

建筑环境 能源

Building Environment & Energy

2017
05

月刊
总第 05 期

主办：中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

2017 年全国通风技术学术年会 论文集



CRETE TO CHANGE FUTURE 创造改变未来 格力中央空调

民族品牌 · 自主研发 · 格力磁悬浮、永磁同步变频技术 · 让世界爱上中国造
系统解决 · 一步到位!

01 永磁同步变频离心式冷水机组

GREE 格力 (格力中央空调) 一步到位



250RT ~ 3000RT



► 2011年底通过5位院士、8名专家组成的评审团鉴定：**国际领先**；
机组满负荷COP高达**7.03**，综合能效比EPLV高达**11.63**！

02 磁悬浮变频离心式冷水机组

GREE 格力 (格力中央空调) 一步到位



100RT ~ 1000RT

► 采用格力自主研发的磁悬浮压缩机
► 单机头最大达到1000RT
► 1000RT机组COP: 7.19, IPLV: 12.06

合肥通用机械产品检测研究院有限公司
合肥通用机械产品检测研究院有限公司
国家质检总局特种设备安全监察中心
安徽省特种设备安全监察中心
安徽省特种设备安全监察中心

检测报告
报告编号: GZ-2013-001
检测日期: 2013年1月15日
检测地点: 安徽省特种设备安全监察中心

序号	检测项目	检测结果	判定
1	外观检查	合格	合格
2	运行性能试验	合格	合格
3	能效比试验	合格	合格
4	噪声试验	合格	合格
5	振动试验	合格	合格
6	安全保护装置试验	合格	合格
7	整机性能试验	合格	合格

检测结论: 该设备符合GB19577.1-2007《GB19577.1-2007》的要求，准予出厂。

项目名称: 中国人民大会堂 项目地点: 北京 工程日期: 2013年
项目面积: 220000平方米 项目类型: 公共建筑/国家机关办公建筑

项目概述: 中国人民大会堂作为中国国家最高权力机关，也是世界著名的公共建筑，代表一个国家的形象。对中央空调的舒适性、稳定性和节能要求非常高。格力中央空调永磁同步变频离心式机组，满足了格力中央空调领先的技术成果，拥有100%的自主知识产权。

节能计划:
■ 安装格力变频离心式冷水机组及变频调速系统

节能分析:
■ 2016年5月1日至10月31日，安徽国际会展中心共运行20天，2014年以前中央空调系统，安装格力变频离心式冷水机组，节能效果非常明显，节能率高达15%。



- 1 中国尊大楼
- 2 合肥新桥机场
- 3 合肥宜家大市场
- 4 安徽省政务中心
- 5 合肥南站
- 6 合肥滨湖国际会展中心
- 7 合肥轨道交通1号线



GREE 格力
让世界爱上中国造

地址: 安徽省合肥市瑶海工业园区天水路与灵石路交口
咨询电话: 王波 18010851616/唐秀军 13395517922



扫码关注最新优惠详情



上海袋式除尘配件有限公司
SHANGHAI BAG FILTRATION EQUIPMENT CO., LTD.

AN EXPERT IN BAG
FILTRATION

袋式除尘专家



袋配 · 营造健康工业环境

电磁脉冲阀

Electro-magnetic Pulse Valve

脉冲喷吹控制仪

Pulse Controller

气缸、气包

Cylinder/Air Tank

滤袋框架、专用配件

Filter Bag Cage/Special Parts



总部 Head office

公司地址: 上海市龙吴路4221号

公司电话: 8621-6434 3808

公司传真: 8621-6434 3808

E-mail: huanjing@sbfec.com

国际部 International Trade

电话: 8621-6434 3808-850/851

传真: 8621-6434 5363

E-mail: itrade@sbfec.com

Http://www.sbfec.com

订购直线: 8621-6434 5111

订购传真: 8621-6434 4183

E-mail: sales@sbfec.com



2017年全国通风技术学术年会 概况

通风技术作为改善居住环境、工业环境、地下空间环境、城市环境的重要途径，作为减少火灾等事故损失的重要手段，在暖通空调及其相关领域得到了广泛应用。在绿色建筑迅猛发展和应对雾霾等空气污染的背景下，新的通风技术、新风处理技术、空气净化技术更是层出不穷。为总结通风技术的科研成果和实践经验，促进通风行业技术的深入交流，推动通风领域产、学、研、用的技术提升与产业融合。全国暖通空调两委会通风专业委员会组织召开“2017年全国通风技术学术年会”，安徽工业大学承办此次会议，会议于2017年11月8日-10日在安徽省马鞍山市召开。本次年会论文集收录论文97篇，由《建筑环境与能源》杂志编辑出版。

本次年会的筹备工作得到了行业专家、企业的大力支持。在此向他们表示衷心的感谢！



珠海格力电器股份有限公司



上海袋式除尘配件有限公司



芜湖美的暖通设备销售有限公司



上海山兰风商贸有限公司



建研科诺（北京）环境技术有限公司



安徽欣创节能环保科技股份有限公司



石狮市星火铝制品有限公司



马鞍山汉德绿色建筑环境科技有限公司



建筑环境与能源

(月刊)

主办单位

中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

支持单位

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

编辑出版

《建筑环境与能源》编辑部
2017年第5期
(每月10日出版)

顾问委员会

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

编辑委员会

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

编辑部

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

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



建筑环境与能源官方微信 全国暖通空调学会官方微信

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

目录 CONTENTS

| 2017 年全国通风技术学术年会论文集 |

Proceedings of National Biennial Academic Conference on Ventilation Technology, 2017

民用建筑通风

Civil Building Ventilation

广州地区住宅卫浴间湿度变化及控制

..... 何梓豪, 曹嘉琦, 裴清清, 许雷 /1

广州住宅新风引入方式的比较与应用分析

..... 王龙霞, 裴清清, 许雷 /4

引入新风对学生宿舍颗粒物的控制

..... 袁倩, 李国建 /7

天井对民居自然通风的影响

..... 张恒, 黄志甲, 张佳俊, 苏蕾 /10

住宅厨房的空气污染现状及改善机理研究

..... 周斌, 魏鹏, 鲁静雨, 陈锋等 /14

层式通风空调系统回风利用率研究

..... 张胜, 程勇, 邰超, 林章等 /17

新风改造工程的重难点探讨

..... 章小玲, 祝根原 /21

基于 CONTAM 的徽州传统民居自然通风模拟分析

..... 吴州琴, 冯雪峰, 唐诚, 董伟等 /24

医院门诊公共空间新风动态前馈调控策略

..... 居发礼, 刘丽莹, 张锐, 丁艳蕊 /28

关于对标准规范中民建热舒适通风的思考

..... 邓晓梅, 丁艳蕊 /32

公共建筑设计新风量及空气品质现状研究

..... 魏嘉, 唐杰 /35

新型住宅新风机内循环工艺优化设计

..... 陈路敏, 钱付平, 薛祉怡, 程凯文等 /39

郑州某大学文体会堂（篮球馆）空调设计	赵国惠 /44
深圳地区商场夏季室内热舒适性调查	黄华明，方赵嵩，冀兆良 /47
影剧院座椅送风气流组织模拟及优化	赵玉娇，周敏，骆海川，陶鹏飞 /50
自然通风对人体热舒适性分析	胡繁昌，胡文举 /54
空调房间气流组织设计模拟	刘云苹 /57
建筑通风过程中的节能设计研究	陈海飞，金懿豪，郭晶晶，周年勇 等 /60
基于气流组织的烧伤科病房空气安全风险分析	李雅漠，居发礼 /63
商用厨房通风系统的数值模拟与分析	周年勇，王露，陈梦梦，陈海飞 等 /67
自然风的脉动特性及其在建筑通风中的相关研究	任瑞兰，官燕玲 /70
民用建筑通风进展研究	丁艳蕊，付祥钊 /74
关于“民用建筑通风”的工程思维——民用建筑通风的热点转移	付祥钊 /78
公共建筑室内空气污染物的数据库建立及评价	王好，叶蔚，高军，张旭 /81
辐射顶板+独立送风室内温度均匀性研究	丁伟，谢东，廖买利，田伶 等 /85
毛细管顶板与风机盘管供暖对比实验研究	赵新辉，龙恩深，全柏铭，李彦儒 等 /89
皖南传统民居春季室内湿环境实测研究	刘晶晶，黄志甲 /92
西北地区航站楼用蒸发冷却空调系统初探	杜生生，黄翔 /96
低位立式风机盘管送风参数对室内热环境影响的数值研究	刘秦见，高原，龙恩深，梁飞 等 /99

工业通风

Industry Ventilation

地下污水处理厂无风管通风系统研究	朱学海，高乃平，张欣，董磊 /106
天然气埋地管道小孔泄漏量估计及扩散模拟	时玉树，王瑜，杨静静 /110
新型涡旋排风系统捕集污染物的数值研究	曹智翔，王萌，王怡 /114
铸造行业颗粒物排放浓度调查及分析	宋高举，付梦菲，刘树生 /118
通风除尘管网阻力平衡计算的软件开发及应用	孙志顺，钱付平，张天 /122
通风除尘管道 90° 弯管磨损的 CFD-DEM 模拟	张俪安，钱付平，孙志顺，鲁进利 等 /126
转炉湿法除尘环缝文氏管气——液两相流数值模拟	梁梅，钱付平，张天，夏勇军 等 /131
燃气锅炉房的通风量计算方法探讨	李耀国，郭文洁，于冀芳，秦帅 /135
火电厂紧身封闭锅炉房自然通风优化设计	李琼，聂琦，乐自知，孙文龙 /137
太阳能热催化空气净化采暖墙性能初研	秦明辉，何伟，余本东，汤厚文 /140

地下通风

Underground Ventilation

多点进出城市地下道路通风模型实验研究	李琼，陈超，刘宏伟 /144

南通啬园路隧道火灾半横向通风优化研究 彭俊欢, 童艳, 霍德凯 /147

人防柴油电站通风设计探讨 蒋能飞 /151

湖底隧道通风设计 王欣 /153

地下车库氦迁移的数值模拟研究 李钺骏, 王汉青, 黄春华, 叶勇军 等 /155

某多点进出城市地下道路通风网络分析 董启伟, 李炎锋, 李俊梅, 李嘉欣 等 /159

地下道路纵向通风的火区通风压力损失分析 李嘉欣, 李炎锋 /162

纵向通风下城市交通隧道火灾火焰长度研究 高原, 王子云, 任嘉友, 付召 等 /165

地下道路半横向排烟系统的多尺度耦合分析 徐晨亮, 李炎锋, 李嘉欣, 董启伟 等 /169

带旁通的隧道净化站模型实验与内流场测量 王欢, 林炎顷, 李先庭, 刘雨薇 /173

城市通风 **Urban Ventilation**

沿街建筑高低排布及屋顶形式对相邻街道峡谷空气质量的影响 杨东帅, 陈宏 /178

典型亚热带季风气候城市的室外热舒适研究 冯锡文, 方赵嵩, 林章, 冀兆良 /183

西安城区水体对城市气候影响的数值研究 曼妮苏丽·阿克拜尔, 官燕玲 /188

建筑架空及风向对行人区风环境的影响预测 刘建麟, 牛建磊, 张宇峰 /194

广州珠江沿岸不同下垫面区域热环境分析 杜翔宇, 李琼 /198

太阳辐射对建筑污染物跨户传播特性的影响 穆迪, 高乃平 /201

防排烟 **Smoke Control**

高层住宅厨房排气系统静压分布的对比分析 龚杰, 裴清清, 许雷 /205

高层住宅厨房竖向集中排烟参数随机特性研究 吴文忠 /208

防护工程火灾危险性分析 茅新丰, 邓忠凯, 毛维, 周进 等 /212

浅谈地下车库通风排烟技术及其合用效果 刘方舟 /216

浅谈高层建筑通风空调中的防火排烟设计 韩京彤, 李德英 /218

高层建筑防火中通风与送风选择的重要性 郭文洁, 李耀国, 于冀芳, 秦帅 等 /220

隧道用大尺度排风口火灾烟阻塞效应分析 郭红会, 徐琳, 祝远法, 刘靖晗 /222

基于 FDS 的双层隧道机械排烟量的研究 吴洋洋, 付海明 /224

纵向通风系统射流风机的布置对排烟效果的影响 李云飞, 李炎锋 /230

通风新技术 **New Ventilation Technology**

低阻力空调管道系统分流三通 高然, 方智宇, 刘凯凯, 李安桂 /233

热泵型溶液调湿新风机组除湿性能实验研究 柯瑞, 黄志甲, 罗良, 卓飞飞 等 /237

层式通风对人体热舒适的快速调节实验研究	方赵嵩, 林章, 程勇, 方铭麟 等 /241
新风系统通风效果的实测研究	王艳红, 王蕾, 吴凡, 赵梓君 等 /246
热泵技术应用进程与前景展望	段少陪, 骆雯, 曲剑巍 /250
兵马俑铠甲坑遗址文物保存环境的数值模拟研究	宋朋龙, 罗昔联, 顾兆林, 田伟 等 /254
管翅式冷凝器的焓分析	张东辉, 王剑桥, 周丽, 沈艳琳 等 /258
建筑背风侧风压自然通风瞬态特性研究	仲怀玉, 马晓煜, 赵福云, 刘呈威 /261
人工环境试验室不同送回风方式下气流组织的数值模拟及分析	戚新秋, 黄文刚, 徐冠依 /266
不同示踪气体对换气次数测量结果的影响	史珍妮, 钱华 /269
关于绿色建筑中自然通风技术的探讨	冯硕, 胡文举, 李德英 /273
闭式热源塔内翅片间距的优化模拟研究	李峥嵘, 孙佳利, 张东凯 /276
除湿转轮的除湿及室内空气净化性能研究	李赞, 聂金哲, 李德英 /279
基于 BIM 技术在暖通空调中的应用	张帆 /282
蒸发冷却技术对可吸入颗粒物浓度的影响	申永波, 黄翔, 雷梦娜, 严锦程 /285
基于纤维空气分布系统的置换通风可行性研究	陈孚江, 卢旺, 陈建芳, 陈海飞 等 /289
空气净化器对 PM _{2.5} 净化效果的实验分析	刘影, 段蒙, 李智虎, 赵一帆 /292
烟气负浮力作用运动特性的 2D-PIV 试验研究	张莹, 王龙涛, 黎宇伟, 侯义存 等 /296
绿色建筑中的自然通风	李丹, 李德英 /299
圆柱贴附置换通风气流组织设计原理及方法	尹海国, 吴瑞, 陈厅, 孙翼翔 等 /302
折流板叶片转折角度对除雾器效率的影响	张恩实, 王飞飞, 徐新华, 王劲柏 /306
基于红外热成像的热表面附近自然对流场测量技术的基础实验研究	朱长安, 刘京, 吴清 /310
置换通风和地板送风下温度快速预测可靠性	郭宏皓, 邵晓亮, 张舸, 肖寒松 /317
新型蒸发冷却置换通风系统的冷却性能	张开通, 郝小礼, 黄敏华, 杨轲 等 /321
横向自然通风在简单多室区域下的气流分布	赵雨鑫, 许芾芾, 刘晓平 /325
气泡泵气泡提升过程随机特性分析	吴文忠 /329
风压驱动贯流通风特性与建筑风口布置关联研究	马晓煜, 仲怀玉, 赵福云, 刘呈威 /333
污泥堆肥车间围护结构传热系数的研究	宋高举, 付梦菲 /337
操作者位置对吹吸式通风系统流场特性的影响	周宇, 王曼宁, 王梦影, 王怡 /341
高冷地区变电站建筑通风策略与有效性	王军, 卢敏, 陈军, 敬成君 /344
高寒地区变电站建筑群风环境与布局优化	王军, 卢敏, 陈军, 敬成君 /348
赣南传统民居夏季热环境实测分析	刘洋, 袁健华, 吴金平, 欧阳腾 /353
通风空调房间温度自抗扰控制仿真研究	黄春娥, 李春旺, 马晓钧, 梅玉婷 等 /358

广州地区住宅卫浴间湿度变化及控制

何梓豪¹, 曹嘉琦¹, 裴清清¹, 许雷²

(1. 广州大学, 广州市 510006; 2. 东北工业大学, 仙台市 982-0000)

[摘要] 住宅卫浴间的淋浴空间内存在地面湿滑、长期高湿、霉变严重等问题, 其卫生性和舒适性都有待提高。本文测试了卫浴间的湿度变化和潮湿状况, 并采取机械通风方式和加热方式, 观察其实际除湿效果。

[关键词] 潮湿; 除湿; 通风; 加热; 空气品质

Humidity Variation And Control of the Residential Bathroom in Guangzhou Area

He Zihao¹, Cao Jia-qi¹, Pei Qing-qing¹, Xu Lei²

(1. Guangzhou University, Guangzhou 510006, China; 2. Tohoku Institute of Technology, Sendai 982-0000, Japan)

[Abstract] The shower space in the bathroom area has a lot of problems, such as the slippery ground, wet for long time and mold growing, which needs improvement in hygiene and comfort. This paper tests the humidity change of the bathroom, and adopts mechanical ventilation and heating to observe its actual dehumidification effect.

[Keywords] damp; dehumidification; ventilation; heating; air quality

0 引言

广州地区地处中国南方, 属于海洋性亚热带季风气候, 夏季高温、高湿, 冬季阴冷、潮湿。这种长期潮湿的环境加上现代人对卫生要求的不断提高, 每天沐浴已经成为了广州地区居民一种生活习惯, 在炎热的长夏, 有些居民一天甚至洗两三次澡。这种洗浴习惯使得卫浴间内积聚了大量的水蒸气, 严重加剧了卫浴间的潮湿状况。

潮湿空气对住宅卫浴间的环境具有众多不良影响。从设备安全角度看, 由于卫浴间内空气的相对湿度接近100%, 使得空气中的水蒸气十分容易在设备、电气管路表面结露, 从而产生安全隐患。从人体健康角度看, 由于长期潮湿造成卫浴间墙壁表面长出霉菌, 而这些霉菌对人体健康会产生诸多不良的影响, 比如会使得居住者患上如过敏性哮喘、过敏性鼻炎等变态反应性疾病^[1], 严重威胁人体健康。

一般情况下, 可以通过开窗等自然通风方式将卫浴间内高湿空气排到室外, 在较短的时间内就能下降到可接受的湿度范围内。然而, 广州地区的高湿环境使得利用自然通风方式除去卫浴间的高湿度空气变得十分困难。在自然通风的基础上辅以其他方式, 才能保证卫浴间拥有相对干燥舒适的环境。其中, 最常用的莫过于机械通风方式。这种方式通过排风机将卫浴间内的高湿空气和污染物抽走, 同时使卫浴间内产生负压, 让新鲜空气从门缝或百叶进入卫浴间, 同时确保卫浴间内的高湿空气和污染物不会扩散到其他房间^[2]。

广州地区在高湿天气期间, 机械通风未必能完全满足除湿需求, 还需辅以其它除湿方式, 故本研究将对广州地区某住宅卫浴间进行测量, 并采取机械通风及加热等综合措施, 观察其实际除湿效果。

1 实验测量

1.1 实验卫浴间的基本概况

本文实验对象为广州地区某住宅卫浴间, 此住宅卫浴间为六面体结构(长2000mm×宽1700mm×高2500mm), 并在东面墙体上设置有一扇窗户, 排风扇设置于卫浴间侧墙上方, 加热装置(1.2kW)则安装在卫生

作者简介: 何梓豪(1992—), 男, 广东广州, 在读硕士研究生。

Email: hezhiahao@e.gzhu.edu.cn

间进风口处。考虑到人们通常是在夜间进行洗漱, 同时为了避免太阳透过窗户直射到卫浴间所造成的辐射影响, 故实验设定在夜间进行。

卫浴间下方有一尺寸为20mm×700mm的细长缝隙, 可视为进风口进行处理。卫浴间内设有三个卫生器具, 分别为一个淋浴喷头、一个盥洗盆、一个坐便器, 满足《住宅设计规范》(GB 50096-2011)条文5.4.1要求^[3]。在实验中, 分别在夏季室外湿度状况良好以及在冬春交替期间室外湿度状况恶劣的条件下, 在居住者淋浴后, 采取或不采取机械通风和加热措施, 并测量卫浴间的潮湿状况。

1.2 评判标准

一般情况下, 居住者在卫浴间的停留时间并不算太长, 舒适性要求可以稍微降低, 而更应关注卫生要求。若卫浴间缺乏良好的通风换气而室外湿度环境又较为恶劣, 则会使得墙壁出现结露发霉的现象。有调查研究表明, 诸如青霉菌、曲霉属真菌、枝孢属真菌经常出现在相对湿度为75%到95%之间的墙壁上^[4]。参考《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736-2012)条文3.0.3对II级热舒适级的要求^[5], 为了保证卫浴间不滋生霉菌, 同时也考虑到卫浴间的湿度要求不必过于苛刻, 本文将采用75%RH作为可接受的、安全卫生的湿度标准, 即当卫浴间内相对湿度降低至75%或以下时, 除湿手段可视为有效。

1.3 测点布置情况

在本实验中, 把卫浴间根据形状尺寸等分成4个区域, 综合考虑人们身高以及活动范围, 在高度为600mm、1200mm、1800mm处各设置一个平面, 保证每个区域、每个平面都至少有一个测点, 并在排风口中心各布置1个测点, 合共14个测点, 如图1所示(进风口f在门口处, 未标出)。

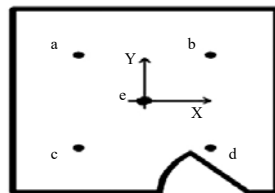


图1 卫浴间内测点布置情况

结合实验卫浴间的具体尺寸,将每个测点的三维坐标确定下来:

(1) 高度 $Z=0.6\text{m}$ 的 1 平面上的各个测点坐标分别为 $a_1(-425, 500, 600)$, $b_1(425, 500, 600)$, $c_1(-425, -500, 600)$, $d_1(425, -500, 600)$;

(2) 高度 $Z=1.2\text{m}$ 的 2 平面上的各个测点坐标分别为 $a_2(-425, 500, 1200)$, $b_2(425, 500, 1200)$, $c_2(-425, -500, 1200)$, $d_2(425, -500, 1200)$;

(3) 高度 $Z=1.8\text{m}$ 的 3 平面上的各个测点坐标分别为 $a_3(-425, 500, 1800)$, $b_3(425, 500, 1800)$, $c_3(-425, -500, 1800)$, $d_3(425, -500, 1800)$;

(4) 以及排风口处的一个测点 $e(0, 0, 2500)$ 。

1.4 测量仪器

(1) 湿度测量

本实验采用 AM2315 数字温湿度传感器(湿敏电容数字温湿度复合传感器),其湿度测量范围为 $0\sim99.9\%\text{RH}$,精度为 $\pm 2\%\text{RH}$;温度测量范围为 $-40\sim120^\circ\text{C}$,精度为 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 。

(2) 通风量测量

本实验使用热球风速仪测量室内风速,热球风速仪携带方便,对于住宅室内这种风速较低的情况测量结果准确,测量范围为 $0.05\sim10\text{m/s}$,误差为 $\pm 4\%\text{U}$,分辨率为 0.01m/s 。

1.5 实验方案

环节一:在室外湿度条件良好的情况下,实测卫浴间在经过淋浴后开启机械排风情况下的潮湿状况;

环节二:在室外湿度条件恶劣的情况下,实测卫浴间在经过淋浴后开启机械排风情况下的潮湿状况;

环节三:在室外湿度条件恶劣的情况下,实测卫浴间在经过淋浴后没有开启机械排风情况下的潮湿状况;

环节四:在室外湿度条件恶劣的情况下,实测卫浴间在经过淋浴后同时开启机械排风和空气加热装置情况下的潮湿状况。

1.6 实验步骤

(1) 在卫浴间内及进风口处布置测点;

(2) 打开淋浴喷头(淋浴水温约为 40°C),连续开启 30min ,模拟三人连续淋浴;

(3) 30min 后关闭淋浴喷头,在环节一、二中需同时开启机械排风装置,环节三中不用开启机械排风装置;环节四中同时开启机械排风装置和加热装置;

(4) 记录各个测点的温湿度数据。

2 实验过程与数据分析

2.1 室外湿环境状况良好时有机械排风的实测情况(环节一)

实测时段进风口的温度和相对湿度在 $25.2\sim26.5^\circ\text{C}$ 、

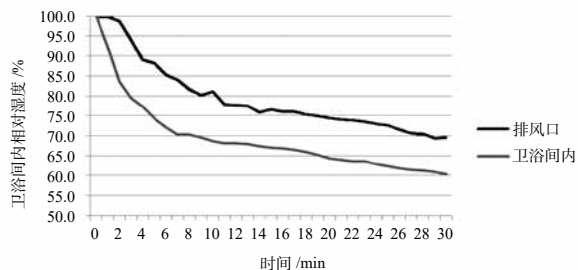


图2 卫浴间内空气相对湿度随时间变化曲线

$52.1\sim57.7\%$ 之间波动。由于室外气候环境较佳,故室内并未采取特殊措施控制温湿度,仅仅进行必要的自然通风,从而使得住宅室内空气状态与室外趋于一致。淋浴前,卫浴间墙面较为干燥,而淋浴结束后,墙上已经产生了明显的潮湿表面,出现挂水现象。

淋浴后及时进行测试,然后将不同高度平面的测点数据进行算术平均,与排风口处的测点数据结合,绘制出图2。

通过排气扇强制排风,维持卫浴间内的负压,由于室外湿度环境较好,从而通过门缝吸入的外部空气能够很好地稀释卫浴间内的高湿空气。从图2中可以看出,在淋浴结束后卫浴间内及排风口处湿度均接近饱和。进入卫浴间内部观察得知,即便卫浴间采取干湿分区措施,用玻璃门隔开淋浴区与非淋浴区,玻璃门外的非淋浴区墙面也已经出现了凝结水。打开排气扇后,卫浴间内的相对湿度在开始的时候下降得较为迅速,但随着时间的推移,室内外相对湿度差变小,从而使得相对湿度下降速度渐渐趋于缓慢。至于排风口的相对湿度较室内高,原因在于排风过程中,室内的空气基本上都是经过排风口排到室外,水蒸气在排风口处浓度较高,从而造成排风口处的相对湿度较高。在机械排风的辅助下,卫浴间内的相对湿度不到半小时就下降到了目标要求的相对湿度($\leq 75\%$)。

由于本环节实验是在室外环境湿度条件良好的情况下进行,所得出的结果仅适用于研究卫浴间内机械排风对湿度的影响的基本状况,并作为参照组与之后的实验结果进行对比。

2.2 室外湿环境状况较差时有机械排风的实测情况(环节二)

本环节和下一环节实测的天气背景是华南地区中特有的“回南天”天气——连续数日阴雨连绵,雾气笼罩着整个广州城区,室外温度在 $14.3\sim15.7^\circ\text{C}$ 范围内波动,相对湿度则在 $95\sim99.9\%$ 之间徘徊。通过实测可知,进风口相对湿度在关闭门窗的情况下处于 90% 左右、温度为 $15\sim16^\circ\text{C}$ 之间。在这种恶劣的天气中,各家各户都会紧闭门窗,仅留下必要的空间通风,防止室外水蒸气分压力大的水蒸气侵入室内,在实验中也采取了这种方式以降低室内相对湿度。尽管如此,在进行淋浴之前,仍已观察到卫浴间墙壁上有凝结水析出。

测试后将不同高度平面的测点数据进行算术平均,与排风口处的测点数据结合,绘制出图3。

卫浴间利用机械排风产生负压,通过门缝吸入的新风其相对湿度在 90% 左右,与卫浴间内空气相对湿度十分接近,应用这种方法置换卫浴间内潮湿空气的速率就会十分缓慢。更重要的是,此时墙面上出现凝结水(淋浴前就已经存在),说明墙壁表面附近的空气相对湿度已经十分

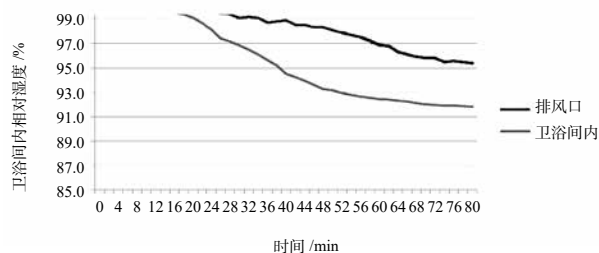


图3 卫浴间内空气相对湿度随时间变化曲线

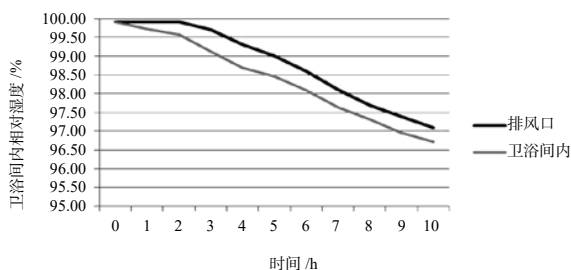


图4 卫浴间内空气相对湿度随时间变化曲线

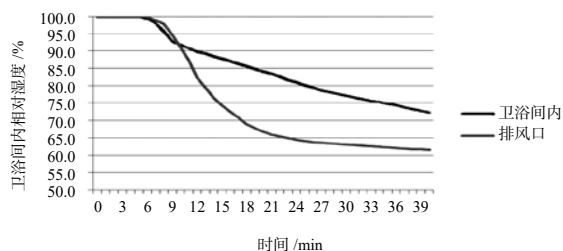


图5 卫浴间内空气相对湿度随时间变化曲线

接近 100%，在这种情况下，与相对湿度为 90% 的主体空气进行对流传质，并不能起到很好的置换作用。所以尽管两个环节均采用机械排风措施，但二者的除湿效果相差巨大。

从图 3 中可见，虽然卫浴间内相对湿度在半小时后逐渐稳定在 92%，但是在通风 60min 后排风口湿度依旧在 95% 以上。之后继续监测 12h，保持相同的通风环境，可观察到卫浴间内的墙面依旧有水膜覆盖，排风口以及卫浴间内部的相对湿度远未达到卫生及舒适性要求。

由此可见，若室外湿度环境并不理想，甚至十分恶劣的话，单凭机械排风手段是远难达到预期除湿效果的。而且更为糟糕的是，如果为了通风而让卫浴间内的排气扇长期开启，以维持卫浴间的负压，而其他部位又仅仅进行自然通风，这样一来就会使该住宅单元整体都存在负压状态，使室外潮湿空气源源不断地通过各种渠道进入室内，加剧室内的潮湿状况。

2.3 室外湿环境状况较差时无机械排风的实测情况（环节三）

在本环节中，室外气象条件与 2.2 节基本一致，只是在淋浴之后并不开启机械排风装置在进行测试后，仍如上述两环节一样处理，并绘制出图 4。

从图 4 中可见，在没有机械排风的条件下，即便经过很长时间，卫浴间内的潮湿空气仍未排出卫浴间。由于室外空气接近饱和状态，室内外空气的相对湿度非常接近，即便是自然通风效率很高，也达不到降低卫浴间内空气相对湿度的目标。在这种情况下，由于通风不畅，卫浴间的潮湿情况比起辅以机械通风的情况下更为恶劣。正如图 4 所示，只靠自然通风的话，即使经历 10 个小时，卫浴间内的相对湿度依旧在 95% 以上。10h 后进入卫浴间内部，发现此时墙壁以及地面仍有大量的凝结水积聚，这种恶劣的潮湿状况甚至影响到了与卫浴间相邻的起居室。考虑到此时住宅门窗都是紧闭的，外界环境对住宅室内的影响微乎其微，起居室内的相对湿度由淋浴前的 89% 升至 91%，这原因只能是卫浴间内的高湿空气扩散到了起居室内。这将导致起居室内的物体吸收更多的水蒸气，造成书籍、墙壁发霉，并严重威胁人体健康。

2.4 室外湿环境状况较差时机械通风与加热并用的实测情况（环节四）

在本环节中，室外气候条件与 2.2 节基本相同，但在淋浴后，同时开启机械通风和加热装置。仍如上述环节一样对数据进行处理，并绘制出图 5。

与之前三个环节的实验结果不同，本环节中排风口处

的空气湿度下降得比卫浴间更快，其原因在加热装置是设置在排风口处，造成排风口处的空气温度要高于卫浴间内部的空气温度，故而排风口的相对湿度会低于卫浴间内部。

在本环节中，对空气进行加热的过程可视为等含湿量加热过程。随着温度上升，空气中的饱和水蒸气压力不断上升，在含湿量不变的情况下，这将使得相对湿度不断降低。从图 5 可以看出，在机械通风的基础上引入加热方式后，能够在 35min 内将相对湿度降低到 75%，达到目标的相对湿度。当然由于采取了加热装置，根据实测，卫浴间内温度上升了 3.5℃，这是不可避免的，但考虑到当时室外温度在 14.3~15.7℃，温度的提高不但没带来消极影响，还能提高人体的舒适感。并且，在采取这种除湿措施的 60min 后，进入卫浴间内部观察，发现大部分的墙面已经变为干燥，只剩下少部分墙面仍留有水滴，这对遏制霉菌滋生具有相当重要的作用。

采用这种方式，卫浴间内的湿度条件能在大约半小时内达到 1.2 节提出的目标要求，故在室外气象条件恶劣的条件下，机械通风与加热方式相结合是较为合适的除湿方式。

3 结语

在广州地区，影响卫浴间热舒适的最大问题在于湿度过高，如果有效解决卫浴间高湿问题是重中之重。通过以上四个实验结果比较可以看出，单纯的机械排风仅仅在室外湿环境状况较好时有效，在这种条件下，不到半小时就能达到 75%RH 的目标。而一旦遇上类似“回南天”这种室外湿环境恶劣的状况，仅凭机械通风并不能够起到良好的除湿效果，即便开了一个多小时的排气扇也无法将室内的相对湿度降低到 90% 以下，更不必说只采用自然通风的方式来降低相对湿度，此时，需要在机械排风的基础上辅加以加热空气的方式，方可取得较为理想的除湿效果。

参考文献

- [1] K Ara, M Aihara, M Ojima, Y Toshima, C Yabune. Survey of fungal contamination in ordinary houses in Japan[J]. Allergology International. 2004, 53(4): 369-377.
- [2] 王蕾. 室内空气品质与新风量关系的模拟研究与探讨[J]. 四川建材, 2010, 36(2).
- [3] GB 50096—2011 住宅设计规范[S].
- [4] H.L.S.C. Hens. Fungal Defacement in Buildings: A Performance Related Approach[J]. Hvac & R Research. 1999, 5(3): 265-280.
- [5] GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].

广州住宅新风引入方式的比较与应用分析

王龙霞¹, 裴清清¹, 许雷²

(1. 广州大学, 广州 510006; 2. 日本东北工业大学, 日本 982-8577)

[摘要] 随着人们物质生活的提高, 对室内居住环境的要求也越来越高, 通风可以利用室外空气稀释室内的污染物, 为室内提供新鲜空气, 但人们在利用室外空气时, 往往默认室外空气是新鲜的, 实际随着社会工业化的不断发展, 室外环境的污染也越来越严重, 室外空气也并非所谓的“新”了, 而目前广州地区住宅建筑新风引入方式还是自然通风, 本文结合广州地区气候条件, 通过对目前广州地区住宅通风存在的问题现状分析, 并分别从应用范围、换气效果、成本经济性对比分析了几种住宅新风系统, 并通过比较为不同类型住宅选用新风系统形式提出了建议, 并且指出住宅新风系统应用还需解决的问题。

[关键词] 住宅; 新风; 室内环境

Comparison and Application Analysis of Introducing Fresh air of Residential Buildings in Guangzhou

Wang Long-xia¹, Pei Qing-qing¹, Xu Lei²

(1.School of Civil Engineering Guangzhou University, Guangzhou 510006, China; 2.Department of Architecture Tohoku Institute of Technology, 982-8577, Japan)

[Abstract] With the improvement of people's material life, the indoor living environment requirements are getting higher and higher, ventilation can use the outdoor air to dilute the indoor pollutants, to provide fresh air for the room, but when people use outdoor air, they often default outdoor air is fresh. In fact, with the development of the community, the outdoor environment pollution is more and more serious, the outdoor air is not the so-called "new". Currently, in Guangzhou the main way is natural ventilation, this paper combines the Guangzhou climate conditions, analysis the current situation of the Guangzhou area ventilation problems, analysis several new ways from the scope of application, ventilation effect, cost economy comparative, and make suggestions for choosing fresh air system by comparison, and pointing out problems about fresh air system applications need to solved.

[Keywords] residential; fresh air; indoor environment

0 前言

住宅是人们每天生活起居的地方, 在中国飞速发展的今天, 生活的便利使得人们在室内的时间越来越多, 据统计人在一天中有 80% 的时间是在室内度过的, 新鲜清洁的空气是人们身体健康和生活品质的基础。目前空调已成为每个家庭的必需品, 尤其在南方地区常年高温高湿, 空调更是必不可少, 我国住宅目前还是以分体空调为主, 空调环境下为室内封闭的内循环, 只能提供良好的温、湿度环境, 并无室外新风的引入, 室内散发的污染物也无法排出, 长期在这种环境下生活, 对人体健康不利。近年来, 室内空气品质问题已越来越引起人们的关注, 有关调查发现, 目前出现的各种室内空气品质的问题, 主要是由于通风不良造成的, 即新风量不足所造成的。本文通过对广州住宅通风存在的具体问题进行分析, 并对目前国内市场上各种新风系统形式进行对比分析, 最后为广州地区气候不同住宅选用新风系统形式提出建议, 并且指出今后住宅新风系统的应用还需解决的问题。

1 住宅通风现状及问题分析

现有住宅主要采用自然通风方式, 用户开启门窗, 在风压和热压共同作用下实现室内外空气的交换。由于自然通风不需要借助任何机械设备, 只需用户根据需求打开窗户, 就能将室外空气引入室内, 具有通风效果好、节能、无噪声干扰等优势, 同时也使得自然通风的应用也存在一定的局限。目前广州地区住宅自然通风主要存在以下问题:

作者简介: 王龙霞 (1991—), 女, 河南周口, 在读硕士。

Email: 1196198329@qq.com

(1) 广州位于我国南方, 主要为湿热型气候, 夏季持续的时间特别长, 冬季的时间则相对较短, 全年温度较高并且湿度较大, 雨量充沛, 空调季较长。目前住宅普遍采用分体空调居多, 室内空气封闭循环, 并无室外新鲜空气补充, 长时间待在空调房间会感到身体不适, 易出现空调病等症状, 此外, 广州梅雨季节时间长, 相对湿度极高, 该段时间开窗通风, 会加重室内的潮湿状况, 甚至引起霉变。

(2) 目前住宅建筑越来越密集, 室外灰尘、施工带来的颗粒污染物、工业排放的等各种有害气体, 甚至相邻住宅之间的厨房油烟污染, 都会通过开窗进入室内, 影响室内空气质量^[1]。另外, 室外环境噪声污染逐渐严重, 越来越多的居民反映室外环境吵, 开窗通风会带来室内噪声污染, 影响室内人员正常工作、休息, 笔者曾对广州地区自然通风应用现状做过相关调研, 调研结果显示在居民关窗主要原因中, 外面吵, 有噪声, 隔绝噪声而关窗的比例高达 72%, 说明目前室外噪声已严重影响居民开窗通风, 而长时间的关窗, 不利于空气流通, 室内人员在室内活动散发的 CO₂ 等污染物聚集在室内, 无法排出, 室内空气质量也越来越差。

(3) 随着建筑节能的逐步深入, 新建建筑门窗气密性越来越好, 依靠门窗渗透已无法满足室内人员换气需求, 有学者曾对上海、北京等地区的住宅室内换气次数进行了测试研究, 测试结果显示, 室内换气次数普遍较小, 通风换气效果不好^[2]。另一方面由于大量装饰材料的使用, 室内散发的污染物如果不能及时清除, 病态建筑综合症、各

种化学物过敏症状越来越多,室内空气污染严重^[3]。

因此,更积极地采用主动方式解决室内通风换气问题,改善室内环境十分必要。住宅新风系统在西方发达国家已经非常成熟,新风系统已是新建楼盘必备系统,有的国家甚至把新风系统作为健康建筑的法定配置,在日本,新风系统市场逐年增长,甚至成了衡量房屋是否合格的标准^[4]。而在我国,新风系统才刚刚发展,普及率低,近年来,一些地区的小区住宅纷纷引入住宅新风系统,市场也逐渐有各种新风系统形式出现,但是由于缺少相关研究,新风系统在设计、应用还存在一系列问题,有学者曾对杭州的户式新风系统项目做过详细调研,调查统计表明,多数户式新风系统均存在噪声大、新风量不足、排风效果不明显、安装过程中未按照施工要求等问题^[5]。本文通过对比分析各种新风系统形式,分析其存在的具体问题,结合气候特点、住宅特性选择合适的新风系统,将这种健康通风方式广泛应用于住宅建筑中。

2 住宅新风系统原理及系统形式

住宅新风系统是为改善室内通风换气,通过新风机和具有送(排)风功能的管道,有组织的向室内引入新风,达到换气目的,为室内人员呼吸代谢提供所需氧气,降低室内污染物的浓度,消除室内异味,提高室内空气质量。目前应用的住宅新风系统形式按照不同的送、排风方式可分为无管道新风系统(壁挂式新风系统)、户式单向流新风系统、户式双向流新风系统、集中新风系统。

2.1 无管道新风系统

壁挂式新风机为室内提供新风,连续不断地维持室内送、排风量平衡,根据新风引入方式不同又可分进气型和排气型,可装设在外墙或外窗,安装便利。通常,送风机安装在卧室,起居室外墙或外窗上,直接将室外空气送入室内,也可以对室外空气预处理再送入室内;排风机则安装在卫生间或走道。无管道新风系统设备简单,功率小,可24小时连续运行,风机可以挂在外墙或室外阳台,室内无需布置风管,便于操控和日常维护,成本和运行费用较低,对二次装修影响小。

2.2 户式单向流新风系统

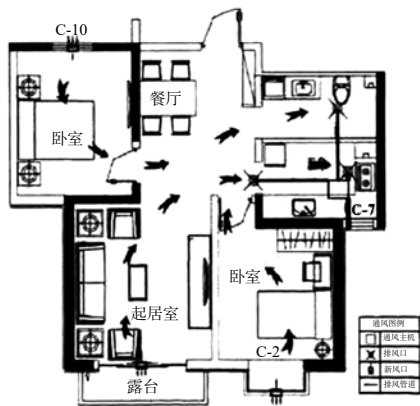


图1 单向流（负压）新风系统原理图

户式单向流是指由单个风机通过风管将室外新鲜空气送入室内或将室内空气排出室外,同时需要在外墙设置自然进风口或自然排风口。按照送排风形式不同,户式单向流又有两种组合方式:机械送风+自然排风、自然送风+机械排风(负压新风系统),机械送风+自然排风形式,

新风机一般布置在室外阳台,从外墙引入新风,并结合空气过滤装置对新风过滤,然后送入室内各个房间,需要结合房间特性合理布置送风方向和风口相对位置,室内相对于室外为正压,风机运行时不断有新风送入室内,同时室内污浊空气通过排风口排出室外;自然送风+机械排风形式(负压新风系统),如图1,风机一般布置在阳台、卫生间吊顶内,排风口布置在污浊空气较多位置,风机运行时将室内空气排至室外,室内形成负压,室外空气便在室内外压差作用下通过进风口进入室内。单向流新风系统结构较简单,主机和管道占用空间少,购置成本较低。该系统缺点是对房屋气密性要求高,且系统运行时,不能打开房间窗户,否则室内不能形成压差,新风系统失去作用。

2.3 户式双向流新风系统

户式双向流新风系统由双向流新风机、室内送风管、送风口、排风管、排风口等组成,其中双向流新风机由送风机单元和排风机单元,室外空气在经过净化过滤后,由新风机经送风管送入送风口,再由室内送风口进入客厅、卧室;排风口布置在卫生间或走廊等室内空气相对污浊的地方。与单向流新风系统相比,双向流新风系统结构相对复杂,主机和管道占用空间多,购置成本和维护费用也高。户式双向流系统可在双向流新风机组内设置换热模块,室外新风和室内排风通过新风机组内的热交换器进行能量交换,从而减少夏季冷量(冬季热量)的损失,在改善室内空气品质的基础上,可减少对室内温度影响^[6]。

2.4 集中新风系统

集中新风系统原理与户式新风系统原理相似,不同点在于将分布在每一户的送、排风机改为集中设置的新风机组或排风机组,是一供多的集中新风系统,由风管为户内送风、排风,同户式新风系统类似,集中新风系统也分集中单向流、集中双向流系统。由于集中新风系统风机放在设备机房内,用户无需检修工作,由专业人员统一检修维护,减少了日常维护给用户带来的干扰。

目前集中式新风系统,一般由开发商自行配套,一般在交房前就已经把新风系统安装好,主机不占用吊顶空间,噪音小,但集中式新风系统运行维护影响大,影响到每一户。笔者通过对某设有集中式新风系统的住宅调查发现,该项目由开发商配套设置的集中式住宅新风系统只是简单的将新风送入户内,每户仅设一个送风口,并未设置风管对室内各个房间布置风口,如果室内房间门关闭,房间内就很少有新风进入,那么新风系统就形同虚设,另外,集中式新风系统由于新风计量困难,难以收费,因此目前住宅设置的集中新风系统大多未对新风进行预处理。

3 新风系统比较与应用

结合我国目前住宅状况以及市场上住宅新风系统的应用情况,集中式新风系统计存在户间串气、高低层各户风量不均匀等问题,且计量、收费问题较难解决^[7],据了解目前在住宅中应用的集中新风系统多为开发商为了楼盘销售设置的,实际运行并无太大效果的形同虚设的设备系统,因此,集中新风系统目前还难以在国内住宅普遍推广应用。显然户式新风系统、无管道新风系统更适合国内住宅应用,因此,本文仅对无管道新风系统和户式新风系统进行比较分析。

3.1 适用范围比较

由于无管道新风系统(壁挂式新风系统)室内无需走管,装修后也可安装,用户可直接根据住宅户型、自身需求,

自行选择带过滤或净化作用的壁挂式新风机,因此无管道新风系统应用范围广,单个房间、普通住宅、公寓都可应用;户式单向流新风系统结构较简单,主机和管道占用空间少,安装时对室内装修影响小,多适用于70~100m²的普通住宅;户式双向流新风系统比单向流新风系统结构复杂,主机和管道占用空间多,对装修要求较高,安装没有单向流方便,并且成本和维护费用较高,因此多用在面积较大的精装修别墅或公寓内,结合户式中央空调设计,在普通的住宅中应用较少。

3.2 室内换气效果比较

户式双向流新风系统在单向流新风系统的基础上增加了排风系统,送风和排风可以同时进行,可以根据要求设计新风的流向,增加了换气的效果,因此户式双向流新风系统换气效果明显优于单向流新风系统。无管道新风系统一般由用户根据需求自行在房间安装,或结合管道每个房间设置送风口或排风口,可以只安装在个别室内换气要求高的房间,由于壁挂式新风系统各个房间进、排风口相互独立,一般为用户自行购买安装,未经专业人员结合房间户型设计确定气流组织路径,换气效果难以保障。因此,对比三种不同形式新风系统室内整体换气效果,户式双向流新风系统优于单向流新风系统,其次是无管道新风系统。对新风系统的换气效果评价,还应结合计算流体力学CFD模拟的方法,根据住宅特性建立数学模型,通过模拟室内温度、湿度等各参数分布,更直观的反应整体室内的换气效果。

3.3 成本经济比较

通过上述三种新风系统适用范围与室内换气效果对比分析可知,无管道新风系统和户式新风系统是适用于目前我国住宅现状的,本文以广州地区一套100m²三室一厅一厨一卫住宅为例,对此建筑分别考虑设置无管道新风系统、户式单向流新风系统、户式双向流新风系统,以比较3种新风系统的成本差异。通过对目前市场上三种新风系统价格调查了解,当选择设置无管道新风系统时,确保卧室、客厅均由新风进入,壁式新风机成本费加上安装费用,成本约为5000~6000元;若设置户式单向流新风系统,新风机、管道、风口、安装费,成本约为3000~4000元;若选择带热回收的户式双向流新风系统,热回收新风机、送排风管道、风口及安装费用,成本总造价约为7000~8000元,通过对比发现,户式单向流新风系统成本最低,其次是无管道新风系统,而带热回收户式双向流新风系统成本费用最高。

4 结论

通过以上研究看出住宅室内通风状况有待改善,新风

系统设计、运行存在很多问题需要解决,住宅采用机械方式有组织的引入室外新风势在必行。本文结合广州地区气候特点以及目前住宅通风存在主要问题分析,并综合几种新风系统的适用范围、室内换气效果、经济成本对比几种新风系统得出以下结论与建议:

(1) 室外空气污染、噪声污染越来越严重,新建建筑气密性越来越高,对于住宅建筑,传统的自然通风方式已无法满足室内人员基本换气需求,从根本上解决室内通风换气问题,改善室内空气质量,还必须引入机械通风,即住宅新风系统。

(2) 综合几种新风系统适用范围、系统成本、管道安装分析,对于普通高层住宅,装修前设置新风系统且住宅所处地室外空气质量较好,室内管道安装受限时,建议选用户式单向流新风系统;低层层高单栋住宅、公寓、别墅等室内层高较高、装修允许、并考虑同中央空调结合安装时,可采用户式双向流新风系统;已经装修好的住宅,仅考虑改善室内部分房间的通风换气,如起居室、卧室,为了避免安装新风系统对室内装修的影响,建议选用壁挂式无管道新风系统,并请专业人员设计安装。

(3) 目前新风系统在国内住宅应用较少,调查发现在应用过程中存在诸多问题,如新风量不足、未合理设计新风路径、未按设计要求安装、噪音大等,今后还应结合气候特点,住宅特性,对户式新风系统的系统形式、设计、气流组织影响因素及变化规律进行更深入研究,开发相应住宅通风设备,进一步规范相关行业标准,推广新风系统在我国住宅中的应用。

参考文献

- [1] 王智超.住宅通风设计及评价[M].北京:中国建筑工程工业出版社,2011:58-59.
- [2] 王智超,王宏恩,唐冬芬.住宅的通风问题及其对策[J].住宅科技,2006(10):51-6.
- [3] 宋广生.室内空气质量标准解读[M].北京:机械工业出版社,2003,3-20.
- [4] 廖春波.新风系统在住宅中的应用[J].住宅科技,2006(1):49-53.
- [5] 吴珍珍,沈宓,廖自立,等.杭州地区住宅户式新风系统的运用[J].建设科技,2008(12):49-52.
- [6] 厉松,任慧忠,李云龙.住宅式中央新风系统的应用研究[J].节能,2012,31(4):38-42.
- [7] 张传生.集中和分户式洁净新风系统在高层住宅中的应用比较[J].绿色建筑,2015(5):50-2.

引入新风对学生宿舍颗粒物的控制

袁倩, 李国建

(浙江理工大学建筑工程学院, 杭州 310000)

[摘要] 为了了解引入新风对学生宿舍内 $PM_{2.5}$ 的稀释净化效果, 文章就使用新风机对室内 $PM_{2.5}$ 浓度场分布的影响进行了研究。采用 fluent 数值模拟法分别对目前主要的两种格局的学生宿舍进行了仿真模拟, 改变送、回风口位置, 得到在不同情况下引入新风时室内 $PM_{2.5}$ 的浓度场分布。分析对比模拟结果, 得出在不同送、回风口布置情况下引入新风时两种格局宿舍内 $PM_{2.5}$ 浓度场的分布规律及其净化效果, 为新风机在学生宿舍的使用提供参考及理论依据。

[关键词] 新风; $PM_{2.5}$; 浓度场; 模拟

Control of Particulate Matter in Dormitory by Introducing Fresh Air

Yuan Qian, Li Guo-jian

(College of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310000)

[Abstract] In order to understand the effect of introducing fresh air on dilution and purification of $PM_{2.5}$ in student dormitory, the influence of new fan on indoor $PM_{2.5}$ concentration field was studied. The numerical simulation of fluent is carried out to simulate the main dormitory of the two main modes. The concentration field distribution of indoor $PM_{2.5}$ is obtained when the new wind is introduced in different situations. The results show that the distribution of $PM_{2.5}$ concentration in the two types of dormitories and the effect of purification which can be used as reference and theoretical basis for the use of new fans in student dormitories.

[Keywords] fresh air; $PM_{2.5}$; concentration field; simulation

0 前言

目前, $PM_{2.5}$ 已经成为人们广泛关注的, 也是对人体健康危害严重的一类大气污染物^[1], 有文献[2]指出, $PM_{2.5}$ 浓度升高后人日死亡率也有所升高。据调查, 人们大部分时间都是在室内度过的, 室内空气质量对人体有着重大的影响, 且研究表明颗粒物对室内空气质量有着重要的影响^[3, 4], 因此对室内颗粒物的控制处理刻不容缓。

刘敏^[5]研究了不同空调房间室内颗粒物的演变规律, 韩云龙、胡咏梅等人^[6]研究了自然通风下室内颗粒物的分布规律, 主要集中在研究不同通风方式下室内 $PM_{2.5}$ 的污染状况, 并没有针对 $PM_{2.5}$ 采取过滤措施。在室外处于污染情况下, 如果建筑内不采取任何过滤措施, 室外进入室内的颗粒物浓度将与室外颗粒物浓度处于同一数量级^[7, 8], 因此在建筑内设置颗粒物的过滤装置是非常必要的。宣凯云、陈丽萍等人^[9]对室内颗粒物浓度的影响因素进行了数值模拟, 对 $PM_{2.5}$ 过滤效率进行了研究, 但是没有涉及到室内不同布局的影响。

对于高校宿舍而言, 由于学生人数的不断增多, 宿舍人员密集且布局紧凑, 导致室内空气品质差, 而宿舍环境对学生身体健康和学习生活都有着严重影响^[10]。尽管目前大部分高校学生宿舍已经安装了空调, 但所使用的空调偏重于室内温湿度及风速控制, 对颗粒物来说, 所使用的过滤器性能太低^[11], 对颗粒物过滤达不到要求。

为了了解引入新风对学生宿舍内颗粒物的稀释净化作用, 本文研究了使用新风机引入新风对宿舍内 $PM_{2.5}$ 的控制处理。在门窗关闭情况下, 采用壁挂式新风机向室内引入新风, 运用计算流体动力学方法模拟两种典型格局宿舍在不同送、回风口设置下引入新风处理的前阶段 $PM_{2.5}$ 浓度场的分布情况。

1 数学模型与物理模型

1.1 数学模型

宿舍内的颗粒物浓度与空气流动紧密相关, 即室内空气为连续相。

该研究中的 $PM_{2.5}$ 体积分数小于 10%, 所以使用离散相模型进行模拟。

1.2 物理模型

本文分别模拟了两种典型格局的宿舍, 简化模型分别如下见图 1、2。宿舍主要格局如图所示, 上床下桌, 衣柜中间放置或两端放置, 由上图可知宿舍布局是对称的, 在模拟时选取一半宿舍进行研究。整个宿舍尺寸为 $6m \times 4m \times 3m$, 门 $1.2m \times 2m$, 阳台门为 $2m \times 2m$, 衣柜 $0.5m \times 0.9m \times 1.8m$, 床 $1.8m \times 0.9m$, 距地 $1.8m$, 桌 $1.3m \times 0.9m$, 距地 $0.9m$ 。

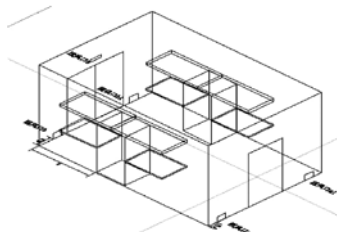


图1 宿舍1 风口布置图

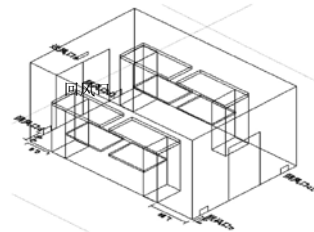


图2 宿舍2 风口布置图

作者简介: 袁倩 (1994—), 湖北洪湖, 在读硕士研究生。

Email: 389923440@qq.com

模拟使用的壁挂式新风机,其新风机送风口位于阳台门上方 0.2m 处,送风口尺寸为 $0.4\text{m} \times 0.1\text{m}$,为使颗粒物更好地从室内排出,在房间底部设置回风口,每种房间设置两种不同位置的回风口,其尺寸为 $0.3\text{m} \times 0.2\text{m}$,设置情况如图 1、图 2 所示,与送风口同侧或与送风口异侧(在整个房间中风口布置关于 ZOX 平面对称)。

模型设置如下表所示:

表 1 模型设置表

模型	宿舍类型	风口设置
一	1	送、回风口异侧
二	2	送、回风口异侧
三	1	送、回风口同侧
四	2	送、回风口同侧

2 条件设置

由于在使用新风机的前几分钟是室内颗粒物浓度场变化最明显的阶段,且室内颗粒物浓度下降的速率也是人们所关注的,通过参考相关文献,结合实际,本研究中先着重研究了颗粒物浓度场在新风机开始后的 300s 内的变化情况,接下来的情况有待今后进一步的研究。

在本文研究中默认室内温度为 300K,在此研究中主要研究颗粒物浓度场变化,对温湿度变化及其影响暂时不

作考虑。进口边界设置为速度进口 (velocity-inlet),出口为流出口 (outflow),对离散相而言,进出口为 escape,床为 trap。

室内颗粒物浓度主要受到室外颗粒物及室内散发源的影响^[12],在学生宿舍中人员与运行的电脑会散发颗粒物 $\text{PM}_{2.5}$,使得桌面附近 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度较大,假设其平均散发速率为 3mg/h ^[13],室外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度为 $200\mu\text{g}/\text{m}^3$,新风机过滤效率为 90%,即可得到送风中 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度为 $20\mu\text{g}/\text{m}^3$ 。

每人所需新风量为 $30\text{m}^3/\text{h}$,人员所需总新风量为 $120\text{m}^3/\text{h}$ 。考虑到学生宿舍人员密集,为保证良好的空气质量,在此研究中取学生宿舍换气次数为 2.5 次/h,可得室内所需新风量为 $180\text{m}^3/\text{h}$,综合取宿舍新风量为 $180\text{m}^3/\text{h}$ 。由送风口尺寸可计算得送风速度为 2m/s 。

室内初始浓度场由室内散发源及室外渗透风决定,在该简化模拟中,我们不考虑特殊活动所带来的影响,模拟室内颗粒物浓度场在新风机作用下的变化情况。坐标原点在物理模型中心,人体一般的坐姿高度在 $1.1\sim 1.2\text{m}$,在此以地面 1.2m 处的面为监测面。在人员所在位置设置了监测点,宿舍 1 中监测点坐标为 $A_1(-1.8,-0.1,-0.3)$ 、 $B_1(0.5,-0.1,-0.3)$,宿舍 2 中监测点坐标为 $A_2(-1.1,-0.1,-0.3)$ 、 $B_2(0.5,-0.1,-0.3)$ 。

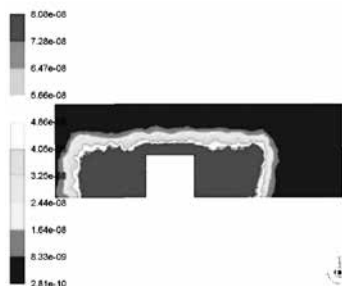


图 3 宿舍 1 监测面 $\text{PM}_{2.5}$ 初始浓度场 kg/m^3

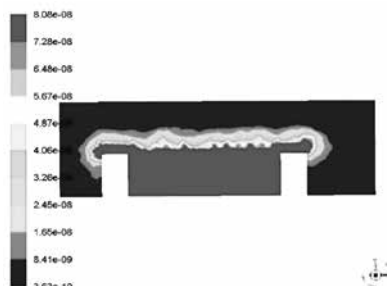


图 4 宿舍 2 监测面 $\text{PM}_{2.5}$ 初始浓度场 kg/m^3

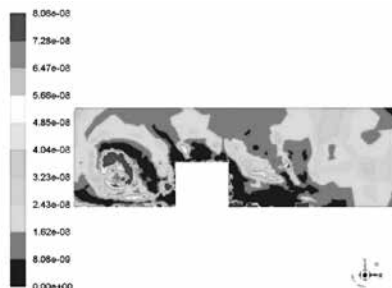


图 5 模型一室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度分布 kg/m^3

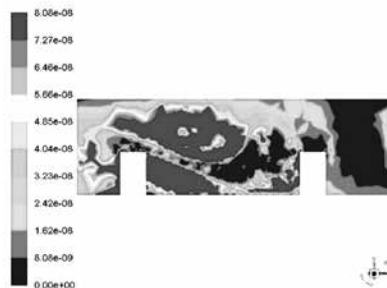


图 6 模型二室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度分布 kg/m^3

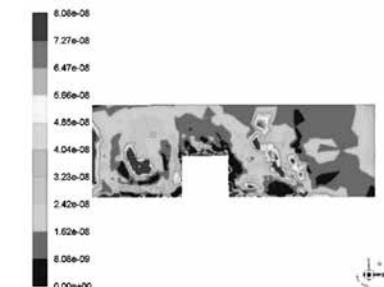


图 7 模型三室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度分布 kg/m^3

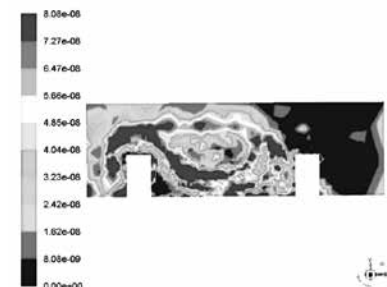
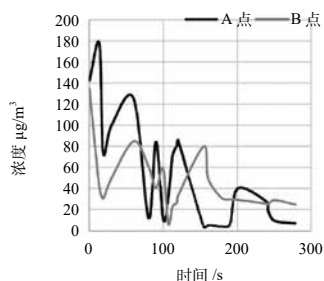
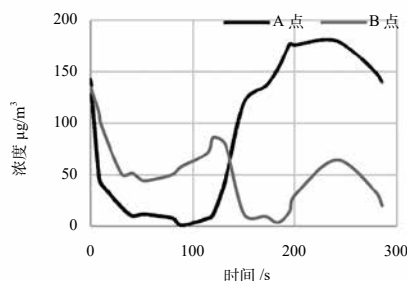
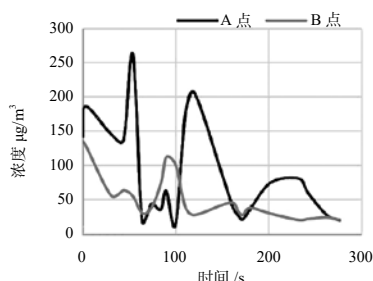
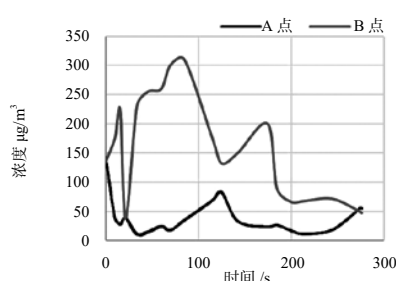


图 8 模型四室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度分布 kg/m^3

图9 模型一监测点 PM_{2.5} 浓度变化曲线图10 模型二监测点 PM_{2.5} 浓度变化曲线图图11 模型三监测点 PM_{2.5} 浓度变化曲线图图12 模型四监测点 PM_{2.5} 浓度变化曲线图

室内初始颗粒物浓度场如图3、4所示,在渗透风及室内散发源作用下形成。该模拟情况与实际情况相似,桌面附近浓度越高且向周边浓度逐渐减小。

3 模拟结果

在300s后室内浓度场情况如图5~12所示(图中凹处为衣柜所在地)。

3.1 不同格局对 PM_{2.5} 稀释效果的影响

对比图5与图6、图7与图8,由图所示 PM_{2.5} 浓度场图可知经过300s后宿舍1内 PM_{2.5} 浓度整体小于宿舍2。可得出在宿舍1引入新风对 PM_{2.5} 的稀释效果比在宿舍2引入新风对 PM_{2.5} 的稀释效果好。

3.2 风口设置对 PM_{2.5} 稀释效果的影响

对比图5与图7、图9与图11可知经过300s后宿舍1在送回风口异侧时人员所在区 PM_{2.5} 浓度较送回风口同侧时小,即宿舍1送回风口异侧时新风机对室内 PM_{2.5} 稀释净化效果较送回风口同侧时好;对比图6与图8可知宿舍2送回风口处于同侧时新风机对室内 PM_{2.5} 的稀释净化效果较送回风口异侧时好。

3.3 人员区净化效果

由监测点 PM_{2.5} 浓度变化曲线图可知人员所在区的颗粒物浓度在新风机合理布置作用下呈波动变化,总体呈现下降趋势。

4 结论

(1) 引入新风对室内颗粒物进行稀释净化在宿舍1格局下的整体效果比宿舍2好。

(2) 送、回风口位置要根据宿舍格局来确定。宿舍1选择送、回风口异侧,宿舍2选择送、回风口同侧。

(3) 宿舍1格局下送、回风口异侧时整体净化效果最好。

参考文献

[1] 闫顺生,李海花.细颗粒物 PM_{2.5} 的危害与防治[J].科

技信息,2013(15):38-39.

[2] 王德庆,王宝庆,白志鹏.PM_{2.5} 污染与居民每日死亡率关系的Meta分析[J].环境与健康杂志,2012(06):529-532.

[3] SHEHABI A, HORVATH A, TSCHUDI W, et al. Particle concentrations in data centers[J]. Atmospheric Environment, 2008, 42(24):5978-5990.

[4] ZHANG Z, CHEN Q. Experimental measurements and numerical simulations of particle transport and distribution in ventilated rooms[J]. Atmospheric Environment, 2006, 40(18): 3396-3408.

[5] 刘敏.不同空调房间室内颗粒物的演变规律[D].上海:东华大学,2008.

[6] 韩云龙,胡永梅,钱付平,等.自然通风室内颗粒物分布特征[J].安全与环境学报,2013(02):116-120.

[7] HAMDANI S E, LIMAM K, ABADIE M O, et al. Deposition of fine particles on building internal surfaces[J]. Atmospheric Environment, 2008, 42(39): 8893-8901.

[8] MING L I, CHAO W U, WEI P. Sedimentation behavior of indoor airborne microparticles[J]. International Journal of Mining Science and Techno, 2008, 18(4):588-593.

[9] 宣凯云,陈丽萍,龚延风,等.室内细颗粒物(PM_{2.5})浓度影响因素的数值模拟[J].暖通空调,2016(09):120-123+20.

[10] 胡弯.高校宿舍环境与学生健康关系的研究[D].南京:南京师范大学,2014.

[11] 刘亮.基于空调建筑室内颗粒物控制的过滤器效率研究[D].西安:西安建筑科技大学,2014.

[12] 张颖,赵彬,李先庭.室内颗粒物的来源和特点研究[J].暖通空调,2005(09):30-36.

[13] 谢伟.室内颗粒物浓度变化特征及污染控制策略研究[D].西安:西安建筑科技大学,2013.

天井对民居自然通风的影响

张 恒, 黄志甲, 张佳俊, 苏 蕾

(安徽工业大学建筑工程学院, 安徽马鞍山 243002)

[摘 要] 天井是徽州传统民居中典型的气候适应性技术, 对夏季室内热环境调节起着至关重要的作用, 为分析天井这一空间形态对夏季室内自然通风效果的影响, 建立有无天井民居模型, 对建筑门洞在不同开启工况下, 模拟有无天井民居的室内速度场的分布及换气次数。研究结果表明, 天井对提高室内换气次数, 改善室内自然通风效果显著。

[关键词] 天井; 自然通风; 换气次数

The Influence of Patio Upon Natural Ventilation in Vernacular Dwellings

Zhang Heng, Huang Zhi-jia, Zhang Jia-jun, Su Lei

(Anhui University of Technology, Ma'anshan 243002, Anhui, China)

[Abstract] Patio is typical of climate adaptation technology in Huizhou traditional vernacular dwellings, it plays a vital role in adjusting the summer thermal environment, in order to analyze the natural ventilation effect of patio in summer, establishing dwelling model with or without patio, for building the doorway in different working conditions, simulate indoor velocity field distribution and air changes. The results show that patio to improve the indoor air changes so as to improve indoor natural ventilation effect is remarkable.

[Keywords] patio; natural ventilation; air changes

0 引言

徽州传统民居外墙高大封闭, 多开小窗或少开窗达到防火防盗的目的, 天井作为室内外的过渡空间, 室内的通风、采光、纳阳主要依赖于天井, 还具有保温、遮阳、防风、排水的功能^[1]。

国内外学者对天井的研究主要集中在对天井民居夏季热环境实测, 不同开敞尺寸、形式天井的自然通风模拟优化及对现有天井改造设计研究方面。实测结果表明天井民居夏季室内舒适度高, 日间天井温度缓冲层效果明显, 夜间天井热压通风作用明显, 加速了室内热量散失, 天井内的植被与水体被用作促进天井蒸发降温的被动式元素, 天井对室内风环境的影响也受到建筑屋顶形式、墙体表面温度的影响, 天井的自然通风对提高室内舒适度有积极影响, 在自然通风条件下, 人体所能接受的温度上限有所提高, 使得全年舒适时间延长 8%^[2-5], 天井作为自然通风降温措施在中东等湿热地区也使用较多^[6]; 回字形天井民居的烟囱效应较一字型天井民居更加明显, 且对自然通风的调节能力更强, 能够更好的兼顾过渡季的通风以及冬季的防风, 长宽比大的天井, 热缓冲作用明显, 双天井比单天井带来更大的通风潜力^[7-8], 利用 CFD 软件对不同尺寸和开口形式的天井进行模拟, 分析不同天井对室内空气龄的影响, 研究得出竖长型的天井综合效果最佳, 有部分学者对天井民居的风环境与光环境进行协调优化模拟^[9-10]; 现有天井的改造多采用自动调节的天窗及活动式遮阳, 冬季关闭天窗, 减少冷风进入, 夏季采用活动式遮阳, 日间关闭活动式遮阳, 遮挡太阳照射并抑制自然通风, 夜间开启活动式遮阳, 促进天井热压通风, 带走室内热量^[11]。前人的研究中缺少对有无天井民居室内自然通风的对比分析, 本文利

用 CFD 模拟软件, 建立有无天井民居模型, 进行室内风环境模拟, 分析天井对夏季室内自然通风效果的影响。

1 模型建立

1.1 物理模型

天井在传统民居的核心位置由尺度逐渐减小到性质转变, 直至最终在现代民居中消失^[12]。天井作为室内外的过渡空间与厅堂直接相通, 厅堂内的自然通风效果受天井影响明显, 为简化建筑模型, 本文选取具有代表性的厅堂区域作为研究对象, 模拟建筑的原型为位于安徽省宣城市泾县查济村的典型传统民居徐庆堂一进厅堂, 在 SolidWorks 中建立有无天井建筑的两个物理模型。一个为有天井建筑物理模型, 厅堂尺寸为 4.69m×9.035m×5.803m (开间×进深×屋脊高度), 前后门尺寸均为 1.12m×2m (宽×高), 屏风尺寸为 2.23m×4.917m (宽×高), 天井开口由建筑外墙及房檐滴水组成, 天井开口长度为 4.69m, 宽为 1.008m; 另一个为无天井建筑物理模型, 是在有天井建筑物理模型基础上, 将天井开口封住, 其它尺寸均保持一致。物理模型如图 1 所示。

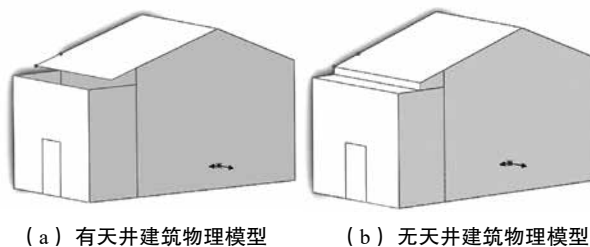


图 1 建筑物理模型

1.2 数学模型

本文采用 Standard $k-\epsilon$ 两方程的湍流模型, 在模拟过程中作以下假设: 假设空气为连续, 不可压缩的理想流体; 忽略四周围护结构温度变化对室内温度变化规律的影响。数值模拟的基本控制方程包括连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程。

基金项目: 国家自然科学基金项目“徽州传统民居室内热环境形成机制及设计优化研究”(51478001); 国家级大学生创新创业训练计划项目“徽州传统民居被动式技术发掘与传承”(201610360024)。

作者简介: 张恒(1993—)男, 安徽蚌埠, 硕士生。
Email: 826283844@qq.com

连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i (T_{ref} - T) \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho H U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial H}{\partial x_i} \right] + S_H \quad (3)$$

式中: U_i 为 x_i 方向的速度, $i=1, 2, 3$ (m/s); x_i 为三个垂直坐标轴的坐标 (m); U_j 为 x_j 方向的速度 (m/s); P 为空气压力 (Pa); μ 为空气层动力粘度系数 ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$); β 为空气热膨胀系数 ($1/\text{K}$); T_{ref} 为参考温度 (K); T 为空气温度 (K); g_i 为 i 方向上的加速度 (m/s^2); H 为空气定压比焓值 (J/kg); S_H 为热源 (W/m^3); λ 为空气导热系数 ($\text{W/m}\cdot\text{K}$); C_p 为空气定压比热 ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)。

1.3 网格划分

为了获得较为真实的模拟结果, 保证来流及出流面流场分布不受建筑物的影响, 本文在建筑物外侧增加计算区域, 分别选取 $5H$ (前) $\times 10H$ (后) $\times 5H$ (两侧) $\times 5H$ (高), 外部计算区域尺寸为: $92\text{m} \times 67\text{m} \times 35\text{m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高)^[13]。需要划分的网格由两部分组成, 分别为建筑模型与外部计算区域, 本文利用四面体非结构化网格划分, 建筑模型 Max element 为 335, 外部计算区域 Max element 为 800。

1.4 模拟方案及边界条件设定

如表 1 所示制定不同模拟方案, 根据《中国建筑热环境分析专用气象数据集》中距离测试建筑最近的屯溪县, 夏季主导风向南风, 室外平均风速 1.6m/s , 实测室外平均

温度约为 27°C , 模拟建筑坐北朝南。建筑模型中将建筑的天井、前门、后门均设置为内部穿透面, 将外墙、屋顶及厅堂地面设置为绝热边界。外区域南侧设置为速度入口, 北侧设置为自由出流, 侧面、顶部及底部边界设置为绝热边界, 边界条件设定如表 2 所示。

表 1 模拟方案

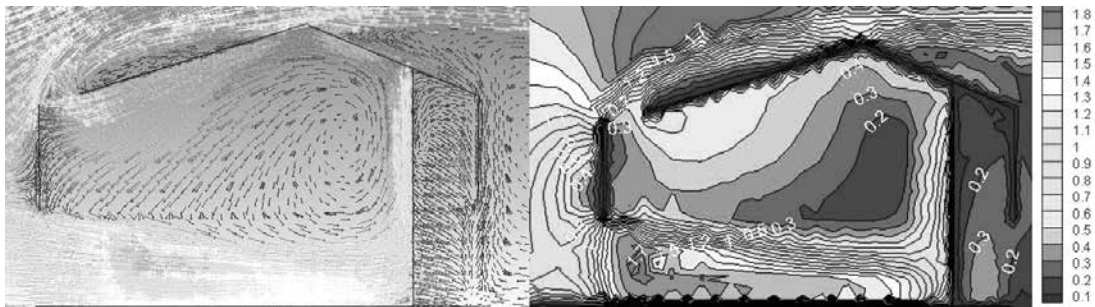
方案序号	天井	前门	后门
1a	有	开	开
1b	无	开	开
2a	有	开	关
2b	无	开	关
3a	有	关	开
3b	无	关	开
4a	有	关	关

表 2 边界条件设定

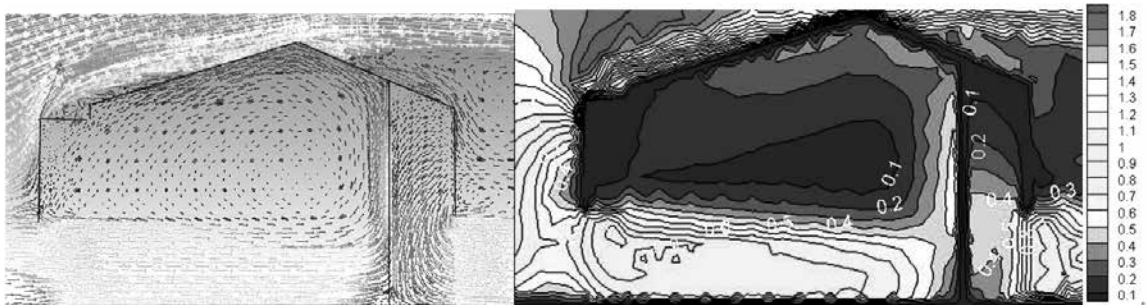
项目名称	边界类型	数量	设定值
天井	穿透面	1	/
前门	穿透面	1	/
后门	穿透面	1	/
外墙	绝热边界	1	/
屋顶	绝热边界	1	/
厅堂地面	绝热边界	1	/
外区域北侧	自由出流	1	/
外区域南侧	速度入口	1	1.6m/s
外区域东西侧	绝热边界	2	/
外区域顶部及底部	绝热边界	2	/
室外空气	恒温边界	1	27°C

2 模拟结果及分析

为研究天井对室内自然通风效果的影响, 下文对有无天井建筑在前后门洞不同开启工况下室内的速度场及换气次数进行对比分析。



(a) 有天井建筑剖面速度矢量图及云图



(b) 无天井建筑剖面速度矢量图及云图

图 2 建筑剖面速度矢量图及云图

2.1 前后门开

建筑前后门均开的工况下,结合图2中建筑剖面速度矢量图和云图得出:随着进深增加风速减小,气流遇到屏风的阻挡形成涡流,流向发生变化。有天井建筑气流一部分沿屏风面上升通过天井屋檐流出,另一部分通过屏风两侧从后门流出;无天井建筑气流遇到屏风作用部分沿屏风面上升,在建筑上部形成涡流,气流从前门流入均从后门流出。由表3可以看出,通过有天井建筑的质量流量大于通过无天井建筑的质量流量,有天井建筑前门风速大于无天井建筑,有天井建筑的平均风速大于无天井建筑,有天井建筑的换气次数大于无天井建筑,有天井建筑自然通风效果优于无天井建筑。

表3 建筑各开口速度、质量流量及换气次数

工况	前门 (m/s)	后门 (m/s)	天井 (m/s)	室内 (m/s)	前门 质量流量 (kg/s)	后门 质量流量 (kg/s)	天井 质量流量 (kg/s)	换气 次数 (次/h)
1a	1.27	0.08	0.57	0.43	3.27	0.04	3.23	48.6
1b	0.74	0.82	/	0.33	1.95	1.95	/	28.32

2.2 前开后关

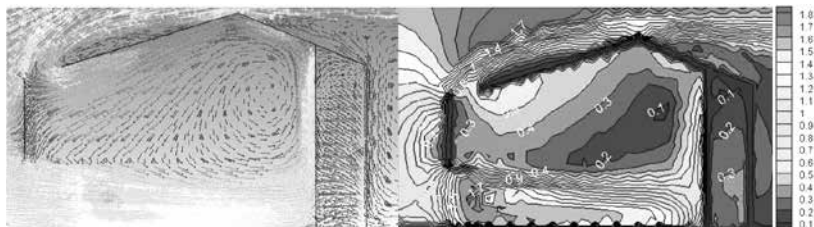
建筑前门开后门关工况下,结合图3中建筑剖面速度矢量图和云图得出:随着进深增加风速降低,有天井建筑的气流遇到屏风阻碍产生涡流,流向发生变化,部分沿屏风面上升通过天井屋檐流出,另一部分通过屏风两侧在屏风后形成涡流;无天井建筑内无明显涡流产生。由表4可以看出,有天井建筑前门风速大于无天井建筑,有天井建筑室内平均风速也高于无天井建筑,有天井建筑自然通风效果明显优于无天井建筑自然通风效果。

表4 建筑各开口速度、质量流量及换气次数

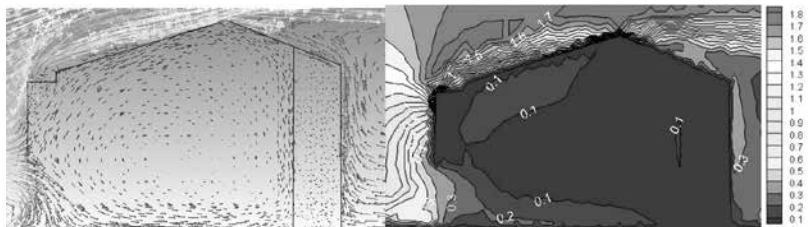
工况	前门 (m/s)	天井 (m/s)	室内 (m/s)	前门质量流量 (kg/s)	天井质量流量 (kg/s)	换气次数 (次/h)
2a	1.26	0.59	0.45	3.26	3.26	48.21
2b	0.39	/	0.08	0	/	7.46

2.3 前关后开

建筑前门关后门开工况下,结合图4中建筑剖面速度矢量图和云图得出:气流受屏风阻碍,有天井建筑在屏风

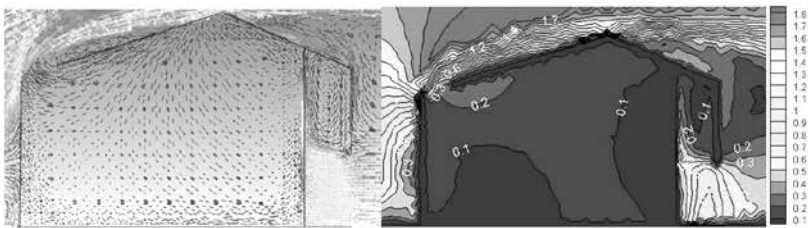


(a) 有天井建筑剖面速度矢量图及云图

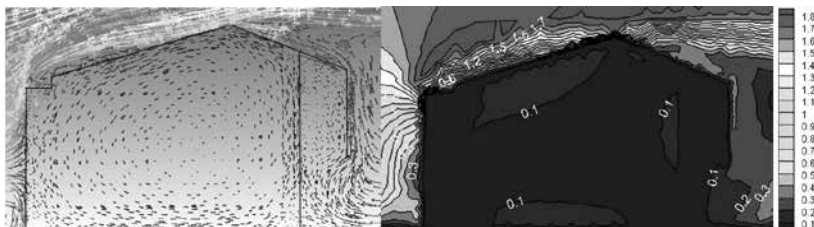


(b) 无天井建筑剖面速度矢量图及云图

图3 建筑剖面速度矢量图及云图



(a) 有天井建筑剖面速度矢量图及云图



(b) 无天井建筑剖面速度矢量图及云图

图4 建筑剖面速度矢量图及云图

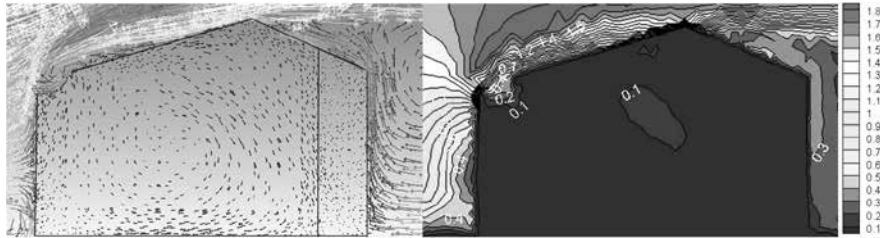


图5 有天井建筑剖面速度矢量图及云图

前形成的涡流较无天井建筑涡流明显,无天井建筑仅在开启门洞附近存在气流扰动。由表5可以看出,有天井建筑的后门风速及室内平均风速高于无天井建筑,有天井建筑的自然通风效果优于无天井建筑。

表5 建筑各开口速度、质量流量及换气次数

工况	后门 /(m/s)	天井 /(m/s)	室内 /(m/s)	后门质量流量 /(kg/s)	天井质量流量 /(kg/s)	换气次数 /(次/h)
3a	0.73	0.32	0.16	1.95	1.95	27.93
3b	0.16	/	0.07	0	/	3.06

2.4 前关后关

有天井建筑前后门均关的工况下,结合图5中建筑剖面速度矢量图和云图得出:天井既是进风口,又是出风口,天井沿房檐截面进风,沿南墙截面出风,建筑内气流流动均匀,无明显涡流产生。

表6 建筑各开口速度、质量流量及换气次数

工况	天井 /(m/s)	室内 /(m/s)	天井质量流量 /(kg/s)	换气次数 /(次/h)
4a	0.39	0.06	0	21.31

2.5 气流组织分析

为分析建筑内气流组织是否存在短路现象,选取建筑内6个不同的竖直截面,截面位置如图6所示,截面1-6依次为天井中间位置、大连檐位置、小连檐位置、南向屋面中间位置、中间屋脊位置、北向屋面中间位置,并对4种不同工况下的6个竖直截面的质量流量进行比较。

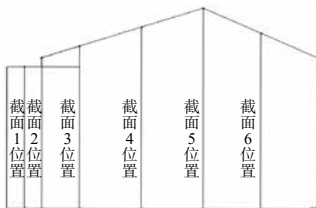


图6 各截面位置

表7 各截面质量流量 (kg/h)

方案序号	截面1	截面2	截面3	截面4	截面5	截面6
1a	-8765.87	-3137.77	-278.82	-167.12	150.67	-730.86
1b	-6932.45	-6973.82	-7013.88	-6948.94	-6976.37	-7335.63
2a	-9000.5	-3093.4	-155.37	35.49	363.46	-654.32
2b	319.08	369.03	349.49	329.92	265.82	281.6
3a	-2696.14	5423.83	-2697.66	-2713.87	-2752.64	-2722.69
3b	12.89	11.23	40.17	-2.74	-3.04	-39.76
4a	2779.51	1770.07	47.4	33.28	-48.35	-24.73

如表7所示,有天井建筑截面1、2的质量流量变化大,截面3-6的质量流量变化较小;无天井建筑各截面的质量流量变化均较小。对于有天井建筑,前后门均开工况下,从天井流出的质量流量占总质量流量的98.78%,从后门流出的质量流量占总质量流量的1.22%;前门开后门关工

况下,气流从前门流入均从天井流出,进风口与出风口接近,存在气流短路现象,使得天井区域风量较大,天井良好的自然通风有效延长了舒适区的时间,当地村民夏季也多在天井底部纳凉。

3 结论

(1) 对于有天井建筑后门的开启与关闭对建筑的换气次数及室内风速影响很小,前门的开启与关闭对建筑的换气次数及室内风速影响较大。对于有天井建筑,前后门均开及前门开后门关工况均存在气流短路现象。

(2) 对于无天井建筑前门或后门的开启与关闭对建筑的换气次数及室内风速影响明显。

在相同工况下,有天井建筑的换气次数及室内风速明显大于无天井建筑,天井对改善室内自然通风效果显著。

参考文献

- [1] 崔昆仑,徐颖.传统民居中的模糊空间[J].浙江建筑,2011,28(5):1-5.
- [2] 杨阳,方廷勇,王礼飞,等.徽州民居中天井对夏季室内热环境的影响[J].建筑节能,2015,(7):59-62.
- [3] Kubota T,Zakaria M Z,Abe S,Toe D H C.Thermal functions of internal courtyards in traditional Chinese shophouses in the hot-humid climate of Malaysia[J].Building and Environment,2017,112:115-131.
- [4] Ryu Y,Kim S,Lee D.The influence of wind flows on thermal comfort in the Daechung of a traditional Korean house[J].Building and Environment,2009,44:18-26.
- [5] 石团团,钱伟,张样,等.自然通风条件下徽州传统民居热环境模拟分析[J].建筑热能通风空调,2015,34(5):91-93.
- [6] Mousli K,Semprini G.Thermal performances of traditional houses in dry hot arid climate and the effect of natural ventilation on thermal comfort: a case study in Damascus[J].Energy Procedia,2015,78:2893-2898.
- [7] 黄志甲,董亚萌,程建.徽州传统民居气密性实测研究[J].建筑科学,2016,32(8):115-118.
- [8] 曾志辉.岭南民居天井的热环境价值[J].建筑技术,2010,3:39-41.
- [9] 陈秋菊,陈晓扬.徽州民居自然通风优化设计方法[J].华中建筑,2012,(12):56-59.
- [10] 钱伟,黄志甲,赵玲玲,等.皖南传统民居自然通风营造技术研究[J].安徽工业大学学报(自然科学版),2013,30(3):261-265.
- [11] 贾尚武,李晨.浅析皖南民居天井改造措施[J].安徽建筑工业学院学报,2013,21(5):32-34.
- [12] 黄岩松.上海石库门里弄的特征和变迁过程[J].安徽建筑,2006,(6):41-43.
- [13] 胡一东,庄智,余元波,等.绿色建筑风环境模拟技术要点敏感性分析[J].建筑科学,2016,32(8):7-12.

住宅厨房的空气污染现状及改善机理研究

周 斌, 魏 鹏, 鲁静雨, 陈 锋, 谈美兰, 王 瑜, 李 斐

(南京工业大学城建学院, 南京 210009)

[摘 要] 厨房烹饪会产生大量对人体健康有害的高浓度油烟。目前住宅厨房内单独设置油烟机排风系统, 其排烟效果不是很显著。为此, 我们提出了在烹饪区四周增设气幕补风装置构成吹吸式通风系统的理念。通过实验测试和数值模拟方法对比分析了住宅厨房在增设送风气幕前后厨房内部的气流流动、温度分布和污染物扩散机理, 并利用正交设计方法研究空气幕的不同送风射速 ($0\sim 5\text{m/s}$)、不同送风角度 ($50^\circ\sim 90^\circ$) 和油烟机的不同档位 (1~3 档) 对厨房污染物扩散的影响。结果表明, 在厨房增设送风装置不仅能提高厨房热舒适, 还可以改善厨房气流组织、提高排污效率, 而且气幕射速比其他因素对改善厨房室内空气污染控制效果更加显著。

[关键词] 住宅厨房; 污染物控制; 吹吸式通风系统; 数值模拟; 空气幕

Study on the Status and Improvement Mechanism of Air Pollution in Residential Kitchen

Zhou Bin, Wei Peng, Lu Jing-yu, Chen Feng, Tan Mei-lan, Wang Yu, Li Fei

(1. Department of HVAC, College of Urban Construction, Nanjing Tech University Nanjing 210009, China)

[Abstract] The cooking process will generate a lot of high concentration fume which is harmful to human health. So far, there is only a separate range hood in residential kitchen, but the its performance is not marked. So that we proposed to add slot air curtain around the cooking area, which is termed as the push-pull ventilation system. Both field test and numerical simulation were carried out to compare and analyze the air velocity, temperature and pollutant distributions in residential kitchen. Orthogonal design was performed to study the influence of air curtain velocity ($0\sim 5\text{m/s}$), air curtain angle ($50^\circ\sim 90^\circ$) and range hood velocity level (1~3) on the pollutant distributions in kitchen. The results showed that add slot air curtain in the kitchen can not only enhance the thermal comfort but also improve the air-flow organization and the efficiency of exhaust, and the air curtain velocity has the best control effect compared to other factors.

[Keywords] Residential kitchen; Pollutant control; Push-pull ventilation system; Numerical simulation; Air curtain

0 引言

过去的研究已经发现烹饪频率与肺癌呈正相关^[1,2], 根据南京城区的调查发现, 51.6%的肺鳞癌和61%的肺腺癌的发生源于家庭油烟污染^[3], 根据台湾的统计, 平均每年有1650~1750位女性死于肺癌, 占有女性癌症患者的1/6^[4]。Sarigiannis等^[5]研究发现: 燃烧是PAHs(多环芳香烃致癌物)的主要来源, 燃烧产生颗粒物中含有的PAHs浓度高于其它污染物, 这类颗粒物会提高患癌症的风险。

为了控制住宅厨房污染, 改善厨房环境, 国内外近年来已经进行了大量的研究工作, 其中, 在厨房采用有效的机械通风方式是一种很好的措施。沈阳建筑大学的尚少文等^[6]通过在灶台上增设补风口, 对厨房排油烟机进行补风, 从而得到较好的厨房气流组织。同济大学的Cao等^[7]研究了中国家厨房的通风状况及其中人员的暴露情况, 他们通过CFD模拟向上补风和向下补风策略, 结果发现有组织的补风相比较于自然补风能够有效地减少人员的污染物暴露量。

本文基于南京工业大学周斌等^[8]开发的吹吸式厨房通风系统, 通过实验和数值模拟的方法得到增设空气幕前后厨房的温度分布和污染物扩散规律, 为该系统未来的实际

应用提供理论依据。

1 实验方案

1.1 实验室与测点布置

实验在位于南京工业大学江浦校区的厨房实验室中实施, 厨房大小为 $2.3\text{m}\times 1.45\text{m}\times 2.4\text{m}$, 具体布局尺寸如图1。为了防止油烟扩散到室内, 厨房门为关闭状态, 而窗户保持开启。每一次实验实施之前, 为了保证各个实验工况前厨房的空气始终为室外新鲜空气, 油烟机首先工作10min, 从而消除前一次实验对下一次实验的影响。

新型的气幕装置是在燃气灶的四周开四个气幕风口, 然后由风机通过风管和静压箱等部件将室外空气送入厨房内, 与已有的抽油烟机结合, 构成了吹吸式系统, 气幕起到对厨房补风和阻碍污染物扩散的作用。在 $z=1.5\text{m}$ 平面和 $y=0.9\text{m}$ 平面的交线处设置9个等距测点, 测点间距为0.1m, 第9个测点距离灶台边界0.1m, 9个测点依次记为D1~D9, 测点布置见图2。其中, D1为人体呼吸点, 在该点测量随时间分布的 CO_2 和 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度, 测量D1~D9的各点温度变化。

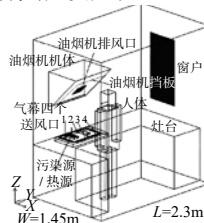


图1 厨房模型图

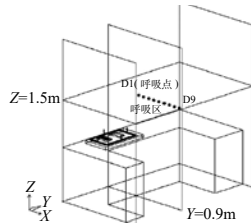


图2 实验测点布置图

基金项目: 江苏省2017年度普通高校研究生科研创新计划项目(KYCX17_0929); 2017年南京工业大学大学生创新创业与实践开放基金项目(201719003A)。

作者简介: 周斌(1982—), 男, 江苏无锡, 副教授, 博士。

Email: bin.zhou@njtech.edu.cn

1.2 实验工况与实验仪器

表 1 实验工况

工况	1	2	3
油烟机	×	√	√
气幕	×	×	√
烹饪状态	×	√	√

注释：×表示关闭，√表示开启，烹饪状态为炒土豆+青菜。

本实验设置了三个工况，具体情况如表 1。实验时烹饪过程分为炒土豆丝和炒青菜两部分，具体时间流程如图 3。选用镍镉-镍硅 K 型热电偶连接安捷伦数据采集仪来测量空气温度。用 VT 热线手持式风量风速仪来测量油烟机和气幕运行时的风速，并以此作为 CFD 的模拟参数，通过测量得到油烟机的风速为 5m/s，气幕的风速见表 2。其它仪器设备及其相应参数见表 3。

表 2 气幕风速

序号	1	2	3	4
风速 (m/s)	0.9	0.7	0.5	0.9

表 3 实验仪器与参数

测量参数	仪器型号	量程	精度
风速	KIMO VT100	0.1~50m/s	—
空气温度	镍镉-镍硅 K 型热电偶	0~400℃	±0.2℃
相对湿度	KIMO HD100	0~100%RH	±1.8%RH
CO ₂	KIMO AQ100	0~5000×10 ⁻⁶	±50×10 ⁻⁶
压差	KIMO MP100	0~±1000Pa	±5%
PM _{2.5}	Y09-PM ₁₀ 型	0~1000μg/m ³	—

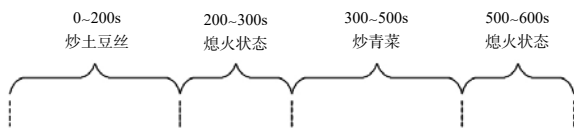


图 3 实验过程

1.3 模拟设置参数

CFD 数值模拟选取的是三维、不可压缩室内零方程模型，该模型非常适合室内低湍流空气流动计算，既能满足

计算精度要求，又可以高效快速地计算出所需结果^[9]。

厨房四周墙壁定义为厚 0.1m，传热系数为 1.5W/(m²·K) 的固体边界，由于门处于始终关闭的状态，所以也设置成固体边界，窗户定义为压力进口，默认为一个标准大气压。站立的人设置散热量为 104.67W 的静止物体。

根据实验测得的数据，在稳态计算中，设定灶头以 1.24×10³kg/s 的速率释放 CO₂，而在瞬态计算时，设置前 200s 和 300s~500s 内灶头的释放强度为 1.24×10³kg/s，200s~300s 和 500s~600s 内的释放强度为 0，以模拟实际的烹饪过程。Saha 等^[10]利用 Fortran 语言计算出液化石油气燃烧产生的组分浓度和最佳热源温度为 1240K。在本模拟中综合考虑燃烧的火焰特性，设置燃烧产生的散热热源温度为 1400K，稳态和瞬态过程中温度设置和 CO₂ 设置相似。

1.4 模拟工况

为了研究气幕风速对污染物浓度的影响，进行 9 个不同气幕风速工况下的模拟，其中工况 1 和工况 2 对应于实验工况 2 和实验工况 3，工况 3 到工况 9 的气幕射速范围在 0.3~5m/s 之内，具体气幕风速见表 4，且四条气幕的风速相同。

表 4 数值模拟工况

工况	3	4	5	6	7	8	9
射速 (m/s)	0.3	0.6	0.9	1.2	2	3	5

1.5 正交设计

为了研究气幕射流角度、射流风速和油烟机排风速度对 CO₂ 浓度的分布的影响，将正交实验设计方法应用于数值模拟，空气幕射流速度 (A)、射流角度 (B、C、D、E) 和排风速度 (F) 被作为六个因素设计到正交表中。正交设计是一个有效、快速和经济的设计方法，它能够很好地减少工作量同时又能保证得到合理的实验结果。

对于气幕风速 (0.1m/s~0.9m/s) 和气幕角度 (50°~90°)，设置为 5 水平，对于油烟机排风速度，设置为三水平，对应于油烟机的三个风档。因此，选择 L₂₅ (5⁶) 的正交阵列，对于排风速度 F 为三水平，选择最大的风速值作为它的第四和第五水平。选择 D1~D9 的 9 个测点处的平均 CO₂ 浓度作为模拟所要得到的结果，总的正交表及其模拟结果见表 5。

表 5 极差分析正交设计表

序号	A	B	C	D	E	F	结果 (ppm)	序号	A	B	C	D	E	F	结果 (ppm)
1	0.1m/s	90°	90°	90°	90°	3.94	636.0	20	0.7m/s	50°	80°	90°	60°	4.74	690.9
2	0.1m/s	80°	80°	80°	80°	4.74	742.0	21	0.9m/s	90°	50°	60°	70°	4.74	729.0
3	0.1m/s	70°	70°	70°	70°	5.22	743.6	22	0.9m/s	80°	90°	50°	60°	5.22	695.4
4	0.1m/s	60°	60°	60°	60°	5.22	741.2	23	0.9m/s	70°	80°	90°	50°	5.22	689.1
5	0.1m/s	50°	50°	50°	50°	5.22	746.7	24	0.9m/s	60°	70°	80°	90°	5.22	756.8
6	0.3m/s	90°	80°	70°	60°	5.22	613.1	25	0.9m/s	50°	60°	70°	80°	3.94	793.3
7	0.3m/s	80°	70°	60°	50°	3.94	631.8	K _{1j} /(ppm)	3609.4	3180.1	3180.1	3217.1	3203.3	3449.2	—
8	0.3m/s	70°	60°	50°	90°	4.74	607.2	K _{2j} /(ppm)	3081.0	3278.3	3330.4	3396.0	3346.6	3372.6	—
9	0.3m/s	60°	50°	90°	80°	5.22	600.0	K _{3j} /(ppm)	3056.0	3317.4	3453.9	3361.4	3429.4	9837.6	—
10	0.3m/s	50°	90°	80°	70°	5.22	628.9	K _{4j} /(ppm)	3249.2	3428.3	3350.0	3313.7	3401.9	—	—
11	0.5m/s	90°	70°	50°	80°	5.22	594.9	K _{5j} /(ppm)	3663.7	3455.1	3344.9	3371.1	3278.1	—	—
12	0.5m/s	80°	60°	90°	70°	5.22	601.1	k _{1j} /(ppm)	721.9	636.0	636.0	643.4	640.7	689.8	—
13	0.5m/s	70°	50°	80°	60°	3.94	661.2	k _{2j} /(ppm)	616.2	655.7	666.1	679.2	669.3	674.5	—
14	0.5m/s	60°	90°	70°	50°	4.74	603.4	k _{3j} /(ppm)	611.2	663.5	690.8	672.3	685.9	655.8	—
15	0.5m/s	50°	80°	60°	90°	5.22	595.3	k _{4j} /(ppm)	649.8	685.7	670.0	662.7	680.4	—	—
16	0.7m/s	90°	60°	80°	50°	5.22	607.1	k _{5j} /(ppm)	732.7	691.0	669.0	674.2	655.6	—	—
17	0.7m/s	80°	50°	70°	90°	5.22	608.0	R _j /(ppm)	121.5	55.0	54.8	35.8	45.2	34.0	—
18	0.7m/s	70°	90°	60°	80°	5.22	616.3	R _j '/(ppm)	108.7	49.2	49.0	32.0	40.4	26.5	—
19	0.7m/s	60°	70°	50°	70°	3.94	726.9								

2 结果与讨论

2.1 实验结果与讨论

2.1.1 空气幕对厨房温度的影响

测得的 D1~D9 的温度分布如图 4, 分别为无气幕 (实验工况 2) 和有气幕 (实验工况 3) 下的 9 个测点的温度。

从图 4 中可以看出, 有气幕情况下, 温度被很好地控制在 28℃ 以下。无气幕情况下 D1~D9 测点处的 600s 内温度最高达 30.5℃, 平均温度为 28.7℃。有气幕情况下, 最高温度 28.4℃, 平均温度为 27.4℃, 可发现有气幕工况下的最高温度降低 2.1℃, 平均温度降低 1.3℃。

2.1.2 空气幕对厨房的颗粒物浓度影响

呼吸点 D1 处的 $PM_{2.5}$ 随时间的浓度变化显示在图 5 中, 同时室外日平均 $PM_{2.5}$ 浓度限值也显示在图中。实验工况 3 产生的 $PM_{2.5}$ 最大浓度值为 $238\mu g/m^3$, 要比实验工况 2 的最大浓度值 $325\mu g/m^3$ 降低了 36.5%, 但是相比较于室外日平均 $PM_{2.5}$ 浓度限值 $75\mu g/m^3$, 烹饪产生的有害颗粒物依旧过高。

2.2 数值模拟结果与讨论

通过稳态模拟, 得到在工况 1 和工况 2 下的 $x=0.23m$ 和 $z=0.85m$ 平面处的风速、 CO_2 浓度分布和温度分布情况, 其中工况 2 的模拟结果如图 6~图 8。从图中可以明显地发现有气幕状态下厨房内的气流、 CO_2 和温度都得到了很好的控制。

3 结论

(1) 通过实验和数值模拟数据的比较, 发现气幕装置能够很好地控制烹饪过程中产生的污染物和废热, 使厨房内空气质量更高, 热舒适性更好。

(2) 通过数值模拟的方法验证了厨房增设空气幕前后的污染物扩散机理。结果发现, 单独使用油烟机时, 由于气流组织的不合理, 污染物扩散严重。

(3) 通过正交实验方法和数值模拟, 设定气幕风速、四个气幕风口的射流角度和排风速度六个因素, 模拟它们对 CO_2 污染物浓度的影响情况, 结果发现这些因素对污染物的控制影响大小依次为: $A > B > C > E > D > F$ 。因此, 在吹吸式系统的设计中, 气幕风速应该被作为一个主要的因素。

最佳的气幕设计参数组合为: $A=0.5m/s$, $B=90^\circ$, $C=90^\circ$, $D=90^\circ$, $E=90^\circ$, $F=5.22m/s$ 。

参考文献

- [1] G.N. Sze-To, C.L. Wu, C.Y.H. Chao, et al. Exposure and cancer risk toward cooking-generated ultrafine and coarse particles in Hong Kong homes, HVAC R Res. 18(1) (2012) 204–216.
- [2] A.G. Pallis, K.N. Syrigos, Lung cancer in never smokers: disease characteristics and risk factors, Crit. Rev. Oncol. Hematol. 88 (3) (2013) 494–503.
- [3] 宋瑞金, 王桂芳, 王 斌. 烹调油烟雾的化学成份分析与鉴定 [J]. 中国卫生工程学, 1996, 5(2): 7–14.
- [4] Lai C M. Assessment of side exhaust systems for residential kitchens in Taiwan [J]. Building Services Engineering Research & Technology, 2005, 26(2): 157–166.
- [5] Sarigiannis D A, Karakitsios S P, Zikopoulos D, et al. Lung cancer risk from PAHs emitted from biomass combustion [J]. Environmental Research, 2015, 137(10): 147–156.
- [6] 尚少文, 李晓云, 郭海丰. 住宅厨房排油烟系统补风方式及气流组织研究 [J]. 沈阳建筑大学学报 (自然科学版), 2012(01): 129–134.
- [7] Cao C, Gao J, Wu L, et al. Ventilation improvement for reducing individual exposure to cooking-generated particles in Chinese residential kitchen [J]. Indoor and Built Environment, 2017, 26(2): 226–237.
- [8] 周斌, 陆青松, 陈丽萍, 程建杰, 范佳琪, 贡达, 梁辰博, 李光毅, 杨雨佳. 一种基于气幕和过滤的厨房通风系统: 中国, CN201410080381.9[P]. 2014(06)–18.
- [9] Cai H, Long H, Li X, et al. Evaluating emergency ventilation strategies under different contaminant source locations and evacuation modes by efficiency factor of contaminant source (EFCS) [J]. Building and Environment, 2010(45): 485–497.
- [10] Saha S, Guha A, Roy S. Experimental and computational investigation of indoor air quality inside several community kitchens in a large campus [J]. Building and Environment, 2012(52): 177–190.

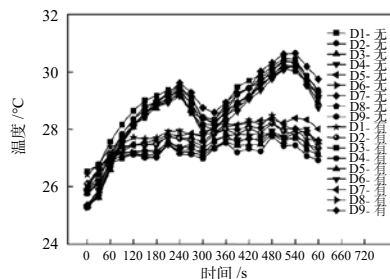


图 4 D1~D9 点的温度分布

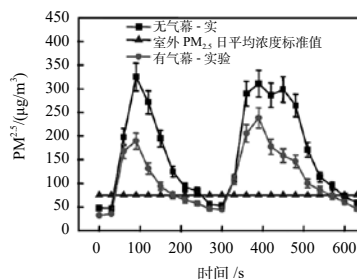


图 5 D1 点的 $PM_{2.5}$ 浓度分布

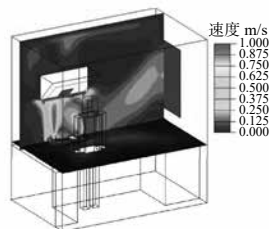


图 6 工况 2 的速度分布云图

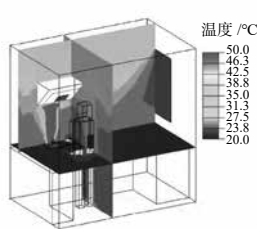


图 7 工况 2 的 CO_2 浓度分布云图

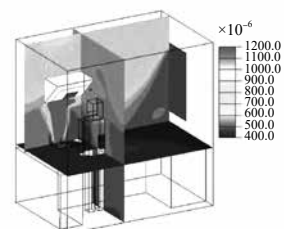


图 8 工况 2 的温度分布云图

层式通风空调系统回风利用率研究

张 胜¹, 程 勇², 郇 超³, 林 章⁴, 孔祥飞⁴

(1. 香港城市大学土木与建筑工程学系, 香港 999077; 2. 重庆大学城市建设与环境工程学院, 重庆 400044;
3. 西安交通大学能源与动力学院, 西安 710049; 4. 香港城市大学建筑科学与技术学部, 香港 999077)

[摘 要] 层式通风空调系统可高效地创造健康舒适的室内环境, 但其设计和运行优化仍缺乏研究。回风在送风中的利用率是空调系统重要的设计和运行参数。增加回风利用率有潜力降低空调系统能耗; 过大的回风利用率可能会损害室内空气品质。本研究将基于质量守恒定律与 CO₂ 移除效率建模, 提出方法确定层式通风空调系统回风利用率及相应的通风控制策略 (包括送风量和送风温度), 以实现特定的室内空气品质 (即室内 CO₂ 浓度) 和满意的室内热舒适。实验证明所得通风 CO₂ 移除效率模型误差不大于 5%。通过案例研究发现, 在冷负荷分别为 60W/m², 90W/m² 和 120W/m² 时, 可行通风控制策略中, 回风利用率变化分别达 25.0%, 20.2% 和 14.1%; 送风量越大, 回风利用率越高, 且回风利用率可由送风量的三次拟合方程准确预测 (R^2 为 0.9994)。增大回风利用率将增大通风风机和新风处理能耗, 但有利于降低配套制冷机组运行能耗。

[关键词] 层式通风; 回风利用率; 室内空气品质; 空调系统能效; 通风 CO₂ 移除效率

Investigations on Reuse Ratio of Returned Air of Air Conditioning System with Stratum Ventilation

Zhang Sheng¹, Cheng Yong², Huan Chao³, Lin Zhamg⁴, Kong Xiang-fei⁴

(1. Department of Architecture and Civil Engineering, City University of Hong Kong, Hong Kong 999077, China; 2. National Centre for International Research of Low-carbon and Green Buildings, Ministry of Science & Technology, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 3. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 4. Division of Building Science and Technology, City University of Hong Kong, Hong Kong 999077, China)

[Abstract] Stratum ventilation could provide comfort and healthy indoor environment energy-efficiently. But few existing studies tackle the design and operation optimizations of stratum ventilation. The reuse ratio of return air in the supply air is a core design and operation parameter. Intuitively, increasing the reuse ratio of return air might benefit energy efficiency of the air conditioning system; while an overlarge reuse ratio of return air might deteriorate indoor air quality. This study developed a method to determine the reuse ratio of return air for stratum ventilation as well as the associated ventilation control strategy (i.e., supply airflow rate and supply air temperature). This method is based on mass conservation law and CO₂ removal efficiency modeling, and can achieve intended indoor air quality (with indoor CO₂ concentration as an indicator) and satisfactory thermal comfort. Experiment results showed that the error of the modeled CO₂ removal efficiency was no more than 5%. Case studies showed that with a cooling load of 60W/m², 90W/m² and 120W/m², the reuse ratio of return air could reach as high as 25.0%, 20.2% and 14.1%, respectively. The larger supply airflow rate, the larger reuse ratio of return air, and the reuse ratio of return air could be predicted accurately by a cubic equation of the supply airflow rate with an R^2 of 0.9994. The most crucial findings are that increasing the reuse ratio of return air does not always benefit energy efficiency of the air conditioning system with stratum ventilation: consequently energy consumption of the chiller decreases, but energy consumed by ventilation fan and fresh air treating increases.

[Keywords] Stratum ventilation; Reuse ratio of return air; Indoor air quality; Energy efficiency; CO₂ removal efficiency

0 引言

层式通风是一种高效的通风方式^[1]。层式通风水平地将新鲜空气直接送入人员呼吸区, 从而提升呼吸区空气质量^[2]。层式通风专注于移除室内工作区的热量, 工作区上部空间温度较高; 另外, 层式通风可形成头部温度较低、风速较大的气流组织分布, 从而更有效地冷却人体。实验研究表明, 相对混合通风, 层式通风热中性温度提升约 2.5°C^[3], 至少节能 37.7%^[4]。生命周期分析发现, 相对混合通风, 层式通风在 20 年的生命周期内可至少减少 CO₂ 排放 31.7%, 减少费用 23.9%^[5]。

层式通风现有研究着重创造健康、舒适的室内热环境,

缺乏层式通风空调系统设计和控制优化研究^[6]。回风在送风中的利用率是空调系统重要的设计和运行参数。增加回风利用率有潜力降低空调系统能耗, 同时减小空调系统能耗峰值、实现减小空调系统容量; 过大的回风利用率可能会损害室内空气品质。

本研究将提出方法确定层式通风空调系统回风利用率及相应的通风控制策略 (包括送风量和送风温度), 以实现特定的室内空气品质 (即室内浓度) 和满意的室内热舒适。基于所提出的方法, 通过案例分析送风量、送风温度及室内冷负荷对回风利用率的影响, 并进一步从空调系统能耗角度探讨回风利用率优化问题。

1 层式通风回风利用率确定方法

1.1 回风利用率确定方法概述

所提回风利用率确定方法旨在确定回风利用率, 以提

基金项目: 香港城市大学成都研究院 (No.R-LAAD004)。

作者简介: 张胜 (1991—), 男, 浙江宁海, 博士研究生。

Email:shezhang-c@my.cityu.edu.hk

供满意的热舒适和要求的空气品质。回风利用率是指送风中回风的比例。本文以室内 CO₂ 浓度作为室内空气品质评价指标^[7]。同时,所提回风利用率确定方法将针对不同的空调运行边界条件(即室内冷负荷、室内 CO₂ 产生速率和室外 CO₂ 浓度),确定相应的可行通风控制策略(即送风温度、送风量、回风利用率),以方便地应用于指导层式通风空调系统运行、及后续能耗优化研究。所提回风利用率确定方法的基础是室内 CO₂ 浓度模型与通风 CO₂ 移除效率模型(见图1)。室内 CO₂ 浓度通过质量守恒方程与通风 CO₂ 移除效率、送风量、室内 CO₂ 产生速率、室外 CO₂ 浓度、回风利用率建模关联。通风 CO₂ 移除效率基于实验或模拟数据通过多元回归建模与送风量、送风温度和室内冷负荷关联^[8]。

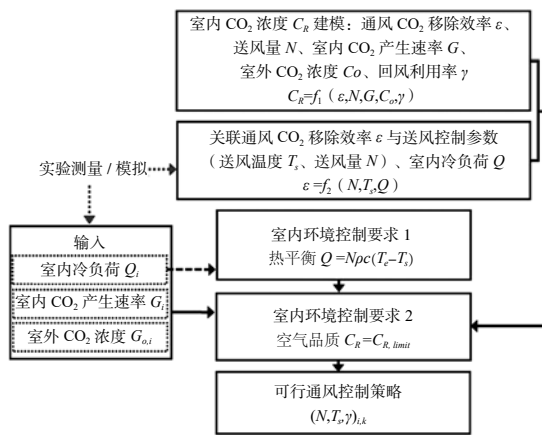


图1 回风利用率确定方法

所提回风利用率确定步骤如下。第一步,针对不同的室内冷负荷,根据室内热平衡方程(式(1))、及层式通风气流组织分布特性方程(式(2)),得到满足室内冷负荷要求的不同的送风量与送风温度的组合方式。为实现室内热舒适,所得送风量与送风温度的组合、及式(2)中室内空气温度应满足热舒适要求^[9,10]。第二步,利用通风 CO₂ 移除效率模型计算第一步所得送风量与送风温度组合下的 CO₂ 移除效率;并在计算 CO₂ 移除效率的基础上,连同输入的室内 CO₂ 产生速率和室外 CO₂ 浓度,利用室内 CO₂ 浓度模型,计算满足室内特定空气品质要求的回风利用率;即在特定的室内 CO₂ 浓度下计算回风利用率。室内特定 CO₂ 浓度可根据室内空气品质相关标准确定(如 ASHRAE 62^[11]),亦可根据用户喜好确定。最后所得多组回风利用率、送风量和送风温度的组合即为输入条件下(即室内冷负荷 Q_i 、室内 CO₂ 产生速率 G_i 和室外 CO₂ 浓度 $C_{o,i}$)可行的通风运行控制策略。室内冷负荷 Q_i 和室外 CO₂ 浓度 $C_{o,i}$ 可通过模拟动态预测。室内 CO₂ 产生速率 G_i 由室内人员数量决定。

$$Q = Npc(T_e - T_s) \quad (1)$$

其中, c 和 ρ 分别是空气比热容和密度; N 是送风量; Q 是室内冷负荷; T_e 和 T_s 分别是回风温度和送风温度。

$$\frac{T_R - T_s}{T_e - T_s} = 0.726 \quad (2)^{[10]}$$

其中, T_R 是室内空气温度。

1.2 室内 CO₂ 浓度建模

图2为暖通空调系统空气循环示意图。室内 CO₂ 浓度应遵守质量守恒方程,即室内 CO₂ 浓度的变化由送风和室内 CO₂ 的产生导致的室内 CO₂ 浓度的增加和回风导致的室内 CO₂ 浓度的减少共同决定(式(3))。另,送风 CO₂ 浓度也遵循质量守恒方程,即送风 CO₂ 浓度由回风室外空气的混合经空气处理单元处理决定(式(4))。室内 CO₂ 浓度,送风 CO₂ 浓度和回风 CO₂ 浓度可通过通风 CO₂ 移除效率关联(式(5))。整合式(3)~(5)可得室内 CO₂ 最终浓度如式(6)所示。由于室内 CO₂ 浓度建模仅利用质量守恒定律和通风 CO₂ 移除效率的定义,所得室内 CO₂ 浓度模型是可靠的。

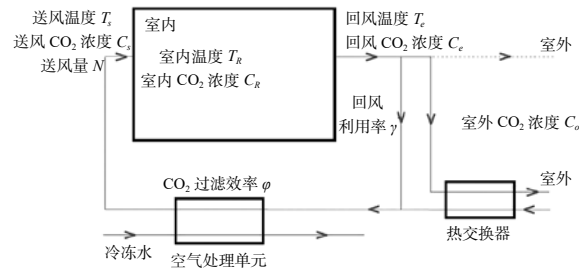


图2 暖通空调系统空气循环示意图

$$V \frac{dC_R}{dt} = NC_s + G - NC_e \quad (3)$$

其中 C_e 、 C_R 和 C_s 分别是回风、室内和送风 CO₂ 浓度; G 是室内 CO₂ 产生速率; t 是时间; V 是房间体积。

$$C_s = (1-\phi)[\gamma C_e + (1-\gamma)C_o] \quad (4)$$

其中, C_o 是室外 CO₂ 浓度; ϕ 是空气处理单元 CO₂ 过滤效率; γ 是回风利用率。

$$\varepsilon = \frac{C_e - C_s}{C_R - C_s} \quad (5)$$

其中, ε 是通风 CO₂ 移除效率。

$$C_R = \frac{(1-\phi)(1-\gamma)}{1-(1-\phi)\gamma} C_o + \frac{1+(1-\phi)(\varepsilon-1)\gamma}{N\varepsilon[1-(1-\phi)\gamma]} G \quad (6)$$

2 案例研究

2.1 通风 CO₂ 移除效率建模

通风 CO₂ 移除效率建模基于实验测量数据^[8]。实验于西安交通大学—环境舱展开(见图3)。环境舱模拟小型办公室(长×宽×高 3.8m×2.8mm×2.6mm)。办公室供两人办公用,配置两台电脑。办公人员、电脑、及照明灯产生的室内冷负荷为 430W。办公室东墙为外墙,室外得热通过内置电加热膜模拟;其他三面墙为内墙,视为绝热。屋顶和地面同样视为绝热。室内产生源为人体。实验中,人体模拟假体 1.1m 开小洞处以 320ml/min 的速率释放 CO₂,模拟人体呼吸产生 CO₂。考虑办公室布局的对称性,室内于对称轴单侧布置 8 条 CO₂ 测量线(见图3),每条线上布置三个测点,即 0.9m、1.1m、1.3m。0.9m~1.3m 为人体呼吸区,1.1m 为人体呼吸水平高度。CO₂ 浓度利用非扩散式红外检测仪 TES-1370 测量。在 0~6000ppm CO₂ 浓度范围内,CO₂ 测量误差为 2.6%。通过控制送风量、

表 1 实验设计和实测通风移除效率

实验组别	送风量 /ACH	送风温度 /°C	冷负荷 /(W/m ²)	实测通风 CO ₂ 移除效率	实验组别	送风量 /ACH	送风温度 /°C	冷负荷 /(W/m ²)	实测通风 CO ₂ 移除效率
1	5	17	49	1.76	8	11.5	21	69	1.35
2	8.5	17	90	1.52	9	17	21	90	1.29
3	10.2	17	135	1.48	10	5.7	21	40	1.70
4	11	19	90	1.34	11	9.5	17	112	1.51
5	9.2	19	69	1.40	12	7.2	17	69	1.62
6	15	19	112	1.32	13	6.5	19	49	1.68
7	9	21	49	1.51					

送风温度和室内冷负荷,共进行13组实验(见表1)。室内冷负荷通过调整电加热薄膜产热量(0~1060W)进行控制,送风量和送风温度分别控制在5ACH~17ACH,17°C~21°C,室内温度控制在26±0.5°C。研究表明这样的送风量、送风温度和室内温度控制能够实现热舒适^[8]。其中实验组1~10用于通风CO₂移除效率模型回归。通风CO₂移除效率模型质量可由R²和调整的R²评估^[12]。实验组11~13用于进一步验证所得通风CO₂移除效率模型。实验具体过程请参考文献[8]。

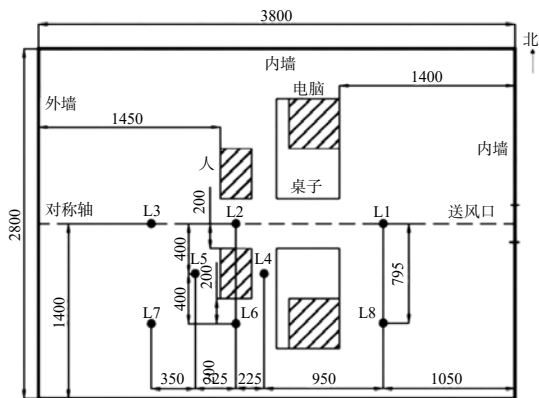
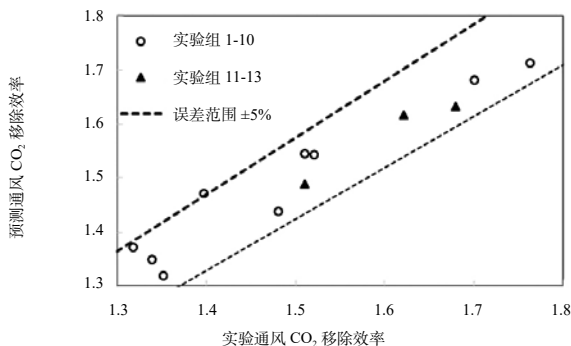


图 3 环境舱及测点布置示意图

利用多元回归技术,可得通风CO₂移除效率模型如式(7)。所得模型的R²(0.9657)与调整的R²(0.9824)很好地吻合。所得模型及所含各项的p值都小于0.0069。如图4所示,对用于模型回归的实验组1~10和未参与模型回归的实验组11~13,利用模型预测的通风CO₂移除效率与实测的通风CO₂移除效率的偏差都不大于5%。因此所得通风CO₂移除效率模型是可靠的。

图 4 通风CO₂移除效率实验值与模型预测值对比

$$\varepsilon = -0.19\bar{T}_s - 0.29\bar{Q} + 0.061\bar{N}\bar{T}_s + 0.14\bar{N}\bar{Q} - 0.21\bar{T}_s\bar{Q} + 1.33 \quad (7)$$

其中, $\bar{N}$ 为无量纲送风量; $\bar{T}_s$ 为无量纲送风温度; $\bar{Q}$ 为无量纲室内冷负荷。三者无量纲化的方式相同,以无量纲化送风量为例,见式(8)。

$$\bar{N} = \frac{2(N - N_{min})}{N_{max} - N_{min}} - 1 \quad (8)$$

2.2 回风利用率的确定

以香港为例,室外CO₂浓度一般在350ppm到400ppm之间,空气质量较好^[7]。因此,空气处理单元不特别添加过滤CO₂的材料,即其CO₂过滤效率为0。则室内CO₂浓度模型可简化为式(9)。

$$C_R = C_o + \frac{G}{N_e} + \frac{G_y}{N(1-\gamma)} \quad (9)$$

已有研究表明香港室外CO₂浓度对为提供室内空气品质的通风设计影响不大^[7]。因此,在以下分析中室外CO₂浓度假设为390ppm^[7]。按香港环境保护署规定,为实现1类空气质量,室内CO₂浓度上限为800ppm。室内CO₂产生速率按上述实验值计算。图5为不同冷负荷下,不同送风量所对应的送风温度和回风利用率(基于式(7)和(9))。为满足热舒适要求,图5中送风量限制在5ACH~17ACH,送风温度限制在17~21°C^[8]。

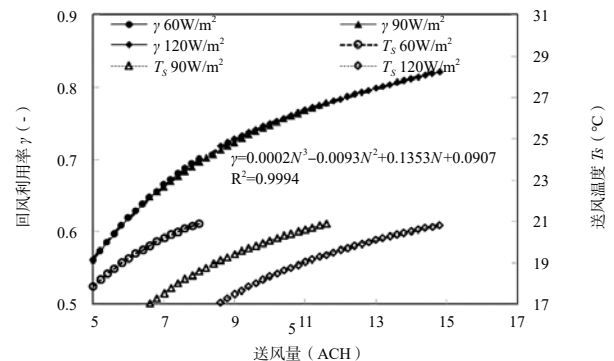


图 5 不同室内冷负荷下,不同送风量所对应的送风温度和回风利用率

由图5可知,冷负荷一定时,可行通风控制策略中,回风利用率随着送风量的增大而增大;即为实现最大回风利用率,送风量应设定在热移除和热舒适所允许的最大值。此外在不同冷负荷下(60W/m²~120W/m²),回风利用率可由送风量的三次拟合方程准确预测。拟合方程R²为0.9994。该拟合方程适用于常见室内冷负荷,可用于快速确定通风控制策略,实现所需回风利用率。

3 讨论

本文提出方法可以求得满足特定空气品质和满意室内热舒适的可行通风控制策略（包括送风量，送风温度和回风利用率），从而可选取所需回风利用率。结果显示，为实现最大的通风利用率，送风量应在满足热移除效率和热舒适的要求下取最大值。因为大的送风量可以实现小的通风 CO_2 移除效率（见图 6，基于式（7）），即回风 CO_2 浓度低，所以回风利用率可以增大。为实现层式通风空调系统能耗最优，回风利用率不应简单地选取最大值。增大回风利用率有以下两个因素不利于系统节能。（1）增大回风利用率需选取大的送风量，从而增大送风风机能耗。（2）增大回风利用率导致通风 CO_2 移除效率降低，使得所需新风量增加（见图 6），从而使得处理新风的能耗增大。另一方面，增大回风效率使得送风温度增加（见图 5），从而可以利用更低品味的冷量来调节送风、提升制冷机组运行 COP，即降低机组能耗。因此，为实现层式通风空调最小能耗，回风利用率的选取应综合考虑回风利用率对层式通风空调系统节能运行的积极和消极影响。特别是，冷负荷较小的建筑（如节能建筑）应更注重回风利用率的优化，以进一步拓展建筑节能潜力。图 5 表明，在冷负荷分别为 60W/m^2 、 90W/m^2 和 120W/m^2 时，可行通风控制策略中，回风利用率变化分别达 25.0%，20.2% 及 14.1%。即冷负荷越小，回风利用率的取值范围越大、优化的必要性越高。接下来的研究中，我们将展开系统运行能耗研究，以确定最优回风利用率，在满足健康舒适的室内环境的同时实现最低系统能耗。

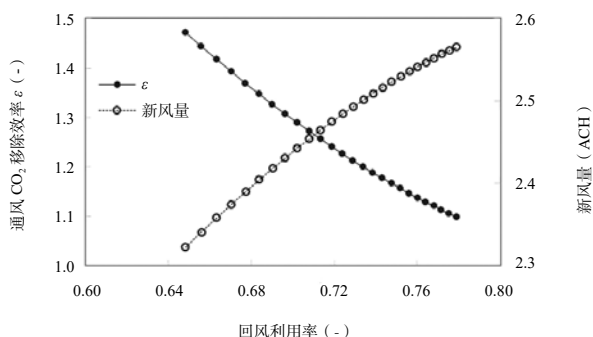


图 6 不同回风利用率对应的通风 CO_2 移除效率和所需新风量（冷负荷为 90W/m^2 ）

4 结论

本文提出方法确定的层式通风可行回风利用率及相应的通风控制策略可准确提供所需室内空气品质（即室内 CO_2 浓度值）。通风控制策略参数包括送风量，送风温度和回风利用率。通风控制策略通过基于通风 CO_2 移除效率模型实现控制室内 CO_2 浓度。实验验证所建立的层式通风 CO_2 移除效率模型是可靠的（误差不大于 5%）。案例分析表明，在冷负荷分别为 60W/m^2 、 90W/m^2 和 120W/m^2 时，可行通风控制策略中，回风利用率变化分别达 25.0%，

20.2% 及 14.1%；送风量越大，回风利用率越大。在不同冷负荷下（ $60\text{W/m}^2 \sim 120\text{W/m}^2$ ），回风利用率与送风量高度相关（拟合 R^2 高达 0.9994）。增大回风利用率将增大通风风机能耗和新风处理能耗，但有利于降低配套制冷机组运行能耗。因而，回风利用率优化不能简单地选用最大回风利用率，应通过分析本方法确定的所有可行的层式通风控制策略的空调系统能耗，选取能实现空调系统最小能耗的回风利用率及相应的通风控制策略。

参考文献：

- [1] Lin Z, Chow T T, Tsang C F, et al. Stratum ventilation—a potential solution to elevated indoor temperatures. *Building and Environment*, 2009, 44(11):2256–2269.
- [2] Tian L, Lin Z and Wang Q. Experimental investigation of thermal and ventilation performances of stratum ventilation. *Building and Environment*, 2011, 46(6):1309–1320.
- [3] Fong M L, Lin Z, Fong K F, et al. Evaluation of thermal comfort conditions in a classroom with three ventilation methods. *Indoor Air*, 2011, 21(3):231–239.
- [4] Lee C K, Fong K F, Lin Z, et al. Year-round energy saving potential of stratum ventilated classrooms with temperature and humidity control. *HVAC&R Research*, 2013, 19(8):986–991.
- [5] Fong M L, Lin Z, Fong K F, et al. Life cycle assessment for three ventilation methods. *Building and Environment*, 2017, 116:73–88.
- [6] Lin Z. Stratum ventilation—a low-carbon way to thermal comfort and indoor air quality. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2016, 1–7.
- [7] Ai Z T, Mak C M. Short-term mechanical ventilation of air-conditioned residential buildings: A general design framework and guidelines. *Building and Environment*, 2016, 108:12–22.
- [8] Huan C, Wang F H, Lin Z, et al. An experimental investigation into stratum ventilation for the cooling of an office with asymmetrically distributed heat gains. *Building and Environment*, 2016, 110:76–88.
- [9] Zhang S, Cheng Y, Fang Z S, et al. Optimization of room air temperature in stratum-ventilated rooms for both thermal comfort and energy saving. *Applied Energy*, 2017, 204:420–431.
- [10] Cheng Y, Lin Z, Fong M L. Effects of temperature and supply airflow rate on thermal comfort in a stratum-ventilated room. *Building and Environment*, 2015, 92:269–277.
- [11] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 62.1–2007, Ventilation for acceptable indoor air quality. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2007.
- [12] Shen X, Zhang G, Bjerg B. Investigation of response surface methodology for modelling ventilation rate of a naturally ventilated building. *Building and Environment* 2012(54)174–185.

