

建筑环境 能源

Building Environment & Energy

2017
03

月刊
总第 03 期

主办：中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

2017 年全国供暖技术学术年会 论文集



建筑环境与能源官方微信

空气源热泵供暖领域
360度绿色、节能的集
成化解决方案，实现
高达

35%+

能效提高

从热源端到末端控制的丹佛斯集成化 解决方案，真正实现清洁取暖

高效全系列的产品组合，有效降低能耗，节约成本。其环保设计性能可靠，使热泵机组在环温 -15°C 时仍可提供高达 60°C 的热水，满足末端的高出水温度需求。搭载ABQM动态压差平衡型电动调节阀及末端温控器，打造温暖舒适的室内环境同时，节能效果显著。变频器控制，水泵功耗节约50%。

方案包括：



- PSH 热泵专用涡旋压缩机 (采用创新性低环温喷液技术 LLI)
- TG 热力膨胀阀、ETS 6 电子膨胀阀、MPHE® 微板换热器等
- HLP-G110系列变频器

欢迎扫描二维码，关注“丹佛斯制冷”微信公众平台。



欲了解更多丹佛斯卓越的解决方案
欢迎访问: www.danfoss.cn

ENGINEERING
TOMORROW

Danfoss

PURMO || RADSON ||



VOGEL&NOOT

|| radsonuk
compact

Dia Norm
HEIZKÖRPER
德国迪诺



COLOUR YOUR LIFE

LET YOUR SENSES LEAD YOU



RETTIG

瑞特格 (中国) 有限公司

<http://www.purmo.com.cn>



MIKKO IIVONEN
瑞特格PURMO研发总监

If I Invited You for Some
Special Conversation...
Would You Join Me?

240年的历史传承,
1/3的欧洲家庭正在
使用的供暖产品!



PURMO
RADIATORS:
THE WARM
SCOCIETY

PURMO散热器 温暖世界
款型、色彩、功能尽您想象
无限选择!
请加入我们构筑的
温暖世界



PURMO UNDER
-FLOOR HEATING:
A CLEVER CHOICE
PURMO地暖 智者远谋

- 德国制造PURMO管道, 行业标杆的缔造者
- 系统化设计, 以舒适、健康与节能为理念
- 北欧风格, 简约大气
- 快速精准智能温控, 感知你的感觉
- 为健康与未来的投资, 管道寿命质保30年



清洁供暖 技术先行

2017 年全国供暖技术学术年会 概况

供暖技术发展是提高人们生活和工作环境的关键，利用清洁能源供暖是当前国家治理环境污染、改善大气质量的重要举措。目前，全国各省市根据自身资源特点和具体情况，因地制宜制定多元化技术路线，并针对性出台相应的鼓励政策，这一系列措施为推动我国供暖产业蓬勃发展进一步夯实了基础。为促进供暖行业的学术研究和应用领域的深入交流，全国暖通空调学会两委会供暖专业委员会组织召开“2017 年全国供暖技术学术年会”，本次年会论文集收录论文 59 篇，由《建筑环境与能源》杂志编辑出版。

本次年会的筹备工作得到行业专家、企业的大力支持。在此向他们表示衷心的感谢！

年会支持企业



丹佛斯自动控制管理（上海）有限公司



瑞特格（中国）有限公司



安徽安泽电工有限公司



建筑环境与能源

(月刊)

主办单位

中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

支持单位

中国建筑学会暖通空调分会
中国制冷学会空调热泵专业委员会
中国建筑节能协会暖通空调专业委员会
中国建筑节能协会地源热泵专业委员会

编辑出版

《建筑环境与能源》编辑部
2017年第3期
(每月10日出版)

顾问委员会

主任 郎四维
委员 江 亿 | 吴德绳 | 龙惟定
马最良 | 徐华东 | 罗 英

编辑委员会

主任委员 徐 伟
副主任委员 路 宾
委员 (按姓氏笔画排序)
于晓明 | 方国昌 | 龙恩深 | 田 琦 | 由世俊
伍小亭 | 刘 鸣 | 刘燕敏 | 寿炜炜 | 李先庭
李永安 | 肖 武 | 邹 瑜 | 张子平 | 张建忠
金丽娜 | 徐宏庆 | 黄世山 | 董重成 | 端木琳
潘云钢

编辑部

主 编 徐 伟
副 主 编 路 宾
执行主编 王东青
责任编辑 李 炜 李月华
本期编辑 周志刚 杜国付
校 对 才 隽 汤 溧
美 编 周 林

地址: 北京市北三环东路30号
邮编: 100013
电话: 010-6469 3285
传真: 010-6469 3286
邮箱: beaebjb@163.com



建筑环境与能源官方微信 全国暖通空调学会官方微信

版权声明: 凡在本刊发表的原创作品版权
属于编辑部所有, 其他报刊、网站或个人
如需转载, 须经本刊同意, 并注明出处。

目录 CONTENTS

| 2017 年全国供暖技术学术年会论文集 |

Proceedings of National Biennial Academic Conference on Heating Technology, 2017

大温差蓄能系统在温湿度独立控制空调系统中的应用

..... 李向东, 于晓明 /1

地岩热供热技术的应用分析与探讨

..... 亢磊, 武东琴 /6

寒冷地区空气源热泵辅助太阳能供暖系统运行研究

..... 李雨潇 /9

济南某别墅太阳能—空气源热泵复合供暖分析

..... 卞峰, 梁慧媛, 牛蔚然, 邵珠坤 /12

某大温差吸收式热泵能源站供热设计与运行分析

..... 武青永, 焦震, 姜海洋 /17

浅谈山区哨所供暖系统

..... 侯利刚, 田群燕 /20

太阳能低温地板采暖系统应用于山东沿海地区的可行性分析

..... 王宗华, 王慧, 迟少静, 曹雪静 /23

同程式供暖系统的理论分析及应用

..... 朱彦波, 邵洪波, 李钰楠 /26

烟台某热电厂集中供热改造及运行问题分析

..... 林丽, 张积太, 于晓, 张伟东 /29

自动控制在分布式变频集中供热系统中的应用与实践

..... 韩传忠, 乔玲敏 /34

分布式循环水泵系统节能研究

..... 曾德军, 刘学来, 李永安 /38

水泵装置的效率分析及试验研究	
..... 刘波, 霍亭, 方修睦, 王磊 /42	
供暖用蓄热装置及其热性能测试方法介绍	
..... 李爱松, 李忠, 路宾, 聂晶晶 等 /48	
集中供热管网系统节能评价体系构建研究	
..... 李海斌, 徐凯, 索雨麦, 谭慧琳 等 /53	
严寒地区既有居住建筑被动式节能改造探究	
..... 黄文瀚, 杨金钢, 李鑫福, 赵洪宇 等 /57	
某印刷厂选择土壤源热泵系统的分析	
..... 吴青娇, 肖荣子 /61	
某项目空压机组的余热回收利用实例	
..... 吴青娇, 肖荣子, 陈飞龙 /63	
蓄热式电暖器在北京农村地区的应用研究	
..... 刘宗江, 陈亮, 李忠, 冯爱荣 等 /66	
对流型架空地板辐射采暖房间热环境特征研究	
..... 王登甲, 吴纯金, 刘艳峰, 王晓文 等 /71	
西安某住宅区再生水源热泵供暖系统分析与评价	
..... 陈婷婷, 王智伟, 王雨, 李明珠 等 /77	
基于川西藏区结霜时空频率分布的空气源热泵有效抑霜方式探讨	
..... 刘优优, 王智伟, 赵健, 魏鹏 /83	
空气源热泵除霜问题的研究进展	
..... 王亚雄, 王智伟, 孙婷婷 /88	
某住宅供暖需求与末端调控匹配度的测试与分析	
..... 李明珠, 王智伟, 王雨, 陈婷婷 等 /94	
海水源热泵抛管式换热器管外传热特性的数值模拟研究	
..... 张潇潇, 王智伟, 徐兰静, 刘艳峰 /100	
基于 TRNSYS 的复合式能源供暖系统的模拟研究和对比分析	
..... 冯国会, 于素蕴, 黄凯良, 胥富强 /105	

基于相变储能技术的电磁能与太阳能耦合采暖系统在庄河市征泰大厦的应用	
..... 冯国会, 王赧炜, 姜明超, 江明志 /112	
空气源热泵源侧温度预热后节能效果分析	
..... 冯国会, 姜编, 黄凯良 /116	
沈阳某工业园区全年动态负荷的预测与研究	
..... 冯国会, 胥富强, 田川, 于素蕴 /119	
日喀则机场建筑辐射供暖末端性能优化设计	
..... 李倩茹, 李永财, 林建平, 夏洪涛 /124	
高原寒冷地区候机楼供暖方式适应性研究	
..... 夏洪涛, 李倩茹, 卢军, 甄江龙 /130	
热源塔热泵冬季供暖性能实测分析	
..... 熊磊, 杨露露, 肖劲高 /136	
多热源环网可及性分析方法及应用探究	
..... 徐文忠, 吴昊 /140	
新型分布式多级泵供热系统的研究	
..... 庆伟, 郑雪晶, 张欢, 王雅然 等 /145	
超薄地暖与传统地暖热工性能 CFD 对比研究	
..... 张大英, 庄卫东, 郭胜杰 /151	
基于乏汽余热利用的新型热电联产供热系统全工况优化研究	
..... 李岩, 米培源, 李文涛, 张淑彦 /154	
基于北京某高层住宅的冷风渗透计算方法比较与影响因素分析	
..... 王兆同 /161	
中国智能热网技术架构的探讨	
—— 基于热能互联网 (ITG) 的实现方式	
..... 由世俊, 王雅然, 郑雪晶, 张欢 等 /166	
中国智能热网技术架构的探讨	
—— 基于热能互联网 (ITG) 的实现方式	
..... 王雅然, 郑雪晶, 张欢, 叶天震 等 /170	

供热系统前馈动态运行方案及效果实测	
..... 袁闪闪, 徐伟 /175	
基于燃 — 蒸联合循环的新型能源供应系统集成研究	
..... 李岩, 李杰, 李文涛, 张淑彦 /182	
实现天然气的热能全部利用 —— 烟气源热泵供热节能技术简介	
..... 李崇兴 /188	
城市集中供热发展现状及管网问题优化	
..... 李丹, 胡文举, 李德英 /192	
关于低温环境下空气源热泵的探讨	
..... 李冯硕, 李德英 /195	
空气源热泵在北京地区存在的问题及对策探讨	
..... 胡繁昌, 李德英, 张帅, 杨茜 /199	
喷射泵在集中供热工程水力稳定性的研究与应用	
..... 尹鹏, 李德英, 曾喜平 /202	
土壤源热泵在成都某住宅小区的应用	
..... 王欣, 李德英 /206	
浅谈混水供热的节能效果	
..... 刘方舟 /210	
基于可调喷射泵技术的集中供热系统的管网改造研究	
..... 韩京彤 /212	
空气源热泵设计选型问题初探	
..... 崔一鸣, 王伟, 孙育英, 刘景东 等 /214	
空气源热泵最佳除霜控制点研究 (一)	
—— 基于 GRNN 名义制热量损失系数模型的建立	
..... 吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏 等 /220	
空气源热泵最佳除霜控制点研究 (二)	
—— 最佳除霜控制点计算模型的建立	
..... 吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏 /225	
空气源热泵最佳除霜控制点研究 (三)	
—— 最佳除霜控制策略的开发与应用	
..... 吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏 等 /231	
供暖散热器数量计算方法的再讨论	
..... 董重成 /237	
北京某教学楼空气源热泵供暖系统现场测试	
..... 傅旭辉, 李俊, 周超辉, 倪龙 等 /239	
供热系统动态热特性研究	
..... 郑进福, 周志刚, 赵加宁, 王晋达 /243	
空气源热泵直通干式蓄热地板供暖的研究	
..... 张欢, 夏军宝, 郑晨潇, 由世俊 等 /248	
宝鸡石鼓 · 天玺台、太阳市地源热泵能源站供能系统项目分析与探讨	
..... 李骥, 李锦堂, 冯晓梅, 阳春 等 /252	
供暖系统换热效率降低原因及应对措施	
..... 张婷婷 /259	
毛细管地板与风机盘管供暖的室内热舒适性对比研究	
..... 毛宁, 龙恩深, 全柏铭, 肖栋天 /261	
空气源热泵在北方冬季运行节能性研究	
..... 刘东, 王巍悦 /264	

大温差蓄能系统在温湿度独立控制空调系统中的应用

李向东, 于晓明

(山东省建筑设计研究院, 山东 250001)

[摘要] 文章首先对蓄能系统、温湿度独立控制空调系统的应用形式、特点进行了分析, 结合实际工程, 对温湿度独立控制空调系统中的大温差蓄冷以及蓄冷、蓄热结合进行了详细的分析、计算, 大温差蓄能系统有效地避免了蓄冷系统“节费不节能”的问题, 同时实现了全年蓄能系统的有机结合。

[关键词] 温湿度独立控制空调系统; 蓄冷; 蓄热; 大温差; 节能

0 引言

采用电力制冷的蓄冷系统是电力系统需求侧管理的有效手段, 对于电网的削峰填谷具有重要意义, 同时可以大幅度降低用户制冷电费, 在常规空调系统中已得到了广泛的应用。使用电锅炉的蓄热系统, 在一些电力条件允许、其他供暖能源不具备时也有一定的应用。

蓄冷系统主要的应用方式为水蓄冷和冰蓄冷, 一般情况下, 蓄冷系统的主机效率都有不同程度的降低, 再加上蓄冷装置的冷量损失、额外增加的蓄冷、释冷水泵的能耗以及换热温差的存在, 造成蓄冷系统实际能耗增加, “节费不节能”。在绿色建筑评价中, 当需要通过全年能耗分析对围护结构进行节能判定时, 蓄冷系统尤其冰蓄冷系统极为不利。一般来说, 水蓄冷的节能效果优于冰蓄冷, 当同时采用冬季电蓄热时, 宜优先采用水蓄冷、蓄热系统。但通常水蓄冷的可利用温差大大小于蓄热时的可利用温差, 造成冬、夏季对蓄能槽容积要求的差异, 按夏季蓄冷设计的蓄能槽, 冬季大部分容积空闲。

温湿度独立控制空调系统采用干式风机盘管、辐射式末端等作为空调系统的显热处理设备, 夏季以高温冷水为冷媒, 大大提高了冷水机组的效率, 是一种较常规空调系统节能的空调系统形式。

温湿度独立控制空调系统如与冰蓄冷系统结合, 不仅无法发挥高温冷水系统的优势, 反而增加了系统的能耗。因此, 温湿度独立控制空调系统应与水蓄冷系统结合使用。由于空调末端对水温需求的提高, 为大温差蓄冷创造了条件, 同时也为蓄冷、蓄热联合应用创造了条件。本文将结合一个实际工程, 探讨大温差水蓄冷、蓄热系统在温湿度独立控制空调系统中的应用。

1 蓄能系统应用简介

1.1 蓄能的意义

电力供应同时具有昼夜峰谷差与季节峰谷差,

其中昼夜峰谷差与人们正常的生活、生产作息规律相关, 季节峰谷差则与空调制冷的使用有关。我国以火力发电为主, 电力调峰困难, 电力企业为平衡电网, 需设置抽水电站等蓄能装置, 成本高, 效率低。

空调负荷存在明显的昼夜峰谷差, 大量的办公、商业建筑, 空调峰值负荷高, 夜间基本没有负荷。夏季空调负荷与电力负荷峰谷重叠。冬季供暖以集中供暖为主, 采用热泵供暖的比例较低, 空调对电力需求的贡献较低。

解决电力负荷峰谷差异的有效方法是采用电力需求侧管理, 其中实施峰谷分时电价, 采用蓄能空调系统就是一个理想的解决方案。当前北方供暖地区推行“以电代煤”、热泵供暖, 从电力供应的角度, 也是一种需求侧管理的做法。

采用基于电力需求侧管理的蓄能空调系统, 对电力企业, 可以减少发电装机容量, 均衡负荷、补偿负荷、稳定电力系统; 对供电企业, 可以减少输变电设备, 充分利用现有输变电设备; 对用户来说, 利用低谷电价, 节约运行费用。

虽然大部分的蓄能空调并不节能, 但蓄能空调系统对于改善城市、地区电网供电状况, 平抑电力峰谷差, 提高电厂一次能源利用效率具有重要意义, 因此虽然蓄能空调系统不节能, 但却一直属于国家及各地推广的“节能技术”。

1.2 常用蓄能空调系统特点分析

蓄能空调系统分为蓄冷和蓄热, 其中蓄冷分为水蓄冷、静态冰蓄冷、动态冰蓄冷以及高温相变蓄冷, 目前应用以前两种为主; 蓄热分为水蓄热、固体蓄热、相变蓄热等, 目前应用以水蓄热最为常见。

1.2.1 冰蓄冷系统

静态冰蓄冷以水的相变蓄冷为主 (溶解潜热 335kJ/kg), 单位蓄冷能力 $40\sim 50\text{kW}\cdot\text{h/m}^3$ 。冰蓄冷系统主机蓄冷工况时的效率约为常规非蓄冷工况的

65%左右。蓄冰设备分为封装式（以冰球为主），和盘管式（塑料盘管或钢盘管）。蓄冰槽可以是出厂成品钢制蓄冰槽，也可以是现场制作的混凝土蓄冰槽。蓄冰槽不可兼做蓄热槽。

动态蓄冰有片冰式、冰浆式（流态冰）等，与静态蓄冰相比，蓄冷主机效率衰减幅度略低；采取一定措施，蓄冰槽可兼做蓄热槽。

1.2.2 水蓄冷系统

水蓄冷为显热蓄冷（比热容 $4.184\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$ ），单位蓄冷能力 $7\sim 11.6\text{kW}\cdot\text{h/m}^3$ ，常规蓄冷温度 $4\sim 6^{\circ}\text{C}$ ，蓄冷温差 $5\sim 6^{\circ}\text{C}$ 。水蓄冷系统主机蓄冷工况效率与常规非蓄冷系统基本一致。水蓄冷槽可兼做蓄热槽。水蓄冷槽有迷宫式、多槽式、自然分层等形式。其中自然分层式是最简单、有效、经济的水蓄冷形式，蓄冷效率可达 $85\%\sim 95\%$ 。

自然分层式水蓄冷的关键在于散流器（布水器）设计，良好的布水器可以将水平稳地引入蓄冷槽内，依靠密度差而不是惯性力产生重力水流，形成一个使冷热混合尽量小、厚度尽量薄的斜温层，达到自然分层的目的。

1.2.3 电蓄热

根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736—2012 以及《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2015，直接电加热设备作为供暖热源具有严格且明确的限制条件，首先必须征得供电部门同意，当地电力条件允许且电力需求侧实行峰谷分时电价；其次，作为电蓄热系统必须是一个全量蓄热的系统，电锅炉仅在夜间低谷电力时段使用。

水蓄热系统以电锅炉作为加热设备。电锅炉主要有电阻式电锅炉和电极式电锅炉两种。电阻式电锅炉采用 $3\Phi/380\text{V}$ 供电，采用高阻抗电热元件通电发热加热热媒水。电热元件由金属外壳、电热丝和氧化镁三者组成，氧化镁作为绝缘体和导热介质充填在金属管壁和电热丝之间。氧化镁的质量以及制造工艺影响电热元件的使用寿命及锅炉的热效率。电阻式锅炉的优点是水中不带电，使用较为安全，对水质要求不高。但是，电阻式锅炉的容量依靠电热元件的数量来实现、并按实际投运数量来调节锅炉的负荷，容量难以做到很大，负荷无法做到连续调节。

电极式电锅炉（图1）采用 $3\Phi/10\text{kV}$ 高压供电，不需变压器，用户直接从高压配电柜将 10kV 电源进线接入电极锅炉的电极上端即可。电极锅炉以水作为介质，利用水的高热阻特性，直接将电能转换成热能。电极式锅炉可以提供极高的功率，并且启动迅速，短时间内即可达到设计功率；几乎没有能量

损失；启动电流小（对于一台额定功率 4MW 的电极锅炉，其运行电流 $=230.9\text{A}$ ，启动电流为额定电流的 10% 即 23.1A ）。电极式锅炉一般都装有套筒，通过调节套筒的高度，改变水的电阻，达到连续调节负荷的目的。电极式锅炉对水质有严格的要求，加热水必须为纯水并投加药剂调整导电率。

2 温湿度独立控制空调系统应用简介

常规集中空调系统夏季采用 7°C 的低温冷水作为冷媒，采用风机盘管作为空气处理末端，对室内降温的同时，析出空气中的水分，达到除湿的目的，属于温湿度联合控制。常规空调系统主机效率低，能耗高；空调末端冷凝水盘易滋生霉菌，室内空气质量差。

温湿度独立控制空调系统由温度控制系统和湿度控制系统组成，其中温度控制系统利用高温冷水（一般 $14\sim 17^{\circ}\text{C}$ ）为冷媒，负担室内显热负荷，空调末端在干工况下运行；湿度控制系统由独立的新风除湿系统构成，负担全部的新风冷负荷、湿负荷以及室内湿负荷。温湿度独立控制空调系统中冷水机组在高温水工况下运行，效率高；干式末端无冷凝水，不产生霉菌等对人体健康有害的物质。因此，温湿度独立调节空调系统具有高效、节能、舒适、健康的特点，近几年，已经在一些高档住宅、写字楼、医疗建筑、机场、车站等建筑中得到了越来越多广泛的应用。

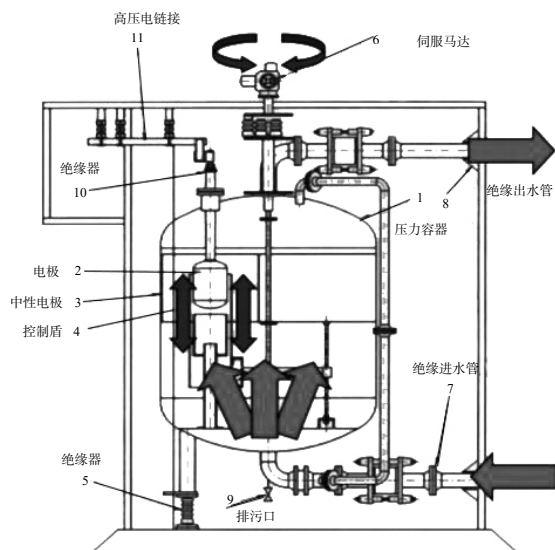


图1 电极热水锅炉结构图

根据独立除湿新风系统的不同, 温湿度独立控制空调系统主要有基于溶液除湿的温湿度独立控制空调系统和基于内冷式双冷源的温湿度独立控制空调系统两种形式。无论何种形式的温湿度独立控制空调系统, 最终的系统节能都要靠高温冷水机组的效率提升实现。

3 大温差水蓄能系统在某温湿度独立控制空调系统中的应用

3.1 工程概况

某工程(图2)包括A、B、C、D四座办公楼、裙房、地下车库。总建筑面积197932.13m², 其中A座、C座办公楼三层以上办公部分采用内冷式双冷源独立除湿新风机组加干式风机盘管的温湿度独立控制空调系统, 该部分建筑面积71050m², 夏季空调冷负荷7800kW。

基于内冷式双冷源独立除湿新风系统的温湿度独立控制空调系统, 夏季, 干式末端及双冷源新风机组的预冷负荷由集中高温冷源承担, 双冷源新风机组深度除湿负荷由机组内置的压缩制冷系统承担。冬季, 所有热负荷均由集中热源承担。经计算, 本工程空调负荷见表1。

表1 空调负荷统计

空调面积/m ²	空调冷负荷				空调热负荷	
	全热冷负荷/kW	负荷指标/(W/m ²)	其中集中冷源承担/kW	其中新风机组自带冷源承担/kW	热负荷/kW	负荷指标/(W/m ²)
71050	7800	110	6456	1344	6445	91

3.2 水蓄冷系统

3.2.1 系统概述

夏季设计日逐时冷负荷如图3, 设计日总冷量59420.9kW·h。水蓄冷系统采用分量蓄冷模式, 主机采用两台变频离心式冷水机组, 夜间蓄冷工况串联运行, 进出水温度分别为17/11℃、11/5℃; 白天空调工况为高温水工况并联运行, 供回水温度14℃/19℃。

蓄冷槽蓄冷完成温度为5℃, 释冷完成温度为17℃, 有效蓄冷温差12℃, 实现大温差蓄冷。

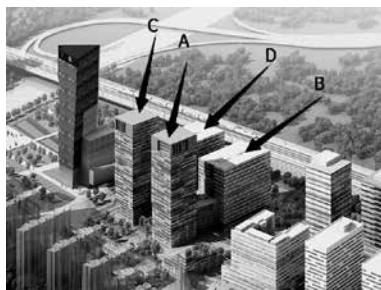


图2 工程鸟瞰图

水池侧为开式系统, 空调侧为闭式系统, 蓄冷槽通过板式换热器与空调侧间接连接, 空调系统供回水温度14℃/19℃。水池释冷与主机联合供冷采用并联系统。

3.2.2 主要计算过程

(1) 冷水机组容量 q_c (kW):

$$q_c = \frac{Q_c \times K}{n_1 + n_2} = \frac{59420.9 \times 1.03}{8 + 9} = 3600.2 (\text{kW})$$

式中: Q_c 为设计日总冷量 (kW·h); q_c 为冷水机组名义制冷量 (kW); n_1 为晚间蓄冷运行时间 ($n_1=8\text{h}$); n_2 为白天空调冷水机组运行时间 ($n_2=9\text{h}$); K 为冷损失附加率, 考虑蓄冷槽及管道损失, 取 $K=1.03$ 。

冷水机组选型结果见表2。

表2 冷水机组选型结果

编号	主要性能参数
CH-01	蓄冷工况: 制冷量1933.8kW (550RT), 输入功率365kW; 蒸发器供回水温度: 5/11℃, 流量277m ³ /h; 冷凝器: 30/37℃; 流量280m ³ /h; 蓄冷工况 COP=5.3; 空调工况: 制冷量2285kW, 输入功率308kW; 蒸发器供回水温度: 14/19℃, 流量393m ³ /h; 冷凝器: 30/37℃, 流量316.8m ³ /h; 空调工况 COP=7.4 名义工况: 制冷量2110kW, 蒸发器7/12℃、冷凝器30/34.6; 名义工况 COP=6.0, IPLV=8.9。
CH-02	蓄冷工况: 制冷量1933.8kW (550RT), 输入功率279kW; 蒸发器供回水温度: 11/17℃, 流量277m ³ /h; 冷凝器: 30/37℃, 流量269m ³ /h; 蓄冷工况 COP=7.0; 空调工况: 制冷量2285kW, 输入功率309kW; 蒸发器供回水温度: 14/19℃, 流量393m ³ /h; 冷凝器: 30/37℃, 流量316.8m ³ /h; 空调工况 COP=7.3; 名义工况: 制冷量2110kW, 蒸发器7/12℃、冷凝器30/34.6; 名义工况 COP=6.0, IPLV=8.9。

(2) 蓄冷量 Q_s (kW·h):

$$Q_s = n_1 \times q_c = 8 \times 3600.2 = 28801 (\text{kW} \cdot \text{h})$$

(3) 蓄冷槽容积 V_c (m³):

$$V_c = \frac{3600 \times Q_s}{\Delta t \times \rho \times C_p \times \varphi \times \eta} = \frac{3600 \times 28801}{12 \times 1000 \times 4.187 \times 0.85 \times 0.95} = 2690 (\text{m}^3)$$

式中: Δt 为蓄冷槽进出水温差, 本工程为12℃; ρ 为水密度, 取1000kg/m³; C_p 为水的定压比热,

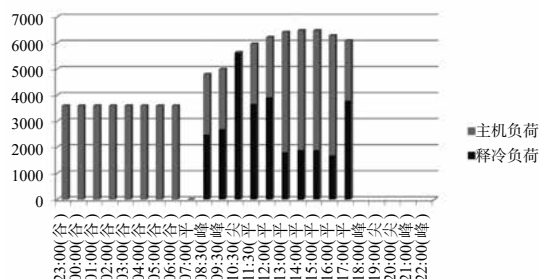


图3 蓄冷系统逐时冷负荷

取 $4.187\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$; φ 为蓄水槽完善度, 考虑冷斜温层和混合的影响, 取 0.85; η 为水池容积率, 取 0.95。

设计蓄冷槽总有效容积 2800m^3 , 其中 380m^3 为与消防水池合用, 其余 2420m^3 为与蓄冷槽合用。

3.2.3 水蓄冷系统运行模式

(1) 蓄冷: 11:00pm~7:00am, 两台变频离心式冷水机组串联运行, 进出水温度分别为 $17/11^{\circ}\text{C}$ 、 $11/5^{\circ}\text{C}$ 。蓄冷运行时, 前级主机的 COP 为 7.0, 后级主机的 COP 为 5.3, 平均 6.15, 较该机组在名义工况(名义工况指供回水温度 $7^{\circ}\text{C}/12^{\circ}\text{C}$)下的 COP(6.0)提高 2.5%, 实现蓄冷系统同时也是节能系统。

(2) 释冷: 日间通过释冷水泵自蓄冷槽底部抽取 5°C 冷水, 经板式换热器换热后温度升高到 17°C , 自蓄冷槽上部返回水池。释冷终期温度 17°C , 蓄冷槽可利用蓄冷温差 12°C 。空调侧高温冷水供回水温度 $14/19^{\circ}\text{C}$, 与蓄冷水之间最小换热温差为 2°C 。

(3) 主机单独供冷: 两台离心式冷水机组均以 $14/19^{\circ}\text{C}$ 高温工况并联运行作为空调系统直接提供高温冷水, 主机 COP=7.4, 较该机组在名义工况下的 COP 提高 23.3%。

(4) 水池释冷与主机以并联方式联合供冷。联合供冷模式下, 根据当地峰谷电价情况, 采取避峰运行, 即在上午 10:30~11:30 尖峰电价时段, 仅通过水池释冷运行。

3.3 电蓄热系统

3.3.1 系统概述

冬季设计日逐时热负荷如图 4, 设计热负荷 6445kW , 设计日总耗热量 $58005\text{kW}\cdot\text{h}$ 。蓄热系统采用全量蓄热模式。加热热源采用两台 10kV 电极锅炉无压运行, 额定功率 4.0MW /台。锅炉为专线供电, 仅在夜间电力低谷时段(23:00~7:00)蓄热运行。

根据现行规范及通用手册, 冬季热负荷采用稳态计算方法, 因此文献 [1]、[2] 设计日总耗热量均按设计热负荷乘以供热系统运行时间, 即不考虑逐时热负荷。而事实上, 因太阳辐射、人体、设备等

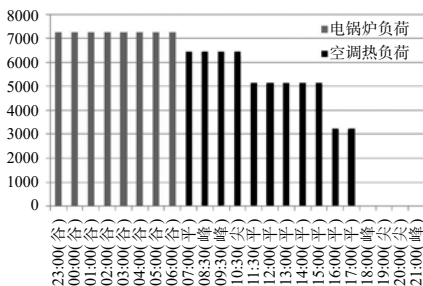


图 4 蓄热系统逐时热负荷

自由热的存在, 设计日的逐时热负荷是客观存在的, 受计算工具的限制, 工程设计中无法给出较为准确的逐时热负荷, 本设计根据既有项目反馈数据, 结合项目的本身情况, 人为给定了一个较为粗略的、偏于保守的逐时负荷系数。

3.3.2 主要计算数据

(1) 电锅炉功率 $N(\text{kW})$:

$$N = \frac{Q_R \times k}{n_1 \times \eta} = \frac{58005 \times 1.1}{8 \times 0.99} = 8056(\text{kW})$$

式中: Q_R 为设计日总耗热量 ($\text{kW}\cdot\text{h}$); q_R 为电锅炉总功率 (kW); n_1 为夜间电锅炉运行时间, $n_1=8\text{h}$; k 为热损失附加率, 取 $k=1.05\sim 1.1$; η 为电锅炉热效率, 普通电阻锅炉取 0.97, 本工程采用电极锅炉, 取 0.99。

电极式锅炉选型结果见表 3。

表 3 电极式锅炉选型结果

设备名称	性能参数
电极式热水锅炉	功率 4MW , 进出水温度 $80/55^{\circ}\text{C}$, 调节范围 $1\%\sim 100\%$ 无极调节, 热效率 $\geq 99.5\%$, 额定工作压力常压, 控制方式 PLC, 运行重量 2200kg , 接线电压 10kV 。

(2) 蓄热槽容积 $V_R(\text{m}^3)$:

$$V_R = \frac{3600 \times Q_R}{\Delta t \times \rho \times C_p \times \varphi \times \eta} = \frac{3600 \times 28801}{25 \times 1000 \times 4.187 \times 0.85 \times 0.95} = 2229(\text{m}^3)$$

式中: Δt 为蓄热槽进出水温差。本工程有效蓄热温差为 25°C 。

其余同水蓄冷。

计算蓄热槽容积与夏季蓄冷槽容积基本一致且略小, 既满足冬夏季分别蓄热、蓄冷的需要, 又避免了常规蓄冷、蓄热槽按夏季蓄冷工况确定的容积远大于冬季蓄热工况的问题, 实现了全年蓄能的有机结合。

3.3.3 电蓄热系统运行工况

(1) 蓄热: 11:00pm~7:00am, 电锅炉运行蓄热。电极锅炉与蓄热板换构成一次侧循环加热系统, 循环介质为纯水, 常压运行, 供回水温度 $80^{\circ}\text{C}/55^{\circ}\text{C}$; 蓄热板换与蓄热槽构成二次侧循环蓄热系统, 循环介质为软化水, 开式常压运行, 供回水温度 $75^{\circ}\text{C}/50^{\circ}\text{C}$, 蓄热终期温度 70°C 。

(2) 释热: 日间通过释热水泵自蓄热槽上部抽取 70°C 热水, 经板式换热器换热后温度降低到 45°C , 自蓄热槽底部返回水池。释热终期温度 45°C 。空调侧热媒水设计供回水温度 $55/40^{\circ}\text{C}$, 与蓄热槽之间换热温差为 5°C 。

因电蓄热为全量蓄热模式, 本系统不存在锅炉

表 4 蓄能系统运行策略

季节	运行 工况	季节转换阀		自控电动阀		调节	设备运行状态
		开启	关闭	开启	关闭		
夏季	主机蓄冷	SX1~SX6	DX1~DX4	VA,VB,VC	VD,VE,VF,VG,VH,VM,VN,VP	T1	主机串联、蓄冷泵开
	冷池释冷供冷	SX1~SX6	DX1~DX4	VM,VH,VP	VA,VB,VC,VD,VE,VF,VG,VN	T2	释热（释冷）泵开
	主机单独供冷	SX1~SX6	DX1~DX4	VD,VE,VF,VG	VA,VB,VC,VH,VP,VN		主机并联、冷水机组循环泵开
	联合供冷	SX1~SX6	DX1~DX4	VD,VE,VF,VG,VH,VM,VP	VA,VB,VC,VN	T2	主机并联、冷水机组循环泵开、 释热（释冷）泵开、VG,VH 调节
冬季	锅炉蓄热	DX1~DX4	SX1~SX6	VH,VP,VN	VA~VG,VM	T2	锅炉、锅炉一次泵开、蓄热泵开
	热池释热	DX1~DX4	SX1~SX6	VH,VP,VM	VA~VG,VN	T3	释热（释冷）泵开

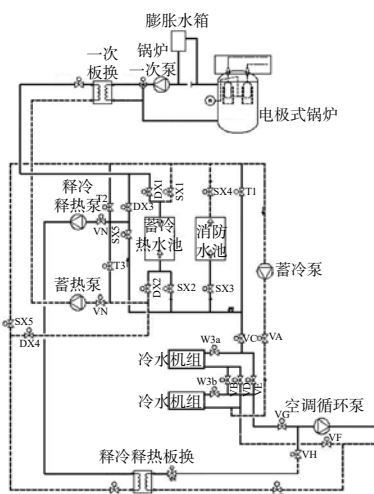


图 5 蓄冷蓄热系统流程图

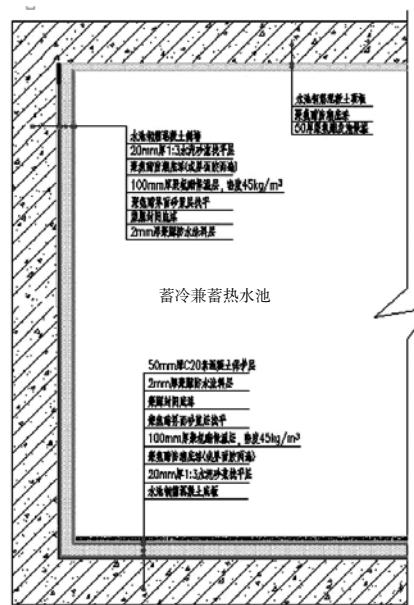


图 6 消防兼冷水池结构示意图

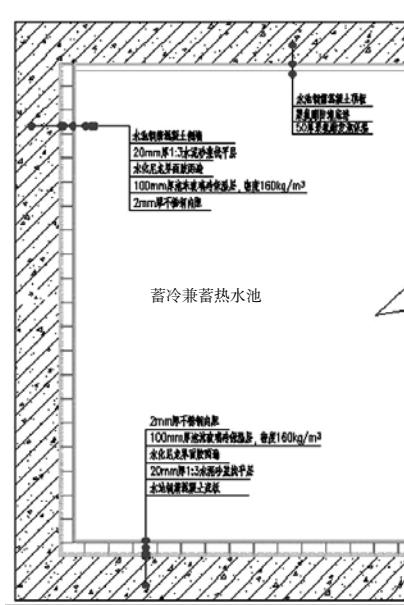


图 7 蓄冷兼蓄热水池结构示意图

单独供热与联合供热模式。

3.4 蓄能系统流程

图5为该工程蓄能系统流程图,表4为对应的运行策略。

3.5 蓄能水池做法

图6为消防兼蓄冷水池结构示意图,图7为蓄冷兼蓄热水池结构示意图。

4 小结

本工程结合温湿度独立控制空调系统的高温冷水需求,夏季采用大温差水蓄冷,与冬季蓄热系统结合,实现全年蓄能系统的有机结合。

大温差水蓄冷通过蓄冷工况下主机串联运行实现, 两台主机的平均效率大于常规工况, 而日间空

调工况为高温工况并联运行,效率远大于常规工况,实现了蓄能系统同时是一个高度节能系统的目的。

参考文献

- [1] 住房和城乡建设部工程质量安全监管司.《全国民用建筑工程设计技术措施.暖通空调.动力》.北京:中国计划出版社,2009.
- [2] 陆耀庆主编.《实用供热空调设计手册》第二版.北京:中国建筑工业出版社,2013.
- [3] 中国建筑科学研究院.《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012.北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [4] 中国建筑科学研究院.《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2005.北京:中国建筑工业出版社,2015.

地岩热供热技术的应用分析与探讨

亢 磊, 武东琴

(济南市热力设计研究院, 济南 250031)

[摘 要] 针对地岩热这种清洁可再生能源的有效应用, 结合相关工程实例及运行数据, 探讨地岩热供热技术的发展前景、应用分析、技术优势及风险应对。

[关键词] 地岩热; 地岩热供热; 节能; 环保; 风险应对

1 地岩热供热技术介绍

1.1 地岩热

地岩热供热又称为干热岩供热, 干热岩是一种普遍埋藏于距地表 2km 至 6km 深处、温度为 150℃ 至 650℃ 的、没有水或蒸汽的热岩体, 平均地温梯度为 30℃/km, 其热能赋存于各种变质岩或结晶类岩体中, 这部分热量来自地球内部核反应, 地核温度约 6000℃, 地幔对流循环将地心向地表不断往返的传输热量, 联合国有关新能源报告显示: 全球 5 公里以内地热资源量约 4900 亿吨标煤。我国的地热资源储量约占全球总储量的六分之一, 仅我国陆区 3~10km 地岩热储量相当于全国资源总消耗量的 5200 倍, 储量巨大, 因此地岩热热源不会枯竭, 也无热衰减, 是一种全新的清洁能源, 对于减少对传统化石能源的依赖, 具有巨大的经济社会效益。

1.2 地岩热供热技术

通过钻机向地下一定深处高温岩层钻孔, 在钻孔中安装密闭金属换热器, 通过换热器传导将地下深处的热能导出, 并通过地面能源换热站热泵机组将地岩热提出或调峰加热向用户建筑物供热。“取热不取水”, 实现无干扰洁净供热, 完成对低品位地岩热能的开发利用。

供热原理 (间接供热)

(1) 向地下一定深处岩层钻孔;

(2) 在钻孔底部安装热交换设备, 一次网为闭式循环系统, 取热不取水;

(3) 通过专用设备换热系统向地面建筑供热。

(见图 2)

1.3 地岩热供热通用特点

(1) 地岩热属于新的地热能, 暂时没有国家相应的标准规范要求, 项目立项暂不需要环境评价, 但地岩热钻孔需要发改委备案核准、国土资源局、水务局等进行监管, 专业队伍进行地热资源勘探、取样、测试, 以获取水文地质参数及地温梯度、岩石层热储量等基础信息, 确定热储类型。

(2) 地岩热供热技术是一种广义上利用地热能的技术, 不需要非常高的温度, 在地下 2000m 左右就可以获得供热所需的热量, 目前所确定的孔径 (DN200mm)、钻探深度 (2000~3000m) 为性价比最佳做法, 经测试, 一个 2500m 深的换热孔可以满足 1~1.5 万 m² 建筑供热, 为获取更多热量所尝试的孔径增大、深度增加方法会大幅度增加项目成本;

(3) 根据室外温度变化, 地岩热供热可以采用直接供热和间接供热两种运行方式。供热初末期, 可以采用直接供热, 将地岩热由循环水泵加压至热用户, 适宜大流量小温差供热; 供暖严寒期采用间接供热, 利用热泵机组隔压换热, 热泵机组以前为一次网地岩热取热模块, 热泵机组以后为二次网供热模块, 热泵机组利用电能驱动提高二次网供水温度同时降低一次网回水温度, 地岩热取热模块为大温差小流量运行方式, 系统水质能保证, 阻力小。

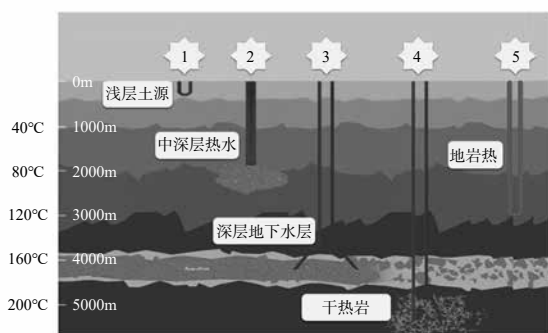


图 1

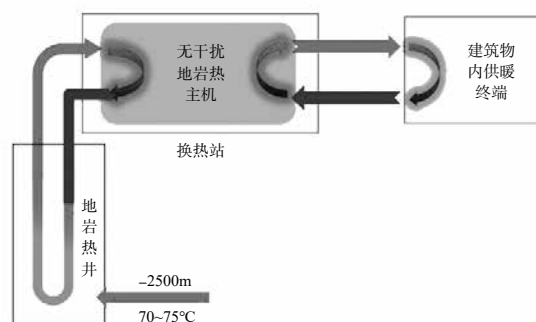


图 2

表 1 地岩热供热运行实例

项 目	西北某市 A 区	西北某市 B 区	备 注
基本情况			
规划供热面积	20000m ²	10000m ²	
2016 实际供热面积	10000m ²	4000m ²	均未达到满负荷
运行时间	半个采暖期	1 个采暖期	间供和直供结合
室内温度	暖气片采暖 20℃	暖气片采暖 20℃ 地板采暖 23℃	
钻井情况			
打井数量	2 孔	1 孔	
井深	2500m	2500m	
打井时间	57 天	20 天	与地质有关
井边距	18 米	无	理论相差 15m 即可
每口井理论供热量	600kW	600kW	与挖井深度和投资相关，越挖深温度越高，造价越高
每口井费用	400 万 ×2 孔	200 万	
热力站情况			
地岩热泵机组	尺寸 5m×2m	尺寸 5m×2m	单套最大机组最多带 5 口井
一次网补水泵	机组外置，含化水设备	机组外置，含化水设备	
一次网循环水泵	机组内置	机组内置	与钻孔底部热交换设备有关
二次网补水泵	机组外置，含化水设备	机组外置，含化水设备	
二次网循环水泵	变频控制	不详 变频控制	变频控制适合直供间供
运行情况			
热泵运行时一次网供回水温度	47℃/10℃		最高出水温度可达到 50 度，温升约 30℃/km
热泵不运行时一次网供回水温度	47℃/43℃	37℃/34℃	供回水温差 3℃~4℃
热泵运行时热力站运行费用（间供）			9.6 元 /m ² （估计）
热泵不运行时热力站运行费用（直供）			7.5 元 /m ² （估计）
工程初投资	400~500 元 /m ²	400 元 /m ²	初步估计

表 2 地岩热供热与以下供热方式相比的技术优势

太阳能供热	地源热泵	水源热泵	空气源热泵	各种锅炉和电厂余热（电锅炉除外）
不存在白天追日及夜间储热问题	不存在占地面积大（约占供热面积 1/6）问题	不存在取水不回灌和重金属污染问题	不存在室外温度越低、供热效果越差、效率越低问题	没有任何固体和气体排放和不完全热损失，解决化石能源不可再生问题，占地少

2 地岩热供热运行实例

详见表 1。

3 地岩热供热技术的相关政策及风险

3.1 政策支持

2017 年 1 月，国家《地热能开发利用“十三五”规划》提出：在“取热不取水”的指导原则下，进行传统供暖区域的清洁能源供暖替代，实现地热资源的可持续开发。在“十三五”时期，新增地热能供暖（制冷）面积 11 亿平方米；同时，现在开展地岩热供热不需要做环评报告及节能评估。

3.2 技术优势

地岩热供热与以下供热方式相比的技术优势详见表 2。

3.3 投资风险

（1）地岩热供热初投资约为传统燃煤锅炉供热的 5 倍左右，运行费用为传统燃煤供热方式的 1/3 左右，在不考虑单独制冷、没有能源税、没有政府补贴等前提下投资回收期约 10 年。

（2）打井的风险

工程初投资的 80% 费用为打井费用，打井的风

险包括打井深度及地热情况、打井工期及以下情况下的其他风险：

- （1）溶洞：灌浆灌不满，需要重新钻孔；
- （2）立岩：孔距相聚 10 米都有可能发生，需要换钻头、打磨或重新钻孔，成本及工期延长；
- （3）工具及工人水平：如钻头损坏、操作不当等问题。

3.4 运行风险

由于上述供热运行实例项目均为间歇供热，且都没有达到设计满负荷，供热效果都很好。但应考虑以下有可能存在的运行风险：

- （1）地岩热取热的热量衰减

在长时间的取热过程中，地下岩层温度应能够保持并恢复，以保证恒定的一次网出水温度；如果不能保证，将会增加热泵的电耗及运行成本；

- （2）地岩热换热的换热效果及底下管道设备运行寿命。

尤其在直供情况下，在加强控制水质和失水率的前提下，能否保证钻孔底部金属换热器的换热效果及寿命；管道及金属换热器材质能否保证 2.5km 里深水力静压下的寿命，以及在满负荷直供大流量、大阻力工况下的管道寿命。

4 地岩热供热的建议及策略

- （1）选择一个长期固定的专业钻井队伍，可以为钻井投入保险，或采用 PPP 模式，可以有效的控

制钻井成本及分担风险。

- （2）争取政府的补贴及银行的融资政策，强调项目的市政功能和稳定收入，以减少初投资风险；

- （3）考虑在钻井管中管外侧回水管道与土壤之间增加扰动湍流换热效果，减少底层换热器的换热压力；

- （4）系统适合地板采暖，或者风机盘管系统。制冷需要有独立的冷却塔和制冷系统，与地热资源没有关系；

- （5）应当适当考虑备用加热热源；在有峰谷电价的政策下，夜间可以用热泵将地热储存起来，利于白天直供供热，减少运行成本，并增加夜间的换热效果。

5 总结

地岩热供热有其独到的技术优势：无废气、废液、废渣排放，治污降霾成效显著；系统与地下岩层物理隔离，只取热不取水，对水环境无干扰；地热开发不受场地条件和环境温度制约，出热均匀，可有效解决孤岛供热问题。但对于任何新技术的应用，都应该存在风险意识，毕竟风险和机遇并存。我院将不遗余力进行这方面的研究与设计，也希望与各大知名院校、设计院所、兄弟部门积极合作，为城区供热发展、为国内的美好蓝天和繁星闪烁、为能源的有效利用做出自己的贡献。

寒冷地区空气源热泵辅助太阳能供暖系统运行研究

李雨潇

(临沂市建筑设计研究院有限责任公司, 临沂 276003)

[摘要] 以四川省松潘地区气象资料为基础, 针对某一实际工程案例, 利用 TRNSYS 软件建立了空气源热泵辅助太阳能供暖系统的仿真模型, 研究系统标准天、最冷天以及整个供暖季运行性能。结果表明, 该系统供暖季平均集热效率为 27%, 太阳能保证率为 39.35%。

[关键词] 太阳能; 空气源热泵; TRNSYS 仿真

0 引言

目前, 太阳能—热泵供暖系统的形式多为两类, 太阳能—水(地)源热泵供暖系统和太阳能—空气源热泵供暖系统。太阳能和热泵的联合能弥补太阳能受天气影响较大、不连续等缺陷, 保证了供暖的稳定性。而空气源热泵相较于水源热泵不受时间、地点的限制, 设备安装和使用比较方便, 且随着采用高压腔直流变频压缩机或喷气增焓等技术的低温型空气源热泵的出现, 缓解了空气源热泵在寒冷地区蒸发器表面结霜、制热性能及制热量下降等问题, 空气源热泵与太阳能结合是目前相对理想的方式^[1]。

本文通过分析空气源热泵辅助太阳能供暖系统在四川省松潘地区某铁路站房的运行应用情况, 给出该系统在寒冷地区供暖的可行性, 为今后同类工程供暖设计提供理论参考。

1 系统模型建立

1.1 气象数据

本文采用中国标准年气象数据 CSWD, “CSWD”数据是以全国 270 个地面气象台站 1971-2003 年的实测气象数据为基础, 通过分析整理补充源数据以及合理差值计算获得了全国 270 个台站的建筑热环境分析专用气象数据集^[2], 供暖季气象数据如图 1~2 所示。

1.2 建筑模型

本文以某铁路站房作为研究对象, 主要建筑尺寸如表 1 所示。

表 1 建筑模型的主要参数

供暖面积	1251.36m ²	
窗墙比	东向	0
	西向	0
	南向	0.175
	北向	0.170
室内设定温度	16℃	

1.3 TRNSYS 仿真模型

利用 TRNSYS 软件中 Simulation Studio 程序, 调用基本模块: 气象数据 Type15、平板型集热器 Type1b、分层蓄热水箱 Type4b、水源热泵机组 Type668、逆流式换热器 Type5b、水泵 Type3b/Type110、温差控制器 Type2b、建筑 Type56a 等, 其中空气源热泵机组利用 Excel 外部调用程序 Type62 将设备样本工况表拟合成函数公式代入系统进行模拟计算, 建立空气源热泵辅助太阳能供暖系统仿真模型, 如图 3(b) 所示。

为简化系统模拟程序, 假设 (1) 集热器玻璃盖板上灰尘和污染物对集热器效率不产生影响; (2) 传热介质热物理性质与温度无关; (3) 蓄热水箱的热损系数设为 0.6W/m²。

空气源热泵辅助太阳能供暖系统运行模式, 集热器产生的热水首先通过集热侧的循环水泵将热水送至蓄热水箱, 当水箱中出水温度大于等于 40℃时, 直接供向末端; 当水箱温度小于 40℃时, 开启空气源热泵辅助供暖。

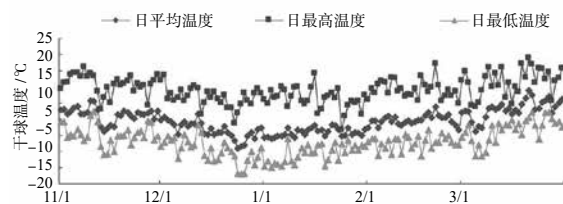


图 1 松潘地区日干球温度供暖季变化图

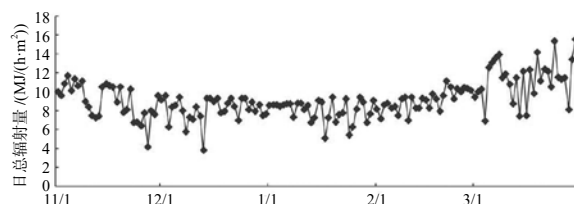
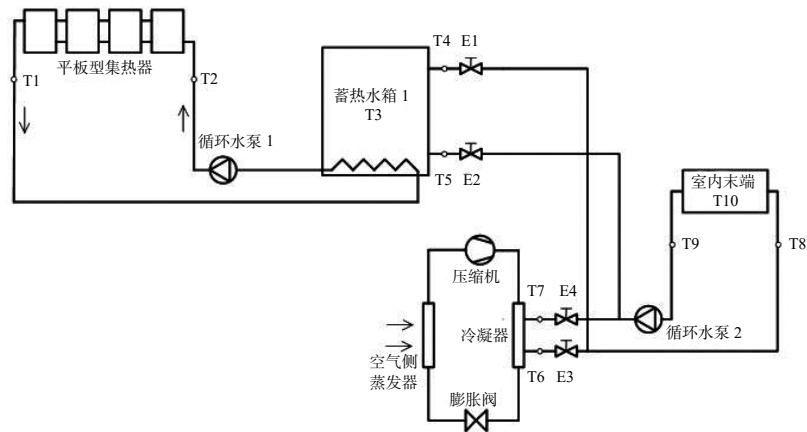
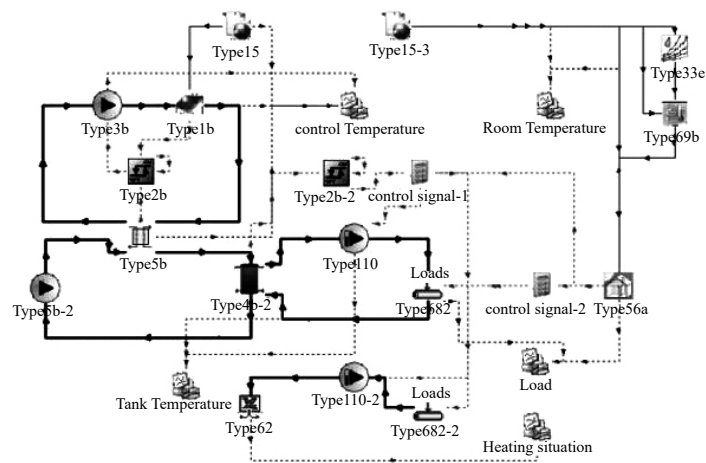


图 2 松潘地区太阳能水平面日总辐照量供暖季变化图



(a) 系统运行原理图



(b) 系统仿真模型

图3 空气源热泵辅助太阳能供暖系统图

2 系统模拟运行分析

以标准天、最冷天两类典型气象数据连续运行至系统达到稳定运行期，给出系统投射到集热器总太阳辐射量 (I_{coll})、集热器吸收有效太阳辐射量 (Q_u) 以及太阳能总供热量 (Q_{solar}) 的变化趋势，稳定运行后 Q_u 、 Q_{solar} 值不再发生变化。

11 月至次年 3 月的平均日作为标准天，室外平均温度和太阳辐射量均接近整个供暖季平均值^[3]。该天太阳总辐射量 9399.6kJ/h，日照时间约 9h，最高温度 8.95℃，最低温度 -7.55℃，日平均温度 -0.68℃。由图 4 中系统标准天运行参数可知，集热器吸收有效辐射量逐天下降，太阳能供热量逐天增加，稳定运行后，系统集热效率和系统太阳能保

证率分别为 44.2%、69.4%。

11 月至次年 3 月日平均温度最低时作为最冷天，太阳辐射逐时值取标准天 60%^[3]。该天总太阳辐射量为 5639.8kJ/h，日照时间约 9h，最高温度 1.75℃，最低温度 -17℃，日平均温度 -9.09℃。由图 5 中系统最冷天运行参数可知，由于最冷天太阳辐射小，初期系统连续 3 天蓄热水箱温度均达不到直接供暖要求，且相较于标准天达到稳定运行时间有所增加，需运行至第 5 天才稳定。稳定运行后，系统集热效率为 21.8%，太阳能保证率分别为 20.4%。

进一步分析系统整个供暖季的运行特性，表 2 中给出空气源热泵辅助太阳能供暖系统各月集热器效率、太阳能保证率以及系统能耗。

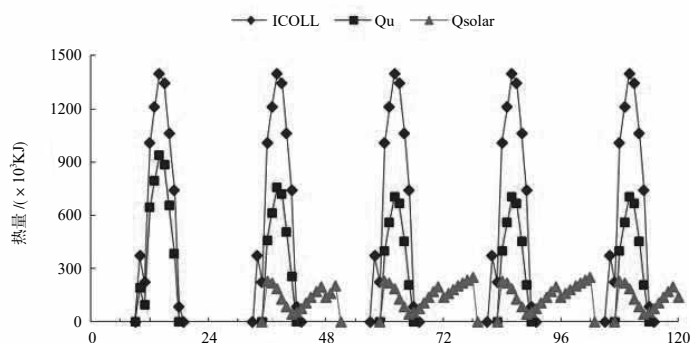


图 4 系统标准天运行情况

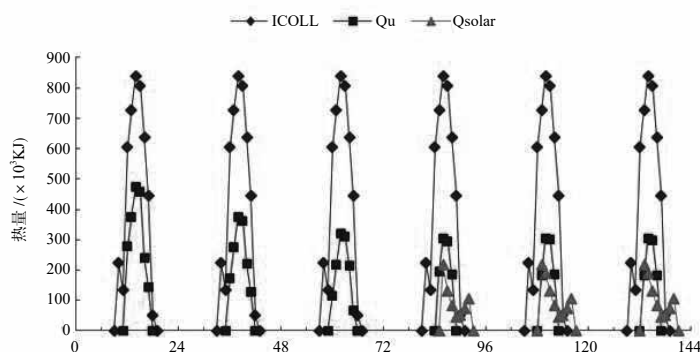


图 5 系统最冷天运行情况

表 2 供暖季各月运行参数

项目	集热器效率 / %	太阳能保证率 / %	系统能耗 $\times 10^3 \text{ kW} \cdot \text{h}$
11 月	30.1	42.1	6.5
12 月	28.0	33.5	17.0
1 月	26.1	27.6	19.2
2 月	26.5	40.0	9.7
3 月	24.2	60.3	4.8

由表可知, 各月太阳能保证率呈抛物线变化趋势, 先降低后减少, 太阳辐射较高的 11、2 及 3 月, 可由太阳能提供的热量明显增加; 系统能耗变化趋势则正好相反, 最冷月 1 月能耗最高。整个供暖季, 系统平均集热效率为 27.0%, 太阳能保证率为 39.4%, 总能耗约 $57.3 \times 10^3 \text{ kW} \cdot \text{h}$, 其中热泵耗电量占 93.59%、水泵耗电量占 6.41%。

3 结论

通过对空气源热泵辅助太阳能供暖系统在四川省松潘地区某铁路站房的运行应用研究, 得到以下结论:

太阳能供暖必须经过一段时间运行才能使蓄热水箱内水温维持在一定范围内, 此时系统才能进入

稳定运行期。空气源热泵辅助太阳能供暖系统在标准天运行时, 系统太阳能保证率可达到 69.4%, 超过一半的热需求可由太阳能提供; 最冷天时太阳能保证率为 20.4%, 相较于标准天有明显的下降, 但是这种最不利的气候条件仅占整个供暖季的 3% 左右, 对系统供暖季运行的整体性能影响很小; 整个供暖季太阳能保证率 39.4%。

依托于松潘地区气象参数及铁路站房建筑模型, 可见使用低温型空气源热泵配合太阳能在该寒冷地区供暖是可行的。

参考文献

- [1] 刘文庆, 魏建辉. 太阳能 + 双源热泵的冬季供暖系统 [J]. 暖通空调, 2014:4-6.
- [2] 张明. 逐时标准年气象数据在建筑能耗模拟中的应用研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2007.
- [3] 程建国. 西藏太阳能与水源热泵联合供暖应用研究 [D]. 西南交通大学, 2005.
- [4] 刘雨曦. 空气源热泵辅助太阳能热水系统在夏热冬冷地区的运行模拟和应用研究 [D]. 重庆大学, 2011.
- [5] 郑瑞澄. 民用建筑太阳能热水系统工程技术手册 [M]. 化学工业出版社, 2006,2.

济南某别墅太阳能—空气源热泵复合供暖分析

卞 峰¹, 梁慧媛¹, 牛蔚然¹, 邵珠坤²

(1. 国网山东节能服务有限公司; 2. 山东建筑大学热能工程学院, 山东 济南 250000)

[摘 要] 建立了济南某节能别墅型住宅建筑太阳能—空气源热泵供暖系统。利用 Dest 软件进行了逐时热负荷分析计算, 利用 Trnsys 软件对太阳能—空气源热泵系统进行了建模和模拟, 并与单独空气源热泵供暖系统进行了比较。结果表明: 复合能源系统的 COP 值达到 5 以上, 年运行费用较单独空气源热泵供暖系统均有所降低, 有利于环保节能。

[关键词] 复合能源系统; 节能环保; COP

0 引言

我国太阳能资源较为丰富, 全国有三分之二以上的地区每年太阳辐射量都高于 $5000\text{MJ}/\text{m}^2$ 以上, 年日照时间在 3000~3300 小时之间。

太阳能是一种可再生能源, 与常规能源相化, 太阳能具有以下优点:

第一, 含量丰富。到目前为止太阳仅消耗了自身能量的 2%, 因此太阳能几乎是取之不尽、用之不竭的。

第二, 方便获取。太阳能可就地开发—因此不存在运输问题, 对交通不发达的偏远地区利用价值尤为突出。

第三, 清洁、无污染。太阳能在开发和利用的过程中不会产生废渣、废水、废气, 不会对生态环境造成破坏。

与此同时, 太阳能的利用也存在一些不足之处:

第一, 能流密度较低。地面上每平方米的面积所接受的太阳能只有 1000W 左右, 因此太阳能热水系统中需要较大的集热器采光面积才能满足使用要求, 增加了系统成本。

第二, 间断性和不稳定性。由于受到地理纬度、海拔高度、季节更替、昼夜和阴雨天等因素的影响, 太阳能热水系统必须增加辅助加热装置, 才能保证系统的连续运行。

热泵系是一种能够通过消耗少量电能将热量从低温热源转移到高温热源的装置, 具有高效节能的特点。但空气源热泵供暖系统在冬季使用时对环境温度有一定的要求^[1]。

根据太阳能热水系统自身的优势和缺陷, 利用空气源热泵的特点作为辅助加热, 有机的结合两个系统, 组成太阳能辅助空气源热泵供暖系统。作为辅助加热的空气源热泵热水系统可以弥补太阳能热水供暖系统的缺陷, 既克服了太阳能间歇性、不稳定的缺陷, 延长了太阳能采暖的使用时间, 又弥补了空气源热泵在寒冷季节效率问题的不足, 因此能

够实现有效、全天候运行, 这对降低能源消耗, 满足建筑节能、环保具有重要意义。

1 太阳能—空气源热泵的组成及工作原理

根据太阳能集热器中工作介质的不同, 太阳能热泵系统可分为两大类: 直膨胀式太阳能热泵供暖系统和非直接膨胀式太阳能热泵供暖系统。按照集热循环和热泵循环的连接方式的不同, 非直接膨胀式太阳能热泵供暖系统, 分为以下几种结构形式: 串联式、并联式和双热源式等^[2]。本文采用并联的方式。

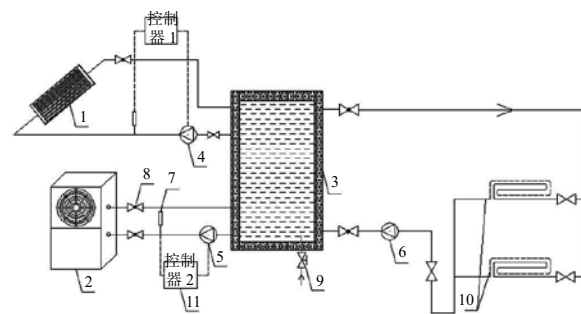


图 1 太阳能—空气源热泵供暖系统图

图 1 是太阳能—空气源热泵供暖系统图。太阳能—空气源热泵供暖系统主要有三部分组成:

- (1) 太阳能集热供暖系统;
- (2) 空气源热泵供暖系统;
- (3) 末端用户。

太阳能集热系统主要包括太阳能集热器、循环泵、蓄热水箱; 空气源热泵系统主要包括冷凝器、压缩机、蒸发器、循环水泵、蓄热水箱等; 末端用户主要包括地板辐射采暖等。

太阳能—空气源热泵系统的运行模式主要包括:

(1) 在太阳辐射条件较好、建筑的热负荷较小的情况下, 此时仅仅依靠太阳能集热供暖系统就能满足用户的供暖需求, 不开启空气源热泵供暖系统。系统中的水流经太阳能集热器后流入到蓄热水箱中, 换热结束后流回到太阳能集热器中进行加热。

(2) 在太阳辐射条件较差的情况下, 这时仅仅依靠太阳能集热供暖系统不能满足用户侧的供暖要求, 此时开启空气源热泵系统, 太阳能供暖系统和空气源热泵系统联合运行为用户侧供暖。

(3) 在没有太阳辐射的条件下, 例如夜间、阴雨天等, 关闭太阳能集热系统, 开启空气源热泵供暖系统, 此时由空气源热泵系统对用户进行供暖。

2 太阳能供暖系统的设计计算

2.1 模拟建筑负荷

该别墅建筑面积为 189m², 供暖期为 11 月 15 日到次年 3 月 15 日。首先在 Dest 软件中, 根据该别墅建筑的平面图搭建模拟所需要的三维立体图形, 并按照不同类型房间的不同功能对每个房间进行参数设置, 以保证模拟结果尽可能与实际工程相似。

图 2 是由 Dest 软件模拟得出的该建筑供暖期的逐时负荷, 由图可知, 供暖期最大的热负荷出现在 1 月份, 为 7.2kW; 供暖期平均热负荷为 2.37kW。

太阳能供暖系统的设计计算主要包括平板集热器面积的确定、集热系统流量的确定、集热循环水泵的选取和蓄热水箱的选择。

2.2 平板集热器面积的计算

太阳能系统集热器面积由下式计算^[3]:

$$A_c = \frac{86400 \times Q_h \times f}{J_T \eta_a (1 - \eta_L)} \quad (1)$$

式中: A_c 为太阳能供热采暖系统的集热器总面积 (m²); Q_h 为供暖负荷的日平均值 (W); J_T 为当地采暖期在集热器安装倾斜面上的平均日太阳辐照量 (J/m²); f 为太阳能保证率 (%); η_{cd} 为系统使用期的平均集热效率; 根据经验取值宜为 0.2~0.5; η_L 为管道及贮水箱的热损失率; 根据经验取值宜为 0.2~0.30。

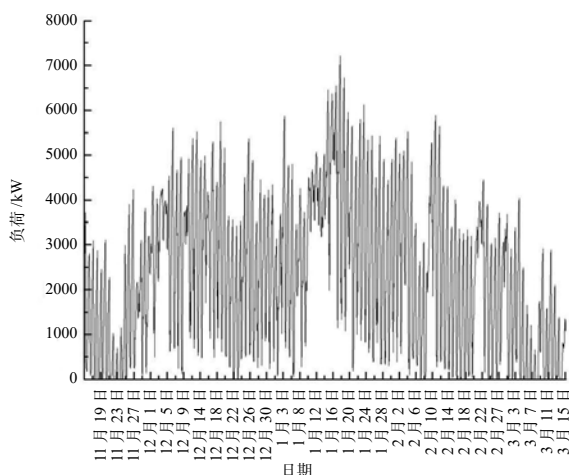


图 2 供暖期建筑逐时负荷分布图

上式中, Q_h 为日平均负荷, 为 2365.1W。按照文献 [3] 的附录, 查得当地采暖期在集热器安装倾斜面上的平均日太阳辐照量为 13.854MJ/(m²·d)。 η_{cd} 与 η_L 根据经验值分别取 0.35 和 0.2。表 1 是太阳能保证率在不同地区的推荐选用值范围。

表 1 太阳能供热采暖系统在不同地区的太阳能保证率

资源区划	取值范围	
	短期蓄热系统太阳能保证率	季节蓄热系统太阳能保证率
I 资源丰富区	≥ 50%	≥ 60%
II 资源较富区	30%~50%	40%~60%
III 资源一般区	10%~30%	20%~40%
IV 资源贫乏区	5%~10%	10%~20%

经计算, 平板集热器集热面积为 15.8m²。

2.3 蓄热水箱体积计算

蓄热系统应考虑太阳能集热系统的性能、投资、形式、太阳能保障率以及供热采暖负荷等因素通过技术经济性分析来进行选取。在粗略计算的情况下, 可根据具体的太阳能供热采暖系统形式, 查取单位面积集热器采光面积所对应的储热水箱、水箱容积范围, 如表 2。本文所研究的系统类型为短期蓄热的太阳能供热采暖系统, 所以每平米集热器蓄热水箱的容积为 100L/m², 蓄热水箱容积为 1.6m³。

表 2 蓄热水箱的容积范围

系统类型	短期蓄热的太阳能供热采暖系统	季节蓄热的太阳能供热采暖系统	小型太阳能供热系统
容积范围 (L/m ²)	50~150	1400~2100	40~100

2.4 系统流量的确定

在部分情况下集热器生产厂家一般会给出影响太阳能集热系统流量的特性。若无相关技术参数可以查询, 可采用估算的形式: 平板型集热器可估算为 0.02L/(s·m²), 真空型太阳能集热器可按照 0.015~0.02L/(s·m²) 估算。

2.5 系统设备选型

根据上述计算, 太阳能—空气源热泵供暖系统主要设备选型型号和初投资的估算见表 3。

表 3 系统主要设备选型和初投资

	相关参数	初投资估算 / 元
太阳能集热器	平板型 $A_m=16\text{m}^2$	8000
蓄热水箱	$V=2.35\text{m}^3$	800
热泵机组	额定制热量 $Q_h=7\text{kW}$	9000
末端	风机盘管	1500
循环泵、换热盘管和管路附件		3000
合计		22300

3 系统的建立和模拟

3.1 Trnsys 系统模型的建立

利用 Trnsys 对太阳能—空气源热泵供暖系统建模, 选择相应的模块。系统用到的模块有: 平板集热器 Type1b、典型气象年数据资料 Type109、水泵 Type114、集水器 Type11b、分水器 Type11f、蓄热水箱 Type4c、负荷读取器 Type682、空气源热泵机组 Type505b、方程编辑器 Equa、在线绘图仪 Type65c、控制器 Type2b 等。本文模拟的太阳能—空气源热泵供暖系统的连接方式如图 3 所示。

其中, 该系统的控制模式为:

(1) 在太阳能集热器出水温度为 30°C 以上时, 只运行太阳能集热器循环系统, 不开启空气源热泵系统。

(2) 在太阳能集热器出水温度为 27°C 以上, 30°C 以下时, 同时运行太阳能集热器循环系统和空气源热泵系统为用户侧联合供暖。

(3) 在太阳能集热器出水温度为 27°C 以下时, 不运行太阳能集热器循环系统, 开启空气源热泵系统为用户侧供暖。

3.2 模拟结果分析

用户侧供回水温度

图 4 是供暖期用户侧的供回水温度, 由图可以看出, 用户侧的供水温度基本维持在 32°C 左右, 供水温度比较稳定, 符合地板采暖的供暖要求, 提高了房间的舒适度。

图 5 是用户侧供回水温差与室外气温的关系。由图 5 可知, 在室外气温比较高的情况下, 用户侧的供回水温差比较小; 随着气温的逐渐降低, 温差也逐渐增大。

根据图 2 和图 5 可知, 一月份的室外气温最低, 此时建筑的负荷也最大, 用户侧的供回水温差也达到最大。当室外气温逐渐升高时, 供回水的温差也逐渐减小。

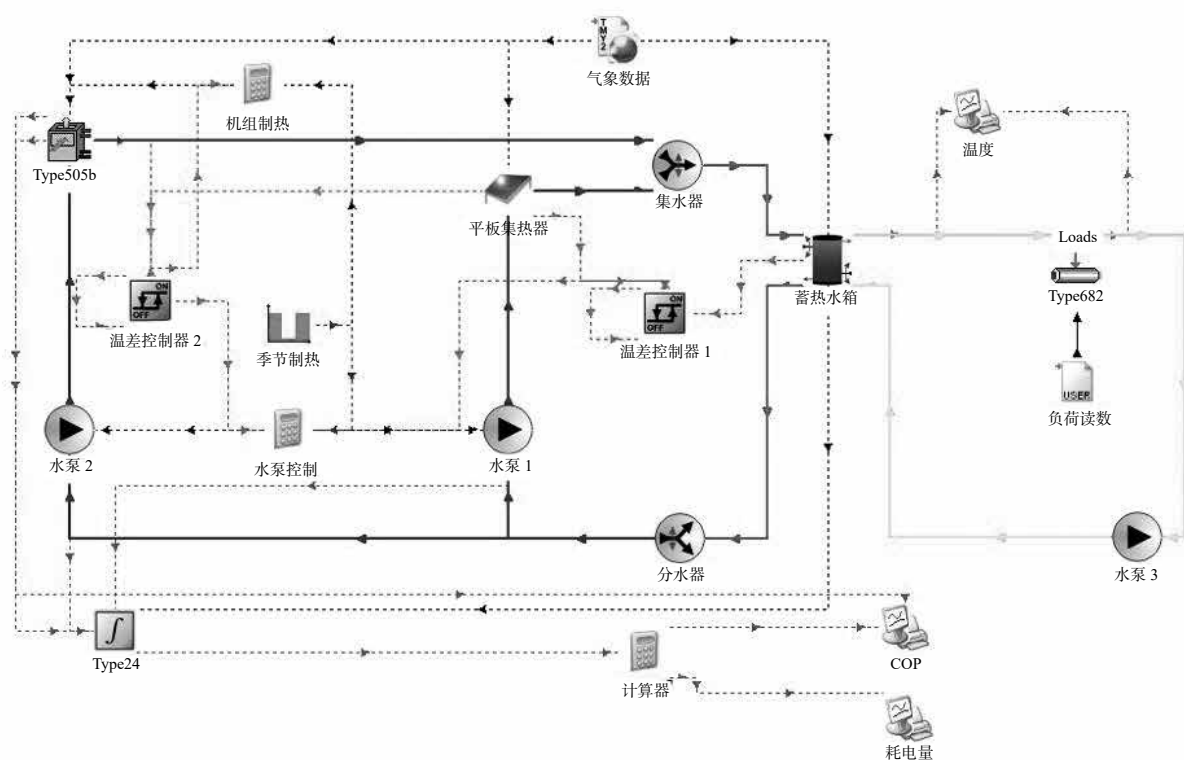


图 3 太阳能—空气源热泵系统图

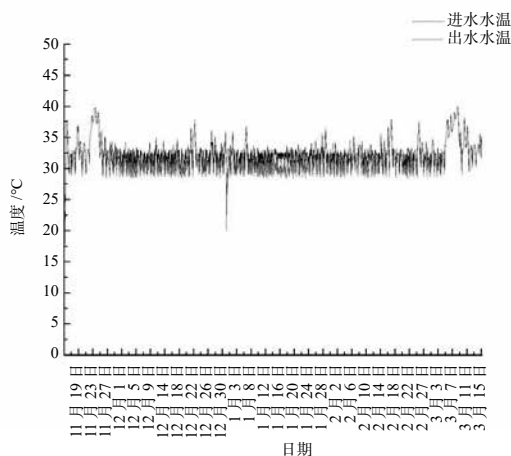


图 4 用户侧供回水温度

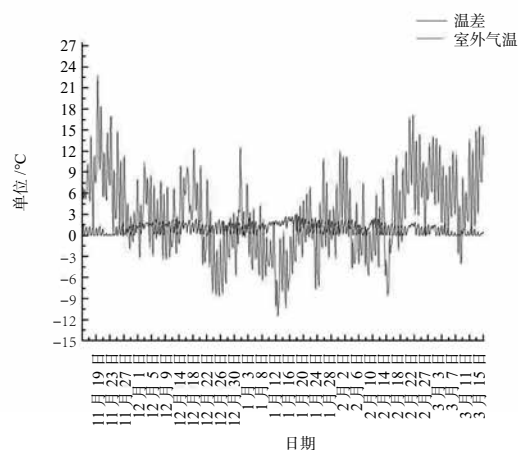


图 5 供回水温差与室外气温

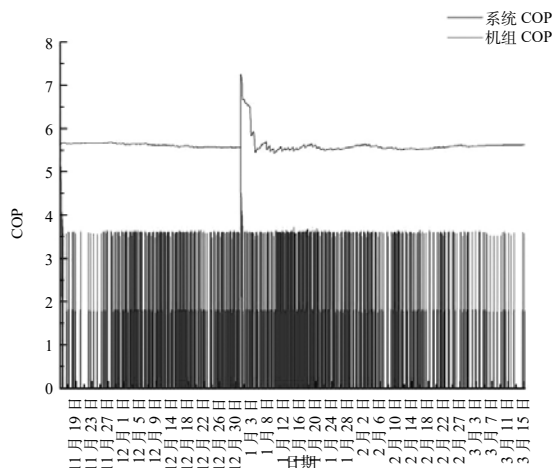


图 6 机组 COP 和系统 COP

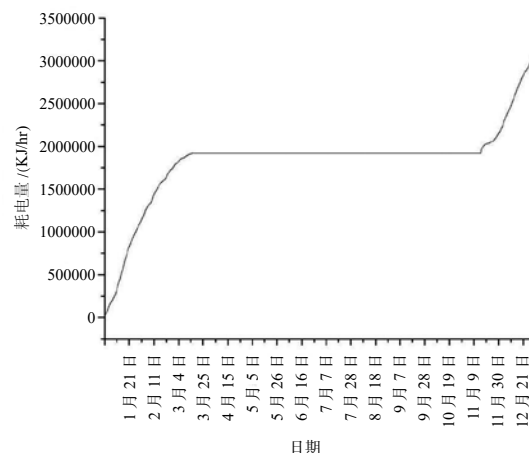


图 7 太阳能—空气源热泵

由图 6 可知,在整个采暖期,空气源热泵机组的 COP 在 3.5 左右,实际工程中的空气源热泵的 COP 在 2~3 左右,在复合能源系统中,空气源热泵机组的 COP 有所上升;在太阳能—空气源热泵供暖系统中,系统的 COP 达到了 5.5,和热泵机组相比, COP 大大提高,说明了太阳能—空气源热泵系统与单一空气源热泵相比,在相同能耗下,制热效率大大提高。

图 7 是太阳能—空气源热泵系统整个供暖期的耗电量,由图可知,整个供暖期,该系统的耗电量为 865.84kW·h;单一空气源热泵的耗电量约为

2747.41kW·h,节省电能 74.8%。

4 经济效益分析

常用的热水系统经济效益的评价方法有:综合能源价格法、静态投资回收期、动态投资回收期和费用年值法等^[4-5]。综合能源价格法,指在使用年限内系统总投资与在此期间所提供的总能量的比值。静态投资回收期,一般用系统每年节省的运行费用与初投资的比值来表示,这种方法没有考虑资金的时间价值,能在一定程度上评价系统的资金回收能力,但无法反应整个使用年限内的收益能力。动态投资回收期,是在考虑资金时间价值的情况下收回

投资所需要的时间。按基准收益率把投资项目各年的净现金流量折成现值,再来推算投资回收期。

费用年值法,是将参与比较的各方案的系统初投资按资金的时间价值折算为每年的费用,与运行费用和得到费用年值,各方案中费用年值最小的即为最佳方案。该方法全面考虑系统的初投资和运行费用,更加合理和科学。本文采用费用年值法对热水系统来进行经济效益分析。由于不同供暖方案系统的使用年限不同,费用年值的详细计算公式如下:

$$Y_d = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \cdot C_i + C_k \quad (2)$$

式中: Y_d 为费用年值 (元/年); i 为利率 (或部门内部的标准收益率系数),取 8%; n 为系统的使用寿命 (年); C_i , C_k 为分别指系统初投资和系统年运行费用 (元)。

其中, $\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \cdot C_i$ 定义为初投资折算值,系统运行费用包括能耗费用和维护管理费用,按设备固定资产投资 2% 计算^[6]。

表 4 初投资和运行费用比较

	复合能源系统	空气源热泵系统
初投资 / 元	22300	13500
使用年限 / 年	20	15
费用年限 l (元 / m ²)	117.9	71.4
可以到达的室内温度 / °C	18-20	18-20
供暖效率	5.5	2
采暖能耗量	865.84kW·h	3434.25kW·h
年采暖能耗费用 / 元	432.92	1717.13
维护管理费用 / 元	534	270
运行费用 / 元	966.92	1987.13

根据式 (2) 计算可知,复合能源系统的年运行费用为 3238 元/年,空气源热泵系统的年运行费用为 3564 元/年。虽然复合能源系统的初投资高,但其年运行费用和费用年值较空气源热泵供暖方案低,同时也符合我国可持续发展的政策。

5 总结

太阳能—空气源热泵供暖系统充分利用了我国太阳能资源丰富的优势,有效解决了空气源热泵在低温环境下运行效率低的缺点,将两者的特点有效的结合起来。复合能源系统的 COP 较传统热泵供暖系统的 COP 有了较大提高,使用年限延长,耗电量少,运行费用低,有利于环保节能,符合可持续发展的政策。

参考文献

- [1] 包涛,董玉军,周翔等.热泵系统的经济性分析[J]. 制冷, 2004,23(2):83-86.
- [2] 赵宏伟,胡明辅,李勇.太阳能热泵技术及其研究进展[J]. 能源与环境, 2008,(2):83-84.
- [3] 何梓年,朱敦智主编.太阳能供热采暖应用技术手册[M]. 北京:化学工业出版社, 2009,114-115.
- [4] 于国清,张晓莉,孟凡兵.单户住宅太阳能热累供热的技术和经济分析[J]. 建筑节能, 2007,35(1):55-57.
- [5] 王飞,曹永生等.小型太阳能生活热水综合热价模拟分析[J]. 建筑节能, 2007, 35(6):54-56.
- [6] 刘雨曦.空气源热泵辅助太阳能热水系统在夏热冬冷地区的运行模拟和应用研究[D]. 重庆:重庆大学, 2011.

某大温差吸收式热泵能源站供热设计与运行分析

武青永, 焦 震, 姜海洋

(济南市热力设计研究院, 济南 250001)

[摘 要] 对济南某大温差吸收式热泵能源站系统的设计计算、设备选型及部分运行数据进行分析, 通过分析结果, 评价系统的设计及设备选型等情况, 并最终得出结论: 再利用大温差吸收式热泵技术进行供热时, 长输管网的回水温度与吸收式热泵的出力情况呈正相关, 热泵一次网出水温度越高长输管网的回水温度越高。

[关键词] 大温差; 吸收式热泵; 长输管网; 出水温度

1 应用技术

定义: 基于吸收式换热的大温差供热技术是指在二级换热站处以吸收式换热机组代替传统的板式换热器, 从而使一次管网回水温度降低至 30°C 以下, 拉大了供、回水温差, 故称为大温差供热技术。

吸收式热泵余热回收技术以其高效节能和不影响机组背压为特点, 在电厂利用余热进行供热中得到了广泛的应用。吸收式热泵常以溴化锂溶液作为工质, 对环境没有污染, 不破坏大气臭氧层, 回收低品位的余热, 达到节能、减排、降耗的目的。

大温差吸收式热泵系统中主要设备为吸收式热泵机组, 图 1 即为单效溴化锂吸收式热泵的工作原理: 热泵由发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器、溶液热交换器、节流装置、溶液泵、冷剂泵等组成; 为了提高机组的热力系数还设有溶液热交换器; 为了使装置能连续工作, 使工质在各设备中进行循环, 因而还装有屏蔽泵(溶液泵、冷剂泵)以及相应的连接管道、阀门等。其工作过程为: 蒸发器连续地产生冷效应, 从低位热源吸热, 吸收器和冷凝器连续地产生热效应, 将热水(中温热源)加热。热水在吸收器和冷凝器中的吸热量等于驱动热源和低位热源在热泵中的放热量之和。

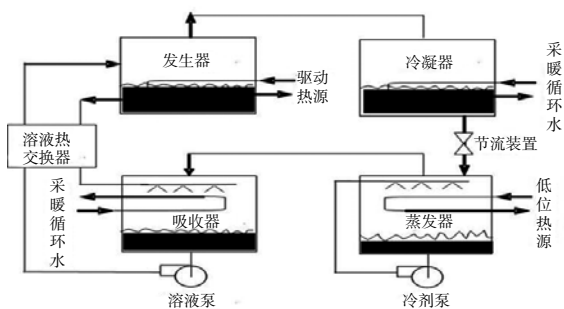


图 1 溴化锂吸收式热泵工作原理

2 工程概况

本工程位于济南市历城区。本能源站占地 $56\text{m} \times 32\text{m}$, 南北长东西宽, 建筑面积 3584m^2 。能源

站采用三层布置, 底层为动力设备间, 层高 9.0m , 设水泵、吸收式热泵、水箱、除污器等; 二层为管道夹层; 三层为换热设备间, 水水换热器顶部设桁车。高、低压配电室设置在一层的辅助办公区, 控制室、值班室设置在二层的辅助办公区, 其余地方设置为办公室。

能源站供热能力 90MW , 能源站内的燃气补燃型吸收式热泵和板式换热器与电厂敷设的长输热水和一次高温热水进行热量交换, 此热交换过程将章丘电厂过来的 120°C 长输高温热水降低到 $15\sim 30^{\circ}\text{C}$ 返回章丘电厂; 将 50°C 一次高温回水最高可以加热到 85°C , 并通过高温热水管道将 85°C 一次高温热水输送出能源站, 对热用户供热。系统流程图如图 2 所示。

2.1 设计参数

长输管网供回水温度 $120/30^{\circ}\text{C}$, 一次网供回水温度 $85/50^{\circ}\text{C}$, 能源站供暖综合热指标为 $45\text{W}/\text{m}^2$, 供暖总负荷为 90MW , 一次网设计流量为 2210t/h , 管径选取为 $\text{DN}600$ 。

2.2 设备选型

根据设计参数计算, 本能源站设备选型参数及型号如表 1 所示。

表 1 设备选型表

序号	名称	型号与规格	单位	数量	备注
1	板式换热器	单台换热面积 1250m^2	台	6	
2	吸收式热泵	换热量 30MW	台	2	
3	循环水泵	$Q=1440\text{m}^3/\text{h}$; $H=94\text{m}$; $N=570\text{kW}$	台	3	2 用 1 备
4	补水泵	$Q=22\text{m}^3/\text{h}$; $H=60\text{m}$; $N=11\text{kW}$	台	3	2 用 1 备
5	旋流除污器	PN1.6; DN800	个	1	长输管网
6	旋流除污器	PN1.6; DN600	个	1	一次管网
7	补水箱	$V=20\text{m}^3$	台	1	
8	全自动软化水装置	设备处理 20t/h	套	1	

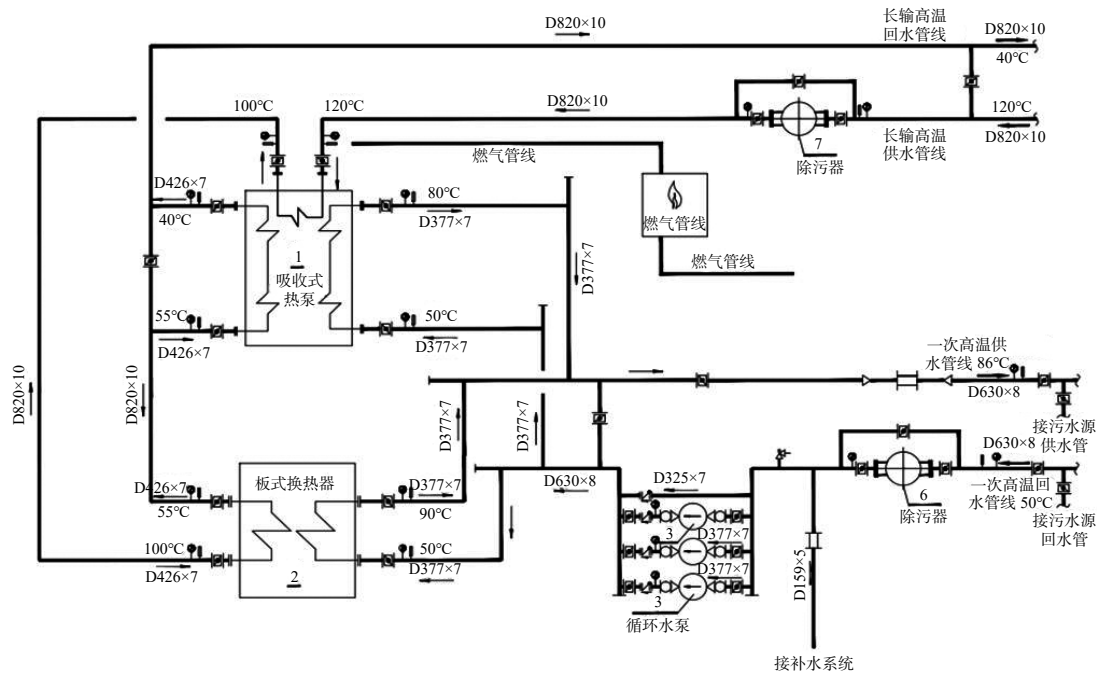


图 2 系统流程图

2.3 能源站公用配套系统

2.3.1 长输管网热水系统

电厂来的长输管网 120℃ 供水由母管接入能源站内，经过旋流除污器依次进入板式换热器和吸收式热泵，换热做功后降至 30℃，随后返回章丘电厂完成一个供回水循环过程。其中长输管网 120℃ 高温供水经过板式换热器后降温至 55℃，经过吸收式热泵后降温至 30℃。

2.3.2 循环水系统

一次高温热水回水由母管接入能源站内，经过旋流除污器、循环泵进入吸收式热泵和板式换热器，换热加热至 85℃ 后接至站内一次网供水母管，供往热用户完成一个供回水循环过程。

2.3.3 补水系统及定压方式

补水自市政自来水经全自动软水器软化后进入补水箱，经补水泵，接至循环水泵的入口母管。为确保供、回水系统稳定运行，维持系统静压，系统采用补水定压方式，补水采用变频控制。

(1) 补水水质标准

根据 CJJ34—2010《城镇供热管网设计规范》的规定，给水水质标准见表 2。

(2) 补充水系统

补水来源为市政自来水。市政自来水经全自动软水器软化后进入补水箱，由补水泵将软化水补充至一次热水回水管道。能源站补水量为 20t/h。

表 2 补水水质标准

项目	要求
浊度 (FTU)	≤ 5.0
硬度 (mmol/L)	≤ 0.60
溶解氧 (mg/L)	≤ 0.10
油 (mg/L)	≤ 2.0
PH(25℃)	7.0-11.0

2.4 运行数据分析

本次运行数据分析选取最冷月 12 月以及 1 月份进行分析，图 3 为运行期间长输管网供回水温度图；

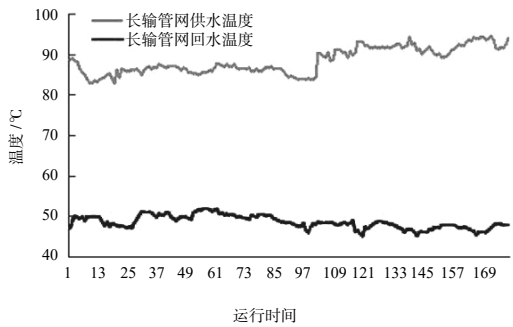


图 3 长输管网供回水温度

根据数据图分析，长输管网供水温度大部分时间在 90℃ 左右，测试期间平均温度为 93.4℃，长输

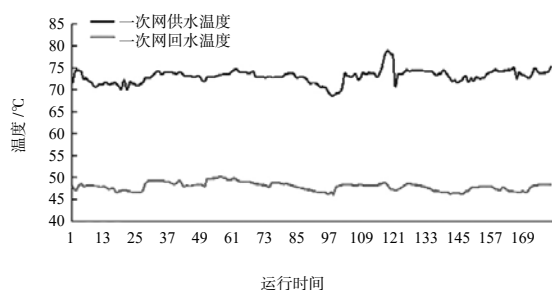


图4 一次网供回水温度



图5 一次网瞬时流量

管网的供水温度与设计值存在偏差,而长输管网回水温度为 50℃ 左右,回水平均温度为 46.5℃,分析影响长输管网供水温度因素主要为电厂内发电情况。

图 4 为能源站一次网供回水温度图,一次网供水温度大约在 73℃ 左右,供水平均值为 74.2℃,回水温度为 47℃ 左右,回水平均温度为 48.3℃,一次网供水温度与设计值存在偏差,但偏差值很小。

图 5 为能源站系统一次网瞬时流量,瞬时流量大约为 2170t/h,与设计流量 2210t/h 基本吻合,说明本系统在前期调研及计算数据较为准确,系统设计值与系统实际运行数据较为接近。

3 结论

通过系统运行瞬时流量分析,设计流量为 2210t/h,而实际运行流量为 2170t/h,设计值与实际运行值较为接近,说明本系统水泵选型较为准确。但能源站建设初期所定设计值为:长输管网供回水温度为 120/30℃,一次网供回水温度为 85/50℃,而实际运行数据表明长输管网 93.4/46.5℃,一次网供回水温度为 74.2/48.3℃,虽然设计值与实际运行参数有一定偏差,但整个系统设计初期计算为满负荷运行数据,设计值都偏大,实际校核温度往往低于设计温度,所以本系统在实际运行中无论是长输管网还是一次管网设计值与实际运行参数存在偏差也属正常情况。

同时根据图 3 和图 4 分析,长输管网供水温度为 93.4℃,回水温度为 46.5℃,一次网供水温度为 74.2℃,长输管网温度偏低导致驱动热泵的动力偏小,而一次网供水温度偏高导致长输管网回水温度偏高,减小了长输管网的供回水温差,不利于系统节能运行。

综上分析整个系统运行参数虽然与设计值存在一定偏差,但考虑近期负荷较小,而设计皆为长期供暖设计值,存在偏差属正常情况。所以整个系统设计较为完好;长输管网的回水温度与吸收式热泵的出力情况呈正相关,即长输管网出水温度越高驱动热泵能力越强,大温差吸收式热泵系统的回水温度主要取决于一次网的供水温度和长输管网的供水温度,即进出热泵热水的端差为影响长输管网回水温度高低的一个重要因素。

参考文献

- [1] 《城镇供热管网设计规范》[S], CJJ34—2010.
- [2] 姜云涛. 电厂及工业废热利用新途径 [J]. 北京: 石油石化节能减排, 2011(1)3/4.
- [3] 付林, 李岩, 江亿等. 吸收式换热的概念与应用 [J]. 建筑科学, 2010, 10.068.
- [4] 李静原, 谢晓云, 江亿. 基于吸收式换热技术的多段立式吸收-蒸发器的实验研究与应用 [J]. 北京: 科学通报, 2015.11.

浅谈山区哨所供暖系统

侯利刚, 田群燕

(济南军区建筑设计院, 济南 370100)

[摘要] 部队建设中经常会遇到独立哨所的供暖问题, 这些哨所大都处在远离市政供暖的偏远地区且属于独栋建筑, 热负荷非常大, 设计人员在对这类哨所的供暖方式进行选择时不仅要保证室内环境的舒适还要考虑到系统的节能效果。部队哨所大体可分为三类: 海岛类哨所、高原类哨所和山区类哨所。海岛类哨所和高原类哨所因其独具的水资源和太阳能资源, 具有较高的研究实验价值, 目前已经较为成熟的发展了热泵类和太阳能蓄热类供暖系统, 供暖效果良好且节能环保。在山沟内修建的众多哨所因自然条件不具特色, 鲜为研究实验的对象, 因此对其供暖方式的考虑不够深入, 不是供暖效果不好, 就是系统不经济。笔者认为采用主动加被动的连续供暖系统, 可以取长补短, 改善山区哨所居住环境, 达到持续节能的目的。下面将结合实例进行探讨。

[关键词] 山区哨所; 太阳能; 碳晶板; 相变蓄热; 供暖; 节能

0 引言

暖通设计人员在对山区哨所进行供暖设计时总会感觉很“鸡肋”: 哨所远离城市, 缺乏市政供暖, 缺乏水源, 供电不易, 同时因地处山区, 环境温度低, 风大, 光照易受遮挡, 供暖热负荷大。适用于高山和海岛哨所的太阳能蓄热供暖系统和热泵供暖系统均难套用, 似乎只能采用电供暖, 但电能供应不易, 且设计电供暖不切合供暖节能理念。因此, 解决好此类供暖设计中遇到的实际难处, 改善山区哨所的供暖现状, 已成为亟需解决的问题。笔者认为采取主动加被动的连续供暖系统, 可以取长补短, 更为高效利用资源, 不仅可以有效改善山区哨所居住环境, 还能达到持续节能的目的。

1 主动加被动的连续供暖系统

1.1 主动加被动的连续供暖模式

如图 1 所示, 主动加被动的连续供暖方式主要包括以下几个方面: 建筑围护节能技术、被动式太阳能集热技术、主动式碳晶板供暖技术和相变材料蓄热的二次供暖技术。

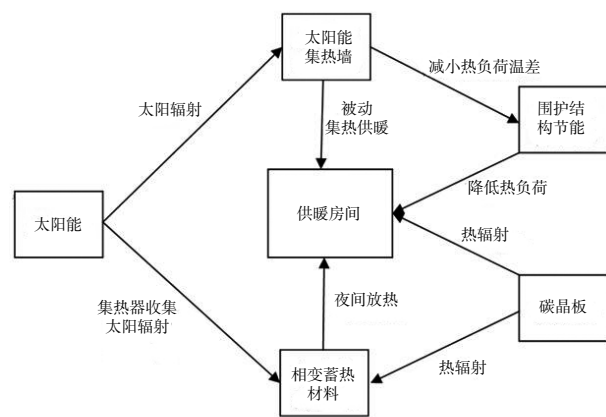


图 1

1.2 围护结构节能技术措施

- (1) 控制建筑的体形系数, 减少建筑物散热面积, 体形系数越小的建筑, 对建筑节能越有利;
- (2) 山区夜间普遍风比较大, 入口设计门斗;
- (3) 采用外墙外保温, 增大墙体的传热阻, 提高墙体保温性能;
- (4) 选用保温和密闭门窗;
- (5) 选用保温性能好的保温材料, 降低楼面和屋面的传热系数, 提高保温效果;
- (6) 在梁柱等围护结构的热桥部位加贴保温材料, 降低热桥对保温效果的影响。

1.3 被动式太阳能集热

山区内日照不均, 山丘较多, 太阳光时常被山遮挡, 采取主动式太阳能集热的效果不佳, 当考虑集热—蓄热墙式被动式。通过建筑朝向和周围环境的合理布置, 内部空间和外部形体的巧妙处理以及建筑材料和结构的恰当选择, 可以达到向室内供暖的目的。常用形式: 集热—蓄热墙式、蓄热屋顶式, 集热—蓄热墙式又分为内开孔式、外开孔式和不开孔式。

1.4 碳晶板散热器

碳晶板低温辐射板供暖系统是以红外线低温辐射为主要能量传递方式的产品。实验证明人体处在低温辐射环境中, 就如同置于阳光下, 人体的实感温度要高于室内空气温度 2~3℃, 从而提高生活环境的舒适度。同时在低温辐射条件下, 室内空气的对流速度大幅降低, 使室内减少灰尘, 无噪音, 室内无冷点和热点, 温度均衡, 使人无干燥感, 温度柔和如阳光般感觉。同时碳晶板散热器升温迅速、发热快。通电 5 分钟即可供暖。碳晶板直接对室内辐射热量, 温度上升速度比传统的水暖和发热电缆快 5 倍以上, 由于实现分户、分室、分片供暖, 可

根据气温和需要随时调节,亦可节约运行费用。碳晶板的日常运行费用是空调的三分之一,水暖的一半以下。热效率高,转换率高达 98%。但在电能制备不易的山区,降低其能耗仍需要进行重点考虑。

1.5 室内相变蓄热材料蓄放器

日间,利用太阳能集热墙和碳晶板散热器向室内供暖,同时利用蓄热材料蓄存太阳能,通过蓄热材料液化潜热的吸收和释放来蓄存和放出热量,在无日光时向室内进行二次供暖,确保太阳能资源的高效利用。以十水硫酸钠为主体的共晶盐就是一种比较廉价的相变蓄热材料,这种材料的蓄热能力是水显热的 25 倍,碎石的 45 倍。在白天室内的气温上升后,相变蓄热材料吸收室内热量后溶化为液体,将所得热量贮存,待夜间温度下降后,相变蓄热材料固化,放出热量,可有效降低碳晶板散热器的夜间热负荷。

2 案例分析

结合某山区雷达哨所的建设进行分析。该哨所建于群山之中,共 1 层,屋面为上车平台,位于营区西北侧,地处一个山坡上,属于典型的设在不避风高地上的独栋建筑物。哨所平面设计为矩形,值班房间设于东首,只考虑给哨所内的值班房间供暖。该地区属于寒冷 B 区,山区内的温度还要更低。冬季寒冷,昼夜温差较大,地处风口,常刮西北风。要想在如此气候环境下单纯依靠碳晶板散热器来实现供暖,不仅达不到改善室内环境温度的效果,而且非常不节能。必须把工程的保温、供热与蓄热作为一个整体来研究,充分发挥各自优势,协力对哨所进行供暖。哨所值班室布局如图 2。

2.1 哨所值班室负荷计算

哨所值班室面积 39m^2 ,室内设计温度为 18°C ,根据值班室的使用情况,不考虑室内生活散热,窗

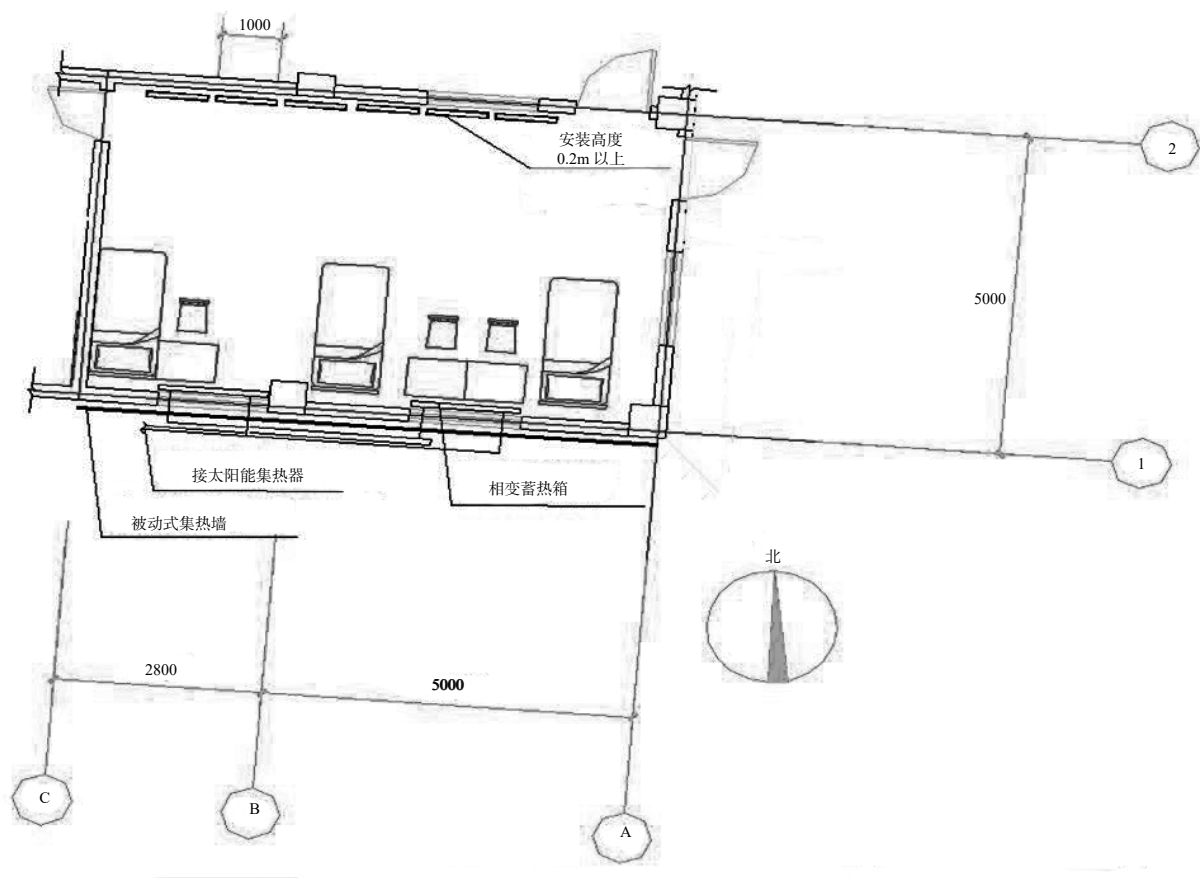


图 2

透射率考虑灰尘影响,取系数 $a=0.9$,考虑门窗密闭情况,取换气次数 3 次/h。2 面外墙,3 扇外窗,按照一般墙体保温计算得供暖指标为 77W/m^2 。

2.2 被动式太阳能集热墙

选择对流环路式被动太阳能集热墙,这种集热墙的优点是热启动快。阳光照射在集热墙上,集热墙内空气层得热后,气温上升,产生自然循环,将热量带入室内。同时墙体本身直接通过热传导向室内放热并储存部分能量。研究表明,利用被动式太阳能集热墙来提高室内温度,有明显效果。在最冷月,被动式集热墙吸收太阳能,虽不能直接向室内送热风,但提高了围护结构外壁面的温度,对围护结构起到主动保温的作用。

2.3 碳晶板散热器

山区气候寒冷,只靠被动式太阳能集热墙技术不能解决室内供暖。为此,室内还要加装碳晶板散热器,作为主要供热设备。结合哨所值班室的方位和布局以及碳晶板散热器辐射供暖的特性,将碳晶板散热器集中设置在北内墙一侧,设温控控制箱。尽量减少室内陈设对散热器的遮挡,分片调控,实现交替运行。

2.4 相变蓄热材料的应用

充分利用山区的太阳能资源。为弥补太阳能资源不稳定的缺陷,考虑将太阳能热量最大限度的储存于相变蓄热材料中。选择热管式真空集热器作为本系统的主动太阳能集热设备,集热器设在哨所值班室南侧墙壁上,真空管紧贴外墙设置。冬季供暖室内设计温度要求为 18°C ,故将相变蓄热材料的相变点设为 18°C ,选择以十水硫酸钠为主的共晶盐作为该系统使用相变材料,利用共晶盐相变潜热的吸收和放出来蓄存和调节室内热量。

3 运行效果

哨所值班室面积 39m^2 ,按普通保温墙计算得冬

季供暖热负荷 3kW ,设计 500W 的碳晶板散热器 6 片,并排安装于北侧内墙,配温控控制器。通过对 2016 年供暖季的数据进行分析,采用此供暖方式,被动式暖墙和相变蓄热箱在整个采暖季可以分担建筑内部 40% 以上的热负荷,碳晶板散热器基本可以实现对半交替工作。不仅可以保证哨所值班室内的环境舒适度,而且可以减少碳晶板散热器的运行时间和运行片数,从而节省电能并延长碳晶板散热器的使用时间。

4 设计心得

在以往的各类研究中,我们总是倾向于寻找某种典型环境来对某一特定供暖方式进行研究,比如海岛哨所,比如高原哨所,而我们平时所接触的工程大都没有鲜明的特点,无法找到一种纯粹的、高效的、非常合适的供暖方式来套用,这就需要我们树立更为务实的设计理念。一是要认识到实际工程的多样性,二是要认识到系统设计的灵活性,三是要认识到设计与实际结合的重要性。

以这次的雷达站哨所设计为例,不能因为规范上不建议用电供暖就一定不能采用碳晶板,也不能因为太阳能或热泵的研究成果很成熟就必须套用。一次很好的设计更不是简单的各种新技术叠加,而是着眼工程实际的科学配套。在这次的设计中我们采取主动加被动的连续供暖方式,并不是简单的设计复杂化,而是在设计中结合了工程的实际特点,虽然没有采用太阳能直接供暖,但引入太阳能蓄热和被动太阳能热墙,没有使用热泵技术,却选择碳晶板,确保了供暖效果并尽量做到节能。这种设计思路对于建设于远离城市中心的小型别墅、各类值守工作站点,甚至是地理位置相似的广大农村民居同样有借鉴价值。

太阳能低温地板采暖系统应用于山东沿海地区的可行性分析

王宗华¹, 王 慧¹, 迟少静², 曹雪静³

(1. 山东省建筑设计研究院, 山东 250001; 2. 北京市文物建筑保护设计所, 北京 100050; 3. 山东宏海卓邦置业有限公司, 山东 250000)

[摘 要] 以烟台招远地区 20 万平方米的住宅小区为例, 设计了间接式太阳能低温地板采暖系统, 计算了太阳能系统的运行参数, 并进行了经济性分析及投资回收期计算。太阳能地暖系统的建设费用为 3000 万元, 是集中供暖的 84%、燃气锅炉的 125%; 而一个采暖期的运行费用为 422.10 万元, 是集中供暖的 86%, 燃气锅炉的 70%。投资回收期相对于燃气锅炉采暖系统仅需 3.36 年。因此, 太阳能地暖系统应用于山东沿海地区具有可行性。从可持续发展和建筑节能的角度上, 推广太阳能在建筑中的应用具有深远的意义。

[关键词] 太阳能; 地板采暖; 经济; 节能

0 前言

改革开放使我国的经济社会得到迅猛发展, 成为世界上发展最快的发展中国家、仅次于美国的世界第二大经济体。然而, 经济的飞速增长也带来了巨大的能源消耗。煤炭、石油、天然气等常规能源过度开采, 甚至面临枯竭的可能。面对尖锐的能源问题, 研究、开发和利用可再生能源势在必行。

由于在总能耗中, 建筑耗能所占比例高达 25%~40%, 而空调和采暖能占到建筑能耗的 70%^[1], 因此建筑节能在国家能源节约战略中有着重要的地位。建筑节能具有两方面的含义, 一方面是减少建筑的总能耗, 二是在建筑中使用可再生能源^[2]。

我国的太阳能资源十分丰富, 年辐射总量可达 3340~8360 MJ/m², 相当于 110~250 kg 标准煤/m², 具有良好的开发利用条件^[3-4]。地板辐射采暖具有良好的热舒适性和热稳定性, 并且可以充分利用太阳能这种低品位能量, 降低采暖能耗。因此, 从能源节约和建筑节能这两个方面考虑, 太阳能低温地板采暖系统是解决建筑采暖能耗大的最佳方案。

文章以山东烟台招远地区的住宅小区为例, 计算了工程项目的热负荷, 设计了太阳能低温地板采暖系统, 并与进行了经济性分析, 以探讨其应用于山东沿海地区的可行性。

1 太阳能低温地板采暖系统

太阳能低温地板采暖系统^[5]是一种以采集的太阳能作为热源, 通过敷设于地板中的盘管加热地面进行供暖的系统, 其组成包括太阳能集热器、太阳能储热水箱、辅助能源、太阳能水泵、供暖循环泵、控制系统等主要部件。

按集热系统运行的方式, 太阳能采暖系统可分为直接式和间接式^[6]。直接系统指的是利用水泵使

水在太阳能集热器中直接循环加热供给使用端的系统, 要求自来水水质较高, 系统价复杂, 造价较高; 间接式系统指的是太阳能集热器加热传热工质, 通过热交换器加热供给使用端的系统, 利用水泵使传热工质循环加热, 易保证系统水质和防冻, 管线布置灵活, 系统复杂, 造价高。文章介绍的工程案例采用了间接式系统。

1.1 太阳能低温地板采暖系统的工作原理

太阳能低温地板采暖系统的工作原理如图 1 所示。

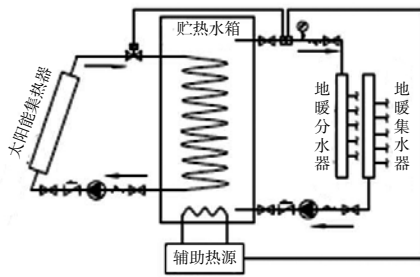


图 1 太阳能低温地板辐射采暖系统示意图

太阳能集热器收集太阳能的热量, 加热集热器中的传热工质。传热工质通过太阳能循环泵, 与储热水箱中的低温水进行换热, 从而使得储热水箱中的水温不断升高。供暖循环泵将水箱中的热水输送到地暖系统中。同时, 在地暖分水器入口侧安装温度探头, 用以控制太阳能集热器出水端(储热水箱进水侧)的电磁阀和辅助热源的工作状态, 控制地暖侧供水温度。当储热水箱的水温小于采暖设定温度时, 辅助热源开始工作, 加热水箱中的水至设定温度; 当储热水箱的水温大于采暖设定温度时, 太阳能传热工质的电磁阀和辅助电源均关闭, 使地暖侧供水温度保持在设定温度。

1.2 太阳能低温地板采暖系统的计算

(1) 直接式太阳能集热器面积计算

$$A_d = \frac{86400 \times Q_h \times f}{J_T \times \eta_{cd} (1 - \eta_L)} \quad (1)$$

式中： A_d 为直接系统集热器采光总面积 (m^2)； Q_h 为建筑物耗热量 (W)； J_T 为当地集热器采光面上的采暖期平均日太阳辐照量 (J/m^2)，本工程取 $12900400 \text{ J}/\text{m}^2$ [6]； f 为太阳能保证率 (%)，本工程选取 30%； η_{cd} 为太阳能集热器采暖期平均集热效率，本工程选取 0.45； η_L 为管路及贮热装置热损失率，本工程选取 0.15。

(2) 间接式太阳能集热器面积计算

$$A_{in} = A_d \times (1 + \frac{U \cdot A_d}{U_{hx} \cdot A_{hx}}) \quad (2)$$

式中： A_d 为直接系统集热器总面积 (m^2)； U 为集热器总热损系数，对平板型集热器， U 可取 $4 \sim 6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ； U_{hx} 为换热器传热系数， $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ； A_{hx} 为间接系统热交换器换热面积 (m^2)；

(3) 间接式太阳能集热系统热交换器设计

① 热交换器换热量 Q_{hx} 的计算

$$Q_{hx} = \frac{k \cdot J_T \cdot \eta_{cd} \cdot A_{in}}{3600 \times S_y} \quad (3)$$

式中： Q_{hx} 为间接式集热系统热交换器换热量 (kW)； k 为太阳辐照度时变系数，取 $1.5 \sim 1.8$ ，取高限对太阳能利用有利，但会增加造价； S_y 为设计月平均单日照时间 (h)。

② 热交换器换热面积 A_{hx} 的计算

$$A_{hx} = \frac{(1 - \eta_L) \cdot Q_{hx}}{\varepsilon \cdot U_{hx} \cdot \Delta t_j} \quad (4)$$

式中： ε 为结垢影响系数，取 $0.6 \sim 0.8$ ； Δt_j 为传热温差，宜取 $5 \sim 10^\circ\text{C}$ ，集热器性能好，温差取高值，否则取低值； η_L 为贮热水箱到热交换器的管路热损失率，一般可取 $0.02 \sim 0.05$ 。

(4) 太阳能集热器倾角

$$\beta = \varphi - \delta \quad (5)$$

根据相关文献，当集热器冬季使用时，最佳倾角为当地纬度 $+10^\circ$ ，烟台市地处北纬 $37^\circ 52'$ ，故冬季最佳倾斜角为 $47^\circ 52'$ 。

(5) 太阳能储热水箱容积计算

根据经验，每平方米太阳能集热器面积需要的贮热水箱容积可确定如下：小型太阳能热水系统每平方米太阳能集热器面积对应贮热水箱容积为 $40 \sim 100 \text{ L}$ ，短期蓄热的太阳能采暖空调系统为 $50 \sim 100 \text{ L}$ ；带季节蓄热的太阳能采暖空调系统为 $1400 \sim 2100 \text{ L}$ ，水箱保温较好，系统太阳能保证率较大时宜取高值，否则按低限选取水箱容积。

(6) 供暖需水量的计算

$$G = \frac{q}{C_p \cdot \Delta T} \quad (6)$$

式中： q 为采暖系统热负荷指标 (W/m^2)； C_p 为水的平均定压比热容， $4.18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ； ΔT 为采暖供回水温度差 ($^\circ\text{C}$)，低温地板采暖供回水温度差为 $8 \sim 15^\circ\text{C}$ ，本工程取 10°C 。

2 工程案例

2.1 工程概况

玖都汇花园项目位于烟台招远市温泉路北侧，天府路西侧。项目可建设用地面积 11.75 公顷。住宅建筑面积 20 万 m^2 ， 2500 户，每户建筑面积 80 m^2 。

2.2 负荷计算

烟台地区冬季室外计算参数及室内计算参数如表 1 和表 2 所示，每户采暖热负荷为 4 kW ，热负荷指标为 $50 \text{ W}/\text{m}^2$ 。

2.3 设计方案

根据公式 1~6，文章对太阳能低温地板采暖系统的集热器面积、热交换器换热量、热交换器换热面积、供暖需水量等设计参数进行了计算，结果如表 3 所示。

表 1 冬季室外计算参数

室外计算参数	大气压力 /kPa	采暖计算干球温度 / $^\circ\text{C}$	空调计算湿球温度 / $^\circ\text{C}$	空调计算相对湿度 /%	通风计算干球温度 / $^\circ\text{C}$	室外平均风速 /(m/s)
冬季	1021.1	-5.8	--	59	-1.1	4.4

表 2 冬季室内计算参数

	干球温度 / $^\circ\text{C}$	相对湿度 /%	最少新风量 / (m^3/h)	噪声标准 /dB(A)
住宅	20	40	30	≤ 45

表 3 太阳能低温地板采暖系统的设计参数

建筑物耗热量 /W	直接式系统集热面积 / m^2	热交换器传热系数 /($\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$)	间接式系统集热面积 / m^2	换热量 /kW	热交换器换热面积 / m^2	供暖需水量 /(kg/h)
4000	21.01	2	22.82	6.90	0.4,9	344.50

3 经济性分析

文章计算了太阳能地暖系统和其他供暖系统的建设初投资费用及运行成本,结果如图2和表4所示。

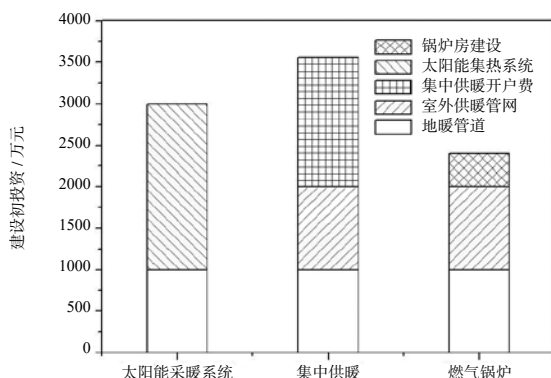


图2 不同供暖方式运行建设初投资费用比较

注：民用集中供暖开户费为78元/m²；太阳能集热系统的造价为8000元/户。

表4 不同供暖方式运行费用比较（一个采暖期）

供暖方式	太阳能电辅助加热	集中供暖	燃气锅炉采暖
集中供暖费（元/户）	--	1960.00	--
电费（元/户）	1688.40	--	49.53
天然气费（元/户）	--	--	2352.87
小计（元/户）	1688.40	1960.00	2402.40
合计（万元）	422.10	490.00	637.36
投资回收期（年）	太阳能地暖系统相对于燃气锅炉采暖需3.36年		

注：招远地区集中供暖价格采用家庭收费平均价格为24.5元/m²；电价按0.675元/(kW·h)，电加热效率90%；太阳能集热系统承担55%的热负荷，其余由电辅助系统承担；天然气价格按3.69元/(N·m³)，锅炉效率为85%；循环水泵的扬程30m，流量430m³/h，功率55kW，两用一备。

从图2中可以看出，在建设期，太阳能地暖系统的投资费用介于集中供暖和燃气锅炉采暖之间，

约3000万元，为集中供暖的84%、燃气锅炉的125%。然而，从表3中可以得到，太阳能地暖系统的运行费用最低，为集中供暖的86%，燃气锅炉的70%。投资回收期相对于燃气锅炉采暖系统仅需3.36年。由此可知，太阳能地暖系统应用于山东沿海地区是可行的。

4 结论

通过对太阳能地暖系统的运行参计算和经济效益分析可以得出，太阳能地暖系统在山东沿海地区的应用具有可行性。虽然太阳能地暖系统的建设初投资较高，但是由于其有效利用了丰富的太阳能资源，因此在取得同样的采暖效果前提下，太阳能地暖系统最为环保和经济。

中国拥有相当丰富的太阳能资源，因此太阳能利用事业也拥有着极大的开发潜力和广阔的发展前景。研究和发 展太阳能与建筑一体化设计，推广太阳能在建筑中的应用，使太阳能越来越多地为建筑服务，无论从环保节能，还是从经济效益的角度，都具有重要的意义。

参考文献

- [1] 江亿, 杨秀. 我国建筑能耗状况及建筑节能工作中的问题 [J]. 中华建筑, 2006, 2: 12-18.
- [2] 聂磊. 太阳能采暖技术及其应用研究 [D]. 燕山大学, 2014.
- [3] 甄霞, 尹纲领. 济南地区采用太阳能作为地板辐射采暖热源的可行性分析 [C]. 全国暖通空调制冷2006年学术年会论文集, 2006.
- [4] 宋卓然, 陈国龙, 赫鑫, 等. 光伏发电的发展及其对电网规划的影响研究 [J]. 电网与清洁能源, 2013, 29 (7): 92-96.
- [5] 公维嘉. 太阳能地板辐射采暖在小型住户中的应用 [J]. 山东暖通空调, 2010, 3: 50-54.
- [6] 中国建筑科学研究院. 06K503. 太阳能集热系统设计及安装 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2006.

同程式供暖系统的理论分析及应用

朱彦波¹, 邵洪波¹, 李钰楠²

(1. 山东省建筑设计研究院, 山东 250001; 2. 山东省千佛山医院, 山东 250014)

〔摘 要〕本文对同程式供暖系统的优势及存在的问题, 通过流体力学理论对其根源进行了分析, 建议采用不等温降进行水力计算, 推荐了比摩阻的选择范围, 并对分户同程式供暖系统进行了应用分析。

〔关键词〕供暖; 同程式系统; 不等温降; 分户供暖系统

0 引言

供暖系统有同程式、异程式系统之分。近年来异程式供暖系统越来越普遍, 同程式系统越来越少。其中一个主要原因是如果设计不合理, 同程式系统会出现中间不热的现象, 而且很难调试^[1], 而异程式则不会出现这种问题, 调试过程较为简单, 但异程式系统资用压头浪费严重, 不节能, 即使安装温控阀, 仍无法从理论上实现突破。相反, 同程式系统节能潜力巨大。

图1为同程式、异程式供暖系统水压图。 a 为供水管道水压曲线, b 为同程式系统回水管道水压曲线, c 为异程式系统回水管道水压曲线。可见, 在满足最不利用户相同资用压头时, 异程式系统所需系统供回水压力明显大于同程式系统, 因此, 在当同程式系统设计合理, 节能效果明显。本文就目前同程式系统存在的问题, 从理论的角度进行分析, 提出解决方案, 并通过案例进行应用分析。

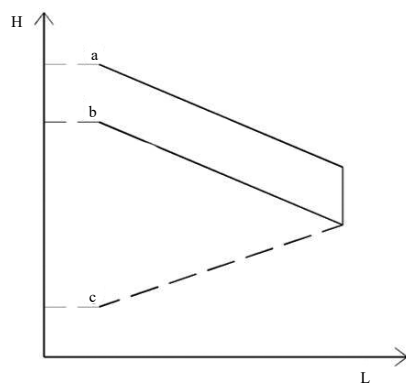


图1 同程式、异程式供暖系统水压图

1 问题阐述

图2为同程式散热器供暖系统原理图。假设散热器1的资用压头是 H_1 , 则散热器2的资用压头 $H_2=H_1-(H_b-H_f)$, 同理, $H_3=H_2-(H_c-H_g)=H_1-(H_b-H_f)-(H_c-H_g)$ 可以看出, 当 $(H_b-H_f)>0$, 则 $H_2<H_1$, 同理, 当 $(H_c-H_g)>0$, 则 $H_3<H_2$ 。当这种差值是有害差值时, 随着差值的不断累加, 后面散热器的资用压头会越来越小, 导致流量也会越来越低, 直至出现差值累

加大于 H_1 , 此时该处的散热器资用压头变为负值, 即出现倒流现象, 其水压曲线如图3所示。可见, 只要个别散热器的资用压头过小甚至为负值, 就会出现该处散热器不热的现象, 而且很难调试。因此, 必须进行理论分析, 在设计阶段从根本上杜绝问题的发生。

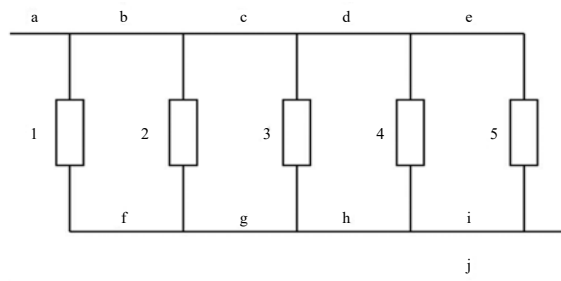


图2 同程式供暖系统原理图

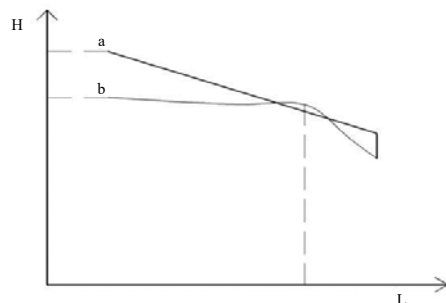


图3 同程式供暖系统中间不热时的水压图

2 理论分析

根据 $H_2=H_1-(H_b-H_f)$ 可知, 要保证后面散热器2的资用压头 H_2 满足要求, 有两种方式, 一是提高 H_1 , 二是降低 H_b-H_f 。提高 H_1 , 则需要关小散热器1处的阀门, 则散热器1的流量减小, 即流经 f 管段的流量减小, 而流经管段 b 处的流量增加, 则 H_f 降低, H_b 增大, H_b-H_f 增大, 这与 H_1 增大相矛盾, 可见, 方法一效果并不明显。

公式为压头损失 H 的计算公式^[3], 在室内热水供暖系统中, 绝大部分流动处于紊流过渡区, 因此, λ 可通过莫迪公式^[4]求得, 如式(2)所示。

$$H = SQ^2 = \frac{8(\kappa_d^{-1} + \sum \xi)}{\rho \pi^2 d^4} Q^2 \quad (1)$$

$$\lambda = 0.0055[1 + (20000 \frac{K}{d} + \frac{10^6}{Re})^{\frac{1}{3}}] \quad (2)$$

可见, 压头跟流量并不是单一的平方关系, 还与管径有关, 基于此, 列出了不同管径在不同流量下的比摩阻, 并绘制、拟合了曲线, 如下图所示, 纵坐标为比摩阻, 横坐标为流量。对曲线进行幂指数拟合, 得到拟合曲线, 如图中虚线所示, 拟合公式如表 1 所示。可见, 在管径确定的条件下, 流量与压头约为 1.8 次方关系。

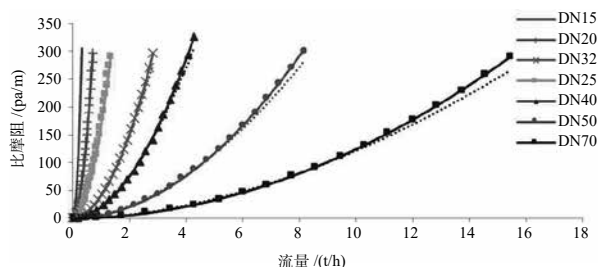


图 4 不同管径流量与比摩阻关系曲线

表 1 不同管径与比摩阻的拟合公式

DN15	DN20	DN25	DN32
$y = 2307x^{1.808}$	$y = 535.5x^{1.809}$	$y = 167.5x^{1.822}$	$y = 42.77x^{1.797}$
DN40	DN50	DN70	
$y = 22.01x^{1.810}$	$y = 6.364x^{1.805}$	$y = 1.919x^{1.802}$	

不难推断,当流量变化时,管径越大,其阻力损失波动越小,但变化率基本相同,因为不同管径的阻力损失拟合公式的指数基本一致。因此,对于不同管径,在相同的流量变化率下,其阻力损失变化率也是相同的。这就给同程式供暖系统的设计提供了理论支持。

在设计条件下,只要保证对应的供、回水管段的阻力损失基本相等,那么,在实际运行工况下,保证系统阻力不变,供水管、回水管的流量变化是成比例关系的,这样二者的阻力损失变化也是成比

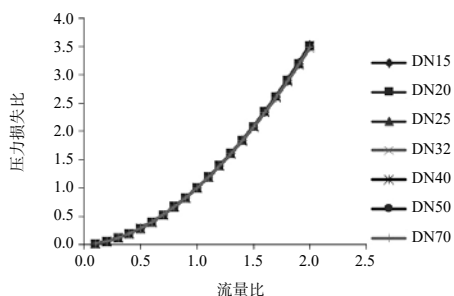


图 5 压头损失随流量的变化

例关系,而设计阻力损失二者是相等的,也就是说,实际流量变化时,二者的阻力损失变化基本一致。可见,方法二是可行的。

当然，考虑到管径大小是离散的，不能保证供回水管的比摩阻绝对相等，而且，在实际运行过程中，由于目前普遍采用了温控阀，导致系统运行过程中阻力是不断变化的，这就很难保证供回水管的流量按比例变化，因此，在设计之初就应该考虑到这些因素，建议在选择管径时，供水管比摩阻应按推荐范围 $60\sim 120\text{Pa/m}$ 的下限选择，回水管按上限选择。这样虽然导致后面的散热器资用压头会越来越大，但一方面保证了系统运行的可靠性，避免出现中间不热的现象，另一方面仍比异程式系统节能，毕竟在异程式系统中，总供回水压头是供水管和回水管的阻力损失之和。

因此,在进行同程式供暖系统设计时,应仔细进行水力计算,不应采用等温降的计算方法,建议采用不等温降的水力计算方法,使设计水力工况与实际水力工况尽可能一致。

3 分户同程式供暖的应用

在分户供暖系统中，由于散热器都是按房间布置，而受房间面积的限制，散热器的设计流量较小，导致同程式系统中前半段回水管的流量较小，这样即便回水管采用最小的管径 DN15，其比摩阻仍然很小。只能采取关小前半段系统散热器的阀门，才能保证后面散热器的资用压头，同时还需增大前半段散热器片数，才能保证前半段的散热量保持稳定，但有时关小阀门也难以满足。以图 6 为例，图 6 为一分户同程式供暖系统，

工况一：若严格按照推荐比摩阻 $60\sim 120\text{Pa/m}$ 进行管径选择，则除了入户供回水管段为 $\text{DN}20$ ，其它管段均为 $\text{DN}15$ ，这种工况下的水压图如图 7 所示，可见散热器 2、3 资用压头几乎为 0，假定保证最不利散热器处的资用压头为 300Pa ，则需将散热器 1 处的阀门局部阻力系数调至 200，阀门开度与局部阻力系数的关系如图 8 所示^[5]，可见，此时阀门开

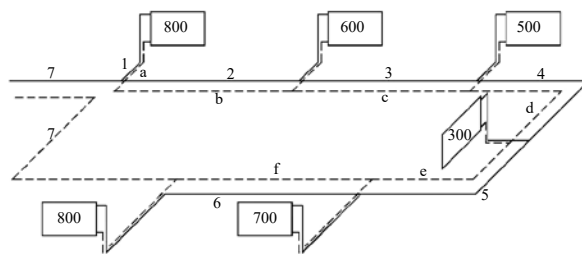


图 6 分户同程式供暖系统

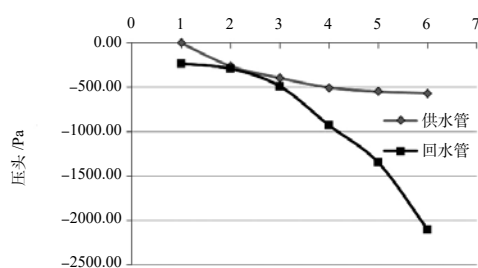


图7 工况一水压图

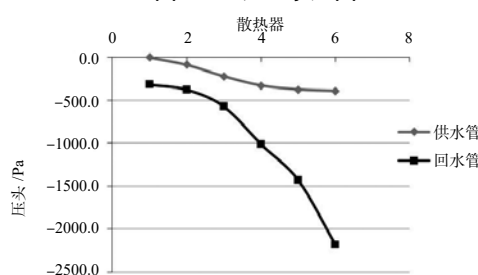


图9 工况二水压图

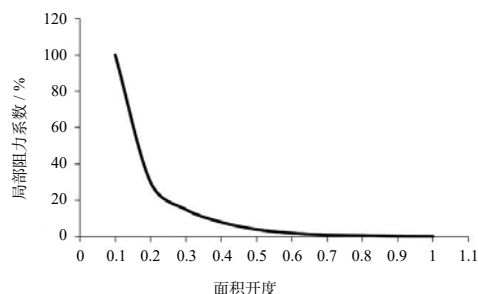


图8 阀门开度与局部阻力系数关系

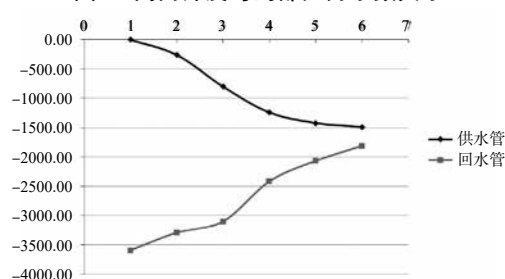


图10 工况三水压图

度很小，基本处于关闭状态，也就是说散热器1的流量很小，而要保证散热量，需要散热器1的片数很大，这显然是不合理的。

工况二：如果将前半段供水管管径均调大至DN25，后半段为DN20，回水管管径均调至DN15，则得到的水压图如图9所示，此时，阀门保持全开状态，最不利散热器2的资用压头大于300Pa，最有利散热器6的资用压头约为1800Pa，整个分户系统的资用压头约为2200Pa，不平衡率为83.3%。可见，为保证最不利散热器的压头，采用供水管小比摩阻、回水管大比摩阻，虽然保证了系统运行的可靠性，但在一定程度上会加大各散热器之间资用压头的不平衡率。

工况三：如果采用异程式系统，则水压图如图10所示。最不利用户资用压头为300Pa，最有利用户资用压头为3600Pa，整个分户系统的资用压头约为3600Pa，不平衡率为91.7%。不论整个分户系统的资用压头还是散热器间的不平衡率，均显著大于同程式系统。

在此条件下，单从运行角度上看，在分户供暖系统中，同程式系统不平衡率明显低于异程式系统，更重要的是，前者要比后者节能38.9%。况且，由于户内布局的特点，在分户供暖系统中，同程式系统所耗管材并不比异程式大多少。可见，在设计合理的条件下，分户供暖系统采用同程式优势巨大。

4 结论

(1) 同程式供暖系统如果设计不合理，会出现

中间用户资用压头不够，甚至为负值，导致出现中间不热现象。

(2) 在同程式供暖系统中，建议在选择管径时，供水管比摩阻应按推荐范围60~120Pa/m的下限的选择，回水管按上限选择。这样虽然增加了供回水的不平衡率，但增强了系统运行的稳定性

(3) 在进行同程式供暖系统设计时，应仔细进行水力计算，不应采用等温降的计算方法时，建议采用不等温降的水力计算方法，使设计水力工况与实际水力工况尽可能一致。

(4) 对于分户供暖，在同程式系统中，供水管按小比摩阻选择，采用DN20或DN25管径，回水管采用大比摩阻选择，采用最小管径DN15，尽管增大了各散热器间的不平衡率，但仍比异程式要低，而且整个分户系统的供回水压力明显低于异程式系统，比其节能38.9%。

参考文献

- [1] 曲秋波. 分户计量户内双管同程式供暖系统水力失调问题分析[J]. 暖通空调, 2008, 38(7): 141-142.
- [2] 吴怡青. 同程式垂直单管热水供暖系统浅析[J]. 暖通空调, 2011, 41(5): 50-51.
- [3] 贺平等. 供热工程[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009: 93-96.
- [4] 付祥钊等. 流体输配管网[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010: 80-81.
- [5] 伍悦滨. 给水管网中阀门阻力实验研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2003, 35(11): 1311-1313.

烟台某热电厂集中供热改造及运行问题分析

林 丽, 张积太, 于 晓, 张伟东

(烟台市建筑设计研究股份有限公司, 山东 264000)

[摘 要] 为响应国家大力倡导节能减排的新形势, 针对烟台某热电厂存在一级网水力失衡及运行耗电量较大等问题, 对亿通热电厂首站、一级网及二级网进行了整体调研与分析, 对首站及西线、北线、南线分别设计了不同的改造方案。现已运行一个冬季, 本文提出了需要继续解决的问题建议。

[关键词] 首站节能改造; 二级站混水直供改造; 存在的问题及解决方案

0 引言

随着“节能减排”的形势日益紧迫, 各级政府已下达针对燃煤热电企业关于“关停或改造纯凝或抽凝机组”的计划时间表。山东省环保厅、省发展改革委省经济和信息化委近期再次发布了关于2016~2017年燃煤机组(锅炉)超低排放和节能改造计划的通知。但是目前小型热电厂在我国热电企业中占有很大的比重, 由于诸多原因, 落后状况还是没有得到进一步的解决, 耗煤量大, 管网阻力不平衡, 二级站循环水泵匹配不合理, 输配系统耗能大等问题, 造成能源较大的浪费。因此, 诸如此类的热电厂节能改造迫在眉睫。

1 供暖系统概述

该热电厂 2015~2016 年度供热面积为 194.3 万 m^2 , 改造后 2016~2017 年度供热面积为 252.2 万 m^2 。热电厂汽轮机采用抽凝机组。改造前二级站系统形式采用混水直供方式, 一级网供回水温度为 $58.8^\circ\text{C}/40.9^\circ\text{C}$ 。

该热电一级网系统改造前主要存在以下几个问题: (1) 一级网供回水温差小, 一级网流量大, 管网阻力增大, 首站能耗高; (2) 一个供暖季二级站运行费用约 250 万元左右, 较其它配置合理的热电厂约多 150%, 电耗损失大, 存在较大的改进空间。(3) 首站供暖季将一台 $5000\text{m}^3/\text{h}$, 扬程 $66\text{mH}_2\text{O}$, 功率

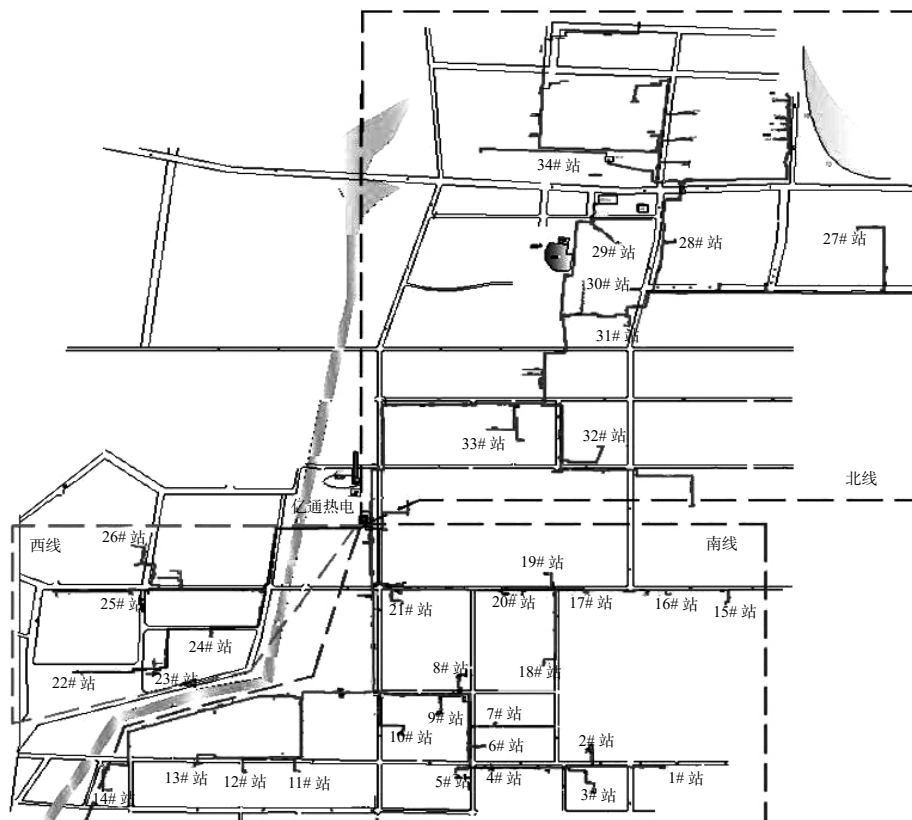


图 1 各二级站分布图

1250kW 的水泵与一台 2680m³/h, 扬程 66mH₂O, 功率 630kW 的水泵并联运行。水泵耗电输热比 (HER) 为 0.02384, 按《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》中公式 8、11、13 计算耗电输热比限值为 0.006671, 水泵耗电输热比比计算限值高出 257%;

(4) 西北线新增加供暖面积较多, 继续采用原来混水直供方式系统复杂, 调节困难, 限制了热电厂供暖规模的继续扩大。热电厂二级站分布如图 1 所示。

2 调研分析

2.1 一级网供水温度低, 管网流量大, 造成管网水力失衡严重。通过对南线热网的压损计算, 绘出水压图^[1], 如图 2 所示。图中可看出, 供回水水压线较陡, 呈交叉的 X 型, 首站近端用户, 供水比回水压力高, 末端用户回水比供水压力高, 造成近端用户二级站水泵配置过高, 为保证系统安全运行需要用减压装置减掉多余的压力, 造成能源的无端消耗, 而末端二级站水泵扬程需要克服二级网阻力及回水压力与供水压力之差, 因此二级站水泵配置扬程高, 功率大, 耗电量大。

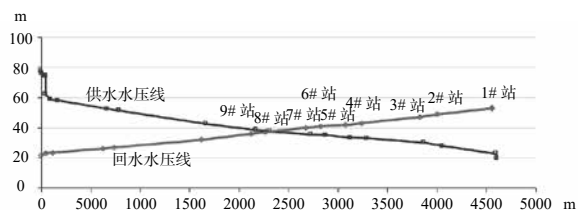
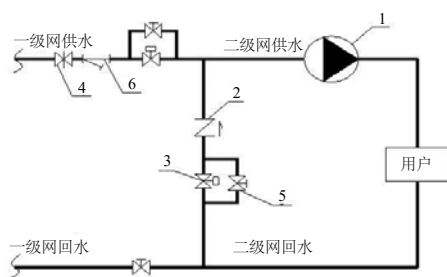


图 2 原系统水压图

2.2 对南线、北线与西线不同采暖用户进行调研。南线多为老旧小区, 用户采用散热器采暖方式较多。散热器采暖需要二级网循环水量较大, 以保证较好的供暖效果; 北线与西线大多为新建小区, 采暖形式主要为地板辐射采暖, 二级网需求循环水量少。

2.3 所有的二级站均采用混水直供方式, 如图 3 所示。



1—混水泵; 2—止回阀; 3—电动调节阀; 4—关断阀;
5—手动调节阀; 6—反冲洗过滤器

图 3 混水直供方式

(1) 此方式全系统是连在一起的, 运行时系统任何地方失水或倒空 (进空气), 都会影响全系统的供热, 甚至造成全系统无法正常运行。因此, 系统运行的稳定性和安全性低, 不适合超过 200 万 m² 的大中型供热系统;

(2) 由于在直供混水系统中既存在一级网循环泵、又存在多个热力站的混水泵, 这些泵同时串联、并联在同一个大系统中, 各台泵的运行工况和各种阀门的调节, 都会直接影响一级网和二级网的流量和压力的变化。运行时既要保证一级网的水力平衡和理想的水压图状态、又要保证二级网的供热量和供回水压力, 因此运行调节难度大。如果没有较好的调控设备和调节手段, 就会造成严重的冷热不均或供回水压力不稳的状态, 使供热质量难以保证, 并对运行人员的技术水平要求较高^[2];

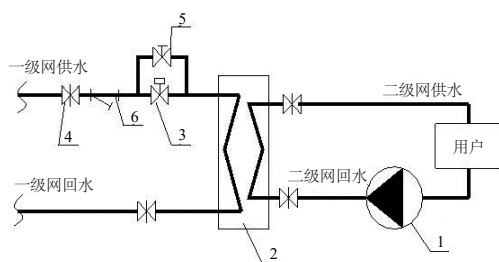
(3) 各热力站混水泵的扬程要克服供回水压差及二级站服务区域最高供水高度, 混水泵实际作用为扬程泵, 耗电量大, 且回水系统存在超压隐患。

3 改造方案

通过对热网的具体分析, 在保证用户供暖效果的前提下, 考虑运行经济性、可靠性、安全性、控制简单性及投资合理性等因素, 提出如下改造方案:

3.1 不改变首站蒸汽侧的运行参数, 保持原一级网回水温度不变, 降低一级网流量, 提高一级网温度至 70℃ 左右。根据公式, 一级网流量减少, 温差相应增大, 可保证首站提供的热量不变。2016~2017 年采暖季热电厂总供暖面积约 240 万 m², 其中南线约 170 万 m², 北线与西线约 70 万 m²。经计算 70/45℃ 供回水温度条件下首站循环水泵流量需求为 3100m³/h。目前首站内已有水泵配置为两台扬程为 2680m³/h, 功率为 630kW, 扬程为 66mH₂O 的水泵; 两台扬程为 500m³/h, 功率为 200kW, 扬程为 66mH₂O 的水泵。为节省水泵投资, 可将一台 2680m³/h 水泵与一台 500m³/h 水泵并联运行, 满足首站要求。

3.2 该热电厂共三条主干线, 南线负荷相对稳定, 西线与北线是新区, 每年负荷变化幅度较大, 所以, 对南线、西线与北线在二级站的设计上要采取不同的方案, 区别对待。对于北线与西线, 新增用户较多且多为新建小区采用地板辐射采暖方式较多, 将西线与北线原混水直供方式改为板式换热器间接供暖方式, 后期大规模增加供暖用户后, 供暖系统控制调节简单方便。二级站间接供暖方式原理图如图 4。二级站补水定压: 西线与北线采用间接连接的二级站, 将一级网回水补到水箱内, 再由变频补水泵补水定压。补水为一级网处理过的软化水,



1—循环泵；2—板式换热器；3—电动调节阀；4—关断阀；
5—手动调节阀；6—反冲洗过滤器

图4 板式换热器间接换热原理图

不需要再次处理水质。系统利用补水泵与膨胀水箱对二级网系统进行单独定压。

3.3 对于南线，原供热方式为混水直供，且南线多数为老站，采暖负荷相对稳定，考虑一次性改造投资过大，建议分期改造，南线此次不做二级站内设备及管道大规模调整。一级网供水温度提升的情况下，二级站内仅通过调节旁通水管上的电动阀，增大旁通水量，保证二级网流量及供水温度相对改造前变化不大。南线二级网供回水温度 $55/45^{\circ}\text{C}$ 时，二级站一次水与二次水的混水比为 1.5。

在电力生产机组没有改造种类之前，即在采用凝汽式机组的电力生产模式下，一级网水温一般控制在 70°C 以下，在此温度参数情况下，供暖总规模约 300万 m^2 还是经济的。数年后，电力生产机组变更后，供暖规模也会进一步增加，届时可进一步提高一级网水温，因不需要控制一级网较低的回水温度了，此时再改造南线的二级站，可进一步的降低运行费，届时北线西线二级站方案不变。

4 理论改造效果分析

4.1 供水温度提升后，管网内水流量大幅减少，管道阻力损失显著下降，能够改善原热网供回水压力不平衡的问题。

图5为改造后热网主干线水压图，图中看出热网供回水压力损耗明显减少，改善了原交叉的X型管网曲线。水温提升后，南线供暖效果不好的小区可得到有效改善。

4.2 为保证电力生产的经济性，进凝汽器的回水温度不宜超过 45°C 。由于西线与北线采取一二次水隔离的方案，且用户多为地板辐射式采暖，因此控制西线与北线低温回水相对容易，也比较有把握。可将西线与北线回水温度控制在 40°C 以下。南线采用混水直供方式，且用户多为散热器采暖，回水温度不宜太低，因此南线回水温度约为 45°C 。南线的相对较高的回水与西北线相对较低的回水在首站混合后，可将总回水温度控制在 45°C 以下是可行的。

4.3 原首站运行三台水泵，分别为：一台流量 $5000\text{m}^3/\text{h}$ ，功率为 1250kW 循环水泵（按流量 $4500\text{m}^3/\text{h}$ 变频计算，功率 911kW ）；一台流量 $2680\text{m}^3/\text{h}$ ，功率 630kW 循环水泵；一台流量 $500\text{m}^3/\text{h}$ ，功率为 200kW 混水泵，合计功率为 1741kW 。

改造后首站并联运行一台 $2680\text{m}^3/\text{h}$ 、功率 630kW 水泵和一台 $500\text{m}^3/\text{h}$ ，功率为 200kW 水泵，相对原系统首站内可减少功率约 911kW ，一个采暖季可节约用电量 $288.6\text{万 kW}\cdot\text{h}$ 。

首站内节省的电量，可并入电网，按 $0.3\text{元/kW}\cdot\text{h}$ 入网补贴计算，首站一个采暖季可获得入网补贴 86万元 。

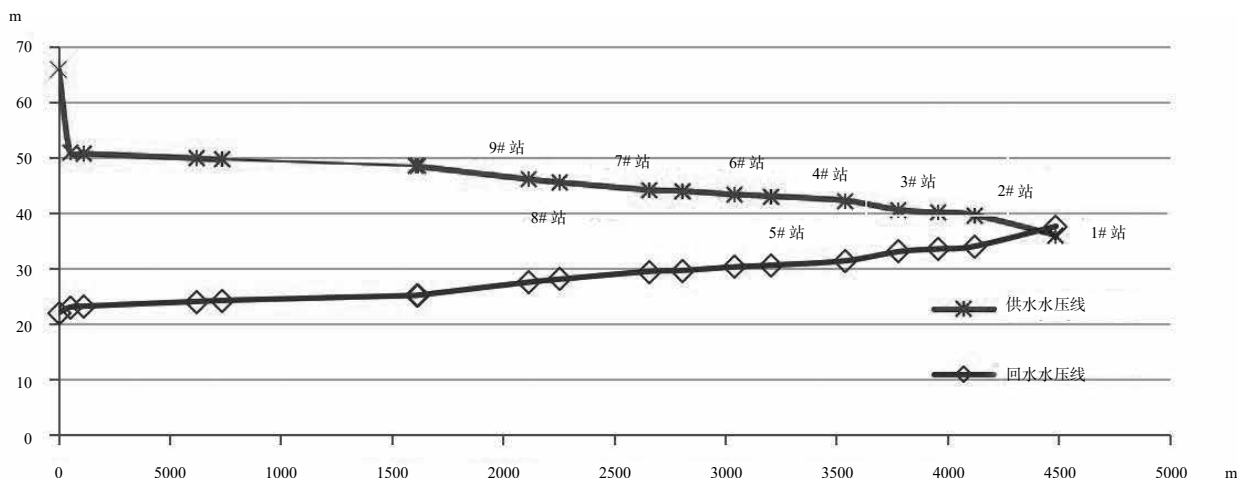


图5 供回水温度 70°C - 45°C 北翠分支水压图

5 实际改造遇到的问题及效果分析

5.1 站内情况

(1) 板式换热器采购失误, 导致购买的板式换热器进出口管径全部比设计管径小一号到两号, 影响一级网的运行调试, 且增加一级网循环阻力;

(2) 购买的板式换热器质量不佳, 换热系数较低, 达不到设计要求, 导致换热器换热量小, 二级网供水温度升不起来。

(3) 二级站内一级网缺少放气点, 部分管道存在气塞现象。

(4) 首站流量 $500\text{m}^3/\text{h}$, 功率为 200kW 混水泵已损坏不能使用, 调研不到位。

5.2 对实际施工过程中存在的问题做出如下解决方案

(1) 对存在较明显的二级网温度低, 达不到供暖要求的几个换热站, 提出将一级网管道直接插入二级网中, 以提高二级网温度保证供暖效果的措施, 取得了较好的效果。

(2) 原方案设计首站运行流量计划采用原有的两台水泵 (一备一用), 运行流量为 $2680\text{m}^3/\text{h}$, 并且有 $500\text{m}^3/\text{h} \times$ 台的水泵可调峰使用。后因水泵故障且凝汽器的流量不宜低于 $3000\text{m}^3/\text{h}$, 故将设计流量做了调整, 并且为节省投资, 首站采用了原有额定流量为 $5000\text{m}^3/\text{h}$ 的水泵变频运行。根据近半个月的外网调试, 该水泵在变频运行到一定的频率后, 扬程下降, 无法满足现有高区直连供系统的正常运行, 因此将该水泵的运行流量调整为 $4400\text{m}^3/\text{h}$; 在此流量下水泵扬程能够保证系统的正常运行。尽管总的循环量偏高, 但利用了原有水泵, 方案是可行的。去年供暖面积约 190万 m^2 , 首站运行流量为 $6000\text{m}^3/\text{h}$; 今年供暖面积增加到 240万 m^2 , 首站流量为 $4400\text{m}^3/\text{h}$; 相较于去年流量同比减少了 40% , 该部分的运行费节省可按此定性。

5.3 改造效果如下

(1) 运行调试工作主要集中在一级网水力平衡调试, 2016~2017 年采暖季达到了总体满意的运行目标; 但由于板式换热器采购失误, 导致购买的板式换热器进出口管径全部比设计管径小一号到两号, 给调试工作造成了很大影响。

(2) 通过对供暖用户的实际调查, 大部分采暖用户室内温度能够达到 21°C 左右, 一些边户也能够达到 18°C 左右。同时也改变了往年部分用户开窗放热的现象, 保证了能源的有效利用。

(3) 2015~2016 年度供热面积为 194.3万 m^2 , 首站耗电量 $646.8\text{万 kW}\cdot\text{h}$ 。2016~2017 年度供热面积为 252.2万 m^2 , 首站耗电量 $387.7\text{万 kW}\cdot\text{h}$ 。首站耗电量同比减少 53.8% 。按 $0.3\text{元}/\text{kW}\cdot\text{h}$ 电厂内部

价格计算, 节省约 135万元 ; 2015~2016 年度二级站总电费 291.3万元 , 2016~2017 年度二级站总电费 368.3万元 , 二级站电费同比减少 2.7% , 节省电费约 10万元 。首站和二级站一个采暖季合计节省的电费约 145万元 。这个数据仅从首站用电量来看也是相当可观的, 若算上省煤量, 这个数字会相当可观。

6 关于电力生产更新换代的建议

6.1 项目现状

老建筑供暖面积 104万 m^2 , 新建供暖面积 150万 m^2 , 日煤耗 1200吨 左右。锅炉有 $2\text{台 } 75\text{t}$ 的, 一台 130t 的, 冬季运行 24MW 的汽轮机。目前发电煤耗率 $500\text{g}/\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

6.2 热指标确定

已有建筑按非节能建筑, 新建供热面积按照节能建筑计算。《城镇供热管网设计规范》CJJ34—2010、《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736—2012 和《山东省公共建筑节能设计标准》DBJ 14-036—2006, 确定采暖热指标: 节能建筑热指标: $32\text{W}/\text{m}^2$; 非节能建筑热指标: $45\text{W}/\text{m}^2$ 。

6.3 采暖热负荷及采暖延时曲线图

根据建筑分类和采暖热指标, 热负荷估算为 94.8MW 。详见表 1。

表 1 规划区采暖热负荷估算表

序号	供热分类	热指标 (W/m^2)	供热面积 (万 m^2)	热负荷 (MW)	备注
1	非节能建筑	45	104	46.8	
2	节能建筑	32	150	48	
	合计			94.8	

依据最大热负荷计算供热平均系数和最小热负荷系数为:

K 理论平均热负荷 =

$$Q_{pj}/Q_w = (t_{nj} - t_{pj}) / (t_{nj} - t_{wj}) = (18 - 0) / [18 - (-5.8)] = 0.76$$

K 理论最小负荷系数 =

$$Q_{min} = (t_{nj} - 5) / (t_{nj} - t_{wj}) = (18 - 5) / [18 - (-5.8)] = 0.55$$

冬季采暖最大热负荷 94.8MW , 平均热负荷 72.05MW , 最小热负荷 51.8MW 。

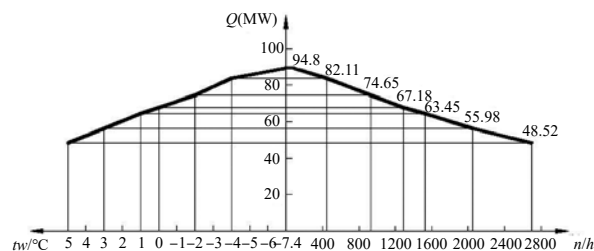


图 6 采暖延时曲线图

表 2 全年采暖热负荷表

序号	某室外温度 t_w (°C)	某室外温度下延续小时数 n (h)	某室外温度下设计热负荷 Q_n (MW)	采暖总耗热量 (GJ)
1	> 5	6048		
2	5	2712	48.52	52976.56
3	4	2409	52.25	54697.12
4	3	2118	55.98	55957.69
5	2	1840	59.72	56712.64
6	1	1576	63.45	56904.58
7	0	1327	67.18	56459.21
8	-1	1094	70.91	55276.73
9	-2	877	74.65	53216.38
10	-3	679	78.38	50065.90
11	-4	502	82.11	45471.89
12	-5	348	85.84	38740.86
13	-6	223	89.57	33122.93
14	-7.4	120	94.80	40953.60
	采暖小时数 (h)	3264	合计	650556.09
采暖室外平均温度 t_{p0} (°C)		0	β_0 值	0.488
采暖期天数 (天)		136	μ 值	1.046
采暖室外计算温度 t_w' (°C)		-5.8	b 值	0.676
采暖室内计算温度 t_n (°C)		18	设计热负荷 Q_n' (MW)	94.80
全年最大利用小时数 (h)		1922	采暖平均热负荷 Q_n' (MW)	72.05

6.4 改造方案

根据采暖延时曲线图和背压机组的特点,选择机组负荷比平均热负荷稍小一点比较合适^[3-4]。改造采用背压机组 B12-4.9/0.12, 额度进汽量 74.14t/h, 进汽压力 4.9MPa, 排汽压力 0.12MPa。汽轮机发电热耗率 3681.4kJ/kW·h, 锅炉效率按 85%, 管道效率 96% 计算, 汽轮机发电煤耗率 153.9g/kW·h。

6.5 节煤量

按照冬季采暖满负荷年运行 2000 小时计算, 能节标煤量为 $(500-153.9) \times 12000 \times 2000 / 1000 = 8306.4$ 吨标煤

6.6 投资及回收期

设备投资约为 550 万元, 土建及安装费用 50 万, 按照 700 元 / 吨计算, 每年采暖能节省 $700 \times 8306.4 = 581.44$ 万元。

投资回收期: $600 \div 581.44 = 1.03$ 年, 煤价若大于 700 元 / 吨, 投资回收期就不到一年。改成背压机后一级网可提高供水温度, 水流量可大幅度下调, 一级网运行费可降低一倍以上。

参考文献

- [1] 李凌云, 王青. 混水换热站水利工况分析及应用[J]. 区域供热, 2008(4):47-49
- [2] 华泽杰. 高层混水直连供热系统的节能改进[J]. 区域供热, 2015(2):76-78.
- [3] 张玉峰, 崔健峰, 孙迎芬等. 凝汽或抽凝机组改造为背压机组的方法及效益[J]. 化肥工业, 2010, 37(5):46-48.
- [4] 刘军, 常先江. 用供热补水改抽凝为背压机组的节能方法与效果[J]. 节能技术, 2011,29(6):560-563.

