

前 言

根据河北省住房和城乡建设厅《2021 年度省工程建设标准和标准设计第二批制（修）订计划》（冀建节科函〔2021〕117 号）的要求，由北方工程设计研究院有限公司会同有关单位经充分调查研究，认真总结实践经验，参考有关国家标准，结合河北省实际，在广泛征求意见的基础上，编制本标准。

本标准共分 8 章和 2 个附录，主要技术内容包括：1. 总则；2. 术语；3. 基本规定；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. 可再生能源利用。

本标准由北方工程设计研究院有限公司负责具体技术内容的解释，由河北省绿色建筑推广与建设工程标准编制中心负责管理。

本标准执行过程中如有意见和建议，请寄送北方工程设计研究院有限公司（地址：石家庄市裕华东路 55 号，邮编：050011，电话：0311-86690738，电子邮箱：bfybz@126.com）。

本标准主编单位、参编单位、主要起草人和审查人员名单：

主编单位：北方工程设计研究院有限公司

参编单位：唐山市规划建筑设计研究院有限公司

河北盛和门窗科技有限公司

河北筑恒科技有限公司

河北奥意新材料有限公司

北京构力科技有限公司

洛阳兰迪真空玻璃科技有限公司

主要起草人：刘 强 邢晓娟 刘 亮 顾少华 吴海宾

张 浩 高 媛 刘巧亚 孙冬芳 祁丽茗

康曦文 俞 锋 高伟杰 闫晓丽 王 壮
毛长健 周胜伟 王江涛 厉盼盼 高明磊
张欣苗 王 炜 张红霞 高春雷 李晓男
谢 冰 范晓飞 轩 倩 孙爱娜 梁金涵
杨宏振 安冬月 刘 堃 崔 卉 张非非
王 涛 陈鸣阅

审查人员：罗宝阁 于 震 李 永 剧元峰 范玉玲
丛 军 潘书通

目 次

1	总则	1
2	术语	2
3	基本规定	6
4	建筑与建筑热工	8
4.1	一般规定	8
4.2	建筑设计	9
4.3	围护结构热工设计	11
4.4	围护结构热工性能的权衡判断	16
5	供暖通风与空气调节	18
5.1	一般规定	18
5.2	冷源与热源	19
5.3	供暖、空调冷热水输配系统	29
5.4	通风及空调风系统	35
5.5	末端系统	39
5.6	监测、控制与计量	40
6	给水排水	43
6.1	一般规定	43
6.2	给水排水	43
6.3	热水系统	44
7	电气	47
7.1	一般规定	47
7.2	供配电系统	47
7.3	电气产品选择与控制	48

7.4 照明	48
7.5 电能监测与计量	53
8 可再生能源利用	54
8.1 一般规定	54
8.2 太阳能系统	54
8.3 地源热泵系统	55
8.4 空气源热泵系统	57
附录 A 透光围护结构热工性能	58
附录 B 管道与设备绝热厚度	69
本标准用词说明	72
引用标准名录	73
附：条文说明	75

Contents

1	General Provisions	1
2	Terms	2
3	Basic Provisions	6
4	Building and Envelope Thermal Design	8
4.1	General Requirements	8
4.2	Architectural Design	9
4.3	Building Envelope Thermal Design	11
4.4	Building Envelope Thermal Performance Trade-off	16
5	Heating, Ventilation and Air Conditioning	18
5.1	General Requirements	18
5.2	Heating and Cooling Source	19
5.3	Transmission and Distribution System of Water for Heating and Air Conditioning	29
5.4	Air Transmission System for Ventilation and Air Conditioning	35
5.5	Terminal System	39
5.6	Monitor, Control and Measure	40
6	Water Supply and Drainage	43
6.1	General Requirements	43
6.2	Water Supply and Drainage	43
6.3	Supply System of Hot Water	44
7	Electric	47
7.1	General Requirements	47
7.2	Power Supply and Distribution System	47

7.3	Selection of Electrical Products	48
7.4	Lighting	48
7.5	Electric Power Supervision and Measure	53
8	Renewable Energy Application	54
8.1	General Requirements	54
8.2	Solar Energy System	54
8.3	Ground Source Heat Pump System	55
8.4	Air Source Heat Pump System	57
Appendix A	Thermal Performance of Transparent Envelope	58
Appendix B	Insulation Thickness of Pipes and Equipments	69
	Explanation of Wording in This Standard	72
	List of Quoted Standards	73
	Addition: Explanation of Provisions	75

1 总 则

1.0.1 为了贯彻国家和河北省节能降碳的政策要求，提高河北省公共建筑节能水平，做到安全适用、技术先进，保证工程质量，制定本标准。

1.0.2 本标准适用于河北省新建、扩建和改建的超低能耗公共建筑节能设计。

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

1.0.4 当建筑高度超过 150m 或单栋建筑地上建筑面积大于 20 万 m² 时，除应符合本标准规定外，还应组织专家对其节能设计进行专项论证。

1.0.5 施工图设计文件中应说明该工程项目采取的节能措施及可再生能源利用系统，并宜说明其使用要求。

1.0.6 超低能耗公共建筑节能设计除应符合本标准的规定外，尚应符合国家和河北省现行有关标准的规定。

2 术 语

2.0.1 超低能耗公共建筑 ultra-low energy public building

适应气候特征和自然条件,通过充分利用天然采光、自然通风,改善围护结构保温隔热性能,提高建筑设备及系统的能源利用效率,充分利用可再生能源,以降低建筑的用能需求和建筑化石能源消耗量。其建筑能耗水平应较国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015-2021 降低 20% 以上。

2.0.2 体形系数 shape factor

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

2.0.3 透光幕墙 transparent curtain wall

可见光可直接透射入室內的幕墙。

2.0.4 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。

2.0.5 可见光透射比 visible transmittance

透过透光材料的可见光光通量与投射在其表面上的可见光光通量之比。

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

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

之比。

2.0.14 制冷性能系数 (EER) energy efficiency ratio

在规定的试验条件下，制冷设备的制冷量与其消耗功率之比，其值用 W/W 表示。

2.0.15 飘水率 drift ratio

单位时间内从冷却塔出风口飘出的水量与进塔水量之比。

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

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

2.0.17 空调冷 (热) 水系统耗电输冷 (热) 比 [EC (H) R-a] electricity consumption to transferred cooling (heating) 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。

2.0.18 风道系统的单位风量耗功率 (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)。

2.0.19 照明功率密度 (LPD) lighting power density

单位面积上一般照明的安装功率 (W/m^2) (包括光源、镇流器或变压器等附属用电器件)。

2.0.20 太阳能光伏发电系统 solar photovoltaic (PV) system

利用太阳能电池的光伏效应将太阳辐射能直接转换成电能的发电系统。

2.0.21 光伏与建筑一体化 building integrated photovoltaic (BIPV)

在建筑上安装光伏系统，并通过专门设计，实现光伏系统与建筑的结合。

2.0.22 太阳能热利用系统 solar thermal system

将太阳辐射能转化为热能，为建筑供热水，供热水及供暖，或供热水、供暖或（及）供冷的系统。分为太阳能热水系统、太阳能供暖系统以及太阳能供暖空调等复合应用系统。

2.0.23 地源热泵系统 ground-source heat pump system

以岩土体、地下水或地表水为低温热源，由水源热泵机组、地热能交换系统、建筑物内系统组成的供热空调系统。

2.0.24 空气源热泵系统 air source heat pump system

以空气作为低温热源，由空气源热泵机组、输配系统和建筑物内系统组成的供热空调系统。根据建筑物内系统不同，分为空气源热泵热风系统和空气源热泵热水系统。

3 基本规定

3.0.1 超低能耗公共建筑应进行节能设计，采用下列方法降低建筑能耗：

1 根据河北省不同地区的气候特征，在保证室内热环境质量的前提下，通过建筑节能和围护结构的热工设计，控制建筑物冬（夏）季能耗：

2 通过供暖系统的节能设计，提高供暖系统的热源效率和输送效率；

3 通过建筑遮阳、自然通风和空调系统的节能设计，降低夏季的空调能耗；

4 通过自然采光、给水排水及电气系统的节能设计，降低建筑物给水排水、照明和电气系统的能耗；

5 通过可再生能源的建筑应用，进一步降低建筑物一次能源的消耗。

3.0.2 超低能耗公共建筑应进行能耗计算和碳排放计算。施工图节能设计专篇应包括能耗指标和碳排放强度。

3.0.3 建筑构造设计应防止水蒸气渗透进入围护结构内部，围护结构内部不应产生冷凝。

3.0.4 建筑防火设计应符合国家现行标准《建筑设计防火规范》GB 50016 和《建筑内部装修设计防火规范》GB 50222 的规定。

3.0.5 外墙保温系统应与基层墙体可靠连接，在基层正常变形以及承受自重、风荷载和室外气候的长期反复作用下，不应产生裂缝、空鼓。外墙保温系统在正常使用中或发生地震时不应发生脱落，并

应符合现行国家标准《建筑与市政工程抗震通用规范》GB 55002、《混凝土结构通用规范》GB 55008、《建筑结构荷载规范》GB 50009、《建筑抗震设计规范》GB 50011、《高层建筑混凝土结构技术规程》JGJ 3 和《钢结构设计标准》GB 50017 的规定。

3.0.6 外墙保温系统应考虑环境因素，采取可靠防腐措施，在使用过程中应对外墙保温系统定期检测、维护。

3.0.7 建筑面积不低于 20000m² 的公共建筑，应设置具有电能管理功能的能耗监控系统，对建筑物的能耗进行分析和管理的。

3.0.8 在满足本标准及国家现行有关标准的前提下，鼓励采用新技术、新工艺、新材料、新产品。

4 建筑与建筑热工

4.1 一般规定

4.1.1 超低能耗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 依据现行国家标准《建筑环境通用规范》GB 55016，将河北省主要城镇分为三个建筑热工设计二级区划，如表 4.1.2 所示。

表 4.1.2 河北省主要城镇建筑热工设计区属

气候区属	代表性城市
寒冷 B 区 (2B)	邯郸 邢台 衡水 石家庄 沧州 保定 廊坊
寒冷 A 区 (2A)	唐山 秦皇岛 张家口 承德
严寒 C 区 (1C)	围场 丰宁 隆化 沽源 康保 张北 尚义 赤城 崇礼 蔚县

4.1.3 建筑规划应充分利用场地的自然资源条件，充分利用日照并避开冬季主导风向，组织好夏季凉爽时段和春、秋季节的自然通风。

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和遮阳措施，降低建筑的用能需求。

4.1.5 建筑物的主朝向宜选择南北向或接近南北向，建筑体形宜规整紧凑，避免过多的凹凸变化。

4.1.6 建筑总平面布置和建筑物内部的平面设计，在保证使用功能的同时，应考虑热环境的合理分区，合理确定能源设备机房的位置，尽可能缩短冷、热水系统和风系统等的输送距离。

4.2 建筑设计

4.2.1 超低能耗公共建筑体形系数应符合表 4.2.1 的规定。

表 4.2.1 超低能耗公共建筑体形系数限值

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

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

4.2.3 透光围护结构应符合下列规定：

1 当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；当单一立面窗墙面积比大于等于 0.40 时，透光材料的可见光透射比不应小于 0.40；

2 真空玻璃应符合现行国家标准《真空玻璃》GB/T 38586 的规定；

3 中空玻璃应采用暖边间隔条，应符合现行行业标准《中空玻璃间隔条 第三部分：暖边间隔条》JC/T 2453 的规定；

4 多腔中空玻璃的间隔层厚度不应小于 12mm。

4.2.4 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。

4.2.5 寒冷地区建筑的东、南、西向外窗（包括透光幕墙）宜采取遮阳措施，当设置外遮阳时应兼顾通风及冬季日照。

4.2.6 甲类公共建筑的屋面透光部分面积不应大于屋面总面积的15%。

4.2.7 建筑立面朝向的划分应符合下列规定：

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

4.2.8 单一立面外窗（包括透光幕墙）的有效通风换气面积应符合下列规定：

1 甲类公共建筑外窗（包括透光幕墙）应设可开启窗扇，其有效通风换气面积不宜小于所在房间外墙面积的10%；

2 乙类公共建筑外窗（包括透光幕墙）的有效通风换气面积不宜小于窗面积的30%；

3 当主要功能房间外窗（包括透光幕墙）的有效通风换气面积不满足上述要求时，应设置通风换气装置。

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

4.2.10 严寒地区建筑的外门应设置门斗；寒冷地区建筑面向冬季主导风向的外门应设置门斗，其他外门宜设置门斗或应采取其他减少

冷风渗透的措施。外门应采用保温密闭门，保温性能不应低于外窗的相关要求。

4.2.11 建筑中庭应充分利用自然通风降温，必要时应设置机械通风装置。

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

4.2.13 地下车库等公共空间宜设置导光管等天然采光设施。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 电梯应具备节能运行功能。两台及以上电梯集中排列时，应设置群控措施。电梯应具备无外部召唤且轿厢内一段时间无预置指令时，自动转为节能运行模式的功能。

4.2.15 自动扶梯、自动人行步道应具备空载时暂停或低速运转的功能。

4.3 围护结构热工设计

4.3.1 不同地区甲类公共建筑围护结构热工性能应分别符合表 4.3.1-1、表 4.3.1-2 和表 4.3.1-3 的规定。

表 4.3.1-1 严寒 C 区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位	传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	
	体形系数 ≤ 0.30	0.30 < 体形系数 ≤ 0.50
屋面	≤ 0.20	≤ 0.20
外墙（包括非透光幕墙）	≤ 0.30	≤ 0.25

续表 4.3.1-1

围护结构部位		传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	
		体形系数 ≤ 0.30	0.30<体形系数 ≤ 0.50
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤ 0.30	≤ 0.25
地下车库与供暖房间之间的楼板		≤ 0.50	≤ 0.50
非供暖楼梯间与供暖房间之间的隔墙		≤ 0.80	≤ 0.80
单一立面外窗 (包括透光幕 墙)	窗墙面积比 ≤ 0.30	≤ 1.60	≤ 1.60
	0.30<窗墙面积比 ≤ 0.40	≤ 1.60	≤ 1.50
	0.40<窗墙面积比 ≤ 0.50	≤ 1.30	≤ 1.20
	0.50<窗墙面积比 ≤ 0.60	≤ 1.20	≤ 1.20
	0.60<窗墙面积比 ≤ 0.70	≤ 1.20	≤ 1.20
	0.70<窗墙面积比 ≤ 0.80	≤ 1.10	≤ 1.10
	窗墙面积比 > 0.80	≤ 1.00	≤ 1.00
屋顶透光部分 (屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$)		≤ 1.60	
围护结构部位		保温材料层热阻 R [(m ² ·K) /W]	
周边地面		≥ 1.35	
供暖地下室与土壤接触的外墙		≥ 1.80	
变形缝 (两侧墙内保温时)		≥ 1.45	

表 4.3.1-2 寒冷地区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位	传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	
	体形系数 ≤ 0.30	0.30<体形系数 ≤ 0.50
屋面	≤ 0.30	≤ 0.25

续表 4.3.1-2

围护结构部位		传热系数 K [W/(m ² ·K)]	
		体形系数 ≤ 0.30	$0.30 <$ 体形系数 ≤ 0.50
外墙（包括非透光幕墙）		≤ 0.40	≤ 0.35
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤ 0.40	≤ 0.35
地下车库与供暖房间之间的楼板		≤ 0.80	≤ 0.80
非供暖楼梯间与供暖房间之间的隔墙		≤ 0.95	≤ 0.95
单一立面外窗 （包括透光幕 墙）	窗墙面积比 ≤ 0.30	≤ 1.60	≤ 1.60
	$0.30 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.40	≤ 1.60	≤ 1.40
	$0.40 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.50	≤ 1.50	≤ 1.30
	$0.50 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.60	≤ 1.40	≤ 1.20
	$0.60 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.70	≤ 1.30	≤ 1.20
	$0.70 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.80	≤ 1.20	≤ 1.10
	窗墙面积比 > 0.80	≤ 1.00	≤ 1.00
屋顶透光部分（屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$ ）		≤ 1.60	
围护结构部位		保温材料层热阻 R [(m ² ·K)/W]	
周边地面		≥ 0.75	
供暖、空调地下室外墙（与土壤接触的墙）		≥ 1.10	
变形缝（两侧墙内保温时）		≥ 1.10	

注：地下室外墙热阻系指土壤以内各层材料的热阻之和。

表 4.3.1-3 寒冷地区甲类公共建筑外窗（包括透光幕墙）太阳得热系数限值

围护结构部位		太阳得热系数 $SHGC$ （东、南、西向/北向）
单一立面 外窗（包括 透光幕墙）	窗墙面积比 ≤ 0.30	$\leq 0.48/-$
	$0.30 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.40	$\leq 0.40/-$
	$0.40 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.50	$\leq 0.40/-$
	$0.50 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.60	$\leq 0.35/-$
	$0.60 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.70	$\leq 0.30/0.40$
	$0.70 <$ 窗墙面积比 ≤ 0.80	$\leq 0.30/0.40$
	窗墙面积比 > 0.80	$\leq 0.25/0.40$
屋顶透光部分（屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$ ）		≤ 0.35

注：1 当设置了展开或关闭后可以全部遮蔽窗户的活动式外遮阳时，应认定满足本条太阳得热系数限值要求。

2 有建筑遮阳时，透光围护结构太阳得热系数为包括遮阳（不含内遮阳）的综合太阳得热系数，计算方法应符合现行国家规范《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 的规定；建筑遮阳系数应按《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的相关规定计算。

4.3.2 乙类公共建筑的围护结构热工性能应符合表 4.3.2-1 和表 4.3.2-2 的规定。

表 4.3.2-1 乙类公共建筑屋面、外墙、楼板热工性能限值

围护结构部位	传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	
	严寒 C 区	寒冷地区
屋面	≤ 0.35	≤ 0.40
外墙（包括非透光幕墙）	≤ 0.40	≤ 0.45
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	≤ 0.40	≤ 0.45
地面车库和供暖房间之间的楼板	≤ 0.55	≤ 0.80

表 4.3.2-2 乙类公共建筑外窗（包括透光幕墙）热工性能限值

围护结构部位	传热系数 K [W/ (m ² ·K)]		太阳得热系数 $SHGC$
	严寒 C 区	寒冷地区	寒冷地区
单一立面外窗 (包括透光幕墙)	≤1.70	≤2.0	—
屋顶透光部分 (屋顶透光部分面积≤20%)	≤1.70	≤2.0	≤0.40

4.3.3 建筑围护结构热工性能参数计算应符合下列规定：

1 外墙的传热系数应为包括结构性热桥在内的平均传热系数，应按现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 的规定执行；

2 外窗（包括透光幕墙）的传热系数应按现行行业标准《建筑门窗玻璃幕墙热工计算规程》JGJ/T 151 的规定执行。

4.3.4 凸窗的设置应符合下列规定：

1 严寒地区不应设置凸窗，寒冷地区除南向房间外不应设置凸窗；

2 当寒冷地区南向房间设置凸窗时，凸窗凸出（从外墙面至凸窗外表面）不应大于 400mm；凸窗的传热系数限值应比普通窗传热系数限值降低 15%，其不透明的顶板、底板及侧板的传热系数不应大于外墙的传热系数。

4.3.5 建筑外门、外窗、幕墙的气密性分级应符合现行国家标准《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433 中的规定，并应满足下列要求：

- 1 外窗的气密性不应低于 7 级；
- 2 幕墙的气密性不应低于 3 级；

3 外门的气密性不应低于 4 级。

4.3.6 外门窗安装时，外门窗与结构墙之间的缝隙应采用耐久性良好的密封材料密封，室外一侧使用防水透汽材料。防水透汽材料应符合下列要求：

1 防水透汽材料与门窗框粘贴宽度不应小于 15mm，粘贴应紧密，无起鼓漏气现象；

2 防水透汽材料与基层墙体粘贴宽度不应小于 50mm，粘贴密实，无起鼓漏气现象。

4.3.7 外窗（门）洞口室外部分的侧墙面应做保温处理，并应保证窗（门）洞口室内部分的侧墙面的内表面温度高于室内空气设计温、湿度条件下的露点温度，减小附加热损失。外窗（门）框宜设置节能型附框。

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

4.3.9 外墙保温系统宜采用建筑保温与结构一体化技术。

4.3.10 外墙与屋面的热桥部位，如外墙圈梁、构造柱、窗过梁、挑檐、雨篷、空调室外机搁板、女儿墙和装饰线等，应采取可靠的阻断热桥或保温措施，并按照现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定进行内表面温度计算并符合其要求。

4.4 围护结构热工性能的权衡判断

4.4.1 当甲类公共建筑不满足以下规定时，应通过围护结构热工性

能权衡判断满足要求：

1 设计建筑的外墙传热系数或外窗传热系数不满足本标准表 4.3.1-1、表 4.3.1-2 条的规定；

2 设计建筑的外窗太阳得热系数不满足本标准表 4.3.1-3 条的规定；

3 设计建筑屋面透光部分面积不满足本标准第 4.2.6 条的规定。

4.4.2 进行权衡判断的设计建筑的外墙传热系数和外窗传热系数基本要求不应大于表 4.4.2 的限值。权衡判断方法应按现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 的规定执行。

表 4.4.2 甲类公共建筑围护结构热工性能基本要求

围护结构部位		传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	
		严寒 C 区	寒冷地区
外墙（包括非透光幕墙）		≤0.35	≤0.45
单一立面外窗 （包括透光幕 墙）	0.50 < 窗墙面积比 ≤ 0.70	≤1.60	≤1.70
	窗墙面积比 > 0.70	≤1.20	≤1.20

4.4.3 参照建筑的形状、大小、朝向、内部的空间划分、使用功能应与设计建筑完全一致。设计建筑中不符合本标准第 4.3.1 条的规定时，参照建筑应按本标准的规定取值；参照建筑的其他参数应与设计建筑一致。

5 供暖通风与空气调节

5.1 一般规定

5.1.1 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 供暖和空调的室内设计计算温、湿度及新风量取值应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736、《室内空气质量标准》GB/T 18883 的规定。

5.1.3 公共建筑的供暖方式应根据建筑等级、供暖期天数、能源消耗量和运行费用等因素，经技术经济综合分析比较后确定。对于严寒地区设置空气调节系统的公共建筑，不宜采用热风末端作为唯一的供暖方式。

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

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

5.1.6 符合下列情况之一时，宜采用分散设置的空调装置或系统：

- 1** 全年所需供冷、供暖时间短或采用集中供冷、供暖系统不经济；
- 2** 需设空气调节的房间布置分散；
- 3** 设有集中供冷、供暖系统的建筑中，使用时间和要求不同的房间。

