

城市原生污水源热泵空调系统应用实例分析

北京瑞宝利热能科技有限公司 杨胜东* 赵志锋

摘要 本文通过对系统监测的数据、工程项目分析总结,详细地阐述了系统运行参数的特性、系统运行的效果及经济性的对比。

关键词 原生污水源 热泵 污水防阻机 污水专用换热器

Urban Original Sewage Source Heat Pump Air-conditioning System Project Analysis

By Yang Sheng dong* and Zhao Zhi feng

Abstract The thesis illustrates the Characteristic of the system operating parameters, effects of the operating systems and economic comparasion based on the data of the system monitor, analysis and conclusion of the project in detail.

Key words Original sewage source, Heat pump, Sewage anti-blockage machine, Special sewage heat exchanger

*Beijing Rui Bao Li Heat Energy Science and Technology Co.Ltd

0 引言

以城市原生污水作为热泵空调系统的冷热源是一项高效、节能、环保的技术,该技术的突出点在于从根本上解决了换热设备的阻塞及系统稳定换热。笔者以北京悦都大酒店(自2006年12月11日至今,系统运行稳定,运行效果良好)实际运行为例,

着重剖析运行参数的特性、运行的效果及投资分析。通过对以上内容的分析和总结可为污水源热泵的推广应用提供实际运行工况数据和可借鉴的经验。

1 工程概况及分析

1.1 工程背景

北京悦都大酒店建筑面积为14 000m²,

原有设备为冷水机组加燃煤锅炉。改造前,设备比较陈旧、效率低,已不能满足正常使用要求。该系统2006年改为城市原生污水源热泵空调系统,冬季供暖、夏季空调及全年供应生活热水。冬季供暖热负荷为720kW,夏季空调负荷为650kW,生活热水负荷为450kW。室内温度设计冬季22℃,夏季26℃。污水源流量设计为110m³/h,为城市原生污水,含有大量的污染物,酸碱性约呈中性,污水温度冬季12℃左右,夏季22℃左右。

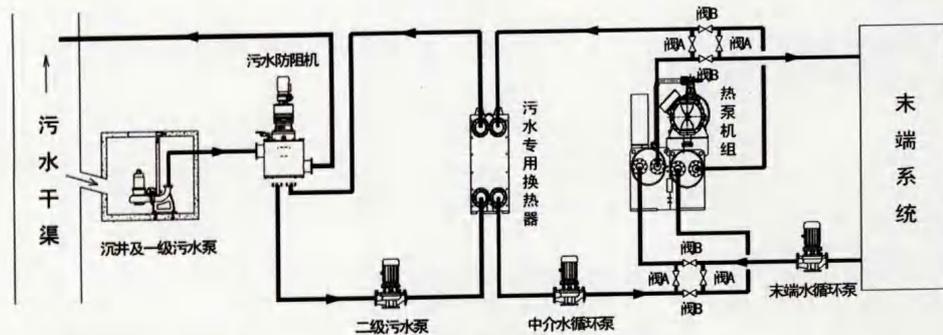
1.2 污水源热泵工艺流程及设计参数

城市原生污水源热泵空调系统由污水循环换热系统、热泵机组、末端循环系统组成(见图1)。污水循环换热系统由原生污水经一级污水泵加压进入污水防阻机,再经二级污水泵进入污水专用换热器与中介水进行热交换,换热后的污水进入防阻机进行反冲洗,伴随污染物排入污水干渠下游。换热后的中介水进入热泵机组。

本系统选用1台SL-600M型热泵机组供暖、制冷,最高出水温度55℃,制热量为720kW,输入功率为148kW;制冷量为650kW,输入功率为112kW。选用1台SL-400M型热泵机组全年供应生活热水,制热量为450kW,输入功率为90kW;制冷量为400kW,输入功率68kW,设30m³水箱。设计参数如表1。

2 系统运行效果

系统于2006年12月10日投运,取



注:1. 阀A、阀B为冬夏切换阀,冬季阀A开,阀B关;夏季阀A关,阀B开。

2. 末端系统:风机盘管、地板采暖、散热器及热水供应均可。

图1 城市原生污水源热泵空调系统原理图



* 杨胜东,1980年1月生,助理工程师
地址:北京市丰台区六里桥甲1号悦都大酒店17层1723室

表 1 污水源热泵系统设计参数

项目	冬季设计工况			夏季设计工况		
	进 / 出水温(°C)	温差(°C)	流量(m ³ /h)	进 / 出水温(°C)	温差(°C)	流量(m ³ /h)
污水	12/8	4	110	22/28.5	6.5	110
中介水	4/8	4	110	35/28.5	6.5	110
空调水	45/50	5	120	12/7	5	120
平均温差	4			6.5		
设计负荷	供暖负荷 1 170kW			供冷负荷 1 050kW		
热泵能效比	4.0			5.0		