自动控制在分布式变频集中供热系统中的应用与实践

韩传忠¹, 乔玲敏²

(1. 烟台航天德鲁科技节能有限公司, 山东 264000; 2. 烟台大学, 山东 264005)

[摘要] 分布式变频集中供热系统作为一种新的供热系统运行方式, 由于其在节能、调节方面的明显优势, 在我国集中供热系统中得到了越来越多的应用, 特别是在改造工程中。然而, 分布式变频集中供热系统必须以可靠稳定的自动控制为基础, 本文以实际工程为例, 分析集中供热系统末端用户特点, 自动控制系统目标, 控制策略, 自动控制系统框架。并对应用自动控制系统后的供热运行情况和效果进行分析, 以说明自动控制系统在分布式变频集中供热系统的重要作用。

[关键词] 分布式变频; 集中供热; 自动控制

1 供热系统概述

该集中供热系统采用分布式变频技术, 下设 52 个换热站, 每个换热站均设有一级网分布变频泵, 承担换热站内一次侧阻力和本站与锅炉房之间管网阻力; 热源侧设置热源循环泵, 承担锅炉房内阻力 (包括锅炉阻力和锅炉房内管线阻力)。热源侧设置连通管, 使热源侧循环泵与一级网分布泵的控制相互独立, 互不干扰^[1]。热源侧设有两台 40t 和一台 100t 燃煤锅炉, 供暖初期和末期, 热负荷较低, 由 100t 燃煤锅炉为整个系统提供热量, 供暖中期, 随着热负荷的增加, 相应的再投入两台 40t 的燃煤锅炉共同为整个系统提供热量。该供热系统原理如图 1。

2 系统控制目标

系统的最终控制目标是实现按需所供, 按需所供是指用户需要多少热量, 系统就提供多少热量, 既不多供也不少供, 将系统的损耗降低到最少。用户的需求量是指在一定室外温度下, 为了达到室内设计温度, 需要提供的热量, 因此室内温度可以反应供热系统是否实现了按需所供, 然而全面、准确地测量所有建筑物的室内温度是不现实的, 所以只能通过与室内温度关联的其它参数作为控制目标。当热网在稳定状态下运行时, 热源的供热量等于散热设备的放热量, 同时也等于供暖用户的热负荷。散热设备采用散热器时可以得到的热平衡方程^[2]。

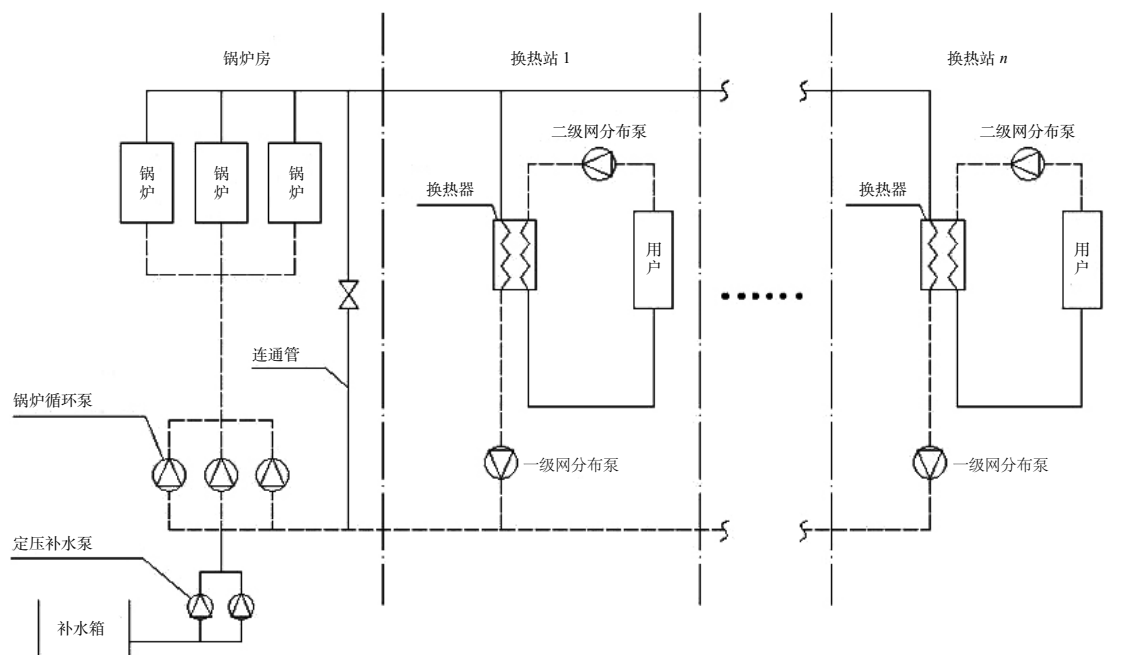


图 1 分布式变频集中供热系统原理图

$$KF = (t_{pj} - t_n) = qV(t_n - t_w) = Gc(t_g - t_h) \quad (1)$$

式中： K 为散热器的传热系数（ $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ）； F 散热器的传热面积（ m^2 ）； q 为建筑物的体积热指标（ $W/(m^3 \cdot ^\circ C)$ ）； V 为建筑物的体积（ m^3 ）； t_n 为室内温度（ $^\circ C$ ）； t_w 为室外温度（ $^\circ C$ ）； t_{pj} 为散热器内热媒平均温度（ $^\circ C$ ）； G 为供暖用户的循环水量（ kg/s ）； c 为热水的质量比热（ $4187J/(kg \cdot ^\circ C)$ ）； t_g 为二级网热水供水温度（ $^\circ C$ ）； t_h 为二级网热水回水温度（ $^\circ C$ ）。

散热器为自然对流放热，它的传热系数具有 $K=a(t_{pj}-t_n)^b$ 的形式。则公式（1）可以改写为：

$$aF(t_{pj}-t_n)^{1+b} = Gc(t_g-t_h) = qV(t_n-t_w) \quad (2)$$

对整个供暖系统而言，可近似的认为： $t_{pj}=(t_g+t_h)/2$ 。对于某个换热站而言，所供热区域建筑的 a 、 F 、 q 、 V 、 b 、 t_n 均为定值，可以建立在不同 t_w 下相应的 t_{pj} ，系统通过控制用户供回水平均温度，实现按需所供。

3 系统控制策略

3.1 一级网分布泵控制

根据二级网（用户侧）供回水平均温度控制一级网分布泵频率，使二级网供回水平均温度满足当前室外温度下用户的需热量要求。为了满足供热的稳定、安全运行，对每次供热量（流量）的调整幅度进行必要的限制，再辅以相应边界条件及报警设置确保系统安全运行。

3.2 二级网循环泵控制

该地区居民供热收费标准还是按照面积收费，这样就导致了居民对供热追求目标是“多多益善”，户内的调节阀总是保持在最大开度状态，供暖过程中，供暖用户和非供暖用户的数量已经基本确定。综合上述，可以得出末端用户的阻力特性系数不会发生太大变化，这样导致不能通过压差控制二级网循环泵^[3]，本系统采用温差控制二级网循环泵频率，通过优化温差，来控制二级网循环泵频率。在供热量一定的情况下，如果直接以二级网供回水温差控制二级网变频水泵，由于二级网回水温度存在很大的滞后性，加上因流量变化而引起的温差变化，必然导致供回水平均温度变化，而二级网供水平均温度变化又会引起一级网分布泵的变化，反之亦然，一级网分布泵的变化也会引起二级网循环泵的变化。一级网分布泵和二级网循环泵的耦合以及回水温度的大滞后，大大增加了控制的难度。根据公式2可知，当供回水温差为定值时，可以建立不同室外温度下相应的二级网循环水泵流量，根据循环水泵相似定

律^[3]，可以得到循环水泵的实际运行频率。通过此种控制方式可以控制二级网供回水温差在要求范围内，使二级网流量、频率在一定幅度范围内跟随一级网热量而变化，从而到达节能运行的目的。

3.2 热源侧控制

通过负荷预测模型，对当前以及未来一段时间的负荷进行预测，确定热源供热温度，保证热源最低供热温度且不超过最高供热温度。在最低供热温度下，当热负荷继续降低，热源回水温度升高到上限时，在保证热源最低供热温度的前提下，适当降低热源循环泵频率，使热源高效安全的运行；在最低供热温度并且热源循环泵运行频率已降低到最低时，如果热负荷增加，热源回水温度降低到下限，适当提高锅炉循环泵频率，并保证锅炉最低供热温度。

4 自动控制系统设计

自动控制系统架构如图2所示，从结构上划分主要包括：现场节能自动控制系统、通讯网络、远程集中控制管理中心三部分。

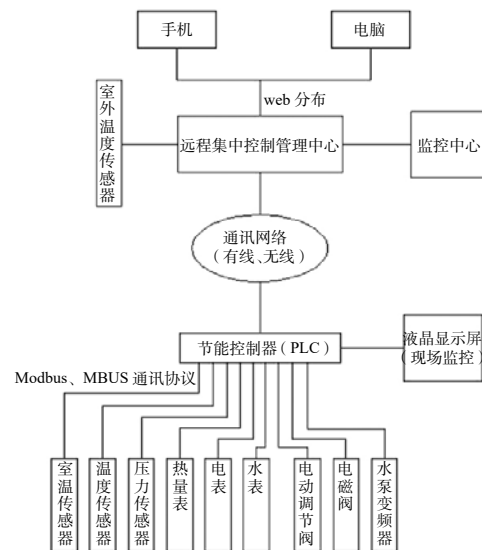


图2 自动控制系统框架

现场节能控制系统由节能控制器（PLC）、温度变送器、压力变送器、室温传感器、变频器、热量表、水表、电表等组成（见图3）。现场节能控制系统向下可以通过Modbus、MBUS有线通讯协议以及Zigbee无线通讯协议采集现场中温度变送器、压力变送器、水表、电表、热量表的数据；向上通过通信网络给远程集中控制管理中心上传数据。现场节能控制系统既可以现场控制水泵变频器、电动调节阀、电磁阀等设备，又可以接受远程集中控制管理中心命令来控制现场设备。

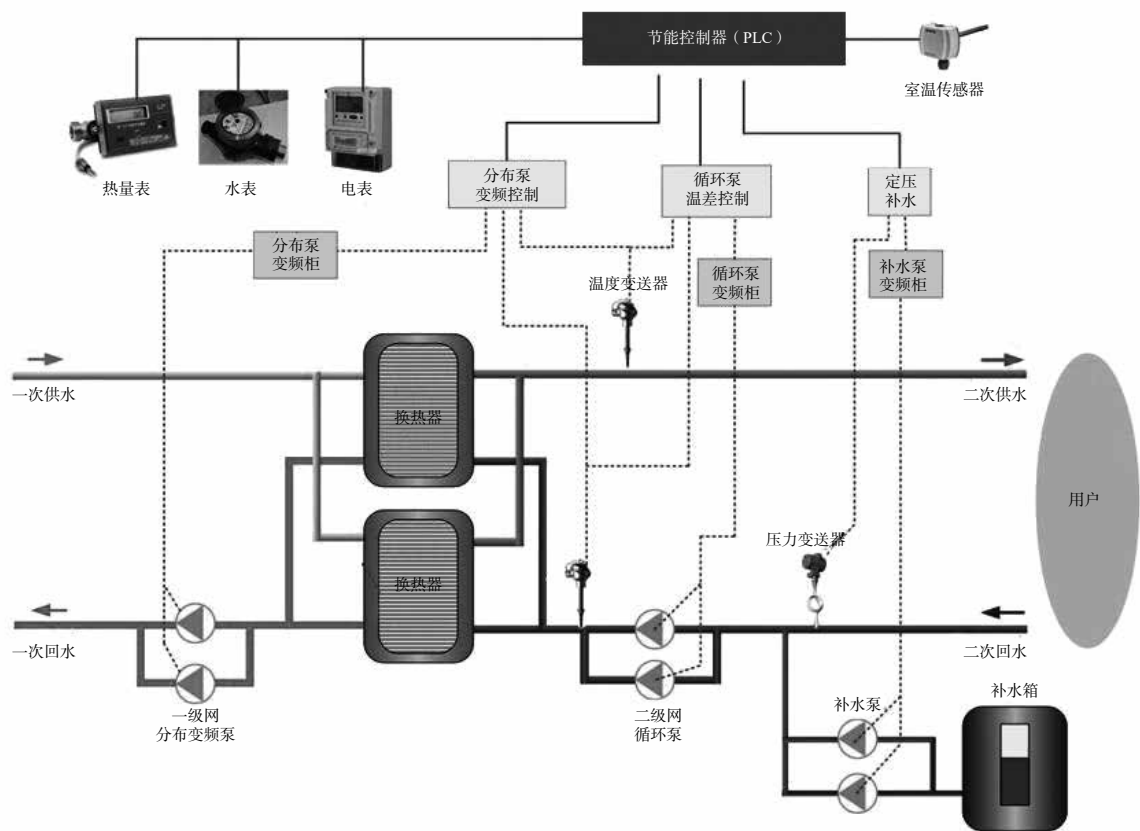


图3 现场节能控制系统原理图

远程集中控制管理中心将各个现场节能控制系统上传的数据进行监测和存储，如果有任何异常，将产生报警，并推送到供热系统操作员站，以便他们及时处理。远程集中控制管理中心通过对实时和历史数据的处理、挖掘，分析出各个换热站在不同室外温度下的供热特性，实时修正负荷预测模型，并根据室外温度，下发给各个换热站现场节能控制系统指令，实现各个换热站的按需所供。远程集中控制管理中心还具有能耗统计功能，对各个换热站、某段时间的分类分项能耗进行统计、分析、对比、打印等。

为了使供热系统的监控更加便捷，对自动控制系统进行 Web 发布，这样系统操作员可以用任何一台普通电脑或手机，通过互联网服务器，在普通浏览器中管理各能源站及热力站。

5 运行效果分析

投入自动控制系统后，某换热站 1 月份运行数据见表 1，二级网供回水平均温度、二级网供回水温差、室内温度与室外温度关系见图 4。

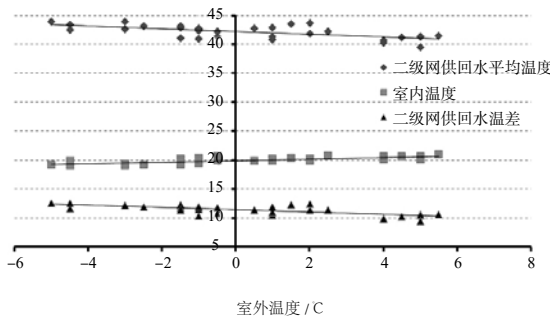


图4 二级网供回水平均温度、温差与室外温度关系

通过图 4 可以看出，加入自控系统后，系统运行非常稳定，二级网供回水温差维持在 10~12℃，室内温度维持在 20℃ 左右，满足了热用户舒适性和节能性要求。负荷预测模型很好的反映了室外温度与供回水平均温度的关系，实现了按需所供。

6 总结

分布式变频集中供热系统之所以能够降低管网输配能耗、减少管网的水力失调、提高水力稳定性，

表 1 某换热站 1 月份运行数据

日期	室外 温度 /°C	一级网供水 平均温度 /°C	一级网回水 平均温度 /°C	二级网供水 平均温度 /°C	二级网回水 平均温度 /°C	平均 供热量 /kW	室内 平均温度 /°C
1	5	88.99	42.51	46.64	36.03	2151.89	20.6
2	5	88.34	42.76	46.61	36.14	2113.85	20.4
3	5.5	83.81	43.98	46.76	36.15	2158.12	21
4	4.5	78.48	43.40	46.26	35.99	2019.36	20.6
5	4	81.81	42.26	45.70	35.67	1943.01	20.6
6	5	80.77	40.76	44.26	34.81	1840.75	20.1
7	4	82.49	39.43	45.19	35.32	1809.90	20.1
8	1	87.01	42.12	46.08	35.56	2089.04	20.1
9	-0.5	91.78	42.74	46.68	35.97	2130.79	20.1
10	-1	90.59	42.37	46.07	35.70	2095.21	19.8
11	1	93.15	42.97	46.80	35.77	2223.13	19.8
12	0.5	94.39	43.97	48.53	37.07	2264.17	19.8
13	-1	92.49	43.86	48.14	36.66	2246.59	19.6
14	-2.5	91.41	45.39	49.03	37.15	2350.23	19.2
15	-1.5	91.06	44.88	49.03	37.21	2345.24	19.2
16	-1	94.66	43.97	48.60	36.75	2331.12	19.4
17	2	93.39	42.90	47.60	36.18	2245.33	19.8
18	1	94.87	44.48	48.86	36.88	2381.93	20.2
19	-1	95.55	44.32	48.73	36.84	2366.88	19.8
20	-5	91.31	46.76	50.15	37.56	2469.17	19.2
21	-3	89.67	45.70	50.03	37.86	2510.84	19.1
22	-4.5	90.91	44.41	48.38	36.67	2448.10	19.1
23	-3	92.09	44.80	48.77	36.53	2435.89	19.3
24	-1.5	92.75	43.74	48.99	36.68	2450.20	19.6
25	2	94.02	44.82	49.91	37.53	2504.60	20.2
26	1.5	94.12	44.72	49.71	37.44	2452.09	20.4
27	-0.5	93.42	44.09	48.10	36.26	2373.97	20.6
28	2.5	93.73	43.81	47.93	36.47	2298.79	20.8
29	-1.5	92.58	41.57	46.69	35.33	2285.62	20.2
30	-4.5	94.09	45.87	49.73	37.14	2511.04	19.8
31	-1	94.27	44.74	48.61	36.70	2382.86	20.4

是因为分布式变频集中供热系统能够实现压力和流量的按需所供，解决了管网系统中资用压力与用户实际需求压力不匹配的问题，减少了调节阀门造成的管网能量损耗和因水力失调导致的热力失调。

分布式变频集中供热系统的按需所供，除了在系统工艺方面的设计要求外，最重要的是要有稳定可靠的自动控制。自动控制系统以按需所供为目的，最大化的减少系统能量损耗，在系统的节能、提高能源效率方面有着非常重要的作用

自动控制系统通过远程集中控制管理中心，实现对全部能源站、换热站的远程监控，全网平衡控制，

无人值守控制及能耗统计等功能。实现从能源数据采集——过程监控——能耗分析——能耗管理等全过程的自动化、高效化、科学化管理，提升了整体能源管理水平。

参考文献

- [1] 孙海霞, 李德英. 分布式变频调节系统的工程应用 [J]. 供热制冷, 2012,(10):68-70.
- [2] 贺平, 孙刚, 王飞, 等. 供热工程 (第四版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [3] 蔡增基, 龙天渝. 流体力学泵与风机 (第 5 版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.

分布式循环水泵系统节能研究

曾德军, 刘学来, 李永安

(山东建筑大学热能工程学院, 山东 济南 250101)

[摘要] 给出分布式供热系统单热源枝状各阶段系统功率的计算公式, 并总结给出分布式相对于传统系统的节能率计算公式。结合实际工程案例, 分析讨论计算不同热用户负荷分布情况, 不同管段平均经济比摩阻对一级泵匹配方案的影响, 对于分布式循环水泵供热系统, 负荷集中区域与零压差点位置一致时, 该区域一级泵功率增长幅度较大, 降低管段经济比摩阻可以起到提高系统稳定性和节能性的效果, 但影响效果不佳。

[关键词] 循环水泵; 零压差点; 负荷分布; 比摩阻; 节能率

0 引言

传统供热系统与分布式供热系统的循环水泵作用具有明显的不同, 循环水泵设置在热源或供热首站内, 传统供热系统是以满足最不利用户的零用压头来确定循环水泵的扬程, 导致近端用户资用压头大于其设计值, 不得不通过加阀门来消耗掉其多余的部分压头, 从而造成能源浪费。研究表明, 传统供热系统中由于阀门节流造成的能耗费用约占整个系统运行费用的 30%, 甚至更高^[1]。而在分布式供热系统中, 其在热源位置设置只用来克服热源内部阻力的热源循环泵。在用户处设置克服热力站以及热力站之前阻力的分布式循环泵, 以减少循环水泵压力。在现有文献研究表明: 影响系统的稳定性和节能性的共同影响因素主要为零压差点和泵的选取, 而干管、支管平均经济比摩阻的大小会影响零压差点的位置和循环水泵的选型, 进而对系统的节能性和稳定性产生影响, 所以本文针对以上的关系结合实际工程案例进行探讨。

1 分布式循环水泵系统物理模型

分布式循环水泵供热系统在热源处设置热源泵, 用来承担热源内部阻力, 经过换热站在系统官网上设置一级循环水泵, 如果有二级循环泵系统, 则在各热力站设置二级循环泵, 提供该热力站流量及克服一级官网和热力站内的阻力。^[2] 通过确定干管、支管平均比摩阻确定管段压力损失, 结合考虑各用户泵, 换热站等水头损失确定出系统零压差点位置, 计算出循环水泵的设计扬程和设计流量, 确定出合适的循环水泵配置。一般情况下, 换热站内的一级网变频循环泵设置在回水管上, 这样可以不需要采用高温水泵, 减少初投资^[3]。为了方便讨论计算系统的节能性, 本文只考虑单热源枝状分布式供热系统 (如图 1 所示)。

2 比摩阻、零压差点与一级泵配型的关系

供回水压力相等, 压差为零的点为零压差点, 是分布式水泵供热系统水力工况的一个标志。影响

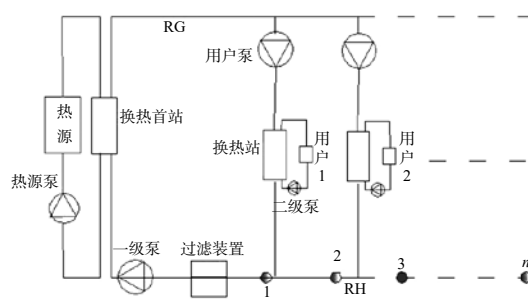


图 1 分布式水泵供热系统示意图

供回水压力的影响参数主要有管网比摩阻, 用户热负荷, 各水泵各阀门等部件等影响因子, 一般情况下分布式供热系统存在零压差点, 仅当系统最不利用户存在资用压头而小于其需用压头时无零压差点, 此种情况下类似于传统供热系统。往往将其供回水压线的延长交点称为虚零压差点。^[4] 在枝状管网中, 可以利用热源出口到零压差点管段的长度简单度量零压差点的位置, 也即各零压差点到热源出口的供回水管段的总阻力损失相等。由于各管网情况 (热网本身结构或用户负荷等) 不同, 零压差点并不是唯一的, 即从热源到每一个热用户的通路上都可能出现零压差点。虽然零压差点不唯一, 但是仍然可以根据零压差点至热源出口的管段阻力损失唯一度量, 进而可以唯一确定出循环水泵的选型。

3 分布式供热系统功率

传统供热系统热网的实际消耗功率为各循环水泵的功率之和, 而分布式水泵系统存在最小能耗功率。即用户泵完全匹配用户所需用功率。根据零压差点的分布情况, 分布式系统的功率主要分为 2 个阶段——零压差点之前阶段系统功率和零压差点之后阶段系统功率。又由于零压差点的位置会对分布式供热系统产生不同的影响。无论系统形式如何, 分布式供热系统效率主要为热源功率, 水泵功率, 热用户消耗功率以及供回水管网的功率。在定压差点的分布式水泵供热系统中, 零压差点的位置由热

源循环泵来决定,此时零压差点的位置可以位于热源部分,也可位于管网中的某一点。当零压差点位于热源处,此时热源泵提供的扬程只用于克服热源内部损失。以图1系统为例,该分布式系统内热媒输送功率包括热源到换热首站内输送功率,零压差点到换热首站功率和零压差点之后管网系统功率。下面本文进行分段讨论总结每段系统功率计算公式。

3.1 热源到换热首站功率

此段系统为换热首站前面的管网部分,此段系统运行压头主要由热源泵承担,选择抽效率主要考虑热源,供回水管段压头损失及换热首站所消耗的阻力损失,此段系统压力由热源泵承担。作者总结出该段热源泵的轴功率的计算公式为:

$$P_{m1} = \frac{2.78}{1000\eta} q(\Delta h_s + \Delta h_u + \Delta h_w) \quad (1)$$

式中: P_{m1} 为热源泵的抽功率(kW); q 为热源循环泵的流量(t/h); Δh_s 为换热热源内的压力损失,取15m; Δh_u 为换热首站内的压力损失,取10m; Δh_w 为网络主干线供回水管路的压力损失(m); η 为循环水泵效率,%)。

3.2 零压差点到换热首站功率

3.2.1 零压差点在换热首站处

以往学者研究表明,在分布式水泵供热系统,若使该管段管网运行能耗最低,则需要系统中热用户剩余压头均为零(资用压头等于需用压头)的水泵配置形式时热媒的输送功率恰好等于系统所需要功率。对于单热源供热系统,如果零压差点在换热站位置时,此段管网无功率产生,因此不考虑。

3.2.2 零压差点在干管的任意位置

当零压差点在第一个热用户后时,则定零压差点前的用户不需要设置分布式循环水泵,也即该段管网压力由一级泵承担,零压差点后每个支管管网压力均设置分布式循环水泵来承担,据此建立的简化系统模型与零压差点在1处类似,不同之处在于系统中循环水泵的数量以及相关参数。由此,作者总结得到零压差点在干管任意位置的循环水泵抽功率(换热首站到零压差点位置)的计算公式为:

$$P_{m2} = \frac{2.78}{1000\eta} G(H_b + h_{h1} + h_g) + \sum_{i=1}^n G_i(H_{id} + h_{hi}) \quad (2)$$

式中: P_{m2} 为循环水泵的抽功率(kW); G_i 为第 i 个热用户流体流量(t/h); H_{id} 为第 i 个热用户的设计压头(m); h_{hi} 为各热用户前换热站压头损失(m)。

3.3 零压差点之后管网系统功率

该段管网为零压差点之后的管网系统管段,主要包含热用户设计压头,循环水泵压头损失,管网

供回水压头损失以及换热站压头损失,作者总结得到该段计算公式如下:

$$P_{m3} = \frac{2.78}{1000\eta} + \sum_{i=1}^n G_i(H_{id} + \Delta h_{ij} + h_{ix} + h_{hi}) \quad (3)$$

式中: Δh_{ij} 为第 i 个热用户的供回水管网压头损失(m); h_{ix} 为第 i 个热用户循环水泵扬程(m)。

3.4 水泵的功率

水泵的功率通常指的都是电动机的输入功率,即水泵电动机的实际耗电功率,在对水泵进行选型匹配时,主要考虑水泵所提供的扬程和水泵输送液体的流量,水泵功率一般用 W 表示,其计算公式如下:

$$W = \frac{\rho g H G}{3600\eta} \quad (4)$$

式中: W 为水泵的功率(W); ρ 为水泵输送液体的密度(kg/m³); G 为水泵的流量(m³/h); H 为水泵的扬程(mH₂O); η 为水泵的总效率(%)。

4 节能率

能源是经济社会发展的基础,同时也是影响经济社会发展的主要因素。近年来,我国的能源生产总量与能源消费总量呈现快速增长的趋势,但是能源生产一直小于能源消耗,使我国的能源结构面临严峻挑战。而采暖能耗又在建筑能耗中占有很大的比例。^[5] 所以,我们有必要用节能率作为评定系统的一个重要指标。前人已经总结得到分布式供热系统比传统供热系统节能,但在循环水泵选型对分布式供热系统节能性上研究较少。系统节能率为分布式水泵系统热媒输送功率与同等工况下传统供热系统输送功率的比值。我们在任何工程中主要通过检验系统的节能性来判断其可行性。因此,作者用过上文对零压差位置对系统一级泵选型匹配的基础上,进一步计算每个零压差点位置分布式供热系统功率相对于传统式供热系统的节能性进行研究。对于传统供热系统影响系统循环泵功率的主要影响因素为循环泵流量,循环泵效率与传统循环泵扬程,由以往经验总结得知传统供热系统的循环泵功率的计算式:

$$P_c = \frac{2.72qH}{\eta} = \frac{2.78q}{\eta} (\Delta h_s + 2\sum_{i=1}^n \Delta h_i + 2\Delta h_{um} + \Delta h_u) \quad (5)$$

式中: P 为传统供热系统循环泵功率(W); q 为传统供热系统循环泵流量(m³/h); H 为传统供热系统循环泵扬程(m); η 为传统供热系统循环泵效率(%) ; Δh_u 为各用户资用水头(m)。

传统集中供热中水泵的选择是根据最不利水路的压头需求进行选择的,在设计中只考虑了最不利环路的扬程,其他支路中采用阀门来消耗支路富裕

压头,为了体现分布式供热系统的节能性,前人总结得知:分布式的利用效率与零压差点的位置有关。理论上,零压差点越接近热源,越有利于节能。作者通过讨论分布式供热系统零压差点在换热站处以及在用户后干管位置分别得到相应的系统节能率计算公式。

零压差在换热首站位置处的分布式系统循环泵总功率 p 的计算公式如下:

$$P_{f1} = P_{m1} + P_{m3} \quad (6)$$

零压差在热源处的分布式系统循环泵总功率 p 的计算公式如下:

$$P_{f2} = P_{m1} + P_{m2} + P_{m3} \quad (7)$$

通过分析比较分布式供热与传统供热方式的比较,得出分布式供热系统相对于传统供热系统节能率 β 的计算式为:

$$\beta = \frac{P_c - P_{f1}}{P_c} = 1 - \frac{P_{f1}}{P_c} \text{ 或 } \beta = \frac{P_c - P_{f2}}{P_c} = 1 - \frac{P_{f2}}{P_c} \quad (8)$$

5 工程应用实例

工程概况:

某地以热电厂作为热源进行几种供暖,现改造为分布式供热系统供热。综合当地气象条件,设计规划等因素计算得到综合热指标为 $50\text{W}/\text{m}^2$ 。据统计该地共 200 个热用户,供热面积为 2 万平方米。用户与管网都会安装水水换热站,忽略热源与热力站之间的位置高度差,一级管网设计供、回水温度为 110 、 70°C ,二级管网设计供、回水温度为 85 、 60°C ,该地供暖室外计算温度为 -7°C ,室内计算温度为 18°C ,采暖期总采暖小时数为 2544h ,现对其将原来的传统供热系统转变为分布式水泵供热系统。简化为图 1 的系统图,假设该系统供、回水管线完全对称,设该系统共有 n 个用户,最远端用户为第 n 用户,各用户所需的资用压头相等。

该区域选用传统供热方式时,当取模型前 20 个用户时,经计算可知 $q=400\text{t/h}$, $h=397\text{m}$, $P=635.43\text{kW}$ 。

为更好的比较分布式供热系统零压差点对系统内水泵选型,系统效率,节能率的影响,作者进行采取不同的零压差点位置,选择了 4 种方案进行数据计算比较

第一种方案:零压差点选择在换热首站处,此种情况下需要设置较多的循环水泵或加压泵。

第二种方案:零压差点位置选取在在第 6 个换热站后。

第三种方案:零压差点位置选取在在第 12 个换

热站后。

第四种方案:零压差点选取在最不利用户,此时需要更多的调节阀进行适当调节。

为方便计算,只采取前 20 个用户进行计算分析,设每个用户的流量相等且等距离分布,供回水管线共长 16 千米,比摩阻为 $50\text{Pa}/\text{m}$,每个用户的流量为 20t/h 。假设用户资用压头为 100KPa 。循环泵的效率为 70% 。换热首站 15m ,过滤装置为 2m 。

第一种方案:循环泵共使用 21 个,一级泵扬程为 24m 。一级泵功率为 36.54kW 。系统总功率为 370.14kW 。较传统式供热系统节能 265.29kW ,节能率为 41.75% 。

第二种方案:循环泵共使用 15 个,一级泵扬程 137m 。一级泵功率为 217.65kW 。系统总功率为 384.45kW 。较传统式供热系统节能 25.98kW ,节能率为 39.50% 。

第三种方案:循环泵共使用 9 个,一级泵扬程 251m 。一级泵功率为 398.76kW 。系统总功率为 455.95kW 。较传统式供热系统节能 179.48kW ,节能率为 28.25% 。

第四种方案:循环泵共使用 3 个,一级泵扬程 365m 。一级泵功率为 579.873kW 。系统总功率为 584.64kW 。较传统式供热系统节能 50.79kW ,节能率为 8.00% 。

由以上四种方案,我们可以进行数据分析得到以下结论:

(1) 当零压差点越靠近热源位置,所需要的循环水泵越多,增加了泵的初投资,但相对于传统供热系统的节能率最大,越远离热源位置节能率下降的越快,从长期运营考虑,适合调节管网损失将零压差点位置靠近热源。

(2) 从上述计算来看,当零压差点越靠近热源,一级泵的扬程下降幅度明显,这有助于提高系统的稳定性和安全性。

在实际工程中,我们不能盲目通过调节系统来使零压差点靠近于热源,应该综合考虑实际工程具体的投资成本和运营成本找出我们所需要的最佳零压差点,进而能够对一级泵进行正确配置选型。

前面研究的都是在各用户恒定的情况下进行的,在实际生活中各用户热负荷是不同的,为了研究负荷分布对一级泵选型影响,为方便计算,当负荷集中于近端时,假设前 6 个热用户占总负荷的 $1/2$, 6 到 12 个热用户占 $1/3$ 。当负荷集中于中部时,假设前 6 个热用户占总负荷的 $1/3$, 6 到 12 个热用户占 $1/2$ 。因此,下面按以上计算方式对负荷集中于近端、中部和远端进行计算并统计画图得以下。

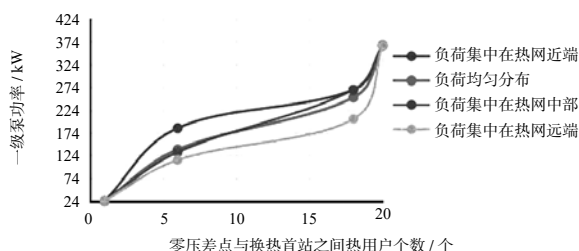


图2 一级泵功率随零压差点的关系

由上图我们可以看出, 负荷分布不会改变方案一和四的一级泵功率, 负荷集中区域, 一级泵功率消耗幅度越大, 当负荷集中热网远端时, 零压差点越靠近热源, 一级泵承担压力相对于其他负荷分布越明显, 但以往文献已经得出负荷集中区越靠近热源, 分布式循环泵供热系统的经济性越好^[6]。因此, 在综合考虑系统稳定性和节能性上, 应根据负荷分布情况确定零压差点位置, 进而唯一确定出各负荷分布情况下的一级泵选型配置。

减小比摩阻能够解决管道的运营成本, 但以往文献比摩阻对一级泵配型和系统节能率的研究较少。本文通过改变比摩阻的大小, 研究其对系统一级泵与节能率的影响。具体计算数据见下表1。

表1 不同比摩阻下系统节能率

比摩阻 (Pa/m)	一级泵 扬程/kW	一级泵 功率/kW	传统系统 功率/kW	分布式系 统功率/kW	节能率/%
30	21.4	33.02	584.59	323.25	44.70
35	21.8	34.63	597.30	331.53	44.50
40	22.2	35.27	610.01	338.85	44.45
45	22.6	35.90	622.72	346.15	44.41
50	23	36.54	635.43	353.46	44.37
55	23.4	37.17	648.14	360.76	44.34
60	23.8	37.81	660.85	368.07	44.30
65	24.2	38.44	673.55	375.38	44.27
70	24.6	39.08	686.26	382.69	44.24

由上表数据分析可以得到以下结论:

一级泵的扬程与功率与比摩阻的变化是一致的, 系统节能率与比摩阻成反比例关系, 比摩阻越小,

一级泵扬程, 功率系统总能耗都越小, 节能效果越好。但比摩阻对系统影响并不大, 不建议增大投资通过改变比摩阻的方式来改变系统的节能率。

6 结论

由以上综述分析可知, 影响一级泵选型因素很多。但主要因素为零压差点位置和负荷分布情况。应该根据实际工程情况兼顾系统稳定性和节能性要求, 选取最佳零压差点, 进而合理选择一级泵配型。本文章从比摩阻、零压差点位置和负荷分布对系统节能率和一级泵选型配置的影响进行研究得出以下结论:

(1) 比摩阻和负荷分布都会影响零压差点的位置, 进而唯一决定各情况下一级泵选型, 同时对系统的稳定性和节能性产生影响。

(2) 比摩阻越低, 一级泵功率和系统总能耗都有所降低, 也有助于提高系统的节能效果。但比摩阻对系统影响并不大, 不建议增大投资通过改变比摩阻的方式来改变系统的节能率。

(3) 系统负荷分布不同, 零压差点位置不同, 应兼顾系统整体成本与安全得出相应的一级泵配置方案。

从以上结论我们可以得知掌握好零压差点位置, 负荷分布, 管段比摩阻, 一级泵的选型配置与系统的节能率之间的关系, 是系统设计水力工况必然考虑的因素。

参考文献

- [1] 江亿. 用变速泵和变速风机代替调节用风阀水阀[J]. 暖通空调, 1997(2):66-71.
- [2] 谷晓波, 韩风龙, 王建龙. 在供热锅炉房中二级循环泵的应用[J]. 区域供热, 2017(3):37-39.
- [3] 贺平, 孙刚. 供热工程[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [4] 王芃. 分布式水泵供热系统零压差点与输送功率的关系[J]. 暖通空调, 2011(10).
- [5] 纪博渊, 吴志湘, 吕砚昭. 动力分布式系统的稳定性和节能性[J]. 绿色科技, 2015.
- [6] 李鹏, 方修睦, 高立新等. 分布式循环泵供热系统最佳零压差点位置确定[J]. 煤气与热力, 2015.

水泵装置的效率分析及试验研究

刘 波¹, 霍 亭¹, 方修睦², 王 磊³

(1. 山东省建筑设计研究院, 山东 250001; 2. 哈尔滨工业大学, 黑龙江 150001; 3. 中国市政工程中南设计研究总院有限公司, 湖北 430010)

[摘 要] 从理论上以及参考相关文献介绍分析了水泵装置中变频器、电机以及水泵的效率随负载和频率的变化规律。并且通过试验验证了变频器效率及变频水泵装置效率随流量和频率的变化规律。为设计师与工程师评估水泵装置总能耗, 寻找节能途径提供了信息。

[关键词] 变频器; 电机; 水泵效率

0 引言

据统计测算, 2011 年, 我国电机保有量约 17 万亿 kW, 总耗电量约 3 万亿 kW·h, 占全社会总用电量的 64%, 其中工业领域电机总用电量为 2.6 万亿 kW·h, 约占工业用电的 75%。在大型公共建筑供暖空调电力消耗中, 60%~70% 由输送和分配冷量热量的风机、水泵所消耗, 目前在建筑系统中风机、水泵的电力消耗 (包括集中供热系统水泵电耗) 占我国城镇建筑运行电耗的 10% 以上^[1-3], 由此可见, 电动机、水泵、风机的节能具有十分重要的国家能源战略意义和现实的经济社会效益。随着变频器的广泛应用与节能的需求, 将变频器与风机水泵结合的变频调速装置正日益受到关注。

国内众多学者对水泵及电机进行了大量深入的研究, 但对变频水泵中变频器及其水泵系统的效率研究不多, 且易忽视变频器在实际运行时效率的问题。本文就上述问题进行了介绍分析, 以期引起对变频器在空调系统和热网中效率的关注和讨论, 同时也为评估空调和热网能耗、寻找节能途径提供信息。

1 水泵装置效率

常规的水泵装置由电机和水泵两部分组成, 目前所用的变频水泵, 是由水泵、电机及变频器三部分组成的, 在文献 [4] 中将前者称为定速水泵装置, 后者称为变频水泵装置。要分析水泵装置的效率, 除了要分析装置整体的效率外, 不可避免地还要研究水泵、电机、变频器各部分效率与损耗, 只有这样, 才能对变频水泵装置有一个清晰的认识和正确的判断。定速水泵装置的能量损耗由电机损耗和水泵损耗两部分构成, 其效率可以表示为公式 (1); 变频水泵装置损耗由变频器损耗、电机损耗、水泵损耗三部分构成, 其效率可以表示为公式 (2)。

$$\eta_1 = \eta_b \cdot \eta_m = \frac{\rho g G H}{N} \quad (1)$$

$$\eta_2 = \eta_b \cdot \eta_m \cdot \eta_{VFD} = \frac{\rho g G H}{N} \quad (2)$$

式中: N 为电源提供给变频水泵装置的电量 (W); η_1 、 η_2 、 η_b 、 η_m 、 η_{VFD} 分别为定速泵装置效率、变频水泵装置效率、水泵效率、电机效率、变频器效率; H 为水泵的扬程 (mH₂O); G 为水泵流量 (m³/s); ρ 为水的密度 (kg/m³); g 为重力加速度 (m/s²)。

2 变频器原理、损耗及效率分析

2.1 变频器原理

变频器是把交流工频电源 (50Hz 或 60Hz) 转换成电压、频率均可变的适合交流电机调速的电力电子交换装置。变频器通过改变电动机电源频率 f , 进而改变旋转磁场的转速 (同步转速) 与电动机输出轴的转速, 从而改变与电机相连水泵的转速, 这就是水泵调速的原理。异步电动机转速表达式为:

$$n_M = n_0(1-s) = \frac{60f}{p}(1-s) \quad (3)$$

$$S = \frac{n_0 - n}{n_0} \quad (4)$$

式中: n_M 、 n_0 分别为异步电动机的转速、电动机同步转速 (r/min); f 为异步电动机电源的频率 (Hz); s 为电动机转差率 (%); p 为电动机磁极对数。

从上式可以看出, 通过改变极对数、转差率和频率都可以对异步电机调速。前两种方法转差损耗大, 效率低, 只能有级调速; 而改变频率便可做到对电机的无极调速, 当频率 f 在 0~50Hz 的范围内变化时, 电动机转速调节范围非常宽。

变频器按结构分为交—交变频器和交—直—交变频器, 交—交变频器多用于低速大功率系统中, 交—直—交变频器多用于高速小容量电机; 按直流电源分为电流型和电压型, 电流型用于频繁调速、负载电流变化较大的场合, 电压型多应用于风机、

水泵等；按开关方式分为脉冲幅值调节（PAM）型、脉宽调制方式（PWM）型、高载频 PWM 型，我们通常使用的通用型变频器为交—直—交 PWM 电压型变频器。

交—直—交型变频器由整流电路、逆变电路和中间直流电路三部分组成，基本框图如图 1 所示。

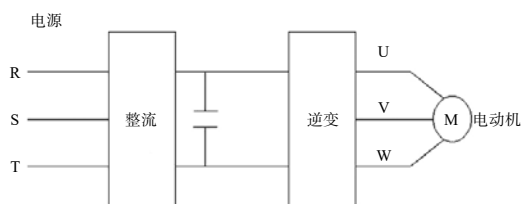


图 1 交—直—交变频器电路的基本框图

2.2 变频器的损耗

变频器运行过程也是其内部能量转换的过程，而能量转换一般会伴随着损耗。变频器的损耗由整流损耗、逆变损耗与控制回路损耗三部分组成。其中整流损耗和逆变损耗取决于电力半导体器件的通态损耗和开关损耗，约占总损耗的 90%，控制回路损耗约占 10%^[5]，控制回路的损耗不随变频器容量和负载的变化而变化。

对于小功率的变频器，变频器的损耗占总损耗的比例很小，可以不考虑这一部分损耗；但对于中等及中等以上的变频器，变频器的损耗占总损耗的比例变大，不能予以忽略^[6]。文献 [7] 介绍了变频器供电 100kW 的异步电动机，在额定负载下变频器的损耗与电机的损耗几乎各占一半。Kim 等^[8]研究了考虑变频器的损耗对异步电动机效率优化的影响，研究表明，考虑变频器、电机损耗与仅考虑电机损耗相比对效率优化控制结果影响并不明显，但考虑变频器损耗对负载扰动具有更好的鲁棒性，山

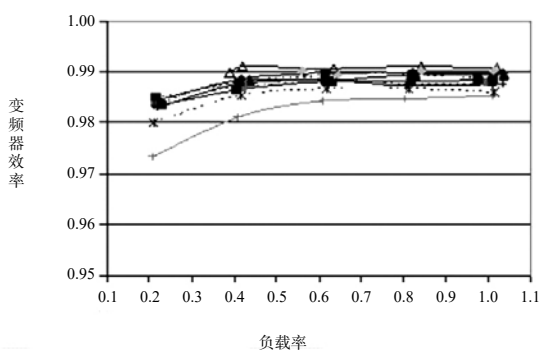


图 2 额定频率下不同电机的不同负载时变频器效率曲线

东大学的张承慧^[9]等人也从理论分析和实验研究了考虑变频器损耗与电机损耗对异步电动机效率优化的影响，实验和理论分析表明：变频器损耗和电机损耗不影响全变速泵站效率优化的控制决策，但在计算和评估全变速泵站的节能效果时，必须考虑变频器损耗和电机损耗。

2.3 变频器效率

为了研究变频器的效率特性，美国加利福尼亚理工大学的查尔斯教授及其团队对变频器和电动机进行了试验研究。当变频器输出频率为额定频率的 100% 时，即变频器输出频率为额定频率时，在带动不同负载的电机时，不同的负载情况下，变频器的效率如图 2 所示。由图 2 可以看出，当变频器输出频率为额定频率时，随着负载率上升，其效率逐渐增加；当负载率为 60% 时，效率增加速度缓慢；负载率为 60%~105% 时，效率基本为最大值；当负载率在 20%~105% 之间时，变频器效率在 0.972~0.992 范围内，效率波动不大^[10]。

Wallbom-Carlson 列出了电机在不同转速下，变频器的效率值^[11]，如表 1 所示。

表 1 不同输出频率下变频器效率

相对转速 / %	100	90	80	70	60	50	40
变频器效率	0.97	0.945	0.92	0.90	0.875	0.85	0.825

文献^[12]列出了变频器效率与转速的曲线图，如图 3 所示。变频器效率与相对转速的关系大致可以拟合成公式（5）形式：

$$\eta_{VFD} = 50.87 + 1.283x - 0.0142x^2 + 5.834 \times 10^{-5}x^3 \quad (5)$$

式中： x 为电机实际转速（实际频率）与额定转速（额定频率）的百分比（%）。

按照公式（5）计算出的效率与表 1 中所列数据大致相等。按此规律，变频器的效率随着电机频率（转速）降低而降低。当输出频率为额定频率时，变频

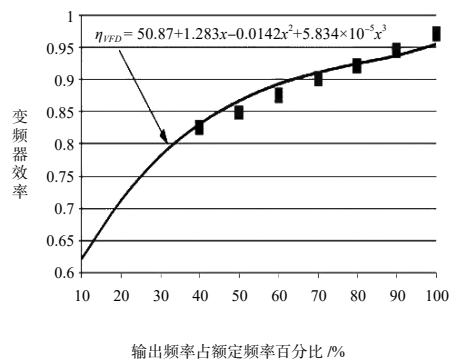


图 3 不同转速下，变频器的效率曲线

器效率为 97%；当输出频率为额定频率 70% 时，效率为 90% 左右；当输出频率为额定频率 40% 时，效率下降到 80% 左右。

文献 [13] 列出了不同频率下，不同转矩时的变频器的效率曲线。

从图 4 同样可以看出，变频器的效率受负载率和输出频率的影响，其大致规律为：负载率降低或输出频率降低，变频器的效率随之降低；负载率降低或输出频率升高，变频器的效率随之升高。

3 电动机效率

电动机的损耗主要由三部分组成：机械损耗、铜损耗以及铁损耗。其中机械损耗包括摩擦损耗、空气阻力和噪音损耗，但一般情况下，机械损耗占电动机损耗比例很小。铜损一般指的是线圈上将电能转换为热量的能耗。由磁滞和涡流所产生的损耗为铁损。当负载高时，铜损占主导地位；负载低时，铁损占主导地位；当铜损与铁损大小相同时，电动机效率最高^[14]。

电动机的效率也同时受负载和频率影响，文献 [15] 列出了电机效率与负载率的关系曲线，如图 5 所示。观察图 5 可知，当负载率大于 40% 时，电机效率在 90% 以上；当负载率小于 40% 时，电机效率骤减。

为了研究电动机在不同频率下的效率特性，贵州大学针对此问题做了不同频率下的负载实验，实

验平台如图 6 所示，笔者对其数据进行了整理，做出了不同频率、不同负载率下的效率曲线以飨读者，如图 7 所示^[16]。由图 7 可以看出：（1）在电机频率为 50Hz 时，负载率大约在 70%~90% 时电机效率达到最高；负载率小于 40% 时，随着负载率降低，电机效率骤减；负载率大于 100% 时，随着负载率增加，电机效率逐渐降低。（2）将不同频率下的电机效率对比可以看出，同一个负载下，频率降低，电机效率同时降低。

4 水泵效率

水泵的效率由三部分相乘得来，即：

$$\eta_b = \eta_j \cdot \eta_r \cdot \eta_s \quad (6)$$

式中： η_j 为机械效率（无量纲）； η_r 为容积效率（无量纲）； η_s 为水力效率（无量纲）。

水泵的额定流量一般定义为水泵工频时效率最高点对应的流量，即为额定流量。水泵的效率随流量变化一般呈如下规律：实际流量小于额定流量时，随着实际流量增加，效率逐渐增大；实际流量等于额定流量时，效率达到最大值；实际流量大于额定流量时，随着实际流量增加，效率逐渐降低^[17]。

当管网特性曲线为狭义管网特性曲线时，管网不变，水泵变频调节时，变频水泵满足相似率关系，效率相等。不同频率下，变频水泵的效率曲线示意图 8 所示^[18]。

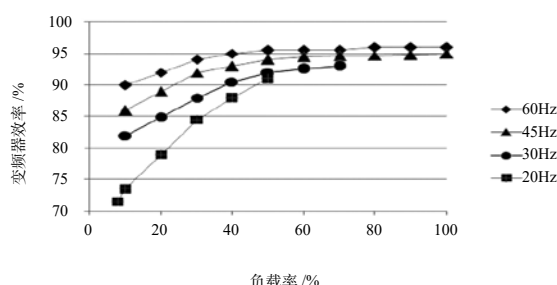


图 4 不同频率不同负载率时变频器效率

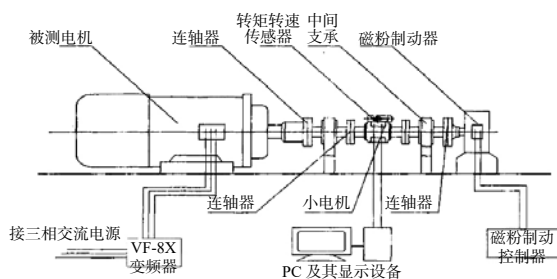


图 6 电动机测试实验平台

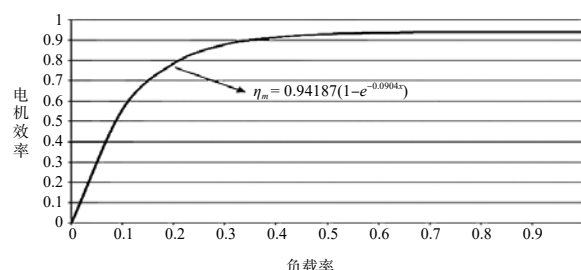


图 5 电机效率与负载率关系曲线

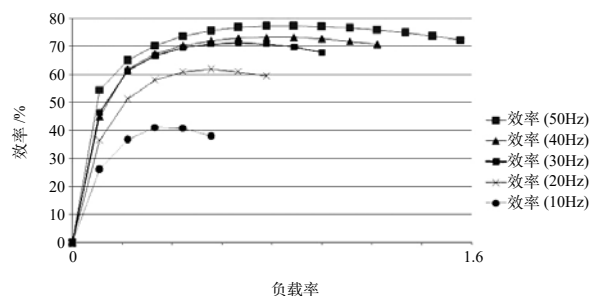


图 7 不同频率不同负载率时电机效率曲线

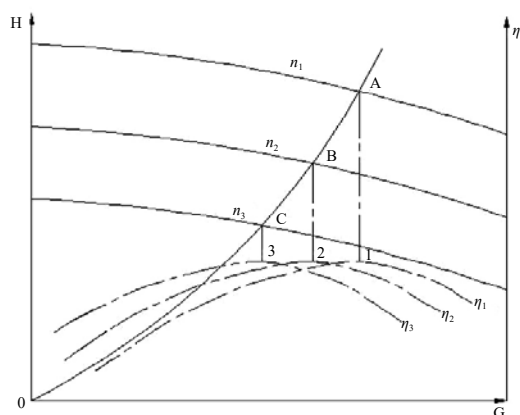


图8 不同频率下水泵效率曲线

因此,水泵本体效率规律可以总结如下:(1)水泵工频时,水泵在额定流量时,效率最高;低于或者高于额定流量,水泵效率都会降低。(2)在满足相似率的情况下,不同频率下,水泵效率相同。

5 试验研究

为了分析及验证变频器及变频水泵装置随负载和频率的变化规律,笔者进行了相关试验。

5.1 试验条件及数据处理方法

试验水泵型号为:TP65-190/2 A-F-A-BAQE,额定流量为 $33.3\text{m}^3/\text{h}$,额定扬程为 $14.9\text{mH}_2\text{O}$,额定功率为 2.2kW 。变频器型号为 EV1000-4T0022G。变频水泵装置节能测试系统见图9,管网为闭式管网。测试所用的仪表的技术参数见表2。

表2 试验仪表技术参数

项目	仪表	型号	量程	精度
流量	电磁流量计	SY-MAG50K	$0\sim 40\text{m}^3/\text{h}$	0.5级
扬程	差压变送器	UT51X	$0\sim 200\text{kPa}$	0.5级
电量	电能表	PD1688E-2S4	3000W	0.5级

水泵实验工况分为变频水泵工况和定速泵工况。变频水泵工况实验示意图如图9所示,定速泵工况时,将电源直接接到图中9所代表的功率表上,从功率表出来接入电机。

5.2 试验结果

调节管网阻力,分别进行定速泵装置试验和变频水泵装置频率等于 50Hz 和 40Hz 的试验,测量不同管网阻力条件下电源输入功率、频率、水泵扬程及流量,可以得到图11所示的不同负载下水泵装置的特性曲线。

由图10可以看出(1)定速泵装置效率比 50Hz 时变频水泵装置效率稍微高一点。如,水泵装置流量为额定流量时,定速泵装置效率为 50.44% , 50Hz 时变频水泵装置效率为 49.48% ,有微小的差距。原因在于变频器消耗了一部分能量。(2)流量变化(对应负载变化)对变频器效率影响非常微小。 50Hz 时,变频器效率在 $97.8\%\sim 98.3\%$ 之间波动; 40Hz 时,变频器效率在 $96.6\%\sim 97.1\%$ 之间波动。与2.3中查尔斯教授分析基本一致。(3)定速泵装置效率、 50Hz 时水泵+电机效率以及 40Hz 时水泵+电机效率随流量变化趋势基本一致,水泵装置流量为额定流量

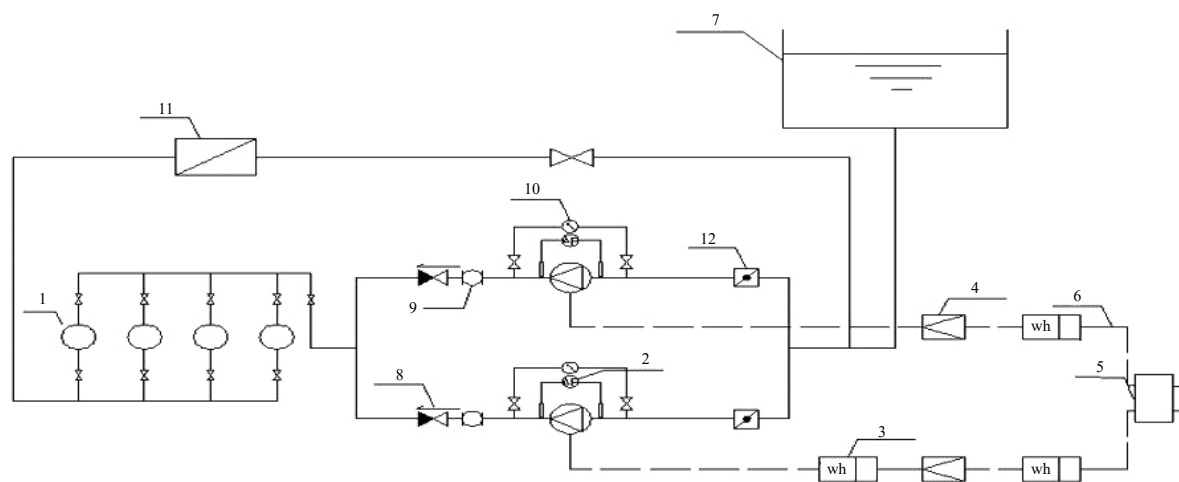


图9 变频水泵装置节能测试系统图

1—用户系统;2—差压变送器;3—功率表;4—变频器;5—电源;6—电源线;7—水箱;
8—止回阀;9—软接头;10—压力表;11—电磁流量计;12—蝶阀

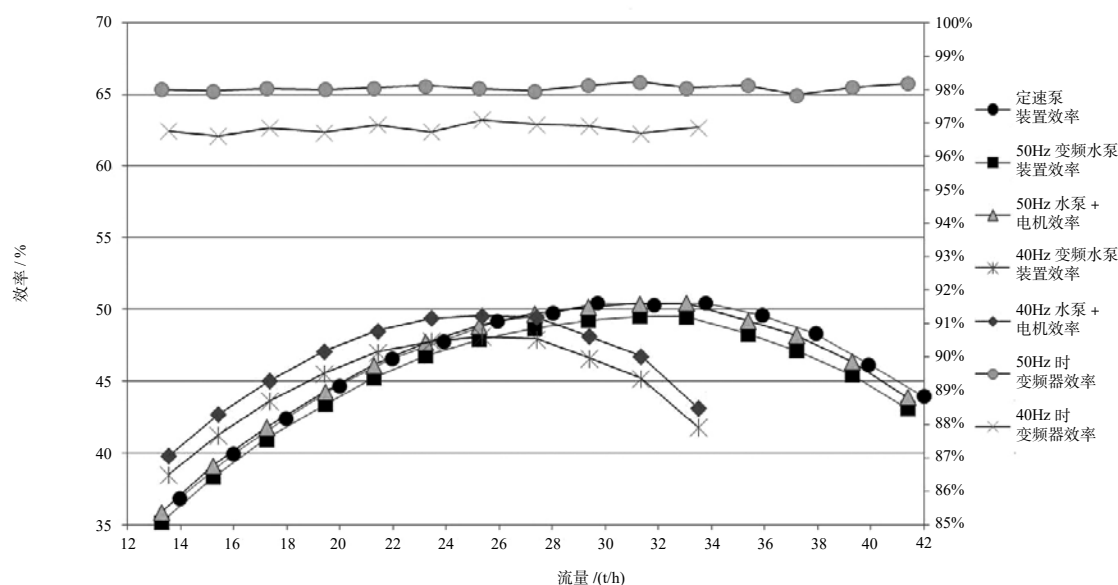


图 10 不同负载下变频水泵装置各部分效率曲线图

注：变频器效率对应右边坐标轴

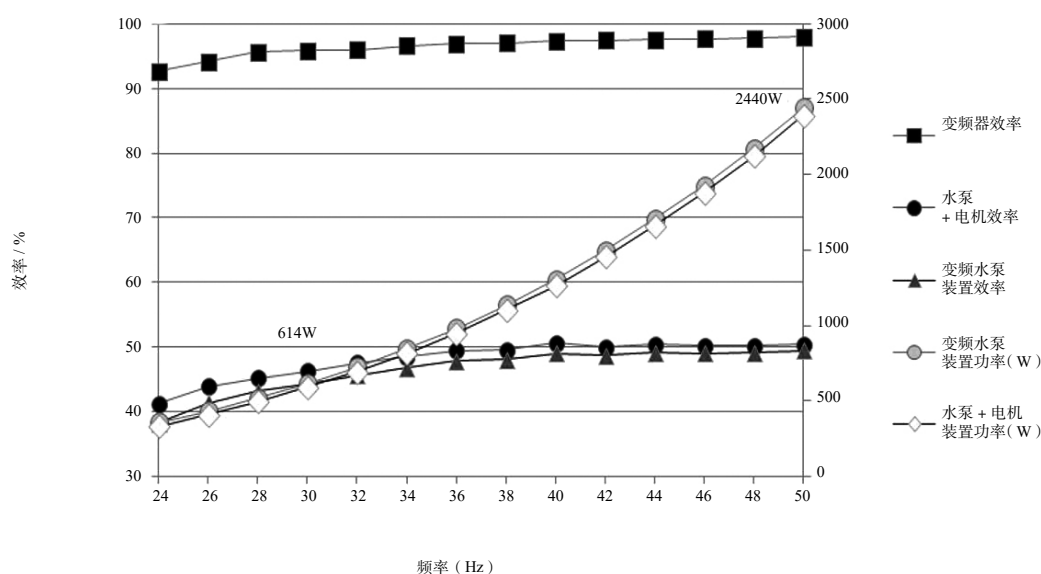


图 11 不同频率下变频水泵装置各部分效率功率曲线图

时（40Hz 时，水泵装置对应的额定流量应该为工频时额定流量乘以 0.8），效率最高，低于或者高于额定流量，效率降低。（4）50Hz 时变频水泵装置效率变化曲线与其对应的水泵 + 电机效率基本一致，此时变频器效率基本接近 1。40Hz 时变频水泵装置效率变化曲线与其对应的水泵 + 电机效率差距明显，变频器效率相比 50Hz 时降低。

保持管网阻力不变，调节变频器的频率，改变水泵的转速，测量不同转速条件下电源输入功率、频率、水泵扬程及流量，可以得到图 11 所示的变

频水泵装置的特性曲线。由图 11 可以看出：（1）在管网阻力不变情况下，变频器频率由 50Hz 逐渐降低至 24Hz 时，变频器效率从 97.97% 逐渐降到 92.68%。与文献 [11]、[12] 所列变化趋势基本一致。

（2）变频水泵装置频率为 50Hz 时，对应的效率为 49.44%；当 $f=40\text{Hz}\sim 50\text{Hz}$ 之间时，效率变化不大（49.44%~48.99%），效率变化 $< 1.0\%$ ；随着频率继续降低，效率逐渐下降，当 $f=26\text{Hz}$ 时，效率为 41.31%，下降了 8.13%；当 $f=24\text{Hz}$ 时，效率为 38.22%，下降了 11.22%。（3）即使管网为狭义管

网特性曲线,在变频工况下,变频水泵装置功率也不能满足三次方关系。如 50Hz 时,变频水泵装置功率为 2440W,当变频水泵效率降低至 30Hz 时,对应功率为 617W。而 $617/2440=0.253$,并不等于 0.6 的三次方。同理,50Hz 时变频水泵装置中,水泵+电机的功率也不满足三次方关系。究其原因,电机和变频器功率随频率并不是三次方关系。

6 结论

(1) 负载和频率影响变频器的效率。在负载为额定负载时,变频器效率最高,随着负载降低,变频器效率逐渐降低。但负载的变化对频率影响很小,变频器效率变化可以忽略。频率对变频器效率影响比负载的影响大,在本试验中,频率由 50Hz 降至 24Hz 时,效率由 97.97% 逐渐降到 92.68%。

(2) 负载和频率影响电机的效率。负载在额定负载附近时,电机效率最高,随着负载降低,电机效率逐渐降低。频率同时也影响电机效率,频率降低,电机效率随之降低。

(3) 水泵工频时,水泵在额定流量时,效率最高;低于或者高于额定流量,水泵效率都会降低。在满足相似率的情况下,不同频率下,水泵效率相同。

(4) 定速水泵装置效率由电机效率和水泵效率相乘得来,定速水泵装置效率比水泵效率要降低一些,差值由电机损耗造成的。其大体规律仍是:水泵装置在额定流量时,效率最高,低于或者高于额定流量,效率降低。

(5) 变频水泵装置效率由变频器效率、电机效率和水泵效率相乘得来。变频水泵装置效率曲线比水泵效率曲线要低,差值由变频器和电机损耗造成。频率变化,水泵效率不变,但变频器效率、电机效率随频率变化,因此,即使管网为狭义特性管网,水泵变频调速时,也不能满足三次方相似关系。

参考文献

- [1] 张燕宾. 变频器应用教程 [M]. 机械工业出版社, 2007.
- [2] 黄威, 黄禹变频器的使用与节能改造 [M]. 化学工业出版社, 2011
- [3] 江亿. 我国建筑耗能状况及有效的节能途径 [J]. 暖通空调, 2005, 35(5):30-40.
- [4] 刘波, 方修睦, 姜永成, 等. 变频水泵装置调速特性试验研究 [J]. 暖通空调, 2015, 45(8):47-52.
- [5] Clemente S. A simple tool for the selection of IGBTs for motor drives and UPSs. Conf. Rec. of IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition, 1995: 755-764.
- [6] Abrahamsen F, Blaabjerg F, Pedersen J K, et al.

Efficiency-optimized control of medium-size induction motor drives. IEEE Trans on, Ind. Appl., 2001, 37(6): 1761-1767.

[7] Abrahamsen F, Blaabjerg F, Pedersen J K, et al. On the energy optimized control of standard and high-efficiency induction motors in CT and HVAC applications. IEEE Trans. on Ind. Appl., 1998, 34(4): 822-831.

[8] Kim G S, Ha I J, Ko M S. Control of induction motors for both high dynamic performance and high power efficiency. IEEE Trans. on Ind. Electronics, 1992, 39(4):323-333.

[9] 张承慧, 夏东伟, 石庆升. 计及变频器和电机损耗的全变速泵站效率优化控制 [J]. 电工技术学报, 2006, 21(5):52-57.

[10] Burt C M, Piao X, Gaudi F, et al. Electric motor efficiency under variable frequencies and loads[J]. Journal of irrigation and drainage engineering, 2008, 134(2):129-136.

[11] Wallbom-Carlson, A. (1998). "Energy comparison. VFD vs. on-off controlled pumping stations." Scientific impeller, ITT Flygt AB, Sweden, 29-32.

[12] Michel A. Bernier, Bernard Bourret. Pumping energy and variable frequency drives. ASHRAE journal, 1999, 41(12):37-40.

Burt C M, Piao X, Gaudi F, et al. Electric Motor Efficiency Under Variable Frequencies and Loads[J]. Journal of Irrigation and Drainage Engineering, 2008, 134(2):129.

[13] Gao, Xingshun. Energy consumption of HVAC variable speed pumping systems[D]. University of Alabama, 2002.59-69.

[14] 呼朝. 影响电机效率的因素及现实中提高电机效率的方法浅析 [J]. 科技信息, 2008(28).

[15] Stebbins, W.L. 1996. "Motor efficiency and performance." Practical Guide to Electrical Engineering for HVAC & R Engineers, Supplement to ASHRAE Journal, November.

[16] 罗杰. 普通交流异步电动机变频调速的性能研究 [D]. 贵州大学, 2006.

[17] 董哲生. 空调水系统阻力计算及水泵选型若干问题 [J]. 暖通空调, 2006, 36(9):45-47.

[18] 姜校林. 变频泵及其供水系统效率曲线的确定 [J]. 暖通空调, 2008, 38(1):85-87.

供暖用蓄热装置及其热性能测试方法介绍

李爱松¹, 李 忠¹, 路 宾¹, 聂晶晶¹, 陈 亮²

(1. 中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院, 北京 100013; 2. 国家空调设备质量监督检验中心, 北京 100013)

[摘 要] 蓄热装置是供热空调领域利用峰谷电力、余热和新能源的有效产品形式。介绍了目前应用的主要蓄热装置形式, 分析了适用于各类型蓄热装置的国外热性能测试方法标准, 总结了目前国内蓄热装置相关标准的情况。

[关键词] 蓄热装置; 热性能; 测试方法; 标准

0 引言

近年来, 国家不断加大力度开展节能减排工作, 为降低京津冀地区供暖期雾霾问题, 大力开展了以电采暖等为主、新能源供热示范补充的清洁能源供暖技术, 与此同时, 为提高能源利用效率, 充分回收利用低品位余热资源, 发改委和住建部联合发文启动了余热暖民工程, 大力开展回收利用工业低品位余热用于城镇供暖的工作。

在清洁能源供暖和余热暖民工程中, 仍存在一些技术问题使得供热能源供应与用热需求之间存在着时间、地点和强度上的不匹配, 具体表现为: 一、风力发电和太阳能发电等可再生能源电力的上网受气象条件的影响较大, 直接用于供热会造成短时间产热量难以消纳或者供热不足; 二、随着电力系统持续扩容, 系统调峰和谷电消纳的压力进一步上升, 直热式电采暖措施不仅无法降低这种压力, 当用于日间供暖负荷较大的建筑时还会增加调峰削谷压力; 三、太阳能热利用或工业余热利用会受到天气或工艺的影响, 不能直接按用热需求供热。

蓄热装置是有效解决上述问题的途径, 可以有效缓解能量供求双方在时间、地点、强度上的不匹配, 是合理利用能源及减轻环境污染的有效途径^[1]。

然而, 蓄热装置上述优势的发挥, 是建立在所应用的产品具有良好的性能且与建筑用热负荷以及能源供应特性良好匹配的基础上的。目前, 蓄热装置已有了较多形式的产品, 但生产厂家和设计人员对蓄热装置的重要性能指标缺乏较为详实的数据资料, 自测性能指标所得结果差异较大, 往往不能真实反映产品的真实性能。相近产品也没有形成统一的对比评价方法平台。

因此, 研究如何形成针对蓄热装置热性能的统一合理的测试方法, 对于优良产品的推广应用, 促进技术进步和产品升级具有重要作用, 也有利于蓄热供热技术的健康发展, 为节能减排工作作出贡献。

1 蓄热装置介绍

目前国内进行蓄热装置产品的开发和生产的企业有几十家, 产品在商业、工业、居住建筑以及农村“煤改电”清洁能源供暖项目中均有较为广泛的应用。应用形式主要包括以下几类:

1.1 固体蓄热型电加热装置

该产品目前一般采用镁铁合金砖作为蓄热材料, 该材料比热虽然只有水的 1/3~1/4, 但材料密度是水的 2.5 倍左右, 且蓄热温度可达 750℃ 以上, 使得蓄热体单位容积蓄热量可达水的 5 倍, 具有较高的蓄热能力^[2]。

该类装置将电加热元件直接布置在蓄热砖的空隙中。蓄热阶段, 电加热元件通电后产生的热量通过辐射和热空气对流传递给蓄热砖, 以蓄热砖温升的形式显热蓄热; 放热阶段, 根据传热流体的不同而有所区别: 1、热风型装置一般采用冷空气进气口设置分流阀, 将部分冷空气直接与蓄热体换热成高温热空气后, 再与旁通冷空气混合成一定温度的热空气后输出, 输出热空气的温度通过混流比例调节控制; 2、热水型装置一般采用设置变频风机, 依靠风机驱动蓄热体内部自循环热空气经过热风-水换热器, 与换热器外接管道回水进行换热, 制取热水, 热水出水温度通过调节变频风机频率来进行控制。

1.2 一体式水蓄热供热装置

该装置一般将电加热元件直接内置到蓄热水箱内, 为便于更换加热元件以及避免热水直接接触加热元件造成到长期运行腐蚀和结垢问题, 一般采用电加热元件内置于套筒内并填充导热介质, 依靠间接换热加热水箱热水的方式。

一体式水蓄热供热装置由于采用电加热元件内

[基金项目] “十二五”国家科技支撑计划项目“美丽乡村绿色农房建造关键技术研究”课题绿色农房气候适应性研究和周边环境营建关键技术研究(编号: 2015BAL03B04)。

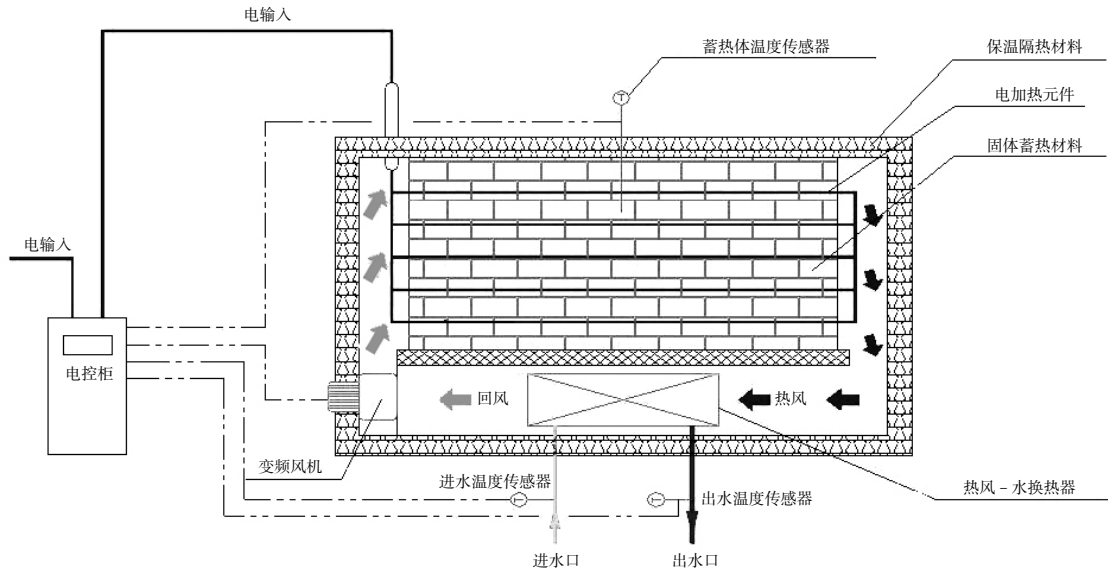


图1 一种热水型固体蓄热型电加热装置构造示意图

置于水箱的方式，其热损失相比于热水锅炉与蓄热水箱结合的分体式系统大大减少，并且采用以整套装置的形式现场安装，直接与既有供热系统管道对接即可，降低了现场的施工量。目前市场上的产品在蓄热水箱内部都增设温度场优化措施和混流措施，可充分利用水箱分层原理，并利于供水温度的控制调节。

1.3 相变蓄热装置

相变蓄热技术是蓄能技术中的一大类蓄能方法，相变蓄冷蓄热通过介质的相变来贮存热量，与显热相比，它具有贮能密度高，而且贮、释热过程近似等温，易与运行系统匹配等诸多优点^[3]。近些年来，相变蓄热技术已经由前期的相变材料开发与建筑材料应用，转化为蓄热装置的产品开发与应用。与被

动式相变蓄热相比，主动式相变蓄热装置具有容积小，蓄热密度大，蓄放热温度波动小等优点，可集中有效解决相变材料导热性能差、过冷度高、长期运行相分离等问题，并且作为供能系统的产品形式，利于企业化生产和建筑内安装。

目前主动式相变蓄热装置的应用产品多以模块的形式出现，按不同蓄热量要求将多个相变蓄热模块进行并联，再与前端热源以及后端供热系统进行连接。近些年国内相变材料的研究与国外引进技术都取得了长足的发展，研发出了多种相变蓄热材料，但在多数相变蓄热装置产品实际应用中，针对热水供热系统还主要以结晶水合物为主要蓄热材料，部分太阳能热水供暖和热风供暖中应用有机蓄热材料作为蓄热体。此外，得益于太阳能热发电技术的发展，熔融盐相变蓄热材料也已开始在供热蓄能产品领域得到应用。

1.3.1 结晶水合物相变蓄热装置

无机结晶水合物相变蓄热材料目前在产品中应用较多的为 $\text{Ba}(\text{OH}) \cdot 8\text{H}_2\text{O}$ ，此外，像 $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ 、 $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 、 $\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 、 $\text{MgNO}_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ 和 $\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ 等或它们的复合物也有一定的应用，无机水合物相变材料的相变焓值一般在 $200\text{kJ/kg} \sim 300\text{kJ/kg}$ 的居多，以 $\text{Ba}(\text{OH}) \cdot 8\text{H}_2\text{O}$ 为例，其相变温度为 78°C ，相变焓值为 293kJ/kg 。

结晶水合物的相变焓值较大，但容易出现过冷问题^[4]，并且由于存在与水分子之间的结合和解析过程，长时间运行后的相分离问题也应重视，另外，还要重点考虑无机盐的腐蚀与环保问题。为增强换

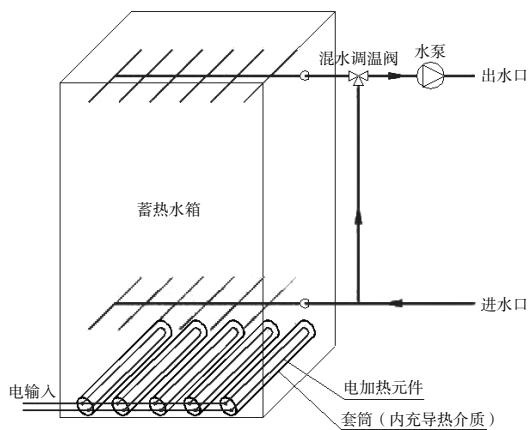


图2 一种一体式水蓄热供热装置构造示意图

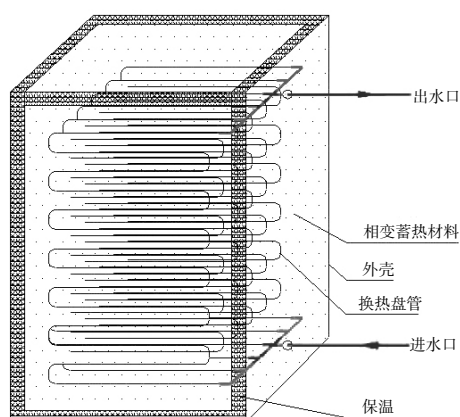


图3 一种无机结晶水合物相变蓄热装置构造示意图

热效率，一般将换热盘管浸入到蓄热材料中且采用多重复合盘管、管道变截面或翅片管等方式，并通过流道优化或内置搅拌器降低相分离发生，常见的结晶水合物相变蓄热装置产品构造如图3所示。

1.3.2 有机相变蓄热装置

有机相变蓄热装置以石蜡作为蓄热材料的较为常见，另外脂肪酸类也有一定的应用，虽然有机相变材料的相变焓值较低（多数在 200kJ/kg 以下），但其化学性质稳定，过冷现象不明显，且对封装材料无腐蚀性。有机相变材料的导热性较差，应用时需要增强换热措施，可通过掺混其他导热物质或浸入泡沫铜等方式实现^[5]。

有机相变蓄热装置的构造，可采用类似于结晶水合物相变蓄热装置的方式，将换热器浸入蓄热材料中，也可采用蓄热球或蓄热管的形式将蓄热材料封装为小的蓄热单元，热风或热水等传热介质在蓄热单元的空隙间流动换热（近些年来，在蓄热球封装材料的研究上也取得了较大的进展，开发出了适应蓄热材料体积变化交变应力和腐蚀性的封装材料^[6]），该种方式的蓄热装置构造如图4所示。

1.3.3 熔融盐相变蓄热装置

熔融盐蓄热和传热最初应用于太阳能热发电领域，近些年来随着熔融盐蓄热材料的研究，目前已研制出使用温度在 $60^\circ\text{C}\sim 1000^\circ\text{C}$ 的范围宽度^[7]。熔融盐蓄热技术具有材料价格低廉、储热密度大（多数在 $170\text{kJ/kg}\sim 500\text{kJ/kg}$ ）和应用温度较宽等优点，已经在西班牙、意大利等欧洲地区和部分北美地区等发达国家得到了实际的商业化应用，在我国已有部分产品形式，但尚未大量应用，具有非常好的发展潜力。

熔融盐相变蓄热温度较高（可达 400°C 以上），一般采用导热油作为内部传热介质，通过电加热直

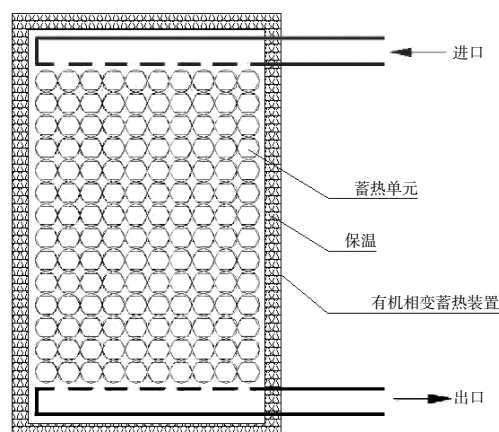


图4 一种有机相变蓄热装置构造示意图

接加热导热油与相变蓄热材料换热，导热油外侧流经换热器与热水进行换热。

1.4 卵石蓄热箱

卵石作为廉价、易得的天然蓄热材料，将其堆置于保温箱体内，可充分蓄存太阳能热风供暖或热水供暖时日间过余集热量，用于夜间供暖需求。该类采暖方式在早期美国偏远乡村住宅中已有较为广泛的应用，近些年来随着国内太阳能供暖建筑的示范推广，也有了一定的应用并申请了多项专利^[8-9]。

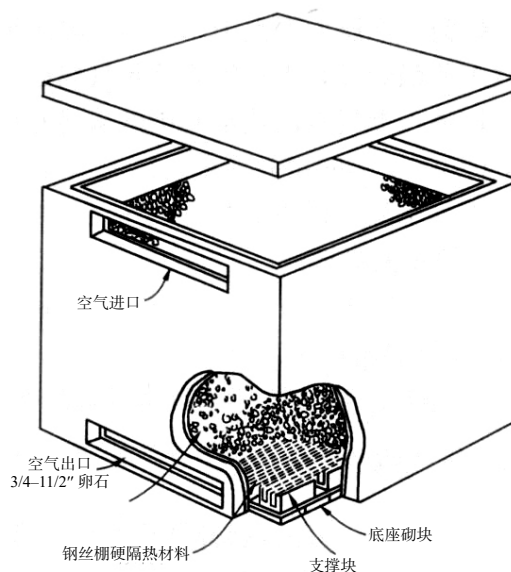


图5 一种卵石蓄热箱构造示意图

1.5 家用储热式室内加热器（蓄热式电采暖散热器）

作为末端电供暖装置，该产品是农村地区煤改清洁能源项目的主推产品类型之一。其特点是施工安装方便，无防冻要求，无热水管路，仅有电网的扩容改造即可。

目前该产品应用较多的形式是采用固体蓄热砖显热蓄热方式,将电加热元件布置于蓄热体中间,并与蓄热体整体包覆保温隔热材料,电加热热量蓄存到固体蓄热中,并通过可启闭风门依靠自然对流和表面热辐射供暖,带有强制循环风机的产品可通过控制风机将热量带出。还有一些产品采用相变蓄热体蓄热的形式。如图6所示。

2 国外蓄热装置热性能测试方法标准介绍

目前美国ASHRAE标准较为系统地对不同类型的蓄热装置给出了热性能测试方法规定:

1、ASHRAE Standard 94.1-2010 “Method of Testing Active Latent-Heat Storage Devices Based on Thermal Performance” (基于热性能的主动潜热蓄热装置测试方法)。

2、ANSI/ASHRAE 94.2-2010 “Method of Testing Thermal Storage Devices with Electrical Input and Thermal Output Based on Thermal Performance” (基于热性能的带电气输入和热输出蓄热装置的试验方法)。

3、ASHRAE Standard 94.3-2010 “Method of Testing Active Sensible Thermal Energy Devices Based on Thermal Performance” (基于热性能的主动显热蓄热装置测试方法)。

2.1 美国标准 ASHRAE Standard 94.1-2010

该标准建立了针对主动潜热蓄热装置的热性能测试方法。标准适用于蓄热量在 10^4MJ 数量级及以下的潜热蓄热装置(按8h纯蓄热时间计算蓄热功率约为 347kW),当蓄热体内置搅拌泵或电热元件时,其功率小于总功率的10%时可纳入该标准适用范围。

该标准规定了对潜热蓄热装置的蓄热量、蓄热时间、放热量、放热时间、漏热率、蓄热效率、循环阻力等重要参数的测试方法。标准规定在测试过程中,环境温度应控制在 $20^\circ\text{C}\pm 2^\circ\text{C}$ 的范围内,测试前被测装置应至少完成过5次完整的蓄放热过程,测试过程中传热介质的比热变化应小于 $\pm 0.5\%$ 。

该标准分别针对热风型蓄热装置和热水型(或

其他液态流体)蓄热装置给出了详细的测试装置描述和仪器精度限定,并推荐采用闭式循环测试系统。对于热风型蓄热装置,应用喷嘴测试风量,热水型则采用液体流量计测量。

标准的测试方法包含5次正式的循环过程,每个循环过程的蓄热过程和放热过程均按恒定蓄热率(放热率)进行控制,值得一提的是,与该标准修订前的版本相比,在测试方法上使用了恒定蓄热率(放热率)的控制方式替代了恒定输入温度的控制方式,简而言之,就是在传热介质流量一定的条件下,采用装置进出口温差控制方式替代了装置进口温度控制方式,这样更加贴近潜热蓄热装置的实际应用情况。

2.2 美国标准 ASHRAE Standard 94.2-2010

该标准建立了针对电直接输入和热输出的蓄热装置的热性能测试方法。标准适用于蓄热量在 10^5MJ 数量级及以下的一体化电加热蓄热装置(按8h纯蓄热时间计算蓄热功率约为 3472kW)。在适用的产品分类上,该标准给出了三种方式:1、按传热介质包含空气型和热水型两类;2、按蓄热方式包含显热蓄热、潜热蓄热两类;3、按产品形式上包含集中供热蓄热装置和家用储热式室内加热器两类。

对于集中供热蓄热装置,该标准的测试装置与ASHRAE Standard 94.1-2010的描述基本相同,并增加了电能测量装置。针对储热式室内加热器,则增设了采用量热器测试的装置具体描述。

该标准分别针对集中供热蓄热装置和储热式室内加热器两类产品规定了测试方法。对于集中供热蓄热装置,通过至少四个测试阶段得出耗电量、最大静置漏热量、放热量、残留热量、装置热效率以及各运行阶段时间等热性能参数。对于储热式室内加热器,通过预运行、静态放热测试和动态放热测试三个过程分别得出静态和动态条件下的外壳漏热量、放热量和残余热量等参数。

2.3 美国标准 ASHRAE Standard 94.3-2010

该标准建立了针对主动显热蓄热装置的热性能测试方法。标准适用于蓄热量在 10^4MJ 数量级及以下的潜热蓄热装置(按8h纯蓄热时间计算蓄热功率约为 347kW)。

该标准规定了对显热蓄热装置的蓄热量、蓄热时间、放热量、放热时间、漏热率、蓄热效率、循环阻力等重要参数的测试方法。

该标准分别针对热风型蓄热装置和热水型(或其他液态流体)蓄热装置给出了详细的测试装置描述和仪器精度限定,并推荐采用闭式循环测试系统。对于热风型蓄热装置,应用喷嘴测试风量,热水型

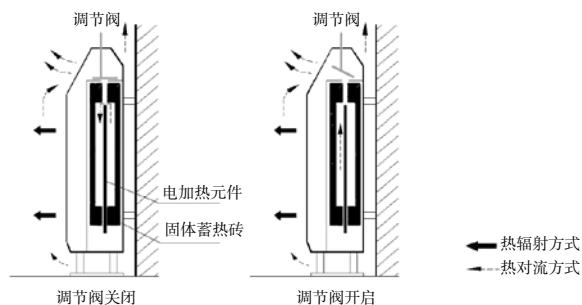


图6 家用储热式室内加热器工作原理示意图

表 1 各美国标准适用的蓄热装置产品类型划分

标准号	ASHRAE Standard 94.1-2010	ASHRAE Standard 94.2-2010	ASHRAE Standard 94.3-2010
适用产品形式	1、结晶水合物相变蓄热装置； 2、有机相变蓄热装置； 3、熔融盐相变蓄热装置； 4、其他形式相变蓄热装置。	1、固体蓄热型电加热装置（热风型）； 2、固体蓄热型电加热装置（热水型）； 3、一体式水蓄热供热装置； 4、一体式相变蓄热供热装置； 5、家用储热式室内加热器（蓄热式电采暖散热器）	1、卵石蓄热箱； 2、水或水—乙二醇蓄热箱； 3、其他材料显热蓄热箱。
主要性能参数	蓄热量、蓄热时间、放热量、放热时间、漏热率、蓄热效率、循环阻力等	1、集中供热蓄热装置：耗电量、最大静置漏热量、放热量、残留热量、装置热效率以及各运行阶段时间等； 2、储热式室内加热器：静态和动态条件下的外壳漏热量、放热量和残余热量等。	蓄热量、蓄热时间、放热量、放热时间、漏热率、蓄热效率、循环阻力等

则采用液体流量计测量。

该标准采用恒定装置进口传热介质温度的方式进行蓄热和放热测试。对于热风型蓄热装置，进口空气温度波动维持在 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 内，对于热水型蓄热装置，进口温度维持在 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 内。

2.4 以上各标准的适用装置形式总结

通过对目前国内较为常见的蓄热装置产品分析和美国测试标准介绍，可以看出，美国标准所规定的产品形式基本上涵盖了国内各类型蓄热装置，其具体适用装置分类情况见表 1。

3 目前国内蓄热装置相关标准情况介绍

目前，国内尚未按照蓄热装置的类别给出针对性的产品性能测试方法国家或行业标准，对于建筑用蓄冷蓄热测试，与之相关的标准有《电蓄冷（热）和热泵系统现场测试规范》（DL/T 359—2010）和《蓄冷空调系统的测试和评价方法》（GB/T 19412—2003）。对于家用储热式室内加热器，《家用储热式室内加热器性能测试方法》（GB/T 31299—2014）直接采纳 IEC 60531:1999 标准，在《电采暖散热器》（JG/T 236—2008）行业标准中也涉及了该类产品的性能测试要求。另外，在辽宁省地方标准《电热储能炉工程技术规程》（DB21/T 2018—2012）中涉及了固体蓄热型电加热装置的应用技术要求，并即将编制中国工程建设协会标准。

值得一提的是，目前国家标准《蓄热型电加热装置》已列入国标委 2017 年第一批编制计划，同时，中国工程建设标准化协会标准《相变蓄热装置》也已列入 2017 年第一批产品标准试点项目计划，在上述标准的编制过程中，将充分借鉴国外标准的成熟经验，并结合我国蓄热装置的实际情况，相信随着上述标准的编制实施，蓄热装置行业将在我国取得更为规范和快速的发展。

4 结论

4.1 蓄热装置是是合理利用能源及减轻环境污

染的有效途径，但其应用需要统一合理的性能测试方法支撑。

4.2 目前国内蓄热装置已存在多种技术类型和产品形式，且在实际工程中均有应用。

4.3 美国标准针对不同类型的蓄热装置的热性能测试方法给出了全面详实的规定，也涵盖了目前国内蓄热装置的所有形式，具有重要的参考价值。

4.4 目前国内蓄热装置的标准体系尚不完善，相关标准正在制定过程中，预计随着相关标准的实施，将会进一步规范和促进蓄热装置产品市场的发展。

参考文献

[1] 尚燕, 张雄. 相变储能材料的应用及研究现状 [J]. 材料导报, 2005,11(19):V265-V268.
[2] 赵广播, 董芃, 白胜喜, 等. 电热固体蓄热装置放热过程的实验研究 [J]. 电站系统工程, 2003,11(19-6):13-14.
[3] 邹进, 黄素逸. 储能材料和保温材料的新进展 [J]. 全国化工热工设计技术中心站年会论文集, 2006(3): 49-58.
[4] 徐治国, 赵长颖, 纪育楠, 等. 中低温相变蓄热的研究进展 [J]. 储能科学与技术, 2014,5(3-3):179-189.
[5] 唐小梅, 于航. 使用泡沫铜增强相变材料换热性能的实验研究 [J]. 建筑节能, 2012(3):50-54.
[6] 铁生年, 柳馨, 铁健. 相变储能材料的腐蚀性与封装材料研究进展 [J]. 材料导报 A: 综述篇, 2015,6(29-6):138-143.
[7] 廖文俊, 丁柳柳. 熔融盐蓄热技术及其在太阳热发电中的应用 [J]. 装备机械, 2013(3):55-59.
[8] 代彦军, 李勇, 赵东亮, 等. 基于太阳能空气集热器的建筑供热采暖系统 :201010129566.6 [P].2010-03-23.
[9] 张广宇, 曾雁, 王贺, 等. 太阳能卵石蓄热采暖系统 :200910310400.1 [P].2009-11-25.

集中供热管网系统节能评价体系构建研究

李海斌, 徐 凯, 索雨麦, 谭慧琳, 王春青

(吉林建筑大学市政与环境工程学院, 长春 130118)

[摘 要] 通过对长春某热力公司典型集中供热管网系统的实测, 构建了供热管网系统节能评价方法和指标的确定。采用科学调研方法进行了分析, 以设施设备和运行管理两方面确定供热管网系统节能性评价体系, 设定评价指标。开发了集中供热管网系统节能评价软件。以该评价手段, 对长春某热力公司典型一次网系统的实测情况进行了节能性评价, 评价结果科学合理。

[关键词] 供热管网; 节能; 评价指标; 评价体系

0 引言

在供热系统节能发展的过程中, 忽略了系统运行过程的影响, 单从末端的建筑用户角度去挖掘节能空间对于整个供热系统而言收效甚微, 北方地区近年来所推崇的“暖房子工程”、“按户计量收费”等供热节能措施从某种程度上节能效果并不十分理想, 在国家不断提高建筑节能标准的同时却时常出现“节能建筑不节能”的现象, 节能建筑的能耗仍是居高不下。建筑物的节能改造必须从围护结构和供热系统两方面进行, 单纯的加强建筑的保温性能并不能提高锅炉的运行效率, 也不会降低管网系统的运行能耗^[1-4]。真正实现供热系统的节能降耗必须考虑系统整体的各个环节, 而对集中供热系统起到承上启下作用的管网系统而言, 由于其结构复杂且规模较大, 是整个供热系统的重要能耗环节, 提高管网系统的供热效能, 对供热管网系统的节能运行情况做出科学合理的评价将会为后续采取具有针对性、有效性的节能措施产生积极地推动作用, 对实现整个供热系统的节能运行具有重要意义。

1 集中供热管网系统节能评价体系构建

集中供热管网系统节能评价体系及相关软件开发是管网系统节能评价的有效手段, 通过对长春市、吉林市、延吉市以及松原市典型热力公司及换热站的供回水温度、流量、供热量等运行数据进行测试采集, 同时对热力公司的运营和日常管理情况进行调研, 总结分析影响管网系统运行的主要技术因素及管理因素, 在总结已有评价体系的基础上, 提出了具有灵活性和实用性的集中供热管网系统评价体系, 在构建了合理的体系框架基础上, 科学、有效、全面的制定了评价指标, 采用评价指标与评价结论的“弹性”结合, 使评价结果更客观。为提高体系的可操作性, 缩短体系运行周期, 采用计算机技术将评价体系规范化, 形成实用性强的评价软件, 使整个评价体系的数据计算、项目评价、综合评定、星级评定等一系列工作实现自动化, 形成科学的现

代评价模式, 极大地推动了评价体系的推广与实际应用。

对于供热管网系统而言, 系统节能性评价指标的选取将直接影响到评价体系的合理性, 根据《城镇供热系统节能标准》GB/T 50627—2010 中列举的具体内容以及在 14~15 采暖季对长春市热力公司典型管网系统的实际测试分析, 确定了影响管网系统节能运行的评价指标。

1.1 系统评价体系架构

根据评价目标的特点以及研究状况, 体系的构建应该遵循简明性、系统性、科学性、层次性稳定性以及可获得性的原则。评价体系根据集中供热管网系统的特点及节能运行环节的实际情况, 采用层次分析法构建系统的评价体系框架, 形成评价单元、评价项目以及评价内容三个体系层级。

构建的集中供热管网系统评价体系如图 1 所示。

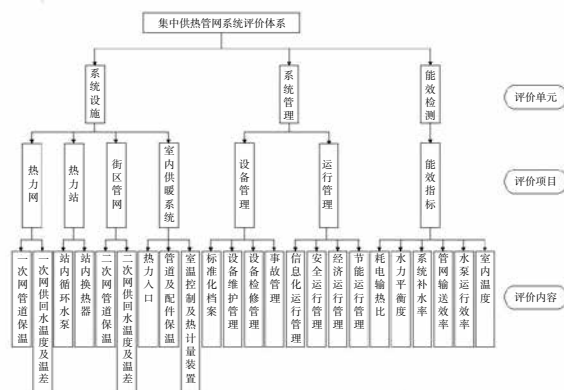


图 1 集中供热管网系统评价体系结构

1.2 系统评价体系权重的确定

管网系统评价属于多指标综合评价问题, 指标权重是衡量多目标决策中评价指标的重要参数, 反映了评价指标在评价体系中的重要程度^[4]。管网评价体系通过采用德尔菲法 (Delphi Method) 确定管网系统评价体系中评价单元的权重。德尔菲法是一

种多轮专家咨询法，从建立初起便在决策评价领域被广泛应用，它具有以下三个特点：

匿名性：向专家分别发放咨询表，各专家之间互不知晓；多轮反馈性：将每一轮的结果汇总后作为反馈资料发放给各位专家，作为新一轮决策的参考；统计处理的特点：用统计方法处理结果，得到调查结论。采用德尔菲法（Delphi Method）在很大程度上避免了人为因素的影响，使决策结果更为公正可靠。系统评价体系中各评价单元的权重值如表 1 所示。

表 1 评价单元权重值

评价单元	系统设施	系统管理	能效检测
权重值	0.35	0.20	0.45

1.3 系统评价体系的评价方法

在确定具体评价方法过程中进行了反复的论证修改，从对评价内容得分的简单累加求和到逐项确定评价内容权重，从评价内容得分与对应评价单元权重结合到在评价内容中设定评价优选项，将评价方法从复杂刻板逐步修正到简单灵活，提高了评价体系的实际应用程度。

评价的目的在于通过全面系统的评价查找供热管网存在的问题，发现系统的重要能耗环节，和系统管理等方面存在的不足，而对于严重偏离能耗指标标准的系统而言则失去评价意义。换言之，应对评价体系的应用设定评价前提，当管网系统满足评价前提时可视其为可评价系统，当前提条件中任意一条不满足时则不予评价。表 2 为集中供热管网系统评价体系的应用前提。

表 2 评价体系之前提条件

评价前提	
1	一、二次网补水率不大于 5%
2	具有水力平衡测试报告
3	热力站配备热表（或流量计+温度计）、管网调控装置、场站及管道保温完备

1.4 系统综合评测指标

对于参与评价的供热管网系统，依据本评价体系的结构划分，分别对一次网、热力站、二次网、室内供暖系统、设备管理、运行管理、能效指标评价项目当中的若干评价内容进行打分，各评价内容得分之和为相应的评价项目得分，各项目得分之和为相应评价单元得分，将各评价单元总分设定为 100 分，各个评价单元的得分与表 3 中对应的权重值相乘，通过加权求和的方法得到系统综合得分，本评价体系将系统综合得分划分为四个等级，分别为综合得分 ≥ 90 分、综合得分 ≥ 75 分、综合得分 ≥ 60 分、综合得分 < 60 分。

在确定评价内容指标分值过程中，结合有关评价标准和节能检测标准，根据调研中了解到的实际情况，重点选择对能耗影响较大的因素，对在实际过程中实施较为困难或过于理论性的要求予以舍弃，据此将 100 分的评价单元总分合理分配得到各评价内容指标的标准分值。表 3~ 表 5 为各评价项目中所包含的评价内容标准分值。

1.5 系统评级

通过对评价内容的分析，确定 10 个评价指标优选项，分别为一次网单元的“管道保温”、二次网单元的“管道保温”、室内供暖系统单元的“热力入口”和“室温控制及热量计量装置”、运行管理单元的“节能管理”、能效指标单元的“管网输送效率”、“耗电输热比”、“水力平衡度”、“系统补水率”以及“室内温度”，规定优选项得分 $\geq$ 该项满分的 4/5 时，该优选项为合格优选项。

评级体系将管网系统分为三个星级评价等级，将系统综合得分与合格优选项数目相结合，通过“弹性”评定的手段给出管网系统的综合星级结论，即以系统综合得分为评定基础，结合合格优选项数目，若合格优选项数目较少则在星级评定时予以降低一个等级；若合格优选项数目较多，则在星级评定时予以提升一个等级，以此提高评价体系应用的灵活性和适应性，同时对供热企业产生较大的激励作用。

1.6 评价标准与细则

集中供热管网系统评价指标体系建立完成，在实际应用过程中应根据评价对象的实际情况依据一定的标准进行评分，根据实测调研过程中了解到的相关情况并结合有关的规范文本，在保留必要的评价标准条款的基础上舍弃在实际应用中受限或实际应用较为困难的内容，使评价体系符合管网实际情况，评价更为合理，评价结果更具意义。此外，根据表 3~ 表 5 中各评价内容指标的标准分值，结合评价标准中评价条款的数目以及各评价条款本身的重要程度，合理分配各条款所属分值。

表 3 系统设施单元项目评价内容分值表

项目	评价内容	分值
热力网（一次网）	▲ 管道保温	15
	供回水温度及温差	10
热力站	站内循环水泵	10
	站内换热器	10
街区管网（二次网）	▲ 管道保温	15
	供回水温度及温差	10
室内供暖系统	▲ 热力入口	10
	管道及配件保温	10
	▲ 室温控制及热量计量装置	10

注：表中“▲”代表评价优选项

表 4 系统管理单元项目评价内容分值表

项目	评价内容	分值
设备管理	标准化档案	10
	设备维护管理	10
	设备检修管理	10
	事故管理	15
运行管理	信息化运行管理	10
	安全运行管理	10
	经济运行管理	10
	▲节能运行管理	15

注：表中“▲”代表评价优选项

表 5 能效检测单元项目评价内容分值表

项目	评价内容	分值
能效指标	▲管网输送效率	20
	▲耗电输热比	20
	水泵运行效率	10
	▲水力平衡度	20
	▲系统补水率	20
	▲室内温度	10

注：表中“▲”代表评价优选项

2 供热管网系统节能评价软件开发

2.1 软件模块划分及工作流程

2.1.1 软件模块划分

所谓模块是指一个相对独立的单元，不同功能的模块按照一定的规律组合成更为复杂的系统，而模块化正是基于系统整体的“分解”和“集中”思想。在软件开发方面，模块化也得到了充分的应用，它使得模块具有独立开发的能力，当需要增加新的方法和功能时无需对其他模块进行显著改动，减少了开发的不确定性和风险，减少了开发时间，提高了开发效率，同时，将程序代码进行模块化开发有助于代码的管理和维护。

评价软件开发过程中结合评价体系的层次结构，在程序模块设计上与体系结构相对应，以评价单元为主分别设置系统管理模块、系统设施模块和能效检测模块，此外为了方便程序的管理和修改调试，又分别设置了算法模块和评价标准模块，分别用于定量评价指标的参数计算和所有评价指标标准的存放于调用。通过这种层次化的模块设计使得软件程序体系一目了然。模块之间通过简单的通信接口相连接，在保证相互之间的独立性同时也保证了彼此的关联性，通过设置在管网系统各监测点的智能仪表采集热力网、热力站、街区管网、室内供暖系统运行数据，调研获取设备管理信息和运行管理信息，将其远传或人为录入到评测管网数据库中，经

过处理模块的分析操作后加载到事先设定好的相应模块。在利用软件进行实际的评价赋分操作时可以简化软件内部的运行流程，提高软件的计算处理效率。评价软件程序原理如图 2 所示。

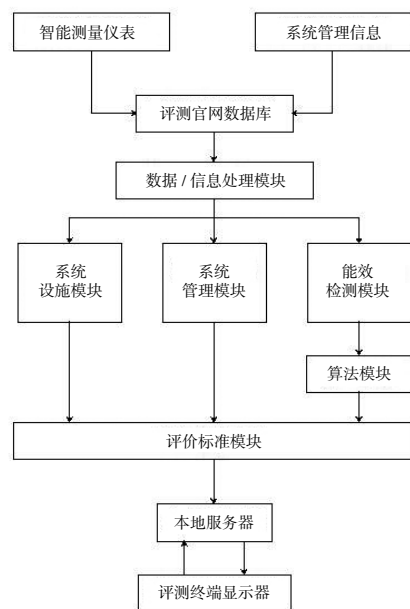


图 2 评价软件程序原理图

2.1.2 软件工作流程

结合评价软件的应用目的以及在评价过程当中所起的作用，在软件工作流程设计过程中以简单便捷为主要设计原则，在保证评价工作所需的正常功能基础上，尽量简化软件的工作流程，避免复杂繁琐的操作形式，保证整个评价过程的清晰顺畅。因此，在软件的流程设计上同样以评价体系结构为主要设计思想，按照结构层次设置软件操作步骤，软件结构清晰明了，便于评价人员理解和实际操作。

3 工程实际应用

在 2014 至 2015 采暖季，对长春市某热力公司一次网系统运行数据进行了采集，结合指标评价体系对该供热管网系统的节能性作出评价。该热力公司为区域锅炉房，供热面积 120780m²，下设 9 个换热站，一次网总管设计循环流量 198.5t/h，测试时间 2014 年 12 月 25 日至 2015 年 1 月 3 日，共计 10 天。

根据测试得到的数据，对该供热管网系统节能性评价指标进行计算。测试时间内一次网测试平均供水流量 193.3t/h，测试平均回水流量 192.1t/h，各换热站测试热负荷累加值为 4440.8kW，一次网测试平均输送热负荷为 5750.6kW，该供热一次网系统水力平衡度 HB_c=0.97，系统补水率 g_c=0.62%，管网输送效率 η=77.2%。

一次网侧采用 SLS150-315 循环水泵两台，一

表 6 某热力公司一次网节能性评价指标评分表

评价指标	评分标准		分值设定	指标得分	权重	加权得分
水力平衡度 HBc	0.9 ≤ HBc ≤ 1.2		10	10	0.3	3
	0.8 ≤ HBc<0.9 或 1.2< HBc ≤ 1.3		5			
	HBc<0.8 或 HBc>1.3		0			
系统补水率 g _c	一次网	g _c ≤ 0.5%	10	5	0.25	1.25
		0.5%< g _c ≤ 0.7%	5			
		g _c > 0.7	0			
	二次网	g _c ≤ 1.0%	10	—	0.25	—
		1.0%< g _c ≤ 1.2%	5			
		g _c > 1.2%	0			
管网输送效率 η _{sc}	η _{sc} ≥ 90%		10	0	0.25	0
	80% ≤ η _{sc} < 90%		5			
	η _{sc} < 80%		0			
循环水泵运行效率 η	η ≥ 80%		10	5	0.1	0.5
	65% ≤ η < 80%		5			
	η _{sc} < 65%		0			
循环水泵耗电输热比 EHRcd	EHRcd ≤ EHR		10	10	0.1	1
	EHR < EHRcd ≤ 1.2EHR		5			
	EHRcd > 1.2EHR		0			
管网系统节能性评价最终得分						5.75
管网系统节能性评价星级						一星

用一备，轴功率 26kW，水泵额定流量 200t/h，测试平均流量 139t/h，最不利环路供回水管长 5050m，一次网设计供回水温度 120/70℃，计算确定 EHRcd=0.00519，HER=0.00596，一次网耗电输热比满足 $\text{EHRcd} \leq \text{HER}$ ，水泵运行效率 $\eta=69.5\%$ 。对该一次网系统节能性指标的评分见表 6。

从表中数据可以看出，该系统因运行调节较好，管网水力平衡度满足相关规范要求，但管网失水率、管网输送效率、循环水泵运行效率和循环水泵耗电输热比均不符合节能运行要求。根据评价结果对该热力公司进行了针对性调研，发现一次网投入运行已达 13 年时间，由于运行时间较长，管网保温层损坏脱落现象严重，管道阀门锈蚀导致管道跑冒滴漏，管网长期运行负荷与最初设计有较大偏差，设备系统老化，与管网水力工况严重不匹配等原因致使该公司一次网管网输送效率较低。

4 结论

针对供热管网系统的特点，合理选取管网节能

性评价指标是评价管网系统节能运行的重要因素。管网系统规模庞大，进而必须从主要能耗环节入手，构建合理有效、简单易行的节能评价体系。出于管网系统的构成特点，评价体系必须能够适应对一次网系统、二次网系统以及全网系统进行评测，进而提高节能评价体系应用的灵活程度。

参考文献

[1] 徐中堂 . 我国城市集中供热在创新中发展 [J]. 区域供热, 2014(2):2.
[2] 清华大学建筑节能研究中心 . 中国建筑节能年度发展研究报告 [M]. 2009, 北京 : 中国建筑工业出版社, 2009.
[3] 刘张刚 . 供热管网节能改造及输热能效分析 [D], 青岛理工大学, 2012.
[4] 中国建筑科学研究院, 严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准, JGJ 26—2010, 北京 : 中国建筑工业出版社, 2010.

严寒地区既有居住建筑被动式节能改造探究

黄文瀚, 杨金钢, 李鑫福, 赵洪宇, 马宏达

(吉林建筑大学市政与环境工程学院, 长春 130118)

[摘要] 本文通过对吉林建筑大学通风实验室改造为被动房性能实验室的建设过程的总结和技术参数的汇总, 并结合对实验室投入使用后的冬季初步监测数据分析, 总结出严寒地区既有建筑被动式节能改造技术关键点并根据冬季初步监测结果对其居住环境进行评价分析。

[关键词] 被动房; 建筑节能; 舒适度; 温度场

0 引言

随着人民生活水平的提高, 建筑能耗将呈现持续迅速增长的趋势, 这我国能源资源供应与经济社会发展的矛盾。降低建筑能耗, 实施建筑节能, 对于促进能源资源节约和合理利用, 缓解我国的能源供应与经济社会发展的矛盾, 有着举足轻重的作用。目前我国城乡既有建筑面积达 420 亿 m^2 , 这些建筑中的 95% 以上普遍存在耗能大、效率低、围护结构的保温隔热性能差等问题, 并具有夏季空调用电量、冬季采暖能耗高的特点。因此, 如何降低既有建筑能源消耗, 提高能源利用效率, 实施建筑节能, 是我国可持续发展待研究解决的重大课题。

被动式房屋的概念由德国提出, 是国际认可的全新节能建筑概念, 也是我国发展节能建筑的契机。它集“高舒适度、超低能耗、超微排放”为一体, 成为现代建筑走进自然的代表, 将是未来居住建筑的潮流。其原理是应用高性能的围护结构、高效的新风热回收系统以及可再生能源的利用, 使建筑物的热量损失达到最小, 最大限度地降低对主动式采暖系统的依赖。对于采暖能耗巨大的严寒地区, 既有建筑的被动式节能改造也许是最好的解决途径。

本文以既有建筑被动房改造案例—吉林建筑大学被动房性能实验室为研究对象, 总结其建设过程中节能关键技术和施工手段, 并对交付使用后, 冬季初步性能监测数据分析, 探索严寒地区既有居住建筑节能改造的有效途径。

1 被动房性能实验室改造工程

被动房性能实验室建筑面积为 48m^2 , 地点位于吉林建筑大学土木教学馆一楼, 原为通风实验室, 后将朝南的实验室隔出一个空间 ($7.7\text{m} \times 6.2\text{m} \times 4\text{m}$) 进行被动房改造。

该被动房性能实验室为模拟居住建筑所改造, 内置洗手盆、抽油烟机、分体式空调等居住建筑常



图 1 实验室改造前



图 2 实验室改造后

用物件, 可以很好的模拟严寒地区居住建筑的使用情况。

经过初步分析, 要完成被动式超低能耗的目标, 项目的主要技术参数初步控制如表 1。

表 1 主要技术参数

序号	名称	传热系数、性能参数
1	外墙	$0.15\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
2	分户墙 / 楼板	$0.20\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
3	外窗	$0.80\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
4	气密性	$0.6\text{h}^{-1} (50\text{Pa})$
6	新风热回收	$\geq 75\%$

被动房实验室具体改造建设的关键技术要点主要如下:

1.1 围护结构

根据围护结构所处的温度环境不同, 将保温做法分为五部分, 分别进行设计。以下所有保温厚度的确定, 均根据 PHPP 计算, 满足能耗指标情况下最终得出。

主要实施途径如下:

(a) 外墙直接接触室外, 在冬季时室内外温差大, 此处采用 49 墙体 +300 mm 石墨聚乙烯保温 (内保温);

(b) 地面直接接触土壤, 在冬季时室内外温差相对外墙较小, 由于此项目, 地面面积相比外墙面积大, 故此处热损失也比较大, 此处的保温厚度为 250 mm;

(c) 室内隔墙和天花板相比以上两处, 均为室内环境, 温差比较小, 但面积相对来说比较大, 此

[基金项目] 大学生创新创业训练项目“严寒地区被动式超低能耗居住建筑评价体系研究”。

处的热量损失也不可忽视,由于温差较小此处的保温选择采用内墙加+200mm 石墨聚乙烯保温(内保温);

(d) 被动房的门窗对整个建筑能耗非常重要,此项目门所处位置为室内,无太阳辐射,只需考虑热损失,窗户为南向,且面积较大,选择被动房窗户,冬季可以保证得热大于热损失。本项目窗户和门的参数要求如下:

窗户:采用实心铝合金三玻, low-e 玻璃。(窗户面积 8.8m^2) 传热系数 U 值 $\leq 0.8\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$;

门:采用高性能保温门 U 值 $\leq 0.8\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$;

(e) 在被动房的窗户外使用活动外遮阳,降低夏季能耗,减少太阳得热,其升降由室内控制器控制。

1.2 新风系统

本项目新风系统参数如下:

(a) 新风换气热回收系统全热回收主机 1 台:回收效率大于 75%,主机具有防结露结霜功能,可在 -30°C 以上,正常进行新风交换;

(b) 高效管道过滤箱 1 个:五层净化效率有效去除空气中的异味、颗粒及分解 VOC 等有害菌;对空气中 $\text{PM}_{2.5}$ ($0.3\sim 0.5\mu\text{m}$) 的过滤效率为 98.4%;

(c) 新风与排风系统气流组织合理设计,有效排除室内污染物。

1.3 采暖系统

本项目能源系统采用电采暖,电采暖技术参数如下:(a) 加厚型金属屏蔽,通过美国电磁辐射检验及美国 UL 认证;(b) 有安全接地措施以及 XLPE 绝缘工艺;(c) 温型液晶温度控制器,可实现自动、手动开启或关闭加热设备,多时段定时开启、关闭加热设备。

1.4 无热桥和防潮处理

在被动房设计中热桥的损失不可忽略,此项目为只有一个空间,采用内保温做法时可以做到保温连续,产生的热桥的影响较少,但仍然需要注意以下部位的热桥:(a) 内遮阳窗帘安装预埋件;(b)

建筑内的管道与墙连接部位;(c) 插座开关电箱等部位;(d) 其他破坏保温连续性的部位。

对于改造建筑内保温做法来说,必须考虑由于内外温差和湿度差引起的墙体可能结露的风险,热桥处以及冷水管处都可能产生结露。对于建筑外墙来说由于冬季温差和湿度差较大,室内高温湿空气向室外转移,会在温度较低的墙体部位发生冷凝,破坏墙体结构和室内卫生环境,因此需要在内部设置防水隔汽膜,避免此种情况发生,同时对于热桥和冷水管部位,也要做相应的防结露处理。

1.5 气密性处理

被动房要求的气密性为 $n_{50} < 0.6\text{h}^{-1}$ (维持室内 50pa 正压,每小时换气次数不超过 0.6 次),被动房改造项目为 $n_{50} < 1\text{h}^{-1}$,对于体积较小的建筑来说,气密性比较难以达到,需要在门窗安装以及在保温施工之前对于气密性有影响的部位实现进行气密处理。以下是本项目可能的气密性薄弱环节:

(a) 门窗安装部位;(b) 穿墙管道部位;(c) 新建隔墙与原墙体连接部位;(d) 原窗户封为墙的部位;(e) 地下通风井口位置;(f) 其他可能的贯穿部位。

2 冬季初测分析

在被动房性能实验室交付使用后,实验团队对其进行了冬季的初步监测,时间从 1 月 17 日到 1 月 31 日,在每天的监测时间段,热回收新风机正常运行,将外遮阳升起,电地暖开启并设置室内温度为 18°C ,同时测试人员在被动房内进行正常的工作和休息活动,本文选择其中 1 月 21 日的监测数据作为分析。

2.1 室外环境监测

该项监测的进行依靠设置在土木教学馆楼顶的气象监测站对室外进行 24 小时的气象监测,监测内容为室外温度和相对湿度。如图 3、图 4 所示。通过监测数据观察可以看出,在夜晚期间温度最低接近 -19°C ,在白天温度最高 -12°C 。

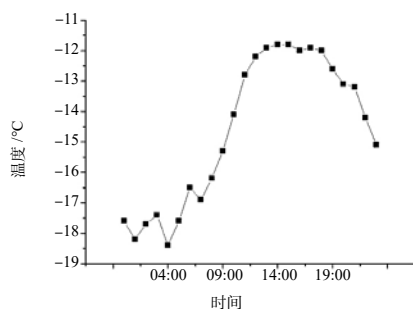


图 3 室外温度变化图

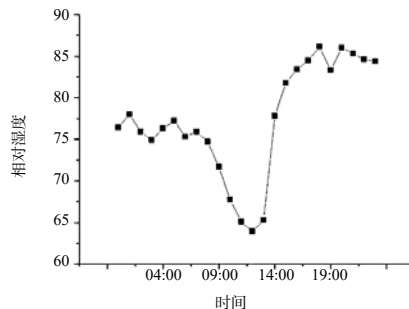


图 4 室外相对湿度变化图

2.2 室内温度场监测

利用被动房性能实验室内的温度场监测系统，该系统利用支架将 80 个温度探点均匀布置于被动房空间中，共分五层，由上到下分别是 1~5 层，监测结果分别如图 5、图 6、图 7、图 8、图 9 所示。

通过各层曲线与平均温度曲线对比得出，室内空间温度呈由下向上微弱递减的趋势，这种温度梯度可以带给人们很好的热舒适感，从曲线总体趋势来看，受日照和室外温度的影响，在 19:00~11:00 温度呈下降趋势，在 11:00~19:00 温度不断上升，室内温度在 19:00 左右达到最高值，温度达到 16.5℃，在午间时段温度最低低至 12.5℃。

2.3 室内环境监测

使用室内空气品质检测仪对室内 CO₂ 浓度、相对湿度、PM_{2.5} 浓度、PMV 指数进行监测，监测结果分别如图 10、图 11、图 12、图 13 所示。

通过监测结果发现在监测时间段，PMV 指数

表 2 PMV 生理、心理热感标尺

热感觉	寒冷	凉	稍凉	热舒适	稍暖	暖	热
PMV	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3

表 3 PM_{2.5} 浓度对应的指数等级

PM _{2.5} 浓度值	0~35	35~75	75~115	115~150	150~250	250~500
对应等级	优	良	轻度污染	中度污染	重度污染	严重污染

表 4 CO₂ 浓度含量与人体反应

CO ₂ 浓度 /ppm	350~450	450~1000	1000~2000	2000~5000	≥ 5000
人体反应	如置身室外	呼吸顺畅	昏昏欲睡	轻度恶心	严重缺氧

在 -1 左右波动，根据表 2 中的热感标尺划分，室内属于稍凉、PM_{2.5} 浓度值在 15~55 之间波动，根据表 3 判定属于优良等级，且大部分时间处于优秀等级，CO₂ 浓度一直处于 390~415 之间，在这区间的人体感觉呼吸顺畅。

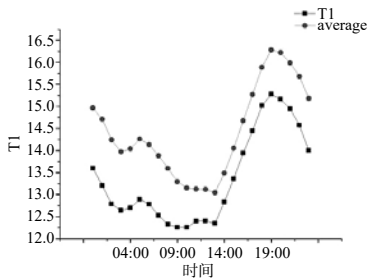


图 5 第一层温度探点平均温度与室内平均温度

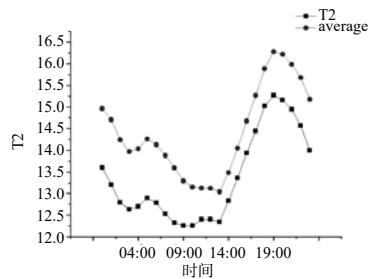


图 6 第二层温度探点平均温度与室内平均温度

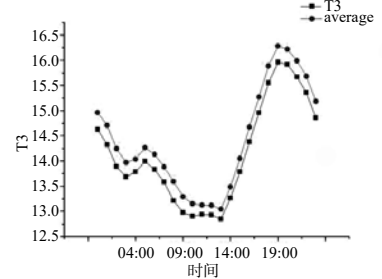


图 7 第三层温度探点平均温度与室内平均温度

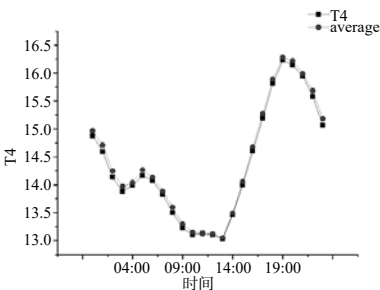


图 8 第四层温度探点平均温度与室内平均温度

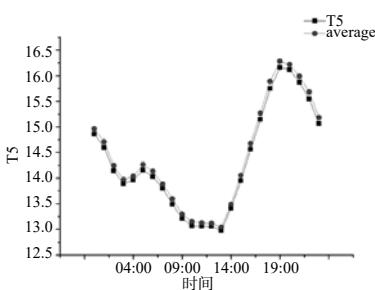


图 9 第五层温度探点平均温度与室内平均温度

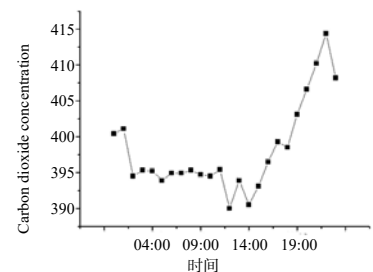


图 10 室内 CO₂ 浓度

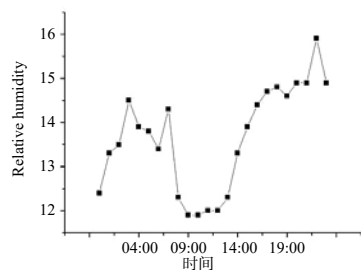


图 11 相对湿度

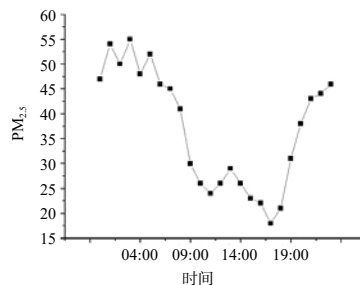


图 12 PM_{2.5} 浓度

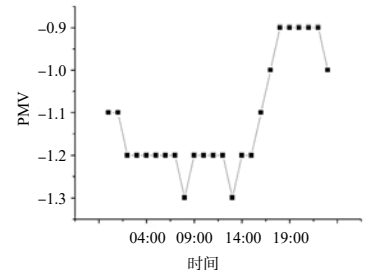


图 13 PMV 指数

3 结论

通过被动房性能实验室改造过程的总结,概括出严寒地区既有居住建筑被动式超低能耗改造的技术关键点,可为严寒地区既有建筑节能改造提供参考,又通过对冬季被动房的初步监测,发现改造后的被动式居住建筑在保证超低能耗的同时,借助新风换热系统和地板低温辐射采暖系统足以保障室内空气品质的优良和热舒适程度。对于采暖能耗巨大的严寒地区,有着大量的高能耗居住建筑,不仅使得居民产生较大的能耗费用,也导致国家能源资源紧张,环境污染日趋严重,因此势必开展既有建筑被动式节能改造工作。

参考文献

[1] 孔文慷,龚延风,于昌勇等.被动房冬季运行室温

响应实测分析[J].建筑科学,2016,32(4).

[2] 周洪涛,张振,长春市居住建筑被动式墙体设计策略研究[J].四川建材,2017,43(3).

[3] 王杨养,陶进,任楠楠.严寒地区被动式超低能耗居住建筑示范研究[J].山西建筑,2015,41(31).

[4] 李锐,李亮,赵明桥,等.城市既有建筑节能改造关键技术研究[J].湘潭大学自然科学学报,2009,31(3).

[5] 金虹,邵腾,金雨蒙,等.被动式技术在严寒地区农村住宅中的应用研究[J].西部人居环境学刊,2016,31(01):115-118.

[6] 高贵芬.浅谈被动式住宅[J].建筑科学,2014,2(01):214.

某印刷厂选择土壤源热泵系统的分析

吴青娇, 肖荣子

(中国轻工业武汉设计工程有限责任公司, 武汉 430060)

[摘要] 土壤源热泵作为一种可再生能源, 具有高效、节能、环保、运行费用低等特点, 目前在空调采暖行业得到广泛运用。河北某印刷厂车间夏天生产冷负荷大, 生产过程对温度有严格要求, 冬天设空调采暖。结合项目实际特点, 针对土壤源热泵加冷水机组和燃气锅炉加冷水机组两个方案, 对其投资和运行费用进行经济性比较, 确定采用土壤源热泵加冷却塔的空调方式。

[关键词] 土壤源热泵; 冷热平衡; 空调; 节能; 环保

0 引言

最近几年, 全国大部分地区冬天空气质量差, 雾霾现象频发, 尤其北方地区特别严重。国家对节能减排的要求也越来越严格, 要求雾霾的治理必须从源头抓起, 减少碳硫化合物、氮氧化物及粉尘颗粒的排放, 冬天严禁新建、扩建小型燃煤锅炉用于采暖。因此土壤源热泵作为一种可再生能源利用技术, 近些年来得到很大的发展^[1]。土壤源热泵通过对地热的运用, 夏天制冷, 冬天制热, 减少电能的消耗, 节约燃煤资源, 有效避免碳氮化合物的排放, 减少颗粒雾霾的扩散, 在降低企业运行费用的同时也为节能降耗和驱散雾霾天气做出重要贡献。

1 项目简介

项目位于河北省石家庄市, 主要业务为报纸印刷和商业印刷, 整个厂区由车间、办公楼、宿舍楼、门房组成, 总建筑面积 18550m²。印刷车间内生产对空气的温度和湿度都有严格要求, 否则报纸和广告的印刷质量都会受到影响。印刷设备工作时散热量大, 车间内温度高, 因此印刷车间需要夏天制冷。冬天工作时间因内设备发热量大, 不需采暖, 而非工作时间段为了避免车间内油墨管道、消防管道等冻结的危险, 需制热采暖。根据逐项逐时负荷计算, 全厂的设计总冷负荷为 2596kW, 总热负荷为 1316kW。

2 方案设计

本项目所在地严禁新建、扩建小型燃煤锅炉用于采暖, 结合项目实际冷、热负荷特点, 设计时主要考虑以下两种方案: 1、土壤源热泵系统; 2、冷水机组 + 燃气锅炉系统。

本项目设计总冷负荷为 2596kW, 总热负荷为 1316kW, 全年的冷、热负荷相差较大, 设计过程中采用辅助散热 (即增加冷却塔) 的方式来解决冷、热负荷平衡失调的问题^[2]。一方面是经济性好, 同时也可避免因吸热与释热不平衡所引起岩土体温度的降低或升高, 从而影响地埋管换热器的换热性能, 降低地埋管换热系统的运行效率^[3-4]。

3 土壤源热泵系统的计算

全年的冷负荷远远大于热负荷, 土壤源热泵机组采用以热定冷的原则, 其余冷负荷由冷水机组和冷却塔承担, 因此热泵机组的选择必须计算冷、热负荷的平衡, 从而确定辅助散热冷水机组的负荷。

参照国家相关标准, 根据业主提供的报纸印刷行业空调实际使用情况, 每年的 6 月 1 日至 9 月 30 日为夏季制冷时间, 共计 120 天, 每天工作时间按 12 小时计算。在 120 天设计日中, 其中满负荷生产运行时间约 12 天, 75% 生产负荷时间约 55 天, 50% 生产负荷时间约 41 天, 25% 生产负荷时间约 12 天。冬季供暖时间为每年的 11 月 15 号~3 月 15 号, 共计 120 天。

$$\begin{aligned} & \text{全年夏季释热量} \\ &= \text{最大释热量} \times 12 \times (1 \times 12 + 0.75 \times 55 + 0.5 \times 41 + 0.25 \times 12) \\ &= 1335450 \text{ kW} \cdot \text{h} \end{aligned}$$

冬季供暖时间按 120 天计 (11 月 15 号~3 月 15 号), 每天按 20 小时计算, 120 天中设计日中, 其中满负荷运行时间天数按 15 天计算, 75% 负荷时间按 45 天计算, 50% 负荷时间按 45 天计算, 25% 负荷时间按 15 天计算。在车间生产期间, 由于印刷设备散热较大, 车间内不需供暖。为了防止管道冻结,

表 1 热泵机组最大释热量和最大吸热量计算表

季节	热泵机组能力 / kW	热泵机组数量 / 台	热泵机组输入功率 / kW	热泵机组 EER/COP	最大释热量 / 吸热量 / kW	全年释热量 / 吸热量 / (kW·h)
夏季	612.7	2	112.3	5.45	1450	1335450
冬季	640.2	2	142.9	4.48	994.6	1372548

注: 其中最大释热量和吸热量的计算结果按忽略输送过程中的循环水与空气的热交换量和水泵释放的热量。

仅在非工作时间采暖。即满负荷运行时，每天工作 20 小时，仅剩下的 4 小时需要供暖。

全年冬季吸热量
= 最大吸热量 $\times (4 \times 15 + 9 \times 45 + 14 \times 45 + 19 \times 15)$
= 1372548 kW·h

由表 1 可以看出，全年释热量和吸热量的差值不大，加上计算过程中忽略的水泵释放热，整个土壤源热泵系统的释热量和吸热量可以达到平衡，其余冷负荷由冷却塔和冷水机组补充，即整个系统由两台热泵机组和一台的冷水机组组成。

4 投资和收益分析

采用土壤源地源热泵 + 冷水机组和冷水机组 + 燃气锅炉两个方案的设备一次性投资分析比较如表 2 所示。

表 2 两个方案的设备一次性投资分析表

方案	一次投资 / 万元	夏季总耗电量 / kW	冬季总耗电量 / kW	夏季总耗气量 / (Nm ³ /h)	冬季总耗气量 / (Nm ³ /h)	备注
方案一	794	682.5	400.5	/	/	
方案二	540	745	77	/	140	

注：方案一为土壤源地源热泵 + 冷水机组；方案二为冷水机组 + 燃气锅炉。

当地的工业用电电价为 0.96 元 / 度，工业用天然气的价格为 3.8 元 / Nm³。

两个方案在夏季空调运行时的费用如下：

方案一：
夏季设计运行费用
= $682.5 \times 0.96 \times 12 \times (12 + 0.75 \times 55 + 0.5 \times 41 + 0.25 \times 12)$
= 603439.2 元

方案二：
夏季设计运行费用
= $745 \times 0.96 \times 12 \times (12 + 0.75 \times 55 + 0.5 \times 41 + 0.25 \times 12)$
= 658699.2 元

两个方案在冬季空调供暖运行时的费用如下：

方案一：
冬季设计运行费用
= $400.5 \times 0.96 \times (4 \times 15 + 9 \times 45 + 14 \times 45 + 19 \times 15)$
= 530582.4 元

方案二：
冬季设计运行费用

= $(77 \times 0.96 + 140 \times 3.8) \times (4 \times 15 + 9 \times 45 + 14 \times 45 + 19 \times 15)$
= 836169.6 元

表 3 空调全年运行费用表

方案	夏季运行费 / 万元	冬季运行费 / 万元	全年合计 / 万元	备注
方案一	60.4	53.1	113.5	
方案二	65.9	83.7	149.6	

根据表 2 和表 3 的数据进行对比，方案一投资比方案二投资高 254 万。但方案一的运行费用明显低于方案二，方案一的运行费用比方案二全年少 36.1 万，7 年可收回高出部分的投资费用，并且土壤源热泵系统的寿命比常规空调系统的长。从长远的角度来看，基于环境保护和空调系统的使用寿命，方案一土壤源热泵空调系统远比方案二常规的空调系统环保效益更高。

5 结论

计算河北某报业印刷项目的空调冷、热负荷，统计印刷车间的工作运行时间，计算空调系统全年的释热量和吸热量，选择热泵机组形式，提出土壤源热泵加冷水机组空调系统和冷水机组加燃气锅炉空调系统两种方案，并对两个方案的初期投资和全年运行费用进行统计和计算。土壤源热泵加冷水机组空调系统比冷水机组加燃气锅炉空调系统的初期投资高 254 万，但全年运行费用少 36.1 万，7 年可收回高出部分的投资。土壤源热泵是国家大力发展和鼓励的新兴产业，是实现国家可持续发展的绿色空调技术。企业可以经过适当的政府渠道，获得一定的政府扶持节能资金。本项目从运行效果、环境保护、安全生产和使用寿命等角度出发，选择了土壤源热泵空调系统。

参考文献

- [1] 赵福滔. 土壤源热泵系统地埋管换热器方案设计及优化研究 [D]. 重庆大学硕士学位论文, 2016:1-3.
- [2] GB 50366—2005. 地源热泵系统工程技术规范 [S].
- [3] 白天. 严寒地区土壤源热泵系统地埋管运行特性研究 [D]. 哈尔滨工业大学博士学位论文, 2010:1-6.
- [4] 杨红辉. 土壤源热泵系统的地埋管热平衡分析 [J]. 工程建设与设计, 2012(6):100-105.

某项目空压机组的余热回收利用实例

吴青娇, 肖荣子, 陈飞龙

(中国轻工业武汉设计工程有限责任公司, 武汉 430060)

[摘要] 喷油式螺杆空气压缩机在运行过程中, 其中有超过 3/4 的热能被排往大气中, 对这部分能量进行回收利用, 可以减少电能消耗, 对节能降耗和增加经济效益有重要意义。本文结合工程运用实例, 某 PVC 塑料管材生产企业对喷油螺杆压缩机的余热进行回收利用, 用于加热厂区内工作人员的卫生生活热水, 并对余热回收所产生的经济效益进行分析。

[关键词] 压缩机; 余热回收; 节能; 降耗; 经济

0 引言

喷油螺杆空气压缩机在运行过程中, 将电能转换为机械能, 机械能压缩空气, 空气受到强烈的高压压缩, 温度骤升, 与此同时, 机械螺杆的高速旋转也摩擦发热。高温压缩空气散热和摩擦所产生的热量通过空压机的混合油 / 气蒸汽排出空压机体。这部分高温油 / 气气流的热量相当于空压机输入功率的 3/4, 它的温度通常在 80℃ (冬季) 至 100℃ (夏秋季), 为了达到机器运行温度的要求, 这些热能都在压缩空气进入管路系统之前被排往大气中, 即借由空压机的散热系统来达到机器运行的温度要求^[1], 否则机器会停止运转。在某 PVC 塑料管材生产企业中, 员工宿舍需大量卫生生活热水, 采用空压机余热回收来取代电加热, 不仅能减少大量电能, 节约成本, 还能改善空压机的运行环境, 延长空压机设备的使用寿命, 有效降低空压机的后期维护和保养费用^[1]。

1 空压机热回收理论计算

在空气被压缩的过程中, 假设被压缩的空气为理想气体, 并且为等熵绝热过程, 则压缩机的等熵绝热功率 W_{ad} 为^[2]:

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} p_s q_v \left(\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (1)$$

式中: W_{ad} 为压缩机的等熵绝热功率 (kW); p_s 为压缩机的吸气压力 (绝压, kPa); p_d 为压缩机的排气压力 (绝压, kPa); k 为被压缩气体的等熵指数, 空气的等熵指数为 1.4; q_v 为压缩机的实际容积流量 (m^3/s)。

根据公式 1, 在标准大气压下, 压缩机吸入的空气温度为 20℃, 排出的空气温度为 80℃, 将 1 m^3/s 的空气压缩至 8.5bar (表压), 其压缩机的理论等熵绝热功率 W_{ad} 为:

$$W_{ad} = \frac{1.4}{1.4-1} \times 100 \times 1 \times \left(\left(\frac{950}{100} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) \\ = 315.92 \text{ kW}$$

在这个过程中, 压缩空气所带走的热量 Q 为:

$$Q = Q_{\text{排}} - Q_{\text{入}} \\ = \rho_v q_v C_p \Delta T = 1.17 \times 1 \times 1.004 \times 60 = 70.48 \text{ kW}$$

可以得到:

$$\frac{Q}{W_{ad}} = \frac{70.48}{315.92} = 0.223$$

由上述的计算结果可以看出, 压缩空气所带走的热量仅占整个绝热压缩过程中所消耗功率的 22.3%, 超过 3/4 的热量被排往大气中, 其中仅很小一部分以辐射散热的方式排往大气中, 剩下的热量都可以进行回收利用。

2 空压机热交换原理

空压机的热交换过如图 1 所示: 从大气中吸入的空气与机油在转子内压缩后产生高温的压缩油气混合物, 温度约为 80-95℃, 然后进入油气分离器, 油气分离后, 压缩气体进入后冷却器进行冷却, 通过管道进入各用压缩空气用气点。而高温润滑油进入热交换器与冷水进行热交换, 高温润滑油冷却后重新进入压缩机螺杆。如果润滑油油温仍然过高, 则进入空压机原油冷却器系统进行冷却, 油温达到要求后再进入空压机。增加热回收系统后, 不但不影响原空压机的所有性能, 并且可以降低空压机整体的温度, 提高产气量。温度与产气量成反比关系: 空气排出温度每上升 1℃, 产气量就下降 0.05%; 上升 10℃ 就下降 0.5%; 反之则相应提高产气量^[3]。增加热回收系统还减少后冷却器冷却风扇的使用时间, 具有一定的节电效果, 延长机器及耗材使用 (如油气分离器、润滑油、机油格) 时间, 节省维保费用等多种好处。

3 余热回收原理及工艺流程

在某 PVC 塑料管材生产企业中, 根据工艺生产使用要求, 共设有四台水冷式喷油螺杆空压机。其中有三台 160kW 定频带内置热回收装置的水冷空压

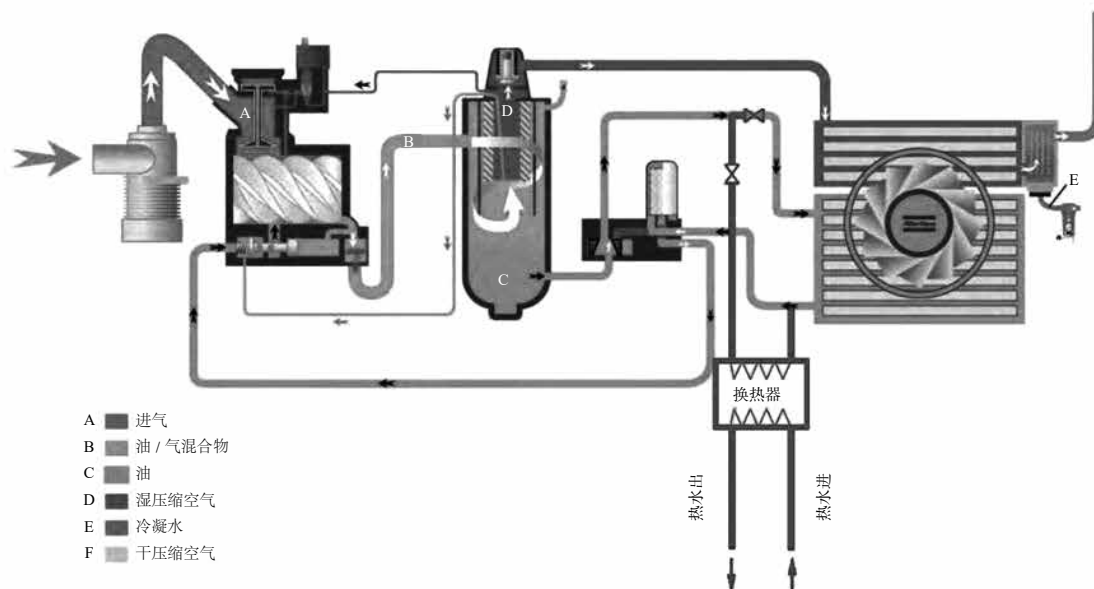


图 1 空压机热交换过程原理图

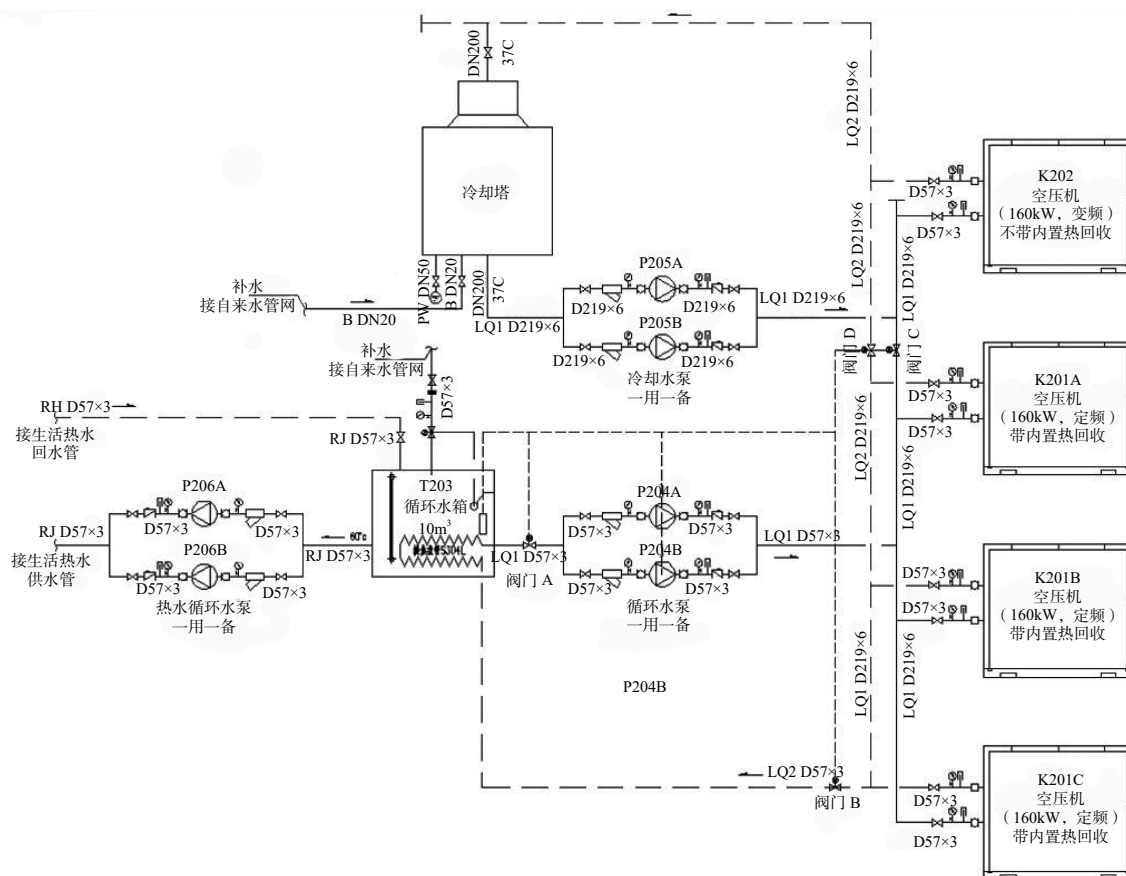


图2 空压机余热回收系统原理图

机（常用），一台 160kW 变频不带热回收的水冷空压机（备用）。变频不带热回收的空压机采用屋顶冷却塔的循环水进行冷却。定频带热回收的空压机提供生活热水至食堂和倒班楼。制备热水时，打开循环水泵和生活热水循环水泵，当生活热水水箱中的温度、液位达到设定值时，关闭热回收系统的阀门及热循环水泵，开启冷却塔系统，采用冷却水进行冷却。生活热水系统和屋顶冷却塔系统的启动通过电动阀门进行转换。空压机余热回收系统的原理图如图 2 所示。

如图 2 所示，空压机组平时工作时采用屋面冷却塔的进出水进行冷却。需要制备生活热水时，采用空压机余热回收代替电加热制备热水供给倒班楼。空压机组采用冷却塔冷却时，阀门 A 和阀门 B 关闭，阀门 C 和阀门 D 打开。当空压机组采用热回收制备热水时，阀门 A 和阀门 B 打开，阀门 C 和阀门 D 关闭。当循环水箱中水温达到设定温度时，温控阀门 A 自动关闭，同时关闭循环水泵和阀门 B，阀门 C 和阀门 D 打开，转换成冷却塔冷却模式。图中循环水箱中水低于一定水位时，水箱中的浮球阀会自动打开，并向水箱中注水；当高于一定水位时，浮球阀关闭，自动停水。

4 设计计算和节能效益分析

倒班楼共计 420 人，其中有 30 间房为双人间，90 间房为 4 人间，共计 120 间房，每人每日的最高日用热水水量按 80L/d 进行设计计算^[5]。每天早、晚两班定时供应热水，每班工作时间为 8 小时，每天供水两次，每班的供应时间为 1 小时，一天热水供应时间共为 2 小时。循环热水供回水温度为 60/50℃，自来水进水温度按 5℃ 计算。

宿舍楼每天的生活热水总量 G 和热水总耗热功率 Q 分别为：

$$G = 80 \times 420 \times \frac{0.8}{1000} = 26.88 \text{ m}^3/\text{d}$$

$$W = G C_{p\text{水}} \Delta t_{\text{水}} = 26.88 \times 4.187 \times 1000 \times 55 = 6190060.8 \text{ kJ/d}$$

生活热水箱的容积为 10 m^3 ，水箱内的热水由非供水时间加热，在供水时间内，当水箱内的热水全部用完时，需补充的热水为：

$$G_{\text{峰}} = (26.88 - 10 \times 2) / 2 = 3.44 \text{ m}^3/\text{h}$$

供水时间内的小时耗热量为：

$$q_{\text{峰}} = G_{\text{峰}} C_{p\text{水}} \Delta t_{\text{水}} / \Delta t_{\text{峰}} = 3.44 \times 4.187 \times 1000 \times 55 / 3600 = 220.05 \text{ kW}$$

水箱内的热水在非供水时间（共 14 小时）内加热，水箱内热水全天被放空两次，即每次的热水制

备时间为 7 小时，热水制备时间内的小时耗热量为：

$$\begin{aligned} q_{\text{平时}} &= G_{\text{水箱}} C_{p\text{水}} \Delta t_{\text{水}} / \Delta t_{\text{平时}} \\ &= 10 \times 4.187 \times 1000 \times 55 / (3600 \times 7) \\ &= 91.39 \text{ kW} \end{aligned}$$

本项目采用三台 160kW 的水冷空压机，考虑到转换效率、换热器的换热效率等因素，每台空压机的余热回收效率按总功率的 65% 计算，则单台 160kW 水冷空压机所产生的余热 $q_{\text{空}}$ 为：

$$q_{\text{空}} = 160 \times 65\% = 104 \text{ kW}$$

空压机产生的余热 $q_{\text{总}}$ 共为：

$$q_{\text{总}} = 104 \times 3 = 312 \text{ kW}$$

$q_{\text{总}}$ 大于 $q_{\text{峰}}$ 和 $q_{\text{平时}}$ ，因此无论平时加热水箱内热水还是供水时加热生活供水，空压机余热都可以满足生活热水所需的热量，可直接用来加热生活热水。

倒班楼每天加热生活热水所需的耗热量为 $W = 6190060.8 \text{ kJ/d} = 1719.46 \text{ (kW} \cdot \text{h)/d}$ ，即每天需 1720 度电。项目所在地无天然气来源，而太阳能热水系统投资大，对室外温度要求高，冬天还需要增加电辅热系统，一般都使用电加热热水器。当地的工业用电电价为 1 元 / (kW·h)，每天可节约 1720 元，全年可节约 60.2 万元（工作日 350 天）。此空压机余热回收系统仅需要购买水泵、水箱、换热盘管、阀门、管道等，前期投资费用低，后期无其他运行费用，节能效果明显，经济效益也相当可观。

5 结论

此 PVC 塑料管材生产线在不改变工艺生产的前提下，合理利用空压机余热，通过换热盘管用生活热水把空压机的热油冷却，加热生活热水供给职工洗浴，减少了前期电热水器的投资，节省大量的电能，后期维护和运行费用低，带来巨大的经济效益。与此同时还能改善空压机的运行环境，延长空压机设备的使用寿命，有效降低空压机的后期维护和保养费用。

参考文献

- [1] 罗海华. 空气压缩机冷却循环水余热利用系统设计 [J]. 华电技术, 2013(6):80-81.
- [2] 全国勘察设计注册工程师公用设备专业管理委员会秘书处. 全国勘察设计注册公用设备工程师动力专业职业资格考试教材（第 3 版）. [M] 2014.
- [3] 阿特拉斯. 科普柯有限公司. 压缩空气手册（第六版）. [M] 1998.
- [4] 席海涛. 空压机余热回收利用设计与效益分析 [J]. 煤炭工程, 2014 (6):22-24.
- [5] GB 50015—2003. 建筑给水排水设计规范 [S].

