管长衰减后的主机制冷能效比（*EER*）不小于 2.8，也体现了对制冷剂连接管合理长度的要求。“制冷剂连接管等效长度”是指室外机组与最远室内机之间的气体管长度与该管路上各局部阻力部件的等效长度之和。

本标准相比国家现行标准《多联机空调系统工程技术规程》JGJ 174 及《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 中的相应条文减少了“当产品技术资料无法满足核算要求时，系统冷媒管等效长度不宜超过 70m”的要求。这是因为随着多联机行业的不断发展及进步，各厂家均能提供齐全的技术资料，不存在无法核算的情况。

制冷剂连接管越长，多联机系统的能效比损失越大。目前市场上的多联机通常采用 R410A 制冷剂，由于 R410A 制冷剂的黏性和摩擦阻力小于 R22 制冷剂，故在相同的满负荷制冷能效比衰减率的条件下，其连接管允许长度比 R22 制冷剂系统长。根据厂家技术资料，当 R410A 系统的制冷剂连接管实际长度为 90m～100m 或等效长度在 110m～120m 时，满负荷时的制冷能效比（*EER*）下降 13%～17%，制冷综合性能系数 *IPLV*(*C*) 下

降10%以内。而目前市场上优良的多联机产品，其满负荷时的名义制冷能效比可达到3.30，连接管增长后其满负荷时的能效比（*EER*）为2.74～2.87。设计实践表明，多联机空调系统的连接管等效长度在110m～120m，已能满足绝大部分大型建筑室内外机位置设置的要求。然而，对于一些特殊场合，则有可能超出该等效长度，故采用衰减后的主机制冷能效比（*EER*）限定值（不小于2.8）来规定制冷剂连接管的最大长度具有科学性，不仅能适应特殊场合的需求，而且有利于产品制造商提升技术，一方面继续提高多联机的能效比，另一方面探索减少连接管长度对性能衰减影响的技术途径，以推动多联机企业的可持续发展。

此外，现行国家标准《多联式空调（热泵）机组》GB/T 18837及《多联式空调（热泵）机组能效限定值及能源效率等级》GB 21454均以综合制冷性能系数[*IPLV*(*C*)]作为多联机的能效评价指标，但由于计算连接管长度时[*IPLV*(*C*)]需要各部分负荷点的参数，各厂家很少能提供该数据，且计算方法较为复杂，对设计及审图造成困难，故本条使用满负荷时的制冷能效比（*EER*）作为评价指标，而不使用[*IPLV*(*C*)]指标。

4.2.19 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4.2.19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。

4.2.20 对于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。当建筑物室内空间有限，无法安装风管，或新风、排风口面积受限制等原因时，在室外条件许可时，也可采用冷却塔直接提供空调冷水的方式，减少全年运行冷水机组的时间。通常的系统做法是：当采用开式冷却塔时，用被冷却

塔冷却后的水作为一次水，通过板式换热器提供二次空调冷水（如果是闭式冷却塔，则不通过板式换热器，直接提供），再由阀门切换到空调冷水系统之中向空调机组供冷水，同时停止冷水机组的运行。不管采用何种形式的冷却塔，都应按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及冷却水能够提供的水温，并得出增加投资和回收期等数据，当技术经济合理时可以采用。也可考虑采用水环热泵等可同时具有制冷和制热功能的系统，实现能量的回收利用。

4.2.21 目前一些供暖空调用汽设备的凝结水未采取回收措施或由于设计不合理和管理不善，造成大量的热量损失。为此应认真设计凝结水回收系统，做到技术先进，设备可靠，经济合理。凝结水回收系统一般分为重力、背压和压力凝结水回收系统，可按工程的具体情况确定。从节能和提高回收率考虑，应优先采用闭式系统即凝结水与大气不直接相接触的系统。

回收利用有两层含义：

1 回到锅炉房的凝结水箱；

2 作为某些系统（例如生活热水系统）的预热在换热机房就地换热后再回到锅炉房。后者不但可以降低凝结水的温度，而且充分利用了热量。

4.2.22 制冷机在制冷的同时需要排除大量的冷凝热，通常这部分热量由冷却系统通过冷却塔散发到室外大气中。宾馆、医院、洗浴中心等有大量的热水需求，在空调供冷季节也有较大或稳定的热水需求，采用具有冷凝热回收（部分或全部）功能的机组，将部分冷凝热或全部冷凝热进行回收予以有效利用具有显著的节能意义。

冷凝热的回收利用要同时考虑质（温度）和量（热量）的因素。不同形式的冷凝热回收机组（系统）所提供的冷凝器出水最高温度不同，同时，由于冷凝热回收的负荷特性与热水的使用在时间上存在差异，因此，在系统设计中需要采用蓄热装置和考虑是否进行必要的辅助加热装置。是否采用冷凝热回收技术和采用

何种形式的冷凝热回收系统需要通过技术经济比较确定。

强调“常年”二字，是要求注意到制冷机组具有热回收的时段，主要是针对夏季和过渡季制冷机需要运行的季节，而不仅仅限于冬季需要。此外生活热水的范围比卫生热水范围大，例如可以是厨房需要的热水等。

4.3 输 配 系 统

4.3.1 采用热水作为热媒，不仅对供暖质量有明显的提高，而且便于调节。因此，明确规定散热器供暖系统应采用热水作为热媒。

4.3.2 在供暖空调系统中，由于种种原因，大部分输配环路及热（冷）源机组（并联）环路存在水力失调，使得流经用户及机组的流量与设计流量不符。加上水泵选型偏大，水泵运行在不合适的工作点处，导致水系统大流量、小温差运行，水泵运行效率低、热量输送效率低。并且各用户处室温不一致，近热源处室温偏高，远热源处室温偏低。对热源来说，机组达不到其额定出力，使实际运行的机组台数超过按负荷要求的台数。造成了能耗高，供热品质差。

设置水力平衡装置后，可以通过对系统水力分布的调整与设定，保持系统的水力平衡，提高系统输配效率，保证获得预期的供暖效果，达到节能的目的。

4.3.3 规定集中供暖系统耗电输热比（*EHR-h*）的目的是为了防止采用过大的循环水泵，提高输送效率。公式（4.3.3）同时考虑了不同管道长度、不同供回水温差因素对系统阻力的影响。本条计算思路与《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 26－2010 第 5.2.16 条一致，但根据公共建筑实际情况对相关参数进行了调整。

居住建筑集中供暖时，可能有多幢建筑，存在供暖外网的可能性较大，但公共建筑的热力站大多数建在自身建筑内，因此，在确定公共建筑耗电输热比（*EHR-h*）时，需要考虑一定的区

别，即重点不是考虑外网的长度，而是热力站的供暖半径。这样，原居住建筑计算时考虑的室内干管部分，在这里统一采用供暖半径即热力站至供暖末端的总长度替代了，并同时对 B 值进行了调整。

考虑室内干管比摩阻与$\sum L \leqslant 400\text{m}$ 时室外管网的比摩阻取值差距不大，为了计算方便，本标准在$\sum L \leqslant 400\text{m}$ 时，全部按照 $\alpha=0.0115$ 来计算。与现行行业标准《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 26 相比，此时略微提高了要求，但对于公共建筑是合理的。

4.3.4 对于变流量系统，采用变速调节，能够更多地节省输送能耗，水泵调速技术是目前比较成熟可靠的节能方式，容易实现且节能潜力大，调速水泵的性能曲线宜为陡降型。一般采用根据供回水管上的压差变化信号，自动控制水泵转速调节的控制方式。

4.3.5 集中空调冷（热）水系统设计原则。

1 工程实践已充分证明，在季节变化时只是要求相应作供冷/供暖空调工况转换的空调系统，采用两管制水系统完全可以满足使用要求，因此予以推荐。

建筑内存在需全年供冷的区域时（不仅限于内区），这些区域在非供冷季首先应该直接采用室外新风做冷源，例如全空气系统增大新风比、独立新风系统增大新风量。只有在新风冷源不能满足供冷量需求时，才需要在供热季设置为全年供冷区域单独供冷水的管路，即分区两管制系统。对于一般工程，如仅在理论上存在一些内区，但实际使用时发热量常比夏季采用的设计数值小且不长时间存在，或这些区域面积或总冷负荷很小，冷源设备无法为之单独开启，或这些区域冬季即使短时温度较高也不影响使用，如为其采用相对复杂投资较高的分区两管制系统，工程中常出现不能正常使用的情况，甚至在冷负荷小于热负荷时房间温度过低而无供热手段的情况。因此工程中应考虑建筑是否真正存在面积和冷负荷较大的需全年供应冷水的区域，确定最经济和满足要求的空调管路制式。

2 变流量一级泵系统包括冷水机组定流量、冷水机组变流量两种形式。冷水机组定流量、负荷侧变流量的一级泵系统形式简单，通过末端用户设置的两通阀自动控制各末端的冷水量需求，同时，系统的运行水量也处于实时变化之中，在一般情况下均能较好地满足要求，是目前应用最广泛、最成熟的系统形式。当系统作用半径较大或水流阻力较高时，循环水泵的装机容量较大，由于水泵为定流量运行，使得冷水机组的供回水温差随着负荷的降低而减少，不利于在运行过程中水泵的运行节能，因此一般适用于最远环路总长度在500m之内的中小型工程。通常大于55kW的单台水泵应调速变流量，大于30kW的单台水泵宜调速变流量。

随着冷水机组性能的提高，循环水泵能耗所占比例上升，尤其当单台冷水机组所需流量较大时或系统阻力较大时，冷水机组变流量运行水泵的节能潜力较大。但该系统涉及冷水机组允许变化范围，减少水量对冷机性能系数的影响，对设备、控制方案和运行管理等的特殊要求等，因此应经技术和经济比较，与其他系统相比，节能潜力较大并确有技术保障的前提下，可以作为供选择的节能方案。

系统设计时，应重点考虑以下两个方面：

（1）冷水机组对变水量的适应性：重点考虑冷水机组允许的变流量范围和允许的流量变化速率；

（2）设备控制方式：需要考虑冷水机组的容量调节和水泵变速运行之间的关系，以及所采用的控制参数和控制逻辑。

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，其最高流量应高于额定流量；同时，应具备至少每分钟30%流量变化的适应能力。一般离心式机组宜为额定流量的30%～130%，螺杆式机组宜为额定流量的40%～120%。从安全角度来讲，适应冷水流量快速变化的冷水机组能承受每分钟30%～50%的流量变化率；从对供水温度的影响角度来讲，机组允许的每分钟流量变化率不低于10%（具体产品有