5.1.7 采用温湿度独立控制空调系统时，应符合下列要求：

1 应根据气候特点，经技术经济分析论证，确定高温冷水的制备方式和新风除湿方式；

2 宜考虑全年对天然冷源和可再生能源的应用措施；

3 不宜采用再热空气处理方式。

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

5.1.9 制冷系统的各种设备应采用高效、节能的产品，宜采用高效制冷机房。

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、价格以及国家及河北省节能减排和环保政策的相关规定，通过综合论证确定，并应符合下列规定：

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

2 不具备本条第 1 款的条件，应优先采用可再生能源供热（冷），或可再生能源耦合常规能源供热（冷）。耦合常规能源供热（冷）方案中可再生能源设施装机占比不小于项目总装机的 60%，常规能源作为调峰或辅助冷热源。

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地区，空调系统的冷源宜采用电动压缩式机组。

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

5 天然气供应充足的地区，当建筑的电力负荷、热负荷和冷负荷能较好匹配、能充分发挥冷、热、电联产系统的能源综合利用效率且经济技术比较合理时，宜采用分布式燃气冷热电三联供系统。

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同时供热和供冷，经技术经济比较合理时，宜采用水环热泵空调系统供冷、供热。

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

8 具有多种能源的地区，可采用复合式能源供冷、供热。

9 不具备以上条件时，但有城市或区域热网的地区，集中式空调系统及供暖系统的供热热源可采用城市或区域热网。

5.2.2 锅炉供暖设计应符合下列规定：

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

2 当供暖系统的设计回水水温小于或等于 50℃时，宜采用冷凝式锅炉。

5.2.3 锅炉的选型，应与当地长期供应的燃料种类相适应。燃气及燃生物质锅炉的设计热效率不应低于表 5.2.3 规定的数值。

表 5.2.3 锅炉额定工况下的热效率 (%)

锅炉类型及燃料种类	锅炉额定热功率 Q (MW)	
	$Q \leq 7$	$Q > 7$

续表 5.2.3

锅炉类型及燃料种类	额定热功率 Q (MW)	
	$Q \leq 7$	$Q > 7$
生物质	88	91
天然气锅炉	96 (103 ^a)	

注 a: 燃气冷凝锅炉额定工况下的热效率。

5.2.4 集中空调系统的冷水（热泵）机组台数及单机制冷量（制热量）选择，应能适应负荷全年变化规律，满足季节及部分负荷要求。机组不宜少于两台，且同类型机组不宜超过 4 台；当小型工程仅设一台时，应选调节性能优良的机型，并能满足建筑最低负荷的要求。

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

5.2.6 采用电机驱动的蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组时，其在名义制冷工况和规定条件下的性能系数（ COP ）不应低于表 5.2.6 的数值。

表5.2.6 冷水（热泵）机组的制冷性能系数（ COP ）

类型	名义制冷量 CC (kW)	性能系数 COP (W/W)
水冷	$CC \leq 528$	5.60
	$528 < CC \leq 1163$	6.00
	$CC > 1163$	6.30
风冷或蒸发冷却	$CC \leq 50$	3.20
	$CC > 50$	3.40

5.2.7 电机驱动的蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组的综合部分负荷

性能系数 (IPLV) 不应低于表 5.2.7 的数值, 其数值应按下式计算:

$$IPLV=1.2\% \times A+32.8\% \times B+39.7\% \times C+26.3\% \times D \quad (5.2.7)$$

式中: *A* —— 100% 负荷时的性能系数 (W/W), 冷却水进水温度 30°C/冷凝器进气干球温度 35°C;

B —— 75% 负荷时的性能系数 (W/W), 冷却水进水温度 26°C/冷凝器进气干球温度 31.5°C;

C —— 50% 负荷时的性能系数 (W/W), 冷却水进水温度 23°C/冷凝器进气干球温度 28°C;

D —— 25% 负荷时的性能系数 (W/W), 冷却水进水温度 19°C/冷凝器进气干球温度 24.5°C。

表5.2.7 冷水(热泵)机组综合部分负荷性能系数 (IPLV)

类型	名义制冷量 <i>CC</i> (kW)	综合部分负荷性能系数 <i>IPLV</i> (W/W)
水冷	$CC \leq 528$	7.20
	$528 < CC \leq 1163$	7.50
	$CC > 1163$	8.10
风冷或 蒸发冷却	$CC \leq 50$	3.80
	$CC > 50$	4.00

5.2.8 当采用单元式空气调节机时, 其性能系数应符合表 5.2.8 的规定。

表5.2.8 单元式空调机的性能系数

类型			性能系数
风冷式单元式空 调机	单冷型 (SEER, Wh/Wh)	$7000W \leq CC \leq 14000W$	4.50
		$CC > 14000W$	3.60

续表 5.2.8

类型		性能系数	
风冷式单元式空调机	热泵型 (APF, Wh/Wh)	$7000W \leq CC \leq 14000W$	3.50
		$CC > 14000W$	3.40
水冷式单元式空调机 (IPLV, W/W)		$7000W \leq CC \leq 14000W$	4.00
		$CC > 14000W$	4.50
计算机和数据处理机房 用单元式空调机 (AEER, W/W)		风冷式	4.00
		水冷式	4.20
		乙二醇经济冷却式	3.90
		风冷双冷源式	3.60
		水冷双冷源式	4.10
通讯基站用单元式空气调节机 (COP, W/W)		3.20	
恒温恒湿型单元式空气调节机 (AEER, W/W)		4.00	

5.2.9 当采用风管送风式空调机组时，其性能系数应符合表 5.2.9 的规定。

表5.2.9-1 风管送风式空调（热泵）机组的性能系数

类型		名义制冷量 CC (W)	性能系数
风 冷 式	单冷型 (SEER, W/W)	$CC \leq 7100$	4.20
		$7100 < CC \leq 14000$	4.00
		$14000 < CC \leq 28000$	3.80
		$CC > 28000$	3.20
	热泵型 (APF, W/W)	$CC \leq 7100$	3.80
		$7100 < CC \leq 14000$	3.60
		$14000 < CC \leq 28000$	3.40
		$CC > 28000$	3.00

续表 5.2.9-1

类型	名义制冷量 CC (W)	性能系数
水冷 ($IPLV$, W/W)	$CC \leq 14000$	4.20
	$CC > 14000$	4.00

表 5.2.9-2 直接蒸发式全新风空气处理机组能效等级指标值

类型		名义制冷量 CC (W)	性能系数
风冷式 (EER , W/W)	小焓差	$CC \leq 4500$	3.40
		$4500 < CC \leq 7100$	3.20
		$7100 < CC \leq 14000$	3.00
		$CC > 14000$	2.80
	大焓差	$CC \leq 4500$	3.20
		$4500 < CC \leq 7100$	3.00
		$7100 < CC \leq 14000$	2.80
		$CC > 14000$	2.60
水冷式 (水环式) (EER , W/W)	小焓差	$CC \leq 14000$	4.70
		$CC > 14000$	4.50
	大焓差	$CC \leq 14000$	4.40
		$CC > 14000$	4.20

5.2.10 当采用房间空气调节器时,宜采用转速可控型压缩机的空气调节器,其设备能效限定值不应低于表 5.2.10-1、表 5.2.10-2 的数值。

表 5.2.10-1 热泵型房间空气调节器能效限定值

额定制冷量 CC (W)	全年能源消耗效率 APF (W/W)
$CC \leq 4500$	5.00
$4500 < CC \leq 7100$	4.50
$7100 < CC \leq 14000$	4.20

表 5.2.10-2 单冷型房间空气调节器能效限定值

额定制冷量 CC (W)	制冷季节能源消耗效率 $SEER$ (W/W)
$CC \leq 4500$	5.80
$4500 < CC \leq 7100$	5.50
$7100 < CC \leq 14000$	5.20

5.2.11 采用风冷式或水冷式多联式空调（热泵）机组、低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组时，能效限定值不应低于表 5.2.11 数值。

表 5.2.11-1 风冷式多联式空调（热泵）机组能效限定值

名义制冷量 CC (kW)	单冷型		热泵型	
	EER (W/W)	$SEER$ (W·h/W·h)	EER (W/W)	APF (W·h/W·h)
$CC \leq 14$	3.60	5.50	3.50	5.20
$14 < CC \leq 28$	—	5.10	—	4.80
$28 < CC \leq 50$	—	4.90	—	4.50
$50 < CC \leq 68$	—	4.80	—	4.20
$CC > 68$	—	4.70	—	4.00

表 5.2.11-2 水冷式多联式空调（热泵）机组能效限定值

名义制冷量 CC (kW)	水环式	地埋管式	地下水式
	$IPLV$ (C) (W/W)	EER (W/W)	
$CC \leq 28$	7.00	4.60	5.00
$CC > 28$	6.80		

表 5.2.11-3 低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组能效限定值

名义制热量 HC (kW)	$HSPF$ (W·h) / (W·h)	$COP_{-12^{\circ}C}$ (W/W)	$COP_{-20^{\circ}C}$ (W/W)
$HC \leq 18$	3.40	2.20	1.80
$HC > 18$	3.20	1.90	1.50

5.2.12 采用热泵型新风环境控制一体机时,其能效系数应不低于表 5.2.12 的要求。

表 5.2.12 热泵型新风环境控制一体机能效系数

类型	制冷模式	制热模式	内循环制冷模式	内循环制热模式
空气源热泵	3.1	3.0	2.7	2.6
水(地)源热泵	4.0	3.7	3.8	3.5

5.2.13 采用独立新风空调设备时,其能效性能应不低于表 5.2.13 的要求。

表 5.2.13 独立新风空调设备能效性能

制冷量 (kW)	能效性能 (W/W)
<14	3.80
≥ 14	3.40

5.2.14 采用溴化锂吸收式冷水机组应选用能力调节装置灵敏、靠的机型，其在名义工况下的性能参数应符合表 5.2.14 的规定。

表 5.2.14 溴化锂吸收式冷水机组性能参数

机型	名义工况			性能参数	
	冷（温）水进/出口温度（℃）	冷却水进/出口温度（℃）	饱和蒸汽压力（MPa）	单位制冷量 蒸汽耗量 [kg/（kW·h）]	制冷性能系数（W/W）
蒸汽型	12/7	30/35	0.40	≤1.12	—
			0.60	≤1.05	—
			0.80	≤1.02	—
直燃型	12/7	30/35	—	—	≥1.40

5.2.15 机械通风冷却塔应设置在空气流通条件好的场所，根据制冷设备要求、当地气候条件，结合项目实际情况采用耗电比低、飘水率低、噪音低的冷却塔，或采用无蒸发耗水量的冷却技术，其在标准工况下的飘水率及耗电比不应低于表 5.2.15 的数值。

表 5.2.15 机械通风冷却塔的飘水率及耗电比

类型	循环冷却水量（m ³ /h）	飘水率	耗电比（kW·h/m ³ ）
闭式冷却塔	≤500	≤0.005%	≤0.11
中小型开式冷却塔	≤1000	≤0.010%	≤0.028

5.2.16 对冬季或过渡季存在供冷需求的建筑，应充分利用新风降温；经技术经济分析合理时，可利用冷却塔提供空气调节冷水或使用具有同时制冷和制热功能的空调（热泵）产品。

5.2.17 采用蒸汽为热源，经技术经济比较合理时，应回收用汽设备产生的凝结水。凝结水回收系统应采用闭式系统。

5.2.18 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。

5.2.19 蓄能空气调节系统设计应符合下列规定:

1 蓄冷空调系统设计时,应计算一个蓄冷-释冷周期的逐时空调冷负荷,且应考虑间歇运行的冷负荷附加;根据蓄冷-释冷周期内的冷负荷曲线、电网峰谷时段以及电价、建筑物能够提供的设置蓄冷设备的空间等因素,经综合比较后确定采用全负荷蓄冷或部分负荷蓄冷;

2 冰蓄冷系统,当设计蓄冷时段仍需供冷,且基载冷负荷超过 350kW 或超过制冷主机单台空调工况制冷量的 20%,或基载负荷下的空调总冷量 (kW·h) 超过设计蓄冰冷量 (kW·h) 的 10%时,宜配置基载机组;

3 当采用蓄冷空气调节系统时,空气调节系统供回水宜采用大温差供水,空调送风系统宜采用低温送风系统。

4 蓄冷空调系统制冷主机在空调工况和蓄冷工况下的性能系数不应低于表 5.2.19 数值。

表 5.2.19 蓄冷空调系统制冷主机性能系数 *COP*

名义制冷量 <i>CC</i> (kW)	性能系数 <i>COP</i> (W/W)	
	空调工况	蓄冷工况
$CC \leq 528$	5.00	3.80
$528 < CC \leq 1163$	5.30	4.00
$CC > 1163$	5.70	4.20

5.3 供暖、空调冷热水输配系统

5.3.1 集中供暖系统应采用热水作为热媒。

5.3.2 供暖、空调冷热水设计参数应符合下列规定：

1 散热器集中供暖系统宜按 75°C/50°C 连续供暖进行设计，且供水温度不宜大于 85°C，供回水温差不宜小于 20°C。

2 地面辐射供暖系统供水温度宜采用 35°C~45°C，不应大于 60°C，供回水温差宜取 5°C~10°C。

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°C，空调冷水供回水温差不应小于 5°C；有条件时，宜适当增大供回水温差。

4 采用市政热力或锅炉供应的一次热源通过换热器加热的二次空调热水，其供回水温度宜根据系统需求和末端能力确定。对于非预热盘管，供水温度宜采用 50°C~60°C，用于严寒地区预热时，供水温度不宜低于 70°C；空调热水的供回水温差不宜小于 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，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国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 的相应规定。

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

$$EHR-h = 0.003096 \Sigma (G \times H / \eta_b) / Q \leq A (B + \alpha \Sigma L) / \Delta T \quad (5.3.3)$$

式中： $EHR-h$ —— 集中供暖系统耗电输热比；

G —— 每台运行水泵的设计流量 (m^3/h)；

H —— 每台运行水泵对应的设计扬程 (m)；

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 ($^{\circ}C$)；

A —— 与水泵流量有关的计算系数，按本标准表 5.3.4-2 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；

ΣL —— 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 ΣL 有关的计算系数；

当 $\Sigma L \leq 400m$ 时， $\alpha=0.0115$ ；

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

当 $\Sigma L \geq 1000m$ 时， $\alpha=0.0069$ 。

5.3.4 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）比计算应符合下式要求：

$$EC(H)R-a = 0.003096 \Sigma(G \times H / \eta_b) / Q \leq A(B + \alpha \Sigma L) / \Delta T \quad (5.3.4)$$

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 (m) ;
- 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 5.3.4-1 选取;
- A —— 与水泵流量有关的计算系数, 按表 5.3.4-2 选取; 当多台水泵并联运行时, A 值应按较大流量选取。
- B —— 与机房及用户的水阻力有关的计算系数, 按表 5.3.4-3 选取;
- α —— 与 ΣL 有关的计算系数, 按表 5.3.4-4 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) ; 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。

表 5.3.4-1 ΔT 值 ($^{\circ}\text{C}$)

冷水系统		热水系统	
一般系统	冷水机组直接提供高温冷水	一般系统	空气源热泵、溴化锂机组、水源热泵机组等
5	按设计参数确定	15	按机组额定参数确定

表5.3.4-2 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5.3.4-3 B值

系统组成		四管制管道、单冷（单热）管道	二管制管道
一级泵	冷水系统	28	28
	热水系统	22	21
二级泵	冷水系统 ¹	33	33
	热水系统 ²	27	25

注：1 如为多级泵系统，每增加一级泵，B值可增加5；

2 如为多级泵系统，每增加一级泵，B值可增加4。

表5.3.4-4 计算系数 α 值

系统	管道长度 ΣL 范围		
	$\leq 400\text{m}$	$400\text{m} < \Sigma L < 1000\text{m}$	$\Sigma L \geq 1000\text{m}$
冷水	$\alpha = 0.02$	$\alpha = 0.016 + 1.6/\Sigma L$	$\alpha = 0.013 + 4.6/\Sigma L$
严寒地区二管制热水	$\alpha = 0.009$	$\alpha = 0.0072 + 0.72/\Sigma L$	$\alpha = 0.0059 + 2.02/\Sigma L$
寒冷地区二管制热水	$\alpha = 0.0024$	$\alpha = 0.002 + 0.16/\Sigma L$	$\alpha = 0.0016 + 0.56/\Sigma L$
四管制热水	$\alpha = 0.014$	$\alpha = 0.0125 + 0.6/\Sigma L$	$\alpha = 0.009 + 4.1/\Sigma L$

5.3.5 集中供暖系统采用变流量水系统时，循环水泵宜采用变速调节控制。循环水泵的效率不低于现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价》GB 19762 规定的节能评价价值。

5.3.6 集中空调冷、热水系统的设计应符合下列规定：

1 当建筑所有区域只要求按季节同时进行供冷和供热转换时，应采用两管制空调水系统；当建筑内一些区域的空调系统需全年供冷、其他区域仅要求按季节进行供冷和供热转换时，可采用分区两管制空调水系统；当空调水系统的供冷和供热工况转换频繁或需同时使用时，宜采用四管制空调水系统。

2 冷水水温和供回水温差要求一致且各区域管路压力损失相差不大的中小型工程，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控制。

3 系统作用半径较大、设计水流阻力较高的大型工程，空调冷水宜采用变流量二级泵系统。当各环路的设计水温一致且设计水流阻力接近时，二级泵宜集中设置；当各环路的设计水流阻力相差较大或各系统水温或温差要求不同时，宜按区域或系统分别设置二级泵，且二级泵应采用调速控制。

4 提供冷源设备集中且用户分散的区域供冷的大规模空调冷水系统，当二级泵的输送距离较远且各用户管路阻力相差较大，或者水温（温差）要求不同时，可采用多级泵系统，且二级泵等负荷侧各级泵应采用调速控制。

5.3.7 采用换热器加热或冷却的二次空调水系统的循环水泵宜采用调速控制。

5.3.8 除空调冷水系统和空调热水系统的设计流量、管网阻力特性及水泵工作特性相近的情况外，两管制空调水系统应分别设置冷水和热水循环泵。

5.3.9 集中供暖和空调水系统，应通过管路布置和选择管径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 庭院管网应进行严格的水力平衡计算。当室外管网通过阀门截流来进行阻力平衡时，各并联环路之间的压力损失差值不应大于

15%，且应在热力站和建筑物热力入口处设置水力平衡装置。

5.3.11 当建筑物的热力入口采用设置智能阀的智能入口装置时，应满足现行河北省工程建设标准《供热庭院管网系统智能化技术标准》DB13(J)/T 8492 的相关要求。

5.3.12 当输送冷媒温度低于其管道外环境温度且不允许冷媒温度有升高，或当输送热媒温度高于其管道外环境温度且不允许热媒温度有降低时，管道与设备应采取保温保冷措施；绝热层的设置应符合下列规定：

1 保温层厚度应按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175、《设计及管道绝热技术通则》GB/T 4272 中经济厚度计算方法计算；

2 供冷或冷热共用时，保冷层厚度应按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175、《设计及管道绝热技术通则》GB/T 4272 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 管道与设备绝热厚度可按本标准附录 B 的规定选用；

4 管道和支、吊架之间应设置绝热衬垫，其厚度不应小于绝热层厚度；管道穿墙、穿楼板处的绝热层应连续不间断；

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。

5.3.13 冷却循环水系统的节水、节能设计应符合下列规定：

1 采取水温控制措施；

2 采取过滤、缓蚀、阻垢、杀菌、灭藻等水处理措施，并宜设置水质监测系统；

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

4 冷却塔补水总管上应设置水量计量装置。

5.4 通风及空调风系统

5.4.1 公共建筑的通风，应符合下列原则：

1 当建筑物内存在余热、余湿及其他有害物质时，宜优先采用通风措施加以消除，并结合建筑设计充分利用自然通风；

2 当通风不能满足消除设计工况室内余热余湿的条件，设置对空气进行冷却处理的空调系统时，应能够在非设计工况时尽量利用通风消除室内余热余湿；

3 建筑物内产生大量热湿以及有害物质的部位，宜优先采用局部排风；当不能采用局部排风或局部排风达不到卫生要求时，应辅以全面排风或采用全面通风；

4 建筑中庭应能利用自然通风或者设置机械排风装置排除上部高温空气；

5 体育馆比赛大厅等人员密集的高大空间，宜具备全面使用自然通风的条件，以满足过渡季节人员活动的需求。

5.4.2 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。

5.4.3 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。

5.4.4 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：

$$Y=X/(1+X-Z) \quad (5.4.4-1)$$

$$Y=V_{ot}/V_{st} \quad (5.4.4-2)$$

$$X=V_{on}/V_{st} \quad (5.4.4-3)$$

$$Z=V_{oc}/V_{sc} \quad (5.4.4-4)$$

式中： Y —— 修正后的系统新风量在送风量中的比例；

V_{ot} —— 修正后的总新风量 (m^3/h)；

V_{st} —— 总送风量，即系统中所有房间送风量之和 (m^3/h)；

X —— 未修正的系统新风量在送风量中的比例；

V_{on} —— 系统中所有房间的新风量之和 (m^3/h)；

Z —— 新风比需求最大的房间的新风比；

V_{oc} —— 新风比需求最大的房间的新风量 (m^3/h)；

V_{sc} —— 新风比需求最大的房间的送风量 (m^3/h)。

5.4.5 在人员密度相对较大且变化较大的房间，宜根据室内 CO_2 浓度检测值进行新风需求控制，排风量也宜适应新风量的变化以保持房间的正压。

5.4.6 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；当室外温度较低时，应尽量利用新风系统进行预冷。

5.4.7 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。

5.4.8 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。

5.4.9 空气过滤器的设计选择应符合下列规定：

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

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。

5.4.10 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。

5.4.11 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℃。

5.4.12 空调风系统设计时应尽可能降低风机的设计安装容量，并符合以下规定：

1 风道设计时，应尽可能降低阻力，风机风压或空气处理机组机外余压应通过对风道的阻力计算后确定；

2 应采用高效率的风机和电机，有条件时宜优先选用直联驱动的风机和直流无刷电机；

3 空调风系统和通风系统的风量大于 10000m³/h 时，风道系统单位风量耗功率（ W_s ）不宜大于表 5.4.12 的数值。风道系统单位风量耗功率（ W_s ）应按下式计算：

$$W_s = P / (3600 \times \eta_{CD} \times \eta_F) \quad (5.4.12)$$

式中： W_s —— 风道系统单位风量耗功率 [$W/(m^3/h)$];

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 (%) , 取 0.855;

η_F —— 风机效率 (%) , 按设计图中标注的效率选择。

表 5.4.12 风道系统单位风量耗功率 W_s [$W/(m^3/h)$]

