中国科技论文统计源期刊(中国科技核心期刊)
中文核心期刊(遴选)数据库期刊
中国学术期刊综合评价数据库统计刊源
中国期刊全文数据库全文收录期刊
中文科技期刊数据库期刊
《乌利希期刊指南》收录期刊
中国科技论文在线来源期刊

制冷与空调

(双月刊)

Refrigeration and Air Conditioning [Bimonthly]

编 委 会

主　任：蒋葛夫
副主任：付祥钊　朱颖心　张　旭
委　员：陈光明　冯　雅　付祥钊
蒋葛夫　雷　波　李安桂
李百战　李焕杏　刘朝贤
刘应清　潘云钢　沈恒根
孙亮亮　王　磊　王　怡
徐　明　严余松　姚　杨
易希朗　袁艳平　张国强
张　旭　朱　能　朱颖心
(按姓名字母排序)
主　编：雷　波
副主编：付祥钊　冯　雅　孙亮亮　袁艳平
编　辑：傅莉萍　曹晓玲

主管单位：四川省科学技术协会
主办单位：四川省制冷学会
西南交通大学
本期责任编辑：曹晓玲
编辑出版：《制冷与空调》编辑部
地址：四川省成都市金牛区二环路北一段111号
西南交通大学机械馆
电话：028-86466640
传真：028-87634937
E-Mail：zlykt2002@163.com(新投稿专用)
zlykt@home.swjtu.edu.cn(修改稿专用)
zlykt2003@126.com (稿件查询及其他)
印刷：成都勤德印务有限公司
发行：《制 冷与空调》编辑部
刊号：ISSN 1671-6612
CN 51-1622/TB
网址: http://www.scszlxh.com/xhkw/zlykt
广告证号：川工商广许字
第5100004000849号
银行账号：成都农业银行金牛支行
810101040008530
定　　价：10.00元（含邮费）
本期出版日期：2020年12月28日

目 录

四川省制冷学会、西南交通大学主办
第34卷　2020年第6期　总第163期

专题研究

643 集成式微通道换热器传热特性数值模拟　严　彦　刘冠男　任　童　等
649 地下工程柴油机电站消烟降温系统性能试验研究　汪　波　李艾华　李庆辉
655 基于改进单神经元PID算法的变风量空调系统三参数前馈解耦控制　陈宗帅　李绍勇　贺冬辰　等
664 基于长短期记忆神经网络的冷水机组能耗预测　徐　麟　周传辉　胡云鹏　等
670 基于LSTM神经网络预测低温热源动态特性　陈　薇　袁中原　高　波
676 基于自回归LSTM神经网络的地铁车站环境参数概率预测　曲洪权　李　博　庞丽萍　等

技术交流

682 夏季用中央空调系统冷凝水回收量的动态变化分析　骞鹏博　曹振华
686 乡村排屋太阳能热泵冷热暖联供系统设计　贾少刚　魏翠琴　闫朋朋　等
690 青岛某小型垃圾焚烧站热解间通风模拟研究　邢哲理　李春东　龙洋波　等
694 基于SLP的冷链物流智慧化实验室布局设计　王　喆　蒋　婷　黄　娟
700 顶送式暖风机水平方向安装位置优化研究　孙月茹
703 土壤源热泵系统运行策略及优化分析　徐卫荣　夏卓平　邱建中

工程运用

707 南宁某动车检修库夏季热环境实测与分析　陈　思　余南阳
711 青岛地铁4号线福州路站机电专业BIM技术应用　覃　新
716 基于PLC的水源CO_2热泵控制系统设计　杨军红
719 空气—空气能量回收装置热湿回收效果研究　董际鼎　刘期武
727 新疆某项目蒸发制冷系统设计与分析　侯连建
731 某乏风余热利用供热系统设计及测试分析　焦春玲　白延斌　霍海红　等
736 精密实验区既有空调系统热源节能改造实例　汪洪军　孙天宝　董玉平　等

论坛

739 BIM技术在建筑环境与能源应用工程专业毕业设计中的应用　印红梅　贾春辉　黄紫旭
744 印染废水余热回收系统设计及节能环保性分析　宋　晨　狄育慧　郝振东　等
748 某项目不同设计阶段中防排烟存在的问题与解决措施　张利华
751 制药车间洁净室施工技术初探　田亚斌　吴　忠　姚　勇　等
756 浅析冷水机组之冷冻机油的监测和注意事项　胡毅威
760 建筑环境与能源应用工程专业课程思政改革探析——以《工程热力学》为例　杜芳莉　刘剑坤　申慧渊
765 天津地区办公建筑外遮阳的节能分析　孔华彪

Refrigeration & Air Conditioning

[Bimonthly]

Vol.34 №6 (№ 163) **Dec.2020**

CONTENTS

643 Numerical Simulation onHeat Transfer Characteristics of Integrated Micro-channel Heat Exchanger----------Yan Yan Liu Guannan Ren Tong et al

649 Experiment Research on Operating Performance of Exhaust Cooling and Purifying System with Diesel Engine in Underground Engineering ----------Wang Bo Li Aihua Li Qinghui

655 Feedforward Decoupling Control for Variable Air Volume Air Conditioning System with Three-parameter Based on Modified Single Neuron PID Algorithm----------Chen Zongshuai Li Shaoyong He Dongchen et al

664 Energy Consumption Prediction of Chiller Based on Long Short-Term Memory----------Xu Lin Zhou Chuanhui Hu Yunpeng et al

670 Prediction of Optimal Temperature for Organic Rankine Cycle Based on Artificial Neural Network----------Chen Wei Yuan Zhongyuan Gao Bo

676 Probabilistic Forecasting of Metro Station Environmental Parameters Based on Autoregressive LSTM Network ----------Qu Hongquan Li Bo Pang Liping et al

682 Analysis of Dynamic Change of Condensate Recovery of Central Air Conditioning System in Summer----------Qian Pengbo Cao Zhenhua

686 Design of Solar-assisted Heat Pump with Supplying Combined Cooling Heating and Hot Water for Village Row House ----------Jia Shaogang Wei Cuiqin Wen Pengpeng et al

690 Study on Ventilation Simulation of Pyrolysis Room in a Small Refuse Burning Station at Qingdao------Xing Zheli Li Chundong Long Yangbo et al

694 Layout Design of Cold-chain Logistics and Intelligent Laboratory Based on SLP----------Wang Zhe Jiang Ting Huang Juan

700 Study on Horizontal Position Installation Optimization of Top-loading Heater----------Sun Yueru

703 Operation Strategy and Optimization Analysis of Ground Source Heat Pump System----------Xu Weirong Xia Zhuoping Qiu Jianzhong

707 Field Measurement and Analysis of Thermal Environment in the Train Service Shop----------Chen Si Yu Nanyang

711 Application of BIM Technology in Mechanical and Electrical Specialty of Fuzhou Road Station of Qingdao Metro Line 4----------Qin Xin

716 Design of Water Source CO_2 Heat Pump Control System Based on PlC----------Yang Junhong

719 Air-to-air energy Recovery Equipment Study on the Effect of Heat and Moisture Recycling----------Dong Jiding Liu Qiwu

727 Evaporative Refrigeration System Design and Analysis of Project in Xinjiang----------Hou Lianjian

731 Design and Test Analysis of a Heating System for Ventilation Air Methane----------Jiao Chunling Bai Yanbin Huo Haihong et al

736 Energy Saving Renovation of Existing Air-conditioning System in Precision Experimental Area----Wang Hongjun Sun Tianbao Dong Yuping et al

739 BIM Technology Application in Building Environment and Energy Engineering Application of Graduation Design ----------Yin Hongmei Jia Chunhui Huang Zixu

744 Design of Waste Heat Recovery System for Printing and Dyeing Wastewater and Analysis of Energy Saving and Environmental Protection ----------Song Chen Di Yuhui Hao Zhendong et al

748 Problems and Solutions of Smoke Protection and Smoke Exhaust Design in Different Stages of a Project----------Zhang Lihua

751 Preliminary Study on Construction Technology of Clean Room in Pharmaceutical Workshop----------Tian Yabin Wu Zhong Yao Yong et al

756 A Brief Analysis on the Monitoring and Matters Needing Attention of Refrigeration Oil for Water Chiller----------Hu Yiwei

760 An Analysis on the Reform of Construction Environment and Energy Applied Engineering Course——Taking Engineering Thermodynamics as an Example----------Du Fangli Liu Jiankun Shen Huiyuan

765 Analysis on Energy Conservation Performance of External Shading in Office Building in Tianjin----------Kong Huabiao

文章编号：1671-6612（2020）06-643-06

集成式微通道换热器传热特性数值模拟

严　彦[1]　刘冠男[2]　任　童[2]　陈　悟[2]

（1.西安工程大学机电学院　西安　710048;
2.南京航空航天大学航空学院　南京　210016）

【摘　要】　集成式微通道换热器传热效率高、结构紧凑，但是目前对其研究还不够充分。有鉴于此，建立了水-丙二醇溶液换热模型，应用 FLUENT 软件模拟计算了微通道换热单元稳态模型的流动及换热情况。定量计算了压差和换热系数随流量的变化关系，并给出了换热通道中沿程温度变化。结果表明，随流体流速增大，压降也增加，且增加幅度越来越大。同时，不同于常规尺度通道，微通道换热器中的对流换热系数沿流体流动方向逐渐增大。研究结果可为集成式微通道换热器的应用提供一定的理论基础。

【关键词】　微通道；集成式；换热器；数值模拟；换热系数

中图分类号　TK172　　文献标识码　A

Numerical Simulation onHeat Transfer Characteristics of Integrated Micro-channel Heat Exchanger

Yan Yan[1]　Liu Guannan[2]　Ren Tong[2]　Chen Wu[2]

(1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048;
2.College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016)

【Abstract】　The integrated micro-channel heat exchanger has high heat transfer efficiency and compact structure, which is very suitable for airborne evaporation cycles. However, its research is not enough. In view of this, this paper establishes a water-propylene glycol solution heat transfer model, and uses the FLUENT software to simulate and calculate the flow and heat transfer of the steady state model of the microchannel heat exchange unit. The relationship between pressure difference and heat transfer coefficient with flow rate is calculated quantitatively, and the temperature change along the heat transfer channel is given. The results show that as the fluid flow rate increases, the pressure drop also increases, with an increasing magnitude. At the same time, unlike conventional channels, the convective heat transfer coefficient in the microchannel heat exchanger gradually increases along the direction of fluid flow. The research results can provide a certain theoretical basis for the application of integrated micro-channel heat exchangers.

【Keywords】　microchannel;integrated; heat exchanger; numerical simulation; heat transfer coefficient

0　引言

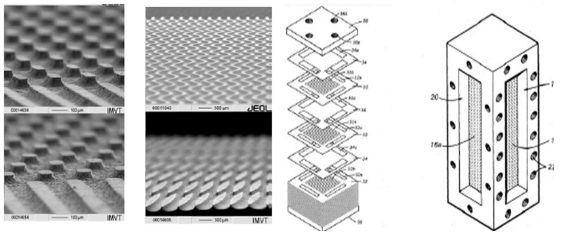
多数军民用飞机均采用空气循环制冷系统（ACS-Air Cycle System）进行座舱或设备舱温度调节[1,2]，其原理简单可靠性高。然而，大功率高集成度电子电器设备的装机，虽提高了总体性能和作战能力，但是热载荷较原先增加了几倍到几十倍[3,4]。对此，ACS 只能加大引气流量来应对，但过大引气流量会影响发动机性能，且需开设较大冲压空气进气口，不符合对隐身性能要求，也不利于其他性能提高[5-7]。

基金项目：陕西省教育厅科研计划项目（19JK0374）；西安工程大学博士科研启动项目（BS201807）
作者（通讯作者）简介：严　彦（1988-），女，博士，讲师，E-mail：yy8923507@163.com
收稿日期：2020-03-17

机载蒸发制冷循环系统（VCS-Vapor Cycle System）性能系数高，无须发动机引气，是未来飞行器环控系统的发展方向[8]。VCS 系统在满足体积小结构简单和可靠性高等特点的同时，还需对飞行器上多变热负荷有较强适应能力。因此换热设备必须具有高紧凑性、高换热效率等特点[9]，微通道换热器正是由于具备这些特征而成为近年来的研究重点[5,10]。

早在 1981 年 Tuckerman 和 Pease 就率先提出了微尺度热沉的概念[11]。很多学者研究了硅油、异丙醇、甲醇及去离子水等介质在圆形、矩形及 V 型微通道内（当量直径为微米级别）的流动传热特性[12-14]。随着航空航天领域先进技术的不断更新，空间尺度逐渐呈现向结构紧凑化和条件复杂化的趋势发展，针对微通道换热器的研究也越来越活跃。1998 年美国采用了冷却剂为氮气的飞行器热控制系统，整个换热器的大小仅有 1 英寸，强制对流换热过程则全部在微小通道内实现[15]。2008 年霍尼韦尔研究表明，在液-气热交换器应用中，金属微通道换热器可以比目前技术水平的紧凑型板翅式换热器减少 20%～30%的体积[16]。2010 年，美国沸腾两相流实验室和普渡大学国际电子冷却联盟对高马赫数飞行器燃气涡轮发动机中的逆流微通道换热器进行了理论和实验研究[17]。

微通道换热器结构形式很多，集成式微通道换热器是其中的一种，如图 1 所示，其应用精密微细腐刻加工和精密固体原子扩散结合技术，将微通道多层叠置而成，集整流、换热等功能为一体，具有高性价比和可大批量生产等显著特征[18]，非常适用于热泵热水器和机载蒸汽循环场合中。



（a）微通道换热器流道（b）微通道换热器叠加

图 1　集成式微通道换热器

Fig.1　Integrated micro-channel heat exchanger

但是，目前对此类换热器的研究还很不充分，特别是 VCS 中的微通道换热器所处的热环境复杂多变，因此微通道换热器的实际运行工况常常与设计点偏差较大。因此，本研究建立了微通道换热单元的二维稳态模型，采用 FLUENT 软件模拟计算了微通道换热单元稳态模型的流动及换热情况，分析了微通道换热单元的流动阻力、温度变化和对流换热系数随流量变化情况，揭示了微通道换热器的流动阻力及换热特性，从而为微通道换热器的性能分析及优化提供了理论方法。

1　模型建立

1.1　数学模型

本文采用水及丙二醇作为流动介质，所建立的数学模型基于以下假设：

（1）对于当量直径在 1μm～1mm 范围的流动，连续介质和 Navier-Stokes 方程仍然适用；

（2）流动换热过程为二维稳态层流流动；

（3）可压缩性和粘性加热效应不计；

（4）忽略重力效应和辐射传热。

基于上述假设，可分别列出其连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程。

连续性方程为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}=0 \tag{1}$$

动量守恒方程：

在 x 方向上：

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}+\mathrm{div}(\rho u\vec{u})=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}+F_x \tag{2}$$

在 y 方向上：

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t}+\mathrm{div}(\rho v\vec{u})=-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y}+F_y \tag{3}$$

能量守恒方程：

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t}+\mathrm{div}(\rho\vec{u}T)=\mathrm{div}\left(\frac{\lambda}{c_\mathrm{p}}\mathrm{grad}T\right)+S_\mathrm{T} \tag{4}$$

式中，ρ为密度，t 为时间，u、v 为速度矢量。T 为温度，λ为流体导热系数，c_p 是比热容，S_T 为粘性耗散项[19]。τ_{xy}, τ_{yy} 等为微元体表面上粘性应力 τ的分量，F_x,F_y 为微元体上的体积力。粘性流体在流场中虽然处处都存在粘性应力，但并不是每个地方的粘性应力都很重要，从上述方程中可以看出，只有当速度梯度变化剧烈的地方，粘性应力才起到很重要的作用[20]。

1.2　物理模型

微通道换热单元的物理模型如图 2 所示。模型

中的微通道宽度为 w_1=0.15mm，不锈钢壁厚为 h_1=0.15mm，通道长度为 l_1=200mm。水流通道的流体入口位于换热器下部，丙二醇通道的流体入口位于换热器上部，即水与丙二醇呈逆流流动，这样可以最大程度的保证换热器的均匀性。在 ANSYS 软件中通过加载自编写 UDF 来实现换热的流固界面以及气液界面的传质过程，实现对冷凝过程的物理描述，进而详细求解冷凝传热传质过程。

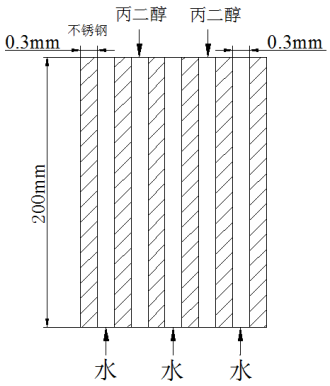


图 2　微通道换热单元物理模型

Fig.2　Physical model of microchannel heat exchange unit

1.3　网格无关性验证

本文在建模时，将热水、丙二醇、不锈钢传热管三个区域分别“劈离”出来，这样做的好处是可以使相邻的两个体交界面处的网格得以完全匹配，为正确设置边界条件打下良好的基础。网格的划分对模型的计算结果有很大的影响，依据不同的分类方法，网格可分为均匀性网格、非均匀性网格以及结构化网格、非结构化网格。对于本文来说，因为物理模型的结构较为简单规则，所以采用质量最高的六面体结构化网格对其进行划分，考虑到在蒸汽通道内，气液两相流间会产生较强的界面波动，其波动特性较为复杂，因此需对蒸汽通道边界处的网格进行加密处理用以捕捉边界层处的液膜。在本文中，通过对通道边界层不断进行加密，使得网格数量分别为 76000，186000，298000，456000 以及 626000 个。

对于 Fluent 模型计算来说，网格数量越多，计算对于流动界面的捕捉也越细致，计算结果也会越精确。但是，较大的网格量会使得计算量变大，计算时间变长，所占用的计算机内存也会越大。因此，应选择合适的网格数量，使其在满足模型计算精度的要求下，同时减短计算时间，减小占用内存。图 3 所示为对本文所划分的三种网格数量的网格无关性验证，分别为在四种网格数量下，当模拟过程进行到第 20s 时，距离通道入口处 130mm 处，截面的平均温度变化。从图中可以看出，当网格数量达到 298k 后，温度变化不大，因此可以认为网格对结算结果的影响已无关。综合考虑计算成本及计算精度，选用蒸汽通道网格数量为 456k 时进行计算。

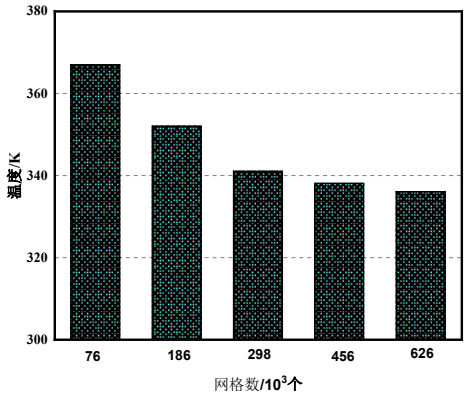


图 3　网格无关性验证

Fig.3　Grid independence

1.4　求解设置

在 FLUENT 中进行模型的边界条件设置及各物质物性参数设置。在 solver 中选择非耦合隐式 2D 非稳态模型 2nd-Order Implicit，微通道换热单元中的流体流动属于层流流动。热流体水的入口温度为 T_{wi}=360K，密度 ρ_w=998kg·m^{-3}，动力粘度 μ_w=0.00045Pa·s。冷流体丙二醇入口温度为 T_{ci}=293K，密度 ρ_c=1040kg·m^{-3}，动力粘度 μ_c=0.0015Pa·s。丙二醇和传热管的物性参数如表 1 所示。在计算过程中换热单元需要连续进行传热，其温度和热流密度都受到热水与丙二醇之间相互作用的制约，像这类热边界设定成交界面处的耦合边界条件，管内的初始温度取环境温度为 293K，压力和速度耦合采用 SIMPLEC 算法，动量和能量方程采用二阶迎风差分格式，出口压力设为大气压。

表 1　丙二醇及传热管物性参数表

Table 1　Propylene glycol and heat transfer pipe physical parameter

	密度	比热容	导热系数
丙二醇	1040	2490	0.5
不锈钢传热管	7930	0.5	20

2　模拟结果后处理与分析

2.1　模拟结果后处理

由上述参数可求得微通道流动换热水侧和丙二醇侧雷诺数分别为：

$$\mathrm{Re}_1=\frac{\rho_w u d}{\mu_w}=100 \tag{5}$$

$$\mathrm{Re}_2=\frac{\rho_c u d}{\mu_c}=31.2 \tag{6}$$

因为流动为层流，则其入口段长度分别为：

$$L_1^*=\frac{\mathrm{Re}_1}{20}d=0.75\mathrm{mm} \tag{7}$$

$$L_2^*=\frac{\mathrm{Re}_2}{20}d=0.24\mathrm{mm} \tag{8}$$

范宁摩阻系数分别为：

$$c_{f1}=\frac{16}{\mathrm{Re}_1}=0.16 \tag{9}$$

$$c_{f2}=\frac{16}{\mathrm{Re}_2}=0.512 \tag{10}$$

当流体处于层流流动时，其速度分布呈抛物线型，且在轴线上的速度达到最大，为平均速度的两倍，即

$$u_{max}=2u_m=0.6\mathrm{m/s} \tag{11}$$

图 4 为入口处水流通道轴线处速度和丙二醇通道轴线处速度分布图。图中横坐标为流体沿流动方向离管道入口处的距离，纵坐标为流体流动速度的大小。

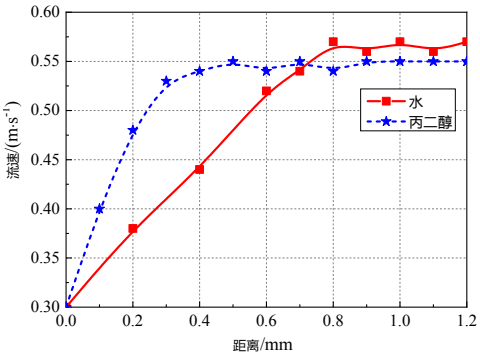


图 4　通道中心线入口处沿流向的速度分布

Fig.4　Velocity distribution along the flow direction at the entrance of the centre line of the channel

从图中可以看出，水和丙二醇在通道中心线上的速度由入口处的 u=0.3m·s^{-1} 逐渐增大至约 u=0.57m·s^{-1}，且分别从离入口段 x=0.75mm 和 x=0.25mm 附近开始进入充分发展阶段，数值计算结果与理论分析结论基本一致。

2.2　压差随流量的变化

图 5 分别为水和丙二醇通道，入口与出口间的压差随流速的变化曲线。从图中可以看出，随流体流速增大，沿程阻力损失逐渐增加。当流速为 0.3m/s 时，水侧压降为 15kPa，丙二醇侧压降为 45kPa；当流速增大到 2.4m/s 时，水侧压降增大到 120kPa，丙二醇侧压降增加到 360kPa。通道内流动压降的变化受通道内流体流速的影响，从图中可以看出，通道入口与出口的压差与流体的平均流速成正比，即与流量也成正比。随着流体流速的增加，进出口压降的增大幅度也越来越大，这主要是因为流量越大，流体冲击换热器壁面作用越明显，导致压力损失加大。

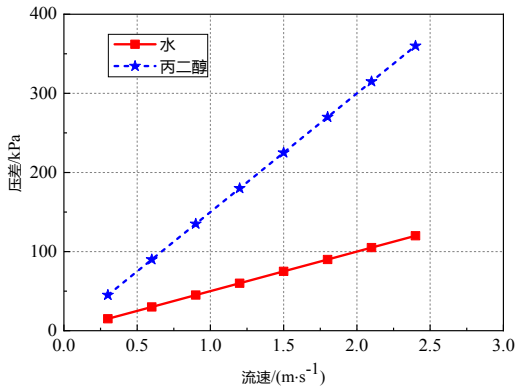


图 5　微通道中压差随流速的变化

Fig.5　Effect of flow velocity on differential pressure

2.3　Nu 数及表面传热系数随流速的变化

在换热器内部，冷热流体分别从固体壁面的两侧流过，热流体的热量通过对流传热和热传导的方式传递给冷流体，其中以对流方式为主。流体的努赛尔数 Nu 及表面传热系数 h 可由下式求得。

$$\mathrm{Re}=ud/\nu=G_m d/\mu \tag{11}$$

$$\mathrm{Nu}=0.1165\left(\frac{d}{w_{ic}}\right)^{0.81}\left(\frac{H_i}{w_i}\right)^{-0.79}\mathrm{Re}^{0.62}\,\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} \tag{12}$$

$$h=\lambda\mathrm{Nu}/d \tag{13}$$

式中，$\mathrm{Pr}=\nu/\alpha=c_p\mu/\lambda$，$u$ 为流体流速，ν和μ分别为流体的运动粘度和动力粘度，d 为特征尺寸，α为热扩散系数，λ为流体导热系数，w_i 为矩形微通道的宽度，H_i 为矩形微通道的高度，w_{ic} 为相邻矩形微通道之间的中心距。

水侧和丙二醇侧的努赛尔数 Nu 及表面传热系

数 h 随流速 u_m 的变化分别如图 6、图 7 所示。在常规尺度通道中，沿管长方向流体的表面传热系数基本相同。而在微通道中，由于沿通道方向流体流动速度逐渐变大，因此传热系数沿流体流动方向也逐渐变大。从图中还可以看出，Nu 数及传热系数均随流体流速的增大而增大，当流速为 0.3m/s 时，水侧的 Nu 为 2.7，传热系数为 10kW·m^{-2}·K^{-1}；当流速增大到 2.7m/s 时，水侧的 Nu 增大至 11，传热系数增大至 43kW·m^{-2}·K^{-1}。

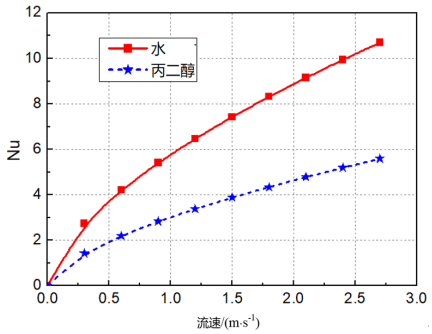


图 6　努塞尔数 Nu 随流速的变化

Fig.6　Effect of flow velocity on Nu

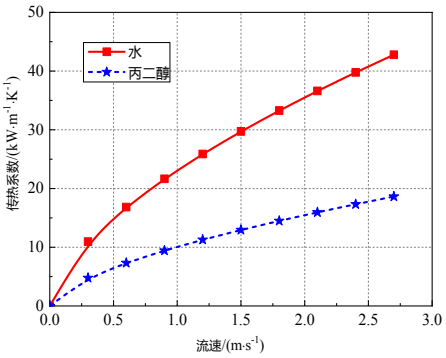
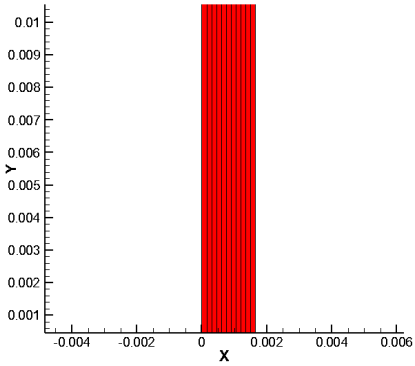


图 7　传热系数随流速的变化

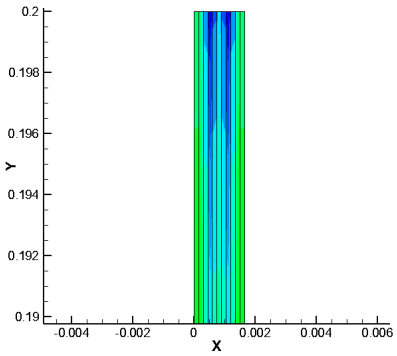
Fig.7　Effect of flow velocity on heat transfer coefficient

2.4　流体温度沿通道变化

水和丙二醇入口流速均为 0.3m·s^{-1} 时，微通道换热单元水侧入口和丙二醇侧入口温度分布如图 8 所示。以换热单元左下角为原点建立平面坐标系，水和丙二醇逆流换热时的平均温度沿通道变化曲线如图 9 所示。从图中可以看出，水的温度由通道入口处的 360K 降至通道出口处的 307K 左右，温降为 53K；而丙二醇的温度由通道入口处的 293K 升至通道出口处的 360K 左右，温升为 67K。由于水和丙二醇在换热器中呈逆流换热，因此两者间的换热温差很小，平均换热温差为 4K 左右，接近理想换热状态，因此在同样换热量下，微通道换热器的换热系数必然远远大于普通换热器。



（a）水侧入口温度分布图



（b）丙二醇侧入口温度分布图

图 8　微通道换热单元整体的温度分布

Fig.8　Temperature distribution of microchannel heat exchange unit

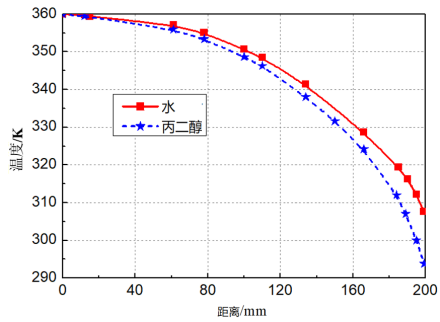


图 9　水和丙二醇平均温度沿通道变化曲线

Fig.9　Average temperature changes along the channel

3　结论

本文采用 Fluent 软件中的 VOF 模型，通过加入自编 UDF 程序，对微通道换热器的流动及换热特性进行了数值模拟和分析。得出了微通道换热器内部的速度、压降及温度分布，分析了微通道换热器内的流体流动阻力、温度变化及对流换热系数随流体流速的变化规律。具体研究结果如下：

（1）随着流体流速的增加，微通道换热单元进出口的压降增大，且压降的增加幅度随流速的增大越来越大。这主要是因为流量越大，流体冲击换热器壁面作用越明显，导致压力损失加大；

（2）在常规尺度通道中，对流换热系数沿管长基本不变，而在微通道换热器中，对流换热系数沿流体流动方向逐渐增大。微通道换热单元逆流换热的温差较小，因此相同换热量时它可提供较大的换热系数，随着流体流速增加，Re 增大，温度边界层减薄，对流换热系数大大提高。

参考文献：

[1] Galindo J, Dolz V, Tiseira A, et al. Thermodynamic analysis and optimization of a jet ejector refrigeration cycle used to cool down the intake air in an IC engine[J]. International Journal of Refrigeration, 2019,103:253-263.

[2] 肖晓劲,袁修干.机载吊舱电动逆升压式空气循环制冷系统研究[J].北京航空航天大学学报,2005,31(11):1163-1167.

[3] 许安易.座舱热载荷试验方法研究[D].南京:南京航空航天大学,2018.

[4] 简夕忠,李楠.飞机座舱动态热载荷计算方法研究[J].民用飞机设计与研究,2010,21(3):30-33.

[5] Dechow M, Nurcombe C A H. Aircraft Environmental Control Systems[M]. Berlin: Springer Berlin Heidelberg,2005:92-93.

[6] 王镭,蒋彦龙,孙程斌.机载准双级压缩蒸发制冷系统动态仿真[J].制冷与空调,2018,32(3):26-30.

[7] 苏向辉,许锋,昂海松.飞机环境控制系统的现状与未来[J].航空制造技术,2002,(10):34-36.

[8] 彭孝天,王苏明,王晨臣,等.直升机环境控制系统应用现状分析[J].海军航空工程学院学报,2018,33(2):225-230.

[9] 闫旭东,宋保银,赵枚,等.机载蒸发循环系统两相流换热特性实验研究[J].制冷与空调,2008,(6):10-14.

[10] 葛洋,姜未汀.微通道换热器的研究及应用现状[J].化工进展,2016,35(1):10-15.

[11] Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. Electron Device Letters, IEEE, 1981,2(5):126-129.

[12] Pfahler J, Harley J, Bau H, et al. Liquid transport in micron and submicron channels[J]. sensors and Actuators A: Physical, 1990,22(1-3):431-434.

[13] 牧原光宏,笹倉久仁彦,永山昭.微小管における液体の流れ—Navoer-Stokes 方程の適用性に関するふな考察[J].精密工学会誌,1993,59(3):31-36.

[14] 王补宣,彭晓峰,胡杭英.V 形微槽内沸腾液体的流动阻力特性[J].工程热物理学报,2007,35(3):345-349.

[15] Koyama S, Kuwahara K, Nakashita K. An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube[J]. International journal of Refrigeration,2003,24(3):425-432.

[16] Williams M, Muley A, Bolla J, et al. Advanced heat exchanger technology for aerospace applications[R]. SAE Technical Paper, 2008.

[17] Nacke R, Northcutt B, Mudawar I. Theory and experimental validation of cross-flow micro-channel heat exchanger module with reference to high Mach aircraft gas turbine engines[J]. 2011,54(5):1224-1235.

[18] 王凯建,石景祯.集成式微通道换热器研究与开发[J].制冷与空调,2013,(3):110-116.

[19] Versteeg HK, Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method[M]. New York: Wiley, 1995:87-89.

[20] Peng X F, Peterson G P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures[J]. International journal of heat and mass transfer, 1996,39(12):2599-2608.

文章编号：1671-6612（2020）06-649-06

地下工程柴油机电站消烟降温系统性能试验研究

汪　波　李艾华　李庆辉

（火箭军工程大学　西安　710025）

【摘　要】 针对地下工程柴油机电站运行排烟热红外抑制问题，设计研制消烟降温系统。在环境温度 30±2℃、相对湿度 40±5%时，通过改变系统喷淋冷却水量、换热冷风量，对柴油机电站 60～400kW 负载下消烟降温系统的运行性能进行试验测试，试验结果表明：控制系统喷淋冷却水量不超过 6.3t/h、引入冷风量不超过 5500Nm^3/h，系统排烟（风）与环境温差可维持在 2℃范围以内，排烟黑度可控制在 0.6Rb 以下，可有效实现电站排烟的热红外抑制。

【关键词】 地下工程；柴油机电站；消烟降温；红外抑制

中图分类号　X701.7　　文献标识码　A

Experiment Research on Operating Performance of Exhaust Cooling and Purifying System with Diesel Engine in Underground Engineering

Wang Bo　Li Aihua　Li Qinghui

(Rocket Force University of Engineering, Xi'an, 710025)

【**Abstract**】 The exhaust cooling and purifying system (ECPS) was developed to inhibit infrared exposure caused by diesel engine exhaust in underground constructions. In this study, the ambient temperature and relative humidity are set as 30±2℃ and 40±5%, respectively. The operating performance of ECPS in the diesel engine ranging from 60 to 400kW was tested by altering spray water consumption and the cooling air volume. The results indicate that, the amount of spray cooling water in the system does not exceed 6.3 t/h, the amount of cold air does not exceed 5500 Nm^3/h, the temperature difference between exhaust mixture and outdoor air can be controlled within 2℃, the exhaust emissivity can be controlled under 0.6 Rb, and the ECPS works effectively on infrared inhibition for the diesel engine.

【**Keywords**】 underground engineering; diesel engine; exhaust cooling and purifying; infrared inhibition

0　引言

地下工程内常备柴油机电站，电站运行排烟温度一般可达 400～600℃，同时，柴油燃烧产生烟气中含大量平均直径在 6～20nm 碳黑颗粒[1]，高温烟气、碳黑颗粒排放过程常使排烟口形成热红外特征。对高温排气热红外特征进行抑制的技术包括：（1）热红外暴露表面涂敷低发射率涂层[2,3]；（2）采用释放气溶胶、烟幕、冷却剂、水雾等技术进行口部热红外遮蔽[4-8]；（3）排气道射流掺混降温[9-12]；（4）针对排烟的湿式除尘降温[13,14]。地下工程排烟口部需持续进行热红外抑制，大部分工程设有取水构筑物和内部水库，基于以上特点，湿式除尘降温技术一直是地下工程柴油机电站消烟降温技术的研究热点。

1　电站消烟降温系统设计

1.1　地下工程柴油机电站及通风系统构成特点

地下工程柴油机电站常用用二备一模式，为控制电站运行环境温度，电站机房常采用直流式通风模式，通风系统从工程外引进新风对房间冷却，机

作者（通讯作者）简介：汪　波（1983.3-），男，讲师，E-mail：53754924@qq.com.
收稿日期：2020-09-28

房排风与电站排烟汇流排出，机房通风系统示意如图 1 所示。

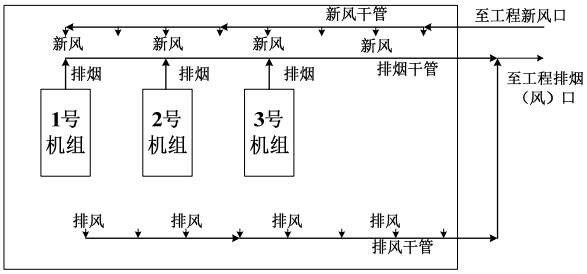


图 1　地下工程柴油机电站通风原理图

Fig.1　Schematic diagram of the ventilation system for the diesel engine in underground construction

1.2　消烟降温系统设计

1.2.1　系统设计工程背景

消烟降温系统拟应用工程为深埋地下工程，工程夏季通风干球温度 23℃，相对湿度 70%，冬季最低气温−15℃，相对湿度 80%，工程埋深处中心岩层温度为 15℃，现有 NTA855-G2 型柴油机电站 3 台，电站排风量经换算为 1400Nm^3/h，排风设计温度小于 40℃。NTA855-G2 型柴油机电站在大气压力 100kPa、海拔 110m、进气温度 25℃、相对湿度 30%时，满载运行指标如表 1。

表 1　试验柴油机电站运行技术指标

Table 1 Operation technical index of the diesel engine

型号	输出功率（kW）	排气量（L/s）	排气温度（℃）	排水量（kg/h）
NTA855-G2	284	986	485	70.148

1.2.2　系统设计方案及原理

基于地下工程电站通风系统构成，采用湿法除尘、间壁换热的方案对排烟进行分级降温，并设计消烟降温系统。电站排烟经由喷淋塔进行初步降温除尘，与引进新风在换热器内换热再次降温，考虑系统冬季应用环境冷风可能对换热器造成结冰堵塞，系统设计过程中采用两台辅助换热器实现融冰切换工作，系统设计方案如图 2 所示。

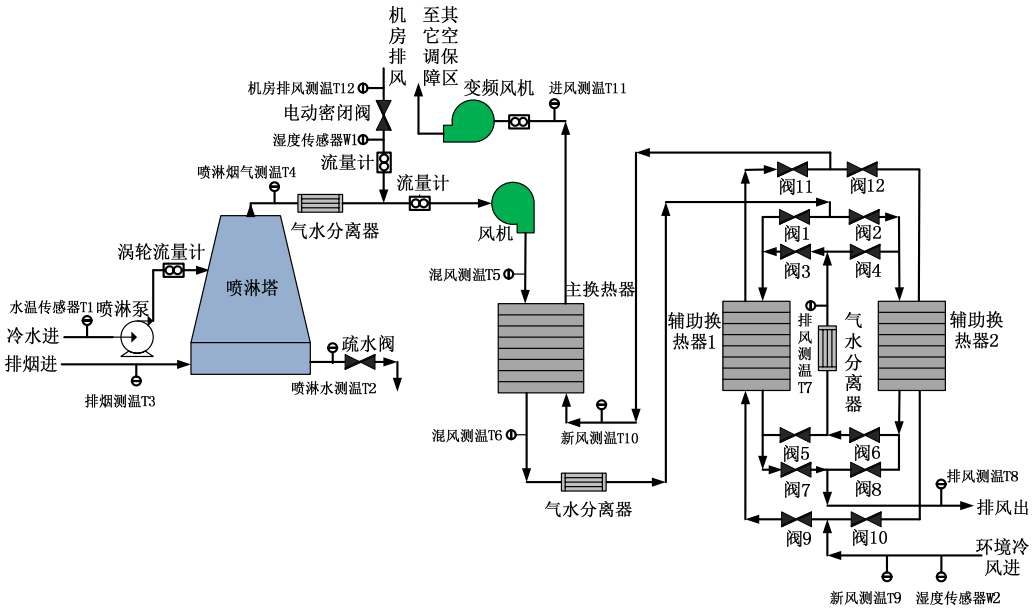


图 2　消烟降温系统通风原理图

Fig.2　Schematic diagram of the ventilation system for the smoke suppression and cooling system

系统设计用电站冷却水库进行喷淋供水，喷淋塔底部集水由电站水沟直接排出，换热器由风机引入环境新风对混合烟气进行两级降温，降温后混合烟气直接排至工程外。

1.2.3　系统流程仿真

消烟降温系统按环境空气干球温度−15℃、相对湿度 80%进行设计，设计喷淋塔出口烟气与进口喷淋水温差为 1℃、相对湿度 100%，最终实现排风（烟）温度与环境温度不超过 4℃。采用“Aspen Plus”软件进行系统流程模拟，得出满足喷淋后烟气温度和排烟（风）温度要求的喷淋塔、换热器处理负荷，依据处理负荷对喷淋塔、换热器进行设计，系统流程仿真如图 3 所示。

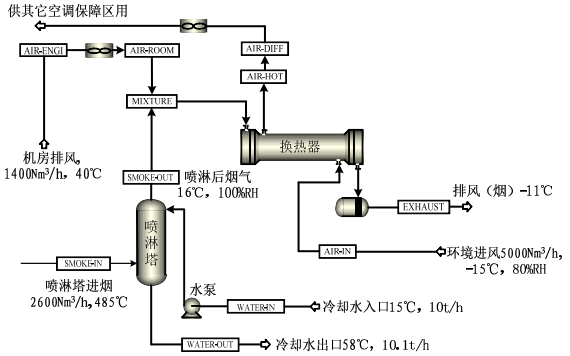


图 3　消烟降温系统模拟流程图

Fig.3　Simulation flowchart of smoke suppression and cooling system

1.2.4 烟降温系统用喷淋塔设计

设计喷淋塔总高度不超过 3m，喷淋塔填料采用 Sulzer 公司“SULPAK 3.0”软件设计，填料床高 1.115m，直径 1m，塔内填料为 MELLAPAK-250X 规整填料，喷淋塔结构如图 4 所示，塔内填料参数和塔处理负荷参数如表 2 和表 3 所示。

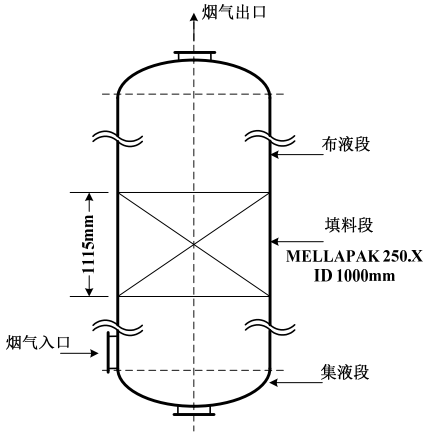


图 4　喷淋塔结构图

Fig.4　Schematic of spray tower

表 2　喷淋塔填料段设计参数

Table 2　Design parameters of the packing section of spray tower

Diameter	Packing Type	Material	NTS	NTSM expected	Height	Foam factor	Liquid holdup	Pressure drop
1m	M250.X	316L (AISI)	2	2	1.115m	1	4.755%	0.392mbar

表 3　喷淋塔设计参数

Table 3　Design parameters of the spray tower

	Gas load	Liquid load	Gas density	Liquid density	Surface tension	Liquid viscosity	Gas viscosity	Capacity	F-Factor	Spec. liquid load	dp/dz
unit	kg/h	kg/h	kg/m^3	kg/m^3	mN/m	cP	cP	%	$Pa^{0.5}$	$m^3/m^2{\cdot}h$	mbar/m
Top	3250	10000	1.254	998.32	73	1	0.0175	28.61	1.053	16.5799	0.2184
Bottom	3348	10097	0.499	974.01	73	1	0.0175	41.04	1.644	16.9271	0.4849

1.2.5 消烟降温系统用换热器设计

采用“Aspen HTFS+plate”模块对系统用板式换热器进行设计，设计换热器冷、热侧入口空气流量为 $5000Nm^3/h$，允许压损均不超过 2kPa，设计主要参数如表 4 所示。

表 4　板式换热器设计参数

Table 4　Design parameters of the plate heat exchanger

Channels		Plate Details					Hot Side DP		Cold Side DP	
Hot side	Cold side	Chevron angle	Plate area	Port diameter	Horz. Port distance	Vert. Port distance	Plate	Port	Plate	Port
121	121	50°	1.443m	250mm	455mm	1989.93mm	0.00666bar	0.0045bar	0.01025bar	0.0069bar

2　试验测试方案及步骤

2.1　试验方案与目的

试验过程中，给定试验环境温、湿度基本不变工况下，调节柴油机电站运行负载功率、喷淋塔进水流量，系统自动运行按需求调节换热器冷却风量，试验测试目的如下。

（1）分析喷淋塔冷却水进水量与柴油机喷淋后降温烟气温度关系；

（2）分析换热器出口排风（烟）与环境温差随冷却风量变化规律；

（3）分析消烟降温系统运行前后电站排烟烟度变化。

搭建消烟降温系统试验台如图 5 所示。

图 5　消烟降温系统试验台

Fig.5　Experimental set up of smoke suppression and cooling system

2.2　试验测量用仪器参数

（1）烟气温度测量：K 型热电偶量程 0～800℃，精度 0.2℃；

（2）空气、水温度测量：T 型热电偶，量程 −200℃～500℃，精度 0.2℃；

（3）测量数据采集：XSDAL 系列多通道数字式仪表；

（4）风速测量：AVT-2010 风速传感器，量程 0～20m/s，精度 2%；

（5）水量测量：LWQ-65 型涡轮流量传感器，量程 0～20m^3/h，精度 1%；

（6）烟度测量：滤纸式 YJ-II 型烟度计。

2.3　试验环境及步骤

系统试验性能测试环境干球温度 30±2℃，相对湿度 40±5%，试验步骤如下：

（1）启动两台柴油发电机组，调节负载，使运行负荷单台达到 30kW（总运行负荷 60kW）。

（2）调节喷淋塔冷却水量为 2t/h。

（3）引入环境新风 1400Nm^3/h 以模拟电站机房排风，使排烟、排风混合流量达到 4200Nm^3/h。

（4）调节喷淋水量，使喷淋塔出口烟气与进口冷却水温差为 1℃

（5）调节柴油机电站运行负荷，相应增加喷淋水量，换热器进风机自动调节冷却风量，数据采集系统实时采集各测点参数变化。

（6）400kW 运行负荷下，测量消烟降温系统运行前后排烟烟度值。

3　试验结果及数据分析

3.1　试验数据分析

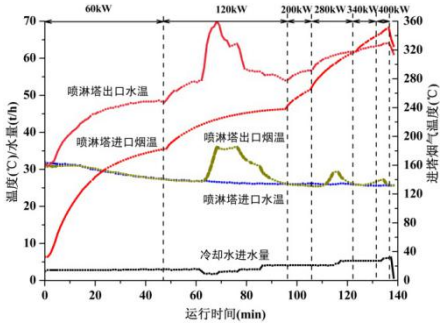


图 6　喷淋塔进出口烟气与冷却水温度变化关系

Fig.6　Temperature relations of flue gas and cooling water at the inlet and outlet of spray tower

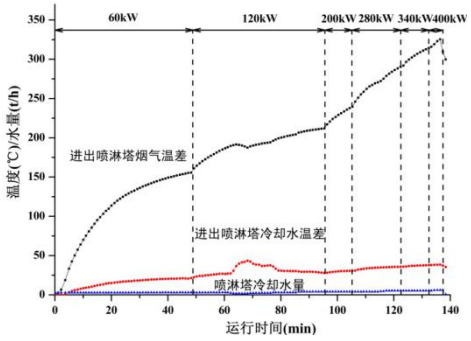


图 7　喷淋塔进出口烟气-冷却水温差变化关系

Fig.7　Temperature difference between the flue gas and cooling water at the inlet and outlet of spray tower

试验过程中，不同柴油机运行负荷下喷淋塔进、出口烟气和冷却水温度变化关系如图 6 所示。试验结果表明：电站运行负荷 60kW 时，喷淋塔进口烟气温度逐渐升高，调节喷淋塔冷却水量为 2.8t/h，喷淋塔出口烟气温度稳定时，基本与进口冷却水温保持一致；调节电站运行负荷至 120kW，冷却水量减少至 1.8t/h，喷淋塔出口烟气温度与冷

却水温最大温差不超过 10℃，增大冷却水量至 3.2t/h，冷却塔出口烟气与进口冷却水温差稳定在 1℃范围内；电站运行负荷达 200kW 时，保持冷却水量 3.2t/h 不变，喷淋塔出口冷却水温逐步升高，增大冷却水量至 4t/h，喷淋塔出口烟气与进口冷却水温差可稳定保持在 1℃范围内；电站运行负荷增加至 280kW 时，以 4t/h 水量喷淋，喷淋塔出口冷却水温高于 58℃，调节冷却水量至 4.5t/h，喷淋塔出口烟气温度开始降低至与进口水温温差小于 1℃；电站运行负荷 340kW 时，保持喷淋烟气与进口冷却水温差稳定小于 1℃范围以内需冷却水量为 5.2t/h；电站运行负荷升高至 400kW 时，保持喷淋烟气与进口冷却水温差稳定小于 1℃范围以内需冷却水量为 6.2t/h。控制喷淋塔出口烟气温度与进口冷却水水温保持在 1℃内，柴油机运行负荷 60kW、120kW、200kW、280kW、340kW 和 400kW 对应所需冷却水水量不超过 2.8t/h、3.2t/h、4t/h、4.5t/h、5.3t/h 和 6.2t/h。

对喷淋塔进、出口烟气温差和冷却水温差结果分析如图 7 所示。由图可知：在不同电站运行负荷工况下，维持喷淋烟气与进塔冷却水温在 1℃范围时，喷淋塔进出口排烟温差呈指数增涨趋势。

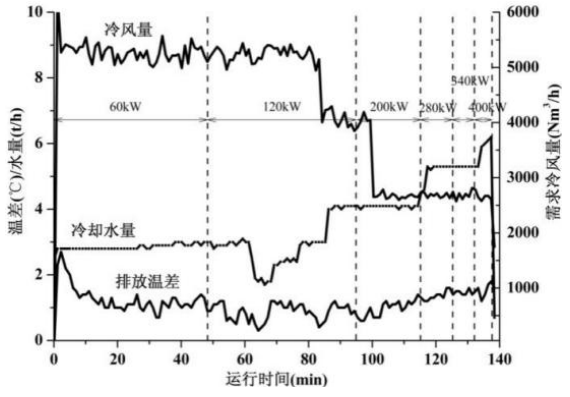


图 8　换热器需求冷风量与冷却水量随运行负荷变化关系

Fig.8　Relationship between the demand for cold air and the amount of cooling water in heat exchangers with changing operating load

不同电站运行负荷下，满足换热器出口排烟（风）与环境温差不超过 4℃时，换热器冷侧进口需求风量如图 8 所示。试验结果表明：60kW 运行负荷下，喷淋水量 2.8t/h 时，换热器需求冷风量不超过 5500Nm^3/h；120kW 运行负荷下，喷淋水量 3.2t/h 时，换热器需求冷风量不超过 5200Nm^3/h；200kW 运行负荷下，喷淋水量 4t/h 时，换热器需求冷风量不超过 4000Nm^3/h；280kW 运行负荷下，喷淋水量 4.5t/h 时，换热器需求冷风量不超过 2700Nm^3/h；340kW 试验工况下，喷淋水量 5.3t/h 时，换热器需求冷风量不超过 2800Nm^3/h；400kW 试验工况下，喷淋水量 6.2t/h 时，换热器需求冷风量不超过 2700Nm^3/h。喷淋塔冷却水量对换热器需求冷风量影响显著，试验工况下对低温烟气喷淋时，可直接将烟气喷淋至满足排烟（风）与环境温差 4℃内。

电站不同运行负荷下应用消烟降温系统后排烟（风）温度随时间变化关系如图 9 所示。试验结果表明：电站 400kW 以下负荷运行时，系统喷淋水量最高不超过 6.2t/h，换热器需求冷风量最大不超过 5500Nm^3/h，可稳定控制排烟（风）与环境温差在 2℃范围以内。

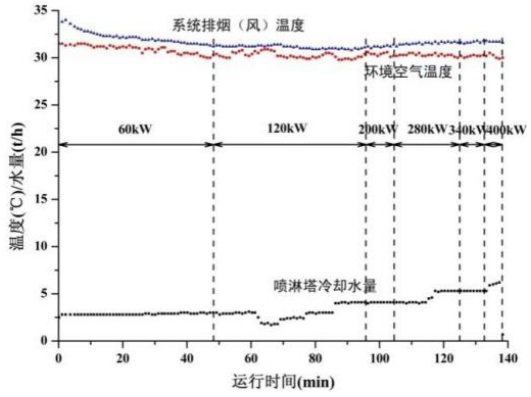


图 9　系统排烟（风）温度-运行负荷变化关系

Fig.9　Relationship between exhaust temperature and the operating load of the system

采用滤纸比对方法对电站排烟烟度进行测量，试验用滤纸初始烟度为 0Rb，可测黑度上限为 10Rb。将滤纸测试面作为排烟迎风面 5s 后，滤纸染黑，应用光电探头测定染黑滤纸烟度。设置电站运行负荷 400kW（单台 200kW），在电站启动前、加载运行时和运行稳定后，分别对排烟烟度进行测量。机组启动时，由于柴油不完全燃烧，排烟烟度最高达 9.8Rb，运行稳定后，排烟烟度为 0.7Rb；应用消烟降温系统再次对喷淋塔出口烟气烟度进行测量，经喷淋后烟气烟度最高 0.6Rb，电站运行稳定时喷淋后烟气烟度为 0.2Rb。电站 400kW 负荷运行时，消烟降温系统喷淋前后排烟烟度测量结果如表 5。

表 5　柴油机 400kW 负荷运行排烟黑度

Table 5　Exhaust smoke emissivity of the diesel engine under 400kW load

	喷淋前烟度（Rb）	喷淋后烟度（Rb）
机组启动时	7.8～10	0.6
机组加载负荷	4.5～8.6	0.4
机组稳定运行	0.7	0.2

3.2　试验结论

综合“消烟降温系统”性能测试试验，可得出如下结论：

（1）控制喷淋塔出口排烟温度与冷却水进口温差在 1℃范围内，所需喷淋水量不超过 6.3t/h；

（2）柴油机电站 400kW 运行负荷下，控制系统出口排烟（风）混合温度与环境温差在 2℃范围以内，换热器所需冷却用环境空气不超过 5500Nm^3/h；

（3）应用消烟降温系统后，柴油机电站排烟烟度不超过 0.6Rb；

（4）消烟降温系统满足试验工况下电站混合排烟（风）与环境温差 4℃要求。

4　结语

柴油机电站排烟引起的排烟（风）口热红外暴露是地下工程长期亟待解决的难题，本文消烟降温系统运行性能在夏季环境工况下具有较好适用性，但仍需在冬季工况下对其运行性能进行试验验证，系统在夏季室外环境下自动运行的控制策略需完善，同时，系统体积大、用水需求量大均影响其在地下工程中的实际应用，研究小型化、低能耗、智能化的消烟降温技术及系统将是地下工程排烟（风）口部热红外抑制的重点方向。

参考文献：

[1] 鞠洪玲.柴油机碳烟颗粒生成规律和尺寸分布特性研究[D].武汉:华中科技大学,2011.

[2] 徐顶国,罗明东.无人机红外隐身技术与应用探讨[J].隐身技术,2012,(1):6-11.

[3] Skoog, Andrew Jay, Murphy etal. High-emissity infrared coating applications for use in HIRSS applications[P]. US:7313909, 2008-01-01.

[4] 桑建华,张宗斌.红外隐身技术发展趋势[J].红外与激光工程,2013,42(1):14-19.

[5] Parent G, Boulet P, Gauthier S, et al. Experimental investigation of radiation transmission through a water spray[J]. Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer. 2006,97(1):126-141.

[6] Williamson-Labs. Stealthy ships[EB/OL]. http://williamson-labs. com/ltoc/ship-stealth.htm, 2013-12-01.

[7] 袁江涛,杨立,陈翾,等.过冷降膜在红外隐身中的应用研究[J].光学技术,2007,32(3):468-470.

[8] 代梦艳,胡碧茹,杨玉杰,等.水雾的红外隐身性能测试及分析[J].红外与激光工程,2008,(S2):547-551.

[9] 李波.红外隐身技术的应用及发展趋势[J].中国光学,2013,6(6):818-823.

[10] 曹红锦.国外装甲车辆红外隐身结构技术发展[J].四川兵工学报,2008,29(1):13-16.

[11] 李娜,吉洪湖,黄伟.混合排气二元收敛喷管气动与红外隐身综合设计方法[J].航空动力学报,2011,26(11):2563-2569.

[12] Thompson J, Birk Dr A M, Cunningham M. Design of an infrared signature suppressor for the bell 205(UH-1H) helicopter part I: aerothermal design[C]. Proceedings of the 7th CASI Aerodynamics Symposium. Montreal Canadian Aeronautics and Space Institute, 1999:134-141.

[13] 郭鹏.地下工程柴油发电机消烟降温装置研究[D].南京:解放军理工大学,2008.

[14] 吴百春.柴油机废气湿式净化技术研究[D].南京:南京理工大学,2002.

文章编号：1671-6612（2020）06-655-09

基于改进单神经元 PID 算法的变风量空调系统三参数前馈解耦控制

陈宗帅　李绍勇　贺冬辰　孙智冬

（兰州理工大学土木工程学院　兰州　730050）

【摘　要】 针对变风量空调系统（Variable Air Volume Air Conditioning System, VAVACS）的多参数、非线性且其主要控制回路之间存在强耦合的特性，提出了一种改进单神经元 PID 算法的前馈补偿解耦控制策略的设计思路。首先，对于 3 个主要控制回路：冷（热）水流量 $Q_{CW/HW}$–送风温度 T_{SA}、送风机转速 n_1–送风静压 P_{SA} 和室内送风量 Q_{SA}–空调房间温度或室温 T_n，采用前馈补偿方法构建了解耦补偿器的传递函数矩阵，以消除它们之间的耦合效应。其次，设计了改进的单神经元 PID 算法（Modified Single Neuron PID Algorithm, MSNPIDA）。该 MSNPIDA 分别依据送风温度 T_{SA}、送风静压 P_{SA} 和室温 T_n 的误差及误差变化率对相应的 3 个单神经元 PID 控制器参数的权值与增益系数进行自适应整定，获取相应的最佳值。最后，借助 MATLAB 工具，对基于 MSNPIDA 的 VAVACS 三参数前馈解耦单神经元 PID 控制系统进行编程和组态，且仿真运行。结果表明：基于 MSNPIDA 的 VAVACS 三参数前馈解耦单神经元 PID 控制系统在理论上是可行的，且相应的送风温度 T_{SA}、送风静压 P_{SA} 和室温 T_n 的控制指标能够满足空调工艺的相关要求。

【关键词】 变风量空调系统；前馈解耦；增益系数；改进单神经元 PID 算法

中图分类号 TP273/TU831.3　　**文献标识码** A

Feedforward Decoupling Control for Variable Air Volume Air Conditioning System with Three-parameter Based on Modified Single Neuron PID Algorithm

Chen Zongshuai　Li Shaoyong　He Dongchen　Sun Zhidong

(School of Civil Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, 730050)

【Abstract】 For the variable air volume air conditioning system (VAVACS) with characteristics of multi-parameter, nonlinear and strong coupling effects among the main control loops, a design idea of feedforward compensation decoupling control policy based on a modified single neuron PID algorithm (MSNPIDA)is proposed. Firstly, for three main control loops: the flow rate of chilled/hot water ($Q_{CW/HW}$) and supply air temperature (T_{SA}), the speed of supply air fan (n_1) and static pressure of supply air (P_{SA}) and the flow rate of indoor supply air (Q_{SA}) and indoor air temperature (T_n), the feedforward compensation method is adopted to construct the transfer function matrix of decoupling compensator in order to eliminate the coupling effect among them. Secondly, a modified single neuron PID algorithm (MSNPIDA) is designed. On the basis of the errors and the variant rates of supply air temperature, the static pressure of supply air and indoor temperature, this MSNPIDA can adaptively tuneweight value and gain coefficient of three single neuron PID controllers' parameters, respectively, and obtain the corresponding optimal values. Finally, the feedforward decoupling single neuron PID control systems based on MSNPIDA for VAVACS with three-parameter is

基金项目：兰州理工大学博士研究基金项目（B04-237）；兰州理工大学建工七七基金项目（TM-QK-1301）
作者（通讯作者）简介：陈宗帅（1993-），男，硕士研究生，E-mail：2459216554@qq.com
收稿时间：2020-02-13

programmed and configured by MATLAB tool and then the corresponding simulations are carried out. The results show that the feedforward decoupling single neuron PID control systems based on MSNPIDA for VAVACS with three-parameter are theoretically feasible, and the corresponding control indexes of supply air temperature, the static pressure of supply air and indoor temperature can meet the relevant requirements of air conditioning technical process.

