

GB/T 25857《低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组》编制说明

（征求意见稿）

一、工作简况

1 任务来源

【编制依据】：2021 年度第一批推荐性国家标准计划及相关标准外文版计划的通知（国标委发[2021]12 号），计划编号 20210715-T-604。

【项目概况】：计划项目名称：低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组；计划完成时间：2022 年；计划下达时的主要起草单位：珠海格力电器股份有限公司、合肥通用机电产品检测院有限公司等。

2 主要工作过程

标准修订立项调研：

中国是全球最大的制冷空调产品生产、消费和出口国，制冷用电量占社会总用电量的15%以上，其中工商空调占制冷领域的15%（年耗电量 2.2×10^{11} 度，约为2.3个三峡电站的年发电量）

随着我国北方地区“煤改清洁能源”采暖工程的深入推进，涉及区域越加广泛，以及用户对采暖产品多样性的需要，各式低温热泵开始受到广泛关注，据《中国清洁供暖行业年度研究报告（煤改电）》统计，空气源热泵采暖在2017 年整体内销总量为55.6万台（数据不含热风机），同比增长158.2%，从总体空气源热泵采暖市场内销量占比来看，户式采暖占比超过90%，热泵供暖产品与纯电供暖产品相比，具有明显的节能优势。

目前，GB/T 25857《低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组》存在以下不足之处：

1）适用环境温度应当进一步拓展至-25℃等更低温的环境，以满足整个寒冷地区甚至部分严寒地区的要求；

2）GB/T 18837和GB/T 25857性能评价等指标存在不一致，目前GB/T 25857 采用IPLV(H)进行评价，而GB/T 18837 则采用APF体系（HSPF、SEER、APF等）评价，应当统一性能评价方法，即GB/T 25857 也采用APF进行评价。

3）从2015年起，冷标委组织开展《低环境温度空气源热泵热风机》（JB/T 13573-2018）、GB/T 25127.1《低环境温度空气源热泵（冷水）机组 第1部分：工业或商业用及类似用途的热泵（冷水）机组》（2020年发布）和GB/T 25127.2《低环境温度空气源热泵（冷水）机组 第2部分：户用及类似用途的热泵（冷水）机组》（2020年发布）等低温热泵产品标准的研究和制修订工作，

为适应北方采暖市场需要以及低温热泵技术的发展情况，标委会组织企业成立标准起草组，开展《低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组》标准修订立项调研工作，并组织企业和行业专家分别于2018年12月28日（广东珠海）和2019年5月23日（安徽合肥）召开标准研讨会，讨论确定标准研究方向和产品评价方法。

起草阶段：

标准制定计划下达之后，在冷标委秘书处的组织下，于2017年7月成立了以“珠海格力电器股份有限公司”为牵头单位的“低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组”标准起草工作组，随即提出了工作方案，确定了进度安排，在结合现行低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组标准的实际试验情况以及数据统计的基础上，全面归纳总结，于2021年6月编制完成了《低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组》标准的征求意见稿草案，并在内部组织了多次讨论和修改。2021年10月，秘书处组织在珠海召开了第三次标准工作会议，对标准草案进行了讨论并制定了下一阶段的工作计划；会后，起草组根据会议意见和建议，修改完善了标准稿件，形成的标准征求意见稿在经组长审核后于2021年10月31日提交至冷标委秘书处。

二、标准编制原则和主要内容

1、标准编制原则

本标准在修订工作中参考现在低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组市场的需求以及现行标准实际使用情况，综合考量；标准制定与试验验证、产业推进相结合，统筹推进。

本标准在结构编写和内容编排等方面依据 GB/T 1.1-2020《标准化工作导则 第1部分：标准的结构和编写》进行编写。在确定本标准主要技术性能指标时，综合考虑生产企业的能力和用户的利益，寻求最大的经济、社会效益，充分体现了标准在技术上的先进性和技术上的合理性。

2、标准主要内容

由电动机驱动的低环境温度空气源多联式热泵(空调)机组(以下简称“机组”)的术语和定义、型式与基本参数、要求、试验方法、检验规则、标志、包装和贮存。

本文件适用于采用风冷冷凝器、全封闭型电动机驱动压缩机，应用在海拔不高于1000m、室外环境温度不低于-25℃的气候条件下制热(冷)的多联式空调(热泵)机组。

3、主要技术差异

- 修改了标准的适用范围(见第1章)；
- 新增了规范性引用文件(见第2章)；
- 修改了“低环境温度空气源多联式热泵(空调)机组”的定义，删除了“制热综合性能系数”定义，新增了“名义制热量”等定义(见第3章)；
- 增加了“按室内机的结构形式”(落地式、壁挂式、吊顶式)、“按室内机的送风型式”(直接吹出型、接风管型)、“按机组名义制热量”(户用型：≤18kW、工商业用型：>18kW)和“按产品功能”(单冷型、热冷型)的分类，删除了“按机组使用气候环境”(T1、T2、T3型)的分类(见第4章)；
- 调整了型号的编制要求(见4.2)；
- 删除了“机组工作的环境温度”(见2010版4.3.3)；
- 修改了“试验工况”(见4.3.2, 2010版4.3.3)；
- 删除了“部分负荷测试工况”(见2010版4.3.4)；
- 修改了机组的“一般要求”，删除了部分外观要求、涂层要求与材料要求，新增机组的保温要求、化霜水要求和测试要求，将电磁兼容要求移至安全要求(见5.1和5.3)；
- 调整了名义制热(制冷)量的限值要求，修改了“制热消耗功率”、“低温制热消耗功率”、“低温制热量”、“名义制冷消耗功率”的性能要求(见5.2)；
- 修改了“制冷系统密封性能”、“最大运行制热”、“自动除霜”、“最小运行制冷”、“凝露”和“凝结水排除能力”的性能要求；增加了“低温运行制冷”的性能要求(见5.2)；
- 修改了“辅助电热装置制热消耗功率”要求，增加辅助电热装置制热运行温度的相关要求(见5.2.7)；
- 删除了“制冷综合性能系数”和“制热综合性能系数”的性能要求(见2010版5.2.20)，增加了“名义制热性能系数”、“低温制热性能系数”、“制热季节性能系数”和“名义制冷能效比”的性能要求(见5.2.10)；
- 修改了“噪声”的性能要求和“室外机噪声限值”(见5.2.19和表4)；
- 增加了“待机功率”的性能要求(见5.2.20)；
- 增加了“试验条件”(见6.1.2)；
- 增加了“机组工况”的试验条件(见6.1.2, 2010版6.2.1)；
- 修改了“仪器仪表的型式及准确度”的试验条件(见6.1.6, 2010版6.1.2)；
- 修改了机组连接方式(见图1至图4)；
- 删除了机组“辅助元件”的试验要求(见2010版6.2.6)；
- 修改了机组额定电压和额定频率偏差的试验要求(见6.2.1, 2010版6.2.2)；
- 修改了机组室内、室外机连接的试验要求(见6.2.2, 2010版6.2.3)；
- 增加了机组制热时室内机风机转速的试验要求(见6.2.4)；
- 修改了机组“连接管长度”的试验要求(见6.2.5 a)，2010版6.2.5)；
- 增加了机组“配置率”和“内机台数”的试验要求(见6.2.5 b)；
- 增加了机组室内机“机外静压”和“安装高度”的试验要求(见6.2.6, 2010版6.2.4)；
- 增加了机组室内机“名义制热量”的试验要求(见6.2.7)；
- 增加了机组室内机“单位制热量实测风量”的试验要求(见6.2.8)；
- 删除了“室内机制冷量试验”、“室内机消耗功率试验”、“室内机制热量试验”、“制冷综合性能系数试验”、“制热综合性能系数试验”、“机组的分流不平衡率试验”、“电镀件盐雾试验”和“涂漆件的漆膜附着力试验”的试验方法(见2010版6.3)；