新风改造工程的重难点探讨

章小玲, 祝根原

(重庆海润节能技术股份有限公司, 重庆 401121)

[摘要] 通过数个新风改造工程的前期勘察及方案编写, 得出部分既有建筑室内普遍存在闷、热、躁、PM_{2.5} 和噪音超标等问题, 并在此基础上提出了一套新风改造业务流程模式。同时笔者发现新风改造工程的重难点主要体现在业务和技术两大层面。新风改造工程充分体现了技术人员的技术价值, 但却很难体现出其经济价值。

[关键词] 新风改造工程; 技术价值; 经济价值

The Discussion of the Key and Difficult Points of Modification Works in Central Ventilation System

Zhang Xiao-ling¹, Zhu Gen-yuan²

(Chongqing hairun energy-saving technology Co.LTD, Chongqing 401121)

[Abstract] Through previous surveys and redacted schemes of several modification works in Central Ventilation System, we conclude that a part of existing buildings exist common indoor problems such as frowsty, hot, anxious, excessive PM_{2.5} and noise and so on, and put forward a new business process model of modification works in Central Ventilation System. At the same time, we found that the key and difficult points of modification works in Central Ventilation System is mainly reflected in the two major aspects: business and technology. modification works in central Ventilation System fully reflect the technical value of technical personnel, but it can reflect the economic value difficultly.

[Keywords] Central Ventilation System; technical value; economic value.

0 前言

我国城市建设快速发展, 商业、办公等建筑日渐趋向于封闭, 随着空调技术的普及, 人们对健康以及室内舒适度的要求也越来越高。室内新风不仅可以满足室内人员需求及卫生需求, 在温湿度独立控制系统中也起到调节室内温湿度的作用。许多既有建筑中未安装新风系统, 或者新风系统未能起到应有的效果, 不能满足人们日益提高的室内环境舒适性要求。在能源危机及可持续发展的大环境下, 大量既有建筑通风改造存在其迫切性及必要性。

1 既有建筑室内环境现状

1.1 本次论文涉及项目

北京国防科工大厦、中国建材大厦、北京北汽大厦、北京市广股份有限公司办公楼、滴滴无线科技有限公司项目(北京滴滴大厦、北京黎明大厦、青岛滴滴办公楼)、重庆宗申办公楼、重庆玛恩皮肤美容医院、无锡人民医院(输液大厅、儿保中心、血透及内科)、杭州滨江儿科医院。

1.2 既有建筑室内环境普遍存在问题

- (1) 室内 PM_{2.5} 超标;
- (2) 室内闷、热、躁及 CO₂ 浓度偏高问题;
- (3) 室内异味;
- (4) 新风系统噪音问题;
- (5) 个别其他问题(有些业主也无法准确描述室内问题, 就是感觉不舒服)。

1.3 室内环境问题分析

本次论文涉及到通风改造项目其通风系统均已投入使用几年至十几年, 根据现场实际考察及相关数据测试结果,

并结合项目实际情况, 对出现以上室内环境问题进行分析, 得出造成室内环境较差的原因主要体现在以下几方面:

(1) 室外空气品质差;

近年来我国经济快速发展, 但同时室外环境污染也越来越严重。2014年1月18日, 《北京市大气污染防治条例(草案)》(以下简称《条例》)在北京市人代会上进行审议, 经历三轮修改后, 条例将降低 PM_{2.5} 作为大气污染防治目标, 并首次纳入立法予以明确。与此同时, 在天津、河北等地区人代会上的政府工作报告中, 对于污染防治也提出了较为明确的要求。国家及人民对室内外环境的关注得到重视, 同时新风系统也越来越受到重视。

(2) 室内污染源众多;

室内污染源包含 TVOC(甲醛、苯、甲苯等)、CO₂、PM_{2.5} 等。

室内人员活动频繁, 深圳市健康教育促进中心表示, 在有人吸烟的状况下, 室内含有的 PM_{2.5}, 90% 以上均源于此, 同时装修装饰材料、家具及烹饪活动等也会释放出的有毒物质。较少清洗的空调积尘中细菌、霉菌超标, 室内气流流通会使得残留在衣服、墙壁、地毯、家具甚至头发和皮肤等上面的可吸入颗粒物升腾, 被人吸入肺里, 对人体健康构成威胁。

(3) 用户对新风没有概念, 对新风不重视;

部分用户为了节省运行费用, 弃新风系统不用, 使得室内空气品质无法得到保障。

(4) 新风系统在运行过程中不注意维护保养, 没有定期对系统进行清洗, 新风二次污染严重;

许多用户对系统运行维护不加以重视, 且没有相应的运行管理专业团队, 新风系统往往不能发挥相应的作用, 还会对室内造成二次污染。在现场对通风系统的检查调研

作者简介: 章小玲(1991—), 女, 重庆, 助理工程师, 学士学位。
Email: 1006085924@qq.com

发现,有的项目通风系统长期处于不运行状态,管理人员也未对系统进行检修和系统维护,系统长期无人检修和维护,新风口积灰严重。有的项目新风机组入口没有新风百叶和过滤网,风口腐蚀生锈损坏。

另外,为了节约材料及安装费用,以前设计的许多新风都是直接接入风机盘管送风管的,有的项目风机盘管风口积灰严重,新风送入室内受到二次污染。

(5) 错误操作

有的通风系统由于非专业人士的错误操作,排风系统出现串风现象。在排风主机停止工作而室内末端排风扇运行时,室内的污浊气体会从排风主管的其他风口排出(如过道排风口),导致排风短路,经过对通风竣工图纸的核实,这是由于排风主机不运行,室内排风扇运行时,将室内的污浊空气从最近的排风口排出,形成排风内循环的串风现象。

(6) 新风机组洁净处理不到位;

有的项目新风系统原设计只对新风进行了初效过滤,但随着室外环境质量下降,室外新风不仅不能对室内污浊空气进行稀释,还会使得室内环境变得更加糟糕,降低室内空气品质,无法达到预期效果。

(7) 主机及系统不能正常运行;

由于新风系统常年使用或不用,新风主机存在故障,导致系统不能正常运行。

有的项目已建成投用十多年,其中建成初期闲置了两年,到目前为止未对通风系统做过相应的维护和保养,造成新排风机组和排风扇的风机以及控制系统损坏严重,使系统处于瘫痪状态。

有项目通过检测发现新风机送风过程中风机近端的风口有新风效果,风机远端的风口没有送风效果,技术员在检测排风系统后,发现排风出现的问题与新风一样,风机远端无排风效果,卫生间的排风机部分坏掉或无排风效果,管路有泄露现象,也有可能主机本身的余压不够。

有的排风系统主排风机无法正常运行,室内末端排风扇由于压头偏小根本无法将室内污浊的空气排除室外,同时反而加大了排风扇的荷载,造成大部分排风扇已经损坏。

(8) 新排风机组以及排风扇运行时噪音比较大;

主要是因为风机电机长期未保养,电机润滑不够,磨损严重,有些项目控制柜存在一定问题,系统开启噪音大。

(9) CO₂ 浓度偏高

病房和办公室等人员密度大区域,CO₂ 浓度偏高,病房更是超过了 1000ppm 的限值,这是由于病房区域室内人员密度大,空调开启时间为了保证空调效果关闭门窗,且无通风措施或是通风系统无法只能正常运行。

(10) 吊顶层各种管路布置较乱,施工安装质量较差;

由于现场施工安装管路繁杂,暖通、给排水、消防等专业管道都布置在吊顶层内,且安装单位不同,安装过程中协调不是很到位,且受到装修单位吊顶标高限制,实际项目中管子往往出现卡死现象,无法正常通风。

2 新风改造业务流程模式

根据实际项目运行模式,经过总结提出一套新风改造业务流程模式:

(1) 营销承接业务——(2) 技术人员现场勘察——(3) 初步方案——(4) 初步方案汇报——(5) 深入方案(施工图阶段)——(6) 项目报价——(7) 合同谈判及签订——(8) 工程实施(现场核对图纸、产品供应)——(9) 工

程调试——(10) 服务售后

3 通风改造难点

要想改善室内空气品质,就必须用好通风系统,由于我国既有公共建筑大多不具备自然通风的条件,楼内一般采用机械通风,如何在现有条件下,在保证室内空调效果的情况下,尽可能从时间、空间、施工便利性、投资等方面入手,对既有项目的通风进行改造存在不少难度。

(1) 新风的用途

提供室内人员呼吸新陈代谢所需要的空气;
稀释室内污染物,减少各种室内疾病的发生和传播;
控制室内异味,提高室内空气品质的可接受度;
创造优异的室内环境,提高人员的工作效率;
调节室内温湿度;
营造室内气流环境。

(2) 新风系统控制系统

不少项目自控程度低,系统管理难度大。一般建议后期改造时优化通风控制系统。

新排风控制系统均是采用就地控制,每层对应新排风机组就地安装控制柜,系统运行均需后勤部门安排专人进行开机,关机以及系统维护。由于控制柜相隔远,人为手动管理难度大。

常规的采用就地控制柜控制新排风的系统控制只能简单实现风机的启停,自动控制程度低下,所谓的变频器形同虚设,均需管理人员手动调节实现所谓的变风量运行。根本不能根据室内环境的通风需求以及室内空气品质实现自动调节风机的转速达到变风量运行进而实现节能的目的,更无法对风机进行集中控制管理和也无法直观了解风机运行的状况,需逐个排查对风机进行检修。

3.1 业务层面

(1) 消耗大量技术资源

每个项目均需项目经验较丰富的人员到现场实地调研测试,营销人员无法准确的反馈业主意见,同时业主也希望由专业的工程师进行现场勘察,发现问题解决问题。相对于新建项目耗费技术资源更多。

(2) 前期比技术,后期比价格

甲方一般会叫若干个厂家出方案,前期我们花大精力去思考系统,做方案。后期甲方可能会将我们的方案拿给别的厂家深化实施(主要产品的可替代性问题)。

(3) 项目相对分散,耗费人力、物力较大

现场需要临时变更的东西较多,改造现场需要技术人员的参与;改造后立即出效果,效果达不到预设目标,随时得调整方案;

(4) 现场运维人员的配合问题

3.2 技术层面

(1) 改造周期较长,工人实际有效工作时间较短(不大范围的影响医院的正常工作),改造难度及费用增加;部分项目要求夜间施工,白天上班正常恢复功能,不能影响其正常上班,施工组织要求严密,施工人员素质要求较高(物品安全性、环境卫生等),怠工情况严重。

(2) 现医院吊顶采用的整块的石膏板,因此在更换的设备、管路、阀门之前需拆开吊顶,施工动作较大,严重影响该部分病房的使用;

(3) 改造过程中难免产生工程材料运输,工程垃圾的清理,相关焊机、切割机的使用等,严重影响该部分病房使用;

(4) 末端管路需要跟换的, 必须大范围的拆开吊顶, 且由于较大部分阀门老化严重, 存在失效隐患, 因此需放空对应楼层的水, 影响病房的使用;

(5) 实际现场限制条件

外墙不让开洞, 分散式新风取风难度大; 室内吊顶内管线繁杂, 前期阶段较难摸清管线, 管道相对较污浊; 许多项目一般无设备机房, 设备要求吊装, 对噪音要求严苛; 部分项目竣工图等原始资料欠缺, 无法准确摸清既有系统概况; 受机房位置、电梯、门洞等影响, 机组大多数需要定制尺寸, 或者机组散件发货现场组装, 研发及安装成本较高。

(6) 新风系统基本不使用, 导致增加大量新风后新风负荷增加, 仅依靠室内设备较难满足负荷要求。因此需对

新风做冷热处理(热交换预冷预热处理、表冷处理)。此处新风冷热源形式, 主机位置等受限制;

(7) 其他暂未预计的难度等。

4 结论

通过对不同项目的诊断及方案, 得出改造项目既有条件不同, 其最终的改造方案也是千差万别。

营销人员的初次现场勘察对最终的方案作用不大, 因此需由技术人员现场勘察, 甚至多次勘察测试后得出改造方案, 现场勘察技术人员的能力直接关系到方案的质量。

改造项目很能体现出技术人员的技术价值, 但由于是改造项目, 业主不会投入过多的资金, 而过程中耗费的技术人员成本太大, 很难直观的体现出其经济价值!

基于 CONTAM 的徽州传统民居自然通风模拟分析

吴州琴, 冯雪峰, 唐 诚, 董 伟, 黄志甲

(安徽工业大学, 马鞍山 243032)

[摘 要] 自然通风可改善室内空气品质, 提高人体热舒适感觉。以徽州传统民居为研究对象, 采用多区域气流分析软件 CONTAM 模拟分析民居夏季白天和夜间自然通风网络, 探讨不同驱动力下民居换气次数变化规律。得出以下结论: 民居白天与夜间自然通风网络有所不同, 各区域自然通风均满足最小新风量通风要求。白天厢房、厅堂、天井换气次数依次为 9.89h^{-1} 、 15.25h^{-1} 、 50.01h^{-1} ; 夜间厢房、厅堂、天井换气次数分别为 1.74h^{-1} 、 7.58h^{-1} 、 8.41h^{-1} 。民居白天和夜间自然通风时, 厢房只受热压作用, 白天厅堂和天井主要受风压作用, 夜间厅堂和天井主要受热压作用。

[关键词] 徽州传统民居; CONTAM; 自然通风网络; 换气次数

Huizhou Traditional Dwelling Natural Ventilation Simulation Based on CONTAM

Wu Zhou-qin, Feng Xue-feng, Tang Cheng, Dong Wei, Huang Zhi-jia

(School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan 243032, China)

[Abstract] Natural ventilation is an effective measure to enhance indoor quality and to improve human thermal comfort. Based on Huizhou traditional dwelling as the investigated building, multi-zone flow analysis software of CONTAM will be apply to simulation the daytime and nighttime natural ventilation network for the traditional dwelling in summer to obtain the rule for air change rate with different driving force. The main conclusion is that daytime natural ventilation network is different from that of nighttime in the dwelling, and natural ventilation of each zone satisfies the lowest fresh air requirement. During daytime, the air change rate of the bedroom, hall, patio is 9.89h^{-1} , 15.25h^{-1} , 50.01h^{-1} , respectively; while during nighttime, the air change rate of the bedroom, hall, patio is 1.74h^{-1} , 7.58h^{-1} , 8.41h^{-1} , respectively. Moreover, the bedroom is only affected by thermal pressure during daytime or nighttime natural ventilation. Wind pressure is the primary driving force to natural ventilation in the hall and patio during daytime; by the contract, the hall and patio night natural ventilation is almost driven by thermal pressure.

[Keywords] Huizhou traditional dwelling; CONTAM; Natural ventilation network; Air change rate

0 引言

徽州传统民居在长期适应地方环境的过程中, 形成了多种气候适应性的营造方法与技术, 其中自然通风的营造是徽派建筑最普遍的被动式技术之一。随着城镇化和新农村建设的推进, 类似徽州传统民居这样的古村落正在加速消亡^[1], 而大部分新民居的建设只继承了传统民居的外形, 并没有吸收其优秀的被动式技术。因此, 研究徽州传统民居自然通风, 可以为新民居的设计提供指导和启示作用。

目前研究自然通风的手段主要有: 理论分析法、实验法和数值模拟法, 数值模拟法包括 CFD 法、多区模型法和区域模型法, CONTAM 软件模拟属于多区域模型法。国内对传统民居自然通风的研究大都使用 CFD 模拟^[2-3], 模拟过程十分繁琐。CONTAM 与 CFD 技术相比具有计算时间短, 描述信息简单明确的特点, 在研究自然通风方面得到了广泛的应用^[4-7]。徽州传统民居高大的外墙使得室内较封闭, 室内温度, 压力分布较均匀^[8], 可以采用 CONTAM 软件进行模拟计算。因此, 本文结合徽州传统民居夏季热环境实测结果进行 CONTAM 模拟, 分析白天和夜间两种典型工况下民居自然通风网络, 并得出民居各区域换气次数随风压热压的变化规律。

1 气流分析基本方程组

CONTAM 软件假设建筑每个房间的特征参数分布均

匀, 则一个房间区域可看作一个节点, 各节点通过门、窗和建筑缝隙等气流路径相连。利用伯努利方程求解门窗开口两侧的压差, 根据压差与流量的关系就可求出流量, 预测整个建筑的通风量。CONTAM 模拟满足以下气流分析基本方程组。

(1) 节点流量方程, 瞬态模拟时, 由质量守恒定律可得:

$$\frac{\partial m_i}{\partial t} = \rho_i \frac{\partial V_i}{\partial t} + V_i \frac{\partial \rho_i}{\partial t} = \sum_j F_{ji} + F_i \quad (1)$$

式中, i 和 j 均表示区域, m_i 为区域 i 内的空气质量 (kg); F_i 为非流动过程引起的区域 i 内空气质量的增加或减少 (kg/s); F_{ji} 为区域 i 与 j 之间的气流量 (正值代表从 j 流 i 入, 反之相反)。而对于准稳态模拟, 式 (1) 可改写为 $\sum_j F_{ji} = 0$ 。CONTAM 中求解的每一个区域为区域 i , 其它区域则都表示成区域 j , 联立多个非线性方程组, 通过 N-R (牛顿拉夫逊) 方法求解区域 i 的通风量。为获得民居白天和夜间的平均通风量, 采用 CONTAM 准稳态模拟。

(2) 回路压力方程, 假设房间温度恒定, 并且考虑风压作用, 由伯努利方程得:

$$\Delta P = P_i - P_j + \Delta P_s + \Delta P_w \quad (2)$$

式中, P_i , P_j 为区域 i 与区域 j 的总压 (Pa); ΔP_s 为热压差 (Pa); ΔP_w 为风压差 (Pa)。

热压差 ΔP_s 如下:

$$\Delta P_s = (\rho_o - \rho_i)gh = \rho_o \left(\frac{t_i - t_o}{t_i} \right) gh \quad (3)$$

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51478001); 国家级大学生创新创业训练计划项目 (201710360045); 校级研究生创新研究基金 (2016088)。

作者简介: 吴州琴 (1993—), 安徽池州, 研究生。
Email: 2408748508@qq.com

式中, t_0 为室外温度 ($^{\circ}\text{C}$); t_i 为室内温度 ($^{\circ}\text{C}$); h 为开口距中和面的高度 (m)。

建筑外表面风压 P_w 可用下式计算:

$$P_w = \frac{\rho v_{met}^2}{2} C_h f(\theta) \quad (4)$$

式中, v_{met} 为气象站所测得的风速 (m/s); C_h 为风速修正系数; θ 为相对风向角; $f(\theta)$ 为风压系数。

(3) 流量经验模型, CONTAM 对于开启的门窗用孔口模型 (Orifice), 按下式进行计算:

$$F = C_d A \sqrt{2\Delta P \rho} \quad (5)$$

式中, F 为通风量 (kg/s); C_d 为流量系数; A 为孔口面积。

渗漏模型 (Leakage) 用于计算关闭的门窗, 计算公式如下:

$$F = C_b \sqrt{\rho} (\pm \Delta P)^n \quad (6)$$

式中, n 为流动指数, 一般取 0.6~0.7;

$C_b = LC_d \sqrt{2} (\Delta P_r)^{1/2-n}$, 则式 (6) 可以变形为:

$$F = C_d L \sqrt{2\Delta P_r \rho} \left(\frac{\pm \Delta P}{\Delta P_r} \right)^n$$

在参考压差 ΔP_r 下得出渗透风量 $F_r = C_d L \sqrt{2\Delta P_r \rho}$, 进而计算实际情况的通风量 F 。渗透面积 L 根据风扇增压测试计算得出, 一般在两种接近真实压差的情况下进行:

(1) $C_d = 1.0$, $\Delta P_r = 4\text{Pa}$;

(2) $C_d = 0.6$, $\Delta P_r = 10\text{Pa}$ 。

由于做压差实验可能会破坏古建筑, 故渗透面积根据实际测量结果确定。

2 模型建立及风压系数确定

2.1 多区域网络模型

CONTAM 模拟对象为一典型徽州传统民居“徐庆堂”, 位于安徽省泾县查济村。如图 1 所示, 该建筑坐北朝南,

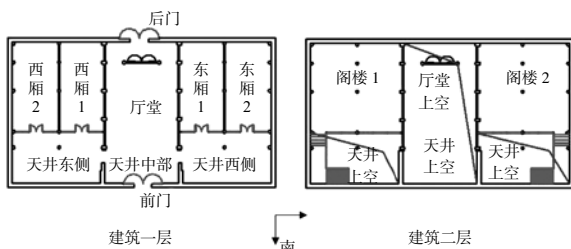
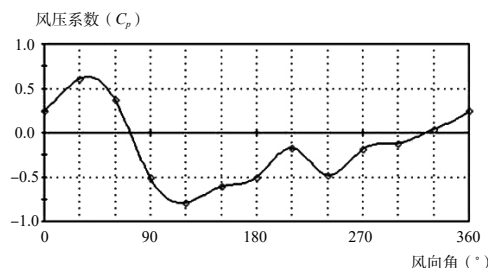


图 1 徐庆堂平面图



(a) 北墙 path (7) 风压系数

坡屋顶, 一进五开间, 二层是不住人的阁楼, 建筑总高 6.1m, 其中一层高约为 3.3m。

CONTAM 模型由围护结构 Walls, 层高 Levels, 区域 Zones, 门窗 Airflow Paths 等组成。建筑每一个房间视为一个区域, 门窗开口为气流路径, 特征参数相同的房间或门窗可以合并, 用于简化模型。对徐庆堂简化后建立多区域网络模型 CONTAM (图 2), 门的开启关闭与实际情况设置一致。阁楼对模拟结果基本无影响, 且不属于研究区域, 故省略。将西厢 1 和 2, 东厢 1 和 2 都合并为 1 个区域, 厅堂与天井通过房檐下方隔断, 将厅堂设置为 1 个区域, 天井被东西侧门分隔成了 3 个区域, 分别为天井东侧、中部和西侧区域。厢房门和花格窗分别合并为 1 个气流路径, 前后门, 天井东西侧门分别设置相应的气流路径, 厅堂房檐下方设置为 1 个气流路径, 天井东侧、中部、西侧开口分别设有 2 个气流路径, 用于表示进风和出风, 整个天井大开口共用 6 个气流路径表示。

2.2 风压系数

查济村地处东经 118.28°, 北纬 29.72°, 海拔高度 142.7m, 是典型的亚热带季风气候, 夏热冬冷、四季分明, 以 6、7、8 月为夏季。因查济靠近屯溪, 取屯溪市的气象参数。根据《中国建筑热环境分析专用气象数据集》^[9] 提供的屯溪市的典型气象年数据, 确定夏季室外平均风速 1.6m/s, 主导风向 210°。采用 CONTAM 配套的软件 CFD0 模拟建筑室外风环境, 得到建筑外表面各气流路径的风压系数, 由于篇幅限制, 这里只列出南北外墙的风压系数模拟结果 (图 3)。CONTAM 根据公式 (4) 可计算建筑外表面风压^[10]。

3 模拟方案及参数设定

根据课题组对查济村民生活习俗的调研, 一般白天门窗全部开启, 夜间门窗均关, 故模拟方案设定为白天门窗全开和夜间门窗全关两个典型工况, 并根据课题组查济夏季热环境和风环境实测结果确定各区域参数, 见表 1。

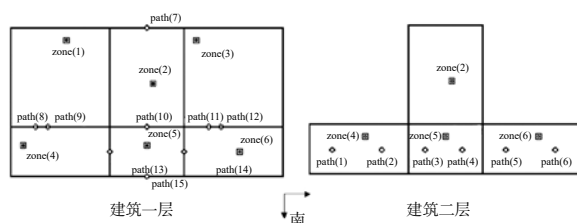
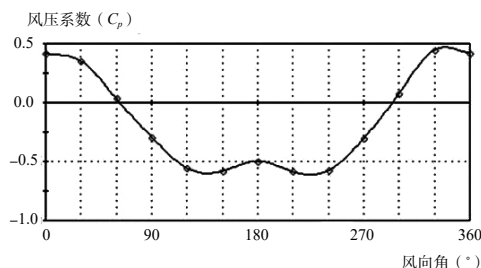


图 2 徐庆堂 CONTAM 模型



(b) 南墙 path (15) 风压系数

图 3 建筑外表面风压系数

表1 区域参数设置

区域 (zone)	房间	层高 /m	体积 /m ³	工况	温度 /°C	风速 /(m/s)	风向角 /deg
1、3	厢房	3.3	111.0	白天	32.51	---	---
				夜间	31.48		
2	厅堂	6.1	169.8	白天	32.95	---	---
				夜间	28.76		
4、5、6	天井	6.1	99.6	白天	33.01	---	---
				夜间	28.74		
Ambt	室外	---	---	白天	33.24	2.35	210
				夜间	24.75	0.24	210

门窗开启时采用孔口模型, 关闭时采用渗漏模型(表2), 根据查济实测结果, 白天厢房门窗和夜间厅堂房檐下方为双向流动, 故设为双向气流路径。参考文献[11]给出的值设置相关参数, 孔口路径时, 流量系数为0.6, 流动指数为0.5; 渗漏路径, 参考压差为4Pa, 流量系数为1.0, 流动指数为0.65; 双向流路径时, 流动指数为0.78。

表2 气流路径参数设置

气流路径 (flow path)	开口	工况	模型	面积/m ²	相对高度/m
1、2、5、6	天井东西侧开口	全天	孔口	9.86	0
3、4	天井中部开口	全天	孔口	8.16	0
7、15	前后门	白天	孔口	2.4	1.0
		夜间	渗透	0.084	1.0
8、11	厢房门	白天	双向流	3.84	0
		夜间	渗透	0.43	1.2
10	厅堂房檐下方	白天	孔口	24	2.5
		夜间	双向流	24	0
9、12	厢房窗	白天	双向流	3.84	0
		夜间	渗透	0.72	1.8
13、14	东西侧门	白天	孔口	1.17	0.9
		夜间	渗透	0.067	0.9

4 模拟结果分析

4.1 白天自然通风网络

对于每一个模拟区域, CONTAM 模拟结果都是满足风量平衡关系的。如图4 徐庆堂白天自然通风网络中的天井中部(zone 5), 其流入的气流路径有 path(3), path(13) 和 path(15), 流入风量相加为 2.23kg/s, 气流路径流出的有 path(4), path(10) 和 path(14), 流出风量和为 2.23kg/s。CONTAM 很详细的将民居各开口通风量、通风方向和压降表示出来了, 这些区域、气流路径、压降、通风方向和通风量便形成了民居自然通风网络。

由图可知, 徐庆堂白天在门开工况下, 室外西南方向的风吹向建筑时, 对天井有抽吸作用, 天井开口既是进风口也是出风口。白天厢房形成单侧通风, 厢房门窗都是进

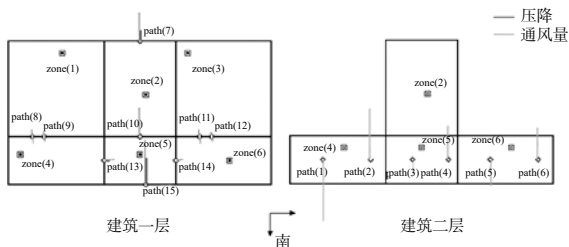


图4 徐庆堂白天自然通风网络

出风口, 风从门窗的上部开口进入室内, 再从门窗的下部开口流入天井。室外风从前门通过天井中部流向厅堂进而流出后门流向室外, 整个过程形成了贯穿厅堂的穿堂风。天井中部与天井东西侧通过侧门进行风量交换, 风从天井东侧通过东侧门流向天井中部, 再通过西侧门流向天井西侧。

4.2 夜间自然通风网络

图5 为徐庆堂夜间自然通风网络, 夜间室内温度高于室外, 建筑各区域都会形成热压通风, 同时也会存在风压通风, 由于夜间门窗均关, 自然通风大都依靠渗透通风进行。对比白天和夜间自然通风网络图可以发现, 夜间各气流路径通风方向与白天有所不同, 各区域自然通风量明显小于白天。厢房夜间仍然形成单侧通风, 夜间天井冷空气通过门缝隙向厢房渗透, 带走厢房的热量后从花格窗渗透出风流入天井。厅堂温度高于室外, 室外冷空气通过后门缝隙渗透进入厅堂, 厅堂与天井温差存在使得房檐下方有进风和出风, 出风量大于进风量, 厅堂的热量通过出风被带入天井, 通过天井热压作用流出天井。夜间天井部分开口仍是进出风口, 天井东侧、中部与西侧之间几乎没有风量交换。

4.3 换气次数

根据 CONTAM 模拟结果计算白天和夜间各区域通风量和换气次数, 见表3。

表3 徐庆堂各区域通风量及换气次数

工况	类别	西厢	东厢	厅堂	天井东侧	天井中部	天井西侧
白天	通风量 (kg/s)	0.39	0.39	0.93	2.35	2.23	1.42
	换气次数 (h ⁻¹)	9.89	9.89	15.25	54.51	62.65	32.87
夜间	通风量 (kg/s)	0.07	0.07	0.46	0.26	0.55	0.16
	换气次数 (h ⁻¹)	1.74	1.74	7.58	5.95	15.47	3.82

从表中可以看出, 白天各区域换气次数值都较大, 夜间各区域换气次数均低于白天。根据中国居住建筑最小换气次数 0.45h⁻¹ 的要求^[12], 民居白天和夜间各区域自然通风均满足最小新风量通风要求。因厢房是居住空间, 夜间需要有较大的通风量排出室内余热, 建议夜间开启厢房花格窗。经过 CONTAM 模拟计算后得夜间窗户开启时厢房换气次数值增加至 11.24h⁻¹, 换气次数有了很大的提升, 这也侧面反映了厢房夜间热压通风潜力较大。

天井中部主要和室外和厅堂通风换气, 天井东西侧与厢房和室外进行自然通风。室外风向为 210°, 厅堂与厢房通风的区别等造成了天井开口通风量不一致, 白天和夜间天井中部换气次数均要大于天井东侧和西侧, 且天井东侧换气次数均要大于天井西侧。白天和夜间, 西厢与东厢换气次数都一样, 说明厢房自然通风仅受热压作用, 并不受风压影响。

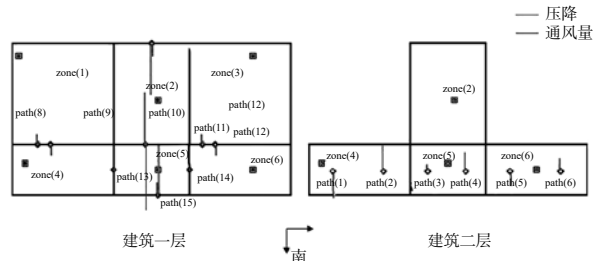


图5 徐庆堂夜间自然通风网络

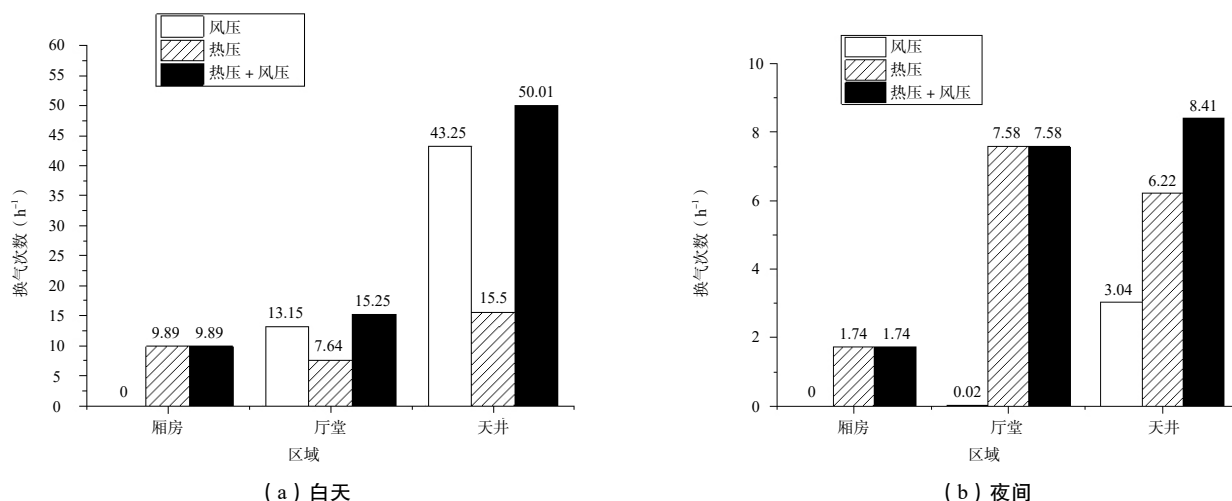


图6 不同驱动力下各区域换气次数

4.4 驱动力

民居夏季自然通风包括风压通风和热压通风。当室外风速较大,风从天井上方流过,由于文丘里效应,在天井处形成负压,从而产生天井的“抽风”效果,可促进建筑的自然通风。热压通风的原理其实是由于天井和相邻空间的温度差,或者天井本身垂直方向的温度差,利用空气密度的不均匀来自然形成冷热空气的交换和流通,从而达到通风换气的目的。

民居自然通风同时受到热压和风压影响,只考虑风压时将室内外温差设为零,只考虑热压时将室外风速设为零,据此模拟民居白天和夜间不同驱动力下的自然通风,各区域换气次数计算结果见图6。从图中可以看出,风压通风时,厢房换气次数为零,原因是厢房为单侧开口房间,无法形成持续的风压通风,厢房只受热压作用。风压通风时,白天厅堂和天井换气次数较大,夜间厅堂几乎没有风压通风,天井形成的风压通风也较弱。热压通风时,门窗均开使得白天厢房和天井的热压通风强于夜间,厅堂白天和夜间热压通风区别不大。白天自然通风时,厅堂和天井主要受风压作用,风压和热压相互增强;夜间自然通风时,厅堂和天井主要受热压作用,风压和热压相互增强。

5 结论

(1) 区域、气流路径、压降、通风风向和通风量形成了民居自然通风网络。夜间各气流路径通风方向与白天有所不同,各区域自然通风量明显小于白天。

(2) 民居白天在室外西南风的作用下形成了贯穿厅堂的穿堂风,厢房存在单侧通风,天井开口既是进风口也是出风口;夜间厢房和厅堂都形成了热压通风,冷空气通过渗透通风进入室内,带走室内的热量后流向天井,再通过天井热压通风将热量排向室外,同时存在的风压通风加强了夜间自然通风。

(3) 白天厢房、厅堂、天井换气次数依次为 $9.89h^{-1}$ 、 $15.25h^{-1}$ 、 $50.01h^{-1}$;夜间厢房、厅堂、天井换气次数分别为 $1.74h^{-1}$ 、 $7.58h^{-1}$ 、 $8.41h^{-1}$ 。民居夏季各区域自然通风均满足最小新风量通风要求,夜间厢房为了更好的排出室内余热,建议夜间厢房将花格窗开启。

(4) 民居白天和夜间自然通风时,厢房只受热压作用。

白天厅堂和天井主要受风压作用,风压和热压相互增强;夜间厅堂和天井主要受热压作用,风压和热压相互增强。

参考文献

- [1] 张富利. 传统古村落保护的困境与应对策略[J]. 湖南农业大学学报(社会科学版), 2016, (02): 56–61.
- [2] 李峥嵘, 李晓彬, 赵群. 浙中传统民居自然通风实测及数值模拟分析[J]. 建筑热能通风空调, 2013(4): 75–77.
- [3] 高娜, 胡文斌, 吴晨晨. 传统岭南民居自然通风数值模拟研究[J]. 建筑热能通风空调, 2015, 34(4): 76–79.
- [4] Ng L C, Musser A, Persily A K, et al. Multizone airflow models for calculating infiltration rates in commercial reference buildings[J]. Energy and Buildings, 2013, 58: 11–18.
- [5] Dols W S, Emmerich S J, Polidoro B J. Using coupled energy, airflow and indoor air quality software (TRNSYS/CONTAM) to evaluate building ventilation strategies[J]. Building Services Engineering Research & Technology An International Journal, 2015, 37(2).
- [6] Herring S J, Batchelor S, Bieringer P E, et al. Providing pressure inputs to multizone building models[J]. Building and Environment, 2016, 101: 32–44.
- [7] 王芳, 陆亚俊. 多区域空气流动网络模型用于室内空气质量模拟研究[J]. 暖通空调, 2002, (06): 44–46.
- [8] 林波荣, 谭刚, 王鹏, 宋凌, 朱颖心, 翟光远. 皖南民居夏季热环境实测分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2002, (8).
- [9] 中国气象局气象信息中心气象资料室, 清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [10] ASHRAE. AIRFLOW AROUND BUILDINGS. ASHRAE Handbook-Fundamentals[S]. 2009.
- [11] Dols W, Polidoro B. CONTAM User Guide and Program Documentation-Version 3.2[J]. NIST Technical Note, 1887: 46–66.
- [12] 张文霞, 谢静超, 刘加平, 刁彦华, 吉野博. 国内外居住建筑最小通风量和换气次数的研究[J]. 暖通空调, 2016, (10): 86–91.

医院门诊公共空间新风动态前馈调控策略

居发礼¹, 刘丽莹¹, 张锐¹, 丁艳蕊²

(1. 重庆科技学院, 重庆 401331; 2. 重庆海润节能研究院, 重庆 401121)

[摘要] 针对门诊公共空间空气质量差, 新风量不调节的现状, 建立了新风量需求的动态模型, 揭示了掌握新风量需求的本质是把握门诊量的变化规律, 提出了采用空气质量指数和日平均气温作为修正影响因素的门诊量小波分解神经网络预测模型, 以此构建了门诊公共空间动态新风量需求的前馈调控策略。

[关键词] 门诊量; 新风量需求; 神经网络; 前馈调控

Feed Forward Control Strategy of Outdoor Air Amount Demand of Outpatient Public Space

Ju Fa-li¹, Liu Li-ying¹, Zhang Rui¹, Ding Yan-rui²

(1. Chongqing University of Science and Technology, Chongqing, 401331; 2. Chongqing Hairun Institute of Energy Saving, Chongqing, 401121)

[Abstract] Based on the current situation of poor air quality and the amount of outdoor air not be adjusted well in outpatient public space, it established outdoor air amount demand dynamic model of outpatient public space, revealed that the essence of outdoor air demand is to master the change of outpatient quantity, proposed a prediction model of outpatient amount wavelet decomposition neural network model with air quality index and daily mean temperature as correction factors, and constructed the feed forward control strategy of outdoor air amount demand for outpatient public space.

[Keywords] Outpatient amount; outdoor air amount demand; neural networks model; feed forward control

0 引言

医院是易感人群高度集中、多种病源共存的特殊场所, 其室内空气环境已经引起越来越多的关注。医院公共区域是指挂号大厅、各科室候诊区等, 这些空间的空气质量主要是由足量新风量来保障, 然而目前这些区域空气质量差, 新风不调节是普遍现象, 少数医院根据室内 CO₂ 浓度传感器信号反馈调控新风量, 但不易产生好的效果, 原因是大多数 CO₂ 传感器都存在着监测位置难以确定, 随着时间增长检测可靠性较差等问题。然而产生空气质量不好的根本原因是未能准确合理的把握医院门诊这类建筑的特性, 尤其是新风量需求的特性。

1 门诊公共空间动态新风量需求模型

新风量需求设计主要有人员指标法、规定设计法和性能设计法^[1]。其中人员指标法在工程中应用最广泛, 是根据人员数量与人均最小新风量相乘得出新风量, 最小新风量指标由室内卫生要求浓度控制要求确定, 新风量随人员数量变化而变化。医院一般用门诊量来反映医院人流量的多少, 实际上门诊量只反映了医疗服务次数, 代表了每天接待患者的人数^[2-4], 不能等同于人流量。医院内部除了就诊人员外, 还包括医护人员及大量陪护人员; 同时医院建筑有着严格的秩序和功能要求, 具有相对固定的医疗流程^[5-7], 各自不同空间的人流量还包括为了就诊或医疗服务而来回穿梭的人员。因此门诊各空间逐时的动态新风量需求模型为:

$$Q_i = q_0 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot N_i \quad (1)$$

式中: Q_i 为 i 时刻的新风量 (m^3/h); q_0 为人均新风量指标 (m^3/h); N_i 为逐时门诊量; α 为空间修正系数, 门诊大厅一般取 1, 其余候诊区一般取值小于 1, 由科室就诊人数占就诊总人数的比例决定; β 为考虑到陪同, 来回穿梭人员的修正系数。

所以解决新风量动态需求就是寻求动态门诊量, 要进行通风系统的前馈调节, 就是要摸清门诊量的逐时动态数值变化特征, 而数据预测是解决方法之一。

2 门诊量逐时时间序列预测

逐时门诊量是时间序列, 时间序列数据挖掘是发现时间序列数据中的时态模型^[8]。然而时间序列数据中通常存在大量噪声, 对原始数据挖掘效率和准确度都很低。因此首先需要进行数据特征分析, 从已有数据的规律中找出可能影响目标变量的主要因素; 其次在数据挖掘之前应对原始数据进行变换, 将原始时间序列映射到某个特征空间中, 并用它在这个特征空间中的映像来描述原始时间序列, 使得数据挖掘在更高层次的数据上进行, 再进行建模和预测。

2.1 关联因素分析

2.1.1 气温与门诊量

人的健康与生病在一定程度上受到气象条件的影响。考虑到气温对人体影响的滞后性, 在分析时将周门诊量与全年逐日日平均气温进行关联分析。

图 1 显示某医院所在地 2013 年全年日平均温度呈现抛物线特征, 范围为 $-3 \sim 28^\circ\text{C}$ 。排除 1 月春节期间门诊量减少的影响, 日平均温度在 $5 \sim 18^\circ\text{C}$ 时, 周门诊量与日平均气温呈负相关; 当日平均气温高于 18°C 时, 周门诊量与日平均气温呈正相关。

2.1.2 空气质量指数与门诊量

中国环境监测总站已将空气质量指数 (以下简称 AQI) 和一些医院的门诊量及疾病数据纳入监测范围以掌

基金项目: 重庆市教委科学技术研究项目资助 (KJ1713352)、(KJ1501324)。

作者简介: 居发礼 (1985—), 男, 江苏句容, 讲师, 博士。
Email: jufali@126.com

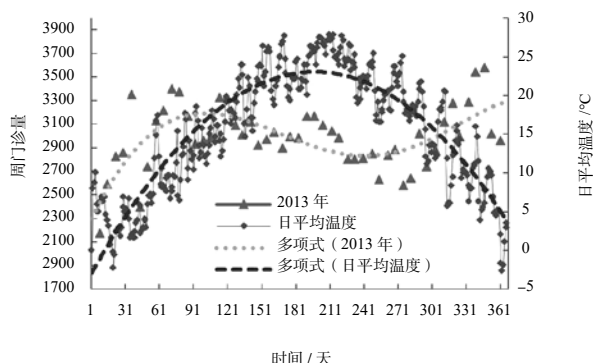


图1 某医院周门诊量与日平均气温关系

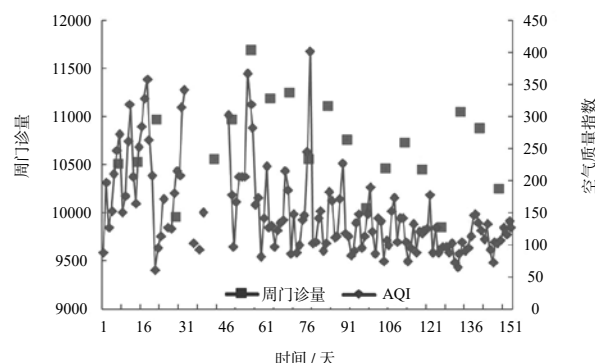


图2 周门诊量与空气质量指数关系

握空气污染物暴露水平对人群健康影响变化。现在的大数据分析发现雾霾天气时,儿童、老年人、呼吸系统和心血管疾病等易感人群的患病率增加,急救中心急救车出诊次数明显增加;一些医院的数据显示心血管疾病和呼吸系统疾病就诊人数也有所增加^[9]。

由于空气质量对健康影响的滞后性,将某医院1月至5月周门诊总量与逐日室外空气质量指数进行关联分析,由图2可知,在2月份时,室外空气质量指数较大,空气质量较差,周门诊量较其他时间高20%左右,说明了室外空气质量指数对门诊量具有一定程度的影响。

2.1.3 影响因素的动态关联分析

本文采用灰色系统关联度分析因素时间序列的动态过程。关联度是对两个系统或两个因素之间关联性大小的量度。如果两者在系统发展过程中相对变化基本一致,则认为两者关联度大;反之,两者关联度就小。设有 m 个时间序列:

$$\begin{array}{cccc} t & x_1^{(i)} & x_2^{(i)} & \cdots & x_n^{(i)} \\ 1 & x_1^{(1)} & x_2^{(1)} & \cdots & x_n^{(1)} \\ 2 & x_1^{(2)} & x_2^{(2)} & \cdots & x_n^{(2)} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ n & x_1^{(m)} & x_2^{(m)} & \cdots & x_n^{(m)} \end{array}$$

即:

$$\{X_1^{(0)}(t), \{X_2^{(0)}(t), \cdots, \{X_m^{(0)}(t), (t=1, 2, \cdots, N) \quad (2)$$

式中: N 为各序列的长度即数据个数,这 m 个序列代表 m 个因素。另设定时间序列 $\{X_0^{(0)}(t)\} (t=1, 2, \cdots, N)$,该时间序列为母序列,而上述 m 个时间序列称为子序列。

本文采用最大最小值法,即 $y_i = \frac{x_i - \min(x_i)}{\max(x_i) - \min(x_i)}$ 进行标准化数据变换。经数据变换的母序列记为 $\{X_0(t)\}$,子序列记为 $\{X_i(t)\}$,则在时刻 $t=k$ 时母序列与子序列的关联系数为:

$$L_{oi}(k) = \frac{\Delta_{\min} + \rho \Delta_{\max}}{\Delta_{oi}(k) + \rho \Delta_{\max}} \quad (3)$$

式中: $\Delta_{oi}(k)$ 表示 k 时刻两比较序列的绝对差,即: $\Delta_{oi}(k) = |x_0(k) - x_i(k)| (1 \leq i \leq m)$; $\Delta_{\max}$ 和 $\Delta_{\min}$ 分别表示所有比较序列各个时刻绝对差中的最大值与最小值; ρ 为分辨系数,其意义是消弱最大绝对差数值太大引起的失真,提高关联系数之间的差异显著性, $\rho \in (0, 1)$,一般取0.1~0.5。两序列的关联度以两比较序列各个时刻的关联系数的平均值计算,即:

$$r_{oi} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N L_{oi}(k) \quad (4)$$

式中: r_{oi} 为子序列与母序列的关联度, N 为比较序列的长度。

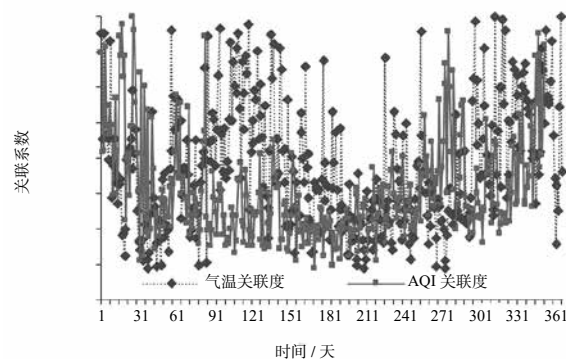


图3 关联系数图

由图3可知,当分辨系数为0.4时,某医院日门诊量与日平均气温的平均关联度为0.58,与AQI的平均关联度为0.51。说明某医院的门诊量与日平均气温与AQI均有较强的关联,且日门诊量与日平均气温的关联程度大于与AQI的关联。

2.2 预测方法选择

逐时门诊量时间序列是非平稳动态变化序列,受很多细节因素的影响,因此需要将长期变化情况和短期变化情况分开。小波分析采用信号的时间—频率分析方法,具有表征信号局部特征的能力^[10,11]。它是将复杂的时间序列分解成若干不同频带的细节序列和背景序列($D_1, D_2, \dots, D_p, A_p$), P 为分解层数。细节序列描述的是高频成分,概貌序列描述的是低频成分。它们在时间序列中的比重和作用机制完全不同,其未来的演变趋势也不同,因此对原始序列的未来贡献值不同。概貌序列是长期稳定的趋势序列,其不受短期因素的影响,而细节序列易受因素的影响。在预测模型中采用小波分析,利用其对信号任意细节加以提取、分析,从非平稳、长周期的门诊量序列中获得具有本质信息的信息。神经网络预测侧重于描述局部和短期因素的影响作用。

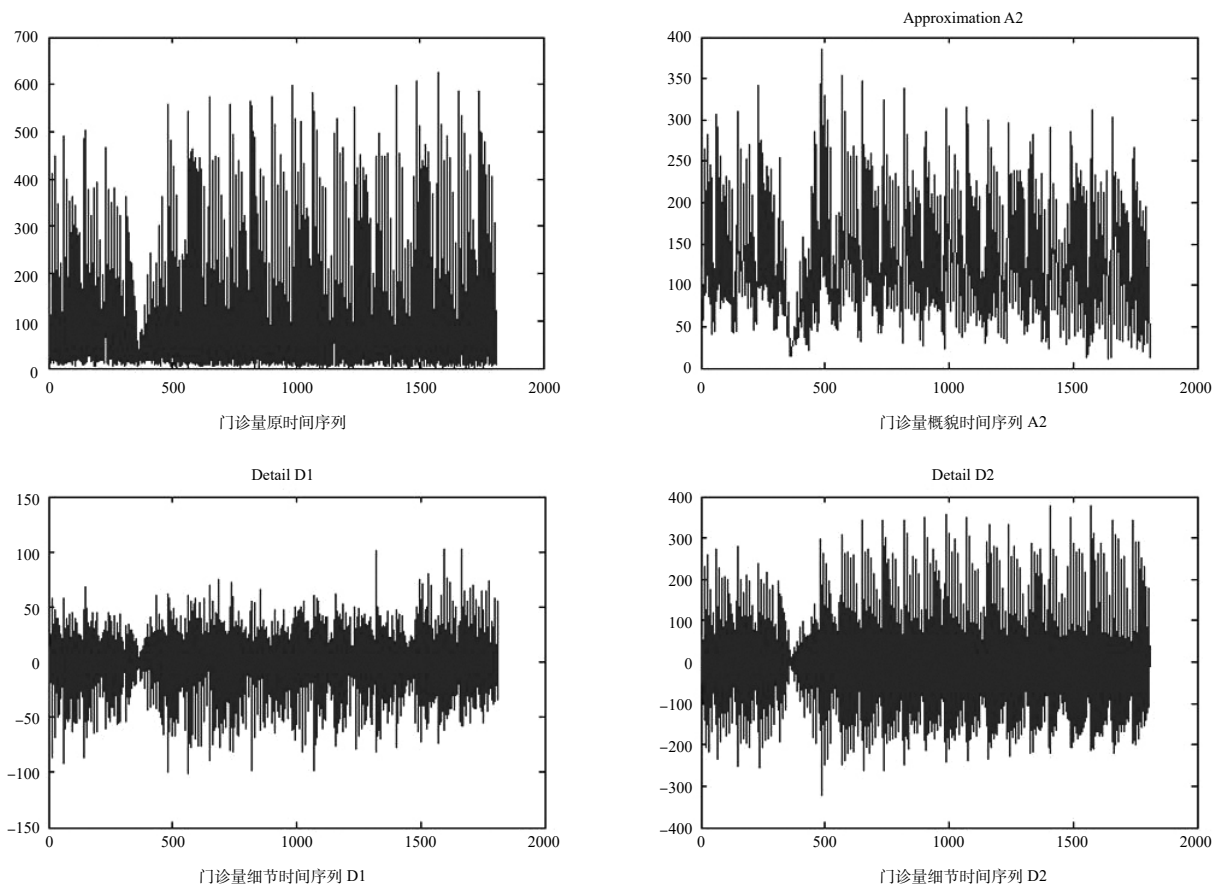


图4 门诊量小波分解结果图

本文以某人民医院为例,以1月1日至5月31日的逐时门诊量数据为研究时间序列数据。1~4月逐时门诊量作为训练数据,5月1日~29日逐时门诊量数据作为预测数据,采用了四种不同的预测方案作对比,详见表1。

表1 预测方案

序号	方案说明
方案一	时间序列进行两层小波分解,概貌序列不加影响因素,细节信号加影响因素进行神经网络预测
方案二	时间序列进行两层小波分解,每层时间序列进行神经网络预测
方案三	时间序列加影响因素的神经网络预测
方案四	时间序列直接采用神经网络预测

注:预测时选用周期延拓增加原始信号的长度,将边界延拓到原始信号之外,以保证原始信号分解和重构的准确性,采用 Mallat 算法进行小波分解。

采用平均距离对预测日实际和预测时间序列进行评价,距离越小,表明预测效果越好。平均距离为:

$$D = \frac{\sum_{i=1}^m \sqrt{\sum_{j=0}^{24} (M_i - M_{i0})^2}}{m} \quad (5)$$

式中: m 为预测的天数, M_i 为预测值, M_{i0} 为实际值。

将1~5月逐时门诊量时间序列进行2层小波分解,分解结果如图4所示。

采用方案一通过小波分解得到概貌序列 A2 和细节信号 D1 和 D2。将概貌序列 A2 不加影响因素进行神经网络

预测,将细节信号 D1 和 D2 增加室外空气质量指数和日平均温度进行预测,预测后叠加重构得到5月1日~29日逐时门诊量预测值,预测值与实际值如图5所示。

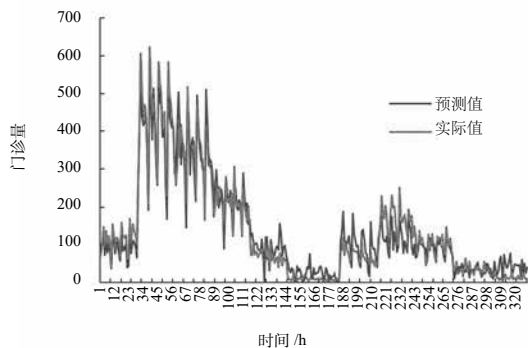


图5 预测门诊量与实际门诊量关系图
采用四种不同预测方案的结果如表2。

表2 不同方案对比表

序号	平均距离
方案一	121
方案二	192.5
方案三	233.2
方案四	287.6

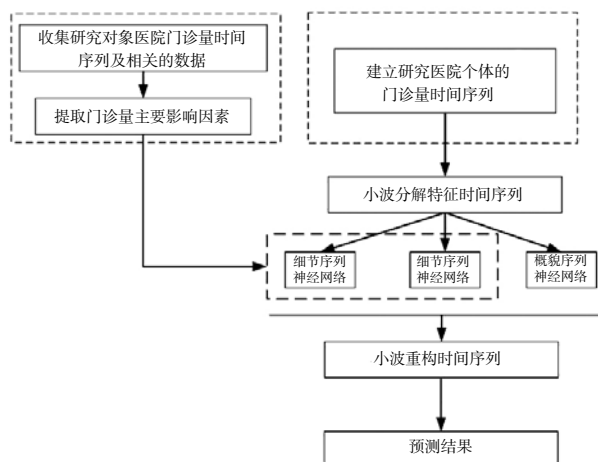


图6 逐时门诊量预测流程图

以平均距离为评价指标,由表2可知,方案一比方案二、方案三和方案四的预测误差平均距离减小了37%,48%和58%,因此方案一为最佳方案。

3 新风量前馈调控策略

3.1 门诊量预测流程

由上述分析可知,基于影响因素修正的小波神经网络门诊量预测模型更加准确。其预测流程为:

(1) 对研究对象的门诊量进行数据分析,提取门诊量的主要影响因素(如日平均温度、AQI等);

(2) 对门诊量时间序列选用周期延拓增加原始信号的长度,将边界延拓到原始信号之外,以保证原始信号分解和重构的准确性,然后采用Mallat算法进行小波分解,先进行n层分解(分解成高频信号和低频信号),分别给出门诊量特征时间序列曲线及分解后的概貌序列(A2)和细节序列(D₁, D₂, ...)。

(3) 对小波分解的每层序列进行神经网络预测,网络预测输入参数为前两天逐时门诊量,其中在细节序列预测时加入影响因素(如日平均温度、AQI等),概貌序列不加影响因素,输出为各层预测日的逐时门诊量。

(4) 将每层的预测值对应时刻进行逐时门诊量时间序列叠加重构,获取逐时门诊量的预测值。

流程如图6所示。

3.2 运行控制策略

明确了门诊量即可由式(1)得到人员数量,进而可知逐时新风量需求,将逐时新风量与所选新风机最大风量进行比较,确定运行风量即成了新风系统的运行控制策略,如图7所示。

4 结论

(1) 掌握门诊公共空间新风量需求的本质是掌握门诊量的变化特征规律。利用本文提出的小波分解的神经网络预测模型预测逐时总门诊量,根据门诊量比例拆分模型,得到每个区域的逐时值,进而根据门诊量与人流量的关系模型,计算得到各个空间的逐时人流量,由人流量确定新

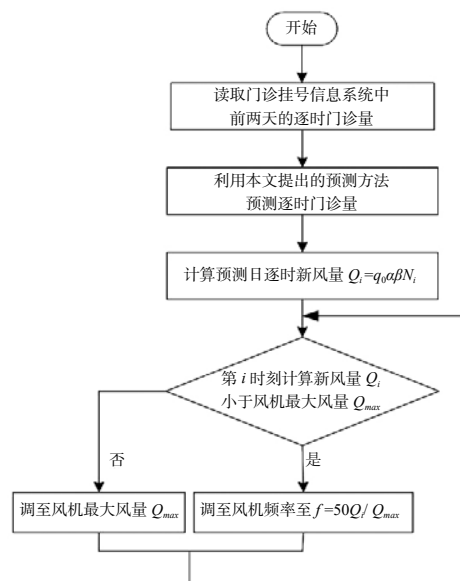


图7 门诊公共空间新风运行控制策略图

风量,进而确定新风机的控制策略。

(2) 将建立好的控制策略封装到控制器PLC或DDC中,将控制器与新风机连接,按需实时向室内供给适宜的新风量,提升室内空气品质,节约新风处理能耗。采取预测手段实现前馈控制方式调控新风系统,改变了传统控制中采用反馈方式存在的成本高,测试不准,传感器易损坏等问题,同时减少了前期硬件的投入成本。

参考文献

- [1] ASHRAE. ASHRAE Standard 62.1-2007: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Atlanta: ASHRAE, 2007
- [2] 王希明, 韩洪波, 李涛. 影响县级综合医院门诊量相关因素的分析[J]. 中国医院统计, 2002, 9(4): 207-210.
- [3] 张丽芳, 姜润生, 魏晓林, 等. 珠江三角洲六城市社区卫生服务中心3年门诊量及影响因素调查[J]. 昆明医学院学报, 2011, 32(12): 52-56
- [4] 沈誉. 影响医院门诊量相关因素的分析[J]. 医学信息, 2013, (16): 615
- [5] 胡霞, 侯惠荣, 孙红兵. 论医疗工艺流程与建筑布局的统一[J]. 中国医院建筑与装备, 2010, 11(11): 76-78
- [6] 刘斌. 医疗工艺流程设计的研究和优化[J]. 中国医院建筑与装备, 2011, (10): 58-61.
- [7] 杨帆, 吴燕. “流程组合法”用于医院建筑设计的探讨[J]. 中外建筑, 2014, (5): 94-96.
- [8] LIN Wei-qiang, ORGUN M A, WILLIAMS G J. An overview of temporal data mining[C]//Proc of the 1st Australian Data Mining Work-shop. Canberra: University of Technology. 2002: 83-90.
- [9] 中国疾病预防控制中心 [EB/OL]. http://www.chinacdc.cn/mtdx/wdwsdxgbd/201311/t20131128_90722.htm
- [10] 梁学章. 小波分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2004
- [11] 启文, 冉立英, 等. 小波分析与分数傅里叶变换及应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002.

关于对标准规范中民建热舒适通风的思考

邓晓梅, 丁艳蕊

(重庆海润节能研究院, 重庆 401121)

[摘要] 民用建筑通风设计现状调查结果显示民建通风设计的不良现状与现行标准条款合理性有关。本文通过对现行工程标准中民建热舒适通风条款的研究与思考, 发现现行标准存在直接引用工建通风标准或缺乏针对民建的深入研究而导致条款不合理的问题。文中结合行业有关研究成果提出了确定民建热舒适通风的可行思路, 对于今后进行民建通风标准的修编具有参考价值。

[关键词] 标准; 民用建筑通风; 热舒适通风

Considerations in Standards for the Thermal Comfort of Ventilation in Civil Buildings

Deng Xiao-mei, Ding Yan-rui

(Chongqing HaiRun Institute of Energy-Saving Research, Chongqing 401121, China)

[Abstract] The survey results of ventilation design of civil buildings show that the bad situation of ventilation design of buildings is related to the rationality of the current standards. Through the research and thinking of the thermal comfort of ventilation for civil buildings in the existing engineering standards, it's found that most of the current standards refer directly to ventilation standards of industrial building or lack of in-depth study of civil buildings has caused the problem of unreasonable clauses. This paper combines the related research results of the industry and puts forward some feasible ideas for determining the thermal comfort of ventilation in civil buildings, which is of reference value for the revision of the ventilation standards of civil buildings in the future.

[Keywords] standards; ventilation of civil buildings; thermal comfort of ventilation

0 引言

通风专委会住宅与公共建筑通风研究组在对全国各大建筑设计研究院进行民建通风设计现状调查中发现, 多数设计师认为标准部分条款落后于工程实践, 有失合理性。部分条款缺乏成熟技术支持, 执行困难。尤其是对于自然通风的利用, 有的标准条文只有原则性的表述, 没有具体的计算和设计方法, 难以支撑工程设计。^[1]

我国第一部完全针对民建供暖通风与空气调节的基础性通用技术规范《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 (以下简称《民建暖通规范》)^[2]的部分条款是直接引用或参照工业建筑通风规范相关条款编制的。因工业建筑与民用建筑所针对的对象不同, 不同对象使用的环境、使用的状况是不一样的, 在通风需求、运行条件上是有差异的, 这促使了住宅与公共建筑通风研究组对标准规范民建通风条款内容的开展了针对性研究和深入思考。

1 民建热舒适通风的重要性

通风是指建筑室内外的空气交换, 是将建筑室内的不符合卫生标准的污浊空气排至室外, 将新鲜空气或经过净化符合卫生要求的空气送入室内, 是保障室内健康和空气品质的重要手段。通风分为卫生通风和热舒适通风。建筑卫生通风是基础通风, 是为了满足人体健康需要所必须提供的通风要求, 所有建筑任何时间都需要。热舒适通风是排热通风, 通过提高空气流速而增加室内人员体内散热, 以及防止由人体皮肤潮湿引起的不舒适而进行的通风措施, 用于改善室内人员的热舒适条件。虽然它是部分建筑部分时间内的需要, 但热舒适通风能够减少供暖空调系统的运行时间, 降低建筑能耗, 是建筑节能的关键, 其重要性不言而喻。

2 民建热舒适通风的条件

民用建筑热舒适通风不同于工业建筑。在工业建筑热车间, 热车间内温度始终高于室外温度, 如图1所示, 利用自然通风能够起到排热降温的作用。而对于民用建筑, 室内温度并不是任何时间都高于室外, 都可以利用自然通风进行降温, 比如夏季中午室外气温最高的时段。当室外温度高于室内温度时是不宜降温通风的, 若进行通风反而会引起室内温度升高, 室内人员的热不舒适。因此, 民用建筑热舒适通风的利用是有条件的, 其前提条件是室外空气温湿度适宜。

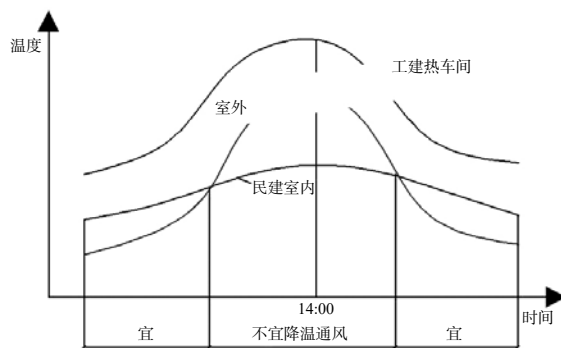


图1 民建室内与工建热车间日温度对比

3 标准条款中关于民建热舒适通风存在的问题

通过对《民建暖通规范》中通风条款的梳理与思考, 围绕民建热舒适通风的条款内容主要存在以下问题。

3.1 通风室外计算温度对民建通风不适用

《民建暖通规范》中第4.1.3条和第4.1.8条分别给出了冬季通风室外计算温度和夏季通风室外计算温度。冬季通风室外计算温度, 应采用累年最冷月平均温度; 夏季通

作者简介: 邓晓梅 (1985—), 女, 四川仪陇, 工程师, 硕士。
Email: 36686614@qq.com

风室外计算温度,应采用历年最热月 14 时的月平均温度的平均值。

《民建暖通规范》规定的通风室外计算温度是直接引用工业通风中针对热车间的取值方法,属于工业卫生通风的情况,主要是防止热车间工人中暑,民建不适用。从《民建暖通规范》附录 A 各城市通风室外计算参数值可知,部分城市夏季通风室外计算温度高于 30℃,不仅不会改善室内热湿环境,还会严重恶化室内热湿环境。因此,不能用于民建的热舒适通风。

3.2 自然通风利用未考虑风的热性

《民建暖通规范》第 6.2.1 条建筑在利用自然通风优化设计时,更多考虑的是风向,没有考虑到风的热性。夏季自然通风主要是用作被动式降温,还需要加上对风的热性要求,即室外温度要低于室内温度。在恒定内热源条件下,确定通风室外计算参数时,室外温度越接近于室内温度,可利用的自然通风时段就越多,而建筑空调设备系统的能耗就越小,但需要的自然通风开口面积会增大。通风室外计算参数的确定应与建筑及其设备系统综合考虑,分析设计方案的经济合理性。由此可知,风的利用除考虑其风速、风向外,还应考虑温度指标。

从民建室内与工建热车间一天的温度变化图(图 1)可知,夏季民用建筑只有部分时间是可以充分利用自然通风来进行降温,因此民用建筑需要明确夏季自然通风时段,关注这个时段的风向及其风速大小。而条文对利用穿堂风进行自然通风的建筑,考虑的是其迎风面与夏季最多风向的角度问题。根据选取的部分城市典型气象年夏季(6~9月)逐时室外风环境参数分析(见表 1)可知,夏季最多风向多与夏季 13:00 时刻风向接近或者一致,而夏季 13:00 时刻室外温度高于室内温度,不利于进行自然通风。因此条文不应仅笼统的规定建筑迎风面与夏季最多风向的角度。

表 1 部分城市夏季风向统计表

城市	北京	重庆	成都	郑州	上海	广州
夏季最多风向	7	15	1	3	4	7
夏季 13:00 时刻风向	9	16	11/9	3	4	7

注:各数字表示的风向信息见《中国建筑热环境分析专用气象数据集》。

3.3 自然通风量的确定方法不明确

在自然通风量的计算方面,应同时考虑热压及风压的作用,但如何同时考虑热压与风压的作用,热压与风压相互之间是什么样的关系,热压与风压作用下的两种自然通风方式的效果是加强还是削弱,哪一种通风方式占主导,这些都需要对自然通风进行分析、判断。

《民建暖通规范》在确定风压作用的通风量原则时,第 6.2.8 条第 1 款“分别计算过渡季及夏季的自然通风量,并按其最小值确定”这一原则出现主次不分的问题。通常情况下,夏季风压作用的自然通风量小于过渡季风压作用的自然通风量,若按夏季风压作用的自然通风量确定并采取相应的技术措施,即表明夏季的自然通风潜力被挖掘利用了,而最大值的过渡季自然通风潜力未被充分利用。

“最小值”主要是从可靠性、保证率角度来讲的,而“最大值”是从有效性、充分性角度考虑,两者思考的角度不同,决定的技术路线不同,最终决定了效果亦不同。因此,自然通风最大的潜力是在过渡季节,自然通风的设计首先

应考虑过渡季节充分利用,然后才考虑夏季的通风时段,校核其自然通风的利用效果,再通过技术经济比较,辅以机械通风或空调系统。

3.4 自然通风潜力的评价指标不明确

在自然通风潜力评价方面,如何来评价自然通风潜力的大小,标准没有给出明确的评价指标。

从热利用方面考虑,可在建筑通风时段内考虑室内、外温度差值,利用自然通风的降温作用,通过建筑通风时段乘以室内外温差平均值来评估自然通风热潜力大小。

从风力方面考虑,风力越大,风越稳定,自然通风的利用效果越好。因此,可通过垂直于建筑迎风面的风速与建筑通风时段的乘积来评估自然通风风力潜力大小。垂直于建筑迎风面的风速要考虑风向与建筑迎风面的夹角的修正,保证垂直于建筑迎风面的风力大小。

因此,自然通风潜力的评价指标可为两个参数,一个是建筑通风时段,即利用自然通风的时间长短,另外一个自然通风的利用效果。

4 确定民用建筑热舒适通风的思路

室内热舒适是建筑热环境的基本要求。对于民用建筑,存在通风季节和建筑通风时段的热舒适通风情况。建筑节能季节舒适度模型基于热平衡原理,将影响人体舒适度的温度、湿度与衣着情况纳入人体热量平衡方程,从而得到有效实感温度 AT 值。AT 值反映了人体的综合热舒适度情况,AT 值的舒适度区间大约在 16~28℃ 范围^[3]。而室内热环境除了要满足人体热舒适性要求,还要满足卫生学要求。基于健康角度考虑,当温度高于 25℃,相对湿度 ϕ 大于 70%,含湿量 d_i 大于 14g/kg·干空气时需要除湿,当相对湿度 ϕ 小于 30% 时需要加湿。因此,根据 AT 值和建筑节能季节与时段的划分标准^[4]可划分出不同城市采暖季节、空调季节、通风季节和除湿加湿季节。在不同的季节,即便是通风季节也并非每天 24h 都满足热舒适通风要求,因而进一步依据该标准确定出各季节室外气候条件满足要求的那段时间,即通风时段。

民用建筑的热舒适通风首先也是最重要的是明确出建筑通风时段,其中包括通风季节的通风时段和非通风季节的通风时段,在此基础上开展研究确定通风室外计算温度,考虑自然通风的利用,确定自然通风量的基本原则,以及评价自然通风的潜力等。

根据通风季节通风时段室外空气干球温度的最高值可确定出不同城市通风设计室外计算温度,重庆、北京地区通风室外计算干球温度分别为 20.3℃ 和 23.8℃^[5]。而在考虑自然通风的利用时,除了考虑风速风向外,还需要考虑风的热性,宜与夏季自然通风时段的最多风向垂直或呈不小于 45 度角。自然通风的设计宜优先考虑过渡季节最大化利用,再校核夏季通风时段通风效果。在自然通风潜力的评价方面,建筑通风时段也是其中一个关键参数。因此,确定民用建筑热舒适通风的关键是要确定出建筑通风时段。

5 结论

(1) 民用建筑热舒适通风是排热通风,能够减少供暖空调系统的运行时间,降低建筑能耗,是建筑节能的关键,应充分合理利用。

(2) 工业建筑与民用建筑不同,民用建筑热舒适通风的前提条件是室外空气温湿度适宜。

(3) 已有的关于热舒适通风的研究成果大多针对工业

建筑,通过对标准规范条款的梳理与思考,《民建暖通规范》中有关热舒适通风条款存在通风室外计算温度不适用民建热舒适通风,自然通风的利用未考虑到风的热性,风压作用的自然通风量的确定原则存在主次不分,以及自然通风潜力的评价未能明确清楚等问题。

(4) 标准规范中有关热舒适通风条款存在的问题均应基于建筑通风时段来开展研究,建筑通风时段是民用建筑热舒适通风确定的关键。

参考文献

[1] 付祥钊,丁艳蕊,童学江,等.我国大陆民用建筑通风

设计现状调查[J].建筑技术开发,2016,增刊:96-99.

[2] 中国建筑科学研究院.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.

[3] 张慧玲.建筑节能气候适应性的时域划分研究[D].重庆:重庆大学,2009.

[4] 付祥钊.建筑节能原理与技术[M].重庆:重庆大学出版社,2008.52-63.

[5] 付祥钊,陈敏.关于民用建筑通风室内外计算参数的思考[J].暖通空调,2011,41(5):26-31.

公共建筑设计新风量及空气品质现状研究

魏 嘉¹, 唐 杰²

(1. 重庆海润节能研究院, 重庆 400000; 2. 中国医药集团重庆医药设计院, 重庆 400000)

[摘 要] 倡导通过新鲜空气改善室内空气品质的今天, 新风量的计算方法及限值规定显得尤为重要, 基于此, 本文对比国内现行新风量标准, 指出由于不同标准关注点的不同, 造成同一类建筑的设计新风量有所区别。对办公楼、教学楼及商场建筑的通风现状进行研究综述, 普遍存在室内二氧化碳浓度超标, 空气品质较为恶劣的现象。在关注新风量来满足人体热舒适的同时, 需要兼顾气流组织、通风方式及运行调控策略。

[关键词] 公共建筑; 新风需求; 空气品质; 二氧化碳浓度; 标准限值

Study on the New Air Quality of Public Buildings and the Status of Air Quality

Wei Jia¹, Tang Jie²

(1. Chongqing sea embellish energy research institute, Chongqing 400000, China; 2. SINOPHARM Chongqing Pharmaceutical and Medical Industry Design Institute, Chongqing 400000, China)

[Abstract] Advocated by fresh air to improve indoor air quality today, calculation method and the limit of the fresh air volume is particularly important, based on this, this paper contrasts the domestic standard of the new air volume, the pointed out that due to the different standards of concerns, cause new air volume of architecture design in the same class. A review of the ventilation status of office buildings, teaching buildings and shopping malls. There are widespread indoor carbon dioxide levels and bad air quality. In order to meet the heat and comfort of the human body, the air flow organization, ventilation mode and operation control strategy should be considered.

[Keywords] Public buildings; New wind demand; Air quality; CO₂ concentration; The standard limit

0 引言

开窗通风是人在建筑活动中, 为满足室内空气新鲜寻求到的简单、便捷且节能的行为方式。但在室外环境污染日益加剧的今天, 直接开窗通风已经不能满足人们的健康需求。若建筑内无新风系统, 室内人员呼吸产生的二氧化碳、系统设备运行产生的污染气体、装饰材料及家具家电散发的挥发性有机物等, 将严重影响室内人员的身体健康。病态建筑综合征、建筑相关疾病及化学物质过敏症等问题的出现使人们认识到保证房间新风量是构建健康建筑的基本要求之一^[1]。

建筑新风的主要用途可以概括为以下6点: (1) 提供室内人员呼吸代谢所需要的空气; (2) 稀释室内污染物, 减少各种室内疾病的发生和传播; (3) 控制室内异味, 提高室内空气品质的可接受度; (4) 创造优异的空气环境, 提高人员的工作效率; (5) 调节室内温湿度; (6) 营造室内气流环境等^[2]。

本文挑选几类典型公共建筑不同房间类型的状态进行研究综述, 新风标准限值主要对比办公室、医院及高密度人群建筑; 通风研究现状主要综述对象为办公室、教室、商场等。

1 标准中新风限值对比

设计新风量的主要参数为新风量、换气次数, 根据国家现行卫生标准中的容许浓度, 各标准中对于不同公共建筑的新风量的限值不尽相同。以《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736-2012) 为参考, 将本文选取研究的房间类型划分为三种类型。第一种类型为公共建筑主要房间, 包括办公室、客房、大堂及四季厅, 取值标准为每人所需最小新风量; 第二种类型为医院建筑, 包括

门诊室、病房及手术室, 由于现有人员新风量指标所确定的新风量没有考虑到建筑污染部分, 无法保证始终完全满足室内卫生要求, 故医院建筑中房间新风量按照换气次数进行确定; 第三种类型为高密人群建筑, 按照不同人员密度规定每人所需最小新风量。

本文按照以上三种类型的划分, 对比国内公共建筑主要标准及规范, 以期得到完善的新风需求指标。

第一种类型新风取值标准对比:

表1 公共建筑典型房间最小新风量限值

房间类型	最小新风量 (m ³ /(人·h))	标准
办公室	30	室内空气质量标准 GB 18883-2002
客房	30	
大堂、四季厅	10	
所有室内	30	

以上表格可以看出, 《室内空气质量标准》(GB 18883-2002) 中对室内最小新风量的取值不区分房间类型, 统一为 30m³/(人·h), 而对于大堂、四季厅等房间类型, GB 50736-2012 中规定的最小新风量为 10m³/(人·h), 有所区别。

第二种类型新风取值标准对比:

表2 医院典型房间最小换气次数限值

房间类型	换气次数 (次/h)	标准
门诊室	2	民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012
病房	2	
手术室	5	综合医院建筑设计规范 GB 51039-2014
	6	

以上表格中, 手术室的换气次数在两个标准中数值不统一, 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012》中换气次数规定为 5 次, 《综合医院设计规

作者简介: 魏嘉 (1990—), 女, 甘肃定西, 初级工程师, 硕士。
Email: 491161186@qq.com

范 GB 51039-2014》中规定为 6 次，有所区别。

第三种类型新风取值标准对比：

表 3 高密度人群建筑最小新风量限值

房间类型	最小新风量 ($\text{m}^3/(\text{人} \cdot \text{h})$)		最小换气次数 (次/h)	标准
教学楼	—		小学 2.5	中小学校设计规范
			初中 3.5	GB 50099-2011
			高中 4.5	
	$\text{PF} \leq 0.4$	28	—	民用建筑供暖通风与空气调节设计规范
	$0.4 < \text{PF} \leq 1.0$	24		GB 50736-2012
	$\text{PF} > 1.0$	22		
商场建筑	$\text{PF} \leq 0.4$	19	—	民用建筑供暖通风与空气调节设计规范
	$0.4 < \text{PF} \leq 1.0$	16		GB 50736-2012
	$\text{PF} > 1.0$	15		
公共交通等候室	$\text{PF} \leq 0.4$	19	—	民用建筑供暖通风与空气调节设计规范
	$0.4 < \text{PF} \leq 1.0$	16		GB 50736-2012
	$\text{PF} > 1.0$	15		
地下车站	12.6			地铁设计规范 GB 50157-2013
影剧院	$\text{PF} \leq 0.4$	14	—	民用建筑供暖通风与空气调节设计规范
	$0.4 < \text{PF} \leq 1.0$	12		GB 50736-2012
	$\text{PF} > 1.0$	11		
所有室内	30		—	室内空气质量标准 GB 18883-2002
公共建筑	根据室内 CO_2 浓度检测值进行新风需求设计			公共建筑节能设计标准 GB 50189-2015

以上表格中，教学楼建筑的新风取值规定有较大不同，《中小学校设计规范 GB 50099-2011》对新风的计算是依据于最小换气次数，且小学、初中及高中教室的换气次数各不相同，而《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012》中依据于人员密度下的最小新风量进行计算，《室内空气质量标准 GB 18883-2002》统一给出最小新风量，说明《中小学校设计规范 GB 50099-2011》在对新风的需求中关注于不同学龄阶段，而《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012》中关注于人群的密度，《室内空气质量标准 GB 18883-2002》中关注于室内空气质量品质。

由于各个标准中关注的方向不同，导致不同标准中对新风需求的规定限值也不同。在设计中如何在众多标准规范中选取适宜于房间类型的新风量，在有地方标准的情况下，应以更加严格细分的地方标准为主；在既有通用设计标准及某类建筑专门区别的设计标准时，应选取专业性更强的设计标准。

2 各类公共建筑通风研究现状

按照不同建筑类型分别进行研究现状的分析总结，以期从中得到不同建筑通风需求的共性和个性。

2.1 办公楼

在《办公建筑设计规范》JGJ 67-2006 中规定，一类、二类及三类办公室内的新风量均要求每人每小时不应低于 30m^3 。办公楼建筑的主要特点在于人流量稳定，故其新风量的计算方法主要以人均最小新风量进行规定。

2.1.1 空气品质状况

林波荣^[1]结合用户主观问卷调研和现场实测，比较了不同气候区不同绿色办公建筑室内环境品质的情况，并

与相同气候区普通办公建筑的室内环境品质情况进行了对比，分析了不同建筑典型周围二氧化碳浓度。发现除了持续性开启新风机组的建筑之外，绿色办公建筑与常规建筑的二氧化碳浓度基本上无显著性差别，但是人们对于绿色办公建筑的空气品质的满意程度却明显高于常规建筑，说明办公建筑的室内空气品质除了受到二氧化碳浓度影响之外，还受到更多其他因素的影响。

兰丽^[4]等人调查了上海市两办公建筑建筑内人员对室内环境的总体感觉，并对室内的空气温度、湿度、风速、噪声、甲醛和二氧化碳浓度等物理参数进行了测量，对当前办公室的室内空气品质做一个研究，同时确定对室内人员工作效率的影响因素。结果显示，尽管建筑室内各项物理参数都在标准范围内，接近 50% 的人员抱怨有病态建筑综合症，且大多数人希望增加室内新风量。

辛晶晶^[5]等人对上海市大型办公楼室内 CO_2 浓度进行了测试，并提出了根据室内 CO_2 浓度确定新风模式的想法。在过渡季节室内 CO_2 浓度均未出现超标现象，而主要超标的时段集中在夏季的 7、8、9 月，造成该现象的原因是该办公建筑夏季室外自然渗风量明显比过渡季和冬季小，导致夏季室内 CO_2 浓度累积效应相对强于自然渗风的消散作用，从而易出现夏季室内 CO_2 浓度超标的现象。由此可以看出，就办公建筑的室内品质中的 CO_2 浓度而言，在不同的季节也是会出现浓度超标现象的。建筑内的通风需求量并不是一成不变的，会受到季节和通风模式等的影响。

以上研究说明，通过调研、实测数据，办公建筑室内的空气品质并不理想，主要存在 CO_2 浓度超标的问题，即使 CO_2 浓度及其他室内污染物的浓度在标准范围内，室内人员依然表示希望增加室内新风量来缓解病态建筑综合征。

2.1.2 通风方式

赵永等人^[6]利用 Climate Consultant 软件分析了毕节、贵阳、遵义三个地区办公建筑应用通风降温措施的适宜性，结果表明，三个地区办公建筑采用通风代替空调均能减少至少 47.1% 的空调使用率，同时利用实测得到，办公建筑应用通风降温技术每年可节省冷量 $21\sim 31.5\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$ 。办公建筑利用通风降温，不仅能减少空调系统能耗，同时大量引入的新风还能有效稀释室内的 CO_2 浓度、 $\text{PM}_{2.5}$ 等污染物，有效地提高室内空气品质。

利用 CFD 模拟软件，许健^[7]对采用层式通风方式下的典型办公建筑在不同室内气流组织下的空气品质和房间的排污效率进行了模拟，得到不同的送风高度和回风方式对办公室的室内人员呼吸区空气品质和房间的排污效率均有影响，送风口设置在 $\Delta h=20\text{cm}$ 处能使呼吸区获得更好的空气品质，且采用上部回风比下部回风形式能使呼吸区获得更优的空气品质，在对建筑的通风量进行设计的时候，需要充分考虑室内气流组织形式的影响。

安晶晶^[8]等人对采用自然通风和机械通风的办公建筑的 CO_2 浓度、温度及冷负荷等进行模拟，以分析两种通风方式对室内空气品质的差别，开窗通风可以保持较低浓度的 CO_2 浓度水平，尤其是在室内人数增加时可以满足室内空气品质的需求，机械通风的 CO_2 浓度要明显高于开窗通风，且在室内人数超过设计值时室内空气质量较差。

对于办公建筑而言，通风量、气流组织及通风方式均需进行综合考量，以最小新风量最节能的方式保证室内空

气品质达到标准要求。

2.1.3 小结

通过文献调研,人流量较为稳定的办公室内的空气质量大多处于并不满意的状态;通过测试,尽管办公室内温度、湿度、二氧化碳浓度、甲醛等物理参数均在标准范围内,但依然有超过半数的人抱怨有病态建筑综合征。对办公建筑的通风模拟显示,机械通风的二氧化碳浓度明显高于自然通风;且送风口设置在某一位置处能使呼吸区获得更好的空气品质,且采用上部回风比下部回风形式能使呼吸区获得更优的空气质量。

以上研究说明对于办公建筑而言,通风的效果,不仅与房间通风量的大小、气流组织形式有关,还与适宜的通风方式有关。采用适宜的通风降温方式代替空调制冷,不仅可以达到节能的效果,而且可以优化室内的空气品质。

2.2 教学楼

教室的受众根据年龄阶段分为幼儿园、小学、初中、高中、大学等,不同类型的教室对空气品质的需求也不尽相同。

2.2.1 教室通风的重要性

教室内空气环境品质与学生和教师的健康、舒适等都息息相关。当人长时间处于 CO_2 体积分数较高的环境中时,人的呼吸系统、循环系统、大脑器官的机能将受到影响,引起较为强烈的不舒适感。美国 LEED 认证标准中认为室内空气品质会直接影响学生的学习效率,诸多学者也对学生学习效率与通风量的关系进行了研究,高校上课期间教室内 CO_2 体积分数维持在 $(1200\sim 1800)\times 10^{-6}$ 之间,在这样的环境中,学生的学习效率明显偏低^[9]。目前,向室内引入新风从而稀释室内污染物,是当前改善室内空气品质的主要途径之一。

2.2.2 研究现状

申晓宇^[10]针对南京某高校教学楼内不同教室在不同季节中二氧化碳浓度进行连续监测,分析出教室位置朝向、廊窗方式、上座率、门窗开启等因素对空气品质的影响,提出改善教室空气品质的对策与建议,对估算出自然通风教室获得的新风量值。

廖梅等^[11]连续监测某教室 CO_2 浓度,通过浓度衰减法计算不同教室、不同通风形式下室内新风量的大小。通过问卷调查和数值模拟的方法对夏热冬冷地区高校教室内空气质量进行研究,得出高校教室内空气质量存在较大的问题,11月、12月及3月室内二氧化碳浓度超标最为严重,增加教室门窗的开启数量有利于室内二氧化碳浓度的扩散,但相应的会影响室内热舒适性。

黄衍等^[12]提出间歇式开窗为主的自然通风不能完全解决教室内新风量不足导致的二氧化碳浓度超标问题,并通过工程案例分析了中学教室内 CO_2 浓度和新风量的关系,并得出按照《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736-2012)规定的最小新风量计算得到的教室内二氧化碳浓度值最低。

王洪光^[13]针对某高校教室进行测试室内热环境,并对比分析得到高校教室内热环境存在的问题,夏季自然通风状态下室内热环境质量较差,冬季室内温度偏高,且冬夏季室内空气都比较干燥。在教室内无主动换气设施,导致全年室内空气质量都比较差。提出了自然通风结合采光的遮阳设施改善室内空气品质的措施。

邓大跃^[14]提出教室二氧化碳浓度超标,新风量不足,

会严重影响学生学习,降低课堂教学效果。并对人呼出二氧化碳作为示踪气体,测试研究教室有人和无人情况下教室内 CO_2 浓度的变化,并对教室新风量进行计算。

胡佳林等^[9]通过环境参数测量与问卷调查相结合的方式探索夏季教室室内环境与学生学习效率间的关系。主要分析同济大学两种典型教室正常上课期间室内热环境、空气品质和光环境状况,结果表明教室室内环境存在的主要问题是新风量不足,二氧化碳浓度长期维持在较高的水平,从而导致室内人员学习效率不高。

徐菁^[15]针对关中地区农村小学教室的室内热环境进行测试,得出冬季室内由于换气量不足导致学生感到不适。其中换气量不足是由于冬季缺少合适的通风设施的缘故,得出在该地区的农村小学采用太阳能新风系统是改善教室冬季室内空气品质的有效措施,并通过建模计算得出,在第一节课下课时打开排风扇,并以 $4.8\text{m}^3/\text{min}$ 的速率排气最为理想。

2.2.3 小结

通过查询相关研究文献,发现针对教室空气品质的研究内容主要为室内二氧化碳浓度,研究方法主要为实地测试、问卷调查及数值模拟,研究结论主要为如何通过建筑外形结构提高教室自然通风。

对教室内空气质量的研究均表现出室内二氧化碳浓度过高,空气质量较差,学生的学习效率及精神状态都处于较低水平。由于开窗进行自然通风是教室的主要通风手段,尤其在北方的冬天,采暖季节没有独立的通风系统,门窗关闭导致室内空气品质更加恶劣。

鉴于教室空气质量的重要性,对于不同类型教室的通风设计需要有明确的标准规定,通风的需求需要进行进一步的明确,且建议进行独立新风系统进行空气置换,在不适宜开窗通风的气候条件下保证教室内的空气质量质量。

2.3 商场

商场属于高密度人群建筑,且大多数商场在工作日、周末及节假日的人流量有明显的区别。商场新风量的计算方法为根据人流量密度确定最小新风量。

2.3.1 商场建筑的特点

商场是向社会供应生产和生活所需的各类商品的交易场所,它的功能性质,决定了其位置往往处于城市繁华热闹、建筑拥挤、用地紧张的中心地带。在紧张的用地条件和建筑内部无严格日照要求的情况下^[16],建筑面积大、用能设备多、人流密度大、使用时间长是商场的主要特点。

2.3.2 通风现状

作为周末、节假日人流量的主要聚集区,商场内空气的品质直接影响着商场内人员,特别是商场工作人员的身心健康。商场中的人员相对集中,呼出的 CO_2 不易排到室外。因此,针对商场类建筑而言, CO_2 浓度是评价室内空气品质的一个重要指标。《室内空气质量标准》中规定,室内 CO_2 浓度不能超过日均值的 0.10%。据统计^[17], CO_2 浓度超过 700×10^{-6} 会使少数比较敏感的人有不舒适的感觉; CO_2 浓度超过 1000×10^{-6} 会使人有不舒适的感觉,并易引起人员产生嗜睡。除了 CO_2 之外,温湿度、TVOCs 和其他空气污染物也会对空气质量产生一定的影响。

王涛等人^[18]以主观问卷和现场测试的方式对天津地区 5 家建筑面积均在 1 万 m^2 以上的大型商场的室内空气品质状况进行调查,发现有将近 50% 的人认为商场内温湿度适中,60% 的人认为商场内通风情况一般,并且

大多数人认为商场内空气不流通、窒息,且有轻微的污浊;同时,实测的数据显示在一些区域里出现的 CO_2 浓度最高可以达到 1650×10^{-6} , 超过国家标准 1000×10^{-6} 。得出以天津为代表的北方地区冬季大型商场普遍存在着室内通风情况不良、室内空气流通情况较差、室内 CO_2 无法得到有效的稀释等问题。

黎洪等人^[19]对深圳市不同片区的五家大型商场的室内空气品质进行了现场检测,发现不同楼层的温度分布明显呈现出底部和顶部温度较高而中部较低的特点,其中一层温度最高;对商场来说,平日的室内空气品质等级都属于清洁或未污染等级,但周末的综合指数明显比平日要高,原因主要是周末的客流量比平日大,导致空气中 CO_2 含量升高。同时通过分析不同售货区、不同时段的客流量,得出 CO_2 含量乃至空气品质的优劣与客流量有相当的一致性。因此,在设计商场类建筑通风时,可以将建筑内部的人流量、楼层考虑在内。

刘冬华等人^[20]对武汉市两个大型商场室内甲醛、 CO_2 、TVOC、风速等参数进行了测试,测试结果表明:在周末,商场内空气中的甲醛、 CO_2 、TVOC 等明显高于工作日,特别是 CO_2 浓度,同时不同楼层的空气参数含量不同,同一楼层的不同区域空气参数的含量也有差异。

2.3.3 小结

通过对以上研究,在工作日期间,商场的空气品质较好;而在周末和节假日等人流量较大的情况下,空气品质较差,空气中 CO_2 浓度、甲醛、 $\text{PM}_{2.5}$ 等都超过标准的规定值,特别是 CO_2 浓度;且存在不同楼层、不同售货区、不同时段的空气参数含量差别较大的现象,同一楼层的不同区域空气参数也有差异。因此,针对商场建筑独有的周期特点,提出一种改善室内空气品质的通风方案,显得尤为重要。

3 结论

对现行通风标准进行梳理,得出针对办公楼、医院及学校建筑的新风量计算方法及取值规定有较大出入,主要体现在:

(1)《室内空气质量标准 GB 18883-2002》对所有室内的新风量规定均为 $30 (\text{m}^3/(\text{人} \cdot \text{h}))$;但《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012》中对不同功能的室内新风量限值从 $30 (\text{m}^3/(\text{人} \cdot \text{h})) \sim 10 (\text{m}^3/(\text{人} \cdot \text{h}))$ 有所区别。

(2)手术室的换气次数在《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012》中规定为 5 次,在《综合医院设计规范 GB 51039-2014》中规定为 6 次,有所区别。

(3)《中小学校设计规范 GB 50099-2011》对新风的计算是依据于最小换气次数,且小学、初中及高中教室的换气次数各不相同;而《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012》中依据于人员密度下的最小新风量进行计算。

本文对国内现有的通风研究进行文献综述,以办公楼、教学楼及商场为主要研究对象,得出这三类建筑中普遍存在空气质量问题,主要体现在: CO_2 浓度普遍超标,室内空气环境处于较差水平。对不同类型的公共建筑,其通风需求也不尽相同,主要体现在:

(1)在对不同类型建筑进行通风设计时,需要综合考虑通风量、气流组织及通风方式,以最小新风量最节能的方式保证室内空气品质达到标准要求。

(2)对于不同学龄的教室进行新风量计算时,应综合考虑不同年级的最小换气次数及人员密度。

(3)对于商场建筑这类人流量大且存在明显周期性运行的建筑,通风设计需兼顾工作日及节假日两种情况,避免出现工作日过冷、节假日过热的情况;运行调控中需根据人流量大数据及时反馈控制风量,满足人体热舒适的同时兼顾节能运行。

参考文献

- [1] Sundell J. On the history of indoor quality and health[J]. Indoor Air, 2004, 14(7): 51-58.
- [2] 张旭 等. 民用建筑室内设计新风量研究[J]. 暖通空调, 2016, 42(7): 17-22.
- [3] 林波荣, 刘彦辰, 裴祖峰. 我国绿色办公建筑运行能耗及室内环境品质实测研究[J]. 暖通空调, 2015, 45(3): 1-8.
- [4] 兰丽, 连之伟, 宋沅沛. 办公建筑人员工作效率室内环境影响因素及经济分析[J]. 土木建筑与环境工程, 2012, 34(增刊): 135-139.
- [5] 辛晶晶, 卜震. 上海某大型办公建筑室内空气品质与新风模式分析[J]. 建筑科学, 2015, 31(10): 134-138.
- [6] 赵永, 张旭东, 王厚华, 等. 贵州省办公建筑夏季通风降温技术的适宜性分析[J]. 建筑热能通风空调, 2015, 34(2): 71-73.
- [7] 许健, 郭杰, 余跃进. 办公建筑通风系统的气流组织形式影响研究[J]. 建筑技术, 2015, 45(11): 1006-1009.
- [8] 安晶晶, 燕达, 周欣, 等. 机械通风与自然通风对办公建筑室内环境营造差异性的模拟分析[J]. 2015, 建筑科学, 2015, 31(10): 124-133.
- [9] 胡佳林 等. 夏季自然通风教室室内环境与学习效率的调查研究[J]. 节能, 2009, (7): 19-23.
- [10] 申晓宇. 学校教室空气污染物的扩散传播特性研究[D]. 南京师范大学. 硕士. 2013.
- [11] 廖梅 等. 自然通风教室内 CO_2 浓度调查与新风量测定[J]. 建筑热能通风空调, 2014, 33(6): 27-30.
- [12] 黄衍 等. 中学教室内新风指标探讨[J]. 暖通空调, 2016, 46(1): 12-16.
- [13] 王洪光. 西安地区高校教室室内热环境研究[D]. 西安建筑科技大学. 硕士. 2005.
- [14] 邓大跃 等. 教室内二氧化碳污染和新风量测定[J]. 环境科学与技术, 2007, 30(9): 45-47.
- [15] 徐菁, 关中地区农村小学教室室内热环境研究[D]. 西安建筑科技大学. 硕士. 2014.
- [16] 邓高峰, 王志勇, 李增和, 等. 公共建筑室内空气品质与人体舒适性关系研究[J]. 建筑热能通风空调, 2011, 30(05): 27-30.
- [17] 肖湧, 吴祥生, 熊学艺. 重庆地区商场 CO_2 浓度测试[J]. 重庆大学学报, 2002, 25(8): 21-24.
- [18] 王涛, 杨华, 齐淑一, 等. 北方地区大型商场冬季室内空气品质调查研究[J]. 河北工业大学学报, 2013, 42(5): 55-60.
- [19] 黎洪. 深圳市大型商场空气品质的测试与分析[J]. 洁净与空调技术, 2006, 1: 56-59.
- [20] 刘冬华, 张曙光, 杨长康, 等. 武汉地区商场建筑室内空气品质分析[J]. 科技创业, 2015, 24: 134-136.

新型住宅新风机内循环工艺优化设计

陈路敏, 钱付平, 薛沁怡, 程凯文, 董红林, 鲁进利, 韩云龙

(安徽工业大学建筑工程学院, 安徽马鞍山 243002)

[摘要] 提出一种适用于住宅新风机的内循环工艺, 利用数值模拟研究阀门高度、排风阀和回风阀的开度等对其性能的影响, 并通过实验验证。另外, 本文还分析了具有内循环工艺的新风机的节能效果。结果表明: 实验值和模拟值相对误差为 13.75%, 数值模拟结果与实验值基本保持一致; 新风机内循环回风阀设置在循环箱体低端上方 160mm 处最合理, 此时通过回风阀的风量为 $82.32\text{m}^3/\text{h}$, 空气均由排风通道穿过回风阀进入新风通道, 气流均匀; 回风阀开度的变化对回风量的影响比排风阀开度的设置对回风量的影响更大; 随着送风量的增加回风阀回风量呈线性增大趋势; 相对于无内循环工艺的新风机, 有内循环工艺的新风机可降低 54.6% 的能耗。

[关键词] 住宅新风机; 内循环工艺; 优化设计; 数值模拟

Optimization Design of the Internal Circulation Technology for New Type Residential Fresh Air Exchanger

Chen Lu-min, Qian Fu-ping, Xue Zhi-yi, Cheng Kai-wen, Dong Hong-lin, Lu Jin-li, Han Yun-long

(School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan, Anhui 243002, China)

[Abstract] An internal circulation process which is suitable for the residential fresh air exchanger was proposed, and the influence of the valve height, the opening degree of the exhaust valve and the return air valve on its performance was studied by numerical simulation, which were verified though the experimental results. In addition, the energy saving effect of the fresh air exchanger with the internal circulation technology was analyzed. The results show that the error value is 13.75% between the test and the simulation value, which shows that the numerical simulation results are consistent with the experimental values. The return air valve is arranged at the 160mm above the lower part of the circulation box, at this time, the air volume through the return air valve is $82.32\text{m}^3/\text{h}$, and the air in the exhaust passage passes into the fresh air channel uniformly through the return air valve. The effect of the change of the return air valve opening on the return air volume is greater than that of the exhaust valve opening. The return air volume of the return valve increases linearly with the air supply volume. It is concluded that the fresh air exchanger with the internal circulation technology can reduce the energy consumption of 54.6% than that without the internal circulation technology.

[Keywords] Residential fresh air exchanger; internal circulation technology; optimization design; numerical simulation

0 前言

随着我国城市化进程的加快和经济的快速发展, 室外空气污染状况持续加重, 而住宅建筑内部空气状况也不容乐观, 现阶段传统的自然通风已不能满足人们对高品质居住环境的要求, 越来越多的家庭开始使用空气净化装置或者新风设备, 从使用效果来看, 新风系统更适合现代人的需要。现今市场上涌现出大量新型通风净化装置, 即新风机, 它不仅能够去除室内污染物而且可以向室内送入大量新鲜空气^[1]。目前已出现大量有关新风系统的技术和产品, 如松下全热交换新风系统, 采用双向换气, 把室外新鲜空气送入室内的同时, 把室内污浊空气排向室外; 又如远大洁净新风机, 该新风机内设置有新风旁通阀, 在过渡季节自动打开, 新风不经过换热器, 直接过滤送入室内, 远大倡导全新风原则, 不混合回风, 这样做虽然杜绝了建筑内部的交叉污染, 但当室内外温差很大时, 如在我国东北地区的冬季, 室内的高温空气被排出室外, 室外的寒冷新风送入室内, 增加室内空调(暖气)的热负荷, 增加冬季采暖能耗。因此, 在极端寒冷天气下, 如何在保证室内空气品质的同时, 实现能耗最低是本技术领域技术人员面临的难题。另外, 当室内氧气含量充足仅细颗粒物浓度偏高

时采用全新风也会增加室内空调负荷^[2]。由此可知, 简单的全新风送风只关注空气品质要求, 忽视了能耗要求。

基于此, 本文设计一种利用双阀门控制的内循环工艺的新型住宅新风机, 并采用数值模拟与实验相结合的方法确定内循环的相关参数, 研究不同阀门开度设置方式、新风机的不同处理风量对通过回风阀回风量的影响。从而实现在保证室内空气品质的同时最大限度减少能量损失, 达到节能减排的目的。

1 内循环工艺的数值模拟

1.1 数值计算模型的建立

1.1.1 物理模型

图1为新风机内循环结构示意图, 主要由轴流风机、褶型过滤器、新风及回风通道、回风阀门、排风阀门等部件组成。图中左侧为排风通道, 排风由轴流风机上端进入流道, 由下部异形管道排出; 右侧为室外新风通道, 底部为室外新鲜空气入口, 从上部开口送入室内。模型的高度为 407.5mm, 左侧排风通道的宽度为 167.6mm, 右侧新风通道宽度为 189mm。

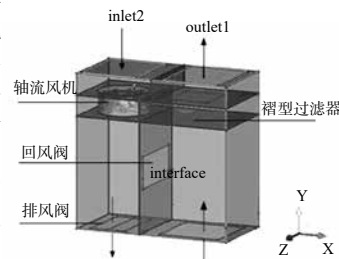


图1 内循环工艺模型图

基金项目: 安徽省高校优秀青年人才支持计划, 安徽工业大学大学生创新训练项目(201610360171)。

作者简介: 陈路敏(1994—), 女, 安徽宿州, 硕士研究生。

Email: luminclm@163.com

1.1.2 数学模型

本研究主要采用标准 $k-\varepsilon$ 模型求解气体流动, 控制方程包括连续性方程、动量方程、 k 方程、 ε 方程。

其中连续方程:

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

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h) = \frac{\partial}{\partial x_i}(k + k_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} + S_h \quad (3)$$

标准 $k-\varepsilon$ 模型需要求解湍动能 k 和湍流耗散率 ε 方程, 假设流动为完全湍流, 分子粘性的影响可以忽略, 标准 $k-\varepsilon$ 模型的湍动能 k 和耗散率 ε 方程组分别为:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + G_\varepsilon - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (5)$$

这些方程可以表示成式(6)所示的通用形式^[3]:

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S \quad (6)$$

流体属性即气体用默认值 air, 设置边界条件, 选项如下图, 对 fan、inlet1、inlet2、interface1 进行参数设置, outlet1、outlet2 分别设为自由出口(outflow)。设定收敛参数, 离散方程组的求解方法采用有限体积法中常用的 SIMPLE 算法, 二阶迎风格式。设定显示残差图和出口的质量流量监视图, 当出口流量达到稳定时可认为计算已收敛。选择从进口计算, 初始化流场。

1.2 模拟工况设计

1.2.1 回风阀位置

为确定回风阀位置, 如图2所示, 本文对比研究如下五种工况, 即 $H=40\text{mm}$ 、 80mm 、 120mm 、 160mm 、 200mm , 新风机处理风量为 $160\text{m}^3/\text{h}$, 排风量是新风量的70%, 为 $112\text{m}^3/\text{h}$, 过滤介质穿透率参数设置为 6.5×10^{-5} 。改变回风阀距离底端的高度 H , 进行数值计算, 比较通过回风阀的回风情况来确定最优位置 H_0 。

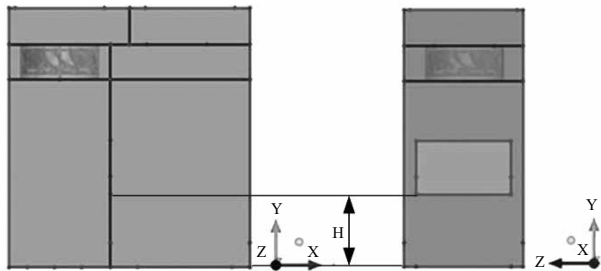


图2 回风阀位置设计

1.2.2 阀门的设计

本研究设计双阀门结构, 阀门尺寸根据机体结构确定, 尺寸大小及开度设置如表1所示。

表1 阀门开度设计

排风阀开度	排风阀尺寸/mm	回风阀开度	回风阀尺寸/mm
全开	158×90	1/3	160×30
		2/3	160×60
		3/3	160×90
半开	158×45	1/3	160×30
		2/3	160×60
		3/3	160×90

在已确定的回风阀位置 H_0 的基础上开始研究双阀门的不同开度对回风量的影响, 总共分为如表1所示的六种工况。在送风量为 $160\text{m}^3/\text{h}$, 排风量为 $112\text{m}^3/\text{h}$ 的条件下, 对这六种工况的数值计算结果进行分析, 分析不同阀门开度设置方式对回风阀回风量的影响。

1.2.3 送风量及排风量的设计

在阀门开度设置为回风量最大的状态, 研究不同送排风条件下回风阀回风量的大小。其中排风量设置为送风量的70%。具体设置如表2所示。

表2 送风量及排风量的设置

工况	送风量 $G_s/(\text{m}^3/\text{h})$	排风量 $G_p/(\text{m}^3/\text{h})$
1	70	49
2	100	70
3	130	91
4	160	112

1.3 网格划分

建立几何模型后, 进行网格划分, 如图所示, 对建立的内循环模型划分非结构化四边形网格, 设置边界条件, 定义网格参数, 设置内循环模型中网格最大尺寸, 经过不断的探索和修改, 寻求符合计算精度和计算成本的最优网格, 经过网格独立性分析, 不同结构模型划分后的网格总量为770000左右时网格最佳, 且网格质量较好, 如图3所示。

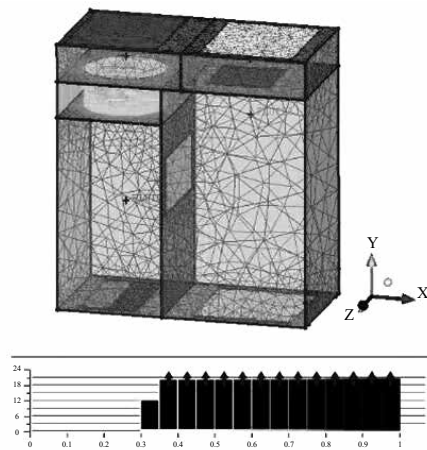


图3 内循环结构网格

1.4 数值模拟结果与分析

1.4.1 回风阀位置的确定

图4为对比研究五种设计工况: $H=40\text{mm}$ 、 $H=80\text{mm}$ 、 $H=120\text{mm}$ 、 $H=160\text{mm}$ 、 $H=200\text{mm}$, 通过回风阀的风量 G_h 随回风阀位置的变化关系, G_h 包括由排风通道流向新风通道的风量以及新风穿过回风阀进入排风通道的风量。从该图可以看出, 随着回风阀位置的上移, 回风量呈增长

趋势,风量最大对应的阀门位置在 200mm 处,此时风量为 $87.30\text{m}^3/\text{h}$;图 5(a)、图 5(b)分别为 $H=160\text{mm}$ 和 $H=200\text{mm}$ 时通过回风阀平面空气的流线图,由图 5(a)和图 5(b)的对比可以看出,当 $H=160\text{mm}$ 时,空气均是由排风通道通过回风阀进入新风通道,气流均匀,风量 G_h 的值即为通过阀门的回风量。而 $H=200\text{mm}$ 时,不仅排风通道的空气进入新风通道,而且有部分新风通过回风阀进入排风通道,通过回风阀的气流不均匀,此时,数值计算所得 G_h 值不完全是回风量,还包括新风进入排风通道的风量。基于上述分析,本文回风阀高度 H_0 取 160mm。

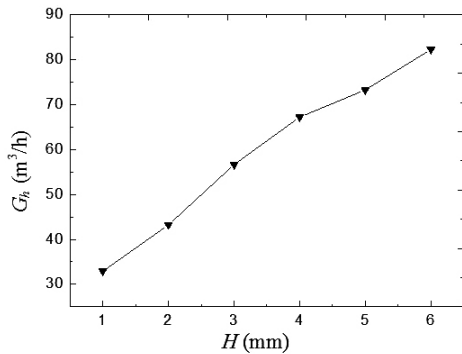
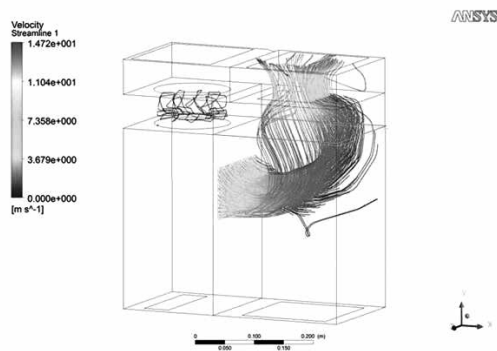
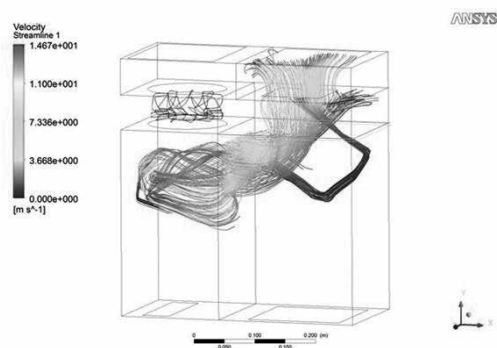


图 4 不同回风阀位置时的回风量



(a) $H=160\text{mm}$



(b) $H=200\text{mm}$

图 5 通过回风阀平面空气流线图

1.4.2 不同阀门开度对回风量的影响

本文将阀门开度设置方式进行编号,在回风阀安装高度 H_0 为 160mm,送风量 G_s 为 $160\text{m}^3/\text{h}$ 工况下计算不同阀门开度时回风量 G_h 大小,结果如表 3 所示。

表 3 不同阀门设置对应回风量大小

工况	排风阀开度	回风阀开度	回风量 $G_h/(\text{m}^3/\text{h})$
1	2/2	1/3	32.93
2	1/2	1/3	43.26
3	2/2	2/3	56.65
4	1/2	2/3	67.26
5	2/2	3/3	73.29
6	1/2	3/3	82.33

1.4.3 不同送风量对回风量的影响

根据模拟结果,不同送风量、排风量对应回风量的大小如表 4 所示。

表 4 不同风量设置对应回风量大小

工况	送风量 $G_s/(\text{m}^3/\text{h})$	排风量 $G_p/(\text{m}^3/\text{h})$	回风量 $G_h/(\text{m}^3/\text{h})$
1	70	49	36.28
2	100	70	51.63
3	130	91	66.98
4	160	112	82.33

数值模拟结果显示的不同阀门开度设置方式对应回风量的值,以及不同送风量作用下回风量的值可为内循环系统控制方案设计提供依据。

2 新风机内循环工艺的试验测试

2.1 实验内容

实验样机如图 6 所示。具体实验内容包括:将送风风机和排风风机连接至直流稳压电源;测试送风风机风量、排风风机风量与电源电压的关系;测试不同阀门开度工况下回风阀的回风量,阀门开度的变换通过纸板调节;测试不同送风量作用下回风阀的回风量。

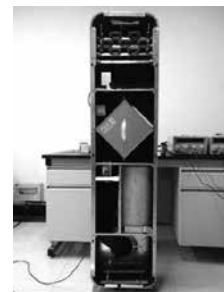


图 6 实验样机

2.2 测试方法及测点布置

本实验采用测量平均风速的方法计算风口风量,即在风口合理布置测点,住宅新风机送风口测点的分布为,共设置 15 个测点,每排平均布置 5 个测点。新风机回风阀位置测点布置时平均分为 18 个测点,每排平均布置 6 个测点。当回风阀全开时测 18 个测点,开度设置为 2/3 时,测量前两排即测点 1 到测点 12,设置为 1/3 开度时测量前一排即测点 1 到测点 6。系统运行时分别测量每个测点的速度,计算平均风速和通过风口的风量。计算方法如公式 (7) 和 (8) 所示:

$$Q_c = A \cdot \bar{V} \quad (7)$$

$$\bar{V} = \frac{v_1 + v_2 + \dots + v_n}{n} \quad (8)$$

式中: A 为所测风口面积 (m^2); $\bar{V}$ 为风口平均风速 (m/s); v_n 为各个测点风速, $n=1,2,3,\dots$ (m/s); Q_c 测得风口风量 (m^3/h)。

2.3 实验结果与分析

2.3.1 不同阀门开度对回风量的影响

在送风量为 $160\text{m}^3/\text{h}$ 、室内排风量为 $112\text{m}^3/\text{h}$ 的情况下, 得出不同阀门开度对应回风量值, 并将实验值与模拟值对比, 结果如图 7 所示。

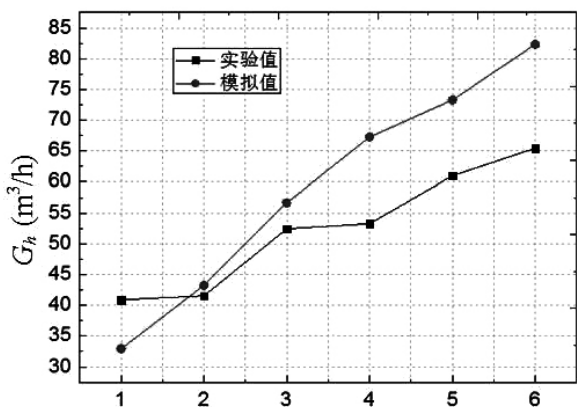


图 7 不同阀门开度设置对回风量的影响

从图 7 可以看出, 模拟值与测试值变化的基本趋势相同, 在六种阀门开度设置状态下回风量都有所增加, 根据实际测试结果, 工况 1 和 2、3 和 4 回风量基本相同, 可以看出排风阀开度的变化对回风量的影响较小, 对比工况 1 和 3 以及工况 3 和 5, 可以看出回风阀开度变化对回风量的影响更明显, 因此, 可考虑内循环系统只采用一个回风阀控制, 排风阀部分不设置电动阀门, 保持通道截面全开状态, 这样的单阀门控制不仅满足设计需要还能够简化新风机系统组成, 降低制作成本。

2.3.2 不同送风量对回风量的影响

测试不同送风量时回风量的大小, 其中排风量为送风量的 70%, 排风阀半开, 回风阀全开, 并比较模拟值和测试值, 结果如图 8 所示。

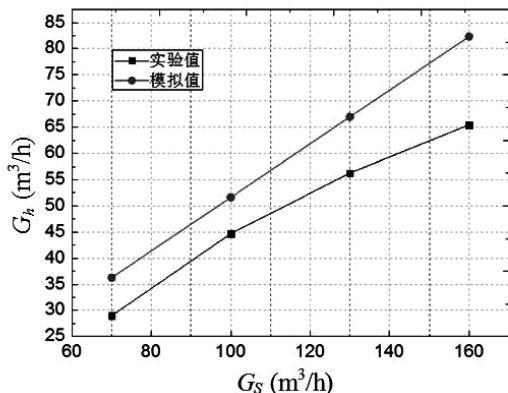


图 8 不同送风量对回风的影响

从图 8 可以看出, 模拟值与测试值变化基本趋势一致, 随着送风量的增加回风量也增加; 实验测试回风量的大小与模拟值的相对误差为 13.75%; 回风量最大可达 $65\text{m}^3/\text{h}$, 若在新风机制造过程中完善制作工艺, 采取良好的密封措施, 使各流道之间相互独立, 减少空气的相互渗透, 那么回风量与目前测试结果相比还会有所增加。

2.4 误差分析

造成上述模拟值与实验值存在误差的原因可能有以下几个方面:

(1) 由计算模型设置本身引起的误差

风机实际转速与模拟设置的风机转速可能存在一定差别; 另外, 内循环模型只是住宅新风机之间一部分, 在数值模拟时直接定义内循环新风流道出口的流量为送风量, 而实验中是调节住宅新风机送风口流量, 送风口与模拟定义的出口之间还有较长流道, 并且中间穿过全热换热器, 由于流动阻力增加, 造成内循环新风流道出口实际风量比模拟定义值小。

(2) 由样机制作工艺引起的偏差

由于本住宅新风机样机制作条件简陋, 制作工艺粗糙, 各个部件之间采用机械连接, 前盖板与机体之间采用简单的螺钉固定, 且整机无密封处理, 盖板与机体内部组件之间仍然存在较大孔隙, 使得实验测试的回风量普遍小于模拟值。因此, 在新风机的生产过程中需提升工艺制造水平, 做好机体内部各区域的密封, 避免因机体制造方法的不足造成的回风量的减少。

(3) 由实验过程引起的误差

在风速测量过程中, 由于风机旋转作用, 空气湍流强度大, 测点速度波动较大, 测量所得结果可能与实际风量有偏差。

3 住宅新风机内循环工艺控制方案设计

根据上述研究结果得出不同阀门开度设置方式对应的回风量的值, 以及不同送风量作用下回风量的值, 设计该住宅新风机内循环工艺的控制方案。

其控制流程如图 9 所示。

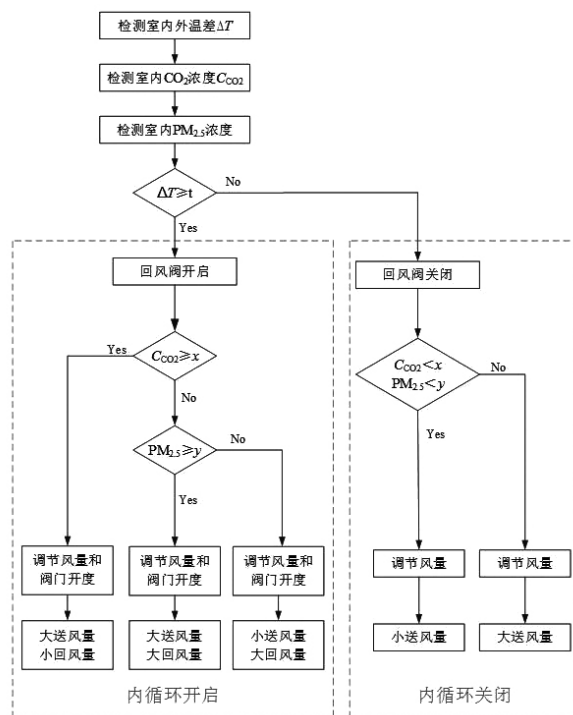


图 9 内循环系统控制流程图

根据数值模拟结果显示不同阀门开度设置状态下回风量的大小随之改变,趋势明显,因此可以通过对阀门开度调节改变回风量的大小,实现内循环工艺控制方案的设计。本文设计在排风通道的入口壁面安装温湿度传感器、PM_{2.5}浓度传感器、CO₂浓度传感器,在新风入口壁面安装温湿度传感器,各传感器与控制系统相连。设备运行时检测各参数值,根据数值大小确定阀门开度调节送风状态,从而实现住宅新风机的内循环工艺^[4-5]。

4 内循环工艺的节能分析

图10为住宅新风机内循环系统开启状态下冬季空气处理过程的 h - d 图。 W 为室外状态点, W' 为经过全热换热器与室内排风换热后状态点, W' 到 O 为新风机再热装置对新风加热的过程,从 W 到 W' 到 O 过程为冬季全新风状态下新风机空气处理过程; N 为室内状态点, N' 为经过全热换热器后状态点,当回风阀开启时,室外新风与通过回风阀的室内排风混合至 L ,再经全热换热器到 L' , L' 到 O' 为新风机再热装置对新风加热的过程, O 和 O' 分别为内循环关闭和开启状态下的送风状态点。

假设新风机送风 G_s (kg/s)相等,若不开启内循环系统,全新风送入室内,新风机承担的热负荷 Q_0 可由(9)计算;当内循环开启时,新风机承担热负荷 Q_1 如式(10)所示。

$$Q_0 = G_s(h_o - h_w) \quad (\text{kW}) \quad (9)$$

$$Q_1 = G_s(h_{o'} - h_L) \quad (\text{kW}) \quad (10)$$

式中 h_o 、 $h_{o'}$ 、 h_w 、 h_L 分别为 O 点、 O' 点、 W 点、 W' 点的焓值, Q_0 与 Q_1 的差值即为冬季有内循环系统新风机节约的能量。显然,当 L 点越靠近 N' , $h_{o'}$ 与 h_L 的差越小, Q_0 与 Q_1 的差值越大。

以某北方城市为例,假设室外温度为 -20°C ,室外空气相对湿度为53%,供暖室内温度为 20°C ,室内空气相对湿度为42%。针对某一典型住宅建筑,若室内安装本文提出的有内循环工艺的新风机,并开启内循环模式,新风机送风量为 $160\text{m}^3/\text{h}$,根据上文研究结果,会有 $65\text{m}^3/\text{h}$ 的回风与 $95\text{m}^3/\text{h}$ 新风混合,查 h - d 图,按公式(2)计算此时新风机承担热负荷为 1.04kW ,如果新风机无内循环送风,按公式(3)新风机承担的热负荷为 2.29kW ,在上述状态下,相对于无内循环的新风机有内循环工艺的新风机可降低54.6%的能耗,可以看出有内循环工艺的新风机可以节约更多的能量^[6-7]。

5 结论

(1) 由模拟结果可得,回风阀安装高度 H 为160mm,空气均是由排风通道通过回风阀进入新风通道,气流均匀,此时回风量为 $82.33\text{m}^3/\text{h}$;

(2) 阀门按如下顺序设置回,风量逐渐增加:排风阀全开回风阀1/3、排风阀半开回风阀2/3、排风阀全开回风阀全开、排风阀半开回风阀1/3、排风阀全开回风阀2/3、排风阀半开回风阀全开;且排风阀开度的变化对回风量的影响是非常小的,回风阀开度变化对回风量的影响更明显;

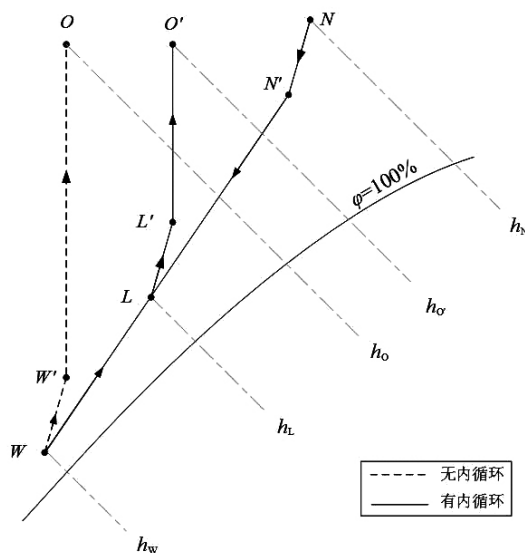


图10 冬季处理过程 h - d 图

(3) 得出不同阀门开度设置、不同风量下穿过回风阀回风量的实验测试值与模拟值,其变化趋势基本相同,但实验值普遍小于模拟值,其误差主要与计算模型设置、样机制作工艺以及实验操作过程有关,应改善设备制造工艺,加强系统密封性;

(4) 在室内外温差较大的情况下,有内循环的住宅新风机比没有内循环的更节能。

参考文献

- [1] 张文霞,谢静超,刘加平. 国内外居住建筑最小通风量和换气次数的研究[J]. 暖通空调, 2016, 46(10):86-91.
- [2] 黄凯良. 北方住宅冬季通风与高效储能新风系统研究[D]. 重庆大学, 2015.
- [3] 王福军. 计算流体力学分析—CFD软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.
- [4] 余晓平,刘丽莹,李文杰. 室内外空气CO₂浓度对最小新风量标准的影响分析[J]. 暖通空调, 2015, 45(5):21-26.
- [5] Rasouli M, Ge G, Simonson C J, et al. Uncertainties in energy and economic performance of HVAC systems and energy recovery ventilators due to uncertainties in building and HVAC parameters[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1):732-742.
- [6] Chen A X, Chen Z, Ran C Y, et al. Application analysis of the recovery fresh air heat pump units in energy saving reform of air conditioning in the severe cold regions[J]. Advanced Materials Research, 2015, 1092-1093(11):12-16.
- [7] 王立峰,曹阳. 公共建筑中新风能量回收系统节能量计算和控制方法研究[J]. 暖通空调, 2016, 46(4):66-72.

