

西北地区复叠式空气源热泵机组应用的现场实测研究

贾恩灿¹, 王刚^{1,*}, 梁士民¹, 林春文², 王涵¹, 刘宁¹, 林均钊²

(1. 青岛理工大学 环境与市政工程学院, 青岛 266525; 2. 广州能茵热泵科技有限公司, 广州 511400)

摘要: 低温是制约空气源热泵在我国西北地区高效运行和稳定供热的关键因素, 而复叠式空气源热泵机组具有较好的低温适应性。为了探究复叠式空气源热泵机组在西北地区的工程应用效果, 依托青海省海东市某政府大楼变频复叠式空气源热泵供暖示范项目进行了现场实测, 分析了复叠式空气源热泵机组典型低温工况、典型高温工况运行和长期运行工况下的运行性能, 以及环境与经济效益。结果表明: 在典型低温工况与典型高温工况下运行, 测试机组分别存在“无霜除霜”和频繁启停现象, 系统平均制热性能系数分别达到了 2.13 和 3.58; 在长期运行工况下, 测试机组表现出良好的长期持续供热能力和性能, 系统平均制热性能系数达到 2.62, 同时机组表现出良好的环境效益和经济效益, 相较于传统形式供暖系统 CO₂ 减排量为 57.2 kg/(a·m²), SO₂ 减排量为 0.46 kg/(a·m²), 粉尘减排量为 0.23 kg/(a·m²), 供暖节约费用 44.2 元/(a·m²)。

关键词: 西北地区; 复叠式空气源热泵; 运行性能; 现场测试

中图分类号: TU832

文献标志码: A

文章编号: 1673-4602(2024)06-0126-10

A field study on the application of cascade air source heat pump unit in Northwest China

JIA Encan¹, WANG Gang^{1,*}, LIANG Shimin¹, LIN Chunwen²,

WANG Han¹, LIU Ning¹, LIN Junzhao²

(1. School of Environmental and Municipal Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266525, China;

2. Guangzhou Nengyin Heat Pump Co. Ltd., Guangzhou 511400, China)

Abstract: Low temperature is the key factor that restricts the efficient operation and stable heating of air source heat pump in the northwest of our country, but cascade air source heat pump units have better adaptability to low temperature. In order to explore the engineering application effect of cascade air source heat pump unit in northwest China, this paper takes as an example the demonstration heating project which uses frequency converting-cascade air source heat pump in a government building in Haidong City, Qinghai Province to carry out field measurement and analyze the operation performance of the cascade air source heat pump unit under typical low temperature conditions, typical high temperature conditions and long-term operation conditions, as well as its environmental and economic benefits. The results show that under typical low temperature and typical high temperature conditions, the unit has the phenomena of “defrosting without frost” and frequent start-stop, and the average en-

收稿日期: 2023-05-26

基金项目: 山东省自然科学基金面上项目(ZR2022ME148); 青岛市科技惠民计划项目(18-6-1-104-nsh)

作者简介: 贾恩灿(1997—), 男, 河北邢台人。硕士, 研究方向为热泵与空调技术。E-mail: 513657408@qq.com。

* 通信作者: 王刚(1975—), 男, 山东莱西人。博士, 副教授, 主要从事热泵与空调技术方面的研究。E-mail: rheo@163.com。

ergy efficiency of the system reaches 2.13 and 3.58 respectively. Under long-term operation conditions, the unit shows good long-term sustainable heating capacity and performance, and the average energy efficiency of the unit system reaches 2.62, exhibiting good environmental and economic benefits. Compared with traditional heating systems, the CO₂ emission reduction rate of the cascade air source heat pump unit is 57.2 kg/(a·m²), the SO₂ emission reduction rate is 0.46 kg/(a·m²), the dust emission reduction rate is 0.23 kg/(a·m²), and the heating cost saving is 44.2 Yuan/(a·m²).

Key words: northwest China; cascade air source heat pump; operating performance; field study

空气源热泵作为一种高效节能、绿色环保的可再生能源技术,在我国“清洁取暖”工作的推动下,成为最适宜的燃煤取暖替代技术,在北方地区大规模应用,并逐渐向西北地区推广,具有广阔的应用前景。

我国西北地区位于极寒地区,低温是制约空气源热泵高效运行和稳定供热的关键因素。在冬季低温条件下,空气源热泵蒸发温度(压力)随室外温度降低而下降,导致压缩机吸气压比增加,吸气量减少,制热量下降,甚至使系统无法正常工作^[1-2]。复叠式空气源热泵有效地缓解了空气源热泵在低环境温度下大压比现象,使每个制冷剂环路能够在最佳的温度范围内高效工作,对低环境温度条件具有极高的适应性^[3-4]。

目前,国内外学者针对复叠式空气源热泵机组开展了大量研究,主要集中在运行特性^[5-7]、系统优化^[8-9]、工质选择^[10-11]等方面。陈剑波等^[5]在焓差实验室内通过实验分析了 R410A/R134a 复叠式热泵在低温环境下的运行特性,结果显示随出水温度的升高,系统功耗增加,运行性能下降,可通过调节合适的水温来提高系统的节能特性。杨永安等^[6]分别研究了复叠循环高、低温级压缩机对变频机组制热性能的影响,发现在研究工况下均存在最佳制热性能系数 COP。丁雨晴等^[7]通过理论及实验研究,分析了 R134a/R134a 复叠式空气源热泵的运行性能,发现复叠系统存在最佳质量流量比,降低中间换热温差对提升制热性能有利。乔亦圆等^[8]通过模拟研究了 R134a/R23 复叠系统,发现不同的工况都存在对应的最佳容量比。王驿凯等^[9]通过实验分析了 R410A/R134a 双级耦合热泵系统,发现其他参数不变、中间水温发生变化时,系统制热性能系数 COP_{sys} 呈现先增大后减小的趋势。SHRESTHA 等^[10]通过实验研究了 R410A、R404A 及替代工质应用的性能。MANCUHAN^[11]采用理论分析的方法研究了双级压缩制冷系统采用不同中低温工质综合系统性能。目前对复叠式空气源热泵的研究多是通过模拟和实验室测试的方法开展研究,现场实测研究不足,难以准确评价其工程应用效果。

本文依托青海省海东市某政府大楼变频复叠式空气源热泵供暖示范项目进行现场实测,分析复叠式机组典型低温工况、典型高温工况和长期运行工况下的运行性能,以及环境与经济效益,全面揭示复叠式空气源热泵工程应用优势,推动复叠式空气源热泵技术在西北地区的高效应用,助力“碳达峰、碳中和”。