蓄热式电暖器在北京农村地区的应用研究

刘宗江, 陈 亮, 李 忠, 冯爱荣, 李爱松, 李常铃

(中国建筑科学研究院, 北京, 100013)

[摘 要] 本文通过建立北京市农宅负荷计算模型, 研究了节能建筑和非节能建筑的冬季热负荷特性。研究了蓄热式电暖器的蓄热、放热特性; 将蓄热式电暖器放热特性与建筑负荷进行适应性研究, 给出了蓄热式电暖器的选型方法, 并对该方法的可靠性进行了论证。文章结论对蓄热式电暖器的选型设计具有指导意义。

[关键词] 蓄热式电暖器; 建筑负荷; 蓄热率; 放热量

0 前言

近几年, 随着北京煤改电项目的不断进展, 全国各地特别是北方地区陆续加入煤改电大军, 一时间清洁能源供暖成为时代新宠。目前, 北京农村地区清洁取暖主要包括空气源热泵和蓄热式电暖器两大技术方向。空气源热泵产品在选型、系统设计上比较成熟, 蓄热式电暖器目前缺乏明确的选型方法。本文从建筑负荷特性和电暖器放热特性两方面考虑, 对蓄热式电暖器在北京农村地区的应用进行研究, 研究结果对指导蓄热式电暖器的选型, 理解产品热工性能具有指导意义。

1 北京农村住宅的负荷特性

据调查, 北京市传统民居主要以四合院为主, 属中国传统木构架体系的合院式建筑类型, 是北方合院式传统民居的典型形式, 其组合形式有单进院、二进院、三进院。北京农宅 90.4% 的外墙没有采取保温措施, 但现有传统民居的外墙保温问题已逐步开始重视^[1]。《农村居住建筑节能设计标准》规定的寒冷地区外墙传热系数为 $0.65\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$, 实际上目前达到该水平的很少, 广泛采用的 370mm 实心黏土砖的传热系数为 $1.61\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$, 远高于节能水平^[2]。

研究者主要针对外墙和外窗的围护结构性能, 进行农宅的能耗模拟, 在 trnsys 软件环境下, 分别构建不节能建筑和节能建筑模型, 进行比较分析。计算模型如下, 其中模型参数见表 1。



图 1 北京农宅模型

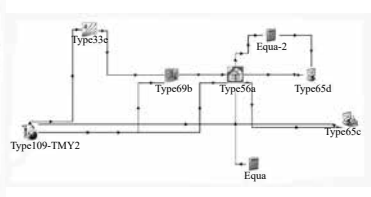


图 2 北京农宅计算 trnsys 环境

表 1 参数对比表

项目	节能建筑参数	非节能建筑参数
外墙	$0.65\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	$1.61\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
屋面	$0.5\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	$1.0\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
地面	$1.01\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	(硬质水泥地面) $1.5\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
隔墙	$1.5\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	$1.5\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
外窗	$2.7\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	(普通中空) $3.2\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
换气次数	0.5	0.5
供暖设定温度	15°C	15°C
供冷设计温度	26°C	26°C
建筑面积	114m^2	114m^2
TMY 气象参数	北京	北京
供暖方式	连续供暖	连续供暖

经计算, 得到北京市农宅的负荷特点, 如图 3 所示。

节能农村建筑全年冷热负荷分布如上, 其中最大热负荷为 4.53kW , 计算热负荷设计指标为 $39.6\text{W}/\text{m}^2$, 负荷最大日为 1 月 15 日 (第 368h) 如图 4 所示。

北京非节能农村建筑全年最大热负荷为 10.23kW , 计算热负荷设计指标为 $89.7\text{W}/\text{m}^2$, 负荷最大日为 1 月 15 日。

研究者将包含 1 月 15 日的一周负荷数据单独提炼出来, 得到本周内建筑供暖负荷分布情况, 其中节能建筑和非节能建筑对比分析, 如图 5 所示。

按照当前的电采暖散热器测试标准, 蓄热 8 小时, 结合北京农村谷电时间, 蓄热阶段定为 21:00~5:00。重新对 1 月 15 日建筑负荷进行统计, 对于节能建筑谷电时段建筑总负荷为 $45.52\text{kW}\cdot\text{h}$, 平电时段建筑总负荷为 $51.17\text{kW}\cdot\text{h}$, 平电时段的总负荷占全天负荷的 53%, 建筑耗热量指标为 $0.85\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{d})$ 。

对于非节能建筑 1 月 15 日谷电时段建筑总负荷

[基金项目] 国家科技支撑计划课题“绿色农房气候适应性研究和周边环境营建关键技术与示范”资助 (2015BAL03B04)。

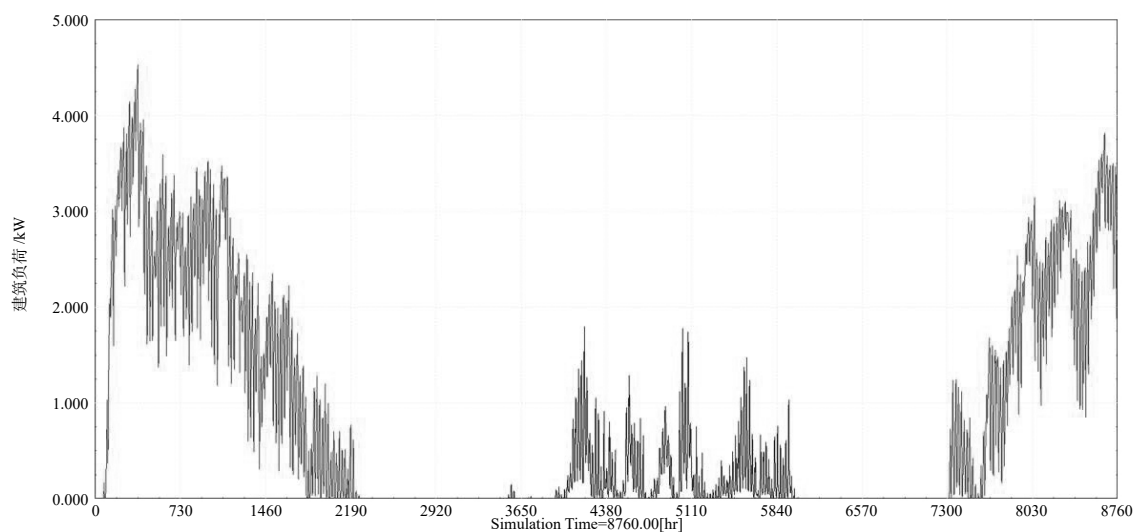


图3 节能农宅全年冷热负荷分布

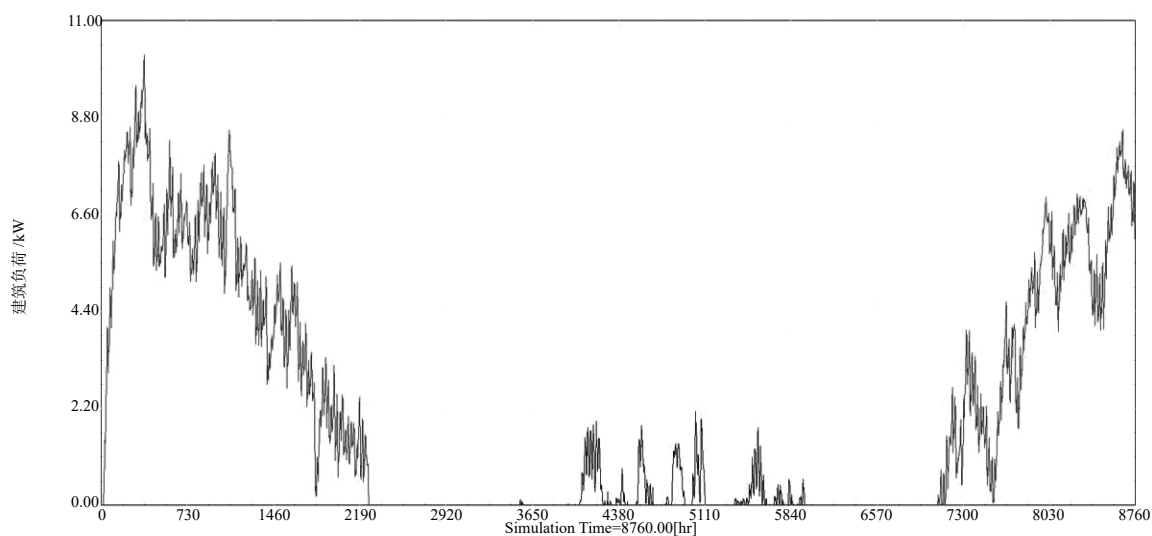


图4 负荷最大周节能农宅全年冷热负荷分布

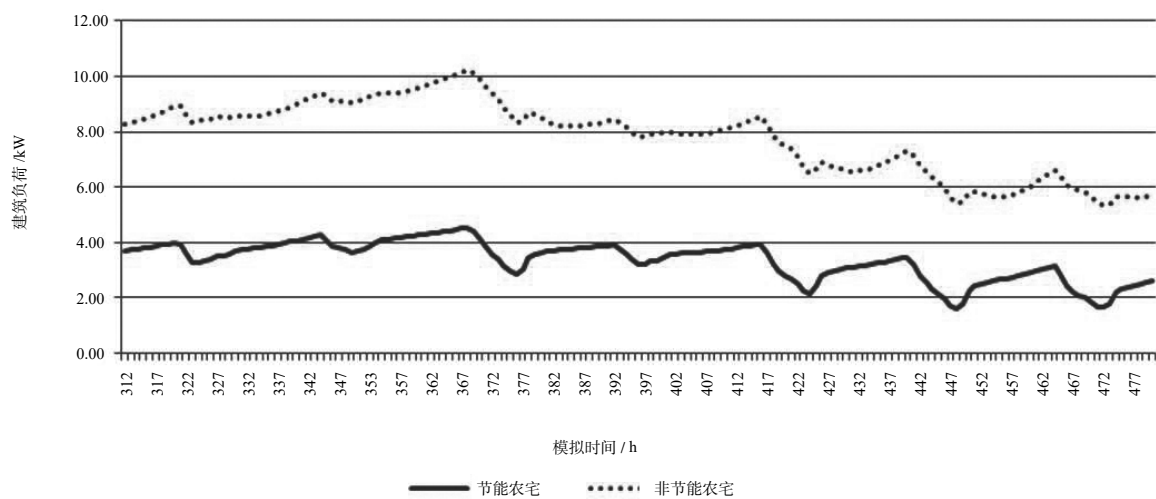


图5 一周内北京农宅负荷分布

为 101.83kW·h, 平电时段建筑总负荷为 128.52kW·h, 平电时段的总负荷占全天负荷的 55.8%, 建筑耗热量指标为 2.02 kW·h/(m²·d)。由图 5 可以看出, 节能农宅和非节能农宅在建筑负荷的趋势上一致, 能耗量值上有所差别。所以在末端设备选型上, 两者的差异也仅体现在设备容量上。

2 蓄热式电采暖散热器的技术特点

蓄热式电暖器的加热原件将电能转化为热能, 随着温度的升高蓄热导体并储存热量, 断电后, 在保温层的作用下, 蓄热导体按一定的放热曲线放出热量, 从而现实了“低谷蓄热、全天供暖”。产品通过温度控制装置, 控制对流孔的开度, 从而实现散热量的调节。产品的结构与散热原理如图 6、7 所示。

高密度氧化铁及氧化镁构成, 比热 1.07~1.21 kJ/kg·°C, 工作温度 700~750°C。具有比较强的热量储存能力。目前蓄热电暖器主要提供 1.6kW、2.4kW、3.2kW, 三种选择, 适用不同房间。每一个蓄热电暖器都可以单独灵活调控, 最大限度满足不同用户的不同需要。

目前对蓄热式电暖器的检测标准为《电采暖散热器》(JG/T 236—2008)^[3]。本文选择常见的 3 种型号的实验室检测数据, 研究其蓄热、放热特点, 并结合上文中的住宅负荷特点, 进行蓄热式电暖器在北京农村地区的应用研究。三种样品的基本参数如表 2 给出。

表 2 测试样品关键参数

名称	尺寸/mm	重量/kg	额定功率/W	蓄热率
电暖器 A1600W	720×650×190	92	1600	76.1%
电暖器 B2400W	820×610×200	102	2400	75.2%
电暖器 C3200W	10480×610×200	133	3200	76.2%

在通电蓄热测试期间, 保持散热器对流风口关

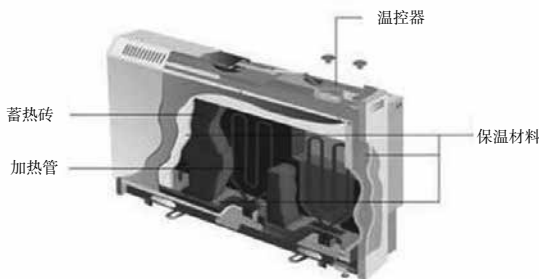


图 6 蓄热式电暖器的结构

闭, 蓄热 8 小时, 然后开启风口, 散热, 直到完成一个测试周期。在打开散热器对流风口时, 产生散热量的阶跃, 随后保持稳定散热。三种不同样品测试期间的蓄热过程散热量和散热过程散热量曲线如图 8 所示。

由测试结果可以看出, 电暖器在蓄热过程中的散热量随蓄热时间线性变化, 其实质是随蓄热介质温度线性变化, 放热过程前期几乎线性变化, 后期非线性变化。为了研究方便, 这两个过程都简单拟合为线性过程, 得到蓄热式电暖器启动蓄热后的蓄热过程放热量与放热过程放热量随运行时间的关系, 从而可以与建筑负荷进行耦合分析。拟合得到的曲线如表 3。

表 3 不同类型电暖器放热特性曲线

项目	电暖器 A1600W	电暖器 B2400W	电暖器 C3200W
蓄热期间放热性能	$y = 0.0014x$	$y = 0.0022x$	$y = 0.0031x$
放热期间放热性能	$y = 1E-06x^2 - 0.0021x + 1.2259$	$y = 2E-06x^2 - 0.0042x + 2.1101$	$y = 3E-06x^2 - 0.0057x + 2.6194$

以上拟合蓄热曲线的时间间隔为 1min, 蓄热期间放热性能曲线和放热期间放热性能的开始时间皆为 0, 时间变量为 0min、1min、2min、3min……根据目前的产品特点, 市场上蓄热式电暖器的普遍连续蓄热时间皆为 9h, 蓄热结束后, 断电放热时间普遍为 15h。实际运行时为非连续蓄热工况, 不在本研究范围内。

由以上公式, 研究者可以计算蓄热开始后, 每一个时刻的蓄热式电暖器的供热量, 和蓄热结束后, 放热开始, 每个时刻的供热量。因为实验室测试处于强制对流状态, 可以认为以上数据为产品的最大放热能力, 这样便可以将其与建筑最大热负荷结合研究蓄热式电暖器的供热特性。

3 蓄热式电暖器放热特性与建筑负荷适应性研究

在以上的研究中, 研究者分别得到了北京市典

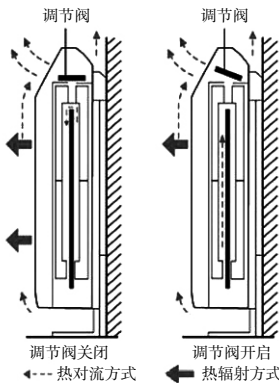


图 7 蓄热式电暖器的散热原理

型农宅在节能和非节能条件下的供暖负荷特性，并在实验室条件下研究了蓄热式电暖器的供热特性。本节将两者结合起来研究，主要做以下假设：

- (1) 蓄热式电暖器蓄热期间对流风口关闭，蓄热结束后对流风口打开；
- (2) 使用建筑最大热负荷日数据计算；
- (3) 散热器蓄热总时间为 9h，在 21:00:00 时开启蓄热。

最大负荷日节能建筑与非节能建筑的负荷分布如下，建筑供暖负荷出现最低点对应的当天太阳辐照为最高值。由此可以确定建筑负荷最低点对应的当日时刻为 13:00:00。由此类推推出其他时刻。

按照理想状态设计，将建筑负荷特性分别与电暖器 A，电暖器 B，电暖器 C，进行耦合研究，得到的数据分布如图 9 所示。

可以看出，按照蓄热式电暖器的最大供热能力选择散热器时，建筑供热负荷一直高于散热器的散

热量，供热效果很差。从散热过程曲线可以看出，选择电功率较小的蓄热式电暖器产品在后期放热过程中趋势比较平缓，供热效果较好。

同时，可知，建筑负荷在负荷最大日变化比较平缓，实验工况下的蓄热式电暖器的散热量的变化幅度较大，与建筑负荷变化不相适应，这就需要产品在实际应用时必须具备调节能力，在选择产品的散热量时可以考虑按照产品的实验工况下的平均散热能力选取，并以此作为产品选型指标。产品的额定电功率与平均散热能力的对应数据如表 4 所示。

表 4 额定电功率与平均散热能力对照表

额定电功率	1600W	2400W	3200W
平均散热能力	500W	750W	1000W

从而可以得出，在以上建筑模型中，节能建筑负荷为 4.53kW，需要配置额定电功率为 1600W 的散热器的理论台数为 9 台，2400W 的为 6 台，3200W 的为 5 台。需要说明的是，本次模拟计算采

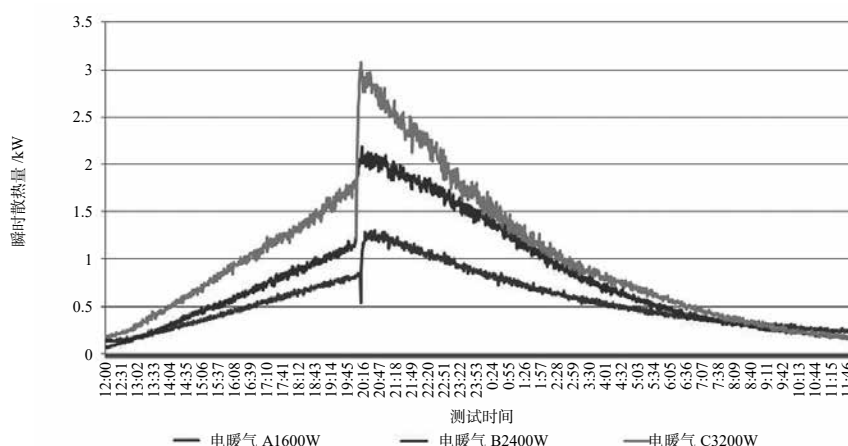


图 8 实验室测试样品放热特性曲线

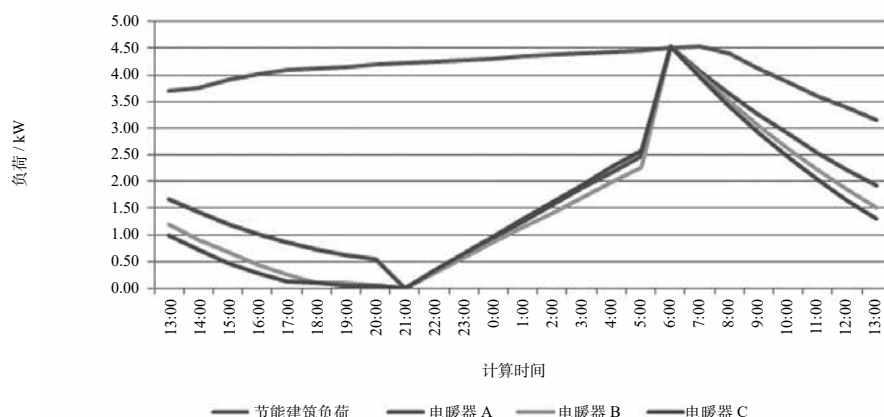


图 9 按照最大散热能力选型负荷曲线

用的是连续供暖模式，对厨房和卫生间部分也一并纳入到总建筑负荷统计，得到的建筑负荷偏大。实际上农村住宅实际应用时可以按照非连续供热考虑，部分非起居、卧室功能区域可以不供暖，实际应用时可以按照供暖房间面积热负荷指标核算，对每一间房间单独配置蓄热式电暖器，得到实际需要的散热器数量小于以上值。本文研究时按照所有房间都连续供暖考虑，供暖配置后散热器的散热曲线与建筑负荷曲线的对照关系如图 10 所示。

可以看出此时建筑负荷曲线位于散热器的散热量曲线中部，通过调节散热器的散热量可能实现建筑稳定供热。在这种情况下，验算在北京地区的蓄热量能否满足建筑的供热要求。北京农村要求蓄热 9 小时，实验室测试时蓄热 8 小时，实际应用条件优于实验室测试条件。本文以 8 小时蓄热作为依据进行验算。建筑谷电热负荷为 $45.52\text{kW}\cdot\text{h}$ ，平电热负荷 $51.17\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

表 5 不同电采暖散热器蓄热放热阶段总散热量

散热器类	单台蓄热量	总蓄热量	蓄热时 单台散热量	蓄热时 总散热量
电暖器 A	$8.7\text{kW}\cdot\text{h}$	$78.3\text{kW}\cdot\text{h}$	$3.1\text{kW}\cdot\text{h}$	$27.9\text{kW}\cdot\text{h}$
电暖器 B	$14.2\text{kW}\cdot\text{h}$	$85.2\text{kW}\cdot\text{h}$	$4.7\text{kW}\cdot\text{h}$	$42.3\text{kW}\cdot\text{h}$
电暖器 C	$19.8\text{kW}\cdot\text{h}$	$99.0\text{kW}\cdot\text{h}$	$5.2\text{kW}\cdot\text{h}$	$46.8\text{kW}\cdot\text{h}$

以上数据表明，在蓄热阶段如果完全蓄热，按照以上选型方法得出的数量配置，负荷总量基本上与建筑负荷一致，总蓄热量远大于不蓄热阶段的建筑供热负荷，带来蓄热量过剩，同时，也导致在谷电蓄热时段，供热量不足。这说明优化调整蓄热式端暖气的蓄热阶段散热量与散热阶段的散热量的比例，对实际工程应用中保证供热的有效性十分重要。

对于一个供热产品，虽然蓄热率为衡量其蓄热性能的重要指标，但是不能片面追求蓄热性能忽略产品的供热能力。

4 研究结论

随着北京煤改电进一步推进，蓄热式电暖器产品应用范围逐渐扩大，前期的基础性研究工作相对滞后，本文的研究结果对指导蓄热式电暖器的选型，理解产品热工性能具有指导意义，主要结论如下。

(1) 北京节能农宅计算热负荷指标为 $39.6\text{W}/\text{m}^2$ 。平电时段的总负荷占全天负荷的 53%，建筑耗热量指标为 $0.85\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{d})$ 。北京非节能农村建筑计算热负荷设计指标为 $89.7\text{W}/\text{m}^2$ ，平电时段建筑总负荷为 $128.52\text{kW}\cdot\text{h}$ ，平电时段的总负荷占全天负荷的 55.8%，建筑耗热量指标为 $2.02\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{d})$ 。

(2) 通过三种典型蓄热式电暖器的实验室测试结果，拟合给出了该产品在蓄热状态下的散热量和放热状态下的散热量随时间变化曲线，为设计人员动态评价散热设备的散热量提供依据。

(3) 本文将蓄热式电暖器放热特性与建筑负荷进行适应性研究，给出了蓄热式电暖器的选型方法，并对该方法的可靠性进行了论证。通过对建筑负荷与电暖器散热特性进行一致性分析，强调了蓄热式电暖器要兼顾蓄热量与散热能力。

参考文献

- [1] 邓琴琴, 李梦沙, 宋波, 李德英. 北京农村传统民居墙体节能技术探析 [J]. 建筑节能, 2014, (10): 36-41.
- [2] GB/T 50824—2013 农村居住建筑节能设计标准 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [3] JG/T 236—2008 电采暖散热器 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.

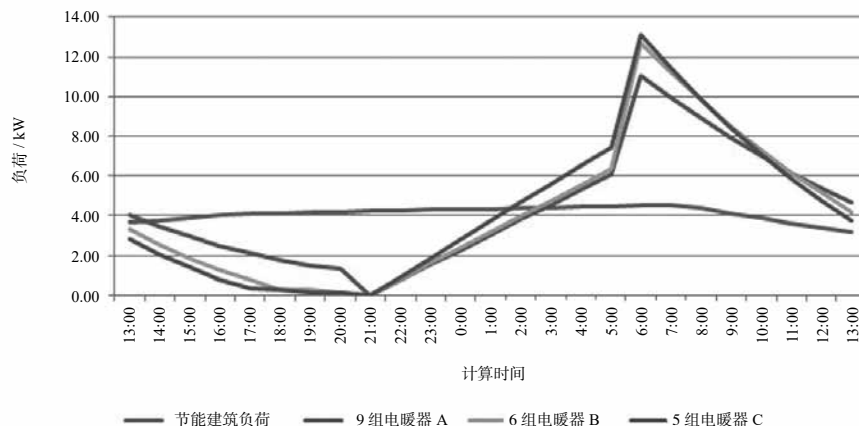


图 10 按照平均散热能力选型负荷曲线

对流型架空地板辐射采暖房间热环境特征研究

王登甲, 吴纯金, 刘艳峰, 王晓文, 王 敏

(西安建筑科技大学环境学院, 西安 710055)

[摘 要] 针对提出的对流型架空地板辐射采暖系统, 采用数值模拟的方法研究其地板表面温度分布及辐射采暖房间热环境特征, 并与实验结果对比验证了模型的正确性。结果表明: 盘管运行水温不同时, 架空地板表面温度与热流的分布规律相似, 呈现出在两盘管中间位置处高, 盘管正上方低的规律; 在相同工况下, 对流型架空地板辐射采暖系统下的室内空气温度相比于常规架空地板辐射采暖系统增加 1.0°C 左右; 对流型采暖房间内风速在 $0.11\text{--}0.18\text{m/s}$ 之间, 满足工作区人员舒适性要求; 对流型架空地板总散热量中对流散热量比例与常规架空地板辐射采暖对流比例相比高 5% 以上。

[关键词] 强化对流; 数值模拟; 热环境; 对流比例

0 引言

目前连续运行的建筑中常用的低温地板辐射采暖多为埋管式结构, 其加热盘管埋于填充层中, 蓄热能力强, 热稳定性好; 但在间歇采暖的建筑类型中, 则存在预热阶段加热时间长, 可调性差等问题。对于地板辐射采暖系统的研究, 在兼顾其优点的同时考虑不同场所的采暖需求、调节更加灵活十分重要。基于此, 提出一种对流型架空地板辐射采暖系统, 通过实验研究^[1]的方法研究了该系统的蓄、放热特性。

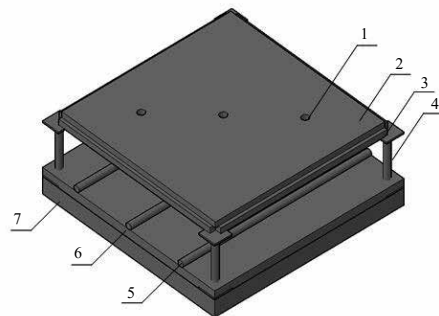
国内外诸多学者对地板表面温度和辐射采暖房间热环境进行研究。文献 [2-4] 给出了不同工况下地板表面温度及其热流密度的分布规律; 文献 [5-8] 给出了地板表面温度的简化公式和修正模型; 文献 [9-11] 根据数值模拟结果和实验研究得到辐射采暖房间内的温度分布并分析其舒适性; L. Fontana 通过基于尺度模型的实验研究对地板辐射采暖系统的热性能进行研究, 得出家具对于系统性能的影响关系。地板表面的温度和热流是地板辐射采暖系统的重要参数, 辐射采暖房间内的热环境特征也决定了采暖形式的特点以及其舒适性。故针对提出的对流型架空地板辐射采暖系统仅仅研究其蓄、放热特性是不够的, 其地板表面温度及热流分布、辐射采暖房间热环境的研究也十分重要。

本文针对提出的对流型架空地板辐射采暖系统, 在掌握其蓄热期和间歇期时的蓄、放热特性的基础上, 采用数值模拟的方法对其稳定状态运行时地板表面温度分布和辐射采暖房间热环境进行研究。

1 对流型架空地板辐射采暖系统结构

本文提出的对流型架空地板辐射采暖结构如图

1 所示, 盘管下方依次为铝箔层、绝热层和楼板层, 上方为支架、龙骨、架空地板, 其中架空地板上钻有孔洞, 以起到强化对流的作用, 支架和龙骨起到支撑的作用。该末端系统与传统地板辐射采暖系统相比, 盘管上方不铺设填充层, 而是将加热盘管直接放置于在保温层和地板之间的空气夹层中且架空地板上有孔洞。



1—孔; 2—地板; 3—龙骨; 4—支架; 5—盘管;
6—铝箔+保温层; 7—楼板

图 1 对流型架空地板辐射采暖系统结构示意图

2 物理模型及边界条件

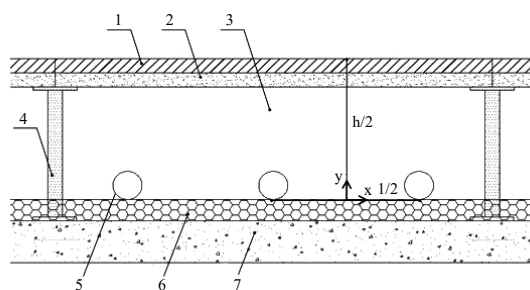
2.1 物理模型

(1) 架空地板

根据实验研究^[1]可得, 对流型系统在稳定运行时, 圆孔对于架空地板表面的温度影响范围仅限于圆孔周边, 圆孔面积占整个地板面积较小, 在距圆孔较远处可忽略圆孔对架空地板表面温度和热流随盘管间距和盘管运行水温的分布规律的影响。

架空地板辐射采暖末端系统物理模型如图 2 所示。对架空地板表面温度和热流随盘管间距和盘管运行水温的分布规律进行模拟计算, 水温沿盘管轴向变化不大, 可忽略轴向传热, 故传热过程可视为二维过程。

[基金项目] “十三五”国家重点研发计划项目课题 (2016YFC0700402); 国家自然科学基金面上项目 (51678468)。



1- 地板；2- 龙骨；3- 空气夹层；4- 可调支架；5- 管盘；
6- 铝箔+保温层；7- 楼板

图2 架空地板辐射采暖末端系统物理模型

(2) 辐射采暖房间

对流型辐射采暖房间物理模型如图3所示，尺寸为 $3.6\text{m} \times 3.2\text{m} \times 2.6\text{m}$ ，房间在 X 方向上有一面外墙，架空地板高度为 200mm ，盘管直径 20mm ，圆孔直径为 20mm 。根据前述分析架空地板辐射采暖系统可简化为二维模型，但对于对流型架空地板辐射采暖，由于地板上孔的存在不宜简化，故采用三维模型。同时系统房间模型关于 X 轴对称，为加速模拟计算，故得简化模型。

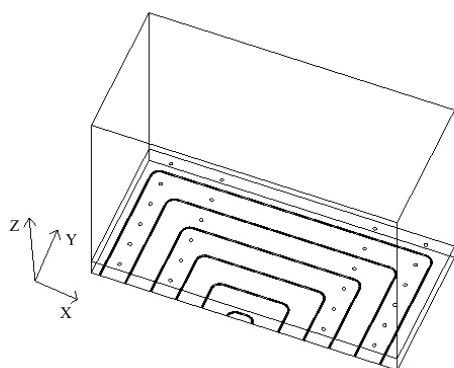


图3 对流型架空地板辐射采暖房间模型

2.2 边界条件

(1) 架空地板

对架空地板表面温度和热流分布进行数值计算，其定解条件为：

两相邻盘管中心线和保温层上表面边界，即：

$x = \frac{l}{2}$, $x = -\frac{l}{2}$, $y = 0$ 均为绝热边界：

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=\frac{l}{2}} = \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=-\frac{l}{2}} = \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = 0$$

架空地板上表面边界条件为第三类边界条件：

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=h} = q_d = q_c + q_r = (a_c + a_r)(T - T_a)$$

盘管表面为温度边界： $T|_p = T_w$

初始条件为： $T_0 = 14^\circ\text{C}$

式中： l 为盘管间距（m）； h 为架空地板上表面位置（m）； q_d 为架空地板上表面综合换热热流密度（ W/m^2 ）； q_c 、 q_r 分别为架空地板上表面对流和辐射热流密度（ W/m^2 ）； a_c 、 a_r 分别为架空地板上表面对流和辐射换热系数（ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ）； T_s 为盘管运行水温（ $^\circ\text{C}$ ）。

(2) 辐射采暖房间

本模型中有一面外墙，设置外墙边界条件为第一类边界条件，内壁面温度取 14°C ，内墙及楼板边界条件为第二类边界条件，为简化计算假定为绝热条件。盘管定壁温，第一类边界条件。地板为耦合边界 COUPLED，孔设置为 INTERIOR。对流型架空地板辐射采暖系统房间简化模型中，对称面边界条件为 SYMMTERY。

对于房间的热环境模拟所选取的工况为：盘管间距 100 、 200 、 300mm ；盘管运行水温 35 、 45 、 55°C ；无孔（常规架空地板辐射采暖系统）、 2 排孔、 4 排孔、 6 排孔、条形出口（对流型架空地板辐射采暖系统），其中孔的位置如图4所示。圆孔横向间距为 600mm ，纵向间距为 300mm ，距左右墙体间距为 300mm ，上下墙体间距为 100mm ，其中设置条形出口时，条形出口的大小为 $400\text{mm} \times 20\text{mm}$ 。

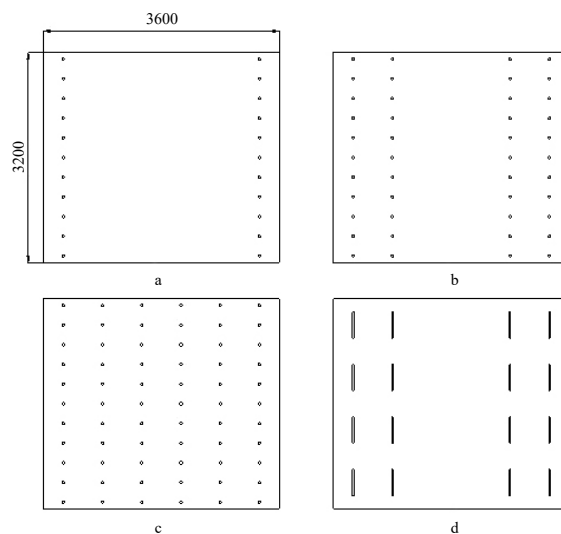


图4 对流型架空地板辐射采暖房间孔的位置

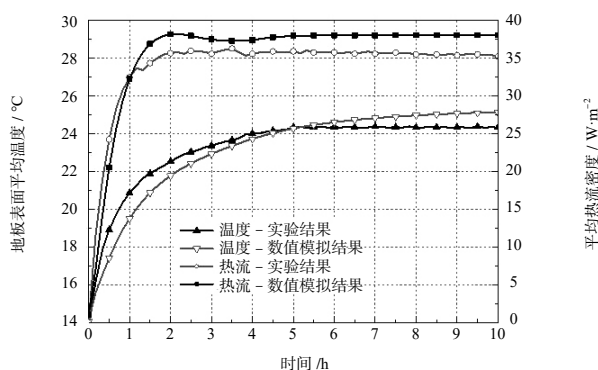
(a-2排；b-4排；c-6排；d-条形出口)

3 模型验证

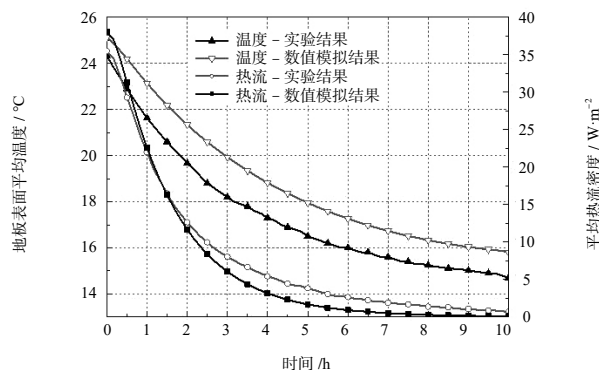
对架空地板辐射采暖系统进行蓄放热特性数值计算，并将其结果与实验结果进行对比。架空地板辐射采暖系统在稳定状态运行时架空地板表面温度和热流密度计算结果与实验结果对比如表1所示；预热期、间歇期时架空地板表面温度和热流密度计

表 1 稳定状态运行时架空地板表面温度和热流密度计算结果与实验结果对比

	温度 / $^{\circ}\text{C}$			热流密度 / (W/m^2)		
	最大值	最小值	平均值	最大值	最小值	平均值
数值结果	25.3	25.0	25.1	39.8	37.5	38.1
实验结果	24.9	24.2	24.3	38.9	34.7	35.2
误差	1.6%	3.2%	3.3%	2.4%	7.4%	7.5%

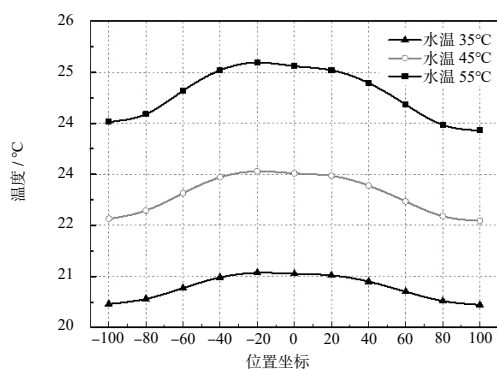


(a) 预热期

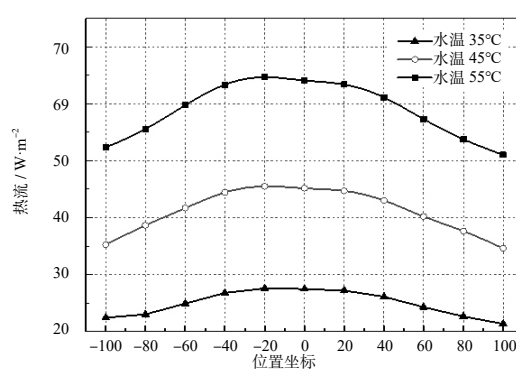


(b) 间歇期

图 5 预热期和间歇期架空地板表面温度和热流密度计算结果与实验结果对比



(a) 温度



(b) 热流密度

图 6 不同盘管运行水温时架空地板表面温度及热流密度分布

算结果与实验结果对比如图 5 所示。

由表 1 可得,通过数值计算获得的架空地板辐射采暖系统在平稳运行状态时架空地板表面温度最大值、最小值和平均值与实验结果相比分别相差 1.6%、3.2% 和 3.3%,热流密度分别相差 2.4%、7.4% 和 7.5%。数值计算结果均大于实验结果,主要是由于实验中楼板上方设置的保温材料在数值模拟计算中将其简化为绝热,忽略了盘管向下的热损失,引起数值计算结果与实验结果不一致,但其差异较小,误差小于 8%。

由图 5 可得,在预热期时架空地板表面温度的数值计算结果与实验结果相比平均差异为 0.11°C ,

最大差值为 1.49°C ;间歇期时平均差异为 1.26°C ,最大差值为 1.69°C 。热流密度在预热期时平均差异为 $1.69\text{W}/\text{m}^2$,最大差值为 $2.8\text{W}/\text{m}^2$;间歇期时平均差异为 $1.03\text{W}/\text{m}^2$,最大差值为 $2.8\text{W}/\text{m}^2$ 。预热期和间歇期时,数值计算结果与实验结果相比温度和热流密度数值相差较小,且误差均在 9% 以内。因此数值计算结果与实验结果吻合较好,模型准确可信。

4 结果与分析

4.1 架空地板表面温度及热流分布

盘管间距为 200mm 、空气夹层为 200mm 时,不同盘管运行水温时架空地板表面温度及热流密度分布如图 6 所示。

由图 6 可以看出在盘管运行水温不同时, 架空地板表面温度与热流的分布规律相似, 主要是由于架空地板表面热流密度与架空地板表面温度、室内空气温度及地板表面换热系数有关, 在稳态运行时室内空气温度基本恒定不变, 表面换热系数变化也很小, 架空地板表面的热流密度主要与架空地板的表面温度有关, 故呈现相同的规律。同时得出架空地板表面温度和热流密度呈现出在两盘管中间位置处高, 盘管正上方低的规律, 这与传统埋管式辐射采暖系统地板温度和热流呈现中间低两端高的现象^[12] 截然不同, 主要是由于架空地板辐射采暖存在空气夹层, 在夹层内空气主要依靠自然对流的作用流动, 空气在夹层内流动存在旋涡区, 热空气首先流过两管中间的区域, 故呈现出此种规律。盘管运行水温为 35、45、55℃ 时, 地板表面平均温度和热流分别为 20.7、22.6、24.6℃ 和 24.9、41.0、58.8W/m², 盘管运行水温增加 10℃ 时, 地板表面温度增加 2℃ 左右, 地板表面热流密度增加约 15W/m²。

4.2 架空地板辐射采暖房间温度分布

架空地板辐射采暖房间在不同工况下(盘管间距、运行水温)空气温度纵向分布如图 7 所示。

由图 7 可以看出, 在不同的盘管水温和盘管间距工况下, 房间温度分布都存在分层现象, 靠近天花板处温度高, 靠近地板处温度低, 主要是由于空气处于自然对流状态, 在地板处受热产生温度差, 从而由于浮升力的作用热空气向上运动, 形成分层现象。同时得出, 在盘管运行水温分别为 35、45、55℃ 时, 室内空气平均温度分别为 18.9、21.7、24.5℃, 盘管运行水温每增加 10℃, 室内空气平均温度增加 2.8℃ 左右; 盘管间距分别为 100、200、300mm 时, 室内空气平均温度分别为 23.7、21.7、20.0℃, 盘管间距每减少 100mm, 室内空气平均温度增加 1.8℃ 左右, 可看出盘管运行水温对室内空气温度影响较大。

4.3 对流型架空地板辐射采暖房间温度及流速分布

(1) 温度分布

对流型架空地板辐射采暖房间在 $y=0$ (房间宽度中点处), $x=0.6$ 、1.2、1.8、2.4、3.0m 处在不同高度上 ($z=0.2\text{m}$ –2.4m) 的空气温度分布如图 8 所示。其中 x 数值越小代表距离外墙越近。

从图 8 中可以看出, 对流型架空地板辐射采暖系统在运行至稳定阶段时, 房间内温度随高度的增加而增加出现明显的热力分层现象, 与常规架空地板辐射采暖系统在稳定运行时房间内空气温度分布较为相似, 是由于前文中实验显示, 孔洞处空气流速较小, 故对房间内的温度分布规律影响不大。总

体来说, 室内空气温度在高度上的分布较为均匀, 最大温差在 0.4℃ 左右。在距外墙同等距离时, 室内空气温度在高度方向上存在分层, 但其差异相对较小。此外, 对流型架空地板辐射采暖系统与常规架空地板辐射采暖系统相比, 在相同运行工况(盘管间距和盘管运行水温)下稳定状态时室内空气温度提高了 1℃ 左右。

对流型采暖房间内空气温度在不同高度上 ($z=0.1$ 、1.1、2.0m) 随与外墙距离的温度变化规律如图 9 所示; 室内空气温度在距外墙同等距离时, 随距圆孔距离 (y_1 为圆孔正上方, y_2 为两圆孔中点, y_3 为两圆孔 1/4 处) 的温度变化规律如图 10 所示。

由图 9 可以看出在不同垂直高度上每一水平面上的空气温度也存在热力分层现象, 主要是由于外墙这一房间围护结构温度较低导致。在距离架空地板 0.1m 高度处, 温度分层最为明显, 温度随着距外墙的距离的增加而增加, 最大温差为 1.2℃ 左右; 而在距架空地板 1.1m 和 2.0m 处室内空气温度虽较高, 但分布也更加均匀, 主要是由于在房间上部空间内室内空气流态充分发展为紊流, 空气充分混合。

由图 10 可以看出, 在距地板 0.1m 处, 圆孔上方的空气温度明显高于两孔中间和 1/4 处, 这主要是由于夹层空气高于室内空气, 在经圆孔刚流出时与室内空气混合不完全。而随着高度的增加空气混合充分, 距圆孔不同距离处的空气温度也基本相同。

(2) 流速分布

对流型架空地板辐射采暖系统在稳定运行时的风速分布如图 11 所示。

由图 11 可以看出, 室内风速在靠近地板和天花板处数值较大, 房间中间区域风速较小, 主要是由于室内风速主要为自然对流引起, 而自然对流产生是由于温差决定, 地板与室内温差较大, 故在地板处风速较大, 同时室内空气在天花板处的流态充分发展为紊流。室内最大风速分布在地板和外墙连接处, 数值为 0.18m/s 左右。室内风速在 0.11~0.18m/s 之间, 总体风速较小, 符合人体在房间内没有吹风感, 规定风速小于 0.25m/s 的要求, 满足工作区人员舒适性要求。

4.4 不同工况下模拟结果汇总

对流型架空地板辐射采暖在不同盘管间距、盘管水温和孔的面积等工况下的室内空气温度、地板表面热流密度及对流所占比例如表 2 所示。

由表 2 可以看出在不同盘管间距、不同盘管运行水温、有无孔、不同圆孔密度和不同孔的形式下的室内空气温度、地板表面热流密度、对流所占比例。在没有孔时即常规架空地板辐射采暖室内空气温度

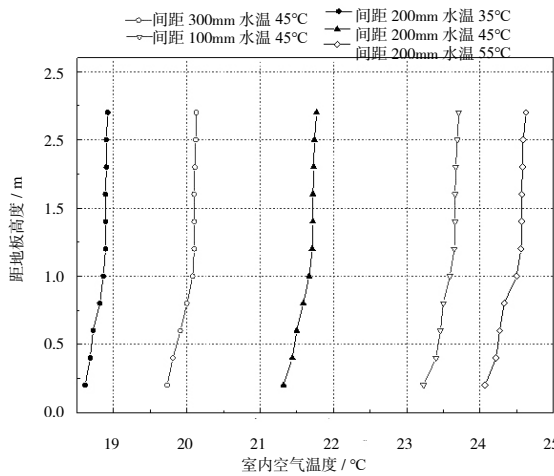


图 7 架空地板辐射采暖房间在不同工况下空气温度纵向分布

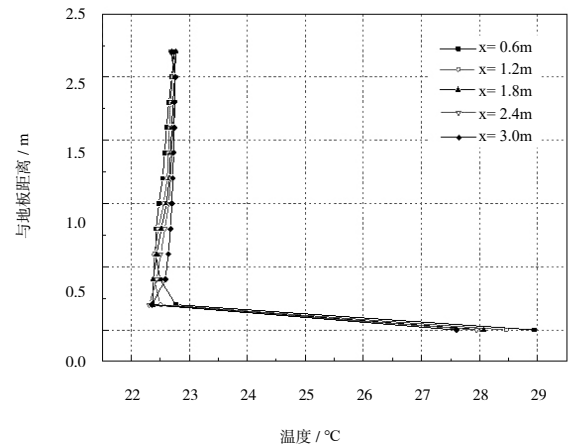


图 8 对流型采暖房间空气温度纵向分布

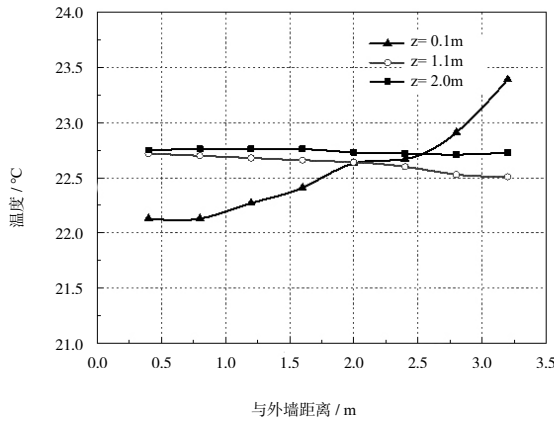


图 9 对流型采暖房间随与外墙距离的温度变化

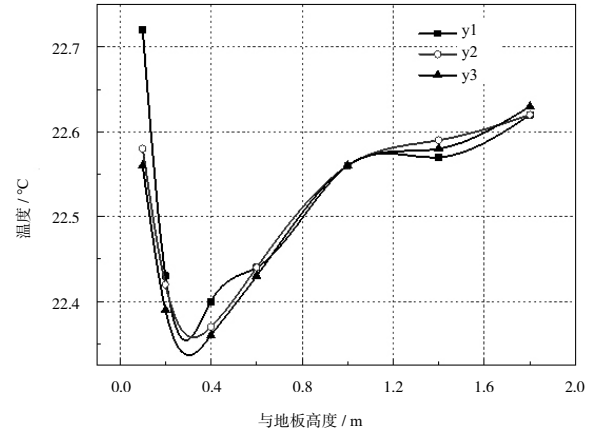


图 10 对流型采暖房间距圆孔不同距离处空气温度变化

表 2 不同工况下空气温度、地板表面热流密度及对流所占比例

	工况	空气温度 / °C	地板表面热流密度 / (W/m ²)	对流所占比例
水温 45°C 圆形孔 4 排	间距 100mm	24.7	50.6	36.9%
	间距 200mm	22.6	43.2	37.6%
	间距 300mm	21.2	34.7	36.4%
间距 200mm 圆形孔 4 排	水温 35°C	19.8	31.8	37.9%
	水温 45°C	22.6	43.2	37.6%
	水温 55°C	25.5	54.3	36.8%
水温 45°C 间距 200mm	圆形孔 2 排	22.5	41.9	36.5%
	圆形孔 4 排	22.6	43.2	37.2%
	圆形孔 6 排	22.7	44.6	37.6%
	无孔	21.7	33.9	31.3%
	条形孔	22.9	46.3	41.8%

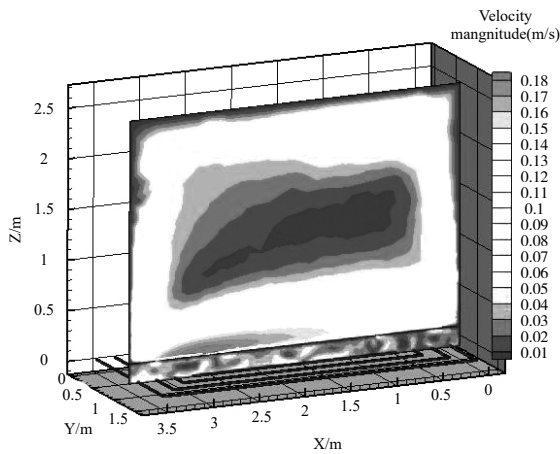


图 11 对流型采暖房间风速分布

为 21.7°C ，在总散热量中对流所占比例为 31%，而在盘管运行水温与盘管间距相同工况下的对流型架空地板，圆孔数为 4 排时室内空气温度达到了 22.6°C ，室内空气温度明显升高，同时地板表面热流密度也增加了 $9.3\text{W}/\text{m}^2$ ，其中对流散热所占的比例增加至 37%。对于对流型架空地板辐射采暖系统，盘管运行水温对于室内空气的温度影响较大，盘管间距次之，圆形孔的密度最小，在这三种因素变化时，总散热量中对流散热所占的比例基本相同均在 37% 左右，这与前一章中的实验结果相吻合，圆形孔在一定数量范围内，其数量的变化对于架空地板的温度影响较小。而当孔为条形形状时，相同工况下总散热量中对流所占的比例明显增加至 41%，室内空气温度虽也有增加，但增加的温度较小，仅为 0.2°C ，可见架空地板上开孔面积不宜过大。

5 结论

针对提出的对流型架空地板辐射采暖系统对其地板表面温度分布和辐射采暖房间室内热环境进行数值模拟研究，得出以下主要结论：

(1) 盘管运行水温不同时，架空地板表面温度与热流的分布规律相似，呈现出在两盘管中间位置处高，盘管正上方低的规律，这与传统埋管式辐射采暖系统地板温度和热流呈现中间低两端高的现象截然不同；

(2) 在相同工况下，对流型架空地板辐射采暖系统比常规架空地板辐射采暖系统下的室内空气温度增加 1°C 左右；两种系统下室内温度分布规律相似，高度方向上均存在分层现象；

(3) 对流型采暖房间内风速在靠近地板和天花板处数值较大，房间中间区域风速较小；风速在 $0.11\sim 0.18\text{m}/\text{s}$ 之间，满足工作区人员舒适性要求；

(4) 对流型架空地板总散热量中对流散热量比例与常规架空地板辐射采暖对流比例相比高 5% 以上。

参考文献

- [1] Wang D, Wu C, Liu Y, et al. Experimental study on the thermal performance of an enhanced-convection overhead radiant floor heating system[J]. Energy & Buildings, 2017,135:233–243.
- [2] 周兴红. 低温地板辐射采暖数值模拟及其性能分析 [D]. 南京: 南京理工大学, 2004.
- [3] 张兰双. 低温热水地板辐射采暖系统传热分析计算 [D]. 大庆: 大庆石油学院, 2006.
- [4] Ho S Y, Hayes R E, Wood R K. Simulation of the dynamic behaviour of a hydronic floor heating system[J]. Heat Recovery Systems & Chp, 1995, 15(6):

505–519.

- [5] Liu Y, Wang D, Liu J. Study on heat transfer process for in-slab heating floor[J]. Building & Environment, 2012, 54(10):77–85.
- [6] Zhang L, Liu X H, Jiang Y. Simplified calculation for cooling/heating capacity, surface temperature distribution of radiant floor[J]. Energy & Buildings, 2012,55(12):397–404.
- [7] Klan H, Bohle J. Design of panel heating and cooling systems[C]// Proceedings of International Symposium Air Conditioning in High Rise Buildings. 2000,106(1): 677–683.
- [8] X.Z. Wu, J.N Zhao, B.W. Olesen, et al., A New Simplified Model to Calculate Surface Temperature and Heat Transfer of Radiant Floor Heating and Cooling Systems[J]. Energy & Buildings, 2015, 105:285–293.
- [9] 亢燕铭, 徐惠英, 杨善勤. 地板辐射采暖的节能效应分析 [C]// 全国暖通空调制冷 2000 年学术年会论文集. 2000:4–6
- [10] 马良栋, 陶文铨, 戴颖等. 室内低温地板辐射供暖的温度分布及湍流流动数值模拟 [J]. 工程热物理学报, 2005, 26(3):501–503.
- [11] Zhou G, He J. Thermal performance of a radiant floor heating system with different heat storage materials and heating pipes ☆ [J]. Applied Energy, 2015,138: 648–660.
- [12] Fontana L. Thermal performance of radiant heating floors in furnished enclosed spaces[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(10):1547–1555.
- [13] 王登甲, 刘艳峰, 刘加平. 间歇供暖地板放热特性研究 [J]. 暖通空调, 2013, 43(8):78–82.

西安某住宅区再生水源热泵供暖系统分析与评价

陈婷婷¹, 王智伟¹, 王 雨¹, 李明珠¹, 曹 伟², 李 鹏², 邓 宇²

(1. 西安建筑科技大学, 陕西 710055; 2. 四联智能技术股份有限公司, 西安 710065)

[摘 要] 本文以西安市某住宅区为例, 对居住建筑再生水源热泵供暖系统运行参数进行了测试, 并对测试结果进行了统计分析。结果显示: 供暖末期宽流道污水换热器实际运行传热系数为设计值的 20.7%, 换热板表面结垢严重; 管网水泵电耗指标为 $5.37\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$, 远高于指标约束值 $1.7\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$, 管网水泵耗电量较大; 热泵机组 COP 稳定在 4.3 左右, 系统 COP_{sys} 为 2.9; 全年供暖能耗指标实测值为 $8.8\text{kgce}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$, 小于指标约束值 $11.1\text{kgce}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$, 节能效果较为显著。

[关键词] 再生水源热泵; 居住建筑; 供暖系统; 分析评价

0 引言

再生水源热泵系统具有节能、环保等优点, 可大大降低能源消耗。目前, 北京、沈阳、河北、山东、大连等地均建立了再生水源热泵项目^[1], 但本领域普遍存在着“重设计、轻运行”的现象^[2], 杨灵艳等^[3]对寒冷地区 74 个地源热泵实地调研, 发现污水源热泵系统的制热性能系数有 83.33% 不满足规范要求, 可见大多数系统的实际运行效果并未达到预期值。因此, 对再生水源热泵系统的实际应用效果的分析与评价是引导再生水源热泵系统高效、节能运行的重要措施。

本文对西安某住宅区再生水源热泵系统进行测试, 获得了该系统运行能效水平, 并对系统实际运行效果进行分析与评价, 对该系统的运行评价提供理论基础, 为再生水源热泵系统的设计与应用提供参考。

1 测试对象

1.1 间接式再生水源热泵系统简介

间接式再生水源热泵系统运行原理如图 1 所示, 该系统利用再生水即二级出水作为热源。首先, 市政排水干渠中的再生水经格栅机过滤引入污水池沉淀, 再经提升泵提升以及长距离输送进入换热器, 将热量传递给中介水后返回排水干渠; 中介水为闭式循环, 在换热器中获取再生水的热量后, 进入常规的热泵主机进行能量转换, 将热量传递给负荷侧的热水, 热水将提取的热量供给建筑物, 实现集中供热。

1.2 工程概况及设备选型

2017.1.14 至 2017.1.20 和 2017.3.6 至 2017.3.12 对西安大兴新区某建设项目再生水源热泵系统集中供暖系统进行了测试。

该项目建筑面积约 200 万 m^2 , 是典型的住宅

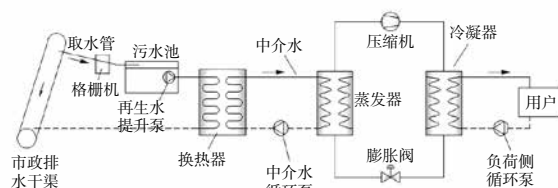


图 1 间接式再生水源热泵系统运行原理图

区, 末端供暖方式为低温地辐供暖。供暖系统配有燃气锅炉, 当热负荷需求较大时热泵机组与燃气锅炉联合运行, 锅炉起调峰作用。目前已实现为住宅区 24.3 万 m^2 供暖, 供暖负荷为 8.5MW, 2017 年供暖面积将达到 150 万 m^2 。再生水取自邓家村污水厂的排水干渠, 邓家村污水厂距集中供暖项目 1.1km, 日平均出水量约 10 万吨, 且再生水水温冬季为 $14^\circ\text{C}\sim 17^\circ\text{C}$, 满足再生水源热泵系统水源侧的温度要求, 相应系统设备如表 1 所示。

表 1 再生水源热泵系统设备统计表

设备名称	数量 / 台	备注
再生水提升泵	8	流量 1700 m^3/h , 扬程 50m, 变频, 5 台; 流量 800 m^3/h , 扬程 38m, 变频, 3 台
宽流道污水换热器	9	单组换热面积 200 m^2 , 额定制热量 600kW
热泵机组	3	单台制热量 2057.5kW, 输入功率 440.3kW, COP 为 4.67
燃气锅炉	3	单台额定供热量 3500kW
中介水循环泵	3	流量 350 m^3/h , 扬程 35m, 变频
负荷侧循环泵	3	流量 530 m^3/h , 扬程 38m, 变频
高区水泵 1	3	流量 155 m^3/h , 扬程 38m, 变频
高区水泵 2	4	流量 160 m^3/h , 扬程 32m, 变频

1.3 系统测试

测试参数: 再生水 / 中介水进出换热器的水温和流量, 负荷侧 / 中介水侧进出热泵机组的水温和流量, 再生水提升泵 / 中介水循环泵 / 压缩机 / 负荷

[基金项目] 陕西省协同创新项目“再生水源热泵集中供热关键技术研究”(2014XT-20)。

侧循环泵 / 高区水泵的耗电量,同时对住宅区某一用户的室内温度进行监测。

测试过程中所用监测仪器如表 2 所示,数据采集的时间间隔是 5~10min。监测时,温度、流量和耗电量的监测都是仪表自动存储记录。

表 2 监测仪器及精度

仪表名称	监测内容	数量	精度
自计式温湿度记录仪	空气温湿度	11	±0.4℃
T 型热电偶	流体温度	19	≤0.5℃
数据采集仪	温度	1	≤0.5℃
三相功率仪	功率	2	0.5 级
超声波流量计	流量	1	±0.5% m³/h

2 评价指标的选取

《水源热泵系统经济运行》GB/T 31512—2015^[4]规定了水源热泵系统经济运行的基本要求、评价指标与方法、测试方法和管理措施,但实质上对系统是否经济运行并未给出衡量性指标。

间接式再生水源热泵系统的关键技术是中间换热器,选取其评价指标时,换热器的传热特性必不可少。此外,输配能耗以及系统的运行能效也是运维管理人员重视的问题。因此,选取换热器的传热系数、供暖系统管网水泵电耗指标、热泵系统能效比以及建筑供暖能耗指标作为再生水源热泵系统的评价指标。

2.1 换热器传热性能指标

传热系数是表征换热器传热过程强烈程度的标尺,是换热器实际运行过程中传热性能的反映参数。

传热系数 K 的计算公式见式 (1):

$$K = \frac{Q}{F\Delta t_m} \quad (1)$$

式中: $Q=m_m c_p(t_{mo}-t_{mi})$, Q 为中介水瞬时得热量 (kW); m_m 为中介水的流量 (kg/s); t_{mi} , t_{mo} 为中介水进出换热器的水温 (°C); c_p 为中介水的定压比热 (kJ/(kg·°C)); F 为总换热面积 (m²); Δt_m 为冷热流体的对数平均温差 (°C)。

2.2 供暖系统管网水泵电耗

供暖系统管网水泵电耗指标^[5]指供暖系统单位面积管网水泵耗电量。对于再生水源热泵系统,管网水泵耗电量包括再生水提升泵、中介水循环泵、用户侧循环泵 (包括负荷侧循环泵和高区水泵) 耗电量。

供暖系统管网水泵电耗指标计算公式见式 (2):

$$e_{dis} = \frac{E_{dis}}{A_s} \quad (2)$$

式中: e_{dis} 为供暖系统管网水泵电耗指标实测值 (kW·h/(m²·a)); E_{dis} 为供暖期系统管网水泵耗电量 (kW·h/a); A_s 为热网供暖面积 (m²)。

2.3 热泵系统能效比

冬季机组 COP 计算公式见式 (3):

$$COP = Q_c / P_{unit} \quad (3)$$

式中, $Q_c = m_c c_p(t_{co}-t_{ci})$, Q_c , P_{unit} 分别为机组制热量和耗功率 (kW); m_c 为负荷侧循环水的流量 (kg/s); t_{ci} , t_{co} 分别为进出冷凝器的水温 (°C); c_p 为水的定压比热, kJ/(kg·°C)。

系统 COP_{sys} 计算公式见式 (4):

$$COP_{sys} = Q_c / (P_{unit} + P_m + P_c + P_0) \quad (4)$$

式中: P_m , P_c , P_0 分别为中介水循环泵、用户侧循环泵和再生水提升泵的输配能耗 (kW)。

2.4 建筑供暖能耗

建筑供暖能耗指标^[5]用于评价整个供暖系统的运行能耗,为一个完整的供暖期单位建筑面积供暖系统能耗量,包括供暖系统热源所消耗的能源和水泵输配电耗。

建筑供暖能耗指标计算公式见式 (5) (6) (7):

$$E_{bh} = (q_s + e_{dis} \times c_e) \beta \quad (5)$$

$$q_s = \frac{\sum_{i=1}^m Q_{si} c_{Qi}}{A_s} \quad (6)$$

$$\beta = \frac{HDD_0}{HDD} \quad (7)$$

式中: E_{bh} 为建筑供暖能耗指标实测值 (kgce/(m²·a) 或 Nm³/(m²·a)); q_s 为热源能耗实测值 (kgce/(m²·a)); c_Q 为热源效率指标实测值 (kgce/GJ 或 (Nm³/GJ)); e_{dis} 为供热管网水泵电耗指标实测值 (kW·h/(m²·a)); A_s 为系统承担的总的供暖面积 (m²); Q_{si} 为第 i 个热源输出的热量 (GJ/a); m 为总的热源数目; c_e 为全国平均火力供电标准煤耗或者火电供电燃气耗值,取 (0.320kgce/kW·h) 或 (0.2Nm³/kW·h); β 为气象修正系数; HDD_0 为以 18°C 为标准计算的标准供暖期供暖度日数; HDD 为以 18°C 为标准计算的当年供暖期供暖度日数。

3 测试结果与分析评价

3.1 低品位热能的有效利用

2017 年 3 月 9 日对热水的供回水温度、室外温度及随机抽取的某一住户客厅温度进行监测。如图 2 所示,冬季在室外温度波动比较大的情况下,热水的供回水温度基本稳定在 37/32.5°C,住户客厅温度也基本稳定在 25°C 左右,能够较好的满足供暖要求。

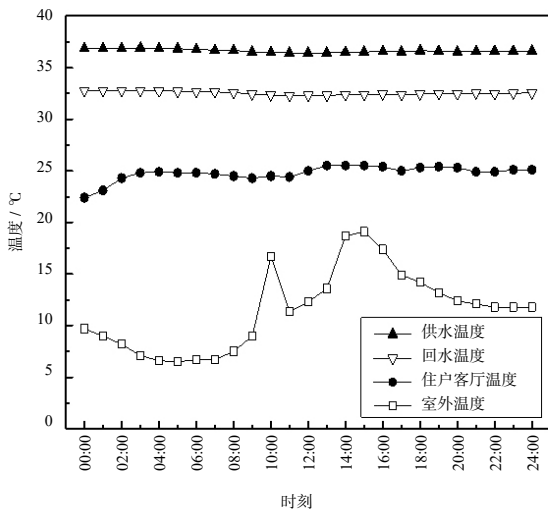


图2 温度变化

供暖系统的末端供热方式有散热器、地面辐射供暖以及吊顶辐射供暖等，由于散热的原理不同，供水温度存在较大差异。常见的几种末端供热方式的设计参数^[6]如表3所示。

表3 不同末端供热方式设计参数对比

末端供热方式	供回水温度	供回水温差 Δt
散热器供暖	75°C/50°C	$\Delta t \geq 20^\circ\text{C}$
地面辐射供暖	35°C~45°C/-	$5^\circ\text{C} \leq \Delta t \leq 10^\circ\text{C}$
吊顶辐射供暖	40°C~95°C/-	/

从表3可知，几种末端供热方式供水温度的大小关系为：散热器 > 吊顶辐射 > 地面辐射。由压缩机循环的特性分析可知，当蒸发温度不变，冷凝温度升高时，对于同一台热泵机组来说，机组COP将

降低。对于再生水源热泵系统，再生水冬季的温度几乎不变，间接式换热系统虽然存在中间换热环节和2°C~3°C的换热温差，但机组的蒸发温度在供暖运行期间波动较小，故热水的温度越低对机组越有利，因此地面辐射供暖与再生水源热泵系统相结合能充分利用再生水的热能，提高热泵机组以及整个系统的能效。

3.2 宽流道污水换热器

该再生水源热泵系统采用宽流道污水换热器，其结构如图3所示。宽流道污水换热器再生水侧采用大截面、单流程，中介水侧采用小截面多层并联再串联设计，保持两种冷热流体的逆流换热。

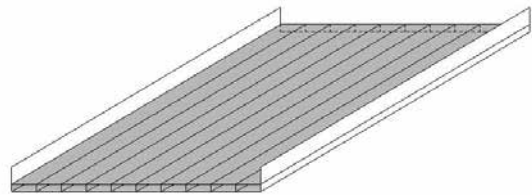


图3 宽流道污水换热器结构图

中介水温的变化特点决定了系统的能效效率，主要由再生水的温度、流量以及换热器的传热性能决定。两个测试时期再生水的供回水温度以及中介水进出换热器的水温变化如图4所示。

两次测试再生水的供水温度稳定在17°C以上，可见再生水是热泵系统冬季供暖非常理想的热源。第一次测试，中介水进出水温度为8.6/12.9°C；第二次测试，中介水进出水温度为6/10°C；中介水进出水温度波动较大，均下降了3°C左右。考虑测试时

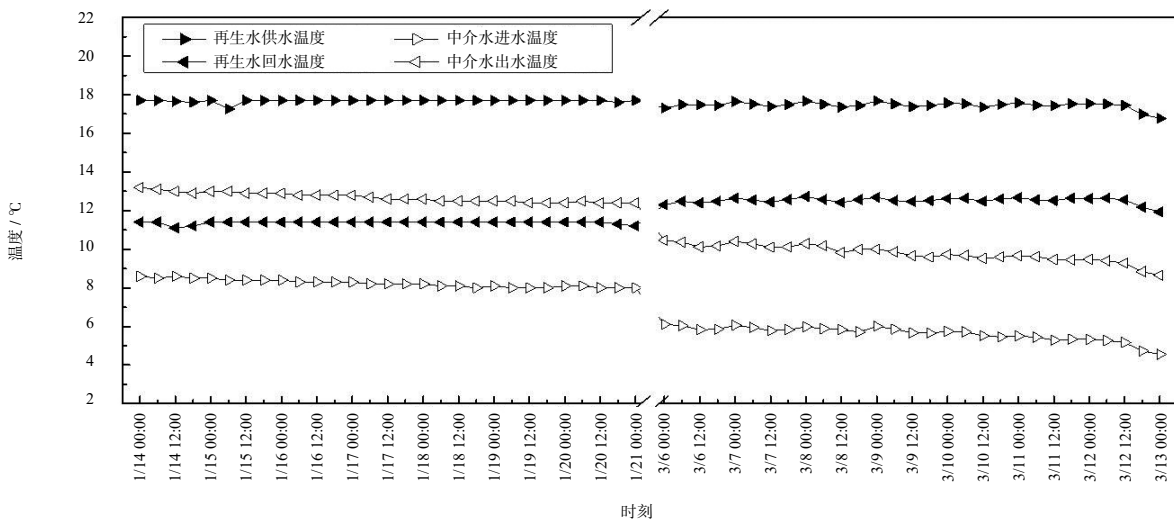


图4 再生水、中介水的供回水温度变化

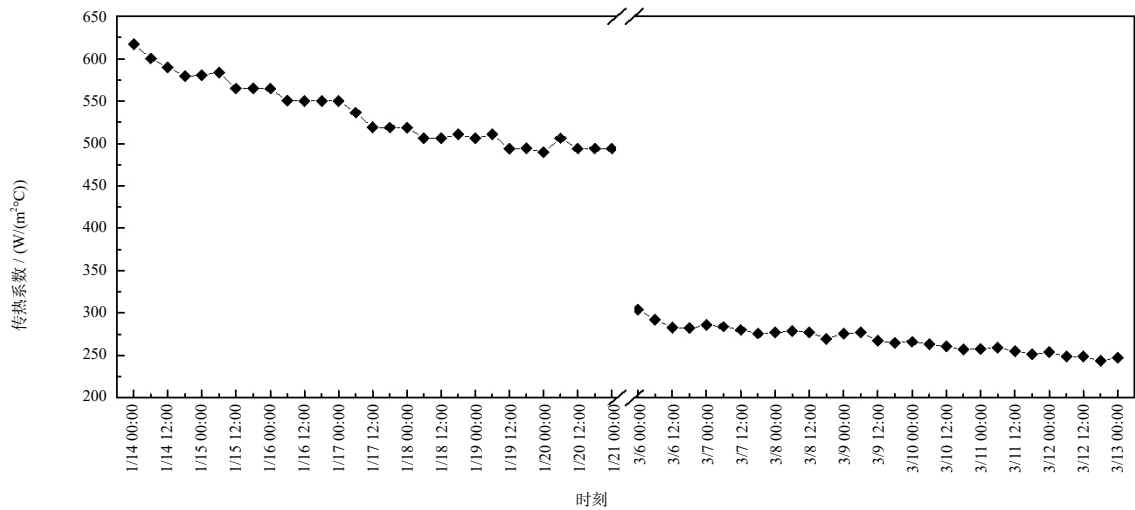


图 5 换热器传热系数平均值的变化曲线

期再生水、中介水流量变化很小，分析中介水进出水温度降低的主要原因是换热器传热性能的恶化，导致换热温差急剧增加。当再生水供水温度不变时，换热温差的增加导致中介水温度越来越低。

9 台换热器传热系数的平均值如图 5 所示。第一次测试，传热系数平均值从 $620\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 下降到 $494\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ ，降幅 20.3%；第二次测试，传热系数平均值从 $305\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 下降到 $248\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ ，降幅 18.7%；下降幅度略有降低，但总体依然呈大幅度下降趋势。额定工况换热器连续运行 4 个月传热系数为 $1200\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 以上，实际运行 4 个月传热系数仅为设计值的 20.7%。

分析造成传热系数下降的原因。首先从水质来看，该项目所使用的再生水理论上能达到国家二级或以上排放标准，但再生水排放干管沿途还会接纳一定量的原生污水，使再生水水质降低。且前置过滤装置只有格栅机，只能过滤到大尺度悬浮物。其次，从水量来看，经测量再生水流量为 $612\text{m}^3/\text{h}$ ，为额定流量的 66%；中介水流量为 $700\text{m}^3/\text{h}$ ，为额定流量的 75%，再生水与中介水流量均未满足额定要求。最后，由于再生水水质特点，换热器的结垢、腐蚀以及堵塞问题导致传热系数降低，图 6 为换热器运行 3 个月换热板表面结垢图。为避免污垢影响，应定期对换热板表面进行清理，或在污水泵站设置前置过滤装置，将污水的杂质充分过滤。

3.3 供暖系统管网水泵耗电

供暖系统各水泵功率如表 4 所示。对表中的数据进行了整理，得该供暖系统管网水泵耗电指标为 $5.37\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ ，远大于指标约束值 $1.7\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ ^[5]，表明该系统管网水泵耗电量较大。



图 6 换热板表面结垢图

表 4 冬季供暖系统水泵功率

	额定功率 /kW	运行功率 /kW	运行台数	功率 /kW
再生水提升泵	132	116	1	116
中介水循环泵	55	52.4	2	104.8
负荷侧循环泵	90	64	2	128
高区水泵 1	30	19.25	2	38.5
高区水泵 2	22	22	3	66
总计	453.3			

造成上述耗电量较大的原因主要为如下两个方面：一是热泵机组与锅炉分布在不同的机房，两个机房距离 300m，长距离输送造成输配能耗的增加；二是该系统处于初运行时期，实际供暖面积占设计

供暖面积的 60%，用户入住率低且分布较分散，并且后者影响因素较大。从表 4 看出，负荷侧循环泵占水泵总能耗 28.24%，用户侧输配能耗（负荷侧循环泵与高区水泵能耗之和）占水泵总能耗的 50% 以上，故冬季供暖节能的重点在于用户侧输配能耗。

3.4 热泵系统的运行能效

如图 7 为热泵机组 COP 以及系统 COP_{sys} 的逐时变化。热泵机组 COP 稳定在 4.3 左右，为热泵机组额定制热工况时 COP 的 92%，热泵系统 COP_{sys} 为 2.9。

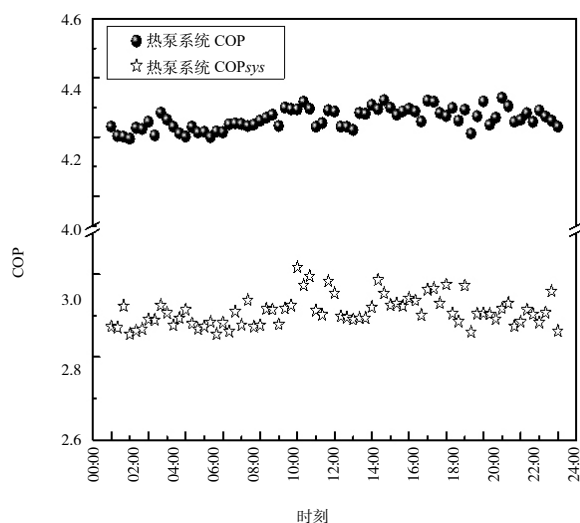


图 7 热泵机组 COP 以及系统 COP_{sys} 的逐时变化

同时对国内典型污水源热泵应用案例^[8-11] 基本情况统计，结果如表 5 所示，热泵系统 COP_{sys} 的平均值为 3.3。与不同地区污水源热泵相比，该系统 COP_{sys} 相对较低，造成系统 COP_{sys} 较低的主要原因是输配能耗较大，故系统实际运行时应重点采取措施降低输配能耗。

表 5 国内污水源热泵应用案例的基本情况

项目	水质	建筑面积 /m	系统型式	系统制热 COP _{sys}
秦皇岛海港污水处理厂	再生水	3038	直接式	3.44
哈尔滨望江宾馆	原生污水	1.5 万	间接式	3.5
北京悦都大酒店	原生污水	1.5 万	间接式	3.0
北京市某住宅小区	再生水	13 万	直接式	3.49
太原某办公楼	原生污水	5 万	间接式	1.73
大连某办公、商业建筑	再生水	26 万	直接式	4.32
唐山某住宅区供暖	再生水	21 万	直接式	3.30
大连星海港商务区	再生水	200 万	直接式	3.2
北京奥运村	再生水	51.7 万	间接式	3.8

3.5 建筑供暖能耗

根据整个供暖期系统的运行记录统计数据，得该项目冬季供暖耗电量 27.5kW·h/m²，典型工况瞬时热水输送系数为 31.3，热源水输送系数为 16.5。与北京奥运村再生水源热泵系统冬季供暖运行参数相比^[2]，冬季供暖耗电量是奥运村项目的 1.3 倍，热水输送系数是奥运村项目的 1/2，热源水输送系数一致且较小。表明用户侧能耗较高是造成系统能耗较大的主要原因，因再生水源热泵系统多了一套再生水提升泵，故热源侧输送系数较小是再生水源热泵系统的通病。

按照全国平均火力供电标准煤耗 0.320kgce/kW·h^[5]，全年供暖能耗指标为 8.8kgce/(m²·a)，小于指标约束值 11.1kgce/(m²·a)，但大于指标引导值 5.6kgce/(m²·a)。由此可见该系统比一般供暖系统节能效果显著，但该节能技术的实际应用效果上欠佳，且该系统目前尚处在初运行阶段，进行试探性运行管理，运行调节比较粗放，运行能效有较大的提升空间。

4 节能潜力分析

4.1 提高中介水温度

由于污垢热阻的影响，中介水温度在整个供暖期运行过程中不断下降，平均每天下降 0.05℃，理论上中介水温度每提高 1℃，热泵机组 COP 提高 3%^[12]，因此，当发现热泵机组中介水出水温度较低时，考虑清洗换热器。

4.2 供暖末期减少负荷侧流量

供暖末期热负荷需求较小，应适当减小负荷侧循环泵流量。测试期间将负荷侧水泵频率从 48Hz 降低 45Hz 流量降低，满足供暖需求的同时平均日节约耗电量 576kW·h。

综上所述，中介水温度由 6℃ 提高到 9℃，同时将负荷侧流量相应降低，热泵系统 COP_{sys} 可提高 13% 左右。

5 结论

本文以西安市某住宅区再生水源热泵系统为研究对象，对系统的供热性能进行测试、分析与评价，得到了以下结论：

（1）相比其他供暖末端方式，地面辐射供暖方式与再生水源热泵系统相结合能提高热泵机组以及整个系统的能效。

（2）换热器的结垢、腐蚀和堵塞等问题仍然是制约再生水源热泵系统应用与发展的关键问题，换热表面污垢热阻的增加使中介水温度降低，机组性能下降，影响了整个系统的高效运行。

（3）供暖系统管网水泵电耗指标为 5.37kW·h/

($\text{m}^2 \cdot \text{a}$), 远大于指标的约束值 $1.7 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$, 冬季供暖节能的重点在于用户侧输配能耗。

(4) 热泵机组 COP 稳定在 4.3, 系统 COP_{sys} 为 2.9, 与相似系统相比, 该系统 COP_{sys} 相对较低; 全年供暖能耗指标为 $8.8 \text{ kgce}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$, 小于指标约束值 $11.1 \text{ kgce}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$, 节能效果较为显著。

参考文献

- [1] 姚杨, 姜益强, 陈颖. 我国典型再生水源热泵工程调查分析 [C]// 全国暖通空调制冷 2010 年学术年会. 2010.
- [2] 关云峰, 程鹏, 闫桂兰, 等. 北京奥运村再生水热泵冷热源系统运维管理和实测能耗分析 [J]. 暖通空调, 2016, 46(12):23–27.
- [3] 杨灵艳, 徐伟, 朱清宇, 等. 寒冷地区地源热泵能效调研与节能量分析 [J]. 暖通空调, 2015(4):8–12.
- [4] GB/T 31512—2015, 水源热泵系统经济运行 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2015.
- [5] GB/T 51161—2016, 民用建筑能耗指标 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016.
- [6] GB/T 50736—2012, 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [7] Zhou W Z, Li J X. Sewage Heat Source Pump System's Application Examples and Prospect Analysis in China[C]. International Refrigeration and AirConditioning Conference at Purdue, July, 2004:12–15.
- [8] 吴荣华, 张成虎, 孙德兴. 城市原生污水源热泵系统运行工况与参数特性 [J]. 流体机械, 2005, 33(11):73–76.
- [9] 庄兆意, 徐莹, 李鑫, 等. 污水源热泵机组冬季运行工况实测与分析 [J]. 暖通空调, 2008, 38(11):133–136.
- [10] 安爱明, 秦继恒, 曹建伟. 影响污水源热泵系统能效比 (COP) 的因素分析 [J]. 制冷与空调, 2014(1):6–8.
- [11] 付国栋, 陈爱露, 姜益强, 等. 国内规模最大再生 (海) 水源热泵系统运行状况分析 [J]. 建筑科学, 2009, 25(10):93–97.
- [12] 王恕清, 张德超, 刘文静. 水源热泵机组的优化设计 [J]. 制冷与空调, 2011, 11(5):30–35.

基于川西藏区结霜时空频率分布的空气源热泵有效抑霜方式探讨

刘优优, 王智伟, 赵 健, 魏 鹏, 孙婷婷

(西安建筑科技大学, 陕西 710055)

[摘 要]川西藏区地域跨度大、环境参数差异明显,空气源热泵结霜频率在时间和空间分布存在很大差异。本文以结霜总量为区划指标将川西藏区各县市划分为五类地区,结果表明川西藏区不同县/市结霜严重性差异明显,结霜现象由南往北依次加重;以室外日平均温度为依据将供暖周期划分为三个时期,结果表明同一县/市以时间为序列,结霜呈两头严重中间轻的“U”型分布,此分布特点表明结霜严重的气候条件为温和、高湿;并以24时刻为单位探究结霜的日周期变化规律,呈现夜晚结霜严重,白天结霜较轻的分布特征。采用二分法,以抑霜10%为目标,探究空气源热泵机组在设计和运行时的蒸发温度调整值。

[关键词]空气源热泵;时空分布特性;蒸发温度;抑霜策略

0 前言

空气源热泵以空气为热源,同时满足冬季供热和夏季制冷,具有节约能源,安装和使用灵活便捷等优点^[1],且与地(水)源热泵相比,不需要考虑当地的地质构造和水资源的分布,因此备受推崇。然而空气源热泵应用在温度较低、湿度较高的地区,室外换热器表面会结霜,霜层的生长将会阻塞空气流道,增加室外换热器和湿空气之间的换热热阻,从而导致蒸发温度降低,机组制热性能降低^[2],甚至出现停机保护。

室外的气象条件(包括温度、相对湿度等)对空气源热泵的结霜现象有重要的影响,不同地域以及不同时间其气象条件存在明显差异,从而导致同一型号的机组在不同地域、不同时间应用时,其结霜现象存在差异性,要求其除霜频率、除霜控制策略等都不同;而除霜过程无供热,室内空气温度会逐渐降低,在除霜结束后的恢复供热阶段,由于室内盘管温度很低,难于及时向室内供热^[3],从而室内人体的热舒适度也存在差异。而现有机组并未考虑结霜地域性和时间分布的不同,使空气源热泵机组在实际应用时易造成制热能力不足,误除霜事故频发,频繁除霜导致的人员热不舒适现象。为了改善空气源热泵结霜制热量下降和提高人员热舒适性,不同的学者从改变蒸发器周围环境参数,改变蒸发器结构,改变蒸发器表面特性,外加干扰等方面^[4-7]做了不同的探索,达到了不同的抑霜效果。

川西藏区以典型的低温高湿高海拔气候著称,但其海拔范围大,地域广,空气的温湿度条件存在很大差异。王伟等^[8]对我国18个城市空气源热泵的

结霜区域进行研究,分析了空气源热泵在我国不同地区应用的结霜程度,而川西藏区并不在研究范围内。同时,相关文献并没有研究同一地区不同时间空气源热泵结霜的差异性。本文研究了川西藏区结霜的空间分布和时间分布特征,并从机组设计和运行角度,基于川西藏区结霜的时空分布特征提出有针对性的抑霜策略,这对研发适于川西藏区不同县/市和不同时期的空气源热泵机组,减少机组误除霜率,增加室内人员的热舒适性等有很大意义。

1 结霜时空划分

川西藏区不同县/市、不同时间环境参数差异明显,导致在不同县/市、不同时间应用空气源热泵结霜具有差异性,因此需对川西藏区结霜进行时间和空间划分。

1.1 空间划分

1.1.1 区划指标

空间划分以各行政市、县为划分基本单元,每个基本单元结霜速率和结霜时间可由供暖期结霜总量来表征,因此以各单元供暖季结霜总量为区划指标,对川西藏区结霜分布进行空间划分。

1.1.2 区划方法

首先,将川西藏区无供暖期的县/市划分为第V类地区。

其次,计算川西藏区其余各县/市供暖期的环境参数在分区域结霜图谱^[9]中重霜区、一般结霜区、轻霜区的小时数,分别记为 h_1 、 h_2 、 h_3 。对于有典型气象年数据的县/市,根据该县/市的典型气象年数据^[10]进行统计;对于无典型气象年数据的县/市,需先利用五日滑动平均法^[10],根据1981~2010年的累年日平均温度,计算该县/市的供暖期日数 d 及供暖期起止日期,再根据2017年1月15日~5月7日

[基金项目]“十三五”国家重点研发计划课题(2016YFC0700403);国家青年基金项目(51408457)。

的气象数据统计其在各结霜区域的小时数。具体方法为,根据 2017 年 1 月 15 日~5 月 7 日的气象数据统计该县/市采暖期在结霜图谱重霜区、一般结霜区、轻霜区所占百分比 x_1 、 x_2 、 x_3 ,则各县/市供暖期的环境参数各结霜区域小时数分别 $h_1=24 \times d \times x_1$ 、 $h_2=24 \times d \times x_2$ 、 $h_3=24 \times d \times x_3$ 。

第三,通过结霜图谱获得各县/市供暖期环境参数在重霜区、一般结霜区、轻霜区的平均结霜速率,分别记为 v_1 、 v_2 、 v_3 。在结霜图谱上,筛选落在不同结霜区域的环境工况点,并计算该区域内所有工况点的温、湿度平均值,然后利用冷平板结霜特性预测模型^[11]得出该区域平均温度、平均相对湿度条件下的结霜速率,作为该区域平均结霜速率。

第四,利用公式(1)计算川西藏区各县/市供暖期的结霜总量。

$$H_1 = h_1 \times v_1 + h_2 \times v_2 + h_3 \times v_3 \quad (1)$$

第五,利用 k-mean 聚类,将川西藏区除第 V 类县/市外的各县/市按结霜量由大到小划分为 I、II、III、IV 类。

1.2 时期划分

1.2.1 划分依据

供暖期的计算是以日平均温度为计算基本单位进行的,可以认为日平均温度可衡量一段时期的冷暖水平,因此以日平均温度为结霜时期划分的依据。

1.2.2 划分方法

根据五日滑动平均法^[10],川西藏区所有县/市供暖中,任意连续五日的日平均温度平均值都大于 -13°C ,故将区间 $(-13, 5]$ 等分为三个小区间,则 -7°C 、 -1°C 作为时期划分的临界点。供暖期时期划分具体方法如下:

(1) 该县/市采暖期中任意连续五日的日平均温度的平均值等于或低于 -7°C 的最长一段时期为时期一。

(2) 该县/市任意连续五日的日平均温度的平均值等于或低于 -1°C 的最长一段时期除去时期一的剩余时间为时期二。其中离供暖期开始时间较近的时期为前时期二,离供暖期结束较近的时期为后时期二。

(3) 最终供暖期中剩余的时间期为时期三,其中供暖期开始的时期为前时期三,供暖期结束的时期为后时期三。

以川西藏区的红原县为例,整个供暖期的时期划分如图 1。图 1 表明,时期的划分在结构上呈现对称分布,其中温和高湿的时期三所占比例最大,约为整个采暖季的 43%。

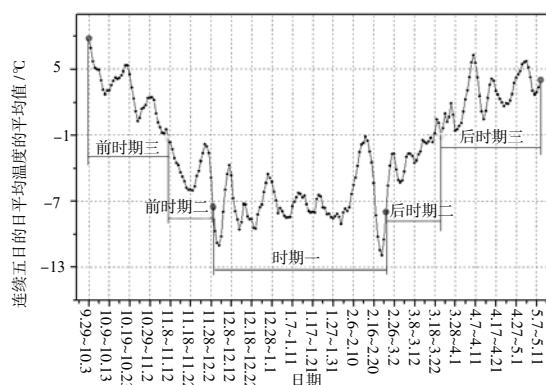


图 1 采暖期的时期划分

1.3 时刻划分

日周期不同时刻的室外温度、相对湿度差异大,呈现白天温度高、相对湿度低而夜晚温度低、相对湿度高的此消彼长的特点。不同时刻温、湿度的差异造成昼夜结霜频率差异,因此分别研究三个时期的结霜时刻分布特征。

2 结霜时空分布特征

2.1 空间分布特征

以不同县/市供暖期的结霜总量为区划指标,对川西藏区所有县/市进行区域划分,划分结果分为五类,空间位置上的区划结果见图 2。

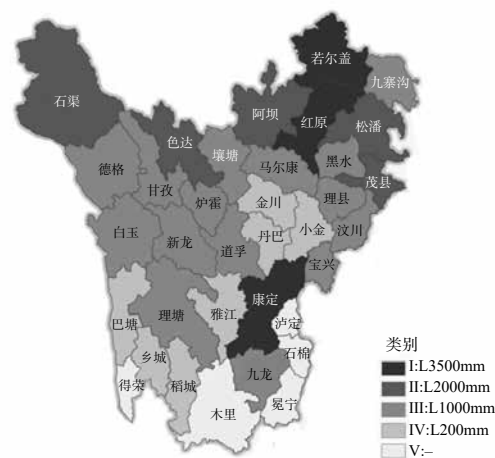


图 2 结霜总量指标川西藏区划

图 2 显示,空间分布上川西藏区由北向南结霜严重性逐渐减小,结霜最严重的地区主要集中在高海拔的北部和相对湿度较大的康定地区,中西部地区的大部分城市结霜相对较轻,在川西藏区的最南端,由于空气的平均温度较高,日平均温度小于等于 5°C 的天数为 0,不需要供暖。

具体的区划结果见表 1。从表 1 可以看出, I-IV 类地区供暖期结霜总量平均值分别达到 L3500mm、L2000mm、L1000mm、L200mm。其中 III 类地区包

含的县/市几乎占了整个川西藏区的一半,不同种类的地区在数量上也呈现出“两头小,中间大”的分布特征。

表 1 以结霜总量为指标的县/市分类

地区类别	县/市	结霜量区间/mm	平均值/mm
I	红原、康定、若尔盖	[3096, 3942]	3524
II	茂县、色达、阿坝、石渠、松潘	[1870, 2625]	2129
III	壤塘、甘孜、理县、理塘、黑水、道孚、九寨沟、马尔康、九龙、炉霍、新龙、白玉、德格、汶川、宝兴	[657, 1460]	984
IV	金川、稻城、小金、丹巴、乡城、雅江、巴塘	[0, 389]	178
V	得荣、泸定、冕宁、木里、石棉	—	—

2.2 时期分布特征

川西藏区平均温度水平低,供暖期涵盖时间跨度大,因此温湿度变化十分明显,以川西藏区红原县为例,不同时期的平均温湿度水平见表 2。

表 2 红原县不同时期平均温湿度水平

时期名称	平均温度/℃	平均相对湿度/%
时期一	-7.2	60.6
时期二	-3.4	63.4
时期三	2.8	74.0

表 2 表明,三个时期日平均温度和日平均相对湿度平均值均为时期三>时期二>时期一,时期一的主要气候特点是“低温高湿”,该时期主要分布在供暖季的中部,而时期三的“温和高湿”特点最为显著,主要分布在供暖期的初期和末期。分别计算不同时期、不同气候特点下的平均结霜速率,按供暖期时间序列,不同时期的平均结霜速率分布见图 3。

图 3 表明,按供暖期时间序列,不同时期空气源热泵的平均结霜速率近似呈对称“U”型分布,结霜的严重性先由重变轻,再由轻变重。属于“温和高湿”气候特征的时期三结霜速率明显偏高,因此,结霜真正严重的气候特点并不是所谓的“低温高湿”,而是“温和高湿”。根据结霜时期的“U”型分布特征,应重点防范供暖期初期和末期的结霜现象。

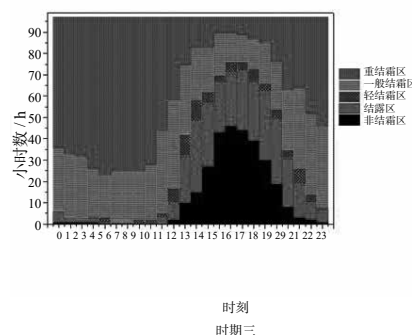
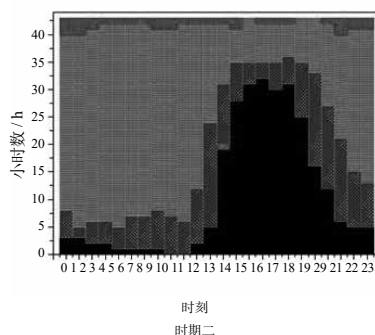
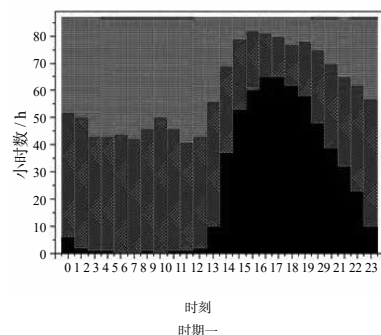


图 4 红原县温和、过渡、低温时期各时刻温湿度参数在结霜图谱各区域中所占小时数

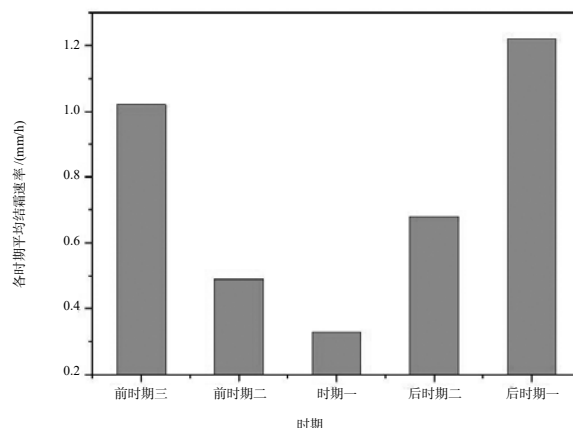


图 3 红原县不同时期的平均结霜速率分布

2.3 时刻分布特征

川西藏区海拔高,空气稀薄,昼夜温差较大,以川西藏区红原县为例,统计其各个时期在一天 24 小时中,在各结霜区域的分布小时数,统计的结果见图 4。由图 4 可知,结霜频率随时刻的变化近似呈正态型分布,白天无结霜频率占主导,结霜逐时分布近似正态型分布;夜间结霜频率较高占主导,结霜严重的时间段主要集中在两端。特别是在时期三,夜晚的重霜区比例急剧增大。

3 空气源热泵有效抑霜方式初探

本文以抑霜 10%,即结霜总量减少 10% 为目标,在文献 [9] 所用测试机组的基础上,基于结霜时空频率分布特征,探讨川西藏区不同县/市、不同时间蒸发温度的整体提升水平。

3.1 初探方法及步骤

本文采用二分法,探讨蒸发温度的调整水平,以红原县为例,具体流程图见图 5,具体的步骤如下:

(1) 确定目标函数:

$$H(T_w+x) = 3942 \times (100-10)/100 = 3548 \text{ mm}$$

(2) 确定 x 的区间 $[a,b]$, 验证 $H(T_w+a) > 3548 \text{ mm}$ 、 $H(T_w+b) < 3548 \text{ mm}$, 给定精确度 $\xi = 0.001$ 。

(3) 求区间 (a,b) 的中点 c 。

(4) 计算 $H(T_w+c)$ 。

① 若 $H(T_w+c)=3548\text{mm}$ ，则 c 就是对应换热温差调整值；

② 若 $H(T_w+a)>3548\text{mm}$ 、 $H(T_w+c)<3548\text{mm}$ ，则令 $b=c$ ；

若 $H(T_w+c)>3548\text{mm}$ 、 $H(T_w+b)<3548\text{mm}$ ，则令 $a=c$ ；

③ 判断是否达到精确度 ζ ：即若 $|a-b|\leq\zeta$ ，则得到零点近似值 a (或 b)，否则重复①~③。

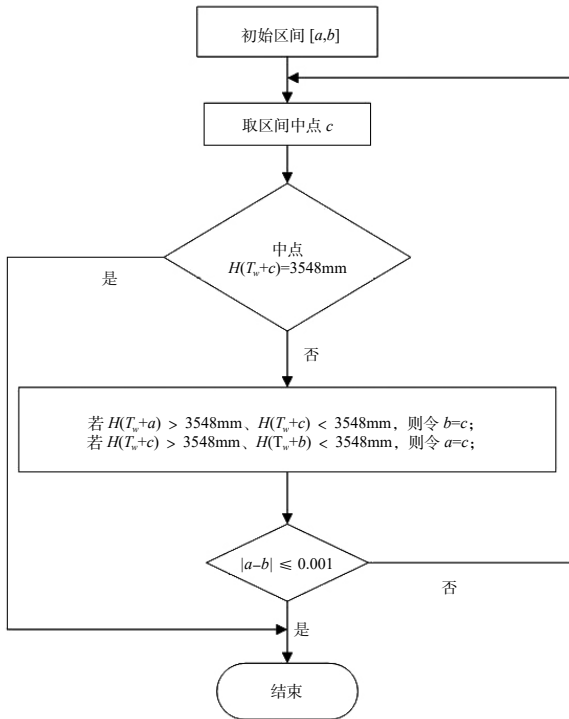


图5 蒸发温度调整值探究流程图

3.2 基于时空分布特征抑霜策略

3.2.1 基于空间分布特征抑霜策略

从川西藏区结霜水平不同的四类区域中分别选取一个代表县/市进行分析，以整个采暖季结霜总量下降10%为目标，采用二分法探究空气源热泵机组的蒸发温度调整值见表3。

表3 不同类地区热泵机组的蒸发温度调整值

类别	代表县市	抑霜目标	蒸发温度调整值 /℃
I	红原	结霜总量降低 10%	+0.20
II	松潘		+0.36
III	马尔康		+0.31
IV	稻城		+0.50

表3表明，基于空间分布上I-IV类地区结霜严重程度不同，在空气源热泵机组设计时，其蒸发温度调整值依次为+0.2℃、0.36℃、0.31℃、0.50℃。

3.2.2 基于时期分布特征抑霜策略

以川西藏区红原县为例，以每时期结霜总量下降10%为目标，采用二分法得到不同时期的蒸发温度调整值见表4。

表4 不同时期热泵机组的运行蒸发温度调整值

名称	时间比重	抑霜目标	蒸发温度调整值 /℃
时期一	36%	结霜总量降低 10%	+0.16
前、后时期二	19%		+0.20
前、后时期三	45%		+0.21

表4表明，响应逐期结霜重、较重、轻、较重、重的变化趋势，运行蒸发温度逐期调整值依次设定为+0.21℃、+0.20℃、+0.16℃、+0.20℃、+0.21℃。

空气源热泵逐期调整蒸发温度来满足每个时期抑霜10%的目标，需要机组在运行时具备相应的蒸发温度调整能力。

3.2.3 基于时刻分布特征抑霜策略

图4表明不同时期的逐时结霜特征都是白天结霜轻微、夜晚结霜严重。将抑霜重点放在22时至次日11时。以川西藏区红原县为例，以结霜总量整体下降10%为目标，通过二分法得到22时至次日11时在不同时期的蒸发温度调整值见表5。

表5 不同时刻在不同时期热泵机组的运行蒸发温度调整值

时间段	抑霜目标	蒸发温度调整值 /℃		
		前、后时期三	前、后时期二	时期一
12时至21时	结霜总量降低 10%	0	0	0
22时至次日11时		+0.25	+0.35	+0.5

根据表5，每日22时至次日11时在前时期三、前时期二、时期一、后时期二、后时期三运行蒸发温度逐期调整值依次设定为+0.5℃、+0.35℃、+0.25℃、+0.35℃、+0.5℃。

空气源热泵逐期每日22时至次日11时调整蒸发温度，来满足每个时期抑霜10%的目标，需要机组在运行时具备相应的蒸发温度调整能力。

4 结论

(1) 川西藏区各县/市按结霜程度由强到弱划分为I-IV类地区，空间分布规律呈现为由北往南结霜依次减弱。I-IV类地区供暖期结霜总量平均值依次达到L3500mm、L2000mm、L1000mm、L200mm，在机组设计时，为了达到抑霜10%的效果，其蒸发温度提升的水平分别为+0.2℃、+0.36℃、+0.31℃、+0.5℃。

(2) 结霜时期分布按时间序列呈现重、较重、

轻、较重、重的“U”型分布特征,得出结霜严重的环境条件为温和、高湿,而不是低温、高湿。在机组运行时,为达到逐期抑霜 10% 目标,红原县前时期三、前时期二、时期一、后时期二、后时期三运行蒸发温度逐期调整值依次为 $+0.21^{\circ}\text{C}$ 、 $+0.20^{\circ}\text{C}$ 、 $+0.16^{\circ}\text{C}$ 、 $+0.20^{\circ}\text{C}$ 、 $+0.21^{\circ}\text{C}$ 。

(3) 结霜的时期时刻分布特征为白天无结霜频率占主导,结霜逐时分布近似正态型分布;夜间结霜频率较高占主导,结霜严重的时间段主要集中在两端。在机组运行时,适当调高夜间机组蒸发温度,红原县每日 22 时至次日 11 时在前/后时期三、前/后时期二、时期一运行蒸发温度逐期调整值,依次设定为 $+0.5^{\circ}\text{C}$ 、 $+0.35^{\circ}\text{C}$ 、 $+0.25^{\circ}\text{C}$ 。

参考文献

- [1] Liang C H, Zhang X S, Li X W, et al. Control strategy and experimental study on a novel defrosting method for air-source heat pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(8-9):892-899.
- [2] Chen Y G, Guo X M. Dynamic defrosting characteristics of air source heat pump and effects of outdoor air parameters on defrost cycle performance[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(13):2701-2707.
- [3] 曲明璐, 李封澍, 余倩, 等. 空气源热泵不同蓄能除霜模式对室内热舒适度的影响[J]. 流体机械, 2016(1):60-65.
- [4] Wang Z, Zheng Y, Wang F, et al. Experimental analysis on a novel frost-free air-source heat pump water heater system[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 70(1):808-816.
- [5] 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.
- [6] 丁云飞, 殷帅, 廖云丹, 等. 纳微结构疏水表面结霜过程及抑霜特性[J]. 化工学报, 2012, 63(10):3213-3219.
- [7] 李栋, 陈振乾, Li Dong, 等. 超声波瞬间雾化结霜初始阶段液滴的可视化[J]. 化工学报, 2013, 64(11):3910-3916.
- [8] 王伟, 张富荣, 郭庆慈, 等. 空气源热泵在我国应用结霜区域研究[J]. 湖南大学学报(自科版), 2009(s2):9-13.
- [9] Zhu J H, Sun Y Y, Wang W, et al. Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90:782-791.
- [10] 中国气象局气象信息中心气象资料室. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 中国建筑工业出版社, 2005.
- [11] Wang W, Guo Q C, Lu W P, et al. A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(2):475-486.

空气源热泵除霜问题的研究进展

王亚雄, 王智伟, 孙婷婷

(西安建筑科技大学, 陕西 710055)

[摘要] 对空气源热泵除霜相关问题的研究进展进行了分析总结。主要介绍了空气源热泵除霜特性的实验及模型研究、现有的除霜方式、误除霜的相关研究、除霜控制策略。为空气源热泵除霜问题的进一步研究和研发高效除霜技术应用提供了参考。

[关键词] 空气源热泵; 除霜方式; 误除霜; 除霜控制策略

0 前言

随着能源结构的调整和全球范围内可持续发展战略的提出, 人们越来越重视对清洁、安全、高效能源的开发和利用。空气源热泵系统以电能为驱动力, 将室外环境空气作为热源、热汇, 向被调节对象提供冷、热量, 是国家着力推广的环保、高效的能源供给方式之一。

但从目前空气源热泵的实际运行效果来看, 空气源热泵机组在制热运行时仍不理想, 主要原因是蒸发器结霜及除霜造成的供热能力下降, 所以空气源热泵在结霜严重时必须除霜。结霜初期, 换热器表面少量冰晶体的生成使传热表面变得粗糙, 增大了传热面积并一定程度上破坏了流过空气的边界层, 从而增强了换热。但换热器表面结霜严重时, 霜层会增加室外侧空气与制冷剂之间的传热热阻, 霜冻积聚阻挡翅片之间的间隙, 并降低气流速率和制热能力, 使空气源热泵的 COP 变低。使室外换热器的换热性能恶化, 直接影响其换热效率, 影响机组的正常运行。因此, 需用周期性除霜的方法及有效的除霜控制策略来解决和缓解这些问题^[1]。空气源热泵的性能受室外环境影响较大, 冬季制热时当室外盘管温度较低, 且低于室外空气的露点温度时, 室外盘管表面就会结霜。除霜是空气源热泵在达到机组设定条件后, 开始启动除霜, 此时系统改变为制冷模式, 四通阀将内外机功能互换, 外机内冷媒为高温高压制冷剂, 融化了冰块, 达到除霜要求后结束除霜, 更换为制热模式。结霜对空气源热泵结霜有两个主要影响: (1) 结霜阻碍了室外盘管间的气体流动, 风机能量损耗增加; (2) 大量霜积聚将使蒸发器传热性能减弱。随着室外换热器壁面霜层的增多, 室外换热器蒸发温度下降、机组制热量减少、风机性能衰减、输入电流增大、供热性能系数降低, 严重时压缩机机会停止运行, 以致机组不能正常工作^[2-4]。

NR Nasr 等回顾了有关热交换器结霜的文献, 从 1980 年到 2013 年出版的相关文献大多集中在热泵及制冷系统的研究上。关于结霜的研究有 120 多篇, 而关于除霜和抑制结霜的研究文献仅有不到 80 篇, 可见需要更多的研究来寻找更有效的除霜技术来提高空气源热泵机组的性能^[5-6]。

本文主要综述了空气源热泵除霜及控霜方面的研究进展, 还分析了如今除霜领域关于误除霜的研究成果。主要从以下四个方面展开: (1) 空气源热泵除霜特性的实验及模型研究; (2) 现有除霜方式; (3) 误除霜的相关研究; (4) 除霜控制策略。

1 空气源热泵除霜特性的实验及模型研究

至今, 很多专家学者对热泵进行了实验研究, 探寻空气源热泵除霜性能特性。1989 年, O'Neal 等人对热泵机组的结霜、除霜过程进行实测研究, 实验过程中使用了两个温湿度小室, 并获取目标室内外温湿度条件, 记录并分析了机组结霜过程中各参数的变化, 依据实验数据提出了能反应机组除霜性能的指标。采用热力膨胀阀的额定 10.55kW 的家用空气源热泵机组的除霜性能, 发现热力膨胀阀和储液器对系统动态响应有显著的影响。储液器的液面在除霜过程中会发生变化。热力膨胀阀作为除霜膨胀装置运行稳定, 因为它有随着系统运行情况的不同而改变孔口大小的能力^[7]。同样是 O'Neal 等对除霜过程中的除霜能耗、结霜量、除霜时间进行了实测研究^[8]。1997 年, Huang 等人根据空气—水热泵的实验, 提出了除霜过程中存在“临界点”, 过临界点之后室外盘管出口的制冷剂温度、蒸发温度和过热度增加得非常快^[9]。2009 年, Chen 等人研究了室外气象参数对机组逆循环除霜的影响。结果显示当室外气体温度和风速不变, 相对湿度增大时, 总能耗、除霜时间下降程度明显^[10]。

相比较于实验研究的方法, 除霜过程的模拟研究发展的更为迅速。1992 年, Krakow 等人建立了室外机的逆循环除霜模型。室外盘管表面的融霜过程被理想化地划分为 4 个过程: 预热、融霜、蒸发

[基金项目] “十三五”国家重点研发计划课题 (2016YFC0700403); 国家青年基金项目 (51408457)。

滞留水和加热干燥。在模拟除霜性能时使用了大量参数,而由于除霜过程中系统各部件的运行会相互影响,是一个高度复杂的部件耦合过程^[11]。因此,在之前基础上,Krakow 又提出了理想化的带有储液器的除霜系统动态模型,这是较早期的动态模型^[11-12]。2002 年,Alebrahim 提出了在翅片管式蒸发器盘管除霜过程中如何使用焓法计算除霜时间和霜层温度分布^[13]。2010 年,Dopazo 详细提出了一种瞬态模拟模型来预测和评估蒸发器室外盘管的热气除霜过程的性能,在这个模型中,除霜过程分为六个阶段:预热、管道霜融化、散热片霜融化、空气层出现、滞留水蒸发和加热干燥^[14]。

同样,国内学者在除霜模型方面也进行了很多研究。在早期,黄虎等人建立除霜过程动态数学模型,分析了除霜过程中热泵机组内部状态的变化^[15]。2007 年,韩志涛基于实验参数的室外换热器表面水蒸发动态模型,通过模型求解,观察除霜时表面水蒸发和翅片管干热的动态特性^[16]。2014 年,李宁等人分析了广义空气源热泵在制热/除霜(再生)过程的物理特征和能耗特点,并应用热力学原理建立了描述一个制热/除霜(再生)周期的热泵性能评价模型,推导出描述制热/除霜(再生)周期内的系统能效比 COPs 的通用表达式,据此分析不同类型空气源热泵存在性能差异的根本原因和性能优化方向^[17]。

2 现有除霜方式

现有的主流除霜方式有:停机除霜、电加热除霜、热气旁通除霜、逆循环除霜等。其中,逆循环除霜是目前最常用的除霜方式^[18-19]。逆循环除霜是通过使用四通换向阀,使制冷剂流向改变,将制热过程转换为制冷过程。在除霜期间,压缩机排出的过热状态制冷剂蒸汽被送进室外盘管进行融霜。当融霜完成后,热泵运行再次逆转,重新开始供热。这种方法无需附加任何设备,只需在需要除霜时调节四通换向阀即可。几种常用除霜方式的优缺点列于表 1。

表 1 几种常用除霜方式的优缺点

除霜方式	优点	缺点
停机除霜	除霜干净、彻底	需要停机、室内环境不稳定
电加热除霜	方法简单、操作方便	温度波动大、耗电量
热气旁通除霜	对压缩机影响小	除霜时间长
逆循环除霜	无需附加设备、操作简单	降低室内热舒适、低压保护

KI Krakow 等实验研究了除霜循环性能特性,并和模拟结果比较,指出逆循环除霜是一个复杂的过程,只持续几分钟的瞬态循环可能会导致制冷剂温度、金属盘管温度、空气温度和其他因素的变化^[20]。

西安交通大学的 Huang 使用一台 55kW 的空气源热泵比较了热气旁通除霜法(HGBD)和逆循环除霜法(RCD)的动态特性,结果表明 HGBD 比 RCD 除霜时间长很多,但是 HGBD 方法由于其制冷剂噪声较小,室内温度波动较小,无冷风等特性舒适性优于 RCD 方法,HGBD 方法克服了 RCD 方法的主要缺点,值得进一步研究^[21-22]。JS Byun 的研究提出了一种热气(制冷剂)旁通方法并进行了实验研究。结果表明,热气旁路法是可用于延缓室外盘管霜冻的形成和生长。最佳性能为旁路制冷剂流量为 0.2kg/min(系统制冷剂流量的 20%)。运行 210 分钟内,热气旁路方法提高了 COP 和制热能力,相对于一般系统平均提高 8.5% 和 5.7%^[23]。

另外,还有其他的一些除霜方法被很多学者提出。 Q_u 基于逆向循环除霜方法提出了一种新型热能储存(TES)方法,并通过实验研究与标准逆向循环除霜方法对比。实验结果表明与标准逆向除霜方法相比,新型的除霜方法可以帮助改善室内热舒适(PMV 和 PDD),缩短除霜时间,除霜期间室内供热温度较高^[24-25]。Wang 等提出了一种无霜空气源热泵热水器(ASHPWH)系统,热交换器上设有储能装置(ESD)并涂覆固体干燥剂(EHECSD)。实验研究了在不同的环境条件下新型系统的动态特性,结果表明,该系统可以保持蒸发器在外界温度分别为 -3℃、0℃、3℃(RH 均为 85%)无霜 32min、34min、36min,相比于反循环除霜(RCD)法,无霜 ASHPWH 的 COP 在环境温度为 -3℃ 和 3℃ 下分别提高 17.9% 和 3.4%^[26-28]。Jiang 等使用压缩机的余热来加热外盘管,提出了新型的反向循环除霜方法(NRCD),实验在额定加热量 8.9kW 的 ASHP 装置下进行。结果表明与 RCD 方法相比总能耗在加热器减少 27.9%,在 125 分钟的测试期间,与 RCD 方法相比,总加热容量和输入功率分别增长 14.2% 和 12.6%。系统 COP 的增加是 1.4%^[29-30]。

3 误除霜的相关研究

理想的除霜是“按需除霜”,即在机组需要除霜的时候开始除霜,在达到除霜目的后结束除霜。而实际运行中机组很难做到“按需除霜”,导致“误除霜”事故频繁产生^[31]。“误除霜”指的是已经达到结霜的临界程度时有霜不除,或在不必须的时候进行了除霜。其会对机组的安全、可靠、稳定、经济运行造成严重危害。要解决“误除霜”的问题首先需要充分了解“误除霜”事故的起因,进而采取合理措施,从根本上避免“误除霜”事故的发生。然而,目前对于“误除霜”事故起因的研究并不充分^[32]。

“误除霜”事故主要分为两类：“有霜不除”和“无霜除霜”。“有霜不除”——机组翅片表面大量结霜，霜层已严重影响机组制热性能，控制中心却未能及时发出除霜指令，造成除霜间隔过长，此现象在气候湿润、温和的长江流域颇为常见；“无霜除霜”——机组翅片表面未结霜或霜层稀薄，对机组制热性能未造成影响或只造成轻微影响，而控制中心却发出除霜指令，造成不必要的除霜操作，此现象在气候干燥、寒冷的黄河以北地区时有发生^[33]。

国内外学者关于“误除霜”的研究很少。2011年，Wang 提出了“误除霜”的定义，得出了目前的除霜策略可能由于缺乏直接控制信息，霜层厚度而导致“误除霜”现象的结论，并通过实验研究两种误除霜现象下 ASHP 的瞬态特性，实验结果表明，在“有霜不除”时，机组 COP 减少了 17.4%，制热能力下降 29%；在“无霜除霜”时导致 COP 下降，制热能力下降 4.2%，导致不舒适的室内环境条件^[32]。2015年，王伟等综述了空气源热泵“误除霜”事故的简析，详细分析了“误除霜”事故起因，指出现有基于“软测量”和“直接测量”技术的除霜控制方法均产生“误除霜”事故，缺乏对结霜过程的全面认知与监测，是“误除霜”事故的主要原因，对于结霜区域的片面理解、忽视换热器的排水问题以及对运行工况重视不足等也是“误除霜”事故产生的原因^[33]。

基于以往的研究，为了避免“误除霜”事故的发生，本文总结出如下解决途径：（1）加强对空气源热泵结霜机理的认知，进一步研究其动态结霜模型，完善基础理论研究；（2）开发在线监测技术，实现翅片表面霜层厚度的准确测量；（3）完善结霜图谱，开发适应不同区域气候特征的新型控制方法；（4）改善翅片管换热器的表面特性，以提高其排水能力。

4 除霜控制方法

除霜控制的最优目的是按需除霜，按需除霜是有关空气源热泵多联机除霜研究的重点与难点。机理是利用各检测元件和方法直接或间接检测蒸发器表现的结霜情况，判断是否开始除霜循环，当除霜达到预期效果后，及时终止除霜动作。除霜控制其实就是恰当的选取除霜切入点和结束点，达到不影响室内供热环境下按需除霜的要求。目前除霜控制主要有以下几种方法。

（1）定时除霜法

初期采用的除霜控制法，依据经验设定一个固定的结霜时间，即无论结霜与否、结霜量大小，机组在运行到该时间后就开始除霜；在结束除霜操作设定上，也是设定固定的除霜持续时间，即无论是

否完全除霜，机组在除霜持续了该设定时长后就结霜除霜。为了使机组在高湿地区使用时不会产生因除霜过晚造成机组的停机，设定的固定结霜时间往往过短，机组会产生很多不必要的除霜操作，即产生“无霜除霜”的误除霜。

（2）温度—时间除霜控制法

温度—时间除霜控制法为目前应用最为广泛的除霜控制方法，该方法的控制策略为：温度传感器监测室外换热器翅片表面或制冷剂盘管表面温度变化，当翅片表面或者盘管表面温度下降到设定点 T1 时开始记录压缩机的运行时间，且机组结霜运行时间达到设定的最小结霜运行时间 t1 且翅片表面或盘管表面温度低于设定值 T2 时，机组进入除霜；当盘管或翅片表面温度上升到另一设定值 T3 或达到设定的最长除霜时间 t2 后机组退出除霜。该方法实际上设定固定的结霜时间，同样没有考虑室外的温湿度条件而产生误除霜事故。

（3）空气压差除霜控制法

空气在流经处于结霜状态的室外换热器时，其进出口的压差增大，该方法通过检测该压差大小来判定是否开始除霜。但是，该方法易受到换热器表面状态的影响而产生误除霜操作。

（4）最大平均供热能力除霜控制法^[35]

葛住军提出了从室内换热器着手，以最大平均制热能力为目标实现其最佳除霜控制。但是该方法不能确保某一时刻的制热量的下降仅仅是由结霜引起的^[34]。另外，2016年，邢震等人提出了一种基于平均性能最优的空气源热泵除霜控制方法，测量了翅片表面霜层厚度及机组输入功率、制热量等参数随时间的变化，并以此为基础分析了空气源热泵在整个结霜/除霜循环中的总耗功、总制热量以及平均 COP 的变化。结果表明：当空气源热泵机组选择以性能恶化点作为除霜开始时刻时，系统在整个结霜/除霜循环中的平均 COP 达到最大，即验证该除霜控制方法的可行性，能够用于空气源热泵机组的最佳除霜开始时刻控制。

（5）模糊除霜控制法^[36-39]

整个除霜控制系统由数据采集与 A/D 转换、输入量的模糊化、模糊推理、除霜控制、除霜监控及控制规则调整等功能模块组成。模糊控制除霜的过程为：数据采集与 A/D 转换模块以一定的时间间隔采集数据并将模拟信号转换为数字信号；模糊化模块根据事先确定的各输入参数的隶属函数对各输入量进行模糊化；模糊推理模块根据一组模糊控制规则进行推理，确定是否除霜；若需除霜，则发出除霜控制信号并由除霜监控模块对除霜过程进行监控，

分析除霜控制是否达到要求,若满足要求,则维持原除霜控制规则;若不满足要求,则修改除霜控制规则。这种控制方法的关键在于模糊控制规则及标准是否合适,根据一般经验得到的控制规则有局限性和片面性,若根据实验制定控制规则又存在工作量太大的问题。

(6) 室内、室外双传感器除霜控制法^[40]

室外双传感器除霜法,通过检测室外环境温度 and 蒸发器盘管表面温度及两者之差作为除霜判断依据;室内双传感器除霜法,通过检测室内环境温度 and 冷凝器盘管表面温度及两者之差作为除霜判断依据。这种方法避免了对室外参数的检测,不受室外环境湿度的影响,避免了室外恶劣环境对电控装置的影响,提高了可靠性,且可直接利用室内机温度传感器,降低了成本。目前在这种除霜控制方法为很多厂家采用。

除以上介绍的几种除霜控制方法外,近年来还有很多学者提出了许多的除霜控制方法或策略。2010年,Liang提出了一种新的除霜控制方法——显热除霜法,融入了自组织适应算法进行基本模糊控制策略。实验证明,这种新算法具有良好的控制质量和特点,确保系统的可靠性。显热除霜比逆循环除霜温度波动更小,因此可以提高空调系统的舒适性^[41]。2015年,Zhu等人基于原有的温度—时间除霜控制法和结霜图谱提出了一种“温度—湿度—时间”除霜方法,将湿度加入到除霜判定参数中,使除霜起始判定点变的更为准确^[42]。2016年,Ge提出一种通过应用盘管光电传感器(TEPS)的新颖除霜控制方法。TEPS方法可以在以下类似情况下启动除霜:大部分热交换器表面已被霜冻覆盖;压缩机吸力温度下降约9℃;压缩机排放温度提高约16℃;加热能力下降约30%。验证了TEPS方法比传统T-T方法更准确,是一种很有竞争力的除霜控制方法^[43]。

5 结论

空气源热泵推广发展至今,得到使用者们广泛的青睐,为提高其效率,国内外学者对空气源热泵除霜过程相关问题进行了大量的研究,并取得了许多成果。本文就以往的研究进展得到以下几点结论:

(1) 融霜和除霜模型的建立。目前,对于除霜的研究很多,空气源热泵除霜系统运行特性研究与模拟方面已取得了很大成就。但融霜过程中,室外换热器传热传质过程非常复杂,现有的系统动态模型较为简化,还很不完善。因此,建立全面完整的室外换热器的系统动态模型是今后研究的一个方向。

(2) 改进空气源热泵除霜方式。尽管研究人员

提出了多种改善空气源热泵系统除霜方式,但多数系统结构复杂,控制难度大,因此,需要继续探寻满足经济性、有效性、实用性的除霜方式。同时,这些方法也为改善除霜方式提供了一些新思路。

(3) 从以往的除霜控制策略来看,近年来关于除霜控制方面的研究趋于自动化、智能化。准确的判断除霜开始和结束这两个控制点是今后研究的重点问题,使除霜控制更加精确,有效避免“误除霜”,改善室内环境条件。

(4) 近几年才有部分学者开始“误除霜”的相关研究。为保证空气源热泵按需除霜、高效除霜,深入这部分的研究是必要的。

参考文献

- [1] 曲明璐,余倩,李封澍,王坛. 空气源热泵除霜问题的研究现状及进展[J]. 建筑节能,2016,(08):1-5.
- [2] Stoecker W F. How frost formation on coils affects refrigeration systems[J]. Refrigerating Engineering, 1957, 65(2):42-46.
- [3] Barrow H. A note on frosting of heat pump evaporator surfaces[J]. Journal of Heat Recovery Systems, 1985, 5(3):195-201.
- [4] Yao Y, Jiang Y, Deng S, et al. A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(17):3745-3756.
- [5] Nasr M R, Fauchoux M, Besant R W, et al. A review of frosting in air-to-air energy exchangers[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2014, 30(2):538-554.
- [6] D.L.O'Neal, K.T.Peterson etc. Refrigeration System Dynamics During the Reverse Cycle Defrost. ASHRAE Trans,1989,95(2):689-698.
- [7] D.L.O'Neal, K.T.Peterson etc. Refrigeration System Dynamics During the Reverse Cycle Defrost. ASHRAE Trans,1989,95(2):689-698.
- [8] Payne V, O'Neal D L. Defrost cycle performance for an air-source heat pump with a scroll and a reciprocating compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(2):107-112.
- [9] Huang D, He Z L, Yuan X L. Dynamic characteristics of an air-to-water heat pump under frosting/defrosting conditions[J]. Journal of Xian Jiaotong University, 2007, 27(11-12):1996-2002.
- [10] Chen Y G, Guo X M. Dynamic defrosting characteristics of air source heat pump and effects of outdoor air parameters on defrost cycle performance[J].

- Applied Thermal Engineering, 2009, 29(13):2701–2707.
- [11] K.I.Krakov, S.Lin, L.Yan. An Idealized Model of Reversed-cycle Hot Gas Defrosting-Part 1: Theory. ASHRAE Trans, 1993, 99(2): 317–328.
- [12] K.I.Krakov, S.Lin, L.Yan. An Idealized Model of Reversed-cycle Hot Gas Defrosting-Part 2: Experimental Analysis and Validation. ASHRAE Trans, 1993, 99(2): 329–338.
- [13] Alebrahim A M, Sherif S A. Electric defrosting analysis of a finned-tube evaporator coil using the enthalpy method[J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210), 2002, 216(6):655–673.
- [14] Dopazo J A, Fernandez-Seara J, Uhlir F J, et al. Modelling and experimental validation of the hot-gas defrost process of an air-cooled evaporator[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(4):829–839.
- [15] 黄虎. 风冷热泵热水机组动态特性与结霜除霜过程的研究 [D]. 西安交通大学, 1999.
- [16] 李九如, 韩志涛, 姚杨, 等. 基于实验参数的空气源热泵除霜滞留表面水蒸发模型 [J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(6):989–992.
- [17] 李宁, 石文星, 王宝龙, 等. 广义空气源热泵制热 / 除霜周期的性能模型 [J]. 制冷学报, 2015(2):1–7.
- [18] Qu M, Liang X, Deng S, et al. A study of the reverse cycle defrosting performance on a multi-circuit outdoor coil unit in an air source heat pump – Part I: Experiments[J]. Applied Energy, 2012, 91(1):122–129.
- [19] Byun J S, Jeon C D, Jung J H, et al. The application of photo-coupler for frost detecting in an air-source heat pump[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(2):191–198.
- [20] Krakow K I, Lin S, Yan L. Idealized model of reversed-cycle hot gas defrosting. Part 2: Experimental analysis and validation[J]. ASHRAE Transactions, 1993, 99:329–338.
- [21] Huang D, Yuan X, Zhang X. Effects of fan-starting methods on the reverse-cycle defrost performance of an air-to-water heat pump[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(8):869–875.
- [22] Huang D, Li Q, Yuan X. Comparison between hot-gas bypass defrosting and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump[J]. Applied Energy, 2009, 86(9):1697–1703.
- [23] Byun J S, Lee J, Jeon C D. Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(2):328–334.
- [24] Fanger P O. Thermal comfort. Malabar, FL.: Robert E. Krieger Publishing Company; 1982.
- [25] Qu M, Liang X, Deng S, et al. Improved indoor thermal comfort during defrost with a novel reverse-cycle defrosting method for air source heat pumps[J]. Building & Environment, 2010, 45(11):2354–2361.
- [26] Wang S W, Liu Z Y. A new method for preventing HP from frosting[J]. Renewable Energy, 2005, 30(5):753–761.
- [27] Zhang L, Fujinawa T, Saikawa M. A new method for preventing air-source heat pump water heaters from frosting[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(5):1327–1334.
- [28] Wang F, Wang Z, Zheng Y, et al. Performance investigation of a novel frost-free air-source heat pump water heater combined with energy storage and dehumidification[J]. Applied Energy, 2015, 139(C):212–219.
- [29] Dong J, Deng S, Jiang Y, et al. An experimental study on defrosting heat supplies and energy consumptions during a reverse cycle defrost operation for an air source heat pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 37(5):380–387.
- [30] Zhang L, Dong J, Jiang Y, et al. A novel defrosting method using heat energy dissipated by the compressor of an air source heat pump[J]. Applied Energy, 2014, 133(10):101–111.
- [31] 韩志涛, 姚杨, 马最良, 等. 空气源热泵误除霜特性的实验研究 [J]. 暖通空调, 2006, 36(2):15–19.
- [32] 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.
- [33] 王伟, 李林涛, 盖轶静, 等. 空气源热泵“误除霜”事故简析 [J]. 制冷与空调, 2015, 15(3):64–71.
- [34] 葛住军, 许文斌, 付彬, 等. 最大平均制热量控制除霜方法的实验研究 [J]. 制冷, 2007, 26(2):14–17.
- [35] 邢震, 郭宪民, 李景善. 基于平均性能最优的空气源热泵除霜控制方法的研究 [J]. 制冷学报, 2016, 37(3):17–21.
- [36] 王铁军, 唐景春, 刘向农, 等. 风源热泵空调器除霜技术实验研究 [J]. 低温与超导, 2003, 31(4):65–

68.

[37] 黄虎, 虞维平, 李志浩, 等. 风冷热泵冷热水机组自调整模糊除霜控制研究 [J]. 暖通空调, 2001, 31(3): 67–69.

[38] 江乐新, 张学文, 何俊杰, 等. 空气源热泵热水机组模糊除霜控制器的研究 [J]. 发电与空调, 2008, 29(2): 37–43.

[39] 解德强, 顾惠军, 田贯三, 等. 热泵空调系统中模糊控制的应用分析 [C]. 中国工程热物理学会工程热力学与能源利用学术会议. 2000.

[40] 雷江杭, 丁小江. 热泵空调器除霜分析 [J]. 制冷, 1999(4): 29–31.

[41] Liang C H, Zhang X S, Li X W, et al. Control

strategy and experimental study on a novel defrosting method for air-source heat pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(8): 892–899.

[42] Zhu J, Sun Y, Wang W, et al. A novel Temperature–Humidity–Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 54: 45–54.

[43] Ge Y, Sun Y, Wang W, et al. Field test study of a novel defrosting control method for air-source heat pumps by applying tube encircled photoelectric sensors[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 66: 133–144.

某住宅供暖需求与末端调控匹配度的测试与分析

李明珠¹，王智伟¹，王 雨¹，陈婷婷¹，曹 伟²，李 鹏²，袁 斐²

(1. 西安建筑科技大学, 陕西 710055; 2. 四联智能技术股份有限公司, 西安 710065)

[摘 要] 为了解当前住宅建筑供暖需求与末端调控匹配的程度, 对西安某住宅小区的供暖现状展开了调研并选取该小区的典型户进行了测试。利用 DeST-h 软件模拟计算典型户的供暖热负荷。以匹配度为评价指标分析用户需求与末端不同调控水平的匹配程度。结果表明: 末端调控水平在不调节、分户调节、分室分时调节的方式下, 其匹配度分别为 0.462、0.611、0.812。基于该住宅小区现有的末端分户调节给出合理的调控建议, 以有效减少采暖末端的能源浪费。

[关键词] 住宅末端; 匹配度; 末端调控; 调控水平; 需求

0 引言

我国建筑能耗约占社会总能耗的 28%^[1], 其中北方城镇供暖能耗约占建筑总能耗的 24.1%^[2]。在城镇供暖能耗中, 居民住宅供暖能耗所占比例最大。为降低住宅供暖能耗, 我国于上个世纪 80 年代就开始关注计量供热, 国家针对热计量出台了诸多政策、规程和规范, 但现有采暖系统的能耗水平整体偏高, 末端供给仍存在较大的能源浪费。关于供暖末端现有的研究, 主要集中在供暖方式及传热过程的分析^[3-5], 朱家玲等^[3]采用数值模拟方法分析了地板辐射采暖空间的温度分布; 由世俊等^[4]通过模拟不同情况下地板辐射传热并测试了不同工况下地板表面温度分布; 东南大学张小松^[5]提出了一种新型的计算机辐射地板表面温度的方法, 简化了传热过程。供暖末端运行调控也受到越来越多的关注, 金梧凤等^[6]着重介绍了地板辐射供暖系统的调控方法及调控参数。而对供暖末端用户需求与末端调控匹配程度的研究较少。目前, 多数住宅采暖室内温度偏高, 居民为满足热舒适是通过开窗散热, 而非通过末端调控装置调节室内温度, 从而造成了热量浪费。为有效的减少能源浪费、降低采暖能耗, 对末端供暖需求与末端调控匹配水平的研究与评价尤为必要。

本研究对西安某住宅小区典型户采暖供暖运行现状进行了测试, 通过模拟末端的供暖热负荷, 对比分析了末端需求与末端不同调控水平的匹配度, 并基于该小区现有末端调控设备给出末端需求与供给匹配的调控建议。

1 住宅末端供暖的调控

1.1 住宅供暖调控水平

我国严寒和寒冷地区集中供热面积已达到 41.54 亿 m², 居住建筑供热面积占 70% 左右^[7], 居民住宅能耗占比较大。为降低我国居住建筑能耗, 我国供

暖方式、热源及末端供暖装置正逐步改革。自 2000 年我国对新建集中供热住宅建筑供暖系统强制实行分户热计量, 同时“十一五”期间对既有居住建筑实行热计量改造^[8]。热计量方式的实行, 使住宅建筑末端用户的调控装置必不可少。目前地板辐射供暖有 3 种调控方式^[9], 其调控模式、调控装置、特点如表 1 所示。

表 1 不同调控方式的比较

调控方式	调控装置	特点
不调节	住户入口处设分水器, 分水器每个支路上安装手动调节阀	没有感温元件及自力式动作元件, 无法对系统的供热量进行自动调节
分户调节	典型房间的温控器可控制集(分)水器前温控阀的启闭, 每个支路上安装手动调节阀	调节典型房间的温控器达到调整整个的室内温度
分室分时调节	每个功能性房间安装温控传感器, 分集水器的每个支路上的阀门是电动阀	通过各支路的电动启闭阀来控制流量, 达到分别控制室内温度的效果

1.2 末端调控参数

地板辐射供暖系统中, 地板表面散热量的大小主要取决于供水温度及流量, 因此维持室内的温度, 其调节的参数可分为热水流量、热水温度以及表面的散热量。所以地板辐射供暖系统控制方式利用热水温度、流量、热源以及供水时间等参数, 可系统地分类成供水温度控制(质调节)、供水流量控制(量调节)、热量控制以及供水温度/流量同时控制的方式^[6], 其结果如表 2。

表 2 末端供暖调控参数

调控参数			供水温度		散热量
			供水温度一定	供水温度变化	
供水流量	流量连续	定流量	——	室外温度补偿控制 室外温度控制补偿控制 + 室温反馈	热源放热量控制
		变流量	变流量控制	——	
	流量间断	开关式控制	双位开关式控制	室外温度补偿控制 + 双位事开关控制	
		脉冲式控制	脉冲式开关式控制	室外温度补偿控制 + 脉冲式控制	

[基金项目] 陕西省协同创新项目“再生水源热泵集中供热关键技术研究”(2014XT-20)。

1.3 测试对象

本课题组于 2017 年 3 月 5 日至 3 月 12 日对西安某住宅小区地板辐射供暖末端进行了测试, 选择该小区供暖管网末端的住户 A、B 作为典型户, 典型户采暖平面图如图 1 所示。

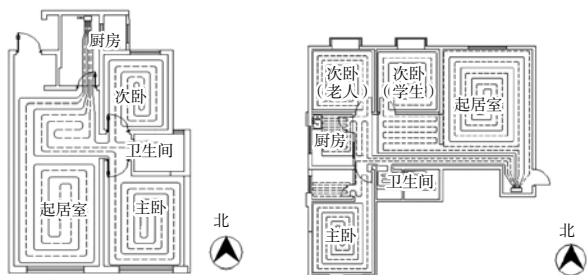
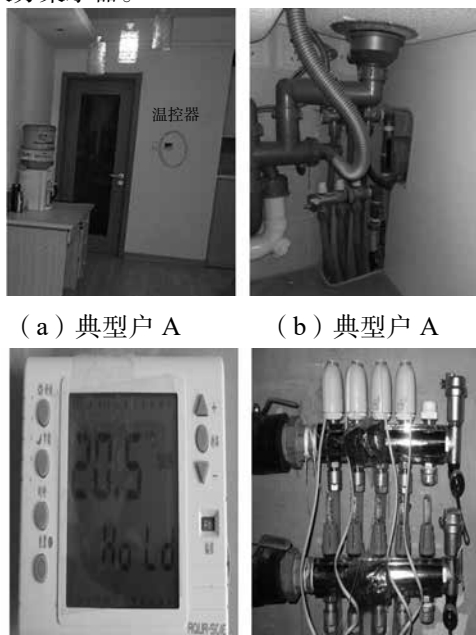


图 (a) 典型户 A

图 (b) 典型户 B

图 1 (a)、(b) 典型户 A、B 采暖建筑平面图

典型户 A 末端调控水平属于分户调节, 图 2 (a) 是监测典型房间室内温度的温控器的安装位置; 2 (b) 是户内的分集水器。典型户 B 末端调控水平属于分室分时调节, 图 2 (c)、2 (d) 分别是典户 B 的温控器及分集水器。



(a) 典型户 A

(b) 典型户 A

(c) 典型户 B

(d) 典型户 B

图 2 (a)、(d) 典型户 A、B 末端调控装置

2 供暖需求与末端调控匹配水平的评价指标

为反映末端用户供暖需求与末端调控水平的匹配程度, 本研究采用末端实际供热量与用户需求的匹配度作为评价指标。当匹配度为 1 时, 代表供给用户的热量等于用户的需求; 当匹配度大于 1 时, 代表供给用户的热量小于用户的需求; 当匹配度小于 1 时, 代表供给用户的热量大于用户的需求。匹

配度可作为衡量末端调控水平的重要指标, 其计算公式如式 (1):

$$\varepsilon = 1 - \frac{Q_1 - Q_1'}{Q_1} \quad (1)$$

式中: Q_1 为末端实际供热量 (kW); Q_1' 为末端需求热负荷 (kW)。

基于分户热计量的供暖方式已逐步实施, 一户一表的单户独立供暖系统可准确的计量用户的实际用热量^[10]。根据热计量表显示的供给用户流量及供、回水温度, 由式 (2) 计算用户的实际用热量或直接读取热计量表所监测的供热量。

$$Q_1 = c_p m (t_g - t_h) \quad (2)$$

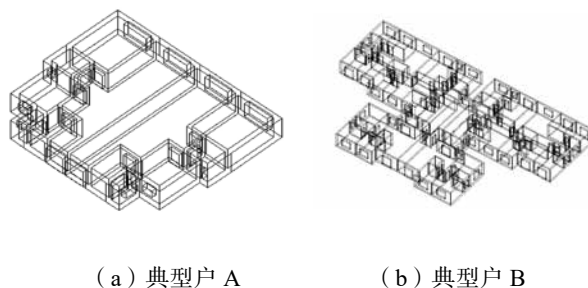
式中: c_p 为热水定压比热 (kJ/(kg·°C)); m 为质量流量 (kg/s); t_g 、 t_h 为供、回水温度 (°C)。

满足建筑或房间的供暖热负荷 Q_1' , 一般主要包括^[11]: 围护结构传热耗热量、冷风渗透及冷风侵入耗热量、室内人员、设备及照明散热等。

3 末端需求热负荷模拟

3.1 模拟对象

图 3 是 DeST-h 建立的典型户 A、B 模拟计算模型, 其中典型户 A 层高是 3.0m, 每户建筑面积为 89m², 典型户 B 层高 3.0m, 每户建筑面积为 110m²。



(a) 典型户 A

(b) 典型户 B

图 3 (a)、(b) DeST 建立的典型户 A、B 计算模型

3.2 供暖需求模式

3.2.1 家庭人员组成及作息规律

典型户 A 的家庭人员组成: 上班族 2 个、老人 1 个、小孩 1 个。典型户 B 家庭人员组成: 上班族 2 个、老人 1 个、学生 1 个。经过调研典型户 A、B 的各功能房间人员的作息规律如图 4 所示。

3.2.2 供暖需求模式

典型户 A、B 的供暖需求模式如下:

典型户 A 供暖模式: 起居室 8:00~12:00、18:00~21:00 供暖; 主卧 21:00~次日 7:00 供暖、次卧 13:00~15:00、21:00~次日 8:00 供暖, 室内设计温度为 18°C。

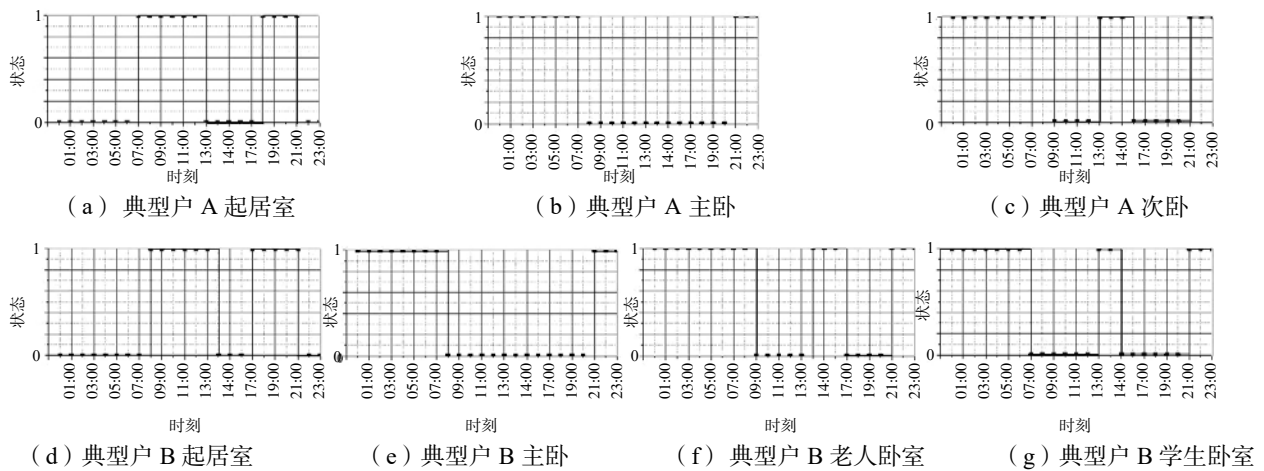


图4 (a) — (g) 典型户 A、B 各功能房间人员作息规律 (1 为有人, 0 为无人)

典型户 B 供暖模式: 起居室 8:00~13:00、17:00~22:00 供暖; 主卧 21:00~次日 7:00 供暖、老人卧室 14:00~16:00、21:00~次日 7:00 供暖; 学生卧室 13:00~14:00、22:00~次日 7:00 供暖, 室内设计温度为 18℃。

3.3 其他参数

室内各房间的照明功率: 起居室 40W、主卧 40W、次卧 (老人、学生卧室) 30W、卫生间 20W。

4 典型住户供暖末端测试

4.1 测试仪器

为确定室内各房间在供暖期间的温度的分布, 采用自计式温度仪对采暖房间的温度进行了测试; 典型户 A 供热量通过安装在用户热力入口中的热计量表测得; 典型户 B 的供热量是通过测量入口处的流量及供回水温度利用公式计算所得。测试仪器如

表 3 所示。

4.2 测试工况

为研究住宅供暖需求与末端不同调控水平的匹配度, 该测试分为四种工况来测试典型户, 其测试工况如表 4 所示。

4.3 测试结果及模拟验证

4.3.1 测试结果分析

工况 1、2、3、4 下测试室内各房间温度随时间变化的曲线如图 5 所示。

不同工况下的测试时间间隔为 10min。图 5 (a) 表明, 当室内温度较高时, 用户通过开窗散热, 从而造成了能源的浪费。图 5 (b) 可看出在用户不开窗时, 主卧温度最高达到 25.1℃, 其平均温度为 23.7℃, 起居室的平均温度为 23.0℃, 次卧平均温度为 21.8℃, 卫生间温度 20.4℃。图 5 (c) 表明调

表 3 仪器详表

名称	自计式温湿度仪		热量表			流量计	数据采集仪
型号	Testo175H1		博思达 HMW			梅克罗尼 PF204	安捷伦 34972A
测量内容	温度	湿度	温度	流量	热量	流量	温度
测量范围	-20~+55℃	0~100%	3~95℃	/	/	0.04~8m/s	/
测量精度	±0.4℃	±0.2%	±0.01℃	±0.01L	±0.001GJ	±0.01m/s	±0.5℃
数量 / 个	8		1			1	1

表 4 测试工况

测试工况	典型户	末端调控水平	居民行为
工况 1	A	不调节	可以开窗
工况 2	A	不调节	不开窗
工况 3	A	分户调节	温控器设置 22℃
工况 4	B	分室分时调节	房间有人温控器设置 20℃, 无人设为值班采暖

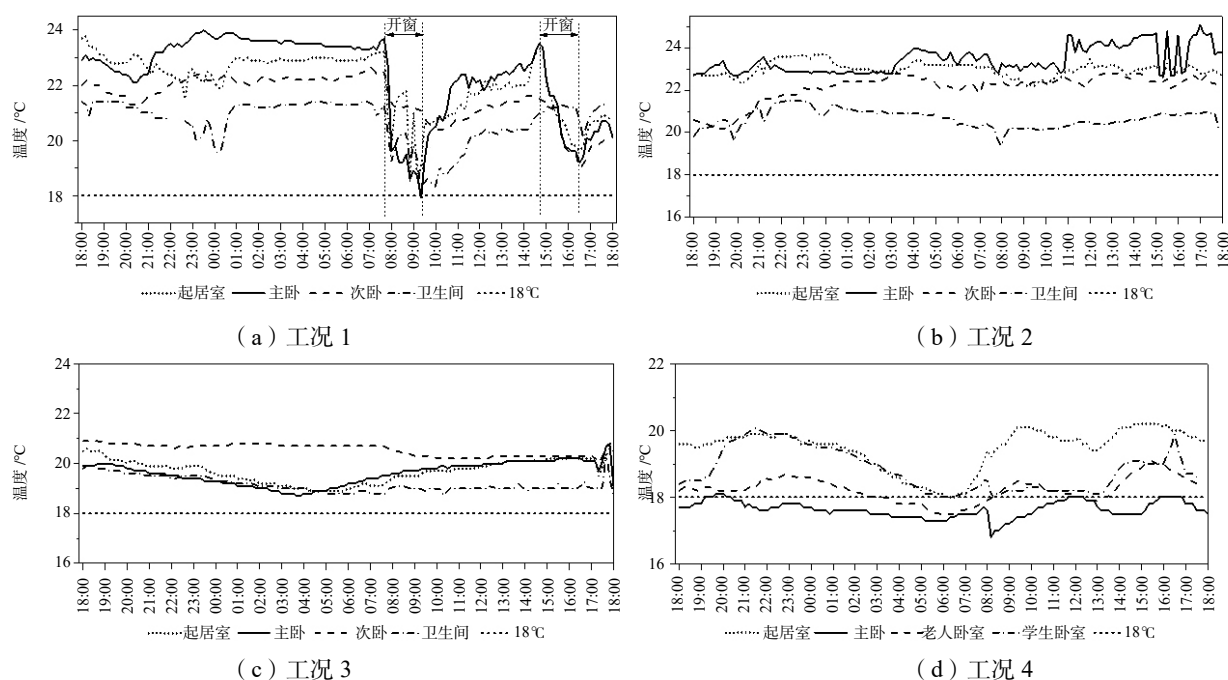


图5 (a) — (d) 不同工况各房间温度随时间变化趋势

节室内温控器面板时室内各房间的温度波动均在 1°C 以内,说明该温控器室温控效果较好^[12]。图5(d)可看出在分室分时调节下其主卧的温度低于 18°C ,主要原因是主卧室地埋管分支管路最长,导致该支路分配的流量较少,使得明显低于其他几个房间温度,室内的热不均匀现象较为严重,而其他房间的温度较高,有热量浪费。图6为不同工况下供给用户的实际热量随时间的变化规律。图6表明,工况2下供给用户的热量随时间的变化几乎不变,工况3下供给用户的热量随时间的变化成间歇式,间歇式供暖使供暖时间大幅度减少。工况4供给用户的热量随时间的变化波动频率较大,是由于分室分时供

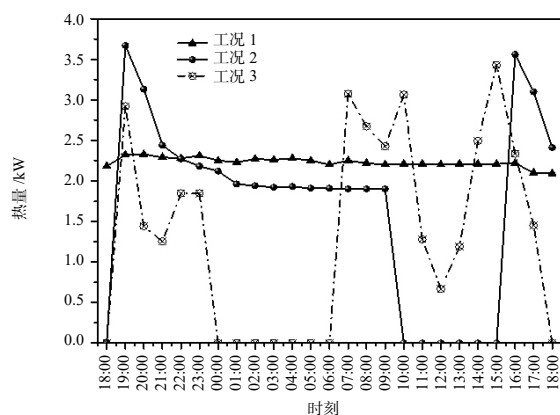


图6 供给用户的实际热量随时间的变化规律

暖在时间和空间上均变化所引起的。不同工况下供给用户的热量出现不同的变化规律主要原因是由于末端调控装置可调性的受限程度不同。

4.3.2 模拟验证

DeST-h 软件可模拟出建筑逐时的供暖热负荷,为使模拟的计算模型简化,应进行如下假设:

DeST-h 模拟日与测试日相同;

选择测试典型户的相邻住户均供暖且为连续供暖,可忽略其户间传热;

考虑外窗的密封性很好,忽略冷风渗透,供暖房间作为一个封闭空间来模拟计算;

忽略太阳辐射对房间热环境的作用。

户门视为与内墙相同,不单独计算;因为窗框面积很小,忽略窗框传热,仅考虑玻璃的传热作用。

该模拟对象的外围护结构:一面西墙、一面南墙、外窗,围护结构热惰性为2.0。工况2(用户末端不调节)下,供暖运行模式是连续稳态的,DeST-h 软件模拟则是非稳态过程,所以要将非稳态传热逐步离散为24h的稳态传热过程。根据以上假设,影响该模拟对象的供暖热负荷的因素可折算为外围护结构的当量传热系数。将工况2测试的各房间逐时温度、家庭人员构成及作息规律、照明及使用规律等作为模型的输入参数。图7是通过温度修正前后的逐时围护结构传热系数变化趋势,图8为工况2下实测的供热量变化曲线与模拟曲线的比较。

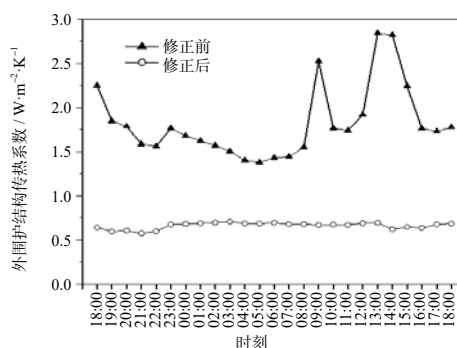


图7 外围护结构传热系数修正前后比较

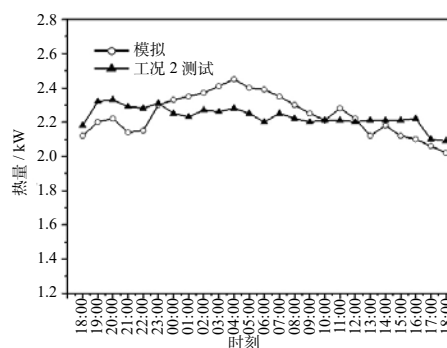
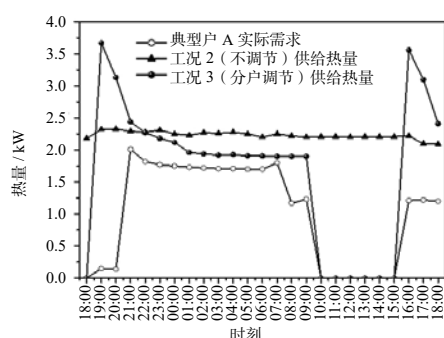
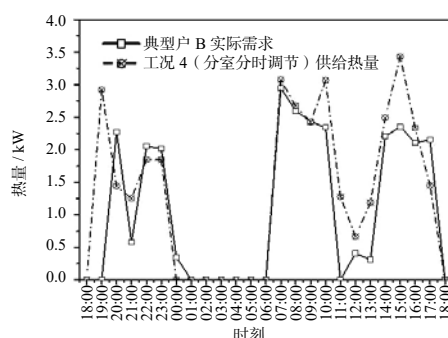


图8 模拟与测试结果的比较



(a) 典型户 A



(b) 典型户 B

图9 (a)、(b) 供给热量与典型户 A、B 实际需求的逐时变化规律

图7表明,在假设的条件下,通过温度修正后的外围护结构的平均传热系数为 $0.54\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$,与标准限值^[13]为 $0.50\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ 误差不大,在折算外围护结构的当量传热系数平均值为 $1.870\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$,图8为测试曲线与模拟曲线的比较,其误差为4.48%。

5 供暖需求与末端调控匹配度分析

5.1 末端需求与供给匹配度分析

匹配度反映的是用户实际需求与供给用户热量之间的关系,对完善末端调控策略提供了理论依据。图9是不同测试工况下供给热量及典型户实际需求随时间的变化规律。

图9(a)表明,工况3的供热量与典型户A实际需求之间的差异小于工况2的供热量与典型户A实际需求之间的差异。相比工况2,工况3可节能45.5%,工况4可节能65.4%。图9(b)可看出工况4的供热量与典型户B实际需求之间的差异小于前两种工况下与典型户A的实际需求之间的差异。这种差异可用匹配度来评价,图10是不同调控水平下的平均匹配度。

图10表明,分室分时调节其用户需求与供给的匹配度最高,因此节能效果也是最佳,其原因是这种调控水平的供暖末端运行模式是“部分时间、部分空间”,这种运行模式可满足我国居住建筑用户

侧负荷具有需求不同步、负荷率低的要求^[14]。末端不调节则是“全时间、全空间”运行,这种运行模式在时间、空间上远大于用户实际需求,其匹配度最低。末端分户调节则是“部分时间、全空间”运行,由于户内各房间需求存在不同步因素,所以分户调节这种模式在空间上的运行会造成能源浪费,但浪费量小于末端不调节方式下的能源浪费。

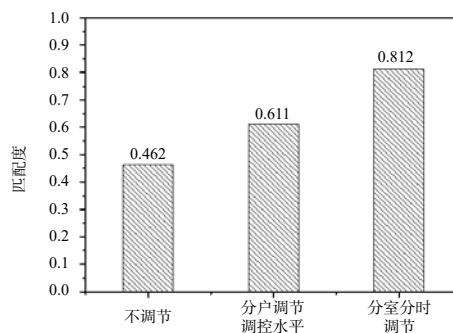


图10 不同调控水平下用户需求与末端调控的匹配度

5.2 末端调控的建议

匹配度为完善末端调控策略提供了理论依据,图11是三种调控水平逐时匹配度的变化规律。

图11表明,当匹配度为1时,其供给用户的热量等于用户的实际需求,此时没有能源浪费;当匹

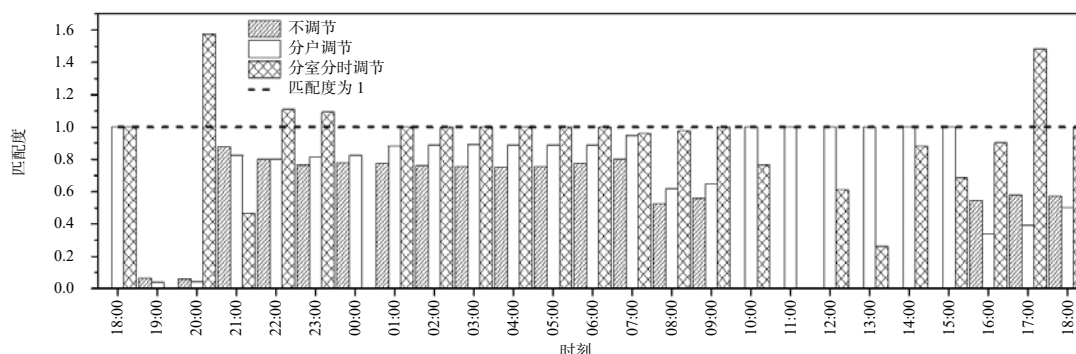


图 11 不同调控水平逐时匹配度的变化规律

配度大于 1 时, 其供给用户的热量小于用户的实际需求, 其中分室分时调控水平出现了供给不足的现象, 主要是由于地板辐射采暖末端较大的热惰性, 单纯以用户的在室情况为基础进行末端调控, 会使得用户与需求之间存在一定差异^[15], 但分室分时的调控水平匹配度相对较好。当匹配度小于 1 时, 其供给用户的热量大于用户的实际需求, 必然造成了能源浪费。

基于现有末端调控水平在分户调节的方式下, 为解决末端实际需求与末端调控在时间和数量上不匹配的矛盾, 减少能源浪费, 在 8:00~9:00; 16:00~20:00, 其匹配度低于平均匹配度, 供给的热量较大, 因此在这个时段, 可通过将温控器的温度调低, 使进入用户的热量得以控制。

6 结论

对西安某住宅小区典型户在不同调控水平下的末端供暖现状进行了测试, 并模拟出典型户实际的热负荷需求, 评价了供暖需求与末端调控的匹配度, 其结果表明:

(1) 末端不调节和末端分户调节两种测试工况下室内温度高于规范中的设计温度分别约为 2.4~5.7℃、2.3~1.2℃, 末端分室分时调节与规范中的设计温度最相近。

(2) 与末端不调节相比, 末端分户调节可节能 45.5%, 末端分室分时可节能 65.4%。

(3) 住宅末端调控水平在末端不调节、分户调节、分室分时调节的方式下, 其匹配度分别为 0.462、0.611、0.812, 分室分时调控水平的匹配度相对较好, 能源浪费最少。

结论可表明, 分室分时调节能效果最好, 但其调控装置的初投资相对较高, 所以应将初投资和节能性综合考虑。

参考文献

[1] YUAN X, WANG X, ZUO J. Renewable energy

in buildings in China-a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 24: 1-8.

[2] 张野, 胡珊. 城镇住宅建筑节能状况和节能途径[J]. 北京规划建设, 2012(6): 83-85.

[3] 朱家玲, 苗常海. 地板辐射采暖空间温度场的数值模拟[J]. 太阳能学报, 2005, 26(4): 493-496.

[4] 张晓伟, 由世俊, 张欢, 等. 低温辐射地板采暖模拟及实验研究[J]. 太阳能学报, 2013, 34(4): 684-688.

[5] Jin X, Zhang X, Luo Y. A calculation method for the floor surface temperature in radiant floor system[J]. Energy & Buildings, 2010, 42(10): 1753-1758.

[6] 金梧凤, 王荣光. 地板辐射供暖系统控制方式[J]. 建设科技, 2007(8): 44-45.

[7] 现阶段中国城市供热面积进展[EB/OL]. [2016-08-15]. <http://www.proresearch.org/shidian/gc/201501/103635.html>.

[8] 于晓明, 李向东, 任照峰. 集中供热住宅供暖系统节能设计要点[J]. 暖通空调, 2012, 42(8): 46-49.

[9] 杜涛, 黄珂, 周志华, 等. 中国北方城镇居住建筑供暖能耗现状与节能潜力分析[J]. 暖通空调, 2016, 46(10): 75-81.

[10] 张锡虎. 住宅供暖方式的发展动态[J]. 暖通空调, 2000, 30(4): 26-29.

[11] 贺平. 供热工程-第 4 版[M]. 中国建筑工业出版社, 2009.

[12] 刘兰斌, 付林, 江亿. 基于分栋热计量的末端通断调节与热分摊技术介绍[C]. 热电企业热网经营管理暨节能技术应用经验交流会. 2009.

[13] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 公共建筑节能设计标准[M]. 中国建筑工业出版社, 2015.

[14] 周欣, 燕达, 邓光蔚, 等. 居住建筑集中与分散空调能耗对比研究[J]. 暖通空调, 2014(7): 18-25.

[15] 闫清. 住宅建筑空调末端分室分时调控的热泵空调系统适宜性研究[D]. 西安建筑科技大学, 2015.