【Keywords】 variable air volume air conditioning system; feedforward decoupling; gain coefficient; modified single neuron PID algorithm

0　引言

变风量空调系统（Variable Air Volume Air Conditioning System, VAVACS）以其节能高效的优势被广泛的应用于大型公共建筑中，但由于它具有多变量、控制回路多且各控制回路之间相互耦合的特点，导致其运行时各控制回路之间往往会出现相互干扰[1,2]。例如，一个典型的单风道的压力无关型的 VAVACS 除了包括变频送/回风机、室内末端装置（VAV-BOX）、送/回风量调节阀及送/回风管道等设备外，还设置了多个参数的 PID 负反馈控制环路，如送风温度 T_{SA}、送风静压 P_{SA} 和室温 T_n 控制回路等。当 VAVACS 运行时，这些参数 PID 控制回路之间存在耦合现象，使得 VAVACS 的实际运行中会产生振荡，进而降低系统的运行质量[3]。目前，已有多篇文献提出了关于 VAVACS 的不同解耦控制策略。文献[4]结合前馈解耦方法与单神经元 PID 控制器，通过对两个房间末端的“房间送风量—房间温度”控制回路进行解耦控制。仿真结果表明，该解耦设计方式消除了这两个回路之间的耦合效应，缩短了调节时间，且参数解耦矩阵的设计便于实现。文献[5]针对 VAVACS 的送风温度与室内温度 2 个耦合回路，基于线性反馈原理设计了这两个参数回路的控制器。结果表明，该策略有效地提升了控制系统的稳定性和鲁棒性；但其调节时间较长，不利于 VAVACS 的实际工程运用。文献[6]采用将对角解耦矩阵与常规 PID 控制相互结合的控制策略，对 VAVACS 的送风温度、送风静压和室内温度的 3 个耦合回路进行解耦。结果表明，3 个耦合回路之间的耦合效应得到抑制，但其送风静压控制回路的跟踪性能差。文献[7]提出了一种基于解析法的 PID 解耦控制策略并建立了 VAVACS 的送风温度和室内温度控制耦合回路的模型。仿真结果表明，基于该解析法的送风温度和室内温度控制解耦策略不仅实现了 2 个控制回路之间的完全解耦，同时这两个参数控制系统还具有更平稳的跟踪性能。文献[8]通过分析 VAVACS 机组侧的送风静压与新风量的 2 个控制回路之间的耦合特性，采用 PID 神经网络解耦控制方法实现了两个参数之间解耦控制。然而，上述文献存在一些问题，如 VAVACS 耦合回路的建模精度不高，且其传递函数忽略了滞后时间，仅考虑机组侧或末端侧的耦合回路和调节时间长等。

针对上述存在的问题，为了实现 VAVACS 机组侧与末端侧的 3 个主要参数，即送风温度 T_{SA}、送风静压 P_{SA} 和室温 T_n 控制回路的稳定运行。本文将前馈解耦方法、模糊控制方式和单神经元 PID 控制技术相结合，提出了基于改进单神经元 PID 算法（Modified Single Neuron PID Algorithm, MSNPIDA）的前馈解耦控制策略并应用于 VAVACS 的三参数控制回路中，同时对 3 个参数控制回路中的单神经元 PID 控制器的权值 ω_i（i=1,2,3）与增益系数 λ_j（j=1,2,3）进行优化整定，消除 VAVACS 的 3 个控制回路之间的耦合效应，提升控制系统的性能。

1　变风量空调控制系统的分析与数学描述

本文所研究的被控对象 VAVACS 的工艺控制流程图如图 1 所示[9]。

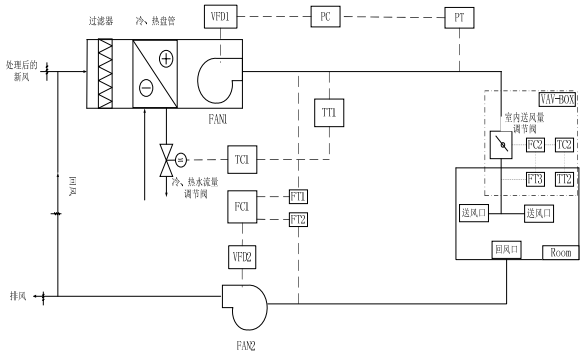


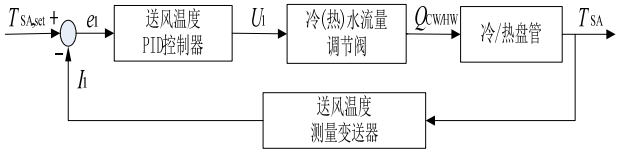
图 1　变风量空调系统的工艺控制流程图

Fig.1　Flow chart of technical process and control for VAVACS

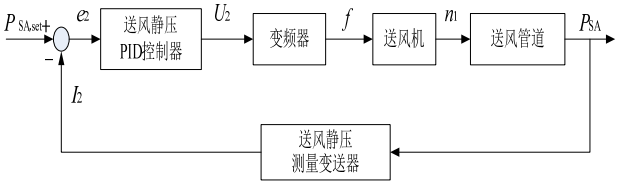
PT：送风静压测量变送器；PC：送风静压 PID 控制器；VFD1：送风机变频器；FAN1：送风机；TT1：送风温度测量变送器；TC1：送风温度 PID 控制器；FT1：送风管道风量测量变送器；FT2：回风管道风量测量变送器；FC1：送回风风量匹配 PID 控制器；VFD2：回风机变频器；FAN2：回风机；TT2：室温测量变送器；FC2：室内送风量 PI 控制器；TC2：室温 PID 控制器；FT3：室内送风量测量变送器；VAV-BOX：室内末端装置；– – –：参数测量、控制信号线。

分析图 1，该流程图包含了 3 个主要参数的控制回路：冷、热水流量 $Q_{CW/HW}$—送风温度 T_{SA}（记为控制回路 1），送风机转速 n_1—送风静压 P_{SA}（记为控制回路 2）和室内送风量 Q_{SA}—室温 T_n（记为控制回路 3）。

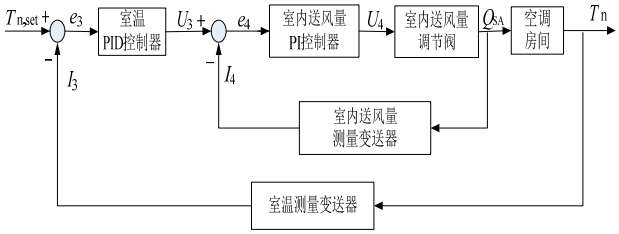
相应的 3 个参数控制系统的方框图，分别如图 2（a）、（b）和（c）所示。



（a）送风温度 PID 控制系统方框图



（b）送风静压 PID 控制系统方框图



（c）室温 PID—室内送风量 PI 串级控制系统方框图

图 2　变风量空调系统的 3 个参数控制系统方框图

Fig.2　Block diagram of the control systems for VAVACS with three parameters

VAVACS 通过维持送风温度的恒定，改变送入室内的冷/热送风量的方式来实现对室内温度的调节。如图 2（a）所示，送风温度 PID 控制系统通过调节流经冷、热盘管的冷、热水流量 $Q_{CW/HW}$ 以保持送风温度 $T_{SA}\approx T_{SA,set}$。图 2（b）所示的送风静压 PID 控制系统为定静压法控制法。送风静压 PID 控制器通过改变变频器的频率 f 以调节送风机转速 n_1，使得 $P_{SA}\approx P_{SA,set}$。VAVACS 的室内末端装置（VAV-BOX）按室内送风量的调节方式可分为压力相关型与压力无关型。图 2（c）所示 VAV-BOX 为压力无关型。其室温 PID-室内送风量 PI 控制器串级调节，通过改变室内送风量 Q_{SA} 的大小，使得 $T_n\approx T_{n,set}$。

1.1　VAVACS 运行的稳定性分析

VAVACS 依据空调房间冷（热）负荷的不断变化，动态地改变室内送风量 Q_{SA}，从而确保室温 $T_n\approx T_{n,set}$。例如，如图 1 所示的空调房间，当夏季工况下室温低于其设定值时，即 $T_n<T_{n,set}$。此时，室温控制器 TC2 和室内送风量控制器 FC2 串级调节，发出控制指令 U_4，使得 VAV-BOX 的冷风流量调节阀开度 V_{SA} 减小，相应的送入室内的冷风流量 Q_{SA} 减少，这样使得 T_n 升高，直至 $T_n\approx T_{n,set}$。同时 V_{SA} 的减小会引起送风管道静压 P_{SA} 的升高，当 $P_{SA}>P_{SA,set}$ 时，送风静压控制器 PC 会发出控制指令 U_2 给变频器 VFD1，VFD1 则输出减小的供电频率信号 f 降低送风机 FAN1 的转速 n_1，进而减少室内送风量 Q_{SA}。此时，为了维持房间的微正压，送回风风量匹配控制器 FC1 会降低回风机 FAN2 的转速 n_2 以减小回风量 Q_{RA}，匹配 Q_{SA}。此外，为了满足室内的空气品质要求，即在维持送入室内的新风量不变的情况下，回风与新风混合后会造成送风温度降低，即 $T_{SA}<T_{SA,set}$。此时，送风温度控制器 TC1 发出控制指令 U_1，减小流经冷水盘管的冷冻水流量 Q_{CW}，直至 $T_{SA}\approx T_{SA,set}$[10]。由以上分析可知，T_n、T_{SA} 和 P_{SA} 的 3 个控制回路之间会相互干扰，其中任一被控参数的调节都会引起其余两个被控参数的相应变化。因此，需要对上述 3 个具有耦合效应的控制回路进行解耦设计，抑制它们之间相互干扰，达到实现 VAVACS 稳定运行的预期目标。

1.2　VAVACS 三个控制回路耦合作用的数学描述

如上所述，VAVACS 包含了 3 个主要的控制回路：冷、热水流量 $Q_{CW/HW}$—送风温度 T_{SA}，送风机转速 n_1—送风静压 P_{SA}，室内送风量 Q_{SA}—室温 T_n。相应的被控量和控制量为送风温度 T_{SA}

（记为 y_1）、送风静压 P_{SA}（记为 y_2）、室温 T_n（记为 y_3）和冷、热水流量 $Q_{CW/HW}$（记为 u_1）、送风机转速 n_1（记为 u_2）、室内送风量 Q_{SA}（记为 u_3）。用矩阵表示即控制量 $\boldsymbol{U}=[u_1u_2u_3]^T$，被控量为 $\boldsymbol{Y}=[y_1y_2y_3]^T$，故 VAVACS 的三个回路的耦合关系可表示为 $\boldsymbol{Y}=\boldsymbol{G}_{i,j}(s)\boldsymbol{U}$，为了便于后面矩阵的运算，其中 $\boldsymbol{G}_{i,j}(s)$（i,j=1,2,3）可表示为第 j 个控制回路的控制量 u_j 与 3 个被控量 y_i 之间的传递函数[11]，如 $G_{i,1}(s)$（i=1,2,3）表示第 1 个控制回路中的控制量 $u_1(Q_{CW/HW})$ 分别对 3 个控制回路中的被控量 $y_1(T_{SA})$、$y_2(P_{SA})$与 $y_3(T_n)$造成的影响。由以上分析可知，VAVACS 三个相互耦合的控制回路所构成的耦合传递函数矩阵表示为：

$$G_{i,j}(s)=\begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) & G_{13}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) & G_{23}(s) \\ G_{31}(s) & G_{32}(s) & G_{33}(s) \end{bmatrix} \quad i,j=1,2,3 \tag{1}$$

基于 VAVACS 的机理与对 3 个控制回路中 u_j 对 y_i（i,j=1,2,3）的影响分析，参考文献[12,13]中在夏季工况下的实验数据，式（1）可改写如下：

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \dfrac{-8.125}{81.8s+1}e^{-15s} & 0 & \dfrac{6.8}{81.8s+1}e^{-s} \\ 0 & 12.27 & -363.2 \\ \dfrac{-0.02276}{100s^2+1.81s+0.007938}e^{-21s} & 0 & \dfrac{-7.0555s-0.0675}{100s^2+1.81s+0.007938}e^{-s} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \tag{2}$$

结合图 2（a）、（b）、（c）与式（1），VAVACS 的 3 个控制回路之间相互耦合的方框图如图 3 所示。

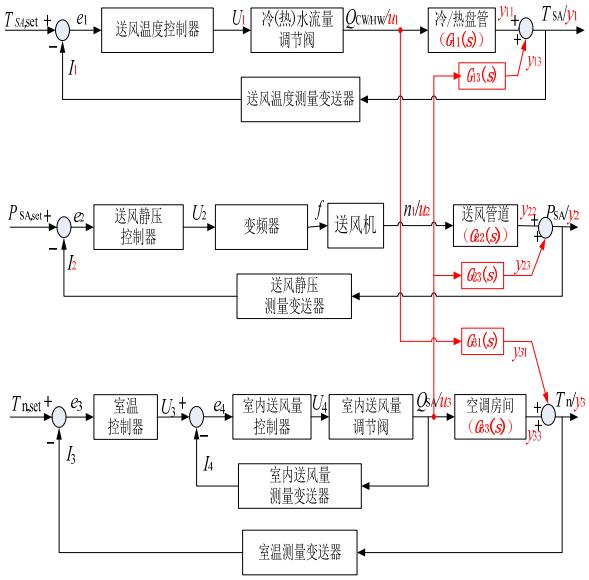


图 3　变风量空调系统 3 个控制回路的耦合作用方框图

Fig.3　Block diagram of coupling effects among three control loops for VAVACS

由图 3 可知，第 3 个控制回路的控制量 u_3 变化除了对该回路被控量 y_3 产生作用外，还会影响到第 1、2 个控制回路的被控量 y_1、y_2。同时，第 1 个控制回路的控制量 u_1 变化除了对该回路的被控制量 y_1 产生作用外，也会对第 3 个控制回路的 y_3 存在着影响。因此，针对上述 3 个控制回路之间控制量与被控量之间出现的相互影响，需要通过设计解耦补偿器，从而消除不同回路之间的耦合作用，以此抑制不同控制量对同一被控量的影响。

2　变风量空调系统三参数前馈解耦补偿器的设计

基于前馈补偿控制原理[14]，通过设计前馈补偿解耦控制器 $\boldsymbol{F}(s)$来抑制干扰量对其它控制回路中被控参数的影响。根据图 3 所示的 VAVACS 三个控制回路中 u_j 对 y_i（i,j=1,2,3）的耦合影响，依据前馈补偿原理，可设计前馈解耦补偿器 $F_{ij}(s)$来消除 u_j 对其它控制回路 y_i（i,j=1,2,3,$i\neq j$）的影响。相应的 VAVACS 三参数前馈解耦补偿器的传递函数 $F_{ij}(s)$（i,j=1,2,3,$i\neq j$）如式（3）所示。

$$\begin{aligned} F_{13}(s)&=-\frac{G_{13}(s)}{G_{11}(s)} \\ F_{23}(s)&=-\frac{G_{23}(s)}{G_{22}(s)} \\ F_{31}(s)&=-\frac{G_{31}(s)}{G_{33}(s)} \end{aligned} \tag{3}$$

其中，式（3）中的负号表示控制作用与干扰作用相反。结合图 3 与式（3）所示的前馈解耦补偿器 $F_{i,j}(s)$，本文提出的 VAVACS 三参数前馈补偿解耦控制系统如图 4 所示。

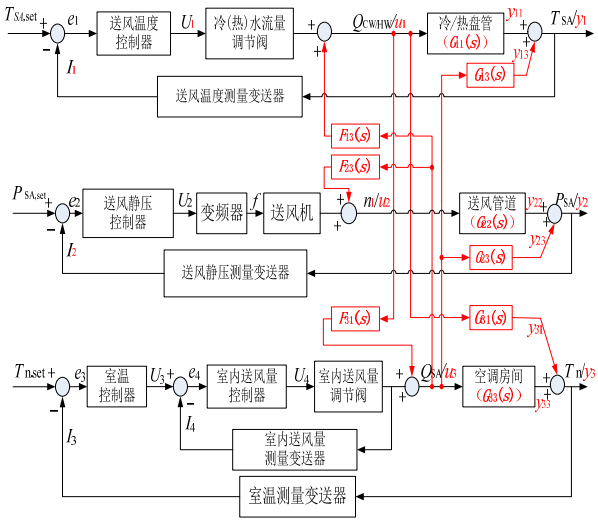


图 4　变风量空调系统 3 个控制回路的前馈补偿解耦作用方框图

Fig.4　Block diagram of feedforward compensation decoupling among three control loops for VAVACS

显然，加入解耦补偿器 $\boldsymbol{F}_{i,j}(s)$之后，可以消除图 3 中的三个参数控制回路之间的耦合作用，实现 $y_{11}+y_{13}=0$ ($u_3\neq0$)；$y_{22}+y_{23}=0$ ($u_3\neq0$)；$y_{31}+y_{33}=0$ ($u_1\neq0$)。即表示 y_1、y_2 不再受 u_3 的影响，y_3 不再受 u_1 的影响。

3　改进的单神经元 PID 控制器的设计

目前 VAVACS 的主要控制回路常采用常规的 PID 控制器，其中传统 PID 控制算法的增量形式可表示为[15]：

$$\begin{aligned} u(k) &= K_{\mathrm{P}}[e(k)-e(k-1)]+K_{\mathrm{I}}e(k)+ \\ &\quad K_{\mathrm{D}}[e(k)-2e(k-1)+e(k-2)] \\ &= K_{\mathrm{P}}x_2(k)+K_{\mathrm{I}}x_1(k)+K_{\mathrm{D}}x_3(k) \end{aligned} \tag{4}$$

式中，$x_1(k)=e(k)$，$x_2(k)=e(k)-e(k-1)$，$x_3(k)=e(k)-2e(k-1)+e(k-2)$。其中 K_{P}、K_{I} 和 K_{D} 分别为 PID 控制器的比例系数、积分系数和微分系数，一般而言，这三个系数是按照被控对象和控制要求预先整定的，且在整个控制过程中是保持不变的。当控制回路出现干扰时，PID 控制器很难适应干扰引起被控制量的变化。考虑到 VAVACS 非线性、控制回路之间相互干扰的特点，可以将具有自适应功能的神经网络与 PID 控制器相结合，设计出单神经元 PID 控制器，通过神经网络的学习规则对单神经元 PID 控制器的权值进行自适应整定，提升抗干扰力，进而实现 VAVACS 的稳定运行。

3.1　单神经元自适应 PID 控制器

单神经元 PID 算法（Single Neuron PID Algorithm, SNPIDA）是指将常规 PID 控制与神经网络控制相结合的一种控制方式。它根据神经网络的某一学习规则通过对三个权值系数 $\omega_i(k)$（i=1,2,3）的调整来实现自适应及自组织功能[16]。其中，普遍采用的基于有监督的 Hebb 学习规则的单神经元自适应 PID 控制结构框图如图 5 所示。

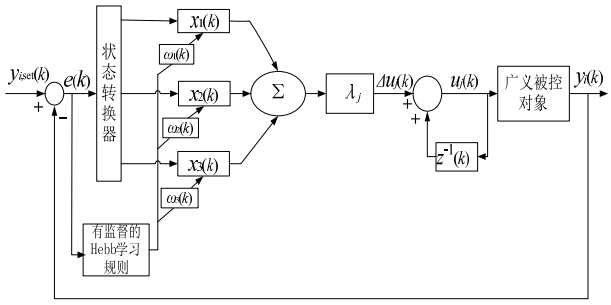


图 5　基于 Hebb 学习规则的单神经元自适应 PID 控制系统方框图

Fig.5　Block diagram of single neuron adaptive PID control system based on Hebb learning rules

这里，状态转换器的输入 $e(k)=y_{i,\mathrm{set}}(k)-y_i(k)$，$i$=1,2,3。$y_{i,\mathrm{set}}(k)$和 $y_i(k)$分别表示 k 时刻的 T_{SA}、P_{SA} 和 T_{n} 的设定值与采样值。$x_1(k)$、$x_2(k)$和 $x_3(k)$是状态转换器的输出，$x_1(k)=e(k)$，$x_2(k)=e(k)-e(k\text{-}1)$，$x_3(k)=e(k)-2e(k\text{-}1)+e(k\text{-}2)$。单神经元 PID 控制器的输出为 $u_j(k)$ (j=1,2,3)，其增量形式可表示为[17]：

$$\begin{aligned} u_j(k) &= \lambda_j\left(\omega_{1,j}e(k)+\omega_{2,j}[e(k)-e(k-1)]+\right. \\ &\quad \left.\omega_{3,j}[e(k)-2e(k-1)+e(k-2)\right) \\ &= \lambda_j\left(\omega_{1,j}x_1(k)+\omega_{2,j}x_2(k)+\omega_{3,j}x_3(k)\right) \end{aligned} \tag{5}$$

式中，λ_j 为第 j 个控制回路的神经元的增益系数，$\lambda_j>0$；$\omega_{1,j}$、$\omega_{2,j}$ 和 $\omega_{3,j}$ 为第 j 个控制回路的三个权值系数。

比较式（4）与式（5）可知，其两者在表达形式上一致。但式（4）中的 K_{P}、K_{I} 和 K_{D} 一旦经过整定后保持不变；而式（5）中的 ω_i（i=1,2,3）可以根据有监督的 Hebb 学习规则实现自整定功能。基于此，可以将单神经元 PID 控制器看作一变系数的 PID 控制器。

其中，根据有监督的 Hebb 学习规则，权值

系数的学习算法为[18]：

$$\omega_{1,j}(k) = \omega_{1,j}(k-1) + \eta_{\mathrm{I}} e(k) u_j(k) x_1(k)$$
$$\omega_{2,j}(k) = \omega_{2,j}(k-1) + \eta_{\mathrm{P}} e(k) u_j(k) x_2(k)$$
$$\omega_{3,j}(k) = \omega_{3,j}(k-1) + \eta_{\mathrm{D}} e(k) u_j(k) x_3(k) \quad (6)$$

式中，$e(k)=y_i(k)-y_{i,set}(k)$（i=1,2,3）；η_{I}、η_{P}、η_{D} 分别为积分、比例、微分的学习速率，本文仿真时取 η_{P}=0.24，η_{I}=0.053 和 η_{D}=0.45。

3.2　改进的单神经元自适应 PID 控制器

对于单神经元 PID 控制器中的增益系数 λ，进一步分析，可知其大小对整个控制系统的性能与响应速度有较大的影响。若 λ 值越大，则控制系统的快速性越好，但会出现系统超调量大甚至系统变得不稳定；反之，则会使系统的快速性变差[19]。

所以，本文引入模糊控制器（Fuzzy Controller, FC），将被控参数 y_i（i=1,2,3）的误差 $e_i(k)$及误差变化率 $de_i(k)/dk$ 输入 FC。基于模糊规则，实时调整增益系数 λ，构建出了一种改进的单神经元 PID 算法该算法的控制系统如图 6 所示。

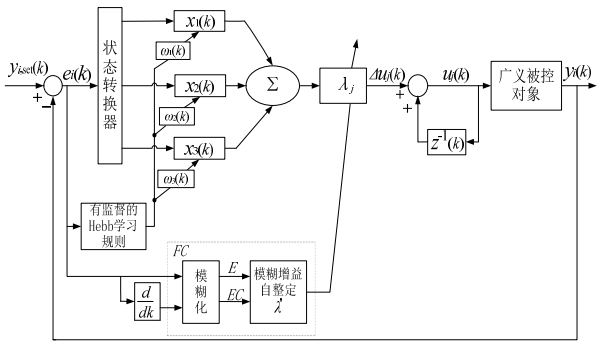


图 6　基于 MSNPIDA 的单神经元 PID 控制系统方框图

Fig.6　Block diagram of single neuron PID control system based on MSNPIDA

对于图 6 中的 FC，其输出 $\lambda=\lambda_o+\lambda'$，这里的 λ_o 为初值；λ'是根据模糊规则，对论域均为{-5,-4,-3,-2,-1,0,1,2,3,4,5}的误差 $e_i(k)$及误差变化率 $\mathrm{d}e_i(k)/\mathrm{d}k$，隶属度函数为三角函数，进行运算后的输出。

其中，基于 MSNPIDA 的 VAVACS 三参数控制系统流程图如图 7 所示。

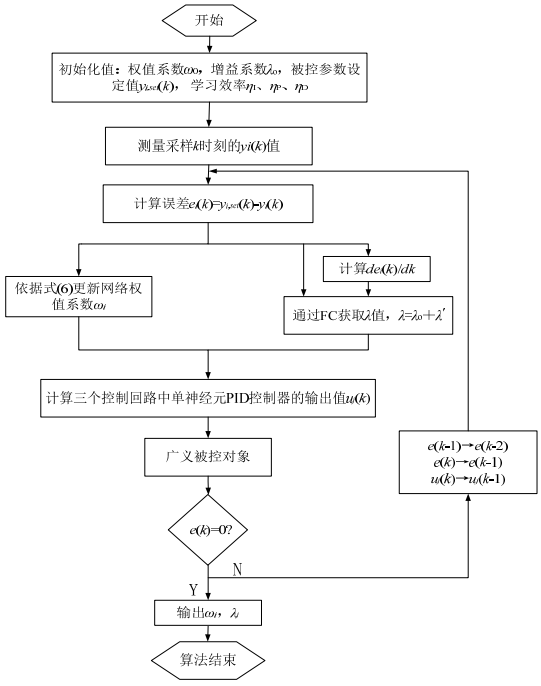


图 7　基于 MSNPIDA 的 VAVACS 的三参数控制算法流程图

Fig.7　Flow chart of control algorithm based on MSNPIDA for VAVACS with three-parameter

对于本文所提出的VAVACS的三个控制回路而言，基于 MSNPIDA 的控制器需要整定的参数包括第 j（j=1,2,3）个控制回路所包含的神经网络权值系数 $\omega_{i,}$（i=1,2,3）与增益系数 λ。需要说明的是，上述的 3 个控制回路的权值系数 $\omega_{i,}$（i=1,2,3）和增益系数 λ_j（j=1,2,3）整定的算法—MSNPIDA 可用 MATLAB 软件进行编程，保存为一个独立程序，命名为 MSNPIDA.m。该 MSNPIDA.m 与图 8 所示的 VAVACS 三参数前馈解耦控制系统仿真模型同步运行。

4　VAVACS 三参数前馈解耦控制系统的数值仿真及结果分析

4.1　VAVACS 三参数前馈解耦控制系统仿真模型的构建

该仿真模型包括由输入信号 $T_{\mathrm{SA,set}}$、$P_{\mathrm{SA,set}}$、$T_{\mathrm{n,set}}$、主控制器部分、解耦控制器部分与广义被控对象等组成。在 MATLAB 中的 Simulink 环境下，对图 4 所示的 VAVACS 三参数前馈解耦控制系统进行组态，如图 8 所示。

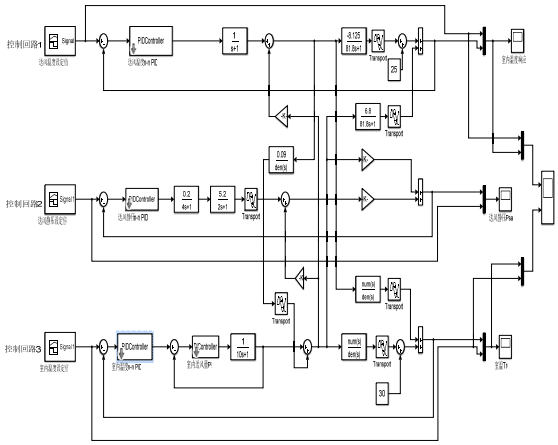


图 8　VAVACS 三参数前馈解耦控制系统仿真模型

Fig.8　Simulation model of feedforward decoupling control system for VAVACS with three-parameter

其中，图 8 的控制回路 3 中的室内送风量 PI 控制器，其 K_P=0.31，K_I=0.07。控制回路 1、2 和 3 中的三个 *n-n* PID 主控制器是采用 Simulink 功能块封装的基于 MSNPIDA 单神经元 PID 控制器，其结构如图 9 所示。

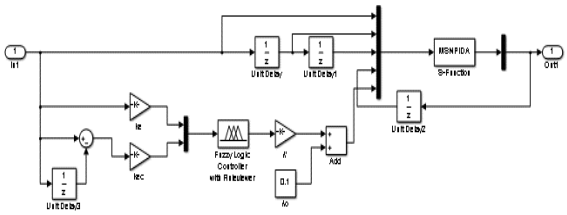


图 9　基于 MSNPIDA 的单神经元 PID 控制器的封装

Fig.9　Packaging of single neuron PID controller based on MSNPIDA

其中，图 9 中的模糊控制器中增益 λ'的模糊运算规则如表 1 所示。

表 1　增益 λ'的模糊运算规则表

Table 1　Fuzzy operation rule table for gain λ'

E / *EC* / λ'	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	PB	PB	PS	PS	ZO
NS	PB	PS	PS	ZO	NS
ZO	PS	PS	ZO	NS	NS
PS	PS	ZO	NS	NS	NB
PB	ZO	NS	NS	NS	NB

4.2　仿真结果及分析

首先，VAVACS 在空调夏季工况下，$T_{SA,set}$=15±3℃，$T_{n,set}$=25±3℃和 $P_{SA,set}$=200±50Pa；其初始工况为 $T_{SA,0}$=25℃，$T_{n,0}$=30℃和 $P_{SA,0}$=0Pa[20]。

其次，考虑到空调房间由于人员流动、设备使用等情况会引起室内负荷发生变化的情况[21]，仿真过程中分别在 200s 和 400s 时，调整 $T_{SA,set}$、$P_{SA,set}$ 和 $T_{n,set}$ 大小，进而验证控制系统的跟踪性能。

最后，在 MATLAB 中的 Simulink 环境和 Command Window 界面，同步运行图 8 所示的 VAVACS 三参数前馈解耦单神经元 PID 控制系统和 MSNPIDA.m，可获取整定后的权值与增益系数和相应的送风温度、送风静压和室温的响应过程，分别如表 2 和图 10～图 12 所示。

表 2　基于 MSNPIDA 的 VAVACS 三参数单神经元 PID 控制器 ω 与 λ 系数整定值

Table 2　Coefficientsetting values of ω and $\lambda$of single neuron PID controller for VAVACS with three-parameter based on MSNPIDA

回路/参数	ω_1	ω_2	ω_3	λ
控制回路 1	−4.6651	0.015	−0.01235	0.16
控制回路 2	−8.6215	0.052	−0.59563	0.02
控制回路 3	0.08945	0.00016	0.60576	0.56

此外，为了比较解耦和非解耦方式的控制效果，同时也进行了基于 MSNPIDA 的 VAVACS 三参数单神经元 PID 系统的数值仿真。

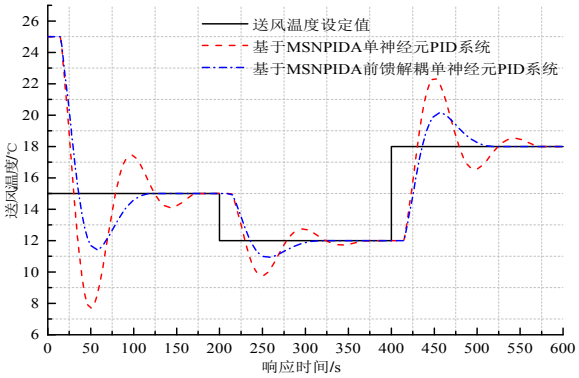


图 10　送风温度的响应曲线

Fig.10　Response curve of supply air temperature

分析图 10，相比于未解耦时，经过解耦后的控制回路 1 的超调量减少了 54%，调节时间缩短了 27%。

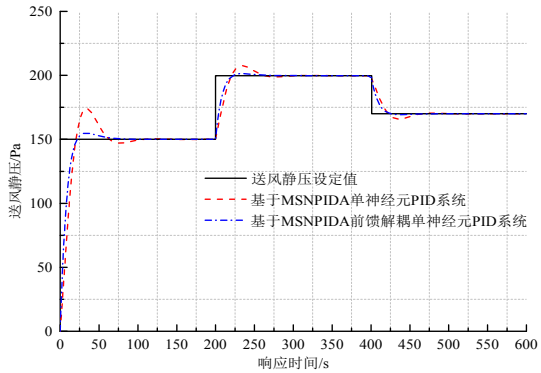


图 11　送风静压的响应曲线

Fig.11　Response curve of static pressure of supply air

分析图 11，相比于未解耦时，经过解耦后的控制回路 2 的超调量减少了 81%，调节时间缩短了 29%。

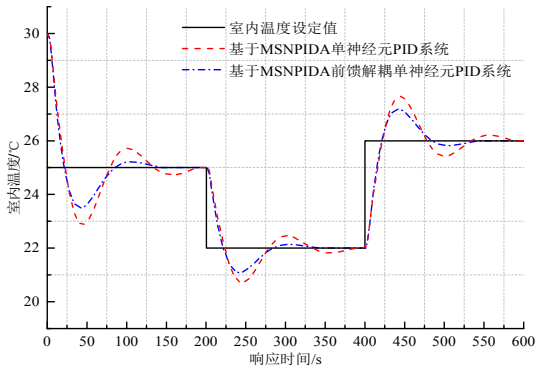


图 12　室内温度的响应曲线

Fig.12　Response curve of indoortemperature

分析图 12，相比于未解耦时，经过解耦后的控制回路 3 的超调量减少了 25%，调节时间缩短了 21%。

基于图 10～图 12，可知 VAVACS 控制回路之间的耦合主要影响响应的幅值、响应速度与稳定性。通过对 VAVACS 的耦合传递函数矩阵分析可知，T_{SA}、T_n 受到 Q_{CW} 与 Q_{SA} 的影响。由式（2）可知，$G_{11}(s)$的传函增益为负、$G_{13}(s)$的传函增益为正、$G_{31}(s)$的传函增益为负、$G_{33}(s)$的传函增益为正，可知，T_{SA}、T_n 的变化趋势应相同。同理分析，T_{SA} 与 P_{SA} 的变化趋势相反。通过对比图 10～图 12 的仿真结果，表明本文的仿真结果符合理论要求。同时，在后 200s 与 400s 内三个被控参数的设定值改变后，经过解耦后的 T_{SA}、P_{SA} 与 T_n 能够较快的实现跟踪设定值，具有很好的跟踪能力。

此外，基于 MSNPIDA 的 VAVACS 三参数前馈解耦单神经元 PID 控制系统的性能指标如表 3 所示。

表 3　主要控制性能指标（前 200s 内）

Table 3　Main control performance indexes during 200s

控制回路 / 性能指标	控制回路 1	控制回路 2	控制回路 3
超调量/%	22.6	3.1	5.6
响应最值	11.6℃	154.6Pa	23.6℃
上升时间/s	34.8	24.8	24.6
峰值时间/s	58.7	40.2	48.6
调节时间/s	123.8	77.8	148.9
稳态误差	0℃	0Pa	0℃

分析表 3，由于空调房间具有一定的热储蓄能力，故控制回路 3 的调节时间比回路 1 与回路 2 的调节时间长。

5　结论

综上所述，针对 VAVACS 的三个主要控制回路在运行时会出现控制通道之间相互耦合的特性，本文提出了一种改进的单神经元 PID 前馈解耦控制策略。通过对 VAVACS 运行时的稳定性分析，设计了前馈解耦矩阵。借助 MATLAB 软件，对 VAVACS 三参数前馈解耦控制系统进行了组态与数值模拟并得到以下结论：

（1）本文提出的基于 MSNPIDA 的前馈解耦控制策略不仅消除了 VAVACS 三个控制回路之间的耦合效应，且提升了相关控制性能指标。

（2）改进后的单神经元 PID 控制器可以依据被控制量的实时误差在线调整增益 λ 与权值 ω 的数值，控制系统具有更小的超调量和更快的响应速度，很好的提升了控制系统的运行性能，对 VAVACS 的实际工程应用具有一定的指导意义。

参考文献：

[1]　高佳佳,徐新华,黄公胜.变风量空调系统室内温度控制[J].华中科技大学学报,2015,43(12):86-89,105.

[2]　闫秀联,颜菲菲,闫秀英.变风量空调系统温湿度解耦控制[J].制冷与空调,2019,33(3):298-302,342.

[3]　曹振华.变风量空调系统的控制仿真研究[J].制冷与空调,2013,27(4):407-410.

[4] 郭方敏,任庆昌.VAV 空调系统末端解耦控制研究[J].自动化与仪器仪表,2010,(4):141-143.

[5] Archana T, Amit P, Souvik B. Feedback linearizationbased control of a variable air volume air conditioning system for cooling applications[J].ISA Transactions, 2008,47(3):339-349.

[6] 王雁,王军,王瑞祥,等.采用对角矩阵解耦法提高变风量空调的性能[J].建筑电气,2004,(6):3-7.

[7] 陈大鹏,张九根,梁星.基于解析法的变风量空调解耦优化控制[J].计算机工程与应用,2018,54(18):235-241.

[8] 付龙海,李蒙.基于 PID 神经网络解耦控制的变风量空调系统[J].西南交通大学学报,2005,40(1):13-17.

[9] Godwine S O, Ye Y.A review of recent developments and technological advancements of variable-air-volume (VAV) air-conditioning systems[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2016, 59(1):784-817.

[10] 孙宁,李吉生,彦启森.变风量空调系统设计浅谈[J].暖通空调,1997,27(5):53-59.

[11] 方康玲.过程控制及其 MATLAB 实现[M].北京:电子工业出版社,2013:160-163.

[12] Wang J,Wang Y. Performance improvement of VAV air conditioning system through feedforward compensation decoupling and genetic algorithm[J]. Applied Thermal Engineering,2008,28(5): 566-574.

[13] 徐玮,张九根,杨伟斌,等.自适应遗传算法在变风量空调系统解耦控制中的应用[J].仪表技术与传感器,2017,(4):95-99,103.

[14] 郑辑光,韩九强,杨清宇.过程控制系统[M].北京:清华大学出版社,2012:178-179.

[15] 王建玉,任庆昌.变风量空调系统的模型预测控制及仿真研究[J].系统仿真学报,2008,20(16):4446-4450.

[16] 刘金琨.先进 PID 控制 MATLAB 仿真[M].北京:电子工业出版社,2016:311-312.

[17] 陈静杰,顾泽龙,陆道溢.面向航站楼环境二氧化碳浓度控制研究[J].计算机仿真,2019,36(1):23-28.

[18] 沈斌,尹斌,孙维广.基于单神经元自适应 PID 的光伏发电 MPPT[J].电力系统及其自动化学报,2017,29(2):89-95.

[19] 曹振华.地源热泵空调系统的控制仿真研究[J].制冷与空调,2017,31(3):313-316,340.

[20] 陆亚俊,马最良,邹平华.暖通空调[M].北京:中国建筑工业出版社,2007:133-145.

[21] MinN, Zaheeruddin M.Neuro-optimal operation of a variable air volume HVAC&R system[J].Applied Thermal Engineering,2010,30(5):385-399.

文章编号：1671-6612（2020）06-664-06

基于长短期记忆神经网络的冷水机组能耗预测

徐　麟[1]　周传辉[1]　胡云鹏[2]　李冠男[1]　方　曦[1]

（1.武汉科技大学　武汉　430081；2.武汉商学院　武汉　430056）

【摘　要】　空调系统中冷水机组是主要的耗能部件，节能潜力较大。由于空调系统的末端需求的变化性，准确开展冷水机组的能耗预测能有效的为机组的优化控制提供参考。因此，引入长短期记忆神经网络（LSTM，Long Short-Term Memory）对冷水机组能耗进行预测，并结合 EnergyPlus 仿真模型数据和实际办公建筑数据验证 LSTM 能耗预测模型的预测效果。建立并优化 LSTM 冷水机组能耗预测模型。结果显示，相比于反向传播神经网络和多元线性回归模型，LSTM 模型的计算时间有所增加，但 LSTM 模型的预测精度在三个模型中最高，LSTM 能够更准确的预测冷水机组的能耗。

【关键词】　冷水机组；能耗预测；长短期记忆神经网络；时间序列

中图分类号　TU83　　文献标识码　A

Energy Consumption Prediction of Chiller Based on Long Short-Term Memory

Xu Lin[1]　Zhou Chuanhui[1]　Hu Yunpeng[2]　Li Guannan[1]　Fang Xi[1]

(1.Wuhan University of science and technology, Wuhan, 430081; 2.Wuhan business school, Wuhan, 430056)

【Abstract】　The chiller is the main energy consuming part in the air conditioning system, which has great energy saving potential. Due to the change of terminal demand of air conditioning system, accurate prediction of energy consumption of water chiller can effectively provide reference for optimal control of the unit. Therefore, this paper introduces long short term memory (LSTM) to predict the energy consumption of water chillers, and validates the prediction effect of LSTM combined with the data of EnergyPlus simulation model and actual office building data. After the data is divided into training set and test set, the data is standardized. The energy consumption prediction model of LSTM chiller is established and optimized. The results show that compared with the back propagation neural network model and the multiple linear regression model, the calculation time of the LSTM model is increased, but the prediction accuracy of the LSTM model is the highest among the three models, and the LSTM can predict the energy consumption of the chiller more accurately.

【Keywords】　Chiller; Energy consumption prediction; LSTM; Time series

0　引言

随着空调系统在建筑中的应用越来越广泛，建筑能耗显著增长。空调系统的运行能耗在建筑总运行能耗中占较大比例，约三成以上[1]。冷水机组作为空调系统的主要耗能部件，占空调系统总能耗的40%以上[2]，其节能潜力巨大。空调系统的能耗预测作为空调节能研究的重要部分，能为未来短期的系统能耗进行预测和评估，从而指导空调系统的优化管理以达到节能的目的[3]。随着大数据时代的到来，多种基于数据挖掘的能耗预测方法被应用于能耗预测领域之中。由于数据挖掘方法可以在大量数据中发现隐含的信息，目前已成为比较流行的能耗

基金项目：国家自然科学基金资助项目（编号：51906181）
作者简介：徐　麟（1996.03-），男，在读硕士研究生，E-mail：1085318635@qq.com
通信作者：李冠男（1988-），男，讲师，E-mail：leegna@163.com
收稿日期：2020-04-17

预测方法[4-6]。

周峰等[7]运用支持向量机模型对办公建筑的空调系统能耗进行预测，通过将预测值与实际值对比找到运行不合理的现象。任律[8]运用建筑监测系统数据，结合神经网络模型实现了制冷机组的能效预测和自动诊断系统。严中俊等[9]运用某酒店的历史数据进行训练，建立了基于 BP 神经网络的冷水机组能效预测模型并取得了良好的预测效果。但关于空调系统中冷水机组的能耗预测研究相对较少。

神经网络预测法具有很强的非线性映射能力、很强的鲁棒性以及强大的自学习能力，在能耗预测领域同样得到了广泛的应用。高扬等[10]基于前向神经网络，精确的预测了建筑房间中的温度和热功率。Chang Yungchung[11]利用反向传播神经网络建立了水冷式冷水机组的能耗预测模型，通过冷冻水供回水温度与冷却水进水温度预测机组的能耗。这些神经网络模型都是非时序性的，即当前时刻的能耗值只与此时刻的输入变量有关而与变量的历史值无关。但是特定功能建筑物的使用计划通常是固定的，时间信息往往反映了建筑的占用状况和设备使用状况[12,13]。数据的时序性往往对建筑能耗和冷水机组能耗有一定影响。

为了发挥神经网络在能耗预测领域的优势，同时使预测模型能够处理时序性的数据。本文引入长短期记忆神经网络（LSTM，Long Short-Term Memory）能耗预测模型对冷水机组能耗进行预测。Hochreiter S 等[14]在 1997 年提出的 LSTM 模型是循环神经网络（Recurrent Neural Network, RNN）的一种特殊形式，LSTM 可以学习前面时间的信息并用于当前时刻的输出。由于梯度消失问题的存在，RNN 只对短期信息比较敏感。与 RNN 相比，LSTM 增加了一个单元状态负责承载长期状态信息，弥补 RNN 对长期信息不敏感的缺点，使得 LSTM 能够自动学习过去一段时间内的数据信息。筛选无用信息，保留有用信息，用来进行这一时刻的预测，使得预测模型更加精准。

本文采用 LSTM 方法建立冷水机组能耗预测模型，并运用 EnergyPlus 仿真数据验证模型的预测效果。建立好 LSTM 模型后，进行输入变量的相关性分析。本文着重于 LSTM 预测模型的优化，即根据预测结果优选模型输入变量组成、滞后数、网络结构和训练次数。并将 LSTM 模型与反向传播神经网络模型和多元线性回归模型的预测结果对比。结果表明基于 LSTM 时间序列的冷水机组能耗预测模型具有较高的预测精度。

1　LSTM 原理

给定时序输入序列 $X=[x_1,x_2,...,x_n]$，x_t 为 t 时刻的输入；令 $H=[h_1,h_2,...,h_n]$ 作为输出序列，h_t 表示 t 时刻的输出；令 $C=[c_1,c_2,...,c_n]$ 表示模块的单元状态，c_t 表示 t 时刻的单元状态。如图 1 所示，LSTM 具有一种重复神经网络模块的链式结构，每一个模块主要由三个门组成：遗忘门、输入门和输出门。

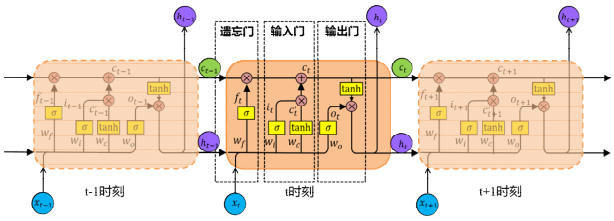


图 1　LSTM 结构示意图

Fig.1　Diagram of LSTM structure

三个门各自的作用和计算过程如下：

遗忘门：决定上一个单元状态 c_{t-1} 有多少保留到这一时刻的单元状态 c_t。

$$f_t=\delta(w_f\cdot[h_{t-1},x_t]+b_f) \tag{1}$$

输入门：决定上一个时刻的输出 h_{t-1} 和此时刻的输入 x_t 中什么信息被存放在单元状态 c_t 中。

$$i_t=\delta(w_i\cdot[h_{t-1},x_t]+b_i) \tag{2}$$

$$c_t^{'}=\tanh(w_c\cdot[h_{t-1},x_t]+b_c) \tag{3}$$

$$c_t=f_t\circ c_{t-1}+i_t\circ c_t^{'} \tag{4}$$

输出门：决定当前模块的输出值。

$$o_t=\delta(w_o\cdot[h_{t-1},x_t]+b_o) \tag{5}$$

$$h_t=o_t\circ\tanh(c_t) \tag{6}$$

式中：w 和 b 为对应的权重和偏置。δ 为 sigmoid 型函数，tanh 为双曲正切函数。f_t 为遗忘门输出;i_t 为输入门输入；$c_t^{'}$ 为更新当前输入值后的单元状态值；c_t 为当前单元状态；o_t 为输出门输出。$\circ$ 表示矩阵内的对应值的乘积运算。遗忘门和输入门一起控制了单元状态中储存的内容，输出门控制了当前模块的输出值。三个门和激活函数（sigmoid 函数和 tanh 函数）相互配合，使 LSTM 能够从历史信息中筛选和保留有用的长期和短期信息，并结合当前时刻的输入值进行学习。

LSTM 的训练计算过程采用的是反向传播算法类似的基于时间的反向传播算法（Back Propagation Trough Time，BPTT）。LSTM 的训练过程主要分为四个步骤[15]：①按照公式（1）～（6）进行前向计算过程，得出每一个模块的输出值；②分别在时间和网络层级两个传播方向计算每一个模块的误差项；③根据误差项计算各个权重的梯度；④运用梯度优化算法更新权值。训练结束后，使得时间序列上的信息形成一个平衡的长短期依赖。能够运用 LSTM 进行冷水机组能耗预测工作。

2　数据来源和预测结果评价

2.1　数据来源

本研究采用 EnergyPlus 软件构建了武汉某办公大楼的空调系统仿真模型。夏季工况下，采用冷水机组和冷却塔组合的常规一次回风集中空调系统。该系统包括冷冻水循环系统、冷却水循环系统、空气处理系统。仿真输出得到正常工况下夏季制冷的完整运行数据集， 输出的变量为：日期（d），时间（t，h），室外干球温度（T，℃），室外相对湿度（RH，%），太阳辐射强度（R，W/m^2），冷水机组能耗（Q_c，GJ）。数据在 6 月 2 号～8 月 29 号之间采集。每一小时记录一组数据,共 581 组数据。

2.2　预测结果评价

预测结果精度评价指标采用：平均绝对误差（Mean Absolute Error, MAE）用来表示预测值和真实值之间绝对误差的平均值，均方根误差（Root Mean Square Error, RMSE）来反映预测结果和真实值之间的偏差。MAE 和 RMSE 的值越小，预测结果的精度越高。

$$MAE=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left|Q_c^{`}-Q_c\right| \tag{7}$$

$$RMSE=\sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(Q_c-Q_c^{`})^2} \tag{8}$$

式中：N 为测试集样本个数；Q_c 为能耗的真实值，GJ；$Q_c^{`}$ 为能耗的预测值，GJ。

3　LSTM 能耗预测模型的建立

3.1　数据处理

为去除不同变量的不同量纲和单位的影响，需要将数据进行标准化处理，以实现数据之间的可比性。采用 z-score 标准化方法，公式如下：

$$X_i=\frac{x_i-\bar{x}}{std} \tag{9}$$

式中，X_i 为标准化后的值；x_i 为原始数据的值；$\bar{x}$ 为原始数据的均值；std 为原始数据的标准差。

本文按照 7:3 的比例划分训练集和测试集，训练集为前 405 组（45d），测试集为后 176 组（20d）。

3.2　输入变量和滞后数

选取模型的输入变量分为三类：时间信息、室外气象参数和冷水机组能耗历史值（Q_h）。为了使能耗预测模型获得较好的预测效果，本文从三类变量中选取合适的变量组合来预测冷水机组的能耗。不同输入变量的组合方式如表 1 所示。

表 1　不同输入变量组合

Table 1　Combination of different input variables

	输入变量
组合 1	T、RH、R
组合 2	T、RH、R、Q_h
组合 3	t、T、RH、R
组合 4	t、T、RH、R、Q_h
组合 5	d、t、T、RH、R、Q_h

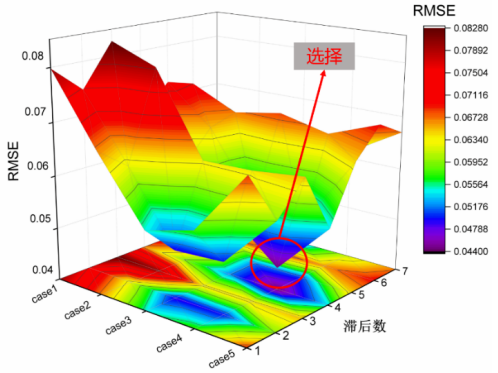


图 2　不同输入变量组合和滞后数下预测结果

Fig.2　Prediction results under different combination of input variables and lag

LSTM 的滞后数 L 是 LSTM 隐含层包含前后连接的同构模块的个数，即时刻数在 t–L 到 t 范围内的时序数据参与了 t 时刻的 LSTM 模型的建模。滞后数决定了当前时刻的 LSTM 单元中可以存储多少历史时刻的信息。滞后数的选取对 LSTM 模型的预测效果有着一定的影响。给定滞后数的取值范围为 1～7，结合不同输入变量组合对能耗进行预

测，寻找误差最小的滞后数和输入变量组合方式。如图 2 所示，选取预测误差最小时的输入变量组合方式 4：t、T、RH、R、Q_h，滞后数为 4 建立 LSTM 预测模型。由图 2 可知，输入变量加入日期后，组合 5 较组合 4 的预测效果有所降低，说明本模型中冷水机组的逐时能耗与日期的相关性不大。

3.3　网络结构

神经网络的结构往往对神经网络的性能有着较大的影响。一般来说，隐含层的层数越多，神经网络预测的精度越高，但会使网络结构更加复杂，增加计算时间。本模型选取隐含层层数的取值范围为 1–4。

隐含层的神经元个数的确定没有明确的理论指导。一般以式（10）进行选取：

$$N=\sqrt{n+m}+a \tag{10}$$

式中，N 为神经元个数；n 为输入节点数；m 为输出节点数；a 为取值范围 1–10 的常数。

本文的输入节点个数为 5，输出节点个数为 1，根据式(10)计算出神经元个数的取值范围为 4–13。计算不同网络结构（不同神经元个数、隐含层层数）下的预测精度，选取最优的网络结构。得到的结果如图 3 所示，选取隐含层层数为 3，神经元个数 13 确定神经网络结构。

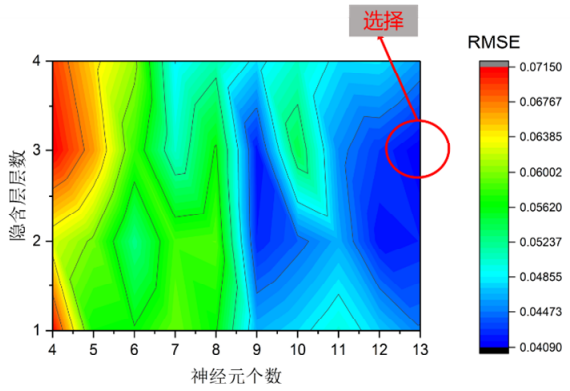


图 3　不同神经元个数和隐含层层数下模型预测结果

Fig.3　Prediction results of models with different number of neurons and hidden layers

3.4　训练次数

训练次数对 LSTM 的预测精度有着较大的影响。通过计算训练次数对预测精度和计算时间的影响，综合考虑以选取合适的训练次数。

由图 4 可知：随着训练次数的增加，模型计算的时间基本上呈线性增加的趋势。RMSE 随着训练次数的增大，先逐渐降低后趋于稳定，预测精度先逐渐增大后趋于稳定。当训练次数超过 150 次时，模型精度虽有提高，但几乎可以忽略，反而计算时间会有一定的增加。故选定训练次数为 150 次。

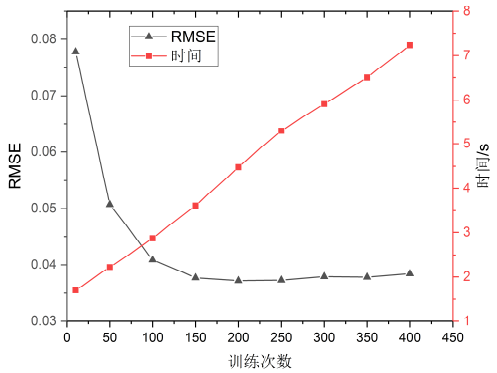


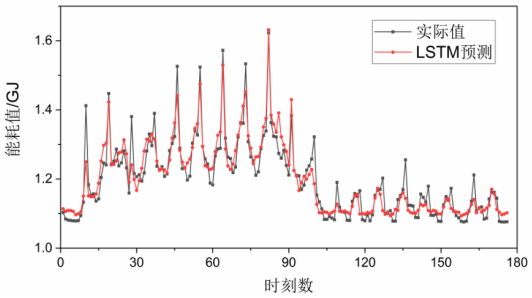
图 4　训练次数对预测精度和和时间的影响

Fig.4　Effect of training times on prediction accuracy and time

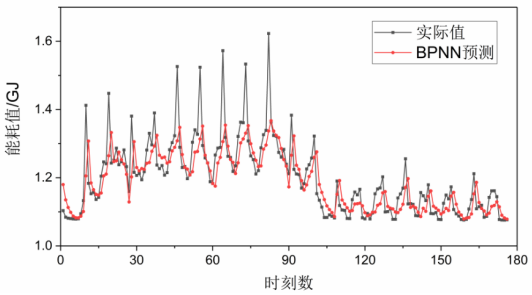
4　结果分析

综上分析，根据 LSTM 的预测结果对模型的参数进行优选后确定 LSTM 能耗预测模型。本 LSTM 能耗预测模型的输入变量为：时间（t）、温度（T）、相对湿度（RH）、太阳辐射（R）和冷水机组历史能耗（Q_h），滞后数为 4，神经网络隐含层层数为 3 层，每层所含神经元个数为 13，训练次数为 150 次。实验所用计算机配置如下：CPU: 英特尔酷睿 i7-6700k,4.0GHz；内存 32GB。

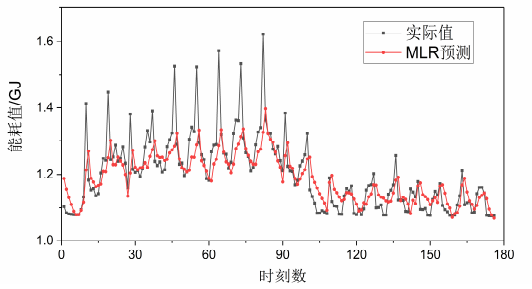
为了验证 LSTM 在冷水机组能耗预测中的优势，在同一实验环境中引入一种非线性的反向传播神经网络（BackPropagation Neural Networks, BPNN）模型和一种线性的多元线性回归（Multiple Linear Regression, MLR）模型。BPNN 是一种按误差逆传播算法训练的多层前馈网络，具有较强的非线性映射能力。训练后的 BPNN 能够学习和存贮输入和输出之间的映射关系，用于预测模型的建立。MLR 可以研究一个因变量依赖多个自变量的变化关系，根据数据建立能耗预测回归模型。选用相同的数据集建立 BPNN 和 MLR 能耗预测模型，对比分析 LSTM、BPNN 和 MLR 模型能耗预测的结果，如图 5 所示。



（a）



（b）



（c）

图 5　三个模型对后 20 天逐时能耗值的预测结果

Fig.5　Prediction results of three models

可以从图 5 看出，三个模型的能耗预测值和真实值的变化趋势基本相似，预测值和真实值总体上都比较接近，LSTM 的预测值较 BPNN 和 MLR 更接近真实值。时刻 63、72 和 81 等是每一天上午冷水机组开机后所记录的第一组数据，因为机组刚开机时，房间温度较高，所需的制冷量较大，导致机组能耗较大，在图中反映为出现峰值。此时，LSTM 的预测值与真实值较为接近，而 BPNN、MLR 的预测值和真实值相差较大。说明当能耗突然增大时，LSTM 的预测能力比 BPNN、MLR 强。

运用 3.2 节中提出的预测结果评价指标对 3 种能耗预测模型进行评价，结果如表 2 所示。

表 2　两种模型预测结果评价

Table 2　Evaluation of prediction results of two models

模型	MAE	RMSE	计算时间/s
LSTM	0.0274	0.0377	3.7
BPNN	0.0429	0.0632	0.42
MLR	0.0442	0.0661	0.01

为验证 LSTM 在实际建筑中的冷水机组能耗预测的效果，引入 Kaggle 平台上 ASHRAE 举办的建筑能耗预测大赛[16]所提供的实际建筑数据，从中选出五个实际建筑的运行数据集进行验算（LSTM 预测模型的建模过程与第三节所述相同），结果如表 3 所示。

表 3　实际建筑能耗预测结果

Table 3　Prediction results of actual building energy consumption

数据集	时间段（样本数）	LSTM			BPNN			MLR		
		RMSE	MAE	Time/s	RMSE	MAE	Time/s	RMSE	MAE	Time/s
BuildingID171	6.1-8.31（2207）	34.01	54.54	9.0	45.86	68.09	0.80	49.51	75.77	0.01
BuildingID748	6.1-8.31（2207）	12.96	17.65	7.0	14.76	21.32	0.82	15.98	25.79	0.01
BuildingID910	7.6-8.31（1368）	31.27	41.63	5.0	35.43	46.04	0.43	42.3	25.79	0.01
BuildingID1097	7.6-8.31（1368）	26.16	37.53	3.8	30.07	41.93	0.32	29.91	44.02	0.01
BuildingID1223	7.19-8.9（505）	31.58	46.11	1.47	32.30	47.58	0.15	33.63	47.88	0.01

综合来看，针对模拟和实际建筑冷水机组的能耗预测。LSTM 模型的预测结果的 RMSE 和 MAE 的值是三种模型中最低的，预测精度较 BPNN 和 MLR 大大提高，LSTM 能够很好的预测冷水机组

的能耗。LSTM 模型的计算时间较 BPNN、MLR 有所增加，但如果计算过程在云平台上进行，计算时间能极大缩短，LSTM 较 BPNN、MLR 多出的计算时间可忽略不计。

5　结论

本文提出了基于 LSTM 的冷水机组能耗预测方法，优选输入变量组成、滞后数、网络结构和训练次数后建立 LSTM 能耗预测模型。对模拟建筑和实际建筑中的冷水机组能耗进行预测，引入 BPNN 和 MLR 模型进行预测结果对比分析。得到以下结论：

（1）针对模拟建筑数据集，根据预测结果对 LSTM 能耗预测模型的参数进行优选得到：模型的输入变量为：时间（t）、温度（T）、相对湿度（RH）、太阳辐射（R）和冷水机组历史能耗（Q_h），滞后数为 4，神经网络隐含层层数为 3 层，每层所含神经元个数为 13，训练次数为 150 次。这种优化模型的方法也为后续的提高模型预测精度提供思路。

（2）针对模拟建筑和五个实际建筑的冷水机组运行能耗进行预测。LSTM 模型的计算时间较 BPNN、MLR 有所增加，但 LSTM 模型的预测结果的 RMSE 和 MAE 的值是三种模型中最低的，预测精度较 BPNN 和 MLR 大大提高，LSTM 能够更准确的预测冷水机组的能耗。

（3）LSTM 能耗预测模型相比于传统的能耗预测模型，发挥了其能兼顾时序性和非线性问题的优势，在冷水机组能耗预测中取得了更好的效果，有利于更好的支持空调系统节能工作。

致谢

感谢国家自然科学基金青年项目（51906181），湖北省高等学校优秀中青年科技创新团队项目（T201829），湖北省教育厅科学研究计划青年人才项目（Q20181110）资助。

参考文献：

[1] Fan C, Xiao F, Li Z, et al. Unsupervised data analytics in mining big building operational data for energy efficiency enhancement: A review[J]. Energy and Buildings, 2018,159:296-308.

[2] 胡云鹏,陈焕新,周诚,等.基于主元分析法的冷水机组传感器故障检测效率分析[J].化工学报,2012,63(S2):85-88.

[3] 刘江岩,陈焕新,王江宇,等.基于数据挖掘算法的地铁站内温度时序预测方法[J].工程热物理学报,2018,39(6):1316-1321.

[4] 李紫微,林波荣,陈洪钟.建筑方案能耗快速预测方法研究综述[J].暖通空调,2018,48(5):1-8.

[5] Kadir Amasyali, Nora M. El-Gohary. A review of data-driven building energy consumption prediction studies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018,81(1):1192-1205.

[6] 陈焕新,孙劭波,刘江岩,等.数据挖掘技术在制冷空调行业的应用[J].暖通空调,2016,46(3):20-26.

[7] 周峰,张立茂,秦文威.基于 SVM 的大型公共建筑能耗预测模型与异常诊断[J].土木工程与管理学报,2017,34(6):80-86.

[8] 任律.基于大数据的制冷机房能效自动诊断[J].制冷与空调,2019,33(5):494-496.

[9] 严中俊,闫军威.基于 BP 神经网络的冷水机组能效预测方法[J].制冷与空调,2013,27(5):443-446.

[10] 高扬,陈坦,胡海涛.基于神经网络的建筑节能预测方法[J].制冷与空调,2017,31(1):9-13,63.

[11] Chang Yungchung. Sequencing of chillers by estimating chiller power consumption using artificial neural networks[J]. Building and Environment, 2007,42(1):180-188.

[12] Fan C, Xiao F, Zhao Y. A short-term building cooling load prediction method using deep learning algorithms[J]. Applied Energy, 2017,195:222-233.

[13] 杜前洲,姜梅,刚文杰,等.基于实测数据的夏热冬暖地区校园建筑负荷分析[J].制冷与空调,2019,33(2):135-142.

[14] Hochreiter S，Schmidhuber J. Long short-term memory[M]. Supervised sequence labelling with recurrent neural networks, Berlin, Heidelberg: Springer, 1997:1735-1780.

[15] 王鑫,吴际,刘超,等.基于LSTM循环神经网络的故障时间序列预测[J].北京航空航天大学学报,2018,44(4):772-784.

[16] ASHRAE-Great Energy Predictor Ⅲ. (2019-10-30) https://www.kaggle.com/c/ashrae-energy-prediction/overview.

文章编号：1671-6612（2020）06-670-06

基于 LSTM 神经网络预测低温热源动态特性

陈　薇[1]　袁中原[1]　高　波[2]

（1.西南交通大学机械工程学院　成都　610031;
2.四川省建筑科学研究院有限公司　成都　610081）

【摘　要】　低温热源的入口温度和质量流量在有机朗肯循环（Organic Rankine Cycle, ORC）余热回收系统中是非常重要的热力参数，为了研究动态响应情况下 ORC 系统参数对系统性能的影响情况，利用机器学习中的 LSTM 神经网络，将某工厂中实地采集的 10059 组逐时热源温度和流量作为样本进行训练和测试，得到训练精度要求下的神经网络，对低温热源的温度和流量进行逐时预测，结果表明，利用神经网络可以满足精度要求预测低温热源的逐时温度和流量，为后续搭建系统的动态响应控制系统奠定基础。

【关键词】　LSTM 神经网络；低温余热回收；热源动态特性预测；时间序列预测

中图分类号　TM617　　文献标识码　A

Prediction of Optimal Temperature for Organic Rankine Cycle Based on Artificial Neural Network

Chen Wei[1]　Yuan Zhongyuan[1]　Gao Bo[2]

(1.School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031;
2.Sichuan Institute of Building Research, Chengdu, 610081)

【**Abstract**】　As two important factors, input temperature and mass flow of heat source have great influence on the performance of ORC system. In this paper, we proposed a Long short-term memory (LSTM) neural network that can forecast intermitted and chaotic hourly temperature and mass flow of heat source. The temperature and mass flow data used are the hourly mean temperature and mass flow collected in one industry factory. And the two well trained neural networks are tested with the test dataset and used to forecast the next hourly temperature and mass flow of heat source. The results show that the proposed neural networks offer reliable forecast of the dynamic parameters of heat source, which indicates LSTM neural network can be used to build the dynamic controlling system in the future.