1 项目介绍

1.1 工程简介

示范工程为青海省海东市某政府大楼,属严寒 C 区域,冬季室外空调设计温度、相对湿度分别为 -13.4℃和 51%,设计供暖时间为 182 d。工程建筑面积为 1080.0 m²,配置了 1 台商用变频复叠式空气源热泵机组,包含 2 个制冷剂回路,机组系统原理如图 1 所示。

1.2 测试系统

为了充分揭示实验机组的运行性能,建立了完善的全自动监控系统。系统通过上位机管理软件自动记录并存储测试数据,记录时间间隔为 1 min。主要实验参数及设备如下:

1) 空气侧。PT1000 温度传感器,1 个,测量范围 -40~120℃,精度 ±0.3℃,安装于机组室外侧换热器位置,用于监控室外环境温度。

2) 水侧。①PT1000 温度传感器,2 个,测量范围 -40~120℃,精度 ±0.3℃,分别安装于机组的回水管和供水管,用于检测系统的供、回水温度。②电磁流量传感器,1 个,测量范围 ±32 m/s,精度 ±1%,

安装于回水管上,用于检测系统的循环水流量。

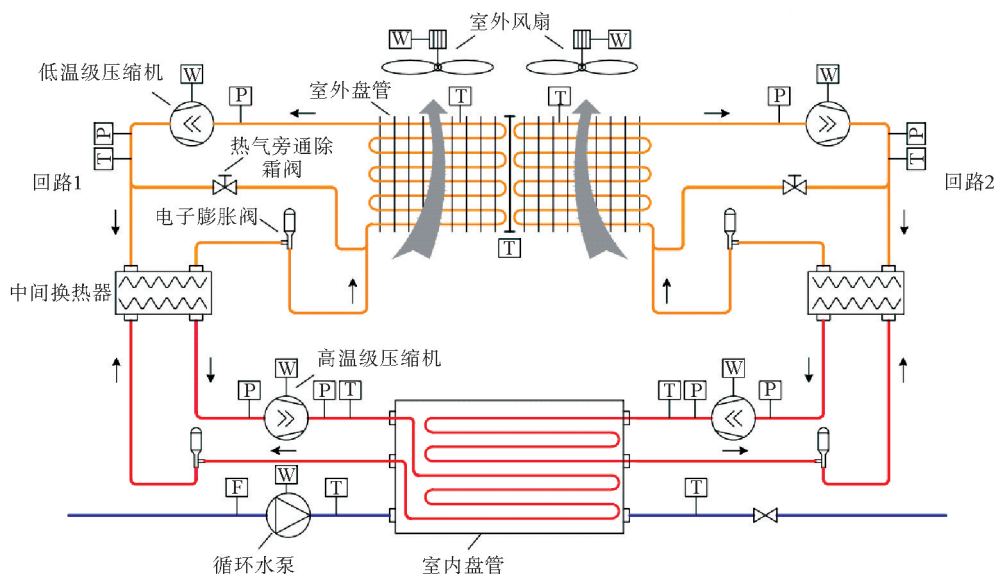


图1 现场测试系统原理

F —电磁流量传感器; P —压力传感器; T —温度传感器; W —功率传感器; —低温级循环; —高温级循环

3) 制冷剂侧。①PT1000 温度传感器, 6 个, 测量范围 $-40 \sim 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 精度 $\pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 分别安装于压缩机排气管路和室外换热器盘管, 用于检测压缩机排气温度和盘管温度。②压力传感器, 8 个, 测量范围 $0 \sim 4.6 \text{ MPa}$, 精度 $\pm 0.5\%$, 安装于机组的吸气和排气管路, 用于检测压缩机的吸、排气压力变化。

4) 其他。功率传感器, 7 台, 精度 $\pm 1.0\%$, 监测 4 台机组压缩机、2 台风扇和 1 台水泵的输入功率。

由于直接测量误差不可避免地传递至间接测量值中, 从而产生间接测量误差, 因此对间接测量结果进行误差分析是非常必要的^[12]。选用相对不确定度 U_r 进行分析:

$$N = f(X, Y, Z, \dots) \quad (1)$$

$$\delta_{\bar{N}} = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial X} \delta_{\bar{X}}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial Y} \delta_{\bar{Y}}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial Z} \delta_{\bar{Z}}\right)^2 + \dots} \quad (2)$$

$$U_r = \frac{\delta_{\bar{N}}}{\bar{N}} \quad (3)$$

式中: N 为间接测量参数, 如 COP_{sys} 等; X, Y, Z 为计算 N 的相关参数; $\bar{N}, \bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}$ 为 N, X, Y, Z 的算数平均值; $\delta_{\bar{N}}$ 为标准不确定度; U_r 为相对不确定度。

1.3 测试工况

为揭示复叠式空气源热泵机组在低温工况下的运行特性, 如图 2 所示, 选取 2021 年 12 月 26 日 0:00—24:00 作为典型低温工况进行分析, 环境温度 T_a 在 $-13.0 \sim -3.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 波动, 最小环境温度 $T_{a,\text{min}} = -13.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 平均环境温度 $T_{a,\text{ave}} = -8.47 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

为了进一步揭示复叠式空气源热泵机组在高温工况下的运行特性, 如图 3 所示, 选取 2022 年 3 月 15 日 0:00—24:00 作为典型高温工况进行分析, 环境温度 T_a 在 $7.3 \sim 32.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 波动, 最大环境温度 $T_{a,\text{max}} = 32.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 平均环境温度 $T_{a,\text{ave}} = 13.83 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

此外, 为充分揭示复叠式空气源热泵机组工程应用的节能优势, 2021 年 12 月 6 日—2022 年 3 月 31 日, 对该系统进行了长达 115 d 现场运行性能测试。图 4 给出了测试期间日均环境温度变化, 可以看出, 日均环境温度 T_a 在 $-7.53 \sim 15.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 波动, 平均环境温度 $T_{a,\text{ave}}$ 达到了 $2.55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