海水源热泵抛管式换热器管外传热特性的数值模拟研究

张潇潇, 王智伟, 徐兰静, 刘艳峰

(西安建筑科技大学, 陕西 710055)

[摘要] 为了给海水源热泵抛管式换热器的优化设计提供理论依据, 通过 CFD 数值软件对海水源热泵抛管式换热器系统中的流动和传热过程进行数值模拟。结果表明, 海水源热泵抛管式换热器管外对流换热努谢尔特数 N_u 随抛管曲率比 δ 的增大而减小, 随抛管无因次节距 H_o 的增大而减小, 而且 δ 和 H_o 对管外 N_u 的影响是复杂非线性关系。传统传热准则公式不能很好地解决此类换热器设计应用问题, 通过模拟数据拟合出适于南海岛礁海水源热泵抛管式换热器管外对流传热准则关联式。

[关键词] 抛管换热器; 数值模拟; 传热模型; 准则关联式

0 引言

南海岛礁处于高温高湿气候区, 且具有丰富的海水资源, 海水温度在一定深度受气温的影响小, 水温稳定, 是热泵空调系统理想的热汇^[1]。工程中考虑到海水的腐蚀性, 通常冷凝器放热采用间接式, 比如将抛管式换热器放入海中, 通过抛管式换热器间接地把冷凝热排放到海水中。

目前, 国内外学者针对提高抛管式换热器传热性能进行了深入研究。张小艳等^[2]对水在抛管式换热器内的换热及压降特性进行研究, 为提高传热和优化抛管参数提供依据。黄盛超等^[3]针对抛管式换热器的流阻与传热特性进行实验研究, 发现换热盘管节距和管径影响抛管式换热器传热性能。John H 等^[4]将抛管近似为流管束得出抛管式换热器传热实验准则关联式, 发现抛管式换热器管外自然对流传热效果的不充分。Rahul Kharat 等^[5]针对同心螺旋盘管换热器传热系数研究, 发现节距对换热有影响, 引入无量纲参数代表节距并给出关于节距的传热实验准则关联式。J.S.Jayakumar 等^[6]对螺旋盘管换热器传热相关性研究, 发现以空气为介质对传热性能有显著影响。然而有关抛管式换热器管外流动特征变化及其与抛管式换热器结构参数之间的关系的很少见到有文献报道。

针对以上问题, 本文对抛管式换热器管外流动特征和抛管式换热器结构间的耦合对抛管式换热器传热性能的影响进行研究。建立了抛管式换热器在海水域内的完整 CFD 模型。依据传热理论, 改变抛管 δ 和 H_o 分析不同速度场下 N_u 的变化规律, 以及拟合出适于南海岛礁海水源热泵抛管式换热器对流传热准则关联式。

1 模型建立及数值方法

1.1 物理模型

根据抛管式换热器实际尺寸建立三维物理模型, 抛管材质为聚乙烯塑料, 抛管内介质为淡水, 抛管外介质用淡水代替海水, 计算区域如图 1 所示, 其特征参数见表 1。

表 1 抛管式换热器模型特征参数

特征参数	数值	特征参数	数值
长 × 宽 × 高 /m	1.5×1.5×0.65	来流速度 /(m/s)	0.1~0.2
盘管节圆直径 /m	0.4~1.2	盘管进口水温 /℃	35
盘管节距 /m	0.05~0.09	盘管进口流速 /(m/s)	0.1~0.2
盘管直径 /m	0.04	曲率比 δ	0.033~0.1
盘管圈数 /圈	5	无因次节距 H_o	0.0133~0.0239
来流温度 /℃	28		

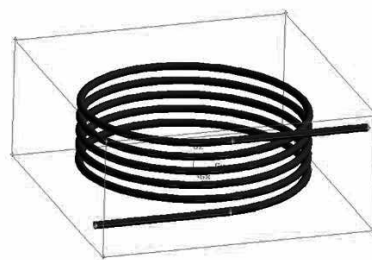


图 1 抛管式换热器的几何模型

1.2 数学模型及计算方法

采用三维笛卡儿坐标系, 连续性方程、动量方程、能量守恒方程等的控制方程如下。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中: u 、 v 和 w 分别为 x 、 y 和 z 方向上的速度分量 (m/s)。

[基金项目] 国家自然科学基金重大项目课题 (51590911)。

$$u \frac{\partial U_i}{\partial x} + v \frac{\partial U_i}{\partial y} + w \frac{\partial U_i}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U_i}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

式中: i 为方向; U_i 为 i 方向上的速度分量 (m/s); ρ 为流体密度 (kg/m^3); p 为压力分量 (Pa); μ 为动力粘度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)。

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

式中: T 为温度 (K); α 为流体热扩散率 (m^2/s)。

抛管式换热器盘管间流动的湍流模型采用 $k-\epsilon$ 模型, 计算采用分离变量隐式法进行迭代求解, 速度和压力耦合方式采用半隐式 SIMPLE 算法, 插值方法采用二阶迎风格式。

1.3 模型简化

由于抛管构造较为复杂, 在 CFD 数值模拟仿真前对抛管模型进行如下简化假设:

(1) 流体流动过程中质点各流动参数不随时间变化而变化, 认为整个流体流动过程为稳态过程。在利用 FLUENT 软件数值模拟时, 采用稳态求解器。

(2) 认为流体介质的体积和密度随压力的变化较小, 假设流体的流动为三维、不可压缩、定物性

的流动。在利用 FLUENT 软件数值模拟时, 采用压力求解器。

(3) 本文采用 $1.5\text{m} \times 1.5\text{m} \times 0.65\text{m}$ 的长方体代替管外海水域, 在一定深度下, 忽略海水在垂直向的影响, 在利用 FLUENT 软件数值模拟时, 垂直向壁面设置为绝热边界。

(4) 本文所有仿真研究均不考虑重力、辐射换热、黏性能量扩散对流体的影响。

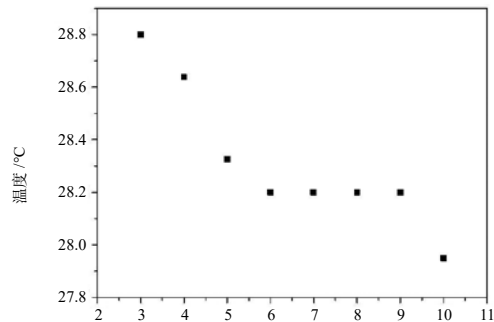
(5) 流体理想入口流速。假设入口流体为轴向均匀流动, 流速方向为沿流体入口方向。

1.4 边界条件

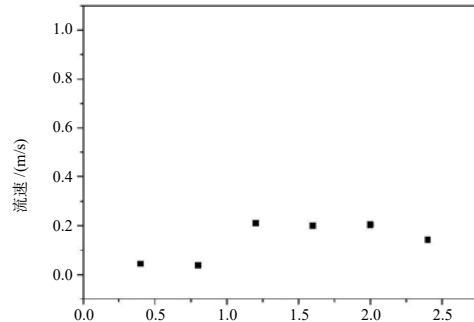
冷热两流道间接触面为传热面, 外部边界条件设为无滑移速度边界条件, 其他各面设为绝热面。流道进口采用速度入口条件, 冷热流体的进口温度和速度根据现场测试数据设定。出口采用压力出口条件, 冷热流体的出口设为大气压。

在 2016 年 7 月对琼海市博鳌湾进行海水域现场测试, 现场测试数据统计如图 2 所示, 现场测试仪器如图 3 所示。

图 2 为博鳌湾海水垂直方向水温 and 流速分布。从图 2 可以看出, 在垂直方向 3~10m 范围内海水温度为 $27^\circ\text{C} \sim 29^\circ\text{C}$, 海水温度随深度增加而降低。在垂直方向 0~3m 范围内海水流速为 $0.04 \sim 0.22\text{m/s}$, 海水流速随深度增加变化较小。



(a) 深度 / m



(b) 深度 / m

图 2 夏季海水垂直方向温度分布 (a) 和速度分布 (b)



(a) 测温纽扣



(b) 流速仪



(c) 温湿度仪

图 3 现场测试仪器

1.5 网格划分

模型采用非结构网格 Tet/Hybrid Tgrid 划分, 由于模型结构较复杂, 对模型进行简化分割成 2 部分, 并对每一部分填充网格, 根据温度和速度梯度的大小加密网格。当网格步长取 20mm 时, 参数结果开始稳定, 综合考虑计算精度和效率要求, 最终确定模型网格数为 108 万。模型网格划分如图 4 所示。

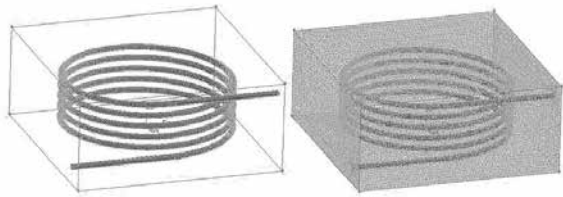


图 4 抛管式换热器模型网格划分图

1.6 试验结果对比

建立与文献^[3]实验模型相同的双螺旋抛管式换热器, 验证 FLUENT 软件数值模拟的准确性, 抛管式换热器模型如图 5 所示, 抛管式换热器模型参数和工况如表 2 所示。试验系统及测试方法见文献^[3]。将抛管式换热器模型模拟结果与试验所得数据进行比较, 发现二者非常吻合, 最大相对误差为 8%, 平均相对误差 6%。实验数据与模拟结果对比见图 6, 进而证明相关计算的可信性。

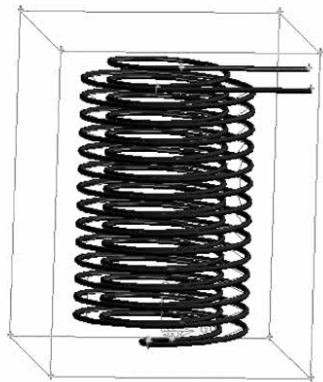


图 5 抛管验证模型

表 2 试验与模拟工况

管道长度 /m	管道直径 /mm	内盘管直径 /m	外盘管直径 /m	盘管节距 /mm	盘管进口温度 /℃	盘管进口流速 /(m/s)	来流温度 /℃	来流速度 /(m/s)
100	40	0.9	1.3	140	-10	0.4	-10	0.2

2 数值模拟结果与分析

2.1 数值分析

2.1.1 抛管式换热器模型的速度场

图 7a 为抛管式换热器模型在 $y = 0\text{mm}$ 截面上的速度分布。从图 7a 可以看出, 模型在进口区速度分布较均匀, 管外流体流经抛管时受到管道阻力, 会产生边界层使得换热区流速较低, 在抛管节圆中心存在低速区。

2.2.2 抛管式换热器模型的温度场

图 7b 为抛管式换热器模型在 $y = 0\text{mm}$ 截面上的温度分布。从图 7b 可以看出, 盘管在进出口区温度变化呈递增规律分布, 进口一侧是高温区, 出口一侧是低温区, 模型在整个换热区温度分布较均匀, 换热较好。

2.2.3 抛管式换热器模型的压力场

图 7c 为抛管式换热器模型在 $y = 0\text{mm}$ 截面上的压力分布。从图 7c 可以看出, 模型在进口区压力分布较均匀, 流体流经抛管时受到管道阻力, 导致换热区压力较低, 在抛管内部存在局部高压区。

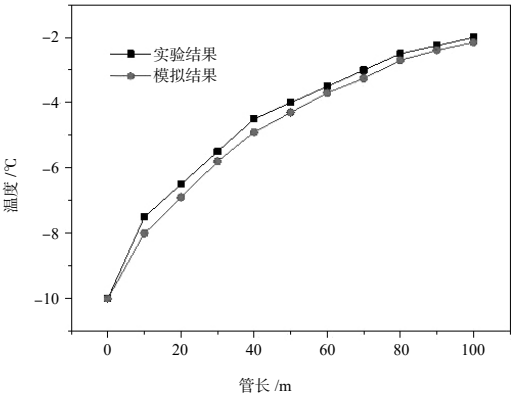


图 6 实验数据与模拟结果对比

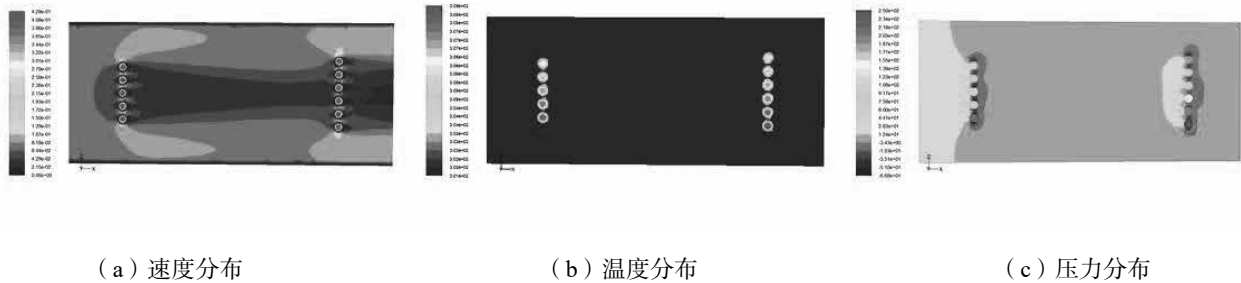


图 7 抛管式换热器模型在 $y = 0\text{mm}$ 截面上的参量分布

2.2 计算结果分析

2.2.1 曲率比 δ 对管外传热的影响

在变曲率比 δ 传热模拟中, 将抛管式换热器的盘管节圆直径的在 0.4~1.2m 范围内递增。通过 FLUENT 模拟得出 δ 对管外 N_u 的影响规律。

图 8 为管外对流换热努谢尔特数 N_u 随曲率比 δ 变化的分布。从图 8 可以看出, 当 δ 小于 0.05 时, 随着 δ 增大 N_u 显著降低; 当 δ 大于 0.05 时, 随 δ 增大 N_u 降低幅度趋于平缓。主要原因是弯曲的流道在流动时会产生离心力, 使流场形成二次环流, 增加边界层扰动, 有利于换热, 曲率比越小, 二次环流影响越大。

在海水流速为 0.1m/s、0.15m/s、0.2m/s 三种工况下, 随管外海水流速增大, N_u 随之增大。主要原因是海水流速增大, 一定程度上加强抛管管外的强制对流强度, 有利于抛管换热。

2.2.2 无因次节距 H_o 对管外传热的影响

在变无因次节距 H_o 传热模拟中, 将抛管式换热

器的盘管节距在 0.05~0.09m 范围内递增。在此基础上, 通过 FLUENT 模拟得出 H_o 对 N_u 的影响规律。

图 9 为管外对流换热努谢尔特数 N_u 随无因次节距 H_o 变化的分布。从图 9 可以看出, 当 H_o 小于 0.018 时, 随着 H_o 增大 N_u 显著降低; 当 H_o 大于 0.018 时, 随着 H_o 增大 N_u 降低幅度趋于平缓。主要原因是盘管节距增加使得海水与抛管能更加充分换热, 单位面积换热量增加。海水流速对 N_u 的影响规律与 δ 情况下相同。

2.3 准则关联的分析

借鉴现有准则关联式, 并考虑抛管结构 (曲率比 δ 、无因次节距 H_o) 及海水侧条件的影响, 在不同海水流速下将变曲率比 δ 和变无因次节距 H_o 的模拟数据拟合, 结果如图 10a、10b 所示。为方便模拟进行, 管外侧海水简化为淡水, 普朗特数 Pr 视为常数。管外海水 $Re=ul/v$, 其中 u 为流体的流速 (m/s), l 为模型的定型尺寸, v 为流体的运动黏度 m^2/s 。本模型定义 u 为外部边界来流速度。

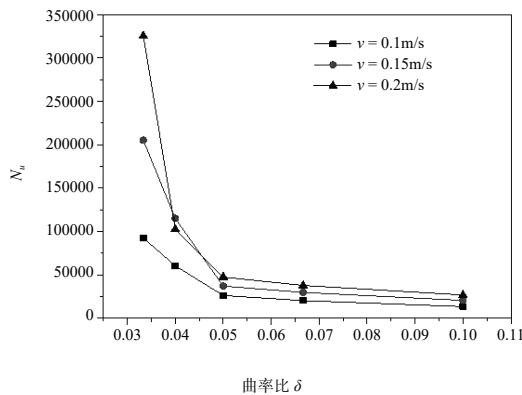


图 8 管外 N_u 数随曲率比 δ 的变化

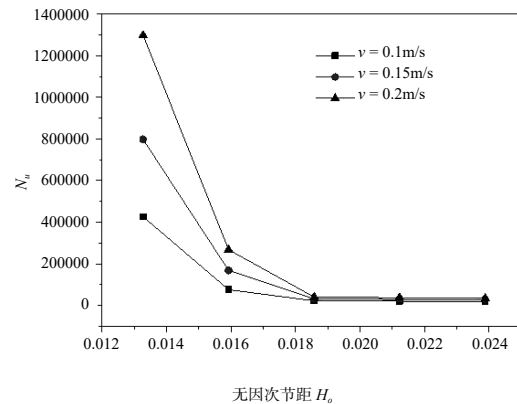
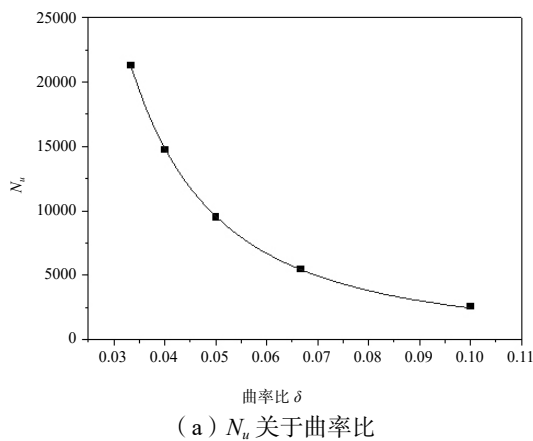
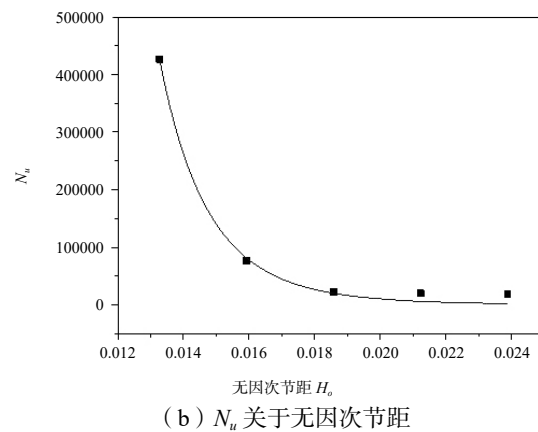


图 9 管外 N_u 随 H_o 的变化



(a) N_u 关于曲率比



(b) N_u 关于无因次节距

图 10 抛管式换热器管外 Nu 的拟合

海水源热泵抛管式换热器管外侧对流传热关联式为：

$$N_u = CRe^{\alpha}\delta^{\beta}H_o^{\gamma} \quad (4)$$

$$N_u = 7.14401^{-12} \times (\delta)^{-1.96875} \times (H_o)^{-9.08126} \times (Re)^{0.87340} \quad (5)$$

式中： R_e 为管外雷诺数； δ 为曲率比 δ ，抛管直径与抛管节圆直径的比值 r/R_c ； H_o 为无因次量节距 H_o ，抛管节距与抛管节圆周长的比值 $H/2\pi R_c$ 。

由式(5)中 δ 、 H_o 指数的正负可知，修正后准则关联式计算的 Nu 随 δ 增大而减小， Nu 随 H_o 增大而减小。此外，由 δ 、 H_o 指数的绝对值大小可知，抛管 H_o 相比较 δ 对 Nu 修正影响更大。将模拟工况数据代入修正后的准则关联式，比较修正后 Nu 与 CFD 模拟计算 Nu 符合度在 95%，即修正后雷诺准则关联式在模拟工况范围内能满足工程应用精度要求。

3 结论

在海水源热泵抛管式换热器传热过程中，管内流速的数量级比管外流速小，换热器传热性能的决定性因素在管外，发现管外 Nu 随 δ 的增大而减小，但当 δ 增加到一定值后 δ 的增加对管外 Nu 的影响变弱。 Nu 随 H_o 的增大而减小，但当 H_o 增加到一定值后 H_o 的增加 Nu 的影响变弱。在外部流速变大时， δ 、 H_o 的变化对 Nu 影响变大。

借鉴现有准则关联公式并考虑抛管结构及海水侧条件的影响，将变 δ 和变 H_o 的模拟数据拟合，修

正后 Nu 与 CFD 模拟计算 Nu 符合度在 95%，即修正后雷诺准则关联式在模拟工况范围内能满足工程应用精度要求，为海水源热泵抛管式换热器管外对流传热提供了基本计算式。为进一步研究抛管式换热器外部强化传热和定深度下选取最佳 δ 、 H_o 提供了计算依据。

参考文献

- [1] 任玉迎，南远新，杭庆荣，等. 海水源热泵的发展和应 [J]. 制冷与空调，2007，7(2):8-9.
- [2] 张小艳，赵珊媛，洪珊瑚. 水在螺旋盘管内的换热及压降特性研究 [J]. 西安科技大学学报，2014，34(2):174-179.
- [3] 黄盛超. 应用于闭式地表水源热泵的聚合物材料螺旋盘管换热器传热与流阻特性研究 [D]. 浙江大学，2015.
- [4] John H. Lienhard, A Heat Transfer Textbook, Phlogiston Press, Cambridge MA, 2004, p. 382.
- [5] Kharat R, Bhardwaj N, Jha R S. Development of heat transfer coefficient correlation for concentric helical coil heat exchanger[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2009, 48(12):2300-2308.
- [6] Jayakumar J S, Mahajani S M, Mandal J C, et al. Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers[J]. Chemical Engineering Research & Design, 2008, 86(3):221-232.

基于 TRNSYS 的复合式能源供暖系统的模拟研究和对比分析

冯国会, 于素蕴, 黄凯良, 胥富强

(沈阳建筑大学, 辽宁 110168)

[摘要] 本文以沈阳建筑大学超低能耗示范中心为研究对象, 利用能耗模拟软件 DeST 计算建筑负荷值, 得全年最大热负荷为 27.71kW、最大冷负荷是 13.13kW, 出现在全年气温最高的时刻。全年累计热负荷指标为 55.36kW·h/m²、累计冷负荷指标为 30.09kW·h/m²。以 TRNSYS 瞬态模拟软件为搭建平台, 分别构建单一太阳能、热泵、PVT 供暖系统, 以及热泵耦合太阳能复合式供暖系统和热泵耦合 PVT 复合式供暖系统。复合式供暖系统中热泵的 COP 值在 5913h 以后基本都维持在 3 以上, 在 4.5~4.8 之间徘徊, 相比单一热泵系统 COP 值提升了 36.36%, 可见 PVT 系统的加入减少了冷热堆积现象, 使蓄热更持久, 提升了系统效率。热泵耦合太阳能的复合式供暖系统可以在减少冷热堆积的情况下满足建筑物的冷热负荷和热舒适性。

[关键词] TRNSYS; DeST; 热泵供暖; 太阳能耦合热泵供暖

0 引言

中国社会的发展离不开能源的发展与应用, 国家和政府对于能源的大力开采和利用使近年来国家飞速发展, 跻身世界舞台。作为世界第一能源生产和能源消费国, 我国能源供应和安全事关我国现代化建设的全局^[1]。我国新建的建筑面积正在逐年增加, 其耗能比例也在逐年升高, 目前建筑能耗大约占到了社会总能耗的 30%^[2], 其中采暖空调又占到建筑能耗的 50~70%^[3]。现代人对人居环境舒适性期望不断提高, 采暖空调耗能量随之进一步增加。解决传统建筑供暖方式带来的能耗和环境污染问题显得至关重要。而将建筑能耗中的可再生能源所占的比例增大是降低采暖能耗的重要举措。

由图 1 可见, 中国目前主要能源资源储量与世界相比均处于劣势, 只有太阳能取之不尽, 用之不竭, 可以大幅度提高应用范围。而热泵是随全球能源危机和环境问题出现逐渐兴起的一门节能环保技术^[4]。可再生能源的开发与利用, 对于改进能源结构, 缓解建筑高能耗, 改善生态环境都有重要作用, 特别是地热能与太阳能是巨大的、极具开发潜力的可再生能源^[5]。本文笔者将主要应用太阳能和热泵这两种新能源技术基于 TRNSYS 瞬态模拟平台构建不同供暖系统。

1 负荷概算

本文应用清华大学研发的建筑能耗模拟软件 DeST 对选定建筑: 沈阳建筑大学被动式超低能耗示范中心进行了能耗模拟, 以得出该建筑物的负荷情况。DeST 软件基于 CAD 软件平台, 中文语言、操

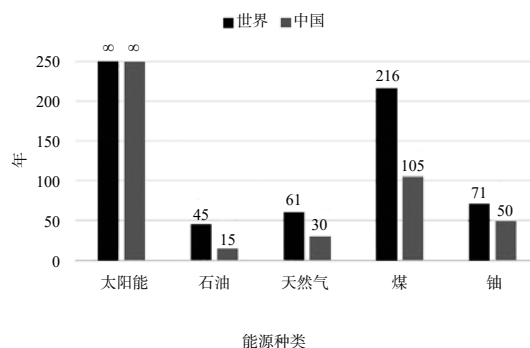


图 1 中国主要能源资源储量与世界的对比

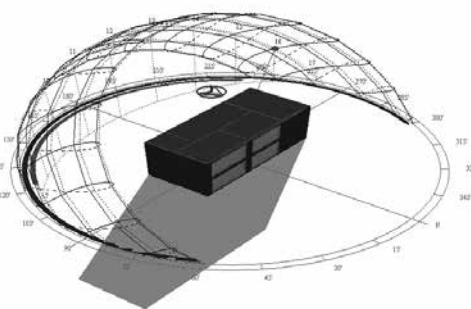


图 2 沈阳建筑大学被动式超低能耗示范建筑模型

作便利, 结果准确。作者应用 DeST-C 能耗模拟软件首先建立被动式超低能耗建筑模型, 如图 2 所示。基于 DeST 软件自带的气象数据库中的沈阳地区逐时气象数据, 对该建筑模型下的采暖能耗和空调能耗进行了全年 8760 小时的模拟分析。

首先在 DeST 中完成模拟地点的设置, 即沈阳地区。DeST 内置十年内由统计而得到的典型年室外气象参数的平均值, 简单准确, 为建筑负荷的计算

[基金项目] 国家十三五重点研发计划项目 (2017YFC0702605)。

省去了不必要的麻烦。第二步是完成建筑模型的建立：（1）新建建筑；（2）新建楼层并设置层高；（3）设置维护结构各类参数；（4）建筑预处理：给各房间编号，设置热扰、更改温湿度要求等因素；（5）设置通风，定义通风换气次数；（6）开始模拟计算：建筑阴影计算、采光计算、建筑负荷计算。（7）生成结果列表，导出数据。如表 1 所示：建筑负荷统计表。

表 1 建筑负荷统计表

项目统计	单位	统计值
总建筑空调面积	m ²	269.28
全年最大热负荷	kW	27.71
全年最大冷负荷	kW	13.13
全年累计热负荷	kW·h	14906.01
全年累计冷负荷	kW·h	8103.49
全年最大热负荷指标	W/m ²	102.90
全年最大冷负荷指标	W/m ²	48.77
全年累计热负荷指标	kW·h/m ²	55.36
全年累计冷负荷指标	kW·h/m ²	30.09
采暖季热负荷指标	W/m ²	15.06
空调季冷负荷指标	W/m ²	11.31

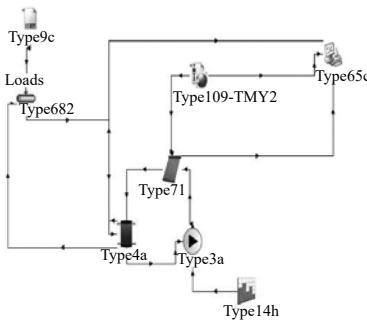


图 3 简单太阳能系统仿真模型图

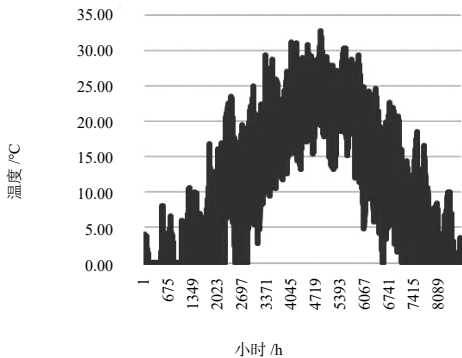


图 5 集热器出口温度

经模拟计算得，沈阳建筑大学超低能耗示范中心建筑全年最大热负荷为 27.71kW，出现在 1 月 14 日。而全年最大冷负荷是 13.13kW，出现在全年气温最高的时刻。全年累计热负荷指标为 55.36kW·h/m²、全年累计冷负荷指标为 30.09kW·h/m²。结果表明，该超低能耗示范建筑由于强大的外保温结构和先进的科技技术使系统对于热量和冷量的需求小，节约能源。该负荷计算为在瞬态模拟软件平台 TRN-SYS 中的系统构建和能耗计算做以铺垫。

2 供暖系统模型构建及模拟分析

2.1 简单太阳能供暖系统模拟分析

笔者由简单到复杂，先模拟单一可再生能源下的供暖系统能效情况，再构建复杂的复合式供暖系统。深入浅出，经比较分析可得出超低能耗建筑前提下的高能效、低能耗可再生能源供暖系统。

图 3 是一个应用了真空管型太阳能集热器的简单太阳能供暖系统，该系统利用 USER 和 Loads 导入和转换利用 DeST 计算所得的沈阳建筑大学超低能耗示范中心建筑负荷值，水箱参数取 1.5m²，集热器整体面积取 20m²，强制控制参数取太阳光照强度最高的 9 时至 17 时为 1，其余时间段控制信号为 0。天气参数取沈阳地区当地典型年气候的值导入，并通过在线输出设备导出水箱源侧加热温度等图表。

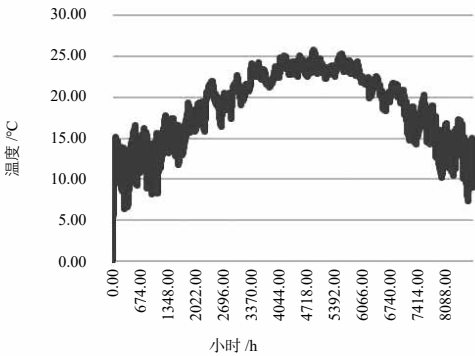


图 4 水箱源侧加热温度

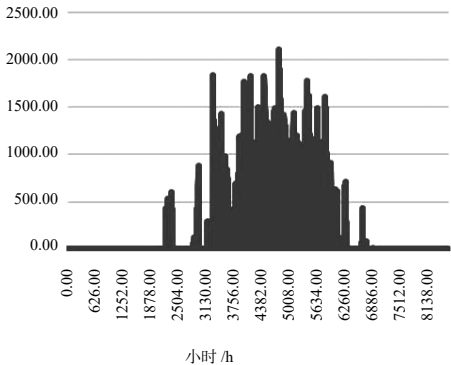


图 6 集热器使用能量增益

图 4 为水箱源侧加热温度图, 由图所见, 基本与环境温度变化趋于一致, 证明集热器使用正常, 最高温度在 3000~5000h 范围内出现, 温度范围在 20~25℃ 范围内规律性波动。

太阳能集热器出口温度在 1.2~32.76℃ 范围内呈先上升后下降的对称趋势变化, 最高温度出现在 4900h 附近, 此时水温达到最高, 提升水箱内温度最快, 此时段附近生活热水提供的量也是最大的。

由图 6 可见, 自 2190~6570h 集热器增益在不断增大并维持在一定范围内稳步波动, 其平均值在 850~950 之间, 可见真空管太阳能集热器还是比较适合在沈阳地区、在本模拟状态下应用的。

2.2 简单热泵供暖系统模拟分析

简单地源热泵供暖系统通过 type647 和 type649 分流器和合流器的利用, 将由水箱而来的水自然地分成了两股, 其一股流入地源热泵系统后直接流回水箱, 利用水箱来稳定热泵系统换热过程; 其第二股则流经热泵而后进入 U 型地埋管经管内介质水和土壤或地下水的热量交换后流回水箱中, 扮演了冷热源的角色。本系统作者将温差控制器温度设置于 10℃~20℃ 之间。室内循环过程和温度变化均利用 type2b 温差控制器控制。

系统 COP 值如下图 8 所示, 模拟时间为一年,

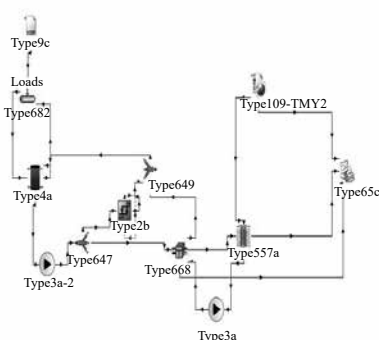


图 7 简单地源热泵系统仿真模型图

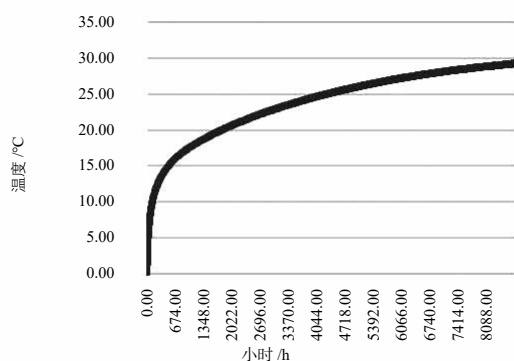


图 9 地埋管出口温度

8760 小时, 因后续时间段与开始时相同均成平稳状态, 故只截取 460h 的系统 COP 数据制成图表。COP 值起始时为 2.86, 待整个系统调试完毕进入循环运行后, COP 值稳步上升, 在 460h 时达到 3.30, 同比初始值增长了 15.38%。地埋管出口温度如下图 9 所示, 夏季温度高于冬季温度值, 夏季温度范围在 22℃~27℃ 之内, 而冬季温度范围是 7℃~12℃, 温度差均为 5℃。

热泵出口负荷侧温度即换完热后的系统内循环温度如图 10 所示, 由 30℃ 缓慢攀升到 55.91℃, 呼应 COP 值得缓慢增长, 保证了热泵系统的效率和室内温度环境以及舒适度条件。

地源热泵系统全年的冷热负荷在理论上要达到平衡才可以, 而应用了地埋管换热器的地源热泵系统, 土壤起到了在全年的蓄热作用, 然而像沈阳一样的北方严寒地区, 冬季供热负荷远远大于夏季空调负荷值, 系统的连续运行定会导致地温降低, 影响系统性能, 故而笔者考虑结合其他类型可再生能源系统组合成复合式供暖系统来缓解甚至可以消除冷堆积现象。

2.3 简单 PVT 系统模拟分析

如图 11 所示, 图中利用 EQUATION 模块和 Radiation Processor 模块搭配简单天气读取模块和

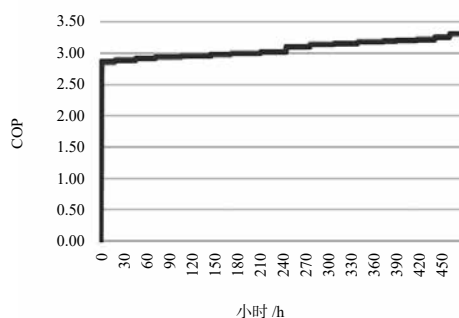


图 8 简单地源热泵系统截取段 COP 值

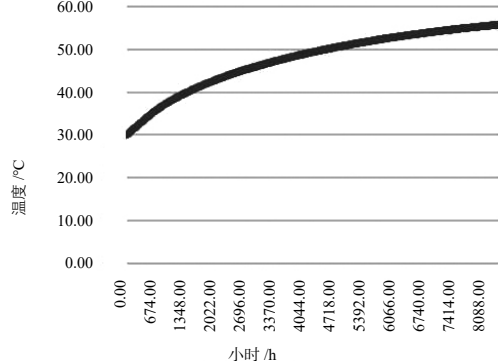


图 10 热泵出口负荷侧温度

type567-2 的 PVT 集热模块组成了一个简单的 PVT 仿真系统。

上文选取真空管型太阳能集热器进行了简单的太阳能集热器仿真系统构建,并完成了一系列分析。太阳能除了采用最多的光热转换以外,光电转换也应用得极为广泛,笔者选取 type567-2 模块,构建简单 PVT 集热系统:通过 TMY-2 Data Reader 读取沈阳地区天气文件,输入 Radiation Processor 中进行辐射处理后将各参数引入 PVT 集热器。整个系统通过计算机模块控制,完成逻辑关系。

不同于前文的天气文件读取,本系统采用干球温度来对平均环境温度和入口温度产生影响;在逻辑关系控制方面采用了分段时间控制的方法,为看清趋势,本文观察的时间段以 168 小时为单位,以 4344~4512h 为时间界限观察。而此时为 6 月份,即为夏天范围内。

由图 12 可见,在干球温度的单因素影响下,该周温度范围在 16.44℃~30.34℃ 温度范围内,因阳光充足,故正适合应用 PVT 集热器。系统入口温度也由干球温度决定,故走势完全与环境温度图一致,呈先上升后下降的驼峰趋势。

集热器出口流体温度如图 13 所示,虽然没有环境温度和入口温度曲线光滑,而呈锯齿型,但趋势

变化基本趋于一致,平均温度在 25.71℃ 左右,最高温度不超过 35.85℃,最低温度不低于 15.56℃。前文结果显示真空管型太阳能集热器的集热器出口平均温度约 16.96℃,虽 PVT 集热器的集热器出口平均温度高于真空管型但随温度的升高,PVT 集热器的效率呈下降趋势,故还需要考虑其他方面参数进行多方比较。

平均 PV 温度自然要高于集热器的出口流体温度,如图 14 所示,为平均 PV 温度变化图,在观察时间范围内最高温度出现在 4352h 和 4378h 附近,温度约为 51.14℃,最低温度出现在 4444h 和 4491h 附近,温度约为 14.78℃,整体较集热器出口流体温度上升了 42.65%,且在选定观察时间内,PVT 集热器效率都不曾下降,还在稳定范围内。

平均液温如图 15 所示,可以说是在一定温度范围内平稳波动,波动范围在 16.94℃~33.39℃。此系统若用到超低能耗建筑或将在稳定波动供能的同时提高效率。

集热器的热效率如图 16 所示,在 22% 左右上下波动,最高达到 31.81%,较做工精良的高效率 PVT 集热器的热效率还是有一定差距的,故后文笔者将考虑在以超低能耗建筑为背景的前提下构建系统时与热泵系统结合提高热效率。

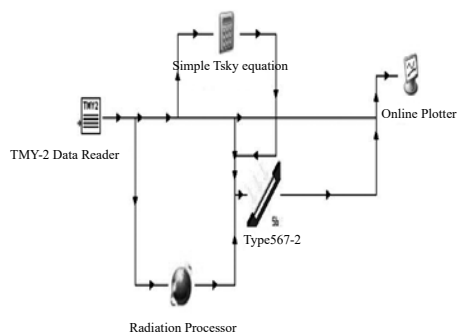


图 11 简单 PVT 系统仿真模型图

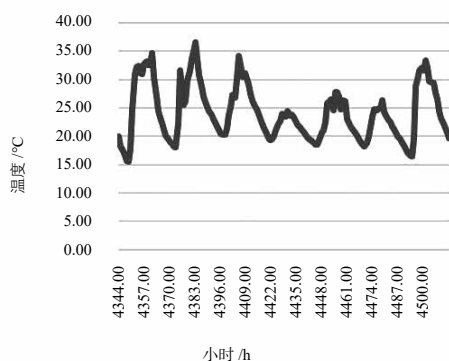


图 13 集热器出口流体温度

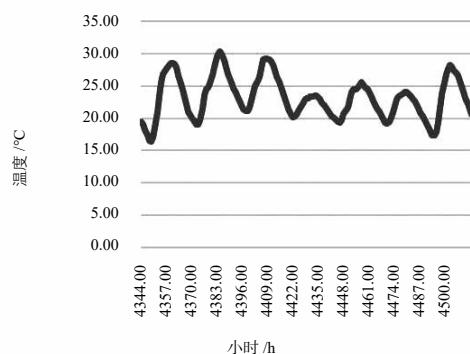


图 12 干球温度单因素影响下的环境温度

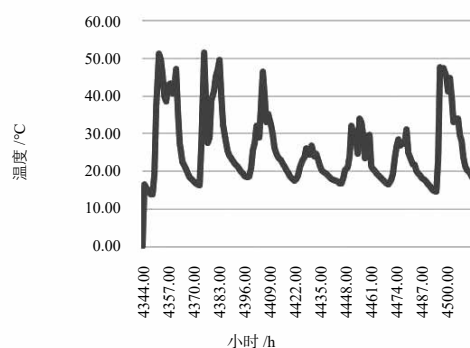


图 14 平均 PV 温度

2.4 热泵耦合太阳能供暖系统模拟分析

本文旨在构建以超低能耗建筑为背景下的高效、低能耗应用各类可再生能源的复合式能源供暖系统，仅靠前文几种单一系统是不够的，故建立以平板式太阳能集热器和热泵、地埋管相结合的复合式能源供暖系统，系统以 EQUATION 作为控制逻辑关系的工具，结合 type2b 温差控制器联合控制冬夏两季的不同情况。

图 18 为将太阳能集热器和热泵与地埋管联合应用后的复合式系统中热泵模块的 COP 值，通过与图 8 的比较可以看出，两图基本趋势一致，但结合了太阳能集热器的热泵 COP 值明显提升，提升了

16.67% 左右，效果显著。

图 19 为冬季地埋管出口温度截取部分数值，温度从 7.10℃~10.46℃，呈不断攀升趋势，在温差可控范围内，地埋管换热效果良好。图 20 为夏季地埋管出口温度截取值，可与图 9 进行比较，可知，在加入了平板型太阳能集热器以后，地埋管的温度曲线变得平滑了很多，依然控制在 22℃~27℃ 范围内，侧面说明太阳能集热器的加入也减少了冷热堆积的现象。

图 21 是整个地埋管系统的平均储热温度，随时间的推移，地埋管呈不断储热的趋势，温度也在不断的升高，自 22.34℃ 上升到了 66.88℃，这些热

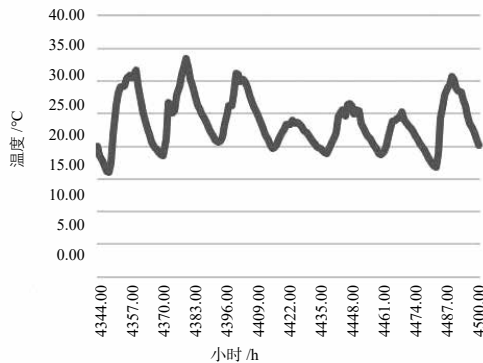


图 15 平均液温

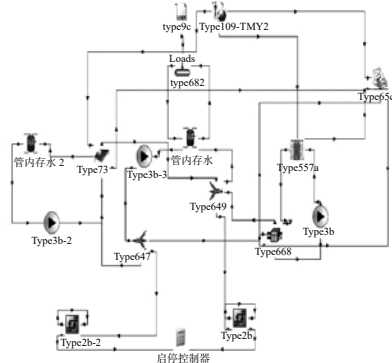


图 17 热泵耦合太阳能系统仿真模型图

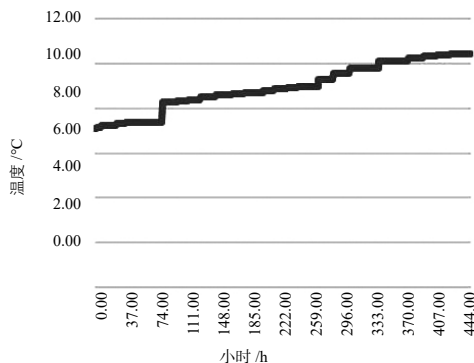


图 19 冬季地埋管出口温度截取值

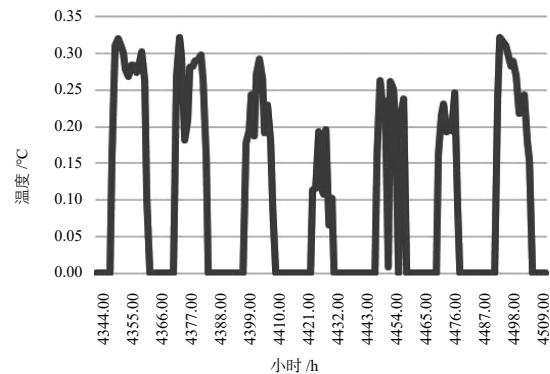


图 16 热效率图

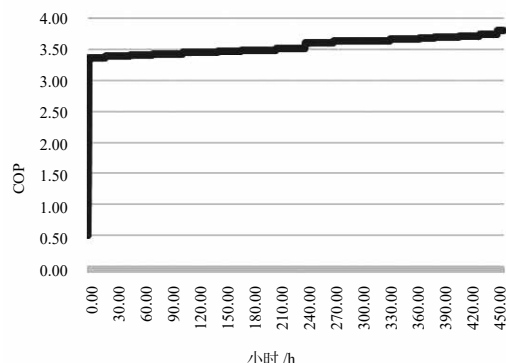


图 18 复合式系统热泵 COP 截取值

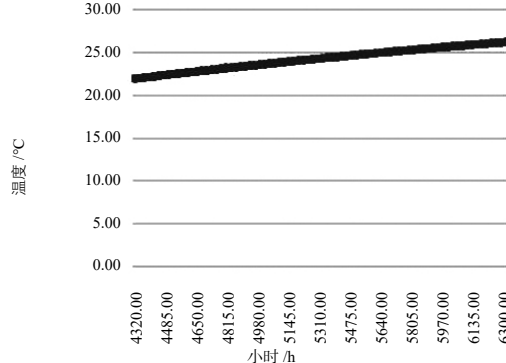


图 20 夏季地埋管出口温度截取值

量都储存在土壤之中，冬季需要从土壤大量提取热量的时候，这些储热就派上了用场。

图 22 是热泵出口负荷侧温度值，温度自开始到 8760h 一年的时间内，在缓慢的增加，年末最高温度达到 59.19℃，与单一热泵系统的热泵出口负荷侧温度（图 10）比较，得出加入了平板型太阳能集热器后，系统可适应的范围更加广泛了，可以满足不同温度下的用户要求。且最高温度基本一致都在 60℃ 左右。

2.5 热泵耦合简单 PVT 系统的模拟分析

上文笔者介绍了平板型太阳能集热器耦合热泵系统而组成的复合式供暖系统，并进行了图表分析，本节构建热泵耦合 PVT 的复合式仿真供暖系统模型，以 type14h 强制参数控制器以一天内的 9 时和 17 时为时间节点，区分左右两个环路使用时间，在 9 时~17 时是一天内太阳最充足的时间，系统开启左半部分系统，让 PVT 系统起作用，而一天内剩下的时间则太阳光稀疏，甚至是黑天，故而启用热泵配和地埋管热交换器的右半部分循环，让系统正常蓄热完成室内的冷热负荷要求。

图 24 为热泵功率图，由图可见，本系统热泵功率在 65kW~70kW 左右，是本系统选取的热泵的额定功率范围内的最大值，可见，热泵在此系统应用的很合适，完全可以提供室内冷热负荷，满足室内

舒适度。

如图 25 所示，为处于供能系统中的热泵的 COP 值，由于模拟一年的时间，即采集 8760 小时的结果，故图中各点、线比较密集，热泵的 COP 值在 5913h 以后基本都维持在 3 以上，在 4.5~4.8 之间徘徊，相比单一的热泵系统 COP 值（图 8）热泵的 COP 值提升了约 36.36%，可见 PVT 系统的加入减少了冷热堆积现象，使蓄热更持久，低温更稳定，提升了系统的效率。

PVT 集热器的出口温度如图 26 所示，全年呈驼峰状，先上升后下降，普遍存在于 16℃~40℃ 之间，较单一的 PVT 集热系统来说，温度有所上升，且波动更稳定，是热泵系统的加入使得在天气不好的时候整个复合式供暖系统也不会出现问题，依然高效运行。

光伏系统的发电效率一致都不是很高的，本系统 PV 效率图如图 27 所示，最高效率为 7.491%，最低效率为 3.463%，平均效率高于 5.4%，大幅优于普通 PVT 集热器的 PV 效率。

复合式供暖系统的 PV 温度图 28 所示，高温出现在 2920~5840h，最高温度为 72.14℃，但这个高温并不联系，只是出现了一刹那，不然会严重影响系统效率，与上文单一 PVT 集热系统的 PV 温度进行比较，温度整体提升 10.17%，热泵在其中起到了

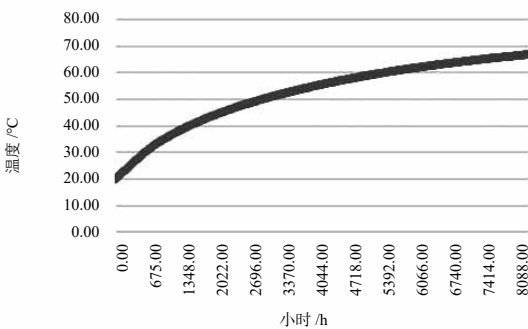


图 21 地埋管平均储热温度

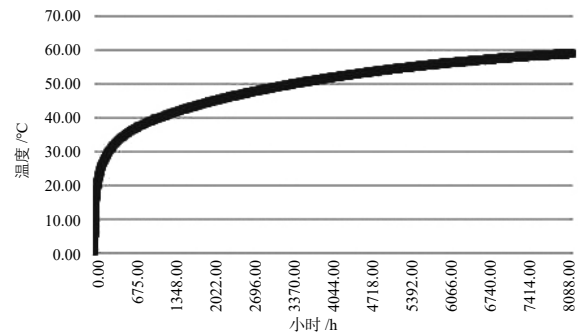


图 22 热泵出口负荷侧温度值

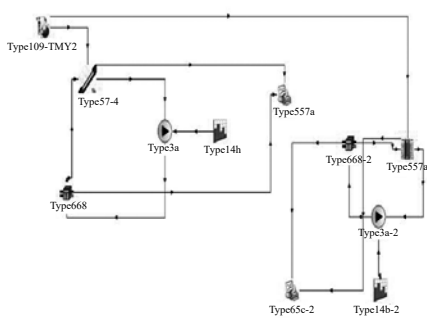


图 23 热泵耦合 PVT 系统仿真模型

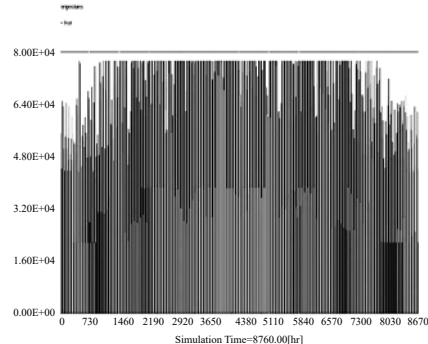


图 24 热泵功率

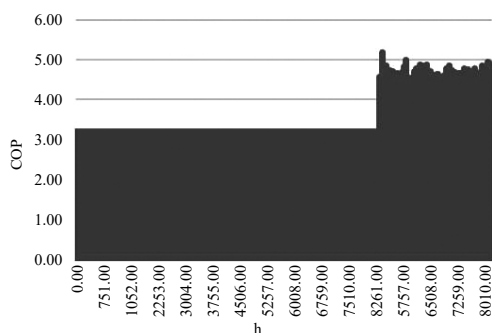


图 25 热泵 COP 值

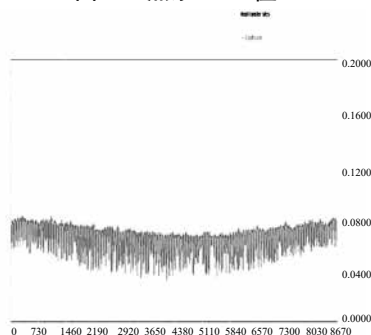


图 27 PV 效率图

至关重要的作用。

笔者还根据 PVT 集热部件和真空管太阳能集热部件这两种太阳能部件耦合热泵系统的过程进行了分析比较,经模拟比较可以看出,真空管太阳能集热器的出口最高温度比 PVT 集热器的出口最高温度高了 90.38%,水箱负荷侧温度则高了 52.96%,近而得出了在类似的外界参数条件下,真空管太阳能集热器更适用于耦合热泵系统。

3 结论

(1) 应用建筑能耗模拟软件 DeST 对选定建筑物沈阳建筑大学超低能耗示范中心进行负荷概算,对该建筑模型下的采暖能耗和空调能耗进行了全年 8760 小时的模拟分析。经模拟计算得,全年最大热负荷为 27.71kW,出现在 1 月 14 日。而全年最大冷负荷是 13.13kW,出现在全年气温最高的时刻。全年累计热负荷指标为 55.36kW·h/m²、全年累计冷负荷指标为 30.09kW·h/m²。

(2) 平均 PV 温度高于集热器的出口流体温度,在观察时间范围内最高温度出现在 4352h 和 4378h 附近,温度约为 51.14℃,最低温度出现在 4444h 和 4491h 附近,温度约为 14.78℃,整体较普通集热器出口流体温度上升了 42.65%。

(3) 太阳能集热器和热泵与地埋管联合应用后的复合式供暖系统中热泵模块的 COP 值,提

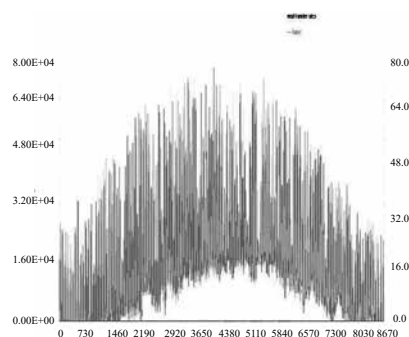


图 26 PVT 集热器出口温度

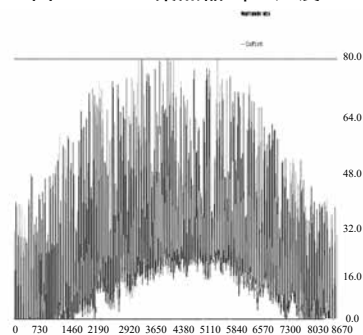


图 28 PV 温度图

升了 16.67%,效果显著。冬季地埋管出口温度从 7.10℃~10.46℃,呈不断攀升趋势,在温差可控范围内,地埋管换热效果良好。在复合式系统加入了平板型太阳能集热器以后,地埋管的温度曲线变得平滑了很多,依然控制在 22℃~27℃ 范围内,说明太阳能集热器的加入有效减少了冷热堆积的现象。

(4) 复合式供能系统中热泵的 COP 值,在模拟的一年时间内,在 5913h 以后基本都维持在 3 以上,在 4.5~4.8 之间徘徊,相比单一的热泵系统 COP 值提升了 36.36%,可见 PVT 系统的加入减少了冷热堆积现象,使蓄热更持久,低温更稳定,提升了系统的效率。

参考文献

- [1] 韩兴旺. 能源革命视域下我国能源市场化法律转型研究 [D]. 华东政法大学, 2015.
- [2] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [3] 陆游. 基于 TRNSYS 的太阳能—地源热泵系统模型研究 [D]. 河北工业大学, 2015.
- [4] Dhakal S, Hanaki K, Hiramatsu A, Heat discharges from an office building in Tokyo using DOE-2, Energy Convers Manage, 2004, 45: 1107-18.
- [5] 尹丽媛. 基于 TRNSYS 的太阳能耦合土壤源热泵系统仿真研究 [D]. 太原理工大学, 2013.

基于相变储能技术的电磁能与太阳能耦合采暖系统在庄河市征泰大厦的应用

冯国会¹, 王赧炜¹, 姜明超¹, 江明志²

(1. 沈阳建筑大学, 辽宁 110168; 2. 大连建大建筑节能科技发展有限责任公司, 辽宁 116000)

[摘要] 为应对燃煤锅炉带来大气污染问题各省市相继出台了与“煤改电”关联的峰谷电价措施, 但热负荷大、谷电与实际运行时间不匹配等问题使电采暖面临巨大的成本压力。以庄河市征泰大厦采暖工程为例, 介绍了基于相变储能技术的电磁能与太阳能耦合采暖系统。实际运行结果显示, 该系统在满足供暖需求的同时, 可较市政采暖运行成本降低近 40%。证明该系统可以有效实现热源优势互补、运行削峰填谷, 是一种值得推广的电采暖形式。

[关键词] 煤改电; 相变储能; 电磁能; 太阳能; 耦合采暖

0 引言

煤炭作为我国北方地区集中采暖的主要燃料形式, 其环境污染问题日间引起人们的关注。研究表明, 煤炭对 $PM_{2.5}$ 年均值的贡献约在 51%~61%, 其中又以散煤的燃烧影响最为显著^[1]。2001 年起, 北京市率先开启了“煤改电”试点, 至 2016 年末已经有逾 10 省市相继出台了配套政策, 我国“煤改电”事业进入大发展时期。

但我国采暖地区跨度大, 气候差异明显, 在北方地区极具推广价值的空气源热泵在东北地区难以实现。同时, 峰谷电价政策与建筑的实际用暖时间存在不匹配, 如果不采取有效的蓄热手段, 电采暖的运行成本将成为其推广的一大阻碍。文章以辽宁省庄河市征泰大厦“煤改电”工程为例, 通过电磁能与太阳能耦合采暖实现热源优势互补, 利用相变储能技术实现“谷电峰用, 削峰填谷”, 希望能为电采暖在东北地区的推广提供新的思路。

1 电磁采暖机组

电磁采暖机组(如图 1 所示)基于电磁感应原理, 在热水管道或加热腔外壁缠绕一层感应线圈, 先由整流电路将 50Hz 的交流电压变成直流电压, 再经过逆变原理驱动电路将直流电压转换高频电压, 高速变化的电流流过线圈产生高速变化的磁场, 当磁场内的磁力线通过磁性金属管道产生无数的小涡流, 使管道外壳本身自行高速发热, 将管内油和水迅速加热^[2]。与传统的电阻加热相比, 由于加热器与水不直接接触, 其安全性更高, 加热效率可达 95% 以上。

电磁加热并不是新兴技术, 在塑胶、化工、食品等行业早有应用, 尤以挤压注塑行业的应用最为广泛。近些年来, 由于其安全性好、热效率高等特

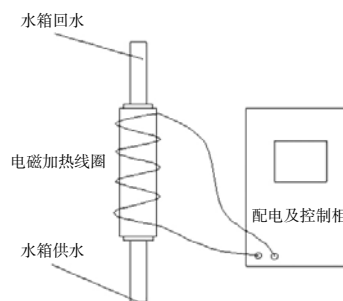


图 1 电磁采暖机组示意图

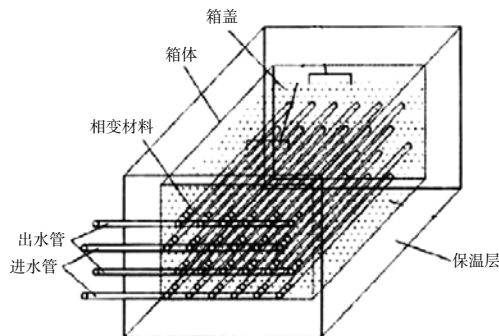


图 2 相变储能水箱示意图

点逐渐在供热领域引起关注。实践表明, 电磁加热机组对于中小型集中供暖项目具有良好的适应性, 可有效解决市政热网扩容、中小锅炉房改造等供暖问题。

2 相变储能水箱

相变储能水箱(如图 2)利用相变材料在相变过程中所吸收的潜热量进行蓄热, 与传统显热蓄热(热水蓄热、固体蓄热等)相比, 具有蓄热密度大、温度波动小等优点^[3]。事实上任何物质在相变过程(物态变化)中都存在潜热量, 例如众所周知的, 0℃ 是水的固液两态的临界点, 冰的融化潜热

[基金项目] 国家十三五重点研发计划项目
(2017YFC0702605)。

约 335kJ/kg, 相当于 1kg 水上升 80℃ 所吸收的热量, 冰蓄冷就是潜热储能成果应用。

对于蓄热而言, 关键需要解决材料的相变温度与供暖水温相匹配的问题——相变温度过低, 供水温度无法满足要求; 相变温度过高, 无法发挥蓄热作用。目前常见的相变材料有有机物(石蜡类等)、无机盐和混合材料等, 根据实际项目需求合理配比的混合材料是目前研究的主流方向。

3 工程应用分析

3.1 项目概况

征泰国际大厦(如图 3)位于辽宁省庄河市, 为一栋综合性办公楼, 建筑面积约 18000m²。建筑根据实际需求进行供暖——8:00~18:00 期间保证室内采暖温度, 非工作时间低温防冻。末端采暖形式为风机盘管及散热器, 要求采暖室内温度不低于 18℃。



图 3 庄河市征泰国际大厦

3.2 热源方案设计

由于该项目市政并网困难, 业主要求采用自建热源, 自行运维的模式。热源的选取方面, 由于新建小型锅炉不符合国家政策措施, 故考虑用电采暖的形式提供热源。在综合当地气候及地质条件后, 排除了空气源热泵及地源热泵方案, 最终选择电磁加热机组为建筑热源。

征泰大厦非 24 小时采暖, 但谷电时间与建筑采暖时间不匹配。通过配备储能系统, 利用夜间谷电蓄热, 白天工作时间放热, 可以有效降低运行费用。同时, 配电容量是电采暖方案制定时需要考虑的一项重要因素。根据业主提供的信息, 征泰大厦可供采暖使用的剩余电容量(除去其它用电设备后)为 620kW, 而建筑总热负荷为 900kW, 故配置部分太阳能集热器作为补充热源, 同时太阳能的引入也可进一步降低系统的运行成本。系统流程图如图 4 所示。

系统采用太阳能 + 电磁能耦合供暖模式, 在夜间充分利用谷电, 电磁采暖设备全部开启满负荷运行, 为高温相变储能水箱蓄能同时保证建筑物夜间供暖需求, 次日先由高温相变储热水箱前夜蓄存的热量为建筑物供暖, 在此期间太阳能集热器产生的热量蓄存在低温相变蓄热水箱之中, 当高温相变储热水箱前夜蓄存的热量用尽时, 太阳能低温相变储热水箱中的热水便开始向高温相变储热水箱补热并为整个建筑物供暖, 同时电磁加热系统作为辅助供暖热源适时开启。

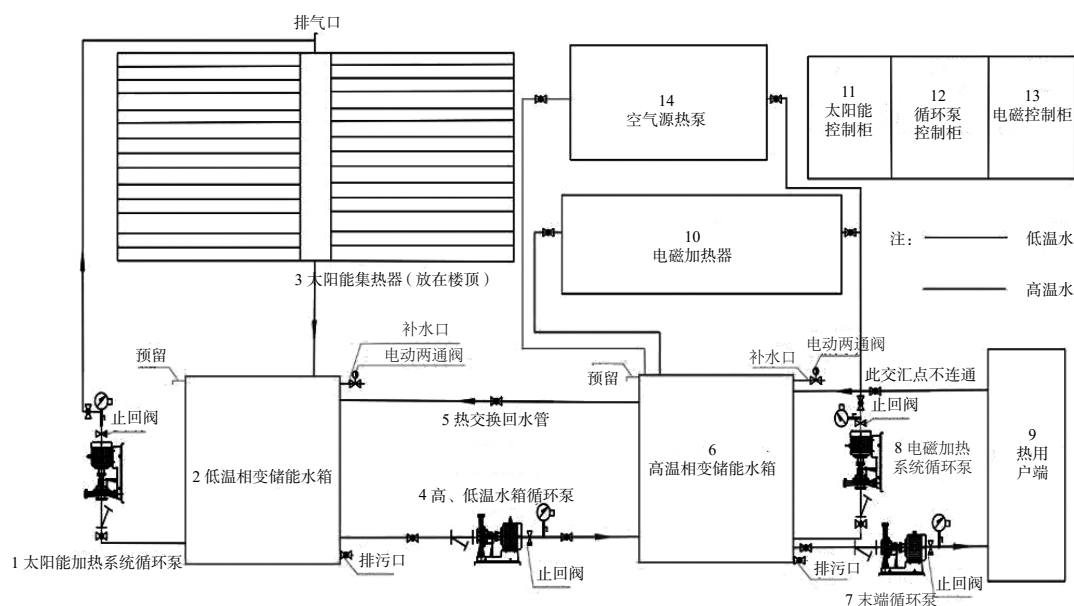


图 4 征泰大厦电磁能 + 太阳能耦合采暖系统流程图

表 1 典型房间 2016~2017 采暖季室温情况统计表

测点编号	位置	最低温度 /℃	最高温度 /℃	平均温度 /℃	低于 18℃ 小时数 (150 天内)
01	底层;南向;近热源	19.63	24.54	23.68	0
02	底层;北向;远热源	17.78	23.59	22.51	2
03	中间层;南向;近热源	19.54	24.32	23.23	0
04	中间层;北向;远热源	19.62	23.74	23.42	0
05	顶层;南向;近热源	18.23	23.87	22.89	0
06	顶层;北向;远热源	17.67	23.12	21.56	6

两套加热系统均为独立系统,均可通过温控阀门和循环水泵的自动控制和切换实现为末端供暖的需求,减小不必要的能量消耗浪费。当高温相变储热水箱温度高于 45℃ 时可由其直接供暖,在高温相变储热水箱温度不足 45℃ 时,低温相变储热水箱与高温相变储热水箱中的水进行混合后供暖,达到阶梯加热的效果,使太阳能采暖系统和电磁加热系统各自达到最佳的运行效率,经济性最佳。太阳能系统和电磁加热系统各自发挥最大的优势,取长补短,使整套耦合采暖系统达到最佳的经济性、技术性、节能性。

3.3 运行效果分析

庄河市征泰大厦于 2016 年 11 月 1 日正式投入运行,为了解系统实际运行状况,对整个采暖季进行了数据采集及分析,所采集数据包括典型房间室内温度、水箱水温、系统耗电量等。其中,典型房间室内温度通过放置在室内的温湿度自记仪测得,测点位于室内中心距地面 1.2m 处且远离外墙和内热源^[4-5]。水箱温度通过放置于水箱的热电偶测得(PT100),数据在控制面板读取。系统耗电量通过电表数据得到。图 5 为顶层北向典型房间 2017 年 1 月室温变化图。

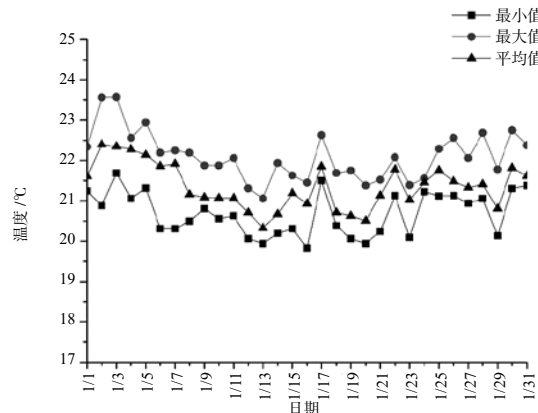


图 5 顶层北向典型房间 1 月室温变化图

从图中看出,在热力工况的不利点,最冷月室内温度未出现不达标($< 18^{\circ}\text{C}$)的情况,最低温度 19.83℃,最高温度 23.57℃,平均温度 21.36℃,供暖效果良好。表 1 为典型房间 2016~2017 采暖季室温情况统计表:

从表中看出,所有测点的平均温度均在 20℃ 以上,整体南向房间室温高于北向房间,系统的热力失调问题存在但并不明显,最近点平均温度较最不利点(综合管线距离及朝向)高 2.12℃。从连续监测数据看,系统再整个供暖期内虽然出现有低于 18℃ 的情况,但均未持续过长时间,最长为 06 测点合计 6 小时,室温保证率达到 99.83%,整体供暖效果良好。

为检测太阳能系统用于供暖的效果,对太阳能热水水温进行了监测,表 2 为太阳能水箱一天内(2017 年 1 月 3 日为例)温度变化情况:

表 2 1 月 3 日太阳能水箱水温变化表

时间	温度 /℃	时间	温度 /℃	时间	温度 /℃
0:00	38.6	8:00	29.8	16:00	51.3
1:00	37.2	9:00	35.6	17:00	45.7
2:00	37.2	10:00	41.3	18:00	42.9
3:00	36.8	11:00	47.7	19:00	40.1
4:00	35.4	12:00	52.1	20:00	38.5
5:00	33.1	13:00	59.9	21:00	36.4
6:00	31.6	14:00	65.2	22:00	34.7
7:00	30.5	15:00	55.4	23:00	34.2

从表中看出,水箱温度在下午 2 点前后达到最大,水温完全可以满足供暖要求。此时电磁加热机组所用的高温水箱经过一上午的放热水温已经较低,通过混水泵将太阳能水箱热水与电磁加热机组水箱热水进行混水,将太阳能集热器所产生的热量传递给高温水箱并供给末端。在下午 6 点前后经过混水后太阳能水箱的水温已较低,此时停止水箱混水,

转由电磁加热机组供应热量。

庄河市煤改清洁能源项目可享受政策优惠电价, 如表 3 所示:

表 3 庄河市峰谷电价表

项目	峰时	平时	谷时
时间段	07:30-11:30 17:00-21:00	07:00-07:30 11:30-17:00	21:00-07:00
电价 (元/kW·h)	1.1	0.75	0.29

根据项目运维方提供的数据, 整套系统平均每天谷电消耗电量为 5950.70kW·h, 平电消耗电量 493.59kW·h, 峰电消耗电量 196.03kW·h, 实际电费为 2311.53 元, 采暖季为 150 天, 整个采暖季的总运行费用为 346729.5 元, 折合采暖季每平米运行费用约为 19.26 元, 较纯电采暖节省约 30%, 市政采暖(庄河市非居民热价为 32 元/m²)节省近 40%, 经济效益明显。同时, 通过清洁能源的使用, 每年可节省标煤燃烧约 147 吨, 相当于 CO₂ 少排放 385.14 吨, SO₂ 少排放 1249.5kg, 粉尘少排放 588 吨, 对环境保护起到了显著的作用。

4 结语

对电磁能与太阳能耦合采暖系统在庄河市征泰大厦的应用进行了介绍, 并对系统在 2016~2017 采暖季的运行情况进行了分析, 主要结论如下, 希望能为“煤改清洁能源采暖”在东北地区的应用提供借鉴:

(1) 电磁加热器由于其安全高效、加热速度快等特点, 可替代空气源热泵作为东北严寒地区“煤改电”采暖的主热源形式。

(2) 通过相变储能水箱的蓄热作用, 合理利用峰谷电价政策, 谷电峰用, 可有效降低系统运行费用。同时, 通过相变储能水箱将电能与太阳能进行耦合采暖, 可实现不同能源的优势互补, 达到最佳的供暖效果。

(3) 从征泰大厦整个供暖季的实际运行效果看, 该系统在保证室内供暖效果的同时, 较市政采暖节省近 40% 的运行费用, 经济效益明显, 具有较高的推广价值。

参考文献

- [1] 中国煤炭消费总量控制方案和政策研究项目课题组. 煤炭使用对中国大气污染的贡献 [R]. 北京: 国际自然资源保护协会 (NRDC), 2014:1-18.
- [2] 王爱民. 电磁加热采暖壁挂炉技术及其应用 [J]. 能源与节能, 2014(12):128-130.
- [3] 冯国会, 朱玉华, 黄凯良, 等. 相变储能水箱蓄放热性能多因素模拟分析 [J]. 沈阳建筑大学学报 (自然科学版), 2016(4):675-683.
- [4] JGJ/T 132-2009. 居住建筑节能检测标准 [S]. 中国建筑工业出版社, 2010.
- [5] 秦波, 费玉敏, 罗雪莹, 等. 供暖居住建筑室内温度检测方法的探讨 [J]. 建筑节能, 2012, 40(2):63-66.

空气源热泵源侧温度预热后节能效果分析

冯国会, 姜 编, 黄凯良

(沈阳建筑大学, 辽宁沈阳 110168)

[摘 要] 针对单一空气源热泵供热系统在低温环境中出现能效低的问题, 提出将空气源热泵源侧温度预热后作为热源进行供热和制备生活热水, 并分析空气源热泵工作性能。本文用两个案例论证预热后的源侧空气有助于提高空气源热泵的能效: (1) 根据所选用的空气源热泵实测其性能数据, 并用 TRNSYS 软件计算比较了两种热回收模式下, 即排风混合室外空气与纯室外空气作为低温侧热源的机组性能系数差别。研究表明, 排风混合室外空气作为低温侧热源的工况下, 平均 COP 值增加 17%, 能够 24 小时提供稳定的生活热水。(2) 以“中德超低能耗示范中心”为载体, 将空气源热泵源侧空气温度预热后用于室内供暖, 通过预热处理的空气温度上升 5℃, 空气源热泵 COP 值达到 2.2, 送入室内温度可维持在 22.4℃~32℃, 满足供暖需求。

[关键词] 排风热回收; PVT-空气源热泵; TRNSYS; 性能系数

0 引言

随着城市化水平和人民生活质量的提高, 供热和生活热水的能耗将进一步增加, 我国现阶段主要的供热方式仍依赖于锅炉供热, 电加热, 这些供热方式一次能效低, 能源高质低用^[1-2]。热泵是一种具有较高能效的设备, 其有效的输出热量为输入电耗的 3~6 倍^[3]。但目前空气源热泵在严寒、寒冷地区难以大面积推广的主要问题是: (1) 空气源热泵在低温环境的适用性问题: 低温环境下空气源热泵 COP 偏低, 使其在低效率下运行。(2) 空气源热泵的结霜除霜问题。刘前龙^[4]指出空气源热泵在制热工况下, 热泵压缩机启停频繁, 机组制热量和 COP 波动较大, 在制热水工况下, 机组 COP 随着水箱温度的升高而下降, 平均 COP 为 2.36。通过分析众多国内外相关文献^[5-7], 在相同的室外空气温度工况下, 双热源复合的空气热泵系统制热量和能效比高于单一空气源热泵, 空气温度越低, 制热量和能效比提高幅度越大^[8]。在冬季环境温度较低情况下, 太阳能辅助热泵具有明显优势^[9]。本文利用 TRNSYS 瞬态模拟软件对空气源热泵排风热回收系统、以 PVT 作为辅助热源的空气源热泵供热系统进行模拟, 分析其节能效果。

1 空气源热泵排风热回收节能效果分析

表 1 为 CHP-80Y 型号热泵机组冬季实测数据。

参数设置: 空气源热泵源侧空气温度为室外空气温度与室内排风温度按照风量 1:1 混合后的温度, 且室内排风温度设为恒温 18℃。模拟时间为供暖季节从 11 月到 3 月, 室外气象参数通过 type9 模块读取沈阳典型年冬季气象数据得到, 设置水泵冬季源侧进水温度为 15℃, 空气源热泵负载侧流量通过实

表 1 CHP-80Y 型号热泵机组实测数据

气温 /℃	进水温度 /℃	加热能力 /kW	消耗功率 /kW
-30	5	36.2	18.1
-25	5	40.8	19.4
-20	5	45.0	20.1
-15	5	50.0	20.7
-10	5	55.0	21.2
-5	5	55.5	22.0
0	5	55.7	21.1
2	5	55.8	19.8
7	9	60.0	16.2
10	11	62.0	15.6
16	17	67.5	16.1
20	19	65.0	15.1
25	24	65.0	14.8
30	27	65.0	14.4
35	29	65.0	14.8

测换算为 1494kg/h。本文将沈阳典型年室外逐时温度作为单热源, 同时该逐时温度作为空气源热泵的源侧温度。图 1 中各模块构成了由空气源热泵从室外空气取热来制备生活热水的流程图。

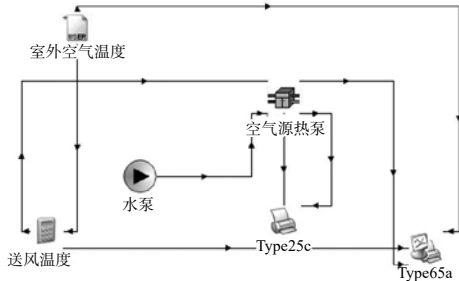


图 1 工况 2—双热源工况

[基金项目] 国家十三五重点研发计划项目 (2017YFC0702605)。

将两种工况在供暖季运行后输出的 COP 与负荷侧出水温度进行对比分析。单热源工况下（即空气源热泵只从室外空气取热来提供生活热水），热泵在供暖季的平均 COP 值为 2.78，负荷侧出水温度范围在 32.35℃~54.04℃；双热源工况下（即空气源热泵只从被排风预热后的室外空气取热来提供生活热水），热泵在供暖季的平均 COP 值为 3.24，负荷侧出水温度范围在 46.03℃~54.65℃。工况 2 将排风热量回收预热室外空气温度时，提高进入热泵的源侧温度。图 2 中，双热源工况下的 COP 值较单热源工况下的 COP 值趋于平缓，波动较小，热泵的性能系数提高 17%，在供暖季开始后 1500h 后（即在次年一月中下旬左右），单热源热泵的性能系数达到最小值 2.18，热泵负荷侧的出水温度为 32℃ 左右，难以达到人对生活热水舒适度的要求。将室外空气用室内排风进行预热后，热泵的制热能力增大且趋于一致，波动较小，可增加热泵的使用寿命。从图 3 中可以看出，双热源工况与单热源工况相对比，负荷侧最高出水温度无明显变化，当空气源热泵只从室外空气中取热时，负荷侧的出水温度波动剧烈，将新风预热后，负荷侧出水温度在 48℃ 上下波动，能够满足人们 24h 对热水的需求。

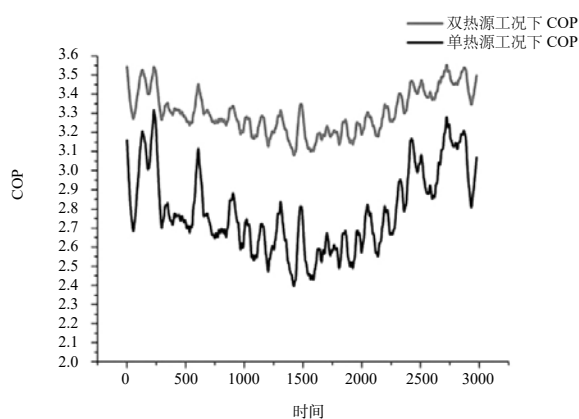


图 2 两种工况下 COP 值



图 4 外挂框架龙骨

通过 TRNSYS 模拟表 2 中的不同工况，当增加室内排风温度时，空气源热泵的 COP 值和负荷侧出水温度均有所升高，其中单、双热源两工况对比，热泵性能系数、负荷侧最小出水温度增加明显，但最大出水温度波动幅度较小，平均出水温度增幅在 0.8% 左右。可见双热源工况（即将源侧空气温度用排风预热）可以使负荷侧最低出水温度升高而最大出水温度变化不大。

表 2 不同工况 TRNSYS 模拟结果

工况		COP	负荷侧平均出水温度 /℃	负荷侧最小出水温度 /℃	负荷侧最大出水温度 /℃
单热源 / 双热源	排风温度 /℃				
单热源	—	2.78	42.21	32.35	54.04
双热源	18	3.24	47.18	46.03	54.65
	20	3.28	47.56	46.4	55.03
	22	3.32	47.9	46.77	55.42
	24	3.36	48.3	47.14	55.8

2 空气源热泵源侧温度预热后节能效果分析

如图 5 为“中德超低能耗示范中心”的 PVT 系统，选用的是板式太阳能集热器，集热器与墙体之间是空气流动的风道，机组吸收空气流道的热量用

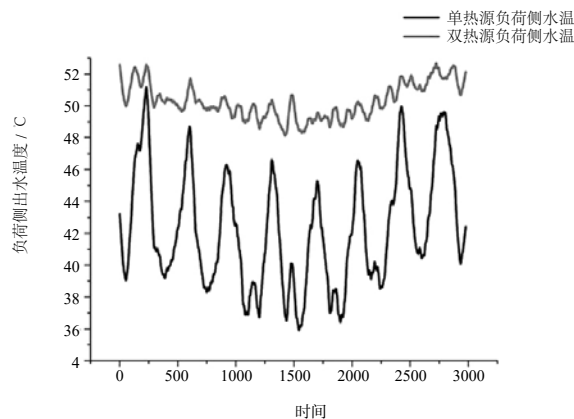


图 3 两种工况下负荷侧水温



图 5 PVT 系统外观

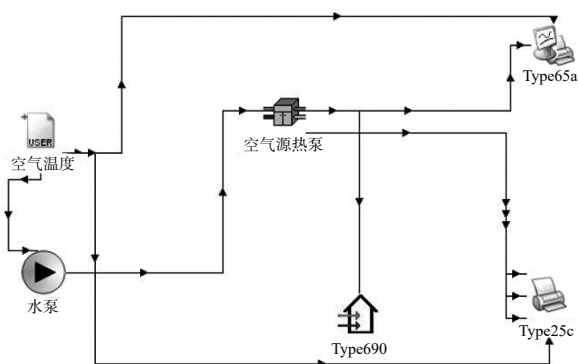


图 6 中德楼空气源热泵供暖流程图

于室内供暖。从机组排出的冷风通过风管进入光伏幕墙,阳光照射到光伏幕墙上之后,温度升高,冷空气吸收光伏幕墙的热量,温度上升,光伏幕墙玻璃板的温度下降,发电效率也得到提高,在机组出口设计循环风机,促进幕墙内空气换热完全。测试以“中德超低能耗示范中心”载体,针对中德楼空气源热泵供热系统的运行参数进行测试并模拟分析。

图6是基于trnsys的中德楼空气源热泵供暖流程图。测试时间从2月10日至2月17日,共168小时。测试数据表明,通过幕墙处理的空气温度上升 5°C 。将7天测试的玻璃幕墙的瞬时温度作为空气源热泵源侧空气温度进行trnsys模拟。结果表明空气源热泵出口平均温度为 23.6°C 用于室内供暖,空气源热泵COP值达到2.2,温度在 $22.4^{\circ}\text{C}\sim 32^{\circ}\text{C}$ 之间波动,当室外温度较高时(白天),空气源热泵性能系数较高时,由空气源热泵单独向室内供暖;当室外环境温度降低(主要是夜晚或凌晨),空气源热泵的运行效果变差、制热量下降,而同时环境温度降低、房间的热负荷增大,由太阳能—相变储热水箱作为辅助热源联合供暖,满足人体舒适度要求。

3 结语

室内排风与室外新风按照 1:1 的风量混合后的新风作为空气源热泵源侧送风量, 不仅提高了空气源热泵的性能系数, 还能够提供稳定的生活热水。空气源热泵在双热源工况下运行, 当排风温度为 18℃ 时, 平均 COP 值达到 3.24, 较单一热源的空气源热泵的性能系数提高 17%, 且生活热水的温度稳定在 46.03℃~54.65℃ 之间, 满足人们对热水的需求。增加室内排风温度, 空气源热泵性能系数及负荷侧出水温度均有所增加, 平均出水温度增幅在 0.8% 左右。

将空气源热泵源侧空气温度预热后用于室内

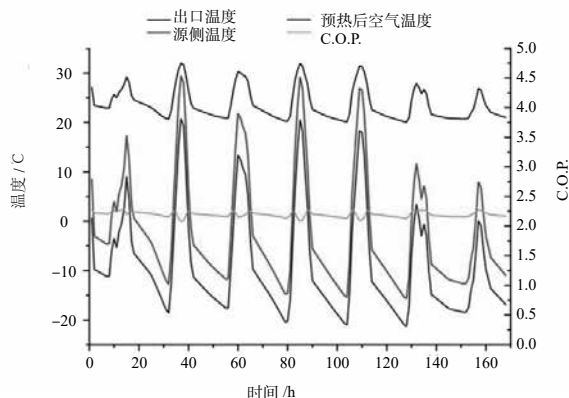


图 7 冬季空气预热后热泵性能

供暖,通过预热处理的空气温度上升 5°C ,空气源热泵COP值达到2.2,送入室内温度可维持在 $22.4^{\circ}\text{C}\sim 32^{\circ}\text{C}$,满足供暖需求。

参考文献

- [1] 冉思源,李先庭,徐伟.新型间接式太阳能空气源热泵用于供热的效果分析[J].暖通空调,2016(12):8-14.
- [2] 清华大学建筑节能研究中心.中国建筑节能年度发展研究报告2015[M].北京:中国建筑工业出版社,2015:6-7.
- [3] 张行星,赵旭东,谭军毅,马世歌.欧洲低温空气源热泵技术发展现状[J].暖通空调,2015(07):48-52.
- [4] 刘前龙,傅允准,段粉萍,高士杰,祁亮.多功能空气源热泵机组冬季运行工况性能测试分析[J].流体机械,2015(12):62-65.
- [5] 金洪文,高杲,孙妍.热泵型新风换气系统在严寒地区实验研究[J].制冷与空调(四川),2016,(04):388-392.
- [6] 李杨.热泵热回收新风机组和热管热泵低温热能回收机组的节能比较[J].电力需求侧管理,2012(06):19-22.
- [7] 李元铭,强天伟.现行新风处理方式存在的瓶颈及应对策略分析[J].制冷与空调,2015(12):6-9.
- [8] 周光辉,崔四齐,刘寅,张岑,陈圣洁,李寅飞.太阳能—空气双热源温差对复合热泵系统性能影响的实验研究[A].中国建筑学会暖通空调分会、中国制冷学会空调热泵专业委员会.全国暖通空调制冷2010年学术年会论文集[C].中国建筑学会暖通空调分会、中国制冷学会空调热泵专业委员会,2010:1.
- [9] 颜慧磊,张华,邵秋萍.一种太阳能与空气源双热源热泵系统的性能研究[J].上海理工大学学报,2014(02):177-180.

沈阳某工业园区全年动态负荷的预测与研究

冯国会, 胥富强, 田 川, 于素蕴

(沈阳建筑大学, 辽宁 110168)

[摘 要] 为提高工业园区的可持续发展, 采用更加精确地冷热负荷估算方法, 为工业建筑供暖提供设计依据。使用 DeST 建筑能耗模拟软件, 建立车架联合厂房、车厢焊装厂房、总装车间厂房等九座厂房的动态负荷分析模型, 分别对其进行全年逐时动态负荷的预测。通过分析研究各个模型的负荷特点, 得到该工业园区全年的逐时冷热负荷的分布情况。与传统方法预测的设计日采暖供热负荷总量相比, 本方法的节能效率达到了 18%。在工业园区的供暖规划中引入全年动态负荷预测的方法有利于园区的可持续发展, 达到减少能源消耗、节省初投资的效果。为实现工业园区能源设计的合理性、科学性和工业建筑的节能减排奠定基础。

[关键词] 工业园区建筑; 动态负荷; DeST 模拟

0 引言

传统的负荷预测中, 预测者为了方便和避免以后不必要的麻烦, 无论建筑功能的复杂程度如何, 均采用面积热指标法来预测负荷, 即将建筑需要的最大负荷作为预测值, 该方法已经成为普遍与合法的负荷预测方法。但是, 这种预测方法将需求侧负荷一再放大^[1-2], 由这种负荷指标估算的设计冷负荷所确定的冷源安装容量, 均比实际需要大了 1/3 左右^[3]。同时, 在我国能源消费中, 工业能耗占近 70%, 而工业建筑能耗占工业能耗的 10% 以上^[4]。因此, 在工业园区规划中引入全年逐时动态负荷预测的方法是必要的, 也是科学和节能要求的趋势所在, 将对节能减排产生积极的影响。

现阶段全年动态负荷预测的方法主要有: 时间序列法、回归分析法、灰色预测方法、神经网络方法和其他方法。孙靖等利用季节性时间序列模型对某医学中心进行建筑空调负荷预测, 得到较高的预测精度^[5]; 王渡等在一般的灰色模型的基础上建立残差序列, 将该序列分为若干个周期波, 使区域热负荷中期预测精度得到了明显提高^[6]; 蒋小强等人改进人工神经网络算法, 对区域供冷系统进行逐时冷负荷的预测, 其预测值与实测值相差不大^[7]; T.T.Chow 等人利用 DOE-2 对香港九龙地区东南部的一个拟采用区域供冷系统的开发新区进行建筑冷负荷预测, 用此预测结果来指导区域系统方案的确定, 并取得了较好的效果^[8]。基于此, 笔者以沈阳某工业园区为例, 应用建筑能耗模拟法。由于沈阳处于严寒地区, 夏季工业建筑几乎不需要供冷, 所以本文主要研究冬季供暖工况, 采用 DeST 软件进行全年动态负荷的预测与研究。

1 计算工具简介

Designer's Simulation Toolkit (DeST) 研发始于 1989 年, 是清华大学建筑学院建筑技术科学系建筑环境与设备研究所开发的, 是用于建筑热环境模拟分析的软件平台。DeST 主要有四块功能模块, 笔者主要使用建筑环境控制系统分析模拟模块、建筑分析模拟模块和气象数据模块。并且 DeST 被评为“具有世界先进水平”, 也是国内唯一能够动态模拟建筑采暖、空调负荷的分析软件。如今 DeST 已在国内、欧洲、日本等地区广泛使用^[9]。

2 该工业园区的建筑整体概况

该工业园位于沈阳市辽中近海经济区。本项目可规划用地东西宽约 1550m, 南北长 856m, 可规划用地面积 1040306.61m²。建筑单体包括车身冲焊联合厂房、车身涂装车间、总装车间、检测调整车间、车架联合厂房、车厢焊装车间、车厢联合厂房、底盘件库车间、试制车间、辅料库、污水处理站、车间供油站、锅炉房、66kV 降压站、给水加压站、固废存放场、燃气调压站、空压站、门卫、自行车棚等。

3 动态负荷分析模型的建立

研究对象为工业园区内的建筑, 种类繁多。为了简化模型, 又不失模拟结果的准确性, 笔者提出了主要影响因素分类简化法。选取耗能大的典型的九座厂房作为建模对象, 分别是车身冲焊联合厂房、车身涂装车间、总装车间、检测调整车间、车架联合厂房、车厢焊装车间、车厢联合厂房、底盘件库车间、试制车间, 其建筑基本概况如表 1。

通过学习国内外工业园区建筑负荷预测的方法以及整理建筑设计资料, 并结合沈阳市关于工业园区厂房的各种规范, 对每一幢建筑进行模拟分析, 以确定对建筑动态负荷造成影响的各类影响因素, 进而构建每一幢建筑相应的动态负荷分析模型。建筑模型如图 1 所示。

[基金项目] 国家十三五重点研发计划项目
(2017YFB0604004-01)。

表 1 建筑基本概况

建筑名称	建筑面积 /m ²	建筑层数	建筑高度
车身冲焊联合厂房	42881.81	1~3	19.50
车身涂装车间	29041.46	2	19.50
总装车间	28531.34	1~3	14.50
检测调整车间	5572.04	1	9.50
车架联合厂房	15399.16	1~2	14.50
车厢焊装车间	8470.77	1~2	13.10
车厢联合厂房	16618.00	1~2	16.20
底盘件库车间	16027.12	1~2	10.50
试制车间	5663.60	1~2	12.50

其中, 建筑面积、维护结构、建筑朝向、筑层高、室外气象参数、室内设计参数、人员负荷、照明负荷、渗透空气量和新风量等因素为影响建筑负荷的主要因素。这些因素可分为建筑模型因子和内部得热因子^[10]

3.1 筑模型因子分析

(1) 建筑模型

根据该工业园区建筑的特点, 以及对工业园区建筑的控制规程, 选取九座典型厂房作为建模对象, 分别是车身冲焊联合厂房、车身涂装车间、总装车间、检测调整车间、车架联合厂房、车厢焊装车间、车厢联合厂房、底盘件库车间、试制车间, 采用 DeST 软件对九座典型建筑进行建模分析, 建筑模型如图 1 所示, 建筑面积如表 1 所示。

(2) 围护结构

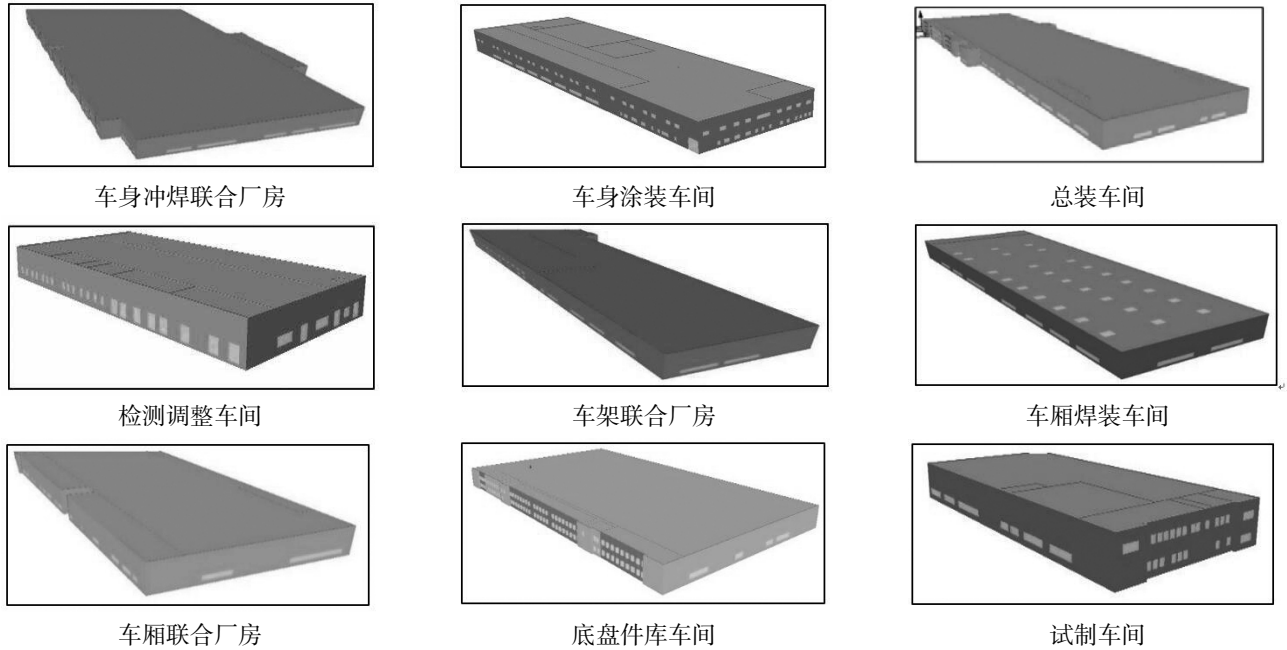


图 1 建筑模型

对于工业园区内各种建筑, 规范对于围护结构热工性能有非常明确的限定。根据建筑设计资料, 查阅的相关规范有《建筑地面设计规范》JGJ 50037—96、《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005、《外墙外保温工程技术规程》JGJ 144—2004、《屋面工程设计规范》GB 50345—2004、《彩色涂层钢板与钢带国家标准》GB/T 12754—200, 将查阅的结果汇总于表 2。

表 2 维护结构参数输入表

名称	结构	传热系数 W/(m ² ·K)
屋面	白色聚酯纤维内增强型 TPO 卷材防水层	0.98
	120mm 厚高强度岩棉板保温层(分二层设置)	
	聚烯烃涂层纺粘聚乙烯隔汽膜	
外墙 (1.2米以上)	120mm 厚镀锌铝彩钢板岩棉夹芯板横排	0.85
	冷弯型竖向钢墙梁, 要求彩钢板外板 0.6mm 厚	
外墙 (1.2米以下)	310mm 厚混凝土保温砌块墙	0.45~0.53
地面	钢筋混凝土基础	0.37
	80 厚 XPS 保温层	
	预制混凝土板, 加 Φ4 冷拔钢丝, 外挂钢板网并抹 1:2 水泥砂浆	
	回填土, 压实系数为 0.97	
天窗	采用双层 10mm 阻燃型阳光板	2.2
外窗	中空玻璃塑钢窗	2.6

(3) 建筑朝向、建筑层高

工业园区内各建筑的朝向、层高应该结合道路交通、广场和绿地设施、建筑面积、容积率、建筑覆盖率、控规指标以及同类建筑的统计数据 and 园区

规划总平面图进行综合确定。层高如表 1, 建筑朝向为北偏西 48 度。

3.2 内部热因子分析

(1) 室外气象参数

该工业园区位于沈阳, 属于严寒地区, 温带季风气候, 并且四季分明, 冬寒时间较长, 近六个月, 夏季时间较短, 春秋两季气温变化迅速, 持续时间短。使用 DeST 软件得到该工业园区建筑室外逐时干球温度、各月平均干球温度、全年温度分布、全年太阳直射辐射强度统计等室外气象参数如图 2~5。

(2) 室内输入参数

根据规范《采暖通风与空气调节设计规范》

GB 50019—2003、《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005^[11]、《辽宁省公共建筑节能标准》DB21T 1477—2006 以及《公共建筑节能 (65%) 设计标准》DB21T 1899—2011 中的相关规定以及参考建筑设计资料的设计参数, 确定了厂房和车间的室参数。部分室内输入参数如表 3。

表 3 室内部分设计参数

建筑名称	采暖室内温度 / °C	换气次数 / (次 / h)
冲压车间	16	2
焊装车间	16	4
涂装车间	18	3/6/12
总装车间	18	2

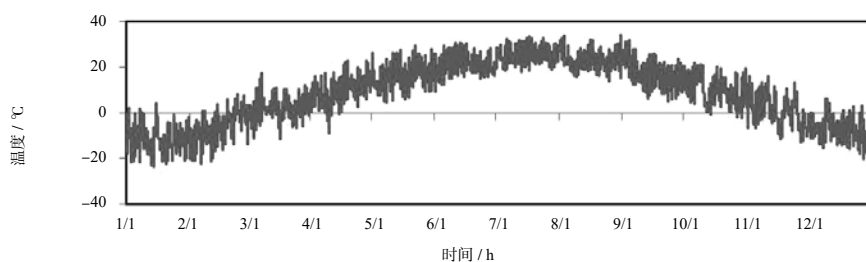


图 2 逐时干球温度

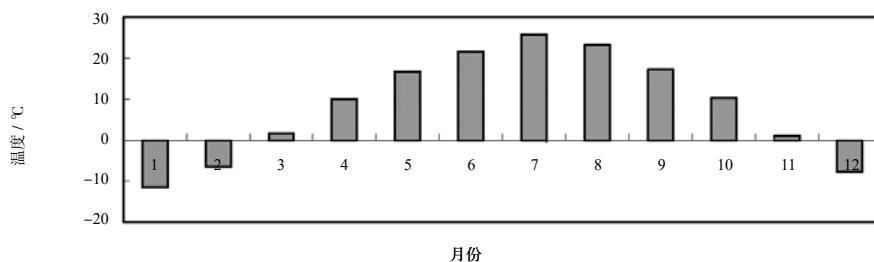


图 3 各月平均干球温度

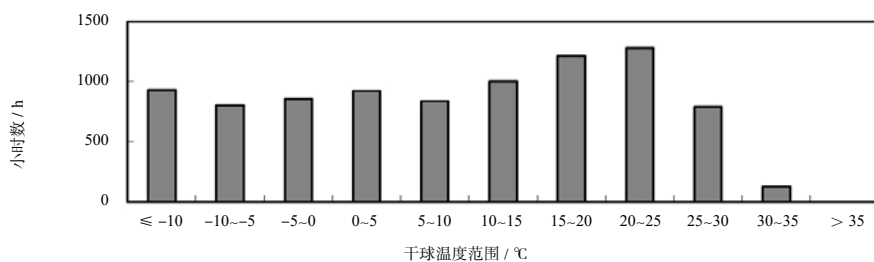


图 4 全年温度分布统计图

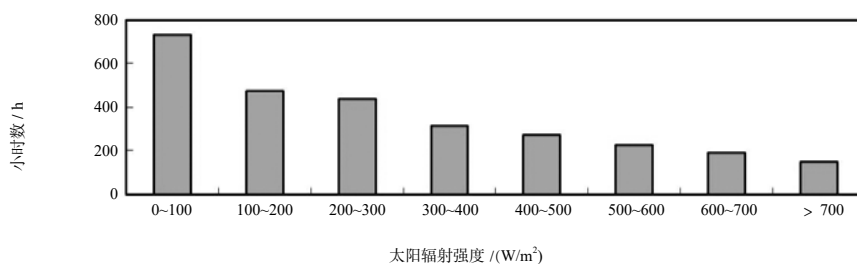


图 5 全年太阳直射辐射强度统计图

(3) 人员负荷

根据建筑内的人员密度和人员作息时间来确定人员负荷。对于工业厂房建筑,人员负荷对总负荷的影响特别小,所以假定逐时人员数量是不变。根据相关规范《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005,可以确定不同建筑功能区域的人员密度和人员作息时间,如表 4 所示。

表 4 室内人员、照明、设备密度表

名称	人员密度 (人/m ²)	照明密度 (W/m ²)	设备负荷 (W/m ²)
厂房	0.01	12	34
办公室	0.15	9	20
卫生间	0.2	5	--

(4) 照明与设备负荷

根据相关规范和标准《采暖通风与空气调节设

计规范》(GB 50019—2003)、《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005)、通风机能效限定值及节能评价(GB 19761—2005),确定不同建筑房间类别照明负荷和设备负荷,如表 4 所示。

4 动态负荷预测结果及分析

本研究考虑工业园区全年的逐时动态负荷。对九座典型建筑进行逐时动态负荷模拟,模拟结果汇总如表 5 所示。得到采暖季的平均热负荷指标为 100.31W/m²,最大是 109.35W/m²。

4.1 逐时动态负荷

根据模拟结果,将九座厂房的逐时负荷进行累加得到整个园区的建筑逐时冷、热负荷值,如图 6、图 7 所示。工业园区内建筑全年逐时热负荷最大值出现在 1 月 14 日,其值为 12864kW,该日总热负荷为 396850kW·h;冷负荷最大值出现在 8 月 1 日,其

表 5 各典型建筑模拟结果汇总

建筑名称	项目负荷面积指标				项目分季节负荷指标	
	全年最大热负荷指标 (W·m ²)	全年最大冷负荷指标 (W·m ²)	全年累计热负荷指标 (kW·h·m ²)	全年累计冷负荷指标 (kW·h·m ²)	采暖季热负荷指标 (W·m ²)	空调季冷负荷指标 (W·m ²)
冲焊车间	120.48	110.63	238.62	50.34	107.25	24.35
涂装车间	138.6	126.55	260.20	64.87	109.35	30.65
总装车间	130.51	120.36	254.38	58.96	108.36	26.48
检测调整	111.21	125.88	176.68	63.24	92.35	30.20
车架厂房	121.82	103.52	236.57	68.31	107.36	32.57
车厢焊装	103.54	100.40	156.32	50.20	88.25	24.11
车厢联合	119.35	112.54	232.63	57.35	96.21	25.62
底盘件库	98.23	98.21	149.54	49.98	86.66	23.55
试制车间	140.56	130.25	236.29	72.58	106.98	35.24

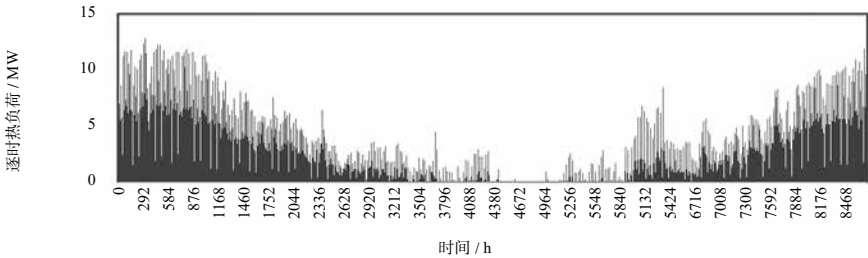


图 6 园区建筑逐时热负荷

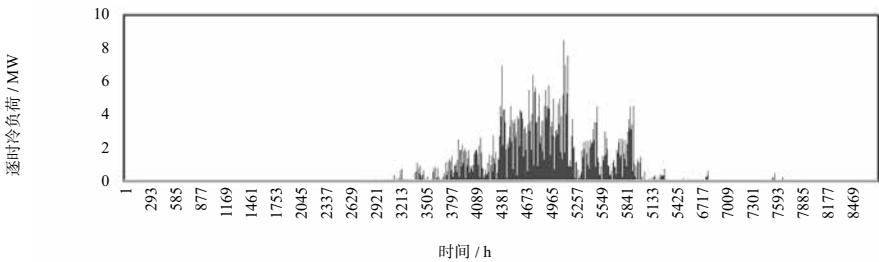


图 7 园区建筑逐时冷负荷

值为 8460.13kW, 该日总冷负荷为 82767.17kW·h。

4.2 单位负荷指标法预测负荷

根据建筑设计资料, 得到厂房冬季热指标为 $116\text{W}/\text{m}^2$, 模拟结果是九座厂房中冬季最大热指标是 $109.35\text{W}/\text{m}^2$, 约是设计值的 94.3%, 相差较小, 设计指标通常会留有一定的富裕值, 所以对于采暖季热指标的估计值还算准确。经计算, 该工业园区设计日采暖供热负荷总量约为 468283kW·h。将该值与笔者的动态负荷计算方法得到的结果进行比较分析可知, 按照常规方法预测的设计日采暖供热负荷总量远大于按照动态负荷计算方法得到的结果, 对于整个工业园区而言, 日总热负荷高出 396850kW·h, 约 18%。可见, 工业建筑供暖规划阶段的节能潜力是巨大的。

5 结论

(1) 通过研究国内外工业园区各类建筑特点以及整理若干建筑设计资料, 并结合各类建筑的控制规程, 合理确定了动态负荷影响因素, 运用 DeST 软件建立了各类型建筑的动态负荷模拟分析模型。经计算, 该工业园区设计日采暖供热负荷总量约为 468283kW·h, 与常规方法预测的设计日采暖供热负荷总量相比, 小了 18%。

(2) 通过分析逐时动态冷热负荷的模拟结果, 得出了工业园区内建筑的动态冷热负荷特性。工业园区内建筑全年逐时热负荷最大值出现在 1 月 14 日, 其值为 12864kW, 该日总热负荷为 396850kW·h; 冷负荷最大值出现在 8 月 1 日, 其值为 8460.13kW, 该日总冷负荷为 82767.17kW·h。

(3) 由于工业园区规划中能源规划的特殊性, 提出了主要影响因素分类简化法, 考虑工业园区内建筑负荷和使用功能两大主要影响因素, 最终选取了三座厂房和六座车间。该方法的提出有助于准确地完成本课题的研究, 并且在一定程度上提高课题研究效率。

(4) 对于区域建筑这样庞大的建筑规模, 各类型建筑因为其自身特点出现峰值负荷的时间段各不

相同, 将各类建筑的逐时负荷进行叠加, 逐时负荷的最大值必然小于简单地将各建筑逐时负荷最大值相加。因此, 将动态负荷计算方法引入工业园区供暖规划中, 将比传统城市规划中负荷的计算方法更为科学准确, 由动态负荷可得区域能源站的全年运行控制策略与能耗, 可有效地减少设备总装机容量, 节省初投资, 而且能对建筑节能产生积极作用。

参考文献

- [1] 龙惟定, 白玮, 张改景, 等. 区域建筑能源规划: 建筑节能基础 [J]. 建设科技, 2008(6):60-63.
- [2] 欧科敏. 区域建筑群冷热负荷预测方法研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2014.
- [3] 汪训昌, 林海燕, 杨书渊, 李勇等. 空调全年逐时动态负荷计算能提供什么信息和回答什么问题?——一栋办公楼空调全年逐时动态负荷计算的结果及其分析 [J]. 暖通空调, 2005,35(10):44-53,103.
- [4] 王宏伟, 郑亚东, 冯国会. 沈阳市典型工业建筑结构及热工调查分析 [J]. 工业建筑, 2010(S1):66-r68.
- [5] 孙靖, 程大章. 基于季节性实践序列模型的空调负荷预测 [J]. 电工技术学报, 2004,19(3):88-93.
- [6] 王渡, 郑莆燕. 基于改进的灰色模型在区域热负荷中期预测中的应用 [J]. 区域供热, 2010(02):32-35.
- [7] 蒋小强, 龙惟定, 李敏. 区域供冷系统逐时冷负荷的分析及数值预测中南大学学报 (自然科学版), 2010,44(1):358-356.
- [8] Chow T T, Fong K F, Chan A L S. Energy modeling of district cooling system for new urban development [J]. Energy and Buildings, 2004,36:1153-1162.
- [9] DeST-h 技术资料. 清华大学建筑技术科学系 DeST 开发小组, 2003.
- [10] 冯国会, 田川. 辽滨沿海经济区动态负荷的预测与研究. 沈阳建筑大学学报 (自然科学版), 2014, 30(5):878-885.
- [11] 郎四维, 林海燕. GB50189 - 2005 公共建筑节能设计标准 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.

日喀则机场建筑辐射供暖末端性能优化设计

李倩茹¹, 李永财¹, 林建平², 夏洪涛²

(1. 重庆大学, 重庆 401331; 2. 中国民航机场建设集团公司, 北京 100101)

[摘要] 高海拔寒冷地区因其独特的地理条件, 具有海拔高、气压低、气温低等特点, 建筑供暖期长, 供暖能耗占建筑总能耗的比例较高。对于高海拔地区大空间建筑中低温地板辐射系统性能及室内环境质量, 前人研究较少。本文以日喀则某大空间建筑低温地板辐射供暖系统为基础进行研究, 使用 Airpak 模型与实测两种方法对其供回水温度进行优化分析, 为高海拔寒冷地区大空间建筑低温地板辐射供暖系统的应用提供参考。通过对不同供回水温度工况下的室内温度分布和系统年运行能耗进行分析, 得出最优供回水温度为 42℃/37℃, 与设计温度 47℃/42℃ 相比, 在保证舒适性的同时系统节约能耗约 4.59%。

[关键词] 高海拔寒冷地区; 低温地板辐射供暖; 供回水温度; Airpak; 模拟能耗

0 引言

随着城镇化的快速发展, 我国与发达国家相比建筑能耗不仅数量大, 而且能源利用效率低, 特别是在我国高海拔高纬度地区, 供暖系统能耗占建筑运行能耗的绝大部分^[1-2]。但前人对高海拔寒冷地区的供暖研究, 一般针对太阳能供暖方面较为普遍, 末端仅有对散热器和燃气壁挂炉的研究。郑宗和等通过对西藏科技厅太阳能供暖系统的测试分析得出在西藏地区, 相比太阳能直接供暖系统, 太阳能热泵供暖系统的经济性较好^[3]。王磊等用 f 图法得出, 在西藏地区, 散热器为供暖末端时应当采用太阳能低温水源热泵辅助供暖系统, 太阳能保证率可达 95% 左右^[4]。闫博佼提出, 在严寒地区, 相比常规供暖系统, 太阳能与地源热泵复合供暖系统节能效果显著, 具备客观的发展前景^[5]。但对于低温地板辐射供暖在高海拔地区特别是高大空间的运用, 前人并未涉猎。

本文以日喀则某大空间建筑低温地板辐射供暖系统为基础进行研究, 对其供回水温度进行优化分析, 就不同供回水温度工况下的室内温度分布, 使用 Airpak 建立模型并分析比较, 并对不同供回水温度工况下的系统年运行能耗进行分析, 比较不同供回水温度的热舒适性和节能性, 得出最优的供回水温度。

1 高原寒冷地区供暖系统实测

1.1 高原寒冷地区气候特性

日喀则位于西藏地区, 海拔高度为 3783m, 由于高海拔的地势, 造就了其独特的气候特征: 海拔高, 气压低, 冬季寒冷, 夏季凉爽, 太阳辐射强度高。日喀则月平均干球温度如图 1 所示。由图可以看出, 日喀则地区月平均温度只有在 4~10 月超过

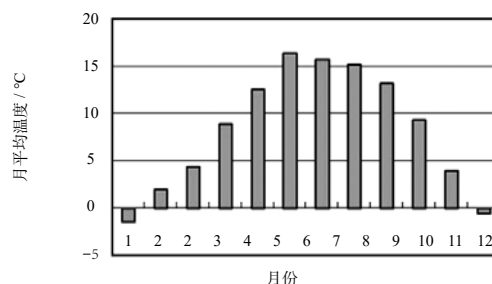


图 1 日喀则月平均干球温度分布图

5℃, 最低值为 1 月的 -1.47℃。根据冬季供暖温度要求, 建筑共需供暖度日数为 3550.2, 供暖度小时数为 87783.9, 因此, 日喀则地区供暖需求量较大, 建议供暖期设置为 11 月 1 日到次年 3 月 31 日。而一年之中, 最热为 7 月, 月平均气温在 6.4~13.2℃, 夏季温暖不炎热, 极端最高气温 28℃, 基本无需供冷。同时, 青藏高原大气清洁, 空气湿度小, 晴天较多, 日照强度大, 太阳能丰富, 年日照小时数高达 3000 小时, 充分利用太阳能可节省大量的不可再生能源。

1.2 供暖系统现场实测

理论和实践证明, 地板辐射供暖与传统的供暖方式相比可节能 30%, 同时可以达到与传统供暖末端一样的热舒适性^[6-7]。但在高海拔寒冷地区, 供暖事业刚刚起步, 主要散热末端为散热器。日喀则机场则充分利用太阳能等可再生能源, 采用太阳能集热器及水源热泵机组供暖系统, 其中水源热泵作为辅助热源, 末端采用低温地板辐射系统。系统可在不同情况下分三种模式供暖, 即太阳能集热器单独供暖、太阳能 + 水源热泵联合供暖, 水源热泵单独供暖。采暖地面设计温度为 27.8℃, 供回水温度为 47/42℃。本测试的目的是研究低温地板辐射供暖的能耗和舒适性, 具体测试结果如下文所示:

其中, 末端室内空气温度测试结果如图 2 所示。

[基金项目] 四川省科技计划项目 (计划编号: 2014CZ0133)。

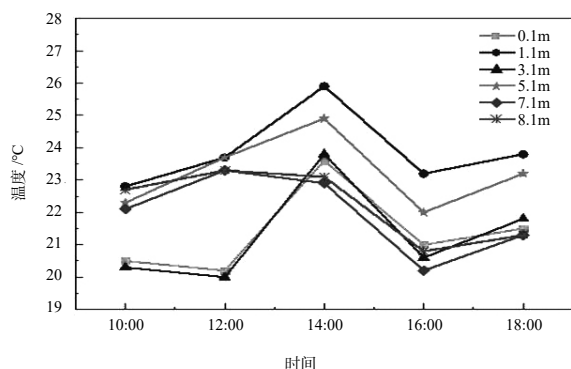


图2 日喀则机场不同时刻垂直方向的温度分布

从图2中可以看出,采用低温地板辐射供暖的日喀则机场,垂直方向上的温差小,从0.1m~8.5m处的空气温度最大差值小于4℃,垂直方向上温度分布均匀,且0.1m、1.5m工作区的空气温度均达到供暖设计温度,热舒适性高。

日喀则机场地下水源热泵+地板辐射供暖系统测试结果如图3所示。详细检测结果如表1所示。

表1 热泵机组制热性能系数检测结果

项目	MWH260 水源热泵机组
有效检测时间	2015年1月27日8:00~ 2015年1月27日19:00
热水出水平均温度/℃	42.06
热水进水平均温度/℃	37.01
水源侧进水平均温度/℃	11.77
水源侧出水平均温度/℃	7.1
热水流量/(m ³ /h)	135.53
平均输入功率/kW	199.15
平均制热量/kW	798.50
系统耗电量/(kW·h)	3253.14
系统平均能效比/(kW·h/kW·h)	2.7

由测试结果可知,系统并未按设计的供暖供水温度(供水温度47℃,回水温度42℃)来运行,实际运行过程中的供回水温度为42℃供水,37℃回水,供回水温差不变,供回水温度均下降5℃,但在实测过程中,供回水温度的变化并未影响供暖效果,采用低温地板辐射供暖系统的日喀则机场的室内温度可以达到供暖设计温度,且温度稳定,室内温度分布均匀,完全可以达到设计供暖条件。

2 不同供回水温度下的室内温度分布

2.1 建立模型

本文选择了三种常见的供回水温度,即原建筑设计供回水温度47℃/42℃、建筑供暖季供暖系统运行实际供回水温度42℃/37℃和37℃/32℃,使用

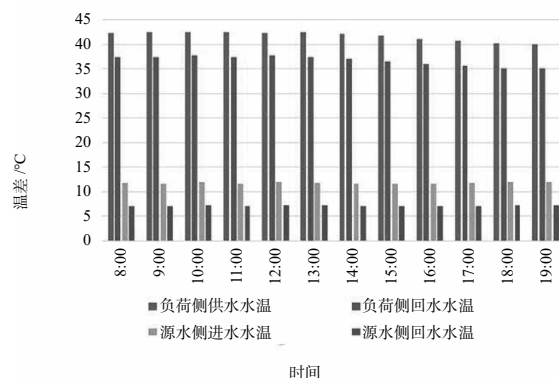


图3 热泵机组两端进出口水温

Airpak 建立模型进行模拟,比较不同供回水温度下的室内温度分布。

在 HVAC 领域 Airpak 应用广泛,是面向设计师、建筑师和工程师等专业人士,进行人工环境系统分析软件,可以对研究对象进行精确模拟,尤其对于污染、传热及空气流动等物理现象的模拟性能较为优越^[8-9]。Airpak 可以准确地对通风系统中舒适度、污染、传热、空气质量、空气流动等问题进行模拟,通过其模拟分析,可以缩短设计周期、降低风险、节约成本。本文模型的建立如下所示:

(1) 湍流模型

湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 模型方程,该模型自从被 Launder and Spalding 提出之后,就变成工程流场计算中主要的工具了,其适用范围广、经济、有合理的精度^[10-11]。

(2) 模型的简化

建立大空间建筑的模型,其中房间尺寸为30m×40m×10m,低温热水辐射供暖管道的计算温度取供回水温度的计算平均值,即44.5℃、39.5℃、34.5℃;室外温度为实际测试时典型日的平均温度-3℃。

(3) 网格划分

用软件建立地板辐射系统的物理模型,采用六面体结构网格单元对其空间进行网格划分,根据计算机的运算能力和结果的精度要求,划分网格个数16272个。

(4) 边界条件设置

本文的验证模拟中,围护结构为第三类边界条件(固定传热系数),其中外墙传热系数为0.93(W/m²),地面传热系数为0.5(W/m²)。

2.2 地板温度分析

当供回水温度为47℃/42℃、42℃/37℃和37℃/32℃时,地面温度如图4所示。

由图4可以看出,辐射供暖管道供回水温度为 $47^{\circ}\text{C}/42^{\circ}\text{C}$ 的地板表面温度分布最为均匀,供回水温度为 $37^{\circ}\text{C}/32^{\circ}\text{C}$ 时的地板表面温度最不均匀,其建筑中心地板表面温度均匀分布处的温度按供回水温度的升高依次为 24.376°C 、 27.593°C 和 30.126°C 。大量文献表明,当地板辐射供暖的地板温度超过 30°C 时,不仅会减小地板的使用寿命,而且会使室内人员的热舒适性降低,出现灼热的感觉。因此,当低温地板辐射供暖的供回水温度为 $47^{\circ}\text{C}/42^{\circ}\text{C}$ 时,地板会出现过热现象。而供回水温度为 $42^{\circ}\text{C}/37^{\circ}\text{C}$ 和 $37^{\circ}\text{C}/32^{\circ}\text{C}$ 时,地板温度较为合理。

2.3 工作区域温度分析

当供回水温度为 $47^{\circ}\text{C}/42^{\circ}\text{C}$ 、 $42^{\circ}\text{C}/37^{\circ}\text{C}$ 和 $37^{\circ}\text{C}/32^{\circ}\text{C}$ 时,据地面 1.5m 、 2m 处的空气温度如图5、图6所示。

由图5和图6可以看出,三种不同供回水温度条件下, 1.5m 处的工作区域和 2.0m 处室内人员的头顶区域温度均在 $20^{\circ}\text{C}\sim 28^{\circ}\text{C}$ 之间,满足室内供暖设计需求。但当辐射供暖的供回水温度为 $47^{\circ}\text{C}/42^{\circ}\text{C}$ 时,工作区温度达到 $26\sim 27^{\circ}\text{C}$,建筑中心区域温度甚至超过 28.5 ,已远远高于供暖设计温度,这样不仅会使室内的热舒适性大大降低,甚至不能满足室

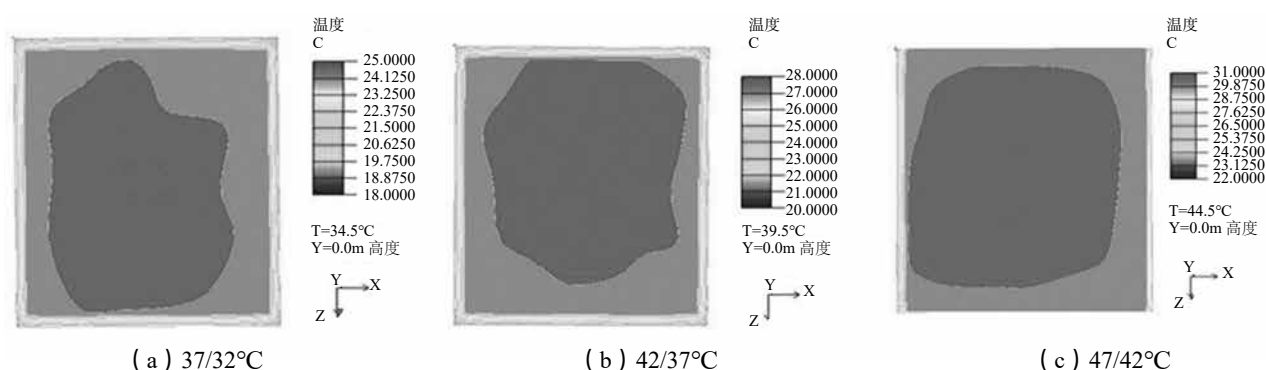


图4 不同供回水温度条件下的地板温度图

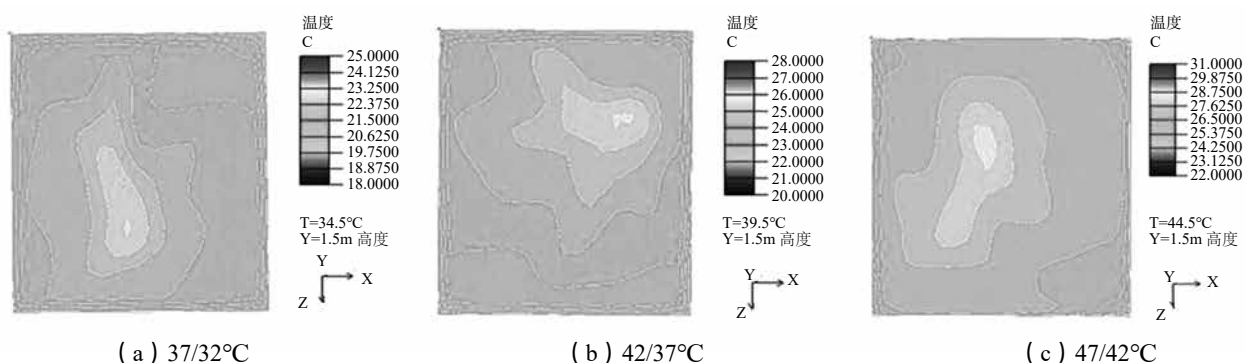


图5 不同供回水温度距地面 1.5m 处的空气温度

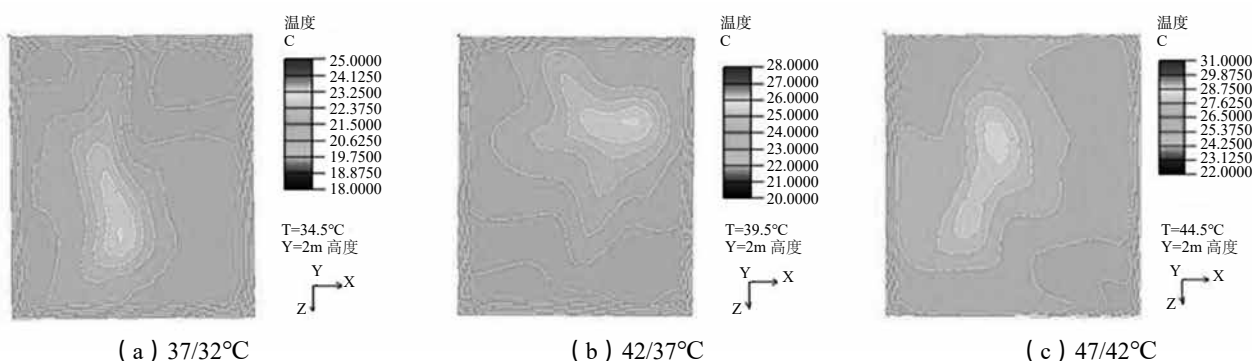


图6 不同供回水温度距地面 2.0m 处的空气温度

内人员的基本热舒适性要求，而且造成了能源的不必要浪费，给高原地区脆弱的生态环境增加负担。

2.4 垂直方向温度分析

垂直方向温度分析过程中，由于 $X=12\text{m}$ 处剖面距离墙壁较远，大约位于房屋中间，故选取 $X=12\text{m}$ 处剖面进行空气垂直温度分布模拟。图 7 所示为不同供回水温度条件下的空气垂直温度分布图。从图中可以明显看出，不同供回水温度条件下，室内垂直方向的温度分布都比较均匀，没有出现温度的垂直分层，不会像以对流换热为主的供暖末端一样出现热空气上升，冷空气下沉，热量大部分聚集在屋顶部分而造成热量的浪费。平均温度分别在 21.5°C 、 25.5°C 、 28.2°C ，辐射供暖的供回水温度为 $47^{\circ}\text{C}/42^{\circ}\text{C}$ 的室内空气温度均远远高于供暖设计温度，既达不到室内热舒适性的要求，又造成了能量的极大浪费。

综合以上分析可知，供回水温度为 $47^{\circ}\text{C}/42^{\circ}\text{C}$ 的室内低温地板辐射供暖系统运行过程中，室内地板温度、室内空气温度均高于供暖设计需求，不能

很好地满足室内热舒适性。供回水温度为 $42^{\circ}\text{C}/37^{\circ}\text{C}$ 和 $37^{\circ}\text{C}/32^{\circ}\text{C}$ 时，地板温度、工作区空气温度、垂直温度分布，均满足室内热舒适性的要求。但供回水温度为 $37^{\circ}\text{C}/32^{\circ}\text{C}$ 的系统在模拟过程中，室内空气工作区温度在 21.5°C 左右，接近供暖设计温度的临界温度 20°C ，但建立的模型为理想模型，未考虑冷风渗入、门的开启、气体交换等因素的影响，因此模拟出的室内温度会有所偏高，在实际运行过程中，采用此供回水温度可能达不到供暖设计需求。因此，供回水温度为 $42^{\circ}\text{C}/37^{\circ}\text{C}$ 的低温地板辐射供暖系统的热舒适性最高。实测中，系统供回水温度为 $42^{\circ}\text{C}/37^{\circ}\text{C}$ ，室内 1.5 米处的空气温度在 $20.59^{\circ}\text{C}\sim 23.42^{\circ}\text{C}$ 之间变化，从而验证了模拟结果的准确性。因此从热舒适性考虑，供回水温度为 $42^{\circ}\text{C}/37^{\circ}\text{C}$ 的低温地板辐射供暖系统应为最优供回水温度。

3 不同供回水温度条件下的系统能耗

供回水温度不同，即水源热泵机组的出水温度不同，水源热泵机组的制热性能就会发生变化，查

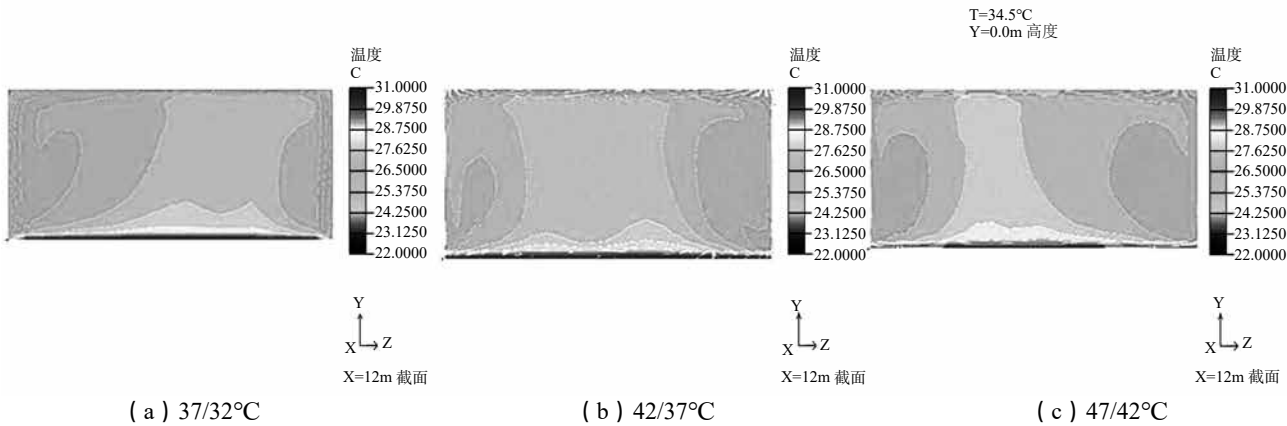


图 7 不同供回水温度条件下的空气垂直温度分布

表 2 水源热泵机组制热系数、输入功率修正表

热水（负载水） 进出水温度 / $^{\circ}\text{C}$	地下水（源水）进水温度 / $^{\circ}\text{C}$							
	10		12.5		15		17.5	
	制热量	输入功率	制热量	输入功率	制热量	输入功率	制热量	输入功率
35/40	0.92	0.88	0.98	0.90	1.04	0.91	1.10	0.92
36/41	0.91	0.90	0.97	0.91	1.03	0.93	1.09	0.94
37/42	0.90	0.92	0.96	0.93	1.02	0.94	1.09	0.96
38/43	0.90	0.94	0.96	0.95	1.02	0.96	1.08	0.98
39/44	0.89	0.96	0.95	0.97	1.01	0.98	1.07	0.99
40/45	0.88	0.97	0.94	0.99	1.00	1.00	1.06	1.01
41/46	0.88	0.99	0.93	1.01	0.99	1.02	1.05	1.03
42/47	0.87	1.01	0.92	1.03	0.98	1.04	1.05	1.05
43/48	0.86	1.03	0.92	1.05	0.98	1.06	1.04	1.07
44/49	0.85	1.07	0.91	1.07	0.97	1.08	1.03	1.09
45/50	0.85	1.07	0.90	1.09	0.96	1.10	1.02	1.12

询本项目所选用的螺杆式水源热泵产品参数表，其水源热泵机组制热系数修正表如表 2 所示。从表 2 中可以看出，当其他条件相同的情况下，冷凝器负载侧进出水温度越高，制热量越小，机组输入功率越高，机组 COP 越小。对于蒸发器地下水（源水）的进水温度，在其他条件相同时，源水侧的水温越高，制热量越大，机组输入功率也有所增大，但制热量的增大幅度大于输入功率的增大幅度，因此源水侧水温越高，COP 越大。

本文中采用的供暖系统为水源热泵源水侧 12℃ 进水，冷凝器负载侧进出水温度分别为 42℃/47℃、37℃/42℃ 和 32℃/37℃，以源水侧水温为 15℃、负载侧进出水水温为 40℃/45℃ 为基准，根据表 2 中提供的数据，可以得出在源水侧水温为 12℃ 时，负载侧进出水温对水源热泵机组制热量的修正公式为：

$$\Phi = -0.000001T_{FZ}^6 + 0.0003T_{FZ}^5 - 0.0288T_{FZ}^4 + 1.7208T_{FZ}^3 - 57.666T_{FZ}^2 + 1028.5T_{FZ} - 7626.9 \quad (1)$$

负载侧进出水温对水源热泵机组输入功率的修正公式为：

$$\Phi = -0.000009T_{FZ}^5 + 0.0021T_{FZ}^4 - 0.1877T_{FZ}^3 + 8.4905T_{FZ}^2 - 191.83T_{FZ} + 1732 \quad (2)$$

式中： T_{FZ} 为负载侧进水温

由上式，可计算出源水侧水温为 12℃，负载侧供回水温度分别为 47℃/42℃、42℃/37℃ 和 37℃/32℃ 时，水源热泵的制冷量和机组功率与水源热泵设计工况（源水侧水温为 15℃、负载侧进出水水温为 40℃/45℃）下的制热量和机组功率的比值，具体结果如表 3 所示。

表 3 不同供回水温度工况下水源热泵的制热量和输入功率与额定工况下的比值

供回水温度 /℃	制热量 /kW	输入功率 /kW
47℃/42	0.91142	1.029
42℃/37	0.9462	0.928
37℃/32	1.0045	0.8303

根据日喀则机场的建筑负荷（最大建筑负荷为 773kW）和不同供回水温度工况下的水源热泵机组制热量与输入功率，选择制热量为 903kW 的螺杆式水源热泵机组；根据源水侧水流量和 80m 扬程，选择流量为 110m³/h，扬程为 98m 的水泵；由于用户端的最不利环路阻力为 31m，故选择流量为 108m³/h，扬程为 40m 的循环泵，具体设备选型见表 4。

表 4 系统机组及水泵选型

名称	性能参数	数量
水源热泵机组	制热参数：制热量 903kW，输入功率 195kW，蒸发器源水水流量 77m³/h，冷凝器负荷水水流量 144m³/h	1
源水循环泵	流量：L=110m³/h 扬程：98.0m·H₂O 功率：45.0kW 效率 75%	1
采暖循环泵	流量：L=108m³/h 扬程：40.0m·H₂O 功率：22.0kW 效率 72%	2

计算得出不同供回水温度工况下，日喀则机场水源热泵 + 低温地板辐射供暖系统在供暖季的系统能耗，具体结果见表 5：

表 5 不同供回水温度工况下的系统能耗（kW·h）

供回水温度	1 月	2 月	3 月	11 月	12 月	全年
37℃/32℃	98849	84077	88791	84504	97176	453400
42℃/37℃	105078	88301	92633	87873	102802	476688
47℃/42℃	111230	92455	96392	91176	108357	499612

由表格可以清晰的看出，供回水温度越低，系统能耗越小。比较各系统季节供热性能系数 HSPF（Heating Seasonal Performance Factor）（见图 8）可得：

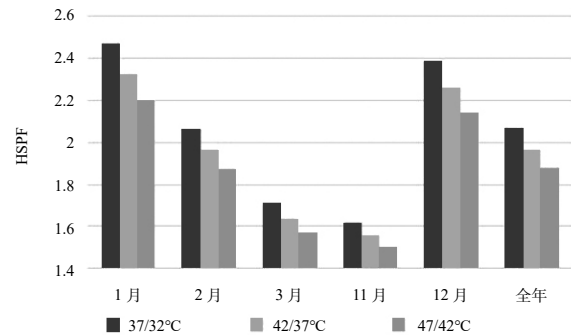


图 8 负载侧不同供回水温度下系统 HSPF

和能耗相对应的，负载侧供回水温度越低，系统的 HSPF 越高，供回水温度为 47℃/42℃、42℃/37℃ 和 37℃/32℃ 的低温地板辐射供暖系统全年的系统 HSPF 值分别为 2.1、1.9、1.8。

由以上数据可以看出，低温地板辐射供暖系统的负载侧供回水温度越低，系统运行能耗越小，HSPF 值越大，系统节能性越好。根据系统全年运行能耗，计算供回水温度为 47℃/42℃、42℃/37℃ 和 37℃/32℃ 的系统全年运行能耗分别为 499612kW·h、476688kW·h、453400kW·h。与供回水温度为 47℃/42℃ 的系统相比，供回水温度为 42℃/37℃ 和 37℃/32℃ 全年供暖季分别节省运行能耗为 4.59% 和 9.25%。综上所述，从热舒适性角度考虑：在供回水温度为 37℃/32℃ 时，室内空气温度会低于供暖设计温度，供回水温度为 42℃/37℃ 时，室内空气温度在室内设计供暖温度范围内，供回水温度在 47℃/42℃ 时，室内地板温度过高，

会使地板使用寿命减小并且达不到室内热舒适性要求。从系统节能性角度考虑：低温地板辐射供暖系统的供回水温度越低，系统年运行能耗越低，系统 HSPF 值越高，系统节能性越好。综合两方面因素考虑，供回水温度为 42℃/37℃ 时，低温地板辐射供暖系统既能满足室内热舒适性要求，又能兼顾节能性考虑，不造成能源的浪费。

4 结论

通过对日喀则机场低温地板辐射供暖系统的现场实测可知，其并未按设计的供暖供回水温度（供水温度 47℃，回水温度 42℃）来运行，实际运行过程中的供回水温度为 42℃/37℃，但室内温度可以达到供暖设计温度，且温度稳定，室内温度分布均匀，完全可以达到设计供暖条件。本文通过对低温地板辐射供暖不同供回水温度进行室内温度分布和系统能耗的研究比较，得出以下结论：

（1）由模拟结果可知，辐射供暖管道供回水温度为 47℃/42℃ 的地板表面温度分布最为均匀，供回水温度为 37℃/32℃ 时的地板表面温度最不均匀，当供回水温度为 47℃/42℃ 时，地板会出现过热现象，这种现象会造成地板的使用寿命减小，而且会使室内人员的热舒适性降低，出现灼热的感觉。因此供回水温度为 42℃/37℃ 时地板温度较为合理。

（2）三种不同供回水温度条件下，1.5m 处的工作区域和 2.0m 处室内人员的头顶区域温度均在 20℃~28℃ 之间，都满足室内供暖设计需求，但当供回水温度为 47℃/42℃ 时，工作区温度达到 26~27℃，建筑中心区域温度甚至超过 28.5℃，远高于供暖设计温度，不符合热舒适性的要求。

（3）通过模拟计算可得，低温地板辐射供暖系统的负载侧供回水温度越低，系统运行能耗越小，HSPF 值越大，通过计算供回水温度为 47℃/42℃、42℃/37℃ 和 37℃/32℃ 的系统能耗得出，与供回水温度为 47℃/42℃ 的系统相比，供回水温度为

42℃/37℃ 和 37℃/32℃ 全年供暖季分别节省运行能耗为 4.59% 和 9.25%。

（4）综合比较分析得出供回水温度为 42℃/37℃ 时，低温地板辐射供暖系统既能满足室内热舒适性要求，又能兼顾节能性考虑，不造成能源的浪费。

参考文献

- [1] 康海涛. 高原高寒地区低能耗居住建筑设计研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2012.
- [2] Qu J, Zeng J, Li Y, et al. Household carbon dioxide emissions from peasants and herdsmen in northwestern arid-alpine regions, China[J]. Energy Policy, 2013(57): 133–140.
- [3] 郑宗和, 高金水, 葛昕. 太阳能热泵供暖系统在西藏地区的应用 [J]. 煤气与热力, 2006(12):52–54.
- [4] 王磊, 程建国, 许志浩, 等. 西藏太阳能与水源热泵联合供暖系统优化 [J]. 暖通空调, 2007(11): 90–94.
- [5] 闫博佼. 严寒地区太阳能—地源热泵集成供暖系统的应用研究 [D]. 吉林建筑工程学院, 2012.
- [6] 孔庆春. 低温热水地板辐射采暖的应用 [J]. 建筑热能通风空调, 2001, 20(1):62–63.
- [7] Bojić M, Cvetković D, Marjanović V, et al. Performances of low temperature radiant heating systems[J]. Energy and buildings, 2013(61):233–238.
- [8] C A G Fletcher, I F Mayer, A Eghlimi, et al. CFD as a Building Services Engineering Tool[J]. Architectural Science, 2001,2(3):67–81.
- [9] Sun Z, Wang S. A CFD-based test method for control of indoor environment and space ventilation[J]. Building and Environment, 2010,45(6):1441–1447.
- [10] 吕雪涛, 丁昀, 杨庆, 等. 室内地板辐射采暖与散热器采暖流场的数值模拟 [J]. 建筑节能, 2015(01):6–9.
- [11] 李意飞. 地板送风系统室内空气流场及舒适性研究 [D]. 南京理工大学, 2013.

高原寒冷地区候机楼供暖方式适应性研究

夏洪涛¹, 李倩茹², 卢 军², 甄江龙³

(1. 中国民航机场建设集团公司, 北京 100101; 2. 重庆大学, 重庆 401331; 3. 解放军陆军勤务学院, 重庆 400000)

[摘 要] 高原寒冷地区因其独特的地理条件和海拔高、气压低、气温低, 冬季漫长等特点, 使得建筑供暖期较长, 供暖能耗占建筑总能耗的比例较高。对于高原寒冷地区大空间建筑, 气候条件对不同的供暖末端性能的影响, 前人研究较少。首先, 本文分析了气候条件对候机楼中常用的供暖末端在高海拔地区供暖能耗的影响; 其次, 基于日喀则某候机楼低温地板辐射供暖系统, 通过 eQUEST 软件模拟和现场实测两种方式, 对系统能耗和室内温度分布进行分析, 并与拉萨某候机楼风机盘管供暖系统进行对比。结果表明, 低温地板辐射供暖系统比风机盘管供暖系统年节约能耗 5.6%, 即低温地板辐射供暖末端在高原寒冷地区更为适用。

[关键词] 高海拔寒冷地区; 低温地板辐射供暖; 风机盘管; eQUEST 模拟; 能耗

0 引言

随着全球经济的发展, 人类对能源的需求和要求也迅速增加, 但我国与发达国家相比建筑能耗不仅数量大, 而且能源利用效率低, 特别是我国高海拔寒冷地区, 供暖系统的能耗占建筑运行能耗的绝大部分^[1]。而西藏属高原寒冷地区, 常规能源极度匮乏, 且气候条件可能会对散热设备的性能产生很大的影响, 所以选择合适的供暖设备, 在高原寒冷地区变得尤为重要。闫博佼提出, 在严寒地区, 相比常规供暖系统, 太阳能与地源热泵复合供暖系统节能效果显著, 具备客观的发展前景^[2]。Curtis O. Pedersen、Richard K. Strand 等^[3]学者通过模拟软件建立热平衡模型, 主要针对不同温度下地板辐射系统的运行情况进行模拟分析, 并对不同温度下的热舒适性进行比较, 最后给出辐射供暖条件下热舒适性较对流供暖热舒适性更满足人们的要求。但对于低温地板辐射供暖在高海拔地区特别是高大空间的运用, 前人并未涉猎。

1 高原寒冷地区供暖方式的理论分析

日喀则地区海拔在 3000m 以上, 气候为典型山地气候, 全年平均气温在 0℃ 上下。一年之中, 最热为 7 月, 月平均气温在 6.4~13.2℃, 基本无需供冷; 最冷为 1 月, 月平均气温在 -6.6~-13.8℃, 气温低且持续时间长, 供暖需求极大。除此之外, 由于其高海拔较高, 青藏高原地区的气压仅为标准大气压的三分之二左右, 而热物性参数随着海拔的升高而变化^[4], 供暖系统性能受热物性参数的影响, 故本文对供暖性能进行分析。

1.1 对流换热供暖性能分析

对于风机盘管系统, 一般铜管为叉排排列, 因此本文仅研究叉排情况。流经风机盘管的空气流速

不会太快, Re 在 $5 \times 10^2 \sim 2 \times 10^5$ 之间, 且一般管束会均匀排列, $\frac{S_1}{S_2} \leq 2$, 在此条件下^[5]:

$$Nu_f = 0.35 Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0.2} \varepsilon_z \quad (1)$$

由于空气的普朗特数不随海拔高度的变化而变化, 因此, 可对其空气进行简化处理, $Pr = 0.7$, 于是, 上式变为

$$Nu_f = 0.31 Re_f^{0.6} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0.2} \varepsilon_z \quad (2)$$

设铜管长为 l , 空气的体积流量为 V , 每排有 n 根铜管, 则相邻两关键最窄流通截面积:

$$\Sigma f = nl(S_1 - d) \quad (3)$$

最窄截面处流速

$$u = \frac{V}{\Sigma f} = \frac{V}{nl(S_1 - d)} \quad (4)$$

$$Re_f = \frac{du}{\gamma} = \frac{dV}{\gamma nl(S_1 - d)} \quad (5)$$

因此, 表面传热系数:

$$h = Nu_f \frac{l}{d} = 0.31 \left(\frac{dV}{\gamma nl(S_1 - d)} \right)^{0.6} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0.2} \frac{l}{d} \varepsilon_z \quad (6)$$

式(6)中, n 、 l 、 d 、 S_1 、 S_2 、 ε_z 均为风机盘管自身参数, V 为空气体积流量, 为既定值, 因此, 仅 $\left(\frac{1}{\gamma} \right)^{0.6}$ 与空气物性参数有关, 不随海拔高度变化而变化, 仅 γ 与海拔高度有关。不同温度条件下风机盘管换热系数随海拔高度变化的衰减系数见表 1。可以看出, 当其他所有条件相同的情况下, 随着海拔高度的升高, 风机盘管的换热系数会随之减小, 即风机盘管的制热量也会随之减少。在高原地区, 海拔高度一般在 3000 米以上, 在 3500 米以上时, 风机盘管的换热系数将减小 1/4 以上, 若按照风机盘管的额定制热量选择风机盘管时, 将导致室内空

[基金项目] 四川省科技计划项目(计划编号: 2014GZ0133)。

表 1 不同盘管温度条件下风机盘管的换热系数随海拔高度的衰减系数

海拔 /m	20℃	30℃	40℃	50℃	60℃	70℃
0	1	1	1	1	1	1
500	0.9644	0.9645	0.9639	0.9632	0.9622	0.9605
1000	0.9300	0.9292	0.9287	0.9274	0.9253	0.9214
1500	0.8958	0.8952	0.8944	0.8924	0.8887	0.8833
2000	0.8629	0.8621	0.8603	0.8578	0.8532	0.8462
2500	0.8309	0.8299	0.8278	0.8242	0.8187	0.8096
3000	0.7999	0.7981	0.7957	0.7917	0.7847	0.7734
3500	0.7691	0.7673	0.7647	0.7596	0.7512	0.7384
4000	0.7394	0.7375	0.7342	0.7280	0.7189	0.7040
4500	0.7108	0.7083	0.7042	0.6977	0.6872	0.671
5000	0.6820	0.6795	0.6755	0.6680	0.6569	0.6377

气获得的热量不能满足室内热负荷的需求,达不到供暖设计要求。因此,在高海拔地区使用风机盘管须考虑海拔高度对换热系数的影响来选择合适的风机盘管。

1.2 地板辐射供暖换热性能分析

1.2.1 辐射换热

本文所从采用的辐射换热的计算方法,是将除地板表面以外的其余五个表面等效为一个表面,通过两个灰体表面的辐射换热来计算其地板和其余各围护结构的换热^[5]。

$$q_r = 5.67 \varepsilon_s \left[\left(\frac{t_p}{100} \right)^4 + \left(\frac{t_f}{100} \right)^4 \right] \quad (7)$$

式中: ε_s 为换热系统的发射率; t_p 为地面平均温度 (°C); t_f 为房间内其余围护结构内表面的平均温度 (°C)。

假设其房间的地板温度均匀,且其他围护结构表面均处于另一温度且为理想散热面,其系统发射率可按照下式计算^[5]:

$$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (8)$$

式中: ε_1 、 ε_2 —分别为地板表面和其余围护结构的等效表面的发射率。

一般,非金属和涂有油漆表面金属的表面发射率约为 0.9,将其代入公式 (7) 和公式 (8),可得:

$$q_r = 4.98 \times \left[\left(\frac{t_p + 273}{100} \right)^4 + \left(\frac{t_f + 273}{100} \right)^4 \right] \quad (9)$$

将辐射换热等效为对流换热时,其等效换热系数为:

$$h_c = \frac{4.98 \times \left[\left(\frac{t_p + 273}{100} \right)^4 + \left(\frac{t_f + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_p - t_n} \quad (10)$$

由式 (10) 可以看出,辐射换热的传热系数计算公式中,无任何空气热物性参数,即辐射换热的换热系数与空气的热物性参数没有直接的关系。由

此可知,辐射换热不受海拔高度对空气热物性影响的影响,只与地板辐射温度、围护结构表面温度有关。

1.2.2 自然对流换热

计算地板表面与室内空气的对流换热时,Kilkis 将地板结构层简化成平面肋片模型,提出了辐射和对流散热量计算方法^[6-7]。

Kilkis 总结辐射地板表面的热流密度为:

$$q_c = h_c (t_p - t_n) \quad (11)$$

$$h_c = (1 - 2.22 \times 10^{-5} \times h)^{2.627} \times (4.96 / D_e)^{0.08} \quad (12)$$

$$\times 2.67 (t_p - t_n)^{0.25}$$

其中, $D_e = 4A_r / L_r$,

式中: t_n 为室内空气平均温度 (°C); h_c 为地板表面的自然对流换热系数 (W/(m²·K)); h 为建筑物所在海拔高度 (m); A_r 为供暖房间总面积 (m²); L_r 为加热地板周长 (m)。

根据式 (12) 可知,辐射地板表面的自然对流换热系数和其房间所在海拔高度有关,其换热系数随海拔高度衰减系数如表 2 所示。

表 2 辐射地板表面自然对流换热系数随海拔高度的衰减系数

海拔高度	0	500	1000	1500	2000	2500
衰减系数	1	0.97	0.94	0.91	0.88	0.86
海拔高度	3000	3500	4000	4500	5000	
衰减系数	0.83	0.80	0.78	0.75	0.73	

对比表 1 和表 2 可知,风机盘管的换热系数随海拔高度的衰减比辐射供暖地板表面自然对流换热系数随海拔高度的衰减要大。将辐射换热表面的传热系数与对流换热表面换热系数叠加,即为复合换热表面传热系数。由于辐射换热系数,不随海拔高度变化而变化,而对流换热表面换热系数受海拔高度的影响,但衰减比风机盘管整体换热系数要小。因此,综合来看,地板辐射供暖复合换热系数受海拔高度的影响较风机盘管小。因此地板辐射供暖相对于风机盘管来说更适合在高海拔地区使用。

2 利用 eQUEST 软件进行模型建立和对比

2.1 模拟软件介绍

eQUEST 是一款建筑能耗分析软件,它可以建立建筑模型及空调供暖系统模型,再依据室外围护结构、气候条件等条件,综合计算出室内热量和温度,进而计算负荷。本文采用 eQUEST 进行负荷模拟,以便更详细的建立供暖系统模型、供暖末端工况,进而得到采用不同供暖末端时的能耗状态。

2.2 日喀则地区水源热泵 + 低温地板辐射供暖系统

日喀则机场海拔 3783m，机场航站楼分为上下两层，总建筑面积为 4504.4m²，最大高度为 19.95m，第一层为候机大厅和安检区，建筑面积为 3824m²，第二层为办公区，建筑面积为 680.4m²。机场采用地板辐射采暖系统，地面设计温度为 27.8℃。

使用 eQUEST 建立日喀则和平机场建筑模型图，如图 1 所示。

通过对建筑模型的建立，进行模拟计算得出建筑物的自然室温情况如图 2、3、4。

结合不同朝向外区和内区房间的自然室温可以发现，在 4 月 1 日之前和 11 月 1 日之后，三种不同房间自然室温均低于供暖设计温度 20℃。因此，将日喀则和平机场的供暖季定位 11 月 1 日至次年 4 月 1 日。根据逐时自然室温结果统计，日喀则地区全年超过 26℃ 的时间仅为 4 个小时，因此，日喀则和平机场可全年无供冷。

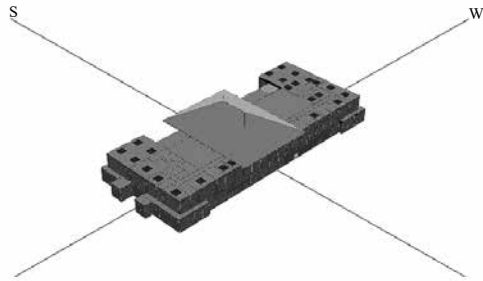


图 1 建筑 eQUEST 模型

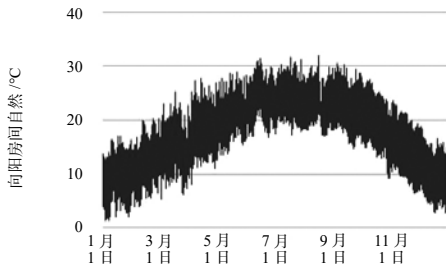


图 3 航站楼向阳房间自然室温

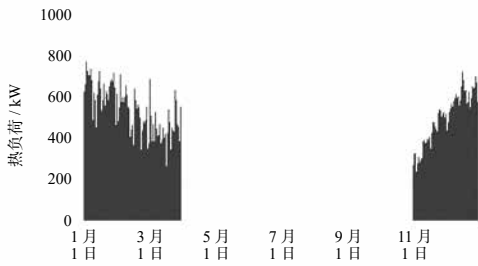


图 5 航站楼供暖季逐时热负荷

使用 eQUEST 模拟软件，对日喀则机场建筑模型对供暖季进行负荷模拟，结果如图 5 所示。从图 5 中可知，机场航站楼最大负荷为 773kW。根据航站楼供暖季月峰值负荷，本系统选用某品牌螺杆式水源热泵，水源热泵选型及对应水泵选型见表 3。

表 3 系统机组及水泵选型

名称	性能参数	数量
水源热泵机组	制热参数：制热量 822kW，输入功率 200kW，蒸发器源水水流量 77m ³ /h，冷凝器负荷水水流量 144m ³ /h。	1
源水循环泵	流量：L=110 m ³ /h 扬程：98.0m·H ₂ O 功率：45.0kW 效率 75%	1
采暖循环泵	流量：L=108m ³ /h 扬程：40.0m·H ₂ O 功率：22.0kW 效率 72%	2

经 eQUEST 模拟得出结果如图 6 所示，图 6 中，航站楼供暖季供暖系统月最大能耗为 1 月份的 108209.6kW·h，最小为 11 月份 92150.6kW·h。全年供暖季总能耗为供暖季 5 个月能耗之和 498372.9kW·h。

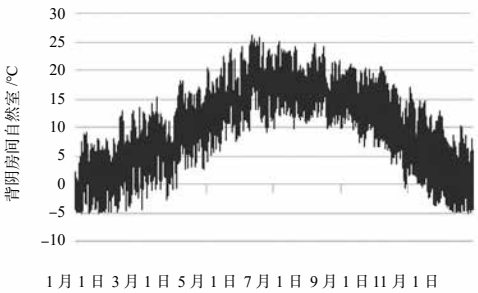


图 2 航站楼背阴房间自然室温

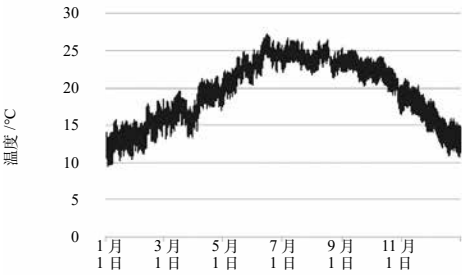


图 4 航站楼内区房间自然室温

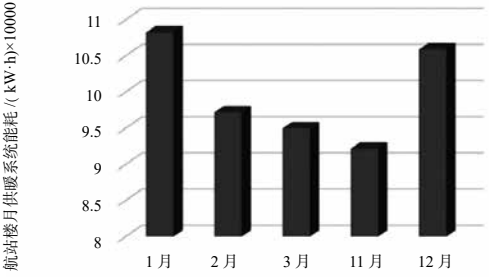


图 6 航站楼月供暖系统能耗

2.3 日喀则地区水源热泵 + 风机盘管供暖系统

在 eQUEST 模拟软件中, 将日喀则和平机场的供暖系统由水源热泵 + 地板辐射供暖系统改为水源热泵 + 风机盘管供暖系统。对于同一地区同一建筑, 建筑负荷没有发生改变, 因此供暖热源选择不发生变化, 但需要对末端设备进行选型。

本建筑位于海拔高度 4000 米左右的高海拔寒冷地区, 采用风机盘管作为供暖末端, 进出风平均温度为 30℃。由表 1 中风机盘管的换热衰减系数得出风机盘管换热量为:

$$q=hA(t_w-t_f) \quad (13)$$

$$h=0.737562h_{30} \quad (14)$$

故风机盘管在 4000m 海拔高度工况下的制热量为在海拔高度为 0m 工况下的 0.737 倍, 等效为制热效率 $\eta=0.737$ 。由于建筑供暖季峰值热负荷为 773kW, 为建筑布置 100 台风机盘管, 其每台盘管承担热负荷为 7.73kW, 故其风机盘管额定制热量应大于 $q_0=10.48\text{kW}$ 。

选择某品牌风机盘管, 其性能参数如下:

表 4 风机盘管选型

名称	性能参数	数量
风机盘管	制热量: 11kW, 循环风量: 1360m ³ /h 功率: 120W, 效率: 73.8%	100

对建筑供暖系统其供暖季进行模拟得结果如图 7 所示。

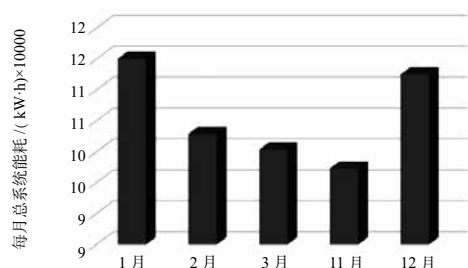


图 7 水源热泵 + 风机盘管供暖系统供暖季月系统总能耗

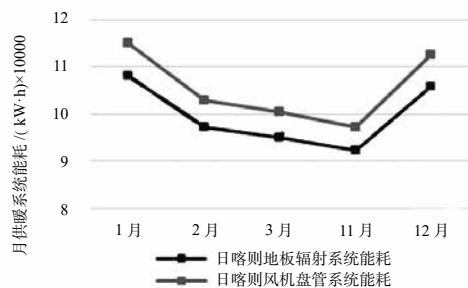


图 8 两种不同供暖系统月系统能耗

对比图 6 和图 7 可以看出, 水源热泵 + 风机盘管供暖系统能耗要比水源热泵 + 低温地板辐射供暖系统能耗高, 每月因负荷变化而造成的能耗变化也更加明显。供暖系统最大月能耗为 115020.8kW·h, 全年供暖系统总能耗为 527993.8kW·h。

比较同一建筑采用两种不同供暖系统在日喀则地区的供暖能耗可以发现, 采用地板辐射供暖系统的能耗低于采用风机盘管供暖系统的能耗。在供暖季, 风机盘管供暖系统在供暖季的月最高能耗为 115020.8 kW·h, 最低能耗为 97281.5 kW·h, 全年供暖季总能耗为 527993.8 kW·h; 低温地板辐射系统的月最高能耗为 108209.6kW·h, 最低能耗为 92150.6kW·h, 全年供暖季总能耗为 498372.9 kW·h, 比风机盘管供暖系统的节约能耗 5.6%。

3 系统实测与分析

本文对西藏日喀则机场水源热泵 + 低温地板辐射供暖系统和拉萨机场水源热泵 + 风机盘管供暖系统进行了测试, 对西藏不同供暖系统的运行特性及供暖末端的室内热环境进行现场实测及对比分析。

3.1 测试结果及分析

3.1.1 室外气象数据

测试期间, 拉萨和日喀则地区室外气象参数如图 9 所示, 由图 9 可以看出, 测试期间两地区的空气温度近似正弦波变化, 测试典型日室外气温均没有超过 8℃, 平均室外干球温度为 0℃ 左右。两地区在典型日室外气温变化基本相同, 温度相似。

两测试建筑均为机场建筑, 功能相同, 大小相近, 且围护结构采用相似材料。两建筑室外气候条件相同, 并且采用供暖系统热源相同, 均为水源热泵制热, 仅供暖末端不同, 因此, 对两建筑供暖期间室温及能耗等的比较, 可视对两供暖系统的比较。

3.1.2 室内温度测试结果

① 室内壁温

测试组在 8:00~20:00 之间利用红外线温度计分别测量各墙面、玻璃幕墙、屋顶及一二楼地面的温度, 测量结果如下图 10 所示。

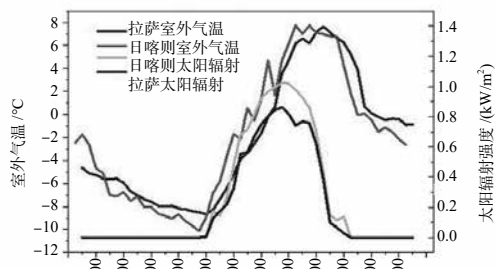


图 9 拉萨和日喀则室外空气温度

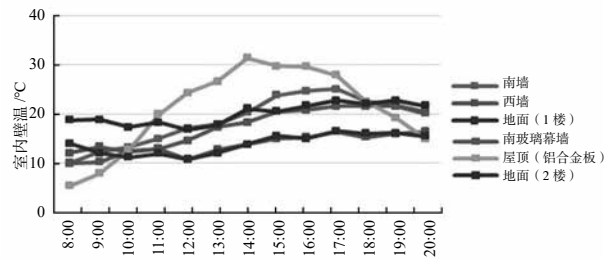


图 10 拉萨机场各壁面温度

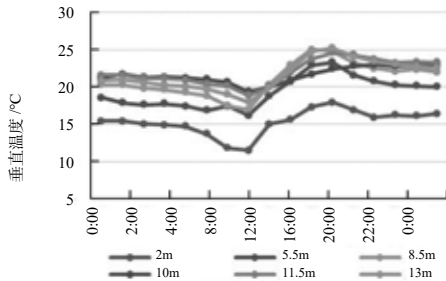


图 12 拉萨机场不同时刻垂直方向的温度分布

比较两建筑壁面温度，发现拉萨机场屋顶温度要比日喀则地区屋顶温度高，地面温度因日喀则机场为地板辐射供暖，所以没有可比性，四周墙壁温度拉萨机场要略高于日喀则机场。整体来看，除地面温度以外，拉萨机场的壁面温度要高于日喀则机场的壁面温度。

② 垂直方向上室内温湿度分布

利用温湿度巡检仪测量其纵向的温湿度分布，以研究地板辐射供暖下高大空间纵向的温度分布特性，测试结果如图 12 所示。图 12 中可以明显看出，采用风机盘管供暖末端的拉萨机场，在低于 10m 高度的区域，空气温度随着高度的增加而增大，工作区域 2m 处的温度最低，在典型日中，最低温度 11.48℃，最高温度 17.93℃，未达到室内设计供暖温度。而在 10m 处，温度却远远超过了室内供暖设计温度。这样的温度分布既没有使工作区达到供暖需求，同时降低了室内的热舒适性，增加了通过屋顶的热损失传热，造成了能耗的浪费。

图 13 中可以看出，采用低温地板辐射供暖的日喀则机场，垂直方向上的温差小，从 0.1m~8.5m 处的空气温度最大差值小于 4℃，垂直方向上温度分布均匀，且 0.1m、1.5m 工作区的空气温度均达到供暖设计温度，热舒适性高。

采用风机盘管供暖末端的建筑工作区未达到供暖设计温度，因其设计时，对风机盘管的选型未考虑海拔高度的变化对风机盘管制热性能的影响。而

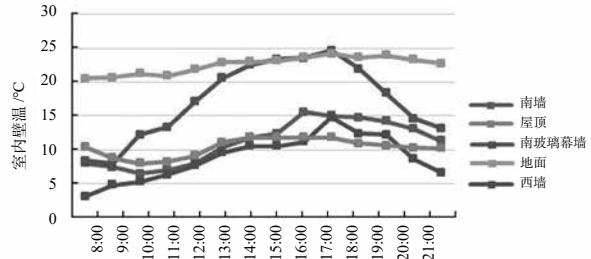


图 11 日喀则机场各壁面温度

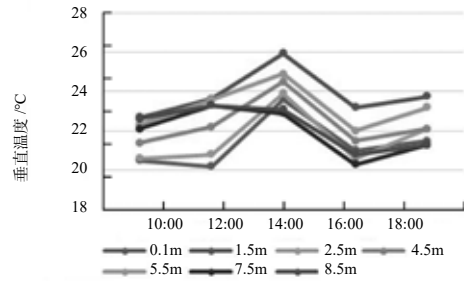


图 13 日喀则机场不同时刻垂直方向的温度分布

低温地板辐射供暖的复合传热系数受海拔高度影响较小，所以设计时，即使不考虑海拔高度的影响，低温地板辐射依旧可以承担其室内热负荷需求，从而达到室内设计供暖温度。这也从侧面印证了前文理论和模拟的结果。

3.2 供暖系统的性能测试

① 拉萨水源热泵 + 风机盘管供暖系统

拉萨机场地下水源热泵 + 风机盘管供暖系统测试结果如图 14 所示。详细检测数据如表 5 所示：

表 5 热泵机组制热性能系数检测结果

项 目	MWH260 水源热泵机组
有效检测时间	2015 年 1 月 23 日 8:00~ 2015 年 1 月 23 日 22:00
热水出水平均温度 /°C	41.76
热水进水平均温度 /°C	36.49
水源侧进水平均温度 /°C	11.84
水源侧出水平均温度 /°C	6.99
平均制热量 /kW	815.57
机组平均性能系数 /(kW/kW)	4.07
系统耗电量 /kW·h	4567.19
系统平均能效比 /(kW·h/kW·h)	2.5

② 日喀则水源热泵 + 地板辐射供暖系统

日喀则机场地下水源热泵 + 地板辐射供暖系统测试结果如图 15 所示。详细检测数据如表 6 所示。

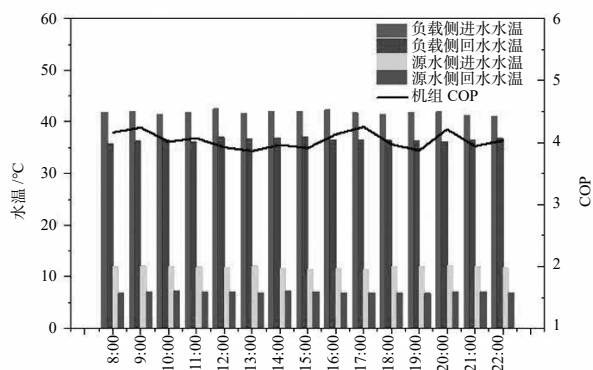


图 14 水源热泵机组两端进出口水温与机组 COP

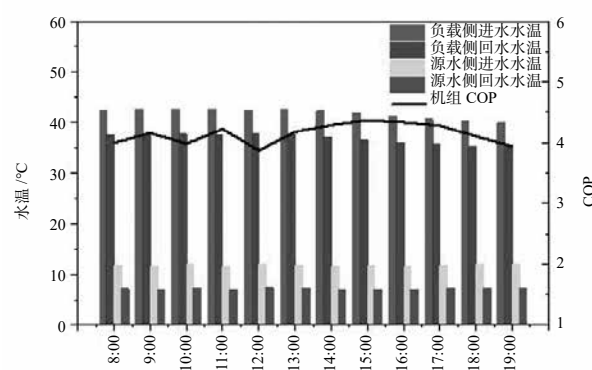


图 15 热泵机组两端进出口水温与机组 COP

表 6 热泵机组制热性能系数检测结果

项目	MWH260 水源热泵机组
有效检测时间	2015 年 1 月 27 日 8:00~ 2015 年 1 月 27 日 19:00
热水出水平均温度 /°C	42.06
热水进水平均温度 /°C	37.01
水源侧进水平均温度 /°C	11.77
水源侧出水平均温度 /°C	7.1
平均制热量 /kW	798.50
机组平均性能系数 /(kW/kW)	4.01
系统耗电量 /kW·h	3253.14
系统平均能效比 /(kW·h/kW·h)	2.7

由测得的风机盘管供暖系统和低温地板辐射供暖系统的系统特性可知,两系统水源热泵特性基本相同,水源热泵供热量基本相同,但系统能效比却不同,因供热末端的不同而有所差异,验证了本文所模拟的结果。

4 结论

本文分析了气候条件对候机楼中常用的供暖末端在高海拔地区供暖能耗的影响,并基于日喀则某候机楼低温地板辐射供暖系统,通过 eQUEST 软件模拟和现场实测两种方式,对系统能耗和室内温度分布进行分析,并与拉萨某候机楼风机盘管供暖系统进行对比。具体结果如下:

(1) 通过对高原寒冷地区候机楼常使用的风机盘管供暖系统和低温地板辐射供暖系统的传热过程进行理论分析,并结合不同海拔高度对空气热物性参数的影响,得出地板辐射供暖复合换热系数受海拔高度的影响较风机盘管小。

(2) 通过使用 eQUEST 能耗模拟软件分别对水

源热泵 + 低温地板辐射供暖系统和水源热泵 + 风机盘管供暖系统建立模型和计算,比较两供暖系统的能耗差异,得出风机盘管系统全年供暖季总能耗为 527993.8kW·h;低温地板辐射系统全年供暖季总能耗为 498372.9kW·h,比风机盘管供暖系统的节约能耗 5.6%。

(3) 通过对拉萨市的水源热泵 + 风机盘管供暖系统和日喀则市的水源热泵 + 低温地板辐射供暖系统进行现场实验测试,分析了系统的能耗和室内的温度分布,使模拟结果和理论分析得到了验证。水源热泵供热量基本相同时,低温地板辐射系统的平均能效比为 2.7,而风机盘管系统平均能效比为 2.5。即低温地板辐射供暖末端在高原寒冷地区更为适用。

参考文献

- [1] 康海涛. 高原高寒地区低能耗居住建筑设计研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2012.
- [2] Seo J, Jeon J, Lee J H, et al. Thermal performance analysis according to wood flooring structure for energy conservation in radiant floor heating systems[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(8):2039–2042.
- [3] Strand R K. Investigation of a Condenser-Linked Radiant Cooling System using a Heat Balance Based Energy Simulation Program[J]. Ashrae Transactions, 2003, 109:647–655.
- [4] 朱燕君,姚莉,李小泉. 固定几何高度上大气密度的计算方法 [J]. 气象, 2002(02):9–12.
- [5] 章熙民. 传热学 [M]. 第五版. 中国建筑工业出版社, 2007.
- [6] 王修彦. 工程热力学 [M]. 机械工业出版社, 2008.
- [7] Kilkis B I, Eltez M, Sager S S. A simplified model for the design of radiant in-slab heating panels[J]. 1995.