【**Keywords**】　LSTM neural network; waste heat recovery; dynamic forecast of heat source; time series prediction

0　引言

由于世界经济的快速发展造成了能源紧张问题[1]，大量学者针对可再生能源进行研究，包括风能、太阳能、地热能以及低温余热利用等等。有机朗肯循环在低温余热回收方面具有很大的潜力，当前主要研究方向为综合考虑热源、冷源、工质和设备等等各个方面因素优化 ORC 系统，力求最大化系统的余热回收效率。Bahaa Saleh[2]等通过优化热效率比较了 31 种烷烃和氟化烷烃的循环性能，得到了不同有机工质使用的温度范围；2013 年，Li

基金项目：四川省科技计划项目：基于分级冷却的工业余热高效能量回收系统（2019YFG0327）；
四川省建筑科学研究院有限公司 2018 年度科研项目（四川省绿色公共建筑运行维护体系关键技术研究）
作者简介：陈　薇（1996-），女，硕士研究生，E-mail：vchen@my.swjtu.edu.cn
通信作者：袁中原（1983.8-），男，博士，E-mail：zhongyuan.yuan@home.swjtu.edu.cn
收稿日期：2020-10-25

等[3]针对温度低于 150℃的低温热源，列举了适用于超临界 ORC 系统的有机循环工质的物性参数；韩中合等[4]选取了 9 种有机工质，研究了蒸发温度、蒸发压力和膨胀机功比对系统不可逆损失的影响。

目前以上的研究多是假定系统在稳态运行下进行研究，但是实际应用中热源的特性以及外界条件都是动态波动的，考虑热源波动条件下的系统动态响应及调节机制较为困难。近年来，由于神经网络具有良好的自适应性和处理非线性问题的能力被广泛用于实际中[5]，曾[6]等人基于神经网络遗传算法以翘曲变形和收缩为质量指标，对注塑模具工艺参数进行优化，并进行试验验证了神经网络模型的预测精确度；Li[7]等人搭建了 BP 神经网络、RBF 神经网络的径向基神经网络预测风能利用系统的中的风速，并对三种神经网络的预测精度进行比较；Yang[8]等人通过搭建实验台并结合遗传算法优化的 BP 神经网络对 ORC 系统回收车用发动机余热系统的运行参数进行预测和优化，训练所得神经网络模型的预测精度都在 5%以内，表现出了良好的预测能力；Szoplik[9]等人利用神经网络预测用户对天然气的需求量，研究结果表明，神经网络可以精确预测未来一年内某一天某一个小时的天然气消耗量。

本文应用长短期记忆神经网络（Long short-term neural network），以工厂实测的 10059 组逐时低温热源的入口温度和质量流量作为训练样本，训练得到要求预测精度内的神经网络模型，用于预测未来一个时间步长的低温热源特性，为之后的动态响应控制系统奠定基础。

1　LSTM 神经网络

LSTM（Long-short time memory）神经网络是循环神经网络中特殊的一种，主要是为了解决循环神经网络中梯度消失和梯度爆炸的问题，可以根据历史数据的特性回归预测未来的数据或对数据进行分类，与 BP 神经网络不同的是，LSTM 神经网络每一层神经元之间的传播不仅与前一层有关，还与之前的每一层的神经元都有关[10]。

如图 1 所示是一个前向传播神经网络的拓扑图，式（1～5）是具有一个隐层的三层前向传播神经网络的表达式。

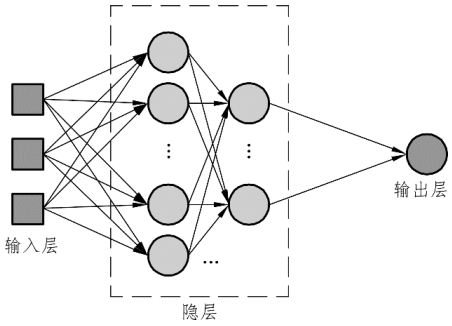


图 1　前馈神经网络拓扑图

Fig.1　Graph of feedforward neural network

$$z^{[1](i)} = w^{[1](i)}x + b^{[1]} \tag{1}$$

$$a^{[1](i)} = \varphi_1(z^{[1](i)}) \tag{2}$$

$$z^{[2](i)} = w^{[2]}a^{[1]} + b^{[2]} \tag{3}$$

$$a^{[2](i)} = \varphi_2(z^{[2](i)}) \tag{4}$$

$$y^{(i)} = \varphi_3(z^{(i)}) \tag{5}$$

其中，φ_1 是输入层到隐层的传递函数；φ_2 是隐层到输出层的传递函数；φ_3 是输出层传递函数。

如图 2 所示是 LSTM 神经网络的拓扑图，LSTM 模型在每一个单元 A 上都包含一个前向传播神经网络。LSTM 单元 A 主要包括三个模块，遗忘、输入、输出过程，C_t 其中代表单元的长期记忆，h_t 代表单元的短期记忆，X_t 为每次外部输入的数据。长期记忆在每次进入 LSTM 单元进行训练时，遗忘一些不重要的信息，随后输入单元进行训练最后输出短期记忆 h_t，是 C_{t-1}，h_{t-1}，X_t 的共同作用。

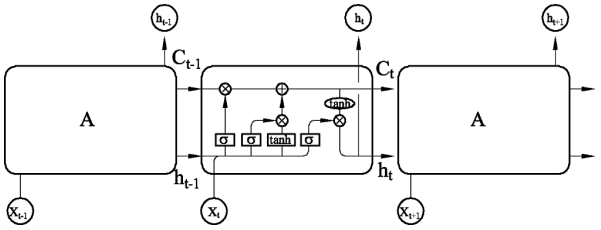


图 2　LSTM 神经网络拓扑图

Fig.2　Topograph of LSTM neural network

1.1　输入参数和输出参数确定

在本文中，为了研究热源波动条件下系统的控制模型，实地采集了工厂中 2019 年 1 月 1 日 20:00～2019 年 3 月 29 日 23:00 的逐时热源温度和流量，通过 10059 组历史热源温度和流量数据对未来一个时间步长的数据进行回归预测。分别建立两个 LSTM 时序神经网络模型，模型的输入参数都是以时序作为单一变量，输出数据是热源的入口温度和流量。

由图 3、图 4 可知，热源的温度和流量是逐时变化的，尤其热源的质量流量变化率较大，所以采用动态预测响应进行系统优化和控制是必要的。

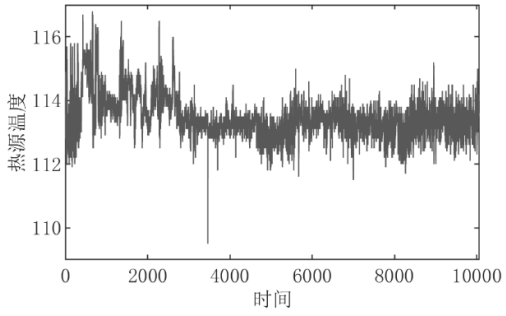


图 3　热源逐时温度

Fig.3　Hourly temperatures of heat source

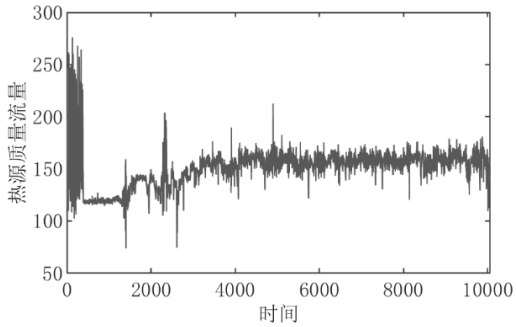


图 4　热源逐时质量流量

Fig.4　Hourly massflow rate of heat source

1.2　神经网络模型搭建

1.2.1 求解器

求解器是在每次迭代过程中更新神经元的权值的算法，深度学习中的求解器主要包括标准梯度下降法（SGD）、动量梯度下降法（MSGD）、RMSprop 和 ADAM 求解器。ADAM 结合了 Momentum 和 RMSprop 梯度下降法，并且是一种极其常用的学习算法，被证明能有效适用于不同神经网络，适用于广泛的结构。

1.2.2 代价函数

损失函数叫做误差函数，用来验证算法的运行情况，Loss function: $L(y_i,\hat{y}_i)$用于衡量预测输出值和实际值有多接近。

损失函数针对单个的样本，在深度学习中，使用代价函数表示参数的总代价，训练神经网络模型的过程就是找到合适的 w，b 使得代价函数的总价值降到最低。代价函数的表达式如式（6）所示：

$$J(w,b)=\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}L(\hat{y}^{(i)},y^{(i)}) \tag{6}$$

1.2.3 正则化

在深度学习中，为了避免数据出现过拟合的现象，通常采用的方式有增大数据集和正则化，在进行深度学习的时候往往很难增加模型的数据集，获取数据集的成本也较大，所以一般采用正则化的方式来解决模型的过拟合现象。深度学习领域采用的正则化方式主要是 L2 正则化，其表达式如式（7）所示。

$\frac{\lambda}{2m}$ 乘 w 范数的平方，w 欧几里得范数的平方等于 w_j 平方的和，也就是向量参数 w 的欧几里德范数的平方，此方法称为 L2 正则化。

$$J(w,b)=\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}L(y_{sim}-y)+\frac{\lambda}{2m}\|w\|_2^2 \tag{7}$$

其中，λ 是正则化参数，在本文中，正则化参数选择为 1，阈值不使用正则化。

1.2.4 学习方式

根据神经网络模型中隐含层的数目，可以将机器学习方式分为浅层学习和深度学习，本文样本数据集较小，选用浅层学习方式。

1.2.5 权值初始化方式

在网络训练时，神经网络的初始权值和阈值决定了网络训练收敛速度的情况，本文初始权值生成方式均采用‘glorot’，初始阈值都设置成 0。‘glorot’是正态分布初始化方法，也称作 Xavier 正态分布初始化，参数由 0 均值，标准差为 sqrt(2/(fan_in+fan_out)的正态分布生成，fan_in 和 fan_out 分别为输入层和输出层的神经元数目，在本文中，即为 0 均值，标准差为 1 的正态分布生成神经网络的初始权值。

机器学习中常用的评价标准主要包括 RMSE、MSE、MAE、MAPE[11]，本研究中采用的代价函数为方差 MSE（Mean Squared Error）和均方根误差 RMSE（Root Mean Squared Error）其表达式如式（8～9）所示：

$$MSE=\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}(y_i-\hat{y}_i)^2 \tag{8}$$

$$RMSE=\sqrt{\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}(y_i-\hat{y}_i)^2} \tag{9}$$

1.3　训练过程

本文采用 Matlab 软件对 LSTM 神经网络进行训练，得到满足预测精度要求的神经网络对低温热

源的热源温度和热源流量进行预测。编程训练流程如图 5 所示。

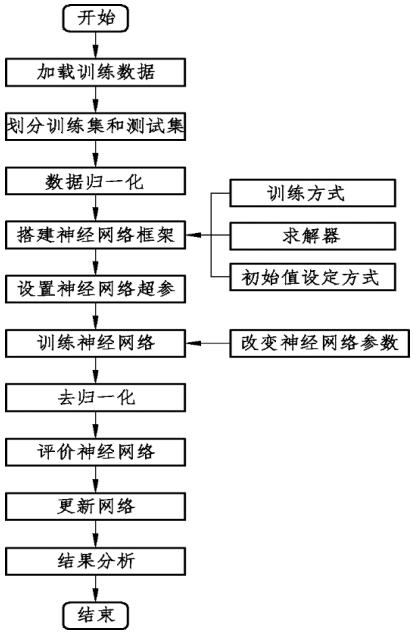


图 5　LSTM 神经网络训练流程图

Fig.5　Flowchart of training LSTM neural network

由图 3 可知，热源温度波动较小，取样本数据的 90%用训练温度预测神经网络模型，图 4 可知，流量波动较大，取样本数据的 95%用训练温度预测神经网络模型，其余数据作为测试集验证神经网络模型的预测精度。

1.4　神经网络超参数

1.4.1 学习速率

学习速率是更新每次训练梯度下降的超参数，取值范围为 0−1，本文初步设定学习速率为 0.005 进行训练，初始迭代最大次数为 500 次，在训练 250 次后降低学习速率，衰减因子为 0.2。

1.4.2 隐层神经元数目

对于浅层神经网络来说，隐层神经元的数目要小于输入层权值和阈值的数目，隐层神经元数目过多会导致过拟合的现象增加网络训练时间，隐层神经元数目过少可能达不到训练精度，神经网络模型的训练误差较大。本文初步选用 LSTM 网络隐层神经元数目为 100，根据训练的损失函数收敛情况和训练的时长调整神经元数目。

1.4.3 Mini-batch 大小

选择单用 CPU 进行训练，考虑到电脑的储存和运行方式，一般选择 2 的 n 次方作为 Minibatch 的大小，本研究中 LSTM 采用 Minibatch 的初始大小为 64，并在训练过程中尝试几个不同的 2 的 n 次方值，找到最佳的 Minibatch 大小值。

1.4.4 激活函数

激活函数主要包括隐含层激活函数和输出层激活函数，激活函数的主要作用是将各个神经元进行转换，而不是简单的线性加和，如果隐层的激活函数取线性函数，那么不论隐含层和隐含层的神经元数目有多大，从输入到输出都只是输入因子的线性映射。

深度学习中常用的激活函数以及优缺点和适用场合主要包括如表 1 所示。

表 1　深度学习中常用的激活函数

Table 1　Activate function of ANN

函数名	函数表达式	适用场合
sigmoid	$a=\frac{1}{1+e^{-z}}$	二分类输出层激活函数
tanh	$a=\frac{e^{z}-e^{-z}}{e^{z}+e^{-z}}$	回归问题
ReLU	$a=\max(0,z)$	隐层常用传递函数，学习效果高于 sigmoid/tanh
Leaky ReLU	$a=\max(0.01z,z)$	隐层常用传递函数，学习效果高于 sigmoid/tanh

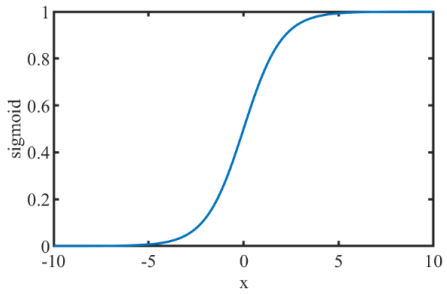


图 6　sigmoid 函数

Fig.6　sigmoid function

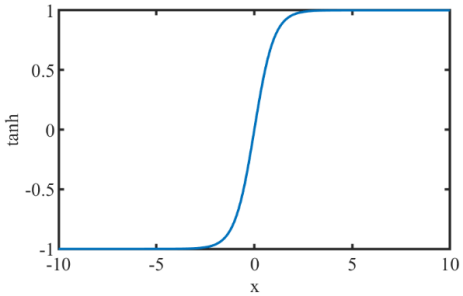


图 7　tanh 函数

Fig.7　tanh function

神经网络 LSTM 层中，遗忘门和记忆门的激活函数是‘sigmoid’，0 代表完全遗忘，1 代表完全记忆，输入层输出层激活函数选择‘tanh’。

2　训练结果

经过多次反复训练，调整神经网络单元的隐层神经元数目、初始学习速率、学习速率衰减步数、Minibatch 大小、最大迭代次数得到合适的神经网络模型。

2.1　预测热源温度神经网络模型参数

本文训练后用于预测热源逐时温度的 LSTM 神经网络模型参数如表 2 所示。

表 2　预测热源温度神经网络训练超参结果

Table 2　Hyperparameters of ANN for predicting heat source temperature

神经网络模型参数	取值
学习速率	0.01
隐层神经元数目	200
Minibatch 大小	128
学习最大迭代次数	1000
学习速率衰减步数	600

2.2　预测热源温度神经网络结果分析

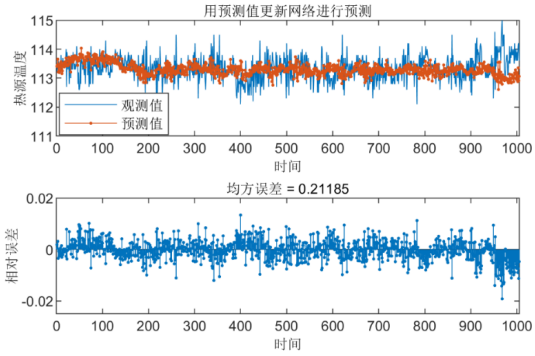


图 8　使用预测值更新网络预测热源温度

Fig.8　Forecast of temperatures using predicted values

训练后的 LSTM 网络一次预测一个时间步，并在每次预测时更新网络状态，对于每次预测，使用前一次预测作为网络的输入，本文采用了两种方式更新每次预测的网络状态，第一种为利用神经网络每小时预测温度值更新网络，预测评估结果如图 8 所示，神经网络预测未来一个小时的相对误差都在 2%之内；如果在更新网络的过程中，可以访问时间步长内的观测值，第二种方式为用观测值更新网络，预测结果如图 9 所示，预测相对误差都在 2.5%之内。实际应用中，前一个小时的数据都是可以访问的，更符合第二种情况。

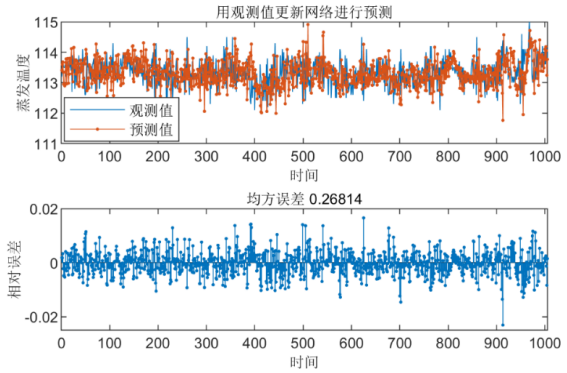


图 9　使用观测值更新网络预测热源温度

Fig.9　Forecast of temperatures using observed values

由图 8、图 9 测试集的评估表现可知，利用 LSTM 神经网络预测低温热源的动态温度是可靠的。

2.3　预测热源流量神经网络模型参数

本文训练后用于预测热源逐时流量的 LSTM 神经网络模型参数如表 3 所示。

表 3　预测热源流量神经网络模型训练参数

Table 3　Hyperparameters of ANN for predicting heat source mass flow

神经网络模型参数	取值
学习速率	0.01
隐层神经元数目	300
Minibatch 大小	128
学习最大迭代次数	1000
学习速率衰减步数	700

2.4　预测热源流量神经网络结果分析

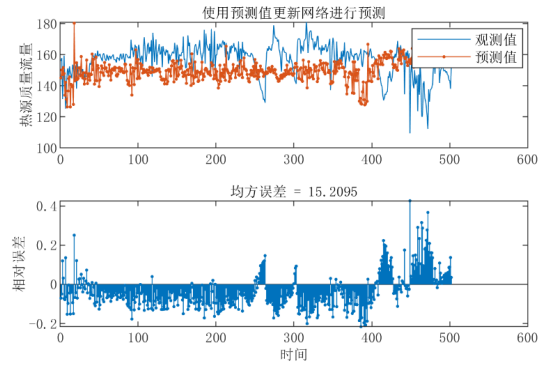


图 10　使用预测值更新网络预测热源流量

Fig.10　Forecast of mass flow using predicted values

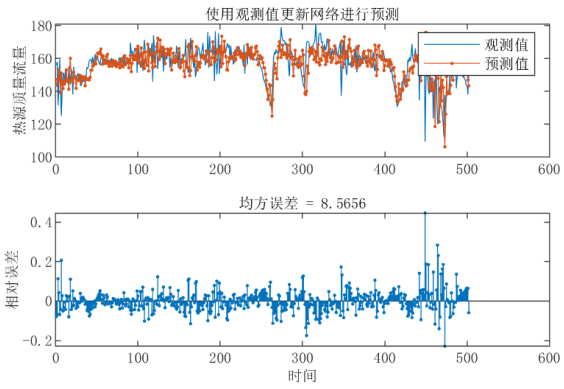


图 11　使用观测值更新网络预测热源流量

Fig.11　Forecast of mass flow using observed values

本文采用相同的更新网络的方式预测评估网络预测精度，热源流量的逐时波动程度更大，第一种预测评估结果如图 10 所示，神经网络预测未来一个时间步长的相对误差大多都在 25%之内；第二种预测评估结果如图 11 所示，预测相对误差都在 25%之内，与温度同理，在实际应用中应使用观测值更新网络预测。

由图 10、图 11 测试集的评估表现可知，利用 LSTM 神经网络预测低温热源的动态流量是可靠的。

3　结论

本文将实地检测的 2019 年 1 月 1 日 20:00～2019 年 3 月 29 日 23:00 的 10059 组热源逐时温度和流量作为 LSTM 神经网络的样本，配置初始神经网络超参数进行训练并根据预测精度、训练收敛情况、训练时长调整超参数最后得到合理的训练模型，得到以下结论：

（1）采用两种不同的网络更新方式更新训练所得的神经网络模型预测温度，结果显示，神经网络模型能准确预测低温热源的逐时温度，预测误差都在 2.5%以内。

（2）采用两种不同的网络更新方式更新训练所得的神经网络模型预测温度，结果显示，神经网络模型能准确预测低温热源的逐时流量，预测误差大多都在 25%以内，为后续 ORC 系统动态响应控制的研究奠定了基础。

（3）预测波动较小的热源入口温度，神经网络隐层神经元数目选择 200 时就可以达到较好的预测精度，但对于波动较大的流量预测，增加神经元数目还是不能达到非常小的预测精度，后续考虑用其他网络模型训练预测热源逐时流量。

参考文献：

[1] ZHAO G Y, LIU Z Y, HE Y. Energy consumption in machining: Classification, prediction, and reduction strategy[J]. Energy, 2017,133:142-157.

[2] SALEH B, KOGLBAUER G, WENDLAND M. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles[J]. Energy, 2007,32(7):1210-1221.

[3] LI C, BESARATI S, GOSWAMI Y. Reverse osmosis desalination driven by low temperature supercritical organic rankine cycle[J]. Applied Energy, 2013,102: 1071-1080.

[4] 韩中合,叶依林, 赟.不同工质对太阳能有机朗肯循环系统性能的影响[J].动力工程学报,2012,32(3):229-234.

[5] WANG H, LEI Z, ZHANG X. A review of deep learning for renewable energy forecasting[J]. Energy Conversion and Management, 2019,198:111799.

[6] 曾军亮,王荣吉,冯晓欣.基于神经网络和遗传算法的工艺参数优化[J].塑料,2013,42(5):106-109.

[7] LI G, SHI J. On comparing three artificial neural networks for wind speed forecasting[J]. Applied Energy, 2010,87(7):2313-2320.

[8] YANG F, ZHANG H, HOU X. Experimental study and artificial neural network based prediction of a free piston expander-linear generator for small scale organic Rankine cycle[J]. Energy, 2019,175:630-644.

[9] SZOPLIK J. Forecasting of natural gas consumption with artificial neural networks[J]. Energy, 2015,85:208-220.

[10] WANG J Q, DU Y, WANG J. LSTM based long-term energy consumption prediction with periodicity[J]. Energy, 2020,197:117197.

[11] HUANG L, WANG J. Global crude oil price prediction and synchronization based accuracy evaluation using random wavelet neural network[J]. Energy, 2018,151:875-888.

文章编号：1671-6612（2020）06-676-06

基于自回归 LSTM 神经网络的地铁车站环境参数概率预测

曲洪权[1]　李　博[1]　庞丽萍[2]　梁思远[1]

（1.北方工业大学信息学院北京　100144;
2.北京航空航天大学航空科学与工程学院北京　100191）

【摘　要】　在地铁车站这种人员密集的场景中，预测未来一段时间内的环境参数变化对于列车正常运行和乘客安全有重要意义。和传统的点预测方法相比，提出了一种基于自回归循环 LSTM 网络的概率预测方法。不同于点预测，概率预测给出预测变量在下一时刻的概率密度函数，考虑了地铁车站环境参数预测的不确定性，对于站内提前、可靠对紧急情况做出反应有重要的意义。提出的预测模型，将预测变量的历史数据和车站外部环境参数作为输入变量来预测的环境参数的下一时刻的概率密度函数，进而得到下一时刻该环境参数的变化范围和分位数等信息。为了验证所提方法的准确性，收集了 3 个地铁站的环境参数数据，并使用概率预测方法进行了预测。结果显示，提出的方法不仅可以预测最可能的环境参数预测结果，而且可以预测极端情况的发生概率，对于预防紧急事故和决策有重要意义。

【关键词】　地铁车站；环境参数；概率预测；LSTM 网络

中图分类号　X820　　文献标识码　A

Probabilistic Forecasting of Metro Station Environmental Parameters Based on Autoregressive LSTM Network

Qu Hongquan[1]　Li Bo[1]　Pang Liping[2]　Liang Siyuan[2]

(1. School of Information Science and Technology, North China University of Technology, Beijing, 100144;
2. School of Aeronautic Science and Engineering, Beijing, 100191)

【Abstract】　In the metro station which is crowded with people, it is very important to predict the changes of environmental parameters in the future for the normal operation of trains and the safety of passengers. Compared with the traditional point prediction method, this paper proposes a probabilistic forecasting method based on autoregressive LSTM network. Different from the point prediction, the probabilistic forecasting model gives the probability density function of the prediction variable at the next moment, and calculates the uncertainty of the environmental parameter's prediction, which is of great significance for the station to respond to the emergency in advance. The proposed model in this paper uses the historical data of the prediction variables and the external environmental parameters as the input variables to predict the probability density function of the environmental parameters at the next time, so as to obtain the information of the changing range and quantiles. In order to verify the accuracy of the method, we collected the environmental parameter data of 3 subway stations, and used the probabilistic forecasting method to predict. The

基金项目：国家重点研发计划（2017YFB1201100）资助项目；辽宁省“兴辽英才计划”项目资助（XLYC1802092）
作者简介：曲洪权（1973-），男，博士，教授，研究方向为数据科学，E-mail：qhqphd@ncut.edu.cn
通信作者：庞丽萍（1973-），女，博士，教授，研究方向为人机与环境工程，E-mail：pangliping@buaa.edu.cn
收稿日期：2020-03-19

results show that the method can not only predict the most likely environmental parameters prediction results, but also predict the probability of extreme cases, which is of great significance for the prevention of emergency accidents and decision-making.

【**Keywords**】 metro station; environmental parameters; probabilistic forecasting; LSTM network

0　引言

在城市地区，地铁是解决交通拥堵问题的最有效的公共交通方式之一，同时，乘客数量随着地铁的发展不断增加[1-3]。由于地铁车站大部分处于地下空间，通风条件差，污染物容易在站内沉淀，对旅客健康造成不良影响，例如 NH_3，VOCS，NO_2 等。因此，有必要分析地铁站的环境趋势，并建立一个相对准确的模型来预测地铁站的环境参数[4]。

近年来，神经网络因其强大的非线性拟合能力的优势被广泛应用在环境参数预测研究中，这种方法不需要大多数关于过程机制的基本知识，通过实验数据即可建模[5-8]。许多研究者们使用神经网络建模预测环境参数，并取得了很好的效果[9-12]。Kamal 等人证明人工神经网络(ANN)可以简化和加快环境空气质量的计算[13]。Bodri 等人使用 ANN 模型预测一天的地面气温（SAT），模型预测结果与实测数据非常接近[14]。Kim 等人的研究结果表明，在室内空气质量预测中，与其他数据驱动的预测模型相比，递归神经网络（RNN）模型可以提供更好的建模性能和更高的可解释性，并证明了关键变量选择的重要作用[15]。Lim 等人提出了一种新的关键变量选择方法，并进一步揭示了关键变量对预测的重要性[16]。Qu 等人开发了一种基于滑动时间窗的随机矢量功能链接神经网络（RVFLNN）的建模方法，并解决了大数据计算速度慢的问题[17]。

上述方法的预测目标是在每个时间步骤中预测一个准确的值。但是，实践中的结果可能会受到许多因素的影响，预测环境参数的概率分布可能更合理[18-20]。Aznarte 等人研究了利用分位数回归法预测 NO_2 极端浓度，并改进了概率预测方法[21]。对于地铁站内环境而言，环境参数的概率预测也具有重要作用。通常，预测地铁环境参数的目的是判断未来一段时间内的污染浓度是否超过最大允许浓度，更加关注于污染物超标的发生概率。因此，本文提出了一种基于自回归 LSTM 网络的概率预测方法，输入外部参数和预测参数的历史数据，预测地铁站内环境参数的概率分布，为地铁车站的环境控制提供重要支持。

1　地铁车站现场数据采集与处理

1.1　设备简介

地铁车站现场数据采集使用的实验设备为 CPR-KA 空气质量监测仪，如图 1 所示。该设备采用泵吸式采样方式，采样方式为 300ml/min，数据记录间隔为 2 分钟/次，共监测 6 种参数，测量范围和分辨率如表 1 所示。

图 1　一体化综合监测设备

Fig.1　Integrated monitoring equipment

表 1　设备参数

Table 1　Device parameters

参数名称	测量范围	分辨率
SO_2	0～2000 ppb	1 ppb
NO_2	0～2000 ppb	1 ppb
VOC	0～10 ppm	1 ppb
PM_{10}	0～0.5 mg/m^3	0.001 mg/m^3
Temperature	−50～80℃	0.1℃
RH	0～100% RH	0.8% RH
CO	0～50 ppm	0.01 ppm
NH_3	0～30 ppm	0.1 ppm
CO_2	0～5% vol	0.01% vol

1.2　地铁测试车站类型及测试时间

（1）实验选定 3 个车站作为测试站点，如表 2 所示，分别为 Station1、Station2、Station3，并且为了保证测试结果的多样性，我们选定的车站包含普通站和换乘站，全高屏蔽门和半高屏蔽门，每个车站的类型均不相同。测试期间，每个车站测试时

间为 1 天，一体化综合监测设备均放置在站台中间，距离地面高度为 1.2m，如图 2 所示。

表 2　测试站点

Table 2　Measured metro station

车站	测试时间	车站类型
Station1	2019-6-13	普通站，半高屏蔽门
Station2	2019-6-14	换乘站，全高屏蔽门
Station3	2019-6-20	普通站，全高屏蔽门

（2）为了分析车站环境参数的变化以及其影响因素，我们收集了测试当天的车站客流量和列车发车频率（由地铁运营公司提供）以及大气气象数据（室外大气温度，室外大气相对湿度，来自中国气象数据网 http://data.cma.cn/）。大气环境数据（室外 PM10，室外 CO，室外 NO_2，室外 SO_2，来自空气质量历史数据 http://beijingair.sinaapp.com/），总计 8 种外部变量。

图 2　设备放置地点

Fig.2　Measured position in the platform

图 2 中，左图红色点标记了设备的摆放位置，右图为车站现场照片。经过以上所有测试，我们获得 1260 组观测值，时间间隔 2 分钟，包括 9 种站内环境参数，8 种外部影响参数，并对所有数据进行预处理操作，包括补充缺失值，异常值处理，归一化以及去噪，保证数据的可靠性。

2　概率预测模型

2.1　网络模型

将站内环境参数未来时刻的预测视作构建一个条件分布，本文提出的模型可以用如下公式（1）表示：

$$P(Y_{t_0+1:t_0+\tau}\left|Y_{1:t_0},X_{1:t_0+\tau};\Phi\right.) \tag{1}$$

式（1）式中，t_0 是分割过去时刻和未来的时间点；τ 是预测范围的长度；$Y_{t_0+1:t_0+\tau}$ 和 $Y_{1:t_0}$ 分别属于 $[t_0+1:t_0+\tau]$ 和 $[1:t_0]$ 时间范围内的环境参数值；$X_{1:t_0+\tau}$ 是 $[1:t_0+\tau]$ 范围内的外部变量值；Φ 表示模型的参数。

在公式（1）中，整个时间序列 $[1:t_0+\tau]$ 被时间点 t_0 分为两部分，分别是 $[1:t_0]$ 和 $[t_0+1:t_0+\tau]$。$[1:t_0]$ 为条件区间，包含过去的信息，$[t_0+1:t_0+\tau]$ 称为预测区间。概率预测模型利用预测变量和外部变量过去的信息来预测未来值。

针对于每一个时间点的预测而言，模型可以写成如下公式（2）的形式：

$$\begin{aligned} &P(Y_{t_0+1:t_0+\tau}\left|Y_{1:t_0},X_{1:t_0+\tau};\Phi\right.)\\ &=\prod_{t=t_0+1}^{t_0+\tau}P(Y_t\left|Y_{t-1},X_t;\Phi\right.)\\ &=\prod_{t=t_0+1}^{t_0+\tau}\ell(Y_t\left|\theta(\mathbf{h}_t,\Phi)\right.) \end{aligned} \tag{2}$$

$$\mathbf{h}_t=h(\mathbf{h}_{t-1},Y_{t-1},X_t,\Phi) \tag{3}$$

式（3）式中，$\mathbf{h}_t$ 是自回归 LSTM 网络的输出；h 代表 LSTM 网络；Y_t 是环境参数 Y 在时刻 t 的取值；$\ell(\cdot)$ 是用来拟合预测变量分布的似然函数；$\theta(\cdot)$ 是计算似然函数参数的函数。

由于模型是自回归结构，网络的前一时刻输出 $\mathbf{h}_{t-1}$ 与上一时刻预测变量的观测值 Y_{t-1} 作为下一时刻的输入。似然函数 $\ell(Y_t\left|\theta(\mathbf{h}_t,\Phi)\right.)$ 为一个固定分布，参数由函数 $\theta(\mathbf{h}_t,\Phi)$ 以及网络输出 $\mathbf{h}_t$ 决定。本文中将似然函数的分布确定为高斯分布，如公式（4）所示，参数 $\theta=(\mu,\sigma)$ 分别为 t 时刻的高斯分布的均值和标准差，其中均值是由网络输出 $\mathbf{h}_t$ 经过一个线性变换得到，标准差先经过线性变换之后进行非线性变换得到，确保 $\sigma>0$，由公式（5）和（6）得到：

$$\begin{aligned} &\ell_G(Y\left|\theta(\mathbf{h},\Phi)\right.)=\ell_G(Y\left|\mu,\sigma\right.)=\\ &(2\pi\sigma^2)^{-\frac{1}{2}}\exp(-(Y-\mu)^2/(2\sigma^2)) \end{aligned} \tag{4}$$

均值的计算：

$$\mu(\mathbf{h}_t)=\mathbf{w}_\mu^T\mathbf{h}_t+b_\mu \tag{5}$$

标准差的计算：

$$\sigma(\mathbf{h}_t)=\log(1+\exp(\mathbf{w}_\sigma^T\mathbf{h}_t+b_\sigma)) \tag{6}$$

式（4）、（5）、（6）中，μ 和 σ 分别为似然函数的均值和标准差，w 和 b 分别是线性变换的权重和偏置。

对于训练和预测过程，它们的网络结构是相同的。对于训练过程，Y 的值是已知的，但在预测过程中 Y 是未知的。为了继续预测，需要从最后一个时间步长的分布中得到一个采样值，作为下一步预测的输入数据。关于训练和预测的详细内容将在 2.2 节和 2.3 节中分别进行描述和讨论。

2.2　训练

在训练自回归 LSTM 网络时，输入变量为 X_t 和 $Y_{t\text{-}1}$。所有训练数据都在条件区间 $[1{:}t_0]$ 内。自回归 LSTM 网络依据时间展开，进行连续的训练过程。在每一个时间步骤 t，它们的输入是 (Y_{t-1},X_t) 和上一时刻的网络输出 $\mathbf{h}_{t-1}$，并且 $t\in[1{:}t_0]$。网络输出 $\mathbf{h}_t=h(\mathbf{h}_{t-1},Y_{t-1},X_t,\Phi)$ 被用来计算 t 时刻的似然函数的参数 $\theta_t=\theta(\mathbf{h}_t,\Theta)$。最后，使用公式（7）优化模型参数。

$$L=\sum_{t=t_0+1}^{t_0+\tau}\log \ell(Y_t|\theta(\mathbf{h}_t)) \tag{7}$$

式（7）式中，$\mathbf{h}_t$ 是网络的输出；Y_t 是预测变量的真实值。

最终，通过最大化对数似然函数 L 作为损失函数来优化学习网络的参数 $h(\cdot)$ 和高斯分布的参数 $\theta(\cdot)$，使用随机梯度下降(SGD)来对模型进行优化，从而得到整个预测模型的权重参数 Θ。

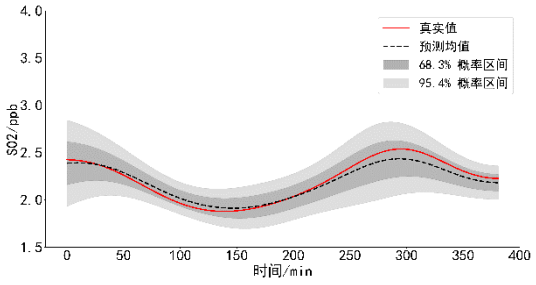
2.3　预测

预测过程的网络结构与参数和训练过程相同。但是，预测网络的输入与训练网络的输入不同，预测变量的实际值在区间 $[t_0+1{:}t_0+\tau]$ 内是未知的。因此，通过从预测分布中抽样获得抽样 $\tilde{Y}_{t_0+1:t_0+\tau}\sim P_\Phi(Y_{t_0+1:t_0+\tau}|Y_{1:t_0},X_{1:t_0+\tau})$，并作为下一时间步骤的输入变量。

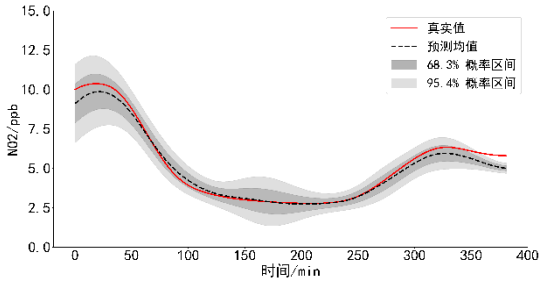
通过滚动窗口预测，可以给出 $[t_0+1{:}t_0+\tau]$ 范围内所有预测时刻的概率密度函数。整个的预测步骤如下：首先，$\mathbf{h}_{t_0}$ 在训练过程结束时获得；然后利用公式(3)计算 $\mathbf{h}_{t_0+1}$。在得到网络输出 $\mathbf{h}_{t_0+1}$ 后，建立高斯似然函数 $\ell(Y_{t_0+1}|\theta_{t_0+1})$。最后，抽样获得 $\tilde{Y}_{t_0+1}\sim\ell(Y_{t_0+1}|\theta_{t_0+1})$，并作为下一时刻的输入数据。重复此预测过程，直到 $[t_0+1{:}t_0+\tau]$ 区间中的点全部预测完毕。

3　预测结果分析

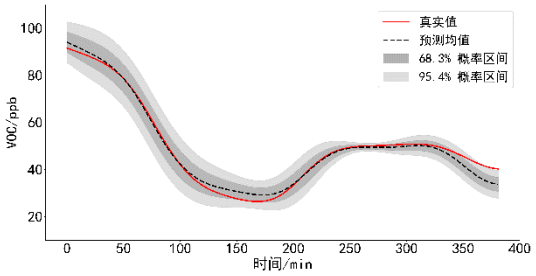
为了验证本文预测方法的准确性，实验使用地铁车站采集的 1260 组数据进行预测。训练和测试数据按 7:3 的比例进行划分。时间步长设置为 120s，训练迭代次数设置为 1000。实验环境为 python3.7（处理器：Intel(R) Core(TM) i5-8400 CPU @2.8GHz；内存：8.00 GB），模型的评价是基于正态分布的 3σ 准则。3σ 准则指出，对于许多合理对称的单峰分布，几乎所有的数据都分布在在平均值附近的三个标准差内[23]。对于标准正态分布，68.3%的观测值在范围 $[\mu-\sigma,\mu+\sigma]$ 内，95.4%在范围 $[\mu-2\sigma,\mu+2\sigma]$ 内，99.7%在范围 $[\mu-3\sigma,\mu+3\sigma]$ 内。本文实验在 3σ 准则的基础上，删除第三个区间，并根据预测得到的高斯分布的均值和方差，定义了 2 个区间，分别为 $[\mu-\sigma,\mu+\sigma]$ 和 $[\mu-2\sigma,\mu+2\sigma]$，预测结果如图 3 所示。表 3 表明预测值的分布在不同区间的比例。



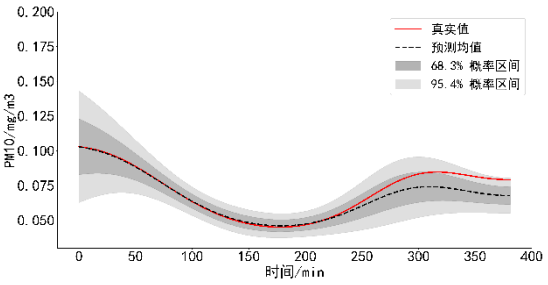
（a）SO_2



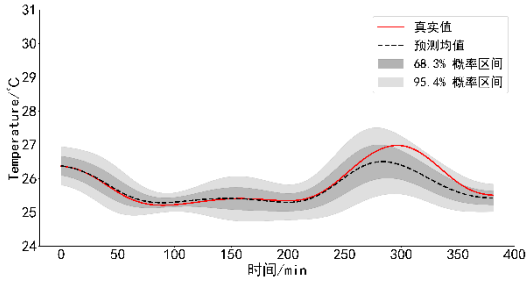
（b）NO_2



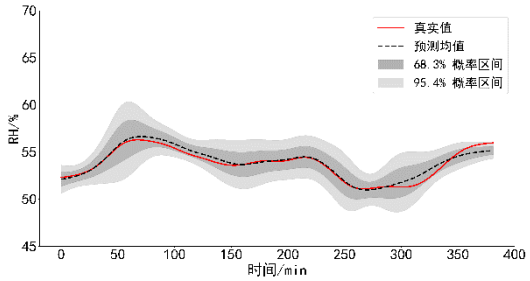
（c）VOC



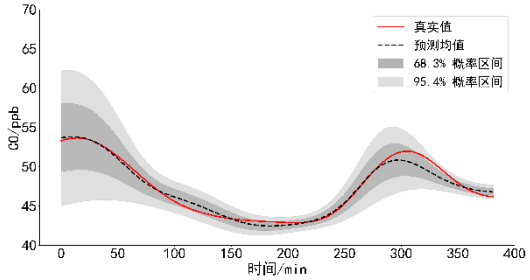
（d）PM_{10}



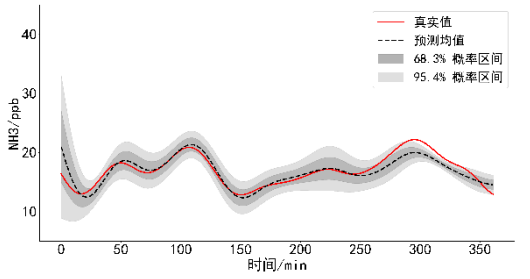
（e）Temperature



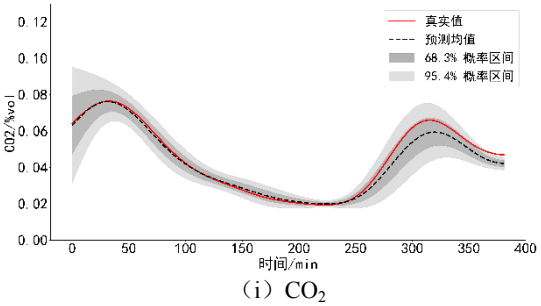
（f）RH



（g）CO



（h）NH_3



（i）CO_2

图 3　环境参数预测曲线

Fig.3　Prediction curves of environmental parameters

Station1 站内环境参数的预测结果如图 3 所示，图中红色实线代表环境参数真实值，灰色虚线条代表概率预测的均值；阴影部分代表预测不同的概率区间。

表 3　真实值在不同预测区间的分布

Table 3　Ratio of actual values falling in two ranges

环境参数	$\mu\pm\sigma$	$\mu\pm2\sigma$
SO_2/%	72.25	93.46
NO_2/%	85.30	100.00
VOC/%	88.74	96.60
PM_{10}/%	100.00	100.00
Temperature/%	74.86	87.85
RH/%	89.01	93.72
CO/%	81.41	100.00
NH_3/%	84.03	100.00
CO_2/%	93.98	100.00
Mean/%	85.51	96.85

如表 3 所示，我们计算了 Station1 车站 9 个环境参数的真实值在 2 个区间内的分布比例，并计算出所有参数分布在不同区间的平均值，在最后一行列出。结果表明，2 个区间的真实值分布比例平均为 85.51%、96.85%，同时，如图 3 所示，环境参数的真实值大部分在概率预测模型的概率区间内。预测结果都包含在概率预测模型预测的正态分布范围内，这意味着我们的模型所预测的正态分布能够有效地覆盖预测变量的变化范围，并给出不同的概率区间。

4　结论

基于自回归 LSTM 网络，本文提出了一种地铁车站环境参数概率预测方法，利用外部变量和地铁站中预测变量的历史数据来预测站内环境参数未来时刻的概率分布，并使用地铁车站现场采集的观测数据对模型进行了验证。最终，得到以下结论：

（1）本文提出的模型可以在过去数据和未来数据之间建立条件分布，其预测结果是一系列包含均值和标准差的高斯分布。与传统的点预测方法相比，概率预测方法还可以提供其他信息，例如，预测变量数值分布得上边界和下边界以及对应的概率。

（2）本文实验通过计算落在 2 个概率区间内的实际值的频率以证明模型的可靠性，结果表明，

在 2 个概率区间内，平均分布有 85.51%，96.85% 的实际值，预测的高斯分布能够表示未来时刻的环境参数值的变化范围。

参考文献：

[1] Martins V, Moreno T, Minguillón, María Cruz, et al. Exposure to airborne particulate matter in the subway system[J]. Science of The Total Environment, 2015,511: 711-722.

[2] Kim M J, Sankararao B, Kang O Y, et al. Monitoring and prediction of indoor air quality (IAQ) in subway or metro systems using season dependent models[J]. Energy and Buildings, 2012,46(none):48-55.

[3] Liu H, Lee S C, Kim M J, et al. Multi-objective optimization of indoor air quality control and energy consumption minimization in a subway ventilation system[J]. Energy and Buildings, 2013,66:553-561.

[4] Kim M J, Braatz R D, Kim J T, et al. Indoor air quality control for improving passenger health in subway platforms using an outdoor air quality dependent ventilation system[J]. Building and Environment, 2015,92(oct.):407-417.

[5] 苏华,徐来福,田胜元.用神经网络拟合逐时气象参数[J]. 制冷与空调,2005(z1):37-40.

[6] 段淇倡,刘顺波,周光伟.补偿模糊神经网络的改进及其在通风空调故障诊断中的应用[J]. 制冷与空调,2013(2):121-125.

[7] 王石,易佳婷.人工神经网络-研究制冷系统的新方法[J]. 制冷与空调,2005,5(2):47-51.

[8] Bo Y, Yao C, Lin Z, et al. Beam Structure Damage Identification Based on BP Neural Network and Support Vector Machine[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2014:1-8.

[9] Xiao-Ping B, Hong L I, Qi-Ming Z, et al. Progress of Research on Artificial Neural Network in Air Pollution Prediction[J]. Science & Technology Review, 2006, 24(12):77-81.

[10] Chen Q C Q, Shao Y S Y. The Application of Improved BP Neural Network Algorithm in Urban Air Quality Prediction: Evidence from China[C]. Workshop on Computational Intelligence & Industrial Application, IEEE Computer Society, 2008.

[11] Wang F, Cheng S Y, Li M J, et al. Optimizing BP networks by means of genetic algorithms in air pollution prediction[J]. Beijing Gongye Daxue Xuebao / Journal of Beijing University of Technology, 2009,35(9):1230-1234.

[12] Lu T, Viljanen M. Prediction of indoor temperature and relative humidity using neural network models: model comparison[J]. Neural Computing & Applications, 2009,18(4):345-357.

[13] Kamal M M, Jailani R, Shauri R L A. Prediction of Ambient Air Quality Based on Neural Network Technique[C]. Research and Development, 2006. SCOReD 2006. 4th Student Conference on. IEEE, 2006.

[14] Bodri L, V. Čermák. Prediction of Surface Air Temperatures by Neural Network, Example Based on Three-Year Temperature Monitoring at Spořilov Station[J]. Studia Geophysica et Geodaetica, 2003,47(1): 173-184.

[15] Kim M H, Kim Y S, Lim J J, et al. Data-driven prediction model of indoor air quality in an underground space[J]. Korean Journal of Chemical Engineering, 2010,27(6): 1675-1680.

[16] Lim J J, Kim Y S, Oh T S, et al. Analysis and prediction of indoor air pollutants in a subway station using a new key variable selection method[J]. Korean Journal of Chemical Engineering, 2012,29(8):994-1003.

[17] Hongquan Q, Shuo F, Liping P, et al. Rapid Temperature Prediction Method for Electronic Equipment Cabin[J]. Applied Thermal Engineering, 2018,138.

[18] Valentin Flunkert, David Salinas, Jan Gasthaus. Deepar: Probabilistic forecasting with autoregressive recurrent networks[J]. arXiv preprint arXiv:1704.04110, 2017.

[19] Buizza R. The value of probabilistic prediction[J]. Atmospheric Science Letters, 2008,9.

[20] Gneiting, Tilmann, Katzfuss, Matthias. Probabilistic Forecasting[J]. Social Science Electronic Publishing, 2014,(1):125-151.

[21] Aznarte, José L. Probabilistic forecasting for extreme NO_2, pollution episodes[J]. Environmental Pollution, 2017, 229:321-328.

[22] Pukelsheim Friedrich. The Three Sigma Rule[J]. American Statistician, 1994,48(2):88-91.

文章编号：1671-6612（2020）06-682-04

夏季用中央空调系统冷凝水回收量的动态变化分析

骞鹏博　曹振华

（陕西国防工业职业技术学院　西安　710300）

【摘　要】　简要介绍了夏季用中央空调系统冷凝水产生的特点和一般的利用方式。对中央空调系统冷凝水的产生途径及产生量的大小进行计算分析。以西安地区典型办公类建筑为例，对中央空调在设计工况下产生的冷凝水量进行静态计算，然后利用能耗分析软件 DeST 中西安地区的逐时气象参数对夏季空调在运行期产生可利用的冷凝水总量进行动态计算模拟分析，从而为夏季用中央空调系统冷凝水利用方案的制定提供了相关依据及指导意见。

【关键词】　中央空调冷凝水；能量回收；动态变化量

中图分类号　TU831.6　　文献标识码　A

Analysis of Dynamic Change of Condensate Recovery of Central Air Conditioning System in Summer

Qian Pengbo　Cao Zhenhua

(Shaanxi Institute Of Technology, Xi'an, 710302)

【**Abstract**】　This paper briefly introduces the characteristics and general utilization of the condensate produced by the central air conditioning system in summer. This paper calculates and analyzes the way and amount of condensate produced in the central air conditioning system. Taking the typical office buildings in Xi'an as an example, the static calculation of the condensation water produced by the central air conditioning under the design condition is carried out, and then the energy consumption analysis software DeST is used The hourly meteorological parameters in central Xi'an area are used to dynamically calculate and analyze the total amount of condensate produced by summer air conditioning during operation, which provides the relevant basis and guidance for the formulation of condensate utilization scheme of summer central air conditioning system.

【**Keywords**】　Condensation water of central air conditioning; energy recovery; Dynamic variation

0　引言

空调冷凝水是空调在运行过程中产生的。目前，大多数的处理空调冷凝水的方法是将其直接排放，这种做法带来了很多的问题，诸如，水量的浪费（尤其在缺水地区更为显著），环境的污染等等[1]。现如今，随着社会的发展，人们对能源利用的思想观念不断提高，如何有效的利用空调产生的冷凝水越来越受到人们的关注和重视。

中央空调系统产生的冷凝水特点是比较分散，分布于每个房间、办公室和大厅等，收集比较困难，并且容易出现泄漏问题，因此一般都是就近直接排放。但随着人们环保意识的加强，如何能够对空调冷凝水加以高效回收利用是空调行业发展的必然趋势。在实际工程中，回收冷凝水现在一般采用逐层、逐区域的收集，最后通过竖向立管汇集至空调冷凝水箱或其他回收装置并加以集中利用。

当前，从中央空调冷凝水的性质来说，其利用方式主要有以下两种：第一是利用空调冷凝水可进

作者（通讯作者）简介：骞鹏博（1974-），男，本科，讲师，E-mail：106741438@qq.com
收稿日期：2020-03-06

行绿化灌溉、作为空调冷却塔的补水系统等，第二是可以利用空调冷凝水对空调冷凝器进行冷却，也可作为其他工业用水的冷却冷源等。不管如何利用空调冷凝水，首要问题是要正确的计算出空调产生的冷凝水量大小。目前，由于是研究初期，没有专门的设计规范针对空调冷凝水量进行计算，本文将依据中央空调系统的运行设计原理，查阅相关设计手册，并采用能耗分析软件 DeST 提供的室外逐时气象参数进行相关研究，希望能给中央空调冷凝水回收利用的相关研究人员提供一定的参考依据和指导意见。

1　中央空调系统冷凝水量的计算方法

中央空调系统产生的冷凝水主要来自于两个途径，第一是中央空调系统引进的新风产生的冷凝水，第二是空调房间人员散湿产生的冷凝水[2]。

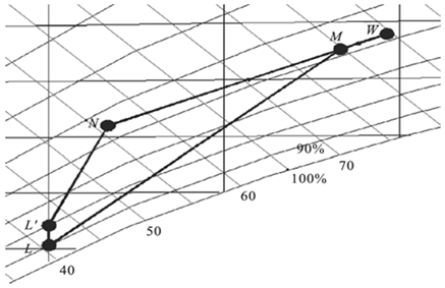


图 1　一次回风全空气系统夏季空气处理过程 *h-d* 图

Fig.1　*h-d* diagram of air treatment process of primary return air system in summer

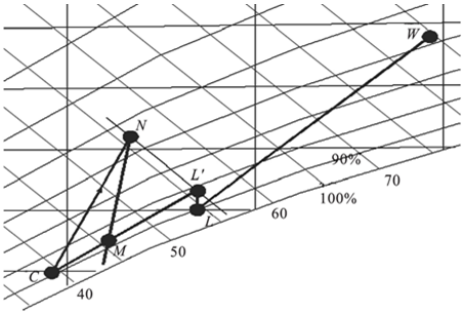


图 2　风机盘管加新风系统夏季空气处理过程 *h-d* 图

Fig.2　*h-d* diagram of air treatment process of fan coil plus fresh air system in summer

对于第一个来源途径，即由空调引进的新风产生的冷凝水，其中央空调系统不管是采用的一次回风全空气系统（图 1 所示），还是采用的风机盘管加新风的系统（图 2 所示），其计算公式都可以采用如下公式（1）：

$$m=\rho Q_w\cdot(d_W-d_N)\cdot 10^3 \qquad (1)$$

式中，m 为冷凝水的流量，kg/h；Q_w 为房间新风量 m/h；ρ 为新风密度，kg/m^3；d_W 为室外空气含湿量，g/kg；d_N 为室内空气含湿量，g/kg。

对于第二个来源途径，即空调房间人员散湿产生的冷凝水。可采用如下公式（2）：

$$\sum d_\tau = 0.001\varphi\cdot\sum n_\tau\cdot g \qquad (2)$$

式中，$\sum d_\tau$ 为冷凝水的流量，kg/h；Φ 为群集系数；n_τ 为 T 时刻的空调房间的人数；g 为成年男子的散湿量，g/kg。

以上两种来源途径所得冷凝水之和，就是舒适性中央空调系统产生的冷凝水总量。

2　模型建立与软件模拟结果计算分析

2.1　计算模型的建立

模型建立基础假设: 西安地区某办公大楼，空调室内设计参数为 t_N=26℃，φ_N=50%，d_N=10.3g/kg，人员劳动强度为轻度劳动，使用空调时间按 5 月 15 日—9 月 15 日计算，空调系统每天运行时段为 7:00—19:00，群集系数 0.87。

根据 GB50736—2012《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》中的西安地区室外设计气象参数以及能耗模拟软件 DeST 中的西安地区全年逐时气象参数,分别计算并进行分析相关空气参数变化时产生的冷凝水量变化情况[3,4]。

2.2　在设计工况下中央空调系统冷凝水产生量的计算分析

经相关暖通空调手册可查，西安地区夏季室外设计计算参数：t_W=35.2℃，t_S=26.0℃，d_w=17.8g/kg。则单位体积新风量在设计工况下产生的冷凝水量为：1m^3/h×1.2kg/m^3×(17.8g/kg−10.3g/kg)=9g/h。

从《供热空调设计手册》中可查的相关数据，当设计室内温度 t_N=26℃，人员劳动强度为轻度劳动时，一名成年男子的散湿量为 W=184g/h[5,6]。按上述方法计算即可得到中央空调系统在设计工况下对应于空调间不同人员密度和人员新风量标准的单位建筑面积产生的冷凝水量图，如图 3 所示。

从图 3 可以得出结论，中央空调系统产生的冷凝水量将会随空调间人员密度和人员新风量标准的增大而增大。上述计算是在中央空调设计工况下进行的静态分析计算，其计算结果可以作为中央空调冷凝水回收设备容量、管径等的选择依据，但要

具体分析中央空调冷凝水回收系统的节能效益，就需要对中央空调在整个运行期产生的冷凝水量进行合理计算。

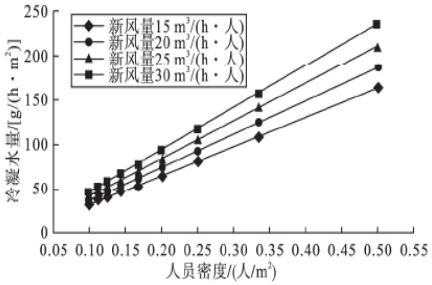


图 3　中央空调系统在设计工况下对应于空调间不同人员密度和人员新风量标准的单位建筑面积产生的冷凝水量图

Fig.3　Condensation water generated by the central air conditioning system in accordance with the unit building area of different personnel density and fresh air standard in the air conditioning room under the design condition

2.3　在夏季运行期中央空调系统冷凝水量模拟计算分析

根据 2.2 计算的中央空调系统在设计工况下冷凝水量主要取决于空调间人员密度和新风量大小的两个因素，而在人均新风量标准确定的前提下，总新风量的大小主要取决于空调间人员密度。所以，空调间人员密度与空调运行期产生的总冷凝水量将是双重关联。现就中央空调系统在运行期产生的冷凝水量的影响因素从以下两个方面进行计算分析。

2.3.1 中央空调系统在夏季运行期空调间人员密度变化对产生的冷凝水量大小的影响

空调间人员密度对中央空调系统运行期冷凝水量的影响除受人员密度影响外，另一个重要的影响因素是人员在办公建筑的停留率。参照 DB29—153—2010《西安市公共建筑节能设计标准》来计算人员停留率[7]，详见表 1。

表 1　办公建筑房间人员逐时停留率

Table 1　Hourly stay rate of personnel in office building room

类别	时间														
	1−6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20−24
工作日	0	10	50	95	95	95	80	80	95	95	95	95	30	30	0
节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

再根据表 1 计算绘制出空调间不同人员密度下空调运行期冷凝水量变化曲线，如图 4 所示。

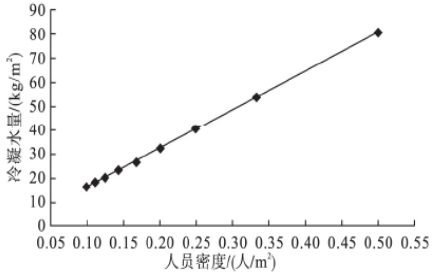


图 4　空调间不同人员密度下中央空调运行期单位面积冷凝水量变化图

Fig.4　Change of condensate per unit area during operation of central air conditioning under different personnel density in air conditioning room

空调间人员密度增加，则空调间单位面积的人员散湿量就会增大，从而导致单位面积中央空调运行期的冷凝水量增加。

2.3.2 中央空调系统在夏季运行期新风量大小对冷凝水量的影响

新风带来的湿负荷是随着室外气象参数的变化而变化的，本文采用建筑能耗模拟软件 DeST 的西安地区室外逐时气象参数，通过计算得到逐时的新风含湿量 d_W，从而计算出新风逐时湿负荷，绘制出中央空调运行期单位体积新风湿负荷逐时变化曲线如图 5 所示[8]。

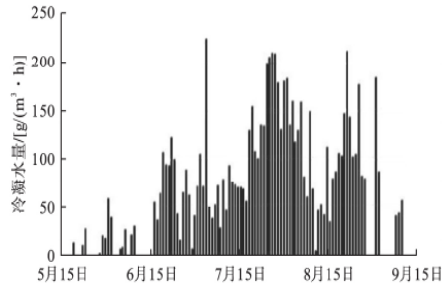


图 5　中央空调运行期单位体积新风湿负荷逐时变化曲线图

Fig.5　Hourly change curve of new rheumatic load per unit volume during operation of central air conditioning

图 5 中逐时湿负荷的累计值即为单位体积新风量空调运行期的总湿负荷。基于这个基础数据，我们可以继续研究不同新风量标准下的中央空调运行期湿负荷，即中央空调系统运行期的凝结水量。

当空调间人员密度为某一定值时，对应于不同的新风量标准，可以分别计算出相对应的人员产生的湿负荷和新风湿负荷，将两者进行叠加，即可得到空调间不同人员密度及不同新风量标准下的中央空调运行期的单位面积冷凝水量变化图[9]，如图 6 所示。

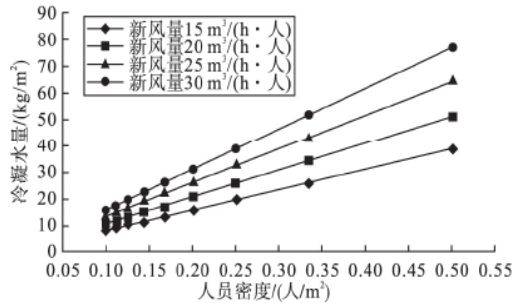


图 6　中央空调运行期不同人员新风量标准下产生的冷凝水量随人员密度变化曲线图

Fig.6　Curve of condensate water volume with personnel density under different fresh air volume standards during operation of central air conditioning

同样，从图 6 可以得出，空调间人员密度增大，新风量标准提高，则空调间单位面积的人员散湿量也将随之增大，中央空调运行期可利用的冷凝水量也将随之增多。并且通过图 6，可以方便地查出西安地区办公类建筑在给定的空调间人员密度和新风量标准下，中央空调运行期单位面积可供利用的冷凝水量。

3　结论

根据本文以上对中央空调系统产生的冷凝水量的分析计算，可以得出以下三个结论：

（1）中央空调系统产生的冷凝水量主要由新风湿负荷形成的冷凝水和空调间人员湿负荷形成的冷凝水组成；

（2）对中央空调系统在设计工况下产生的冷凝水建模，并进行静态计算分析，其计算结果可以作为空调冷凝水回收设备容量、管径等的选择依据；

（3）根据能耗计算软件 DeST 中的逐时气象参数，可计算得到对应于空调间不同人员密度及不同新风量标准下的中央空调运行期冷凝水回收量，其结果可作为节能收益的衡量依据。

参考文献：

[1] 陈楠,申江,邹同华.房间空调器冷凝水的利用和节能[J].暖通空调,2003,33(2):117-118.

[2] 曹振华.空调系统中冷凝水作为水资源的回收利用技术研究[J].制冷与空调,2019,(5):509-512.

[3] 金听祥,张彩荣.冷凝水在家用空调中回收利用技术的研究进展[J].低温与超导,2016,(1):41-45.

[4] 何志豪,王龙,黄伟雄.中央空调冷凝水回收利用工程实例与分析[J].建筑节能,2008,36(12):22-24.

[5] 李景帅,董忠国.浅述商场中央空调冷凝水回收利用[J].建筑技术研究,2012,(10):62,69.

[6] 李琦,翁荣华.夏季空调冷凝水回收利用方案的实施[J].能源工程,2006,(2):59-61.

[7] 张丽洁,杨晚生.空调系统冷凝水的回收利用分析[J].暖通与空调,2011,39(8):14-29.

[8] 欧阳生春,张文宇,蔡龙俊.空调冷凝水作为水资源的回收利用[J].能源技术,2006,27(6):268-270.

[9] 曹振华.分体式空调冷凝水作为饮用水的回收利用技术研究[J].制冷与空调,2019,(6):617-620.

文章编号：1671-6612（2020）06-686-04

乡村排屋太阳能热泵冷热暖联供系统设计

贾少刚[1]　魏翠琴[2]　问朋朋[2]　高志宏[2]

（1.中国船级社质量认证公司青岛分公司　青岛　266071;
2.湖州职业技术学院　湖州　313000）

【摘　要】　开发利用新能源和高效节能技术是解决建筑物高能耗的重要途径，以安吉县乡村排屋为研究对象，进行了热负荷计算并优化设计了双水箱并联式太阳能热泵冷热暖联供系统，该系统可满足建筑物的冬季供暖、夏季制冷和生活热水需求，并对其运行工况进行了分析，对系统中的关键部件进行了选型，可为同类设备的设计与应用提供参考。

【关键词】　新能源；热负荷；太阳能；热泵；运行工况

中图分类号　TK512　　文献标识码　A

Design of Solar-assisted Heat Pump with Supplying Combined Cooling Heating and Hot Water for Village Row House

Jia Shaogang[1]　Wei Cuiqin[2]　Wen Pengpeng[2]　Gao Zhihong[2]

(1.China Classification Society Certification Company Qingdao branch, Qigndao, 266071;
2.Huzhou Vocational & Technical College, Huzhou, 313000)

【Abstract】　The utilization of new energy and excellent energy saving technology is the significant way to solve the problem of the high energy consumption on buildings. In this paper, the heat load of building is calculated with the village row house in Anji County as the research object, solar-assisted heat pump (SAHP) with double water tanks is designed optimally for supplying combined cooling heating and hot water. The SAHP can meet the needs of heating in winter, cooling in summer and domestic hot water, and its operation conditions are analyzed, the key components of SAHP are selected, which can provide reference for the design and application of SAHP.