一定区别)。流量变化会影响机组供水温度，因此机组还应有相应的控制功能。本处所提到的额定流量指的是供回水温差为5℃时蒸发器的流量。

水泵的变流量运行，可以有效降低运行能耗，还可以根据年运行小时数量来降低冷水输配侧的管径，达到降低初投资的目的。美国 ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1－2004 就有此规定，但只是要求 300kPa、37kW 以上的水泵变流量运行，而到 ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1－2010 出版时，有了更严格的要求。ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1－2010 中规定，当末端采用两通阀进行开关量或模拟量控制负荷，只设置一台冷水泵且其功率大于 3.7kW 或冷水泵超过一台且总功率大于 7.5kW 时，水泵必须变流量运行，并且其流量能够降到设计流量的50%或以下，同时其运行功率低于 30%的设计功率；当冷水机组不能适应变流量运行且冷水泵总功率小于 55kW 时，或者末端虽然有采用两通阀进行开关量或模拟量控制负荷，但是其数量不超过 3 个时，冷水泵可不作变流量运行。

3 二级泵系统的选择设计

(1) 机房内冷源侧阻力变化不大，多数情况下，系统设计水流阻力较高的原因是系统的作用半径造成的，因此系统阻力是推荐采用二级泵或多级泵系统的充要条件。当空调系统负荷变化很大时，首先应通过合理设置冷水机组的台数和规格解决小负荷运行问题，仅用靠增加负荷侧的二级泵台数无法解决根本问题，因此“负荷变化大”不列入采用二级泵或多级泵的条件。

(2) 各区域水温一致且阻力接近时完全可以合用一组二级泵，多台水泵根据末端流量需要进行台数和变速调节，大大增加了流量调解范围和各水泵的互为备用性。且各区域末端的水路电动阀自动控制水量和通断，即使停止运行或关闭检修也不会影响其他区域。以往工程中，当各区域水温一致且阻力接近，仅使用时间等特性不同，也常按区域分别设置二级泵，带来如下问题：

一是水泵设置总台数多于合用系统，有的区域流量过小采用

一台水泵还需设置备用泵，增加投资；

二是各区域水泵不能互为备用，安全性差；

三是各区域最小负荷小于系统总最小负荷，各区域水泵台数不可能过多，每个区域泵的流量调节范围减少，使某些区域在小负荷时流量过大、温差过小，不利于节能。

（3）当系统各环路阻力相差较大时，如果分区分环路按阻力大小设置和选择二级泵，有可能比设置一组二级泵更节能。阻力相差“较大”的界限推荐值可采用 0.05MPa，通常这一差值会使得水泵所配电机容量规格变化一档。

（4）工程中常有空调冷热水的一些系统与冷热源供水温度的水温或温差要求不同，又不单独设置冷热源的情况。可以采用再设换热器的间接系统，也可以采用设置二级混水泵和混水阀旁通调节水温的直接串联系统。后者相对于前者有不增加换热器的投资和运行阻力，不需再设置一套补水定压膨胀设施的优点。因此增加了当各环路水温要求不一致时按系统分设二级泵的推荐条件。

4 对于冷水机组集中设置且各单体建筑用户分散的区域供冷等大规模空调冷水系统，当输送距离较远且各用户管路阻力相差非常悬殊的情况下，即使采用二级泵系统，也可能导致二级泵的扬程很高，运行能耗的节省受到限制。这种情况下，在冷源侧设置定流量运行的一级泵，为共用输配干管设置变流量运行的二级泵，各用户或用户内的各系统分别设置变流量运行的三级泵或四级泵的多级泵系统，可降低二级泵的设计扬程，也有利于单体建筑的运行调节。如用户所需水温或温差与冷源不同，还可通过三级（或四级）泵和混水阀满足要求。

4.3.7 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。

4.3.8 由于冬夏季空调水系统流量及系统阻力相差很大，两管制系统如冬夏季合用循环水泵，一般按系统的供冷运行工况选择循环泵，供热时系统和水泵工况不吻合，往往水泵不在高效区运行，且系统为小温差大流量运行，浪费电能；即使冬季改变系统

的压力设定值，水泵变速运行，水泵冬季在设计负荷下也可能长期低速运行，降低效率，因此不允许合用。

如冬夏季冷热负荷大致相同，冷热水温差也相同（例如采用直燃机、水源热泵等），流量和阻力基本吻合，或者冬夏不同的运行工况与水泵特性相吻合时，从减少投资和机房占用面积的角度出发，也可以合用循环泵。

值得注意的是，当空调热水和空调冷水系统的流量和管网阻力特性及水泵工作特性相吻合而采用冬、夏共用水泵的方案时，应对冬、夏两个工况情况下的水泵轴功率要求分别进行校核计算，并按照轴功率要求较大者配置水泵电机，以防止水泵电机过载。

4.3.9 空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比反映了空调水系统中循环水泵的耗电与建筑冷热负荷的关系，对此值进行限制是为了保证水泵的选择在合理的范围，降低水泵能耗。

与本标准2005版相比，本条文根据实际情况对计算公式及相关参数进行了调整：

1 本标准2005版中，系统阻力以一个统一规定的水泵的扬程 H 来代替，而实际工程中，水系统的供冷半径差距较大，如果用一个规定的水泵扬程（标准规定限值为36m）并不能完全反映实际情况，也会给实际工程设计带来一些困难。因此，本条文在修订过程中的一个思路就是：系统半径越大，允许的限值也相应增大。故把机房及用户的阻力和管道系统长度引起的阻力分别计算，以 B 值反映了系统内除管道之外的其他设备和附件的水流阻力，$\alpha \sum L$ 则反映系统管道长度引起的阻力。同时也解决了管道长度阻力 α 在不同长度时的连续性问题，使得条文的可操作性得以提高。公式中采用设计冷（热）负荷计算，避免了由于应用多级泵和混水泵造成的水温差和水流量难以确定的状况发生。

2 温差的确定。对于冷水系统，要求不低于5℃的温差是必需的，也是正常情况下能够实现的。在这里对四个气候区的空调热水系统分别作了最小温差的限制，也符合相应气候区的实际

情况，同时考虑到了空调自动控制与调节能力的需要。对非常规系统应按机组实际参数确定。

A 值是反映水泵效率影响的参数，由于流量不同，水泵效率存在一定的差距，因此 A 值按流量取值，更符合实际情况。根据现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 中水泵的性能参数，并满足水泵工作在高效区的要求，当水泵水流量$\leqslant 60m^3/h$ 时，水泵平均效率取 63%；当 $60m^3/h <$ 水泵水流量$\leqslant 200m^3/h$ 时，水泵平均效率取 69%；当水泵水流量$> 200m^3/h$ 时，水泵平均效率取 71%。

当最远用户为空调机组时，$\sum L$ 为从机房出口至最远端空调机组的供回水管道总长度；当最远用户为风机盘管时，$\sum L$ 应减去 100m。

4.3.10 随着工艺需求和气候等因素的变化，建筑对通风量的要求也随之改变。系统风量的变化会引起系统阻力更大的变化。对于运行时间较长且运行中风量、风压有较大变化的系统，为节省系统运行费用，宜考虑采用双速或变速风机。通常对于要求不高的系统，为节省投资，可采用双速风机，但要对双速风机的工况与系统的工况变化进行校核。对于要求较高的系统，宜采用变速风机，采用变速风机的系统节能性更加显著，采用变速风机的通风系统应配备合理的控制措施。

4.3.11 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需消耗的能量，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，并应确保室内必须满足正压值的要求。

应明确的是："过渡季"指的是与室内外空气参数相关的一个空调工况分区范围，其确定的依据是通过室内外空气参数的比较而定的。由于空调系统全年运行过程中，室外参数总是不断变化，即使是夏天，在每天的早晚也有可能出现"过渡季"工况

(尤其是全天 24h 使用的空调系统)，因此，不要将“过渡季”理解为一年中自然的春、秋季节。

在条件合适的地区应充分利用全空气空调系统的优势，尽可能利用室外天然冷源，最大限度地利用新风降温，提高室内空气品质和人员的舒适度，降低能耗。利用新风免费供冷（增大新风比）工况的判别方法可采用固定温度法、温差法、固定焓法、电子焓法、焓差法等。从理论分析，采用焓差法的节能性最好，然而该方法需要同时检测温度和湿度，且湿度传感器误差大、故障率高，需要经常维护，数年来在国内、外的实施效果不够理想。而固定温度和温差法，在工程中实施最为简单方便。因此，本条对变新风比控制方法不作限定。

4.3.12 本条文系参考美国供暖制冷空调工程师学会标准《Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality》ASHRAE 62.1 中第 6 章的内容。考虑到一些设计采用新风比最大的房间的新风比作为整个空调系统的新风比，这将导致系统新风比过大，浪费能源。采用上述计算公式将使得各房间在满足要求的新风量的前提下，系统的新风比最小，因此本条规定可以节约空调风系统的能耗。

举例说明式（4.3.12）的用法：假定一个全空气空调系统为表 4 中的几个房间送风：

表 4 案例计算表

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

如果为了满足新风量需求最大（新风比最大的房间）的会议

室，则须按该会议室的新风比设计空调风系统。其需要的总新风量变成：$13560 \times 33\% = 4475$（m^3/h），比实际需要的新风量（$2672m^3/h$）增加了67%。

现用式（4.3.12）计算，在上面的例子中，V_{ot}＝未知；V_{st}＝$13560m^3/h$；V_{on}＝$2672m^3/h$；V_{oc}＝$1700m^3/h$；V_{sc}＝$5100m^3/h$。因此可以计算得到：

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

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

$Z=V_{oc}/V_{sc}=1700/5100=33.3\%$

代入方程 $Y = X/(1+X-Z)$ 中，得到

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

可以得出 V_{ot}＝$3092m^3/h$。

4.3.13 根据二氧化碳浓度控制新风量设计要求。二氧化碳并不是污染物，但可以作为评价室内空气品质的指标，现行国家标准《室内空气质量标准》GB/T 18883对室内二氧化碳的含量进行了规定。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。我国有的建筑已采用了新风需求控制，要注意的是，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，反而增加能耗，因此排风量也应适应新风量的变化以保持房间的正压。在技术允许条件下，二氧化碳浓度检测与VAV变风量系统相结合，同时满足各个区域新风与室内温度要求。

4.3.14 新风系统的节能。采用人工冷、热源进行预热或预冷运行时新风系统应能关闭，其目的在于减少处理新风的冷、热负荷，降低能量消耗；在夏季的夜间或室外温度较低的时段，直接采用室外温度较低的空气对建筑进行预冷，是一项有效的节能方法，应该推广应用。

4.3.15 建筑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；内区则由于无外围护结构，室内环境几乎不受室外环境的影响，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，易于获得最佳的空调效果，而且还可以避免冷热抵消，降低能源的消耗，减少运行费用。

对于办公建筑而言，办公室内、外区的划分标准与许多因素有关，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划分有一定影响。在设计没有明确分隔的大开间办公室时，根据国外有关资料介绍，通常可将距外围护结构 3m～5m 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 3m～5m 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 3m～5m 之间变动，都是能够满足要求的。