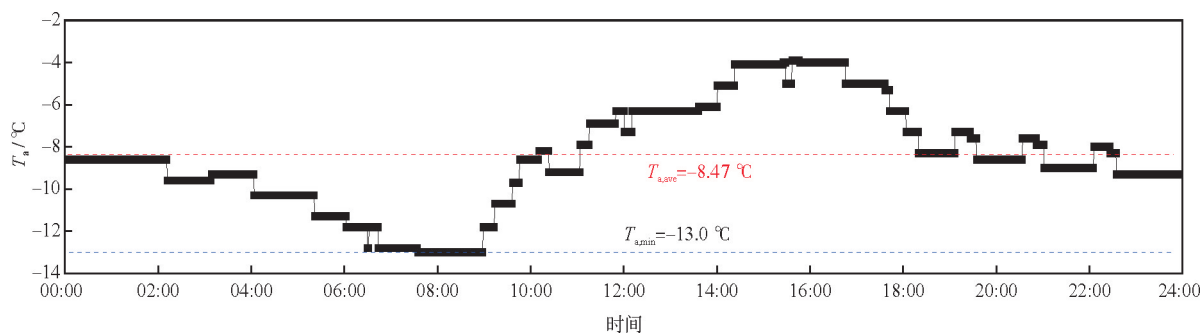


图 2 典型低温工况环境温度

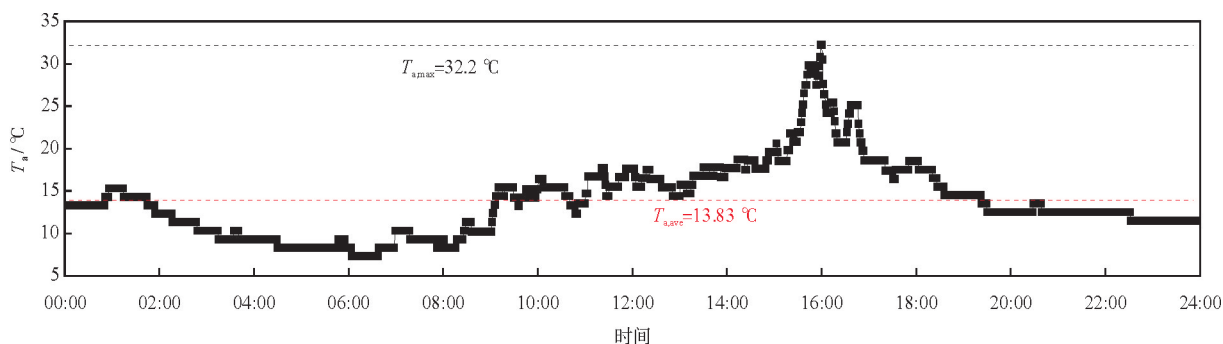


图 3 典型高温工况环境温度

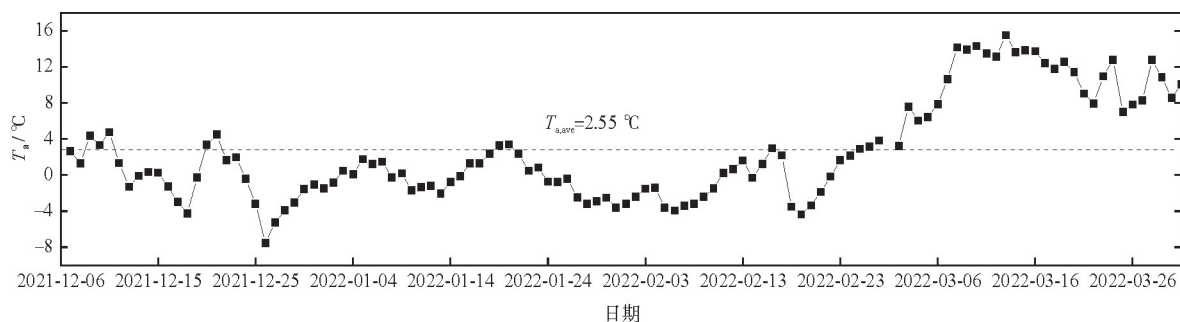


图 4 长期运行工况日均环境温度

1.4 测试标准

为分析机组的动态运行特性和运行性能,本文选取了系统制热性能系数 COP_{sys} 作为主要评价指标^[13-14]。 COP_{sys} 是指在相同时间内,系统制热量 Q_{sys} 与系统消耗的总电功率 W_{sys} 之比:

$$COP_{sys} = \frac{Q_{sys}}{W_{sys}} = \frac{\int_0^t q_h dt}{\int_0^t W_{sys} dt} \quad (4)$$

$$q_h = m_w c_p \Delta T_w \quad (5)$$

式中: COP_{sys} 为热泵系统制热性能系数,kW/kW; Q_{sys} 为系统制热量,kW; W_{sys} 为系统功率,kW; q_h 为机组的瞬时制热能力,kW; t 为机组运行时间,s; m_w 为系统循环水量,kg/s; c_p 为水的定压比热容,kJ/(kg·K); ΔT_w 为机组的供回水温差,°C。

此外,为了方便比较,将空气源热泵供暖系统和热电厂燃煤锅炉集中供暖系统的能耗量进行对比,用常规能源替代量分析。分别选取常规能源替代量 Q_s 、 CO_2 减排量 Q_{CO_2} 、 SO_2 减排量 Q_{SO_2} 、粉尘减排量 Q_{fc} 、空气源热泵系统的节约费用 C_s 和追加成本投资回收期 t_{hs} 作为环境效益与经济效益评价指标^[15-16]。

空气源热泵供暖系统的常规能源替代量 Q_s 计算:

$$Q_s = \frac{Q_H}{\eta_t q} - \frac{DQ_H}{3.6COP_{sys}} \quad (6)$$

式中: Q_s 为常规能源替代量, kg; Q_H 为建筑全年累计热负荷, MJ; q 为标准煤热值, MJ/kg, 取 $q = 29.307$ MJ/kg^[14-15]; η_t 为以传统能源为热源时的运行效率, 煤供暖的运行效率 $\eta_t = 0.7$; D 为折合耗标准煤量, kg/(kW·h), 根据国家统计局最近2年内公布的火力发电标准耗煤水平确定, 取 $D = 0.3$ kg/(kW·h)。

空气源热泵系统污染物减排量 Q 计算:

$$Q = F \times Q_s \quad (7)$$

式中: Q 为污染物减排量, kg/a, 分别对应 Q_{CO_2} 、 Q_{SO_2} 和 Q_{fc} ; F 为标准煤污染物排放因子, 标准煤中 CO_2 、 SO_2 和粉尘的排放因子分别为 2.47、0.02 和 0.01。

