

ICS 91.040.10

黑龙江省地方标准

DBXX

P 46

DBXX/xxxx-20xx

黑龙江省公共建筑节能设计标准

Design standard for energy efficiency of public building
in Heilongjiang Province

征求意见稿

主编单位：黑龙江省建筑设计研究院

联系人：廉学军

联系电话：13089990373 0451-82694189

邮箱：hljrndl@163.com

20XX -XX-XX 发布

20XX - XX-XX 实施

黑龙江省住房和城乡建设厅
黑龙江省市场监督管理局

联合发布

黑龙江省地方标准

黑龙江省公共建筑节能设计标准

DBXX/XXXX-20XX

主编单位：黑龙江省建筑设计研究院
批准部门：黑龙江省住房和城乡建设厅
施行日期：20XX 年 XX 月 XX 日

20XX 哈尔滨
黑龙江省住房和城乡建设厅

公告

第 XX 号

黑龙江省住房和城乡建设厅关于发布地方 标准《黑龙江省公共建筑节能设计标准》 的公告

现批准《黑龙江省公共建筑节能设计标准》为黑龙江省地方标准，统一编号为 DBXX/XXXX-20XX，自 20XX 年 XX 月 XX 日起实施。

黑龙江省住房和城乡建设厅
20XX 年 XX 月 XX 日

前言

为进一步降低黑龙江省公共建筑的供暖通风和空气调节能耗，促进可再生能源应用，落实省建筑节能的工作目标，根据黑龙江省住房和城乡建设厅《关于组织修订地方标准〈公共建筑节能设计标准黑龙江省实施细则〉的通知》和省市场监督管理局2020年度标准制修订计划，编制组会同有关单位，经调查研究，总结实践经验，依据国家相关标准，结合黑龙江省实际情况，制订本标准。

本标准主要内容：1 总则；2 术语；3 室内环境设计计算参数；4 建筑与建筑热工；5 供暖通风与空气调节；6 给水排水；7 电气；8 可再生能源应用。

本标准修订的主要内容：1 更新了维护结构热工性能限制和冷源与热源能效值；2 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；3 新增了室内环境设计计算参数、给水排水系统、电气系统和可再生能源应用的有关规定。

本标准第4.2.1条、4.2.6条、5.1.1条、5.2.3条、5.2.8条、5.2.18条、5.5.6条为《公共建筑节能设计标准》（GB50189-2015）的强制性条文，必须严格执行。

本标准由黑龙江省住房和城乡建设厅负责管理，黑龙江省

建筑设计研究院负责具体技术内容的解释。

鉴于本标准对黑龙江省区域公共建筑节能要求高，政策性和技术性强，涉及面广，希望各单位结合工程实践和科学研究认真总结经验，注意积累资料，在执行中如有意见、建议和问题，请反馈给黑龙江省建筑设计研究院（哈尔滨市果戈里大街1号，邮编150008），以便今后修订时参考和组织省内有关专家作出解释。

本标准主编单位：黑龙江省建筑设计研究院

本标准参编单位：黑龙江省寒地建筑科学研究院

哈尔滨工业大学

哈尔滨市建筑设计院

黑龙江省纺织工业设计院

哈尔滨市永大建筑设计有限公司

黑龙江省大兴城乡建设施工图审查有限公司

哈尔滨市百龙空调设备工程有限公司

沈阳盛世新兴格力电器销售有限公司

青岛科瑞新型环保材料集团有限公司

本标准主要起草人：

本标准主要审查人：

目 次

1	总 则	10
2	术 语	12
3	室内环境设计计算参数	15
4	建筑与建筑热工	17
4.1	一般规定	17
4.2	建筑设计	18
4.3	围护结构热工设计	22
4.4	围护结构热工性能的权衡判断	24
5	供暖通风与空气调节	26
5.1	一般规定	26
5.2	冷源与热源	27
5.3	输配系统	36
5.4	末端系统	44
5.5	监测、控制与计量	45
6	给水排水	49
6.1	一般规定	49
6.2	给水排水系统	49
6.3	生活热水	50
7	电气	53
7.1	一般规定	53
7.2	供配电系统	53
7.3	照明系统	54
7.4	电气控制	56
7.5	电能检测与计量	56

8 可再生能源应用.....	57
8.1 一般规定.....	57
8.2 太阳能利用.....	57
8.3 地源热泵系统.....	58
8.4 空气源热泵系统.....	59
附录 A 围护结构热工性能的权衡计算.....	60
附录 B 建筑围护结构热工性能权衡判断审核表.....	69
附录 C 外墙平均传热系数的计算.....	71
附录 D 黑龙江省主要城市的气候区属及建筑节能计算用气象参数.....	72
附录 E STP（VIPB）真空绝热板的建筑保温系统分类及性能指标.....	74
附录 F 新风加热间接换热防冻措施.....	77
附录 G 管道与设备保温及保冷厚度.....	78
本标准用词说明.....	81
引用标准名录.....	82
附：条文说明.....	83

Contents

1	General Provisions.....	10
2	Terms.....	12
3	Interior Environment Design and Calculation Parameters.....	15
4	Building and Building Thermal Engineering.....	17
	4.1 General Requirements.....	17
	4.2 Architectural Design.....	18
	4.3 Building Envelope Thermal Design.....	22
	4.4 Trade-off Judgement of Building Envelope's Thermal Performance.....	24
5	Heating, Ventilation and Air-conditioning	26
	5.1 General Requirements.....	26
	5.2 Heating and Cooling Sources.....	27
	5.3 Transmission and Distribution System.....	36
	5.4 Terminal System.....	44
	5.5 Monitor, Control and Measure.....	45
6	Water Supply and Drainage.....	49
	6.1 General Requirements.....	49
	6.2 Water Supply and Drainage System.....	49
	6.3 Service Water Heating.....	50
7	Electric.....	53
	7.1 General Requirements.....	53
	7.2 Power Supply and Distribution System.....	53
	7.3 Lighting System.....	54
	7.4 Electric Control.....	56

7.5	Electric Power Supervision and Measure.....	56
8	Renewable Energy Application.....	57
8.1	General Requirements.....	57
8.2	Solar Energy Utilization.....	57
8.3	Ground Source Heat Pump System.....	58
8.4	Air Source Heat Pump System.....	59
Appendix A	Balance Calculation of Envelope's Thermal Performance.....	60
Appendix B	Compliance Form for the Trade-off Judgement of Build Building Envelope's Thermal Performance.....	69
Appendix C	Calculation of Mean Heat Transfer Coefficient of Exterior Walls.....	71
Appendix D	Climate Area Division of the Main Cities of Heilongjiang Province, and the Meteorological Parameters for Energy-saving Calculation of Buildings.....	72
Appendix E	Classification and Performance Indexes of Building Insulation Systems for STP (VIPB) Vacuum Insulation panels	77
Appendix F	Anti-freezing Measures for Indirect Heat Exchange of Fresh Air Heating.....	78
Appendix G	Insulation Thickness of Pipes, Ducts and Equipment	81
	List of Quoted Standards.....	82
	Addition: Explanation of Provisions.....	83

1 总 则

1.0.1 为贯彻《公共建筑节能设计标准》(GB50189)、《民用建筑工程节能质量监督管理办法》及黑龙江省有关建筑节能的规定,改善公共建筑的室内环境及建筑围护结构保温隔热性能,提高建筑暖通空调、给水排水和电气系统的能源利用效率,促进可再生能源在建筑方面应用,降低建筑能耗,结合黑龙江省实际情况,制定本标准。

1.0.2 本标准适用于黑龙江省行政区域内新建、改建和扩建的公共建筑节能设计。既有公共建筑节能改造设计可以参照执行。

1 当建筑高度超过 150m 或单栋建筑地上建筑面积大于 200000m²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;

2 独立建设的汽车库、有特定功能要求的技术实验室、测试房间等,以及独立建设的水泵房、换热站、锅炉房、空调机房、变配电室等动力用房可不执行本标准;

3 公共厕所、垃圾站、无供暖要求的自行车库、使用年限不超过 5 年的临时性建筑可不执行本标准;

4 住宅楼的商业服务网点营业部分和商住楼的公共建筑部分按本标准执行,居住建筑部分按《黑龙江省居住建筑节能设计标准》DB23/1270 执行;

5 公共建筑与工业建筑合建的建筑,公共建筑部分按本标准执行;

6 寺庙、教堂等宗教建筑可结合实际情况参照本标准执行。

1.0.3 按本标准进行的建筑节能设计,在保证相同的室内环境参数条件下,与未采取节能措施前相比,全年供暖、通风、空气调

节、给水排水和电气系统的总能耗应减少 65%。

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

2 术 语

2.0.1 建筑体形系数 shape factor

建筑物与室外大气接触的外表面积与其所包围的体积的比值。外表面积中不包括地面和不供暖楼梯间内墙的面积。

2.0.2 透光幕墙 transparent curtain wall

可见光可直接透射入室內的幕墙。

2.0.3 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。

2.0.4 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。

2.0.5 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。

2.0.6 建筑遮阳系数 shading coefficient of building element

在照射时间内,同一窗口(或透光围护结构部件外表面)在有建筑外遮阳和没有建筑外遮阳的两种情况下,接收到的两个不同太阳辐射量的比值。

2.0.7 围护结构传热系数 heat transfer coefficient of building envelope

在稳定条件下,围护结构两侧空气为单位温差时,单位时间内通过单位面积传递的热量。

2.0.8 围护结构单元的平均传热系数 mean heat transfer coefficient of building envelope unit

考虑了围护结构单元中存在的热桥影响后得到的传热系数，简称：平均传热系数。

2.0.9 围护结构传热系数的修正系数 modification coefficient of building envelope

考虑太阳辐射和天空辐射对围护结构传热的影响而引入的修正系数。

2.0.10 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。

2.0.11 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。

2.0.12 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计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。

2.0.13 集中供暖系统耗电输热比 (EHR-h) electricity consumption and heat transfer ratio of central heating system

设计工况下，集中供暖系统循环水泵总功率 (kW) 与设计热负荷 (kW) 的比值。

2.0.14 空调冷 (热) 水系统耗电输冷 (热) 比 [EC (H) R- α] 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。

2.0.15 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)。

2.0.16 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。

2.0.17 空气源热泵机组制热性能系数（COP） coefficient of performance of air source heat pump units

在特定工况条件下，单位时间内空气源热泵机组制热量与耗电量的比值。

3 室内环境设计计算参数

3.0.1 供暖室内计算温度应符合下列规定：

- 1 主要房间应采用 $18^{\circ}\text{C}\sim 24^{\circ}\text{C}$ ；
- 2 设置值班供暖房间应采用 5°C 。

3.0.2 舒适性空调室内计算参数应符合以下规定：

1 人员长期逗留区域空调室内计算参数应符合表 3.0.2-1 的规定：

表 3.0.2-1 人员长期逗留区域空调室内计算参数

类别	热舒适度等级	温度 ($^{\circ}\text{C}$)	相对湿度 (%)	风速 (m/s)
供热工况	I 级	22~24	≥ 30	≤ 0.2
	II 级	18~22	—	≤ 0.2
供冷工况	I 级	24~26	40~60	≤ 0.25
	II 级	26~28	≤ 70	≤ 0.3

2 人员短期逗留区域空调供冷室内设计温度比长期逗留区域提高 2°C ，供热工况降低 2°C 。短期逗留区域供冷工况风速 $\leq 0.5\text{m/s}$ ，供热工况 $\leq 0.3\text{m/s}$ 。

3.0.3 设计最小新风量应符合下列规定：

1 主要房间每人所需最小新风量应符合表 3.0.3-1 规定：

表 3.0.3-1 主要房间每人所需最小新风量

建筑房间类型	新风量 [$\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$]
办公室	30
客房	30
大堂、四季厅	10

2 医院建筑按换气次数法确定，且应符合表 3.0.3-2 规定：

表 3.0.3-2 医院建筑设计最小换气次数

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

3 高密度人群建筑每人所需最小新风量应按人员密度确定，且应符合表 3.0.3-3 规定：

表 3.0.3-3 高密度人群建筑每人所需最小新风量 [$\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$]

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

4 建筑与建筑热工

4.1 一般规定

4.1.1 公共建筑分类应符合下列规定：

1 独栋建筑面积大于 300m^2 的建筑，或独栋建筑面积小于或等于 300m^2 但总建筑面积大于 1000m^2 的建筑群，应为甲类公共建筑；

2 独栋建筑面积小于或等于 300m^2 的建筑，应为乙类公共建筑。

4.1.2 代表城市的建筑热工设计分区按表 4.1.2 确定。

表 4.1.2 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	严寒地区 I (A)	漠河 呼玛 黑河 孙吴 嫩江 伊春 塔河 新林 加格达奇 北安
	严寒地区 I (B)	哈尔滨 克山 海伦 齐齐哈尔 富锦 泰来 安达 宝清 通河 虎林 鸡西 尚志 牡丹江 绥芬河 富锦 拜泉 明水 鹤岗 绥化 铁力 佳木斯 依兰 肇州

4.1.3 建筑群的总体规划应考虑减轻热岛效应。建筑的总体规划 and 总平面设计应有利于自然通风和冬季日照。建筑的主要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。

4.1.4 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措施，降低建筑的用能需求。

4.1.5 建筑体型宜规整，避免过多的凹凸变化。建筑物平面布局在保证使用功能合理的同时，尚应考虑热环境的合理分区。

4.1.6 建筑总平面设计及平面布局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热负荷中心位置集中设置。

4.2 建筑设计

4.2.1 严寒和寒冷地区公共建筑的体形系数应符合表 4.2.1 的规定：

表 4.2.1 严寒和寒冷地区公共建筑体形系数

独栋建筑面积 A (m ²)	建筑体形系数
300<A≤800	≤0.50
A>800	≤0.40

4.2.2 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。

4.2.3 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。

4.2.4 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 0.50。

4.2.5 建筑立面朝向的划分应符合下列规定：

- 1 北向为北偏西 60° 至北偏东 60° ；
- 2 南向为南偏西 30° 至南偏东 30° ；
- 3 西向为西偏北 30° 至西偏南 60° （包括西偏北 30° 和西偏南 60° ）；
- 4 东向为东偏北 30° 至东偏南 60° （包括东偏北 30° 和东偏南 60° ）。

4.2.6 甲类公共建筑的屋顶透光部分面积不应大于屋顶总面积 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。

4.2.7 建筑设置的屋顶天窗应符合下列规定：

- 1 水平天窗设置的垂直开启扇，应具有保温、防水、密闭和防风功能，并具有远程遥控开启和关闭功能；
- 2 水平天窗宜在局部位置设置可安装平开窗的局部凸起构造，平开窗应具有保温、防水、密闭和防风功能，并具有远程遥控开启和关闭功能；
- 3 外遮阳装置应兼顾通风及冬季日照，宜设置有防风功能的可活动外遮阳。

4.2.8 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通风降温。

4.2.9 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%；
- 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 当透光幕墙受条件限制无法设置可开启扇或设计的外窗换气次数不满足室内空气质量标准时，室内应设置新风系统，新

风系统应具有可调节、热回收功能，或在不能满足室内空气质量的房间设置具有可调节、具有热回收功能的通风换气装置。

4.2.10 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。

4.2.11 外门、窗洞口周边的构造设计及门、窗安装应满足以下要求：

1 外门、窗与墙体之间构造缝隙，应采用高效保温材料填塞，其外侧应采用弹性耐候密封胶密封，严禁采用普通水泥砂浆或其他非保温材料补缝；

2 外门、窗与墙体之间及窗框周边墙体应设有防水构造；

3 外窗（门）设计、安装附框时，附框内表面温度不应低于露点温度 2°C 以上。传热系数不宜大于外门窗型材的传热系数。如需设置保温构造，保温层应设置在附框室外侧；

4 外窗台宜安装成品窗台板。

4.2.12 建筑出入口设计应符合下列要求：

1 主出入口应设置门斗，门斗两层门的净距不宜小于 2.4m ；

2 其它出入口外门宜设置门斗或应采取其它减少冷风渗透的措施；

3 出入口门的气密性应不低于《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》GB/T7106的5级，并应安装闭门器；

4 当出入口内、外门采用无下框方案时，门下边缘及周边应设置防风、保温措施；

5 当主入口采用旋转门时，旋转门的热工性能指标应符合表4.3.1的规定；

6 门斗内与其他功能房间相邻的楼板、内隔墙的传热系数应符合表4.3.1对供暖与非供暖房间楼板、隔墙规定；门斗的屋面、外墙面传热系数应符合表4.3.1对外门、外墙的规定。门斗使用的保温材料性能应符合相关规范的规定。

4.2.13 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、反光等采光设施将自然光引入室内。设置导光、反光等采光设施时，采光装置应符合下列规定：

- 1 采光窗的透光折减系数 Tr 应大于 0.45；
- 2 导光管采光系统在漫射光条件下的系统效率应大于 0.50。

4.2.14 人员长期停留房间的室内各表面可见光加权平均反射比不应低于 0.4。反射比宜符合表 4.2.14 的规定：

表 4.2.14 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

4.2.15 公共建筑外围护结构热桥部位及与室外空气接触的附属设施应进行详细的保温、防水设计；外围护结构热桥部位及与室外空气接触的附属设施构件的室内部分内表面温度，应高于露点温度 $\geq 2^{\circ}\text{C}$ 。露点温度依据《民用建筑热工设计规范》GB50176 的规定计算。以下热桥部位应重点给出构造设计及要求：

- 1 幕墙龙骨与基层墙体连接部位；
- 2 外墙挑出构件及附墙部件的热桥部位；
- 3 立面装饰构件与墙体连接位置及连接件部位；
- 4 外窗（门）洞口室外部分的周边墙面；
- 5 设置导光、反光等采光设施时，其热桥部位；
- 6 当门斗设置在主体墙以外时，门斗内周边墙体、屋面与主墙体相接部分；
- 7 伸出屋顶的建筑造型、结构构件及砌体；
- 8 变形缝两侧墙体临外墙、屋面 2.0m 范围、无地下室的公共建筑首层室内地面标高以下区域；

9 防排烟系统中的进风口、排烟口、排烟井道、导光管等设施接触室外空气的开口，外墙、屋面孔洞部位及出屋（墙）面管道等；

10 装配式建筑外围护结构内外构件的连接件部位。

4.2.16 当墙体外保温层采用不少于两层保温材料复合构造时，设计应给出复合多层保温材料复合层的粘结强度、复合后的水蒸气渗透性能等指标要求，复合保温材料应在工厂加工生产。应对外墙外保温系统的安装、锚固提出构造设计及要求。

4.2.17 应对穿外墙管线和洞口进行有效封堵。应对装配式建筑的构件连接处进行密封处理。

4.3 围护结构热工设计

4.3.1 建筑围护结构的热工性能应符合表 4.3.1 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 4.3.1 围护结构热工性能限值

建筑类别	甲类公共建筑		乙类公共建筑
	体形系数 ≤ 0.3	$0.3 <$ 体形系数 ≤ 0.5	
围护结构部位	传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$		
屋面	≤ 0.28	≤ 0.25	≤ 0.35
外墙（包括非透光幕墙）	≤ 0.38	≤ 0.35	≤ 0.45
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	≤ 0.38	≤ 0.35	≤ 0.45
地下车库与供暖房间之间的楼板	≤ 0.50	≤ 0.50	≤ 0.50
非供暖房间与供暖房间的隔墙或楼板	≤ 0.6	≤ 0.6	≤ 0.6