【Keywords】　new energy; heat load; solar energy; heat pump; operation conditions

0　引言

能源与环境是当今突出的两大问题，目前我国建筑能耗（采暖、制冷及热水等）约占全社会总能耗的 30%[1]，随着发展这一比例会继续上升。建筑能耗直接或间接地消耗了大量一次能源，因此开发利用新能源和节能技术来降低建筑能耗越来越受到重视，作为清洁能源的太阳能和高效节能的热泵技术得到了极大的关注和应用[2,3]，目前国内学者对太阳能热泵技术展开了积极的研究[4-9]。

浙江湖州地区冬季气温最低可达-5℃左右，安吉县因地处山区冬季气温更低，因此乡村住宅冬季供暖是亟需解决的问题。鉴于严峻的环保形式和政策要求，利用太阳能热泵技术用于冬季供暖是合理可行的选择，因此以安吉县某乡村排屋作为研究对象来设计太阳能热泵冷热暖联供系统。

1　房屋冬季热负荷需求计算

1.1　房屋冬季围护结构热负荷计算

该乡村排屋的 1 层为杂物收储室，2～4 层为居住区域，其四周墙体是由标准红砖垒砌的 24 墙，

作者（通讯作者）简介：贾少刚（1984-），男，硕士，工程师，E-mail：jsg.lq@163.com
收稿日期：2020-04-16

墙体厚度为 240mm，楼层的长为 10.54m，楼层的宽为 7.6m，二层至四层高 9.3m，房顶为钢筋混凝土板与青瓦，厚度 200mm，2～4 层的建筑面积共计 210m^2。

采用《GB 50736-2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》中的节能型住宅采暖热负荷 45W/m^2 进行房屋围护结构热负荷的计算，该房屋冬季围护结构的热负荷为 9450W。因房间并不是全部使用，以此将房屋面积按照 210m^2、130m^2、65m^2 这 3 种典型的使用情况进行房屋围护结构日均耗热量的计算，如表 1 所示。

由表 1 可知，若供暖面积为 210m^2，围护结构的每天耗热量 Q_{D1} 为 817MJ；若供暖面积为 130m^2，每天耗热量 Q_{D2} 为 506MJ；若供暖面积为 65m^2，每天耗热量 Q_{D3} 为 253MJ。

表 1　房屋冬季围护结构日均耗热量

Table 1　Average daily heat consumption of building envelope in winter

月份	热负荷 Q_F/W	210m^2 供暖日耗热量 Q_{D1}/MJ	130m^2 供暖日耗热量 Q_{D2}/MJ	65m^2 供暖日耗热量 Q_{D3}/MJ
12～2	9450	817	506	253

1.2　生活新水加热所需热量计算

参考文献[10,11]表明，每天的生活用水需要量约为 300L，则在一定初始水温情况下将新水加热至 55℃所需要的热量 Q_{nw} 由式（1）计算，新水初温取冬季期间环境温度的平均值 5℃即可，则每天加热新水所需的热量为 62.5MJ。

$$Q_{nw}=\rho_0\times C_{p0}\times V_0\times\left(T_e-T_b\right) \quad (1)$$

式（1）中，ρ_0 为水的密度，998.2kg/m^3；C_{p0} 为水的定压比热容，4.18×10^{3}J/(kg·℃)；V_0 为新水的体积，m^3；T_e 为新水终温，55℃；T_b 为新水初温，5℃。

2　太阳能热泵系统设计与运行工况分析

2.1　系统结构设计

并联式太阳能热泵系统的组成简洁且运行方式灵活，太阳能与热泵可相互独立工作，互为补充，两者既可分别单独运行，也可一起联合运行，其对原有太阳能和热泵装置无需做很大改动即可组合使用，系统稳定性高，适合应用于向小型住宅供暖供水。因此结合乡村排屋的供暖、生活热水和制冷的需求，设计了双水箱并联式太阳能热泵冷热暖联供系统，其结构如下图 1 所示。

此系统中的太阳能采用闭式循环，集热介质可采用丙二醇等特殊流体，冬季起到防冻作用，集热介质由太阳能循环泵驱动循环往复加热水箱 1 或者水箱 2 中的水。热泵为冷暖两用型空气源热泵，采用喷气增焓型热泵以提高热泵的冬季制热能力。水箱 1 是生活热水供应水箱，以太阳能加热为主，辅助以热泵和电加热。水箱 2 是供暖供冷水箱，由空气源热泵对水箱中的水进行加热或制冷，再把水箱中的热水或者冷水送往房间地暖盘管或者风机盘管起到供暖或者制冷作用。

2.2　系统运行工况分析

结合建筑物的需求，该太阳能热泵冷热暖联供系统的运行工况分析如下：

（1）太阳能运行工况：太阳能集热器进出口温差≥5℃启动太阳能循环泵；太阳能集热器进出口温差≤3℃停止太阳能循环泵；太阳能优先加热水箱 1 中的水，当水箱 1 中的水达到上限值 55℃后，关闭水箱 1 中换热器阀门，让太阳能加热水箱 2 中的水；当水箱 1 中水温低于 40℃时，继续由太阳能加热水箱 1 中的水；夜间或者阴雨天太阳能无法运行时由热泵来加热水箱 1 中的水，保证其水温正常。

（2）热泵制热工况：冬季热泵加热水箱 2 中的水用以供暖，当水箱 2 中水温达到上限 60℃时，热泵停止运行；当水箱 2 的水温达到下限 45℃时，热泵开启运行；任何季节情况下夜间或者阴雨天无太阳能时采用热泵来加热来水箱 1 中的水。

（3）夏季热泵制冷工况：夏季热泵对水箱 2 中的水制冷用以向房间供冷，当水箱 2 水温达到下限 5℃时，热泵停止运行；当水箱 2 水温上升到上限 15℃时，热泵开启运行。

（4）房间供暖工况：根据房间温度或者人为设置是否开启循环泵运行；冬季房间温度设定为 18℃～22℃，达到上限时关闭循环泵，达到下限时开启循环泵；人为设置时可一直开启循环泵。

（5）房间制冷工况：根据房间温度或者人为设置是否开启循环泵运行；夏季房间温度设定为 26℃～30℃，达到上限时开启循环泵，达到下限时关闭循环泵；人为设置时可一直开启循环泵。

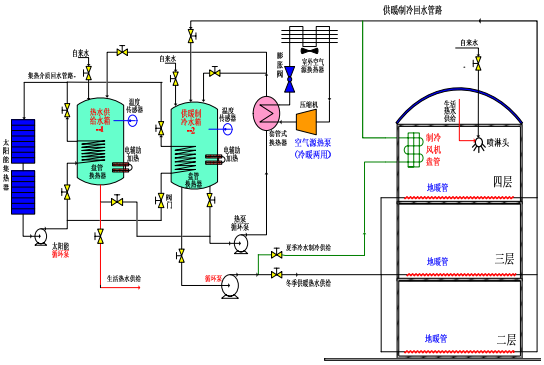


图 1　太阳能热泵系统结构示意图

Fig.1　Structural representation of Solar-assisted Heat Pump device

3　太阳能热泵系统配置选型

根据房屋的冬季热负荷需求，结合太阳能热泵的结构形式，对太阳能热泵系统的主要部件进行了配置选型，

3.1　太阳能集热器面积选取

一般情况下太阳能供给的热量占冬季供暖总热量的 20%比较适宜，过高的太阳能热量供给会增加投资成本，且夏季太阳能会处于无用状态，装置的经济性会下降，因此以太阳能供暖热量占比为 20%进行其集热器面积的计算。

湖州地区冬季日均辐射总量为 7.3MJ/m^2[12,13]，式（2）为提供一定热量所需太阳的计算公式，计算结果见表 2 所示。考虑到房屋并不总是处于全部使用状态，故选取典型的供暖面积为 130m^2 时的工况来选取太阳能集热器的面积，此时所需的集热器为 25m^2，此时太阳能冬季日均可提供 101MJ 的热量，超过了生活热水所需的热量，太阳能的面积选取处于较为经济的状态。

$$A_C = Q_{\mathrm{u}} / \left(I_C \times \eta_C\right) \tag{2}$$

式（2）中，A_c 为集热器面积，m^2；Q_u 为温室一天的总耗热量，MJ/d；I_c 为单位面积平均每天总太阳辐射量，MJ/(m^2·d)；η_c 为真空管式集热器平均集热效率，55%。

表 2　太阳能集热器面积选取计算

Table 2　Area selection of solar collector

供暖面积	供暖日需热量（MJ）	20%热量	日均辐射总量（MJ/m^2）	集热效率	所需集热面积（m^2）
210m^2	817	163	7.3	55%	41
130m^2	505	101	7.3	55%	25
65m^2	253	51	7.3	55%	13

3.2　热泵选型

该房屋冬季供暖的平均热负荷为 9450W，性能较好的空气源热泵冬季 COP 约为 2.5～3.0 左右，按照 COP 为 2.75 进行计算，则热泵压缩机的功率为 3436W，即选取大约为 5P 的热泵机组可满足供暖需求。

考虑到冬季工况下空气源热泵的能效比较低，建议选用带有喷气增焓技术的热泵机组。喷气增焓技术可显著提高空气源热泵在冬季寒冷环境下的制热性能，一般情况下带有喷气增焓的热泵可实现环境温度为−25℃时的较高 COP 的制热运转，其低温下的制热能力相较没有采用喷气增焓技术的热泵可提高 20%～50%，大大拓宽了热泵在冬季的应用范围。

3.3　供暖水箱容量选型

供暖水箱的容积决定其蓄热能力大小，也影响热泵运行时的启停时间间隔，初步选择水箱容积 V 为 500L，由式（3）进行计算，计算时相关条件为：①按照冬季 1 月份房屋平均热负荷 Q_F=9450W 计算；②热泵单独运行，水箱水温达到 60℃后热泵停运，待水温降至 45℃时再启动。

计算结果为 110min，即当热泵将供暖水箱中的水加热到 60℃停止运行后再间隔 110min 后需再开启运行，这是热泵单独运行时的间隔时间，也是水箱温降 15℃可以持续向 210m^2 房屋供暖的时间，若太阳能同时工作则此时间会更长，不会造成热泵频繁启动的状况，500L 的容积选择合理可行。

$$Q_F \times \mathrm{t} \times 60 = C_{p0} \times V \times \rho_0 \times \Delta T \tag{3}$$

式（3）中：Q_F 为温室热负荷，9450W；t 为时间，min；$C_{p,0}$ 为水的定压比热容；V 为水箱容积，500L；ρ_0 为水的密度；ΔT 为水箱的上下限温差，15℃。

综上所述，按照房屋热需求和太阳能热泵系统的结构形式对系统的主要设备进行了选型，设备清单见表 3 所示。

表 3　太阳能热泵系统主要设备选型清单

Table 3　Main equipment selection list of Solar-assisted Heat Pump device

部件名称	规格	数量
太阳能集热器	真空管式；58mm×1800mm	25m^2
热泵机组	额定输入功率 5P，带喷气增焓技术；	1 台
供暖供冷水箱	500L，采用除盐水避免结垢，减少维护	1 个
生活热水水箱	350L，自来水即可	1 个
供暖制冷循环泵	扬程：35m；额定流量：80L/min	1 台
太阳能循环泵	扬程：20m；额定流量：50−60L/min	1 台
热泵换热器循环泵	扬程：15m；额定流量：50−60L/min	1 台
太阳能集热介质	丙二醇水溶液，10kg/桶	若干
室内风机盘管	80W	若干
连接管件及阀门	DN25 镀锌管和阀门	若干

4　结语

以安吉县某乡村排屋为研究对象，设计了双水箱并联式太阳能热泵冷热暖联供系统，分析了系统的运行工况，结合房屋热负荷对系统主要部件进行了计算选型，得到的结论如下：

（1）双水箱并联式太阳能热泵冷热暖联供系统通过利用太阳能和空气能，可以满足房屋的供暖、生活热水和制冷的需求，其环保效益良好，能较好地解决目前农村地区燃煤供暖的废气污染问题。

（2）对于建筑面积 210m^2 的三层排屋，5P 喷气增焓型热泵和 25m^2 的太阳能集热器面积可以满足房屋冬季的供暖和生活热水需求。

（3）双水箱并联式太阳能热泵系统可以实现太阳能单独运行、热泵单独运行、太阳能热泵联合运行三种形式，可针对不同要求灵活切换系统的运行方式，双水箱的结构设计可尽量多的利用太阳能，提高了系统的经济性。

（4）任何季节天气条件下利用太阳能或者热泵制取生活热水，相比较电热水器或者燃气热水器制取热水均可实现较好的节能效果。

我国太阳能资源丰富，当前太阳热泵的初投资费用较高限制了它的推广应用，随着太阳能热泵技术的进一步发展和成熟，其应用前景十分广阔，这对于缓解能源危机、减少环境污染和碳排放具有重要意义，可以创造良好的节能环保效益。

参考文献：

[1]　彭金梅,罗会龙,崔国民,等.热泵技术应用现状及发展动向[J].昆明理工大学学报(自然科学版),2012,37(5):54-59.

[2]　王伟,南晓红.热泵辅助型太阳能热水装置应用低碳性分析[J].制冷与空调,2012,26(4):349-352.

[3]　刘鹏,关欣,穆志君,等.太阳能热泵技术在国内的研究与发展[J].化工进展,2009,28(增刊):328-333.

[4]　王伟,王建颖.银川地区热泵辅助太阳能热水系统设计探讨[J].制冷与空调,2015,29(2):169-173.

[5]　贾少刚,王丽萍,魏翠琴,等.冷热暖三联供太阳能热泵系统冬季工况下的节能减排分析[J].制冷与空调,2018,32(2):196-200.

[6]　申振宇,宣永梅.太阳能-空气源热泵采暖热水系统能耗分析[J].制冷与空调,2016,30(5):544-548.

[7]　陈冰,罗小林,等.温室太阳能与空气源热泵联合加温系统的试验[J].中国农业科技导报,2011,13(1):55-59.

[8]　贾少刚,王丽萍,魏翠琴,等.双热源冷热暖三联供太阳能热泵系统设计与运行模式分析[J].制冷与空调,2018,32(1):27-30.

[9]　魏翠琴,王丽萍,贾少刚,等.太阳能热泵应用现状与性能分析[J].制冷与空调,2017,31(2):159-163.

[10]　于国清,张晓莉,孟凡兵.单户住宅太阳能热泵供热的技术与经济分析水[J].建筑节能,2007,35(1):55-57.

[11]　张淑英,刘建华,杨政忠.天津市太阳能热水系统设计参数的取值建议[J].中国给水排水,2012,28(24):60-6

[12]　张喜亮,邱新法,陈世春,等.南太湖湖州地区太阳总辐射的气候学计算及特征分析[C].第六届长三角气象科技论坛论文集,2009.

[13]　黄艳,蔡敏,严红梅.浙江省太阳能资源分布特征及其区划研究[J].科技通报,2014,30(5):78-85.

文章编号：1671-6612（2020）06-690-04

青岛某小型垃圾焚烧站热解间通风模拟研究

邢哲理　李春东　龙洋波　赵梦宇　邢　岩　房电伟

（军事科学院国防工程研究院　北京　100036）

【摘　要】 为讨论青岛某小型垃圾焚烧站热解间内通风措施的降温效果，采用计算流体力学（CFD）软件 Airpak 搭建了垃圾焚烧站热解间的数值计算模型，基于湍流模型和有限体积法研究了垃圾焚烧站热解间内的温度分布和流场特性。结果表明，某小型垃圾焚烧站热解间合理设置百叶窗和风机等通风措施后，热解间内 2m 高度以下区域温度小于 30℃，工作人员在地面工作时比较安全，并且热解间内气流运动和温度分布具有相似性。

【关键词】 垃圾焚烧站；通风；模拟；小型

中图分类号　TU834　　文献标识码　A

Study on Ventilation Simulation of Pyrolysis Room in a Small Refuse Burning Station at Qingdao

Xing Zheli　Li Chundong　Long Yangbo　Zhao Mengyu　Xing Yan　Fang Dianwei

(Research Institute for National Defense Engineering, Academy of Military Science PLA China, Beijing, 100036)

【Abstract】 In order to discuss the cooling effect of ventilation measures in the pyrolysis room of a small-scale refuse burning station at Qingdao, a numerical calculation model of the pyrolysis room of the waste incineration station was established by using the computational fluid dynamics (CFD) software Airpak. Based on the turbulence model and the finite volume method, the temperature distribution and flow field characteristics in the pyrolysis room of the refuse burning station were studied. The results show that the temperature of the area below 2 m in the pyrolysis room is less than 30 ℃, and the workers work safely on the ground, and the air flow movement and temperature distribution in the pyrolysis room are similar.

【Keywords】 refuse burning station; ventilation; simulation; small

0　引言

随着人民生活水平的提高和物质生活的不断丰富，生产生活产生的垃圾量也与日俱增，垃圾处理成为世界各国面临的普遍问题[1-3]。传统的生活垃圾处理有焚烧、堆肥、填埋等技术，基于垃圾分类和焚烧基础上的垃圾资源化利用成为目前研究的热点[4-6]，而垃圾焚烧站就是利用焚烧和净化等设备将垃圾焚烧后产生的热量通过发电或供暖等方式进行资源化利用[7,8]。

青岛某小型垃圾焚烧站包括一燃室、二燃室、余热锅炉、除酸塔、除尘器等设备，垃圾在一燃室和二燃室顺序燃烧后产生高温烟气，余热锅炉利用高温烟气的热量产生热蒸汽，热蒸汽被送入换热站通过供暖对垃圾焚烧热量进行利用。烟气通过余热锅炉后经过除酸塔和除尘器的无害化处理进而排出室外。焚烧设备运行时会向周围散热，人员工作区域的温度对工作安全具有重要影响，一般采用通风措施降低焚烧站等工业厂房内的环境温度[9,10]。本文通过计算流体力学（CFD）软件 Airpak 搭建垃圾焚烧站热解间的数值计算模型，研究通风条件下垃圾焚烧站热解间内的温度分布和流场特性。

作者简介：邢哲理（1986.9-），男，博士，工程师，E-mail：zheli86@sina.com
通讯作者：李春东（1977.1-），男，本科，工程师，E-mail：13691271599@163.com
收稿日期：2020-03-19

1　模型建立

1.1　工程简介

小型垃圾焚烧站建筑面积 922m^2，结构形式为框架结构，设计使用年限为 50 年，耐火等级为二级。由于办公和功能房间通往热解间的门平时处于关闭状态，因此本文只对热解间的通风进行模拟研究，热解间内主要有一燃室、二燃室、余热锅炉、除酸塔、除尘器等设备，热解间设侧墙式轴流风机机械排风、自然进风系统，排风次数 5 次/h，根据室外通风参数控制排风机台数。

1.2　几何模型

本章采用计算流体力学（CFD）软件 Airpak 对焚烧站内热解间的通风进行数值模拟研究，根据建筑尺寸通过 Airpak 建立几何模型，图 1 为几何模型的轴侧图，图中 X（−14m～14m）为长度方向，Z（−9m～9m）为宽度方向，Y（0～14m）为高度方向。在前侧墙体处设三个百叶窗（1.5m×2.7m），左窗框距左侧墙体 1.4m。在后侧墙体不同高度分别设了三组百叶窗（1.8m×0.9m）和两组轴流风机（3750m^3/h/台），每组百叶窗和轴流风机同一水平高度均包含三个，高度最低一组的百叶窗中心距地 2.5m，高度方向每组间距 2.5m，X 方向相邻中心间距为 5.6m，最左侧的百叶窗和风机中心距左侧墙体为 4.7m。

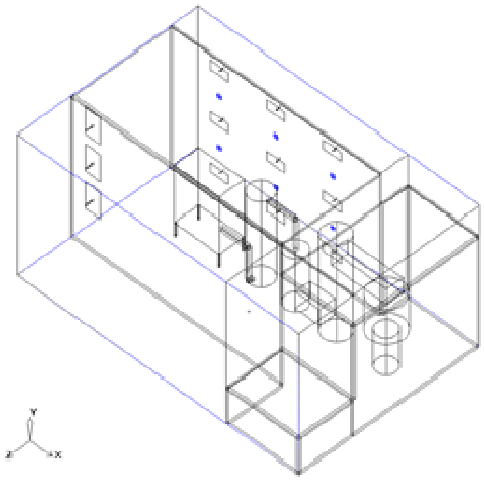


图 1　几何模型轴测图

Fig.1　Axonometric drawing of geometric model

1.3　参数和网格设置

模型环境条件采用青岛夏季空气计算参数，最多风向为南风，室外平均风速为 4.6m/s，通风室外计算温度为 27.3℃，通风室外计算相对湿度为 73%，气压为 1 个标准大气压，空气密度为 1.225kg/m^3，焚烧设备外壁面温度为 50℃，垃圾焚烧过程中设备通过外壁面向环境释放热量，焚烧站的外墙设有百叶窗和轴流风机，通过对焚烧站通风将设备散发的热量带出焚烧站，降低焚烧站内空气温度。焚烧站的网格为六面体网格，网格数量 274832。

1.4　模型求解

焚烧站采用机械通风，站内气流实际上是湍流，本文采用湍流模型对站内气流流动进行数值模拟，Airpak 利用有限体积法，把计算区域划分为离散的控制体积网格，在每个控制体积上积分控制方程，形成计算变量的代数方程。本文计算模型网格数为 291835，图 2 所示为计算模型的收敛曲线，迭代次数约 680 次，收敛精度接近 10E-3。

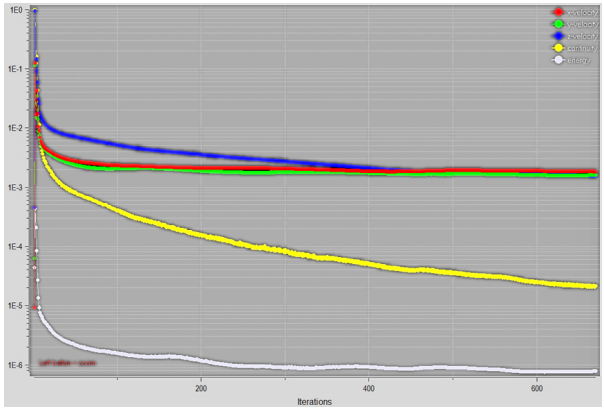


图 2　计算模型收敛曲线

Fig.2　Convergence curve of calculation model

2　结果与讨论

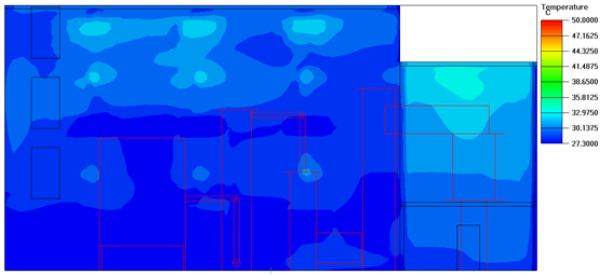


图 3　Z=-6.3m 处 X-Y 平面温度场分布云图

Fig.3　Cloud chart of X-Y plane temperature field at Z=−6.3m

图 3 所示热解间内后侧外墙处（Z=−6.3m 处 X-Y 平面）的温度分布云图，在环境温度为 27.3℃的条件下，此处截面的最高温度为 34.2℃，平均温

度为 29.6℃，整体温度未超过 40℃，能够满足工业建筑的温度设计标准。在高度 2m 以下的范围内大部分截面温度未超 28℃，最高温度未超过 31℃，上部百叶窗和风机处温度较高，说明上部百叶窗和风机起到了较好的热量排除效果。

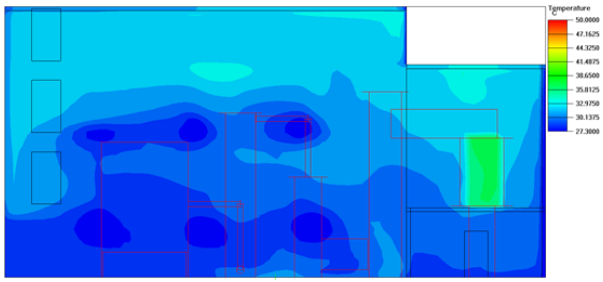


图 4　*Z*=-5m 处 X-Y 平面温度场分布云图

Fig.4　Cloud chart of X-Y plane temperature field at *Z*=−5m

图 4 所示为 *Z*=−5m 处（介于设备与后侧外墙之间）X-Y 平面温度场分布云图，该平面最高温度为 37.4℃，平均温度为 31.1℃。图中右侧有一长方形区域的温度相对其他区域较高，为该截面温度最高区域，原因为该长方形区域距离一燃室只有 0.4m。*Z*=−6.4m 处中间一层的百叶窗通过进风将焚烧站内的温度场总体分为两部分，上部是中层百叶窗进风，上层百叶窗和排风机将热空气排出，下部区域是下层的百叶窗进风，下层的排风机将热空气排出，这样使得焚烧站内 2m 以下的区域温度总体接近于环境温度，能够为工作人员提供较好的环境。

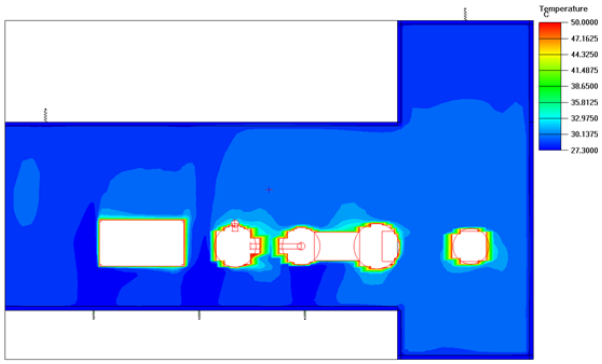


图 5　*Y*=2m 处 X-Z 平面温度场分布云图

Fig.5　Cloud chart of X-Z plane temperature field at *Y*=2m

图 5 所示为高度 2m 处温度分布情况，此截面平均温度为 30℃，设备表面温度为 50℃，因此本截面除去距离设备较近的部分外，其他区域的温度均小于 30℃，工作人员在地面工作时比较安全。

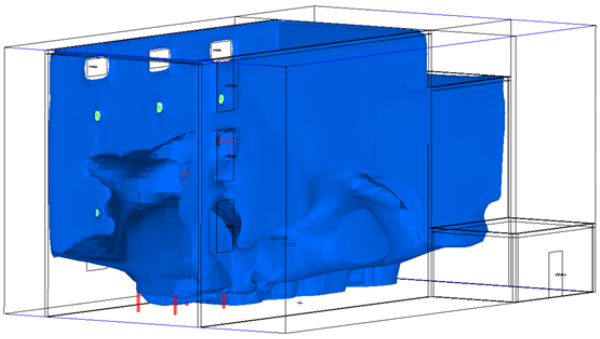


图 6　30℃等温面示意图

Fig.6　Diagram of 30℃ isothermal surface

图 6 所示为焚烧站内 30℃等温面示意图，由图可知小于 30℃的区域主要集中在焚烧站下部，由于大部分排风窗和风机位于后侧墙体，因此设备后侧小于 30℃区域的高度大于设备前侧，30℃的高度的分界线在 2m 左右。

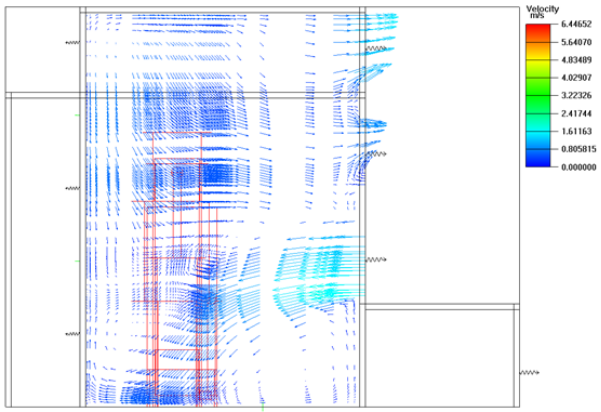


图 7　*X*=−13.6m 处 Y-Z 截面气体流速矢量图

Fig.7　Gas velocity vector diagram of Y-Z section at *X*=−13.6m

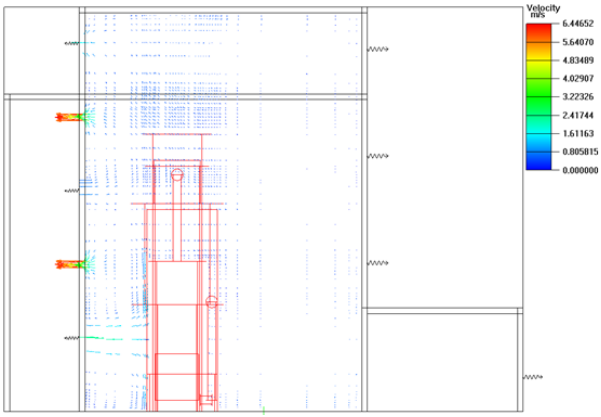


图 8　*X*=1.9m 处 Y-Z 截面气体流速矢量图

Fig.8　Gas velocity vector diagram of Y-Z section at *X*=1.9m

图 7 和图 8 所示分别为焚烧站左侧外墙截面处和 X=1.9m 处 Y-Z 截面气体流速矢量图，由图可知室外空气通过焚烧站前、后外墙底层的百叶窗进入焚烧站内，被焚烧和净化设备加热后上升到焚烧站上部区域，焚烧站上部的百叶窗和排风机将热空气排出焚烧站外部，这与温度云图分布得到的结果相似，这也说明了焚烧站内气流运动和温度分布的相似性。

3　结论

基于以上分析，垃圾焚烧站热解间设置百叶窗和风机等通风措施后，热解间内小于 30℃的区域主要集中在热解间的下部，30℃的高度的分界线在 2m 左右，工作人员在地面工作时比较安全，百叶窗和风机的设计能够满足要求，并且热解间内气流运动和温度分布具有相似性。

参考文献：

[1] 田华文.中国城市生活垃圾管理政策的演变及未来走向[J].城市问题,2015,(8):82-89.

[2] 吕元.日本城市垃圾管理机制分析及启发[J].环境卫生工程,2017,25(5):54-57.

[3] Pires A, Martinho G, Chang N B. Solid waste management in European countries: A review of system analysis techniques[J]. Journal of Environmental Management,2011,92(4):1033-1050.

[4] 翁史烈,罗永浩.大型城市生活垃圾可持续综合利用战略研究[M].上海:上海科学技术出版社,2016.

[5] 毛庚仁,张涌新,文雯.我国城市生活垃圾处理现状及焚烧法的可行性分析[J].城市发展研究,2010,17(9):144-148.

[6] 彭韵,李蕾,彭绪亚,等.我国生活垃圾分类发展历程、障碍及对策[J] 中国环境科学,2018,38(10):3874-3879.

[7] 宋立杰,陈善平,赵由才.可持续生活垃圾处理与资源化技术(生活垃圾资源化)[M].北京:化学工业出版社,2014.

[8] 杨征.城市垃圾焚烧发电发展现状与展望[J].中国资源综合利用,2016,34(12):33-35.

[9] 陈芹,张冬洁,许向阳.直接空冷垃圾焚烧电厂的数值模拟计算分析[J].制冷与空调,2011,25(6):54-58.

[10] 李元铭,强天伟,李振.高大厂房通风降温系统的探讨[J].制冷与空调,2016,30(4):431-435.

文章编号：1671-6612（2020）06-694-06

基于 SLP 的冷链物流智慧化实验室布局设计

王　喆　蒋　婷　黄　娟

（四川旅游学院经济管理学院　成都　610100）

【摘　要】　在地方应用型本科高校打造专业特色，培养服务地方发展的应用型人才过程中，实验室的作用十分重要。以四川旅游学院物流工程专业打造冷链物流智慧化实验室为例，采用系统布局规划 SLP 法，通过图表计算和空间分析，对冷链物流智慧化实验室进行了布局设计，得到了三种可行的方案，并运用层次分析法对方案进行了评价分析，最终选取了最优的方案。为今后类似实验室或实训基地将冷链物流特色融合到常规物流实验室建设，并对其进行合理布局规划设计，提供了可借鉴的参考。

【关键词】　冷链物流；实验室；SLP；层次分析法；地方应用型高校

中图分类号　G482.0　　文献标识码　A

Layout Design of Cold-chain Logistics and Intelligent Laboratory Based on SLP

Wang Zhe　Jiang Ting　Huang Juan

(School of Economics and Management, Sichuan Tourism University, Chengdu, 610100)

【**Abstract**】　The laboratory plays an important role in the process of building professional characteristics and training applied talents for local development. Taking the cold-chain logistics and intelligent laboratory of Sichuan Tourism University as an example, using SLP method, through chart calculation and spatial analysis, the layout of the cold-chain logistics and intelligent laboratory is designed, and three feasible schemes are obtained, and the schemes are evaluated and analyzed by AHP method, and the optimal scheme is finally selected. It provides a reference for similar laboratories or training bases.

【**Keywords**】　cold-chain logistics; laboratory; systematic layout planning; analytic hierarchy process; local applied university

0　引言

物流实验室不仅是高校物流专业实践教学的重要场所，更是师生科学研究的重要基地，是培养高素质物流专业人才的重要保障。科学、合理地建设物流实验室，将物流实验室建设与现实需求紧密衔接起来，已成为地方应用型本科高校需要解决的紧迫问题。系统布局规划（Systematic Layout Planning，SLP）是一套有条理的、循序渐进的、适用于各种布局设计的方法。在借助 SLP 法布局实验室的相关研究中，王奕娇等人采用 SLP 方法，通过划分作业单元，绘制作业单元位置相关图，对生产运作与物流管理实验室的总体布局进行了重新规划，将理论知识运用到实际中，体现了物流实验室规划设计的规范性[1]。鲍成伟等从实验室基本需求出发，针对柔性制造系统实验室的特点，通过确立作业单元相互关系，绘制位置相关图，进行面

基金项目：2020 年全国物流教改教研课题（JZW2020227）；四川省 2018-2020 教学改革和质量工程项目（JG2018-907）；四川景观与游憩研究中心 2019 年度科研项目（JGYQ2019021）；川菜发展研究中心 2020 年度一般项目（CC20G15）；四川现代流通经济研究中心 2019 年度社会科学研究“现代流通经济研究专项课题”（XDLTJJ2019ZC22）；四川旅游学院 2019 年度校级科研项目（2019SCTUSY38）；四川旅游学院 2020 年度校级科研项目（2020SCTU35）；四川旅游学院高等教育人才培养质量和教学改革项目（GJ2019008）

作者（通讯作者）简介：王　喆（1981-），男，副教授，博士，研究方向为现代物流与供应链管理，E-mail：69861735@qq.com

收稿日期：2020-03-27

积分析，绘制面积相关图等，将系统布局规划的思路运用到了整个工程，大幅度提高了工作效率[2]。宁芳、王斌以中国矿业大学木工实验室为研究对象，应用 SLP 方法进行设施布局优化，较好地满足物流因素、人流因素、应急因素等其他因素的综合要求，进一步提高了实验室的使用安全指数和工作效率[3]。本文采用 SLP 方法对冷链物流实验室进行合理布局设计，为后续实验室的建设及高效运行提供支撑，希冀为今后类似实验室或者实训基地进行合理布局规划提供参考。

1　冷链物流智慧化实验室（实训基地）建设背景

一方面物流产业已上升为国家战略，被定位于支撑国民经济发展的基础性、战略性产业；四川省将物流业确定为五大先导型服务业，成都是“一带一路”、长江经济带发展以及西部陆海新通道的重要节点、国家中心城市、国际性综合交通枢纽，国家物流枢纽承载城市之一，是新一轮西部大开发的国际门户枢纽城市。另一方面，根据四川省的“十三五”农产品冷链物流发展规划，当前和今后一个时期，是四川省全面深化改革、推进“两个跨越”关键阶段。而与此同时，随着国家关于一系列促进物流发展的重大规划和措施出台，冷链物流作为农产品与现代流通体系接轨重要环节，服务质量和创新能力有望进一步提升，冷链物流将进入全面发展的新阶段。从国家到四川及成都市，现代物流业的快速发展急需大量物流专业人才。

四川旅游学院冷链物流智慧化实验室是适应冷链物流+智慧物流发展的趋势，基于中国物流学会产学研基地（冷链物流特色）、教育部产学研合作协同育人大数据人才培养教学模式改革项目，及四川省 2018～2020 高等教育人才培养质量和教学改革项目——基于产教融合的应用型本科高校冷链物流人才培养模式创新与实践背景下进行建设的，希望通过该实验室的建设和运作，在实现理论与实践结合、物流创新与跨学科融合，面向新时代物流发展的物流专业人才培养中发挥重要平台支撑作用。

2　冷链物流智慧化实验室布局规划原则

实验室布局是否合理将直接影响到实验室的运行管理，结合冷链物流运作，并综合考虑物理、事理、人理三个方面相应原则进行布局规划。从物理来看，一方面实验室功能分区须明确、合理、得当，布局紧凑，节约用地，有效的利用设备、空间、能耗；另一方面，冷链物流与常温物流最大的区别就是要保持货物全程的恒定低温，因此，实验室布局要充分考虑冷库、气调库等设施设备的用电安全、制冷安全、空气安全、环境排放安全。从人理来看，一方面实验室要综合考虑不同身份人员对实验室的使用需求，同时要确保各个通道的畅通，出入口和内部流线符合相关的集散要求，确保人身安全。从事理来看，特别是针对冷链物流运作特点，需以整体性、系统性为原则，合理进行布局，让学生实现流畅的实际操作体验过程，并考虑未来设施设备更新换代的趋势，为灵活适应未来变化应该留有一定的发展空间。此外，在进行整体规划时，应充分考虑周边环境，适应周围总体景观，同时，也要考虑参观通道和参观路线的设计，在不影响实验室正常运行管理的情况下，便于外来人员参观和学习。

3　基于 SLP 的冷链物流智慧化实验室布局

3.1　作业单元划分

根据功能区划，将实验室分为物流功能区和非物流功能区，其中，物流功能区包括智能拣货区、冷冻库、气调库、预冷及质检作业区、包装作业区、电子拣选区、常温存储区、出入库理货区、货物分拣区以及冷藏集装区 10 个作业单元，非物流功能区包括仿真规划实训中心、会议室、办公室、VR 互动体验区 4 个作业单元，共 14 个作业单元。

其中，智能拣货区：引进自动化立体仓库、电子拣选系统、AGV、机器人、RFID 设备等智能化硬件设施，让学生通过操作、运行智能搬运机器人调度软件系统，利用智能搬运机器人实现商品的入库、出库和存储，培养学生的创新精神与创造能力。

冷冻库：用于保持低温环境的稳定，保证食品的鲜度和安全度。气调库：在保鲜的基础上，通过调解贮藏环境中二氧化碳、氧气等气体浓度，抑制果蔬呼吸作用，延长食品的贮藏期。预冷及质检作业区：设有冷藏质检台，保证产品在贮藏和运输之前达到规定的温度，并延缓产品衰败、延长保鲜期。包装作业区：对商品进行包装，主要为了防止商品在运输过程中因外界影响受到损坏，对商品起保护

作用。冷藏集装区：利用具有良好隔热功能的统一化集装箱，可以实现商品的集中统一运输。电子拣选区：引入电子分拣系统，配合人工控制和处理，实现商品的快速定位和拣选。常温存储区：主要用于存储一些常温的货物。出入库理货区：主要是对验收准备入库和准备出库的商品进行码放。

货物分拣区：分为市内货物分拣区和市外货物分拣区，让学生通过具体的分拣作业流程，学习从上游供应链到下游供应链的整个流程。

仿真规划实训中心：主要用于教师教学和学生学习，以智慧供应链运作环境为背景，利用大数据分析与挖掘技术与仿真规划、模拟运营的手段，通过市场需求分析与预测、智能选品、库存策略制定、动态定价策略制定、运输网络规划、配送网络规划、仓库规划等一系列上机操作，让学生掌握供应链协同运营、采销运营及物流运营相关的作业流程。同时，由于实验实训室内涉及大量电子仪器设备，在实训中心内部设立了相应的监控备品室。

VR 互动体验区：利用 VR 虚拟现实技术，真实还原现代化物流中心的作业环境和作业流程，通过学生的切身体验，实现对智慧仓库自动化物流设备的作业原理、作业流程及操作标准规范认知等方面的认知和学习。

会议室：主要用于教师召开会议使用，也用于来访参观学习人员的接待以及必要的培训。办公室：主要用于办公人员处理一些日常的工作事务，接听电话、处理资料、打印文件等。

3.2　物流关系分析

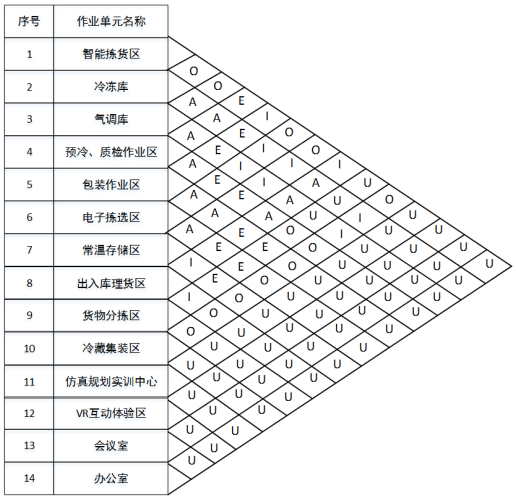


图 1　作业单元物流关系

Fig.1　Logistics relationship of operation units

物流关系分析就是通过比较各个作业单元间的流动路线和作业量，进而衡量各个作业单元间的关系紧密程度，物流关系的密切程度可以按照强度来划分，具体分为 A、E、I、O、U 五个物流强度等级，A 表示超高物流强度、E 表示特高物流强度、I 表示较大物流强度、O 表示一般物流强度、U 表示可忽略物流强度，依据开展实验实训项目作业流程和作业强度，得到具体的作业单元物流关系如图 1 所示。

3.3　非物流关系分析

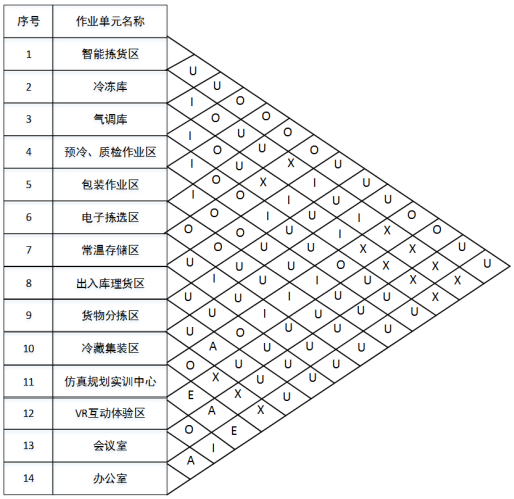


图 2　作业单元非物流关系

Fig.2　Non-logistics relationship of operation units

非物流关系分析主要是对作业单元间的非物流因素进行分析，在 SLP 中，各个作业单元之间的非物流相互关系的密切程度也可以按照等级来划分，具体划分为 A、E、I、O、U、X 六个等级，A 表示绝对重要、E 表示特别重要、I 表示重要、O 表示一般密切程度、U 表示不重要、X 表示负的密切程度。在此次布局设计中，充分考虑实验室主要用于教师教学和学生实验实训的需要，主要考虑以下几个非物流关系影响因素：对设施设备的布置应便于教学示范，同时考虑学生的数量，最好进行集群式布置，分组实训，分组指导；将功能相似或者达成学生认知实践效果相近的设备集中布置；充分考虑设备的动态使用空间，保证大量学生在同时使用设备时有足够的施展空间；布局应方便管理人员的运营维护和管理；应考虑到紧急事件的发生，预留正常的紧急疏散通道。按照各个作业单元之间的非物流关系等级进行划分，得到具体的作业单元间的非物流关系如图 2 所示。

3.4　综合关系分析

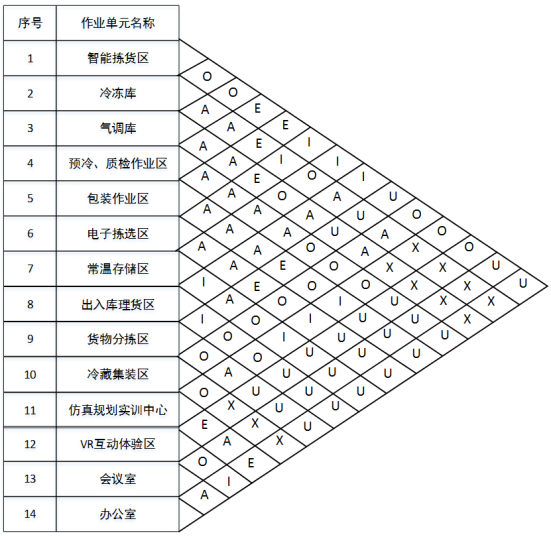


图 3　冷链物流智慧化实验室作业单元综合关系

Fig.3　Comprehensive relationship of operation units

综合关系分析就是综合考虑物流关系和非物流关系，根据实验室建设的使用需求，确定物流关系和非物流关系之间的相对重要性，并对其进行加权计算。若用 *m* 表示物流关系、*n* 表示非物流关系，通常情况下，*m* 与 *n* 的比值一般不会小于 1/3 或者大于 3，若比值小于 1/3，则表示非物流关系起主要作用，物流关系影响较小，若比值超过 3 即表示物流关系占主导作用，可忽略非物流关系。根据冷链物流智慧化实验室的主要用于教师教学和学生实验实训的实际需求，选取物流关系与非物流关系 1:1，并取 *A*=4，*E*=3，*I*=2，*O*=1，*U*=0，*X*=−1，进行加权计算，最后得到的作业单元综合关系图如图 3 所示。

3.5　设施位置相关图

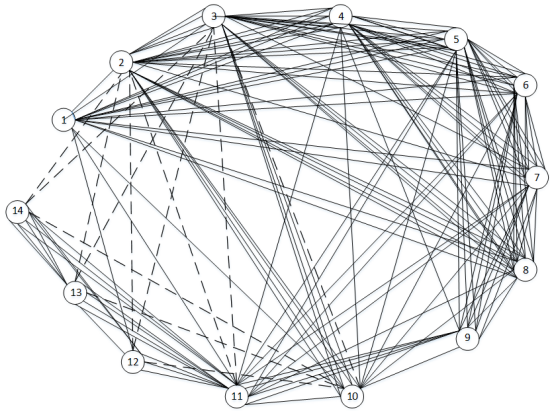
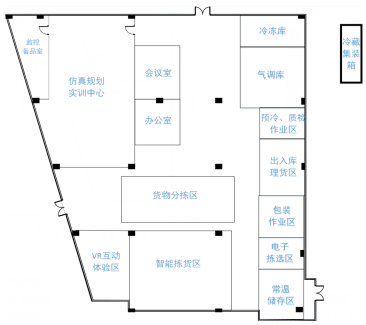


图 4　冷链物流智慧化实验室设施位置相关图

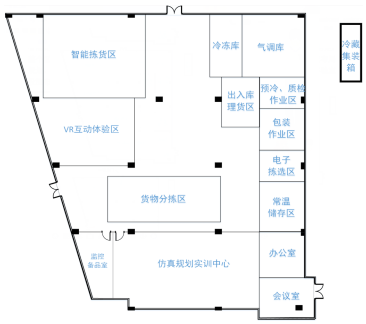
Fig.4　Facilities location relationship of cold-chain logistics and intelligent laboratory

设施位置相关图是综合考虑实验室内作业单元物流关系和非物流关系，依据上述得到的综合关系分析结果，合理布置作业单元位置。用标有数字的圆圈表示作业单元，用不同粗细程度的线连接各个作业单元，关系密切程度为 A 的用四条线表示，关系密切程度 E、I、O 分别用三条、两条、一条线表示，关系密切程度 U 不画线，X 等级用虚线表示，具体设施位置相关图如图 4 所示。

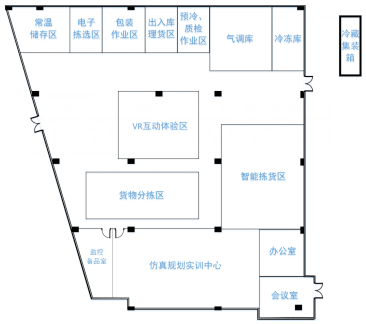
3.6　设施布局规划方案平面布局图



（a）方案 1



（b）方案 2



（c）方案 3

图 5　冷链物流智慧化实验室设施布局规划方案

Fig.5　Facility layout planning schemes of cold-chain logistics and intelligent laboratory

通常情况下，实验室进行布局规划会受到许多因素的限制，如场地面积大小、场地本身结构、可使用的资金情况等等。因此，在充分考虑实验室现

有条件限制的情况下（冷链物流智慧化实验室总面积为 660m^2，俯视平面图整体呈不规则梯形状，需要特别说明的是，整个区域中间有六根支撑重量的柱子），综合物理、事理、人理三个方面对其进行设施布局规划，并通过反复的修改和调整后得到下面三种可行的方案，具体的冷链物流智慧化实验室设施布局规划方案平面布局如图 5 所示。

3.7　方案比较和评价

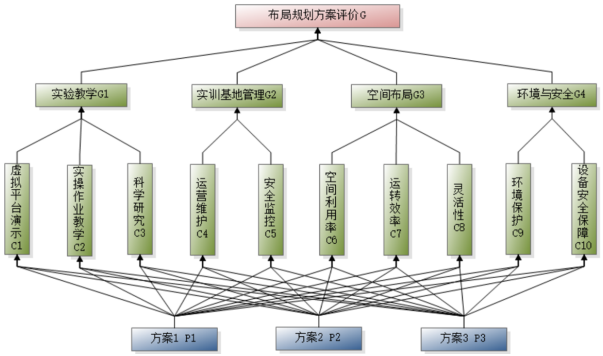


图 6　布局规划方案评价指标体系

Fig.6　Evaluation index system of facility layout planning schemes

采用层次分析法对以上三种规划方案进行评价分析，首先，建立层次结构模型[4]。结合冷链物流智慧化实验室的基本情况和现实需求进行综合考虑后，确立了准则层 I：包括实验教学、实训基地管理、空间布局、环境与安全，准则层 II 包括：虚拟平台演示、实操作业教学、科学研究、运营维护、安全监控、空间利用率、运转效率、灵活性、环境保护和设备安全保障，构建的布局规划方案评价指标体系如图 6 所示。

本文先在 yaahp 软件中完成层次结构模型的构建，然后输入判断矩阵数据，得到的布局方案评价结果方案 1、方案 2、方案 3 对应的的总权重依次为 0.2665、0.4703、0.2632，其中，方案 2 占比最高，因此，选取方案 2 作为冷链物流智慧化实验室的规划布局实施方案。

3.8　冷链物流智慧化实验室实施方案分析

从上述实施方案来看，仿真规划实训中心临近 VR 互动体验区，便于先在仿真规划实训中心学习理论知识，并在上机模拟运营平台进行学习或者在 VR 互动体验区切身感知[5]，再进行实操作业。在仿真实训规划中心内单独设立了监控备品室，不仅实现了基地安全监控全覆盖，也便于管理人员对设施设备进行统一管控和维护。冷链物流作业与常温货物作业的两条作业线从上下两端汇集在一起，便于货物出库，让空间得到了充分利用。会议室、办公室紧邻仿真规划实训中心，方便值班教师监控教学或者召开临时会议等。针对冷冻库、气调库、预冷/质检作业区、冷藏集装区以及相关作业区，由于冷藏集装箱只能放置于室外空地，将冷冻库、气调库相关冷库设备放置于整个布局区域右上角，保证了冷链物流整个作业流程的连贯性，充分结合了常规物流与冷链特色物流。能够充分利用实验室不规则内部空间的边墙进行宣传展示和服务于实验室运行管理相关信息上墙。实验室整体布局在兼顾各个功能区域运作效率的基础上，有效地利用了实验室空间，同时也为适应未来发展留有一定余地。

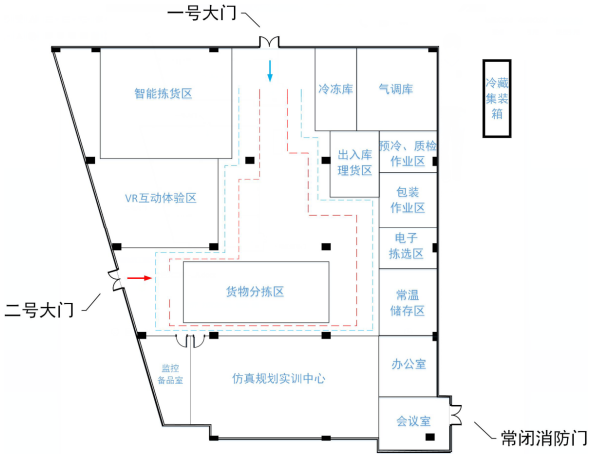


图 7　实施方案流线分析图

Fig.7　Streamline analysis diagram of implementation plan

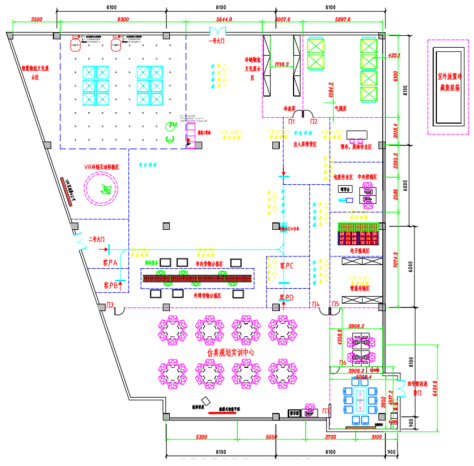


图 8　实施方案设计图

Fig.8　Design diagram of implementation plan

从参观路线和运作流线来看，除了右下角的常

闭消防门，还有正上方一号大门和左侧二号大门，对于师生而言，由于二号大门临近教学楼，可以从二号大门直接进到仿真规划实训中心，然后根据实际上课需要，去到货物分拣区或者常规物流和冷链物流作业区。对于来访参观人员来说，可以从一号大门进入，一号大门进门区域设置冷链物流文化展示区，从冷链物流文化展示区开始，沿着冷链物流作业路线、常规作业路线，到达仿真规划实训中心、货物分拣区，接着到 VR 互动体验区实际感受，最后到智能拣货区参观学习，具体的参观路线图和实施方案设计图如图 7、8 所示。实验室整体设计与建筑景观相协调，从环境与安全看，环境保护、用电用水等安全得到保障，且设有紧急安全通道，安全器材和应急设施完善[6]。

4　结束语

四川旅游学院物流工程专业与四川省现代物流协会、四川省制冷学会达成人才培养战略合作协议，为人才培养和专业特色提供支持和指导，探索形成高等院校与有关部门、行业协会、专业学会和企业联合培养物流人才的模式，构建“政校企协学”命运共同体，通过农商旅交邮物耦合互联冷链体系协同创新平台建设，主动服务区域（行业）经济社会发展。

而在地方应用型本科高校打造专业特色，培养服务地方发展的应用型人才过程中，实验室的作用十分重要。以四川旅游学院打造冷链物流智慧化实验室为例，采用系统布局规划 SLP 法，通过图表计算和空间分析，对冷链物流智慧化实验室进行了布局设计，得到了三种可行的方案，并运用层次分析法对方案进行了评价分析，最终选取了最优的方案。为今后类似实验室或实训基地将冷链物流特色融合到常规物流实验室建设，并对其进行合理布局规划设计，提供可借鉴的参考。

参考文献：

[1] 王奕娇,孙小冬,刘雨雨.基于 SLP 的生产运作与物流管理实验室布局优化设计[J].实验室研究与探索,2017,(1):254-258.

[2] 鲍成伟,宋孟华,刘雪梅,等.基于 SLP 的柔性制造系统实验室布局研究[J].高校实验室工作研究,2016,(1):98-100.

[3] 宁芳,王斌.SLP 在木工实验室设施优化布局中的应用[J].实验技术与管理,2016,(12):250-253.

[4] 曹以,赵璐,李洪涛,等.基于 AHP-模糊综合评价法的高校工科实验室安全评价[J].实验室科学,2019,(5):191-194.

[5] 杨南粤,李争名.基于“VR+”的新工科创新实践虚拟演练实验室构建[J].实验技术与管理,2019,(1):130-133.

[6] 方东红,王羽,李兆阳.育人视野下的高校实验室安全工作思考与探索[J].实验技术与管理,2020,(1):10-12.

文章编号：1671-6612（2020）06-700-03

顶送式暖风机水平方向安装位置优化研究

孙月茹

（石家庄铁道大学　石家庄　050043）

【摘　要】　运用数值模拟的方法，对同一工业厂房暖风机供暖顶送形式进行模拟，在达到供暖要求的前提下，通过改变暖风机水平安装位置，得到了近墙布置的暖风机距墙安装距离的最佳值：靠近外墙布置的风机，其安装位置不能按产品样本中提供的供暖半径为基准进行布置，近墙的一排风机距墙的合理距离取 0.6 倍产品供暖半径时，厂房工作区温度分布最均匀，供暖效果最佳。

【关键词】工业厂房；顶送风；暖风机位置；供暖效果；气流组织

中图分类号　TU832.1+5　　文献标识码　A

Study on Horizontal Position Installation Optimization of Top-loading Heater

Sun Yueru

(Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang, 050043)

【**Abstract**】　This paper uses the method of numerical simulation to simulate the heating fan feeding form of the same industrial plant. On the premise of meeting the heating requirements, by changing the level of the heater installation position, got the best value of heaters′ Installation distance which are placed near wall: fans near the wall to decorate, the installation position can't according to the product sample provided in the heating radius as a benchmark to decorate, when the near wall one rows fans from the reasonable distance of the wall in 0.6times respectively product heating radius, the temperature distribution in the working area of the workshop is the most even, and the heating effect is the best.

【**Keywords**】　industrial plant; top air supply; position of heater; the heating effect; air distribution

0　前言

高大空间若采用吊顶暖风机热风供暖，可以通过合理的气流组织，将送风热量调配到下部工作区，以提高送入热量的利用率[1]。而热风供暖的能量利用与送、回风口的位置密切相关。如果顶送式暖风机均匀布置，将会导致厂房中间区域温度高，而靠近墙体的区域温度低，温度分布很不均匀。为此本文将对工业厂房不同暖风机位置下的温度场进行数值模拟，通过调整靠墙两侧暖风机位置优化气流组织，以分析暖风机位置对工业厂房热风供暖的温度均匀性优化效果[2]。

1　模型概况

厂房位于石家庄，根据文献[5]可以查得石家庄冬季室外采暖计算温度为-6.7℃，供暖期平均温度-0.5℃，室内计算温度为 16℃。

论文数值模拟为了得到的结果更加准确，选取厂房尺寸为 240m×60m×12m(长×宽×高)，选用了 16 个吊顶暖风机对工业厂房进行供暖。暖风机尺寸：长×宽×高为 1100mm×1100mm×1165mm，其示意图如图 1 所示，每个暖风机供暖面积为 900m^2，供暖半径 R 为 15m。

布置暖风机时，在高度方向上，暖风机顶部距厂房顶部 1m；水平方向上，其示意图如图 2 所示。论文模拟设置了五个方案分别对厂房进行供暖，靠

作者（通讯作者）简介：孙月茹（1992.12），女，硕士研究生，E-mail：1014633931@qq.com
收稿日期：2010-02-22

墙侧吊顶暖风机安装位置示意图如图 3 所示，暖风机具体位置数据如表 1 所示，其中方案 1 中所有的暖风机等间距均匀布置。厂房沿长度方向左右对称，所以只模拟左半侧区域，八个吊顶暖风机。

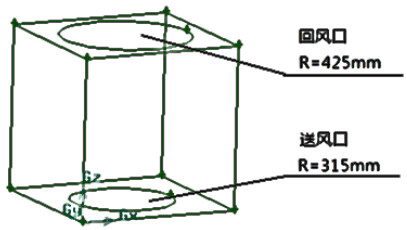


图 1　暖风机示意图

Fig.1　Schematic diagram of heater

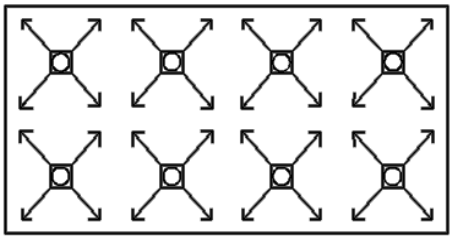


图 2　暖风机水平方向布置位置示意图

Fig.2　Schematic diagram of the horizontal position of the heater

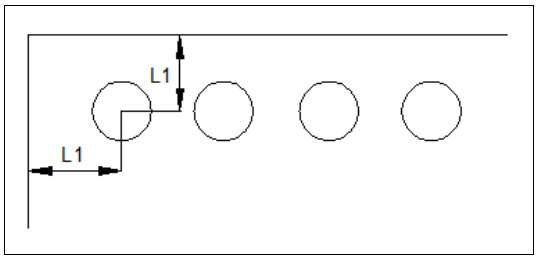


图 3　靠墙侧暖风机位置示意图

Fig.3　Schematic diagram of the position of the heater near the wall

表 1　暖风机具体位置数据表

Table 1 Data sheet of specific location of heater

方案	L1/m	L1/R	备注
d1	15	1	其余暖风机均匀布置
d2	12	0.8	
d3	10	0.67	
d4	9	0.6	
d5	6	0.4	

厂房两米以下为工作区，等间距分为 10 个区域，由于只模拟了厂房左侧，所以只有 5 区域，具体命名如表 2 所示。

表 2　厂房 X 方向不同区域命名表

Table 2　Names of different areas in the X direction of the plant

X 方向长度/m	0～24	24～48	48～72	72～96	96～120
编号	t1	t2	t3	t4	t5

2　数值模拟

论文利用 CFD 数值模拟软件[3]对工业厂房的温度场进行模拟。假设空气为连续稳定不可压缩流体。由于供热时气流受热浮力影响较大，空气密度采用 Boussinesq 近似[3]。

2.1　网格划分

就厂房本身而言，风口处的网格划分较密集，其他地方的网格划分较稀疏。网格划分结果：方案 1 厂房网格总数为 3364248，方案 2 厂房网格总数为 3368210，方案 3 厂房网格总数为 3367362，方案 4 厂房网格总数为 3366135，方案 5 厂房网格总数为 3366839。

2.2　湍流模型

在数值模拟中选择考虑浮升力的 RNG k–ε 两方程湍流模型作为数值模拟的模型。

2.3　边界条件

2.3.1 风口边界

送风口设置为速度进口，送风风速 6.23m/s，送风温度 28℃，利用前人得到的经验公式[4]通过计算可以得到，送风口的水力直径为 D_H=0.63m，湍流强度为 I≈3.5%。

回风口设置为自由出流。

2.3.2 壁面边界条件

根据相关文献[5]中的相关计算公式可以计算出围护结构的内表面温度，模拟时东、西、南、北四面墙设定温度为 5.48℃，屋面的温度值设为 7.6℃，窗户的温度值设为 4.29℃，地面设为绝热边界条件。

2.4　控制方程

动量方程选择二阶迎风格式，其他方程选择软件默认的方程格式，求解用 COUPLED 算法求解。

3　模拟结果及分析

通过 Fluent 软件数值模拟，总结工作区五个区域的平均温度如表 3 所示。

表 3　工作区不同区域的平均温度

Table 3　Average temperature in different areas of the work area

方案	t1	t2	t3	t4	t5	平均温度	不平衡率
d1	14.45	15.06	15.33	15.51	15.85	15.24	0.031
d2	15.31	15.93	15.85	15.92	15.98	15.80	0.016
d3	16.03	16.29	15.76	15.28	15.57	15.79	0.022
d4	15.60	15.76	15.40	15.48	15.84	15.62	0.011
d5	15.97	15.50	15.27	14.92	15.52	15.42	0.022

其中 t1～t5 表示厂房 X 方向等间距的五个区域。

其中不平衡率：

$$\varphi=\sqrt{\frac{\sum\left(T_i-\overline{T}\right)^2}{5}} \quad (1)$$

式中：φ 为不平衡率；$\overline{T}$ 为温度平均值，℃；T_i 为不同区域温度，℃。

不平衡率越小，说明温度分布均匀性越好。

将表 3 中的数据绘制成折线图如图 4 所示。

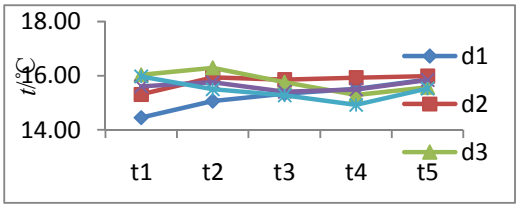


图 4　工作区不同区域的平均温度折线图

Fig.4　Line chart of average temperature and temperature in different areas of the working area

综合表 3 和图 4 可以看出采用方案 1 所有吊顶暖风机均匀布置时，靠墙侧区域平均温度明显较低，虽然可以达到供暖要求的温度，但温度的均匀性较差。而采用方案 2、方案 3、方案 4 和方案 5 对厂房进行供暖时，在达到供暖要求的温度的同时，供暖效果有所改善。其中方案 4 所得到工作区平均温度不平衡率最小，所以采用方案 4 供暖时，工作区温度分布最均匀，供暖效果最佳，此时近墙的一排风机距墙的合理距离分别为 0.6 倍产品供暖半径。

4　结果与结论

论文运用 CFD 软件进行数值模拟，对同一高度工业厂房暖风机供暖顶送形式进行了模拟，得到暖风机不同水平安装位置下厂房的相关数据，通过计算对比这些数据，可以得到近墙布置的暖风机距墙安装距离的最佳值：靠近外墙布置的风机，其安装位置不能按产品样本中提供的供暖半径为基准进行布置，近墙的一排风机距墙的合理距离取 0.6 倍产品供暖半径时，厂房工作区温度分布最均匀，供暖效果最佳。

由于作者能力有限，所得到的模拟结论希望能够为以后的工业厂房热风供暖问题提供帮助。

参考文献：

[1] 朱颖心.建筑环境学（第 2 版）[M].北京:中国建筑工业出版社,2005:201-202.

[2] 钟珂,王新伟,华凤皎,等.高大空间风口位置高度对供暖效果的影响[J].东华大学学报(自然科学版),2014,40(3):334-338，378.

[3] 王福军.计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004:254-256.

[4] 谭洪卫.计算流体动力学在建筑环境工程上的应用[J].暖通空调,1999,29(4):31-36.

[5] 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,2007.

文章编号：1671-6612（2020）06-703-04

土壤源热泵系统运行策略及优化分析

徐卫荣　夏卓平　邱建中

（江苏省建筑设计研究院有限公司　南京　210019）

【摘　要】　针对土壤源热泵系统供冷工况运行控制策略多样，系统能耗受策略影响较大，导致实际运行能耗较难达到设计目标的问题，对系统常规运行策略能耗进行了分析。在温差控制策略的基础上，提出基于优先采用低品位热源的原理，对运行控制策略进行节能优化。优化结果表明：供冷工况系统运行能耗较地埋管优先、冷却塔优先、温差控制策略下分别降低 3.89%、4.71%、0.82%。

【关键词】　土壤源热泵；能耗；运行策略；节能优化；空调耗电量

中图分类号　TK529　　文献标识码　A

Operation Strategy and Optimization Analysis of Ground Source Heat Pump System

Xu Weirong　Xia Zhuoping　Qiu Jianzhong

(Jiangsu Provincial architectural D&R Institute Ltd, Nanjing, 210019)

【**Abstract**】　According to multiple control strategy influencing energy consumption on cooling mode and inaccessibility to the design target in ground source heat pump system operating, conventional operation energy consumption of the system is analyzed. On the premise of temperature difference control, operation strategy is optimized based on the principle of low-grade heat source used in preference. The results show that cooling operation energy consumption decreased respectively 3.89%, 4.71%, 0.82% compared with buried pipe priority operation, cooling tower priority operation, temperature difference control operation.