空气源热泵系统的节约费用 C_s 计算:

$$C_s = P \times Q_s - M \quad (8)$$

式中: C_s 为空气源热泵系统的年节约费用, 元/a; P 为当地标准煤的价格, 元/kg; M 为每年运行维护增加费用, 元/a。

t_{hs} 为用年生产成本的节约或年收益的增加来回收追加投资额所需要的时间:

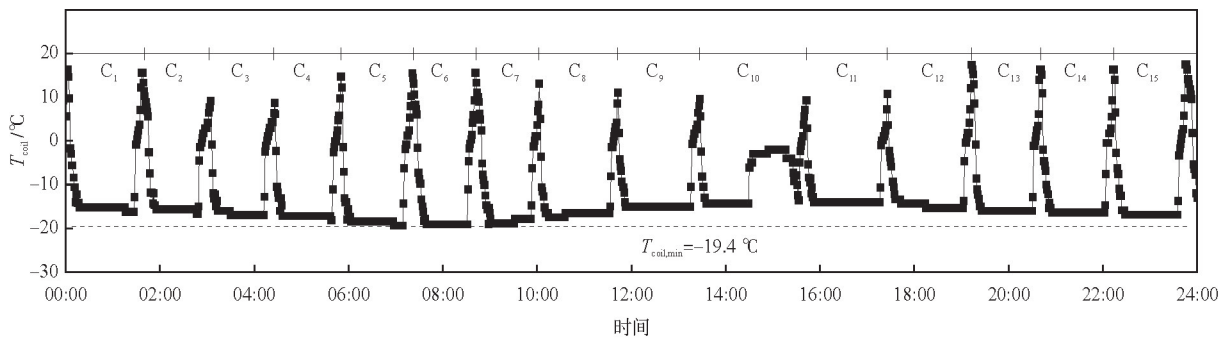
$$t_{hs} = \frac{\Delta C}{C_s} \quad (9)$$

式中: ΔC 为追加投资, 元。

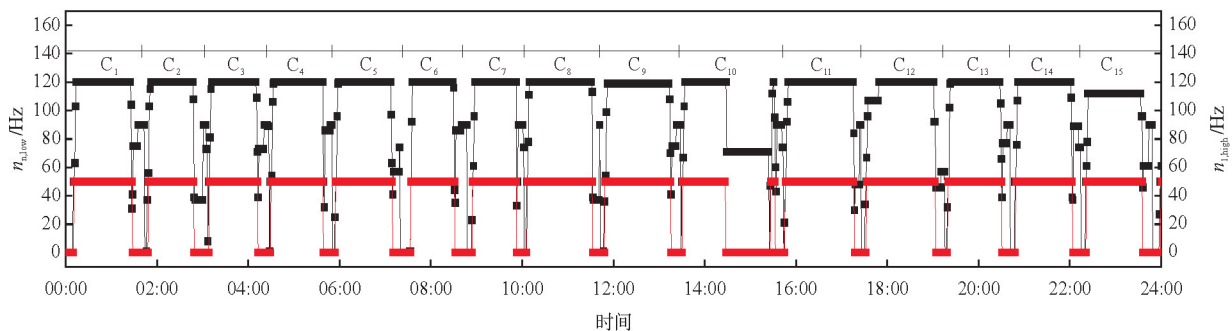
2 测试结果

2.1 典型低温工况测试结果分析

以回路1为例, 图5为典型低温工况主要运行参数变化。可以看出, 典型低温工况共包含15个结除霜循环(C_1 — C_{15}), 每个结除霜循环大概在95 min。当机组满足除霜条件, 开启除霜后, 高、低温级压缩机



(a) 室外换热器盘管温度变化



(b) 高、低温级压缩机运行频率变化

— n_{low} ; — n_{high}

图5 典型低温工况机组回路1主要运行参数变化

停机;热气旁通除霜阀开启后,低温级压缩机运行,开始除霜,达到除霜停止条件或设定最长除霜时间,关闭热气旁通除霜阀,机组恢复运行。由于运行环境相对较为稳定,机组运行期间低压级压缩机运行频率 $n_{1,low}$ 、高压级压缩机运行频率 $n_{1,high}$ 以及盘管温度 T_{coil} 也相对较为平稳,最低盘管温度 $T_{coil,min}$ 达到了一 $19.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,说明运行期间机组几乎未受到结霜的影响,进而也说明机组存在较为严重的“无霜除霜”现象^[17-19]。

图 6 为典型低温工况下机组各结除霜循环制热性能的变化。典型低温工况测试期间机组各结除霜循环供水温度在 $43.7\sim 49.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 波动,平均供水温度为 $47.0\text{ }^{\circ}\text{C}$,受到机组结除霜影响,供回水温差在 $0.3\sim 4.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 波动,各结除霜循环系统制热量在 $76.16\sim 139.26\text{ kW}$ 波动,系统平均制热量为 111.6 kW ,系统平均功率为 52.5 kW ,系统平均制热性能系数为 2.13 。根据测试结果,按照式(1)~(3)可计算出 Q_{sys} 、 COP_{sys} 的相对不确定值为 4.2% 、 4.2% ,即在典型低温工况测试期间,测试误差满足测试规范需要^[20]。