郑州某大学文体会堂（篮球馆）空调设计

赵国惠

（华北水利水电大学，郑州 450045）

〔摘要〕通过对郑州某大学文体会堂的空调系统设计的介绍，描述了空调冷热源的选择、比赛区、观众区及其附属用房的气流组织及所采取的空调系统形式，结合本工程具体特点且考虑其使用功能学校的特殊性，给出了不同使用需求时的运行方式，同时强调建筑设计之初暖通专业参与的必要性。

〔关键词〕文体会堂；空调系统；模块机组；喷嘴；风机盘管

Zhengzhou a University Style Hall (Basketball Hall) Air Conditioning Design

Zhao Guo-Hui

(North China University of Water Resources and Electric Power, ZhengZhou 450045)

〔Abstract〕According to a University of Zhengzhou sports hall design of air conditioning system, describes the form of air conditioning system of air conditioning cold and heat source selection, the game area, the audience area and its subsidiary room airflow and the adopted, combined with the specific characteristics of the project and consider its particularity function of the school, given the different use requirements operation mode, while emphasizing the necessity of architectural design at the beginning of HVAC professional participation.

〔Keywords〕This experience Hall; Air conditioning system; Module unit; Nozzle; Fan coil

0 引言

郑州，是河南省会，地处华北平原南部，河南省中部偏北，黄河下游。北临黄河，西依嵩山，东南为广阔的黄淮平原。在高校扩招和城市快速化推进的背景下，高校园区成为近年来中国出现的新型城市空间，为了使在校大学生有个良好的生活学习环境，郑州某大学在其位于高校园区内的新校区兴建一座文体会堂。

1 建筑概况

郑州某大学文体会堂位于河南省郑州市，总建筑面积6066.42m²，主要用途为师生平时体育锻炼，建筑层数地上一层（含两层夹层），看台总人数2750人，其中固定看台人数1950人，活动看台人数800人，建筑高度19.20m，本建筑属于小型体育建筑，其建筑类别为丙级体育建筑。

建筑首层主要为一个比赛大厅的空间，一层大厅东西两侧夹层设有更衣室、器材室、卫生间及服务于比赛大厅和观众席的空调机房，在大厅的东侧还设有一个水泵房，西侧有配电室和值班室，大厅的南侧有一乒乓球室；夹层二层主要是观众席下的结构空间。观众由设于东西两侧的大门拾阶而上进入文体会堂，然后通过位于东、西、南三面的楼梯到达观众席。二层以上是观众席，赛场内东、西、南三面设活动席，北面设主席台，供举行除比赛外的其他大型活动用。

2 设计参数

2.1 室外设计参数

详见表1。

2.2 室内设计参数

详见表2。

3 冷热源及空调水系统：

某大学文体会堂空调属于舒适性空调范畴，为了满足夏季制冷，冬季供暖的需要，同时结合学校的具体情况，

作者简介：赵国惠（1971—），女，河南开封，高级工程师，本科学士。

Email:851928784@qq.com

表1 室外设计参数

夏季	空调计算干球温度	34.9℃	冬季	空调计算干球温度	-6℃
	空调计算湿球温度	27.4℃		平均风速	2.7m/s
	通风计算温度	34.9℃		空调计算相对湿度	6%
	平均风速	2.2m/s		大气压力	1013.3hPa
	大气压力	992.3hPa		采暖计算温度	34.9℃

表2 室内设计参数

房间名称	夏季		冬季		风速 (m/s)	新风量 (m ³ /h)	噪声 标准 dB(A)
	干球 温度 /℃	相对 湿度 /%	干球 温度 /℃	相对 湿度 /%			
活动场地	26~28	< 65	16~18	> 30	0.2~0.5	20	NR-35~40
观众席	26~28	< 65	16~18	> 30	0.5	20	
乒乓球室	26~28	< 65	18	> 35	0.15	20	
更衣室	26~28	< 65	20	> 35	0.5	20	
门厅、走道	25~27	< 65	16	> 35	0.5	10	

经过比较，冷热源采用3台风冷模块机组，放置于文体会堂东侧的绿化带，夏季生产7~12℃的空调冷冻水，用于夏季的空调水系统；冬季生产40~45℃的热水，用于冬季采暖；其中2台用于活动场地及观众席，1台用于其他附属用房。水泵、定压罐等设备布置在文体会堂东侧夹层一层的水泵房内。本建筑空调夏季冷负荷为666.5kW，建筑平均冷指标为122W/m²；冬季空调热负荷为572.3kW，建筑平均热指标为105W/m²。

空调水系统为一次泵两管制同程式系统，末端设备为组合式空调机组及风机盘管，满足活动场地、观众席及各房间夏季供冷冬季供暖的要求。组合式空调机组和风机盘管分为两个水路环路，共用三台循环水泵及一台备用泵。

4 空调系统设计

由于本建筑空调系统是在建筑主体已经竣工的情况下才进行设计，综合考虑建筑立面、结构安全性及投资成本等因素，结合比赛大厅容积大、净空高、人员密集、热湿负荷和送风量大，且间歇运行的特点，比赛大厅及观众席

均采用一次回风低速单风道全空气系统,通过分别设置在不同高度的可调节喷口向活动场地及观众席送风,回风口在空调机房侧墙上集中设置。共设6套系统,各空调系统可以根据使用需要灵活运行,节省空调的运行费用。比如在体育比赛时可以根据观众的多少相应开启观众区东测或西侧的空调系统,当比赛大厅作为展会使用时可以只开启比赛区的空调系统而关闭观众区的空调系统。更衣室、器材室、卫生间等采用空气-水系统,即风机盘管加新风系统。

4.1 比赛大厅及观众席的气流组织形式

比赛大厅及观众席均采用喷口侧送下回的气流组织形式,空调送风由设置于夹层一层东西两侧空调机房内的组合式空调机组通过分别敷设于4.25m、9.80m、14.90m处的风管及风口送至室内,见图1、图2、图3,回风则通过集中设置在同侧空调机房侧墙上的百叶回风,同时利用设置在网架上下弦之间的CDZ风机机械排风,排除积聚在活动场地顶部的灯光等热量及室内部分污浊空气。

比赛大厅位于本建筑首层,层高18.00m,对于这样的大空间,从节能及满足室内舒适性考虑,采用分层空调的方式,空调送风由分别由敷设于4.25m处的单层百叶送风口及9.80m的可调节喷口送至场地,观众席则通过敷设于14.90m处的可调节喷口送风,由于建筑主体已竣工,使得观众席下部的结构空间没有得到合理的应用,同时使观众席的舒适性受到一定的影响。

组合式空调机组设于夹层一层东西两侧空调机房内,考虑到使用频率,采用固定新回风比一次回风系统形式,

送风温差为10℃;机组设有混合段、过滤段、表冷段及送风机段等主要功能段,过渡季节可以实现全新风的运行方式。

4.2 附属用房空调系统设计

更衣室、器材室、卫生间等附属用房均采用上送上回的气流组织形式。

5 文体会堂的通风形式

作为学校使用的场馆,绝大多数时间里是作为教学与练习场地使用,通常不需要开空调而只是通风运行,良好的自然通风和机械通风设计,会带来很好的经济效益。文体会堂比赛大厅的东西南北四个方向的幕墙上均有可开启窗扇,平时利用幕墙上的可开启窗扇进行自然通风,排走室内余热及污浊空气,提高室内舒适性,并大大降低空调能耗。在自然排风满足不了室内环境需求的情况下,采取机械排风运行模式,利用置于网架上下弦之间的CDZ风机机械排风,自然进风的运行模式,排除室内污浊空气。

6 结论

(1) 由于本建筑空调系统是在建筑已经竣工后才设计,在建筑空间及外立面不受影响的前提下,充分利用柱子与玻璃幕墙之间形成的有效空间,使土建风道与钢制风管合理连接,构成观众席及活动场地全空气系统送风风道,在保证空调效果的同时使建筑噪声也得到了有效控制,还降低了施工难度。

(2) 由于组合式空调机组与风机盘管的水压降相差较大,为了便于阻力平衡,故当系统中同时有这两种设备时,应尽可能采用不同的环路。

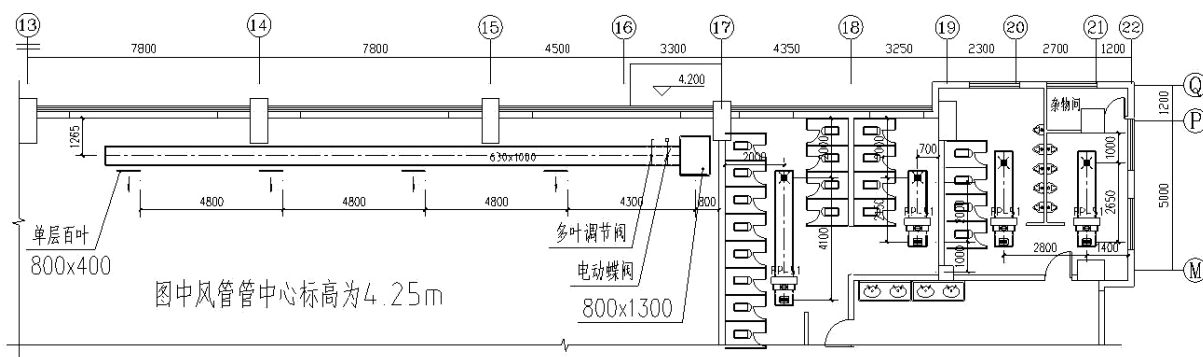


图1 标高4.20层(夹层二层)空调风系统平面图

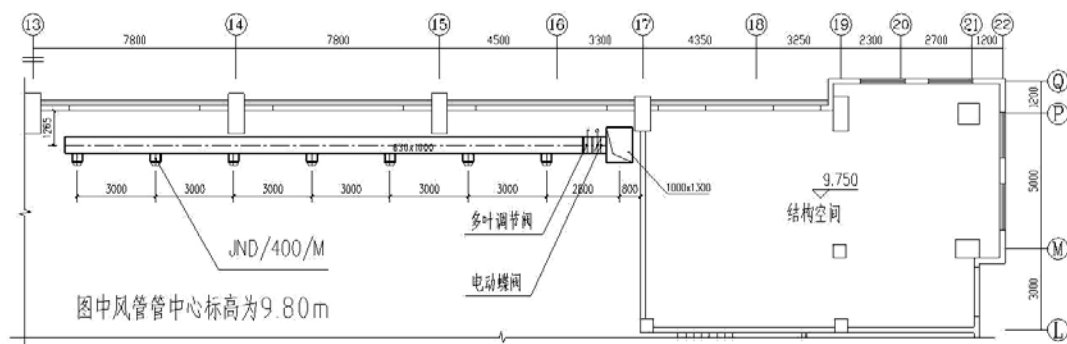


图2 标高9.750层(一层)空调风系统平面图

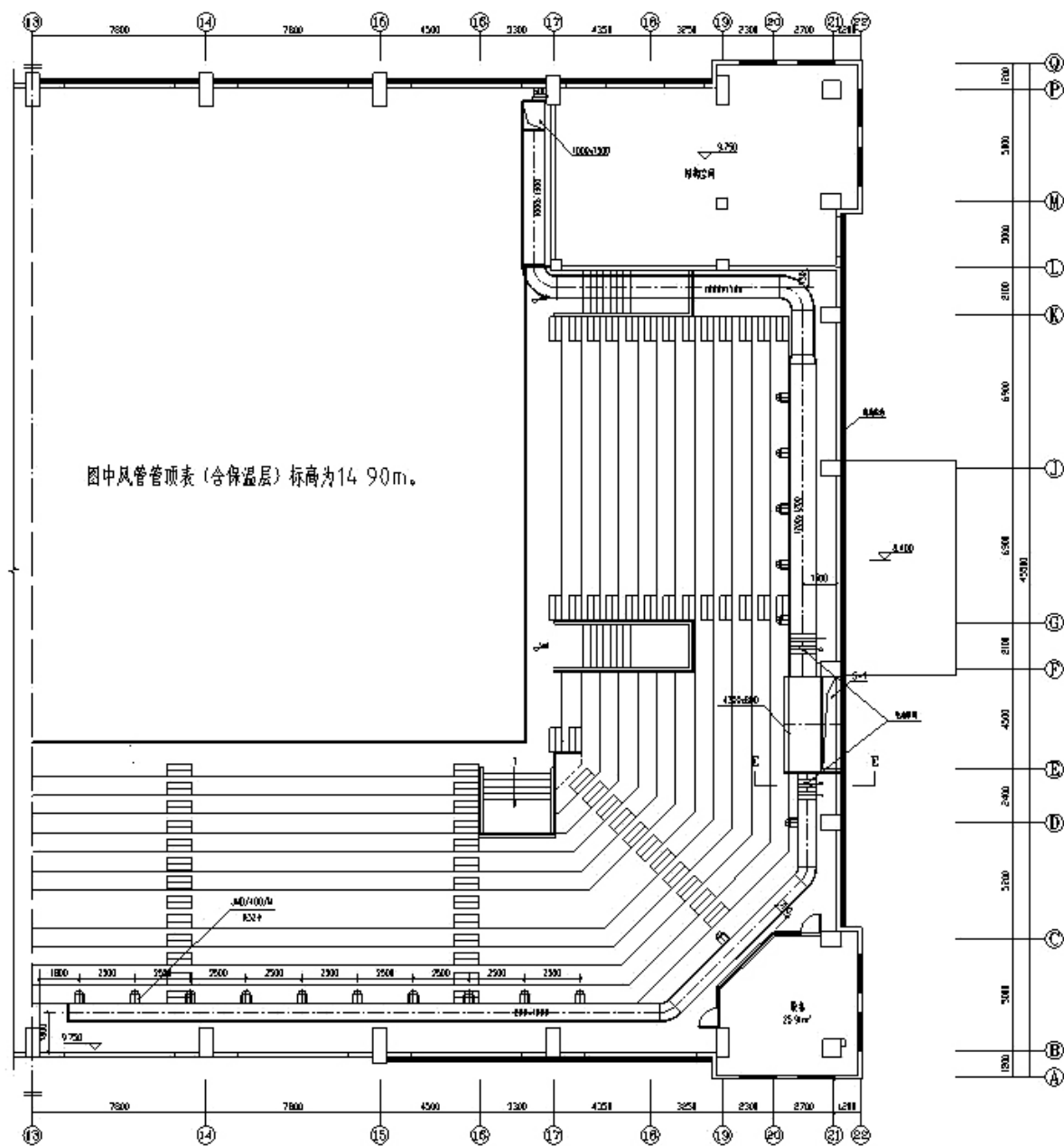


图3 标高15.0层空调系统平面图

(3) 本次设计采用三台模块机组, 四台循环水泵, 充分利用了设备之间互为备用的功能, 同时节约了初投资。

(4) 比赛区采用一次回风全空气系统, 喷口分层布置, 实现了分层空调气流组织形式, 满足了舒适性要求, 又有一定的节能效果。

(5) 受建筑结构布局的影响, 观众席亦采用一次回风全空气系统, 使观众席的舒适性受到一定的影响; 因此, 建筑设计之初各专业应积极融入其中。

(6) 在建筑的主要出入口处设置热风幕, 夏季阻挡室外热空气, 冬季阻挡冷空气进入, 降低室内空调冷热负荷, 节约了设备的初投资和运行费用。

参考文献

- [1] 中华人民共和国住房和城乡建设部 GB 50736-2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [2] 中华人民共和国公安部 GB50016-2006 建筑设计防火规范 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2006.
- [3] 中国建筑标准设计研究院 全国民用建筑工程设计技术措施 暖通空调·动力 (2009年版) 北京: 中国计划出版社, 2009.
- [4] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 (第二版). 北京: 中国建筑工业出版社, 2008

深圳地区商场夏季室内热舒适性调查

黄华明¹, 方赵嵩^{1,2}, 冀兆良¹

(1. 广州大学土木工程学院, 广州 510006; 2. 香港城市大学, 香港)

[摘要] 以深圳某商场为调查对象, 对该商场夏季室内热舒适进行了客观物理环境测试与主观问卷调查, 采用 SPSS 软件及统计回归分析方法对调查结果进行分析, 发现商场室内平均温度为 26.9℃; 商场室内服装平均热阻为 0.56clo; 商场期望温度为 26.4℃。室内人员对商场室内空气的不可接受率为 16%, 室内热湿环境总体符合设计规范, 但空气品质还有待提高。

[关键词] 商场; 深圳; 夏季; 室内热舒适性

Investigation on Indoor Thermal Comfort of Shopping Mall in Shenzhen in Summer

Huang Hua-ming¹, Fang Zhao-song^{1,2}, Ji Zhao-liang¹

(1. College of civil Engineering, Guangzhou University, Guangzhou 510006; 2. Division of Building Science and Technology, City University of Hong Kong, Hong Kong Special Administrative Region)

[Abstract] Taking a shopping mall in Shenzhen as the research object, we implement the indoor thermal comfort research through the questionnaires and field measurement in summer. Analysing the survey data through spss and statistical regression. We found that the average temperature is 26.9℃; The average clothing clo in shopping mall is 0.56clo; Results also showed that the preferred temperature was 26.4℃; The indoor air quality be accepted by 84% measured objects. The indoor heating and humidity environment conform to the designing standard, but the indoor air quality needs to be improved.

[Keywords] shopping mall; Shenzhen; summer; indoor thermal comfort

0 引言

深圳是我国夏热冬暖地区的代表性城市, 夏季 100340pa、冬季大气压 101760pa, 年平均气温 22.5℃, 最热月平均温度 28.6℃、平均相对湿度 77%, 极端最高温度 38.7℃, 极端最低温度为 0.2℃, 夏季长达半年。深圳市大型商场大多采用集中或半集中空调系统来维持室内热舒适, 并且空调系统几乎全年供冷。空调能耗巨大, 在大量能源消耗的代价下, 商场内的热湿环境是否能让顾客感觉舒适? 商场设计温度是否与期望温度一致? 为此, 作者采用现场实测和主观问卷调查的方法对深圳某大型商场室内热舒适进行研究。

1 商场调查方案设计

1.1 调查时间、地点及环境选取

本次调查时间为 2016 年 6 月中旬, 在深圳南山区进行了 6 天的实地调研, 测试时间段为 10:00~21:30。本次商场调研环境的选取均选择具有代表性的地点, 为了使调查者充分适应调查区域的微环境, 此次选择调研的地点均路程相对较长。

1.2 调查对象

本次调查为深圳某商场建筑, 是一家集购物、娱乐、休闲与餐饮于一身的综合性百货商场。该商场共四层, 地下一层, 地上三层, 总建筑面积 23 万 m²。且调查时正是该地区一年温度较高季节, 此时调研的准确数据, 对于合理设计该商场的热湿环境以及商场的维护管理具有参考价值, 若能发现满足舒适性下的商场热环境变化规律, 不仅能为商场购物创造一个健康舒适的环境, 还能节约能源。

1.3 原始数据收集

本次调查采用现场测试热湿环境和主观热舒适问卷相结合的方法, 两者同时进行。调查所针对的室内环境采用

风机盘管加新风的半集中式空调系统为商场供冷。

1.3.1 商场热湿环境测试

调查者在调查商场热湿环境时参照《民用建筑室内热湿环境评价标准》(GB/T 50785-2012) 对商场热湿环境进行测量与评价, 测量的参数主要包括室内空气温度、相对湿度、空气流速及室内黑球温度, 采用的测量仪器如下所示。

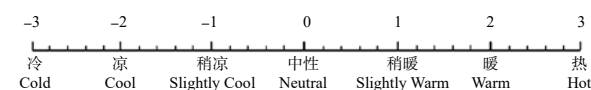
表 1 主要测量仪器参数

仪器名称	型号	测量范围	测量精度
温湿度记录仪	TR 88290	T: -40~85℃ CRH: 0~100%	T: ±0.6℃ CRH: ±3%
黑球温度计	JTR10	5~120℃	±0.2℃
热球风速仪	TESTO 425	0~20m/s	±(0.03+5%)

1.3.2 商场主观问卷调查

本次调查共收到有效样本数 348 份。现场调查中, 从商场的销售及顾客中随机选择调查者, 问卷内容包括 4 部分。其中第一部分为被调查者的个人信息, 包括身高、体重、年龄等情况; 第二部分为被调查者的服装及配件情况; 第三部分为被调查者的活动强度; 最后一部分为被调查者的对测试环境的热感觉、热舒适、热环境的满意率、热环境的评价和室内空气品质的主观评价。主要的问卷内容如下所示:

A 热感觉投票 (TSV)



B 热环境评价

☐ 可接受 (0)

☐ 不可接受 (1)

图 1 问卷投票标尺

作者简介: 黄华明 (1993—), 男, 湖南郴州, 在读研究生。

Email: huanghuaming@e.gzhu.edu.cn

2 商场调查结果分析

2.1 影响室内热湿环境要素分析

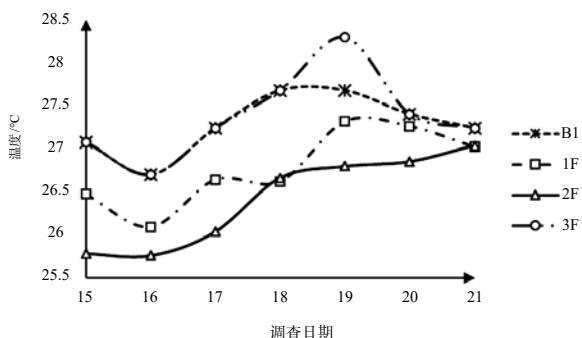


图2 商场各楼层调研期间逐日温度变化趋势

表2 环境要素及 Top 统计表

参数	空气温度 / $^{\circ}\text{C}$	相对湿度 /%	室内风速 / (m/s)	平均辐射温度 / $^{\circ}\text{C}$	Top/ $^{\circ}\text{C}$
最小值	25.6	45.5	0.06	25.96	25.8
最大值	29.2	73.8	0.17	29.69	29.4
平均值	26.9	57	0.11	27.69	27.33
标准差	0.62	5.91	0.03	0.63	0.61

图2给出该商场各层日均变化趋势，从中可以发现商场1、2层的温度大致在 $26\sim 27^{\circ}\text{C}$ 区间内，而-1层与3层温度偏高，平均温度大约在 27.5°C ，可能的原因是由于该商场具有中庭，夏天从玻璃天窗透射的太阳能直接照射到-1层和3层，导致两层的温度较其他楼层偏高。表3给出了影响室内热湿环境的四个因素及Top (operative temperature) 的结果统计。从中可以看出室内空气温度在平均值为 26.9°C ，满足在热舒适范围 $22^{\circ}\text{C}\sim 28^{\circ}\text{C}$ 范围内^[1]，标准差为0.62说明温度波动范围很小，基本稳定在平均值附件。室内相对湿度基本控制在国家标准规定的30%~70%范围内。在商场内部考虑人体与周围空气及壁面的自然对流和辐射换热的作用，采用作业温度Top作为评价指标^[2]，由于检测的室内风速平均值在 0.11m/s ，风速极其小，商场内的最大风速为 0.17m/s ，均低于人体对风速的感觉阈值 ($\leq 0.2\text{m/s}$)，因此风速在本次调研中不会对热舒适性产生明显影响，且风速 $\leq 0.1\text{m/s}$ 时操作温度选择可近似等于室内空气温度与室内平均辐射温度的平均值^[3]。

图3给出的TSV与TOP的箱式图，总体上看热感觉在0和3分布较广，随着热感觉等级的提高，TOP中50%的温度范围和中位值呈明显上升趋势^[4]。

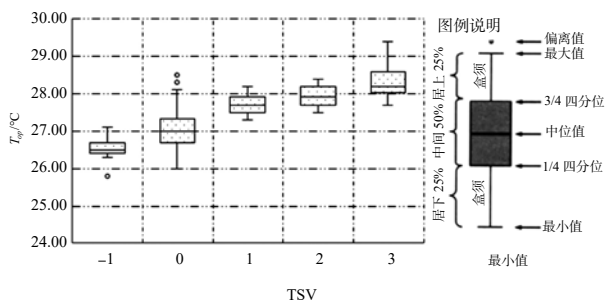


图3 TSV与TOP的关系

2.2 运动水平及衣服热阻分析

本次问卷调查对象主要为商场工作人员及顾客，其运动水平主要可分为静坐、站立、散步、沿路行走4种，根据《民用建筑室内热湿环境评价标准》(GB/T 50785-2012)^[5]查得静坐的新陈代谢率为1met，站立（商店售货）的新陈代谢率为1.6met，散步的新陈代谢率为1.9met，沿路行走的新陈代谢率为2.4met。

2.2.1 人员运动水平分析

以Fanger建立的基于人体静坐条件下的热舒适评价模型对于除了静坐外的运动水平的热舒适预测有较大差异，因此对于商场的不同活动水平，有必要进行分析。

由图4的统计结果可知商场中站立活动水平为调研中的主要活动水平，可能的原因是调查问卷有一部份偏向于商场工作人员。其次，人员运动状态下的活动水平占据了总人数的43%，因此在考虑商场空调热舒适对人的影响时，因以该活动水平下的人员热舒适感觉为主要参考源。最后可以看出静坐下的活动水平在商场总比例很小，几乎可以忽略不计。

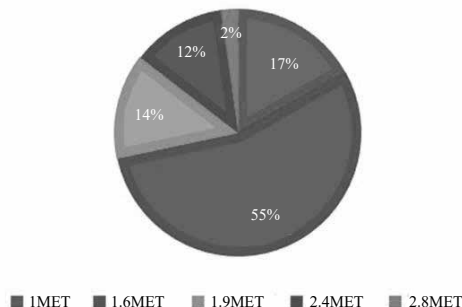


图4 不同人员运动水平统计结果

2.2.2 被调查者服装热阻分布情况

被调查者的衣服热阻参照ASHRAE Standard 55-2010及《民用建筑室内热湿环境评价标准》(GB/T 50785-2012)确定服装热阻值，得到此次测试被调查者的平均服装平均热阻值为0.56clo，与以前不同学者的研究结果得出的夏季热阻平均值在0.35~0.6的区间范围相符^[6]。服装分布如表3所示。

表3 不同服装热阻所占比例分布

服装热阻 /clo	比例 /%
0.3~0.4	2.2
0.4~0.5	31
0.5~0.6	7.1
0.6~0.7	56.2
0.7~0.9	3.5

由表3可知深圳地区服装热阻主要分布在0.4~0.7之间，占到总人数的94.3%，相比雷丹妮对重庆夏季服装热阻调查，其夏季服装热阻多在0.2~0.4clo区间^[8]，王伟等对昆明夏季室内服装热阻统计发现0.25~0.35clo之间出现的频率最高^[8]。深圳地区服装热阻与其它城市的差别可能与当地居民长期处于空调环境所形成的穿衣习惯有关。由图5可以得出在0.3~0.4clo区间不同性别由显著差异，男性人数在该区间明显低于女性人数，可能的原因是在偏离中性温度时女性对温度的变化更敏感^[9]，而在其他热阻区间，不同性别没有明显差异。

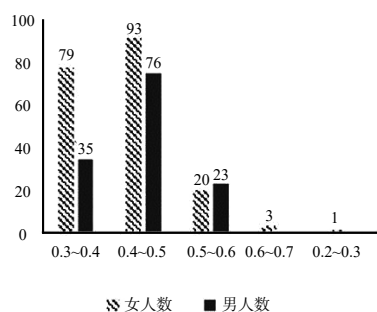


图5 不同性别与服装热阻的关系

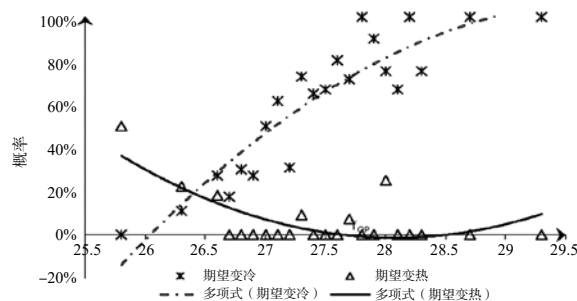
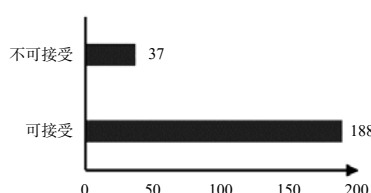
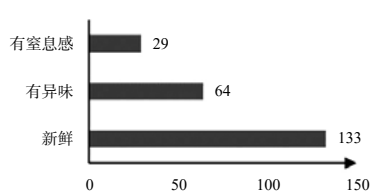


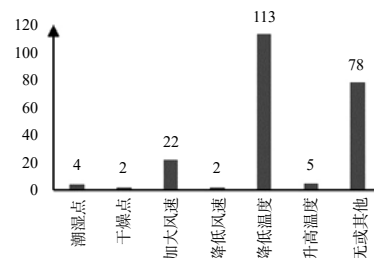
图6 热舒适期望与 TOP 的关系



(a) 受试者对某商场热环境评价结果



(b) 受试者对某商场室内空气品质评价结果



(c) 受试者对商场内环境改善措施

图7 其它主观调查结果

2.3 期望温度

通过对期望变冷和期望变热的数据结果创建数学模型,其数学表达式分别为式(1)和式(2)。图6给出了热舒适期望概率与top的关系,从图中可看出,随着top的增大,期望变冷的概率逐渐增大,期望变热的概率逐渐减小,最终期望变冷的概率达到100%,期望变热的概率接近于0,形成两条互相交叉的曲线。当期望变冷的概率与期望变热的概率相等时,可表示为被测试者既不期望变冷与不期望变热,可认为此交叉点就是人们期望的温度,从图8可以得到期望温度为26.4℃

期望变冷拟合公式;

$$P = -0.0717TOP^2 + 4.2915TOP - 63.104 \quad (R^2 = 0.8401) \quad (1)$$

期望变热拟合公式;

$$P = 0.0726TOP^2 - 4.0795TOP + 57.256 \quad (R^2 = 0.5359) \quad (2)$$

由图7a可以得到商场室内热环境总体良好,可接受率占84%,室内空气质量的不可接受率为16%,低于ASHRAE标准62-1989R《Ventilation for acceptable indoor air quality》中对室内空气质量的不可接受率20%的规定,说明商场内空气可接受^[10]。不过,从图7b统计得到了商场室内空气品质,13%的受试者感觉室内空气有窒息感,27%的被调查者认为室内空气有异味,而只有59%的受试者认为商场室内空气新鲜,发现商场室内空气品质还有待改善。图7c为我们改善室内热舒适提供了参考性的方案,从图7c发现大多数人对于当前温度不是很满意,说明商场室内设计温度还有待商榷,其次改变送风速度也是一个优化室内热舒适性的方法。

3 结论

- (1) 深圳某商场的室内平均温度为26.9℃,相对湿度为57%,平均辐射温度27.69℃,室内平均风速为0.03m/s。
- (2) TSV在0和3分布较广,随着热感觉等级的提高,

TOP中50%的温度范围和中位值呈明显上升趋势。

(3) 此次测试被调查者的平均服装平均阻值为0.56clo,与以前不同学者的研究结果得出的夏季热阻平均值在0.35~0.6的区间范围相符。

(4) 深圳地区商场期望温度为26.4℃,商场室内热湿环境总体良好,不过空气品质有待改善。

参考文献

- [1] 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012.
- [2] 曹彬,朱颖心,欧阳沁,等.北京地区冬季室内人体热舒适性及热适应性调查[J].暖通空调,2010,40(5):98-101.
- [3] ISO. ISO 7730:2005 Ergonomics of the thermal environments analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria[S]. Geneva: ISO, 2005.
- [4] 赵凌君,李丽,周孝清,等.广州地区校园夏季室外热环境舒适性研究[J].建筑科学,2016,32(8):93-98.
- [5] 《民用建筑室内热湿环境评价标准》GB/T 50785-2012.
- [6] 王海英,胡松涛.对PMV热舒适模型适用性的分析[J].建筑科学,2009,25(6):108-114.
- [7] 雷丹妮.服装对人体热舒适影响的实验研究[D].重庆大学,2012.
- [8] 王伟,罗会龙,高亚锋,等.昆明地区夏季居住建筑室内热环境测试及热舒适调查[J].暖通空调,2011,41(6):93-95.
- [9] Nicol JF. Adaptive thermal comfort standards in the hot-humid tropics[J]. Energy and Building, 2004, 36(7):628-637.
- [10] 《Ventilation for acceptable indoor air quality》ASHRAE 62-1989R.

影剧院座椅送风气流组织模拟及优化

赵玉娇¹, 周敏², 骆海川², 陶鹏飞²

(1. 西安科技大学, 陕西西安 710054; 2. 中国建筑西北设计研究院有限公司, 陕西西安 710018)

[摘要] 座椅送风系统是较适用于影剧院观众厅等高大空间区域的系统形式, 本文运用 Airpak 软件模拟陕西某影剧院观众厅夏季座椅送风的气流组织, 通过对温度场、速度场的分布比较, 得出最优的送排风参数及回风口位置, 为工程设计提供了有效的依据。

[关键词] 影剧院; 座椅送风; 数值模拟; 气流组织

Simulation and Optimization on Airflow Distribution for Chair Ventilation in a Theater

Zhao Yu-jiao¹, Zhou Min², Luo Hai-chuan², Tao Peng-fei²

(1 School of Energy and engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an, Shaanxi 710054, China; 2. China Northwest Architecture Design and Research Institute CO. LTD., Xi'an, Shaanxi 710018, China)

[Abstract] Chair ventilation system is suitable for the theater room. In this paper, Airpak 3.0 is used to simulate the air distribution of the chair ventilation in a theater hall in Shaanxi. Through the comparison of the distribution of the temperature field and the velocity field, the optimal locations and the parameters of the outlet are provided, which also provide an effective basis for engineering design.

[Keywords] Theater; Chair ventilation; numerical simulation; air distribution

0 引言

影剧院建筑的主体是观众厅, 是观众停留的中心场所, 也是空调系统的主要服务对象。影剧院观众厅内, 虽分为池座和楼座, 但其总高度较大, 且顶部有照明、设备等热源分布, 此外纵向及横向跨度也较大, 因此若采用混合通风, 则整个观众区的空气品质差, 且送风温度低, 通风效率低, 系统能耗高。如果观众席采用座椅下置换风口送风, 则显现空气最先接触到人员, 在人体热源的诱导下逐渐上升, 可以在人体周围形成一股由新鲜空气组成的上升气流, 因此可以采取较高的送风温度, 比如送风温度高于 18℃。由于置换通风室内存在着热分层现象, 下部工作区温度低, 上部非工作区的温度高, 故通风效率较高。

因此对于影剧院观众厅等高大空间区域来说采用置换通风空调系统最能发挥它的独特的优越性^[1]。赵渊等人采用 CFD 方法, 对影剧院内采用地面附近侧送风形式的置换通风进行了数值模拟, 在原有设计的基础上, 通过合理地调整风口位置及送风参数获得了较好的通风效果^[2]。座椅送风是置换通风的一种, 将送风口与座椅相结合, 从而形成更为均匀的气流组织, 适用于热源密度大的场所, 如体育馆、剧场等。李金华等人通过数值模拟与现场测试, 分析了座椅送风条件下观众厅的气流组织与舒适性^[3,4]。龚光彩等人采用 FLUENT 软件对剧场座椅送风气流组织进行模拟研究, 对比分析各种送风条件下的温度场和速度场^[5]。

本文所分析的陕西某剧院主要包括一个大剧场、一个多功能厅、一个排练厅、休息化妆用房、地下车库及其他配套用房。总建筑面积 52722m², 其中地上部分面积 20722m², 地下部分面积 32000m²。建筑高度 31.9m, 地上 3 层, 地下 2 层, 局部地下 4 层。总坐席数 2484 座, 其

中大剧场共 1962 座, 多功能厅 522 座。

该大剧场观众厅拟采用置换下送风(变风量)空调方式, 送风形式为座椅送风, 上部回风。本文拟对送排风参数及风口的位置的优化问题通过数值模拟加以深入研究, 以便为设计方案的优化提供参考依据。

1 模型设置及边界条件

在本研究中, 采用 CFD 技术模拟评估不同送、排风参数对室内热舒适及通风效果的影响。所有的计算都是用 AirPak 3.0.16 实现, 其中质量、动量、能量守恒方程均是用有限体积法求解。标准 k-ε 方程和理想气体状态方程用于湍流闭合和边界条件的模拟。控制方程采用一阶迎风解法。为了减小网格数量, 提高运算速度, 建立数学模型时采取了一定的简化处理。模型采用四面体网格, 总数为 1,557,936, 并且在重要区域局部细化。该大剧场的 CFD 模型示意图见图 1。

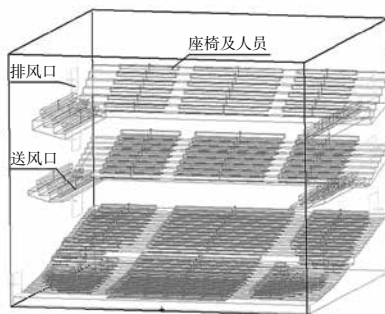


图 1 陕西某剧院观众区 CFD 模型示意图

该大剧场座位区每人送风量 50m³/h, 人员的发热量按照 80W/人, 回风量按每人 30m³/h 计算, 设置一个门为自由出流, 多余的风从门压出; 回风口尺寸确定原则为: 回风口风速要求 ≤ 3m/s。模拟过程中各工况的边界条件如表 1 所示。

基金项目: 陕西省科技厅面上基金资助项目 (No.2016JM5029); 西安科技大学培育基金 (No.2014056)。

作者简介: 赵玉娇 (1987—), 女, 陕西西安, 讲师, 博士。
Email: zhaoyujiao@xust.edu.cn

表1 陕西大剧院室内热环境模拟边界条件

	人体散热量 (W/人)	送风温度 /°C	送风量 (m³/h 人)	送风速度 (m/s)	回风口中心 高度/m	回风口 位置
工况1	80	20	50	0.1	7, 13.1, 19	两侧
工况2	80	20	50	0.1	7.5, 13.6, 19.5	两侧
工况3	80	22	50	0.1	7, 13.1, 19	两侧
工况4	80	22	50	0.1	7.5, 13.6, 19.5	两侧
工况5	80	20	50	0.2	7, 13.1, 19	两侧
工况6	80	20	50	0.1	25	顶部

2 结果分析

2.1 回风口高度影响

对工况1和工况2条件下室内温度场和流场的模拟结果进行分析和对比,表明:送风温度和送风量都相同的情况下,回风口中心初始高度分别为:7m, 13.1m, 19m, 当提高回风口中心高度0.5m,即三层的回风口高度分别为:7.5m, 13.6m, 19.5m时,大剧院座位区的流场和温度场分布有显著地差别。

工况1和工况2条件下,X方向纵向中轴面的速度场对比如图2(a)和2(b)所示,从图中可以看出,两种条件下整个大剧院座位区的气流速度可以满足风速不高于0.5m/s的舒适性要求。然而从图2中可以看出,池座前部

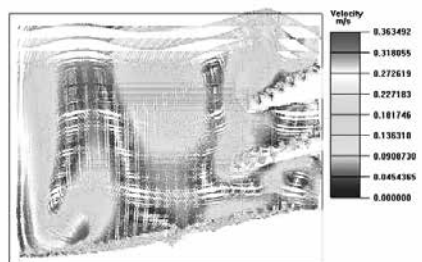
靠近舞台区会产生较大的回流,因此座位靠前的区域易产生吹风感。比较图(a)和(b)可知,当回风口位置较低(回风口中心高度分别为:7m, 13.1m, 19m),座位区的气流速度相对较小。

两种工况下,X方向纵向中轴面的温度场对比如图3(a)和3(b)所示,从图中可以看出,两种条件下整个大剧院座位区的空气温度处于25°C以下,可以达到设计要求。然而从图3中可以看出,池座后部远离舞台区及二楼楼座部分温度较高,超过27°C,局部区域达到29°C,易产生闷热感。

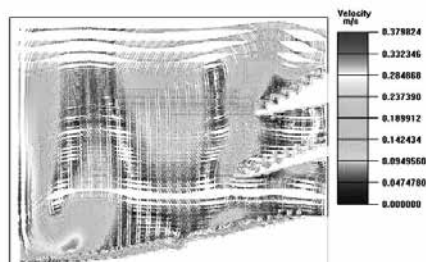
2.2 送风温度影响

对工况1和工况3条件下室内温度场的模拟结果进行分析和对比,结果表明送风量及回风口位置都相同的情况下,送风温度分别为:20°C和22°C时,大剧院座位区的温度场分布有显著地差别。

工况1和工况3条件下,Z方向纵向中轴面的温度场对比如图4(a)和4(b)所示,从图中可以看出,两种条件下整个大剧院座位区的空气温度有明显差异。当送风温度为20°C时,整个观众厅的空气温度可以满足设计要求,在25°C以下;当送风温度为22°C时,整个观众厅的空气温度较高,尤其是楼座区均超过25°C,无法满足设计要求。

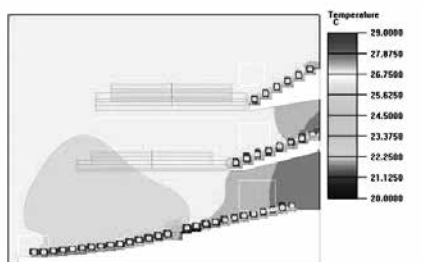


(a) 工况3, 回风口中心高度 7m,13.1m,19m

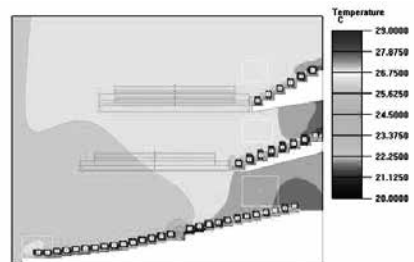


(b) 工况4, 回风口中心高度 7.5m,13.6m,19.5m

图2 纵向X截面速度场

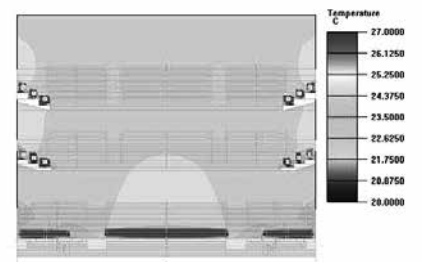


(a) 工况3, 回风口中心高度 7m,13.1m,19m

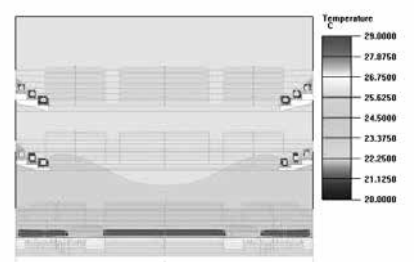


(b) 工况4, 回风口中心高度 7.5m,13.6m,19.5m

图3 纵向X截面温度场



(a) 工况1, 送风温度 20°C



(b) 工况3, 送风温度 22°C

图4 纵向Z截面温度场

2.3 送风口出风速度影响

对工况 1 和工况 5 条件下室内流场的模拟结果进行分析和对比,表明:送风温度和送风量都相同的情况下,座椅条缝送风口的出风速度分别为:0.1m/s 及 0.2m/s,大剧院座位区的流场分布有显著地差别。

工况 1 和工况 5 条件下, X 方向纵向中轴面的速度场对比如图 5 (a) 和 5 (b) 所示,从图中可以看出,工况 1 条件下整个大剧院座位区的气流速度可以满足风速不高于 0.5m/s 的舒适性要求;工况 5 条件下大剧院座位区前部的气流速度过大,达到 0.69m/s。并且从图 5 (b) 中可以看出,池座前部靠近舞台区会产生较大的回流,因此座位靠前的区域易产生吹风感。

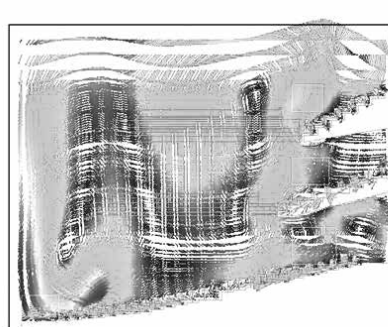
2.4 送风口出风速度影响

工况 1 和工况 6 条件下, Y 方向纵向中轴面不同高度

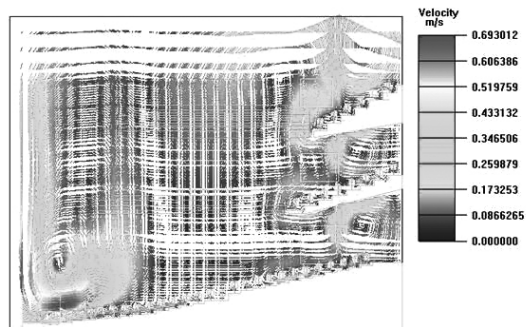
处的温度场对比如图 6 (a) ~ (f) 所示,从图中可以看出,两种条件下整个大剧院座位区的空气温度有明显差异。当采用两侧回风时,除了底层池座靠近舞台处温度较高,其它观众厅空间的空气温度基本可以满足设计要求,即在 25℃ 以下,且随着高度的增加,温度逐渐降低,整个空间较舒适。而当采用顶部回风时,底层池座区域温度全部超过 25℃,会使人感到闷热,不舒适。随着高度的增加,靠近舞台部分温度有所降低,然而整个观众厅的空气温度仍较高,尤其是中部区域均超过 26℃,无法满足设计要求。

2.5 舒适性指标 PMV 分析

本文采用模拟软件计算得到整个观众厅的 PMV 值。其中将人员的服装热阻设为 $0.57\text{m}^2\cdot\text{k}/\text{W}$ (穿着长裤和短袖衬衣),人员活动量为静坐,平均辐射温度近似取为空气温度 25℃,得到 6 种工况的 PMV 值,如图 7 所示。

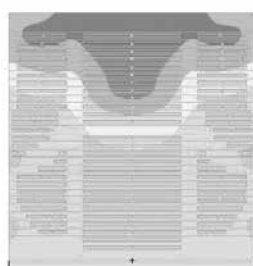


(a) 工况 1, 送风口出风速度 0.1 m/s

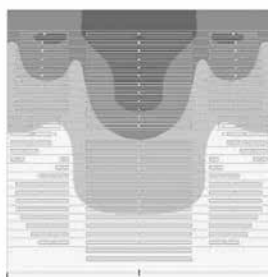


(b) 工况 5, 送风口出风速度 0.2 m/s

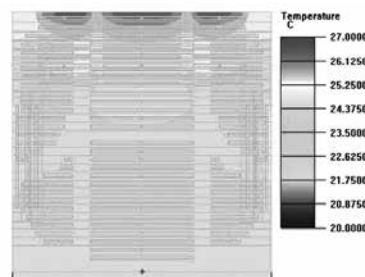
图 5 纵向 Z 截面速度场



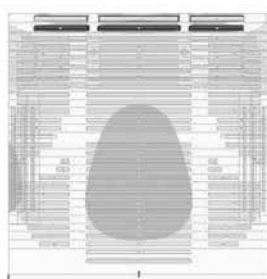
(a) 工况 1, 两侧回风 (Y=7m)



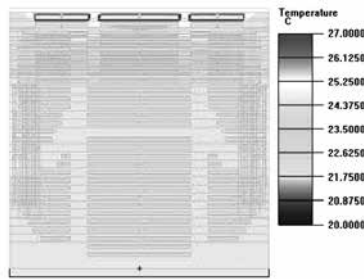
(b) 工况 6, 顶部回风 (Y=7m)



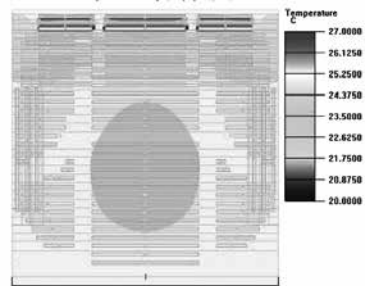
(c) 工况 1, 两侧回风 (Y=13.1m)



(d) 工况 6, 顶部回风 (Y=13.1m)



(e) 工况 1, 两侧回风 (Y=19m)



(f) 工况 6, 顶部回风 (Y=19m)

图 6 纵向 Y 截面温度场

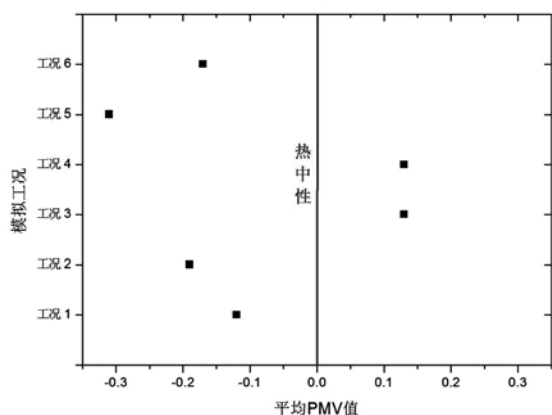


图7 PMV 计算结果图

从图7可见,工况1的整场PMV值最接近中性,为-0.12,工况5的PMV值最大,为-0.31。由此可知,工况1的热环境最舒适。

2.6 舒适性指标 ADPI 分析

在舒适性空气调节中,可以用测点温度、风速作用的有效温度差 θ 值来评价人的舒适性:

$$\theta = (t_1 - t_h) - 8(v_1 - 0.15)$$

其中, θ 为综合温度(°C); t_1 为测点温度(°C); t_h 为室内设计温度(°C); v_1 为测点风速(m/s)。根据资料,在 $\theta = -1.7 \sim +1.1$ 的范围内,多数人感觉到舒适。

ADPI值可通过下式确定:

$$\text{ADPI} = \frac{(-1.7 < \theta < 1.1) \text{ 的测点数}}{\text{总测点数}} \times 100\% \quad (1)$$

根据资料,ADPI>80%时可以视为空调区处于热舒适状态。本文采用模拟软件计算得到整个观众厅的ADPI值,如图8所示。

从图8可见,6组工况的ADPI值均大于80%,即6组工况均处于热舒适状态。其中工况1的整场ADPI值最高,为89.6%,工况3的ADPI值最低,为85.5%。由此可知,工况1的热环境最舒适。

3 结论

座椅置换通风是一种较理想的适用于剧院观众厅区域

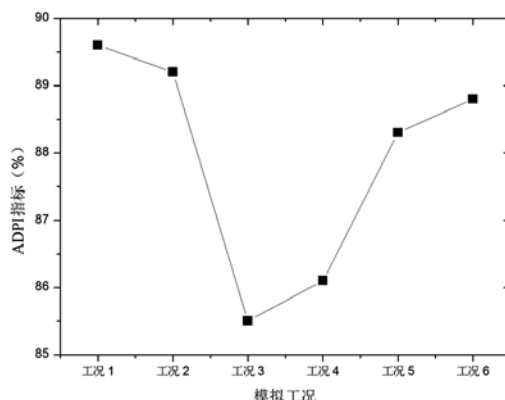


图8 ADPI 计算结果图

的气流组织形式,本文通过一实际工程的数值模拟,分析了剧院观众厅内的温度场和速度场,得出了适用于剧场观众厅座椅送风的相关参数,为优化设计提供了有效的依据:

(1)观众区宜采用座椅置换送风口,回风口宜布置于各层观众席端墙上部的气流组织方式;

(2)观众区每个座位按每人送风量 $50\text{m}^3/\text{h}$,采用座椅送风,以满足室内空气品质和热舒适的要求;

(3)送风温度宜取 20°C ,可以取得较好的整场温度、速度分布。观众席头脚的温度差不会超过 3°C ;

(4)回风口宜在回风井上开设,两侧各开三个,共六个回风口,回风口面积的确定:回风口风速要求 $\leq 3\text{m/s}$ 。

参考文献

- [1] 张雨潇,韩旭,童鑫.影剧院室内空气流组织研究现状与进展[J].洁净与空调技术,2015,3:17-21.
- [2] 赵渊,唐胜利,周李军.影剧院建筑内置换通风方式的优化设计[J].重庆大学学报(自然科学版),2006,29(3):48-50.
- [3] 李金华,苏辉,林来豫.某观众厅夏季座椅送风气流组织的模拟与测试分析[J].暖通空调,2011,41(4):85-90.
- [4] 李金华,苏辉,葛广辉.某剧场夏季座椅送风气流组织的测试分析[J].洁净与空调技术,2007,2:44-46.
- [5] 龚光彩,李凌风,任中俊等.剧场座椅送风气流组织数值模拟[J].建筑热能通风空调,2008,27(3):6-9.

自然通风对人体热舒适性分析

胡繁昌, 胡文举

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 经济的发展,使得人们的生活水平逐步提高,对生活环境的要求也越来越高,因此创造一个健康舒适的室内环境是非常必要的。文章首先考虑到目前我国建筑高能耗的状况,了解到自然通风不仅可以降低建筑能耗,而且能有效改善室内环境,因此自然通风对于人体热舒适性的研究至关重要。而后从人体热舒适性的几个影响因素考虑,分析了每个因素的特点,进而对人体热舒适评价指标、PMV 指标修正模型、适应性评价模型来对自然通风的热舒适进行了分析。

[关键词] 能耗; 自然通风; 评价指标; 热舒适模型

Analysis of Thermal Comfort of Natural Ventilation

Hu Fan-chang, Hu Wen-ju

(Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044)

[Abstract] Economic development, making people's living standards gradually increased, the living environment requirements are getting higher and higher, and so to create a healthy and comfortable indoor environment is very necessary. First of all, taking into account the current situation of high energy consumption in China, it is understood that natural ventilation can not only reduce building energy consumption, but also improve the indoor environment effectively. Therefore, natural ventilation is very important for the study of human thermal comfort. Then, from the influence factors of human thermal comfort, the characteristics of each factor are analyzed, and then the thermal comfort evaluation of the natural ventilation was analyzed by the evaluation index of human thermal comfort, the correction model of PMV index and the adaptive evaluation model.

[Keywords] energy consumption; natural ventilation; evaluation index; thermal comfort model

0 背景

随着经济和技术的发展,人们生活水平有了稳步的提高。在满足温饱要求之后,人们逐渐对周围的生活环境提出了更高的要求。研究表明,现代社会中人们有 85% 的时间是在室内环境中度过的^[1]。室内良好的热舒适环境不仅可使人们精神愉快,而且有助于提高工作效率。所以研究热舒适的基本规律,创造一个健康舒适的室内环境是非常必要的。

据统计资料显示,目前我国建筑能耗占社会终端总能耗的 30% 以上,而建筑能耗中约有 60% 消耗于采暖空调,而且我国单位面积的建筑能耗仍呈逐年递增的趋势,因此降低能耗对于建筑节能具有重要意义^[2]。

1 自然通风的重要性

自然通风一直是住宅建筑中重要的生态设计策略之一,在室内外微环境的调节中具有重要的作用。作为一项成熟而廉价的通风技术,可以在不消耗任何能源的情况下降低室内温度,带走潮湿气体,达到人体热舒适,有利于减少建筑能耗。

自然风以清新、柔和、多变和适宜的吹风感受而受到人们的普遍喜爱,自然通风可有效改善人体热舒适环境,降低空调能耗^[3]。自然通风的目的:一是利用自然通风控制室内空气品质,二是利用自然通风解决夏季或过渡季的室内热舒适性问题,取代或部分取代空调。越来越多的研究证明,空调的应用也给人们带来了一种“疾病”。门窗紧闭的空调房间空气不流通,缺乏足够的新鲜空气,环境得不到改善,长期在这样的环境中工作学习容易出现头昏、全身无力、犯困、鼻塞、耳鸣、记忆力减退等症状,这就

是常见的“空调病”。因此人们不能忽视自然通风对于室内环境中的重要性。

长期以来,人们根据区域气候特点,在寒冷、严寒地区形成了“封闭型通风文化”,在热带、亚热带和温暖地区则形成了“开放型通风文化”,并以此作为建筑通风造型设计的样板^[4]。

2 人体热舒适性影响因素

人体热舒适受到很多复杂因素的影响,主要分为两类:环境因素和人的因素^[5]。

2.1 人体因素

(1) 人体服装热阻

在皮肤和人体最外层衣服表面之间的热传递是非常复杂的,它包括介于空间内部的对流和辐射过程,还有通过服装自身的热量传递,所以服装热阻是影响人体热舒适性的重要因素。

Gagge 引入 I_{cl} 的表示来表明人体通过皮肤向服装外面散热的总传热阻力,服装热阻 I_{cl} 指的是显热热阻,常用的单位是 $m^2 \cdot K/W$ 和 clo,两个单位之间的关系是 $1clo = 0.155m^2 \cdot K/W$ 。1clo 的定义是一个静坐者在 21℃ 空气温度、空气流速小于 0.05m/s、相对湿度不超过 50% 的环境中感到舒适所需要的服装热阻。其中夏季服装热阻一般为 0.5clo,冬季服装热阻一般为 1.5~2.0clo。

(2) 人体自身代谢率

人体的能量代谢率受到很多种因素的影响,如肌肉活动强度、环境温度高低、进食后时间长短、神经紧张程度、性别和年龄等。

人体在进行活动时就会产生热量,因此人体的能量代谢率直接影响人体与周围环境的热交换。其中能量代谢单位 $1met = 58.2W/m^2$,其定义为人静坐时的代谢率。正常人 20 岁时的最大代谢率可达到 12met,但到 70 岁时就会降到 7met。

作者简介: 胡繁昌(1994—),男,湖北孝感,在读硕士。
Email:1392501459@qq.com

2.2 环境因素

(1) 空气温度

空气温度是影响人体热舒适性的主要因素，它直接影响人体通过对流以及辐射换热的显热交换。人体对温度的感觉相当灵敏，反复试验表明，人判断冷热的重现能力，并不比机体生理反应的重现能力低，在一些情况下，这种主观温热感觉往往较某些客观的生理量度更具有意义。

(2) 空气相对湿度和流速

空气相对湿度的大小不仅影响人体皮肤表面的水分蒸发，而且还会影响人体的排汗过程，因此相对湿度直接或间接的影响人体舒适度，过高或者过低都会引起人体的不良反应。相对湿度在 40%~70% 的范围内时，人体可以保证正常的蒸发过程。假若在高温环境中，相对湿度高于 70%，常常会引起人体的不适，并且这种不适感随空气湿度的增加而增加。

空气流速除了影响人体与环境的显热和潜热交换速率外，还影响人体的皮肤触感，人们把这种气流造成的不适感称为“吹风感”。

(3) 平均辐射温度

温度在绝对零度以上的一切物体都发出辐射，人在室内与室内各物体之间存在着辐射热交换，平均辐射温度即室内对人体辐射换热有影响的各表面温度的平均值。

实际的生产、生活环境中，空气温度和平均辐射温度并不总是均匀、相等的，人们常常会遇到机体某一部分受冷和受热，比如室内上下温度明显不对称，人体一侧有辐射热源等等，所以研究平均辐射温度相对于空气温度的偏差以及不对称受热或散热对人体生理或感觉反应的影响，确定其允许限值尤为重要。

3 自然通风热舒适性分析

3.1 人体热舒适评价指标

目前，评价人体热舒适最具权威和代表性的是预测平均投票数 PMV (Predicted Mean Vote) 和预测不满意百分数 PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) 评价指标^[6]。它是在大量实验数据的统计分析基础上，结合人体的热平衡理论，提出的表征人体热舒适的一个较为客观的指标，该指标综合考虑了 6 个客观物理因素的影响，包括 4 个环境因素（温度、湿度、风速、平均辐射温度）和 2 个人为因素（人体活动程度和衣服热阻）^[7]，并从心理、生理学主观热感觉的等级为出发点，较为合理地反映了人体的主观感觉和客观物理状态之间的关系，SHRAE Standard 55 和 ISO 7730 在此基础上建立了热舒适标准，公式^[8]如下：

$$PMV = [0.303e^{-0.036M} \times 0.028] L \quad (1)$$

该式中， L 为人体热负荷，单位为 W/m^2 ，PMV 采用了 7 个分度等级，见下表 1：

表 1 PMV 指标分度级别表

热感觉	冷	凉	微凉	适中	微暖	暖	热
PMV 值	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3

PMV 指标代表了同一环境下绝大多数人的感觉，但是人与人之间存在生理差别，PMV 指标并不一定能够代表所有人的感觉。因此，Fanger 又提出了预测不满意百分比 PPD 指标来表示人群对热环境不满意的百分数。

ISO7730 标准推荐以 $PPD \leq 10\%$ 作为设计依据，即 90% 以上的人感到满意的热环境为热舒适环境，此时对应的 $PMV = -0.5 \sim +0.5$ 。许多研究表明，对于采用采暖空调

系统的建筑，PMV 指标能够很好地预测室内舒适温度。

3.2 PMV 指标修正模型

越来越多的现场调查分析表明，非空调环境下的 PMV 与实际热舒适调查结果有着较大的偏差，这对 PMV 模型提出了挑战，也引起了 PMV 创始人 Fanger 的关注。Fanger 等人研究认为，这主要是由于在非空调环境下人们对环境的期望值低造成的，在自然通风环境下的受试者觉得自己注定要生活在较热的环境中，所以容易满足，给出的 PMV 值就偏低。为了使 PMV 模型在非空调环境下也能适用，Fanger 提出了在温暖气候下非空调房间 PMV 的修正模型，引入了一个值为 0.5~1 的期望因子 e 来修正当量稳态空调条件下计算出来的 PMV，并给出了不同气候条件下不同区域的期望因子 e 。

$$PMV_e = e \times PMV \quad (2)$$

在图 1 中可以看出比较了在非空调环境中采用 PMV 修正模型的预测结果与热舒适实测结果，该图表明 PMV 修正模型的预测结果与实测结果吻合程度有所提高，但一个很明显的缺陷是，在实测结果中当实验者认为自己处于热中性时，修正后的 PMV 值依旧是 0.3，即 PMV 修正模型并不能在实验者认为热中性时正确地给出预测值 0^[9]。

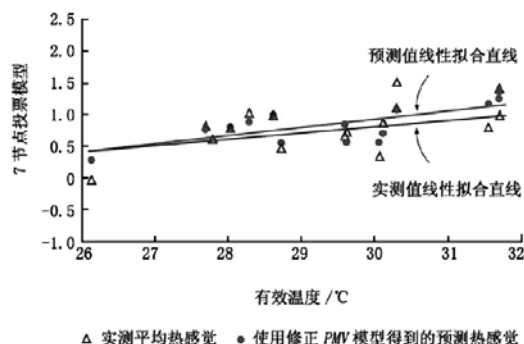


图 1 修正 PMV 模型与实测值的比较

在该图中，纵坐标 7 个节点投票模型即对应表 1 中的 7 个 PMV 指标分度级别。

3.3 适应性评价模型

适应性模型是以四大洲不同气候区的 160 栋建筑的 21000 组调查数据为基础，针对 PMV 模型在自然通风环境下失效的问题，由 De Dear 和 Brager 于 1998 年首先明确提出的^[10]。适应性模型认为人不仅是环境刺激的被动接受者，同时还是积极的适应者，人的适应性对热感觉的影响超过了自身热平衡。适应性模型采用线性回归分析将室内中性温度和月平均室外温度联系起来。De Dear 和 Brager 给出的线性回归公式^[11]：

$$T_{conf} = 0.31T_{a,out} + 17.8 \quad (3)$$

该式中， T_{conf} 为室内最优的舒适温度； $T_{a,out}$ 为室外空气平均温度。

Humphreys 等人给出的线性回归公式^[12]略有区别，如式 (4) 所示：

$$T_{conf} = 0.54T_{a,out} + 13.5 \quad (4)$$

适应模型根据 90% 和 80% 可接受舒适度定义了一个室内舒适温度 T_{conf} 的范围，见图 2。

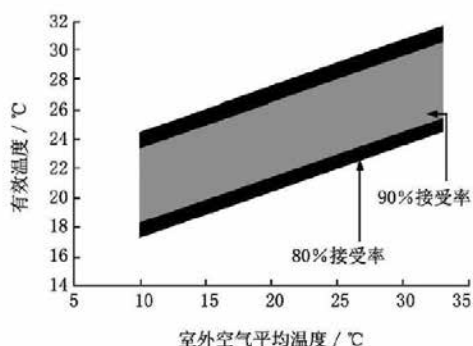


图2 自然通风建筑的适应性热舒适标准

在实际应用中,可以计算出指定月份的最高和最低气温的平均值,然后根据下图确定自然通风建筑中室内有效温度的可接受范围,评价既有建筑中热环境的接受率。

上述适应模型仅考虑了温度对人体热舒适性的影响,均未考虑风速、相对湿度、服装热阻和新陈代谢量对人体热舒适性的作用,因此,不能全面地反映自然通风条件下人体热舒适性。

4 结论

(1) 在我国单位面积的建筑能耗仍呈逐年递增的情况下,建筑节能越来越多的被人们所关注。自然通风作为一项成本低的技术,可以在不消耗任何能源的情况下降低室内温度,改善室内空气品质,满足人体热舒适性要求,对于减少建筑能耗起着重要的作用。

(2) 人体热舒适性主要与环境因素和人自身因素有关。其中环境因素包括人体服装热阻和人体自身代谢率,人自身因素包括空气温度、空气相对湿度和流速以及平均辐射温度。

(3) 自然通风热舒适评价模型应综合考虑室内环境因素和个人行为因素,全面的反应人体的冷热感觉。对自然通风环境与空调稳态环境的物理参数应该进行更进一步的

的分析,发展一种适用于自然通风环境下的类似 PMV 指标的集总参数模型或评价指标。

参考文献

- [1] 龙惟定. 室内空气品质 [J]. 建筑技术通讯 (暖通空调), 1989, (04): 16-20.
- [2] 郑洁, 黄炜, 赵声萍. 绿色建筑热湿环境及保障技术 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [3] 孙一坚. 工业通风 [M]. 第三版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.
- [4] 林宪德. 绿色建筑 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
- [5] 韩杰. 自然通风环境热舒适模型及其在长江流域的应用研究 [D]. 湖南大学, 2009.
- [6] ISO7730. Moderate Thermal Environment-Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort[S]. Geneva: International Standard Organization, 1984.
- [7] 欧阳沁, 戴威, 周翔, 朱颖心. 自然通风环境下的热舒适分析 [J]. 暖通空调, 2005, (08): 16-19.
- [8] Fanger P O. Thermal Comfort [M]. Copenhagen: Danish Technical press. 1970: 110-114, 128-133, 22-23, 41-42.
- [9] Fanger P O, Toftum J. Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates. Energy and Buildings, 2002, 34(6): 533-536
- [10] Richard J. de Dear, Gall S B. Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and preference[J]. ASHRAE Trans, 1998, 104(1).
- [11] Brager G S, de Dear R. A standard for natural ventilation[J]. ASHRAE J, 2000, 42(10): 21-28.
- [12] Humphreys M A, Nicol J F. Outdoor temperature and indoor thermal comfort: raising the precision of the relationship for the 1998 ASHRAE database of field studies[G]. In: ASHRAE Trans. 2000, 106(2). 485-492.

空调房间气流组织设计模拟

刘云苹

(山东建筑大学热能工程学院, 山东济南 250101)

[摘要] 本文主要研究在一个特定的环境中, 通过改变其送风口、回风口的位置, 来改变气流组织形式。采用 CFD 技术, 对不同送风方式的速度场、温度场进行数值模拟, 通过对不同送风方式的速度场和温度场的分析, 得到了该室内气流组织的合理性和人员所处不同区域的热舒适性, 并以此来指导办公室内空调通风的设计和改造。并利用模拟结果对解析解进行了验证, 得到最适合该房间的送风方式。

[关键词] 气流组织; CFD 模拟; 速度场; 温度场; 数值模拟

Numerical Simulation of Air Distribution in Air Conditioned Room

Liu Yun-ping

(College of Thermal Engineering, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101)

[Abstract] This paper focuses in a specific environment, by changing the air outlet, return air inlet, change the air distribution forms. Using CFD technology, numerical simulation of velocity field and temperature field, By means of different air supply way of the analysis of the velocity field and temperature field for the indoor air distribution is reasonable and the thermal comfort in different areas, and thus to guide the design and improvement of air-conditioning and ventilation in the office. and the use of simulation results to verify the analytical solution, and get the most suitable way of sending wind in the room.

[Keywords] Airflow; CFD; Velocity field; Temperature field; Numerical simulation

0 引言

据现有调查资料表明, 对于一般上班族在室内活动的时间大约为 20 个小时。可以看出, 室内空气品质的好坏和人们的工作效率, 以及健康状况成正比^[1]。随着科技的发达, 空调已经不再是过去仅仅提供生产, 工作环境需要的工具了, 而是成为了调节室内空气质量重要部分。经研究发现, 气流组织的形式对装有空调的室内的空气品质有着决定性作用, 其直接影响着房间内的温度, 气流流动速度, 区域温差, 区域流速以及空调耗能等方面。经空调系统处理过的空气, 由送风口进入空调房间, 与室内空气进行热质交换后由回风口排出, 其必然引起室内空气的流动, 形成某种形式的气流流型和速度场。速度场往往又是温度场、湿度场和浓度场存在的基础和前提, 所以不同要求的空调房间, 往往也要求有不同形式的气流流型和速度场。气流组织设计的任务就是合理地组织室内空气流动, 使室内工作区空气的温度、流速和湿度等设计参数是人们舒适性空调设计要求或厂房工艺性空调设计要求。空调房间气流组织的是否合理, 不仅直接影响空调用风地点的空气调节的成败, 而且也对整个空调系统的节能效果产生影响。

影响气流组织的因素很多, 如室内空气送风口的型式、数量和位置, 排(回)风口的位置, 送风参数(如送风温度、送风口速度等), 空调房间的几何尺寸及各种热源的扰动等。本文将采用 CFD 技术研究送风参数对室内空气速度场和温度场的影响, 通过数值模拟使不同工况下的速度场和温度场再现出来, 这一技术不仅直观、利于方案比较, 而且节省了大量的人力、物力, 大大缩短了设计周期, 对于改善室内空气品质以及保证实现最优化设计都有着重要的意义。

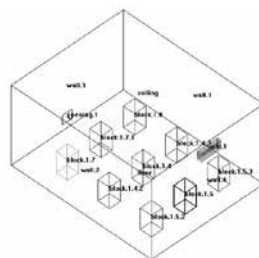
1 紊流数值模拟方法

室内的气流大多属于紊流, 可仅考虑紊流粘性而忽略

分子粘性的影响, 在壁面附近可视为边界层流动。紊流是一种高度复杂的非稳态三维流动, 该流态中的物理参数既是空间的函数也是时间的函数。一般认为, 无论紊流运动多么复杂, 非稳态的 Navier-Stokes 方程对于紊流的瞬时运动仍然是适用的。但是由于描述紊流的物理量相关并具有脉动性, 对脉动性的修正将产生高阶相关的偏微分方程, 并伴随新的未知量, 故紊流方程组无法得到精确的解, 因此, 数值模拟便成为一种主要的研究方法。紊流数值模拟方法大致分为直接模拟(DNS), 大涡模拟(LES), 雷诺(Reynolds)时均方程方法等方法。

2 物理模型的建立

本文以一空调房间为研究对象, 所研究的空调办公室房间尺寸为(长×宽×高)5m×4m×3m, 送风口的中心距地面为 2.7m, 送风口的尺寸为 350mm×350mm, 回风口尺寸为 700mm×300mm。空调房间内有 3 台计算机、3 个人、1 台打印机等热源设备。为了简化计算, 将热源均分成 9 个正方形模型布置在房间内, 白天不考虑灯光的照明。坐标原点为房间的几何中心。简化的物理模型如下图所示:



3 数学模型

为了简化问题, 作如下的假设:

(1) 室内气流为不可压缩常物性牛顿流体, 稳态湍流流动, 且符合 Boussinesq 假设^[2];

(2) 不考虑太阳辐射以及房间内部各表面的辐射换热影响, 固体壁面上满足无滑移条件, 在计算模型中不考虑;

作者简介: 刘云苹(1993—), 女, 山东济南, 硕士生。

Email: 1574176886@qq.com

(3) 门、窗、墙壁密闭性好, 不考虑漏风的影响。根据实际情况采用的计算方法是 by Launder 和 Spalding 等提出的 $k-\varepsilon$ 双方程模型^[3]。

模型的控制方程为:

(1) 连续性方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

(2) 动量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{3}{2} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right] + \rho g_i + F_i \quad (2)$$

式中, ρ 为空气的密度 (kg/m^3); P 为空气静压 (Pa); ρg_i 为 i 方向上的体积力 (N/m^3); F_i 为由热源引起的源项; μ 为运动粘度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)。

$$\frac{\partial (\rho u_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_i}{\sigma_i} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] + S_h \quad (3)$$

式中, P_r 为湍流普朗特数; S_h 为体积热源。

(4) 湍流动能 k 方程^[3]

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon \quad (4)$$

(5) 湍流动能耗散率 ε 方程

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon}}{k} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

式(1)~式(5)中, $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_\mu=0.09$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$ 。

4 边界条件

采用 airpak 流体分析软件建立模型, 并进行计算网格的划分和求解离散控制方程, 模型各边界条件可描述如下:

(1) 入口边界: 送风口定义为速度入口, 送风速度为 3m/s , 送风温度为 20°C ; 湍流动能取 $k=0.04$, 湍流动能耗散率取 $\varepsilon=0.008$ 。

(2) 出口边界: 回风口定义为出流。

(3) 壁面边界: 空调房内壁面边界设为恒温边界, 其温度为 26°C ; 计算机为热源体, 热流量为 150W ; 人员也设为热源体, 热流量为 115W , 打印机热流量 100W 。

(4) 离散方法采用有限体积法^[4]。

(5) 收敛标准的确定: 能量方程的残差小于 10^{-6} , 其余方程的残差小 $10^{-3[5]}$ 。

5 模拟结果与分析

5.1 同侧上送下回 (详见图 1、2)

从速度分布图可以看出, 气流组织进入房间的送风口时, 呈现射流状态, 且射流状态的气流范围在不断地增大。当气流进入房间后, 首先横冲向另一侧墙壁, 但并不是直接进入了工作区, 而是有较长的和室内空气掺混的距离, 既有一定的贴附长度, 因受浮力影响射流速度逐渐减小。由于墙壁及室内障碍物, 气流在室内形成多个回流和涡流区, 气流分布较好, 且工作区内的气流速度较低, 且分布比较均匀, 不会产生吹风感, 舒适性较好, 速度基本不超过 0.3m/s , 符合暖通空调安装规定。

从温度分布图可以看出, 在此房间里, 有些地方的温

度出现了一些不顺畅连接。温度场在入口处的变化最大, 在垂直方向有明显的温度分层现象在有风口布置的横断面上, 温度较低。屋顶处的温度比地面处的温度要低。工作区的温度在 $295\sim 300\text{K}$ 之间, 符合暖通空调的规定。

综合分析, 同侧上送下回的送风方式无论是温度场还是速度场都可以达到舒适度要求, 是一种比较提倡的通风方式。

5.2 异侧下送上回 (详见图 3、4)

从速度分布图可以看出, 气流组织进入房间后, 受到西侧热源设备的阻挡, 靠近送风口的地面区域形成了射程较短的贴附射流, 由于射流的卷吸作用, 在射流的上方形成了明显的旋涡区, 使得此处的工作区风速过大, 然后进一步向其它工作区扩散开来。总体来看, 工作区的的风速都大于 0.3m/s , 使得人员会有吹风感, 并不会感到舒适。

从温度分布图可以看出, 送入室内的空气温度低, 密度大, 由于从房间的下部送入, 送入的新鲜空气沿着地面弥散开来, 形成一个空气湖, 送入的新鲜空气直接进入工作区, 而不需要先与房间内的污染空气混合, 因此工作区的空气清洁度很好。

通过分析可以得出, 此种通风方式虽然使得工作区的空气达到较高的清洁度, 但是由于工作区的风速较大这一缺点, 使得人员会有吹风感, 舒适性比较差。所以并不建议采用此种送风方式。

5.3 异侧上送下回 (详见图 5、6)

从速度分布图可以看出, 气流组织由送风口进入房间, 气流呈现湍流状态, 在房间顶部气流出现射流区域, 但其速度呈递减趋势。最小速度可达到 0.3m/s , 工作区域的风速为 $0.1\text{m/s}\sim 0.3\text{m/s}$, 与暖通空调中规定的范围偏差不大。气流不直接进入人的活动区域, 有较长的距离与室内空气混掺, 可以形成比较均匀的速度场, 大部分工作人员所处的位置风速都小于 0.3m/s , 不产生吹风感。

从温度分布图中可以看出, 在此房间里, 温度出现不顺畅链接。房间顶部的温度与地面比较温度要更低, 但工作区的温度分布较均匀, 在 $299\text{K}\sim 310\text{K}$ 的范围之间, 符合暖通空调规定的范围。因此, 此种形式的经济效率是很高的。

5.4 异侧上送上回 (详见图 7、8)

从速度分布图可以看出, 气流组织由送风口进入房间, 气流呈现湍流状态, 在房间顶部气流出现射流区域, 但其速度呈递减趋势。气流进入房间后先横冲向另一侧墙壁, 不会直接进入工作区, 一部分气流会直接通过出风口流出, 另一部分气流有较长的距离与室内空气混掺, 可以形成比较均匀的速度场, 且工作区内的气流速度较低, 速度基本不超过 0.3m/s , 不会产生吹风感。

从温度分布图可以看出, 在此房间里, 温度出现不顺畅连接。温度场在入口处变化最大, 在垂直方向有明显的温度分层现象在有风口布置的横断面上, 温度较低。屋顶处的温度比地面处的温度要低。工作区的温度在 $295\sim 300\text{K}$ 之间, 符合暖通空调的规定。

综合分析, 上送上回送风方式对风速有一定的要求, 本设计风速过大容易出现短路现象, 使一部分送风和新风不能参与全室的作用, 容易使污染微粒在上升过程中污染其经过的操作点, 传统送风方式一般不采用这种方式。

6 结论

本文基于 CFD 方法, 应用 Fluent 模拟软件对办公室

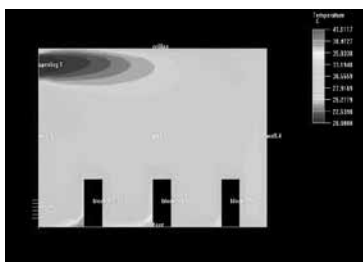


图1 同侧上送下回温场

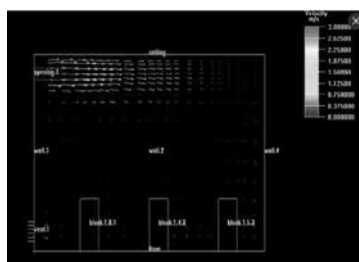


图2 同侧上送下回速度场

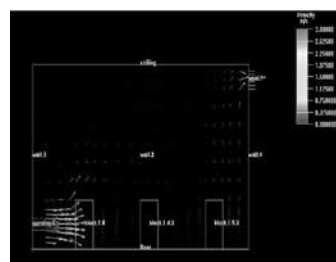


图3 异侧下送上回速度场

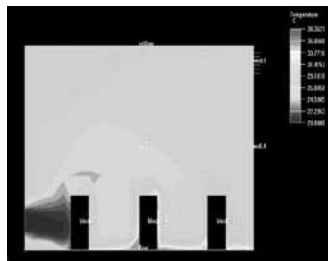


图4 异侧下送上回温度场

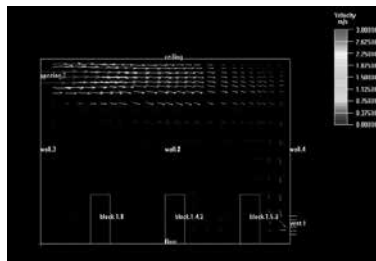


图5 异侧上送下回速度场

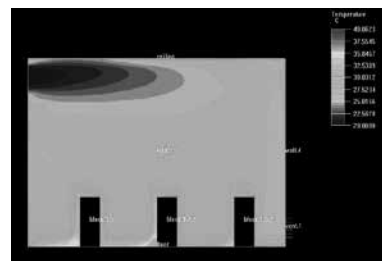


图6 异侧上送下回温度场

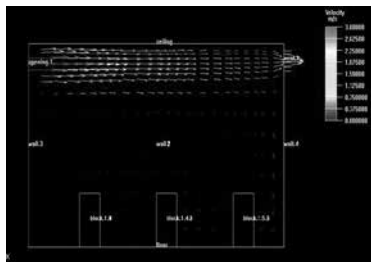


图7 异侧上送上回速度场

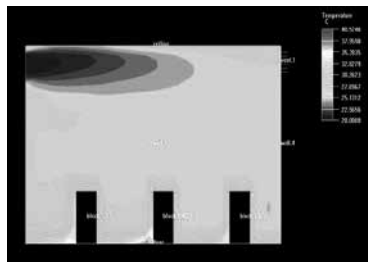


图8 异侧上送上回温度场

空调房间在送风温度为 20°C ，送风风速为 3m/s 时室内气流组织的情况进行了数值模拟，并得到了房间内的速度场和温度场，分析后得到以下结论：

(1) 冷气流在运动过程中受到障碍物和热气流的影响，速度衰减较快，射流的方向也会发生一定的偏转，在房间内会形成一定面积的回流区和涡流区，人在空调房间的舒适性受到影响。在斜侧上送下回方式中，射流方向的两侧的远角有明显的涡流区。在涡流区气流速度太小，则扰动较小，容易形成死角。

(2) 人员在不同的位置的速度场、温度场分布不一样，热舒适感明显不一样。在风口附近的人员有吹冷风感，在远角处的人员有明显的过热感。

(3) 采用同侧送回风方式时可以形成一个大涡旋，空气粒子的运动轨迹较长，新鲜空气可以较好的充满房间的每个角落，死角较少；采用对侧送回风方式时空气粒子的运动轨迹相对较短，新鲜空气不能较好的充满房间的每个角落，死角多。

(4) 采用同侧上送下回方式时大部分工作区域的温度在 $22\sim 24^{\circ}\text{C}$ 之间且分布均匀，人体感觉舒适；采用对侧上送下回方式时工作区温度分布均匀但温差较同侧上送下回方式稍大一些；采用下送上回方式时，由于送风为冷风，故送风口附近的工作区温度低，脚底有吹冷风的感觉^[6]。

通过对以上四种通风方式的温度场和速度场的比较与分析可以看出，上送下回（同侧上送下回、异侧上送下回）的通风方式无论在气流组织的分布情况还是在温度分布的均匀性方面都比其他两种方式更能满足人体舒适性的

要求，是两种比较提倡的送风方式。

利用文中的数值方法和计算程序，可以方便有效地模拟室内气流组织，得到相应的直观的速度分布图、温度分布图。通过对速度分布图所显示的气流流型的分析，可判知气流组织方式的特点、效果。可见，文中的室内气流组织模拟方法是进一步研究室内气流组织方法及其气流分布规律的有效手段之一。这一数值模拟方法也能帮助设计人员预测其气流设计方案的效果。这对于保证良好的房间空调系统气流组织设计方案、提高室内空气品质、减少建筑物的能耗，对建筑物热环境的节能设计及室内空气品质的评价都有重要的意义。

参考文献

- [1] 王琳, 李永安. 空调房间气流组织的数值模拟与分析[J]. 山东省制冷空调, 2007, 10(3): 274-277.
- [2] 吕品, 束永保, 许登科. 空调房间室内气流组织的数值模拟研究及应用. 安徽理工大学学报[J], 2005, 4: 22-26.
- [3] 王子彪, 韩建斌, 王钰等. 空调房间的气流组织的数值模拟. 黑龙江科技信息[J], 2009, (1): 22-23.
- [4] 范存养. 大空间建筑空调建造课题世界及工程实录[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001: 85-86.
- [5] Straube JF. Moisture in buildings. ASHRAE Journal 2002, (1): 15-19.
- [6] 徐丽, 翁培奋, 孙为民. 三种通风方式下的室内气流组织和室内空气品质的数值分析[J]. 空气动力学报, 2003, 21(3): 10-14.

建筑通风过程中的节能设计研究

陈海飞, 金懿豪, 郭晶晶, 周年勇, 陈孚江, 陈建芳, 郭强

(常州大学石油工程学院, 江苏常州 213016)

[摘要] 本文简述了国内外对建筑通风的节能研究及应用现状, 分析了现有通风节能措施, 并且提供了两种未来通风节能的设想。CPC 聚光光导照明通风系统包括采光罩、CPC 聚光器、导光管和漫射器, 白天使用 CPC 聚光器实现室内照明, 晚上 LED 灯条与光伏组件相连, 实现室内照明, 达到全天候照明的效果。百叶帘式光伏窗通过自动追光在调节室内采光量的同时还能获得电能收益, 其通过光敏元件的控制使其具有追踪太阳光的能力, 光伏百叶倾角的调节过程将形成扰流, 加速空冷散热, 进而提高光电转换效率; 将散热量与室内外进行热量交换, 进一步提升了光伏的发电效率, 极大降低了建筑室内能耗, 在建筑环境与能源应用领域拥有着广大的市场前景。

[关键词] 建筑通风; 节能; 光导照明; 光伏窗

A Study on Energy Saving of Building Ventilation

Chen Hai-fei, Jin Yi-hao, Guo Jing-jing, Zhou Nian-yong, Chen Fu-jiang, Chen Jian-fang, Guo Qiang

(School of Petroleum Engineering Changzhou University, Changzhou 213016)

[Abstract] This paper summarized the current situation of energy saving research and application of building ventilation at home and abroad, analyzing the existing ventilation and energy saving measures, providing two ideas for future ventilation and energy saving. Integration of light guide illumination and ventilation with CPC solar collector includes light-absorbing shade, CPC concentrator, light pipe and diffuser. In the daytime, the system use CPC concentrator to achieve indoor lighting; in the evening, LED light bar connects to PV modules to achieve indoor lighting, thus the system can achieve all-weather lighting. Through the control of the photosensitive element to have the ability to track the sun, the adjustment process of the PV louver will form a spoiler, accelerating the air cooling and heat dissipation, improving the photoelectric conversion efficiency. Indoor and outdoor heat exchanged, which enhanced the photovoltaic power generation efficiency, greatly reducing the indoor building energy consumption in the construction environment and energy applications.

[Keywords] Building ventilation; Energy-saving; Light guide illumination; Photovoltaic windows

1 国内外通风节能进展

现如今, 我国的建筑节能已经进入到了节能要求的第二阶段^[1], 建筑节能的重心正在逐步从东北地区、华北地区向夏热冬冷地区推进。一般来说, 夏热冬冷地区不属于采暖区, 其节能工作还没有达到第一阶段 30% 的节能基础, 夏热冬冷地区直接进入第二阶段; 总的来说, 既有建筑热工性能相对较差, 能源浪费十分严重。如果还不开展建筑节能设计的研究及应用、推进建筑节能工作, 将严重阻碍经济的发展, 对环境有较大的污染。

从自然通风的机理可得, 在相同的降温需求条件下, 与机械通风相比, 自然通风是无需消耗能源, 是一项免费的技术, 既降低运行费用, 也达到了节能减排的作用。部分研究结果表明采用自然通风的建筑比采用机械通风的建筑一年可节省冷却能量为 14~41kW·h/m², 节约费用为 8~22 元/m²^[2]。此外, 国际能源署总结报告中指出, 欧洲国家采用自然通风的办公楼几乎可降低 50% 的建筑能耗^[3]。

在大多数机械性的商业建筑中, 通风过程中只是简单地提供标准规定的最低通风量^[4]。目前已经有许多成熟的技术可以将 HVAC 能耗与一个固定的最低基准线相比较; 其中一种方法是 (DCV) 控制通风法^[5-6]。研究人员估计, 该方法可以节省约 10% 的空调能源, 在不同的气候环境下,

即使在温和的气候条件下, 餐馆和零售也能节省 10% 的能源^[7]。在现代建筑设计中, 采用叠加效应来调节建筑的自然通风, 已被广泛应用于现代建筑设计中; 此外人们更多地关注和满足绿色建筑的设计要求, 降低其运行成本^[8-9]。

然而最近的研究表明, 商业建筑可以将能源消耗减少 15% 至 40%^[10]。在住宅和商业领域也开发了许多应用程序。Kintner-meyer^[11] 在整个办公室里建立了一个带有 30 个温度传感器的 WSN 监控系统。Wsn.Li 和 Becerik^[12] 开发了一个基于中央平台的 WSN 监控系统, 与其他构建管理系统进行监控和管理; 在该系统中可以实现通风窗口的自动调节。因此, 我们需要从更多的技术方面来考虑如何真正实现建筑节能的各项要求。

2 现有通风节能简要措施

2.1 屋顶的节能设计

针对目前建筑物的平顶结构, 设计人员可采用“保温屋顶”的特性, 设计安装架空或坡型隔热层, 使建筑结构成为合适便利的通风装置, 通过冷热对流有效冷却和隔热。也可以设置风帽, 将自然风通过进风帽送入室内, 通过排气罩将室内温度的污浊空气排出, 达到通风的目的。

2.2 建筑体的双层幕墙设计

双层幕墙也被称为“呼吸幕墙”, 是一种被广泛采用的先进技术, 幕墙系统由双层玻璃幕墙组成, 幕墙内外预设腔体, 空腔配有可调式百叶窗等遮阳设备以及入口和出口, 通过温差, 压差达到建筑物的主动效能, 冬天可以关闭入口和出口, 调节遮阳设备使太阳幕墙保温; 夏季可通过打开上下进出口, 使空气循环。综上, 建筑双层幕墙可

基金项目: 国家青年基金 - 渗流射流耦合作用下纤维空调末端气流流动规律与换热机制 (51308077)。

作者简介: 陈海飞 (1986—), 男, 江苏南通, 讲师, 博士。
Email: chfs@cczu.edu.cn

大大降低能耗,改善幕墙隔热、保温的性能。

2.3 空间布局设计

布局设计在很大程度上决定了通风效果的好坏,这就要求设计人员在早期测量数据时,利用计算机通风模拟系统,结合风速因素来确定建筑物的高度、宽度、形状,建筑物与建筑物之间的距离等数据,优化设计。在设计中,按照施工要求排列罩盖。当然,在城市密集型建筑中,自然通风的效果还是非常有限的。为了实现人体环境的舒适,还需要引入机械通气。

3 通风节能的技术设想

3.1 CPC 聚光光导照明通风系统的建立

如今国内住宅楼及大型商场应用太阳能光导照明系统的仍然不多,主要还是由于早晚时分太阳的辐照较小,倾角较大,导致光照强度不够照明所用,而早晚却是人们出行的高峰期;且在阴雨天等光照强度较低的情况下也无法使用,无法实现全天候照明。

基于以上情况,可以对光导管升级改造,建立该 CPC 聚光光导照明通风系统,采用聚光光导装置、照明装置和通风装置相结合的方式来实现建筑一体化与自然资源的高效利用,提高系统的实用性与高效性;采用结构简单的 CPC 聚光器,便于安装,无需对日跟踪,聚光倍数达到 2~6 倍。如图 1 所示,此种 CPC 聚光光导照明通风系统主要由三部分组成:聚光光导模块、通风模块和照明模块。

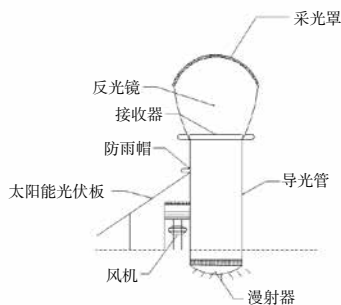


图 1 CPC 聚光光导照明通风系统结构示意图

由图 2 和图 3 可以看出,导光效率随着光线入射角的增大而降低,但入射角小于 60° 以下,光导通量能保证 70% 以上;而且 CPC 聚光的光导照明系统能显著提高导光通量,其亮度更高,照明效果更佳。在晴天时,传统的光导照明系统仅能满足最基本的照明需求,然而使用 CPC 聚光光导照明系统能显著提升照明亮度,导光通量可达 60W 以上,能够满足人们正常的照明需求,通过调节聚光比,也能够满足精密仪器加工车间的照明需求。

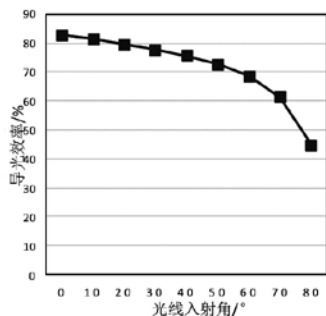


图 2 导光效率随光线入射角度增大变化趋势

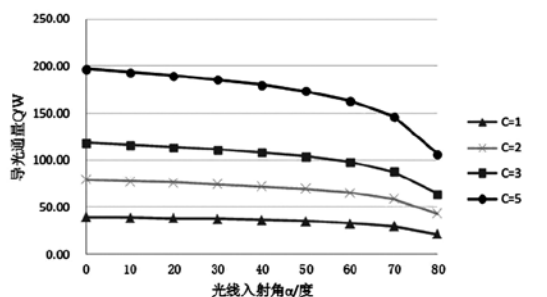


图 3 随直射光入射光角度增大光导系统的导光通量变化趋势

3.2 百叶帘式光伏窗自然通风系统的建立

光伏组件固定在框架上,一天中不能时刻保持阳光直射到光伏组件上,光伏组件接收阳光直射辐射低,无跟踪精度。基于以上现状,可以对传统光伏窗升级改造,建立了百叶帘式光伏窗自然通风系统,由薄膜太阳能光伏片取代传统百叶帘中的百叶,并且将其内置于中空双层窗中,可以用来调节室内采光量。加装空冷开关,具有空冷调节功能,加装光敏元件,具有追踪阳光的能力,光伏百叶片倾角的调节将形成扰流,加速空冷散热,进一步提高光电转换效率的同时可以通过空冷元件实现室内外的自然通风,夏季隔热,冬季采暖;这种夏季的外循环和冬季的内循环模式不仅能对光伏电池本身起到散热作用,还能极大的降低室内负荷,达到建筑节能的效果。

此种百叶帘式光伏窗自然通风系统主要由三部分组成:光伏百叶模块、窗体模块和玻璃模块。

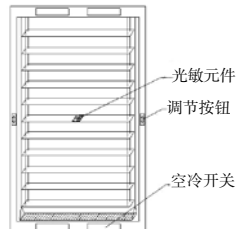


图 4 整体结构示意图

在相同环境条件下,我们还对百叶空冷型光伏、密封光伏窗与外置光伏板等三种不同光伏窗结构进行了对比。密封光伏板是外侧有玻璃密封而未开设内外循环通道的结构,而外置光伏板是直接放置在建筑墙体表面的外置光伏结构。

由图 5 所示在夏季百叶空冷型光伏表面温度比其他两种结构温度都要低,其光伏发电效率最高。而冬季百叶空冷型光伏系统除了发电之外,还可以通过内循环模式,给建筑室内供热,能够大大降低建筑所需的热负荷,从而达到自然通风、室内供暖的节能效果。

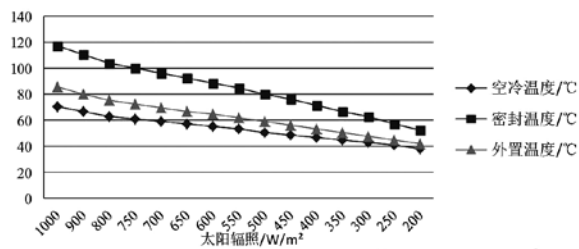


图 5 夏季三种窗户的电池板表面温度对比

4 结论

本文简述并总结了建筑通风过程中相应的节能措施,并提出了两种新的通风节能形式:CPC聚光光导照明通风系统和百叶帘式光伏窗自然通风系统。CPC聚光光导照明通风系统能达到全天候照明的效果,不仅适用于地下停车场,而且适用于室内建筑的照明通风需求;能大幅度提高光导照明系统的稳定性。百叶帘式光伏窗自然通风系统的建立相比于传统的结构无论是采光、发电量还是建筑通风上都有着一定的优势。两种新型通风节能系统均通过太阳能建筑一体化利用形式,为建筑室内提供电能的同时调节室内冷暖负荷,极大降低了建筑能耗,在建筑环境与能源应用领域拥有着广大的市场前景。

参考文献

- [1] 叶如棠. 跨世纪建筑节能策略: 跨越式发展 [J]. 建筑节能, 2000(1),3-9.
- [2] 夏一哉. 气流脉动强度与频率对人体热感觉的影响研究 [D]. 北京: 清华大学热能工程系, 2000:56-69.
- [3] British Research Establishment Conservation Support Unite (BRECSU). Energy Consumption Guide 19: Energy Use in office. Garston, Watford, UK, 2000.
- [4] ASHRAE. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, ASHRAE, Atlanta, GA, 2013.
- [5] Sundell J, Levin H, Nazaroff W W, et al. Ventilation rates and health: multidisciplinary review of the scientific literature: ventilation rates and health, Indoor Air 21 (2011) 191e204.
- [6] Fisk W J, Black D, Brunner G. Changing ventilation rates in U.S. offices: implications for health, work performance, energy, and associated economics, Building and Environment 47 (2012) 368e372.
- [7] Sanchez D G, Lacarriere B, Musy M, et al. Application of sensitivity analysis in building energy simulations: combining first- and second-order elementary effects methods, Energy Build[J]. 68 (Part C) (2014) 741e750.
- [8] Jo J, Lim J, Song S, et al. Characteristics of pressure distribution and solution to the problems caused by stack effect in high-rise residential buildings, Building and Environment 42(1)(2007)263-277.
- [9] Schmitt G. The green base station, in: 4th International Conference on TELESCon, Vienna, Austria, 2009.
- [10] Salsbury T, Diamond R. Performance validation and energy analysis of HVAC systems using simulation, Energy and buildings. 32(2000)5-17.
- [11] Kintner-Meyer M, Brambley M R, Carlon T A, et al. Wireless sensors: technology and cost-savings for commercial buildings, Teaming for Efficiency, in: 2002 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings. 2002, vol. 6, pp.121-7.134.
- [12] Li N, Becerik-Gerber B. Exploring the use of wireless sensor networks in building management, 2010.

基于气流组织的烧伤科病房空气安全风险分析

李雅漠, 居发礼

(重庆科技学院, 重庆 401331)

[摘要] 实地调研了国内9家二级、三级医院烧伤科病房的病房设置、病人安排、气流组织和烧伤科病房的数学物理特性参数, 并对现有烧伤科病房的典型气流组织形式进行了分析, 掌握各种气流组织下病房气流流动情况, 并对气流组织不合理的烧伤科病房空气安全的风险因素识别分析。提出对“多床一室”的烧伤科病房提出一种新的“单床独立”气流组织形式, 通过合理布置送、回风口和新风口的位置达到烧伤科病房通风安全的目的。

[关键词] 烧伤科病房; 气流组织; 风险识别; 通风安全

The Analysis of Security Risk of Air in the Wards of Department of Burn Based on Air Distribution

Li Ya-mo, Ju Fa-li

(Chongqing University of Science and Technology, Chongqing 401331)

[Abstract] Ward setting, patient arrangement, air distribution and the feature parameters of mathematical and physical of Department of Burn in 9 secondary and tertiary internally hospital have been researched in the field trip. And analysis of existing patterns of typical air distribution in the wards of Department of Burn. And identify the factors cause the air flow organization is unreasonable of security risk of air in wards of Department of Burn. According to the feature of wards of Department of Burn and propose a new method of air distribution for one bed individually in wards of Department of Burn which contain more than one bed to achieve the aim of the safety of ventilation in wards of Department of Burn with the reasonable arrangement of the locations of air supply outlet, return air inlet and fresh air inlet.

[Keywords] Wards of Department of Burn; air distribution; risk identification; safety of ventilation

0 引言

近年来, 医院大规模建设与改造逐渐由粗放型向精细化方向发展, 由于医院“以人为本”的特性使得病人就医时的交叉感染问题愈来愈受关注。烧伤科病房是医院感染管理的重点科室之一, 加强烧伤科病房感染管理是预防烧伤患者感染的重要环节。现有烧伤科病房气流组织大多是统一设置, 没有考虑到烧伤科病房的具体情况。烧伤患者烧伤后体表生理性防御屏障皮肤被破坏, 而且坏死的皮肤组织又是微生物生长繁殖的良好“培养基”, 烧伤创面极易感染^[1-2]。烧伤患者和被污染的空气直接接触是烧伤感染的主要感染途径之一^[3]。

感染是烧伤患者最常见的并发症及主要死亡原因, 感染可导致烧伤患者创面加深、伤口愈合时间延长, 甚至可导致患者死亡等严重后果^[4]。因此烧伤科病房内安全通风是保证烧伤患者健康疗养的必要要求, 研究安全通风下烧伤科病房的气流组织具有十分重要的意义与价值。本文通过调研分析掌握烧伤科病房的入院安排情况和烧伤科病房现有典型气流组织的数学物理特性参数, 通过风险分析对烧伤科病房气流组织不合理导致的空气不安全风险因素识别分析。

1 烧伤科病房的调研

1.1 调研目的

本次调研的目的是了解国内医院烧伤科病房的病房设置、病人安排、气流组织现状, 进而掌握烧伤科病房的气流组织现状和病房的基本情况, 为烧伤科病房空气安全风险识别提供参考。

表1 调研医院情况

序号	医院名称	医院等级	调研时间
1	西南医院	三级甲等	2016年12月25日
2	大坪医院	三级甲等	2017年01月07日
3	重庆医科大学附一院	三级甲等	2017年01月08日
4	德阳市人民医院	三级甲等	2017年01月19日
5	德阳市第二人民医院	三级甲等	2017年01月20日
6	绵阳市人民医院	二级甲等	2017年02月02日
7	北京积水潭医院	三级甲等	2017年02月10日
8	西南医科大学附属医院	三级甲等	2017年03月09日
9	息烽人民医院	二级乙等	2017年04月06日

1.2 调研对象

以本地有代表性、能反映医院烧伤科病房现状、不同级别的医院为调查对象, 对烧伤科病房的现状有全面深刻的把握。

1.3 调研方法

调研方法采用文献调研和现场调研结合的调查方法。文献调研通过中国知网 CNKI 等数据库和知大夫在线 APP 确定调研的医院和调研内容、范围。归纳总结烧伤科病房对病人安置的要求和烧伤科气流组织设计的要求。

现场调研是采访医护人员填写科病房的划分和烧伤患者的病房安置情况并填写调查表, 借助相机等设备记录烧伤科病房气流组织形式。实地观察后, 及时地整理撰写观察记录。调查表采用被调查医院医护人员填写和调查人员现场填写两种方式。医护人员填写的调查表由调查人员进行现场调查时做进一步核查, 发现与实际情况有出入时, 及时纠正。

作者简介: 居发礼 (1985—), 男, 江苏句容, 讲师, 博士。
Email: jufalli@126.com

2 调研结果分析

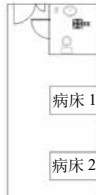
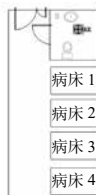
2.1 病房划分

调研中发现,不同的医院对烧伤科病房的情况也是不相同的,见表2。三甲医院烧伤科病房均按病床数量不等的病房等级划分,见表3。调研的三家二级和三乙医院烧伤科仅设置了多床室病房。独立设置烧伤科室的医院仅有北京积水潭医院和重庆西南医院;重庆大坪医院仅设置创伤科,将烧伤患者于创伤科其他患者安排于“多床一室”病房内;其他几家医院烧伤科均设置于美容整形科,因此存在烧伤患者与美容整形科的其他病因患者安排于同一病房的情况。由于医疗资源的紧缺,当烧伤科病房不足时,则在病房内或走廊上增加床位。

表2 医院烧伤科病房设置情况

序号	医院名称	1人间	2人间	3人间	4人间	5人间	6人间
1	西南医科大附属医院	+	+		+	+	
2	重庆医科大学附一院	+	+	+			
3	德阳市人民医院	+	+		+		
4	北京积水潭医院	+		+			
5	西南医院	+		+			+
6	大坪医院			+			
7	德阳市第二人民医院			+			
8	绵竹市人民医院			+			
9	息烽人民医院			+			

表3 医院烧伤科病房设置

一人间	二人间
 安置烧伤面积大病情严重的烧伤患者,病房洁净度高。	 无生命危险、烧伤面积大的烧伤患者,当烧伤科病床不足时可临时改为3~4人间
三人间	四人间
 无生命危险的烧伤患者	 无生命危险的烧伤患者
六人间	
 一般为康复区,该病房烧伤患者病情较轻。	

2.2 病人安置

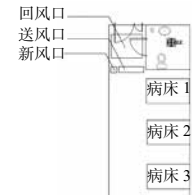
烧伤科对患者的安置方法,由表3可知,按照独立设置烧伤科的情况,可将医院分为两类:a类独立设置烧伤科,烧伤患者按照病情分类安置于烧伤科病房内,不存在与其他病因患者混杂在同一病房的情况;b类烧伤科设置为烧伤整形科,该类医院的患者存在与其他病因患者混杂在同一病房的情况。

按照烧伤科对患者病情分类安置的情况可分为三类:A类医院,只有一种烧伤病房,即每个烧伤病房病床数都相同,因此不对烧伤患者按照病情分类安置病房,即将烧伤患者安排于“多床一室”烧伤科病房内;B类医院,有多种烧伤科病房,其对烧伤患者的安置则是通过对患者的烧伤面积进行分类,对于有生命危险、烧伤面积大的患者安排于一床室;无生命危险的烧伤患者安排于人数不等的多床室;C类医院,在B类医院的基础上设置康复区(六床室),对于病情恢复情况较好的患者转移安置于康复区。由于医疗资源紧缺,大、中型城市的医院病房常常人满为患,烧伤科病房也不例外。当烧伤科病房床位不够时,烧伤科则是采取在病房中或走廊上增加床位,B、C类医院的烧伤科单床病房临时加病床情况较普遍。

2.3 气流组织

气流组织^[5]即是对气流流动的方向、速度及温、湿度分布均匀性进行组织。影响气流组织的因素很多,如室内

表4 医院烧伤科病房气流组织

风机盘管+新风系统,侧送上回	风机盘管+新风系统,上送上回
 气流从送风口、新风口送出依次从病床3流向病床1回到回风口处	 气流从送风口、新风口送出依次从病床1流向病床3回到回风口处。
地板辐射+新风系统,侧送侧回	风机盘管+新风系统,上送上回
 通过地板辐射换热系统控制病房温湿度,病房内通过新风口送入病房,气流依次从病床3流向病床1通过排风口(与厕所排风口相通)排出。	 气流通过送风口散流器送入病房内,流向位于对侧的病床,通过回风口排出。(如上图)
分体式空调	
 室内外气流通过门窗缝隙渗透交换。	

空气送风口的型式、数量和位置，排（回）风口的位置，送风参数（如送风温度、送风口速度等）、空调房间的几何尺寸及各种热源、污染源的扰动等^[6]。

烧伤科病房现有气流组织由表 4 可知，烧伤科病房现有典型的气流组织形式有：上送上回、侧送上回。四床以下的多床室（含四床），病床均匀布置在病房的同侧，气流从送风口送出依次经过同侧的每张病床；六床一室的烧伤科病房，病床均匀布置在病房两侧，气流依次流过处于对侧的病床流入回风口。

3 讨论

采用侧送上回气流组织形式的烧伤病房，气流从送风口、新风口送出依次从病床 3 流向病床 1 回到回风口处。病床 1 为上风向，病床 3 为下风向，由于烧伤患者病情特殊，创面均裸露在空气中，气流流过上风向烧伤患者，易携带上风向烧伤患者创面的病原菌，使得空气受到污染，受污染后的气流流过低风向病床的烧伤患者极易导致下风向病床烧伤患者的创面感染。当烧伤患者的病情越严重，其创面的病原菌种类越复杂，气流流过时携带走的病原菌就种类越多，导致下风向病床烧伤患者受到感染的风险越大。由于烧伤患者的烧伤面积越大，创面也越大，因此，失去的皮肤屏障也越多，其免疫力降低的越多，当受污染的气流流过烧伤面积越大的烧伤患者时，其由于空气不安全而受到感染的风险也越大。

3.1 当前气流组织的感染风险识别

烧伤科病房空气安全风险评估分为定性评估和定量评估。通过对烧伤科病房的调研，掌握烧伤科病房的典型气流组织现状，运用定性分析识别影响烧伤科病房空气安全

的气流组织的风险因素。为了解决定性评估客观性问题，笔者提出基于风险矩阵的烧伤科病房气流组织不合理风险评估方法^[7]。对烧伤科病房由于气流组织不合理导致的空气安全风险的评估首先是对烧伤科病房气流组织不合理风险评估首先是识别出由于气流组织不合理导致的病房空气安全的风险，评估风险的影响，计算风险等级^[8]。表 5 为风险影响等级说明，表 6 为检查感染风险影响等级说明。

表 5 风险影响等级说明

风险影响	说明
1	烧伤患者病情轻
2	烧伤患者病情中
3	烧伤患者病情重

表 6 交叉感染风险等级说明。

风险影响	说明
0	发生交叉感染可能性低（病人在上风向）
1	发生交叉感染可能性中（病人在中间）
2	发生交叉感染可能性高（病人在下风向）

根据表 5 和表 6 确定风险等级参照表，这里只考虑风险等级是为了将风险的大小表示的更直观的相对等级，并不等说明风险的大小^[9]。

表 7 风险等级对照表

风险影响	交叉感染风险概率		
	1	2	3
1	0	1	2
2	0	2	4
3	0	3	6

表 8 烧伤科病房的交叉感染风险正交分析矩阵

编号	病床风险与病情风险描述			风险等级
	上风向病床 1	中间病床 2	下风向病床 3	
1	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情轻 1	0+1+2=3
2	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情中 2	0+1+4=5
3	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情重 3	0+1+6=7
4	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情轻 1	0+2+2=4
5	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情中 2	0+2+4=6
6	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情重 3	0+2+6=8
7	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情轻 1	0+3+2=5
8	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情中 2	0+3+4=7
9	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情重 3	0+3+6=9
10	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情轻 1	0+1+2=3
11	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情中 2	0+1+4=5
12	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情重 3	0+1+6=7
13	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情轻 1	0+2+2=4
14	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情中 2	0+2+4=6
15	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情重 3	0+2+6=8
16	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情轻 1	0+3+2=5
17	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情中 2	0+3+4=7
18	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情重 3	0+3+6=9
19	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情轻 1	0+1+2=3
20	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情中 2	0+1+4=5
21	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情轻 1	烧伤患者病情重 3	0+1+6=7
22	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情轻 1	0+2+2=4
23	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情中 2	0+2+4=6
24	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情中 2	烧伤患者病情重 3	0+2+6=8
25	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情轻 1	0+3+2=5
26	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情中 2	0+3+4=7
27	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情重 3	烧伤患者病情重 3	0+3+6=9

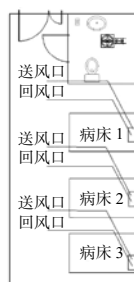


图1 单床气流组织示意图

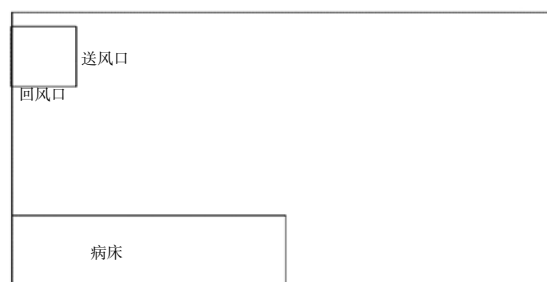


图2 单床气流组织剖面图

由表8可知,中间病床和下风向病床的烧伤患者病情对交叉感染风险等级的影响最大,从风险等级为9的病人安置方式来看,导致交叉风险等级增加的主要原因时中间病床和下风向病床的烧伤患者病情严重,与上风向病床的烧伤患者病情严重程度无关。比较编号6和编号8两种病人安置方式,在上风向病床患者病情相同和房间同一病情患者数量相同的情况下,将病情较严重的患者安置于中间病床,另一个患者安置于下风向病床发生交叉感染风险等级降低;比较编号8和编号20两种病人安置方式,在下风向病床患者病情相同和房间同一病情患者数量相同的情况下,将病情较严重的患者安置于上风向病床,另一个患者安置于中间病床发生交叉感染风险等级降低;比较编号18和编号26两种病人安置方式,房间同一病情患者数量相同的情况下,将病情较轻的患者安置于下风向病床,发生交叉感染风险等级降低。可知同一烧伤科病房不同病情的烧伤患者的安置方式影响烧伤科病房内由于空气不安全导致的交叉感染风险等级。

综上所述,当病情不同的烧伤患者安排在同一多床病房时,上风向病床的烧伤患者病情的严重程度不同,烧伤患者交叉感染的风险大小也不同。在该气流组织下烧伤患者存在交叉感染的风险,这种气流组织形式并不适用于烧伤科病房。

3.2 新型“单床”气流组织

《综合医院建筑设计规范》提出对于多床一室的IV级烧伤病房,每张病床均不应处于其他病床的下风侧。温度全年宜为 $24^{\circ}\text{C}\sim 26^{\circ}\text{C}$,相对湿度冬季不宜低于40%,夏季不宜高于60%。室内温湿度可按治疗进程要求进行调节。烧伤科多床室的主要目的是给烧伤患者提供洁净的康复环境,降低院内感染的风险,并通过一些工程方法防止室外病原菌进入病房导致烧伤患者感染,降低患者间交叉感染风险。为防止室外病原菌传播病房内通常保持正压状态,为避免烧伤患者间交叉感染,应保证流过每张病床的气流为洁净气流,流经病床与烧伤患者接触的气流视为非洁净气流,为实现最佳的气流型式,送回风口应被定位,使洁净空气首先送到烧伤患者的区域,最后进入回风口。这种情况下,医护人员不能安置在传染源和回风口之间。实现这种气流型式的提出一种“单床独立”的气流组织详见图1、图2。

单床独立气流组织是一个关键概念,即送风从位于病床上方的送风末端送入,每个病人分配一个送风口,气流流过病床上方送入回风口。通过合理设计影响气流组织的关键参数保证气流“单独”流过每个病床,与其他病床的气流不交叉,保证烧伤科病房的安全通风。气流组织的影响因素较多^[10],包括(1)病房空间的几何尺寸,即房间

的径深、宽窄等;(2)送风末端的类型、位置以及回风末端的位置;(3)送风参数如风速等;(4)障碍物和家具的位置;(6)墙体的辐射和热损失;(7)门缝和其它漏洞缝隙的渗透;(8)设备的运转和其它因素。送回、风末端的类型和相对位置、送风参数等是影响烧伤科病房气流流型的关键因素。

4 结论与建议

通过对“多床一室”烧伤科病房典型气流组织形式的分析和识别气流组织的空气安全风险因素,合理的气流组织对烧伤科病房的空气安全至关重要,基于对烧伤科病房的特点和实际使用情况的考虑,科学的管理方式、合理组织通风气流路径、系统布置和风速、温湿度等参数,是解决烧伤科病房的空气安全的有效途径。

通过科学的管理措施能降低因气流组织不合理导致的交叉感染风险:(1)设置烧伤整形科的医院,烧伤科病人与其他病因患者安置同一多床室时,将烧伤患者安置于上风向病床;(2)只有烧伤科患者的多床室,患者安置时,对烧伤患者病情分类,将病情严重的患者安置于上风向病床。

采用“单床独立”气流组织新形式,通过布置送回末端位置,设计合理的关键参数,保证每个病床不处于其他病床的下风向。

参考文献

- [1] 张玉萍. 烧伤科院内感染的特点及预防[J]. 基层医学论坛, 2004, 8(4):339-340.
- [2] 吴昱, 王珏. 灼伤科病房医院感染相关因素及防治对策[J]. 解放军护理杂志, 2007, 24(04):65-66.
- [3] 魏晨波, 陶西萍, 薛卫宁. 烧伤科住院患者医院感染情况调查[J]. 中国消毒学杂志, 2014, 31(9):1000-1001.
- [4] 盛志勇, 郭振荣. 危害烧伤治疗与康复学[M]. 北京: 北京科学出版社, 2011.
- [5] 陆亚俊, 马最良, 邹平华, 等. 暖通空调[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002.
- [6] 赵荣义, 范存养, 等. 空气调节[M]. 中国建筑工业出版社, 2006.
- [7] 李聪波, 刘飞, 谭显春, 等. 基于风险矩阵和模糊集的绿色制造实施风险评估方法[J]. 计算机集成制造系统, 2010, 16(1):209-214.
- [8] 杜文正, 丁刚乐. 基于风险矩阵法的封闭空间空气安全风险评估模型[J]. 兵工自动化, 2011, 30(10):4-6.
- [9] 张焕国. 信息安全风险评估量化方法研究[J]. 工业, 2017(2):00258-00258.
- [10] 陈帆, 张志刚, 罗威德, 等. 多病床非典病房的气流分布研究[J]. 建筑热能通风空调, 2004, 23(1):21-33.

商用厨房通风系统的数值模拟与分析

周年勇, 王 露, 陈梦梦, 陈海飞, 陈孚江, 陈建芳, 郭 强, 曹玉春

(常州大学石油工程学院, 江苏常州 213016)

[摘 要] 商用厨房是多数大型公共建筑的重要组成部分, 其具有污染物种类繁多、热湿环境复杂且集中的特点。目前商用厨房在实际运作中, 普遍存在高能耗、低效率现象。本文建立了典型商用厨房的数学模型, 运用数值模拟的方法, 研究了不同通风方式对灶台工作区域温度、室内气流组织以及空调能耗的影响, 研究表明: 商用厨房通风系统须引入室外新风, 随着室外新风比的增加, 空调能耗得以大幅下降, 但新风比增大至某一临界值时, 会造成人员工作面温度超限; 另外室外新风存在“包裹”效应, 工作面的温度分布不受岗位空调风的影响。本文的研究结论可以为商用厨房通风系统的优化及空调系统节能提供参考。

[关键词] 商用厨房; 通风系统; 空调节能; 数值模拟

Numerical Simulation and Analysis of Commercial Kitchen Ventilation System

Zhou Nian-Yong, Wang Lu, Chen Meng-meng, Chen Hai-fei, Chen Fu-jiang, Chen Jiang-Fang,

Guo Qiang, Cao Yu-chun

(School of Petroleum Engineering Changzhou University, Changzhou 213016)

[Abstract] Commercial kitchen is an important component of most public buildings. It has a wide variety of pollutants, complex and concentrated heat and humidity environment. At present, commercial kitchens generally have high energy consumption and low efficiency in actual operation. This paper established a mathematical model of a typical commercial kitchen. By using the method of numerical simulation, the influence of different ventilation modes on working area temperature, indoor air-flow distribution and energy consumption of air conditioning was studied. The results show that: the outdoor air system must be added to the kitchen ventilation system. With the outdoor air ratio increasing, energy consumption can be greatly decreased, but the outdoor air ratio increases to a critical value, will cause the personnel working area temperature overrun. In addition, there are outdoor air "packaging" effect, the work area temperature is not affected by the outdoor air conditioner. The conclusions of this paper can provide reference for the optimization of commercial kitchen ventilation system and energy saving of air conditioning system.