表 4.3.1 围护结构热工性能限值（续表）

建筑类别		甲类公共建筑		乙类公共建筑
		体形系数 ≤ 0.3	$0.3 <$ 体形系数 ≤ 0.5	
单一立面外窗 (包括透光幕墙)	窗墙面积比 ≤ 0.2	≤ 2.5	≤ 2.2	≤ 1.9
	$0.2 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.3	≤ 2.2	≤ 2.0	
	$0.3 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.4	≤ 2.0	≤ 1.8	
	$0.4 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.5	≤ 1.7	≤ 1.6	
	$0.5 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.6	≤ 1.6	≤ 1.4	
	$0.6 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.7	≤ 1.5	≤ 1.4	
	$0.7 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.8	≤ 1.4	≤ 1.3	
	窗墙面积比 > 0.8	≤ 1.3	≤ 1.2	
屋顶透光部分 (屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$)		≤ 2.2		≤ 2.0
围护结构部位		保温材料层热阻 $R [(m^2 \cdot K) / W]$		
周边地面		≥ 1.1		
供暖地下室与土壤接触的外墙		≥ 2.0		
变形缝（两侧墙内保温时）		≥ 1.2		

注：1 外窗玻璃选用低辐射玻璃时，玻璃系统的遮阳系数应不小于 0.6；

2 周边地面是指室内距外墙内表面 2m 以内的地面。

4.3.2 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 C 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。

4.3.3 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 / T7106 中有

关条款的规定，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 外门的气密性不应低于5级并应安装闭门器。

4.3.4 建筑幕墙的气密性应符合国家标准《建筑幕墙》GB / T 21086 中的规定且不应低于3级。

4.3.5 全玻幕墙应采用中空玻璃。

4.3.6 供暖期间，围护结构中保温材料因内部冷凝受潮增加的重量湿度允许增量应符合《民用建筑热工设计规范》GB50176 的规定。

4.3.7 地下外墙及与土壤接触的地下室、半地下室外墙保温应符合下列规定：

1 无地下室的外墙或不供暖地下室接触土壤的外墙，室外地坪以下墙体应设外保温层。当室内外高差 $>0.60\text{m}$ 时，保温层做至距室外地坪下 1.5m ；当室内外高差 $\leq 0.60\text{m}$ 时，保温层做至距室外地坪下 1.8m 。供暖地沟沿外墙内侧设置时，地沟盖板应做保温层；

2 供暖地下室的外墙应设置外保温层。当地下室地面低于室外地坪 $<1.40\text{m}$ 时，保温层做至地下室地面下不少于 0.50m ；当地下室地面低于室外地坪 $\geq 1.40\text{m}$ 时，保温层做至地下室地面下不少于 0.20m ；

3 采用桩基础时，承台梁埋深 $>1.50\text{m}$ 时，仅做外墙外侧保温；承台梁埋深 $\leq 1.50\text{m}$ 时，外墙内外及承台梁内外、梁底应连续保温。

4.4 围护结构热工性能的权衡判断

4.4.1 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；当围护结构的传热系数满足表4.4.1的基本要求时，方可进行权衡判断：

表 4.4.1 围护结构的传热系数基本要求

围护结构部位		传热系数 K_m W/(m ² ·K)
屋面		≤0.35
外墙（包括非透明幕墙）		≤0.45
外窗（包含透明 幕墙）	0.4 < 窗墙面积比 ≤ 0.6	2.5
	窗墙面积比 > 0.6	2.2

4.4.2 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。

4.4.3 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 4.2.6 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 4.2.6 条的规定。

4.4.4 参照建筑围护结构的热工性能参数取值应按本标准第 4.3.1 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。本标准第 4.3.1 条对外窗（包括透光幕墙）的太阳得热系数未作规定，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。

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

5 供暖通风与空气调节

5.1 一般规定

5.1.1 甲类公共建筑的施工图设计阶段，必须进行热负荷计算和逐项逐时的冷负荷计算。

5.1.2 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。

5.1.3 发热量较大，采用直流式机械通风消除余热的房间或区域，夏季室内计算温度取值不宜过低，且应符合下列规定：

1 在保证机电设备正常工作的前提下，机电设备用房夏季室内计算温度取值不应低于室外通风计算温度；

2 厨房热加工间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室外通风计算温度。

5.1.4 采用局部性供暖或空调系统能满足供暖、空调区域的环境要求时，不应采用全室性供暖或空调系统。建筑空间高度大于或等于 10m、且体积大于 10000m³ 的高大空间，仅需要下部区域保持一定的温湿度时，宜采用分层空调系统。

5.1.5 公共建筑的供暖、通风、空调方式，应根据本地区气候特点、建筑物的用途、规模、使用特点、负荷变化情况、参数要求等综合因素，通过技术经济综合分析确定。其选用原则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》GB50736 的相关规定。

5.1.6 经技术经济分析合理时，可采用冷热电联供、热泵等低碳能源技术。

5.2 冷源与热源

5.2.1 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。

5.2.1.1 冷源应符合下列规定：

1 有可供利用的废热或工业余热的区域，冷源宜采用吸收式冷水机组；

2 在技术经济合理的情况下，冷源宜利用浅层地能；

3 不具备本条第 1、2 款的条件，但城市电网夏季供电充足的区域，空调系统的冷源宜采用电驱动蒸气压缩循环冷水机组；

4 不具备本条第 1 款～第 3 款的条件，但城市燃气供应充足的区域，宜采用燃气吸收式冷水机组供冷；

5 不具备本条第 1 款～第 4 款条件的区域，可采用蒸汽吸收式冷水机组或燃油吸收式冷水机组供冷；

6 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供冷，经技术经济比较合理时，宜采用水环热泵空调系统；

7 在执行分时电价、峰谷电价差较大的区域，经技术经济比较，采用低谷电能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；

8 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。

5.2.1.2 热源应符合下列规定：

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；

2 在技术经济合理的情况下，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，应设置辅助热源；

3 不具备本条第 1 款、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 款～第 3 款的条件，但城市燃气供应充足的地区，宜采用燃气锅炉供热；

5 不具备本条第 1 款～第 4 款条件的区域，可采用燃煤锅炉、燃油锅炉供热；

6 在执行分时电价、峰谷电价差较大的区域，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，宜采用蓄能系统供热；

7 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热；

8 具有多种能源的区域，可采用复合式能源供热。

5.2.2 除符合下列情况之一外，不得采用电热锅炉、电热水器作为直接供暖和空气调节系统的热源：

1 电力充足、供电政策支持和电价优惠区域的建筑；

2 无集中供热与燃气源，用煤、油等燃料受到环保或消防严格限制的建筑；

3 夜间可利用低谷电进行蓄热、且蓄热式电锅炉不在日间用电高峰和平段时间启用的建筑；

4 利用可再生能源发电区域的建筑。

5.2.3 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。

5.2.4 锅炉的选型，应满足当地环保政策相关规定，并与当地长期供应的燃料种类相适应。锅炉的额定热效率不应低于表 5.2.4 中规定的数值。

表 5.2.4 名义工况下锅炉的热效率 (%)

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)		
		$1 \leq D \leq 2$ $0.7 \leq Q \leq 1.4$	$2 < D \leq 20$ / $1.4 < Q \leq 14.0$	$D > 20$ $Q > 14.0$
燃油燃气锅炉	重油	90	92	
	清油	92	94	
	燃气	92	94	
层状燃烧锅炉		-	--	88
抛煤机链条炉排锅炉	III类烟煤	-	-	89
流化床燃烧锅炉		-	-	88

当采用户式燃气供暖炉为热水热源时，其设备能效应符合表 5.2.4-1 的规定。

表 5.2.4-1 户式燃气供暖炉热效率 (%)

类型		热效率值 (%)
户式供暖炉 (热水)	η_1	89
	η_2	85

注： η_1 为供暖炉额定热负荷和部分热负荷 (热水状态为50%的额定热负荷)下两个热效率值中的较大值；

η_2 为较小值。

5.2.5 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

率为原则确定，实际运行负荷率不宜低于 50%；

2 锅炉台数不宜少于 2 台，当中、小型建筑设置 1 台锅炉能满足热负荷和检修需要时，可设 1 台；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。

5.2.6 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。

5.2.7 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或多机头机组，并能满足建筑最低负荷的要求。

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

5.2.9 电驱动蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组名义工况制冷性能系数 COP 应符合下列规定：

1 单工况定频机组不应低于表 5.2.9 规定的限值；

2 水冷变频离心式冷水机组不应低于表 5.2.9 中限值的 0.93 倍；

3 水冷变频螺杆式冷水机组不应低于表 5.2.9 中数值的 0.95 倍；

4 冰蓄冷用双工况离心机组，以及供冷和供热双工况水源热泵离心机组不应低于表 5.2.9 中限值的 0.90 倍。

表 5.2.9 名义工况下冷水（热泵）机组的制冷性能系数（COP）

类型		额定制冷量 (kW)	性能系数 (W/W)
水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	4.30
	螺杆式	$CC \leq 528$	4.80
		$528 < CC \leq 1163$	5.20
		$CC > 1163$	5.40
	离心式	$CC \leq 1163$	5.20
		$1163 < CC \leq 2110$	5.50
		$CC > 2110$	5.90
风冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 50$	2.80
		$CC > 50$	3.00
	螺杆式	$CC \leq 50$	2.90
		$CC > 50$	2.90

5.2.10 单台电驱动蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组制冷综合部分负荷性能系数 IPLV 应符合下列规定：

- 1 定频机组不应低于表 5.2.10 规定的限值；
- 2 水冷变频离心式冷水机组不应低于表 5.2.10 中水冷离心冷水机组限值的 1.3 倍；
- 3 水冷变频螺杆式冷水机组不应低于表中水冷螺杆式冷水机组限值的 1.15 倍；
- 4 风冷式机组计算 IPLV 时，机组消耗的功率应包括散热风机消耗的功率。

表 5.2.10 名义工况下冷水(热泵)机组综合部分负荷性能系数 (IPLV)

类型		额定制冷量 (kW)	综合部分负荷性能系 (W/W)
水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	4.90
	螺杆式	$CC \leq 528$	5.35
		$528 < CC \leq 1163$	5.75
		$CC > 1163$	5.85
	离心式	$CC \leq 1163$	5.15
		$1163 < CC \leq 2110$	5.40
		$CC > 2110$	5.95
风冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 50$	3.10
		$CC > 50$	3.35
	螺杆式	$CC \leq 50$	2.90
		$CC > 50$	3.10

5.2.11 空调系统的电冷源综合制冷性能系数 (SCOP) 不应低于表 5.2.11 的数值。对多台冷水机组、冷却水泵和冷却塔组成的冷水系统, 应将实际参与运行的所有设备的名义制冷量和耗电功率综合统计计算, 当机组类型不同时, 其限值应按冷量加权的方式确定。

表 5.2.11 电冷源综合制冷性能系数 (SCOP)

类型		名义制冷量 (kW)	综合制冷性能系数 (W/W)
水冷	活塞式/ 涡轮式	$CC \leq 528$	3.3
	螺杆式	$CC \leq 528$	3.6
		$528 < CC < 1163$	4.0
		$CC \geq 1163$	4.0
	离心式	$CC \leq 1163$	4.0
		$1163 < CC \leq 2110$	4.1
		$CC \geq 2110$	4.5

5.2.12 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：

$$P = 1.2\% \times A + 32.8\% \times B + 39.7\% \times C + 26.3\% \times D \quad (5-2-12)$$

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℃。

5.2.13 名义制冷量大于 7100W、采用电机驱动的单位式空气调节机、风管送风式和屋顶式空气调节机组时，在名义制冷工况和规定条件下，其能效比（EER）不应低于表 5.2.13 的规定。

表 5.2.13 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 (kW)	能效比 (W/W)
风冷式	不接风管	$7.10 < CC \leq 14.0$	2.70
		$CC > 14$	2.65
	接风管	$7.10 < CC \leq 14.0$	2.50
		$CC > 14$	2.45
水冷式	不接风管	$7.10 < CC \leq 14.0$	3.40
		$CC > 14$	3.25
	接风管	$7.10 < CC \leq 14.0$	3.10
		$CC > 14$	3.00

5.2.14 空气源热泵机组的设计应符合下列规定：

- 1 如采用空气源热泵机组，其正常工作温度不应低于当地室外供暖计算温度；
- 2 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%。

5.2.15 空气源、风冷式冷水（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。

5.2.16 采用多联式空调（热泵）机组时，其在名义制冷工况和规定条件下的制冷综合性能系数 IPLV(C) 不应低于表 5.2.16 的

数值。

表 5.2.16 多联式空调(热泵)机组制冷综合性能系数 IPLV(C)

名义制冷量 (kW)	制冷综合性能系数 (W/W)
$CC \leq 28.0$	3.80
$28.0 < CC \leq 84.0$	3.75
$CC > 84.0$	3.65

5.2.17 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。

5.2.18 采用直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组时,其在名义工况和规定条件下的性能参数应符合表5.2.18的规定。

表 5.2.18 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 (W/W)	
冷(温)水进/出口温度 (°C)	冷却水进/出口温度 (°C)	制冷	供热
12/7(供冷)	30/35	≥1.20	--
--/60(供热)	--	--	≥0.90

5.2.19 在技术经济合理的前提下,可采取措施对制冷机组的冷凝热进行回收利用。

5.2.20 通风和空调的新风加热应采用集中供热热媒为热源;并应采用间接换热防冻胀措施。

5.2.21 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。

5.2.22 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。

5.3 输配系统

5.3.1 集中供暖系统应采用热水作为热媒。

5.3.2 供暖、空调冷、热水系统应采用闭式循环系统。

5.3.3 供暖、空调冷、热水设计参数应符合下列规定：

1 散热器集中供暖系统供水温度不宜大于 80℃，供回水温差不宜小于 20℃；

2 地面辐射供暖系统供水温度不应大于 45℃，供回水温差不宜大于 10℃；采用热泵提供热水时，供水温度不宜大于 45℃；

3 采用冷水机组直接供冷时，空调冷水供水温度不宜低于 5℃，空调冷水供回水温差不应小于 5℃。经过技术经济比较合理时，宜适当增大供回水温差；

4 采用市政供热管网或锅炉供应的一次热源通过换热器换热的二次空调热水，对于非预热盘管，供水温度不宜低于 70℃；空调热水的供回水温差不宜小于 15℃；

5 采用直燃式冷（温）水机组、空气源热泵、地源热泵等作为热源时，空调热水供回水温度和温差应按设备要求和具体情况确定，并应使设备具有较高的供热性能系数；

6 采用其他系统时，冷热水参数应符合现行《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736 的相应规定。

5.3.4 集中供暖系统的热力入口处及供水管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。

5.3.5 集中供暖系统水管道制式和系统类型的选择确定和设计，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》GB50736 的相关规定。

5.3.6 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:

$$\text{EHR-h} = 0.003096 \sum (G \times H / \eta_b) / Q \leq A (B + \alpha \sum L) / \Delta T \quad (5.3.6)$$

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($^{\circ}\text{C}$);

A——与水泵流量有关的计算系数, 按本标准表 5.3.11-2 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 $\sum L \leq 400\text{m}$ 时, $\alpha = 0.0115$;

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

当 $\sum L \geq 1000\text{m}$ 时, $\alpha = 0.0069$ 。

5.3.7 集中供暖系统采用变流量水系统时, 循环水泵应采用变速调节控制。

5.3.8 集中空调冷水、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水泵；

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个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水泵；

4 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，且二级泵及多级泵负荷侧各级泵应采用调速水泵。

5.3.9 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。

5.3.10 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。

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

1 空调冷(热)水系统耗电输冷(热)比应按下式计算：

$$EC(H)R-a = 0.003096 \sum (G \times H / \eta_b) / Q \leq A (B + \alpha \sum L) / \Delta T \quad (5.3.11)$$

式中：EC(H)R-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（ $^{\circ}\text{C}$ ），按表 5.3.11-1 选取；

A——与水泵流量有关的计算系数，按表 5.3.11-2 选取；

B——与机房及用户的水阻力有关的计算系数按表 5.3.11-5 选取；

α ——与 ΣL 有关的计算系数，按表 5.3.11-3 表 5.3.11-4 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 5.3.11-1 ΔT 值（ $^{\circ}\text{C}$ ）

冷水系统	热水系统
5	15

表 5.3.11-2 A 值

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

表 5.3.11-3 两管制热水管道系统的 α 值

系统	管道长度 ΣL 范围（m）		
	$\Sigma L \leq 400 \text{m}$	$400 \text{m} < \Sigma L < 1000 \text{m}$	$\Sigma L \geq 1000 \text{m}$

热水	$\alpha=0.009$	$\alpha=0.0072+0.72/\Sigma L$	$\alpha=0.0059+2.02/\Sigma L$
冷水	$\alpha=0.02$	$\alpha=0.0016+1.6/\Sigma L$	$\alpha=0.013+4.6/\Sigma L$

表 5.3.11-4 四管制冷、热水管道系统的 α 值

系统	管道长度 ΣL 范围 (m)		
	$\Sigma L \leq 400m$	$400m < \Sigma L < 1000m$	$\Sigma L \geq 1000m$
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 5.3.11-5 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

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 计算值应与四管制冷水系统相同;

(5) 当最远用户为风机盘管时, ΣL 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。

5.3.12 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。

5.3.13 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。

5.3.14 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:

$$Y = X / (1 + X - Z) \quad (5.3.14-1)$$

$$Y = V_{ot} / V_{st} \quad (4.3.14-1)$$

$$X = V_{on} / V_{st} \quad (4.3.14-2)$$

$$Z = V_{oc} / V_{sc} \quad (4.3.14-3)$$

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)。

5.3.15 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。

5.3.16 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。

5.3.17 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。

5.3.18 空气过滤器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 / T14295 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。

5.3.19 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。

5.3.20 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。

5.3.21 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℃。

5.3.22 在同一个空气处理系统中，不宜同时有加热和冷却过程。

5.3.23 空调风系统和通风系统的风量大于 10000 m³ / h 时，风道系统单位风量耗功率(W_s)不宜大于表 5.3.2 的数值。风道系统单位风量耗功率(W_s)应按下列公式计算：

$$W_s = P / (3600 \times \eta_{CD} \times \eta_F) \quad (5.3.23)$$

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 5.3.23 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

5.3.24 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 / T8175 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 / T8175 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 G 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。

5.3.25 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。

5.3.26 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。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。

5.3.27 带热回收功能的双向换气装置的新风预热和再热应采用集中供热热媒为热源的间接换热防冻胀措施。

5.4 末端系统

5.4.1 集中供暖系统应以热水为热媒。

1 散热器集中供暖系统宜按 75℃/50℃连续供暖进行设计，且供水温度不宜大于 80℃，供回水温差不宜小于 20℃，散热器宜明装；

2 地面辐射供暖系统供水温度宜采用 35℃~45℃，不应大于 60℃；供回水温差不宜大于 10℃，且不宜小于 5℃。分水器进水管上应设置水过滤器，且宜按房间划分供暖环路。其面层材料热阻不宜大于 0.05m²·K / W。