4.3.16 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。

4.3.17 粗、中效空气过滤器的性能应符合现行国家标准《空气过滤器》GB/T 14295 的有关规定：

1 粗效过滤器的初阻力小于或等于 50Pa（粒径大于或等于 2.0μm，效率不大于 50%且不小于 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 0.5μm，效率小于 70%且不小于 20%）；终阻力小于或等于 160Pa；

由于全空气空调系统要考虑到空调过渡季全新风运行的节能要求，因此其过滤器应能满足全新风运行的需要。

4.3.18 由于种种原因一些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）。从实际调查结果来看，这种方式带来了相当多的隐患，其中最突出的问题就是漏风严重，而且由于大部分是隐蔽工程无法检查，导致系统不能正常运行，处理

过的空气无法送到设计要求的地点，能量浪费严重。因此作出较严格的规定。

在工程设计中，有时会因受条件限制或为了结合建筑的需求，存在一些用砖、混凝土、石膏板等材料构成的土建风道、回风竖井的情况；此外，在一些下送风方式（如剧场等）的设计中，为了管道的连接及与室内设计配合，有时也需要采用一些局部的土建式封闭空腔作为送风静压箱。因此本条文对这些情况不作严格限制。

同时由于混凝土等墙体的蓄热量大，没有绝热层的土建风道会吸收大量的送风能量，严重影响空调效果，因此当受条件限制不得已利用土建风道时，对这类土建风道或送风静压箱提出严格的防漏风和绝热要求。

4.3.19 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。

在目前的一些工程设计中，片面考虑建筑外立面美观等原因，将冷却塔安装区域用建筑外装修进行遮挡，忽视了冷却塔通风散热的基本要求，对冷却效果产生了非常不利的影响，导致了冷却能力下降，冷水机组不能达到设计的制冷能力，只能靠增加冷水机组的运行台数等非节能方式来满足建筑空调的需求，加大了空调系统的运行能耗。因此，强调冷却塔的工作环境应在空气流通条件好的场所。

冷却塔的“飘水”问题是目前一个较为普遍的现象，过多的“飘水”导致补水量的增大，增加了补水能耗。在补水总管上设置水流量计量装置的目的就是要通过对补水量的计量，让管理者主动地建立节能意识，同时为政府管理部门监督管理提供一定的依据。

在室内设置水箱存在占据室内面积、水箱和冷却塔的高差增加水泵电能等缺点，因此是否设置应根据具体工程情况确定，且应尽量减少冷却塔和集水箱高差。

4.3.20 空调系统的送风温度应以 *h-d* 图的计算为准。对于湿度

要求不高的舒适性空调而言，降低湿度要求，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，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%。而且上送风气流在到达人员活动区域时已与房间空气进行了比较充分的混合，温差减小，可形成较舒适环境，该气流组织形式有利于大温差送风。由此可见，采用上送风气流组织形式空调系统时，夏季的送风温差可以适当加大。

4.3.21 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，冷却后再热可能是必要的方式之一。

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，若采用再加热显然降低利用置换通风方式所带来的节能效益。因此，置换通风方式适用于热湿比较大的空调系统，或者可采用二次回风的处理方式。

采用变风量系统（VAV）也通常使用热水盘管对冷空气进行再加热。

4.3.22 在执行过程中发现，本标准2005版中风机的单位耗功率的规定中对总效率η_t和风机全压的要求存在一定的问题：

1 设计人员很难确定实际工程的总效率η_t；

2 对于空调机组，由于内部组合的变化越来越多，且设计人员很难计算出其所配置的风机的全压要求。这些都导致实际执行和节能审查时存在一定的困难。因此进行修改。

由于设计人员并不能完全掌控空调机组的阻力和内部功能附

件的配置情况。作为节能设计标准，规定 W_s 的目的是要求设计师对常规的空调、通风系统的管道系统在设计工况下的阻力进行一定的限制，同时选择高效的风机。

近年来，我国的机电产品性能取得了较大的进步，风机效率和电机效率得到了较大的提升。本次修订按照新的风机和电机能效等级标准的规定来重新计算了风道系统的 W_s 限值。在计算过程中，将传动效率和电机效率合并后，作为后台计算数据，这样就不需要暖通空调的设计师再对此进行计算。

首先要明确的是，W_s 指的是实际消耗功率而不是风机所配置的电机的额定功率。因此不能用设计图（或设备表）中的额定电机容量除以设计风量来计算 W_s。设计师应在设计图中标明风机的风压（普通的机械通风系统）或机组余压（空调风系统）P，以及对风机效率 η_F 的最低限值要求。这样即可用上述公式来计算实际设计系统的 W_s，并和表 4.3.23 对照来评判是否达到了本条文的要求。

4.3.23 本标准附录 D 是管道与设备绝热厚度。该附录是从节能角度出发，按经济厚度和防结露的原则制定。但由于全国各地的气候条件差异很大，对于保冷管道防结露厚度的计算结果也会相差较大，因此除了经济厚度外，还必须对冷管道进行防结露厚度的核算，对比后取其大值。

为了方便设计人员选用，本标准附录 D 针对目前建筑常用管道的介质温度和最常使用、性价比高的两种绝热材料制定，并直接给出了厚度。如使用条件不同或绝热材料不同，设计人员应结合供应厂家提供的技术资料自行计算确定。

按照本标准附录 D 的绝热厚度的要求，在最长管路为 500m 的空调供回水系统中，设计流速状态下计算出来的冷水温升在 0.25℃以下。对于超过 500m 的系统管路中，主要增加的是大口径的管道，这些管道设计流速状态下的每百米温升都在 0.004℃以下，因此完全可以将整个系统的管内冷水的温升控制在 0.3℃（对于热水温降控制在 0.6℃）以内，也就是不超过常用的供、

回水温差的6%左右。但是，对于超过500m的系统管道，其绝热层表面冷热量损失的绝对值是不容忽视的，尤其是区域能源供应管道，往往长达一千多米。当系统低负荷运行时，绝热层表面冷热量损失相对于整个系统的输送能量的比例就会上升，会大大降低能源效率，其绝热层厚度应适当加厚。

保冷管道的绝热层外的隔汽层是防止凝露的有效手段，保证绝热效果。空气调节保冷管道绝热层外设置保护层主要作用有两个：

1 防止外力，如车辆碰撞、经常性踩踏对隔汽层的物理损伤；

2 防止外部环境，如紫外线照射对于隔汽层的老化、气候变化—雨雪对隔汽层的腐蚀和由于刮风造成的负风压对隔汽层的损坏。

实际上，空气调节保冷管道绝热层在室外部分是必须设置保护层的；在室内部分，由于外界气候环境比较稳定，无紫外线照射，温湿度变化并不剧烈，也没有负风压的危险。另外空气调节保冷管道所处的位置也很少遇到车辆碰撞或者经常性的踩踏，所以在室内的空气调节保冷管道一般都不设置保护层。这样既节省了施工成本，也方便室内的维修。

4.3.24 与风道的气密性要求类似，通风空调系统即使在停用期间，室内外空气的温湿度相差较大，空气受压力作用流出或流入室内，都将造成大量热损失。为减少热损失，靠近外墙或外窗设置的电动风阀设计上应采用漏风量不大于0.5%的密闭性阀门。随着风机的启停，自动开启或关闭，通往室外的风道外侧与土建结构间也应密封可靠。否则，常会造成大量隐蔽的热损失，严重的甚至会结露、冻裂水管。

4.3.25 空气—空气能量回收过去习惯称为空气热回收。空调系统中处理新风所需的冷热负荷占建筑物总冷热负荷的比例很大，为有效地减少新风冷热负荷，宜采用空气—空气能量回收装置回收空调排风中的热量和冷量，用来预热和预冷新风，可以产生显

著地节能效益。

现行国家标准《空气—空气能量回收装置》GB/T 21087 将空气热回收装置按换热类型分为全热回收型和显热回收型两类，同时规定了内部漏风率和外部漏风率指标。由于热回收原理和结构特点的不同，空气热回收装置的处理风量和排风泄漏量存在较大的差异。当排风中污染物浓度较大或污染物种类对人体有害时，在不能保证污染物不泄漏到新风送风中时，空气热回收装置不应采用转轮式空气热回收装置，同时也不宜采用板式或板翅式空气热回收装置。

在进行空气能量回收系统的技术经济比较时，应充分考虑当地的气象条件、能量回收系统的使用时间等因素。在满足节能标准的前提下，如果系统的回收期过长，则不宜采用能量回收系统。

在严寒地区和夏季室外空气比焓低于室内空气设计比焓而室外空气温度又高于室内空气设计温度的温和地区，宜选用显热回收装置；在其他地区，尤其是夏热冬冷地区，宜选用全热回收装置。空气热回收装置的空气积灰对热回收效率的影响较大，设计中应予以重视，并考虑热回收装置的过滤器设置问题。

对室外温度较低的地区（如严寒地区），如果不采取保温、防冻措施，冬季就可能冻结而不能发挥应有的作用，因此，要求对热回收装置的排风侧是否出现结霜或结露现象进行核算，当出现结霜或结露时，应采取预热等措施。

常用的空气热回收装置性能和适用对象参见表 5。

表 5　常用空气热回收装置性能和适用对象

项目	热回收装置形式					
	转轮式	液体循环式	板式	热管式	板翅式	溶液吸收式
热回收形式	显热或全热	显热	显热	显热	全热	全热
热回收效率	50%～85%	55%～65%	50%～80%	45%～65%	50%～70%	50%～85%

续表 5

项目	热回收装置形式					
	转轮式	液体循环式	板式	热管式	板翅式	溶液吸收式
排风泄漏量	0.5%～10%	0	0～5%	0～1%	0～5%	0
适用对象	风量较大且允许排风与新风间有适量渗透的系统	新风与排风热回收点较多且比较分散的系统	仅需回收显热的系统	含有轻微灰尘或温度较高的通风系统	需要回收全热且空气较清洁的系统	需回收全热并对空气有过滤的系统

4.3.26 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 50%以上的热量和冷量，有较大的节能效果，因此应该提倡。人员长期停留的房间一般是指连续使用超过 3h 的房间。

当安装带热回收功能的双向换气装置时，应注意：

1 热回收装置的进、排风入口过滤器应便于清洗；

2 风机停止使用时，新风进口、排风出口设置的密闭风阀应同时关闭，以保证管道气密性。

4.4 末端系统

4.4.1 散热器暗装在罩内时，不但散热器的散热量会大幅度减少；而且，由于罩内空气温度远远高于室内空气温度，从而使罩内墙体的温差传热损失大大增加。为此，应避免这种错误做法，规定散热器宜明装。