——修改了“运转试验”、“名义制冷量试验”、“名义制热量试验”、“最小运行制冷试验”、“最小运行制热试验”、“低温运行制冷试验”、“自动除霜试验”和“噪声试验”的试验要求（见6.3）；

——增加了“待机功率试验”、“低温制热量试验”、“低温制热消耗功率试验”和“性能系数试验”的试验方法（见6.3）；

——修改了“辅助电热装置制热消耗功率试验”要求，增加辅助电热装置制热运行温度的试验方法（见6.3.7）；

——修改了机组待机功率试验（详见6.3.20）；

——修改了“型式检验”规则（见7.3）；

——修改了“标志”要求（见8.1.1）；

——修改了“包装”要求（见8.2.3）；

——删除了“低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组制热综合性能系数的实验和计算方法”（见2010版附录A）；

——删除了“低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组的型号编制”（见2010版附录B）；

——新增了“制热季节性能系数的试验和计算方法”（见附录A）；

——新增了“低温多联式热泵（空调）机组待机功率的试验”（见附录B）

4、解决的主要问题

本标准于2010年首次发布，未进行过修订，本次是第一次修订。

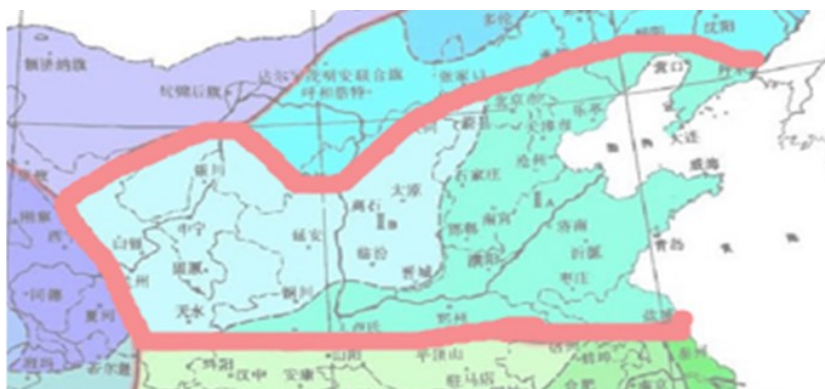
低温空气源热泵（冷水）机组是北方“煤改电”的主力军，标准首次发布时，还没有推行“煤改电”政策，市面上的机组比较少，企业的研发重心也没有放在低温热泵上。随着2016年北京市加快“煤改电”的脚步，低温空气源热泵如雨后春笋，2010年发布的标准好多条款已经不能满足行业发展的需要，尤其是低温工况下的性能要求和更合适的能效评价体系等方面的修订更是迫在眉睫。

三、主要试验（或验证）情况

本次标准制定，针对的现行老标准中的能效评价方法及能效限定值是大家关心的重点之一。修改能效评价体系的原因主要有以下几个方面。低温空气源热泵的目前的能效评价体系采用的是 IPLV，而服务于相同功能建筑的多联机、风管机和单元机等目前采用的是 APF 的评价体系，两套不同的评价体系没有可比性，不利于设计人员和消费者清晰的了解哪种系统更适合某个工程；IPLV 计算公式中的 a、b、c、d 划分界限不明确，而 APF 中外界环境温度是按照 1℃ 的温频进行负荷计算和开机发生小时数进行统计，更为准确精细；低温空气源热泵机组的性能受室外工况的影响更为显著；对于使用风冷冷凝器的机组来说，无论是制冷还是制热，室外工况对机组的性能影响更大。利用机组运行时间和室外气象参数可以更清晰的获得机组运行的室外温度发生时间。而对于使用水冷冷凝器的机组，其性能主要取决于冷却塔的出水温度，冷却塔的出水温度取决于冷却塔性能和环境的湿球温度；空气源热泵采用 APF 评价指标已成为国际共识，比如房间空调器、多联机、单元机等国际上普遍采用 APF 评价体系。新的能效评价方式使得对 APF 的试验验证成为重点，在冷标委的组织协调下，清华大学、珠海格力电器股份有限公司等十几个科研机构和企业积极参与标准的研究工作：

1) 名义工况的确定

低温热泵主要用于 GB 50176《民用建筑热工设计规范》规定的寒冷地区：

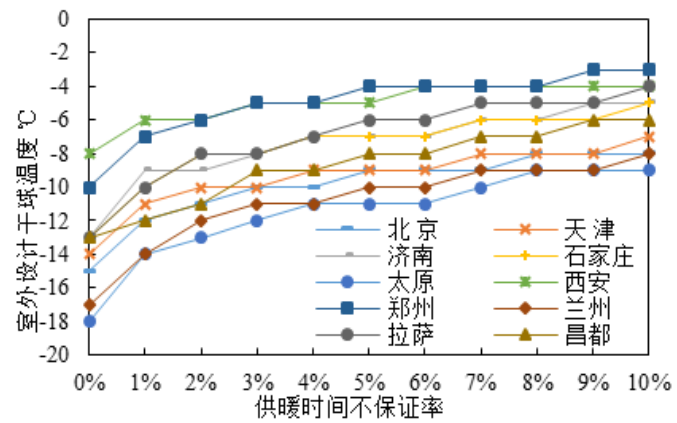


适用环境温度	制热分区类型	GB 50176 建筑热工分区	GB 50352 建筑气候区划
不低于 2℃	制热 A 区型	夏热冬暖地区	Ⅳ区
不低于-7℃	制热 B 区型	夏热冬冷地区及温和地区	Ⅲ区和Ⅴ区
不低于-25℃	制热 C 区型 制热 C 区（高寒）型	寒冷地区	Ⅱ区、Ⅶ _D 区 Ⅵ _C 区
不低于-35℃	制热 D 区型 制热 D 区（高寒）型	严寒地区	Ⅰ区、Ⅶ _A 、Ⅶ _B 、Ⅶ _C 区 Ⅵ _A 、Ⅵ _B 区