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

5.4.13 室内空调风管绝热层最小热阻可按表 5.4.13 选用。

表 5.4.13 室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 [$(m^2 \cdot K) / W$]
	冷介质最低温度	热介质最高温度	
一般空调风管	15	30	0.81
低温风管	6	39	1.14

5.4.14 通风空调系统的风机效率不应低于现行国家标准《通风机能效限定值及能效等级》GB 19761 规定的通风机能效等级的 1 级。

5.4.15 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。

5.4.16 采用集中新风的空调系统时, 除排风含有毒有害高污染成分的情况外, 当全楼设计最小新风总送风量大于或等于 $40000m^3/h$ 时,

应有相当于总新风送风量至少 50%的排风设置集中排风系统，并进行能量回收。

5.4.17 热回收新风机组（ERV）及热回收装置（ERC）的选用及系统设计应满足下列要求：

1 热回收新风机组（ERV）及热回收装置（ERC）在规定工况下的交换效率，应满足表 5.4.17 的要求；

表 5.4.17 新风热回收装置的交换效率要求

类型		交换效率（%）	
		制冷	制热
全热型 ERV 和 ERC	全热交换效率	>60	>65
显热型 ERV 和 ERC	显热交换效率	>70	>75

2 根据卫生要求新风与排风不可直接接触的系统，应采用内部泄漏率小的回收装置；

3 可根据最小经济温差（焓差）控制热回收旁通阀；

4 应进行新风热回收装置的冬季防结露校核计算；

5 新风热回收系统应具备防冻保护功能。

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

5.5 末端系统

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

5.5.2 夏季空气调节室外计算湿球温度低、温度日较差大的地区，

宜优先采用直接蒸发冷却、间接蒸发冷却或直接蒸发冷却与间接蒸发冷却相结合的二级或三级蒸发冷却的空气处理方式。

5.5.3 设计变风量全空气空气调节系统时，应采用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。

5.5.4 建筑空间高度大于等于 10m、且体积大于 10000m³时，宜采用辐射供暖供冷或分层空气调节系统。

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

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

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

5.5.6 风机盘管机组的能效限值不应低于现行国家标准《风机盘管机组》GB/T 19232 中的规定。

5.6 监测、控制与计量

5.6.1 集中供暖通风与空气调节系统，应进行监测与控制。其内容可包括参数检测、参数与设备状态显示、自动调节与控制、工况自动转换、启停顺序控制、连锁控制、能量计量以及中央监控与管理等，具体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。

5.6.2 采用区域性冷源和热源时，在每栋公共建筑的冷源和热源入口处，应设置冷量和热量计量装置。采用集中供暖空调系统时，不

同使用单位或区域宜分别设置冷量和热量计量装置。

5.6.3 锅炉房和换热机房的控制设计应符合下列规定：

- 1 应能进行水泵与阀门等设备连锁控制；
- 2 供水温度应能根据室外温度进行调节；
- 3 供水流量应能根据末端需求进行调节；
- 4 宜能根据末端需求进行水泵台数和转速的控制；
- 5 应能根据需求供热量调节锅炉的投运台数和投入燃料量。

5.6.4 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。

5.6.5 全空气空调系统的控制应符合下列规定：

- 1 应能进行风机、风阀和水阀的启停连锁控制；

2 应能按使用时间进行定时启停控制，宜对启停时间进行优化调整；

3 采用变风量系统时，风机应采用变速控制方式；

4 过渡季宜采用加大新风比的控制方式；

5 宜根据室外气象参数优化调节室内温度设定值；

6 全新风系统送风末端宜采用设置人离延时关闭控制方式。

5.6.6 集中新风系统的控制应符合下列规定：

1 应能进行风机、风阀和水阀的启停连锁控制；

2 应能按使用时间进行定时启停控制，宜对启停时间进行优化调整；

3 采用变风量系统时，风机应采用变速控制方式；

4 宜根据室外气象参数优化调节室内温度设定值。

5.6.7 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。

5.6.8 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。

5.6.9 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，并应根据车库内的一氧化碳浓度进行自动运行控制。

5.6.10 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。

6 给水排水

6.1 一般规定

6.1.1 公共建筑给水排水设计应符合现行国家标准《建筑给水排水与节水通用规范》GB 55020、《建筑给水排水设计标准》GB 50015和《民用建筑节能设计标准》GB 50555的规定。

6.1.2 公共建筑应根据用途、付费或管理单元，分项、分级设置用水计量装置，不得出现无计量支路，且应符合现行国家标准《民用建筑节能设计标准》GB 50555的规定。

6.1.3 公共建筑应采用节水型生活用水器具及配件，用水器具及配件应符合现行国家标准《节水型卫生器具》GB/T 31436的规定。

6.1.4 给水排水管材、管件、阀门等应采用耐腐蚀、抗老化、耐久性好的环保材质，并应符合现行国家或行业有关产品标准的要求。

6.2 给水排水

6.2.1 生活给水系统应充分利用城镇给水管网的水压直接供水。

6.2.2 当生活给水系统采用分区供水时，应满足下列要求：

- 1 各加压供水分区宜分别设置加压泵，不宜采用减压阀分区；
- 2 各分区的静水压力不宜大于0.45MPa；当设有集中热水系统

时，分区静水压力不宜大于0.55MPa；

3 用水点处水压大于0.2MPa的配水支管应采取减压措施，并应满足用水器具工作压力的要求。

6.2.3 二次加压给水泵房的数量、规模、位置和泵组供水水压应根

据城镇给水条件、建设规模、建筑高度、建筑物的分布、供水安全、节约能耗和维护管理等因素综合考虑，合理确定。

6.2.4 变频调速泵组应根据用水量和用水均匀性等因素合理选择搭配水泵及调节设施，并应符合下列规定：

1 应选择具有随流量增大、扬程逐渐下降特性的供水加压泵，水泵设计工况点应位于水泵特性曲线高效区的右端；

2 宜设置2台或2台以上（不宜多于4台）水泵，并按供水需求自动控制水泵启动的台数，保证在高效区运行；

3 用水量不均匀程度较高时，应设置与工作泵相匹配的小流量泵和气压罐；

4 每台水泵宜设置单独的变频器。

6.2.5 地面以上的污、废水宜采用重力流直接排入室外管网。

6.2.6 给水水池（箱）、消防水池（箱）应设溢流信号管和溢流报警装置，给水水池（箱）清洗时排出的废水、溢水宜排至中水、雨水调节池回收利用。

6.3 热水系统

6.3.1 设有集中生活热水系统的公共建筑，其热源应按下列原则选用：

1 应优先选用工业余热、废热、可再生能源、能保证全年供热的市政热力管网为热源；

2 除有其他用途的蒸汽外，不应采用燃气或燃油锅炉制备蒸汽，通过热交换后作为生活热水的热源或辅助热源；

3 当有其他热源可利用时，不应采用直接电加热作为生活热水系统的主体热源或太阳能辅助热源。当无其他热源可利用而采用电

作为辅助热源时，不应采用集中辅助热源形式；

6.3.2 集中太阳能生活热水系统应根据建筑功能、安装条件、用水规律、使用者要求等因素，按下列规定设置：

1 日均用水量宜按照国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015中用水定额下限值选取；

2 太阳能热水系统热损比不应大于0.6；

3 太阳能有效利用率不应小于40%。

6.3.3 太阳能热水系统设计应符合国家和河北省现行相关技术标准的规定。

6.3.4 以燃气作为生活热水热源时，应采用燃气热水锅炉直接制备热水，其锅炉额定工况下热效率不应低于96%。

6.3.5 采用空气源热泵热水机组制备生活热水时，热泵热水机在名义制热工况和规定条件下，性能系数（COP）不应低于表6.3.5的规定，并应有保证水质的有效措施。

表 6.3.5 热泵热水机性能系数（COP）（W/W）

制热量 H (kW)	热水机形势	普通型	低温型	
$H < 10$	一次加热式、循环加热式	4.60	3.80	
	静态加热式	4.20	—	
$H \geq 10$	一次加热式	4.60	3.90	
	循环加热	不提供水泵	4.60	3.90
		提供水泵	4.50	3.80

6.3.6 生活热水水加热设备的选择和设计应符合下列规定：

1 被加热水侧阻力不宜大于 0.01MPa；

2 热效率高、换热效果好；安装可靠、构造简单、操作维修方

便:

3 热媒入口管应装自动温控装置。

6.3.7 仅设有洗手盆的公共建筑不宜设置集中生活热水供应系统。设有集中热水供应系统的建筑中，日热水用水设计值大于等于 5m^3 或定时供应热水的用户宜设置单独的热热水循环系统。

6.3.8 集中热水供应系统的水加热设备，其出水温度不应高于 70°C 。集中热水供应系统的供水分区宜与用水点处的冷水分区同区，并应在用水点处采用冷水、热水供水压力平衡和稳定的措施。

6.3.9 生活热水供回水管道、水加热器、储水箱（罐）等均应采取保温措施，保温层厚度应按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175中经济厚度计算方法确定。

6.3.10 集中生活热水系统应采用机械循环，保证干管、立管中的热水循环。公共建筑配水点出水温度达到最低出水温度的出水时间不应大于 10s。

7 电 气

7.1 一般规定

7.1.1 电气系统的设计应安全可靠、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，损耗低、谐波含量少、能效高、经济合理的节能产品。

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

7.2 供配电系统

7.2.1 应按照负荷性质、用电容量、工程特点、系统规模和发展规划以及当地供电条件，合理确定设计方案。

7.2.2 变电所的设置应靠近用电负荷中心、大功率用电设备。低压线路电缆供电半径不宜超过 250m。

7.2.3 220V 或 380V 单相用电设备接入 220V / 380V 三相系统时，宜使三相平衡。由地区公共低压电网供电的 220V 用电负荷，线路电流小于或等于 60A 时，可采用 220V 单相供电；大于 60A 时，宜采用 220V/380V 三相供电。

7.2.4 变压器低压侧应设置集中无功补偿装置，补偿后变电所高压侧功率因数不宜低于 0.95。

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

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

7.2.7 冷水机组、冷冻水泵等容量较大的季节性负荷宜采用专用变压器供电。

7.3 电气产品选择与控制

7.3.1 变压器选择应符合以下要求：

1 能效等级应达到现行国家标准《电力变压器能效限定值及能效等级》GB 20052 规定的 2 级的要求。

2 负载率不宜大于 85%；

3 变压器宜选用 D，yn11 接线组别的变压器。

7.3.2 应选择符合国家能效标准规定的电气产品和节能型电气产品。水泵、风机以及电热设备应采取节能自动控制措施。

7.4 照 明

7.4.1 室内照明功率密度（LPD）值应符合表 7.4.1 的规定。当房间或场所的室型指数值等于或小于 1 时，其照明功率密度值可增加，但增加值不应超过 20%；当房间或场所的照度标准值提高或降低一级时，其照明功率密度值应按比例提高或折减。

表 7.4.1-1 办公建筑和其他类型建筑中具有办公用途场所的照明功率密度值

房间或场所	照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
普通办公室、会议室	300	≤7.2

续表 7.4.1-1

房间或场所	照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
高档办公室、设计室	500	≤12.2
服务大厅	300	≤9

表 7.4.1-2 商店建筑照明功率密度值

房间或场所	照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
一般商店营业厅	300	≤8.1
高档商店营业厅	500	≤13.1
一般超市营业厅、仓储式超市、专卖	300	≤9.0
高档超市营业厅	500	≤14

注：当一般商店营业厅、高档商店营业厅、专卖店营业厅需装设重点照明时，该营业厅的照明功率密度限值可增加 5W/m²。

表 7.4.1-3 旅馆建筑照明功率密度值

房间或场所		照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
客房	一般活动区	75	≤5.4
	床头	150	
	卫生间	150	
中餐厅		200	≤7.2
西餐厅		150	≤5.0
多功能厅		300	≤10.8
客房层走廊		50	≤3.2
大堂		200	≤7.2
会议室		300	≤7.2

表 7.4.1-4 医疗建筑照明功率密度值

房间或场所	照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
治疗室、诊室	300	≤7.2
化验室	500	≤12.2
候诊室、挂号厅	200	≤5.0
病房	200	≤5.0
护士站	300	≤7.2
药房	500	≤12.2
走廊	100	≤3.6

表 7.4.1-5 教育建筑照明功率密度值

房间或场所	照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
教室、阅览室、实验室、多媒体教室	300	≤7.2
美术教室、计算机教室、电子阅览室	500	≤12.2
学生宿舍	150	≤4.1

表 7.4.1-6 会展建筑照明功率密度值

房间或场所	照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
会议室、洽谈室	300	≤7.2
宴会厅、多功能厅	300	≤10.8
一般展厅	200	≤7.2
高档展厅	300	≤10.8

表 7.4.1-7 交通建筑照明功率密度值

房间或场所		照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
候车 (机、船) 室	普通	150	≤5.4

续表 7.4.1-7

房间或场所		照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
候车 (机、船) 室	高档	200	≤7.2
中央大厅、售票大厅、行李认领、到达大厅、出发大厅		200	≤7.2
地铁站厅	普通	100	≤4.1
	高档	200	≤7.2
地铁进出站门厅	普通	150	≤5.0
	高档	200	≤7.2

表 7.4.1-8 金融建筑照明功率密度值

房间或场所	照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
营业大厅	200	≤7.2
交易大厅	300	≤10.8

表 7.4.1-9 公共建筑通用房间或场所照明功率密度值

房间或场所		照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
走廊	普通	50	≤1.8
	高档	100	≤3.2
厕所	普通	75	≤2.7
	高档	150	≤4.5
控制室	一般控制室	300	≤7.2
	主控制室	500	≤12.2
电话站、网络中心、计算机站		500	≤12.2
动力站	风机房、空调机房	100	≤3.2

续表 7.4.1-9

房间或场所		照度标准值 (lx)	照明功率密度值 (W/m ²)
动力站	泵房	100	≤3.2
	冷冻站	150	≤4.5
	压缩空气站	150	≤4.5
	锅炉房、煤气站的	100	≤4.1
仓库	大件库	50	≤1.8
	一般件库	100	≤3.2
	半成品库	150	≤4.5
	精细件库	200	≤5.4
公共机动车库	车道	50	≤1.7
	车位	30	
车辆加油站		100	≤4.1

7.4.2 建筑夜景照明的照明功率密度 (LPD) 限值应在现行行业标准《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 163 的规定基础上再降低 10%。

7.4.3 设计选用的光源、镇流器的能效不宜低于相应能效标准的节能评价价值。

7.4.4 光源的选择:

- 1 应选择高效节能环保光源, 宜选择 LED 光源;
- 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、光效较高的光源;
- 3 灯具安装高度较高的场所, 应按使用要求采用 LED 灯、金属卤化物灯;
- 4 室外景观、道路照明应选择安全、高效、寿命长、稳定的光源, 避免光污染。

7.4.5 照明灯具及其附属装置选择应符合下列要求：

- 1 选择的照明灯具、镇流器或驱动器应通过国家强制性产品认证；
- 2 在满足眩光限制和配光要求条件下，应选用效率高的灯具；
- 3 灯具功率因数不应低于 0.9。

7.4.6 当同一场所内的不同区域有不同照度要求时，应采用分区一般照明；对于作业面照度要求较高，只采用一般照明不合理的场所，宜采用混合照明。

7.4.7 照明设计不宜采用漫射发光顶棚。

7.4.8 照明控制要求：

- 1 照明控制应结合建筑使用情况及天然采光状况，进行分区、分组控制；
- 2 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，宜平行外窗控制，且每个开关所控的光源数不宜多于 6 盏；
- 3 走廊、楼梯间、门厅、前室、电梯厅、停车库等场所的照明，应采用集中开关控制或就地感应控制。卫生间宜采用感应控制；
- 4 大型公共建筑宜按使用需求采用适宜的自动（含智能控制）照明控制系统；
- 5 当设置电动遮阳装置时，照度控制宜与其联动。

7.5 电能监测与计量

7.5.1 公共建筑宜设置电能监测与计量系统，并进行能效分析和管理工作。

7.5.2 电能监测与计量系统应按建筑功能区域设置。

7.5.3 电能监测与计量应按照照明插座用电、空调用电、动力用电等进行分项。

8 可再生能源利用

8.1 一般规定

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

8.1.2 可再生能源利用设施的设计应与主体设计同步。

8.1.3 当环境条件允许且经济技术比较合理时，宜采用太阳能、风能作为补充电力能源，为庭院及景观照明、地下车库照明、公共走廊照明等供电。

8.1.4 当选择土壤源热泵系统、浅层地下水源热泵系统、地表水（淡水、海水）源热泵系统、污水水源热泵系统作为公共建筑空调（热泵）机组的冷热源时，严禁破坏、污染地下资源。

8.1.5 可再生能源利用系统应设置用于系统节能效益监测的计量装置。

8.2 太阳能系统

8.2.1 新建公共建筑应安装太阳能系统，太阳能系统的形式应通过经济技术分析后确定，并应符合以下规定：

- 1 当采用太阳能热水系统时，应满足本标准第 6.3 节的规定；
- 2 当采用太阳能光伏发电系统时，应有不少于可使用屋面总面积50%的屋面设置太阳能光伏组件，并应符合国家和河北省现行相关技术标准的规定。

8.2.2 公共建筑设计应充分利用太阳能，宜采用光伏建筑一体化（BIPV）技术。

8.2.3 太阳能光热、光伏利用方案应在建筑规划设计阶段结合建筑布局、立面要求、周围环境、使用功能和设备安装条件等因素进行一体化设计，并应满足现行国家及河北省标准的相关要求。

8.2.4 在太阳总辐射年辐量等级 C 及以上的地区，经技术经济比较合理时，宜采用太阳能作为供暖空调系统的热源，或利用太阳能做为吸收式空调系统的热源。

8.2.5 公共建筑设置太阳能热利用系统时，太阳能保证率应符合表 8.2.5 的规定。

表 8.2.5 太阳能保证率

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

8.2.6 太阳能热水供应系统应设辅助热源，宜优先选择废热、余热等低品位能源和生物质、地热等其他可再生能源，并应符合现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015 的规定。

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

8.3 地源热泵系统

8.3.1 公共建筑土壤源热泵系统设计时，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。

8.3.2 当利用中深层热储时，必须遵循保护和合理利用地热资源，严禁使用地热水直供系统。并满足现行河北省地方标准《中深层地热井下换热供热工程技术标准》DB13(J)/T 8429 的相关要求。

8.3.3 地源热泵机组性能应满足地热能交换系统运行参数的要求，末端供暖供冷设备选择应与地源热泵机组运行参数相匹配。

8.3.4 经全年动态负荷与系统取热量、释热量计算分析后合理的，有稳定热水需求的公共建筑，宜根据负荷特点，采用部分或全部热回收型地源热泵机组。全年供热水时，应选用全部热回收型地源热泵机组。

8.3.5 地源热泵机组在名义制冷工况和规定条件下的全年综合性能系数（*ACOP*）不应小于表 8.3.5 的要求。

表 8.3.5 地源热泵机组的全年综合性能系数（*ACOP*）

类型		额定制冷量 kW	热泵型机组 全年综合性能系数 <i>ACOP</i>
冷热风型	水环式	—	4.2
	地下水式	—	4.5
	地埋管式	—	4.2
	地表水式	—	4.2
冷热水型	水环式	$CC \leq 150$	5.0
		$CC > 150$	5.4
	地下水式	$CC \leq 150$	5.3
		$CC > 150$	5.9
	地埋管式	$CC \leq 150$	5.0

续表 8.3.5

类型		额定制冷量 kW	热泵型机组 全年综合性能系数 <i>ACOP</i>
冷热水型	地埋管式	$CC > 150$	5.4
	地表水式	$CC \leq 150$	5.0
		$CC > 150$	5.4

8.4 空气源热泵系统

8.4.1 当采用低环境温度空气源热泵（冷水）机组作为冷热源时，所选用机组的能效指标不应低于现行国家标准《低环境温度空气源热泵（冷水）机组能效限定值及能效等级》GB 37480 中 1 级的要求。且机组在冬季设计工况下的制热性能系数（*COP*）应满足现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 的要求。

8.4.2 当采用低环境温度空气源热泵热风机作为冷热源时，所选用机组的能效指标不应低于现行国家标准《房间空气调节器能效限定值及能效等级》GB 21455 中 1 级的要求。且机组在冬季设计工况下的制热性能系数（*COP*）应符合现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 的规定。

8.4.3 采用低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组时，能效限定值不应低于表 5.2.11-3 的数值。

附录 A 透光围护结构热工性能

A.0.1 透光围护结构的传热系数应按下式计算：

$$K = \frac{\sum K_{gc}A_g + \sum K_fA_f + \sum l_g\psi_g}{\sum A_g + \sum A_f} \quad (\text{A.0.1-1})$$

式中： K —— 整樘窗的传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$ ；

A_g —— 窗玻璃（或者非透光面板）面积（ m^2 ）；

A_f —— 窗框面积（ m^2 ）；

l_g —— 玻璃区域（或者非透光面板区域）的边缘长度（ m ）；

K_{gc} —— 窗玻璃（或者非透光面板）中心的传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$ ；

K_f —— 窗框的传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$ ；

ψ_g —— 窗框和窗玻璃（或者非透光面板）之间的线传热系数 $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ ，应通过计算确定，应不大于 $0.08 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

A.0.2 常见建筑外窗热工性能可参考表 A.0.2-1~表 A.0.2-5 选用，玻璃门也可参考选用。设计选用中窗型材、玻璃等配置可高于各表，外窗的热工性能参数应以实验室检测值为准。

表 A.0.2-1 保温型铝合金窗热工性能

整窗（门）传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	型材名称	隔热条高度 (mm)	玻璃配置
$1.6 \geq K > 1.4$	70 系列内平开保温型铝合金窗	30	5Low-E+12A/Ar (暖边) +5Low-E+12A/Ar (暖边) +5
	70 系列内平开保温型铝合金窗	30	5Low-E (双银) +12Ar (暖边) +5+12Ar (暖边) +5
	70 系列内平开保温型铝合金窗	34	5Low-E+12A (暖边) +5+12A (暖边) +5
	75 系列内平开保温型铝合金窗	34	5Low-E (双银) +12A (暖边) +5 +12A (暖边) +5
	75 系列内平开保温型铝合金窗	34	5Low-E+12A (暖边) +5Low-E+12A (暖边) +5
$1.4 \geq K > 1.2$	75 系列内平开保温型铝合金窗	34	5Low-E+12Ar (暖边) +5Low-E +12Ar (暖边) +5
	75 系列内平开保温型铝合金窗	34	5Low-E (双银) +12Ar (暖边) +5Low-E (双银) +12Ar (暖边) +5
	80 系列内平开保温型铝合金窗	39	5Low-E+12A/Ar (暖边) +5+ 12A/Ar (暖边) +5
$1.2 \geq K > 1.0$	85 系列内平开保温型铝合金窗	44	5Low-E+16Ar (暖边) + 5Low-E+16Ar (暖边) +5
	85 系列内平开保温型铝合金窗	44	5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5
	75 系列内平开保温型铝合金窗	34	5Low-E+12A (暖边) + 5Low-E+0.3V+5
$K \leq 1.0$	95 系列内平开保温型铝合金窗	54	5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5
	100 系列内平开保温型铝合金窗	64	5Low-E+16Ar (暖边) +5Low-E+16Ar (暖边) +5
	100 系列内平开保温型铝合金窗	64	5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5
	85 系列内平开保温型铝合金窗	44	5+16A/Ar (暖边) +5Low-E+0.3V+5
	90 系列内平开保温型铝合金窗	49	5+16A/Ar (暖边) +5Low-E+0.3V+5