5.4.2 供暖、空调系统各房间应设置温度调控装置，应能对房间分区域、分朝向自动控制及计量。

5.4.3 设计变风量全空气空气调节系统时，应采用变频自动调节风机转速的方式，并应在设计文件中标明每个变风量末端装置的最小送风量。

5.4.4 建筑空间高度大于等于 10m 且体积大于 1000m³时，宜采用辐射供暖供冷或分层空气调节系统。

5.4.5 机电设备用房、厨房热加工间等发热量较大的房间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。

5.4.6 空调、通风工况下的气流组织应满足房间或区域热湿环境设计参数要求。

5.4.7 在人员密度相对较大且变化较大的房间，宜根据室内CO₂浓度控制系统新风量，根据房间的正压控制系统排风量。

5.4.8 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。

5.4.9 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，宜在各空气调节区域或空调房间分别安装带热回收功能的双向换气装置。

5.5 检测、控制与计量

5.5.1 集中供暖通风与空气调节系统，应进行监测与控制。建筑面积大于20000m²的公共建筑使用全空气调节系统时，宜采用信息化管理系统。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。

5.5.2 集中供热公共建筑的热源和热力站应对供热量进行监测。热量结算点应设置热量表。

5.5.3 锅炉房、热力站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 供热量；
- 3 供冷量；
- 4 补水量；

- 5 冷却水量；
- 6 循环水泵耗电量；
- 7 补水泵耗电量；
- 8 冷却水泵耗电量；
- 9 锅炉房、热力站和制冷机房各自的总耗电量。

5.5.4 锅炉房和热力站应设置供热量自动控制装置。

5.5.5 锅炉房和热力站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。

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

5.5.7 分室控温系统设计，应满足下述要求：

1 单管散热器供暖系统，应在每组散热器的进水支管安装低阻恒温控制阀或电动控制阀；

2 双管散热器供暖系统，应在每组散热器的供水支管上安装高阻力恒温控制阀或电动控制阀；

3 地面辐射供暖系统，室温控制器应设在被控温的房间或区域内；自动控制阀宜采用热电式控制阀或自力式恒温控制阀。

5.5.8 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。

5.5.9 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,宜根据末端装置的最小压差控制风机的转速;

4 过渡季宜采用加大新风比的控制方式;

5 根据室外气象参数优化调节室内温度设定值;

6 送风末端宜采用设置人离延时关闭控制方式。

5.5.10 风机盘管应采用电动水阀和风速相结合的控制方式,宜设置常闭式电动通断阀。公共区域风机盘管的控制应符合下列规定:

1 应能对室内温度设定值范围进行限制;

2 应能按使用时间进行定时启停控制,宜对启停时间进行优化调整。

5.5.11 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。

5.5.12 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 CO 浓度进行自动运行控制。

5.5.13 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、按服务区域是否有人等模式控制设备启停的功能。

5.5.14 通风或空调系统进风口处控制功能应符合下述规定：

- 1 应根据室外温度自动控制与室外相连接的风管阀门的关闭；
- 2 应自动判断热回收装置的排风侧是否出现结霜或结露现象；当出现结霜或结露时，应自动预热；
- 3 宜能对过滤器阻力进行报警。

6 给水排水

6.1 一般规定

6.1.1 建筑给水排水系统的节水设计应符合现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB50015 和《民用建筑节水设计标准》GB50555 有关规定。

6.1.2 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》GB50555 及《绿色建筑评价标准》GB/T50378 的有关规定。

6.1.3 有计量要求的水加热室、热力站，应安装热水表、热量表、蒸汽流量计或能源计量表。

6.1.4 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》GB19762 规定的泵节能评价值。

6.1.5 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 / T164 及《绿色建筑评价标准》GB/T50378 的有关规定。

6.2 给水排水系统

6.2.1 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。对给水管网水量充沛的地段,经批准可采用叠压(或无负压)供水系统,但不得影响其他用户的给水供应。

6.2.2 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。

6.2.3 二次加压泵站宜设置在建筑物或建筑群的中心部位;水泵吸水口位置宜使水泵的提升高度尽量减小。

6.2.4 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《建筑给水排水设计标准》GB50015 和《民用建筑节能设计标准》GB50555 的有关规定。

1 各分区的最低卫生器具配水点的静水压力不宜大于 0.45MPa;直饮水系统不宜大于 0.40MPa;

2 分区内低层部分应设减压设施保证各用水点处供水压力不大于 0.20 MPa,且不应小于用水器具要求的最低压力。

6.2.5 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。

6.2.6 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。

6.3 生活热水

6.3.1 集中热水供应系统的热源,宜利用稳定可靠的余热、废热和可再生能源或全年供热的城市热网作为热水供应热源。当冬季采用太阳能或空气源热泵作为热水供应热源时,应根据选用的产品性能及辅助热源消耗情况综合评价设计方案的节能效果。

6.3.2 除下列情况外,不宜采用电直接加热设备作为生活热水的

主体热源：

- 1 电力需求侧管理鼓励用电，且利用谷电加热；
- 2 按 60℃计的生活热水最高日总用水量不大于 5m³；
- 3 无集中供热热源和燃气源，采用煤、油等燃料受到环保或消防严格限制，且无条件采用可再生能源。

6.3.3 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 5.2.4 中的限定值。当采用户式燃气热水器为生活热水热源时，其设备能效应符合表 6.3.3 的规定。

表 6.3.3 户式燃气热水器热效率 (%)

类型		热效率值 (%)
户式热水器	η_1	89
	η_2	85

注： η_1 为热水器额定热负荷和部分热负荷(热水状态为50%的额定热负荷)下两个热效率值中的较大值；

η_2 为较小值。

6.3.4 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。水加热室、热力站宜设置在小区的中心位置，且应邻近耗热量较大用户。

6.3.5 集中生活热水加热器的设计供水温度不应高于 60℃。

6.3.6 仅设有洗手盆或热水用水点分散时宜采用局部热水供应系统。设有集中热水供应系统时，热水用量设计值大于等于 5m³/d 或定时供应热水的用户宜设置单独的热水循环系统。

6.3.7 集中热水供应系统的供水分区宜与用水点处的冷水分区相同，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。用水点处冷、热水系统压力差不宜大于 0.01MPa。

6.3.8 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 / T8175 中经济厚度计算方法确定,也可按本标准附录 G 选用。

6.3.9 集中热水供应系统的监测和控制应符合下列规定:

- 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。

7 电 气

7.1 一般规定

7.1.1 公共建筑的电气系统设计应稳定可靠、经济合理、高效节能。

7.1.2 电气系统宜选用技术先进、成熟、可靠、能效高、经济合理的节能产品。

7.1.3 应结合建筑功能、规模、负荷性质确定电源质量要求和智能化系统组成的要求，通过技术经济比较，采用适宜的节能控制措施。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》GB50314的有关规定。

7.2 供配电系统

7.2.1 在满足使用功能、安全、可靠的前提下，变配电系统的设计应将节能作为主要技术经济指标进行多方案比较，优化设计方案，提高变配电系统节能运行的效率。

7.2.2 变配电所应设在靠近区域负荷中心，应按经济运行条件确定变压器容量和台数。380V/220V 供电半径不宜大于 200 米。

7.2.3 应选择低损耗、低噪声的节能变压器，且应达到国家标准《三相配电变压器能效限定值及节能评价》GB20052中规定的目标能效限定值及节能评价的要求。对于冲击性负荷较大、用电容量较大的季节性或周期性负荷宜单独设置变压器。

7.2.4 一般情况下，变压器应选用接线为 D，yn11 型变压器，且长期工作负载率不宜大于 75%。

7.2.5 单相设备应均匀分布在三相系统中，并保持三相负荷平衡分配，三相负荷的不平衡度不宜大于 15%。

7.2.6 电动机容量在 350kW 以下时，可采用低压供电；电动机容量在 350kW~550kW 时，宜采用中压供电；电动机容量大于 550kW 时，应采用中压供电。

7.2.7 当使用燃气冷热电三联供系统时，应符合现行行业标准《燃气冷热电三联供工程技术规程》CJJ 145 规定，单机发电功率大于 2000kW 时宜选择在中压系统接入电网，在中压电网实现电力平衡。

7.3 照明系统

7.3.1 照明功率密度值 (LPD) 应满足现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034 规定的现行值。

7.3.2 光源的选择应符合下列要求：

1 应充分利用天然光，有条件时可采用导光装置，以有效地节省电能；采用自然光导光装置时应同时采用电气照明措施；

2 一般照明在满足照度均匀度条件下，宜选择单灯功率较大、寿命较长、光效较高的光源；一般照明场所不应选用荧光高压汞灯；

3 灯具安装高度较高的场所，应按使用要求，采用金属卤化物灯、高压钠灯、高频大功率细管直管荧光灯或发光二极管(LED)灯；

4 除有特殊要求的场所，不应选用白炽灯，当必须采用白炽灯时功率不大于 60W；

5 以下场所宜采用发光二极管(LED)灯：公共建筑的走廊、

楼梯间、卫生间等场所；地下车库的行车道、停车位等无人长时间逗留的场所；疏散指示灯、出口灯、室内指向性装饰照明等场所；无人值班，只进行检查、巡视等场所；

6 室外景观、道路照明应选择高效、寿命长、安全、稳定的光源，避免光污染。

7.3.3 灯具及其附件的选择应符合以下规定：

1 在满足眩光限制和配光要求条件下，应选用效率高的灯具，灯具效率不应低于现行国家标准《建筑照明设计标准》GB50034 相关规定；

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

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。

7.3.4 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和天然采光状况，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 人员出入不频繁的门厅、楼梯间、走道、停车库等场所宜采用地感应控制或集中开关控制；

5 大堂、人员聚集大厅、大开间办公室等大空间场所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 建筑景观照明应采取集中控制方式；

8 采用导光、反光装置利用自然光照明的场所，宜对人工照明进行自动控制，有条件可采用智能照明控制系统对人工照明进行调光控制。

7.4 电气控制

7.4.1 垂直电梯、自动扶梯及提升设备等应选用具有节能拖动、节能控制方式的产品。并应具备延时自动转为节能运行模式的功能。客用电梯在两台及以上集中排列布置时，应具备群控功能。公共建筑的自动扶梯、自动人行步道应选用具备空载时暂停或低速运转功能的节能型产品。

7.4.2 大型公共建筑的电开水器等电加热设备宜采用定时控制；电热风幕宜根据室内外温度变化，动态调节控制加热功率。

7.5 电能监测与计量

7.5.1 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。

7.5.2 公共建筑应按功能区域设置电能监测与计量系统。

7.5.3 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。

7.5.4 冷热源系统的循环水泵耗电量宜单独计量。

8 可再生能源应用

8.1 一般规定

8.1.1 能源利用应通过对当地环境资源条件和技术经济分析,结合国家相关政策,优先应用可再生能源。

8.1.2 可再生能源利用设施应与主体工程同步设计。

8.1.3 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。

8.1.4 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。

8.1.5 可再生能源应用系统宜设置监测系统,并配备评估节能效益的计量装置。

8.2 太阳能利用

8.2.1 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。

8.2.2 太阳能利用系统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。

8.2.3 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。

8.2.4 太阳能热利用系统的太阳能保证率应符合表 8.2.4-1 的规定。

表 8.2.4-1 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
黑龙江地区 (一般资源区)	≥40	≥30	≥25

8.2.5 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，并应利用废热、余热等低品位能源和生物质、地热等其他可再生能源。

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

8.2.7 太阳能热水系统应设辅助热源及其加热设施。

8.2.8 太阳能热水系统应采用适宜的防冻措施。

8.3 地源热泵系统

8.3.1 地源热泵系统方案设计前，应进行工程场地状况调查及对地热能资源进行勘察，并评估地埋管换热系统实施的可行性与经济性。当地埋管地源热泵系统的应用建筑面积大于等于 5000m² 时，应进行岩土热响应试验。

8.3.2 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。

8.3.3 地源热泵系统设计时应选用高能效热泵机组，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。

8.3.4 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，末端供冷、供暖设备选择应与水源热泵机组运行参数相匹配。

8.3.5 系统监测与控制，应对建筑物内有代表性的房间室内温度、系统冷热源侧与用户侧的进出水温度、流量及热泵系统的耗电量进行监测，并能根据负荷变化进行调节。

8.4 空气源热泵系统

8.4.1 具有可靠的融霜技术，融霜所需时间总和不应超过一个连续制热周期的 20%。

8.4.2 冬季当室外设计温度低于空气源热泵机组平衡点温度时，或当室内温度稳定性有较高要求时，应设置辅助热源。

8.4.3 冬季设计工况状态下空气源热泵机组制热性能系数应符合表 8.4.3 规定。

表 8.4.3 冬季设计工况状态下空气源热泵机组制热性能系数 (COP)

机组类别	冷热风机组性能系数 (W/W)	冷热水机组性能系数 (W/W)
限值	≥1.8	≥2.0

8.4.4 采用空气源热泵热水机组制备生活热水时，制热量大于 10kW 的热泵热水机组在名义制热工况和规定条件下，性能系数 (COP) 不应低于表 8.4.4 的规定，并应有保证水质的有效措施。

表 8.4.4 空气源热泵热水机组性能系数 (COP)

制热量 (kW)	热水机组型式	普通型 (W/W)	低温型 (W/W)	
H≥10	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

8.4.5 对于同时供冷、供热的建筑，宜选用热回收式空气源热泵机组。

附录 A 围护结构热工性能的权衡计算

A.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。

A.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应折算为耗电量。

A.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。

A.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 A.0.4-1~表 A.0.4-10 设置。

表 A.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
	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 A.0.4-2 供暖空调区室内温度 (°C)

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(°C)											
			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	37	28	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、	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

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(°C)													
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
门诊楼																

表 A.0.4-2 供暖空调区室内温度 (°C) (续表)

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 (°C)											
			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	
		供暖	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	37	37	37	37	
		供暖	18	18	18	18	18	18	18	12	5	5	5	

表 A.0.4-3 照明功率密度值 (W / m²)

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 A.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
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 A.0.4-5 不同类型房间人均占有的建筑面积(m² / 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 A.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	全年	70	70	70	70	70	70	70	70	50	50	50	50
住院部	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
商场建筑	全年	0	0	0	0	0	0	0	20	50	80	80	80
门诊楼	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	工作日	80	95	95	95	95	30	30	0	0	0	0	0

教学楼	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑	全年	50	50	50	50	50	50	70	70	70	70	70	70
住院部	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
商场建筑	全年	80	80	80	80	80	80	80	70	50	0	0	0
门诊楼	全年	20	50	60	60	20	20	0	0	0	0	0	0

表 A.0.4-7 不同类型房间的人均新风量[m³ / (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 A.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	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
住院部	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
商场建筑	全年	0	0	0	0	0	0	0	20	50	80	80	80
门诊楼	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) 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	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
住院部	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
商场建筑	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0
门诊楼	全年	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0

表 A.0.4-9 不同类型房间电器设备功率密度(W / m²)

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 A.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	全年	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
住院部	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
商场建筑	全年	0	0	0	0	0	0	0	30	50	80	80	80
门诊楼	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	工作日	50	95	95	95	95	30	30	0	0	0	0	0
教学楼	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑	全年	0	0	0	0	0	80	80	80	80	80	0	0
住院部	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
商场建筑	全年	80	80	80	80	80	80	80	70	50	0	0	0
门诊楼	全年	20	50	60	60	20	20	0	0	0	0	0	0

A.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 4.3 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。

A.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；供暖系统热源应采用燃煤锅炉，并应符合下列规定：

1 全年供暖和空调总耗电量应按下列公式计算：

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

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：

$$E_c = \frac{Q_c}{A \times SCOP_T} \quad (\text{A.0.6-2})$$

式中： Q_c ——全年累计耗冷量(通过动态模拟软件计到)(kWh)；

A ——总建筑面积(m²)；

$SCOP_T$ ——供冷系统综合性能系数，取 2.50。

3 全年供暖耗电量应按下式计算：

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

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 8.14kWh / kgce；

q_2 ——发电煤耗(kgce / kWh)取 0.360 kgce / kWh。

附录 B 建筑围护结构热工性能权衡判断审核表

表 B 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		建筑外表面积			
建筑体积		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	
立面 1	立面 2	立面 3	立面 4	M 的限值	
				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)					
屋面					

续表 B

外墙 (包括 非透光幕墙)					
地面接触室 外空气的架 空或外挑楼板					
围护结构部位	设计建筑		参照建筑		是否符 合标准 规定限值
	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	
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[(m ² . K)/W]		保温材料层热阻 R[(m ² .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 [W/(m ² .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)		
	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/m ²)	参照建筑 (kWh/m ²)	
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 C 外墙平均传热系数的计算

C.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》GB50176 的有关规定进行计算。

C.0.2 对于一般建筑，外墙平均传热系数也可按下式计算：

$$K = \phi K_p \quad (\text{C.0.2})$$

式中：K—外墙平均传热系数 [W/ (m² · K)]；

K_p—外墙主体部分传热系数[W/ (m² · K)]；

φ—外墙主体部分采用外保温传热系数的修正系数，黑龙江省区域取 1.30。

附录 D 黑龙江省主要城市的气候区属及建筑节能计算用气象参数

D.0.1 根据供暖度日数和空调度冷数划分，黑龙江省主要城市属于严寒地区 I (A)区和 I (B)区。计算参数可按表 D.0.1 选用。

I (A)区分区指标是 $HDD_{18} \geq 6000$ ，气候特征冬季异常寒冷，夏季凉爽。

I (B)区的分区指标是 $6000 > HDD_{18} \geq 5000$ ，气候特征冬季非常寒冷，夏季凉爽。

表 D.0.1 主要城市的气候区属及建筑节能计算用气象参数

城市	气候区属	北纬 度	东经度	海拔 m	HDD 18 度日	CDD 26 度日	天	室外平 均温度 ℃	计算供暖期				
									太阳总辐射平均强度 W/m ²				
									水平	南向	北向	东向	西向
哈尔滨	I (B)	45.75	126.77	143	5032	14	167	-8.5	83	86	28	49	48
漠河	I (A)	52.13	122.52	433	7994	0	225	-14.7	100	91	33	57	58
呼玛	I (A)	51.72	126.65	179	6805	4	202	-12.9	84	90	31	49	49

城市	气候区属	北纬度	东经度	海拔 m	HDD 18 度日	CDD 26 度日	计算供暖期						
							天	室外平均温度 ℃	太阳总辐射平均强度 W/m ²				
									水平	南向	北向	东向	西向
黑河	I (A)	50.25	127.45	166	6310	4	193	-11.6	80	83	27	47	47
孙吴	I (A)	49.43	127.35	235	6517	2	201	-11.5	69	74	24	40	41
嫩江	I (A)	49.17	125.23	243	6352	5	193	-11.9	83	84	28	49	48
克山	I (B)	48.05	125.88	237	5888	7	186	-10.6	83	85	28	49	48
伊春	I (A)	47.72	128.9	232	6100	1	188	-10.8	77	78	27	46	45
海伦	I (B)	47.43	126.97	240	5798	5	185	-10.3	82	84	28	49	48
齐齐哈尔	I (B)	47.38	123.92	148	5259	23	177	-8.7	90	94	31	54	53