空气源热泵空气侧名义工况确定原则，选取干球为温度应保证各区域主要城市的采暖安全，其供暖时间不保证率均低于 3%，并高于主要城市的室外采暖计算温度。

干球温度：3%不保证率下的干球温度。

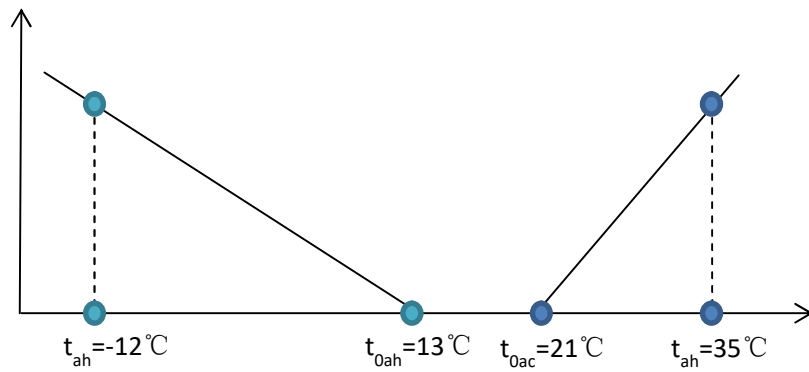
制热空气侧名义工况：-12℃



2) 确定建筑负荷模型

重新定义房间热冷负荷比，以制热为主定义制冷的负荷线，制冷工况下房间冷负荷根据名义制冷量的明示值由公式进行计算（公式基于下表建筑单位面积的负荷），简化为固定室内环境参数（舒适温度），将室外温度 t_j 作为唯一变量，来描述建筑负荷：

	建筑及运行模式类型			
	居住建筑 连续运行	居住建筑 间歇运行	租赁商铺	办公建筑
建筑单位面积的 负荷线/（W/m ² ）	$BL_h(t_j) = \frac{15-t_j}{15} \times 71$ $BL_c(t_j) = \frac{t_j-26}{9} \times 85$	$BL_h(t_j) = \frac{15-t_j}{15} \times 109$ $BL_c(t_j) = \frac{t_j-26}{9} \times 119$	$BL_h(t_j) = \frac{13-t_j}{13} \times 18$ $BL_c(t_j) = \frac{t_j-21}{14} \times 108$	$BL_h(t_j) = \frac{13-t_j}{13} \times 33$ $BL_c(t_j) = \frac{t_j-21}{14} \times 66$



○ 建筑负荷线

○ 供暖季的确定

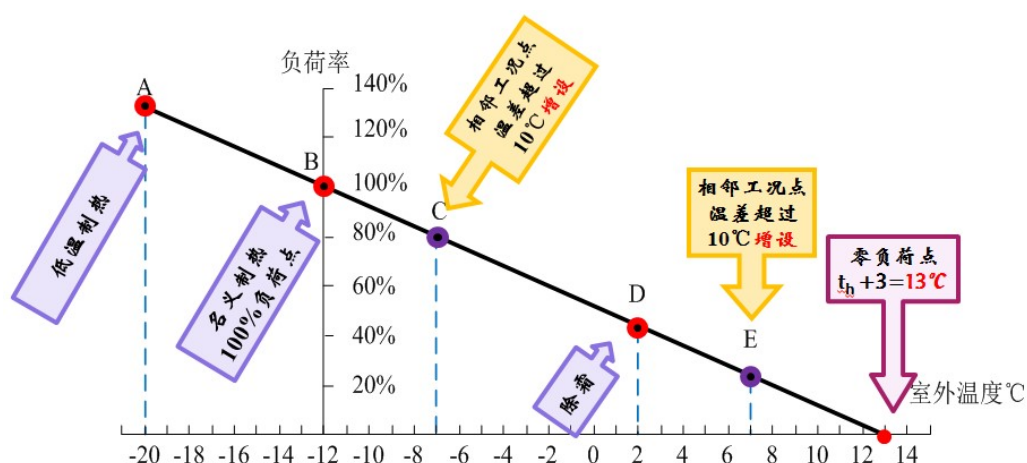
● 日平均气温达到某一温度 t_h 连续三天以下的第 3 天开始，到日平均气温达到

- 该温度 t_h 连续三天以上的最后一天向前数的第 3 天为止
- 自然室温平衡点: $t_h=10^{\circ}\text{C}$ (商用) $t_h=12^{\circ}\text{C}$ (户用)
 - 零负荷点: $t_h+3=13^{\circ}\text{C}$ (商用) $t_h+3=15^{\circ}\text{C}$ (户用)
 - 建筑负荷 $BL_h(t_j)=a t_j+b_h$
 - 负荷率 $\phi_h(t_j)=(t_{0a}-t_j)/(t_{0a}-t_a)$
 - 负荷点 t_{ah}
 - 负荷点: 空气侧名义工况点
 - 零负荷点 t_{0a}
 - 制热: 商用 $t_{0ah}=10+3=13^{\circ}\text{C}$, 户用 $t_{0ah}=12+3=15^{\circ}\text{C}$
 - 10°C 、 12°C : 自然室温平衡温度点
 - 3°C : 安全阈值
- $$L_h(t_j) = L_h(t_0) \times \frac{13 - t_j}{25} \quad L_h(t_j) = L_h(t_0) \times \frac{15 - t_j}{25}$$
- 制冷: 商用 $t_{0ac}=20+1=21^{\circ}\text{C}$, 户用不考核 SEER
 - 20°C : 自然室温平衡温度点
 - 1°C : 节能要求
- $$L_c(t_j) = \frac{L_h(t_0)}{HCR_n} \times \frac{t_j - 21}{35 - 21}$$

对于温度跨度比较大的热泵应用范围, 常常采用四个部分负荷点描绘机组的部分负荷性能 (部分负荷率 25%, 50%, 75%, 100%), 并补充极低温 (或极高温) 负荷点; 对于温度跨度较小的热泵应用范围, 可以只用两个点描述机组的部分负荷性能 (部分负荷率 50%, 100%), 并补充极低温 (或极高温) 负荷点。

部分负荷负荷率及测试工况 (以工商业用型为例)

项目	负荷率	测试点	热源侧		使用侧	
			干球温度 /℃	湿球温度 /℃	干球温度 /℃	湿球温度/℃
工商业用型	132%	A	-20	— ^a	20	15
	100%	B	-12	-13.5		
	80%	C	-7	-8		
	44%	D	2	1		
	24%	E	7	6		
注：a 因湿度过低，对湿球温度不做要求。						