注：1 表内符号和数字：1) A—空气；Ar—氩气；V—真空；Low-E—低辐射膜。

2) 字母前数字为中空间层厚度, 其他数字为玻璃厚度。

2 玻璃配置从室外侧到室内侧表述; 双片 Low-E 膜的中空玻璃膜层位于 2、4 面或 3、5 面; 真空复合中空玻璃中空玻璃应位于室内侧, 且 Low-E 膜一般位于第 4 面。

3 保温型铝合金窗型材隔热条高度不应小于 30mm, 隔热腔内应采用石墨聚苯乙烯、聚氨酯等保温材料填充或加蜡。

4 隔热条高度所对应的型材系列为参考型材系列。

表 A.0.2-2 塑料窗热工性能

整窗 (门) 传热系数 K [W/(m ² ·K)]	型材名称	腔室数量	玻璃配置
$1.6 \geq K > 1.4$	65 系列内平开塑料窗	5	5Low-E+12Ar (暖边) +5 Low-E + 12Ar (暖边) +5
	65 系列内平开塑料窗	5	5Low-E (双银) +12Ar (暖边) +5 Low-E +12Ar (暖边) +5
	70 系列内平开塑料窗	5	5Low-E+12Ar (暖边) +5+12Ar (暖边) +5
	70 系列内平开塑料窗	5	5Low-E+12A/Ar (暖边) +5Low-E+12A/Ar (暖边) +5
$1.4 \geq K > 1.2$	70 系列内平开塑料窗	6	5Low-E+12A/Ar (暖边) +5Low-E+12A/Ar (暖边) +5
	75 系列内平开塑料窗	6	5Low-E+12A/Ar (暖边) +5Low-E+12A/Ar (暖边) +5
$1.2 \geq K > 1.0$	80 系列内平开塑料窗	7	5Low-E+12A/Ar (暖边) +5Low-E+12A/Ar (暖边) +5
	80 系列内平开塑料窗	7	5Low-E (双银) +12A/Ar (暖边) +5Low-E+12A/Ar (暖边) +5
$K \leq 1.0$	85 系列内平开塑料窗	7	5Low-E+16Ar (暖边) +5Low-E+16Ar (暖边) +5
	85 系列内平开塑料窗	7	5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5
	90 系列内平开塑料窗	8	5Low-E+16Ar (暖边) +5Low-E+16Ar (暖边) +5
	90 系列内平开塑料窗	8	5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5Low-E (双银) +16Ar (暖边) +5

注: 1 表内符号和数字: 1) A—空气; Ar—氩气; V—真空; Low-E—低辐射膜。

2) 字母前数字为中空间层厚度, 其他数字为玻璃厚度。

2 玻璃配置从室外侧到室内侧表述：双片 Low-E 膜的中空玻璃膜层位于 2、4 面或 3、5 面；真空复合中空玻璃中真空玻璃应位于室内侧，且 Low-E 膜一般位于第 4 面。

3 塑料窗型材腔体数量不应低于五腔，型材系列不低于 65 系列。

表 A.0.2-3 铝木复合窗热工性能

整窗（门） 传热系数 K [W/(m ² ·K)]	型材名称	木材宽度 (mm)	玻璃配置
$1.6 \geq K > 1.4$	68 系列内平开铝 木复合窗	68	5Low-E+12A(暖边)+5+12A(暖边) +5
	78 系列内平开铝 木复合窗	78	5Low-E+12A(暖边)+5+12A(暖边) +5
$1.4 \geq K > 1.2$	68 系列内平开铝 木复合窗	68	5Low-E+12Ar(暖边)+5+12Ar(暖 边)+5
	78 系列内平开铝 木复合窗	78	5Low-E+16A(暖边)+5+16A(暖边) +5
	68 系列内平开铝 木复合窗	68	5Low-E+12A(暖边)+5Low-E+12A (暖边)+5
	78 系列内平开铝 木复合窗	78	5Low-E+12A(暖边)+5Low-E+12A (暖边)+5
	68 系列内平开铝 木复合窗	68	5Low-E+16A(暖边)+5Low-E+16A (暖边)+5
	78 系列内平开铝 木复合窗	78	5Low-E+16A(暖边)+5Low-E+16A (暖边)+5
$1.2 \geq K > 1.0$	68 系列内平开铝 木复合窗	68	5Low-E+12Ar(暖边)+5Low-E+12Ar (暖边)+5
	78 系列内平开铝 木复合窗	78	5Low-E+12Ar(暖边)+5Low-E+12Ar (暖边)+5
	68 系列内平开铝 木复合窗	68	5Low-E+16Ar(暖边)+5Low-E+16Ar (暖边)+5
	78 系列内平开铝 木复合窗	78	5Low-E+16Ar(暖边)+5Low-E+16Ar (暖边)+5
	78 系列内平开铝 木复合窗	78	5Low-E(双银)+16Ar(暖边) +5Low-E+16Ar(暖边)+5
$K \leq 1.0$	120 系列内平开 铝木复合窗	68	5Low-E+16Ar(暖边)+5Low-E+16Ar (暖边)+5
	130 系列内平开 铝木复合窗	78	5Low-E+16Ar(暖边)+5Low-E+16Ar (暖边)+5

注：1 表内符号和数字：1) A—空气；Ar—氩气；V—真空；Low-E—低辐射膜。

2) 字母前数字为中空间层厚度，其他数字为玻璃厚度。

2 玻璃配置从室外侧到室内侧表述；双片 Low-E 膜的中空玻璃膜层位于 2、4 面或 3、5 面；真空复合中空玻璃中空玻璃应位于室内侧，且 Low-E 膜一般位于第 4 面。

3 铝木复合窗为现行国家标准《建筑用节能门窗第 1 部分：铝木复合窗》GB/T 29734.1 中的 b 型，即以木型材为主受力构件的铝木复合窗，木材系列不小于 68 系列。

表 A.0.2-4 铝塑共挤窗热工性能

整窗（门） 传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	型材名称	隔热条高度 (mm)	玻璃配置
1.6≥K>1.4	66 系列内平开铝塑共挤窗	24	5Low-E+12A（暖边） +5Low-E+12A（暖边）+5
	68 系列内平开铝塑共挤窗	26	5Low-E+12A（暖边） +5Low-E+12A（暖边）+5
	70 系列内平开铝塑共挤窗	26	5Low-E+12A（暖边） +5Low-E+12A（暖边）+5
1.4≥K>1.2	66 系列内平开铝塑共挤窗	24	5Low-E+12Ar（暖边） +5Low-E+12Ar（暖边）+5
	68 系列内平开铝塑共挤窗	26	5Low-E+12Ar（暖边） +5Low-E+12Ar（暖边）+5
	70 系列内平开铝塑共挤窗	30	5Low-E+12Ar（暖边） +5Low-E+12Ar（暖边）+5
	72 系列内平开铝塑共挤窗	34	5Low-E+12Ar（暖边） +5Low-E+12Ar（暖边）+5
	72 系列内平开铝塑共挤窗	24+10 (双隔热条)	5Low-E+16Ar（暖边） +5Low-E+16Ar（暖边）+5
	82 系列内平开铝塑共挤窗	34	5Low-E+16A（暖边） +5Low-E+16A（暖边）+5
1.2≥K>1.0	82 系列内平开铝塑共挤窗	34	5Low-E+16Ar（暖边） +5Low-E+16Ar（暖边）+5
	82 系列内平开铝塑共挤窗	34+10 (双隔热条)	5Low-E+16Ar（暖边） +5Low-E+16Ar（暖边）+5
K≤1.0	92 系列内平开铝塑共挤窗	44	5Low-E+16Ar（暖边） +5Low-E+16Ar（暖边）+5
	92 系列内平开铝塑共挤窗	44+10 (双隔热条)	5Low-E+16Ar（暖边） +5Low-E+16Ar（暖边）+5

续表 A.0.2-4

整窗（门） 传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	型材名称	隔热条高度 (mm)	玻璃配置
$K \leq 1.0$	104 系列内平开铝塑 共挤窗	54	5Low-E+16Ar（暖边） +5Low-E+16Ar（暖边）+5

注：1 表内符号和数字：1) A—空气；Ar—氩气；V—真空；Low-E—低辐射膜。

2) 字母前数字为中空间层厚度，其他数字为玻璃厚度。

2 玻璃配置从室外侧到室内侧表述；双片 Low-E 膜的中空玻璃膜层位于 2、4 面或 3、5 面；真空复合中空玻璃中真空玻璃应位于室内侧，且 Low-E 膜一般位于第 4 面。

3 铝塑共挤窗型材隔热条高度不小于 24mm。

4 室内侧可视面发泡塑料厚度不低于 4mm。

表 A.0.2-5 玻纤增强聚氨酯窗热工性能

整窗（门） 传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	型材名称	玻璃配置
$1.2 \geq K > 1.0$	85 系列平开玻纤增 强聚氨酯窗	5Low-E+12A（暖边）+5Low-E+12A（暖边）+5
	85 系列平开玻纤增 强聚氨酯窗	5Low-E+16A（暖边）+5Low-E+16A（暖边）+5
	65 系列平开玻纤增 强聚氨酯窗	5+12A（暖边）+5Low-E+0.3V+5
	65 系列平开玻纤增 强聚氨酯窗	5+12Ar（暖边）+5Low-E+0.3V+5
	65 系列平开玻纤增 强聚氨酯窗	5+12A（暖边）+5Low-E（双银）+0.3V+5
	65 系列平开玻纤增 强聚氨酯窗	5+12Ar（暖边）+5Low-E（双银）+0.3V+5
$K \leq 1.0$	85 系列平开玻纤增 强聚氨酯窗	5Low-E+12Ar（暖边）+5Low-E+12Ar（暖边）+5
	85 系列平开玻纤增 强聚氨酯窗	5Low-E+16Ar（暖边）+5Low-E+16Ar（暖边）+5
	95 系列平开玻纤增 强聚氨酯窗	5Low-E+16A（暖边）+5Low-E+16A（暖边）+5

续表 A.0.2-5

整窗（门） 传热系数 K [W/ (m ² ·K)]	型材名称	玻璃配置
K≤1.0	95 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5Low-E+16Ar（暖边）+5Low-E+16Ar（暖边）+5
	95 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5Low-E+18A（暖边）+5Low-E+18A（暖边）+5
	95 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5Low-E+18Ar（暖边）+5Low-E+18Ar（暖边）+5
	100 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5Low-E+16A（暖边）+5Low-E+16A（暖边）+5
	100 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5Low-E+16Ar（暖边）+5Low-E+16Ar（暖边）+5
	100 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5Low-E+18A（暖边）+5Low-E+18A（暖边）+5
	100 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5Low-E+18Ar（暖边）+5Low-E+18Ar（暖边）+5
	75 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5+16A（暖边）+5Low-E+0.3V+5
	75 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5+16Ar（暖边）+5Low-E+0.3V+5
	75 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5+16A（暖边）+5Low-E（双银）+0.3V+5
	75 系列平开玻纤增强聚氨酯窗	5+16Ar（暖边）+5Low-E（双银）+0.3V+5

注：1 表内符号和数字：1）A—空气；Ar—氩气；V—真空；Low-E—低辐射膜。

2）字母前数字为中空间层厚度，其他数字为玻璃厚度。

2 玻璃配置从室外侧到室内侧表述；双片 Low-E 膜的中空玻璃膜层位于 2、4 面或 3、5 面；真空复合中空玻璃中真空玻璃应位于室内侧，且 Low-E 膜一般位于第 4 面。

3 玻纤增强聚氨酯材料导热系数约为 0.36W/ (m·K)。

4 型材内填充石墨聚苯乙烯、聚氨酯等导热系数不高于 0.033W/ (m·K) 的泡沫，否则整窗传热系数增加 0.15W/ (m²·K)。

5 型材非可视面最小壁厚不低于 2.5mm，型材可视面最小壁厚不低于 3.0mm。

6 当采用真空玻璃时，型材与玻璃接触部位应设独立腔室。

A.0.3 典型窗框的传热系数可参考表 A.0.3 选用，玻璃门也可参考选用。

表 A.0.3 典型窗框的传热系数

窗框材料		隔热条高度 (mm)	腔室数量	传热系数 K [W/ (m ² ·K)]
保温型铝合金	70 系列保温型铝合金	30	—	1.9~2.1
	75 系列保温型铝合金	34	—	1.6~1.8
	80 系列保温型铝合金	39	—	1.4~1.6
	85 系列保温型铝合金	44	—	1.3~1.5
	90 系列保温型铝合金	49	—	1.2~1.4
	95 系列保温型铝合金	54	—	1.1~1.3
	100 系列保温型铝合金	64	—	1.0~1.2
塑料窗	65 系列塑料	—	5	1.45
	70 系列塑料	—	5	1.35
	70 系列塑料	—	6	1.2
	75 系列塑料	—	6	0.96
	80 系列塑料	—	7	0.85
	85 系列塑料	—	7	0.78
	90 系列塑料	—	8	0.77
铝木复合	68 系列铝木复合 (木材宽度 68mm)	—	—	1.27
	78 系列铝木复合 (木材宽度 78mm)	—	—	1.1
	120 系列铝木复合 (木材宽度 68mm)	34	—	0.85

续表 A.0.3

窗框材料		隔热条高度 (mm)	腔室数量	传热系数 K [W/ (m ² ·K)]
铝 木 复 合	130 系列铝木复合 (木材宽度 78mm)	34	—	0.8
铝 塑 共 挤	66 系列铝塑共挤	24	—	2.1~2.3
	68 系列铝塑共挤	26	—	2.1~2.3
	70 系列铝塑共挤	26	—	2.1~2.3
	70 系列铝塑共挤	30	—	2.0~2.2
	72 系列铝塑共挤	34	—	1.7~1.9
	72 系列铝塑共挤	24+10 (双隔热条)	—	1.7~1.9
	82 系列铝塑共挤	34	—	1.7~1.9
	82 系列铝塑共挤	34+10 (双隔热条)	—	1.2~1.4
	92 系列铝塑共挤	44	—	1.2~1.4
	92 系列铝塑共挤	44+10 (双隔热条)	—	1.0~1.2
	104 系列铝塑共挤	54	—	1.0~1.2
	104 系列铝塑共挤	54+10 (双隔热条)	—	0.86~1.0
玻 纤 增 强 聚 氨 酯	65 系列玻纤增强聚氨酯	—	—	1.2
	75 系列玻纤增强聚氨酯	—	—	1.0
	85 系列玻纤增强聚氨酯	—	—	0.9

续表 A.0.3

窗框材料		隔热条高度 (mm)	腔室数量	传热系数 K [W/(m ² ·K)]
玻 纤 增 强 聚 氨 酯	90 系列玻纤增强聚氨酯	—	—	0.85
	95 系列玻纤增强聚氨酯	—	—	0.80
	100 系列玻纤增强聚氨酯	—	—	0.75

注：框型材及隔热条高度包括表中尺寸相近系列（如 80 系列保温型铝合金包括 83 系列）。

A.0.4 中空玻璃的传热系数与玻璃间隔层厚度、间隔层气体间隔条件及玻璃特性有关。在没有精确计算的情况下，以下数值可作为玻璃系统光学热工参数的近似值。

表 A.0.4 常用中空玻璃系统光学热工参数

中空玻璃配置	传热系数 K [W/(m ² ·K)]	太阳得 热系数 $SHGC$	可见 光透 射比	备注
5Low-E+12A+5+12A+5	1.34	0.54	0.7	充氩气 K 值 1.16 W/(m ² ·K)
5Low-E（双银）+12A+5+12A+5	1.26	0.38	64	充氩气 K 值 1.06 W/(m ² ·K)
5 Low-E+12A+5Low-E+12A+5	1.04	0.49	60	充氩气 K 值 0.85 W/(m ² ·K)
5Low-E（双银）+12A+5 Low-E+12A+5	0.99	0.36	58	充氩气 K 值 0.79 W/(m ² ·K)
5Low-E（双银）+12A+5Low-E（双银） +12A+5	0.93	0.32	55	充氩气 K 值 0.73 W/(m ² ·K)
5Low-E+16A+5+16A+5	1.31	0.54	68	充氩气 K 值 1.16 W/(m ² ·K)
5Low-E（双银）+16A+5+16A+5	1.24	0.38	64	充氩气 K 值 1.07 W/(m ² ·K)
5 Low-E+16A+5Low-E+16A+5	0.98	0.49	60	充氩气 K 值 0.83 W/(m ² ·K)
5Low-E（双银）+16A+5Low-E+16A+5	0.93	0.36	58	充氩气 K 值 0.78 W/(m ² ·K)
5Low-E（双银）+16A+5Low-E（双银） +16A+5	0.88	0.32	55	充氩气 K 值 0.72 W/(m ² ·K)

续表 A.0.4

中空玻璃配置	传热系数 K [W/(m ² ·K)]	太阳得热系数 $SHGC$	可见光透射比	备注
5Low-E (三银)+12A+5 Low-E+12A+5	0.98	0.28	54	充氩气 K 值 0.79 W/(m ² ·K)
5Low-E (双银) +12A+5Low-E+12A+6 (无银 Low-E)	0.89	0.34	54	充氩气 K 值 0.72 W/(m ² ·K)
5+12A+5+0.3V+5Low-E	0.48	0.58	72	充氩气 K 值 0.48 W/(m ² ·K)
5+12A+5 Low-E+0.3V+5	0.48	0.54	72	充氩气 K 值 0.48 W/(m ² ·K)
5+16A+5 Low-E+0.3V+5	0.46	0.54	72	充氩气 K 值 0.46 W/(m ² ·K)
5+16A+5 Low-E (双银)+0.3V+5	0.43	0.38	63	充氩气 K 值 0.43 W/(m ² ·K)

注：1 各表内符号和数字：1) A—空气；Ar—氩气；V—真空；Low-E—低辐射膜。

2) 字母前数字为中空间层厚度，其他数字为玻璃厚度。

2 玻璃配置从室外侧到室内侧表述；双片 Low-E 膜的中空玻璃膜层位于 2、4 面或 3、5 面，当膜层位于第 3、5 面时，需采用膜面特殊控制工艺，兼顾外观与性能。

3 真空复合中空玻璃中真空玻璃应位于室内侧，且 Low-E 膜一般位于第 4 面；真空玻璃均采用钢化玻璃。

4 由于各企业及镀膜的生产工艺不同，玻璃的性能存在差异。

附录 B 管道与设备绝热厚度

B.0.1 热管道经济绝热厚度可按表 B.0.1-1~表 B.0.1-4 选用。热设备绝热厚度可按最大口径管道的绝热层厚度再增加 5mm 选用。

表 B.0.1-1 室内热管道柔性泡沫橡塑经济绝热厚度 (热价 85 元/GJ)

最高介质温度 (°C)	绝热层厚度 (mm)						
	28	32	36	40	45	50	55
60	≤ DN25	DN32~ DN70	DN80~ DN150	DN200~ DN500	>DN500	—	—
80	—	—	≤DN40	DN50~ DN70	DN80~ DN150	DN200~ DN500	>DN500

表 B.0.1-2 热管道离心玻璃棉经济绝热厚度 (热价 35 元/GJ)

最高介质温度 (°C)		绝热层厚度 (mm)						
		30	35	40	45	50	60	70
室内	60	≤DN70	DN80~ DN200	≥DN250	—	—	—	—
	85	—	≤DN40	DN50~ DN80	DN100~ DN200	>DN200	—	—
	95	—	≤DN25	DN32~ DN50	DN70~ DN125	DN150~ DN300	>DN300	—
	110	—	≤DN25	DN32~ DN40	DN50~ DN70	DN80~ DN125	DN150~ DN900	DN1000
室外	60	≤DN25	DN32~ DN50	DN70~ DN150	DN200~ DN600	>DN700	—	—
	85	—	≤DN25	DN32~ DN50	DN70~ DN100	DN125~ DN200	>DN200	—
	95	—	—	≤DN40	DN50~ DN70	DN80~ DN125	>DN125	—
	110	—	—	≤DN25	DN32~ DN50	DN70~ DN80	DN100~ DN300	>DN300

表 B.0.1-3 热管道离心玻璃棉经济绝热厚度（热价 85 元/GJ）

最高介质 温度 (°C)		绝热层厚度 (mm)								
		40	45	50	60	70	80	90	100	120
室内	60	≤ DN40	DN50 ~ DN70	DN80 ~ DN150	>DN 150	—	—	—	—	—
	85	—	—	≤ DN40	DN50 ~ DN100	DN125 ~ DN300	>DN300	—	—	—
	95	—	—	≤ DN25	DN32 ~ DN70	DN80 ~ DN150	DN200~ DN500	>DN 500	—	—
室外	60	—	≤ DN32	DN40 ~ DN50	DN70 ~ DN150	DN200 ~ DN700	>DN700	—	—	—
	85	—	—	—	≤ DN50	DN70 ~ DN150	DN200~ DN400	>DN 400	—	—
	95	—	—	—	≤ DN50	DN70 ~ DN100	DN125~ DN200	DN250 ~ DN700	>DN 700	—
	110	—	—	—	≤ DN32	DN40 ~ DN70	DN80~ DN150	DN200 ~ DN300	DN 350 ~ DN 800	>DN8 00

表 B.0.1-4 室外热管道聚氨酯保温经济绝热厚度（热价 85 元/GJ）

最高介质 温度 (°C)	绝热层厚度 (mm)				
	40	50	60	70	80
60	≤DN80	DN100~ DN600	>DN600	—	—
85	≤DN32	DN40~ DN125	DN150~ DN700	>DN700	—
95	≤DN25	DN32~ DN80	DN100~ DN300	>DN300	—
110	—	≤DN50	DN70~ DN150	DN200~ DN700	>DN700