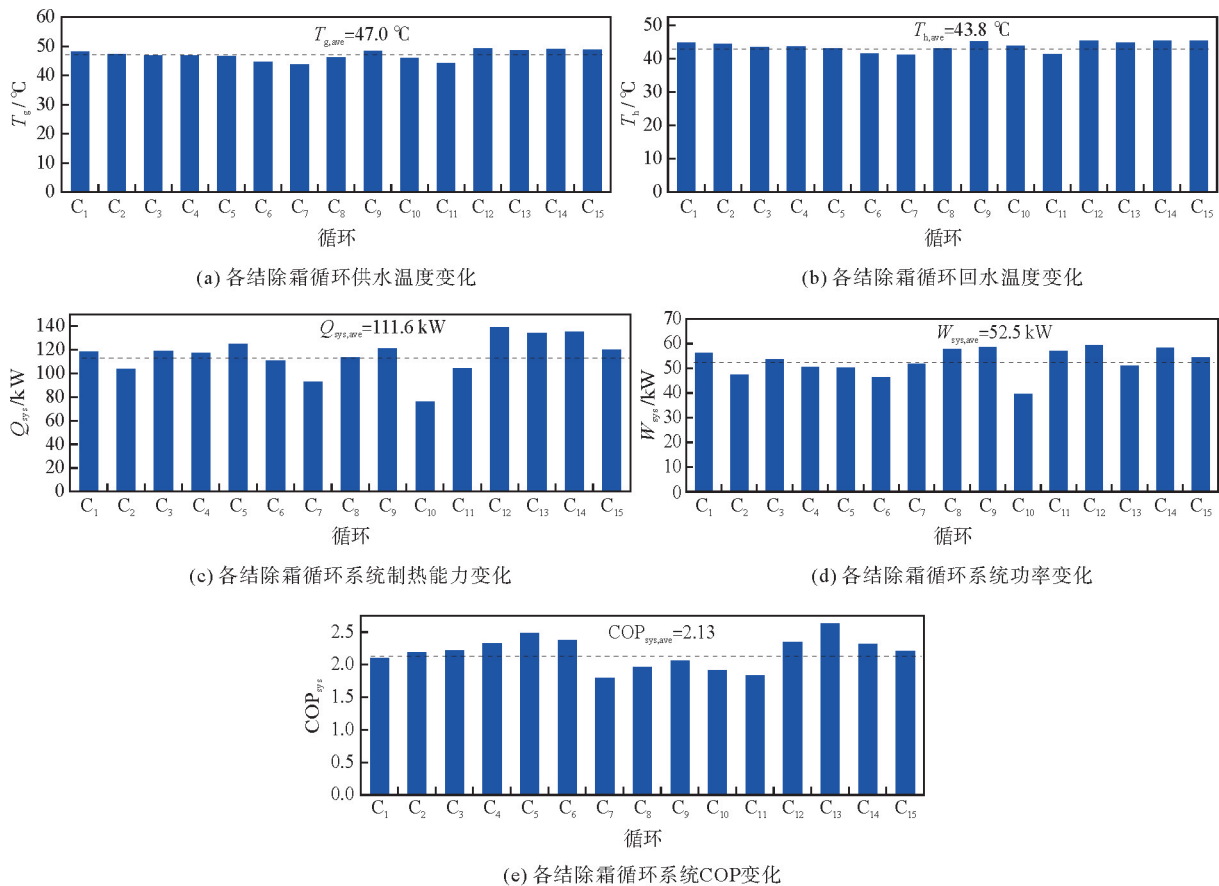
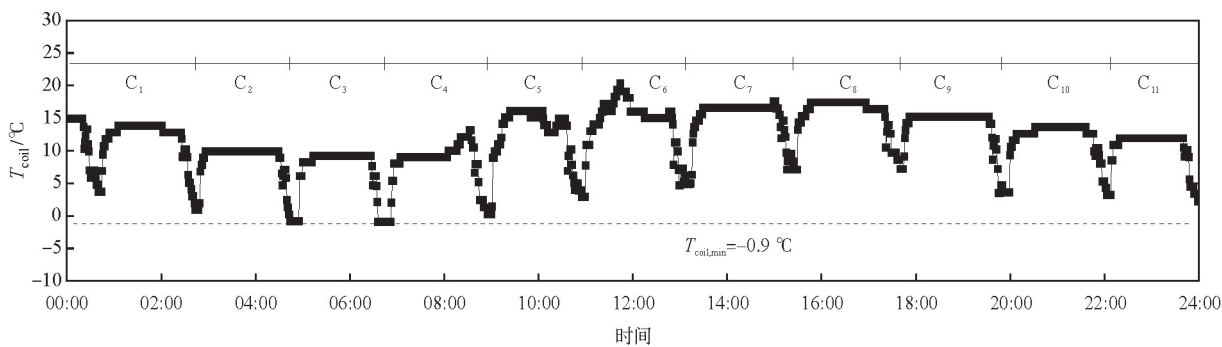


图 6 典型低温工况下各结除霜循环制热性能

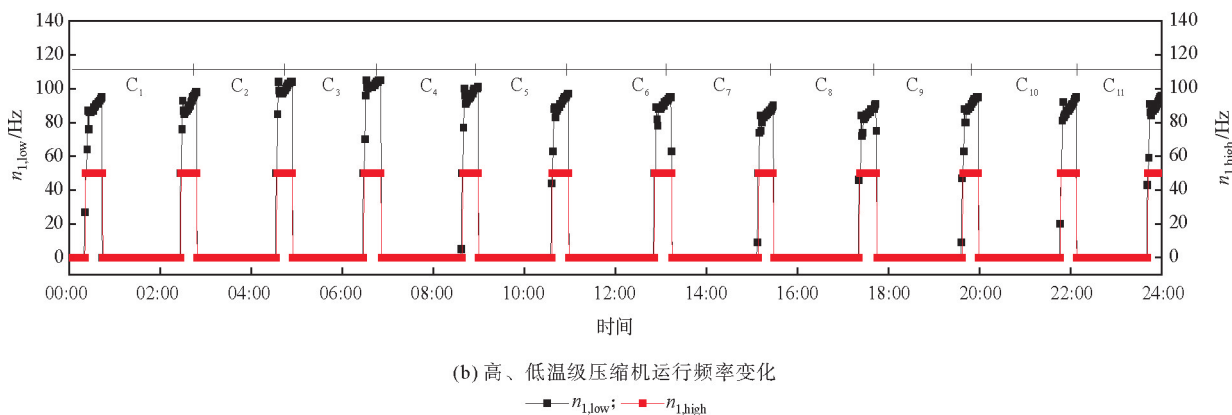
2.2 典型高温工况测试结果分析

图 7 为典型高温工况机组回路 1 的主要运行参数变化。机组室外盘管最低温度 $T_{coil,min} = -0.9\text{ }^{\circ}\text{C}$,机组未进行除霜动作。受限于复叠式空气源热泵特殊系统形式,该机组低温级不能单独运行以满足供暖需求,在环境温度较高时,机组频繁启停,测试期间机组启停 12 次,其中完整启停循环共计 11 次($C_1\sim C_{11}$),各循环机组运行时间为 $23\sim 25\text{ min}$ 。可见,机组在高温工况存在较为严重的频繁启停现象。