热源塔热泵冬季供暖性能实测分析

熊磊¹, 杨露露¹, 肖劲高²

(1. 重庆大学, 重庆 401331; 2. 贵州合心慧能科技有限公司, 贵阳 550000)

[摘要] 热源塔热泵技术在南方地区具有良好的节能和环保效益, 近年来正在南方地区逐渐推广开来。本文通过对重庆市某实际工程所采用的热源塔热泵系统进行测试分析, 探索其在重庆地区是否适用。在空气干球温度为 9℃~15℃, 相对湿度为 55%~65%, 主机热水进出口温差为 1.9℃~2.3℃, 主机功率为 144kW~155kW, 源侧泵和用户侧泵功率为 17kW~18kW, 热源塔风机功率为 34kW~35kW 的试验条件下, 该热泵机组的主机冬季制热新性能系数 COP 为 3.61~5.19, 系统冬季制热综合性能系数 SEER 为 1.84~2.66。在空气干球温度为 12℃~14℃ 时, 热泵机组的 COP 值为 4.5~5.2 之间, 处于高效运行; 同时热源塔的换热效率高达 67%~74%, 具有良好的换热性能。

[关键词] 热源塔; 热泵; 换热效率 COP

0 引言

随着生活水平的提高, 南方地区对冬季供暖的需求日益增加。由于传统的冷热源方案在南方低温高湿地区供暖的制约, 热源塔热泵应运而生。

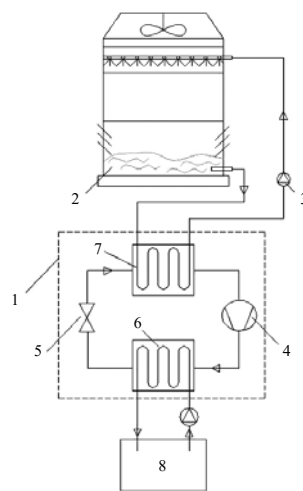
由于热源塔热泵技术在南方地区具有节能优势和推广价值, 目前很多学者对热源塔进行了深入研究。李胜兵等^[1]通过对闭式热源塔和开式热源塔搭建系统试验台, 对南方低温高湿工况下热源塔换热特性进行实验研究, 结果表明: 相同工况下, 开式热源塔的吸热效率平均比闭式热源塔高出 35%, 开式热源塔更适合南方低温高湿环境。李念平等^[2]以某办公建筑为模型, 设计了热源塔热泵和空气源热泵两种冷热源方案, 并对其进行经济性分析比较。研究表明: 热源塔热泵具有初投资低、年综合运行费用低等优势, 适合在冬季低温高湿地区推广。徐政宇^[3]对开式热源塔冬季换热性能影响因素进行分析, 包括入口空气干球温度、含湿量、防冻溶液流量等, 并编写了逆流开式热源塔冬季性能计算软件。文先太等^[4]对不同气液比对热源塔换热性能的影响、溶液再生问题、传热传质特性进行了理论和实验研究。Manuel^[5]对防冻液 CaCl₂ 溶液的物性参数和浓度的关系进行了研究。

重庆市作为典型的冬季低温高湿环境的地区, 本文欲探究热源塔热泵技术在重庆地区实际工程中是否满足供暖要求, 并讨论热源塔的供暖性能。

1 热源塔热泵技术

热源塔热泵是一种以空气为热源, 通过塔体与空气进行热量交换, 实现冷、暖、生活热水三联供的新型节能设备, 其系统原理^[6]如图 1 所示。

冬季, 热源塔是一种可以直接采集室外低品位热源的装置。从热泵机组蒸发器中流出的低温防冻溶液被输送至热源塔内, 通过喷淋器被均匀喷淋在



1- 热源塔热泵机组; 2- 热源塔; 3- 溶液循环泵; 4- 压缩机;
5- 节流阀; 6- 冷凝器; 7- 蒸发器; 8- 热用户

图 1 热源塔热泵系统原理图

具有亲液性填料层的凹凸形波板上, 在填料表面形成液膜, 直接与温度较高的湿空气充分接触, 吸收空气中的热量, 提取空气中的低品位热能, 温度升高后, 再经管道输送至热泵机组的蒸发器, 为热源塔热泵系统提供稳定的热量来源。

2 工程应用

2.1 工程概况

本项目为重庆市忠县移民培训就业基地改扩建项目, 主楼 6 层, 主要为大堂、餐饮、服务用房、技能培训室、会议室、宿舍; 地下一层主要功能为设备用房。本项目属一类高层建筑, 高层总面积为 2.2 万 m², 建筑高度 28.5m。

经空调负荷软件计算, 得到本工程空调面积为 16000m², 夏季空调冷负荷为 2320kW, 冬季热负荷为 1340kW。

2.2 冷热源

本项目采用 3 台螺杆式热源塔热泵机组，单台额定制冷量 812kW，额定制热量为 813kW，其中一台为全热回收，一台部分热回收，一台没有热回收，热回收机组为该项目提供生活热水。三台机组设于地下室机房内，热源塔设于屋顶。热源塔夏季的循环介质为水，冬季循环介质为防冻溶液，夏季防冻溶液由溶液回收泵收到一层溶液回收水箱内，冬季由溶液补给泵送入系统循环。热泵机组夏季制冷供回水温度为 7°C/12°C，冬季供暖供回水温度为 45°C/40°C，不同季节运行工况转换时切换管段上的阀门组。

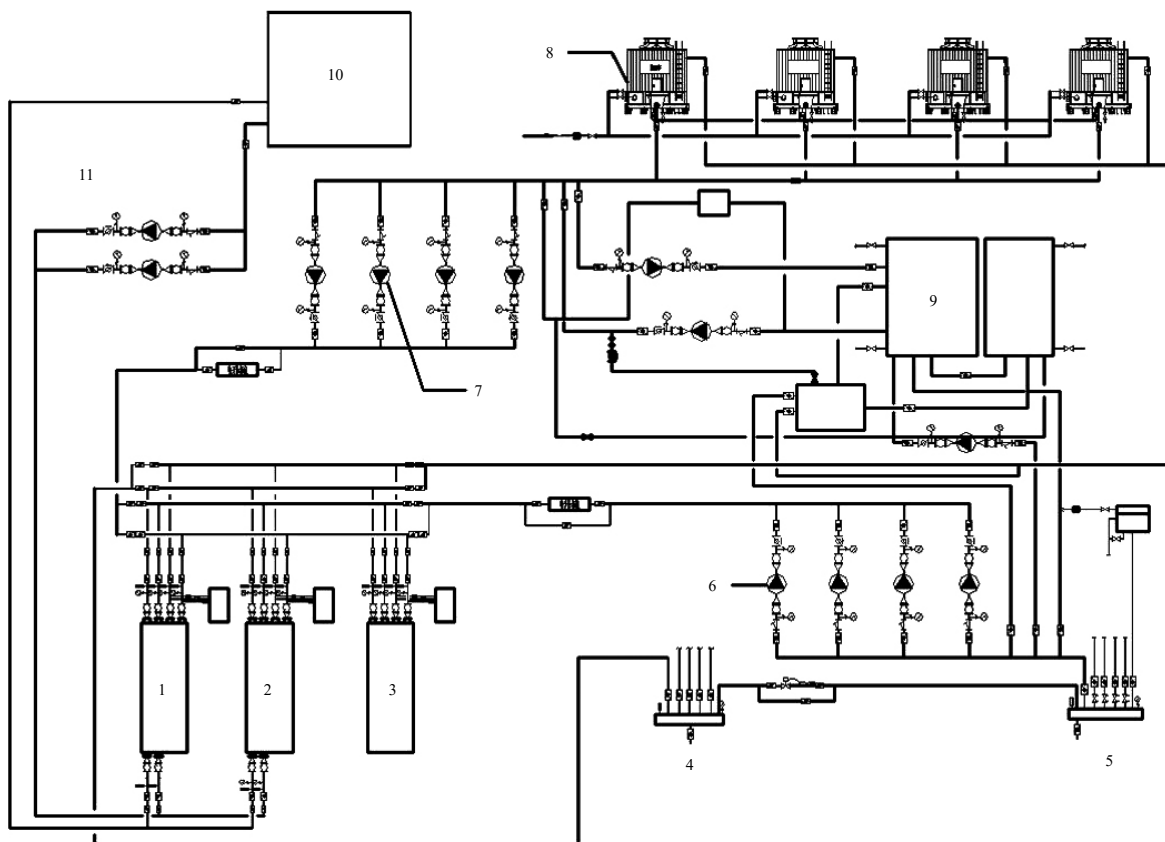
系统设 4 台末端循环泵、4 台源侧循环泵，三用一备；2 台热回收泵，一用一备；1 台溶液回收泵、1 台溶液补给泵、1 台浓缩装置热水循环泵；溶液补给泵设于一层设备房内，其余设备均设在地下室冷热源机房内。根据末端设备使用情况，启动冷热源机组数量，根据生活热水使用情况可以设定空调优先或者制热水优先。冷热源系统详见图 2。

3 实验设计

本项目的冷热源机组由一台具有全热回收的热源塔热泵机组 1 号、一台具有部分热回收的热源塔热泵机组 2 号和一台不具备热回收的热源塔热泵机组 3 号组成，在图 2 中从左到右依次为 1、2、3 号。冬季运行时，由 1 号热泵机组制生活热水；当建筑处于部分热负荷下时，运行 3 号热泵机组进行供暖；当室外温度过低，建筑室内负荷处于极端负荷时，则同时运行 2 号机组和 3 号机组进行供暖。

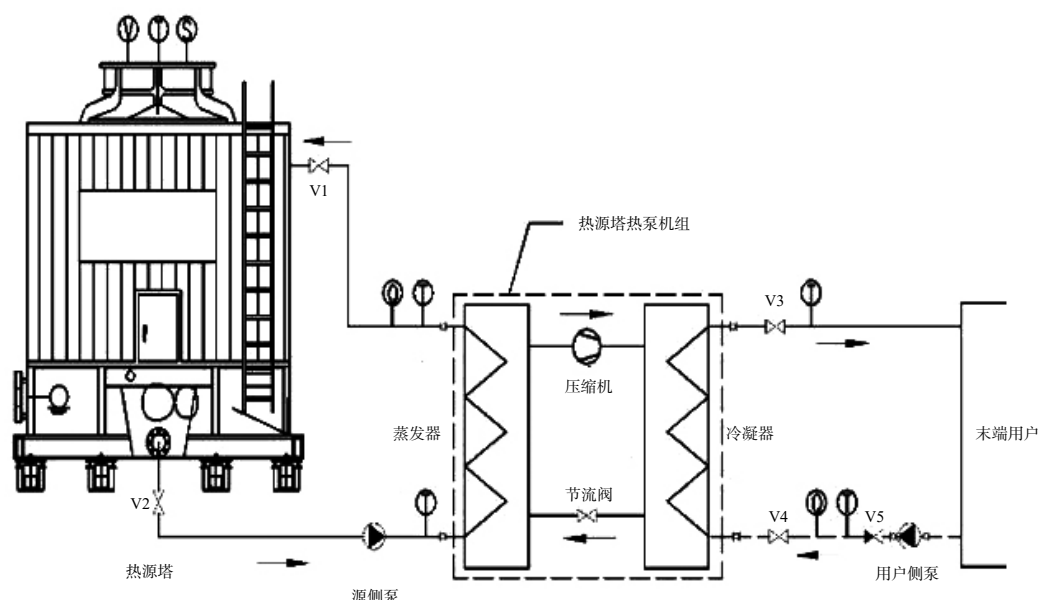
本实验时，由于室外温度较高，设备运行情况：启动 3 号热源塔热泵机组，启动 4 台热源塔，源侧泵和用户侧泵各启动 3 台。由于热源塔风机以固定功率运行，转速固定，因此可将热源塔空气流量设为不变的常数，通过测量热源塔风口面积和断面风速，得到湿空气流量为 25m³/s；防冻溶液采用密度在 1130kg/m³ 左右的 CaCl₂ 溶液，并且假定防冻溶液的密度在一定运行时间内变化很小，则定压比热容可以近似为 $c_{pw}=3.320\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

实验中，对温度的测试采用铂电阻温度传感器，



1-1 号热泵机组（全热回收）；2-2 号热泵机组（部分热回收）；3-3 号热泵机组；4- 集水器；5- 分水器；6- 用户侧泵；7- 源侧泵；8- 热源塔；9- 溶液回收池；10- 生活热水箱；11- 生活热水泵

图 2 冷热源系统图



测点： T 为干球温度； S 为湿球温度； Q 为流量； V 为流速

图3 测试布点示意图

并利用无纸记录仪进行记录；对溶液及热水的流量测试采用超声波流量计；利用钳形功率计对机组、水泵以及风机功率进行测量。

如图3所示，对热源塔热泵系统进行布点测试。主要测试的物理量有：进口溶液流量 $m_{w,i}$ 、进口溶液温度 $T_{w,i}$ 、出口溶液温度 $T_{w,o}$ 、进口湿空气干球温度 $T_{a,i}$ 、进口湿空气含湿量 $W_{i,o}$ 、出口湿空气干球温度 $T_{a,o}$ 、出口湿空气含湿量 $W_{a,o}$ 、塔内湿空气流量 m_a 、进口热水温度 $T_{h,i}$ 、出口热水温度 $T_{h,o}$ 、热水流量 m_w 以及源侧泵、用户泵和热泵机组的功率。

4 数据分析

在机组连续运行的情况下，对其进行测试并记录。通过数据分析整理，测试结果分析如下：

(1) 该热源塔热泵系统以密度在 1130kg/m^3 左右的 CaCl_2 溶液为防冻溶液循环吸收空气低位热能，运行主机名义制热量为 813kW 。在冬季制热工况下，本次测试时室外空气干球温度在 9°C ~ 15°C 之间，温度适宜，建筑热负荷不高，因此单独运行一台机组能够满足供暖要求。从测试结果来看，在室外气温 9°C ~ 15°C 、相对湿度在 55% ~ 65% 的情况下：该机组的冬季制热性能系数 COP 值为 3.61 ~ 5.19 ；系统冬季制热综合性能系数 SEER 值为 1.84 ~ 2.66 。

(2) 从图4可以看出，热泵机组在不改变运行状态连续运行的情况下，随着室外干球温度的上升，主机冬季制热性能系数 COP 值和系统冬季制热综合

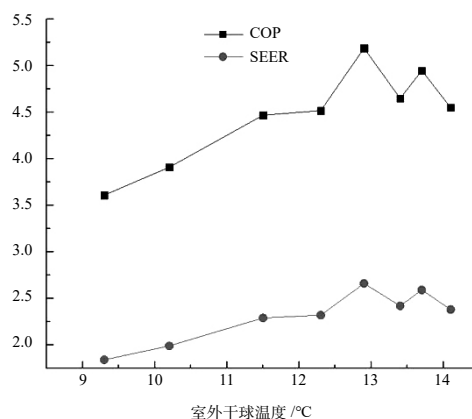


图4 COP、SEER 随室外干球温度变化情况

性能系数 SEER 都呈现增加的趋势，在室外干球温度为 12.9°C 时 COP 值取得最大值 5.19 ，当室外干球温度继续上升时，COP 值处于一个波动范围，在 4.5 ~ 5.0 之间变化。此时热源塔热泵机组处于高效运行状态。

(3) 从图4可以看出，系统冬季制热综合性能系数始终都处于一个较低的水平，在 1.84 ~ 2.66 之间变化，即使机组制热性能系数 COP 达到最高值 5.19 ，SEER 值仍只有 2.66 。节能设计规范推荐采用“小流量、大温差”的方式来达到节能的目的，从表4可以看出，循环溶液的进出口温差在 1.9°C ~ 3.5°C 之间，

而空调热水的进出口温差仅在 1.9℃~2.3℃ 之间。在要求相同的换热量的情况下，小温差必然导致大流量，而大流量就需要启动更多的泵来达到要求。因此，本次测试运行工况下，源侧泵和用户侧泵各开启 3 台的方式导致了系统输入功率过大，使得系统冬季制热综合性能系数 SEER 偏低。

(4) 理论上讲，热源塔内的换热过程中，湿空气的失热量应当等于防冻循环溶液的得热量，然而实际运行过程中这却是很难达到的。因此，本文定义热源塔换热效率 η 来表征空气与防冻溶液的换热完善程度，其定义公式如下：

$$\eta = \frac{Q_w}{Q_a} \times 100\% \quad (1)$$

式中： Q_w 为防冻溶液得热量 (kW)； Q_a 为湿空气失热量 (kW)。

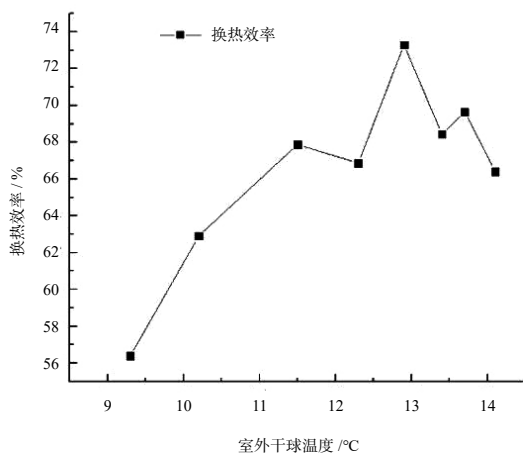


图 5 换热效率随室外干球温度变化情况

如图 5 所示，在空气干球温度 9℃~15℃ 的环境下，热源塔换热效率在 56.39%~73.30% 之间波动。当室外空气干球温度为 9℃~13℃ 时，热源塔换热效率 η 随着空气干球温度的增加呈上升趋势，当空气干球温度为 12.9℃ 时，换热效率最高达到 73.3%；当空气干球温度为 13℃~15℃ 时，换热效率在 66%~70% 之间波动。因此在测试运行条件下，当室外空气干球温度在 12℃~14℃ 时，热源塔取得较高的换热效率。

5 结论

(1) 在室外空气干球温度为 9℃~15℃、相对湿度为 55%~65%，主机热水进出口温差为 1.9℃~2.3℃，主机功率为 144kW~155kW，源侧泵和用户侧泵功率为 17kW~18kW，热源塔风机功率为 34kW~35kW 的试验条件下，该热泵机组的主机冬季制热新性能系数 COP 为 3.61~5.19，系统冬季制热综合性能系数 SEER 为 1.84~2.66。制热量可以满足设定区域室内的供暖要求。

(2) 在室外空气干球温度为 12℃~14℃ 时，结果表明热泵机组的 COP 值为 4.5~5.2 之间，处于高效运行。而系统冬季制热综合性能系数 SEER 为 1.84~2.66，始终处于较低水平，经数据分析表明：系统运行方案中源侧泵和用户侧泵开启数量过多，出现“大流量、小温差”的情况，造成能源浪费，系统 SEER 较低。

(3) 本文定义了换热效率 η 来探索热源塔内的换热性能情况，结果表明：当室外空气干球温度在 12℃~14℃ 时，热源塔的换热效率高达 67%~74%，具有良好的换热性能。

参考文献

- [1] 李胜兵, 李念平, 崔海蛟, 成剑林. 低温高湿工况下热源塔换热特性实验研究 [J]. 科学技术与工程, 2017, (05): 271~275.
- [2] 李念平, 张鼎, 成剑林, 贺志明, 陈琦. 热源塔热泵空调系统经济性分析 [J]. 深圳大学学报 (理工版), 2015, (04): 404~410.
- [3] 徐政宇. 夏热冬冷地区开式热源塔热泵技术的供暖性能研究 [D]. 重庆大学, 2014.
- [4] 文先太, 梁彩华, 张小松, 周晓林, 张跃. 热源塔液气比优化分析与实验研究 [J]. 东南大学学报 (自然科学版), 2011, (04): 767~771.
- [5] Conde M R. Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: formulations for use in air conditioning equipment design. International Journal of Thermal Sciences, 2004; 43: 367~382
- [6] Lu J, Li W, Li Y, et al. Numerical study on heat and mass transfer characteristics of the counter-flow heat-source tower (CFHST) [J]. Energy & Buildings, 2017.

多热源环网可及性分析方法及应用探究

徐文忠, 吴 昊

(河南理工大学土木工程学院, 河南焦作 454000)

[摘 要] 多热源环状管网可以根据热负荷的变化规律和不同热源运行时经济性的好坏, 按一定次序启停热源, 从而达到节能降耗和实现供热经济性的目的。针对多热源环状管网的可及性不能适应热源递序运行模式的问题, 利用管网水力工况分析的“节点压头法”, 建立了多热源环状管网的可及性分析模型和求解方法, 并提出了改善管网可及性的技术措施。将提出的可及性分析和改善方法运用于某工程实例, 证明该方法对于改进管网的可及性是有效的, 这对于保证环状管网的热源递序运行模式的实现, 具有理论意义和实践指导价值。

[关键词] 多热源环状管网; 热源递序运行; 可及性分析

0 前言

多热源环状管网供热系统的一个重要特点, 是可以根据热负荷的变化规律和不同热源运行时经济性的好坏, 按一定次序启停热源, 从而达到节能降耗和实现供热经济性的目的。热源递序启动的原则是在供热初期热负荷较低的时候优先运行能效较高、运行成本较低的基本热源; 随着热负荷的增加, 当基本热源的供热能力不足以满足热用户的热负荷需求时, 再根据各调峰热源能效和运行成本的高低, 按照一定的顺序依次启动调峰热源; 在供热系统运行的后期, 随着热负荷的不断减少, 各热源的停运次序应按与启动顺序相反的顺序进行。

对目前国内存在的已投入运行的多热源环状管网的调查发现, 能够按热源递序运行模式运行的多热源环状管网供热系统并不多见。造成这种现象的根本原因在于, 按常规的基于初始流量分配的环状管网水力计算方法所设计的管网, 不能同时适应多热源环状管网按热源递序运行模式运行时不同运行工况的可及性要求, 从而导致管网不得不采用解裂运行或多热源同时启停的单一工况运行模式。针对这个问题, 本文提出多热源环状管网可及性的分析方法, 利用该方法可以定量分析多热源环网在各种运行模式下的可及性状况, 在此基础上可通过对管网结构参数的调整, 使管网能够满足不同运行工况下的可及性要求, 进而使管网的启用方式得到优化, 达到节能降耗和改善供热经济性的目的。

1 多热源环状管网的可及性分析的数学模型及其求解

1.1 多热源环状管网运行及可及性的变化特点

所谓供热管网的可及性分析, 是指在给定用户流量的情况下, 分析管网能否达到此流量分配, 以及应该如何达到这种分配^[1]。其实质是, 在所有热源和用户的流量给定的条件下, 通过对管网的水力工况进行分析, 判定管网是否具有实现该流量分配

的能力, 以及如何使管网实现这种能力。由该定义可以看出, 管网的可及性是管网工况相关的一种属性, 是对管网最佳供热性能能否满足用户需求的判定。对于可及的管网, 从理论上讲, 总能通过合理的调节保证所有用户实现额定的流量分配; 而对于不可及的管网, 则无论采用怎样的调节措施, 都不能使用户额定的流量分配得到实现。因此, 管网的可及性是对管网性能的一个基本要求。

供热管网的可及性分析主要包括两部分, 其一是在循环水泵参数一定的情况下, 判断管网各用户能否实现预期的流量分配, 以及怎样改进管网的结构才能实现这种流量分配; 其二是在管网结构一定, 且假定各用户均能实现预期流量分配的前提下, 分析循环水泵的性能参数能否满足这种流量分配, 以及怎样改进才能实现此流量分配。

对于单热源枝状管网, 由于管网结构简单, 设计工况单一, 可及性分析模型比较容易建立, 分析过程也比较简单。而对于采用递序运行模式的多热源环状管网, 由于每一种热源运行模式都是管网的正常运行工况, 且在不同的热源运行模式下, 管网的可及性都会发生变化, 所以, 供热系统的结构参数必须能够满足所有正常运行工况的可及性要求, 这就需要建立一个能在各种正常运行工况下对管网进行可及性定量分析的模型。通过对既定管网在不同热源运行模式下的可及性分析结果进行分析, 定量把握影响管网可及性的因素, 并采取适当的措施, 保证管网在不同运行工况下的可及性需求, 从而实现多热源环网热源递序运行模式的正常运行。

1.2 多热源环状管网的可及性分析的模型

(1) 供回水管网的节点压力方程

根据管网的具体结构, 画出管网的有向线性图, 并写出有向线性图的连接矩阵 $A^{[2]}$ 。

连接矩阵 A 是在将有向线性图的节点、管段和回路予以编号, 并将最大的节点编号作为参考节点,

假定顺时针方向为正的基础上,以节点编号*i*代表行,管段的编号*j*代表列,用数值 1, -1 和 0 所排列起来的一个 $(n-1) \times b$ 阶的矩阵。连接矩阵的各元素是按照节点和管段的下列关系确定的:

$$a_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{表示节点 } i \text{ 不在枝线 } j \text{ 上} \\ 1 & \text{表示节点 } i \text{ 在枝线 } j \text{ 末端} \\ -1 & \text{表示节点 } i \text{ 在枝线 } j \text{ 首端} \end{cases} \quad (1)$$

根据基尔霍夫第一定律和基尔霍夫第二定律,通过推导,可得环状管网的节点矩阵方程:

$$Y \cdot \bar{p} = \bar{q} \quad (2)$$

式中: Y 为环状管网节点压降方程的系数矩阵, $\bar{Y} = A \cdot (S)^{-1} \cdot A'$, A' 为环状管网连接矩阵的转置矩阵 ($b \times (n-1)$ 阶矩阵); 其中, A 为环状管网的连接矩阵, A' 为环状管网连接矩阵 A 的转置矩阵; $\bar{S}$ 为环状管网管段阻抗方阵, $\bar{S} = S \cdot |Q|$, 其中, S 是环状管网各管段阻力系数构成的主对角阵, $S = \text{diag}(s_1, s_2, \dots, s_b)$, $|Q|$ 为环状管网各管段流量构成的主对角阵, $|Q| = \text{diag}(|Q_1|, |Q_2|, \dots, |Q_b|)$; $\bar{q}$ 为环状管网各节点额定流量矩阵, $q = [q_1, q_2, \dots, q_n]^T$; $\bar{p}$ 为环状管网节点压力矩阵。

由此可分别写出供回水管网的节点压力方程,并分别求出供回管网和回水管网节点压力矩阵:

$$\bar{P}_G = (P_{1G}, P_{2G}, \dots, P_{iG}, \dots)^T \quad (3)$$

$$\bar{P}_H = (P_{1H}, P_{2H}, \dots, P_{iH}, \dots)^T \quad (4)$$

(2) 确定多热源环状管网的最不利热用户

前面的求解过程是针对多热源环状管网的环状主干网络进行的。通常,在多热源环状管网供热系统的主干网络的各节点处,可能设置长短不同的枝状管路连接多个用户。在这工情况下,多热源环状管网的最不利用户热用户节点 J 可根据下式判断出来^[3]。

$$\begin{aligned} P_{JH} - P_{JG} + \Delta H_J \\ = \max(P_{iH} - P_{iG} + \Delta H_i) \quad i=1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (5)$$

式中, P_{JG} 为最不利热用户节点的供水环网节点压降 (mH_2O); P_{JH} 为最不利热用户节点的回水环网节点压降 (mH_2O); ΔH_J 为最不利用户节点所连的枝状网及用户所需要的压降 (mH_2O); ΔH_i 为 i 用户节点所连的枝状网及用户所需要的压降 (mH_2O); n 为多热源环状管网用户个数。

(3) 管网可及性的判定

多热源环状管网的可及性分析通常是在管网结构一定的基础上进行的。对于一定的管网结构,其可及性状况必须从热源节点和热用户节点两个方面

来判定。

① 热源节点

根据可及性分析模型,可分别求得基本热源节点与其它热源节点所需的资用压力:

$$\Delta P_{r1} = P_{JH} - P_{JG} + \Delta H_J \quad (11)$$

$$\Delta P_{rk} = P_{JH} - P_{JG} + \Delta H_J - (P_{KH} - P_{KG}) \quad K=2, \dots, M \quad (12)$$

式中: ΔP_{r1} 为基本热源所需提供的资用压力 (mH_2O); ΔP_{rk} 为热源所需提供的资用压力 (mH_2O); P_{KG} 为热源对应的供水环网节点的节点压降 (mH_2O); P_{KH} 为热源对应的回水环网节点的节点压降 (mH_2O); M 为多热源环状管网运行热源的个数。

设多热源环状管网基本热源实际提供的资用压力为 $\Delta P_{r1}'$, 若 $\Delta P_{r1}' \geq \Delta P_{r1}$ 成立,则表示基本热源满足管网的可及性要求;若多热源环状管网某热源实际提供的资用压力为 $\Delta P_{rk}'$, 若 $\Delta P_{rk}' \geq \Delta P_{rk}$ 成立,则表示该热源满足管网的可及性;只有投入运行的全部热源均满足管网可及性要求,管网才是可及的。

② 用户节点

设多热源环状管网基本热源实际提供的资用压力为 $\Delta P_{r1}'$, 某用户节点的供、回管网节点压降分别为 P_{jG} 和 P_{jH} , 用户节点需要的最小资用压力为 ΔH_j 。若所有用户均满足关系式 $\Delta P_{r1}' - (P_{jH} - P_{jG}) \geq \Delta H_j$, 则说明该管网在该工况下是可及的;反之则管网是不可及的。

(4) 可及性分析模型的求解

根据上述建立的多热源环状管网可及性分析模型的特点,可以运用 MATLAB 语言,编制计算机程序对其进行求解^[4],根据求解结果即可判定多热源环状管网各热源及各用户节点的可及性状况。

2 热源递序启停策略下多热源环状管网的可及性分析及改善策略

利用前面建立起来的多热源环状管网可及性分析模型及求解方法,分别对不同热源启动工况下管网的可及性进行分析,根据定量分析结果对影响管网可及性的因素进行反复分析调整,即可达到各种工况下的可及性均满足要求的目标。管网可及性可以通过以下三个途径改善:

(1) 更换循环动力装置

根据多热源环状管网的可及性分析结果中的各热源节点在不同工况所需的资用压力,选择合适的循环动力装置替换原有装置,使其能够满足各种工况的可及性要求。在管网不可及程度较轻,且从现有的标准产品序列中能够选出合适的动力循环装置的情况下,该措施比较经济实用。

(2) 调整管段的管径

根据多热源环状管网在各种工况下的可及性分析结果，选出流速较大的管段并分别增大其管径，在此基础上再对管网在各种工况下的可及性进行分析，检验管网可及性是否满足要求。若仍不满足，进一步对流速较大管段的管径进行调整，直至管网在各种工况下的可及性均满足要求为止。该措施适用与管网不可及程度较大，且从现有的标准产品序列中不能选出合适的动力循环装置的情况。

(3) 更换循环动力装置与调整管段管径相结合

通过上述两种措施，均可以使多热源环状管网在各种运行工况下实现可及。此时管网在结构上有一个特点，即在各种运行工况下设置并运行同一套循环动力装置。实际上，根据前面介绍的多热源环状管网的水力工况特点，同一个热源在不同运行工况下一般具有相同的额定流量，但其循环水泵的扬程往往是不一样的，有时甚至相差较大，若仍采用同一套循环动力装置，势必会造成较大的节流损失。因此，宜在管段调整完成后，根据各种工况的可及性分析结果，分别选择与各种运行工况相适应的循环动力装置。

3 应用

某多热源环状管网供热系统，管网包括三个热

源和十个热用户（换热站），包括三种运行工况：基本热源 R1 单独运行工况；基本热源 R1 和调峰热源 R2 联合运行工况；基本热源 R1、调峰热源 R2、R3 联合运行工况。该多热源环状管网的结构图如图 1 所示。

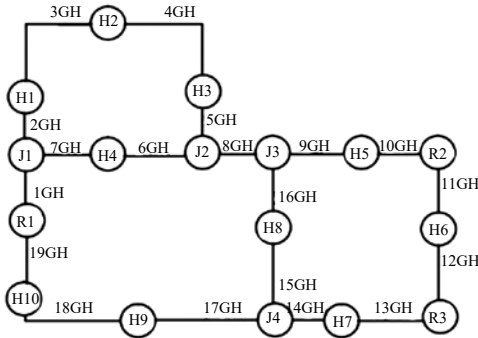


图 1 管网示意图

图 1 中：1GH~19GH 代表管网的管段编号；R1~R3 代表供水管网的热源节点编号；H1~H10 代表供水管网的用户节点编号；J1~J4 代表供水管网的三通节点编号；各管段的管长及各节点在三种工况下的设计流量均为已知。各热热水泵参数分别为：热源 1 的循环水泵额定扬程 75mH₂O，热源 2 的循环水泵额定扬程 87mH₂O，热源 3 循环水泵额定扬

表 1 供回水管网各管段的管径

序号	管段号	内径 (mm)	规格 (外径 × 壁厚)	序号	管段号	内径 (mm)	规格 (外径 × 壁厚)
1	1GH	259	Φ273×7	11	11GH	207	Φ219×6
2	2GH	259	Φ273×7	12	12GH	207	Φ219×6
3	3GH	207	Φ219×6	13	13GH	207	Φ219×6
4	4GH	66	Φ76×4	14	14GH	207	Φ219×6
5	5GH	259	Φ273×7	15	15GH	207	Φ219×6
6	6GH	150	Φ159×4.5	16	16GH	100	Φ108×4
7	7GH	207	Φ219×6	17	17GH	150	Φ159×4.5
8	8GH	207	Φ219×6	18	18GH	207	Φ219×6
9	9GH	207	Φ219×6	19	19GH	259	Φ273×7
10	10GH	259	Φ273×7				

表 2 不同工况下各管网各节点的设计流量

序号	节点编号	R1 (m ³ /h)	R1+R2 (m ³ /h)	R1+R2+R3 (m ³ /h)	备注	序号	节点编号	R1 (m ³ /h)	R1+R2 (m ³ /h)	R1+R2+R3 (m ³ /h)	备注
1	J1	0	0	0	三通	10	H6	26.56	46.04	63.98	用户
2	J2	0	0	0	三通	11	H7	29.13	50.49	70.18	用户
3	J3	0	0	0	三通	12	H8	43.90	76.11	105.78	用户
4	J4	0	0	0	三通	13	H9	20.77	36.01	49.45	用户
5	H1	26.66	46.22	64.24	用户	14	H10	26.13	45.29	62.95	用户
6	H2	26.23	45.48	63.21	用户	15	R1	294	294	294	热源 1
7	H3	34.80	60.33	83.85	用户	16	R2	0	214	214	热源 2
8	H4	26.23	45.48	63.21	用户	17	R3	0	0	198	热源 3
9	H5	33.32	57.77	80.29	用户						

程 83mH₂O, 回水管网与供水管网对称, 详见表 1、2。

热源内部的阻力损失取 15mH₂O, 满足各用户额定供热要求的资用压力取 10mH₂O^[6]。运用计算机程序对管网在三种运行工况下的可及性状况进行分析, 分析结果如表 3、表 4 所示。

从表 3 可以看出, 热用户 (换热站) 的额定资用压力在 R1、R2、R3 三个热源同时运行的情况下, 管网的可及性满足要求; 但在 R1 单独运行及 R1、R2 同时运行的工况下, 则有部分用户不能满足正常供热所需的资用压力要求, 在这两种工况下管网均不可及。从表 4 中的数据可知, 在三个热源同时运行的工况下, 各循环水泵扬程均满足管网的可及性要求, 但在 R1 单独运行及 R1、R2 同时运行的工况下, 热源 R1、现有的循环水泵扬程远不能满足管网的可及性要求。

在 R1、R2、R3 三个热源同时运行的工况下, 各管段的沿程比摩阻都可满足规范所要求的 30~80Pa/m, 在 R1 单独运行及 R1、R2 同时运行的工况下, 管段 4、6 和 17 的沿程比摩阻都出现急剧增加的情况, 见表 5。这说明在后两种工况下, 这些管段成为流体输送的主要阻力所在。因此, 只要对这些管径加以调整, 进行设计优化^[5], 后两种工况的可及性即有望得到改善。

针对上述管径, 经过多次调整并对每次调整后的管网进行可及性分析, 发现将管段 4、6、17 的管径分别调整为 Φ133×4.5、Φ219×6、Φ159×4.5 时, 三种运行工况下管网的可及性均满足要求。此时, 管网在三种工况下的可及性分析结果如表 6、表 7、表 8 所示。

表 3 不同工况下用户资用压力及可及性状况

序号	用户	基本工况 (mH ₂ O)	可及性	调节工况 (mH ₂ O)	可及性	设计工况 (mH ₂ O)	可及性	序号	用户	基本工况 (mH ₂ O)	可及性	调节工况 (mH ₂ O)	可及性	设计工况 (mH ₂ O)	可及性
1	H1	42.6228	可及	43.027	可及	42.9008	可及	6	H6	-321.9825	不可及	-44.4441	不可及	63.0128	可及
2	H2	29.2933	可及	33.7451	可及	36.9453	可及	7	H7	-321.9885	不可及	-48.1245	不可及	65.1161	可及
3	H3	-309.1908	不可及	-27.5594	不可及	42.338	可及	8	H8	-321.2795	不可及	-47.7015	不可及	52.6526	可及
4	H4	47.3338	可及	49.5659	可及	50.4636	可及	9	H9	44.3792	可及	43.8732	可及	46.7412	可及
5	H5	-318.7409	不可及	-24.3096	不可及	59.1562	可及	10	H10	54.6721	可及	52.7126	可及	51.9978	可及

表 4 不同工况下热源需提供的资用压力及可及性状况

热源	基本工况	可及性	调节工况	可及性	设计工况	可及性
R1	406.9885	不可及	133.1245	不可及	48.05472	可及
R2	--	不运行	52.0598	可及	57.20953	可及
R3	--	不运行	--	不运行	53.38434	可及

表 5 供水管网各管段在不同工况下的沿程比摩阻

管段编号	R1 (P_a/m)	R1+R2 (P_a/m)	R1+R2+R3 (P_a/m)	管段编号	R1 (P_a/m)	R1+R2 (P_a/m)	R1+R2+R3 (P_a/m)
1	50.349	44.138	41.733	11	15.891	119.815	11.846
2	46.477	51.264	54.838	12	-0.031	-19.154	33.419
3	144.639	100.712	64.621	13	0.002	1.132	29.338
4	-5055.764	-915.767	80.212	14	-3.093	-1.619	29.539
5	-2.074	4.979	31.545	15	0.519	-0.002	25.280
6	7595.646	1619.988	46.174	16	22.199	120.619	12.380
7	35.741	23.250	18.026	17	-2346.017	-587.645	68.349
8	-33.347	0.048	27.904	18	74.255	63.773	37.911
9	-14.230	24.297	45.877	19	28.300	38.713	42.506
10	-0.942	22.231	42.309				

表 6 管径调整后不同工况下用户的资用压力及可及性状况

用户编号	基本工况 (mH ₂ O)	可及性	调节工况 (mH ₂ O)	可及性	设计工况 (mH ₂ O)	可及性	用户编号	基本工况 (mH ₂ O)	可及性	调节工况 (mH ₂ O)	可及性	设计工况 (mH ₂ O)	可及性
1	50.93224	可及	52.66742	可及	50.85436	可及	9	35.51561	可及	52.05699	可及	56.85217	可及
2	43.44953	可及	49.20426	可及	48.0208	可及	10	32.91373	可及	35.04779	可及	59.79364	可及
3	36.73808	可及	49.47096	可及	52.77675	可及	11	32.93118	可及	32.45426	可及	60.73591	可及
4	33.91001	可及	33.09789	可及	52.43401	可及	12	33.73406	可及	33.0425	可及	48.68735	可及
5	47.85361	可及	48.26055	可及	43.31749	可及	13	41.01391	可及	36.83454	可及	51.16905	可及
6	44.31073	可及	45.58717	可及	39.40164	可及	14	53.79197	可及	50.58624	可及	53.78909	可及
7	43.21055	可及	45.83848	可及	40.62495	可及	15	35.40479	可及	55.5347	可及	62.80811	可及
8	45.54942	可及	49.71497	可及	48.18421	可及	16	32.93034	可及	32.56466	可及	64.94877	可及

表 7 调整管径后供水管网各管段在不同工况下的沿程比摩阻

管段编号	R1 (P_a/m)	R1+R2 (P_a/m)	R1+R2+R3 (P_a/m)	管段编号	R1 (P_a/m)	R1+R2 (P_a/m)	R1+R2+R3 (P_a/m)
1	47.10	37.93	47.42	11	12.76	104.76	15.45
2	18.71	26.57	45.44	12	0.09	-13.42	28.00
3	38.63	28.83	42.21	13	-0.01	0.79	30.63
4	-16.16	3.68	17.96	14	-3.75	-2.48	31.88
5	1.25	17.93	39.40	15	0.93	0.29	19.96
6	41.42	10.05	3.25	16	17.18	93.68	23.25
7	64.73	35.50	32.25	17	-44.01	-23.36	7.77
8	-28.67	1.15	20.35	18	92.11	99.71	18.97
9	-12.92	27.41	43.05	19	32.95	50.21	33.05
10	-0.76	23.88	40.78				

表 8 调整管径后不同工况下热源需提供的资用压力及可及性状况

热源	R1	可及性	R1+R2	可及性	R1+R2+R3	可及性
R1	52.09	可及	52.55	可及	45.60	可及
R2	--	不运行	48.08	可及	48.40	可及
R3	--	不运行	--	不运行	50.55	可及

4 结论

针对热源递序启停状态下多热源环网供热系统可及性难以满足所有运行工况的问题，提出多热源环状管网供热可及性分析的研究方法，建立起可及性分析模型，并编写了相应的求解程序。利用该方法，可以对多热源环状管网各种运行工况的可及性及影响管网可及性的因素进行定量分析，为管网可及性的改善提供依据。主要结论如下：

- (1) 建立了多热源环状管网的可及性分析方法。
- (2) 提出了热源递序运行模式下多热源环网供热系统可及性的改善策略。
- (3) 通过对工程实例进行分析，证明了多热源环状管网可及性分析方法的有效性。

参考文献

[1] 秦绪忠, 江亿. 集中供热网的可及性分析 [J]. 暖通空调, 1999, 29(1): 2-7.

[2] 王海英, 黄强, 李传涛. 图论算法及其 MATLAB 实现 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2010.

[3] 付祥钊, 肖益民. 流体输配管网 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009: 306.

[4] 王文远. 用基因算法求管网经济管径 [J]. 给水排水, 1997, 23(12): 22-25.

[5] 李祥立, 端木琳, 邹平华. 基于遗传算法的多热源环状热网优化设计 [J]. 防灾减灾工程学报, 2010, 30(S): 309-313.

[6] 贺平, 孙刚, 王飞. 供热工程 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.

新型分布式多级泵供热系统的研究

苗庆伟, 郑雪晶, 张 欢, 王雅然, 叶天震, 由世俊

(天津大学环境科学与工程学院, 天津 300072)

[摘 要] 提出了一种新型分布式多级泵供热系统用于既有传统供热系统的改造。跟传统供热系统相比, 部分负荷时, 利用水力解耦罐, 热源变锅炉台数运行模式下, 单台锅炉定流量运行, 热网根据负荷变化调节热网流量。提高了锅炉运行稳定性, 同时降低了热网的输送能耗。基于图论法使用 MATLAB 建立了新型分布式多级泵供热系统的动力学模型, 并将其应用于某实际供热工程中。经分析计算, 新型分布式多级泵供热系统比传统供热系统全年可节省 44% 的输送耗电量。

[关键词] 分布式多级泵; 供热系统; 水力解耦罐; 输送能耗; 节能

0 引言

现在我国京津冀地区为改善空气质量, 缓解冬季的雾霾问题, 正在大力推行“煤改燃”的供暖改造。为满足改造需求, 必然要增加电力增容、燃气增容这方面的投资, 加重地方政府的经济负担。因此, 在完成对热源的改造后, 对既有供热管网, 减少输配能耗就显得尤为重要。

我国传统供热系统的热网循环泵为满足热网最不利点热力站的水力需求, 热源近端热力站的资用压头就会大于其所需要的压头。流量分配要满足各个热力站要求时, 近端热力站的剩余压头必须通过设置调节阀来消耗掉。传统供热系统的结构示意图及水压图如图 1 所示。静水压线为 $j-j$, $e-f$ 线为系统的供水水压线, $g-a$ 线为系统的回水水压线。假设各个热力站的需用压头相等, $g'-a'$ 线和 $g-a$ 线之间的长度即各个热力站的需用压头, 如 n 号站为 $g-g'$ 。

从图 1 中可看出, 热网最不利点热力站前的各个热力站都存在节流损失, 导致供热系统的输配能耗过高。

国外学者针对传统输配系统的弊端, 探讨了如何改进输配系统的运行效率, 指出运行能耗的降低与系统水泵的设置方式及合理的运行调节有关^[1-2]。

Bernier M A 对水泵调节转速改变流量节能的能耗进行了分析^[3]。

Taylor S T 对一级泵系统和一、二级变频泵系统进行了对比, 指出后者在运行特性和运行费用方面

都优于前者^[4]。

曹荣光^[5]对区域供冷多级泵系统的能效进行了研究, 可以为区域供热输配系统的研究提供参考。

郑雪晶等^[6]对天津市各区县内 472 座热源 2009 至 2010 年供暖期的各项能耗进行调研得到锅炉房的供热系统多数为传统供热系统, 能耗偏高, 节能空间很大。

因此王红霞、石兆玉、李德英从理论上提出改进传统供热系统的输配设计方法, 提出 6 种分布式变频输配方案, 并和传统方案进行了比较, 得到这种分布式输配设计方法可以大大减少输配能耗^[7]。

狄洪发、马仲元、邹平华等对分布式变频泵供热系统的节能性进行了分析, 指出这种系统跟传统供热系统比有很大的节能效益^[8-10]。

陈亚芹对分布式变频热网的运行调节方案、调节方式及一些工程应用实例进行了相关研究^[11]。

秦冰等对分布式变频泵供热系统中定零压差点和变零压差点两种运行调节方式进行了比较^[12]。

王芃等对分布式水泵供热系统零压差点的位置与输送功率关系进行了研究, 提出零压差点位于热源出口处时供热系统的输送功率最小^[13]。

当零压差点位于热源出口处时, 各个热力站都需要安装循环水泵, 供热系统的初投资增加, 调节也变得非常复杂和难以实现。

零压差点位于热源出口处的分布式变频泵供热系统的示意图和水压图如图 2 所示。

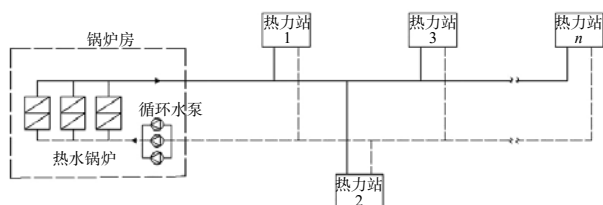
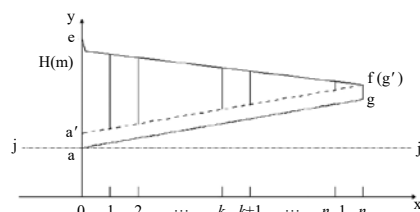


图 1 传统供热系统示意图及水压图



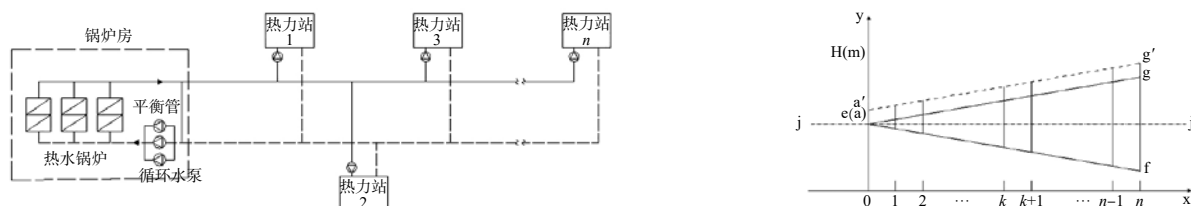
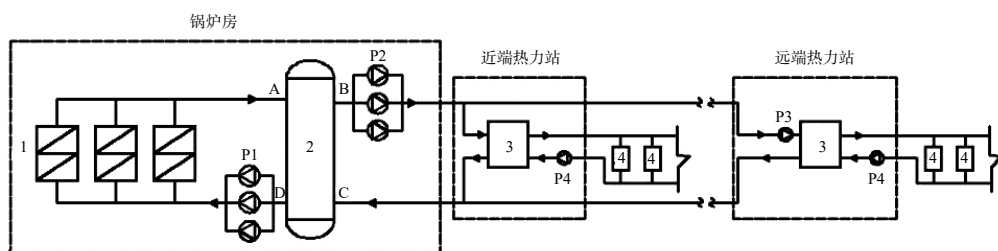


图2 分布式变频泵供热系统示意图及水压图



1- 锅炉；2- 水力解耦罐；3- 换热器；4- 热用户

图3 新型分布式多级泵供热系统示意图

对于京津冀地区“煤改燃”改造后，市区内的大型燃气锅炉房，供热系统的供热半径都很大，分布式变频泵供热系统的供水压线位于静水压线下方，系统末端供水管内的水存在汽化风险。因此本文提出了新型分布式多级泵供热系统并对其运行特点和能耗进行了研究。

1 新型分布式多级泵供热系统

1.1 新型分布式多级泵供热系统的提出

新型分布式多级泵供热系统跟分布式变频泵系统相比，在锅炉房内增设了水力解耦罐。假设供热系统中有 n 个热力站，供热系统示意图如图3所示。一级网热水在热力站的换热器中跟二级网的回水经过换热后流回，从C口流进水力解耦罐，再从水力解耦罐的D口流出后经过一级循环泵P1的加压后进入热水锅炉加热，加热后的热水从水力解耦罐的A口流入，再从水力解耦罐的B口流出，经过二级循环泵P2的加压后再送到近端的热力站，如1号热力站。对于热网远端的热力站通过三级水泵P3的加压后送到热力站内，如末端的 n 号热力站。

水力解耦罐的罐体直径是接管直径的两倍，它内部水的流速小于 0.5m/s ，因此它近似为零阻力的容器。锅炉房侧水系统的供水和一级网侧水系统的回水进入水力解耦罐体内后，流速降低到 0.5m/s 以内，动压很小，罐体内的压力基本稳定在供热系统的定压点压力。部分负荷时，锅炉房侧水系统变锅炉台数运行，一级泵按照额定流量运行；热网侧通过调节水泵转速实现变流量运行，热网侧的水力工况变化基本不会影响到锅炉房侧的水系统，从而实

现了热网侧水力工况和热源侧水力工况的解耦。

新型分布式多级泵供热系统的水压图如图4所示。锅炉循环泵P1的扬程为 H_{ab} ；二级水泵P2的扬程为 H_{ae} 。热力站 $k+1 \sim n$ 的供回水压差为负值，热力站支路的水泵扬程应为用户支路的压头损失与干管供回水压差绝对值之和；热力站 k 的供回水压差为正值，但不能满足用户支路的压头需要，所以也需要装设水泵，水泵扬程应为用户支路所需要的压头减去干管的供回水压差；而用户1~2的供回水压差则大于该用户支路的压头损失，不需要装设水泵，需要装设调节阀消耗多余的压头。

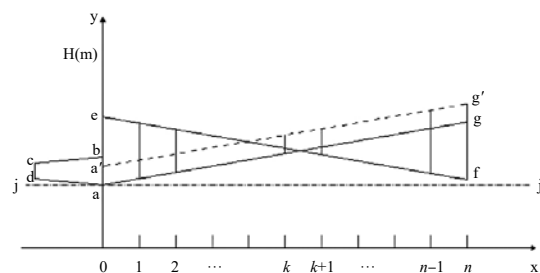


图4 新型分布式多级泵供热系统水压图

1.2 新型分布式多级泵供热系统的运行特点

在新型分布式变频多级泵供热系统中，由于水力解耦罐的解耦作用，使得热网水力工况的变化不会影响到锅炉房侧的水系统。随着室外温度的变化，通过调节二级水泵和三级水泵的转速来匹配热负荷的变化，而锅炉侧仍按照额定流量运行，多余的流

量通过水力解耦罐旁通, 和热网的回水混合后再回到锅炉。在整个供暖期内, 每台锅炉都按照额定流量运行, 提高了锅炉燃烧的稳定性和效率。

新型分布式多级泵供热系统的供水压线要求在静水压线上方, 这样保证了系统末端供水管内水不汽化。

2 新型分布式多级泵供热系统动力学模型

对于有 N 个分支, J 个节点的供水或回水管网图, 各分支和节点之间的关联关系可以用一个 $J \times N$ 阶的矩阵 $B=(b_{ij})_{J \times N}$ 表达出来, 矩阵 B 就是管网图的关联矩阵, 其中:

$$b_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{表示节点 } i \text{ 在分支 } j \text{ 的始端} \\ -1 & \text{表示节点 } i \text{ 在分支 } j \text{ 的末端} \\ 0 & \text{表示节点 } i \text{ 不在分支 } j \text{ 上} \end{cases} \quad (1)$$

在预先标定基本回路方向的情况下, 由各分支与基本回路间的关系可以构成基本回路矩阵 $C=(c_{ij})_{W \times N}$, W 是基本回路数, 基本回路矩阵 C 中的元素为:

$$c_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{表示分支 } j \text{ 在基本回路 } i \text{ 上并} \\ & \text{与基本回路顺向} \\ -1 & \text{表示分支 } j \text{ 在基本回路 } i \text{ 上并} \\ & \text{与基本回路逆向} \\ 0 & \text{表示分支 } j \text{ 不在基本回路 } i \text{ 上} \end{cases} \quad (2)$$

根据质量守恒原理, 在管网恒定流过程中, 与任一节点关联的所有分支的流量, 其代数和等于该节点的节点流量。管网的连续性方程即:

$$\sum_{j=1}^N b_{ij} G_j = q_i, \quad i=1,2,3,\dots,J; \quad j=1,2,3,\dots,N \quad (3)$$

用矩阵形式表示可写成:

$$B \cdot G = q \quad (4)$$

又由于管网图的关联矩阵 B 中只有 $J-1$ 个行向量是线性无关的, 且去除 B 的任意一行后余下的 $J-1$ 个行向量是线性无关。这表明, 式 (4) 中有一个方程是多余的, 其中任意 $J-1$ 个方程相互独立。管网的节点流量平衡方程组用矩阵形式表示为:

$$B_k \cdot G = q' \quad (5)$$

根据能量守恒原理, 在管网恒定流动过程中, 任意回路中沿回路方向, 各个分支管段压降的代数和为零。

$$\sum_{j=1}^N c_{ij} (\Delta P_j - H_j) - P_{Gi} = 0 \quad (6)$$

式 (6) 为独立回路压力平衡方程, 忽略重力作用时, 式 (6) 用矩阵形式表示为:

$$C_f (\Delta P - H) = 0 \quad (7)$$

上述式 (5) 和式 (7) 即为设计工况管网模型的控制方程, 写成方程组如下^[14]:

$$\begin{cases} B_k \cdot G = q' \\ C_f (\Delta P - H) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

新型分布式多级泵供热系统运行工况下的数学模型, 即已知管网布置和分支结构参数, 系统供水、回水侧两点定压差运行, 当用户流量改变时, 求解各用户的阻抗值、循环动力设备的工作参数。其中循环动力设备调速运行, 其工作参数包括转速、流量以及扬程等。

按照上述方法建立用户变流量工况管网数学模型的控制方程, 写成方程组形式如下:

$$\begin{cases} B_g \cdot G_g = q \\ B_h \cdot G_h = q \\ C_f (\Delta P - H) = 0 \end{cases} \quad (9)$$

对于常见的管网供水侧和回水侧管网布置相同, 分支结构参数也相同的情况, 如果能够仅根据管网供水侧的数据建立用户变流量工况管网数学模型, 则可以减少很大的管网建模数据输入量。具体表现在以下几方面:

① 如果设置管网图中供水侧和回水侧的对应分支流向相反, 则关联矩阵 $B_g = -B_h$, 分支流量 $G_g = G_h$;

② 如果设置管网图中供水侧和回水侧的独立回路的方向相同, 则独立回路矩阵 $C_{fg} = -C_{fh}$ 。

笔者开发了基于以上求解方法的 MALTALAB 程序, 可用于进行具有任意节点和管路数目的管网工程设计与运行工况的分析。

3 工程应用实例

天津市某供热系统, 建筑面积近 700 万 m^2 , 供暖负荷 340MW, 设计热源为 6 台 58MW 热水锅炉, 设计热力站 31 个。

对该供热系统进行设计, 新型分布式多级泵供热系统为方案 A, 传统供热系统为方案 B。用上节建立的新型分布式多级泵供热系统动力学模型, 计算出方案 A 的各级水泵参数。方案 A 设计一级循环水泵 3 台, 全部为工频水泵; 二级循环水泵 3 台, 全部为变频水泵, 水泵参数见表 1。设置三级循环水泵的热力站共有 13 个, 三级循环水泵的参数如表 2 所示。

当 $-2^\circ\text{C} < \text{室外温度} \leq 5^\circ\text{C}$ 时, 一级循环水泵开启两台, 按照额定工况运行, 热源侧的流量大于热

表 1 一级、二级循环水泵参数

循环水泵	水泵参数		
	流量 /(m ³ /h)	扬程 /m	功率 /kW
一级泵	1831	18	132
二级泵	1831	40	280

表 2 三级循环水泵参数

热力站编号	三级水泵参数		
	流量 /(m ³ /h)	扬程 /m	功率 /kW
1	180	10.00	7.50
2	141	10.40	5.50
3	180	14.00	11.00
4	195	4.00	5.50
5	204	9.40	7.50
6	130	10.80	5.50
21	120	5.00	2.20
22	120	3.00	2.20
23	80	3.80	1.10
24	123	6.00	3.00
25	90	6.50	2.20
27	120	3.00	2.20
28	180	4.00	5.50

网侧循环流量，通过水力解耦罐旁通部分流量，从而使锅炉的回水温度升高。二级循环水泵开启两台，并根据负荷的变化调节转速来改变热网侧循环流量。当室外温度为 -2℃ 时，热源侧的流量和热网侧的循环流量相等，通过水力解耦罐旁通的流量为零；二级循环水泵的流量为设计工况流量。当 -9℃ ≤ 室外温度 < -2℃ 时，一级循环水泵和二级循环水泵需开启 3 台，一级循环水泵仍按照额定工况运行，热源侧流量超过热网侧循环流量时就通过水力解耦罐旁通；二级、三级循环水泵的流量根据负荷变化进行调节。具体的调节方式见表 3。

采用温频法并根据各级水泵的运行状态计算新型分布式变频泵供热系统在一个供暖季的输配能耗。一级循环水泵根据室外温度的变化进行变台数的调节，每台水泵都在额定工况下运行，则根据其额定功率和对应某一室外温度下的延续时间计算输配能耗，具体详见表 4 所示。

二级循环水泵随着室外温度的变化进行变台数和变流量的调节，根据模型的运行工况求解循环水泵的参数得到二级循环水泵在对应室外温度下的扬程。因为相似工况点的效率相同，所以按照文献^[13]中的方法求解调速后水泵的运行效率，进而计算水泵的功率。再根据该室外温度的延续时间进行输配能耗的计算，具体见表 5。

表 3 不同室外温度下一、二级泵运行状况

室外温度 /℃	小时热负荷 /MW	延续时长	循环流量 /(m ³ /h)	一级泵开启台数	二级泵开启台数	单台泵流量 /(m ³ /h)	和设计流量比
5	143	269	2459	2	2	1230	0.67
4	154	261	2649	2	2	1324	0.72
3	165	254	2838	2	2	1419	0.77
2	176	246	3027	2	2	1514	0.83
1	187	237	3216	2	2	1608	0.88
0	198	228	3405	2	2	1703	0.93
-1	209	218	3595	2	2	1797	0.98
-2	220	207	3784	2	2	1892	1
-3	231	195	3973	3	3	1324	0.72
-4	242	181	4162	3	3	1387	0.76
-5	253	166	4351	3	3	1450	0.79
-6	264	147	4541	3	3	1514	0.83
-7	275	122	4730	3	3	1577	0.86
-8	286	78	4919	3	3	1640	0.90
-9	297	120	5108	3	3	1703	0.93

表 4 一级泵全年能耗

室外温度 /℃	延续时长 /h	开启台数	单台泵功率 /kW	能耗 /(kW·h)
5	269	2	132	70949.201
4	261	2	132	69023.072
3	254	2	132	66995.114
2	246	2	132	64850.307
1	237	2	132	62569.708
0	228	2	132	60128.876
-1	218	2	132	57495.403
-2	207	2	132	54624.805
-3	195	3	132	77179.897
-4	181	3	132	71825.505
-5	166	3	132	65633.118
-6	147	3	132	58150.024
-7	122	3	132	48306.924
-8	78	3	132	30917.804
-9	120	3	132	47520
合计	2928			906169.76

表 5 二级泵全年能耗

室外温度 /°C	单台泵流量 /(m ³ /h)	扬程 /m	功率 /kW	能耗 /(kW·h)
5	1229.75	23.30	90.76	48784.47
4	1324.34	24.72	103.72	54234.49
3	1418.94	26.27	118.06	59918.98
2	1513.53	27.50	131.84	64773.45
1	1608.13	30.90	157.40	74611.38
0	1702.72	34.60	186.62	85008.77
-1	1797.32	38.60	219.76	95720.98
-2	1891.92	40.00	239.72	99200.52
-3	1324.34	29.80	125.01	73093.92
-4	1387.41	31.00	136.24	74132.13
-5	1450.47	32.60	149.78	74475.03
-6	1513.53	34.30	164.44	72442.99
-7	1576.60	36.00	179.79	65795.27
-8	1639.66	37.40	194.25	45498.32
-9	1702.72	39.30	211.97	76308.60
合计				1063999.29

三级循环水泵随着室外温度的变化进行变流量的调节,按照二级循环水泵全年输配能耗的计算方法进行输配能耗的计算,三级循环水泵的全年能耗如表 6 所示。

方案 A 新型分布式多级泵供热系统的各级泵能耗汇总如表 7 所示。

方案 B 设计热网循环水泵 6 台,全部为工频水泵,其参数为流量 1069m³/h,扬程 74m,功率 315kW。

根据室外温度的变化,改变循环水泵的台数来调节系统循环流量。对这种输配方案的能耗计算见表 8。

方案 A 比方案 B 全年节省耗电量 1606123.20 kW·h,节电百分比为 44%。因此新型分布式多级泵供热系统优于传统供热系统。

4 结论

(1) 带有水力解耦罐的新型分布式多级泵供热系统减少了调节阀消耗多余资用压头造成的无谓节流损失,在整个供暖期内实现变流量调节,降低了供热系统的输送能耗。热源侧每台锅炉在整个供暖期内按照额定流量运行,提高了锅炉燃烧的稳定性。新型分布式多级泵供热系统的供水压线位于静水压线上方,避免了系统供水管末端水发生汽化。

(2) 基于图论法使用 MATLAB 建立了新型分

表 6 三级泵全年能耗

热力站编号	全年能耗 /(kW·h)	热力站编号	全年能耗 /(kW·h)
1	4903.66	22	2219.8
2	3890.99	23	1109.9
3	6124	24	3027
4	4036	25	2219.8
5	3442.37	27	2219.8
6	4114.66	28	5549.5
21	2219.8		

表 7 方案 A 全年能耗

项目	全年能耗 /(kW·h)
一级泵	906169.76
二级泵	1063999.29
三级循环水泵	45077.28
合计	2015246.33

表 8 方案 B 全年能耗

室外温度 /°C	延续时长 /h	开启台数	单台泵功率 /kW	能耗 /(kW·h)
5	269	3	315	253965.89
4	261	3	315	247071.22
3	254	3	315	239812.06
2	246	3	315	232134.62
1	237	4	315	298628.15
0	228	4	315	286978.73
-1	218	4	315	274409.88
-2	207	4	315	260709.29
-3	195	4	315	245572.40
-4	181	5	315	285669.62
-5	166	5	315	261040.81
-6	147	5	315	231278.50
-7	122	5	315	192129.81
-8	78	5	315	122968.54
-9	120	5	315	189000.00
合计	2928			3621369.53

布式多级泵供热系统的动力学模型,用于实际工程,对工程设计及运行工况的分析具有指导作用。

(3) 结合实际工程,分析比较了新型分布式多级泵供热系统和传统供热系统的全年能耗,前者比后者节省了 44% 的耗电量。

(4) 对热源为燃气锅炉房的既有供热管网改造后,可以大大减少供热系统的输配能耗,有力地促进“煤改燃”工作。

符号说明:

G 为管网分支流量列向量, m^3/h ;

q 为管网节点流量列向量, m^3/h ;

q' 为管网节点流量列向量, $J-1$ 阶, 由 q 去除参考节点的节点流量得到;

B 为管网图的关联矩阵, $J \times N$ 阶;

B_k 为管网图的基本关联矩阵, $(J-1) \times N$ 阶;

C_f 为管网图的独立回路矩阵; $(N-J+1) \times N$ 阶;

ΔP 为管网分支压力损失列向量, Pa;

P_G 为重力作用形成的环路流动动力, Pa;

H 为分支输入的全压动力, Pa。

下标:

g 表示供水侧对应矩阵或向量;

h 表示回水侧对应矩阵或向量;

i 表示节点 i 或回路 i 的相应参数值;

j 表示分支 j 的相应参数值;

q 表示用户侧对应矩阵或向量。

参考文献

- [1] Benonysson A, Bøhm B, Ravn H F. Operational optimization in a district heating system[J]. Energy conversion and management, 1995, 36(5): 297–314.
- [2] Liao Z, Swainson M, Dexter A L. On the control of heating systems in the UK[J]. Building and

Environment, 2005, 40(3):343–351.

[3] Bernier M A, Bourret B. Pumping energy and variable frequency drives[J]. ASHRAE journal, 1999, 41(12):37–40.

[4] Taylor S T. Primary-only vs. primary-secondary variable flow systems[J]. ASHRAE journal, 2002, 44(2): 25–29.

[5] 曹荣光. 区域供冷多级泵系统能效研究[D]. 天津: 天津大学, 2011.

[6] 丛林, 郑雪晶, 赵树兴. 天津市区域燃煤供热锅炉房能效调研及分析[J]. 煤气与热力, 2013, 33(2): A04–07.

[7] 王红霞, 石兆玉, 李德英. 分布式变频供热输配系统的应用研究[J]. 区域供热, 2005, (1):31–38.

[8] 狄洪发, 袁涛. 分布式变频调节系统在供热中的节能分析[J]. 暖通空调, 2003, 32(2):90–93.

[9] 马仲元, 冀卫兴, 李德英. 热水供热系统变频循环水泵节能分析[J]. 暖通空调, 2008, 38(5):118–120.

[10] 王芑, 邹平华, 方修睦. 分布式循环泵供热系统节能分析[J]. 煤气与热力, 2009, 29(2):A23–A26.

[11] 陈亚芹. 分布式变频热网的运行调节方案[D]. 北京: 清华大学, 2005.

[12] 秦冰, 秦绪忠, 谢励人, 等. 分布式变频泵供热系统的运行调节方式[J]. 煤气与热力, 2007, 27(2):73–75.

[13] 王芑, 邹平华, 雷翠红. 分布式水泵供热系统零压差点与输送功率的关系[J]. 暖通空调, 2011, 41(10):91–95.

[14] 付祥钊. 流体输配管网[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.

超薄地暖与传统地暖热工性能 CFD 对比研究

张大英, 庄卫东, 郭胜杰

(黑龙江八一农垦大学, 大庆 163319)

[摘 要] 为了进一步完善干式地暖研究, 了解超薄地暖房间的热工性能, 以东北地区住宅为模拟对象, 利用 Ansys 软件, 采用理论分析与数值计算相结合的研究方法, 将超薄地暖与传统地暖房间的热工性能参数进行比较。结果表明: 在相同的进出水温度及室外计算温度条件下, 超薄地暖的室内温度、地板辐射温度、地板散热量均高于传统地暖, 超薄地暖比传统地暖更节能, 但温度的均匀性不及传统地暖。

[关键词] 超薄地板辐射采暖; 数值计算; 温度分布; 节能

0 引言

低温热水地板辐射采暖因其舒适、节能等特点在我国北方得到广泛应用。随着技术的进步, 一种新型的超薄地暖被引入我国。由于是新技术, 目前尚无国家标准及规范可供参考^[1-3]。对于该系统的研究成果, 主要集中在结构层(埋管层的材料、厚度、盘管管径、管间距、管长度、装饰层厚度)的不同对地板温度分布和热流密度的影响, 而对于房间热环境的影响, 目前未见研究成果出现^[1]。对于房间热环境的研究, 有理论分析法、实验测试法和数值计算法三种。

实验测试法的缺点是测点数量有限, 耗时长, 测试误差大, 测量参数有一定的局限性; 数值模拟法成本低、耗时短、且可以得到准确的计算结果, 在采暖方面的研究具有可靠性和可行性^[4-9]。本文采用理论分析与数值计算相结合的研究方法, 对超薄地暖与传统地暖的热工性能参数进行比较, 旨在为今后类似工程的设计及系统的优化提供一些借鉴。

1 传统地暖构造与超薄地暖构造

传统地暖结构如图 1 所示, 该系统首先在结构层上方铺设导热系数不大于 $0.05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 、厚度不小于 20mm 的绝热材料作为保温层来阻挡热量的向下传递; 再在保温层上方铺设铝箔作为反射层来强

化传热; 反射膜上方铺设地热盘管; 采用等级不小于 C15 的豆石混凝土进行回填; 最后在填充层上方进行找平, 铺设装饰材料; 传统的地暖形式约占空间高度 8cm。

超薄地暖又称干式地暖, 其结构如图 2 所示, 保温层采用预制的环保挤塑保温成型板; 加热线线嵌入到预制保温板的凹槽内; 该系统结构无豆石混凝土回填, 加热线上方铺设铝箔; 铝箔上直接铺设地板等装饰材料; 地暖模块整体厚度约为 3.5cm。

与传统地暖相比, 超薄地暖因无混凝土回填, 故降低了结构层的荷载, 且避免了由于热应力引起的地面开裂现象, 同时还具有升温快、安装维修方便、占用空间小的特点; 由于系统增加了保温层的厚度, 故减小了热量的向下传递, 提高了系统的能源利用效率; 但亦因其无混凝土回填, 超薄地暖的蓄热能力不及传统的湿式地暖。

2 传热模型

2.1 物理模型

以北方采暖建筑为研究对象, 房间尺寸 $5000 \text{ mm} \times 3000 \text{ mm}$, 外墙采用复合节能外保温结构墙体, 围护结构的传热为第三类边界条件, 主要材料物性参数见表 1^[3]。地热管管径 20mm, 管间距 30mm, 距外墙 10mm。

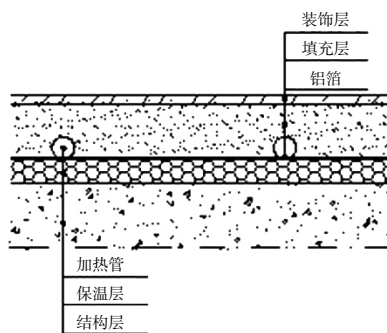


图 1 传统地板辐射采暖结构图

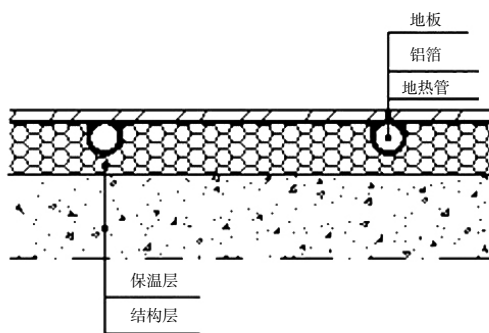


图 2 超薄地板辐射采暖结构图

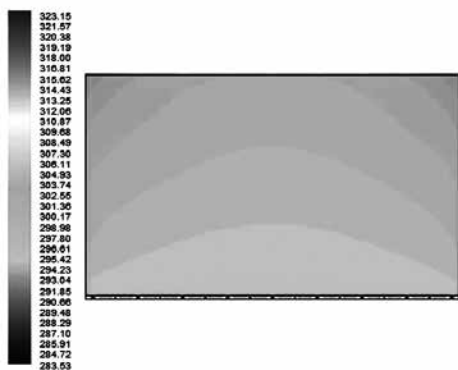


图3 传统地暖房间温度分布云图 /K

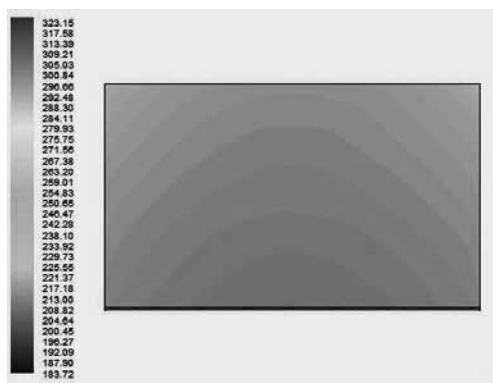


图4 超薄地暖房间温度分布云图 /K

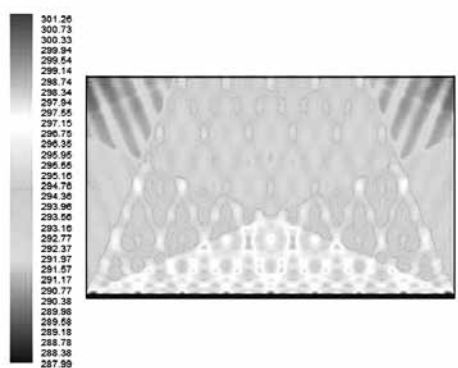


图5 传统地暖房间辐射温度分布云图 /K

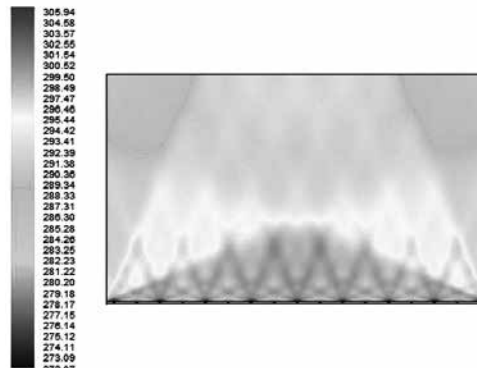


图6 超薄地暖房间辐射温度分布云图 /K

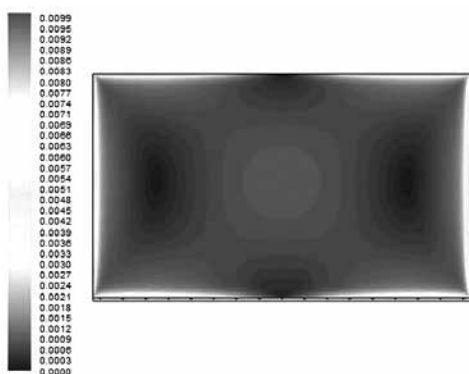


图7 传统地暖房间速度分布云图 /m·s⁻¹

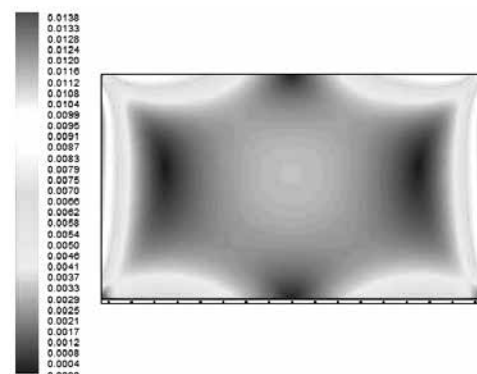


图8 超薄地暖房间速度分布云图 /m·s⁻¹

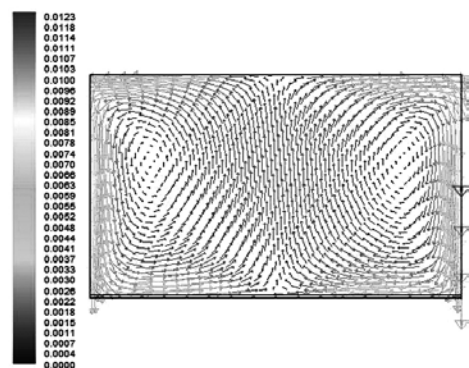


图9 传统地暖房间空气速度矢量图 /m·s⁻¹

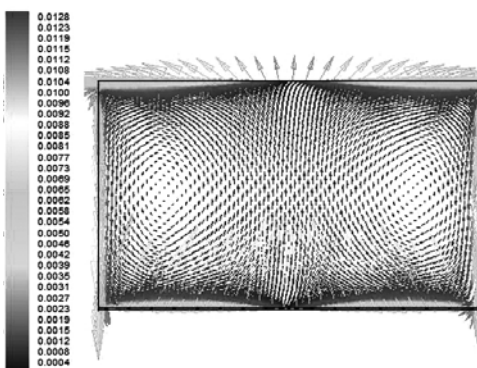


图10 超薄地暖房间空气速度矢量图 /m·s⁻¹

表 1 材料物性参数表

材料	平均密度 /kg·m ⁻³	平均导热系 /W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	平均比热 /J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	发射率
聚苯乙烯泡沫塑料	30	0.039	1380	-
铝箔	2710	236	902	0.04
C15 豆石混凝土	2250	1.51	837	0.9
水泥砂浆	1800	0.93	1050	0.94
烧结普通砖	1560	0.49	1050	0.93

2.2 控制方程

流体的流动遵循物理守恒定律，即质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律，这些基本定律对应的控制方程如下^[10]。

连续性方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

动量方程：

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \Phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x \Phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y \Phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z \Phi)}{\partial z} \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial z} \right) + S \end{aligned} \quad (2)$$

能量方程：

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\vec{u}(\rho E + p)] \\ &= \nabla \cdot [k_{eff} \nabla T - \sum h_j J_j + (\tau_{ef} f \cdot \vec{u})] + S_h \end{aligned} \quad (3)$$

3 计算结果

两种供暖方式采用相同的初始条件及边界条件，供水温度 50℃、回水温度 40℃，室外计算温度 248K；除地热管线外，无其他内热源，其计算结果如下。

3.1 室内温度分布及速度分布

传统地暖房间与超薄地暖房间的室内温度分布云图、辐射温度分布云图、速度分布云图及速度矢量图如图 3~10 所示。

3.2 地表温度及空气温度

地表平均温度、地表辐射平均温度、空气平均温度见表 2。

表 2 地表温度及空气温度

供回水 温度 /K	地暖 形式	地表平均 温度 /K	地表辐射 平均温度 /K	空气平均 温度 /K
323.15/313.15	传统地暖	301.2	297.5	295.8
	超薄地暖	308.6	304.4	301.3

4 结果分析

(1) 温度分布规律：无论传统地暖还是超薄地暖，室内温度分布都较均匀，且满足供暖要求；地暖房间水平方向温度分布规律是中间高、两边低，即距离外墙越近，空气温度越低；竖直方向温度规律是下高上低，即越靠近辐射源地面，温度越高，

越靠近外棚，空气温度越低；超薄地暖房间温度高于传统地暖房间；超薄地暖房间辐射温度高于传统地暖房间。

(2) 空气流动特点：气流在中间处上升，遇冷壁面下降，房间出现两个涡流区，受热压影响，临近壁面处气流速度相对较高；房间内空气速度较小，传统地暖房间的气流速度不超过 0.0123m/s；超薄地暖房间气流速度不超过 0.0128m/s，超薄地暖房间气流速度略高于传统地暖房间。

(3) 计算结果表明传统地暖房间温度在 294.9K~296.8K 之间波动，超薄地暖房间温度在 299.9K~302.7K 之间波动，超薄地暖房间温度高于传统地暖房间温度约 5℃；传统地暖工作区水平方向温度在 295.8K~296.3K 之间波动；超薄地暖工作区水平方向温度在 298.9K~302.1K 之间波动；传统地暖竖向温度在 295.2~296.8 之间波动；超薄地暖竖向温度在 299.5K~306.1K 之间波动超薄地暖无论在水平方向还是竖直方向，温度梯度均大于传统地暖。

(4) 超薄地暖地表温度比传统地暖地表温度高约 7℃，室内空气温度高约 5℃，超薄地暖系统的节能率高于传统地暖。

参考文献

- [1] 黎天标, 秦红. 地板辐射采暖系统的研究进展 [J]. 建筑节能, 2016, 44(4): 15~18+40.
- [2] 中国建筑科学研究院. GB 50736—2012 民用建筑采暖通风与空气调节设计规范 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2012.
- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [4] 夏焱, 张小松, 汪峰. 干式地板辐射供暖系统特性的试验研究 [J]. 流体机械, 2015, 43(8): 59~63.
- [5] A.K.Athienitis. 1997, Numerical Study of Thermostat Setpoint Profiles for Floor Radiant Heating and the Effect of Thermal Mass. ASHRAE Trans 103(1): 939~948
- [6] Yang Chen, A.K.Athienitis. 1998. a Three-Dimensional Numerical Investigation of the Effect of Cover Materials on Heat Transfer in Floor Heating Systems. ASHRAE Trans 104(2): 1350~1355.
- [7] 杨巍, 张于峰, 王荣光. 地板辐射供暖的传热模拟 [J]. 暖通空调 2001, 31(1): 73~75.
- [8] 冯晓梅, 肖勇全. 地板辐射供暖特性参数的研 [J]. 暖通空调 2004, 34(1): 1~4.
- [9] 王子介, 夏学鹰. 地板辐射供冷 / 暖的简化动态模型及其应用 [J]. 南京师范大学学报. 2004, 4(1): 1~4.
- [10] 朱红钧, 林元华, 谢龙汉. 流体分析及仿真实用教程 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2010.

基于乏汽余热利用的新型热电联产供热系统 全工况优化研究

李 岩, 米培源, 李文涛, 张淑彦

(燕山大学建筑工程与力学学院, 秦皇岛 066004)

[摘 要] 利用电厂乏汽余热构建新型热源方式, 是实现火电节能和城市清洁供热的重要途径。为回收乏汽余热, 目前电厂的常用做法是将机组高背压、吸收式热泵和热网低温回水三种技术结合构建新型多热源梯级供热系统。然而在此类系统的全工况运行中, 当乏汽余热不能被全部回收时, 过剩乏汽需要通过凝汽器凝结放热, 由此带来系统能效降低和凝汽器运行安全受影响的问题。为解决这两方面问题, 以进一步实现能源梯级利用, 本文开展系统集成改进和全工况优化研究: (1) 引入供热等效电作为能效综合评价指标; (2) 提出热网水串联加热流程以实现机组之间能源梯级利用; (3) 提出多台机组联合的新型热电联产系统运行参数综合优化思路。通过上述研究, 提升系统综合能效, 同时确保了凝汽器全工况运行安全。

[关键词] 热电联产; 乏汽余热利用; 能效; 全工况运行; 优化

0 引言

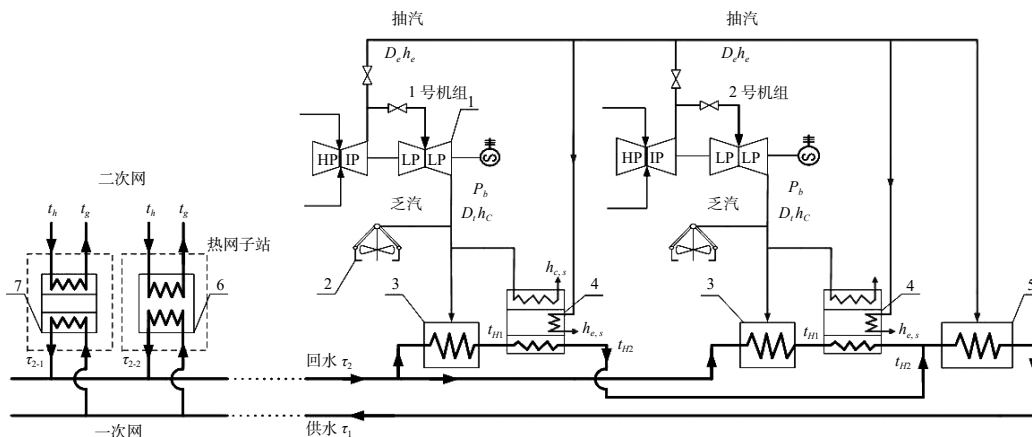
我国非常重视发展燃煤热电联产, 近年来全面启动 300MW 以上抽凝两用机组的建设^[1]。然而, 该类型机组仍有大量低压蒸汽 (即乏汽) 通过凝汽器凝结放热, 这部分热量占机组耗热量的 20~50%。若能回收这部分冷凝热并用于建筑采暖, 则可以大幅提高电厂的供热能力及能源利用效率^[2]。

然而, 乏汽余热温位较低, 无法直接加热热网水, 目前通常将“热网低温回水”、“机组高背压”及“吸收式热泵”三种技术路线结合, 构建乏汽余热利用供热系统^[3-4]。以两台 300MW 空冷机组为研究对象构建的热网水并联梯级加热系统如图 1 所示。

在部分热网子站设置吸收式换热机组^[5], 以一次网供水为驱动, 在不额外消耗高品位能 (电能) 的前提下, 显著降低回水温度 τ_{2-1} 至 25℃ 左右; 将返回电厂低温热网回水平均分流, 分别引入两台机

组的乏汽—水换热器, 提高机组背压以直接加热热网水至 t_{H1} ^[6]; 在电厂内设置吸收式热泵^[7], 以机组抽汽作为驱动热源回收乏汽余热, 乏汽—水换热器出口的热网水被加热至 t_{H2} ; 将热泵出口的热网水引入热网加热器加热至供水温度 τ_1 。

由于在图 1 所示的供热系统中热网水并联连接, 两台汽轮机组的抽汽流量 D_e 、低压缸乏汽流量 D_l 和机组背压 P_b 等参数相同。在全工况运行中当低压缸乏汽余热不能被系统全部回收时, 剩余的热量需要通过空冷凝汽器散失, 系统能效和空冷凝汽器运行安全会因此受到影响。为解决这两类问题并进一步发掘供热系统节能潜力, 一方面需要深入分析抽汽与乏汽的参数, 以及各加热环节的供热量构成以改进梯级加热系统的集成思路; 另一方面需要分析热负荷变化及其对系统能效的影响, 以制定全工况优化运行策略。



1 建立供热特性计算模型

忽略热网水在输送和换热过程中的热损失，系统的供热负荷 q_n 等于采暖用户的热负荷 q_o 。

$$q_o = q_n = \bar{q} \cdot q_n' = \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w'} q_n' \quad (1)$$

式中： q_n' 为供暖设计热负荷 (MW)； q_n 为某一室外温度下供暖热负荷 (MW)； $\bar{q}$ 为供暖相对热负荷比； t_n 为供暖室内计算温度 (°C)； t_w 为某一室外温度 (°C)； t_w' 为供暖室外计算温度 (°C)。

1.1 热网部分

在热网子站，一次网水通过水—水换热器和吸收式换热机组加热二次网水。为保证水力工况稳定，一次网采用质调节运行方式，即保持流量稳定，改变热网水温以应对室外温度变化引起的热负荷变化^[8]。

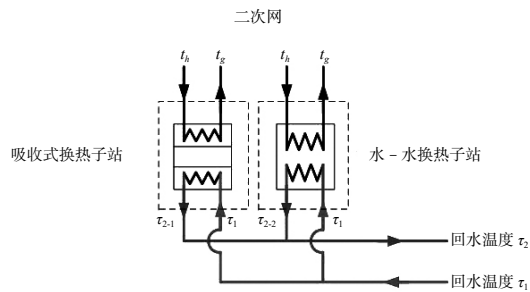


图2 热网与热网子站

在一次网的全工况运行中，供水温度 τ_1 见公式 (2)，来自吸收式换热站（热负荷比 x_A ）的回水温度保持其设计值 τ_{2-1}' 不变^[9]，来自水—水换热站（热负荷比 $1-x_A$ ）的回水温度 τ_{2-2} 见公式 (3)，返回电厂的回水温度 τ_2 见公式 (4)。

$$\tau_1 = \frac{((\tau_1' - \tau_{2-2}')\bar{q} + t_h)e^{\frac{((\tau_1' - \tau_{2-2}') - (t_g' - t_h'))}{\Delta t'}} - t_g}{e^{\frac{((\tau_1' - \tau_{2-2}') - (t_g' - t_h'))}{\Delta t'}} - 1} \quad (2)$$

$$\tau_{2-2} = \tau_1 - (\tau_1' - \tau_{2-2}')\bar{q} \quad (3)$$

$$\tau_2 = \frac{x_A(\tau_1 - \tau_{2-2})}{(1-x_A)(\tau_1 - \tau_{2-1}) + x_A(\tau_1 - \tau_{2-2})} \tau_{2-1} + \frac{(1-x_A)(\tau_1 - \tau_{2-1})}{(1-x_A)(\tau_1 - \tau_{2-1}) + x_A(\tau_1 - \tau_{2-2})} \tau_{2-2} \quad (4)$$

式中： τ_1' 为一次网设计供水温度 (°C)； τ_{2-2}' 为水—水换热站的一次网设计回水温度 (°C)； t_g' 为二次网设计供水温度 (°C)； t_h' 为二次网设计回水温度 (°C)； t_h 为二次网回水温度 (°C)； $\Delta t'$

为设计工况下的水—水换热器对数平均温差； x_A 为吸收式换热负荷比。

1.2 热源部分

在图3所示的梯级加热系统中，热网回水依次被乏汽—水换热器、吸收式热泵和热网加热器加热。各加热环节的热平衡分析如下：

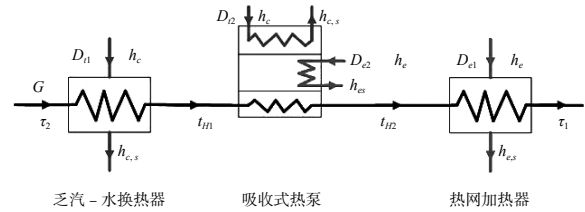


图3 各加热环节的热平衡分析

(1) 乏汽—水换热器：乏汽供热量 q_{e1} 。

$$q_{e1} = Gc_p(t_{H1} - \tau_2)/3600 = D_{e1}(h_e - h_{c,s})/3600 \quad (5)$$

式中： c_p 为水的质量定压比热容 (kJ/kg)； G 为热网水流量 (t/h)； D_{e1} 为乏汽—水换热器回收的乏汽流量 (t/h)； h_e 为抽气焓值 (kJ/kg)； $h_{c,s}$ 为凝水焓 (kJ/kg)。

机组背压被提高至 P_b 。

$$P_b = \text{Pressure}(T_1 = t_{H1} + \Delta d, x=1) \quad (6)$$

式中： Δd 为换热器端差 (°C)； x 为乏汽干度。

(2) 吸收式热泵：供热量 q_{AHP} ，包括消耗的抽汽热量 q_{e2} 和热泵回收的乏汽热量 q_{c2} 。

$$q_{AHP} = q_{e2} + q_{c2} = Gc_p(t_{H2} - t_{H1})/3600 \quad (7)$$

$$q_{e2} = D_{e2}(h_e - h_{c,s})/3600 = q_{AHP}/\text{COP}_h \quad (8)$$

$$q_{c2} = D_{e2}(h_c - h_{c,s})/3600 = q_{AHP}(1 - 1/\text{COP}_h) \quad (9)$$

式中： D_{e2} 为热泵消耗的抽汽流量 (t/h)； D_{e2} 为热泵回收的乏汽流量 (t/h)； h_e 为抽气焓值 (kJ/kg)； $h_{c,s}$ 为凝水焓 (kJ/kg)； COP_h 为热泵性能系数。

(3) 热网加热器：抽汽供热量 q_{e1} 。

$$q_{e2} = Gc_p(\tau_1 - t_{H2})/3600 = D_{e1}(h_e - h_{c,s})/3600 \quad (10)$$

式中： D_{e1} 为热网加热器消耗的抽汽流量 (t/h)。

该多热源梯级加热供热系统的供热量 q_n 包括抽汽供热量 q_e 和乏汽供热量 q_c 。

$$q_n = q_e + q_c = (q_{e1} + q_{e2}) + (q_{c1} + q_{c2}) = Gc_p(\tau_1 - \tau_2)/3600 \quad (11)$$

1.3 抽凝比与余热回收率

(1) 定义机组抽凝比 x_{ec} ，为机组抽汽供热量 q_e (MW) 与对应低压缸排汽热量 q_t (MW) 的比值。

$$x_{ec} = \frac{q_e}{q_t} = \frac{D_e(h_e - h_{e,s})}{D_t(h_c - h_{c,s})} \quad (12)$$

式中： D_e 为抽汽流量 (t/h)； D_t 为低压缸排汽流量 (t/h)； h_e 为抽汽焓 (kJ/kg)； h_c 为排汽焓 (kJ/kg)。

(2) 定义系统抽凝比 $X_{ec,s}$ ，为抽汽供热量 q_e (MW) 与乏汽供热量 q_c (MW) 的比值。

$$X_{ec,s} = \frac{q_e}{q_c} = \frac{D_e(h_e - h_{e,s})}{D_c(h_c - h_{c,s})} \quad (13)$$

式中： D_c 为用于供热的乏汽流量 (t/h)。

(3) 定义全工况下乏汽供热量 q_c 与低压缸排汽热量 q_t 的比值为乏汽余热回收率 ε 。

$$\varepsilon = \frac{x_{ec}}{X_{ec,s}} = \frac{q_c}{q_t} \quad (14)$$

2 系统运行能效与空冷凝汽器安全分析

如图 1 所示的以 2×300MW 机组 (CZK300/258-16.7/0.4/537/537) 为例设计乏汽余热利用供热系统的设计参数见表 1。

表 1 系统设计参数

	参数	数值	参数	数值
单台机组	抽汽压力 / MPa	0.4	单台机组抽汽量 / (t/h)	300
	机组背压 / kPa	30	单台机组排汽量 / (t/h)	393
供热系统	凝汽器端差 / °C	3	吸收式热泵 COP _h	1.67
	板式换热回水温度 / °C	60	吸收式换热回水温度 / °C	25
	吸收式换热比例	0.8	一次网供水温度 / °C	120
	一次网回水温度 / °C	35	室内计算温度 / °C	18
	冬季室外计算温度 / °C	-5	采暖天数	120

由于两台机组运行参数相同，现任取一台机组分析其抽汽供热量 q_e 、乏汽供热量 q_c 和低压缸排汽热量 q_t 以及抽凝比 x_{ec} 、 $X_{ec,s}$ 的变化规律，如图 4 所示。

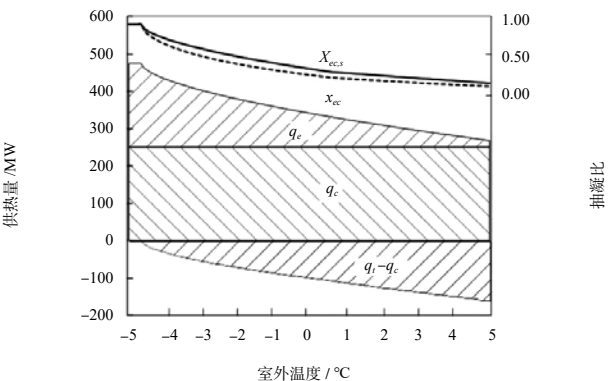


图 4 单台机组 q_e 、 q_c 和以及 q_t 抽凝比 x_{ec} 、 X_{ec} 随室外温度变化规律

随着室外温度升高，系统的总供热量下降。根据多热源梯级供热系统的集成特点，基本运行方法如下：优先降低作为调峰负荷的抽汽供热量 q_e ，保持作为基础负荷的乏汽供热量 q_c 稳定。因此随着抽汽供热量 q_e 的降低，低压缸排汽热量 q_t 将会增加。

由公式 (12、13) 可知，机组抽凝比 x_{ec} 始终小于系统抽凝比 $X_{ec,s}$ ，随着室外温度升高余热回收率 ε 逐渐降低。热量为 $q_t - q_c$ 的过剩乏汽热量需要通过空冷凝汽器散失，由此带来能效和空冷凝汽器运行安全问题：

(1) 系统能效降低：在供热系统的集成设计中提高了机组背压，因此低压缸有效焓降减少，机组发电受影响。特别是当室外温度升高时低压缸乏汽流量增多，机组损失发电量随之增大。过剩的排汽在空冷凝汽器中散热造成能源浪费。

(2) 空冷凝汽器运行安全受影响：空冷凝汽器按照乏汽流量大且室外温度高的机组纯凝工况设计，配置了巨大的换热面积^[10]。而在冬季供热工况下，机组乏汽量小且外界温度低，空冷凝汽器的冷却能力过剩，因此北方地区的热电厂普遍存在冬季空冷凝汽器防冻的问题。特别是过剩的热量 $q_t - q_c$ 会增加空冷凝汽器出现结冻的风险。

3 建立全工况运行能效评价方法

新系统利用包括抽汽和乏汽在内的热源蒸汽供热会减少电厂的发电量。以电量作为统一标准合理评价梯级供热系统中各热源的能源价值，本文引入供热等效电作为系统运行能效的评价指标^[11]。

(1) 抽汽供热等效电功率 $w_{eq,e}$

某时刻 i ，利用抽汽供 1MW 热量，因抽汽使低压缸进汽流量降低而减少的机组发电功率，MW 电 / MW 热。

$$w_{eq,e} = \frac{\Delta w_e}{q_e} = \frac{D_{e,i}(h_{e,i} - h_{c,i})}{D_{e,i}(h_{e,i} - h_{es,i})} \quad (15)$$

式中： Δw_e 为因抽汽供热而减少的发电功率 (MW)； $D_{e,i}$ 为 i 时刻供热抽汽量 (t/h)； $h_{e,i}$ 为 i 时刻抽汽焓 (kJ/kg)； $h_{c,i}$ 为 i 时刻排汽焓 (kJ/kg)； $h_{es,i}$ 为 i 时刻疏水焓 (kJ/kg)。

(2) 乏汽供热等效电功率 $w_{eq,c}$

某时刻 i ，利用乏汽供 1MW 热量，由于背压提高，使低压缸乏汽流有效焓降降低而减少的机组发电功率，MW 电 / MW 热。

$$w_{eq,c} = \frac{\Delta w_c}{q_c} = \frac{D_{t,i}(h_{c2} - h_{c1})}{D_{c,i}(h_{c2} - h_{cs,i})} \quad (16)$$

式中： Δw_c 为因高背压乏汽供热而减少的发电功率 (MW)； $D_{t,i}$ 为 i 时刻机组排汽量 (t/h)； $D_{c,i}$ 为 i 时刻回收乏汽量 (t/h)； h_{c2} 为高背压乏汽焓 (kJ/

kg)； h_{c1} 为机组原背压下排汽焓 (kJ/kg)； $h_{cs,i}$ 为疏水焓 (kJ/kg)。

(3) 系统综合供热等效电功率 $w_{eq,s}$

综合抽汽和乏汽供热对机组发电的影响，系统供 1MW 热量而减少的机组发电功率，MW 电 /MW 热。

$$w_{eq,s} = \frac{\Delta w_e + \Delta w_c}{q_e + q_c} = \frac{w_{eq,e} + w_{eq,c} q_c}{q_e + q_c} = \frac{x_{ec} w_{eq,e} + \varepsilon w_{eq,c}}{\varepsilon + x_{ec}} \quad (17)$$

式中： x_{ec} 为机组抽凝比； ε 为乏汽余热回收率。

对于供热系统而言，供热等效电功率 $w_{eq,s}$ 越低意味着供热的能源代价越小，系统能效越高。由式 (17) 可知，影响 $w_{eq,s}$ 的主要因素有三：

(1) 机组背压 P_b ：乏汽供热量一定时， P_b 越低则因提高背压减少的发电量 Δw_c 越少，乏汽供热等效电功率 $w_{eq,c}$ 越低，则 $w_{eq,s}$ 越低。

(2) 机组抽凝比 x_{ec} 与余热回收率 ε ：一般情况下抽汽供热等效电功率 $w_{eq,e}$ 高于乏汽供热等效电功率 $w_{eq,c}$ 。由公式 (17) 可知，当 x_{ec} 较低 ε 较高时， $w_{eq,s}$ 较低。

(3) (相应地，定义系统综合供热等效电 $W_{eq,s}$ ：指整个采暖季系统供 1GJ 热量而减少的机组发电量，kW·h 电 /GJ 热。

$$w_{ea,s} = \int_1^T w_{ea,s} di \quad (18)$$

因此，应该深入剖析关键系统运行参数 (P_b 、 x_{ec} 、 ε) 与 $w_{eq,s}$ 和 $W_{eq,s}$ 的内在关联，制定系统全工况

优化运行策略。

4 机组运行背压优化

根据公式 (1~4) 计算的一次网水温变化规律如图 5 所示。

随着室外温度升高，一次网回水温度由 35℃ 降至 30℃。

根据 τ_2 的这种变化规律，本文设计两种机组运行方式：

(1) 定背压运行

全工况运行中，始终保持机组背压 30kPa 恒定。随着一次网回水温度的降低，乏汽—水换热器的供热量 q_{c1} 逐渐增加；

(2) 变背压运行

全工况运行中，随着 τ_2 由 35℃ 降至 30℃，逐渐将机组背压由 30kPa 降至 10kPa (额定值)，乏汽—水换热器的供热量 q_{c1} 保持不变。

根据机组两种不同的运行方式，全工况运行中机组背压 P_b 的变化规律如图 6 所示，机组抽凝比 x_{ec} 和余热回收率 ε 的变化规律如图 7 所示。

由图 6 可知，变背压运行中 P_b 较低，这意味着乏汽供热等效电功率 $w_{eq,c}$ 较低，乏汽供热影响发电量 Δw_c 较低。由图 7 可知，定背压运行的 x_{ec} 较低， ε 较高，这意味着定背压运行可以回收更多乏汽余热以代替抽汽供热，抽汽供热影响发电量 Δw_e 较低。两种运行方式综合供热等效电功率 $w_{eq,s1}$ 与 $w_{eq,s2}$ 的分析如图 8 所示。

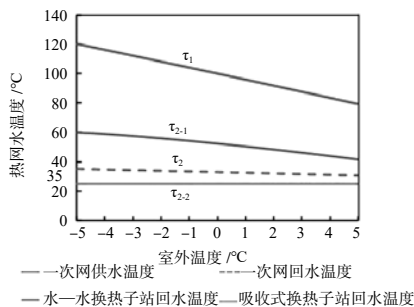


图 5 一次网水温变化规律

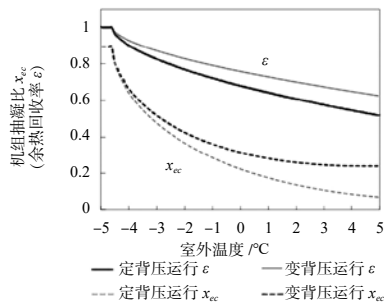


图 7 两种运行方式 x_{ec} 和 ε 变化规律

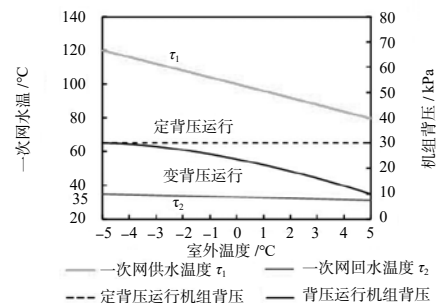


图 6 两种运行方式机组背压变化规律

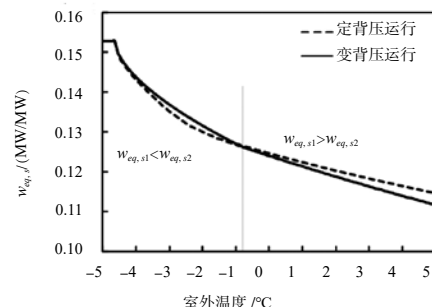


图 8 两种运行方式 $w_{eq,s}$ 变化规律

(1) 当室外温度低于 -0.9°C 时

低压缸排汽流量 D_l 相对较小, 抽汽流量 D_e 相对较大。变背压运行中通过降低机组背压使乏汽供热等效电功率 $w_{eq,c}$ 降低不明显, 因此定背压运行的 $w_{eq,s1}$ 较低。

(2) 当室外温度高于 -0.9°C 时

低压缸排汽流量 D_l 相对较大, 抽汽流量 D_e 相对较小。变背压运行中通过降低机组背压, 乏汽供热等效电功率 $w_{eq,c}$ 显著降低, 因此变背压运行的 $w_{eq,s2}$ 较低。

根据上述分析, 本文提出一种机组优化背压运行方式: (1) 当室外温度低于 -0.9°C 时采用定背压运行; (2) 当室外温度高于 -0.9°C 时采用变背压运行。优化背压运行后机组背压 P_b 的变化规律如图 9。

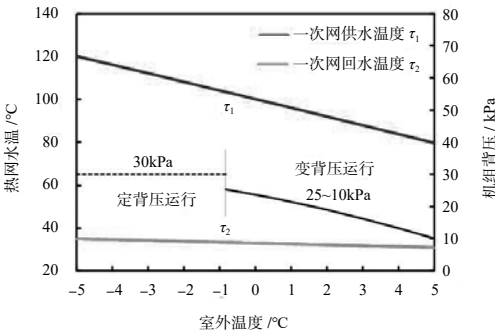


图 9 优化背压运行方式

采用优化背压运行方式和常规定背压运行的机组能效对比如表 2 所示。通过优化背压运行, 系统

综合等效电降低至 $35.4\text{kW}\cdot\text{h}/\text{GJ}$ 。这意味着在单台机组同样满足整个采暖季 358 万 GJ 供热量的情况下, 可增加发电量 500 万 $\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

表 2 两种运行方式能效对比

参数	定背压运行	优化背压运行
抽汽供热量 Q_c / 万 GJ	100	114
乏汽供热量 Q_e / 万 GJ	258	244
机组供热量 Q_c / 万 GJ	358	358
系统供热等效电 $W_{eq,s}$ / ($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{GJ}$)	36.8	35.4

5 新型热电联产供热系统综合优化

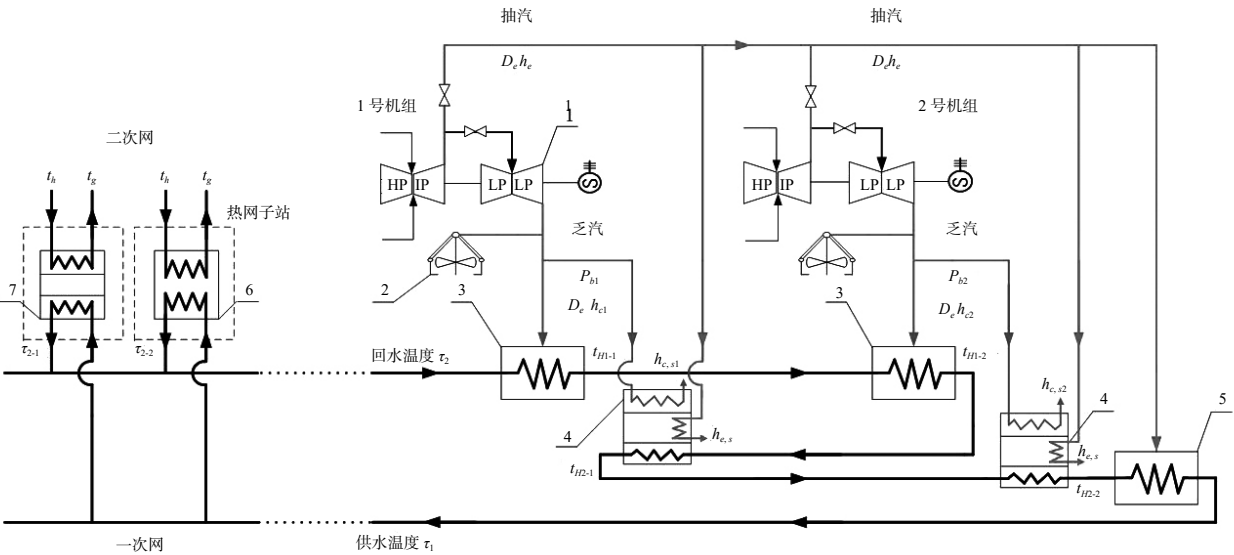
5.1 供热系统集成改进

为进一步实现两台机组之间的能源梯级利用, 本文提出一种系统集成改进思路: 热网水串联加热流程, 如图 10 所示。热网水依次被 1#、2# 机组乏汽-水换热器加热至 t_{H1-2} , 接着被 1# 和 2# 机组吸收式热泵加热至 t_{H2-2} , 最后被抽汽-水换热器加热至 τ_1 。图 1 和图 10 中所示的供热系统之间的设计参数比较如表 3 所示。

表 3 设计参数比较

参数	热网水串联供热系统		热网水并联供热系统	
	1# 机组	2# 机组	1# 机组	2# 机组
热网水流量 G (t/h)	9600	9600	4800	4800
机组背压 P_b (kPa)	18	30	30	30

系统集成改进后的优势在于: 基于能源梯级利用的原则, 根据供热的需求选择适合的热源。与热网水并联系统相比, 流经乏汽-水换热器的热网水流量翻倍。对于 1# 机组而言, 热网水被乏汽-水换



1- 汽轮机组; 2- 空冷凝汽器; 3- 乏汽-水换热器; 4- 吸收式热泵; 5- 抽汽-水换热器; 6- 水-水换热器; 7- 吸收式换热机组
图 10 热网水串联供热系统

热器加热后出水温度 t_{H1-1} 较低, 根据公式 (6) 可知机组背压较低, 因此乏汽供热等效电功率 $w_{eq,c}$ 较低。这意味着热网水串联供热系统具有能效优势。

5.2 运行参数综合优化

为在系统全工况运行中提高能效和确保空冷凝汽器运行安全, 本文针对图 10 中的新型热电联产供热系统提出了运行参数 (机组抽凝比 x_{ec} 和机组背压 P_b) 的综合优化, 具体思路如下:

(1) 当室外温度低于 -0.9°C 时:

① 1# 机组采用定背压运行。为应对随室外温度升高系统总供热量 q_n 的降低, 优先降低抽汽供热量 q_e 同时保持乏汽供热量 q_c 不变。因此机组抽凝比 x_{ec1} 降低, 进入空冷凝汽器散热的乏汽热量增加。

② 2# 机组采用定背压运行。保持抽汽供热量 q_e 不变同时回收其全部低压缸排汽热量 q_r , 因此抽凝比 x_{ec2} 保持不变。

(2) 当室外温度高于 -0.9°C 时:

① 1# 机组停止抽汽, 由于低压缸排汽量巨大采用变背压运行。因此, 机组抽凝比 x_{ec1} 保持为零, 随着室外温度升高, 机组背压由 18kPa 降至 10kPa (额定值)。

② 2# 机组提供系统所需全部抽汽量并继续保持定背压运行。抽汽供热量 q_e 和机组抽凝比 x_{ec2} 随着室外温度升高而降低。

1# 与 2# 机组在全工况运行中总供热量 q_n (包括 q_e 和 q_c) 与机组抽凝比 x_{ec} 、余热回收率 ε 的变化规律如图 11 所示。

根据上述优化思路, 系统运行中存在两个优势:

(1) 提升了系统综合能效

充分利用背压较低的机组 (1# 机组) 发电并作为系统供热补充, 随着室外温度升高优先降低其供热量; 充分利用背压较高的机组 (2# 机组) 供热以承担系统基础热负荷, 2# 机组的全部低压

缸排汽热量都用于供热。通过系统集成改进和两台机组运行参数 (机组抽凝比 x_{ec} 和背压 P_b) 的综合优化, 系统综合供热等效电 $W_{eq,s}$ 比图 1 所示的热网水并联系统降低了 13%, 如表 4 所示。这意味着在供热系统同样满足整个采暖季 716 万 GJ 供热量的情况下, 电厂可增加发电量 3000 万 $\text{kW}\cdot\text{h}$ 。因此, 系统能效显著提高。

(2) 确保了空冷凝汽器全工况运行安全

2# 机组低压缸全部排汽热量被回收, 因此其空冷凝汽器不存在结冻风险, 系统运行中只需集中精力监测 1# 机组空冷凝汽器。与热网水并联系统相比, 1# 机组进入空冷凝汽器的乏汽热量增多, 虽然其结冻问题没有被完全解决但已得到改善。

表 4 两种供热系统能效对比

参数	热网水串联供热系统		热网水并联供热系统	
	1# 机组	2# 机组	1# 机组	2# 机组
抽汽供热量 Q_e /万 GJ	40	162	100	100
乏汽供热量 Q_c /万 GJ	214	300	258	258
机组供热量 $Q_e + Q_c$ /万 GJ	254	462	358	358
系统供热量 Q_n /万 GJ	716		716	
系统供热等效电 $W_{eq,s}$ /($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{GJ}$)	29.6		34.0	

6 结论

通过结合机组高背压、吸收式热泵、热网低温回水三种技术的一种基于乏汽余热利用的新型热电联产供热系统可以大幅提高电厂供热能力。然而根据系统集成特点, 全工况运行中机组低压缸排汽热量不能被完全回收。这种情况下过剩的乏汽需要通过空冷凝汽器散热, 由此带来系统能效降低和空冷凝汽器运行安全受影响两类问题。本文研究系统集成改进和运行优化以进一步提高能效并确保空冷凝汽器运行安全。

(1) 本文引入系统综合供热等效电 $W_{eq,s}$ 作为能效的综合评价指标。 $W_{eq,s}$ 的主要影响因素包括机组

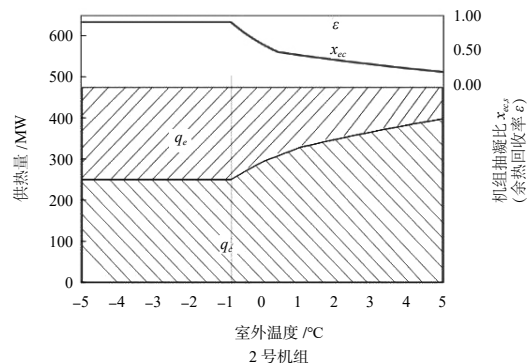
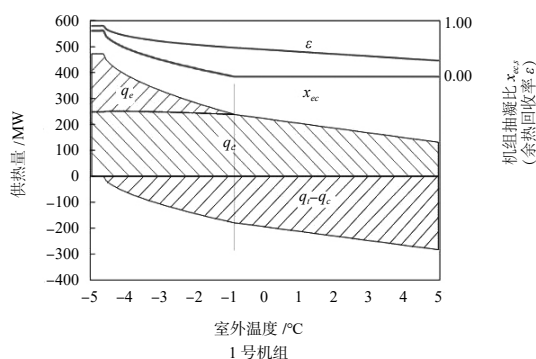


图 11 1#、2# 机组总供热量 q_n , 机组抽凝比 x_{ec} 和余热回收率 ε 变化规律

背压 P_b 、机组抽凝比 x_{ec} 和余热回收率 ε 。通过对这些运行参数和合理调整可实现系统能效的提升。

(2) 本文改进了系统集成, 提出热网水串联的连接形式。这样既实现了两台机组之间的能源梯级利用, 又使运行参数(机组抽凝比 x_{ec} 和背压 P_b) 的调整可行。

(3) 为实现新型供热系统的综合优化, 本文根据热网参数的变化规律提出了机组优化背压运行方式。在此基础之上, 根据各台机组的能源(供热和发电)分配原则提出了运行参数(机组抽凝比 x_{ec} 和背压 P_b) 的综合优化。一方面系统综合供热等效电比热网水并联供热系统降低 13%, 系统能效得到提升; 另一方面空冷凝汽器结冻风险降低, 其运行安全得以确保。

参考文献

- [1] 康艳兵, 张建国, 张扬. 我国热电联产集中供热的发展现状, 问题与建议 [J]. 中国能源, 2008, 30(10): 8–13.
- [2] Tianyou Wang, Yajun Zhang, Zhijun Peng. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(6):2862–2871.
- [3] Yan Li, Shanshan Chang, Lin Fu. A technology review on recovering waste heat from the condensers of large turbine units in China[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 58:287–296.
- [4] Yan Li, Lin Fu, Shigang Zhang, Yi Jiang, Zhao Xiling. A new type of district heating method with co-generation based on absorption heat exchange (co-ah cycle)[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(2):1200–1207.
- [5] Yan Li, Lin Fu, Shigang Zhang. Technology application of district heating system with Co-generation based on absorption heat exchange[J]. Energy, 2015, 90:663–670.
- [6] 张攀, 杨涛, 杜旭. 直接空冷机组高背压供热技术经济性分析 [J]. 汽轮机技术, 2014, 56(3):209–212.
- [9] 冯澎湃, 王宁玲, 杨志平, 等. 直接空冷高背压供热机组的梯级供热特性与冷端变工况协同优化 [J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(20): 5546–5554.
- [7] 刘明军, 葛茂清, 卢尚有. 吸收式热泵在热电厂乏汽余热回收领域的应用 [J]. 流体机械, 2013, 41(2): 83–87.
- [8] 江亿. 集中供热网控制调节策略的探讨 [J]. 区域供热, 1997(2):10–14.
- [9] 李岩, 付林, 张世钢. 基于吸收式换热的热电联产集中供热系统的运行调节 [J]. 区域供热, 2013(3): 1–4.
- [10] 周兰欣, 乔瑾, 张淑侠. 600MW 机组空冷凝汽器变工况特性计算与分析 [J]. 华北电力大学学报, 2011, 38(1):92–97.
- [11] 江亿, 杨秀. 在能源分析中采用等效电方法 [J]. 中国能源, 2010, 32(5): 5–11.

基于北京某高层住宅的冷风渗透计算方法比较与影响因素分析

王兆同

(北京市建筑设计研究院有限公司, 北京 100045)

[摘要] 本文首先介绍三种冷风渗透耗热量计算方法, 针对北京某高层住宅, 分析三种方法得出的冷风渗透耗热量随楼层的变化规律。之后分析了三种计算方法对户型热负荷的影响, 发现缝隙法得出的冷风渗透量不能满足规范对住宅室内新风量的要求, 所以本工程采用换气次数法计算冷风渗透耗热量。本文还对冷风渗透耗热量的影响因素进行分析, 得出降低冷风渗透耗热量的措施包括: 提高门窗等级、减小外窗开启面积 (北京地区尤其应减小北向外窗的开启面积), 在竖井和户间增加隔断或增加户门气密性等, 最后给出工程建议。

[关键词] 冷风渗透耗热量; 换气次数法; 缝隙法; 影响因素

0 绪论

目前冷风渗透量主要采用换气次数法和缝隙法计算。文献[1]提出通过门窗缝隙渗入的冷风渗透量可用换气次数法进行计算 (根据房间的体积和换气次数计算出冷风渗透量)。缝隙法是考虑建筑内楼梯间的热压和室外风压联合作用, 得出通过门窗缝隙的冷风渗透耗热量。楼梯间温度是缝隙法计算中的一个重要参数, 它直接影响到各朝向冷风渗透的综合修正系数 m , 关于楼梯间温度的取值, 不同文献给出了不同的方法^[1-3]。文献[1]和文献[2]中不考虑楼梯间的温度梯度, 而将楼梯间温度简化为一个定值, 计算得出冷风渗透耗热量 (这种不考虑楼梯间温度梯度的缝隙法以下简称缝隙法1)。文献[3]考虑楼梯间内的温度梯度, 给出楼梯间温度分布的简化计算公式, 根据楼梯间的温度分布得出房间冷风渗透耗热量 (这种考虑楼梯间温度梯度的缝隙法以下简称缝隙法2)。

本文以北京某高层住宅的典型户型 (C1 户型) 为研究对象, 用换气次数法、缝隙法1及缝隙法2对各房间的冷风渗透耗热量及户型负荷进行计算和对比分析, 并采用缝隙法1对冷风渗透耗热量的影响因素进行分析, 最后给出工程建议, 为实际工程设计提供参考。

1 三种冷风渗透耗热量计算方法介绍

加热通过门、窗缝隙渗入室内的冷风渗透耗热量 $Q_{\text{渗}}$ (W), 按下式计算^[2]:

$$Q_{\text{渗}} = 0.287 \cdot C_p \cdot L \cdot \rho_w \cdot (t_n - t_w) \quad (1)$$

式中: C_p 为空气定压比热 (kJ/(kg·°C)); L 为冷风渗透量 (m³/h); ρ_w 为供暖室外计算温度下的空气密度 (kg/m³); t_n , t_w 为室内, 外供暖计算温度 (°C)。

1.1 换气次数法

换气次数法是根据房间的体积和冬季换气次数, 得出冷风渗透量, 公式如下所示^[1-2]:

$$L = N \cdot V \quad (2)$$

式中: N 为换气次数 (住宅取 0.5) (1/h); V 为房间净体积 (m³)。

1.2 缝隙法1

缝隙法1是考虑风压与热压联合作用, 以及室外风速随高度递增的原则经计算得出冷风渗透量, 计算公式如下式所示^[2-4]:

$$L = \sum (l \cdot L_0 \cdot m^b) \quad (3)$$

式中: L_0 为单位长度门窗缝隙渗入的理论空气量 (理论渗风量), 见公式 (4) (m³/(m·h)); l 为房间某朝向上的可开启门窗缝隙长度 (m); m 为各朝向冷风渗透的综合修正系数, 见公式 (5); b 为外窗、门缝隙的渗风指数。

$$L_0 = a_1 \cdot (\rho_w \cdot v_0^2 / 2)^b \quad (4)$$

式中: a_1 为外门窗缝隙的渗风系数 (m³/(m·h·Pa)); v_0 为冬季室外最多风向下的平均风速 (m/s)。

$$m = C_r \cdot \Delta C_f \cdot (n^{\frac{1}{3}} + C) \cdot C_h \quad (5)$$

式中: C_r , ΔC_f , C_h 为热压系数、风压差系数、高度修正系数; n 为纯风压作用下渗风量的朝向修正系数; C 为作用于外门、窗缝隙两侧有效热压差与风压差之比, 大城市 C 的计算见公式 (6)。

$$C = 70 \times (t'_n - t_w) \cdot (h_z - h) / [\Delta C_f \cdot v_0^2 \cdot (273 + t'_n) \cdot h^{0.4}] \quad (6)$$

式中: h_z 为纯热压作用下建筑物中和界面的标高, 可取建筑物总高度的 1/2 (m); h 为计算门、

窗中心线的标高 (m); 为竖井温度, 文献 [1] 给出: 不采暖楼梯间可取 5℃; 文献 [2] 给出: 当走廊及楼梯间不采暖时, 按温差修正系数取值, 对 7~30 层的建筑温差修正系数取 0.5 (℃)。

1.3 缝隙法 2

缝隙法 2 也是采用式 (3)、(4)、(5)、(6) 计算冷风渗透量, 只是 t'_n 的取值不同。

竖井温度分布的计算见下式 (7) [3][5]:

$$t'_n=(1-\alpha_n)t_n+\alpha_nt_w$$
 (7)

式中: n 为建筑层数, $n=1,2,3,\dots,N$, N 为建筑总层数; α_n 为与楼层有关的修正系数, 当 $n=1$ 时, $\alpha_1=0.85$, 当 $n=2,3,\dots,N$ 时, $\alpha_n=0.77-0.295(n-2)/(N-3)$ 。

根据式 (7) 得出的竖井温度, 联合式 (3)(4)(5)(6), 可以算出缝隙法 2 的冷风渗透量, 利用式 (1) 即可求得缝隙法 2 的冷风渗透耗热量。

2 三种计算方法的对比与分析

2.1 工程概况

本工程位于北京市通州区, 建筑高度为 81.4m, 层高为 2.9m, 属于一类高层建筑。地上 28 层, 功能为住宅, 建筑面积 27441m²; 地下 3 层, 功能为自行车库及库房, 建筑面积 3452m²; 总建筑面积

30893m²。室内供暖采用共用立管的分户独立散热器系统, 立管采用下供下回双管异程式系统。本文选取标准单元的 C1 户型 (户型面积 80m²) 进行计算分析, 该户型顶层为 27 层, 房间布局见图 1, 其中楼梯间不采暖。C1 户型的各房间面积和外窗参数见表 1。

表 1 C1 户型房间面积及门窗统计表

房间名称	面积 /m ²	门窗等级 / 级	门窗朝向	缝隙长度 /m
起居室	27.2	7	南窗	5
主卧	14.7	7	南窗	5
次卧 1	9.6	7	北窗	5
次卧 2	9.1	7	北窗	5
卫生间	6.2	7	北窗	4.1
厨房	5.6	7	北窗	4.1

2.2 冷风渗透热负荷计算结果分析

根据三种计算方法, 取 C1 户型为研究对象, 得出 C1 户型各个房间的冷风渗透耗热量, 如图 2~7 所示。

由图 2~7 可知, 换气次数法得出的冷风渗透耗热量不随楼层变化, 而跟建筑面积有关, 面积越大, 得出的冷风渗透耗热量越大。

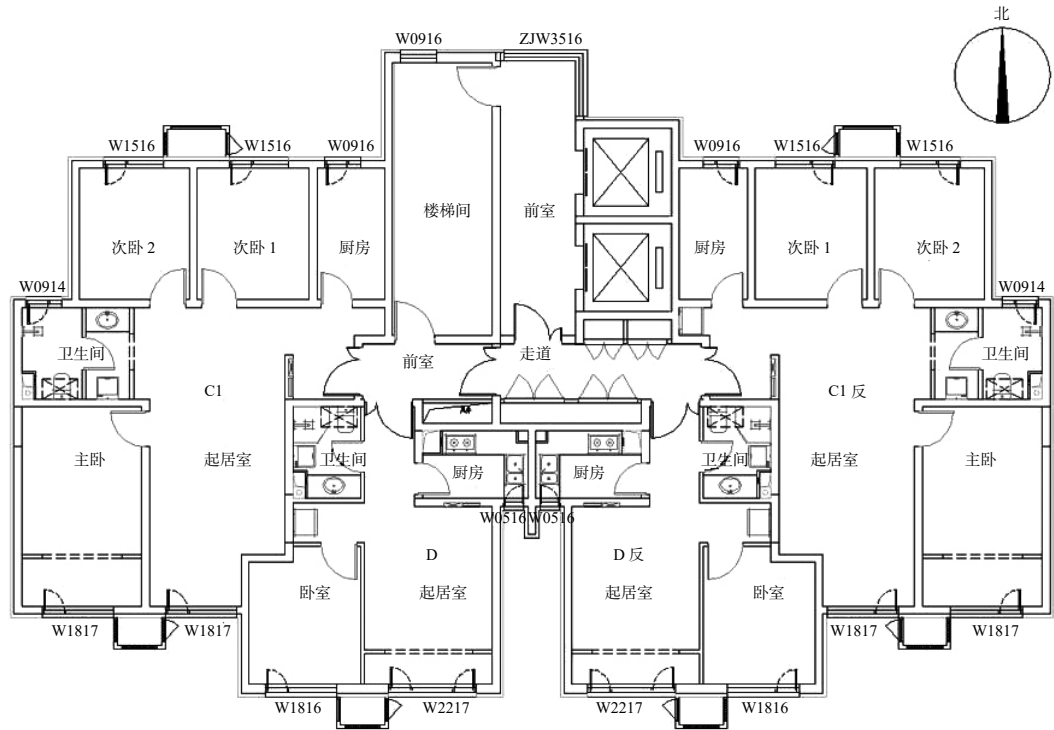


图 1 单元核心筒布局图

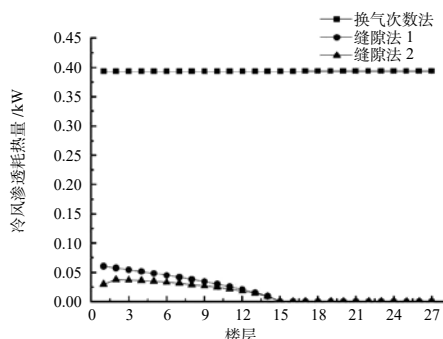


图2 C1 起居室冷风渗透热负荷比较图

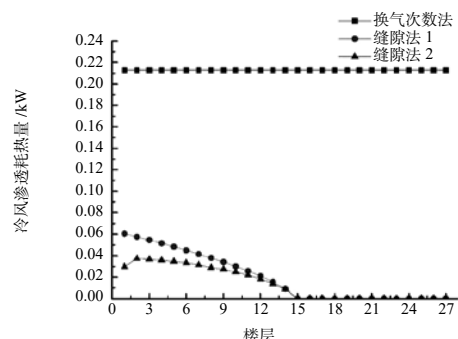


图3 C1 主卧冷风渗透热负荷比较图

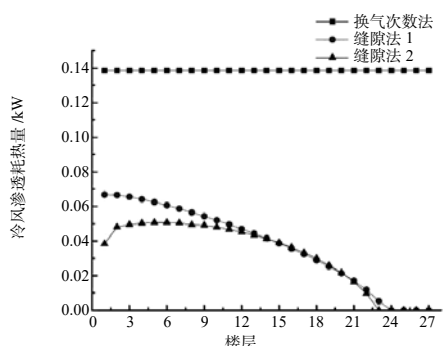


图4 C1 次卧1冷风渗透热负荷比较图

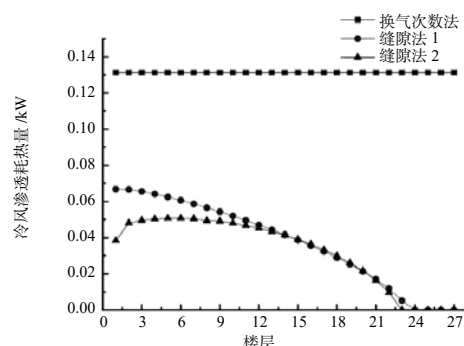


图5 C1 次卧2冷风渗透热负荷比较图

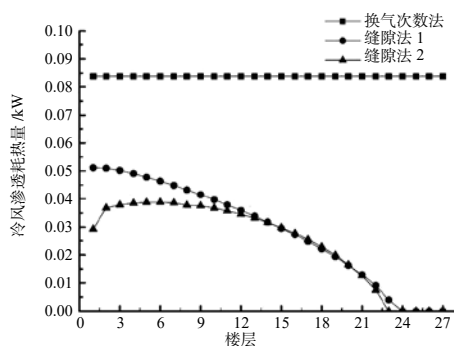


图6 C1 卫生间冷风渗透热负荷比较图

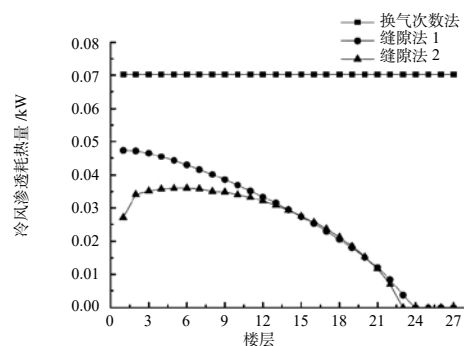


图7 C1 厨房冷风渗透热负荷比较图

缝隙法 1 得出的冷风渗透耗热量随着楼层的升高而减小,直到中和界面为 0。最大值在首层,起居室和主卧冷风渗透耗热量随楼层的变化趋势一致,计算状态下的中和界面高度在 15 层,次卧 1、次卧 2、卫生间和厨房冷风渗透耗热量随楼层的变化趋势一致,计算状态下的中和界面高度在 23 层。

缝隙法 2 得出冷风渗透耗热量随着楼层的升高先增加后减小,最大值并非在首层,而是在中间某一层,起居室和主卧的冷风渗透耗热量随楼层的变化趋势一致,最大值出现在 2 层,计算状态下的中和界面高度在 15 层,次卧 1、次卧 2、卫生间和厨房冷风渗透耗热量随楼层的变化趋势一致,最大值出现在 6 层,计算状态下的中和界面高度在 23 层。

2.3 三种方法的比较

由图 2~7 可知,对本工程而言,换气次数法得出的冷风渗透耗热量明显大于缝隙法 1,房间建筑面积越大,换气次数法得出冷风渗透耗热量越大,其与缝隙法 1 的差值也越大。如主卧换气次数法与缝隙法 1 的最大差值为 0.21kW,起居室二者的最大差值则为 0.39kW。根据图中曲线的变化规律可知,二者的差值随着楼层的升高而增大,中和界面以上保持不变(此时缝隙法 1 的冷风渗透耗热量为 0)。

由图 2~7 可知,缝隙法 1 得出的各房间冷风渗透耗热量大于缝隙法 2,6 层以下二者有明显的差别,并随着楼层的升高而减小,差距最大的在 1 层,如 1 层起居室和主卧缝隙法 2 的冷风渗透耗热量是缝

隙法 1 的 49%，次卧 1、次卧 2、卫生间和厨房缝隙法 2 的冷风渗透耗热量是缝隙法 1 的 57.3%，6 层以上二者基本无差别。

2.4 不同计算方法对户型热负荷的影响

对 C1 户型的冬季供暖热负荷进行计算，得出结果见图 8。

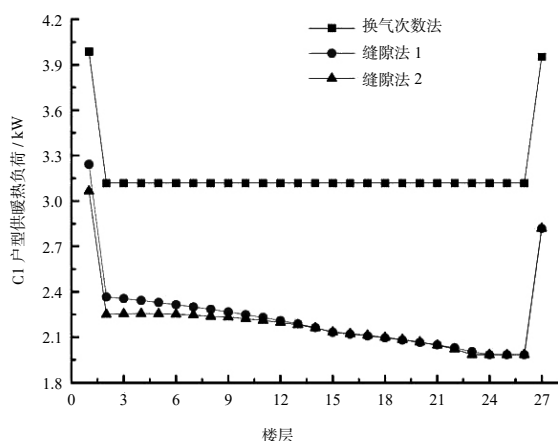


图 8 三种计算方法的负荷计算结果对比图

由图 8 可知，由于首层有地下室楼板传热和大堂传热，顶层有屋顶传热，所以首层和顶层的热负荷明显大于标准层。对标准层而言，户型热负荷随楼层的变化趋势与对应的冷风渗透耗热量随楼层的变化趋势一致，对本工程而言，换气次数法的热负荷明显大于缝隙法 1，随着楼层数的增加，二者差距增大，最大差距为 36.4% (1.133kW)，缝隙法 1 与缝隙法 2 对应的户型负荷差距较小，不到 6%。

考虑供暖房间内人员有卫生要求，当通过门窗缝隙渗入的风量过小时，应通过开窗和通风等手段达到一定的换气量。文献 [4] 规定居住建筑所需最小新风量宜按照换气次数法确定，当人均居住面积在 $20\text{m}^2 \sim 50\text{m}^2$ 之间时，每小时的换气次数为 0.5 次/h^[4]。对本工程而言，缝隙法 1 得出的冷风渗透量大于缝隙法 2，如果采用缝隙法 1 计算冷风渗透量，得出 C1 户型的最大冷风渗透量为 $32\text{m}^3/\text{h}$ ，每户人数按照 3 人考虑，则人均新风量 $10.6\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ ，折合成换气次数为 0.14 次/h，显然缝隙法 1 和缝隙法 2 得出的冷风渗透量不能满足规范对最小新风量的要求。综上所述，为了满足室内人员的卫生要求，本工程采用换气次数法计算冷风渗透量。

3 冷风渗透量的影响因素分析

3.1 门窗等级的影响

以 C1 户型为例，其他条件不变，改变门窗等级，采用缝隙法 1 得到 C1 户型各房间总冷风渗透耗热量如下图所示。

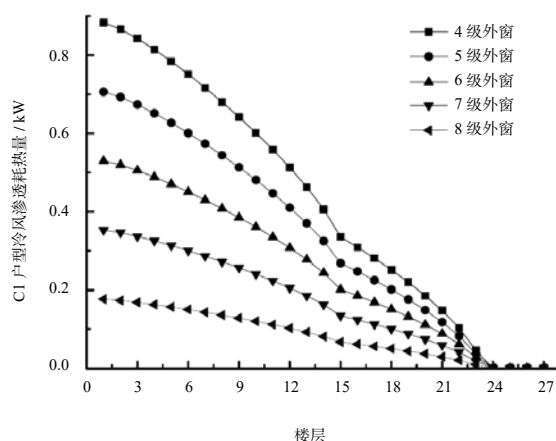


图 9 门窗等级对冷风渗透热负荷的影响

图中 5 条曲线分别对应 5 种门窗等级，由图 9 可知，它们随楼层变化的规律相似，随着门窗等级的提高，冷风渗透耗热量下降，门窗等级越高，曲线也变得更加平缓，各楼层的冷风渗透耗热量差距减小，所以为减小冷风渗透耗热量，应尽量使用高等级门窗。

3.2 门窗朝向的影响

取 C1 户型的主卧为研究对象，其他条件不变，改变外窗方向，采用缝隙法 1 得出的冷风渗透耗热量见图 10。

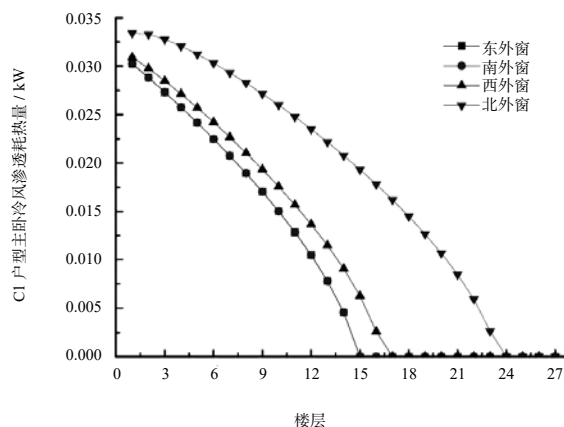


图 10 门窗朝向对冷风渗透热负荷的影响

由图 10 可知，对北京地区，其他条件不变时，东向和南向的曲线重叠，二者的冷风渗透耗热量相同，北外窗的冷风渗透耗热量最大。由图亦知外窗朝向对中和界面的高度有影响，东向和南向中和界面所在层数为 15 层，西向为 17 层，北向为 23 层。

3.3 建筑内部流通阻力的影响

建筑内部的流通阻力反应在热压系数 C_r 上，与建筑内部隔断情况和气密性有关，针对 C1 户型，其

他条件保持不变,采用缝隙法 1 计算不同热压系数的冷风渗透耗热量,结果如图 11 所示。

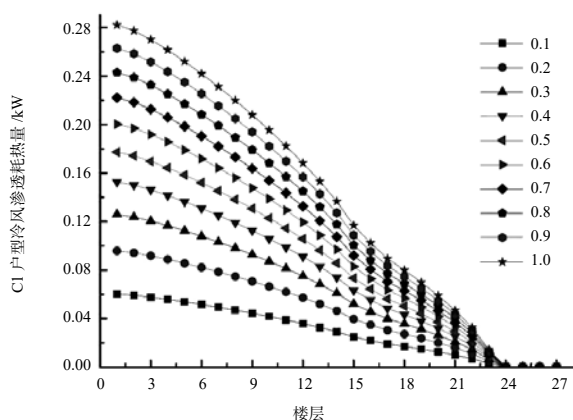


图 11 不同热压系数 C_r 的冷风渗透热负荷

由图 11 可知,各热压系数的冷风渗透耗热量变化规律相似,热压系数越小(即建筑内流通阻力越大),则冷风渗透热负荷越小,曲线越平缓,各层的冷风渗透耗热量差距越小。所以为了减小冷风渗透耗热量,应尽量增大建筑内部流通阻力,如在竖井和户间增加隔断或增加户门气密性等。

4 工程建议

本工程中换气次数法得出的 C1 户型热负荷明显大于缝隙法 1,而缝隙法 1 和缝隙法 2 对应的户型热负荷差别很小(在 6% 以内)。目前北京地区地方标准规定外门窗的气密性不应低于国家标准《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》

(GB/T 7106—2008) 中规定的 7 级,采用缝隙法得出的冷风渗透量较小,如果无法满足人员卫生要求时,建议采用换气次数法计算冷风渗透耗热量。

门窗等级、外窗朝向和建筑内部流通阻力(即热压系数 C_r)会对冷风渗透耗热量产生影响,外窗朝向还对中和界面的高度有影响。在满足房间人员卫生要求的前提下,从节能角度考虑应降低冷风渗透耗热量,具体措施包括:尽量提高门窗等级、减小外窗开启面积(北京地区尤其应减小北向外窗的开启面积),在竖井和户间增加隔断或增加户门气密性等。

参考文献

- [1] 北京市建筑设计研究院. 建筑设备专业设计技术措施. 北京: 中国建筑工业出版社, 1998.
- [2] 全国民用建筑工程设计技术措施 [M]. 中国计划出版社, 住房和城乡建设部工程质量安全监管司, 2009.
- [3] 郭卉, 陈祖铭, 丁立行等, 基于渗风度时数的采暖渗风能耗计算及其影响因素分析 [J], 暖通空调, 2009, 39(4): 113–116.
- [4] 中华人民共和国住房和城乡建设部. GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [5] 李兆坚. 住宅楼梯间供暖温差修正系数测试分析 [J]. 暖通空调, 2003, 33(1): 38–40.
- [6] 北京市规划委员会, 北京市质量技术监督局. 供热计量设计技术规程 [S]. DB11/1066—2014.