B.0.2 室内空调冷水管最小绝热层厚度可按表 B.0.2-1、表 B.0.2-2

选用；蓄冷设备保冷厚度可按对应介质温度最大口径管道的保冷厚度再增加 5mm~10mm 选用。

表 B.0.2-1 室内空调冷水管道的最小绝热层厚度（介质温度 $\geq 5^{\circ}\text{C}$ ）（mm）

柔性泡沫橡塑		玻璃棉管壳	
管径	厚度	管径	厚度
$\leq DN40$	19	$\leq DN32$	25
$DN50\sim DN150$	22	$DN40\sim DN100$	30
$\geq DN200$	25	$DN125\sim DN900$	35

表 B.0.2-2 室内空调冷水管道的最小绝热层厚度（介质温度 $\geq -10^{\circ}\text{C}$ ）（mm）

柔性泡沫橡塑		聚氨酯发泡	
管径	厚度	管径	厚度
$\leq DN32$	28	$\leq DN32$	25
$DN40\sim DN80$	32	$DN40\sim DN150$	30
$DN100\sim DN200$	36	$\geq DN200$	35
$\geq DN250$	40	—	—

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 本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 《建筑与市政工程抗震通用规范》GB 55002
- 2 《混凝土结构通用规范》GB 55008
- 3 《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015
- 4 《建筑环境通用规范》GB 55016
- 5 《建筑给水排水与节水通用规范》GB 55020
- 6 《单元式空气调节机性能能效限定值及能效等级》GB 19576
- 7 《通风机能效限定值及能效等级》GB 19761
- 8 《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762
- 9 《电力变压器能效限定值及能效等级》GB 20052
- 10 《多联式空调（热泵）机组能效限定值及能源效率等级》
GB 21454
- 11 《房间空气调节器能效限定值及能效等级》GB 21455
- 12 《工业锅炉能效限定值及能效等级》GB 24500
- 13 《热泵热水机（器）能效限定值及能效等级》GB 29541
- 14 《水（地）源热泵机组能效限定值及能效等级》GB 30721
- 15 《风管送风式空调机组能效限定值及能效等级》GB 37479
- 16 《低环境温度空气源热泵（冷水）机组能效限定值及能效等级》
GB 37480
- 17 《建筑结构荷载规范》GB 50009
- 18 《建筑抗震设计规范》GB 50011
- 19 《建筑给水排水设计标准》GB 50015
- 20 《建筑设计防火规范》GB 50016
- 21 《钢结构设计标准》GB 50017

- 22 《民用建筑热工设计规范》 GB 50176
- 23 《建筑内部装修设计防火规范》 GB 50222
- 24 《智能建筑设计标准》 GB 50314
- 25 《民用建筑太阳能热水系统应用技术标准》 GB 50364
- 26 《民用建筑节水设计标准》 GB 50555
- 27 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》 GB 50736
- 28 《设计及管道绝热技术通则》 GB/T 4272
- 29 《设备及管道绝热设计导则》 GB/T 8175
- 30 《空气过滤器》 GB/T 14295
- 31 《室内空气质量标准》 GB/T 18883
- 32 《风机盘管机组》 GB/T 19232
- 33 《热回收新风机组》 GB/T 21087
- 34 《节水型卫生洁具》 GB/T 31436
- 35 《建筑幕墙、门窗通用技术条件》 GB/T 31433
- 36 《真空玻璃》 GB/T 38586
- 37 《热泵型新风环境控制一体机》 GB/T 40438
- 38 《独立新风空调设备评价要求》 GB/T 40390
- 39 《高层建筑混凝土结构技术规程》 JGJ 3
- 40 《玻璃幕墙工程技术规范》 JGJ 102
- 41 《建筑门窗玻璃幕墙热工计算规程》 JGJ/T 151
- 42 《城市夜景照明设计规范》 JGJ/T 163
- 43 《中空玻璃间隔条 第三部分：暖边间隔条》 JC/T 2453
- 44 《中深层地热井下换热供热工程技术标准》 DB13(J)/T 8429
- 45 《供热庭院管网系统智能化技术标准》 DB13(J)/T 8492

河北省工程建设地方标准

超低能耗公共建筑节能设计标准

DB13(J)/T 8506-2022

条文说明

制定说明

《超低能耗公共建筑节能设计标准》DB13(J)/T 8506-2022，经河北省住房和城乡建设厅 2022 年 12 月 14 日以 2022 年第 158 号公告批准发布。

本标准主要内容是：1. 规定了超低能耗公共建筑围护结构热工性能权衡判断的要求；2. 规定了超低能耗公共建筑节能设计中建筑与围护结构、供暖通风和空气调节、给水排水、电气的相关节能要求及措施；3. 规定了太阳能、地源及空气源热泵等可再生能源建筑应用系统设计要​​求。

为便于各单位有关人员在使​​用本标准时能正确理解和执行条文规定，《超低能耗公共建筑节能设计标准》DB13(J)/T8506-2022 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。但是本条文说明不具备与标准正文同等的法律效力，仅供使用者作为理解和把握标准规定的参考。

目 次

1	总则	79
2	术语	82
3	基本规定	85
4	建筑与建筑热工	86
4.1	一般规定	86
4.2	建筑设计	87
4.3	围护结构热工设计	90
4.4	围护结构热工性能的权衡判断	91
5	供暖通风与空气调节	92
5.1	一般规定	92
5.2	冷源与热源	97
5.3	供暖、空调冷热水输配系统	106
5.4	通风及空调风系统	114
5.5	末端系统	121
5.6	监测、控制与计量	123
6	给水排水	130
6.1	一般规定	130
6.2	给水排水	131
6.3	热水系统	134
7	电气	139
7.1	一般规定	139
7.2	供配电系统	139
7.3	电气产品选择与控制	139

7.4 照 明.....	140
7.5 电能监测与计量.....	141
8 可再生能源利用.....	142
8.1 一般规定.....	142
8.2 太阳能系统.....	143
8.3 地源热泵系统.....	144
8.4 空气源热泵系统.....	146
附录 A 透光围护结构热工性能.....	149
附录 B 管道与设备绝热厚度.....	150

1 总 则

1.0.1 节约能源是我国的基本国策。2022年6月30日，住房和城乡建设部、国家发展改革委发布关于印发城乡建设领域碳达峰实施方案的通知（建标〔2022〕53号），实施方案第二条“建设绿色低碳城市”第六款“全面提高绿色低碳建筑水平”中指出2030年前新建公共建筑本体达到78%节能要求。河北省住房和城乡建设“十四五”规划（三）发展目标第4条第2款“高质量绿色建筑规模化发展”中指出到“十四五”末，城镇民用建筑全面推行超低能耗建筑标准。为贯彻国家和河北省相关政策要求，制定超低能耗公共建筑节能标准。

1.0.2 本标准的适用范围。本标准适用于河北省新建、扩建和改建的公共建筑。幼儿园、老年人照料设施等建筑类型可按照本标准进行判定。“扩建”是指保留原有建筑，在其基础上增加另外的功能、形式、规模，使得新建部分成为与原有建筑相关的新建建筑；“改建”是指对原有建筑的功能或者形式进行改变，而建筑的规模和建筑的占地面积均不改变的新建建筑。

不设置供暖空调设施的建筑（如不设置供暖空调设施的自行车库、寒冷地区的地下汽车库、城镇农贸市场、材料市场等）、宗教建筑、独立公共卫生间和使用年限在5年以下的临时建筑的围护结构热工性能可不执行本标准。

1.0.3 结合河北省的气候、经济条件，在保证室内环境质量、经济合理、技术可行的前提下，提高围护结构保温隔热能力及暖通空调、给水排水及电气等系统的能源利用效率，充分利用可再生能源，进一步降低公共建筑能耗，实现国家和河北省建筑节能目标。

1.0.4 随着建筑技术的发展和建设规模的不断扩大，超高超大的公共建筑日益增多。超高超大建筑多以商业用途为主，在建筑形式上追求特异，不同于常规建筑类型，且是耗能大户，加强对此类建筑能耗的控制，提高能源系统应用方案的合理性，选取最优方案，对建筑节能工作尤其重要。因而超高超大建筑除满足本标准的要求外，其节能设计还应通过建设行政主管部门组织的专家论证，复核其建筑节能设计特别是能源系统设计方案的合理性，设计单位应依据论证意见完成该项目的节能设计。

此类建筑的节能设计论证，除应符合本标准规定外，还需对以下内容进行论证，并提交分析计算书等支撑材料：

- 1 外窗有效通风面积及有组织的自然通风设计；
- 2 自然通风的节能潜力计算；
- 3 暖通空调负荷计算；
- 4 暖通空调系统的冷热源选型与配置方案优化；
- 5 暖通空调系统的节能措施，如新风量调节、热回收装置设置、水泵与风机变频、计量等；
- 6 可再生能源利用计算；
- 7 建筑物全年能耗计算。

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

1.0.5 设计达到节能要求并不能保证建筑做到真正的节能。实际的节能效益，必须依靠合理运行才能实现。设计文件应为工程运行管理方提供一个合理的、符合设计思想的节能措施使用要求。这既是

各专业设计师在建筑节能方面应尽的义务，也是保证工程按照设计思想来取得最优解能效果的必要措施之一。

节能措施及其使用要求包括以下内容：

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

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

1) 暖通空调系统冷源配置及其运行策略；

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

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

4) 设定参数（如：空调系统的最大及最小新（回）风风量表）；

5) 对能源的计量监测及系统日常维护管理的要求等。

3 可再生能源利用系统的设计内容，并注明对项目施工与运营管理的要求和注意事项，如系统的运行控制措施和监测参数等。

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

太阳能等可再生能源的不稳定性特点对系统建成后的运行管理提出了更高的要求，需要在施工图设计阶段就给出相关的运营技术措施，以保障系统能够正常运行，获得预期的节能效益。

2 术 语

2.0.1 2022年6月30日国家住房和城乡建设部、国家发展改革委联合印发《城乡建设领域碳达峰实施方案》建标〔2022〕53号文，实施方案中要求全面提高绿色低碳建筑水平，2030年前新建公共建筑本体达到78%节能要求。

本标准对新建建筑节能水平的衡量是以国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015-2021的建筑节能设计标准的节能水平为基准，在此基础上，公共建筑设计能耗水平再降低20%以上，其设计计算节能率达到78%以上。

2.0.4 公共建筑形态比较复杂，因此，在确定公共建筑外墙不同朝向的窗墙面积比时，外立面的数量不仅仅只有东南西北四个立面。“单一立面窗墙面积比”，是指建筑在某个朝向几个外立面中的某一个，即用建筑某一个立面的窗户（含透光幕墙）洞口面积与该立面的总面积之比，来定义建筑的窗墙面积比。本标准中窗墙面积比均是以单一立面为对象，同一朝向不同立面不能合并计算窗墙面积比。

2.0.6 太阳辐射室内得热量由两部分组成，直接进入室内的太阳辐射室内直接得热量和间接进入室内的太阳辐射室内二次传热得热量。透光围护结构太阳得热系数涉及这两部分热量。由于透光围护结构太阳得热系数既包括了直接投射得热，又包括了二次传热得热，得热量的概念完整清晰，但计算比较复杂。

根据上述定义，通过透光围护结构的室内得热量等于太阳辐射室内直接得热量与太阳辐射室内二次传热得热量之和。

之所以将太阳辐射室内得热量分成室内直接得热量和室内二

次传热得热量，是因为：

1) 一般情况下，“太阳辐射室内得热量”中的“太阳辐射室内直接得热量”远大于“太阳辐射室内二次传热得热量”。因此，“太阳辐射室内二次传热得热量”存在着可以简化计算而又不造成太阳辐射室内得热量计算产生过大误差的可能性，方便热工设计。

2) 虽然从能量的角度看，直接得热量和二次传热得热量都是一样的，但从室内热环境的角度看，两者还是不同的。直接得热量以辐射的形式出现，人体直接感受到，二次传热则主要以温差传热的形式出现，人体间接受到。这个差别从内遮阳挡住直接辐射但基本上不影响室内得热最容易体现。坐在靠近大玻璃附近的人，很习惯将内遮阳展开，甚至秋冬季都这样，这样原因显然是过强的直接辐射让人感到不舒服。

3) 由于要区分直接得热量和二次传热得热量，所以透光围护结构部件（窗户）除了太阳得热系数还不得不需要遮阳系数，而遮阳系数的物理概念对建筑遮阳、透光围护结构部件（窗户）二者都是统一的，也很容易理解和接受。

对于目前使用越来越多的中置遮阳，可当作透光围护结构部件（窗户）本身的构件来处理，即根据中置遮阳展开的不同情况，透光围护结构部件（窗户）可以有若干个透光围护结构遮阳系数和透光围护结构太阳得热系数。

与遮阳系数的定义相比，透光围护结构太阳得热系数多考虑了二次传热部分的室内得热。严格来说，透光围护结构太阳得热系数也是随着边界条件的不同在变化。例如：直接得热部分随着太阳入射角度的不同而有所差异；二次得热量的大小也随着透光围护结构

表面换热系数的改变而发生变化。因此，按照定义计算透光围护结构太阳得热系数是非常复杂的。对于一般的透光围护结构而言，这种变化（特别是二次得热部分）在总得热量中所占比重较小，从便于应用的角度考虑，可以采取适当简化的方法来计算。《民用建筑热工设计规范》GB 50176-2016 附录 C 第 C.7 节即给出了工程中门窗、幕墙太阳得热系数的计算方法。本标准附录 A 也给出了部分外窗的太阳得热系数数值作为工程应用参考。

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

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

2.0.21 光伏发电设备作为建筑材料或构件，在建筑上应用的形式，也称建筑集成光伏发电系统。

3 基本规定

3.0.2 本条延续《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015-2021 的要求，在河北省落地实施。超低能耗公共建筑的能耗计算和碳排放计算作为河北省下一步节能和碳排放工作的依据，并量化考核。如外墙传热系数或外窗传热系数不满足本标准第 4.3.1 条的规定时，应进行权衡判断。此项内容也包含在能耗计算的内容中。

4 建筑与建筑热工

4.1 一般规定

4.1.1 本条中所指单栋建筑面积包括地下部分的建筑面积。对于单栋建筑面积小于或等于 300m^2 的建筑如传达室等，与甲类公共建筑的能耗特性不同。这类建筑的总量不大，能耗也较小，对全社会总能耗量影响很小，同时考虑到减少建筑节能设计工作量，故将这类建筑归为乙类，对这类建筑只给出规定性节能指标，不再要求作围护结构权衡判断。对于本标准中没有注明建筑分类的条文，甲类和乙类建筑应统一执行。

需要注意的是，第一款中“单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”，尽管单栋建筑面积小，但有时为多个建筑共用一个供冷、供热系统。例如度假酒店建筑群，虽然单栋建筑面积小于或等于 300m^2 ，但当建筑群总建筑面积大于 1000m^2 时，在节能设计中应符合甲类建筑各项要求。

4.1.2 本标准中分区指标与《建筑环境通用规范》GB 55016 一致。根据河北省的气候、地理特点，同时考虑行政管理的方便，除张家口、承德外，其他设区市市属区域均应视同相应设区市。除表 4.1.2 中列出的县外，张家口、承德市属其他区域（包括市区），均应视同相应设区市。

4.1.3 分析建筑所在地区的气候等自然资源条件，结合建筑微气候、建筑技术和能源的有效利用等因素，优化建筑规划设计，充分利用日照并避开冬季主导风向，组织好夏季凉爽时段和春、秋季节的自

然通风，是减轻热岛效应的重要措施。

4.1.4~4.1.6 建筑设计应根据场地和气候条件，在满足建筑功能和美观要求的前提下，通过优化建筑外形和内部空间布局，充分利用天然采光以减少建筑的人工照明需求，适时合理利用自然通风以消除建筑余热余湿，同时通过围护结构的保温隔热和遮阳措施减少通过围护结构形成的建筑冷热负荷，达到减少建筑用能需求的目的。

4.2 建筑设计

4.2.1 本条对超低能耗公共建筑体形系数进行了明确的定量规定，且不允许通过围护结构热工性能权衡判断的途径满足本条要求。本条建筑面积的划分是按地上建筑面积划分的。

4.2.2 窗、透光幕墙对建筑能耗的影响主要有两个方面，一是窗和透光幕墙的热工性能影响到冬季供暖、夏季空调室内外温差传热；二是窗和幕墙的透光材料（如玻璃）受太阳辐射影响而造成的建筑室内的得热。冬季通过窗口和透光幕墙进入室内的太阳辐射有利于建筑的节能。因此，减小窗和透光幕墙的传热系数抑制温差传热是降低窗口和透光幕墙热损失的主要途径之一；夏季通过窗和透光幕墙进入室内的太阳辐射成为空调冷负荷，因此，减少进入室内的太阳辐射以及减小窗或透光幕墙的温差传热都是降低空调能耗的途径。窗户的保温隔热性能比外墙差很多，窗墙面积比越大，采暖和空调能耗也越大。因此，从降低建筑能耗的角度出发，必须限制窗墙面积比。

4.2.3 玻璃或其他透光材料的可见光透射比直接影响到天然采光的效果和人工照明的能耗，因此，从节约能源的角度，除非一些特殊建筑要求隐蔽性或单向透射以外，任何情况下都不应采用可见光透

射比过低的玻璃或其他透光材料。通过对玻璃厂家调研，目前常用的单银 Low-E、双银 Low-E、三银 Low-E 中空玻璃系统光学热工参数中可见光透射比在 0.45~0.70 之间。因此，本标准要求在白昼更多利用自然光。

4.2.5 通过外窗（包括透光幕墙）进入室内的热量是造成夏季室温过热使空调能耗上升的主要原因，为了节约能源，应对窗口和透光幕墙采取遮阳措施。

阳光充分进入室内，有利于降低冬季供暖能耗。严寒地区供暖能耗在全年建筑总能耗中占主导地位，如果遮阳设施阻挡了冬季阳光进入室内，对节能是不利的。因此，本条未对严寒地区提出遮阳要求。

4.2.6 透光部分面积是指实际透光部分，不含窗框面积，应通过计算确定。对于那些需要视觉、采光效果而加大屋顶透光面积的建筑，如果设计的建筑满足不了规定性指标的要求，突破了限值，则必须按本标准规定对该建筑进行权衡判断。权衡判断时，参照建筑的屋面透光部分面积应符合本条的规定。

4.2.8 公共建筑一般室内人员密度较大，建筑室内空气流动，特别是自然、新鲜空气的流动，是保证建筑室内空气质量符合国家有关标准的关键。

4.2.9 外窗（包括透光幕墙）的有效通风换气面积是判断公共建筑自然通风设计是否符合规定的判定标准，因此，本条明确了外窗有效通风换气面积的计算方法。

目前 7 层以下建筑外窗多为内外平开、内悬内平开等形式；7 层及 7 层以上建筑外窗多为内平开、内悬内平开开启；玻璃幕墙开启扇大多为内悬窗、外悬窗或外平推扇开启方式。对于平开扇（内

外)，开启扇有效通风换气面积是窗面积的 100%。

内悬窗和外悬窗开启扇有效通风换气面积具体分析如下：根据行业标准《玻璃幕墙工程技术规范》JGJ 102-2003 第 4.1.5 条的要求：“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。

以窗扇宽 1000mm，高度分别为 500mm、800mm、1000mm、1200mm、1500mm、1800mm、2000mm、2500mm 的外上悬窗计算空气流通界面面积，如表 1。

表 1 悬窗扇的有效通风面积

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

当幕墙、外窗开启时，空气将经过两个“洞口”，一个是开启扇本身的固定洞口，一个是开启后的空气界面洞口。因此决定空气流量的是较小的洞口。如果以开启扇本身的固定洞口作为有效通风

换气面积进行设计，将会导致实际换气量不足，这也是目前市场反映通风量不够的主要原因。另一方面，内开悬窗开启角度更小，约 15° 左右，换气量更小。

需要注意的是，此外窗（包括透光幕墙）的有效通风换气面积与用于排烟的自然排烟窗（口）的有效面积计算是不同的。

4.2.10 寒冷地区公共建筑的外门当仅为疏散使用时，可以不设置门斗。对于非疏散门，设置旋转门是常见的减少冷风渗透的措施之一。

4.2.13 导光管采光系统的效率是衡量其性能的重要指标，通过对现有的用于实际工程的导光管系统的测试，大部分产品的效率均在0.50以上。故为提高采光效率，在采光设计中应选择采光性能好的导光管采光系统，采光系统效率应大于0.50。

4.3 围护结构热工设计

4.3.4 凸窗是指位置凸出外墙外表面（含保温层）的窗，其顶板、底板、侧板与室外空气接触，散热面积大，对节能非常不利，故本条作出了限制设置凸窗的规定。

4.3.6 本条要求的粘贴宽度均为满粘。粘贴防水透汽材料时，应先将防水透汽材料粘贴于门窗框上，此部位较为平整，且容易实现，要求粘贴最小宽度为15mm；防水透汽材料与基层墙体粘贴时宜出现褶皱、粘贴不牢等问题，因此要求50mm的粘贴宽度，材料自身搭接长度为50mm。防水透汽膜施工环境温度宜在 0°C 以上。

4.3.8 由于功能要求，公共建筑的入口大堂可能采用玻璃肋式的全玻幕墙，这种幕墙形式难于采用中空玻璃。为了保证围护结构的热工性能，必须对非中空玻璃的面积加以控制，加权计算得到的平均

传热系数必须符合本标准的要求。

4.3.9 本条根据《河北省民用建筑外墙外保温工程统一技术措施》（冀建质安〔2021〕4号）的相关要求编写。

4.3.10 围护结构中如外墙圈梁、构造柱、窗过梁、挑檐、雨棚、空调室外机搁板、女儿墙和装饰线等部位的传热系数远大于主体部位的传热系数，形成热流密集通道，即为热桥。

4.4 围护结构热工性能的权衡判断

4.4.1 权衡判断为建筑能耗计算的一部分内容，通过权衡判断可得到建筑物供暖、供冷与照明能耗指标。

4.4.2、4.4.3 这两条内容里面规定了权衡判断的方法和判定指标，对不同的设计建筑进行权衡判断时采用相同的方法，保证权衡判断结果的可比性。

5 供暖通风与空气调节

5.1 一般规定

5.1.1 所有公共建筑施工图设计时都要进行负荷计算。为防止有些设计人员错误地利用设计手册中供方案设计或初步设计时估算用的单位建筑面积冷、热负荷指标，直接作为施工图设计阶段确定空调的冷、热负荷的依据。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。公共建筑由于其体量较大，估算的数值会相差更多，因此必须进行热负荷和逐项逐时的冷负荷计算，作为设备选型及管道计算的依据。热负荷、空调冷负荷的计算应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 的有关规定。