[Keywords] Commercial kitchen; Ventilation system; Air-conditioning energy-saving; Numerical simulation

0 绪论

商用厨房是一个复杂的高温高湿环境, 有着集空调送风、机械补风、排风于一体的通风系统。在厨房热加工间正常运作时, 炉具发热量很大并且会产生大量的烟气以及有害的污染物, 因此需要补充大量新风与空调风。补充的新风一方面是为了补充燃烧所需要的氧气, 另一方面是为工作人员创造良好的呼吸环境。空调风则主要负责对室内环境降温, 提高热舒适性^[1-3]。当通风方式布置不合理时, 就会造成灶台上方气流上升不合理向他人附近呼吸区域扩散, 新风向室内大量扩散带来额外新风负荷以及空调风降温效果不佳并且造成能耗浪费等问题^[4]。

商用厨房降耗是酒店建筑节能的一个重要突破口^[5], 很多学者致力于商用厨房通风系统的研究。杨吉等^[6]利用CFD的方法研究了几种不同通风方式对厨房室内通风的影响, 为厨房室内布局设计提供了参考。Melink等^[7]提出DCV系统, 即根据空气环境需求而可控制的通风系统, 避免过量通风或者通风不足, 在保证室内基本空气质量达标的前提下, 尽量减小新风量, 节约通风能耗。靳艳茹等^[8]通过使用CFD软件研究了不同商业性厨房通风方式对厨房加工间的气流组织及排风效率的影响, 对商用厨房通风系统的节能优化设计提供了参考。Kondo等^[9]利用CFD方法研究了供暖条件下, 排烟罩的室内温度分布和捕集效

率, 提出了合适的通风和供暖方式。Li等^[10]利用CFD数值模拟方法研究厨房室内正负压工况对厨房排风罩性能影响的研究。目前, 虽然国内外学者已在商业厨房的通风与节能领域取得一些成果, 但是普遍存在适用范围窄、依靠经验设计等问题。本文通过对典型商用厨房通风系统进行数值模拟, 研究商用厨房的能耗影响因素及优化方案, 从而降低商用厨房的空调能耗。

1 物理模型

1.1 模型简化

本文研究对象为南京某酒店的典型商用厨房, 其通风系统的基本组成如下: 1个倒梯形排烟罩; 1个罩前弥散新风口; 1个岗位空调风口; 1个天花板条形新风口; 1个条形空调风口; 1台炉灶; 1处紧靠墙壁的综合发热源; 4盏位于天花板顶部的灯具。模拟计算过程中, 不考虑人员负荷, 风口及热源均处理成平面规则多边形, 具体建模如下图示。

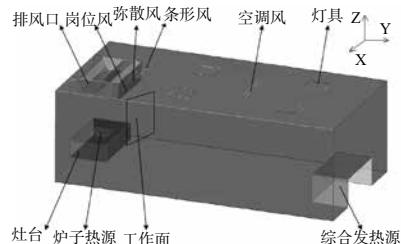


图1 商用厨房物理模型

作者简介: 周年勇 (1986—), 男, 江苏盐城, 讲师, 博士。

Email: zhounianyong@cczu.edu.cn

表1 商用厨房物理模型的计算参数

名称	几何尺寸			额定工作参数	温度 /°C	边界条件
	长/m	宽/m	面积/m ²			
炉口	0.55	0.55	0.30		330	恒定壁温
条形新风	1.8	0.1	0.18	流量 2000m ³ /h	35	速度入口
弥散新风	1.8	0.5	0.9	流量 925m ³ /h	35	
空调送风	1.2	0.1	0.12	流量 1575m ³ /h	15	
岗位送风	0.2	0.11	0.022	流量 150 m ³ /h	15	
排风	1.8	0.31	0.56	流量 4650m ³ /h	50	压力出口
照明灯具	0.6	0.6	1.44		77	恒定热流
综合发热热源	1.05	0.8	5.01		55	恒定热流
	1.8	0.8				
	1.8	1.05				

2.2 计算工况

对应研究目的,本次基于 fluent 的数值模拟共设置了如表2所列的5组计算工况。

表2 厨房的几种模拟工况

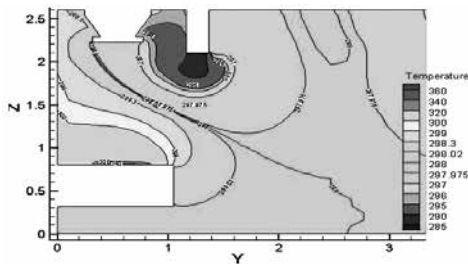
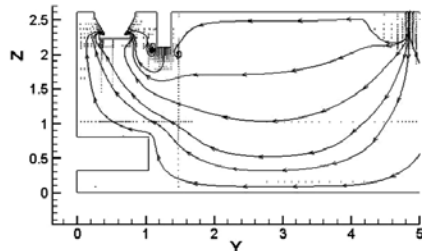
计算 工况	空调风 /(m ³ /h)	新风 /(m ³ /h)	新风比 /%	新风 入口角度	岗位 送风角度	空调 送风角度
Case1	4500	0		-Z 向	-Z 向	-Z 向
Case2	1575	2925	65	-Z 向	-Z 向	-Z 向
Case3	1125	3375	75	-Z 向	-Z 向	-Z 向
Case4	900	3600	80	-Z 向	-Z 向	-Z 向
Case5	1125	3375	75	-Z 向	-Z 向	-Y 向成 30°

3 结果及分析

本文着重考察各计算工况的温度分布及气流流动情况。为了便于工作人员活动区域情况,取代表性截面 $x=2\text{m}$ 处的 Y-Z 面进行研究。

3.1 Case1 计算结果分析

Case1 工况中完全不引入室外新风,由岗位风口提供 $150\text{m}^3/\text{h}$ 及空调风口提供 $4500\text{m}^3/\text{h}$ 的风量,数值模拟结果如下。

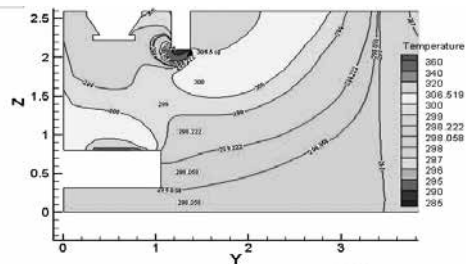
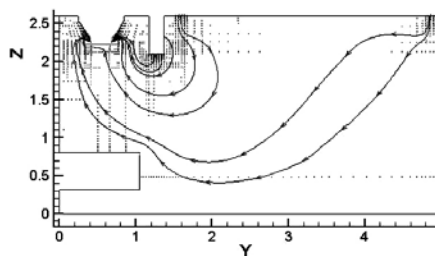
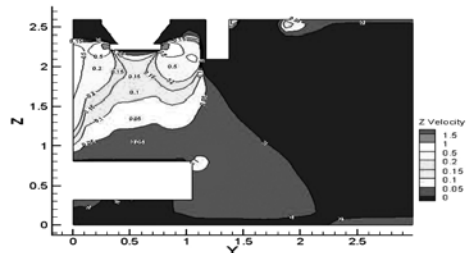
图2 Case1 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的温度分布图3 Case1 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的流线图

由图2、3可知,在不引进室外新风补给的情况下,当厨房油烟排风机开启时,排风风量全部由空调风与岗位送风提供,虽然人员工作面附近温度在 25°C 左右,能够满足设计需求,但这种送风方式造成空调能耗很大且室内

平均风速过大,人员吹风感较强,整体舒适性并不高。

3.2 Case2 计算结果分析

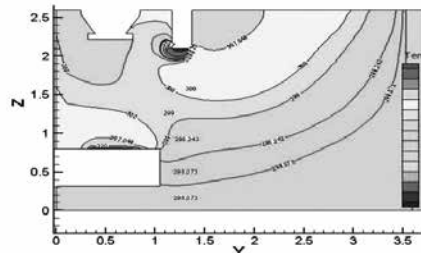
Case2 中工况中,灶头上方的条形新风口及弥散新风口开启,这时新风总量为 $2925\text{m}^3/\text{h}$,岗位风量为 $150\text{m}^3/\text{h}$,空调风量为 $1575\text{m}^3/\text{h}$,其中新风与空调风的比例为 65%,数值模拟结果如下。

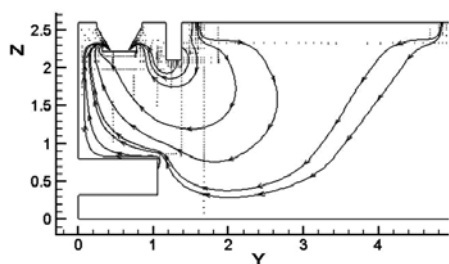
图4 Case2 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的温度分布图5 Case2 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的流线图图6 Case2 工况 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的 Z 向速度分布

由图4-6可知,当引入室外新风时,油烟机排风量由空调风、岗位风及室外新风共同提供,此时人员工作面附近温度在 $25^\circ\text{C}\sim 26^\circ\text{C}$ 之间,灶台面烟气上升速度在 $0.05\sim 0.5\text{m/s}$,气流组织合理。该送风方式使用室外新风短路了空调风,减少了排风机对空调风的抽取,在不影响油烟排放与人员舒适度的同时,大大减少了空调能耗。

3.3 Case3 计算结果分析

如表2所示,保持其他参数不变,优化新风与空调风比例,下面展开新风比为 75% 的数值模拟。

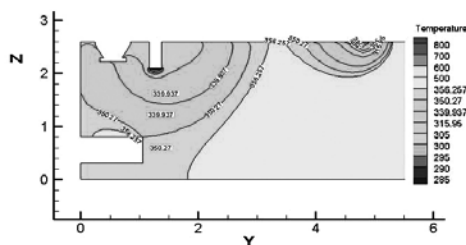
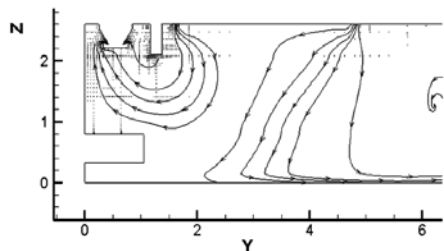
图7 Case3 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的温度分布

图8 Case3 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的流线图

由图 7、8 可以知, 当新风与空调风的比例增大至 75% 时, 灶头上层空气温度受室外新风的影响, 温度升高, 但人员工作面附近温度仍然维持在 $25^{\circ}\text{C}\sim 26^{\circ}\text{C}$ 之间。另外从室内气流组织分布中可以看出, 岗位送风的作用不明显, 完全被排风机短路。故当增大新风比至 75% 时, 可以进一步减少空调能耗, 且由于新风的“包裹效应”, 岗位送风在排风机开启时可以关闭。

3.4 Case4 计算结果分析

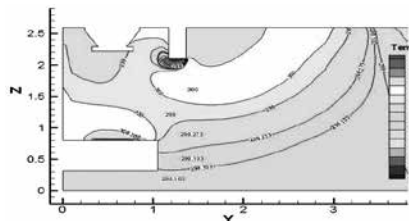
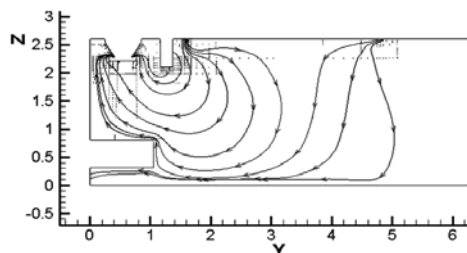
如表 2 所示, 保持其他参数不变, Case3 进一步减少空调风, 下面展开新风比为 80% 的数值模拟。

图9 Case4 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的温度分布图10 Case4 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的流线图

由图 9、10 可以知, 当新风与空调风的比例增大至 80% 时, 人员工作面温度达到 60°C , 另外由于空调风速过小, 导致空调风无法影响工作区域, 气流组织不合理。

3.5 Case5 计算结果分析

在工况 Case5 中, 风量参数采用工况 Case3 的数值, 改变空调风口送风角度, 使之与天花板成 30° 角对着工作区域送风, 模拟结果见图 11、12。

图11 Case5 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的温度分布图12 Case5 工况下 $x=2\text{m}$ 处 Y-Z 截面的流线图

由图 11、12 可以知, 改变空调送风角度对室内温度影响不大, 但是整个房间呈现较好的送回风趋势, 油烟气能够有效地排除。

4 结论

本文建立了典型商用厨房的数学模型, 通过数值模拟对新风比、空调送风角度等因素展开研究, 得出主要结论如下:

- (1) 商用厨房通风系统须引入室外新风, 否则造成空调能耗大、室内吹风感强, 舒适性差;
- (2) 随着室外新风比的增加, 空调能耗得以大幅下降, 但新风比增大至某一临界值时, 会造成人员工作面温度超限。针对本文建立的典型厨房送风模型, 最优新风比为 75%;
- (3) 由于新风“包裹”效应造成灶台顶部的岗位空调风短路, 岗位空调风不影响工作面的温度分布。当油烟排风机开启时, 岗位空调风可以关闭运行, 从而节省能耗;
- (4) 调整空调风口与天花板成 30° 并迎向工作面送风可以改善室内气流流动, 产生灶台底部回风现象。

参考文献

- [1] 李维. 公共建筑的建筑节能探讨 [D]. 西南交通大学, 2010.
- [2] 高兴, 杨凤林, 张兴文, 等. 改进酒店旧厨房空调换气系统节能潜力分析 [J]. 暖通空调, 2005, 35(5):88-92.
- [3] Brown S L. Dedicated outdoor air system for commercial kitchen ventilation[J]. Ashrae Journal, 2007, 49(7):24-35.
- [4] Li A, Zhao Y, Wang Z, et al. Capture and Containment Efficiency of the Exhaust Hood in a Typical Chinese Commercial Kitchen with Air Curtain Ventilation[J]. International Journal of Ventilation, 2014, 13(3):221-234.
- [5] 江亿. 我国建筑耗能状况及有效的节能途径 [J]. 暖通空调, 2005, 35(5):30-40.
- [6] 杨吉, 刘文斌. 厨房通风的数值模拟 [J]. 制冷与空调 (四川), 2007, 21(2):91-93.
- [7] Melink S K. Kitchen Hoods Using Demand Ventilation[J]. Ashrae Journal, 2003, 45(12):22-26.
- [8] 靳艳茹. 商业性厨房烹调热加工间通风系统冬季工况的模拟研究 [D]. 天津大学, 2006.
- [9] Kondo Y, Abe Y, Fujino S, et al. CFD simulation on kitchen layout, shape of exhaust hood and heating system[J]. Journal of Environmental Engineering, 2011, 76(669):963-972.
- [10] Li Y. Derivation of capture efficiency of kitchen range hoods in a confined space[J]. Building & Environment, 1996, 31(5):461-468.

自然风的脉动特性及其在建筑通风中的相关研究

任瑞兰, 官燕玲

(长安大学环境科学与工程学院, 陕西西安 710064)

[摘要] 近年来研究发现, 在建筑自然通风特性研究中, 把脉动的自然风简化为平均流所得出的结论与实际会有一定的偏差。因此如何更加真实的反映自然风的特性, 从而更好的利用自然风, 已引起人们的关注。本文总结了国内外学者对自然风特性的研究工作, 包括风特性的相关理论、脉动风的预测方法和仿真模型, 并总结了脉动风理论在风工程及自然通风研究中的应用。本文旨在为建筑自然通风的研究更加接近真实性提供帮助。

[关键词] 自然风; 波动特性; 研究方法; 风场模拟; 风压通风

The Fluctuating Characteristics of Natural Wind and Its Correlational Research in Building Ventilation

Ren Rui-lan, Guan Yan-ling

(School of Environmental Science and Engineering, Chang'an University, Xi'an 710064, China)

[Abstract] In recent years, researchers have found that there would lead to errors if we consider the natural wind as a steady flow in the study of natural ventilation characteristics. So how to truly reflect the characteristics of the natural wind and make use of natural ventilation have caused people's attention. This paper summarizes the domestic and foreign scholars research on the natural wind fluctuating characteristics, describes the wind characteristics of the relevant theory briefly, analysis the prediction method and simulation model of fluctuating wind and simulated the fluctuating wind applications in the wind engineering and natural ventilation. Finally, the current problems and future development direction are given.

[Keywords] natural wind; fluctuating characteristics; research methods; wind field simulation; wind pressure ventilation

0 引言

风压自然通风是利用自然资源改善室内热环境、提高室内空气品质的节能环保技术, 在建筑领域得到高度关注。通常在自然通风特性的研究中, 其边界条件以平均风速和主导风向为基本条件, 这种研究方法相对简单, 被业内广泛接受。近年来人们研究发现自然风的脉动特性对建筑通风能力的影响不容忽视。关于自然风的脉动特性, 国内外学者已做了大量的研究工作, 提出脉动风的预测方法和仿真模型, 并将脉动风理论应用在风工程及自然通风研究中。

为了建筑自然通风的研究更加接近真实性, 本文对自然风脉动特性的研究方法、脉动风在建筑通风研究中的建立方法进行了综述, 并详细介绍了风速时程的三种获得方法: 数值模拟、现场实测和风速预测法。

1 自然风特性

自然风是随机变动的, 速度的大小和方向随时间均呈随机变化, 具有非稳态特性。资料表明^[1] 自然风由平均风和脉动风两部分组成。自然风的平均特性指平均风速、平均风向及风速廓线等; 脉动风特性主要有脉动风速、风向变化、湍流强度及脉动风功率谱等。

风功率谱研究是把时域上的随机振动通过傅里叶变换转换在频域上的研究, 转换得到的函数既功率谱函数, 可表示湍流中不同的涡旋所具有的频率和脉动能量的大小, 从而全面地表述流场的特性。脉动风功率谱描述了湍流风的谱特性, 又反映了紊流能量在频率域的分布状况, 是脉动风研究中的重要特性^[2]。目前获得脉动风功率谱有两种途径: 一是通过傅氏变换把风速实测数据进行处理, 求得功

率谱数学表达式; 二是通过超低频滤波器, 直接测出风速功率谱曲线并建立数学表达式。

目前提出的风速谱多基于大量的现场实测数据, 如 Davenport 谱^[3] 是通过在不同地点、不同条件下测得的 90 多次强风记录基础上统计出来的, 多数国家建筑荷载规范都采用此水平风速谱公式。

2 自然风的风速时程

脉动风速时程反应了脉动风在时间上的变化, 可以更精确的用于研究建筑在自然通风中的通风效果。目前得到脉动风速时程数据方法主要有三种: 风速的模拟、现场实测和风速预测。

2.1 脉动风速的模拟

随机脉动风速的模拟指生成一个既能满足流动控制方程又能满足脉动风功率谱密度函数的随机时间序列。

随机脉动风速有多种类型, 如平稳与非平稳型、高斯与非高斯型、单节点与多节点型等; 从数值模拟角度出发, 平稳的单节点的一维高斯随机脉动风场是最简单的形式, 以该形式为基础, 可以将其进一步转化得到其它复杂的多种形式。目前风速时程模拟研究主要集中在平稳高斯随机过程研究中, Spanos 和 Zeldin^[4] 概述蒙特卡罗法 (Monte Carlo), 它的数学背景是各种平稳高斯随机过程模拟方法的理论基础。Monte Carlo 法可以分为两大类: 线性滤波法和谐波叠加法。

(1) 谐波叠加法

1944 年 Rice^[5] 提出用谐波叠加法模拟随机过程的概念, 谐波叠加法是指离散谱逼近目标风速谱, 将一个随机过程视为一系列的余弦项叠加, 通过傅里叶变换, 将随机信号分解为一系列的不同幅值和频率的谐波进行求解。随机过程在任何时间间隔内蕴含的能量都可由各个正弦或者余弦项所蕴含的能量的和来表示。在谐波叠加法中, 功率

作者简介: 任瑞兰 (1993—), 女, 山东, 在读硕士研究生。

Email: 2396260959@qq.com

谱是进行数值模拟的目标,起着重要作用。多年来,国外学者依据大量风速实测数据分析获得了多种风速功率谱,在具体的风速模拟中可以根据需要选用。文献[4]中提到的 Davenport 谱是目前最常用的水平风速目标功率谱。

谐波叠加法又分为常振幅波叠加法(CAWS)和加权振幅波叠加法(WAWS)。Shinozuka 和 Jan^[6]提出用 CAWS 法和 WAWS 法模拟平稳随机场的一般理论,并将其应用于多维及多变量均匀高斯随机过程的模拟。Li 和 Kareem^[7]采用 WAWS 法模拟多重相关非平稳随机过程,模拟样本可以直接应用于时程分析。孙振、吴瑾^[8]在研究建筑结构风荷载模拟时,利用 WAWS 法模拟风速值序列,与目标 Davenport 谱相对比,认为 WAWS 法模拟的风速较好地反应了风速在频域上的能量分布。尹飞等^[9]利用 WAWS 法模拟空间某点风速时程,由模拟谱与目标 Davenport 谱相对比得出:WAWS 法模拟的脉动风速谱在走势和极值等方面与 Davenport 功率谱比较一致,但仍有一定的误差。

(2) 线性滤波器法

线性滤波法是指将人工生成的均值为零并且具有白噪声特性的一系列随机数据通过预先设计好的滤波器,使其输出能够具有给定相关特性的随机过程。

1972年,英国统计学家 G.U.Yule 提出了自回归模型,之后 G.T.Walker 在分析印度大气规律时使用了移动平均模型和自回归移动平均模型^[10]。至此有了线性滤波法的三种模型:自回归模型 AR、移动平均模型 MA、自回归移动平均模型 ARMA。Mignolet 和 Spanos^[11]采用 AR 线性系统模拟随机场,并提出优化方法。王修琼和张相庭^[12]基于多维 AR 算法提出混合回归模型,有效地模拟了脉动风速时程。罗强^[13]等人通过某电厂风速对脉动风的模拟方法进行分析,得出线性滤波法对脉动风的模拟具有可靠性。

相比于谐波叠加法,线性滤波法在自然通风中的研究较少,多用于风工程与风场发电领域研究中。且线性滤波法中模型算法繁琐、精度较差,学者更倾向于对线性滤波法进行改进再用于风速模拟。汪大洋^[14]等通过离散傅里叶变换法对传统线性滤波法进行改进,刘欣鹏^[15]等人也提出了线性滤波法的改进技术,更精准的模拟了脉动风速时程。

2.2 脉动风速的现场实测

现场实测即是在关键位置设置测点,利用风速仪等设备对风速进行实际测量,从而获得全面、可信度高的风速数据时程,被认为是获得风速时程最直接可靠的方法;但是现场实测也有明显缺点,投入高、周期长、需花费人力物力。若想建立长期数据库对风的特性进行规律性研究是非常费时费力的,因此往年只对重大科研项目展开现场测试。在近些年,越来越多的自然通风研究学者利用小型气象站、热线风速仪等对自然风进行实测,建立短期数据库,得到自然风脉动特性,提取经验公式,建立数学模型,为下一步数值模拟做准备。周军莉^[16]对自然风的实测做了综述,介绍了自然风实测的方法和现阶段的测试研究。

2.3 脉动风速预测

在脉动风特性研究中,风速预测也受到了广泛关注。风速预测是指在各种因素的考虑下,运用模型或算法,根据历史风速数据来推测未来某特定时刻或特定时段的风场数据。目前风速预测的目的有两个:一是用于修正、弥补自然实测中有偏差的数据;二是用于预测未来某时段的风

速变化。因此,依据风场实测数据展开对风场预测的研究很有实用价值。

风速预测在风力发电和建筑结构风荷载方面得到了大量的研究。风场预测按时间可分为短期中期和长期预测,短期预测指未来 10min 至几小时的风速预测,中期与长期预测则指更长时间的风速预测^[10]。预测周期越长、误差越大,目前针对短期预测的研究方法较多,故本文主要介绍风速短期预测。专家和学者们提出了多种短期预测方法:持续预测法、随机时间序列法、卡尔曼滤波法和小波分析法等。

在上述风场短期预测方法中,随机时间序列法只需知道风场的单一风速就可以建立风速的短期预测模型,在风工程和风力发电项目中得到大量应用。文献[10]指出随机时间序列法是利用大量历史数据建模,经过模型识别、参数估计、模型检验等步骤来确定一个能够描述所研究时间序列的数学模型,最后再由该模型推导出预测模型,进而达到预测未知数据的目的。1976年美国学者 George Box 与 Gwilym Jenkins^[17]指出可以将随机时间序列法分为:自回归模型(AR)、移动平均模型(MA)、自回归移动平均模型(ARMA)、累积式自回归移动平均模型(ARIMA),四种模型组成的模型簇总称为 Box-Jenkins 法,该方法最初在经济预测领域提出,后被脉动风研究学者用于自然风的预测研究。

J.L.Torres^[18]与 M.Miliigan^[19]在风速预测研究中,分别使用 ARMA 法与持续预测法对风速进行短期预测,对比显示 ARMA 方法的预测误差较小。丁明等人^[20]使用 ARMA 法对风速进行了预测,验证了 ARMA 模型用于短期风速预测的可行性。

之后,学者提出了利用自回归条件异方差模型(ARCH)预测风速。自回归条件异方差模型(ARCH: Autoregressive Conditional Heteroskedasticity)是 Engle 在 1982 年提出的,最初在经济研究中衡量时间序列的波动性,但 ARCH 模型在描述时间序列时,计算量大且受制于模型条件约束。1986 年 Bollerslev 提出了广义 ARCH 模型,即 GARCH 模型。因为 ARCH 和 GARCH 模型可以衡量时间序列数据的波动性,因此被学者们应用在与波动性相关的自然风脉动特性研究中。Gang Tan^[21]利用 GARCH、ARCH、简单高斯模型三种预测模型分别对脉动风速进行预测,得出 GARCH 模型的预测精度高于其它预测模型。于是 Gang Tan^[22]依据美国 Denver 城市典型年风速为源风速时间序列,利用 GARCH 模型,得到频率为 1min 的脉动风速,用来分析自然风波动性对自然通风的影响。湖南大学周军莉等人^[23]也利用 GARCH 数学模型,预测出小时内风速值。但上述方法仅针对风速预测,并没有对风向预测进行研究。

GARCH 模型在随机时间序列法的多种方法中计算简单且精度高,被学者们所认可。

近年,有学者提出应用马尔科夫链对非稳态风速风向进行预测建模。马尔科夫链的基本原理为:在给定当前信息时,将来的状态可以用当前预测,过去的状态对于将来预测的状态是无关的。

Sahin 等^[24-26]采用一阶马尔科夫链理论,通过逐时风速序列分析,对自然风风速序列进行了建模,证明了基于马尔科夫链理论风速预测的有效性。王亮等人^[27]利用马尔科夫链模型对动态自然风风速进行了建模,指出与其他

风速构造方法相比,构造序列时间间隔更小,且风速特性反映更为全面。

综上所述,获得自然风风速时程的方法多、模型多,选择合理的模型,得到符合非稳态风特性的风速时程、建立数学模型是研究脉动风特性及非稳态边界条件下自然通风效果的关键。

3 自然风特性在建筑通风中的研究

在建筑自然通风效率研究中,把脉动的自然风简化为平均流所得出的结论与实际是有一定的偏差的。越来越多的学者就稳态与非稳态边界条件对自然通风的影响作出研究。柯其枝、王亮^[28]等人通过模型实验的方法对恒定和变风速边界条件下自然通风对某建筑的通风效果进行研究,结果表明两种边界条件下厂房通风效果明显不同。H.Noda^[29]采用谐波叠加法生成随机风场作为数值模拟的速度边界条件,对紊流风场条件下的绕流场进行了大涡模拟,并与稳态风速边界下的模拟结果进行了比较,发现其流场形式及分布存在较大的区别。

3.1 在数值模拟中的研究

在建筑自然通风研究中,数值模拟是广泛应用的方法。数值模拟方法有三种方法:直接数值模拟(DNA)、雷诺平均法模拟(RANS)、大涡模拟(LES)。学者研究通过研究认为LES方法能更好地体现自然风的脉动特性^[30]。

对于非稳态自然通风进行数值模拟的重点是来流边界层的确定,来流边界层应满足自然风的脉动特性,因此需要利用上述1.2、1.3小节得到的满足流动控制方程和目标流场特性的脉动风速时程,经过零散度修正处理后作为数值模拟的来流边界条件,对自然通风建筑进行数值模拟研究,进一步发现脉动风特性对建筑自然通风的影响。

3.2 在风洞实验中的研究

风洞实验指将实际建筑按一定的比例缩小尺寸后在风洞中测量其表面风压、周围流场等的研究方法。利用风洞实验研究脉动风特性的重点是在风洞中模拟脉动风场,即模拟自然风大气边界。在风工程研究领域,大气边界自然风模拟主要有被动模拟和主动模拟两种方法:被动模拟使用尖劈和粗糙元技术,广泛应用;主动模拟是指向流场中注入一定频率的机械能,增强低频成分的湍流动能,改善功率和积分长度的模拟,从而在一定范围内改变湍流度。如利用涡流发生器随机振动和配有多个变频调速风扇的多风扇风洞技术,都是主动模拟大气边界的方法。

在自然风研究初期,文献[31-33]把自然风来流近似看成正弦波动,通过改变风洞条件在风洞实验中生成具有正弦波动的来流边界条件,对建筑模型表面风压系数分布进行研究。谭洪卫等^[34]通过改装风洞中模型转盘,设计了风向动态变化的风洞实验,指出非稳态自然通风可以打破自然通风固有室内流场提高通风效率。Chiu^[35]分别就稳态和非稳态边界条件下的自然通风建筑进行风洞实验,分析得出若忽略自然风的影响,流量公式中的流量系数误差最大会达到50%。

4 结论与展望

(1) 自然通风脉动特性的研究对正确评价自然通风的利用效果有很大的意义。国内外学者研究发现,非稳态边界条件下建筑自然通风特性与稳态条件下的相比有明显的差异。

(2) 非稳态风来流边界的设定依据脉动风的数学模型,因此脉动风速时程的获取是研究自然通风效果的关键,

得到风速时程的方法主要有三种:数值模拟、现场实测和风速预测。现场实测是得到自然风脉动时程最直接可靠的方法,数值模拟与风场预测弥补了现场实测条件受限的不足。

(3) 目前研究所用到的通风时间尺度模型都是1min~1h的,无法得到长时间尺度的模型用于建筑自然通风的研究中。因此,在建筑自然通风的研究领域中,需要进一步地探索脉动风的数据处理方法,以得到更接近真实问题的自然风模型。

(4) 在风洞实验中如何更好地模拟自然风还需要进一步探索。

参考文献

- [1] Straw M P, Baker C J, Robertson A P. Experimental measurements and computations of the wind-induced ventilation of a cubic structure[J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2000,88(2-3):213-230.
- [2] 胡艳. 非稳态风压驱动下单开口自然通风量理论计算及数值模拟[D]. 湖南大学, 2013.
- [3] Davenport A G. The spectrum of horizontal gustiness near the ground in high winds[J]. Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society, 1962,88(372):194-211.
- [4] Spanos P D, Zeldin B A. Monte Carlo Treatment of Random Fields: A Broad Perspective[J]. Applied Mechanics Reviews, 1998,51(3):219-237.
- [5] Rice S O. Mathematical Analysis of Random Noise[J]. Bell System Technical Journal, 1944,23(3):282-332.
- [6] 舒新玲, 王泳芳. 风荷载测试与模拟技术的回顾及展望[J]. 振动与冲击, 2002,21(3):6-10.
- [7] Shinozuka M, Jan C M. Digital simulation of random processes and its applications[J]. Journal of Sound & Vibration, 1972,25(1):111-128.
- [8] 孙振. 建筑结构风荷载的计算机模拟与分析[D]. 南京航空航天大学, 2007.
- [9] 尹飞. 自然风的波动特性对室内温度的影响研究[D]. 湖南大学, 2014.
- [10] 刘艳萍. 近地边界层风场模拟与预测研究[D]. 湖南大学, 2010.
- [11] Mignolet M P, Spanos P D. Autoregressive spectral modeling: Difficulties and remedies[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 1991,26(6):911-930.
- [12] 王修琼, 张相庭. 混合回归模型及其在高层建筑风响应时域分析中的应用[J]. 振动与冲击, 2000,19(1):5-7.
- [13] 罗强, 陈池, 杨亚会, 等. 线性滤波法对某风电场脉动风的模拟研究[J]. 硅谷, 2015(03):67-68.
- [14] 汪大洋, 袁玲, 周云. 基于改进线性滤波法的某超高层建筑风振反应分析[J]. 广州大学学报(自然科学版), 2013(03):21-24.
- [15] 刘欣鹏, 李正良, 焦红伟, 等. 基于改进的线性滤波自回归模型法的大跨空间结构风荷载模拟[J]. 防灾减灾工程学报, 2015(06):712-717.
- [16] 周军莉, 尹飞, 李善玉, 等. 自然风的实测研究[J]. 建筑热能通风空调, 2014(03):30-34.
- [17] Box G E, Jenkins G M. Time series analysis: forecasting and control rev. ed.[J]. Oakland, California, Holden-Day, 1976,22(2):199-201.

- [18] Torres J L, García A, Blas M D, et al. Forecast of hourly average wind speed with ARMA models in Navarre (Spain)[J]. *Solar Energy*, 2005,79(1):65–77.
- [19] Bossanyi E A. Short-term wind prediction using Kalman filters[J]. *Wind Engineering*, 1985,9.
- [20] 丁明, 张立军, 吴义纯. 基于时间序列分析的风电场风速预测模型 [J]. *电力自动化设备*, 2005,25(8):32–34.
- [21] Tan G. Use of a stochastic regression model GARCH for wind fluctuation st[J]. *International Journal of Ventilation*, 2010,9(2):177–189.
- [22] Tan G. Natural ventilation performance of single room building with fluctuating wind speed and thermal mass[J]. *Journal of Central South University*, 2012,19(3):733–739.
- [23] 童宝龙. 自然风特性及其对自然通风效果的影响研究 [D]. 湖南大学, 2013.
- [24] Sahin A D, Sen Z. First-order Markov chain approach to wind speed modelling[J]. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 2001,89(3–4):263–269.
- [25] Kani S A P, Ardehali M M. Very short-term wind speed prediction: A new artificial neural network–Markov chain model[J]. *Energy Conversion & Management*, 2011,52(1):738–745.
- [26] D'Amico, Guglielmo, Petroni, et al. First and second order semi-Markov chains for wind speed modeling[J]. *Physica A Statistical Mechanics & Its Applications*, 2013,392(5):1194–1201.
- [27] 王亮, 谭洪卫, 季亮. 自然通风动态风速条件建模 [J]. *中南大学学报自然科学版*, 2014(6):2071–2077.
- [28] 王亮, 谭洪卫, 季亮. 外场风速和建筑空间条件对自然通风的影响 [J]. *建筑热能通风空调*, 2009(01):50–53.
- [29] Noda H, Nakayama A. Reproducibility of flow past two-dimensional rectangular cylinders in a homogeneous turbulent flow by LES[J]. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 2003,91(1–2):265–278.
- [30] Jiang Y, Chen Q. Effect of fluctuating wind direction on cross natural ventilation in buildings from large eddy simulation[J]. *Building & Environment*, 2002,37(4):379–386.
- [31] 彭畅. 正弦波动风速下建筑通风与蓄热对室内温度影响研究 [D]. 湖南大学, 2012.
- [32] 张鸿雁, 李凤蔚, 王元. 非定常来流对建筑周围流场影响的数值模拟 [J]. *西安建筑科技大学学报 (自然科学版)*, 2005(03):311–315.
- [33] 李志强, 王元, 张鸿雁. 正弦波动来流条件下复杂结构建筑表面风压分布 [J]. *西安建筑科技大学学报 (自然科学版)*, 2009(02):246–251.
- [34] 谭洪卫, 季亮, KATO Shinsuke, 等. 非稳态风边界条件下的自然通风机理及效率 [J]. *中南大学学报 (自然科学版)*, 2012(06):2424–2433.
- [35] Chiu Y H, Etheridge D W. External flow effects on the discharge coefficients of two types of ventilation opening[J]. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 2007,95(4):225–252.

民用建筑通风进展研究

丁艳蕊^{1,2}, 付祥钊^{1,2}

(1. 重庆海润节能研究院, 重庆 401121; 2. 住宅与公共建筑通风研究组, 重庆 401121)

[摘要] 本文介绍了通风专委会下属的住宅与公共建筑通风研究组(以下简称“民建通风研究组”)的基本情况。着重从需求进展、技术进展以及科学研究进展三个方面介绍我国民用建筑通风进展情况, 让业内学术研究者、工程实践者和企业经营者等对民用建筑通风的发展状态有一个较全面的了解, 认识到从科研到工程、从工程设计到施工到运行民用建筑通风行业的进展以及目前仍存在的问题, 以期引起重视, 促进民用建筑通风的发展。

[关键词] 民用建筑通风 需求进展 技术进展 科学研究进展

Research of Civil Buildings Ventilation Progress

Ding Yan-rui Fu Xiang-zhao

(1. Chongqing HaiRun Institute of Energy-Saving Research, Chongqing 401121; 2. Residential and Public Building Ventilation Research Group, Chongqing 401121)

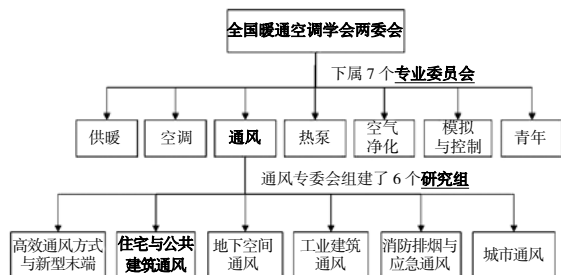
[Abstract] This article introduces the ventilation branch subordinates residential and public buildings ventilation research group (hereinafter referred to as “civil buildings ventilation group”). Emphatically from the demand progress, technological progress and scientific research progress three aspects to introduce the progress of our country’s civil buildings ventilation, to make people in HVAC industry such as academic researchers, practitioners and business operators has a more comprehensive understanding on the development of civil buildings ventilation state, then realize the existing problems from scientific research to engineering, from design to construction and to the operation, so as to cause attention, then promote the development of civil buildings ventilation.

[Keywords] Civil Buildings Ventilation Demand Progress Technical Progress Scientific Research Progress

1 住宅与公共建筑通风研究组

随着社会的发展, 尤其是雾霾天气的频繁出现, 通风越来越受到社会各界的关注和重视。全国暖通空调学会两委会下属的通风专委会为顺应社会的发展需求, 深入细致的研讨中国通风的发展方向, 在 2015 年成都举办的全国通风年会会议上, 提出成立 6 个方向的研究组。2016 年 2 月各研究组正式成立。其中之一为“民建通风住宅与公共建筑通风研究组”(以下简称民建通风研究组)。目前研究组人员共有 31 人, 其中 11 位通风专委会委员, 2 位特邀顾问专家, 3 位特邀专家, 15 位特邀研究人员, 研究组召集站设在重庆海润节能研究院。

民建通风研究组隶属于全国通风专委会, 组织机构关系如下:



通风研究组目前的人员情况如下:

研究组召集人: 付祥钊、龙恩深、李景广

研究组正式成员: 付祥钊、龙恩深、李景广、周孝清、黄翔、刘猛、邢金城、刘晓雨、马勇、革非、高军

作者简介: 丁艳蕊(1986—), 女, 河南, 工程师, 硕士研究生。
Email: 913419269@qq.com

研究组特邀顾问专家: 潘云刚、戎向阳

研究组特邀专家: 肖益民、周强、余晓平

研究组特邀研究人员: 居发礼、杨勋、邓晓梅、陈敏、檀姊静、丁艳蕊、郭金成、童学江、祝根原、许蜀榕、宋歌、魏佳、戴辉自、李丽、杨丽修

研究组联络员: 丁艳蕊

2 通风进展的研究目的及架构内容

通过研究民用建筑通风进展, 对我国民用建筑通风的进展进行系统性梳理, 让业内对民用建筑通风的发展动态有一个较全面的了解, 认识到从科研到工程、从工程设计到施工到运行, 民用建筑通风行业的进展以及目前仍存在的问题, 以期大家对存在的问题引起重视, 以促进民用建筑通风行业的发展。

通风进展研究的框架主要由 13 篇专论组成。13 篇专论题目如下:

表 1 13 篇专论题目

专论编号	专论题目
1	我国大陆民用建筑通风设计现状调查
2	国内外标准导读
3	通风相关研究成果
4	干热地区通风与新风处理设备
5	湿热地区通风与新风处理设备
6	民用建筑通风需求与新风采集技术
7	专项技术
8	建筑通风运行调查
9	课题研究动态
10	通风相关标准研编动态
11	2016 暖通空调与制冷年会中通风相关信息
12	新风系统进校园
13	关于在中国举办的国际空气新风展述评

3 民用建筑通风进展

进展是一个动态过程,反映的是从过去到现在的变化。人们对建筑通风的认识一直处于不断的变化之中,外界条件的变化、认识的提高带来社会需求的变化,社会需求是实施工程和进行学术研究的出发点。

3.1 社会需求进展

随着社会的发展,人们对于通风的需求已从热舒适通风转向了卫生通风。上世纪八十年代空调行业兴起以前,主要靠建筑通风降低室内温度,解决室内热舒适问题,是当时社会的通风需求。热舒适通风需要进行大量的通风换气,换气次数高达10次甚至更高才能实现降温的目的。这个阶段更多的是关注通风量,增强通风或增大通风量是主要的技术目标。

空调出现以后,可以通过空调手段调节室内温度,空调代替了通风在高温条件下降温的作用。此时开始用空调和最小通风量相结合来满足室内热舒适和卫生的要求。随之,国家制定了一系列室内空气质量相关的法规、标准和规范,但是在全国范围看实施力度不够,基本没有实施机构、执行人员。

近年来随着室外环境的恶化,空气质量引起了人们普遍的关注和重视,并开始采取一系列措施。室外雾霾、安装新风系统和空气净化产品等成为了大众和社会媒体经常谈论和报道的话题。一个很典型的例子就是,新风系统进校园。北京、郑州、天津、廊坊、西安、济南等全国多个省市中小学校都采取了安装带有净化功能的新风系统的具体行动。

此外,在2017年的两会上,第十二届全国人大代表、中国工程院院士钟南山指出,在大范围雾霾的情况下,要更注意室内空气品质,因为人们80%的时间是在室内的。实际上,专业内早在30年前就明确提出“人们80%以上的时间是在室内度过的”,提出室内空气质量的概念。但这些话语主要在暖通等专业、专家、学科学术范围内交流,对社会并无多大影响。现在作为公众人物的知名院士钟南山来讲这些话,直接影响整个社会。这是建筑通风将为社会重视的标志,将推动社会对建筑通风的直接需求。

3.2 工程领域进展

在民用建筑通风中,通风的热舒适(降温)功能,长期掩盖了其卫生功能。因此,当有了空调之后,一度误认为通风成了可代替的角色。很少有人认识到卫生通风的重要性。在工程上的反映就是很多工程不仔细考虑建筑的通风效果。不设置机械通风系统,即使风机盘管+新风系统设置了新风机械通风系统,也很少关注新风质量问题,在新风取风口处仅设置一道初效过滤器。随着雾霾的频发,社会开始认识到卫生通风的重要性,对新风质量的重视也显得越来越突出。

一个完整的工程由设计、实施建造和运行维护三大阶段组成,原则上每个阶段都离不开标准规范的强制性要求和指导。以下从各种标准、设计水平、施工安装调试和运行维护四个方面介绍民用建筑通风在工程领域的进展。

3.2.1 关于民用建筑通风的各种标准

(1) 有关民建通风的现行标准(表2)

(2) 正在编制或拟编制的民建通风相关标准(表3)

以前专门的或以通风为主要内容、重点内容的工程标准、规范很少。随着社会各界对建筑通风需求的重视,大量的通风标准的立项编制和发布实施,成为中国通风

表2 民建通风相关现行标准

标准编号	标准名称
1	《民用建筑新风系统工程技术规程》CECS 439-2016
2	《高效空气过滤器性能试验方法效率和阻力》GB/T 6165-2008
3	《空气净化器节能环保产品认证技术要求》CQM/QB-300-2011
4	《空气净化器》GB/T 18801-2015
5	《商用空气净化器》T/CAQI 38521-2016
6	《新风净化机》T/CAQI 38522-2016
7	《供暖通风与空气调节术语标准》GB/T 50155-2015
8	各地方民建通风相关标准
……	……

表3 正在或拟编写的民建通风相关标准

标准编号	标准名称
1	《中小学教室空气质量标准》
2	《中小学教室空气质量测试与评价标准》
3	《中小学教室空气质量管理规范》
4	《室内空气质量在线监测技术要求》
5	《中小学新风净化系统设计导则》
6	《中小学新风净化系统技术规程》
7	《新风净化系统施工验收规范》
8	《空气过滤器》GB/T 14295
9	《高效空气过滤器》GB/T 13554
10	《空气净化器能源效率限定值及能源效率等级》
11	《新风空调设备通用技术条件》
12	《低温送风独立新风空调设备》
13	《蒸发冷却独立新风空调设备》
14	《通风系统用空气净化装置》
15	《新风空气-空气能量回收装置》GB/T 21087
16	《供暖、通风、空调、净化设备术语》GB/T 16803
17	《新风空调设备分类与符号》
18	各地方民建通风相关标准
……	……

2016、2017年的一大特点。这表明了政府和行业对通风工程技术法规的加强。然而,美中不足的是一些标准的编制较为草率,工程基础不够,编制人员参差不齐,水平有待提高;通风系统的维护管理仍是大问题,相关标准还在编制之中。

已发布实施的协会标准《民用建筑新风系统工程技术规程》和征求意见的行业标准《住宅新风系统技术规程》,在对“新风系统”进行定义时,均未考虑到自然通风系统,同时对于“单向流新风系统”和“双向流新风系统”的定义将排风系统囊括了进来,混淆了通风的概念。标准中存在的对通风以及新风系统等的概念认识不清晰、不全面,反映了目前对通风存在的普遍认识误区和认识不足。

3.2.2 设计水平

标准的不完善,设计委托者对民用建筑通风的不关注,即其社会大环境的影响导致了设计人员对通风系统的设计不够重视。

在进行设计院建筑通风设计调查时,根据与设计师的访谈情况,有些设计师认为标准规范对空调系统设计有明确的可操作的要求和规定,而对通风的规定比较原则性和不可操作,为了尽量避免出现错误,设计过程很少对通风设计做过多的考虑;还有设计师认为空调系统的好坏能够直观感受,而通风系统的好坏无法直接判断,使用者更多

的是关注其冷热感受,因此设计过程更注重空调系统的设计质量。种种原因,导致了目前通风系统设计水平相比空调系统低下。

中国建筑西南设计研究院有限公司的革非副总工在“2017年医院暖通空调设计及运行常见问题”论坛上的发言“从使用角度思考医院暖通空调设计”指出,目前的设计现状存在设计任务书不能满足设计要求、大量设计团队专业性不强+设计周期短、很多设计成果不能满足使用要求等。其发言所指出的运行使用中的常见问题,很多是涉及通风方面,如新风量不足,气流组织不合理,有吹风感,过渡季节不能通风降温,进、排风短路,过滤设备设施设置不合理,使用时间不一致、洁污等级不一致的新风或排风划分在同一系统内等,导致了通风效果差、空气质量差。

由此反思设计,认为应注重性能目标要求,由性能目标导向设计。如室内空气质量和医院感染控制的要求:需要组织自然通风加强通风换气;提供必要的新风量;设计有序的压力梯度使空气定向流动,形成合理的气流分布;设置有效的过滤和吸附;使医院整体风量保持平衡等。其发言最后指出,要提高设计质量,需要专业的人做专业的事,要有尽可能详细和明确的设计标准和任务书、房间信息表等。并期待设计体制变革、更多的相关指南、资料面世、集成化专业设备设施研制以及全面提高设计者的专业素养。

随着社会对建筑通风的普遍重视,强制执行绿色建筑标准的推动,部分建筑使用者或业主在进行房屋建设时开始要求设计师重视建筑通风的设计,再加上通风方面工程标准的出现,对建筑通风设计给予一定的指导,通风设计水平正在逐步的提高。但是建筑通风尤其是自然通风的设计需要建筑师和暖通工程师配合才能很好的进行,而目前的沟通配合还存在一定的问题,因此建筑通风设计水平的大幅度提升可能会经历漫长的岁月。

3.2.3 施工安装调试

通风工程的质量不仅取决于设计的水平和设备的性能,而且取决于安装的质量,安装工程的质量直接影响工程项目的使用功能与长期正常运行。目前不少的企业由于缺乏足够的资金支持、先进的技术和管理措施,使得通风工程的施工质量大打折扣。民用建筑通风工程缺乏必要的调试和调适。风系统漏风和设备振动、噪声超标是通风系统工程施工中存在的两个主要问题。

随着通风主要设备和部品的工厂化生产,装配化施工推动了通风行业的产业化,减少了现场施工量和施工难度,施工质量将会有一定程度的保障。再加上工程模式的转变,规范化、制度化的管理,通风系统的工程施工安装水平也将会大幅度的提升。

3.2.4 运行维护

抛开建筑通风系统的设计以及施工等问题对工程效果产生的影响,目前通风系统的运行维护也存在着严重的问题。

对于住宅建筑,日常生活中住户不知道该如何开关门窗来实现室内气流从清洁区到污染区合理的流通路径。比如,厨房作为住宅建筑的两大污染源之一,在烹饪期间,厨房的外窗是处于开启状态还是关闭状态更有利于厨房烟气的控制?很多运行人员和用户都不得而知。

对于公共建筑,即使工程安装了可变新风量的通风系统,也很少根据季节变化进行调节,使其既达到满足室内

空气品质的要求又达到节能的目的;究其原因,通风系统运行和维护水平不高,现场运维人员没有经过专业的系统培训,只会简单的开关机操作和维修设备,大多数不懂专业知识,难以根据需要调节运行控制策略。

随着建筑设备智能化程度的不断提高,如通过 CO_2 浓度传感器反馈控制通风系统的运行,减少人员的操作难度;另一方面随着合同能源管理模式的不断发展,运维服务公司的不断涌现,越来越多的工程项目开始采用合同能源管理的模式,由专业的团队人员进行系统的运行维护,促进了运维水平的提升。

社会需求和市场的发展,都在不断地促使建筑通风在工程领域从设计到施工到运行管理水平的提升与发展。此外,值得一提的是,国务院办公厅《关于促进建筑业持续健康发展的意见》对中国民用建筑通风进展将产生直接影响。通过通风工程总承包、通风工程全过程工程咨询,提高通风设计、施工以及运维水平。

3.3 研究领域进展

3.3.1 课题研究

根据刘猛教授的综述,“十二五”以来各高校、研究院开展的与“建筑通风”相关的研究课题,国家科技支撑计划3项,国家自然科学基金专项项目2项,面上项目16项,青年科学基金项目7项,国家杰出青年科学基金项目1项。研究内容主要集中在四个方面:

(1) 建筑通风与室内空气品质:着眼于不同通风方式下室内污染物的分布状况、室内热环境及人体热舒适情况。

(2) 通风性能评价:涉及了自然通风、太阳能辅助自然通风、夜间通风等不同通风方式的应用潜能及节能潜力研究。

(3) 新型通风技术,研究主要针对工业建筑展开,旨在更好地控制工业污染物的扩散,提高室内空气品质。

(4) 通风构件结构:开发新型隔音、隔热、节能的通风构件。例如,适用于高层住宅的自然通风隔声窗,集合光伏发电技术与通风器技术的一体化新型建筑通风装置等。

“十三五”关于通风方面的课题研究主要从工程应用的角度出发,依靠模拟与实测开展研究,重点会开展以下几个方面的研究:

(1) 基础数据方面的研究与构建

(a) 对中国室外空气质量进行连续监测,探讨污染源强度及时空分布规律;

(b) 室外污染物向室内的传播途径研究;

(c) 室内污染物(人员、家具、建材、烹饪、吸烟等)定量散发特性的研究;

(d) 构建典型地区建筑通风与空气质量动态数据库,为通风效果及通风设备性能和运行模式提供基础数据支撑。

(2) 建筑通风设计方法、理论与技术研究

(a) 研究通风性能与气候、建筑设计要素和室内人员行为之间的耦合关系,建立一套针对建筑通风性能的量化评价方法;

(b) 针对室内化学污染和微生物污染,研究保障人们健康的、节能的通风系统关键技术;针对沙尘雾霾多发区,以实现室内 $\text{PM}_{2.5}$ 污染综合控制为目的,建立建筑通风设计方法、运营策略,开发 $\text{PM}_{2.5}$ 净化组件和净化装置;

(c) 研究典型建筑通风设计策略下,室内污染物多功

能监测技术，实现对室内污染物的监测和全过程控制；

(d) 研究既有建筑改造实施路线图及标准体系，提出基于更高节能和环境目标的既有建筑通风改造技术，构建性能导向的既有建筑监测及运营管理关键技术。

3.3.2 学位论文研究

四川大学几位硕博研究生收集了目前为止国内外在建筑通风方面所进行的硕博研究论文 300 多篇，研究内容涉及绿色建筑、建筑节能、空气品质、健康舒适、数值模拟技术与应用以及防排烟火灾安全等方面。研究采用了理论分析、统计分析、数值模拟、实验分析等多种手段。关于建筑通风的研究内容覆盖范围全面，成果颇多，然而研究成果并没有得到工程界高度的认可，以及未得到很好的推广应用。

进行设计院建筑通风设计调查时，专门对设计师进行了关于高校科研成果看法的调查，多数设计人员认为研究成果对民建通风设计的帮助不大或不直接。由于模拟软件是一种低成本、快捷、方便的分析工具，目前越来越多的设计师希望借助模拟软件进行通风设计，但研究结果很多仅限气流组织方面，而且这些模拟研究的结果没有实实在在的验证，不敢轻易采用。

科学研究需要紧密结合社会的需求开展，脱离了社会需求的研究解决不了工程问题，将失去价值。目前的科学研究与工程需求存在一定的脱节，科研人员应多与工程界人士交流，了解存在的工程问题，从实际需求出发确定研究课题，并且研究应尽可能的去理论化、近工程化，尽量呈现出工程中可以直接或稍加提炼即可使用的成果，这样才能凸显科学研究的价值，解决工程中更多的实际问题。

4 总结

社会需求的转变促使人们开始关注和重视建筑通风，促进了建筑通风整个行业的发展，但由于一直以来的认识误区和不受重视，建筑通风不论是设计、施工还是运行维护都还存在不少的问题，同时高校的研究与工程需求存在一定的脱节。在市场需求激增，科学理论研究和工程水平不能紧跟需求的情况下，一方面，需要从事建筑通风的学术研究者、工程实践者等各界人士加强交流，共同努力，提高水平；另一方面，还需要做好社会大众关于建筑通风的科普工作，做到不盲从。这样才能促进市场及整个行业持续的、健康的发展。

关于“民用建筑通风”的工程思维 ——民用建筑通风的热点转移

付祥钊^{1,2}

(1. 重庆海润节能研究院, 重庆 401121; 2. 住宅与公共建筑通风研究组, 重庆 401121)

[摘要] 社会需求的变化是工学热点转移的根本原因。进入 21 世纪以来, 我国社会经济的发展, 引发了社会对通风需求热点的变化。过去一直受关注的降温通风被舒适空调取代; 卫生通风因涉及健康更受重视, 并成为工程难题。本文从工程思维的角度, 分析了这一变化的原因, 以及引起的一系列通风工程学问题。

[关键词] 民用建筑通风; 社会需求; 工程思维

Engineering Thinking About “Civil Buildings Ventilation”

——Hot Issue Transfer of Civil Buildings Ventilation

Fu Xiang-zhao

(1. Chong qing HaiRun Institute of Energy-Saving Research ,Chongqing ,401121; 2. Residential and Public Buildings Ventilation Research Group, Chongqing ,401121)

[Abstract] The change of social demand is the root cause of the engineering hot issue transfer. Since the 21st century, social economy development of our country, triggered hot issue changes in demand for ventilation. Cooling ventilation has been concerned in the past time was replaced by the comfort air conditioning; Health ventilation by relating to health more seriously, and become the engineering problems. This article from the perspective of engineering thinking, analyzes the reasons of this change, and cause a series of ventilation engineering problems.

[Keywords] Civil Buildings Ventilation; Social Demand; Engineering Thinking

1 民用建筑通风工程的失落

1.1 民用建筑通风的两个基本功能

其一, 保障人体的呼吸需要。这是人类生存的第一需求。对于这一需求, 自然界本身提供了充分的可靠的保障。但人类创造的建筑和城市, 将人体从原生态的自然环境中隔离出来。这就需要通过通风功能提供自然界的清新空气(新风)以保障人体的呼吸需求, 承担这一功能的通风称为卫生通风。健康呼吸所需要的新风量, 工程标准有所规定, 例如 $30\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$ 等, 不过这些规定的科学性和合理性还需研究。

其二, 满足人体的热舒适需求, 称为热舒适通风或降温通风。这也涉及到人体健康, 但远没有呼吸那样关系人的生命, 不可瞬间欠缺。人体热舒适需求有很大的弹性。

1.2 降温通风被舒适空调取代

历史上, 降温通风曾是民用建筑夏季热舒适的基本手段。通风凉爽是对建筑性能的重要要求。这在上个世纪推动了民用建筑在通风工程学上开展了长期持续不断的系统研究, 获得了丰硕的成果。如通风量与建筑热环境的关系, 室内流场、风速与人体热舒适感的关系, 对通风的自然动力、机械动力的认识与利用, 相关的流体力学、热力学理论在建筑围护结构热工性能、机械通风系统的设计、夜间通风运行等工程实践中得到广泛应用, 在一定程度上保障了民用建筑室内热环境方面的可居住性。但降温通风的可行性和效果受室外空气热湿状态制约。在我国大多数地方, 夏季许多时间室外空气的热湿状态点本来就落在热舒适区

之外, 不具备改善室内热环境的能力。直到本世纪初, 夏季高温天气里, 夜不归宿、睡大街的情况在南方重庆、武汉等各地仍很普遍。所幸的是空气调节科学技术与产业的进步。短短十多年时间, 舒适空调在民用建筑中普及。降温通风已不再是室内热舒适的主要手段, 下降为建筑节能、绿色建筑中减少空调能耗的一种节能措施。学界还在进行着降温通风的相关研究, 但工程界对其关注越来越少。

1.3 卫生通风沦为舒适空调的附属功能

对设计界的调查发现, 很多设计师认为, 卫生通风是附属属于空调工程的, 全空气空调系统通过在送风中加入一定比例的室外空气, 实现了卫生通风功能; 风机盘管 + 新风空调系统, 所包含的新风系统, 即是卫生通风系统。

很多民用建筑没有冬季卫生通风系统。

1.4 通风工程失落的原因

降温通风被舒适空调替代, 是社会经济进步、生活水平提高、舒适空调技术成熟的必然结果。舒适空调提供了更可靠的服务和更高水平的舒适度, 改善了生活质量。不局限于通风空调工程, 从绿色环保、经济节能角度, 全面综合分析一个工程项目, 会发现在我国夏热冬冷、夏热冬暖地区舒适空调替代降温通风是合理的, 在严寒地区、高海拔地区则另当别论。整个社会都视舒适空调为“阳春白雪”, 降温通风为“下里巴人”, 推动了建设方、使用方放弃看似经济节能的降温通风, 追求舒适空调; 对于设计方, 舒适空调设计的经济效益明显高于降温通风, 再加上“空调是高技术的, 通风是低技术的”的误解, 优秀的设计人才流向空调设计, 降温通风门庭冷落, 没有专门的设计人员, 民用建筑已很少作降温通风设计。

卫生通风沦为舒适空调的附属, 主要原因是过去大气

作者简介: 付祥钊(1948—), 男, 重庆, 博导, 硕士研究生。
Email: fxz4877@aliyun.com

污染尚不严重,建筑周围的空气质量基本符合卫生标准,新风的采集尚不是难题;建筑体量也较小,2万 m^2 以上就是大型公共建筑了。建筑内部的功能比较单一,空间分割也不太复杂,新鲜空气的输配比较容易,房间基本上都有外窗,在春秋季节,舒适空调关闭时,靠开窗即可满足卫生通风的要求,专门设置卫生通风系统的必要性不大。

民用建筑冬季基本没有卫生通风系统,主要原因是建筑节能前我国民用建筑的气密性差。北方冬季供暖时,由于室外风大、室内外温差大,风压、热压同时作用,“针大的孔,斗大的风”,冷风渗透不但大大超过卫生通风需要的风量,而且造成室内热损失很大,气温不能保持在卫生标准要求的范围内。过去北方民用建筑冬季关注的不是卫生通风,而是减少冷风渗透,不少民用建筑入冬时,都要用密封条贴窗缝。南方冬季室外风没有北方大,室内外温差也很小,但建筑气密性比北方更差。居民不但不用密封条贴窗缝,而且冬季仍有开窗的习惯。冬季卫生通风在南方很长时间没有社会需求。

2 民用建筑通风工程失落的后果

2.1 民用建筑热舒适水平提高

舒适空调替代降温通风,使我国尤其是南方,居住条件、工作条件发生了根本性改变,包括下层大众在内,居住质量有了本质性提升,再也不会室内热得汗流浹背、坐立不安,再也不用露宿街头。身体状况、工作学习效率都得到显著改善。关于建筑室内环境的社会调查,被调对象反映夏季室内热环境恶劣的比例显著下降,除能耗方面还需要进一步分析研究外,舒适空调替代降温通风的后果是良好的。

2.2 民用建筑卫生通风不良

社会调查发现,在对室内热舒适满意率上升的同时,关于“通风不良”、“空气不新鲜”、“气闷”等不满意率也上升了。在没有外窗的内区房间,人员密度大的房间,室内功能、设施比较复杂的房间,新装修的房间等尤为突出。而初入房间的人对卫生通风状况尤为敏感。对于民用建筑卫生通风不良,专业内早有警觉,高校学术界针对建筑节能引发的室内空气质量问题,开展了系统的研究,只是在卫生通风附属于舒适空调的情况下,这些研究成果没能改变工程界对卫生通风的忽视,未能直接在工程实际中发挥作用。近年来,雾霾在中国大陆的蔓延,推动了全社会对民用建筑卫生通风不良的关注。

2.3 民用建筑通风设计水平下降

设计队伍的优秀人员流向空调设计,缺少专人从事通风工程设计,导致了民用建筑通风设计水平下降。这首先表现在工程设计的标准规范上。对比标准规范中关于通风和空调的条件,就会发现,关于通风的条文多是原则性的要求,实现要求的技术措施不清晰,缺少程序化的技术设计过程规定,必要的技术参数也不完整。即使是原则性要求,很多也是从工业通风标准规范中直接照搬的,没有针对民用建筑通风的特点作相应的调整。而关于空调的条文,原则性要求非常注意民用建筑空调的特点,随后的技术措施清晰明确,可选择性好,并具有程序化的操作过程,必要的技术参数也比较完善。这二者之间的明显差别,根本原因是空调工程的实际工程丰富,设计人员注意经验总结和提升,通风工程则没有这个条件。从设计队伍看,设计人员都熟悉空调设计,而掌握通风设计的设计师不多,不少设计师连通风设计怎么入手都迷茫。

2.4 民用建筑通风运行调节差

民用建筑暖通空调系统的运行水平比设计水平更差是个普遍现象。系统的智能化控制往往调试不出来,运行人员不能按照设计要求运行。所幸的是主机自身的智能化性能良好,建筑内热舒适条件基本能保证,但是保障建筑内空气质量的卫生通风系统却达不到要求。从新风量的确定方法看,主要有以人员数定新风量和按换气次数定新风量两种。按人员数定新风量的工程,要求随着室内人员的变动调整向室内提供的新风量。在全空气系统中,这需要通过调整新风比来实现,如果自控系统不能实现,人工调整几乎不可能。对于风机盘管+新风系统,难度稍微小些,但当同一新风系统各房间的人数变化不一致时,运行人员也没有调节好的能力。已推出若干年的动力分布式通风系统,原理上是很适应这种工程要求的,但实际工程运行调节好的不多。按换气次数定新风量,由于房间的空间大小在运行中不发生变化,各房间的新风量也不变,只需要一开始使用时,按设计要求调整好各房间的风量。但实际工程交付使用时往往没做到。接手的运行人员没有能力完成。若设计时,新风系统的水力平衡较好,问题会有所缓解。但前面已提到通风设计水平下降,新风系统即使作了水力计算,但水力平衡往往是通过调整设置风阀的开闭度来实现。这就要求竣工后,通过调整风阀来达到要求的新风量。实际工程中,这一工作没有认真扎实地做,只是判断有无风吹出,没有实测新风量。这造成新风量是否满足要求是不确定的,直到室内人员投诉或抱怨。

另外,在“新风系统是空调系统的组成部分”的普遍认识下,总是要在开启整个空调系统的情况下,才开启新风系统。但卫生通风是任何时间都需要的,舒适空调则在室内热环境不令人满意时才开启。二者在时间上不同步,房间需要卫生通风的时间比舒适空调多得多。新风系统与舒适空调同时运行,使那些不能通过开启外窗获取新风的房间内空气质量很差。

3 重新认识民用建筑通风工程

3.1 社会需要提升了民用建筑通风工程的重要性

我国民用建筑节能的最主要成就,不是节约了多少建筑能耗,而是解决了全社会居住、工作、学习的建筑环境的热舒适问题,显著提高了社会大众的生活水平。

随着社会的进步,大众越来越清楚健康比舒适更重要,必将像推动政府重视食品质量那样,重视民用建筑内的空气质量。呼吸性流行病在建筑中的传染、雾霾的逼压,使原来被热舒适问题掩盖的民用建筑卫生通风不良,现在成为社会关注的热点。

社会从使用侧推动重视通风,不再容许工程界尤其是设计行业忽视民用建筑通风工程。一旦当室内空气质量标准形成追责机制,将逼得工程界后退无路,必须担起工程师的责任。当然政府、建设、使用单位都各有其责,作为工程思维,自然应该首先思考工程师的责任。

3.2 民用建筑通风工程的背景正在变化

前面1.4中提到的造成通风工程失落的原因正在发生变化。

(1) 大气环境的恶化,室外空气已不再保证就是新鲜空气。“开窗通风”这个日常生活中简单的行为,变成了工程界争论的工程难题。在空气污染的城市中,建筑采集新风比获取舒适空调的冷热源更难。

(2) 建筑体量急剧膨胀,2万 m^2 的公共建筑很常见了,

大型的公共建筑已达十几万,甚至几十万 m^2 ,所需的新风总量很大。建筑内部功能多元化,空间分割复杂,使新风的输配成为难题。庞大的与室外空间没有直接联系的内区不可能靠开窗通风,全年都需要通风系统输配新鲜空气。

(3) 建筑内人流量变化大,各区域、房间的人员密度不稳定,新鲜空气需求量变化一致性差,无论从室内空气质量还是从节能出发,都需要及时调节风量分配。

(4) 建筑节能使民用建筑门窗的气密性增强,百米以上,几百米的建筑高度,使建筑外围护结构上的风压、热压提高,“针大的孔,斗大的风”的现象更为严重,外区房间的外窗也不能随意开启,冬季供暖中的卫生新风,必须有新风系统输配。

(5) 建筑内的人员活动形式多样,内容丰富;设备设施多样;装饰材料种类繁多,使建筑内的空气污染物种类多达数千种。众多微量的空气污染物共同作用下对人体健康的影响,卫生学界、医学界尚无定论,这导致室内空气质量标准和新风量标准很难制定。

(6) 大体量建筑的防烟排烟系统庞大,车库等多层地下室的开发利用,对民用建筑事故通风的要求更严。

3.3 重新认识民用建筑通风工程的重要性和难度

在建筑内环境控制的各方面中,空气质量是第一位的,民用建筑卫生通风是第一重要的。低碳节能,对利用降温通风排除建筑余热,维持热舒适的要求比以前更高。大体量的建筑在春秋甚至冬季,利用室外空气降温通风的潜力大大超过通常的民用建筑。

前述民用建筑通风工程的情景变化,使民用建筑通风工程的设计、施工、运行难度已超过舒适空调。

4 民用建筑环境控制技术应通风优先

4.1 民用建筑环境控制技术

现代民用建筑的环境控制需求是全年连续性的。建筑环境控制的各种需求是相互关联的。供暖、通风和空调等分散独立的建筑环境控制,所需要的各种时空资源、空气资源、冷热资源等必须共用。社会环境等各种制约条件错综复杂的。另外,建筑节能减排,新能源在建筑中的应用等也要求从通风、供暖和空调诸方面集合考虑。工程中将通风、供暖和空调三者截然分开,已不合时宜。根据室内空气质量和热舒适的相对重要性,根据通风和舒适空调使用的时空特点(通风是全空间、全时间需要使用的,供暖和空调是部分空间、部分时间需要的)和技术难度,民用建筑室内环境综合控制的基本思路应是通风优先,热湿调控配合。

4.2 民用建筑环境控制工程设计应通风优先

通风优先的实质是室内空气质量控制优先。首先考虑热湿环境,顺带解决通风问题的设计思路和流程应该放弃。

民用建筑环境控制应从分析建筑功能和使用特点开始,将民用建筑内厨、卫、洗涤、污染设备等固定的空气污染源控制好,再计算各建筑空间的全年卫生通风需求,设计能保障这一需求的卫生通风系统。然后分析在卫生通风条件下各建筑空间全年的热湿状况,对比需求的热舒适水

平,分析各建筑空间的冷、热、湿负荷变化规律,确定热湿处理末端形式和大小,再构建冷热源,设计冷热输配系统。从节能角度,降温通风的利用程度需在设计卫生通风系统时一并考虑,通过针对具体工程的技术经济综合分析,确定是否增强卫生通风的降温功能。在工程合理的范围内,增强卫生通风的降温功能,只能缩短热湿处理系统的运行时间,从而节约能源,不能减小热湿处理系统的规模和节约其建造费。相反,会增加卫生通风系统的建造费用。

4.3 通风优先的民用建筑环境控制系统的运行调节

应根据民用建筑内人员状况,优先地、独立地运行调节建筑环境控制系统中的卫生通风系统,保障各建筑空间的新风需求。不论是人工运行规程,还是智能化的控制软件,都应首先保障控制室内固定的空气污染源的排风系统正常运行,效果良好。然后调节各新风系统跟踪各建筑空间新风需求的变化,在新风需求得到满足的条件下,启动热湿处理系统,将热湿参数控制在舒适范围内。卫生通风系统的调节控制参数,对于人员密度较大,按人均新风量确定新风总量的空间,宜用空气中 CO_2 浓度,进行动态控制。对于人员密度小,按换气次数确定新风量的空间,宜按稳定的设计新风量运行。

停机应先停热湿系统,后停卫生通风系统。

4.4 新风质量保障

新风质量是卫生通风效果的基本保证。应按照室外空气质量标准监测新风采集区域的空气质量。应根据当地室外空气质量变化特点,室外空气污染特点,设置新风处理装置,并能在室外空气良好时旁通运行。

5 总结

城市和建筑的发展,社会的进步,增强了民用建筑卫生通风的重要性和难度。当前的设计、运行水平都不符合通风优先的要求,工程界应加强工作。

以舒适空调为主,在实现建筑环境热舒适的同时,顺带进行卫生通风的设计和运行方式不能保障健康的建筑环境。以前分散、独立的供暖、通风、空调等建筑环境调控技术,应整合成通风优先的建筑环境综合控制技术。

通风优先是指卫生通风优先,降温通风宜作为卫生通风系统的附加功能。在降温通风不能完全承担热舒适要求的地区,需和空调等热舒适技术联合使用才能获得良好的热舒适效果和节能效果。发展通风优先的建筑环境综合控制技术的重点是设计方法和运行调节方法。

新风质量的保障是获得良好的卫生通风效果的基本前提,应有必要的监测手段和预警机制,新风净化处理设施应有旁通条件,当室外空气质量符合要求时,应旁通新风处理设施。新风热湿处理设备,则宜作为卫生通风系统的基本设备。

民用建筑卫生通风效果不佳早已存在,只是未受重视,相关工程技术进步很慢,工程标准与规范需要更新和完善,更需要系统的研究提供支持。工程界和学界需联合解决这些问题,发展民用建筑通风技术。

公共建筑室内空气污染物的数据库建立及评价

王 好¹, 叶 蔚^{1,2}, 高 军¹, 张 旭¹

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学污染控制与资源化研究国家重点实验室, 上海 200092)

[摘 要] 目前我国公共建筑总面积已超过 100 亿 m², 然而公建室内空气污染对人体健康的影响尚未引起公众足够的重视。本文检索 2006~2016 年我国公共建筑室内空气污染调研学术论文 72 篇, 汇编包含超过 30 个城市 16 类公共建筑共 13 种室内空气污染物的浓度检测浓度的数据库。基于数据库, 采用伤残调整寿命年 (DALY) 损失值的两种计算方法定量评价室内污染物对人体健康的影响, 作为不同公共建筑主要污染物的筛选指标和依据。结果表明, 商场超市、宾馆、娱乐场所等典型公建中甲醛污染对人体健康危害较大; 宾馆、娱乐场所、交通站点内 PM_{2.5} 浓度对人体死亡率的贡献较大。

[关键词] 公共建筑; 污染物; DALY 损失值; 慢性暴露

Compiling an Indoor Air Pollutant Database for Public Buildings in China to Evaluate Occupant Chronical Exposure and Health Effects

Wang Hao¹, Ye Wei^{1,2}, Gao Jun¹, Zhang Xu¹

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804; 2. State Key Laboratory of Pollution Control and Resource Reuse, Tongji University, Shanghai 200092)

[Abstract] At present, the total area of public buildings in China has exceeded 10 billion m². However, overwhelming consequences of air pollution in public indoor environments have not triggered public awareness widely. In this paper, 72 papers, which published from 2006 to 2016, were summarized on public air pollution in China, and a database of 13 kinds of indoor air pollutants was compiled, including 16 types of public buildings among more than 30 cities. Two methods to calculate disability-adjusted life-years (DALYs) lost were adopted for two purposes. First, to evaluate the effects of indoor pollutants on human health quantitatively, and second, to screen major indoor air pollutants for different public buildings. The results showed that, formaldehyde can be potentially posing the greatest chronical harm to human health in supermarkets, hotels and entertainment places, while in hotels, entertainment places and transportation sites, the largest contribution to human mortality is probably made by inhaling high concentrations of PM_{2.5}.

[Keywords] public buildings; indoor air pollutant; DALY losses; chronic exposure

0 引言

自 2001 年至今, 我国新建公共建筑面积超过 60 亿 m²。大量的地砖、地毯、油漆、涂料等建筑装饰装修被引入室内, 也使得室内聚集氨, 甲醛, 苯、甲苯、乙苯、二甲苯 (BTEX)、氡等污染物。加之颗粒物、CO 等同时存在室内外源的污染物, 公建室内空气品质问题不容忽视。

国内已有不少学者对全国主要城市不同公共场所内污染物浓度水平进行了监测。如江媛媛等人^[1]对某家具商场建设项目进行卫生学评价, 检测结果中可吸入颗粒物、甲醛均值均超出国家标准; 彭燕等人^[2]对广州市 20 家不同星级的宾馆客房空气中 8 种苯系物浓度进行了测试, 甲苯浓度超标率为 24%。文献中通常习惯将污染物浓度值与国家标准作比较, 用超标率、合格率等指标来进行评价, 而明确从人体的健康角度描述公共建筑室内空气品质问题鲜有涉及。污染物浓度超标与否并不能直接反应其对人体健康的影响。

本文以人体暴露为导向, 在建立近十年公共建筑室内空气品质数据库的基础上, 采用衡量疾病负担的指标——伤残调整寿命年 (Disability-adjusted life-years, DALY)

损失值来定量评价室内污染物对人类健康的影响。在此基础上, 讨论和筛选不同公共建筑中的主要空气污染物。

1 研究方法

1.1 数据库的建立

通过搜索国内两个主要数据库, 即知网 CNKI (1979 年至今) 和万方数据 (1990 年至今), 搜索包括以下关键词:

(1) 室内环境: 公共建筑、教室、澡堂、美容/理发店、学校食堂、学校教室、娱乐场所、展馆、车库、健身房、医院、宾馆、实验室、图书馆、博物馆、办公室、餐饮、运动、体育馆、游泳池、地铁、火车站、机场、商场、超市 (如食品、家具等)、车间等。

(2) 空气污染物: 污染物、空气污染物、浓度、颗粒物、PM_{2.5}、PM₁₀、一氧化碳 (CO)、二氧化碳 (CO₂)、臭氧 (O₃)、氨 (NH₃)、挥发性有机化合物、VOC、总挥发物、TVOC、有机化合物、甲醛、苯、甲苯、乙苯、二甲苯、BTEX、细菌、霉菌、真菌、氡等。

本文主要收集近十年 (2006 年至 2016 年) 科技文献中的公共建筑室内污染物浓度数据, 以反映我国近期现代化发展的现状和变化。此外要求文献中需包含室内污染物的可靠测量数据, 即测量方法应符合 GB/T 18883—2002 等国内权威标准, 对测量结果的描述须完整。此外, 数据应采用合理的统计方法, 给出平均值 (标准偏差) 或测量范围 (最小/最大值)。本文剔除了仅依据某一阈值 (浓度

基金项目: 国家自然科学基金青年基金 (21507102); 中国博士后科学基金第 10 批特别资助 (2017T100310)。

作者简介: 叶蔚 (1985—), 男, 博士。
Email: weiyue@tongji.edu.cn

限值)计算得到的合格率、超标率等数据。根据以上完整的内容,搜集2006~2016十年间我国公共建筑室内空气污染相关公开发表的学术论文72篇,用以汇总编制出我国城市公共建筑室内环境空气污染数据库。

1.2 污染物筛选方法

本文采用Logue等人^[3]针对标准污染物和非标准污染物提出的吸入量-发病率-DALY(intake-incidence-DALY—IND)和吸入量-DALY(intake-DALY—ID)两种方法来计算DALY损失值,即对于标准污染物(臭氧,NO₂,PM_{2.5},SO₂和CO),采用IND法,用基于流行病学的污染物浓度-反应关系(Concentration-response简称C-R函数)来量化疾病发病率,并与已有文献中单位发病率DALY损失估计相结合。对于非标准污染物,采用ID方法,用Huijbregts等人^[4]的工作计算与非标准污染物吸入量相关的健康影响。ID方法需涉及种间外推,比基于流行病学的C-R函数具有更大的不确定性。故优先选择IND方法,但该方法只适用于具有人类C-R函数中参数信息的污染物。DALY法纵向可就各国标准比较超标情况,横向可对某类建筑污染物对人体健康影响的程度进行比较。

Huijbregts等^[4],Lvovsky等^[5],及世界卫生组织(WHO)^[6]确定了特定疾病发病率的DALY损失。即通过DALY因子乘以疾病发生率可得到每种疾病发病率对应的总DALY损失:

$$DALY_s = \frac{\partial DALY_s}{\partial DI} \times DI \quad (1)$$

式中, $\frac{\partial DALY_s}{\partial DI}$ 表明DALY损失值不仅与既定发病率有关,还受其他因素影响,DI为疾病发病率。

1.2.1 IND方法

对于几乎所有的疾病,人体暴露浓度的增加引起的疾病发病率的增量($\Delta Incidence$),可用式(2)表示(C-R函数):

$$\Delta Incidence = -\{y_0[\exp(-\beta \Delta C_{exp}) - 1]\}p \quad (2)$$

其中, y_0 为每年疾病的基线患病率; β 为浓度变化的系数; ΔC_{exp} 为暴露相关浓度($\mu\text{g}/\text{m}^3$); p 为暴露人数。对不同污染物和引起的疾病结果, y_0 和 β 不同。

1.2.2 ID方法

ID方法用于计算与非标准污染物吸入量相关的健康影响,Logue等人^[3]将公式(1)重写为:

$$DALY_s = \frac{\partial DALY_s}{\partial DI} \frac{\partial DI}{\partial intake} intake \quad (3)$$

式中,intake是个体在一定时间内吸入的污染物质量。采用Logue等人^[3]提出的等式计算出呼吸污染物*i*在一年内的DALY损失值:

$$DALY_{s_i} = \frac{\partial DALY}{\partial intake} intake \quad (4)$$

$$DALY_{s_i} = C_i V \left[\left(\frac{\partial DALY_{cancer}}{\partial intake} \right)_i ADAF + \left(\frac{\partial DALY_{noncancer}}{\partial intake} \right)_i \right] \quad (5)$$

式中, C_i 为室内浓度($\mu\text{g}/\text{m}^3$); V 为人每年室内呼吸的空气量,反映年龄、性别等差异(m^3/y); $\left(\frac{\partial DALY_{cancer}}{\partial intake} \right)_i$ 是吸入污染物*i*的癌症DALY因子(y/kg^{-1}); $\left(\frac{\partial DALY_{noncancer}}{\partial intake} \right)_i$ 是吸入污染物*i*的非癌症DALY因子(y/kg^{-1});ADAF是癌症暴露的年龄依赖性调整因子,用来计算以暴露年龄为变量的癌症健康影响。特定的污染物对特定人群,DALY损失值与浓度 C_i 成正比。

DALY是一种健康状态、生命质量(主要指伤残)调整 and 生命损失相结合的负向综合测量指标^[8]。可以量化和比较由各种污染物导致的各类疾病状态下损失生命年或通过干预挽回的生命年损失,即量化了由于死亡率和发病率整体疾病消耗或者影响,DALY=1代表损失一个健康生命年。本文根据Logue等^[3]提出的IND和ID两种方法对相应的污染物进行DALY损失值计算,在同一场合(如相同建筑类型)下进行评价并筛选主要污染物。

3 结果与讨论

3.1 数据库

表1总结了近十年文献中全国典型公共建筑类型对应的测试数量分布。

表1 近十年文献中全国典型公共建筑类型测试数量分布

公共建筑类型	相关文献数量	涉及全国城市数量	测试数量		
			建筑栋数	房间个数	样本量
宾馆	17	14	511	—	3582
娱乐场所(如影院、舞厅等)	11	10	276	—	2098
交通站点(如地铁、火车站、机场等)	10	7	109	72	3860
商场超市(如食品、家具等)	23	17	180	—	4391
4类/16类公共建筑总计	38/72	24/33	1076/1720	72/891	13931/17823

基于搜索结果,即2006~2016年间72篇我国公共建筑室内空气污染相关公开发表的学术论文,建立的数据库包含超过30个城市16类公共建筑共13种室内空气污染物检测浓度和范围,文献中测试的建筑数量总计约1720栋,房间891个,总样本量17823。从浓度数据的可靠性出发,围绕人体为研究重点,选取样本量最多的四类公共建筑作为典型场合来分析室内空气污染物对人体健康的影响。

表2是数据库统计的典型公共场所室内污染物检测浓度范围。

表2 典型公共场所室内污染物浓度范围

污染物	商场超市	交通站点	宾馆	娱乐场所
CO ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	510~4900	100~3280	100~1100	
CO ₂	0.052~0.331%, 1500~3536 mg/m^3	0.04~0.19%, 1768~2554 mg/m^3	0.045 ~0.078%	0.09~0.25%, 1571~1964 mg/m^3
氨 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	10~790	320 ^b		
PM _{2.5} ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	24.3~61.8	61.2~140	4~380	4~600
PM ₁₀ ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	0.47~532	13~520	5~130	—
甲醛 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	0~1830	10~150	0~1020	0~420
苯 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	0~3360	200 ^b	0.7~187	—
甲苯 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	0~3540	336 ^b	1.4~604	—
乙苯 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	—	1030 ^b	0.1~668	—
二甲苯 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	10~9280	-	0.1~280	—
细菌总数	—	93~18000 ^c , 8~87 ^d	—	1800~8013 ^c , 0~70 ^d
TVOC ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	118~8180	310~380	—	—

注:a表示污染物平均浓度值或平均浓度范围;b表示污染物浓度最大值;c表示数据库中以撞击法测量的细菌总数范围,单位CFU/m³;d表示数据库中以沉降法测量的细菌总数范围,单位CFU皿⁻¹。

3.2 污染物筛选结果

依据2010年全国人口普查,确定各年龄人数分布及各年龄段人口比例。各年龄组活动时间、长期吸入气体平

均速率均按照文献[11]的推荐值确定,其他活动特征值汇总在表3。由Logue等人^[3]提出,室内暴露引起的慢性暴露浓度设定为室内污染物浓度乘以室内活动时间占比,假定人们在典型公共场所活动时间为8h,比例为0.33,即:

$$\Delta C_{\text{exp}} = 0.33 C_{\text{indoors}} \quad (6)$$

式中, C_{indoors} 为室内污染物浓度值 ($\mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$)。

表3 我国人口各年龄对应的活动特征值

年龄	人口比例	长期吸入气体平均速率 ($\text{m}^3\cdot\text{d}^{-1}$)	癌症 ADAP 因子
<2	0.034	5.08	10
2~18	0.176	10.28	3
18~44	0.46	16.7	1
45~59	0.20	16.7	1
60~79	0.12	13.8	1
80+	0.02	12	1
平均	—	14.78	1.66

结合式(1)~(5)可以计算污染物对健康的总体影响。假设人体长期处于该浓度暴露下,仅考虑人体吸入部分,不包括接触、口服等,即人体慢性吸入所造成的DALY损失。根据数据库中公共建筑室内污染物浓度范围,以及Logue等人^[3]总结出的标准污染物C-R函数结果和单位发病率的DALY损失依据的值,采用IND和ID两种方法对相应的污染物进行DALY损失值计算,并结合Huijbregts等人^[4]对1192种物质的癌症和非癌症慢性影响的计算预期范围,在同一场合下进行对比筛选出该场合下主要污染物。根据数据库中典型公共建筑室内污染物浓度范围计算DALY损失值,采用国内外空气品质标准(GB/T 18883 2002、ASHRAE Standard 62.1-2016、OEHHH CRELS 2016)中浓度限值计算的DALY损失值进行分析。典型公建中商场超市、交通站点、宾馆等室内污染物的DALY损失见图1~2。

3.2.1 商场超市

图1为商场超市空气污染物的DALY损失。其中,实线表示我国室内空气质量标准规定下甲醛浓度对应DALY

损失,虚线代表美国标准;相同字母表示该地区的测试结果出自同一篇文献,同一地区不同字母表示来自不同文献测试结果,以下图中同理。

图1(a)中由甲醛吸入的DALY损失在10~1000量级内,吉林等北方和十堰等中原地带由甲醛吸入相关的DALY损失大部分处在100~1000范围,江阴等东南和广州等南方基本处在10~100范围。以美国标准来进行比较,我国各地商场超市内甲醛基本全部超标。若不考虑最大值,由甲醛吸入相关的DALY损失范围为4.79~1108.95/(年·十万人)。

不少文献对商场超市内CO进行了浓度测试,数据库中总的浓度范围510~4900 $\mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$,但计算的最小与最大浓度值造成的DALY损失值差别极小,在图中基本重合。因此,仅取范围中最大的一组数作代表来表示CO造成的DALY损失值,如图1(b)所示。我国GB/T 18883标准中对氨的限值与美国CRELS相同,且DALY损失量级在0.1~100/(年·十万人)之间,PM_{2.5}吸入相关的DALY损失范围25.03~731.89/(年·十万人),可明显看出氨量级小于PM_{2.5},大于CO。

GB/T 18883对BTX的标准对应的DALY损失值在0.8/(年·十万人)左右,而ASHRAE对苯浓度要求严格,对二甲苯相对宽松,总体量级保持在10以下。按照我国标准来看,大部分商场超市内BTX均未超标,由于采用的是标准中1h均值,该值用来作为年暴露量值会偏大。张明宝等人^[12]对北京市某建材仓储超市室内空气污染调查分析,从图1(c)可看出,建材仓储超市室内BTX严重超标,造成的DALY损失量级在10~100之间。除北京以外,BTX吸入相关的DALY损失量级在0.01~1范围内。根据各污染物吸入相关的DALY损失值大小,通过数据库计算得到商场超市内污染物危害程度约为:甲醛>PM_{2.5}>氨>CO及BTX。

3.2.2 宾馆

图2列出了宾馆内空气污染物的DALY损失。图中实线表示我国室内空气质量标准值对应的DALY损失值,虚线则表示美国。

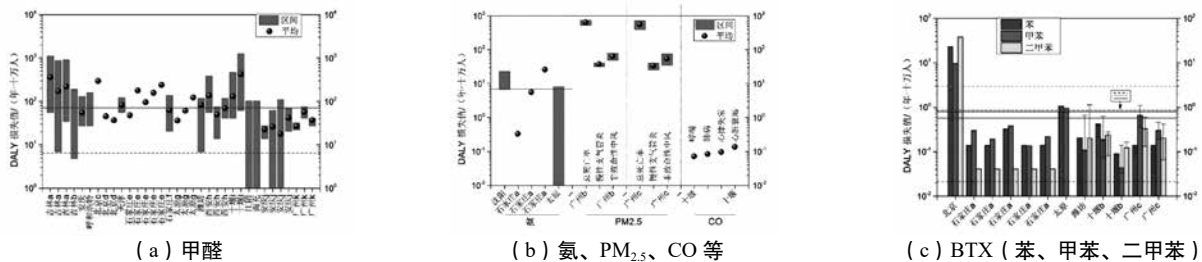


图1 商场超市内空气污染物的DALY损失



图2 宾馆内空气污染物DALY损失

由图2可知,我国标准虽然起到了一定的限制作用,但和美国相比我国依然基本全部超标。由甲醛吸入相关的DALY损失最大可达698/(年·十万人),PM_{2.5}造成总死亡率结果的DALY损失最大达1035.33/(年·十万人),对慢性支气管炎和非致命性中风的贡献率和甲醛造成的DALY损失相差不大。

CO对人体慢性暴露影响较小,量级为0.1/(年·十万人),2007年美国疾病预防控制中心统计了CO的急性健康影响,每年每百万人死亡1.53人,造成的DALY损失49/(年·百万人)。

我国室内空气质量标准GB/T 18883中未对室内乙苯浓度给出限值,以美国标准比较,宾馆内乙苯均未超标,甲苯和二甲苯也均在其范围内,苯超标严重。

总的来说,BTEX即使浓度超标但造成的DALY损失较小,基本在1/(年·十万人)以下。数据库中反映的宾馆污染物对人体的健康影响程度约为:PM_{2.5}>甲醛>BTEX>CO。

由甲醛吸入相关的DALY损失4.11~1108.94/(年·十万人),PM_{2.5}造成的总死亡率可达1036/(年·十万人),最小值5.48/(年·十万人)。为反映的典型公共建筑内各污染物造成的DALY损失范围,对甲醛剔除了最大值和最小值,统计其DALY值范围。由于氨、PM_{2.5}和CO采样点相对较少,全部值直接考虑在范围内。

最后,将我国典型公共场所各污染物吸入相关的DALY损失范围汇总于表4中。

表4 我国典型公共场所污染物吸入相关的DALY损失范围

污染物	商场超市	交通站点	宾馆	娱乐场所	单位
CO	0.07~0.14	0.07~0.14	0.05~0.14	—	每年每十万人
PM _{2.5}	25.03~731.89	40.50~966.84	5.48~1035.33	5.48~1036	
甲醛	4.79~1108.94	13.69~95.84	4.11~273.13	4.11~219.05	
氨	0.33~23.04	10.53 (平均值)	—	—	
苯	0.14~0.42	—	0.016~1.01	—	
甲苯	0.11~0.96	—	0.01~1.26	—	
乙苯	—	—	7.25×10 ⁻⁴ ~0.09	—	
二甲苯	0.122~0.326	—	0.010~1.044	—	

表4给出了甲醛在各公共场所DALY损失值范围,按大小排序为商场超市>宾馆>娱乐场所>交通站点,建材和家具超市甲醛超标较严重,DALY损失达1108.94/(年·十万人);对于PM_{2.5},则宾馆、娱乐场所、交通站点>商场超市。PM_{2.5}污染在各公共场所室内空气中普遍存在且对人体健康危害大,应引起足够重视。

4 结论与局限性

本文通过建立公共建筑室内污染物数据库,结合DALY法进行暴露评价分析得到以下结论:

(1) 公建室内污染物的DALY损失值排序约为:商场超市内甲醛>PM_{2.5}>氨>BTX>CO,交通站点PM_{2.5}>甲醛>氨>CO,宾馆PM_{2.5}>甲醛>BTEX及CO,娱乐场所PM_{2.5}>甲醛。

(2) 甲醛是国内学者最受重视的公共建筑室内污染物,对其进行的测试文献最多,测试地点全国各省市分布最广泛。按照甲醛吸入造成的DALY损失大小将各公共建筑排序为商场超市>宾馆>娱乐场所>交通站点,对于PM_{2.5},则宾馆、娱乐场所、交通站点>商场超市。

(3) 公共场所内PM_{2.5}浓度对人体造成总死亡率的影响非常大,DALY损失基本达1000/(年·十万人)以上,

但室内浓度的文献偏少,而且我国对室内环境下的PM_{2.5}浓度未有明确统一的限值,公共场所室内PM_{2.5}浓度应引起重视。

(4) 氨对人体健康的危害程度次于甲醛和PM_{2.5},但高于BTEX。

(5) CO对人体慢性暴露时的影响较小,其DALY损失值量级与BTEX类似。

需要指出的是,本数据库还存在文献汇编量小,数据来源不一等问题。上述分析结果是在现有数据库的基础上得到,结论可能存在片面性。后续工作将进一步完善数据库和相关评价方法。

参考文献

- [1] 江媛媛,王燕,李莉,等.某家具商场建设项目卫生学评价[J].中国卫生工程学,2009,8(1):25-27.
- [2] 彭燕,张艳利,王新明,等.广州市宾馆室内空气中苯系物来源及健康风险初步评估[J].中国环境科学,2012,32(5):787-794.
- [3] Logue J M, Price P N, Sherman M H, et al. A method to estimate the chronic health impact of air pollutants in U.S. residences[J]. Environmental Health Perspectives, 2012, 120(2):216.
- [4] Huijbregts MAJ, Rombouts LJA, Ragas AMJ, van de Meent D. 2005. Human-toxicological effect and damage factors of carcinogenic and noncarcinogenic chemicals for life cycle impact assessment[J]. Integr Environ Assess Manag 1(3):181-244.
- [5] Lvovsky K, Huges G, Maddison D, Ostro B, Pearce D. 2000. Environmental Costs of Fossil Fuels: A Rapid Assessment Method with Application to Six Cities[R]. Washington, DC: World Bank Environment Department.
- [6] WHO (World Health Organization). 2009. Global Health Risks: Mortality and Burden of Disease Attributable to Selected Major Risks[R]. Geneva: WHO.
- [7] 甘仰本,林莉,冯小武,等.南昌市公共场所集中空调通风系统卫生学调查[J].环境与健康杂志,2008,25(1):36-38.
- [8] 房巧玲.伤残调整生命年衡量尘肺患者疾病负担的初步研究[J].中华劳动卫生职业病杂志,2005,23(2):159-160.
- [9] 郑弘,陈晋,王群.十堰市家具市场室内空气污染及从业人员健康状况调查[J].环境与健康杂志,2013,30(1):79-80.
- [10] 王永星,田好亮,祝刚,等.郑州市地铁一号线空气质量状况调查分析[J].河南预防医学杂志,2014,25(6):465-468.
- [11] Duan X, Zhao X, Wang B, et al. Copyright - Highlights of the Chinese Exposure Factors Handbook[J]. Highlights of the Chinese Exposure Factors Handbook, 2015: iv.
- [12] 张明宝,张金艳,孙晓冰.北京市某建材仓储超市室内空气污染调查分析[J].职业与健康,2008,24(14):1424-1425.
- [13] 温彦平.太原市公共场所环境空气质量现状与对策分析[J].科技情报开发与经济,2011,21(18):165-167.

辐射顶板 + 独立送风室内温度均匀性研究

丁 伟, 谢 东, 廖买利, 田 伶, 刘金芝

(南华大学土木工程学院, 衡阳 421000)

[摘 要] 以实验平台为对象建立物理模型, 采用实验测试和数值模拟相结合的方式对辐射顶板 + 独立送风系统夏季室内水平工作面 (0.1m、1.1m) 和工作区 (1.7m 及以下) 的温度分布均匀性进行研究, 并引入温度不均匀系数对室内温度分布均匀性进行评价。研究结果表明送风速度保持 0.86m/s 不变, 依次降低送风温度 (22.7℃、20.3℃、17.9℃); 或保持送风温度 20.3℃ 不变, 依次增加送风风速 (0.86m/s、1.36 m/s、1.56 m/s), 都使得人员脚踝 (0.1m) 和头部 (1.1m) 水平工作面内上侧 (Y=2.5m 至 4m) 和下侧 (Y=0m 至 1.5m) 两区域温差降低约 0.3℃, 同时工作区温度不均匀系数也从 1.6×10^{-6} 降低至 1.1×10^{-2} , 可知二者对改善室内温度分布均匀性是有益的。研究结论为辐射顶板 + 独立送风系统夏季室内的热环境改善和人体热舒适度提高有一定的理论价值。

[关键词] 辐射顶板; 独立送风系统; 实验测试; 数值模拟; 温度不均匀系数

Study on Indoor Temperature Uniformity of Radiant Ceiling + Independent Air Supply

Ding Wei, Xie Dong, Liao Mai-li, Tian Ling, Liu Jin-zhi

(College of Civil Engineering, University of South China, Hengyang 421000)

[Abstract] To study and evaluate the temperature distribution uniformity of indoor horizontal work surfaces (0.1m, 1.1m) and work areas (1.7m and below) for the Radiant ceiling + Independent air supply system in summer, the physical model was established base on the experimental platform, and the temperature non-uniformity coefficient also be introduced to analysis the experiment test and numerical simulation results. The results show that the air supply speed is kept 0.86m/s, reducing the air supply temperature in order (17.9℃、20.3℃、22.7℃); or keeping the air supply temperature 20.3℃, increase the air supply air speed in turn (0.86m/s、1.36 m/s、1.56 m/s), both able to make the temperature difference between the upper and the lower regions of personnel ankle (0.1m) and head (1.1m) level working surfaces reduced about 0.3℃, and the indoor temperature non-uniformity coefficient of work areas also reduced from 1.6×10^{-6} to 1.1×10^{-2} , they are playing a positive pole for improving the uniformity of indoor temperature distribution. The study results would be certain theoretical value to improve the indoor thermal environment and the human thermal comfort for radiant ceiling + Independent air supply system in summer.

[Keywords] radiant ceiling, independent air supply; experimental test; numerical simulation; temperature non-uniformity coefficient

0 引言

随着经济的发展, 人们的生活方式发生改变, 现代人 80% 的时间在室内度过^[1], 人们对室内工作区舒适度要求愈来愈高, 室内温度分布的均匀性直接关系到人体的舒适度感受。辐射顶板 + 独立送风系统将温湿进行解耦处理^[2], 辐射顶板系统为避免供水温度过低导致冷凝结露现象发生, 只负责室内的部分显热负荷, 剩余的潜热和显热负荷则由独立送风系统处理, 两种空调方式的结合, 以发挥互补优势, 营造更好的舒适度已引起相关学者的关注^[3-5]。同时, 随着 CFD 数值模拟技术在辐射空调系统室内热环境模拟与分析的成熟, 其可靠性得到实验验证, 已被国内外研究者作为一种研究手段而广泛应用^[6,7]。

本文通过应用 FLUENT 软件建立辐射顶板 + 独立送风系统空调房间三维模型, 对不同参数工况下的辐射顶板 + 独立送风系统夏季运行情况进行室内温度分布数值模拟, 同时结合实验测试数据进行验证, 以研究辐射顶板 + 独立送风系统在不同送风速度和不同送风温度工况运行时室内温度分布均匀性的变化规律。为辐射顶板 + 独立送风系统夏季室内的热环境改善和人体热舒适度提高提供一定的参考意义。

作者简介: 丁伟 (1988—), 男, 湖南永州, 南华大学硕士研究生。
Email: dwstudy8891@163.com

1 系统模型的建立

1.1 物理模型

本文实测实验平台参数为本次模拟的物理模型, 实验平台模型尺寸为 4m×3.8m×3m, 独立送风系统送风口和回风口位于两对立的壁面上, 风口尺寸分别为 0.4m×0.2m, 0.7m×0.2m; 墙面热源尺寸为 0.95m×2.76m, 用以模拟房间室内热源。毛细管辐射顶板为 10mm 厚的石膏抹灰层, 导热系数 0.75W/m·℃, 抹灰层内共铺设 90 根 U 型毛细管, 占整个辐射顶板面积的 90%; 毛细管管径为 4mm, 其敷设的管间距为 20mm, 管长 3.8m。简化后的物理模型如图 1 所示。为验证后续模拟的正确性, 本文在模拟前进行了系统稳态状况下的室内温度测量, 测点布置如图 2 所示。

1.2 数学模型

1.2.1 模型假设

本文研究的辐射顶板 + 独立送风系统因存在独立送风, 风速范围 (0.86~1.56m/s) 依据雷诺数可判断室内流动为湍流流动, RNG $k-\epsilon$ 模型^[8]通过修正后的粘度项来体现小尺度影响, 从控制方程中去除了小尺度运动, 计算精度较高。文献 [9] 通过各种模型对空调房间进行模拟, 表明 RNG $k-\epsilon$ 模型计算空调房间热环境准确度更高, 故选择 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型作为本次室内的气流流动模拟的模型。辐射顶板与室内空气的换热主要通过辐射实现, Fluent 软

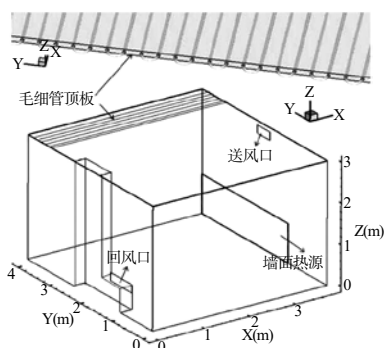


图1 辐射顶板+独立送风系统简化模型图

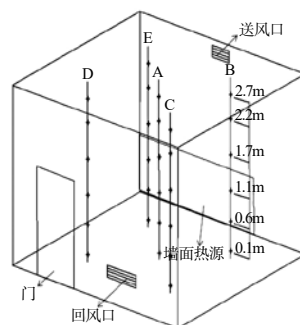


图2 房间温度测点分布图

件提供了五种辐射计算模型，其中离散坐标辐射（DO）模型能计算所有光学深度的辐射问题，适用范围很广。文献[10]用DO模型对带热源房间的流动传热进行模拟，模拟结果与实际贴近。故本文采用DO辐射模型。为实现模拟计算的经济性和合理性，做出如下假设：

(1) 辐射顶板上表面为绝热保温层，忽略顶板上表面的传热；

(2) 除辐射顶板下表面及墙面热源，房间其余围护结构均为绝热壁面；

(3) 毛细管内流体为均匀流，流体的物性参数为定值；

(4) 室内空气为理想不可压缩气体，符合 Boussinesq 密度假设；

(5) 忽略毛细管管壁厚度及毛细管管壁与顶板抹灰层的接触热阻。

1.2.2 控制方程

如表1所示。

表1 数值模拟控制方程表

方程	表达式
连续性方程	$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i)=0$
能量守恒方程	$\frac{\partial(\rho T)}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\lambda}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + S_T$
动量守恒方程	$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \rho g \beta (T - T_e)$
k 方程	$\frac{\partial(\rho k)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_k u_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i}) + G_k + \beta \epsilon$
ϵ 方程	$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_\epsilon u_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i}) + c_1 \frac{\epsilon}{k} G_k - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}$

式中： ρ 为密度（ Kg/m^3 ）； u 为速度（ m/s ）； T 为温度（ $^{\circ}\text{C}$ ）； τ 为时间（ s ）； c_p 为比热容（ $\text{J/(kg}\cdot^{\circ}\text{C)}$ ）； λ 为导热系数（ $\text{W/(m}^2\cdot^{\circ}\text{C)}$ ）； ST 为源项（ W/m^2 ）； σ_t 为经验系数， $\sigma_t \approx 0.9$ ； μ_t 为湍流粘性扩散系数， $\mu_t = c_\mu \rho k^2 / \epsilon$ ； c_μ 为经验系数， $c_\mu \approx 0.09$ ； k 为湍流脉动动能； ϵ 为湍流脉动的耗散率； P 为压力（ Pa ）； g 为重力加速度（ kg/m^3 ）； β 为容积膨胀系数； T_e 为参考温度（ $^{\circ}\text{C}$ ）； u_{eff} 为湍流有效粘性系数， $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ ； $\alpha_k, \alpha_\epsilon$ 为修正后的 Prandtl 数， $\alpha_k = \alpha_\epsilon = 1.39$ ； c_1, c_2 为常数， $c_1 \approx 1.44, c_2 \approx 1.68$ ；其中， G_k 为速度梯度引起的湍动能产生项， $G_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ 。

1.2.3 温度均匀性评价指标

室内温度分布出现不均匀时，人体会直观的体会到局部过冷或过热现象，直接影响到室内舒适性评价。本文利用温度不均匀系数 K_T 来评价系统稳态运行时工作区温度分布的均匀程度，工作区温度不均匀系数越小，工作区温度分布越均匀，人体感受越舒适。工作区温度不均匀系数计算公式如下：

$$K_T = \frac{\sigma_T}{\bar{T}} \quad (1)$$

$$\bar{T} = \frac{\sum T_i}{N} \quad (2)$$

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{\sum (T_i - \bar{T})^2}{N}} \quad (3)$$

式中， K_T 为工作区温度不均匀系数，无量纲数； T_i 为工作区各测点的温度值（ $^{\circ}\text{C}$ ）； N 为选取的测点总数； $\bar{T}$ 为工作区各温度测点的算术平均值（ $^{\circ}\text{C}$ ）； σ_T 为均方根偏差（ $^{\circ}\text{C}$ ）。

2 数值求解

2.1 网格划分

因辐射顶板与房间尺寸相差较大，为了保证模拟的准确性，同时减少模型网格数量以提高计算速度，对房间与毛细管辐射顶板的网格分别划分。毛细管辐射顶板采用六面体非结构网格，并对网格进行加密处理，以提高毛细管壁与抹灰层导热传热模拟的准确度，毛细管辐射顶板网格数量大约120万；房间采用六面体网格划分，网格数量约为4万。辐射顶板下表面与房间空气的交界面设置为一对 interface 面，以确保两侧网格密度不一样时的数据传递。

2.2 边界条件设置

根据图1建立的物理模型及数学模型假设，FLUENT 软件数值模拟的边界条件设置如表2所示。毛细管管径为4mm，管内水流流速为0.55m/s，经计算雷诺数小于2300，故将毛细管内流体计算域设置为层流域。同时为确保毛细管内冷水与抹灰层的导热传热，及辐射席底板与房间空气的换热，毛细管管壁与抹灰层接触面设置成耦合传热边界条件（coupled）。辐射顶板下表面与房间空气的交界面分别设置为 interface1 和 interface2。此外冷水进口和送风进口分别给定入口温度值（冷水：17.2 $^{\circ}\text{C}$ ，送风：17.9 $^{\circ}\text{C}$ ，20.3 $^{\circ}\text{C}$ ，22.7 $^{\circ}\text{C}$ ）和速度值（冷水：0.55m/s，送风： $v_s=0.86\text{m/s}$ ，1.16m/s，1.66m/s）；入口湍流项选择水力直径和湍流强度，毛细管的水力直径为管径4mm，风口水力直径经计算为0.1413，湍流强度按下式计算：

$$I=0.16R_e^{-1/8} \quad (4)$$

式中, R_e 为雷诺数; I 为湍流强度。

2.3 数值方法及收敛参数设定

本文求解方程的离散采用有限容积法, 速度-压力耦合采用 SIMPLE 算法, 压力项采用标准离散格式 (Standard), 其他项均采用一阶迎风格式 (First Order Upwind), 欠松弛因子均采用 FLUENT 默认推荐值。收敛残差参数设置: 能量方程残差不超过 10^{-6} , 其余方程残差不超过 10^{-3} 。

表 2 数值计算边界条件设置

名称	尺寸	模型类型	边界	取值
南、北、东、西墙	4m×3m	Wall	绝热边界	
辐射席顶板	4m×4m	Wall	绝热边界	
地板	4m×4m	Wall	绝热边界	
送风口	0.4m×0.2m	Velocity inlet	依流量而定	
出风口	0.7m×0.2m	Outflow	自由出流	1
墙面热源	0.95m×2.76m	Wall	定热流量	230W/m ²
毛细管入口	φ4mm	Velocity inlet	定水流量	0.55m/s
毛细管出口	φ4mm	Outflow	自由出流	1

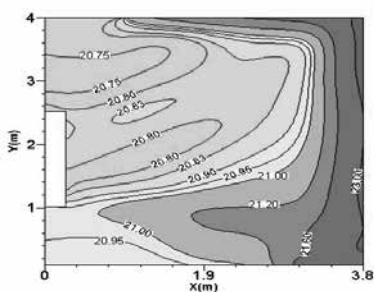
3 结果分析

3.1 水平工作面温度分布均匀性分析

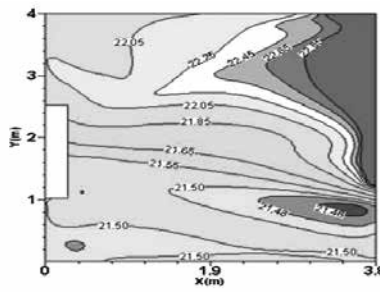
图 3 为相同送风速度, 不同送风温度 ($T_s=17.9^\circ\text{C}$, 20.3°C , 22.7°C) 下 0.1m 工作面的温度分布情况, 从图上可以看出随着送风温度的升高, 工作面平均温度从 20.8°C 上升到 22.5°C 。送风温度 $T_s=17.9^\circ\text{C}$ 时, 受送风的诱导作用, 除靠近热源墙面 0.1m 距离内的温度为 23°C , $X=0\text{m}$ 至 $X=3.1\text{m}$ 区域内平均温度约为 20.8°C , 工作面内以 $Y=2\text{m}$ 为界上下侧区域温差约 0.1°C 。送风温度 $T_s=20.3^\circ\text{C}$ 时, $Y=0\text{m}$ 至 $Y=2\text{m}$ 区域内平均温度约为 21.65°C , $Y=2\text{m}$ 至 $Y=4\text{m}$ 区域内平均温度约为 22.05°C , 工作面内以 $Y=2\text{m}$ 为

界上下侧区域温差约 0.35°C 。送风温度 $T_s=22.7^\circ\text{C}$ 时, 室内温度分布与送风温度 $T_s=20.3^\circ\text{C}$ 时分布趋势相同, 工作面内以 $Y=2\text{m}$ 为界上下侧区域温差约 0.35°C 。综合比较三个工况可知, 在送风速度保持不变的前提下, 随着送风温度的增加, 室内空气温度整体升高, 不利上层送风冷空气与下层热空气的对流换热, 致使 0.1m 人脚踝处水平工作面内上下侧区域温差由 0.1°C 上升至 0.35°C , 温度分布随送风温度升高而变的不均匀。

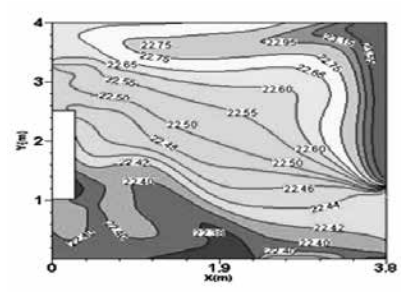
图 4 为不同送风速度 ($v_s=0.86\text{m/s}$, 1.16m/s , 1.66m/s), 相同送风温度下 1.1m 工作面的温度分布情况, 图显示随着送风速度的增加 1.1m 工作面平均温度由 22°C 降低至 21.5°C 。送风速度 $v_s=0.86\text{m/s}$ 时, 因送风速度相对较低, 送风只能与送风口处附近的空气混合, $Y=2.5\text{m}$ 至 4m 区域内的平均温度为 22.40°C , $Y=0\text{m}$ 至 2m 区域内平均温度为 21.40°C , 工作面内上下侧区域温差约 1°C 。送风速度 $v_s=1.16\text{m/s}$ 时, 随着送风速度增大, 冷空气输送水平距离更远, 受冷空气射流挤压, 在 $Y=2.5\text{m}$ 至 $Y=4\text{m}$ 处等值线形成一个涡, 涡中心区温度为 22°C ; 在 $Y=0\text{m}$ 至 $Y=1.5\text{m}$ 区域内温度等值线也涡形分布, 涡中心区温度为 21.20°C , 工作面内上下侧区域温差约 0.8°C 。送风速度 $v_s=1.66\text{m/s}$ 时, 送风速度相对较大, 室内空气扰动大, 空气混合均匀, 在 $Y=0\text{m}$ 至 $Y=1\text{m}$ 区域内, 因下侧墙面的阻滞作用, 为室内温度最低处, 温度为 21°C ; $Y=1.2\text{m}$ 至 $Y=4\text{m}$ 区域内, 除靠近送风侧热源 0.3m 距离内的温度为 22.55°C 外, 其余大部分区域内平均温度为 21.50°C , 工作面内上下侧区域温差约 0.5°C 。三个工况对比可知, 在送风温度保持不变的情况下, 0.1m 工作面温度从 $Y=2.5\text{m}$ 至 4m 区域向 $Y=0\text{m}$ 至 1.5m 区域递减, 两区域温差由 1°C 降低至 0.5°C , 表明送风速度增大有利增大室内空气的扰动, 使得 1.1m 人员头部区工作面的温度分布更均匀。



$v_s=0.86\text{m/s}$, $T_s=17.9^\circ\text{C}$, $z=0.1\text{m}$

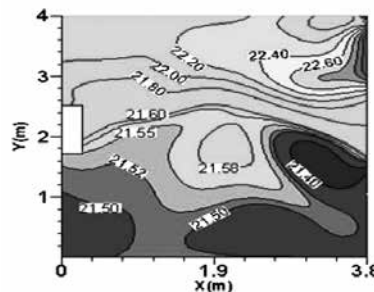


$v_s=0.86\text{m/s}$, $T_s=20.3^\circ\text{C}$, $z=0.1\text{m}$

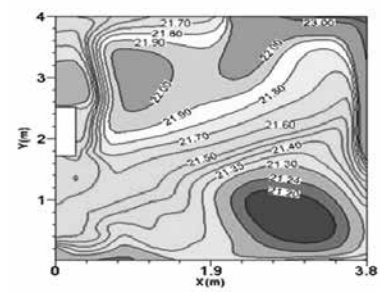


$v_s=0.86\text{m/s}$, $T_s=22.7^\circ\text{C}$, $z=0.1\text{m}$

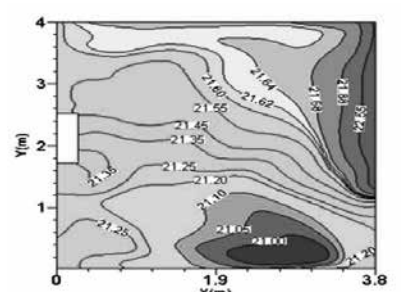
图 3 不同送风温度工作面温度分布



$v_s=0.86\text{m/s}$, $T_s=20.3^\circ\text{C}$, $Z=1.1\text{m}$



$v_s=1.16\text{m/s}$, $T_s=20.3^\circ\text{C}$, $Z=1.1\text{m}$



$v_s=1.66\text{m/s}$, $T_s=20.3^\circ\text{C}$, $Z=1.1\text{m}$

图 4 不同送风速度工作面温度分布

3.2 工作区整体温度分布均匀性分析

依据实验测试及测点分布情况(图2),在房间模型的0.1m、0.6m、1.1m、1.7m四个高度截面,每个高度截面各取5个点(A、B、C、D、E)的温度值,共20个温度值,并利用公式1~3计算1.7m及以下整个工作区的温度不均匀系数,如表3、表4所示。由表3和4可知工作区温度不均匀系数的数值模拟与实验计算值两者的吻合度较好,验证了数值模拟边界条件设置的合理性和模拟结果的可靠性。

表3 不同送风温度下工作区温度不均匀系数($v_s=0.86\text{m/s}$)

研究方式	数值模拟			实验	
送风温度 T_s ($^{\circ}\text{C}$)	17.9	20.3	22.7	20.3	22.7
工作区温度不均匀系数 k_T ($\times 10^{-2}$)	1.15	1.58	1.71	1.51	1.74

表4 不同送风风速下工作区温度不均匀系数($T_s=20.3^{\circ}\text{C}$)

研究方式	数值模拟			实验	
送风风速 v_s (m/s)	0.86	1.36	1.56	0.86	1.36
工作区温度不均匀系数 k_T ($\times 10^{-2}$)	1.58	1.24	1.10	1.51	1.30

同时,由表3、表4中数据可以看出送风温度从 17.9°C 增加到 22.7°C 或者送风风速从 1.56m/s 减小到 0.86m/s ,工作区温度不均匀系数几乎都从 1.1×10^{-2} 增大到 1.6×10^{-2} 。说明在一定送风速度或温度前提下,降低送风温度或增大送风风速,均能减小工作区温度不均匀系数,使得工作区温度分布更均匀。出现这种结果的原因为工作区温度与室内空气的对流换热有关,随着送风速度的增加,室内空气的扰动作用增强,室内空气得到更均匀的混合,温度的分布更均匀。

4 结论

通过对辐射顶板+独立送风系统不同送风温度、不同送风风速运行工况温度分布的数值模拟和实验测试研究,可知在送风速度保持 0.86m/s 不变,送风温度从 17.9°C 增加到 22.7°C 时,0.1m人脚踝处水平工作面内上下侧区域温差由 0.1°C 上升至 0.35°C ,同时工作区温度不均匀系数从 1.1×10^{-2} 升高到 1.7×10^{-2} ,表明在固定送风速度的前提下,增大送风温度室内温度整体上升,不利于室内空气垂直方向上的对流换热,不利于工作区温度的均匀分布;在送风温度保持 20.3°C 不变,送风速度从 0.86m/s 增加到 1.56m/s

时,工作面温度从 $Y=2.5\text{m}$ 至 4m 区域向 $Y=0\text{m}$ 至 1.5m 区域递减,两区域温差由 1°C 降低至 0.5°C ,同时室内温度不均匀系数从 1.6×10^{-2} 降低至 1.1×10^{-2} ,表明在固定送风温度的前提下,增大送风速度,能够增加室内空气的扰动,增强室内空气的对流换热,对工作区温度均匀分布是有利的。研究结论为辐射顶板+独立送风系统夏季室内的热环境改善和人体热舒适度提高有一定的理论参考价值。

参考文献

- [1] 刘俊杰,田喆,李艳菊.天津市某中学教室室内微环境污染的研究[C]//全国暖通空调制冷2004年学术年会资料摘要集(1).2004.
- [2] 唐凯,张旭,周翔,刘畅.辐射吊顶+独立送风系统夏季运行性能实验研究[J].暖通空调,2011,41(8):94-99.
- [3] Imanari T, Omori T, Bogaki K. Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. : Comparison with the conventional all-air system[J]. Energy & Buildings, 1999, 30(2):167-175.
- [4] 陈文龙.南京地区毛细管辐射供热室内热舒适研究[D].南京工业大学,2012.
- [5] 马超.低温地板辐射供暖系统间歇运行室内热环境研究[D].西安建筑科技大学,2012.
- [6] 徐祥洋,杨洁,宫树娟,等.毛细管平面辐射空调换热性能的数值模拟研究[J].制冷技术,2012(3):35-40.
- [7] 徐祥洋,杨洁,宫树娟.毛细管平面辐射空调换热性能的数值模拟研究[C]//全国制冷空调新技术研讨会.2012:35-40.
- [8] Orszag S A, Yakhot V, Flannery W S, et al. Renormalization group modeling and turbulence simulations[J]. In: International conference on near-wall turbulent flows, Tempe, Arizona; 1993.
- [9] Chen Q. Prediction of room air motion by Reynolds-stress models[J]. Building and Environment, 1996, 31(3):233-244.
- [10] Horikiri K, Yao Y F, Yao J. Modelling conjugate flow and heat transfer in a ventilated room for indoor thermal comfort assessment[J]. Building and Environment, 2014, 77:135-147.
- [11] 李先庭,赵彬著.室内空气流动数值模拟[M].北京:机械工业出版社,2009.

毛细管顶板与风机盘管供暖对比实验研究

赵新辉, 龙恩深, 全柏铭, 李彦儒, 刘秦见

(四川大学, 四川成都 610065)

[摘要] 通过在成都某住宅进行实测, 在相同供水温度及流量下对比分析了毛细管顶板辐射与风机盘管对流两种供暖形式下的室内热环境, 内容包括供回水温度与环境温度、围护结构内表面温度、室内空气温度、室内黑球温度。结论为夏热冬冷地区居民供暖提供一定的工程参考。

[关键词] 供暖; 毛细管顶板辐射; 风机盘管; 热环境

Comparative Experimental Study on Indoor Thermal Environment of Capillary Roof Radiation and Fan Coil Convection in Heating Condition

Zhao Xin-hui, Long En-shen, Quan Bo-ming, Li Yan-ru, Liu Qin-jian

(Sichuan University, Chengdu 610065, China)

[Abstract] Through the measurement of a residential building in Chengdu, the indoor thermal environment of capillary roof radiation and fan coil convection is analyzed and compared with the same water supply temperature and flow rate. The contents include the supply and return water temperature and the ambient temperature, the enclosed structure surface temperature, indoor air temperature, indoor black globe temperature. The conclusion provides some engineering reference for the residents' choice of heating mode in hot-summer and cold-winter zone.