中国智能热网技术架构的探讨 ——基于热能互联网（ITG）的实现方式

由世俊, 王雅然, 郑雪晶, 张 欢, 叶天震, 郑万冬

(天津大学环境科学与工程学院, 天津 300350)

[摘 要] 近年来, 随着物联网、大数据时代的到来, 城市集中供热管网的调控手段正稳步提升, 并逐步与现代网络通信和软件技术进行结合。实现热网的智能化和清洁化是热网技术发展的重要方向和目标。目前, 北欧等国家正致力于发展第四代热网。北欧的第四代热网理念是在当前热网的基础上, 集成更多可再生能源, 并进一步降低热网的供水温度, 使得中低温的清洁热源能够被充分利用。然而, 我国的城市集中供热系统负荷密度大, 管网规模巨大, 直接照搬北欧的理念, 降低热网的供水温度, 会导致热网泵耗的大幅增加, 不能充分发挥热网的节能潜力。本文提出一种适合于我国城市集中供热现状的智能热网新形式。

[关键词] 智能热网; 创新; 节能

1 智能热网的需求及特点

近年来, 我国城市集中供热管网的运行调控技术已有了长足的进步。为进一步提升城市集中供热管网的节能潜力, 降低热源的污染物排放, 提高效率, 改善集中供热的末端供热质量, 实现负荷侧的高效控制和管理, 基于负荷预测实现大型热网供热参数的滞后补偿, 并提高热网的可靠性, 实现智能热网成为当前城市集中供热系统未来发展的重要方向。图 1 所示是推动热网向智能热网发展的需求。这五项需求分别是: 提高能效、建立可靠供热系统、基于负荷预测的滞后补偿调控、降低排放和需求侧的管理。

Lund H. 等^[1]指出, 智能热网应具备的 5 个特点是: 集成可再生能源、实现低温供热 ($< 70^{\circ}\text{C}$)、较低的输配热量损失、可与智能能源系统 (智能电网等) 集成、实现可持续的热网规划。结合我国城市集中供热系统的现状, 本文总结了 8 个智能热网应具备的特征 (见图 2)。这 8 个特点分别是:

- (1) 热源调度灵活健壮;
- (2) 集成更多可再生能源;
- (3) 与用户侧互动;
- (4) 与智能电网联动;
- (5) 较低的输配能耗;
- (6) 超低排放;
- (7) 故障诊断;
- (8) 动态蓄、放热。

动态蓄、放热是指, 在城市集中供热系统中接入蓄热装置, 将不稳定的可再生能源产热暂时储存起来, 在需要的时候动态地释放给热网, 以达到平滑可再生能源的输出和提升热网接纳可再生能源的能力。当可再生能源接入到热网中以后, 为达到热网的高效运行, 需要热源的调度更加灵活, 也要求热网的水力工况调节机制能够更加健壮, 以适应灵活的热源调度。同时, 热网应具备良好的故障诊断能力, 并提供可靠的故障工况下的调度决策支持, 以提高热网的供热安全性。



图 1 智能热网的需求

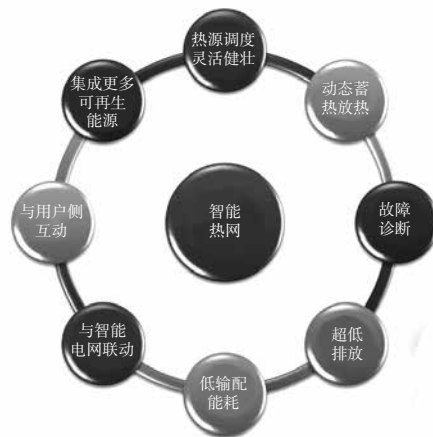


图 2 智能热网应具备的特征

2 智能热网的定义

结合智能热网的上述特征，笔者尝试给出如下智能热网的定义：具有多目标自趋优运行能力的集中供热管网，称为智能热网（Smart Thermal Grid, STG）。定义中的“自趋优”是指：热网能够自动地进行最优的参数适应、控制、调度、故障诊断、事故工况调度等功能。而“多目标”则是实现如下目标：

- （1）保证较佳的控制精度——满足系统负荷需求；
- （2）对热源进行优化调度——实现热源能效的优化；
- （3）动态地进行水力、热力工况的平衡控制和优化——节省热网的输配能耗；
- （4）减少污染物排放；
- （5）故障工况的高效应对策略。

表 1 则列出了为实现智能热网所需的技术。

3 智能热网的新架构——基于热能互联网的实现方式

近年来，北欧正致力于发展的第四代热网主要将可再生能源直接集成在一次网来实现清洁供热^[1]。

然而，把这种形式直接照搬到我国的城市集中供热系统中，是存在一定问题的。由于我国城市集中供热的负荷密度普遍较大，管网规模也十分巨大，这要求热网应具有较大的热量输配能力，比较合理的方式是实现大温差、小流量的运行模式。而可再生能源供热温度普遍较低，且城区内可利用的可再生能源容量也十分有限。

为了高效地利用分散的可再生能源实现清洁供热，一种更为合理的方式是将可再生能源集成到二次网侧，既可以适应二次网侧的低供水温度，也可以充分利用可再生能源分散性的特点。与此同时，将集成了可再生能源的邻近二次网进行联通，可以实现二次网之间热量的互补。在二次网运行时，首先投入可再生能源供热，不足的部分由邻近的二次网补充，峰值负荷则由一次网补充。图 3 显示了集成可再生能源，且与邻近二次网相连后的二次管网形式。若整个城区内的所有邻近的二次网都彼此两两互联，则可构成一张由二次网组成的“热能互联网”（Interconnected Thermal Grid, ITG）。这种形式可以充分地分散的可再生能源进行局地利用和分配。图 4 显示了热能互联网与一次网的布局。

表 1 智能热网技术展望

热源	热网	热力站	热用户
（1）热网负荷预测技术（以实现 对负荷的快速和精确的响应）； （2）热网、电网的协同控制； （3）多个热源高效、节能、环保 的多目标优化调度； （4）对污染物排放的限制。	（1）健壮、高效、节能的输配系统优化控制技术； （2）高效的管段阻抗辨识算法； （3）具备高可靠性的故障诊断技术； （4）健壮的故障应对机制； （5）对接入不同可再生能源调度的强适应性； （6）对管网拓扑结构变化的适应性。	（1）精确的用户负荷预测机制； （2）高效的二次网温度、流量 控制策略； （3）抵抗系统内外扰动的健壮 换热站控制技术； （4）自适应的故障处理能力。	（1）更具灵活性的供热计量机制； （2）良好的与用户的互动机制， 以反馈用户的需求信息； （3）安全、可靠、节能、经济的 户内末端控制技术； （4）灵活、健壮的故障处理能力。

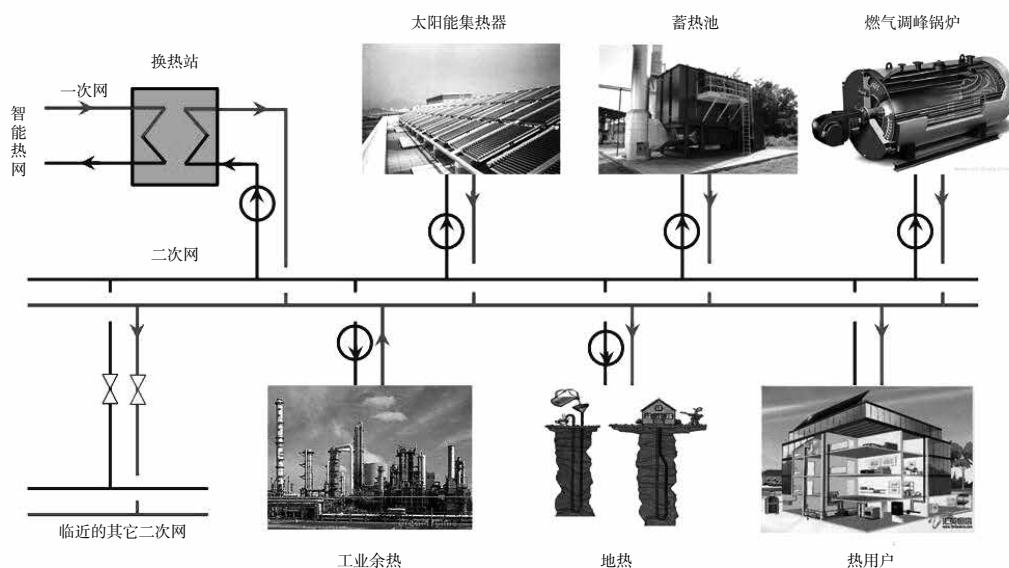


图 3 集成可再生能源的二次网

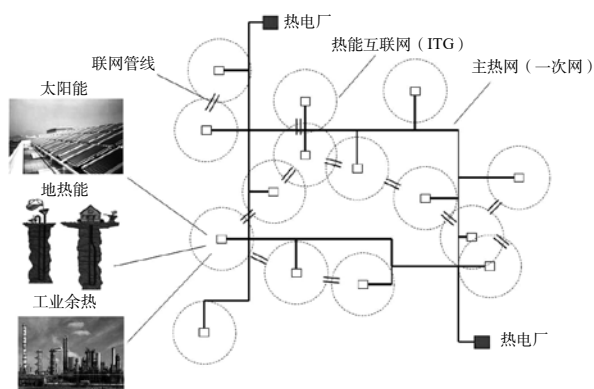


图4 热能互联网与主热网的布局

笔者曾对二次网中接入调峰热源时的运行调节做过详尽分析^[2]，但本文提出的系统形式与在二次网中设置调峰热源还有所不同。本文提出的系统在低负荷时，率先在二次网中投入可再生能源承担基本负荷，不足的部分通过邻近二次网进行补充，峰值负荷由主热网承担。这种运行方式的差异，及二次网互联后形成的另一张大网的复杂性，增大了系统运行调节的难度。

这种热能互联网与一次主热网的结构形式具有如下三个优势：

- (1) 更多地集成可再生热源，提高系统的能效；
- (2) 可再生能源的温度品味与二次网的供热温度范围接近，这种结构更为合理；
- (3) 将邻近的二次网干线相互连通，可以实现

可再生资源的互补，提升热网的效率。同时可以提高热网的可靠性。

这种热网的结构形式具有如下三个特征：

- (1) 可以让可再生能源承担基本负荷，不足的由一次网进行补充，节约了一次主热网的输配能耗；
- (2) 需因地制宜地设计热能互联网，使其更多地适应区域性的热源条件。这样不同区域的热能互联网可能具有不同的热源形式；
- (3) 需要发展一套新的热能互联网分析、设计、调控技术理论。该技术理论应包含：水力平衡技术、多热源的调度技术、热能互联网的动态热平衡分析和控制技术。

图5所示是智能热网的系统架构，整个系统架构包括三层：能源设备层、测控设备层和能源互联网通信层。其中，能源设备层主要包括：热力站换热器机组、新能源系统（太阳能、地热能、工业余热）、管网和热用户。测控设备层主要包括热能互联网的现场控制计算机，进行传感器参数采集，运行工况监测和执行装置（机组、水泵、阀门）的控制，以及与其它热能互联网现场计算机进行通信。热能互联网通信层主要包括各种通讯媒介、路由器和服务器，实现主热网和热能互联网的优化调度指令下发及设备运行参数的监测。

图6所示，是实现智能热网控制系统的软件架构，该软件架构分为三个层次：用户控制层、热能互联网控制层和主热网中央调度系统。其中，用户控制层分别实现在每个用户的本地控制计算机中，

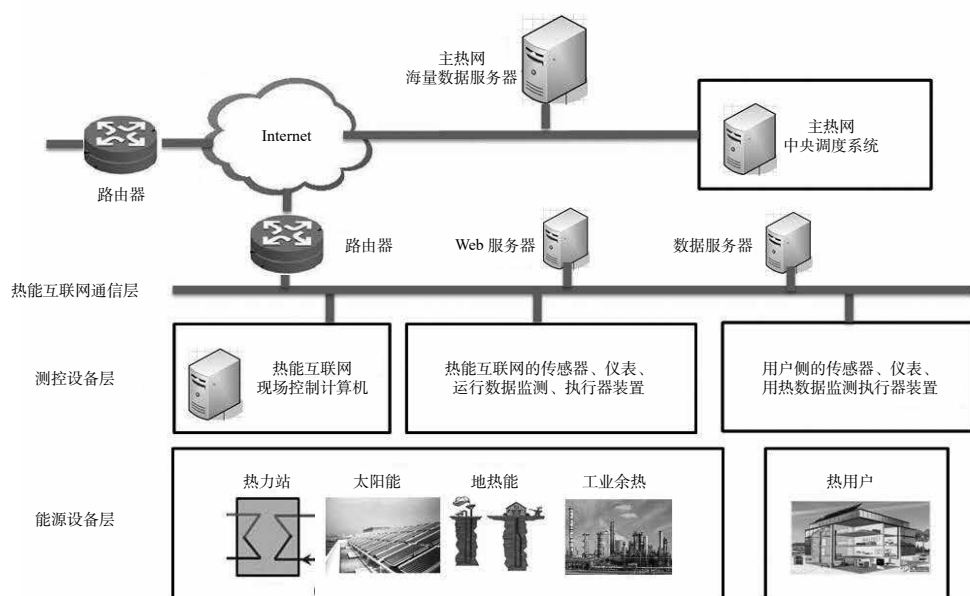


图5 智能热网控制系统硬件架构

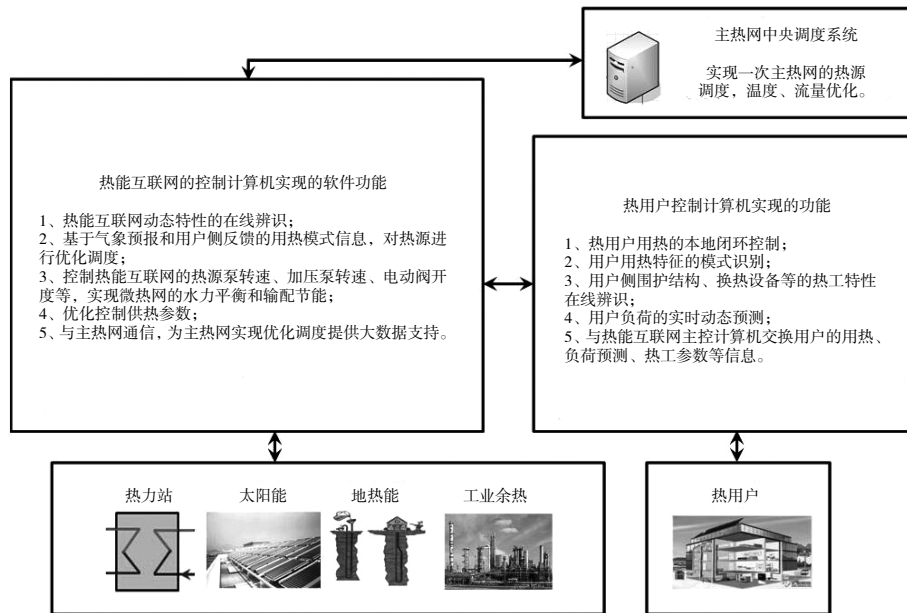


图6 智能热网控制系统软件架构

其实现的软件功能主要有：

- (1) 用户末端散热设备的本地闭环控制；
- (2) 用户动态用热特征的在线监测和数据挖掘；
- (3) 用户侧围护结构、换热设备等的热工特性在线辨识；
- (4) 用户热负荷的实时动态预测；
- (5) 与热能互联网主控计算机交换用户的用热、负荷预测、热工参数等信息。

热能互联网控制层实现在二次网的各热源的本地控制计算机中，实现的主要软件功能有：

- (1) 热能互联网动态特性的在线辨识；
- (2) 基于气象预报和用户侧反馈的用热模式信息，对热源进行优化调度；
- (3) 控制热能互联网的热源泵转速、加压泵转速、电动阀开度等，实现微热网的水力平衡和输配节能；
- (4) 优化控制供热参数；
- (5) 与主热网通信，为主热网实现优化调度提供大数据支持。

最上层是主热网的中央调度系统，它根据下层热能互联网的控制系统的监测和控制信息对一次主热网的热源进行优化调度，平衡水力工况，在满足各热力站负荷需求的前提下最小化一次主热网的输配能耗。

4 总结

本文指出了智能热网是城市集中供热系统的重

要发展趋势，探讨了推动智能热网发展的几个需求，并给出了智能热网应具备的8个主要特征。本文还给出了智能热网的定义：具有多目标自趋优运行能力的集中供热管网称为智能热网。从热源、热网、热力站和热用户四个方面对实现智能热网所需的技术作了简要的汇总。

在第3部分，本文提出了一种适合我国城市集中供热现状的智能热网技术架构——基于热能互联网的实现方式。热能互联网是将城市集中供热管网的相邻二次网互联，并在二次网集成可再生能源，所构成的一张互联二次网。热能互联网在运行时首先投入可再生能源，随着负荷的提升，各个不同区域的二次网进行热量互补，当可再生能源不能满足负荷需求时，由主热网进行调峰。这种智能热网的实现方式可充分地利用低位的可再生热能，提升热网的能效。由于，可再生热能可以进行局部消纳，所以可以大幅节约主热网的输配能耗。本文还对所提出的智能热网控制系统的软、硬件架构及各部分实现的功能进行了探讨。

参考文献

- [1] Lund H, Werner S, Wiltshire R, et al. 4th Generation District Heating (4GDH) : Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems[J]. Energy, 2014, 68(4):1-11.
- [2] 由世俊, 朱晏琳, 郑雪晶, 等. 供热二级网侧设置燃气调峰锅炉的探讨及节能分析[J]. 暖通空调, 2007, 37(1):48-51.

基于 GRG 算法的多热源环状热网优化调度新技术

王雅然, 郑雪晶, 张 欢, 叶天震, 苗庆伟, 由世俊

(天津大学环境科学与工程学院, 天津 300350)

[摘 要] 为提高热网的安全可靠性, 挖掘热网的节能潜力, 减少供热系统的污染物排放, 我国的城市集中供热管网不断向着以热电厂为主热源、燃气锅炉作为调峰热源的大型、多热源和环状拓扑结构发展。本文首先对现有多热源环状热网的调度方法进行总结, 并指出现行技术方法不能够解决多个热源流量最优分配的问题。提出可以解决多个热源流量最优调度问题的 GRG (General Reduced Gradient, 广义简约梯度) 方法。该方法可以应用于热网中多个热源流量的实时在线优化, 并实现输配能耗的最小化。

0 引言

我国民用建筑运行能耗占全国总能耗的比例为 20%~25%, 2013 年中国建筑运行总能耗占全国总能耗的 19.50%, 仅北方城镇采暖能耗占中国建筑运行总能耗的 24%。随着建筑总量的不断攀升和居住舒适度的提升, 采暖能耗呈急剧上升趋势。预计到 2030 年, 我国北方城镇建筑面积将增加到 150 亿 m^2 , 如果维持在目前采暖能耗水平, 仅采暖一项将每年消耗 2.5 亿吨标准煤^[1]。

为增强热网的可靠性, 城市集中供热系统正逐步向多热源、大型化的复杂环状拓扑结构发展。例如, 天津市已在 2014 年完成了覆盖整个城区的多热源环状网的规划, 并已于 2015 年开始实施。目前已构建了一个有 4 个热电厂和近 30 座燃气调峰锅炉房的多热源环状集中供热管网, 总供热面积达到近两亿多平方米 (见图 1)。石家庄多热源环状集中供热系统具有三个热源, 热力站数目达到 1138 个, 总供热面积也达到了近 7000 万 m^2 (见图 2)。

然而, 由于多热源环状集中供热管网的热源数目多, 管网拓扑结构复杂、空间跨度大, 造成系统运行调度困难, 水力、热力失调现象明显, 热网运

行能耗较高。许多城市虽已实现了覆盖整个城区的多热源环状集中供热管网, 但并没有实际地实现联网运行, 而是将各个热源所供的区域之间用阀门隔离, 进行拆网运行。部分城市虽然进行了联网运行的尝试, 但也是因为多热源环状网复杂的特性, 导致调控效果并不理想。

1 当前调节技术总结

已有许多学者针对多热源环状集中供热管网的优化调度开展研究, 其中, 秦绪忠和江亿^[2]提出了多热源环状网水力优化调度的有效手段。下面简要总结当前多热源环状网的热源调度方案设计与水力调度等技术。

多热源环状管网在不同负荷下, 具有多种可能的热源负荷分配方案。热源的负荷分配应按照热源的能效、经济性和环境影响, 在低负荷率先投入能效高、经济性好、环境影响程度低的热源承担基础, 如热电厂。随着室外气温的降低和负荷的提升, 再依次投入能效、经济性和环境影响条件次之的热源承担峰值负荷, 如燃气锅炉等。在基本确定了热源的投入顺序后, 应根据热负荷延续时间图及各投运热源的供热能力, 确定在不同负荷下, 投入运行的



图 1 天津市的多热源环状集中供热管网



图 2 石家庄市的多热源环状集中供热管网

热源, 及各热源承担的负荷。最后, 应根据不同负荷下, 热源的投运及负荷分配情况, 制定温度和流量的调节曲线。在特定的室外气温下, 只需按照上述调节方案中的热源投运情况、供水温度和流量对热源进行调度。为了使热网能够按照调节方案中规定的流量运行, 需要调节热网的水力工况, 从而使热源按照调节方案中规定的流量运行。

通过实时采集各个热力站的温度、流量等参数, 确定各个热力站的流量需求, 并计算各个热力站的需用压差, 结合调节方案中各个热源的目标流量, 对整个管网进行水力计算, 得出热源循环泵的扬程^[4], 并控制热源循环泵的转速以使其扬程达到计算值。另一种方式是通过水力计算确定水力交汇点, 进而确定各个热源所供的范围, 并计算出各热源在各自供热范围内的最不利用户, 并以最不利用户的需用压差作为控制目标控制各热源泵的转速, 从而使各热源所供区域内的用户流量满足负荷需求。

2 当前调节技术存在问题

尽管前述运行调节方法已经能够解决多热源环状网的运行调节问题, 但在多个热源同时投运时, 各个热源的流量分配方案上仍存在较大的主观性, 各投运的热源流量配置仍有较大的自由度进行优化。当热网接入较多热源时, 较大的热源数量给热源调度方案的制定和热源流量的优化调度带来了巨大的挑战, 例如天津市中心城区的多热源环状网有多达 30 多个热源 (包括 4 个热电厂和 20 多座燃气调峰锅炉房)。随着可再生能源技术的不断发展, 未来的集中供热管网将会接入更多的可再生能源作为热源^[3], 如太阳能、工业余热、地热能 and 风能等。而新能源的供热量则存在一定的不确定性, 应将其作为被动的热源处理, 调节时还应辅以负荷可调的主动热源, 如热电厂、燃气锅炉等。

此外, 随着我国智能电网技术的发展, 风电等新能源大规模并网要求电力系统具备更大的调峰能力, 热电联产则是扩展电网调峰能力的有效方式。传统的“以热定电”的模式在电网调峰能力亟待扩充的需求下, 正迫切需要向“热电协同”模式转变。当供热机组参与电力调峰时, 其供热量将不再受到热网调度系统的控制, 而转变为被动的热源, 需要其他主动热源辅助供热。这需要更加灵活的热网调度技术, 实时在线地对热网中各个主动热源的流量进行优化配置, 以补充被动热源的负荷, 或适时地让部分主动热源撤出或减小出力。但现有的热网调节技术尚无法实现多个热源流量的在线优化调度。

为实现这一目标, 采用非线性优化的方法可以有效解决多热源环状网中各热源流量的优化调度。

本文提出一种基于广义简约梯度法 (General Reduced Gradient, GRG) 的优化调度算法, 实时在线地根据各个换热站的流量需求优化热源泵的转速和换热站一次侧阀门的开度, 以最小化整个多热源热网的总泵耗^[4]。

3 多热源环状网优化调度的 GRG 方法

当前的热网调度技术可以解决多热源环状网的热源调度问题, 根据第 2 节总结的当前调度方法, 各热源的投入次序按照热源的能效、经济性和环保性进行排序, 并且在一定负荷下的各热源流量分配方案是预先制定好的。而制定热源流量分配方案的过程存在一定的主观性, 特别是当热网中有多个热源同时投入运行, 且其能效、经济性和环保性相差不大时, 各热源的流量分配有一定的优化空间。而且当热网中存在被动热源时, 采用预先制定调度方案的技术手段, 很难实现热网的优化运行。

3.1 优化问题描述

多热源环状网的热源流量优化调度问题可以归结为如下优化问题: 在一定的供水温度下, 已知各末端流量需求, 未知各热源流量、扬程的条件下, 以输配能耗最低为目标, 优化出各个热源泵的最优转速和末端用户的阀门开度以满足用户需求。该优化问题可描述为:

目标函数:

$$W_T = \sum_j \frac{H_j(g_{sc,j}, f_j) \cdot q_j}{\eta_j(g_{sc,j}, f_j)} \quad (1)$$

约束条件:

$$A \cdot G = 0 \quad (2)$$

$$A^T \cdot P = S \cdot G^a \cdot G + H \quad (3)$$

$$G_{sub} = G_{sub,n} \quad (4)$$

$$S_{sub,a} \geq S_{sub,n} \quad (5)$$

$$30\text{Hz} \leq f_j \leq 50\text{Hz} \quad (6)$$

其中, W_T 为热源泵的总功率; $g_{sc,j}$ 、 f_j 分别为第 j 个热源的泵流量、频率; $H_j(g_{sc,j}, f_j)$ 、 $\eta_j(g_{sc,j}, f_j)$ 分别为第 j 个热源的泵扬程、效率特性曲线; A 为热网的基本邻接矩阵; G 为热网中所有支路的流量构成的列向量; S 是由热网各个管路的阻抗构成的对角矩阵; G^a 是对角阵, 是对向量 G 取绝对值再对角化; H 为热网中水泵扬程的构成的列向量; $S_{sub,a}$ 和 $S_{sub,n}$ 分别为各个热力站的实际阻抗和阀门全开时的阻抗; G_{sub} 和 $G_{sub,n}$ 分别为所有热力站的实际流量和需求流量构成的列向量。在优化计算过程中, $G_{sub,n}$ 为给定的。

3.2 简约梯度的导出

这是一个大规模非线性优化问题，目标函数是非线性的，约束条件也是非线性的，可以采用广义简约梯度方法（GRG 方法）进行求解。GRG 方法需要在每一个迭代步，计算热源泵总功耗 W_T 的广义简约梯度 $\nabla_R W_T$ 。为计算 需要对约束方程做以下变化。将矩阵 A 分块为：

$$A = [A_t \ A_r] \quad (7)$$

对于具有 N_{sc} 个热源， N_{sub} 个热力站，供、回水干网上分别有 N_r 个环的多热源环状网，可将其中 $N_{sc}-1$ 个热源、 N_{sub} 个热力站支路和干线上的 $2N_{rm}$ 条余枝作为整个供热管网的余枝来处理。式（1）中， A_t 和 A_r 分别为整个管网的树枝和余枝对应的基本邻接矩阵的子阵。根据图论可知，矩阵 A_t 是非奇异的，从而式（2）和（3）可变为如下形式：

$$G_t = -A_t^{-1} A_r G_r \quad (8)$$

$$P = -A_t^{-T} S_t G_t^a G_t - A_t^{-T} H \quad (9)$$

$$A_r^T P = S_r G_r^a G_r + H \quad (10)$$

联合式（9）和式（10）得到：

$$-A_r^T A_t^{-T} S_t G_t^a G_t = S_r G_r^a G_r + (A_r^T A_t^{-T} + I) H \quad (11)$$

将 A_r 进一步分块为：

$$A_r = [A_{r,sub} \ A_{r,sc-1} \ A_{r,rm}] \quad (12)$$

方程（8）化为：

$$G_t = -A_t^{-1} A_r A_{r,sub} G_{sub,n} - A_t^{-1} A_r [A_{r,sc-1} \ A_{r,rm}] \begin{bmatrix} G_{sc-1} \\ G_{rm} \end{bmatrix} \quad (13)$$

对式（1）求全微分，得到热网总输配能耗的微增量：

$$dW_T = \nabla_f W_T \cdot df + \nabla_{G_{sc}} W_T \cdot dG_{sc} \quad (14)$$

由于式（2）~（4）的等式约束， df 和 dG_{sc} 之间存在依赖关系，下面推导出这两个微增量之间的关系式。对式（13）两侧求微分，得到：

$$\begin{bmatrix} dG_{t-1} \\ dg_{sc-1} \end{bmatrix} = [-A_t^{-1} A_r A_{r,sc-1} \ -A_t^{-1} A_r A_{r,rm}] \begin{bmatrix} dG_{sc-1} \\ dG_{rm} \end{bmatrix} \quad (15)$$

式（15）可化为：

$$\begin{bmatrix} I_{t-1} & 0 \\ 0 & A_t^{-1} A_r A_{r,rm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dG_{t-1} \\ dG_{rm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_t^{-1} A_r A_{r,sc-1} & 0 \\ 0 & -I \end{bmatrix} dG_{sc} \quad (16)$$

从而

$$\begin{bmatrix} dG_{t-1} \\ dG_{rm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{t-1} & 0 \\ 0 & A_t^{-1} A_r A_{r,rm} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -A_t^{-1} A_r A_{r,sc-1} & 0 \\ 0 & -I \end{bmatrix} dG_{sc} \quad (17)$$

其中，

$$dG_{sc} = \begin{bmatrix} dG_{sc-1} \\ dg_{sc-1} \end{bmatrix}$$

对式（11）两侧进行微分，并化为如下形式：

$$\begin{bmatrix} -2A_r^T A_t^{-T} + S_t \bar{G}_{t-1}^a & 0 \\ 0 & -2A_r^T A_t^{-T} S_t \bar{G}_{sc-1}^a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dG_{t-1} \\ dg_{sc-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2S_r \bar{G}_{sc-1}^a & 0 \\ 0 & 2S_r \bar{G}_{rm}^a \end{bmatrix} \cdot \quad (18)$$

$$\begin{bmatrix} dG_{sc-1} \\ dG_{rm} \end{bmatrix} + (\nabla A_r^T A_t^{-T} + I)(\nabla_f H \cdot df + \nabla_{G_{sc}} H \cdot dG_{sc})$$

令

$$U = \begin{bmatrix} -2A_r^T A_t^{-T} + S_t \bar{G}_{t-1}^a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2A_r^T A_t^{-T} S_t \bar{G}_{sc-1}^a & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2S_r \bar{G}_{sc-1}^a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2S_r \bar{G}_{rm}^a & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式（18）可以化为：

$$U \begin{bmatrix} dG_{t-1} \\ dg_{sc-1} \\ dG_{rm} \end{bmatrix} = (A_r^T A_t^{-T} + I)(\nabla_f H \cdot df + \nabla_{G_{sc}} H \cdot dG_{sc}) \quad (19)$$

对 U 进行分块，并做初等行变换（乘以行变换矩阵）得到如下形式：

$$U = [V_1 \ V_2] \quad (20)$$

使得式（19）可以化为：

$$V_1 \begin{bmatrix} dG_{t-1} \\ dg_{sc-1} \end{bmatrix} + (V_2 - (A_r^T A_t^{-T} + I) \nabla_{G_{sc}} H) \cdot dG_{sc} = ((A_r^T A_t^{-T} + I) \nabla_f H \cdot df) \quad (21)$$

将式（17）代入（21）可得：

$$\begin{bmatrix} V_1 [I_{t-1} & 0 \\ 0 & A_t^{-1} A_r A_{r,rm}] \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -A_t^{-1} A_r A_{r,sc-1} & 0 \\ 0 & -I \end{bmatrix} + V_2 - (A_r^T A_t^{-T} + I) \nabla_{G_{sc}} H \cdot dG_{sc} = (A_r^T A_t^{-T} + I) \nabla_f H \cdot df \quad (22)$$

式（22）可写成：

$$(K - L \nabla_{G_{sc}} H) dG_{sc} = L \nabla_f H \cdot df \quad (23)$$

其中，

$$K = V_1 \begin{bmatrix} I_{t-1} & 0 \\ 0 & A_t^{-1} A_r A_{r,rm} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -A_t^{-1} A_r A_{r,sc-1} & 0 \\ 0 & -I \end{bmatrix} + V_2$$

$$L = (A_r^T A_t^{-T} + I)$$

式（23）给出了 df 和 dG_{sc} 之间存在依赖关系，整个热网输配能耗的微增量结合式（23）可以约简为：

$$dW_T = \nabla_f W_T \cdot df + \nabla_{G_{sc}} W_T \cdot dG_{sc} = (\nabla_f W_T + \nabla_{G_{sc}} W_T (K - L \nabla_{G_{sc}} H)^{-1} L \nabla_f H) \cdot df \quad (24)$$

从而热网输配能耗的简约梯度为：

$$\nabla_R W_T = (\nabla_f W_T + \nabla_{G_{sc}} W_T (K - L \nabla_{G_{sc}} H)^{-1} L \nabla_f H) \quad (25)$$

3.3 GRG 优化算法的计算流程

多热源环状网 GRG 优化调度方法的计算流程如下：

STEP 1: 给定用户流量需求 $G_{sub,n}$, 设定初始迭代值 r^0 , 计算各支路流量 G^0 及热力站阀门开度 x^0 , 令 $k=0$, 进入 STEP 2;

STEP 2: 计算 k 工况下的简约梯度 $(\nabla_R W_T)^k$, 沿简约梯度方向改进热源泵转速

$$f^{k+1} = f^k + \epsilon (\nabla_R W_T)^k$$

$\epsilon = 0.5$, 进入 STEP 3;

STEP 3: 利用牛顿迭代计算当热源泵频率为 f^{k+1} , 用户流量为 $G_{sub,n}$ 时的各热力站阀门开度 f^{k+1} 。若牛顿迭代收敛, 则进入 STEP 4; 若牛顿迭代次数超过 50 次仍未收敛, 则 ϵ 减为原来的一半, 重新进入 STEP 3;

STEP 4: 计算 W_T^{k+1} , 并判断条件:

$$\left| \frac{W_T^{k+1} - W_T^k}{W_T^k} \right| < \epsilon$$

是否满足。若满足则输出 f^{k+1} , W_T^{k+1} , 优化计算结束, $f^* = f^{k+1}$ 即为最优解; 若不满足, 则令 $k=k+1$, 进入 STEP 2。

GRG 优化调度方法可以在已知热网的各个末端流量需求的前提下, 优化出各个投运热源泵的转速、各末端阀门开度, 进而得到各热源的流量分配。

4 GRG 优化调度方法的应用

图 3 所示为一个具有三个热源、72 个热力站的多热源环状热网。供、回水网各有 8 个环。在某一

供热温度下, 各热力站的流量需求已知, 通过优化各个热源循环泵的转速, 最小化热网的总输配能耗, 从而最优地配置各热源承担的负荷。如果采用传统策略, 即按照各热源最大供热能力的比例分摊负荷, 或先投入某一个或两个热源, 可以实现按需供热。但是, 并未充分挖掘多热源环状热网的节能潜力, 输配能耗可进一步降低。采用 GRG 水力优化技术可以计算出最优的热源流量分配, 及热源的水泵转速。

分别针对用户流量需求为 65%、75% 和 85% 工况下的热源泵转速进行了优化, 并计算了最优的转速、流量、扬程、水泵效率和功率。如图 4 所示, 对热源 A 和 C 之间的支线的水压图进行分析, 分析不同流量需求工况下的压力情况, 水力交汇点的变化情况。

每个热源的循环泵组通过维持某个最不利末端的压差固定不变也可以达到按需供热和流量调节的目的。将 GRG 优化调度策略与定压差策略进行比较, 分析 GRG 优化调度策略的节能率。

图 5~7 分别是 65%、75%、85% 流量需求下, GRG 优化调度与定压差控制方式的水压图对比。可以看出, 在 65% 流量需求工况下, 热源 A 处节省了近 10 米的压头, 总输配能耗节约 22%, 节能量为 0.4MW; 在 75% 流量需求工况下, 热源 A 处节省了近 8 米的压头, 总输配能耗节约 16%, 节能量为 0.33MW; 在 85% 流量需求工况下, 热源 A 处节省了 7 米的压头, 总输配能耗节约 12%, 节能量为 0.3MW。

图 8 和图 9 分别是热网的总输配能耗比较和热

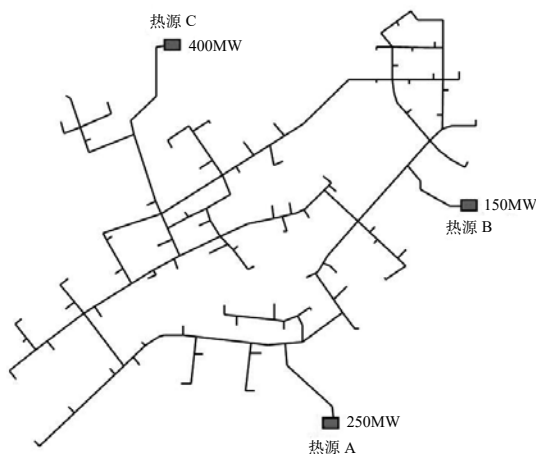


图 3 多热源环状网拓扑结构

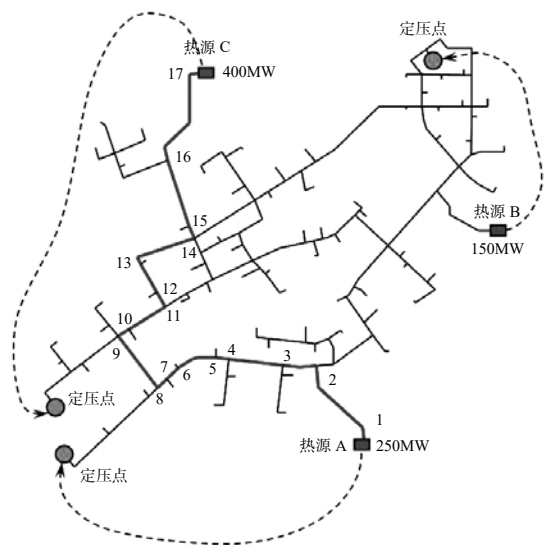


图 4 定压差位置及部分节点编号

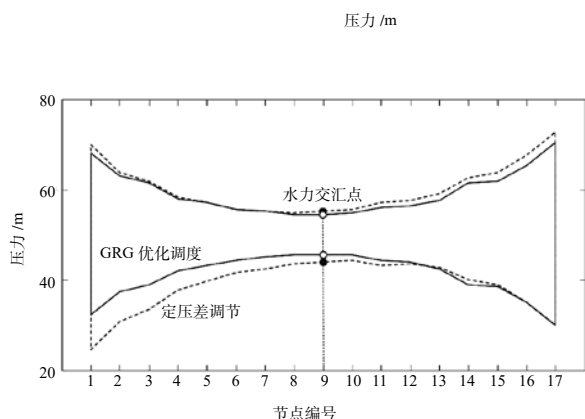


图 5 65% 负荷时水压图

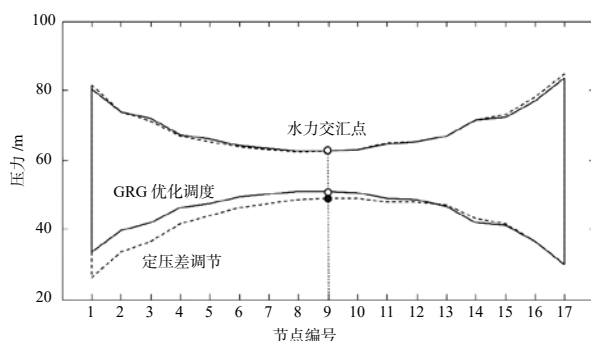


图 6 75% 负荷时水压图

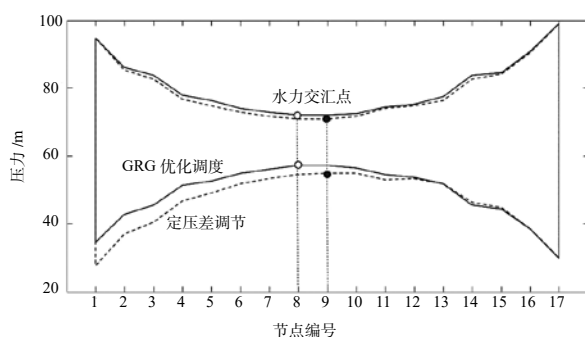


图 7 85% 负荷时水压图

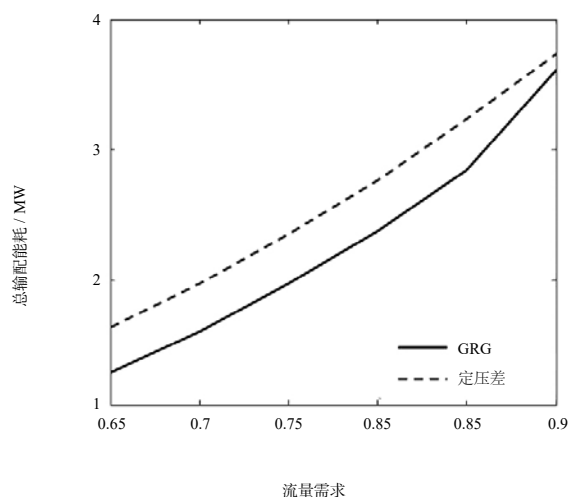


图 8 热网总输配能耗比较

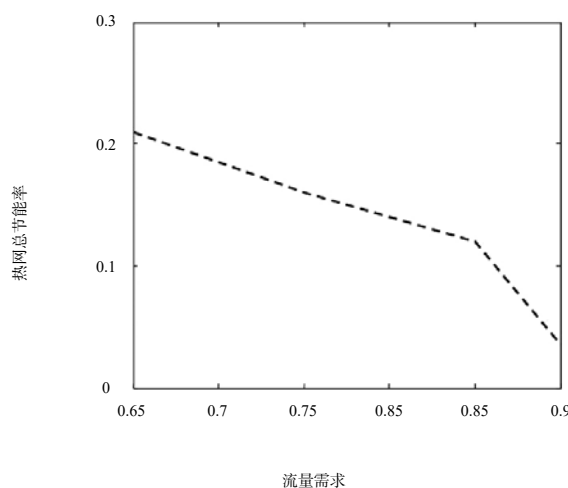


图 9 热网总节能率比较

网的总节能率。可以看出,随着流量需求(负荷)的增加,总节能效果也逐渐减弱。这是由于,接近满负荷时,用户侧的阀门也接近全开,从用户阀门的节流损失省下的压头逐渐减少。

5 结论

本文对当前多热源环状热网的调度方法进行了总结,对现行技术方法不能够解决多个热源流量最优分配的问题进行了说明,并提出了能够解决该问题的有效方法——多热源环状网优化调度的 GRG 方法。该方法可以应用于热网中多个热源的实时在线优化,实现输配能耗的最小化。GRG 优化调度方法也可以为热网接入可再生热源或供热机组参与电力调峰提供优化调度支持。

参考文献

- [1] 清华大学建筑节能研究中心,中国建筑节能年度发展报告 2015 [M]. 中国建筑工业出版社,北京,2015.
- [2] 秦绪忠,江亿,多热源并网供热的水力优化调度研究[J]. 暖通空调,2001,01:11-16.
- [3] Lund H, Werner S, Wiltshire R, et al. 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems[J]. Energy, 2014, 68(4):1-11.
- [4] Wang Y, You S, Zhang H, et al. Hydraulic performance optimization of meshed district heating network with multiple heat sources[J]. Energy, 2017, 126:603-621.

供热系统前馈动态运行方案及效果实测

袁闪闪, 徐 伟

(中国建筑科学研究院, 北京 100013)

[摘 要] 本文新提出一种供热系统前馈动态运行调节方案。文中详细阐述了该方案的理论依据。另外, 选取寒冷地区一个实际住宅楼, 对 2014~2015 年度供暖季运行数据进行监测试验, 通过将调控效果与气候补偿模式、恒定水温模式、分时调控模式这三种调控模式下的调控效果进行比较, 最终得出新方案可以有效提高室内舒适度, 并在保持一定热舒适的条件下, 实现节能 28%。

[关键词] 前馈动态调控; 气候补偿调控; 恒定水温调控; 分时调控

0 引言

当前我国供热运行调控普遍推荐安装气候补偿器以实现按需供热。然而气候补偿器无法良好地响应供热管网和围护结构的滞后和衰减特性, 忽略太阳辐射、风向风速、雨雪等多个气象参数, 并未真正实现按需供热^[1-3]。

为此, 本文新提出一种供热系统前馈动态运行调节方案, 其基本特点是综合、精细、前馈。本调控方案除考虑室外温度外, 还综合考虑太阳辐射度、室外风速风向等气象参数^[4]。本调控方案依据的气象参数包括实时气象参数、预报气象参数、过去气象参数等不同时间段, 调控频率也是以 1 小时为调控周期而不再是传统的以天或几个小时为周期。调控方案的基本实现流程是, 通过收集预报气象参数, 结合对建筑热惰性的分析预测未来一段时间内建筑的需热量, 根据管网滞后和衰减特性, 提前调控供热系统, 最终使供热系统散发到室内的热量在时间和数值上较好匹配室外气象参数造成的室内热量损失^[5]。

本文详细阐述了新型调控方案的理论依据, 并将调控方案应用于实际供热系统中, 验证新方案的应用效果。

1 前馈动态调控方案

1.1 理论分析

前馈动态调控方案的最终目标是实现按需供热, 也即供热系统的供热量输送到散热设备后, 传递给室内的热量(散热设备的散热量)恰好与补充由于室外气象参数造成室内热量损失(建筑的需热量)逐时等量。想要通过供热调控实现这种逐时等量的匹配, 就需要首先预测建筑的需热量, 然后推算散热设备的散热量, 接着分析出供热系统的理论供热量, 最终结合供热调控方案确定供水温度、流量等供热参数, 从而进行供热调控。这一方案的提出是

考虑到供热管网存在滞后性和衰减性、围护结构存在热惰性的特点, 为了使供热系统能够提前预测建筑需要的供热量, 从而提前调控系统, 以实现室内温度恒定在设定温度附近, 而不随室外天气的变化发生较大波动。下面以散热器供暖、质调节方式为例介绍前馈动态调控方案的思路。

(1) 建筑的需热量

采用供热动态调控方案后, 建筑的需热量不应再是稳态算法, 而是应采用动态算法。时刻建筑的需热量 Q_x^t , 需要根据室外温度 t_w 、风速 V 、风向 d 、太阳辐射照度 I 等气象参数, 结合建筑形式和围护结构热工特性, 按动态算法进行逐时计算。这部分计算也可采用动态负荷软件计算。由于建筑围护结构的热惰性, 室内温度对室外温度的响应存在滞后和衰减, 动态负荷能及时跟进, 在动态负荷计算中输入气象预测值则可以考虑提前量的前馈值。

(2) 散热设备的散热量

散热器的散热量按下式计算:

$$Q_s = K_s F_s (t_{pj} - t_n) \quad (1)$$

式中: K_s 为散热器的传热系数; F_s 为散热器的散热面积; t_{pj} 为散热器热媒的平均温度; t_n 为室内平均温度。

一般认为, 散热器散热方式属于自然对流放热, 传热系数可按下面的经验公式计算:

$$K_s = a(t_{pj} - t_n)^b \quad (2)$$

式中: a 、 b 为根据经验公式确定的系数。

进而, 散热器的散热量可表达为下式

$$Q_s = a F_s (t_{pj} - t_n)^{1+b} \quad (3)$$

热水供暖系统中, 散热器热媒平均温度可取散热器进出口水温的算术平均值, 见下式:

$$t_{pj} = (t_{sg} - t_{sh})/2 \quad (4)$$

[基金项目] 中国建筑科学研究院青年基金项目“供热运行调节用综合气象参数研究”支持。

式中: t_{sg} 为散热器的进口水温; t_{sh} 为散热器的出口水温。

对于前馈动态调控模型来说, 由于系统提前设定供水温度, 在设定供水温度时对应的回水温度值是未知的, 前馈调控时无法得到系统的回水温度值。因此散热器的进、出口水温无法按照系统的供、回水温度计算。在本模型处理中, 近似认为在室内温度保持相对稳定的状态下, 散热设备的散热量仅与供水温度有关系, 也即散热量与供水温度是一一对应的关系。考虑到供热系统的滞后特性, 散热量可表达为下式:

$$Q_s^r = f(t_g^{\tau-\tau_g}) F_s \quad (5)$$

式中: t_g 为供热系统的供热量; τ_g 为供热系统的滞后时间; f 为 Q_s^r 与 $t_g^{\tau-\tau_g}$ 的对应关系函数, 为散热器本身的特性函数。

改写成即时供水温度所对应的散热量时须在时间上给予提前量 τ_g 即前馈的概念, 于是有:

$$Q_s^{\tau+\tau_g} = f(t_g^{\tau}) F_s \quad (6)$$

研究显示, 供热系统的滞后时间近似等于流体在管道中的流动时间^[6]。在本前馈动态调控模型中, 选取流体流动时间作为供热系统的滞后时间, 计算方式如下:

$$\tau_g = \frac{L}{V_w} = \frac{\pi L D_w^2}{4 Q_w} \quad (7)$$

式中: L 为管道的长度; V_w 为管道中流体的流速; D_w 为管道的直径; Q_w 为管道的流量。

(3) 供热系统的供热量

采用质调节方式时, 供热系统某一时刻的供热量与供水温度近似是一一对应关系, 即

$$Q_g^r = F(t_g^r) \quad (8)$$

式中: F 为 Q_g^r 与 t_g^r 的对应关系函数。

这部分的对对应关系, 可通过实际工程中逐时累计耗热量、逐时供水温度的监测参数进行数理统计分析拟合获得。

(4) 质调节模式下供热系统的逐时供水温度

根据按需供热的要求, 建筑的实时需热量应与散热设备的散热量相等。散热设备的散热量与供热系统的供热量考虑管网滞后时间和输送效率后相等。则有下面的关系式成立。

$$Q_X^r = Q_s^r \quad (9)$$

$$Q_s^{\tau+\tau_g} = Q_g^r \eta \quad (10)$$

式中: η 为管网的输送效率, 可由经验值确定。

联立式 (9), (10), 可得:

$$Q_g^r = \frac{Q_X^{\tau+\tau_g}}{\eta} \quad (11)$$

上式表明, τ 时刻的供热系统供热量 Q_g^r 应由 $\tau+\tau_g$ 时刻的建筑动态需热量 $Q_X^{\tau+\tau_g}$ 及管网输送效率确定。 τ_g 则反映了需要前馈进行调节的时间量。

联立式 (6), (9) 可得:

$$t_g^r = f^{-1}\left(\frac{Q_X^{\tau+\tau_g}}{F_s}\right) \quad (12)$$

联立式 (8), (11) 可得:

$$t_g^r = F^{-1}\left(\frac{Q_X^{\tau+\tau_g}}{\eta}\right) \quad (13)$$

式 (12), (13) 均为质调节方式下前馈动态调控的公式。其中 f 是散热器本身的散热特性函数, F 可通过实际工程中逐时累计耗热量、逐时供水温度的监测参数进行数理统计分析获得。得到以上两个函数中的任意一个, 通过数学算法求解逆函数 f^{-1} 和 F^{-1} , 便可通过公式 (12) 和 (13) 确定 τ 时刻下供热系统应该设定的供水温度 t_g^r 。

值得说明的是, 供热管网滞后性的大小决定了是否需要在计算建筑的需热量模型中输入预测气象参数, 当 $\tau_g \leq 0.5h$, 输入当前及以往的气象参数, 可得到供水温度的实时目标值; 当 $\tau_g > 0.5h$, 除输入当前及以往的气象参数外, 还需输入未来一段时间内的气象参数, 才可得到供水温度的实时目标值。气象参数预测值可通过 AccWeather 上获取。AccWeather 上有未来一段时间内的逐时气象数据预报, 包括: 室外温度、风速、风向、云量^[7]。

1.2 实际操作方案

前馈动态调控方案的实际操作需要以下几步:

第一, 收集管道长度、管径、流量数据, 据式 (7) 计算管网的滞后时间 τ_g ;

第二, 确定散热器本身散热特性函数 f 或安装热量表收集实际过程中逐时累计耗热量、逐时供水温度的监测参数, 经过分析得出函数 F ;

第三, 获取实时及预测气象参数;

第四, 计算 $\tau+\tau_g$ 时刻建筑的需热量 $Q_X^{\tau+\tau_g}$ 。

第五, 据式 (12) 或 (13) 确定 τ 时刻下供热系统应该设定的供水温度 t_g^r , 并进行调控 (可通过设定气候补偿器中目标供水温度实现)。

2 工程实例

寒冷地区某住宅项目, 总建筑面积 17468m², 其中地上建筑面积 15755m², 地下建筑面积 1713m²。地上 22 层, 主要是住宅, 个别房间用于物业办公; 地下 2 层, 为地下停车库。承重墙地面以上的外墙材料为钢筋混凝土, 非承重外墙均为陶粒

混凝土填充墙。外墙、屋面保温材料均采用 50mm 聚苯乙烯泡沫塑料板（以下简称聚苯板）。墙饰面材料为水溶性外墙涂料一底二面。外门窗主要为铁灰色粉末喷涂铝合金门窗。

项目设计执行北京市《民用建筑节能设计标准》实施细则。项目体形系数为 0.21，屋面平均传热系数 $0.71\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，外墙平均传热系数 $0.72\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，外窗为铝合金 low-e 中空玻璃（4+9A+4），平均传热系数为 $3.1\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

项目由位于地下 2 层的换热站单独供暖。换热站通过高区、低区两路管道给项目供应供暖和生活热水。管道均为双管系统，调节方式为质调节。

2014 年 11 月 15 日至 2015 年 3 月 15 日，即 2014~2015 年度整个供暖季，对项目开展测试研究。监测内容包括：高、低区逐时供热量、室外逐时气象参数（室外温度、太阳辐射度、风速风向等）、用户逐时室内温度。

3 测试方案

3.1 测试设备

热量表 2 块：DN100 的热量表，分别装在高、低区二次供水管上。热量表逐时采集供水温度、累计热量等值。

温度自记仪 34 块：电池式温度自记仪，精度为 0.1°C 。整个 22 层住宅楼内，每层 6 户（1 层共 4 户）。标准层各户主朝向分别为 2 个正南朝向、1 个东南朝向、1 个西南朝向、1 个东北朝向、1 个西北朝向。选择高区 12~22 层的 12 层、18 层、22 层以及低区 1~11 层的 1 层、7 层、11 层，这 6 层每户室内安装一块温度自记仪采集室内温度数据，共计安装 34 块。个别楼层用户无人居住时，选择上下楼层用户安装。

集送器 4 个：3 个集送器安装在建筑楼道管径内用于采集并逐时上传温度自记仪收集的用户室内温度，1 个集送器安装在换热站，用于逐时上传热量表的数据。

气候补偿器 2 套：在换热站内高、低区各设置气候补偿器一套。气候补偿器可设定目标供水温度，并通过阀门的开启程度调节管道供水温度达到设定值。

监控平台 1 个：在线监控平台一个，可远程实时读取热量表和温度自记仪的数据。

气象监测站 1 个：气象监测站可动态监测室外温度、相对湿度、风速、风向、太阳辐射度、 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度等。其中，测温范围 $-50\sim+70^\circ\text{C}$ ，精度 0.1°C ；相对湿度测量范围 $0\sim100\%$ ，精度 $\pm 1.5\%$ ；风速测量范围 $0\sim75\text{m/s}$ ，精度 2.5% ；风向测量范围 $0\sim360^\circ$ ，精度 5° 。气象监测站与实验地点同位于北京市朝阳区

区，直线距离 3.7 公里。

3.2 调控参数确定

根据 1.2 节中的调控操作步骤，进行调控参数的确定。

通过收集数据，换热站就在旁边楼栋地下室内，管长约 80m，管径 DN100，管道流量 $30\text{m}^3/\text{h}$ ，则可计算出管网滞后时间为 0.02h。

通过安装设备运行一段时间后，收集热量表逐时累计耗热量、逐时供水温度的监测参数，经过分析得出函数 F ，最终关系式为 $Q_g^t = 7.2646t_g^t - 126.12$ 。

至此，通过收集实时和预测气象参数，计算建筑需热量后，则可逐时计算出应该设定的供水温度值，通过气候补偿器的设定目标供水温度实现调控。

4 原始调控状态

4.1 高、低区原始调控室内平均温度运行效果

项目由位于地下 2 层的换热站单独供暖。换热站通过高区、低区两路管道给高、低区供应供暖和生活热水。高、低区可作为非常好的对比条件。本次实验将测试和调控重点放在高区，低区作为对比对象。供暖季后期将基于综合气象预测的供热管网前馈动态调控策略应用于高区，通过调控后高区室内温度波动幅度与原来高区室内温度波动幅度的对比、以及高区室内温度波动幅度与低区室内温度波动幅度的对比，验证课题所建立的调控策略的应用效果。

在进行新调控策略下高、低区室内温度波动幅度对比之前，应进行高、低区原有调控策略下的室内温度波动基准状态对比。进行基准状态对比的原因，是由于太阳辐射和风对高区的影响本身要比低区大，同时本项目地点部分时段低区会受到周围建筑遮挡影响太阳辐射得热量，另外高层建筑的热压作用，这些都会造成高、低区室内温度波动本身不一致。

本项目的基准状态可有以下三种：

基准状态一：气候补偿调节，2014 年 11 月 15 日至 2015 年 2 月 4 日 14:00 均采用这种状态。其调节依据是根据经验建立室外温度与供水温度的关系式，根据气象局发布的室外温度数据，逐时动态调节目标供水温度。

基准状态二：恒定水温调节，2015 年 2 月 4 日 15:00 至 2 月 6 日 16:00，其中 2 月 4 日 15:00~2 月 5 日 16:00，设定供水温度 42°C ，2 月 5 日 17:00 至 2 月 6 日 16:00，设定供水温度 41°C 。

基准状态三：分时定温调节，2015 年 2 月 9 日至 3 月 15 日，由于 2 月 7 日发现气象局数据已无法免费获取，供热公司在申请数据期间，采用分时控

温模式，全天首先设定起始供水温度，然后分时间段对供水温度进行加减度数的调整。

上述 3 种状态下，高、低区的设定模式都是一致的，也就是说高、低区的供水温度是相同的。选择其中与新调控策略的时间较为接近的状态之一，作为高、低区的室内热舒适度对比的初始状态。课题采用基于综合气象预测的供热管网前馈动态调控方案的调节时间是 2015 年 3 月 11 日至 15 日。在这之前的 3 月 2 日至 6 日，监测高、低区逐时室内平均温度，对比可见图 1。

从图 1 可以看出，高区的波动要明显大于低区。在连续 5 天的时间内，高区室内平均温度最高值为 24.0℃，最低值为 21.7℃，差值达到 2.3℃；低区室内平均温度最高值为 23.5℃，最低至为 22.0℃，差值为 1.5℃。下面计算连续 5 天共 120h 内高、低区的室内平均温度的均值、方差、标准值以及以 24h 逐天计的最大温度波幅和最小温度波幅。每天的温度波幅取温度最高值与最低值差值的一半，结果见表 1。

表 1 高、低区室内平均温度基准状态下温度波动对比

	均值 /℃	方差	标准差	逐日最大温度波幅 /℃
高区	23.1	0.161	0.401	1.1
低区	22.6	0.107	0.327	0.5

方差是一组数据稳定性的重要标志，方差越小越稳定，反之则越不稳定。从上表的对比，可以看出，高区的方差要明显大于低区，即高区的波动性要比低区大。从逐日最大温度波幅，也可以看出，高区 1.1℃ 要比低区 0.5℃ 高出一倍多。

从图 1 也可以看出，尽管只有 5 天，但是高、低区的室内平均温度的逐日均值仍然有明显的波动，下面对这一波动趋势进行比较，见图 2。从图 2 可以看出，3 月 2 日至 6 日，高、低区基准状态下室内平均温度均值变化幅度均达到 0.6℃，而此时室外日均温度变化为 5.4℃，可以想象，如果遇到大风降温天气，现有的供热调控手段并不能很好地响应室外气象的变化，无论高区还是低区调控效果均有待提高。

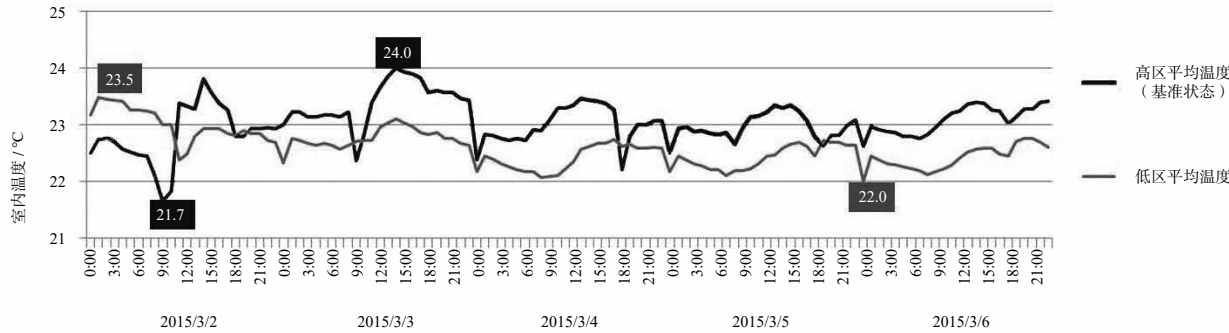


图 1 高、低区室内平均温度基准状态对比

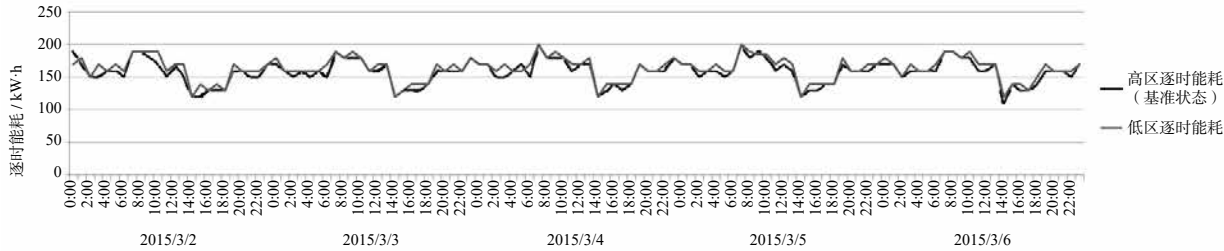


图 2 高、低区基准状态室内平均温度逐日均值对比

4.2 高、低区原始调控能源消耗水平

除保持室内平均温度稳定外，新调控方法的另一个目标是在保持同等舒适度的条件下，尽可能节约能源。对3月2日至6日，高、低基准状态下的逐时能耗进行比较，见图3。从图3可以明显看出，由于高、低区采用同样的调控策略和供水温度，尽管室内平均温度不一致，但逐时供热量却是几乎完全一致。

下面从三个基准状态的调控方式中选择一些时间段，分析单位室内外温差下的逐时耗热量，见表2。从表的对比可看出，无论是气候补偿还是分时调控，都比恒定水温要节能。气候补偿与分时调控的对比上，相差不是很大。整体来看，尽管保持同一供水温度，低区的耗热量要比高区大。

5 新方案调控效果

经与供热公司协商，将制定的基于综合气象预测的供热管网前馈动态调控策略应用到3月10日12:00至3月15日24:00供暖调控中，监测高、低区室内平均温度的变化。具体实现方式为：根据1.2节中的调控操作步骤，进行调控参数的确定。笔者收集气象参数数据，计算逐时动态负荷。根据计算出的管网滞后时间和供热量与供水温度的关系式，计算应设定的供水温度值并将计算结果告知供热公司。供热公司设定动态目标供水温度值，调控实现实际供水温度达到笔者的计算值。考虑到3月10日12:00至23:00的调控效果可能会受到之前调控状态的影响，选取3月11日0:00至3月15日24:00的高、低区室内平均温度变化进行对比，如图4所示。

表2 三种基准状态高、低区耗热量比较

运行模式	日期	室外温度 / $^{\circ}\text{C}$	高区			低区		
			总能耗 / $(\text{kW}\cdot\text{h})$	室内平均温度 / $^{\circ}\text{C}$	单位面积单位温差能耗 / $(\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}))$	总能耗 / $(\text{kW}\cdot\text{h})$	室内平均温度 / $^{\circ}\text{C}$	单位面积单位温差能耗 / $(\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}))$
气候补偿	11.29~11.30	2.3	8150	22.6	1.20	8200	22.8	1.20
气候补偿	12.2~12.6	-2.9	24110	21.7	1.17	24650	21.6	1.20
气候补偿	1.11~1.15	-0.5	20865	22.7	1.08	23007	22.7	1.18
恒定水温	2.5 17:00~2.6 16:00	1.9	8260	21.9	1.24	8850	21.9	1.32
分时调控	3.2~3.6	3.0	19040	23.1	1.13	19620	22.6	1.20

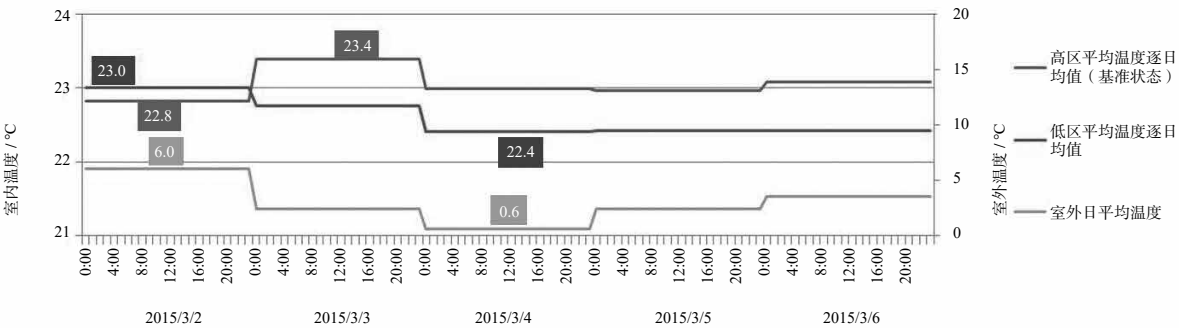


图3 高、低区基准状态逐时能耗对比

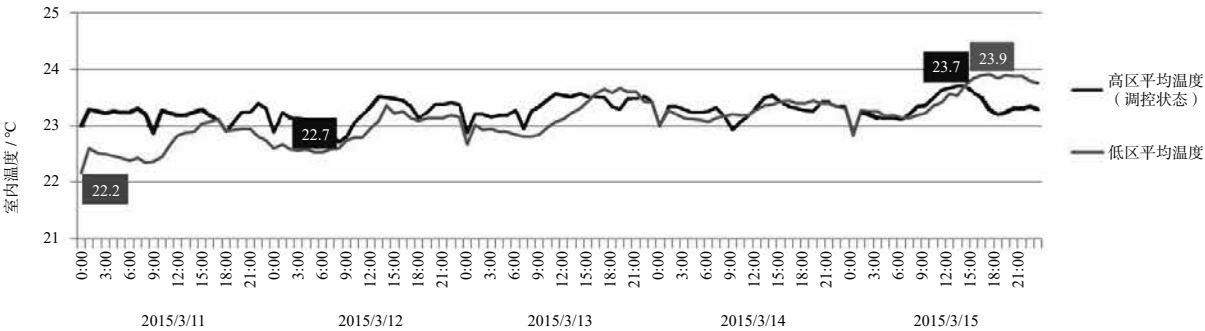


图4 高、低区室内平均温度调控状态对比

从图 4 的对比可以看出,在调控状态下,高区的波动由基准状态下明显大于低区变为明显小于低区。在连续 5 天的时间内,高区室内平均温度最高值为 23.7℃,最低值为 22.7℃,差值仅为 1.0℃;而低区室内平均温度最高值为 23.9℃,最低至为 22.2℃,差值为 1.7℃。相比基准状态,低区室内平均温度最高值与最低值的差值变化不大,从 1.5℃增大到 1.7℃,而高区室内平均温度最高值与最低值的差值却从 2.3℃降到 1.0℃,调控效果较好。下面计算连续 5 天共 120h 内高、低区的室内平均温度的均值、方差、标准值以及以 24h 逐天计的最大温度波幅和最小温度波幅。每天的温度波幅取温度最大值与最小值差值的一半,结果见表 3。

表 3 高、低区室内平均温度调控状态下温度波动对比

	均值 /℃	方差	标准差	逐日最大温度波幅 /℃
高区	23.3	0.037	0.193	0.3
低区	23.1	0.158	0.398	0.5

将表 1 和 3 的计算结果进行对比,不难发现,相比低区方差增加,高区的方差反而大幅下降,且明显低于低区,说明采用新的调控方案后,高区室内平均温度的波动状况得到明显改善,室内平均温

度较稳定。同时,在低区逐日最大温度波幅保持 0.5℃不变的情况下,高区逐日最大温度波幅由 1.1℃ 将为 0.3℃。

下面对高、低区室内平均温度逐日均值的波动趋势进行比较,见图 5。对比图 2 与图 5 可以看出,与 3 月 2 日至 6 日的基准状态相比,3 月 11 日至 15 日的调控状态下,室外日均温度波动仍为 5.4℃,而低区平均温度的均值变化从 0.6℃ 增加到 0.8℃,但高区平均温度的均值变化却从 0.6℃ 降低到 0.2℃,说明新的调控方法达到了预期的调控效果,室内温度波动较小,也就是说供热量在新调控方法下很好地动态响应了室外气象的变化。

从能源节约的角度进行分析,对 3 月 11 日至 15 日,高、低调控状态下的逐时能耗进行比较,见图 6。从图 6 可以明显看出,由于高区的能耗明显低于低区,只有在凌晨才略高于低区。在 3 月 11 日至 15 日这一时间段内,高区总耗热量 13.62MW·h,低区总耗热量 18.65MW·h。当然,不可忽略的是,由表 1 和表 3 的对比可以看出,基准状态到调控状态,高区室内平均温度从 23.1℃ 升高到 23.3℃,而低区室内平均温度从 22.6℃ 升高到 23.1℃,低区室内平均温度的升高必然也会造成能耗的增加。关于调控

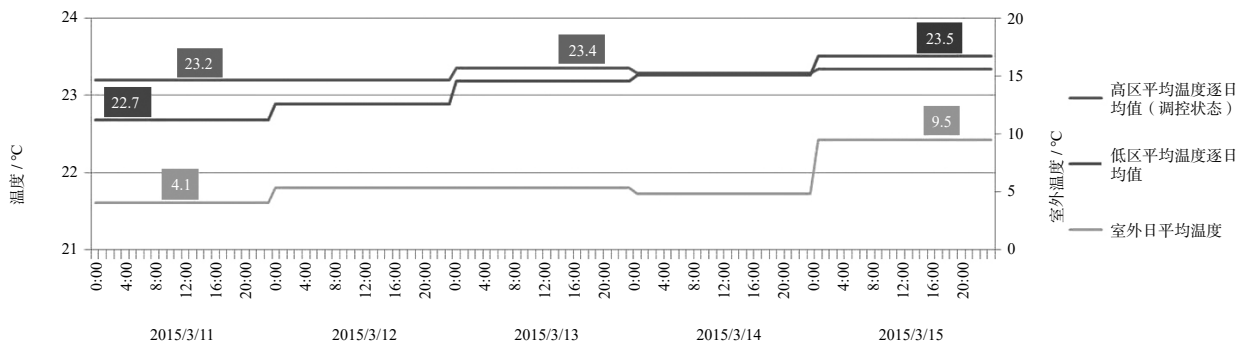


图 5 高、低区调控状态室内平均温度逐日均值对比

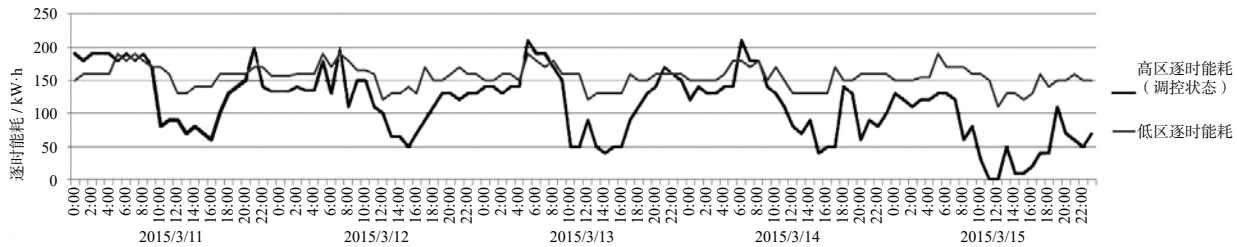


图 6 高、低区调控状态逐时能耗对比

表 4 调控状态高、低区耗热量比较

运行模式	日期	室外温度 /°C	高区			低区		
			总能耗 /(kW·h)	室内平均 温度 /°C	单位面积单位 温差能耗 /(W/(m ² ·°C))	总能耗 /(kW·h)	室内平均 温度 /°C	单位面积单位 温差能耗 /(W/(m ² ·°C))
前馈调控	3.11~3.15	5.8	13620	23.3	0.93	18650	23.1	1.29

状态下的高、低区耗热量比较详见表 4。

表 4 中室外温度数据通过收集气象局实时室外温度气象参数获得，总能耗数据通过热量表数据监测获得，室内平均温度数据通过统计分析温度自己仪数据获得，单位面积单位温差能耗是用总能耗处于供暖面积及单位室内外温差获得。通过表 4 中高、低区单位面积单位温差能耗的对比，可以明显看出，高区采用前馈动态调控方案后，明显比低区要节能。

将表 4 与表 2 进行对比，可以发现，高区单位面积单位能耗明显降低，而且要比低区同时段单位面积单位温差能耗减小很多。

以表 4 中数据计算，高区前馈动态调控方案比低区非前馈动态调控方案实现的节能为：

$$\frac{1.29-0.93}{1.29} \times 100\% = 28\% \quad (14)$$

本文的侧重点是在比较新方案的节能效果，所以以两个对比度较高（建筑年代、保温水平、供热型式等各方面几乎完全一致）的系统（高、低区），开展一段均未实施新方案的监测来说明两个系统能耗、舒适度水平相当，以此说明两个系统的初始状态基本一致；再开展高区实施新方案、低区未实施新方案的能耗、舒适度水平比较，如果高区在保持与低区舒适度水平基本相当条件下，明显消耗了更低的热量，就足以说明新方案的节能效果。需要说明的是，由于新方法调控状态启动时，室外温度已经较高，太阳辐射非常好，故新的调控方法节能效果计算要较如果整个供暖季应用平均效果略大一些。

6 结论

6.1 前馈动态调控方法用于改善室内热舒适度的效果较好。实际项目效果测试显示，对比低区波动幅度增大 0.2°C，前馈动态调控方案下的高区室内平均温度波动幅度从 0.6°C 降低到 0.2°C，室内热舒适度明显改善。

6.2 前馈动态调控方法的节能效果较好，本案例中实现 28% 的节能。

参考文献：

- [1] 肖常磊，付林，郑忠海，等. 供暖系统中气候补偿器应用探讨，暖通空调 [J]. 2007, 37(11):136-140.
- [2] 丁琦，张春蕾，徐振江. 集中供热系统供水温度气候补偿算法和控制方法：中国，201210189328.31[P]. 2012-6-11.
- [3] 黄维.“计量后”供暖系统的动态调节技术方向 [J]. 供热信息，2013, 40(6):28-32
- [4] Crijns H. Efficient use of energy by means of Weather Forecast Control: When the weather forecast controls the heating [J]. Verwarming en Ventilatie, 2012, 69(6):332-335
- [5] GB 50176—93，民用建筑热工设计规范 [S]. 中国建筑科学研究院，中国计划出版社，34-41.
- [6] 袁闪闪. 集中供热系统的热动态特性研究 [D]. 天津：天津大学，2010, 23-38.
- [7] AccuWeather. <http://zh.wikipedia.org/wiki/AccuWeather> [EB/OL]. 2014-12-10.

基于燃—蒸联合循环的新型能源供应系统集成研究

李 岩, 李 杰, 李文涛, 张淑彦

(燕山大学建筑工程与力学学院, 秦皇岛 066004)

[摘 要] 燃气—蒸汽联合循环系统具有较高的能源利用效率, 针对冬季余热利用和夏季集中热制冷两方面的技术问题, 本文提出一种基于燃—蒸联合循环的新型能源供应系统, 并对整体系统和热网网站的集成问题展开以下研究: (1) 构建新型能源供应系统, 同时满足冬季余热供热和夏季集中热制冷需求; (2) 提出吸收式大温差换热 / 制冷机组和压缩式大温差换热 / 制冷机组相结合的新型热网网站系统, 并阐述两类机组的配置原则; (3) 以某燃气—蒸汽联合循环系统为例, 探究新系统冬季余热供热工况下, 热网回水温度的变化对新系统能效的影响。通过以上研究, 使新系统的集成和运行得到保障。

[关键词] 燃—蒸联合循环; 新型热网网站; 余热供热; 集中热制冷

0 引言

目前, 雾霾危机已引起政府和民众的广泛关注, 燃煤造成的环境污染问题日益严峻。天然气是清洁能源, 合理利用天然气资源, 既可以有效缓解北方冬季供热引发的雾霾问题, 又可以改善清洁能源供应结构^[1]。燃气—蒸汽联合循环是能源梯级利用的典范, 可以显著提高天然气的能源利用效率^[2]。发掘燃气—蒸汽联合循环系统的节能潜力, 改善城市冷热电供应格局, 主要包括两个方向: 冬季余热利用和夏季集中热制冷。

(1) 冬季余热利用

利用低温热网回水技术将一次网回水温度由常规的 50~60℃ 降低至 20~30℃ 左右^[3], 为电厂余热回收创造有利工况, 同时配合电厂内设置的吸收式热泵, 以电厂原供热蒸汽为高温热源驱动热泵循环,

回收烟气余热, 用于加热一次网水^[4-5]。

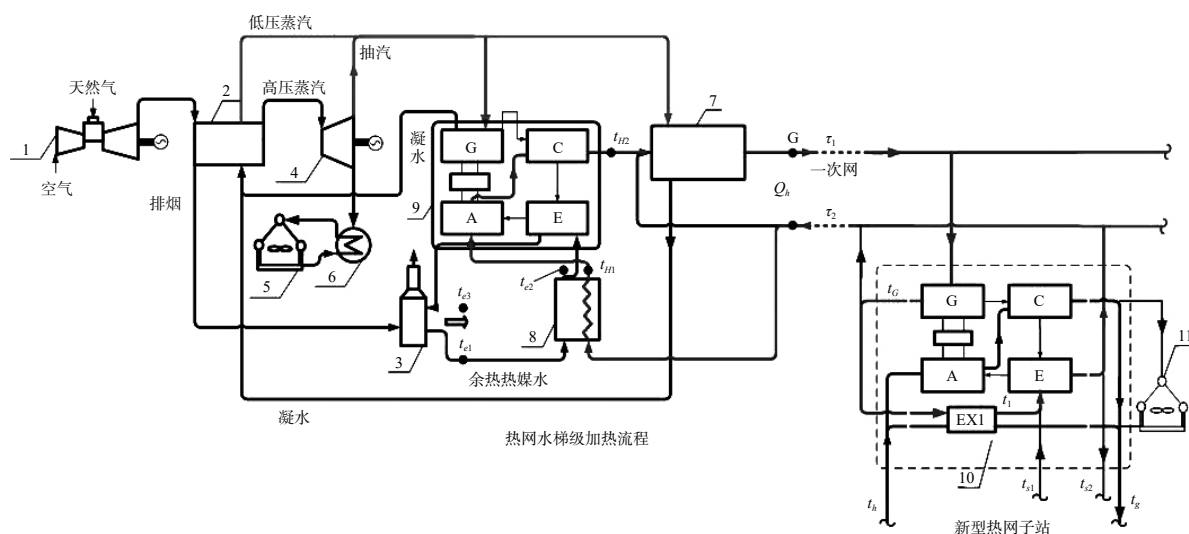
(2) 夏季集中热制冷

采用热水驱动吸收式制冷方式, 利用电厂供热蒸汽制备热水, 通过供热管网输送至用户, 在用户处设置热水型吸收式制冷机制备冷量^[6]。集中热制冷既能改善空调用能结构, 削减电网负荷峰值压力, 又能提高集中供热和供电系统资源的利用率。

为充分发掘燃气—蒸汽联合循环系统的优势和潜力, 本文从冬季余热利用和夏季集中热制冷两方面入手, 同时配合吸收式热泵、大温差换热、吸收式制冷等技术元素, 构建新型能源供应系统, 并以系统能效为理论基础, 开展新系统的集成研究。

1 新型能源供应系统的构建

以燃气—蒸汽联合循环系统为例, 构建新型能源供应系统, 如图 1 所示。



1—燃气轮机; 2—双压余热锅炉; 3—直接接触式换热装置; 4—蒸汽轮机; 5—冷却塔; 6—凝汽器; 7—汽/水换热器; 8—水/水换热器; 9—吸收式热泵; 10—大温差换热/制冷机组; 11—冷却塔; G—发生器; C—冷凝器; A—吸收器; E—蒸发器

图 1 新型能源供应系统

1.1 冬季余热供热系统

新型能源供应系统从提高系统整体能源利用率的角度出发,结合吸收式热泵和低温热网回水技术^[7],构建冬季余热供热系统。

(1) 在热网子站处一次网供水(温度 τ_1 , 流量 G) 依次进入大温差换热机组的发生器、水/水换热器、蒸发器,降温至 τ_2 后返回电厂;二次网回水(温度为 t_h , 流量为 G_1) 一部分被吸收器、冷凝器加热至 t_g , 另一部分被水/水换热器加热至 t_g , 混合后供至用户。

(2) 在电厂处一次网回水(温度 τ_2 , 流量 G) 被余热热媒水(温度 t_{e1} , 流量 G_h) 加热至 t_{H1} , 在吸收式热泵吸收器和冷凝器处进一步被加热至 t_{H2} , 后经汽/水换热器被供热蒸汽加热至供水温度 τ_1 ; 余热热媒水被余热锅炉排烟经直接接触换热式装置加热升温至 t_{e1} , 与热网水换热后进入热泵蒸发器温度降至 t_{e3} 。

冬季余热供热系统具有以下特点:

(1) 构建了热网水梯级加热流程。

新系统热网水加热过程由水/水换热器、吸收式热泵、汽/水换热器三个加热环节组成,在热网水升温过程中逐级提高热源的温位,各环节的加热量为:

① 水/水换热器将热网水温度由 τ_2 加热至 t_{H1} , 换热量为 Q_1 。

$$Q_1 = \frac{c_p \times G \times (\tau_{H1} - \tau_2)}{3600} \quad (1)$$

式中: c_p 为水的定压比热容 ($\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)。

② 吸收式热泵加热量包括回收烟气余热量和消耗的蒸汽量。

$$Q_E = \frac{c_p \times G_h \times (t_{g1} - t_{g3})}{3600} \quad (2)$$

$$Q_G = Q_E \times \frac{1}{\text{COP}_h - 1} \quad (3)$$

$$Q_2 = \frac{c_p \times G \times (t_{H1} - t_{H2})}{3600} \quad (4)$$

式中: COP_h 为吸收式热泵制热性能系数; Q_2 为热泵吸收器和冷凝器加热量 (MW)。

③ 汽/水换热器的换热量为 Q_3 。

$$Q_3 = \frac{c_p \times G \times (\tau_1 - t_{H2})}{3600} \quad (5)$$

热网水梯级加热系统的总供热量为

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = \frac{c_p \times G \times (\tau_1 - \tau_2)}{3600} \quad (6)$$

(2) 构建了热网子站大温差换热系统。

热网子站大温差换热分为吸收式大温差换热和

板式换热器换热两部分。

(1) 吸收式大温差换热。

$$Q_G = \frac{c_p \times G \times (\tau_1 - t_G)}{3600} \quad (7)$$

$$Q_{A+C} = \frac{c_p \times G_{11} \times (t_g - t_h)}{3600} \quad (8)$$

$$Q_E = \frac{c_p \times G \times (t_1 - \tau_2)}{3600} \quad (9)$$

式中: t_G 为发生器出口温度 ($^{\circ}\text{C}$); G_{11} 为冷凝器内二次网流量 (t/h); t_1 为板式换热器出口温度 ($^{\circ}\text{C}$); Q_{A+C} 为吸收式大温差换热机组吸收器和冷凝器加热量 (MW)。

(2) 板式换热器换热。

$$Q_{EX} = \frac{c_p \times G_{12} \times (t_G - t_1)}{3600} \quad (10)$$

式中: G_{12} 为板式换热器二次网流量 (t/h)。

热网子站大温差换热系统总换热量为:

$$Q = Q_{EX} + Q_{A+C} = \frac{c_p \times G_{11} \times (t_g - t_h)}{3600} \quad (11)$$

1.2 夏季集中热制冷系统

为充分提高集中供热和供电资源(热电厂、供热管网及热网子站)使用率,实现热能与电能互补,以联产蒸汽为热源向用户提供热量用于吸收式制冷^[8],构建夏季集中热制冷系统。

(1) 在热网子站处一次网高温热水(温度 τ_1 , 流量 G') 为热源,进入发生器驱动吸收式循环制备冷量,降温至 τ_2 后返回电厂;冷冻水(温度 t_{s1} , 流量 G_2) 经蒸发器降温至 t_{s2} 后供给建筑供冷终端;冷却水(温度 t_a , 流量 G_3) 经吸收式制冷机吸收器、冷凝器升温至 t_c 后进入冷却塔释放热量。

(2) 受吸收式制冷机发生器温度的限制,一次网回水温度 τ_2 较高(一般为 80°C 以上),超出电厂吸收式热泵工作范围,因此在夏季工况中无法实现烟气余热回收,仅能以电厂供热蒸汽为热源加热一次网水。

夏季集中热制冷系统分为热网子站制冷和电厂蒸汽供热两部分,各部分换热量如下:

① 热网子站换热量

$$Q_G = \frac{c_p \times G \times (\tau_1 - t_G)}{3600} \quad (12)$$

$$Q_E = \frac{c_p \times G_2 \times (t_{s1} - t_{s2})}{3600} \quad (13)$$

$$Q_{A+C} = \frac{c_p \times G_3 \times (t_c - t_a)}{3600} \quad (14)$$

式中 G_2 为冷冻水流量 (t/h); G_3 为冷却水流量 (t/h); t_c 为冷凝器出口温度 ($^{\circ}\text{C}$); t_a 为吸收

器进口温度 ($^{\circ}\text{C}$) ; Q_{A+C} 为吸收式制冷机组吸收器和冷凝器放热量 (MW) 。

② 电厂蒸汽供热量 Q 。

一次网回水返回电厂被蒸汽加热量。

$$Q = Q_G = \frac{c_p \times G \times (\tau_1 - t_c)}{3600} \quad (15)$$

1.3 新型能源供应系统的优势

新型能源供应系统同时满足冬季余热利用和夏季集中热制冷两种需求, 降低了供热和供冷能源代价, 提高集中供热系统的利用率^[9]。

冬季余热供热系统实现热网回水温度降低及热网水梯级加热, 减少换热环节不可逆损失, 并利用烟气余热替代电厂蒸汽供热, 系统能效得到提升。夏季集中热制冷系统以电厂低成本的联产蒸汽为热源, 实现吸收式制冷, 对改善城市夏季空调用电和缓解电网负荷压力具有重要作用。

2 新型热网子站集成研究

为实现新型能源供应系统的双重功能, 将电能和热能有机结合, 构建新型热网子站系统。

2.1 新型热网子站的构建

夏季集中供冷工况下, 吸收式制冷机的制冷量往往不能满足区域用户冷负荷需求, 需要补充设置电动压缩式制冷机。而在冬季余热利用工况下, 将部分电动压缩式制冷机由制冷工况切换至供热工况, 并与吸收式大温差机组结合, 可进一步降低热网回水温度, 为电厂余热回收创造更有利工况。

由此, 构建了由压缩式大温差换热 / 制冷机组和吸收式大温差换热 / 制冷机组结合的新型热网子

站系统。

(1) 热网子站夏季集中热制冷系统流程。

新型热网子站夏季制冷流程如图 2 所示。

① 一次网供水 (温度 τ_1 , 流量 G_1) 作为驱动热源进入发生器, 降温至 τ_2 后返回电厂; 电能 W' 作为驱动能驱动压缩式循环。

② 冷冻水 (温度 t_{s1} , 流量 G_2) 进入吸收式制冷机蒸发器, 温度降至 t_{l1} 后进入压缩式制冷机蒸发器进一步降温至 t_{s2} , 供给建筑供冷终端; 冷却水 (温度 t_{w1} , 流量 G_3) 经过吸收式制冷机吸收器和冷凝器被加热至 t_2 , 再进入压缩式制冷机冷凝器, 温度升至 t_{w2} 后送至冷却塔降温冷却。

(2) 热网子站冬季余热供热系统流程。

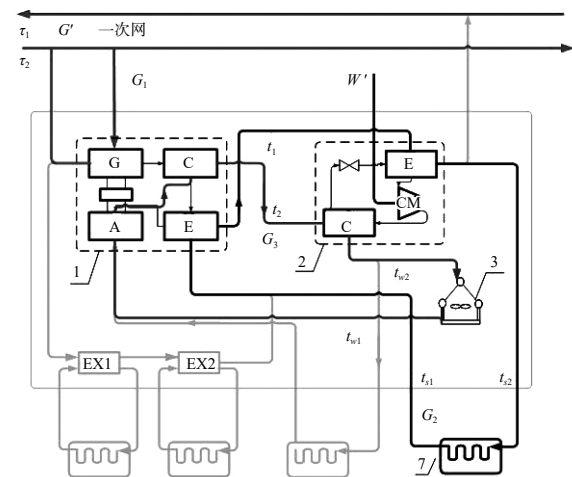
冬季大温差换热工况下, 将压缩式机组由制冷工况调为制热工况, 流程如图 3 所示。

① 一次网供水 (温度 τ_1 , 流量 G_1) 作为驱动能进入发生器, 降温至 τ_3 后依次经过水 / 水换热器, 吸收式和压缩式大温差换热机组的蒸发器, 降温至 τ_2 后返回电厂; 电能 W 作为驱动能驱动压缩式循环。

② 二次网供水 (温度 t_h , 流量 G_2) 进入吸收式换热机组吸收器、冷凝器被加热至 t_5 , 再进入压缩式换热机组的冷凝器进一步被加热到 t_g , 供给地板辐射采暖; 水—水换热器制备的热量分别供应散热器终端和空调终端。

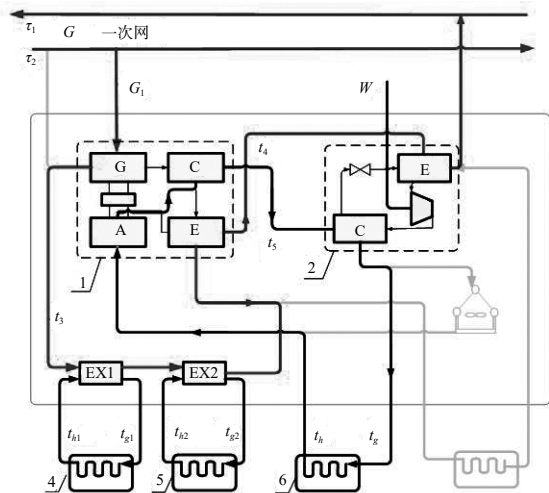
2.2 新型热网子站的配置

以某热网子站为例, 设计参数见表 1, 讨论两类大温差换热 / 制冷机组的配置。



1- 吸收式制冷机组; 2- 压缩式制冷机组; 3- 冷却塔;
7- 供冷终端; G- 发生器; C- 冷凝器; A- 吸收器;
E- 蒸发器; CM- 压缩机

图 2 新型热网子站夏季制冷流程



1- 吸收式大温差换热机组; 2- 压缩式大温差换热机组;
4- 散热器终端; 5- 空调终端; 6- 地板辐射采暖;
EX1、EX2- 水—水换热器

图 3 新型热网子站冬季余热供热流程

表 1 热网子站设计参数

参数	数值	参数	数值
住宅建筑面积 (万 m ²)	5.0	热负荷 (MW)	5.8
公共建筑面积 (万 m ²)	5.0	地板辐射 (MW)	3.8
总建筑面积 (万 m ²)	10.0	散热器 (MW)	1.0
冷负荷 (MW)	5.0	空调负荷 (MW)	1.0

(1) 冬季大温差换热工况

冬季大温差换热负荷为 5.8MW，其中地板辐射热负荷为 3.8MW。吸收式大温差换热机组以一次网高温热水为驱动源，能效高于压缩式大温差换热机组，承担基础热负荷。若全部采用吸收式大温差换热机组，则可将热网回水温度降至 31℃。为进一步降低热网回水温度，为余热回收创造更有利工况，应使压缩式大温差换热机组承担部分热负荷。因此，安装 1 台吸收式大温差换热机组（1# 机组，制热量 3MW），1 台压缩式大温差换热机组（2# 机组，部分负荷运行，制热量 0.8MW），一次网回水温度可降至 20℃。

(2) 夏季集中热制冷工况

夏季集中热制冷负荷为 5.0MW。两类机组在制冷工况下能效差别不大（等效 COP=3~5），但吸收式制冷不额外消耗电能，可缓解夏季空调用电压力^[10]。因此，以吸收式制冷承担基础冷负荷，压缩式制冷承担调峰冷负荷。1# 吸收式制冷机组制冷量 1.25MW，2# 压缩式制冷机组制冷量 3.75MW，可满足夏季集中热制冷需求。

热网子站冬季和夏季主要参数见表 2。

表 2 热网子站参数

冬季			
参数	数值	参数	数值
供水温度 $t_1/^\circ\text{C}$	120.0	回水温度 $t_2/^\circ\text{C}$	20.0
热网水流量 $/(t/h)$	48.5	1# 发生器出口温度 $^\circ\text{C}$	88.5
1# 热负荷 /MW	3.0	1# 机组 COP _h	1.7
2# 热负荷 /MW	0.8	2# 机组 COP _h	5.0
夏季			
参数	数值	参数	数值
供水温度 $t_1/^\circ\text{C}$	120.0	冷冻水进口温度 $t_{s2}/^\circ\text{C}$	7.0
回水温度 $t_2/^\circ\text{C}$	90.0	冷冻水出口温度 $t_{s1}/^\circ\text{C}$	12.0
热网水流量 $/(t/h)$	51.6	1# 发生器出口温度 $^\circ\text{C}$	90.0
1# 冷负荷 /MW	1.25	1# 机组 COP	0.7
2# 冷负荷 /MW	3.75	2# 机组 COP	4.0

3 冬季供热工况能效分析

以某 3×FT8-3 燃—蒸联合循环机组构建的新型能源供应系统为例，探究新系统冬季余热供热工况下系统能效变化。假定各热网子站配置相同，子站设计参数如表 1 所示，系统设计参数见表 3。

表 3 电厂梯级加热系统参数

参数	数值	参数	数值
天然气流量 $/(Nm^3/s)$	16.2	热网供水温度 $^\circ\text{C}$	120.0
电厂抽汽供热量 /MW	160.0	热网回水温度 $^\circ\text{C}$	31.0
烟气余热回收量 /MW	65.0	过量空气系数	2.8
系统总供热量 /MW	233.1	烟气排烟温度 $^\circ\text{C}$	29.4
热泵出口温度 $^\circ\text{C}$	75.5	热泵进口温度 $^\circ\text{C}$	42.0
热网水流量 $/(t/h)$	2252	热媒水流量 $/(t/h)$	3109

为进一步降低热网回水温度，在热网子站设置吸收式大温差换热机组的基础上，补充压缩式大温差换热机组^[10]，使热网回水温度由 31℃ 降至 20℃。由此为新系统能效带来两方面影响：一是改善电厂低温烟气余热回收工况，显著降低电厂供热能源代价；二是新型热网子站耗电量增加，使系统供热能源代价提高。

3.1 能效评价方法

本文以电量为统一性基准，引入系统供热等效电 W (kW·h 电 /GJ 热) 指标^[11,12]，用于衡量系统能效，其定义为每供应 1GJ 的热量而消耗的电量（包括电厂蒸汽供热减少的发电量和新型热网子站压缩式大温差换热机组的耗电量），见式（16）。

$$W = \frac{\Delta W_1 + \Delta W_2}{Q_t} \quad (16)$$

式中： Q_t 为系统总供热量（GJ）； ΔW_1 为蒸汽供热减少的发电量（kW·h）； ΔW_2 为新型热网子站耗电量（kW·h）。

系统供热等效电 W 可直观的表征系统供热的能源代价， W 值越小，新系统综合能效越高。

3.2 新系统冬季供热能效分析

随着热网回水温度逐渐由 31℃ 降至 20℃，分析系统供热量 Q_t 、蒸汽供热减少发电量、新型热网子站的耗电量及系统供热等效电 W 的变化规律。

3.2.1 新系统总供热量 Q_t

新型能源供应系统总供热量 Q_t 包括三部分：① 电厂蒸汽供热量 Q_s ；② 烟气余热回收量 Q_w ；③ 新型热网子站压缩式大温差机组消耗的电能。

分析随着热网回水温度逐渐由 31℃ 降至 20℃， Q_t 、 Q_s 、 Q_w 的变化规律，如图 4 所示。

（1）随着热网回水温度降低，烟气余热热量 Q_w 由 65MW 增加至 87.5MW；蒸汽供热量 Q_s 由 168MW 降低至 139.5MW。

（2）新型热网子站压缩式大温差机组消耗的电由 0MWW 增加至 6.2MW。

（3）系统总供热功率保持 $q_t=233.1\text{MW}$ 不变，

总供热量 $Q_1=191.08$ 万 GJ。

3.2.2 蒸汽供热减少的发电量及新型热网子站的耗电量

表示由蒸汽供热导致汽轮机进汽量减少而影响的发电量, 计算见式 (17)。

$$\Delta W_1 = \frac{h_c - h_n}{h_c - h_z} \times (h_c - h_z) \times \eta \quad (17)$$

式中: h_c 为蒸汽焓值 ($h_c=2860\text{kJ/kg}$); h_n 为蒸汽换热后凝结水焓值 ($h_n=418\text{kJ/kg}$); h_z 为蒸汽发电后焓值 ($h_z=2244\text{kJ/kg}$); η 取 278。

分析随着热网回水温度降低, 蒸汽供热减少的发电量及新型热网子站压缩式换热机组耗电量的变化规律, 如图 5 所示。

(1) 随着热网回水温度降低, 烟气余热回收量增加, 蒸汽供热量减少, 由 8125 万 $\text{kW}\cdot\text{h}$ 降低至 5784 万 $\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

(2) 随着热网回水温度降低, 压缩式大温差换热机组比例增大, 新型热网子站压缩式大温差换热机组的总耗电量由 0 $\text{kW}\cdot\text{h}$ 增加至 2010 万 $\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

3.2.3 系统供热等效电 W

系统供热等效电 W 随着热网回水温度的变化规律, 如图 6 所示。

随着热网回水温度逐渐由 31°C 降至 20°C , 系统供热等效电 W 由 $42.5\text{kW}\cdot\text{h/GJ}$ 降至 $40.8\text{kW}\cdot\text{h/GJ}$ 。通过增置压缩式大温差换热机组进一步降低热网回水温度, 虽然新型热网子站耗电量增加, 但电厂烟气余热供热量增加, 使蒸汽供热影响发电量降低, 且降幅要大于增幅^[13]。因此, 系统供热等效电 W 下降, 即系统综合能效提高。

4 结论

本文针对燃气—蒸汽联合循环系统, 提出一种新型能源供应系统和热网子站集成方式, 实现冬季余热利用和夏季集中热制冷, 并通过构建新型热网子站, 合理配置两类大温差机组的比例, 使系统综合能效达到最佳。结论如下:

(1) 通过将吸收式热泵、大温差换热、吸收式制冷等技术有机结合, 提出基于燃气—蒸汽联合循环的新型能源供应系统, 新系统可实现冬季余热供热工况和夏季集中热制冷工况的灵活切换。

(2) 为实现新型能源供应系统的双重功能, 构建由吸收式大温差换热/制冷和压缩式大温差换热/制冷组合的新型热网子站流程, 提出以吸收式大温差换热/制冷作为基础负荷, 压缩式大温差换热/制冷作为调峰负荷的新型热网子站机组配置原则, 使新系统在冬季余热供热工况下, 热网回水温度由 31°C 进一步降至 20°C 。

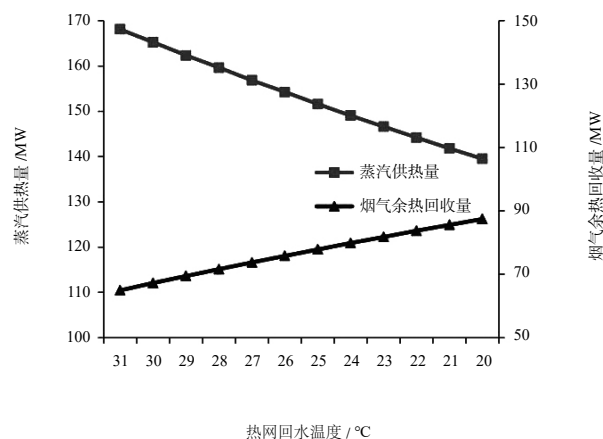


图 4 热网回水温度变化对烟气余热回收量 Q_w 和蒸汽供热量 Q_s 的影响

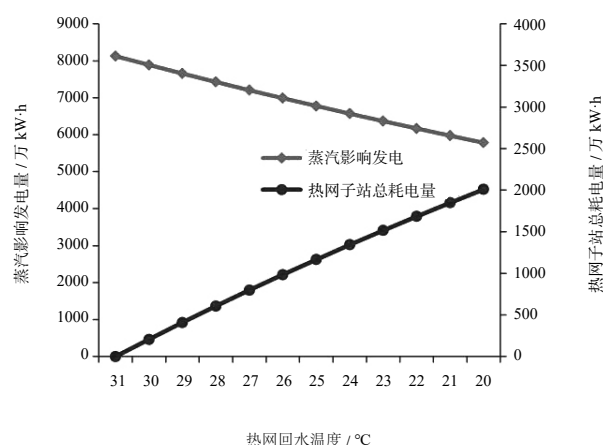


图 5 热网回水温度变化对蒸汽供热减少的发电量及新型热网子站的耗电量的影响

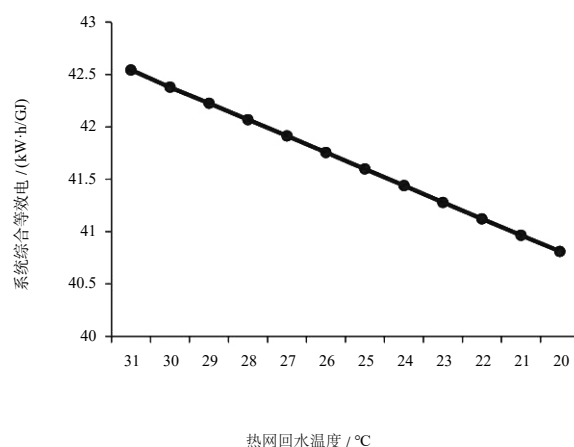


图 6 热网回水温度对系统供热等效电 W 的影响

(3) 以某新型燃—蒸联合循环系统为例, 系统供热等效电 W 为能效评价指标, 分析新系统在冬季余热供热工况下, 热网回水温度对系统能效的影响。结果表明, 随着热网回水温度降低, 系统供热等效电由 $42.5\text{kW}\cdot\text{h/GJ}$ 降至 $40.8\text{kW}\cdot\text{h/GJ}$, 新系统能效较高。

参考文献

- [1] 孟亚东, 孙洪磊. 京津冀地区“煤改气”发展探讨 [J]. 国际石油经济, 2014, 22(11):84–90
- [2] 康玉洁. 燃气—蒸汽联合循环发电系统的现状和展望 [J]. 电气时代, 2013, (06):60–61, 64.
- [3] 李永红, 张世钢, 付林. 不同热网回水温度对电厂余热回收供热的经济性影响 [J]. 区域供热, 2015, (4):5–9, 22.
- [4] 赵玺灵, 付林, 李锋, 等. 燃气热电联产系统余热挖潜方式研究 [J]. 热能动力工程, 2014, 29(4):349–354, 455.
- [5] 赵玺灵, 付林, 江亿. 天然气供热中烟气余热利用的潜力及途径 [J]. 区域供热, 2013, (3):41–45.
- [6] 张群力, 付林, 狄洪发. 城市热网夏季分布式吸收式供冷方式的能效与经济性分析 [J]. 太阳能学报, 2011, 32(6):855–861.
- [7] Li Yan, Fu Lin, Zhang Singang, et al. A New Type of District Heating System Based on Distributed Absorption Heat Pumps[J]. Energy, 2011, 36: 4570–4576.
- [8] 滕树龙, 赵玉清, 战家乙. 基于热电厂与热水管网的集中供冷模式 [J]. 暖通空调, 2014, 44(9):21–23.
- [9] 王云琦. 吸收式热泵机组在城市集中热网应用的适应性分析 [J]. 区域供热, 2012, (2):60–82.
- [10] 朱颖心, 王刚, 江亿. 区域供冷系统能耗分析 [J]. 暖通空调, 2008, 38(1):36–40.
- [11] Yan Li, Lin Fu, Shigang Zhang, et al. A new type of district heating method with co-generation based on absorption heat exchange (co-ah cycle) [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(2):1200–1207.
- [12] 薛志峰, 刘晓华, 付林, 等. 一种评价能源利用方式的新方法 [J]. 太阳能学报, 2006, 27(4):349–355.
- [13] 江亿, 刘晓华, 薛志峰, 等. 能源转换系统评价指标的研究 [J]. 中国能源, 2004, 26(3):27–31.

实现天然气的热能全部利用

——烟气源热泵供热节能技术简介

李崇兴

(北京浩特沃特节能科技公司, 北京 100083)

0 引言

“十三五”时期,我国能源发展面临前所未有的机遇和挑战,天然气在能源革命中占据重要地位。随着国民经济快速发展、人民生活水平的提高和环保要求的不断提升,到2020年,城市燃气和工业燃料应用将占到用气总量的60%以上。特别是在发电的燃料结构中,天然气的比重将进一步提升。京津冀鲁、长三角、珠三角等大气污染重点防控区,将有序发展天然气电站和天然气分布式能源。根据国家发改委规划,2020年我国天然气供应能力将比目前翻一番,达到或超过4000亿 m^3 。

为了改善大气质量,北京市大力推进煤改气工程,目前,天然气已全部覆盖六环以内的区域,北京市每年消耗的天然气从2004年的25亿 m^3 到2016年已达到168亿 m^3 ,天然气需求量以每年超过8%的速率增长,预计在2020年前将达到200亿 m^3 。其中冬季采暖消耗的天然气已占到全年消耗量的60%以上,2016年采暖期间的用气量将达到118亿 m^3 。

天然气是清洁能源,理应将其热能全部转化利用,但是,天然气热能利用率的现状并不尽人意,采暖锅炉的热能利用率普遍低于80%(以高热值计)。大型燃气轮机一次发电效率不超过40%,燃气—蒸汽联合循环发电效率不超过60%,热电联供技术也仅达到80%,有超过20%的热能通过烟筒排放到空中,不但浪费了宝贵的能源,而且还对大气环境造成了影响。因此,提高天然气的热能利用率是改善环境,消除雾霾,减排二氧化碳的有效措施,是实现我国未来能源可持续发展的重要途径。研发和推广天然气热能全部回收利用的技术是当务之急,刻不容缓。

近年来,随着节能技术的发展和专家学者对烟气中潜热回收的深入研究,出现了许多“天然气烟气全热回收”的方法和技术装备,排烟温度也呈下降的趋势,从普遍采用一级换热回收的60℃~70℃排烟温度到冷凝锅炉的40℃,从吸收式热泵的30℃排烟到烟气源热泵的15℃甚至更低。这些技术的研发者都声称实现了烟气余热的“全热回收”。甚

至有的锅炉安装了一级余热回收装置(排烟温度70℃)就在铭牌上标注“锅炉热效率98%”。因此,对燃气设备的烟气余热利用应当有一个统一的规定和标准,才能更好的促进烟气余热回收的节能技术的研究和发展。

1 当前天然气热能利用的现状

由于天然气的成分主要是甲烷(CH_4),燃烧后生成水,在锅炉气化为过热水蒸气随烟气排出。1 m^3 的天然气燃烧后生成1.55kg的水,所携带的气化潜热约占天然气低热值的10%以上。如果能将烟气温度从180℃降到20℃,其可回收的热能(显热和潜热)可占到天然气总热值的20%左右。以北京为例,2016年冬季供暖消耗的天然气118亿 m^3 ,如果通过烟气余热回收技术将排烟降到20℃,回收的热能至少节约15亿 m^3 的燃气。

目前,燃气锅炉的烟气余热回收较普遍的做法是在锅炉烟筒上安装一级汽水换热器余热回收装置,仅回收燃气热值的3~5%的热能,烟气温度仅能降到60℃~80℃,还有部分显热和大量的潜热未被回收利用。由于烟气的冷凝温度为59℃左右,只有将烟气温度降到冷凝温度以下,才能回收烟气中的潜热,实现大幅度的提高天然气的热能利用率的目标。为此,研究者选择了热泵循环制冷的方法将烟气潜热回收并用热泵提高至供热温度。目前,采用热泵回收烟气余热有两条技术路线:一是采用吸收式热泵(溴化锂直燃机),利用高温烟气或燃气补燃作为热泵的驱动源,排烟温度一般为30℃以下;二是采用电动热泵(涡旋式、离心式或螺杆式压缩机),用电作为热泵的驱动源,排烟温度已降到15℃甚至更低。这两条技术路线分别适用不同的锅炉规模、能源价格、安装场地和供热对象。

烟气源热泵供热节能技术是教授级高级工程师李崇兴研究成功的发明专利技术。2011年3月,北京机械工程学会鉴定委员会鉴定认为,该技术实现了多种节能技术的综合运用,集成系统达到了国内领先水平;2012年3月,经北京节能技术检测中心检测,该供热系统输出功率与输入电功率比(EER值)为7.91。2012年4月获得了国家发明专利权,2012

年6月和2014年6月，两次列入北京市节能低碳技术产品推荐目录。2014年6月，列入北京市科委公布的北京地区大气污染防治技术和产品目录。2015年9月列入国管局公共机构节能节水技术产品目录，2015年11月列入国家发改委国家重点节能技术目录。

2 烟气源热泵供热节能技术要点

2.1 技术原理

烟气源热泵供热节能技术采用三级降温两级换热的工艺流程，将燃气锅炉烟气中的热能梯级回收利用，特别是利用烟气源热泵吸收低品位热能特点，将60℃以下的烟气中的潜热回收，回用到供暖或供应热水，最终排烟温度降到15℃，实现了烟气中的热能的全热（显热和潜热）回收利用。

2.2 工艺流程

第一级降温、换热是将120℃的烟气通过气—水换热器降至60℃，水温提升6~7℃；第二级降温是通过混合降温器将烟气从60℃降到30℃；第三级降温、换热是通过烟气源热泵将烟气降到15℃后排放，水温提升6℃~7℃。三级降温烟道串联连接，二级换热的水管道可串联和并联。烟气降温过程中凝结的冷凝水吸收烟气中的部分氮氧化物，实现了节能减排（详见图1）。

2.3 主要功能

（1）节能：

将燃气锅炉烟气温度降到15℃，天然气的热能

全部利用，可回收锅炉负荷的15~20%的热能，相应的节约天然气消耗量。

（2）降低供热成本：

烟气源热泵供热的运行成本比燃气锅炉降低60%以上。

（3）消峰填谷：

冬季是北京市天然气用气高峰，本技术可以消减10~15%天然气消耗量，起到消峰的作用。本技术可利用低谷电和平峰电供热，充分利用谷电资源，提高电能的利用效率。

（4）节水：

5吨锅炉每天回收冷凝水4~6吨，经过处理可代替软化水，节约自来水。

（5）减排：

烟气中氮氧化物溶到冷凝水中，减少对大气的污染，起到减排的作用。经测试，氮氧化物的减排率为10%左右。

（6）投资回报率高：

用于冬季采暖时，设备静态投资回收期为3~3.5年。用于冬季采暖+全年供热水时，烟气源热泵在非采暖季节为空气源工况，可加热生活、生产热水，比燃气锅炉加热成本降低50%以上，静态投资回收期为1.5~2年。

3 几个问题的说明

3.1 为什么将最终排烟温度定为15℃

首先，要明确烟气余热的“全热回收”的概念

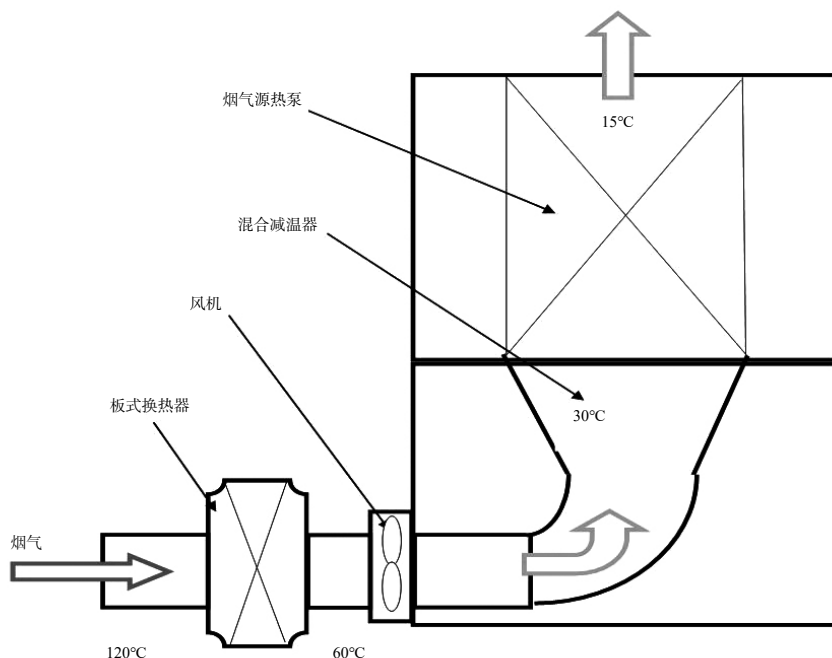


图1 烟气源热泵系统工艺流程图

和基准条件。天然气的高位热值是指“每标准立方米燃气完全燃烧后，其烟气被冷却至原始温度，而其中的水蒸气以凝结水状态排出时所放出的热量”，相应的，“每标准立方米燃气完全燃烧后，其烟气被冷却至原始温度，而其中的水蒸气仍为蒸汽状态时所放出的热量”是低位热值。二者之差就是烟气中的汽化潜热。应当注意的是，我国的锅炉热效率的标准是以低位热值为基数来计算的，也就是说，锅炉设计时就没有考虑利用这部分汽化潜热。鉴此，真正意义上的“全热回收”需要满足两个条件，一是烟气被冷却至原始温度，二是其中的水蒸气以凝结水状态排出。

那么如何确定烟气被冷却到原始温度？我们可以从国际标准化组织制定的燃气轮机 ISO 标准工况的规定中找到依据，这就是：环境温度 15°C 、大气压力 0.10135MPa 、大气相对湿度 60% 。也就是说，当烟气温度降到 15°C 时才能实现燃气锅炉烟气余热“全热回收”，否则，只能称其为“深度回收”。至于水蒸气以凝结水的状态排出的条件，由于烟道中的烟气始终处于饱和状态，只要将烟气降到一定温度，其水蒸气必然凝结成水排出。

3.2 为什么烟气源热泵能实现排烟温度 15°C

烟气源热泵供热节能技术采用的热泵是按照烟气余热回收的运行条件专门设计的一款专用热泵机组，具有烟气源和空气源的特性。采暖季节是在烟气工况运行，由于烟气温度较高所含热能较多，设计蒸发器的运行环境温度为 $30\pm 5^{\circ}\text{C}$ ，烟气侧进出口温差为 15°C 。因此，在标准工况运行时，热泵的能效比较高，COP 可达到 $4.5\sim 5$ ，最终排烟温度为 15°C 。当热泵在非采暖季节运行时处于空气源工况，春夏秋冬运行环境温度在 $15^{\circ}\text{C}\sim 40^{\circ}\text{C}$ ，当空调季环境温度在 30°C 时，热泵空气侧出风温度为 15°C ，可作为空调的冷源。因此，烟气源热泵在空调季可实现冷热联供，一机二用。

3.3 北京市推广烟气源热泵回收烟气余热的优势

长期以来，北京市本地电力支撑和热力供应以 4 个燃煤热电厂为主，随着煤改气的推进，4 个燃煤热电厂全部拆除，取而代之的是 4 座大型燃气热电中心，而且大大增加了燃气供热面积。到“十二五”末期，全市燃气电厂装机规模达到 960 万 kW，预计 2020 年热电联供的面积将达到 10 亿 m^2 。然而，煤改气之后新的矛盾又出现了，由于燃煤电厂的热电比是 $1.5\sim 2$ ，燃气电厂的热电比是 $0.7\sim 0.8$ ，两者相差 1 倍以上，随着热电联产的发展，热电需求不匹配的矛盾逐渐显现，在采暖季，燃气热电厂是以热定电，为满足供热需求，热电联产机组产生的电力，

在某些时段已经超出了用电负荷，预计到 2020 年将更加突出。在这种情况下，烟气源热泵供热节能技术的优势就体现出来，该系统的能效比可达到 6 以上，也就是说，消耗一度电可以节约 0.7m^3 的天然气。如果采用该项技术回收燃气电厂的烟气余热回收来解决电厂周边的供热问题，可节约天然气消耗量的 10% 以上（以电厂燃气消耗量为基数），既缓解了采暖期燃气消耗的供需矛盾（目前采暖高峰期燃气供需缺口为 20% ），也消纳了电厂多余的电力，大幅度的降低了供热成本，同时实现了天然气热能全利用。

4 案例介绍

北京交通大学学苑公寓锅炉房烟气余热回收及浴室热水节能改造项目简介

4.1 锅炉房及浴室基本情况

北京交通大学学苑公寓采暖锅炉房内现有 1 台 4.2MW 和 2 台 2.8MW 燃气锅炉，供应采暖和浴室热水，供暖面积约 11 万 m^2 ，采暖期时段是每年 11 月初至次年 3 月底，锅炉排烟温度约 $140^{\circ}\text{C}\sim 160^{\circ}\text{C}$ 左右。采暖期锅炉燃气日消耗量为 $6000\sim 8000\text{m}^3$ 。

学生浴室热水加热与采暖锅炉共用一个系统，加热后的热水分别送至 #1~#8 公寓学生浴室使用，公寓学生人数约 1 万人左右。锅炉房内有 3 台容积 10m^3 的换热器，浴室平均每天需水温 $40\pm 2^{\circ}\text{C}$ 热水 200 吨左右。浴室开放时段是每日 17 时至 24 时。现状采用燃气锅炉加热的成本为 15.2 元/吨水（只计算燃气成本）

4.2 节能项目概况：

北京交通大学学苑公寓锅炉房烟气余热回收及浴室热水节能项目位于北京交通大学学苑公寓院内，于 2016 年 11 月完成安装并进行调试运行。工程分为两部分，1、烟气源热泵部分：采暖季节采用烟气源热泵烟气余热回收技术加热水箱水供学生浴室。安装两级板式烟气换热器和 4 台烟气源热泵，采用三级降温两级换热的工艺将采暖锅炉的烟气余热回收，加热学生浴室热水。2、空气源热泵部分：非采暖季节采用空气源热泵技术加热浴室热水，安装 4 台空气源热泵循环加热水箱水供学生浴室（见图 2）。

级板换和热泵系统 24 小时连续运行，一级板换和热泵并联循环加热水箱水，进出口温差 $10^{\circ}\text{C}\sim 12^{\circ}\text{C}$ 。二级板换加热自来水补水，每小时 6 吨，加热温升 $20\sim 24^{\circ}\text{C}$ （进水温度 12°C ，出水 36°C ）。经过运行测试，本系统采暖季回收的烟气余热每天可加热 $40\pm 2^{\circ}\text{C}$ 热水 200 吨左右，基本满足浴室热水的需求。平均吨水加热成本为 3.52 元/吨。热泵系统能效比为 5.98。

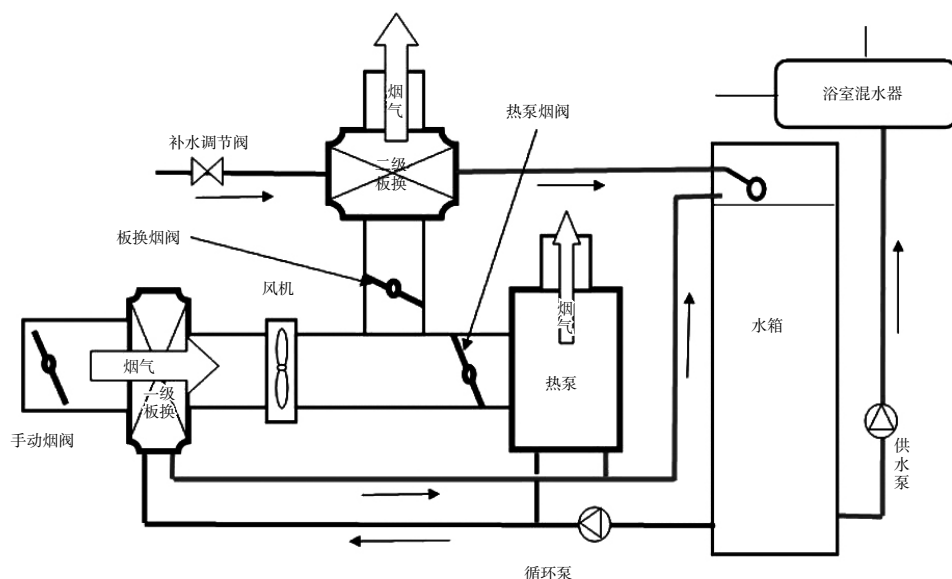


图2 采暖季热泵系统加热流程图



图3 烟气源热泵系统没运行时烟气排放



图4 烟气源热泵系统运行时消烟效果



图5 燃气表显示天然气进锅炉温度为 14.2℃



图6 烟气源热泵控制盘显示排烟温度 14℃

4.3 经济效益分析

根据设计文件计算，采暖期锅炉加热成本为 15.2 元 / 吨水。采用烟气源热泵系统加热成本平均为 3.52 元 / 吨水。每吨水节约 11.68 元 / 吨。按照测试平均每天供水量 198 吨水计算，每日节约燃气费用 2308 元。比燃气锅炉加热节约燃气成本 77%。

4.4 节能效益分析

据测试，当采暖季自来水补水温度为 10℃ 时，二级板换排烟温度为 22℃，烟气源热泵排烟温度 15℃~20℃，大幅度提高了天然气的热能利用率，基

本实现了天然气热能的全部回收利用，达到国内领先水平。本系统可以节约 10~15% 燃气消耗，每天可节约 900 立方米天然气。

4.5 环境效益分析

由于排烟温度降低，烟气中的水汽冷凝后溶解部分氮氧化物，减少了 10% 的氮氧化物的排放，具有一定的环境减排效益。由于烟气中的水汽冷凝脱水，消除了烟筒冒白烟的现象。

北京交通大学学苑公寓锅炉房烟气余热回收及浴室热水节能改造项目照片见图 3~4。

城市集中供热发展现状及管网问题优化

李 丹, 胡文举, 李德英

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘 要]近年来,我国城市的集中供热发展的非常快,但是起步比较晚,因此和其他基础设施比较而言,其基础比较薄弱,普及率也比较低,其技术水平也不高。无法适应目前我国城市化进行的迅猛发展,因此,城市集中供热要更加努力地发展才行。本文对我国城市集中供热的现状,以及在集中供热过程中管网存在的突出问题进行了分析。

[关键词]集中供热;发展现状;管网;优化设计

0 前言

集中供暖环保安全,住宅的采暖系统主要分两种,集中供暖系统和分户式采暖系统。集中采暖即集中的热源通过管路将热量传递给用户。北京市场的集中供暖主要是锅炉和城市热网供暖,分户式供暖包括壁挂炉取暖和电采暖等。

尽管集中供暖存在管网热损失、管路输送能耗、初期建设成本高等不利因素,且由于建设或运行管理水平原因会造成冷热不均的情况,但从大环境讲,范珑认为与分户式取暖相比,集中供暖是比较经济节能、安全环保的采暖系统形式。由于有专人负责运行管理,集中供暖运行效率高且有自动监测系统,每年定期检查维修,安全性能相对较高;从环保上讲,排烟等造成的环境污染可通过集中处理,相比每户排烟要环保得多。

集中供热管网优化设计不仅能优化供热质量,更能够起到节约投资、降低供热消耗,减小污染、增强管网可靠性的作用。在供热市场日益激烈的今天,集中供热管网优化设计,是增强供热企业市场竞争力的重要手段,供热管网是集中供热的重要组成部分,供热管网设计优化意义重大。

1 城市集中供热热源的发展

城市集中供热热源的形式主要有:热电厂、区域锅炉房、工业余热、地热、太阳能等。鉴于我国的能源主要是煤炭的实际情况,加之我国“三北”地区是主要产煤区,所以城市集中供热的能源仍以煤炭为主。城市集中供热经过多年发展的实践,形成了以热电联产为主、区域锅炉房为辅、其他热源方式为补充的热源供热格局。城市集中供热热源的发展经历了两个阶段:上个世纪 80 年代初到 90 年代末,为热电联产集中供热大力发展阶段。上个世纪 90 年代末,到现在,是大型区域锅炉房发展阶段。

2 城市集中供热有以下几个优点:

(1)集中供热可以大大提高能源的利用率,进而节省燃料。一般情况下,大型的汽轮机组发电热

的效率都较低,一般大约在 40% 左右,然而,使用供热机组热电联产的综合热效率一般可达到 85% 左右。

(2)集中供热可以改善周围环境的卫生,进而降低对大气的污染。在使用集中供热之后,锅炉的容量就会增大,并且安装了高烟囱与烟气净化的装置,这样做能够降低由于煤炭燃烧而引起的烟尘,降低对大气的污染,进而改善周围环境的卫生。

(3)集中供热可以减少供热成本。我们在使用集中供热之后,可以减少许多人工成本,并且使得燃料灰渣运输量与散落量降低了不少,进而节约了成本。

集中供热降低了对周围群众的影响。和分散供热的热源点相比而言,集中供热的热源点通常都是建设在距离居民区很远的地方,进而降低了噪音影响。

(4)舒适。可整体调节房间气温,使整个房间处于舒适的温度状态。

(5)节约土地。用户无需建设锅炉房、煤场、储油罐等设施 and 场地,可以腾出大批分散的小锅炉房及燃料、灰渣堆放空间,对城市来说能改善市容、绿化环境。

(6)廉价。与用电、燃气等相比费用低,能减少司炉人员工资及燃料费、维护维修费、环保放费、锅炉用水、制水、设备折旧及安全防护配套设施费等,大大地降低了运行成本费用。

3 城市集中供热存在的问题

3.1 城市供热规划滞后、体制亟待优化

我国城市建设中,过去只注重城市地上建设,忽视城市地下管道建设,缺乏长期的远景规划。往往是哪里需要供热,就会临时建立一个锅炉房来解决。等到城市发展到一定规模时就发现到处处是小锅炉,烟筒非常多,并且供热的效率比较低,并且给当地环境带来极大的破坏。国家提出了节能减排的政策,对于当前这种缺乏远景规划的供热方式只

能推倒重来。近年来,国家出台一系列政策措施,支持城市集中供热的发展,通过多渠道筹集建设资金,推动技术创新,加强企业管理等措施,城市集中供热有了较快发展。但是制约供热企业发展的现行供热收费制度等,与现行市场经济建设的发展要求不相适应,迫切需要优化解决。

3.2 热用户分散

市集中供热产业中热用户对整个产业发展至关重要,早前受计划经济时期影响,大多采用的是单管垂直串连系统,这种垂直系统,容易造成系统内垂直失调问题。由于高层和低层供热冷热不均,供热效果较低。管道材质较差,大多采用普通碳素钢管,散热器以铸铁为主,阀门设计落后,没有安装温度、压力、流量、热量表等设备,不能随时掌握、调节温度。另一问题是由于没有这些智能设施,造成计量计价难,收费难度大,影响城市集中供热总体水平。

3.3 热网不合理

随着城市的发展,新城建设不断加快,旧城改造强度也越来越大,在新城建设和旧城改造中新增了不少支管线。集中供热效果不理想和供热管网的设计有着直接关系,下面通过几点来分析目前我国集中供热管网存在的问题。

3.3.1 管网布局不合理

集中供热管网布局是供热系统的关键,供热管网布局必须经过科学的设计,才能保障供热有效性,如若不然很容易出现“长管路,大管径,布局乱”等现象。这不仅会增加供热系统建设费用,更会造成热力和动力的消耗,最终导致远端用户暖气不热,近端用户暖气过热,供热失调局面的发生。

3.3.2 凝结水问题

通过调查发现,目前集中供热管网设计中缺少对凝结水回收的考虑。供热凝结水问题,在供热中一直没有得到很好的解决。造成凝结水的因素有很多,如:设备、管件、管道连接不牢靠、管件材质、供热温度等等,都可能导致凝结水。另一方面,管网系统施工技术和质量也影响着凝结水的形成,如果没有按照严格的操作流程进行施工,也可能导致管网凝结水问题的出现。凝结水不仅会气侵管道,缩短管道寿命,还会影响整体的供热质量,增强供热消耗,集中供热管网优化应将凝结水考虑进来。

3.3.3 供热管道保温层存在问题

目前我国集中供热管道保温层材料多使用岩棉材料,这种岩棉材料属于软质材料,使用中易沉降,易发生上薄下厚的现象。保温层下半部分下沉,会导致管道与保温层间出现缝隙,供热过程中,缝隙中空气与管壁发生对流换热,将导致供热管网散热

的加大。

3.3.4 热量计量不合理

我国现行热用户的热费基本上是按供热面积计取。热用户的热能消耗未能精确计量,热用户的热费不是按实际消耗热量收取,影响了热用户根据自己实际需要主动节能的积极性,从而造成热能的浪费。

4 城市集中供热发展趋势

4.1 采用新技术新方法

新方法包括:在适宜的情况下采用热电冷三联产,利用自然能源例如太阳能供热技术、热泵供热技术、地热能供热、垃圾焚烧供热等,这些方法也是节能降耗、保护环境的重要手段。

4.2 管网优化设计

为了保障供热质量供热企业必须重视供热管网优化,针对集中供热管网实际情况进行设计优化,解决集中供热中存在的问题。下面通过几点来分析集中供热管网优化设计策略。

4.2.1 合理设计管网布局和管线走向

管线与管道设置是整个管网系统的核心内容,管道布局和管线走向是否合理直接影响着供热效果。在进行管网系统设计时必须认真考察、科学设计,做好图纸的分析,充分理解设计意图,合理布局管道走向,从整个供暖系统角度来考虑进行合理优化和安排,确保整个集中供热管网的合理性,达到不论是远近端用户都可享受标准供热服务的标准。

4.2.2 强化解决凝结水问题

凝结水是集中供热管网系统中比较突出的问题,为了有效避免凝结水影响集中供热管网。应加强对保温材料的选材和检查,利用新型管材避免凝结水产生,并对所使用的管材和保温材料进行实验和测试。其次,在施工过程中涉及到穿墙部位管道应加保温保护套管,确保管道的连续性和严密性。

4.2.3 采用聚氨酯作为保温材料

聚氨酯和岩棉相比更适合作为保温材料,聚氨酯不仅弥补了岩棉的不足,并且保温性能相比岩棉也更好。

4.2.4 保障管道畅通

如果集中供热管网内存在异物,就会影响供热管网的水循环系统,严重影响供热质量。因此在进行管道安装设计时必须认真检查确保管道内没有异物,对管壁进行除垢和锈斑,保障管道内壁清洁后,在进行封闭待装。在进行集中供热管网优化设计时,必须将其考虑其中。

4.3 多热源联网供热节能新技术

近几年,在大型集中供热城市中正逐步采用多

热源联网运行,取得了非常明显的效果,有以下优点:提高了供热系统的安全性和可靠性,当热网中的一个热源突然出现故障时,其他热源可起到适当的补充作用,避免出现大的事故;制定灵活的热源调整方案,根据负荷情况,逐步投入热源数量,实现热源理想的节能工况;系统水力稳定性好,可采用环状管网运行,最大限度的避免了水力失调。

4.4 建立智能控制协调机制

计算机控制、网络技术正广泛应用于供热系统的运行调节,监控系统可使供热系统运行在最佳状态,降低运行费用,实现整个供热系统的高效运行和先进管理。由通信网,互联网,物联网组合在一起所形成的人与物,物与物互联,实现信息化,远程管理控制和智能化的全新网络。智能供热是以由供热网与信息网组成的新型网络为基础。对热网全景信息的获取,利用数据挖掘和辨识等技术处理信息,通过智能决策支持系统,为运行管理人员提供决策支持。形成在保证室内舒适度的前提下,降低供热能耗的闭环运行模式的供热方式。

4.5 实现分户调节和按热量计量收费

热用户的耗能量决定供暖负荷的大小,所以,通过促进用户自觉节能可大大减少我国供暖系统的能源浪费。而促进用户自觉节能的唯一有效手段,就是利用热量表计量使用的热量,并根据计量结果来收费。

5 结束语

从节能和环保的角度来看,大力发展城市集中

供热系统是大势所趋,特别是大力推广集中供热系统中计算机的应用,以实现远程监控,使得控制系统的操作越来越简单化、智能化。在热用户中,逐步推广按热量计量收费,提高用户自觉节能意识。最终形成合理、完善的集中供热系统,使我国的集中供热事业得到持续、健康发展。

参考文献

- [1] 张健. 城市集中供热管理中存在的问题及对策研究 [J]. 现代经济信息, 2015, (22): 71.
- [2] 郭汉丁, 崔新建, 李邵红. 城市集中供热行业运行重点环节的政府监管 [J]. 市, 2015, (06): 39-43.
- [3] 赵毅丹. 城市集中供热的发展及面临的问题 [J]. 山东工业技术, 2014, (23): 263.
- [4] 张宇飞. 城市集中供热研究现状及发展趋势 [J]. 黑龙江科学, 2014, (07): 58.
- [5] 部猛, 赵华. 城市热水集中供热管网形式多样化问题的研究 [J]. 区域供热, 2016, (06): 10-15.
- [6] 王宁. 城市集中供热管网的优化设计 [J]. 低碳世界, 2016, (14): 4-5.
- [7] 任鲁彦. 集中供热管网水力失调及应对措施探究 [J]. 科技创新与应用, 2016, (05): 239.
- [8] 朱佩璋. 热水集中供热管网泄漏问题及诊断分析 [J]. 山西建筑, 2015, (36): 112-114.
- [9] 肖燕, 刘玉斌, 胡娟娟. 集中供热系统的节能分析及优化设计 [J]. 门窗, 2015, (09): 149.

关于低温环境下空气源热泵的探讨

冯 硕, 李德英

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘 要] 空气源热泵作为一种高效节能、可再生能源利用的技术, 在世界范围内备受关注。但是, 传统的空气源热泵在寒冷地区的使用因气候条件受到限制。本文对空气源热泵系统进行了简单介绍, 综述了空气源热泵系统在寒冷地区应用时容易出现的问题以及国内外专家学者提出的改善措施, 以期提高空气源热泵应用范围北扩的可能性。

[关键词] 空气源热泵; 寒冷地区; 改善措施

0 引言

能源是人类和社会生存发展的重要资源, 但是随着人类社会的不断发展以及人民生活水平的不断提高, 能源需求量不断增大, 由此导致的能源消耗和环境污染问题也日益严重, 节约能源和保护环境已经成为人类不可推卸的责任。

空气源热泵是一种以逆卡诺循环为工作原理, 把丰富的空气作为低温热源, 通过电能的驱动, 将空气中大量的低温热能转变为高温热能的装置^[1]。近些年来, 空气源热泵技术以其高效节能、安装方便、环保无污染的特点, 有效的解决了在冬季我国北方以燃煤为供暖模式所带来的负面影响, 缓解了我国资源紧张的局面, 成为热泵技术中应用最为广泛的一种。但是, 在室外温度较低的情况下, 空气源热泵系统并不能高效安全的运行, 成为了空气源热泵系统在寒冷地区应用的制约因素。

本文对空气源热泵系统进行了简单介绍, 指出在寒冷地区空气源热泵系统容易出现的问题, 综合国内外专家学者的研究成果, 对不同的改善措施进行分析, 希望能对空气源热泵技术的发展起到积极作用。

1 空气源热泵系统

热泵是一种将低位热源的热能转移到高位热源的装置, 也是全世界倍受关注的新能源技术。它不同于人们所熟悉的可以提高位能的机械设备——“泵”, 热泵通常是先从自然界的空气、水或土壤中获取低品位热能, 经过电力做功, 然后再向人们提供可被利用的高品位热能。空气源热泵^[2]作为热泵技术的一种, 有“大自然能量的搬运工”的美誉, 利用蒸汽压缩制冷循环工作原理, 以无处不在的空气中的能量作为主要动力, 通过少量电能驱动压缩机运转, 实现能量的转移, 满足用户对生活热水、地暖或空调等需求。空气源热泵系统不需要复杂的配置、昂贵的取水、回灌或者土壤换热系统和专用机房, 它能够逐步减少传统采暖方式给大气环境带

来的大量污染物排放, 保证采暖功效的同时实现节能环保的目的^[3]。

空气源热泵系统通常由压缩机、冷凝器、蒸发器和膨胀阀 4 部分构成, 通过让工质不断完成蒸发→压缩→冷凝→节流→再蒸发的热力循环过程, 从而实现热量的转移^[2]。图 1 是空气源热泵系统原理图。

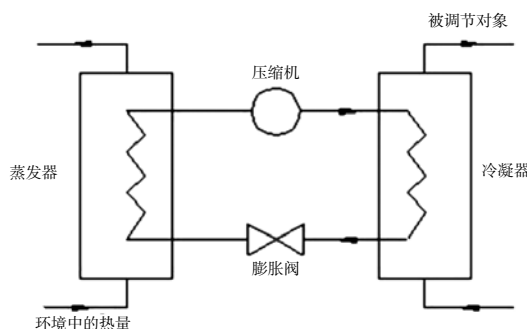


图 1 空气源热泵系统原理图

在制热时, 液态制冷剂在空气换热器中汽化, 吸收空气中的热量, 低温低压的气态制冷剂经压缩机压缩后变为高温高压气体送至水换热器。由于制冷剂的温度高于水的温度。制冷剂从气态冷却为液态, 液体制冷剂经膨胀阀节流后, 在压力作用下进入空气换热器, 低压气体制冷剂再次汽化, 完成一次循环。在这个循环中, 随着制冷剂状态的变动, 实现了热量从空气侧向水侧的转移。在制冷时, 液态制冷剂在水换热器中汽化, 使水温降低。低温低压的气态制冷剂经压缩机压缩, 变为高温高压气体, 进入空气换热器, 由于制冷剂温度高于空气温度, 制冷剂向空气传热, 制冷剂经气体冷凝为高压液体, 高压液态制冷剂经膨胀阀节流后进入水换热器, 低压液体制冷剂再次汽化, 完成一个循环。在这个循环过程中, 随着制冷剂状态的变动, 实现了热量从水侧向空气侧的转移。

2 空气源热泵北扩的制约因素

空气源热泵系统环境温度相对较高时,运行性能良好,但是室外温度较低的情况下,空气源热泵系统不但无法满足负荷的需求,而且系统自身也无法保证安全稳定的运行,这一直制约着空气源热泵的发展和推广应用。在较低的室外温度情况下,空气源热泵系统容易出现以下问题^[4-7]:

(1) 在室外环境温度较低的情况下,当换热器温度低于环境空气的露点温度时,整个换热器上散热片表面会产生凝露水,当环境空气温度低于 0°C ,凝露水就会凝结成薄霜,蒸发器表面会有结霜,当蒸发器表面的霜层达到一定的厚度时,会增加换热器的传热热阻,导致机组换热能力下降,同时由于霜层的增厚,翅片间通道会被堵塞,导致空气流动阻力变大,空气流量减少,空气侧换热量下降,系统的供热量明显降低。为此,当换热器表面的霜层增加到一定厚度时必须进行除霜,但若除霜时间过短,也会导致未融化的霜层和水珠进一步冻结成更加难以融化的冰块,使得换热器的换热急剧恶化,影响系统的正常工作。

(2) 当室外环境温度较低时,系统的蒸发温度降低,在冷凝温度不变的情况下,压缩比增大,随着压缩机压缩比的不断增大,压缩机的排气温度迅速升高,超过压缩机正常的工作范围,致使压缩机频繁启停,使机组无法正常运行或运行可靠性降低,长期运行必然会严重损坏压缩机。同时压缩机排气温度过高,使润滑油的粘度急剧下降,影响压缩机的润滑效果。

(3) 随着室外环境温度的降低,制冷剂吸气比容增大,使得机组吸气量随着室外温度的降低而迅速下降,机组的制热量也就相应按比例下降,不能满足室内最大采暖热负荷。同时,随着室外环境温度的降低,制冷剂质量流量下降,导致供热量急剧减少。

3 空气源热泵的改善措施

针对空气源热泵系统在低温环境下出现的问题,国内外专家学者提出不同的改进措施,主要包括以下方面:

3.1 除霜技术

空气源热泵系统在室外环境温度较低的情况下运行,蒸发器表面容易结霜这一现象,不仅影响了机组的制热能力,也会严重缩短机组的使用寿命。面对这一难题,国内外专家学者提出不同的改进方案,主要包括:电热除霜、逆循环除霜、热气旁通和蓄热除霜等几种方式。

电加热除霜是最简单的一种除霜方式,它的思

路是在蒸发器上安装适当功率的电阻,当蒸发器上积霜严重时,开启电气开关,电热丝通电发热融霜^[8]。电加热除霜技术具有系统简单、除霜完全、实现控制简单的优点,在小型装置上广泛采用,但缺点是耗电量大,不宜在大型装置上采用^[9]。

逆循环除霜技术是利用热泵双向制冷制热的原理,通过四通换向阀,改变制冷剂的流向,让机组由制热运行状态转为制冷运行状态,这样热泵从室内吸热排到室外换热器中进行融霜。逆循环除霜技术不需要附加任何设备,只需要在需要除霜时开启四通换向阀即可。但是此种除霜方式,会影响到空气源热泵热水器的供水,即在除霜期间,无法为用户提供有效水温的热水,导致室内温度下降。同时,四通阀频繁换向会影响其可靠性及寿命^[8]。另外,热泵系统除霜的准确性差,需要除霜与实际除霜不合拍,误除霜现象严重^[10]。

热气旁通除霜技术是通过旁通回路,将压缩机的高温排气直接引入室外换热器进行除霜。Byun JS^[11]等人通过研究分析,表明旁通管的流量占总流量的20%时系统的性能最好,与一般系统相比,热气旁通方式系统的平均COP和制热量分别增加8.5%和5.7%。但是,热气旁通除霜的能量主要来自压缩机的输入功,而且制冷剂流过分液器和分液毛细管的能量损失较大,除霜时间较长。

蓄热除霜以相变材料作为蓄热材料,在空气源热泵系统正常制热时蓄热,除霜时相变蓄热器作为主要低温热源。胡文举、陈镇凯^[12]等人通过设计搭建空气源热泵蓄能除霜试验台,对实验数据进行分析,表明在除霜时,相变蓄能除霜系统的压缩机吸气压力比传统除霜系统提高了约0.3MPa,有效提高了除霜速度。张杰、兰菁^[13]等人针对空气源热泵除霜问题,分别对逆循环除霜系统、热气旁通除霜系统和相变蓄能除霜系统进行对比实验,实验结果表明,相变蓄能系统除霜时的压缩机排气温度比另外两种系统高,使得冷凝温度升高,更有利于缩短除霜时间,且室内温度相对稳定,系统能耗也随之减少。

3.2 复叠式系统

空气源复叠式热泵系统,是指用水循环管路将两套单级热泵耦合起来,组成一套适合于寒冷地区应用的双级热泵供暖系统。两个单级热泵系统采用不同的制冷剂,根据各级压缩机运行压比及工况条件进行选择。复叠式系统能够有效解决压缩比过大、排气温度过高、系统COP值低等问题。即使是在极低的环境温度下,复叠式系统仍有较高的性能系数^[14]。

陈镇凯、何雪强^[15]等人设计和研制了单双级复

叠式空气源热泵机组试验样机,在不同室外低温环境工况下,对系统进行了低温适应性实验研究。研究表明:在室外环境温度低于 0°C 时,采用双级复叠式热泵制热模式,其运行的制热能效比和运行的可靠性均明显高于单级热泵供暖系统,大大提高了空气源热泵的低温适应能力。

张红瑞^[16]等人针对空气源热泵供暖系统在低温环境下机组难以启动、室内供暖效果差且能量损失大等问题,将相变蓄能装置引入到热泵系统中,提出了空气源复叠式热泵系统。通过分析低温环境下系统的工作特性,得出空气源复叠式热泵系统适合我国目前同时需要供热和供冷的建筑小区,无论初投资、运行费用还是节能环保都优于目前所应用的传统热泵系统,同时有利于提高人居生活质量,满足室内的舒适度要求。空气源复叠式热泵系统具有节能环保、一机多用、自动化程度高的特点。

3.3 双级压缩系统

双级压缩热泵系统通过中间压力补气方式来提高系统低温下的性能。系统低压级压缩机先把来自蒸发器的低温低压制冷剂蒸气压缩到一定中间压力,此时中间压力制冷剂与一级节流制冷剂混合进入系统高压级压缩机,最终被压缩至冷凝压力。双级压缩热泵系统有效地解决了压缩比过大、排气温度过高、系统COP值低等问题。

田长青、石文星^[17]等人将双级压缩和变频技术有机结合,提出一种适用于寒冷地区双级压缩变频空气源热泵系统。通过对系统性能进行理论分析和试验研究,表明在冷凝温度 50°C 和蒸发温度 -25°C 工况下,系统制热性能系数高于2.0,高压级压缩机排气温度低于 120°C ,制热量可以满足用户要求;实验验证系统运行稳定可靠,可以在 -18°C 以上的室外低温环境中不用辅助热源即可满足寒冷地区冬季供暖需要。

王伟、金苏敏等人^[18]将两级节流中间不完全冷却双级压缩循环应用于空气源热泵热水器以适应低温工况,选用R134a作为工质,在蒸发温度 -30°C ,冷凝温度 60°C 的低温工况下运行。试验计算结果表明,该系统排气温度及各压缩机压缩比均优于普通单级循环系统,性能系数较高,系统具备一定的低温适应性。

3.4 辅助加热器系统

通过采用辅助加热器来提高机组的蒸发温度,解决由于蒸发温度过低和外压缩比过大而造成的系统制冷剂循环量不足以及欠压缩问题,从而改善机组的运行环境。

柴沁虎、马国远^[10]总结了日本学者 Katsuji

Yamagami 提出的利用燃油、燃气燃烧器辅助加热的方法解决低温工况下制热性能差问题的系统。但是这一系统型式较为复杂,需要增设燃油系统,也存在一定的安全隐患,同时系统冬季运行燃烧器投运时,系统获取的是有代价的热源,且燃料释放的热量不能充分利用,阻碍了该系统的发展前景。

晋浩、谭洪艳等^[19]人通过搭建太阳能辅助空气源热泵试验台,对空气源热泵系统和太阳辅助空气源热泵系统的制冷剂进出口温度、室内温度等参数进行了测试,分析得出太阳能辅助热泵系统与单一空气源热泵系统相比,能够使室内温度提升 4°C ,COP提升1.3。

3.5 新型工质的替代

由于R22具有对臭氧层的破坏作用及温室效应,以及现在环境的极度恶劣和能源的高度紧缺,使全世界空调和热泵行业面临严峻的考验,寻找新型环保制冷剂替代传统的制冷剂已经成为暖通学者的研究重点之一。

李晓燕、闫泽生^[20]等人提出用一种新的混合工质R417a作为热泵系统R22的替代制冷剂,并对新混合工质R417a进行了理论制冷循环分析和灌注式替代R22的循环性能对比试验研究。实验结果表明混合工质R417a的制热量稍低于R22,但性能系数COP、压缩机排气温度和功耗等循环性能指标均优于R22,因此可以作为R22的替代制冷剂。

徐肖肖、陈光明^[21]等人设计并搭建了一套带喷射器的跨临界 CO_2 热泵热水器系统实验平台,分析了制热系数、制热量等参数的变化趋势。通过实验结果得出:随着冷却水体积流量减小或进口温度增加,喷射系数增加,升压比也增加,而喷射器效率却降低;带喷射器的跨临界 CO_2 热泵热水器循环的压缩机压比与传统循环相比减少了12%~14%,喷射器的引入有效地提高了跨临界 CO_2 热泵热水器循环的效率。

4 结语

在世界能源紧缺、环境污染严重的情况下,空气源热泵作为一种高效节能、可再生能源利用的装置,受到越来越多的关注。但在实际推广过程中,较低的室外环境温度影响了系统的可靠性和制热性能,制约了空气源热泵的推广应用。本文总结了国内外专家学者近些年对低温空气源热泵的研究成果,相信随着对低温空气源热泵系统的深入研究,其应用范围会不断扩大。

参考文献

[1] 王国金,程真.空气源热泵的热力学分析[J].电子制作,2015,(6):182.

- [2] 王春华. 低温空气源热泵供热原理及特点 [J]. 建筑工程技术与设计, 2015, (31):1882.
- [3] 康彦青. 空气源热泵在西安地区的应用研究 [D]. 长安大学, 2010.
- [4] 俞丽华, 马国远, 徐荣保. 低温空气源热泵的现状与发展 [J]. 建筑节能, 2007, (3):54-57.
- [5] 闫丽红, 王景刚, 鲍玲玲, 胡秋明. 低温空气源热泵研究新进展 [J]. 建筑节能, 2016, (8):22-24.
- [6] 陈镇凯, 胡文举, 江辉民, 倪龙. 制约空气源热泵推广应用的技术因素的研究现状 [J]. 制冷与空调, 2012, (1):12-18.
- [7] 饶荣水, 谷波, 周泽, 申建军, 孔波. 寒冷地区用空气源热泵技术进展 [J]. 建筑热能通风空调, 2005, (04):24-28+81.
- [8] 付少锋. 空气源热泵结霜与除霜的研究现状 [J]. 浙江建筑, 2010, (10):61-63.
- [9] 李阳. 空气源热泵热水器除霜技术现状分析 [J]. 民营科技, 2011, (1):18.
- [10] 柴沁虎, 马国远. 空气源热泵低温适应性研究的现状及进展 [J]. 能源工程, 2002, (05):25-31.
- [11] Byun J S, Lee J, Jeon C D. Frost retardation of an airsource heat pump by the hot gas by pass method[J]. International Journal of Refrigeration. 2008, 31(2):328-334.
- [12] 胡文举, 陈镇凯, 姜益强, 姚杨, 倪龙, 孙成. 空气源热泵相变蓄能除霜系统蓄热模式及除霜特性的研究 [J]. 建筑科学, 2011, (12):31-35+80.
- [13] 张杰, 兰菁, 杜瑞环, 高国奉. 几种空气源热泵除霜方式的性能比较 [J]. 制冷学报, 2012, (02):47-49.
- [14] 周亮亮, 李贺, 白建民, 汪雨清, 姚晶珊. 低温环境下复叠式空气源热泵热水系统的实验研究 [J]. 建筑科学, 2013, (04):10-14.
- [15] 陈镇凯, 何雪强, 胡文举, 江辉民. 复叠式空气源热泵低温适应性研究 [J]. 低温建筑技术, 2011, (12):107-109.
- [16] 张红瑞, 刘学来, 李永安, 王磊. 节能高效空气源复叠式热泵系统 [J]. 暖通空调, 2010, (11):108-112.
- [17] 田长青, 石文星, 王森. 用于寒冷地区双级压缩变频空气源热泵的研究 [J]. 太阳能学报, 2004, (3):388-393.
- [18] 王伟, 金苏敏, 陈建中, 武文彬. 空气源热泵热水器双级压缩循环研究 [J]. 暖通空调, 2006, (09):58-61.
- [19] 晋浩, 谭洪艳, 崔晓月, 张伟捷, 吴金顺. 太阳能辅助空气源热泵系统采暖能效实验分析 [J]. 华北科技学院学报, 2016, (5):82-88.
- [20] 李晓燕, 闫泽生. R417a 在热泵热水系统中替代 R22 的实验研究 [J]. 制冷学报, 2003, (04):1-4.
- [21] 徐肖肖, 陈光明, 唐黎明, 梁利霞, 朱治江. 带喷射器的跨临界 CO₂ 热泵热水器系统的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2009, (11):51-55.

空气源热泵在北京地区存在的问题及对策探讨

胡繁昌, 李德英, 张 帅, 杨 茜

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘 要] 对北京地区某农宅安装空气源热泵采暖系统来进行测试。根据测试后的结果, 发现了空气源热泵所存在的一些问题。本文先从理论分析该系统的运行原理, 然后分别探讨了系统能耗较高、系统 COP 较低、系统噪音以及系统结霜问题, 并且对这些问题提出了相应的改进措施。

[关键词] 供暖; 空气源热泵; 测试; 改进

0 引言

随着我国人民居住条件的改善, 对生活热水的需求量迅速上升。环境保护意识的增强, 促进了空气源热泵热水器的发展。这种以生产 55℃ 生活热水为目的的产品, 在我国广东、浙江一带发展很快, 并且有逐渐向北方发展的趋势。随着南方冬季采暖问题的提出, 有的厂家开始研究和生产在冬季用于房间采暖的空气源热泵热水系统。而这一趋势, 也在影响着华北寒冷地区的冬季采暖^[1]。

近几年来, 我国多地遭遇严重雾霾天气, PM_{2.5} 持续“爆表”, 北京地区尤为严重。雾霾中的可吸入颗粒物进入人体呼吸道后, 可能引发人体呼吸道和心血管疾病, 严重者甚至会导致死亡。而空气源热泵是一种高效的清洁能源, 以电能驱动, 可将低品位能源转换为高品位能源, 具有高效节能、绿色环保、安全可靠等优点。北京农村“煤改电”的工作中, 空气源热泵作为一种清洁能源被大力推广。

空气源热泵是众多热泵技术中的一种, 它以电能为驱动, 夏季以室外空气作为冷源, 将冷量由系统输送至室内; 冬季以室外空气为热源, 将热量由系统输送至室内。

北京在我国属于典型的冬冷夏热型天气, 空气源热泵在北京应用时夏天是比较可行的, 但是由于其受天气的影响冬天在北京使用时节能效果不明显、能耗不是很低, 加热效果不是很好, 同时机组在温度过低的情况下十分易坏, 易结霜。虽然空气源热泵存在以上缺陷, 但是其性能优点也是相当明显的, 比如其节能环保, 尤其是其节水性能特别适合北京, 其结构系统简单, 易安装维护, 无需机房, 除投资少的特点, 比较适合小型工程或者改造工程。正是鉴于此, 应该对空气源热泵开展研究, 进一步研究完善空气源热泵系统, 解决相关问题, 使之在适应北京的气候条件下, 使机组的效率不断提高, 更好地满足北京地区冬夏季空调运行的需求, 给北京的节能环保真正的带来实惠^[2]。

1 研究对象

1.1 研究对象参数

该测试农宅位于北京海淀郊区, 其室外设计温度为 -9℃, 室内设计温度为 18℃, 农宅的建筑平面图如图 1 所示, 此次的模拟对象以该农宅的客厅为主, 客厅的整体尺寸是 6m×4.5m×3m, 北墙与室外相连, 西墙东墙与采暖房间相连。围护结构为普通混凝土, 墙面内粉刷, 东西两侧为卧室, 墙体厚度约 370mm, 外墙贴有约 50mm 的保温板, 门窗皆采用铝合金材料, 建筑整体保温性能良好, 并且在建筑顶部装有玻璃顶棚, 用空气源热泵作为热源。

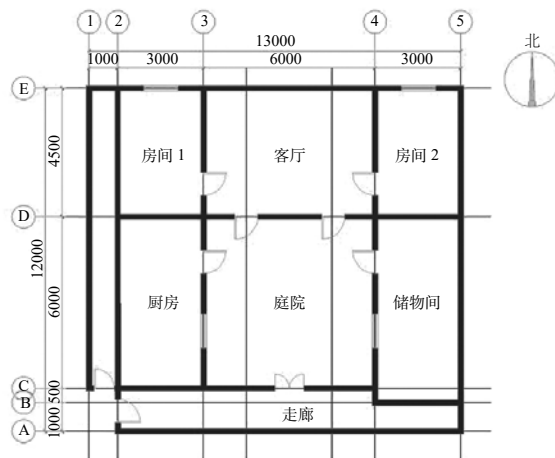


图 1 农宅建筑平面图

1.2 空气源热泵的理论分析

空气源热泵热水器(机组)是运用逆卡诺循环原理, 通过热泵做功使热媒(冷媒)产生物理相变(液态—气态—液态)利用往复循环相变过程中不间断吸热与放热的特性, 由吸热装置(蒸发器)吸取低温热源空气中的热量, 通过专用热水换热器(冷凝器)向冷水中不断放热, 使水逐渐升温, 达到制热水的目的。制热过程中的电热能量转换效率最高可达 450% 以上。热泵只需要消耗一小部分的电能满足空气压缩机和风机等设备做功, 就可将处于低温环境空气中的热量转移到高温环境下的热水。空

气源热泵热水器一般由压缩机、冷凝器、蒸发器、节流装置、过滤器、储液罐、单向阀、电磁阀、冷凝压力调节水阀、储水箱等几部分组成^[3]。

冬季供暖时,工质经过蒸发器,从室外空气中吸收热量,工质蒸发后经过压缩机压缩,变成高温高压气体,在冷凝器中向热水放出热量,经节流阀节流后再次进行循环。制取的热热水进入室内散热器系统进行循环,不断向室内释放热量,从而对建筑物取暖。其工作原理图见图2。

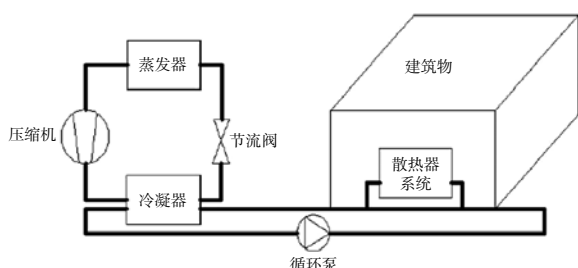


图2 空气源热泵供暖原理图

1.3 设备选择

该测试农宅中采用热源是的是清华同方人工环境有限公司研发制造的分体式强热型空气源热泵机组,型号为HSYR-DG-15C(D)E,机组的名义制热量为14.2kW,机组内置1台循环水泵,额定流量为2m³/h,额定扬程为12m,水泵额定功率为400W。室内采暖的热媒仍然为热水,由于低温空气源热泵能提供的热热水不超过50℃,属于低温热水。

为了研究测试期内空气源热泵—散热器供暖系统供热性能及其对室内环境的影响,分别采用热量表、电量测量仪和温度传感器对系统的供热量、机组耗电量及室内外温度进行测量。所选择热量表型号为JYRL-25,精度2级,每隔1h记录一次数据,可自动测量水流量、供回水温度、瞬时热量及总热量。耗电量采用W400型智能电量测量仪测量,精度±0.4%,每隔1h记录一次数据^[4]。

2 测试系统问题及探讨

2.1 系统能耗较高

测试期间室外气温波动较大,最低气温为-5℃左右,最高气温为10℃左右,整个测试期间平均气温为1℃左右。根据测试数据计算可得耗热量指标为24.16W/m²。查阅北京市三步节能标准知,第一步节能的采暖设计热指标为25.3W/m²,第二步节能的采暖设计热指标为20.6W/m²。因此可知本次测试中已经达到第一步的节能标准,但是离第二步的节能标准还有一定距离。

虽然本次测试中已经对该农宅做过节能保温等

措施,但是建筑耗热量指标仍然较大。分析其原因,是因为只是给建筑物外墙做了保温措施,而屋顶和门窗并没有进行改造,并且有部分围护结构为老式砖墙,保温性能差。庭院顶部的玻璃虽然具有一定温室效应的效果,但是由于采用的是单层玻璃,传热系数仍然较大。该建筑物靠近山区附近,所处地区在冬季时多风,冷风渗透和冷风侵入耗热量大。

因此,为了减少建筑物的耗热量指标,降低建筑物的能耗,必须采取有效的节能措施。除了对墙体做保温措施以外,对屋顶及门窗等围护结构也要进行保温措施,把单层玻璃改为双层保温玻璃,减少散热量。并且应该减少门窗开启的时间。

2.2 系统COP较低

经过测试后分析可知,整个系统的平均COP在2左右。究其原因,是由于水泵的选型不合理,输配能耗过大,使得系统的COP降低,从而增加了能耗。

空气源热泵热水机组选型不当是最容易出现的问题,当所选热泵机组总制热能力过小时,就会造成小马拉大车现象,既容易因机组负荷过重造成机组故障又不能满足使用要求;当所选热泵机组总制热能力过大时,又会造成投资浪费^[5]。解决问题的办法就是根据用户的特点合理选型。在满足不超压的前提下,保证每个房间的供水量。其次要为水泵做好变频,可以让用户自己调节,从而达到节能的目的。另外,尽量采取措施来增大供回水温度差,实现系统大温差、小流量的运行方式。

2.3 系统噪音

根据本次所测试农宅主人反映,该系统在运行的过程中,存在一定的噪音问题。尤其在晚上的时候,影响人们休息。

空气源热泵供暖系统在运行过程中产生的噪音,既有设备自身的原因,也有安装工艺的原因。对于设备本身来说,噪音可能从空气源热泵的主机上发出或者管路系统的震动而发出。检查此次测试对象供热系统后发现主要是室内水体的流动声,也就是水流在循环过程中产生的噪音。这种情况通常是由于管道内出现了气体,导致水在管内不能畅流引起;对于安装工艺方面来说,安装方法的不正确以及安装位置不合适也会产生噪声。在安装空气源热泵供暖系统的过程中,机器如果安装得不牢固,机器的稳定性不足,就会产生噪音。另外,如果机器的底部没有放置减震垫,或者减震垫的材质、厚度、牢固度和放置位置不能起到减震效果,也会产生噪音。

本次测试系统中,通过排出管道内的气体以及清除管道内的杂质,同时在管道系统中增加减震材

料,使得建筑内的系统噪音明显减小,降低了对住户工作、休息的影响。

2.4 系统结霜问题

结霜是空气源热泵在供暖季运行过程中不可避免的关键问题。当室外换热器表面温度低于环境空气的露点及冰点温度时,空气源热泵机组就会结霜,并逐渐封堵气流通道的,降低空气流量,增大换热热阻,导致制冷剂蒸发不充分、制冷剂流量降低、吸气压力降低、排气温度升高、制热量衰减等一系列问题,甚至会引起压缩机低压报警停机及损坏事故,影响空气源热泵的运行^[6]。目前,国内很多学者对于空气源热泵的结霜控制措施及除霜技术做了许多的研究工作。

对于空气源热泵在寒冷地区工作不稳定的情况,大多可以采用辅助热源锅炉等,在空气源热泵无法正常工作时替代其向室内供暖,也可以作为空气热源使用的低温热源,化霜设备等。但此种方法不够经济合理,同时也存在一定的一次能源的使用,对环境造成了压力,加大了经济支出。

3 结论

本文结合北京市某农宅采暖现状,提出空气源热泵代替燃煤锅炉的供暖方式,建立某农宅的建筑模型,通过理论分析和实际测试两个方面来探讨空气源热泵供暖技术存在的问题:

(1) 系统能耗较高。对屋顶及门窗等围护结构要进行保温措施,把单层玻璃改为双层保温玻璃等其他措施,来减少散热量,降低系统的能耗。

(2) 系统的 COP 较低。对此需要合理的选型相应的机组,另外,通过改进来实现系统大温差、小流量的运行方式。

(3) 系统噪音。可通过排出管道内的气体以及清除管道内的杂质,同时在管道系统中增加减震材料来使得噪音的影响减弱。

(4) 系统结霜。当空气源热泵在寒冷地区工作时,会出现不稳定、结霜等问题,大多可以采用辅助热源锅炉等,在空气源热泵无法正常工作时代替其向室内供暖。

参考文献

- [1] 李素花,代宝民,马一太.空气源热泵的发展及现状分析[J].制冷技术,2014,(01):42-48.
- [2] 王建民.基于北京地区的空气源热泵能耗分析及节能改造[D].天津:天津大学,2012
- [3] 耿浩,慈鹏.空气源热泵热水机组工作原理及特点[J].科技传播,2011,(09):72+157.
- [4] 张帅,胡文举,李德英,杨茜,王梦圆.空气源热泵-散热器供暖系统用于北京地区某农村住宅的实测分析[J].暖通空调,2015,(08):80-83+79.
- [5] 贺海建.浅析空气源热泵热水机组应用常见问题及对策[J].铁路节能环保与安全卫生,2011,(02):72-76.
- [6] 王伟,刘景东,孙育英,吴旭,白晓夏,朱佳鹤.空气源热泵在北京地区全工况运行的关键问题及应对策略[J].暖通空调,2017,(01):20-27.