需要说明的是，对于仅安装房间空气调节器的房间，通常只做负荷估算，不做空调施工图设计，所以不需进行逐项逐时的冷负荷计算。

5.1.2 室内设计计算温度取值标准的高低，与能耗密切相关。在供热工况下，室内计算温度每降低 1°C ，能耗可减少 $5\%\sim 10\%$ 左右；在供冷工况下，室内计算温度每升高 1°C ，能耗可减少 $8\%\sim 10\%$ 左右。

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 对集中供暖系统的室内计算温度规定为“严寒和寒冷地区的主要房间应采用 $18^{\circ}\text{C}\sim 24^{\circ}\text{C}$ ”。基于节能的原则，建议采用 $18^{\circ}\text{C}\sim$

20℃。

对舒适性空调的室内计算参数，按照表 2 采用。

表 2 人员长期逗留区域空调室内设计参数

类别	热舒适度等级	温度 (℃)	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

空调系统新风量形成的新风负荷在空调负荷中的比重一般高达 20%~40%，对于人员密度高的建筑物，新风能耗通常更高。设计过程中不宜随意提高新风量，对于《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 未做出规定的其他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容许浓度进行计算确定，并应符合国家现行相关标准的规定。

5.1.3 我省气候分区包括严寒 C 区和寒冷 A、B 地区，各区公共建筑的冬季供暖问题涉及到很多因素，例如：在供暖期较长的严寒及寒冷地区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。对于严寒地区设置空气调节系统的公共建筑，在非使用时间内，当利用房间蓄热量不能满足室内温度保持在 0℃以上，应结合实际工程通过具体的分析比较、优选后确定是否另设置热水集中供暖系统。

5.1.4 提倡低温供暖、高温供冷的目的：一是提高冷热源效率，二是可以充分利用天然冷热源和低品位热源，尤其在利用可再生能源的系统中优势更为明显，三是可以与辐射末端等新型末端配合使用，

提高房间舒适度。本条实施的一个重要前提是分析系统设计的技术经济性。例如，对于集中供暖系统，使用锅炉作为热源的供暖系统采用低温供暖不一定能达到节能的目的；制冷系统中单纯提高冰蓄冷系统供水温度不一定合理，需要考虑投资和节能的综合效益。此外，低温供热或高温供冷通常会导致投资的增加，因而在方案选择阶段进行经济技术比较后确定热媒温度是十分必要的。

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

5.1.6 分散设置的空调装置或系统包括为单一房间服务的水环热泵系统或多联机空调系统。

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

虽然设备安装容量下的能效比低于集中设置的冷（热）水机组或供热、换热设备，但其使用灵活多变，可适应多种用途、小范围的用户需求。同时，由于它具有容易实现分户计量的优点，能对行为节能起到促进作用。

5.1.7 温湿度独立控制空调系统将空调区的温度和湿度的控制与处理方式分开进行。通常末端装置夏季负担室内的显热负荷，冬季负担室内的热负荷；新风系统负担室内的全部湿负荷，也可以承担一部分室内显热负荷或热负荷。由于末端装置夏季只承担房间的显热负荷，原理上仅要求其供回水温度低于室内空气的干球温度即可，冷水可来自自然冷源或 *COP* 值较高的高温冷水机组。温湿度独立控制空调系统的设计，需注意解决好以下问题：

1 高温冷源的制备方式和新风除湿方式

1) 人工制取高温冷水、高温冷媒系统、蒸发冷却等方式或天然冷源（如地表水、地下水等），都可作为温湿度独立控制系统的高温冷源。确定高温冷源制备方式时应结合具体项目的外部条件，经技术经济分析比较在尽可能减少人工冷源使用的原则下，确定合适的高温冷源制备方式。

2) 我省张北、沽源地区的夏季新风处理方式可采用蒸发冷却进行降温处理；我省其他地区夏季新风处理方式可采用冷却除湿、溶液除湿、固体除湿等新风处理方式进行降温除湿处理。

2 考虑全年运行工况，充分利用天然冷源和可再生能源。

由于全年室外空气参数的变化，设计采用人工冷源的系统，在过渡季节也可直接应用天然冷源或可再生能源等低品位能源。例如：夏季末端仅需 16~18℃的高温冷源供水，当室外空气设计露点温度

较低时，应采用间接蒸发冷水机组制取冷水吸收显热，或可通过土壤源换热器、高温冷水机组等高效制冷方式制备高温冷水。在条件允许的情况下，宜利用蒸发冷却、天然冷源等制备冷水，以达到节能的目的。

3 不宜采用再热方式。

对于采用冷却除湿处理新风的方式，在满足送风含湿量要求时，送风温度一般较低，不宜直接送入室内，在现有的温湿度独立控制系统的设备中，有采用热泵蒸发器冷却除湿后，用冷凝热再热的方式。也有采用表冷器除湿后用排风、冷却水等进行再热的措施。它们的共同特点是：再热利用的是废热，但会造成冷量的浪费。

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

5.1.9 国家发展改革委等七部委于 2019 年印发的《绿色高效制冷行动方案》。方案提出，到 2030 年，大型公共建筑制冷能效提升 30%，制冷总体能效水平提升 25% 以上，绿色高效制冷产品市场占有率提高 40% 以上。据统计，空调耗电量在公共建筑中占建筑总耗电量的 50% 左右，而机房系统（包括制冷主机、冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔）耗能又占空调系统的 85% 左右。提高机房系统综合效率首当其冲，因此本条推荐在经济条件允许时采用高效机房。

高效机房包括以下四个方面：（1）高效的设备，主要包括冷水机组、水泵、冷却塔等空调机房主要的能耗设备；（2）水路系统的节能深化设计，主要目标就是减少系统阻力降低输配系统能耗；（3）智能控制系统和能耗能效评价系统，对于高效机房必须有完善、准确的监测和能耗能效评价系统，可以清晰地了解各设备及系统的能效情况，对比分析设计效率与实际运行效率的差异，利用智能控制系统对数据进行分析并实时优化运行策略，保证空调系统持续高效健康运行。（4）中央空调机房管理模式由粗放向精细化转变，通过数字化智慧管理，减少系统损耗，摆脱对人的依赖，做到预见性维护。

5.2 冷源与热源

5.2.1 在建筑能耗中，暖通空调系统和生活热水系统耗能比例接近60%。公共建筑中，冷、热源的能耗占空调系统能耗40%以上。各种机组、设备种类繁多，电制冷机组、溴化锂吸收式机组及蓄冷蓄热设备等各具特色，地源热泵、蒸发冷却等利用可再生能源或天然冷源的技术应用广泛。由于使用这些机组和设备时会受到能源、环境、工程状况使用时间及要求等多种因素的影响和制约，因此应客观全面地对冷热源方案进行技术经济比较分析，以可持续发展的思路确定合理的冷热源方案。

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

2 面对全球气候变化，节能减排和发展低碳经济成为各国共

识。可再生能源技术应用的市场发展迅猛，应用广泛。但是，由于可再生能源的利用与室外环境密切相关，从全年使用角度考虑，并不是任何时候都可以满足应用需求的，因此当不能保证时，应设置辅助冷、热源来满足建筑的需求。

可再生能源包括地热能（含浅层地热和中深层地热）、再生水（污水）源、空气源、生物质热源（含垃圾焚烧供热和其他生物质供热）、绿电（含蓄热）和太阳能等。常规能源包括既有的燃气锅炉房和热电联产热源以及电制冷冷源。常规能源优先考虑周边既有的热电联产热源。

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

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

5 从节能角度来说，能源应充分考虑梯级利用，例如，采用热、电、冷联产的方式。《中华人民共和国节约能源法》明确提出：“推广热电联产，集中供热，提高热电机组的利用率，发展热能梯级利用技术，热、电、冷联产技术和热、电、煤气三联供技术，提高热能综合利用率。”大型热电冷联产是利用热电系统发展供热、供电和供冷为一体的能源综合利用系统。冬季用热电厂的热源供热，夏季采用溴化锂吸收式制冷机供冷，使热电厂冬夏负荷平衡，高效经济

运行。

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

水环热泵空调系统具有以下优点:

- 1) 实现建筑内部冷、热转移;
- 2) 可独立计量;
- 3) 运行调节比较方便,在需要长时间向建筑同时供热和供冷时,能够减少建筑外提供的供热量而节能。

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

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地区,也能为用户节省全年运行电费。为充分利用现有电力资源,鼓励夜间使用低谷电,我省各地区电力部门制订了峰谷电价差政策。

8 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、天然气等多种人工能源以及多种可能利用的天然能源形式时,可采用几种能源合理搭配作为空调冷热源。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。

9 2022年6月30日，住房和城乡建设部、国家发展改革委发布关于印发城乡建设领域碳达峰实施方案的通知（建标〔2022〕53号）。实施方案第二条“建设绿色低碳城市”第九款“优化城市建设用能结构”中指出推动建筑热源端低碳化，综合利用热电联产余热、工业余热、核电余热，根据各地实际情况应用尽用。充分发挥城市热电供热能力，提高城市热电生物质耦合能力。引导寒冷地区达到超低能耗的建筑不再采用市政集中供暖。因此在本条中不推荐使用市政集中供暖热源。

5.2.2 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 负荷率不低于 50% 即锅炉单台容量不低于其设计负荷的 50%。

2 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。

5.2.3 表 5.2.3 燃气及燃生物质锅炉在名义工况下的热效率引自《工业锅炉能效限定值及能效等级》GB24500-2020 中能效等级 1 级的要求。此条文要求高于现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通

用规范》GB 55015-2021 中第 3.2.5 条的要求。

5.2.4 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 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。

5.2.5 分布式能源站作为冷热源时，需优先考虑使用热电联产产生的废热，综合利用能源，提高能源利用效率。热电联产如果仅考虑如何用热，而电力只是并网上网，就失去了分布式能源就地发电（site generation）的意义，其综合能效还不及燃气锅炉，在现行上网电价条件下经济效益也很差，必须充分发挥自身产生电力的高品位能源价值。

目前热泵设备能效均能达到 2.0 以上，经济收益也可提高 1 倍左右。

5.2.6、5.2.7 表 5.2.6、表 5.2.7 摘录自现行国家标准《冷水机组能效限定值及能源效率等级》GB 19577-2015 中的能效等级为 1 级时的要求。此条文要求高于《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015-2021 中第 3.2.9 和第 3.2.11 条的要求。

5.2.8 本条规定了采用单元式空调机时，其性能系数的要求。这里

所指的单元式空调机是指采用电机驱动压缩机，额定制冷量 7000W 及以上，室内机静压为 0Pa（表压力）的单元式空气调节机，计算机和数据处理中心单元式空调机、通讯基站单元式空调机及恒温恒湿型单元式空调机。表 5.2.8 单元式空调机的性能系数引自现行国家标准《单元式空气调节机性能能效限定值及能效等级》GB 19576-2019 中能效等级 1 级的要求。

5.2.9 本条规定了采用风管送风式空调机组时，其性能系数的要求。这里所指的风管送风式空调机组是指采用电机驱动压缩机，室内机静压大于 0Pa（表压力）的风管送风式空调（热泵）机组和直接蒸发式全新风空气处理机组。表 5.2.9-1 风管送风式空调（热泵）机组的性能系数及表 5.2.9-2 直接蒸发式全新风空气处理机组的性能系数分别引自现行国家标准《风管送风式空调机组能效限定值及能效等级》GB 37479-2019 中有关风管送风式空调（热泵）机组和直接蒸发式全新风空气处理机组能效等级 1 级的要求。

5.2.10 采用房间空气调节器进行空调和（或）供暖时，设备一般由用户自行采购，本条的目的是推荐用户购买能效比高的产品。为了方便应用，表 5.2.10-1 和表 5.2.10-2 分别列出了现行国家标准《房间空气调节器能效限定值及能效等级》GB 21455-2019 中关于热泵型房间空气调节器及单冷型房间空气调节器能效等级为 1 级时的能效限定值要求。

本条文规定宜采用转速可控型压缩机的空气调节器，无论采用转速一定型还是转速可控型压缩机的房间空气调节器，所要求的设备能效都不应低于表中数值的要求。

5.2.11 表 5.2.11-1、表 5.2.11-2 摘录自现行国家标准《多联式空调（热泵）机组能效限定值及能源效率等级》GB 21454-2021 中多联

式空调（热泵）机组能源效率等级为 1 级时的能效限定值要求。

多联式空调（热泵）机组包括风冷式及水冷式两种形式，简称为风冷式多联机及水冷式多联机。

5.2.12 表 5.2.12 摘录自现行国家标准《热泵型新风环境控制一体机》GB/T 40438-2021 中能效限定值要求。

热泵型新风环境控制一体机是指以热泵作为冷热源装置，室内机具有供冷、供热、供新风、新风热回收及空气净化机电一体化处理功能，通过运行控制器实现室内温湿度、新风量、空气质量有效控制的机组。

5.2.13 表 5.2.13 摘录自现行国家标准《独立新风空调设备评价要求》GB/T 40390-2021 中有关能效限定值的要求。

独立新风空调设备是指一种将新风单独处理使其负担室内全部潜热负荷和部分（或全部）显热负荷的空调设备。

5.2.14 表 5.2.14 中蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组及直燃型溴化锂吸收式冷水机组的性能参数是按照现行国家标准《溴化锂吸收式冷水机组能效限定值及能效等级》GB 29540-2013 中的 1 级能效要求确定的。需要注意的是，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。

5.2.15 表 5.2.15 中机械通风冷却塔的飘水率及耗电比是分别按照现行国家标准《机械通风冷却塔 第 1 部分：中小型开式冷却塔》GB/T 7190.1-2018，《机械通风冷却塔 第 2 部分：大型开式冷却塔》GB/T 7190.2-2018 以及《机械通风冷却塔 第 3 部分：闭式冷却塔》GB/T 7190.3-2019 中的 1 级能效要求确定的。其中闭式冷却塔的耗电比是指风机、喷淋水泵电动机实际消耗的电功率和循环冷却水客服管程流动阻力所消耗的理论功率之和与循环冷却水流量的比值；

开式冷却塔的耗电比是指冷却塔风机驱动电动机的输入有功功率与标准冷却水流量的比值。

5.2.16 对于冬季或过渡季需要供冷的建筑，当条件合适时，应考虑采用室外新风供冷。当建筑物室内空间有限，无法安装风管，或新风、排风口面积受限制等原因时，在室外条件许可时，也可采用冷却塔直接提供空调冷水的方式，减少全年运行冷水机组的时间。通常的系统做法是：当采用开式冷却塔时，用被冷却塔冷却后的水作为一次水，通过板式换热器提供二次空调冷水（如果是闭式冷却塔，则不通过板式换热器，直接提供），再由阀门切换到空调冷水系统之中向空调机组供冷水，同时停止冷水机组的运行。不管采用何种形式的冷却塔，都应按当地过渡季或冬季的气候条件，计算空调末端需求的供水温度及冷却水能够提供的水温，并得出增加投资和回收期等数据，当技术经济合理时可以采用。也可考虑采用水环热泵等可同时具有制冷和制热功能的系统，实现能量的回收利用。

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

回收利用有两层含义：

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

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

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

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

5.2.19 蓄能空调系统的设计要求：

1 由于蓄能技术的应用，受建筑物使用功能、空调负荷特性、不同蓄能设备各自技术特点，工程所在地能源政策、电力峰谷时间段、投资回收年限等多项因素影响和制约，因此经细致而慎重的分析、比较，选择和确定适用、合理的蓄能方案就格外重要。在确定全年运行策略时，应根据全年（供冷季）逐时空调负荷计算或供热季节的全年负荷计算，充分利用低谷电价，一方面节省运行费用，另一方面，也为城市电网“削峰填谷”取得较好的效果。

2 基载冷负荷如果比较大或者基载负荷下总冷量比较大时，为了满足制冰蓄冷运行时段的空调要求，并确保制冰蓄冷系统的正

常运行，通常宜设置单独的基载机组。基载冷负荷如果不大，或者基载负荷下总冷量不大，单独设置基载机组，可能导致系统复杂和投资增加，因此这种情况下，可根据系统供冷的要求设置单独的取冷水泵，在蓄冷的同时进行部分取冷。

3 采用大温差供水，可节省冷水输送能耗。采用低温送风系统，可节省风系统的输送能耗。

4 表 5.2.19 中蓄冷空调系统制冷主机在空调工况和蓄冷工况下的性能系数是按照现行国家标准《制冷系统绩效评价与计算测试方法第 1 部分：蓄能空调系统》GB/T 37227.1-2018 中的引导值要求确定的。水蓄冷主机参考空调工况。

5.3 供暖、空调冷热水输配系统

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。

5.3.2 本条从节能角度对供暖空调冷热水参数做了规定。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度和降低输送热量损失；供回水温差过小会增大水泵能耗；因此对系统的最高供水温度和最小温差做出规定。但要注意设计时对同一热源的供暖系统应采用相同的设计参数。

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。

3 当冷水机组直接供冷系统的冷水供水温度低于 5℃时，会导致冷水机组运行工况时能效较差且稳定性不好。

对于空调水输送系统，大温差设计可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 。

但当采用大温差，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。另外，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（如风机盘管等）传热系数和传热量的影响，必要时需增大末端设备规格。因此在工程设计中应根据冷源及输送系统综合能耗及投资要求确定空调冷水系统的供水温度和温差。

4 加大供回水温差可以减小水泵耗电量和管网管径。因此本条与本标准第4.3.4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。设计时应注意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、辐射供冷、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。

5.3.3 本条规定集中供暖系统耗电输热比（ $EHR-h$ ）的目的是为了防止采用过大的循环水泵，提高输送效率。公式（5.3.3）同时考虑了不同管道长度、不同供回水温差因素对系统阻力的影响。

在确定公共建筑耗电输热比 ($EHR-h$) 时, ΣL 不是外网的长度, 而是热力站的供暖半径。

5.3.4 A 值是反映水泵效率影响的参数, 由于流量不同, 水泵效率存在一定的差距, 因此 A 值按流量取值, 更符合实际情况。根据现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 中水泵的性能参数, 并满足水泵工作在高效区的要求, 当水泵水流量 $\leq 60\text{m}^3/\text{h}$ 时, 水泵平均效率取 63%; 当 $60\text{m}^3/\text{h} < \text{水泵水流量} \leq 200\text{m}^3/\text{h}$ 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, ΣL 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, ΣL 应减去 100m。

5.3.5 对于变流量系统, 采用变频调节, 能够更多的节省输送能耗, 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, 变频水泵的性能曲线宜为陡降型。一般采用根据供回水管上的压差变化信号, 自动控制水泵转速调节的控制方式。

5.3.6 集中空调冷(热)水系统设计原则。

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

建筑内存在需全年供冷的区域时(不仅限于内区), 这些区域在非供冷季首先应该直接采用室外新风做冷源, 例如全空气系统增大新风比、独立新风系统增大新风量。只有在新风冷源不能满足供冷量需求时, 才需要在供热季设置为全年供冷区域单独供冷水的管路, 即分区两管制系统。对于一般工程, 如仅在理论上存在一些内区, 但实际使用时发热量常比夏季采用的设计数值小且不长时存在、或这些区域面积或总冷负荷很小、冷源设备无法为之单独开启,

或这些区域冬季即使短时温度较高也不影响使用，如为其采用相对复杂投资较高的分区两管制系统，工程中常出现不能正常使用情况，甚至在冷负荷小于热负荷时房间温度过低而无供热手段的情况。因此工程中应考虑建筑是否真正存在面积和冷负荷较大的需全年供应冷水的区域，确定最经济和满足要求的空调管路制式。

2 变流量一级泵系统包括冷水机组定流量、冷水机组变流量两种形式。冷水机组定流量、负荷侧变流量的一级泵系统，是目前应用最广泛的系统形式。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，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。

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，系统变流量运行水泵的节能潜力较大。但该系统涉及冷水机组允许变化范围，减少水量对冷机性能系数的影响，对设备、控制方案和运行管理等的特殊要求等；因此应经技术经济比较，与其他系统相比，节能潜力较大，并确有技术保障的前提下，可以作为供选择的节能方案。

系统设计时，应重点考虑以下两个方面：

- 1) 冷水机组对变水量的适应性：重点考虑冷水机组允许的变流量范围和允许的流量变化速率；
- 2) 设备控制方式：需要考虑冷水机组的容量调节和水泵变速运行之间的关系，以及所采用的控制参数和控制逻辑。

3 二级泵系统的选择设计

1) 机房内冷源侧阻力变化不大，因此多数情况下，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：

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；

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

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

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

5.3.7 与冷水机组不同，换热器的二次空调水系统不存在对变水量

的不适应，因此推荐在换热器二次水侧的二次循环泵采用变速调节的节能措施。

5.3.8 由于冬夏季空调水系统流量及系统阻力相差很大，两管制系统如冬夏季合用循环水泵，一般按系统的供冷运行工况选择循环泵，供热时系统和水泵工况不吻合，往往水泵不在高效区运行，且系统为小温差大流量运行，浪费电能；即使冬季改变系统的压力设定值，水泵变速运行，水泵冬季在设计负荷下也可能长期低速运行，降低效率，因此不允许合用。

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

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

5.3.9 在集中供暖系统和空调水系统的实际运行过程中，常常存在由于系统水力平衡达不到要求所导致的系统运行效率低、末端环路或房间温度达不到使用要求。因此，在供暖和空调系统的设计过程中应根据系统的水力平衡及末端的运行控制要求等设置相应的水力平衡措施。条件允许时，可采用带有能量计量功能的动态平衡电动调节阀。

5.3.10 水力平衡装置包括静态水力平衡阀及动态平衡阀。静态平衡阀的设置是根据室外管网水力平衡计算结果确定的，在室外管网水力平衡计算达不到 15% 的要求时需要设置；动态平衡阀的设置是根

据系统运行控制要求设置的，定流量系统中可以设置自力式流量控制阀、自力式压差控制阀或动态平衡电动调节阀，变流量系统中可以设置自力式压差控制阀或动态平衡电动调节阀。条件允许时，可采用带有能量计量功能的动态平衡电动调节阀。

5.3.12 本标准附录 B 是管道与设备绝热厚度。该附录是从节能角度出发，按经济厚度和防结露的原则制定。但由于我省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 B 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 B 的绝热厚度的要求，在最长管路为 500m 的空调供回水系统中，设计流速状态下计算出来的冷水温升在 0.25°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，对于隔汽层的物理损伤；

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—雨雪对于隔汽层的腐蚀和由于刮风造成的负风压对于隔汽层的损坏。

