

文章编号: 1671-6612 (2019) 06-691-04

低温空气源热泵在严寒地区应用实验研究

金洪文^{1,2} 马喆^{1,2} 杨蕾^{1,2} 赵麒^{1,2} 马爽^{1,2} 徐辉^{1,2}
张自国^{1,2} 孙妍³ 王柯增⁴

- (1. 长春工程学院 长春 130012;
2. 吉林建筑能源供应及室内环境控制工程研究中心 长春 130012;
3. 珠海格力电器股份有限公司 珠海 519070;
4. 深圳麦克维尔空调有限公司 深圳 518000)

【摘要】 通过在严寒地区低温空气源热泵的应用实验, 检验了机组在极端天气能够正常工作, 且在该条件下系统和机器的平均能效比达到1.5以上。通过供暖末期和严寒期能耗折算对全供暖季进行测算, 得出全采暖季消耗标准煤15~20kg/m², 低于集中供热标煤消耗值, 且全供暖季系统和机器的平均COP值达到2以上。低温空气源热泵在严寒地区应用节能效果明显。

【关键词】 空气源热泵; 能效比; 能耗

中图分类号 TU831 文献标识码 A

Experimental Study on Application of Low Temperature Air Source Heat Pump in Severe Cold Regions

Jin Hongwen^{1,2} Ma Zhe^{1,2} Yang Lei^{1,2} Zhao Qi^{1,2} Ma Shuang^{1,2} Xu Hui^{1,2}
Zhang Zigu^{1,2} Sun Yan³ Wang Kezeng⁴

- (1. Changchun institute of engineering, Changchun, 130012;
2. Jilin construction energy supply and indoor environment control engineering research center, Changchun, 130012;
3. Gree Electric Appliances, Inc. of Zhuhai, Zhuhai, 519070;
4. Shenzhen McQuay Air Conditioning Co., Ltd, Shenzhen, 518000)

【Abstract】 In this paper, through the application experiment of low temperature air source heat pump in severe cold area, tested that the unit can work normally in extreme weather, and the average energy efficiency ratio of the system and machine reaches 1.5 or more under this condition. Calculate the total heating season by calculating the energy consumption at the end of the heating period and the cold period. It is concluded that the standard coal consumption in the whole heating season is 15~20 kg/m², which is lower than the consumption value of the central heating standard coal, and the average cop value of the system and machine for the entire heating season is more than 2. Low-temperature air source heat pump has obvious energy-saving effect in severe cold regions.

【Keywords】 air source heat pump; energy efficiency ratio; energy consumption

0 引言

我国严寒地区冬季供暖通常以燃煤方式为主, 无论集中供热还是分散的小锅炉。然而, 随着2016年国务院下发《“十三五”节能减排综合工作方案》

中目标的确定, 能源消费燃煤总量要控制在50亿吨标准煤以内, SO₂、NO_x排放总量要控制在1580万吨、1574万吨, 比上一个年度要下降15%^[1]。国家对燃煤污染物排放总量进行限制, 这就迫使我们寻

基金项目: 吉林省发改委项目(2019C057-4); 空气源热泵科研创新团队(320180005)

作者(通讯作者)简介: 金洪文(1970-), 男, 研究生, 教授, E-mail: ccjinhongwen@163.com

收稿日期: 2019-03-04

找新的供暖方式。在2017年《北方地区冬季清洁取暖规划（2017-2021）》出台，对清洁能源取暖有了明确要求，到2021年，电供暖（含热泵）面积达到15亿 m^2 [2]，其中：分散式电供暖7亿 m^2 、电锅炉供暖3亿 m^2 、热泵供暖5亿 m^2 。这就为北方严寒地区发展清洁能源取暖提供条件 [3,9]。在集中供热管网辐射不到的地方或者对供热时段有不同需求的场所，就可以采用低温空气源热泵进行灵活、精准供暖。但是，大家对使用空气源热泵供暖还持有怀疑的态度。为验证其在严寒地区的应用效果，笔者对采用低温空气源热泵系统的长春某高校实验楼进行制热测试，并对测试结果分析与整理。以期为严寒地区采用低温度空气源热泵供暖方式的设计与应用提供帮助。

1 测试对象与方法

1.1 项目概况

实验项目位于吉林省长春市，为某高校实验楼，该建筑6层，层高4.2m，建筑高度25.2m，该建筑属于非节能建筑。测试房间使用面积为550 m^2 ，均为一层北向中间的房间。长春市冬季采暖室外计算干球温度为-21.1 $^{\circ}C$ 。实验楼原有是集中供热系