【**Keywords**】　ground source heat pump; energy consumption; operation strategy; energy saving optimizing; air conditioning power consumption

0　引言

土壤源热泵系统具有较高的运行能效比，是有效降低建筑能耗的建筑节能技术之一[1-3]。但地埋管运行时土壤温度对热泵系统运行能耗影响较大，且地下土壤换热及温度恢复过程复杂[4,5]，土壤源热泵系统在供冷工况下，地埋管及冷却塔组合运行方式多样，导致部分工程实际运行效果较差，运行能耗偏高。因此有必要对土壤源热泵系统供冷工况的运行控制策略进行分析，通过合理优化地埋管及冷却塔间隙运行方案，在系统设计条件无需做较大调整的前提下，进一步降低土壤源热泵系统全年运行能耗，从而为该系统的运行管理提供理论指导。

1　土壤源热泵系统原理与设计

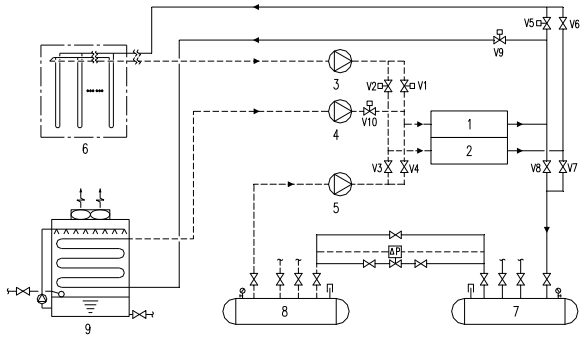
1.1　土壤源热泵系统原理

土壤源热泵系统以土壤为环境冷热源，向用户提供空调制冷或供热功能[6]，该系统原理如图 1 所示。

图 1 中，通过 V1～V10 阀门状态的切换，实现空调供热时通过地埋管从土壤吸热，空调制冷时通过地埋管或冷却塔向环境放热，系统另设置冷却

作者（通讯作者）简介：徐卫荣（1983.7-），男，硕士，高级工程师，E-mail：xuweirong001@163.com
收稿日期：2020-03-27

塔辅助散热以实现土壤全年换热平衡。



1—热泵机组冷凝器；2—热泵机组蒸发器；
3—地埋管侧循环泵；4—冷却塔侧循环泵；
5—用户侧循环泵；6—地埋管换热器；7—分水器；
8—集水器；9—闭式冷却塔

图 1　土壤源热泵系统原理

Fig.1　The principle of of ground source heat pump system

1.2　土壤源热泵系统设计

选定采用土壤源热泵系统的某综合楼进行分析，其空调设计冷负荷为 3494kW，热负荷为 1777kW，另有稳定的热水需求负荷为 498kW。设计地埋管深度 H=100m，共 850 口井。选用 2 台额定工况制冷量为 1280kW，制热量为 1410kW 的地源热泵机组，和 1 台额定工况制冷量为 1280kW 的单冷冷水机组，另选用 1 台额定流量为 280m^3/h 的闭式冷却塔进行辅助散热。冷却塔与地埋管并联管路上的阀门为电动二通阀，机组运行时间为工作日 7～18 时[7]。

建立土壤源热泵系统运行数学模型[8-13]，并根据项目现场记录数据验证了模型的准确性[8-9,14]，通过该模型对系统运行策略能耗进行分析，以下分析均以土壤全年换热平衡为前提[15]。

2　常规运行策略能耗分析

本工程土壤源热泵系统空调供热工况从土壤吸热量小于空调制冷工况向土壤的排热量，夏季需开启冷却塔进行辅助散热，因此运行控制策略能耗分析针对夏季地埋管和冷却塔复合运行方式。常规复合运行策略有地埋管优先运行、冷却塔优先运行、热泵机组冷却进水温度与环境湿球温度温差控制运行[16]。

2.1　地埋管优先运行

在空调供冷季优先运行地埋管放热，为保证土壤换热平衡，后期开启冷却塔进行辅助散热。

地埋管优先运行策略下，土壤日平均温度 t_{GC} 及系统日累计运行能耗 ΣE_C 随空调季日期 T 变化曲线如图 2 所示。

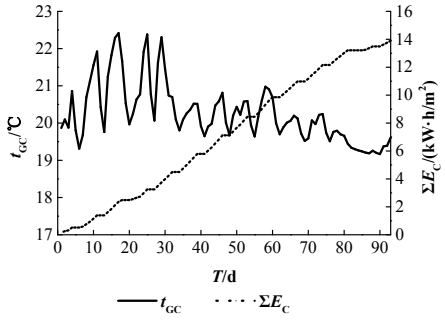


图 2　地埋管优先运行策略下土壤温度及系统累计能耗曲线

Fig.2　Soil temperature and system cumulative energy consumption curve under the priority operation strategy of buried pipe

图 2 表明，地埋管优先运行策略下，因地埋管连续运行，在空调供冷季运行初期土壤温度较高，随着后期运行冷却塔系统进行辅助散热，以及供冷季末期空调冷负荷的减小，土壤温度逐渐降低。该策略下，空调供冷工况运行能耗为 13.89kWh/m^2。

2.2　冷却塔优先运行

在空调供冷季优先运行冷却塔进行平衡散热，后期开启地埋管系统向土壤放热。

冷却塔优先运行策略下，土壤日平均温度 t_{GC} 及系统日累计运行能耗 ΣE_C 随空调季日期 T 变化曲线如图 3 所示。

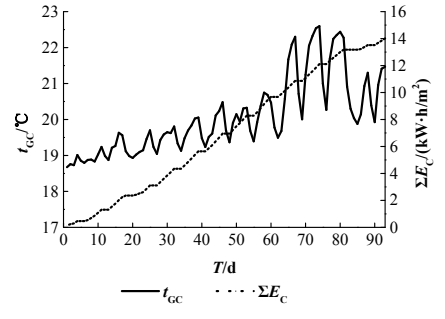


图 3　冷却塔优先运行策略下土壤温度及系统累计能耗曲线

Fig.3　Soil temperature and system cumulative energy consumption curve under the priority operation strategy of cooling tower

图 3 表明，冷却塔优先运行策略下，因冷却塔提前开启进行辅助散热，在空调供冷季运行初期土壤温度较低，随着后期地埋管系统投入连续运行，土壤温度逐渐升高，同时由于供冷季末期空调冷负

荷的减小，土壤温度再次降低。该策略下，空调供冷工况运行能耗为 14.01kWh/m^2。

2.3　温差控制

温差控制通过热泵机组冷却水进水温度与当地湿球温度的差值实现运行控制。当冷却进水温度与周围空气湿球温度的温差大于某一数值时，开启冷却塔进行辅助散热，否则关闭冷却塔。

温差控制运行策略下，土壤日平均温度 t_{GC} 及系统日累计运行能耗 ΣE_C 随空调季日期 T 变化曲线如图 4 所示。

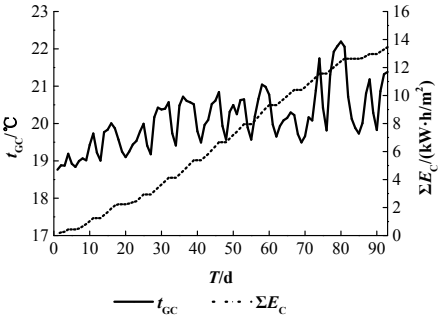


图 4　温差控制运行策略下土壤温度及系统累计能耗曲线

Fig.4　Soil temperature and system cumulative energy consumption curve under the operation strategy of temperature difference control

图 4 表明，温差控制运行策略下，冷却塔和地埋管系统实现间隙运行，土壤温度在空调供冷季运行初期较低，随着系统空调冷负荷的增大及环境湿球温度的提高，地埋管系统投入连续运行，土壤温度逐渐升高，同时供冷季末期空调系统冷负荷的减小，土壤温度再次降低。该策略下，空调供冷工况运行能耗为 13.46kWh/m^2。

3　节能运行控制策略优化

由常规运行策略能耗分析可知，土壤源热泵系统夏季地埋管和冷却塔复合运行方式，不同的运行控制策略产生的运行能耗结果相差较大，因此有必要对系统运行控制策略进行优化，从而在不改热泵机组设计容量的前提下，进一步降低土壤源热泵系统运行能耗。

3.1　节能运行优化原理

空调供冷季内，优先采用低品位热源。在环境湿球温度较低时，优先开启冷却塔辅助散热，减少土壤热量存储，使土壤温度保持于低位状态，在环境湿球温度较高的时段优先开启地埋管系统，同时结合温差控制，使热泵机组冷却水温度处于较低状态，从而提高机组制冷性能系数。

3.2　节能运行优化条件及流程

节能运行优化需交替运行地埋管及冷却塔系统，为避免冷却塔系统循环水污染地埋管系统，保证地埋管系统水质，设计需选用闭式冷却塔，同时冷却塔水系统管路同地埋管系统并联，通过电动二通阀门实现系统切换。土壤源热泵系统控制策略优化运行流程如图 5 所示。

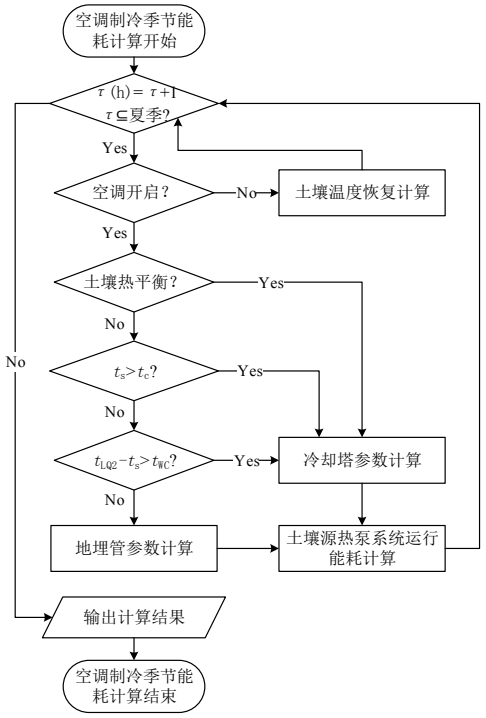


图 5　节能运行优化流程图

Fig.5　Flow chart for optimization of energy-saving operation

图中 τ 为运行时刻，h；t_s 为室外空气湿球温度，℃；t_c 为冷却塔优先运行控制温度，℃；t_{LQ2} 为冷却水平均温度，℃；t_{WC} 为控制冷却塔运行的湿球温差，℃。

4　优化运行能耗分析

4.1　系统运行能耗

控制策略节能运行优化后，土壤日平均温度 t_{GC} 及系统日累计运行能耗 ΣE_C 随空调季日期 T 变化曲线如图 6 所示。

图 6 表明，节能优化运行后，因冷却塔系统和地埋管系统实现间隙运行，土壤温度保持在稳定的低位区间内波动，且土壤最高温度低于常规运行控

制策略，日累计运行能耗 ΣE_C 增幅较缓。节能优化策略下，空调供冷工况运行能耗为 13.35kWh/m^2。

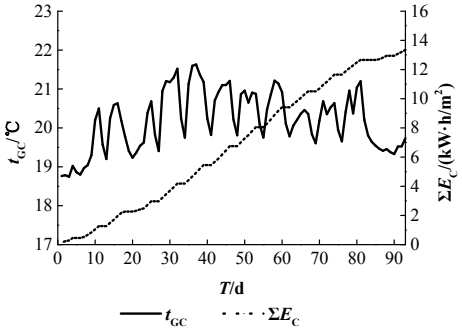


图 6　优化运行策略下土壤温度及系统累计能耗曲线

Fig.6　Soil temperature and system cumulative energy consumption curve under optimized operation strategy

4.2　运行节能优化效果

不同运行控制策略下土壤最高日平均温度分析如表 1 所示。

表 1　不同运行策略下土壤最高日平均温度分布表

Table 1　Distribution table of soil maximum daily mean temperature under different operation strategies

最高日平均温度	地埋管优先℃	冷却塔优先℃	温差控制℃	策略优化℃
t_{max1}	22.42	22.60	22.20	21.63
t_{max2}	22.38	22.54	22.07	21.60
t_{max3}	22.31	22.44	22.06	21.52
t_{max4}	22.29	22.35	21.92	21.37
t_{max5}	21.92	22.32	21.74	21.29

注：t_{max1}、t_{max2}、t_{max3}、t_{max4}、t_{max5} 为土壤最高日平均温度前 5 个值

表 1 表明，运行策略优化后土壤最高温度低于地埋管优先运行、冷却塔优先运行及温差控制运行策略。不同运行控制策略下能耗分析如图 7。

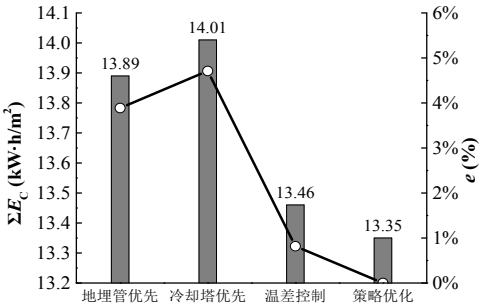


图 7　不同运行策略下能耗结果

Fig.7　Energy consumption results under different operating strategies

节能运行优化后，系统运行能耗较地埋管优先策略下降低 3.89%，较冷却塔优先策略下降低 4.71%，较温差控制策略下降低 0.82%。

5　结论

根据建立的土壤源热泵系统数学模型，选定某综合楼对该系统常规运行控制策略进行分析，地埋管优先运行、冷却塔优先运行、温差控制策略下，空调供冷工况运行能耗分别为 13.89kWh/m^2、14.01kWh/m^2、13.46kWh/m^2。针对不同的运行控制策略产生的运行能耗结果相差较大的问题，基于优先采用低品位热源的原理，对运行控制策略进行节能优化。优化后，系统供冷工况运行能耗较地埋管优先、冷却塔优先、温差控制策略下分别降低 3.89%、4.71%、0.82%。

参考文献：

[1] 王永镖,李炳熙,姜宝成.地源热泵运行经济性分析[J].热能动力工程,2002,17(6):565-567.

[2] 高青,于鸣.效率高、环保效能好的供热制冷装置-地源热泵的开发与利用[J].吉林工业大学自然科学学报,2001,31(2):96-102.

[3] 李新国,赵军,朱强.地源热泵供暖空调的经济性[J].太阳能学报,2001,22(4):418-421.

[4] 丁力行,陈季芬,彭梦珑.土壤源热泵垂直单埋管换热特性影响因素研究[J].流体机械,2002,30(3):47-49.

[5] 王景刚,马一太,张子平,等.地源热泵的运行特性模拟研究[J].工程热物理学报,2003,24(3):361-366.

[6] Chargui R, Sammouda H, Farhat A. Numerical simulation of a cooling tower coupled with heat pump system associated with single house using TRNSYS[J]. Energy Conversion and Management, 2013,75(11):105- 117.

[7] GB 50189-2015,公共建筑节能设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2015:46-52.

[8] 黄伙军.间歇运行工况下的土壤源热泵的运行性能研究[D].南京:南京理工大学,2009:13-15.

[9] 赵利君.恒热流下地埋管周围土壤温度恢复特性的研究[D].武汉:武汉理工大学,2011:23-24.

[10] 茅靳丰,李超峰,李永,等.地埋管换热系统中土壤温度恢复特性分析[J].暖通空调,2015,45(11):86-90.

（下转第 718 页）

文章编号：1671-6612（2020）06-707-04

南宁某动车检修库夏季热环境实测与分析

陈　思　余南阳

（西南交通大学成都　610031）

【摘　要】　针对我国南方地区动车检修库夏季室内热环境问题，以南宁某动车检修库为研究对象，对室内热环境进行现场实测与调研，通过对测试结果的分析，得出该动车检修库垂直高度方向上温度出现明显的分层现象，二、三层作业平台间的平均温差在 1.6℃左右，且在 12:00～17:00 间主要工作区域的温度均超过 35℃；在横轴方向上，温度出现对称分布，中间区域的温度明显高于两侧；与温度不同，相对湿度与空间位置没有明显关系，且二者随时间的变化规律并不同步，温度最高时相对湿度最低，反之亦然，在 0:00～11:00 间平均相对湿度最大，为 72%。所得到的温湿度数据及分布规律为该动车检修库的通风系统设计和改善提供了参考依据。

【关键词】　动车检修库；现场实测；温度分层；热湿环境

中图分类号　TU831.1　　文献标识码　A

Field Measurement and Analysis of Thermal Environment in the Train Service Shop

Chen Si　Yu Nanyang

(SouthwestJiaotong University, Chengdu, 610031)

【**Abstract**】　Aiming at the indoor thermal environment problem of the train service shop in the south of China in summer, a certain train service shop is taken as the research object, and the indoor thermal environment is measured and investigated on the spot. Through analysis of the test results, in the vertical height direction there is significant temperature stratification. The mean temperature difference between the second and third working platforms is about 1.6℃, and the temperature in the main working area is more than 35℃ between 12:00 and 17:00. In the horizontal axis direction, there is a symmetrical temperature distribution, and the temperature in the middle area is significantly higher than both sides. Unlike temperature, relative humidity has no obvious relationship with spatial location. The relative humidity is the lowest when the temperature is the highest, and vice versa.

【**Keywords**】　train service shop; indoor comfort; field measurement; temperature stratification

0　引言

在我国动车事业快速发展的背景下，有关动车运行维护和检修的研究也越来越多。动车检修库是动车车辆停放、检查、整备、运用及修理的管理中心，承担着列车工艺设备的维修、检测和管理工作。但在实际调研中发现由于动车检修库的结构特点和后期运行管理问题，许多动车检修库在夏季都存在温湿度较高、气流组织不合理的情况[1,2]。动车检修库内的热舒适性会直接影响到工人的工作效率和身心健康，进而间接地影响到动车组的检修质量和运行安全。目前有关动车检修库的研究大多集中在北方检修库冬季供暖的问题[3,4]，缺乏对于南方湿热地区动车检修库夏季室内热舒适性的研究。

本文针对南宁某动车检修库，采用现场实测的方法对检修库室内热湿环境进行研究，通过对实测数据进行统计与分析，总结该动车检修库室内外温

作者简介：陈　思（1994.08-），男，在读硕士研究生，E-mail：frankchensi@qq.com
通讯作者：余南阳（1961.02-），男，博士，教授，E-mail：rhinos@126.com
收稿日期：2020-02-24

度变化规律和室内温湿度分布规律，为我国南方地区夏季动车检修库的室内热舒适性的改善提供一些有价值的数据参考。

1　测试方案

1.1　建筑概况

以南宁某动车检修库为研究对象，该建筑为钢桁架结构，屋面板为钢边框保温隔热轻型屋面板，总建筑面积为 23,075m^2，其中包括主库、边跨和辅助办公用房。此次主要研究区域为该动车检修库的主库，尺寸为长×宽×高=468m×33m×15m，内部共 4 条铁路轨道，可同时容纳 4 辆 16 节车厢的动车组，该动车检修库的横截面如图 1 所示。

1.2　测试时间

此次现场测试时间为 2019 年 8 月 28 日 10:00 到 2019 年 9 月 17 日 10:00，共计 20 天。由于动车检修库是 24h 工作制，故测量设备均 24h 运行。

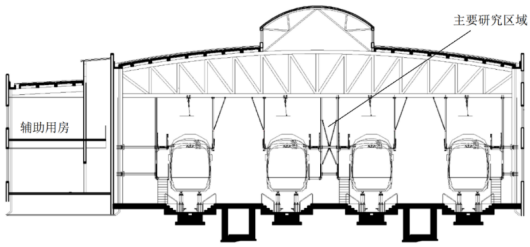


图 1　南宁动车检修库横截面图

Fig.1　Cross section of the train service shop

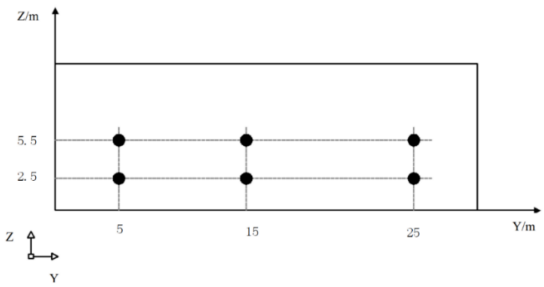


图 2　横截面测点分布图

Fig.2　Distribution of measuring points in cross section

1.3　测试方案

测试方案主要由两部分组成：

（1）室外温度测试，为准确测量室外温度，将测量设备放置在检修库外墙的背阴处，并与室内的温湿度测量工作同时进行。采用 testo175h1 温湿度数据记录仪每 3min 记录一次数据，实现 24h 不间断测量。

（2）检修库室内温湿度的测试，为分析室内温湿度在空间上的分布规律，以动车入口所在外墙为 Y 轴，与辅助用房相连的内墙为 X 轴，高度方向为 Z 轴，建立空间坐标系。在横截面上共布置了 6 个测量点，Z 轴上的测点布置在 2 层和 3 层作业平台上，高度分别为 2.5m 和 5.5m；Y 轴上的测点布置根据主库内作业平台的距离设置，具体布置情况如图 2 所示。均采用 testo175 h1 温湿度数据记录仪 24h 监测。

2　测试结果分析

2.1　室内外温度对比分析

通过对室内外温度的测试结果分析后发现，不同测试日的数据值虽然有一定差异，但所反映出的规律是一致的，故选择日平均温度最高的 9 月 7 日作为典型测试日进行分析。图 3 为典型测试日的室内外逐时温度对比图，从图中可以看出，在典型测试日 9 月 7 日的 12:00～17:00 之间室外温度接近并超过室内温度，而在 12:00～17:00 以外的时间段，室内温度明显高于室外温度，室内外温差最大可达 4℃，平均温差为 2.5℃。在除 12:00～17:00 以外的时间段，当室外空气温度低于检修库室内气温时，可通过机械通风的形式利用室外空气来排除室内部分余热，降低可能存在的降温技术能耗。

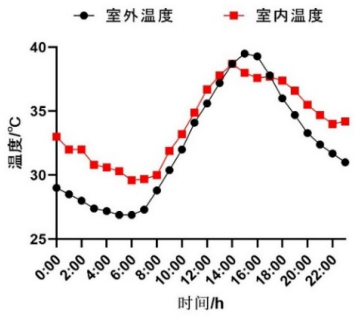


图 3　室内外温度变化图

Fig.3　Outdoor and indoor temperature change

2.2　室内温湿度分析

（1）温度分布特性

为充分保障动车组的检修工作，检修库为 24h 工作制，且作业高峰期通常在夜间。但从图 3 可知，在 12:00～17:00 内，室内平均温度为 37.8℃，室内气温的峰值仍然与太阳辐射强度和室外气温保持一致，在室外温度较高时降低室内温度是动车检修库通风降温的关键。故本文仅对检修库 12:00～17:00 间的室内温度进行分析。

对温度在不同方向上的分布都进行了多组对比测试，由于所反映出的规律是一致的，故仅对其中 1 组进行分析，如图 4～5 所示。

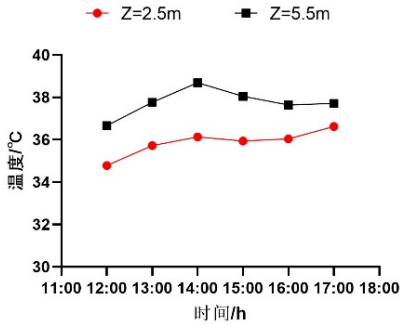


图 4　Z 轴温度变化图

Fig.4　Temperature change chart of Z-axis

从图 4 可以看出，对于同一水平点，垂直高度为 5.5m 处的温度明显高于 2.5m 处的温度，二者温差最大值为 2.6℃，平均温差为 1.6℃。说明在高度 Z 轴方向上有明显的温度分层，高度越高温度越大，且在 12:00～17:00 间，作业区域的温度均超过 35℃，这不满足《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》[5]中对生产厂房夏季工作地点的温度规定。

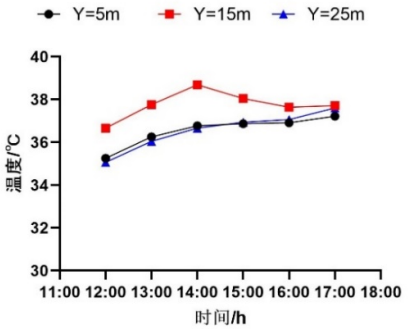


图 5　Y 轴温度变化图

Fig.5　Temperature change chart of Y-axis

图 5 是同一高度上 3 个不同 Y 轴坐标点的温度变化情况，从图中可以看出，Y 坐标为 5m 和 25m 的测点的温度变化情况几乎完全一致，而 Y 坐标为 15m 的测点与两侧的温度存在明显差异，温差最大值为 2℃，平均温差为 1℃。说明该检修库室内温度在 Y 轴方向上的分布呈现出一定的对称性，靠近内墙两侧的区域温度较低且变化规律基本一致，位于 Y 轴中间的区域由于处于透光屋顶的正下方，导致中间区域的温度明显高于两侧。

（2）相对湿度分布特性

将 9 月 7 日的逐时温度和相对湿度绘制成双坐标图，如图 6 所示。

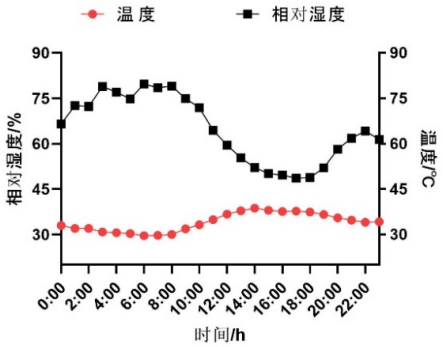


图 6　温度和相对湿度逐时变化图

Fig.6　Temperature and humiture change chart

从图 6 可知，一天中相对湿度与温度随时间的变化规律并不同步，相对湿度在 0:00～11:00 达到峰值，而温度在 12:00～17:00 达到最大值。以 9 月 7 日为例，相对湿度最大值为 79.7%，此时对应的温度为 29.6℃；相对湿度最小值为 48.6%，此时对应的温度为 37.7℃，接近当日最高温度。

由于 0:00～11:00 之间是相对湿度较高的时间段，故仅对该时段内的相对湿度进行讨论，分析相对湿度是否与温度一样在空间上存在一定的分布规律。

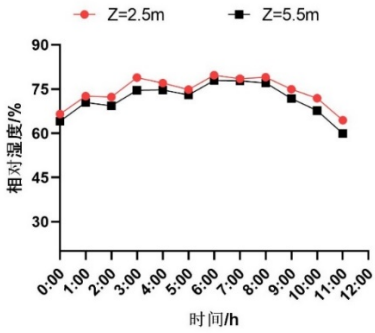


图 7　Z 轴相对湿度变化图

Fig.7　Humiture change chart of Z-axis

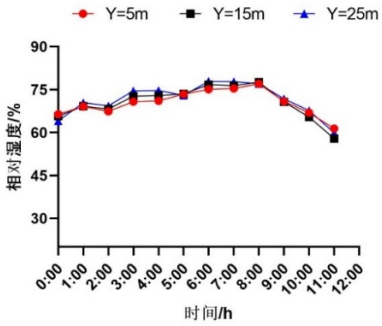


图 8　Y 轴相对湿度变化图

Fig.8　Humiture change chart of Y-axis

由图 7 可知，与温度有所不同的是，相对湿度在垂直高度 Z 轴上不存在明显的分层现象。可认为在该检修库内，2.5m 的二层平台和 5.5m 的三层作业平台间的相对湿度差异不大。从图 8 可以看出，在 Y 轴方向上，3 个具有不同 Y 轴坐标的测量点的温度变化差异并不明显，可认为相对湿度在 Y 轴方向上呈现均匀分布的特点，Y 轴中部区域的温度高于两侧并没有造成该区域的相对湿度与两侧有较大差异。即在 9 月 7 日相对湿度最高的时间段 0:00～11:00 间，人员主要工作区域内相对湿度在空间上呈现均匀分布的特性，不同区域的相对湿度大小几乎没有差别。

3 结论

为了分析我国南方地区动车检修库夏季室内热环境现状，从而改善室内热舒适性，本文针对南宁某动车检修库进行了相应的现场实测，得出以下结论：

（1）该检修库垂直高度上存在明显的温度分层现象，温度随高度升高而增大，人员工作区的 2、3 层工作平台之间的平均温度相差在 1.6℃左右，且主要工作区域的温度均超过 35℃，不满足相关规范的要求。

（2）室内温度在横轴方向上呈对称分布，中间区域由于处于透明屋顶的正下方导致其温度明显高于靠近内墙的两侧，中间与两侧的平均温度相差在 1℃左右。在进行通风改造设计时，可考虑在该检修库内墙两侧布置具有一定对称性的通风系统，并一定程度上提高送风速度以增加中间区域的气流扰动，降低中部区域的温度。

（3）尽管该动车检修库为 24h 工作制，但室内温度最高的时间段仍在 12:00～17:00 之间，而一天中的其他时间段室外温度明显低于室内温度，平均温差为 2.5℃，建议在除 12:00～17:00 以外的时间段内采用直接引入室外新风的方式排除室内部分余热，从而降低室内温度控制的难度和可能存在的降温技术能耗。

参考文献：

[1] 许力方,雷波.列车检修库局部空调送风参数研究[J].制冷与空调,2016,30(6):630-633.

[2] 邰彦寰,张旭.某地铁检修库不同通风模式研究[J].建筑热能通风空调,2016,35(3):82-85.

[3] 蔡浩,黄保民.高速铁路列车检修库热风系统数值模拟与改进[J].暖通空调,2006,36(10):8-13.

[4] 杨惠.天津地铁 6 号线大毕庄车辆段大库采暖方案分析[J].天津建设科技,2014,24(2):6-77.

[5] GB 50019-2015,工业建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国计划出版社,2015.

[6] 王汉青.通风工程[M].北京:机械工业出版社,2007.

[7] 朱颖心.建筑环境学[M].北京:中国建筑工业出版社,2005.

[8] 陆亚俊.暖通空调[M].北京:中国建筑工业出版社,2002.

文章编号：1671-6612（2020）06-711-05

青岛地铁 4 号线福州路站机电专业 BIM 技术应用

覃　新

（中铁二院工程集团有限责任公司　成都　610031）

【摘　要】　近年来，BIM 技术在地铁建设领域得到逐步发展应用。与传统二维设计方式相比，地铁机电系统设计、施工采用 BIM 技术具有比较明显的优势：一是通过应用 BIM 技术，在方案设计阶段对机房及设备房间进行有效优化，使得车站土建设计方案更为准确、合理；二是 BIM 技术可大幅提高机电专业设计的准确性和精细度，提升设计质量；三是通过 BIM 精确设计，实现工厂预制化生产和装配式安装施工，实现施工现场无切无焊，大幅度提高机电工程安装的质量，减少机电返工造成的浪费，最终实现地铁机电设备“无差错”安装。青岛地铁 4 号线福州路站机电专业完全采用 BIM 技术进行正向设计，为后续地铁车站应用 BIM 技术提供了有益的参考。

【关键词】　地铁；BIM；机电

中图分类号　TM617　　文献标识码　A

Application of BIM Technology in Mechanical and Electrical Specialty of Fuzhou Road Station of Qingdao Metro Line 4

Qin Xin

(China Railway Eryuan Engineering Group Co., Ltd, Chengdu, 610031)

【**Abstract**】　In recent years, BIM Technology has been gradually developed and applied in the field of subway construction. Compared with the traditional two-dimensional design, BIM Technology has obvious advantages in the design and construction of Metro electromechanical system. Firstly, through the application of BIM Technology, the computer room and equipment room are effectively optimized in the scheme design stage, which makes the station civil design scheme more accurate and reasonable. Secondly, BIM Technology can greatly improve the accuracy and precision of mechanical and electrical professional design, and improve the design quality. Thirdly, through the accurate design of BIM, we can realize the factory prefabrication production and assembly installation construction, realize the construction site without cutting and welding, greatly improve the quality of mechanical and electrical engineering installation, and reduce the waste caused by mechanical and electrical rework. Finally, "error free" installation of Metro electromechanical equipment could be realized. The mechanical and electrical specialty of Fuzhou Road Station of Qingdao Metro Line 4 fully adopts BIM Technology for forward design, which provides a useful reference for the application of BIM Technology in subsequent subway stations.

【**Keywords**】　Metro; BIM; electromechanical

0　前言

随着经济和城市的发展，我国地铁建设目前正处于快速发展时期。但是，现阶段地铁机电专业的设计、施工仍然处在相对粗放的状态，主要存在如下问题：

一是设计仍停留在各专业各自进行二维设计的水平，设计精细度不够，不同专业施工图错、漏、碰、缺严重，需进行大量的现场协调和修改；

作者（通讯作者）简介：覃　新（1981.9-），男，高级工程师，E-mail：13953939@qq.com
收稿日期：2020-10-15

二是受现有设计手段的制约，设计图中各设备、材料布置难以精确表达，无法做到工厂预制化生产、现场组装，造成大量的现场管道切割、焊接等操作，施工现场脏乱差，施工水平低、管理难度大。

当前，部分地铁车站开展的机电 BIM 设计采用的是由二维设计图纸进行“翻模”构建三维模型的方式，该种方式主要目的是进行管线的碰撞检查，无法完全体现 BIM 设计的优势。青岛地铁 4 号线福州路站机电专业均采用 BIM 技术直接进行三维正向设计，通过 BIM 技术正向设计的应用提高机电专业设计水平，实现地铁机电系统施工安装“一体化设计”、“无错差”、“工厂化制造”、“现场无焊接、无切割”、“现场组装”，最终从根本上解决地铁机电系统施工安装所存在的问题。

1　项目概述

福州路站是青岛地铁 4 号线的第 10 座车站，为地下二层岛式暗挖车站，该站也是 4 号线机电专业 BIM 技术应用的样板车站。福州路站在方案设计阶段机电 BIM 设计即介入开展工作，利用 BIM 模型配合土建专业对机房、设备房等区域进行合理设置，优化车站布局。在机电施工图设计阶段，以土建专业提供的二维施工图蓝图及采用 Bently（本特利）软件创建的土建模型为基础，通过机电专业 BIM 软件 Rebro（莱辅络）构建机电 BIM 模型，在综合了风、水、电及强、弱电等各专业模型基础上进行管线综合、点位综合各专业空间协调等工作，创建了精确的机电模型。

2　BIM 应用

（1）方案设计阶段

在方案设计阶段利用 BIM 技术对车站建筑方案进行优化，提升对车站建筑空间的有效利用，减小车站面积，使车站建筑方案更合理、更有效，是 BIM 技术应用的一个突出优势。方案设计阶段，福州路站在车站现有建筑、结构图纸的基础上，完成机电专业初步建模，包括必要的建筑结构模型，即三维可视化与多专业（建筑、结构、通风空调、给排水、动力照明等）空间建模，借助 BIM 模型对车站机电方案进行合理优化。优化内容主要包括：①利用 BIM 模型探讨机房合理位置；②利用 BIM 模型优化机房的面积和层高；③利用 BIM 模型优化设备区各机电房间的设置位置及面积。

福州路站原车站设计总长度为 203m，借助机电 BIM 模型对车站机房及设备区房间的优化、调整后，车站总长度缩减为 200m，车站长度减少 3m，缩减站内建筑面积 125.4m2，节约土建投资约 188 万元。车站方案优化调整如图 1 所示。

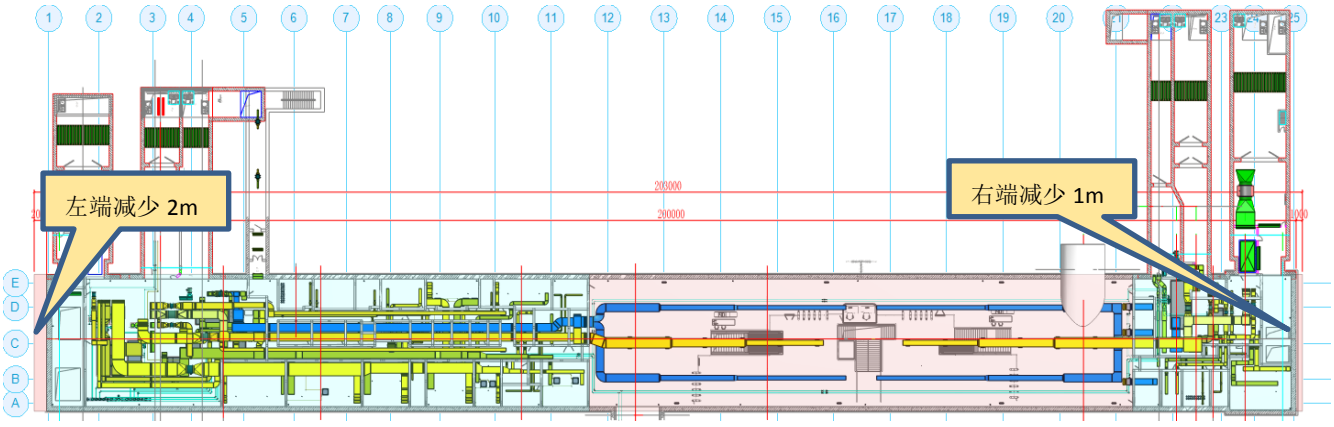


图 1　福州路站车站方案优化调整示意图

Fig.1　Scheme optimization and adjustment of Fuzhou Road Station

（2）施工图设计阶段

本阶段，首先根据土建二维施工蓝图采用 Bently（本特利）软件创建车站土建 BIM 模型。通过 IFC 将 Bently（本特利）BIM 模型转换为机电专业 Rebro（莱辅络）BIM 模型。

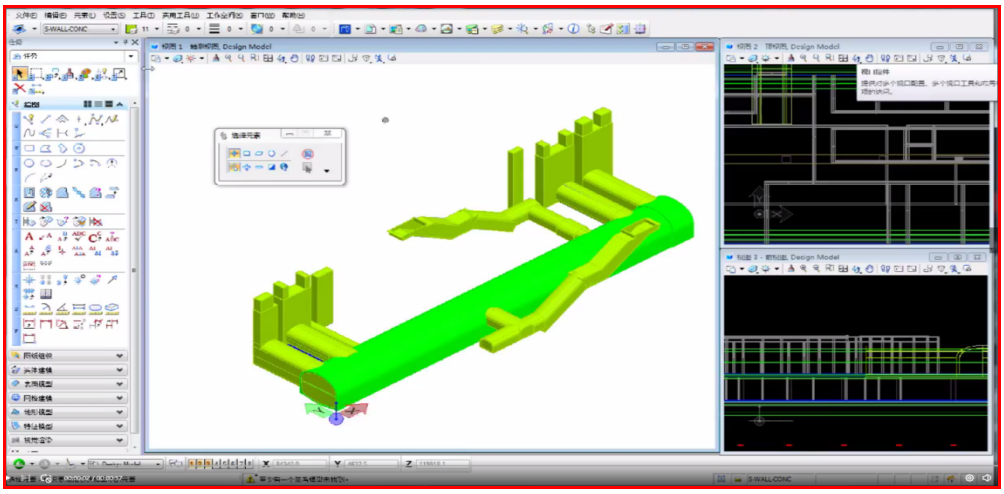


图 2　福州路站车站土建模型

Fig.2　Civil engineering model of Fuzhou Road Station

结合车站土建方案及各专业系统设计方案进行车站机电专业系统原理图的设计。利用二维系统原理图及土建 BIM 模型，各机电专业开展 BIM 正向设计工作，通过机电专业 BIM 软件 Rebro（莱辅络）进行车站机电 BIM 模型的构建工作。福州路站机电专业 BIM 初始模型如图 3、4、5 所示。

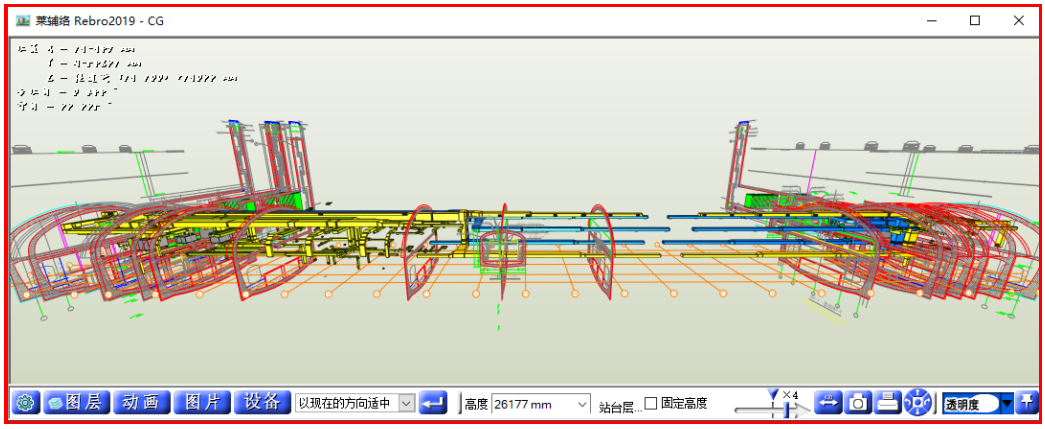


图 3　福州路站车站通风空调模型

Fig.3　Ventilation and air conditioning model of Fuzhou Road Station

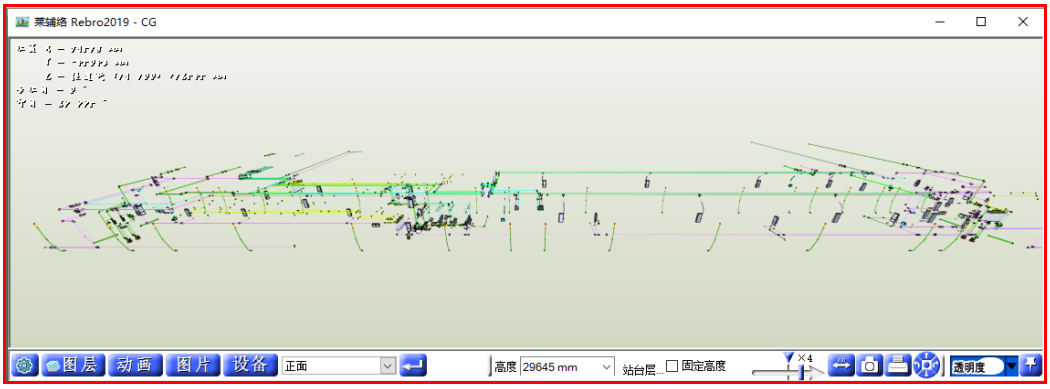


图 4　福州路站车站给排水模型

Fig.4　Water supply and drainage model of Fuzhou Road Station

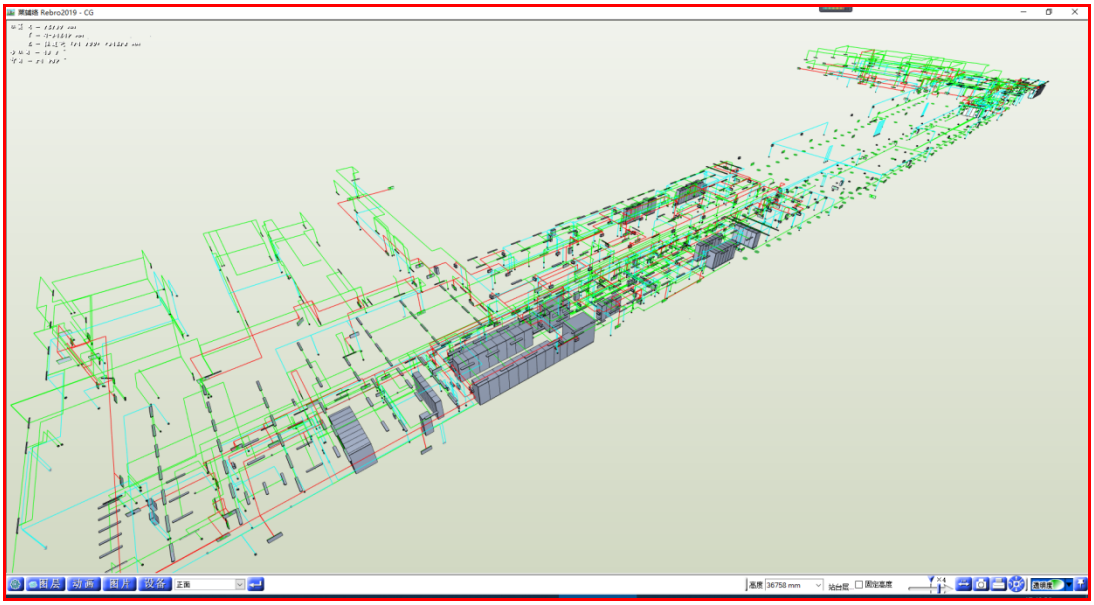


图 5　福州路站车站动力照明模型

Fig.5　Dynamic lighting model of Fuzhou Road Station

以各专业建立的 BIM 模型为基础，建立车站管线综合 BIM 模型。通过 Rebro（莱辅络）BIM 软件对管线综合模型进行碰撞检查，根据碰撞检查结果对管线进行优化调整，并将优化调整方案反映到各专业 BIM 模型中，得到各专业最终施工图 BIM 模型。将 BIM 模型导出生成二维图纸，进行必要的尺寸标注及说明后，即得到二维施工图图纸。施工单位根据机电施工图 BIM 模型开展模型的施工深化工作，生成机电产品装配图及订单图，开展机电设备、材料的工厂预制化加工生产，加工生产的成品运输至现场进行装配式安装施工，做到施工现场的无切割、无焊接及高效安装。

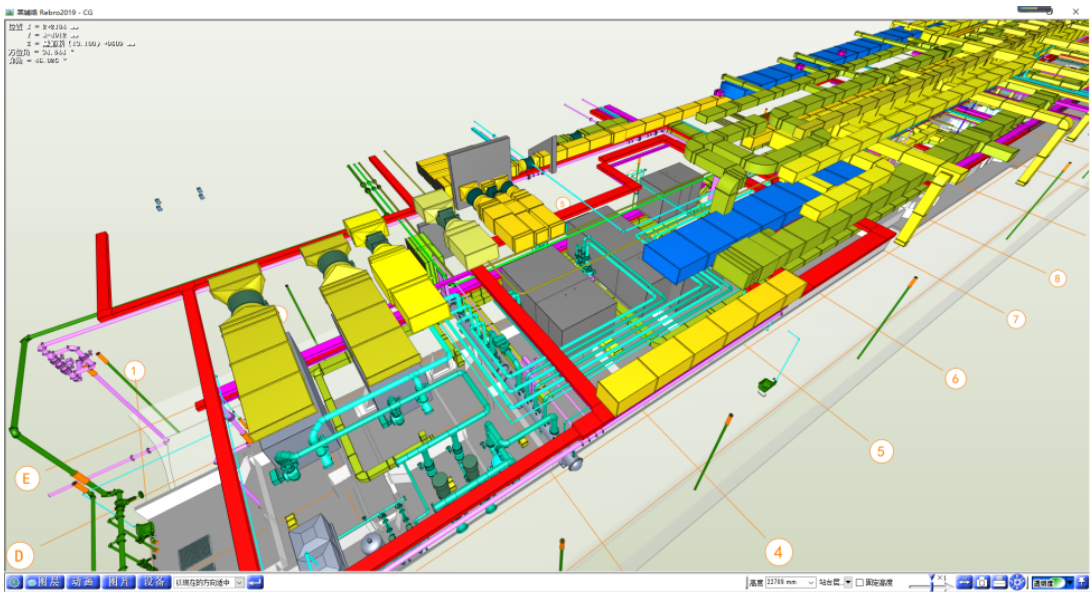


图 6　福州路站管线综合初始模型

Fig.6　Comprehensive initial model of Fuzhou Road Station Pipeline

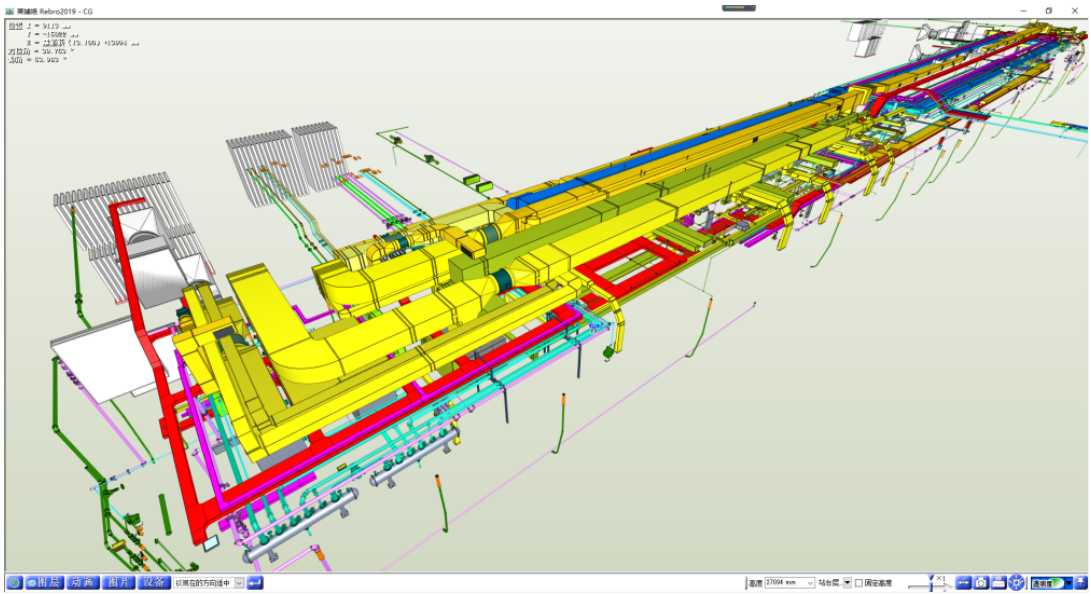


图 7　福州路站管线综合调整模型

Fig.7　Comprehensive adjustment model of Fuzhou Road Station Pipeline

3　应用总结

青岛地铁 4 号线福州路站机电 BIM 设计工作是地铁车站机电专业采用三维正向设计方式的一次有益尝试和探索，对于后续地铁车站开展机电专业 BIM 技术应用提供了一定的参考。在项目实施过程中，对 BIM 技术在工程建设中所起重要作用的认识不断加深，对 BIM 技术应用我们总结以下经验：

（1）BIM 技术应用的最终目标是为工程服务，BIM 技术对于提高设计、施工质量，实现工程降本增效具有重要作用。

（2）BIM 介入时机最好是从方案设计阶段就开始介入。通过 BIM 技术应用，达到地铁车站空间的合理布置及使用，从而控制工程规模的目的。

（3）BIM 模型应该在不同参与方中及时共享，模型重复利用次数越多模型发挥的价值业绩越大。

（4）BIM 模型要精细化。精细化的模型才能出精细化的图纸，也才能使工厂预制化生产、装配式安装施工成为可能。

参考文献：

[1]　GB 50157-2013,地铁设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2013.

[2]　GB 50490-2009,城市轨道交通技术规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2009.

[3]　中华人民共和国住房和城乡建设部.城市轨道交通工程 BIM 应用指南[M].北京:中国建筑工业出版社,2018.

文章编号：1671-6612（2020）06-716-03

基于 PLC 的水源 CO_2 热泵控制系统设计

杨军红

（昆明船舶设备研究试验中心　昆明　650200）

【摘　要】　水源 CO_2 热泵是一种高效、环保的制热设备，在热泵制热过程中如何快速、高效、稳定的获取高温热水是热泵控制的关键，结合水源 CO_2 热泵的实际应用，阐述如何利用 PLC、变频器及触摸屏来进行热泵控制系统的设计。

【关键词】　热泵；PLC；触摸屏；变频；PID 控制

中图分类号　TU83　　文献标识码　A

Design of Water Source CO_2 Heat Pump Control System Based on PlC

Yang Junhong

(Kunming Shipborne Equipment Research and Test Center, Kunming, 650200)

【**Abstract**】　Water source CO_2 heat pump is a kind of high efficient and environmental protection heating equipment, how to obtain high temperature hot water quickly, efficiently and stably is the key of the heat pump control in the heat pump heating process. This paper will combine with practical application, describes how to use PLC, frequency converter and touch screen to design the control system of water source CO_2 heat pump.

【**Keywords**】　heat pump; PLC; touch screen; frequency conversion; PID control

0　引言

水源 CO_2 热泵是一种以 CO_2 作为冷媒的水源（工业废水、地下水等）余热回收设备，其与传统的热泵相比具有绿色环保、COP 高、出水温度高等特点。水源 CO_2 热泵是一种遵循逆卡诺原理能量转换设备[1]，工作时消耗小部分电能，就能从工业废水、地下水等水源中吸收大量余热，然后通过压缩机做功输出高温热能，从而达到水源余热回收利用的目的。

水源 CO_2 热泵主要由蒸发器、压缩机、冷疑器、膨胀装置四部分组成，热泵制热过程中通过让 CO_2 冷媒不断完成蒸发（冷媒吸收热量）→压缩→冷疑（冷媒释放热量）→节流→再蒸发的热力循环过程[2]，从而对工业废水、地下水等水源中的热量进行回收利用，热泵原理如图 1 所示。

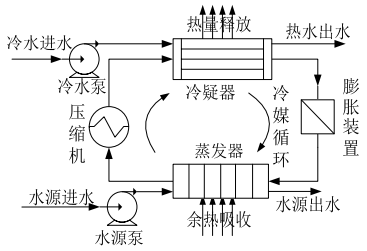


图 1　水源 CO_2 热泵原理图

Fig.1　Water source CO_2 heat pump principle diagram

1　控制系统方案

水源 CO_2 热泵运行的最终目的是通过压缩机做功将工业废水、地下水等热源中的热量转移到生活用水中，如何快速、高效、稳定的获取高温热水是热泵控制的关键。在水源 CO_2 热泵的实际使用过程中，由于工业废水、地下水等水源的温度及冷水

作者（通信作者）简介：杨军红（1984-），男，工学硕士，工程师，E-mail：a303537285@163.com
收稿日期：2020-03-09

温度相对稳定，若作为热量来源的水源流量也相对稳定（水源泵定频运行），则热泵热力循环转移的热量也是一定的，因此可通过对水源 CO_2 热泵的冷水泵进行变频控制，利用变频技术调节冷水泵水流量（冷水进水流量）来快速稳定、调节热水出水温度[3,4]。

冷水泵的变频控制可以通过 PLC 加变频器的方式来实现，热泵热水出水端安装有温度传感器，PLC 模拟量输入端子可采集热水出水端温度传感器信息（4～20mA 模拟信号），然后由 PLC 根据实时采集的热水出水温度进行频率调节，并通过变频器改变冷水泵的运行频率。

2　控制系统硬件

水源 CO_2 热泵控制系统硬件由 PLC 及相应 I/O 模块、触摸屏、变频器组成。PLC 选择瑞士 ABB 公司 AC500 系列的 PM554-TP-ETH 及相应 I/O 扩展模块（AX561、DO5611 各一个），其可提供 4 个模拟量输入端子、2 个模拟量输出端子、8 个数字量输入端子以及 14 个数字量输出端子，变频器选择海利普的 HLPNV0D7543B，触摸屏选用威伦通 MT6070IQ。触摸屏与 PLC 之间通过 RS485 串口进行通讯，热泵热水出水端温度传感器、变频器等通过 I/O 扩展模块与 PLC 相连。

3　控制系统软件

水源 CO_2 热泵控制系统软件包括 PLC 软件和触摸屏软件两部分，PLC 软件主要是完成热泵压缩机、水源泵、冷水泵、膨胀装置电磁阀等部件的启/停、热水出水温度采集、冷水泵的频率调节以及故障判断；触摸屏软件则主要是完成热泵启停操作、参数设置、信息显示及故障报警提示等功能。

3.1　PLC 软件设计

PLC 软件采用易看懂、易编程的梯形图语言（LD）编写，软件采取模块化设计，其由初始化及参数存取、I/O 输入处理、故障诊断、启停控制、频率调节、I/O 输出处理六个模块组成，各模块功能如下：

（1）初始化及参数存取：参数初始化及掉电保持区数据读取与保存；

（2）I/O 输入处理：将温度传感器输入 4～20mA 模拟量信号转换成相应的温度数据；

（3）故障诊断：故障判断及定位；

（4）启停控制：启停判断、频率调节模块的调用以及压缩机、水源泵、冷水泵、电磁阀的启/停；

（5）频率调节：通过积分分离 PID 控制调节冷水泵运行频率；

（6）I/O 输出处理：将冷水泵运行频率转换成 4～20mA 模拟量信号进行输出。

PLC 软件流程如图 2 所示。

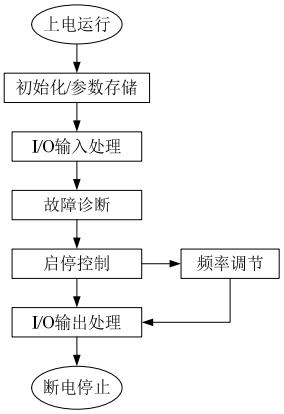


图 2　PLC 软件流程图

Fig.2　Flow chart of PLC software

PLC 软件烧写在 PLC 的程序内存中，PLC 上电时，软件以自上而下的方式扫描运行，在水源 CO_2 热泵无故障报警时，通过触摸屏操作启动热泵，启停控制软件模块运行并实时检测热水出水温度，当检测到的温度与设定温度的差值超过阀值时开始调用频率调节模块，然后通过积分分离 PID 控制调节变频器输出频率降低或提高冷水泵水流量来控制热水出水温度。

在 PID 控制系统中，积分控制的引入主要是为了消除稳态误差，提高控制精度，但在调节过程的开始、结束及大幅度调节时可能会引起系统的超调或振荡，从而使得稳定时间变长，对于用户来说快速稳定热水出水温度是需要的，因此积分分离 PID 控制算法将更加适合用于冷水泵的频率调节。积分分离 PID 控制的基本原理是当被控制量与设定值偏差较大时取消积分作用，避免因积分作用导致控制系统稳定性降低、超调量增大；当控制量接近设定值时再引入积分作用，消除稳态误差，提高控制精度[5-8]。

采用积分分离 PID 控制的频率调节模块程序流程如图 3 所示。

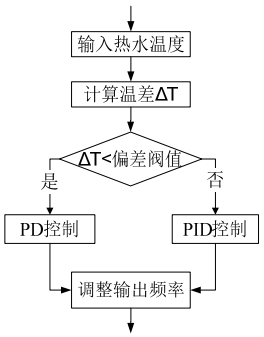


图 3　频率调节模块流程图

Fig.3　Flow chart of frequency regulation module

3.2　触摸屏软件设计

水源 CO_2 热泵变频控制系统采用威伦通 MT6100 触摸屏作为人机操作界面，通过人机操作界面可以完成热泵的启停操作、参数设置、运行信息显示以及报警提示等功能，并实现人机操作界面与 PLC 内部的数据交换，监控热泵机组的运行，实现一体化管理。触摸屏软件主要由主界面、参数设置、故障报警及复位三个界面组成，其结构如图 4 所示。

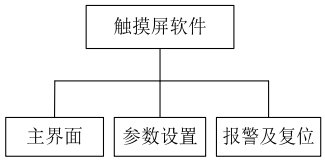


图 4　触摸屏软件结构

Fig.4　Structure chart of touch screen software

触摸屏上电启动时软件自动进入主界面，在主界面可以显示热水出水温度、水源进水温度、冷水泵频率、热泵各组部件运行状态等信息，并可以对热水出水温度进行设置；参数设置界面可以设置 PID 控制参数、热泵运行参数等；故障报警及复位界面则可以查看热泵运行过程中的故障报警信息，解除相应的故障报警。

4　结束语

在水源 CO_2 热泵实际使用过程中表明，以可编程控制器 PLC 作为控制核心结合变频器与触摸屏组成的控制系统能够有效的保证水源 CO_2 热泵可靠运行并快速调节、稳定热泵热水出水温度。

参考文献：

[1] 马一太,王派,张启超,等.CO_2热泵热水机发展现状[J].制冷与空调,2018,18(10):67-71.

[2] 孙建.利用生活废水余热的 CO_2 热泵系统[J].制冷与空调,2015,15(9):39-43.

[3] 宗嘉财.基于 S7-200 SMART 的地源热泵控制系统设计[J].自动化应用,2018,(1):27-28.

[4] 王天舒.一种超低温热泵热水机动态流量控制法[J].研究与探索,2018,(2):226-227.

[5] 吴廷强,阎昌国,罗德莲.基于积分分离模糊 PID 的温度控制系统设计[J].西南大学学报,2017,39(5):185-188.

[6] 任俊杰,李永霞,李媛,等.基于 PLC 的闭环控制系统 PID 控制器的实现[J].制造业自动化,2009,31(4):20-23.

[7] 曹振华.地源热泵空调系统的控制仿真研究[J].制冷与空调,2017,31(3):313-316.

[8] 姜海涛.基于软 PLC 的 PID 控制系统的设计与实现[D].北京:中国科学院研究生院,2012.

（上接第 706 页）

[11] Zeng H, Diao N, Fang Z. Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46:4467-4481.

[12] 周亚素,张旭,陈沛霖.土壤源热泵机组冬季供热性能的数值模拟与实验研究[J].东华大学学报(自然科学版),2002,28(1):5-9.

[13] 魏唐棣,胡鸣明,丁勇,等.地源热泵冬季供暖测试及传热模型[J].暖通空调,2000,30(1):12-14.

[14] 徐卫荣,夏卓平,邱建中,等.地埋管地源热泵系统运行能耗分析[J].暖通空调,2017,47(12):86-90.

[15] GB 50366-2009,地源热泵系统工程技术规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2009:42.

[16] 黄凯,许锦峰.土壤源热泵与冷却塔复合运行的优化模式分析[J].建筑节能,2013,41(9):7-11.

文章编号：1671-6612（2020）06-719-08

空气—空气能量回收装置热湿回收效果研究

董际鼎[1]　刘期武[2]

（1.武汉海尔电器股份有限公司　武汉　430000；2.四川大学　成都　610065）

【摘　要】　通过对空气能量回收装置在销售中碰到的空气能量的显热、潜热计算实际问题，对“不传湿”的金属传热膜“显热交换器”和传热传湿的复合传热膜“全热交换器”进行对比研究，发现 GB/21087-2007 国家标准由于以显热交换器和潜热交换器分类空气—空气能量回收装置理论不够充分。无论以传热膜透湿性还是以有无显热交换或潜热交换定义显热交换器和全热交换器都有商榷之处，空气能量回收装置的显热交换或潜热交换只与产生能量交换空气的温湿度差有关，与热交换膜材料的透湿性无关。研究发现以铝箔作为传热膜的空气能量回收装置具有较高的湿量传递效果，夏季引进新风时有除湿降温的作用，冬季引进新风时有加湿升温的作用，对新风有恒湿恒温的效果。

【关键词】　温度交换效率；焓交换效率；显热交换器；全热交换器；能量回收效率

中图分类号　TH3　　文献标识码　A

Air-to-air energy Recovery Equipment Study on the Effect of Heat and Moisture Recycling

Dong Jiding[1]　Liu Qiwu[2]

(1.Wuhan haier Eoectric Co., Ltd, Wuhan, 430000; 2.Sichuan University, Chengdu, 610065)

【Abstract】　In this paper, through the calculation on the actual air energy of the sensible heat and latent heat encountered in the sales of air energy recovery devices, a comparative study between the "non-moisture transfer" sensible heat exchange equipment with metal heat transfer film and the “moisture-transfer” total heat exchanger with complex heat transfer film was conducted, indicating that there exists a Inadequate theory in the GB / 21087-2007 national standard due to the classification of air-air energy recovery devices by total heat exchange equipment and sensible heat exchange equipment. It is to question the to define sensible heat exchangers and total heat exchangers based on the permeability of heat transfer film, or the presence and absence of sensible and latent heat exchange. The sensible heat exchange or the latent heat exchange of air energy recovery device is solely related to the difference in temperature and humidity of the exchanged air, and has no relation to the permeability of heat transfer film. The study found that the air energy recovery device using aluminum foil as heat transfer film has a higher moisture transfer effect. The introduction of fresh-air can dehumidify and cool down the air during summer. It also humidifies and heats the air during winter. This system has the function of keeping constant humidity and temperature of fresh-air.