D.0.1 主要城市的气候区属及建筑节能计算用气象参数（续表）

城市	气候区属	北纬度	东经度	海拔 m	HDD 18 度日	CDD 26 度日	计算供暖期						
							天	室外平均温度 ℃	太阳总辐射平均强度 W/m ²				
									水平	南向	北向	东向	西向
富锦	I (B)	47.23	131.98	65	5594	6	184	-9.5	84	85	29	49	50
泰来	I (B)	46.4	123.42	150	5005	26	168	-8.3	89	94	31	54	52
安达	I (B)	46.38	125.32	150	5291	15	174	-9.1	90	93	30	53	52
宝清	I (B)	46.32	132.18	83	5190	8	174	-8.2	86	90	29	49	50
通河	I (B)	45.97	128.73	110	5675	3	185	-9.7	84	85	29	50	48
虎林	I (B)	45.77	132.97	103	5351	2	177	-8.8	88	88	30	51	51
鸡西	I (B)	45.28	130.95	234	5105	7	175	-7.7	91	92	31	53	53
尚志	I (B)	45.22	127.97	191	5467	3	184	-8.8	90	90	30	53	52
牡丹江	I (B)	44.57	129.6	242	5066	7	168	-8.2	93	97	32	56	54
绥芬河	I (B)	44.38	131.15	498	5422	1	184	-7.6	94	94	32	56	54
塔河	I (A)	52.32	124.72	357	7502	1	212	-14.0	92	91	32	53	54

城市	气候区属	北纬度	东经度	海拔 m	HDD 18 度日	CDD 26 度日	计算供暖期						
							天	室外平 均温度 ℃	太阳总辐射平均强度 W/m ²				
									水平	南向	北向	东向	西向
新林	I (A)	51.70	124.33	495	7463	0	212	-13.7	92	91	32	53	54
加格达奇	I (A)	50.40	124.12	372	6711	1	205	-11.7	82	87	29	48	48
北安	I (A)	48.28	126.52	270	6272	4	190	-11.8	83	85	28	49	48
富裕	I (B)	47.80	124.48	162	5631	12	184	-9.7	90	94	31	54	53
拜泉	I (B)	47.43	126.97	239	5839	6	186	-10.4	83	86	28	49	48
明水	I (B)	47.17	125.90	249	5670	9	185	-9.8	87	89	29	51	50
鹤岗	I (B)	47.37	130.33	228	5418	6	184	-8.3	84	85	29	49	50
绥化	I (B)	46.62	126.97	180	5614	8	184	-9.7	83	86	28	49	48
铁力	I (B)	46.98	128.02	211	5919	3	185	-10.8	83	86	28	49	48
佳木斯	I (B)	46.82	130.28	81	5369	9	172	-9.4	88	92	30	52	51
依兰	I (B)	46.30	129.58	100	5361	6	181	-8.5	86	90	29	49	50
肇州	I (B)	45.70	125.25	149	5213	13	168	-9.4	83	86	28	49	48

附录 E STP（VIPB）真空绝热板的 建筑保温系统分类及性能指标

E.0.1 STP 真空绝热板的建筑保温系统分类

STP 真空绝热板可以应用于建筑物的不同部位，分为 STP 板浆料复合型外墙外保温系统、STP 保温装饰板外墙外保温系统。也可用于外墙内保温系统、屋面、楼地面等部位的保温。

STP 板浆料复合型外墙外保温系统：置于建筑物外墙外侧，由粘结砂浆、STP 板、界面剂、保温浆料、抹面胶浆（压入耐碱玻纤网）及饰面材料等组成的外墙外保温系统，系统还包括必要时采用的锚栓、护角等配件。

STP 保温装饰板外墙外保温系统：置于建筑物外墙外侧，由 STP 保温装饰板、粘结砂浆、固定组件和硅酮密封胶等组成的外墙外保温系统。

E.0.2 STP 板浆料复合型外墙外保温系统性能指标

表 E.0.2-1 STP 板浆料复合型外墙外保温系统性能指标

项目		单位	性能指标		试验方法
耐候性	外观	—	无渗水裂缝、无粉化、空鼓、剥落现象		JGJ144
	保护层与 STP 板的拉伸粘结强度	MPa	≥0.08		
耐冻融	外观	—	无渗水裂缝、无粉化、空鼓、剥落现象		附录 B 第 B.2 节
	保护层与 STP 板的拉伸粘结强度	MPa	≥0.08		
抗冲击性		J	二层及以上	3J 级	JGJ144
			首层	10J 级	
吸水量		g/m ²	≤500		JGJ144
抹面层不透水性		—	2h 不透水		JGJ144
水蒸气湿流密度		G(m ² ·h)	符合设计要求		GB/T17146
单点锚固力 ^a		kN	满足 JG/T366 要求		JG/T366

表 E.0.2-2 STP 板的性能指标

项目		单位	性能指标		试验方法
			I 型	II 型	
单位面积质量		kg/m ²	详见表 4.3.1-4		JG/T 287
导热系数 (平均温度 25℃±2℃)		W/ (m·K)	≤0.004	≤0.008	JG/T 438
穿刺强度		N	≥18		
垂直于板面方向的抗拉强度		MPa	≥0.08		
尺寸 稳定性	长度、宽度	%	≤0.5		
	厚度		≤3.0		
压缩强度		MPa	—	≥0.10	

(只适用于屋面)				
表面吸水量		g/m ²	≤100	
穿刺后垂直于板面方向的膨胀率		%	≤10	
穿刺后导热系数 (平均温度 25℃±2℃)		W/(m·K)	≤0.035	
耐久性 (30次冻融循环)	导热系数	W/(m·K)	≤0.004	≤0.008
	垂直于板面方向的抗拉强度	MPa	≥0.08	
燃烧性能		—	A级	

表 E.0.2-3 STP 板尺寸允许偏差

项目	单位	允许偏差	试验方法
厚度	mm	+3	JG/T 438
长度、宽度	mm	±3	
板面平整度	mm	≤2	

表 E.0.2-3 STP 板常用规格

项目	单位	尺寸
长度	mm	300, 400, 500, 600
宽度	mm	200, 250, 300, 400

厚度	mm	15—35
----	----	-------

附录 F 新风加热间接换热防冻措施

F.0.1 利用城市集中供暖热水管网热源，借助于新风防冻辅助机组或热回收防冻辅助机组，采用间接换热方式对新风进行加热，通过防冻控制，把供热流体控制技术和智能控制技术进行有效融合，实现保持稳定热力循环工况状态，彻底解决冬季送新风加热问题。

附录 G 管道与设备保温及保冷厚度

G.0.1 建筑物内热管道经济绝热厚度可按表 G.0.1-1~表 G.0.1-3 选用。建筑物内热设备绝热厚度可按最大口径管道的绝热层厚度在增加 5mm 选用。

表 G.0.1-1 建筑物内热管道柔性泡沫塑料经济绝热层厚度（人价 85 元/GJ）

最高介 子温度 (°C)	绝热层厚度 (mm)						
	25	28	32	36	40	45	50
60	≤DN20	DN25~	DN50~	DN150~	≥DN450	--	--

		DN40	DN125	DN400			
80	--	--	≤DN32	DN40~ DN70	DN80~ DN125	DN150~ DN450	≥ DN500

表 G.0.1-2 建筑物内热管道离心玻璃棉经济热层厚度（人价 35 元/GJ）

最高介 子温度 (℃)	绝热层厚度 (mm)								
	25	30	35	40	50	60	70	80	90
60	≤ DN40	DN50~ DN125	DN150~ DN1000	≥ DN1100	--	--	--	--	--
80	--	≤ DN32	DN40~ DN80	DN100~ DN250	≥ DN300	--	--	--	--
95	--	--	≤ DN40	DN50~ DN100	DN125~ DN1000	≥ DN1100	--	--	--
140	--	--	--	≤ DN25	DN32~ DN80	DN100~ DN300	≥ DN350	--	--
190	--	--	--	--	≤ DN32	DN40~ DN80	DN100~ DN200	DN250~ DN900	≥ DN1000

表 G.0.1-3 建筑物内热管道离心玻璃棉经济热层厚度（人价 85 元/GJ）

最高介 子温度 (℃)	绝热层厚度 (mm)								
	40	50	60	70	80	90	100	120	140
60	≤ DN50	DN70~ DN300	≥ DN350	--	--	--	--	--	--
80	≤ DN20	DN25~ DN70	DN80~ DN200	≥ DN250	--	--	--	--	--
95	--	≤ DN40	DN50~ DN100	DN125~ DN300	DN350~ DN2500	≥ DN3000	--	--	--
140	--	--	≤ DN32	DN40~ DN70	DN80~ DN150	DN200~ DN300	DN350~ DN900	≥ DN1000	--

190	-	-	-	≤ DN32	DN40~ DN50	DN70~ DN100	DN125~ DN150	DN200~ DN700	≥ DN800
-----	---	---	---	-----------	---------------	----------------	-----------------	-----------------	------------

G.0.2 建筑物内空调冷水管最小绝热层厚度可按表 G.0.2-1 选用；建筑物内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 10mm 选用。

表 G.0.2-1 建筑物内空调冷水管最小绝热层厚度

介质温度	柔性泡沫橡胶		玻璃棉管壳	
	管径	厚度	管径	厚度
≥5℃	≤DN40	19	≤DN32	25
	DN50~DN150	22	DN40~DN100	30
	≥DN200	25	DN125~DN900	35
介质温度	柔性泡沫橡胶		聚氨酯发泡	
	管径	厚度	管径	厚度
≥-10℃	≤DN32	28	≤DN32	25
	DN40~DN80	32	DN40~DN150	30
	DN100~DN200	36	≥DN200	35
	≥DN250	40	--	--

G.0.3 建筑物内生活热水管经济绝热层厚度可按表 G.0.3-1 选用。

表 G.0.3-1 建筑物内生活热水管经济绝热层厚度

介质温度	柔性泡沫橡胶		玻璃棉管壳	
	管径	厚度	管径	厚度
≤70℃	≤DN40	32	≤DN25	40
	DN50~DN80	36	DN32~DN80	50
	DN100~DN150	40	DN100~DN350	60
	≥DN200	45	≥DN400	70

G.0.4 建筑物内空调风管绝热层最小热阻可按表 G.0.4-1 选用。

表 G.0.4-1 建筑物内空调风管绝热层最小热阻

风管类型	适用介质温度 (°C)		最小热阻 R[(m ² · 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 标准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 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736
- 2 《建筑给水排水设计标准》GB50015
- 3 《民用建筑热工规范》GB50176
- 4 《建筑照明设计标准》GB50034
- 5 《民用建筑节水设计标准》GB50555
- 6 《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175

- 7 《建筑采光设计标准》 GB50033
- 8 《建筑设计防火规范》 GB50016
- 9 《民用建筑隔声设计规范》 GB50118
- 10 《民用建筑工程室内环境污染控制规范》 GB50325
- 11 《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》
GB/T 7106
- 12 《公共建筑节能设计标准》 GB50189
- 13 《工业锅炉能效限定值及能效等级》 GB24500
- 14 《工业锅炉水质》 GB/T 1576
- 15 《清水离心泵能效限定值及节能评价值》 GB19762
- 16 《建筑外门窗保温性能分级及检测方法》 GB/T8484
- 17 《建筑节能气象参数标准》 JGJ/T346
- 18 《室内空气质量标准》 GB / T18883
- 19 《集中空调制冷机房系统能效监测及评价标准》
DBJ/T15-129
- 20 《建筑节能与可再生能源利用通用规范》（征求意见稿）

黑龙江省地方标准

黑龙江省公共建筑节能设计标准

DBXX/XXXX-20XX

条文说明

修 订 说 明

黑龙江省地方标准《黑龙江省公共建筑节能设计标准》DBXX/XXXX-XXXX 经住房和城乡建设厅 20XX 年 XX 月 XX 日以第 XXX 号公告批准、发布。

本标准是在《公共建筑节能设计标准黑龙江省实施细则》DB23/1269-2008 的基础上修订而成。上一版的主编单位是黑龙江省建筑设计研究院，参编单位是哈尔滨市墙体材料改革领导小组、哈尔滨工业大学、中国建筑科学研究院上海分院 PKPM

建筑节能研发中心、哈尔滨鸿盛房屋节能体系研发中心，主要起草人是张廷钰、韩永春、廉学军、陈永江、赵伟、苏德俭、方修睦、李晓冬、徐卫东、刘淑娟、张文库、宋利、王文彬、盛伟东、林国海、荆涛、王洪涛、王文魁、李毅、陈钧。

本标准是在黑龙江省公共建筑节能 50%的基础上，进一步提高节能标准，即实现公共建筑节能 65%的发展目标。制定和实施公共建筑节能设计标准，有利于改善公共建筑室内环境，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，贯彻国家节约能源和保护环境战略。本标准采取定量与定性相结合的方式，对公共建筑的节能设计提出要求。

为便于广大设计、施工、运行管理、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，《公共建筑节能设计规范》DBXX/XXXX-XXXX 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，并且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

3	室内环境设计计算参数.....	87
4	建筑与建筑热工.....	90
4.1	一般规定.....	90
4.2	建筑设计.....	93
4.3	围护结构热工设计.....	105

4.4	围护结构热工性能的权衡判断.....	106
5	供暖通风与空气调节	109
5.1	一般规定.....	109
5.2	冷源与热源.....	111
5.3	输配系统.....	123
5.4	末端系统.....	140
5.5	监测、控制与计量.....	144
6	给水排水.....	152
6.1	一般规定.....	152
6.2	给水排水系统.....	153
6.3	生活热水.....	154
7	电气.....	157
7.1	一般规定.....	157
7.2	供配电系统.....	157
7.3	照明系统.....	158
7.4	电气控制.....	159
7.5	电能检测与计量.....	160
8	可再生能源应用.....	163
8.1	一般规定.....	163
8.2	太阳能利用.....	164
8.3	地源热泵系统.....	166
8.4	空气源热泵系统.....	167
附录 A	围护结构热工性能的权衡计算.....	169
附录 B	建筑围护结构热工性能权衡判断审核表.....	172
附录 C	外墙平均传热系数的计算.....	173
附录 E	STP（VIPB）真空绝热板的建筑保温系统分类及性能指标.....	175
附录 F	新风加热间接换热防冻措施.....	176

附录 G 管道与设备保温及保冷厚度.....	177
------------------------	-----

3 室内环境设计计算参数

3.0.1 本条来源《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736。根据国内外有关研究成果，当人体衣着适宜、保暖充分且处于安静状态时，室内温度 20℃ 比较舒适，18℃ 无冷感，15℃ 是产生明显冷感的温度界限。按预计平均热感觉指数 (PMV)，冬季的热舒适 ($-1 \leq PMV \leq 1$) 对应的温度范围为：18℃

~28.4℃。基于节能的原则，本着提高生活质量、满足室内温度可调的要求，在满足舒适的条件下尽量考虑节能，因此选择偏冷（ $-1 \leq PMV \leq 0$ ）的环境，将冬季供暖设计温度范围定在 18℃~24℃；值班供暖设计温度定在 5℃。

3.0.2 本条来源《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736。考虑人员长期逗留区域和短期逗留区域二者舒适性要求不同，分别给出相应的室内设计参数。

1 考虑不同功能房间对热舒适的要求不同，分别给出室内设计参数。热舒适等级由业主在确定建筑方案时选择。

处于建筑节能的考虑，要求供热工况下室内环境在满足热舒适的条件下偏冷，供冷工况下在满足热舒适的条件下偏热，所以具体热舒适度等级划分如下：

表 3.0.2-2 不同热舒适度等级对应的 PMV 值

热舒适度等级	供热工况	供冷工况
I级	$-0.5 \leq PMV \leq 0$	$0 \leq PMV \leq 0.5$
II级	$-1 \leq PMV \leq -0.5$	$0.5 \leq PMV \leq 1$

《中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定》GB/T18049 中相对湿度应该设定在 30%~70%之间。从节能的角度考虑，供热工况室内设计相对湿度越大，能耗越高，相对湿度每提高 10%，供热能耗约增加 6%，因此不宜采用较高的相对湿度。对湿度要求较高的建筑区域，应对相对湿度下线做出规定，确定相对湿度不小于 30%，而对上线不作要求。

对于空调供冷工况，相对湿度在 40%~70%之间时，对应满足热舒适的温度范围是 22℃~28℃，本着节能的原则，应在满足舒适条件前提下选择偏热环境。因此确定空调供冷工况室内设计参数为 24℃~28℃，相对湿度 40%~70%。基于热舒适度计算，对于I级热舒适等级，温度范围为 24℃~26℃，I级热舒适

度标准较高，对于Ⅱ级热舒适度等级，温度范围为 $26^{\circ}\text{C}\sim 28^{\circ}\text{C}$ ，Ⅱ级热舒适度标准一般。

对于游泳馆的游泳池区、乒乓球馆、羽毛球馆等体育建筑，以及医院特护病房、广播电视等特殊建筑或区域的空调室内设计参数不在本条文规定之列，应根据相关建筑设计标准或业主要求确定。

2 短期逗留区域指人员暂时逗留的区域，主要有商场、车站、机场航站楼、营业厅、展厅、门厅、书店等观览场所和商业设施。

对于人员短期逗留区域，人员停留时间较短，并且服装热阻不同于长期逗留区域，热舒适更多受到动态环境变化影响，综合考虑建筑节能的需要，可以在人员长期逗留区域基础上降低要求。

3.0.3 本条来源《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736。表 3.0.3-1~表 3.0.3-3 最小新风量指标综合考虑了人员污染和建筑污染对人体健康的影响。

1 表 3.0.3-1 中未列出的其它公共建筑人员所需最小新风量，可按照国家现行卫生标准中的允许浓度进行计算确定，并应满足国家现行相关标准的要求。

2 医院建筑的建筑污染比重一般高于人员污染，按照现有人员新风量没有体现建筑污染部分的差异，不能保证始终完全满足室内卫生要求，综合考虑医院建筑中的建筑污染与人员污染的影响，以换气次数的形式给出所需最小新风量。

3 高密度人群建筑的人员污染所需新风量比重高于建筑污染所需新风量。对不同人员密度条件下的人均最小新风量做出规定。

对于置换送风系统，由于其新鲜空气与室内空气混合机理与其他空调系统不同，其新风量的确定可以根据本条得到的新

风量在结合置换通风效率进行修正后得到。

4 建筑与建筑热工

4.1 一般规定

4.1.1 本条文中所指单栋建筑面积包括地下部分的建筑面积。小于等于 300m²的单栋建筑如小型商店、大门值班室、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，能耗较小，对全社会公共建筑的总能耗影响很小，同时出于减

少建筑节能设计工作量的考虑，将这类建筑归为乙类，只需给出其规定性节能指标，不再要求做围护结构权衡判断。对于本标准中没有注明建筑分类的条文，甲类建筑和乙类建筑应统一执行。

4.1.2 黑龙江省各地区根据供暖度日数和空调度冷数划分，黑龙江省主要城市属于严寒地区I（A）区和I（B）区，本标准与现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB50176 气候分区一致。