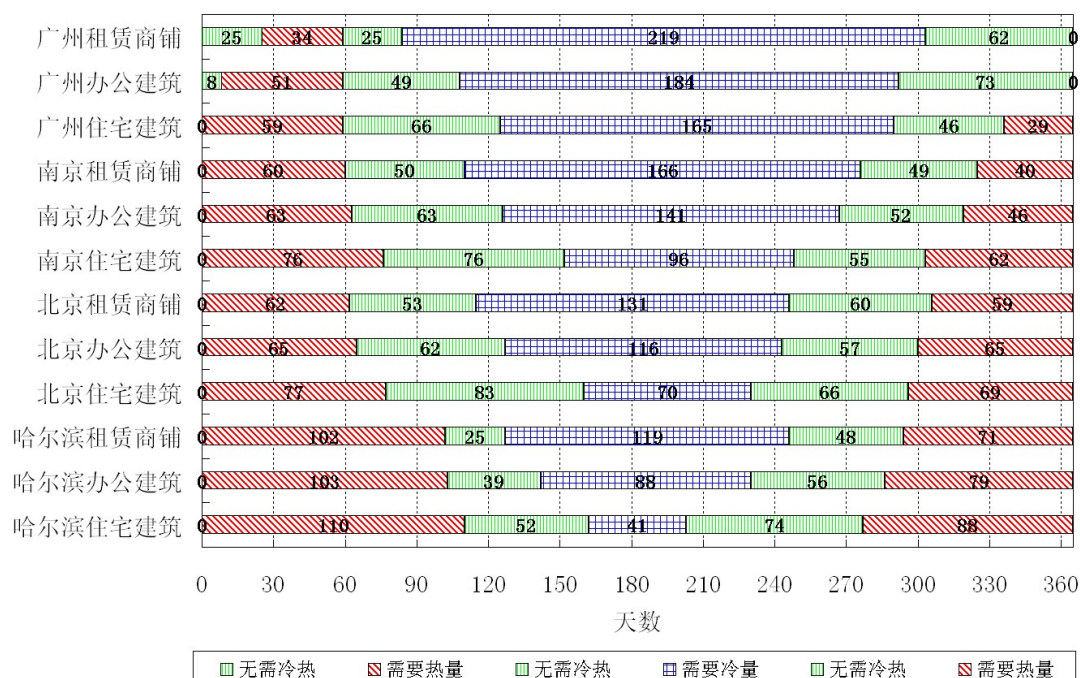


3) 确定运行时间模型

通过 DeST 计算的典型建筑模型供冷、供热季节, 考虑合理的建筑结构、围护结构的热工性能参数、室内发热量、新风量, 确定合理的空调运行时刻表, 计算自然室温, 以确定自然室温平衡点。

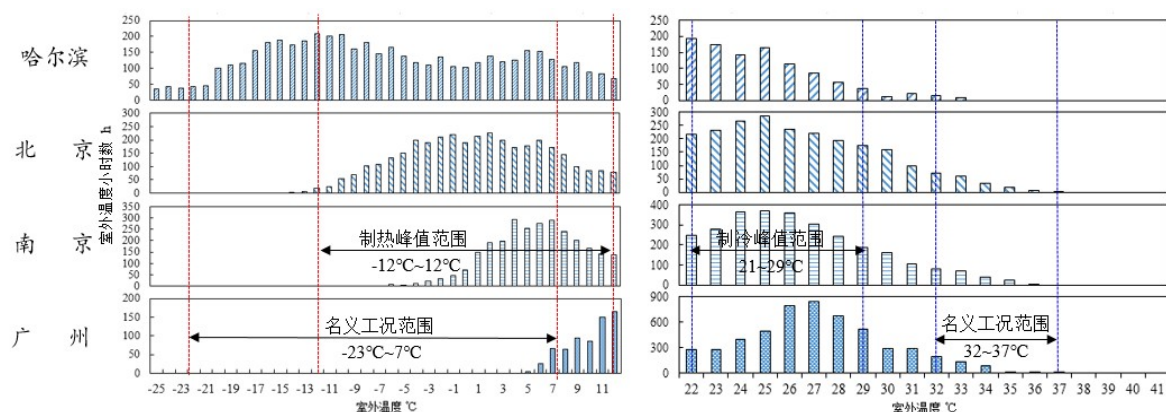
当自然室温低于 18°C （制热季节）时，为维持舒适室温，空调机制热运行；当自然室温高于 26°C （制冷季节）时，为维持舒适室温，空调机制冷运行，当自然室温介于 $18\sim 26^{\circ}\text{C}$ 之间（过渡季节）时，空调机停止运行。

统计平均开始供暖、制冷对应的最大、最低日平均温度即为自然室温平衡点，即制热自然室温平衡点 t_h 为 10°C （工商业）/ 12°C （户用）；制冷自然室温平衡点 t_c 为 20°C （工商业）/ 25°C （户用）



分别以哈尔滨、北京、南京和广州作为严寒、寒冷、夏热冬冷和夏热冬暖地区的典型城市，统计了以上四个城市的空气源热泵制冷与制热季节连续运行时的室外温度小时数分布：

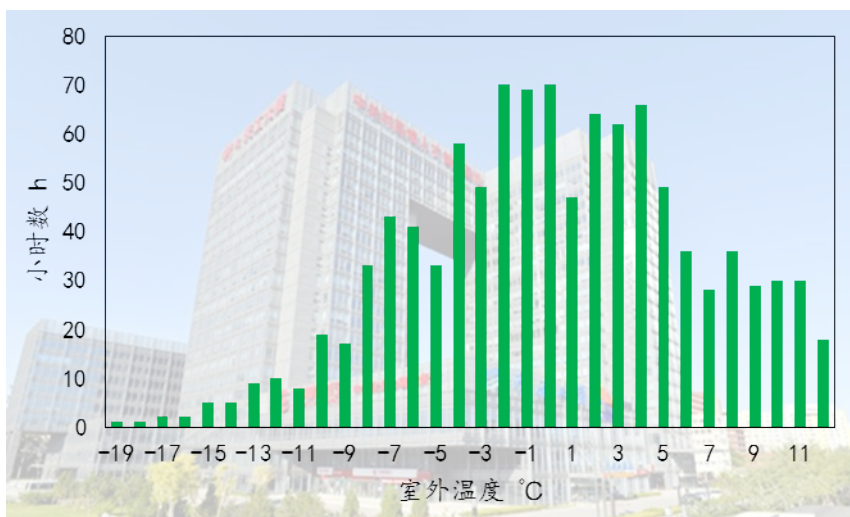
制冷运行时，四个典型城市的室外峰值温度主要集中在 $21^{\circ}\text{C}\sim 29^{\circ}\text{C}$ 之间，名义制冷工况的干球温度集中在 $32^{\circ}\text{C}\sim 37^{\circ}\text{C}$ ，其对应湿球温度集中在 $24^{\circ}\text{C}\sim 28^{\circ}\text{C}$ ；制热运行时，其室外峰值温度主要发生在 $-12^{\circ}\text{C}\sim 12^{\circ}\text{C}$ 之间；名义制热工况点的差异很大，干球温度分布在 $-23^{\circ}\text{C}\sim 7^{\circ}\text{C}$ ，其湿球温度则分布在 $-28^{\circ}\text{C}\sim 3^{\circ}\text{C}$ 之间：