【Keywords】　Temperature exchange effectiveness; Enthalpy exchange efficiency; Sensible heat exchange equipment; Total heat exchange equipment; Energy recovery efficiency

0　引言

在销售“空气能量回收装置”时，通讯机站方面的顾客提出了反向应用显热交换器为高热的机房降温要求，并要求按他们提供的计算式进行“显热交换器”显热量的测试和计算。实际上是按《空气—空气能量回收装置》GB/T21087-2007[1]交换效

作者（通讯作者）简介：董际鼎（1945.9-），男，本科，高级工程师，E-mail：dongjd2008@qq.com
收稿日期：2020-03-03

率制冷工况和《房间空调器》GB/T7725-2004 国家标准[2]中 A.3.2 焓值法的显冷量、潜冷量和总冷量计算式进行计算：

GB/T7725-2004 标准空调器空气焓值法计算原公式：

显冷量：$\varphi_{sci}=\dfrac{q_{mi}C_{pa}\left(t_{a1}-t_{a2}\right)}{V_n'\left(1+W_n\right)}$ W　　（1）

潜冷量：$\varphi_{lci}=\dfrac{q_{mi}K_1\left(W_{i1}-W_{i2}\right)}{V_n'\left(1+W_n\right)}$ W　　（2）

制冷量（总冷量）：$\varphi_{tci}=\dfrac{q_{mi}\left(h_{a1}-h_{a2}\right)}{V_n'\left(1+W_n\right)}$ W　（3）

式中：φ_{sci} 为显冷量，W；φ_{lci} 为潜冷量，W；φ_{tci} 为制冷量（总冷量），W；q_{mi} 为室内侧风量，m^3/s；t_{a1} 为回风空气温度，℃；t_{a2} 为送风空气温度，℃；W_{i1} 为回风空气绝对湿度，kg/kg（干）；W_{i2} 为送风空气绝对湿度，kg/kg（干）；h_{a1} 为回风空气焓（干空气），J/(kg·K)（干）；h_{a2} 为送风空气焓（干空气），J/(kg·K)（干）；V_n' 为测点处湿空气比容，m^3/kg；W_n 为测点处空气湿度，kg/kg（干）；C_{pa} 为 1005+1846W_n，J/(kg·K)（干）；K_1 为 2.76×10^6（15℃±1℃时的蒸发潜热），J/kg。

由于空气能量回收装置与空调器有较大不同，空调器热交换器与能量回收装置热交换器都是以铝材作为散热片，但散热片外部和内部的散热工质有很大不同，两种热交换器一侧为空气，空调器铝箔铜管内部的工质是致冷剂，而能量回收装置散热片的另一侧仍是空气，两侧空气的温湿度不同，一侧是引进的新风，另一侧是排出的污风。测试计算时，空气的参数中一般提供的是空气密度，而不是空气比容，因此在实际测试计算过程的参数符号按空气能量回收装置处理。

（1）空气能量回收装置显冷量：

$$\varphi_{sci}=\frac{0.27778q_xC_{px}\rho_{xc}\left(t_{xjg}-t_{xcg}\right)}{1+d_{xc}}\text{ W}\qquad(4)$$

式中符号定义见表 1。

（2）空气能量回收装置潜冷量：

$$\varphi_{lci}=\frac{0.27778Kq_x\rho_{xc}\left(d_{xj}-d_{xc}\right)}{1+d_{xc}}\text{ W}\qquad(5)$$

式中符号定义见表 1。

（3）空气能量回收装置交换总冷量：

$$\varphi_{tci}=\frac{0.27778q_x\rho_{xc}\left(h_{xj}-h_{xc}\right)}{1+d_{xc}}\text{ W}\qquad(6)$$

式中符号定义见表 1。

由于订购的是“铝箔传热膜能量回收装置”，按国家标准 GB/T 21087-2007 对空气能量回收装置分类定义，“显热交换器”的定义是“新风和排风之间只产生显热交换的装置”；“全热交换器”的定义是“新风和排风之间同时产生显热和潜热交换的装置”。从铝箔传热膜热交换器实际测试的效果看，该热交换器既有温度交换效率，也有湿量交换效率，更有焓交换效率，也就是说“新风和排风之间同时产生显热和潜热交换”，符合全热交换器的要求，应该是全热交换器，不是显热交换器。所购空气能量回收装置应该是总冷量，即本机冷量回收量为 φ_{tci}。按空调器对显冷量、潜冷量和总冷量定义测试与计算结果如表 1 所示。

表 1　按机站铝箔显热交换器实际使用情况计算值[3]

Table 1　Calculated value according to actual use of aluminum foil sensible heat exchanger at machine station

项　　目		制　　冷	备　　注
新风量 q_x（m^3/h）		492.96	≥475 为合格
排风量 q_p（m^3/h）		504	≥475 为合格
新风	进风干球温度 t_{xjg}（℃）	27.10	新风进空气密度 ρ_{xj}=1.17kg/m^3；新风进焓值 h_{xj}=55.07kJ/kg
	进风湿球温度 t_{xjs}（℃）	19.51	新风进含湿量 d_{xj}=0.01091kg/kg（干）
	出风干球温度 t_{xcg}（℃）	31.7	新风出空气密度 ρ_{xc}=1.14kg/m^3；新风出焓值 h_{xc}=81.51kJ/kg
	出风湿球温度 t_{xcs}（℃）	26.37	新风出含湿量 d_{xc}=0.0194kg/kg（干）
排风	进风干球温度 t_{pjg}（℃）	35.02	排风进空气密度 ρ_{pj}=1.13kg/m^3；排风进焓值 h_{pj}=89.06kJ/kg
	进风湿球温度 t_{pjs}（℃）	28.05	排风进含湿量 d_{pj}=0.02099kg/kg（干）
	出风干球温度 t_{pcg}（℃）	32.24	排风出空气密度 ρ_{pc}=1.15kg/m^3；排风出焓值 h_{pc}=63.94kJ/kg
	出风湿球温度 t_{pcs}（℃）	22.11	排风出含湿量 d_{pc}=0.01232kg/kg（干）

续表 1　按机站铝箔显热交换器实际使用情况计算值[3]

项　　目	制　　冷	备　　注
蒸发潜热 K（kJ/kg）	2470	
新风定压比热容 C_{px}（kJ/(kg·K)）	0.9944	
温度交换效率 η_t（%）	58.08	η_t=（t_{xjg}−t_{xcg}）/（t_{xjg}−t_{pjg}）≥57%为合格
焓交换效率 η_h（%）	77.79	η_h=（h_{xj}−h_{xc}）/（h_{xj}−h_{pj}）国标无要求（焓交换效率只适用于全热交换器，不适用于显热交换器）
湿量交换效率 η_s（%）	84.23	η_s=（d_{xj}−d_{xc}）/（d_{xj}−d_{pj}）　国标无要求
输入功率 N（W）	309.97	小于名义值 110%为合格
交换总冷量 Φ_{tci}（W）	−3551.64	Φ_{tci}=0.27778q_x(h_{xj}−h_{xc})/(1+d_{xc}) 国标无要求
显冷量 Φ_{sci}（W）	−700.47	Φ_{sci}=0.27778$q_x C_{px}\rho_{xc}$（t_{xjg}−t_{xcg}）/(1+d_{xc})　国标无要求
潜冷量 Φ_{lci}（W）	−3211.28	Φ_{lci}=0.27778$Kq_x\rho_{xc}$(d_{xj}−d_{xc})/(1+d_{xc})　国标无要求
能效比 EER（W/W）	11.46	EER=Φ_{tci}/N　国标无要求

注：冷量计算式中，我们将单位进行了调整，风量 m^3/s 改为 m^3/h；比容积改用密度，单位也由 kg/m^3 改为 m^3/kg；焓值单位由 J/kg，改为 kJ/kg；换算后，原冷量公式中增加了前面的系数 0.27778。

虽然测试结果应该是全热交换器，计算的总冷量达到 3551.64W，能效比高达 11.46W/W，焓交换效率 77.79%。但机站方说铝箔热交换器是显热交换器，按机站实际使用状态和提供的计算公式测试计算的结果显冷量只有 700.47W。以显冷量计算能效比只有 2.25W/W。如此差的效果，根本达不到要求，客户不满意。按空调器标准显冷量计算公式计算空气能量回收装置显热交换器测试参数换算为显热交换器的显冷量本身合理的，但计算的结果也只是显热交换器的显冷量，并不是显热交换器的全部冷量，还应该包括显热交换器的潜冷量，显冷量和潜冷量才是显热交换器的全部制冷量。空调器标准中写明了空调器的总制冷量包含了显热量和潜热量，空调器之所以采用测试计算出显热量和潜热量，主要是从测试计算方便而已，空调器制冷过程中存在湿空气凝露现象，同时存在显热传热和潜热传热，显热传热和潜热传热结果都是空调器的实际制冷量。通讯机站方将空气能量回收装置的铝箔热交换器定义为显热交换器，显热交换器当然只有显冷量，没有潜冷量。到底铝箔热交换器是显热交换器还是全热交换器，空气能回收装置没有从热交换器的材料进行分类。

由于机站实际使用状态只用于降温，室内排风为高温侧，室外新风为低温侧，所测试结果与空气—空气能量回收装置的使用状态有较大区别；空气—空气能量回收装置室外新风为高温侧，室内排风为低温侧。按空气—空气能量回收装置的使用状态进行计算如下（注：计算符号保持原机站各参数符号）：

（5）空气能量回收装置的温度交换效率：

η_t=（t_{xjg}−t_{xcg}）/（t_{xjg}−t_{pjg}）=（35.02−32.24）/（35.02−27.1）=35.1%

（6）空气能量回收装置的焓交换效率：

η_h=（h_{xj}−h_{xc}）/（h_{xj}−h_{pj}）=（89.06−63.94）/（89.06−55.07）=73.9%

（7）空气能量回收装置湿量交换效率：

η_s=（d_{xj}−d_{xc}）/（d_{xj}−d_{pj}）=（0.02099−0.01232）/（0.02099−0.01091）=86.0%

（8）空气能量回收装置的显冷量：

Φ_{sci}=0.27778$q_x C_{px}\rho_{xc}$（t_{xjg}−t_{xcg}）/(1+d_{xc})=0.27778 × 504 × 0.9944 × 1.13 ×（35.02−32.24）÷（1+0.01232）=432.0W

（9）空气能量回收装置的潜冷量：

Φ_{lci}=0.27778$Kq_x\rho_{xc}$(d_{xj}-d_{xc})/(1+d_{xc})=0.27778 × 2470 × 504 × 1.13 ×（0.02099−0.01232）÷（1+0.0194）=3323.4W

（10）空气能量回收装置的总冷量：

Φ_{tci}=0.27778q_x(h_{xj}−h_{xc})/(1+d_{xc})=0.27778×504×（89.06−63.94）÷（1+0.01232）=3474W

（11）空气能量回收装置的能效比：

EER=Φ_{ici}/N=3474÷309.97=11.2W/W

从以上计算结果可以看出：能量回收装置可以反向使用，反向使用的效果高于正常使用。总冷量机站使用状态高于空气能量回收装置正常使用状

态 2.23%，能效比高 2.32%。但如果按显冷量计算，显冷量只有 432W，比正向使用还低，更达不到机站方的要求。

1　以传湿定性“显热交换器”和“全热交换器”有待商榷

为何机站方将铝箔热交换器定性为显热交换器，在标准中找不到答案，我们也知道这是行业不成文的模糊概念，能量传播方式为隔膜传热，但湿量传播方式是质量传播，认定质量传播不可能象能量那样，可以隔膜传播，没有通水孔不可能进行湿量传播。因此没有通水孔的铝箔传热膜，就没有湿量传播，只有能量传播。自然这种“没有湿量传播的铝箔热交换器”定义为显热交换器。在工程上，传播过程中为了测试计算简化，不管有没有水蒸汽还是液态水的相态变化，所有的湿气传热都用潜热公式加上干空气的显热公式进行测试和计算其传热量。

造成将铝箔热交换器定义为显热交换器有两个条件，一是将湿量交换认定为潜热交换；二是湿量只有透湿膜才能交换，非透湿膜没有湿量交换，哪怕铝箔非透湿膜热交换器实际测试中表现出有湿量交换，也因标准中“温度交换效率适用于显热交换器”的注释而被认定为无效。为了理清铝箔热交换器到底是什么交换器，必须清楚以上两个概念的实用性。在没有深入研究前，我们也认为无孔传热膜没有湿量传播[4]。

（1）湿量交换不全是潜热交换。

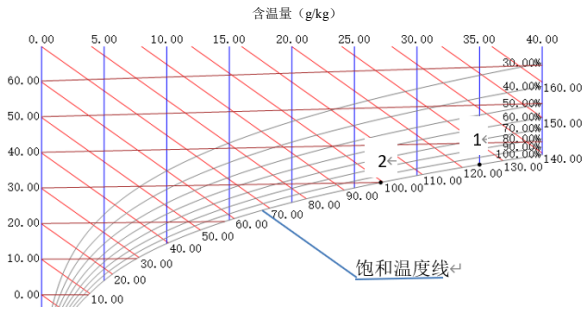


图 1　湿空气焓湿图

Fig.1　Enthalpy wet figure of wet air

图 1 是湿空气的焓湿图，图中有条饱和温度线，湿空气的湿量即是水蒸汽或液态水的含量，水有三种表现形式，冰、水、水气（或水蒸汽），水也有两种表现形式，液态水和水雾。在湿空气的传热过程中，有两种潜热，一是气化潜热（或凝结潜热），二是固化潜热（或液化潜热）。潜热必须有两个条件：传热过程中温度不变和相态变化。所有温度变化过程的热量传播，都是显热传播。在空气的焓湿图中，有一条饱和温度线，在饱和温度线以上是非饱和区，一般情况下，大气都在非饱和区，只在雨露天，大气相对湿度达到 100%的饱和线上。空气能量回收装置的热交换器通道中的新风和排风运行温度点基本上都处于非饱和区，标准规定的制冷工况新风和排风的进风温度点都在非饱和区，新风进风干球温度 35℃，湿球温度为 28℃，其饱和温度为 25.57℃。排风进风干球温度 27℃，高于饱和温度。因此在热交换器传热过程中没有产生凝露，无论是“显热交换器”还是“全热交换器”，根本没有潜热交换。但在实际运行过程，特别是在热湿天气，新风干球温度达 38℃，相对湿度可达 100%，其饱和温度为 38℃，出风温度为 30℃，相对湿度为 100%，热交换过程既有潜热交换也有显热交换。图 1 中有状态点 1 为新风进风温度，2 为新风出风温度。整个过程都在饱和温度线上进行，在出风低温的作用下，新风已达到饱和温度，进入热交换器后，便凝结成液态水或雾气，并在热交换器中继续降温，这是液态水继续放热降温，但没有凝固成冰或蒸发成水气，没有相态变化，这个过程为显热交换。整个湿量交换过程，不全是潜热交换；在非饱和区进行热交换时，无论是显热交换器还是全热交换器大多数全是显热交换。前面的铝箔热交换器在标准制冷工况下进行的测试试验，全过程虽然有湿量交换，但没有出现湿空气的相态变化，全过程只有显热交换。

（2）湿量交换不全是透孔膜传递，湿量交换的传递通道是直接与室内和室外相通的主通道。

水气分子很小，可以说是气体中体积最小的气体之一，特别是比挥发性气体的分子都小。在湿量传播时，又是高湿向低湿方向传播，孔小本身流阻就大，新风通道与排风通道之间的压差不大，不可能将 50%以上的水气分子全部通过透湿膜传递。主通道直接与室内外相通，通道中空气的温湿度有较大差别，由于新风和排风有温差和湿量差，即使不通过隔膜新风也能直接进入室内，室内污风也能直接排出室外。通过隔膜的能量传播引起通道中的湿量密度发生变化，改变了湿量传递量。铝箔的导热系数 204W/(m·K)，水的导热系数 0.552W/(m·K)，

一般复合膜的导热系数只有 0.036～0.056W/(m·K)之间。由于传热膜的厚度一般都小于 0.0002m，将膜的导热率缩小了万分之二。但铝箔仍远大于透水气的复合膜许多。铝箔的传热速度远高于复合膜，引起的湿量传递也远高于复合膜。这是采用机站铝箔热交换器的湿量传播和能量传播都较大的主要原因。

通过以上理论，可以看出空气能量回收装置的主要性能是能量回收和湿量回收。空气性能中对人影响较大的除了有害气体外，就是空气的温度和湿度，且温度和湿度对人的舒适度影响几乎相同，能量传播对温度和湿度的影响偏重于湿度，因为湿空气中水气的热容量远大于干空气。普通的非金属复合膜的“全热交换器”与金属铝箔膜的“显热交换器”相比，其实温度交换效率相差不大，但湿量交换效率和焓交换效率却相差很大，特别是湿量交换效率相差最大。这是测试的结果，不得不让人相信。从以上分析看，以传湿定性“显热交换器”和“全热交换器”有待商榷。

2　湿量传递通道分析

工程中，为了计算方便，将湿量交换的湿量差与气化潜热之积计算潜热量，干空气的热量按空气比热与空气量之积计算显热量，在计算交换热量上并没什么不对。但用这种计算方法区分显热交换过程和潜热交接过程就有待商榷。理论上空气能量回收装置在标准制冷工况条件下，能量回收运行过程中没有发生凝露现象，只有显热交换，没有潜热交换，用焓差法计算的热量，就是空气能量回收装置标准工况的全部热量。没必要采用湿空气的潜热量和干空气的显热量分别进行计算，这样容易造成概念上的混乱。两种计算空气传热量的方法计算的总传热量的精度没有太大的差别，作为全热交换器的计算结果差别不大；但“显热交换器”忽略湿空气的“潜热量”，其传热量计算结果与实际传热量偏差极大。

2.1　研究空气能量回收装置能湿传播通道

“全热交换器”的传热膜大都为透湿纸质膜，透湿孔必不小于水气分子直径，但也不能大于一氧化碳气体分子直径，这样才能保证有害气体不会被回收。

湿量传递应该是质量传递，不会象能量那样进行隔膜传递。“全热交换器”湿空气中水气能透过传热膜相互传递，必有空气流的短路或泄漏，从测试效果看，湿量交换效率达 50%以上，如果都是透湿膜传递的效果，其空气内部漏风率必大于 50%。新国家标准规定，“内部漏风率≤5%”，从这一点看，湿空气的湿量不可能全是通过“透湿孔”传播。铝箔热交换器没有透湿孔，但湿交换量却远远高于纸质透水膜热交换器，说明了湿交换不全是通过膜上通孔传递的。传热膜上没有通孔仍能传递湿量。

在封闭的铝箔热交换器通道内，从进口到出口出现了湿量差，说明通道中有湿量传递，既没有透湿孔与邻膜通道相通，湿量只能质量传递，为何封闭的通道内流动空气的湿量会有变化？这是我们必须研究的课题。

2.2　铝箔热交换器热湿传递过程分析

铝箔热交换器的传热膜没有透湿孔，更有研究价值。图 2 是机站用铝箔热交换器新风热湿传递过程焓湿图。

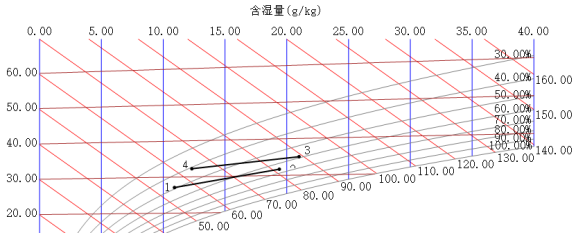


图 2　铝箔热交换器新风热湿传递过程焓湿图

Fig.2　Enthalpy wet figure of heat and humidity transfer process of fresh air in aluminum foil heat exchanger

表 2　铝箔热交换器通道空气状态点参数

Table 2　Air state point parameters of aluminum foil heat exchanger channel

状态点	干球温度℃	焓 kJ/kg	湿度 kg/kg	密度 kg/m^3
1	27.1	55.07	0.01091	1.17
2	31.7	81.51	0.0194	1.14
3	35.02	89.06	0.02099	1.13
4	32.24	63.94	0.01232	1.15

新风从 1 点流向 2 点，排风从 3 点流向 4 点。先查新风的过程线空气状态参数的变化情况。1—2 线与 3—4 逆向传播。新风从低温 27.1℃逐渐加热流向 31.7℃；能量焓值从 55.07kJ/kg 逐渐传热增加到 81.51kJ/kg，此能量变化是排气侧空气的能量隔膜传播给新风通道空气的现象；空气密度由

1.17kg/m^3 逐渐扩散降低密度到 1.14kg/m^3，密度的降低仅是空气内部质量因获得能量后分子运动加速的现象；湿度由 0.01091kg/kg 增加到 0.0194kg/kg，在空气体积流速相同的同一新风通道内由于能量的传播，引起空气密度和湿度的变化，这就是湿量从室外到室内传递的途径，并非通过膜孔的传递。排风与新风一样，从 35.02℃逐渐放热流向 32.24℃；能量焓值从 89.06kJ/kg 逐渐传热流向 63.94kJ/kg；空气密度由 1.13kg/m^3 逐渐收缩增加密度到 1.15kg/m^3；湿度由 0.01091kg/kg 增加到 0.0194kg/kg，按空气焓湿图中非饱和区基本性质规律运行。只要有能量隔膜传播，在与外界相通的整个通道上的空气状态必有相应变化，温度、密度、湿量等状态参数变化的规律符合焓湿图的描述。

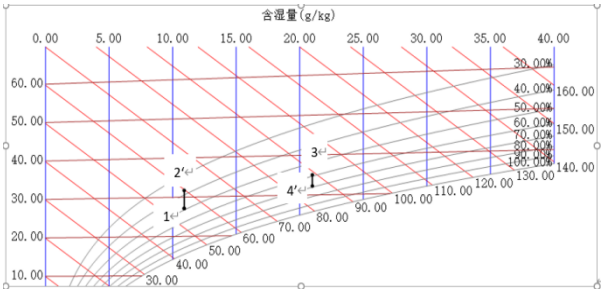


图 3　等湿传播的焓湿状态图像

Fig.3　Image of enthalpy and humidity state of Equal wet propagation

图 3 是等湿传播的焓湿状态图。1—2’干球温度仍以新风进出风温度，按进风温度 27.1℃，出风温度 31.7℃，进出风湿度都是 0.01091kg/kg，进出风焓差为 4.08kJ/kg，只有 1—2 状态点的出风焓 15.43%，按进风量计算成能量交换量只有 590.9W，比铝箔热交换器的显热量还低。查得 1 点进风水蒸汽分压 1746.73Pa，出风水蒸汽分压 1746.45Pa，几乎没有变化。由此可以看出，只有干空气的传热过程，才可能是等湿传热。

表 3　铝箔热交换器等湿传播通道空气状态点参数

Table 3　Air state point parameters of Equal wet channel spread as aluminum foil heat exchanger

状态点	干球温度℃	焓 kJ/kg	湿度 kg/kg	密度 kg/m^3
1	27.1	55.07	0.01091	1.17
2'	31.7	59.78	0.01091	1.15
3	35.02	89.06	0.02099	1.13
4'	32.24	86.16	0.02099	1.15

2.3　分析湿量对空气流变化的规律

封闭通道空气流流量的变化规律十分明确，在体积流量相同的条件下，加热则轻，冷却则重。对空气加热时，尽管空气体积流量未变，但空气密度变小，空气变轻，水蒸汽热量增加。空气的温度是表征空气能量变化过程的物理量，在热力学中，将空气温度分为干球温度、湿球温度、饱和温度（露点温度）、绝对温度等。温度与焓有着直接的关系[5]。

$$i=1.01t+0.001d(2501+1.84t) \quad (7)$$

变换公式：$d=\dfrac{i-1.01i}{2501+1.84t}$　$d=\dfrac{0.622p_q}{B-p_q}$　(8)

式中：i 维护焓，kJ/kg（干空气）；d 为含湿量（绝对湿度），kg/kg（干空气）；t 为干球温度，℃；B 为大气压，B=101325Pa；P_q 为水蒸汽分压力，Pa。

从公式（7）能量焓的公式中可以看出，温度 t 和含湿量 d 是湿空气焓 i 的函数；从变换公式看，焓 i 和温度 t 是湿空气含湿量 d 的函数。在传热过程中，有能量传播和温度变化都会引起湿空气含湿量的变化。公式（8）湿量随水蒸汽分压力变化，水蒸汽分压力 p_q 是湿量 d 的函数，水蒸汽分压力变化量比温度变化量更大，因此湿空气加热时空气变轻、湿量密度减小和热量增加的主要原因是湿空气中的水蒸汽分压力变化，水蒸汽能量增加的表征是水蒸汽分压力的增加。图 2 中 1—2 非等湿过程的蒸汽分压力由 1746.73Pa 上升到 3064.33Pa，增加了 75.43%；图 3 中 1—2’等湿过程的水蒸汽分压力从 1746.73Pa 到 1746.45Pa 反而有所降低，降低幅度极小，0.016%，空气中水蒸汽的能量基本没有变化，只有干空气能量的微小变化。

从以上分析可以看出，湿量传递的效果在保证内部漏风率条件下，与传热膜的透气性没太大关系，达到可以忽略不计的程度。

3　讨论与意见

3.1　讨论

（1）关于显热交换器和全热交换器的理念商榷经实际测试和理论分析，我们对空气能量回收装置的显热交换、全热交换和潜热交换的理念如下：

GB/T21087-2007 国家标准对空气—空气能量回收装置分为显热交换器和全热交换器两大类，并

给出了定义。按定义很难从结构上区分这两类热交换器。行业内以传热膜的透湿性区分其类属，经前面的测试、计算和分析，充分说明传热膜透湿性并不能证明透湿膜热交换器就同时有显热交换和潜热交换，更不能证明不透湿膜热交换器只有显热交换。

测试、计算和分析证明了能量回收装置都同时有显热交换和潜热交换的可能性。在标准制冷工况下运行时，所有的能量回收装置都只有显热交换，没有潜热交换；但在标准制热工况时，由于新风进风干球温度 5℃低于露点温度 6.17℃，所以在标准制热工况下运行时，所有空气能量回收装置都应该有潜热交换，同时也有显热交换。在非标准工况下运行时，所有的空气能量回收装置在制冷和制热运行时都可能有显热交换和潜热交换。只要可能同时发生显热交换和潜热交换的能量回收装置都应该是全热交换器，根本不会有显热交换器。

对于透湿膜热交换器，与非透湿膜热交换器在不同工况下与透湿膜热交换器基本相同。我们认为用传热膜的透湿性不能区分出显热交换器和全热交换器。采用显热交换器和全热交换器作为空气—空气能量回收装置的分类，为空气能量回收装置能量回收和恒湿效应的应用造成混乱。

（2）工程中，将空气能分为显热、潜热和全热，如 GB/T7725-2004《房间空气调节器》国家标准、GB/T31437-2015《单元式通风空调用空气—空气热交换机组》[6]的制冷量、额定换热量的计算有显热量、潜热量、总热量或全热量的概念和计算式，都是将湿度随温度变化的能量传播全过程按潜热进行计算，作为对空气传热量的计算是可行的，但计算结果必需表明计算的显热量和潜热量之和才是能量交换的总热量，不能只用温度交换效率作为空气能量回收装置能量回收主要参数。这里仅表达支持空气温度变化的是显热量，支持空气湿度变化的是潜热量，产品的总制（换）热量是全热量，这样既体现产品的功能与作用也保证了产品主要性能的准确性，不能以此理念将能量回收装置分为显热交换器和全热交换器。

（3）空气能量回收装置温度交换效率计算的讨论。

GB/T21087 国家标准以温度交换效率为空气能量回收装置的显热交换器显热回收效率的有效性能。实际上是以空气能量回收装置的进出风测试点测出的干球温度作为计算温度交换效率的参数。空气能量回收装置实际测试参数不仅有干球温度，还有湿球温度，在空气焓湿图上，等湿球温度线与等焓线几乎重合，湿球温度的变化率才是湿空气显热变化效率，而干球温度变化效率只是干空气的显热变化效率。

前面铝箔膜空气能量回收装置的湿空气显热交换效率可以用湿球温度交换效率表示，按正向运行计算。

湿球温度交换效率计算如下：

$$\eta_{st}=\frac{t_{pjs}-t_{pcs}}{t_{pjs}-t_{xjs}}\cdot 100\%=69.56\% \tag{9}$$

式中：η_{st} 为湿空气温度交换效率，%。

空气显热交换效率应该是包括干球温度和湿球温度两个温度参数的函数，湿球温度交换效率是湿空气显热交换效率的表征，干球温度交换效率只是干空气显热交换率的表征。干球温度交换效率作为显热交换器的能量回收效果有损显热交换器的实际能量回收效果。

（4）能量交换和湿量传递的主通道基本相同

分析能量传播过程，室内室外空气温度和湿度存在差异的情况下，才存在通过热交接器能量的传播，对室内外能量的传播主通道有两个，一个是膜间空气能量的对流传播，二是隔膜方向的导热传播，且都是高温向低温方向进行能量的传递。没有膜间通道的对流传播就不会有隔膜方向的导热传播。能量传播量与温度差、气流速度、空气含湿量和传热膜的导热率有关。空气能量回收装置的能量传播实际上就是平壁能量传播。平壁能量传播的传热系数 K 按以下公式计算：

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{1}{\alpha_2}} \tag{10}$$

式中：K 为平壁传热系数，kcal/(m^2·℃)；α_1 为 1 侧高温介质（空气）对平壁的放热系数，kcal/(m^2·℃)；δ_1 为平壁厚度，m；λ_1 为平壁导热系数，kcal/(m^2·℃)；α_2 为 2 侧低温介质（空气）对平壁的放热系数，kcal/(m^2·℃)。

从公式中可以看出，传热系数与平壁的厚度和导热系数有关，更与平壁两侧空气的放热系数有关。空气能量回收装置的能量回收量不仅仅是隔膜

传热量，更有膜间主通道空气流的导热量。

空气能量回收装置全热交换器的传热膜通道的能量传播包括两部分，一是传热膜的导热，二是传热膜的透湿孔和密封缝隙漏热。透湿孔只允许水气分子通过，全热交换器的传热膜目前国内有两种，一种是普通纸质膜，另一种是具有吸湿性的异相膜[7]。普通纸质膜受到内部漏风率的限制，即使能通过水气分子，也会提高内部漏风率，所以普通纸质膜几乎没有透气孔；具有吸湿性的异相膜水气分子只能吸附在膜和透湿孔表面封闭这些水气通孔，不会大幅度增加内部漏气率，吸附的水分子通过量不会很大，但可以改变水内部能量的传播方式，将通过封闭孔的水气分子层的隔膜导热变成水分子内部的对流传热，且异相膜的导热率也远远高于普通纸膜，可以双重提高传热效果[8]。吸湿性的异相膜由于改变了膜的传热方式和导热效果，其热回收效果还高于铝箔传热膜，但异相膜热交换器的湿量传递效果并不比铝箔热交换器高。这也说明了能量回收装置的湿量交换并非是传热膜上的透湿孔的效果。

能量传播的主通道有膜间通道和传热膜通道两个，湿量传递的主通道也有膜间通道和传热膜通道两个。其中传热膜通道有两个因素，一个因素是传热膜的导热量；另一个因素是传热膜的透湿孔和传热膜的密封性，由于传热膜的密封性和透湿孔与能量回收装置内部漏风率有直接关系，通过传热膜孔直接进行湿量交换极少，达到忽略不计的程度，只有传热膜的导热量能改变膜间通道湿量的传递效果。所以能量回收装置的湿量传递（交换）也是膜间和传热膜两个通道。

3.2　我们的见建议

（1）按空气—空气回收装置国家标准分类的定义，能量回收装置只有全热交换器，没有显热交换器；

（2）以温度交换效率作为显热交换器能量交换效率有严重的不实；

（3）行业以传热膜的透湿性定性全热交换器和显热交换器没有可信依据；

（4）工程上将湿量变化的能量差全部按潜热量处理，作为产品标准的计算方法没问题，但容易引起用户对能量交换量和除湿量的误判；

（5）原国家标准偏重装置能量回收功能，忽略了装置的湿量回收功能。

参考文献：

[1] GB/T 21087-2007,空气—空气能量回收装置[S].北京:中国标准出版社,2007.

[2] GB/T 7725-2004,房间空气调节器[S].北京:中国标准出版社,2005.

[3] 王平,邵安春,董际鼎.关于空气能显热、潜热概念与计算讨论[C].2013 年中国制冷学术年会论文集,2014.

[4] 董际鼎,邵安春,郑光群,等.GB/T21087-2007《空气—空气能量回收装置》能效问题的讨论[J.制冷与空调,2015,(2):130-135.

[5] 尉迟斌,卢士勋,周祖毅.实用制冷与空调工程手册[M].北京:机械工业出版社,2005.

[6] GB/T 31437-2015,单元式通风空调用空气—空气热交换机组[S].北京:中国标准出版社,2015.

[7] 宁波东大空调设备有限公司.一种异相膜、异相膜机芯及其制造装置和方法[P].中国专利:发明专利申请号 201210439761.8, 2013-04-24.

[8] 宁波东大空调设备有限公司.一种异相膜和异相膜机芯[P].中国专利：实用新型专利号 ZL201120409407.1, 2012-10-03.

[9] 董际鼎,邵安春,郑光群,等.异相膜 NIMTE 在空气能量回收装置中使用效果试验研究[J].制冷与空调,2015,(2):11-18.

文章编号：1671-6612（2020）06-727-04

新疆某项目蒸发制冷系统设计与分析

侯连建

（筑博设计股份有限公司　深圳　518040）

【摘　要】　蒸发制冷技术利用干空气能，来制取建筑空调用高温冷水，实现温湿度独立控制，节能潜力巨大，比传统空调节能 40%～70%左右。以新疆某艺术中心为例，介绍大空间展厅和艺术大街暖通空调设计以及设计过程中应注意的问题，可供同地区同类型的项目设计参考。

【关键词】　蒸发制冷技术；干空气能；大空间暖通空调设计

中图分类号　TU831　　文献标识码　B

Evaporative Refrigeration System Design and Analysis of Project in Xinjiang

Hou Lianjian

(ZHUBO Design Group Co., Ltd, Shenzhen, 518040)

【**Abstract**】　Evaporative refrigeration technology use Dry air energy. To preparation Building air conditioning high temperature water, Realizing Independent Control of Temperature and Humidity Great potential for energy conservation40%～70% energy saving compared with traditional air conditioning Taking an Art Center in Xinjiang as an example This paper introduces the HVAC design of large space exhibition hall and Art Street as well as the problems needing attention in the design process. The same type of project design in the same area can be referred to in this paper.

【**Keywords**】　Vaporative refrigeration technology; Dry air energy; HVAC Design for Large Space

0　引言

新疆属于干热地区，夏季室外空调设计干球温度较高，空气含湿量、湿球温度和室外空调设计相对湿度均较低.乌鲁木齐夏季室外焓值为 55.8kJ/kg（室外干球温度 33.5℃，湿球温度 18.2℃）[1]，室内焓值 59.5kJ/kg（设计温度 26 度，相对湿度 55%）[2]，夏季室外焓值比室内设计焓值还要低，夏季充分利用室外焓值更低的新鲜空气，不仅能够节能还能使室内新鲜空气充足，提高舒适性。

本文以新疆某艺术中心项目为例，介绍本项目大空间展厅暖通空调设计，夏季空调末端采用卧式多级蒸发制冷空气处理机组全新风运行，充分利用室外焓值低的新鲜空气。

1　蒸发制冷技术原理

蒸发制冷技术就是利用干空气能来获得空调所需制冷量，在不同类型的蒸发制冷装置中，利用水和干空气的热湿交换获得低温的冷风或冷水的一种制冷技术。

2　案例分析

2.1　项目概况

新疆某艺术中心项目，位于新疆乌鲁木齐，设计主体包含新疆美术馆、新疆画院、新疆文化馆、非物质文化遗产研究中心。建筑面积 78291m^2，占地 52960.85m^2，属于一类高层，主体 3 层，局部 5 层，建筑高度为 20.00m，局部因展厅运输、展厅净高要求及设备房高度要求抬高，屋面上存在 22.00、23.90、25.80、27.00 的建筑高度；东侧和西侧展厅

作者（通讯作者）简介：侯连建（1986.10-），男，本科，工程师，主要从事暖通空调工程设计，E-mail：472873913@qq.com
收稿日期：2020-03-10

之间由单层 30m 高艺术大街连接，负一层为展厅、车库和设备用房，负二层为美术馆展厅库房及附属用房、车库和设备用房；设计主体为新疆艺术中心，包含美术馆、文化馆、非物质文化遗产研究中心、画院四个单位及各功能配套业务用房。

2.2　冷源设计

项目冷源采用干空气能间接蒸发冷水机组.大温差小流量冷水机组服务于卧式多级蒸发制冷空气处理新风机组，供回水温度分别为 16℃/26℃，小温差大流量冷水机组服务于干式风机盘管及地板辐射，供回水温度分别为 16.5℃/21.5℃。

2.3　展厅暖通空调设计

本项目有 11 个大型展厅，每个展厅面积约 900m^2，展厅室内净高 7m，还有一个 20 多米高的艺术大街，艺术大街室内净面积约 3000m^2。属于高大空间，合理的暖通空调设计对节能非常有利，展厅和艺术大街均采用地板辐射供冷/暖＋卧式多级蒸发制冷空气处理新风机组。新风机组用“免费供冷”的方式送入大量新风，消除室内余湿和显热负荷，室内空气品质良好。

以 3 号展厅暖通设计为例，该展厅空调面积约 900m^2，室内总人数 300 人，室内显热负荷 Q_x=60kW，室内湿负荷 W=38kg/h。

2.3.1 室内外设计参数

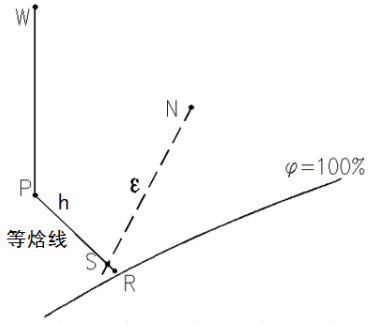
表 1　室内外设计参数

Table 1　Indoor and outdoor design parameters

设计参数	干球温度℃	湿球温度℃	露点温度℃	相对湿度%	焓值 kJ/kg	含湿量 g/kg
夏季室外	33.5	18.2	10	23.7	55.8	8.58
夏季室内	26	19.2	16.3	55	59.5	12.8

2.3.2 夏季空调末端设计

设计选用一台风量 20000m^3/h 的卧式多级蒸发制冷空气处理机组供冷，夏季全新风运行，室内吊顶下净高按 7m，夏季空气处理过程如图 1 所示。



W—室外空气状态点；N—室内设计状态点；P—间接蒸发制冷段后空气状态点；S—直接蒸发段后空气状态点；R—机组直接蒸发制冷段出风参数能达到的极限状态点；h—等焓线；ε—热湿比线

图 1　夏季空调处理过程焓湿图

Fig.1　Enthalpy-Wet Diagram of Air Conditioning Processes in Summer

2.3.3 夏季处理过程分析

室外状态点 W 经间接蒸发制冷后变成状态点 P，此过程属于等湿降温过程，根据设计指南[5]，机组的使用地点和型号确定后，P 点出风参数是一个定值（干球温度为 19.7℃，含湿量为 8.1g/kg），由干空气能间接蒸发冷水机组的间蒸发制冷段处理，再由 P 点经直接蒸发制冷后到 S 点，水吸收空气中的热量后蒸发变成水蒸气，此过程属于等焓加湿过程，由机组的直接蒸发制冷段处理，直接蒸发段效率确定见下，如计算结果机组制冷量不满足要求再调整直接蒸发段效率。

确定空气处理机组的直接蒸发制冷段效率：

依据设计指南[5]，直接蒸发段制冷效率可以根据含湿量 d_n 和室外含湿量 d_w 的大小，按以下原则确定：

（1）如果 d_n−d_w<1g/kg 时，按 η=0%确定送风状态点 S；

（2）如果 d_n−d_w>1g/kg 时，按送风温差 d_n−d_s=1g/kg 确定送风状态点 S 和直接蒸发制冷段效率 η；

（3）如果 d_n−d_w>1g/kg 时，并且当 η 取 90%时，仍然有 d_n−d_s>1g/kg 时，按 η=90%确定送风状态 S；

本案例室内含湿量 d_n=12.8g/kg，室外含湿量 d_w=8.58g/kg，可知 d_n−d_w>1g/kg，且 η 取 90%时，d_s=10.7g/kg。

d_n−d_s=12.8-10.7=2.1g/kg，因此按 η=90%确定送风状态 S。经查焓湿图得 S 状态点干球温度为 14.3℃，含湿量为 10.7g/kg。

确定需要的新风量：

（1）满足除湿要求的最小新风量为：$W/[\rho\times(d_n-d_s)]=38/[1.05\times(12.8-10.7)]\times1000=17233m^3/h$。

（2）满足卫生要求的最小新风量为：$6000m^3/h$（按每人 $20m^3/h$ 计算）。

设计选用新风量为 $20000m^3/h$。

计算新风所能担负的室内显冷负荷

$$Q=G_w\times C_P\times\rho\times(t_N-t_S)/3600$$
$$=17233\times1.01\times1.05\times(26-14.3)/3600$$
$$=64.1kW$$

从以上计算结果可以看出来，新风机组担负的室内显冷负荷为 64.1kW，而房间所需要的显冷负荷为 61.3kW，新风所能够承担的室内显冷负荷等于建筑所需要的显冷负荷，设计满足要求。新风机组选型为 $20000m^3/h$，室内换气次数约 n=3 次/h。

2.4　艺术大街暖通设计

本项目艺术大街高度约 20m，面积约 $3000m^2$，室内总人数 1000 人，室内显热负荷 290.5kW，室内湿负荷 120kg/h，室内设计温度 26℃，相对湿度 ϕ=55%，室内含湿量 12.8g/kg。采用地板辐射供冷/暖＋卧式多级蒸发制冷空气处理新风机组，新风机组消除室内余湿和部分显热负荷，空调的显冷末端—地板辐射供冷在干工况下运行，承担消除房间和人体热负荷的作用，地板辐射供冷供水温度 16.5℃，高于室内空气的露点温度，不存在盘管表面凝水结露的问题，地板辐射盘管在干工况下运行，无病菌的滋生问题，室内空气品质良好。

2.4.1 夏季空调制冷末端设计

空气处理过程参考展厅空气处理过程，P 点和 S 点的参数确定方法同展厅空气处理过程。此处直接蒸发段效率也按 90%考虑。

确定需要的新风量：

（1）满足除湿要求的最小新风量为：$W/[\rho\times(d_n-d_s)]=120\times1000/[1.05\times(12.8-10.7)]=54421m^3/h$

（2）满足卫生要求的最小新风量为：$20000m^3/h$（按每人 $20m^3/h$ 计算）

设计选用新风量为 $54421m^3/h$。

计算新风所能担负的室内显冷负荷：

$$Q=G_w\times C_P\times\rho\times(t_N-t_S)/3600$$
$$=54421\times1.01\times1.05\times(26-14.3)/3600$$
$$=187.6kW$$

比较新风所能承担的室内显冷负荷与建筑需要的显冷负荷：

新风所能承担的室内显冷负荷为 187.6kW，小于建筑所需要的显冷负荷（290.5kW），仅靠新风不能满足排除全部显热要求，剩余的室内显冷负荷由地板辐射盘管承担。

确定地板辐射盘管需要承担的室内显冷负荷：

地板辐射盘管需要承担的室内显冷量为：290.5−187.6=102.9kW

地板辐射盘管单位面积制冷量约为 $23.1W/m^2$[5]，此结果来源于 ASHRAE Handbook 2000 中提供的计算公式，并用 ASHRAE Transactions 103(1)42−48 页的文章中，关于管间距冷量修正系数进行修正后的结果（表中计算条件为：室内空气温度 26℃；管道间距为 200mm；平均水温为 19℃）[6]。

地板辐射盘管承担总显冷负荷为 $23.1\times3000/1000=69.3kW$，小于 102.9kW，因此需要加大新风量以减少地板辐射盘管，因为空气处理机组直接蒸发制冷段效率已经达到了 90%，不宜再加大，这时，只能适当放松湿度控制，直接加大风量，为此，将新风量加大到 $65000m^3/h$，这时，新风能够承担室内显冷量 224W，因此，需要地板辐射盘管承担 290.5−224=66.5kW。设计选用 2 台 $20000m^3/h$ 和 1 台风量 $25000m^3/h$ 的卧式多级蒸发制冷空气处理机组，总风量 $65000m^3/h$。

2.4.2 艺术大街分层空调技术

艺术大街采用分层空调技术形式[6]，由于艺术大街顶部设置了天窗，夏季顶部聚集很多热气，在上部非空调区设置排风将热气排出去，以改善室内环境，如图 2 所示。

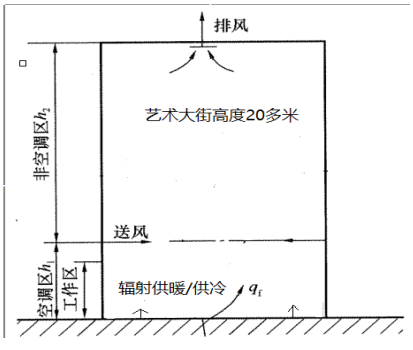


图 2　艺术大街分层空调技术示意图

Fig.2　Technical sketch of stratified air conditioning in Art Street

3　节能分析

（1）采用干空气能间接蒸发冷水机组只有水泵和风机的电量，而常规水冷式冷水机组电量包括：冷水机组压缩机、冷冻水泵、冷却塔风机电量、冷却水泵，因此冷水机组能够大幅度地节省运行能耗和费用。

（2）卧式多级蒸发制冷空气处理机组比常规空调机组多一个直接蒸发制冷段，需要设置水泵，然而此水泵的用电量很小，以风量为 20000m^3/h 的卧式多级蒸发制冷空气处理机组为例，直接蒸发制冷段水泵功率 0.55kW，相比制冷主机的用电量，占很少一部分，考虑主机节约的电量，综合节能达 40%～70%左右，以 3 号展厅计算为例，在同样的房间冷负荷和湿负荷情况下，房间达到设计温、湿度，选用空调设备，分别对两种空调系统进行节能计算，相对传统空调节能约 40%，不同规模、不同类型建筑节能数值会存在差异。

表 2　两种空调系统节能计算

Table 2　Energy saving calculation of two air conditioning systems

干空气能间接蒸发冷水机空调系统耗电量（kW）					传统空调系统耗电量（kW）						
间接蒸发主机	新风机组	冷冻水泵	排风机	总耗电量	传统冷水主机	新风机组	排风机	冷却塔	冷冻水泵	冷却水泵	总耗电量
6.25	11.55	3	7.5	28.3	21.5	11	7.5	1.5	3	3	47.5

（3）本项目设计卧式多级蒸发制冷空气处理机组+地板辐射盘管系统，新风机组风量按消除室内散湿量选型，此时新风机组能够负担室内大部分或者全部显热负荷，剩下的室内显热负荷由地板辐射盘管承担，充分利用室外焓值比室内焓值低的新鲜空气[5]，不仅能够节能还能使室内新鲜空气充足，提高舒适性。

（4）艺术大街层高约 20m，采用分层空调技术，将空间分层上、下 2 个区域，上部属于非空调区，设置排风，下部属于空调区，缩小空调区的高度范围，有利于建筑的节能。

（5）卧式多级蒸发制冷空气处理机组采用变频控制，当室内冷负荷减少时，风机通过变频减少送风量以满足室内设计参数，风机采用变频能够适当降低运行费用，同时能够根据室内冷负荷变化来调整供冷量。

4　结论

西北等地区拥有丰富的干空气能，采用干空气能间接蒸发冷水机组能够获得显著的节能效果，本文能够起到一定的借鉴作用；可以参考干空气能间接蒸发冷水机组空调系统设计指南，该指南由新疆绿色使者空气环境技术有限公司编写。

设计过程中有以下问题需要注意：在设计选用干空气能间接蒸发冷水机组时，不能采用传统冷水机组的选型方法，直接根据建筑用户的总冷负荷选择冷水机组型号，而要根据所需要的冷水流量来选型[5]；在大气压力较低的地区空气密度也较低，设计时要考虑大气压对空气密度的影响，空气密度会影响空气处理过程计算结果还会影响风机压头，如果设计没有考虑空气密度的影响可能会导致实际风机压头不满足设计要求；室内干式风机盘管和地板辐射盘管系统空调水温要采用高温冷源防止室内结露。

参考文献：

[1] 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.

[2] GB 51251-2015,公共建筑节能设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2015.

[3] 全国民用建筑工程设计技术措施-暖通空调·动力(2009版)[M].北京:中国计划出版社,2009.

[4] JGJ 218-2010,展览建筑设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2011.

[5] 干空气能间接蒸发冷水机空调系统设计指南[R].新疆:新疆绿色使者空气环境技术有限公司,2015:3-27.

[6] ASHRAE Handbook 2000[M].

[7] 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,2007.

[8] JGJ142-2012,辐射供暖供冷技术规程[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.

[9] 刘晓华,江亿.温湿度独立控制空调系统[M].北京:中国建筑工业出版社,2006.

[10] 江亿,谢晓云,于向阳.间接蒸发冷却技术-中国西北地区可再生干空气资源的高效应用[J].暖通空调,2009,39(9):1-4.

文章编号：1671-6612（2020）06-731-05

某乏风余热利用供热系统设计及测试分析

焦春玲[1]　白延斌[2]　霍海红[3]　白亚娟[4]

（1.中国电建集团西北勘测设计研究院有限公司　西安　710065；
2.中煤能源研究院有限责任公司/中国科学技术大学　西安　710054;
3.陕西大唐新能电力设计股份有限公司　西安　710048;
4.陕西省煤炭科学研究所　西安　710054）

【摘　要】　针对某矿井热源改造问题，介绍了矿井热源系统设计内容，给出了系统配置情况。结合系统设计对喷淋换热装置喷水系数、换热效率、喷淋换热阻力进行了分析计算，针对该系统的实际应用情况进行了现场测试分析，得知系统供热在室外环境温度-7.9℃，矿井排风温度 11℃，井口送风温度 11.5℃，系统较好的满足了供热目的，对指导矿井回风换热供热系统的设计及运行具有参考意义。

【关键词】　热泵；余热；设计；乏风

中图分类号　TU831.4　　文献标识码　A

Design and Test Analysis of a Heating System for Ventilation Air Methane

Jiao Chunling[1]　Bai Yanbin[2]　Huo Haihong[3]　Bai Yajuan[4]

(1.Scegc Installation Group Co., Ltd, Xi'an, 710048; 2.China Coal Energy Research Institute Co., Ltd, Xi'an, 710054;
3.Shaanxi Datang New Energy Power Design Co., Ltd, Xi'an, 710048; 4.Shaanxi Coal Research Institute, Xi'an, 710054)

【Abstract】　This paper introduces the design and configuration of the heat source system for a mine. Combined with system design for coefficient of water jet spray heat exchange device, in thermal efficiency, spray heat resistance has carried on the analysis and calculation, for the practical application of this system has carried on the field test and analysis, the system heating in the outdoor environment temperature -7.9℃, the mine exhaust temperature of 11 ℃, wellhead supply air temperature is 11.5 ℃, system better meet the heating purpose, to guide the mine return air heat exchange has reference significance for the design and operation of the heating system.

【Keywords】　heat pump; waste heat; design; VAM

0　引言

根据《BP 世界能源统计年鉴》（2018 年版）表明，2017 年全球能源需求增长了 2.2%，煤炭消费量自 2013 年以来首次出现反弹[1]。中国能源消费量增长了 3.1%，连续第 17 年居能源增量之首。经历了 2014 年至 2016 年的低增长或零增长后，能源消费所导致的碳排放量增长了 1.6%。煤炭在中国能源消费中的占比为 60.4%。可以看出煤炭资源依然在我国能源供给中占据举足轻重的地位，为了有效缓解资源开发与生态环境保护的矛盾，实现煤炭企业的清洁供热迫在眉尖。尤其是寒冷及严寒地区矿井热源大部分是低吨位小规模锅炉，已经与国家环保政策法规不符，污染物排放量不达标且属于国家及地方政府明确要求限期拆除淘汰范围之内。

作者简介：焦春玲（1979-），女，本科，高级工程师，E-mail：76995356@qq.com
通讯作者：白延斌（1985-），男，在读博士研究生，工程师，E-mail：BDL168168@163.com
收稿日期：2020-02-13

在锅炉面临淘汰拆除之际煤炭企业必须寻求切实可行的环保供热替代方案，为公司的持续健康发展及热用户提供有力保障。在矿井开采过程中，大部分矿井回风温度常年维持在 10℃以上，热害矿井常年维持在 25℃以上，因此合理利用该部分矿井乏风作为热源换热，设计水源热泵系统来满足矿区供热需求的项目近年来得到不断发展[2-4]。笔者尝试从山西北部某矿井乏风余热利用系统设计及实际测试来分析该系统。

1　项目概况

该项目属于某集团公司下属矿井，矿井设计生产能力为 1.20Mt/a，地处偏远，冬季进风井井筒防冻依靠配套建设的 2x2t/h 锅炉+1x1t/h 热风炉供热。由于矿井锅炉供热高能耗、高污染问题，矿区采用乏风喷淋取热—热泵供热系统取代了原有锅炉供热系统，该供热系统主要服务于 307 盘区进风井井筒防冻，采用水源热泵技术回收矿井排风废热[5,6]。主要研发采用了喷淋取热装置、水源热泵机组及高效末端散热设备。

2　系统设计

2.1　系统计算

依据《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》该地室外空气计算参数：冬季供暖室外计算温度：-16.3℃，冬季通风室外计算温度：-10.6℃，极端最低温度值：-27.2℃，历年极端最低温度平均值：-24.3℃，冬季平均风速：2.8m/s。本系统中，采矿专业工艺设计矿井设计排风量414000m^3/h，矿井设计进风量244800m^3/h，其余进风量由另外一处工业场地进风井承担，不在本系统设计范围内。

根据《煤炭安全技术规程》采用历年极端最低温度平均值-24.3℃计算矿井进风需热量，矿井进风井井口温度按照2℃考虑，计算得进风需热量为2540kW。

根据供热系统需热量，配置热泵机组供热能力需≥2540kW，设计假定热泵机组能效为4.0，计算得知热泵机组取热量为1905kW。

因此设计系统取热器必须保证取热量≥1905kW。根据工艺配置该系统矿井排风量为414000m^3/h，计算得知喷淋取热器前后空气焓差设计值为16.5kJ/kg。其余附属配件设计计算不再赘述。

2.2　系统配置

系统中水源热泵机组采用 5 台 HE600 机组，涡旋式水源热泵机组，名义制热量 584.8kW，额定供回水温度 50/40℃，名义输入功率 121.47kW，制冷剂 R22，制冷剂充注量 120kg。

喷淋取热装置 2 套，一用一备，额定进风量 115m^3/s，额定吸热量 1905kW。

5 台 50000m^3/s 井口加热器，单台额定供热量 756kW，电机功率 15kW。

4 台供热循环水泵，4 台取热循环水泵，2 台加压补水泵，1 台污水潜污泵。1 台全自动过滤器，1 台全能水处理器，1 套软水装置。配置 10 台控制柜，1 台变压器。系统原理示意图如图 1 所示，机房布置图实物图如图 2 所示。

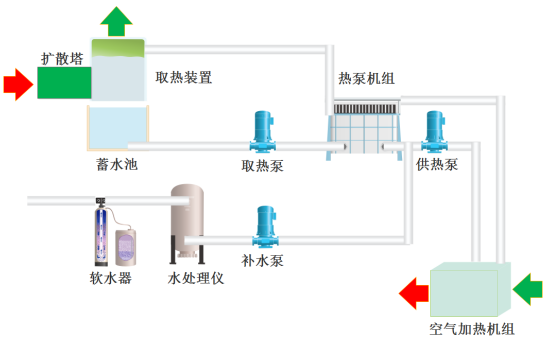


图 1　供热系统原理图

Fig.1　The principle diagram of the heating system

图 2　机房实物图

Fig.2　Physical picture of machine room

3　测试分析

3.1　喷淋取热装置测试

（1）喷淋换热—喷水系数[8,9]

$$\mu=\frac{W}{G}$$

式中，μ 为喷水系数，kg 水/kg 空气；W 为喷水量，kg/h；G 为处理空气量，kg/h。

喷水量根据测记录数据流量为 382.5m^3/h。

处理空气量，根据实测风速数据平均挡水板后侧空气流速为 2.58m/s，测试喷淋换热设备面积为 45m^2，换算后处理乏风空气量为 116.1m^3/s（6966m^3/min）。

计算喷水系数（水气比）：

$$\mu=\frac{W}{G}=\frac{382.5}{116.1\times3.6\times1.1}=0.83$$

（2）喷淋换热—热交换效率系数

$$\eta_1=1-\frac{t_{s2}-t_{w2}}{t_{s1}-t_{w1}}$$

式中，η_1 为热交换效率；t_{s1}、t_{s2} 为处理前后空气湿球温度，℃；t_{w1}、t_{w2} 为喷水初温与终温，℃。

$$\eta_1=1-\frac{t_{s2}-t_{w2}}{t_{s1}-t_{w1}}=1-\frac{5.8-4.2}{10.2-1.6}=81.4\%$$

（3）喷淋换热—热接触系数

$$\eta_2=1-\frac{t_2-t_{s2}}{t_1-t_{s1}}$$

式中，t_1、t_2 为处理前后空气干球温度，℃。

$$\eta_2=1-\frac{t_2-t_{s2}}{t_1-t_{s1}}=1-\frac{6.1-5.8}{11.0-10.2}=62.5\%$$

（4）喷淋换热—空气质量流量

$$v=\frac{G}{3600S}$$

式中，v 为喷淋换热空气质量流速，kg/(m^2·s)；S 为喷淋换热面积，m^2。

$$v=\frac{G}{3600S}=\frac{116.1\times1.1}{45}=2.84$$

（5）喷淋换热—空气放热量

计算乏风空气放热量为：

$Q_1=G\times(h_2-h_1)=116.1\times1.1\times(32.5-22.4)=1289.87$kW

（6）喷淋换热—水吸收热量

计算水吸收热量为：

$Q_2=W\times(t_2-t_1)=382.5\times1.163\times(4.2-1.6)=1156.60$kW

（7）喷淋换热—热量有效利用率

$$\eta_3=\frac{Q_1}{Q_2}=\frac{1156.60}{1289.87}=89.7\%$$

（8）喷淋换热—阻力计算[10]

①水苗阻力

$$H_w=1180b\mu P$$

式中，μ 为喷水系数；P 为喷嘴前水压，MPa；b 为喷水和空气运动方向所决定的系数。

②喷嘴管排阻力

$$H_P=0.1Zv^2\frac{\rho}{2}$$

式中，Z 为管排数；v 为喷水室断面风速，m/s。

③挡水板阻力

$$H_d=\sum\zeta\left(v_d\right)^2\frac{\rho}{2}=$$

式中，$\sum\zeta$ 为挡水板阻力系数。

④计算结果

$$H=1180b\mu P+0.1Zv^2\frac{\rho}{2}+\sum\zeta\left(v_d\right)^2\frac{\rho}{2}$$

=1180 × 0.075 × 0.83 × 0.1+1.2 × 2.58^2 × 1.2/2+10×1.2×2.58^2×1.2/2=60.06Pa

现场根据压差记录仪器记录压差数据记录喷水换热段前后压差值为：68−10=58Pa，系统压差测试为相对大气压差值因此采用两侧压差值计算校核，设计阻力在要求范围内。

图 3　余热回收装置实物图

Fig.3　Physical picture of waste heat recovery device

图 4　阻力测试现场图

Fig.4　Resistance test field diagram

（9）喷淋换热—噪音测试

根据现场噪音仪记录在喷淋换热周边 5m 范围内噪音数值为：65dB

3.2　空气加热机组及井口房温湿度测试

图 5 为现场布置 testo174H 温湿度记录仪器记录的室外温湿度参数记录数据，图中蓝色曲线为温度记录曲线，红色曲线为相对湿度记录曲线。图中可以看出在时间段 14:00～14:20 及 15:45 之后曲线出现较大波动，分析其原因为 14:00～14:20 仪器开始启动记录受到仪器所处环境温度的影响，在 14:20 之后温湿度记录仪开始正常工作记录，15:45 之后测试人员将仪器收回开始观测，因此取 14:20～15:45 之间数据为测试分析数据，其余数据作为错误数据剔除。图中数据记录为 1 分钟一次，对图中数据进行分析整理取平均值得知，室外空气温度为−7.4℃，相对湿度为 27.6%。

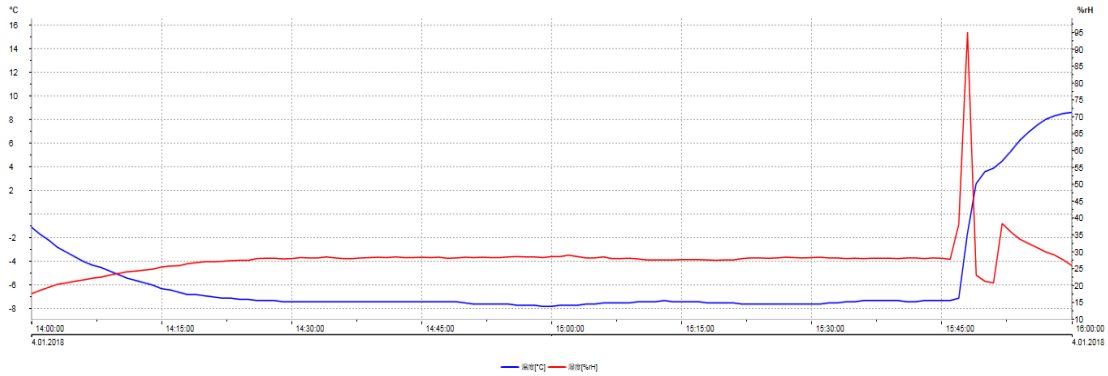


图 5　室外参数记录数据图

Fig.5　Data graph of outdoor parameter record

空气加热机组送风温度采用图 6 所示 testo-605i 记录仪及结合 APP 数据记录，记录数据图见图 7。APP 显示数据记录为实时显示界面，图 7 为观测数据趋于稳定后截取界面，从数据记录中可以得知空气加热机组送风温度为 27.9℃，相对湿度为 3.7%。

图 8 为井口房进风温湿度记录数据，通过数据整理汇总后，井口房测试数据整理后如表 1 所示。

图 6　testo-605i 记录仪

Fig.6　Testo-605i recorder

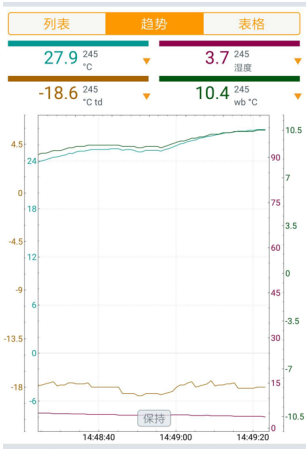


图 7　APP 端数据记录图

Fig.7　APP data record graph

表 1　井口进风参数表

Table 1　Wellhead inlet parameters table

名称	干球温度	相对湿度	湿球温度	露点温度	含湿量	焓值
单位	℃	%	℃	℃	g/kg	kJ/kg
数值	11.5	7.2	1.4	−20.5	0.7	13.3
备注	实测	实测	计算	计算	计算	计算

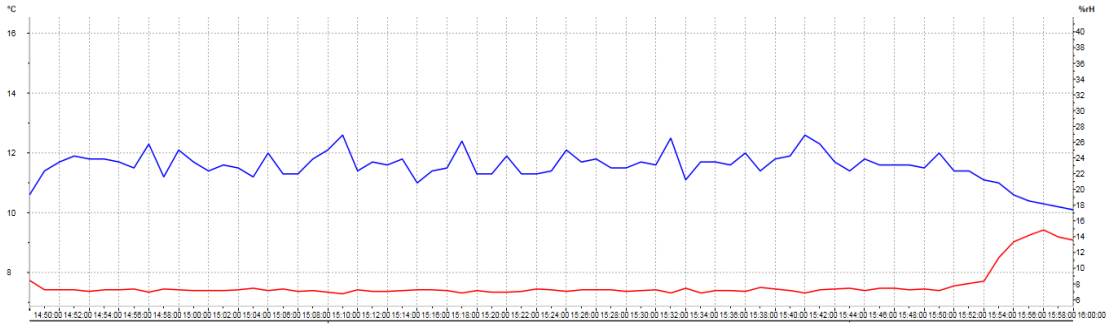


图 8　井口房进风参数记录数据图

Fig.8　Data chart of inlet wind parameters in wellhead room

空气加热机组额定风量 50000m^3/h，电机功率 15kW，额定供热量 756kW。井口房根据实际测试得知，室外空气温度值为−7.4℃，空气加热机组出风温度值为 27.8℃，室外空气与空气加热机组热风混合后进入送风井口温度值为 11.5℃。实际测试得知每台空气加热机组实际出风量为 45360m^3/h，校核计算后每台空气加热机组供热量为 487.8kW，总计供热量 1463.4kW。系统输送热量为 1473.7kW，空气加热机组计算为 1463.4kW。空气加热机组没有达到额定供热量主要原因是测试当天并非设计极限工况下对应室外空气进风参数，热源供回水温度亦没有在额定工况运行。综合评估空气加热机组性能良好，系统运行达到了设计目的，确保了井口房在室外低温环境下出现结冰等不良影响，井口房温度维持在设计温度以上，满足了现场需求。

4　结论

通过测试分析可知，该矿井回风量为 6966m^3/min，矿井进风量为 4000m^3/min。系统设计 5 台 584.8kW 水源热泵机组，5 台 45360m^3/h 空气加热机组满足了现场实际用热需求。

喷淋换热系统在水气比 0.83，空气质量流速 2.84kg/（m^2·s）时达到以下性能：第一效率：热交换效率为 81.4%；第二效率：热接触系数为 62.5%；热量有效利用率：89.7%；喷淋换热（乏风取热器）系统阻力：58Pa；喷淋换热设备噪音值：65dB；水源热泵机组 COP：4.6。

参考文献：

[1] https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/energy-outlook.html

[2] 王景刚,张鑫.矿井余热水源热泵技术的应用[J].能源与节能,2012,78(3):46-47.

[3] 白延斌,焦春玲,霍海红.新形势下煤矿暖通设计的探讨[J].制冷与空调,2017,31(3):281-285.

[4] 杜春涛,朱元忠,孟国营,等.矿井回风喷淋换热器换热效率数学模型研究[J].煤炭工程,2015,47(10):104-107.

[5] 孙伟.四台矿矿山地质环境评价研究[D].河北:河北工程大学,2016.

[6] 杜春涛,张进治,王若宾.矿井回风换热器换热性能影响因素的仿真及实验研究[J].煤炭学报,2014,39(5):897-902.

[7] GB 50019-2015,工业建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国计划出版社,2015.

[8] 黄翔,李刚,颜苏芊.流体动力式空调喷水室理论及靶式撞击流喷嘴的实验研究[J].暖通空调,2004,34(12):55-58.

[9] 马红利,刘智勇.空调喷淋室热湿交换过程实验研究[J].沈阳工程学院学报自然科学版,2007,3(3):232-233.

[10] 魏学孟,张维功,焦磊.喷水室热工计算的研究[J].哈尔滨建筑大学学报,1996,29(2):73-78.

文章编号：1671-6612（2020）06-736-03

精密实验区既有空调系统热源节能改造实例

汪洪军[1]　孙天宝[1]　董玉平[2]　董岩磊[1]

（1.中国计量科研究院　北京　100029;
2.南京博森科技有限公司北京分公司　北京　100027）

【摘　要】　以中国计量科学研究院昌平院区精密实验区为例，在详细研究空调系统热源运行现状的基础上，提出了切实可行的节能改造方案，并对改造后的综合节能效果进行分析。结果表明，寒冷地区对于需全年提供热水的精密空调系统，设置风冷热泵和电锅炉两套热源，在不同季节选用不同热源供热，经济和环境效益明显，值得推广。

【关键词】　精密空调；热源；风冷热泵；电锅炉
中图分类号　TK01+8　　文献标识码　B

Energy Saving Renovation of Existing Air-conditioning System in Precision Experimental Area

Wang Hongjun[1]　Sun Tianbao[1]　Dong Yuping[2]　Dong Yanlei[1]

(1.National Institute of Metrology, Beijing, 100029;
2.Beijing Branch of Nanjing Bosen Technology Co., Ltd, Beijing, 100027)

【**Abstract**】　Taking Chang-ping campus precision experimental area of National Institute of Metrology as an example, based on the detailed study of the operation status of heat source of air-conditioning system, this paper puts forward a feasible energy-saving transformation scheme, and analyzes the comprehensive energy-saving effect after the transformation. The results show that the air-cooled heat pump and electric boiler are two sets of heat sources for the precision air-conditioning system which needs to provide hot water all year round in the cold area, and different heat sources are selected for heating in different seasons, which has obvious economic and environmental benefits and is worth popularizing.