4.1.3 本条文为建筑规划和朝向要求。建筑节能设计首先要做好建筑的规划设计，规划设计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，达到冬季最大限度地利用日照获得热量，避开主导风向，减少建筑物外表面热损失；达到夏季最大限度地减少得热并利用自然能来降温冷却的目的。因此，建筑节能设计应考虑日照、主导风向、自然通风和朝向等因素。

建筑总平面布置和设计时，应避免大面积围护结构外表面朝向冬季主导风向，在迎风面尽量减少设置门窗或其它孔洞，减少作用在围护结构外表面的冷风渗透，处理好门窗口的保温措施，避免风、雨、雪的侵袭，减低能源的消耗。

夏季强调建筑平面规划具有良好的自然风环境，首先为了改善建筑室内热环境，提高热舒适标准；其次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。通常设计时应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。

建筑的主朝向宜选择本地区最佳朝向或适宜朝向，在严寒地区，南偏东 30° ~南偏西 30° 为最佳朝向，因此建筑各朝向偏差在 30° 以内时，按相应朝向处理；超过 30° 时，按不利朝向处理，我省建筑主朝向宜选择南北向或接近南北向，尽量避免东西向。

4.1.4 本条文为建筑设计的被动优先原则。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设计，充分利用自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。

4.1.5 在建筑功能满足使用要求的前提下，合理的建筑平面布局、整体凹凸变化可提高建筑造型的美感，使建筑形态更为丰富。但建筑物凹凸变化较大时，会增大围护结构外表面积，加大体型系数，导致建筑物耗热量增加，因此在规划及建筑设计时，建筑宜规整。严寒地区在保证平面使用功能合理，采光和通风有技术保障的前提下，适当增加建筑物进深可降低能耗，节约用地。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，兼顾不同类型的建筑造型，尽可能地减少临外墙房间的外围护结构面积，使设计的体形尽可能的简单，凹凸面不要过多，以达到节能的目的。

4.1.6 在建筑设计中合理确定冷热源和风机等动力机房的位置，尽可能缩短空调冷（热）源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 $[EC(H)R-\alpha]$ 、集中供暖系统耗电输热比 $(HER-h)$ 和风管道单位风量耗功率 (W) 等要求的先决条件。

在同一公共建筑尤其是大型公共建筑内部，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和减少开发商对空调系统运行维护管理以及向用户缴纳空调费用等方面的麻烦，但是却造成了机房占地面积、土地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系统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机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，同一公共建筑的不同使用单位和空调区域，最佳方案是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，可以通过设置各自的冷热量计量装置来解决冷热费用的收费问题。

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较大，且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、供热的设备用房面积。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，因此应尽量减少高低压配电室与用电负荷中心的距离。

4.2 建筑设计

4.2.1 本条是《公共建筑节能设计标准 GB50189-2015》第 3.2.1 条内容，为强制性条文。

体形系数是表征建筑热工特性的一个重要指标。与建筑物的造型、平面布局、层数、体量、形状、采光通风等因素有关。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。从降低建筑能耗的角度出发，应该将体形系数控制在一个较小的水平上。但体形系数过小，将制约建筑师的创造性，造成建筑造型呆板，平面布局困难，甚至损害建筑功能，因此，在进行建筑方案设计时，应在综合各项因素确定建筑平面功能布局、建筑造型的前提下，科学合理的确定体型系数。建筑单栋建筑面积小于 800m^2 ，设计方案合理，其体形系数一般不会超过 0.50。研究表明，2~4 的低层建筑的体形系数一般在 0.40 左右，5~8 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不超过 0.25，实际工程中，单栋面积 300m^2 以下的小规模建筑，或极少数形状奇特的建筑体形系数有可能超过 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，对严寒地区公共建筑的体形系数进行控制，制定本条文。

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包围的体积计算。

当公共建筑设有挑出建筑主体并供暖的景观电梯、阳光房、花房、观景房等功能房间时，该部分的体积，外墙、屋顶面积应计入体形系数相应计算范围。

4.2.2 门窗是建筑物的眼睛，窗墙面积比既对建筑平面功能和立面构图的美观影响较大，同时也是影响建筑能耗的重要因素，并受建筑平面功能布局，日照、采光、自然通风等室内环境需

求的制约。现阶段，窗户（包括阳台的透光部分）的保温性能仍然远远低于外墙、屋面等非透光围护结构，占建筑供暖能耗的比例较大，而且窗的四周与墙相交之处的结构性热桥，较难处理，附加传热量很大。因此，在合理兼顾平面功能、立面构图、采光和通风要求的前提下，从降低建筑能耗的角度出发，必须合理地限制窗墙面积比。

严寒地区窗和透光幕墙受太阳辐射影响使建筑室内得热。冬季通过窗口和透光幕墙进入室内的太阳辐射热有利于建筑的节能。建筑设计时，适度增加建筑物南向窗墙比可充分利用阳光的热能，适度减少建筑物北向窗墙比，减少建筑物供暖能耗。

公共建筑设置大面积玻璃幕墙，可使公共建筑通透明亮，建筑立面更加美观，形态丰富。设置大面积玻璃幕墙虽然可减少部分照明用电，但窗墙比会大幅度超标，增大供暖能耗。因此，严寒地区不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，可使用非透光的其他材料幕墙，采用构造技术解决问题，可在玻璃的后面设置实体墙，中间加设保温隔热层，达到保温节能效果。

4.2.4 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远射比过低的玻璃或其他远光材料。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、热参数及黑龙江省玻璃加工能力的实际情况，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。为公共建筑获取较多的室外光及冬季太阳辐射热能，当窗墙面积比较大时透光围护结构的可见光透射比不应小于 0.50，当窗

墙面积比较小时，不应小于 0.6。

4.2.6 本条是《公共建筑节能设计标准 GB50189-2015》第 3.2.7 条内容，为强制性条文。

黑龙江省公共建筑屋面的透光部分与非透光部分的传热系数限值相差近 X 倍（在确定了外窗和玻璃幕的热工性能后可获得）。黑龙江省的夏季屋顶水平面太阳辐射强度较大，冬季室外太阳辐射强度大幅度降低，屋顶的透光面积越大，相应的建筑综合能耗也越大。因此应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，较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。但从目前黑龙江省已经建成工程来看，建筑中庭热环境不理想且能耗很大，存在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，自然通风设计不理想等问题。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 4.4 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，当局部凸起部分采用透光材料时，其面积应计入实际透光面积，以上指标应通过计算确定。

4.2.7 严寒地区公共建筑围护结构的节能设计以保温为主，尽可能减少透光围护结构的面积，但有部分公共建筑为达到室内空间通透、开敞的效果，在中庭或房间设置水平或倾斜的天窗。设置的水平天窗既要考虑冬季节能、采光和获取太阳辐射热，同时由于黑龙江省夏季及初秋时节日照时间较长，通过天窗透光部分进入室内的热量会造成夏季室温过热，使空调能耗上升。因此，为了节约能耗，屋顶天窗的设计应在充分兼顾了冬季采光、保温和获取太阳辐射热的前提下，设置活动遮阳措施。遮

阳设施应根据中庭、房间的使用要求、屋顶设施情况进行设计。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，调节水平遮阳板的位置、角度。通过调研发现，平面设置的具有远程控制可垂直开启的天窗，使用一段时间后，无法正常关闭，有夏季漏雨、冬季结露及因冬季屋面结冰，需要排烟时，平面窗无法开启等问题，因此建议采取水平天窗局部凸起、在凸起位置设置具有远程控制功能的通风（排烟）平开窗，在具有防风、防雨和防冻等功能的同时，保证自然通风（排烟）效果。

4.2.8 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，从而节约能量消耗。而且中庭通风改善了中庭的热环境，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，在上述情况时，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，还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。尤其在室外空气的温度值小于建筑室内空气的温度值时，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。

4.2.9 根据黑龙江省气候条件，本条 1、2 款主要是针对夏、秋季室外温度较高，可采取自然通风保证室内空气质量，并依据国家标准相应条款设置的。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。

黑龙江省地处严寒地区，深秋、冬季和早春，室外温度大部分时间低于 0°C ，采用人工直接开窗换气，冷风短时间大量进入室内，降低房间舒适度，并且换气量无法控制，导致热量大量流失、增大能耗。

公共建筑一般室内人员密度比较大，室内自然、新鲜空气的补充和流动，是保证建筑室内空气质量符合国家有关标准的关键。可开启扇过小会严重影响建筑室内的自然通风效果，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》GB50352 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。做好自然通风气流组织设计，保证一定的外窗可开启面积，可以减少房间通风、空调设备的运行时间，节约能源，提高舒适性。甲类公共建筑一般进深较大，内区占有面积较多，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。以平面为 $40\text{m} \times 40\text{m}$ 的高层办公建筑为例，有效使用面积按 67% 计，即为 107.2m^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。

当所设置的外窗（包括幕墙）的开启扇无法满足室内空气质量标准，公共建筑没有设置合规的新风系统时应设置。

4.2.10 目前，黑龙江省公共建筑的窗户多为内平开、内悬内平开窗形式；玻璃幕墙开启扇大多为外上悬开启扇。对于平开窗，开启扇有效通风换气面积一般不大于窗面积 70%。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》JGJ102 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 4.2.10 所示。不同开窗角度下有效通风面积见图 1。

表 4.2.10 悬扇窗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
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

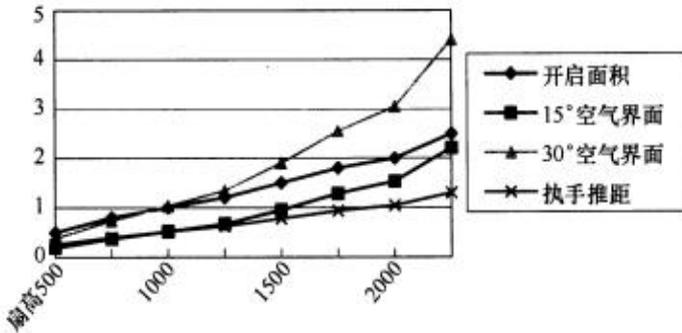


图 1 不同开窗角度下的有效通风面积

由表 4.2.10 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，15°左右，换气量更小。

4.2.11 外门、窗框与墙体之间施工构造缝隙如采用普通水泥砂浆或其他非保温材料填缝，形成热桥，有可能引起室内侧窗(门)周边结露。如果密封不严或者开裂，会造成渗风，影响门窗的

整体热工性能。应根据洞口设计要求及施工状态，确定外窗框、窗台与墙体之间的防水构造方案。采用内外密封防水隔气膜全包围或部分包围式粘贴，配合不同构造的附框、嵌缝密封胶（条或胶带），外侧建议采用成品窗台（披水）板，可防止雨水、露水渗入基墙或基墙与保温层界面。

严寒地区公共建筑外门窗不宜安装金属附框。外窗（门）安装附框，其热工性能指标不应大于外门窗框的热工性能指标。如不满足其要求，应在附框外侧设置保温构造措施，并且应保证附框的内表面温度不高于露点温度 2°C 以上，防止附框结露，减少局部能耗。

设置室外成品窗台板，可有效防止外窗台漏水，提高外墙外保温层窗口局部易损部位的使用寿命。

4.2.12 公共建筑的性质决定了它的主出入口外门开启频繁。通过对黑龙江省公共建筑的调研，外门由于安全疏散的要求，一般出入口门均不设置下框，冷风渗透较大，冬季门厅的温度普遍较低，舒适性较差。其主要原因是冷风侵入、渗透和外门的频繁开启造成室外冷空气大量进入室内。设置门斗并要求门斗两门之间的间距，在满足无障碍设计要求的前提下，增大门斗空间，减少两门同时完全开启的频率，可以避免或减少冷风直接进入室内。黑龙江省大部分公共建筑在供暖期间（日间），门斗内设计热风幕阻止或减少冷风通过开启门直接侵入，但夜晚关闭热风幕后，门斗的热工性能应能满足相应指标规定，减少能耗，达到提高门厅舒适度及节能要求。当门斗内设置内保温时，保温材料的燃烧性能应满足《建筑设计防火规范》GB50016、《建筑内部装修设计防火规范》GB50222的规定。

4.2.13 黑龙江省的公共建筑应优先利用建筑设计手段实现天然采光。采光应满足《建筑采光设计标准》GB50033的规定。由于公共建筑有较大进深，在进行采光设计时，应分析建筑内区和外区的采光质量，当利用建筑设计实现的天然采光不能满足照明要求时，可根据工程的地理位置、日照等情况进行经济、

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。大部分导光、反光等装置采用金属及单片硅质材料结构构造，在严寒地区应用，极易在装置的室内部分产生结露等问题，并且增加耗热量，因此本条提出对有热桥产生的装置进行防结露验算和保温设计的要求。

4.2.14 房间内表面反射比对于光的利用效率具有显著的影响，因此应尽量选择反射比较高的室内装修表面层。反射比的相关规定，可参照国家标准《建筑采光设计标准》GB50033 的相关规定执行。加权平均反射比的计算如下所示：

$$\rho = \frac{\rho_c \cdot A_c + \rho_w \cdot A_w + \rho_f \cdot A_f}{A_c + A_w + A_f}$$

式中： ρ ——加权平均反射比

ρ_c ——顶棚反射比；

ρ_w ——墙面反射比；

ρ_f ——地面反射比；

A_c ——顶棚面积；

A_w ——墙面面积；

A_f ——地面面积。

4.2.15 本条根据《民用建筑热工设计规范》GB50176 的相关条款及黑龙江省工程实践经验编写。适度提高热桥部位的内表

面温度，有利于避免热桥部位在出现极寒天气时结露，并可以提高房间的舒适度。强调外窗（门）洞口室外部分的墙面的保温构造，避免窗（门）洞口室内部分的墙面结露，减少附加热损失。

为降低热桥影响，外墙应减少混凝土等出挑构件及附墙部品。当外墙有产生热桥的挑出构件及附墙部件时（如：阳台、雨篷、阳光房栏板靠近外墙区域、空调室外机搁板、附壁柱、凸窗、立面装饰线等）应采取隔断热桥和保温构造措施。

变形缝是公共建筑外保温设计的薄弱环节之一，提出加强变形缝部位的保温、防冷风渗透及防水构造设计要求，有利于降低能耗、避免出现变形缝两侧临近外墙、地面及屋顶的墙体表面结露。变形缝内应填充不燃、防生物侵害、耐久、可压缩变形的保温材料。

依据《建筑防烟排烟系统技术标准》GB51251的规定，有防排烟要求的建筑，需要设置排烟口、出屋面排烟井道等设施。严寒地区公共建筑设有直接对室外较大面积的开口，保温处理极为困难，处理不当会导致相关设施室内局部结露和能耗增大。严寒地区公共建筑顶层室内经常发生出屋（墙）面排水、排风等管线（道）局部结露、淌水等问题。

装配式建筑外围护结构的装配构件自身以及与主体结构连接，需要大量高强度的连接件，连接件的材料导热系数偏大，会形成局部热桥，如设计不提出保温构造处理要求，极有可能产生外墙室内表面局部结露、发霉等问题。因此，本标准针对以上问题提出了相应规定，要求设计阶段给与高度重视。

在极特殊情况下，外围护结构热桥部位室内（局部）设置保温构造时，保温层内侧应设置有效的防水隔气构造，防止水蒸气渗入围护结构产生结露等问题。

4.2.16 墙体的热工性能提高后，导致墙体保温层厚度大幅度增

加，有些保温材料由于加工生产能力，工艺和产品价格等因素，单层厚度无法满足设计要求，需要不少于两层材料的复合。通过对高节能率示范工程的调研，需要复合的保温材料，均在现场加工，设计未给出相关材料加工（复合）及复合后的控制指标和安装锚固要求。因此，为保证设计及施工安装质量，本标准对其提出相关要求。

对增加保温层厚度的外墙外保温系统安装、锚固，应给出具体的满足相关规范规定的设计要求，并且应有有关技术标准作为依据，保证系统安全使用。

4.2.17 随着国家对装配式建筑应用要求的不断提高，装配式建筑的市场占有量会逐步加大。由于装配式建筑大部分构件在工厂加工，现场安装时构造缝隙防冷风渗透是设计、施工的重点之一。本标准对严寒地区的公共建筑围护结构热工性能进一步提高了标准，在冬季通过围护结构的温差传热会越来越小。而由于建筑气密性不佳，通过冷风渗透造成的热损失占比越来越高，由于建筑整体气密性而造成的能耗增大问题显得日益突出。

造成建筑整体气密性不好的因素除外窗（门）框周边外，就是各种穿过外墙、板的管线和洞口。在装配式建筑中，各构件需要在施工现场进行拼装，构件间的缝隙是造成建筑整体气密性降低的主要原因。通常对这些缝隙的处理只是通过简单地砂浆填塞、抹灰或普通密封胶来处理，由于砂浆的收缩和裂缝，导致界面间的缝隙，漏风现象明显。因此，随着建筑节能的提升，有必要对这些部位采用弹性耐久材料添堵、密封胶条封堵、密封条粘贴等方法进行处理。

4.3 围护结构热工设计

4.3.1 屋面、外墙热工性能规定与《公共建筑节能设计标准》

GB50189 一致。供暖房间与非供暖房间（含非供暖楼梯间、不供暖的管道夹层、设备夹层以及与室温要求较高的房间贴邻，供暖温度低于较高要求房间供暖温度 5℃ 以下的房间）之间的隔墙和楼板延续《公共建筑节能设计标准黑龙江省实施细则》DB23/1269 的规定。本标准提高了部分外窗（透光围护结构）的传热系数要求，能有效降低建筑供暖能耗。

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。经调研，黑龙江省公共建筑中已普遍应用多腔型材的三玻塑料平开窗，传热系数在 1.9-2.0W/(m²·K) 之间；使用低辐射玻璃是降低外窗传热系数的有效办法。但是，透光围护结构使用低辐射玻璃，玻璃的太阳辐射总透射比降低，从而使玻璃的遮阳系数降低，影响室内天然采光效果和冬季室内吸收太阳辐射热量，尤其是南向外窗，由于太阳总辐射平均强度较高，玻璃镀膜后，虽然窗的散热量减少，但太阳辐射得热量减少幅度更大，外窗的综合耗热量反而会增加。应使用高透 low-e 玻璃减少遮阳系数降低幅度，或采用中空玻璃充填惰性气体、采用暖边分隔条等技术降低外窗传热系数。

4.3.2 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》GB50176 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 C 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)和玻密封等制约。

4.3.3 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。

提高外门的气密性，可以减少出入口的冷风渗透，在节能的同时，改善门厅的舒适性；防寒门斗的两道门气密性均应符合要求。

4.3.4 由于透光幕墙的气密性能对建筑能耗有较大的影响，为了达到节能目标，对透光幕墙的气密性作了明确的规定。

4.3.5 黑龙江省为严寒地区，为保证围护结构的热工性能，不应采用玻璃肋的单玻全玻璃幕墙。

4.3.6 由于黑龙江省冬季室外气温较低，室内外温差较大，导致室内外水蒸气分压力差较大，围护结构的防潮冷凝设计对围护结构的热工性能和安全性影响较大，为保证围护结构安全，要求必须进行围护结构内部冷凝验算，必要时采取设置隔汽层的防潮措施。