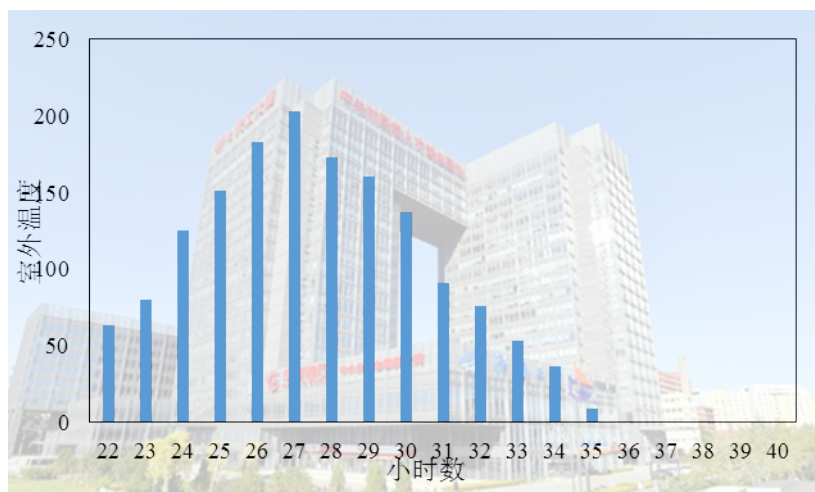
典型城市制冷季与制热季的室外温度小时数分布

确定以北京为代表城市的低温热泵的制冷、制热“温度发生时间”

商用建筑：

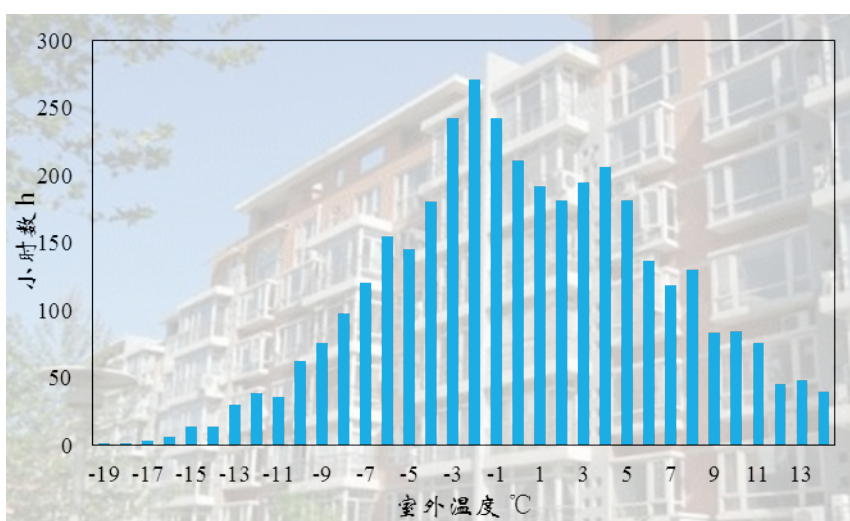


北京市办公建筑（供热总时间 $\sum n_j=1040$ h）



北京市办公建筑（供冷总时间 $\sum n_j=859$ h）

户用建筑



北京市居住建筑（供热总时间 $\sum n_j=3633$ h）

4) 确定性能模型、能效计算公式

重新制定制热季节能效（HSPF）评价方式，对参与能效计算的发生时间进行区分（户用、工商

业用)，重新定义户用、工商业用机组的 0 负荷点及负荷计算方法。

$$HSPF = \frac{HSTL}{HSTE}$$

$$HSTL = \sum_{j=1}^n L_h(t_j) \times n_j$$

$$HSTE = \sum_{j=1}^n \left[\frac{L_h(t_j) - P_{RH}(t_j)}{COP_{bin}(t_j)} + P_{RH}(t_j) \right] \times n_j$$

$$P_{RH}(t_j) = [L_h(t_j) - \varphi_{ful}(t_j)] \times n_j$$

$$COP_{bin}(t_j) = \begin{cases} COP_{bin}(t_A) + \frac{COP_{bin}(t_B) - COP_{bin}(t_A)}{t_B - t_A} \times (t_j - t_A), & t_A < t_j \leq t_B \\ COP_{bin}(t_B) + \frac{COP_{bin}(t_C) - COP_{bin}(t_B)}{t_C - t_B} \times (t_j - t_B), & t_B \leq t_j \leq t_C \\ COP_{bin}(t_C) + \frac{COP_{bin}(t_D) - COP_{bin}(t_C)}{t_D - t_C} \times (t_j - t_C), & t_C \leq t_j \leq t_D \\ COP_{bin}(t_D) + \frac{COP_{bin}(t_E) - COP_{bin}(t_D)}{t_E - t_D} \times (t_j - t_D), & t_D \leq t_j \leq t_E \\ COP_{bin}(t_E) + \frac{COP_{bin}(t_E) - COP_{bin}(t_D)}{t_E - t_D} \times (t_j - t_E), & t_j > t_E \end{cases}$$