【**Keywords**】　precision air-conditioning; heat source; air-cooled heat pump; electric boiler

0　前言

节约资源作为我国基本国策的重要内容，是生态文明建设重要一环，也是建设生态文明的根本途径，关乎民族长久大计。尤其是最近几年，世界各国均非常重视节能减排工作，相继制定了节能目标和措施。在我国，《“十三五”节能减排综合性工作方案》等重大文件中均突出强调了建设能源节约型社会的要求，住房和城乡建设部也通过星级评价导则对建筑能耗尤其是政府机关、事业单位及公共建筑能耗的节能减排工作提出了更高的要求。据不完全统计，我国既有大型公共建筑以不足 4%的城镇建筑面积占比消耗了 25%以上的城镇建筑总电耗[1,2]。而精密实验室作为特殊的公共建筑，单位面积能耗比一般类型的公共建筑还要高很多。因此，随着高精密实验室建设数量的不断加大，对其进行节能改造的潜力巨大，也应该是我国未来节能减排和可持续发展的关注重点之一。

本文就是以既有精密实验区空调系统热源为分析对象，针对现有基础和使用条件，提出了对原有供热热源的节能改造方案，以期能对类似工程项

作者简介：汪洪军（1978.11-），男，硕士，高级工程师，E-mail：whj@nim.ac.cn
通讯作者：董玉平（1977.09-），女，硕士，高级工程师，E-mail：dongyup@126.com
收稿日期：2020-04-17

目作为参考。

1　运行现状及存在问题

中国计量科学研究院昌平院区精密实验区建成于 2008 年，总建筑面积 10495m^2，包括 19#、20#、22#、23#、24#五栋楼，其中 24#楼为提供冷源、热源和电源的动力站。19#、20#、22#、23#实验楼均为地下一层，地上两层，地下一层和地上一层为精密实验室，地上二层为办公室，实验室温度控制范围为 20℃±0.1℃～1℃，相对湿度控制范围为 50%±5%～10%，并具有 ISO5～ISO7 级不同级别洁净室若干间。所有实验室均采用全空气中央空调系统以达到受控环境要求，办公室采用钢制散热器采暖，热源来自于 24#动力站的电锅炉设备，由于精密实验区温湿度控制要求较高，电锅炉全年不间断提供热水，均通过直埋管道送至各实验楼的组合式空调机组，通过电磁调节阀对热水进行流量调节。新风机组和散热器热水阀门采暖季开通，其他三个季节关闭。

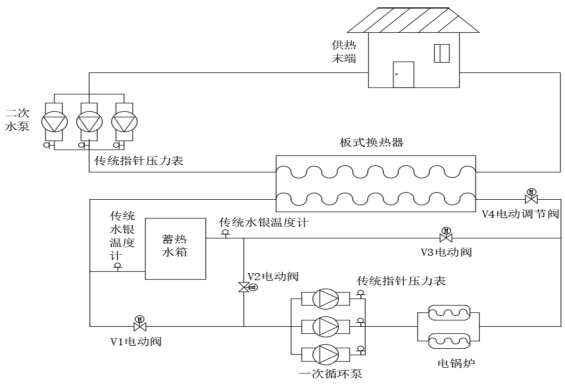


图 1　原有供热系统原理图

Fig.1　Schematic diagram of original heating system

目前精密实验室区 24#动力站设置电锅炉 2 台，单台热功率 1.2MW；设置蓄热水箱 2 座，单座容量为 200t，蓄热水温差 40℃（90/50℃），总蓄热量 4698kW。设置供热一次泵 3 台，单台流量 101.2m^3/h，扬程 19.7m，功率 7.5kW；设置供热二次泵 3 台，单台流量 48.2m^3/h，扬程 36.6m，功率 7.5kW。设置 2 台电锅炉专用变压器，单台变压器容量为 800kVA。

通过对过去三年运行记录数据进行初步分析，发现该系统非采暖季精密空调系统热水供水温度 50℃，即可保证精密实验室要求的受控环境要求。而在采暖季，因电锅炉除给精密空调系统提供热源外，尚需给办公室钢制散热器提供热源，测试发现欲达到办公室内温度要求，热水供水温度大多时间需要 60℃以上。另外，从最近三年电耗和热量有效供给统计数据来看，在非采暖季两台电锅炉设备平均总电耗为 408 万 kWh，供热一次泵平均总电耗为 4.4 万 kWh，电锅炉供热系统平均供给总热量为 335 万 kWh，计算发现原有电锅炉供热系统非采暖季最近三年平均系统热效率不足 82%。由此可见，非采暖季利用电锅炉系统为精密空调供热，整体能源利用率不高，具有较大的节能改造空间。

2　改造方案及效果分析

对供热而言，除采用电锅炉外，一般还有燃气锅炉、市政供暖、地源热泵以及空气源热泵等方式。由于该项目远离城区，没有燃气管道和市政供暖管网可以利用，且从投资成本、投资回收期以及施工难度和风险防控等多方面考虑[3]。经过比较，针对非采暖季低温热源供热即可满足精密实验室受控环境要求的前提下，本项目提出新建一套空气源热泵系统，与原有电锅炉系统并联，在非采暖季采用空气源热泵代替原有电锅炉作为精密空调的热源使用，在采暖季仍采用原有蓄热电锅炉进行供热的节能改造方案。

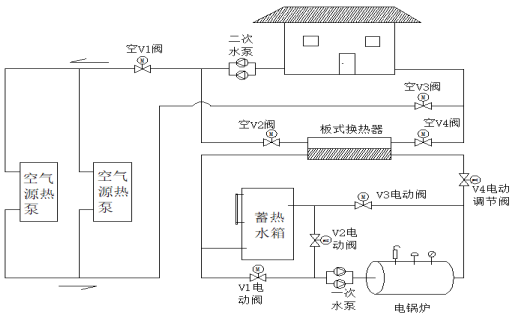


图 2　改造系统方案原理图

Fig.2　Schematic diagram of transformation system scheme

根据精密空调 1150kW 的实际需热量，空气源热泵机组采用 6 用 2 备的方式，标准工况下，单台供热量为 193kW，热水送、回水温度为 45/40℃，水流量 30t/h，功率 50kW，能效比 3.86。当室外温度为−5℃及以下时，修正后单台供热量 156kW，热水送回水温度 60/50℃，功率 68kW，能效比 2.3。

由图 2 可以看出，空气源热泵供水管路直接接

入原系统空调热水管路，整个系统的定压补水不作调整。采暖季电锅炉及蓄热水箱使用工况与原设计管路工况相同，打开空 V2、空 V4，关闭空 V1、空 V3。非采暖季使用工况时，关闭电锅炉一次网水路，打开空 V1、空 V3，关闭空 V2、空 V4。考虑空气源热泵机组的效率和出水温度等问题，新增空气源热泵供热系统与原蓄热电锅炉供热系统的切换时间设置在浅冬，在寒冷地区通常 11 月 15 日左右进行供热系统人工切换。

改造完成后，寒冷地区按照采暖季（11 月 15 日至次年 3 月 15 日）由蓄热电锅炉供热，非采暖季切换为空气源热泵直接供热的方式计算，整个系统全年耗电量较未改造前相比，累计节约电量 115 万度，相当于 140 吨标煤。

3　结论

以既有精密空调系统热源成功改造为实例，验证了寒冷地区对于全年使用热水的精密空调选用空气源热泵加电锅炉蓄热系统联合供热方案的合理性，并得出以下结论：

（1）精密实验室平均能耗较高，可以从精密空调系统运行实际出发，在不同的气候带综合分析比较，不同季节选用不同的热源供热，可有效降低运行能耗。

（2）在典型的寒冷地区，本项目采用空气源热泵和电锅炉双系统热源的方式，在非采暖季节选用空气源热泵作为热源给精密空调供热，供热效率提高约 4.7 倍，全年可节约标准煤 140 吨，相对原有供热方式节能近 28%，经济和环境效益显著，对减轻环境污染，建设低碳、节约型社会具有重大意义，此方案值得推广。

参考文献：

[1] 王沣浩,王志华,郑煜鑫,等.低温环境下空气源热泵的研究现状及展望[J].制冷学报,2013,34(5):47-54.

[2] 周超辉,傅旭辉,倪龙,等.北京某教学楼空气源热泵供暖系统现场实验[J].制冷学报,2018,39(5):29-35.

[3] 魏翠琴,贾少刚,问朋朋,等.双热源室温太阳能热泵供暖装置测控系统研究[J].制冷与空调,2019,33(2),143-147.

文章编号：1671-6612（2020）06-739-05

BIM 技术在建筑环境与能源应用工程专业毕业设计中的应用

印红梅[1]　贾春辉[2]　黄紫旭[1]

（1.西南科技大学城市学院　绵阳　621000；2.西南科技大学　绵阳　621000）

【摘　要】　近年来，BIM 技术正越来越多地应用于建筑行业。国家也不断推出提高建筑业的技术能力的要求，推进建筑信息模型（BIM）等信息化技术在工程设计、工程施工和运行维护全过程的应用。结合建筑环与能源应用工程专业毕业设计，论述了在全国 BIM 大赛背景下，充分利用 BIM 技术完成工程设计类毕业设计可以提高毕业设计质量。

【关键词】　建筑环境与能源应用工程；BIM；毕业设计

中图分类号　TM172　　文献标识码　A

BIM Technology Application in Building Environment and Energy Engineering Application of Graduation Design

Yin Hongmei[1]　Jia Chunhui[2]　Huang Zixu[1]

(1.City college,Southwest University of Science and Technology, Mianyang, 621000;

2.Southwest University of Science and Technology, Mianyang, 621000)

【**Abstract**】　In recent years, BIM technology is increasingly being used in the construction industry. The state also continuously introduces requirements for improving the technical capability of the construction industry, and promotes the application of building information model (BIM) and other information technologies in the whole process of engineering design, construction and operation and maintenance.This paper combines the graduation design of the building environment and energy application engineering, and discusses the use of BIM technology to complete the engineering graduation design in the context of the national BIM competition.

【**Keywords**】　Building environment and energy application engineering; BIM; Graduation design

0　引言

当前，我国大部分院校的建筑环境与能源应用工程专业（以下简称“建环专业”）都采用了理论学习与校外实习结合的教学模式，高等工科院校的教学体系一般分为课堂教学和实践教学两大部分[1]，在学习的最后一学年，让学生完成毕业设计。毕业设计是本科学习课程中关键的环节，它不仅要求我们结合毕业设计课题，综合应用所学专业知识和基础知识进行创新设计，还要完成从理论到实践的过渡过程。毕业设计作为高校人才培养的最后一个教学环节，对大学生创新能力的培养,是其它任何教学环节所无法比拟的，它对本科生的成长有着重要而特殊的影响[2]。传统的建环专业毕业设计工程设计方向主要包括冷（热）负荷计算、系统方案

基金项目：西南科技大学城市学院 2019 年学科建设项目（编号 2019XKJS03）；西南科技大学城市学院教学质量与教学改革工程建设项目“融入 BIM 技术的毕业设计改革探究—以建能专业为例”项目（编号 CC-SJ1902），“新能源类专业综合改革研究”项目（编号 CC-JY1806）

作者（通讯作者）简介：印红梅（1989-），女，硕士，讲师，E-mail：466150442@qq.com

收稿日期：2020-02-25

选择、水力计算、气流组织设计、冷热源配置、保温隔热、减振，建筑节能等及毕业设计的二维图纸设计。

传统的二维毕业设计存在许多弊端，比如师生对实践环节重视不够、教师指导大面积学生毕业设计教学效果差；学生感觉毕业设计枯燥乏味，缺乏兴趣；毕业设计二维图纸表达标高、设备放置、管线连接、管线碰撞等错误较多；设计计算难度较大，学生应付了事等诸多问题。将 BIM 技术融入建环专业毕业设计中，在设计初期通过 BIM 软件的建模，形成三维可视化模型，帮助人们快速认识该项目建筑的功能，空间结构等特点；能够更好的掌握相关数据信息。在设计过程中可以采用手动计算与软件计算相结合，设计三维图纸更具有可视化特点，培养学生理解建筑设备与建筑、结构之间的空间表达，使毕业设计更加生动鲜活。

1　建环专业毕业设计现状

工程设计类的毕业设计课题，建能专业的毕业设计通常按选题、开题、建筑图纸分析、冷（热）负荷计算、方案选择、水力计算、设备选型、图纸、设计说明书等步骤进行。教师的工程设计经验将影响学生的毕业设计成果，设计质量千差万别。学生的就业方向与毕业设计课题方向有时存在差别，导致学生对毕业设计课题不感兴趣，设计质量不合格。大部分学生的毕业设计内容与工程实践脱节，学生的实践能力与上岗能力没有得到有效的锻炼。在基于以上的一些问题，如何结合 BIM 技术提高学生的设计能力，能够更加有效的完成毕业设计，并且提高工程实践能力就成了老师探究的问题。

2　BIM 技术的特点

建筑信息模型是以建筑工程项目的各项相关数据作为基础建立建筑模型，BIM 技术具有可视化、协调性、模拟性、优化性、可出图性五大特征[3]。

2.1　直观可视化

由于本次毕业设计所完成的建筑图纸面积较大，并且是公共建筑，管路设计较为复杂。运用 BIM 技术的可视功能可直观地观察暖通空调设备的连接方式、系统管线间的位置管线，建筑结构及内部设备间的空间关系。对于不同设备可根据实际来设置不同的色彩与图形来表示。

2.2　模拟优化，有效协同

传统二维设计过程中，时间或者专业的不同，不同的专业设计人员很难对项目设计信息进行交流、沟通，经常会出现空间碰撞问题，设计变更，进而影响项目进度和质量[4]。BIM 通过参数模型整合各种项目的相关信息，在项目规划、设计、运作、维护和拆除的全生命周期过程中进行共享和传递，使工程技术人员对各种建筑信息作出正确理解和高效应对，在提高效率、节约成本、缩短工期、增加项目安全性和促进可持续发展等方面发挥重要作用[5-7]。

2.3　可出图性

虽然利用天正软件可以实现毕业设计的二维图纸出图，但是利用 BIM 技术的基础上也可以对毕业设计进行出图，方便学生们完成毕业设计后进行图纸展示。

3　BIM 技术在建环专业毕业设计中的影响

建筑环境与能源应用工程专业毕业设计时间从大四第一学期末开始到第二学期 5 月份结束。本组毕业设计主要是进行工程设计，利用 BIM 技术完成毕业设计项目的整体工程设计。通过小组成员确定、设计建筑图纸的选择、设计说明书的编写、CAD 图纸的绘制、MagiCAD for Revit 建模设计、VR 视频的制作、毕业设计答辩等任务，并按照广联达第五届 BIM 毕业设计大赛时间节点要求阶段性提交毕业设计成果，具体流程如图 1 所示。

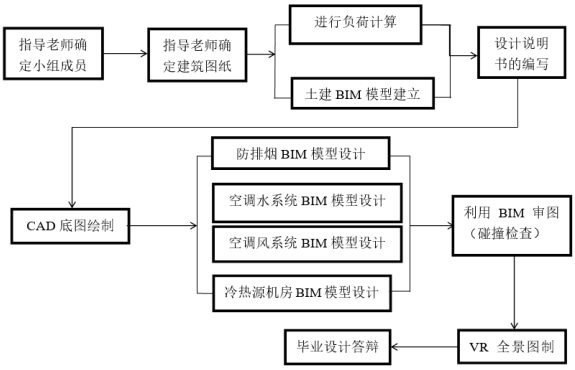


图 1　BIM 毕业设计流程图

Fig.1　BIM Compilation Contest Flowchart

建能专业毕业设计中，负荷计算是比较重要，要运用相关软件对该建筑进行负荷精准计算，设计方案中要基于各区域的差异，根据区域特点进行

调整，以确保空调能够有效工作。基于区域内决定设计方案，选择不同的空调机组运行方式，满足各个区域对空调暖通的要求[8]。本次毕业设计按照任务书进行毕业设计详细负荷计算。

冷热源配置的合理性决定着暖通空调的工作效率，间接影响其使用寿命。因此，同学们在冷热源设计中，需要考虑项目的地理环境、气候条件及冷热源工作环境等确定冷热源方案。例如在大型公共场所，要考虑人数和气候；若在北方，还要考虑温度与气温下降速率等。综合性地针对暖通空调的制冷系统产生的冷量，确定冷源的设计，明确冷水机组的数量及位置[9]。本次毕业设计工程地点位于成都，且水源充足，故选择冷水机组作为冷源。

利用 BIM 技术在建筑环境与能源应用工程专业毕业设计的影响主要体现在学生对系统的直观认识，将抽象的二维平面设计转换到清晰可见的三维实体。本次 BIM 毕业设计实践是一项较好的教学改革尝试，能够让更多同学熟悉专业制图的流程、专业设计的内容，更加注重专业设计与其他专业的配合与协调。

4　BIM 技术在建环专业毕业设计中的应用

4.1　土建 BIM 模型设计

在建筑图纸确定及设计基础资料确定以后，同学们开始进入建筑主体建模。同学们使用 BIM 技术，可以设置墙、窗、屋顶等围护结构的材质及其保温层的厚度、材质、传热系数等，如图 2 与图 3 所示。在进行墙、柱、楼板等建模时，利用 BIM 软件的特点，对内墙、外墙及承重墙等先进行编写，如果后面想要改变墙体特性可以直接编改数据来使整个项目对于这一系统全部改变，对某一个系统的材料及特性也可以统一编改，这大大节省了后期对项目编改的时间。

图 2　Revit 保温材质设定

Fig.2　Revit insulation material settings

图 3　Revit 土建模型

Fig.3　Revit civil model

4.2　暖通设计与 BIM 模型创建

在进行毕业设计过程中，通过对设计的详细计算，撰写设计说明书的过程中，进行毕业设计暖通空调风系统与水系统以及冷热源系统进行模型图纸设计。BIM 与 CAD 不同之处在于，不能通过定义图层来进行系统分区，但可以通过“族”来进行区分。BIM 建模是以“族”文件为支撑，根据系统初步计算整理项目需要的“族文件”。建立管道系统族文件，并设置其颜色、线宽、尺寸、材料、流体类型和坡度等。图 4 与图 5 为 Revit 软件建立水管“族”文件的截图。

图 4　Revit 水管配置

Fig.4　Revit water pipe configuration

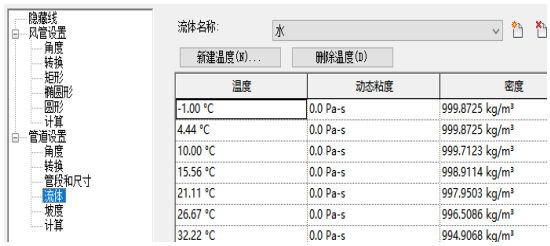


图 5　Revit 水管内介质设定

Fig.5　Revit water pipe media settings

在传统的建筑专业中，一般为暖通空调机房预留的空间相对较小，不同品牌的设备尺寸有所不同，在 CAD 制图时，需要考虑空间大小来选择合适的设备。利用 BIM 技术的参数设计优势，设计阶段为空调设备创建族文件，便于修改设备的实际尺寸[10]。

在进行毕业设计风系统与水系统建模时，依照后期调整方便的情况下，先设计并建模风系统，在设备送风口位置画出软接头再支出风管，在天花板吊顶处画风口，将风口与主风管相连；再建模水系统，在走道处先将主水管画好，该设置坡度的设置好，然后在设备水管接口处画水管，连接在主水管上。对风系统与水系统利用立体模型的模拟合理的安排施工工序碰撞检查，减少不必要的碰撞和返工问题这样既节省了材料浪费。在建模机房及屋顶设备模块时，将设备放置在机房及屋顶上，按照规范规定的设备间距范围进行布置，再将水管连接到各设备，调整水管的高度，检查碰撞问题等。

4.3　毕业设计 BIM 技术管线综合

传统二维图纸，平面图、立面图、剖面图等之间是独立绘制的，一旦某处图纸做了修改，与其相对应的剖面图、平面图等都需要修改，其效率低；BIM 技术基于三维信息模型，平面、剖面、立面双向关联某一处修改，其他模型视图及图纸都能自动协调变更，极大减少了工作量[11]。

传统二维图纸很难清楚地表达项目整体管线布置情况，容易造成施工上的错误。如图 6（Revit 地下一层平面图）可以看出，地下车库的风管管线和水管管线线纵横交错。而 BIM 技术基于三维信息模型，通过各个专业协同设计，形成良好沟通模式，有效地减少了错误的发生。

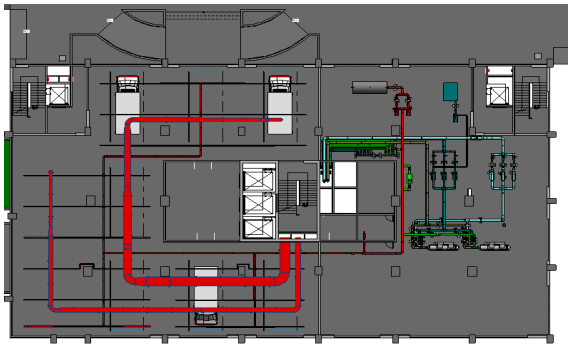


图 6　Revit 地下一层平面图

Fig. 6　Revit underground floor plan

基于 BIM 技术毕业设计在管线综合过程中，结合相关碰撞检查软件，如 MagiCAD，可以快速发现设计不合理和碰撞部位，极大地提高了毕业设计的效率和准确性。图 7 为 Revit 冷水机组模型设计图。

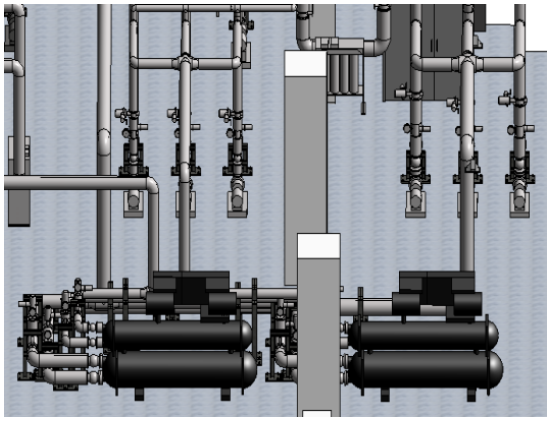


图 7　Revit 冷水机组模型设计图

Fig.7　Revit chiller over-mold diagram

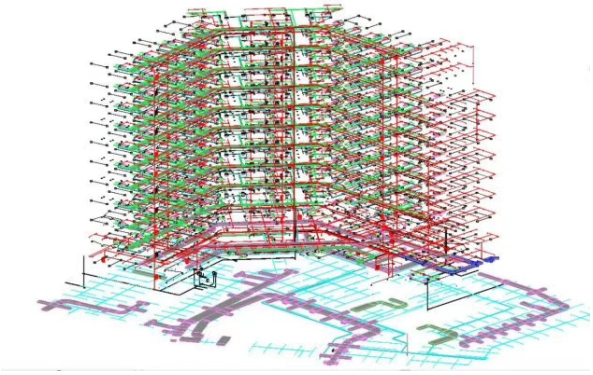


图 8　Revit 楼层管道综合碰撞图

Fig.8　Revit Integrated pipeline collision diagram

4.4　毕业设计 VR 全景图制作

BIM+VR 协同是以虚拟现实的场景为平台，进行数据信息模型的展示，并集成非传统 BIM 信息外的额外信息。BIM+VR 场景只需要一键生成，并且在项目实施过程中的任意阶段都可以将 VR 场景与 BIM 模型关联起来。BIM+VR 协同设计可以将模型快速通过上传至云端，然后分享给相关人员。相关人员都可以对模型进行查看，并且可以标注自己的意见[12]。

本次毕业设计利用广联达 BIM +VR 软件，进行全景图的制作。将 Revit 及 Magicad 建立好的模型，利用广联达实训操作平台把建好的模型导入 Unity 进行材质修改，定义建筑内物体所需的操作动作，绘制动作路径，然后再对模型进行渲染；通

过 Unity 做好的模型进行打包上传到广联达 BIM VR 虚拟体验间进行观看体验。图 9、图 10 为地下一层 VR 视频截图。

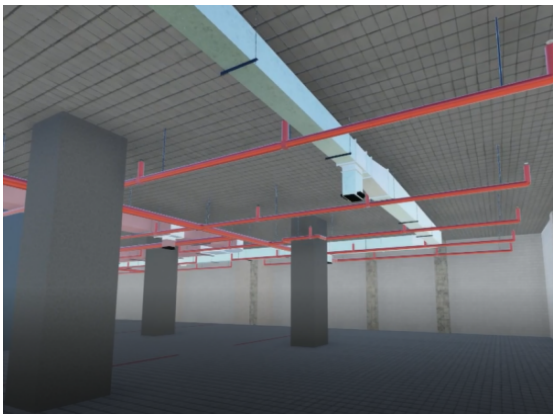


图 9　地下一层特定位置视点

Fig.9　Baseline specific location viewpoint

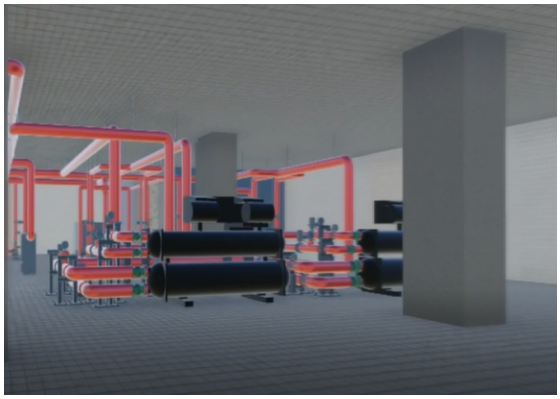


图 10　地下一层冷水机组视点

Fig.10　Underground chiller viewpoint

4.5　建环应用技术型人才培养的企业调研

对于建环专业学生在毕业设计环节与集中技能训练实践环节融入 BIM 技术，西南科技大学城市学院教师开展企业的问卷调查，了解企业对 BIM 技术的人才需求情况，改进建环专业的毕业生的应用技能。通过企业的调研反馈在应用型人才培养模式下，企业对开设课程投票情况如图 11 所示，根据调查结果显示大部分企业是需求 BIM 应用技术的。通过与企业的座谈沟通交流，目前对建环应用技术型人才的需求人数多，也比较希望学校平台能够培养学生更多的应用实践能力。学校也将结合自身的培养目标，加大对建环人才培养的 BIM 实验室建设，不断将优秀的应用技术型人才输送到企业。

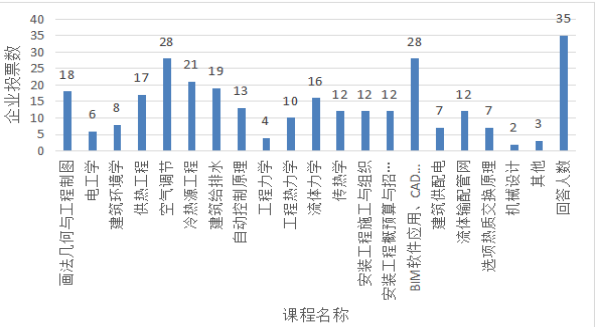


图 11　企业对建环应用型人才培养开设课程意见投票图

Fig.11　Companies to build ring applied talents training courses vote figure

5　结论

通过将 BIM 技术应用到建筑环境与能源应用工程专业毕业设计中，提高学生的综合实践能力，本次毕业设计组织学生参加了广联达第五届全国 BIM 毕业设计大赛，通过这次毕设大赛，同学们不仅能够很好的学习利用 MagiCAD for Revit 及 BIM VR 等软件，更加清楚明白设备与设备、管路与管路之间的空间位置关系，更加直观的感受到水路的走向，减少传统二维图纸 CAD 的修改，巩固和提高所学的专业知识，将理论知识融汇于专业设计中。利用 BIM 完成建筑环境与能源应用工程专业的毕业设计不仅从计算方面得到较好应用，同时在设计方面能够充分体现三维模型的真实设计效果，设计中存在的问题也可以及时通过碰撞检查修改，实现专业图纸的优化。毕业设计结合 BIM 技术的教学改革能够提升专业毕业设计质量。

参考文献：

[1]　苏文,李新禹.基于创新能力培养的建环专业实践教学方法改革探索[J].制冷与空调,2014,28(5):602-605.

[2]　毛前军,王希丰,武传燕.关于建环专业校企合作培养毕业设计模式的探讨[J].制冷与空调,2008,(6):122-123,54.

[3]　孔嵩.建筑信息模型 BIM 研究[J].建筑电气,2013,32(4):27-31.

[4]　林良帆.BIM 数据存储与集成管理研究[D].上海:上海交通大学,2013.

[5]　刘海东.建筑工程施工管理中 BIM 技术的应用[J].建材与装饰,2018,(20):145-146.

（下转第 747 页）

文章编号：1671-6612（2020）06-744-04

印染废水余热回收系统设计及节能环保性分析

宋　晨[1]　狄育慧[1]　郝振东[2]　沈利铭[3]

（1.西安工程大学城市规划与市政工程学院　西安　710600
2.西安工程大学柯桥纺织产业创新研究院　绍兴　312030
3.浙江嘉业印染有限公司　绍兴　312030）

【摘　要】　针对某印染企业的印染废水排放量大，温度高等特点，提出了一套使用污水源热泵系统的技术来回收印染废水中余热的设计方案。对该热泵系统进行了节能环保效益分析，结果表明使用该系统来回收印染废水中的余热，具有良好的节能环保效益。

【关键词】　污水源热泵；印染废水；余热回收；节能环保
中图分类号　TK11+5　　文献标识码　A

Design of Waste Heat Recovery System for Printing and Dyeing Wastewater and Analysis of Energy Saving and Environmental Protection

Song Chen[1]　Di Yuhui[1]　Hao Zhendong[2]　Shen Liming[3]

(1.School of Urban Planning and Municipal Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710600;
2.Keqiao Textile Industry Innovation Research Institute, Xi'an University of Technology, Shaoxing, 312030;
3. Zhejiang Jiaye Printing and Dyeing company limited, Shaoxing, 312030)

【**Abstract**】　Aiming at the characteristics of large discharge and high temperature of printing and dyeing wastewater of a printing and dyeing enterprise, this paper puts forward a set of design schemes to recover waste heat from printing and dyeing wastewater using a technology of sewage source heat pump system. The energy-saving and environmental-protection benefit analysis of the heat pump system is performed, and the results show that using the system to recover waste heat in printing and dyeing wastewater has good energy-saving and environmental-protection benefits.

【**Keywords**】　Sewage source heat pump; printing and dyeing wastewater; waste heat recovery; energy saving and environmental protection

0　前言

随着我国经济的飞速发展，污染严重问题显得尤为突出，国家也越来越重视环境保护的问题，相应的出台了许多政策。我国每年的污水排放量为 3.9×10^{10}t，工业废水占总排放量的 51%，并且以1%的速率递增。我国是纺织印染工业的第一大国，纺织印染行业是废水排放的大户，约占整个工业废水排放量的 35%，其中印染废水排放量约为 3×10^{6}～4×10^{6}m³/d[1]。印染行业属于高耗能，高耗水，高污染的“三高”行业。印染废水的排放温度较高，废水的排放量较大，具有较大的热能，如果不将其中的热能加以回收再利用，将会损失大量的能源，

基金项目：西安工程大学（柯桥）研究生学院产学研协同创新项目（编号：19KQZD05）
作者简介：宋　晨（1997.04-），男，硕士研究生，E-mail：781512207@qq.com
通讯作者：狄育慧（1964.02-），女，教授，E-mail：470836165@qq.com
收稿日期：2020-04-14

而且温度过高的废水排放到环境中去，将会对环境造成热污染。

污水源热泵是一种以污水作为直接或间接冷热源的装置,属于水源热泵的一种，主要是以生活污水、工业废水等作为储存能量的低温冷、热源,通过热泵机组系统内工质吸热、放热的物态循环变化，消耗少量电能或机械能，从而达到冷却或加热效果的一种创新节能技术。污水源热泵减少了燃煤、燃气锅炉的使用，减少了不可再生能源的使用，则环保效果较为显著。污水源热泵系统可供暖、供冷、供生活热水，真正做到一机多用的效果。污水源热泵技术对环境基本没有污染，作为一种清洁能源技术，在国内外受到大力的发展。

1　污水源热泵系统

1.1　污水源热泵系统原理

污水源热泵是一种通过消耗少量的电能或机械能实现从低温向高温输送热量的装置。热泵机组由蒸发器、冷凝器、压缩机、节流装置等主要部件构成，低温热源在蒸发器内与循环工质进行定压换热，低温热源放热后排出，而循环工质吸热后由液体变为蒸汽；蒸汽进入压缩机内被压缩，升温升压变成过热蒸汽；过热蒸汽在冷凝器内向冷却介质进行放热，与其进行定压换热，冷却介质吸热后变为高温热源，而过热蒸汽放热后成为高压工质液体；工质液体进入节流阀后进行降压，成为低温低压的工质液体，最后再被导入蒸发器内，如此形成一个循环的过程[2]。其工作原理如图 1 所示。

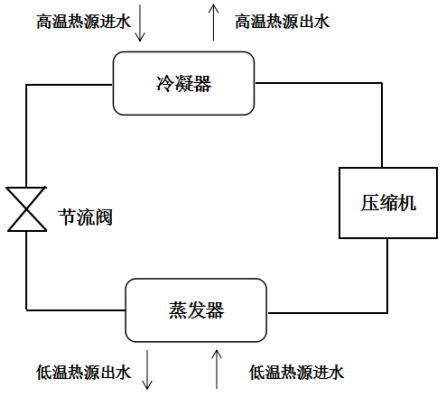


图 1　污水源热泵工作原理图

Fig.1　Working principle of sewage source heat pump

1.2　污水源热泵系统分类

污水源热泵系统根据污水是否与热泵机组直接接触可分为直接式系统和间接式系统[3]。

直接式系统以污水的二级出水或中水作为低温热源，该系统的污水经过了处理，相对于原生污水的水质得到了很好的改善，可以与热泵机组进行直接接触。但是系统的水温经过连续的处理有所降低，这会影响系统的传热效果并降低系统的能效比。

间接式系统以原生污水为低温热源，该系统的污水未经过有效的处理，水质较差，如果与热泵机组直接进行接触，会对机组造成腐蚀、结垢、堵塞等影响，大大的降低了热泵机组的寿命。所以该系统使用中间换热器进行换热，原生污水把热量通过中间换热器传递给中介水，中介水再把吸收的热量传递给热泵机组。这样就避免了热泵机组与原生污水直接接触，从而提高了热泵机组的使用寿命。目前大多数的工程都采用间接式热泵系统来进行余热回收。

2　印染废水余热回收系统设计

2.1　工程概况

本文主要针对浙江绍兴某印染企业进行废水余热回收系统的设计。该企业是一家集研发、生产、销售针织产品于一体的大型纺织印染公司。该企业日常的能源消耗主要以水、电、蒸汽为主，其中蒸汽所占的比重最多，占到 50%以上，电和蒸汽都由附近的热电厂输送。企业地址位于浙江省绍兴市滨海工业园区，临近曹娥江，水资源较为丰富，所以工业园区的印染企业都以河水（地表水）作为生产工艺用水。河水（15℃左右）经过简单的处理后由蒸汽换热器进行加热，达到工艺生产的要求。根据实地的调研可知，该企业每天的废水排放量达到 2000t，废水的温度约为 40℃左右，废水经过简单的处理之后，废水中含有的杂质较多，水质较差，若是直接排放会对当地的水环境造成严重的污染，所以必须排放到附近的污水处理厂进行集中处理。

2.2　废水余热回收系统的设计

结合该印染企业的印染废水排放量大、温度高等特点，本文拟将采用间接式污水源热泵系统对印染废水进行余热回收。

如图 2 所示，15℃的冷水与 40℃的废水在换热器 1 中进行换热，冷水升温至 30℃左右，废水降温至 25℃左右。废水继续排放至换热器 2 内释

放热量，废水温度降至 20℃左右排出，15℃左右的中间循环水在换热器 2 内吸收热量，温度升至 20℃左右，中间循环水将吸收的热量再释放给热泵机组的循环工质。30℃的冷水在冷凝器内吸收循环工质释放的热量，升温至 60℃左右的热水。生产的热水由蒸汽加热至工艺生产要求的温度，相比于加热 15℃的冷水，该系统可减少蒸汽的使用量。

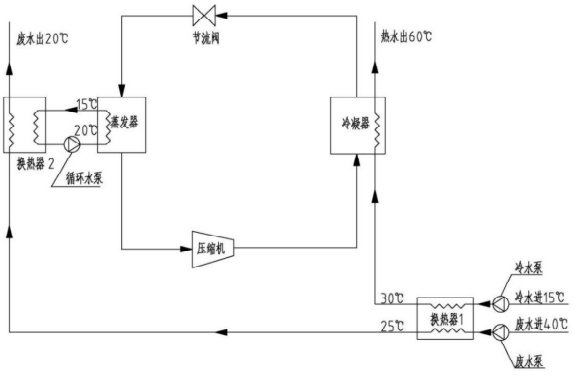


图 2　印染废水余热回收系统设计图

Fig.2　Design of waste heat recovery system for printing and dyeing wastewater

3　系统的节能环保效益分析

3.1　节能性分析

该印染企业每天的废水排放量为 2000t（23 kg/s），忽略换热器的热量损失，可根据公式（1）[4]计算出热泵机组每天制取的热水为 2000t。

$$m_1c_1(t_{1,out}-t_{1,in})=m_2c_2(t_{2,in}-t_{2,out}) \quad (1)$$

式中：m_1 为清水的质量流量，kg/s；c_1 为清水的比热容，取 4.2KJ/(kg·℃)；$t_{1,out}$ 为换热器 1 清水侧的出水温度，℃；$t_{2,out}$ 为换热器 1 清水侧的进水温度，℃；m_2 为废水的质量流量，kg/s；c_2 为废水的比热容，取 4.2kJ/(kg·℃)；$t_{2,in}$ 为换热器 1 废水侧的进水温度，℃；$t_{2,out}$ 为换热器 1 废水侧的出水温度，℃。

根据公式（2）可计算出热泵机组的制热量为 2917kW，则污水源热泵机组选择型号为 3DHXC-HP1-800A 的开利水源热泵，该热泵机组的技术参数如表 1 所示。

$$Q=m_1c_1(t_{3,out}-t_{3,in}) \quad (2)$$

式中：Q 为热泵机组的制热量，kw；$t_{3,out}$ 为热泵机组的出水温度，℃；$t_{3,in}$ 为热泵机组的进水温度，℃。

表 1　3DHXC-HP1-800A 的技术参数

Table 1　Technical parameters of 3DHXC-HP1-800A

名称	数值	单位
名义制热量	3092	kW
输入功率	672	kW
冷凝器热水流量	532	m³/h
冷凝器水压降	86	kPa
蒸发器热源水流量	254	m³/h
蒸发器水压降	29	kPa
COP	4.6	

该污水源热泵机组每天制取2000t的60℃消耗的热量折算成标准煤为：

$$M_1=\frac{Q}{q_e\eta_1 COP} \quad (3)$$

式中：M_1 为污水源热泵机组制热折算成的标煤量，kg；Q 为热泵机组每天的制热量，kJ；q_e 为标煤的热值，取 2.9×10^4KJ/kg[5]；η_1 为电力输入效率，取 30%[6]；COP 为热泵机组的能效比，取 4.6。

所以 M_1=2917×24×3600/(2.9×10⁴×30%×4.6)=6298 kg

若是采用传统的燃煤锅炉制取同样的热水则需要消耗的标准煤为：

$$M_2=\frac{Q}{q_e\eta_2} \quad (4)$$

式中：M_2 为燃煤锅炉制热折算成的标煤量，kg；η_2 为燃煤锅炉效率（包含储煤损失、输运损失等），取 60%[7]。

所以 M_2=2917×24×3600/(2.9×10⁴×60%)=14484 kg

则污水源热泵机组每天折算的耗煤量相比于传统的燃煤锅炉减少了 $\Delta M=M_2-M_1$=14484−6298=8186 kg，而且污水源热泵机组每天折算的耗煤量只占燃煤锅炉的 43%，节能效果显著。

3.2　环保性分析

经过上一节的计算得到污水源热泵机组每天折算的耗煤量相比于传统的燃煤锅炉减少了 8186 kg，则全年（按 330 天计算）的标准煤减少量为 2701380 kg。我国污染物排放定额如表 2[6]所示。

表 2　我国污染物排放定额

Table 2　Pollutant emission quotas in China

污染物	SO_X	CO_2	NO_X	粉尘
标煤/kg·kg^{-1}	0.03	2.75	0.004	0.02

则污水源热泵机组全年减少的污染排放量根据公式（5）[8]计算：

$$\Delta m_{w,i} = M \times \Delta R_{w,i} \quad (5)$$

式中：$\Delta m_{w,i}$ 为第 i 种污染物的排放减少量，kg；i 为依次代表 CO_2、SO_X、NO_X、粉尘；$\Delta R_{w,i}$ 为单位质量标煤燃烧产生的第 i 种污染物质量，$kg \cdot kg^{-1}$。

所以 SO_X 全年减少量为 ΔmSO_X=2701380×0.03=81041.4 kg，其余污染物全年排放减少量见表 3 所示。

表 3　污染物全年排放减少量

Table 3　Reduction of pollutant emissions throughout the year

污染物	SO_X	CO_2	NO_X	粉尘
减少量/kg	81041.4	7428795	10805.52	54027.6

4　结语

该印染企业印染废水排放量大、温度高，可作为污水源热泵的热源进行废水的余热回收。所以本文采用间接式污水源热泵系统来回收企业产生的印染废水余热，相比于传统的燃煤锅炉，一年可减少 2.7×10^3t 标准煤的消耗，同时 SO_X 的年减少排放量为 81t，CO_2 的年减少排放量为 7.4×10^3t，NO_X 的年减少排放量为 10.8t，粉尘的年减少排放量为 5.4t。

使用该热泵系统来进行废水的余热回收，可减少二氧化碳、硫化物等污染物的排放，减少了大气环境的污染。同时减少了印染废水对水资源环境的热污染，起到了保护生态环境的作用，实现了节能减排的目的，具有良好的节能环保效益。

参考文献：

[1] 肖永清.节能减排废水治理开拓纺织印染企业新天地[J].染整技术,2015,37(11):49-54.

[2] 李萌.基于余热回收用的热泵技术对比研究[D].天津:天津大学,2014.

[3] 唐安民.城市污水源热泵在建筑节能中的应用[J].供热制冷,2017,(11):24-27.

[4] 拓炳旭.印染厂废水余热回收系统研究[D].西安:西安工程大学,2017.

[5] 申传涛,彭冬根,胡松,等.南昌市污水源热泵系统工程实例与应用可行性分析[J].可再生能源,2014,32(10):1510-1513.

[6] 钱剑峰,孙德兴.直接式污水源热泵系统节能与环保性能分析[C].中国制冷学会 2009 年学术年会论文集,2009.

[7] GB 50810-2012,煤炭工业给水排水设计规范[S].北京:中国计划出版社,2012.

[8] 杨秀娥.唐山市污水源热泵系统的工程应用与分析[J].节能,2016,35(12):62-64.

（上接第 743 页）

[6] 石礼昌.BIM 技术在暖通工程设计与施工中的运用[J].中国高新技,2019,(5):85-87.

[7] 吴欣欣.基于 BIM 技术暖通设计优化应用[D].郑州:中原工学院,2018.

[8] 王风召.刍议暖通空调设计中 BIM 技术的应用[J].河南建材,2017,(2):9-10.

[9] 骆俊丽. BIM 技术在暖通空调设计中的运用与相关问题阐述[J].四川建材,2016,42(7):197-198.

[10] 张大镇.BIM 技术在暖通空调设计应用中的现状分析[J].发电与调,2016,37(2):62-65.

[11] 赵越.BIM 对建筑设计和施工的优化[J].安徽建筑,2012,19(5):173-174.

[12] 郭文强.基于“BIM+VR”的建筑可视化设计方法及应用研究[D].北京:北京交通大学,2017.

文章编号：1671-6612（2020）06-748-03

某项目不同设计阶段中防排烟存在的问题与解决措施

张利华

（山东省建筑设计研究院有限公司　济南　250001）

【摘　要】　建筑防排烟设计有助于降低火灾伤亡事故和经济损失，是设计工作的关键之一。根据最新的规范要求，结合某项目子项工程，对比了建筑方案阶段和施工图阶段的防排烟设计，针对出现的问题，提出了有效的解决措施。

【关键词】　设计阶段；防排烟设计；解决措施

中图分类号　TU241.8　　文献标识码　A

Problems and Solutions of Smoke Protection and Smoke Exhaust Design in Different Stages of a Project

Zhang Lihua

(Shandong provincial architectural design & research institute Co., Ltd, Jinan, 250001)

【**Abstract**】　It's one of the keys to reduce fire casualties and economic losses that smoke protection and smoke exhaust design of buildings. In this paper, according to the latest specification requirements, the smoke protection and smoke exhaust design are compared with the sub-project of a certain project on the construction plan stage and the construction drawing stage. In view of the existing problems, effective solutions are put forward.

【**Keywords**】　Design stage; Smoke protection and smoke exhaust design; Solutions

0　引言

随着我国综合国力的不断提升，建筑技术也得到了不断的发展。作为建筑技术的一个方面，暖通空调专业在提高人们工作居住场所的安全性和舒适性等方面起到了至关重要的作用。然而，随着暖通空调的使用量剧增，一些问题也逐渐显现出来，特别是防排烟设计。由于防排烟设计的不合理，造成火灾时局势无法控制，给人们带了财产损失甚至伤亡事故。合理的建筑防排烟设计有助于降低火灾经济损失和伤亡事故，是设计工作的关键之一[1,2]。本文根据《建筑防烟排烟系统技术标准》（以下简称《防排烟标准》）GB51251-2017，结合某项目子项工程，对比建筑方案阶段和施工图阶段的防排烟设计，针对出现的问题，提出有效的解决措施。

1　工程概况

该项目商业商务地块包含 1#～5#楼及地下车库工程。其中：1#楼地上 25 层，建筑高度 85.5m，2#楼地上 27 层，建筑高度 98.1m，3#楼地上 5 层，建筑高度 21.1m，4#楼地上 28 层，建筑高度 95.4m，5#楼地上 24 层，建筑高度 97.6m。以上建筑均为地下 2 层，地下车库为地下 3 层。建筑分类除 3#楼为多层民用建筑外，其他楼建筑分类均为一类高层公建。本项目针对 2#楼子项工程，对比建筑方案阶段和施工图阶段的防排烟设计。2#楼子项工程地上 27 层，其中 1～3 层为商业，层高 4.5m，4～27 层为商务办公，层高 3.9m，6 层以上均为标准层。1～6 层剖面如图 1 所示。该地块南向剖面图如图 2 所示，东方向上 2#楼子项工程的 5 层以下

作者（通讯作者）简介：张利华（1993.11-），男，硕士，工程师，E-mail：819853526@qq.com
收稿日期：2020-03-11

与 3#楼相连接。

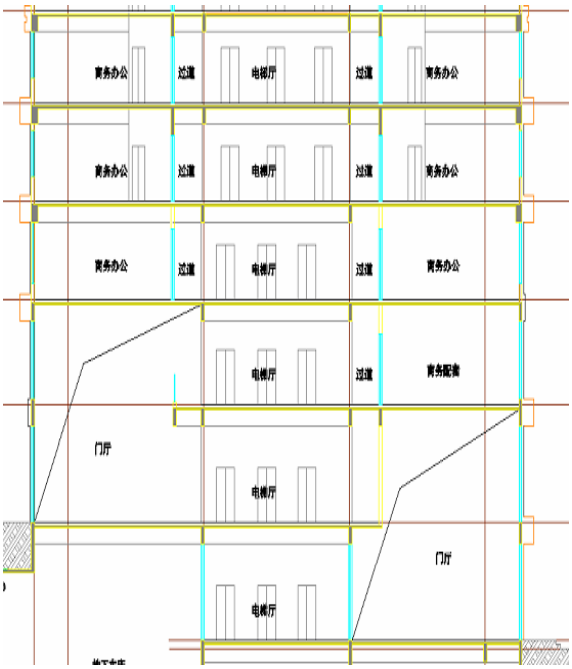


图 1　2#楼局部剖面

Fig.1　Partial section of 2 # building

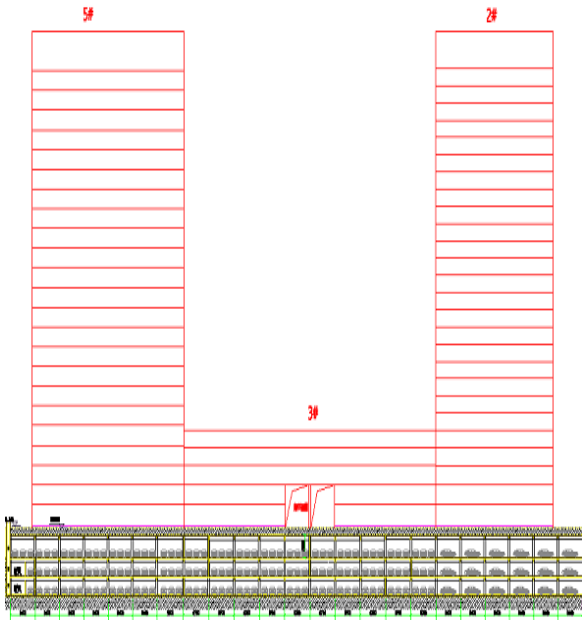


图 2　南向剖面图

Fig.2　Southbound section

2　方案阶段防排烟设计

2#子项工程 4 层以上内走道均为自然排烟，方案设计阶段 3 层内走道机械排烟如图 3 所示。

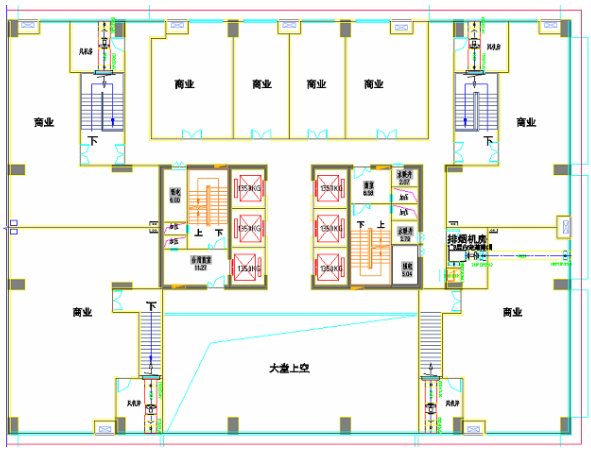


图 3　方案阶段防排烟设计

Fig.3　Smoke protection and smoke exhaust design at the planning stage

如图 3 所示，方案阶段考虑商业疏散楼梯间机械加压送风，在 3 层设置加压送风机房。大堂（中庭）靠外墙设置足够面积的自然排烟窗[3]，中庭周围的回廊由建筑专业设置防火卷帘，将回廊、内走道与中庭分为两个防烟分区。回廊内最远点到北侧外窗的水平距离大于 30m，不满足自然排烟的条件，在东侧设置排烟机房，用于 1～3 层内走道的机械排烟。楼梯间机械加压送风的进风口，排烟机房的排烟出口分别如图 3 所示，中庭由建筑专业按《防排烟标准》在南侧外墙上设置足够面积的自然排烟窗。

3　施工图阶段防排烟设计

进入施工图设计阶段，2#子项工程 4 层以上内走廊均为自然排烟，与方案设计阶段相同。根据《防排烟标准》3.3.5 第 3 条：“送风机的进风口不应与排烟风机的出风口设在同一面上。当确有困难时，送风机的进风口与排烟风机的出风口应分开布置，且竖向布置时送风机的进风口应设置在排烟风机出风口的下方，其两者边缘最小垂直距离不应小于 6.0m；水平布置时，两者边缘最小水平距离不应小于 20.0m”。根据图 1 和图 3 可以发现，北侧加压送风机的进风口与中庭的排烟窗出风口在竖直方向上的距离不满足规范要求，南侧加压送风机的进风口与中庭的排烟窗出风口在水平方向上的距离也不满足规范要求。与方案阶段防排烟设计相比，施工图阶段防排烟设计改进如图 4 所示。

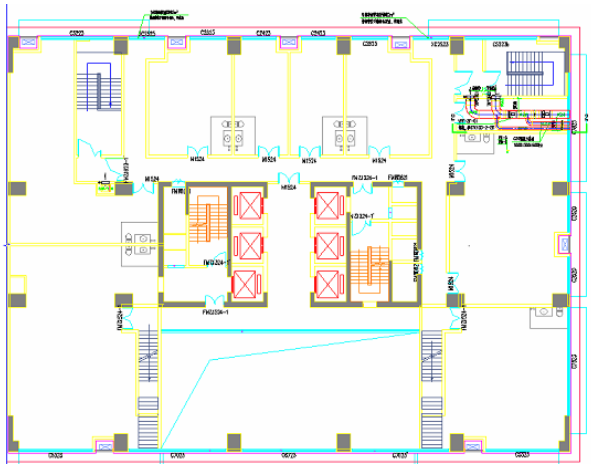


图 4　施工图阶段防排烟设计

Fig.4　Smoke protection and smoke exhaust design at construction drawing stage

如图 4 所示，施工图阶段保留北侧商业疏散楼梯间的机械加压送风。东北侧楼梯间机械加压送风的进风口如图 4 所示，加压送风机房位置做相应调整。西北侧楼梯间机械加压送风系统的机房设置在地下一层的夹层内，本文不在多余表示。结合图 1，南侧商业疏散楼梯间直通室外，取消楼梯间的机械加压送风系统。建筑内长度不大于 20m 的疏散走道不需设置排烟设施[4]，在电梯厅与内走廊处设置防火门，整个内走廊满足自然排烟条件，去掉机械排烟机房，优化防排烟设计，使之趋于合理。

4　结语

本文根据最新的规范要求，结合具体的子项工程，对比了建筑方案阶段和施工图阶段的防排烟设计，针对出现的问题，提出了有效的解决措施。设计过程中可以体会到，防排烟设计过程是根据国家规范和标准等，各专业密切配合，不断优化的设计过程。

参考文献：

[1]　孙娟娟.长福安置房小区的防排烟设计[J].制冷与空调,2019,33,(1):62-64.

[2]　张宏,宋喆.浅谈高层民用建筑防排烟设计[J].工程技术,2009,(8):109-110.

[3]　GB51251-2017,建筑防烟排烟系统技术标准[S].北京:中国计划出版社,2015.

[4]　GB50016-2014,建筑设计防火规范[S].北京:中国计划出版社,2014.

文章编号：1671-6612（2020）06-751-05

制药车间洁净室施工技术初探

田亚斌[1]　吴　忠[2]　姚　勇[1]　杨汉林[2]　褚云鹏[1]　胡安杰[1]

（1.西南科技大学土木工程与建筑学院绵阳 621010;
2.中国五冶集团有限公司成都 610063）

【摘　要】　运用洁净室施工“洁净技术”从施工流程各环节上来保证洁净室风管、风口、门窗、墙壁、吊顶、地面等各施工部位达到要求；对洁净室所涉及到的风管、风口、高效过滤器等风系统方面通过“洁净风管制安工艺”和“高效过滤器安装方法”来保证安装质量的可靠；通过洁净室地面、墙壁、吊顶以及洁净室电气的施工工艺来控制洁净室土建和装修方面的施工质量，从而保证施工完成后的洁净室满足设计、生产和认证要求。

【关键词】　制药车间；洁净室；施工技术；GMP 认证

中图分类号　TU745　　文献标识码　A

Preliminary Study on Construction Technology of Clean Room in Pharmaceutical Workshop

Tian Yabin[1]　Wu Zhong[2]　Yao Yong[1]　Yang Hanlin[2]　ChuYunpeng[1]　Hu Anjie[1]

(1.School of Civil Engineering and Architecture, Southwest University of Science and Technology, Mianyang, 621010;
2.China MCC5 Group Co., Ltd, Chengdu, 610063)

【**Abstract**】　The clean technology of clean room construction is adopted to ensure that all of these construction parts, including clean room air pipes, tuyere, doors and Windows, walls, ceiling, ground and so on, to meet requirements. The "clean air control and safety process" and "high efficiency filter installation method" are adopted to ensure the reliability of the installation quality for the wind system such as wind pipe, tuyere and high efficiency filter involved in the clean room. To control the quality of the civil construction and decoration, specify construction technologies are applied in the construction process of the clean room's floor, walls, suspended ceiling and the electrical equipment, insuring that the clean room meets the design, production and certification requirements.

【**Keywords**】　Pharmaceutical workshop; Clean room; Construction techniques; GMP certification

0　引言

制药行业作为一个关系民生，有着特殊要求的行业，对于生产车间硬件设施有着非常严格的要求[1]。因此，在进行制药工程项目建设时，要求相关单位严格执行国家 GMP 认证标准，为了与国际接轨，很多医药项目在设计时就已经按照国际标准来进行设计，这些都给制药工程项目带来了高标准和高要求[2]。作为工程承建者来说，如何在制药车间施工上通过有效的技术实施，保证工程顺利进行，符合生产要求，并达到国内、国际认证，是十分重要的，而其中制药车间的洁净室施工是整个制药车间工程施工的核心部分之一，是满足生产和通过认证的重点部分，它的施工内容主要包括洁净室的风管、风口、门窗、墙壁、吊顶、地面及洁净室电气安装等[3]。

作者简介：田亚斌（1970.12-），男，博士，讲师，E-mail：tianyb@swust.edu.cn
通讯作者：姚　勇（1972.10-）男，博士，教授，E-mail：yy001221@163.com
收稿日期：2020-02-13

1　施工工艺流程

施工工艺流程如图 1 所示。

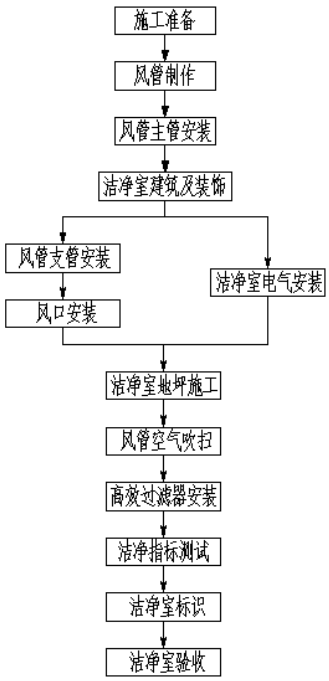


图 1　制药车间洁净室施工工艺流程图

Fig.1　Construction process of the clean room in pharmaceutical workshop

2　技术要点

2.1　洁净室风管制安

2.1.1 工艺流程

制药车间洁净室风管采用共板法兰风管进行制作和安装，工艺流程如图 2 所示。

2.1.2 风管加工间设置

风管加工间选取环境好、无污染的合适位置，并将加工间隔离分设成加工制作间、清洗间、存储间。施工现场的加工间墙面、屋面设置为夹心彩板，加工制作间地面应为洁净亚光水泥地面，清洗间和存储间地面设为薄涂型环氧树脂地坪，便于冲洗清洁、不产尘，避免给制作好的洁净风管造成二次污染。清洁间设置为两个区域，一个是风管清洗区，一个为干燥密封区。并在干燥密封区准备好风管口密封薄膜等用品。

2.1.3 风管清洁及存储处理

用半干湿抹布擦拭外表面，并用清洁半干擦布擦拭内表面浮尘。用三氯乙烯和稀释的乙醇、活性清洗剂擦拭内表面，去掉所有的油层、油渍。将擦净的风管进行干燥处理（风干或吹干）。用白绸布检查内表面清洗质量，白绸布揩擦不留任何灰迹、油渍即为清洗合格。将合格产品两端用塑料薄膜及粘胶带进行封闭保护，防止外界不洁空气渗入，严禁使用捆扎等不规范方式。用塑料薄膜密封保护的风管，非工作需要时不得揭开；保护膜遭破坏及时修补，否则应重新清洗和密封；存放场地应清洁干净，铺设橡胶板加以保护。在夜间或封闭无光的房间对加工好后的风管进行漏光检查并做好标记。对合格封口后的风管及时堆放在存储间，在堆放下面铺设橡胶板加以保护。

2.1.4 风管安装

安装好支吊架后，将存储间的风管运至安装部位，先进行预组装对接，待准备无误后固定位置并拆下接头封口的薄膜，但还未对接或末端的风管接头的封口薄膜不应拆开，避免对风管内部造成再污染。风管的咬口缝、铆钉缝、法兰翻边四角等缝隙处涂上密封胶（如中性玻璃胶）。涂密封胶前应清除表面尘土和油污。风管与洁净室吊顶、隔墙等围护结构的接缝处应严密。

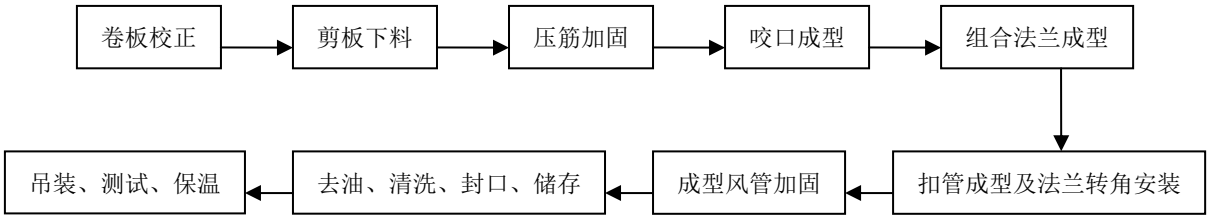


图 2　共板法兰风管工艺流程图

Fig.2　Flow chart of common plate flange air duct

2.2　洁净室建筑物施工

2.2.1 洁净室隔断工程施工工艺流程

在制药车间洁净室通常采用洁净夹心彩板进行隔断设置，其洁净室隔断工程施工工艺流程如图 3 所示。

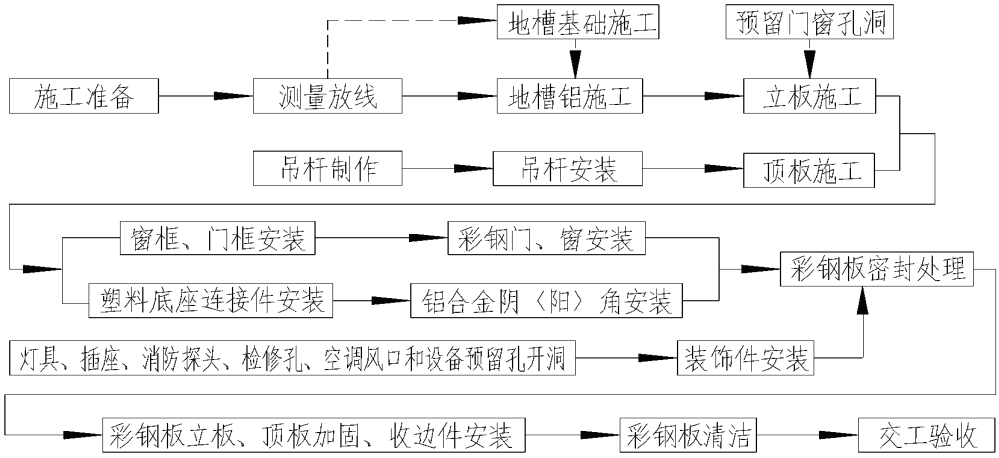


图 3　洁净室彩钢板隔断施工工艺流程图

Fig.3　Construction process flow chart of color steel plate partition in clean room

2.2.2 地槽铝型材施工

检查墨斗弹出的立板定位尺寸线准确无误后，采用水准仪对地面进行找平，对地槽铝安装位置的凹凸不平点用錾子打磨成麻面，用 C20 的混凝土砂浆找平，养护 3 天后，用干拖布清扫洗洁地面上的地槽铝型材基准线。在地槽铝型材、橡胶垫和地基之间的缝隙处，用建筑密封胶进行嵌缝处理。在彩钢立板的地槽铝型材下面设置 50mm 高的混凝土基座作为挡水墙，便于洁净间清扫卫生，以免细菌滋生。养护 3 天后即可把橡胶板和地槽铝型材安装固定在混凝土基座上。养护期满，拆掉木模，待净化彩钢板施工完毕时用环氧树脂涂抹二遍，如图 4 所示。

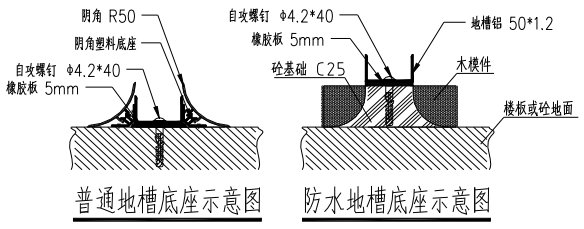


图 4　地槽底座示意图

Fig.4　Schematic diagram of the geosynclinals base

2.2.3 立板施工

安装立板时应从净化车间区域的中心墙柱向四周安装，或从净化车间外边的混凝土墙、柱向另一端墙柱安装，在安装时，对彩钢板表面上的塑料保护薄膜从四周扯起 100mm 左右，便于立板安装后进行嵌缝密封处理，如图 5 所示。

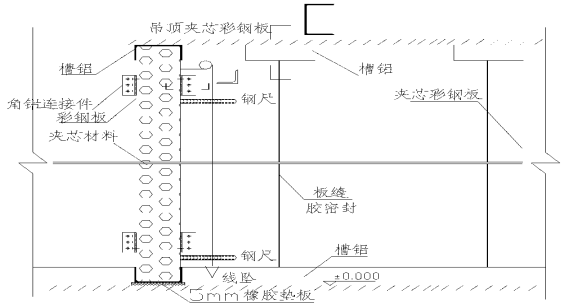


图 5　彩钢板立板安装示意图

Fig.5　Installation diagram of the color plate vertical plate

2.2.4 彩钢板顶板施工

安装顶板时，应首先确定吊挂、锚固件等立体构件和屋面的联结固定位置，吊杆应做到间距均匀、吊杆平直、铅垂。顶板长度大于 3m 时，除在宽度方向吊暗吊镀锌矩管梁外，长度方向应做加强处理，用二支角铁拼焊成 T 形，或采用“T”型铝与顶板龙骨用自攻螺钉相连，再用花篮螺栓及通丝吊筋往上吊紧，如图 6、图 7 所示。

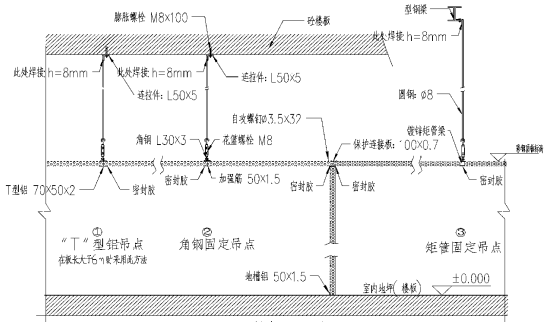


图 6　顶板吊点立面示意图

Fig.6　Elevation diagram of ceiling lifting point

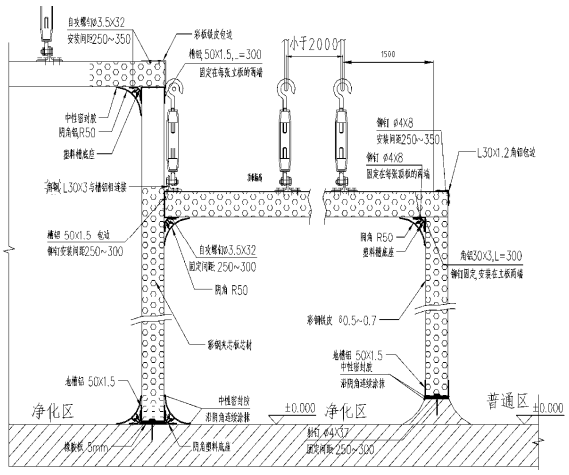


图 7　顶板吊点立面示意图

Fig.7　Elevation diagram of ceiling lifting point

2.2.5 铝合金装饰件施工[4]

彩钢立板和顶板施工完毕后，即可在彩钢板的阴（阳）角用铝合金装饰件和中性密封胶进行嵌缝处理。铝合金阴角的塑料底座安装完后，用清洁毛巾对塑料槽底座进行表面清洁，然后，把平直的阴角线平放在塑料槽上，在相互垂直的两立板与顶板相连接的阴角处安装三维阴角，以三维角为起点对房间所有阴角线条进行安装。阴角施工完毕后，用中性嵌缝胶对铝合金阴（阳）角与彩钢板之间的缝隙进行密封处理。保证密封表面顺直光滑、厚薄均匀，如图 8、图 9 所示。

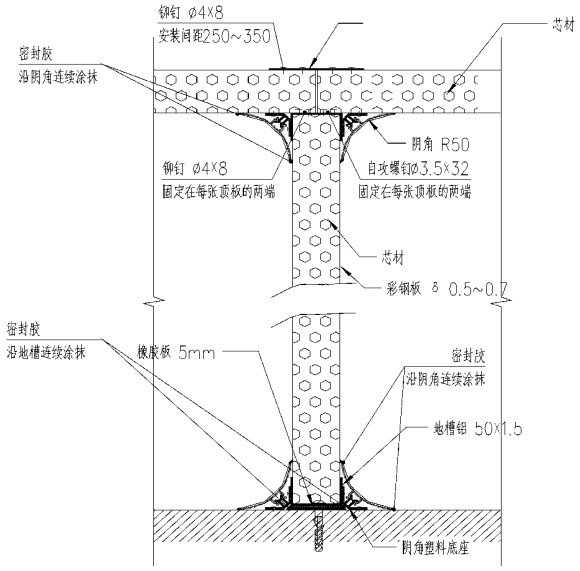


图 8　阴角施工示意图

Fig.8　Construction diagram of shade angle

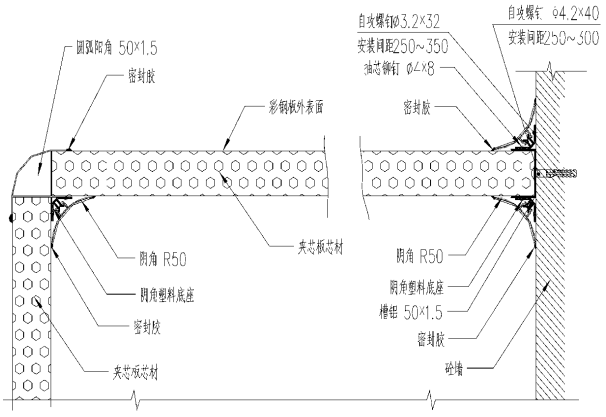


图 9　阴、阳角施工示意图

Fig.9　Construction diagram of shade and positive angles

2.2.6 门窗施工

洁净门框安装与立板安装同步进行，在门安装位置与立板拼缝在 200mm 以内时（不影响房间美观和布局协调的情况下），应错开板缝在整张立板上开门洞。彩钢门安装应做到门、门锁转动灵活，门扇与门框间隙应保持均匀，其密缝处应保持密合，如图 10 所示。

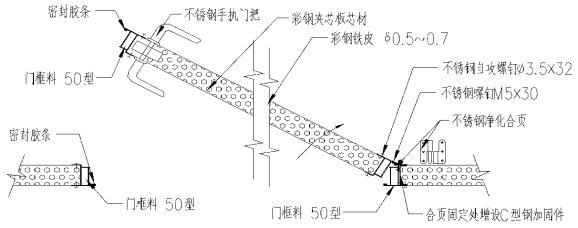


图 10　净化彩钢门平面安装示意图

Fig.10　Schematic diagram of plane installation of purification color steel door

在窗框四角上的窗扣线碰口应间隙均匀，误差在 1mm 以内，如图 11 所示。

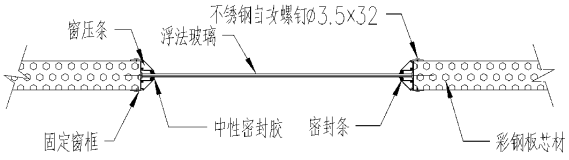


图 11　单层净化窗剖面图

Fig.11　Profile of single purification window

2.2.7 洁净室建筑电气安装

对穿越洁净室（区）的墙体、顶棚的电气管线、线槽、桥架，采用气密构造进行安装，在接缝处进行密封处理。对洁净室（区）内的电气线、缆采用穿管敷设于装饰板内，并对穿越装饰板处的穿出

（入）部位进行密封。

2.2.8 风口及风阀安装

（1）风口安装

风口安装前用三氯乙烯和稀释的乙醇、活性清洗剂擦拭内表面，去掉所有的油层、油渍。并用白绸布检查内表面清洗质量，白绸布揩擦不留任何灰迹、油渍即为清洗合格，方可进行安装。带滤网风口安装时滤网应能朝上或朝外抽出，滤网在安装或调试之前应清洗一遍。风口安装应在较为清洁的环境中进行，安装后应用薄膜封闭风口以防尘。风口与风管软接的连接可采用法兰压接、铁皮压接等，软接及压接部分应密闭，缝隙用粘结剂密封。

（2）风阀安装

风阀安装前检查操作是否灵活、手柄是否能固定、阀板是否能密闭严实，风阀安装前用三氯乙烯和稀释的乙醇、活性清洗剂擦拭内表面，去掉所有的油层、油渍。并用白绸布检查内表面清洗质量，白绸布揩擦不留任何灰迹、油渍即为清洗合格，方可进行安装。

2.2.9 洁净室地坪施工

（1）地面处理

检查基面，对需要处理的地面，采用专业机械打磨处理，对起砂部分打磨铲除，清扫浮尘，再采用磨面机械处理水磨石基面，使地面无脱落、粉尘化、龟裂、起壳、麻面等情况，达到表面坚硬、平整、光滑、干燥，增加地坪层与地面的附着力[5]。

（2）底涂施工

在进行底层施工前，对地面干燥检测处理的 72 小时后，取出干燥纸，若可点燃则可进行底涂施工。采用面涂材料配石英细粉批涂，填补中涂较大颗粒间的空隙，待完全固化后，用无尘打磨机打磨地面，用吸尘器吸尽灰尘、打磨平整。

2.2.10 高效过滤器安装

高效过滤器安装前，必须在安装现场拆开包装进行外观检查，内容包括滤纸、密封胶和框架有无毛刺和锈斑（金属框）：有无产品合格证，技术性能是否符合设计要求。然后进行捡漏，经检查和捡漏合格的正式用于安装。高效过滤器安装前，必须对洁净室进行清扫、擦拭、净化空调系统内部如有积尘，应再次清扫、擦拭，达到清洁要求。如在技术夹层或吊顶内安装高效过滤器，则技术夹层或吊顶内也应进行全面清扫、擦拭。

洁净室及净化空调系统达到清洁要求后，净化空调系统必须试运转。连续运转 12h 以上，对风管系统进行空气吹扫，再次清扫、擦拭洁净室后方能安装高效过滤器。高效过滤器和框架之间的密封采用密封垫、不干胶、负压密封、液槽密封和双环密封等方法时，都必须把填料表面、过滤器边框表面和框架表面及液槽擦拭干净。

3　结语

根据制药车间洁净室施工特点，实施合理的风系统安装、净化彩板施工、洁净地坪施工等技术进行平行流水施工来提高工程施工效率和质量，使工程能够快速、优质、安全、可靠的达到设计及生产要求，满足认证需要。在洁净室风系统安装技术上采用了隔离分设制的风管加工工艺、洁净室的玷污控制技术、高效静压箱安装技术等，能有效避免风管制安过程中的二次污染、保证一次性安装的高合格率，满足洁净室易清洁、无脱落、不产尘、无污染和提供高品质的洁净空气质量等要求。洁净室电气安装过程中的洁净控制也不能忽略。

参考文献：

[1] 张林.浅谈生物制药洁净室空气处理机组的应用及设备运行管理[J].科技创新导报,2006,(9):114.