图 8 为典型高温工况下机组各结除霜循环热性能的变化。测试期间受到机组启停影响,机组各结除霜循环供水温度在 $36.8\sim 38.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 波动,各结除霜循环平均供水温度为 $37.3\text{ }^{\circ}\text{C}$,机组各结除霜循环回水温度在 $35.3\sim 36.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 波动,平均回水温度为 $35.7\text{ }^{\circ}\text{C}$,系统平均制热量为 56.1 kW ,系统平均功率为 16.18 kW ,系统平均制热性能系数为 3.58 。此外,根据测试结果,按照式(1)~(3)可计算出 Q_{sys} 、 COP_{sys} 的相对不确定值为 4.1% 、 4.1% ,即在典型低温工况测试期间,测试误差符合测试规范要求。



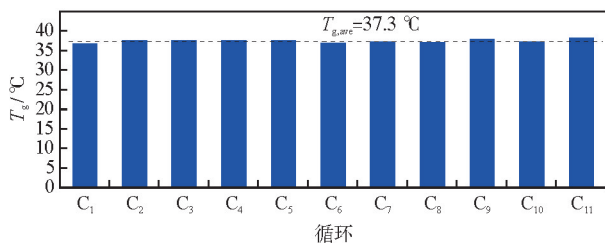
(a) 室外换热器盘管温度变化



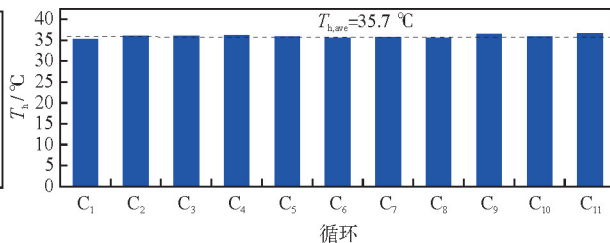
(b) 高、低温级压缩机运行频率变化

—■— $n_{1,low}$; —■— $n_{1,high}$

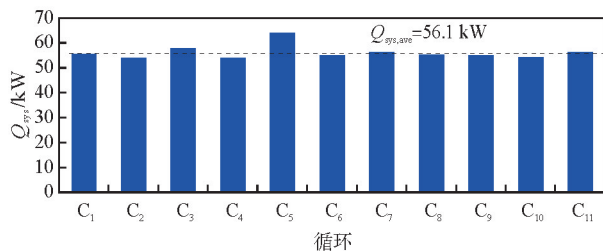
图7 典型高温工况机组回路1主要运行参数变化



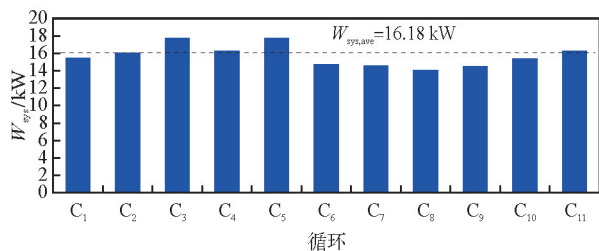
(a) 各结除霜循环供水温度变化



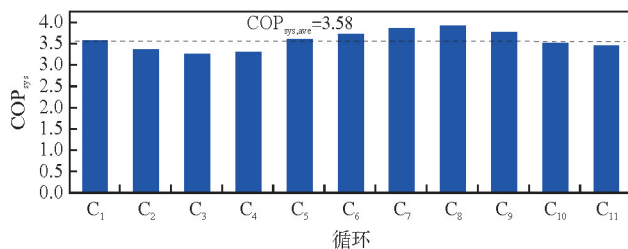
(b) 各结除霜循环回水温度变化



(c) 各结除霜循环系统制热能力变化



(d) 各结除霜循环系统功率变化



(e) 各结除霜循环系统COP变化

图8 典型高温工况下各结除霜循环制热性能

2.3 长期运行工况测试结果分析

图 9 为该机组的长期测试结果,包括系统制热量 Q_{sys} 、系统功率 W_{sys} 及系统制热性能系数 COP_{sys} 等关键参数测试结果。可以看到,测试期间在低环境温度阶段制热能力最大,能响应建筑侧负荷需求,随着环境温度的升高,即建筑负荷率的下降,制热能力也逐渐下降,系统平均制热量 $Q_{\text{sys,ave}} = 93.9 \text{ kW}$,系统平均功率 $W_{\text{sys,ave}} = 35.8 \text{ kW}$,系统平均制热性能系数 $\text{COP}_{\text{sys,ave}} = 2.62$ 。由此可见,复叠式空气源热泵机组拥有良好的长期持续供热能力和性能。