4.3.7 地下外墙保温能保证地沟、地下管道夹层的冬季温度，改善周边地面热工性能。为避免供暖地沟在非供暖期，造成底层地面结露，要求地沟盖板保温。当地下水位高于地下室地面时，地下室保温需采取防水措施。

4.4 围护结构热工性能的权衡判断

4.4.1 为防止建筑物围护结构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。黑龙江省地处严寒 I (A)、I (B) 区，外窗是热量流失的主要部位，根据目前型材及玻璃系统的生产水平，将围护结构热工性能权衡判断计算的前提条件比国家标准做了相应提高，窗 K 值通过采用塑料窗和铝塑复合三玻窗可以比较容易达到 $2.2\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 及 $2.0\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

4.4.2 公共建筑的设计不仅要考虑基本功能，往往还要着重考虑建筑外形和一些特殊使用功能，为了保证设计方案的灵活性和建筑师的创造性，在遇到由于建筑外形、材料和施工工艺条

件等的限制，难以完全满足本标准 4.3.1 条的要求时，可以采取建筑围护结构热工性能权衡判断方法，确保建筑围护结构整体节能效果满足节能设计标准的要求。优良的建筑围护结构热工性能是降低建筑能耗的前提，建筑围护结构权衡判断只针对围护结构，允许建筑围护结构热工性能的互相补偿，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。

4.4.3 权衡判断是一种按总体性能设计的方法，因此需要有一个完全满足本标准要求的参照建筑作为比较的标准。在操作过程中首先构建出一栋虚拟的建筑，称之为参照建筑，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做了调整以满足本标准的要求外，其他方面都与实际建筑相同。

4.4.4 参照建筑进行围护结构热工性能判断时，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，所以参照建筑的围护结构的热工性能参数应按本标准第 4.3.1 的规定取值。权衡判断是对全年的供暖和空气调节的总能耗逐时计算，外墙和屋面的热惰性和表面太阳吸收系数都对总能耗有影响，因此参照建筑与实际建筑外墙、屋面构造必须保持一致，否则软件计算时会得到不一样热惰性和太阳吸收系数。外窗（包括透光幕墙）的太阳得热系数影响到建筑物的能耗，得热系数越大，室内得到的太阳辐射热越多，夏天增大供冷负荷，冬季降低供暖负荷，因此参照建筑这些参数必须与设计建筑一致。

4.4.5 权衡判断计算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与空调的总能耗。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 A 对权衡判断计算方法和参数设置等作出具体规定。

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 B 提供计算依据的原始信息和计算结果，便于审查和判定。

5 供暖通风与空气调节

5.1 一般规定

5.1.1 本条是《公共建筑节能设计标准 GB50189-2015》第 4.1.4 条内容，为强制性条文。

为防止有些设计人员错误地利用设计手册中仅供方案设计

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。其直接结果是设备设施初投资增高、能量消耗增加，给国家和投资人造成很大损失。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》GB50736的有关规定。

对于仅预留或安装房间分散式空气调节器的房间，通常只做负荷估算，不做空调施工图设计，所以不需要进行逐项逐时的冷负荷计算。

5.1.2 黑龙江省属于严寒地区，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。

5.1.3 对发热量较大的附属用房室内计算温度的规定：

1 对于变配电室等发热量较大的机电设备用房，如果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，也无法完全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应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计算机房等情况，这时一般应设置有回风(包括循环风的末端空调设备等)的空调系统，不属于本条适用的通风范畴。

2 当厨房热加工间，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处理。由于排除厨房油烟所需风量很大，需要采用风量很大的并且不设热回收装置的直流式送风系统。如计算室温取值过低，供冷能耗很大，并且不设回风，温度较低的室内空气直接排走，能量浪费很大。因此建议厨房热加工间夏季室内计算温度取值

不宜低于室外通风计算温度。

5.1.4 局部性较全室性供暖或空调有较明显的节能效果，例如要求较高温度的局部区域设置地面供暖、舒适性空调的岗位送风等。因此，在局部性供暖或空调能满足该区域的热湿环境或净化要求时，应采用局部性供暖、空调，以达到节能和节约投资的目的。

对于高大空间，当使用要求允许仅在下部区域进行空调时，可采用分层式送风或下部送风的气流组织方式，以达到节省运行能耗和初投资目的。与全室性空调方式相比，分层空调夏季可节省冷量 30% 左右，但在冬季供暖工况下运行时并不节能，此点特别提请设计人员注意。其空调负荷计算与气流组织设计见现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736 相关条文。

5.1.5 近年来包括建筑物的供暖、通风、空调方式在内的暖通技术出现多元化发展的趋势，多元化发展本身就说明各自的相对合理性和可行性，应该从实际条件出发，扬长避短，合理选择。各类供暖、通风、空调方式的特点和适用条件，执行现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 相关条款规定。

5.2 冷源与热源

5.2.1.1 1 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 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，应设置辅助冷源来满足建筑的需求。

3 电驱动蒸气压缩循环冷水机组具有能效高、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。

4 对于既无城市热网，也没有较充足的城市供电的区域，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，采用燃气吸收式冷水机组作为空调冷源是比较合适的选择。

5 既无城市热网，也无燃气供应的区域，集中空调系统只能采用燃煤或者燃油来提供空调冷源。采用燃油时，可以采用燃油吸收式冷水机组。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。

6 需要长时间向建筑物供冷时，水环热泵空调系统可节省能源和减少向环境排热。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。

7 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区域，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，国家和各区域电力部门制定了峰谷电价差政策。

8 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。

5.2.1.2 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。

2 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 对于既无城市热网，也没有较充足的城市供电的区域，如果其城市燃气供应充足的话，采用燃气锅炉、燃气热水机组作为空调供热的热源是比较合适的。

5 既无城市热网，也无燃气供应的区域，集中空调系统只能采用燃煤或者燃油来提供空调热源。采用燃油时，可以采用燃油吸收式温水机组。采用燃煤时，则通过设置燃煤锅炉来提供空调热源。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。

6 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。

5.2.2 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。考虑到各区域的具体情况，只有在符合本条所指的特殊情况时方可采用。

1 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 当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%，并且单位建筑面积的直接电能供热总安装容量不超过 $20\text{W}/\text{m}^2$ 。

4 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热电供暖需求，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。

5.2.3 本条是《公共建筑节能设计标准 GB50189-2015》第 4.2.3 条内容，为强制性条文。

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能有工艺要求(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。

5.2.4 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 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，选用设备时必须满足。

5.2.5 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 实际运行负荷率不宜低于 50%，即指锅炉单台容量不低于设计负荷的 50%。

2 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。

5.2.6 蒸汽能量品位比热水要高得多，采用燃气或燃油锅炉将水由低温状态加热至蒸汽，再通过热交换转化为生活热水是能量的高质低用；蒸汽锅炉的排污热损失和散热损失等都高于热水锅炉；蒸汽凝结水的回收和余热利用系统复杂；所以强调尽量以水为锅炉的供热介质。

但当蒸汽热负荷比例大，而总热负荷又不很大时，分设蒸汽供热与热水供热系统，往往系统复杂，投资偏高，锅炉选型困难，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，汽水管道具易腐蚀等因素，会带来安全、管理的诸多困难。

5.2.7 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或多机头机组，多机头机组每台压缩机均可独立运行。

5.2.8 本条是《公共建筑节能设计标准 GB50189-2015》第 4.2.8 条内容，为强制性条文。

从目前实际情况来看，在目前几乎所有的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。

另外,当空调系统末端不同时开启时,需要考虑设备同时使用系数的问题。同时使用系数最大值为 1,但往往少于 1。因而在选择制冷设备时,可以使系统适当超配,从而降低主机的匹数,起到节省成本的好处。

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”。

5.2.9 强制性条文。表 1 摘录了国家标准《冷水机组能效限定值及能源效率等级》GB19577 中“能源效率等级指标”。本标准参照表 2 指定相应的制冷性能系数限制。

表 1 GB 19577 的冷水(热泵)机组能源效率等级限值

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

表 2 本标准冷水(热泵)机组制冷性能系数限值对应能效等级

类型		额定制冷量 (kW)	性能系数 (W/W)	对应能效等级
水冷	活塞式/ 涡旋式	$CC \leq 528$	4.10	4 级
		$CC \leq 528$	4.60	高于 3 级
	螺杆式	$528 < CC \leq 1163$	5.00	高于 3 级

	离心式	$CC > 1163$	5.20	高于 3 级
		$CC \leq 1163$	5.00	高于 3 级
		$1163 < CC \leq 2110$	5.30	高于 3 级
		$CC > 2110$	5.70	高于 2 级
风冷	活塞式/ 涡旋式	$CC \leq 50$	2.60	4 级
		$CC > 50$	2.80	4 级
	螺杆式	$CC \leq 50$	2.70	高于 4 级
		$CC > 50$	2.90	高于 4 级

5.2.10 冷水机组在相当长的运行时间内处于部分负荷运行状态, 为了降低机组部分负荷运行时的能耗, 对冷水机组部分负荷时的性能系数 IPLV 做出规定。

受 IPLV 计算方法和检测条件的限制, IPLV 具有一定的适用范围:

- 1 只能用于评价单台冷水机组在标准工况时的性能水平;
- 2 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 不能用于评价多台冷水机组综合部分负荷性能水平。

IPLV 的计算公式和检测条件来源于《公共建筑节能设计标准》GB 50189。

5.2.11 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。

本条文适用于采用冷却塔冷却、风冷的冷源系统, 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。

5.2.12 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。

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 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。

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 0.215m³ / (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(5.2.12)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。

5.2.13 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。

5.2.14 空气源热泵机组的选型原则。

1 黑龙江省属于严寒地区, 为保证机组冬季运行的效率, 其正常工作温度不应低于当地室外供暖计算温度。

2 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。

5.2.15 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。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 $1.5\text{m} / \text{s} \sim 2.0\text{m} / \text{s}$, 排风口的排气速度不宜小于 $7\text{m} / \text{s}$ 。

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,因此为清扫室外机留出必要空间很有必要。

5.2.16 现行国家标准《多联式空调(热泵)机组》GB / T18837 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》GB21454 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》GB21454 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
$CC \leq 28.0$	3.60	3.40	3.20	3.00	2.80
$28.0 < CC \leq 84.0$	3.55	3.35	3.15	2.95	2.75
$CC > 84.0$	3.50	3.30	3.10	2.90	2.70

对比上述要求,表 5.2.16 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。

5.2.17 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。

此外,现行国家标准《多联式空调(热泵)机组》GB / T18837 及《多联式空调(热泵)机组能效限定值及能源效率等级》GB21454 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。

5.2.18 本条是《公共建筑节能设计标准 GB50189-2015》第 4.2.19 条内容,为强制性条文。

本条规定的性能参数略高于现行国家标准《溴化锂吸收式冷水机组能效限定值及能效等级》GB29540 中的能效限定值。表 5.2.18 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 / T18362 的有关规定。

5.2.19 夏季在供冷同时会产生大量“低品位”冷凝热,对于夏季以供冷为主、常年具有供热需求(主要是生活热水)的建筑物,采取适当的冷凝热回收措施,可以在一定程度上减少全年供热量。

采用何种热回收方式，应经技术经济比较确定，举例如下：

- 1 利用冷水机组的冷却水温度，为生活热水预热；
- 2 采用具有冷凝热回收功能的冷水机组作为供热热源。

在采用热回收措施时，应考虑冷、热负荷的匹配问题。例如：当生活热水等热负荷的需求与空调冷凝热产生不同步时，必须同时考虑设置冷却塔等散热的措施，以保证冷水机组供冷工况的正常运行。

5.2.20 过去由于存在着新风热源难解决，严寒地区冬季室外温度过低等原因，相当长一段时间冬季新风设施无法运行，室内缺少新风供应现象屡见不鲜。经过几年的实践，利用集中供热为热源采用间接换热设备设施，保障了冬季新风设施的正常运行，解决了冬季室内新风供给困难问题。

为保障人们的健康，新风的供应必须符合本标准的相关规定。公共建筑设计和运营管理中，还存在由于设计不合理和运营管理不当等原因，造成冬季建筑物内缺少或完全没有新风供应的情形。在严寒地区，合理设计和妥善运营管理新风供应设备设施、保障冬季新风供给是公共建筑必须重视的问题。

5.2.21 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。

5.2.22 宾馆、医院、洗浴中心等大量的热水需求，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)功能的机组具有显著的节能意义。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。

5.3 输配系统

5.3.1 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，明确规定供暖系统应采用热水作为热媒。

供暖、空调水系统应采用闭式循环水系统，是因为闭式循环水系统的管路不与大气相接触，管道与设备不宜腐蚀。不需为高处设备提供静水压力，系统的循环水泵扬程只需克服管网阻力，循环水泵的压力低，循环水泵的功率相对较小。由于没有回水箱，不需要重力回水、回水不需另设水泵等，因而系统简单、相对节能和节省一次投资。

5.3.3 从节能角度对供暖、空调冷热水参数做出了规定，其数值适用于以水为冷热媒对空气进行冷却或加热的一般建筑的供暖或空调系统，有特殊工艺要求的情况除外。

1 合理降低建筑物内供暖系统热媒参数，有利于提高散热器供暖的舒适程度和节能降耗；供回水温差过小会增大循环水泵能耗，因此对系统的最高供水温度和最小温差做出规定。

2 地面辐射供暖的最高供水温度是从系统的安全、寿命、舒适方面考虑的，有利于保持较大的热媒流速，方便排出管内空气。有利于保证地面温度的均匀。从舒适和节能考虑， $35^{\circ}\text{C}\sim 45^{\circ}\text{C}$ 是地面供暖供水温度比较合适的范围。采用热泵提供热水时，供水温度直接影响到热泵的制热性能系数，尤其是空气源热泵。在室外温度较低的设计工况下，水温过高会使机组供热 COP 值达不到节能要求，因此不应过高；根据目前空气源热泵的产品状况，能够达到不高于 45°C 水温的要求，也能够满足室内负荷需求和舒适要求。

3 当冷水机组直接供冷系统的冷水供水温度低于 5°C 时，会导致冷水机组运行工况相对较差且稳定性不够。对于空调水系统，大温差设计可以减小水泵耗电量和管网管径，因此规定了空调冷水系统温差不得小于一般末端设备名义工况要求的 5°C 。但是，当采用大温差时，如果要求末端设备空调冷水的平均水温基本不变，冷水机组的出水温度则需降低，使冷水机组性能系数有所下

降。当空调冷水采用大温差时，还应校核流量减少和水温变化对采用定型盘管的末端设备（如风机盘管）传热系数和传热量的影响，必要时需增大末端设备规格。

4 考虑到降低供水温度有利于降低对一次热源的要求，因此，对于严寒地区推荐供水温度为 $50^{\circ}\text{C}\sim 60^{\circ}\text{C}$ ，黑龙江省区域为严寒地区，供水温度不宜低于 70°C 。对于空调热水供回水温差的问题，目前的一些设备（例如风机盘管）都是以 10°C 温差来标注其标准供暖工况的，但通过理论分析和多年的实际工程运行情况表明：适当加大热水供回水温差，现有的末端设备是能够满足使用要求的（并不需要加大型号）。适当加大供回水温差可以减小水泵耗电量和管网管径，有利于节省输送能耗，因此本条与本标准第 5.3.6 条耗电输热比限值公式的取值协调，推荐热水供回水温差为 15°C 。

5 采用直燃式冷（温）水机组、空气源热泵、地源热泵等作为热源时，主要应考虑机组的供热性能系数，供水温度和供回水温差都不可能太大。设计时一般按设备名义工况确定，不能按常规的市政热力或锅炉供热取值，也不应单纯追求大温差等次要的节能因素。

6 其他系统指毛细管网、吊顶辐射、蓄冷、仅消除显热的干工况末端、天然冷源制取的空调冷水、区域供冷等，冷热水参数的推荐值和相应规定见《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 的相关规定。

5.3.4 在供暖系统中，由于种种原因，大部分输配环路及热源机组并联环路之间存在水力失调，使得流经用户及机组的流量与设计流量不相符。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。

5.3.5 散热器供暖系统宜采用垂直单管式系统，也可采用双管系统。当采用单管系统时，应在每组散热器进出水支管之间设置跨越管，并应设置低阻力两通或三通调节阀。

采用低温地面辐射供暖系统时，宜按主要房间划分供暖环路，各环路长度宜接近，且长度不宜超过 120m。

5.3.6 规定集中供暖系统耗电输热比（EHR-h）目的是为了防止采用过大的循环水泵，提高输送效率。公式（5.3.6）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》JGJ26 条文一致，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，一般存在供暖外网，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，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，并同时对其 B 值进行了调整。考虑室内干管比摩阻在 $\sum L \leq 400\text{m}$ 时与室外管网的比摩阻取值差距不大，为了计算方便，本标准在 $\sum L \leq 400\text{m}$ 时，全部按照 $\alpha = 0.0115$ 来计算。

5.3.7 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。一般采用供水管和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。

5.3.8 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,这些区域在非供冷季首选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等。只有在新风冷源不能满足供冷量时,才在供热季设置为全年供冷区域单独供冷水的管路系统,即分区两管制系统。对于一般工程,如果仅在理论上存在一些内区,但是,实际使用时发热量常比夏季采用的设计数值小,并且不长时间存在,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间温度较高也不影响正常使用,如为其采用相对投资较高的分区两管制系统,工程中常出现不能正常的情况,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要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小,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，因此，应经技术和经济比较，与其他系统相比，节能潜力较大并确实有技术保障的前提下，可以选择为节能方案。

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。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。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小,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,条文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)泵及混水泵等满足要求。

5.3.10 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水泵,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、夏季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,也可以合用循环水泵。

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、夏季共用水泵的方案时,应对冬、夏季两个工况情况下的水泵轴功率进行分别校核计算,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。

5.3.11 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。

条文根据实际情况对计算公式及相关参数进行了调整:

1 原标准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。在这里仅对黑龙江省气候区的空调热水系统作了最小温差的限制，也符合黑龙江省气候区的实际情况，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》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 $\leq 60\text{m}^3/\text{h}$ 时，水泵平均效率取 63%；当 $60\text{m}^3/\text{h} <$ 水泵水流量 $\leq 200\text{m}^3/\text{h}$ 时，水泵平均效率取 69%；当水泵水流量 $> 200\text{m}^3/\text{h}$ 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。

5.3.12 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。

5.3.13 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，条文对变新风比控制方法不作限定。

5.3.14 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(5.3.14)的用法：假定一个全空气空调系统为表5.3.14中的几个房间送风：

表 5.3.14 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： $13560 \times 33\% = 4475(\text{m}^3/\text{h})$ ，比实际需要的新风量($2672\text{m}^3/\text{h}$)增加了67%。

现用式(5.3.14)计算，在上面的例子中， V_{ot} =未知； $V_{st}=13560\text{m}^3/\text{h}$ ； $V_{on}=2672\text{m}^3/\text{h}$ ； $V_{oc}=1700\text{m}^3/\text{h}$ ； $V_{sc}=5100\text{m}^3/\text{h}$ 。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 $V_{ot}=3092\text{m}^3/\text{h}$ 。

5.3.15 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对建筑进行预冷，是一项有效的节能方法，应该推广应用。

5.3.16 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，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。

5.3.17 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量不足。

5.3.18 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 / T14295 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 2.0 μm ，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 0.5 μm ，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。