[2] 高菲菲,郭颖,朱博嘉.高新电子芯片厂房百级防护洁净室成套施工技术[J].商品与质量·学术观察,2011,(5):98-99.

[3] 赵国林,高保新,邓立军.浅谈生物洁净室施工技术[J].安装,2005,(z1):30-32.

[4] 赵珍,赵红.洁净室装饰施工技术与工艺控制工法浅谈[J].中国科技博览,2011,(28):348.

[5] 陶晓军.浅谈大跨度生物实验室洁净地面施工技术[J].甘肃科技,2008,(13):131-132.

文章编号：1671-6612（2020）06-756-04

浅析冷水机组之冷冻机油的监测和注意事项

胡毅威

（湖北国际物流机场有限公司　鄂州　436001）

【摘　要】　随着离心式冷水制冷机组在各建筑群中央空调的广泛认可与应用，维护保养不当带来的各种问题也日益突出，本以采用定频油泵型的离心式冷水制冷机组为例，着重介绍了如何通过对冷冻机油的监测和注意事项的分析与判断来为机组提供“预防性保养”，为保障机组安全、高效、节能的运行提供了更多参考依据。

【关键词】　离心式冷水制冷机组；维护保养；冷冻机油

中图分类号　TU831.4　　文献标识码　B

A Brief Analysis on the Monitoring and Matters Needing Attention of Refrigeration Oil for Water Chiller

Hu Yiwei

(Hubei International Logistics Airport Co., Ltd, Ezhou, 436001)

【**Abstract**】　With the centrifugal chiller were widely used in various buildings central air-conditioning, all sorts of problems resulting from improper maintenance were increasingly prominent. In this paper, in order to adopt the fixed frequency refrigerator oil pump type centrifugal chiller as an example, introduced how to through to the refrigeration oil monitoring and the analysis of the matters needing attention for the chiller to provide “preventive maintenance”, for the protection of the safety, efficiency, energy saving running of the chiller to provide a reference.

【**Keywords**】　Centrifugal Chiller; Maintenance; Refrigerator Oil

0　引言

随着大型离心式冷水制冷机组在国内的认可度提升，其单机制冷量大、能效比高、故障率低、操作简捷等优于其他制冷机型的特点赢得到了广大业主的青睐，其普遍被应用于各类建筑群中央空调之中；尽管该机型有如此的优点，但却频频因主管人员对机组操作与维护的忽视，导致各类故障的发生，致使机组制冷效率下降甚至损坏机组，使得维护成本增加，影响业主正常使用。只有科学、合理的维护保养才能保障机组安全、高效、节能的运行；其中机组的油路系统又关系到离心式冷水制冷机组最为关键的“心脏”部位——压缩机（压缩机叶轮及轴承），由此油路系统的监测和维护又显得格外重要。下面以采用定频油泵型的离心式冷水制冷机组为例，浅析其冷冻机油的监测和注意事项。

1　离心式冷水制冷机组的维护和保养

商用离心式冷水制冷机组达到一个制冷运行年后，或累计工作时间达到 3000 小时（按我国气候地理条件而定），就应对该机组进行维护和保养工作。为了确保机组安全、节能、高效的运行，以及延长该机组使用周期寿命，对机组进行必要的维护和保养工作，是必不可少的一个环节。我们通常的做法是，当机组在运行过程中所出现的各种偏离正常运行状态的故障和问题发生时，故障保护机之后，再对应机组所报故障点进行检修，严格地说，这应属于“被动”的维护和保养。反观之，我们更应变“被动”为“主动”，就是重视对机组运行过

作者（通讯作者）简介：胡毅威（1990.10-），男，本科，助理工程师，E-mail：yiwei_h@hotmail.com
收稿日期：2020-03-12

程中的日常巡视、定期检查、保养和维护，即：预防性的维护和保养。对应这种预防性的维护保养，必须根据机组系统结构特征（满液式或降膜式蒸发器、是否有电动热气旁通辅助装置等）和所处运行环境（机组安装地气候条件，机房清洁度等）及运行要求（冷冻水介质种类及冷冻水出水水温要求等），针对性的制定机组年、月、周、日的巡检、维护、保养计划或规程（详见表 1）才能杜绝较大故障的发生。

表 1　离心式（正压）冷水制冷机组保养表

Table 1　Centrifugal(positive pressure)water chiller maintenance table

项目	每日	每周	每月	每半年	每年
压缩机	油压、油位、油温，震动、噪音	进气口导叶控制马达及其连杆装置			更换冷冻机油 检查进气口导流叶片动作 检查调整各调节阀
蒸发器	冷冻水、冷却水流量	在水质不明的首次开机前，检查铜管与管板； 在首次开机前，检查蒸发器管板积污情况	冷却水的水质情况检查		清理、检查铜管及管板水室
冷凝器	冷冻水、冷却水流量 制冷剂饱和温度 蒸发压力 冷凝压力 制冷剂液位				检查浮球室（若有）情况 检查可变节流孔板（若有） 检查制冷剂 如有必要需做气密性试验
电动机	机壳温度 震动电流				绝缘阻值试验 检查端子接头是否松动
控制安全开关				校正各安全保护整定值，确认动作正确	
辅助设备					更换或清理制冷剂过滤器回油过滤器、油滤等，检查油加热器、油泵电机
配电柜 控制中心					清扫灰尘、检查断路器和接触器，进行绝缘试验，检查接地，校准各传感器整定值，检查各插件、接头是否牢固

2　冷冻机油的维护和保养

任何制冷设备的日常性保养工作，其首要的一条就是严格要求冷冻机油的质量，随时监测冷冻机油的运行情况，离心机组也不例外。由于离心机组运转速度大大超过螺杆机组、活塞机组，因此，对冷冻机油的要求也特别高，下面就单独谈一谈冷冻机油的维护和保养。

2.1　严格监视油槽油位

当机组处于正常运行工况时，油槽的油位必须处于油室油位视镜中央（如为上下两个圆视镜时，油位必须在上圆视镜中二分之一处）。对于定期检修保养的机组更换冷冻机油时，从油槽底端角阀排出油时，一定要关闭油加热器电源，防止油槽无油“干烧”从而使油加热器损坏，同时注意再次加注冷冻机油时，必须使用同一型号冷冻机油，且加注量与排出量要基本相同（开机运行时注意观察油位是否达标），要注意的是，待加注油位浸没油加热器管后需启动油加热器电源，以防止制冷剂与冷冻油混合。油位过高可能会使压缩机小齿轮（高速齿轮）浸于油中，运行时使得油在系统中四处飞溅，油温急剧上升，油压波动剧烈，从而导致压缩机轴承温度过高无法正常工作而故障停机，更甚着损坏

压缩机轴承及叶轮。若油槽油位过低，则油系统中循环油量不足，油泵失油，供油压力过低且油压压力不稳，压力波动过大，压缩机轴承油膜被破坏无法建立，导致故障停机甚至压缩机损坏。值得注意的是机组启动中油视镜油位与机组运行约 3～4 小时后油视镜油位的可能区别。机组启动过程中，即使油槽油温一直维持在 50℃左右，系统中可能任溶有大量未回到油槽的油，油槽中也溶有少量的制冷剂；机组启动中油槽油室负压区未完全建立，润滑油系统尚未完全正常工作，仍然不能较大限度地从系统中回油和排出油槽油室油中混合的制冷剂。因此，当机组运行时，油槽油室上部可能会产生大量的泡沫与油雾，但随着溶入油中的制冷剂因油温升高不断地汽化、挥发、逸出，它将会通过压缩机顶部的进气平衡管与进气室相通进入压缩机吸气流道。当机组运行约 3～4 小时后，油槽油位会趋于平衡在某一油位上。

这时，机组运行中的油中制冷剂含量降至较低值，约占 18%左右。停机时，油中的制冷剂含量约占 38%左右。

机组运行过程中，若发现油槽油位已达到至最低标准线以下时，应在油泵和机组不停机的情况下，立即使用手动油泵（或外置电动油泵）通过油槽底部的加油角阀向油槽内加注相同型号且合格的冷冻机油。若油槽油位一直有逐步下降趋势未见回油情况好转，则应立即停机具体分析，检查缺油的原因。

2.2　严格监视供油压力

压缩机的供油压力（控制中心显示屏读数，为表压），其正常状况应该包括：

（1）可调节性（即通过对供油调节阀的调整，油压与之成线性对应关系）。

（2）油压（控制中心显示屏读数）在运行过程中无较大波动（启动过程中油压会偏大）。

（3）油压不能呈持速下降趋势（当进口导叶开启度加大，即对机组加载时，油压读数会有一定的下降趋势，但这种油压的下降趋势在导叶开启度稳定后，会立即恢复正常。）

调整预旋转导流叶片开启度大小，其与供油压力之间也存在一定的实际关系。通过机组现场运行实测可以发现，当机组启动后，压缩机预旋转导流叶片开启度由 0%开至 60%时，供油压差下降约 0.7bar～0.8bar（表压）（此数据仅供参考）。预旋转导流叶片由关闭逐渐开启这一动态过程，造成供油压力产生一定的压降，这一事实告诉我们，当机组正常启动后、导流叶片开启前，油泵运行的总供油压力值中应该考虑这一油压压降值。综上所述，油泵的总供油压力（压差）一般应调至约 4bar～5bar（表压）范围之内。

2.3　严格监视油槽油温和压缩机各轴承温度

运行实际数据表明，油槽油温、油槽上部空间压力与制冷剂在油中的溶解量比例，在有电加热器情况下关系（见表 2）。

表 2　油槽上部空间压力、油槽温度、制冷剂含量与油加热器状态的关系

Table 2　The relationship between the space pressure on the upper part of the oil tank, the temperature of oil tank, the refrigerant concentration and the state of the oil heater

机组状态 / 油槽参数	停机时	启动时	运行时
油槽上部空间压力（R134a）	4.62bar	3.87bar	2.49bar
油槽温度	50℃	45℃	55℃
制冷剂含量	38%	38%→18%	18%
油加热器状态	开	关	关

严格控制油槽油温的主要作用有：

（1）保持油质一定的粘度，以确保压缩机前后轴承的润滑和形成油膜（对开启式机组而言，也可以确保轴封油膜的质量）；

（2）保证混入油中的制冷剂具有一定的溶解饱和度和尽可能大的挥发度。

油槽油温应控制在 45～65℃之间为宜，并与压缩机各轴承温度相参照对比;机组正常待机时油温应该保持在比冷凝饱和温度高 27.8℃的目标值范围，如果油温低于 22℃，机组则无法正常开机。在机组实际运行中表明，油槽油温与最高压缩机轴承温度的温差一般在 2℃～3℃之间。各压缩机轴承温度要高于油槽油温。机组正常运行中，冷冻机油将轴承发热量带回油槽，故而油槽油温与轴承温度成相应的线性关系。若个别轴承温度（一般是主轴承上的主推力轴承温度）急剧上升，虽未达到报警停车值（≤82.2℃），但与油槽油温之差值已大于 2℃～3℃范围，则应检查油冷却器的冷却水水流量（水冷降温式）或油冷膨胀阀（制冷剂降温式）

开启度，是否影响了轴承温度、油槽油温的降低。若轴承温度、油槽油温之差值仍然远远超出（或小于）2℃～3℃时，应具体分析，是否有停机检查的必要，如检查压缩机内油路是否畅通，并应及时更换冷冻油、油过滤器，避免扩大故障，减少经济损失。

2.4　严格控制冷冻机油的质量和油路系统的维护

从油的颜色来看，颜色由微黄透明变为红褐色且透明度变暗，这是由于油中悬浮着有机酸、聚合物、酯和金属盐等腐蚀产物的原因。如果这样，则冷冻机油的表面张力下降，腐蚀性增加，油质变坏，应必须更换新油。

如何进行定量的判断，将冷冻机油的分析试验数据作为基础来判断油的变质条件就显的尤为重要了（见表 3）。

表 3　冷冻机油变质的判断标准

Table 3　Criteria for refrigerating oil deterioration

杂质名称	变质的判断标准	处理方法
水分（ppm）	5−10	全部更换新油
酸值（mgKOH/g）	新油时的 2 倍	全部更换新油
游离子（ppm）	50	全部更换新油

由于水分和酸均沉淀于油槽底部，故对冷冻机油应从底部加注（维修）角阀处取样。根据油的使用时间和油质的实际周期，一般是对推荐每个制冷运行年结束后全部更新一次冷冻机油。此时，（若条件允许）应该用新油将残存于机内的旧油全部洗净（或用氮气吹尽）。型号及成分不同的冷冻机油，绝对不允许混合使用。混合后会使混合后的油产生化学反应和变质速度，更甚着损坏压缩机轴承。更不允许更改冷冻机油型号使用。

对冷冻机油，油路系统的维护管理归纳起来要注意以下几点：

（1）正常情况下，冷冻机油在每一个制冷运行年应全部更换一次。同时在有条件的情况下应注意油槽的清洁度，换油时，彻底清除沉积的污渣和铁锈等脏物，不得留下纤维残物及空气。

（2）必须按厂商推荐油质标准的冷冻机油。切忌混用和换用其它型号冷冻机油代替使用。

（3）机组每次年度首次启动时，必须先手动启动油泵并检查油压参数及油系统是否处于正常状态，参数正常后方可再联锁启动机组（对开启式机组而言，还可预润滑轴封，防止损坏轴封油膜）。

（4）根据油过滤器前后的压力（油压差）值，来判断油过滤器内部堵塞程度，应随时更换干净的油过滤器。对新机组而言，更要注意油压差值，一旦超过压差值，立即更换（一般而言，更换冷冻机油就应同时更换油过滤器芯）。

（5）随时检查监测传感器等元件，如果损坏或读数不稳定或偏差较大时，则不许启动机组，待检查维修相关部件确保证供油压力显示正确后，方可启动机组。

（6）油槽内油加热器使用注意事项：

机组启动过程中和停机时，必须接通；

机组换季停机时，油槽中油加热器必须采用不间断电源供电加热；

任何情况下，必须保证油槽油温保持在 45℃～65℃范围区间内，过高过低都应立即停机及时检查原因。

（7）防止和消除油槽内泡末现象的方法：

选用空调机组厂商或空调机组厂商认可的冷冻机油；

区别机组启动时正常起泡的不同。激烈起泡时，油中混有大量制冷剂，油压下降或无法稳定，应将机组限流在 70%，运行 30 分钟以上，待回油正常后使机组油压逐步运行正常。

3　结论

诚然，解决了油路系统的相关问题，并不等于空调机组其它的保养工作就可忽视，在表 1 中所列事项的日常维护保养的工作也同样非常重要。定期标准的保养工作，不仅能使机组在最佳运行状态下运行，从而最大限度的节省运行电耗、降低零件的损耗率、减少大额配件的更换费用；而且还能延长机组使用寿命、降低机组折旧费、降低机组故障率、保障业主的正常办公、营业、生产等，因此，做好预防性保养工作，才能真正做到防患于未然，真正体现出“预防性保养=节省投资”的优越性。

本文结合“预防性保养”这一科学理念，针对离心式冷水制冷机组维护保养问题中的冷冻机油这一大项，通过对油槽油位、供油压力、油槽油温、油品质量等四大方面做出了一定的分析与介绍，为离心式冷水制冷机组的维护保养提供了更好的参考依据。

（下转第 764 页）

文章编号：1671-6612（2020）06-760-05

建筑环境与能源应用工程专业课程思政改革探析——以《工程热力学》为例

杜芳莉　刘剑坤　申慧渊

（西安航空学院能源与建筑学院　西安　710077）

【摘　要】　工程热力学是一门研究热能和机械能相互转换规律及热能有效利用的科学，它不仅为学生学习后续专业课程提供必要的基础理论知识，培养学生的工程素养，而且还蕴含有大量的思政元素。在认真梳理提炼其中蕴含的思政元素基础上，重点研究在该课程中如何进行德育渗透，如何在课堂讲授中寓价值观引导于知识传授之中，从而使本课程在培养学生扎实的专业素质的同时，成为铸魂育人的生动课堂。

【关键词】　工程热力学；课程思政；德育渗透；教学改革

中图分类号　G641　　文献标识码　A

An Analysis on the Reform of Construction Environment and Energy Applied Engineering Course ——Taking Engineering Thermodynamics as an Example

Du Fangli　Liu Jiankun　Shen Huiyuan

(Department of Energy and Architecture, Xi'an Aeronautical University, Xi'an, 710077)

【**Abstract**】　Engineering Thermodynamics is a science to study the law of heat and mechanical energy conversion and the effective utilization of heat energy. It not only provides the necessary basic theoretical knowledge for students to study the following professional courses, but also cultivates engineering literacy of students. And there are a lot of ideological and political elements in it. On the basis of carefully combing and refining the ideological and political elements contained therein, this paper focuses on how to carry out the infiltration of moral education in this course and how to embody values in the classroom teaching to guide the transfer of knowledge. So that this course can cultivate solid professional quality of students and become a vivid classroom for educating people

【**Keywords**】　Engineering Thermodynamics; Ideological and political courses; Infiltration of moral education; Transformation of education

0　引言

2016 年 12 月 8 日，在全国高校思想政治工作会议上，习近平总书记提出："要用好课堂教学这个主渠道，思想政治理论课要坚持在改进中加强，提升思想政治教育亲和力和针对性，满足学生成长发展需求和期待，其他各门课都要守好一段渠、种好责任田，使各类课程与思想政治理论课同向同行，形成协同效应"[1]。

良好的道德品质是一个人的灵魂，德育教育的好坏影响着学生的未来发展，加强德育教育，对学

基金项目：校级质量工程项目："工程热力学"专业课程思政项目（19ZLGC5014）；
陕西省教育科学十三五规划课题"基于"互联网+"的毕业设计改革与实践—以建环专业为例"（SGH18H429）
作者简介：杜芳莉（1975.5-），女，硕士研究生，副教授，E-mail：972339919@qq.com
收稿日期：2020-02-07

生的未来发展及民族的稳定昌盛都有着不可或缺的重要性[2]。大学阶段是思想道德教育的重要阶段，尤其是大二及大三阶段，它是大学生成长的关键时期，此时学生心态趋于平静，求知欲增强，自我管理能力大大提升，如果这一时期能将学生的心理特征与专业课程教学有效结合，进行正面的引导，将德育渗透、思政教育融入其专业课程之中，将帮助学生建立正确的人生观、世界观、价值观[3]。《工程热力学》课程正是在这一阶段开设的核心专业基础课。本文以《工程热力学》课程为例，探讨在专业基础课教学中如何开展思想政治教育的途径和方法。

1　建设思路

《工程热力学》课程作为我院“建筑环境与能源应用工程”、“能源与动力工程”两个专业的核心专业基础课程之一，它是研究热能和机械能相互转换规律及热能有效利用的科学，为后续专业课的学习奠定了重要基础。建环及能动专业毕业生所从事的工作涉及到很多领域，如发电厂、热力站、热电厂、锅炉厂、空调厂、制冷设备厂、暖通工程等，这些都是与国计民生问题息息相关的[4]。而这些领域的工作涉及到技术、道德、法律等多方面，学生通过四年的大学生活，积累了大量与专业技术相关的专业知识，当他们走到工作岗位时，能否将所学知识很好地用于建设有中国特色社会主义事业的主要因素将是道德、法律等思想教育问题。为此课程团队对《工程热力学》实施课程思政改革。改革思路及步骤如表 1 所示。

表 1　《工程热力学》课程思政改革思路及步骤

Table 1　Thoughts and Steps of Ideological and Political Reform in Engineering Thermodynamics

阶段	实施步骤
第1阶段	通过调研、座谈，深入领会课程思政的内涵；研讨各章节内容，梳理提炼其中蕴含的思政元素，寓价值观引导于知识传授之中。
第2阶段	修订课程大纲，将课程思政元素与专业知识有机融合，融入课程大纲，在培养学生扎实的专业素质的同时，让本课程成为铸魂育人的生动课堂。
第3阶段	按照课程思政建设要求重新修改多媒体课件，结合专业知识点和授课场景，体现出思政元素的相关内容。
第4阶段	按照修订的课程大纲，结合课程思政要求，重新设计工程热力学各教学环节，实现价值引领目标；研讨课程思政效果的评价方法，探索课程考核方式改革。
第5阶段	调研学生对于该课程思政建设的反馈及感悟。
第6阶段	录制课程思政建设典型案例3～5个视频。
第7阶段	整理课程思政建设资料，撰写思政改革成果总结。

2　建设内容

（1）研讨并编写具有课程思政特点的《工程热力学》课程大纲

在本课程原教学大纲基础上修订完成“思政教育”与“专业教育”的有机衔接和融合的新大纲一份。梳理、提炼本课程内容所蕴含的思政元素，在课堂授课设计中明确思想政治教育的融入点、授课场景、引导语等要素，选择适当的教学方法和载体途径，考核具有思政元素渗透的教学成效，确立“价值塑造、能力培养、知识传授”三位一体的课程目标。

（2）制作有“专业与思政深度融合”的全新教学设计的《工程热力学》多媒体课件一套

根据上述新教学大纲要求，制作的能体现《工程热力学》课程思政特点的完整新课件。

（3）录制并撰写基于思政改革的《工程热力学》典型案例一套

录制本课程思政建设典型案例 3～5 个视频，不少于 10 张思政教学环节照片，撰写不低于 2000 字的本课程思政建设成果总结。

（4）撰写《工程热力学》思政改革成效资料一份

调研学生对课程思政建设的反馈及感悟，以及其它可体现课程思政改革成效的材料。

3　课程育德目标及思政元素梳理

3.1　课程育德目标

（1）通过学习能源种类和转换关系，向学生渗透能源现状及能源短缺问题，增强学生对能源问题的忧患意识和责任意识，激发学生保护环境、保护能源的意识及为解决我国能源问题而努力学习的爱国热情，增强社会主义制度自信。

（2）通过学习热功转换的基础知识，增强学生的专业理论自信，同时训练学生在实际工程中理论联系实际能力，培养学生的工程素养和文化自信能力。

（3）通过学习迈耶提出的能量守恒理论，焦耳测量的热功当量，教导学生正确认识热本质，抛弃错误的理论，从而培养学生具有热爱科学、热爱专业、实事求是的学风和创新创业精神。

（4）通过本课程学习，要求学生掌握提高能源转化效率、合理利用能源的方法和途径，培养学生具备初步的辩证思维的能力。

（5）工程热力学实际问题一般较为复杂，仅凭个人是无法解决的，通常需要团队协作。因此，通过本课程学习让学生了解一项工程的完成需要通过各工作组协力合作来实现，从而提升学生团队协作能力。

（6）通过热力学两大定律学习，让学生懂得一份耕耘，一份收获的道理，幸福是奋斗出来的，只有在校付出努力学习，走上工作岗位才能回报社会。

3.2　课程思政元素梳理

专业课课程思政的进行应贯穿课程教学的整个过程，选择合适的内容，渗透德育知识给学生，使思想政治教育与专业课程有机融合，形成协同效应，从而达到思政育人的目的[5]。《工程热力学》作为建筑环境与能源应用工程及能源与动力工程专业的一门必修专业基础课，其各章各节均有适合开展思政的知识点，具体如下：

（1）绪论

绪论是一门课程的开端，是吸引学生对本门课感兴趣的重要一节，由于《工程热力学》是有关能量相互转化的一门科学。其德育点表现为：

①通过介绍能源种类和转换关系，向学生渗透能源现状及能源短缺问题，激发学生保护环境、保护能源的意识。

②通过对我国能源及其利用现状的介绍，增强学生对我国能源问题的忧患意识和责任意识，激发学生为解决我国能源问题而努力学习的爱国热情。

③通过热能利用在整个能源利用中地位的阐述，使学生认识研究热能利用和学习工程热力学的重要性，向学生渗透爱课程、爱专业教育。

④绪论中会介绍工程热力学的发展简史，为学生介绍热质说，详细说明热质说的内容。迈耶提出的能量守恒理论，焦耳测量的热功当量，说明这些理论使得人们正确认识了热，抛弃了错误的理论。通过人们对热质说的抛弃，使学生明白去伪存真、敢于向权威挑战的道理。

（2）热力学第一定律

热力学第一定律是能量守恒在热力学中的应用，它涉及的领域十分广泛。它是热力学的基础，而且在能源方面有广泛的应用，能源是人类社会活动的物质基础，社会得以发展离不开优质能源的出现和先进能源技术的使用，能量资源的范围随着科学技术的发展而扩大，所以热力学第一定律的广阔发展前景也将越来越光明，学习这部分内容时可引导学生在学习、工作过程中一定要树立一份耕耘，一份收获的道理，幸福是奋斗出来的，只有在校付出努力学习，以后走上工作岗位才能有相应的回报。

（3）卡诺循环

为工程热力学做出卓越贡献的学者有很多。卡诺就是其中的一位，它提出了提高热机效率的卡诺循环，通过讲解他的事迹可激励学生学习的斗志。卡诺在二十多岁能有如此成就，同学们正值青春年华，一定要树立为我国能源事业奋斗的信心、青年强，则国强！同时从年青的卡诺取得的伟大成果中可启发学生，即使从现在开始努力，毕业时也一定会取得满意的成绩，从而为走上工作岗位打下坚实的基础。

（4）热力学第二定律

热力学第二定律是关于能量转化中的方向性问题，我国能源紧张，大家一定要有能源忧患意识。在学习这部分内容时可引导学生在学习、工作过程中只有设定好目标，找对方向，认真努力才会实现人生目标。

（5）熵

熵是工程热力学中一个很重要的表征物质状

态的参数，是系统混乱程度的度量。工程热力学中会用图示的方法进行研究，温熵图又称为示热图，是进行热量研究的一个重要手段。熵这一概念不止出现在工程热力学中，如还有信息熵、统计熵等。工程热力学中的孤立系统熵增原理是一个很重要的知识点，其内容是孤立系统的熵只能增大（不可逆过程）或不变（可逆过程），绝不可能减小。讲到这部分知识时，可将社会秩序与这部分知识相联系。

（6）气体压缩

工程热力学中还有很多可以渗透德育教育的知识点，如气体压缩这部分内容可以引导学生明白有压力才有动力的道理，分级压缩这部分内容可与磨刀不误砍柴工的道理相联系。

（7）水蒸气

水蒸气是通过水在压力不变的情况下持续加热才能获得足够能量，进而转化为其它有用能量。学习这部分知识时可联系学生学习的实际情况，使学生明白要想成为对社会有用之才，首先必须要不断汲取知识，储存能量，只有在校努力学习，才能在工作岗位施展才能，为国家的富强贡献自己的一份力量。

（8）混合气体

混合气体的性质这部分内容，通过学习可知各种组分总和为 1，可引导学生注意时间分配问题，每天每人都是 24 小时，花在游戏、玩耍、逛街等娱乐上的时间越多，那么留下来学习、工作、锻炼、交友等事情的时间就会越少。

4　教育方法和载体途径

4.1　教育方法

（1）课程思政的实施过程中，教师是关键所在，团队教师不断加强自身的德育意识和德育能力，时刻关注时政，做到以身作则、身先士卒，对学生做到言传身教。严格遵守国家法律法规和学校的规章制度，向学生灌输遵纪守法的意识。

（2）随时关注国内外发展现状，上课素材保持新颖，每学期精心设计教案、不断更新课件，通过观看课件潜移默化影响学生。此外，团队教师在授课过程中，不断将所学知识内容与时政紧密结合，向学生传授知识的同时培养学生的素养和能力。

（3）团队教师在课堂教授过程中严格管理课堂秩序，如要求学生按时到课堂上课，课上认真听讲，对课上吃东西、玩手机、说话等现象进行及时阻止，对学生好习惯的养成做出努力。

4.2　信息化载体

（1）多媒体教学是当代高校教师上课必备的技能，团队教师将上课所用的课件背景可设置国旗、党旗、天安门、科技新成果等，使学生获得专业知识的同时增强其爱国主义情怀，强化民族自信心和自豪感，懂得科技强国的道理。

（2）随着科技的发展，手机成为大学生的标配。团队教师可通过手机进行课上课下的互动，让手机从“低头的工具”变成“抬头的利器”[6,7]。通过手机不同功能的使用，如利用雨课堂软件，让学生在课前、课中及课后能及时与老师沟通，另外也可通过在手机下载“学习强国”软件，让学生知道，手机除了玩游戏，也可以用来学习。

5　课程考核方式

对于工程热力学课程来说，教学及思想政治教育实施质量的考核由两部分组成，分别是过程学习表现和期末闭卷考试。课堂教学是一个相互尊重的过程，团队教师尽可能地把工程热力学的重要知识展现给学生，引导学生认真对待课堂上的小组讨论，在短暂的课堂时间汲取最多的知识[8]。过程学习考核可根据学生的课堂礼仪和在课堂练习、讨论等部分的表现情况进行综合评定。

期末考试以闭卷形式进行考核，但在试卷中一定要有体现思政元素的题目，如可通过设置分析工程实际问题的形式考查学生对理论知识的掌握以及对工程实施的道德判断。

6　结论

本文对《工程热力学》课程思政的建设思路及建设内容进行研究和探讨，结合《工程热力学》的课程特点梳理提炼其中蕴含的思政元素，寓价值观引导于知识传授之中，并提出了合理的教育方法和载体途径、巧妙地安排了教学环节、合理利用手机进行课上课下互动以及采取切合实际的考核方式等具体措施，研究成果可为工程类专业课程思政教学提供参考。

参考文献：

[1] 习近平在全国高校思想政治工作会议上强调：把思想政治工作贯穿教育教学全过程开创我国高等教育事业发展新局面[N].人民日报,2016-12-09.

[2] 史玉凤,郭彦,张保生.《工程热力学》课程思政教育的设计与实践[J].教育现代化,2018,(10):290-291.

[3] 刘高洁.工程热力学课程中开展思政教育的探讨[J].教育教学论坛,2019,(5):31-32.

[4] 杜芳莉,申慧渊.基于“校企融合、协同育人”的《空调工程》教学改革探析[J].制冷与空调,2019,(6):107-11.

[5] 高德毅,宗爱东.从思政课程到课程思政：从战略高度构建高校思想政治教育课程体系[J].中国高等教育,2017,(1):43-46.

[6] 李国娟.课程思政建设必须牢牢把握五个关键环节[J].中国高等教育,2017,(15):28-29.

[7] 张景瑞.微信移动学习平台在高校思政课教学中的应用研究[D].福建农林大学,2017.

[8] 黄紫旭,印红梅,叶会文,等.新工科背景下建筑环境与能源应用工程专业实践教学平台建设的思考与探索[J].制冷与空调,2018,(5):563-566.

（上接第 759 页）

参考文献：

[1] 边德海.离心式冷水机组的运行操作与维护[J].制冷空调与电力机械,2011,31(5):56-58.

[2] 张林华,曲云霞.中央空调维护保养实用技术[M].北京:中国建筑工业出版社,2003:206-214.

[3] 中国就业培训技术指导中心.中央空调的运行管理与维修[M].北京:中国电力出版社,2007:100-107.

[4] 李援瑛.中央空调的运行管理与维修[M].北京:中国电力出版社,2001:275-278.

[5] 约克国际（北亚）有限公司.YK 系列离心式冷水机组操作和维护[M].上海:江森自控,2018:15-19.

[6] 李涛,李强,阚杰,等.润滑油对制冷系统的影响[J].制冷与空调,2005,15(4):75-78.

[7] Karaosmanoglu, Filiz, Yüzer, et al. The investigation of relationship between lubricating oil and refrigerant in refrigerator compressors[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2013,65(6):456-465.

[8] 王锡珩.制冷系统与制冷剂、润滑油[C].上海市制冷学会一九九七年学术年会论文集,1997:430-434.

文章编号：1671-6612（2020）06-765-04

天津地区办公建筑外遮阳的节能分析

孔华彪

（中国铁路设计集团有限公司建筑院　天津　300308）

【摘　要】　为研究分析天津地区办公建筑全年采暖及供冷能耗及采用外遮阳设计的节能潜力，以天津地区典型办公建筑为研究对象，基于天津所处寒冷地区的气候特点，利用 Energyplus 软件计算了办公建筑在不同朝向安装不同倾角外遮阳时的冷、热负荷，计算结果为合理设计天津地区办公建筑外遮阳构件提供依据。

【关键词】　外遮阳；建筑节能；能耗模拟

中图分类号　TU111.19+5　　文献标识码　A

Analysis on Energy Conservation Performance of External Shading in Office Building in Tianjin

Kong Huabiao

(China Railway Design Corporation, Tianjin, 300308)

【**Abstract**】　In this paper, annual heating and cooling energy consumption and energy conservation performance of external shading in office building in Tianjin has been analyzed. Based on local meteorological parameters in cold zone, heating and cooling load of a typical office building in city has been calculated by Energyplus. Diverse installation orientations and angles of external shading were analyzed in simulation respectively. Results have been considered reliable for external shading designing in office building in Tianjin.

【**Keywords**】　external shading; energy conservation in building; energy consumption simulation

0　引言

外遮阳在建筑中的应用由来久远，许多建筑师都把它与建筑空间形态塑造、界面设计联系在一起。然而人们在注意到其艺术性的同时忽视了它控制太阳辐射的功能，从而造成建筑在夏季能耗过大。在节能降耗成为建筑设计关注重点的背景下，科学有效地应用建筑外遮阳对建筑能耗进行控制是普遍关注的重要研究方向。同济大学的李峥嵘对透过建筑外百叶遮阳进入室内的太阳辐射得热进行了分析，并以建筑全年能耗为控制指标，提出了总辐射净得益量的概念，对建筑外百叶遮阳结构进行了优化[1]。西南交通大学的朱燕燕提出了一个建筑遮阳节能评价体系，全面反映了夏热冬冷地区建筑遮阳的节能效果[2]。

建筑遮阳设计需要结合当地的气候，相关研究和应用主要在南方，北方寒冷地区相对较少。因此本文以天津地区典型办公建筑为研究对象，基于天津所处寒冷地区的气候特点，利用 Energyplus 软件计算了办公建筑在不同朝向安装不同倾角外遮阳时的冷、热负荷，并分析建筑全年采暖供冷能耗及其节能量，为合理设计天津地区建筑外遮阳构件提供依据。

作者（通讯作者）简介：孔华彪（1985.12-），男，硕士研究生，高级工程师，E-mail：280852844@qq.com
收稿日期：2017-01-18

1　天津地区的气候特征

天津市位于我国建筑热工设计分区中的寒冷地区，全年月平均温度和月总辐射量如图 1 所示，太阳辐射总量有明显的年季变化，冬季最小，夏季最大。月辐射量最大值出现在 5 月，约为 630MJ/m^2；最小值出现在 11 月，约为 200MJ/m^2[3]。

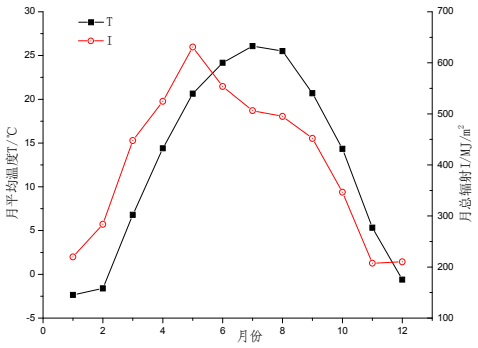


图 1　天津地区月平均温度和月总辐射

Fig.1　Monthly mean temperature and total solar radiation in Tianjin

2　计算模型的建立

2.1　建筑能耗模拟软件 Energyplus 简介[4]

EnergyPlus是美国能源部开发的建筑能耗分析软件，用户输入描述建筑物理特征和相关设备的参数之后，软件就能计算得到所有得到设定条件下的冷热负荷，并且能够得出空调冷热源和末端风机等设备的具体能耗。它采用集成同步的负荷 / 系统 / 设备的模拟方法，利用热平衡法模拟负荷和CTF模块模拟墙体、屋顶、地板等的瞬态传热。本文采用典型气象年数据作为逐时室外计算气象数据，利用Energyplus软件计算建筑冷热负荷及其能耗。

2.2　建筑模型概况

本文计算的建筑模型为天津市某办公楼，如图 2 所示。该建筑朝向为南，长宽均为 30m，共 12 层，层高为 3.5m，总建筑面积为 10800m^2，各朝向窗墙比均为 35%。选定没有设置外遮阳构件的建筑为参照建筑，设置外遮阳构件的建筑为设计建筑。设计建筑中选取宽为 0.5m、长为 30m 的遮阳板安装与外窗上沿，安装倾角分别为 0°、10°、20°、30°、40°（过大的倾角影响室内自然采光）。

根据 GB50189-2015《公共建筑节能设计标准》设计模型建筑主要热工参数如下：（1）外墙为 10mm 水泥砂浆+240mm 加气混凝土砖+100mm 发泡聚苯乙烯保温+20mm 石膏灰泥墙面，综合传热系数为 0.244W/m^2·K；（2）屋顶为 50mm 沥青膨胀珍珠岩保温+200mm 现浇钢筋混凝土+100mm 发泡聚苯乙烯保温+20mm 石膏灰泥墙面，综合传热系数为 0.303W/m^2·K；（3）外窗为铝合金中空双层玻璃窗，采用普通 3mm 玻璃，综合传热系数为 1.96W/m^2·K。

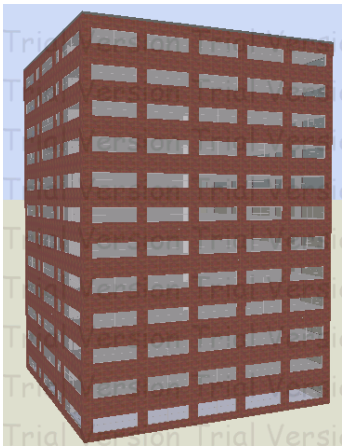


图 2　建筑模型

Fig.2　Building simulation model

2.3　采暖空调负荷计算参数

建筑采暖空调负荷计算参数：（1）办公区冬季 18℃、夏季 26℃、新风量 30m^3/(人·h)、人员密度 4m^2/人、照明功率密度 10W/m^2、设备功率密度 15W/m^2；（2）卫生间冬季 16℃、夏季 28℃、新风量 30m^3/(人·h)、人员密度 20m^2/人、照明功率密度 5W/m^2、设备功率密度 5W/m^2；（3）楼梯走廊为非空调区域。表 1 为办公室人员逐时在室率（设备、照明使用率相同）。

表 1　人员在室率

Table 1　Occupancy in building

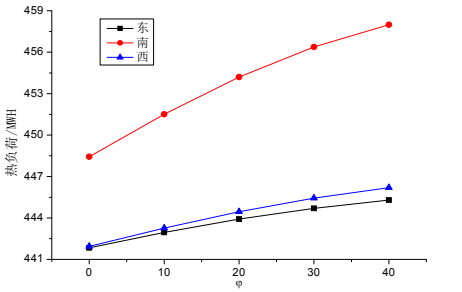
时间	0～8	8～9	9～12	12～14	14～18	18～20	20～24
在室率	0	0.5	0.95	0.8	0.95	0.3	0

3　模拟结果及分析

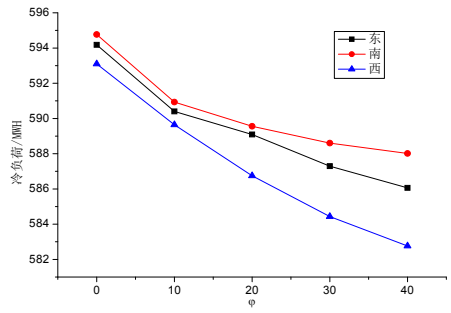
3.1　建筑冷热负荷模拟结果及分析

模拟计算出参照建筑采暖热负荷为 437368.6kWh、空调冷负荷为 608461.8kWh，设计建筑各朝向安装不同倾角的外遮阳板的全年冷热负荷如图 2 所示。各朝向安装外遮阳板的设计建筑采暖热负荷均随安装倾角增大而增大，冷负荷均随安装倾角增大而减小。安装倾角一定时，安装南向

遮阳板的建筑冬季热负荷明显大于安装东西向遮阳板的建筑热负荷，其中西向略大于东向；各朝向安装遮阳板后的建筑夏季冷负荷：南向最大,西向最小。原因主要是位于北半球的冬季太阳高度角小，建筑南立面接收太阳辐射较东、西立面多，遮阳板的采用会一定幅度衰减这部分有利辐射；而夏季太阳高度角更大，日晒时间更长，尤其是西晒与东晒，从而使得建筑接收的太阳辐射西立面大于东立面大于南立面，且均随遮阳板倾角增大，各立面被遮挡的太阳辐射增多。



（a）



（b）

图 2　建筑冷热负荷

Fig.2　Cooling and heating load in building

3.2　建筑全年采暖空调能耗分析

办公楼夏季采用家用空调供冷，冬季采用燃煤锅炉供热水散热器采暖，空调机 *COP* 为 3，燃煤锅炉效率为 0.8。由于煤和电在能源品位上存在差异，为便于分析全年采暖空调总能耗，采用等效电法将耗煤量折算成电力[5]，折算系数取 45.4%。因此可根据式（1）、（2）计算出建筑全年采暖空调总耗电量：

采暖等效耗电量=热负荷÷锅炉效率×折算系数（煤/电）　　（1）

空调耗电量=冷负荷÷空调机 COP　　（2）

如图 3 所示。若冬夏季采用恒定不变的外遮阳倾角，南向安装外遮阳时建筑全年总能耗随倾角增大而增大，东、西向随倾角增大而减小，且南向安装时建筑总能耗远大于东向，东向略大于西向。主要由于建筑南向遮阳时冬季太阳辐射影响大于东、西向，导致采暖能耗过大，而对夏季空调能耗减小量比东、西向遮阳贡献较少。将设计建筑采暖空调总能耗与参照建筑比较得出建筑各朝向安装不同倾角遮阳板时建筑节能量，如图 4 所示。南向遮阳在冬季采暖季对建筑节能是不利的，且该能耗增值随倾角增大而增大；统筹全年考虑，东、西向遮阳对建筑节能是有利的，且节能量随倾角增大而增大，西向略优于东向。

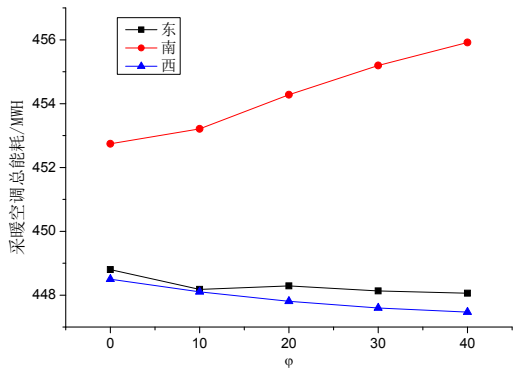


图 3　采暖空调总能耗

Fig.3　Total heating and air-conditioning energy consumption

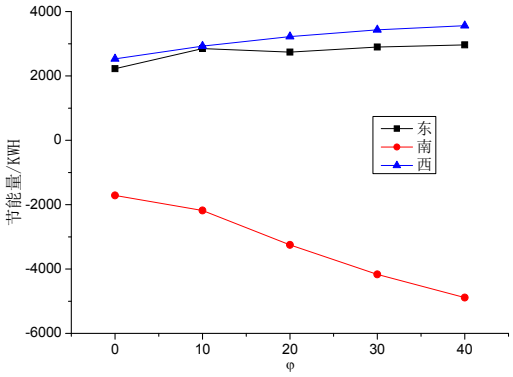


图 4　节能量

Fig.4　Conserved Energy

4　结论

本文利用 Energyplus 建立模型分析天津地区外遮阳对建筑全年空调冷热负荷的影响及其节能量，得出以下主要结论：

（1）各朝向安装外遮阳板的设计建筑采暖热负荷均随安装倾角增大而增大，冷负荷均随安装倾角增大而减小。

（2）南向外遮阳角度在全年使用时应统筹考虑确定，在冬夏两季不应选取同一角度，应尽量采取措施减少冬季南向外遮阳角度过大会造成的热负荷增高；而东、西向遮阳，经全年统筹考虑，对建筑节能是有利的，且节能量随倾角增大而增大。

参考文献：

[1] 李峥嵘.基于能耗控制的建筑外百叶遮阳优化研究[J].暖通空调,2007,37(11):5-13.

[2] 朱燕燕.夏热冬冷地区建筑遮阳系统设计及其节能评价[D].成都:西南交通大学,2007.

[3] 吴继臣,徐刚.全国主要城市冬季太阳辐射强度的研究[J].哈尔滨工业大学学报,2003,35(10):136-139.

[4] 周欣,燕达,洪天真,等.建筑能耗模拟软件空调系统模拟对比研究[J].暖通空调,2014,44(4):113-122.

[5] 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.

《制冷与空调》2020 年文章总目录

题名	作　者	期号	起始页
海拔高度与门窗气密性对建筑供暖设计热负荷影响及机理研究	高　飞　龙恩深　肖栋天　等	1	1
热回收效率对排风热回收式热泵性能的影响研究	石峰豪　卢　军	1	6
疏水表面改性在换热器抑霜上的实验研究	余柯憶　余南阳	1	10
氧化铝负载高锰酸钾氧化甲醛的实验研究	文　力　蒋　昊　牛立科　等	1	15
南方铁路客站气候区划及通风降温策略研究	汤　鑫　冯　炼	1	21
分层空调气流组织模拟及空调区负荷分析	范济荣　江宋标　龚思越　等	1	25
高大空间展览温室自然通风数值模拟与开窗优化	缪智昕	1	29
综合管廊地埋管换热器的全年运行特性分析	李思茹　袁艳平　曹晓玲　等	1	39
防火卷帘对防护工程火灾烟气扩散影响研究	邢哲理　龙洋波　毛　维　等	1	49
数据中心高压冷水机组定性故障诊断模型构建	李勇伟　郑庆华　孙艳军　等	1	53
水源热泵在某办公楼的可行性研究及能耗分析	强天伟　屈悦滢	1	57
间接蒸发冷却空调箱机组制冷的数据中心气流组织探讨	肖新文　魏　赠　曾春利	1	62
竖井纵向位置对隧道自然通风的影响	王　文　孙三祥　陈军强	1	70
区域型冰蓄冷夏季空调系统运行策略优化分析	胡　睿　卢　军　李妤姝	1	77
基于 Ecotect 软件的西安某办公楼围护结构优化设计	裴雨露　强天伟　李跃奇	1	81
不同冷辐射表面位置对内嵌管式围护结构供冷房间负荷的影响	陈尚斐　隋学敏	1	86
相变储能材料的研究与应用进展	王文楷　董　震　赖艳华　等	1	91
科研成果转化为教学资源的探索—以地源热泵空调控制系统的设计与研究为例	曹振华	1	104
产学研教育体系下机械学科青年教师教学能力提升的探讨	谢永亮　余　涛　毕海权	1	108
圆筒形地下立体停车库通风排烟形式的数值模拟研究	彭　婷　袁艳平　袁中原　等	1	111
小型高温加热装置内部传热特性的模拟计算	姜　琦　余南阳	1	122
建筑室内人员开窗行为的驱动因素及模型算法综述	李　斐　郑恒杰　周　斌　等	1	127
透光混凝土建筑室内环境光热效应实验研究	廖文生　陈　滨　周　智	2	139
高大中庭室内热环境的优化模拟分析	李晨玉　曾　刚　金海魁　等	2	146
公路隧道垂直疏散通道设计参数研究	惠豫川　肖益民　黄浩天	2	157
典型实验房间空调气流组织监测方案设计研究	李　翠　蔡　炜　王晓东　等	2	164
地铁联络线中空气的流动和换热特性分析	杨　准　何　磊　雷　波　等	2	170
新型城镇化背景下中国建筑能耗总量分析与政策建议	梁金涵　章文杰　林常青　等	2	175
基于性能模拟和数据分析的窗装饰改造模式研究——以重庆地区住宅为例	彭哲晨　李　宁　李翔宇	2	185
相变材料在夏热冬冷地区建筑围护结构中应用的性能研究	孙小琴　樊思远　林逸安　等	2	191
水平轴跟踪槽式太阳能集热器动态集热量计算与分析	刘少锋　杨正武　司鹏飞　等	2	197
空气源热泵耦合太阳能及余热用于升压站供暖的研究	唐　亮　王宏伟　江　山　等	2	202
烟气余热回收复合制冷系统的可行性研究	任　军　卢　军　李永财　等	2	209
寒冷地区某既有办公建筑围护结构优化改造研究	黄帅帅　李　炎　崔景东　等	2	215
土壤排取热量不均衡地区地源热泵系统应用研究	刘启明　高　朋　魏俊辉　等	2	224

题名	作 者	期号	起始页
严寒和寒冷地区老旧小区建筑外窗气密性实测分析	马喜斌 闫宇壮 徐从启 等	2	230
关于地铁防排烟系统的一些优化设计	王培海	2	235
深埋车站防排烟方案研究	张 悦	2	238
亲子乐园空调送风方式的数值模拟研究	杨 萍 吕 洁 李 晶	2	243
民用飞机舱室环境研究现状与思考	周 月 张鹤林 程定斌 等	2	251
基于湿帘蒸发冷却技术回收利用制冷冷凝水的分体式空调设计与实验应用	黄紫旭 贾春辉 田 政 等	2	257
基于神经网络预测 ORC 系统的最佳蒸发温度	陈 薇 袁中原	2	262
基于“校企协同”的制冷空调课程体系的构建	杜芳莉 申慧渊	2	268
火源横向位置对隧道烟气分布的影响	王 文 孙三祥 石彬彬	2	273
国际学术会议宣传与品质提升措施分析——以 ICCEBE 国际会议为例	袁嘉唯 梁晨晨 张诗婷 等	2	279
液滴与壁面撞击流动及传热特性研究	黄 龙 刘昭亮 王玉洁	2	283
经典著作中建筑风环境描述的科学诠释及实证	徐四维 陈 滨 樊新颖 等	3	289
新型蒸发冷却空调系统在数据中心的运行测试分析	田振武 黄 翔 郭志成 等	3	297
带热回收的氨制冷雪橇雪道制冰系统的性能分析	邵月月 许树学 孙育英 等	3	303
一种基于大型 PEMFC 氢氧燃料电池的一体四用新型系统	王路路 江燕涛	3	308
民用飞机座舱温度场仿真分析与研究	杨 智 龙正伟 汪光文	3	312
基于 BP 神经网络的小型民机蒸发循环制冷系统故障诊断研究	王玉兵 孙程斌 徐 雷 等	3	316
建筑负荷参与电力需求响应的可行性及效果研究	艾淞卉 吴成斌	3	321
敦煌国际酒店新建游廊空调热舒适性模拟	何青青 张 峰	3	326
毛细管辐射吊顶表面温度的动态变化特性	宫树娟	3	331
新型太阳能热管集热墙性能研究	陈兴飞 尤占平 王亚男 等	3	335
一种运动自发电节能空调系统的研究	杜芳莉 钟 平 解臣臣 等	3	340
带有上盖物业开发的地铁车辆段通风防排烟系统设计	刘正清	3	344
内蒙古某建筑暖通设计	吴 毅 王晓亮	3	348
航天器热控流体管路系统设计研究	刘淑芬 杨东升 颜家勇 等	3	352
基于吸附式制冷技术的长途冷藏车应用探讨	陈领民 叶成彬 吴海欣 等	3	357
河南某豫剧院空调系统设计及分析	王洪卫 李东书	3	360
某发动机试验中心暖通空调设计	张 涛 郤爱杰 贾雪峰	3	363
风阀对地铁隧道压力的影响研究	张 悦 张 强 毕海权 等	3	369
小型往复式活塞压缩机的专利布局与趋势分析	杨欣伦	3	374
面向机械类专业的《工程热力学》教学内容和教学方法研究与应用	张冬洁 饶国燃	3	379
基于《建筑环境学》浅谈建环专业课程的讲授方法与技巧	张敏慧 王 林 谈莹莹 等	3	382
工程认证背景下机械专业《传热学》课程教学改革浅析	孙亮亮 曹晓玲	3	387
潜艇集控舱室气流组织仿真及舒适性研究	杨怀德 李志印 石旭东 等	3	390
跨季节土壤蓄热太阳能数值模拟研究	郭占全 苑中显 张 琦	4	399
气密性对寒冷地区农村住宅采暖能耗影响	季永明 范彧菁 胡松涛	4	406
基于 PMV 指标的驾驶舱热舒适性研究	薛长乐 李艳娜 张涛波	4	416
制冷机房冷却侧大温差节能特性分析	徐晓燕 王 颖 刘冰韵	4	422

题名	作者	期号	起始页
特长水下隧道侧向排烟模式的排烟效果研究	陈宏杰 冯 炼	4	428
中央式冷热暖三联供太阳能热泵系统设计与运行模式分析	贾少刚 张五一 刘培陶 等	4	432
基于遗传算法的写字楼中央空调工程系统冷负荷预测研究	徐宏林	4	436
往复式制冷压缩机气缸内流场特性仿真分析	韩 恪 于 越 宋 超 等	4	442
亲水涂层翅片应用于风冷冰箱的性能研究	刘忠宝 高嘉阳 李婧祎 等	4	446
乌鲁木齐某办公楼蒸发冷却空调水系统形式设计及水流量调试	屈悦滢 黄 翔 严锦程	4	453
汽车空调压缩机常见故障分析与排除	朱亮亮 吕秋硕 段少勇	4	458
地铁活塞风道风速及变化规律试验研究	张 悦 张 强 毕海权 等	4	463
喷气增焓与喷液冷却式空气源热泵在低温环境下实验数据对比及分析	蔡志敏 赵密升 李建国 等	4	468
基于混合动力的节能环保客车空调系统的研究	杜芳莉 沈关炳 翁磊超 等	4	473
一种太阳能热辅助溴化锂吸收式制冷机组空调系统的应用研究	胡志鹏 刘华凯 郝占栋	4	477
吊顶加热单元用于工业厂房供暖的效果研究	孙月茹 罗 勇	4	481
重庆市江津区中心医院放射治疗中心空调通风设计探讨	牙侯专	4	485
成都某车间净化空调设计	吴 毅 王晓亮	4	489
大型博览建筑关键绿色节能技术探析	刘冰韵 唐澄宇 徐晓燕	4	493
家用空调冷凝器用其冷凝水进行冷却的技术研究	骞鹏博 曹振华	4	500
一种高能效比窗式空调器的设计	刘蕴青 崔 勇 王 燕	4	504
小议各阶段建筑的节能措施	袁丽梅 魏燕萍	4	507
关于防烟排烟系统若干问题探讨	王洪卫	4	510
科研成果转化为教学资源的研究——以变风量空调控制系统研究为例	曹振华	4	513
复合式露点间接蒸发冷却空调机组的应用研究与优化设计	屈悦滢 黄 翔 赵 娟 等	5	517
座舱供气流量分配试验研究	李 骊	5	524
高温作业环境下人体热平衡与热应激反应及应对措施研究	陈孜虎	5	527
基于低谷电力利用电锅炉水蓄热的清洁供暖的实验研究	王 会 李建强 杜鹏程 等	5	532
VAV-Box 室温分数阶串级控制系统的数值研究	孙智冬 李绍勇 陈宗帅 等	5	538
高原火车站候车室热舒适性及供氧需求调查研究	曾长健 余南阳	5	545
地下综合管廊运行优化研究	李粤川 邓志辉	5	549
基于吸附式制冷的金属模具生产线余热回收装置的研究	杜芳莉 申慧渊	5	554
相变蓄冷技术在小型设备的应用和研究进展	宣子杰 江燕涛 王路路	5	558
夏热冬冷地区学校建筑室内温度调查研究	郑 敏 李百毅 赵华堂 等	5	565
湖北农村自然通风住宅热舒适调查研究	陈 敏 余贞贞 周传辉	5	571
长大公路隧道喷雾降温可行性分析	刘庆平 冯 炼	5	577
重庆某江水源热泵性能影响因素分析	吴 杰 李妤姝 卢 军	5	581
某热带地区水电站一次回风直膨式空调应用与研究	查显顺 陈鹏云 谢方祥	5	588
乘用车空调除霜性能要求与试验方法研究	冯鸿飞 王 坤 李四旺	5	592
螺杆制冷压缩机用吸气止回阀的改进研究	刘进亮 夏 航 王亚利 等	5	597
上海地区多家酒店建筑能耗调查与节能审计	王 松 赵 欢	5	600
空气源热泵除霜研究现状及展望	孙茹男 罗会龙	5	607
关于居民住宅油烟集中处理的几点建议	袁丽梅 王 波	5	613

题名	作 者	期号	起始页
香烟的危害与二手烟的防治研究	董际鼎 邵安春 郑光群 等	5	619
建筑冷热源应用型金课建设探讨	徐玉梅	5	626
工程类专业实践教学嵌入理论课程教学的探索——以建筑环境与能源应用工程专业为例	张春枝 尹宁波 陈 敏 等	5	629
建环专业英语的中译英教学探索	殷 维 付琳莉 王天文 等	5	634
集成式微通道换热器传热特性数值模拟	严 彦 刘冠男 任 童 等	6	643
地下工程柴油机电站消烟降温系统性能试验研究	汪 波 李艾华 李庆辉	6	649
基于改进单神经元 PID 算法的变风量空调系统三参数前馈解耦控制	陈宗帅 李绍勇 贺冬辰 等	6	655
基于长短期记忆神经网络的冷水机组能耗预测	徐 麟 周传辉 胡云鹏 等	6	664
基于 LSTM 神经网络预测低温热源动态特性	陈 薇 袁中原 高 波	6	670
基于自回归 LSTM 神经网络的地铁车站环境参数概率预测	曲洪权 李 博 庞丽萍 等	6	676
夏季用中央空调系统冷凝水回收量的动态变化分析	骞鹏博 曹振华	6	682
乡村排屋太阳能热泵冷热暖联供系统设计	贾少刚 魏翠琴 闫朋朋 等	6	686
青岛某小型垃圾焚烧站热解间通风模拟研究	邢哲理 李春东 龙洋波 等	6	690
基于 SLP 的冷链物流智慧化实验室布局设计	王 喆 蒋 婷 黄 娟	6	694
顶送式暖风机水平方向安装位置优化研究	孙月茹	6	700
土壤源热泵系统运行策略及优化分析	徐卫荣 夏卓平 邱建中	6	703
南宁某动车检修库夏季热环境实测与分析	陈 思 余南阳	6	707
青岛地铁 4 号线福州路站机电专业 BIM 技术应用	覃 新	6	711
基于 PLC 的水源 CO_2 热泵控制系统设计	杨军红	6	716
空气—空气能量回收装置热湿回收效果研究	董际鼎 刘期武	6	719
新疆某项目蒸发制冷系统设计与分析	侯连建	6	727
某乏风余热利用供热系统设计及测试分析	焦春玲 白延斌 霍海红 等	6	731
精密实验区既有空调系统热源节能改造实例	汪洪军 孙天宝 董玉平 等	6	736
BIM 技术在建筑环境与能源应用工程专业毕业设计中的应用	印红梅 贾春辉 黄紫旭	6	739
印染废水余热回收系统设计及节能环保性分析	宋 晨 狄育慧 郝振东 等	6	744
某项目不同设计阶段中防排烟存在的问题与解决措施	张利华	6	748
制药车间洁净室施工技术初探	田亚斌 吴 忠 姚 勇 等	6	751
浅析冷水机组之冷冻机油的监测和注意事项	胡毅威	6	756
建筑环境与能源应用工程专业课程思政改革探析——以《工程热力学》为例	杜芳莉 刘剑坤 申慧渊	6	760
天津地区办公建筑外遮阳的节能分析	孔华彪	6	765