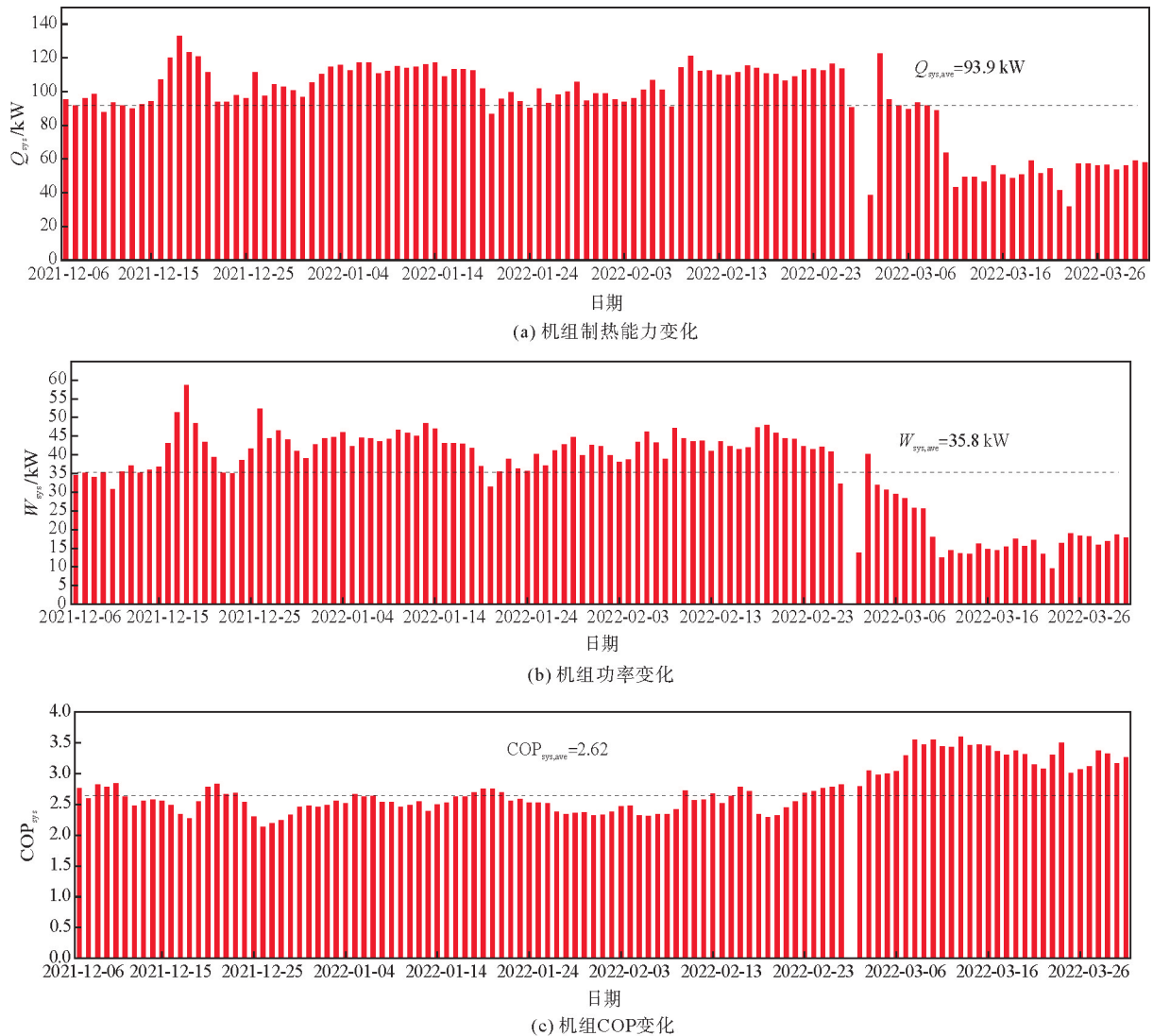


图 9 长期运行工况下机组制热性能

此外,根据测试结果,按照式(1)~(3)可计算出长期运行工况下 Q_{sys} 、 COP_{sys} 的相对不确定值为 4.6%、4.8%,即本次测试满足测试规范,测试数据及测试结果具有较高的可信度。

3 效益及可推广性分析

3.1 环境效益

该建筑面积为 1080.0 m^2 ,空气源热泵建筑供暖指标为 87.0 W/m^2 ,空气源热泵系统 COP_{sys} 为 2.62,建筑实际热负荷为 93.9 kW ,海东市设计供暖时间为 182 d,每天连续供热 24 h,建筑所需总供热量为 $1\,476\,558.72 \text{ MJ/a}$ 。按照式(6)计算出每个供暖季该工程复叠式系统常规能源替代量为 $25\,010.6 \text{ kg}$,标

准化后每个供暖季该系统常规能源替代量为 $23.16 \text{ kg}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$ 。

参考《可再生能源建筑应用工程评价标准》(GB/T 50801—2013)对空气源热泵供暖系统的减排量进行计算分析,采用标准煤排放系数法,根据每个供暖季该工程复叠式系统常规能源替代量 Q_s ,按照式(7)计算,并对测试结果进行标准化处理,该复叠空气源热泵系统相较于传统的热电厂燃煤锅炉集中供暖系统, CO_2 减排量 $Q_{\text{CO}_2} = 57.2 \text{ kg}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$, SO_2 减排量 $Q_{\text{SO}_2} = 0.46 \text{ kg}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$, 粉尘减排量 $Q_{\text{fc}} = 0.23 \text{ kg}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$ 。

3.2 经济效益

测试期间,复叠式空气源热泵系统出水温度最高为 $68.9 \text{ }^\circ\text{C}$,常规空气源热泵机组无法满足温度需求。为有效评价该系统的经济效益,参考测试工程,并对比传统热电厂燃煤锅炉集中供暖系统,采用空气源热泵系统的年节约费用 C_s 为指标进行技术性经济分析。

根据测试结果及当地公布燃煤售价折合标准煤价格为 $1909.4 \text{ 元}/\text{t}$,用电价格为 $0.67 \text{ 元}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,维护费用取初投资的 6% 计算,单台热泵初投资 12.8 万元 ,使用年限为 15 年 ;同时通过厂家询价,满足该建筑供暖锅炉的初投资为 4.9 万元 ,使用年限为 $10 \sim 15 \text{ 年}$ 。

按照式(8)计算得到,该空气源热泵系统相较于传统的热电厂燃煤锅炉集中供暖系统年节约费用为 $44.2 \text{ 元}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$ 。为了满足建筑供暖需求,追加投资 $\Delta C = 7.9 \text{ 万元}$,相较于传统的热电厂燃煤锅炉集中供暖系统年节约费用 $C_s = 4.8 \text{ 万元}$,复叠式空气源热泵供暖系统追加投资的回收周期为 1.65 年 。

4 讨论

1) 本文分析了该工程的经济效益,计算结果显示该空气源热泵系统对比燃煤锅炉集中供暖系统年节约费用 $44.2 \text{ 元}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$,与海东地区供暖费用 $31 \text{ 元}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$ 不符,长期供暖测试建筑平均能耗指标为 $379.8 \text{ (kW} \cdot \text{h)}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$,这与《建筑节能与可再生能源利用通用规范》(GB 55015—2021)规定的严寒 C 区公用建筑平均能耗指标 $50 \text{ (kW} \cdot \text{h)}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$ 差距较大^[21],说明该工程具有较大的节能潜力。

2) 现场实测发现,由于环境温度较低,导致机组存在严重的“误除霜”现象,典型低温工况测试期间,误除霜循环为 $C_1, C_3 \sim C_{15}$,误除霜次数达到 14 次 ,占比高达 93.3% 。西北地区昼夜温差较大,相对湿度相比我国东部地区较低,导致机组在该地区运行时除霜判断更加复杂,常规 $T-t$ (温度-时间)除霜逻辑易引起较为严重的“误除霜”现象。寻找准确的测霜技术,提高判霜控制策略的准确性是解决“误除霜”的有效方法及主要研究方向。

5 结论

本文依托青海省海东市某政府大楼现场测试平台,对变频复叠式空气源热泵机组进行了现场实际测试。围绕典型低温工况、典型高温工况和长期运行工况,分析了变频复叠式空气源热泵机组运行特性及制热性能,并评估了该系统环境效益和经济效益,具体结论如下:

- 1) 在典型低温工况下,机组表现出较高的能效,系统平均制热性能系数达到了 2.13 。
- 2) 在典型高温工况下,机组仍然保持较高的能效,系统平均制热性能系数达到了 3.58 。
- 3) 长期运行工况下,机组表现出良好的长期持续供热能力和性能,系统平均制热性能系数达到 2.62 。
- 4) 通过环境与经济效益分析,该复叠式空气源热泵供暖系统相较于传统形式供暖系统具有较好环境和经济效益,相较于传统形式供暖系统 CO_2 减排量为 $57.2 \text{ kg}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$, SO_2 减排量为 $0.46 \text{ kg}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$, 粉尘减排量为 $0.23 \text{ kg}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$, 节约费用 $44.2 \text{ 元}/(\text{a} \cdot \text{m}^2)$, 追加投资的回收周期为 1.65 年 。

参考文献(References):

- [1] BERTSCH S S, GROLL E A, BOUFFARD D, et al. Review of air-source heat pumps for low temperature climates[C]//8th International Energy Agency Heat Pump Conference. Las Vegas; Heat Pump Centre, 2005: 1-10.
- [2] 饶荣水, 谷波, 周泽, 等. 寒冷地区用空气源热泵技术进展[J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24(4): 24-28.
- RAO Rongshui, GU Bo, ZHOU Ze, et al. Development of air source heat pump for cold regions[J]. Building Energy & Environment,

- 2005,24(4):24-28.
- [3] 陈光明,陈斌. 扩大在低温环境下热泵制热能力的方法及装置:CN1208588C[P]. 2005-06-29.
CHEN Guangming, CHEN Bin. Methods and devices for expanding the heating capacity of heat pumps in low temperature environments;CN1208588C[P]. 2005-06-29.
- [4] BERTSCH S S, GROLL E A. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U. S. climates[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(7):1282-1292.
- [5] 陈剑波,姚晶珊,韩星,等. 不同环境温度下复叠式空气源热泵高温热水系统运行特性研究[J]. 暖通空调, 2013, 43(7):107-111.
CHEN Jianbo, YAO Jingshan, HAN Xing, et al. Study of cascade air-source heat pump of high temperature hot water unit under different environment temperature[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2013, 43(7):107-111.
- [6] 杨永安,李瑞申,孙志利,等. 高温压缩机变转速的复叠式热泵系统性能实验研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(3):65-70.
YANG Yong'an, LI Ruishen, SUN Zhili, et al. Experimental research on performance of cascade heat pump system with variable rotation speed of high-temperature compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(3):65-70.
- [7] 丁雨晴,邹声华,李永存,等. R134a/R134a复叠式空气源热泵系统性能分析[J]. 发电与空调, 2015, 36(4):48-51.
DING Yuqing, ZOU Shenghua, LI Yongcun, et al. Performance analysis of R134a/R134a cascade air-source heat pump system[J]. Power Generation & Air Condition, 2015, 36(4):48-51.
- [8] 乔亦圆,杨东方,曹锋,等. R134a/R23复叠制冷系统级间容量比的优化分析[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(2):104-110.
QIAO Yiyuan, YANG Dongfang, CAO Feng, et al. Optimization of compressors displacement ratio in R134a/R23 cascade refrigeration system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(2):104-110.
- [9] 王驿凯,田艳龙,金磊,等. R410A/R134a双级耦合热泵系统最优中间水温实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(7):32-37.
WANG Yikai, TIAN Yanlong, JIN Lei, et al. Experimental Investigation on the optimal intermediate water temperature in a R410A/R134a cascade heat pump system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(7):32-37.
- [10] SHRESTHA S, SHARMA V, ABDELAZIZ O. Comprehensive compressor calorimeter testing of lower-GWP alternative refrigerants for heat pump and medium temperature refrigeration applications[J]. ASHRAE Transactions, 2014, 120(1):1-8.
- [11] MANCUHAN E. A comprehensive comparison between low and medium temperature application refrigerants at a two-stage refrigeration system with flash intercooling[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2019, 13(C):100357-100357.
- [12] BAI X, WANG W, SUN Y, et al. Operating performances of an ASHP unit operated in a mild and humid region using Tube-Encircled Photoelectric Sensor based defrosting initiation strategy[J]. Energy and Buildings, 2018, 177:140-153.
- [13] GB/T 25127. 1—2020, 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[S].
GB/T 25127. 1—2020, Low ambient temperature air source heat pump (water chilling) packages Part 1: Heat pump (water chilling) packages for industrial & commercial and similar application[S].
- [14] GB/T 18430. 2—2016, 蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组 第2部分:户用及类似用途的冷水(热泵)机组[S].
GB/T 18430. 2—2016, Water chilling (heat pump) packages using the vapor compression cycle Part 2: Water chilling (heat pump) packages for household and similar application[S].
- [15] GB/T 50801—2013, 可再生能源建筑应用工程评价标准[S].
GB/T 50801—2013, Evaluation standard for application of renewable energy in buildings[S].
- [16] T/CECS 564—2018, 空气源热泵供暖工程技术规程[S].
T/CECS 564—2018, Technical specification for air source heat pump heating system[S].
- [17] WANG W, XIAO J, GUO Q C, et al. Field test investigation of the characteristics for the air source heat pump under two typical mal-defrost phenomena[J]. Applied Energy, 2011, 88(12):4470-4480.
- [18] 王伟,冯颖超,路伟鹏,等. 雾霾气象条件下空气源热泵“误除霜”事故特性的实测研究[J]. 建筑科学, 2012, 28(S2):166-171.
WANG Wei, FENG Yingchao, LU Weipeng, et al. Experimental study on "mal-defrost" accident characteristics of air source heat pump under haze weather conditions[J]. Building Science, 2012, 28(S2):166-171.
- [19] WANG W, FENG Y C, ZHU J H, et al. Performances of air source heat pump system for a kind of mal-defrost phenomenon appearing in moderate climate conditions[J]. Applied Energy, 2013, 112:1138-1145.
- [20] GB/T 10870—2014, 蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组性能实验方法[S].
GB/T 10870—2014, The methods of performance test for water chilling (heat pump) packages using the vapor compression cycle[S].
- [21] GB 55015—2021, 建筑节能与可再生能源利用通用规范[S].
GB 55015—2021, General code for energy efficiency and renewable energy application in buildings[S].

(责任编辑 赵金环;英文校审 程文华)