5.3.19 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、体育馆等)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。

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

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。

5.3.21 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，送风量可以减少一半左右，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。

5.3.22 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，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。

5.3.23 在执行过程中发现，风机的单位耗功率的规定中对总效率 η_t （原实施细则）和风机全压的要求存在的问题：

- 1 设计人员很难确定实际工程的总效率 η_t （原实施细则）；
- 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 5.3.23 对照来评判是否达到了本条文的要求。

5.3.24 本标准附录 G 是管道与设备绝热层厚度。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 G 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 G 的绝热层厚度的要求，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°C 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°C 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°C （对于热水温降控制在 0.6°C ）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。

5.3.25 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。

5.3.26 空气-空气能量回收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 / T21087 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。

黑龙江省区域是严寒地区，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。

对室外温度较低的黑龙江省地区，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 5.3.26。

表 5.3.26 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%
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少量渗透的系统	新风与排风回收点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

5.3.27 黑龙江省区域采用双向换气装置，要充分考虑严寒地区的气候特点，为了保证在冬季时间段换气设施的正常运行，防止冷空气侵入或换气装置被冻胀破坏，应合理选用安全高效的配备新风预热和再热的配带热回收功能的双向换气设备设施。

为保障人们的健康，采用双向换气的新风供应必须符合本标准的相关规定。公共建筑双向换气设施设计和运营管理中，还存在由于设计不合理和运营管理不当等原因，造成冬季建筑物内无法保障新风供应的情形。在严寒地区，合理设计和妥善运营管理双向换气设施、保障冬季新风供给是公共建筑必须重视的问题。

5.4 末端系统

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

近年来，国内已开始提倡低温连续供热，出现降低热媒温度的趋势。研究表明：对采用散热器的集中供暖系统，综合考虑供暖系统的初投资和年运行费用，当二次网设计参数取 $75^{\circ}\text{C}/50^{\circ}\text{C}$ 时，方案最优，其次是取 $85^{\circ}\text{C} / 60^{\circ}\text{C}$ 时。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，应避免采用这种不合理做法。散热器选用与管道安装应执行现行国家标图集《散热器选用与管道安装》。

低温地面辐射供暖系统，保持较低的供水温度，有利于延长塑料加热管的使用寿命；有利于提高室内的热舒适感。供水温度控制在 55°C ，可减轻边角房间负荷较大，盘管布置困难问题。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面构造的情况下，在同一个房间里，以热阻为 $0.02 [\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}]$ 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 $0.10 [\text{m}^2 \cdot / \text{W}]$ 左右的木地板为面层时要高 $30\% \sim 60\%$ ，比以热阻为 $0.15 [\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}]$ 左右的地毯为面层时高 $60\% \sim 90\%$ 。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 $0.05 [\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}]$ 的材料做面层。低温地面辐射供暖系统安装应执行现行国家标图集《地面辐射供暖系统施工安装》。

5.4.2 公共建筑设计集中供暖系统时，管路宜按南、北朝向分环供暖原则进行布置并分别设置室温调控装置；集中供暖系统的划

分和布置应能实现分区热量计量；采用集中空气调节系统的公共建筑，宜设置分楼层、分室内区域、分用户或分室的冷、热量计量装置；建筑群的每栋公共建筑及其冷、热源站房，应设置冷、热量计量装置。

选择供暖系统制式的原则，是在保持散热设备有较高散热效率的前提下，保证系统中除楼梯间以外的各个房间（供暖区域），能独立进行温度调节。

由于公共建筑往往分区出售或出租，由不同单位使用；因此，在设计和划分系统时，应充分考虑实现分区热量计量的灵活性、方便性和可能性，确保实现按用热量多少进行收费。这也是黑龙江省关于公共建筑实施供热计量的要求。

分室控温时，热用户入口管道上设置的电动控制阀用于控制整个房间的温度。电动控制阀可以是通断控制阀、电热阀、或电动调节阀。

5.4.3 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（回风机）而不是变风量末端装置。对于末端装置，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。

5.4.4 建筑空间高度较大部位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。

5.4.5 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。

5.4.6 气流组织对保证房间或区域热湿环境设计参数有直接影响，高大空间（如剧场、体育场馆、博物馆、展览馆等），以及对于温湿度有特殊要求的区域，合理的气流组织是保证设计要求的必要条件。供暖、通风或空调工况下的气流组织应满足功能要求，避免冬季热风无法下降，气流短路制冷效果不佳，确保主要房间的环境参数（温度、湿度、风速等）达标。

5.4.7 CO₂ 是评价室内空气品质的指标。研究表明，当空气中 CO₂ 浓度低于 2% 时，对人没有明显的危害；当空气中 CO₂ 浓度超过一定限度时，则会使肌体产生中毒现象。CO₂ 在新鲜空气中含量约为 0.03%。人生活在这个空间，不会受到危害，如果室内聚集着很多人，而且空气不流通。将产生大量二氧化碳，室内人员就会出现不同程度的中毒症状。CO₂ 在室内空气中最大允许含量，各国规定不同。现行国家标准《室内空气质量标准》GB / T18883 中规定建筑物内，CO₂ 允许浓度为 0.1%（日平均值）。

空调系统新风主要有两个用途：一是稀释室内有害物质的浓度，满足人员的卫生要求；二是补充室内排风和补充室内负压。前者的指示性指标是 CO₂，使其日平均值保持在 0.1% 以下，后

者是通过风平衡来解决。

设计人员密度超过 0.25 人/m^2 ，设计总人数超过 8 人，并且人员随时间变化大的区域称为人员密度较高且随时间变化大的区域。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量、热量，所以宜采用新风需求控制。可采用 CO_2 浓度控制新风量。

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， CO_2 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。

二氧化碳检测技术比较成熟、使用方便，但甲醛、氨、苯、VOC 等空气污染物的浓度监测技术比较复杂，使用不方便，有些简便方法不成熟，受环境条件变化影响大。对二氧化碳，要求检测进风、排风设备的工作状态，并与室内空气污染监测系统关联，实现自动通风调节。

5.4.8 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，经常会造成大量隐蔽的热损失，严重的甚至会结露、冻裂水管。

5.4.9 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 热回收装置的进风、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。

5.5 检测、控制与计量

5.5.1 为了节省运行能耗，供暖与空调系统应配置必要的监测与控制。20 世纪 80 年代后期，直接数字控制（DDC）系统进入我国，经过 30 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的节约能源，在大多数工程项目的实际应用过程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作为基本的控制系统形式。随着技术的进步，信息化系统将向智能化系统发展。系统的具体功能及监控的具体内容，应根据建筑的具体情况及相关标准要求而定。一般监控的内容可包括系统运行参数的监测、能量计量及能耗分析、设备的自动控制等内容。做为一个总的原则，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监测及控制内容。

5.5.2 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，提高节能意识和节能积极性，自觉采取节能措施。目前我省公共建筑供暖大多按照面积收费。黑龙江省住房和城乡建设厅、黑龙江省发展和改革委员会、黑龙江省财政厅、黑龙江省环境保护厅、黑龙江省物价监督管理局联合发布的《关于推进全省城镇清洁供暖的实施意见》黑建规范（2017）16 号中要求：进一步推进供热计量收费，率先在政府机关、企事业单位、学校、商业、医院等单体公共建筑实行供热计量收费。

热计量表分为两类：一类为贸易结算表，用于产热方与购热方的贸易结算。一类为企业管理用热量的仪表。采用集中供暖的公共建筑，可能是一栋建筑作为结算对象，也可能是一个建筑群

为结算对象。还可能一个建筑中分区出售或出租，各部分归属于不同使用单位。用户与供热单位可进行协商，共同确定热量结算的位置，并在此为各用户单位装设热量表。

对于新建建筑，在设计阶段难于归属于不同的单位各部分，不强制要求按用户设置热量表，可在热力入口或热力站设置热量表，并以此作为热量结算点，各用户采用热量分摊方式，分摊方法可根据系统特点及用热特点确定。在设计和划分系统时，应充分考虑实现分区热量计量的灵活性、方便性和可能性。采用集中空气调节系统的公共建筑，宜设置分楼层、分室内区域、分用户或分室的冷、热量计量装置；建筑群的每栋公共建筑及其冷、热源站房，应设置冷、热量计量装置。

5.5.3 本条根据《公共建筑节能设计标准》GB50189 强制性条文编写。部分内容与 GB50189 强制性条文第 4.5.2 等同。

在冷热源机房装设用于运行管理的各类计量仪表，有助于分析系统能耗构成、寻找节能途径，选择和采取节能、节水的措施，提高供暖、空调系统的运行管理水平。本条在 GB50189 强制性条文第 4.5.2 的基础上，补充了以下部分内容：1 循环水泵耗电量计量；2 锅炉房、热力站的总耗电量；3 供冷量；4 冷却水量；5 补水泵耗电量；6 冷却水泵耗电量。

5.5.4 《公共建筑节能设计标准》GB50189 中的强制性条文。

本条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要求。设置供热量控制装置的目的，是对供热系统进行总体调节，使系统供热量或供水水温、流量等参数在保持室温的前提下，随着室外温度的变化进行调整，使锅炉房或热力站的供热量与建筑物的蓄热量基本一致，实现按需供热，达到最佳的运行效率和稳定的供热质量。

5.5.5 公共建筑每日供热量与建筑的用热特点及室外温度有关。自建的锅炉房及热力站的供热系统，需要根据末端的用热需求，

调节供热量，调节系统输送流量及水泵的运行台数，以使水泵能工作在高效率区，系统的输送能耗最低。自建锅炉房，需要根据供热需求，调节锅炉的投运台数和燃料耗量，提高锅炉的运行效率。

5.5.6 本条是《公共建筑节能设计标准 GB50189-2015》第 3.2.1 条内容，为强制性条文。

《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，利用供暖、空调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。

公共建筑的供暖、空调系统应设置室温温度调控装置，仅限于主要供暖和空调区域，不包括冬季供暖温度要求较低的附属用房。选择供暖系统制式的原则，是在保持散热设备有较高散热效率的前提下，保证系统中除楼梯间以外的各个房间（供暖区域），能独立进行温度调节。管路宜按南、北朝向分环供热原则进行布置；每个房间应分别设置用于控制整个房间温度的电动控制阀、室温调控装置。电动控制阀可以是通断控制阀、电热阀、或电动调节阀。

当室内同时设有几种供暖和空调设施时，自控依靠主要供暖空调设施完成即可。对于作为值班供暖的散热器和地板辐射供暖等，因其常设置在高大空间内，自力式恒温阀位置不能正确反映室温，或难以在代表性的部位设置温度传感器，且独立运行时室温较低对节能影响不大，与空调系统联合运行时室温可由空调设备自动控制，因此非主要设施不必设置室温调节控制装置。

5.5.8 本条是对冷热源站房的控制要求：

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。目前在实际工程中，往往存在末端空调系统不用时，水系统阀门不关闭，为保证使用支路的正常流量，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：（1）是使设备尽可能运行在高效区域，在保证系统冷负荷要求前提下，最大限度的降低能耗；（2）让相同信号的设备的运行时间尽量接近，以保持其同样的使用寿命（通常有限启动累计运行小时数量最少的设备）；（3）满足用户侧低负荷运行的要求。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比采用温度控制方式更有利于节能。有条件时，应优先采用此方式。当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控制。当供水温度不做调节时，也可以简化为总回水温度控制。实际工程应用时，要注意简化控制方法的使用条件。

3 水泵的台数控制目标是在保证系统水流量和供水压力/供回水压差的要求的前提下，使设备尽可能运行在高效率区。设备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节能。对于一级泵系统冷机定流量运行时，一级泵台数与冷机台数相同，根据连锁控制即可实现系统变流量。

4 二级泵变速调节的节能目标是减少设备的耗电量。通常采取压差控制或温差控制。采用压差控制时，压力测点设置有两种方式：（1）回水压力测点设置在循环水泵入口的系统主管处，供水压力测点设置在系统出口主管处；（2）供回水压力测点设置在系统最不利用户处；此种方法由于运行调节中压差相近的最不利用户可能发生变化，因此需要在有代表性的分支管路上各设置一个压差传感器，当其中有一个压差未达到设定要求时，需要提高二级泵的转速，使其压差达到要求。后一种方法运行节能效果优于前一种，但是压差测点多，压差信号传输距离远，需要有可靠的技术保障。压差测点设置在源出口处，测点距离水泵较近，

较容易实施。

5 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。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。为了保证冷水机组能正常运行，提高系统运行的可靠性，通常冷却水进水温度有最低温度要求。一般采用下述三种方法控制冷却水温：（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调节阀，通过调节旁通水量来保证进入冷水机组的冷却水温高于最低限值。方法（1）和方法（2）可使冷却塔风机总能耗降低。

6 运行的冷却水系统，由于水分的不断蒸发，水中的离子浓度会越来越高。为防止高离子浓度带来的结垢等问题，需要及时排污。通常采用定期自动排污或控制离子浓度自动排污的方法。控制离子浓度自动排污的方法比定期自动排污的使用效果好，节能效果明显。

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，风机运行能耗增加。供水温度需要根据室外气象参数、室内环境及设备运行情况，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 按累计运行时间进行设备的轮换使用，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。

5.5.9 本条是对全新风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，是基本控制要求。目前有很多工程没有做到。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，是节能的重要手段。

5 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。相关文献表明，夏季室内温度设定值提高 1°C ，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。这样不但利于节能，也利于提高室内人员的舒适度。

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制冷/供暖期，一般只关闭水系统，过渡季风系统不会主动关闭，造成能源浪费。

5.5.10 风机盘管控制所用的电动水阀，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度控制器就地控制方式。《民用建筑节能条例》和《公共机构节能条例等》对公共区域风机盘管的控制功能提出要求，采用群控方式可以很方便的实现。

1 室温设定值对能耗有影响。为实现政府对空调系统夏季运行温度进行限制的要求，可以从监控机上统一设定温度；

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

考虑到对室温控制精度要求较高的场所会采用电动调节阀

调节系统流量，严寒地区在冬季夜间防冻，需要系统维持部分流量进行值班供暖等情况，这里对启停控制不统一限定。

5.5.11 对于以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，即可节约电能，又能延长设备的使用年限。

5.5.12 国家相关标准规定，CO 加权平均允许浓度（8h）为 $20\text{mg}/\text{m}^3$ ，短时间接触允许浓度为 $20\text{mg}/\text{m}^3$ 。对于车辆出入明显有高峰时段的地下车库，采用每日、每周时间持续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，通过对排放污染物 CO 浓度的监测来控制通风设备的运行。

5.5.13 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。间歇运行的空调系统，有条件时宜使用基于用户反馈的控制策略（Request-Basced Control），包括最佳启动测量（Optimal Start）或分时再设计反馈策略（Trim and Respond）。

6 给水排水

6.1 一般规定

6.1.1 城市供水系统和建筑物的加压供水,无论是水的净化处理还是输送,都需要耗费电能等能源,因此广义上节水就是节能。但国家相关标准已经对给水排水系统设计和节水进行了详细的规定,因此本标准仅对涉及节约建筑物自身用于给水排水系统的水泵能耗、生活热水加热能耗等做出相应规定,其余均应按相关国家标准的规定执行。

6.1.2 《绿色建筑评价标准》GB/T50378 要求“应按使用用途、

付费或管理单元，分别设置用水计量装置”，目的是通过管理手段达到节约用水的目标。

6.1.3 《建筑给水排水设计标准》GB50015 和《民用建筑节能设计标准》GB50555 对计量水表的设置位置作了明确要求，《绿色建筑评价标准》GB/T50378 要求“应按使用用途、付费或管理单元，分别设置用水计量装置”。一般来说，冷却塔、游泳池、游乐设施、水景、公共建筑中的厨房、公共浴室、洗衣房、锅炉房、空调冷热水系统等的补水管、消防系统补水管、中水回用系统补水管、建筑物引入管、居住建筑入户管及公共建筑内需要计量水量的水管上都需要设置计量水表。市政热网等热源提供的、用于加热生活热水的一次热水等，如果有热量计量要求，应安装热量表。

6.1.4 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。水泵节能产品认证证书由中国节能产品认证中心颁发。

6.1.5 给排水系统的器材包括管道、配件、阀门等，选用时应考虑其耐腐蚀性能，连接方便可靠，接口耐久不渗漏。器具指卫生器具、水嘴、淋浴器等，应根据《绿色建筑评价标准》GB/T50378 的具体要求，确定卫生器具的用水效率等级。

6.2 给水排水系统

6.2.1 为节约能源，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加压供水方案。叠压供水系统和无负压供水系统节能效果近似，当采用此种系统时，接驳处的给水管网应水量充沛，确保对周围其他用户的供水

系统不产生负面影响,并应获得当地供水行政主管部门及供水部门的批准。

6.2.2 理论上二次加压泵站服务范围越大,供水设备在高效段运行的时间越长,但随之供水管网的水头损失也会加大,发生故障时影响范围也越大。当二次加压供水泵站由物业部门管理时,泵站服务范围与物业部门管理范围宜一致。

6.2.3 二次加压泵站位于建筑物或建筑群的中心部位,可减小供水半径,降低管网水头损失,保证供水均匀。当有条件将水池(或水箱)高位设置时,可充分利用重力水头、降低供水水泵扬程,达到节能的目的。

6.2.4 建筑的各类供水系统包括给水、中水、热水、直饮水等。

水压过高,会使给水系统下部楼层无效扬程过多,洁具出流量增大,造成能源和资源的浪费。而供水系统竖向分区数量过多,供水设备的扬程虽可得到充分利用,但会造成机房、管道竖井的面积增大,管材增多,系统复杂,维护管理工作量大。因此,供水系统的竖向分区应综合考虑,分区压力及用水点处的压力按照《民用建筑节能设计标准》GB50555和《绿色建筑评价标准》GB/T50378的有关要求执行。

6.2.5 当给水流量大于 $10\text{m}^3/\text{h}$ 时,变频供水设备工作水泵由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,供小流量用水应避免水泵频繁启动,以降低能耗。

6.2.6 将地面以上的污废水先排入地下污水泵房,再用污水提升泵排入室外管网的做法既浪费能源又存在安全隐患,除特殊情况外不应采用。

6.3 生活热水

6.3.1 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。因生活热水要求每天稳定供应，如余热、废热的热源可能存在不稳定、不可靠时，供水安全性将无法保证。

太阳能是取之不尽，用之不竭的可再生能源，但我省太阳能资源属于一般地区，太阳辐照量在 4200~5400MJ/m². 年，冬季一般要依靠功率较高的电辅助加热，节能效果不显著。空气源热泵同样存在冬季使用时制热能力大大降低，需要配置辅助加热设施的情况，节能效果不尽人意。因此，本条款提出使用目前太阳能或空气源热泵产品作为我省冬季热水供应热源时，应根据选用的产品性能及辅助热源消耗情况综合考虑方案的合理性。

6.3.2 采用电加热是对高品质二次能源的降级使用。因此，当生活热水总日用水量较大时，尽可能避免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加热。

6.3.3 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作为生活热水的热源，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。