式中：

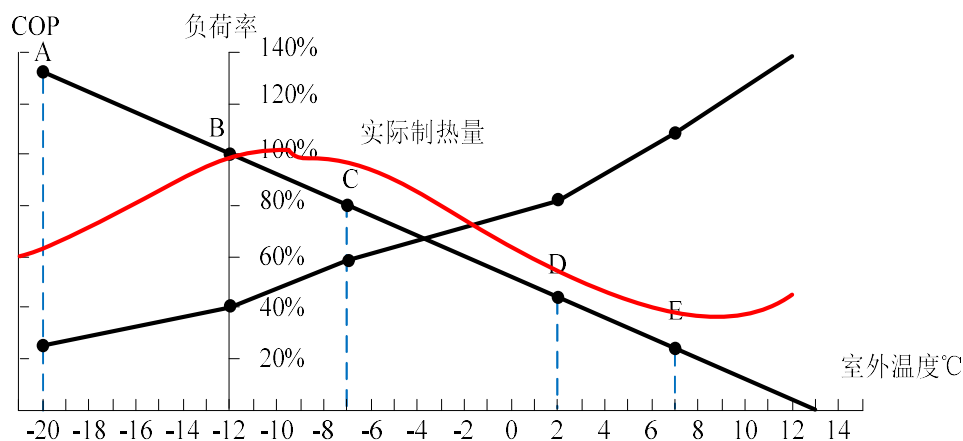
$L_h(t_j)$ ——温度 (t_j) 时的房间热负荷，W；

n_j ——制热季节中制热的各温度下工作时间，h；

$COP_{bin}(t_j)$ ——各工作温度下的制热 COP；

$P_{RH}(t_j)$ ——设备在温度 (t_j) 时，加入电热装置的消耗电量，Wh。

名义制热工况热源侧入口空气状态进风湿球温度由-14℃升高为-13.5℃，解决了高相对湿度环境下试验室工况模拟很难达到的问题。



低温空气源热泵制热机组性能模型及计算原理

5) 规定低温制热性能、能效

根据气象数据情况，寒冷区域无集中供暖的地区，整个供暖季节都靠热泵供暖，该区域室外最低温度可达到 -10°C 甚至更低，热泵需要整个冬季制热运行。由于制热时室外温度低，普通空调以 7°C 为名义制热设计温度已经无法满足建筑负荷的选型要求，为满足制热负荷需求，热泵需要强化制热能力和能效。因此增加 -20°C 的能力测试及能效要求。

合肥通用机电产品检测院有限公司

Hefei General Machinery & Electrical Products Inspection Institute

国家压缩机制冷设备质量监督检验中心

National Quality Supervision and Inspection Centre of Compressor and Refrigerator Products

检 验 报 告

Inspection Report

No. 2017JD299

共 9 页 第 9 页 Page 9 of 9 Pages

检验结果 (附表)

检验日期: 2017 年 03 月 10 日

至: 2017 年 03 月 18 日

Inspection Results

Date of Test: Mar. 10, 2017

To: Mar. 18, 2017

序号 No.	检验项目 Inspection Item	技术要求 Technical Requirements	检验数据 Inspected Data	评价 Evaluation
23	低温工况制热量	/	8.645kW	/
24	低温工况制热消耗总电功率	/	4.269kW	/
25	低温工况性能系数 COP _h	/	2.03kW/kW	/
26	低温工况运行	机组在额定电压和额定频率及规定的低温工况下运行 3h, 机组各部件不应损坏, 低压、防冻及过载保护器不应跳开, 机组应正常工作。	机组运行正常	合格

备注:

1. 低温制热实测工况:

使用侧

热源侧

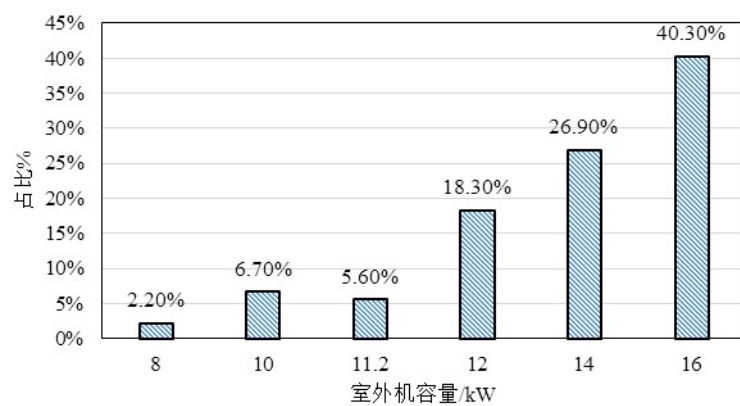
水流量 1.72m³/h; 出水温度 41.09℃

干球温度 -20.02℃

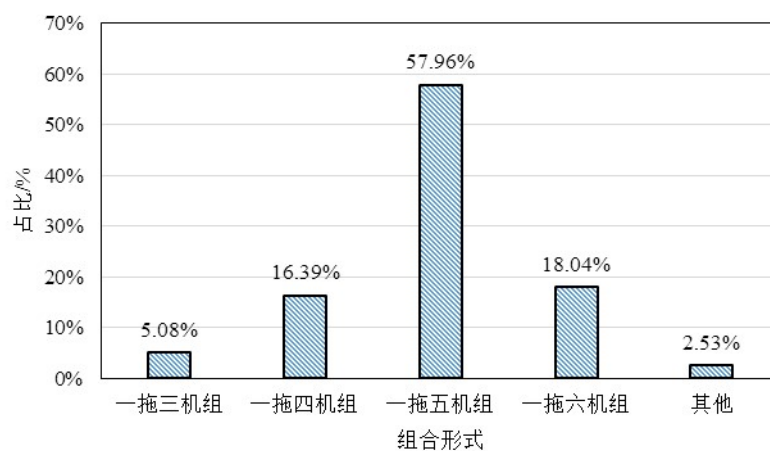
工况条件	热源侧入口空气状态		使用侧状态			
	进风干球温度 ℃	进风湿球温度 ℃	冷热风型 (干球温度℃)	冷热水型		
				地板辐射 型	风机 盘管	散热器型
名义制热	-12	-13.5	20	35/0.172	41/-	50/0.172
低温制热	-20	-				
最小制热	-25	-	≥16	-/-	-/-	-/-

建筑的功能和人员的使用习惯决定了空调机的使用时间。不同类型的建筑,其每天的使用时间也不相同,北方地区户用低温多联机以制热为主,制冷运行时间短,考核名义制热 COP(-12℃)、低温制热 COP(-20℃)以及制热季节性能系数 HSPF,制冷考核定点的 EER。

由我司和中国标准化院合作开展的《中国制冷空调实际运行状况调研报告（2017 年度）》显示制热运行主要集中在 10%至 40%负荷间，户用多联机具有“部分时间、部分空间”的使用特征。