面层热阻的大小，直接影响到地面的散热量。实测证明，在相同的供暖条件和地板构造的情况下，在同一个房间里，以热阻为 0.02［m^2 · K/W］左右的花岗石、大理石、陶瓷砖等做面层的地面散热量，比以热阻为 0.10［m^2 · K/W］左右的木地板为面层时要高 30%～60%，比以热阻为 0.15［m^2 · K/W］左右的

地毯为面层时高 60%～90%。由此可见，面层材料对地面散热量的巨大影响。为了节省能耗和运行费用，采用地面辐射供暖供冷方式时，要尽量选用热阻小于 0.05［m^2 · K/W］的材料做面层。

4.4.2 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。

4.4.3 风机的变风量途径和方法很多，通常变频调节通风机转速时的节能效果最好，所以推荐采用。本条中提到的风机是指空调机组内的系统送风机（也可能包括回风机）而不是变风量末端装置内设置的风机。对于末端装置所采用的风机来说，若采用变频方式应采取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，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。

4.4.4 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。

4.4.5 发热量大房间的通风设计要求。

1 变配电室等发热量较大的机电设备用房如夏季室内计算温度取值过低，甚至低于室外通风温度，既没有必要，也无法充分利用室外空气消除室内余热，需要耗费大量制冷能量。因此规定夏季室内计算温度取值不宜低于室外通风计算温度，但不包括设备需要较低的环境温度才能正常工作的情况。

2 厨房的热加工间夏季仅靠机械通风不能保证人员对环境

的温度要求，一般需要设置空气处理机组对空气进行降温。由于排除厨房油烟所需风量很大，需要采用大风量的不设热回收装置的直流式送风系统。如计算室温取值过低，供冷能耗大，直流系统使得温度较低的室内空气直接排走，不利于节能。

4.5 监测、控制与计量

4.5.1 为了降低运行能耗，供暖通风与空调系统应进行必要的监测与控制。20 世纪 80 年代后期，直接数字控制（DDC）系统开始进入我国，经过 20 多年的实践，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且能够较大地节约能源，在大多数工程项目的实际应用中都取得了较好的效果。就目前来看，多数大、中型工程也是以此为基本的控制系统形式的。但实际情况错综复杂，作为一个总的原则，设计时要求结合具体工程情况通过技术经济比较确定具体的控制内容。能源计量总站宜具有能源计量报表管理及趋势分析等基本功能。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。

4.5.2 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。

4.5.3 集中空调系统的冷量和热量计量和我国北方地区的供热热计量一样，是一项重要的建筑节能措施。设置能量计量装置不仅有利于管理与收费，用户也能及时了解和分析用能情况，加强管理，提高节能意识和节能的积极性，自觉采取节能措施。目前在我国出租型公共建筑中，集中空调费用多按照用户承租建筑面积的大小，用面积分摊方法收取，这种收费方法的效果是用与不用一个样、用多用少一个样，使用户产生“不用白不用”的心理，使室内过热或过冷，造成能源浪费，不利于用户健康，还会引起用户与管理者之间的矛盾。公共建筑集中空调系统，冷、热量的计量也可作为收取空调使用费的依据之一，空调按用户实际用量收费是未来的发展趋势。它不仅能够降低空调运行能耗，也能够有效地提高公共建筑的能源管理水平。

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。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。同时，为了加强对系统的运行管理，要求在能源站房（如冷冻机房、热交换站或锅炉房等）应同样设置能量计量装置。但如果空调系统只是负担一栋独立的建筑，则能量计量装置可以只设于能源站房内。当实际情况要求并且具备相应的条件时，推荐按不同楼层、不同室内区域、不同用户或房间设置冷、热量计量装置的做法。

4.5.4 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。

4.5.5 供热量控制调节包括质调节（供水温度）和量调节（供水流量）两部分，需要根据室外气候条件和末端需求变化进行调节。对于未设集中控制系统的工程，设置气候补偿器和时间控制器等装置来实现本条第2款和第3款的要求。

对锅炉台数和燃烧过程的控制调节，可以实现按需供热，提高锅炉运行效率，节省运行能耗并减少大气污染。锅炉的热水温度、烟气温度、烟道片角度、大火、中火、小火状态等能效相关的参数应上传至建筑能量管理系统，根据实际需求供热量调节锅炉的投运台数和投入燃料量。

4.5.6 强制性条文。《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。

4.5.7 冷热源机房的控制要求。

1 设备的顺序启停和连锁控制是为了保证设备的运行安全，是控制的基本要求。从大量工程应用效果看，水系统“大流量小温差”是个普遍现象。末端空调设备不用时水阀没有关闭，为保证使用支路的正常水流量，导致运行水泵台数增加，建筑能耗增大。因此，该控制要求也是运行节能的前提条件。

2 冷水机组是暖通空调系统中能耗最大的单体设备，其台数控制的基本原则是保证系统冷负荷要求，节能目标是使设备尽可能运行在高效区域。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，因此采用冷量控制方式有利于运行节能。但是，由于监测冷量的元器件和设备价格较高，因此在有条件时（如采用了 DDC 控制系统时），优先采用此方式。对于一级泵系统冷机定流量运行时，冷量可以简化为供回水温差；当供水温度不作调节时，也可简化为总回水温度来进行控制，工程中需要注意简化方法的使用条件。

3 水泵的台数控制应保证系统水流量和供水压力/供回水压差的要求，节能目标是使设备尽可能运行在高效区域。水泵的最高效率点通常位于某一部分流量区域，因此采用流量控制方式有利于运行节能。对于一级泵系统冷机定流量运行时和二级泵系统，一级泵台数与冷机台数相同，根据连锁控制即可实现；而一级泵系统冷机变流量运行时的一级泵台数控制和二级泵系统中的二级泵台数控制推荐采用此方式。由于价格较高且对安装位置有一定要求，选择流量和冷量的监测仪表时应统一考虑。

4 二级泵系统水泵变速控制才能保证符合节能要求，二级泵变速调节的节能目标是减少设备耗电量。实际工程中，有压力/压差控制和温差控制等不同方式，温差的测量时间滞后较长，压差方式的控制效果相对稳定。而压差测点的选择通常有两种：（1）取水泵出口主供、回水管道的压力信号。由于信号点的距离近，易于实施。（2）取二级泵环路中最不利末端回路支管上的压

差信号。由于运行调节中最不利末端会发生变化，因此需要在有代表性的分支管道上各设置一个，其中有一个压差信号未能达到设定要求时，提高二次泵的转速，直到满足为止；反之，如所有的压差信号都超过设定值，则降低转速。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，因此在保证使用效果的前提下，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。但若压差传感器设置在水泵出口并采用定压差控制，则与水泵定速运行相似，因此，推荐优先采用压差设定值优化调节方式以发挥变速水泵的节能优势。

5 关于冷却水的供水温度，不仅与冷却塔风机能耗相关，更会影响到冷机能耗。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，但会使冷却塔风机能耗增加，因此对于冷却侧能耗有个最优化的冷却水温度。但为了保证冷水机组能够正常运行，提高系统运行的可靠性，通常冷却水进水温度有最低水温限制的要求。为此，必须采取一定的冷却水水温控制措施。通常有三种做法：（1）调节冷却塔风机运行台数；（2）调节冷却塔风机转速；（3）供、回水总管上设置旁通电动阀，通过调节旁通流量保证进入冷水机组的冷却水温高于最低限值。在（1）、（2）两种方式中，冷却塔风机的运行总能耗也得以降低。

6 冷却水系统在使用时，由于水分的不断蒸发，水中的离子浓度会越来越高。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。这两种方法都可以采用自动控制方法，其中控制离子浓度排污方法在使用效果与节能方面具有明显优点。

7 提高供水温度会提高冷水机组的运行能效，但会导致末端空调设备的除湿能力下降、风机运行能耗提高，因此供水温度需要根据室外气象参数、室内环境和设备运行情况，综合分析整个系统的能耗进行优化调节。因此，推荐在有条件时采用。

8 设备保养的要求，有利于延长设备的使用寿命，也属于广义节能范畴。

9 机房群控是冷、热源设备节能运行的一种有效方式，水温和水量等调节对于冷水机组、循环水泵和冷却塔风机等运行能效有不同的影响，因此机房总能耗是总体的优化目标。冷水机组内部的负荷调节等都由自带控制单元完成，而且其传感器设置在机组内部管路上，测量比较准确和全面。采用通信方式，可以将其内部监测数据与系统监控结合，保证第 2 款和第 7 款的实现。

4.5.8 全空气空调系统的节能控制要求。

1 风阀、水阀与风机连锁启停控制，是一项基本控制要求。实践中发现很多工程没有实现，主要是由于冬季防冻保护需要停风机、开水阀，这样造成夏季空调机组风机停时往往水阀还开，冷水系统“大流量，小温差”，造成冷水泵输送能耗增加、冷机效率下降等后果。需要注意在需要防冻保护地区，应设置本连锁控制与防冻保护逻辑的优先级。

2 绝大多数公共建筑中的空调系统都是间歇运行的，因此保证使用期间的运行是基本要求。推荐优化启停时间即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，这是节能的重要手段。

3 室内温度设定值对空调风系统、水系统和冷热源的运行能耗均有影响。根据相关文献，夏季室内温度设定值提高 1℃，空调系统总体能耗可下降 6%左右。因此，推荐根据室外气象参数优化调节室内温度设定值，这既是一项节能手段，同时也有利于提高室内人员舒适度。

6 新建建筑、酒店、高等学校等公共建筑同时使用率相对较低，不使用的房间在空调供冷/供暖期，一般只关闭水系统，过渡季节风系统不会主动关闭，造成能源浪费。

4.5.9 推荐设置常闭式电动通断阀，风机盘管停止运行时能够及时关断水路，实现水泵的变流量调节，有利于水系统节能。

通常情况下，房间内的风机盘管往往采用室内温控器就地控制方式。根据《民用建筑节能条例》和《公共机构节能条例》等法律法规，对公共区域风机盘管的控制功能提出要求，采用群控

方式都可以实现。

1 由于室温设定值对能耗有影响和响应政府对空调系统夏季运行温度的号召，要求对室温设定值进行限制，可以从监控机房统一设定温度。

2 风机盘管可以采用水阀通断/调节和风机分档/变速等不同控制方式。采用温控器控制水阀可保证各末端能够“按需供水”，以实现整个水系统为变水量系统。

考虑到对室温控制精度要求很高的场所会采用电动调节阀，严寒地区在冬季夜间维持部分流量进行值班供暖等情况，不作统一限定。

4.5.10 对于排除房间余热为主的通风系统，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满负荷运行的状况发生，既可节约电能，又能延长设备的使用年限。

4.5.11 对于车辆出入明显有高峰时段的地下车库，采用每日、每周时间程序控制风机启停的方法，节能效果明显。在有多台风机的情况下，也可以根据不同的时间启停不同的运行台数的方式进行控制。