统，把实验房间的原有供热散热器系统分割开独立形成一个小循环系统，以方便实验使用。通过负荷计算，实验房间冬季设计热负荷为36kW。采用的低温空气源热泵为麦克维尔的MAC340，标准工况下制热量为100kW，最低工作环境温度为-30 $^{\circ}C$ ，2台压缩机，单台功率30kW，电能消耗由电表记录。

1.2 监测阶段气象参数

长春市每年供热时间为10月25日到次年的04月10日，通过温度记录仪每隔0.5h记录室外、室内温度，室外设置2个测点，室内设置4个测点，之后求平均值得到室外、室内平均温度。温度记录仪型号为YBJL-803-4，测试量程为-40~100 $^{\circ}C$ ，精度为 $\pm 0.5^{\circ}C$ 。

2 测试能耗分析

由于实验设备安装和调试，实际投入使用是在11月7日，结束日期在次年的3月22日，共计136天，累计消耗电量为30882kWh。数据在记录过程中，有部分数据损坏，但是关键时间段的数据没有损坏，电量记录是完整的。重点分析供暖初寒、末寒期与严寒期的能耗、制热情况，同时检验机器在极端温度下工作状况。

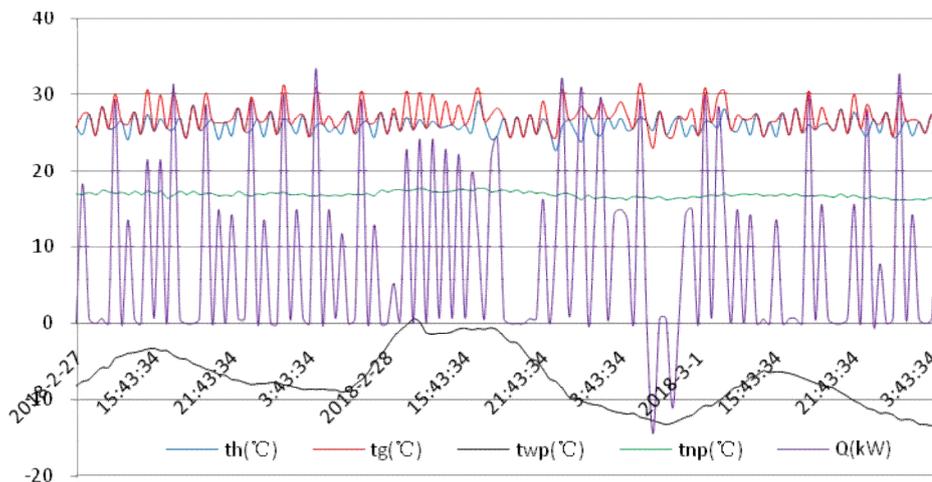


图1 2018.2.27-3.1运行数据分析图

Fig.1 Operation data analysis diagram of 2018.2.27-3.1

2.1 供暖初末期数据分析

供暖初期时间2017年12月22日~2018年1月9日，期间最低温度-19.2 $^{\circ}C$ ，最高温度-0.9 $^{\circ}C$ ，室外平均温度-10.36 $^{\circ}C$ ，4个实验房间达到的平均温度

20.5 $^{\circ}C$ 。系统供回水平均温度为33.1 $^{\circ}C$ 、34.7 $^{\circ}C$ 。总耗电量4547kWh，总的制热量10515kW，系统和机组平均COP值为2.32/2.6 [4]。

供暖末期2018年2月27日-2018年3月22日期

间,期间最低温度 -15.5°C ,最高温度 11.4°C ,平均温度 -3.9°C ,4个实验房间达到的平均温度 17.2°C 。系统供回水平均温度为 25.9°C 、 27.1°C 。总耗电量为 3456kWh ,总制热量为 9472kW ,系统和机器平均COP值为 $2.75/3.36^{[4]}$ 。

通过供暖末期的2月27日~3月1日的数据绘制成曲线图,如图1所示,在室外温度回升,平均在 -10°C 左右情况下,机组设置的进水温度为 25°C ,室内基本维持在 17°C 左右,室内消耗热量不是很多,且通过曲线图还发现,机器起停比较频繁,造成电耗相对较大。这是在今后设计应用中应重点解决的问题。