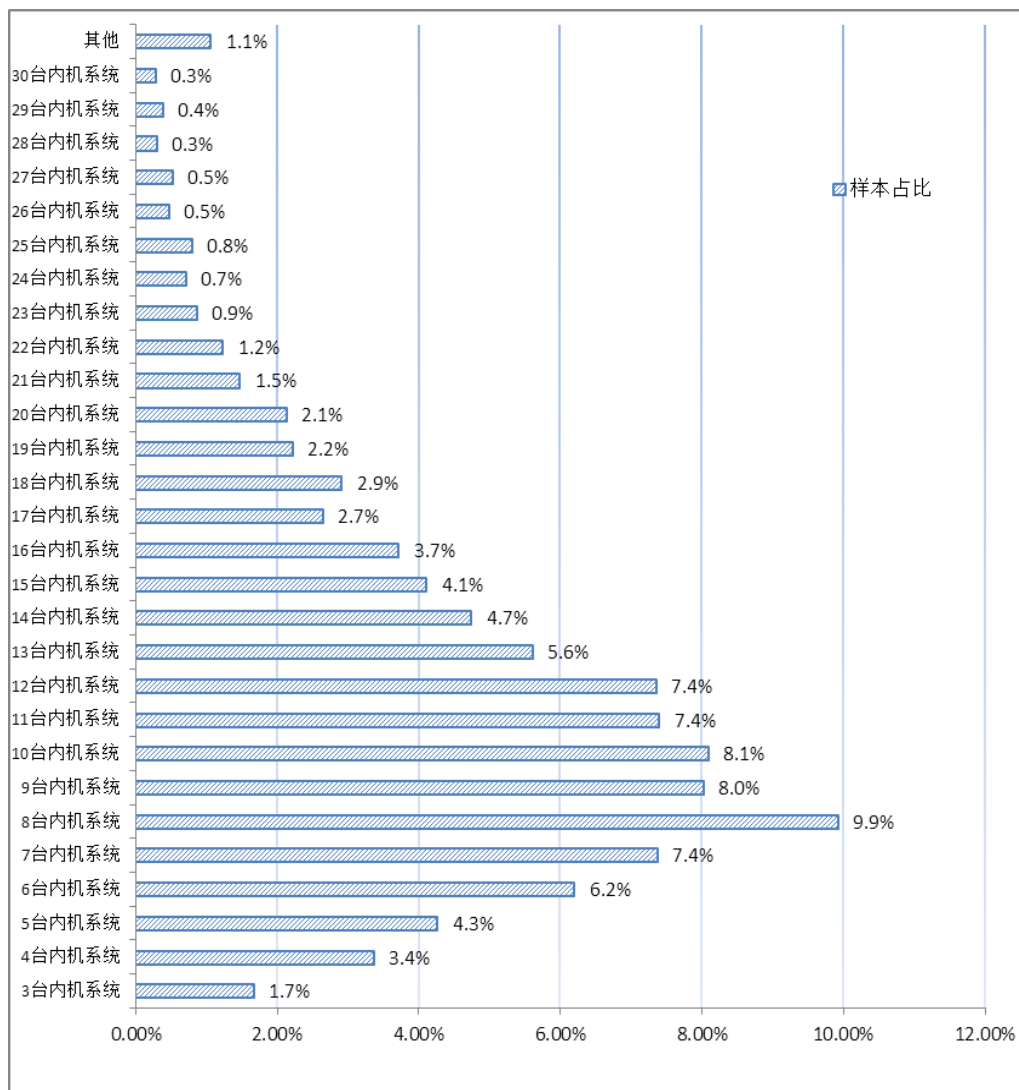


家用多联机不同冷量安装情况

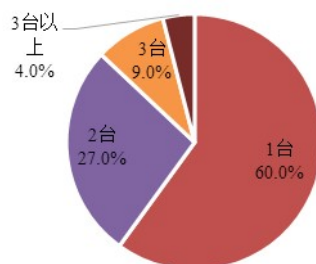


16kW 系统各类型配置占比

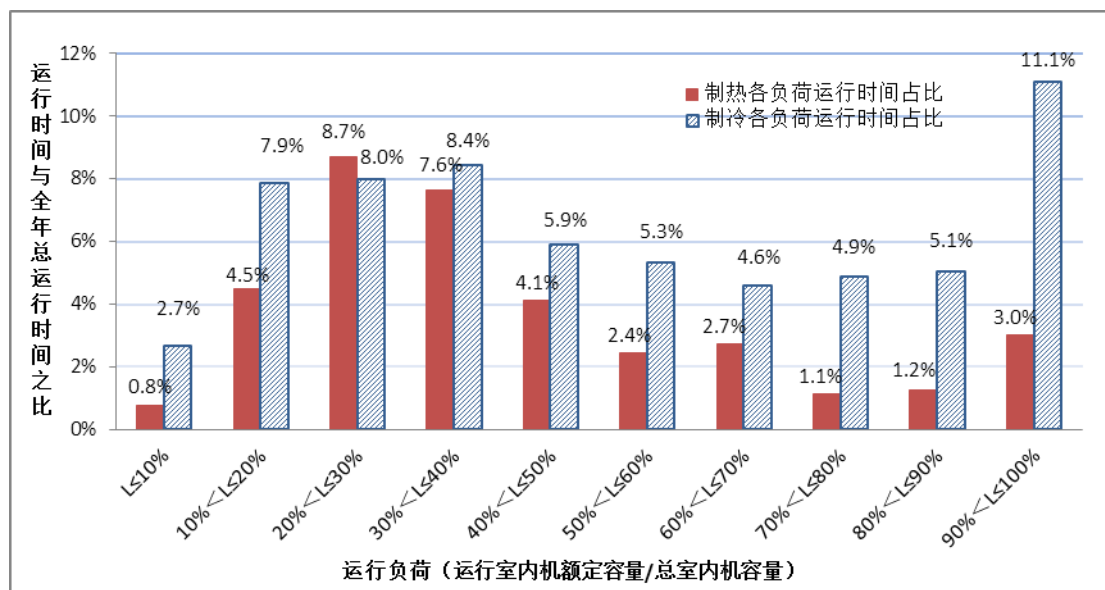
室内机仅适用一台或两台的情况，超过多联机实际使用时间的 80%:



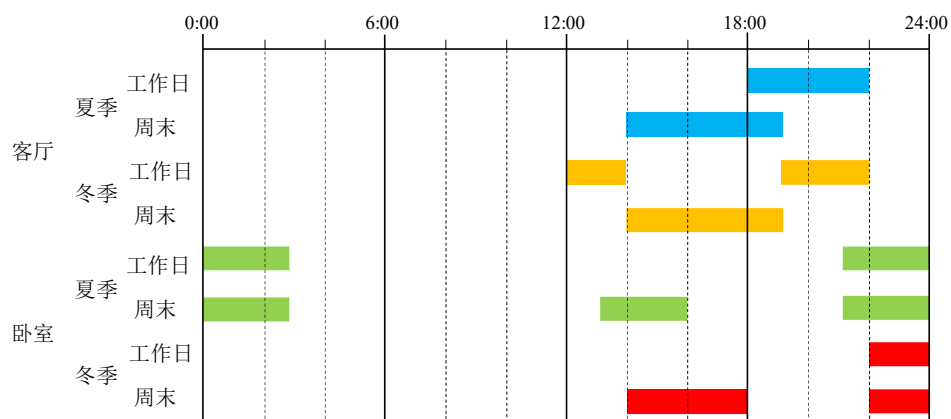
各类型配置系统占比（全国）



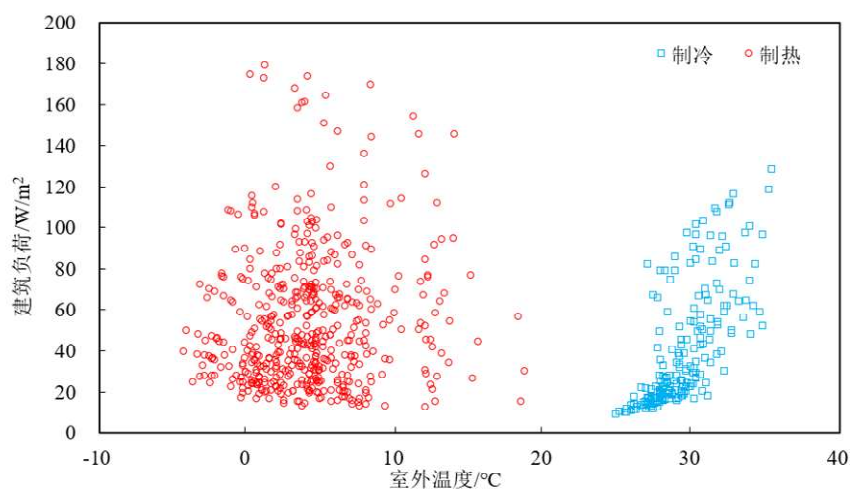
家用多联机开机的室内机数量占比



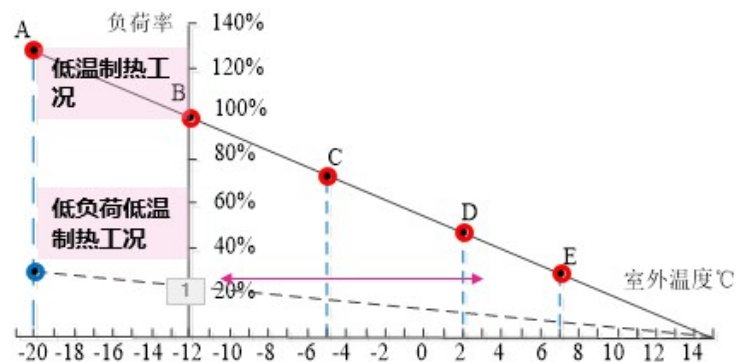
各负荷下运行时间占比 (寒冷地区)



客厅、卧室空调运行时间



典型住宅冷热负荷

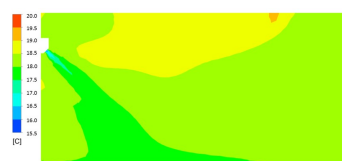
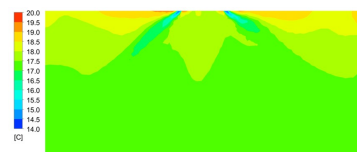
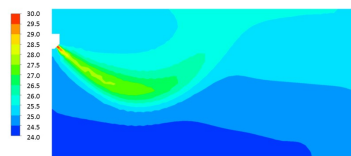
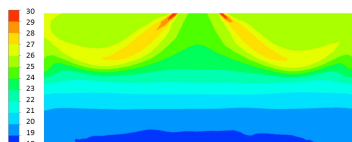


8) 研究不同室内机型式的热舒适性

按机组室内机的结构形式分为：落地式、壁挂式、吊顶式、嵌入式、暗装式、风管式。

制冷工况，多种末端形式营造的回风工作区温差、垂直温差都很小，并都能使人员活动区处在温度较低的区域

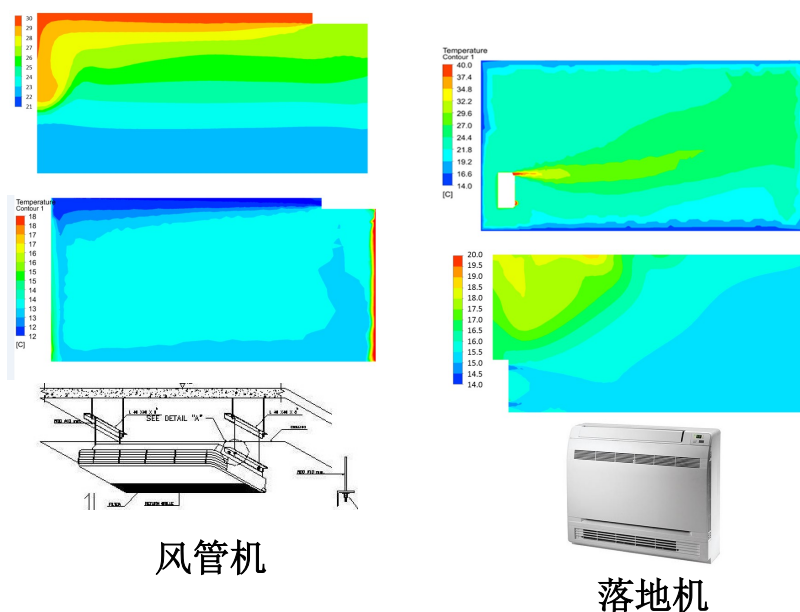
制热工况，嵌入式、四面出风卡式机、壁挂机，回风工作区温差达到 3℃ 以上，垂直温差甚至能达到 8℃；而落地机温差较小。



天井机



壁挂机



四、标准中涉及专利的情况

本标准不涉及专利问题。

五、预期达到的社会效益、对产业发展的作用等情况

国家发展改革委等七部委于 2019 年 6 月出台了《绿色高效制冷行动方案》，提出了到 2030 年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%以上的节能发展目标。

2020 年 9 月 22 日，习近平总书记在第七十五届联合国大会一般性辩论上宣布，中国将采取更加有力的政策和措施，二氧化碳排放力争于 2030 年前达到峰值，努力争取 2060 年前实现碳中和。

该项目为我国北方寒冷地区煤改清洁能源提供标准指导，规范了空气源热泵机组的销售市场。为北方地区解决空气污染、提升能源使用效率、改善居民生产生活舒适度提供了统一的技术支撑。

本标准修订项目。通过修订，充分纳入和反映了当今新产品、新技术，跟进了国家政策和市场对于产品标准的需求，解决了标准老龄化的问题，保证标准的时效性。

本标准为低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组的推广应用提供了有力的技术支撑，为指导和规范低环境温度空气源多联式热泵（空调）机组的设计、制造、验收提供了依据，有利于提高产品的技术性能、安全可靠性及环保性能。

六、与国际、国外对比情况

本标准修订完成后达到国内先进水平。

七、在标准体系中的位置，与现行相关法律、法规、规章及相关标准，特别是强制性标准的协调性

本标准在冷冻空调设备专业技术标准体系中属于“终端类产品标准”中的“空气调节设备”类。

八、重大分歧意见的处理经过和依据

无。

九、标准性质的建议说明

建议本标准的性质为推荐性国家标准。

十、贯彻标准的要求和措施建议

建议本标准批准发布 6 个月后实施。

十一、废止现行相关标准的建议

本标准实施时，代替 GB/T 25857-2010。

十二、其他应予说明的事项

无。