采用CO浓度自动控制风机的启停（或运行台数），有利于在保持车库内空气质量的前提下节约能源，但由于CO浓度探测设备比较贵，因此适用于高峰时段不确定的地下车库在汽车开、停过程中，通过对其主要排放污染物CO浓度的监测来控制通风设备的运行。国家相关标准规定一氧化碳8h时间加权平均允许浓度为20mg/m^3，短时间接触允许30mg/m^3。

4.5.12 对于间歇运行的空调系统，在保证使用期间满足要求的前提下，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，这是节能的重要手段。在运行条件许可的建筑中，宜使用基于用户反馈的控制策略（Request-Based Control），包括最佳启动策略（Optimal Start）和分时再设及反馈策略（Trim and Respond）。

5 给水排水

5.1 一般规定

5.1.1 节水与节能是密切相关的，为节约能耗、减少水泵输送的能耗，应合理设计给水、热水、排水系统、计算用水量及水泵等设备，通过节约用水达到节能的目的。

工程设计时，建筑给水排水的设计中有关“用水定额”计算仍按现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015 的有关规定执行。公共建筑的平均日生活用水定额、全年用水量计算、非传统水源利用率计算等按国家现行标准《民用建筑节水设计标准》GB 50555 有关规定执行。

5.1.2 现行国家标准《民用建筑节水设计标准》GB 50555 对设置用水计量水表的位置作了明确要求。冷却塔循环冷却水、游泳池和游乐设施、空调冷（热）水系统等补水管上需要设置用水计量表；公共建筑中的厨房、公共浴室、洗衣房、锅炉房、建筑物引入管等有冷水、热水量计量要求的水管上都需要设置计量水表，控制用水量，达到节水、节能要求。

5.1.3 安装热媒或热源计量表以便控制热媒或热源的消耗，落实到节约用能。

水加热、热交换站室的热媒水仅需要计量用量时，在热媒管道上安装热水表，计量热媒水的使用量。

水加热、热交换站室的热媒水需要计量热媒水耗热量时，在热媒管道上需要安装热量表。热量表是一种适用于测量在热交换环路中，载热液体所吸收或转换热能的仪器。热量表是通过测量热媒流量和焓差值来计算出热量损耗，热量损耗一般以“kJ 或 MJ”表示，也有采用“kWh”表示。在水加热、换热器的热媒进水管和热媒回水管上安装温度传感器，进行热量消耗计量。热

水表可以计量热水使用量，但是不能计量热量的消耗量，故热水表不能替代热量表。

热媒为蒸汽时，在蒸汽管道上需要安装蒸汽流量计进行计量。水加热的热源为燃气或燃油时，需要设燃气计量表或燃油计量表进行计量。

5.1.4 水泵是耗能设备，应该通过计算确定水泵的流量和扬程，合理选择通过节能认证的水泵产品，减少能耗。水泵节能产品认证书由中国节能产品认证中心颁发。

给水泵节能评价值是按现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 的规定进行计算、查表确定的。泵节能评价值是指在标准规定测试条件下，满足节能认证要求应达到的泵规定点的最低效率。为方便设计人员选用给水泵时了解泵的节能评价值，参照《建筑给水排水设计手册》中 IS 型单级单吸水泵、TSWA 型多级单吸水泵和 DL 型多级单吸水泵的流量、扬程、转速数据，通过计算和查表，得出给水泵节能评价值，见表 6～表 8。通过计算发现，同样的流量、扬程情况下，2900r/min 的水泵比 1450r/min 的水泵效率要高 2%～4%，建议除对噪声有要求的场合，宜选用转速 2900r/min 的水泵。

表 6 IS 型单级单吸给水泵节能评价值

流量 (m^3/h)	扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价值 (%)	流量 (m^3/h)	扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价值 (%)
12.5	20	2900	62	30	22.5	2900	72
	32	2900	56		36	2900	68
15	21.8	2900	63		53	2900	63
	35	2900	57		84	2900	57
	53	2900	51		128	2900	52
25	20	2900	71	50	20	2900	77
	32	2900	67		32	2900	75
	50	2900	61		50	2900	71
	80	2900	55		80	2900	65

续表 6

流量 (m^3/h)	扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价值 (%)	流量 (m^3/h)	扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价值 (%)
50	125	2900	59	100	125	2900	68
60	24	2900	78	120	57.5	2900	79
	36	2900	76		87	2900	75
	54	2900	73		132.5	2900	70
	87	2900	67	200	50	2900	82
	133	2900	60		80	2900	81
100	20	2900	80		125	2900	76
	32	2900	80	240	44.5	2900	83
	50	2900	78		72	2900	82
	80	2900	74		120	2900	79

注：表中列出节能评价值大于 50%的水泵规格。

表 7　TSWA 型多级单吸离心给水泵节能评价值

流量 (m^3/h)	单级扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价值 (%)	流量 (m^3/h)	单级扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价值 (%)
15	9	1450	56	72	21.6	1450	66
18	9	1450	58	80	15.6	1450	70
22	9	1450	60	90	21.6	1450	69
30	11.5	1450	62	108	21.6	1450	70
36	11.5	1450	64	115	30	1480	72
42	11.5	1450	65	119	30	1480	68
62	15.6	1450	67	191	30	1480	74
69	15.6	1450	68				

表 8　DL 多级离心给水泵节能评价值

流量（m^3/h）	单级扬程（m）	转速（r/min）	节能评价值（%）
9	12	1450	43
12.6	12	1450	49
15	12	1450	52
18	12	1450	54
30	12	1450	61
32.4	12	1450	62
35	12	1450	63
50.4	12	1450	67
65.16	12	1450	69
72	12	1450	70
100	12	1450	71
126	12	1450	71

泵节能评价值计算与水泵的流量、扬程、比转速有关，故当采用其他类型的水泵时，应按现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 的规定进行计算、查表确定泵节能评价值。

水泵比转速按下式计算：

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \tag{9}$$

式中：Q——流量（m^3/s）（双吸泵计算流量时取 $Q/2$）；

H——扬程（m）（多级泵计算取单级扬程）；

n——转速（r/min）；

n_s——比转速，无量纲。

按现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 的有关规定，计算泵规定点效率值、泵能效限定值和节能评价值。

工程项目中所应用的给水泵节能评价值应由给水泵供应商提

供，并不能小于现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 的限定值。

5.2 给水与排水系统设计

5.2.1 为节约能源，减少生活饮用水水质污染，除了有特殊供水安全要求的建筑以外，建筑物底部的楼层应充分利用城镇给水管网或小区给水管网的水压直接供水。当城镇给水管网或小区给水管网的水压和（或）水量不足时，应根据卫生安全、经济节能的原则选用储水调节和（或）加压供水方案。在征得当地供水行政主管部门及供水部门批准认可时，可采用直接从城镇给水管网吸水的叠压供水系统。

5.2.2 本条依据国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015－2003（2009 年版）第 3.3.2 条的规定。加压站位置与能耗也有很大的关系，如果位置设置不合理，会造成浪费能耗。

5.2.3 为避免因水压过高引起的用水浪费，给水系统应竖向合理分区，每区供水压力不大于 0.45MPa，合理采取减压限流的节水措施。

5.2.4 当给水流量大于 $10m^3/h$ 时，变频组工作水泵由 2 台以上水泵组成比较合理，可以根据公共建筑的用水量、用水均匀性合理选择大泵、小泵搭配，泵组也可以配置气压罐，供小流量用水，避免水泵频繁启动，以降低能耗。

5.2.5 除在地下室的厨房含油废水隔油器（池）排水、中水源水、间接排水以外，地面以上的生活污、废水排水采用重力流系统直接排至室外管网，不需要动力，不需要能耗。

5.3 生 活 热 水

5.3.1 余热包括工业余热、集中空调系统制冷机组排放的冷凝热、蒸汽凝结水热等。

当采用太阳能热水系统时，为保证热水温度恒定和保证水质，可优先考虑采用集热与辅热设备分开设置的系统。

由于集中热水供应系统采用直接电加热会耗费大量电能；若当地供电部门鼓励采用低谷时段电力，并给予较大的优惠政策时，允许采用利用谷电加热的蓄热式电热水炉，但必须保证在峰时段与平时段不使用，并设有足够热容量的蓄热装置。以最高日生活热水量 $5m^3$ 作为限定值，是以酒店生活热水用量进行了测算，酒店一般最少 15 套客房，以每套客房 2 床计算，取最高日用水定额 160L/(床·日)，则最高日热水量为 $4.8m^3$，故当最高日生活热水量大于 $5m^3$ 时，尽可能避免采用直接电加热作为主热源或集中太阳能热水系统的辅助热源，除非当地电力供应富裕、电力需求侧管理从发电系统整体效率角度，有明确的供电政策支持时，允许适当采用直接电热。

根据当地电力供应状况，小型集中热水系统宜采用夜间低谷电直接电加热作为集中热水供应系统的热源。

5.3.2 集中热水供应系统除有其他用蒸汽要求外，不宜采用燃气或燃油锅炉制备高温、高压蒸汽再进行热交换后供应生活热水的热源方式，是因为蒸汽的热焓比热水要高得多，将水由低温状态加热至高温、高压蒸汽再通过热交换转化为生活热水是能量的高质低用，造成能源浪费，应避免采用。医院的中心供应中心(室)、酒店的洗衣房等有需要用蒸汽的要求，需要设蒸汽锅炉，制备生活热水可以采用汽—水热交换器。其他没有用蒸汽要求的公共建筑可以利用工业余热、废热、太阳能、燃气热水炉等方式制备生活热水。

5.3.3 为了有效地规范国内热泵热水机（器）市场，加快设备制造厂家的技术进步，现行国家标准《热泵热水机（器）能效限定值及能效等级》GB 29541 将热泵热水机能源效率分为 1、2、3、4、5 五个等级，1 级表示能源效率最高，2 级表示达到节能认证的最小值，3、4 级代表了我国多联机的平均能效水平，5 级为标准实施后市场准入值。表 5.3.3 中能效等级数据是依据现行国家标准《热泵热水机（器）能效限定值及能效等级》GB 29541 中能效等级 2 级编制，在设计和选用空气源热泵热水机组