2.2 供暖严寒期数据分析

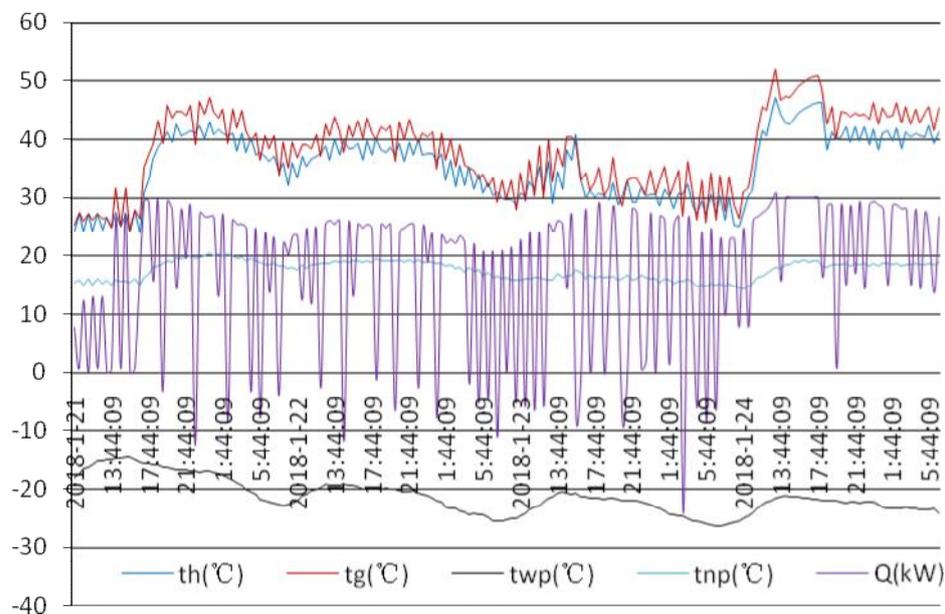


图2 2018.1.15-24运行数据分析图

Fig.2 Operation data analysis diagram of 2018.1.15-24

1月22日~1月24日为测试时间段内平均温度最低段,在图3中最高室外温度 -19.1°C ,最低温度 -26.7°C ,平均温度 -22.6°C 。此时设置的机组进水温度为在 $30\sim 40^{\circ}\text{C}$ 之间,所以出现总耗电量较高和平均COP值偏低情况,电耗为 1829kWh ,系统和机组平均COP值为 $1.492/1.56^{[4]}$ 。还可在图中看到,在极寒天气情况下,机组除霜比较频繁,也是能耗过高的原因之一。此时,并不是真实具备结霜环境下制冷化霜现象开始频发。在曲线的后半段,由厂家调整控制除霜条件^[6,7],机器在低温下反复除霜现象得以缓解,运行趋于稳定,供水温度也迅速上升。

供暖严寒期2018年1月15日~2018年1月24日期间,期间最低温度 -26.7°C ,最高温度 -4.1°C ,平均温度 -14.5°C ,4个实验房间达到的平均温度 17.2°C 。系统供回水平均温度为 29.6°C 、 31.2°C 。总耗电量 2660kWh ,总制热量为 5461kW ,系统和机器平均COP值为 $2.06/2.28^{[4]}$ 。在这个时间段低于 -25°C 有 10h 。通过图2我们看到系统供水、回水温度局部拉高,主要是为了测试机器在低温环境下能达到的最高出水温度,实际证明在原有设计负荷下,机器温度升高缓慢,将系统所带负荷减少一部分,出水温度升高比较迅速,这为我们在今后选配机器容量提供了很好的借鉴意义^[5]。

在记录时间段(2017年11月7~2018年3月22日,136d)供暖能耗统计,测试系统总耗电量为 30882kWh ,日均消耗电量 227kWh/d ,按此折算全供暖季(168d)总耗电量为 38136kWh/a ,折合供暖季消耗热量为 0.25GJ/m^2 。供暖初期和末期能量消耗比严寒期少许多,这种折合方式显然过于保守,必然导致能耗指标过高。如果按供暖末期3月20~22日的平均电耗量 72kWh/d ,计入32d的电量为 2304kWh ,得到全供暖季总耗电量为 33186kWh/a ,折合供暖季消耗热量为 $0.217\text{GJ/m}^2^{[8]}$,这种折算方式接近实际情况。按长春市热力收费折算办法,将建

筑超高部分多消耗的热量折算成标准值后热耗指标为0.18GJ/m²。按电力的折标系数为0.3~0.4kgce/kWh (kgce为千克标准煤),则全采暖季消耗标准煤15~20kg/m²[8]。我国集中供暖能耗平均在