喷射泵在集中供热工程水力稳定性的研究与应用

尹 鹏¹, 李德英¹, 曾喜平²

(1. 北京建筑大学, 北京 100044; 2. 北京合利能科技有限公司, 100043)

[摘 要] 传统供热系统站与站、楼栋与楼栋以及楼内热用户之间的水力、热力失调难题, 是造成供热行业采暖能耗居高不下的关键问题。加大二次网循环水流量的常规解决方案不仅调节效果有限, 并且极大增加了循环泵运行电耗。针对现有供热管网存在的问题, 结合对传统供热系统的水力特性分析, 本文提出了喷射泵供热系统。工程案例表明: 喷射泵供热系统在显著改善用户供暖品质的同时, 平均节电率高达 32.7%, 节热率可达 12.53%, 具有巨大的节能潜力。

[关键词] 喷射泵; 水力失调; 供热系统; 节能

0 引言

自 19 世纪中期射流混合的现象发现至今, 人们对射流技术的理论与实验研究已经有 100 多年的历史^[1]。十九世纪六十年代中期, G. 佐伊纳 (Zeuner) 最先提出了关于喷射泵的设计理论, 但是该研究理论尚不完善, 难以解决喷射器及喷射泵的关键尺寸计算问题^[2]。直到 20 世纪 30 年代, 随着空气动力学和流体力学学科的高速发展, 特别是紊流及射流理论的完善, 大大推动了对喷射技术的研究进程^[3-4]。1933 年, M.P. 奥必宁 (Obrine) 和 J.E. 高斯 (Gosline) 对喷射泵进行了全面的实验研究, 并在此基础上推导出了喷射泵的基本性能方程^[5]。1955~1956 年, 德国学者 R. 科格劳 (Vogel) 通过对喷射泵的基本性能参数进行最优化设计研究, 将喷射泵的工作效率提高到 40%^[6-7]。喷射泵是一种利用工作流体的横向紊流扩散作用来抽送低压引射流体, 并完成质量、能量传递的流体机械及混合反应设备^[8]。与传统动力设备相比, 它具有结构简单、安装方便、运行可靠等优点。因此, 喷射泵广泛应用于石油、化工、冶金、水利、电力、航空航天、机械制造、地质勘察、环境保护及生产工艺等国民经济的各个领域^[9]。

长期以来, 在保证用户供暖品质的前提下, 为了降低供热能耗, 人们已经进行了诸多尝试: 比如加大二次网循环水流量、循环泵安装变频装置、近端用户回水管道上设置平衡阀、楼前热力入口处增

添混水泵、热用户入口处加装热计量装置、户内散热器增设恒温调节阀等手段, 但这些传统调节方法不仅调节效果有限且能耗浪费严重的问题依然存在。为了解决困扰供热行业多年的水力、热力失衡及循环泵运行电耗过高的难题, 在对既有集中供热输配系统水力特性的研究基础上, 结合对传统喷射技术的创新应用, 本文提出了喷射泵供热系统。

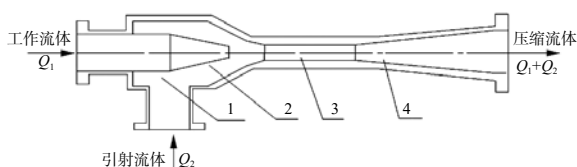
1 喷射泵的基本概念

1.1 喷射泵的基本机构

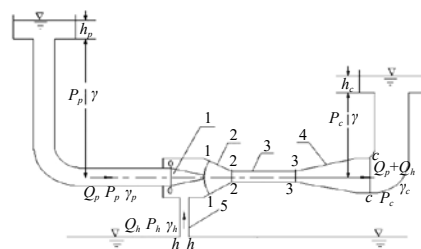
常规喷射泵基本构造如图 1, 主要由喷嘴、接受室、混合管以及扩散管四部分组成。泵内无运动部件, 构造简单, 工作可靠。

1.2 喷射泵的工作原理

喷射器及喷射泵是一种利用液体射流的紊动扩散作用, 进行传质传能的流体机械。既提高引射流体的压力, 又不直接消耗机械能是喷射泵的本质特征。它的工作原理如图 2 所示, 由具有一定能量 (流量 Q_p 和压力 P_p) 的高压工作流体, 经喷嘴 1 高速射出时, 由于高速射流与周围流体质点之间的卷吸、粘滞及横向紊动扩散作用, 将接受室内的气体带走, 使喷嘴附近形成真空负压状态。在外界大气压力及液体的静压力作用下, 将低压引射流体以流量 Q_h 、压力 P_h 从吸入管路 5 压入接受室 2 内, 并随同高速工作流体一同进入混合管 3 内, 这两股流体 (Q_p 、 Q_h) 在混合管内进行进一步的质量、能量的传递与



1—工作喷嘴; 2—接受室; 3—混合管; 4—扩散管
图 1 喷射泵的构成



1—工作喷嘴; 2—接受室; 3—混合室; 4—扩散室; 5—吸入管路
图 2 喷射泵工作原理图

交换。由于液体分子的紊动扩散作用,混合管内高压工作流体将一部分动能传递给低压的引射流体。这样工作流体的流速逐步减小,压力逐渐升高;被吸流体的流速逐渐升高,在混合管的出口处,两股液流的速度、压力基本趋于一致,混合过程基本完成。然后混合流体进入扩散管4中,通过动能和压能之间的相互转换,混合流体的流速逐渐降低,压力逐渐升高,带动混合流体进入楼内管网。

1.3 喷射泵内的流动特性

液态流体质点在喷射泵内部的流动机理相当复杂,因为两股流速相差很大的液流(工作流体流速 V_p 一般在20~50m/s,引射流体流速 V_h 一般为2.5~5m/s)要在极短的路程和时间内完成渐缩、混合、和扩散三个过程。不管沿着射流轴线方向,还是液流质点流动的横截面方向,在喷射泵内各主要控制断面上速度及压力场的分布是不均匀、不稳定的。在流场中发生的流体质点相互摩擦、碰撞及能量交换均属于三维的流体力学问题,目前没有精确的研究方法。将三维流态简化为一维及准二维流动问题来研究,是目前常用的研究手段,并提出了相应的基本性能方程^[10]。总体来说,流体在喷射泵内的运动是对称的非均匀流,其流场的流速及压力分布基本上如图3所示。

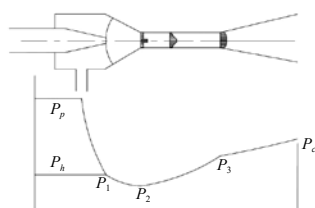


图3 喷射泵的速度场及流速场分布

喷射泵的速度分布可以分为初始段和基本段两部分。初始段中流速分布可以分为三层,最内层的是保持喷嘴出口断面流速 V_p 、未经扰动的高速射流,

称为流核区。流核区内各点速度相等,并且沿轴向流动方向,射流断面逐渐收缩,完全消失于基本段的始截面。次外层为混合区,即沿射流方向逐渐扩大的环形断面,到达基本段以后就充分发展为连续的横断面。在混合区内两股液流进行混合,流速分布极不均匀,在混合区的外边缘流速等于引射流体的速度 V_h ,在靠近流核区处流速可视为喷嘴出口流速 V_p 。最外层被尚未扰动的引射流体所占据,流速为 V_h 。在基本段中,由于紊流的渗透作用,两股流体开始充分混合,高压射流流速逐渐降低,低压引射流速渐渐增大,在混合室的末端,速度分布基本均匀。图3还可以看出,在喷嘴0-0到1-1断面中,工作流体的压力由 P_p 降为 $P_1=P_h$,相关实验资料表明:在混合室的入口段末端,即初始段和基本段的交界处,是喷射泵内部流动过程中的最低压力点 P_2 ,也是最容易发生汽蚀的地方^[10]。在混合室内,随着流速均匀的同时,液流压力从入口处的 P_2 升高到出口处的 P_3 ,接着混合液流进入扩散管后完成动能向压能的转化,混合流体的流速降低压力升高为 P_c ,并且满足 $P_p > P_c > P_h$ 。

2 分布组合式喷射泵供热系统

在对传统供热管网水力特性的研究基础上,本文提出了分布组合式喷射泵供热系统。其核心技术为:通过在热用户楼前热力井或地下室内加装喷射泵,利用喷射泵本身动、静压的转化特性,将部分楼内供热回水压入供水管中实现混水供热,达到热网干管“小流量大温差”、楼内热用户系统“低温、大流量小温差”的运行模式。同时射流泵的引入使管网的资用压差后移,即增大了用户侧的压降,又减小了热网干管压降,大大提高了整个供热系统的水力稳定性,有利于缓解供热系统水力失衡、冷热不均的现状。分布组合式喷射泵供热系统运行原理图如图4所示。

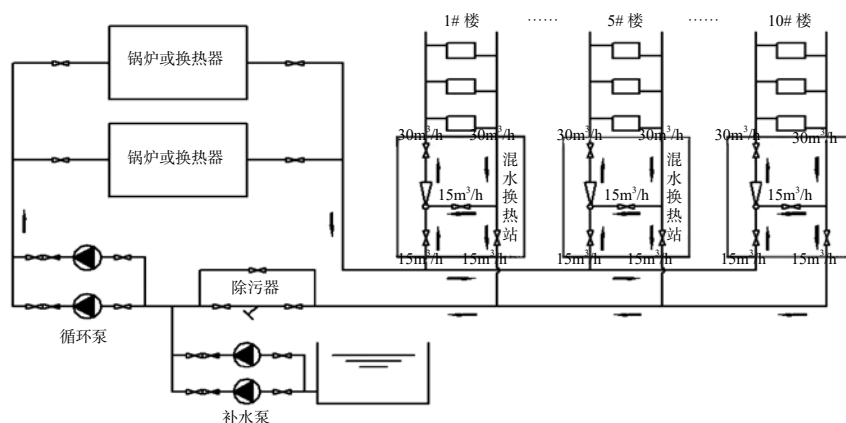


图4 分布组合式喷射泵系统运行原理图

表 1 传统及喷射泵供热系统各管段压降 (10 万 m²)

阻力损失	循环泵		管段损失		末端用户	
	流量 (m ³ /h)	扬程 (m)	站内 (m)	外网干管 (m)	射流泵 (m)	楼内 (m)
传统	300	28	16	8	0	4
喷射泵	150	27.2	4	2	17.2	4

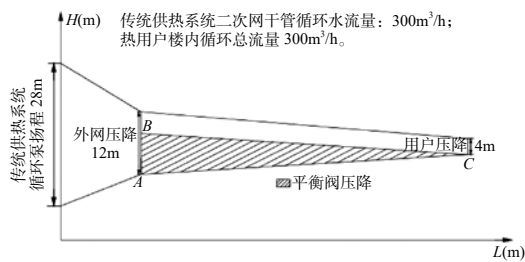


图 5a 传统供热系统水压图

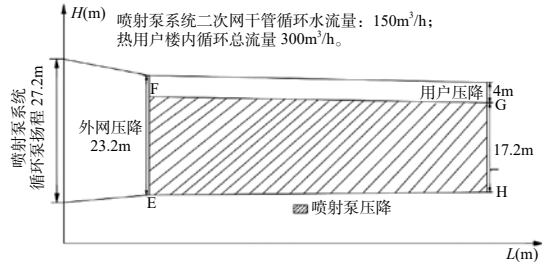


图 5b 喷射泵供热系统水压图

2.1 分布组合式喷射泵供热系统节电原理

对于实现末端热用户混水供热的射流泵供热系统，其二次侧循环水流量 Q 只有传统供热系统的一半，又因为供热系统各管段压力损失 ΔP 符合：

$$\Delta P = SQ^2 \quad (1)$$

由上式可知，在供热管网阻力系数 S 不变的前提下，当循环泵运行水流量减半时，各管段的压力损失 ΔP 只有原来的 1/4，传统及喷射泵供热系统各管段压降如下表 1 所示 (10 万 m²)。

由表 1 可以看出，供热系统改造前后，管网的资用压差后移以满足喷射泵的动力要求，整个供热系统的总压降基本不变，即循环泵的运行扬程 H 保持不变。又因为循环泵运行功率 N 与运行流量 Q 、运行扬程 H 满足：

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta} \quad (2)$$

由式 2 可得：循环泵运行功率 N 与运行流量 Q 、运行扬程 H 成正比。结合供热系统改造前后水压图 5 可知：当二次网干管循环水流量减半时，循环泵的运行扬程 H 基本不变，依据水泵的功率公式可得：此时喷射泵供热系统循环泵运行功率约为传统供热系统的 1/2，大大降低了循环水泵电耗。

2.2 分布组合式喷射泵供热系统节热原理

热网水力稳定性是指供热管网各热用户在其他热用户流量改变时，保持本身流量不变的能力。通常用水力稳定性系数 y 来衡量热网的水力稳定性。

$$y = \frac{G_g}{G_{max}} = \sqrt{\frac{\Delta P_y}{\Delta P_y + \Delta P_w}} = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\Delta P_w}{\Delta P_y}}} \quad (3)$$

式中： y 为热用户的水力稳定性系数； G_g 为热

用户的实际流量 (m³/h)； G_{max} 为热用户可能出现的最大流量 (m³/h)； ΔP_y 为热用户在正常工况下的压力损失 (MPa)； ΔP_w 为正常工况下热网干管的压力损失 (MPa)。

由式 (3) 可知：水力稳定性系数极限值是 0 和 1，数值越大稳定性越好，数值越小稳定性越差。可以通过减少热网干管压降，增大热用户系统压降提高供热系统水力稳定性。相较于传统供热系统，喷射泵供热系统具有较高的水力稳定性。这是因为实现末端混水供热的喷射泵供热系统，通过减小干管循环水流量降低热网干管压降，同时将富余压头后移至喷射泵处增大用户压降，进而大大提升了供热系统的水力稳定性。传统及喷射泵供热系统水力稳定性对比如图 6 所示。

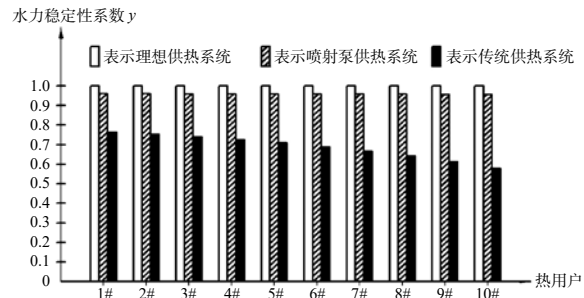


图 6 传统及喷射泵供热系统水力稳定性对比图

由图 6 可知：喷射泵供热系统具有相当高的水力稳定性，热用户已经没有“远”、“近”之分。且系统调试简单，大大缓解了传统供热系统“近热远冷”、“冷热不均”的现象，在改善热用户供暖品质的同时降低了不必要的过热损失。文献 [11] 指出：热网水力失衡所引起的过热损失约占整个采暖能耗的 22%，具有巨大的节能空间。

表 2 传统及喷射泵供热系统供暖能耗对比

供热系统	室外平均温度 / $^{\circ}\text{C}$	采暖期 / 天	二次循环泵功率 /kW	实际供热量 /GJ	平均供热指标 /(W/m ²)	折算 -1.6 $^{\circ}\text{C}$ 供热指标 /(W/m ²)	最大温差 / $^{\circ}\text{C}$
传统	0.442	121	16.8	11381	25.32	28.26	10
喷射泵	0.012	121	11.3	10202	22.69	24.72	4

3 工程实践

采用分布组合式喷射泵供热系统对北京市某高档住宅小区的供热管网进行改造。该小区总供暖面积约为 19.5 万 m²，其中南线供暖面积为 8 万 m²，地板采暖；北线供暖面积约为 11.5 万 m²，以散热器采暖为主。小区绝大多数热用户为居民住宅，少数为办公楼、学校等，建筑已经进行外墙保温，楼内采用单管串联系统。该小区自建成以来，北区约 1 万 m² 住户室温不达标，造成居民的投诉率高，缴费困难。为改善供暖质量，已经采取了加装平衡阀、摘分供暖面积等技术手段，但系统冷热不均，水力失衡的问题仍未解决。采用喷射泵供热系统后，该小区的供热质量得到明显改善，系统改造前后小区供热情况对比如表 2 所示。

从表 2 可以看出：喷射泵供热系统不仅有效地缓解了系统水力失衡、冷热不均的现象，热用户室内最大温差由最初的 10 $^{\circ}\text{C}$ 降为 4 $^{\circ}\text{C}$ ，解决了末端用户多年不热的难题；并且在提高用户供暖质量的同时，节约二次网循环泵运行电耗 32.7%；整个采暖季节约供热量 1179GJ，折算成 -1.6 $^{\circ}\text{C}$ 室外平均温度下的标准供热工况，平均节热率可达 12.53%，具有巨大的节能潜力与应用空间。

4 结论

(1) 与传统供热系统相比，喷射泵供热系统具有较优的水力稳定性，大幅度缓解了系统水力失调、冷热不均的现象，解决了困扰远端用户多年不热的难题。

(2) 工程实践表明：二次网干管“小流量、大温差”，热用户楼内系统“低温、大流量小温差”运行的喷射泵供热系统不仅有利于降低水泵运行电

耗，节电 32.7%；并且在提高用户供暖质量的同时，节约采暖能耗可达 12.53%，节能效果显著。

参考文献

- [1] Long XP, Yao H, Zhao J. Investigation on mechanism of critical cavitating flow in liquid jet pumps under operating limit[J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 2009,52(10):2415–2420.
- [2] Rankine JM. On the mathematical theory of combined streams[M]. Landon: Tuwert, 1870:24–26.
- [3] Fitzpatrick, N. P. Jet pump for use with molten aluminium. Instruments and Experimental Techniques, 1977, 237–255.
- [4] Maconaghy JW. Centrifugal jet pump combinations [M]. Berlin: Oncral, 1952:12–14.
- [5] Gosline JE, O'Brien MP. The water jet pump [M]. California: Hewron, 1934:57–60.
- [6] 胡湘韩等. 液态喷射泵基本性能的研究 [J]. 水泵技术, 1979.4.
- [7] 龙新平, 蔡标华等. 射流泵装置性能的分析与计算 [J]. 中国农村水利水电, 2004,64(1):59–61.
- [8] 陆宏圻. 射流泵技术的理论及应用 [M]. 水利水电出版社, 1989.
- [9] 王玲花, 杨泽明, 尚华. 脉冲液体射流泵性能研究 [M]. 中国水利水电出版社. 2014.
- [10] E.Я. 索科洛夫, H.M. 津格尔. 喷射器 [M]. 科学出版社, 1977.
- [11] 胡文举, 李德英等. 分布组合式喷射泵供热系统水力稳定性研究与应用 [J]. 区域供热, 2013(4):15–18.

土壤源热泵在成都某住宅小区的应用

王 欣, 李德英

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘 要] 本文针对成都市某住宅小区测试项目, 对土壤源耦合热泵在该地区的应用进行了探讨。首先模拟了土壤源热泵空调冬季供暖和夏季制冷的运行模式, 而后通过现场测量得出该地区水文地质状况, 对实验数据进行整理分析得到了进口水温变化对单位管长和换热量的影响, 最后结合该地区气候状况, 分析了该地区运行地源热泵系统的可行性和可能存在的问题, 提出了初步解决方案。

[关键词] 地源热泵; 测试实验; 运行模式; 换热量

0 引言

由于土壤源热泵具有环保、节能等许多特点, 因此成都市很多小区都相继采用了这一换热系统。然而, 由于地埋管换热器的性能受土壤热物性、地下水质以及岩层组成等多种因素的影响, 导致同样换热器在相同换热工况下的换热量存在很大差异, 造成了土壤源热泵技术的很多优点难以体现。土壤源热泵换热性能的现场测试可以获得较为准确的土壤热物性和水文地质参数, 得出较为真实的埋管换热器换热性能。对于整个系统来说, 可为换热器的整个循环生命设计提供计算参考^[1]。

1 测试装置、测试准备及测试过程

1.1 测试装置

根据文献 [2] 中附录 C.1.2 的规定, 由于本文所研究的住宅小区的建筑面积大于 10000m², 取 80m 和 20m 共 2 个测试孔。通过 2 个测试孔采集不同深度的土石样品, 对其进行热物性测试与分析, 为埋管设计提供依据。2 个钻孔的直径均为 130mm, 管材为 HDPE 管, 规格为 DN25, 公称压力为 1.25MP, 采用双 U 布置; 回填土采用 70% 膨润土、20% 水泥混合 10% 细砂。此外, 实验中室外空气温度的测量采用干、湿球温度计各 1 个。流量测量采用玻璃转子流量计, 型号为 LZB-40, 测量范围为 160~1600L/h; 温度测量全部采用 PT100 铂电阻热电偶, 允许误

差为 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 。所有测点全部引入数据测控系统, 实行不间断的数据自动采集。实验测试系统见图 1。

1.2 测试准备

地埋管换热器换热过程复杂, 涉及到土壤的初始温度、导热系数、比热、含水量、孔隙率、密度以及地下水的温度、水位等参数。本实验通过钻 80m、20m 共 2 个测试孔, 对恒温层深度、地下水温、地质状况和岩土体换热能力等进行了勘测, 其中水文地质的测量流程见图 2。

在换热器地下换热的过程中, 土壤导热系数对埋管地下换热量的大小起着重要的作用, 所以土壤导热系数测量尤为关键。勘测过程中, 采用现场热反应测试方法。通过向地下输入恒定的热量, 检测土壤的温度响应来估计这一系数^[3]。测试流体在 48h 内的进、出口温度响应曲线, 可以通过计算温度与自然对数时间曲线的斜率 k , 代入响应规律公式得到。

$$T_f(t) = k \ln(t) + m \quad (1)$$

$$k = \frac{q}{4\pi\lambda} \quad (2)$$

式中: $T_f(t)$ 为流体在运行 t 时刻的温度 ($^{\circ}\text{C}$); m 为 48h 进出口温度拟合直线的斜率; q 为单位井深传热率 (W/m); λ 为土壤导热系数 ($\text{W/(m}\cdot\text{K)}$)。

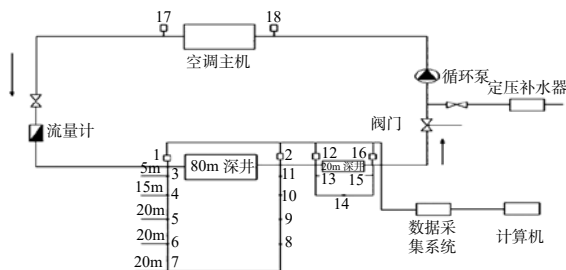


图 1 地埋管测试装置系统图

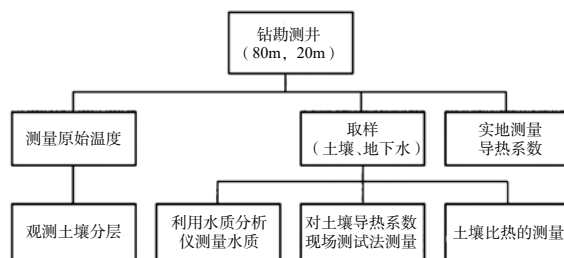


图 2 测量土壤参数及水文参数流程图

1.3 测试过程

1.3.1 土壤原始地温测试

系统完成安装和调试后,在不启动机组的状态下,静置 72h,开启数据监测系统,对埋于钻孔内的温度传感器的测试数据进行接收,完成原始地温测试工作。测试时间 24h,测试频率为次 X30min。根据 2 个井的布井特点,对 20m 和 80m 深井的土壤原始地温进行测试,并对数据进行统计和整理。

图 3、4 分别给出了 80m 和 20m 井的原始地温,由图可知,5~20m 深处土壤的温度波动较大,主要是因为埋管进口处温度探头受到外界环境的影响,随时间变化的趋势近似相同。但 20m 深的土壤达到最高温度时间要迟于 5m 深处的土壤,主要是因为土壤存在热响应时间。由于实验开始时间是 6:00,实验开始 8h 后温度值达到最大,也就是 14:00 左右,正与太阳辐射强度相对应。由于测试时间为 10 月,可以看出,随着深度的增加,土壤原始温度呈下降趋势。

1.3.2 地下换热测试

本实验有 2 个测试井,18 个测点。其中 80m 井有 9 个测点,20m 井有 3 个测点,地上部分共 6 个测点(机组供回水处各 1 个,每个测试井的进出口各 2 个测点),测点分布见图 1。

首先启动水—风热泵机组制冷运行,通过机组排热将地上机组出水水温提升至 28℃,并通过温控开关确保系统热源的稳定,以保证测试的正常进行。然后通过调整管路阀门将管路流量置于稳定值 1.16m³/h,对系统进行测试。每隔 1h 记录一次现场的温、湿度值。水箱温控温差大约控制在 0.3℃。

本实验对夏季工况进行了 4 组数据的监测,机组出口水温分别恒定在 28℃,30℃,32℃ 和 34℃。夏季工况条件下制冷测试完成后,用自来水或清洁自来水反复冲洗管路,系统稳定后(温度下降至地层初始温度附近)进行冬季工况条件下制热测试。和夏季的工况相同,模拟实际运行工况,让

水温缓慢下降到预定值,以便进行制热工况测试。冬季制热工况设定热泵出口水温分别恒定为 16℃,14℃,12℃ 和 10℃。其中每口井测试冬夏 2 个季节各 4 种工况,每种工况的有效统计时间为 48h,热电偶的读取时间为次 /10min,对数据最后处理采用加权平均法。

2 测试数据分析

2.1 勘测的地质水文数据

成都属亚热带季风气候,年平均气温为 16℃,年降雨量在 1000mm 左右。测试地区为第四系地层,地下水为第四系松散岩类孔隙水和基岩裂隙水。第四系地层含水层透水性强,地下水水量较大;基岩为相对隔水层,水量较小。场地内水位随季节变化较大,工作时间为丰后平水期,地下水位 9.0m,根据文献 [4],丰水期水位约为 5.0m。

根据实地测量,卵石含水层渗透系数为 15.2m/d,下部基岩较为完整,基本不透水,渗透系数为 0.03m/d;场地径流系数为 0.24,地下水径流自然流速为 0.00013m/s;径流方向为自西北向东南,卵石层段自上而下具有较强的垂直径流,自然速度为 0.0005m/s;基岩段基本为径流;土壤导热系数由各现场测试值代入式 (1) 和 (2) 计算得 2.337W/(m·K),现场对土壤取样测得比热和密度的综合平均数分别为 2023J/(kg·K) 和 2361kg/m³。

2.2 测试结果分析

通过实验得出了 U 型管进出口水温变化情况,本文选取运行平稳时段进行数据分析。以 80m 井排热工况为例,原始数据以及处理后的加权平均数分析如下。

图 5 为 28℃ 排热工况下的进出口水温,由图可知,机组处于刚运行阶段,管内水温与土壤温度相差较大,放热量迅速增加。随着放热过程的进行,土壤温度升高,地下埋管换热器的换热量达到稳定状态。图 6 给出了 28℃ 和 30℃ 排热工况运行前 700min 内温度变化拟合曲线,对比可看出,28℃

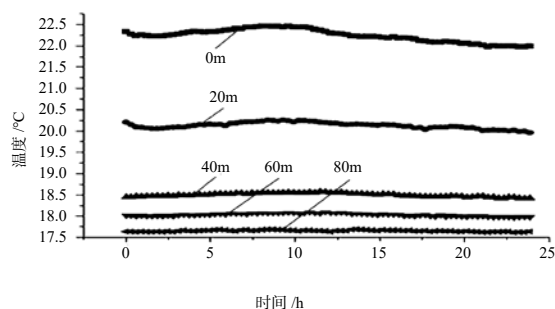


图 3 80m 井土壤的原始地温

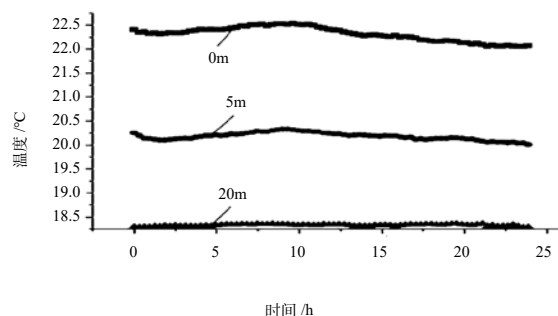


图 4 20m 井土壤的原始地温

排热管在开始时进出口水温差波动变化较大,而后逐渐趋于稳定;而 30℃ 排热管排热时基本处于稳定状态,进出口水温差变化不大。同样由图 7 可以看出,28℃ 排热管进口水温曲线(下数第 2 条曲线)在 0~20m 深处变化最大,而 30℃、32℃ 和 34℃ 排热管的进出口水温差趋于稳定。为了得到准确的换热量,在计算中取热泵机组 30℃、32℃ 和 34℃ 排热工况下的实测值进行计算。

2.3 换热量的计算

单井换热量是地埋管设计中最重要数据,它是确定换热器容量、热泵参数、选择循环水泵流量扬程、计算地埋管数量与尺寸的依据^[5],本实验采用并联双 U 型管换热器,计算如式(3)。

$$q_l = Gc_p(t_{out} - t_{in}) / H \tag{3}$$

式中, q_l 为单位井深换热量 (W/m); G 为循环水流量 (kg/s); H 为钻孔流体深度 (m); c_p 为流体比热 (J/(kg·℃)); t_{in} 、 t_{out} 分别为进、出口流体

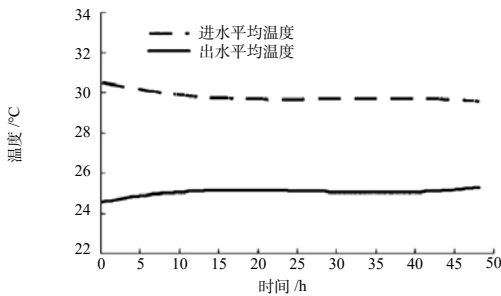


图 5 28℃ 排热工况下的埋管进出口水温随时间的变化

温度 (℃)。

表 1 和表 2 分别给出了 20m 和 80m 井热泵排热、取热测试数据的统计,可以看出,20m 和 80m 井当机组出口水温由 30℃、32℃ 和 34℃ 逐渐增加时,其单位井深换热量也逐渐增大;当机组出口水温由 10、12 和 14℃ 逐渐增加时,单位井深的换热量逐渐降低。可以得出,冬季降低或夏季增大地埋管进水温度均可有效增强地埋管的换热能力。

本实验中地埋管水流量均为 1.16m³/h,对于 80m 井而言,冬季的单位井深平均换热量为 43.3W/m,夏季为 80.2W/m,是冬季的 1.8 倍。在成都地区,夏季气候闷热,最高气温可达 40℃,冬季最低温度不会低于 0℃,在达到室内温度要求的情况下,夏季所需的冷负荷必定大于冬季所需的热负荷,这将导致夏季所需的换热量比冬季大。即在成都地区,土壤中的吸、放热量是不平衡的。因此,在设计垂直式土壤换热器时,建议使用混合系统,以冬季地下换热量为基准来设计地下埋管的根数和埋深,夏

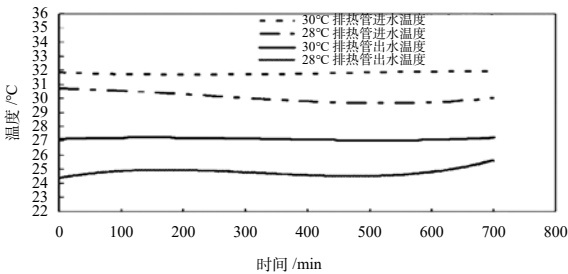


图 6 28℃ 和 30℃ 排热工况下埋管进出口水温随时间的变化

表 1 20m 井热泵排热、取热测试数据统计

形式	机组出口水温 /℃	流量 / (m³/h)	进水平均温度 /℃	出水平均温度 /℃	进出水温差 /℃	总换热量 /kW	单位孔深换热量 / (W/m)
排热	30	1.16	31.451	31.061	0.39	0.525	26.26
	32	1.15	32.69	32.17	0.52	0.7	35.04
	34	1.15	34.276	33.711	0.565	0.761	38.07
取热	14	1.22	15.601	15.83	0.231	0.33	16.29
	12	1.2	13.824	14.124	0.3	0.418	20.91
	10	1.21	10.051	10.422	0.371	0.521	26.07

表 2 80m 井热泵排热、取热测试数据统计

形式	机组出口水温 /℃	流量 / (m³/h)	进水平均温度 /℃	出水平均温度 /℃	进出水温差 /℃	总换热量 /kW	单位孔深换热量 / (W/m)
排热	30	1.16	31.677	27.051	4.626	6.222	77.78
	32	1.15	32.869	28.11	4.759	6.346	79.33
	34	1.15	34.236	29.021	5.215	6.668	83.35
取热	14	1.2	15.213	17.231	2.018	2.813	35.16
	12	1.25	13.424	15.812	2.388	3.468	43.35
	10	1.23	10.051	12.951	2	4.143	51.78

季可以辅以冷却塔等冷却系统。这将有利于使土壤这个巨大的蓄热体保持能量平衡,土壤温度场保持恒定,也有利于系统常年运行工况稳定,减少初投资^[6]。

从表 1 和表 2 还可以看出,80m 井的单位井深换热热量明显大于 20m 井的,主要是由于 0~20m 深处受地表气象影响比较大,另一个原因是成都地区特定的地理特点,即在 20~90m 之间,有一个层压含水层,其较大的下水径流速度都对热泵换热有一定的加强作用。

3 结论

(1) 成都地区年降水量大、地下水径流效果好,有利于热泵的运行。但在施工过程中,卵石层加大了施工难度,同时施工对基层有一定的扰动影响,建议提高施工技术。同时要求设计者用现场热响应实验法测量土壤的导热系数,为系统设计提供有利的参数依据。

(2) 本测试在系统稳定后,单位井深换热热量制冷工况下约为 43W/m,制冷工况下约为 80W/m。由于测试采用制冷、制热工况的温度相对极端,所以在实际运行中单位井深换热热量会略有增加。

(3) 地埋管进口水温对单位井深换热热量的影响较大,应根据热泵机组实际出水温度确定地埋管系统的设计,而不应片面地认为某一进水温度下单位井深换热热量具有普遍适应性。

(4) 由于测试地点为住宅小区,每个用户的使

用时间不同,所以机组要连续运行。在成都冬季采暖负荷小于夏季制冷负荷的地区,应尽量避免长时间连续运行。间歇运行可十分有利于地下土壤温度的恢复,使热泵系统具有较高的运行效率。所以在土壤源热泵系统设计中,建议采用以土壤源热泵为主、其它系统辅助的方式,并联合相应的控制系统来运行,使得地埋管换热器始终能够高效换热,有助于地埋管换热能力的增强和持续。

参考文献

- [1] Kavanaugh SP. Field tests for round thermal properties methods and impact on ground source heat pump design [J].ASHRAE Transactions,1992,98(2): 607-615.
- [2] 中国建筑科学研究院 . GB 50366—2005 地源热泵系统工程技术规范 [S], 北京 : 中国建筑工业出版社 2006.
- [3] 王书中, 山世俊, 张光平, 热响应测试在土壤热交换器设计中的应用 [J], 太阳能学报 2007,28(4):405-409.
- [4] 郑义加, 成都平原地下水资源分布的初步分析 [J], 四川水力 2005,26(4):28-31.
- [5] 张银安, 李斌, 陈九法, 竖直 u 形地埋管换热器换热性能测试与分析 [J] . 暖通空调 2007, 37(7): 72-78.
- [6] 程群英, 罗明智, 孙纯英, 等, 地源热泵夏季性能测试及传热模型 [月, 暖通空调 2005,35(3):2-6.

浅谈混水供热的节能效果

刘方舟

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 供暖过程中, 为满足系统末端用户的用热需求, 通常需要增加输入的总流量, 但大流量往往会带来一定的水力失调和能量浪费。如果能使主干管的流量减小, 并且进入楼内的热量还可以得到保证, 那么系统的运行就会稳定许多。供回水的混合供热便是实现这个目标的一个重要方式。

[关键词] 混水供热; 节热

0 引言

目前的供暖系统, 大多以大流量进行运行, 为的就是可以满足末端用户的需求。然而与此同时, 供暖系统的近端用户通常会得到过多的热量, 产生大量的过热损失。混水供热方式是供热系统直接连接的一种有效的方式。近年来, 人们对节能节电有了更高的需求, 在保持室内舒适度的前提下, 混水连接有更多的优势, 越来越多的业内人士开始关注。混水系统可以使得流量的分配更加均匀, 从而降低热量损失, 起到节能的效果。

1 混水的基本原理

混水, 顾名思义, 就是将供水与一部分回水进行混合, 混合后一起输入管路。混水是在管路进入热用户楼内之前的位置进行的, 在混水装置的作用下, 低温回水和高温供水以一定的比例进行混合, 在保证主干管流量不会过大的前提下, 增加了实际输送进入楼内的流量, 使楼内热用户可以得到足够的热量。与此同时, 又降低了主干管流量, 减少了系统近端用户的过热损失, 具有一定的节能效果。

2 常见的混水供热装置

2.1 混水泵

在热用户入口处安装混水泵, 将主干管的高温供水与低温回水混合, 并通过调节混水比来实现调节楼内供水温度的目的。这也是目前应用比较广泛的一种混水处理方式。

具体来讲, 混水泵开启时, 抽取用户的部分回水, 与干管供水混合, 将降温后的热水以较大的流速送入用户, 从而提高系统的供暖质量和能源利用率。天津大学高建卫^[1]通过模拟实验得出了以下结论: 混水泵能够大幅度降低热用户楼内各楼层之间的温差, 缓解上下层间的冷热不均现象。还可以从根本上解决系统热力失调的问题, 降低二次网的输送能耗。除此之外, 他还通过经济性分析证明, 在用户热力入口处旁通管上加装混水泵的方案是切实可行的。

2.2 水喷射泵

在混水泵的应用基础上, 利用水喷射泵的动静压转化关系, 在不需要电力的情况下, 实现供回水的混合; 同时还可以通过调节阀门的开度, 调整供回水的混合比例。

如果在入楼前加装水喷射泵, 则从管网供水管进入喷射泵的高温水在其压力作用下, 由喷嘴高速喷射出来, 进入吸入室, 喷嘴处管径变小, 流速增加, 使得动压增加, 静压下降, 形成低压区, 可将热用户楼内系统的一部分回水吸入并与供水一起进入混合管。混合后的两种流体的温度、速度趋于一致, 最终混合后一同输入楼内系统。

2.3 恒温混水阀

恒温混水阀是一种不需要外部能源和动力, 能自动感应完成水温调节的理想控制阀。它通过调节管道中供水与回水的比例, 最终使得出水温度达到设定值^[2]。

具体来讲, 在恒温混水阀的混合出水口处, 装有一个热敏元件, 利用感温原件的特性推动阀体内阀芯移动, 封堵或者开启冷、热水的进水口。在封堵冷水的同时开启热水, 当温度调节旋钮设定某一温度后, 不论冷、热水进水温度、压力如何变化, 进入出水口的冷、热水比例也随之变化, 从而使出水温度始终保持恒定, 调温旋钮可在产品规定温度范围内任意设定, 恒温混水阀将自动维持出水温度。

2.4 均压罐

将均压罐设置于热用户与热网之间。当热网的供水温度高于热用户系统所需的供水温度时, 热网的供水与热用户的回水在均压罐内混合, 达到热用户要求的供水温度后, 向热用户系统供水。

工作原理如下^[3]: 均压罐由一根封闭的短管构成。根据热网的供水流量与热用户系统的供水流量的相对大小, 均压罐有两种不同的运行状态。在均压罐内部, 水的流动方向并不是一定的, 它取决于不同网路循环流量的大小。

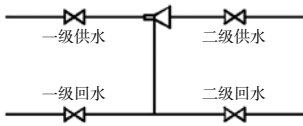


图1 混水喷射泵的系统形式

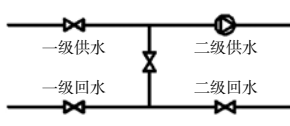


图2 混水泵供水加压系统形式

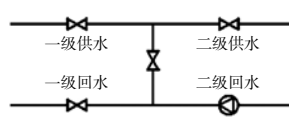


图3 混水泵回水加压系统形式

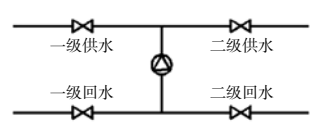


图4 混水泵旁通加压的系统形式

3 混水系统的运行方式

3.1 设置混水喷射泵

当使用条件允许时，采用设置混水喷射泵的系统形式（系统见图1）。由于未使用外动力水泵，表面上看是最节能的方式。但综合考虑首站循环泵的巨大能耗，不能全面采用这种连接方法而提高首站循环泵的扬程，只有近端有充分“富裕压头”的情况下才能采用。

3.2 混水泵供水加压

当供暖地区地势较高时，采用将混水泵设置在供水干管上的系统形式（系统见图2）。混水泵设置在二级供水管道上，提高了二级供水压力，弥补了二级供水压力不足的缺点，并在一次网供水以及混水旁通上设置平衡阀。

3.3 混水泵回水加压

当供暖地区地势较低时，采用将混水泵设置在回水干管上的系统形式（系统见图3）。混水泵设置在二级回水管道上，提高了二级回水压力，并在一次网供水以及混水旁通上设置平衡阀。

3.4 混水泵旁通加压

当供暖区域地势平缓时，采用将混水泵设置在旁通管上的系统形式（系统见图4）。只需要在供回水管道之间适当的位置上，增加一条混水管道，混水管道上设置混水泵、单向阀和平衡阀，并在一级供水管道上增加调节阀，即可实现混水运行^[4]。

4 混水系统的节能性

4.1 循环泵节电性能

由于混水装置可以将一部分回水与供水进行混合。因此，当热用户得到的流量相同时，混水系统的总输入流量是要小于传统的大流量供热系统的。由功率与流量和扬程的乘积成正比可知，对于混水供热系统，流量大幅减小，虽然混水装置本身可能要消耗一定的扬程，使得系统的扬程并没有太大的变化，甚至会有所增加，但流量和扬程的乘积将会减小，循环泵消耗的功率也将随之降低。

4.2 混水系统的节热性能

混水装置保证了在供热系统主干管大流量稳定运行的同时，楼内用户系统也可以得到足够的流量。避免了近端热用户流量过大的情况。从而消除了不必要的过热损失，缓解了楼间的水力失调状况。除此之外，混水装置还可以通过其自我调节功能，保证楼内工况稳定，在一定程度上也可以缓解楼内的水力不平衡问题，实现楼内的节热。

5 结论

供回水的混合，对于供热系统的节能来讲具有不错的效果。目前的混水装置种类也越来越多，系统节能效果也愈发显著。热量的节约，对于建筑行业来讲，是具有巨大的贡献的。混水方式的使用过程中，也会有一些问题，比如混水中供回水比例调整的灵活性，还有混水装置的加装，需要适当地增加散热器的换热面积，来保证供热质量的提升。这些都是混水供热还需要进一步改善的问题。

参考文献

- [1] 高建卫, 朱能, 兆艳虹. 混水泵在既有建筑采暖系统中的应用 [J]. 天津大学学报, 2008,(07):871-876.
- [2] 王超前. 分布式混水供热系统中水力平衡及混水器特性的研究 [D]. 山东建筑大学, 2013.
- [3] 李锐. 设置均压罐的热用户与热网连接方式 [J]. 暖通空调, 2004,(05):97-100.
- [4] 王宏扬, 李军, 刘兆军. 供热系统混水连接形式及调节方法 [J]. 煤气与热力, 2009,(10):15-17.
- [5] 高奉春, 宋景发. 混水连接方式在供热系统的应用 [J]. 煤气与热力, 2008,(05):24-25.
- [6] 石兆玉. 供热系统分布式混水连接方式的选优 [J]. 区域供热, 2009,(06):13-19+33.
- [7] 李凌云, 王青. 混水换热站水力工况分析及应用 [J]. 区域供热, 2008,(04):47-49.
- [8] 黄涛. 热网混水系统的应用与节能 [J]. 区域供热, 2009,(05):75-76.

基于可调喷射泵技术的 集中供热系统的管网改造研究

韩京彤

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 随着我国城镇化进程的加速, 新增建筑面积的不断扩大和单位建筑面积能耗的快速增长, 我国的城镇建筑能耗已达到社会总能耗的 30%, 其中供热采暖能耗在我国北方地区高达建筑总能耗的一半以上。为改善传统供热行业热耗浪费严重的现象, 运行电耗过高, 供热系统水利稳定性差, 系统调试难度高的问题, 本文提出了可调喷射泵在供热系统管网改造中的具体应用。工程实践分析表明: 基于可调喷射泵技术的新型供热管网系统在满足热用户热舒适的前提下, 比传统集中供热系统节能效果显著。

[关键词] 可调喷射泵; 供热管网改造; 节能

0 引言

每到冬天, 供暖都是老百姓口中热议的话题。而如何提升供暖效果, 一直是我们行业的研究重点。众所周知, 供暖网路中, 任何一个热用户流量的改变, 都会对其他热用户造成影响。当总流量一定时, 如果部分环路的系统阻力发生变化, 就会导致其他用户达不到或者超过设定流量, 从而出现冷热不均现象, 并造成一定的热能和电能浪费。

具体来讲, 传统供热系统由于设计的偏差和管理疏漏, 通常会出现“大流量, 小温差”的情况。这种系统可以使末端用户供暖效果提升, 但同时也会带来水力稳定性差和热量浪费等问题。可调喷射泵系统的引入恰好可以在很大程度上削弱“大流量, 小温差”的影响, 在满足用户热需求的同时, 还起到了节热和节电的作用。

1 “大流量, 小温差”带来的问题

总体来讲, “大流量, 小温差”由于输送流量较大, 导致系统的水力稳定性和抗干扰能力普遍较差。与此同时, 加大流量以满足末端用户的要求, 通常会导致近端用户过热, 产生不必要的过热损失, 并在一定程度上也增加了循环泵的电耗。

1.1 系统水力稳定性差

热网的水力稳定性是指热网中各热用户在其他热用户流量发生改变时, 保持自身流量不变的能力。系统的流量与压降有以下关系:

$$\Delta P = SQ^2 \quad (1)$$

由此可知, 系统阻力一定的情况下, 其压降与流量的平方成正比。当系统采用大流量运行时, 热网干管压降也随之增加, 热用户处阻力一定时, 其可能出现的最大流量将变大, 此时系统的水力稳定性将降低^[1]。

1.2 热量浪费明显

由于供暖主干管的压力损失, 末端用户得到的热量往往会比近端少很多, 甚至会出现“不热”的现象。大流量在一定程度上提升了末端用户得到的压降, 但近端用户得到的流量也会增大, 出现用户过热的情况。过热也就产生了许多热量浪费。

1.3 水泵电耗过大

循环泵消耗的电功率与流量与扬程的乘积成正比, 而扬程与流量的平方成正比, 可知循环泵消耗的功率与流量的立方成正比。通过循环泵的流量越大, 其消耗的电功率也就越大, 使得运行电耗过高, 造成一定的电能浪费。

2 可调喷射泵系统的原理

喷射泵主要由吸入室、喷嘴、混合管和扩散器四部分组成。我们将喷射泵安装在各个楼的入口处, 将供水管与吸入室连接, 回水管与引射管连接。供水管的高温水进入吸入室, 由喷嘴高速喷出, 由伯努利方程:

$$P + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho gh = \text{const} \quad (2)$$

可知, 被喷出的高速流体具有很高的动压, 液面高度未发生改变, 因此静压较低, 在此处形成一个低压区, 从而从引射管吸入一部分楼内的回水, 与高温供水在混合管内混合, 经过扩散管后一起进入供水管, 输送至热用户楼内。

3 可调喷射泵系统的优势

3.1 提升水力稳定性

由于喷射泵可以吸入一部分回水与供水混合, 因此可以减少输入供水干管的流量, 进而降低了热网干管的压降。将系统的压头后移至用户端喷射泵处, 喷射泵压差的增大意味着增大了热用户系统的压降, 因此系统的水力稳定性得以大幅度提高。

3.2 减少热量损失

在楼前安装喷射泵后,热网干管的压降得到了大幅度的降低,水力稳定性提升后,近端和远端热用户得到的热量差异也大幅度减小。这样就可以消除不必要的过热损失,实现楼间节热。同时,由于喷射泵增大了进入热用户的流量,且喷射泵本身具有自动调节功能和自动补偿功能,能有效适应系统的“动态”变化,所以也可以在一定程度上缓解楼内的水力不平衡问题,实现楼内节热。

3.3 降低循环泵电耗

加装喷射泵后,循环泵的运行流量将减少,喷射泵消耗一定扬程的情况下,循环泵的扬程基本可以保持不变。循环泵消耗的电功率与流量和扬程的乘积成正比,因此循环泵电耗将得到降低,起到节电的作用。

4 工程实例

在吉林省通化市某热力站,测试喷射系统在正常运行后的节热率和节电率。该热力站总供热面积约 195984m²,其中低区供热面积约 100569m²,高区供热面积约 95415m²。热用户绝大多数为民用住宅,少数为商用店铺。热用户楼内为地板采暖、分户计量。

4.1 测试方法

该工程的原系统测试时间为 2016 年 12 月 10 日至 30 日;新系统测试时间 2017 年 1 月 1 日至 10 日。因室外平均温度影响系统能耗情况,需引入采暖度日数的概念。根据国家颁布的《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 134—2010 的专业术语中给出的定义“是一年中当某天室外日平均温度低于 18℃ 时,将该日平均温度与 18℃ 的差值度数乘以 1 天,所得出的乘积的累加值。”我们称之为采暖度日数。这里可以用一个公式概括一下:

$$HDD_{18} = \sum_{i=1}^{365} (18 - t_i) \quad (3)$$

式中: t_i 为表示标准年某天室外日平均温度 (℃); HDD_{18} 为采暖度日数 (℃·d)。

4.2 检测数据及结果分析

该地区供暖为期 170 天,计算采暖期室外平均温度为 -6.6℃。该地区标准采暖度日数 HDD_{18} (标准) = 170 × (18 + 6.6) = 4128,旧系统检测天数的采暖度日数 HDD_{18} (检测) = 5 × (18 - 15.83) = 101.5,所以全年的折算耗热量为 85948.96GJ。根据表 1 所示,旧系统与新系统全年折算耗热量相比较,节热率达到 15.5%。

5 结论

工程实例表明,通过在楼前加装喷射泵,可以提升供热系统的水力稳定性,同时起到节热的效果,为热用户提供了更加舒适的居住温度,并且对于实现建筑节能也具有十分重要的意义。

参考文献

- [1] 胡文举,那威,李德英,魏志刚,史永征,曾喜平,分布组合式喷射泵供热系统水力稳定性研究与应用[J],区域供热,2013,(04):15-18
- [2] 王明娟,刘岩松,浅谈供暖“大流量,小温差”现象[J],低温建筑技术,2003,(02):59-60
- [3] 王晓冬,董敬亮,雷宏建,李敖,王瑞,陈文,屠基元.水蒸气喷射泵的数值研究[J].真空科学与技术学报,2013,(11):1069-1073
- [4] 王常斌,林建忠,林江.喷射泵系统中的能量分布与效率特性研究[J].中国机械工程,2004,(04):17-20
- [5] 林丽生,水蒸汽喷射泵的应用与研究现状[A].中国真空学会真空冶金专业委员会、沈阳市真空学会,真空技术与表面工程——第九届真空冶金与表面工程学术会议论文集[C],中国真空学会真空冶金专业委员会、沈阳市真空学会,2009:6
- [6] 余贵,集中供热系统“大流量、小温差”现象分析[J].科技情报开发与经济,2011,(15):201-203
- [7] 马有江,肖建国,王植新,谈供暖系统大流量、小温差运行方式[J].区域供热,2014,(05):78-82
- [8] 许利,浅谈大流量小温差的缺陷[J].中国集体经济(下半月),2007,(07):170.

空气源热泵设计选型问题初探

崔一鸣, 王 伟, 孙育英, 刘景东, 吴 旭, 白晓夏, 梁士民

(北京工业大学建筑工程学院绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100124)

[摘 要] 本文针对空气源热泵设计选型不当带来的问题, 介绍了机组容量的计算、平衡点温度的选取、冬夏两用机组容量的选择等空气源热泵设计选型方法, 指出了现有设计选型方法存在的问题与不足, 并结合实际工程案例, 揭示了空气源热泵设计选型不当问题及其影响。同时, 本文在最后还针对现有设计选型方法存在的问题提出了准确计算机组容量、合理选取平衡点温度、提升机组部分负荷运行性能的设计选型改进措施。

[关键词] 空气源热泵; 设计选型; 容量计算; 平衡点温度; 改进措施

0 引言

空气源热泵 (ASHP) 作为国际公认的高效节能技术, 已在全球范围内广泛应用, 欧盟各国、日本和我国相继将其列入可再生能源技术范畴^[1], 美国能源部也将 ASHP 在寒冷 / 严寒地区应用列为 21 世纪最具节能潜力的 15 项空调技术措施之一^[2]。从 20 世纪 90 年代开始, ASHP 技术在我国被广泛应用于寒冷和夏热冬冷 (暖) 地区, 目前该技术又在我国京津冀地区“煤改电”项目中大规模应用^[3-4]。可见, ASHP 具有广阔的应用空间和价值。

为推动 ASHP 技术的高效益应用和规模化发展, 国内外研究致力于提升其名义性能与实际运行性能, 并已取得显著成效。国家推行《房间空气调节器能效限定值及能源效率等级》^[5], 将其市场准入的名义性能系数由 2.3 提高到 2.9。同时, 国内学者也针对 ASHP 实际运行中的关键问题进行研究, 并给出应对策略^[6]。然而, 在 ASHP 的实际应用中, 还普遍存在着 ASHP 设计选型不当问题, 导致机组容量与建筑负荷不匹配, 严重影响其实际运行性能, 致使能耗显著增加^[7], 严重制约了 ASHP 的应用与发展。因此, 为保证 ASHP 的高效利用, 其设计选型问题不容忽视。

本文介绍了现有的 ASHP 设计选型方法, 指出了现有方法存在的问题与不足, 并结合实际工程案例, 揭示了 ASHP 设计选型不当问题及其影响, 并在最后针对问题提出了 ASHP 设计选型改进措施。

1 空气源热泵典型设计选型方法

1.1 机组容量的计算

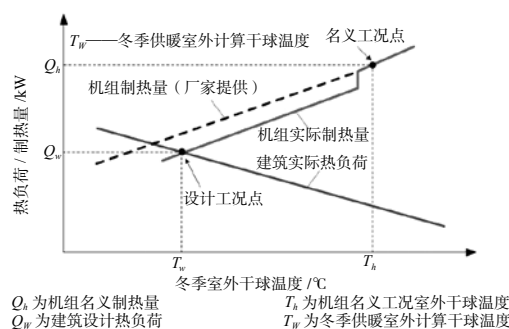
ASHP 机组制热容量的计算是机组设计选型中非常关键的一个环节。机组冬季实际制热量受环境温度和结除霜问题影响而低于名义工况制热量, 如图 1 所示。因此, 机组实际制热容量的计算应考虑

室外环境温度与结除霜问题的影响。《实用供热空调设计手册》^[8]中提到, 冬季 ASHP 机组制热容量应根据室外空调计算温度、融霜频率以及室外空气相对湿度进行修正:

$$Q = qK_1K_2K_3 \quad (1)$$

式中: Q 为机组的实际制热量; q 为机组的名义制热量; K_1 为室外空调计算温度的修正系数, 按产品样本选取; K_2 为机组融霜修正系数, 每小时融霜一次取 0.9, 两次取 0.8; K_3 为室外空气相对湿度修正系数。

此方法给 ASHP 机组制热容量的计算提供了明确的指导, 但还存在着如下不足: (1) 此方法没有给出具体的室外温度修正系数值, 如果生产厂家也不提供机组在不同冬季室外空气温度下的制热量变化曲线或数据, 就会造成无法计算机组低温损失的问题。(2) 机组融霜损失与结霜速率、融霜次数、除霜控制方法等因素有关, 结霜速率又与环境温湿度相关, 而此方法中融霜损失修正系数值只根据每小时融霜次数选取, 并没有考虑其它影响因素, 这显然是不够科学的。(3) 机组的结霜程度是由室外空气温度与室外空气相对湿度耦合影响的^[9], 而此方法仅以室外空气相对湿度修正系数对机组结霜损失进行修正, 没有考虑室外空气温度对结霜的影响, 会造成机组结霜损失计算的不准确。



[基金项目] 国家自然科学基金优秀青年基金项目资助 (编号: 51522801); “十三五”国家重点研发计划课题资助 (编号: 2016YFC0700403)。

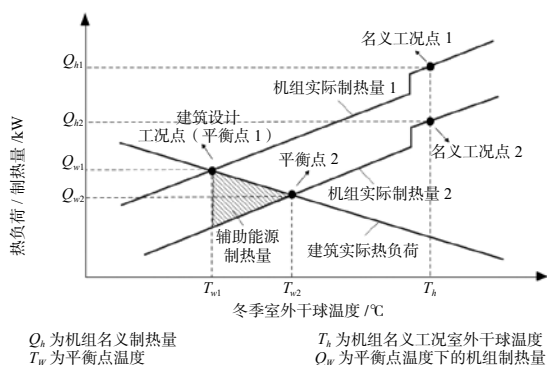


图2 不同平衡点温度对机组容量及辅助热源容量的影响

1.2 平衡点温度的选取

平衡点温度对于 ASHP 的运行经济性影响很大。如图 2 所示，平衡点温度选的低，则要求配置的热泵容量就大，辅助热源容量就小，当平衡点温度等于冬季室外设计温度时，如图中平衡点 1 所示，则不需配置辅助热源，机组容量太大不仅会造成初投资变大，还会使机组长时间在部分负荷下运行，使机组效率降低。平衡点温度选的高，如图中平衡点 2，则配置的热泵容量就小，辅助热源容量就大，但辅助热源容量太大会降低整个供暖系统的运行效率，致使耗电量增加。因此如何选取平衡点温度最经济合理是 ASHP 设计选型需要解决的问题。

为解决平衡点选取的经济合理性问题，《热泵》^[10] 中通过供热季节性能系数 (HSPF) 来评价热泵在整个供暖季的运行经济性，针对某一型号机组给出了我国七个不同的采暖区的 HSPF 与供热负荷系数 (HDLF) 的关系，如图 3 所示。由图可见，当供热负荷系数为 0.5~1.5 之间时，热泵存在一个最佳 HSPF，可根据此最佳 HSPF 选定相应的供热负荷系数，再由式 (3) 确定机组容量，之后可根据机组性能推算平衡点温度。由此选定平衡点，热泵在整个供暖季的运行经济性最佳。

$$\text{供热季节性能系数 HSPF} = \frac{\text{整个供热季热泵供热量} + \text{整个供热季辅助热源供热量}}{\text{整个供热季热泵耗电量} + \text{整个供热季辅助热源耗电量}} \quad (2)$$

$$\text{供热负荷系数 HDLF} = \frac{\text{供热设计负荷}}{\text{热泵额定供热量}} \quad (3)$$

由式 (2) 得，HSPF 与机组在供热季的整体运行性能有关。而机组整体运行性能不仅受温度分布频率的影响，还受相对湿度分布频率的影响，这是由于相对湿度分布频率会影响机组结霜情况。而此方法并没有考虑相对湿度分布频率对 HSPF 的影响，因此在此方面还需进一步优化。

此外，还有学者从获得最少初投资和运行费用

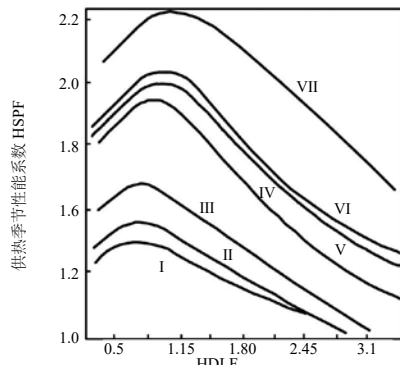


图3 各地区 HSPF 随供热负荷系数的变化

角度出发，提出最佳经济平衡点^[11]的概念，并给出了不同地区的最佳经济平衡点温度，设计选型时可根据所在地区直接选定平衡点温度。但最佳经济平衡点温度受能源价格、机组及辅助热源价格的影响较大，所以此种方法对不同工程的适用性较差。

1.3 冬夏两用机组的容量选择

ASHP 机组可兼顾制冷与制热。当机组用于冬夏两季时，其容量的选择有两种方法：先根据冬季热负荷选择机组容量，再根据夏季冷负荷进行校核；或先根据夏季冷负荷选择机组容量，再根据冬季热负荷进行校核。如图 4 所示，在按冬季热负荷选择机组容量时，机组在夏季室外计算温度 T_s 下的制冷量比建筑冷负荷大 ΔQ_c 。由此可见，按热负荷/冷负荷选择机组容量，机组在另一个季节的制冷/热量都会与对应的建筑负荷产生偏差，如果这种偏差过大，就会对机组运行性能与应用效果带来不利影响。因此，按冬季热负荷还是夏季冷负荷选择机组容量也是 ASHP 设计选型中不可忽视的问题。

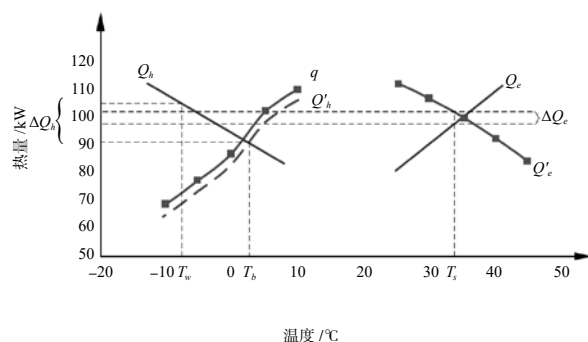


图4 冬夏两用 ASHP 机组选型示意图

有学者针对冬夏两用机组的容量选择问题提出比负荷系数法^[12]，此方法利用比负荷系数 CORL 作为依据，根据其取值范围在工程设计中选择热泵机组和辅助冷热源。当 $1 < \text{CORL} < 1.1$ 时，应按夏

季冷负荷来选用机组;当 $CORL > 1.1$ 或 $0.9 < CORL < 1$ 时,应按冬季热负荷来选用机组;当 $0.5 < CORL < 0.9$ 时,应按平衡点温度选用机组。

$$CORL = \frac{Q_c \times q_H}{Q_H \times q_c} \quad (4)$$

式中: Q_c 为建筑夏季空调冷负荷; Q_H 为建筑冬季空调热负荷; q_c 为空调室外计算温度下的单台热泵机组的制冷量; q_H 为空调室外计算温度下的单台热泵机组的制热量。

比负荷系数法为解决冬夏两用机组的容量选择问题提供了参考,说明了冬夏两用的 ASHP 机组应按冬季热负荷还是夏季冷负荷进行选型,但应用此方法进行设计选型时必须先确定机组型号,因此局限性较大。

1.4 实际工程中采用的设计选型方法

在 ASHP 实际工程的设计中,设计人员为简易有效选择 ASHP 机组并保证其制热能力实时满足建筑负荷需求,通常采用 ASHP 名义工况下建筑负荷与机组名义制热量的对应关系,设计选择机组容量。以我国寒冷地区选择低环境温度 ASHP 机组的方法为例,如图 5 所示。该方法基于低温 -12°C 时建筑的热负荷,来选择低温名义制热量与建筑负荷相同的机组。由图可见,在冬季空调室外计算温度高于 -12°C 的地区,当按此方法对 ASHP 进行设计选型时,在设计工况点上会造成机组制热量大于建筑负荷的情况,按此选取 ASHP 机组势必会造成设计选型超配的问题。

2 空气源热泵设计选型的实际典型案例析

2.1 工程概况

本工程位于北京市密云区,建筑为一层平房,

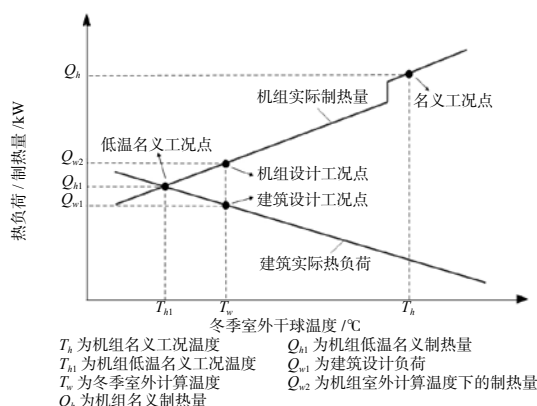


图 5 工程实际中 ASHP 机组选型示意图

建筑面积为 88.7m^2 , 实际采暖面积为 72.3m^2 , 层高 3.5m , 外墙厚度为 240mm , 外墙未做保温, 窗户均为双层玻璃。经计算该建筑冬季设计热负荷为 4.55kW , 热指标为 62.9W/m^2 。

本工程供暖系统冷源采用低环境温度空气源热泵, 末端采用地板采暖辐射管。热泵为直流变频机组, 采用转子式压缩机, 以 R410 作为制冷剂, 额定制热量/功率为 $10770\text{W}/4990\text{W}$ (干球 -12°C /湿球 -14°C), 制热量/功率范围 $3800\sim 11800\text{W}/2400\sim 5600\text{W}$, 额定/最高出水温度为 $41^\circ\text{C}/55^\circ\text{C}$ 。供暖系统原理图如图 6 所示。

本 ASHP 在设计选型时根据室外温度 -12°C 时的建筑负荷选择 ASHP 机组容量, 因此本工程存在 ASHP 设计选型超配问题。

2.2 测试系统

测试系统原理如图 7 所示, 主要针对 ASHP 机组的空气侧、制冷剂侧、水侧的运行参数进行测量, 同时实时监测机组能耗、室外换热器结霜情况, 各参数的采集周期为 1min 。测量仪器参数如表 1 所示。详细测量参数如下:

- (1) 空气侧: 利用温湿度传感器测量室外环境温度和湿度、经室外换热器换热后的空气温度;
- (2) 制冷剂侧: 利用铂电阻测量压缩机的吸气温度和排气温度、室外换热器的盘管温度;
- (3) 水侧: 利用铂电阻测量机组的供、回水温度, 利用超声波流量计测量水流量;
- (4) 机组能耗: 利用智能电表测量压缩机、风机的功率及耗电量;
- (5) 结霜情况: 利用风压差传感器测量室外换热器进风侧与出风侧风压差。

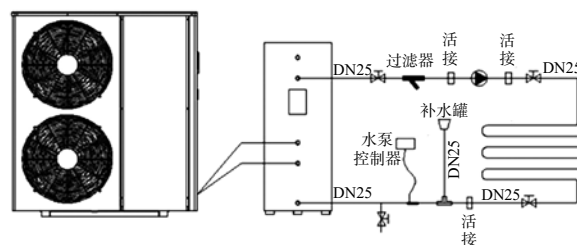


图 6 空气源热泵系统原理图

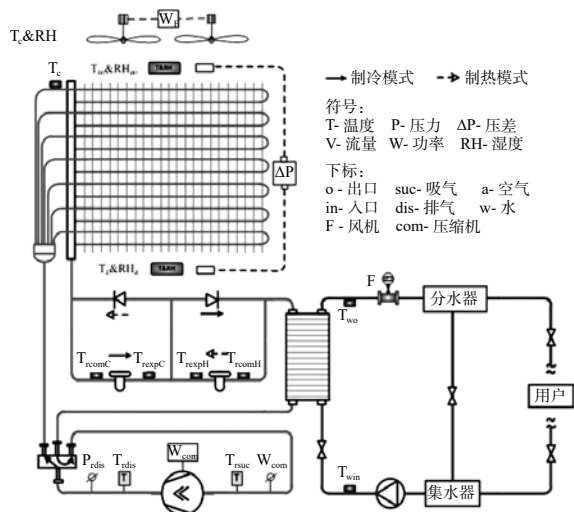


图 7 测试系统原理图

表 1 测量仪器参数表

设备名称	型号	量程	精度 / 等级
温湿度记录仪	XJM60D	-40~70°C/0~100%	±0.3°C/±5.0%
铂电阻	PT1000	-50~200°C	±0.3°C
电子式电能表	EM21	--	±1.0%
超声波热能表	JYSHM-25	4~95°C/0.07~7 m³/h	±0.3°C/±0.5%
风压差传感器	QBM66.201	0~100Pa	±3Pa

2.3 测试工况

测试期为 2016 年 11 月至 2017 年 2 月，测试期内测试工况如图 8 和图 9 所示。图 8 为日平均室外空气温湿度的变化。由图中可知，日平均环境温

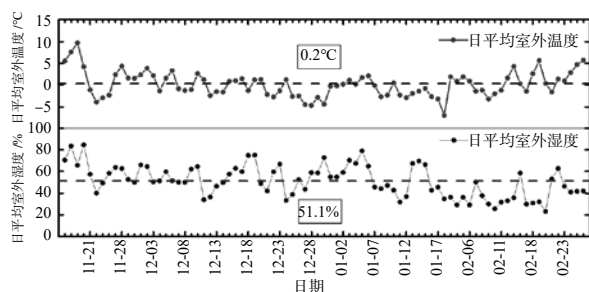


图 8 测试期内日平均室外温度和湿度

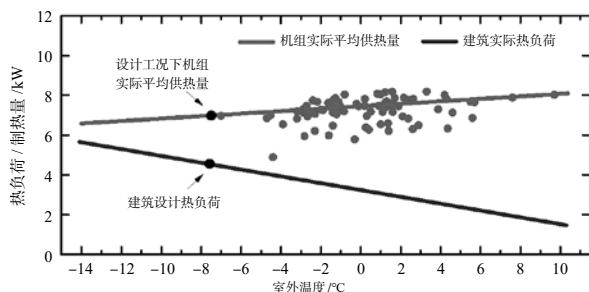


图 10 建筑热负荷与机组实际平均供热量的变化曲线

度在测试期内呈先下降后上升的变化趋势，测试期内室外温度平均值为 0.2°C，日平均温度最高值为 9.7°C，最低值为 -7.0°C。测试期内相对湿度平均值为 51.1%，日平均相对湿度最高值为 84.5%，最低值为 23.2%。由此可见，机组绝大部分时间内都在部分设计负荷下运行。

为直观获得测试期内机组不同运行工况下的结霜情况，根据朱佳鹤^[13]等人提出的多区域结霜图谱，得出如图 9 所示的结霜工况分布图。由图中可知，测试期内有 38% 的工况处于非结霜区，11% 的工况处于结露区，51% 的工况处于结霜区，其中重霜区占 3%，一般结霜区占 22%，轻霜区占 26%。由此可见，在 51% 的测试时段内空气源热泵都在结霜工况下运行，结霜对 ASHP 机组性能的影响不可忽视。

2.4 测试结果与分析

图 10 为机组实际平均供热量与建筑热负荷的变化曲线。其中机组实际平均供热量为机组一天中总供热量与机组运行时间的比值，表示机组实际的制热性能，建筑负荷曲线根据建筑在不同室外计算温度下的负荷得到。由图可见，在北京市冬季供暖室外计算温度 -7.6°C 下，机组实际平均供热量为 7.0kW，建筑实际热负荷 4.55kW，机组实际供热量超过建筑负荷 1.54 倍，由此可见存在 ASHP 设计选型超配问题。

图 11 所示为典型日内 ASHP 机组运行情况。由图可见，典型日内平均环境温度 -2.5°C，平均环境

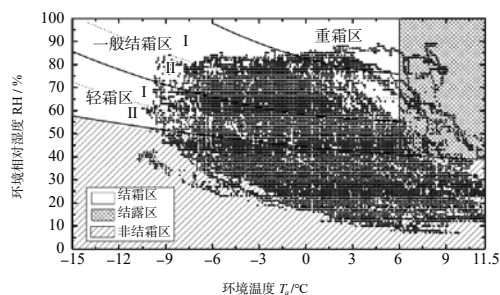


图 9 测试期内分区域结霜图谱

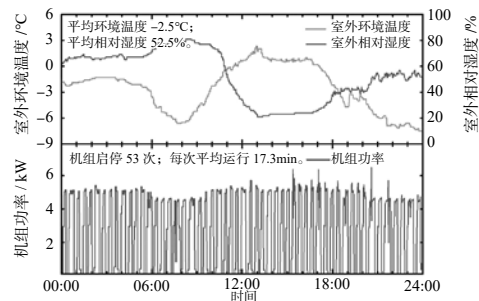


图 11 典型日机组运行情况（12月28日）

相对湿度 52.5%，机组在一天内启停高达 53 次，每次平均运行时间仅 17.3min。由此可见，由于设计选型超配导致了较为严重的机组频繁启停问题。

图 12 所示为测试期内 ASHP 机组整体的运行情况。由图可见，机组日平均启停次数高达 58 次，机组平均单次运行时间仅 14.3min。系统 COP 随启停次数的增多而减小，测试期内系统日平均 COP 仅为 1.68，可见由于设计选型超配导致的机组频繁启停问题已严重影响了机组的运行性能。

3 空气源热泵设计选型改进措施

针对 ASHP 设计选型存在的问题，本文提出准确计算机组容量、合理选取平衡点温度、提升机组部分负荷运行性能的三种改进措施。

3.1 准确计算机组容量

针对无法准确计算 ASHP 机组制热容量的问题，可给出如表 2 和表 3 所示的温度修正系数与结除霜损失修正系数推荐值。此系数可更加准确的计算机组的性能损失，以达到合理计算机组实际容量的目的，避免设计选型问题的发生。

表 2 冬季室外计算干球温度修正系数 K_1

冬季室外 计算干球温 度 / $^{\circ}\text{C}$	-20	-18	-16	-14	-12	-10	-8	-6	-4	-2
修正系 数 K_1	0.484	0.523	0.588	0.623	0.654	0.685	0.711	0.737	0.763	0.798
冬季室 外计算 干球温 度 / $^{\circ}\text{C}$	0	2	4	6	7	8	10	12	14	16
修正系 数 K_1	0.831	0.880	0.935	0.975	1.000	1.024	1.068	1.103	1.152	1.200

表 3 不同使用地区的机组结除霜损失系数推荐值 K_2

使用地区	累年最冷月 平均温度 / $^{\circ}\text{C}$	累年最冷月 平均相对湿度 /%	K_2
严寒 / 寒冷地区	<-5	<50	0.95
		≥ 50	0.93
	-5~0	<50	0.91
		≥ 50	0.88
夏热冬冷地区	<5	<80	0.79
		≥ 80	0.75
	5~10	<80	0.86
		≥ 80	0.81
夏热冬暖地区	≥ 10	<75	0.92
		≥ 75	0.89
温和地区	<5	—	0.70
	≥ 5	—	0.80

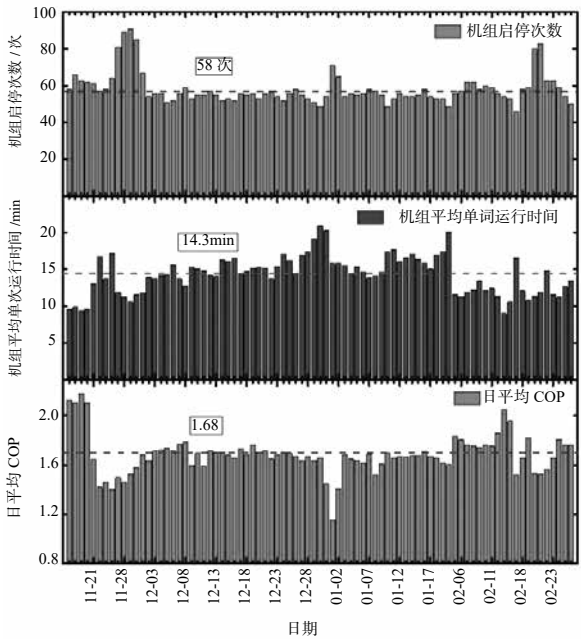


图 12 机组整体运行情况

3.2 合理选取平衡点温度

针对如何合理选取平衡点的问题，可从获取最大供热季节性能系数（HSPF）角度出发，建立不同地域温度分布频率、相对湿度分布频率、不同机组性能特性以及不同供热负荷系数与 HSPF 之间的关系，以此针对不同地域、不同机组形式给出最最佳的平衡点温度。

此外，目前有关平衡点的研究主要集中在 ASHP 与电加热辅助热源的匹配上，而很少考虑 ASHP 与其它形式辅助热源的匹配。因此，还可针对空气源热泵与其它形式辅助热源的优化匹配进行研究，并给出相应的最佳平衡点温度。

3.3 提升机组部分负荷运行性能

合理的平衡点温度可以让系统获得最佳的季节性能系数，而在室外温度大于平衡点温度的部分负荷工况下对 ASHP 进行调节，则可提高其性能系数。因此机组设计选型时应考虑建筑实际负荷的变化情况，能够根据建筑负荷变化进行调节，达到高效利用的目的。可通过选择制热量可调节的变频机组、多压缩机机组或多台机组，以适应建筑负荷的变化需求。

变频机组具有灵活的变负荷工作能力，运行过程如图 13 所示。机组可以根据建筑热负荷需求，调整运行频率，改变机组制热量和建筑热负荷的平衡点位置，更好适应建筑负荷的变化需求。

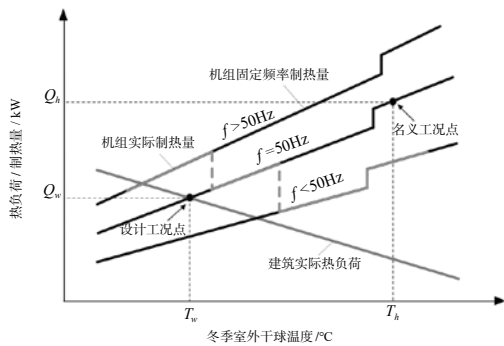


图 13 建筑热负荷与变频机组制热量的变化曲线

定频机组选用多压缩机机组或多台机组形式，也具有一定变负荷工作能力，如图 14 与图 15 所示。机组根据建筑热负荷需求，可以调整压缩机或机组运行台数，以适应建筑负荷的变化需求。

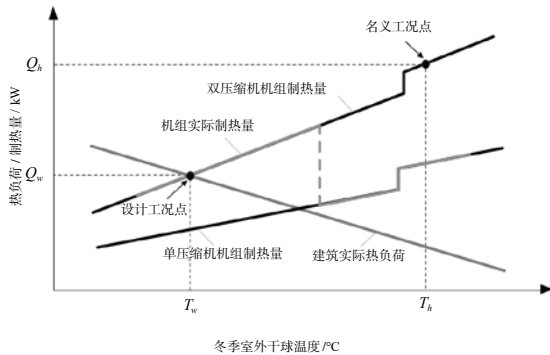


图 14 建筑热负荷与多压缩机机组制热量的变化曲线

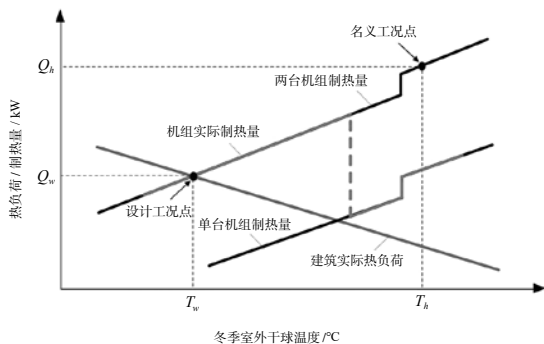


图 15 建筑热负荷与多台机组制热量的变化曲线

4 结论

本文针对 ASHP 设计选型问题，介绍了机组容量的计算、平衡点温度的选取、冬夏两用机组容量的选择等 ASHP 设计选型方法，指出了现有方法存在对机组性能损失的修正不准确、平衡点的选取待优化、多功能机组容量选择方法局限性大等问题。并结合实际工程案例，揭示了 ASHP 设计选型不当问题及其影响，测试结果表明，设计选型超配严重影响了机组的运行性能与应用效果，造成机组频繁

启停，COP 低下。在最后，本文还针对现有设计选型问题提出以下改进措施：（1）准确计算机组容量：给出准确可靠的温度修正系数与不同地区结除霜损失系数推荐值，准确计算机组性能损失。（2）合理选取平衡点温度：优化现有方法不足，针对不同地域不同机组给出最佳平衡点温度值，并针对 ASHP 与不同形式辅助热源的优化匹配进行研究。（3）提升机组部分负荷性能：通过选择制热量可调节的变频机组、多压缩机机组或多台机组，以适应建筑部分热负荷需求，达到高效利用的目的。

参考文献

- [1] 姚春妮，刘幼农. 空气热能纳入可再生能源的建筑应用技术研究 [J]. 建筑科技, 2016(2):12-16.
- [2] 马最良，姚杨，姜益强，等. 热泵技术应用理论基础与实践 [M]. 北京：中国建筑工业出版社，2010:2.
- [3] 王如竹，张川，翟晓强. 关于住宅用空气源热泵空调、供暖与热水设计要素的思考 [J]. 制冷技术, 2014(1):32-41.
- [4] 马一太，代宝民. 空气源热泵用于房间供暖的分析 [J]. 制冷与空调, 2013,13(7):6-11.
- [5] GB 12021.3—2010，房间空气调节器能效限定值及能源效率等级 [S].
- [6] 王伟，刘景东，孙育英，等. 空气源热泵在北京地区全工况运行的关键问题及应对策略 [J]. 暖通空调, 2017,47(1):20-27.
- [7] 李道平，曲本连，朱风雷，等. 低温热泵机组在“煤改电”应用中的评价要求分析和改进 [J]. 制冷与空调, 2017,17(3):81-84.
- [8] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 [M]. 北京：中国建筑工业出版社, 2008:2351-2355.
- [9] Wang W, Guo Q C, Lu W P, et al. A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(2):475-486.
- [10] 徐邦裕，陆亚俊，马最良. 热泵 [M]. 北京：中国建筑工业出版社，1988:55-58.
- [11] 姜益强，姚杨，马最良. 空气源热泵供热最佳经济平衡点的探讨 [J]. 暖通空调, 2001,31(3):39-41.
- [12] 殷民. 比负荷系数法——选用风冷热泵机组的新方法 [C]. 全国暖通空调制冷 1998 年学术年会文集，1998,293-297.
- [13] Zhu J H, Sun Y Y, Wang W, et al. Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units[J]. Applied Thermal Engineering, 2015,90:782-791.

空气源热泵最佳除霜控制点研究（一） ——基于 GRNN 名义制热量损失系数模型的建立

吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏, 梁士民, 崔一鸣

(北京工业大学建筑工程学院绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100124)

[摘要] 为正确评价空气源热泵在结除霜过程的运行性能, 探索空气源热泵机组在全工况下采用不同除霜控制点的运行表现, 本文针对 2012~2016 年供暖季中大量运行数据, 基于广义人工神经网络的预测方法, 建立起名义制热量损失系数的预测模型。研究结果显示, 本文所建立的预测模型相关性高于 0.9, 交叉验证误差 EEP 值小于 6.5%, 模型的学习训练效果以及通用能力表现良好, 模型可用于预测 ASHP 机组在全工况下采用不同除霜控制点的制热性能表现。研究结果可为 ASHP 机组最佳除霜控制点的计算模型建立提供研究基础。

[关键词] 空气源热泵; 广义回归神经网络; 名义制热量损失系数; 最佳除霜控制点

0 引言

前期的实测研究已经证实了空气源热泵 (Air Source Heat Pump, 以下简称 ASHP) 最佳除霜控制点的存在性, 并提出了“名义制热量损失系数”的概念。由于 ASHP 机组的冬季实际运行性能受环境工况和结除霜过程的两方面影响, 导致其运行性能不同程度地偏离名义工况, 若除霜时机控制不当, 机组的性能损失将会增大。因此, 可以将机组结除霜过程的运行性能可以作为除霜策略是否得当的评价标准。

为正确评价 ASHP 机组结除霜过程的运行性能, 国内外学者进行了大量的研究和探索, 相继提出“供热季节性能系数”^[1-2]、“结霜除霜损失系数”^[3-5]、“供热效率”^[6]以及“热泵系统能效比”^[7]等评价指标。上述评价指标对于 ASHP 机组的性能评价有重要参考意义, 而又存在需要完善之处, 一方面割裂结霜和除霜两个过程, 另一方面将实际工况对应的干工况条件下 ASHP 机组的稳定运行性能作为参考标准, 而非名义工况。而本课题组提出的“名义制热量损失系数”, 综合考虑了环境工况和结除霜过程的影响, 反映了机组制热性能相对于名义工况的损失程度, 对于正确评价机组结除霜过程的性能具有一定参考价值。

因此, 为准确评价 ASHP 机组在结除霜过程中的运行性能, 本文针对北京地区 ASHP 机组测试数据, 基于广义回归神经网络 (Generalized Regression Neural Network, GRNN) 的预测方法, 建立“名义制热量损失系数”的性能预测模型。本文研究将有助于预测 ASHP 机组在不同工况下的运行性能表现,

从而为最佳除霜控制点计算模型的开发提供重要指导意义。

1 实验样本数据

1.1 影响因素筛选

GRNN 神经网络建模所需的训练数据来源于 2012~2016 年供暖季的运行数据。通过数据筛选工作, 确定了机组在稳定的结霜工况且机组室外换热器表面无结垢的 473 组运行数据, 然后对每一组数据分别进行处理, 获得各统计量的数值变化情况如表 1 所示。

表 1 样本数据各统计量变化范围及相关性检验结果

影响因素	数值范围	平均值	相关系数 r	P 值
环境温度 / $^{\circ}\text{C}$	-4~7	1.5	-0.45	0.000
相对湿度 /%	45~85	68.7	0.35	0.000
结霜时间 /min	10~85	34	-0.12	0.000
结霜损失 /MJ	0.15~15	3.6	-	-
除霜时间 /s	150~300	226	0.59	0.000
除霜损失 /MJ	3~6	4.2	-	-
除霜前制热量 /kW	6.0~13.2	8.9	-0.54	0.000
化霜水质量 /kg	0.1~2.8	0.79	-0.143	0.002
供水温度 / $^{\circ}\text{C}$	38.6~41.1	39.8	0.07	0.003
回水温度 / $^{\circ}\text{C}$	36.2~38.9	37.6	0.06	0.003
有效制热量损失系数 /%	13.0~48.1	33.4	-	-

为分析名义制热量损失系数 (Loss Coefficient of Nominal Heating Capacity, 以下缩写形式为 ε_{NL}) 与各因素之间的相关性。本文采用 Pearson 相关系数 (表达式如公式 7 所示) 作为相关程度的指标 ε_{NL} , 与各因素之间的相关性检验结果如表 1, 由表可知, 从相关系数 r 和显著性水平 P 值来看, ε_{NL} 与化霜水质量、供水温度和回水温度之间的相关性较低, 水平不显著, 排除化霜水质量和水温影响因素; ε_{NL} 与环境温度、相对湿度、结霜时间、除霜时间、除霜

[基金项目] 国家自然科学基金优秀青年基金项目资助 (编号: 51522801); “十三五”国家重点研发计划课题资助 (编号: 2016YFC0700403)。

前制热量均存在显著相关性。由于除霜时间的长短与结霜程度有关,并且属于机组启动除霜后的表现,因此排除该影响因素。又由于除霜前制热量属于机组本身的制热特性,主要受结霜程度的影响,因此排除该影响因素。

综上所述,通过影响因素的筛选, ε_{NL} 与环境温度、相对湿度、结霜时间存在显著性关系。样本数据的环境温度和相对湿度的分布情况如图1所示。由图可知,环境温度变化范围 $-4\sim 7^{\circ}\text{C}$,相对湿度变化范围 $45\sim 85\%$,样本数据的环境工况主要分布于结霜工况内的重霜区、一般结霜区以及轻霜区。样本数据中机组结霜运行时间的情况如图2所示,在历年的现场测试中,机组运行时间为 $10\text{min}\sim 85\text{min}$ 。

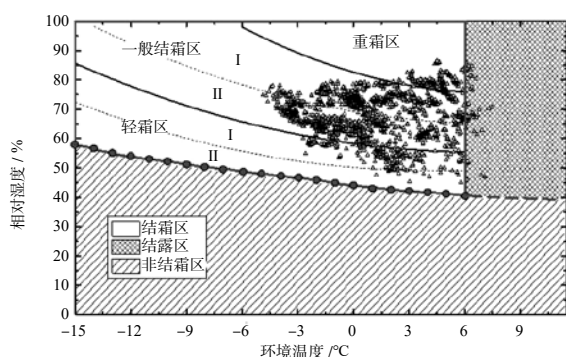


图1 温湿度分布情况

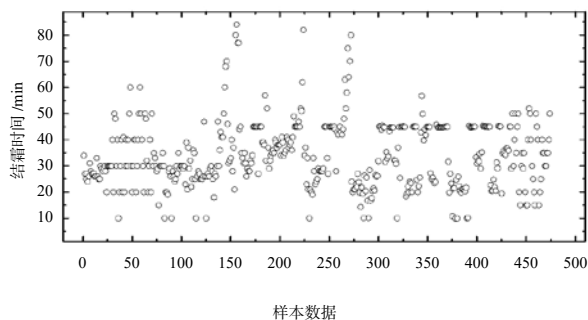


图2 结霜时间分布情况

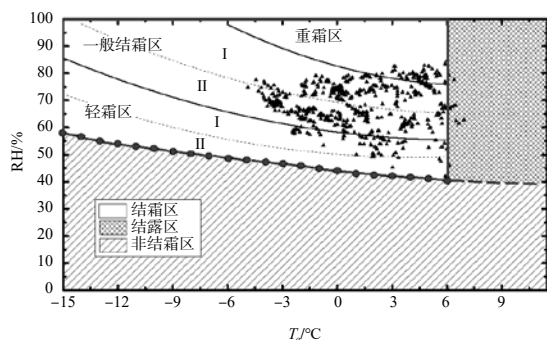


图4 测试样本数据环境工况

1.1 训练数据集与测试数据集

将总样本数据分为训练数据集和测试数据集。训练数据集用来训练模型的学习效果,而测试数据集用来对 ε_{NL} 模型的通用能力进行验证。

训练数据集的环境工况分布情况如图3所示。由图可知,环境工况分布于结霜区域的重霜区、结霜工况内的重霜区、一般结霜区I、一般结霜区II以及轻霜区,训练数据集中包含362组运行数据,主要用来训练GRNN神经网络。测试数据集的环境工况分布情况如图4所示。由图可知,环境工况分布于结霜区域的重霜区、结霜工况内的重霜区、一般结霜区I、一般结霜区II以及轻霜区,测试数据集中包含111组运行数据,主要用来验证 ε_{NL} 模型的准确性。

2 GRNN 模型建立与验证

2.1 GRNN 模型建立

ε_{NL} 与环境温度 T_a 、相对湿度 RH 及结霜时间 t_f 存在着密切关系:

$$\varepsilon_{NL} = f(T_a, RH, t_f) \quad (1)$$

本文选择 T_a 、 RH 及 t_f 为输入参数, ε_{NL} 为输出参数,基于GRNN神经网络建立 ε_{NL} 预测模型,输入参数与输出参数之间是复杂的非线性关系,如图5所示。

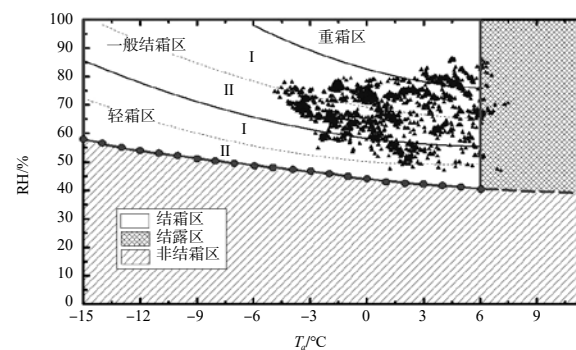


图3 训练样本数据环境工况

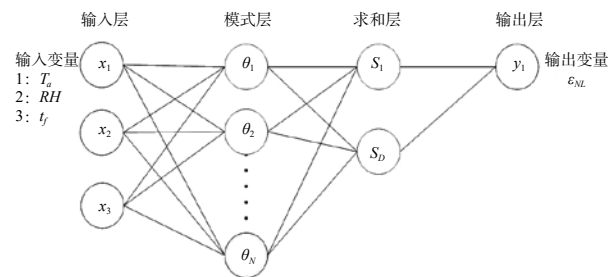


图5 名义制热量损失系数 GRNN 结构图

ε_{NL} 模型由输入层、模式层、求和层和输出层四个环节组成, 模型输入层主要为 $X=[X_1, X_2, X_3]^T$, 输出层为 $\hat{Y}=[\hat{y}_1]^T$, 模型训练样本数量包含 362 个。

① 输入层

输入层具有 3 个神经元, 每个神经元都是简单的分布单元, 能够直接把输入参数传递给模式层。

② 模式层

模式层具有 362 个神经元, 即 362 个训练样本。本模型选用高斯函数作为传递函数的形式, 那么, 模式层第 n 个神经元的输出表达式如下:

$$\theta_n = \exp\left(-\frac{\|X-X_n\|^2}{2\sigma^2}\right) \quad (n=1, 2, \dots, N) \quad (2)$$

其中, $\|X-X_n\|$ 是神经元的输入为网络输入向量 X 与权值向量 X_n 的欧几里得距离。当神经元的输入为 0 时, 神经元的输出为最大值 1。神经元对输入的灵敏度由光滑因子 σ 来调节。

③ 求和层

求和层包括两种类型的神经元, 第一种类型的神经元对所有模式层的神经元输出进行计算求和, 传递函数为:

$$S_D = \sum_{n=1}^N \theta_n \quad (3)$$

第二种神经元是对所有模式层的输出进行加权求和, 权值为第 n 个训练样本输出 Y_n 的第 j 个元素, 传递函数为:

$$S_j = \sum_{n=1}^N y_{nj} \theta_n \quad (j=1, 2, \dots, J) \quad (4)$$

④ 输出层

输出层具有 1 个神经元, 各神经元将求和层的输出相除, 得到公式 4 的预测结果, 第 j 个神经元的输出对应第 j 个元素的预测结果, 即:

$$\hat{y}_j = \frac{S_j}{S_D} \quad (j=1, 2, \dots, J) \quad (5)$$

一旦确定了训练样本, 也就确定了 GRNN 的网络结构及各神经元之间的连接权值, 光滑因子 σ 是 GRNN 唯一需要的估计值, 该参数对 GRNN 的性能有重要作用。

由公式 5 可知当光滑因子 σ 非常大时, 高斯函数趋向于 1, 预测结果 $\hat{Y}$ 逼近所有训练样本的因变量 Y 的平均值, 此时神经网络的泛化能力比较强; 当 σ 趋向于 0 时, 预测结果 $\hat{Y}$ 逼近与预测点最近的训练因变量 Y , 神经网络对训练样本的逼近效果好, 但是当预测点未能包含到样本中时, 预测效果会很差, 被称为过度拟合; 当 σ 取值适中时, 所有训练样本的因变量 Y 都会被考虑进去, 并且与预测点距离最近的训练样本的因变量 Y 的权重因子大, 因此,

GRNN 拟合效果好, 具有局部逼近能力。

GRNN 预测模型最优平滑因子 σ , 采用交叉验证方法^[8-9]确定, 具体步骤为:

① 设定 σ 值, 从 0.01 开始, 每次以增量 0.01 在 [0.01, 0.9] 范围内递增;

② 在训练样本中取出一个用于检验, 其余的则用于构建广义回归神经网络模型对该样本进行预测;

③ 对每个样本均重复该过程, 可以得到所有样本的预测值;

④ 将训练样本的预测值的期望偏差百分数作为网络性能的评价标准, 其计算公式为:

$$EEP = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\hat{y}_i - y_i)^2}{N}}}{|y_{max}|} \times 100\% \quad (6)$$

式中: $\hat{y}_i$ 、 y_i 分别为负荷的预测值和观测值, y_{max} 为负荷的最大观测值。最小期望偏差百分数对应 σ 值即为最优的平滑因子。

经确定, 本预测模型最优平滑因子 σ 为 0.10, 交叉验证误差 EEP 为 3.45%。

2.2 模型验证

ε_{NL} 模型的验证主要包含对模型的训练学习效果以及通用能力验证。模型的预测准确性主要以交叉验证误差 EEP 、相对误差 RE 、Pearson 相关系数为评价指标。 EEP 表达式如上节所示, RE 和 Pearson 相关系数表达式如下描述:

$$RE = \frac{|x_1 - x_0|}{x_0} \times 100\% \quad (7)$$

式中: RE 为相对误差 (%); x_0 为样本数据值 (%); x_1 为模拟数据值 (%).

Pearson 相关系数作为相关程度的指标, 设变量 X 和 Y 的 n 组观测值为 (x_i, y_i) , $i=1, 2, \dots, n$, 则 Pearson 相关系数的估计公式为:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x}_i - \bar{x})(\bar{y}_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\bar{x}_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \bar{y})^2}} \quad (8)$$

r 的取值范围为 $(-1, +1)$, 相关系数 r 小于 0, 表示负相关; 大于 0, 表示正相关。 $|r|$ 的大小反映了相关性的大小。

训练样本的数据与模拟值的对比情况如图 6 所示, 从图中可以看到训练值与模拟值之间的相关性很高, 相关系数为 0.97, 有 97.2% 的样本数据相对误差在 $\pm 10\%$ 以内, 平均误差为 1.06%, 交叉验证误差 EEP 为 3.45%, 说明 ε_{NL} 模型的学习效果良好。

测试样本的数据与模拟值的对比情况如图 7 所示, 从图中可以看到测试值与模拟值之间的变化规

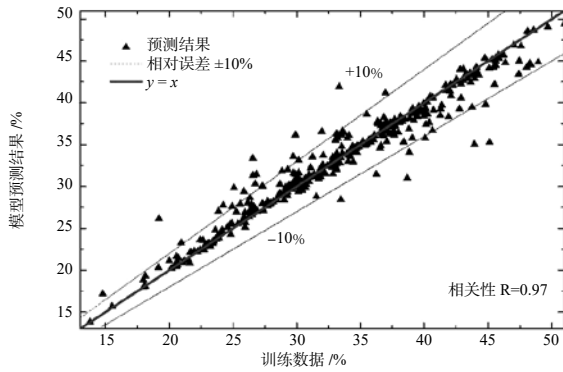


图6 GRNN 预测模型学习效果验证

律相似,经过计算,相关系数为 0.90, 95.4% 的样本数据误差在 $\pm 10\%$ 以内,平均误差为 2.02%,交叉验证误差 EEP 为 6.45%,说明 ε_{NL} 模型的通用性能力比较好。

3 预测结果与分析

本节将关键影响因素作为模型的输入条件进行进一步的模拟预测研究。模拟输入条件设置情况如下:环境温度变化范围 $-15\sim 6^{\circ}\text{C}$,间隔为 1°C ,相对湿度变化范围 $50\sim 100\%$,间隔为 1% ,结霜时间变化范围 $20\sim 60\text{min}$,间隔为 1min ,共计 138006 组数据。

3.1 关键参数对预测结果影响

当环境工况一定时,机组不同除霜控制点对的影响如图 8 所示。由图可知,在环境温度 -3°C ,相对湿度 70% 的工况下,采用不同除霜控制点进行除霜,使得 ε_{NL} 变化规律不同。随着结霜时间的增长,机组制热性能损失程度呈现先降低后增高的变化趋势。除霜控制点越早,在同一段时间内,ASHP 机组启动除霜的次数越多,造成除霜损失部分增大,从而导致制热性能损失较大;而除霜控制点越迟,在同一段时间内,ASHP 机组启动除霜次数虽然减少,但由于机组除霜前瞬时制热量不断下降,并且衰减

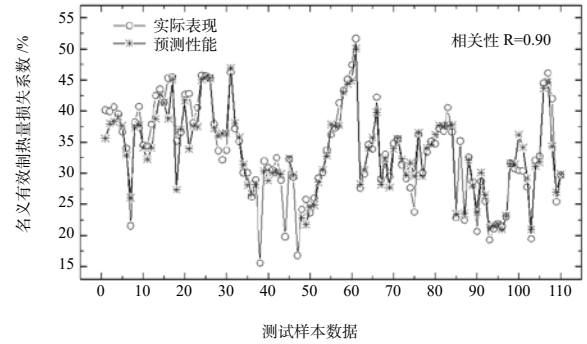


图7 GRNN 预测模型通用能力验证

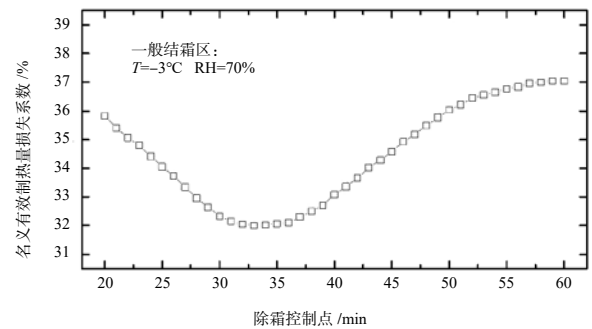


图8 不同结霜运行时间下机组性能损失系数

程度较高,造成机组结霜损失部分增大,从而导致制热性能损失较大。

环境温度和相对湿度单独对 ε_{NL} 的影响如图 9 所示。由图可知,当温度一定时,随着相对湿度的升高,结霜速率不断升高,机组制热性能损失程度不断增加;当相对湿度一定时,随着温度的增加,结霜速率不断升高,机组制热性能损失程度应不断增加,而环境温度的提高使得机组本身制热性能有一定提高,因此在结霜速率和温度综合影响作用下,随着温度的提高,机组制热性能损失不断降低。

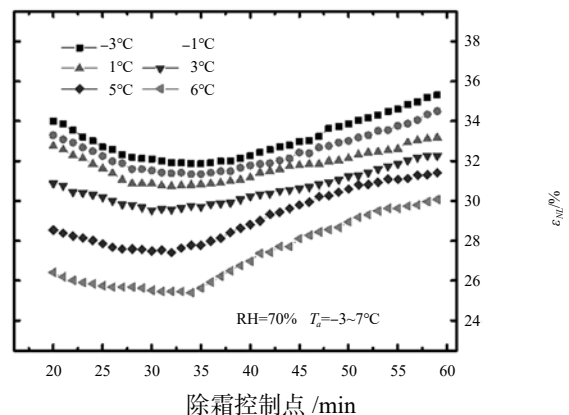
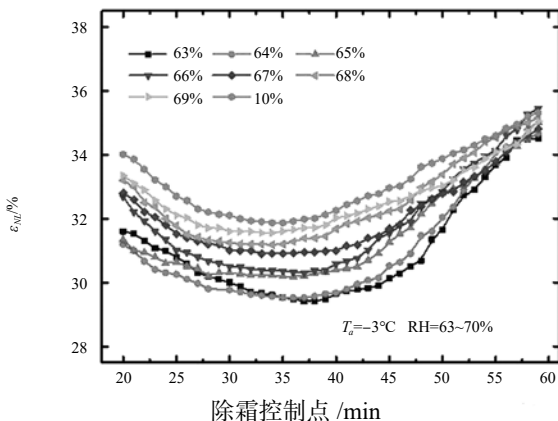


图9 不同温度及相对湿度下机组性能损失系数

3.2 预测结果的应用

通过名义制热量损失系数模型,可以预测 ASHP 机组在不同工况下采用不同除霜控制点的性能表现,进而可以根据预测结果确定最佳除霜控制点。如图 10 所示,本文基于分区域结霜图谱,选取了重霜区、一般结霜区以及轻霜区等结霜区域中的 3 个不同结霜区域进行分析。每个结霜区域分别列举了 8 个不同的相对湿度工况,在每个工况下,采用 20~60min 除霜控制点进行控霜,得到 ASHP 机组不同的 ε_{NL} 。在每个工况中,均存在最佳除霜时间,使得 ASHP 机组名义制热量损失系数 ε_{NL} 最小。

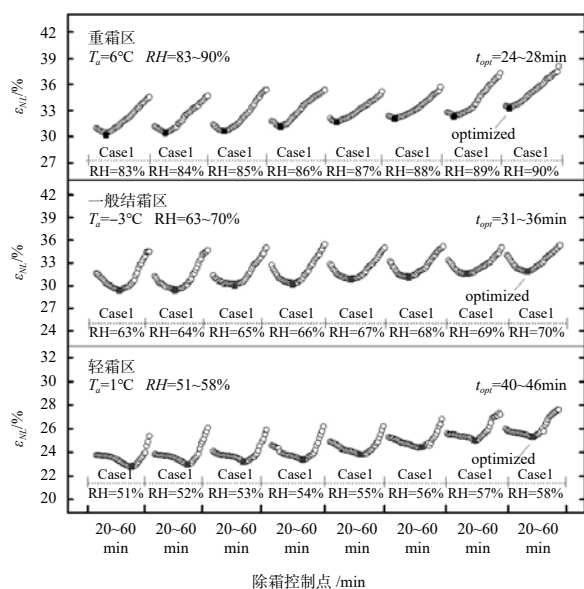


图 10 不同环境工况下最佳除霜控制点的预测结果

在结霜区域中,随着相对湿度 RH 的提高,室外换热器表面结霜速率加快,机组结霜程度增加,使得机组采用相同除霜控制点对应的 ε_{NL} 普遍不断提高,最佳除霜控制点逐渐提前。例如在轻霜区中,8 个结霜工况所对应的环境温度 1℃,相对湿度变化范围 51~58%,在环境温度一定时,随着相对湿度的增加,ASHP 机组的最佳除霜控制点由 46min 缩短至 40min,机组采用最佳除霜点的 ε_{NL} 值由 24.2% 增加至 26.5%。

4 结论

本文通过 GRNN 神经网络方法,建立了空气源热泵结霜除霜过程的名义制热量损失系数模型,基于模型预测了 ASHP 机组在全工况下采用不同除霜控制点的运行性能表现,具体结论如下:

(1) 基于 GRNN 神经网络预测方法,建立名义制热量损失系数模型是探究不同环境工况下 ASHP 机组运行性能表现的一种有效方法。

(2) 本文中建立的名义制热量损失系数模型相关性均不小于 0.9,95% 以上预测数据误差小于 $\pm 10\%$,交叉验证误差 EEP 值小于 6.5%,模型的学习训练效果以及通用能力表现良好。

(3) 模拟结果显示,在不同环境工况下,机组采用不同除霜控制点的运行表现不同,在每种工况下机组均存在最佳除霜时间以及最小名义制热量损失系数,可为最佳除霜控制点计算模型的开发奠定基础。

参考文献

- [1] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 [M]. 中国建筑工业出版社, 2008.
- [2] 石文星, 王宝龙, 邵双泉. 小型空调热泵装置设计 [M]. 中国建筑工业出版社, 2013.
- [3] FR A. Study of frosting of heat pump evaporators [Z]. ASHRAE Trans, 1993.
- [4] 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, 2004, 30(5): 24-26.
- [5] 马最良. 热泵技术应用理论基础与实践 [M]. 中国建筑工业出版社, 2010: 41.
- [6] 朱佳鹤, 孙育英, 王伟, 等. 夏热冬冷地区冬季典型气象条件下空气源热泵“有霜不除”事故特性的实测研究 [J]. 建筑科学, 2014, 30(12): 15-19.
- [7] 李宁, 石文星, 王宝龙, 等. 广义空气源热泵制热/除霜周期的性能模型 [J]. 制冷学报, 2015(2): 1-7.
- [8] Borra S, Ciaccio A D. Measuring the prediction error. A comparison of cross-validation, bootstrap and covariance penalty methods [J]. Computational Statistics & Data Analysis, 2010, 54(12): 2976-2989.
- [9] Specht D F. A general regression neural network. [J]. IEEE Trans Neural Netw, 1991, 2(6): 568.

空气源热泵最佳除霜控制点研究（二） ——最佳除霜控制点计算模型的建立

吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏, 梁士民, 崔一鸣

(北京工业大学建筑工程学院绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100022)

[摘要] 为便于实现空气源热泵的最佳除霜控制点的研究成果应用于机组实际控霜中, 本文针对前期研究得到的最佳除霜控制点模拟数据, 基于多元非线性方程回归方法, 建立了最佳除霜控制点的计算模型。研究表明, 最佳除霜时间和最小名义制热量损失系数的模型显著水平分别为 0.83 和 0.88, 经实验数据验证, 模型预测平均误差分别为 5.0% 和 6.7%。本文研究, 同时可为 ASHP 机组误除霜事故评价、机组设计选型以及最佳除霜控制策略的制定提供指导意义。

[关键词] 空气源热泵; 多元非线性回归; 最佳除霜时间; 最小名义制热量损失系数

0 引言

前期研究通过广义人工神经网络建立了空气源热泵 (Air Source Heat Pump, 以下简称 ASHP) 名义制热量损失系数预测模型, 基于模型预测了 ASHP 机组在全工况下采用不同除霜控制点的制热性能表现, 进而确定了 ASHP 机组的最佳除霜控制点。如何将最佳除霜控制点的研究成果应用于机组实际控霜中, 是实现 ASHP 机组最佳除霜策略开发的关键问题。

目前, 国内外学者对于“除霜控制点”进行了相应研究和探索, 但大多数研究在实际应用中存在局限性。例如, 相关学者提出除霜控制点为“制冷剂过热度迅速变化前一刻”^[1]、“蒸发器热流密度衰减到最大值的一半”^[2]、“蒸发器风阻增加到原始值的 3 倍”^[3]、“霜层几乎覆盖整个换热器表面”^[4]、“制热能力衰减 20%”^[5] 等等。研究大多数通过直接或间接的方法实现对机组室外换热器表面霜层的感知和监测, 以霜层生长的程度或者机组性能衰减程度作为除霜判定条件, 不仅对除霜控制点的确定缺乏合理依据, 并且在实际应用中难以监测上述参数或难以判断除霜时机。

因此, 为便于将前期研究成果应用到机组的实际控霜中, 本文结合最佳除霜控制点数据, 基于多元非线性回归方程, 开发最佳除霜控制点的计算模型, 通过 ASHP 系统现场测试数据验证计算模型的准确性, 并分析模型的应用价值。

1 最佳除霜控制点计算模型的建立

前期研究通过 GRNN 神经网络模拟得到了 ASHP 机组在全工况下分别采用不同除霜控制点的名义制热量损失系数, 并以损失系数最低为目标,

确定了 ASHP 机组在不同工况下的最佳除霜控制点, 进而得到了 ASHP 机组最小名义制热量损失系数 (the minimum loss coefficient of nominal heating capacity, ε_{NLmin}) 和最佳除霜时间 (the optimized defrosting initiating time, t_{opt}) 分别均与环境温度、相对湿度两个因素有关。本文依据前期研究得到的数据, 分别建立 ε_{NLmin} 和 t_{opt} 的多元非线性回归方程, 模型建立过程以 ε_{NLmin} 为例。

1.1 一元曲线回归

首先分别对每个因素进行一元曲线估计^[6], 根据显著性检验结果, 确定最佳的曲线形式, 并作为新的解释变量, 然后再通过多元二项式法^[7]重新组合这些新的解释变量, 转换为多元线性方程回归。

环境温度、相对湿度与 ε_{NLmin} 的曲线估计的显著性检验结果如表 1 所示, 分别选择三次方形式和幂指数形式, 最后两者累加得到 ε_{NLmin} 与新解释变量之间的关系如下:

$$\varepsilon_{NLmin} = 31.541 - 0.924T_a - 0.124T_a^2 + 0.17T_a^3 + 0.792RH^{0.846} \quad (1)$$

新的解释变量分别记为 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_4 , 由此可转化多元线性方程:

$$\varepsilon_{NLmin} = a_0 + a_1z_1 + a_2z_2 + a_3z_3 + a_4z_4 \quad (2)$$

其中 a_0 为回归模型的常数项 $a_1 \dots a_4$, 为回归系数, $z_1 \dots z_4$ 为解释变量。

对上述公式采用二次多项式法分析, 同时考虑单因素、因素二次项以及交互项对回归方程显著性的影响, 可以得到:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{NLmin} = & \beta_0 + \beta_1Z_1 + \beta_2Z_2 + \beta_3Z_3 + \beta_4Z_4 + \beta_5Z_4Z_1 + \beta_6Z_4Z_2 \\ & + \beta_7Z_4Z_3 + \beta_8Z_3Z_2 + \beta_9Z_3Z_1 + \beta_{10}Z_3^2 + \beta_{11}Z_4^2 \end{aligned} \quad (3)$$

[基金项目] 国家自然科学基金优秀青年基金项目资助 (51522801) “十三五”国家重点研发计划课题资助 (2016YFC0700403)。

表 1 一元非线性曲线检验结果

方程	模型汇总					参数估计值			
	R 方	F	Df1	Df2	Sig.	常数	B1	B2	B3
线性	0.418	269.156	1	374	0.000	30.98	-1.13		
二次	0.427	139.239	2	373	0.000	31.26	-0.88	-0.06	
三次	0.435	93.379	3	372	0.000	31.54	-0.92	-0.12	0.01
复合	0.434	286.866	1	374	0.000	30.56	0.96		
增长	0.434	286.866	1	0.374	0.000	3.42	-0.04		
指数	0.434	286.866	1	374	0.000	30.56	-0.04		
logistic	0.434	286.866	1	374	0.000	0.03	1.04		

(a) ε_{NLmin} 与环境温度

方程	模型汇总					参数估计值			
	R 方	F	Df1	Df2	Sig.	常数	B1	B2	B3
线性	0.482	348.24	1	374	0.000	3.58	0.365		
对数	0.479	343.33	1	374	0.000	-73.57	24.227		
倒数	0.470	331.59	1	374	0.000	51.99	-1568.85		
二次	0.482	173.71	2	373	0.000	5.79	0.298	0.000	
三次	0.482	173.71	2	373	0.000	5.79	0.298	0.000	0.000
复合	0.490	359.95	1	374	0.000	11.77	1.013		
幂	0.491	360.82	1	374	0.000	0.79	0.846		
S	0.486	354.08	1	374	0.000	4.16	-55.045		
增长	0.490	359.95	1	374	0.000	2.47	0.013		
指数	0.490	359.95	1	374	0.000	11.77	0.013		
logistic	0.490	359.95	1	374	0.000	0.09	0.987		

(b) ε_{NLmin} 与相对湿度

将上述新的解释变量依次记作： Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_4 、 Z_5 、 Z_6 、 Z_7 、 Z_8 、 Z_9 、 Z_{10} 、 Z_{11} 。

1.2 逐步回归分析

由于上一节中 ε_{NLmin} 的多元线性方程中引入了 11 个新的解释变量，而这些变量之间未必都是显著性因素，同时这些因素之间关联度很高，必然存在共线性，因此本节利用逐步回归方法，通过相关因素的剔除消除多重共线性对模型稳定性的影响。逐步回归的主要原理是将解释变量逐个引入到 ε_{NLmin} 模型中，引入后对方程和每个解释变量进行 F 检验和 t 检验，若引入前的变量显著性降低，那么就会剔除新的解释变量，反之，将会保留新的解释变量。根据相关性分析结果，按相关性由高到低逐一引入影响因素。逐步回归建模过程如表 2。

ε_{NLmin} 模型逐步剔除了 Z_4 、 Z_6 、 Z_8 、 Z_9 、 Z_{10} 、 Z_{11} 等 6 个解释变量，最终引入 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_5 、 Z_7 等 5 个解释变量，回归模型如下：

$$\varepsilon_{NLmin} = -1.685 - 0.603Z_1 - 0.244Z_2 + 0.095Z_3 + 0.94Z_5 - 0.002Z_7 \quad (4)$$

表 2 逐步回归建模过程

解释变量	Z5	Z1	Z2	Z3	Z7	Z4	...	Z11
步骤 P 值								
1: 引入 Z5	0.000	-	-	-	-		...	
2: 引入 Z1	0.000	0.000	-	-	-		...	
3: 引入 Z2	0.000	0.000	0.000	-	-		...	
4: 引入 Z3	0.000	0.000	0.000	0.000	-		...	
5: 引入 Z7	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000		...	
6: 引入 Z4	0.000	0.000	0.000	0.000	0.014	0.025	...	
7: 剔除 Z4	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000		...	
.....							...	
16: 引入 Z11	0.000	0.000	0.000	0.005	0.012		...	0.038
17: 剔除 Z11	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000		...	

由于模型引入的 5 个解释变量仍然可能存在共线性，需进行多重共线性检验。检验结果如表 3 所示，发现第 4、5、6 维中的条件索引值均大于 10，说明方程存在共线性。若不消除共线性，将会导致方程不稳定，主要表现为存在多组解。

1.3 主成分分析

主元分析通过对原始变量正交降维处理，消除共线性，使得各主元具有相对原始变量更优越的性能。首先对原始数据进行中心化，消除指标量纲的影响，将中心化处理后的解释变量进行主成分分析，得解释总方差如表 4 所示，同时得到各主成分载荷矩阵如表 5 所示。

根据累计贡献率大于 85% 的原则^[8]，决定使用前两个新变量作为新的解释变量，分别记作 F_1 、 F_2 ，对应特征值为 3.737、1.009，同时根据成分矩阵得到：

$$F_1 = \frac{0.913}{\sqrt{3.737}}ZZ_1 + \frac{0.978}{\sqrt{3.737}}ZZ_2 + \frac{0.989}{\sqrt{3.737}}ZZ_3 - \frac{0.056}{\sqrt{3.737}}ZZ_5 + \frac{0.982}{\sqrt{3.737}}ZZ_7 \quad (5)$$

表 3 共线性检验结果

维数	特征值	条件索引	方差比例					
			常量	Z1	Z2	Z3	Z5	Z7
1	4.783	1.000	0.00	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00
2	1.038	2.147	0.00	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00
3	0.142	5.808	0.00	0.94	0.01	0.00	0.00	0.01
4	0.024	14.012	0.00	0.00	0.64	0.00	0.02	0.16
5	0.010	21.702	0.29	0.03	0.27	0.26	0.21	0.08
6	0.003	38.139	0.71	0.01	0.08	0.73	0.76	0.76

$$F_1 = \frac{0.072}{\sqrt{1.009}}ZZ_1 + \frac{0.026}{\sqrt{1.009}}ZZ_2 + \frac{0.006}{\sqrt{1.009}}ZZ_3 + \frac{0.997}{\sqrt{1.009}}ZZ_5 + \frac{0.093}{\sqrt{1.009}}ZZ_7 \quad (6)$$

以提取的两个主成分为自变量, ε_{NLmin} 标准化数据为因变量建模, 模型表达式如式 7。

$$z\varepsilon_{NLmin} = -1.67 \times 10^{-7} - 0.279F_1 + 0.657F_2 \quad (7)$$

然后将各因素中心化公式带入, 影射到原始变量:

$$\frac{\varepsilon_{NLmin} - 28.45}{5.36} = -1.67 \times 10^{-7} - 0.179 \frac{z_1 - 2.24}{3.07} - 0.124 \frac{z_2 - 14.40}{15.74} - 0.139 \frac{z_3 - 72.55}{111.9} + 0.660 \frac{z_5 - 35.54}{4.51} - 0.081 \frac{z_7 - 2550.48}{3994.08} \quad (8)$$

1.4 ε_{NLmin} 和 t_{opt} 模型

以上部分经过对关键影响因素的相关性, 依次经过一元曲线回归、逐步回归分析以及主成分分析等方法, 最终得到最小名义制热量损失系数 $z\varepsilon_{NLmin}$ 最终模型的表达式:

$$\varepsilon_{NLmin} = -0.311T_a - 0.043T_a^2 - 0.005T_a^3 + (0.783 - 1.072 \times 10^{-4}T_a^3)RH^{0.846} + 2.647 \quad (9)$$

式中: T_a 为环境温度($^{\circ}\text{C}$); RH 为相对湿度(%)。

表 4 解释总方差

成分	初始特征值			提取平方和载入		
	合计	方差的 %	累积 %	合计	方差的 %	累积 %
1	3.737	74.730	74.730	3.737	74.730	74.730
2	1.009	20.189	94.919	1.009	20.189	94.919
3	0.210	4.194	99.113	0.210	4.194	99.113
4	0.037	0.749	99.862	0.037	0.749	99.862
5	0.007	0.138	100.00	0.007	0.138	100.00

表 6 不同测试工况最佳除霜控制点统计情况

测试工况	结除霜次数	除霜控制点范围	ε_{NL}	ε_{NLmin}	t_{opt}
Case 1	8	35~50min	23.4~37.5%	23.4%	44min
Case 2	6	20~50min	26.2~40.2%	26.2%	40min
Case 3	14	29~50min	28.0~41.7%	28.0%	39min
Case 4	7	20~45min	26.2~44.1%	26.2%	40min
Case 5	24	22~50min	31.2~42.3%	31.2%	35min
Case 6	7	22~37min	28.3~41.3%	28.3%	33min
Case 7	20	21~41min	24.9~30.6%	24.9%	34min
Case 8	12	20~41min	33.3~48.4%	33.3%	29min
Case 9	14	20~35min	28.9~36.1%	28.9%	30min

采用同样的方法, 确定了最佳除霜时间 t_{opt} 模型, 如公式 11, 经检验, 模型显著性 $R^2=0.88$, 拟合优度很高。

$$t_{opt} = 0.297T_a + 0.043T_a^2 + (4355.07 - 59.01T_a)RH^{-1.129} - 3.31 \quad (10)$$

式中: T_a 为环境温度($^{\circ}\text{C}$); RH 为相对湿度(%)。

2 最佳除霜控制点计算模型的验证

2.1 最佳除霜控制点数据来源

历年现场实验测试数据所使用的除霜控制策略包含常规 TT (温度—时间) 除霜控制方法和本课题组前期开发的新型 TEPS 光电除霜技术、新型 THT (温度—湿度—时间) 除霜控制方法。常规 TT 除霜方法通常采用 45min 作为除霜控制点, 本课题在现场测试中的除霜控制点范围是 20~60min, 间隔为 5min。新型 TEPS 光电除霜技术和新型 THT 除霜控制方法则分别根据机组室外换热器霜层生长程度和本身除霜控制逻辑, 自主调整机组除霜控制点。

ASHP 机组在不同环境工况下的最佳除霜控制点统计情况如表 7 所示。由表可知, 测试案例包含 case1~case9 共计 9 个不同的环境工况, 机组在每种测试工况下, 机组采用不同除霜控制策略导致除霜控制点不同, 进而影响了机组的运行表现。结合机组结除霜控制过程性能评价指标 ε_{NL} , 确定出每种测试工况下机组的最佳除霜控制点。

表 5 成分矩阵

	成份				
	1	2	3	4	5
Zscore(Z1)	0.913	-0.072	0.402	0.006	0.000
Zscore(Z2)	0.978	0.026	-0.137	0.153	-0.013
Zscore(Z3)	0.989	0.006	-0.122	-0.053	0.064
Zscore(Z4)	-0.056	0.997	0.044	0.007	0.005
Zscore(Z5)	0.982	0.093	-0.112	-0.105	-0.051

表 7 测试工况详细统计情况

测试工况	$T_a / ^{\circ}\text{C}$		$RH / \%$		结霜区域
	平均值	波动范围	平均值	波动范围	
Case 1	1.7	1.7±0.2	50.2	50.2±0.8	轻霜区 I
Case 2	2.1	2.1±0.3	57.	57.3±1.2	一般结霜区 II
Case 3	-0.9	-0.9±0.5	60.	60.4±2.3	一般结霜区 II
Case 4	1.4	1.4±0.1	67.0	67.0±0.2	一般结霜区 II
Case 5	-2.8	-2.8±0.6	71.4	71.4±1.8	一般结霜区 II
Case 6	2.9	2.9±0.2	69.6	69.6±1.5	一般结霜区 I
Case 7	5.9	5.9±0.2	67.8	67.8±1.7	一般结霜区 I
Case 8	0.1	0.1±0.3	78.0	78.0±1.4	一般结霜区 I
Case 9	4.3	4.3±0.6	72.5	72.5±1.3	一般结霜区 I

本节所用来验证 ε_{NLmin} 模型和 t_{opt} 模型的历年实验数据均为 ASHP 机组采用最佳除霜控制点的实验数据。

2.2 机组实测性能表现

最佳除霜控制点实验的测试工况分布如图 8 所示。由图可知,测试工况主要分布于分区域结霜图谱中的一般结霜区 I、一般结霜区 II 以及轻霜区 I。各环境工况对应的环境温度、相对湿度以及所属的结霜区具体情况如表 7 所示。

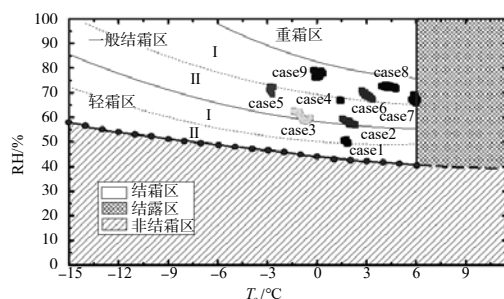


图 7 测试工况分布

测试中采用最佳除霜控制点的机组实际运行性能如图 8 所示,该图展示了测试工况 case1、

case3、case5、case7 和 case9 的机组的运行性能情况。由图可知,随着结霜进行,室外换热器风压差增加了 5.4~6.7Pa,导致了空气侧风机风量减小,换热器与空气之间的传热热阻增加;由于节流装置调节,导致制冷剂流量减小,蒸发温度下降,引发压缩机的排气温度升高至 109~118°C,排气温度下降至 -13~-9°C;制热量衰减 28~36%,机组 COP 下降 21~36%。另外可以看出,随着结霜区域由轻霜区 I 过度到一般结霜区 I,结霜速率不断加快,机组性能劣化程度加重,ASHP 机组结霜运行时间逐渐缩短至 30min 左右,使得压缩机排气温度未超过危险值 120°C,机组运行 COP 不低于 1.8,说明采用最佳除霜控制点可适应环境工况的变化,实时调整最佳除霜控制点,能够保证机组性能处于比较高的运行水平。

2.3 模型验证结果分析

根据测试工况 case1~case9 中的平均温度、平均湿度统计情况,通过 t_{opt} 模型和 ε_{NLmin} 模型,预测相同环境工况下 ASHP 机组的最小名义制热量损失系数 ε_{NLmin} 和最佳除霜时间 t_{opt} 。

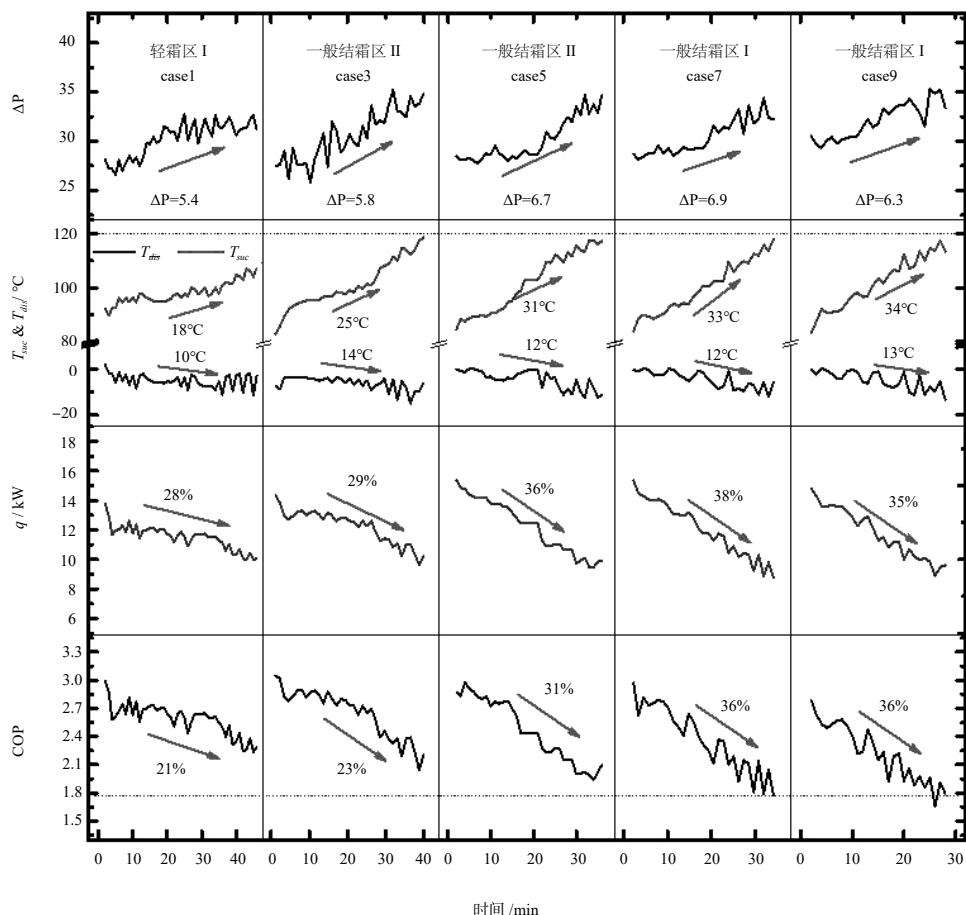


图 8 机组实际运行性能

机组实际运行时间与模型预测的 t_{opt} 的对比如图 9 所示。由图可知, 模型预测的 t_{opt} 与实际运行时间变化规律一致, 两者差值最大不超过 3min, 模型预测相对误差范围 0.9%~8.8%, 平均值为 5.0%。

机组实际与模型预测的 ε_{NLmin} 的对比如图 10 所示。由图可知, 模型预测的 ε_{NLmin} 与实际 ε_{NL} 变化规律一致, 两者差值最大不超过 2.7%, 模型预测相对误差范围 0.1%~10.5%, 平均值为 6.7%。

3 应用前景分析

3.1 误除霜事故评价

ε_{NLmin} 模型可以预测不同环境工况下 ASHP 机组的采用最佳除霜控制点的运行性能, 该性能可以认为是综合考虑结除霜和环境温度因素的机组最佳性能标准。在 ASHP 机组的实际运行中, 如果除霜策略采用不当, 极易引发“误除霜”事故, 将会使得 ASHP 机组性能损失不同程度地偏离这个最佳性能标准, 因此可以据此标准来量化“误除霜”事故等级。

最佳机组性能标准与其他除霜控制点下机组实际性能对比情况如图 11 所示, 该图中的数据主要来源于前期最佳除霜控制点的实测验证数据。当 ASHP 机组的 ε_{NL} 与最佳性能标准差值小于 5% 时, 称之为“合理除霜 (A)”；当 ε_{NL} 与最佳性能标准差值在 5~10% 范围内, 称之为“一般误除霜 (B)”；当与最佳性能标准差值大于 10% 时, 称之为“严重误除霜 (C)”。

3.2 机组设计选型指导

ASHP 机组制热容量的确定是机组设计选型中非常关键的一个环节。《实用供暖空调设计手册》中提到, 冬季 ASHP 机组制热容量应根据室外空调计算温度和融霜频率进行修正, 另外再考虑相对湿度的修正, 最终按公式 11 计算机组名义制热量。

$$Q = \frac{Q_w}{k_1 k_2 k_3} \quad (11)$$

式中: Q 为机组名义制热量 (kW); Q_w 为建筑设计热负荷 (kW); 为使用地区的冬季供暖室外计算干球温度修正系数; 为使用地区的融霜修正系数 (0.8~0.9); 为使用地区的相对湿度修正系数 (0.74~1.0)。

而目前 ASHP 机组设计中存在的主要问题是无法准确衡量设计工况点下机组的性能损失程度。一方面, ASHP 机组生产厂家很少提供机组在不同冬季室外干球温度下的制热量变化曲线或数据图表; 另一方面, 修正系数设置不合理。由此导致在机组设计选型中, 盲目扩大机组容量, 使得机组配置不当的问题频繁出现, 这不仅增加了设备成本, 而且降低了机组的运行效率。

为避免机组匹配不当的问题, 提高 ASHP 机组运行效率, 应准确衡量 ASHP 机组实际运行工况下偏离设计工况点性能损失程度, 并进行机组的合理选型。

ε_{NLmin} 模型可以用来预测 ASHP 机组在不同环境工况

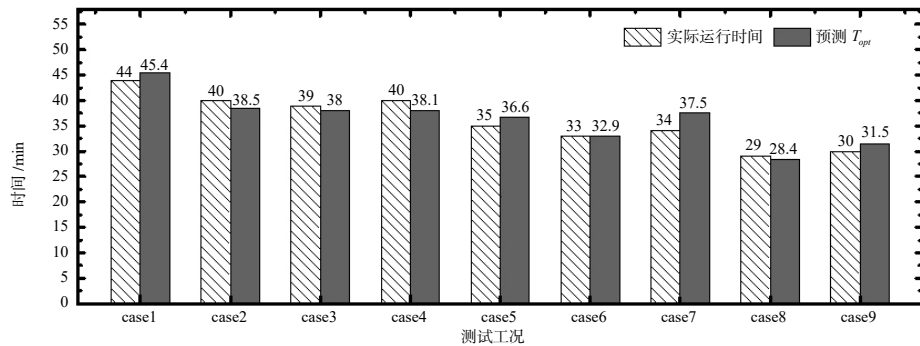


图 9 机组实际运行时间与模型预测对比

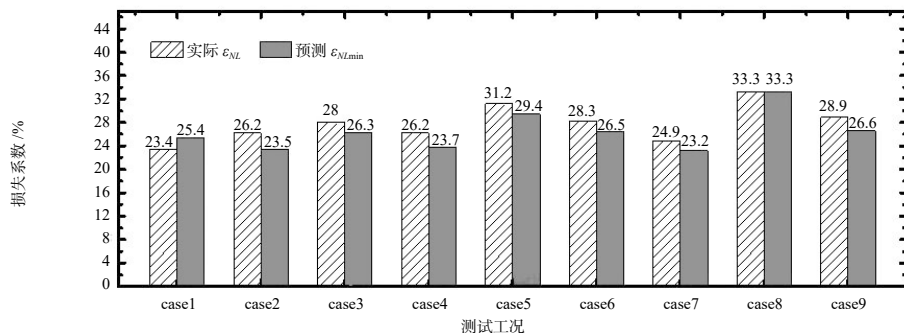


图 10 机组实际名义制热量损失系数与模型预测对比

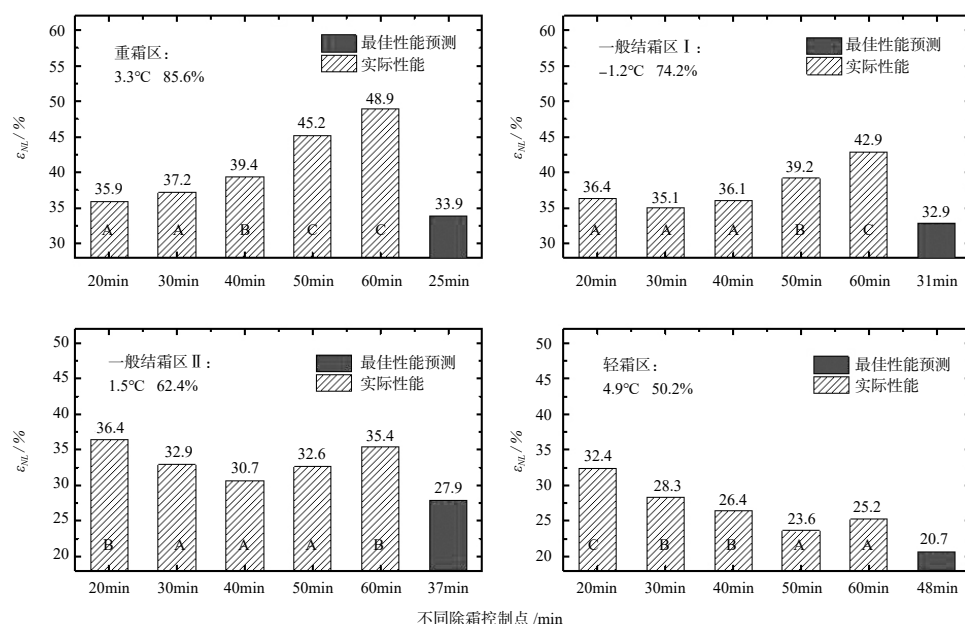


图 11 最佳机组性能标准与其他除霜控制点下机组实际性能对比

下相对名义工况的制热量损失系数, 兼顾结除霜问题和低温问题, 综合衡量机组实际工况下的运行性能, 可为机组的设计选型提供一定的参考价值。

3.3 除霜策略开发

t_{opt} 模型可以预测不同环境工况下 ASHP 机组的最佳除霜时间, 准确把握最佳除霜时机, 有效避免常规除霜技术带来的“误除霜”事故, 可提高除霜准确性、保证机组安全高效运行, 使得机组性能损失最小, 因此可以应用于 ASHP 机组最佳除霜控制策略的开发。

4 结论

本文结合前期研究的最佳除霜控制点数据, 开发了最佳除霜控制点的计算模型, 并结合 ASHP 机组最佳除霜控制点的现场实验测试数据验证了模型的准确性, 最后分析了模型的应用前景。具体结论如下:

(1) 本文建立“最佳除霜控制点计算模型”主要包含“最佳除霜时间”模型以及“最小名义制热量损失系数”模型, 上述模型的拟合优度分别是 0.83、0.88。

(2) 经过实验数据验证, 上述模型的平均相对误差分别为 5.0% 和 6.7%, 预测效果与机组实际运行表现十分接近, 模型具有一定可靠性。

(3) 最佳除霜控制点计算模型可以预测 ASHP 机组实际运行中的最小性能损失程度, 作为 ASHP 机组的最佳性能标准, 可将霜策略的除霜效果分为三个等级, 即合理除霜、一般误除霜和严重误除霜,

同时可以为机组设计选型和最佳除霜控制策略的制定提供一定的指导意义。

参考文献

- [1] Jiang Y, Dong J, Qu M, et al. A novel defrosting control method based on the degree of refrigerant superheat for air source heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2013,36(8):2278-2288.
- [2] Xu B, Han Q, Chen J, et al. Experimental investigation of frost and defrost performance of microchannel heat exchangers for heat pump systems[J]. Applied Energy, 2013,103(1):180-188.
- [3] 罗超, 黄兴华, 陈江平. 翅片管蒸发器结霜过程动态性能的实验研究 [J]. 流体机械, 2008,36(2):5-9.
- [4] Rieberer R. Naturally circulating probes and collectors for ground-coupled heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2005,28(8):1308-1315.
- [5] Mader G, Palm B, Elmegaard B. A Comparative Cycle and Refrigerant Simulation Procedure Applied on Air-Water Heat Pumps, 2012.
- [6] 王蕊, 董祥旻, 何卫革. 一种多元非线性回归模型的建立方法及其应用 [J]. 中国考试, 2010(11):17-22.
- [7] 王勇, 阮奇. 多元非线性多项式智能拟合方法及其应用研究 [J]. 计算机与应用化学, 2004,21(1):157-162.
- [8] 郎云雯, 段美英, 赵金燕, 等. 关于主成分回归分析程序的研究 [J]. 统计与决策, 2013(18):75-77.

空气源热泵最佳除霜控制点研究（三） ——最佳除霜控制策略的开发与应用

吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏, 梁士民, 崔一鸣

(北京工业大学建筑工程学院绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100022)

[摘要] 为实现空气源热泵机组准确高效控霜, 保证机组结除霜过程中制热性能最高, 本文针对北京地区空气源热泵现场测试系统, 开发了基于最佳除霜控制点的除霜策略 (OPT), 通过现场测试, 验证了 OPT 除霜策略的准确性, 并分析相比于常规“温度—时间” (TT) 除霜控制方法的优越性。研究结果显示, 在连续工况测试中, 采用 OPT 除霜控制策略使得机组名义制热量损失系数最低保持 24.8%~38.4%、机组结除霜过程中制热性能最高; 相比于常规 TT 除霜策略, 可有效避免“误除霜”事故, 降低机组性能损失 11.3%, 提高平均能效比 27.8%, 保障了机组安全、高效运行, 是一种可靠的除霜控制方法。本文研究可为空气源热泵机组在不同地域中的应用提供重要技术保障。

[关键词] 空气源热泵; 最佳除霜策略; 名义制热量损失系数; 平均能效比

0 引言

前期研究得到了空气源热泵 (Air Source Heat Pump, 以下简称 ASHP) 的最佳除霜控制点的计算模型, 该模型能够确定 ASHP 机组实际运行工况下的最佳除霜时间以及最小制热量损失系数。如何依据最佳除霜控制点的计算模型开发最佳除霜控制方法, 并应用于 ASHP 机组的实际控霜中是保证机组准确除霜、高效运行的关键问题。

目前, 种类繁多的除霜控制方法已日趋智能化、综合化, 主要分为“直接测量”和“间接测量”两大类除霜方法。例如, 新型基于“温度—湿度—时间” (THT) 和基于“光—电转换” (TEPS) 除霜控制方法^[1,2]不仅可以感知室外换热器表面霜层的存在, 并且能够实时监测霜层的生长情况, 当机组性能衰减到一定程度时, 机组启动除霜, 有效避免了“误除霜”事故^[3-6], 实现了机组稳定高效控霜。然而, 当机组性能衰减到何种程度时启动除霜, 国内外学者一般依据经验而定, 未考虑机组结霜过程和除霜过程中的综合热量损失情况。

因此, 为了保证机组在结除霜过程中的综合制热性能最高, 实现高效准确控霜, 本文以北京地区某办公楼的 ASHP 系统为测试对象, 基于课题组前期开发的“最佳除霜控制点计算模型”, 进行新型除霜控制策略 (OPT) 的开发, 通过现场实测, 验证 OPT 除霜控制策略的准确性, 并揭示其相比于常规“温度—时间” (TT) 除霜控制方法的优势。

1 除霜控制策略开发

本文所提出基于最佳除霜控制点的除霜控制策

略是一种依靠室外环境温度、相对湿度、盘管温度以及压缩机运行时间来实现除霜的控制方法。以课题组前期开发的最佳除霜时间模型为基础, 依据“实时计算”、“累加平均”、“阈值保护”三种原则, 建立如图 1 所示的除霜控制逻辑。

1.1 实时计算

本文所提出的 OPT 除霜控制方法针对于分区域结霜谱图中的结霜区域^[7], 环境温度 T_a 和相对湿度 RH 应满足下列关系式:

$$RH \geq k_1 + k_2 T_a + k_3 T_a^2 \quad (1)$$

$$-15 \leq T_a \leq 6 \quad (2)$$

式中, k_1, k_2, k_3 为 3 个常系数。

基于所开发的最佳除霜时间模型, 根据数据系统实时采集的 T_a 和 RH , 实时计算最佳除霜时间 $t_{df0}, t_{df1}, \dots, t_{dfi}$ 。例如, ASHP 机组结束除霜后并恢复制热, 盘管温度 T_w 低于 3°C 时, 机组计时器 t_{tot} 开始计时, 此时的时刻记作初始时刻 t_0 , 此时采集到的温、湿度数据为 T_{a0} 和 RH_0 , 代入 t_{opt} 模型得到最佳除霜时间 t_{df0} 。由于本研究中空气源热泵系统中的运行数据以每 6s 的频率进行采集, 那么下一个最佳除霜时间计算时刻应为 $t_0 + 6s$, 记作 t_1 , 最佳除霜时间为 t_{df1} 。以此类推, 可以根据 t_{opt} 模型得到最佳除霜时间 t_{dfi} 。

1.2 累加平均

得到实时的最佳除霜时间 t_{dfi} 后, 便可通过计算得到机组最终的除霜设定时间 t_{set} , 计算公式如下:

$$t_{set} = \frac{\sum_{i=0}^i t_{dfi}}{i} \quad (3)$$

[基金项目] 国家自然科学基金优秀青年基金项目资助 (51522801) “十三五”国家重点研发计划课题资助 (2016YFC0700403)。

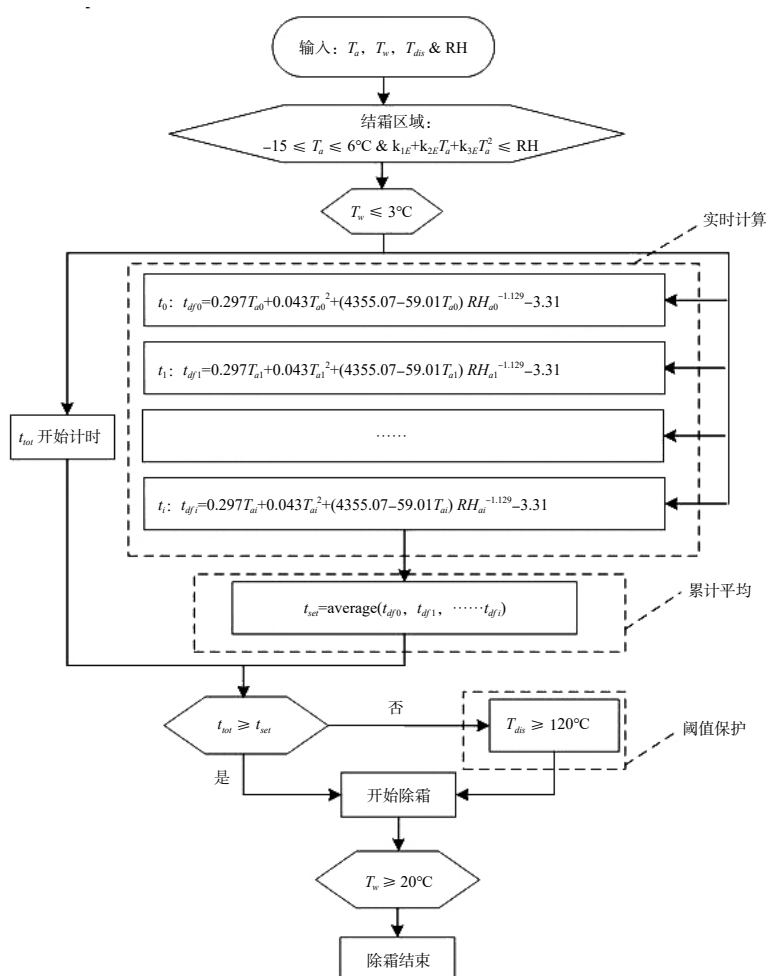


图 1 OPT 除霜控制逻辑图

式中, t_{set} 为除霜设定时间 (min); t_{dfi} 为实时计算的最佳除霜时间 (min)。

当机组计时器 t_{tot} 不低于除霜设定时间 t_{set} 时, 机组启动除霜, 制冷剂反向运行, 盘管温度 T_w 不断升高, 直到不低于 20°C 时, 机组终止除霜并进入制热模式。

1.3 阈值保护

本文提出的 OPT 除霜控制策略中机组除霜判定条件主要取决于计时器 t_{tot} 和除霜设定时间 t_{set} 的大小。当结霜工况稳定时, t_i 时刻对应的环境温度和湿度变化不大, t_{opt} 模型预测的实时最佳除霜时间以及除霜设定值 t_{set} 亦基本稳定, t_{tot} 不低于 t_{set} 时, 机组启动除霜。然而当结霜工况不稳定时, 如图 2 所示, 除霜设定值 t_{set} 也将发生变化, 当环境湿度升高而引起结霜速率 v 增大时, 除霜设定时间 t_{set} 将会减小, t_{tot} 不低于 t_{set} 时, 机组启动除霜; 而当结霜速率 v 减小时, 除霜设定时间 t_{set} 将会增大, 若 v 持续减小, 将会使得 t_{set} 持续高于 t_{tot} , 机组将不能及时除霜, 极

易导致“有霜不除”的“误除霜”现象, 严重影响机组运行性能, 严重时会给机组压缩机造成损坏, 因此为避免此种现象出现, 保障压缩机安全运行, 本文在 OPT 除霜控制策略中设定压缩机排气温度的“阈值保护”环节, 其控制逻辑为: t_{set} 持续高于 t_{tot} 且排气温度 $t_{dis} \geq 120^\circ\text{C}$ 时, 机组启动除霜。

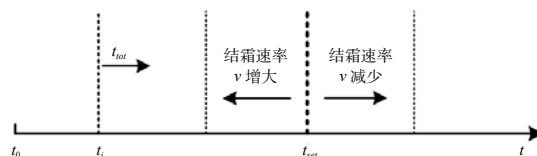
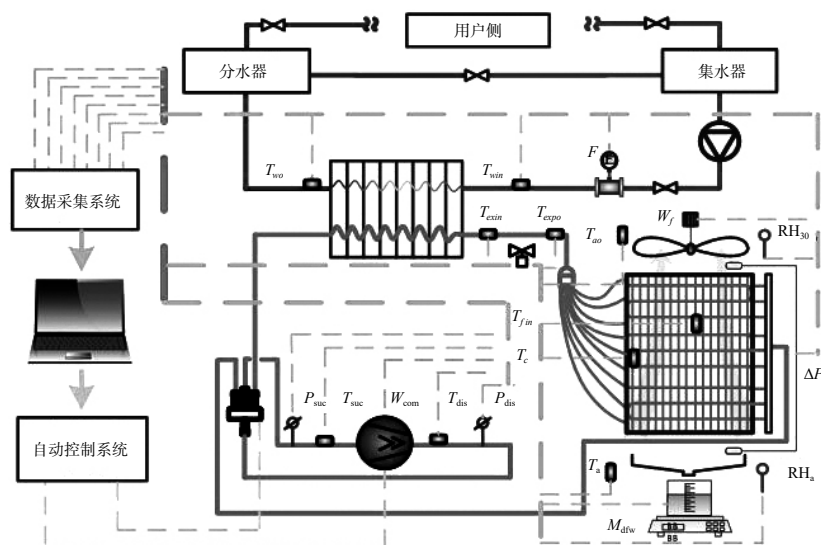


图 2 环境工况对除霜设定时间影响

2 现场测试案例

2.1 测试系统

现场测试在北京地区某办公楼建筑进行, 该建筑供热面积为 185m², 热源为 1 台商用的空气源热泵机组。机组额定供热能力为 14kW, 额定功率为 4.45kW, 制冷剂为 R22。



符号: T- 温度; RH- 湿度; P- 压力; F- 流量; W- 功率; M- 质量
下标: a- 空气; w- 水; in- 入口; o- 出口; suc- 吸气; dis- 排气;
f- 风机; com- 压缩机; exp- 膨胀阀; c- 盘管; fin- 翅片; dfw- 化霜水



图3 现场测试系统原理图

测试系统如图3所示,该系统实现了比较完善的全自动监控,空气源热泵采用PLC控制,取代原厂控制器,运行数据由上位机的数据采集系统实时记录。主要测试设备和参数如下:

(1) 空气侧测试参数

温湿度传感器2个(测量精度:温度 $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$,湿度 $\pm 3.5\%$),安装于机组室外换热器两侧,分别监测室外环境温度、相对湿度以及空气经过蒸发器后的温度、相对湿度变化情况;压力传感器1个(测试精度: $\pm 3\text{Pa}$),两个传感器探头分别位于机组室外换热器两侧,监测空气进出口压差变化情况。

(2) 水侧测试参数

PT1000 温度传感器2个(测量精度: $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$),安装于机组的回水管与供水管上,用于监测系统的供、回水温度。电磁流量传感器1个(测量精度: $\pm 0.5\%$),安装在机组的回水管道上,用于监测系统的循环水流量。

(3) 制冷剂侧测试参数

PT1000 温度传感器12个(测量精度: $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$),安装于压缩机吸、排气管路,热力膨胀阀进、出管路,室外换热器盘管及翅片上,用于监测压缩机吸排气温度、热力膨胀阀进出口温度、盘管温度、翅片温度变化情况。压力传感器4个(测量精度: $\pm 4\%$),安装于压缩机吸、排气管路,用

于监测压缩机吸、排气压力的变化情况。

(4) 其它测试参数

数码摄像机1台(像素:14Megapixels),记录室外换热器表面的霜层动态生长情况。电子秤1台(测量精度: $\pm 0.1\text{g}$),测量化霜水的质量。功率传感器1台(测量精度: $\pm 0.5\%$),监测 ASHP 机组压缩机输入功率和风扇输入功率。

2.2 测试工况

(1) OPT 连续工况验证

为验证 OPT 除霜控制策略的准确性和可靠性,本研究在北京地区进行了长达6个小时的现场测试。测试期间环境工况变化情况如图4所示,由图可知,在前3小时的测试中,环境工况比较稳定,相对湿度变化范围68.6%~84.6%,平均值为80.5%;环境温度变化范围2.1~6.3 $^{\circ}\text{C}$,平均值为3.3 $^{\circ}\text{C}$ 。

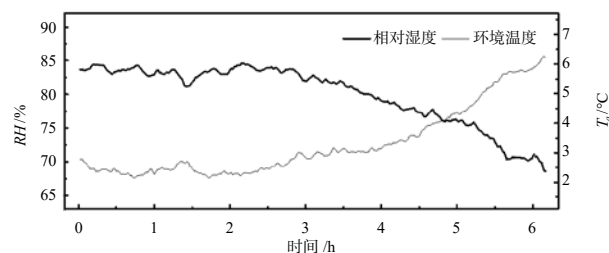


图4 环境温度和相对湿度

(2) 对比测试工况

常规 TT 除霜策略与 OPT 除霜策略的测试工况如图 5 所示。由图可知, 两种测试工况均为近似稳定工况, 常规 TT 除霜策略的测试工况下的环境温度 $3.3^{\circ}\text{C}\sim 3.8^{\circ}\text{C}$, 平均值为 3.4°C ; 相对湿度变化范围 $81.8\%\sim 84.4\%$, 平均值为 82.8% 。OPT 除霜策略的测试工况下的环境温度 $2.7^{\circ}\text{C}\sim 3.2^{\circ}\text{C}$, 平均值为 3.1°C ; 相对湿度变化范围 $81.6\%\sim 85.7\%$, 平均值为 84.2% 。

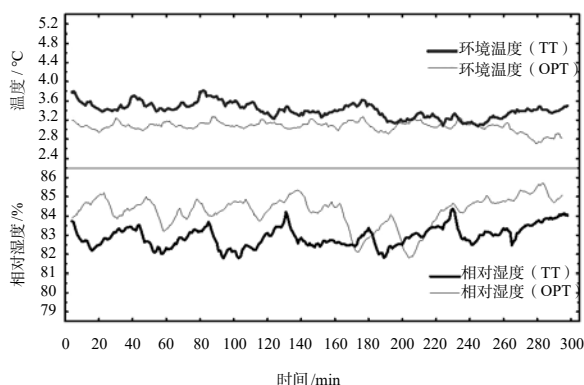


图 5 两种除霜策略的测试工况

3 实验结果与分析

3.1 新型除霜策略验证结果分析

基于 OPT 除霜控制策略, 连续测试工况中机组除霜设定时间 t_{set} 如图 6 所示。由图可知, 前 7 个结除霜过程处于比较稳定的环境工况, t_{set} 基本维持在 25min 左右; 而随着环境工况的变化, 结霜速率逐渐减小, t_{set} 总体呈现不断增加的趋势。

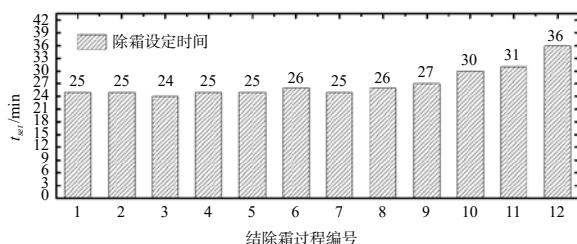


图 6 最佳除霜时间预测

测试期间机组运行性能如图 7 所示。由图可知, 随着结霜的进行, 空气侧风压差增加了 $3.3\text{Pa}\sim 7.7\text{Pa}$, 风压差可以间接反映室外换热器表面结霜程度, 由风压差变化规律可知, 随着环境工况的变化, 机组结霜程度逐渐降低。压缩机排气温度增高 $29^{\circ}\text{C}\sim 39^{\circ}\text{C}$, 吸气温度降低 $10^{\circ}\text{C}\sim 14^{\circ}\text{C}$, 在前 11 个结霜过程中, 排气温度始终未超过 120°C , 在最后一次结除霜过程中, 由于环境工况变化较快, 机组持续运行导致排气温度不断升高, OPT 除霜控制策略及时启动了“阈值

保护”, 使得机组启动除霜, 保证了机组安全运行。机组供热期间, 供水温度基本稳定在 39.2°C 左右, 平均供回水温差为 2.4°C 。在测试后期, 由于环境温度提高, 机组制热性能提高, 房间负荷降低, 使得水温不断提高。

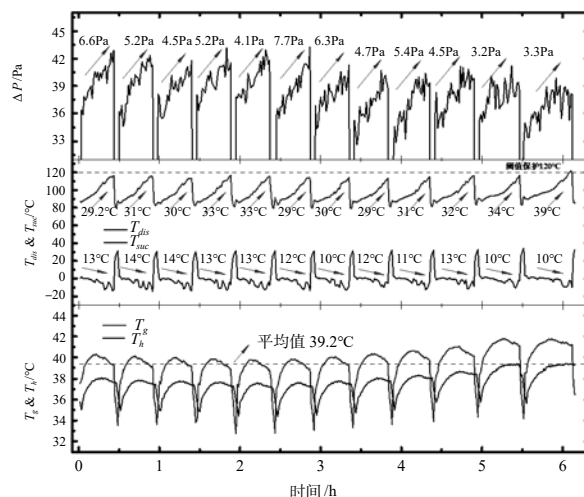


图 7 机组运行性能

测试期间机组供热性能如图 8 所示。由图可知, 机组在运行期间, 制热量衰减了 $32\%\sim 44\%$, COP 衰减 $32\%\sim 43\%$, 采用 OPT 除霜控制策略使得机组供热性能衰减程度属于比较合理的范围, 有效避免了“误除霜”事故, 保证了机组安全高效运行。

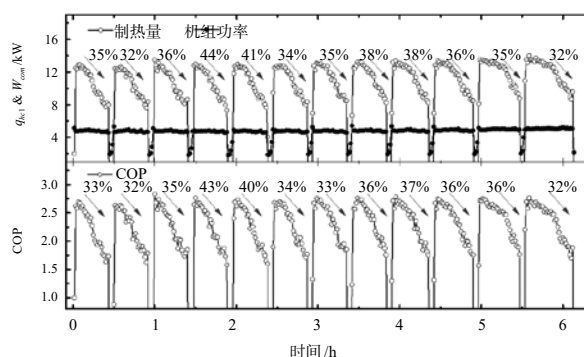


图 8 机组供热性能

测试期间机组室外换热器表面结霜情况如图 9 所示。由图可知, 机组在运行期间, 换热器表面霜层覆盖程度非常接近, 由于测试期间伴有小雨天气, 导致化霜水的采集过程存在误差, 但仍可以定性反映出机组结霜程度。测试后期由于环境温度提高、相对湿度降低, 机组结霜程度相对减弱。以上现象可以说明 OPT 除霜控制策略可以实现比较稳定除霜控制。

机组实际名义制热量损失系数与前期开发的 ASHP 机组最佳制热性能模型预测情况如图 10 所示。

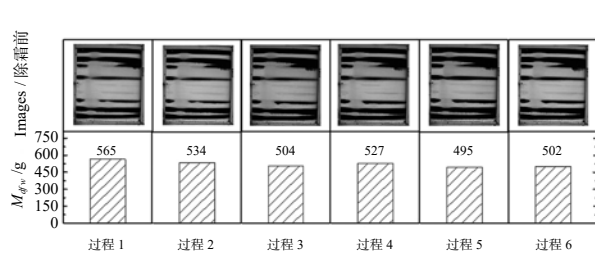


图 9 室外换热器表面结霜情况

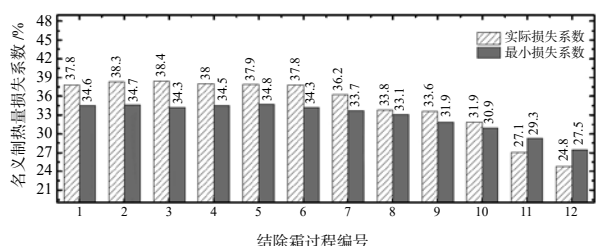
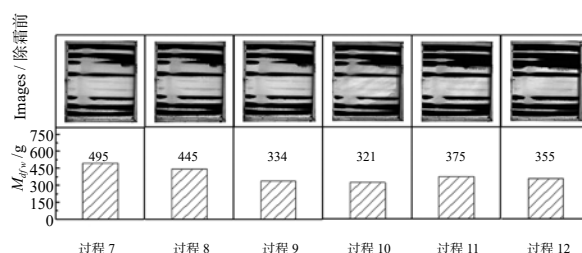


图 10 名义制热量损失系数与模型预测对比

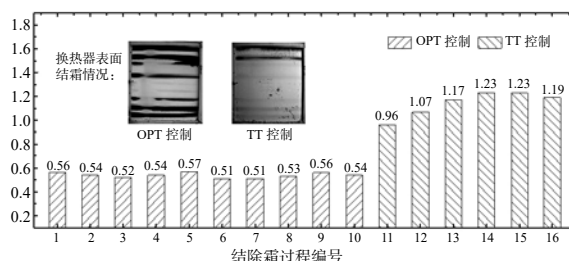


图 11 两种除霜策略下机组结霜情况

由图可知,采用 OPT 除霜控制策略,机组实际名义制热量损失系数变化范围为 24.8%~38.4%,与模型预测差值范围是 0.7%~4.1%,平均相对误差为 6.2%。

3.2 与常规 TT 除霜策略对比结果分析

常规 TT 除霜策略中采用 45min 作为除霜控制点,OPT 除霜策略则根据本身除霜控制逻辑,实时调整机组结霜运行时间,实测中的除霜控制点变化范围是 25~28min。在长达 5 小时的测试过程中,采用常规 TT 除霜策略的机组共发生了 6 次结除霜过程,而采用 OPT 除霜策略的机组共计发生了 10 次结除霜过程。

两种除霜策略的机组表面结霜情况如图 11 所示。两种除霜策略的除霜控制点不同,导致机组室外侧换热器表面的结霜程度有所不同。由图可知,常规 TT 除霜策略的机组室外侧换热器表面几乎布满霜层,6 次结除霜过程的化霜水质量 0.96~1.23kg,最高达到 1.23kg;OPT 除霜策略的机组室外侧换热器表面霜层覆盖率大概为 70% 左右,每次的结霜程度比较一致,化霜水质量为 0.51~0.57kg,平均值为 0.54kg。由此可以看出,TT 除霜策略导致机组结霜比较严重,而 OPT 除霜策略在机组的霜层生长到一定程度时,便启动除霜。

两种除霜策略下机组的运行表现情况如图 12 所示。由图可知,不同的除霜控制点使得机组压缩机运行表现、制热量以及 COP 表现存在很大差异。首先来看机组压缩机表现情况,常规 TT 除霜策略使得压缩机排气温度持续增高,每个结除霜过程中排气

温度均超过危险阈值 120℃,最高达到 133℃,压缩机吸气温度不断降低,最低降低至 -23℃。而机组排气温度过高,长期运行会减少压缩机寿命,严重时损坏压缩机。采用 OPT 除霜策略的机组在测试期间,压缩机的排气温度最高达到 117℃,始终低于危险阈值 120℃,压缩机吸气温度最低为 -14℃。由此可见,OPT 除霜策略可以使得机组及时除霜,保障机组安全运行。

从机组制热量和 COP 来看,常规 TT 除霜策略使得机组制热量不断降低,结霜运行期间机组平均制热量 8.26kW,结霜前制热量衰减率最高达到 60%,结霜运行期间 COP 平均值为 1.83,结霜前 COP 衰减率最高达到 58%,机组运行性能劣化严重,供热性能以及运行效率水平较低。采用 OPT 除霜策略的机组在测试期间,结霜运行期间机组平均制热量 11.3kW,结霜前制热量衰减率最高为 40%,结霜运行期间 COP 平均值为 2.48, COP 衰减率最高为 36%。由此可见,OPT 除霜策略可以保证机组避免“有霜不除”的“误除霜”事故,保证机组高效运行。

两种除霜策略的性能评价情况如图 13 所示。由图可知,常规 TT 除霜策略使得机组结除霜控制过程的名义制热量损失系数高达 48.5%~53.0%,平均能效比仅为 1.56~1.62,而采用 OPT 除霜控制策略使得机组结除霜控制过程的名义制热量损失系数为 34.7%~39.5%,平均能效比为 1.92~2.04。相比于常规 TT 除霜策略,OPT 除霜策略降低 ASHP 机组平

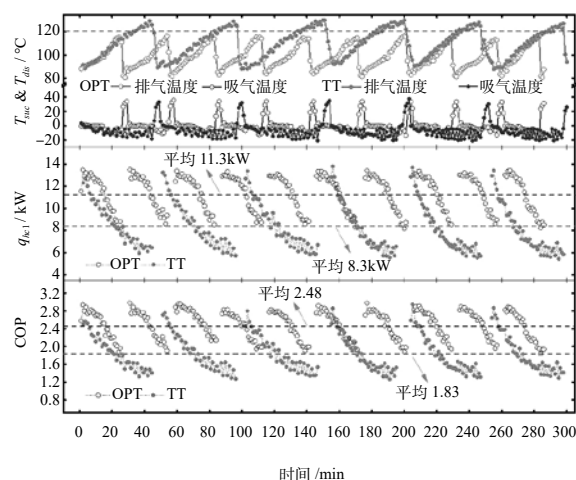


图 12 两种除霜策略下机组运行表现

均性能损失 11.3%，提高平均能效比 27.8%。

综上所述，相比于常规 TT 除霜策略，OPT 除霜策略虽然使得机组在同一段时间内的除霜次数增多，但可以保障压缩机安全运行，有效降低机组性能损失，大幅提高机组运行效率，是一种保障机组高效除霜、安全运行的可靠除霜方法。

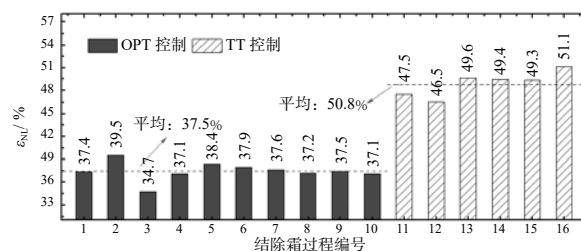
4 结论

本文基于最佳除霜控制点，开发了最佳除霜控制策略（OPT），通过 ASHP 机组现场测试系统，验证了 OPT 除霜控制策略的准确性和可靠性，并与常规 TT 除霜控制策略进行了实验对比分析。具体结论如下：

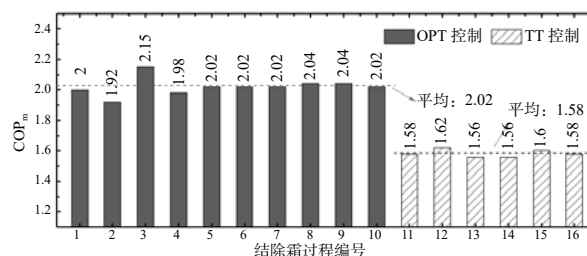
（1）针对分区域结霜图谱中的结霜区域，依据最佳除霜控制点计算公式，遵循“实时计算”、“累加平均”和“阈值保护”三个原则，开发了基于最佳除霜控制点的除霜控制策略。

（2）在现场测试中，采用 OPT 除霜控制策略，机组除霜设定时间根据环境工况实时调整，使得名义制热量损失最低保持 24.8%~38.4%；相比于常规 TT 除霜策略，有效降低性能损失 11.3%，提高平均能效比 27.8%，保障了机组安全高效运行，可为 ASHP 在不同地域中的应用提供重要技术保障。

（3）前期研究中的机组最小性能损失模型，可对常见“误除霜”事故进行定义和分级；同时可以衡量 ASHP 在实际运行工况下相对于名义工况的制热性能损失程度，为机组设计选型工作中机组容量的确定提供参考价值。



(a) 名义制热量损失系数对比



(b) 机组对比

图 13 两种除霜策略的性能评价

参考文献

- [1] Zhu J, Sun Y, Wang W, et al. A novel Temperature-Humidity-Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2015(54):45-54.
- [2] Ge Y J, Sun Y Y, Wang W, et al. Field test study of a novel defrosting control method for air-source heat pumps by applying tube encircled photoelectric sensors [J]. International Journal of Refrigeration, 2015(66): 133-144.
- [3] 韩志涛, 姚杨, 马最良, 等. 空气源热泵误除霜特性的实验研究 [J]. 暖通空调, 2006, 36(2):15-19.
- [4] W. Wang, J. Xiao, Q.C. Guo, et al. Field test investigation of the characteristics for the air source heat pump under two typical mal-defrost phenomena[J]. Applied Energy, 2011, 12(88):4470-4480.
- [5] 王伟, 李林涛, 盖轶静, 等. 空气源热泵“误除霜”事故简析 [J]. 制冷与空调, 2015, 15(3):64-71.
- [6] 王伟, 刘景东, 孙育英, 等. 空气源热泵在北京地区全工况运行的关键问题及应对策略 [J]. 暖通空调, 2017 (1):20-27.
- [7] Zhu J H, Sun Y Y, Wang W, et al. Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90:782-791.