[Keywords] heating; Capillary roof radiation; fan coil; thermal environment

0 引言

2012年以来, 南方需不需要供暖、该怎样供暖的问题受到各界人士的广泛关注, 目前已经达成了一些共识: 位于长江中下游的夏热冬冷地区同样需要供暖, 但并不适合集中供暖, 采取家庭分户式供暖更适宜当地气候条件和居民习惯。而采用分户式供暖的情况下, 居民的供暖方式多种多样, 热源主要有燃气炉、空气能热泵、电热器, 末端形式主要有散热片、风机盘管、辐射供暖^[1-4]。

针对不同的供暖方式, 国内外学者进行了广泛的研究。美国芝加哥大学的 Freesotte 与 William 教授研究了地板辐射供暖的效率与热舒适^[5]。马良栋、陶文铨分析了地板辐射供暖室内温度分布特征及流动特性, 得出室内空气温度分布随室内高度的变化关系、围护结构表面温度及热流的分布特性^[6]。日本的 Hauro 等人对地板辐射供暖房间的辐射与对流换热进行了基础研究^[7]。邱林针计算分析了地板辐射供暖与散热器对流供暖两种供暖形式下房间的传热过程, 提出在地板辐射供暖中辐射热的份额越大, 两种供暖方式之间的差异越大^[8]。卢春萍结合地板辐射供暖、对流散热器供暖及顶棚电热膜供暖的传热机理和供暖特点, 分析了不同供暖方式的热舒适性^[9]。彭冬根等对地板辐射和风机盘管两种供暖方式进行了实验研究和理论分析, 推导出了两个供暖系统的热舒适性随围护结构热阻和冷风渗透量波动的变化关系^[10]。亢燕铭比较了辐射供暖与散热器供暖方式下房间外围护结构内表面温度的差异^[11]。东南大学钟珂从房间气密性角度分析夏热冬冷地区如何选择供暖方式^[12]。

综合国内外研究现状可以发现, 针对南方夏热冬冷地

区风机盘管对流换热和毛细管辐射换热的室内热环境对比实验研究较少。本文通过在成都某住宅进行实测的方法, 对比分析了毛细管顶板辐射和风机盘管对流两种不同供暖方式下的室内热环境, 为夏热冬冷地区居民选择供暖方式提供一定的工程参考。

1 实验平台

1.1 对比实验建筑

本文实验场所位于四川省成都市双流县文星镇上, 是一幢 18 层住宅建筑中的第十一层住户, 总建筑面积 140m², 三室两厅, 包括主卧室、次卧室、书房、客厅、餐厅等。建筑平面图如图 1 所示。其中次卧室和书房尺寸分别为 4000mm (长) × 3450mm (宽) × 2800mm (高) 和 4100mm (长) × 3150mm (宽) × 2800mm (高), 门的尺寸均为 2100 (高) × 800mm (宽), 外窗的尺寸分别为 1800mm (高) × 1800mm (宽)、1500mm × 1350mm, 房间几何参数相近, 且建筑朝向一致, 用来做不同供暖末端的室内热环境对比实验, 可最大限度排除影响。

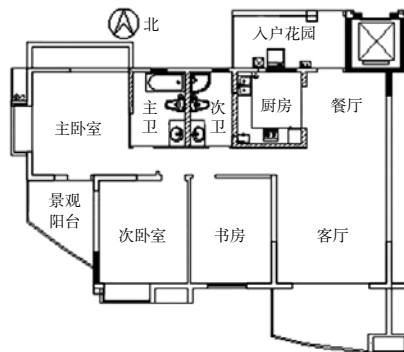


图 1 实验场所平面图

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51478280); 国家重点研发计划 (2016YFC00406)。

作者简介: 赵新辉 (1990—), 男, 河南, 硕士在读。

Email: zhx2071@163.com

测试期间,测试房间所在楼层均已有人入住,楼上及楼下房间仍无人入住,上下为自然室温。实验房间内各围护结构部件的热工参数详见表1。

表1 房间围护结构热工参数表

围护结构	材料	厚度 mm	导热系数 w/(m·K)	密度 kg/m ³	蓄热系数 w/(m ² ·K)	比热 J/(kg·K)	热阻 (m ² ·K)/w
外墙	水泥砂浆	20	0.93	1800	11.37	1050	0.79
	页岩空心砖	200	0.58	1400	7.92	1050	
	无机保温砂浆	30	0.07		0.95		
内墙	页岩空心砖	100	0.58	1400	7.92	1050	0.18
	水泥砂浆	10	0.93	1800	11.37	1050	
内门	实木	40	0.17	700	4.9	2510	0.24

1.2 实验系统

图2为试验系统图,由热泵机组做热源,生产的热水一路到书房风机盘管,另一路到分水器供毛细管。主卧分别安装了毛细管辐射顶板和地板末端;书房分别安装了风机盘管和地板供暖末端。

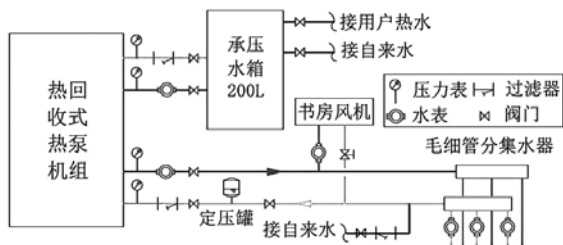


图2 实验系统图

1.3 实验系统主要部件

(1) 热回收式空气源热泵

实验选用热回收式空气源热泵机组型号为HSLR-T-13(D)E作为系统的冷热源,主机大小为1300mm(长)×460mm(宽)×1783mm(高),涡旋式压缩机,额定电压220V,冬季额定制热量15kW,额定制热功率4.65kW。

(2) 风机盘管

实验房间风机盘管吊顶安装于进门口上方中间位置,额定风量510m³/h,额定供热量5490W。风机盘管到主机的管材为PPR管,其中供回水管用厚度20mm的橡塑保温管做保温,冷凝水管用厚度为9mm的橡塑保温管做保温。

(3) 毛细管辐射末端

实验选用SB20型毛细管席,1000mm(宽)×3000mm(长),主管 $\phi 20 \times 2.3$ mm,毛细管 $\phi 4.3 \times 0.8$ mm。毛细管顶板的构造为:制作龙骨骨架,保温板安放于龙骨上方,用胶布密封间隙;将石膏板固定于龙骨下方,毛细管整片贴于石膏板上,主管用岩棉进行保温处理;最后对毛细管和石膏板表面进行抹灰处理,厚度约7mm。

1.4 实验仪器及测点布置

温度测试采用事先标定的铜-康铜热电偶,用JTRG—II多通道温度热流测试仪自动记录各测点温度,自记间隔为1分钟。通过水表测定每个支路的水流量。

室内空气温度测点每个房间4个,在房间中心位置垂直方向距地面0.1m和1.7m设置两个测点,在1.7m同一高度下,靠门侧和靠窗侧分别设置1个测点,具体如图3所示。另外,两个实验房间各设置黑球温度计一个,用来测点人体感受温度,黑球位于房间中心位置距地面1.2m处。房间围护结构每个内表面居中设置1个温度测量点,其中外墙和外窗各一个测点,每个房间7个测点。风机盘管送风和回风处各布置1个温度测点。室外空气设置一个温度测点。所有温度测点均用锡箔纸遮挡,防止热辐射影响。

3 实验测试结果

实验时间为2月1日凌晨2:00至5:00,主卧顶板毛细管水流量为795L/h,书房风机盘管水流量815L/h。

图4是主卧与书房供回水温度与室外气温变化曲线。图中可以看出:实验期间,室外气温维持在10℃左右,相对稳定。供回水温度在开机30min内上升较快,开机30min后热泵开始间歇运行;两房间供水温度基本一致,在34~43℃内波动;开机30min内,由于毛细管饰面层有一定蓄热性,毛细管回水温度略低于风机盘管回水温度;间歇运行后,风机盘管回水温度波动范围明显大于毛细管顶板。

图5是主卧各围护结构内表面温度变化图。图中可以看出:顶面为辐射加热面,温度最高,稳定后在30~33℃内波动;非加热面温度波动不大,平缓上升,东墙、西墙、南墙及地面开机3h升高3℃左右,北墙开机3h升高1.4℃;东墙、西墙、南墙及地面最高温度在18.2℃~18.8℃之间,相差不大,北墙最高温度为17.2℃。主卧北墙为内墙,墙体热阻小,与走廊相邻,热损失较大,且北墙上部装有风机排管,形成部分遮挡,故温度较低。

图6是书房各围护结构内表面温度及送风温度曲线。

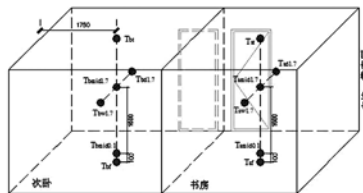


图3 室内空气温度测点布置图

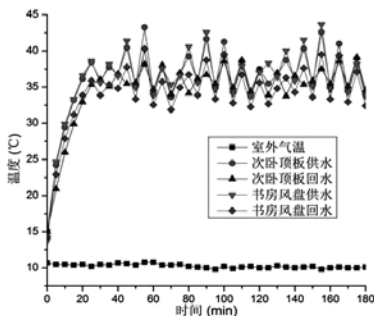


图4 主卧顶板供回水温度与室外气温

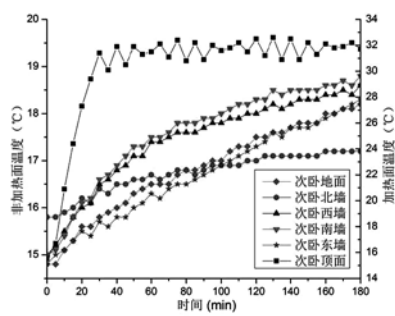


图5 主卧围护结构内表面温度

图中可以看出:开机 30min 后,送风温度在 22~27℃ 之间波动,各围护结构表面温度随送风温度的波动而波动,幅度较小;运行 3h 后,南墙表面温度最高,约 23.3℃,北墙比南墙略低,差 1.6℃ 左右,顶面、东墙和西墙温度相差不大,在 20.5℃ 左右,地面温度最低,为 18.2℃。南墙内表面温度随送风温度波动最剧烈,这是由于风机盘管送风口与南墙相对,热空气垂直吹到南墙再向下流动。书房北墙由于安装分集水器,在该墙面加做了 11mm 厚石膏板,并进行抹灰处理。石膏板与原有墙面之间有空气夹层,使得北墙热阻增大,并且石膏板蓄热小,吸热快,墙体表面温度相对较高。

对比图 5 和图 6 可以看出,在相同供水温度及流量的情况下,次卧围护结构内表面温度(除地表面外)明显低于书房,相差 2℃ 左右,初始温度相近。风机盘管室内空气流速大,热扰动剧烈,因此,风机盘管供暖比毛细管吊顶辐射供暖围护结构升温快,但次卧室地表面温度明显高于书房,这说明风机盘管送风很难加热地面,热风在达到地面前就因浮力而上升。

图 7 是次卧与书房空气温度变化曲线。图中可以看出,室内空气 1.7m 处,书房温度高于次卧约 6~8℃;开机 30min 内,书房 1.7m 处空气温度上升速率为 18.4℃/h,次卧 1.7m 处空气温度上升速率为 4℃/h;开机 30min 后,进入间歇运行,两者室内空气温度上升均变缓,书房空气温度波动强于次卧;对于书房,距离地面 1.7m 处水平温度差异在 1℃ 内,南侧温度高于北侧;垂直方向,空气 1.7m 处温度明显高于 0.1m 处,相差近 4~8℃,说明上送上回的风机盘管供暖方式垂直方向冷热不均严重;对于次卧,1.7m 处空气温度基本一致,高于 0.1m 处约 1.3℃。

图 8 为次卧与书房黑球温度变化曲线。可以看出,实验期间,次卧黑球温度从 14.3℃ 上升至 21.5℃,书房黑球温度从 14℃ 上升至 18.4℃,其上升速率分别为 2.4℃/h 和 1.67℃/h。次卧室黑球温度明显高于书房,实验结束时次卧室黑球温度比书房大约高 3.1℃,说明毛细管顶板辐射时人体感官温度更高。

4 结论

(1)在相同供水温度和流量下,辐射顶板供暖房间(次卧)空气温度低于风机盘管强制对流换热房间(书房)约 6~8℃;在室内同一水平高度处,次卧空气温度基本一致,书房空气温度最大温差约为 1℃;房间中心位置垂直方向,次卧空气 1.7m 处与 0.1m 处温差约为 1.3℃,书房空气 1.7m

处与 0.1m 处温差 4~8℃。辐射顶板供暖房间热均匀性明显好于风机盘管供暖房间。

(2)风机盘管供暖房间围护结构内表面(除加热表面)温度更高,但黑球温度低于辐射供暖房间约 2.5~3℃,说明辐射加热表面温度对人体感受温度影响较大,有明显热辐射的房间,室内空气温度设定应该低一些。

(3)在相同的供水温度和流量下,强制对流换热供暖的房间,其围护结构内表面温度升高较快,但稳定性低;辐射换热为主的供暖房间围护结构内表面(除加热面)温度升高较慢,但稳定性高。

参考文献

- [1] 付祥钊,杨李宁,马晓雯.夏热冬冷地区居住建筑空调能耗预测[J].暖通空调,2007,37(11):13-17.
- [2] 清华大学建筑节能研究中心.中国建筑节能年度发展研究报告,2011[M].北京:中国建筑工业出版社,2011.
- [3] 付祥钊,高志明,康侍民.长江流域住宅冬季热环境质量[J].住宅科技,2007.
- [4] 全柏铭.成都住宅集中冷热源系统性能及不同供暖方式效果的对比研究[D].四川大学,2013.
- [5] Mayrl D. Freestone, William M. Radiant Pannel Perimeter Heating Options: Effectiveness and Thermal Comfort, ASHRAE Transaction, 1996, 102(1): 667-674.
- [6] 马良栋,陶文铨等.室内低温地板辐射供暖的温度分布及湍流流动数值模拟[J].工程热物理学报,2005,26(3):501-503.
- [7] Haruo Hanibuchi. Basic of Radiative and Convective Heat Exchange in a room with Floor Heating. ASHRAE Transaction, 1998.
- [8] 王伟.地板顶棚联合作用对辐射供暖房间热舒适的影响[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2004.
- [9] 亢燕铭,沈恒根,徐惠英等.地板辐射供暖的节能效应分析[J].暖通空调,2009,39(10):137-141.
- [10] 彭冬根,董华.地板辐射供暖和风机盘管供暖室内热环境及能耗比较[J].能源技术,2006,27(4):168-174.
- [11] 亢燕铭,吕静.辐射供暖房间耗热量分析[J].暖通空调,2004,42(1):70-73.
- [12] 钟珂,亢燕铭.夏热冬冷地区冬季供暖方式的选择[J].暖通空调,2004,34(12):70-73.

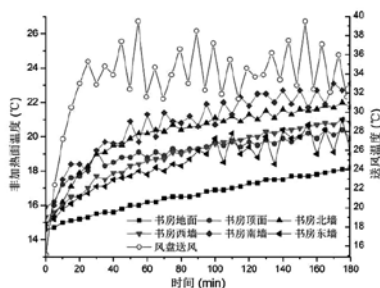


图 6 书房围护结构内表面温度

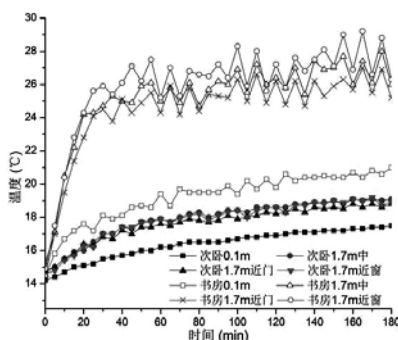


图 7 次卧与书房室内空气温度

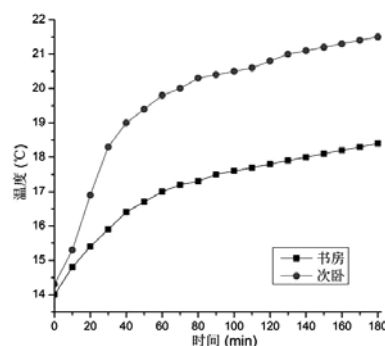


图 8 次卧书房黑球温度

皖南传统民居春季室内湿环境实测研究

刘晶晶, 黄志甲

(安徽工业大学建筑工程学院, 安徽马鞍山市 243002)

[摘要] 以皖南传统民居为研究对象, 对室内温湿度进行为期三个月的连续实测, 并与该地区现代民居进行对比, 分析在春季自然通风条件下, 皖南传统民居室内湿环境现状及其影响因素, 为皖南地区新建民居室内环境调控提供理论资料。研究结果表明, 皖南传统民居春季室内温度较低且波动较大, 厅堂地面易产生结露现象, 导致空气湿度下降, 厢房地面地垄具有防潮、保温作用, 不易结露。随着夜间人员休息, 厢房、卧室人员散湿量增加, 卧室含湿量升高现象显著, 而厢房空气含湿量变化较稳定, 由于厢房通过花格窗与室外保持气流交换, 且内墙木质结构具有一定调湿能力。测试期间各房间室内相对湿度主要分布在 70%-90% 范围内, 厢房平均相对湿度为 79%, 厅堂平均相对湿度为 70%, 现代民居由于温度较高平均相对湿度稍有下降。皖南民居春季自然通风效果良好, 室内湿环境与室外湿环境具有较强相关性, 厅堂、厢房、客厅室内外含湿量相关性较强, 相关性系数在 0.95 左右, 卧室室内外含湿量相关性稍弱。

[关键词] 皖南传统民居; 自然通风; 实测; 春季; 室内湿环境

Indoor Humidity Environment of Wannan Traditional Vernacular Dwellings in Spring

Liu Jing-jing, Huang Zhi-jia

(School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan 243002, China)

[Abstract] A three-month field measurement of temperature and humidity was carried out during spring in order to analyze the indoor humidity environment and its factors in Wannan traditional vernacular dwelling on the condition of natural ventilation compared with a modern dwelling, which aimed at developing a database for indoor moisture control in residential buildings. The results showed that there was a risk of moisture condensation in hall due to a low indoor temperature with a high daily temperature amplitude. In comparison, the surface condensation was low in wing-room because the suspended wood floor were well dampproof and thermal insulated. As the internal moisture increased when people went to sleep at night, the humidity ratio in bedroom went up drastically while the corresponding value in wing-room remained comparatively stable. The reasons were that the effect of air exchange with outdoor air through the hollowed-out windows were great with the mitigation of humidity variation caused by the internal timber wood wall. Indoor relative humidity mainly distributed in the range of 70%-90% in the period of measurement in four rooms. Specifically, the average relative humidity in wing-room was 79% and the corresponding value in hall was 70%. The average relative humidity in the modern dwelling slightly decreased due to a high indoor temperature. There were strong correlations between the indoor humidity environment and the outdoor humidity environment considering the great effect of natural ventilation. The correlation coefficient was around 0.95 in hall, wing-room and living-room while the corresponding value in bedroom slightly declined.

[Keywords] Wannan traditional vernacular dwelling; natural ventilation; field measurement; spring; indoor humidity environment

0 引言

室内湿环境近年来引起国内外学者的高度关注。室内空气湿度过低易引起一系列健康问题, 如眼睛、鼻腔、呼吸道粘膜及皮肤干燥, 进而引发“病态建筑综合症”^[1-3]; 空气湿度过高促进霉菌的繁殖, 影响室内空气品质^[4], 同时潮湿的空气增加墙体结露的可能性, 降低围护结构保温隔热性能及使用寿命^[5]。在环境温度较高时, 相对湿度过高还会增加人体热感^[6]。如何将室内空气控制在合理范围内成为近年来研究的热点问题。张会波等人^[7]通过长期实测研究得出, 室内湿度除了受室外气候影响外, 与人员活动、建筑物气密性、采暖/制冷系统等因素有关。Kalamees^[8]通过对芬兰 170 户独立式住宅进行为期两年的温湿度实测, 得出通风在调节室内湿度变化方面起到重要作用。

我国南方地区常年湿度偏高, 民居除湿的主要策略为通风, 尤其在春季、秋季充分利用自然通风进行通风除湿及被动降温, 以达到节能的目的。皖南地区属于亚热带季风湿润性气候, 年降水量达到 1500~2000mm, 雨量充沛, 聚落布局遵循风水理论, 村落多邻水而建、水系发达。皖南传统民居在建筑设计中采取诸多气候适应性策略, 如天井、水体、地垄、遮阳等措施均对室内湿度造成一定影响^[9]。皖南民居聚落不同于湿热地区典型“开放式通风”的建筑形式, 而是采取紧凑型单体的密集排列方式, 从而减小主导风速, 抑制风压通风, 重视热压通风^[10]。宋冰等人^[11]通过研究发现影响徽州民居室内湿环境状况的因素主要包括室外湿度总体较高且建筑布局紧凑、高墙互相遮阴、外墙封闭且室内外开口小, 这些因素导致房间通风不畅、湿气凝滞。陈晓扬等人^[12]通过对徽州传统民居春季室内环境进行实测和模拟, 分析得出徽州传统民居环境湿气大且通风不畅, 在春季夜间室内温度低、相对湿度大, 影响热舒适。外墙开口面积过小, 天井热压通风潜力未能充分发挥。黄志甲^[13]等人通过示踪气体衰减法对皖南传统

基金项目: 国家自然科学基金项目(51478001)。

作者简介: 刘晶晶(1993—), 女, 安徽马鞍山, 在读硕士研究生。

Email: jzjnyjs@163.com

民居房间气密性进行测试,研究得出厅堂的通风换气效果优于厢房,厢房在门窗关闭的情况下,房间换气次数达到1.97ach,结果表明传统民居讲究“藏风聚气”,室内无明显吹风感,但透气性好,满足室内卫生要求。

本文以皖南传统民居室内湿环境为研究重点,通过现场调研、测绘、实测等方法,分析在春季自然通风条件下皖南传统民居室内湿环境现状及其影响因素,并与该地区现代民居进行对比,进而为该地区农村建筑室内湿环境控制研究提供理论资料。

1 研究对象

本次实测对象为位于安徽省泾县查济村的两栋皖南民居,皖南传统民居为典型清代民居,坐北朝南,一进五开间,内含“一字型”天井,屋顶采用望砖结构,外围护结构为青砖砌筑的空斗砖墙,内围护结构为木构架体系,一层主要包括一间厅堂、四间厢房,均沿天井排开,二层为储藏区。皖南现代民居为砖混结构,平面方正,一、二层为生活区,三层为储藏区,一层以客厅为中心对称布置四间卧室,具有该地区现代新建民居的典型代表性。

选取民居主要功能区域进行测试,传统民居的厅堂与天井连接,直接与室外相通;厢房属于单开口空间,镂空的花格窗朝向天井,兼具采光和通风作用,为防止地下潮气,厢房地面采用架空铺设的木板结构。现代民居客厅进门处有中庭,屋顶加装玻璃天窗,地面铺设地板砖,卧室铺设木地板且无架空结构,窗户均采用铝合金塑钢窗。

2 研究方法

2016年3月至5月进行为期三个月的实测,测试内容为空气温度、湿度,测试间隔15min,测试仪器包括TR-71Ui/TR-72Ui温湿度计,HI9065便携式温湿度测定仪。室内测点为传统民居厅堂、厢房、现代民客厅、卧室,室外测点布置在传统民居庭院内,为防止太阳辐射影响温湿度计采用铝箔包裹。

在进行自动测试前,分别对5个功能区域的空气温湿度进行均匀性测试。每个功能区域布置五个平面测点,使用便携式温湿度测定仪在每个平面测点垂直高度0.5m、1.5m、2.0m处进行手动测量。测量结果表明各测点温湿度值差值均小于±5%,说明室内外空气温湿度分布均匀,可用中间测点1.5m处测量数值代表该功能区域全局测量数值进行长期连续测试。

3 研究结果

3.1 室内温湿度条件

图1为测试期间各测点温度、湿度统计结果,包括

最大值、最小值、平均值。春季室外温度、湿度波动大,平均温度为16.7°C,平均相对湿度为77%,平均含湿量为9.5g/kg。温度方面,厅堂平均温度为12.9°C,且最高温度、最低温度值均较低,说明由于高墙遮阴作用及较大的进深,厅堂在春季受到太阳辐射得热量较小,同时由于厅堂通过天井与室外直接连通,气密性较差,厅堂散热快,室内温度低;厢房平均温度高于厅堂平均温度,由于厢房建筑体量小、散热量小;客厅和卧室温度波动范围相对较小,且温度较高,说明砖混结构的现代民居保温效果较好。相对湿度方面,各测点最大相对湿度均接近100%,厅堂平均相对湿度为70%,厢房平均相对湿度为79%,客厅和卧室平均相对湿度均在75%左右,说明在含湿量差别不大条件下,室内温度较低,则相对湿度较高。含湿量方面,厅堂含湿量水平最低,平均含湿量比其他测点数值低约3g/kg,由于在春季厅堂室内温度较低,围护结构表面温度低于空气露点温度导致易产生结露现象,空气湿度降低,而厢房底部有架空木板结构的地垄,有利于防潮、保温,春季不易结露;其他三个房间室内含湿量水平差别不大,与室外含湿量数值接近,波动较大。

选取2016年4月10日至4月12日连续三天的温度、湿度数据进行典型日分析,该时间段室外平均温度在20°C左右,无极端恶劣天气影响,属于该地区春季典型气候。图2为各测点典型日温度、湿度变化情况。温度方面,厅堂温度波动规律与室外温度波动变化规律相同,夜间温度变化与室外温接近,厢房夜间温度高于室外温度,厅堂、厢房温度峰值比室外温度峰值低4~6°C,说明传统民居隔热效果较好,但夜间散热较快;客厅、卧室温度变化较小,卧室夜间温度最高,维持在20°C,说明现代民居温度稳定性较好,夜间散热效果较差。相对湿度变化规律与温度变化规律相反,随温度升高而下降;夜间各房间相对湿度均高于70%,其中夜间有人员休息的厢房、卧室相对湿度稍高于夜间无人员散湿的厅堂、客厅。含湿量方面,厅堂、厢房含湿量变化与室外含湿量变化规律相似,夜间厅堂含湿量稍低于室外含湿量,厢房含湿量稍高于室外含湿量,说明传统民居通过天井、花格窗等开口与室外进行气流交换,效果良好,在春季夜间厅堂空气湿度降低,地面结露现象明显;客厅含湿量值与室外含湿量相差不大,卧室含湿量日变化波动最大,夜间卧室含湿量明显升高,高于室外含湿量2~4g/kg,说明在门窗关闭的情况下,卧室气密性良好,同时混凝土围护结构材料吸湿性能较弱,导致夜间积聚的湿气无法及时排出室外,室内湿度日较差较大,

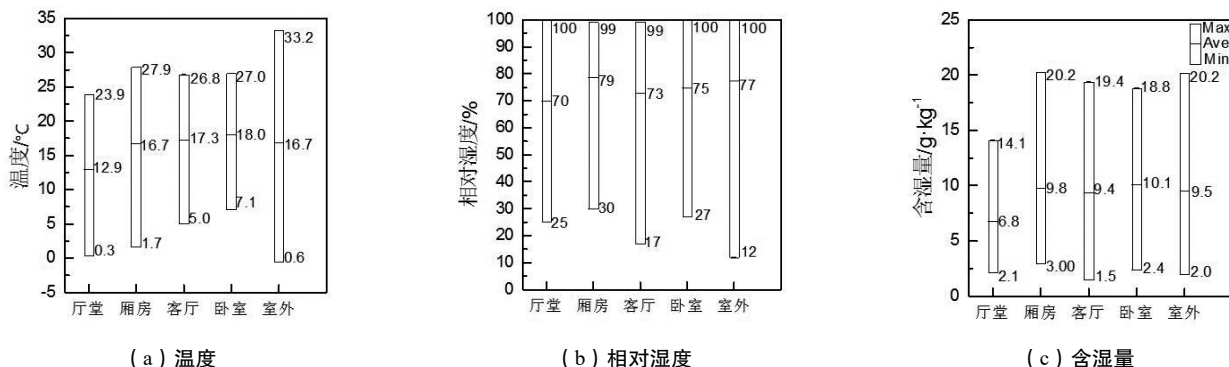


图1 各测点温度、湿度值对比

而厢房在夜间人员休息时含湿量上升不明显,主要原因是内部木质围护结构有一定的调湿能力,有利于缓解室内湿度变化。

3.2 室内湿度水平

室内相对湿度应设定在 30%~70%^[14],ASHRAE^[15]规定人体可接受的含湿量上限值为 12g/kg。图 3、4 分别为测试期间各测点相对湿度、含湿量频率分布图。相对湿度方面,春季室外超过 50% 时间段相对湿度分布在 80%~100%,各房间室内相对湿度主要分布在 70%~90%,均超过室内规范规定的相对湿度上限值 70%;厅堂相对湿度峰值位于 70%~80%,厢房相对湿度峰值位于 80%~90%,客厅、卧室相对湿度峰值均匀分布在 70%~90%。含湿量方面,室外含湿量主要分布在 8~12g/kg,且有 20% 时间段室外空气含湿量高于 12g/kg。厅堂接近 70% 时间段含湿量平均分布在 2~10g/kg 范围内,且仅有 0.8% 含湿量数据超过 12g/kg 上限值,含湿量水平低于其他房间含湿量;厢房、客厅含湿量分布与室外含湿量分布接近,约 50% 时间段分布在 8~12g/kg;卧室含湿量水平最高,主要分布在 8~14g/kg,且超过 30% 时间段室内含湿量超过 ASHRAE 规定的上限值。说明皖南民居室内湿度水平较高主要受室外潮湿的气候影响,在春季,半开敞空间厅堂由于昼夜温差较大,壁面产生结露导致室内空气含湿量下降,相对湿度较低;厢房、客厅室内含湿量与室外含湿量接近,但厢房平均温度较低造成较高相对湿度;卧室含湿量水平最高,由于平均温度稍高于其他房间平均温度,导致其相对湿度稍低于厢房相对湿度。

3.3 室内外湿度相关性

图 5 为测试期间各测点室内外含湿量相关性分析。厅

堂、客厅室内外空气含湿量具有较强线性相关性,相关性系数均超过 0.95,由于厅堂通过天井与室外环境直接连通,客厅中庭结构且外门经常性开敞,室内湿环境受室外湿环境影响较大;厢房室内外空气含湿量相关性稍有下降,相关性系数为 0.94,由于厢房花格窗结构在门窗关闭情况下透气性较好;卧室室内外空气含湿量相关性系数为 0.83,室内空气含湿量与室外空气含湿量线性相关性最弱,由于卧室门窗气密性较好导致室内湿度受人员等内湿源的影响增大。在皖南地区春季,居民习惯通过自然通风调节室内环境,导致室内湿度变化依赖室外湿度变化。房间气密性越差、气流交换现象越明显,室内外空气含湿量线性相关性越强,反之,室内外空气含湿量线性相关性越弱。

4 结论

春季皖南传统民居白天受太阳辐射得热量少,夜间围护结构热惯性小、通风散热快,导致室内平均温度较低、温度日较差大,厅堂地面、壁面易产生结露现象,造成空气湿度降低,厢房由于架空的地垄具有防潮、保温作用,地面不易结露。

皖南传统民居室内湿度变化规律与室外湿度变化规律相似,夜间人员休息时,有人员散湿的厢房湿度升高现象不明显,而卧室湿度明显升高,说明传统民居厢房通过花格窗与室外保持良好的气流交换,且内部木质结构有一定调湿能力,现代民居卧室房间气密性较强不利于室内湿气排出。

皖南民居相对湿度较高主要受室外潮湿气候影响,各房间室内相对湿度集中分布在 70%~90%;厢房相对湿度最高,平均相对湿度为 79%,厅堂相对湿度最低,平均相对湿度为 70%,卧室含湿量水平较高,但相对湿度水平略

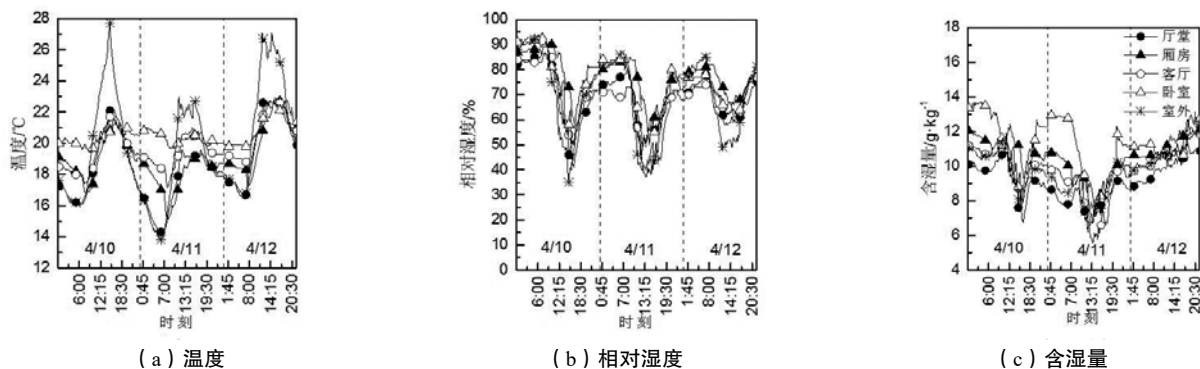


图 2 典型日各测点温度、湿度日变化

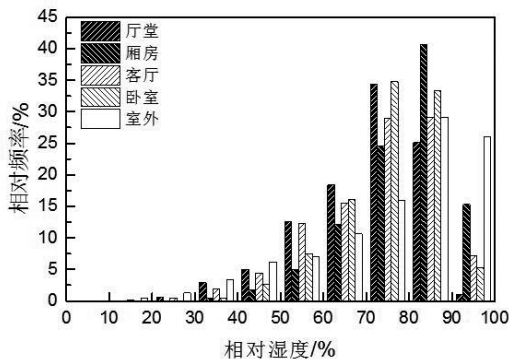


图 3 各测点相对湿度频率分布

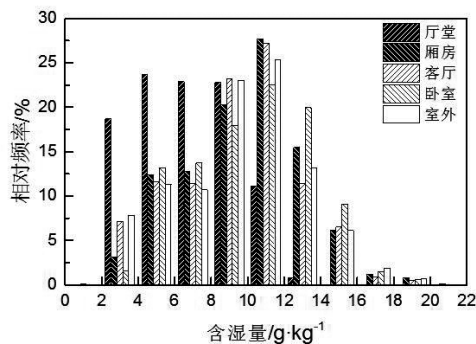


图 4 各测点含湿量频率分布

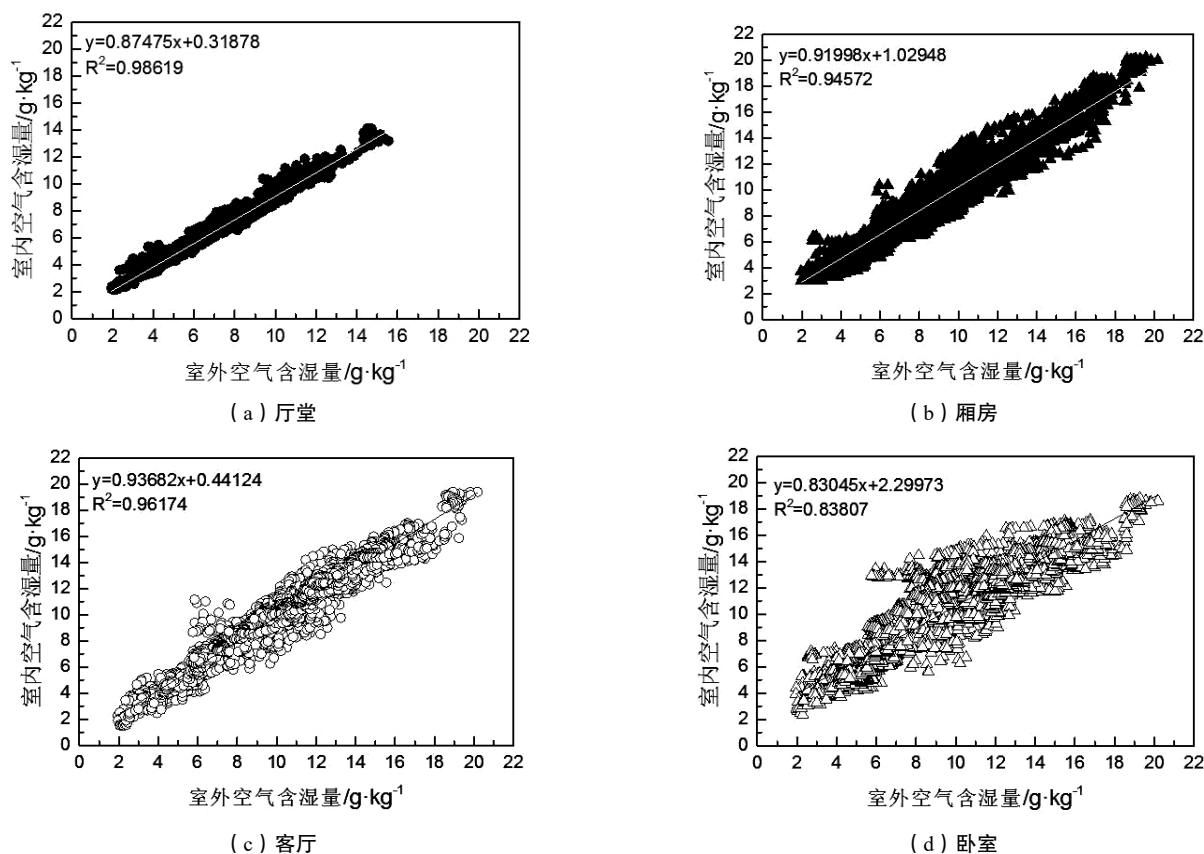


图5 各测点室内外含湿量相关性分析

低于传统民居,原因是现代民居室内空气温度较高。

皖南地区居民在春季习惯利用自然通风调节室内环境,各房间室内外含湿量具有较强线性相关性;厅堂、客厅由于通风效果较好,室内外含湿量相关性系数超过0.95,厢房房间尺寸紧凑且开口较小,室内外含湿量相关性稍有下降,卧室由于气密性增强,室内湿度受室外湿度影响效果减弱。

参考文献

- [1] Reinikainen LM, Jaakkola JJK. Significance of humidity and temperature on skin and upper airway symptoms[J]. Indoor Air, 2003, 13(4):344–352.
- [2] Sato M, Fukayo S, Yano E. Adverse environmental health effects of ultra-low relative humidity indoor air[J]. Journal of Occupation Health, 2003, 45(2):133–136.
- [3] Toftum J, Jørgensen A S, Fanger P O. Upper limits of air humidity for preventing warm respiratory discomfort[J]. Energy and Buildings, 1998, 28:15–23.
- [4] Fang L, Clausen G, Fanger PO. The impact of temperature and humidity on perception of indoor air quality[J]. Indoor Air, 1998, 8(2):80–90.
- [5] 王莹莹,刘艳峰,王登甲,等. 湿传递对墙体热传递的影响关系研究[J]. 太阳能学报, 2014, 35(7):1151–1157.
- [6] 王杨睿. 杭州地区住宅建筑湿环境测试及除湿对策[D]. 西安:西安建筑科技大学. 2013:2–10.
- [7] Zhang H B, Yoshino H. Analysis of indoor humidity

environment in Chinese residential buildings[J]. Building and Environment, 2010, 45:2132–2140.

- [8] Kalamees T, Korpi M, Vinha J, et al. The effects of ventilation systems and building fabric on the stability of indoor temperature and humidity in finnish detached houses[J]. Building and Environment, 2009, 44:1643–1650.
- [9] 黄志甲,张恒,江学航. 徽州传统民居被动式设计技术[J]. 安徽建筑, 2016, 23(5):34–36.
- [10] Lin B R, Tan G, Wang P, et al. Study on the thermal performance of the Chinese traditional vernacular dwellings in Summer[J]. Energy and Buildings, 2004, 36:73–79.
- [11] 宋冰,杨柳,刘大龙,等. 西递徽州民居冬季室内热环境测试研究[J]. 建筑技术, 2014, 45(11):1033–1036.
- [12] 陈晓扬,仲德崑. 宏村徽州传统民居春季室内环境分析[J]. 建筑学报, 2009, (S2):68–70.
- [13] 黄志甲,董亚萌,程建. 徽州传统民居气密性测试研究[J]. 建筑科学, 2016, 32(8):115–118.
- [14] 住房和城乡建设部,中国建筑科学研究院. GB 50736–2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2012:5–6.
- [15] ASHARAE. [ANSI] ASHARAE 55–2013. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy[S]. Atlanta, USA: American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers Inc., 2013.

西北地区航站楼用蒸发冷却空调系统初探

杜生生, 黄翔

(西安工程大学, 西安 710048)

[摘要] 通过对我国机场航站楼空调系统现状的调查研究, 总结了机场航站楼空调系统设计中遇到的问题, 研究了我国西北干燥地区的气象参数, 结合蒸发冷却空调技术在我国西北干燥地区的优越性, 对蒸发冷却技术在西北干燥地区机场航站楼的适用性进行分析, 为今后西北干燥地区机场航站楼的空调系统设计提供了参考。

[关键词] 蒸发冷却; 航站楼; 空调系统; 建筑节能

Study on Evaporative Cooling Air Conditioning System for Airport

Du Sheng-sheng, Huang Xiang

(Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710048, China)

[Abstract] This paper summarizes the problems encountered in the air-conditioning system design of airport terminals, and studies the meteorological parameters of dry areas in northwest of China. Combining the evaporative cooling air-conditioning technology in the dry areas of Northwest China, the air conditioning system of airports in China is studied. The paper analyzes the applicability of evaporative cooling technology in the airport terminals of Northwest China, and provides a reference for the air conditioning system design of airport terminals in northwest dry area.

[Keywords] Evaporative cooling; Terminal Building; Air Conditioning System; Energy efficiency in buildings

0 引言

随着中国经济的稳步发展, 国民生产总值的快速增长, 人民生活水平的相对提高, 加以飞机所具有的便捷、舒适、路途时间短等特点成为越来越多的游客首选的出行方式。为了满足快速增长的旅客流量, 机场扩建刻不容缓。机场扩建面临的将是大量的能源消耗问题。20 世纪以来的能源危机使越来越多的国家关注节能, 而建筑能耗巨大, 其中的供暖、通风及空调系统的能耗约占建筑总能耗的 2/3。因此, 空调及通风系统是否节能设计及运行, 意义深远^[1]。

在这种机场扩建与能源危机的矛盾下, 蒸发冷却空调技术具有很大的发展空间。蒸发冷却空调技术是一项利用可再生的干空气能, 通过水蒸发吸热制冷的技术。该种空调技术单纯的利用水蒸发来提供冷量, 避免了将蒸发后的水蒸气再经过压缩冷凝回到液态水后再蒸发, 因此, 与机械制冷相比, 大大的节省了运行能耗。由于该技术的独特的优越性, 广泛的应用于西北干燥地区的民用建筑、公共建筑以及工业建筑中^[2]。

本文将通过对我国机场航站楼空调系统现状的介绍以及对西北干燥地区的气象特征的分析, 结合蒸发冷却设备的性能参数, 对我国西北干燥地区的机场航站楼的空调系统关于蒸发冷却空调系统的适用性做出初步探讨。

1 机场航站楼空调系统研究现状

1.1 国内研究现状

胡德星介绍了大空间, 曲面网架无眠建筑——库勒勒机场航站楼的工程概况, 冷热源, 空调系统及防排烟设计, 并结合机场对大空间的空调设计提出了两个难点: 第一, 大空间的负荷计算比较困难; 第二, 送风口设计是否合理直接关系到大空间温度场的均匀^[3]。

熊刚总结了大连周水子国际机场航站楼扩建工程空调

系统设计, 通过 CFD (计算流体动力学) 模拟, 调整了空调送风量和送风距离, 解决了候机楼的冷热不均^[4]。

柳澎, 黄季宜等在针对昆明长水国际机场航站楼的设计, 在空调的冷源选取中, 内区冷源选用风冷螺杆热泵四管制热回收机组, 回收制冷运行产生的冷凝热, 将这部分水用作生活热水热源; 在设计机场航站楼的空调系统时, 采用全空气系统, 所有的空气系统都采用送风机+排风机系统, 这样充分利用了室外空气的自然冷却能力, 最大限度的实现“免费供冷”, 极大程度的节约了空气处理的能耗^[5]。

吴翠等介绍了西安咸阳国际机场航站楼的建筑特点, 并且总结了部分实际工程的空调系统的设计形式, 并且对常见的机场空调系统形式的优缺点进行了对比分析, 通过对全空气系统和新风+地板辐射供冷系统的比较, 得出新风+地板辐射供冷系统在舒适性和节能方面都优于单纯采用全空气的空调系统形式, 同时, 提出了地板辐射供冷存在可能结露的问题, 以及制取高温冷水的冷水机组的研发^[6]。

周敏等介绍了西安咸阳国际机场 T3A 航站楼温湿度独立控制系统的设计和应用, 包括置换式下送风系统、地板冷热辐射系统、溶液式热泵新风系统、干盘管空调系统、直连多级循环泵空调水输送系统和空调末端分级能源串联及混水循环系统等。结合该项目建筑物的功能、特点和西安地区的室外气象条件, 分析了该项目采用温湿度独立控制方案在降低初投资、节省运行费用以及提高舒适性与室内空气品质等方面是有潜力和优势的^[7]。

唐海达等介绍了对西安咸阳国际机场 T3A 航站楼温湿度独立控制系统的初步测试情况。数据表明, 辐射地板配合置换送风的末端形式实现了高大空间人员活动区温湿度分布均匀、舒适的目标, 而冷水系统大温差运行实现了减少输送能耗的目的^[8]。

在我国“一带一路”的沿线城市——新疆克拉玛依机场已经成功的应用了蒸发冷却空调降温系统, 并且张

基金项目: “十三五”国家重点研发计划项目课题 (2016YFC0700404)。

作者简介: 杜生生 (1992—), 男, 在读硕士研究生。
Email: 1394132407@qq.com

新利高级工程师带领其团队对该系统的应用效果进行了测试。该机场空调系统为全空气式空调系统,采用两级蒸发冷却空气处理机组,板翅式间接蒸发冷却+直接蒸发冷却的形式,为机场内部提供舒适空气,总共两台机组。对该系统的测试结果如下:在室外干球温度为 36°C ,室外湿球温度为 19.4°C ,室内空气温度可以达到 25°C ,室内送风温度低至 18.2°C ,排风风速为 1.4m/s ,温降高达 17.8°C ,降温效果非常良好。

1.2 国外研究现状

曼谷机场采用了辐射地板供冷配合分散置换通风末端的分层空调系统,辐射地板可直接吸收进入室内的太阳辐射得热,减少了太阳辐射得热向室内空气的掺混;分散式置换送风末端将干燥新风输送到人员活动区域,并补充辐射地板供冷不足所需的冷量;刘晓华等人对曼谷机场航站楼的空调方案进行了介绍,并对地板表面温度进行了测试,得出辐射供冷末端实际运行时各处表面温度集中于 $17\sim 19^{\circ}\text{C}$,高于周围空气的露点温度,未出现结露现象^[9]。Dr.wolfganggKessLING 等对曼谷机场航站楼的负荷进行了模拟计算,与全空气的空调方案进行比较,得出采用辐射地板供冷配合分散置换通风末端的分层空调系统节能率为 30% ^[10]。

1.3 机场航站楼的建筑特征

机场航站楼具有跨度大、层高较高、空间体积大、玻璃幕墙多等因素,结合现代化装修照明负荷大幅度的增加,这些都带来了空调能耗的剧增。机场航站楼空调系统的运行能耗约占建筑总运行能耗的 $40\%\sim 60\%$,单位建筑面积空调运行能耗通常比一般公共建筑高 $1\sim 2$ 倍,是建筑节能的重中之重。正是由于机场航站楼这样特殊的建筑结构,所以,空调系统大部分都采用的是全空气系统,部分区域采用空气-水系统。正是由于机场航站楼这样的建筑特征:

- (1) 围护结构大都采用中空玻璃,太阳辐射得热量大;
- (2) 由于高大空间,容易在垂直方向上造成温度的冷热不均;
- (3) 建筑跨度大,进深长,在水平方向上,容易造成温度、气流速度梯度过大;
- (4) 机场人员密度不定,给负荷计算带来很大的困难^[11]。决定了机场航站楼空调系统以全空气空调系统为主导的空调系统形式。

2 干燥地区气象参数分析

我国西北地区属于温带大陆性气候,气候的基本特征:

- ① 冬季寒冷,夏季温热,气温年较差大,气温日较差亦大。最冷月出现在1月,最热月在7月,春温高于秋温。
- ② 降水量少,而且季节分配不均,集中在夏季,降水的年际变化大。
- ③ 高原空气稀薄清洁,尘埃和水蒸气含量少,大气透明度比平原地带高,太阳辐射透过率随海拔高度增加而增大。以下是对西北干燥地区几个代表性的城市的夏季室外计算干、湿球温度的统计。

表1 西北部分干燥地区室外计算参数表

省份	城市	夏季室外计算干球温度/ $^{\circ}\text{C}$	夏季室外计算湿球温度/ $^{\circ}\text{C}$	干湿球温差 $\Delta T/^{\circ}\text{C}$
西藏	拉萨	24.0	13.5	10.5
青海	西宁	26.4	16.6	9.8
新疆	克拉玛依	36.4	19.8	16.6
甘肃	敦煌	34.1	21.1	13
陕西	榆林	32.3	21.6	10.7

从表1关于西北部分干燥地区的夏季室外计算干、湿球温度的统计数据中可以看出,首先,我国西北地区湿球温度普遍较低。根据我国现行《采暖通风与空气调节设计规范》GB 50019-2003从夏季室外计算湿球温度对在全国范围对蒸发冷却空调的应用范围进行分区,总共分为四个区,通风区($t_s < 20^{\circ}\text{C}$)、高适应区($20^{\circ}\text{C} \leq t_s < 23^{\circ}\text{C}$)、适应区($23^{\circ}\text{C} \leq t_s < 28^{\circ}\text{C}$)、非适应区($t_s \geq 28^{\circ}\text{C}$)。从表1可以看出,拉萨、西宁、克拉玛依都属于蒸发冷却的通风区,敦煌和榆林属于蒸发冷却的高适应区。其次,可以看到,干、湿球温差比较大,大都分布在 10°C 左右,在新疆更是达到了 16.6°C 的干、湿球温差^[12]。

通过对西北五省的干、湿球温度的统计,可以总结出西北干燥地区的室外空气的特征:

第一,西北干燥地区夏季室外计算湿球温度低,都在 23°C 以下;

第二,干燥地区干、湿球温差大;

第三,西北干燥地区的室外新风显热大,潜热小,甚至为负值。

3 蒸发冷却技术在西北干燥地区机场的适用性分析

3.1 蒸发冷却技术在西北干燥地区的优越性

首先,我国西北地区作为丝绸之路经济带的重要沿线地区,气候干燥,“干空气能”富足,属于最适合蒸发冷却通风空调技术应用的地区,应该大力推广,尤其是在机场这样的大空间公共建筑,客流量大,人流密度高,室内空气品质差,更应该关注蒸发冷却这样的节能、环保的新技术的应用。第一,蒸发冷却通风空调技术是以干空气的干、湿球温差作为驱动力,利用水分蒸发从空气中吸收汽化潜热,从而使空气降温的绿色、节能、环保、经济的冷却方式,能有效减少室内气体的排放;第二,作为一种以水为制冷剂,充分利用干空气中所具有的可再生能源——“干空气能”通过蒸发冷却原理来对空气进行降温的空调系统,符合绿色建筑中通风空调系统充分利用可在再生能源的设计理念。第三,蒸发冷却通风空调技术不仅对新风进行了热湿处理,还对新风进行了净化处理(蒸发冷却通风空调技术通过制冷剂水的净化和湿帘作用,可以进一步对新风中 $5\mu\text{m}$ 以上的可吸入颗粒物进行有效的过滤,并且对可溶性有害气体进行吸附处理),可以有效的见底由于西北大风天气引起的室外空气含尘量,改善空气的品质;第四,蒸发冷却通风空调技术还具有良好的加湿功能,起到了加湿器的作用,可以调节室内空气的湿度。

最后,蒸发冷却空调技术由于其独特的优越性,已经在大范围的使用于干燥地区的民用建筑、公共建筑以及工业建筑中,并且都取得了良好的效果。与传统的机械制冷相比,现代蒸发冷却技术初投资费用、维护费用以及运行费用分别占机械制冷的 $1/2$ 、 $1/3$ 和 $1/4$,真正意义上降低了建筑能耗,达到了绿色建筑的要求^[13]。

3.2 蒸发冷却部分设备在西北部分地区的出口参数

蒸发冷却空调技术经过十几年的发展,已经形成了一套完整的体系。蒸发冷却空调技术以及设备经历了由简单到复杂、从单功能到多功能的发展过程,由最早的喷水机、窗机,慢慢发展到目前的蒸发式冷气机、蒸发冷却空气处理机组、蒸发冷却冷水机组、蒸发冷却与机械制冷一体化机组^[14]。表2和表3是通过《蒸发冷却通风空调系统设计手册》查找,对直接蒸发冷却空气处理机组和间接+直接蒸发冷却空气处理机组在部分干燥地区在对应的气象参数

下的出风温度的统计结果。表 2 和表 3 中的低效率和高效率是蒸发冷却设备在该地区的气象条件下所能达到的效率范围。

表 2 直接蒸发冷却空气处理机组在部分干燥地区的出风温度表

省份	城市	出风温度 /°C	
		低效率 80%	低效率 90%
西藏	拉萨	11.8	10.9
青海	西宁	15.4	14.7
新疆	克拉玛依	19.2	17.9
甘肃	酒泉	17.9	16.9
陕西	榆林	20.4	19.5

表 3 间接 + 直接蒸发冷却空气处理机组在部分干燥地区的出风温度表

省份	城市	出风温度 /°C	
		低效率 60%~80%	高效率 70%~90%
西藏	拉萨	7.3	5.8
青海	西宁	13.3	12.7
新疆	克拉玛依	15.4	14.0
甘肃	酒泉	15.2	14.3
陕西	榆林	18.0	17.2

通过表 2 和表 3 的数据中可以看出,对于西北干燥地区按照室内设计温度 26°C 的设计标准以及 10°C 的送风温差标准^[15],在西藏、青海采用直接蒸发冷却空气处理机组就能满足人体舒适度的要求,而对于新疆、甘肃来说,采用间接 + 直接蒸发冷却空气处理机组就能满足设计要求。就陕西而言,可以采用三级蒸发冷却空气处理机组或者蒸发冷却与机械制冷相结合的降温方式在满足人体舒适感的情况下降低机场空调系统能耗。

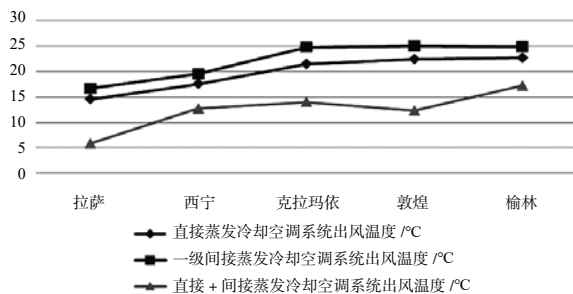


图 1 蒸发冷却空调系统在西北部分城市出风温度

从该计算结果中可以看出,西北地区大部分城市在采用直接蒸发冷却空调系统的情况下出风温度已经都低于 25°C,对于拉萨采用直接蒸发冷却空调系统送风温度低于 15°C,对于榆林这样含湿量偏高的地区采用两级蒸发冷却可以将空气的温度处理到 16°C 左右,可见蒸发冷却通风空调系统在西北地区的潜力。

4 结束语

通过对机场航站楼空调系统国内外现状的分析,以及对我国西北干燥地区气象参数的统计与分析可以看出,蒸发冷却空调技术非常适合我国西北干燥地区的机场航站楼的空调系统设计;此外,西安工程大学黄翔教授带领蒸发冷却团队对蒸发冷却技术的研究和完善使得蒸发冷却空调技术的日趋成熟,并且完成了对相关设备的研发以及相关设计标准的制定,所以为蒸发冷却空调系统在干燥地区的机场航站楼的空调系统的设计提供了理论依据;蒸发冷却空调系统在西北地区医院、发电厂、地铁站等的实际应用,也为该技术在机场航站楼的使用提供了大量的数据指导。在国家“一带一路”的政策和“节能减排”的号召下,加强蒸发冷却技术在西北干燥地区机场航站楼的应用研究将有更为深远的意义和更广阔的前景。

参考文献

- [1] 李灿. 浅论机场航站楼空调系统节能改造 [J]. 低碳世界, 2016, 11: 83-84.
- [2] 黄翔, 刘鸣, 于向阳. 我国新疆地区蒸发冷却技术应用现状分析 [J]. 制冷与空调, 2001, 06: 33-38.
- [3] 胡德星. 库尔勒机场暖通空调设计 [J]. 建筑工程技术与设计, 2015, (14): 454-454.
- [4] 熊刚. 大连周水子国际机场航站楼扩建工程空调设计 [J]. 城市建设理论研究 (电子版), 2011, (15).
- [5] 柳澎, 黄季宜, 晏庆模. 航站楼绿色设计 [J]. 建筑创作, 2015, 03: 179-201+5.
- [6] 吴翠, 张日, 刘爽. 大型机场航站楼空调形式探讨 [J]. 工程建设与设计, 2015, 10: 88-90+95.
- [7] 周敏. 西安咸阳国际机场 T3A 航站楼节能技术 [J]. 建设科技, 2014, 10: 65-69.
- [8] 唐海达, 刘晓华, 张伦, 张涛, 江晶晶, 江亿, 周敏. 西安咸阳国际机场 T3A 航站楼温度湿度独立控制系统测试 [J]. 暖通空调, 2013, 09: 116-120.
- [9] 刘晓华. 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] Dr. wolfgang KessLING. Innovative Design Concept for the New Bangkok International Airport, NBIA [J].
- [11] 王松, 张志刚, 江敏建, 姚建华. 机场航站楼空调系统的节能降耗 [J]. 中国西部科技, 2015, 01: 19-20.
- [12] 黄翔. 蒸发冷却空调理论与应用 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [13] 王永辉. 西北地区应用蒸发冷却空调的节能分析与研究 [D]. 西安工程大学, 2012.
- [14] 黄翔. 蒸发冷却通风空调系统设计指南 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015.
- [15] 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.

低位立式风机盘管送风参数对室内热环境影响的数值研究

刘秦见¹, 高原¹, 龙恩深^{1,2}, 梁飞¹, 金正浩², 赵新辉¹

(1. 四川大学建筑与环境学院, 成都 610065; 2. 四川大学灾后重建与管理学院, 成都 610207)

[摘要] 为探究低位立式风机盘管冬季运行时房间的热环境, 本文建立了房间空气流动的三维紊流的数学物理模型, 采用 CFD 模拟软件 Fluent 对不同送风角度、送风速度情况下的室内速度场、温度场进行了模拟计算, 得到了房间工作区空气流速、温度的分布, 并结合速度不均匀系数、温度不均匀系数对不同工况下的气流组织进行了分析评价。结果表明: 向下送风或水平送风, 送风射流贯穿工作区, 工作区内局部风速大, 温度高, 分布不均, 热舒适性差; 向上送风, 送风主气流区主要位于房间上部, 仅在局部穿过工作区, 工作区大部分温度分布和速度分布较均匀; 送风速度较小时利于工作区作风速和温度分布均匀; 工况为向上送风角度 60°, 送风速度 2m/s 的气流组织形式较好, 平均风速和平均温度都满足热舒适要求。研究结果为低位立式风机盘管供暖末端的合理设计与使用具有一定指导意义。

[关键词] 立式风机盘管; 送风角度; 送风速度; 室内热环境; CFD 模拟

Numerical Study on the Effect of Air Supply Angle/Velocity on Indoor Thermal Environment

Liu Qin-jian¹, Gao Yuan¹, Long En-shen^{1,2}, Liang Fei¹, Jin Zheng-hao², Zhao Xin-hui¹

(1. School of Architecture and Environment, Sichuan University, Chengdu 610065, China; 2. Institute of Disaster Management and Reconstruction, Sichuan University, Chengdu 610207)

[Abstract] In order to explore the thermal environment of the room during the winter operation of the low vertical fan coil, the mathematical model of the three-dimensional turbulence of the room air flow was established. The CFD simulation software Fluent was used to analyze the indoor velocity field and the temperature field. The air flow velocity and temperature distribution in the room work area are obtained. The airflow organization under different working conditions is analyzed and evaluated by combining the velocity uniformity coefficient and the temperature uniformity coefficient. The results show that: the air supply or the horizontal air supply, wind speed and air temperature is high because the airflow go through the work area, which results in uneven distribution of wind speed and air temperature and poor thermal comfort. While the main airflow area is mainly located in the upper part of the room when the air is up, so the most of temperature distribution and velocity distribution of work area is uniform. When the air supply speed is small, the working area is favorable for the wind speed and temperature distribution. The average wind speed and the average temperature meet the requirements of thermal comfort when the airflow direction is 60° and velocity at 2m/s.

[Keywords] vertical fan coil; air supply angle; air supply speed; indoor thermal environment; CFD simulation

0 引言

煤改电 / 清洁能源^[1]政策相继在各地推行, 传统供暖系统逐步被“多能联动、多热复合、多源合一”等多种设备相融合的低温空气源、地源热泵、太阳能等供暖系统所替代升级。在散热末端的改造选择上, 风机盘管供水温度低, 有利于清洁能源的低品位热能利用, 而低位明装方式因对建筑装修损坏程度小, 经济成本低等优势被广泛采用。风机盘管的气流组织形式直接影响采暖效果与经济性, 不同的气流组织形成不同的速度场、温度场亦会使人体产生截然不同的热舒适感。

研究人员在气流组织与室内热舒适性的关系方面做了大量研究。桂银华^[3]、王延夷^[4]等对柜式空调送风角度对室内热舒适性影响进行分析, 表明不同送风角度, 人员不满意度区别明显, 对室内热舒适性影响大。胡万玲^[5]、何军炜^[6]等对壁挂式空调气流组织进行了研究, 表明当采用

斜向下 75° 送风时舒适性最好, 利用组合温度方案可快速提高室内平均温度, 且缓解室内热力分层现象。端木琳^[7]、张奕君^[8]、陈晨^[9]等对顶棚嵌入式空调送风室内的速度场、温度场进行了模拟和实验研究, 结果表明整体温度分布尚可, 但气流分布不太均匀, 送风角度小温度分布均匀且不易气流短路。杨妹^[10]等对典型风机盘管侧上送风的办公室进行了室内温度场实验研究, 结果表明高风速送, 工作区域内垂直温度差较大, 低风速时工作区域内垂直温度差相对较小。李朝妹^[11]等进行了壁挂式空调安装位置对室内热环境的影响研究, 得出空调处于不同位置时室内空气的温度场的分布, 确定了最优安装位置。

从现有研究发现: 针对气流组织与室内热舒适性的研究多集中在室内上部或中部送风的形式, 而针对下送下回的低位送风气流组织与热舒适性还鲜有研究。因此本文采用 CFD 方法对冬季采用低位立式风机盘管供热的房间内不同送风角度、速度下气流组织进行了三维数值模拟研究, 进而分析不同送风条件下气流组织形成的速度场、温度场, 利用温度和速度不均匀系数评价指标评价办公人员工作区的热舒适性。研究结果为低位立式风机盘管供暖末端的合理设计与使用具有一定指导意义。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (No.51478280); 十三五国家重点研发计划项目 (2016YFC0700406)。

作者简介: 刘秦见 (1992—), 男, 在读硕士研究生。

Email: liuqinjianhvac@163.com

1 物理数学模型

本文选择位于成都市某大学办公楼第六层的实验用房作为研究对象,房间尺寸为 3600mm(长)×3000mm(宽)×2100mm(高),房间除西墙外均为外墙,室内未安置办公家具和设备。低位立式风机盘管安装于南墙中轴线位置地面上。房间尺寸和风机盘管安装位置如图 1 所示。由于房间几何结合结构对称,仅以房间的东半部分作为计算对象。

因风机盘管采暖房间的送、回风过程均是湍流流动过程,为简化其复杂性,做如下假设^[3,5,11]:(1)室内空气为定常不可压缩流体,考虑浮升力影响,满足 Boussinesq 假设;(2)空气在室内是稳态湍流流动;(3)不考虑内部各传热表面的辐射影响;(4)房间各墙壁温度均匀恒定,且均采用第三类边界条件(定壁面温度);(5)房间密闭性很好,不考虑漏风的影响。本文采用标准 $k-\varepsilon$ 两方程湍流模型和 SIMPLEC 的压力-速度耦合算法对室内空气的三维稳态湍流流动进行数值计算,控制方程如下^[12,13]:

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho u'_i u'_j) - \frac{\partial p}{\partial x_k} \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_i}) \quad (3)$$

$k-\varepsilon$ 方程:

$$\rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) + \beta g_j \frac{\mu_t}{Pr_t} (\frac{\partial T}{\partial x_j}) - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + \mu_t \frac{c_1 \varepsilon \partial u_i}{k \partial x_j} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) + c_1 c_3 \frac{\beta g_j \varepsilon}{k} \frac{\mu_t}{Pr_t} (\frac{\partial T}{\partial x_j}) - \frac{c_2 \rho \varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

其中:

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T}; \mu_t = \frac{c_\mu \rho k^2}{\varepsilon}; \beta = -\frac{1}{\rho} (\frac{\partial \rho}{\partial T})_p \quad (6)$$

式中: ρ 、 u 、 p 、 T 、 k 和 ε 分别为密度、速度、压力、温度、紊流湍动能和耗散率。 c_1 、 c_2 、 c_3 、 σ_k 、 σ_ε 、 c_μ 、 σ_T 均为常数,取值见表 1。 Pr_t 是湍流普朗特数,取值 0.85。

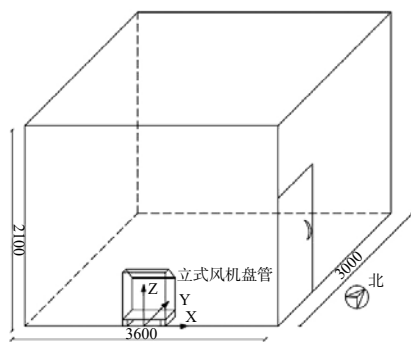


图 1 房间物理模型

表 1 $k-\varepsilon$ 模型中的系数

c_μ	c_1	c_2	c_3	σ_ε	σ_k	σ_T
0.09	1.44	1.92	1.44	1.3	1	0.9

2 边界条件

房间围护结构内壁面的温度由实测的平均温度确定。本文选取 4 种不同送风角度研究,即出风口水平导流片与 Y 轴夹角分别为 -30° 、 0° 、 30° 、 60° ,垂直导流片与 Y 轴保持平行(即 0°)。出风口速度(按常用三档式选取)分别设为 4m/s、3m/s、2m/s。具体边界条件设置见表 2 与表 3。

本文采用非结构化网格对计算区域进行划分,对送、回风口温度梯度较大的地方进行网格加密处理。离散方法采用基于压力-速度的 SIMPLE 求解方法,动量、能量、 k 和 ε 都采用二阶迎风格式。

表 2 边界条件

名称	边界条件	数值	名称	边界条件	数值
东墙	定壁温	292.3	西墙	定壁温	292.3
南墙	定壁温	287.9	北墙	定壁温	290.8
天花板	定壁温	288.5	地面	定壁温	287.9
送风口	温度	303.5K	回风口	自由出流	—

表 3 送风口边界条件(即计算工况)

送风速度/角度	-30°	0°	30°	60°
2m/s	Case1	Case2	Case3	Case4
3m/s	Case5	Case6	Case7	Case8
4m/s	Case9	Case10	case11	case12

3 数值计算的实验验证

为验证本次模型的可靠性,将送风角 51° ,风速 4m/s 时的模拟温度值、风速值与房间实测值进行比较验证。实测点与模拟取值点位于在房间中央(即 $X=0$ 平面与 $Y=1.5$ 平面的相交线上)距地面高度 0.6m、1.2m 和 1.8m 布置。实测值与对应位置处模拟值的比较结果如图 3 所示。由图可知模拟值分布与实测值的分布吻合较好,其中模拟温度值与实测值的平均相对误差约为 3%,模拟风速值与实测值的平均相对误差约为 14.5%,证明了数值模型的准确性。

4 模拟结果及分析

为直观分析送风角度与速度引起的室内工作区内速度场与温度场变化情况,选取立式风机盘管中央剖面 $X=0$ 和水平剖面 $Z=0.6$ m(膝盖)和 $Z=1.1$ m(头部)处的速度与温度分布图进行对比分析。

4.1 速度场分析

4.1.1 不同送风角度下速度场分析

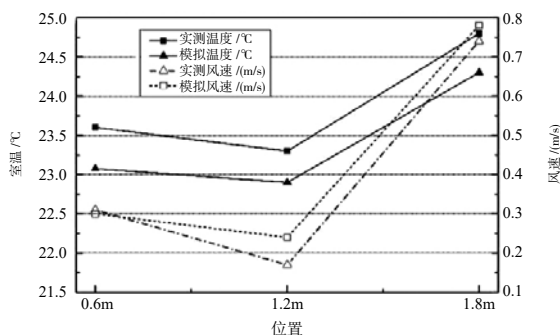


图 2 计算结果与实验结果的对比

图3是过立式风机盘管中央剖面($X=0$)在送风速度为4m/s时不同送风角度情况下的速度分布图。图3(a)中热风以向下 30° 的方向射出,向前流动的过程中速度不断减小,并在到达地面后形成明显贴附射流,随后继续贴附房间壁面和天花板流动。房间下部风速较大,且房间中部形成较大的漩涡。图3(b)中热风沿水平方向射出,在向前流动中流速减小,受前方墙壁的影响,在壁面形成贴附射流,同时在浮升力的作用下向上流动。气流刚好位于工作区,吹风感明显,且在房间的上部形成漩涡。图3(c)中热风以斜向上 30° 射出,在房角的对角处形成贴附射流,而随后沿壁面向下流动,并在房间的南侧上部与北侧下部成两个漩涡。图3(d)中热风以斜向上 60° 射出,受到天花板的影响,在风机斜上方天花板形成贴附射流,而随后

沿天花板向前后两个方向流动。虽在房间的南上部成漩涡,但气流远离工作区,右下部工作区风速较小,不会有明显的吹风感。

图4为送风速为4m/s时不同送风角度情况下 $Z=0.6\text{m}$ 、 1.1m 剖面的速度分布图。综合分析四种送风角度下房间工作区水平面的速度分布,可以看出:向下送风时房间工作区流速较大、且处于漩涡回流区域;而水平送风时,工作区恰好处于射流区,最大风速可达2.2m/s,同时在射流的两侧形成漩涡,办公人员会有强烈的吹风感;当向上送风时,向上 60° 送风较向上 30° 送风,工作区水平面风速受主气流和贴附回流的影响更小,且分布较为均匀,在 $Z=0.6\text{m}$ 和 $Z=1.1\text{m}$ 处的平均风速分别为0.21m/s和0.22m/s,室内办公人员无有明显吹风,感舒适度好。

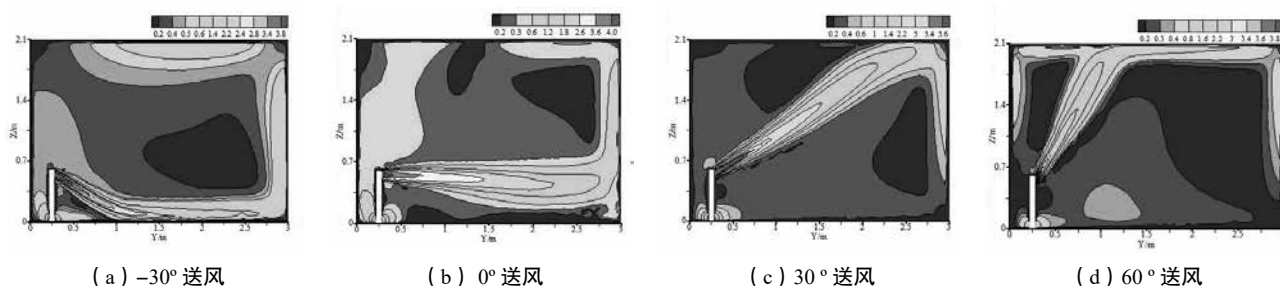


图3 送风速度4m/s $X=0$ 剖面的速度分布图

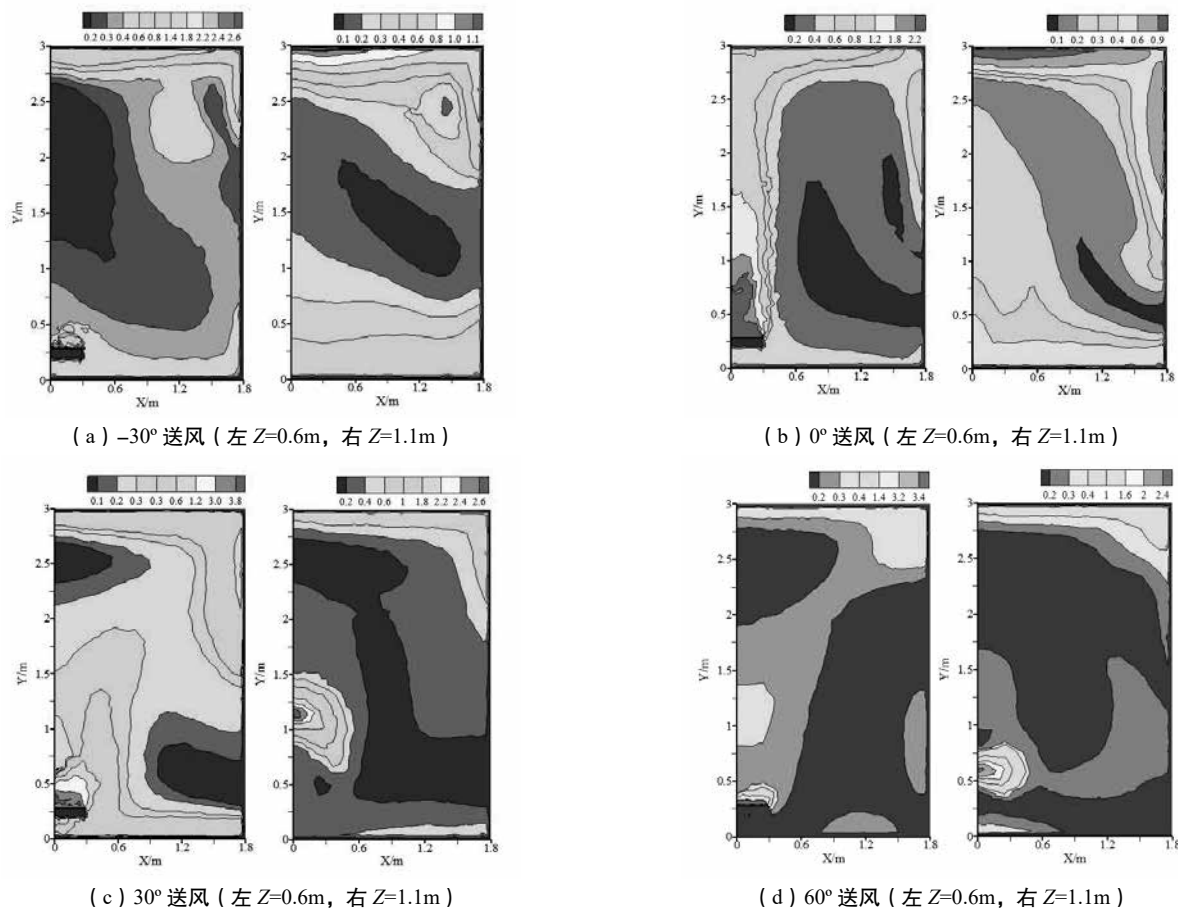


图4 $Z=0.6\text{m}$ 和 $Z=1.1\text{m}$ 剖面的速度分布图

4.1.2 不同送风速度下速度场分析

由上文分析可知向上 60° 送风时, 房间工作区内的速度分布更加合理, 为进一步探究送风速度对房间工作区气流速度分布的影响, 选取了向上 60° 送风, 风速分别为 4m/s 、 3m/s 和 2m/s 的工况进行具体分析。图 5 是过立式风机盘管中央剖面 ($X=0$) 在送风角度为 60° 时不同送风速度情况下的速度分布图, 由图可知: 当热风向上射出后, 风速在向前流动过程中减小, 在上方天花板形成贴附射流, 且都出现了随后沿天花板前后两个方向流动的情况, 但随着送风速度的减小, 向下贴附流的长度和强度都有所减弱, 从而减小对下部工作区的影响, 明显可以看出工区中间的漩涡随送风速度的减小而逐渐消失, 工作区的风速趋于均匀; 当送风速度为 2m/s 时, 工作区的风速仅 $0.1\sim 0.2\text{m/s}$, 明显小于送风速度为 3m/s 和 4m/s 的情况, 因此办公人员不会有明显的吹风感, 舒适度较好。

图 6 送风角度为 60° 时不同送风速 $v=4\text{m/s}$ 和 $v=2\text{m/s}$ 度情况下 $Z=0.6\text{m}$ 、 1.1m 水平剖面的速度分布对比图。综合分析可以看出: 工作区水平面风速受主气流的影响位置、范围趋于相同, 这主要由于向上角度相同, 主射流在穿越水平剖面是还未扩散。然而工作区水平面受贴附回流的影响的区域随着送风速度的减小而减小, 当送风速度为 2m/s 时, 在 $Z=1.1\text{m}$ 处, 贴附射流影响区域仅为贴壁小薄层, 当 $Z=0.6\text{m}$ 时已完全消失。对比三者水平剖面的速度大小发现: 随着送风速度减小, 工作区水平面风速趋于均匀。当送风速度为 2m/s , 工作区水平面风速仅为 $0.1\sim 0.2\text{m/s}$, 明显小于送风风速为 3m/s 和 4m/s 的情况, 此时室内办公

人员无明显吹风感。

4.2 温度场分析

4.2.1 不同送风角度下温度场分析

图 7 是过立式风机盘管中央剖面 ($X=0$) 在送风速度为 4m/s 时不同送风角度情况下的温度分布图。从图 7 (a) 可以看出, 热风以向下 30° 的方向射出时, 贴近地面和北墙的气流层温度较高, 房间的中、上部温度分布相对较均匀, 约为 $23.05\sim 23.55^\circ\text{C}$ 。

图 7 (b) 热风沿水平方向射出时, 因工作区处于出风射流区域, 温度较高, 可达到 29°C , 处于过热状态。图 7 (c) 热风以斜向上 30° 射出时, 房角温度呈现北侧高, 南侧偏低, 部分工作区温度偏高。图 7 (d) 热风以斜向上 60° 射出时, 房间南侧靠近天花板处温度较高, 但其余空间 (含工作区域) 温度分布较为均匀, 约为 $21.9\sim 22.8^\circ\text{C}$, 室内办公人员热舒适度较好。

图 8 为送风速为 4m/s 时不同送风角度情况下 $Z=0.6\text{m}$ 、 1.1m 剖面的温度分布图。综合分析四种送风角度下房间工作区水平面的温度分布图, 可以看出: 向下 -30° 送风和水平送风时, 因送风温度较高, 送风射流横穿工作区, 导致出风口正对区域温度高, 温度高处达到 27°C , 而东西两侧温度低, 在东西水平方向形成较大的温度梯度, 给人强烈的热不舒适感。当向上送风角度为 30° 和 60° 时, 工作区水平面温度适中, 温度差异小, 分布相对均匀。尤其当向上送风角度为 60° 时, 工作区平面受出风主体射流影响区域小, 且温度处于 $22\sim 24^\circ\text{C}$ 较舒适范围内, 分布更均匀, 室内办公人员热舒适感较好。

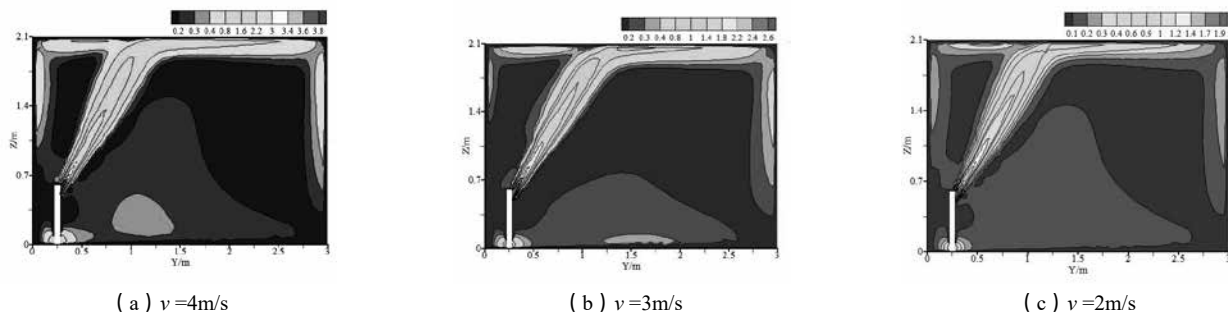


图 5 不同送风速度 $X=0$ 剖面的速度分布图

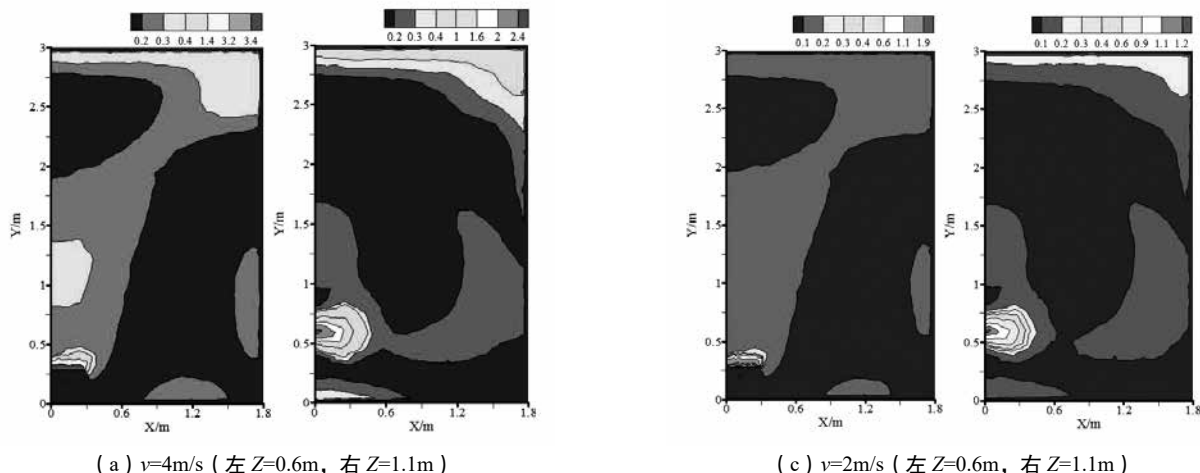
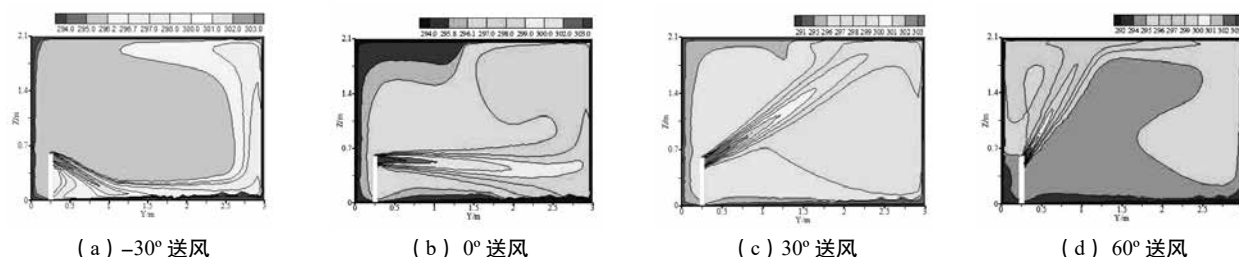
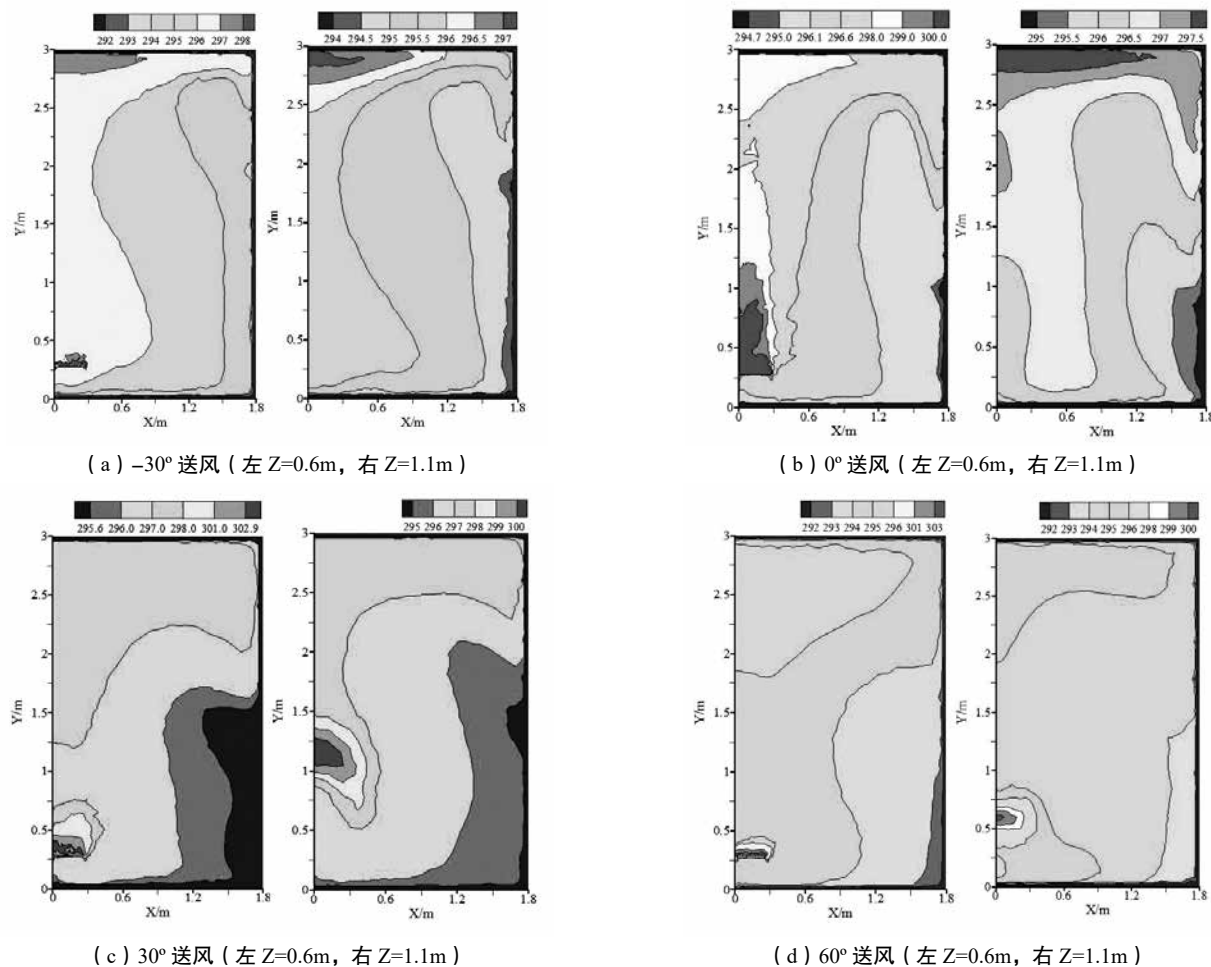


图 6 不同送风速度 $Z=0.6\text{m}$ 和 $Z=1.1\text{m}$ 剖面的速度分布图

图7 不同送风角度 $X=0$ 剖面的温度分布图图8 不同送风角度 $Z=0.6\text{m}$ 和 $Z=1.1\text{m}$ 剖面的温度分布图

4.2.2 不同送风速度下温度场分析

由上节分析可知向上 60° 送风时, 工作区内的温度分布均匀, 热舒适性较好, 为进一步探究送风速度对工作区温度分布的影响, 选取了向上 60° 送风, 风速分别为 4m/s、3m/s 和 2m/s 的工况进行具体分析。图 9 为过立式风机盘管中央剖面 ($X=0$) 在送风角度为 60° 时不同送风速度情况下的温度分布图, 由图可知: 由于热风向上射出, 主流区在房间上部, 因此上部空气温度比下部空气温度高。随着送风速度的减小, 因向下贴附射流的长度和强度都有所减弱, 工区中间的漩涡逐渐消失, 在南北方向上温度的不均匀减小, 温度趋于均匀; 风速度为 2m/s 时, 大部分工作区温度为 20~22℃, 中因此办公人员热舒适感较好。

图 10 是送风角度为 60° 时送风速度 $v=3\text{m/s}$ 和 2m/s 情况下 $Z=0.6\text{m}$ 、1.1m 水平剖面的温度分布图。综合分析了三种送风速度情况下房间工作区水平面的温度分布图得出: 受到出风射流及热空气浮升力的影响, 不同风速情况下工作区水平面温度都呈现出中间高, 而两侧低, 在东西方向具有一定的温度梯度。随着风速的减小, 工作区水平面的温度不均匀度减小并不明显, 三种送风速度的情况下工作区水平面的温度均维持在 19.8~21.8℃ 范围内, 热舒适度较好。

5 气流组织评价

本文拟采用与气流组织相关的热舒适描述参数温度不均匀系数和速度不均匀系数^[14]作为评价指标对气流组织

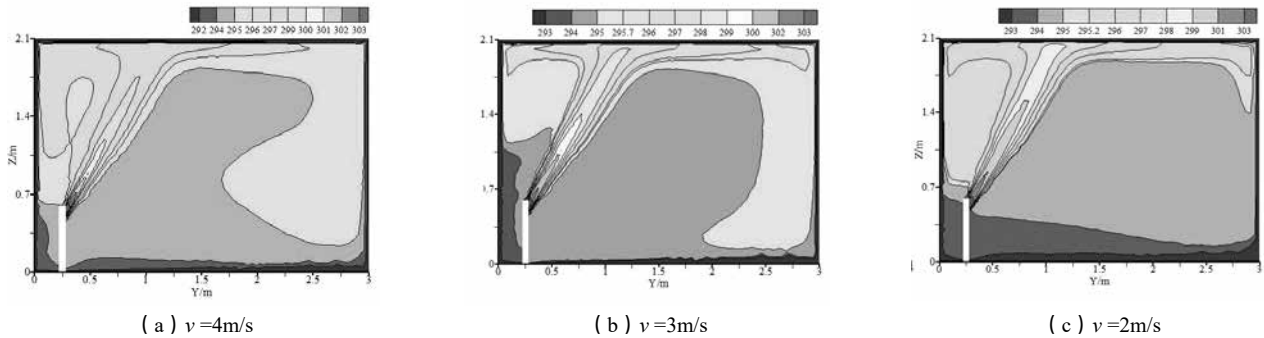


图9 不同送风速度 $X=0$ 剖面的温度分布图

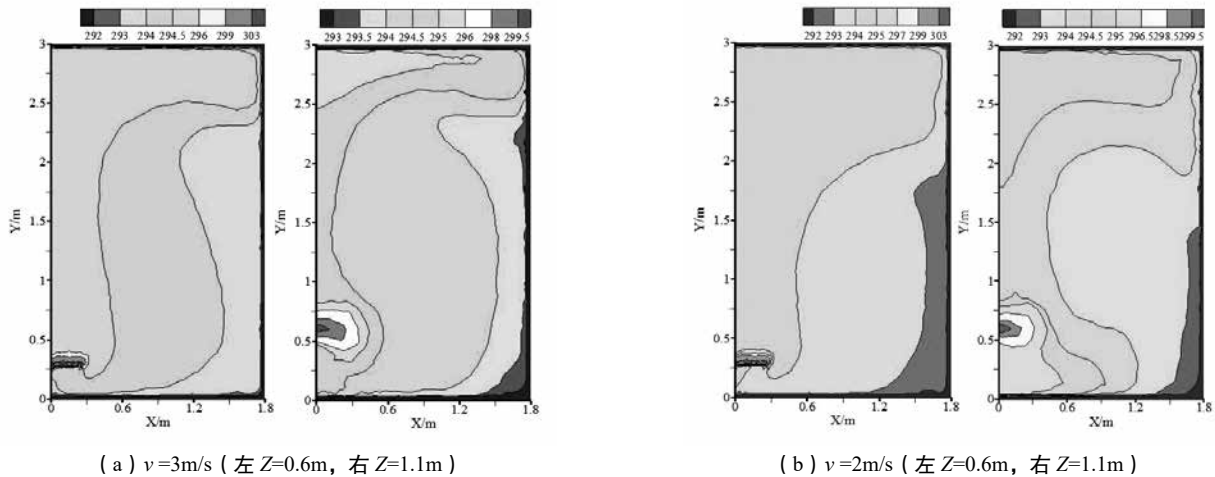


图10 不同送风速度 $Z=0.6\text{m}$ 和 $Z=1.1\text{m}$ 剖面的温度分布图

分布进行分析评价。温度不均匀系数 k_t 与速度不均匀系数 k_u 的定义为:

$$k_t = \frac{\sigma_t}{\bar{t}}; k_u = \frac{\sigma_u}{\bar{u}} \quad (7)$$

$$\sigma_t = \sqrt{\frac{\sum(t_i - \bar{t})^2}{n}}; \sigma_u = \sqrt{\frac{\sum(u_i - \bar{u})^2}{n}} \quad (8)$$

其中: σ_t 、 σ_u 分别为工作区内空气温度和速度的均方根偏差, $\bar{t}$ 为平均温度 ($^{\circ}\text{C}$); $\bar{u}$ 平均风速 (m/s)。

在数值计算中,工作区中的温度测点和速度测点的设置如表4所示。利用采集到的数值根据公式(7)(8)计算得出的各个工况下的温度不均匀系数和速度不均匀系数,如表5所示。

从表5可以看出,在相同送风角度,不同送风速度时,速度不均系数和温度不均匀系数差别较小,这主要是由于当风机位置、送风角度固定后,不同送风速度形成的工作区流的流场具有相似共性,从而温度的分布亦具有相似性。在相同送风速度,不同送风角度时,速度不均匀系数和温度不均匀系数差异较大,其中水平送风不均匀系数最大,气流分布最不均匀;向上送风的速度均匀性和温度均匀性要高于向下送风,这主要由于不同送风角度形成工作区的流场差异大,同时温度场差异大,向上送风对工作区的干扰较小。其中,向上送风角度 60° ,送风速度 2m/s 的气流组织形式较好,且工作区的平均风速和平均温度都满足热舒适要求。

表4 温度测点和速度测点坐标

测点坐标	X	Y	Z	测点坐标	X	Y	Z	测点坐标	X	Y	Z
point1	0	0.75	0.1	point7	0	2.25	0.1	point13	0.9	1.5	0.1
point2	0	0.75	0.6	point8	0	2.25	0.6	point14	0.9	1.5	0.6
point3	0	0.75	1.1	point9	0	2.25	1.1	point15	0.9	1.5	1.1
point4	0	1.5	0.1	point10	0.9	0.75	0.1	point16	0.9	2.25	0.1
point5	0	1.5	0.6	point11	0.9	0.75	0.6	point17	0.9	2.25	0.6
point6	0	1.5	1.1	point12	0.9	0.75	1.1	point18	0.9	2.25	1.1

表5 12种工况下室内工作区的不均匀系数

均匀性参数	2m/s				3m/s				4m/s			
	ku	kt	ku	kt	ku	kt	ku	kt	ku	kt	ku	kt
-30°	0.22	1.11	22.6	0.06	0.34	1.11	22.84	0.06	0.46	1.08	23.04	0.06
0°	0.18	1.24	23.17	0.04	0.28	1.24	23.48	0.04	0.45	1.23	23.61	0.04
30°	0.16	0.64	23.03	0.02	0.23	0.54	23.48	0.02	0.3	0.53	23.65	0.02
60°	0.12	0.47	21.03	0.02	0.2	0.46	21.47	0.02	0.24	0.44	21.55	0.02

6 结论

对低位立式风机盘管取暖的办公室房间进行了不同送风角度/送风速度下的气流组织模拟,经分析比较工作区的速度场、温度场分布及速度不均匀系数、温度不均匀系数,可得出以下结论:

(1) 向下或水平送风时,射流贯穿工作区,区内局部风速较大,温度高,且分布不均,热舒适性差。

(2) 送风角度向上时, 送风主气流区仅在局部穿过工作区, 工作区大部分温度分布和速度分布较均匀, 易满足人体的热舒适性要求。

(3) 在相同送风角度, 不同送风速度形成的工作区速度不均系数和温度不均匀系数差别较小, 但风速较小时工作区的平均风速和平均温度更易满足热舒适。宜进一步探究低位风机盘管的安装位置对室内气流组织和热舒适的影响, 进一步优化低位风机盘管在办公建筑中的使用效果。

参考文献

- [1] 李道平, 等. 低温热泵机组在“煤改电”应用中的评价要求分析和改进 [J]. 制冷与空调, 2017,17(3):81-84.
- [2] 石兆玉. 技术创新是供热事业可持续发展的根本动力 [J]. 区域供热, 2016(6):1-4, 15.
- [3] 银桂华, 等. 柜式空调器室内机送风角度对室内热舒适性影响的数值分析 [J]. 制冷与空调 (四川), 2009,23(2):114-118.
- [4] 王廷夷, 邹声华, 李孔清. 房间内空调器合理送风角度的研究 [J]. 建筑热能通风空调, 2009,28(1):69-71, 91.
- [5] 胡万玲, 管勇. 空调送风角对冬季办公室气流组织影响的数值研究 [J]. 兰州交通大学学报, 2009,28(3):151-154.
- [6] 何军炜, 金梧凤, 李林. 分体式空调送风温度优化方案试验研究 [J]. 流体机械, 2015(4):12-16.
- [7] 端木琳, 李伟涛, 王宗山. 风机盘管送风角度对室内热环境的影响 [J]. 建筑热能通风空调, 2005,24(5):8-11, 19.
- [8] 张奕君. 户式中央空调客厅热舒适性数值模拟及实验研究 [J]. 建筑热能通风空调, 2010,29(3):57-59, 103.
- [9] 陈晨, 连之伟, 铃木智博, 等. 嵌入式空调室内机气流组织分析 [J]. 东华大学学报 (自然科学版), 2008,34(2):230-233, 248.
- [10] 杨妹, 南晓红, 陈小慧. 夏季空调送风参数对室内温度场影响的实验研究 [J]. 广州大学学报 (自然科学版), 2010,09(3):71-75.
- [11] 李朝妹, 张振彬. 空调安装位置对办公室室内温度的影响 [J]. 建筑节能, 2011,39(11):16-18, 23.
- [12] 陶文铨, 等. 数值传热学 [M]. 西安交通大学出版社, 2011.
- [13] 王福军. 计算流体动力学分析 [M]. 清华大学出版社, 2014.
- [14] 朱颖心. 建筑环境学 [M]. 中国建筑工业出版社, 2010.

地下污水处理厂无风管通风系统研究

朱学海¹, 高乃平¹, 张欣², 董磊²

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海市 201804; 2. 上海市市政工程设计研究总院, 上海市 200092)

[摘要] 地下污水处理厂属于封闭空间, 必须设置机械通风保证其内部空气质量。目前地下污水处理厂一般采用风管式通风系统, 普遍存在着风管不易布置、通风换气存在死角、整体构筑物埋深较大、维修保养不便等诸多问题。本文基于单向活塞流的设计思路, 提出一种经过优化的新型无风管通风系统, 利用数值模拟比较其与风管式通风系统在 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面上气流速度、平均空气龄以及 H_2S 浓度分布的差异, 并对两套系统做动态经济分析, 比较其费用年值。结果表明: 当换气次数为 6 次/h 时, 采用无风管通风系统气流速度分布与 H_2S 浓度分布较均匀, 平均空气龄与 H_2S 浓度较低; 在经济性方面, 无风管通风系统费用年值较低, 且无论是初投资还是年运行维护费用均低于风管式通风系统。

[关键词] 地下污水处理厂; 无风管通风系统; 优化; 数值模拟

Study on No-duct Ventilation System in Underground Sewage Treatment Plant

Zhu Xue-hai¹, Gao Nai-ping¹, Zhang Xin², Dong Lei²

(1. School of Mechanical and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Municipal Research Institute, Shanghai 200092, China)

[Abstract] Mechanical ventilation system is considered necessary to ensure indoor air quality in an enclosed underground sewage treatment plant. However, many issues still exist in underground space ventilation when adopting conventional duct ventilation system especially in complex duct configuration, ventilation dead angles, large buried depth of whole structure and maintenance, etc. In this paper, an optimized no-duct ventilation system is proposed based on unidirectional piston flow. Ventilation performance of two systems is compared by analyzing the distribution of airflow velocity, mean air age and H_2S concentration on $Y=1.5\text{m}$ breathing zone plane with Computational Fluid Dynamics (CFD) method. Besides, dynamic economic analysis of two systems is compared using annual cost method. The results show that no-duct ventilation system outperforms conventional duct system by achieving more uniform distribution of airflow velocity and H_2S concentration, lower mean air age and H_2S concentration under the air exchange rate of 6h^{-1} . Annual total cost is found lower with lower initial investment and lower operating and maintenance cost.

[Keywords] underground sewage treatment plant; no-duct ventilation system; optimization; CFD

0 引言

污水处理厂是我国市政及环保基础设施的重要组成部分, 但其中大部分均位于地面以上, 随着人口增长导致的污水处理量增大及土地资源紧缺等问题的出现, 建设地下污水处理厂将成为一个新的发展方向。作为一个具有特殊功能且相对封闭的空间, 在污水处理厂中应设置机械通风系统以保证内部空气质量^[1-2]。传统的机械通风属于混合通风, 是一种在空间中布置低速风管的通风方式。由于污水处理厂属于扁平空间具有层高低、面积大、桁架多的结构特殊性, 采用风管式通风系统易带来系统管路长、桁架交叉不易布置、通风换气存在死角、维修保养不便等问题。此外, 采用该系统会增加建筑层高, 从而使土建成本大幅上升。

常见的通风方式除了混合通风以外, 还有置换通风, 置换通风是一种在房间一侧送风, 气流以活塞流状态缓慢向另一侧移动的通风方式^[3]。相比于传统的混合通风系统, 置换通风系统以其换气效率高、节能、热舒适性好等优点, 被广泛应用于北欧的各类建筑^[4]。孙涛^[5]通过理论分析指出: (1) 置换通风比混合通风具有更高的换气效率和通风效率; (2) 置换通风比混合通风更节能。杨忠国^[6]等人采用 CFD 模拟的方法, 对空调房间的速度场、温度场和 CO_2 浓度场进行模拟, 得出置换通风的空气品质比混合通风更高的结论。

为了解决目前地下污水厂采用风管式通风系统存在的

诸多弊病, 本文基于单向活塞流的技术路线, 提出了一种经过优化的新型无风管通风系统, 利用 CFD 模拟比较其与风管式通风系统在 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面上气流速度、平均空气龄以及 H_2S (污染物) 浓度分布的差异, 并对两种方案的初投资以及运行维护成本进行了分析。

1 研究方法

本地下污水处理厂长 225.3m, 宽 51.6m, 高 4.7m, 内部均匀分布直径为 0.7m 的结构柱, 间距为 $7.3\text{m} \times 7.4\text{m}$, 底部有两块面积相同的污染区, 均匀散发 H_2S 。为了满足现有的计算条件, 并且最大程度地反映实际情况, 对物理模型做如下简化: 忽略污水处理厂顶部的结构梁, 只考虑结构柱对气流的影响, 模型结构示意图如图 1 所示。表 1 为地下污水处理厂送排风口概况。

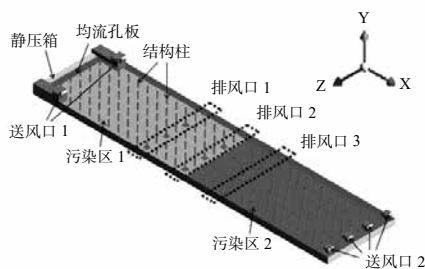
表 1 地下污水处理厂送排风口概况

(a) 无风管通风系统			
	送风口 1	送风口 2	排风口 (1~3)
尺寸 /m	1.5×5.8	1×4.2	3×3
数量	2×4	4×4	4

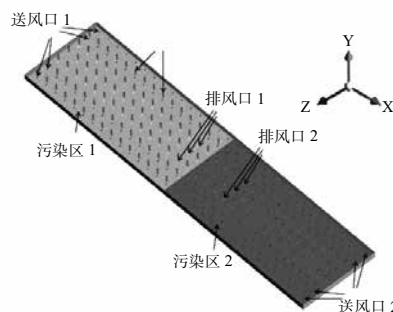
(b) 风管式通风系统				
	送风口 1	送风口 2	排风口 1	排风口 2
尺寸 /m	0.63×0.63	0.4×0.4	0.63×0.63	0.4×0.4
数量	60	68	45	51

计算所用网格经过网格独立性检验, 类型为非结构化网格, 无风管通风系统的网格数量为 590 万, 风管式通风系统的网格数量为 860 万。表 2 为地下污水处理厂的边界

作者简介: 朱学海 (1994—), 男, 浙江省, 在读硕士。
Email: 1329689801@qq.com



(a) 无风管通风系统



(b) 风管式通风系统

图 1 地下污水处理厂模型结构示意图

条件设置, 求解器采用 Fluent17.0 压力基稳态求解器, 其设置如表 3 所示。

在对比无风管与风管式通风系统前, 先对无风管通风系统进行优化, 根据排风口开启位置与送风风量比 (送风口 1 风量与送风口 2 风量之比) 不同, 共模拟 12 个工况, 如表 4 所示。其中排风口 1~3 的位置如图 21 (a) 所示, 排风口 2 位于底部两污染区分界线上, 也就是污水处理厂中部, 相邻排风口间距为 29.2m, 在不同工况中只有一个排风口开启。考虑到工作人员的健康舒适问题, 选取 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面上一些重要评价指标加以分析, 如表 5 所示, 其中 H_2S 浓度用无量纲质量分数表示, 不均匀系数用来评价速度场与浓度场的均匀性。不均匀系数越小表示场越均匀, 其定义如下^[7]:

$$K_x = \sqrt{\frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{\bar{X}}} \quad (1)$$

式中: n 为测点数目, X_i 为测点速度或浓度, $\bar{X}$ 为测点平均速度或浓度。

2 计算结果

2.1 无风管通风系统优化

图 2 为对无风管通风系统进行优化时各工况下 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面 H_2S 浓度分布云图, 图下标工况 1 (1) 表示工况 1 的送风风量比为 1, 其余下标含义相同。表 6 为各工况下 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面 H_2S 平均浓度与 H_2S 浓度不均匀系数, 其中 A_H 表示 H_2S 平均浓度, CV_H 表示 H_2S 浓度不均匀系数。

从图 2 中可以发现在每种工况下从送风口 2 到排风口 (以下简称送风段 2) 的 H_2S 浓度分布更均匀, 比较接近活塞流, 沿程浓度逐渐升高。而从送风口 1 到排风口 (以下简称送风段 1) 的气流组织则相对比较糟糕, 在静压箱两侧出口存在两个比较明显的涡流区, 该处 H_2S 浓度较大, 这是由于从送风口 1 进入静压箱的气流往中间汇聚, 主要从静压箱中部流出, 在静压箱两侧出口处气流速度较小。此外, 送风段 1 中另一个高浓度区域出现在中轴线上, 起始浓度较低, 沿流动方向浓度逐渐增加, 但从速度云图中 (由于篇幅原因, 未放于文中) 可以看到该区域速度却是比较大的, 出现这种现象主要是由于静压箱两侧出口处 H_2S 浓度较高的气流被卷吸至此。

从图 2 (a)、(b)、(c) 的对比中可以发现当送风风量比增大时, H_2S 浓度分布变化不大。相比于送风风量比, 排风口开启位置对 H_2S 浓度分布影响更大: 当排风口 1 开

表 2 地下污水处理厂边界条件设置
(a) 无风管通风系统

边界条件	备注
送风口 1	Velocity Inlet
送风口 2	
排风口 (1~3)	Pressure Outlet
均流孔板	Porous Jump
污染区 1	Wall
污染区 2	Wall

(b) 风管式通风系统

边界条件	备注
送风口 1	Velocity Inlet
送风口 2	Velocity Inlet
排风口 (1~2)	Pressure Outlet
污染区 1	Wall
污染区 2	Wall

表 3 Fluent17.0 压力基稳态求解器设置

湍流模型	压力速度耦合算法	离散方法				
		梯度项	压力项	对流项	浓度项	能量项
标准 $k-\epsilon$ 湍流模型	SIMPLE	Green-Gauss	Second	Second Order Upwind		
标准壁面函数		Node Based	Order			

表 4 无风管通风系统优化各工况设置

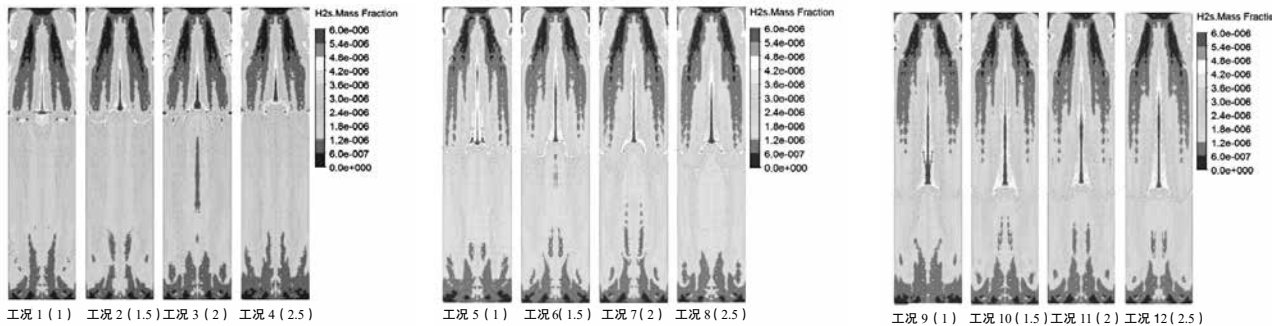
送风风量比	排风口开启位置		
	排风口 1	排风口 2	排风口 3
1	工况 1	工况 5	工况 9
1.5	工况 2	工况 6	工况 10
2	工况 3	工况 7	工况 11
2.5	工况 4	工况 8	工况 12

表 5 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面评价指标列表

无风管通风系统优化	无风管与风管式通风系统对比
平均空气龄	速度不均匀系数
H_2S 平均浓度	平均空气龄
H_2S 浓度不均匀系数	H_2S 平均浓度

表 6 各工况下 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面 H_2S 平均浓度 (A_H) 与浓度不均匀系数 (CV_H)

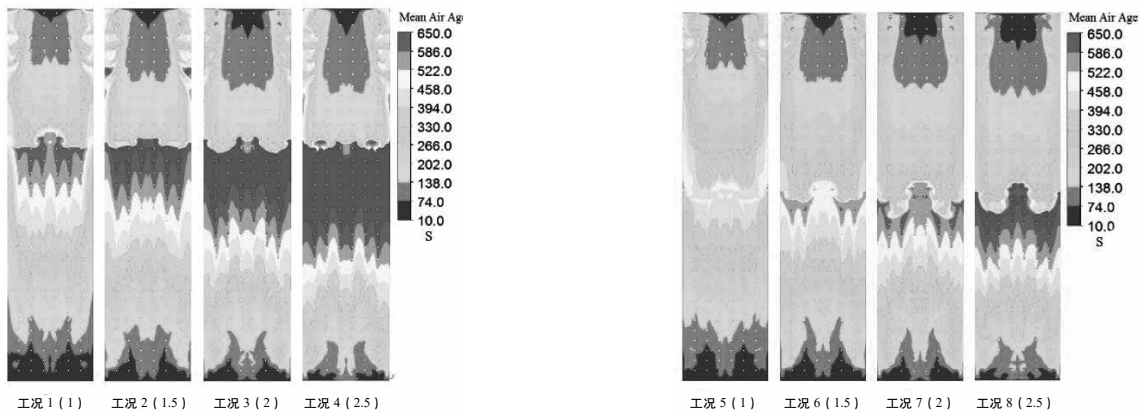
工况编号	排风口 1 开启, 排风口 2~3 关闭			排风口 2 开启, 排风口 1~3 关闭			排风口 3 开启, 排风口 1~2 关闭		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$A_H (\times 10^{-6})$	1.88	1.86	1.85	1.91	1.77	1.78	1.78	1.78	1.81
CV_H	0.59	0.6	0.57	0.58	0.64	0.62	0.62	0.61	0.69



(a) 排风口 1 开启, 排风口 2~3 关闭

(b) 排风口 2 开启, 排风口 1~3 关闭

(c) 排风口 3 开启, 排风口 1~2 关闭

图 2 各工况下 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面 H_2S 浓度分布云图

(a) 排风口 1 开启, 排风口 2~3 关闭

(b) 排风口 2 开启, 排风口 1~3 关闭

图 3 各工况下 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面平均空气龄分布云图

启时, 送风段 1 长度最短, 重污染区域面积最小, H_2S 浓度分布最均匀, 当排风口 3 开启时, 送风段 1 长度最长, 重污染区域面积最大, H_2S 浓度分布最不均匀。表 6 显示当排风口 3 开启时, CV_H 最大, 当排风口 1 开启时, CV_H 最小, 这与 H_2S 浓度分布云图呈现的规律是一致的。当排风口 2 开启时, H_2S 平均浓度最低, 从这些数据的对比中可以发现当排风口 3 开启时, 1.5m 成年男子呼吸区平面上的空气品质是最差的 (H_2S 平均浓度较大, 高 H_2S 浓度区域面积较大且 H_2S 浓度分布是三种开启状况中最不均匀的)。

为了进一步比较排风口 1 开启与排风口 2 开启时室内空气品质的优劣, 我们进行了在这两种开启状况下 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面平均空气龄的比较, 如图 3 和表 7 所示, 可以发现当排风口 2 开启时, 平均空气龄的平均值与最大值都比较低。其中工况 5, 也就是当左右两侧送风口风量相同, 排风口位于污水处理厂中部时, 平均空气龄最低, 这与通风理论相符。由于表 6 显示在工况 5~8 中 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面上 H_2S 平均浓度与 H_2S 浓度不均匀系数相近, 即送风风量比这两个参数影响不大, 又由于工况 5 平均空气龄最低, 所以有理由相信工况 5 可以作为无风管通风系统通风效果最优的一种工况。

2.2 最优化无风管通风系统与风管式通风系统通风效果对比

图 4 和表 8 为最优化无风管通风系统 (以下简称工况 5) 与风管式通风系统在 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面上

表 7 各工况下 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面平均空气龄平均值与平均空气龄最大值

工况编号	排风口 1 开启, 排风口 2~3 关闭				排风口 2 开启, 排风口 1~3 关闭			
	1	2	3	4	5	6	7	8
平均空气龄 平均值 (s)	282.1	314.4	342.0	399.4	256.3	266.2	277.7	291.6
平均空气龄 最大值 (s)	658.5	779.9	910.8	996.7	540.6	628.7	676.4	791.5

表 8 工况 5 与风管式通风系统在 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面上各通风指标对比

	速度 不均匀系数	平均空气龄 平均值 (s)	平均空气龄 最大值 (s)	H_2S 平均 浓度 ($\times 10^{-6}$)
工况 5	0.718	256.3	540.6	1.77
风管式 通风系统	0.931	305.6	754.0	4.19

各通风指标对比。从中可以发现工况 5 的气流组织已经比较接近单向活塞流, 但在两侧送风口附近气流组织仍较混乱。风管式通风系统的气流组织呈现出两侧送风区速度较大, 中间排风区速度较小的规律, 这种气流短路现象主要是由排风口集中分布所造成, 其 H_2S 浓度分布与速度分布相对应, 呈现出两侧送风区浓度较低, 中间排风区浓度较高的规律。值得注意的是, 由于风管式通风系统底部有两块面积相同但散发强度不同 (重污染区的散发强度与轻污染区的散发强度之比为 2) 的污染区, 在设计送排风口时

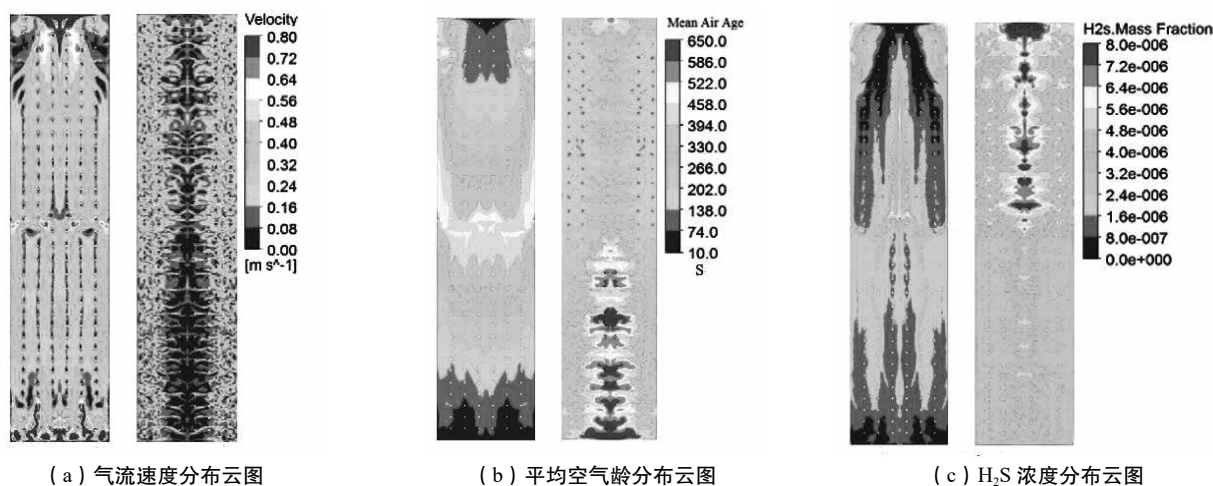


图4 工况5与风管式通风系统在 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面上各通风指标对比
((a)、(b)、(c) 中左侧云图为工况5, 右侧云图为风管式通风系统)

根据散发强度将其分成了总送风风量为2的两块区域, 散发强度大的区域送风量也大, 从而更好地稀释 H_2S 。但从图4(c)风管式通风系统的浓度分布云图中可以发现, 在 $Y=1.5\text{m}$ 成年男子呼吸区平面上重污染区 H_2S 浓度仍比较大, 这说明在该风管式通风系统中, 当底部不同污染区 H_2S 散发强度比为2时, 对应的总送风风量比应大于2, 才能使 H_2S 浓度分布更均匀。对比结果显示与风管式通风系统相比, 经过优化的无风管通风系统速度分布更均匀, 平均空气龄与 H_2S 平均浓度更低。

3 讨论

某种技术方案能否得到采用除了技术上的先进性以外, 还要考虑其经济上的合理性。本文除了对经过优化的无风管通风系统与风管式通风系统进行通风效果对比以外, 还采用费用年值法^[8]对两套通风系统进行经济性分析, 即建立通风系统费用年值数学模型, 对投资、运行及维护等费用进行比较。结果显示经过优化的无风管通风系统费用年值也比较低, 且无论是初投资还是年运行维护费用均低与风管式通风系统。由于篇幅原因, 未将经济性比较结果放于本文中。

经过优化的无风管通风系统的气流组织虽然已比较接近单向活塞流, 但在静压箱附近气流仍比较紊乱, 这主要是由于内部均流孔板开孔均匀, 而气流的静压却不相同, 靠近静压箱中部的气流静压比较大, 相应的出流速度也比较大。由于静压箱附近存在较大范围的气流滞止区, 该处含有高浓度 H_2S 的气流被卷吸到了出流速度比较大的中轴线区域, 导致了另一个重污染区域的产生。对此我们可采取两种改进方式: (1) 简化该地下污水处理厂的设计, 仿照送风段2, 去除送风段1中的静压箱与均流孔板, 将水平放置的送风机改成吊顶式。(2) 改进均流孔板的设计, 根据静压箱中气流静压分布将均流孔板分成孔隙率不同的各区域, 气流静压小的位置相应孔隙率大。改进方法一比较简单, 造价比较低; 改进方法二相对比较复杂, 但获得的气流组织更均匀。

在风管式通风系统的设计中, 虽然已根据底面 H_2S 散发强度不同相应地将总送风风量比设计成2, 以更好地稀释呼吸区平面上的污染物, 但从模拟结果中可以发现要想

使 H_2S 分布更均匀, 总送风风量比必须大于2, 即重污染区域总送风量需更大。

5 结论

本文针对地下污水处理厂传统风管式通风系统存在的一些弊端进行了一些思考, 提出了一种新型无风管通风系统, 并以送风风量比与排风口开启位置两个变量对其进行优化, 发现在该案例中当送风风量为1, 排风口位置位于污水处理厂中部, 即污染区分界线正上方时通风效果最佳。

随后本文考虑速度不均匀系数、平均空气龄与 H_2S 平均浓度三个指标, 发现经过优化的无风管通风系统在这些指标上均优于风管式通风系统。

最后本文对两套系统进行了动态经济分析, 结果显示无风管通风系统除了能够减少建筑层高, 节省大量土建成本以外, 还具有更低的初投资与运行维护费用。

参考文献

- [1] GB 18918-2002 城镇污水处理厂污染物排放标准[S]. 中国标准出版社, 2002.
- [2] GB 14554-1993 恶臭污染物排放标准[S]. 中国标准出版社, 1993.
- [3] 李强民. 置换通风原理、设计及应用[J]. 暖通空调, 2000, 30(5):41-46.
- [4] Mundt E. Convection flows above common heat sources in rooms with displacement ventilation system [A]. Proceedings of ROOMVENT 90 [C]. Norway: 1990.13-15.
- [5] 孙涛. 置换通风与混合通风系统的比较研究[J]. 节能, 2006, 25(8):14-16.
- [6] 杨忠国, 郭胜杰, 郭志龙. 混合通风与置换通风数值模拟的对比研究[J]. 黑龙江八一农垦大学学报, 2015, 27(3): 84-87.
- [7] Thermal environmental conditions for human occupancy: ANSI/ASHRAE Standard 55-2004[S]. USA: Atlanta, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2004.
- [8] 刘新梅. 工程经济学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1998. 1-307.

天然气埋地管道小孔泄漏量估计及扩散模拟

时玉树, 王 瑜, 杨静静

(中国石油大学 (华东) 储运与建筑工程学院, 山东青岛 266580)

[摘 要] 城市街区埋地管道发生泄漏时, 天然气一般要先经过土壤而后进入大气中扩散。本文通过理论推导得到小孔型连续性泄漏下甲烷的泄漏速率计算公式, 将该理论计算结果与数值模拟结果对比, 证明了该公式的合理计算精度并确定了其适用范围。此外, 采用数值模拟的方法探究了土壤的渗透性对泄漏扩散过程的影响, 并针对两种典型的街区布局建立物理模型, 模拟分析了不同环境下的有害气体浓度分布。

[关键词] 天然气; 小孔泄漏; 多孔介质; 数值模拟

Estimating of Aperture Leakage and Numerical Simulation of Diffusion for Buried Pipeline of Natural Gas

Shi Yu-shu, Wang Yu, Yang Jing-jing

(College of Pipeline and Civil Engineering, China University of Petroleum, Qingdao 266580, China)

[Abstract] Leaked natural gas should diffuse in soil firstly and then into the atmosphere when the buried pipelines leakage happened in urban street canyons. For point source leaking continuously, this study has derived a formula for estimating the leakage and confirmed its applicability via compared with simulation results. In addition, the paper has investigated the influence of soil permeability on the leakage process and the distribution of leaked natural gas in street canyons with two different kinds of block layouts based on numerical simulation.