时，推荐采用达到节能认证的产品。摘录自现行国家标准《热泵热水机（器）能效限定值及能效等级》GB 29541 中热泵热水机（器）能源效率等级见表 9。

表 9　热泵热水机（器）能源效率等级指标

制热量（kW）	形式	加热方式		能效等级 *COP*（W/W）				
				1	2	3	4	5
$H<10$kW	普通型	一次加热式、循环加热式		4.60	4.40	4.10	3.90	3.70
		静态加热式		4.20	4.00	3.80	3.60	3.40
	低温型	一次加热式、循环加热式		3.80	3.60	3.40	3.20	3.00
$H\geqslant10$kW	普通型	一次加热式		4.60	4.40	4.10	3.90	3.70
		循环加热	不提供水泵	4.60	4.40	4.10	3.90	3.70
			提供水泵	4.50	4.30	4.00	3.80	3.60
	低温型	一次加热式		3.90	3.70	3.50	3.30	3.10
		循环加热	不提供水泵	3.90	3.70	3.50	3.30	3.10
			提供水泵	3.80	3.60	3.40	3.20	3.00

空气源热泵热水机组较适用于夏季和过渡季节总时间长地区；寒冷地区使用时需要考虑机组的经济性与可靠性，在室外温度较低的工况下运行，致使机组制热 *COP* 太低，失去热泵机组节能优势时就不宜采用。

一般用于公共建筑生活热水的空气源热泵热水机型大于 10kW，故规定制热量大于 10kW 的热泵热水机在名义制热工况和规定条件下，应满足性能系数（*COP*）限定值的要求。

选用空气源热泵热水机组制备生活热水时应注意热水出水温度，在节能设计的同时还要满足现行国家标准对生活热水的卫生要求。一般空气源热泵热水机组热水出水温度低于 60℃，为避免热水管网中滋生军团菌，需要采取措施抑制细菌繁殖。如定期每隔 1 周～2 周采用 65℃的热水供水一天，抑制细菌繁殖生长，但必须有用水时防止烫伤的措施，如设置混水阀等，或采取其他安全有效的消毒杀菌措施。

5.3.4 本条对水加热、热交换站室至最远建筑或用水点的服务半径作了规定，限制热水循环管网服务半径，一是减少管路上热量损失和输送动力损失；二是避免管线过长，管网末端温度降低，管网内容易滋生军团菌。

要求水加热、热交换站室位置尽可能靠近热水用水量较大的建筑或部位，以及设置在小区的中心位置，可以减少热水管线的敷设长度，以降低热损耗，达到节能目的。

5.3.5 《建筑给水排水设计规范》GB 50015 中规定，办公楼集中盥洗室仅设有洗手盆时，每人每日热水用水定额为 5L ～10L，热水用量较少，如设置集中热水供应系统，管道长，热损失大，为保证热水出水温度还需要设热水循环泵，能耗较大，故限定仅设有洗手盆的建筑，不宜设计集中生活热水供应系统。办公建筑内仅有集中盥洗室的洗手盆供应热水时，可采用小型储热容积式电加热热水器供应热水。

对于管网输送距离较远、用水量较小的个别热水用户（如需要供应热水的洗手盆），当距离集中热水站室较远时，可以采用局部、分散加热方式，不需要为个别的热水用户敷设较长的热水管道，避免造成热水在管道输送过程中的热损失。

热水用量较大的用户，如浴室、洗衣房、厨房等，宜设计单独的热水回路，有利于管理与计量。

5.3.6 使用生活热水需要通过冷、热水混合后调整到所需要的使用温度。故热水供应系统需要与冷水系统分区一致，保证系统内冷水、热水压力平衡，达到节水、节能和用水舒适的目的，要求按照现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015 和《民用建筑节水设计标准》GB 50555 有关规定执行。

集中热水供应系统要求采用机械循环，保证干管、立管的热水循环，支管可以不循环，采用多设立管的形式，减少支管的长度，在保证用水点使用温度的同时也需要注意节能。

5.3.7 本条规定了热水管道绝热计算的基本原则，生活热水管的保温设计应从节能角度出发减少散热损失。

5.3.8 控制的基本原则是：(1) 让设备尽可能高效运行；(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。

设备运行状态的监测及故障报警是系统监控的一个基本内容。

集中热水系统采用风冷或水源热泵作为热源时，当装机数量多于3台时采用机组群控方式，有一定的优化运行效果，可以提高系统的综合能效。

由于工程的情况不同，本条内容可能无法完全包含一个具体工程中的监控内容，因此设计人还需要根据项目具体情况确定一些应监控的参数和设备。

6 电　　气

6.1 一 般 规 定

6.1.3 建筑设备监控系统可以自动控制建筑设备的启停，使建筑设备工作在合理的工况下，可以大量节约建筑物的能耗。现行国家标准《智能建筑设计标准》GB 50314 对设置有详细规定。

6.2 供配电系统

6.2.2 不但配变电所要靠近负荷中心，各级配电都要尽量减少供电线路的距离。“配变电所位于负荷中心”，一直是一个概念，提倡配变电所位于负荷中心是电气设计专业的要求，但建筑设计需要整体考虑，配变电所设置位置也是电气设计与建筑设计协商的结果，考虑配变电所位于负荷中心主要是考虑线缆的电压降不满足规范要求时，需加大线缆截面，浪费材料资源，同时，供电距离长，线损大，不节能。《2009 全国民用建筑工程设计技术措施——电气》第 3.1.3 条第 2 款规定：“低压线路的供电半径应根据具体供电条件，干线一般不超过 250m，当供电容量超过 500kW（计算容量），供电距离超过 250m 时，宜考虑增设变电所”。且 IEC 标准也在考虑“当建筑面积＞ 20000m^2、需求容量＞ 2500kVA 时，用多个小容量变电所供电”。故以变电所到末端用电点的距离不超过 250m 为宜。

在公共建筑中大功率用电设备，主要指电制冷的冷水机组。

6.2.3 低损耗变压器即空载损耗和负载损耗低的变压器。现行配电变压器能效标准国标为《三相配电变压器能效限定值及能效等级》GB 20052。

6.2.4 电力变压器经济运行计算可参照现行国家标准《电力变

压器经济运行》GB/T 13462。配电变压器经济运行计算可参照现行行业标准《配电变压器能效技术经济评价导则》DL/T 985。

6.2.5 系统单相负荷达到20%以上时，容易出现三相不平衡，且各相的功率因数不一致，故采用部分分相补偿无功功率。

6.2.6 容量较大的用电设备一般指单台AC380V供电的250kW及以上的用电设备，功率因数较低一般指功率因数低于0.8，离配变电所较远一般指距离在150m左右。

6.2.7 大型用电设备、大型可控硅调光设备一般指250kW及以上的设备。

6.3 照　　明

6.3.1 现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034对办公建筑、商店建筑、旅馆建筑、医疗建筑、教育建筑、博览建筑、会展建筑、交通建筑、金融建筑的照明功率密度值的限值进行了规定，提供了现行值和目标值。照明设计时，照明功率密度限值应符合该标准规定的现行值。

6.3.2 目前国家已对5种光源和3种镇流器制定了能效限定值、节能评价值及能效等级。相关现行国家标准包括：《单端荧光灯能效限定值及节能评价值》GB 19415、《普通照明用双端荧光灯能效限定值及能效等级》GB 19043、《普通照明用自镇流荧光灯能效限定值及能效等级》GB 19044、《高压钠灯能效限定值及能效等级》GB 19573、《金属卤化物灯能效限定值及能效等级》GB 20054、《管型荧光灯镇流器能效限定值及能效等级》GB 17896、《高压钠灯用镇流器能效限定值及节能评价值》GB 19574、《金属卤化物灯用镇流器能效限定值及能效等级》GB 20053。

6.3.3 夜景照明是建筑景观的一大亮点，也是节能的重点。

6.3.4 光源的选择原则。

1 通常同类光源中单灯功率较大者，光效高，所以应选单灯功率较大的，但前提是应满足照度均匀度的要求。对于直管荧

光灯，根据现今产品资料，长度为 1200mm 左右的灯管光效比长度 600mm 左右（即 T8 型 18W，T5 型 14W）的灯管效率高，再加上其镇流器损耗差异，前者的节能效果十分明显。所以除特殊装饰要求者外，应选用前者（即 28W～45W 灯管），而不应选用后者（14W～18W 灯管）。

与其他高强气体放电灯相比，荧光高压汞灯光效较低，寿命也不长，显色指数也不高，故不宜采用。自镇流荧光高压汞灯光效更低，故不应采用。

2 按照现行国家标准《电磁兼容　限值　谐波电流发射限值（设备每相输入电流≤16A）》GB 17625.1 对照明设备（C 类设备）谐波限值的规定，对功率大于 25W 的放电灯的谐波限值规定较严，不会增加太大能耗；而对≤25W 的放电灯规定的谐波限值很宽（3 次谐波可达 86%），将使中性线电流大大增加，超过相线电流达 2.5 倍以上，不利于节能和节材。所以≤25W的放电灯选用的镇流器宜满足下列条件之一：（1）谐波限值符合现行国家标准《电磁兼容　限值　谐波电流发射限值（设备每相输入电流≤16A）》GB 17625.1 规定的功率大于 25W 照明设备的谐波限值；（2）次谐波电流不大于基波电流的33%。

7 室外景观照明不应采用高强投光灯、大面积霓虹灯、彩灯等高亮度、高能耗灯具，应优先采用高效、长寿、安全、稳定的光源，如高频无极灯、冷阴极荧光灯、发光二极管（LED）照明灯等。

6.3.5 当灯具功率因数低于 0.85 时，均应采取灯内单灯补偿方式。

6.3.6 一般照明保障一般均匀性，局部照明保障使用照度，但要两者相差不能太大。通道和其他非作业区域的一般照明的照度值不宜低于作业区域一般照明照度值的 1/3。

6.3.7 漫射发光顶棚的照明方式光损失较严重，不利于节能。

6.3.8 集中开、关控制有许多种类，如建筑设备监控（BA）系统的开关控制、接触器控制、智能照明开、关控制系统等，公共

场所照明集中开、关控制有利于安全管理。适宜的场所宜采用就地感应控制包括红外、雷达、声波等探测器的自动控制装置，可自动开关实现节能控制，通常推荐采用。但医院的病房大楼、中小学校及其学生宿舍、幼儿园（未成年使用场所）、老年公寓、酒店等场所，因病人、小孩、老年人等不具备完全行为能力人，在灯光明暗转换期间极易发生踏空等安全事故；酒店走道照明出于安全监控考虑需保证一定的照度，因此上述场所不宜采用就地感应控制。

人员聚集大厅主要指报告厅、观众厅、宴会厅、航空客运站、商场营业厅等外来人员较多的场所。智能照明控制系统包括开、关型或调光型控制，两者都可以达到节能的目的，但舒适度、价格不同。

当建筑考虑设置电动遮阳设施时，照度宜可以根据需要自动调节。

建筑红线范围内的建筑物设置景观照明时，应采取集中控制方式，并设置平时、一般节日、重大节日等多种模式。

6.4 电能监测与计量

6.4.1 参照现行国家标准《用能单位能源计量器具配备和管理通则》GB 17167 要求，次级用能单位为用能单位下属的能源核算单位。

电能自动监测系统是节能控制的基础，电能自动监测系统至少包括各层、各区域用电量的统计、分析。2007 年中华人民共和国建设部与财政部联合发布的《关于加强国家机关办公建筑和大型公共建筑节能管理工作的实施意见》（建科［2007］245 号）对国家机关办公建筑提出了具体要求。