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。

5.3.13 本条对冷却循环水系统设计时常见的节水、节能环节提出具体要求。

1 从节能的角度看，较低的冷却水进水温度有利于提高冷水机组的能效比，因此尽可能降低冷却水温度对于节能是有利的，但通常机组对冷却水进水温度有最低水温限制的要求，因此，必须采取一定的水温控制措施。通常有三种做法：（1）调节冷却塔风机的运行台数；（2）调节冷却塔风机的转数；（3）供、回水总管上设置旁通电动阀，通过调节旁通流量保证进入冷水机组的冷却水温高于最低限值。当采用冷却塔供应空调冷水时，为了保证空调末端所必需的冷水供水温度，也应对冷却塔出水温度进行控制。

2 循环冷却水在循环使用的同时做好冷却系统的水处理，对于保证冷却水系统尤其是冷水机组冷凝器的传热，提高传热效率有重要意义。有条件时，还可以设置冷却循环水的水质监测系统，

及时掌握水质变化情况，对于提高冷却循环水系统的节水、节能具有现实意义。

3 有些在冬季使用的冷却水系统，为防止停止运行时冷却塔底部存水冻结，可在室内设置集水箱，而不采用冷却塔底部存水采用电加热保温的方式，但在室内设置水箱存在占用室内面积、增加噪声、水箱和冷却塔的高差增加水泵电能等缺点。因此，是否设置集水箱应根据工程具体情况确定，且应尽量减少冷却塔布水器与集水箱设计水位之间的高差。此款也与《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 中相关条款保持一致。

4 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，同时为运营或管理部门的监督管理提供一定的定量依据。

5.4 通风及空调风系统

5.4.1 采用通风，尤其是自然通风消除室内余热余湿及其他有害物质，可以极大降低空气处理的能耗。

即使设置了能够进行冷却处理的空调系统，在室外空气状态适宜的条件下，也可以通过开窗等自然通风方式，或开启不对空气进行冷却处理的机械通风设施消除室内余热余湿，缩短需要冷却处理的空调新风系统的使用时间，节约能源。

采用局部排风直接排除建筑物内产生的大量热湿以及有害物质，可以在相同的风量可以获得更好的通风换气效果。

5.4.2 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，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。

5.4.3 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。在工程设计中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，采用全新风运行或可调新风比的措施，最大限度地利用新风降温，降低能耗。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，并确保室内必须满足正压值的要求。

对定风量全空气空调系统可达到的最大新风比的要求可参考如下原则执行：

1 一般空调区域，所有全空气空调系统可达到的最大总新风比，应不低于 50%；

2 人员密集的大空间的所有全空气空调系统，可达到的最大总新风比应不低于 70%；

3 需全年供冷的空调区的全空气空调系统，可达到的最大总新风比应不低于 70%。

5.4.4 本条文系参考美国供暖制冷空调工程师学会标准 *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality* ASHRAE 62.1 中第 6 章的内容。考虑到一些设计采用新风比最大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。

5.4.5 根据二氧化碳浓度控制新风量设计要求。现行国家标准《室内空气质量标准》GB/T18883 对室内二氧化碳的含量进行了规定。

当房间内人员密度变化较大时，如果一直按照设计的较大的人员密度供应新风，将浪费较多的新风处理用冷、热量。需要注意的是，如果只变新风量、不变排风量，有可能造成部分时间室内负压，反而增加能耗，因此排风量也应适应新风量的变化以保持房间的正压。在技术允许条件下，二氧化碳浓度检测与 VAV 变风量系统相结合，同时满足各个区域新风与室内温度要求。

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

5.4.7 建筑外区和内区的负荷特性不同。外区由于与室外空气相邻，围护结构的负荷随季节改变有较大的变化；内区则由于无外围护结构，室内环境几乎不受室外环境的影响，常年需要供冷。冬季内、外区对空调的需求存在很大的差异，因此宜分别设计和配置空调系统。这样，不仅方便运行管理，易于获得最佳的空调效果，而且还可以避免冷热抵消，降低能源的消耗，减少运行费用。

对于办公建筑而言，办公室内、外区的划分标准与许多因素有关，其中房间分隔是一个重要的因素，设计中需要灵活处理。例如，如果在进深方向有明确的分隔，则分隔处一般为内、外区的分界线；房间开窗的大小、房间朝向等因素也对划分有一定影响。在设计没有明确分隔的大开间办公室时，根据国外有关资料介绍，通常可将距外围护结构 3m~5m 的范围内划为外区，其所包围的为内区。为了满足不同的使用需求，也可以将上述从 3m~5m 的范围作为过渡区，在空调负荷计算时，内、外区都计算此部分负荷，这样只要分

隔线在 3m~5m 之间变动，都是能够满足要求的。

5.4.8 如果新风经过风机盘管后送出，风机盘管的运行与否对新风量的变化有较大影响，易造成能源浪费或新风不足。

5.4.9 表 3 为现行国家标准《空气过滤器》GB/T 14295-2019 中初始状态下，空气过滤器阻力、计重效率和技术效率的相关规定。

表 3 空气过滤器额定风量下的阻力和效率

效率级别	代号	制冷季节能源消耗效率 SEER (W/W)				
		迎面风速 (m/s)	额定风量下的效率 E (%)		额定风量下的初阻力 (Pa)	额定风量下的终阻力 (Pa)
粗效 1	C1	2.5	标准试验	$50 > E \geq 20$	≤ 50	200
粗效 2	C2		尘计重效率	$E \geq 50$		
粗效 3	C3		计数效率	$50 > E \geq 10$		
粗效 4	C4		(粒径 $\geq 2.0\mu\text{m}$)	$E \geq 50$		
中效 1	Z1	2.0	计数效率 (粒径 $\geq 0.5\mu\text{m}$)	$40 > E \geq 20$	≤ 80	300
中效 2	Z2			$60 > E \geq 40$		
中效 3	Z3			$70 > E \geq 60$		
高中效	GZ	1.5		$95 > E \geq 70$	≤ 100	
亚高效	YG	1.0		$99.5 > E \geq 95$	≤ 120	

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。

5.4.10 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。因此做出较严格的规定。

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

同时由于混凝土等墙体的蓄热量大，没有绝热层的土建风道会吸收大量的送风能量，会严重影响空调效果，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。

5.4.11 空调系统的送风温度应以 $h-d$ 图的计算为准。对于湿度要求不高的舒适性空调而言，降低湿度要求，加大送风温差，可以达到很好的节能效果。送风温差加大一倍，送风量可减少一半左右，风系统的材料消耗和投资相应可减少 40% 左右，风机能耗则下降 50% 左右。送风温差在 $4^{\circ}\text{C}\sim 8^{\circ}\text{C}$ 之间时，每增加 1°C ，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，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。

5.4.12 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，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。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 5.4.12 对照来评判是否达到了本条文的要求。

5.4.13 引自现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB50189-2015 附录 D。表 5.4.13 的制表条件为：

- 1 建筑物内环境温度：供冷风时，26℃；供暖风时，20℃；
- 2 冷价 75 元/GJ，热价 85 元/GJ。

5.4.15 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。所以，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率不大于 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。需要注意的是，不只是新风管上需要设置电动风阀防止热水盘管冻裂，从节能的角度，送排风系统也应采取密闭措施。

5.4.16 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。本条文在现行国家标准《建筑节能与可再生能源

利用通用规范》GB 55015-2021 第 3.2.19 条的基础上，明确了热回收系统所占最低比例的要求。

5.4.17 现行国家标准《热回收新风机组》GB/T 21087-2020 中规定了热回收新风机组（ERV）及热回收装置（ERC）在额定工况下的制冷及制热交换效率要求见表 4。

表 4 新风热回收装置的交换效率要求

类型		交换效率（%）	
		制冷	制热
全热型 ERV 和 ERC	全热交换效率	>55	>60
显热型 ERV 和 ERC	显热交换效率	>65	>70

为进一步降低新风系统能耗，本标准中要求的热回收装置的交换效率高于现行国家标准《热回收新风机组》GB/T 21087-2020 中的要求。

我省处于严寒及寒冷地区，冬季如果结露会存在结霜可能，影响系统工作。产生霜冻取决于低温的持续时间、空气流量、空气温湿度、热回收器芯体温度和传热效率等多种因素。在选择新风热回收装置时应进行防结露校核计算。如果排出口空气相对湿度计算值大于等于 90%，应设置预热装置。

对于设置旁通阀的要求是考虑当室内外温差（焓差）过低时，进行热回收的节能量小于热回收段多消耗的风机功耗，会出现运行空气能量热回收装置不节能的情况。因此，要求系统热回收段设计旁通，并可根据室内外温差（焓差）进行旁通阀的控制。当室内外温差（焓差）不满足最小经济温差（焓差）时，新风系统运行时新风排风不经过热回收段，系统不使用其热回收功能。

5.4.18 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 60% 以上的热量和冷量,有较大的节能效果,因此应该提倡。人员长期停留的房间一般是指连续使用超过 3h 的房间。

当安装带热回收功能的双向换气装置时,应注意:

- 1 热回收装置的进、排风入口过滤器应便于清洗;
- 2 风机停止使用时,新风进口、排风出口设置的密闭风阀应同时关闭,以保证管道气密性。

5.5 末端系统

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

面层热阻的大小,直接影响到地面的散热量。实测证明,在相同的供暖条件和地板构造的情况下,在同一个房间里,以热阻为 $0.02 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$ 左右的花岗岩、大理石、陶瓷砖等做面层的地面散热量,比以热阻为 $0.10 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$ 左右的木地板为面层时要高 30%~60%;比以热阻为 $0.15 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$ 左右的地毯为面层时高 60%~90%。由此可见,面层材料对地面散热量的巨大影响。为了节省能耗和运行费用,采用地面辐射供暖方式时,要尽量选用热阻小于 $0.05 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$ 的材料做面层。

5.5.2 蒸发冷却空气处理过程不需要人工冷源,能耗较少,是一种节能的空调方式。对于我省张家口、承德等部分夏季湿球温度低、

温度日较差（即一日内最高温度与最低温度之差值）大的地区，宜充分利用其干燥、夜间凉爽的气候条件，优先考虑采用蒸发冷却技术或与人工冷源相结合的技术，降低空调系统的能耗。

5.5.3 风机的变风量途径和方法很多，通常变频调节通风机转速时的节能效果最好，所以推荐采用。本条中提到的风机是指空调机组内的系统送风机（也可能包括回风机）而不是变风量末端装置内设置的风机。对于末端装置所采用的风机来说，若采用变频方式应采取可靠的防止对电网造成电磁污染的技术措施。变风量空调系统在运行过程中，随着送风量的变化，送至空调区的新风量也相应改变。为了确保新风量能符合卫生标准的要求，同时为了使初调试能够顺利进行，根据满足最小新风量的原则，应在设计文件中标明每个变风量末端装置必需的最小送风量。

5.5.4 对于公共建筑中的高大空间采用辐射为主的供暖供冷方式，一般有明显的节能效果。尤其是在冬季，常规散热器对流供暖方式时，室内沿高度方向会形成较大的温度梯度，人员活动区要达到设计温度，就需要消耗较多的热量。辐射供暖系统由于实感温度较其他供暖方式高，因此可降低设计温度，节约能源，同时热舒适性较好。

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。

5.5.5 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。

5.5.6 现行国家标准《风机盘管机组》GB/T 19232-2019 中分别给出了高档转速下交流电机通用机组、高档转速下永磁同步电机通用机组、高档转速下交流电机干式机组、高档转速下永磁同步电机干式机组的供冷能效系数及供暖能效系数的限值。以及高档转速下交流电机单供暖机组、高档转速下永磁同步电机单供暖机组的供暖能效系数限值。采用永磁同步电机（无刷直流电机）的风机盘管与采用交流电机的风机盘管机组相比，能效提升约为 55%~65%。因此从节能的角度，推荐使用。

5.6 监测、控制与计量

5.6.1 为了降低运行能耗，供暖通风与空调系统应进行必要的监测与控制。20 世纪 80 年代后期，直接数字控制（DDC）系统开始进入我国，经过多年的实践，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中都取得了较好的效果。就目前来看，多数大、中型工程也是以此为基本的控制系统形式的。但实际情况错综复杂，作为一个总的原则，设计时要求结合具体工程情况通过技术经济比较确

定具体的控制内容。能源计量总站应具有能源计量报表管理及趋势分析等基本功能。

5.6.2 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析用能情况，提高节能意识和节能的积极性，自觉采取节能措施。目前在我省出租型公共建筑中，集中空调费用多按照用户承租建筑面积的大小，用面积分摊方法收取，这种收费方法的效果是用与不用一个样、用多用少一个样，使用户产生“不用白不用”的心理，使室内过热或过冷，造成能源浪费，不利于用户健康，还会引起用户与管理者之间的矛盾。公共建筑集中空调系统，冷、热量的计量也可作为收取空调使用费的依据之一，空调按用户实际用量收费是未来的发展趋势。它不仅能够降低空调运行能耗，也能够有效地提高公共建筑的能源管理水平。

目前已有不少单位和企业对集中空调系统的冷热量计量原理和装置进行了广泛的研究和开发，并与建筑自动化（BA）系统和合理的收费制度结合，开发了一些可用于实际工程的产品。当系统负担有多栋建筑时，应针对每栋建筑设置能量计量装置。同时，为了加强对系统的运行管理，要求在能源站房（如冷冻机房、热交换站或锅炉房等）应同样设置能量计量装置。但如果空调系统只是负担一栋独立的建筑，则能量计量装置可以只设于能源站房内。

当实际情况要求并且具备相应的条件时，推荐按不同楼层、不同室内区域、不同用户或房间设置冷、热量计量装置的做法。

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

来实现第 2 款和第 3 款的要求。

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

5.6.4 冷热源机房的控制要求。

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

2 冷水机组是暖通空调系统中能耗最大的单体设备，其台数控制的基本原则是保证系统冷负荷要求，节能目标是使设备尽可能运行在高效区域。冷水机组的最高效率点通常位于该机组的某一部分负荷区域，因此采用冷量控制方式有利于运行节能。但是，由于监测冷量的元器件和设备价格较高，因此在有条件时（如采用了 DDC 控制系统时），优先采用此方式。对于一级泵系统冷机定流量运行时，冷量可以简化为供回水温差；当供水温度不做调节时，也可简化为总回水温度来进行控制，工程中需要注意简化方法的使用条件。

3 水泵的台数控制应保证系统水流量和供水压力/供回水压差的要求，节能目标是使设备尽可能运行在高效区域。水泵的最高效率点通常位于某一部分流量区域，因此采用流量控制方式有利于运行节能。对于一级泵系统冷机定流量运行时和二级泵系统，一级泵

台数与冷机台数相同，根据连锁控制即可实现；而一级泵系统冷机变流量运行时的一级泵台数控制和二级泵系统中的二级泵台数控制推荐采用此方式。由于价格较高且对安装位置有一定要求，选择流量和冷量的监测仪表时应统一考虑。

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

（2）取二级泵环路中最不利末端回路支管上的压差信号。由于运行调节中最不利末端会发生变化，因此需要在有代表性的分支管道上各设置一个，其中有一个压差信号未能达到设定要求时，提高二次泵的转速，直到满足为止；反之，如所有的压差信号都超过设定值，则降低转速。显然，方法（2）所得到的供回水压差更接近空调末端设备的使用要求，因此在保证使用效果的前提下，它的运行节能效果较前一种更好，但信号传输距离远，要有可靠的技术保证。但若压差传感器设置在水泵出口并采用定压差控制，则与水泵定速运行相似，因此，推荐优先采用压差设定值优化调节方式以发挥变速水泵的节能优势。

5 关于冷却水的供水温度，不仅与冷却塔风机能耗相关，更会影响到冷机能耗。从节能的观点来看，较低的冷却水进水温度有利于提高冷水机组的能效比，但会使冷却塔风机能耗增加，因此对于冷却侧能耗有个最优化的冷却水温度。但为了保证冷水机组能够正常运行，提高系统运行的可靠性，通常冷却水进水温度有最低水温

限制的要求。为此，必须采取一定的冷却水水温控制措施。通常有三种做法：（1）调节冷却塔风机运行台数；（2）调节冷却塔风机转速；（3）供、回水总管上设置旁通电动阀，通过调节旁通流量保证进入冷水机组的冷却水温高于最低限值。在（1）、（2）两种方式中，冷却塔风机的运行总能耗也得以降低。

6 冷却水系统在使用时，由于水分的不断蒸发，水中的离子浓度会越来越高。为了防止由于高离子浓度带来的结垢等种种弊病，必须及时排污。排污方法通常有定期排污和控制离子浓度排污。这两种方法都可以采用自动控制方法，其中控制离子浓度排污方法在使用效果与节能方面具有明显优点。

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

8 设备保养的要求，有利于延长设备的使用寿命，也属于广义节能的范畴。

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。

5.6.5 全空气空调系统的节能控制要求。

1 风阀、水阀与风机连锁启停控制，是一项基本控制要求。实

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

2 绝大多数公共建筑中的空调系统都是间歇运行的，因此保证使用期间的运行是基本要求。推荐优化启停时间即尽量提前系统运行的停止时间和推迟系统运行的启动时间，这是节能的重要手段。

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。根据相关文献，夏季室内温度设定值提高 1℃，空调系统总体能耗可下降 6%左右。因此，推荐根据室外气象参数优化调节室内温度设定值，这既是一项节能手段，同时也有利于提高室内人员舒适度。

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

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

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

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

一设定温度。

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

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

5.6.8 对于排除房间余热为主的通风系统，根据房间温度控制通风设备运行台数或转速，可避免在气候凉爽或房间发热量不大的情况下通风设备满负荷运行的状况发生，既可节约电能，又能延长设备的使用年限。

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

采用 CO 浓度自动控制风机的启停（或运行台数），有利于在保持车库内空气质量的前提下节约能源，通过对其主要排放污染物 CO 浓度的监测来控制通风设备的运行。国家相关标准规定一氧化碳 8h 时间加权平均允许浓度为 $20\text{mg}/\text{m}^3$ ，短时间接触允许 $30\text{mg}/\text{m}^3$ 。

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

6 给水排水

6.1 一般规定

6.1.1 城市管网供水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。但国家的相关规定已经对给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，其余均应按相关标准的规定执行。

6.1.2 按照用途、付费或管理单元设置水表，对消防、卫生间、绿化景观、车库冲洗、道路浇灌等用水分别统计用水量，以便于统计每种用途的用水量和漏水量，合理控制、节约用水。

热水系统的热媒水计量水量时，在热媒管道上安装热水表，计量热媒水的使用量。热水系统的热媒水需要计量热媒水耗热量时，在热媒管道上需要安装热量表。在热媒进水管和热媒回水管上安装温度传感器，可计量热量消耗。

热水系统的热媒为蒸汽时，在蒸汽管道上需要安装蒸汽流量计进行计量。

热水系统的热源为燃气或燃油时，需要设燃气计量表或燃油计量表进行计量。

6.1.3 本条规定选用卫生器具和配件等产品时不仅要根据使用对象、设置场所和建筑标准等因素确定，还应考虑节水、节能的要求，即无论上述产品的档次多高、多低，均要满足现行国家标准《节水型卫生器具》GB/T 31436的要求。

6.1.4 给水排水管材、管件、阀门等采用耐腐蚀、抗老化、耐久性好的环保材质，既避免了水的二次污染，又减少了管材等的更换周期，同时保证所选管材等必须符合现行的产品标准的要求。

6.2 给水排水

6.2.2 建筑的各类供水系统包括给水、中水、热水、直饮水等（下同）。当采用城镇供水管网直接供水流量、压力不足时，需要设置二次加压供水设施。

1 在工程设计时，为简化系统，常按最高区水压要求设置一套供水加压泵，然后再将低区的多余水压采用减压或调压设施加以消除，显然，被消除的多余水压是无效的能耗。因此，对于建筑高度较高的公共建筑，合理分区设置加压泵，可避免或减少无效能耗。

3 控制用水点处供水压力是给水系统节水中最为关键的一个环节。给水额定流量是为满足使用要求，用水器具给水配件出口在单位时间内流出的规定出水量。流出水头是保证给水配件流出额定流量，在阀前所需的水压。用水点处供水压力大于用水器具的流出水头时，用水器具实际流量超过额定流量的现象，称超压出流现象。该实际流量与额定流量的差值，为超压出流量。超压出流不但会破坏给水系统水量的正常分配，影响用水工况，同时因超压出流量为无效用水量，造成了水资源的浪费。给水系统应采取措施控制超压出流现象，采取减压措施，避免造成浪费。

6.2.3 常用的加压供水方式包括高位水箱供水、气压供水、变频调速供水和管网叠压供水等，应针对工程性质、特点、市政供水条件选择合适的加压方式，在工程设计中，在考虑节能节水的同时，还

需兼顾其他因素，如顶层用户的水压要求、市政水压、水量等供水条件、供水的安全性、用水的二次污染等问题。

为了减少输送管网长度，给水泵房宜设置在建筑物（群）用水负荷的中心部位。

条件许可时，水泵吸水池（箱）的设置位置宜减少与用水点的高差，宜高位设置。

当水泵和吸水池设置在建筑物地下室时，吸水池（箱）宜设在最接近地面上用水点的地下室上部位置，尽量减少水泵的提升高度；但要注意给水泵房位置还必须满足隔声和隔振等要求，避免在贴邻居室的正下方设置水泵；必要时可将吸水池尽量设置在地下室上部，水泵设置在远离居室的地下室下部。

6.2.4 本条规定的目的在于当采用变频供水系统供水时，简单的认为水泵机组采用了变频调速控制就是节能的供水方式是不科学的，变频调速控制的节能在于，一是，合理选择供水泵参数及台数；二是，控制水泵供水量与管网用水量相匹配，保证供水机组能高效地向系统提供足够但不多余的水量和水压；三是，保证供水机组的水泵工作在高效区。

1 给水泵的能耗在给排水系统的能耗中占有很大的比重，因此给水泵的选择应在给水管网水力计算的基础上进行，从而保证水泵选型正确，工作在高效区内。变频调速泵在名义转速时的工作点，应位于水泵高效区的末端（右侧），以使水泵大部分时间在高效区运行。

2 当给水流量大于 $10\text{m}^3/\text{h}$ 时，变频泵组工作水泵由 2 台以上水泵组成比较合理，一套设备中配置 2 台~4 台水泵基本可以满足绝

大多数用户的正常用水需要，根据用水特点自动控制水泵的启停台数，同时兼顾到经济合理及有利于增压水泵房在工程设计中的灵活布置。

3 对用水量不均匀程度较高的建筑，如夜间用水量很小的公共建筑，往往会造成水泵偏离高效区运行，增加了水泵运行能耗。设置小流量泵，气压罐可以根据建筑的用水量、用水均匀性合理选择大泵、小泵搭配，泵组也可以配置气压罐，供小流量用水避免水泵频繁启动，保证系统供水平稳，以降低能耗，充分发挥频供水设备的节能效果。