供暖散热器数量计算方法的再讨论

董重成

(哈尔滨工业大学, 哈尔滨 150090)

[摘要] 房间供暖所需的散热器数量有两种计算方法: 一种是传统的利用散热器传热系数求出所需散热面积, 再计算散热器数量; 另一种是利用散热量直接计算所需要散热器数量, 工程设计中, 直接利用散热量计算供暖房间所需散热器数量的方法更为合理。

[关键词] 散热器; 传热系数; 散热面积; 散热量; 散热器数量

0 引言

供暖散热器的使用已有近百年历史, 而计算供暖房间所需散热器数量的方法是供暖设计基本知识, 通常是利用计算公式进行简单的数学运算。

目前的设计资料中有两种计算方法: 一种传统的计算方法是先利用散热器传热系数计算出所需散热器面积, 再确定散热器数量; 另一种简捷的方法是用散热器在相应设计温差下的散热量直接计算供暖房间所需散热器数量。

两种方法虽有所不同, 其本质都是关注散热器的散热量, 在供暖房间热负荷确定后, 由散热器的散热量得出所需的散热器数量。

1 传统计算方法

散热器数量传统计算方法就是暖通空调专业在校学习的方法。目前《供热工程》教材及有的设计资料中依然采用此方法计算。

利用散热器传热系数计算所需散热器数量时, 首先要知道散热器在对应设计传热温差的传热系数, 计算出在供暖房间热负荷 Q 下所需的散热器总散热面积 F , 然后根据单位散热器 (每片或每米) 的散热面积 f , 再计算供暖房间所需要的散热器数量。

有关资料给出的具体计算过程如下:

散热器计算是确定供暖房间所需散热器的面积和数量 (片数或长度)。其中, 散热器散热面积 F 按式 (1) 计算:

$$F = Q / (K(t_{pj} - t_n)\beta_1\beta_2\beta_3\beta_4) \quad (1)$$

式中: Q 为房间的供暖热负荷 (W); K 为散热器的传热系数 (W/(m²·°C)); t_{pj} 为散热器内热媒平均温度 (°C); t_n 为供暖室内计算温度 (°C); β_1 为散热器的组装片数修正系数; β_2 为散热器支管连接方式修正系数; β_3 为散热器安装形式修正系数; β_4 进入散热器流量修正系数。

按式 (1) 计算出所需散热器面积后, 再按式 (2) 计算出所需的散热器数量 n (片数或长度):

$$n = F / f \quad (2)$$

式中: n 为房间所需散热器数量; F 供暖房

间所需散热器散热面积 (m²); f 每片或每米长散热器散热面积 (m²/片或 m²/m)。

2 直接计算散热器数量方法

《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736—2012 条文说明给出的计算方法, 该方法与《实用供热空调设计手册》(第二版) 给出的新的计算方法一致。

按照《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736—2012 条文说明给出的计算方法, 散热器数量可由式 (3) 计算:

$$n = (Q_j / Q_s)\beta_1\beta_2\beta_3\beta_4 \quad (3)$$

式中: Q_j 为房间的供暖热负荷 (W); Q_s 为散热器的散热量 (W/片或 W/m)。

3 两种计算方法的区别

传统计算方法需要先知道所选的散热器散热面积 f , 该值由散热器的形状和几何尺寸计算得到。散热器传热系数 K , 则需要由实验得出: 即先测出该种散热器散热量, 然后通过计算求出对应的传热系数。

由于 $Q = f(\Delta T)$ 数学函数式的存在, 实验时首先得到式 (4):

$$Q = A(t_{pj} - t_n)^B = A \cdot \Delta T^B \quad (4)$$

然后, 再由实验得到的该散热器散热量求出散热器传热系数 K , 按照传热公式应有:

$$Q = F \cdot K \cdot \Delta T \quad (5)$$

并可改写为:

$$K = Q / (F \cdot \Delta T) \quad (6)$$

由于所测试散热器的散热面积 F 可按几何形状算得, 因此, 在测出散热器散热量后就可利用式 (6) 计算出散热器传热系数 K 。再利用计算出的传热系数和散热面积算出散热器的散热量。

新的计算方法直接利用散热器测试给出的式 (4) 计算所需的散热器数量。

该方法无需考虑所选用的散热器自身的散热面积和传热系数, 既简单又减小了计算误差。

散热器传热系数与传热温差的函数关系如式 (7)

所示:

$$K=a(t_{pj}-t_n)^b=a\cdot\Delta T^b \quad (7)$$

以上公式中的指数关系为: $B=1+b$, 而测试给出的 A 值则既包括测试散热器的散热面积 f, 也包括传热系数计算公式中的常数 a。

由此可知: 传统计算方法所采用的传热系数也是测得散热量后计算出来的, 而计算散热面积的目的就是要求出所需散热器的数量。因此, 工程计算没必要做这种既繁琐又无谓的计算过程。如果做产品开发、研究传热机理, 则需要对传热系数和散热面积做细致深入的分析。

需要说明的是, 两种方法都是基于实验室的测试结果整理的散热量计算公式。因此, 与实际安装使用有差别, 影响了散热器的散热量。所以, 在实际工程计算式要进行各项 β_i 修正。而两种计算方法可用相同的修正系数。

4 传统计算方法的弊端

上世纪 80 年代前, 我国一直采用传热系数计算所需散热面积的方法, 而直到上世纪 80 年代, 我国散热器产品才有了跨越式的发展, 呈现出百花齐放的良好局面。但是, 由于当时的技术和认识水平, 加之没有对散热面积计算的规定, 很多地方盲目的追求散热器传热系数的高低。由公式 $K=Q/F\Delta T$ 可知, 当散热量测试确定后, 被测试的散热器散热面积算小, 则传热系数变大。因此, 有的企业片面追求传热系数大小, 甚至故意算小散热面积以求得最大的传热系数。

众所周知, 肋化是增强传热的有效途径, 而肋化后的散热器增加了散热量, 则要降低传热系数。在煤改电的工程中, 有的设计人员在散热器生产企业提供了散热量检测报告后, 还要企业提供散热面积和传热系数, 甚至还有的强调散热器传热系数要达到某一值。

由于没有散热面积的统一计算方法, 出现了同一规格散热器不同企业的技术资料给出不同数值的现象, 甚至有的人员仅依据 $Q=F\cdot K\cdot\Delta T$, 在散热器简单增加散热面积后沿用原传热系数 K 值计算散热量。

上个世纪 80 年代, 我国颁布了统一的产品标准和热工测试标准。这使人们对散热器的热工性能有了更深入的认识。因此, 有了文献 [1] 中的讨论。该文献提倡的方法被供暖专业人员认可, 认识到传统的计算方法, 既繁琐又会增加计算误差, 而且没有必要。所以, 在以后的 [3-4] 编制中采用了该方法。

5 目前应用的问题

新修编的散热器热工测试标准 GB/T 13754—

2017《供暖散热器散热量测定方法》已将标准测试工况规定为: “小室基准点空气温度为 18℃, 大气压力为标准大气压力; 辐射散热器进口水温为 75℃, 出口水温为 50℃; 对流散热器进口水温为 68.75℃, 出口水温为 56.25℃ 的测试工况” 标准过余温度规定在: “标准测试工况下的过余温度, 该温度为 44.5 K” 标准散热量规定在: “在标准测试工况下的散热器散热量” 这与原标准测试工况 64.5K 和标准散热量有很大的不同。

目前, 低温供暖已成趋势, 有些工程甚至比《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 5073—2012 推荐的“散热器集中供暖系统宜按 75℃/50℃ 连续供暖进行设计” 还低。目前, 在没有低温散热量测试数据之前, 可以用原来的计算公式, 研究表明: 误差小于 5%。

清洁供暖推动了空气源热泵供暖的发展。考虑到能效比, 空气源热泵不宜在较高的制热温度运行, 有些资料推荐制热温度在 60℃ 以下。因此, 将比传统的标准测试工况 64.5℃ 增加散热器数量。散热量减少和散热器增加的百分比见表 1。

表 1 散热器数量修正

供回水温度 /℃	95/70	80/60	75/50	60/45	50/40
散热量降低 /%	100	75	62	50	30
数量修正 /%	100	130	160	200	300

6 结束语

两种计算方法理论都是正确的。但对于工程计算而言, 简捷直接更具有合理性。因此, 作者建议工程计算中直接用测得的散热器散热量经验公式计算供暖房间所需的散热器数量。显然, 传统的计算方法不宜提倡, 希望再编写专业设计资料时不再列入传统的计算方法。

参考文献

- [1] 董重成, 郭骏. 关于采暖设计中传热系数 K 值计算散热量的讨论 [C]// 全国暖通空调制冷学术年会论文集, 1986.
- [2] 贺平, 孙刚等. 《供热工程》(第四版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [3] GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [4] 陆耀庆主编. 《实用供热空调设计手册》(第二版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
- [5] 关文吉主编. 《供暖通风空调设计手册》[M]. 北京: 中国建材工业出版社, 2016.

北京某教学楼空气源热泵供暖系统现场测试

傅旭辉¹, 李俊¹, 周超辉¹, 倪龙¹, 董重成¹, 姚杨¹, 王军², 黄勇², 散俊松², 刘东²

(1. 哈尔滨工业大学, 哈尔滨 150090; 2. 丹佛斯自动控制管理(上海)有限公司, 北京 100026)

[摘要] 2016~2017 供暖季, 对北京某教学楼空气源热泵供暖系统进行了现场测试。该教学楼分为 A、B 区, 供暖面积和热负荷接近, 空气源热泵系统形式和布置相同。区别在于 A 地板辐射供暖末端的分集水器处均安装了温控器 + 动态压差平衡型电动调节阀, 供回水主干路上安装了压差旁通阀。现场测试表明, 空气源热泵 + 地板辐射供暖系统在该教学楼能达到良好的供暖效果, 机组平均 COP 达 3.72。测试期间, 带室温控制的空气源热泵系统比单一空气源热泵节能 35.7%。

[关键词] 空气源热泵; 室温控制; 地板辐射供暖; 供暖效果; 节能率

0 引言

空气源热泵供暖作为一种清洁的供暖形式^[1], 在我国北方, 特别是京津冀地区具有良好的应用前景^[2]。随着国家“煤改清洁能源”政策的推广, 空气源热泵逐渐在寒冷地区普及, 为满足市场需求, 保证供暖系统在室外气温较低的时间段内, 能够高效稳定运行, 大量低温型空气源热泵产品被研发出来^[3-5], 并在低温工况下的性能系数方面有了很大提高^[6]。然而, 在实际应用中空气源热泵运行工况常常偏离名义和低温工况, 存在运行性能远低于铭牌性能的实际问题^[7]。因此, 若要了解空气源热泵供暖系统在整个供暖期的运行状况, 还需要大量的现场测试数据作支撑。

随着热计量的推行, 温控器逐渐应用于常规的供暖系统^[8], 节能的同时, 也保证室内环境的热舒适性, 克服了之前用户难以调控供热量, 房间温度过高的难题^[9-10]。而将温控器应用到空气源热泵供暖系统中, 温控器对空气源热泵的供暖效果、机组性能以及节能性是否会产生影响, 目前国内外没有相关的研究。

本研究以建筑供暖为研究对象, 通过室温控制结合水力平衡措施减少室内供热量, 以此降低空气源热泵的能耗, 达到节能减排的目的。通过北京某学校建筑现场实测的数据量化的方法对带室温控制的空气源热泵 + 地板辐射供暖系统作供暖效果、机组性能、节能性和环境保护分析。

1 工程概况

测试地点位于北京市顺义区, 供热对象为教学楼, 建筑平面图见图 1。供暖区域分为 A、B 两区, 分别采用了一套空气源热泵 + 地板辐射供暖系统, 热源均采用某品牌喷液型低温空气源热泵, 额定制热量均为 90.0kW, 两套系统彼此独立, 其中, A 区供暖原理如图 2 所示。地板辐射供暖末端的分集水器处均安装了温控器 + 动态压差平衡型电动调节阀 (后简称调节阀)。温控器能根据温度—时间设计值和室温自动控制供热阀门的开断, 以达到控制室温 and 节能的目的; 调节阀集压差控制器与电动调节阀为一体, 对供暖末端设备进行温度控制和有持续的自动水力平衡的作用。由于温控器的开闭作用导致系统流量变化, 因此需通过调节阀稳定各房间支

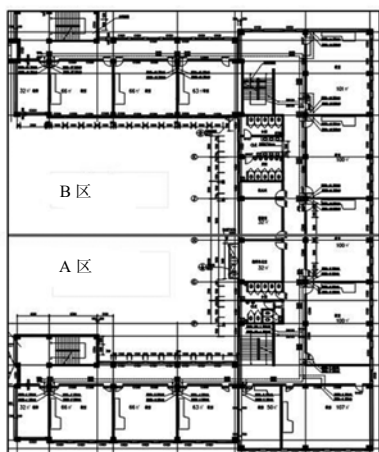


图 1 建筑平面图

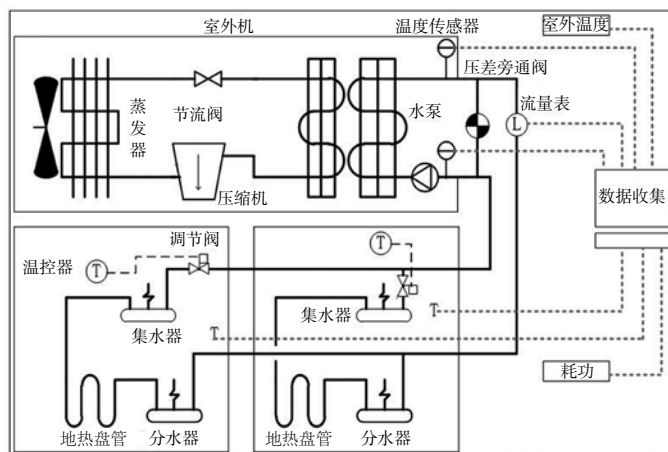


图 2 供暖系统原理图

路流量,其中调节阀根据设计流量设定开度。在供回水主干路上安装了压差旁通阀,用于供热水系统的压差旁通控制,从而保护系统的正常运行。B区供暖原理同图1,但未安装温控器、调节阀以及压差旁通阀。A区建筑面积为 1722m^2 ,根据围护结构参数,计算得到热指标为 $61.6\text{W}/\text{m}^2$,B区建筑面积为 1615m^2 ,热指标为 $56.9\text{W}/\text{m}^2$,A区和B区建筑面积和热指标接近,系统形式和布置相同,具有可比性。

根据现场调研结果,按该教学楼教学时间设定温控器的预设温度。该教学楼周一至周五8:00~21:30为教学时间,其余时间处于无人状况,综合考虑地板辐射供暖的房间预热性,设定温控器房间温度预设值为:周一到周五5:30~22:30及22:30~5:30设定温度分别为 21°C 及 12°C ,周末全天设定温度为 12°C 。

机组出水温度根据学校教学日历设定,设定情况为:阶段1(12月15日至次年1月23日),教学期间,需保证供暖需求,机组出水温度为 35°C ;阶段2(1月24日至2月19日),寒假期间,仅需防冻,机组出水温度为 20°C ;阶段3(2月20日至3月15日),教学期间,恢复供暖,机组出水温度调回 35°C 。

测试了系统的供热量、耗电量及室内外温度。在热泵机组附近各设1个温度传感器,测试室外温度波动,测试精度为 $\pm 0.3^\circ\text{C}$;在供回水总干管处各设1个PT1000铂电阻温度传感器,测试系统供回水温度,测试精度为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$;各房间根据规范^[1]按面积大小分别设置1~3个PT100铂电阻温度传感器,测试房间室内温度,测试精度为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 。系统供水管处设电磁流量计,测试精度0.5级。电表测试精度1级。测试周期均为5mins,所有仪器事先标定,保证测试数据的准确性和可信度,所有的温度及系统流量和耗电量测试数据由电脑自动采集和存储,数据采集原理见图2。供热量和COP的相对误差分别为 $\pm 0.8\%$ 和 $\pm 1.8\%$ 。

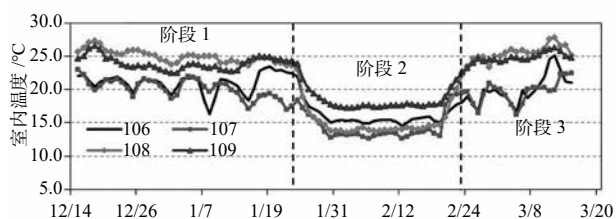


图3 测试房间室内温度波动图

2 现场测试结果分析

2.1 室温需求

图3显示了受测试房间12月15日至次年3月15日室内温度波动情况。106和107房间属于A区系统,108和109房间属于B区系统。

阶段1和阶段3,该教学楼正常教学,系统出水温度 35°C ,A区系统房间温度波动范围是 $16.4\sim 25.2^\circ\text{C}$,低温时段出现在周末,与温控器温度预设值相吻合,而高温时段主要出现在供暖末期,从整体上看室温以7天为一个周期呈周期性分布;B区系统房间温度波动范围是 $22.5\sim 27.8^\circ\text{C}$,室温波动性小。

阶段2时,学校放假,只需满足防冻需求,系统出水温度 20°C ,A区系统室温为 $12.6\sim 21.9^\circ\text{C}$,B区系统室温为 $13.6\sim 23.8^\circ\text{C}$,两个系统大多数时间室温均维持在 15°C 左右。

整体上该供暖系统的供暖效果满足我国寒冷地区室内温度 $18\sim 24^\circ\text{C}$ 的设计要求^[12],在温控器的调节下,A区系统的室温要低于B区系统,且更满足室温设计要求。

2.2 供热量

图4为测试期间A、B区系统逐日供热量波动图。整体上,日供热量与室外温度成负相关关系,室外温度升高,供热量减少,体现了空气源热泵良好的节能性。阶段1和阶段3的日供热量大于阶段2,这与机组出水温度由 35°C 变为 20°C 相吻合。在整个运行阶段,A区的供热量小于B区,特别是周末,供热量下降明显,说明温控器发挥了调控供热量的作用,能进一步发挥空气源热泵的节能性。

2.3 耗电量

在空气源热泵+地板辐射供暖系统上引入室温控制措施,主要是希望达到“按需供热”的目的,提高系统的节能性。从耗电量可以直观地看出引入温控措施后的节能效果,为消除供暖面积和热负荷略微差异的影响,引入单位面积耗电量。统计结果见表1,耗电量波动图见图5。

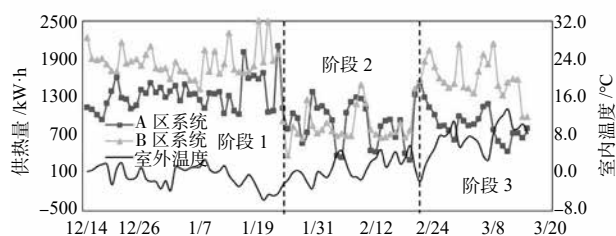


图4 机组供热量波动图

从图 5 发现,整体上,热泵机组耗电量与室外温度负相关,室外温度越低,耗电量越大。阶段 1 和阶段 3 与阶段 2 相比,热泵机组出水从 35℃ 降至 20℃,耗电量下降明显,阶段 2 的日耗电量约为阶段 1 和 3 的 1/3。阶段 1 时,A 区系统的耗电量显著低于 B 区系统;阶段 2 时,工作日 A 区系统与 B 区系统的耗电量相差并不明显,但周末 A 区系统的耗电量明显低于 B 区系统。

结合表 1,加入温控措施后,很好解决了之前

存在的供热过量的问题,大大降低了耗电量,阶段 1 和阶段 3,机组正常供暖,节能率为 36.8%;阶段 2,为防冻运行工况,节能率略有下降,为 28.6%。整个测试阶段,节能率为 35.7%。

2.4 机组能效比

图 6 为测试期间 A、B 区系统日均 COP 波动图。阶段 1 与阶段 3,A 区系统日均 COP 为 3.21~8.29,B 区系统日均 COP 为 2.70~5.98,A 区系统的 COP 波动程度大于 B 区系统,其主要原因是周末,供热

表 1 单位供暖面积耗电量统计表

系统	阶段 1+阶段 3		阶段 2		总测试期间	
	总耗电量 /(kW·h/m ²)	单位面积耗电量 /(kW·h/m ²)	总耗电量 /(kW·h/m ²)	单位面积耗电量 /(kW·h/m ²)	总耗电量 /(kW·h/m ²)	单位面积耗电量 /(kW·h/m ²)
A 区	20175	11.7	3493	2.0	23668	13.7
B 区	29846	18.5	4591	2.8	34437	21.3
节能率	36.8%		28.6%		35.7%	

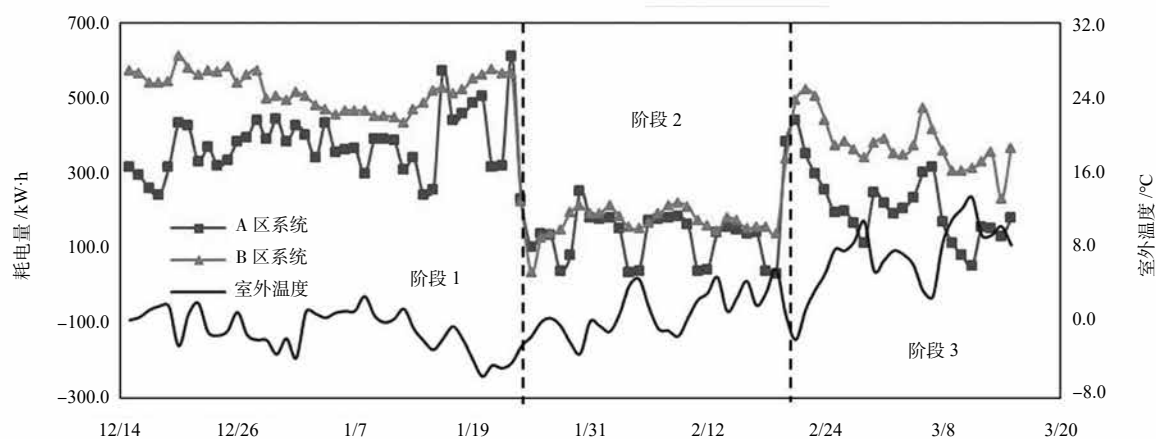


图 5 机组耗电量波动图

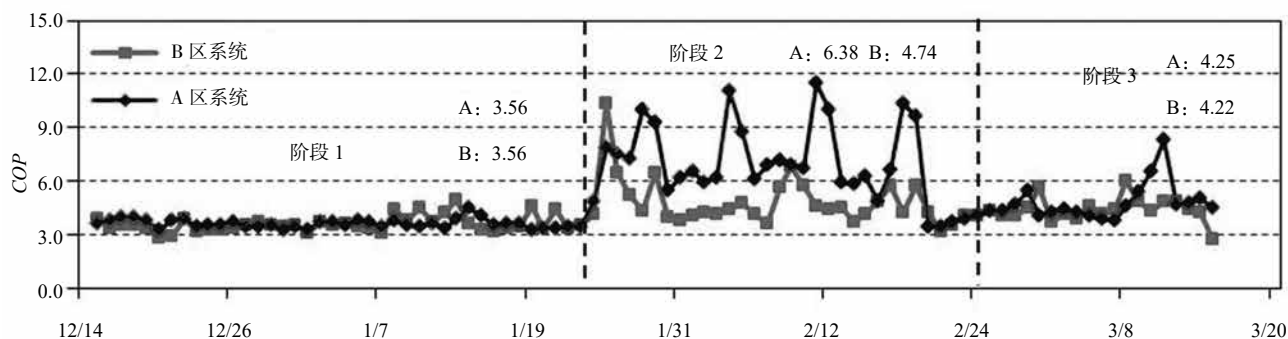


图 6 日均 COP 波动图

需求下降(房间温度预设 12℃),热泵机组运行时间减少,热泵机组耗电量下降,但室内侧的循环水泵仍在运行,房间与地热盘管的换热仍在持续,室内侧热循环消耗的热量有部分来自于之前工作日剩余热量,此时的 COP 会上升;而 B 区系统供热需求维持不变, COP 变化幅度相应较小。但整个阶段 1 与阶段 3,平均 COP A 区系统与 B 区系统分别为 3.72 和 3.75,无明显差距,说明加入室温控制和水力平衡调控手段后在出水温度 35℃ 下对热泵机组的性能无显著影响。

阶段 1 与阶段 3,机组出水温度均为 35℃,但阶段 1 的平均 COP 低于阶段 3, A 区系统分别为 3.56 和 4.25, B 区系统分别为 3.56 和 4.22。原因为阶段 1 室外温度(温度范围 -5.64~2.87℃,均温 -0.70℃)低于阶段 3(温度范围 -1.73~13.40℃,均温 7.22℃),在出水温度 35℃ 的情况下,室外温度的提高,有利于蒸发器侧的换热。

阶段 2 时 A 区和 B 区系统的平均 COP 值均高于阶段 1 和阶段 3 时,分别为 6.38 和 4.74,其中 A 区系统提升更为明显,特别周末平均 COP 超过 10。原因为阶段 2 时,热泵机组出水 20℃,有利于冷凝器侧的换热进行; A 区系统带有室温控制,周末大部分温控器关闭,建筑侧耗热量的降低造成机组长时间停机,但水泵仍继续运行,而由于室温较低(图 3 阶段 2),室内侧的换热仍持续进行,出现了日平均 COP 高的情况。例如,1 月 28 日(周六)供热量是 1 月 27 日(周五)的 0.59 倍,但机组负荷仅为 0.32 倍,故出现了周末日平均 COP 偏高的情况,周末的部分热量是工作日所制得。对于 B 区系统,并无工作日与周末的区别,负荷率变动幅度不大,故图 6 中 B 区系统日均 COP 变动幅度相对较小。

3 结论

(1) 低温热泵机组在北京地区的运行性能良好,供暖效果优。带有室温控制 A 区系统供暖效果要优于无室温控制的 B 区系统,其室温分别为 16.4~25.2℃ 和 22.5~27.8℃, B 区系统室内环境偏热。室温控制的空气源热泵能根据用户需求向室内提供热量,达到“按需供热”的目的。

(2) 在出水温度 35℃ 下, A 区系统和 B 区系统的日平均 COP 分别为 3.21~8.2 和 2.70~5.98;出水温度 20℃ 下, A 区系统和 B 区系统的日平均 COP 分别为 6.38 和 4.74。在保证供暖效果的前提下,降低出水温度是一种有效的提升机组性能的手段。A 区系统带有室温控制,周末负荷率低,日均 COP 提升明显,但在整个出水温度 35℃ 运行条件下, A 区系统和 B 区系统的平均 COP 分别为 3.72 和 3.75,

说明长时段内,室温控制其实对机组 COP 并无影响,机组 COP 主要取决于机组本身性能、室外温度和出水温度。

(3) 机组 COP 与室外环境密切相关,环境温度低,机组 COP 下降明显,所以研究加入热存储技术对空气源热泵供暖性能的影响是十分必要的。

(4) 空气源热泵的应用策略很重要,如果利用不好,会大大降低空气源热泵节能减排的优势。带有室温控制的空气源热泵大大降低了耗电量,在无人时段通过降低室内供热量来减少了空气源热泵的运行时间。A 区系统在建筑面积和热指标略大于 B 区系统的前提下,仍比 B 区系统节能 35.7%。

参考文献

- [1] Xianting Li, Wei Wu, Xiaoling Zhang. Energy saving potential of low temperature hot water system based on air source absorption heat pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 48: 317-324.
- [2] 王泮浩, 王志华, 郑煜鑫. 低温环境下空气源热泵的研究现状及展望. 制冷学报, 2013, 34(5): 47-54.
- [3] 王林军, 刘伟, 张东. 寒冷地区低温空气源热泵辐射供暖实验研究[J]. 2016, 28(1): 77-82.
- [4] Ali Hakkaki-Fard, Zine Aidoun, Mohamed Ouzzane. Applying refrigerant mixtures with thermal glide in cold climate air-source heat pumps[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 62: 714-722.
- [5] F. Busato, R.M. Lazzarin, M. Noro. Two years of recorded data for a multisource heat pump system: A performance analysis[J]. Applied Thermal Engineering, 2013(57): 39-47.
- [6] 张明圣, 陈涛, 张秀平. 国内外空气源热泵产品相关标准和进展[J]. 制冷与空调, 2014, 14(8): 93-101.
- [7] 王伟, 刘景东, 孙育英. 空气源热泵在北京地区全工况运行的关键问题及应对策略[J]. 暖通空调, 2017, 47(1): 20-27.
- [8] 齐承英, 高俊茹, 方立德. 新型智能供热计量控制系统[J]. 暖通空调, 2004, 34(10): 103-105.
- [9] 杜涛, 黄珂, 周志华. 中国北方城镇居住建供暖能耗现状与节能潜力分析[J]. 暖通空调, 2016, 46(10): 75-81.
- [10] 顾吉浩, 李广苏, 齐承英. 基于通断时间面积法的居住建筑供暖能耗分析[J]. 暖通空调, 2015, 45(1): 47-49.
- [11] 住房和城乡建设部. 公共建筑节能检测标准 JGJ/T 177—2009[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [12] 住房和城乡建设部. 民用建筑供热通风与空调调节设计规范 GB 50736—2012[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.

供热系统动态热特性研究

郑进福, 周志刚, 赵加宁, 王晋达

(哈尔滨工业大学市政环境工程学院, 哈尔滨 150090)

[摘要] 供热系统动态热特性研究不仅可以优化供热系统运行调节, 对于提高新能源供热的安全性、经济性、环保性也具有重要意义。本文利用节点法对供热系统的动态热特性进行研究, 在快速且大幅度的热源供水温度变化情况下, 利用节点法模拟距离热源不同远近换热站的供水温度, 并与实测数据进行对比, 分析节点法对不同温度变化阶段的模拟精度, 结果表明节点法在快速且大幅度温度变化下的平均误差和标准差分别为 0.46°C 和 1.18°C , 可以满足实际工程的要求。最后通过对室内温度的实验测试表明, 热源供热量快速且大幅度变化的情况下, 室内温度能够维持在人体舒适的温度范围内, 不影响供热质量, 可以为新能源供热提供保障。

[关键词] 集中供热系统; 动态温度模拟; 节点法; 新能源供热

0 引言

供热管网的动态热特性研究不仅对于供热系统本身的优化运行是非常重要的, 比如说确定热源和水泵的启停时间、根据热负荷调节热源的供热量以满足用户的热需求等, 同时对于研究可再生能源供热(比如风能、太阳能等)也是必须的研究内容。可再生能源具有随机性、波动性、不确定性的特点, 当利用可再生能源供热时, 势必会造成供热系统的波动, 影响供热系统的安全稳定运行和供热质量。而供热系统动态热特性的研究不仅可以为可再生能源供热提供安全供热的保障, 同时通过供热系统动态特性研究获得并利用供热系统的热惯性, 可以提高可再生能源供热的经济性和环保性。但是与供热管网稳态热特性建模^[1-2]相比, 动态热特性建模需要追踪流体在管道中的传递时间、流体在传输中的热损失以及管网在当前时间之前的温度分布^[3-4], 所以动态热特性建模将更加复杂。

国内外对供热管网动态热特性建立的模型主要有统计方法和物理方法。

统计方法主要利用相关参数的历史数据来预测管网的温度, 这种方法并未考虑管网的具体结构, 使用起来很方便^[5]。但是统计方法并不能很好地应对管网结构或者运行模式改变时的温度预测^[6], 同时当热源的温度发生大的波动的时候, 统计方法并不能准确的追踪管网流体的传递时间^[7]。所以近十几年来, 统计方法已经很少用于供热管网动态热特性建模。

物理方法是目前使用最广泛地用于供热管网动态热特性建模的方法。物理方法综合考虑了整个供热系统的结构, 能够很好地适应管网结构或者运行模式的改变。物理方法主要包括元素法、节点法、特征线法。根据文献[7-8]对元素法和节点法的数值计算的研究, 元素法相对于温度预测的准确度和稳

定性上都劣于节点法。同时, 在元素法和特征线法中, 都需要将每一根管道离散成各个元素, 并对每一元素对象进行离散求解, 势必会增加计算所需时间并提高对计算机计算能力的要求, 这对于实现供热系统在线监控和运行是不利的。

节点法^[8-13]的原理是根据管道进口的温度并将流体在管道中的时间考虑进去之后获得管道出口的初始节点温度, 之后考虑管道的热惰性以及热损失, 获得管道出口的温度。由于节点法对温度预测的高度准确度和稳定性以及对流体传递时间的有效追踪性, 节点法是目前世界上使用最广泛的用于供热管网动态热特性建模的方法。Gabrielaitiene^[14]为了研究供热管网的动态温度分布, 同时研究研究有限的热用户负荷数据对管网动态温度模拟的影响, 使用节点法和商业软件 TERMIS 对丹麦 Naestved 供热管网进行模拟预测并与实测数据对比分析, 结果表明: 节点法和软件 TERMIS 的预测精度基本相同; 由于流体流经远端换热站经过更多的弯道、三头、阀门等简化处理附件, 换热站进口温度预测精度低于近端换热站的供水温度; 同时使用越多的热用户年平均负荷代替热用户实际负荷, 对热源回水温度的预测精度越低。同时作者也指出节点法和软件 TERMIS 预测精度都比较高原因可能是管网的温度波动不大, 所以本文利用节点法对某实际供热管网模拟快速且大幅度的温度变化, 分析节点法对供热系统动态热特性的模拟能力。

最后, 在快速且大幅度的温度变化下, 通过实测数据获得建筑室内温度变化规律, 分析供热系统的热惯性, 为新能源供热提供保障。

1 供热系统建模

1.1 模型假设

在研究供热系统动态热特性的时, 为了研究管道的主要热动态特性, 作出如下假设:

- 1、水力工况保持恒定；
- 2、假设流体为理想流体；
- 3、忽略水力扩散、热力扩散、轴向传热的影响；
- 4、忽略保温层、保护壳、土壤的热惯性。

1.2 节点热平衡

节点连接着所有供水管线和回水管线，如图 1。从图 1 可以看出，与节点 i 相关的温度有三个：管道出口温度 T_{out}^j ，节点温度 T^i ，管道进口温度 T_{in}^k 。管道出口温度指管道出口未在节点 i 处混合的流体温度，如果两个管道之间没有混合（如与散热器等效管道相连的管道），那么管道出口的温度可以认为等于节点温度^[15]。

假设有 m 根管线的热水流向节点 i ，同时有 n 根管线的热水流出节点 i ，那么每个节点的热平衡方程可以写成方程（1）。

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^m (G^j T_{out,t}^j) = (\sum_{j=1}^m G^j) \cdot T_t^i \\ T_t^i = T_{in,t}^k \quad (j=1,2,\dots,n) \end{cases} \quad (1)$$

通常与热源相连接的节点温度都设有温度采集系统，所以可以假设与热源相连接的节点温度是已知的。

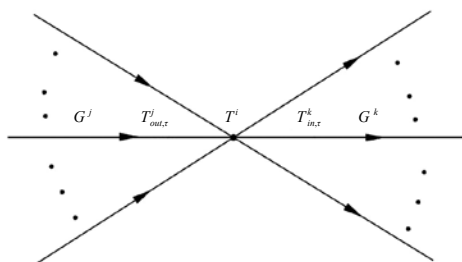


图 1 连接管道的节点示意图

1.3 管道热平衡——节点法

当流体从管道中缓慢传播时，管道出口温度相对于管道进口温度就会有时间的延迟，同时在流体传播过程中，流体与外环境进行热量交换，造成流体的热损失。在本文中 will 使用节点法建立管道的热平衡方程。

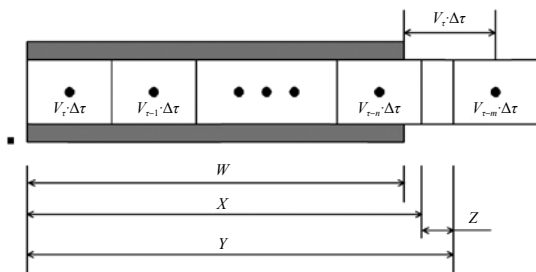


图 2 节点法原理图

节点法的原理可以以下三步进行描述^[16]。

① 在当前时间步长 t ，管道出口温度 $T_{j,t}$ 首先通过公式（2）获得：

$$T_{j,t} = \frac{(R-Z) \cdot T_{i,t-n} + Y + (V_i \cdot \Delta t - S + Z) \cdot T_{i,t-m}}{V_i \cdot \Delta t} \quad (2)$$

式中： V_i 为体积流量 (m^3/s)； t 为当前时间周期 (s)； Δt 为时间间隔 (s)； Z 为管道容积 (m^3)； $T_{i,t}$ 为在当前时间步长 t 管道进口温度； n 和 m 表示应该从当前时间步长应该减去 n 和 m 个时间周期， n 和 m 分别满足公式（3）和（4）。

$$\sum_{k=t-n}^t (V_k \cdot \Delta t) > Z; \quad n \in [0,1,2,\dots] \quad (3)$$

$$\sum_{k=t-m}^t (V_k \cdot \Delta t) > Z + V_i \cdot \Delta t; \quad m \in [0,1,2,\dots] \quad (4)$$

变量 Y ， R ， S 分别从公式（5）~（7）获得。

$$Y = \sum_{k=t-m+1}^{t-n} (V_k \cdot T_{i,k} \cdot \Delta t) \quad (5)$$

$$R = \sum_{k=t-n}^t (V_k \cdot \Delta t) \quad (6)$$

$$S = \begin{cases} \sum_{k=t-m+1}^t (V_k \cdot \Delta t) & \text{if } m > n \\ R & \text{if } m = n \end{cases} \quad (7)$$

② 考虑管壁热容的作用 ($T'_{j,t}$)

$$C_p \left(\frac{T'_{j,t} + T_{j,t}}{2} - T_{p,t-1} \right) = V_p \rho_f c_{p,f} \cdot \Delta t \cdot (T_{j,t} - T'_{j,t}) \quad (8)$$

式中： $T_{p,t-1}$ 为前一个时间周期的管壁温度； C_p 为管道热容 (J/K)； ρ 为水的密度 (kg/m^3)； c_p 为水的定压比热 ($\text{J/kg} \cdot \text{K}$)；下标 f 为流体。

③ 考虑管道热损失 ($T''_{j,t}$)

$$T''_{j,t} = T_e + (T'_{j,t} - T_e) \cdot \exp \left[-\frac{k \cdot \Delta t}{0.25 \pi d^2 \rho_f c_{p,f}} \left(n + \frac{S-R}{V_{i-n} \cdot \Delta t} + \frac{1}{2} \right) \right] \quad (9)$$

2 工程应用实例

本实验验证是针对某实际供热系统进行测试、模拟完成的。

2.1 供热系统

该供热系统一次网平面图见图 3。在该供热系统中热源的装机容量为 406MW，连接着 71 个换热站为 290 万 m^2 的住宅提供热量。供热管网包含 6.6km 的预制保温管，管径从 80mm 到 1000mm。

2.2 运行策略

在整个供暖季，该供热系统采用“分阶段改变流量质调节”的运行策略，而在具体的某天，流量由“分阶段改变流量质调节”确定，而供暖温度则由室外温度做决定，有时候在中午温度高时，锅炉停止运行，利用供热管网和建筑的热惯性维持室内温度在合适的水平^[17-18]。

此外,在该供热系统中,换热站的一次侧没有安装自动调节装置,同时也没有为热用户提供热水,所以当热源处的供水流量保持恒定,则整个供热系统的水力工况将保持恒定。由于缺少先进的自动调节装置,这种情况在中国普遍存在^[19]。

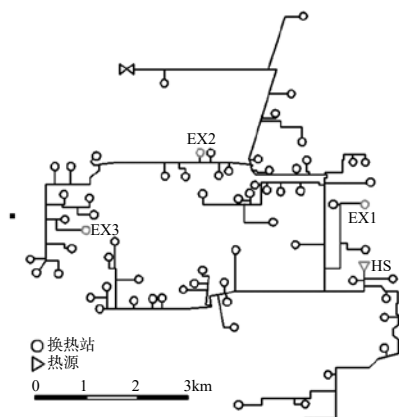


图3 供热系统一次网平面图

2.3 测量

本实验的测量针对三个不同距离换热站的供水温度以及热源的回水温度进行测量(见图3),而供热系统的水力工况采用数据采集系统上传的流量数据。三个换热站 EX1~EX3 距离热源的距离分别为 1324m, 3429m 和 6080m。本次测量在 2015 年 1 月 15 日进行,每 10min 测量一次。热源处的测量流体流速和环境温度见图 4。

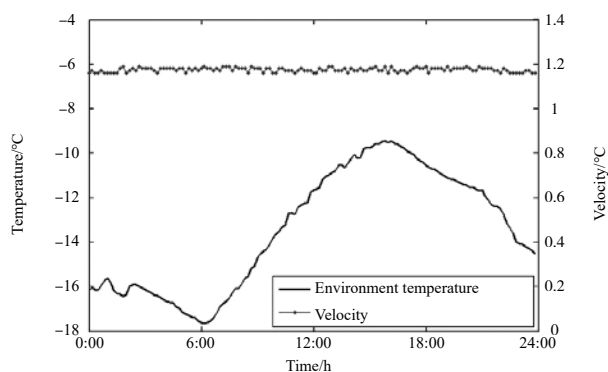


图4 热源处的测量流体流速和环境温度

从图4中可以看出,热源处的流体流速在 1.16m/s~1.19m/s 的范围内波动,所以可认为整个供热系统的水力工况保持稳态。

2.4 结果与分析

为了突出模型对于不同的温度变化阶段的模拟精度,同时去除用于模拟计算初始化所需数据,本实验对于换热站供水温度的模拟结果展示从 6:00 到 21:00 (见图 5~图 7)。

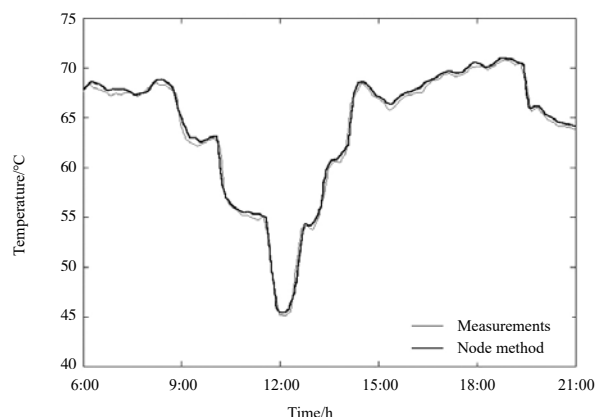


图5 EX1 测量供水温度和模拟供水温度

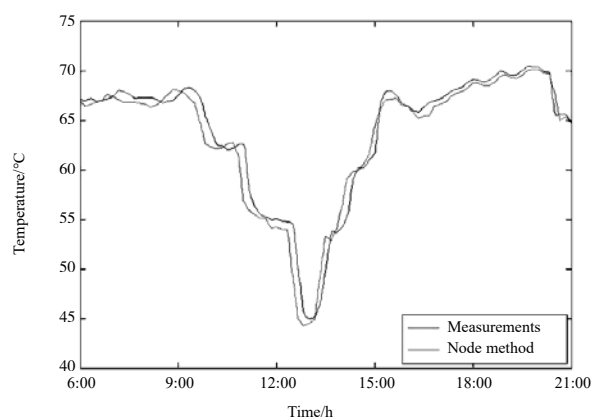


图6 EX2 测量供水温度和模拟供水温度

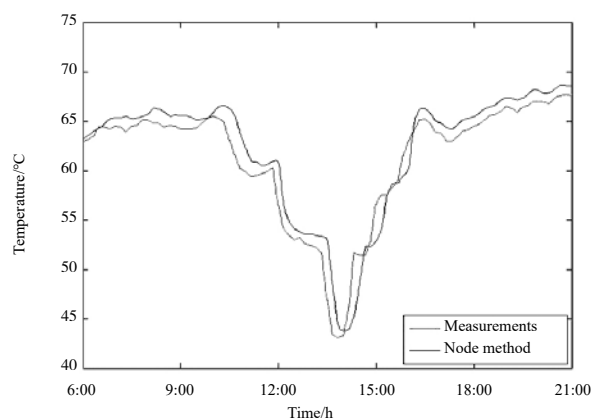


图7 EX3 测量供水温度和模拟供水温度

从图 5~图 7 中可以看出,节点法模拟的结果与测量结果高度吻合,模拟值与实测值的结果差别很小。所以通过计算 6:00~21:00 期间两个模型的平均误差和标准差来比较两种模型的精度(见表 1)。从表 1 可得,节点法的平均误差和标准差分别为 0.46°C 和 1.18°C,模拟的结果可以满足工程的实际应用。

表 1 节点法模拟换热站供水温度的平均误差和标准差

换热站	EX1	EX2	EX3	平均值
平均误差	0.24	0.45	0.69	0.46
标准差	0.50	1.36	1.69	1.18

从图 5~图 7 中也可以看出,节点法的模拟结果在不同的温度变化阶段与实测值的偏差幅度是不同的,所以针对不同温度变化阶段的模拟结果进行比较分析,包括快速下降阶段(阶段 1)、快速上升阶段(阶段 2)和相对平稳阶段(阶段 3),结果见表 3。表 3 中每个阶段平均误差和标准差的计算时间都是 3h,对于阶段 1 就是到达温度最低点的前 3h,对于阶段 2 就是温度最低点之后的 3h,对于阶段 3 则阶段 2 结束后的 3h。

表 2 节点法在不同温度变化阶段模拟换热站供水温度的平均误差和标准差

阶段	EX1	EX2	EX3	平均值
	平均误差 (标准差)	平均误差 (标准差)	平均误差 (标准差)	平均误差 (标准差)
1	0.19(0.53)	1.39(2.04)	2.47(3.11)	1.35(1.89)
2	0.12(0.63)	-0.61(1.43)	-1.46(2.64)	-0.61(1.57)
3	0.35(0.34)	0.52(0.55)	1.03(0.96)	0.63(0.62)

从表 2 可以看出,在三个温度变化阶段,节点法的平均误差和标准差都随着与热源距离的增大而增大,同样的现象可以在图 5~图 7 和表 1 中得到。一个可能的原因是当温度波从热源传递到热用户的过程中,越远的用户需要经过越多的分支、弯头、连接点以及其他附属设备,在经过这些附属设备时,会引起流速的分散以及二次流动的产生从而加强热损失和流动速度。但是这些影响都没有在这两种方法中考虑,所以会出现误差随着与热源距离的增大而增大。

同时,两种方法在阶段 1 和阶段 2 的模拟精度高于阶段 3。这是因为在温度快速且大幅度变化阶段的模拟精度主要受到延迟时间的影响:一点点的延迟时间误差将会引起比较大的模拟误差;而平稳阶段主要受到衰减倍数的影响,并且这种影响没有延迟时间对快速且大幅度变化阶段的影响来得强烈。

2.5 建筑室内温度变化

为了分析在快速且大幅度温度变化的影响下,室内温度的变化规律,对该供热系统某室内建筑进行室内温度测试,测试结果见图 8。

从图 8 可以看出即使在供热量大幅度变化的情况下,室内温度在 19.44℃~19.94℃ 的温度范围内变化,仍然保持在人体舒适温度范围内。所以当利用新能源供热时,供热系统的热惰性可以平抑新能源的波动,为供热系统安全、可靠提供保障。

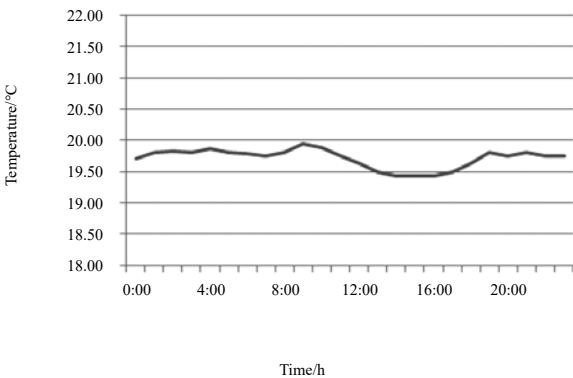


图 8 某测试建筑室内温度变化

3 结论

本文利用节点法建立供热系统的动态热特性模型,并将节点法应用在某实际管网中,分析在快速且大幅度温度变化下,供热系统的动态热特性。主要结论有以下三点。

(1) 节点法对快速且大幅度温度变化模拟的平均误差和标准差分别为 0.46℃ 和 1.18℃,所以应用节点法模拟供热系统动态热特性可以满足工程的实际应用。

(2) 节点法对温度快速下降阶段、快速上升阶段的模拟精度比对相对平稳阶段的模拟的精度低。

(3) 室内温度在大幅度供热量变化的情况下仍然能够维持在人体舒适温度范围内,不影响供热质量,为新能源供热提供一定的保障。

参考文献

[1] LI H, SVENDSEN S. Energy and exergy analysis of low temperature district heating network [J]. Energy, 2012, 45(1):237-46.

[2] LI K. Research on thermal condition of hot water heat-supply system [D]; Harbin Institute of Technology, 2011.

[3] BENONYSSON A,B HM B, RAVN H F. Operational optimization in a district heating system [J]. Energy Conversion & Management, 1995, 36(5):297-314.

[4] LARSEN H V, P LSSON H, B HM B, et al. Aggregated dynamic simulation model of district heating networks [J]. Energy Conversion & Management, 2002, 43(8):995-1019.

[5] PINSON P, NIELSEN T S, NIELSEN H A, et al. Temperature prediction at critical points in district heating systems [J]. European Journal of Operational Research, 2009,194(1):163-76.

[6] LI Z, WU W, SHAHIDEHPOUR M, et al. Combined

Heat and Power Dispatch Considering Pipeline Energy Storage of District Heating Network [J]. IEEE Transactions on Sustainable Energy, 2015, 7(1):12–22.

[7] PALSSON H. Analysis of Numerical Methods for Simulating Temperature Dynamics in District Heating Pipes; proceedings of the International Symposium on District Heating and Cooling Simulation, F, 2010 [C].

[8] BENONYSSON A. Dynamic modelling and operational optimization of district heating systems [D]; Technical University of Denmark, 1991.

[9] 王芃. 集中供暖系统动态仿真与优化调节 [D]; 哈尔滨工业大学, 2006.

[10] 李爽. 基于室温调节的热水供热管网动态水力和热力工况研究 [D]; 哈尔滨工业大学, 2011.

[11] STEVANOVIC V D, ZIVKOVIC B, PRICA S, et al. Prediction of thermal transients in district heating systems [J]. Energy Conversion & Management, 2009, 50(9):2167–73.

[12] ZHOU S, TIAN M, ZHAO Y, et al. Dynamic modeling of thermal conditions for hot-water district-heating networks [J]. Journal of Hydrodynamics, 2014, 26(4):531–7.

[13] ZHAO H. Analysis, modelling and operational optimization of district heating systems [D]; Technical

University of Denmark, 1995.

[14] GABRIELAITIENE I, B HM B, SUNDEN B. Modelling temperature dynamics of a district heating system in Naestved, Denmark—A case study [J]. Energy Conversion & Management, 2007, 48(48):78–86.

[15] LIU X, WU J, JENKINS N, et al. Combined analysis of electricity and heat networks [J]. Applied Energy, 2016(162):1238–50.

[16] GABRIELAITIENE I. Numerical simulation of a district heating system with emphases on transient temperature behaviour [J]. Vilniaus Gedimino Technikos Universitetas, 2011,

[17] PUPEIKIS D, BURLINGIS A, STANKEVIČIUS V. Required additional heating power of building during intermitted heating [J]. Vilniusgediminastechnicaluniversity, 2010, 16(1):141–8.

[18] KENSBY J, TR SCHEL A, DALENB CK J O. Potential of residential buildings as thermal energy storage in district heating systems – Results from a pilot test [J]. Applied Energy, 2015(137):773–81.

[19] ZHANG L, GUDMUNDSSON O, LI H. Comparison of district heating systems used in China and Denmark [J]. 2013, 10(4):12–9.

空气源热泵直通干式蓄热地板供暖的研究

张 欢, 夏军宝, 郑晨潇, 由世俊, 叶天震, 郑雪晶, 郑万冬

(天津大学环境科学与工程学院, 天津 300350)

[摘 要] 在电采暖成为主要补充供暖方式的必然发展趋势下, 提出了空气源热泵直通干式蓄热地板供暖的新型系统, 并对该系统的科学意义以及研究内容进行了详细的论述, 在此基础上, 进行了该系统的恒温恒湿实验台实验, 结果显示在室外温度为 -7°C 时, 系统 COP 达到 2.83; 为验证其在实际工程中的效果, 在实际工程中也对新型系统进行了试点实验, 在室外温度为 6.6°C 时, 系统 COP 为 3.78, 高于其他供暖方式。新型系统供暖效果优于集中供暖, 且节能效果明显, 适宜推广应用。

[关键词] 空气源热泵; 直接地板辐射供暖; 干式蓄热地板; 节能性; 舒适性

1 引言

1.1 电采暖成为主要补充供暖方式

当前, 我国大气污染形势严峻, 化石燃料尤其大量散烧煤的燃烧是造成严重雾霾的主要因素之一。国家八部委于 2016 年 5 月 16 日联合印发了《关于推进电能替换的指导意见》, 其中北方居民采暖领域是电能替代重点领域之一, 用超低排放煤电机组集中燃煤对分散燃煤进行替代, 实现化石能源的清洁高效利用、为减少大气污染物排放做出重要贡献。与此同时, 针对燃气(热力)管网覆盖范围以外的城区、郊区、农村等还大量使用散烧煤进行采暖的, 使用电采暖设施作为补充供暖方式, 替代分散燃煤设施。

但是, 采用电能直接供暖在能源结构上不合理, 因此高效率、无污染的空气源热泵作为清洁能源供热技术得到优先推广应用, 其采用电能驱动来进行供暖, 从空气中取热, 将低品位热源转化为高品位热源进行供热, 提高了能源利用率。

1.2 室内热舒适性需求的提高

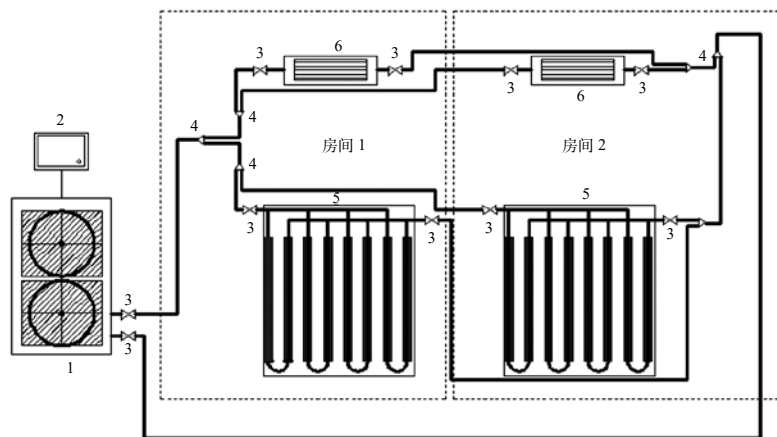
随着社会的发展和生活水平的提高, 人们对室内环境的热舒适性要求也越来越高。为满足人们对室内环境的要求, 舒适性更高的地板辐射供暖也越

来越受到人们的青睐^[1]。与此同时, 与暖气片供暖和热风供暖方式相比, 在相同体感温度下, 地板辐射供暖可以有效降低供暖温度, 在保证人体热舒适的同时实现节能减排。

综合上述问题, 本文提出空气源热泵直通干式蓄热地板供暖系统, 以制冷剂作为热媒, 直接通入干式辐射采暖地板中冷凝放热, 向室内供暖, 与已有空气源热泵热水系统相比, 无二次换热, 减少系统能量损失与运输能耗, 降低冷凝温度, 提高系统能效比。其兼顾节能环保与室内热舒适性, 符合高效节能、环境友好、可持续的发展要求。

2 空气源热泵直通干式蓄热地板供暖的科学意义

图 1 为本文提出的空气源热泵直通干式蓄热地板系统示意图。系统主要包括热泵机组、制冷剂管道以及末端三部分。热泵机组采用节能、高效、无污染的空气源热泵机组; 制冷剂管道采用铜管; 末端由木地板、加热管、蓄热模块、铝箔、保温层构成, 利用压缩机排出的制冷剂蒸汽直接通入地板下的加热管, 通过冷凝放热向房间供暖, 满足室内供暖需求。由于制冷剂直通, 在夏季时可通过分歧器控制, 利用室内风机盘管进行供冷, 本文对于夏季工况不予讨论。



1—室外机; 2—控制器; 3—调节控制阀; 4—分歧器; 5—地板辐射采暖末端; 6—室内风机盘管

图 1 空气源热泵直通干式蓄热地板系统示意图

在供暖工况时,由于加热管敷设在蓄热模块的预制沟槽中,故热泵通过加热管向房间供暖的同时也为蓄热材料加热;在除霜工况时,热泵机组反向运行,由蓄热材料向热泵系统提供除霜所需热量,从而避免用电直接加热除霜,同时减少因地板温度降低而影响室内热舒适性。通过在地板下铺设铝箔层,增强其传热效果,提高地板表面温度分布均匀性。

2.1 直通干式地板辐射供暖

地板辐射供暖是将整个地面作为散热面,通过对流与辐射作用向室内进行供热。近年来,地板辐射供暖方式以其舒适性、节能性及可靠性等优势在供暖领域得到了广泛应用^[2]。按照辐射供暖地板末端的构造方式,可以分为湿式地板辐射供暖与干式地板辐射供暖,两种方式最明显的区别为是否在供热盘管上铺设豆石砂浆层。湿式地板辐射供暖方式是地板辐射供暖的一般做法,而干式地板辐射供暖是为了解决湿式地板辐射供暖存在的施工维修难度大、导热性差等问题而提出的^[3]。目前,以水作为热媒通入地板盘管向室内供热是地板辐射供暖的主要方式。这种方式运行过程中,需要对水进行二次换热,会造成热量损失,与此同时,在地板辐射采暖系统总耗电量中,供热输配循环水泵能耗可达40%^[4]。针对此,有学者提出以制冷剂作为热媒,直接通入地板进行供热。

吴锦京、曾章传等搭建新型空气源热泵地板辐射供暖实验台,对管间距分别为100mm与150mm辐射地板进行实验,对该系统的连续性与间歇性运行特性、能效、环境热舒适性及经济性进行分析,验证系统运行的可行性^[5-6]。吴鑫等搭建实验台,针对兰州地区气候特点,通过实验与数值模拟相结合的方法,对利用太阳能和空气作为热源、将太阳能热泵系统与无水地板辐射供暖系统相结合的技术进行研究^[7]。李哲等使用DEST软件对华北地区空气源热泵无水地板供暖系统的节能性与经济性进行了研究^[8]。杜彦对空气源热泵直接地板辐射供暖系统进行模拟计算与实测研究,并从经济性与热舒适性方面对该系统三种运行方式进行对比分析^[9]。

上述研究均是采用湿式地板辐射供暖形式,而对于制冷剂直接通入干式辐射供暖地板的相关方面尚未开展研究。该新型系统将制冷剂直接通入干式辐射供暖地板中,对室内进行供热,填补了这项空白。

2.2 蓄热材料在供暖系统中的应用

蓄热材料在建筑节能方面的应用已得到越来越广泛的关注。将蓄热材料应用于地板辐射采暖系统,是降低建筑采暖能耗和成本的创新途径。Yamagushi

等将蓄热材料加入到低温热水辐射供暖地板构造层中,对含有蓄热材料供暖系统的热性能进行分析^[10]。Mazo等建立模型,在热泵地板辐射采暖系统的地板混凝土结构中嵌入相变材料,并对该模型进行模拟,结果显示该模型较传统地板辐射采暖系统节能近18%^[11]。何静将沙子及相变蓄热材料与毛细管网相结合应用在低温地板辐射采暖上,通过实验与数值模拟方法对其热特性进行了对比研究,分析了蓄热材料与毛细管网应用的可行性^[12]。Reza Barzin等将蓄热材料应用于地板辐射供暖系统中,并搭建两个实验小室进行对比实验,结果显示添加蓄热材料的系统节能44.4%^[13]。吴生俊以石蜡作为蓄热材料,对添加蓄热材料的低温热水地板辐射供暖的实用性、稳定性及节能性进行数值模拟与实验研究^[14]。

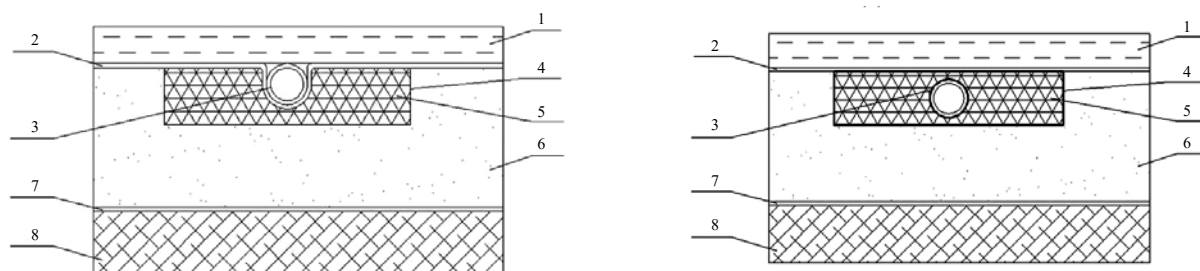
与此同时,蓄热材料也被应用于空气源热泵冬季供暖过程中的除霜热量来源,在系统中增加除霜热源,利用蓄热材料所储蓄的热量进行除霜^[15]。胡文举将相变蓄能技术与空气源热泵相结合,提出含有相变蓄热器的新型除霜系统,并对该系统进行理论与实验研究,分析其可行性和节能性^[16]。董建锴通过模拟与实验,研究一种延缓空气源热泵结霜的新方法,提出空气源热泵蓄能除霜技术及其控制策略^[17]。田浩设计并搭建实验台,对多联机空气源热泵除霜问题进行研究,提出采用相变蓄能方式进行除霜,分析除霜效果及适用性^[18]。大量研究发现,虽然蓄能除霜方式可以缩短除霜时间,降低除霜过程对室内热环境的影响^[19],但需要在原有系统中增加相变蓄热装置,增加系统初投资、运行费用及复杂程度。

该新型系统将蓄热材料嵌入制冷剂直通式辐射供暖地板结构中,在提高温度均匀、稳定及节能性的同时,为空气源热泵冬季工况运行除霜过程提供热量,且不增加系统复杂性。

3 空气源热泵直通干式蓄热地板供暖的研究内容

3.1 地板末端形式研究与优化设计

研究与系统相匹配的辐射供暖地板末端的结构形式、尺寸以及材料。末端的结构形式包括布管形式、蓄热模块的形式以及蓄热模块与加热管的位置关系等,图2为两种蓄热模块与加热管的位置示意图,(a)为半包围式结构,(b)为全包围式结构;尺寸包括管径、管间距以及保温材料厚度等参数;材料即各个部件的材料选取,其中蓄热材料的选取应根据系统除霜频次与除霜所需要的热量,就不同蓄热材料的传热特性、稳定性和安全性等问题进行实验研究和比较,结合各种蓄热材料的造价与用量,选取合适的蓄热材料。



1—复合地板；2—铝箔；3—加热管；4—铝壳；5—蓄热材料；6—保温材料；7—防潮层；8—楼板

图2 供暖末端结构形式示意图

3.2 制冷剂管内冷凝换热机理研究

对末端铜管内制冷剂的冷凝换热特性进行实验研究，基于努塞尔膜状凝结理论，参考已有关联式与预测模型，结合直通式蓄热型干式辐射供暖地板结构特性，建立制冷剂冷凝换热模型。利用 FLU-ENT 软件中的 VOF 模型对制冷剂蓄热型干式辐射供暖地板铜管内冷凝换热工况进行模拟计算，并利用实验数据对原有 VOF 模型进行修正，建立精度更高的冷凝换热模型，通过改变模型中的参数对不同工况的冷凝换热特性进行模拟研究，为提高制冷剂直通式蓄热型干式供暖地板末端换热性能提供理论依据和指导。

3.3 蓄热模块特性研究

对蓄热模块的蓄放热特性进行实验研究，建立蓄热模块的蓄放热理论，并从经济性、节能潜力、使用寿命及可行性等方面对蓄热模块除霜性能进行研究。

根据地板下冷凝器的换热特性，结合制冷剂管内冷凝换热机理与蓄热理论，建立蓄热型辐射供暖地板传热的数学模型，进行数值仿真计算，并借助于实验研究验证所建立数学模型的正确性。

3.4 系统技术经济性比较

从初投资、运行费用、回收期、一次能源消耗量等方面对所提出的系统进行经济性分析计算，确定采暖季所提出系统供暖工况下每平米能耗量，建立系统评价体系，以系统运行能耗、室内热舒适性、经济性等因素作为参数，对系统进行评价，并与空气源热泵系统及空气源热泵热水系统在舒适性、节能性及经济性等方面进行对比，得出该系统的经济效益、环保效益与社会效益。根据室外环境、建筑使用性能及面积等参数，针对不同地区不同建筑类型进行设计选型，选择更优系统匹配参数，在最大程度上降低能耗。

4 空气源热泵直通干式蓄热地板供暖的研究进展

针对以上研究内容，课题组自 2016 年 7 月份至

今，分别在恒温恒湿实验台以及实际工程项目中进行了实验，实验供暖效果优于集中供暖，且节能效果明显。

4.1 恒温恒湿实验台实验

在恒温恒湿实验台上进行了该系统的供暖实验，制冷剂采用 R410A，加热管间距为 240mm，同程布置，蓄热材料的量按照计算出来的除霜所需要的热量，蓄热材料为饱和脂肪酸和高级脂肪醇，添加 5% 的石墨用于增强其导热性以及定型，相变温度经 DSC 测试为 28℃，相变焓为 130J/g。

室外温度为 -7℃ 时，供热稳定状态下，室内温度（室内中心线距地板 0.75m 高处）为 19℃，地板表面平均温度为 25℃，满足（GB 50736—2012）《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》中对供暖时室内温度不低于 18℃ 的要求；除霜结束时，室内温度为 18.5℃，地板温度为 24.2℃，仍然满足室内温度不低于 18℃ 的要求，并且可以看出除霜对于室内温度以及地板温度的影响很小，蓄热材料的加入大大削减了除霜对室内舒适性的不良影响。

在室外温度为 -7℃ 时，稳定状态下输入功率为 310W，制热量为 877W，系统 COP 为 2.83，在同等室外温度条件下，高于其他采暖方式，体现了该系统节能高效的优势。为了验证该系统在实际工程中的效果，课题组紧接着对其进行了试点实验。

4.2 实际工程项目实验

在天津市某建筑内进行了该系统的供暖试点，实验房间位于建筑 2 层，为东西向，长宽高分别为 3950×3950×3500mm；房间内墙均为 150mm 空心砖墙，相邻房间均为非供暖房间；楼板为 180mm 钢筋混凝土加瓷砖，上下层均为非供暖房间；东向外墙为 240mm 空心砖墙，东向外墙窗墙比为 0.5，外窗为塑钢单层玻璃窗，保温性能较差，与既有农村建筑围护结构相似。制冷剂采用 R410A，加热管间距为 200mm，同程布置，蓄热材料不变。

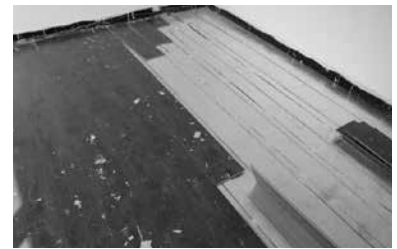
实验地板各层敷设图如图 3 所示，（a）为保温



(a) 保温层和蓄热模块



(b) 铝箔和加热管



(c) 地板层

图3 实验地板各层敷设图

层和蓄热模块, (b)为铝箔和加热管, (c)为地板层。

室外温度为 6.6°C 时, 供热稳定状态下, 室内温度为 18.2°C , 地板表面平均温度为 25°C , 满足供暖时室内温度不低于 18°C 的要求; 除霜结束时, 室内温度为 17.6°C , 地板温度为 24.3°C , 室内温度略低于 18°C , 其主要原因是该建筑围护结构的保温性能太差, 但在系统的整体运行中, 室内温度以及地板温度波动较小, 可以充分保证舒适性的要求。

室外温度为 6.6°C 时, 稳定状态下输入功率为 750W , 制热量为 2836W , 系统 COP 为 3.78, 远高于其他采暖方式, 该系统在实际建筑中仍然体现了较高的节能性, 为该系统的发展与推广提供理论依据与支持。

5 结论

本文对空气源热泵直通干式蓄热地板供暖的研究意义进行总结, 提出新型系统的研究内容, 并在此基础上, 进行了该系统的实验研究, 实验供暖效果优于集中供暖, 且节能效果明显。实验在制冷剂管内冷凝换热、热泵除霜以及热泵系统控制等方面积累了丰富的数据资料, 相关研究内容也将以论文的形式陆续刊出。

参考文献

- [1] Stetiu C. Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings [J]. Energy & Buildings, 1999, 30(2):127-138.
- [2] Yost P A, Barbour C E, Watson R. An evaluation of thermal comfort and energy consumption for a surface-mounted ceiling radiant panel heating system [J]. ASHRAE Transaction, 1995, 101(1):21-35.
- [3] 张东亮. 干式地板辐射供暖系统研究 [D]. 南京: 南京师范大学. 硕士论文. 2007.
- [4] 张红霞, 王德忠, 顾卫国, 等. 供热水系统 CTAC 减阻流体减阻与传热性能研究 [J]. 暖通空调, 2007; 37(9):45-49.
- [5] 吴锦京. 空气源热泵直接地板辐射采暖热舒适及经济性研究 [D]. 郑州: 郑州大学, 2010.
- [6] 曾章传. 空气源热泵直接地板辐射采暖能效及地

板传热研究 [D]. 郑州: 郑州大学, 2010.

- [7] 吴鑫. 兰州地区太阳能热泵无水采暖实验研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014.
- [8] 李哲, 田琦, 郭卫强. 华北地区空气源热泵无水地板采暖系统节能经济性研究 [J]. 科学技术与工程, 2014, 14(2):228-232.
- [9] 杜彦. 空气源热泵直接地板辐射供暖系统运行方式及经济性研究 [D]. 太原: 太原理工大学, 2015.
- [10] Yamaguchi M, Sayama S, et al. Heat storage-type floor heating system with heat pump driven by night time electric power [J]. Transfer-Japanese Research, 1997, 26(2):122-130.
- [11] Mazo J, Delgado M, Marin J M, et al. Modeling a radiant floor system with Phase Change Material (PCM) integrated into a building simulation tool: Analysis of a case study of a floor heating system coupled to a heat pump [J]. Energy & Buildings, 2012, 47(3):458-466.
- [12] 何静. 相变材料蓄能式毛细管网地板辐射采暖热特性研究 [D]. 郑州: 华北电力大学, 2012.
- [13] Barzin R, Chen J J, Young B R, et al. Application of PCM underfloor heating in combination with PCM wallboards for space heating using price based control system [J]. Plant & Soil, 2016, 401(1-2):347-364.
- [14] 吴生俊. 预制轻薄相变供暖地板的制备和实验研究 [D]. 北京: 北京建筑大学, 2015.
- [15] 姚杨, 姜易强, 马最良, 等. 蓄能相变材料及使用该材料的蓄能式空气源热泵除霜系统: 中国, 200510009975.1[P]. 2005-10-26.
- [16] 胡文举. 空气源热泵相变蓄能除霜系统动态特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- [17] 董建锴. 空气源热泵延缓结霜及除霜方法研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [18] 田浩. 多联机空气源热泵相变蓄能除霜系统实验研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
- [19] 曲明璐, 邓仕明, 董建锴, 等. 空气源热泵蓄能换向除霜对室内热舒适的影响 [J]. 暖通空调, 2013(4):76-79.

宝鸡石鼓·天玺台、太阳市地源热泵能源站 供能系统项目分析与探讨

李 骥, 李锦堂, 冯晓梅, 阳 春, 乔 鏢

(中国建筑科学研究院, 北京 100013)

[摘 要] 本文对宝鸡“石鼓·天玺台”、“石鼓·太阳市”地源热泵能源站供能系统项目进行分析, 对全绿色建筑设计、地源热泵系统设计、施工工艺要点、预制冷站技术、EMC 经济模式等进行了系统、详细地介绍。此外, 对本项目地源热泵系统进行了现场测试, 分析评估系统运行性能。以期为从业人员提供一定的参考和帮助。

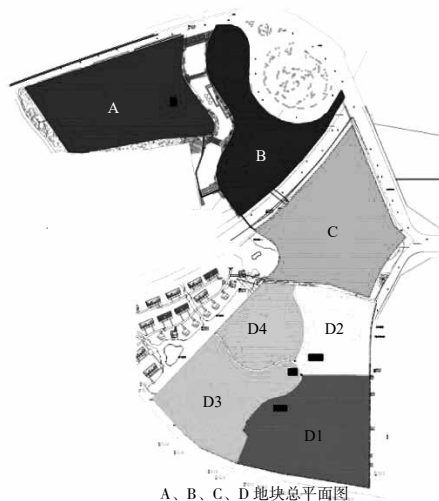
[关键词] 绿色建筑; 地源热泵; 集成冷站; 测试评估

0 引言

项目名称为宝鸡“石鼓·天玺台”、“石鼓·太阳市”地源热泵能源站供能系统项目, 打造全国顶级的绿色三星建筑群及地源热泵利用建筑群。

宝鸡石鼓·太阳市项目: 为高端综合休闲娱乐区, 分为 A 区、B 区、C 区三个地块。其中: A 区(已建成)总建筑面积 8.9 万 m^2 , 分为天膳坊、天宝城、个人艺术中心及酒吧街四个功能区; B 区陈仓老街总建筑面积约 7 万 m^2 , 为开放式生态文旅集中体验区; C 区石鼓广场总建筑面积约 11.7 万 m^2 , 为精品酒店、一站式商业体验购物中心。

宝鸡石鼓·天玺台项目总建筑面积约 63 万 m^2 , 建筑业态为居民住宅, 项目分四期(D1、D2、D3、D4)建成, 定位为三星级绿色建筑。采用地源热泵提供中央空调供冷/供暖, 营造宝鸡顶级的豪华人居典范。



备注: 图中黑色方块表示能源站; C 地块能源站方位尚未确定。

图 1 项目地块区位示意图

石鼓·天玺台、石鼓·太阳市项目总建筑面积约 90 万 m^2 , 总采暖面积约为 66.8 万 m^2 , 其中商业采暖面积约为 19.3 万 m^2 , 居住建筑采暖面积约为 47.4 万 m^2 。项目总空调供冷面积约为 48.5 万 m^2 , 其中商业供冷面积约为 19.3 万 m^2 , 居住建筑供冷面积约为 29.2 万 m^2 , 部分商业有生活热水需求。

项目冬季拟采用地源热泵+燃气锅炉的供热方案; 夏季拟采用地源热泵供冷的方案。区域总设计空调冷负荷为 22.68MW, 总设计供热负荷为 31.53MW, 生活热水设计热负荷为 0.94MW。规划建设 5 座能源站(A、C、D1、D2、D3)。

1 全绿色建筑设计

本项目居住建筑采用全绿色建筑设计, 项目一期、三期工程分别于 2014 年 6 月、2015 年 10 月获得三星级绿色建筑设计标识证书(证书编号 NO.RD32702、NO.RD32703), 参评建筑面积约为 50 万 m^2 。项目主要创新点:

(1) 室外绿化面积大, 一期、三期室外透水地面面积比均达到 70% 以上;

(2) 充分利用地下空间, 一期、三期工程地下建筑面积与建筑占地面积比例分别为 271.4%、394.7%;

(3) 废弃场地利用, 合理选用废弃砖厂进行建设, 节约土地资源;

(4) 地源热泵技术, 住户可再生能源使用率为 100%;

(5) 采用雨水回渗与集蓄利用等非传统水源利用技术;

(6) 高强度钢使用, 作为主筋的使用比例大于 70%;

(7) 可再生循环材料使用, 可再生循环材料使用量占建筑材料总重量的比例超过 10%;

(8) 采用多种成套化的装修设计方

2 成孔工艺

本项目采用浅层地温能作为主要能源形式，为区域内建筑进行供热供冷，规划打井共 6600 个，各地块地埋管换热器打井进度如表 1 所示：

表 1 各地块地埋管换热器建设进度

地块编号	地埋管换热器数量	打井进度
A	不布置	—
B	不布置	—
C	2000	已完成
D1	1700	已完成
D2	1050	已完成
D3	1200	在建
D4	650	未建
总数	6600	

2.1 现场勘察

现场勘察是施工环节的第一步。在地埋管换热器施工之前，应对现场情况、地质资料进行准确详实的勘察与调研。

根据现场勘察，制定施工方案。精心的规划将会大大减少安装的时间和成本。为顺利完成地热换热器地埋管的安装奠定基础。

2.2 钻孔设备

针对该工程地质状况和场地的大小，地埋管换热器钻孔施工采用车载机钻水—400 型，及与其相对应的泥浆泵配合使用，进行钻孔施工，以加快施工进度按期完工。

2.3 下管

等钻孔孔壁固化后，立即将焊接完毕、打压合格并注满清水、上好管卡的 U 型管垂直的放入开钻完成的钻孔内。

钻孔深度及孔内地下水（或泥浆）水位较浅时，宜采用人工下管。当下管较困难时，可采用机械辅助下管。

下管时应注意保持管道与钻孔的同心度，减少管材、管件与钻孔的摩擦，U 型管下部端头应设保护装置。

下管结束后，立即进行管道打压，确认无泄漏方可进行回填。

打压合格后要对 U 型管端口采取有效的临时封堵措施。

2.4 钻孔回填

回填是地埋管换热器施工过程中的重要的环节，即在钻孔完毕、U 型管下管后，向钻孔中注入回填材料。回填材料的选择以及正确的回填施工对于保证地埋管换热器的性能有重要的意义。

2.5 水平集管连接

水平埋管地沟结构应综合考虑地上和地下障碍物、地表坡度、沟转向半径限制、回填和复原要求等因素。

水平集管连接分为热熔连接和电熔连接两种方式。由于热熔连接会引起缩径现象、增加管道局部阻力、降低管件强度；本项目 $\Phi \leq 63\text{mm}$ 的管材全部采用电熔连接。

2.6 检验和验收

地埋管系统安装完成后，应按照标准规范等^[1]要求，由专业检测机构来工地现场做试验鉴定，并提供检验与验收报告。

3 能源总线^[2]

本项目区域内共设置 5 个能源站，分别位于 A 地块（供 A、B 分区）、C 地块（供 C 分区）、D1 地块（供 D1 分区）、D2 地块（供 D2 分区）、D3 地块（供 D3、D4 分区）。

区域内共规划布置 6600 个钻孔，分别位于 C 地块、D1 地块、D2 地块、D3 地块和 D4 地块。区域内冷负荷完全由地埋管承担，热负荷由地埋管和辅助燃气锅炉承担；辅助热源集中设置在 D3 能源站内。

本项目，地埋管分区较多，通过设置地埋管侧分集水器，不同分集水器间进行联通，实现各地块地埋管间互联互通，进而最大可能的保证地下冷热平衡。地埋管侧联通方案如下图所示，C 能源站、D2 能源站、D3 能源站内均设置地源侧分集水器，A 能源站和 D1 能源站内无地源侧分集水器。

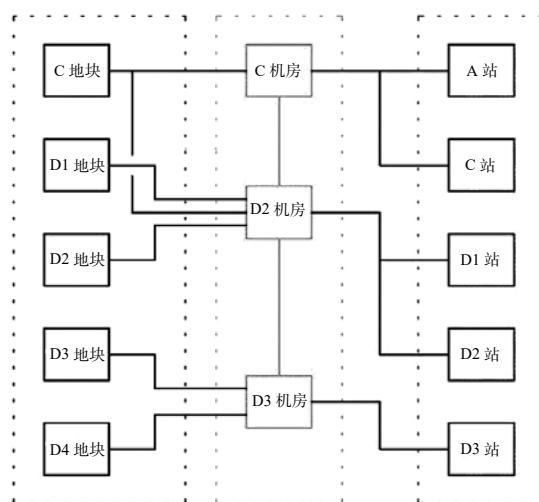


图 2 区域内地埋管侧联通方案

地埋管侧互联互通方式如下：

（1）由 C 地块地埋管向 C 机房分集水器供水；

C 机房地源侧分集水器向 A 能源站和 C 能源站热泵机组供冷却水。

(2) 由 C 地块地埋管、D1 地块地埋管、D2 地块地埋管向 D2 机房地源侧分集水器供水；D2 机房分集水器向 D1 能源站、D2 能源站热泵机组供冷却水。

(3) 由 D3 地块地埋管、D4 地块地埋管向 D3 机房地源侧分集水器供水；D3 机房分集水器向 D3 能源站热泵机组供冷却水。

(4) C 机房地源侧分集水器与 D2 机房地源侧分集水器设置联通管，实现地埋管分区互联互通。

(5) D2 机房地源侧分集水器与 D3 机房地源侧分集水器设置联通管，实现地埋管分区互联互通。

通过上述地埋管侧互联互通方案，对整个项目区域地下换热过程进行 10 年的逐时动态模拟计算，得到地埋管换热器逐时进出口水温 and 地下岩土逐时温度变化，如下图所示。经过 10 年的连续运行，地下岩土温度有小幅度的下降，地下岩土冷热平衡性较好。整个系统能够实现冬夏季稳定、高效运行。

本项目建设规模大，钻孔数目较多，通过采用能源总线设计思想，随着项目建设进度，分期建设

能源站，并通过各能源站之间互联互通、协同调配，能实现可再生能源的最大化利用。在后期的能源站建设过程时，综合考虑整个项目冷热负荷情况、调峰冷热源配置情况，通过地埋管侧互相调配，进而实现整个区域各个能源站的地埋管侧冷热平衡，保证了整个项目的冷热平衡。

4 集成冷站

传统冷冻站，通常是由建设单位根据设计院的初步设计进行冷冻站主体设备的采购，然后由机电安装公司在现场安装的暖通工程。传统冷冻站往往存在以下问题：

(1) 传统冷冻站是一项责任主体分散的工程项目，各方只对自己工程内容负责，缺乏系统工程思想，整体性能无法保证。

(2) 传统冷冻站由于在现场施工，施工作业占地面积较大、不同专业交叉作业时间很长、业主现场协调管理难度很大。

(3) 传统冷冻站一般采用独立、简单的控制方式，各个主耗电设备的控制缺乏关联性，节能效果不明显。

集成冷冻站是以高效节能的关联预测控制系统

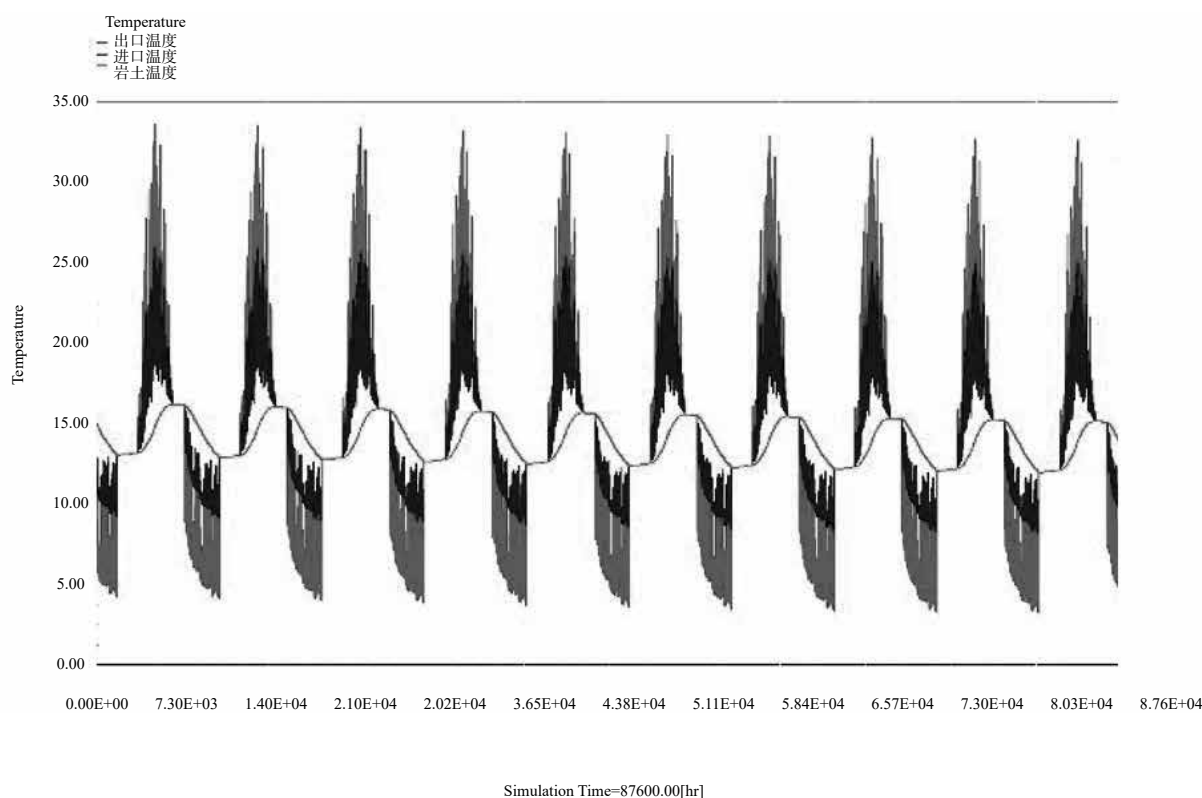


图3 地埋管进出水温度以及岩土温度 10 年热平衡模拟

为核心，在设计院初步设计的基础上，开展二次深化设计和三维仿真，对设备进行参数优化，通过工厂预制、模块运输、现场拼装而形成的机电一体化系统级产品。多模块集成的产品更便于拆卸、吊装和运输。高效、节能、节省空间、操作方便、容易控制设备在工厂进行预制生产，避免了现场施工繁杂的困扰。

- (1) 从分散责任主体到系统集成商单一责任主体；
- (2) 从工程项目到系统产品；
- (3) 从项目现场施工到工厂预制生产；
- (4) 从独立控制到关联控制、引入全变频控制技术。

本项目能源站设计采用集成冷冻站技术，能源站设计主要创新点如下：

- (1) 本集成冷冻站采用模块化设计技术，在制造厂集成生产制造、安装调试合格后分模块发运，到项目现场后模块连接、组对，现场施工周期由传统的 5~6 个月缩短为 1 个月；
- (2) 集成冷冻站系统能效比高，与常规冷冻站系统相比，可节能 30% 以上；
- (3) 采用台佳制冷剂侧切换专利技术，避免空调侧和地源侧交叉污染问题；
- (4) 节省 10% 以上用材，节省前期投资，降低维护管理费用；
- (5) 智能集成，无人值守，远程控制；
- (6) 控制系统按采集的数据自动计算、比较不

同运行策略，迭代计算系统运行能效，自适应调节水流量和温差。

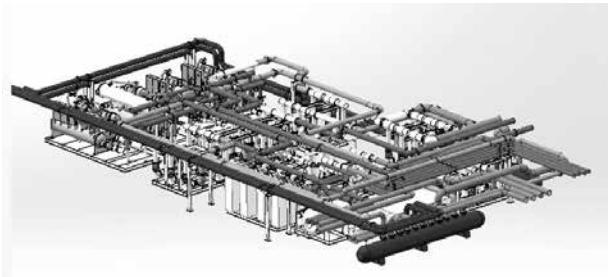


图 4 项目某能源站三维设计图

5 运行测试

中国建筑科学研究院国家空调设备质量监督检验中心作为委托评估机构，对该项目 A 区能源站地源热泵系统夏季工况运行性能进行了现场测试评估。

5.1 室外埋管水力平衡测试结果

本项目 A 机房对应的室外侧二级分集水器为 13#~24#，共 12 个。分为两组，每组 6 个并联运行（13#~18#，19#~24#）。此外，每组二级分集水器出口连接 10 路三级分集水器，每路三级分集水器连接 8 个钻孔。

因此，对室外侧埋管原始运行状态以及调试后的水力平衡情况进行测试。测试分为两方面内容：

- (1) 二级分集水器的水力平衡；
- (2) 三级分集水器的水力平衡。

由于，现场三级分集水器数目较多，难以实现

表 2 三级分集水器流量

二级分集水器编号	测试工况	二级分集水器流量 (m³/h)	三级分集水器流量 (m³/h)										
			1#	2#	3#	4#	5#	6#	7#	8#	9#	10#	流量不平衡率
16#	原始	47.2	/	7.52	/	7.03	/	8.10	/	4.75	/	7.72	41.4%
	调试 1	50.6	/	5.39	/	4.41	/	5.81	/	6.52	/	4.52	32.4%
	调试 2	52.2	/	5.13	/	5.35	/	5.41	/	6.01	/	6.55	21.7%
18#	原始	54.1	7.17	/	7.22	/	5.55	/	6.32	/	5.94	/	23.1%
	调试	/	5.70	/	5.65	/	5.50	/	6.37	/	6.10	/	13.7%
20#	原始	/	6.30	5.70	/	5.70	5.96	7.45	7.82	7.01	7.56	5.71	27.1%
	调试	40.1	/	/	/	5.41	/	/	5.78	6.03	/	/	10.3%
21#	原始	/	6.15	5.83	7.60	6.07	6.05	6.03	7.40	8.20	7.60	7	28.9%
	调试	33.2	/	3.54	/	/	/	/	/	3.62	3.66	/	3.3%
23#	原始	65.1	7.51	/	7.09	/	7.48	/	8.31	/	7.89	/	14.7%

备注：表中“原始”是指系统的初始运行情况；“调试”是指对某些三级分集水器支路阀门进行调试后的测试结果。

逐一测试。本次测试抽选典型的三级分集水器进行测试，校核其水力平衡。详见表 2。

本项目，每组二级分集水器（13#~24#）出口连接 10 路三级分集水器，每路三级分集水器连接 8 个钻孔，即每组二级分集水器的设计流量是相同的。因此，二级分集水器的流量不平衡率可用下式进行计算：

$$\text{流量不平衡率} = \frac{\max(\text{流量}) - \min(\text{流量})}{\max(\text{流量})}$$

表 3 二级分集水器

二级分集水器						
测点	13#	14#	15#	16#	17#	18#
流量 (m³/h)	55.3	53.0	47.1	52.2	48.5	54.1
流量不平衡率	14.8%					

表 4 二级分集水器

二级分集水器							
测点		19#	20#	21#	22#	23#	24#
流量 (m³/h)	原始	84.6	76.8	60.8	80.8	86.5	77.8
	调试	74.0	65.8	69.3	68.8	67.9	76.6
流量不平衡率		14.1%					

5.2 地源热泵夏季工况测试结果

A 地块机房内共三台高效型地源热泵机组（DRSW-760-2F），由于 1# 机组处于检修状态，不具备测试条件。因此，对 2#、3# 机组的性能进行测试。

测试期间，为保证机组负荷率，采用单一机组运行，逐一测试的方式。

热泵机组性能测试期间，冷却水一次循环泵、冷冻水一次循环泵与机组一一对应开启；各末端支路冷冻水二次循环泵单台变频运行。

测试期间，地源热泵机组实际运行工况下的机组平均性能系数为 4.93，系统平均性能系数为 3.3，具体测试结果见下表 5，地源热泵机组用户侧和热源侧的出水回水温度变化曲线见图 5。

表 5 某地源热泵机组实际运行工况下制冷性能测试结果

序号	测试项目	测试结果
1	机组用户侧出水温度 /°C	7.9
2	机组用户侧回水温度 /°C	11.0
3	机组用户侧流量 / (m³/h)	382.9
4	机组热源侧出水温度 /°C	28.9
5	机组热源侧回水温度 /°C	24.2
6	机组制冷量 /kW	1381.5
7	机组输入功率 /kW	280.1
8	机组制冷平均性能系数 / (kW/kW)	4.93
9	系统制冷平均性能系数 / (kW/kW)	3.3

备注：（1）测试时间为 2016 年 9 月 8 日 15:00~17:30；

（2）所有测试项目为测试期间的平均值；

（3）机组制冷平均性能系数 = $\frac{\text{机组制冷量}}{\text{机组输入功率}}$ ；

（4）系统制冷平均性能系数 = $\frac{\text{系统制冷量}}{\text{总输入功率}}$ 。

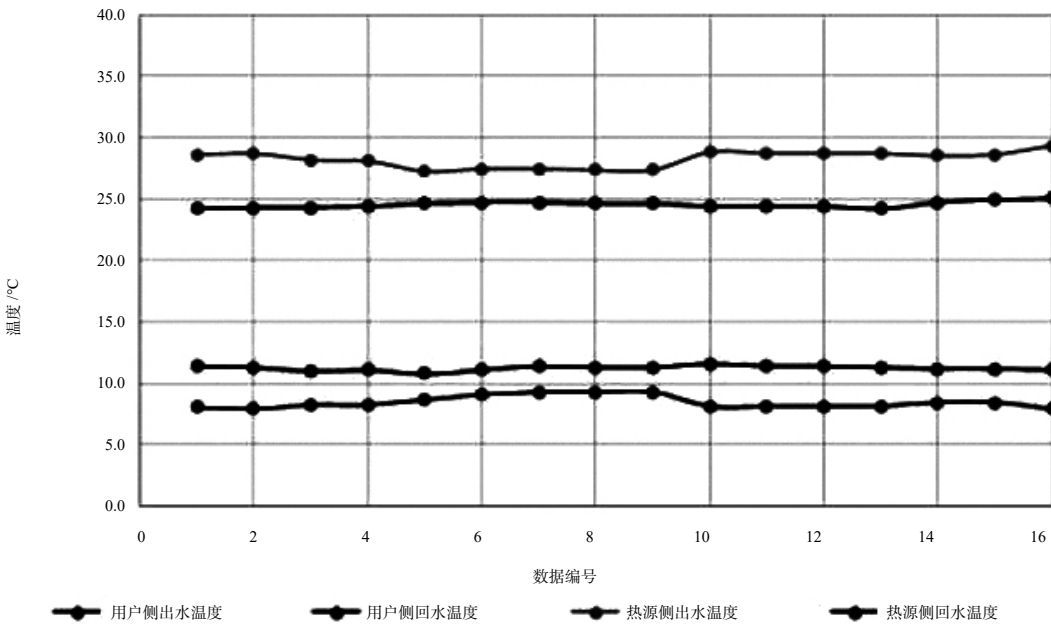


图 5 某地源热泵机组用户侧、热源侧循环介质温度变化曲线

5.3 现场测试结论

通过对宝鸡“石鼓·天玺台”、“石鼓·太阳市”区域供能项目地源热泵系统运行测试和分析,得到如下结论:

(1) 本系统中除 1# 热泵机组因测试期间正在维修无法进行测试,其余设备在测试期间均运行稳定良好;

(2) 通过对所有的二级分集水器和典型的不利的三级分集水器的测试:二级分集水器的水力平衡均能满足《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736—2012)^[3]的要求;80%以上的三级分集水器的水力平衡能够满足《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736—2012)^[3]的要求;

(3) 室外地埋管目前实施部分流量和温度均能满足设计要求;

(4) 本项目地源热泵系统在测试工况,运行合理的情况下,抽测热泵系统的制冷性能系数约为 3.3。

需要说明的是,本次测试系统运行效果未达到原设计目标,主要由以下几个原因引起:

(1) 系统循环水泵运行不合理,水泵启停未能根据负荷情况进行相应调节;

(2) 测试期间,系统负荷率较低,设备并未处于最佳状态。

测试后,根据发现的问题,运行方对系统进行了系统性调试,调整、优化了系统运行策略。调试后,经运行方反馈,根据运行数据,分析发现系统运行效率得到了较大程度的提升,系统制冷平均性能系数由 3.3 提升到 3.9。

地源热泵系统工程项目,由于源侧、负荷侧运行复杂,水力平衡、地下冷热平衡等对系统运行效果影响较大。这种工程项目施工完成后,需要进行系统化的调试诊断,一方面保证系统的安全、稳定、可靠运行,另一方面充分发挥系统高效性、节能性特点。

6 模式创新

本项目能源系统工程采用合同能源管理模式。EMC(Energy Management Contracting)合同能源管理是利用减少的能源费用来支付节能项目全部成本的节能投资方式。这种模式允许用户使用未来的节能收益为工厂和设备升级,降低目前的运行成本,提高能源利用效率。

本项目末端用户不缴纳初装费(政府财政补贴 20 元/m²),非居民供暖、制冷价格均为 28 元/m²;居民住宅供暖价格为 22 元/m²,居民住宅供冷价格为 12 元/m²。居民生活热水价格为 13.5 元/吨(含税),公建生活热水价格为 16 元/吨(含税)。

本项目总投资为 13217.86 万元。在现有价格体系及计算基准下,在业主提供的达产率、使用强度和供冷热生活热水收费情况下,项目投资财务内部收益率(税后)为 10.05%,投资回收期(税后)9.48 年。

7 结语

宝鸡“石鼓·天玺台”、“石鼓·太阳市”地源热泵能源站供能系统项目,对本项目全绿色建筑创新点、地源热泵系统设计、施工工艺要点、地埋管侧互联互通方案、集成冷站技术、EMC 经济模式等进行了详细、系统介绍。并通过现场测试,分析评估本项目地源热泵系统运行性能、埋管侧水力平衡情况。

通过分析,得出如下结论:

(1) 能源总线技术方案可以实现能源站之间互联互通、协同调配,能实现可再生能源的最大化利用,对可再生能源的规模化应用具有重大意义;

(2) 可再生能源区域供能项目,通过合理的设计,以及后续调试及优化,能保证系统运行的高效,实现节能减排的设计目的;

(3) 结合 BIM 的集成冷冻站技术目前已经较为成熟,可以作为未来区域能源站实施的重要技术手段;

(4) 绿色建筑高星级,区域能源站集中供能等行业热点在合理规划和设计的前提下,在类似宝鸡这种非一、二线城市也能得到合理的推广和应用。

参考文献

- [1] 中国建筑科学研究院.地源热泵系统工程技术规范(2009 年版)GB50366-2005.北京:中国建筑工业出版社,2009.
- [2] 龙惟定.城区需求侧能源规划和能源微网技术(上册、下册)[M].北京:中国建筑工业出版社,2016.
- [3] 中国建筑科学研究院.民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012.北京:中国建筑工业出版社,2012.

供暖系统换热效率降低原因及应对措施

张婷婷

(上海翱途流体科技有限公司, 上海 201400)

[摘要] 本文从循环系统中气体和杂质两个着眼点出发, 分析了空调系统中气体和污垢杂质的成因以及对热泵换热效率的影响, 并提供了相应的解决办法。

[关键词] 效率; 节能; 排气; 除污

0 引言

中国是世界上能源需求增长速度仅次于美国的国家。我国建筑能耗目前已占到全社会一次能源消耗总量的 30% 左右, 建筑能耗已经是必须引起高度重视的领域。与同等气候条件的西欧或北美等发达国家相比, 建筑能耗要高 2~3 倍。因此, 大力推进建筑节能改造是实现节能减排的重要举措之一。

在供暖系统方案的优化及主要设备性能快速提升的大环境下, 想要更进一步从供暖方式抑或是换热手段上进一步提高能源利用率已经遭遇瓶颈, 而另一方面由于循环水内污垢和气体问题的逐年严重, 导致换热设备的换热效率大幅度下降, 极大程度地影响了系统长年运行的能耗及使用寿命。

本文将从气体和杂质两个着眼点出发, 探讨一下供暖系统中气体和杂质对换热效率的影响以及解决办法。

1 空气成分分析及其对供暖系统的危害

空气问题主要以下属两种形式出现, 空气中大部分氧气能够以游离状态或溶解状态存在于系统中, 对系统内各种管路材质等造成腐蚀。空气中大部分氮气在水中的溶解度超过其限制, 在水中聚积后以气泡气团形式参与系统介质循环。

空气按重量百分比来分, 主要是由 75.5% 氮气、23.3% 的氧气、1.3% 氩气、0.046~0.40% 二氧化碳组成, 此外还有 0.01% 左右的惰性气体。

1.1 氧气问题

供暖系统中如果存在氧气会对换热设备本体、管网及各部位造成不同的腐蚀, 特别是在疏松的污垢下、水渣聚积处、缝隙处以及应力不平衡点发生腐蚀, 造成点蚀。如果该供暖系统为开放式的循环水系统, 因为腐蚀反应, 系统中氧含量降低成为不饱和状态, 外界的新鲜氧气又会源源不断地溶入水系统中以补充水中的溶解氧, 因此供暖系统腐蚀会不断加剧愈加严重。实际测量显示 (见图 1): 在铁质材料使用比例较高的系统中, 几乎所有的氧含量测量值 (也包括开式循环系统) 都低于市政自来水的氧自然浓度的 11mg/L, 而理论控制的极限值应

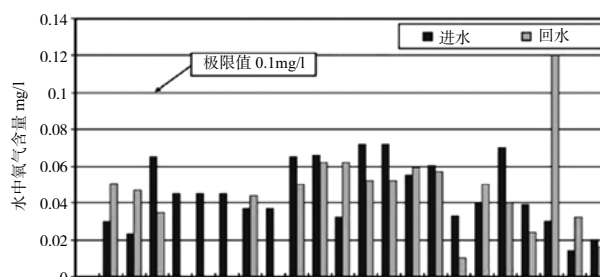


图1 不同系统循环水中氧含量测量值

为 0.1mg/L。可见氧气的化学性质非常活泼。

为了避免或减少氧气进入供暖系统中, 最好且最本质的做法就是采用封闭式循环系统, 将系统循环水与大气完全隔绝。

1.2 氮气问题

氮气是空气中含量最高的气体, 是化学性质很稳定的气体, 不会在供暖系统中发生腐蚀反应。不利情况下, 供热系统中氮气的聚集浓度最高可达 50mg/L, 相当于市政自来水的氮气自然浓度的 280%。故在此浓度下, 氮气早已达到饱和溶解度, 不能完全溶解在水中。系统管道中存在的大量这些气体随水流动时, 因管道坡度、管壁粗糙度变化以及管路的复杂程度不断分散聚合, 会引起气体两端压差发生变化, 体积变大形成气团, 这些气团不止会造成气堵、气塞、阻碍系统介质循环, 引起循环中断, 还会造成气鸣、引起水锤效应, 加速系统设备、阀门等的磨损, 严重者会引起管道爆裂。水泵内部有气体会引起水泵气蚀, 导致损坏。

除了氮气以外, 其余气体如惰性气体等对循环水系统的影响与氮气类似, 只是其含量较之氮气要低得多, 所以可以并称为氮气问题。

此外, 由于空气的导热系数非常低 (见表 1), 管道、热泵、热交换器、盘管内存在气体会使热交换器或系统局部区域不热, 影响换热效率、增加能耗、降低空调或暖通系统运行的热经济性。

1.3 相应的排气方法及措施

(1) 在首次充水阶段, 应考虑尽可能地使系统内的气液两相流保持在层状流或波状流而非段塞流

表 1 不同材料的导热系数

	导热系数 W/(m·K)
碳钢	40~70
铜	370~420
干空气	2.552

或团状流，以便于使气体能够从管道内排空。可行的方法是在充水阶段时采取小流量充水，在充水后维持系统低流速运行一段时间，帮助排气。还可以选择特殊结构的微泡排气装置，利用内部的特殊的螺旋结构改变流经排气装置的流态，将进入装置内部的段塞流和团状流转变为层状流或波状流，使气体快速排出。

(2) 采用密闭式循环系统，使循环水与大气完全隔绝，避免了因不断的复氧引起的系统设备、管路等各部件腐蚀不断加剧。

(3) 在日常运行阶段，考虑到更多的是溶解在水中的气体，可采用真空排气装置。根据亨利定律中气体的溶解度与压力的关系，在真空环境下，气体的溶解度为零。真空排气装置可大幅减少系统中游离气体和溶解气体，目前在很多循环系统中大量使用。

(4) 针对运行管理方面，应加强管理，尽量避免需要紧急停泵和关闭阀门的情况出现。加强对于定压设备的现场管理，避免气压罐氮气压力不足、罐内液位过低、甚至隔膜破裂的现象。

2 结垢对换热设备效率的影响

2.1 垢类问题的分析

垢分为水垢和污垢。

水垢系指水中的难溶盐类经浓缩后浓度升高，超过其饱和度而析出的沉积物。污垢系指水中的污泥、颗粒物、腐蚀铁锈产物、生物黏泥等，这些垢类都非常容易在换热设备的换热流道内沉积堵，垢类的导热系数非常低（见表 2），极大程度地降低换热设备的换热效率，沉积于换热管壁的垢类在使换热效率降低的同时会使日常运行时的用电量增大。运行时间长久且垢类问题无法解决，更为严重地将引起换热流道的完全堵塞，最终导致系统停运，换热设备维护清洗。

污垢杂质主要是通过以下途径进入系统的：

- (1) 补充水中泥沙、颗粒杂质等；
- (2) 空气中的灰尘、沙土等；
- (3) 腐蚀产物；
- (4) 微生物新陈代谢产生的生物黏泥；
- (5) 化学作用，如采用含磷药剂可能会生成磷酸盐水垢。

表 2 不同垢类组成的导热系数

	导热系数 W/(m·K)
碳钢	40~70
铜	370~420
碳酸盐类水垢	0.4~0.7
硅酸盐类水垢	0.2~0.5
磷酸盐类水垢	0.6~0.8
生物黏泥（水分占 90% 左右）	0.08~0.1
三氧化二铁（腐蚀产物）	3~7
四氧化三铁（腐蚀产物）	1~2

2.2 相应的除污手段

(1) 在换热设备前相应增加除污措施，可选择特殊结构的微米级除污装置，利用其内部特殊的螺旋结构改变流经除污装置的流态，将进入装置内部的段塞流和团状流转变为层状流或波状流，快速分离水中杂质，使杂质在除污装置底部沉积，不增加系统沿程阻力。最小可去除 5 μ m 颗粒杂质。

(2) 如果应用的为管壳式换热器，换热器前后加装自动在线胶球清洗除污装置，通过发球装置将胶球投放到循环系统中，胶球经过换热管，擦洗掉换热管内壁的污垢，而后在出口处通过收球装置进行回收，回到发球装置中。此为一次收发循环，通过装置程序可设定收发的频次，定期收发以保证换热管内壁清洁，使换热器始终处于很高的换热效率。

3 总结

空调系统中对气体和污垢杂质的去除对提高一次能源利用率，节约能源消耗，实现节能减排意义重大。

参考文献

- [1] 盛新一，崔冰《中国水运月刊》，2008,8(7):225~226.
- [2] 陆耀庆.《实用供热空调设计手册》.北京：中国建筑工业出版社，2008.
- [3] 马庆芳.《实用热物理性质手册》.北京：中国农业机械出版社，1986.
- [4] 刁乃仁，方肇洪.《地埋管地源热泵技术》.北京：高等教育出版社，2006:84~85.

毛细管地板与风机盘管供暖的室内热舒适性对比研究

毛 宁¹, 龙恩深², 全柏铭², 肖栋天²

(1. 四川大学灾后重建与管理学院, 成都 610065; 2. 四川大学建筑与环境学院, 成都 610065)

[摘 要] 通过对成都市某住房冬季供暖的室内热环境实测, 对比毛细管地板和风机盘管分别单独供暖时的供回水温差、围护结构内表面温度及室内空气温度的变化情况, 进一步分析其变化对室内人员热舒适性的影响。研究表明毛细管地板辐射供暖比风机盘管对流供暖的房间温度分布更均匀, 室内温度波动更小, 热舒适性更佳。为以成都地区为代表的住宅供暖的末端选择提供了依据。

[关键词] 热舒适性; 毛细管地板; 风机盘管; 住宅供暖

0 引言

如今全球极端气候现象频发, 寒流寒潮均出现不同程度的南移现象, 而且随着城市化进程的日益推进, 南方城市建筑面积也迅速增加。在室外热环境日益恶劣和南方建筑总量急速上升等因素的共同作用下, 南方冬季需要采暖已逐渐成为共识^[1-3]。

但南方采暖期相对北方短, 且建筑分布密度不一, 不适合北方“大而全”的集中式采暖模式。因此, 更加灵活方便的分户式供暖更符合南方人民的用暖特性, 家庭分户式供暖的末端形式多样, 主要有空调取暖、电热器取暖、风机盘管采暖以及辐射采暖等四种^[4]。张辉等人^[5]介绍并分析干盘管系统主要参数及研究现状, 提出全年运行策略, 运用 fluent 对室内环境进行模拟, 对房间热舒适性进行了分析和讨论; 刘乃玲等人^[6]对传统的和带湿膜加湿器的风机盘管进行了对比研究, 指出风机盘管冬季室内湿度较小, 难以满足舒适度要求; 端木琳等^[7]建立三维紊流模型, 利用 CFD 技术模拟, 指出过大的送风角度会产生气流短路。辐射采暖是一种新型的采暖方式, 王子介等人^[8]编写了专著《低温辐射供暖与辐射供冷》, 在理论上全面介绍了辐射供冷暖的原理及设计方法; 2006 年 S.Sattari 等人^[9]通过有限元分析的方法, 通过改变管径、材料等对辐射采暖进行研究; 2010 年 Mostafa Rahimi 等^[10]研究了毛细管辐射吊顶供暖方式下围护结构热传递, 指出 90% 以上的热量是天花板以辐射方式传递的。

综上所述, 针对南方风机盘管与毛细管地板采暖的室内热环境舒适性的对比研究较少。本实验在成都某住房内分别实测了毛细管地板和风机盘管供暖的室内温变参数, 从对比房间室温的变化趋势与分布特性分析二者的供暖差异, 为以成都地区为代

表的住宅供暖的末端选择提供依据。

1 实验建筑

1.1 对比房间选择

本实验建筑位于成都市双流县, 住宅面积为 140m², 户型平面图如下图 1 所示。其中次卧室和书房建筑朝向一致, 尺寸相似, 分别为 4000×3450×2800mm、4100×3150×2800mm, 可提取用来做对比房间, 进行不同供暖系统的对比室内热环境研究。

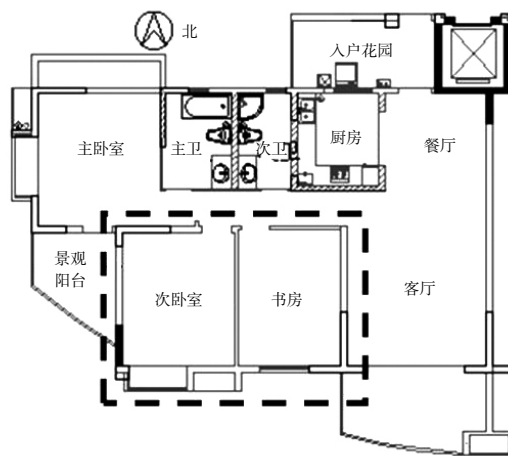


图 1 户型平面图

1.2 实验系统

结合成都住宅采暖现状以及已有的研究, 本实验设计安装了以热回收式空气源热泵为热源, 风机盘管和毛细管地板为末端的住宅集中采暖实验系统。

该系统的冬季供暖流程是由空气源热泵制取热水, 然后经一条支路经风机盘管在书房对流换热, 另一支路供给次卧的毛细管地板辐射供暖。最终确定的实验系统组件参数详见如下表 1, 实验系统图如图 2 所示。

[基金项目] 国家自然科学基金项目 (51478280), 国家重点研发计划 (2016YFC00406)。

表 1 实验系统组件参数表

系统组件	型号	尺寸 /mm	数量	额定功率 /w	风机风量 /(m³/h)
热回收式空气源热泵	HSLR-T-13	1300×460×1783	1	4650	5000
风机盘管	EKCW300BC	700×300×600	1	59	510
毛细管辐射末端	SB20	1000×3000	1	75	
多通道测试仪	JTRG—II	400×300×200	1		

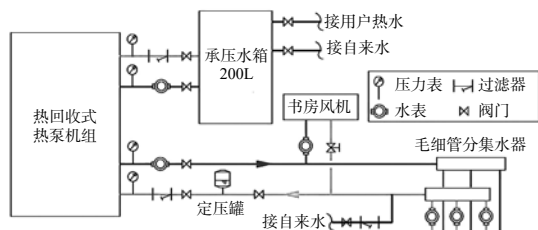


图 2 实验系统图

1.3 温度测点布置

室内温度测点分布图如下图 3 所示，按照供暖系统的不同，两个实验房间分别命名为毛细管房与风机盘管房。

测点布置如下：首先在各房间中心距地面 1.2m 处设置 1 个黑球温度计与湿度计，然后每个房间布置 4 个室内空气温度测点，中心位置垂直地面方向 0.1m 和 1.7m 处设置 2 个测点，在 1.7m 同等高度下，靠门侧与窗侧分别布置 1 个测点；最后房间围护结构各 6 个内表面分别居中设置 1 个贴墙的温度测点。

2 实验结果

对比实验时间为冬季某日下午 14:00 至 16:00，毛细管流量为 818kg/h，风机盘管水流量 835kg/h，热源工况一致，可进行对比分析。

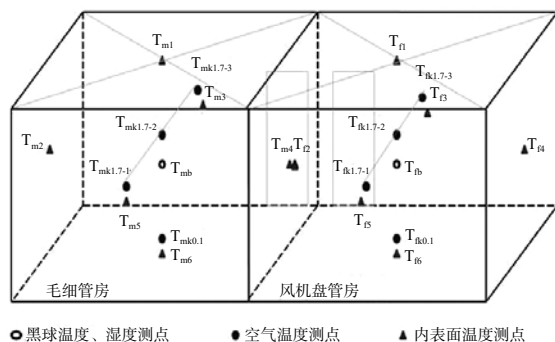


图 3 室内空气温度测点布置图

对比房间进回水温度及温差如下图 4 所示。从图中可以看出：开机前 28 分钟，供回水温度均上升较快，之后进入间歇供暖模式；毛细管和风机盘管供水水温基本一致，但回水水温相差比较明显，风机盘管回水温度较高，波动也更明显；系统进入相对稳定的间歇运行后，毛细管比风机盘管进出水温差更大，这是由于毛细管地板辐射的热阻更大，风机盘管强制对流换热，肋片热阻小的原因。

毛细管房围护结构内表面温度变化如下图 6 所示，从图中可以看出：毛细管地板辐射供暖房间的地表面温度最高，温升也最快，1 小时内温度升高近 15℃；而非加热表面温度变化比较缓慢，其中顶面是毛细管直接辐射角系数最小的，所以温度仅次于地表面；东墙、南墙、西墙和北墙温度依次降低，分别为 20.3℃、20.2℃、20℃ 和 18.5℃，北墙为内墙，相邻房间未采暖，传热量相对较大，所以温度最低。

风机盘管房围护结构内表面温度变化如下图 7 所示：各个围护结构内表面温度从高到低的顺序为，南墙、北墙、西墙、顶表面、东墙和地面，分别为 22℃、21.9℃、21℃、20.5℃、20℃ 和 18.5℃；南墙温度最高是由于风机盘管吹出的热风首先到达其表面，然后贴著其表面向下运动；地面温度最低是由于热空气由于浮力原因，聚集在房间上部，贴近地面的空气层未被充分加热的原因。

对比图 5 和图 6 可以看出，在相同供水温度和流量的情况下，风机盘管对流加热的房间比毛细管地板辐射换热的房间围护结构内表面温度更高，平均温差 1℃ 左右；但是风机盘管加热房间各内表面温度波动大，稳定性低，辐射换热房间表面温度波动小，热稳定性更高。

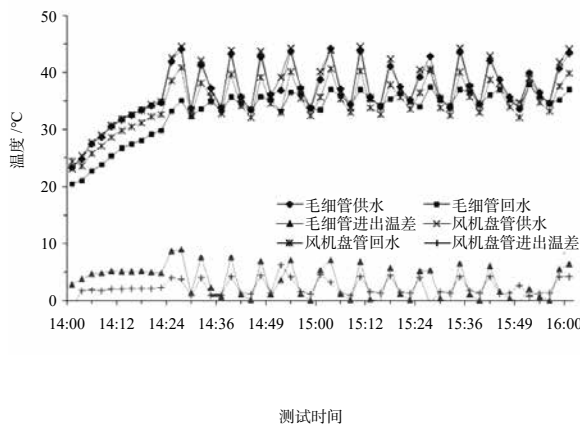


图 4 气温对比房间进回水温度及温差

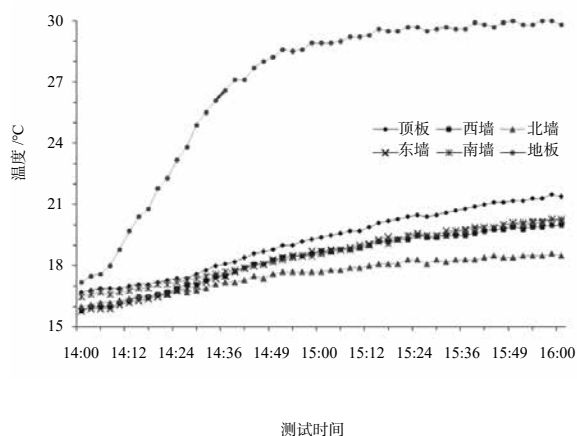


图5 毛细管房围护结构内表面温度变化

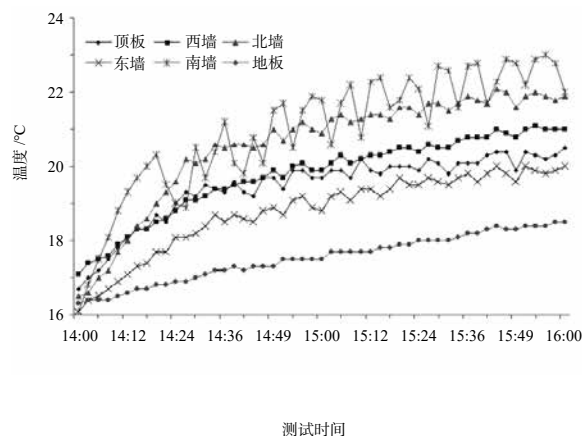


图6 风机盘管房围护结构内表面温度变化

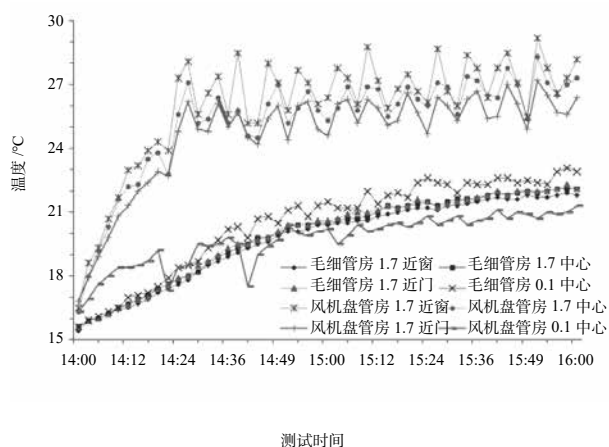


图7 对比房间室内空气温度变化

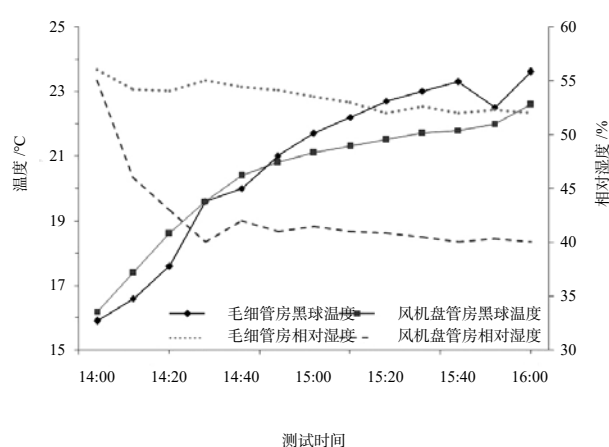


图8 对比房间黑球温度及相对湿度变化

试验期间,对比房间室内空气温度变化如图7所示,从图中看出:风机盘管房比毛细管房温升更快,速率相差近 $2.2^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 左右;毛细管房 0.1m 处空气温度最高,为 22.9°C , 1.7m 高三个测点温度分别为 22.1°C 、 22.1°C 和 21.8°C ,水平相差仅为 3.4% ;风机盘管房 0.1m 处的空气温度最低,为 21.3°C , 1.7m 高度三个测点分别为 27.3°C 、 26.4°C 和 28.2°C ,水平最大相差 6.4% ,竖直相差 22% ,说明风机盘管房的空气温度分层现象更突出,采暖热空气聚集在上部,热短路现象明显。

对比房间黑球温度及相对湿度变化如下图8所示,由图可知,两个房间黑球温度均有所提高,毛细管房比风机盘管房上升速率更大,分别为 $3.85^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 和 $3.2^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。但是相对湿度都随时间逐渐降低,风机盘管房相对湿度下降速度明显大于毛细管房,这

是因为回风经过风机盘管处理后变成温度较高的气体,再和室内空气混合,会明显降低室内相对湿度。

综上可知,同样供水温度及流量下,风机盘管房比毛细管房的室内空气温度和围护结构内表面温度上升更快,而且温度更高;但是风机盘管采暖竖向及水平温差大,近 22% 和 6.4% ,其室内温度随供回水温度波动也大,热稳定性低,与之对比,毛细管供暖地板竖向温差小,仅 3.4% ,空气温度稳定性也更高;经过实测,毛细管地板辐射采暖的房间黑球温度更高,相对湿度也更适宜,人体的辐射换热量大,所以人体感官更为舒适。

3 结论

(1) 在同样的供水温度和流量下,系统进入稳定间歇运行后,由于结构层热惰性的原因,地板辐射的房间温度逐步上升,无明显波动,稳定性更好,

风机盘管对流供暖的房间温度高,但波动明显,热稳定性差。

(2) 毛细管地板辐射房间的空气温度分布均匀,水平相差仅为 3.4%,垂直温差 6.7%,热舒适性高,而风机盘管对流换热的房间空气温度分层现象突出,水平最大相差 6.4%,垂直相差达 22%,高于 4℃。

(3) 相同供水温度,毛细管地板辐射采暖的房间黑球温度与相对湿度都更高,说明热辐射对黑球温度影响较大,在满足相同舒适性的条件下,有热辐射的房间设计室温可以适当降低,经济节能。

(4) 风机盘管对流采暖的房间室内空气温度分层现象明显,热空气上浮,近地面空气层温度较低,不符合室内人员用热需求,热舒适性较差。

参考文献

- [1] 付祥钊,杨李宁,马晓雯.夏热冬冷地区居住建筑空调能耗预测[J].暖通空调,2007,37(11):13-17.
- [2] 清华大学建筑节能研究中心.中国建筑节能年度发展研究报告,2011[M].北京:中国建筑工业出版社,2011.
- [3] 付祥钊,高志明,康侍民.长江流域住宅冬季热环境质量[J].住宅科技,2007.
- [4] 全柏铭.成都住宅集中冷热源系统性能及不同供暖方式效果的对比研究[D].四川大学,2013.
- [5] 张辉.风机盘管干工况运行的空调系统研究.哈尔滨工业大学硕士论文,2009,06.
- [6] 刘乃玲,蔡芳芳,吕金全.风机盘管湿膜加湿器对房间温湿度影响的实验研究.山东建筑大学学报,2012,12(2):147-151.
- [7] 端木林,李伟涛,王宗山.风机盘管送风角度对室内热环境的影响.建筑热能通风空调,2005,24(5):8-12.
- [8] 王子介.低温辐射供暖与辐射供冷[M].北京:机械工业出版社,2004.
- [9] S.Sattari,B.Farhanieh.A parametric study on radiant floor heating system performance. Renewable Energy,31(2006):1617-1626.
- [10] Mostafa Rahimi, Amir Sabernaeemi. Experimental study of radiation and free convection in an enclosure with a radiant ceiling heating system. Energy and Buildings ,42(2010):2077-2082.

空气源热泵在北方冬季运行节能性研究

刘 东, 王巍悦

(丹佛斯自动控制管理(上海)有限公司, 上海 20233)

[摘 要] 本篇文章主要介绍空气源热泵在北方运行的可行性, 并结合地板采暖运行特点, 在地板采暖末端装配水力平衡阀, 控制水流量, 保证房间水流量的情况下避免末端过流; 并在房间中装配房间温控器, 保证房间温度在要求的温度范围内, 并分时段对房间温度进行调节, 从而进行房间温度波动特性以及北方采暖整体运行节能性分析。

[关键词] 空气源热泵; 地板采暖; 水力平衡; 节能

0 引言

近几年, 中国雾霾日益严重, $PM_{2.5}$ 屡屡爆表, 而 $PM_{2.5}$ 其中一个重要来源则来自于燃煤。燃煤污染对于雾霾天气的形成产生了巨大的影响。为了减少冬季燃煤污染, 改善空气质量, 我国许多城市, 特别是北方采暖城市开始推广“煤改电”应用, 以期减少燃煤对空气质量的影响。

本文从“煤改电”应用入手, 监测位于北京顺义区某国际学校改造项目, 分析燃煤采暖替代方案一低温空气源热泵采暖在北方采暖应用的可行性, 并在配套的地板采暖系统中, 装配水平平衡装置, 以及在采暖房间中设置房间温控器, 进行分析低温空气源热泵与水力平衡装置以及房间温控器整体解决运行方案的节能性。

1 项目介绍

本项目位于北京顺义区, 顺义区位于北京市东北方向, 距离市区 30 公里。顺义区气候属暖温带半湿润大陆性季风性气候, 年平均气温为 11.5°C 。年最低温度可以达到零下 15°C 以下, 最高气温可达 40°C 。

本项目为某国际学校, 主要功能为学生教室和教师办公室。整栋建筑共五层, 目前正在使用的为第一、第二层。整栋建筑分为两个面积大致相等的两部分。

本次监控项目采用风—水型空气源热泵采暖主机。冷凝器采用壳管式管热器, 冷凝温度达到 40°C 时, 即可取得 35°C 的热水, 提供给地板采暖, 这样既可取得较好的采暖效果, 又可提高机组的制热系数。蒸发器采用铜管铝翅片, 蒸发器在冬季运行有霜时, 采用四通换向阀换向进行翅片除霜。

1.1 整体采暖系统介绍

监测的采暖建筑均分成采暖面积大致相等的两个部分, 分为 1# 和 2# 系统, 如图 1 和图 2。由于两个系统在同一地区, 且面积大致相等, 可以认为两个系统所需供热量大致相同。改造前采暖形式为电蓄热采暖, 改造后, 1# 和 2# 系统热源侧均采用型号一致、能力相同的低环温空气源热泵采暖机组, 房间内均为地板辐射采暖。其中 2# 系统, 房间内加装房间空度控制器, 在每个房间的分集水器的回水管上加装水力平衡阀, 并在主机侧, 加装水流量压差旁通阀。

2 空气源热泵采暖系统整体介绍

2.1 采暖运行对比方案

本次采暖监测项目, 1# 系统装备房间温控器、水力平衡阀以及水流量压差旁通阀, 其系统原理图如图 3 所示。水力平衡阀在保证各末端之路水力平衡的同时, 接受房间温控器房间温度信号, 当房间

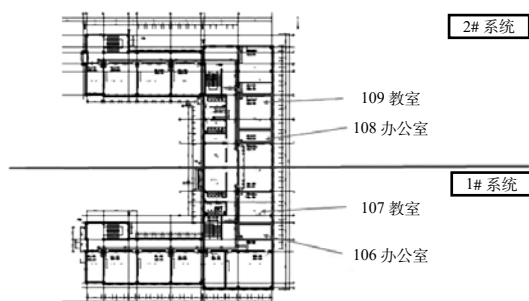


图 1 一层检测房间

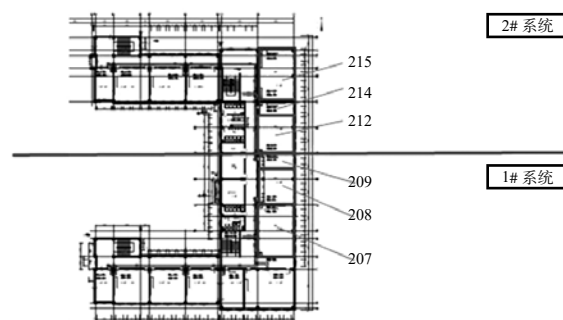


图 2 二层检测房间

实际温度高于房间温控器设定温度时,水力平衡阀接收房间温度信号,阀门关闭,直至房间温度降至设定温度;当房间实际温度小于温控器设定时,水力平衡阀接收温度信号,阀门开启,直至房间温度升至设定温度。

当系统处于最小负荷,系统中水流量减小,为保证主机侧最小水流量要求,在水泵前后,确保主机最低水流量要求。同时,保证主机在除霜时,对水流量的要求,避免因水流量过小而导致换热器冻坏的问题。

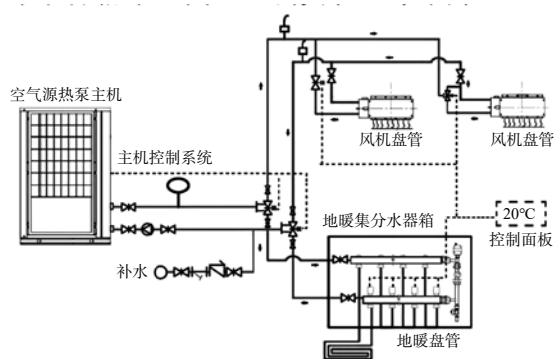


图3 空气源热泵采暖系统图

2.1.1 房间温度控制器

精确调节房间温度,并实现分阶段分时调节房间温度,确保在非工作时段,实现采暖系统低温防冻运行;在工作时段,确保房间温度,实现房间热舒适性。本次监控项目,房间温控器设置如下表表1所示,周一至周五晚间及周末低温防冻运行,设置温度为14°C。周一至周五,从早上6开始,至夜间10点,温控器设置为22°C运行。

表1 房间温控器设置

	时间段	温度设定值
周一到周五	5:30~22:30	21°C
	22:30~5:30	12°C
周末	全天	12°C

2.1.2 水力平衡阀

精确控制流量,确保水压波动不会影响室内温度,保持其稳定性,并可以有效降低采暖系统运行费用。

2.1.3 水流量压差旁通阀

在采暖部分负荷情况下,为保证主机侧最低水流量的要求,在1#系统主机侧加装压差旁通阀,确保系统在低采暖负荷下运行时,保证主机最低水流量要求

2.1 运行监控

2.2.1 室外气象监控参数

室外侧监测环境温度、湿度以及风速。每5min

监测并记录一组数据。

2.2.2 主机侧监控参数

监测每个压缩机、风扇以及水泵耗电量。在系统供水管路上安装流量计,监测系统水流量;

同时在主机供回水主管路上安装温度传感器,监测供回水温度。每5min监测并记录一组数据;

对于用电设备,如压缩机、风机以及水泵,设1min电流采集表,以确定设备运行时间。

2.2.3 室内侧监控参数

在1#及2#系统内,选取相对应若干房间,监测每个房间的室内温度、房间分集水器水流量以及其供回水温度;

每个房间室内温度测点个数参照《公共建筑节能监测标准》中相关要求进行,按照相应面积,布置相应个数的温度传感器;

在集水器出水管上安装水流量计,监测房间采暖水流量;

在房间采暖供回水管路上,安装水温传感器。将水管表面作清洁处理,保证温度传感器紧贴水管表面,避免温度偏差;

以上所有参数,每5min监测并记录一组参数。

3 采暖系统运行节能性对比

本次数据采集,时间从2016年12月17日至2017年2月20日,分别检测学校正常供暖以及寒假期间机组运行数据。正常供暖时,机组出水温度设定35°C;寒假时期,客户进行人为节能,机组出水温度设定在20°C。

3.1 两个系统室内温度对比

根据本次采集的运行数据,从两个系统中各选取两个房间进行房间温度对比,如图4所示。

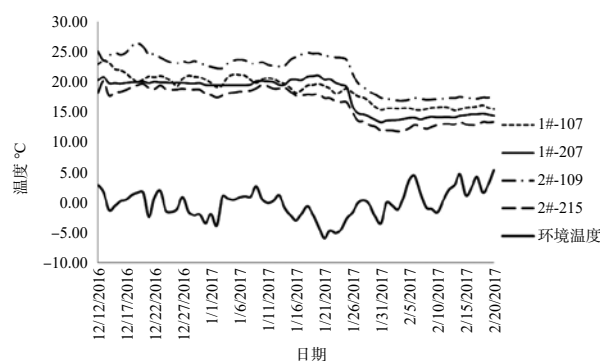


图4 房间温度曲线

根据上图运行曲线可知,1#系统房间温度较为均匀,也更为稳定,没有过热问题,房间温度能够满足人体工程学对舒适度的要求。房间温度基本能够满足GB 50736—2012《民用建筑供暖通风与空气

调节设计规范》的要求。而 2# 系统, 不仅房间温度分布不均, 个别房间也存在过热问题。

在出水温度 20℃, 学校放假期间, 房间温度明显降低, 但能够满足水管防冻要求。

1# 系统之所以能够保证各房间温度均匀, 并保证各房间温度符合 GB 50736—2012 的要求, 在于 1# 系统房间安装了房间温控器以及水力平衡法, 在保证各房间供水量满足需求的前提下, 最小化供水, 并将房间温度控制在适宜的温度范围内。

3.2 两个系统供热量对比

对比两个供热系统供热量, 如图 5 所示。

对比两个系统的实际供热量, 在正常运行阶段, 即机组出水温度在 35℃ 时, 1# 系统的实际供热量明显低于 2# 系统; 而在寒假运行阶段, 即机组出水温度在 20℃, 系统处于低温防冻运行阶段, 1# 系统和 2# 系统实际供热量差距并不大。

对于正常供热阶段, 1# 系统房间温控器能够很好的控制房间温度, 避免房间过热, 也就避免出现能量浪费; 而 2# 系统则相反, 从图 4 可以看出, 2# 系统部分房间出现过热问题, 造成了能量的浪费, 形成图 5 所示情况。

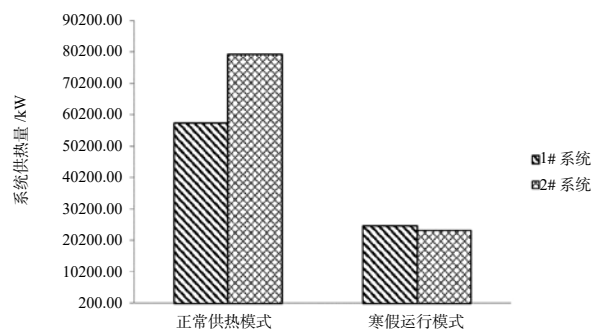


图 5 系统实际供热量

3.3 两个系统主机耗电量对比

对比两个系统的主机耗电对比如图 6、7 所示。

主机的耗电主要在压缩机以及风机上, 从图可以看出, 无论是压缩机, 还是风机, 1# 系统均低于 2# 系统。尤其在压缩机耗电量上, 1# 系统明显低于 2# 系统。从运行时间上分析, 如图 8 所示。

在正常运行阶段, 1# 系统压缩机运行累计时间远远低于 2# 系统压缩机。即使在寒假运行期间, 客户采取行为节能方式, 将机组出水温度调整到 20℃, 1# 系统的压缩机运行时间, 也低于 2# 系统压缩机运行时间。

两个系统压缩机耗电量之所以有如此差别, 原因在于 1# 系统房间采用温控器, 能够很好控制房间温度, 避免房间过热; 另外, 1# 系统末端采用水力平衡阀, 很好的分配了系统末端水流量, 在保证各房间水流量要求的前提下, 避免房间过流。通过以上措施, 在保证采暖温度的前提下, 减少了供热量, 主机运行时间相对减少, 降低了主机运行能耗。

3.4 两个系统整体耗电量对比

两个系统的整体耗电量如图 7 和图 8 所示。两个系统在主机出水温度控制在 35℃ 的情况下, 1# 系统相对于 2# 系统, 整体节能率在约 19%, 即使在

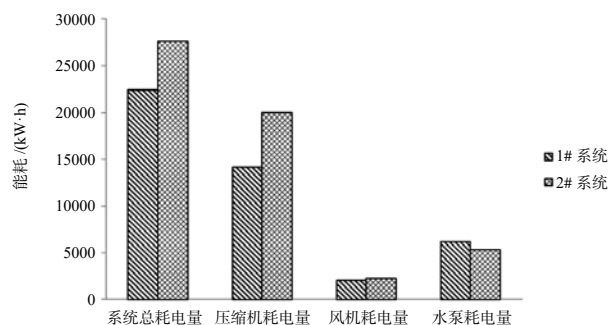


图 6 正常供热模式下耗电量对比

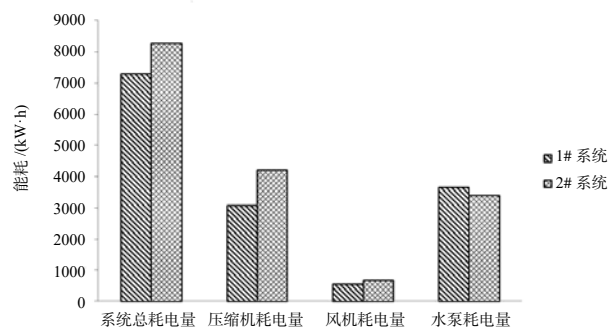


图 7 寒假运行期间耗电量对比

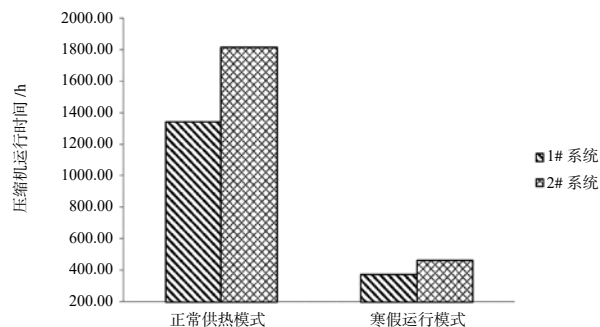


图 8 累计压缩机运行时间

寒假运行期间,1# 系统相对 2# 系统,整体节能率也能保持在约 12%。

对比系统各部件耗电量对比,以 1# 系统为例,如图 9 和图 10 所示。在正常运行阶段,采暖系统中压缩机占整个耗电量的 60% 以上,水泵的耗电占到 28%;即使在寒假运行期间,压缩机的耗电量也达到了 40%,水泵的耗电量占到了 50%,因此,对于采暖运行来说,压缩机和水泵占整个能耗的大头。

而对于 2# 系统,各部件耗能占比比例类似 1# 系统,整个采暖过程中,压缩机以及水泵耗能占据很大比例。

4 结束语

从以上运行分析可以看出:

空气源热泵完全可以应用于北方的冬季采暖,采用地板采暖方式时,可以保证房间很好的热舒适性;

在房间中安装房间温控器,能够很好的对房间进行分时段的温度控制。保证房间在使用时,房间温度适宜,避免房间温度过热造成热量浪费;而房间暂停使用时,使采暖系统进入低温防冻运行模式,降低能耗;

房间温控器配合水力平衡阀使用,保证整个系

统水力平衡,一方面避免近热远冷,造成主机运行负荷过高、运行时间过长而引起的能耗增加;另一方面也保证房间供水流量适宜,避免系统水流量过大,使得水泵选型过大,造成整个系统能耗增加;

此次采暖项目节能性仍有可改进的空间,在整个采暖季中,整个系统的负荷是一个动态的变化过程,系统的供热量不是一成不变,而是随着室外温度的升高而降低,如果系统水泵采用变频泵,将有更多的节能空间。

参考文献

- [1] 张建忠,龚延风.空气源热泵冷热水机组在南京的应用.现代空调.2001(3).
- [2] 王子介,空气源热泵用于住宅地板辐射的实测研究.暖通空调.2003(1).
- [3] 吕灿仁等.热泵节能技术在我国的研究与应用问题.新能源,1988(11)42-46.
- [4] 安青松,马一太.空气源热泵系统最低工作温度的研究[J].制冷与空调,2010,10(3):78-84.
- [5] 马一太,代宝民.空气源热泵用于房间供暖的分析[J].制冷与空调,2013,13(7):6-11.
- [6] 马最良.热泵技术助推我国绿色建筑发展[J].制冷与空调,2013(13):11-14.

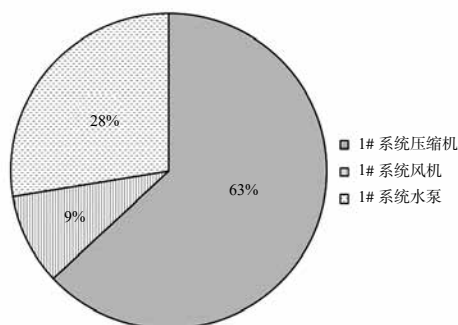


图 9 1# 系统正常供暖耗电量分布图

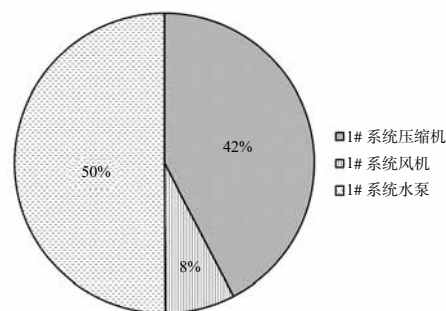


图 10 1# 系统寒假运行模式耗电量分布图

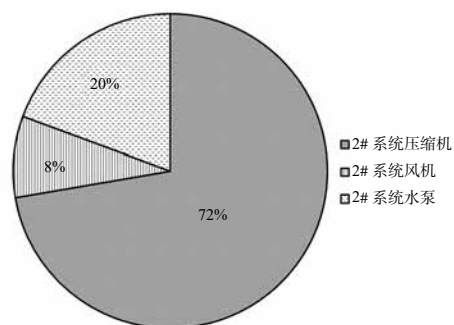


图 11 2# 系统正常供暖耗电量分布图

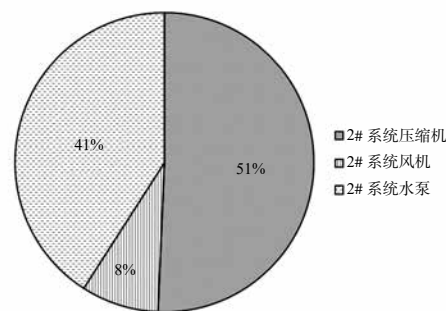


图 12 2# 系统寒假运行模式耗电量分布图

杂志免费索阅表

本刊由中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院主办，中国建筑学会暖通空调分会、中国制冷学会空调热泵专业委员会、中国建筑节能协会暖通空调专业委员会、中国建筑节能协会地源热泵专业委员会支持。栏目范围：建筑环境、建筑能源、空调、热泵、通风、净化、供暖、计算机模拟。填此表格免费获取《建筑环境与能源》杂志一期。

请您完整填以下信息

姓 名		先生 / 女士	
部 门		职 务	
单位名称		邮 箱	
通讯地址			
联系电话		传 真	
手 机		电子邮箱	

您对本刊物有哪些建议或意见？

编辑部联系方式：

地址：北京市北三环东路 30 号
 中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院
 节能示范楼 208 室
 邮编：100013
 邮箱：beaebjb@163.com
 电话：010-64693285

聚焦建筑环境与能源 推动行业科技进步与发展



杂志微信 beaebjb



学会微信 cc-hvac

ANZE 安泽电采暖



安泽智能电地暖



安泽金属膜系列电地暖



安泽轨道线系列电地暖



安泽克里斯达系列电地暖

安泽节能蓄热式电暖器

24 小时恒温享受只需 6.5 小时



安泽380V/10KV高压电蓄能供热装置



www.anze.cn 400-887-3788 800-868-8680

京津冀煤改电和山西、西藏煤改电工程中标产品——安泽电采暖



学会官方微信

全国暖通空调学会两委会秘书处

地址：北京市北三环东路30号中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

电话：010-64517224 64693285 传真：010-64693286

邮箱：chvac2008@sina.com 网站：中国暖通空调网 www.chinahvac.com.cn