2008 年 6 月住房和城乡建设部发布了《国家机关办公建筑和大型公共建筑能耗监测系统分项能耗数据采集技术导则》，对能耗监测提出了具体要求。

6.4.2 建筑功能区域主要指锅炉房、换热机房等设备机房、公

共建筑各使用单位、商店各租户、酒店各独立核算单位、公共建筑各楼层等。

6.4.3 照明插座用电是指建筑物内照明、插座等室内设备用电的总称。包括建筑物内照明灯具和从插座取电的室内设备，如计算机等办公设备、厕所排气扇等。

办公类建筑建议照明与插座分项监测，其目的是监测照明与插座的用电情况，检查照明灯具及办公设备的用电指标。当未分项计量时，不利于建筑各类系统设备的能耗分布统计，难以发现能耗不合理之处。

空调用电是为建筑物提供空调、采暖服务的设备用电的统称。常见的系统主要包括冷水机组、冷冻泵（一次冷冻泵、二次冷冻泵、冷冻水加压泵等）、冷却泵、冷却塔风机、风冷热泵等和冬季采暖循环泵（采暖系统中输配热量的水泵；对于采用外部热源、通过板换供热的建筑，仅包括板换二次泵；对于采用自备锅炉的，包括一、二次泵）、全空气机组、新风机组、空调区域的排风机、变冷媒流量多联机组。

若空调系统末端用电不可单独计量，空调系统末端用电应计算在照明和插座子项中，包括 220V 排风扇、室内空调末端（风机盘管、VAV、VRV 末端）和分体式空调等。

电力用电是集中提供各种电力服务（包括电梯、非空调区域通风、生活热水、自来水加压、排污等）的设备（不包括空调采暖系统设备）用电的统称。电梯是指建筑物中所有电梯（包括货梯、客梯、消防梯、扶梯等）及其附属的机房专用空调等设备。水泵是指除空调采暖系统和消防系统以外的所有水泵，包括自来水加压泵、生活热水泵、排污泵、中水泵等。通风机是指除空调采暖系统和消防系统以外的所有风机，如车库通风机，厕所屋顶排风机等。特殊用电是指不属于建筑物常规功能的用电设备的耗电量，特殊用电的特点是能耗密度高、占总电耗比重大的用电区域及设备。特殊用电包括信息中心、洗衣房、厨房餐厅、游泳池、健身房、电热水器等其他特殊用电。

6.4.4 循环水泵耗电量不仅是冷热源系统能耗的一部分，而且也反映出输送系统的用能效率，对于额定功率较大的设备宜单独设置电计量。

7 可再生能源应用

7.1 一般规定

7.1.1 《中华人民共和国可再生能源法》规定，可再生能源是指风能、太阳能、水能、生物质能、地热能、海洋能等非化石能源。目前，可在建筑中规模化使用的可再生能源主要包括浅层地热能和太阳能。《民用建筑节能条例》规定：国家鼓励和扶持在新建建筑和既有建筑节能改造中采用太阳能、地热能等可再生能源。在具备太阳能利用条件的地区，应当采取有效措施，鼓励和扶持单位、个人安装使用太阳能热水系统、照明系统、供热系统、供暖制冷系统等太阳能利用系统。

在进行公共建筑设计时，应根据《中华人民共和国可再生能源法》和《民用建筑节能条例》等法律法规，在对当地环境资源条件的分析与技术经济比较的基础上，结合国家与地方的引导与优惠政策，优先采用可再生能源利用措施。

7.1.2 《民用建筑节能条例》规定：对具备可再生能源利用条件的建筑，建设单位应当选择合适的可再生能源，用于供暖、制冷、照明和热水供应等；设计单位应当按照有关可再生能源利用的标准进行设计。建设可再生能源利用设施，应当与建筑主体工程同步设计、同步施工、同步验收。

目前，公共建筑的可再生能源利用的系统设计（例如太阳能热水系统设计），与建筑主体设计脱节严重，因此要求在进行公共建筑设计时，其可再生能源利用设施也应与主体工程设计同步，从建筑及规划开始即应涵盖有关内容，并贯穿各专业设计全过程。供热、供冷、生活热水、照明等系统中应用可再生能源时，应与相应各专业节能设计协调一致，避免出现因节能技术的应用而浪费其他资源的现象。

7.1.3 利用可再生能源应本着“自发自用，余量上网，电网调节”的原则。要根据当地日照条件考虑设置光伏发电装置。直接并网供电是指无蓄电池，太阳能光电并网直接供给负荷，并不送至上级电网。

7.1.5 提出计量装置设置要求，适应节能管理与评估工作要求。现行国家标准《可再生能源建筑应用工程评价标准》GB/T 50801 对可再生能源建筑应用的评价指标及评价方法均作出了规定，设计时宜设置相应计量装置，为节能效益评估提供条件。

7.2 太阳能利用

7.2.2 太阳能利用与建筑一体化是太阳能应用的发展方向，应合理选择太阳能应用一体化系统类型、色泽、矩阵形式等，在保证光热、光伏效率的前提下，应尽可能做到与建筑物的外围护结构从建筑功能、外观形式、建筑风格、立面色调等协调一致，使之成为建筑的有机组成部分。

太阳能应用一体化系统安装在建筑屋面、建筑立面、阳台或建筑其他部位，不得影响该部位的建筑功能。太阳能应用一体化构件作为建筑围护结构时，其传热系数、气密性、遮阳系数等热工性能应满足相关标准的规定；建筑光热或光伏系统组件安装在建筑透光部位时，应满足建筑物室内采光的最低要求；建筑物之间的距离应符合系统有效吸收太阳光的要求，并降低二次辐射对周边环境的影响；系统组件的安装不应影响建筑通风换气的要求。

太阳能与建筑一体化系统设计时除做好光热、光伏部件与建筑结合外，还应符合国家现行相关标准的规定，保证系统应用的安全性、可靠性和节能效益。目前，国家现行相关标准主要有：《民用建筑太阳能热水系统应用技术规范》GB 50364、《太阳能供热采暖工程技术规范》GB 50495、《民用建筑太阳能空调工程技术规范》GB 50787、《民用建筑太阳能光伏系统应用技术规范》JGJ 203。

7.2.3 太阳能光伏光热系统可以同时为建筑物提供电力和热能，具有较高的效率。太阳能光伏光热一体化不仅能够有效降低光伏组件的温度，提高光伏发电效率，而且能够产生热能，从而大大提高了太阳能光伏的转换效率，但会导致供热能力下降，对热负荷大的建筑并不一定能满足用户的用热需求，因而在具体工程应用中应结合实际情况加以分析。另一方面，光伏光热建筑减少了墙体得热，一定程度上减少了室内空调负荷。

光伏光热建筑一体化（BIPV/T）系统的两种主要模式：水冷却型和空气冷却型系统。

7.2.4 太阳能保证率是衡量太阳能在供热空调系统所能提供能量比例的一个关键参数，也是影响太阳能供热采暖系统经济性能的重要指标。实际选用的太阳能保证率与系统使用期内的太阳辐照、气候条件、产品与系统的热性能、供热采暖负荷、末端设备特点、系统成本和开发商的预期投资规模等因素有关。太阳能保证率影响常规能源替代量，进而影响造价、节能、环保和社会效益。本条规定的保证率取值参考现行国家标准《可再生能源建筑应用工程评价标准》GB/T 50801 的有关规定。

7.2.5 太阳能是间歇性能源，在系统中设置其他能源辅助加热/换热设备，其目的是保证太阳能供热系统稳定可靠运行的同时，降低系统的规模和投资。

辅助热源应根据当地条件，尽可能利用工业余热、废热等低品位能源或生物质燃料等可再生能源。

7.2.6 太阳能集热器和光伏组件的位置设置不当，受到前方障碍物的遮挡，不能保证采光面上的太阳光照时，系统的实际运行效果和经济性会受到影响，因而对放置在建筑外围护结构上太阳能集热器和光伏组件采光面上的日照时间作出规定。冬至日太阳高度角最低，接收太阳光照的条件最不利，因此规定冬至日日照时间为最低要求。此时采光面上的日照时数，是综合考虑系统运行效果和围护结构实际条件而提出的。

7.3 地源热泵系统

7.3.1 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。因此，地埋管换热系统设计应考虑全年冷热负荷的影响。当两者相差较大时，宜通过技术经济比较，采用辅助散热（增加冷却塔）或辅助供热的方式来解决，一方面经济性较好，另一方面也可避免因吸热与释热不平衡导致的系统运行效率降低。

带辅助冷热源的混合式系统可有效减少埋管数量或地下（表）水流量或地表水换热盘管的数量，同时也是保障地埋管系统吸释热量平衡的主要手段，已成为地源热泵系统应用的主要形式。

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

对于地埋管系统，配合变流量措施，可采用分区轮换间歇运行的方式，使岩土体温度得到有效恢复，提高系统换热效率，降低水泵系统的输送能耗。对于地下水系统，设计时应以提高系统综合性能为目标，考虑抽水泵与水源热泵机组能耗间的平衡，确定地下水的取水量。地下水流量增加，水源热泵机组性能系数提高，但抽水泵能耗明显增加；相反地下水流量较少，水源热泵机组性能系数较低，但抽水泵能耗明显减少。因此地下水系统设计应在两者之间寻找平衡点，同时考虑部分负荷下两者的综合性能，计算不同工况下系统的综合性能系数，优化确定地下水流量。该项工作能有效降低地下水系统运行费用。

表 10 摘自现行国家标准《可再生能源建筑应用工程评价标准》GB/T 50801 对地源热泵系统能效比的规定，设计时可参考。

表 10　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*	$COP \geqslant 3.5$	$3.0 \leqslant COP < 3.5$	$2.6 \leqslant COP < 3.0$
制冷能效比 *EER*	$EER \geqslant 3.9$	$3.4 \leqslant EER < 3.9$	$3.0 \leqslant EER < 3.4$

7.3.3　不同地区岩土体、地下水或地表水水温差别较大，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。

附录 A　外墙平均传热系数的计算

A. 0. 2、A. 0. 3　在建筑外围护结构中，墙角、窗间墙、凸窗、阳台、屋顶、楼板、地板等处形成热桥，称为结构性热桥。热桥的存在一方面增大了墙体的传热系数，造成通过建筑围护结构的热流增加，会加大供暖空调负荷；另一方面在北方地区冬季热桥部位的内表面温度可能过低，会产生结露现象，导致建筑构件发霉，影响建筑的美观和室内环境。