2008年1月6~8日典型数据如表2所示(室内温度为20°C~22°C)。表2为换热器处于清洗后的轻污染状态。按测试数据计算:制热系数为3.1。若按全采暖季统计供暖耗热量(如热泵供热量)计算,则为4.1。

空调季节运行时,取2007年8月2~4日典型数据见表3(室内温度为24°C~26°C)。

3 供暖运行时的水温变化

中介水温的变化特点决定了系统的能耗效率,是保证系统正常运行的关键参数。2007年12月14日~2008年1月9日,中介水温度变化见图2。

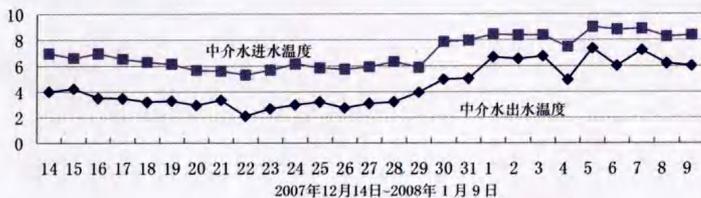


图2 中介水温度曲线

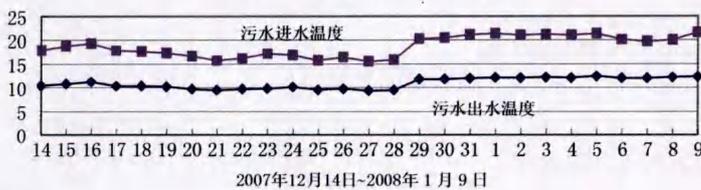


图3 污水温度曲线

如图2所示,热泵机组运行特点决定了中介水温差趋于基本稳定。

表 2 供暖运行测试参数

日期	污水进 / 出水温(°C)	中介水进 / 出水温(°C)	空调水温度(°C)	污水流量(m ³ /h)	中介水流量(m ³ /h)
6日	12.3/9.5	8.5/5.8	45.4	108.7	110.2
7日	12.3/9.2	8.5/5.3	46.5	108.6	110.4
8日	12.4/9.3	8.8/5.7	46.4	108.4	110.2

表 3 空调运行测试参数

日期	污水进 / 出水温(°C)	中介水进 / 出水温(°C)	空调水温度(°C)	污水流量(m ³ /h)	中介水流量(m ³ /h)
2日	23.7/28.6	30.1/36.2	8.3	102.3	107.8
3日	23.9/29.0	30.3/36.4	6.7	101.8	108.0
4日	23.8/28.7	30.2/36.3	8.2	102.4	107.9