[Keywords] Natural gas; Aperture leakage; Porous medium; Numerical simulation

0 引言

与天然气管线野外泄漏的情况不同, 由于城区环境复杂, 燃气管网泄漏后的气体污染物随风扩散的情况会受到附近楼宇建筑的干扰, 燃气可能局部聚集, 况且天然气爆炸浓度下限很低 (在空气中体积分数 5%), 极易危害周边人员的安全。城区燃气管道气体泄漏往往具有突发性和隐蔽性, 因为在泄漏状况下埋地管道的上层土壤基本保持完好情形不在少数, 比如管道老化腐蚀穿孔、应力变形开裂等。

气体扩散一般包括分子扩散、动量扩散和漂移扩散, 对于泄漏气体先经过土壤再扩散至大气的情况应采用渗流模型, 该过程实际为分子扩散与漂移扩散的耦合。对于泄漏的天然气在大气环境中的扩散, 国内外学者进行了较为充分的研究。然而由于土壤介质的真实物理结构相当复杂, 土壤孔隙度、含水率、粒径尺寸等直接影响气体扩散行为的参数在深度方向上变化较大, 这就使得学者们对气体在土壤中扩散的理论分析和数值模拟结果难以准确符合实验数据, 而且对这方面研究的深入性相当不足^[1,2]。

1 物理模型与边界条件设置

1.1 物理模型构建

城区埋地管道天然气泄漏至大气环境之前需要先经过在土壤层中扩散的过程, 如图 1 所示, 1-1 为土壤 - 空气界面, 2-2 为泄漏点 L 所在的土壤水平剖面 (假设泄漏口位于管道正上方, 泄漏孔半径为 r_0), H 为 L 点到界面的距离, D 为埋地管道直径, 泄漏气体沿着半球面 S 径向扩散 (相当于忽略 2-2 面以下的气体扩散量)。天然气经过土壤层之后进入城市街区环境随风扩散。

图 2 为两种常见的街区布局, 相关尺寸数据选取如下: 建筑物单层高度为 2.8m, 高层建筑层数为 16 (取为

作者简介: 时玉树 (1994—), 男, 河北衡水, 在读硕士研究生。
Email: shi_8105@163.com

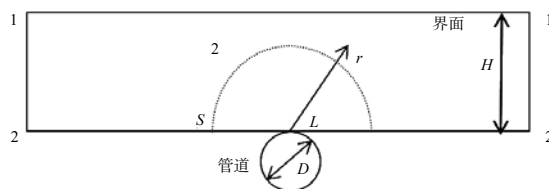


图 1 泄漏点附近的土壤模型

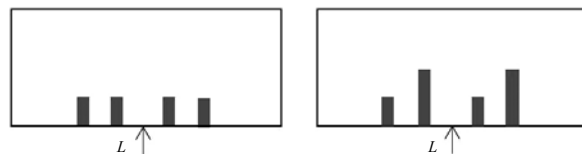


图 2 等高建筑布局 (左) 与非等高建筑布局 (右)

45m), 低层建筑层数为 8 (取为 25m), 楼间距为向阳侧建筑物高度的 1.5 倍, 街道为八车道, 单车道宽度为 4m。

对于单个建筑物模型, 计算区域的宽度和上边界应不小于 5 倍的标志性建筑楼高。进口边界到建筑物的距离一般取 5~10 倍楼高, 出口边界距离建筑物不少于 10 倍建筑物楼高。至于泄漏点的位置, 一般情况下, 城镇埋地燃气管道敷设在人行道下方, 考虑到街道外侧绿化带宽度, 所以泄漏点定在距离建筑物外墙 15m 处。

1.2 边界条件设置

城市街谷一般是处于大气边界层之中, 因此空气流速在高度方向上一般呈现典型的梯度分布, 因此对空气来流面作相应的速度修正。对于风速的修正以指数律最常用^[3]:

$$\frac{U_z}{U_0} = \left(\frac{z}{z_0} \right)^a$$

式中: U_z 为高度 z 处的水平方向风速 (m/s); U_0 为参考高度 z_0 处的水平方向风速 (m/s); α 由地形粗糙度来决定。本文选取 $\alpha=0.3$, $z_0=800\text{m}$ 处的风速 $U_0=10\text{m/s}$ 。具体各边界条件设置见表 1。

表 1 边界类型

边界位置	边界类型
泄漏孔	压力进口
土壤区域底边 (管道上壁面)	固体壁面
土壤区域两侧边	压力出口
土壤区域顶边 (空气区域底边)	界面
空气区域左边	速度进口
空气区域右边	自由出流
空气区域顶边	对称边界
建筑物表面	固体壁面

2 数学模型

2.1 天然气小孔泄漏量理论计算

假设管道内天然气成分为 100% 的 CH_4 , 298K 时甲烷物性参数如下表:

表 2 CH_4 物性参数 (温度: 298K)

动力粘度 (Pa·s)	摩尔质量 (kg/kmol)	密度 (kg/m ³)	对空气的扩散系数 (m ² /s)
11.067×10^{-6}	16.043	0.72	2.88×10^{-5}

气体的泄漏量除了由于浓度梯度引起的扩散通量之外, 还包含由于气体的渗流所产生的通量, 因此总通量表示为:

$$J = J_D + J_F \quad (1)$$

其中: J_D 为扩散通量, $J_D = -\frac{dc}{dr}$; J_F 为渗流通量, $J_F = v \cdot c$; D_p 为甲烷对空气的扩散系数; c 为甲烷的局部浓度。

对于气体在多孔介质中的流动, 不妨先假设渗流流动是线性的 (达西流动) 并且忽略气体渗流的滑脱效应^[4], 则存在速度与压力梯度间的关系式 (2):

$$v = -\frac{k}{\mu} \frac{dp}{dr} \quad (2)$$

辅以气体状态方程:

$$p = cZRT \quad (3)$$

由以上各式可以推出总通量:

$$J = -\left(\frac{Dp}{ZRT} + \frac{k}{\mu}\right) \frac{dp}{dr} \quad (4)$$

则气体泄漏速率为:

$$G = \int_A J dA = J \cdot 2\pi r^2 \quad (5)$$

采用分离变量法可以得到:

$$\frac{G}{2\pi} \left(\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r} \right) = \left(\frac{Dp}{ZRT} + \frac{k}{\mu} \right) (p_0 - p) \quad (6)$$

至于边界条件, 水平方向: $r=\infty$, $p=0$; 竖直方向: $r=H$, $p=0$ 。以两方向的算术平均值作为气体通过小孔的泄漏速率的估计值:

$$G = \frac{1}{2} (G_x + G_y) = \pi \left(\frac{Dp}{ZRT} + \frac{k}{\mu} \right) p_0 \left(r_0 + \frac{Hr_0}{H-r_0} \right) \quad (7)$$

2.2 数值模拟方法

数值模拟过程中, 气体压力不高, 按不可压缩气体处理, 并且忽略温度场的影响, 建立了二维非稳态流动模型, 对于湍流的计算采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型。不同介质中, 动量方

程相应的源项有所不同。在空气中, 考虑了竖直方向上的质浮升力 $\rho g \beta_s (s-s_i)$, N/m^3 ; 在土壤中, 除了竖直方向的质浮升力需要考虑外, 还有粘性损失项和惯性损失项, 即附加源项 $S_i = -\left(\frac{\mu}{k} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_i\right)$, 假定气体流动处于层流状态, C_2 可近似认为是 0, 则 $S_i = -\frac{\mu}{k} v_i = \nabla p$, k 为多孔介质渗透率 (m^2/s)。

3 结果与分析

3.1 理论计算与数值模拟对比验证

3.1.1 土壤中的速度和压力分布

从图 3 可以看出, 在 $Y < 0.6\text{m}$ 范围内的土壤多孔介质区域, 速度和压力的等值线均呈现近似的半圆形状, 这与前一节中所建立的理论模型中气体沿以泄漏点为中心的半球面径向扩散的假设是相符的。

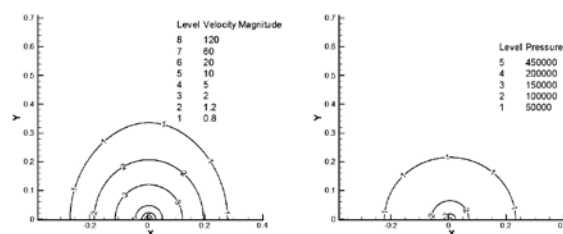


图 3 土壤中速度分布 (左) 与压力分布 (右)

由于界面上的压力值为一个大气压, 为满足这一物理条件限制, 竖直方向的平均压力梯度必定大于水平方向的平均压力梯度。对于达西渗流, 局部的速度近似正比于压力梯度, 同时考虑了质浮升力作用, 故而导致了这种速度分布状态。

3.1.2 天然气泄漏速率

土壤的基本参数设定如表 3^[5]:

表 3 土壤的物理特性

土壤性质	单位	值
渗透率	m^2/s	1.0×10^{10}
密度	kg/m^3	2650
导热系数	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	2.9
比热容	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	732

通过数值模拟可以算得泄漏孔的气体平均流速 v_{ave} , 那么天然气的泄漏量可由式 (8) 计算得出:

$$G' = \varepsilon \pi r_0^2 v_{ave} / V_m \quad (8)$$

其中, ε 是土壤的孔隙率, 一般是 0.2~0.4, 此处取值 0.35; V_m 为摩尔体积 ($24.6\text{L}/\text{mol}$)。

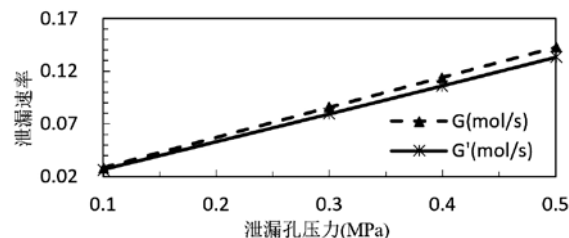


图 4 天然气泄漏速率与管道压力的关系

对于不同的管道压力工况, 分别通过式 (7) 和式 (8) 求得泄漏速率, 如图 4 所示, 可见两种方式算得的天然气泄漏量值较为接近, 管道压力从低到高逐渐增加时, 两种

计算结果的绝对误差逐渐增加,但是二者之间的相对误差始终小于10%。此外,随着管道压力的增加,通过数值模拟方法算得的天然气通过小孔的泄漏量成线性增加,这与式(7)中泄漏量 G 与管道压力 p_0 成正比是一致的。因此,可以证明本文第二节中所建立的一维数学模型是合理的。

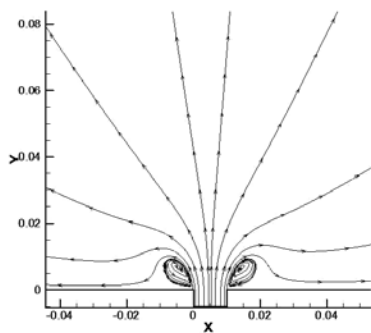
3.2 土壤的渗透性对泄漏扩散的影响

土壤的渗透性质直接决定泄漏的甲烷的速度以及浓度分布。以砂质黄土为例,其渗透系数 K 取值在 $10^{-4} \sim 10^{-6} \text{ m/s}$ 之间,而渗透系数 K 与渗透率 k 之间存在关系 $k = K\rho g/\mu$,其中: ρ 为甲烷的密度,则可得对应的 k 取值一般在 $10^{-9} \sim 10^{-12} \text{ m}^2/\text{s}$ 。前面已经以 $k = 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$ 为例,验证了理论泄漏量计算模型的合理性。因此本节又分别模拟了 k 取值为 10^{-9} 和 $10^{-12} \text{ m}^2/\text{s}$ 两种情形,管道压力同为 0.3 MPa 。对比两种计算方式的泄漏量及相对误差 e ,结果如表4所示:

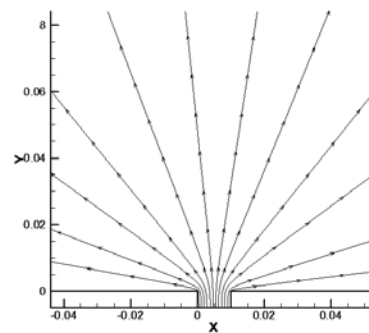
表4 不同土壤渗透率下的泄漏量

$k(\text{m}^2/\text{s})$	10^{-9}	10^{-10}	10^{-12}
$G(\text{mol/s})$	0.8538597	0.085628	0.0009645
$G'(\text{mol/s})$	0.6532807	0.079622	0.0008710
e	23.5%	7.5%	9.7%

可以看出,当土壤的渗透率增大时,泄漏量理论计算模型的结果与数值模拟结果相比误差也增大,当土壤渗透率较小时($k < 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$),两种计算方式有较高的符合度(相对误差在10%以内)。另外,根据图5, $k = 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$ 时,从整体上来看,甲烷自泄漏孔向四周扩散,但是在泄漏孔两侧的狭小空间内分别产生一个涡,这就与前文所假设的甲烷沿着以泄漏孔为中心的半球面径向扩散不完全相符;而当 $k \leq 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$ 时,扩散形态是符合假设条件的。因此,该理论泄漏量计算模型可以用于估计 $k \leq 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$ 情况下



$k = 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$



$k = 10^{-12} \text{ m}^2/\text{s}$

图5 泄漏孔附近的流线

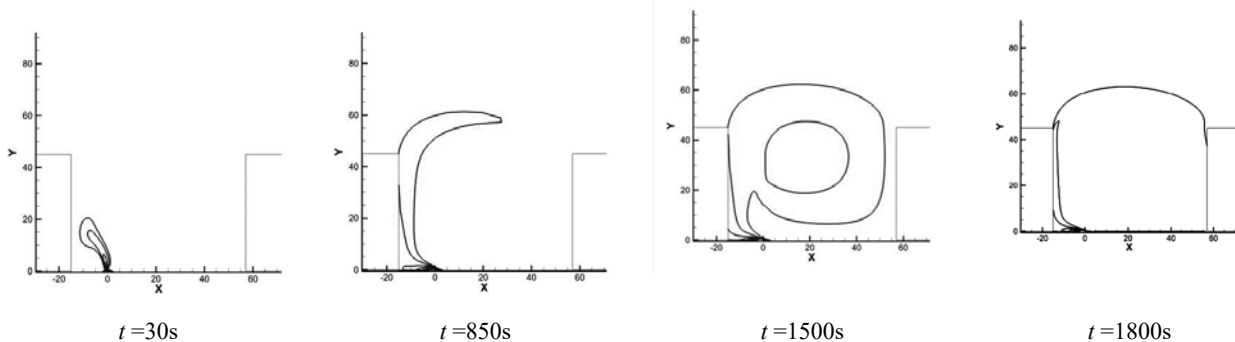


图6 随时间变化的危险区域(楼高45m)

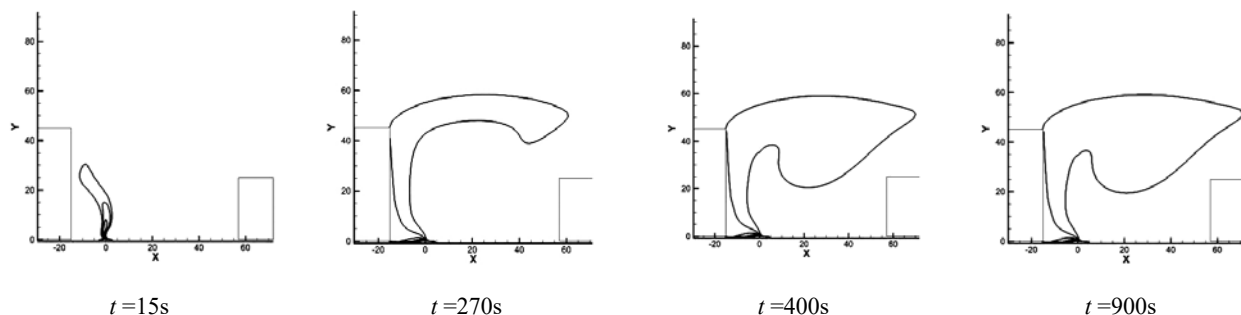


图7 随时间变化的危险区域(楼高45m/25m)

的泄漏量并且相对误差在 10% 以内。

3.3 城区街谷内的风场对泄漏扩散的影响

天然气渗透通过土壤层之后进入大气环境中扩散, 环境风场对之扩散范围和形态起主导作用。本小节将研究两种常见的街区布局格式所形成的风场对天然气扩散的影响。模拟工况: 管道压力 0.5MPa, 管道的埋深为 0.6m, 泄漏孔径为 0.01m, 土壤渗透率为 $10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

图 6、7 分别展示了不同建筑物高度下泄漏的天然气扩散范围随时间的变化(该范围指危险区域: 甲烷的体积分数高于 5%)。可以看到(1)自泄漏发生之后, 天然气在相当长的一段时间内主要积聚在街谷中, 难以对下游区域造成危害性影响;(2)根据有害范围的变化趋势来看, 污染物的扩散方式是受环境风场绝对主导的, 甲烷沿着街谷内呈顺着时针转动大尺度旋涡扩散;(3)泄漏过程是持续的, 污染物的量也不断增加, 但是经过相当长的时间内污染物的危害范围并没有明显的扩张;对于等高建筑, 污染区域会形成完整的闭环状最后以至于充满整个街谷, 而对于非等高建筑, 甲烷主要积聚在建筑背风面以及街谷的上半部分。

4 结论

土壤的渗透性直接影响气体的泄漏速率, 当土壤的渗透率 $k \leq 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$ 时, 通过小孔泄漏的天然气在土壤中沿着以泄漏孔为中心的半球面径向扩散, 本文所推导的泄漏量计算公式具有较高的精度; 当 $k \geq 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$ 时, 土壤中

在泄漏孔的两侧将产生涡。

建筑物对污染物向下风向区域的扩散有很强的屏蔽作用。等高建筑的危险区域较大, 泄漏一定时间后整个街谷内的污染物浓度都达到爆炸下限值; 对于非等高建筑的街谷, 对人们有直接影响的危险区域只是在建筑物的背风面区域。

参考文献

- [1] Hikoji W, Toshisuke H. Diffusion of leaked flammable gas in soil[J]. Loss Prevention in the Process Industries, 1991, 4(4):260–264.
- [2] Hideki O, Yasushiro G. Empirical research on diffusion behavior of leaked gas in the ground[J]. Loss Prevention in the Process Industries, 2011(24):531–540.
- [3] 赵福云, 汤广发, 刘娣等. 住宅小区风环境数值模拟[J]. 暖通空调, 2005, 35(1):120–125.
- [4] 王瑞, 张宁生, 刘小娟等. 页岩气扩散系数和视渗透率的计算与分析[J]. 西北大学学报(自然科学版), 2013, 43(1):75–88.
- [5] Ebrahimi-Moghadam A, Farzaneh-Gord M, Deymi-Dashtebayaz M. Correlations for estimating natural gas leakage from above-ground and buried urban distribution pipelines[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2016(34):185–196.

新型涡旋排风系统捕集污染物的数值研究

曹智翔, 王 萌, 王 怡

(西安建筑科技大学, 陕西西安 710055)

[摘 要] 柱状空气涡旋具有较长的控制距离和较强的抽吸能力, 对局部排风中污染物的捕集控制有很大应用潜力。本文利用数值模拟方法研究了一种新型涡旋排风系统对不同类型和特性的污染物的控制效果及捕集效率。研究表明: 在合理参数范围内, 新型涡旋排风系统可以生成流场特性稳定的柱状空气涡旋, 其轴心位置存在较大负压梯度和上升速度, 能在长距离上对不同类型和特性的污染物进行高效的捕集控制, 效果优于一般顶吸式排风罩。

[关键词] 空气涡旋; 污染物捕集; 局部排风; 气流流场

Numerical Study on Pollutant Removal on a New Type of Vortex Exhaust System

Cao Zhi-xiang, Wang Meng, Wang Yi

(Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an, Shannxi, 710055, China)

[Abstract] Column vortex flow has long control distance and strong suction force, which has great potential in local exhaust ventilation. In this paper, the performance of a new type of vortex exhaust system on removing different characteristics of pollutants are studied by numerical simulation. The results show that the vortex exhaust system has better performance on exhausting different characteristics of pollutants in long distance when forming stable column vortex with large negative pressure and axial velocity, which is superior to the traditional canopy exhaust hood.

[Keywords] Column vortex; pollutant removal; local exhaust; air distribution

0 引言

局部排风系统是捕集污染物散发的重要手段。传统的排风罩的排风过程类似于点汇, 排风速度随着与排风罩口距离的增加而快速衰减^[1]。因此排风罩口应尽量设置在污染源附近。但在实际操作过程中存在的种种限制, 排风罩口往往设置在与污染源有一定距离的位置, 这时即使加大风量也很难保证污染物的捕集效果。同时, 除吸入污染物之外, 排风系统还同时从罩口四周吸入大量的洁净空气, 使得风机、管道、后处理装置规模等都要加大, 大幅提高了设备费用和运行能耗。因此, 实现对污染物的高效捕集控制将对局部排风系统的效果产生重大影响。

龙卷风、尘卷风等柱状空气涡旋具有控制距离长、卷吸能力强等特点, 可以将地面附近的物体卷吸到高空。因此如果能将柱状空气涡旋原理应用到局部通风系统中, 可以很大程度的提高局部通风系统对污染物的捕集效果。通过对这类柱状空气涡旋发生机理的研究表明^[2-4], 其生成需要满足2个条件: 上部上升气流和下部角动量气流。对于局部通风系统来说, 顶部的排风罩已经满足了上升气流的要求, 因此只要能在下部提供合适的角动量送风气流, 就可以形成柱状空气涡旋, 实现涡旋排风以达到对污染物的高效捕集^[5]。

利用空气涡旋来控制污染物扩散, 之前已经进行过一些形式的研究^[6-9]。本文基于龙卷风等柱状空气涡旋的生成机理, 将一种新型涡旋排风系统应用于局部排风系统。对于涡旋排风系统, 其设计的关键是如何得到稳定并且强度、范围可控制涡旋流场。本文采用理论设计、流场数值计算的方式进行了涡旋排风系统的设计研究, 实现了柱状

空气涡旋原理在排风系统上的应用, 对提高局部排风系统的效果具有重要参考价值。

1 设计原理

涡旋排风系统通过顶部排风吸气而产生负压, 这一负压核心给底部旋转汇聚气流以向心力; 而气流由于旋转作用将产生离心力。在向心力和离心力平衡的范围内产生柱状空气涡旋, 如图1所示。柱状空气涡旋将收束于负压核四周并朝向吸气口, 利用这种现象形成了本文研究的涡旋排风。

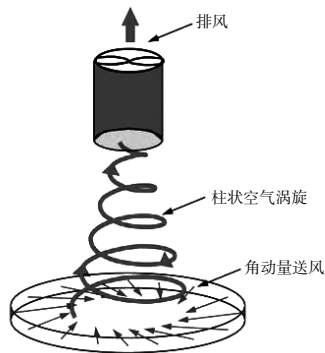


图1 涡旋排风系统工作原理示意图

2 流场数值计算

2.1 数值计算方法

本文使用商业流体力学软件 ANSYS Fluent, 对新型涡旋通风系统的模型进行了流场数值计算。计算基于雷诺时均 $N-S$ 方程方法 (RANS), 湍流模型选用了 Realizable $k-\epsilon$ 模型, 该模型可以较好地模拟旋转剪切流; 近壁面处理选标准壁面函数 Standard wall function; 空间无粘项采用二阶迎风格式离散, 运用 SIMPLE 算法对离散方程进行求解。对所研究的柱状空气涡旋的控制方程描述如下。

基金项目: 国家杰出青年基金项目 (51425803); 国家自然科学基金重点项 (51238010)。

作者简介: 曹智翔 (1990—), 男, 山东平度, 博士生在读。
Email: ahman_6@126.com

连续性方程为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

时均方程为:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 \bar{v}_i}{\partial x_j^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial (-\rho \bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} \quad (2)$$

湍流动能方程 (k 方程) 为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3)$$

湍流耗散率方程 (ε 方程) 为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 E \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (4)$$

其中: p 为压强; ρ 为密度; v_i 与 v_j 为速度分量; x_i 、 x_j 为坐标分量; k 为湍流动能; ε 为湍流动能耗散率; G_k 为平均速度梯度而产生的湍流动能 k 的产生项; G_b 为浮力而产生的湍流动能 k 的产生项; Y_M 为由于在可压湍流中脉动扩张的贡献; μ_t 为湍动粘度, 由公式 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ 计算得到; 在 Realizable k - ε 模型中 C_μ 为经验系数, 由 $C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_1 U^* k \varepsilon}$ 计算得到; C_2 、 $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 为经验常数, 取 $C_2 = 1.9$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{3\varepsilon} = 1.0$; σ_k 、 σ_ε 为湍动能 k 和耗散率 ε 对应的普朗特数, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.2$ 。

2.2 计算模型与网格生成

排风系统数值模拟的物理模型置于一个计算空间中, 空间尺寸为 $6\text{m} \times 6\text{m} \times 4\text{m}$ 。圆形污染源置于空间底面中部, 直径为 1m 。排风罩在污染源上方 2m 的位置, 直径为 0.5m 。计算空间四周分别为压力入口 (pressure inlet) 和壁面 (wall)。污染源平面四周设置直径为 0.6m , 高 0.1m 的环形角动量送风口, 沿切向 45° 角送风, 以便提供合适

的下部角动量气流, 从而形成柱状空气涡旋。

利用 Gambit 网格生成软件对计算模型进行非结构化四面体网格划分, 并对污染源、送风口和排风口附近位置进行局部网格加密, 生成网格如图 3 所示。

3 数值计算结果及分析

为了分析新型涡旋排风罩作用效果, 本文首先研究了涡旋排风系统的基本流动特性, 并对比了传统排风罩和新型涡旋排风系统的核心区域的压力和轴向速度分布, 并对两种排风罩对两种不同性质气体 (CO 和 SF_6) 的捕集效果进行了对比验证。当底部角动量送风系统不开启, 只有顶部排风罩工作时, 可认为是传统顶吸式排风罩。两种通风系统除送风方式不一样外, 其他排风参数、排风罩布置参数及有害物散发参数保持一致。针对前文给出的计算模型, 本研究中设置顶部排风口排风风速都为 7m/s , 新型涡旋排风系统的下部角动量送风风速为 2m/s 。

3.1 流场分布

涡旋排风系统的流场流线如图 4 所示。从图中可见, 当环绕污染源提供角动量送风时, 污染源附近的流体通过角动量送风得到了切向动量, 流场具有明显的切向旋转速度, 流体向中间汇聚, 旋转上升, 最终在顶部排风罩的共同作用下得到了稳定的柱状空气涡旋流场。

图 5 和图 6 分别对比了涡旋排风系统和传统排风罩的竖直截面速度分布和压力分布。由图 5 可见, 涡旋通风系统在污染源和排风口之间的轴心位置存在明显的负压分布, 因此污染源处散发的污染物在随空气涡旋上升过程中, 受到轴心负压梯度的限制而难以扩散逃逸, 从而提高了涡旋排风系统对污染物的控制效果。从图 6 中可知, 涡旋通风的柱状涡旋边缘位置上升速度很大, 污染物通过柱状空气涡旋旋转上升至排风罩口位置, 大大增强了排风罩的控制距离。而传统排风罩的速度分布类似于点汇, 其排风速度随着与排风口距离的增加而快速衰减, 对较远距离的污染源位置几乎没有影响。

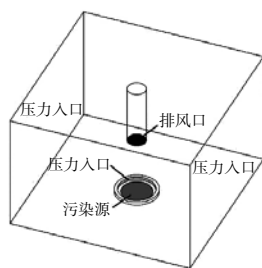


图 2 计算空间模型示意图

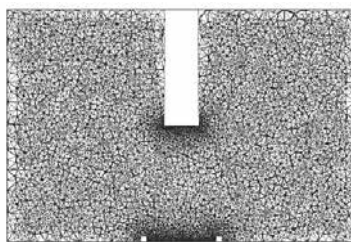
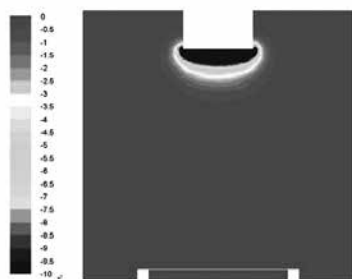


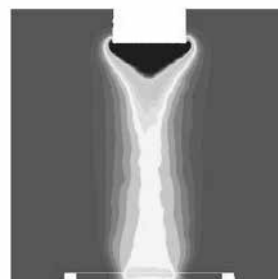
图 3 计算空间网格划分



图 4 流场流线图



(a) 传统顶吸式排风罩



(b) 涡旋排风系统

图 5 竖直截面压力分布云图 (Pa)



(a) 传统顶吸式排风罩



(b) 涡旋排风系统

图6 竖直截面速度分布云图 (m/s)

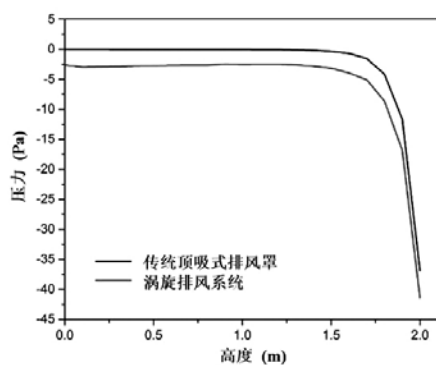


图7 核心压力对比图

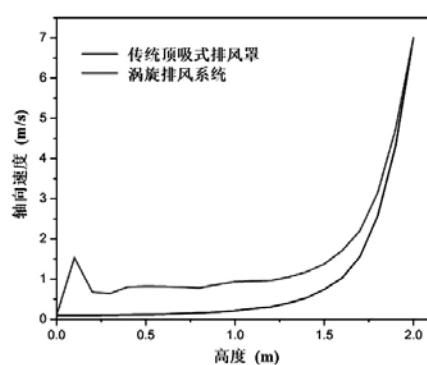
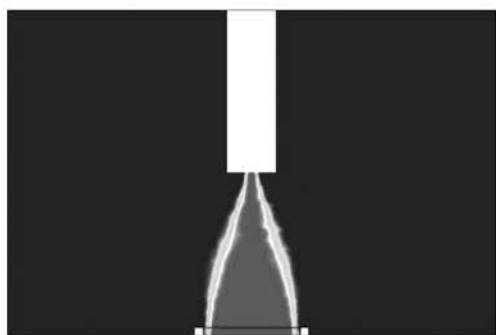
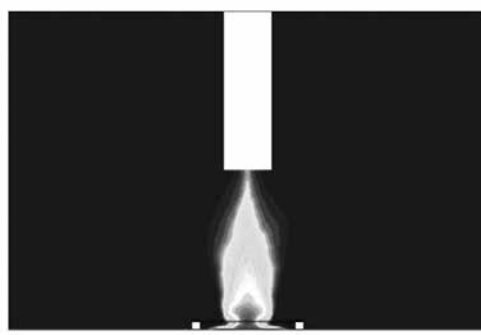


图8 核心轴向速度对比图

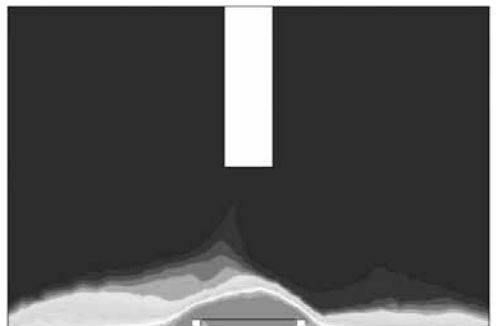


(a) 传统顶吸式排风罩

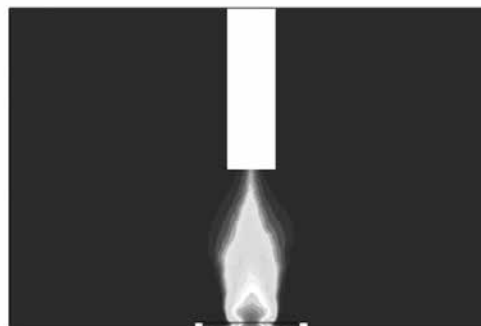


(b) 涡旋排风系统

图9 $X=0$ 切面 CO 质量分数分布



(a) 传统顶吸式排风罩



(b) 涡旋排风系统

图10 $X=0$ 切面 SF6 质量分数分布

3.2 核心位置压力和轴向速度分布对比

图7和图8分别对比了传统顶吸式排风罩和涡旋排风系统在污染源与排风罩之间核心压力分布和轴向速度分布。由图7可知,在污染源到排风罩口的整个范围内,涡旋排风系统在核心区域都拥有更大的负压梯度,有助于减少污染物的扩散,提高控制捕集效果。从图8中可以看出,在污染源到排风罩口的整个范围内,涡旋排风系统在核心区域都拥有更大的轴向速度,因此可以让污染物更快的从散发处被输送到排风罩口,即降低了污染物在输送过程中逃逸的几率,从而提高了控制捕集效果。

3.3 对不同特性污染物的控制捕集效果

本节利用组分传输模型,选择相对分子量小于空气的一氧化碳CO和相对分子量大于空气的六氟化硫SF₆进行数值模拟,以对比2种排风系统对不同特性污染物的控制效果。污染源处释放的污染物质量分数为气体总量的1%,初速度为0.1m/s。

图9对比了污染物是CO时两种排风罩的表现。由于CO的分子量(28)较空气(29)略小,因此从污染源排出的污染物受浮力有向上运动的趋势。可以看出,当污染物本身有运动到排风口的趋势时,两种排风系统都能较好的控制和捕集这些污染物。

图10对比了污染物是SF₆时两种排风罩的表现。由于SF₆的分子量(146)远大于空气,因此污染物从污染源释放后受重力影响很快失去上升速度并横向扩散。在这种情况下,传统排风罩无法捕集到远距离的污染物,导致捕集效率非常低。而对于涡旋排风罩,由于较大的中心负压梯度和轴向速度,对远距离污染物依然保持了较高的控制捕集效果。因此,涡旋排风罩对于长距离、大质量污染物的控制捕集有很明显的优势。

5 结论

根据柱状空气涡旋形成所需的基本条件,本文利用数值模拟方法研究了一种新型涡旋排风系统的基本流场特性和对不同特性的污染物的控制捕集效果,得到了以下结论:

(1) 在污染源散发位置附近设置角动量送气装置,配

合顶部排风罩,满足柱状空气涡旋生成的基本条件,得到了较为稳定的柱状空气涡旋流场,验证了柱状空气涡旋在局部排风系统中应用的可能性。

(2) 分析了涡旋排风系统的流线分布、压力分布和轴向速度分布,得到了涡旋排风系统的基本流场特性,为进一步研究和优化打下基础。

(3) 涡旋排风系统中的角动量送风气流对柱状空气涡旋流场具有重要影响,数值模拟结果表明,涡旋排风系统轴心位置存在较大负压梯度和上升速度,可以在长距离上对不同类型和特性的污染物进行高效的捕集控制,通过和一般顶吸式排风罩进行对比发现,涡旋排风系统对于分子量和密度较大的污染物的捕集效果明显优于一般顶吸式排风罩。

参考文献

- [1] 孙一坚,沈恒根.工业通风[M].第四版.北京:中国建筑工业出版社,2010.36-39.
- [2] Klemp J B. Dynamics of Tornadoic Thunderstorms[J]. Annual Review of Fluid Mechanics. 2003, 19:369-402.
- [3] Rotunno R. The Fluid Dynamics of Tornadoes[J]. Annual Review of Fluid Mechanics. 2013, 45:59-84.
- [4] N Ben-Amots. Dynamics and thermodynamics of a tornado: Rotation effects[J]. Atmospheric Research. 2016, 178:320-328.
- [5] Cao Z X, Wang Y, Duan M J, et al. Study of the vortex principle for improving the efficiency of an exhaust ventilation system[J]. Energy and Buildings, 2017, 142:39-48.
- [6] 王鹏飞. 旋转气幕式排风罩数值模拟及实验研究[D]. 湘潭: 湖南科技大学, 2009.
- [7] 张景松, 闫小康, 王凯, 等. 环形旋转射流屏蔽抽吸流场的数值模拟[J]. 中国矿业大学学报, 2006, 35:173-177.
- [8] 林爱晖, 李永存. 利用人造龙卷风控制有害物扩散的研究[J]. 中国安全科学学报, 2014, 24(1):126-130.
- [9] 张辉, 李杰, 刘训谦. 人造龙卷效应在抽油烟机上的应用[J]. 应用力学学报, 2015(3):484-489.

铸造行业颗粒物排放浓度调查及分析

宋高举¹, 付梦菲^{1,2}, 刘树生³

(1. 机械工业第六设计研究院有限公司, 郑州 450008; 2. 中原工学院, 郑州 450007; 3. 中国铸造协会, 北京 100044)

[摘要] 铸造生产过程中排放的大气污染物主要是颗粒物。为了分析铸造行业的颗粒污染物的排放现状, 根据环境检测数据, 通过收集各个铸造厂环境检测数据并进行汇总分析, 为铸造行业控制颗粒物等大气污染物政策的制定和改进方向提供数据依据参考。

[关键词] 铸造; 颗粒物; 排放; 调查; 分析

Investigation and Analysis of Emission Concentration of Particulate Matter in Foundry Industry

Song Gao-ju¹, Fu Meng-fei^{1,2}, Liu shu-sheng³

(1. Machinery Industry Sixth Design Institute Limited, Zhengzhou 450008; 2. Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 450007; 3. China Foundry Association, Beijing 100044)

[Abstract] The atmospheric pollutants emitted during the casting process are mainly particulate matter. In order to analyze the status of particulate pollutants in the casting industry, according to environmental testing data, through the collection of various foundry environmental testing data and summary analysis, for the casting industry to control particulate matter and other air pollutant policy development and improvement direction to provide data based on reference.

[Keywords] Casting; particulates; emission; survey; analysis

0 引言

铸造业是汽车、装备制造、钢铁、石化、电力等支柱产业的基础, 是关系国计民生的重要行业。众所周知, 我国是一个铸造大国, 铸造企业近3万家, 铸件产量自2000年起已连续16年居全球首位, 与其后第二至第十位的国家铸件产量总和相当, 2015年产量达4560万t, 占全球总产量的40%以上, 已成为名副其实的铸造大国。

铸造生产过程中产生大量的大气污染物(如图1所示), 其中粉尘等颗粒物是铸造工业生产过程中主要的大气污染物, 如果不能得到有效的控制, 将对大气造成加大的污染。

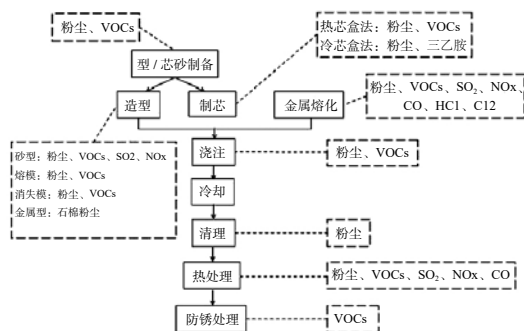


图1 铸造工业各个工部主要大气污染物种类

铸造工业近年来在大气污染治理方面采取了大量的措施, 个别地方还制定了严格排放限值标准, 促进了铸造

作者简介: 宋高举(1972—), 男, 河南郑州, 高级工程师, 工学博士。
Email: 13838135839@163.com

工业在大气污染物控制方面的发展, 但是从全国的情况看, 还存在着排放浓度参差不齐的情况。本文通过对主要铸造企业的环境监测数据的收集、整理和分析, 分析了当前铸造行业的粉尘污染物的排放情况, 以期铸造行业相关标准的制定、技术改造和研究提供基础数据的参考。

1 调查方法

本次调查采用数据库抽样和现场调研相结合的方法。为了调查铸造行业大气污染物的种类、排放工序及排放量等详细数据, 课题组对本行业不同铸件材质, 不同熔化手段、不同工艺手段的铸造企业进行了抽样实地调研, 现场调研企业总数达150余家, 同时对铸造准入数据库进行了详细分析, 抽样企业达800余家, 最后将数据进行汇总, 统一按工序分析如下:

2 粉尘排放浓度调查结果及分析

2.1 冲天炉颗粒物排放浓度调查结果

冲天炉颗粒物排放浓度调查结果如图2所示。冲天炉检测颗粒物抽样企业185家, 约有78%的冲天炉颗粒物排放浓度小于 $100\text{mg}/\text{m}^3$, 65%的冲天炉颗粒物排放浓度小于 $50\text{mg}/\text{m}^3$, 且颗粒物排放数值较大的企业, 除尘装备一般为重力、喷淋、干法滤材等, 加装布袋除尘的颗粒物排放一般能保证到 $30\text{mg}/\text{m}^3$ 以下, 64%的冲天炉颗粒物排放浓度小于 $30\text{mg}/\text{m}^3$ 。

2.2 感应电炉颗粒物排放浓度调查

感应电炉颗粒物排放数据抽样感应电炉242座, 主要企业的颗粒物排放浓度如图3所示。根据调研结果分析, 约有82.3%的感应电炉颗粒物排放浓度小于 $60\text{mg}/\text{m}^3$; 71.5%的感应电炉颗粒物排放浓度小于 $30\text{mg}/\text{m}^3$ 。

2.3 燃气炉(有色合金熔化)颗粒物排放浓度调查

燃气炉颗粒物排放数据抽样燃气炉152台套, 抽样结果如图4所示。由抽样结果可知, 其中75.9%的燃气炉

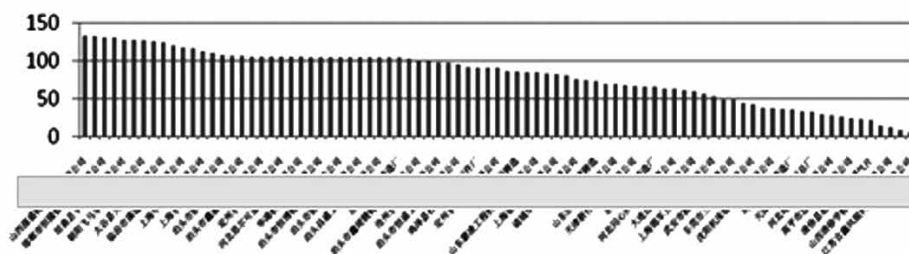


图2 冲天炉颗粒物排放浓度对比图

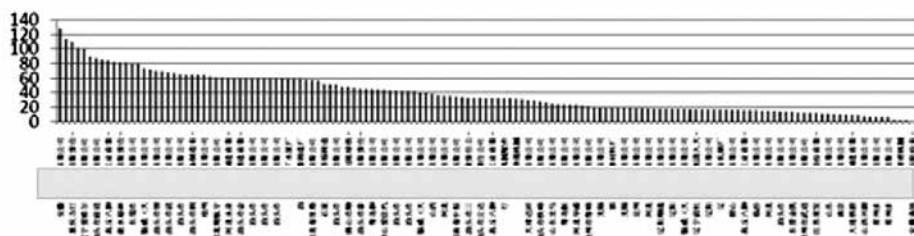


图3 感应电炉颗粒物排放浓度调研结果

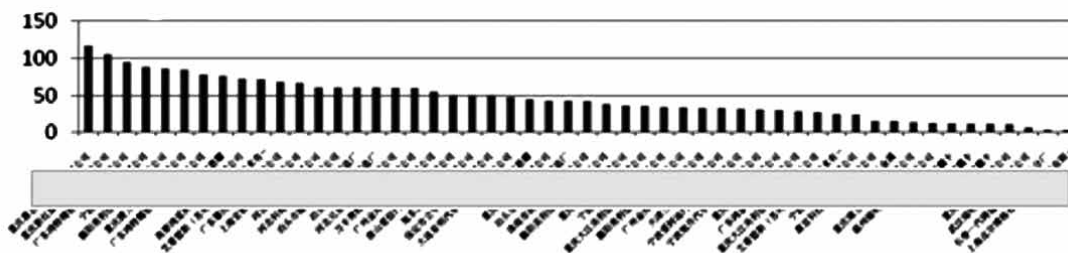


图4 燃气炉颗粒物排放浓度统计结果

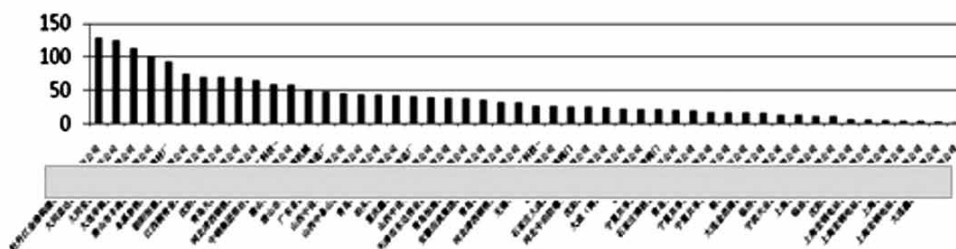


图5 电弧炉(铸钢合金熔化)颗粒物排放浓度调查结果

可以实现 $50\text{mg}/\text{m}^3$ 以下的排放浓度。55% 的燃气炉可以实现 $30\text{mg}/\text{m}^3$ 以下的排放浓度。

2.4 电弧炉(铸钢合金熔化)颗粒物排放浓度调查

电弧炉颗粒物抽样 148 台, 抽样结果如图 5 所示。经统计约有 94% 的电弧炉颗粒物排放浓度小于 $100\text{mg}/\text{m}^3$ 。

2.5 造型工部颗粒物排放浓度调查

造型工部环境颗粒物排放浓度抽样企业 146 家, 抽样结果如图 6 所示。其中 66.7% 的企业造型工部环境颗粒物排放浓度小于 $20\text{mg}/\text{m}^3$ 。

2.6 清理工部颗粒物排放浓度调查

清理工部环境颗粒物排放浓度抽样企业 273 家, 抽样结果如图 7 所示。所示。其中 76.1% 的企业的清理工部颗粒物排放浓度小于 $50\text{mg}/\text{m}^3$ 。但是个别企业的清理工部的排放浓度较高。

2.7 砂处理工部颗粒物排放浓度调查

砂处理工部环境颗粒物排放浓度抽样企业 202 家, 抽样调查结果如图 8 所示。84.7% 的企业砂处理工部环境颗粒物排放浓度小于 $50\text{mg}/\text{m}^3$ 。

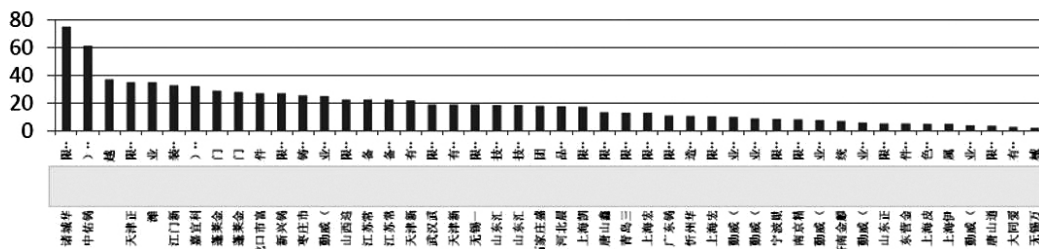


图6 造型工部颗粒物排放浓度调查结果

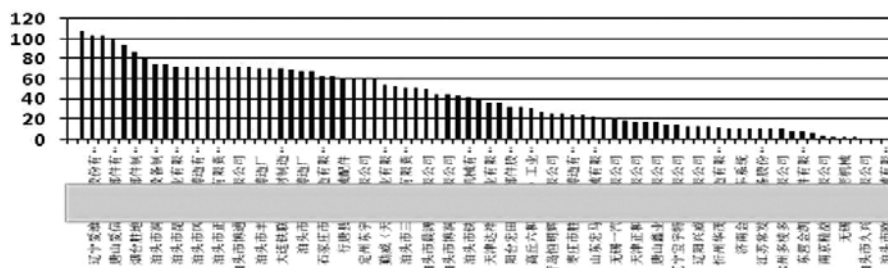


图7 清理工部颗粒物排放浓度调查

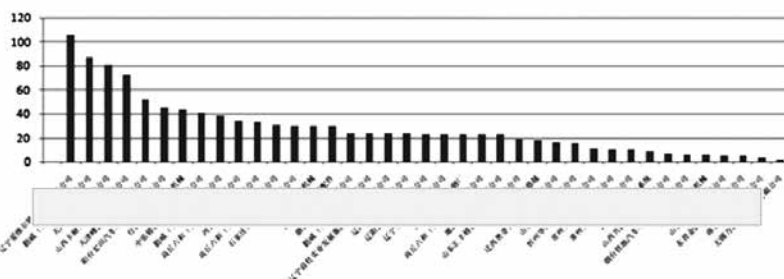


图8 砂处理工部颗粒物排放浓度调查结果

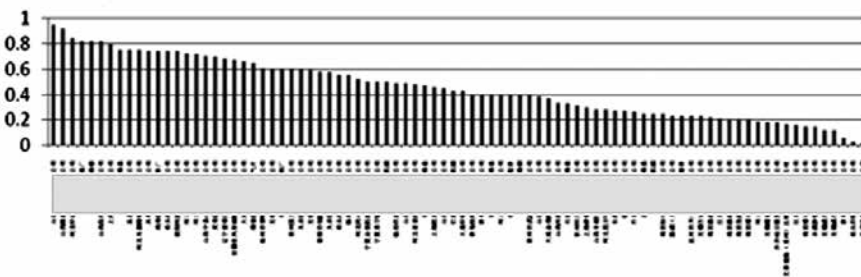


图9 无组织排放颗粒物排放浓度调查结果

2.8 无组织排放颗粒物排放浓度调查

无组织排放颗粒物检测企业抽样 186 家, 抽样调查结果如图 9 所示。从调研结果看, 铸造行业在无组织排放方面, 100% 可以实现 $1\text{mg}/\text{m}^3$ 的排放浓度, 51% 的被调研企业可以实现 $0.5\text{mg}/\text{m}^3$ 的排放要求。

3 综合分析

从调研分析结果可以看出, 如果按照现行国家标准——大气污染物排放标准的要求, 铸造行业基本可以实现达标排放。但是, 随着我国治理大气污染力度的加大, 部分地区已率先颁布实施较为严格的排放标准, 如北京地

标规定的排放限值为 $10\text{mg}/\text{m}^3$, 山东为 $50\text{mg}/\text{m}^3$, 上海为 $20\text{mg}/\text{m}^3$, 从地方标准的限值要求可以看出, 我国铸造工业的颗粒物排放现状不容乐观, 半数以上的企业难以满足地方标准的要求。

另外, 从全国来看, 没有统一的国家标准对铸造行业的颗粒物排放浓度加以限制, 导致在没有地方标准的地区, 颗粒物排放浓度过大, 对环境的影响也较大, 不利于铸造行业的可持续发展。根据北京、上海、山东、河南等实施较为严格的排放限值的地区的实践可以看出, 铸造行业实施较为严格的排放限值标准具有技术上的可实施性。因此,

在全国范围内实施较为严格的颗粒物排放限值标准具有一定的迫切性和现实需求。

从调研数据可以看出,铸造工业的多数现有除尘系统亟须改造升级,以适应现有和未来排放限值标准的要求。针对铸造行业的工艺特点,研究相关的改造技术路线和适宜技术,是当前铸造颗粒污染物控制的重要任务。

4 对策建议

综合上述分析,对铸造行业颗粒污染物的对策建议如下:

(1) 从源头控制污染

要加大技术创新,有效阻止末端环节可能产生的大面积多点扬尘的情况。从根本上减少铸造污染源的生产,建议研究落实铸造清洁生产工程项目。

(2) 从建厂抓起

新建铸造厂的环保措施一定要通过法律监督落实,铸造厂总设计师必须具备较强的环保意识,环保暖通专业人员一开始就应参加总体方案的研讨,对新装的铸造设备和老厂技改项目也必须采用有效的环保措施和设备,对研制的铸造设备,要配套完善合格的环保系统方能作为合适的成品出售。专业铸造设备制造厂出售的铸造设备的配套性环保措施的要逐步通过法律来进行约束。

(3) 建立鼓励铸造企业加大节能减排投入的相关优惠政策

坚持“扶优扶强、促进技术进步的原则”,享受增值税优惠政策的企业在生产设备、生产工艺、技术水平和环境治理方面应有较高的先进性,使这项政策起到支持先进企业、淘汰落后企业的作用,促进行业的技术进步和有序竞争。对享受增值税先征后退优惠政策的进行考核,要检

查所退资金是否重点用在节能减排和技术改造上,要抓实际成效。实行节能环保项目减免企业所得税及节能环保专用设备投资抵免企业所得税政策。对节能减排设备投资给予增值税进项税抵扣。

(4) 规范环保装备市场

规范环保装备市场通过建立相关供应商的质量、效果的监督和检查,建立有序的市场氛围,从而促进供应商的自我约束,建立优质的供应商推荐目录。“十三五”期间,节能减排和绿色制造成为我国发展的主旋律,各个行业都在围绕这个主题做文章,环境治理力度可谓空前。铸造产业作为工业发展的基础产业,能源消耗和环境污染也是国家治理的重点,根据自身行业特点,铸造业要从宏观上、从全行业范围内实现节能减排,就必须在政府的相关政策上做出规定,制定“游戏”规则,实行政策导向,使铸造企业向大型化专业化方向发展,这也是铸造企业实现健康有序、可持续发展的必由之路。

5 结语

通过调研和数据分析,铸造工业急需促进以下几个方面的工作:

(1) 制定相关的排放限值标准,为铸造工业的技术改造、新厂建设等提供标准依据,也为环境监督部门提供执法依据。

(2) 铸造行业工艺种类多,尘源复杂,进一步研究铸造工艺尤其是近年来发展的新型工艺的尘源特性,是铸造工业粉尘污染物控制重要工作之一;

(3) 铸造工业在生产过程中产生大量的粉尘污染物,需要从工艺路线的选择、粉尘的捕集、废气的处理、除尘设备的选择等方面综合考虑。

通风除尘管网阻力平衡计算的软件开发及应用

孙志顺, 钱付平, 张 天

(安徽工业大学建筑工程学院, 马鞍山 243032)

[关键词] 采用 Visual Basic6.0 对通风除尘管网阻力平衡计算进行软件开发, 软件主体部分为通风除尘管网的设计计算与平衡计算, 平衡计算部分采用调整支管管径和增设插板阀并通过改变阀门的开度使节点达到阻力平衡, 同时本软件与 Excel、CAD 互相通讯, 在管网的计算和绘图上实现一体化。结果表明: 本文开发的软件有效地解决了管网的设计计算与平衡计算中的步骤冗长、数据记载易混乱、计算繁杂等问题; 在不改变管网总风量的情况下, 利用调整支管管径和增设插板阀并通过改变阀门开度可以使节点阻力差 (不平衡率) 有效控制在 10% 以内; 利用 VB、Excel 和 CAD 之间相互通讯使绘制出的除尘管网系统图更为精准、快捷、方便。

[关键词] 通风除尘管网; 阻力平衡计算; 软件开发; 应用

Development and Application of the Software for Resistance Balance Calculation in Ventilation and Dust Removal Network

Sun Zhi-shun, Qian Fu-ping, Zhang Tian

(School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan, Anhui 243002, China)

[Abstract] The software of the resistance balance calculation in ventilation and dust removal network was developed using Visual Basic 6.0. The main part of the software consists of the design calculation and resistance balance calculation of the ventilation and dust removal network, and the balance calculation was realized by adjusting the diameter of the branch pipe, adding the flashboard valve, and changing the opening ratio of the valve. In addition, this software was communicated with CAD and Excel to achieve the integration of the network calculation and drawing. The results show that the software in this study can effectively solve some problems in network design calculation and balance calculation, such as lengthy steps, data records easily confused and the complex calculation and so on. Without changing the total air flow rate of the pipe network, the node resistance difference can be controlled within 10% by adjusting the branch pipe diameter, adding the flapper valve and changing the opening ratio of the valve. The system diagram can be accurate, fast and easy to draw using VB, Excel and CAD to communicate with each other.

[Keywords] Ventilation and Dust Removal Network; resistance balance calculation; software development; application

0 引言

通风除尘管网的设计计算一般分为两个步骤^[1]: 一是进行设计计算, 根据设计参数使用假定流速法大致得到管网结构; 二是对得到的管网结构进行平衡计算, 使节点的阻力达到平衡 (对于除尘管网要求: 主管段阻力与支管段阻力相差不超过 10%)。但设计计算与平衡计算步骤冗长、数据记载易混乱、计算繁杂, 尤其是大型除尘系统的管网, 结构较复杂, 抽风点多、分支管路多, 管网风量平衡调试很困难。若风量不平衡就会导致部分抽风点的风量达不到要求, 导致部分抽风点风量偏小或偏大。对于抽风点风量不足的改进方法常常是增大风机风量或者改变原有的管网结构。若增大风机风量, 能耗将会大幅增加; 而改变管网结构可能会导致加大资金投入。所以对整个管网的设计来说, 保证节点的阻力平衡是整个通风除尘管网设计的关键。

过去国内一些学者在除尘管网设计计算及节能运行上也进行过一些研究, 如黄勇波等^[2,3]通过对除尘管网节能运行的研究指出, 在保证总风量不改变的前提下, 通过改变支管的管径和阀门开度进行阻力平衡, 使风量再平衡达到设计要求。但是该研究并没有提及采用何种阀门, 且阀门的开度大小的具体操作并不明确。王树强等^[4]对除尘管网内粉尘的沉积情况进行了研究, 认为管网系统运行时,

管道如果倾斜放置, 则气流向上的推力对粉尘的悬浮有一定影响, 使粉尘更不易沉降, 不过管道的倾斜一定要大于 55°。薛晓丁^[5]提出了一般枝状管网的求解模式, 给管网设计提供了一种思路。但在节点阻力平衡上的计算方法相对比较落后和复杂。在管网系统图的绘制上, 目前的方法就是根据厂房条件和设计参数大致绘制出整个管网的系统图, 如邱章云^[6]、李宗信等^[7]应用 Excel 编制 CAD 脚本文件实现批量展点绘图、使用 Excel 与 VBA 相互通讯, 可以实现 Excel 与 CAD 连接绘制图纸。不过该方法在通风除尘管网的平衡校核计算中不能实现对图纸进行动态、有效、精确地调整。

基于上述分析, 本文主要阐述了利用 VB 对管网的设计计算和平衡计算进行软件开发, 平衡计算采用管径调节和增设插板阀的阀门开度调节, 计算部分产生的数据用 Excel 输出。绘制管网系统图采用 Excel 编制 CAD 脚本文件。计算部分和绘图都采用 Excel 软件, 所以本软件能实现计算和绘图的一体化, 且计算部分产生的数据对脚本文件进行调整, 实现图纸的动态、精确绘制。

1 通风除尘管网计算软件开发

1.1 技术路线

图 1 所示为软件开发的技术路线。其步骤大致如下: 首先在 Excel 表格中编制能绘制管网系统图的 CAD 脚本文件, 再将文件导入 CAD 中, 绘制出大致的管网系统图, 随后进行计算部分, 在软件中输入设计参数, 经过设计计算和平衡计算后产生的数据以 Excel 表格的形式输出。最

基金项目: 安徽省高校优秀青年人才支持计划。

作者简介: 孙志顺 (1993—), 男, 安徽芜湖, 硕士研究生。

Email: 1334203047@qq.com

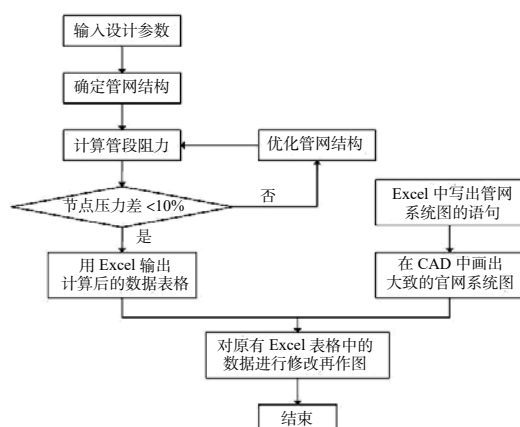


图1 除尘管网的技术路线图

后利用所产生的数据对初始 Excel 表格中编制的 CAD 脚本文件进行修改。如此便可得到较为准确的管网系统图。

1.2 软件简介

在图1中,从“输入设计参数”开始到“用 Excel 输出计算后的数据表格”这一部分是利用 VB 开发的软件实现,其中主要包括“设计计算和平衡计算”两大模块,同时采用 Microsoft Access 软件建立数据库与 VB 语言连接进行程序开发,使用 VB 中的实用控件与数据库进行连接,实现对计算部分所产生的数据进行记载、储存和管理等,再通过写入代码的方式与 Excel 进行连接,将数据导出。图2和图3分别为设计计算和平衡计算的界面图。

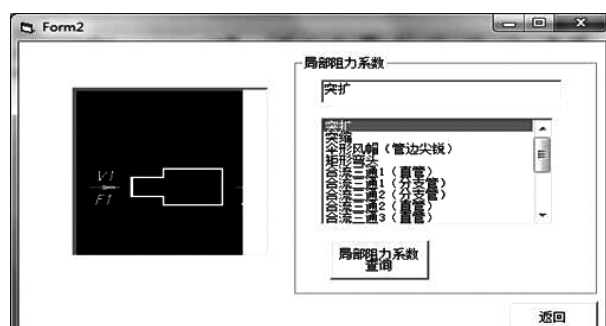


图2 管网设计计算界面图

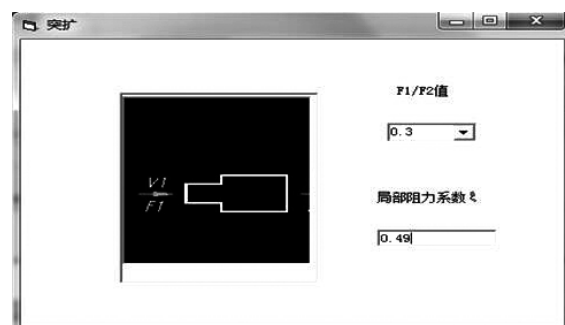


图3 管网平衡计算界面图

设计计算是在获取整个管网大致的走向和设计参数后进行,得到管网的大致结构及有关参数,包括管径、管内风速、局部阻力及摩擦阻力等等。在进行设计计算时需要输入如三通、弯管等局部管件参数以及单位长度摩擦阻力等,对于这些局部管件本软件可以实现对部分常用管件局部阻力系数的查询,如图4所示。单位长度摩擦阻力也可在软件中查找通风管道单位长度摩擦阻力线算图。



(a) 阻力系数表



(b) 突扩的局部阻力系数

图4 局部阻力系数查询界面查询图

平衡计算是对节点进行校核,判断主管段与支管段的阻力差是否超过 10%,对超过 10% 的节点进行调整。本软件中采用了两种平衡的方式,一是改变支管的管径,管内风速及阻力随之改变以实现节点的阻力平衡;二是增设插板阀,通过改变阀门的开度来增加或减小局部阻力达到节点的阻力平衡。当然如果单一的管径调节或者阀门调节不足以达到节点的阻力平衡,两者也可以共同调节。

针对管网中的部分管段因易发生磨损而影响管网除尘效果的问题^[8],也可运用本软件的平衡计算部分对该部分管段进行优化设计。

2 软件应用案例及分析

2.1 案例概述

某通风除尘系统为负压除尘,有 3 个抽风点。系统的主要组成部分:1 台风机,1 台水膜除尘器及除尘风管。

表1为管网的部分设计参数。

表1 管网的部分设计参数

管段	1-2	2-3	3-4	5-6	7-8	9-2	10-3
管长/m	5.5	5.5	3.7	6.2	12	5.4	4.2
气体流量/(m ³ /h)	2700	5350	10850	10850	10850	2650	5500

2.2 案例设计

2.2.1 编写初始脚本文件

首先在 Excel 表格中编制能绘制整个除尘管网大致系统图的 CAD 脚本文件,并将其导入 CAD 中绘制出管网系统图。表2所示为绘制整个管网系统图的 CAD 脚本文件。

将表2所示的脚本文件导入 CAD 中得到整个除尘管网的大致系统图,并将节点进行标注,如图5所示。

2.2.2 软件计算及数据输出

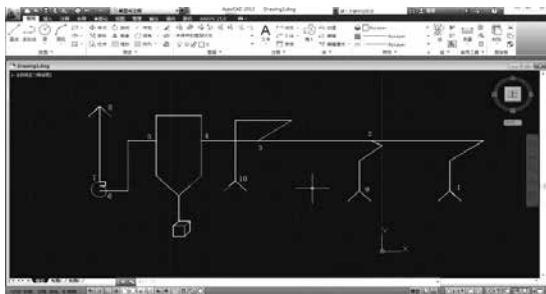
由设计参数中各抽风点的抽风量根据假定流速法先计算出整个管网的大致结构,在图2所示的界面中输入所需要的设计参数进行设计计算。操作如下:

表 2 整个管网系统图的 CAD 脚本文件

pl	pl	pl	pl	pl	pl	pl
1000,1000	-200,2200	-2200,2200	-3600,1100	-3600,600	-4000,2200	-5000,1300
w	@-2000,0	@-1000,0	@0,-500	@200,0	@-500,0	@100,0
5	@600,400	@0,500	@-100,-100	@-100,-100	@0,-1000	@0,80
5	@-1000,0	@-800,0	@200,0	@0,-200	@-500,0	@-100,0
@200,200	@0,-1200	@0,-1200	@0,-200	@100,100		@0,1500
@200,-200	@-200,-200	@400,-400	@-200,0	@0,200	arc	@-200,-200
@-200,200	@200,200	@400,400	@0,200		-5000,1080	@200,200
@0,600	@200,-200	@0,1200			-5150,1230	@200,-200
@600,400					-5000,1380	
@-2000,0						
@200,-100					arc	
@-400,-300					-5000,1080	
@0,-600					-4880,1200	
@-200,-200					-5000,1300	
@200,200						
@200,-200						

注: pl、w、arc 分别是 CAD 语言中的线段、线宽、圆弧, @ 为下一点坐标。

系统流程为: → 尘源 → 抽风管网 → 除尘器 → 风机 → 排放烟囱



注: 图中数字表示节点。

图 5 除尘管网的大致系统图

(1) 确认除尘管网工作状态下的参数 (主要是温度)、粉尘的特性 (轻矿物粉尘还是重矿物粉尘) 以及该管段是水平还是竖直布置;

(2) 在软件中依次输入各个管段初始参数, 并进行设计计算, 将设计计算的结果 (包括各个管段管径、阻力、风速、风量、风量偏差率等) 保存到数据库中;

(3) 利用本软件与 Excel 的连接将数据库中的数据导出, 如图 6 所示。

管段编号	设计风量 (m³/h)	管径 (mm)	管长 (m)	流速 (m/s)	摩擦阻力 (Pa/m)	局部阻力 (Pa)	单位长度摩擦阻力 (Pa/m)	管段阻力 (Pa)	管段流量 (m³/h)	管段流速 (m/s)	管段流量偏差率 (%)	管段阻力平衡率 (%)
1-2	2700	5.0	240	16.52	1.18	207	1.8	77	2700	16.52	0.000	0.000
2-3	2400	5.0	240	16.52	1.18	207	1.8	77	2400	16.52	0.000	0.000
3-4	1080	3.2	400	16.66	0.94	7	5.8	72.48	1080	16.66	-0.023	0.000
4-5	1080	3.2	400	16.66	0.94	7	5.8	72.48	1080	16.66	-0.046	0.000
5-6	1080	3.2	400	16.66	0.94	7	5.8	72.48	1080	16.66	-0.046	0.000
6-7	5040	5.0	240	16.52	1.18	207	1.8	77	5040	16.52	0.021	0.000
7-8	5040	5.0	240	16.52	1.18	207	1.8	77	5040	16.52	0.021	0.000

图 6 设计计算数据的 Excel 表格

平衡计算是针对设计计算后, 节点 2、3 是否平衡问题进行的计算, 对于不平衡的节点, 可以采用管径调节, 也可增设插板阀通过改变阀门开度调节。

(1) 管径调节: 将节点 2、3 的主管段的压力和支管段的压力依次输入。若不平衡率大于 10%, 采用调整支管管径的方法使节点的阻力差平衡, 将设计计算出的支管管径和管内的流速输入之后进行调节, 一般情况下是可以调整到阻力差小于 10% 的。图 7 所示为以 Excel 形式输出管径调节后节点的不平衡率的情况。

管段节点	主管段压力	支管段压力	不平衡率 (%)	支管管径	调整后不平衡率	调整后支管管径
2						
3						
4						
5						
6						
7	263.53	193.13	26.714	240	-8	220
8	296	270	8.784			

图 7 管径调节所输出的 Excel 表格

由图 7 可知节点 2、3 的不平衡率分别为 26.7%、8.784%, 所以节点 2 需要进行调节, 与节点 2 连接的支管管径由 240mm 改为 220mm 后, 不平衡率降为 8% 小于 10%, 即达到平衡。

(2) 开度调节: 首先也是判断节点 2、3 的平衡率是否超过 10%, 和管径调节刚开始的步骤一致, 之后就是对不平衡的节点支管处增设插板阀通过改变阀门的开度来将节点的阻力进行平衡。如图 8 以 Excel 形式输出阀门开度调节后节点的不平衡率的情况。

管段节点	主管段压力	支管段压力	不平衡率 (%)	插板阀阻力系数	调整后不平衡率 (%)	插板阀的开度
2						
3	263.53	193.13	26.7142	0.99	2.973	0.8
4	296	270	8.7838			
5						
6						
7						
8						

图 8 插板阀开度的调节输出的 Excel 表格

图 8 所示为节点 2 不平衡的解决方法, 即将支管处的插板阀的开度调为整个开度的 0.8 左右。调整后的不平衡率在 2.973%, 满足设计要求。

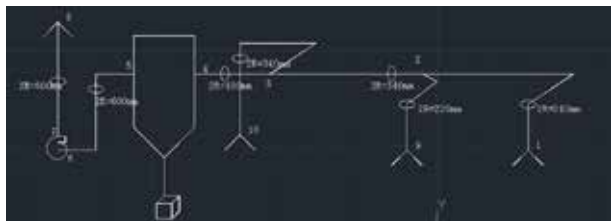
2.2.3 改进初始脚本文件

运用设计计算和平衡计算产生的数据对初始 Excel 编制的 CAD 脚本文件进行修改, 之后再绘制整个除尘管网系统图。如此绘制的管网系统图中每个管段的管径也都可以标出。图 9 所示为修改过后的脚本文件。图 10 为改进过后的脚本文件绘制出的除尘管网系统图。

如此, 该除尘管网的设计已基本完成, 在该管网的整个设计过程中从 Excel 编写绘制管网的系统图 CAD 脚本文件开始, 经过设计计算和平衡计算并将计算产生的数据再对初始的 Excel 表格中的脚本进行改进和标注, 此过程相当于一个回路, 使得设计出的通风除尘系统更为精确。

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1. p1	p1	p1	1-2管段管径标注	41	10-11管段管径标注	41	7-8管段管径标注	41	
2. 1000, 1000	2200, 2200	4000, 2200		2	2	2	2	2	
3. 5	5	5		1000, 1800	1000, 1800	2600, 2400	2700, 2400	3000, 2100	
4. 5	5	5		50	50	50	50	50	
5. 5	5	5		50	50	50	50	50	
6. 200, 200	400, 1200	400, 1200		400	400	400	400	400	
7. 200, 200	400, 400	400, 400		400	400	400	400	400	
8. 200, 200	400, 400	400, 400		400	400	400	400	400	
9. 400, 600	400, 1200	400, 1200		400	400	400	400	400	
10. 400, 600	400, 1200	400, 1200		400	400	400	400	400	
11. 2000, 0	p1	p1	9-10管段管径标注	41	4-5管段管径标注	41			
12. 200, 100	2600, 1100	2600, 1100		2	2	2	2	2	
13. 400, 300	400, 300	400, 300		400, 1800	400, 1800	2800, 2500	2800, 2500	3000, 2100	
14. 400, 400	400, 100	400, 100		50	50	50	50	50	
15. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
16. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
17. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
18. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
19. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
20. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
21. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
22. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
23. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
24. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
25. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
26. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
27. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
28. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
29. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
30. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
31. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
32. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
33. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
34. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
35. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
36. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
37. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
38. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
39. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
40. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
41. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
42. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
43. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
44. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
45. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
46. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
47. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
48. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
49. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	
50. 200, 200	400, 0	400, 0		50	50	50	50	50	

图9 修改过后管网系统的 CAD 脚本文件



注：数字为节点椭圆为圆管 2R 为管径

图10 修改过后的管网系统图

3 结论

使用VB对通风除尘管网阻力平衡计算进行软件开发,采用管径调节和阀门的开度调节对节点进行阻力平衡,同时连接CAD和Excel自动绘制管网系统图,得到如下结论:

(1) 在除尘管网的设计计算与平衡计算上将设计参数输入便可,尤其对抽风点多,节点多的大型管网,具有方便、快捷、准确的特点,同时软件连接Excel输出有关数据进行,方便数据的记载。

(2) 在平衡计算方面,本软件使用了管径调节和阀门调节。这类的调节方法只需要将风量进行重新分配,不用改变总的设计风量,也不用更换设备,平衡后的除尘管网,较以前的增大风机风量或将管网进行改造而言,不仅可以保证除尘效果,达到环保要求,还能节约投资,节约能源。

(3) 利用该软件与CAD和Excel相互通讯在绘制除尘管网的系统图上形成一个回路,将平衡计算的结果实时地反应在系统图上,大大提高设计效率。

参考文献

- [1] 王汉青. 通风工程 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [2] 黄勇波. 除尘管网阻力平衡与节能运行研究 [J]. 钢铁技术, 2010, 7(5):51-54.
- [3] 黄勇波, 封洪波. 利用Excel VBA开发除尘管网平衡计算软件 [J]. 建筑热能通风空调, 2008, 6(5):102-105.
- [4] 王树强, 黄海涛, 刘希敏等. 除尘管网内合理风速的诊断研究 [J]. 机电产品开发与创新, 2005, 18(1):50-52.
- [5] 薛晓丁. 多功能除尘管网解算程序系统 [J]. 通风除尘, 1989, (1):36-41.
- [6] 李宗信, 蒋忠金, 陈定威. 浅谈用Excel和VBA实现优化计算与自动绘图的方法 [J]. 变压器, 2014, 51(2):17-24.
- [7] 邱章云. 应用Excel编制AutoCAD脚本文件实现批量展点绘图 [J]. 矿山测量, 2005, (3):52-54.
- [8] Atique F, Attah-Okine N. Using copula method for pipe data analysis [J]. Construction & Building Materials, 2016, 106:140-148.
- [9] Shiono N, Suzuki H. Optimal pipe-sizing problem of tree-shaped gas distribution networks [J]. European Journal of Operational Research, 2016, 252(2):550-560.

通风除尘管道 90° 弯管磨损的 CFD-DEM 模拟

张俪安, 钱付平, 孙志顺, 鲁进利, 韩云龙

(安徽工业大学建筑工程学院, 安徽马鞍山 243002)

[摘要] 本文基于 CFD-DEM (Discrete Element Method) 对通风除尘管道 90° 弯管管壁受力情况进行了数值模拟研究, 以粉尘颗粒对管道壁面的最大冲击力来间接反映管道的磨损大小, 研究了不同入口风速、弯径比 ($k=R/D$)、粉尘浓度、粉尘粒径等对管道壁面的冲击力影响, 并获取了颗粒-壁面的碰撞信息。结果表明, 90° 弯管所受粉尘颗粒的最大受力点和最大磨损率点所在的位置基本相同, 且最大冲击力和最大磨损率所满足的规律是一致的。粉尘颗粒对管道壁面的最大冲击力与弯径比满足一元二次函数关系, 最大冲击力随着弯径比的增加呈现先减小后增加的趋势, 颗粒群对壁面撞击次数随着弯径比的增加而增多, 撞击次数的增长速率相同; 最大冲击力与入口风速以及粉尘浓度呈正比例关系, 最大冲击力随入口风速以及粉尘浓度的增加而增大, 入口风速越大, 颗粒群对壁面撞击次数增长速率越大, 最终撞击次数越少。浓度越大, 颗粒群对壁面次数增长速率越大, 最终撞击次数越多; 最大冲击力与粉尘粒径呈三次方的关系, 最大冲击力随粉尘粒径的增加而增大, 颗粒群对壁面的碰撞次数不随粉尘粒径的变化而变化。

[关键词] CFD-DEM; 90° 弯管; 磨损率; 数值模拟

CFD-DEM Simulation of 90° Elbow Erosion for the Ventilation and Dust Removal Pipeline

Zhang Li-an, Qian Fu-ping, Sun Zhi-shun, Lu Jin-li, Han Yun-long

(School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan, Anhui 243002, China)

[Abstract] The force on the pipe wall of 90° elbow for the ventilation and dust removal pipeline were simulated using CFD-DEM, and the maximum impact force of the dust particles on the pipe wall was used to indirectly reflect the erosion of the pipeline. The influences of the bend diameter ratio ($k=R/D$), inlet gas velocity, dust concentration, dust size on the force were studied, and the particle-wall collision information was obtained. The results show that the position of the maximum erosion rate and the maximum force point of the elbow are basically same, and the law of the maximum erosion rate is consistent with that of the maximum impact force. The maximum impact force of the dust particles on the wall of the pipe and the bend diameter ratio meet the univariate quadratic function. The maximum impact force decreases with the bend diameter ratio, and vice versa. The number of impacts of the particle group on the wall increases with the bend diameter ratio, and the increase rate of the number of impacts is the same. The maximum impact force is roughly linear with the inlet gas velocity and dust concentration, and increases with the inlet gas velocity and dust concentration, the larger the inlet gas velocity, the greater the increase rate of the collision number of particles on the wall, the less the number of final collisions. The larger the dust concentration, the greater the increase rate of the collision number of particles on the wall, and the more the number of final collisions. The relationship between the maximum force and the dust particle size is basically cubed, and the maximum impact force increases with the dust particle size, the number of collisions of the particles on the wall does not vary with the dust particle size.

[Keywords] CFD-DEM; 90° elbow; erosion rate; simulation

0 引言

传统的拉格朗日颗粒追踪法在管道磨损的领域内虽然取得了一系列的研究成果, 但是该方法未考虑到颗粒碰撞对两相流的流动特性的影响。同时对弯管磨损的研究也只停留在磨损后的研究, 并不能对颗粒对弯管的磨损进行实时的观测与研究^[1]。离散单元法 (Discrete Element Method, DEM) 因其在处理颗粒碰撞问题上的优势, 通过与计算流体力学 CFD 方法相耦合, 被越来越多的用于气固两相流的研究。Tsuiji^[2] 等人最早将 CFD 和 DEM 相结合来解决二维气固流化床的问题, 开创了 CFD-DEM 耦合的先例。Chu^[3] 等对三维弯管内气力输送问题进行模拟, 以颗粒对管壁的冲击力代表壁面的磨损程度, 统计结果与实验数据稳定好较好。Varga 等^[4] 利用 CFD-DEM 方法来模拟进料管中的颗粒流对壁面的磨损。预测结果与实验室

侵蚀试验中的磨损率相一致。Dubey 等^[5] 基于 CFD-DEM 方法对石油和天然气管道中 90° 弯管内磨损进行模拟, 并通过与实验对比验证了基于 CFD-DEM 方法对弯管进行磨损预测的可行性。杜俊等^[6] 基于 CFD-DEM 方法对 90° 弯管内稀相气固两相流流动特性以及固相颗粒的碰撞进行了数值模拟, 并引入了“颗粒绳”的概念解释了不同气流速度、质量流量以及弯径比对壁面的碰撞差异。Xu 等^[7] 基于 CFD-DEM 中的剪切冲击能量模型 (Shear impact energy model, SIM) 对 90° 弯管中的气固两相流侵蚀进行了单相和双向耦合计算, 区分了单向耦合和双向耦合的使用条件。卢州等^[8] 基于 CFD-DEM 方法对 $k=1\sim6$ 的 90° 弯管内柱状颗粒的运动状态、碰撞特性、破碎原因及相关的力学特性进行研究。Chen 等^[9] 基于 CFD-DEM 方法对 45°、60°、90° 三种弯头内固液两相流侵蚀磨损进行数值模拟。探究了不同弯曲角对最大磨损率大小以及位置的影响。

国内外通过 CFD-DEM 方法对磨损的研究大多集中在模型的预测及其适用性上, 忽略了各种因素对管道磨损规

基金项目: 安徽省高校优秀青年人才支持计划项目。

作者简介: 张俪安 (1992—), 男, 安徽淮北, 硕士研究生。

Email: 746145278@qq.com

律的影响。且模拟使用的方法比较单一。因此本工作以通风除尘管路中 90° 弯管为研究对象, 基于 CFD-DEM 对通风除尘管路中 90° 弯管进行数值模拟, 计算不同工况下管道壁面的受力规律, 通过受力规律来探究磨损规律, 并与 CFD-DPM 模拟的结果进行对比, 综合考察弯径比、入口风速、粉尘特性等对弯管磨损的影响, 研究结果可为通风除尘管路的优化设计提供理论指导。

1 90° 弯管数值计算模型

1.1 气相控制方程

流体的连续性方程和动量方程如下^[10]:

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f u_f) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho_f u_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f u_f u_f) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu_f \nabla u_f) + \rho_f g - f_{drag} \quad (2)$$

式中, ρ_f 为流体的密度 (kg/m^3); u_f 为流体的速度 (m/s); μ_f 为流体的动力粘度 ($\text{N}\cdot\text{s/m}^2$); P 为压强 (Pa); f_{drag} 为控制体内平均颗粒流体阻力 (N)。

1.2 离散相控制方程

颗粒在流体中的运动形式主要包括平动和转动, 在颗粒的运动过程中, 颗粒与相邻的颗粒或者固体壁面发生碰撞的同时还会与周围的流体发生相互作用, 整个颗粒流系统中的动量和能量被不断交换。颗粒 i 的平动和转动方程如下所示^[11]:

$$m_i \frac{du_i}{dt} = \sum_{j=1}^{k_n} (f_{c,ij} + f_{d,ij}) + f_{pf,i} + m_i g \quad (3)$$

$$I_i \frac{d\omega_i}{dt} = \sum_{j=1}^k T_{ij} \quad (4)$$

式中: m_i , u_i , ω_i , I_i 分别为颗粒 i 的质量, 平移速度, 旋转速度及惯性矩; k_n 为颗粒 i 接触的颗粒数; $f_{pf,i}$ 为颗粒与流体的相互作用力之和; $f_{c,ij}$ 为颗粒之间的切向和法向作用力; $f_{d,ij}$ 为颗粒之间的切向和法向阻尼力。 m_{ij} 为颗粒自身的重力; T_{ij} 为颗粒碰撞产生的扭转力。

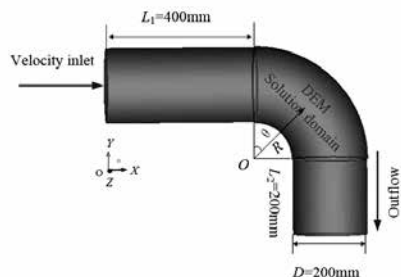
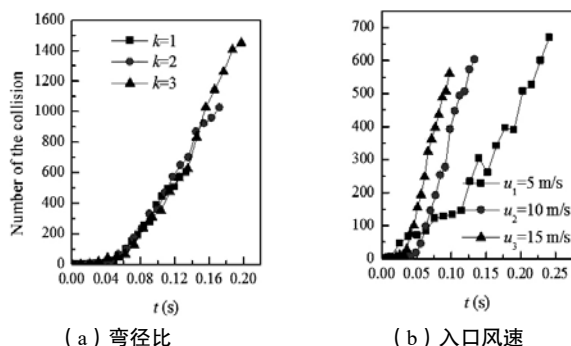


图1 计算区域及边界条件设计示意图 ($k=1$)



(a) 弯径比

(b) 入口风速

1.3 边界条件

在进行 CFD-DEM 迭代耦合计算时, 气流以速度入口进入计算区域, 以自由出流离开计算区域, 计算的区域相关尺寸如图 1 所示。

图 2 为数值模拟需要所划分的六面体结构化网格, 对于 90° 弯管的边界层进行了加密处理, 其它条件如表 1 所示。

表 1 模拟过程相关参数

参数名称	取值	参数名称	取值
颗粒密度 (kg/m^3)	1550	质量流量 (kg/s)	9.42×10^{-3}
颗粒浓度 (g/m^3)	30	入口风速 (m/s)	10
颗粒粒径 (mm)	1	管壁材料密度 (kg/m^3)	2700
颗粒泊松比	0.5	管壁的泊松比	0.34
颗粒剪切模量 (Pa)	1×10^8	管壁剪切模量 (Pa)	2.5×10^{10}
颗粒-颗粒恢复系数	0.5	颗粒-管壁恢复系数	0.5
颗粒-颗粒静摩擦系数	0.6	颗粒-管壁静摩擦系数	0.4
颗粒-颗粒动摩擦系数	0.05	颗粒-管壁动摩擦系数	0.05

2 结果与分析

2.1 颗粒与壁面碰撞规律

图 3 (a) 为弯径比 $k=1, 2, 3$ 时颗粒群对 90° 弯管壁面撞击次数关系图。由图可知, 在直管段时, 不同弯径比下, 颗粒群对管道壁面撞击次数都接近 0, 这是因为起始阶段不同弯径比下, 颗粒在水平段运动时主要受到颗粒自身的重力以及流体对颗粒的作用力, 颗粒的运动状态并不会出现太大的改变, 再加上起始通入的颗粒群质量流量相对较小, 因此稀疏的悬浮运动造成的碰撞次数在开始阶段很少。在弯管部分发现弯径比越大, 颗粒对管道壁面的撞击次数越多, 这是因为弯径比越大, 颗粒在管道内的运行时间越长, 碰撞次数越多。

图 3 (b) 为入口风速 $u=5, 10, 15 \text{ m/s}$ 时颗粒群对 90° 弯管壁面撞击次数关系图。由图可知, 在直管段时, 当入口风速为 5 m/s 时, 撞击壁面的次数较多, 当大于 5 m/s 时,

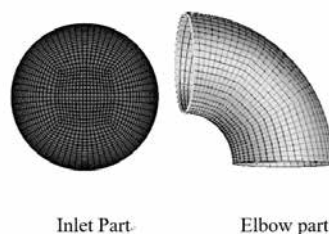
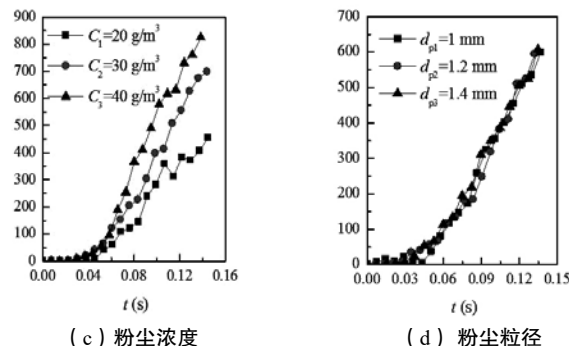


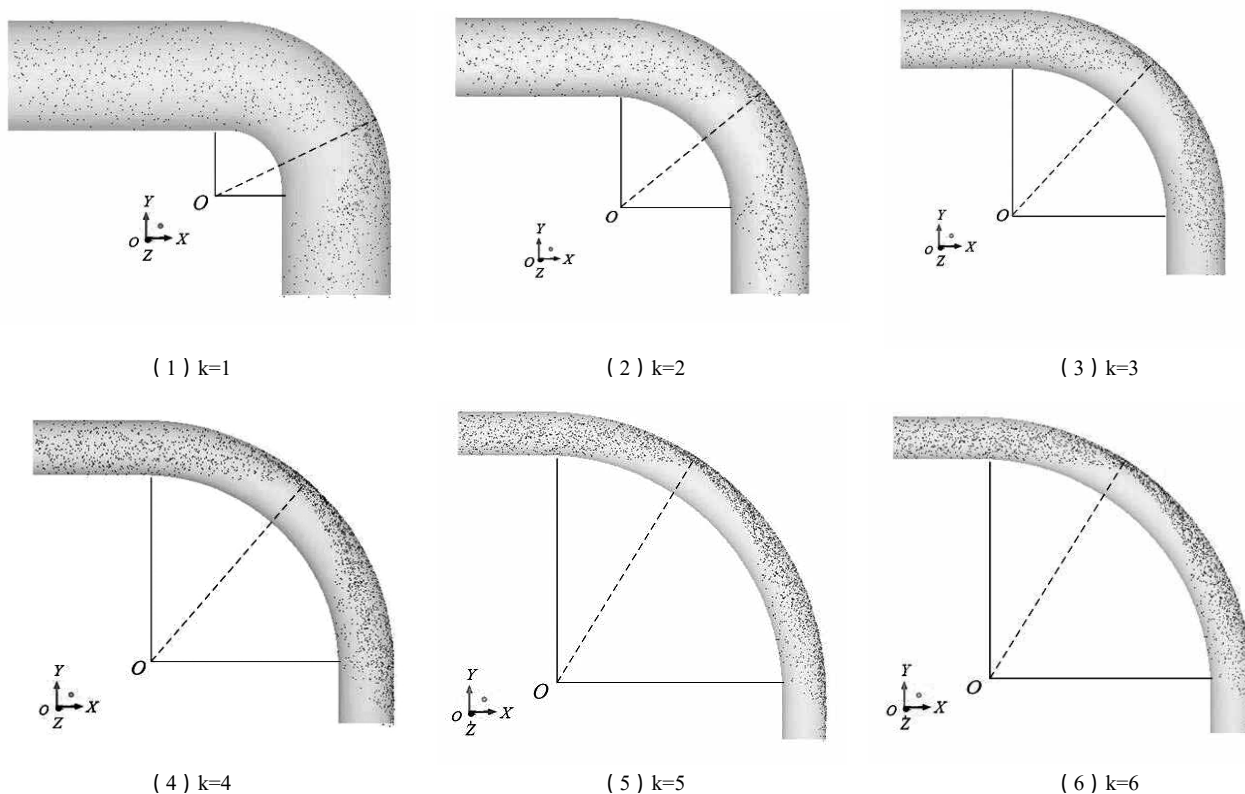
图2 CFD数值计算所使用的网格 ($k=1$)



(c) 粉尘浓度

(d) 粉尘粒径

图3 不同工况下颗粒-壁面的碰撞规律

图4 不同弯径比下, 颗粒运动状态分布对比图 ($u=10\text{m/s}$, $d_p=1\text{mm}$)

时, 颗粒群对直管段壁面撞击的颗粒数目基本上为 0, 这是因为颗粒群受重力的作用, 在风速较小的情况下, 气流携带作用弱, 颗粒首先会因为沉降作用撞击到管道壁面。当进入弯管段后, 入口风速越大, 颗粒群对壁面撞击次数增长速率越大, 最终撞击次数越少, 这是由于速度小的颗粒在管道内的滞留时间长, 撞击次数增加所造成的。图 4 (c) 为入口浓度 $C_p=20、30、40\text{g/m}^3$ 时颗粒群对 90° 弯管壁面撞击次数关系图。由图可知, 在直管段时, 不同浓度下, 颗粒对管道壁面的撞击次数都接近 0。当颗粒进入弯管段后, 颗粒群的浓度对管壁碰撞的次数产生了很大的影响, 粉尘浓度越大, 颗粒群对壁面撞击次数增长速率越大, 最终撞击次数越多, 这是由于浓度越大, 单位时间内进入管内的颗粒数越多, 对管壁撞击的概率增大。图 4 (d) 为粉尘粒径 $d_p=1、1.2、1.4\text{mm}$ 时颗粒群对 90° 弯管壁面撞击次数关系图, 随着时间的变化, 不同粒径大小的颗粒撞击壁面的次数的变化是相同的, 且规律一致。这是因为颗粒粒径的细微增长并没有影响流场对颗粒的携带作用, 且单位时间内进入管道的颗粒数是相同的, 粉尘粒径的变化并没有使撞击壁面的概率发生改变, 因此不同粒径下, 粉尘颗粒对壁面的撞击次数随时间的变化是一致的。

2.2 最大冲击力点与最大磨损点位置变化

不同的弯径比下, 粉尘颗粒对壁面撞击产生的最大磨损点的位置是不同的, 即最大位置的偏转角不同, 由于弯径比对最大冲击力的位置影响最大, 因此本文对不同弯径比下颗粒对壁面的最大冲击力位置进行了详细的研究。图 4 为粉尘颗粒在不同弯径比的 90° 弯管内部的运动状态图。

由图可知, 随着弯径比的增加, 在靠近弯管出口处的管壁内侧的浓度也逐渐升高, 粉尘颗粒对管壁的主要撞击点逐渐向弯管入口处靠近, 即撞击的偏转角逐渐减小。

为了更直观的观察偏转角的变化, 基于 CFD-DEM 计算了不同弯径比下粉尘颗粒对管壁的最大冲击力所在的位置, 并与 CFD-DPM 模拟的结果进行了对比。如图 5 所示, 结果表明, 随着弯径比的增加, 粉尘颗粒对壁面的最大冲击力点逐渐向入口靠近, 且与最大磨损点变化趋势是一致的。

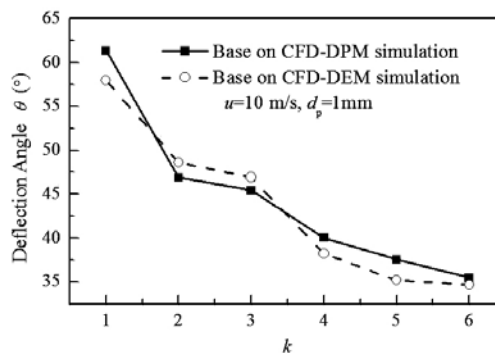
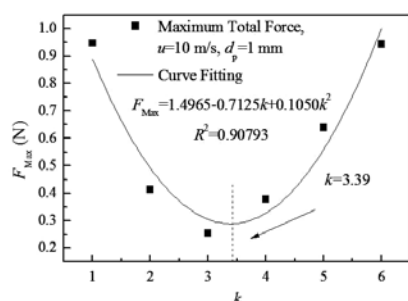


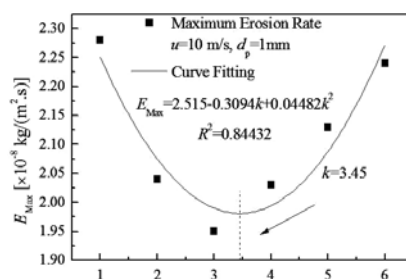
图5 不同的弯径比下壁面最大磨损率与受力点位置对比

3.3 弯径比对最大冲击力的关系

图 6 (a) 为不同的弯径比对 90° 弯管壁面最大冲击力关系图。对数据进行拟合后发现, 粉尘颗粒对管道壁面的最大冲击力与弯径比满足一元二次函数关系, 随着弯径比

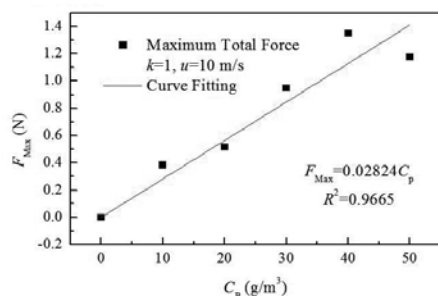


(a) 最大冲击力

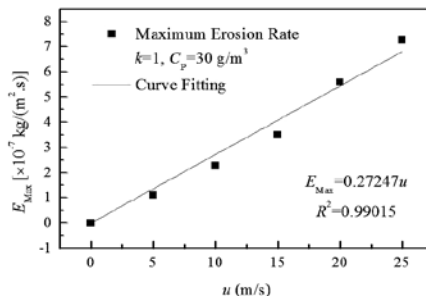


(b) 最大磨损率

图6 弯径比对管壁最大冲击力以及最大磨损率的关系

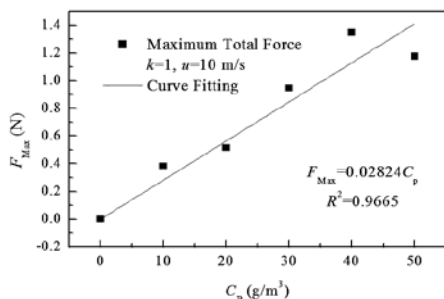


(a) 最大冲击力

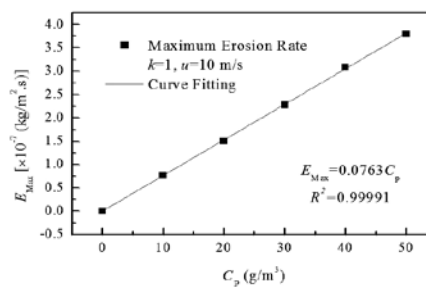


(b) 最大磨损率

图7 入口风速对管壁最大冲击力以及最大磨损率的关系



(a) 最大冲击力



(b) 最大磨损率

图8 入口浓度对管壁最大冲击力以及最大磨损率的关系

的增加, 粉尘颗粒对弯管壁面的最大冲击力存在先减小后增大的趋势, 当 $k < 3.39$ 时, 粉尘颗粒对弯管的最大冲击力随着弯径比的增加而减小, 这是因为弯径比的减小直接导致颗粒对壁面的撞击角度的减小。但是随着弯径比的增加, 如当 $k > 3.39$ 时, 粉尘颗粒对管壁的最大冲击力随着弯径比的增加而增大, 这是因为, 粉尘颗粒对管壁的冲撞程度是由颗粒对壁面的撞击时间和撞击次数共同决定的。随着弯径比的增加, 弯管的体积增大, 粉尘颗粒撞击壁面的时间延长, 撞击次数增加, 最大冲击力逐渐增大, 即当 $k = 3.39$ 时存在最佳值, 图 6 (b) 为最大磨损率与弯径比的关系图, 由图可知, 两者的规律基本上一致, 且当 $k = 3.45$ 时, 存在最佳值。

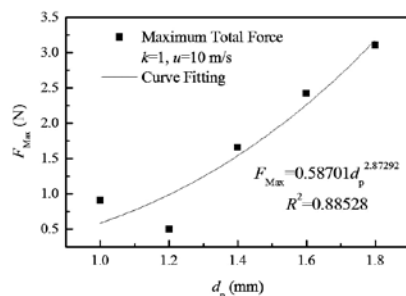
2.4 入口风速与最大冲击力的关系

图 7 (a) 为不同的入口风速对 90° 弯管壁面最大冲击力的关系图, 通过拟合曲线可以看出, 拟合程度较好, 这是因为单纯改变速度的大小并不能很大程度地改变粉尘颗粒撞击壁面的位置, 当速度增大时, 撞击在同一位置颗粒

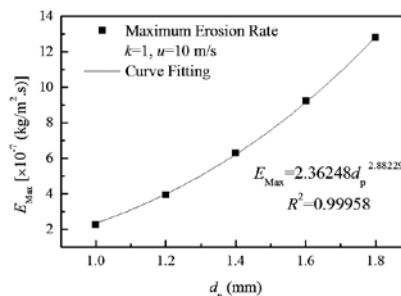
的动量增大, 冲击的能量越大, 每次对壁面造成的破坏就越大, 受力比较集中, 因此随入口风速的线性关系比较明显。在相同的颗粒携带率和粒径条件下, 粉尘颗粒对管道的最大冲击力与入口风速基本呈一次函数关系。最大冲击力随着入口风速的增加而增大, 图 7 (b) 为入口风速与最大磨损率的关系, 由图可知, 两者关系的变化趋势是一致的。且都满足正比例关系。期间的波动是由生成颗粒初始位置不同、颗粒的离散性和颗粒间碰撞的不可预测性所造成的。

2.5 粉尘浓度与最大冲击力的关系

图 8 (a) 为不同的入口浓度对 90° 弯管壁面最大冲击力的关系图。该图表明, 颗粒对壁面的最大冲击力与粉尘浓度基本呈一次函数关系, 粉尘颗粒对弯管壁面的最大冲击力随着粉尘浓度的增加而增大。但是颗粒对壁面的最大冲击力随浓度的增加波动较大。其中有两方面的原因, 一方面 DEM 中考虑了颗粒与颗粒之间的碰撞, 随着粉尘浓度的增加导致颗粒与颗粒间的碰撞机率增大; 另一方面



(a) 最大冲击力



(b) 最大磨损率

图9 粉尘粒径对管壁最大冲击力以及最大磨损率的关系

粉尘浓度的增大说明单位时间内进入管道内的颗粒数目增多,但并不表示撞击到壁面同一位置的粉尘颗粒的数目增多,因此粉尘颗粒对管道的最大冲击力随粉尘浓度变化的线性关系不明显。图8(b)表明粉尘浓度与最大磨损率的关系与最大冲击力所满足规律相同,其原因因为固定的入口速度下颗粒的动量及与壁面碰撞的频率已经确定,而浓度的上升只会增加入射颗粒的数量。因此颗粒数增加,颗粒对管壁的碰撞次数增加。

2.6 粉尘粒径与最大冲击力关系

图9(a)为不同的粉尘粒径对90°弯管壁面最大冲击力的关系图。在相同的入口风速和颗粒携带率下,粉尘颗粒对90°弯管的最大冲击力与粒径基本满足三次方的关系,粒径指数为2.87。随粉尘粒径增大而显著增大。这是因为通入相同的颗粒数时,粒径越大,颗粒的动能越大,撞击能量越强,对管壁的破坏更大。图9(b)为最大磨损率与粉尘粒径的关系图。由图可知,最大磨损率和壁面最大冲击力与粒径所满足的规律基本相同,最大磨损率与颗粒粒径同样呈三次方的关系,且粒径指数为2.88。

3 结论

粉尘颗粒对90°弯管壁面的撞击次数与各种工况之间满足一定的规律。颗粒群对壁面撞击次数随着弯径比的增加而增多,撞击次数的增长速率相同。入口风速越大,颗粒群对壁面撞击次数增长速率越大,最终撞击次数越少。浓度越大,颗粒群对壁面次数增长速率越大,最终撞击次数越多。颗粒群对壁面的撞击次数不随粉尘粒径的变化而变化。

粉尘颗粒对90°弯管的最大冲击力 F_{Max} 随着弯径比的增加呈现先减小后增大的趋势,最大冲击力 F_{Max} 与弯径比 k 满足一元二次函数关系,90°弯管存在最优弯径比,通过CFD-DPM和CFD-DEM求得的最优弯径比分别为3.39和3.45;

粉尘颗粒对90°弯管的最大冲击力 F_{Max} 随入口风速 u 以及入口浓度 C_p 的增加而增大,最大冲击 F_{Max} 与入口风速 u 以及入口浓度 C_p 都满足正比例关系。粉尘颗粒对弯管的最大冲击力 F_{Max} 与粉尘粒径 d_p 呈指数变化,粒径越大,对管壁的最大冲击力越大,通过CFD-DEM和CFD-DEM求得的粒径指数分别为2.87和2.88。

通过CFD-DEM和CFD-DPM两种方法都可以实现通

风除尘管道磨损的预测,不同工况下粉尘颗粒对管道壁面的最大冲击力与壁面的最大磨损率所满足的规律基本一致,实际应用时可根据具体情况选择使用。

参考文献

- [1] 张浩. 多相流场中颗粒运动及约束面磨损的 CFD-DEM 耦合模型 [D]. 湖南: 湘潭大学, 2012.
- [2] Tusuji Y, Tanaka T. Lagrangian numerical simulation of plug flow of cohesionless particles in a horizontal pipe [J]. Powder Technology, 1992, 71(3): 239–250.
- [3] Chu K W, Yu A B. Numerical simulation of the gas-solid flow in three dimensional pneumatic conveying bends [J]. Industrial engineering chemical research, 2008, 47:7058–7071.
- [4] Varga M, Goniva C, Adam K, et al. Combined experimental and numerical approach for wear prediction in feed pipes [J]. Tribology International, 2013, 65(3):200–206.
- [5] Dubey A, Byron Smith R J, Vedapuri D. Erosion prediction in pipeline elbow by coupling discrete element modeling (DEM) with computational fluid dynamics (CFD) [A]. NACE International. Corrosion [C]. San Antonio: NACE International, 2014,4306–4314.
- [6] 杜俊, 胡国明, 方自强, 等. 弯管稀相气力输送 CFD-DEM 法数值模拟 [J]. 国防科技大学学报, 2014, 36(4):134–139.
- [7] Xu L, Zhang Q, Zheng J Y, et al. Numerical prediction of erosion in elbow based on CFD-DEM simulation [J]. Powder Technology, 2016, 302:236–246.
- [8] 卢州, 刘雪东, 潘兵. 基于 CFD-DEM 方法的柱状颗粒在弯管中输送过程的数值模拟 [J]. 中国粉体技术, 2011, 17(5):65–69.
- [9] Chen X, Mclaury B S, Shirazi S A. Numerical and experimental investigation of the relative erosion severity between plugged tees and elbows in dilute gas/solid two-phase flow [J]. Wear, 2006, 261(7-8):715–729.
- [10] 胡国明. 颗粒系统的离散元素法分析仿真 [M]. 武汉: 武汉理工大学出版社, 2010. 142-143.
- [11] 黄乃金, 钱付平, 朱小洁, 等. 空气过滤器结构参数对过滤特性影响的 CFD-DEM 模拟 [C] 全国建筑环境与设备技术交流大会, 2013.

转炉湿法除尘环缝文氏管气——液两相流数值模拟

梁梅¹, 钱付平¹, 张天¹, 夏勇军², 胡笏², 韩云龙¹

(1. 安徽工业大学建筑工程学院, 安徽马鞍山 243032; 2. 安徽欣创节能环保科技股份有限公司, 安徽马鞍山 243071)

[摘要] 本文基CFD-DPM方法, 在相同烟气流量下对转炉湿法除尘环缝文氏管进行了不同环缝行程、不同液气比的气-液两相流数值模拟。结果表明: 文氏管收缩段的压降约占总压降的75%, 喉部的压降约占总压降的20%; 喉口烟气平均流速为106~192m/s; 同一环缝行程下, 文氏管总压降与液气比呈正比, 而且环缝行程越大, 液气比对压降的影响越大, 当环缝行程在800~900mm时液气比对压降的影响较显著; 同一液气比下, 文氏管总压降以及出口液滴浓度与环缝行程呈正比, 当环缝行程大于700mm时压降随行程增加的幅度较大。另外, 出口液滴浓度的增长幅度也随行程的增加而增大。

[关键词] 转炉湿法除尘; 环缝文氏管; 气-液两相流动; 数值模拟

Numerical Simulation of Gas-liquid Two-phase Flow in Annular Venturi of Converter Wet Dust Removal

Liang Mei¹, Qian Fu-ping¹, Zhang Tian¹, Xia Jun-yong², Hong Jia², Han Yun-long¹

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan 243002, China; 2. Anhui Xinchuang Energy Saving and Environmental Protection Technology Co., Ltd, Ma'anshan 243071, China)

Abstract: The gas-liquid two-phase flow in annular gap venturi at different annular gap trip and liquid-to-gas volume ratio at the same gas flow rate was simulated using CFD-DPM method in this study. The results show that the pressure drop of the venturi at the contraction section accounts for about 75% of the total pressure drop, and the pressure drop at the throat is about 20% of the total pressure drop. The mean velocity of flue gas at the throat is between 106 and 192 m/s. The total pressure drop of the venturi is proportional to the liquid-to-gas volume ratio at the same annular gap trip. Moreover, the greater of the annular gap trip, the greater of the effect of the liquid-to-gas volume ratio on the pressure drop, the influence of liquid-to-gas volume ratio on the pressure drop is significant when the annular gap trip is at 800-900mm. The total pressure drop of the venturi and the droplets concentration at the outlet increases are proportion to the annular gap trip at the same liquid-to-gas volume ratio, and the growth rate of the pressure drop is greater with the annular gap trip when the annular gap trip is greater than 700mm. In addition, the growth rate of the droplets concentration at the outlet also increases with the annular gap trip.

Key words: Converter Wet Dust Removal; Annular gap venturi; Gas-liquid two-phase flow; Numerical simulation

0 前言

转炉冶炼期间会产生大量煤气, 因含尘量大, 必须经过净化处理才能得到有效地利用。OG (Oxygen Converter Gas Recovery) 装置是回收转炉煤气的重要设施。上行式可调喉口环缝文氏管作为新OG系统的核心部件, 其运行情况直接影响到系统的阻力及除尘效果。近年来, 随着计算机技术的发展, 国内外已有众多学者利用CFD方法对文氏管内的多相流动情况进行了研究, 如Pak和Chang^[1]利用CFD软件, 基于欧拉-拉格朗日方法对Pease-Anthony型文氏管进行了气-液-固三相流的数值模拟, 分析了其压降和除尘效率; 卢涛^[2]等人在Fluent平台上对第三代OG系统的二文内部的流动与传热过程进行了三维数值模拟; 余小东^[3]对第四代OG系统的下行式环缝洗涤器的气-液两相复杂流动问题进行了CFD模拟, 揭示了转炉环缝洗涤器内多相流场特性和各个影响因素对阻力特性的影响规律; Guerra^[4]等人利用试验以及CFD模拟研究了文丘里洗涤器中通过多孔喷射雾化液体的影响因素; Sharifi^[5]等人通过CFX结合群体平衡方程从而准确地预测

文氏管的压降。张旭^[6]等人利用CFD软件计算了实际工况下连续相烟气与离散相水滴在调径文氏管内的相互耦合情况。需要说明的是, 上述文献中的文氏管大都为下行式, 即烟气流动方向自上而下。本文研究的上行式可调喉口环缝文氏管, 烟气流动方向是自下而上, 重砵为上行式, 相比前几代OG系统的文氏管, 既降低了系统阻力又提高了除尘效率。因此, 对其内部的多相流动情况进行深入研究分析, 对于优化新OG系统结构具有重要意义。

基于此, 本文利用CFD-DPM方法对环缝文氏管的气-液两相流进行数值模拟, 分析在相同煤气流量下, 不同环缝行程、不同液气比等对文氏管的压降以及文氏管出口液滴浓度的影响, 所得结果对新OG系统环缝文氏管的优化设计具有一定的参考价值。

1 环缝文氏管的数值计算模型

1.1 模型的建立及网格划分

图1为环缝文氏管的三维模型(图中环缝行程为800mm)。含尘气体从底端进入, 中间部分为可上下移动的重砵, 用以调节环缝文氏管喉口的开度。

使用ICEM CFD进行四面体网格划分, 得到五种不同环缝行程的网格模型, 图2所示环缝行程为800mm时的网格图。为了提高计算精度, 对环缝文氏管进出口以及重砵等部位的网格进行了局部加密。网格总数: 314858,

基金项目: 安徽省高校自然科学研究重大项目(KJ2017ZD06)。

作者简介: 梁梅(1993—), 女, 安徽宿州, 硕士研究生。

Email: 184793710@qq.com

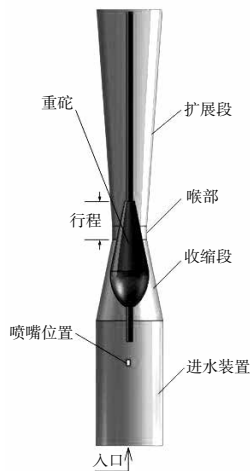


图1 环缝文氏管



图2 环缝文氏管网格

总节点数: 55786, 网格质量: Min=0.374, max=0.999, mean=0.776。

1.2 数值模拟方法

炉气中包含有烟尘颗粒和烟气, 烟尘颗粒的密度约为 4000kg/m^3 , 烟气密度约为 1.365kg/m^3 , 一般炉气含尘质量约为 0.1kg/m^3 , 可见烟尘颗粒占据的体积远远小于烟气的体积, 故忽略烟尘颗粒对流动和传热的影响^[7]。由于喷淋液滴的体积分数远小于气相的体积分数, 视烟气为连续相, 喷淋液滴为离散相, 将两相之间进行耦合计算。其中连续相采用的是欧拉法来求解 $N-S$ 方程, 连续相数学模型包括连续性方程、动量方程、湍动能 k 方程、湍流耗散 ε 方程、能量方程, 离散相喷淋液滴的模拟选用拉格朗日颗粒轨道模型。

连续性方程、动量方程、能量方程可用一个通用公式表示^[8]:

$$\frac{\partial(\rho\Phi)}{\partial t} + \nabla(\rho u\Phi) = \nabla(\Gamma \text{grad}\Phi) + S \quad (1)$$

其中 Φ 是通用变量, 可代表 u 、 v 、 w 、 T 等求解变量, Γ 为广义扩散系数; S 为广义源项。方程中的四项依次代表了瞬态项、对流项、扩散项以及源项。

湍流模型可采用 Realizable $k-\varepsilon$ 模型, 湍动能 k 方程和湍流耗散 ε 方程分别为^[9]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3)$$

式中: G_k 和 G_b 分别表示由层流速度梯度和浮升力产生的湍流动能。 Y_M 是可压缩流动中过渡的扩散产生的波动效应。 $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 是常量, σ_k 和 σ_ε 是 k 方程和 ε 方程的湍流 Prandtl 数, S_k 和 S_ε 是用户定义的值。

液滴运动方程:

$$\frac{du_p}{dt} = F_d(u - u_p) + \frac{g(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F \quad (4)$$

式中: $F_d(u - u_p)$ 为烟气对液滴作用的单位质量曳力(本文曳力定律采用 spherical 定律, 即假设液滴为球形颗粒), 其中:

$$F_d = \frac{18\mu}{\rho_p d^2} \frac{C_d Re_p}{24} \quad (5)$$

式中: u_p 、 g 、 ρ_p 、 F 、 C_d 和 Re_p 分别为液滴的速度、重力加速度、液滴密度、附加质量力(本文忽略)、曳力系数和液滴相对雷诺数。

在同一个时间步长内, 求解方法采用半隐式 SIMPLE 算法, 压力、动量、湍动能、湍流扩散率均采用二阶离散格式, 这种格式在一阶迎风格式的基础上, 考虑了物理量在节点间分布曲线的曲率影响, 有助于提高计算的精度和稳定性。设定判断连续性、速度、湍动能、湍流扩散率的残差收敛标准均为 0.001。

对于离散相, 为了精确的描述喷淋的过程, 在模拟计算中考虑液滴所受的重力、曳力以及破碎。把雾滴颗粒群作为离散体系, 通过积分拉氏坐标系下的颗粒作用力微分方程来求解离散相颗粒的轨道。用非稳态的离散相模型跟踪液滴^[10], 采用随机轨道模型来考虑颗粒的湍流扩散, 颗粒的跟踪模型采用随机游走模型来考虑颗粒与流体的离散涡之间的相互作用。

1.3 边界条件的设置

操作环境: 外界大气压为 101325Pa 。文氏管入口烟气流量为 $105000\text{m}^3/\text{h}$, 文氏管的喷嘴位于进水装置中心轴线上, 采用顺喷方式。具体的模拟设置如表 1、2 所示。

表1 连续相边界条件

项目	连续相边界条件
入口边界类型	速度入口
入口速度	18.96m/s
出口边界类型	压力出口
出口压力	0
湍流强度	5%
湍流粘度比	10
壁面边界类型	无滑移的边界条件; 绝热; 颗粒逃离
进出口温度	300K

表2 离散相设置

项目	DPM 设置
喷嘴类型	压力旋流喷嘴
液滴类型	Droplet
水温	300K
压力	1MPa
喷嘴直径	5mm

2 数值模拟结果与分析

2.1 流场分布

通过数值模拟可得到不同环缝行程的文氏管对称面上的速度和压力分布云图, 如图 3 所示(以环缝行程 800mm 为例)。从图 3 可以看出, 总体上文氏管的压力在收缩段降低, 收缩段的压降约占总压降的 75%, 喉部的压降约占总压降的 20%, 压力在喉部达到最小值, 在扩展段压力得到部分恢复。这是因为, 在收缩段由于截面积不断减小, 因而流体速度不断减小, 喉部的截面积最小, 在喉部烟气速度被加速到最大值, 流速增大则静压降低, 随后在扩展段由于截面积的不断增大, 流体速度又逐渐降低, 从而静压有一定回升。在本文所选行程范围内, 喉口烟气平均速度可达到 $106\sim 192\text{m/s}$ 。

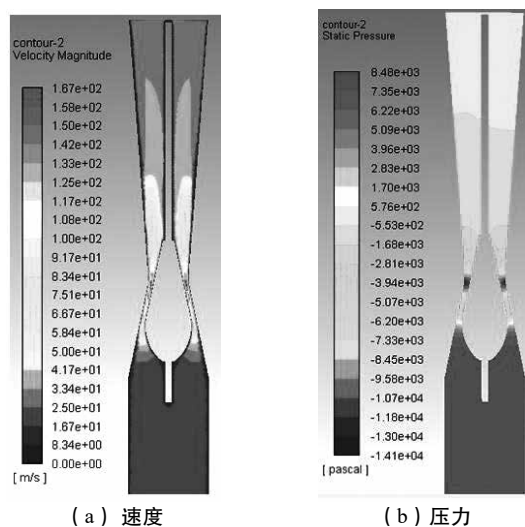


图3 环缝文氏管速度和压力分布云图

2.2 环缝行程对喉口平均流速及文氏管出口液滴浓度的影响

图4为相同煤气流量、相同液气比时环缝文氏管的喉口开度和喉口平均流速随行程的变化关系。

由图4可知，环缝喉口开度随行程的增加几乎呈线性减小，喉口平均流速随环缝行程的增加而逐渐增大。但由于煤气是可压缩流体，不同行程下烟气的阻力或压力变化不同，而且随着行程的增加，通过喉口部位的烟气流速更大，气体对水的冲击更加激烈。因此，喉口处煤气流速并不随行程线性变化。

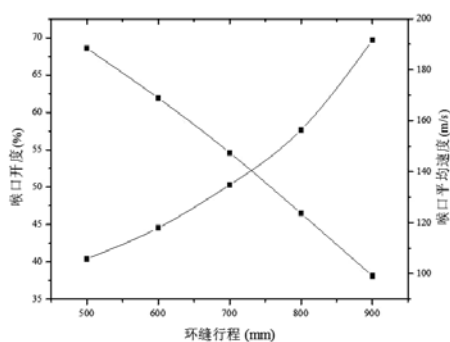


图4 喉口开度及喉口平均流速随环缝行程的变化关系

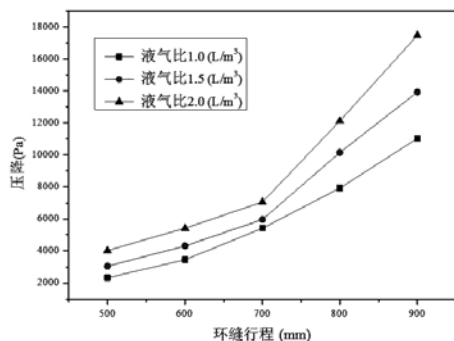


图6 环缝文氏管压力损失随行程的变化关系

图5为相同煤气流量、相同液气比时环缝文氏管出口液滴浓度随环缝行程的变化。由图5可知，总体上环缝文氏管出口液滴浓度随环缝行程的增加而增大，而且出口液滴浓度的增长幅度也随行程的增加而增大。这是因为，随着环缝行程的增加，喉部气体的流速逐渐增大（如图4所示），液滴的破碎主要发生在截面积较小的喉部，喉部气流速度越大，液滴的破碎效果越好，因此随着环缝行程的增加文氏管出口液滴浓度随之增大。当喷水量一定时，出口液滴浓度越高则表示液滴的比表面积越大，从而有利于粉尘颗粒被液滴包裹，提高系统的除尘效率。

2.2 环缝行程及液气比对压降的影响

图6所示为相同煤气流量、不同液气比条件下环缝文氏管总压降随行程的变化关系。

由图6可知，在相同液气比的条件下，环缝文氏管进出口的压降随行程的增加而增大，当环缝行程大于700mm时压降增长的幅度较大。这是因为，当环缝行程大于700mm时，喉口平均流速增加较快（如图4所示），因此压力在喉部降低的幅度较大，总压降随行程增加而增大的幅度也就较显著。另外，在相同环缝行程的条件下，液气比越大，环缝文氏管进出口的压降越大。这是由于随着液气比的增大，煤气用于加速液滴所消耗的能量越多，环缝段内阻力增大，即洗涤器前后压降增大。

图7为相同煤气流量、不同环缝行程时文氏管压降随液气比的变化关系。由图7可知，不同环缝行程下，液气比对环缝文氏管压降的影响程度并不相同。环缝行程越大，液气比对压降的影响越大，当环缝行程大于800mm时，液气比对压降的影响较显著。当液气比为2.0L/m³时，文氏管的最大行程下的压降已超过17kPa，因此建议液气比控制在2.0L/m³以下。

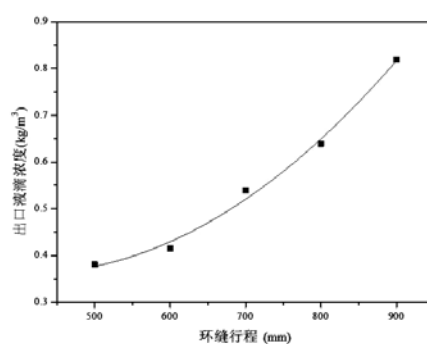


图5 文氏管出口液滴浓度随环缝行程的变化关系

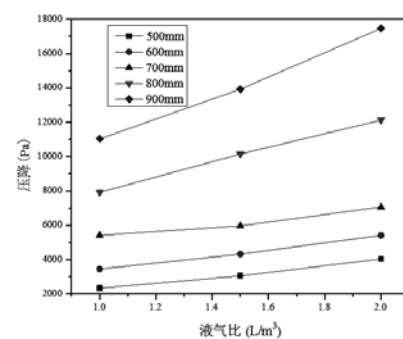


图7 环缝文氏管压力损失随液气比的变化关系

3 结论

本文基于 CFD-DPM 方法对新 OG 系统环缝文氏管内气-液两相流进行了数值模拟,并分析了在相同煤气流量下,不同环缝行程、不同液气比等对文氏管压降以及文氏管出口液滴浓度的影响,得到以下结论:

(1) 压力从收缩段大幅度降低,在收缩段的压降约占总压降的 75%,在喉部的压降约占总压降的 20%,并且压力在喉部达到最小值,在扩展段压力得到部分恢复。气体流速在喉部被加速到最大值,环缝行程在 500~900mm 时,喉部平均流速达到 106~192m/s。

(2) 在相同煤气流量、同一环缝行程时,环缝文氏管进出口的压降与液气比呈正比,而且液气比对转炉环缝洗涤器压降的影响程度并不相同,环缝行程越大,液气比对压降的影响越大,特别当环缝行程大于 800mm 时,液气比对压降的影响较显著,因此建议液气比控制在 2.0L/m³ 以下。

(3) 在相同煤气流量、同一液气比条件下,环缝文氏管进出口的压降与行程呈正比,当环缝行程大于 700mm 时压降增长的幅度较大;环缝文氏管出口液滴浓度与行程呈正比,而且出口液滴浓度的增长幅度也随之增大。虽然出口液滴浓度在行程大于 700mm 时增长幅度较大,更利于提高系统除尘效率,但当行程大于 700mm 时文氏管压降随行程的增长幅度也较大,压降过大会影响系统设备的使用寿命。

参考文献

[1] Pak S I, Chang K S. Performance estimation of a Venturi

scrubber using a computational model for capturing dust particles with liquid spray [J]. Journal of Hazardous Materials, 2006, 5(105): 560-573.

[2] 卢涛,刘春光. 烟气流、喷射水量和喉口开度对转炉烟气除尘文氏管内部流动与传热性能影响 [J]. 热科学与技术, 2007, 6(4):309-312.

[3] 余小东. 转炉煤气环缝洗涤器多相流流动阻力特性研究 [D]. 重庆大学, 2008.

[4] Guerra V G, Goncalves J A S, Coury J R. Experimental investigation on the effect of liquid injection by multiple orifices in the formation of droplets in a venturi scrubber[J]. Hazardous Materials, 2009, 161(1):351.

[5] Sharifi A, Mohebbi A. A combined CFD modeling with population balance equation to predict pressure drop in venturi scrubbers [J]. Research on Chemical Intermediates, 2014, 40(3):1021-1042.

[6] 张旭,王华军,吴少非,等. 调径文氏管气液耦合数值模拟优化 [J]. 冶金设备, 2014, (212):54-57.

[7] 卢涛,黄超. 转炉高温烟气除尘文氏管喷淋降温流动与传热性能分析 [J]. 热科学与技术, 2007, 6(1):33.

[8] 张吉泉. 转炉烟气湿法净化系统性能计算及文氏管流动与传热数值仿真 [D]. 北京化工大学:机械工程学院, 2015.

[9] 张旭. 转炉烟气净化回收系统优化与工程实践 [D]. 燕山大学:机械工程学院, 2012.

[10] 韩占忠,王敬,兰小平. FLUENT: 流体工程仿真计算机实例与应用 [M]. 北京理工大学出版社, 2004:5-44.

燃气锅炉房的通风量计算方法探讨

李耀国¹, 郭文洁¹, 于冀芳¹, 秦 帅²

(1. 河北省特种设备监督检验研究院, 石家庄 050000; 2. 河北省产品质量监督检验研究院, 石家庄 050000)

[摘 要] 文章介绍了燃气锅炉房通风量确定原则, 提出了燃气锅炉房通风量的确定方法, 指出了工程设计中通风量应按换气次数进行校核计算的观点

[关键词] 通风量; 换气次数; 燃气锅炉房

Discussion on Calculation Method of Ventilation Volume in Gas-fired Boiler Room

Li Yao-guo¹, Guo Wen-jie¹, Yu Ji-fang¹, Qin Shuai²

(1. Hebei special equipment supervision and inspection Inst, Shijiazhuang 050000, China; 2. Hebei Reserch Institution for Product Quality Supervision and Inspection, Shijiazhuang 050000, China)

[Abstract] This paper introduces the principle of determining the ventilation volume of gas boiler room, Proposed method of determining the amount of gas boiler room ventilation, It is pointed out that the ventilation volume in engineering design should be calculated according to the number of ventilation.

[Keywords] ventilation; ventilation times; gas boiler room

0 前言

随着国家对大气环境的日渐重视, 燃煤锅炉逐渐被燃油燃气锅炉替代。安全、舒适的锅炉房环境, 不仅关系到人员财产安全, 也是保证锅炉正常运行的关键。锅炉房系统设计中, 国家相关标准对锅炉房位置、容量提出了规范要求, 笔者认为锅炉房的通风系统设计也应成为一个不可忽视的重要内容。由于现有文献资料对于锅炉房的通风设计涉及不多, 也没有给出具体通风量计算方法, 给通风设计带来一定困难。本文结合笔者工作经验, 对锅炉房的通风设计做一分析、探讨。

1 燃气锅炉房通风系统设计原则

(1) 根据《锅炉房设计规范》(GB 50041-2008) 15.3.1 规定: 锅炉间、凝结水箱间、水泵油泵间等房间均有大量余热, 当自然通风不能满足要求时, 应采用机械通风。标准其他条款又规定, 锅炉房应有每小时不少于 3 次的换气量; 对于事故排风的风量, 当工艺设计无法确定时, 应按每小时不小于房间全部容积的 12 次换气量计算; 燃气调压间换气次数每小时不少于 3 次。

(2) 燃气锅炉运行时, 需要充足的空气才能保证燃料的充分燃烧。所以, 锅炉房还应有保证锅炉正常运行所需的足够空气量。

2 燃气锅炉房通风量的确定

为叙述方便, 下面以锅炉用量最大的天然气锅炉房为例, 以天然气燃料为具体计算, 对于其他燃料, 可根据相关气体成分, 类推计算。

2.1 燃料燃烧所需空气量

理论空气量: 根据 GB/T 10180-2003《工业锅炉热工性能试验规程》中相关计算公式, 每 m^3 燃料完全燃烧所需理论空气量为:

$$V^0 = 0.0476[0.5\text{CO} + 0.5\text{H}_2 + 1.5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum(m + \frac{n}{4})\text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2]$$

式中: CO 、 H_2 、 H_2S 、 $\sum m\text{C}_m\text{H}_n$ 均为燃气成分。

为保证正常燃尽, 每 1m^3 燃料完全燃烧所需空气量为:

$$V_a = \alpha V^0$$

式中: α 为过量空气系数, TSG G0002-2010《锅炉安全技术监督管理规程》规定正压燃气锅炉不大于 1.15; 负压燃气锅炉不大于 1.25, 通常取 1.2。

根据相关资料, 气田气的一般组分为:

CH_4 98%, C_3H_8 0.3%, C_4H_{10} 0.3%, C_nH_m 0.4%, N_2 1.0%

低位发热量为 $36.22\text{MJ}/\text{m}^3$ 。

代入上述公式, 进行计算可得 $V_a = 5.98\text{m}^3$ 。

以某锅炉房内布置 2 台 $2\text{t}/\text{h}$ 的燃天然气锅炉, 每台耗气量为 $156\text{m}^3/\text{h}$ 。则两台锅炉满负荷运行时所需空气量为:

$$V_a = 5.98 \times 156 \times 2 = 1865.76\text{m}^3/\text{h}$$

2.2 排出锅炉房内余热所需风量

2.2.1 锅炉房内热量计算

锅炉房内的热量主要来自锅炉本体、汽水管、烟风通道、尾部受热面等的散热。根据相关资料, 对于目前广泛使用的燃气锅炉, 通过热平衡计算, 其散热损失约为 2%。

对于上述两台 $2\text{t}/\text{h}$ 的锅炉房, 其余热量近似计算为:

$$Q = (Q_{\text{net}, \text{var}})q \times 156 \times 2 \times 2\% / 3600 = 226008\text{kJ}/\text{h}$$

2.2.2 排除锅炉房余热所需风量

假定锅炉房温度, 夏季保持在 40°C 左右, 则部分余热可通过锅炉房围护结构传递到室外, 其余由通风所带走。由于维护结构传热量远小于通风所带走热量, 故可忽略不计, 仅计算排除余热所需通风量即可:

$$V = \frac{Q}{\rho c (40 - t)}$$

式中: Q 为锅炉房内余热, t 为室外通风温度, 北京地区为 33°C , ρ 、 c 为空气密度、比热。

将相关数据代入并计算, 可得:

基金项目: 国家质检总局科技项目 (2013zjz090)。

作者简介: 李耀国 (1981—), 男, 安徽淮北, 工程师, 硕士研究生。

Email: efast1@163.com

$$V=226008/(1.29 \times 1.32(40-32))=16590 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

2.3 经过以上计算,对于2台2t/h的锅炉房,要保持锅炉房内温度不高于40℃,则需要的通风量至少为:

$$V'=V+V_a=18455.76 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

当换气次数为3次时,需要总风量为:

$$V''=3V'=55367.28 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

3 结束语

目前锅炉房设计中,锅炉房通风量往往根据经验值确定,这样不仅设计不符合实际需要,造成锅炉房内热量集聚,使得锅炉房内温度较高。对于夏季的地下锅炉房,当

机械通风量设计较小时,锅炉房内温度可达50℃以上。

燃气锅炉房通风系统设计时,应首先计算锅炉燃烧所需空气量,再计算排除锅炉房内余热所需通风量,最后根据换气次数进行校核计算,计算结果可作为锅炉房送排风型号的选型依据;确定送、排风量时还应考虑锅炉房内外温度及压差的影响,因为可影响到燃烧器的调节和烟风道的设计。

参考文献

- [1] 药筠慧.民用锅炉房的锅炉通风设计.内蒙古科技与经济[J].2007,137:107-108.
- [3] 王涌.论燃气锅炉房暖通专业设计要点.山西建筑[J].2014,40(5):127-128.

火电厂紧身封闭锅炉房自然通风优化设计

李 琼¹, 聂 琦¹, 乐自知², 孙文龙², 黄 挺²

(1. 华南理工大学亚热带建筑科学国家重点实验室, 广州市 510640; 2. 中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州市 510663)

[摘 要] 火力发电厂紧身封闭式锅炉房作为体积高大的封闭式散热空间, 其室内热环境质量对锅炉设备的正常运行具有重要影响。本文采用计算流体力学方法对广东沿海某整体紧身封闭锅炉房自然通风设计方案进行优化, 发现火力发电厂锅炉房设备多, 热源分布不均, 在主要热源附近易出现热量积聚, 在屋顶角落易出现高温死角现象。通过增大自然进、排风口有效开启面积, 在锅炉房底层热源集中的区域增加进风口, 屋顶排风口向高温死角区域扩展, 室内热环境效果改善显著, 在相同环境温度条件下可降低离地 17m 高处工作平面空气温度 29℃, 屋顶天窗排风温度 17℃。研究表明夏热冬暖地区火力发电厂紧身封闭锅炉房采用自然通风设计方法具有可行性, 应保证足够的自然进、排风口有效开启面积, 并根据热源分布方式合理布置自然进、排风口位置, 避免热量集聚, 优化气流组织形式。

[关键词] CFD; 封闭锅炉房; 自然通风; 室内热环境

Optimal Design of Natural Ventilation in a Closed Boiler Room of Thermal Power Plant

Li Qiong¹, Nie Qi¹, Le Zi-zhi², Sun Wen-long², Huang Ting²

(1.State Key Laboratory of Subtropical Building Science, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China;

2.Guangdong Electric Power Design Institute Co. Ltd of China Energy Engineering Group, Guangzhou 510663, China)

[Abstract] The closed boiler room with the bounding wall enclosure as a kind of hot and humid space with large and high volume, its indoor thermal environment quality have great influence on the normal operation of equipment. The computational fluid dynamics method is used to optimize the natural ventilation design of a closed boiler room in Guangdong Province. It is found that there exists the problems of heat accumulation near to the main heat source, and high temperature dead angle in the corner of roof prone in the boiler room because of large amount of equipments and uneven distribution of heat sources. By increasing the effective area of natural air inlet and exhaust opening, increasing the air inlet near to the heat source region in the bottom of boiler room, and extending the roof vent to the roof temperature dead area, the indoor thermal environment of the boiler room is improved significantly. Under the same ambient temperature, the working surface temperature at 17 height above ground can be reduced 29℃, and the exhaust temperature of roof skylight can be reduced 17℃ for the optimized scheme compared with the original design scheme. Research shows that the tight closed boiler room using natural ventilation is feasible for the thermal power plant in the Hot Summer and Warm Winter Area. But it should ensure the sufficient opening area for natural air inlet and outlet, and the position of natural air inlet and outlet should be arranged reasonably according to the distribution of heat source in order to avoid heat gathering in the boiler room and optimize the air distribution.