国际标准“Thermal bridges in building construction-Heat flows and surface temperatures-Detailed calculations” ISO 10211：2007 中，热桥部位的定义为：非均匀的建筑围护结构部分，该处的热阻被明显改变，由于建筑围护结构被另一种不同导热系数的材料完全或部分穿透；或结构的厚度改变；或内外表面及不同，如墙体、地板、顶棚连接处。现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 中热桥的定义为：围护结构单元中热流强度明显大于平壁部分的节点。也曾称为冷桥。围护结构的热桥部位包括嵌入墙体的混凝土或金属梁、柱，墙体和屋面板中的混凝土肋或金属构件，装配式建筑中的板材接缝以及墙角、屋顶檐口、墙体勒脚、楼板与外墙、内隔墙与外墙连接处等部位。

公共建筑围护结构受结构性热桥的影响虽然不如居住建筑突出，但公共建筑的热桥问题应当在设计中得到充分的重视和妥善的解决，在施工过程中应当对热桥部位做重点的局部处理。

对外墙平均传热系数的计算方法，本标准 2005 版中采用的是现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 规定的面积加权的计算方法。这一方法是将二维温度场简化为一维温度

场，然后按面积加权平均法求得外墙的平均传热系数。面积加权平均法计算外墙平均传热系数的基本思路是将外墙主体部位和周边热桥部位的一维传热系数按其对应的面积加权平均，结构性热桥部位主要包括楼板、结构柱、梁、内隔墙等部位。按这种计算方法求得的外墙平均传热系数一般要比二维温度场模拟的计算结果偏小。随着建筑节能技术的发展，围护结构材料的更新和保温水平不断提高。该方法的误差大、计算能力差等局限性逐渐显现，如无法计算外墙和窗连接处等热桥位置。

经过近 20 年的发展，国际标准中引入热桥线传热系数的概念计算外墙的平均传热系数，热桥线传热系数通过二维计算模型确定。现行行业标准《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 26 以及现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 中也采用该方法。对于定量计算线传热系数的理论问题已经基本解决，理论上只要建筑的构造设计完成了，建筑中任何形式的热桥对建筑外围护结构的影响都能够计算。但对普通设计人员而言，这种计算工作量较大，因此上述两个标准分别提供了二维热桥稳态传热模拟软件和平均传热系数计算软件，用于分析实际工程中热桥对外墙平均传热系数的影响。热桥线传热系数的计算要通过人工建模的方式完成。

对于公共建筑，围护结构对建筑能耗的影响小于居住建筑，受热桥影响也较小，在热桥的计算上可做适当简化处理。为了提高设计效率，简化计算流程，本次标准修订提供一种简化的计算方法。经对公共建筑不同气候区典型构造类型热桥进行计算，整理得到外墙主体部位传热系数的修正系数值 φ，φ 受到保温类型、墙主体部位传热系数，以及结构性热桥节点构造等因素的影响，由于对于特定的建筑气候分区，标准中的围护结构限值是固定的，相应不同气候区通常也会采用特定的保温方式。

需要特别指出的是，由于结构性热桥节点的构造做法多种多样，墙体中又包含多个结构性热桥，组合后的类型更是数量巨

大，难以一一列举。表 A.0.3 的主要目的是方便计算，表中给出的只是针对一般建筑的节点构造。如设计中采用了特殊构造节点，还应采用现行国家标准《民用建筑热工设计标准》GB 50176 中的精确计算方法计算平均传热系数。

附录 B　围护结构热工性能的权衡计算

B. 0. 1　为了提高权衡计算的准确性提出上述要求，权衡判断专用计算软件指参照建筑围护结构性能指标应按本标准要求固化到软件中，计算软件可以根据输入的设计建筑的信息自动生成符合本标准要求的参照建筑模型，用户不能更改。

权衡判断专用计算软件应具备进行全年动态负荷计算的基本功能，避免使用不符合动态负荷计算方法要求的、简化的稳态计算软件。

建筑围护结构热工性能权衡判断计算报告应该包含设计建筑和参照建筑的基本信息，建筑面积、层数、层高、地点以及窗墙面积比、外墙传热系数、外窗传热系数、太阳得热系数等详细参数和构造，照明功率密度、设备功率密度、人员密度、建筑运行时间表、房间供暖设定温度、房间供冷设定温度等室内计算参数等初始信息，建筑累计热负荷、累计冷负荷、全年供热能耗量、空调能耗量、供热和空调总耗电量、权衡判断结论等。

B. 0. 2　建筑围护结构的权衡判断的核心是在相同的外部条件和使用条件下，对参照建筑和所设计的建筑的供暖能耗和空调能耗之和进行比较并作出判断。建筑围护热工性能的权衡判断是为了判断建筑物围护结构整体的热工性能，不涉及供暖空调系统的差异，由于提供热量和冷量的系统效率和所使用的能源品位不同，为了保证比较的基准一致，将设计建筑和参照建筑的累计耗热量和累计耗冷量按照规定方法统一折算到所消耗的能源，将除电力外的能源统一折算成电力，最终以参照建筑与设计建筑的供暖和空气调节总耗电量作为权衡判断的依据。具体折算方法详见本标准第 B. 0. 6 条。

B. 0. 3　准确分析建筑热环境性能及其能耗需要代表当地平均气

候状况的逐时典型气象年数据。典型气象年是以累年气象观测数据的平均值为依据，从累年气象观测数据中，选出与平均值最接近的 12 个典型气象月的逐时气象参数组成的假想年。

B. 0. 4 表 B. 0. 4-2 空调区室内温度所规定的温度为建筑围护结构热工性能权衡判断时的室内计算温度，并不代表建筑物内的实际温度变化。目前建筑能耗模拟软件计算时，一般通过室内温度的设定完成供暖空调系统的运行控制，即当室内温度为 37℃时空调系统停止工作，室内温度为 5℃时为值班供暖，保证室内温度。

为保证建筑围护结构的热工性能权衡判断计算的基础数据一致，规定权衡判断计算节假日的设置应按照 2013 年国家法定节假日进行设置。学校的暑假假期为 7 月 15 日至 8 月 25 日，寒假假期为 1 月 15 日至 3 月 1 日。

室内人体、照明和设备的散热中对流和辐射的比例也是影响建筑负荷计算结果的因素，进行建筑围护结构热工性能权衡判断计算时可按表 11 选择。人员的散热量可按照表 12 选取。

表 11 人体、照明、设备散热中对流和辐射的比例

热源	辐射比例（%）	对流比例（%）
照明	67	33
设备	30	70
人体显热	40	60

表 12 人员的散热量和散湿量

类别	显热（W）	潜热（W）	散湿量（g/h）
教学楼	67	41	61
办公建筑、酒店建筑、住院部	66	68	102
商场建筑、门诊楼	64	117	175

B. 0. 5 围护结构的做法对围护结构的传热系数、热惰性等产生影响。当计算建筑物能耗时采用相同传热系数，不同做法的围护

结构其计算结果会存在一定的差异。因此规定参照建筑的围护结构做法应与设计建筑一致，参照建筑的围护结构的传热系数应采用与设计建筑相同的围护结构做法并通过调整围护结构保温层的厚度以满足本标准第 3.3 节的要求。

B.0.6 由于提供冷量和热量所消耗能量品位以及供冷系统和供热系统能源效率的差异，因此以建筑物供冷和供热能源消耗量作为权衡判断的依据。在建筑能耗模拟计算中，如果通过动态计算的方法，根据建筑逐时负荷计算建筑能耗，涉及末端、输配系统、冷热源的效率，存在一定的难度，需要耗费较大的精力和时间，也难于准确计算。建筑物围护结构热工性能的权衡判断着眼于建筑物围护结构的热工性能，供暖空调系统等建筑能源系统不参与权衡判断。为消除无关因素影响、简化计算、减低计算难度，本标准采用统一的系统综合效率简化计算供暖空调系统能耗。

本条的目的在于使用相同的系统效率将设计建筑和参照建筑的累计耗热量和累计耗冷量计算成设计建筑和参照建筑的供暖耗电量和供冷耗电量，为权衡判断提供依据。

本条针对不同气候区的特点约定了不同的标准供暖系统和供冷系统形式。空气调节系统冷源统一采用电驱动冷水机组；严寒地区、寒冷地区供暖系统热源采用燃煤锅炉；夏热冬冷地区、夏热冬暖地区、温和地区供暖系统热源采用燃气锅炉。

需要说明的是，进行权衡判断计算时，计算的并非实际的供暖和空调能耗，而是在标准规定的工况下的能耗，是用于权衡判断的依据，不能用作衡量建筑的实际能耗。

附录 D　管道与设备保温及保冷厚度

D.0.1　热价 35 元/GJ 相当于城市供热；热价 85 元/GJ 相当于天然气供热。表 D.0.1 的制表条件为：

1　按经济厚度计算，还贷期 6 年，利息 10%，使用期 120d（2880h）。

2　柔性泡沫橡塑导热系数按下式计算：

$$\lambda = 0.034 + 0.00013 t_m \tag{10}$$

式中：λ——导热系数[W/(m·K)]；

t_m——绝热层平均温度℃。

3　离心玻璃棉导热系数按下式计算：

$$\lambda = 0.031 + 0.00017 t_m \tag{11}$$

4　室内环境温度 20℃，风速 0m/s。

5　室外环境温度 0℃，风速 3m/s；当室外温度非 0℃时，实际采用的绝热厚度按下式修正：

$$\delta' = [(T_o - T_w)/T_o]^{0.36} \cdot \delta \tag{12}$$

式中：δ——室外环境温度 0℃时的查表厚度（mm）；

T_o——管内介质温度（℃）；

T_w——实际使用期室外平均环境温度（℃）。

D.0.2　较干燥地区，指室内机房环境温度不高于 31℃、相对湿度不大于 75%；较潮湿地区，指室内机房环境温度不高于 33℃、相对湿度不大于 80%；各城市或地区可对照使用。表 D.0.2 的制表条件为：

1　按同时满足经济厚度和防结露要求计算绝热厚度。冷价 75 元/GJ，还贷期 6 年，利息 10%；使用期 120d（2880h）。

2　柔性泡沫橡塑、离心玻璃棉导热系数计算公式应符合本标准第 D.0.1 条规定；聚氨酯发泡导热系数应按下式计算：

$$\lambda = 0.0275 + 0.00009t_m \tag{13}$$

D.0.3 表D.0.3的制表条件为：

1 柔性泡沫橡塑、离心玻璃棉导热系数计算公式同式(10)、式(11)；

2 环境温度5℃，热价85元/GJ，还贷期6年，利息10%。

D.0.4 表D.0.4的制表条件为：

1 室内环境温度：供冷风时，26℃；供暖风时，温度20℃；

2 冷价75元/GJ，热价85元/GJ。