6.3.4 限制热水循环管网服务半径的原因：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。

条文中要求水加热室、热力站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。

6.3.5 热水系统出水水温可以直接影响使用的舒适性、安全性，间接控制水质的优良性，同时热水水温也与系统是否节能息息相

关，温度过高，热损耗大，增加烫伤风险并加速加热设备和管道的结垢、腐蚀；温度过低，舒适性降低同时滋生适温菌，如军团菌等。有研究显示，在水温 $\leq 40^{\circ}\text{C}$ 的管段内，细菌生长繁殖速率加快，微生物污染风险增大。因此，给出最高设计温度的限制，但最低设计温度不宜低于 50°C 。

6.3.6 仅设有洗手盆或热水用水点分散的建筑，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，此种情况更适合采用各种小型加热器，或在邻近用水场所就地加热、供局部范围内的一个或几个用水点使用的局部热水供应系统。

热水用量较大且用水时段固定的场所，如公共浴室、洗衣房、厨房等用水部位宜设置单独的热水管网，定时循环供热水。这样不但可以极大减少系统的能耗，并且还有利于系统供水的稳定。同时，也有利于管理与计量。

6.3.7 除恒温热水供应系统外，一般情况下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。用水点尤其是淋浴设施处冷、热水供水压力平衡和稳定，能够减少水温初调节时间，避免洗浴过程中的忽冷忽热，对节能节水有利。为保证系统内冷水、热水压力平衡，故热水供应系统需要与冷水系统分区一致，最终达到节水、节能和用水舒适的目的，要求按照现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB50015 和《民用建筑节能设计标准》GB50555 有关规定执行。

为避免使用热水时放空大量冷水而造成水资源和能源的浪费，集中生活热水系统应采用机械循环方式，保证干管、立管内的热水循环。无严格要求时，供水支管可不参与热水循环，但应保证配水点出水温度的最长时间为 10s，即不循环的配水管长度允许为 7m 左右。

6.3.8 本条规定了热水管道绝热计算的基本原则，生活热水系统

的保温设计应从节能角度出发减少散热损失。

6.3.9 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，因此设计师还需要根据项目具体情况确定一些应监控的参数和设备。

7 电 气

7.1 一般规定

7.1.1 电气系统设计应符合相关标准的节能规定。

7.1.2 电气系统宜选用节能产品，应符合国家规定的能效标准和电能质量标准。

7.1.3 建筑面积大于 20 000m² 公共建筑应设置建筑设备监控系统，建筑面积大于 5 000 m² 且小于 20 000 m² 公共建筑宜设置建筑设备监控系统，建筑面积小于 5 000 m² 公共建筑可设置建筑设备监控系统。

7.2 供配电系统

7.2.1 根据供电条件，合理确定配电系统的电压等级，减少配电级数等。

7.2.2 若有多个负荷中心，可设置多个变电所。

7.2.3 低损耗变压器是指空载损耗和负载损耗低的变压器。

7.2.4 由于许多建筑内大量使用电力电子设备，其谐波状况比较严重，故变压器负载率不宜过高。且 D, Yn11 接线组别的变压器具有缓解三相负荷不平衡、抑制三次谐波等优点。

7.2.5 在三相四线制中，如三相负荷分布不均（相线对中性线），将产生零序电压，使零点移位，一相电压降低，另一相电压升高，增大了电压偏差。同样，线间负荷不平衡，则引起线间电压不平衡，增大了电压偏差。

7.2.6 1 《通用用电设备配电设计规范》GB 50055，2.1.4 条文解释为：对恒速负载，功率大于 200kW 的电动机其额定电压宜选 10kV。对变速负载宜采用变频调速，功率在 200kW~1500kW 的电动机其额定电压宜选 660V；

2 《体育建筑电气设计规范》JGJ 354，19.2.3 体育建筑中单台功率在 550kW 以上的用电设备宜采用 10kV 供电和就地无功补偿方式。

3 根据上海市地标《公共建筑绿色设计标准》DG/TJ 08-2143，10.2.7 条，电动机容量在 350kW~550kW 时，宜采用中压供电，电动机容量大于 550kW 时，应采用中压供电。

4 《天津市公共建筑节能设计标准》DB 29-153，5.2.1 条文解释：单台设备容量较大时，按以下要求考虑：

(1) 单台额定功率大于 350KW 的（含电制冷机组）宜采用中压（6KV 或 10KV）供电；

(2) 单台额定功率大于 550KW 的（含电制冷机组）应采用

中压（6KV 或 10KV）供电。

7.2.7 因我省所处气候特点，过渡季、冬季供暖、夏季空调时间变化较多，发电量是不稳定输出，宜采用与市政电网并网运行，并网不上网运行方式，实现在工程范围内自发自用。

7.3 照明系统

7.3.1 《建筑照明设计标准》GB50034 对照明的功率密度值的限值提供了现行值和目标值，在进行照明设计时，应符合该标准规定的现行值要求。

7.3.2 本条为选择光源的一般原则。

1 天然光导光系统只有白天才能使用，夜晚或阴天时仍需要电气照明。

3 灯具安装高度较高的场所通常是指安装高度高于 8 米。此条在国标基础上增加了发光二极管（LED）光源。

4 特殊场所是指对电磁干扰等因素有特殊要求，且其他光源无法满足时，才能使用白炽灯。限制白炽灯功率原因参见《建筑照明设计标准》GB50034，3.3.2.2 条文解释。

5 发光二极管（LED）光源一般功率较低、光效高、寿命长、启动时间短、适合频繁开启及调光控制。

6 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、发光二极管（LED）照明灯等。

7.3.3 使用电感镇流器的气体放电灯，当灯具功率因数低于 0.85 时，均应采取灯内单灯补偿方式，使其照明配电系统功率因数不应低于 0.9，减少无功损耗。

7.3.4 4 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

公共场所照明集中开、关控制有利于安全管理。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。

5 人员聚集大厅主要指报告厅、观众厅、宴会厅、航站楼、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。

6 当建筑考虑设置机械遮阳设施时，照度宜可以根据需要自动调节。

7 当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。

7.4 电气控制

7.4.1 当两台及以上的客梯集中布置时，客梯控制系统应具备程序集中调控和群控的功能，以降低电梯运行能耗。

自动扶梯与自动人行道（步道梯）在商场、地铁、机场航站楼等地被大量使用，当电动机在重载、轻载、空载的情况下均能自动获得与之相适应的电压电流输入，保证电动机输出功率与扶梯实际荷载始终得到最佳匹配，达到节电运行的目的。并且这些建筑都有很明显的低峰时间段，在低峰时间段自动扶梯与自动人行道会有很长的闲置时间，如仍然正常运作，不但不节能，还会减少设备寿命，因此，自动扶梯与自动人行道应装设智能感应系统，有人使用时正常运作，无人使用时低速运作甚至不运作，可有效降低能耗。

7.4.2 电开水器、电热风幕等电加热设备在建筑物内耗电量较大，采取控制措施，节能效果明显。

7.5 电能监测与计量

7.5.1 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。

7.5.2 建筑功能区域主要指生活水泵房、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。

7.5.3 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、卫生间排气扇等。

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、供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、风冷热泵等和冬季供暖循环泵（供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量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（不包括空调供暖系统设备）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。水泵是指除空调供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。通风机是指除空调供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。

7.5.4 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。

8 可再生能源应用

8.1 一般规定

8.1.1 《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。

8.1.2 《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各个系统设计（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，并贯穿各个专业设计全过程。供热、供冷、生活热水、照明等系统中应用可再生能源时，应与相关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。

8.1.3 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。

8.1.5 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/T50801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。

8.2 太阳能利用

8.2.2 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、里面色调等协调一致，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，对其传热系数、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》GB50364、《太阳能供热采暖工程技术规范》GB50495、《民用建筑太阳能空调工程技术规范》GB50787、《民用建筑太阳能光伏系统应用技术规范》JGJ203 等。

8.2.3 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。

8.2.4 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供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、供热供暖负荷、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/T50801的有关规定。

8.2.5 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。

8.2.6 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做出规定。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维护结构实际条件而提出的。

8.2.7 太阳能热水系统应设辅助热源及其加热设施,其设计及计算应符合下列要求:

1 辅助热源可因地制宜选择城市热网、热泵、燃气、燃油、电力;

2 辅助热源的供热量宜按现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB50015规定的系统耗热量计算;在村镇或市政基础设施配套不齐全、热水用水要求不高的地区,可根据当地的实际情况,适当降低辅助热源的供热量标准;

3 辅助热源加热设备应根据热源种类、供水水质、冷热水系统型式等选用直接加热或间接加热设备。设计应符合现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB50015的有关要求；

4 辅助热源及其加热设施应在保证太阳能集热系统充分工作的条件下辅助运行。

8.2.8 采用适当的防冻措施、防过热措施。

1 在寒冷地区宜采用排空法防冻方式、防冻工质防冻方式。

2 常用的循环工质为水、乙二醇或丙三醇，应由专业公司根据系统所在地域的气候条件、防冻工质的冰点、系统的防腐要求等，确定循环工质的配比。

8.3 地源热泵系统

8.3.1 工程场地状况及地热能资源条件是能否应用地源热泵系统的基础。地源热泵系统方案设计前，应根据调查及勘查情况，评估埋地管换热系统的可行性及经济性，选用合适的地源热泵系统。考虑到系统的安全性，对于埋地管地源热泵系统应用于建筑面积大于 5000m²的公共建筑必须进行岩土热响应试验。

8.3.2 全年冷、热负荷不平衡，将导致埋地管区域岩土温度持续升高或降低，从而影响埋地管地源热泵系统的运行效率。因此设计时需要考虑全年冷热负荷的影响。当两者相差较大时，宜通过经济性比较，采用辅助散热（增加冷却塔）或辅助加热方式来解决，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。配置辅助冷热源的混合式系统可有效地减少埋地管的数量，同时也是保障埋地管系统吸热与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。

8.3.3 地源热泵系统的能效除与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较大。设计时应优化地源

侧和用户侧管路设计,并宜采用根据负荷变化调节流量等技术措施。

8.3.4 不同地区岩土体、地下水或地表水的水温差别较大,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。

8.3.5 本条是对地源热泵系统的监测,主要是为了发挥地源热泵在工程中的作用,实现节能的目的。其中的关键参数包括代表性房间室内温度,系统冷热源侧与用户侧进出水温度和流量,热泵系统耗电量需要对热泵主机、输配水泵及辅助设备分别电量计量。关系到可再生能源的监测系统安全和系统节能效果。代表性房间面积应占总供暖空调面积的10%以上。

8.4 空气源热泵系统

8.4.1 空气源热泵融霜时间过长会影响系统能效。先进科学的融霜技术是机组冬季运行的可靠保障。冬季机组制热运行时,室外空气侧换热盘管表面温度低于进风空气露点温度且低于 0°C 时,换热翅片上就会结霜,会大大降低机组制热量和运行效率,严重时导致机组无法运行,为此必须除霜。除霜的方法有很多,优异的除霜控制策略应具有判断正确、除霜时间短、融霜修正系数高的特征。

8.4.2 空气源热泵机组平衡点温度是该机组有效制热量与建筑物耗热量相等时的室外温度。当室外设计温度低于空气源热泵当地平衡点温度时,空气源热泵存在无法满足用户供暖需求的情况,因此必须设置辅助热源。空气源热泵机组在融霜时对机组的供热量影响较大,同时影响室内温度的稳定性,对室内温度稳定性要求较高的场所同样需要设辅助热源。辅助热源的设置应根据不同地区的实际条件,进行技术经济比较后确定空气源热泵机组和辅

助热源承担热负荷的合理比例。

8.4.3 在冬季寒冷、潮湿的地区使用空气源热泵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的制热量，室外空气潮湿会使融霜时间过长，同样会降低机组有效制热量，因此，设计时应计算冬季设计状态下的 COP，当热泵机组不具备节能优势时不可采用。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。

8.4.4 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、供热需求的建筑优先采用。

附录 A 围护结构热工性能的权衡计算

A.0.1 权衡判断计算量大，专业性强，为了保证权衡计算的准确性，提出使用专用计算软件。权衡判断专用计算软件要求将参照建筑围护结构性能指标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信息自动生成复合本标准要求的参照建筑模型，用户不能更改。

利用建筑围护结构热工性能计算建筑物供热和空调总能耗涉及设计建筑和参照建筑的基本信息，软件根据建筑物所在地选择与气候、太阳能资源相关的参数；根据围护结构构造信息计算蓄热系数、热惰性、蒸汽透过阻、传热系数等，根据建筑面积、层数、层高、窗墙面积比、围护结构传热系数、太阳得热系数等

计算围护结构耗热量；根据照明功率密度、设备功率密度、人员密度、建筑运行时间表等对建筑能耗进行折算。

尤其要强调的是黑龙江省地处严寒 A、B 区，因不考虑遮阳问题，过去很少提及外窗的太阳得热系数，软件计算时常采用缺省值，每个建筑物取值千篇一律，影响供热负荷和供冷负荷的准确性。

A.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。其目的是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，为了消除提供热量和冷量的系统效率和所使用的能源品位的差异，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积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。具体折算方法见本标准 A.0.6。

A.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。

A.0.4 表 A.0.4-2 供暖空调区室内温度所规定的温度为建筑围护结构热工权衡判断时的室内计算温度，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 2018 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供暖和空气调节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照表 1 选择。人员的散热量可按照表 2 选取。

表 1 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 2 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

A.0.5 围护结构的做法对围护结构的传热系数、热惰性产生影响。因此规定参照建筑的围护结构做法应与设计建筑一致,当设计建筑围护结构传热系数不满足表 4.4.1 要求需要权衡判断时,参照建筑的围护结构屋面、外墙及地面等应通过调整保温层的厚度以满足本标准 4.4 节的要求,外窗(包括透明幕墙)传热系数按表 4.4.1 取值,太阳得热系数取值应与设计建筑一致。

A.0.6 建筑物围护结构热工性能的权衡判断针对的是建筑物围护结构的整体热工性能是否满足标准要求,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,本标准采用统一综合效率简化计算供暖空调系统能耗。

本条约定黑龙江省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,供暖系统热源采用燃煤锅炉。

进行权衡判断时，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 B 建筑围护结构热工性能权衡判断审核表

为了便于审核，将权衡判断各要素编制成表，指导软件编制，要求权衡判断软件能够自动生成以上表格内容及结果。

附录 C 外墙平均传热系数的计算

C.0.2 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，通过建筑围护结构的热流增加，加大了供暖空调负荷；另一方面冬季热桥部位的内表面温度过低，内表面产生结露现象，导致建筑构件发霉，影响建筑的美观和室内环境。

现行国家标准《民用建筑热工设计标准》GB50176 中热桥定义为：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、屋面檐口、墙体勒脚、楼板与外墙连接处等部位。

建筑的热桥问题应当在设计中得到充分重视和妥善的解决，在施工过程中应当对热桥部位做重点的局部处理。

外墙平均传热系数的计算方法，在《公共建筑节能设计标准黑龙江省实施细则》DB23/1269—2008中采用的是《民用建筑热工设计规范》GB50176规定面积加权计算方法。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。按这种计算方法求得的外墙平均传热系数一般比二维温度场模拟计算的结果偏小。随着建筑节能技术的发展，维护结构材料的更新和保温水平不断提高，该方法的误差较大，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。

在热桥的计算上适当简化处理。本次标准修订提供一种简化计算方法。经过对公共建筑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 θ ， θ 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，由于对于严寒地区的建筑保温方式通常是特定的，因此，标准中的维护结构限值固定值。

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。C.0.2给出的 θ 值的主要目的是方便计算， $\theta=1.3$ 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《民用建筑热工设计规范》GB50176中的计算方法计算平均传热系数。

附录 E STP (VIPB) 真空绝热板建筑 保温系统分类及性能指标

E.0.1 STP 真空绝热板适用于以混凝土和砌体结构为基层的新建、改建和既有建筑节能改造的外墙外保温工程、屋面保温工程、楼面保温工程。其施工工法类似于传统苯板的施工工艺，但由于 STP 板属于真空制品，施工时不能切割、破坏，所以墙体上的落水管等预埋件在施工之前要进行预埋，空调洞口等穿墙管道要提前进行预留。施工工艺流程如下：

1. STP 板浆料复合型外墙外保温系统

(1) (涂料饰面) 施工工艺流程宜按下列工序进行

基层处理---在基层墙体上抹粘结砂浆---用锯齿抹刀刮出条状---粘贴翻包网---粘贴 STP 板---安装锚栓标识件（必要时）---喷涂界面剂---抹保温浆料---抹第一遍抹面胶浆---铺贴耐碱玻纤网---安装锚栓（必要时）---抹第二遍抹面胶浆---涂料饰面施工---验收；

（2）（面砖饰面）施工工艺流程宜按下列工序进行

基层处理---在基层墙体上抹粘结砂浆---用锯齿抹刀刮出条状---粘贴翻包网---粘贴 STP 板---安装锚栓标识件（必要时）---喷涂界面剂---抹保温浆料---抹第一遍抹面胶浆---热镀锌电焊网---安装锚栓---抹第二遍抹面胶浆---面砖饰面施工---验收。

2. STP 保温装饰板外墙外保温系统

（1）施工工艺流程宜按下列工序进行

基层处理---弹控制线---拉施工控制线---安装首层托架---配置粘结砂浆---钻孔---粘贴 STP 保温装饰板---安装固定组件---板缝密封处理---清理面层---验收。

附录 F 新风加热间接换热防冻措施

F.0.1 严寒地区冬季新风加热容易造成设备冻胀破坏，面临的难题是缺少高温热媒，使得一些建筑冬季没有新风供应不符合卫生要求，并且由于缺少新鲜空气对人们的身体健康构成严重影响；有一些新风供应需要电预热设备设施加热，耗电量很大不节能。

随着社会进步和技术的发展，人们对生活环境的要求越来越高，新技术新设备不断涌现。防冻型新风处理机组和防冻型热回收空气处理机组的应用，解决了冬季新风加热需要高温热媒或需要电预热加热问题。冬季室内外温差大，热回收机组回收热量多；新风机组可以利用普通供暖热水为热源加热室外低温新风，采用新风加热间接换热防冻措施取代了设备需要高温热媒或电预热

加热；机组停机时可以切断热源，避免了由于冷风持续渗透造成的热量损失，节能效果显著。

附录 G 管道与设备保温及保冷厚度

G.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 G.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：

$$\lambda=0.034+0.00013t_m$$

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：

$$\lambda=0.031+0.00017 t_m$$

4 室内环境温度 20℃，风速 0 m/s。

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

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

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（℃）。

G.0.2 较干燥地区，指室内环境温度不高于 31℃、相对湿度不大于 75%；较潮湿地区，指室内环境温度不高于 33℃、相对湿度不大于 80%；各城市或地区可对照使用。表 G.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符合本标准第 G.0.1 条规定；聚氨酯发泡导热系数应按下式计算：

$$\lambda = 0.0275 + 0.00009 t_m$$

G.0.3 表 G.0.3 的值表条件为：

1 柔性泡沫塑料、离心玻璃棉导热系数计算公式同 G.0.1 条规定；

2 环境温度 5℃，热价 85 元/GJ，还贷期 6 年，利息 10%。

G.0.4 表 G.0.4 的值表条件为：

1 室内环境温度：共冷风时，26℃；供暖风时，温度 20℃。

2 冷价 75 元/GJ，热价 85 元/GJ。