[Keywords] CFD; closed boiler room; natural ventilation; indoor thermal environment

0 引言

火力发电厂锅炉房属于体积高大的湿热车间, 多采用以热压驱动的自然通风方式来排除室内的大量余热, 以满足生产运行的要求^[1]。紧身封闭锅炉房在严寒地区广泛采用^[2], 主要综合考虑锅炉房的夏季全面通风与底层冬季供暖防冻的问题。而在我国夏热冬暖地区, 目前还没有紧身封闭锅炉房的设计案例。

本文要研究的广东陆丰甲湖湾电厂新建工程由于其所处地理位置及环境条件(沿海、台风等), 为处理好除尘、降噪及防腐蚀等问题, 采用紧身封闭式锅炉房, 即在大型锅炉周围采用整体复合型保温压型钢板进行封闭措施予以

保护, 在锅炉周围的走道外侧设置围护结构加以封闭, 这是此结构方式首次运用在南方大型发电厂锅炉房项目, 亟待对其可行性进行验证, 优化其自然通风设计方案。

随着计算机技术和计算流体力学的发展, CFD 技术以其成本低、周期短、准确性强的特点逐渐成为预测气流组织和优化设计方案的理想方式^[3]。谢勇使用 CFD 软件对高大空间建筑的自然通风设计进行量化研究, 得出进、排风口面积和高差的推荐值, 优化实例的排风口风量提高了 69.7%^[4]。刘羽岱采用计算流体力学方法对展览建筑的自然通风效果进行优化, 优化后的室内换气次数由 6.8 次/小时增加至 14.8 次/小时, 通风效果加强^[5]。刘远禄通过对工业厂房热环境的实测和数值模拟, 得到地道长度和竖井的最优值为 200m 和 3m^[6]。Q.Li 采用 CFD 数值模拟方法系统研究了空调送风温度、速度、高度、角度等因子对火车站高大空间空调气流组织的影响, 得到最优的送风参数^[7]。

基金项目: 广东省自然科学基金(2015A030306035); 广州市“珠江科技新星”(2014J2200065)专项; 亚热带建筑科学国家重点实验室自主课题(2014ZC15)。

作者简介: 李琼(1980—), 湖北武汉, 副研究员, 博士生导师。
Email:arliqiong@scut.edu.cn

本文将采用 CFD 数值模拟的方法对紧身封闭锅炉房的夏季室内热环境进行分析, 针对原始工况室内热环境较差的现象进行原因分析, 提出优化措施, 通过多种工况计算结果的比对, 对夏热冬暖地区火力发电厂采用紧身封闭锅炉房的可行性进行探讨。

1 几何模型和边界条件

1.1 建筑概况

紧身封闭式锅炉房位于广东省汕尾市, 锅炉房建筑部分长 93m, 宽 83m, 高 92m。锅炉房的主要功能是安放锅炉主体及其相关配套辅助设备, 其内部主要发热设备为大罩壳区, 炉膛 A、B、C、D 区, 延伸侧墙和后烟井区, 烟道区和风道区八个区域, 各区域之间设置有镂空隔栅楼板夹层平台。建筑底部热量聚集的主要场所是位于炉膛 D 附近的磨煤机区域, 原始设计方案中其周边无通风口。

1.2 设计参数

参照《采暖通风和空气调节设计规范》GB 50019-2003、《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50019-2015 及《火力发电厂采暖通风与空气调节设计技术规程》DLT 5035-2004, 将夏季标准环境温度设为 30.9℃, 考虑余量的情况下将夏季极端环境温度设为当地气象台站预报的历史最高温度 38.5℃, 其室外气象条件及室内设计计算参数如表 1 所示。

表 1 锅炉房室内热环境设计参数

设计参数	参数取值 /℃
室外气象条件	夏季通风室外计算干球温度 30.9℃
	夏季通风室外计算极限温度 38.5℃
室内设计计算参数	运转层 (离地 17m 高处) 温度 ≤ 35℃
	进风温度 ≥ 30.9℃; 排风温度 ≤ 42℃

1.3 型建立和网格划分

根据 CAD 图纸资料, 使用 rhino4.0 软件建立锅炉房物理模型 (如图 1), 使用 ICEM 软件划分非结构化网格 (如图 2), 计算过程中利用 Fluent 自适应网格功能加密网格, 直至获得网格无关解。本次模拟网格划分最终共计约 2442 万网格单元, 最小正交网格质量达 0.1, 满足计算模拟要求^[8]。

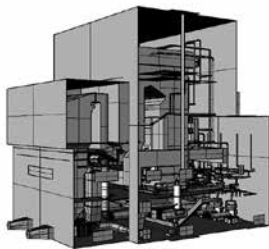


图 1 锅炉房物理模型

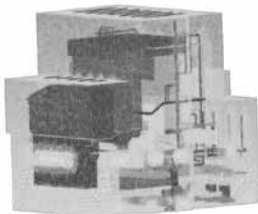


图 2 锅炉房模型网格划分

1.4 边界条件和湍流模型

使用 DeST 软件计算得到围护结构内、外表面温度, 发现内表面温度明显高于外表面, 即围护结构将带走室内热量。所以考虑最不利的条件, 可不计围护结构与外界的传热, 将围护结构设为绝热边界。进风口和排风口均设为压力边界, 室外大气压力为 $1.0057 \times 10^5 \text{ Pa}$, 在标准工况下进风温度设为室外环境温度 30.9℃, 在极端气温工况下进风温度设为 38.5℃。对锅炉房内部散热量进行统计, 如表 2。湍流模型选用在高大工业厂房数值模拟中比较常用的 Realizable $k-\epsilon$ 模型。

表 2 各区域散热损失量

区域	散热损失 W/m^2	区域	散热损失 W/m^2
大罩壳区	233.00	炉膛 D 区	188.75
炉膛 A 区	233.00	延伸侧墙和后烟井区	284.50
炉膛 B 区	374.01	烟道区	232.00
炉膛 C 区	472.24	风道区	233.00

1.5 计算工况

锅炉房采用的是自然进风、自然排风的通风方式。原始设计时考虑将建筑底部东西向及北向的三列墙体铝合金百叶通风口作为锅炉房的自然进风口, 高低屋顶设有 12 台通风机作为锅炉房的自然排风口, 设计总风量为 1264.34kg/s。优化工况将进风百叶风口上扩, 锅炉房下部磨煤机附近的可拆卸外墙变成百叶门, 将高处 7 个屋顶通风机面积扩大, 屋顶通风机流量系数增大。极限气温工况则考虑环境温度达到 38.5℃ 的情况, 其余通风系统设置均与优化工况相同, 如表 3。

表 3 计算工况

环境温度	工况类别	工况描述
30.9℃	原始工况	下部百叶窗面积 771m^2 , 流量系数 0.52, 有效开启面积 400.92m^2 ; 屋顶通风机面积 622.5m^2 , 流量系数 0.48, 有效开启面积 298.8m^2
30.9℃	优化工况	24.5m 高处的百叶风口上扩 1m, 下部百叶窗面积 985.4m^2 , 流量系数 0.52, 有效开启面积 512.43m^2 ; $7\text{m} \times 4\text{m}$ 的可拆卸外墙改为百叶门; 最高处 7 个通风机往水平左右两边扩 3m, 屋顶通风机面积达 727.5m^2 , 流量系数 0.8, 有效开启面积 582m^2
38.5℃	极端气温工况	同优化工况

2 数值模拟结果及分析

2.1 工作平面

对比三个工况在垂直高度 17m 处工作平面的温度分布图 (如图 3), 发现原始工况操作层工作平台温度最高, 其次是极端气候工况, 优化工况的工作面温度最低。原始工况中作为锅炉房下部主要发热设备的磨煤机附近无通风口, 导致空气由北侧、东侧、西侧百叶窗流入, 经历热一次风道等管道加热后, 又经磨煤机再次加热, 使得附近空气温度偏高。原始工况工作平面中大部分区域的温度均高于 60℃, 整个平面平均温度为 63.72℃, 不满足工业建筑高温工作的需求。优化工况工作平面的大部分区域温度均在 30℃~39℃ 范围内, 统计整个平面数据得到平均温度为 35.03℃, 较原始工况下降了 28.69℃, 能够满足工业建筑高温作业要求。极端气候工况的工作平台的温度范围在 39℃~46℃ 之间。统计整个平面温度数据得到平均温度为 42.51℃, 平面大部分区域均超过 35℃, 此时应限制操作工人进行室内工作或者采取分时段进行室内工作并同时采取喷雾风扇降温等措施。

2.2 各平面对比

对下部百叶窗、顶部天窗以及垂直高度分别为 10m、17m、20m、30m、40m、50m、60m、70m、80m、90m 的平面的平均温度和风速进行统计, 如图 4、图 5 所示。发现原始工况除百叶窗平面外的各个平面的平均温度均大于 60℃, 室内工作人员无法正常作业。经过优化设计后, 锅炉房各截面区域温度大大降低, 其中 17m 高平面的平均温度降低的最多, 约降低 29℃, 屋顶天窗排风温度降低约 17℃, 锅炉房的室内温度分布满足工业高温作业的需求。

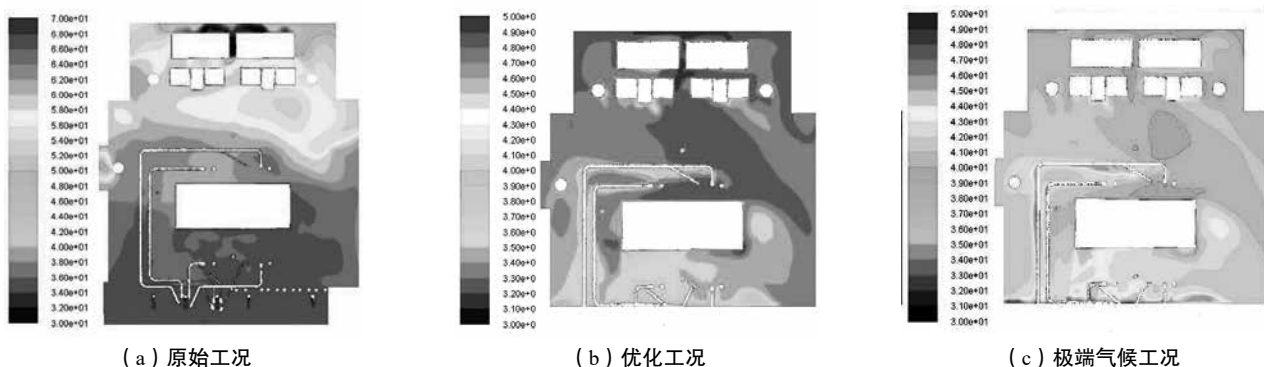
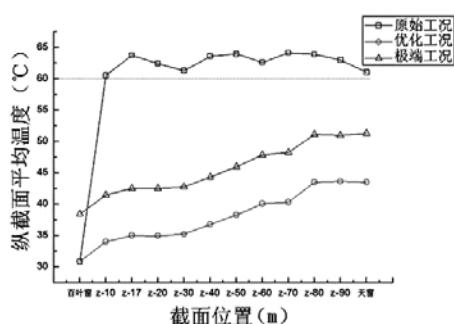
图3 锅炉房 $z=17$ 米处温度分布图

图4 三个工况锅炉房各水平面平均温度对比

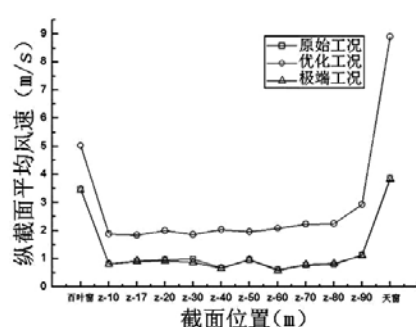


图5 三个工况锅炉房各水平面平均风速对比

极端气温工况各截面平均温度均高于优化工况，离地40m以上平面空气平均温度超过45℃，进入室内的工作人员仍需采取降温保护措施。该工况下各截面平均温度低于原始工况，所以即使在极端气候条件下，室内热环境仍优于原始工况。

与通风器设计参数进行校核计算和对比，发现初始工况的模拟流量远大于设计流量，进风口平均风速过大。观察标准气温和极端气温条件下优化工况的速度分布发现，因该工况百叶窗和出风口面积显著增大，其室内流场分布更接近稳定状况，室内风速分布符合工程要求及实际运行状况。

3 结论

本文以广东某火电厂高大紧身封闭式锅炉房为研究对象，针对锅炉房原始设计室内热环境较差的状况，采用CFD数值模拟方法对其进行了自然通风优化设计，得到如下结论和建议：

(1) 炉膛附近的磨煤机为火力发电厂锅炉房底层主要热源，原始通风设计方案百叶送风口远离磨煤机，并且主要分布在磨煤机上方，导致磨煤机附近热量集聚，最高温度达70℃，优化方案通过在磨煤机附近增加28m²百叶门，有效改善了热压通风的气流组织效果，在相同环境温度条件下可降低离地17m高处工作平面空气温度29℃。

(2) 原始通风设计方案中锅炉房高处屋顶通风器有效开启面积较小，导致锅炉房屋顶角落热量聚集，最高温度约61℃，优化方案通过沿跨度方向增加通风器排风面积并提高流量系数，屋顶排风口向高温死角区域扩展，有效改善了热压通风的气流组织效果，屋顶附近空气温度降低明显，在相同环境温度条件下天窗排风温度降低了17℃。

(3) 锅炉房在室外38.5℃的极端温度情况下，相比室外温度30.9℃的设计工况，室内平均温度线性升高约8℃。极端气温条件下应注意采取临时防暑降温措施。

(4) 夏热冬暖地区火力发电厂紧身封闭式锅炉房采用自然通风设计方法具有可行性，但应保证足够的自然进、排风口有效开启面积并注意气流组织的设计，应根据热源分布方式合理布置自然进、排风口位置，避免热量集聚。

参考文献

- [1] 孙一坚. 工业通风 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.
- [2] 郭磊. 严寒地区火力发电厂锅炉紧身封闭内冬季空气热环境的改善 [D]. 长安大学, 2006.
- [3] M.J.Clifford, P.J. Everitt, R.Clarke. Using computational Fluid Dynamics as a Design Tool for Naturally Ventilated Buildings[J]. Building and Environment, 1997,32(4):305-312.
- [4] 谢勇. 基于CFD的大空间建筑自然通风优化设计 [D]. 华南理工大学, 2012.
- [5] 刘羽岱. 基于CFD的某展览建筑空间自然通风优化设计与研究 [A]. 第十届国际绿色建筑与建筑节能大会暨新技术与产品博览会论文集 [C], 2014:9.
- [6] 刘远禄. 热压作用下高大工业厂房地道自然通风的实测分析及数值模拟研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2015.
- [7] Qiong Li, Hiroshi Yoshino, Akashi Mochida, Bo Lei, Qinglin Meng, Lihua Zhao, Yufat Lun. CFD study of the thermal environment in an air-conditioned train station building[J]. Building and Environment, 2009,44(7):1452-1465.

太阳能热催化空气净化采暖墙性能初研

秦明辉¹, 何伟², 余本东³, 汤厚文²

(1. 青海建筑职业技术学院, 西宁, 2. 合肥工业大学, 建筑环境与技术工程系, 合肥, 230009,
3. 中国科学技术大学, 热科学和能源工程系, 合肥, 230027)

[摘要] 针对相关厂房建筑空气污染问题以及采暖能耗问题, 本文结合太阳能空气采暖墙技术和太阳能驱动热催化氧化技术, 提出了一种新型零能耗太阳能热催化空气净化采暖墙系统, 能同时实现采暖和空气净化。搭建了太阳能热催化空气净化采暖墙系统性能检测平台, 以甲醛气体为模型污染物, 进行了全天性的实验, 探究了太阳能热催化空气净化采暖墙系统的空气集热性能和甲醛降解性能。实验结果表明: 在合肥地区, 太阳能热催化空气净化采暖墙系统具有优异的空气集热性能和空气净化性能。在全天平均辐照强度为 605 W/m^2 的条件下, 系统的全天空气集热效率为 41.3%, 系统产生的总干净空气量和总的降解甲醛质量分别为 $249.2 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{天})$ 和 $208.4 \text{ mg}/(\text{m}^2 \cdot \text{天})$ 。

[关键词] 空气净化; 采暖; 甲醛; 太阳能

Primary Performance Investigation of Solar Space Heating and Thermal Catalytic-type Air Purification Wall

Qin Ming-hui¹, He Wei², Yu Ben-dong³, Tang Hou-wen²

(1. Qinghai College of Architectural technology, Xining, 810012, China; 2. Department of Building Environment and Equipment, Hefei University of Technology, Hefei, 230009, China; 3. Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei, 230027, China)

[Abstract] To improve the problems of air pollution and energy consumption in space heating in plant buildings, this paper proposes a novel zero-energy solar space heating and thermal catalytic-type air purification wall system combining solar air heating technology with solar driven thermal catalytic technology, which can realize air heating and air purification. We built experimental testing platform of solar space heating and thermal catalytic-type air purification wall system using formaldehyde gas as model pollutant. A full-day experiment was conducted to investigate the air heating performance and formaldehyde degradation performance. Results showed that solar space heating and thermal catalytic-type air purification wall had excellent space heating and air purification performance and huge potential in the field of energy and environment in Hefei. Under the average solar radiation intensity of 605 W/m^2 , the daily air heating efficiency was 41.3%. And the the daily generated total volume of fresh air and formaldehyde degradation mass were $249.2 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{day})$ and $208.4 \text{ mg}/(\text{m}^2 \cdot \text{day})$, respectively.

[Keywords] Air purification; Space heating; Formaldehyde; Solar energy

0 引言

随着社会经济的发展, 人民生活水平的提高, 人们对室内环境的质量要求越来越高。用于营造舒适健康的室内环境, 往往需要消耗大量能源, 研究表明建筑耗能大约占据总能耗的 30%~40%^[1]。太阳能集热墙用于室内采暖的研究已经有好多年了, 它具有很多优点, 例如结构简单, 运行费用低等, 而其最优异的一个特点就是实现把白天吸收太阳辐射所得能量储存起来夜间释放^[2-4]。几十年来, 对太阳能集热墙有很多的研究包括传热、流动以及性能评价^[2, 5-7]。

当今社会, 一个不容忽视的问题就是建筑内部空气污染问题, 特别是相关建筑厂房, 而对建筑内部产生的污染物进行净化处理是一个复杂高耗能的过程。催化技术在通风净化上的应用一直以来是人们研究的热点, 主要包括光催化技术和热催化技术^[8, 9]。

太阳能光催化技术是一项先进的技术, 其能够利用太阳光谱中的紫外光部分, 对室内污染物进行降解。但是太

阳光谱中紫外光部分只占 5%, 而对于可见光 (45%) 和红外 (50%) 部分, 对于太阳光难进入的建筑室内部分, 光催化技术更加难以应用。因此, 光催化技术对于太阳能在建筑上的利用很有限。

热催化氧化技术是一项热驱动的催化技术, 催化剂吸热达到启动温度后, 热催化氧化反应便可以启动^[10-12]。而热能可以来源于太阳能, 本文以甲醛为主要污染物, 将热催化氧化技术和太阳能集热墙技术结合起来, 构建了太阳能热催化空气净化采暖墙系统, 对其性能进行了研究。其结构如图 1 所示, 将热催化剂涂层取代传统的吸热涂层。在太阳辐射下, 热催化剂涂层吸收太阳辐射转换为热能, 热催化剂层温度升高。室内空气通过热虹吸作用, 含有较高浓度甲醛的室内空气从下风口进入气体流动, 在太阳光照射下, 空气被加热的同时甲醛被在墙体表面的热催化剂层降解。因此, 零能耗下, 太阳能热催化空气净化采暖墙能同时实现集热和空气净化。

在我们以前的研究中, 已经探究了催化剂 $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 在不同温度下对不同甲醛浓度的甲醛的降解率^[10]。如图 2 所示, 在太阳能集热墙系统中容易达到的温度范围内 ($40\sim 80^\circ\text{C}$)^[13, 14], 甲醛单次通过率能够达到 30%~60%, 因此在我们选择 $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 作为热催化剂。

基金项目: 安徽省科技援青计划 (1604e0302002); 东莞技术创新研究团队项目 (2014607101008)。

作者简介: 秦明辉 (1962—), 男, 青海, 副教授, 本科。
Email: hwei@hfut.edu.cn

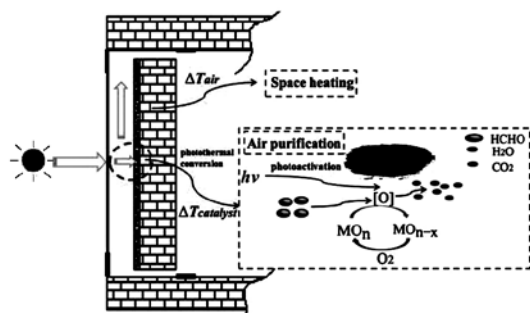


图1 太阳能空气热催化净化采暖墙基本结构及原理

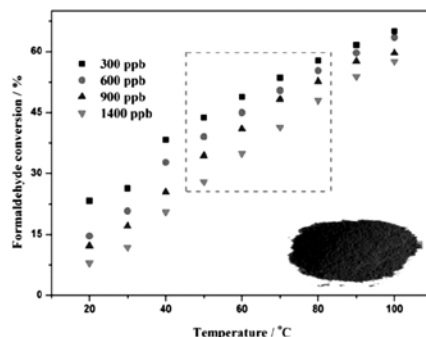
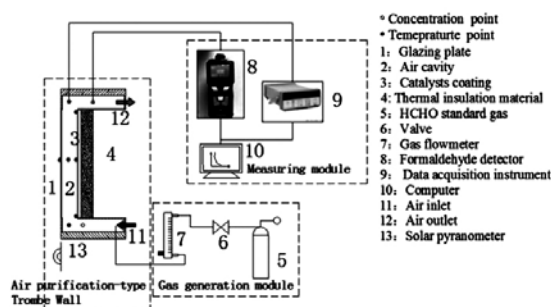

 图2 不同浓度下 $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 催化剂甲醛降解率与催化剂温度的关系^[10]


图3(a) 太阳能热催化空气净化采暖墙除醛性能检测实验台



图3(b) 太阳能热催化空气净化采暖墙本体照片

本文所做的工作为：（1）提出太阳能热催化空气净化采暖墙系统；（2）搭建采暖除醛检测实验台；（3）初步探究了太阳能热催化空气净化采暖墙系统的空气集热和甲醛降解性能。

1 实验部分

如图3(a)所示，为了探究太阳能热催化空气净化采暖墙的采暖除醛性能，搭建了实验检测系统。Trombe墙本体长1m，宽0.5m，空气流通宽度为0.09m。空气进口和出口面积均为0.028m²。太阳能接收面积为0.5m²。温度和浓度测点分别标记于图2中。实验中用到的测量仪器和准确度示于表1中。温度测量时间间隔为30s，风速和甲醛浓度测量间隔为10min。实验在中国科学技术大学西区（安徽省合肥市）于2017年2月12日从上午8:30到下午16:30进行，系统正南放置。本实验中涂覆的 $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 催化剂质量为10g/m²。实验中主要用到的实验仪器和精度列于表1中。

表1 测量仪器及准确度

测量仪器	型号	准确度
甲醛检测仪	MS-400	2%
热线风速仪	KANOMAX	±0.01m/s
热电偶	Copper-constantan	±0.5°C
总辐照仪	TBQ-2	±11.04μV/(W·m ²)
数据采集仪	34970A	—
空气流量计	LZB-3W	±2.4mL/min

2 结果与分析

2.1 催化剂的光谱特性

系统采暖除醛性能的关键便是催化剂太阳光谱吸收特性。因此，在中国科学技术大学理化科学实验中心对催化

剂做了紫外-可见-红外光谱分析，以 TiO_2 （P25）作为对照催化剂。图4显示了催化剂 $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 的紫外-可见-红外光谱吸收特性，与P25比较， $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 有着优异的全光谱吸收特性，而P25只在紫外部分具有吸收能力。可以看出，在波长200nm~1600nm， $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 光谱吸收率在0.92~0.98之间。优异的全光谱吸收特性能使催化层达到很高的温度，不仅有利于催化剂的热催化性能，而且很好地加热室内空气。

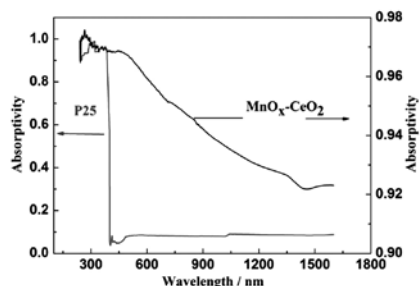


图4 催化剂紫外-可见-红外吸收率

2.2 空气集热性能

式（1）和（2）分别表示空气采暖的瞬时效率和平均效率。

$$\eta_{th} = \frac{m_{air} c_a (T_{out} - T_{in})}{AG_{solar}} \quad (1)$$

$$\bar{\eta}_{th} = \frac{\int m_{air} c_a (T_{out} - T_{in}) dt}{\int AG_{solar} dt} \quad (2)$$

图5和图6反映了系统的集热性能。图5表示太阳能热催化空气净化采暖墙空气进出口温度及温差随时间的变

化。可以看到,在天平均辐照强度 $605\text{W}/\text{m}^2$ 、系统接收的全天总辐照量为 7.89MJ 的实验条件下,一天内空气进出口有 $5\sim 10^\circ\text{C}$ 左右的温升。图 6 表示空气集热的瞬时效率,可以看到,系统的空气集热效率基本在 $0.2\sim 0.6$ 之间。计算出系统的平均空气集热效率为 41.3% 。

2.3 空气净化性能

$$\varepsilon = \frac{C_{in} - C_{out}}{C_{in}} \quad (3)$$

$$CADR = Q\varepsilon \quad (4)$$

$$m_{\text{HCHO}} = Q(C_{in} - C_{out}) \quad (5)$$

$$V_{\text{total}} = \int_0^t CADR dt \quad (6)$$

$$m_{\text{total}} = \int_0^t m_{\text{HCHO}} dt \quad (7)$$

系统的除醛性能评价指标如式 (3)~(7) 所示。式 (3)~(5) 分别表示甲醛降解率、洁净空气量 ($CADR$, m^3/h) 和甲醛降解速率。甲醛降解速率即单位时间内降解甲醛的质量, $CADR$ 表示系统单位时间所产生的干净空气量。 $CADR/P$ 值表示系统净化效能,其中 P 表示系统消耗的功率。式 (6) 和 (7) 分别表示一天所产生的总的干净空气量所降解的总的甲醛质量。

图 7 表示了实验条件下甲醛进出口浓度随时间的变化。由图看出,甲醛转化率基本在 $30\%\sim 60\%$ 之间,这表明太阳能热催化空气净化采暖墙在工业通风系统中是可以利用的。图 8 显示了催化层温度 $60\sim 90^\circ\text{C}$,由图 2 所示,

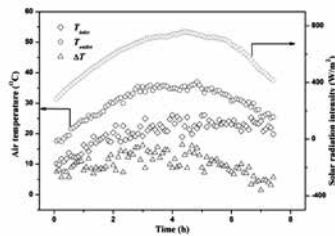


图 5 空气进出口温度及温差

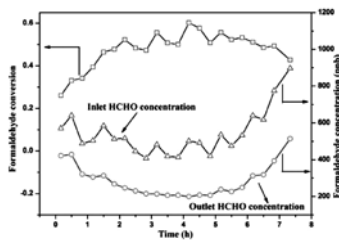


图 7 甲醛进出口浓度及转化率

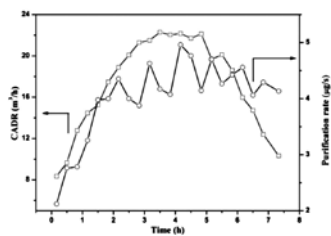


图 9 $CADR$ 值和甲醛净化速率

此温度区间内甲醛降解性能较好^[10],催化剂优异的集热性能才使系统具有好的甲醛降解性能。在自然对流的条件下,空气流道里面的空气流量不是恒定的,而制气过程中甲醛喷入量是恒定的,所以实验中甲醛初始浓度是随时间变化的。

图 9 反应了系统的 $CADR$ 值和甲醛降解速率值随时间的变化。可以看出 $CADR$ 值基本在 $8\sim 22\text{m}^3/\text{h}$ 之间,甲醛降解速率在 $2\sim 5\mu\text{g}/\text{s}$ 。在空气净化器领域, $CADR/P$ 的值是一个很重要的评价参数,其物理意义是单位能耗下净化器能产生的干净空气量。对于太阳能热催化空气净化采暖墙系统,其 $CADR/P$ 值可以达到无穷大,这是其他应用系统不可比拟的。计算出太阳能热催化空气净化采暖墙系统全天产生干净空气量和全天降解甲醛质量分别为 124.6m^3 和 104.2mg ,对于单位太阳能接收面积,系统产生的洁净空气量和降解甲醛质量分别为 $249.2\text{m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{天})$ 和 $208.4\text{mg}/(\text{m}^2\cdot\text{天})$ 。

2.4 光热协同催化

为了探究加热方式对太阳能热催化空气净化采暖墙的甲醛降解性能的影响,我们探究了通过光照或电加热方式获得的不同温度下 $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 对甲醛降解率。甲醛的单通性实验装置在我们的以前的研究中已经提到^[15]。500W Xe 灯 (CHF-XM500) 作为光源,非光照加热情况下,采用硅胶加热片加热反应器。每次催化剂的用量为 0.2g ,空气流量为 $600\text{ml}/\text{min}$ 。如图 10 所示,在相同的催化剂温度下,光照下的甲醛单次通过率均高于电加热方式的单次通过率。从这可以看出,光热协同效应存在于太阳能热驱动催化降解甲醛的反应过程中。

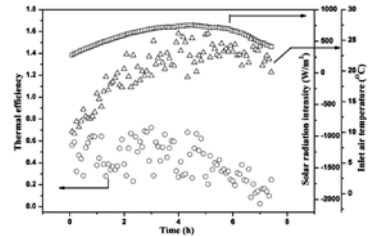


图 6 热催化型 Trombe 墙空气集热瞬时效率

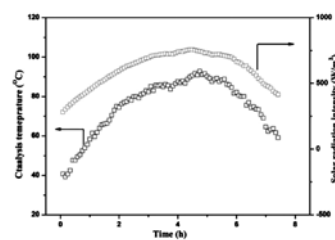


图 8 催化层温度

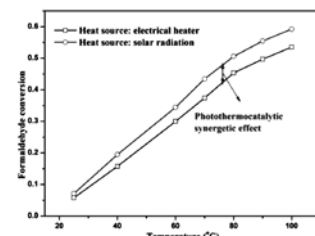


图 10 通过光照或电加热方式获得的不同温度下 $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 催化剂的甲醛催化降解活性,甲醛初始浓度: 600ppb

因此我们探究了光热协同催化的可能机理, 高的光热转换效率致使在太阳辐照下 $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 可以达到很高的温度, 达到甲醛的催化启动温度, 在光热协同效应下, 致使太阳能热催化空气净化采暖墙有很好的甲醛降解性能。过渡金属氧化物降解污染物通常遵循 Mars-van Krevelen 机制, 原理如下:



甲醛分子首先吸附在催化剂表面, 变为吸附态; 然后吸附态的甲醛与催化剂中的晶格氧反应, 分解为 CO_2 和 H_2O ; 最后空气中的氧气补充到催化剂中的晶格氧, 完成一个循环。在光照下, 晶格氧活性增加, 增加的晶格氧活性加速了热催化反应过程, 相似的光热活化作用也表现在 Co_3O_4 ^[16] 和 MnO_2 ^[17] 催化剂。因此高的光热转化效率、太阳能热驱动催化降解甲醛和光热活化作用是太阳能热催化空气净化采暖墙的净化空气的主要机理。

3 结论

本文结合太阳能驱动热催化技术和太阳能集热墙技术, 提出了一种零能耗的太阳能热催化空气净化采暖墙系统。

(1) $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 有着优异的太阳能全光谱吸收能力, 在太阳辐照下, 催化层可以达到很高的温度。

(2) 实验结果表明: 在全天平均辐照强度为 605 W/m^2 的条件下, 系统的空气集热效率为 41.3% , 对于单位太阳能辐照面积, 系统产生干净空气量和降解甲醛质量分别为 $249.2\text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{天})$ 和 $208.4\text{ mg}/(\text{m}^2 \cdot \text{天})$ 。

(3) 太阳能驱动 $\text{MnO}_x\text{-CeO}_2$ 热催化降解甲醛的过程中, 由于光热协同催化功能, 太阳光照活化催化剂晶格氧, 加速了热催化过程。

参考文献

- [1] Díaz JJV, Wilby MR, González ABR. Setting up GHG-based energy efficiency targets in buildings: The Ecolabel. Energy policy. 2013;59:633–42.
- [2] 叶宏, 葛新石. 几种集热—贮热墙式太阳房的动态模拟及热性能比较. 太阳能学报. 2000;21:349–57.
- [3] 杨昭, 徐晓丽. 特朗勃壁温度场分析. 工程热物理学报. 2006;27:568–70.
- [4] 陈会娟, 陈滨, 庄智, 郝海燕. 特朗勃墙体冬季集热性能的计算及预测. 建筑热能通风空调. 2006;25:1–6.
- [5] Tasdemiroglu E, Berjano FR, Tinaut D. The performance results of Trombe-Wall passive systems under Aegean Sea climatic conditions. Solar Energy. 1983;30:181–9.
- [6] 陈滨, 陈星, 丁颖慧, 陈会娟. 冬季特朗勃墙内置卷帘对墙体热性能的影响. 太阳能学报. 2006;27:564–70.
- [7] Smolec W, Thomas A. Some aspects of Trombe wall heat transfer models. Energy Conversion and Management. 1991;32:269–77.
- [8] Bai B, Qiao Q, Li J, Hao J. Progress in research on catalysts for catalytic oxidation of formaldehyde. Chinese Journal of Catalysis. 2016;37:102–22.
- [9] Zhong L, Haghghat F. Photocatalytic air cleaners and materials technologies—Abilities and limitations. Building and Environment. 2015;91:191–203.
- [10] Yu B, He W, Li N, Yang F, Ji J. Thermal catalytic oxidation performance study of SWTCO system for the degradation of indoor formaldehyde: Kinetics and feasibility analysis. Building and Environment. 2016;108:183–93.
- [11] Xu Q, Zhang Y, Mo J, Li X. Indoor formaldehyde removal by thermal catalyst: kinetic characteristics, key parameters, and temperature influence. Environmental science & technology. 2011;45:5754–60.
- [12] 任成军, 邹涛, 陈国强, 陈耀强, 龚茂初. $\text{Pt-TiO}_2/\text{CeO}_2\text{-MnO}_2$ 复合催化剂光热降解气相苯. 催化学报. 2006;27:1048–50.
- [13] Zhang T, Tan Y, Yang H, Zhang X. The application of air layers in building envelopes: A review. Applied Energy. 2016;165:707–34.
- [14] Omrany H, Ghaffarianhoseini A, Ghaffarianhoseini A, Raahemifar K, Tookey J. Application of passive wall systems for improving the energy efficiency in buildings: A comprehensive review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016;62:1252–69.
- [15] Yu B, He W, Li N, Zhou F, Shen Z, Chen H, et al. Experiments and kinetics of solar PCO for indoor air purification in PCO/TW system. Building and Environment. 2017;115:130–46.
- [16] Zheng Y, Wang W, Jiang D, Zhang L, Li X, Wang Z. Ultrathin mesoporous Co_3O_4 nanosheets with excellent photo-/thermo-catalytic activity. Journal of Materials Chemistry A. 2016;4:105–12.
- [17] Liu F, Zeng M, Li Y, Yang Y, Mao M, Zhao X. UV–Vis–Infrared Light Driven Thermocatalytic Activity of Octahedral Layered Birnessite Nanoflowers Enhanced by a Novel Photoactivation. Advanced Functional Materials. 2016.

多点进出城市地下道路通风模型实验研究

李 琼¹, 陈 超², 刘宏伟¹

(1. 华北科技学院建筑工程学院, 三河 065201; 2. 北京工业大学建筑工程学院, 北京 100124)

[摘 要] 在多点进出结构的隧道内, 交通特征的变化, 不仅导致了隧道污染物排放与浓度分布特性的变化, 也给通风控制系统运行提出新的挑战。为了合理确定分岔隧道结构对污染物扩散的影响, 本研究基于研究团队关于长沙营盘路隧道交通通风力和污染物浓度水平在交通高峰时段进行了大量的现场实测数据以及相关理论模型研究成果, 基于目前中国机动车排放水平, 采用相似分析法进行 1:8 缩尺模型实验, 重点分析交通风量、合流匝道以及分流匝道结构对主隧道污染物浓度分布的影响规律, 研究结果为城市地下道路内污染物浓度的通风控制与运行提供方法参考。

[关键词] 多点进出城市地下道路; 模型实验; 相似理论; 交通通风力; 浓度分布

Scale Experiment on Ventilation in Urban Bifurcate Tunnel

Li Qiong¹, Chen Chao², Liu Hong-wei¹

(1. College of Architecture and Civil Engineering, North China Institute of Science and Technology, Sanhe 065201, China; 2. College of Architecture and Civil Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

[Abstract] More and more bifurcation tunnel structure forms are used in the construction of urban tunnel projects. Tunnel traffic characteristics change with the change of the tunnel structure, and the pollutant emission and diffusion will also change in the tunnel. In order to quantify the influence of pollutant concentration in the urban bifurcate tunnel, this paper introduces a scale model experiment based on the similarity theory. The experiment was developed based on four-years field measured data from the urban tunnel in Changsha, China. It can be used to quantify the tunnel pollutant control ventilation based on the air flow, vehicle emissions, pollutant concentration, and origin and converge from ramps. The result can provide a quantitative assessment method to support pollutant concentration ventilation control and energy saving operation in urban bifurcate tunnel.

[Keywords] Urban bifurcate tunnel; Scale model experiment; Similarity theory; Air flow; Concentration distribution

0 引言

多点进出城市地下道路机动车污染物综合排放和浓度扩散特性受到交通特征、隧道结构特征、机动车单车排放特性等因素影响。本课题组 2011 年 10 月~2015 年 7 月先后多次对北京、上海、长沙等城市的城市地下道路污染物浓度水平和通风运行系统在交通高峰时段进行了大量的现场实测调查^[1-3]。结果表明, 随着中国机动车排放标准的日趋严格, 中国机动车排放量较 2000 年已有较大程度的下降, 与欧美等发达国家的差距逐渐减小; 推算得到机动车流综合平均 CO、NO_x 排放因子与世界道路协会 (PIARC) 2012 年关于中国地区的研究结果相近。动态的污染物排放特性和多点进出隧道的匝道结构都直接影响主隧道污染物的浓度分布特性和通风控制方案。污染物对流传质扩散过程不仅包括机动车本身排放源项, 还包括合流匝道和分流匝道的源流与汇流污染物源项, 其预测和求解沿程污染物浓度分布非常复杂。如何定量预测多点进出隧道污染物浓度分布并合理进行通风控制成为重点的研究问题之一。

实际交通特征和隧道结构对交通风速的影响、对污染物排放和浓度水平的影响都将使得污染物扩散规律存在很多不确定因素。污染物的扩散特性需要通过搭建试验台的方式对各种影响因素分别研究。国内鲜有针对多点进出城市地下道路的模式试验台, 多为针对平直公路隧道。重庆交通科研设计院李永林建立了长度 100m 的 1:1 试验隧道^[4], 华中科技大学孟伟^[5]通过模型试验验证了雪峰山隧道通风

设计的合理性。STAEHLIN^[6]等人示踪气体 SF₆ 试验结果表明, 机动车排入隧道内的污染物会在隧道的横截面上快速扩散均匀; Cui S 等^[7]实验验证了二氧化碳浓度衰减方法在隧道断面上通风的有效性; 于燕玲^[8]建立了污水隧道的缩尺模型试验台, 以 CO₂ 为示踪气体, 研究风管内各断面空气流速和 CO₂ 气体浓度分布规律, 并结合数值模拟方法对实际工程的通风性能进行了分析。

为了合理确定分岔隧道结构对污染物扩散的影响, 本研究基于研究团队关于长沙营盘路隧道大量的现场实测数据以及相关理论模型研究成果, 基于目前中国机动车排放水平, 采用相似分析法进行 1:8 缩尺模型实验, 重点分析交通风量、合流匝道以及分流匝道结构对主隧道污染物浓度分布的影响规律, 研究结果为城市地下道路内污染物浓度的通风控制与运行提供方法参考。

1 实验概况

本节以长沙隧道为原型搭建 1:8 缩尺模型试验台, 通过缩尺模型试验研究方法, 进一步分析并把握分(合)流匝道对多点进出城市地下道路空气流动特性、以及污染物扩散特性的影响规律。

1.1 1:8 缩尺模型试验台

根据流体力学流动相似理论, 本研究以长沙隧道为原型, 基于雷诺相似准则和几何相似准则搭建 1:8 缩尺模型比例试验台。图 1(a) 为 1:8 模型试验台全景图, 试验台主要由风机、软连接、整流段、格栅段、主隧道段、变径段、支遂道段等组成。其中变径段长 5m, 风管材料采用镀锌板。示踪气体浓度、风速、风压测试仪器以及通风机等性能参数如表 1 所示。各采样点位置按照上游大于 2 倍当量直径、下游大于 3~5 倍当量直径的原则确定。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51378024); 中央高校基本科研业务费资助项目 (3142017068)。

作者简介: 李琼 (1978—), 女, 河北邯郸, 博士, 讲师。
Email: hldiqiong@163.com



(a) 试验台实景图

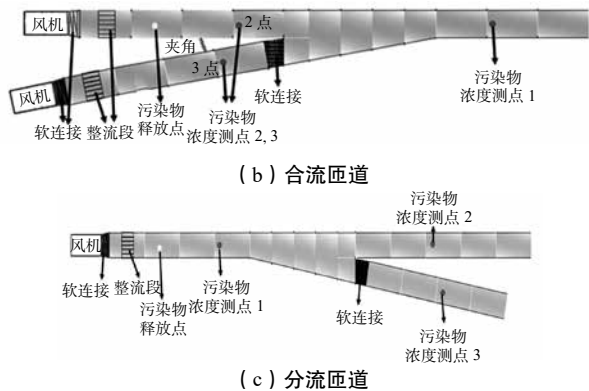


图1 缩尺模型试验台示意图

表1 测试仪器与设备

项目	测试仪器	原理方法	技术参数
CO ₂	TSI7575	双波长 NDIR	量程: 0~5000ppm; 分辨率: 1ppm
风速	仪德图 435-2	热敏电阻探头 / 叶轮探头	量程: 0~20m/s; 分辨率: 0.01 m/s
压力	倾斜式微压计 YYT-2000B	量管倾斜角度可以 变更的压力计	量程: 0~±2000Pa; 分辨率: ±1Pa
风机	DT 柜式离心通 风机 TAC0606CH	变频送风	风量: 10697~17993m ³ /h; 全压: 543~336Pa 风量: 1500m ³ /h; 机外余压: 100Pa

1.2 相似性

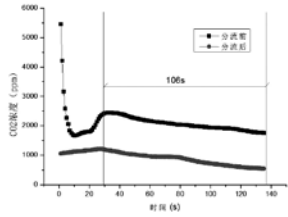
考虑到实际隧道交通风速可以满足自动模型区 $Re > 5 \times 10^4$ 的条件, 因此只需满足几何相似和边界条件相似的条件, 即可使模型与原型流动保持相似。此时, 对应的模型试验最小风速为 0.7m/s, 风速变化范围为 0.7~7.0m/s。

1.3 示踪气体

本研究拟采用 CO₂ 作为示踪气体进行污染物 CO 扩散特性实验研究^[9-10]。考虑到相同温度条件下干冰的升华速率可保持不变, Štávková Petra 等^[11]探讨了示踪气体均匀性问题和数据处理的方法。试验过程中, 使用干冰将 CO₂ 释放到模型试验区域内, 并保证测量区域内示踪气体浓度均匀, 通过分析一定时间段内气体浓度沿程变化规律, 获得气体扩散分布特性。图 2 为示踪气体释放试验与测试装置, 试验表明 106s 内干冰的释放速率通过分流段上下游



(a) 释放装置



(b) 试验结果

图2 CO₂ 示踪气体释放试验

1.4 试验数据处理

根据电学中的基尔霍夫定律, 节点各个方向流进节点的通量之和等于 0。例如, 对于合流匝道段图 1 (b), 即有方程式 (1) 成立。

$$A_{r3}V_{r3}C_3+A_{r2}V_{r2}C_2=A_{r1}V_{r1}C_1 \quad (1)$$

式中, A_{ri} 为第 i 段隧道断面面积 (m²); V_{ri} 为第 i 段隧道内平均风速 (m/s); C_i 为第 i 段主隧道 x 方向处污染物浓度 (mg/m³)。 V_{r3} 为第 3 段 (分流或合流段) 隧道内平均风速 (m/s)。

为了客观反映匝道段主隧道上下游段污染物浓度变化规律, 应用式 (2) 进行分析。对于合流匝道段, 重点关注主隧道下游与上游示踪气体 CO₂ 浓度比值 C_2/C_1 (以后简称浓度衰减率); 对于分流匝道段, 重点分析支隧道与主隧道上游示踪气体 CO₂ 浓度比值 C_{1-3} (以后简称污染物浓度比)。

$$C_{1-3} = \frac{V_{r3}C_3}{V_{r3}C_3+V_{r2}C_2} \quad (2)$$

2 实验方案及结果分析

2.1 分 (合) 流匝道的空气流动阻力特性

(1) 试验条件

为了定量把握分 (合) 流匝道段对隧道内空气流动特性的影响规律, 本节将结合 1:8 缩尺模型试验方法, 重点考察分 (合) 流匝道主流夹角分别为 0° 和 30° 时其对空气流动阻力特性的影响规律。试验过程中, 实测各采样点的风速和风压 (图 1 (b) 和 (c))。风速 1 次 /20s, 连续采集 30 分钟; 风压 1 次 /5min, 采集 30min, 共 6 组数据。根据大量实测结果, 主隧道风速变化范围为 2~7m/s, 匝道风速变化范围为 1~4m/s。

(2) 试验结果及分析

图 3 试验结果表明, 无论是分流匝道还是合流匝道, 支隧道的局部阻力系数均与支隧道与匝道段下游主隧道的风量比 (以后简称风量比) 密切相关。

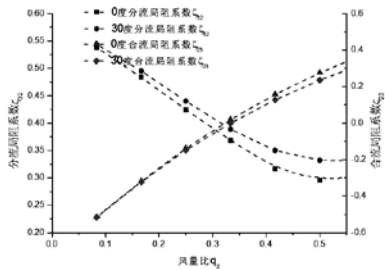
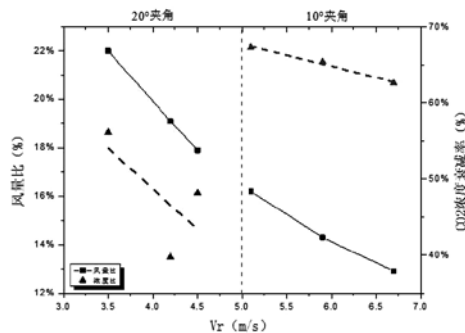
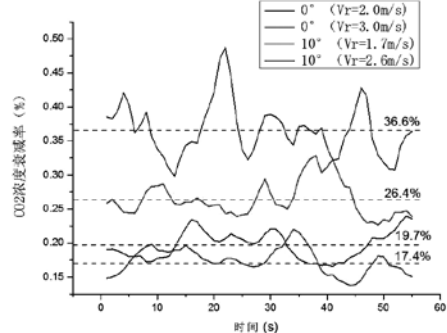


图3 支隧道局部阻力系数



(a) 合流匝道



(b) 分流匝道

图4 合(分)流匝道段各个工况污染物分配规律

分流匝道,支隧道的局部阻力系数随其风量比的增加呈下降趋势,且不受夹角变化的影响;合流匝道,支隧道的局部阻力系数随其风量比的增加呈单值增大的趋势,同样不受夹角变化的影响。另外,随着夹角的增大,支隧道局部阻力系数亦随之增大,风量比也随之增加,不过分流匝道的这种影响规律相对更明显一些。

2.2 分(合)流匝道污染物扩散特性

(1) 试验条件

不同风速条件下,分(合)流匝道主、支隧道夹角变化(0°、10°、20°)对支隧道污染物扩散特性的影响规律。取400g干冰在1500g常温水域中释放CO₂作为污染源。合流匝道,支隧道风速按1.17m/s、夹角分别按10°和20°考虑;分流匝道,支隧道风速分别按风机频率20Hz和30Hz、夹角分别按0°和10°考虑。

(2) 试验结果及分析

合流匝道(图4a),支隧道夹角10°时,主隧道下游CO₂平均浓度衰减率从67.3%减少到了62.6%。支隧道夹角20°时,主隧道下游CO₂平均浓度衰减率从56.1%减少到了44.2%,其变化规律与单点进出直隧道的类似,合流匝道段对主隧道CO₂浓度增加的贡献作用不明显。另外,随着支隧道夹角的增大,主隧道下游CO₂平均浓度衰减率呈下降趋势,这是因为支隧道夹角增大的同时,支隧道的风量也随之增大了(图3),起到了稀释污染物浓度的作用。

分流匝道(图4b),在主隧道上游风机频率变化(20Hz、30Hz)、支隧道夹角变化(0°、10°)条件下,支隧道夹角0°且风速从2.0m/s升高至3.0m/s时,污染物浓度比减少了2.3%,支隧道夹角10°且风速从1.7m/s升高至2.6m/s时,污染物浓度比减少了10.2%。分流匝道对主隧道污染物浓度减小作用凸显。另外,支隧道夹角越大,污染物浓度比也随之增大,说明随着支隧道局部阻力越大,对隧道污染物浓度水平降低是不利的。

3 结论

基于长沙营盘路湘江隧道的1:8缩尺模型试验结果,得到以下关于城市地下道路分(合)流匝道通风阻力特性和污染物扩散特性的研究结果:

(1) 主隧道与匝道风量比、主隧道与匝道夹角是影响分(合)流匝道局部阻力系数的关键因素。随着夹角的增大,支隧道局部阻力系数亦随之增大,风量比也随之增加,不过分流匝道的这种影响规律相对更明显一些。

(2) 合流匝道段对主隧道CO₂浓度增加的贡献作用不明显。随着支隧道夹角的增大,主隧道下游CO₂平均浓度衰减率呈下降趋势,起到了稀释污染物浓度的作用。

(3) 分流匝道对主隧道污染物浓度减小作用凸显。支隧道夹角越大,污染物浓度比也随之增大,说明随着支隧道局部阻力越大,对隧道污染物浓度水平降低是不利的。

参考文献

- [1] Li Q, Chen C, Deng Y, et al. Influence of traffic force on pollutant dispersion of CO, NO and particle matter (PM 2.5) measured in an urban tunnel in Changsha, China[J]. Tunneling & Underground Space Technology, 2015, 49:400-407.
- [2] Deng Y, Chen C, Li Q, et al. Measurements of real-world vehicle CO and NO_x fleet average emissions in urban tunnels of two cities in China[J]. Atmospheric Environment, 2015, 122:417-426.
- [3] 李琼,陈超,袁浩庭,等. 多点进出城市地下道路CO排放特性实测研究[J]. 华北科技学院学报, 2017(2):66-71.
- [4] 李永林. 降低二郎山隧道运营通风费用的设计方案[J]. 世界隧道, 1999, (5):28-32.
- [5] 孟伟. 雪峰山隧道通风系统模型实验[D]. 华中科技大学, 2004.
- [6] STAHLIN J, SCHLAPFER K, et al. Emission factors from road traffic from a tunnel study. part1; concept and first result. Sci. Total Environ. 1991, 69(1):141-147
- [7] Cui S, Cohen M, Stabat P, et al. CO₂, tracer gas concentration decay method for measuring air change rate[J]. Building & Environment, 2015, 84:162-169.
- [8] 于燕玲. 污水隧道纵向通风CFD仿真模拟与试验研究[D]. 天津大学, 2006.
- [9] Chao CY, Wan MP, Law AK. Ventilation performance measurement using constant concentration dosing strategy. Build Environ 2004; 39:1277-1288.
- [10] Nikolopoulos N, Nikolopoulos A, Larsen TS, Nikas KSP. Experimental and numerical investigation of the tracer gas methodology in the case of a naturally cross-ventilated building. Build Environ 2012; 56:379-388.
- [11] Štárvová Petra. Experimental Evaluation of Ventilation in Dwellings by Tracer Gas CO₂[J]. End of Life Journal, 2012, 16:225-230.

南通啬园路隧道火灾半横向通风优化研究

彭俊欢, 童 艳, 霍德凯

(南京工业大学城市建设学院, 南京 210009)

[摘 要] 采用火灾专用场模拟工具 FDS 对拟建南通啬园路隧道火灾半横向通风不同风机运行工况进行模拟对比。火源位于主道与匝道交界的最不利位置, 热释放率 20MW, 网格尺寸 0.2m; 考虑 1m/s 和 2m/s 两种自然风速; 单台风机风量 20m³/s。结果发现: (1) 所有工况火源上方顶棚处烟气温度显著高于 100℃; 距火源区超过 10m 时, CO 浓度均不超过 100ppm 且烟层高度均大于 2m; (2) 开启火源远端机械补风机并不利于降低安全高度处烟气温度; (3) 火源两侧增加排烟风机个数有利于烟气排放; (4) 排烟风机开启下, 加设匝道射流风机并不能显著降低匝道烟气温度。本研究旨在为南通啬园路隧道火灾半横向通风模式优化提供理论依据。

[关键词] 半横向通风; 机械补风; 机械排烟; 数值模拟; 公路隧道。

Study on Optimization of Semi-lateral Ventilation Mode of Fire in the Nantong Seyuan Road Tunnel

Peng Jun-huan, Tong Yan, Huo De-kai

(College of Urban Construction, Nanjing Technology University, Nanjing 210009, China)

[Abstract] The fire field simulation tool FDS is used to simulate and compare the different fans operating conditions of the semi-transverse ventilation of the proposed Nantong Seyuan Road Tunnel. The fire source is located at the most unfavorable position of the main road and the ramp. The heat release rate is 20MW and the grid size is 0.2m. Considering the natural wind speed of 1m/s and 2m/s, the air volume of the single fan is 20m³/s. The results showed that: (1) The flue gas temperature at the ceiling above the fire sources of all conditions was significantly higher than 100℃; when from the fire source area more than 10m, the CO concentration was not more than 100ppm and the height of the smoke layer was more than 2m; (2) Opening the air feed fans was not conducive to reduce the flue temperature at the safe height. (3) Increasing the number of exhaust fans on both sides of the fire source was conducive to flue gas emissions; (4) when the exhaust fans were turned on, the addition of the ramp jet fan can not be significantly to reduce the flue gas temperature at the ramp. The aim of this study is to provide a theoretical basis for the optimization of the semi-transverse ventilation model of the fire in the Nantong Seyuan Road Tunnel.

[Keywords] semi-lateral ventilation; mechanical ventilation; tunnel fire; numerical simulation; road tunnel.

0 引言

随着国家经济的快速发展, 各式各样隧道的相继涌现, 然而由于环境的限制, 隧道安全运营面临很大的挑战^[1]。隧道火灾发生时, 高温烟气是导致人员伤亡的最主要原因^[2], 合理的火灾通风系统不仅能够为隧道内提供新鲜的空气, 排除汽车产生的尾气等有害气体, 而且在火灾发生时能够抑制火灾烟气的蔓延^[3], 为人员逃生、消防救援提供宝贵的时间, 其对隧道设计、运行非常重要。

隧道的主要通风方式有纵向通风, 半横向通风与全横向通风, 但是国内外学者主要研究的是纵向通风, 关于半横向通风的研究相对较少。易亮^[4]等通过缩比例为 1:10 的水平模型隧道实验发现火灾时采用半横向通风排烟时, 隧道内温度分布基本呈对称分布, 隧道内最高温度在 700~800℃, 烟气分层效果好。任锐^[5]等人通过缩比例尺寸实验与三维数值仿真模型发现海底隧道采用半横向通风排烟时, 相同的排风动力下, 随着排风孔开启数量的增加, 隧道内排风量增加, 但增加幅度逐渐减小。任锐^[6]等人通过数值仿真发现城市公路隧道采用半横向通风时, 排风孔位于隧道左侧壁上, 会形成一个左侧区域负压高、压强

变化梯度大的排风横断面, 随着排风口高度增加, 负压分布向右扩大。王亚琼^[7]等人通过模型实验发现海底隧道半横向通风排烟时, 在相同通风动力下, 送、排风孔面积越小越有利; 在相同排风孔过风面积下, 较高排风动力对应的通风效率较小。邱永海^[8]等人通过数值模拟发现火源位置横向分布对半横向通风系统排烟效果几乎没有影响。代言明^[9]等人通过数值模拟发现半横向排烟时, 随着火源上游排烟开口个数的增加, 火源上游逆流烟气层蔓延的速度增加, 烟气长度增加, 火源正上方温度升高, 下游烟气蔓延速度减小, 下游烟气层沉降高度减小, 下游烟气长度先减小后稳定。对于城市地下道路, 合流和分流的存在, 使得气流在隧道内的速度并不恒定, 不同隧道段的气流也不相互独立, 尤其是火灾位于分岔路段附近时, 烟气的流动过程更为复杂。李俊梅^[10,11]研究表明, 主线隧道发生火灾时, 匝道风机最好停止运行, 以帮助主线隧道达到更好的控烟效果。傅琼阁^[12]通过 1:10 隧道模型试验发现, 当匝道分岔处发生火灾时, 仅开启主道风机排烟效果较好, 开启匝道风机排烟会对烟气层稳定性产生影响。本文采用 FDS 数值模拟, 将主道中部与匝道交界的最不利位置设为火源位置, 对于不同自然风速, 分析开启不同数量风机时, 隧道顶部与安全高度处的温度、CO 浓度分布、烟层高度情况, 为隧道火灾烟气控制提供依据。

基金项目: 2017 年江苏省研究生实践创新计划 (SJCX17_0284)。

作者简介: 彭俊欢 (1993—), 男, 江苏连云港, 硕士在读。

Email: 791828250@qq.com

1 南通青园路隧道概况

南通青园路隧道全程约 4.56km, 隧道段 3.14km, 分为两条单向隧道, 每条隧道有 3 个车道, 隧道宽为 12m, 高 6m。受环评的限制, 运行通风将不能采用同等规模隧道常用的纵向通风洞口排放形式; 隧道北侧为建成区, 南侧风景区外围保护地带规划限高, 导致无法建设污染物集中高空排放的风塔建筑, 采用高风塔 (常规机械通风集中高空排放系统) 的形式也将面临规划调整的制约。在满足限高及消防问题的前提下, 采用设置中分带排风竖井及机械双向轴流风机的分散机械通风方案。轴流风机正常间距为 60m, 排风量为 20m³/s;

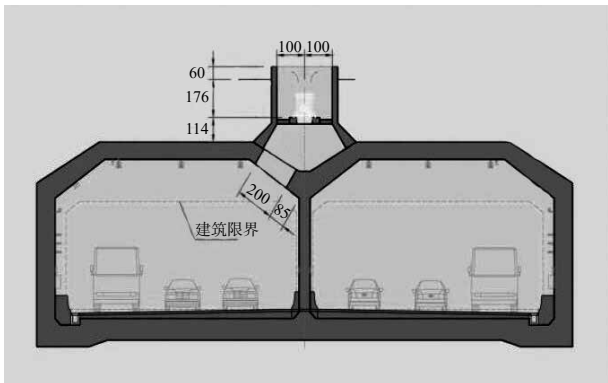


图 1 青园路隧道半横向往通风示意图

2 数值模型建立

2.1 数学模型

采用火灾模拟软件 FDS, 该软件使用大涡模拟方法处理湍流流动, 通过近似有限差分法来计算质量守恒、能量守恒、动量守恒和组分守恒的偏微分方程以求解每个计算单元内气体密度、温度和组分体积分数等参数。方程的通用形式如下:

连续性方程:

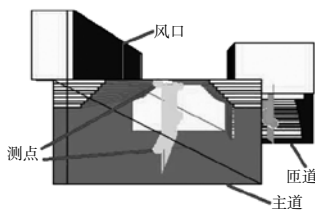
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

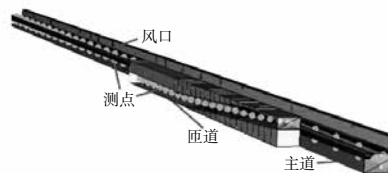
$$\frac{\partial \rho \vec{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \vec{v}_i \vec{v}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \vec{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial^2 \vec{u}_i}{\partial x_j^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial (-\rho \vec{v}_i \vec{v}_j')}{\partial x_j} \quad (2)$$

污染物扩散方程:

$$\frac{\partial \rho c_j}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i c_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\Gamma_i \frac{\partial \rho u_i c_j}{\partial x_i}) - \frac{\partial (\rho u_i' c_j')}{\partial x_i} + S_c \quad (3)$$



(a) 截面图



(b) 轴测图

图 2 FDS 生成的 600m 长主道 + 匝道物理模型图

式中: ρ 为流体介质的密度; t 为时间; v_i 为坐标方向速度分量, 其中 $i=1, 2, 3$; $\vec{p}$ 为静压; c_j 为污染物浓度; Γ_i 为污染物扩散系数; $\rho \vec{u}_i c_j'$ 为湍流引起的脉动流速引起的污染物浓度扩散量; S_c 为污染源项。

2.2 网格划分

模拟计算中, 网格大小对于模拟结果的准确性影响较大, 通常情况下, 按照式 4 和式 5 对网格尺寸进行计算^[13]:

$$D^* = \left(\frac{Q}{\rho_\infty c_p T_\infty g^{0.5}} \right)^{2/5} \quad (4)$$

$$\frac{D^*}{\delta_x} = 4 \sim 16 \quad (5)$$

式中, δ_x 为网格尺寸 (m); D^* 为火灾半径 (m); Q 为热释放速率 (kW); ρ_∞ 为空气密度 (kg/m^3); c_p 为空气比热容 ($\text{J/(kg} \cdot \text{K)}$); T_∞ 为空气温度 (K); g 为重力加速度 (m/s^2)。综合考虑计算速度与计算精度, 设置火源区大小为 $6 \times 12 \times 6 \text{m}^3$, 网格尺寸为 0.2m。

2.3 模拟工况设置及物理模型

本模拟将火源设于隧道地面上方, 汽油作为火源材料, 单位面积热释放速率为 1000kW/m^2 , 尺寸 $4 \text{m} \times 5 \text{m}$, 火源功率随时间的平方增长, 总热释率为 20MW, 持续至 500s, 过程中燃烧面积维持不变。结合隧道布局, 将主道中部与匝道交界的最不利位置设为火源位置, 隧道空气初始温度为 20°C , 压力设为标准大气压, 自然风与行车方向同向, 风速为 1m/s 与 2m/s 。排烟风机与补风机风量为 $20 \text{m}^3/\text{s}$, 匝道射流风机直径 $\Phi 630 \text{mm}$, 风速 37.5m/s 。隧道车辆出口端记为 K3+405, 入口端记为 K6+080, 火源位于 K4+635, 运行风机范围: K4+460-K4+775, 5 台风机时运行风机位置: K4+460、K4+520、K4+580、K4+725、K4+775, 9 台风机时增加运行风机的位置: K4+690、K4+550、K4+750、K4+490, 匝道出口设置 1 台射流风机。

表 1 各模拟工况参数表

工况	自然风速/(m/s)	排烟风机/台	补风机/台	匝道射流风机/台
1	1	9	--	--
2	2	5	3(下游)	--
3	2	5	--	--
4	2	5	--	1
5	2	9	--	--

3 模拟结果与分析

在隧道主道顶部布置温度测点, 每个测点之间间隔 20m, 测点 31 位于火源正上方; 2m 安全高度处布置温度与 CO 浓度测点, 测点间距 20m, 测点 30 位于火源正上方; 主道间隔 25m 布置一个竖直平面, 测量烟层高度, 竖直平面 08 位于火源点处; 在匝道 2m 安全高度处布置温度与 CO 浓度测点, 间隔 10m, 测点 21、20、19, 距匝道交界处纵向距离分别为 10m, 20m, 30m; 在测点 21、20、19

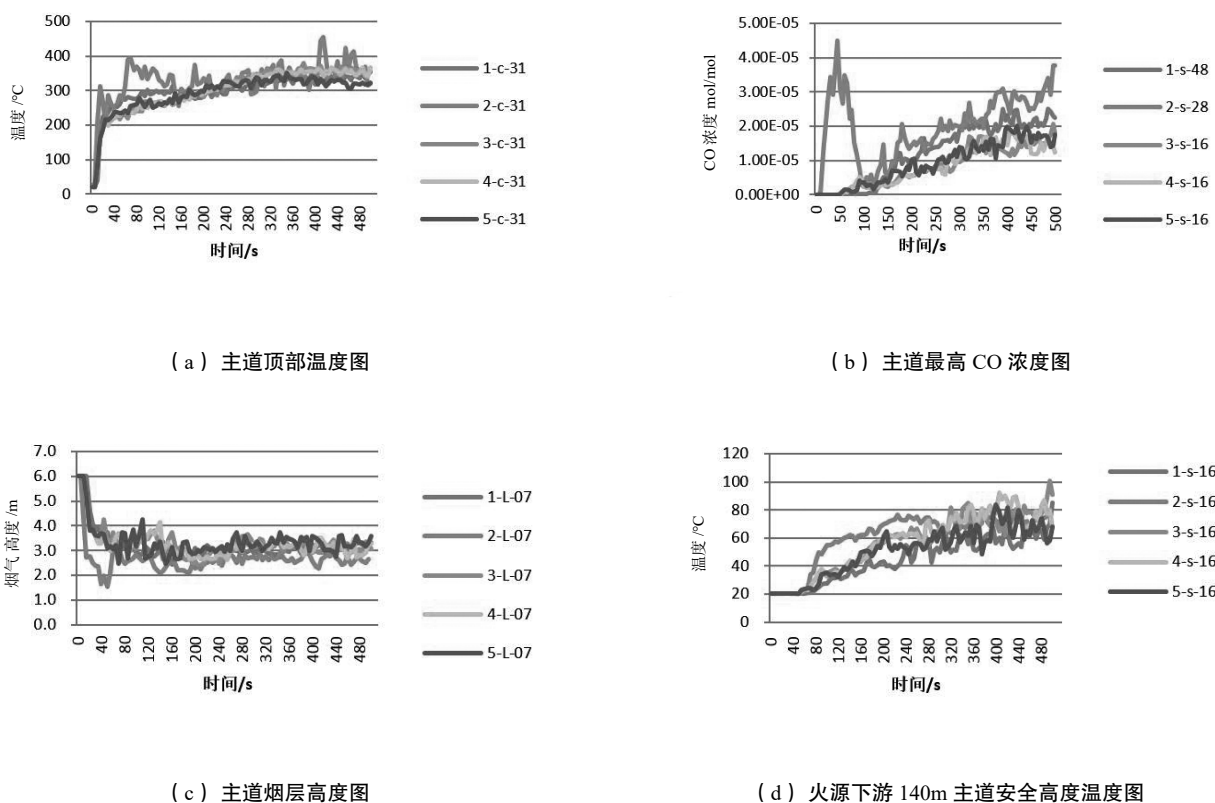


图 3 各工况参数图

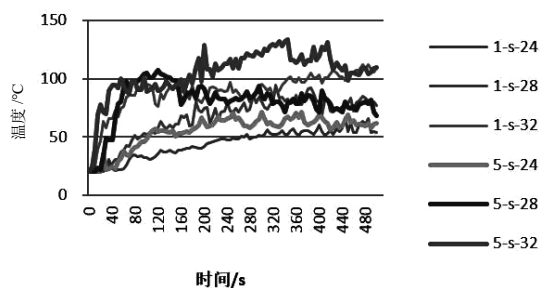


图 4 工况 1、5 主道安全高度温度分布图

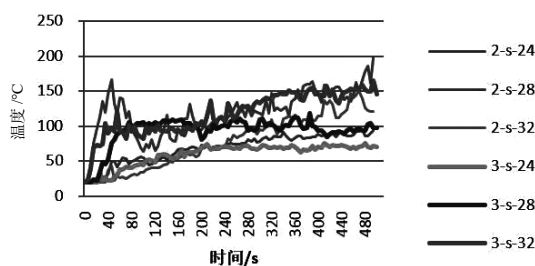


图 5 工况 2、3 主道安全高度温度分布图

处布置竖直平面, 编号为 29, 28, 27。

3.1 各工况下烟气温度、最大 CO 浓度及烟层高度

分析 5 个工况下的隧道顶部温度、CO 浓度及烟层高度, 由图 3、4、5 发现: 各工况下隧道的顶棚温度均大于 100°C , 隧道顶部需要加设防火材料; 5 个工况, 除火源上方测点外, CO 浓度的最大值均小于 50ppm, 不会威胁人员安全; 5 个工况中, 除了工况 2, 烟层高度均大于 2m, 工况 2 中大部分时间烟层高度均大于 2m; 由图 6 可见, 距火源下游 140m 处安全高度温度最高温度大于 50°C , 不满足距火源 150m 之外安全高度处烟气温度 50°C 的安全临界值, 但是到达的时间各不相同。因此, 各个工况之间

的对比主要考虑安全高度处的烟气温度。

3.2 自然风速对隧道温度分布的影响

由图 7 可以看出, 在同一时刻相同测点处, 工况 5 的温度高于工况 1, 即在风机运行模式相同的情况下, 自然风速是影响隧道烟气温度分布一个重要因素。

3.3 有无补风对隧道温度分布的影响

在火源下游开启 3 台补风机, 由图 8 可以看出: 有补风时在测点 28 处温度明显高于没有补风, 且达到最高温度的时间也更早, 即补风不会有效降低隧道内烟气温度。

3.4 排烟风机个数对隧道温度分布的影响

由图 9 可以看出, 在火灾发生初期, 开启 5、9 台风机,

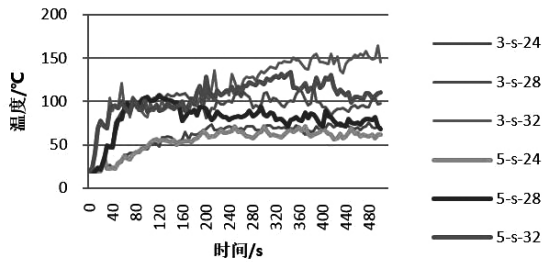


图6 工况3、5主道安全高度温度分布图

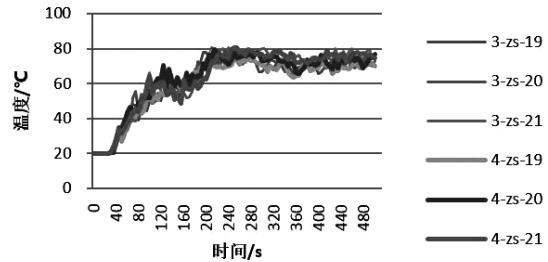


图7 工况3、4匝道安全高度温度分布图

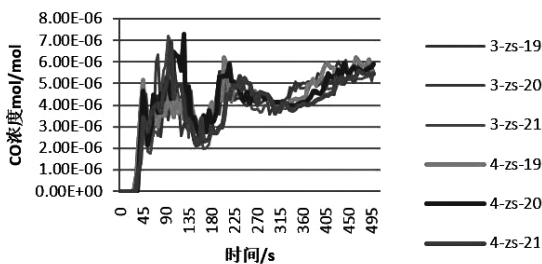


图8 工况3、4匝道安全高度CO浓度分布图

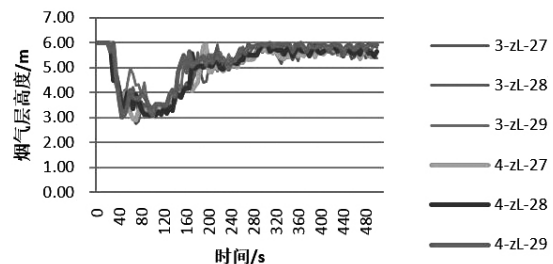


图9 工况3、4匝道烟层高度图

烟气温度分布基本相同,但是在150s过后,工况5的烟气温度明显低于工况3,且温度最大值也比较小,即增加排烟风机的个数有利于促进隧道烟气的排放。距离火源40m处的温度虽然仍大于50°C,但是到达时间为110s,且烟气层高度均大于2m,有利于人员疏散。因此,开启9台风机的排烟空控烟模式基本完善。

3.5 匝道风机对匝道温度、CO浓度、烟层高度的影响

从图10、11、12可以看出,是否开启匝道风机对匝道的温度、CO浓度及烟层高度几乎没有影响,且加设匝道风机需要改变隧道结构,增加造价。因此,不采用匝道风机。

4 结论

火灾发生时,隧道顶棚均超过100°C,隧道顶部需加设防火材料;隧道的CO浓度、烟层高度均处于安全标准;相同风机运行模式下,自然风速是影响隧道温度分布的重要因素之一;设置机械补风时,安全高度处温度没有下降;增加排烟风机数量,能够降低隧道温度,促进烟气排放;不论匝道风机开启与否,匝道内的温度、CO浓度分布及烟层高度几乎没有变化。可见,增设匝道风机并不能改善匝道内烟气状况。

参考文献

- [1] 李忠友,刘元雪,陈小良,等.隧道火灾研究现状与展望[J].地下空间与工程学报,2010,06(2):1755-1760.
- [2] Vuilleumier F, Weatherill A, Crausaz B. Safety aspects of railway and road tunnel: example of the Lotschberg railway tunnel and Mon-Blanc road tunnel[J]. Tunneling and Underground Space Technology, 2002, 17(2): 153-158.
- [3] HARISH R K. Venkatasubbaiah. Effects of buoyancy in-

duced roof ventilation systems for smoke removal in tunnel fires[J]. Tunneling and Underground Space Technology, 2014, 42: 195-205.

- [4] 易亮,李沿宗,徐志胜.半横向排烟隧道火灾烟气控制效果实验研究[J].防灾减灾工程学报,2011,31(1):85-90.
- [5] 任锐,谢永利.海底隧道半横向通风方式模型试验与数值仿真[J].长安大学学报,2011,31(1):63-68.
- [6] 任锐,谢永利,楼慧元.半横向通风方式隧道内污染物分布的数值仿真[J].防灾减灾工程学报,2011,31(1):96-101.
- [7] 王亚琼,谢永利,刘洪洲,等.海底隧道半横向通风孔物理模型试验[J].中国公路学报,2010,23(3):76-82.
- [8] 邱永海,楼波,许建红,等.火源与排烟口布置对隧道火灾排烟影响的数值模拟[J].2016,16(3):51-55.
- [9] 代言明,刘鹏飞,陶维号,等.隧道半横向排烟模式下不同排烟口分布的温度场数值模拟研究[J].火灾科学,2014,23(4):203-209.
- [10] 李俊梅,王继东,冯霄,等.某多匝道城市地下道路纵向排烟系统运行优化[J].广西大学学报,2016,41(4):1162-1169.
- [11] 李俊梅,尹晨晨,赵宇航,等.城市地下道路合流分岔路段烟气控制策略的优化研究[J].中国安全生产科学技术,2016,12(6):163-168.
- [12] 傅琼阁,段建提,陈建忠,等.城市隧道出口匝道气流组织形式试验研究[J].工业安全与环保,2014,40(11):20-22.
- [13] J. Ji*, Z.H. Gao, C.G. Fan, J.H. Sun. Large Eddy Simulation of stack effect on natural smoke exhausting effect in urban road tunnel fires. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 66: 531-542.

人防柴油电站通风设计探讨

蒋能飞

(深圳市建筑设计研究总院有限公司, 深圳 518031)

[摘要] 分析了柴油电站送排风系统的阻力, 对排除柴油机机头散热器热量两种方法用一个实例进行了对比, 说明柴油机机头散热器热量通过排风管排至室外的方法更加合理。

[关键词] 柴油电站; 散热量; 通风量计算

Ventilation Design of the Civil Defense Power Plant

Jiang Neng-fei

(Shenzhen General Institute of Architectural Design and Research Co. Ltd. Shenzhen 518031)

[Abstract] Analysis of the resistance of air supply and exhaust system of diesel power plant, to eliminate two kinds of methods of diesel engine radiator heat head with an example comparing the diesel engine with the heat of the radiator through an exhaust pipe to the outside row method is more reasonable.

[Keywords] civil defense power plant; heat release; calculating ventilation rate

0 引言

柴油发电机组作为一种备用电源在民用建筑中被广泛采用, 其作用是当市政电网出现故障或紧急用电时, 保证应急用电设备的正常运行。柴油机在运行中由于柴油的燃烧产生大量热量, 其热量主要为柴油机的散热量 Q_1 、发电机的散热量 Q_2 、柴油发电机排烟管的散热量 Q_3 及柴油发电机机头散热器的散热量 Q_4 , 为保证柴油机受热机件及增压器外壳等部分不受高温的影响, 并保证人员在机房内有一定的体力活动, 就要在受热部分进行冷却, 常见柴油发电机及其机房的冷却方式有水冷和风冷两种, 而目前民用建筑中最常用的中小型柴油发电机以风冷居多, 但是设计师在考虑风冷冷却方式时, 由于其考虑不周, 常导致室内温度过高, 而影响机组及人员的正常工作, 因此有必要对其风冷冷却方式的做法进行分析讨论。

1 阻力分析

柴油发电机房内的余热包括柴油机、发电机、排烟管道及柴油机机头散热器的散热量, 其计算公式详见文献[1]第4.5节“柴油电站通风设计”。对于民用建筑采用风冷系统, 根据《柴油发电机组设计与安装》(15D202-2)规定^[2], “若空气的进、出风口的面积不能满足要求时, 应采用机械通风并进行风量计算。当采用自然通风降温时, 机房的进、排风系统总阻力不宜大于 125Pa; 当通风管道总阻力超过 125Pa 时, 应设置机械送排风系统, 风机全压应根据风道阻力计算确定。”对于人防电站, 柴油发电机房的排风一般经过集气室-悬板防爆活门-风井-防雨百叶, 而所对应的悬板防爆活门的悬板受一定重力的限制, 需保持一定的张开角和通风通道面积, 此时通风阻力约为 50~100 Pa, 而防雨百叶风口有效系数为 0.5 时, 排风百叶的局部阻力系数为 $\zeta=8$, 取排风百叶风速为 4m/s, 则防雨百叶的阻力损失约为 77Pa, 再考虑其风井及集气室的阻力, 则总阻力超过 125Pa, 需设置机械通风系统, 而不宜通过自然通风来排除柴油机的热量。

2 通风量计算

柴油发电机房采用风冷系统, 同时柴油机冷却也采用风冷系统, 这时机房的排风不仅要考虑排出机房内的余热, 而且还应考虑排除柴油机机头散热器排到机房内的热量。对于采用机械排风, 柴油机机头散热器热量处理方式一般有两种: (1) 通过排风管排至室外; (2) 直接排至柴油发电机房, 具体做法详见图 1、图 2。

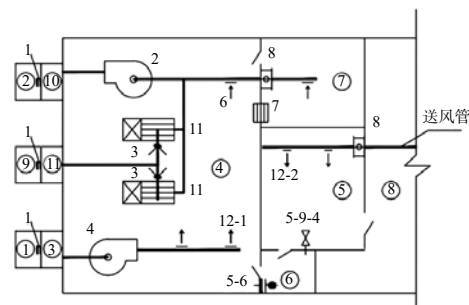


图1 排风管排至室外

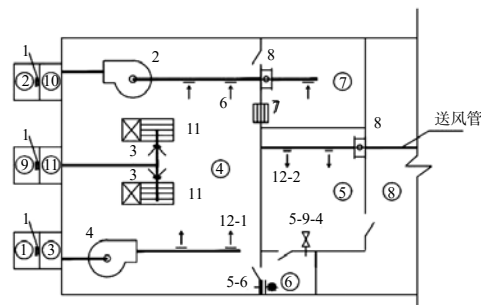


图2 直接排至柴油发电机房

(注: 1- 悬板活门; 2- 排风机; 3- 止回阀; 4- 进风机; 5- 送风口; 6- 排风口; 7- 防火风门; 8- 防火风门(70℃); 5-6- 超压排气活门; 5-9-4- 电动、手动密闭阀门; 11- 柴油发电机。)

作者简介: 蒋能飞 (1985—), 男, 深圳, 硕士研究生。
Email:jiangnengfei@yeah.net

2.1 通风量的计算公式

当采用机械排风系统时,排除机房内余热的通风量 L 可按下式计算:

$$L = \frac{Q}{0.337 \times (t_n - t_w)} \quad (1)$$

式中, L 为排除机房内余热所需通风量 (m^3/h); Q 为室内柴油发电机机房余热 (kW); t_n 为机房排风温度 ($^{\circ}\text{C}$), 根据《民用建筑电气设计规范》(JGJ 16-2008)第 6.1.13 条规定,对于柴油发电机房(隔室操作、自动化)夏季温度为 $32\sim 37^{\circ}\text{C}$, t_n 取 37°C ; t_w 为夏季通风室外计算温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

2.2 举例说明

某防空地下室柴油发电机房设机组 2 台,运行 1 台,备用 1 台,柴油机功率为 220kW ($300\text{h}\cdot\text{P}$),发电机功率为 200kW ;排烟管直径为 150mm 、长度为 30m ,采用矿渣棉制品保温,保温层厚度为 60mm , $q_e=0.196\text{kW/m}$;大气压力为 98.7kPa ;烟管温度 t_p 取 400°C ;机房设计温度为 37°C ;工程水源困难,冷却方式拟采用风冷,进风温度 $t_1=30^{\circ}\text{C}$ 。通过计算得到: $Q_1=27.41\text{kW}$, $Q_2=19.78\text{kW}$, $Q_3=5.88\text{kW}$, $Q_4=176.55\text{kW}$ 。从计算结果可以发现, $Q_4>Q_1+Q_2+Q_3$;显然,如果把 Q_4 直接排至机房内,将导致机房内余热大量的增加。为了更加直观的对比两种方法,现采用两种方法分别计算其通风量,并将其计算结果汇成表格,具体详见表 1。

表 1 两种方法比较

计算方法	机房内余热/kW	排风量/(m^3/h)	送风量/(m^3/h)	悬板活门数量/扇	排风管出口温度/ $^{\circ}\text{C}$
1	53.1	20957	22497	4	67
2	229.6	95798	97338	14	37

由于方法: (1) 通过排风管排至室外,其柴油机机头散热器热量不直接散发到机房内,余热量为 $Q_1+Q_2+Q_3$,送风量可以根据公式 (1) 可以求得,而排除柴油机机头散热器热量的最小风量可以通过样本查的

为 $19980\text{m}^3/\text{h}$,取最大值 $22497\text{m}^3/\text{h}$ 作为送风风量,室外空气首先冷却机房余热后,再经过柴油发电机冷却其柴油机机头,因此排风温度较高 (67°C);而方法 (2) 的机房余热量为 $Q_1\sim Q_4$ 之和,室外空气冷却机房余热后直接排出,其排风温度较低 (37°C),但是其送排风总量是方法 (1) 的 4.3 倍,如果悬板防爆波活门采用 HK800 (5),战时最大通风量为 $14500\text{m}^3/\text{h}$,则方法 (2) 送排风所需悬板活门数量为 14 扇,比方法 (1) 多 10 扇,受实际建筑工程条件的限制,方法 (2) 在工程实际设计中难以实现。

3 总结

3.1 对于人防电站,由于其通风系统的阻力较大,难以满足自然通风的要求,建议采用通风系统;

3.2 采用柴油机机头散热器热量通过排风管排至室外的方法:

(1) 其送排风风机风量较小,易于实现,这时机房的进风量按以下两种情况确定:应取 Max (机头散热器排风量(查样本得到),排除室内余热的进风量),

(2) 当机头散热器排风量大于排除室内余热的进风量时,取机头散热器排风量作为排风风机的风量,此时可以不在柴油发电机房内设置单独的排风口,其排风全部通过机头排出,而此时进风量为排风量加上燃烧空气量;

(3) 当机头散热器排风量小于排除室内余热的进风量时,取排除室内余热的进风量作为机房进风量,排风风机风量为进风量减去燃烧空气量,此时柴油发电机房内需设置排风口,其风量为排风风机风量减去机头散热器排风量。

参考文献

- [1] 住房和城乡建设部工程质量安全监管司.全国民用建筑工程设计技术措施 防空地下室 (2009 年版) [M].北京:中国计划出版社,2009.
- [2] 中国建筑标准设计研究院.15D202-2 柴油发电机组设计与安装 [M].北京:中国计划出版社,2015.

湖底隧道通风设计

王 欣

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘 要] 本文就湖底隧道工程部分根据相关规范要求判定隧道应设置机械通风系统和排烟系统。借鉴类似工程实例设计施工情况, 通风方案采用纵向通风方式。对隧道纵向通风的计算过程也作了简单的介绍。

[关键词] 隧道通风; 纵向通风; 射流风机

Approach to Determine Value of Variable Vapor Permeability of Autoclaved Aerated Concrete

Wang Xin

(Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China)

[Abstract] In this paper, the lake tunnel engineering part of the relevant norms according to the requirements of the tunnel should be set up mechanical ventilation system and exhaust system. Drawing on similar engineering examples of design and construction, ventilation program using vertical ventilation. The calculation of the longitudinal ventilation of the tunnel is also briefly described.

[Keywords] Tunnel ventilation; Longitudinal ventilation; Jet fan

1 工程概况

本路段采用湖底隧道方案, 隧道封闭长度 1040m, 为单向双孔双车道隧道, 隧道净高 5.2m, 宽约 10m, 单孔断面面积约 52m²。

汽车在行驶过程中排放 CO 气体, 产生烟雾, 为了保证隧道内良好的空气环境, 提供安全行车条件, 要求隧道内设置通风设施。同时为了在发生火灾时有效排除烟气, 根据《建筑设计防火规范》规定, 隧道应设置排烟装置。

2 主要设计原则

(1) 以人为本确保行车安全为准则, 满足行车环境卫生标准以及行车舒适性要求。

(2) 隧道火灾时应能及时控制和排除烟雾, 防止烟雾回流, 为人员疏散和施救提供有利条件。

(3) 充分利用行车产生的交通活塞风, 优先考虑投资小、运行节能、控制灵活的纵向通风方式。

(4) 在隧道或匝道出口环境敏感点处, 采取降低污染物排放和控制通风设备噪声措施, 满足环保要求。

(5) 在设计中应结合地形和线路走向, 合理的选择风道、风井和风塔形式。

3 通风方案设计

3.1 通风设计判定

本隧道为单向双孔双车道隧道, 隧道长度 1040m, 隧道通车根据道路专业条件按每孔隧道每小时通过 2500 辆车计算。按照《公路隧道通风照明设计规范》(JTJ026.1-1999) 规定, 对单向交通隧道, 当 $L \times N \geq 2 \times 10^6$ 时, 宜设置机械通风。根据《建筑设计防火规范》, 本隧道仅限通行非危险化学品等机动车, 属于三类隧道 (长度小于 1500m), 应设置机械排烟系统。

3.2 通风方式

本工程经过分析比较, 并借鉴类似工程实例设计施工情况, 通风方案采用纵向通风方式。其模式见图 1。

纵向通风方式是利用悬吊在隧道顶部的风机使空气沿隧道纵向流动, 达到通风目的的通风方式。风机一般采用射流风机, 射流风机可采用多组串联安装, 每组可采用多

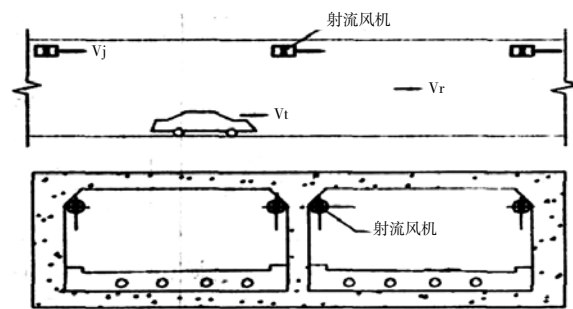


图 1 纵向通风示意图

台并联。射流风机的出口风速很高, 利用其射流可以诱导大量空气, 射流气流与诱导气流发生能量交换保持一定风压, 从而形成空气沿隧道流动的效果。采用射流风机进行纵向通风的计算原理是若干台射流风机运行时产生的推力 $Z \times S$ (Z 为封流风机台数, S 为单台风机的推力), 克服隧道内壁面的摩擦阻力及隧道外部自然风的阻力, 诱导隧道内空气以流速 V_r 流动, 达到通风的目的。

纵向射流风机通风具有以下特点:

(1) 通风系统简单, 不需要风道, 风机悬空安装, 可诱导隧道内空气, 风机体形小;

(2) 设备简单, 安装方便, 投资省;

(3) 对土建工程影响小;

(4) 通风排风从隧道端头从隧道两端低空排除, 对洞口周围环境有一定影响, 目前为回避进排风短路, 在有条件时可在隧道进出口部设置隔离墙。

3.3 排烟方式

隧道内发生火灾时, 在汽车行驶推力下, 烟雾会向车辆行驶方向流动, 火灾源位置上风方向的车辆将停止行驶, 而火灾下风向的隧道部分实际成为烟道, 消防人员难以扑救, 必须将火灾产生的烟雾有效排出。本工程采用了通风与排烟相结合的方案, 火灾发生时, 通风系统可转换为排烟系统, 按两者最不利风量进行设计。

4 通风设备选择

4.1 通风量计算

(1) CO 排放量及稀释 CO 的通风量计算
CO 的排放量计算:

$$Q_{CO}=q_{CO}\times fa\times fd\times fh\times fiv\times L\times N\times(1/3.6\times 10^6) \quad (1)$$

式中: q_{CO} 为每台车 CO 单位排放量 ($m^3/\text{辆}\cdot\text{km}$, 取 0.01; fa 、 fd 、 fh 、 fiv 为修正系数)

表 1 系数取值规范表

车速	fa	fd	fh	fiv	L	N	$Q_{CO}(m^3/s)$
50km/h	1	1.2	1	1	1040	2500	0.087
30km/h	1	2	1	1	1040	2500	0.014
10km/h	1	6	1	0.8	1040	1800	0.034

稀释 CO 的通风量 $Q_{req}(\text{CO})$ 按下式计算:

$$Q_{req}(\text{CO})=10^6\times Q_{CO}\times po\times T/(\delta\times p\times To) \quad (2)$$

式中: 隧道所在地夏季计算气温 T 取 306K, 计算大气压力取 999.4hPa。

表 2 计算结论

车速	允许浓度 δ	通风量
50km/h	125	79
30km/h	125	130.9
10km/h	250	155.7

(2) 烟雾产生量及稀释烟雾的通风量计算
烟雾排放量计算:

$$Q_{vi}=q_{vi}\times fa(vi)\times fd\times fh(vi)\times fiv(vi)\times L\times N\times(1/3.6\times 10^6) \quad (3)$$

式中: q_{vi} 为每台车烟雾的单位排放量 ($m^2/\text{辆}\cdot\text{km}$), 取 2.5; $fa(VI)$ 、 fd 、 $fh(VI)$ 、 $fiv(VI)$ 为修正系数。

稀释烟雾的需风量按下式计算:

$$Q_{req}(vi)=Q_{vi}/K \quad (4)$$

式中正常交通 $K=7.5\times 10^{-3}m^{-1}$; 阻塞交通 $K=9.0\times 10^{-3}m^{-1}$ 。
在车速 50km/h 和 30km/h 的状态下, 通风量计算结果如下表:

表 3 通风量计算结果

车速	q_{vi}	fm	fd	fiv	$Q_v(m^3/s)$	$Q_{req}(vi)(m^3/s)$
50km/h	2.5	0.4	1.2	1	0.87	105
30km/h	2.5	0.4	2	0.72	1.04	126

(3) 排烟风量计算

隧道排烟按火灾产生 20MW 热量设计, 根据《公路隧道设计规范》JTG D70-2004, 排烟状态下隧道风速取 3m/s。排烟状态下隧道风速取 3m/s, 折合通风量为每管隧道 156m³/s。

4.2 系统阻力计算

隧道内空气流动受到的阻力有: 自然风阻力, 通风气流阻力 $\Delta I'$ 为汽车行驶交通风力 $Ol'w$ 。射流风机群提供的总升压力应克服以上阻力并根据这一平衡计算出射流风机台数。

在通风计算中, 自然风阻力 Δpm 作为阻力考虑, 按下式计算:

$$\Delta pm=(1+\zeta c+\lambda' \times L/D')\times \rho/2\times Vm^2 \quad (5)$$

式中: ζc 为隧道入口损失系数; λr 为隧道壁面摩擦损失系数; Dr 为隧道断面当量直径; p 为空气密度; Vn 为自然风引起的洞内风速。

本隧道为单向行驶, 汽车行驶交通风力按下式计算:

$$\Delta p1=Am/Ar\times \rho/2\times n\times (V1-Vr)^2 \quad (6)$$

式中: Am 为汽车等效阻抗面积; Ar 为隧道净断面积; n 为隧道内车辆数; $V1$ 为车速; Vr 为设计风速。

通风气流阻力 $\Delta I'$, 按下式计算:

$$\Delta pr=(1+\zeta c+\lambda r\times L/Dr)\times \rho/2\times Vr^2 \quad (7)$$

经计算, 各项阻力计算结果列于下表:

表 4 阻力计算结果

车速	ΔPm (Pa)	ΔPr (Pa)	$\Delta P1$ (Pa)	隧道阻力 (Pa)
50km/h	30	6.3	-102	-65.7
30km/h	30	17.4	-60.4	-13
10km/h	30	25.1	0.3	55.4

4.3 风机选型

隧道计算最大风量为 156m³/s(排烟状态)。最大阻力为 55.41Pa(车速为 10km/h)。射流风机选择 Ø630 型, 风机功率 15kW, 风机出口风速 33.7m/s, 风机流量 10.5m³/s, 风机出口面积 0.312m²。

根据计算选择 10 台就可以满足要求。

参考文献

- [1] 《建筑设计防火规范》GB 50016-2006.
- [2] 《公路隧道设计规范》JTG D70-2004.
- [3] 《公路隧道通风照明设计规范》JTJ026.1-1999.
- [4] 《沉管隧道设计与施工》陈韶章主编.

地下车库氡迁移的数值模拟研究

李铖骏¹, 王汉青¹, 黄春华², 叶勇军¹, 谢东¹

(1. 南华大学环境保护与安全工程学院, 湖南衡阳 421001; 2. 湖南工业大学建筑与城乡规划学院, 湖南株洲 412000)

摘要: 计算了地下车库壁面的氡析出率, 建立了地下车库的几何模型, 采用 CFD 数值模拟的方法研究了室内温度、换气次数以及气流组织形式对室内氡浓度分布的影响。结果表明, 当室内温度为 5℃ 时, 室内平均氡浓度水平较低, 温度的升高将削弱通风排氡的效果。提高换气次数可以显著的降低室内氡的浓度, 除此之外, 采用合理的气流组织形式, 让气流充分穿越工作区也是提高排氡效率的可行方法。

关键词: 氡浓度; 地下空间; 温度; 数值模拟

Numerical Simulation of Radon Distribution in Underground Garage

Li Cheng-jun¹, Wang Han-qing¹, Huang Chun-hua², Ye Yongjun¹, Xie Dong¹

(1. Environmental Protection and Safety Engineering College of University of South China, Hengyang Hunan 421001, China; 2. Urban and rural design and Research Institute of Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412000, China)

[Abstract] By calculating radon exhalation rate of underground garage and establishing the geometry model, numerical simulation were conducted to evaluate the effect of indoor temperature, air change rate and air distribution on indoor radon concentration. The result showed that radon concentration was low when indoor temperature was 5℃ and radon removal efficiency of ventilation decreased with the rising temperature. Increasing the air change rate could significantly reduce the indoor radon concentration. Besides, a feasible method for improving radon removal efficiency of ventilation was adopting reasonable air organization to ensure air flowing through the workspace.

[Keywords] radon concentration; underground garage; indoor temperature; numerical simulation

0 引言

氡(²²²Rn)是一种天然的放射性气体,广泛存在于土壤以及岩石中,氡的半衰期为3.8天,衰变的时候将释放5.5-MeV的能量并产生新的放射性元素(²¹⁸Po、²¹⁴Pb、²¹⁴Bi及²¹⁴Po等)。氡是一种对人体有害的污染气体,已经有研究表明,长时间暴露在高浓度的氡及其子体的环境中会增大肺癌的患病风险。^[1-3]室内建筑中的氡主要来源于建筑地基下土壤氡的渗透以及建筑材料本身。为了防止室内氡对人体健康的潜在危害,必须对室内氡浓度进行控制,使其浓度低于对人体造成危害的阈值。我国规范中已有如下规定:公共居住的住房,对于已有建筑其平衡当量氡浓度不超过200Bq/m³,对于新建住房,其平衡当量氡浓度不超过100Bq/m³^[4];对于地下建筑,已用地下建筑的平衡当量氡浓度不超过400Bq/m³,新建地下建筑的平衡当量氡浓度不超过200Bq/m³^[5]。

近年来,人们针对室内氡运动规律以及室内氡浓度控制进行了大量的研究工作。Keramatollah Akbari^[6]研究了排氡通风对室内空气品质和节能性的影响,指出换气次数和通风口位置对室内氡浓度分布有重要影响。同时,采用地板下部加热能够提高氡排出效率,从而降低30%的能耗。Ji Eun Lee等人^[7]研究了室内换气次数和进风角度对室内氡浓度的影响,指出当室内换气次数为1次/h,室内氡浓度始终低于100Bq/m³,而当换气次数低至0.01次/h时,室内某些房间氡浓度超过148Bq/m³。研究还指出当进风角度为5°或者175°时,即使换气次数为1AC/H,仍有房间的氡浓度超过100Bq/m³。刘泽华等人^[8]利用CFD数值

仿真的方法研究了室内氡及其子体的来源和消除方法,宋想等人^[9]利用CFD数值仿真研究了进氡率恒定情况下,不同通风状况对室内氡环境的影响。

地下空间处于地表下层,土壤中的氡更容易进入室内,氡污染的情况更为严重。因此,学者们针对地下空间氡的控制进行了许多研究。Dong Xie^[10]等采用实验测量的方法对建筑地下室进行了氡水平的环境因素影响实验,发现室内氡水平在秋季时最高,研究进一步指出室内氡水平与室外大气压、室内外温差以及室内外压力差有着明显的关系。此外,国内学者还对地下空间氡控制的气流组织形式以及产生机理进行了数值仿真模拟,对已有地下空间的氡浓度进行了实测^[11-14]。

本文将在已有研究的基础上,采用CFD数值模拟的方法研究室内温度、换气次数以及气流组织形式对地下车库氡浓度分布的影响,提出改善地下车库氡控制的建议和方法。

1 理论及方法

本节将介绍室内流场的控制方程,氡析出、扩散的理论和计算方法以及数值仿真中的若干假设。

1.1 基本控制方程

室内流体流动的基本控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程以及相关湍流模型,可查阅相关资料^[15]。氡浓度方程和氡扩散系数计算如下式:

(1) 氡浓度方程

氡在空气中以气体的形式存在,它对气流流动的影响基本可以忽略,稳态下的氡浓度符合下列表达式:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(u_j c) = D_{eff} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial c}{\partial x_j} \right) - \lambda c C \quad (1)$$

式中: u 表示方向上的分速度(m/s); c 表示氡的质

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11575080)。

作者简介: 李铖骏(1990—),男,湖南株洲,南华大学博士生。

Email:chengjun901129@126.com

量浓度 (kg/m^3)； D_{eff} 代表了氮在空气中的有效扩散系数 (cm^2/s)； λ 表示氮的衰变常数 (s^{-1})； ε 表示孔隙率； C 表示介质中的氮浓度 (Bq/m^3)。

(2) 氮扩散系数

式 (1) 中的有效扩散系数可由下式确定：

$$D_{\text{eff}} = D + D_t \quad (2)$$

式中： D 为氮自由扩散系数； D_t 为紊流脉动引起的浓度扩散； D 和 D_t 的计算可由以下公式确定：

$$D = D_0 \frac{P_0}{P} \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3)$$

$$D_t = \frac{v_t}{\sigma_c} \quad (4)$$

式中： D_0 、 P_0 、 T_0 均代表 20°C 时氮的扩散系数、大气压力及热力学温度值； v_t 为紊流运动黏性系数 (m^2/s)，可由紊流模型计算； σ_c 为浓度的紊流施密特数。

1.2 氮析出计算模型

地下空间进氮主要有三个来源，房基土壤析出的氮，建筑材料释放出的氮以及室外空气中所含的氮，土壤析氮以及建筑材料析氮可由下列公式计算^[16]：

(1) 土壤气体逸出引起的氮析出

$$E_s = v C_{sq} \quad (5)$$

式中： v 表示氮在土壤中的渗透率可由式 (6) 计算 (m/s)； C_{sq} 为土壤最上层氮浓度 (Bq/m^3)。

$$v = \frac{v}{\varepsilon} \quad (6)$$

式中： v 表示对流速度 (m/s)； ε 表示土壤孔隙率。

(2) 建材镭衰变引起的氮析出

$$E_{bm} = G_{bm} l_{bm} \tanh\left(\frac{l_b}{l_{bm}}\right) \quad (7)$$

式中： G_{bm} 代表建材的产氮率可由式 (8) 计算 (Bq/m^3)； l_{bm} 为材料中氮的扩散长度可由式 (9) 计算 (m)； l_b 为建材厚度 (m)。

$$G_{bm} = G_m \lambda \rho_m \eta_m \quad (8)$$

$$l_{bm} = \sqrt{\frac{D}{\lambda \varepsilon}} \quad (9)$$

式中： G_m 为建材中镭的比活度 (Bq/kg)； λ 为氮衰变常数 (s^{-1})； ρ_m 为建材密度 (kg/m^3)； η_m 为建材射气系数； ε 为建材孔隙率； D 为氮在建材中的扩散系数 (cm^2/s)。

(3) 同时考虑镭衰变和建材中贴近土壤一侧氮浓度扩散引起的析氮率

$$E_m = E_m' - a_m C_{m2} \quad (10)$$

式中： E_m 是总的建材析氮率 ($\text{Bq}/\text{m}^2\text{s}$)；为贴近土壤建材的当量析氮率可由式 (11) 确定 ($\text{Bq}/\text{m}^2\text{s}$)； C_{m1} 、 C_{m2} 分别为土壤与空气交界面和主流区空气氮浓度 (Bq/m^3)； a_m 建材的反扩散系数 (cm^2/s)。

$$E_m' = E_{bm} + \frac{\lambda \varepsilon l_{bm}}{2 \sinh\left(\frac{l}{l_{bm}}\right)} C_{m1} \quad (11)$$

(4) 进氮率计算

根据计算的析氮率可以采用式 (12) 换算成进氮率：

$$U = 3600 E \frac{S}{V} \quad (12)$$

式中： U 为进氮率 (Bq/m^3)； E 为氮析出率 ($\text{Bq}/\text{m}^2\text{s}$)； S 为进氮面积 (m^2)； V 为房间新风量 (m^3/h)。

1.3 相关假设

本文在数值仿真模拟中做了如下假设：

(1) 流体视为理想不可压缩的牛顿流体，流场已经过充分长的时间，采用稳态计算的方法。

(2) 各壁面氮析出率以及大气中的氮浓度为恒定值。

2 数值模拟边界条件

2.1 氮浓度计算参数

氮计算有关的参数值见表 1，将各参数其代入式 (5) — (11) 可以求得进氮率大小。

表 1 氮计算相关参数表

参数			
氮密度 (kg/m^3)	9.73	λ (s^{-1})	2.098×10^{-6}
氮热容 ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)	93.63	ρ_m (kg/m^3)	2400
氮导热系数 ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)	3.61	η_m	0.2
相对原子质量	222	建材孔隙率 ε	0.25
动力粘性系数 ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)	1.8×10^{-5}	建材中氮扩散系数 D (cm^2/s)	3.5×10^{-6}
C_{sq} (Bq/m^3)	6920	L_b (m)	0.3
v (m/s)	7×10^{-6}	C_{m1} (Bq/m^3)	3460
土壤孔隙率 ε	0.5	C_{m2} (Bq/m^3)	10
G_m (Bq/kg)	84.9	a_m (cm^2/s)	6.87×10^{-6}

2.2 几何模型

图 1 是采用 Solidworks 软件建立的地下车库模型图，车库内部长、宽、高分别为 20m、16m 和 3.7m，设有两个送风口和两个排风口以及一个自然进风口，排风口尺寸 550mm×300mm，送风口尺寸 450mm×300mm，室内无热源，冬夏季不考虑空气调节。

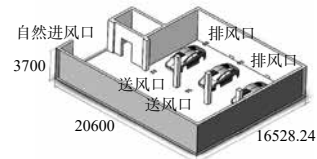


图 1 地下车库几何模型图

模型中地面、墙壁以及顶面有着不同的氮析出率，可由下表计算：

表 2 建筑不同部位氮析出率

	氮析出率 ($\text{Bq}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)
地面	$E_s + E_m$
墙壁	E_m
顶面	E_{bm}

2.3 工况控制

本文通过 3 个工况分别研究不同室内温度、不同换气次数以及不同气流组织形式对室内氮浓度的影响。

(1) 工况 1

氮的扩散是由于热运动，气体分子沿浓度减少方向位移的结果，氮的扩散是室内氮迁移的一种重要机理^[16]，扩散与温度有着直接的联系，选取典型夏热冬冷地区冬季、过渡季节和夏季的平均温度作为参考值，如表 3 所示：

表 3 工况 1 变量控制表

室内温度 / $^\circ\text{C}$	换气次数 / (AC/H)	送风量 / (m^3/h)	排风量 / (m^3/h)	气流组织形式
5 (冬季)	1	696	870	上送上回
25 (春秋季)	1	696	870	上送上回
35 (夏季)	1	696	870	上送上回

(2) 工况 2

换气次数对室内氡浓度的分布有着重要的影响,我国规范中规定^[17],地下停车库单层停放,采用机械通风时,排风量可采用换气次数法计算,层高超过 3m 按 3m 计算,不足 3m 的按实际面积计算。车辆出入较多时取 6 次/h,中等 5 次/h,较少 4 次/h。为保持停车库内处于负压状态,送风量取排风量的 80%。选取的换气次数如表 4 所示:

表 4 工况 2 变量控制表

室内温度 / $^{\circ}\text{C}$	换气次数 /(AC/H)	送风量 /(m ³ /h)	排风量 /(m ³ /h)	气流组织形式
35	0.1	69.6	87	上送上回
35	1	696	870	上送上回
35	2	1392	1740	上送上回
35	4	2784	3480	上送上回

(3) 工况 3

室内气流的组织也会对氡的扩散产生影响,选取上送上回和上送下回的气流组织形式,分析风口位置对室内氡分布的影响,变量控制如表 5 所示:

表 5 工况 3 变量控制表

室内温度 / $^{\circ}\text{C}$	换气次数 /(AC/H)	送风量 /(m ³ /h)	排风量 /(m ³ /h)	气流组织形式
35	1	696	870	上送上回
35	1	696	870	上送下回

3 数值模拟结果分析

3.1 工况 1

图 2 是不同温度下,室内的氡浓度云图,从图中可以看出室内的氡浓度呈“层状”分布,越靠近地面其氡浓度水平越高,随着高度的增加,氡浓度逐渐降低,造成这种现象有两个原因,一是地面的进气率要高于墙壁以及顶面的进气率,二是因为氡的密度较大,容易沉积在地表附近。图 3 是在室内中心监测到的不同温度下沿高度方向的氡浓度衰减曲线图,可以看出在温度为 5 $^{\circ}\text{C}$ 时氡的浓度衰减较

快,而随着温度的升高,氡浓度衰减较低温时减缓,25 $^{\circ}\text{C}$ 和 35 $^{\circ}\text{C}$ 的情况衰减趋势接近。

图 4 是距地面 30cm、150cm 和 270cm 截面上的平均氡浓度柱形图,对比三个截面的平均氡浓度,可知无论在哪个温度下,离地距离较小的截面比下一级高程截面平均氡浓度均高出 100Bq/m³ 以上。三个截面上的平均氡浓度在温度为 5 $^{\circ}\text{C}$ 时均处于最低值,在温度为 35 $^{\circ}\text{C}$ 时均处在最高值。当温度较低时,室内的氡浓度值较低,而当温度较高时,室内氡浓度值较高,侧面反映出低温更有利于室内氡的排出,随着温度的升高,氡在空间内的扩散作用加强,从而减弱了通风排氡的效果。

3.2 工况 2

图 5 是室内取不同的换气次数时各高度截面上的氡浓度平均值柱形图,从图中可以看出换气次数对室内氡浓度水平有着重要的影响,当室内换气次数为 0.1AC/H 时,室内距地面 150cm 人员活动高度的平均氡浓度高达 1891Bq/m³,而当换气次数取 1AC/H 时,室内距地面 150cm 人员活动高度的平均氡浓度降为 217Bq/m³,符合已有地下车库氡浓度限制标准,而当按照规范要求换气次数取 4AC/H 时,其平均氡浓度仅为 41Bq/m³。

3.3 工况 3

图 6 是两种气流组织下的室内速度云图,对比图 6 的 (a) (b) 两图可以明显看出,采用上送上回的气流组织形式时,室内气流速度较低,且形成了几个速度低于 0.01m/s 的低速区域。而当采用上送下回的气流组织形式时,室内平均气流速度增大,且室内各处无明显的低速区,从通风的可及性来说,采用上送下回的气流组织形式优于上送上回的气流组织形式。

图 7 是不同气流组织形式下距离地面 150cm 人员活动高度截面上的氡浓度等高线图,图 7 (a) 可以看出采用上送上回的气流组织形式时,在送风口和排风口下位置的氡浓度较低,而在截面中间部位的氡浓度较高,形成了局

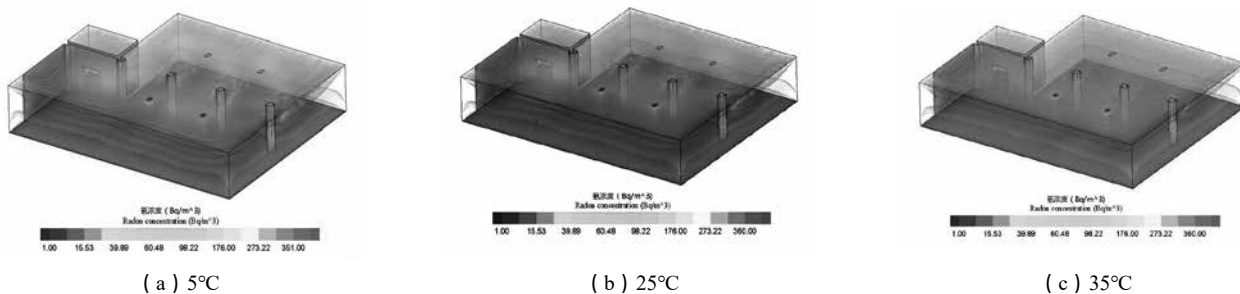


图 2 不同温度下室内氡浓度云图

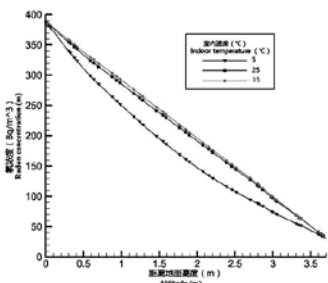


图 3 不同温度下室内氡浓度衰减曲线图

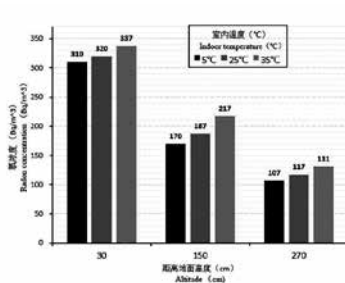


图 4 不同温度下室内不同高度氡浓度柱形图

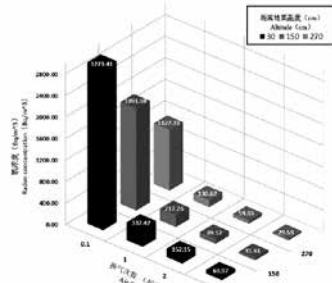


图 5 不同换气次数下室内不同高度氡浓度柱形图

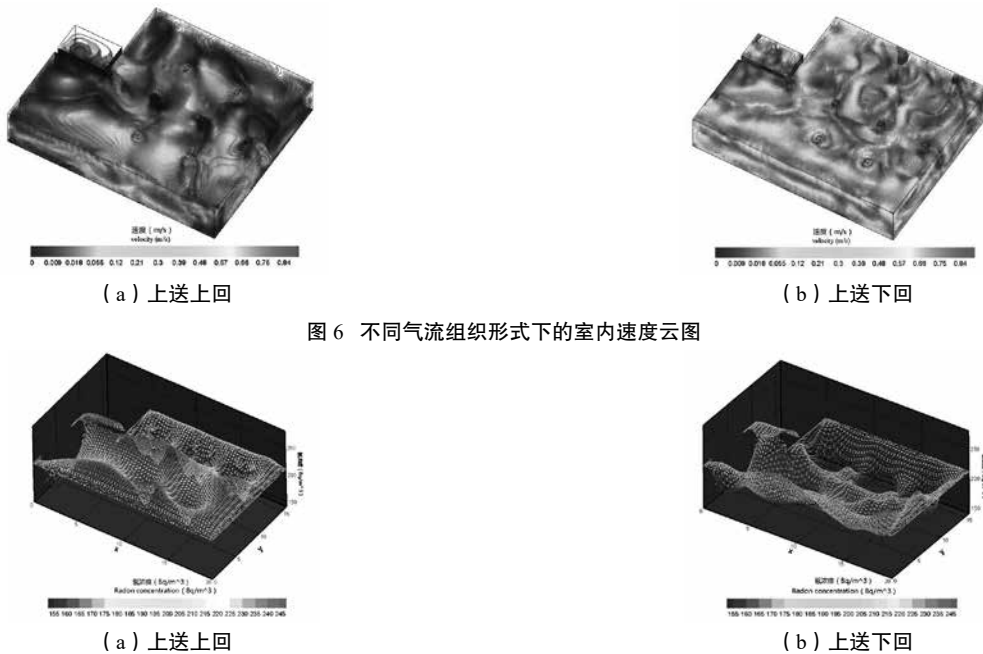


图6 不同气流组织形式下的室内速度云图



图7 不同气流组织形式下的室内氡浓度等高线图

部氡浓度较高的区域。相比之下,图7(b)在整个截面上的氡浓度普遍较低,这说明采用上送下回的气流组织形式后,气流较好的穿越了需要工作的区域,有效地减小了室内的氡浓度,从排氡效果上来说,采用上送下回的气流组织形式也优于上送上回的气流组织形式。

4 结论

本文计算了地下停车场各壁面的进氡率,建立了地下停车场氡扩散的数学和几何模型,利用CFD数值仿真模拟分析了室内温度、换气次数以及气流组织形式对室内氡浓度分布的影响,得出了以下结论:

从模拟结果上来看,当室内温度较低时,通风控氡的效果要优于室内温度较高的时候,这提示在设计控氡系统时可以分季节进行控制,即在冬季可以降低控氡的风量,而在温度较高的时候适当加大控氡的风量。

增大换气次数可以明显地改善室内的氡环境,当换气次数为1AC/H时,室内氡浓度已经符合规范上的要求,因此对于采用机械通风的情形,当室内换气次数超过1AC/H时,基本可以认为已经具备足够的排氡的能力。

合理的气流组织形式可以在不改变风量的情况下提高排氡能力,在设计中尽可能的让气流穿过需要排氡的位置,让气流携带更多的氡排到室外,将能进一步提高系统的节能性。

参考文献

- [1] World Health Organization, WHO Handbook on Indoor Radon: a Public Health Perspective, WHO Press, France (2009).
- [2] S. Page, J. Environ. Health, 56, 27 (1993).
- [3] International Agency for Research on Cancer, IARC Monographs on the Evaluation of Carcinogenic Risks to Humans: Man-made Mineral Fibres and Radon, IARC Press, U.K. (1988).
- [4] GB/T 16146-2015, 室内氡及其子体控制要求 [S].
- [5] GBZ 116-2002, 地下建筑氡及其子体控制标准 [S].
- [6] Akbari K. IMPACT OF RADON VENTILATION ON INDOOR AIR QUALITY AND BUILDING ENERGY SAVING[J]. Mälardalen University, 2009.
- [7] Ji E L, Park H C, Hang S C, et al. A numerical study on the performance evaluation of ventilation systems for indoor radon reduction[J]. Korean Journal of Chemical Engineering, 2016, 33(3):1-13.
- [8] 刘泽华,刘畅荣,蒋新波,等. 空调室内氡及粒子污染的传播及其数值模拟 [J]. 建筑热能通风空调, 2006, 25(5):63-68.
- [9] 宋想,鲁彦霞,李成果. 室内 $\sim(222)\text{Rn}/\sim(220)\text{Rn}$ 浓度分布的CFD模拟 [J]. 衡阳师范学院学报, 2012, 33(3):55-58.
- [10] Xie D, Liao M, Kearfott K J. Influence of environmental factors on indoor radon concentration levels in the basement and ground floor of a building-A case study[J]. Radiation Measurements, 2015, 82:52-58.
- [11] 刘培源,姚杨,王清勤,等. 地下空间氡的产生机理及通风控制 [J]. 建筑热能通风空调, 2006, 25(3):64-68.
- [12] 刘培源,姚杨,陈鹏飞. 地下空间氡的室内气流组织模拟 [J]. 建筑热能通风空调, 2009, 28(3):47-50.
- [13] 梅爱华,范伟. 地下空间辐射问题浅析 [J]. 广东建材, 2005(12):106-107.
- [14] 张海薇,余松科,李婷,等. 成都市地下停车场氡浓度水平调查 [J]. 科技创新与应用, 2015(8):19-20.
- [15] 王汉青. 暖通空调流体流动数值计算方法与应用 (精) [M]. 科学出版社, 2013.
- [16] 黄强. 城市地下空间开发利用关键技术指南 [M]. 中国建筑工业出版社, 2006.
- [17] 建设部工程质量安全监督与行业发展司. 全国民用建筑工程设计技术措施:暖通空调·动力 [M]. 中国计划出版社, 2003.

某多点进出城市地下道路通风网络分析

董启伟, 李炎锋, 李俊梅, 李嘉欣, 李云飞, 徐晨亮

(北京工业大学建筑工程学院, 北京 100124)

[摘要] 与单点进出型地下道路相比, 由于存在多个分流和合流匝道, 多点进出型的复杂地下道路在隧道内的空气流速、烟气扩散等方面会呈现复杂的形态。本文借助通风模拟软件 IDA RTV 对某多点进出城市地下道路原有的通风排烟策略进行模拟评估, 并对通风效果不好的方案进行优化分析, 减少风机开启台数, 确定了隧道三种工况下的风机开启策略, 并对匝道风机开启对于主路风速的影响进行研究。研究表明, 分区段排烟时, 区段内的射流风机全部开启, 这种运行模式不合理, 导致竖井下游风速过大, 匝道风机的开启对于主路风速具有一定的影响, 在进行通风防排烟设计时应充分考虑匝道位置及匝道风机的开启方式, 分区段排烟时, 可采用逆向开启竖井下游风机的方式将烟气更有效的通过竖井排出。该结果为其他复杂地下道路的通风排烟设计提供理论与依据。

[关键词] 分流和合流匝道; 多点进出城市地下道路; 通风排烟策略

Analysis of Ventilating Network of a Urban Underground Roads of Multi-point Entry and Exit

Dong Qi-wei, Li Yan-feng, Li Jun-mei, Li Jia-xin, Li Yun-fei, Xu Chen-liang

(1.(Beijing University of technology, The College of Architecture and Civil Engineering, Beijing 100124, China)

[Abstract] Compared with the underground road of single-point entry and exit, due to the existence of the converging intersections and diverging intersections, the urban underground road of multi-point entry and exit can show complicated forms in the air flow rate and smoke movement. In this paper, the strategies of original ventilating and exhausting smoke of a certain urban underground of multi-point entry and exit road are simulated and evaluated by ventilation simulation software IDA RTV, the poor ventilation scheme is analyzed, the number of fans is reduced and the opening strategy of fans in the tunnel under three conditions is determined. And the influence of the ramp fans on the wind speed of main road is studied. The results provide the theoretical basis for the ventilation and exhaust design of other complicated underground roads.