4 系统运行能耗特性及运行费用分析

1. 系统能耗包括2部分,即热泵主机电能耗和辅助性水泵电能耗。设计能耗状况见表4。

2. 运行费用分析

1) 改造前全年运行费用

冬季采暖运行费用: 14 000m² × 24 元/m² = 33.6 万元

夏季空调运行费用: 25.2 万(kW·h) × 0.8 元/(kW·h) = 20.16 万元

冬夏生活热水费用: 2 万元 / 月 × 12 月 = 24 万元

年运行费用总计: 33.6 + 20.16 + 24 = 77.76 万元

年平均每平方米运行费用: 77.76 万元 ÷ 1.4 万 m² = 55.54 元/m²。

2) 改造后全年运行费用

冬季供暖、夏季空调及热水供应共计用电 65 万 kW·h

运行费用: 65 万 kW·h × 0.8 元/kW·h = 52 万元

年平均每平方米运行费用: 52 万元 ÷ 1.4 万 m² = 37 元/m²

3) 改造后年节省运行费用: 77.76 万元 - 52 万元 = 25.76 万元,折合年节约为 18.4 元/m²

5 投资分析

该改造工程总投资 250 万元,单位面积成本 178.6 元/m²。可再生水源热泵补贴 50 元/m²,共计补贴 70 万元,该工程回收期约为 6~7 年。

6 结论

1. 城市原生污水水源热泵系统运行效果良好,制热、制冷均能达到室温设计要求。

地源热泵产业专栏

表 4 辅助设备表

设备名称	型号	安装数量		功率		备注
		台		kW/台		
潜水式排污泵	100WQ100-10-5.5kW	2		5.5		一用一备
二级管道污水泵	GW100-110-15	2		7.5		一用一备
中介水泵	CFL125-125A	2		11		一用一备
中介补水泵	CFL50-125A	2		7.5		一用一备
末端循环泵	CFL100-200A	2		18.5		一用一备
末端补水泵	25GDL4-11*6	2		2.2		一用一备
高区热水给水泵	CFL50-250A	2		7.5		一用一备
低区热水给水泵	CFL50-200B	2		3		一用一备
热水循环泵	CFL80-100A	2		2.2		一用一备
热泵防阻机	WFJ-100-1.5	2		1.5		一用一备
总计				66.4		

2. 水源侧运行参数包括污水温度与中介水温度,两者呈对应关系,变化趋势一致。污水水流量及污水温度较稳定。

3. 污水水源热泵系统中,热泵机组能耗约占 75%,其它占 25%,机组制热系数在 4.0,系统制热系数在 3.5 左右,空调制冷时分别为 5.0,4.5。因此尽管用中介水传输热量,能耗效率依然保持较高水平。

4. 污水水源热泵系统投资与运行费相对较低,按当前市场行情,改造投资的回收年限约为 6~7 年。 (责编:武国华)

参考文献

- 1 吴荣华,孙德兴.城市污水源热泵系统节能与环保评价法.中国给排水,2005,2(12):103~106
- 2 吴荣华,张承虎,孙德兴.城市原生污水与其他冷热源的比较研究.暖通空调,2006,36(1):43~46
- 3 吴荣华,孙德兴.城市原生污水冷热源应用的关键因素研究.哈尔滨商业大学学报,2004,20(6):95~97

如对本文有任何观点和看法,请发电子邮件:bianjibu86@126.com

上接 30 页

表 5 该建筑采用 2 种不同空调系统的能耗分析

	温湿度独立控制空调系统	优化后的常规空调系统
最大耗电量(W/m ²)	37.7	56.0
年度总耗电量(kW·h/m ²)	51.2	74.2
运行费用(元/m ²)	39.0	59.4
空调系统综合 COP	4.5	3.2
节能率(%)	31	

规空调系统的综合 COP 一般在 2.8 左右。但是,温湿度独立调节空调系统的综合 COP 达到了 4.5,较之前者高出 30% 以上。比较全年总耗电量可以知道,采用温湿度独立调节空调系统比经过优化后的常规空调系统节约运行电耗约 31%,如果是没有经过优化的常规空调系统,节能效果可达 40% 左右。因此,具有非常显著的节能效果。

5 结论

招商地产三洋 3# 厂房改造项目是华南地区采用基于溶液调湿技术的温湿度独立调节空调系统的典型示范,该建筑空调

系统比同期满足节能规范要求的新建建筑节能 31% 以上,并在以下几个方面实现了突破:

1. 第 1 次在高大空间中摒弃全空气系统,采用独立新风除湿加地板辐射供冷的空气-水系统,特别是在华南地区,由于空气湿度大、供冷季漫长,节能意义非常大。

2. 对于类似食堂、商场等人员特别密集、热湿比线比较平缓的场所,采用温湿度独立调节空调系统,可实现室内参数的精确控制。

3. 采用磁悬浮变频离心式高温冷水

机组,出水温度为 17~20℃ 时,机组 COP 达 8.5;采用热泵式溶液调湿新风机组,比常规新风机组节约 40% 左右的新风处理能耗。 (责编:武国华)

参考文献

- 1 燕达,谢晓娜,宋芳婷,等.建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第一讲建筑模拟技术与 DeST 发展简介.暖通空调,2004,30(7):48~56
- 2 陈锋,邓宇春,薛志峰,等.建筑环境设计模拟工具包 DeST.暖通空调,1999,29(4):58~63
- 3 宋凌,林波荣,朱颖心.安徽传统民居夏季室内热环境模拟.清华大学学报(自然科学版),2003,43(6)
- 4 梁高林,刘振全,刘明海.置换通风空调系统的设计计算与送风特性分析.制冷与空调,2007,7(3):33~35
- 5 李先庭,赵彬,林波荣,等.置换通风于混合送风供冷季运行能耗比较.制冷与空调,2002,32(5):122~125
- 6 刘控强,江亿,刘晓华,等.热泵驱动的双级溶液调湿新风机组原理及性能测试分析.暖通空调,2008,38(1):54~59

如对本文有任何观点和看法,请发电子邮件:bianjibu86@126.com