20~25kgce/m²,采用低温空气源热泵能耗远低于集中供热能耗平均值。因此,采用空气源热泵制热效果在节能方面是十分明显的。

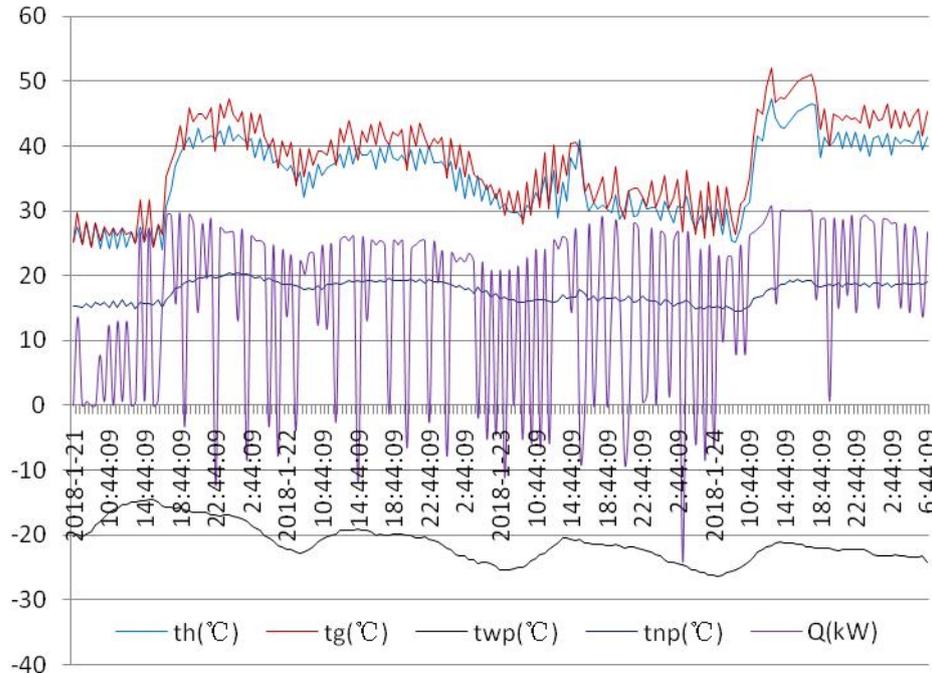


图3 2018.1.21-24运行数据分析图

Fig.3 Operation data analysis diagram of 2018.1.21-24

3 结论

低温空气源热泵在严寒地区供暖应用测试数据得到,机器在极寒天气-26.7℃环境下能正常工作。在室外平均温度-22.6℃时段,系统和机器的平均COP值为1.492/1.56。在数据记录时间段内系统和机器的平均COP值为2.4/2.7,节能效果明显,尤其是与电采暖相比。在严寒地区机器结霜条件主要受室外空气相对湿度影响较大,观测到机器几次结霜室外相对湿度都超过了60%,尤其是下雪的第二天,机组底部形成的冰极少。通过在严寒地区某高校实验楼一层北向的苛刻条件下测试,在没有任何辅助热源情况下,测试效果达到比较理想的结果,为严寒地区推广应用低温空气源热泵供暖起到借鉴意义。

参考文献:

[1] “十三五”节能减排综合工作方案[M].北京,2016.

[2] 北方地区冬季清洁取暖规划(2017-2021)[M].北京,2017.
 [3] 沈明,宋之平.空气源热泵应用范围范围北扩的可能性分析及其技术措施述评[J].暖通空调,2002,32(6):37-39.
 [4] GB 50189-2015,公共建筑节能设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2015.
 [5] 金洪文,孙妍,马喆,等.超低温空气源热泵在严寒地区供暖应用研究[J].哈尔滨商业大学学报(自然科学版),2017,33(6):728-731,743.
 [6] 姜益强,姚杨,马最良.空气源热泵结霜除霜损失系数的计算[J].暖通空调,2000,30(5):24-26.
 [7] 王洋,江辉民,马最良,等.增大蒸发器面积对延缓空气源热泵冷热水机组结霜的实验与分析[J].暖通空调,2006,36(7):83-87.
 [8] CJJ 34-2010,城镇供热管网设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2010.
 [9] 王伟,倪龙,马最良.空气源热泵技术与应用[J].北京:中国建筑工业出版社,2017.