4 有条件时每台水泵设置变频器，根据系统流量变化自动调节泵组转速，并实现多工作泵情况下的效率均衡，无论泵组运行工况如何变化及设备使用场合多么不同，泵组始终在高效区运行，不会出现能耗浪费现象，达到节能效果。还有更理想节能效果的控制，在自动控制中加入水泵曲线参数控制功能：（1）按照水泵检测的性能曲线做水泵小流量控制检测，避免水泵过小流量运行；（2）在水泵运行过程中能够较为准确的按照效率来调整水泵转速，以及运行数量，达到系统最优的运行模式；（3）在水泵大流量运行工况时，能够有效的根据曲线的限制，防止水泵偏离曲线过载运行，有效的保证水泵运行的安全性。

6.2.5 本条是针对有些工程将部分或全部地面以上的污废水先排入地下污水池、泵房，再用污水提升泵排入室外管网而提出的。这种做法既浪费能源又不安全。

6.2.6 本条强调给水调节水池或水箱（含消防水池、水箱）设置溢流信号管和报警装置的重要性，据调查，有不少水池、水箱出现过

溢水事故，不仅浪费水，而且易损害建筑物、设备，造成财产损失。因此，水池、水箱不仅应设溢流管，还应设置溢流信号管和溢流报警装置，并将其引至有人正常值班的地方。

当建筑物内设有中水、雨水回用给水系统时，水池（箱）溢水和废水均宜排至中水、雨水原水调节池，加以利用。

6.3 热水系统

6.3.1 当公共建筑中设置集中生活热水系统时，必然涉及到热源选择的问题，本条提出了集中生活热水系统热源选择的一般原则。在公共建筑热源选择时，可考虑多种能源互补。

6.3.2 对于公共建筑，当有盥洗、洗浴等热水用水需求时，应优先采用太阳能作为热源，由于用水比较规律、集中、易于控制等原因，所以采用集中式太阳能热水系统进行集中管理较为合适，通过技术优化最大限度的优先利用太阳能，减少辅助热源的用量。

对于用户采用集中式太阳能生活热水供应时，通常应根据建筑功能、安装条件、用热水规律、使用者要求等因素综合确定。热水系统通常由热水供回水管网、太阳能集热器、储热水箱、水泵、连接管道、控制系统和辅助能源加热设备组成。

1 生活热水使用主要包括洗澡、盥洗、洗衣、厨房用热水等日常活动。其中，洗澡用热水是用量占日常用热水量的主要部分。根据河北省居民用水特点和经验做法，为避免系统设计偏大，如用户无特殊需求，建议平均日热水用水定额取值参考《建筑给水排水设计标准》GB 50015-2019 表12 的数值，并取标准下限值。

2 根据《民用建筑绿色性能计算规程》JGJ/T 449，系统设计与

评价指标应从工程意义以及考察重要性出发，太阳能热水系统热损比为其中的重要指标。尽可能减少太阳能热水系统的散热损失，可促进系统对热量的有效利用，越小的系统热损比，能够反映系统具有更好的热性能。因此，为了减少太阳能热水系统散热损失造成的太阳能和辅助能源的浪费，应将系统散热损失控制在合理范围内，根据实际工程测试结果和模拟计算分析，太阳能热水系统热损比应不大于0.6。当太阳能热水系统热损比大于0.6时，考虑系统综合热效益与经济性，应采取其他技术措施。

3 太阳能有效利用率即由太阳能提供的生活热水热量的比例。根据“两进两出”能量平衡关系，计算太阳能有效利用率时应扣除系统热损失量，表征将采集的太阳能尽可能地输送到用户端被有效地利用，是衡量系统热性能的重要指标。通过吨热水成本权衡判断，系统太阳能有效利用率应不小于40%。

6.3.3 设计中除遵守本标准的条文外，还应遵循现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015、《民用建筑太阳能热水系统应用技术标准》GB 50364和河北省地方标准《民用建筑太阳能热水系统一体化技术规程》DB13(J) 77、《高层民用建筑太阳能热水系统应用技术规程》DB13(J) 158等的相关规定。

6.3.4 生活热水系统除有其他蒸汽使用的要求外，不可采用燃气锅炉制备高温高压蒸汽，再进行热交换供应生活热水。因为高温蒸汽焓值远高于热水，将低温水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，应避免。并对燃气作为生活热水热源时，锅炉在额定工况下的热效率作出规定。

6.3.5 对采用空气源热泵热水机（器）作为生活热水热源的能效规

定。

本条的能效等级数据是依据现行国家标准《热泵热水机（器）能效限定值及能效等级》GB 29541中能效等级1级水平，在设计和选用空气源热泵热水机组时，推荐采用达到节能认证的产品。

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

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

6.3.6 本条包括太阳能热水系统辅助热源的加热设备。选择低阻力的加热设备，是为了保证冷热水用水点的压力平衡。安全可靠、构造简单、操作维修方便是为了保证设备正常运行和保持较高的换热效率。设置自动温控装置是为了保证水温恒定，提高热水供水品质并有利于节能节水。

6.3.7 《建筑给水排水设计标准》GB 50015 中规定，办公楼集中盥洗室仅设有洗手盆时，每人每日热水用水定额为5L～10L，热水用量较少，如设置集中热水供应系统，管道长，热损失大，为保证热水出水温度还需要设热水循环泵，能耗较大，故限定仅设有洗手盆

的建筑，不宜设计集中生活热水供应系统。办公建筑为仅有集中盥洗室的洗手盆供应热水时，可采用小型储热容积式电加热热水器供应热水。

对于管网输送距离较远。用水量较小的个别热水用户（如需要供应热水的洗手盆），当距高集中热水站室较远时，可以采用局部、分散加热方式，不需要为个别热水用户敷设较长的热水管道，避免造成热水在管道输送过程中的热损失。热水用量较大的用户，如浴室、洗衣房、厨房等，宜设计单独的热水回路，有利于管理与计量。

6.3.8 本条对生活热水供水温度要求。过高的供水温度不利于节能。集中生活热水的供水温度越高，管内外温差和热损失越大。同时为防止结垢，给出设计温度的上限。在保证配水点水温的前提下，可根据热水供水管线长度、管道保温等情况确定合适的供水温度，以缩小管内外温差，减少热损失，节约能源。

供水压力平衡的设计要求，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。其保证措施包括冷水、热水供应系统分区一致，减少热水管网和加热设备的系统阻力，淋浴器处设置能自动调节水温功能的混合器、混合阀等。

6.3.9 为保证热水系统的热损失，减少热水能耗，需要对系统中的主要部件进行保温。供回水管、加热器、储水箱是热水系统的主要部件，做好保温可以降低热水系统的能耗。

6.3.10 为避免使用热水时需要放空大量冷水而造成水和能源的浪费，集中生活热水系统应设循环加热系统。热水循环系统必须采取

保证循环效果的有效措施，其具体措施有：热水供回水管道同程布置、设温控循环阀、流量平衡阀、小循环泵、导流三通、大阻力短管等循环阀件、泵、管件。规定配水点最低出水温度出水的时间公共建筑 $\leq 10\text{s}$ ，是为了满足节水、节能和使用要求。当热水用水点距水表或热水器较远时，需采取其他措施，例如：集中热水供水系统在用水点附近增加热水和回水立管并设置热水表。

7 电 气

7.1 一般规定

7.1.3 建筑设备监控系统可以自动控制建筑设备的启停，使建筑设备工作在合理的工况下，从而大量节约建筑物的能耗。

7.2 供配电系统

7.2.1 当用电设备总容量在 250kW 及以上或变压器容量在 160kV·A 及以上时，宜以 10（6）kV 供电；当用电设备总容量在 250kW 以下或变压器容量在 160kV·A 以下时，可由低压供电。

7.2.2 变电所要靠近负荷中心，各级配电都要尽量减少供电线路的距离，可降低电能损耗、提高电压质量、节省线材，这是供配电系统设计时的一条重要原则。

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

7.2.6 大型用电设备、大型可控硅调光设备一般指 250kW 及以上的设备。

7.2.7 非空调季专用变压器可停运以节约能耗。

7.3 电气产品选择与控制

7.3.1 1 为降低能耗，推广使用更节能变压器。

3 该接线组别的变压器比 Y, yn0 接线组别的变压器具有明显优点, 限制了三次谐波, 降低了零序阻抗, 即增大了相零单相短路电流值, 对提高单相短路电流动作断路器的灵敏度有较大作用。

7.3.2 当需要调速时, 水泵、风机采用变频控制有利于节约电能。其他一些机电设备或装置也应有针对性地采取一些节能控制措施。

7.4 照 明

7.4.1 室内照明功率密度值 (LPD) 的限值在现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 基础上可以实现再降低 10%, 本规定为推广更加节能的灯具, 淘汰不符合节能要求的产品。

7.4.4 随着照明技术的发展, LED 光源逐步替代气体放电光源。LED 光源具有环保、寿命长、效率高等优点, 除特殊要求场所, 推荐使用 LED 灯具。荧光灯由于汞的使用不环保, 逐步淘汰。灯具安装高度较高的场所 (通常情况灯具安装高度高于 8m)。金属卤化物灯具有显色性好、光效高、寿命长等优点, 因而得到普遍应用。高压钠灯光效更高, 寿命更长, 价格较低, 但其显色性差, 不推荐室内经常有人工作的场合应用。大功率 LED 灯具具有金属卤化物灯的各项优点, 比其更环保节能, 逐步取代金属卤化物灯具。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, 推荐使用发光二极管 (LED) 照明灯。

7.4.6 同一场所的不同区域有不同照度要求时, 为节约能源, 贯彻照度该高则高、该低则低的原则, 应采用分区一般照明; 对于部分作业面照度要求高, 但作业面密度又不大的场所, 若只采用一般照

明，会大大增加安装功率，因而是很不合理的，应采用混合照明方式，即增加局部照明来提高作业面照度，以节约能源，这样做在技术经济方面是合理的。

7.4.7 漫射发光顶棚的照明方式光损失较严重，不利于节能。

7.4.8 本条规定了照明控制的要求：

1 在白天自然光较强，或在深夜人员很少时，可以方便地用手动或自动方式关闭一部分或大部分照明，有利于节电。分组控制的目的，是为了将同一场所中天然采光充足或不充足的区域分别开关。

3 就地感应控制包括红外、雷达、声光等探测器的自动控制装置。

4 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。

7.5 电能监测与计量

7.5.1 采用电能管理系统能监控并降低大型公建的能耗，电能监测与计量系统至少包括各层、各区域、各季节用电量的统计、分析。

7.5.2 建筑功能区域主要指锅炉房、换热机房等设备机房、公共建筑各使用单位、商店各租户、酒店各独立核算单位、公共建筑各楼层等。

8 可再生能源利用

8.1 一般规定

8.1.1~8.1.3 2022年6月30日，住房和城乡建设部、国家发展改革委发布《关于印发城乡建设领域碳达峰实施方案的通知》（建标〔2022〕53号）。实施方案第二条“建设绿色低碳城市”第九款“优化城市建设用能结构”中指出在太阳能资源较丰富地区及有稳定热水需求的建筑中，积极推广太阳能光热建筑应用。因地制宜推进地热能、生物质能应用，推广空气源等各类电动热泵技术。到2025年城镇建筑可再生能源替代率达到8%。引导建筑供暖、生活热水、炊事等向电气化发展，到2030年建筑用电占建筑能耗比例超过65%。推动开展新建公共建筑全面电气化，到2030年电气化比例达到20%。推广热泵热水器、高效电炉灶等替代燃气产品，推动高效直流电器与设备应用。推动智能微电网、“光储直柔”、蓄冷蓄热、负荷灵活调节、虚拟电厂等技术应用，优先消纳可再生能源电力，主动参与电力需求侧响应。探索建筑用电设备智能群控技术，在满足用电需求前提下，合理调配用电负荷，实现电力少增容、不增容。根据既有能源基础设施和经济承受能力，因地制宜探索氢燃料电池分布式热电联供。推动建筑热源端低碳化，综合利用热电联产余热、工业余热、核电余热，根据各地实际情况应用尽用。充分发挥城市热电供热能力，提高城市热电生物质耦合能力。

8.2 太阳能系统

8.2.1~8.2.3 2022年5月14日，国家发展改革委、国家能源局印发《关于促进新时代新能源高质量发展的实施方案》，方案指出要实现到2030年风电、太阳能发电总装机容量达到12亿千瓦以上的目标，推进新能源在工业和建筑领域的应用，在具备条件的工业企业、工业园区，加快发展分布式光伏、分散式风电等新能源项目，支持工业绿色微电网和源网荷储一体化项目建设，推进多能互补高效利用，开展新能源电力直供电试点，提高终端用能的新能源电力比重。推动太阳能与建筑深度融合发展。完善光伏建筑一体化应用技术体系，壮大光伏电力生产型消费者群体。到2025年，公共机构新建建筑屋顶光伏覆盖率力争达到50%；鼓励公共机构既有建筑等安装光伏或太阳能热利用设施。

2022年6月30日，住房和城乡建设部、国家发展改革委发布《关于印发城乡建设领域碳达峰实施方案的通知》（建标〔2022〕53号）。实施方案第二条“建设绿色低碳城市”第九款“优化城市建设用能结构”中指出推进建筑太阳能光伏一体化建设，到2025年新建公共机构建筑、新建厂房屋顶光伏覆盖率力争达到50%。推动既有公共建筑屋顶加装太阳能光伏系统。加快智能光伏应用推广。

本条在《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015-2021第5.2.1条的基础上，提出了太阳能光伏组件布置的比例要求，这里的全部屋面水平投影面积是指可有效利用的屋面总面积，不包括被设备、水箱间、机房等占用的屋面面积。

当采用光伏建筑一体化（BIPV）技术时，应满足现行国家标准

《建筑光伏系统应用技术标准》GB/T 51368 及《光伏与建筑一体化发电系统验收规范》GB/T 37655 等相关要求。

8.2.4 太阳总辐射年辐照量等级参见现行国家标准《太阳能资源等级 总辐射》GB/T 31155。

8.2.5 太阳能保证率是影响太阳能热利用系统经济性能的重要指标，本条规定的保证率取值参考现行国家标准《可再生能源建筑应用工程评价标准》GB/T 50801 的有关规定。

8.2.6 太阳能是间歇性能源，在系统中设置其他辅助热源，其目的是保证其可靠性。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、地热等其他可再生能源。

8.3 地源热泵系统

8.3.1 全年冷、热负荷不平衡，将导致地埋管区域岩土体温度持续升高或降低，从而影响地埋管换热器的换热性能，降低运行效率。因此，地埋管换热系统设计应考虑全年冷热负荷的影响。当两者相差较大时，宜通过技术经济比较，采用辅助散热（增加冷却塔）或辅助供热的方式来解决，一方面经济性较好，另一方面也可避免因吸热与释热不平衡导致的系统运行效率降低。

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

地埋管地源热泵系统最大释热量与空调设计冷负荷相对应。供冷工况下，释放到循环水中的总热量包括：热泵机组释放到循环传热介质中的热量（空调冷负荷和机组压缩机功耗），传热介质在输

送过程中的得热以及水泵释放到传热介质中的热量。即最大释热量 $=\Sigma[\text{空调冷负荷} \times (1 + 1/EER)] + \Sigma \text{ 输送过程得热量} + \Sigma \text{ 水泵释放热量}$ 。

地理管地源热泵系统最大吸热量与空调设计热负荷相对应。供热工况下循环水的总吸热量包括：热泵机组从循环传热介质中吸收的热量（空调热负荷，并扣除机组压缩机功耗），传热介质在输送过程中的失热量以及扣除水泵释放到传热介质中的热量。即最大吸热量 $=\Sigma[\text{空调热负荷} \times (1 - 1/COP)] + \Sigma \text{ 输送过程失热量} - \Sigma \text{ 水泵释放热量}$ 。

8.3.3 不同地区岩土体、地下水或地表水水温差别较大，设计时应按实际水温参数进行设备选型。末端设备应采用适合水源热泵机组供、回水温度的特点的低温辐射末端，保证地源热泵系统的应用效果，提高系统能源利用率。

8.3.4 采用热回收型水（地）源热泵机组，应根据建筑物的空调、生活热水负荷特点，合理选配设备，同时应有可靠的工况转换与温度控制措施，保证系统在各种工况条件下正常运行，并保证其实际能效比高于非热回收式，投资回报率在合理范围内。

对于全年要求供应热水的工程，为提高机组的利用效率，应选用全部热回收型机组。

8.3.5 本条规定了水（地）源热泵机组在名义制冷工况和规定条件下的全年综合性能系数（*ACOP*）的要求。按照现行国家标准《水（地）源热泵机组能效限定值及能效等级》GB 30721-2014 规定的能效等级中的一级能效等级。

8.4 空气源热泵系统

8.4.1 采用低环境温度空气源热泵（冷水）机组的要求。现行国家标准《低环境温度空气源热泵（冷水）机组能效限定值及能效等级》GB 37480-2019 中能效指标为 1 级时对应的性能系数要求如表 5。对于涵盖不同额定出水温度工况的产品，应测试每个出水温度工况下的能效指标，均不应小于表中所对应的指标规定值。

低环境温度空气源热泵（冷水）机组具有供冷和供热功能，比较适合在不具备集中热源的地区，或是在集中热源未运行时需要提前或延长供暖的情况使用。冬季设计工况下机组的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。我省冬季寒冷，空气源热泵在室外温度较低的工况下运行，将使机组制热（ COP ）太低，失去热泵机组节能优势；因此必须计算冬季设计工况下机组的（ COP ），当热泵机组失去节能上的优势时就不宜在冬季采用。低环境温度空气源热泵（冷水）机组在冬季设计工况下的制热性能系数（ COP ）的要求与《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015-2021 第 5.4.3 条一致。

为提高机组部分负荷性能，推荐采用变频机组；或多压缩机并联，共用室外侧换热器模式，采取分级启停控制。

表 5 低环境温度空气源热泵（冷水）能效指标 1 级对应的性能系数

名义制热量（或名义制冷量）kW	额定出水温度	综合部分负荷性能系数[IPLV] (H), W/W]
	℃	
$H \leq 35$ （或 $CC \leq 50$ ）	35 ⁽¹⁾	3.40
	41 ⁽²⁾	3.20

续表 5

名义制热量（或名义制冷量）kW	额定出水温度 ℃	综合部分负荷性能系数[IPLV (H) , W/W]
$H \leq 35$ （或 $CC \leq 50$ ）	55 ⁽³⁾	2.30
$H > 35$ （或 $CC > 50$ ）	35	3.40
	41	3.00
	55	2.10
(1) 主要适用于低温辐射采暖末端，如地板采暖等。 (2) 主要适用于强制对流采暖末端，如风机盘管、强制对流低温散热器等。 (3) 主要适用于自然对流和辐射结合的采暖末端，如风机盘管、低温散热器等。		

8.4.2 采用低环境温度空气源热泵热风机的要求。现行国家标准《房间空气调节器能效限定值及能效等级》GB21455-2019 中能效指标为 1 级时对应的性能系数要求如表 6。

表 6 低环境温度空气源热泵热风机能效指标 1 级对应的性能系数

名义制热量 (HC) W	制热季节性能系数 (HSPF, W/W)
$HC \leq 4500$	3.40
$4500 < HC \leq 7100$	3.30
$7100 < HC \leq 14000$	3.20

低环境温度空气源热泵热风机在冬季设计工况下的制热性能系数 (COP) 的要求与《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015-2021 第 5.4.3 条一致。

8.4.3 表 5.2.11-3 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效等级》GB 21454-2021 中低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组能源效率等级为 1 级时的能效限定值要求。

低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组是指采用电机驱动的压缩机，可在不低于-25℃的环境温度下制取热风的多联式热泵（空调）机组，简称低温多联机，*HSPF* 是其制热季节性能系数。

附录 A 透光围护结构热工性能

编制组经调查研究,认真总结实践经验,参考相关标准和规范,广泛征求意见,给出本附录整窗、型材、玻璃的热工性能参数。门窗应根据所在地区的气候、环境、使用功能和建筑设计要求进行设计,应符合城市规划、安全、环保、节能、隔声、减排等有关规定。

整窗(门)传热系数 K 值和太阳得热系数 $SHGC$ 值与型材配置、玻璃配置、玻璃间隔条材料、框玻比等均有关。不同的材质和厚度的玻璃间隔条对窗框和玻璃之间的线传热系数有较大影响,进而影响整窗的传热系数。玻框比根据不同型材可视面宽度不同而有所区别。采用 Low-E 玻璃时,要综合考虑膜层对 K 值和 $SHGC$ 值的影响,膜层数越多, K 值越小,同时 $SHGC$ 值也越小。当需要 $SHGC$ 值较小时,膜层宜位于第 2 (最外片玻璃的内侧)、4 面;当需要 $SHGC$ 值较大时,膜层宜位于第 3、5 面,当膜层位于第 3、5 面时,需采用膜面特殊控制工艺,兼顾外观与性能。需要注意的是不同厂家的膜系参数会略有差异。

通过对门窗、玻璃、型材厂家的调研和模拟计算,满足整窗传热系数不大于 $1.6 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的要求时,中空玻璃(真空玻璃除外)的配置应达到三玻两腔,并采用 Low-E 膜。型材的参数均应不低于表下“注”的相关要求,但当采用真空玻璃时,型材参数可通过设计计算进行调整。

表中给出的数据考虑大多数厂家的平均性能水平,实际应用中不限于表中给出的各项参数和配置,其他设计产品性能以实验室检测数据为准。

附录 B 管道与设备绝热厚度

B.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 B.0.1 的制表条件为：

1 按经济厚度计算，还贷期 6 年，利息 10%，使用期按张家口 146d（3504h）。

2 绝热材料导热系数按下列公式计算：

$$\text{柔性泡沫橡塑：} \quad \lambda = 0.034 + 0.00013t_m \quad (1)$$

$$\text{离心玻璃棉：} \quad \lambda = 0.031 + 0.00017t_m \quad (2)$$

$$\text{聚氨酯：} \quad \lambda = 0.0275 + 0.00009t_m \quad (3)$$

式中： λ —— 导热系数[W/（m·K）]；

t_m —— 绝热层平均温度℃。

3 室内环境温度 20℃，风速 0m/s。

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

$$\delta' = (T_o - T_w) / T_o)^{0.36} \cdot \delta \quad (4)$$

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（℃）。

B.0.2 表 B.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、聚氨酯发泡导热系数计算公式应符合本标准第 B.0.1 条的规定。