[Keywords] converging intersections and diverging intersections; the urban underground road of multi-point entry and exit; strategies of ventilating and exhausting smoke

0 引言

作为隧道的一种, 城市地下道路有一般隧道的特性, 但也有其特殊的方面。例如交通量大, 纵坡多、坡度大, 岔路、弯道等结构较复杂的路段多, 使得隧道内的通风排烟气流组织相对困难, 通风及排烟效果难以控制。并且与长大隧道和水底隧道的火灾研究相比, 城市地下道路出现的时间较晚, 且出现的规模和影响层次远不及前者, 因此, 对其火灾安全研究投入不足, 对其内部火灾及烟气蔓延的特殊性缺乏认识。发达国家在城市地下道路火灾研究方面较早, 英国的 Carvel^[1-3]、日本的 Kurioka 等^[4]对纵向风速及隧道结构对车辆热释放率和火灾特性的影响进行了研究。Vauquelin 等人则对对半横向往排烟的排烟特性及影响因素进行了小尺寸的实验研究^[5-6]。

和国外相比, 我国对于城市地下道路的研究开展的较少。姜学鹏, 刘琪^[7]等人利用 FDS5.0 模拟软件, 在《隧道集中排烟口间距的多目标决策分析》一文中研究了集中排烟量、机械补风风速、等因素对集中排烟效果的影响。袁建平^[8]在《城市隧道火灾组合式排烟特性研究》利用 1/20 小尺寸模型实验对城市隧道火灾组合通风排烟方式下的排烟特性进行了研究, 对不同纵向风速和不同排烟量下温度和烟气实验结果进行了分析。现阶段, 由于对城市地下道路内部火灾及烟气蔓延的特殊性缺乏认识, 主要通过性能化方法来解决其防火设计问题^[9-13]。但性能化设计

中以火灾点下游车辆能以大于临界风速的速度不断远离火源和烟气的假设设计的纵向烟气控制系统能否适应拥堵的城市地下道路还是个疑问, 性能化设计尽管可以针对具体工程提出经济合理的防火设计方案, 但并不能从根本上解决城市地下道路的火灾安全问题。本文借助通风模拟软件 IDA RTV 对某多点进出城市地下道路原有的通风排烟策略进行模拟评估, 并对通风效果不好的方案进行优化分析, 确定风机开启策略, 并对匝道风机开启对于主路风速的影响进行研究。

1 工程概况

某城市地下道路通风设计段全 4685m, 分两期建设, 一期通风设计段长 2660m, 二期通风设计时段长 2025m, 隧道性质为城市主干道。该地下道路主线隧道设置 2 座火灾排烟专用竖井, 将全线 4685m 隧道划分为 3 个排烟区段, 以减少排烟距离, 有助于人员疏散及火灾救援。火灾工况时, 开启竖井内轴流风机排烟, 分区段射流风机进行辅助排烟。

2 IDA RTV 软件介绍

IDA Road Tunnel Ventilation (RTV) 是瑞典 EQUA Simulation AB 使用 Modelica 语言开发的模块化隧道通风模拟软件, 核心求解器 IDA Solver 能求解模块化的微分代数方程组。程序使用集总参数模型, 在每段隧道模块内参数以平均量表达。利用整个隧道的空气质量流和全压的平衡关系, 以及稳态流动能量方程, 求解每段隧道的风流参数。主要方程包括每段隧道的全压差平衡方程、通风竖井的压力损失

作者简介: 董启伟 (1993—), 男, 山东德州, 在读研究生。

Email: dongqiwei@emails.bjut.edu.cn

(或升压)方程、隧道分流与合流的局部阻力损失方程、隧道出入口的风压差方程、每段隧道的热平衡方程、壁面导热方程和火源模型等。

3 工况设计

模拟工况 1: 沿行车方向第二座竖井下游(区段 1)发生火灾时(如图 1), 区段 1 内射流风机正向运转以满足排烟临界风速, 第 2 座竖井送风, 烟气由出洞口排出。



图 1 区段 1 排烟示意图

模拟工况 2: 沿行车方向区段 2, 即两座竖井之间发生火灾时(如图 2), 区段 2 内射流风机正向运转以满足排烟临界风速, 第 1 座竖井送风, 第 2 竖井就近将烟气排出。

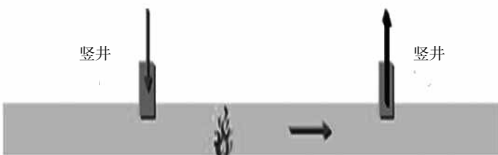


图 2 区段 2 排烟示意图

模拟工况 3: 沿行车方向第一座竖井上游(设为区段 3)发生火灾时(如图 3), 区段 3 内射流风机正向运转以满足排烟临界风速, 第 1 座竖井内排烟风机开启就近将烟气排出。



图 3 区段 3 排烟示意图

4 模拟结果分析

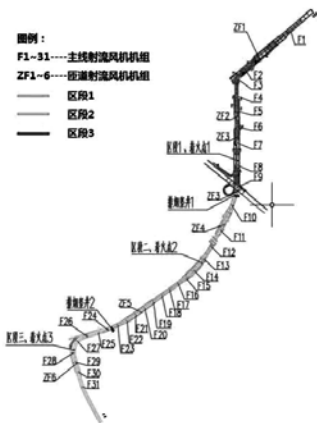


图 4 射流风机布置示意图

模拟工况 1: 区段 1 内发生火灾

(1) 运行工况 1.1: 设计运行模式, 竖井 2 送风, 区段 1 内射流风机全开, 匝道风机进送出排。

(2) 运行工况 1.2: 设计运行模式, 竖井 2 送风, 区段 1 内射流风机全开, 匝道风机停止运行。

各工况下火源附近的风速、竖井处向下游的风速见表 1。

表 1 模拟工况 1 各运行工况火源附近的风速

运行工况	火源附近的风速 (m/s)
运行工况 1.1	4.14
运行工况 1.2	3.89

由上表可以看出, 与模式 1.1 相比, 匝道风机停止运行时, 火源附近的风速变化不大, 风速大于临界风速(临界风速取 3.3m/s, 以下均相同), 说明烟气逆流得到了控制, 火源下游风速较工况 1.1 有所增加, 烟气的排出效率有所提高, 此工况下的烟气控制效果优于模式 1.1。此模式应为火灾发生在区段 1 的风机最佳运行模式。

模拟工况 2: 区段 2 内发生火灾

(1) 运行工况 2.1: 设计运行模式, 竖井 2 送风, 竖井 1 排烟, 区段 2 内射流风机全开, 匝道风机进送出排。

(2) 运行工况 2.2: 竖井 2 送风, 竖井 1 排烟, 区段 2 内射流风机全开, 匝道风机停止运行。

(3) 运行工况 2.3: 竖井 2 送风, 竖井 1 排烟, 区段 2 内射流风机运行的数目减少一半, F10、F12、F16、F18、F20、F22 开启, 区段 1 内射流风机机组 F7 逆向开启, 匝道风机进送出排。

(4) 运行工况 2.4: 竖井 2 送风, 竖井 1 排烟, 区段 2 内射流风机运行的数目减少一半, F10、F12、F16、F18、F20、F22 开启, 区段 1 内射流风机机组 F7 逆向开启, 匝道风机停止运行。

各工况下火源附近的风速、竖井处向下游的风速见表 2。

表 2 模拟工况 2 各运行工况火源附近的风速、竖井处向下游的风速

运行工况	火源附近的风速 (m/s)	竖井处向下游的风速 (m/s)
运行工况 2.1	5.99	2.68
运行工况 2.2	6.20	2.37
运行工况 2.3	3.56	0.9
运行工况 2.4	4.04	0.5

比较以上 4 种运行工况可以发现, 前两种工况隧道内风速过大, 且排烟竖井排烟效率低。当减少风机运行数目, 并逆转排烟风机下游风机后, 隧道内的风速降低, 由于模式 2.4 排烟效率高, 火源附近风速较接近设计临界风速, 因此, 区段 2 发生火灾时, 运行 2.4 模式, 烟气控制效果好。

模拟工况 3: 区段 3 内发生火灾

(1) 运行工况 3.1: 设计运行模式, 区段 3 内射流风机全开, 匝道风机进送出排。

(2) 运行工况 3.2: 区段 3 内射流风机全开, 匝道风机关闭。

(3) 运行工况 3.3: 区段 3 内除射流风机机组火源附近 F28 外全部开启, 区段 2 射流风机机组 F21、F23 逆向开启, 匝道风机进送出排。

(4) 运行工况 3.4: 区段 3 内除射流风机机组火源附近 F28 外全部开启, 区段 2 射流风机机组 F21、F23 逆向开启, 匝道风机不运行。

各工况下火源附近的风速、竖井处向下游的风速见表3。
表3 模拟工况3各运行工况火源附近的风速、竖井处向下游的风速

运行工况	火源附近的风速 (m/s)	竖井处向下游的风速 (m/s)
运行工况 3.1	5.5	1.91
运行工况 3.2	5.29	1.70
运行工况 3.3	4.26	0.63
运行工况 3.4	3.91	0.29

比较4个风机运行方案可以看出,工况3.4运行模式下,较接近设计工况,且排烟效率高,因此,区段3中部发生火灾时,风机可按工况3.4模式运行,即火源附近射流风机停止运行,竖井下游两组风机逆转送风,而匝道风机停止运行。

5 结论

通过对以上通风设计方案进行模拟评估可以发现:

(1) 分区段排烟时,区段内的射流风机全部开启,这种运行模式不合理,导致竖井下游风速过大,烟气过度扩散,竖井排烟效率不高,严重影响烟气的顺利排出。

(2) 匝道风机的开启对于主路风速具有一定的影响,在进行通风防排烟设计时应充分考虑匝道位置及匝道风机的开启方式。

(3) 分区段排烟时,可采用逆向开启竖井下游风机的方式将烟气更有效的通过竖井排出。

参考文献

- [1] Carvel R O, Beard A N, Jowitt P W. The influence of tunnel geometry and ventilation on the heat release rate of fire[J]. Fire Technology, 2004, 40 (1): 5-26.
- [2] Carvel R O, Beard A N, Jowitt P W, Drysdale D D. Variation of heat release rate with forced longitudinal ventilation for vehicle fires in tunnels[J]. Fire Safety Journal, 2001, 36: 569-96.
- [3] Carvel R O, Beard A N, Jowitt P W. The influence of longitudinal ventilation systems of fires in tunnels[J]. Tunnelling and Underground Technology, 2001, 16: 3-21.
- [4] Hitoshi K, Yasushi O, Hiroomi S. Fire properties in near filled of square fire sources with longitudinal ventilation in tunnels[J]. Fire safety Journal, 2003, 38: 319-340.
- [5] Vauquelin O, Megret O. Smoke extraction experiments in case of fire in a tunnel[J]. Fire Safety Journal, 2002, 37: 525-533.
- [6] Vauquelin O, Telle D. Definition and experimental evaluation of the smoke 'confinement velocity' in tunnel fires[J]. Fire Safety Journal, 2005, 40: 320-330.
- [7] 刘琪, 姜学鹏, 蔡崇庆. 隧道集中排烟口间距的多目标决策分析[J]. 安全与环境学报, 2013, (02): 214-218.
- [8] 袁建平, 方正, 唐智等. 城市隧道火灾组合式排烟特性研究[J]. 武汉大学学报(工学版), 2010, (06): 738-742.
- [9] 李磊, 刘文利, 唐海等. 北京奥林匹克公园地下交通联系通道性能化防火设计研究, 科技导报 2008, 26(15): 41-46.
- [10] 李磊, 刘文利, 肖泽南等. 金融街地下车行系统消防安全性能化设计评估, 消防技术与产品信息, 2004, 1: 4-7.
- [11] 华高英, 王伟, 甘甜等. 北京市 CBD 地下交通联系隧道火灾烟气控制研究, 暖通空调, 2010, 40(12): 75-79.
- [12] 华高英. 城市地下交通联系隧道性能化防火设计研究[硕士学位论文], 北京工业大学, 2009.
- [13] 姜学鹏, 徐志胜, 黄益良等. 苏州火车站地下交通联系通道火灾烟控方案的性能, 科技导报, 2009, 27(9): 77-82.

地下道路纵向通风的火区通风压力损失分析

李嘉欣, 李炎锋

(北京工业大学建筑工程学院, 北京 100024)

[摘要] 为了解决地下道路纵向通风系统设计中如何计算火灾工况下的火区风压损失问题, 基于热力学平衡关系建立了火区风压损失模型, 并得到了半经验计算公式, 利用模型实验和 CFD 模拟对公式的有效性做了初步验证。结果表明: 在临界风速^[1]下, 火区的风压损失与对流热释放速率成正比, 与上游风速和隧道断面积成反比; 提出的计算公式与隧道火灾实验拟合公式得出的规律一致且结果接近, 相较而言, 优点在于有明确的理论基础和风速取值; 为使地下道路通风系统阻力计算准确可靠, 进而制定有效的应急通风运行方案, 有必要考虑火区的风压损失, 提出的风压损失公式经深入验证后可用于设计计算。

[关键词] 地下道路; 火灾; 风压损失; 临界风速; 热压力

Analysis on Ventilation Pressure Loss of Fire Area in Longitudinal Ventilation of Underground Road

Li Jia-xin, Li Yan-feng

(Beijing Key Laboratory of Green Built Environment and Energy Efficient Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100024, China)

[Abstract] In order to solve the problem of ventilation pressure loss in the fire area under the fire condition, the wind pressure loss model of the fire area is established based on the thermodynamic equilibrium relation. The semi-empirical calculation formula is obtained by using the model experiment and CFD simulation. The validity of the formula is verified. The results show that the ventilation pressure loss in the fire zone is proportional to the convective heat release rate at the critical velocity, which is inversely proportional to the upstream ventilation velocity and the tunnel cross-sectional area. The proposed formula is consistent with the law of the tunnel fire test fitting formula that results are close, in contrast, the advantage lies in a clear theoretical basis and ventilation velocity values; in order to make the underground road ventilation system resistance calculation is accurate and reliable, and then develop an effective emergency ventilation operation program, it is necessary to consider the fire zone ventilation pressure loss, The proposed ventilation pressure loss formula can be used for design calculation after thorough verification.

[Keywords] Underground road; fire; ventilation pressure loss; critical ventilation velocity

0 引言

隧道发生火灾时, 火源燃烧释放热量, 风流受热体积膨胀和粘性扩散导致额外的通风压力损失(亦称火区阻力), 类似于热流体学中气流通过加热区的静压降。当火区下游的隧道具有一定坡度时, 还会出现火风压。国内现行设计规范是针对公路隧道(以山岭隧道为主)制定的, 火灾工况下的通风阻力计算考虑了火风压, 忽略了火区通风压力损失。城市地下道路与山岭公路隧道相比, 隧道结构形式和外界风环境都有所差异。地下道路的纵平面线形一般呈凹形, 以平直段为主, 自然风和火风压的影响都没有公路隧道那么大。此时火区风压损失就成为一个重要因素, 在通风系统阻力计算时应给予合理考虑。

火区风压损失分析最早源于井巷火灾研究。Calvin K. Lee 等^[2]在井巷模型中测试了火区前后的压差变化幅度。周延^[3]和程小虎^[4]借鉴井巷火灾的研究思路, 分别提出了水平隧道火区阻力计算公式。周延的火区阻力概念包含了火区的加速阻力和火区下游的摩擦阻力, 并指出在火区长度较小时, 加速阻力成为火区阻力的主要部分。周延的分析没有恰当地考虑火区的热力学平衡关系, 火源下游气流加速源于火源燃烧热量和质量的加入, 不能直接从风流在火区前后的动压能变化计算静压能损失。程小虎的火区

阻力概念由可燃物的绕流阻力、绕流阻力在火灾时的增大以及火源产生的热阻力三部分组成, 火区阻力与火灾规模成线性关系, 与火区入口风速存在二次曲线关系, 在风速不影响热释放速率的条件下, 附加通风阻力与火区入口风速成正比。这与王明年等^[5]所做的公路隧道模型试验得到的测试结果并不一致, 试验中同等火灾规模情况下, 随风速的增加火区上下游间的全压差逐渐减小。这说明程小虎假设火区前后为均匀管流进行分析得出的结论存在问题。R Dutrieux^[6]采用 Fluent 软件以体积热源表示火源, 进行大量数值模拟后拟合得到了一个隧道火灾风压损失公式, 其中将火区阻力和火区后的隧道沿程阻力合并考虑, 体积热源也不能准确地反映复杂的燃烧过程。法国隧道研究中心给出了一个实验拟合公式, 但是没有提供实验数据来源, 也缺乏相应的理论分析。

综上所述, 可以看出目前还没有既具备理论基础又能满足工程需要的火区风压损失计算公式。本研究将在分析火区热力学平衡关系基础上提出一个临界风速下的火区风压损失公式, 该公式只计算单纯的火区阻力, 不包括下游的摩擦阻力。然后通过模型实验和数值模拟给予验证, 最后以工程案例的方式说明其应用价值。

1 火区通风压力损失的理论分析

1.1 理论公式推导

综合考虑火灾规模和隧道结构参数因素计算得到临界风速之后, 通风阻力计算关注的是上游风速约等于临界风

作者简介: 李嘉欣(1993—), 男, 重庆, 研究生。
Email: S201604115@emails.bjut.edu.cn

速时的情形。如图2中所示,此时火区上游为均匀流,上游空气流经火区时,一方面卷吸到火羽流中受热膨胀,在上游一侧产生与风流方向相反的局部升压力,另一方面风流在浮力卷吸和湍流掺混过程中粘性扩散,这两方面是形成火区风压损失的主导因素。此外,火区下游一侧为分层流,上层热烟气沿程与下层空气不断掺混,同时对流和辐射形式向隧道壁面传热。而靠近火区的下层空气受浮升羽流的卷吸作用,抵消了热烟气在下游一侧的膨胀作用。总之,下游侧的分层流对全断面的空气流动没有附加有效的推动力。

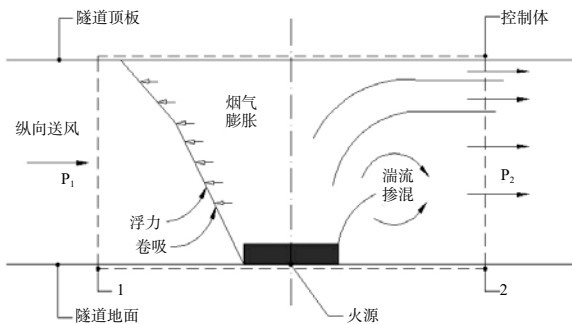


图1 火区风压损失控制体分析

把图2中隧道断面1与断面2间的火区作为控制体考虑, p_1 为风流进入火区前的静压, p_2 为火区后下层风流的静压, 火区的风压损失为:

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (1)$$

Δp 是由燃烧产生的烟气和流入火源处的空气受热膨胀以及粘性扩散产生的。从热力学宏观能量平衡的角度, 假设当火羽流流动形态相似时, 风流静压能损失等于单位时间内一定比例的火源对流释放热(用 $\alpha \dot{Q}$ 表示, $\dot{Q}$ 为总热释放速率, $\dot{Q}_c$ 为对流热释放速率, $\dot{Q}_c \approx 0.67 \dot{Q}$) 对风流所做的负功, 此时有

$$\Delta p \cdot \Delta V = \alpha \dot{Q} \quad (2)$$

其中, $\Delta V = V_{air} + V_{smoke}$, 为单位时间内进入火区的气体体积, 大量研究表明, 燃烧热解产生的烟气体积 V_{smoke} 远小于上游流入和卷吸的空气量 V_{air} , 故 $\Delta V \approx V_{air} = Av$, 其中 A 为火源处的隧道断面积, v 为火区上游隧道断面的平均风速。火区的风压损失:

$$\Delta p = \frac{\alpha \dot{Q}_c}{\Delta V} \approx \frac{\alpha \dot{Q}_c}{Av} \quad (3)$$

公式(3)表明, 在 $v \approx v_c$ 时, 火区风压损失 Δp 与对流热释放速率 $\dot{Q}_c$ 成正比, 与火区上游的风速和断面积 A 成反比。当 $v < v_c$ 或 $v > v_c$ 时, 变化趋势不变, 与王明年等所做的公路隧道火灾模型试验得到的结果一致, 但火羽流流动形态不再相似, 火区风压损失与其影响因素不再保持线性关系。

1.2 经验常数的确定

通过分析法国隧道研究中心(CETU)相关实验结果, 其中风速范围在 1.5~3.5m/s, 拟合得到的近似公式为^[7]:

$$\Delta p = c \times \frac{\dot{Q}_c}{v_0 D_r^2} \quad (4)$$

其中, $\dot{Q}_c$ 为火源的对流热释放率, 其值取为总热释

放速率的 2/3, $c \approx 9 \times 10^{-5}$, D_r 为水力直径, v_0 为隧道内初始风速。

参考拟合公式(4), 并比较表1中典型隧道断面面积与水力直径平方的值可以得到 $\alpha \approx 8 \times 10^{-5}$, 这也说明在流动形态相似时 α 约为一常数的假设是合理的。

表1 典型隧道断面面积与水力直径平方的比较

断面形式	面积 A/m^2	水力直径 D_r/m	水力直径 D_r^2/m^2	$D_r^2/A/\text{m}^2$
T5.5	28.77	5.6	31.36	1.09
T7	37.23	6.5	42.25	1.13
T8.5	49.66	7.4	54.76	1.10
T9.5	53.53	7.6	57.76	1.07
T11.5	70.89	8.7	75.69	1.06
T12.5	75.41	8.8	77.44	1.02

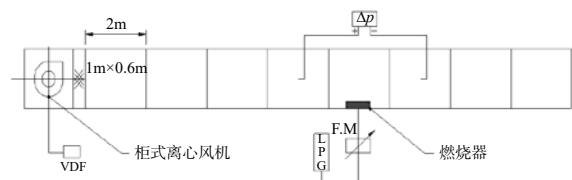


图2 隧道火灾通风压力损失实验模型构造

表2 模型实验测试数据表

工况	$\dot{Q}_c/\text{kW}$	风量 $Q/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	风速 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	实测 $\Delta p/\text{Pa}$	原型隧道 $\Delta p/\text{Pa}$	公式(3)计算 $\Delta p/\text{Pa}$
5MW	18.9	1560	0.69	0.16-0.20	1.28-1.60	3.44
10MW	37.8	2000	0.88	0.44-0.46	3.52-3.68	5.38

2 火区通风压力损失公式的验证

公式(4)没有考虑火区风压损失与临界风速的关联性, 为了进一步验证公式(3)的有效性和准确性, 分别进行了模型实验测试和 CFD 数值模拟。

2.1 火区风压损失的模型实验测试

在 1:8 缩尺模型(原型为断面 8m×5m 双车道地下道路)内, 使用 TSI DP-CALC Model 8710 微气压计(精度 0.01Pa), 测试了不同火灾规模 and 对应临界风速下火区前后的压差变化。

实验台构造如图3所示, 纵向风速由连接在模型左端的柜式离心风机提供, 通过调节变频器(VDF)来改变风速。火源系统由燃气罐、减压阀、流量计(F.M.)和燃烧器组成, 采用液化石油气(LPG)作为燃料, 通过调节燃气流量可以模拟不同功率的火源。燃气火源的热释放速率通过下式求得:

$$\dot{Q} = \eta \dot{m}_f H_c \quad (5)$$

式(5)中, η 是燃气的燃烧效率, 取 94.0%, $\dot{m}_f$ 是燃气的质量流率。液化石油气常压下的密度取 2.35kg/m³, 燃烧热值 H_c 取 46.15MJ/kg。

当风速较大时, 燃烧器会自动熄火, 所以只进行了两组低风速下的实验测试。如图3中所示, 实验模型由 8 节 2m 长的模块拼接而成, 实验时, 火源设置在自风机端起的第 5 节模块底面中部, 两个压差测点分别设置在第 4 节模块和第 6 节模块的中部, 竖向上也处于中间位置。处理后的实验数据如表2所示。根据 NFPA92B^[8] 提供的火灾实验中压差和风速的相似关系(压差 $\Delta p_m = \Delta p_F (l_m/l_F)$, 风速 $v_m = v_F (l_m/l_F)^{1/2}$), 计算得到原型隧道内的火源压力损失, 并用公式(3)计算得到两种火灾工况下火源压力损

失值。

对比表2中2种工况下压差变化数据可以发现,在风速变化不大的情况下,火源功率增大一倍,火源前后的压差也增大了一倍左右,这与公式(3)中压差与火源功率的关系是一致的。但是换算到原型隧道,换算值都比公式计算值要低很多,其中5MW和10MW工况时,测试换算值最高分别是公式计算值的47%和68%,这种情况是由于风流与火羽流相互作用时,NFPA92B给出的相似关系不适用于风流参数换算造成的。下面将用原型隧道CFD模拟弥补模型实验的不足。

2.2 火区风压损失的CFD模拟

使用经过广泛验证的火灾动力学模拟软件FDS6^[9,10]对双车道地下道路(断面为8m×5m)在不同火灾规模(Heat Release Rate, HRR)和相应临界风速下火区前后的压差(Δp)进行了模拟计算,主要模拟参数见表3。计算临界风速采用了Y. Wu的公式^[1]。如图4所示,在城市地下道路的火灾范围内(5~30MW),公式(3)的计算结果与模拟结果非常接近。CFD模拟初步验证了公式(3)在常规双车道地下道路中的准确性,今后还要考查在较宽隧道及阻塞比(起火车辆截面积与隧道断面积之比)较大时公式的适用性,最终明确其适用范围和系数取值。

表3 FDS模拟参数

项目	数值或属性
模型长度	40m
网格尺寸	0.4m×0.2m×0.2m
边界条件	Supply (入口), Open (出口)
火源位置	X: 20m ~ 25m
火源尺寸	5m×2m (5MW, 10MW) 5m×3m (15MW); 5m×4m (20MW) 5m×5m (25MW); 5m×6m (30MW)
压力测点	X ₁ :15m; X ₂ :30m, Y:4m, Z:2m

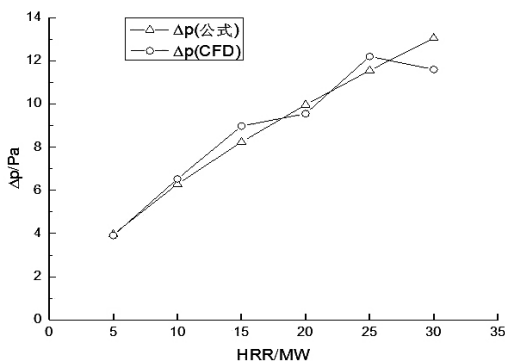


图3 CFD模拟结果与计算公式结果比较

3 小结

(1) 以火区下游呈现分层流为前提,应用热力学平衡关系,得到了与临界风速相关联的火区风压损失计算公式。在火区上游风速为临界风速时,火区阻力与对流热释放速率成正比,与火区上游风速和断面积成反比。参照实验拟合公式,确定了火区风压损失公式中的经验常数。

(2) 模型实验测试数据对比结果符合火区风压损失公式中压差与火源功率的关系,表明火灾实验相似关系不适用于风流压差换算。数值模拟初步验证了火区风压损失公式在双车道地下道路中应用的准确性,在隧道宽度及阻塞比较大时的适用性还有待考查。

(3) 将火区风压损失公式的计算结果输入隧道通风一维模型,并应用于工程实例,结果表明:火区风压损失对隧道内压力分布和速度有显著影响,在通风阻力计算时考虑火区风压损失,才能获得准确的风流参数。

参考文献

- [1] WU Y, BAKAR M Z A. Control of smoke flow in tunnel fires using longitudinal ventilation systems—a study of the critical velocity[J]. Fire Safety Journal, 2013, 35(4): 363–390.
- [2] Lee CK, Chaiken R, J.M. Singer JM Interaction between duct fires and ventilation flow: an experimental study[J]. Combustion Science and Technology, 2012, 20: 1–2, 59–72.
- [3] 周延. 纵向通风水平隧道火区阻力特性[J]. 中国矿业大学学报, 2016, 35(6): 703–707.
- [4] 程小虎, 曾艳华, 何川, 等. 隧道火灾中火区阻力的理论研究[J]. 铁道学报, 2007, 29(5): 133–136.
- [5] 王明年, 杨其新, 袁雪戡, 等. 公路隧道火灾情况下风压场变化的模型实验研究[J]. 公路交通科技, 2014, 21(3): 60–63.
- [6] R Dutricue, E Jacques. Pressure loss caused by fire in a tunnel [C]. Proceedings of the 12th International Symposium on Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels. Portoroz: BHR Group, 2006: 77–84.
- [7] VAUQUELIN O. Experimental simulations of fire-induced smoke control in tunnels using an “air-helium reduced scale model”: principle, limitations, results and future[J]. Tunnel and Underground Space Technology, 2013, 23(2): 171–178.
- [8] Norwegian Public Roads Administration. Road Tunnels[M]. Oslo: NP R A, 2004.
- [9] National Fire Protection Association. Standard for smoke management systems in malls, atria, and large spaces: NFPA 92B-2009[M]. Quincy: NFPA, 2009.
- [10] MCGRATTAN K, HOSTIKKA S, MCDERMOTTR. NIST special publication 1019-6: fire dynamics simulator user's guide[M]. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2014.

纵向通风下城市交通隧道火灾火焰长度研究

高原, 王子云, 任嘉友, 付 召, 刘秦见

(四川大学建筑与环境学院, 成都 610065)

[摘 要] 城市交通压力增大背景下, 许多城市交通隧道建成, 其火灾事故影响巨大, 火焰长度的研究对避免火灾扩大及发生二次火灾具有重要意义。本文采用数值模拟方法, 分析探讨不同火源热释放率(HRR)时, 纵向通风对火焰长度的影响。结果显示: 随纵向风速增大, 上游火焰长度逐渐减短; 下游火焰长度在较小 HRR 时, 较低纵向风速时基本不变, 在大风速时迅速减短, 在 HRR 较大时, 火焰长度对纵向风速更敏感。定义上游火焰长度减为 0 时的纵向风速为控制风速, 模拟结果显示 Haukur Ingason 等以某一固定的无量纲控制风速值来判断火源是否在上游形成射流火焰是不合理的。

[关键词] 火焰长度; 数值模拟; 隧道火灾; 纵向通风

Study on the Flame Length of Urban Tunnel Fire Under Longitudinal Ventilation

Gao Yuan, Wang Zi-yun, Ren Jia-you, Fu Zhao, Liu Qin-jian

(School of Architecture and Environment, Sichuan University, Chengdu, 610065, China)

[Abstract] With the increasing of urban traffic pressure, many urban tunnels built. Urban tunnel fire will cause huge human and economic losses. The study of flame length is of great significance to avoid fire expansion and secondary fire. In this paper, numerical simulation method is used to analyze the effect of longitudinal ventilation on the flame length when the heat release rate (HRR) is different. The results show that the length of the upstream flame decreases gradually with the increase of the longitudinal wind speed. When the heat release rate(HRR) is small, the length of the downstream flame is almost constant with a lower longitudinal velocity. Whereas, it decreases rapidly with a larger longitudinal velocity. When the HRR is large, the flame length is sensitive to longitudinal velocity. The controled wind speed is defined as the longitudinal wind speed that reduce the length of the upstream flame to zero. The simulation results show that it is unreasonable to judge whether the fire source will form a jet flame in the upstream by a fixed dimensionless wind speed that Haukur Ingason proposed.

[Keywords] flame length; numerical simulation; tunnel fire; longitudinal ventilation

0 引言

经济快速发展, 国民购买力增强背景下, 城市汽车保有量急剧增多, 据公安部交管局统计: 截至 2016 年底, 全国汽车保有量达 1.94 亿辆^[1]。交通压力急剧增大, 使近年来城市交通隧道迅速增多, 城市交通隧道具有车流量大、高峰期易阻塞、附近人流量大等特点^[2], 交通事故或温度过高车辆自燃均易引起隧道火灾, 往往造成巨大人员伤亡和财产损失, 如威海陶家岭隧道在 2016 年 9 月 20 日一轿车自燃, 接连发生两起追尾事故。2017 年 5 月 9 日, 该隧道内一幼儿园租用车辆发生交通事故并导致车辆起火, 车内 1 名司机和 11 名学前儿童身亡。

城市交通隧道发生火灾时极易出现车辆阻塞, 此时车上人员均需弃车逃离。城市交通隧道高宽比较小, 且纵向通风时, 着火车辆火焰向下游偏转, 若引起二次火灾危害巨大, 研究火焰长度对城市交通隧道火灾避免二次灾害具有重要意义^[3]。

P. L. HINKLEY 首先关注火焰长度的问题, 采用 7.3m 长 × 1.2m 宽倒置的槽状容器, 研究不同火源高度、不同火源热释放率的火焰特点, 得到走廊火灾在富空气 - 通风控制燃烧区域, 顶棚射流的火焰长度^[4]。Rew and Deaves^[5]调查 1996 年的 Channel 隧道火灾事故, 总结 HGV-EU-REKA 499 火灾试验数据和 Memorial 实验, 定义水平火焰长度为 600°C 边界到火源中心的水平距离, 得到火焰长度经验公式, 但缺少隧道的宽度或高度等几何参数, 不能应

用到其他隧道火灾中。国内, 中国科学技术大学的陈龙飞关注侧墙限制对火焰特点的影响, 范传刚考虑火源长宽比的影响, 高子鹤考虑了火源热释放率、火源尺寸及火源高度的综合作用, 均采用小尺寸实验或数值模拟对火焰长度进行了探讨^[6-8]。本文针对城市交通隧道, 探讨纵向通风对火焰长度的影响, 为后期深入探究做准备。

1 研究方法

1.1 物理模型

隧道中发生火灾时, 若火源高度 H_s 较高, 或 HRR 较大时, 火焰触及顶棚, 在隧道受限空间内, 形成向上下游扩展的射流火焰。定义火焰端部到火源中心的纵向距离为火焰长度, L_{fu} 为上游火焰长度, L_{fd} 为下游火焰长度。

城市交通隧道多为矩形横断面下穿隧道, 且长度较短、车流量较大, 经调研成都市 27 条下穿隧道, 长度在 300m~1900m 之间, 多为双向 4 车道, 限高 4.5m~5.6m。本文采用 Fire Dynamic Simulation (FDS) 数值模拟方法建立隧道模型如图 1 所示, 长 500m、宽 8.8m、高 5m, 火源车辆均位于右车道 2.2m 中心线上, 壁面材料为 Concrete, 壁厚 0.5m。

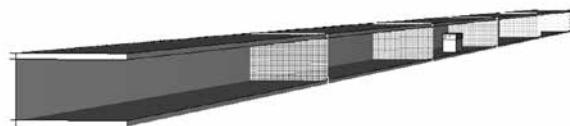


图 1 隧道模型

作者简介: 高原 (1992—), 女, 四川, 在读硕士研究生。
Email: gaoyuanhvac@163.com

城市交通隧道对车辆有一定要求,多为小轿车、公交车,少有客车、小型载货汽车,为研究不同火源热释放率、不同火源高度的影响,接近实际情况,本文采用四种车辆模型具体参数如表1所示。

表1 车辆模型参数

编号	car	长/m	宽/m	高/m	HRR 范围 (MW)	HRR(MW)
Truck	载有可燃物的25吨货车	9.6	2.3	3.2	50~100	60
Large bus	公交车	12	2.55	3.72	15~30	30
Minibus	小型客车	6.6	2.28	2.8	15~20	20
Sedan car	小轿车	4	1.6	1.4	3~5	5

1.2 数学模型

FDS 是美国国家标准与技术研究院根据火灾动力学,在 CFD 基础上研发并普遍用于火灾工程的模拟方法。FDS 模拟方法分为直接模拟 (DNS) 和大涡模拟 (LES) 两种,大涡模拟采用 Navier-Stokes 方程计算大尺寸涡,小尺寸涡采用 Smagorinsky 亚网格尺寸模型,前人研究结果可知大涡模型用于火灾动力学模拟预测隧道中的烟气流动是可靠的^[9]。本文火源热释放率 (HRR) 采用面热源分布在车辆表面以接近实际火灾,本文关注火灾发生的前期特点,火源热释放曲线采用 t_2 模型,且为快速增长类型^[10]。火灾发生后,热量传递一部分由火焰热烟气与新鲜空气湍流换热带出隧道,一部分由隧道壁面辐射热吸收,辐射热损失通常以输入百分比的形式简化,前人采用的范围在 0.2~0.4 之间^[3],本文中考虑 35% 的辐射热损失。

1.3 网格验证

网格大小决定了数值计算模型内部的偏微分方程精度^[11],但网格尺度越小,数量越大,对计算机的要求越高,计算时间越长。本文采用八核 32G 计算机进行模拟,为兼顾计算精度与计算时间,对不同大小网格进行对比验证,选择合理网格划分。FDS 推荐采用火源特征直径来划分网格大小,火源特征直径 D^* 定义如下:

$$D^* = \left(\frac{Q}{\rho_0 C_p T_0 \sqrt{g}} \right)^{2/5} \quad (1)$$

其中, Q 为火源热释放率 (kW); ρ_0 为环境空气密度 (kg/m^3); C_p 为环境空气比热 ($\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)。李颖臻对比不同网格尺度下的温度分布等,表明网格尺寸为 $0.075D^*$ 比较合理;李振兴在火源附近采用加密网格,网格尺寸在 $0.011D^* \sim 0.34D^*$ 之间。由上式可知,网格尺寸取决于火源热释放率的大小,本文将各个模型分为五个部

分网格,采用并行运算,火源附近采用加密网格,将各个火源热释放率模型最小网格依次分别划分成 $0.05D^*$ 、 $0.08D^*$ 、 $0.1D^*$ 、 $0.14D^*$ 、 $0.2D^*$,经对比计算,确定各个模型网格尺寸均在 $0.051D^* \sim 0.227D^*$,最小网格均在 $0.08D^*$ 及以下。

2 火焰长度确定方法

前人多采用统一火焰前锋温度值的方法来确定火焰前锋到火源几何中心的距离,即为火焰长度。本文借鉴 Rew 和 Deaves 的研究成果,采用 600°C 为火焰前锋的温度来研究火焰长度。另一方面,火焰具有振荡特性,通常我们所描述的火焰的高度、倾角、长度值都指的都是平均值,本文采用统计计算平均值的方式确定在火灾达到最大热释放率以后的平均火焰长度,统计结果显示其与最大、最小值相对偏差均较小,且绝大多数在 10% 以内。

以 $12\text{m} \times 2.55\text{m} \times 3.72\text{m}$ 的公交车为例, HRR 达到最大值以后整体趋于稳定,但始终处于波动状态,每隔 20s 测量一个火焰长度,结果如表 2 所示。

3 纵向通风影响分析

由前人的研究成果可知,隧道中发生火灾时,若规模较大在隧道顶棚下产生射流火焰,无纵向通风时,火焰成对称分布如图 2 所示;纵向通风时,纵向通风风速为 u ,当纵向风速较大时,火焰只在下游扩展,当纵向风速较小时,射流火焰在上下游均会出现,如图 3 所示,称为强羽流驱动下的顶棚射流火焰^[6],此时隧道高度 $H = H_s + H_f$ 。

3.1 不同纵向风时火焰长度特点分析

不同车辆发生火灾, HRR 分别为 20MW、30MW、60MW 时,不同纵向风速下的上游、下游火焰长度分别如图 4、5、6 所示。首先,从前人的研究成果可知, HRR 对火焰长度影响很大,且 HRR 与火焰长度成正相关,下图中也可得到同样结论。其次,对上游火焰长度,三种 HRR 下,均可看出:随纵向风速增大,上游火焰长度逐渐减短;而下游火焰长度在 20MW、30MW HRR 时,较低纵向风速时基本不变,均在大风速时迅速减短, HRR 为 60MW 时,从图中可看出,纵向风速能迅速减短火焰长度,说明 HRR 较大时,火焰长度对纵向风速更敏感。从图 5、6 可以看出,上游火焰长度比下游火焰长度先减为 0,即在某一速度范围内,顶棚射流火焰仅在下游扩展。隧道纵向通风时,火源车辆产生的顶棚射流火焰在上游(即反向流动段)在与向下游流动的送风空气接触时,射流火焰动量减小,火焰空气卷吸量增加且冷空气与热烟气、可

表2 Large bus 火源火焰长度统计

编号	L- H=3.72										
时间/s	800	820	840	860	880	900	920	940	960	980	1000
火焰长度/m	37.65	37.45	38.78	37.81	39.13	39.88	38.91	39.68	40.26	38.91	39.96
平均火焰长度/m	38.95			与最大值相对偏差/%		-3.38		与最小值相对偏差/%		3.85	

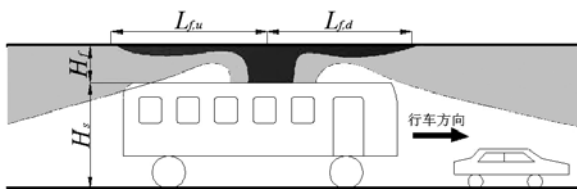


图2 无纵向风时火焰长度示意图

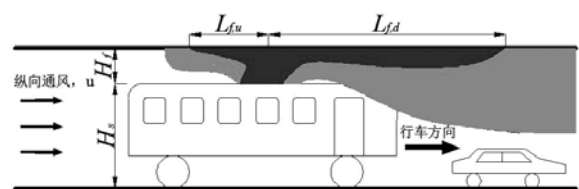


图3 较小纵向风时火焰长度示意图

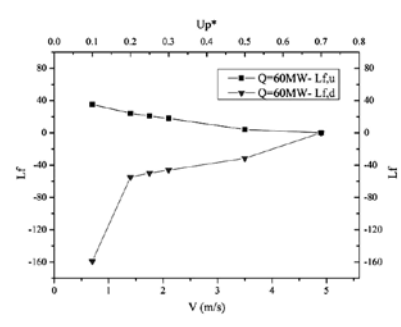
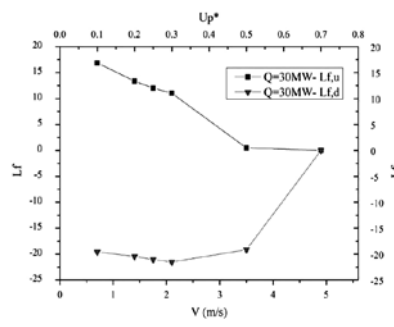
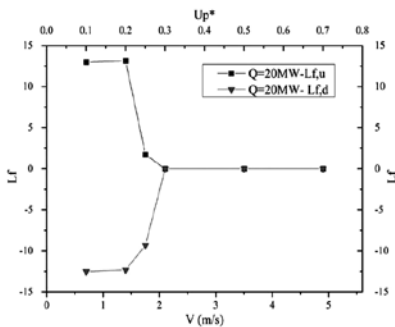


图4 20MW HRR 不同纵向风速时火焰长度 图5 40MW HRR 不同纵向风速时火焰长度 图6 60MW HRR, 不同纵向风速时火焰长度

燃气体掺混使卷吸效率增加^[12], 迅速卷吸的空气与未完全燃烧部分迅速燃烧完成, 火焰停止继续向上游发展, 综合效果使上游射流火焰长度变短。

3.2 控制风速

类似于临界风速的原理, 本文定义上游火焰长度减为0时的纵向风速为控制风速 u_c , Haukur, Ingason 等确定无量纲风速 u_p^* 如下式^[5], 则无量纲控制风速为 u_c^* 。

$$u_p^* = \frac{u}{\sqrt{gH}} \quad (2)$$

定义无量纲火源热释放率:

$$Q^* = \frac{u}{\rho_0 C_p T_0 g^{\frac{1}{2}} H^{\frac{5}{2}}} \quad (3)$$

式中, u 为隧道中纵向风速 (m/s); Q 为火源热释放率 HRR (kW); T_0 为环境温度 (本文中为 293K); H 为隧道高度 (本文中为 5m)。Haukur, Ingason 等分析瑞典 SP 研究所的纵向通风模型试验、Memorial 全尺寸隧道火灾实验、Runchamar 隧道实验结果, 总结出顶棚火焰在上游是否扩展存在一定值, 即无量纲控制风速恒为 $u_c^*=0.3$, 即当无量纲控制风速大于 0.3 时, 顶棚火焰将不在上游扩展, 仅在火源下游存在顶棚射流火焰。李思成^[13]发现 Haukur, Ingason 的研究结论基于实验隧道高宽比都接近于 1, 其根据 FDS 模拟结果探讨了具有不同高宽比的隧道的火焰长度控制风速的特点, 并得到结论: 火源功率和隧道的横截面积一定时, 隧道的高宽比越大, 则火焰长度的无量纲控制风速 u_c^* 越低, 在各个工况下为 u_c^* 均恒定为 0.3 不合理。

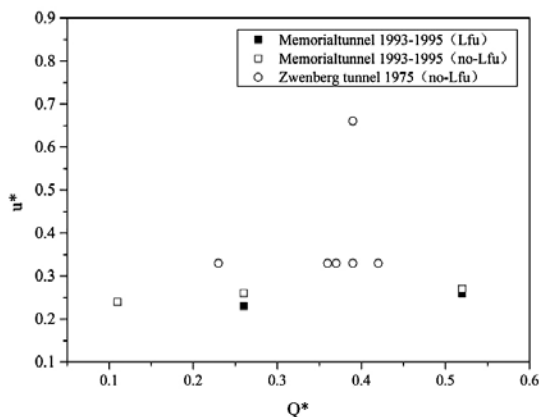


图7 Memorial 和 Zwenberg 隧道的无量纲控制风速

本文中隧道尺寸一致, 高宽比为 0.568, 结合前人大尺寸隧道实验结果来看, Haukur, Ingason 等将无量纲控制风速在各个工况下均恒定为 $u_c^*=0.3$ 确有一定误差。本节中采用了部分前人大尺寸实验结果: Memorial 隧道、Zwenberg 隧道、Runchamar 隧道、2nd Benelux 隧道实验, 各个隧道高宽比如表 3 所示, Memorial 隧道与 Zwenberg 隧道高宽比较为接近, 无量纲控制风速如图 7 所示; 本文模拟隧道、Runchamar 隧道和 Benelux 隧道高宽比较为接近, 无量纲控制风速如图 8 所示。

本模拟结果显示, M 型中巴车火灾 HRR 为 20MW 时, 控制风速在 1.75~2.1m/s 之间, 即无量纲风速 u_c^* 在 0.25~0.3 之间; L 型公交车火灾 HRR 为 30MW, T 型载货汽车火灾 HRR 为 60MW 时, 控制风速在 3.5~4.9m/s 之间, 即无量纲风速 u_c^* 在 0.5~0.7 之间。综合模拟结果和各个大尺寸实验结果, 可知在不同隧道高宽比、无量纲火源热释放率下, 无量纲控制风速是不同的。与李思成结论相似, 火源热释放率越大, 控制风速越大; 隧道高宽比越小, 控制风速越大; 所以, 单独以某一固定的无量纲控制风速值来判断火源是否在上游形成射流火焰是不合理的。

表3 各隧道高宽比

隧道	simulation	Memorial tunnel 1993-1995	Runchamar tunnel 2003	2nd Benelux 2002	Zwenberg tunnel 1975
高宽比 (H/W)	0.568	0.898	0.67	0.52	0.864

4 结论

本文采用 FDS 大涡模拟, 对比 HRR 为 20MW、30MW、60MW 时不同纵向风速的火焰长度, 研究纵向风速

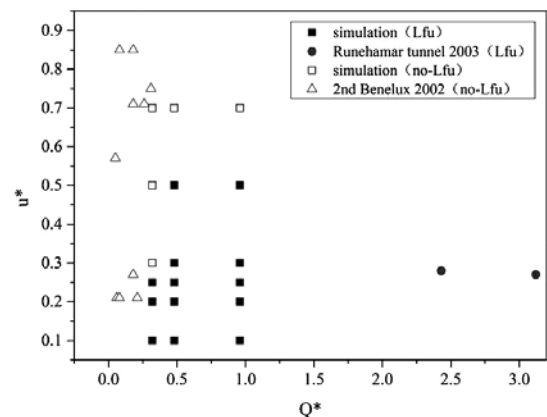


图8 模拟隧道、Runchamar 和 2nd Benelux 隧道的无量纲控制风速

对火焰长度的影响。模拟结果显示：随纵向风速增大，上游火焰长度逐渐减短；而下游火焰长度在不同 HRR 时表现不同，在 HRR 较小时，火焰长度对纵向风速不敏感，较低纵向风速时基本不变，但在风速很大时迅速减短，在 HRR 较大时，火焰长度对纵向风速敏感。在某一较大的速度范围内，顶棚射流火焰仅在下游扩展，本文定义上游火焰长度减为 0 时的纵向风速为控制风速 u_c ，得到结论：火源热释放率越大，控制风速越大；隧道高宽比越小，控制风速越大；所以，Haukur Ingason 等以某一固定的无量纲控制风速值来判断火源是否在上游形成射流火焰不合理。

参考文献

- [1] 国家统计局. 中华人民共和国 2016 年国民经济和社会发展统计公报 [EB/OL]. http://www.stats.gov.cn/tjsj/zxfb/201702/t20170228_1467424.html. 2017.2.28.
- [2] 李炎锋, 付成云, 李俊梅, 等. 城市交通隧道坡度对火灾烟气扩散影响研究 [J]. 中国安全生产科学技术, 2011, 07(5):10–15.
- [3] 李颖臻. 含救援站特长隧道火灾特性及烟气控制研究 [D]. 西南交通大学, 2010.
- [4] Hinkley P L, Wraight H, Theobald C R. The contribution of flames under ceilings to fire spread in compartments[J]. Fire Safety Journal. 1984.
- [5] Ingason H, Li Y Z, Nnermark A L. Tunnel Fire Dynamics; Tunnel Fire Dynamics[M]. 2015:1511–1513.
- [6] 陈龙飞. 纵向通风与顶棚集中排烟作用下隧道火灾顶棚射流行为特性研究 [D]. 中国科学技术大学, 2016.
- [7] 高子鹤. 隧道内受限火羽流行为特征及竖井自然排烟机理研究 [D]. 中国科学技术大学, 2016.
- [8] 范传刚. 隧道火灾发展特性及竖井自然排烟方法研究 [D]. 中国科学技术大学, 2015.
- [9] Lee S R, Ryou H S. A numerical study on smoke movement in longitudinal ventilation tunnel fires for different aspect ratio[J]. 2006, 41(6):719–725.
- [10] 钟委, 霍然, 史聪灵. 热释放速率设定方式的几点讨论 [J]. 自然灾害学报, 2004, 13(2):64–69.
- [11] 梁亚婷. 地铁火灾烟气流动规律的数值模拟研究 [D]. 西安科技大学, 2013.
- [12] 王涛. 烟囱效应下隧道火灾中顶棚射流火焰发展特性研究 [D]. 郑州大学, 2016.
- [13] 李思成. 城市地下交通联系隧道火灾烟气运动特性及优化控制研究 [D]. 北京工业大学, 2016.

地下道路半横向排烟系统的多尺度耦合分析

徐晨亮, 李炎锋, 李嘉欣, 董启伟, 李云飞

(北京工业大学建筑工程学院, 北京 100027)

[摘要] 为了研究地下道路半横向排烟系统发生火灾工况时隧道两端补风量的变化规律, 本文以某隧道为工程背景, 对地下道路半横向排烟系统进行多尺度分析。对火源所在位置 400m 范围内以 3D 形式建模, 其余以 1D 形式建模, 界面数值采用数值传递与耦合。分析了烟气蔓延规律、能见度、瞬时补风量、平均补风量, 并比较全隧道耦合模拟与设置开放边界条件的火灾局部隧道段 FDS 模拟的差异。结果表明, 采用多尺度耦合计算的隧道半横向排烟工况两侧补风量的总和小于设定的工程标准推荐的排烟量值。同时发现全隧道动态耦合模拟在半横向排烟系统性能评估方面优势明显, 在此基础上导出了一个设计排烟量的计算公式。与规范中推荐的烟气生成量相比, 这个新的排烟量计算公式更具可操作性, 能方便在设计时估算排烟系统的设计容量。

[关键词] 隧道火灾; 半横向通风系统; 多次度耦合分析; 烟气流动; FDS

Multi-scale Coupling Analysis of Partial Transverse Ventilation System in underground road

Xu Chen-liang, Li Yan-feng, Li Jia-xin, Dong Qi-wei, Li Yun-fei

(Beijing University of Technology, Beijing 100027)

[Abstract] In order to research the law of change of partial transverse ventilation systems when a fire occurred in a underground road, we takes a tunnel as the engineering background in this study. Multi-scale coupling analyze was used for the investigation with the partial transverse ventilation systems in underground road. Modeling the three- dimensions form in the 400m range of the fire source, and the other in the form of one-dimensional. The interface values are data transfer and coupled. The spread law of smoke、visibility、instantaneous air supplement volume、average air supplement volume was analyzed, and compare the difference between the full tunnel coupling simulation and the FDS simulation of fire partial tunnels with set the open boundary condition. The results indicated that the sum of the air supplement volume on both sides of the partial transverse ventilation systems condition of the tunnel by multi-scale coupling calculation less than engineering standard recommended exhaust smoke setting. In addition, we found that the dynamic coupling simulation of the whole tunnel has obvious advantages in the performance evaluation of partial transverse ventilation systems. Based on this, derived a calculation formula for the design of smoke. Compared with the recommended value of the amount of smoke production in the engineering specification, this new smoke calculation formula is more operable, it is convenient to estimate the design capacity of the exhaust system.

[Keywords] Tunnel fires; Partial transverse ventilation system; Multi-scale coupling analysis; Smoke movement; FDS

0 引言

半横向排烟系统在欧盟一些国家、我国的香港地区以及国内的一些水底盾构隧道中有较广泛的应用。独立排烟道是通过利用地下道路的拱顶富余空间设置顶隔板形成的。半横向排烟系统的设计目标是在火灾事故情况下, 通风系统能及时、有效地控制烟气流动、排除烟气, 减少烟气在隧道内影响的范围, 为逗留在隧道内的乘用人员、消防人员提供一定的新风量, 以利安全疏散和灭火扑救。

西南交通大学杨其新、王明年等^[1-3]以秦岭终南山公路隧道为依托, 就特长隧道内烟气的蔓延特性以及防灾救援策略进行了研究。长安大学的夏永旭等^[4]也对长隧道内的通风进行了大量的研究。通过对比国内外的研究方法^[5], 发现对于长度 8000m 的隧道, 如果隧道整体均建立三维模型进行计算分析, 计算速度较慢, 用时太长, 且在离火源较远位置的模拟分析意义不大。在 1D 流体网络分析和 3D 计算流体力学各自发展都相当成熟以后, 就出现了将两者结合、优势互补的想法, 用来解决从单一尺度难以

突破的问题。

要确定半横向通风隧道危险区域的演变过程, 目前国内还缺少合理的设计评估方法。本研究结合前人成熟的流体网络分析和 CFD 模拟的实践方法, 初步实现了整个隧道区域的烟气控制效果多尺度分析。给出多尺度分析的实现方法, 并应用于工程实例, 为国内隧道通风系统设计与性能评估提供了一种新的分析方法。

1 工程概况

某隧道按双向六车道高速公路标准设计, 采用双管盾构隧道。隧道上层顶部为专用排烟道, 中部为三车道高速公路层, 建筑限界为 12.75m×5.2m。隧道设计速度为 80km/h, 远期 2028 年预测单向高峰小时交通流量 3055pcu/h。车行道下部中间为轨道交通空间, 车行方向左侧空间为安全疏散通道, 右侧空间为电缆管廊, 见图 1。隧道工程全长 8100m。

发生火灾时, 利用洞顶的专用排烟风道, 开启火灾区域附近 120m 范围内的 3 组排烟风阀, 将烟气由排烟道、风机和风塔从行车道排除。此时, 通风系统具有 150~200m³/s 的排烟能力, 预计可有效控制烟气和热量扩散, 为火灾点前后的车辆和司乘人员创造疏散条件。

基金项目: 北京工业大学建筑环境与能源应用重点实验室。

作者简介: 徐晨亮 (1994—), 男, 北京, 硕士。

Email:361535796@qq.com

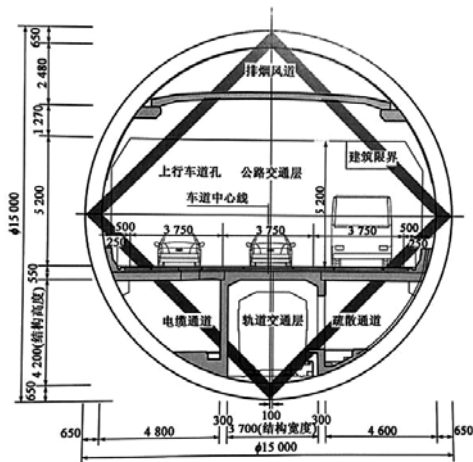


图1 某隧道断面图

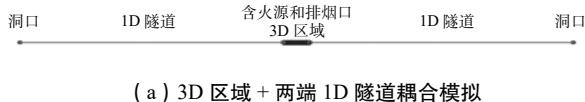
2 数值模拟方案

计算流体力学 (CFD) 已经被广泛应用于模拟火灾中浮力诱导的流动。本文采用美国国家标准技术局 (NIST) 开发的 CFD 软件 FDS (Fire Dynamics Simulator) 来模拟相关隧道火灾工况, 采用的版本为 FDS 6。FDS 是用数值方法求解 Navier-Stokes (N-S) 方程, 尤其适用于火灾下低马赫数由热力驱动的流动。一系列试验对比也验证了 FDS 进行火灾安全分析的有效性。

现行的隧道标准《公路隧道通风设计导则》^[6] 是根据车辆的类型来推荐火源的热释放率, 从而选用烟气生成量。研究表明^[7], 模拟时要注意火源高度的设置, 同样的火源功率, 火源高度设置较低, 烟气生成率就要比规范推荐值大很多。而提高火源燃烧面的高度, 是有事实基础的, 对于热释放率较大的情况, 无论是真实火灾事故还是火灾烟气生成量测试, 都是大型车辆燃烧, 其燃烧面距地面有一定高度。^[8-9] 结合研究和规范值推荐值, 以 30MW, 火源高度为 4m 作为下面半横向排烟系统模拟的火源设置。

2.1 多尺度耦合分析模型建立

如图 2 所示, 使用 FDS6 建立了某隧道模型, 假设火灾发生在隧道中部, 火源所在位置 400m 范围内以 3D 形式建模, 其余以 1D 形式建模, 两端各长 3850m。模型总长 8100m, 与实际隧道长度基本一致。



(a) 3D 区域 + 两端 1D 隧道耦合模拟



(b) 3D 区域示意图

图2 某隧道 FDS6 模型

参考该隧道工程通风系统设计参数, 排烟量取 $180\text{m}^3/\text{s}$ 。考虑到按设计运行策略开启火灾区域附近 120m 范围内的 3 组排烟风阀, 每个风口的风量达到 $15\text{m}^3/\text{s}$, 超过了规范中的推荐值, 会导致严重的烟气层吸穿现象, 因此对设计做了调整, 将每个风口的面积加大一倍, 设为 2000mm (长) $\times 4000\text{mm}$ (宽), 同时将运行策略调整为开启火灾区域

附近 180m 范围内的 4 组排烟风阀, 调整之后每个风口的风量为 $5.6\text{m}^3/\text{s}$ 。火源设在两个排烟风口中间。

3D 区域的网格划分为, 包含火源和两个排烟口的 80m 范围内用 $0.25\text{m} \times 0.25\text{m} \times 0.25\text{m}$ 的网格单元划分, 其余两端各 160m 用 $0.5\text{m} \times 0.5\text{m} \times 0.5\text{m}$ 的网格单元划分。网格单元总数为 829440, 均分为 12 个子网格做并行计算。

1D 隧道按断面尺寸设置, 壁面粗糙度为 0.02m , 对应摩擦系数^[10]。1D 隧道一端与大气连通, 另一端与 3D 区域最外侧网格单元耦合。

2.2 3D 区域两端设置开放边界模拟结果

对于 8100m 长的隧道, 在用 FDS 模拟半横向排烟时, 通常会选取烟气蔓延范围内的一段隧道 (500m) 建立模型, 在模型两端设置开放边界条件。

这种方法模拟得到的半横向排烟时烟气蔓延过程如图 3 所示。在开始阶段烟气基本上对称蔓延, 后来逐渐开始向左侧偏斜, 300s 以后这种趋势越来越明显。600s 模拟结束时, 烟气在左侧离边界较近, 而右侧离边界还有一段距离。

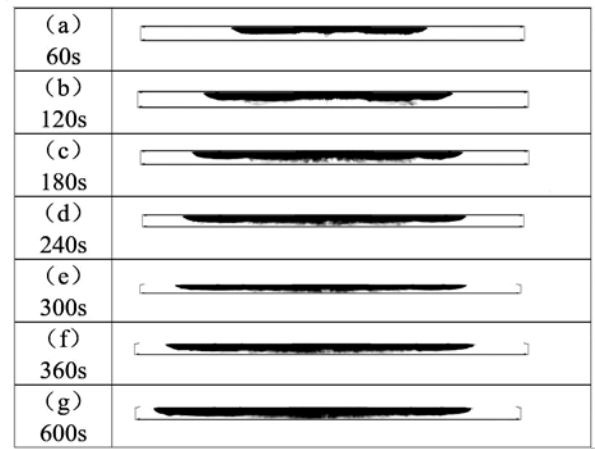


图3 3D 模型两端为开放边界的烟气蔓延过程

从图 4 的风量测点数据也能看出这种两侧补风量发生分歧的过程, 图 4 (a) 中的数据有波动, 将其以 15s 为间隔取平均得到图 4 (b) 的相对平滑变化曲线, 并且认为 15s 内瞬时的风量波动对流场不会产生重要影响。

从图 4 (b) 可以看出, 两侧风量从模拟开始的基本相同逐渐变成模拟后期保持相对固定的差距。形成这种现象是由于火源和排烟口都偏左约 5m, 微小的偏移是为了方便分割子网格。火源和排烟口和两侧边界的距离偏差约为 5%, 却造成两侧风量的不平衡, 说明 3D 局部模拟对边界的微小差异很敏感。

此外, 将左右两侧的风量叠加得到的总风量大致保持在 $180\text{m}^3/\text{s}$, 与设定的排烟量相同, 看不到火源释放的巨大热量对排烟量的影响, 这种情况是由于开放边界存在分层流动造成的。

2.3 1D-3D 耦合模拟结果分析

在 3D 区域模型的两端分别添加 1D 隧道模型, 得到了不同的结果, 如图 5 所示。烟气在 600s 的模拟过程中一直是对称蔓延, 火源和排烟口的微小偏移不再影响模拟结果。烟气蔓延的范围较大。主要原因是 3D 区域的边界值是来自 1D 计算的区域计算结果, 而不是简单在 3D 区域边界赋上自由边界条件。

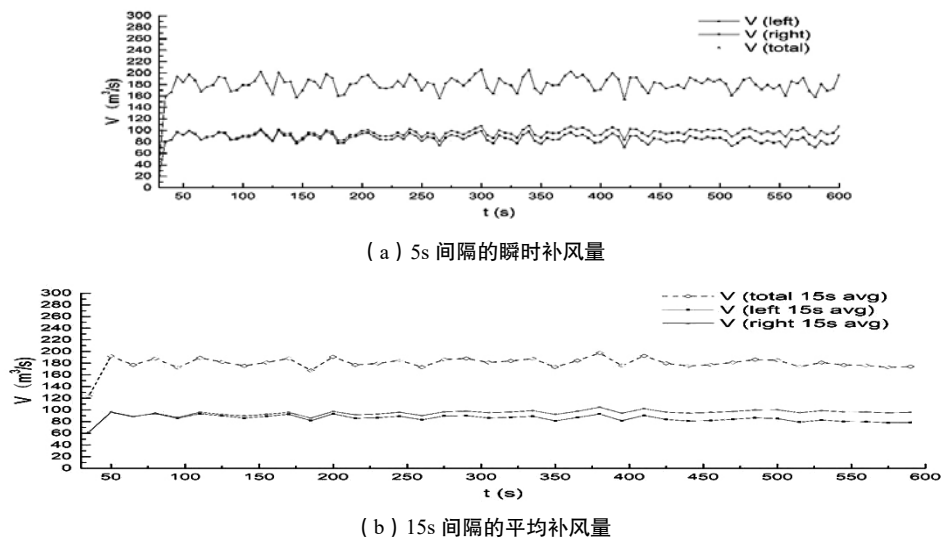


图4 3D模型两端为开放边界的补风量

耦合模拟两端的风量测点数据如图6所示,与图4(a)相比,瞬时补风量的波动在模拟开始阶段非常强烈,之后波动幅度慢慢减小,500s之后基本保持在一个小范围内振荡。将图6(a)以15s为间隔取平均得到图6(b)的平滑变化曲线,同样认为15s内瞬时的风量波动对流场不会产生重要影响。这时补风量具有明显的规律,即在模拟过程中都保持在一个相对稳定的水平,两端的补风量都约为 $70\text{m}^3/\text{s}$ 。总的补风量约为 $140\text{m}^3/\text{s}$,小于设定的排烟量约 $40\text{m}^3/\text{s}$,这部分的排烟量可以视为火源释放的热量将风流加热后的体积增量。

2.4 排烟量设计计算公式

上述对图6的分析还能启发我们导出一个排烟量设计计算的公式:

$$V_e = V_s + \Delta V \quad (1)$$

$$V_s = 2V_c A_r \quad (2)$$

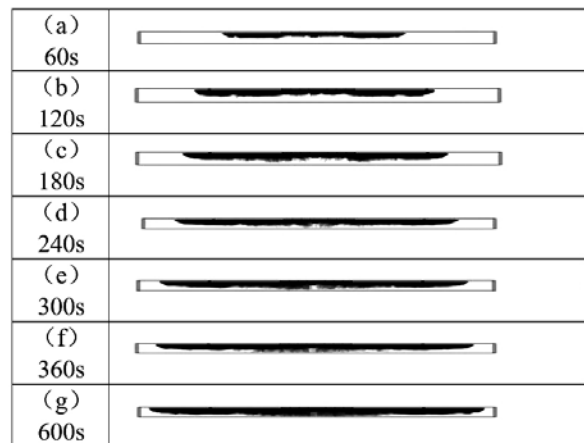


图5 1D-3D耦合模拟的烟气蔓延过程

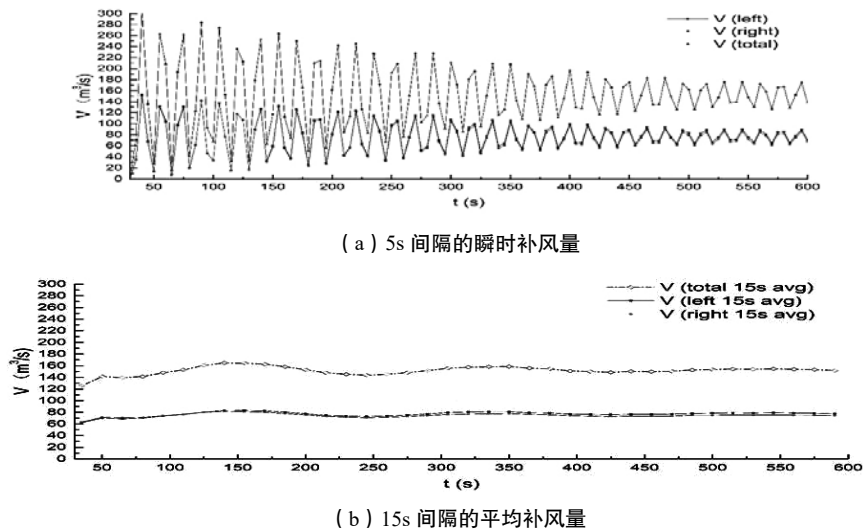


图6 1D-3D耦合模拟的补风量

$$\Delta V = \frac{Q_c}{c_p \rho_{air} T_{air}} \quad (3)$$

式中: V_e 为排烟量, V_s 为补风量, ΔV 为风流的体积增量, 主要与对流热释放速率 Q_c 有关。而补风量 V_s 主要与隧道风速 V_c 有关。Vauquelin^[10] 最早提出了限制风速的概念, 将其定义为将烟气限制在 $4H$ (隧道高度) 的范围内的隧道风速, 并用模型实验初步确定了其影响因素和计算方法。

与隧道设计规范中推荐的烟气生成量相比, 这个新的排烟量计算公式更具可操作性, 方便在设计时估算排烟系统的设计容量, 确定大致的范围后, 可以用性能化模拟的方法再做评估和细化。

3 结论

(1) 3D 区域两端设置开放边界的模拟方法对火源排烟口位置的微小差异很敏感, 不利于对烟气蔓延结果做出合理的分析; 另一方面, 由于开放边界存在分层流动, 得出的补风量与排烟量相同, 看不到火源释放的巨大热量对排烟量的影响, 而 1D-3D 耦合模拟就能消除 3D 区域内微小差异对模拟结果的影响。

(2) 长隧道半横向通风多尺度耦合分析表明, 经平均处理后的补风量具有明显的规律, 即在模拟过程中都保持在一个相对稳定的水平。隧道两侧总的补风量小于设定的排烟量, 这部分的排烟量可以视为火源释放的热量将风流加热后的体积增量。

(3) 通过 1D-3D 耦合模拟的结果, 导出一个排烟量设计计算的公式。依据模拟得出补风量和火源受热膨胀体积增量来计算出烟气生成量。与规范中推荐的烟气生成量相比, 这个新的排烟量计算公式更具可操作性, 方便在设计时估算排烟系统的设计容量。

参考文献

[1] Colella, F., Rein, G., Borchiellini, R., Carvel, R., Torero, J.L., Verda, V., 2009, Calculation and design of tunnel ventilation systems using a two-scale modelling approach. *Building and Environment*, 44 (12), pp. 2357–2367.

[2] Yang, D., Hu, L.H., Huo, R., Jiang, Y.Q., Liu, S., Tang, F., 2010, Experimental study on buoyant flow stratification induced by a fire in a horizontal channel, *Applied Thermal Engineering*, 30(8-9):872–878.

[3] Colella, F., Rein, G., Verda, V., Borchiellini, R., Torero, J.L., 2011, Time-dependent multiscale simulations of fire emergencies in longitudinally ventilated tunnels *Fire Safety Science*, pp. 359–372.

[4] Rey, B., Mossi, M., Molteni, P., Vos, J., Deville, M., 2009, Coupling of CFD software for the computation of unsteady flows in tunnel networks 13th International Symposium on Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels, 1, pp. 321–333.

[5] MCGRATTAN K, HOSTIKKA S, BAUM H, 2009 et al. Fire dynamics simulator (version 5.1.3) user's guide-NIST 1019-5 [M]. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology: 34–351.

[6] COX G, KUMAR S. Modeling enclosure fires using CFD in the SFPE handbook of fire protection engineering [M]. 3th ed. Massachusetts: National Fire Protection Association, 2002.

[7] Thomas, P.H., 1963, The size of flames from natural fires Symposium (International) on Combustion, 9(1), pp. 844–859.

[8] Hu, L. H., Peng, W., Huo, R., 2008, Critical wind velocity for arresting upwind gas and smoke dispersion induced by near-wall fire in road tunnel. *Journal of Hazardous Materials*, 150(1):68–75.

[9] Jang, H.M., Chen, F., 2002. On the determination of the aerodynamic coefficients of highway tunnels. *J. Wind Eng. In dust. Aerodynamic*. 90 (8):869–896.

[10] Vauquelin, O., Telle, D., 2005, Definition and experimental evaluation of the smoke "confinement velocity" in tunnel fires *Fire Safety Journal*, 40 (4), pp. 320–330.

带旁通的隧道净化站模型实验与内流场测量

王欢¹, 林炎顷¹, 李先庭¹, 刘雨薇²

(1. 清华大学建筑技术科学系, 北京 100084; 2. 北京科技大学土木与资源学院, 北京 100083)

[摘要] 随着国内城市化进程不断深化, 城市公路隧道的应用越来越广泛, 而隧道口的污染排放问题日益受到关注。设置旁通隧道内, 并在其中布置净化站对污染进行处理是解决方案之一, 而旁通隧道的运行风量设置对主隧道的流量与流动形态的影响情况尚不明确, 并且使用常规手段较难测量。为此本文搭建了隧道净化站缩尺模型, 并利用彩色时序粒子轨迹测速方法(CSPSV)对不同工况下主隧道内流场进行了测量, 结果表明: 旁通净化站的气流会影响到隧道内通风气流的运动; 在两者风量相当时, 隧道内出现明显乱流; 而当循环风量达到隧道来流风量的2倍时, 隧道内会形成明显的涡流。本实测研究为隧道旁通净化站的设计与运行及优化提供部分参考。

[关键词] 公路隧道; 旁通净化站; 模型试验; CSPSV; 流场测量

Inner Flow Test for Scale Road Tunnel Purification Station with CSPSV Technique

Wang Huan¹, Lin Yan-qing¹, Li Xian-ting¹, Liu Yu-wei²

(1. Department of Building Science, Tsinghua University, Beijing 100084, China; 2. School of Civil and Resource Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

[Abstract] More and more road tunnels have been built in urban areas with the urbanization in China, and the pollutants emission from the tunnel entrances draw more public attention. One solution is to build a bypass tunnel to purify the pollutants within the tunnel. However, the operation strategy of the bypass tunnel is unclear. In this study, a scale model of road tunnel purification station is built and a color sequence particle streak velocimetry (CSPSV) is used for the inner flow test. The results show that, the flow of the bypass tunnel has remarkable influence to the flow in the main tunnel; when the volume of these two flow matches, there will be turbulence in the main tunnel; when the volume of bypass tunnel reaches twice of main tunnel, a big vortex will dominate the main tunnel. This study will provide reference for the design and optimal operation of road tunnel.

[Keywords] Road tunnel; purification station with bypass; scale model; CSPSV; Flow test

0 引言

随着我国城市化进程的推进, 城乡路网尤其是公路隧道得到快速发展, 中国已经是世界上隧道和地下工程数量最多、发展速度最快的国家^[1-2]。尽管隧道的建设极大缓解了交通运输的压力, 但是也带来了一系列的问题。随着人们环保意识的增强, 人民群众对于自身健康密切相关的隧道口污染物排放问题非常关注。针对隧道污染排放尤其是隧道口在居民区附近排放时引起的大气环境污染问题, 采用机械通风结合净化过滤技术是其中一种重要的解决办法^[3-8]。在实际隧道安装上有三种主要的应用形式, 分别是旁通式、吊顶式以及竖井式, 如图1所示。实际工程中, 综合考虑降低对大气环境的污染和改善隧道能见度一般采用的是旁通式或者吊顶式的安装形式, 而旁通式安装由于设备安装空间大, 滤材更换方便成为常见的系统安装形式。

但在旁通式的系统中, 净化系统的进出口风向与主隧道的来流方向有一定夹角, 使得净化系统的运行可能会对主隧道的通风风量产生影响; 而这种特殊结构, 以及有关不同主隧道来流与旁通净化风量比例条件下的流动形态研究还很少见诸报道。

本文首先根据某跨海隧道旁通隧道的实际尺寸, 搭建了1:30的缩尺模型实验台。配合两台带有变频器的离心风机, 该实验台可以模拟不同来流风量和净化风量下隧道内流动情况。考虑到模型隧道内空间较小, 而内部湍流度大, 流动特征复杂, 传统测量方法如热线风速仪很难测量

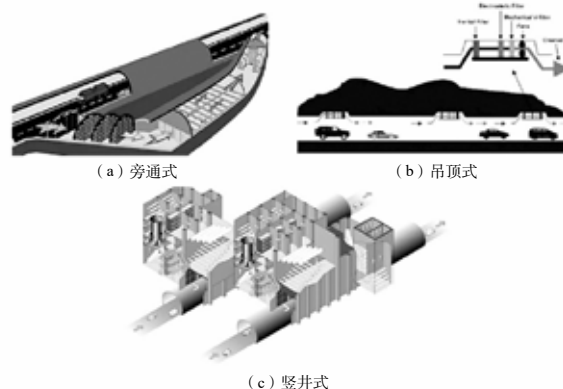


图1 隧道空气净化站的主要形式

准确速度大小, 尤其是判断流动方向, 本研究采用彩色时序粒子轨迹测速方法(CSPSV)进行隧道内流场的测量。为保证实验精度, 利用隧道内稳定流动状态下的CSPSV与热线风速仪的结果对比证实了CSPSV在隧道内流场的精度和适用性。在此基础上, 开展了不同来流风量与净化风量对比的研究。

1 缩尺模型实验台介绍

1.1 模型参数计算

由于实际隧道的尺寸较大, 边界条件控制比较困难, 隧道通风的很多研究使用缩尺模型进行试验。缩尺实验模

基金项目: 自然科学基金委创新群体基金资助(51521005)。

作者简介: 王欢(1988—), 男, 江苏, 在读博士研究生。

Email:wanghuan4610@126.com

型的设计, 需要依据相似原理和相似准则确定几何物理参数。然而受限于各方面的原因, 实际上难以保证实验模型和原型在所有相似准则数上均相等, 所以只要保证对流体运动其决定性作用相似准则数相等即可。一般情况下, 隧道空气流动可以认为是稳态的, 所以谐时准则可以不考虑; 另外本文不研究火灾相关问题, 隧道空气流动几乎不受温差影响, 因此也不考虑重力相似准则; 而压力相似准则不是独立的, 只要雷诺准则得到满足, 压力相似必然得到满足。因此, 在本文模型实验研究中, 几何相似和雷诺数准则是两个最重要的参考依据。

实际上, 当空气流动进入自模区(阻力平方区)后, 可不再要求雷诺数严格相等, 只需要保证两者均大于一定的数值, 就能够保证流动相似。另外, 本文设计的实验模型主要研究旁通式净化站的气流组织, 并不考虑全长隧道的流动情况, 而旁通分支的阻力远远大于主隧道, 所以需要保证两流动系统均处于旺盛湍流区即可, 经过验算, 主要实验工况均处于旺盛湍流区。

1.2 缩尺模型介绍

模型隧道主体如图2所示, 实验段全长4.5m, 包括静压箱、主隧道以及旁通风道进出口段, 其中旁通风道吸入口、出口和典型净化站形状保持一致, 旁通风道的入口角度为 30° , 出口角度为 41° 。在左侧静压箱安装有主隧道送风机, 旁通风道上安装有循环风机, 两风机均配置变频器进行风量调节。为方便测量, 主隧道和旁通风道进出口段采用透明有机玻璃制作, 并在主隧道的进出口、中间位置以及旁通风道的进出口设置一系列测孔方便使用

热线风速仪进行风量的测量。图中黄色线框标记的区域为CSPSV测量范围, 中间的圆点为热线风速仪的测量位置, 风速传感器距离模型上表面8.9cm。热线风速仪来自KANOMAX, 传感器型号0963-00, 其在 $0.1\sim 4.9\text{ m/s}$ 速度范围内精度为 $\pm 0.1\text{ m/s}$ 。

2 CSPSV 系统介绍

2.1 彩色时序粒子轨迹测速系统基本构成与原理

彩色时序粒子轨迹测速系统使用氦气填充的浮力中性气泡作为示踪粒子, 是一种基于计算机视觉与三维重构的非接触式测速系统, 可以用于房间尺度空间的内流场测量。CSPSV系统由彩色时序光源(CSIS)、气泡机、两台相机以及控制器和后期处理软件构成, 系统布置如图3所示, CSIS位于测试区域的一侧, 其发光范围覆盖测试区域, 为测试区域提供彩色时序照明。气泡机用于产生浮力中性的氦气填充气泡, 从而示踪空气运动。两台相机距离测试空间一段距离, 保证两者的视角重叠部分覆盖整个测试空间, 即从不同角度记录示踪气泡的运动信息。相机拍摄的照片再利用图像处理算法软件进行轨迹提取和三维重构。

其基本原理是使用氦气填充的气泡对气流运动进行示踪, 然后利用布置于不同方向的相机捕捉并记录气泡运动的轨迹, 配合彩色时序照明系统, 得到气泡运动的彩色时序图像; 结合相机的标定信息, 可以重构出气泡的三维运动轨迹。所使用的示踪气泡直径为 $1\sim 3\text{ mm}$, 采用氦气填充。经过密度与跟随性筛选后, 实际使用的示踪气泡本身的密度与空气几乎一样, 加之颗粒又较小, 其斯托克斯数远小于0.1, 能够很好的跟随空气流动。

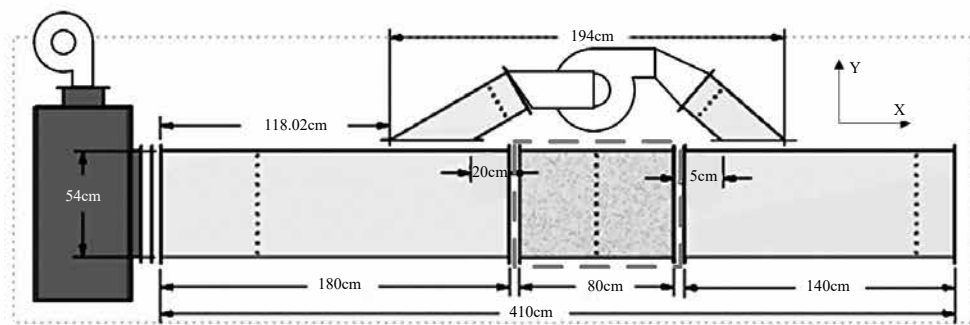


图2 缩尺模型实验台尺寸与现场照片

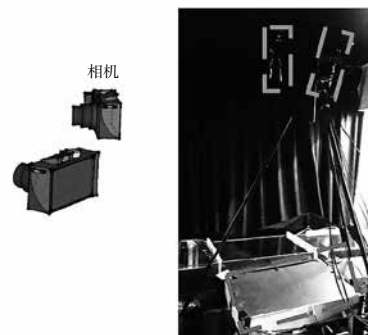
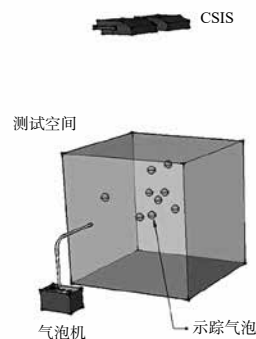
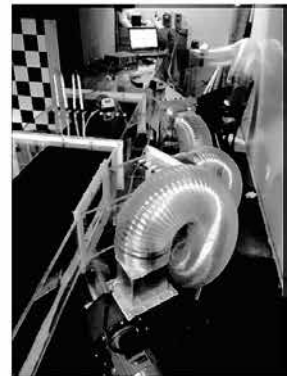


图3 CSPSV 系统布置图与实验台现场安装图(橙色框内是相机, 红色框内是彩色时序光源)

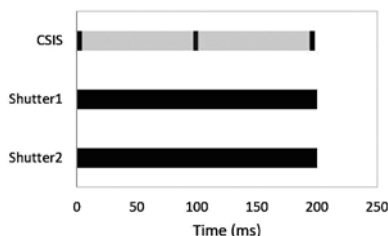


图4 彩色时序照明系统 (CSIS)
在 CSPSV 系统下典型运行方式

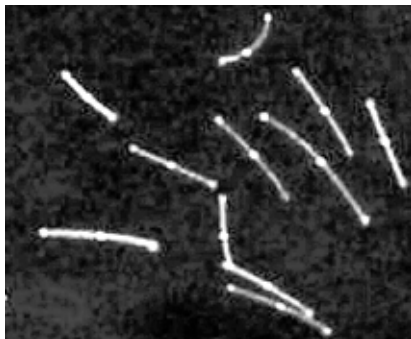


图5 CSPSV 系统典型图像



图6 CSPSV 系统运行方式

2.2 彩色时序闪光与彩色时序图像

根据摄影学原理，相机所得到的图像会受到多种因素的影响包括，光源特性、物体表面的反射特性、相机镜头特性等等^[9]。鉴于示踪气泡本身透明并且折射、反射性能较好，改变光源的颜色就可以改变气泡在照片上的颜色，从而可以在单张照片上加入更多的信息。研究人员^[10-12]根据该特征，使用彩色光线层对空间进行标记用于区分深度方向的运动信息，从而实现深度信息的获取。在 CSPSV 中测试区域的光照颜色按照时间序列进行组织，用以标记时间序列^[13]，如图4所示，得到的典型图像如图5所示。

从图5一张图像中可以得到气泡在该段时间内的运动方向与距离信息，不再需要进行轨迹的追踪计算。而且由于可以同时得到一个气泡三个时间节点的位置信息，一张照片得到两次测量结果。在三维配对中三个连续时间节点位置信息可以显著提高气泡轨迹之间的区分度，从而显著提高配对成功率和整体测量精度。

2.3 系统运行方式

CSPSV 系统的典型运行方式如图6所示，其中相机标定是三维重构的基础，也可以评估光学系统精度情况。待被测流场稳定后可以释放示踪气泡，并开始图像获取记录过程。CSPSV 图像获取的典型过程如下：白色光源首先打开使得相机能够获得清晰的气泡轨迹。在相机快门打开的时间段内，彩色闪光灯按给定的顺序以设定的时间间隔闪烁比如从红到绿再到蓝，如图4所示。在本研究中，闪光频率为 40Hz，闪光宽度为 2ms，而相机的曝光时长为 50ms。然后针对记录到的图像提取气泡运动信息，再根据相机的标定信息进行轨迹的配对计算，根据合适的配对结果三维重构，最后是数据的后处理。

3 平行流动工况实验与结果分析

3.1 平行流动工况设计

CSPSV 的设计之初的目标是用于房间尺度空间的流场测量，为验证其在缩尺模型隧道内流场测量中的适用性和准确性，首先进行平行流动工况实验。该工况下，只开启了主隧道的送风机，通过频率调整能在主隧道内形成不同速度的平行稳定流动，此时热线风速仪能够获得较好的测量结果，并用作与 CSPSV 的对照。工况设置如下表1所示。

表1 平行流动工况设计

编号	主送风机频率 Hz	断面风速 m/s	主隧道风量 m ³ /h
CASE-P1	10	0.67	260
CASE-P2	15	1.01	392
CASE-P3	20	1.36	528

3.2 平行流动实验结果分析

图7给出了在主送风机运行在 10Hz 频率下时，测量区域内由 CSPSV 所测得的风速矢量分布图。可以看出测量区域内的风速大小非常均匀，而气流运动方向大部分处于平行方向，仅有少量矢量出现交叉，说明区域内流动稳定，但由于仍处于湍流状态，部分流动呈现出复杂状态。

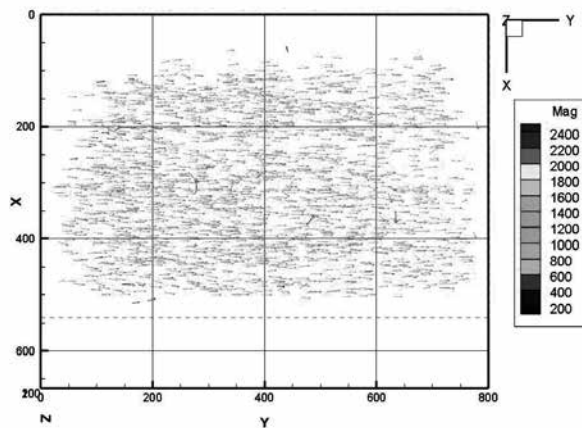


图7 10Hz 工况下 CSPSV 测量结果矢量分布图

为了进一步对比两者测量结果的差距，将热线风速仪测量区域周围 2cm 区域内的 CSPSV 测量结果与热线风速仪的测量结果绘制到一起，得到图8。图中黄色三角形表示的平均速度，误差线是热线风速仪对应的测量精度，蓝色点表示 CSPSV 得到的和速度大小。从热线风速仪与 CSPSV 在对应位置的测量结果对比来看，两种仪器的测量结果非常接近，证明 CSPSV 的测量结果能够很好的与传统测量仪器进行对照。而 CSPSV 的整体结果较热线风速仪略微偏高，这可能是由于隧道内流动虽然以平行流动为主，但仍然存在部分湍流特征，而热线风速仪对非垂直热线的流动敏感性较差，因此测量结果稍低。

4 旁通风道变风量工况实验与结果分析

4.1 旁通风道变风量工况设计

根据背景分析,旁通风道内的流量对主隧道的流动可能产生较大影响,因此选择固定送风机频率,构建了旁通风道三种不同风量下的实验工况,其中旁通风道的风量依次是主风道风量的近1倍,1.5倍和2倍。

表2 旁通风道变风量工况设计

	主送风机频率 Hz	风量 m^3/h	循环风机频率 Hz	风量 m^3/h
CASE-V1	10	260	20	221
CASE-V2			30	366
CASE-V3			40	523

4.2 结果分析

图9给出了不同旁通风道风量下主隧道内流动形态与速度的测量结果。从结果上看,当旁通风道与主风道的风量相近时主隧道内的来流会出现向旁通风道侧偏移的情况,同时风速增大,如图7a所示,说明在旁通风量与主

风量相近时主隧道内的流动分布会受到显著影响,但未出现明显的反向流动。当旁通风道风量增到主风量的1.5倍时,测量结果如图7b所示,隧道内部已经出现明显的反向流动而风向变化较大,流动呈现较强的湍流特征,对主隧道的来流形成明显的阻塞作用。而随着旁通风道的风量进一步加大,增大到主风量的2倍时测量结果如图7c所示。测试的主隧道内存在非常明显的涡旋,涡旋边缘的风速较快,靠近旁通风道的一侧风速慢于对侧。针对CASE-V3,采用 $50\times 50\times 50\text{mm}$ 的网格对测量结果进行统计,求得平均速度和湍流度,其中间截面的平均风速如图10所示,可以看出此时主隧道上游的来流会被完全阻断,隧道内流动复杂,局部区域的风速比不开循环风机时提升了一倍以上,这对系统安全运行可能产生较大影响。湍流度分布如图11所示,可见湍流度在空间内差异也较大,尤其在涡旋的边缘区域,较大的湍流度可能对行车安全产生不利影响。

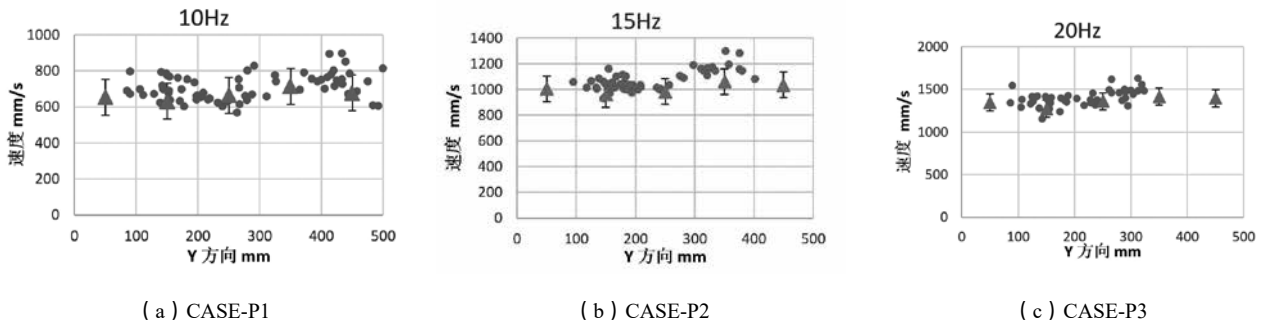


图8 热像风速仪结果与CSPSV结果对比

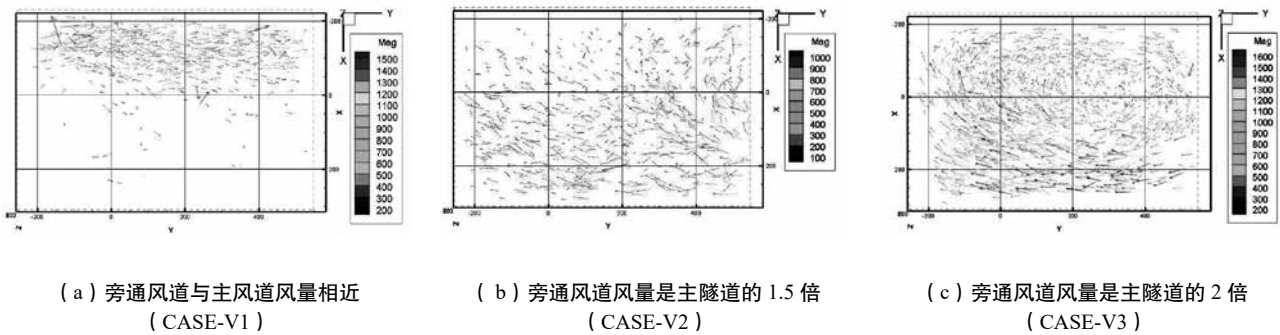


图9 不同旁通风道风量下主隧道内流动情况对比

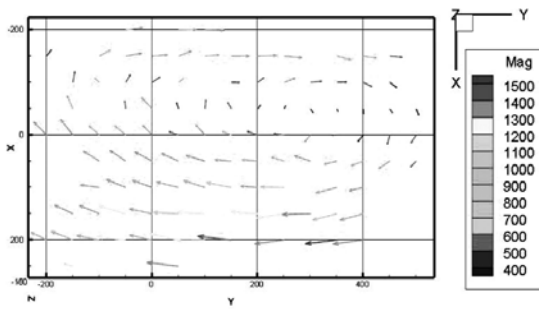


图10 CASE-V3中间平面平均速度分布

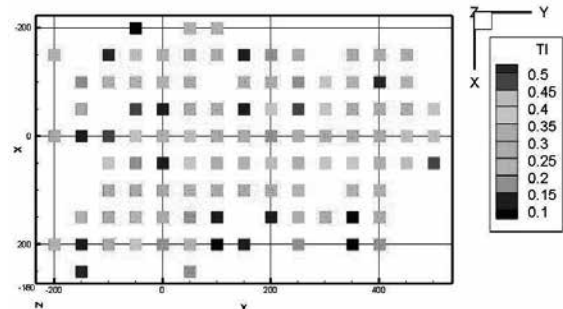


图11 CASE-V3中间平面湍流强度分布

5 总结

本研究首先根据旁通隧道净化站的具体形式搭建了缩尺模型实验台,利用 CSPSV 对隧道内部流场进行了非接触式的测量;通过风道内平行流情况下 CSPSV 与传统热线风速仪的对比实验证明 CSPSV 测量精度后,利用 CSPSV 测试了三种不同来流风量与旁通风量的比例下的内流场情况,得到如下结论:

(1) 通过与热线风速仪在稳定流场下的测量结果对比,证明 CSPSV 的测量精度较高,并能够为缩尺模型这类狭小空间内提供较高精度的三维运动测量。

(2) 旁通风道的风量对主隧道内流场产生明显影响,当两者风量相近时,主隧道来流会偏向旁通隧道;当旁通风量达到主隧道来流风量 1.5 倍时,主隧道内出现明显反向流动;当旁通风量达到主隧道来流风量 2 倍时,主隧道内出现明显涡流,并且流速较快。

(3) 在进行旁通隧道结构和运行方式设计时,需要仔细考虑和评估其风量对主隧道的影响,以确定合理的隧道旁通净化站设计与运行方案。

参考文献

- [1] 王梦恕. 中国铁路、隧道与地下空间发展概况 [J]. 隧道建设, 2010, v.30, No.135(04): 351–364.
- [2] 王梦恕. 中国是世界上隧道和地下工程最多、最复杂、今后发展最快的国家 [J]. 铁道标准设计, 2003, (01):1–4+0.
- [3] 雷玉勇, 李晓红, 卢义玉, 等. 公路隧道空气污染治理的研究进展 [J]. 环境科学进展, 1998,(02):41–45.
- [4] 王恩丞, 谭洪卫, 季亮, 等. 城市隧道废气排放技术应用研究 [J]. 建筑热能通风空调, 2009, v.28, No.v.28(04):33–36.
- [5] 姚炜, 卢冠忠, 叶国强, 等. 道路隧道空气污染物治理技术的研究进展 [J]. 装备环境工程, 2009, (01): 49–54.
- [6] 许海勇, 范益群, 倪丹. 城市地下快速道路空气净化技术的发展战略研究 [J]. 城市道桥与防洪, 2015, (03):175–179+117.
- [7] 卢义玉, 李晓红, 董永康, 等. 隧道空气净化器的应用研究 [J]. 环境科学进展, 1999, (03):122–127.
- [8] 王伟, 翁小乐, 吴珂, 等. 城市道路隧道空气污染物净化技术的探究; proceedings of the 2014 中国隧道与地下工程大会 (CTUC) 暨中国土木工程学会隧道及地下工程分会第十八届年会, 中国浙江杭州, F, 2014 [C].
- [9] SZELISKI R. Computer vision: algorithms and applications[M]. London: Springer London, 2011.
- [10] WATAMURA T, TASAKA Y, MURAI Y. LCD-projector-based 3D color PTV[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013, 47: 68–80.
- [11] PICK S, LEHMANN F O. Stereoscopic PIV on multiple color-coded light sheets and its application to axial flow in flapping robotic insect wings[J]. Experiments in Fluids, 2009, 47: 1009–1023.
- [12] MCGREGOR T J, SPENCE D J, COUTTS D W. Laser-based volumetric colour-coded three-dimensional particle velocimetry[J]. Optics and Lasers in Engineering, 2007, 45(8): 882–889.
- [13] Wang H, Li X, Shao X, et al. A colour-sequence enhanced particle streak velocimetry method for air flow measurement in a ventilated space[J]. Building & Environment, 2017, 112:77–87.

沿街建筑高低排布及屋顶形式对相邻街道峡谷空气质量的影响

杨东帅, 陈 宏

(华中科技大学建筑与城市规划学院, 武汉 430074)

[摘 要] 对于城市街道峡谷内污染物扩散研究, 应用计算流体力学 (CFD) 软件 FLUENT, 采用标准 $k-\epsilon$ 模型对街道峡谷内的气流运动和污染物扩散进行了数值模拟。当来流风速、风向相同时, 建筑物对风具有阻挡作用, 建筑周围产生的局部湍流对污染物的扩散有控制作用。本文重点对比分析街道峡谷内建筑高低排布及屋顶形式对相邻街谷污染物扩散的影响。计算表明, 通过对沿街建筑高低排布和屋顶形式可以改变自然通风, 从而改善建筑周围产生湍流和风速较低的地方, 有效促进污染物的扩散和降低浓度。模拟结果对于沿街建筑规划排布设计及改善人居环境具有一定参考价值。

[关键词] FLUENT; 相邻街谷; 污染物扩散; 建筑形态; 数值模拟

Study on Impact of Building Arrangement and Roof Shape on Pollutant Dispersion in an Adjacent Street Canyon

Yang Dong-shuai, Chen Hong

(School of Architecture and Urban Planning, HUST, Wuhan 430074, China)

[Abstract] For the study of pollutant dispersion in street canyon, the application of Computational Fluid Dynamics (CFD) software FLUENT, is simulated by standard $k-\epsilon$ model of street canyon air flow and pollutant diffusion. As the wind velocity and direction similar, the building has a influence on the wind, and the turbulence around the building can control the diffusion of pollutants. This study analyzed the impact of buildings' arrangement and building roof shapes on the air pollutants diffusion of next shape may greatly affect the air flow around buildings. Therefore, adjusting the buildings arrangement and building roof shapes can effectively improve wind speed and turbulent areas. Due to the increase of wind speed, air pollutants of nearby street canyon diffused much more fluently, hence, decreasing the concentration of air pollutant. And we believe that the simulation results of this study have a certain reference value to buildings arrangement studies and outdoor human comfort studies of neighborhood scale.

[Keywords] Fluent; Adjacent Street Canyon; Pollutant Dispersion; Building Form; Numerical Simulation

0 引言

随着居民拥有机动车数量的增加, 尾气污染物的排放量就大, 机动车排放的大量有害污染物在街道峡谷内积聚, 扩散不出去, 严重影响着出行者的健康。人们对于污染物的关注也大多集中在街道峡谷内部, 而忽视了与街道峡谷相邻的街区, 才是更加直观的人群滞留活动区域。为了更深入地改善人居环境, 人们对街区以内以人行为主的相邻街道峡谷内的污染物扩散规律和浓度分布特征进行深入了解。从沿街建筑形态来研究相邻街道峡谷内部流场及污染物扩散规律, 对于切身改善城市居民的生活环境, 具有十分重要的意义。

1 数值模拟

1.1 计算区域和边界条件

1.1.1 计算区域

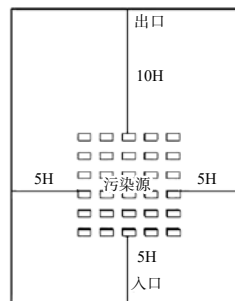
本研究如下外形的城市街道峡谷物理模型 (图 1 所示) 内的气流运动和污染物扩散进行了模拟, 其中由六栋建筑物组成的五个依次相连且相互平行的街道峡谷。试验中对街道峡谷中考虑了三种建筑排布形式: 一种是平齐排布的平顶建筑; 另两种分别为南低北高, 南高北低排布的平顶建筑。污染源如图 1 所示, 图中均以米 (m) 为单位。

基金项目: 国家自然科学基金重点项目城市形态与城市微气候耦合机理与控制 (51538004)。

作者简介: 杨东帅 (1992—), 男, 浙江台州, 在读硕士生。

Email: 691630269@qq.com

图 2 是不同顶部建筑物构成的街道峡谷示意图。使用二维计算域与风流量方向假定它垂直于街道峡谷。计算域为 $1000 \times 1500 \text{m}$, 模型边缘距离为入口区域 $5H$, 出口区域为 $10H$, 上部区域为 $5H$ 。



1.1.2 边界条件

计算主要围绕图 2 所示的典型街道结构, 计算的边界条件如下:

(1) 入口风速取屋顶的来流风速, 垂直风速与污染物浓度在进口边界上取为 0, 在出口边界上采用完全发展出流边界条件;

(2) 在自由边界上设定对称边界条件, 气流垂直速度分量与其他变量的法向导数为 0;

(3) 在固体壁面上, 气流采用无滑移条件;

(4) 街道路面除去人行道均设置为线性污染源^[1]。

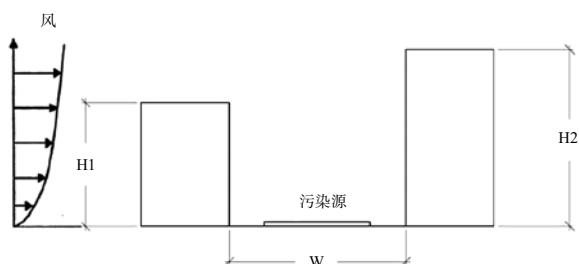


图2 典型街道结构图

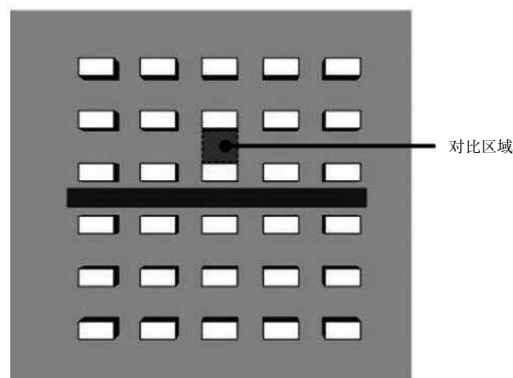


图3 Case对比区域示意图

2 结果及分析

2.1 数值模拟案例设置

本类型研究建立了三组布置方式相同但高度不同的Case，均选取图中红色区域（即中心街谷相邻街道）进行污染物浓度对比。

表1 基本案例设置

组别	案例名称	高度差/m	备注
第一组	Case1	0	均一
第二组	Case2	10	南低北高
第三组	Case3	10	南高北低
第四组	Case4	0	均一
第五组	Case5	10	南低北高
第六组	Case6	10	南高北低

2.2 数值模拟结果分析

(1) 风速风向与CO浓度结果分析——平屋顶

本研究所有Case在1.5m高度的CO浓度标量图如图4所示，各图为上北下南方向放置，初始风向设定为南风，即风从各图中正下方流入。

由以上各图可得出，CO浓度分布与风速风向密切相关，其中相邻街道CO浓度分布Case1的浓度总体最小，Case6的浓度总体最大。相比来说，Case2，Case5浓度分布分别比Case3，Case6的整体浓度小，是因为沿街建筑从低到高变化，后排高的建筑对通风起到一定的阻挡作用，使得中心街谷内部形成较强的顺时针涡流，导致CO污染物堆积在中心街谷下部^[2]。Case2，Case5中心街谷的流场改变导致相邻街谷内的流场也相应发生变化，顺时针涡流在相邻街谷中下部位抬升到街谷上方屋顶部位，相邻街谷下部涡流循环较弱，相邻街谷CO污染物有所堆积，但受到污染物扩散的影响较小。与Case2相比，Case5由于坡屋顶的建筑形式，相邻街谷风场爬升明显，污染物向后排街区的扩散趋势加强，因此Case5比Case2污染物浓度要高。反观Case3，Case6由于沿街建筑高度较高，迎风面积大，阻挡了风的流入使得入口风速减小，CO聚集在中心街道峡谷之间，而沿街建筑下风向降低导致迎风面积减小，风从建筑上方流出，在相邻街谷中形成较强的顺时针涡流，使得相邻街谷内的CO扩散随着涡流循环遍布整个相邻街

表2 模型示意图

案例名称	Case1	Case2	Case3
模型 示意			
	Case4	Case5	Case6

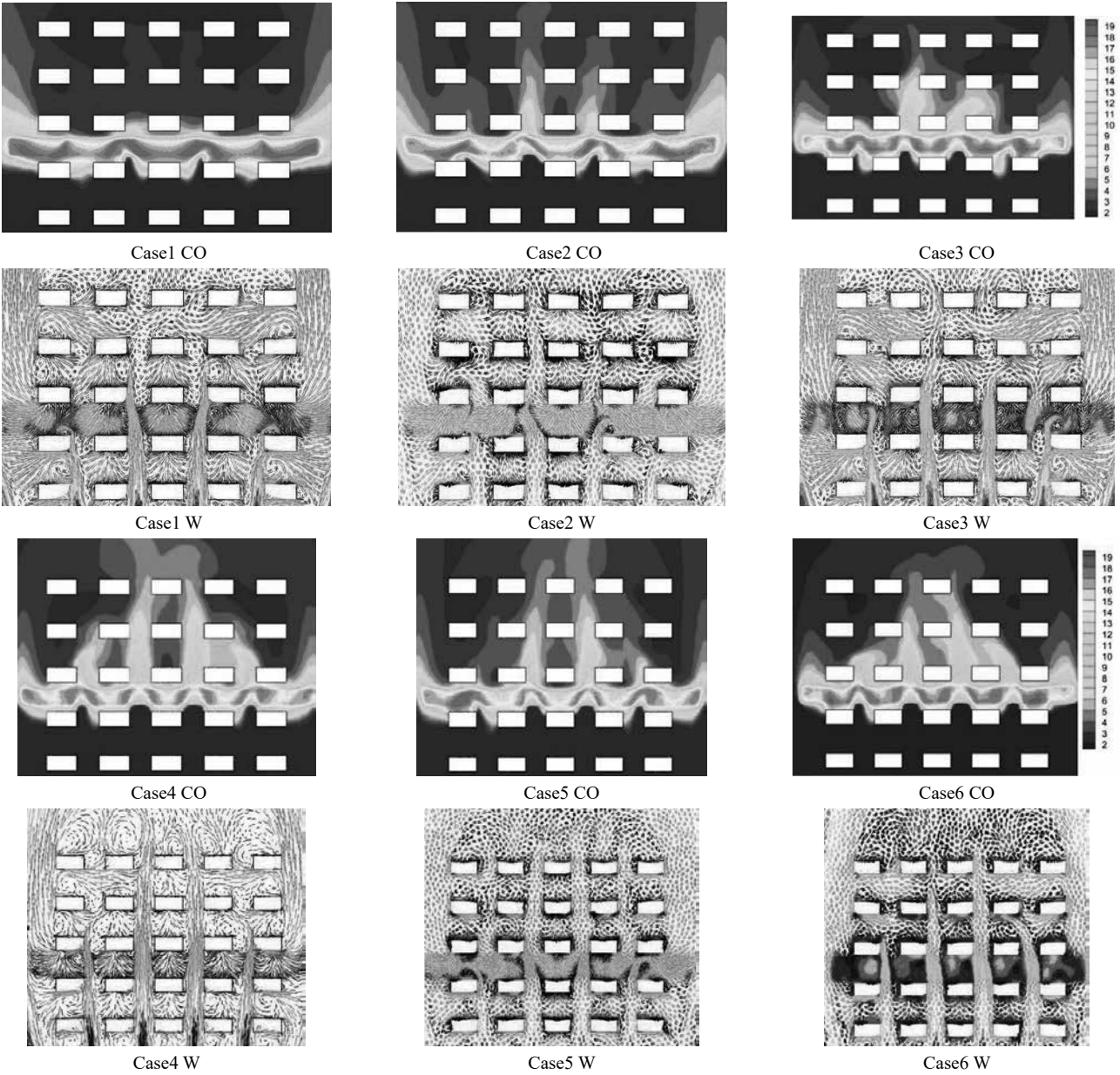


图4 第1~6组Case的CO浓度扩散水平分布，Z=1.5m

表3 各组Case比较区域的平均浓度值

案例\高度	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5	Case6
0	2.86	3.1	5.94	3.18	3.74	4.38
4	2.94	3.1	5.94	3.17	3.67	4.28
8	3.02	3.1	5.68	3.07	3.55	4.07
12	3.10	2.94	5.42	2.97	3.42	3.76
16	3.18	2.94	4.89	2.87	3.23	3.56
20	3.18	2.78	4.63	2.66	3.03	3.46
24	3.10	2.63	4.36	2.46	2.97	3.35
28	3.02	2.47	4.1	2.35	2.91	3.25
32	2.96	2.31	—	2.05	2.39	—
36	2.31	2.15	—	1.84	2.26	—
40	2.15	2	—	1.53	1.88	—
平均值	2.91	2.68	5.12	2.56	3.00	3.68

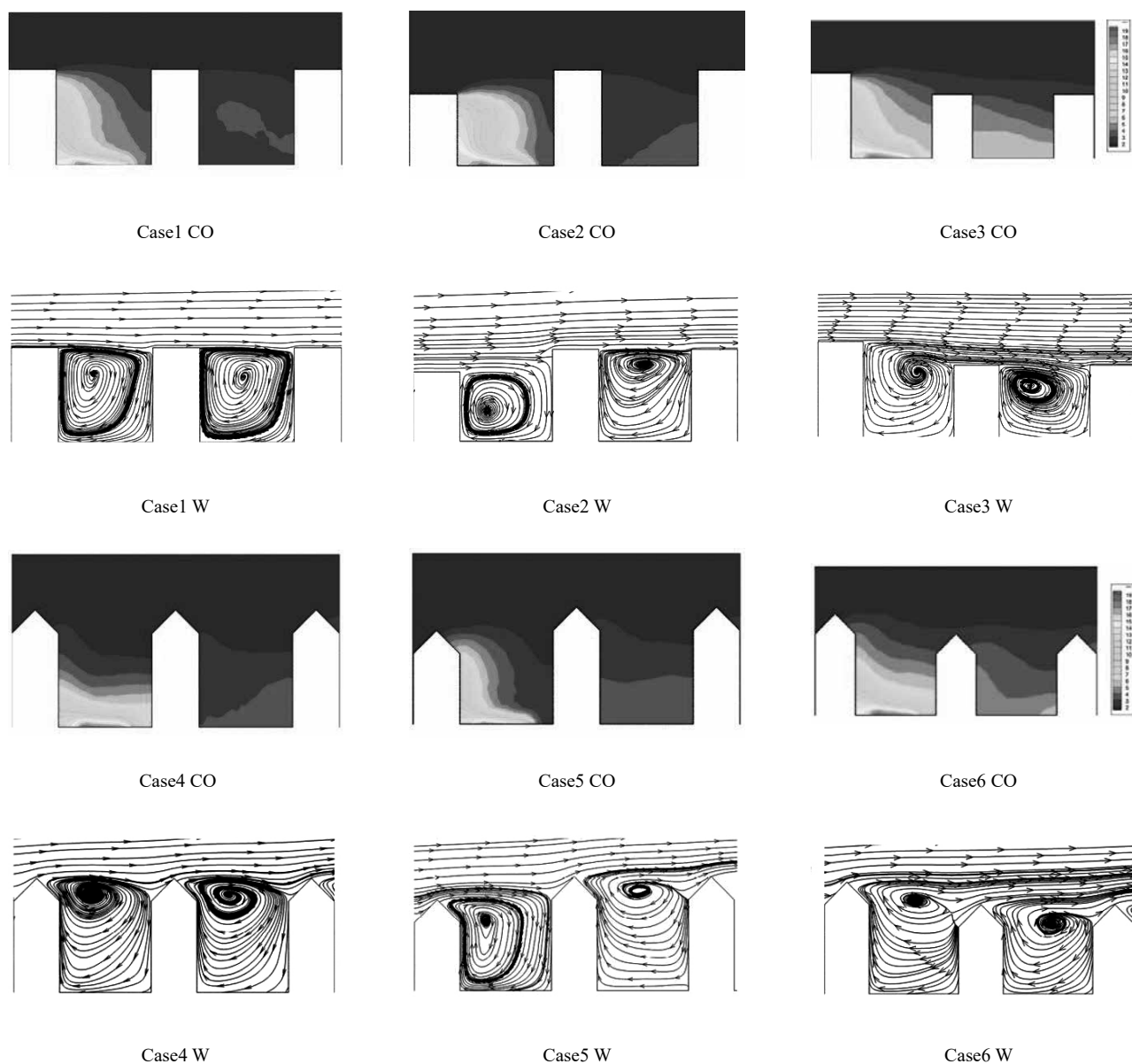


图5 第1~6组Case的CO浓度扩散垂直分布

谷，导致相邻街谷的CO浓度偏高。

(2) CO浓度竖向梯度结果分析

表3列出了六组案例的比较区域在各个高度上的CO平均浓度值及整体平均浓度值。图6显示了各组Case之间的CO浓度竖向梯度对比。

图6比较分析了各组Case比较点CO浓度的竖向梯度变化，可以看出：

(1) 各Case的CO浓度趋势一致，即随高度上升浓度逐渐降低。

(2) 当高度小于10m时，Case1由于中心街谷的内部流场较强，沿街建筑对于相邻街区的阻挡影响较大，难以扩散到相邻街区，导致CO都聚集在中心街谷内，以致相邻街谷人行高度范围内CO浓度是最小的；Case2，Case5在人行高度范围内的CO浓度分别高于Case1，Case4。

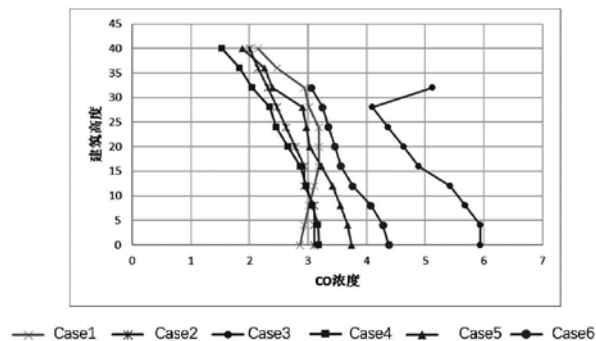


图6 第一组、第二组、第三组Case的CO浓度竖向梯度

Case3, Case6 相邻街谷内的 CO 浓度一直很高,但随着高度上升,浓度逐渐降低。

(3) 10m 高度以上时, Case1 在街谷的中部位置时,污染物的浓度有所上升,比 Case2、Case4、Case5 浓度都要高。

3 结论

结果显示,改变沿街建筑高度和屋顶形状对于相邻街道峡谷内的流场有显著的影响,污染物扩散会发生变化。因此,建筑物顶部结构和高度是影响相邻街道峡谷内流场及污染物扩散的重要因素^[3]。

沿街建筑的高低变化使得相邻街区内部的扩散有所变化,其中上风向至下风向建筑高度升高的空间组合方式,使得相邻街道内 CO 扩散较快,浓度较低。

沿街建筑的屋顶变化使得相邻街区内部的扩散有所变化,坡屋顶对于街道峡谷的风场有直接的改善作用,对污

染物有着明显的加强扩散作用,但是会使得中心街道峡谷的污染物扩散到相邻街谷中,使得相邻街谷会产生污染物的影响,但是浓度是否符合人体标准,还有待探究,在不牺牲中心街谷的前提下坡屋顶是比较有利于污染物扩散的布局形式。

参考文献

- [1] 陈宗芳,王亮,傅强.城市街道峡谷不同形状建筑物对污染物扩散影响的数值模拟[J].中国计算力学大会论文.2010(08).
- [2] Mohamed F. Yassin. Impact of height and shape of building roof on air quality in urban street canyons. Atmospheric Environment, Volume 45, Issue 29, September 2011, Pages 5220–5229.
- [3] 谢晓敏,黄震,王嘉松.建筑物顶部形状对街道峡谷内污染物扩散影响的研究[J].空气动力学学报.2005(03).

典型亚热带季风气候城市的室外热舒适研究

冯锡文¹, 方赵嵩^{1,2}, 林章², 冀兆良¹

(1. 广州大学土木工程学院建筑设备工程系, 广州 510006; 2. 香港城市大学, 香港)

[摘要] 城市人口的持续快速增长, 导致城市人口密度、建筑密度和交通密度持续增高, 从而使城市热环境不断恶化。准确的室外热舒适评价模型, 对城市设计与规划有重要的作用。本研究通过对典型亚热带季风气候城市全年不同季节的室外热舒适调研, 共获得有效问卷 3690 份, 通过对数据进行描述性分析(平均值、中位数)、回归分析(线性回归、多项式回归), 得到亚热带季风气候城市室外热环境夏季、过渡季节、冬季的 PET (Physiological Equivalent Temperature) 中性温度分别为 28.5℃、24.5℃、18.8℃。

[关键词] 亚热带季风气候; 广州; 室外热舒适; PET; 中性温度

Study on Outdoor Thermal Comfort of Typical Subtropical Monsoon Climate City

Feng Xi-wen¹, Fang Zhao song^{1,2}, Lin Zhang², Ji Zhao-liang¹

(1. Department of Building Services Engineering, Guangzhou University, Guangzhou 510006, Guangdong China; 2. Division of Building Science and Technology, City University of Hong Kong, Hong Kong Special Administrative Region)

[Abstract] The sustained and rapid growth of the urban population has led to the continuous increase of density of urban population, building and traffic, so that the urban thermal environment is deteriorating. The accurate model of outdoor thermal comfort has an important effect on urban design and planning. In this study, 3690 questionnaires were obtained through the outdoor thermal comfort survey in a subtropical monsoon climate city in different seasons. The data were analyzed by descriptive analysis (mean, median) and regression analysis (linear regression, polynomial regression), and finally we got the PET (Physiological Equivalent Temperature) neutral temperature in summer (28.5℃), transition season (24.4℃) and winter (19.9℃).

[Keywords] subtropical monsoon climate, Guangzhou, outdoor thermal comfort, PET, neutral temperature

0 引言

早期的热舒适研究多在室内进行, 室外热舒适发展较慢。近些年来, 随着环境的恶化与资源的紧张, 室外热舒适得到广泛的关注, 室外热舒适的研究得到迅速发展。各种研究表明, 基于室内环境建立的热舒适评价指标并不完全适用于室外环境, 因此, 各种室外热舒适评价模型被陆续提出, 如生理等效温度 PET 等。但是, 由于人的适应性, 不同地区人们对于热舒适的评价并不一样, 故此, 基于本地区的热舒适模型又陆续被世界各地的学者提出。纵观其研究, 研究方法是多样的, 因此即使是气候类型相同的地区或同一地区的研究结果并不一致。本文通过 3 种方法得到广州地区 PET 的中性值, 并具有同一气候类型的香港相关研究结果作比较, 以更全面地分析典型亚热带季风气候城市的中性值及不同分析方法的差异。

本调研于广州的大学城进行。广州位于东经 112~114°, 北纬 22~23°, 属于典型的亚热带季风气候, 具有夏热冬暖的气候特点。广州面积约为 7434 平方公里, 2016 年末广州常住人口 1404.35 万人^[1]。根据广州市气象局数据^[2], 2007~2016 年广州市平均最高气温为 37.6℃, 一般出现于 7、8 月, 平均最低气温 2.6℃, 一般出现在 12 月、1 月。

1 调研概况

本调研采用了环境定点实测与问卷调查相结合的形式进行。调研于 2016 年 6 月至 2017 年 1 月分夏季、过渡季节、冬季三部分进行, 共获取有效问卷 3690 份(如表 1)。调研日时间一般为 7:30~18:00, 避开了雷雨等恶劣天气。

表 1 调研概况

季节	进行时间(年月)	有效问卷(份)
夏季	2016.6~7	1283
过渡季节	2017.11	728
冬季	2016.12~2017.2	1679
总计		3690

1.1 环境实测

1.1.1 测试地点

本调研在广州大学城的广州大学进行, 共设置测点 24 个, 如图 1 所示部分测点。测点的选取主要考虑建筑布局、下垫面、遮阳等方面。



图 1 测点布置

1.1.2 测量参数及仪器

本调研采用的仪器如表 2 所示, 主要采集环境参数有空气干球温度、空气相对湿度、平均辐射温度、风速, 其中平均辐射温度通过公式(1)^[3]计算。式(1)中 T_{mrt} 为平均辐射温度(℃)、 T_g 为黑球温度、 T_a 为空气干球温度、

作者简介: 冯锡文(1992—), 男, 广东江门, 在读研究生。
Email: 625893972@qq.com

V_a 为风速、 D 为黑球直径 ($D=0.15\text{m}$)、 ε 为黑球发射率 ($\varepsilon=0.97$)。

$$T_{mrt} = [(T_g + 273)^4 + \frac{1.1 \times 10^8 V_a^{0.6}}{\varepsilon D^{0.4}} (T_g - T_a)]^{1/4} - 273 \quad (1)$$

本调研所搭建的测试平台高度约 1.5m，仪器测试高度均在 1.1~1.9m 之间。调研期间设置遮阳板以避免太阳辐射对温湿度探头的影响，并利用不同仪器对所得数据进行校正。

1.2 问卷调查

问卷调查与环境实测同时进行，并由相关负责人员指导被试者填写。问卷涉及到被试者的个人信息（年龄、性别、身高、体重）、着装、活动方式、热感觉投票 TSV (Thermal Sensation Vote)。其中活动方式分为静坐、站立、慢走、快走、慢跑 5 种。TSV 采用 9 级标尺，如图 2 所示。

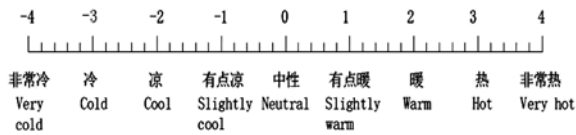


图 2 热感觉投票 (TSV) 标尺

2 调研结果及分析

2.1 被试者概况

被试者主要为在校学生，根据调研的时间与被试者的构成，被试者绝大部分在广州地区生活半年以上，对广州的气候有一定的适应性。被试者关于性别、年龄、身高、体重的统计如表 3 所示，由表 3 可知，被试者的男女数量接近，年龄、身高都较为集中，体重相对分散，男性与女性在身高和体重方面有着一定差距。

2.2 主要影响参数

根据热舒适方程，影响人体热舒适的因素有空气温度、相对湿度、风速、平均太阳辐射、服装热阻、代谢率等 6 个参数，各种常用的热舒适模型均把其考虑在内，如 PMV (Predicted Mean Vote)、SET* (Standard Effective Temperature*)、PET、UTCI (Universal Thermal Climate Index) 等，可见其对人体舒适性有着重要的影响。本调研将这 6 个参数的统计如表 3、图 3 所示。从表 3 可见：调研期间空气温度范围 9.9℃~38.2℃，跨度为 28.3℃；从空气温度来看，广州有着明显的夏热冬暖的气候特点，其夏、冬季空气温度平均值分别为 31.8℃、16℃；从标准差分析，相对湿度与平均辐射温度在调研期间都有着较大的变化；从平均值可知风速整体较小，这与测试高度小 (1.5m~1.9m) 有一定的关系。

表 2 测量仪器

仪器名称	仪器型号	测量参数	测量范围	仪器精度	采集频率 / 分钟	采集方式
黑球温度计	JTR04	空气干球温度	-20℃~125℃	±0.5℃ 常温 ±0.2℃	1	自动
		黑球温度				
温湿度记录仪	testo175H1	空气干球温度	-20 ~ +55℃	±0.4℃	1	自动
		空气相对湿度	0 ~ 100%RH	±2 %RH (2 ~ 98 %RH) 在 +25℃	1	
高精度温湿度记录仪	WSZYW-1	空气干球温度	-40 - 100℃	±0.5℃	1	自动
		空气相对湿度	0 ~ 100% RH	±3%	1	
红外测温仪	testo830-T2	地面温度	-50 ~ +500℃	±1.5℃ 或 ±1.5% 测量值 (+0.1 ~ +400℃)	10	手动
型轻便三杯风向风速表	DEM6	风速	1m/s ~ 30m/s	±0.4m/s	10	手动

表 3 参数统计

性别 / 季节	参数	最小值	最大值	平均数	标准差
男性 (1703 名)	年龄 / 岁	13	52	22	2.27
	身高 / m	1.50	1.90	1.72	0.06
	体重 / kg	42.0	93.0	61.4	7.20
女性 (1987 名)	年龄 / 岁	15	60	21	2.12
	身高 / m	1.30	1.83	1.61	0.05
	体重 / kg	35.0	70.0	48.6	5.14
夏季	空气温度 (℃)	26.8	38.2	31.8	2.25
	相对湿度 (%)	29.9	94.1	71.7	11.46
	风速 (m/s)	0.0	2.5	0.3	0.40
	平均辐射温度 (℃)	20.8	75.4	37.0	8.73
	服装热阻 (clo)	0.2	0.8	0.4	0.11
过渡季节	空气温度 (℃)	19.1	28.6	24.3	2.14
	相对湿度 (%)	10.2	78.4	58.1	8.50
	风速 (m/s)	0.0	3.4	0.7	0.75
	平均辐射温度 (℃)	19.0	64.0	31.7	9.30
	服装热阻 (clo)	0.2	1.2	0.6	0.17
冬季	空气温度 (℃)	9.9	21.9	16.0	2.77
	相对湿度 (%)	13.8	86.6	55.2	19.08
	风速 (m/s)	0.0	4.7	0.6	0.71
	平均辐射温度 (℃)	-36.0	46.3	19.9	6.64
	服装热阻 (clo)	0.3	2.2	1.0	0.24

本调研服装热阻根据公式(2)计算,其中 I_{cl} 为服装总热阻、 $I_{clu,i}$ 为单件服装热阻(参考《ASHRAE Standard 55-2013》),得夏季、过渡季节、冬季的平均服装热阻分别为0.4clo、0.6clo、1clo。

$$I_{cl} = \sum I_{clu,i} \quad (2)$$

根据《ASHRAE Standard 55-2013》,静坐、站立、慢走、快走、慢跑等5种活动方式的代谢率分别选取为1Met、1.2Met、2Met、2.6Met、3.8Met。从图3可知,被试者活动方式最多为慢走,占到总数的72%。

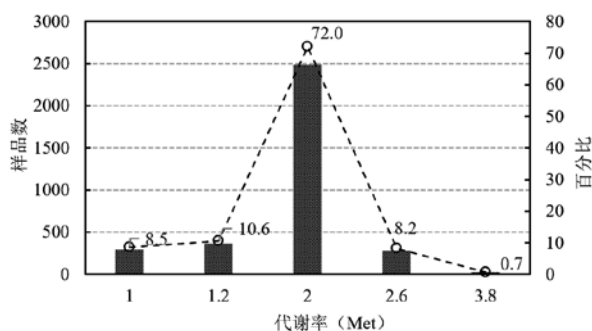


图3 代谢率统计

2.3 热感觉

从图4可知:夏季TSV明显集中在热端(TSV>0),最多热投票级为3级(热),热等级-1~3占比有明显的递增现象,整体给人感觉炎热;过渡季节的舒适性最高,其-1~1级的投票占季节总投票的73.1%;冬季符合“冬暖”的气候特点,其最多投票级为-1,热等级-1~4占比有明显的递减现象。

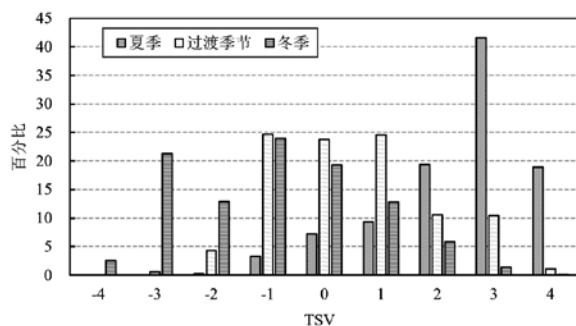


图4 各季节 TSV 分布图

3 PET

PET基于MEMI(Munich Energy balance Model for Individuals)、结合人体热平衡发展而来,其义为:在一个风速为0.1m/s、水蒸气分压力为1200kPa(相当于空气温度20℃时相对湿度为50%)的普通等温室内环境中,一个人着装0.9clo从事轻度活动,其核心温度和皮肤温度与实际环境相同,且保持相同的热平衡状态,该等温环境的空气温度就是生理等效温度^[4]。PET自提出以来得到广泛的应用与发展,例如热应力分析、城市温度分布、热舒适评估、城市形态或城市可持续发展的研究及其在热舒适方面的影响等^[5]。由于热适应性,PET并不能较好地应用于全球的各个地区,例如PET于大坎普(巴西)的预

测准确率不到50%^[6],于门多萨(阿根廷)的准确率不到25%^[7]。据此,众多学者于不同地区分别对PET的热中性温度、热不满意率、热感觉等级区间进行了修正。但不同的学者可能会采用不同的分析方法,从而导致同一气候地区或同一地区的研究成果有差异。因此,本文采用不同的方法获得本地区的PET中性值,并结合香港的研究成果,以得到亚热带季风气候城市的PET中性值。

3.1 PET 计算

本文PET值通过软件Rayman按季节(平均服装热阻)、性别(平均年龄、身高、体重)、活动方式(1Met、1.2Met、2Met、2.6Met、3.8Met)分类计算,其中代谢率计算所涉及的体表面积按以下公式^[8]计算[H_b 为身高(cm); W 为体重(kg)]。

男性:

$$A=0.0057H_b+0.0121W_b+0.0882 \quad (3)$$

女性:

$$A=0.0073H_b+0.0127W_b+0.2106 \quad (4)$$

通过上述计算,得到全年同一热等级投票下PET值的箱图(图5),从图中可看出,同一热等级下的PET值范围较广,且不同热等级的PET值有很大的交集,即较多地存在同一PET值下出现多种热投票的情况。笔者认为出现此情况的原因是:热感觉是生理与心理的结合,即使在同一环境或同一生理状态下,由于人的主观性,也会对热感觉作出不同的评价;此外,人们对于季节的适应性也致使热感觉变得多样。

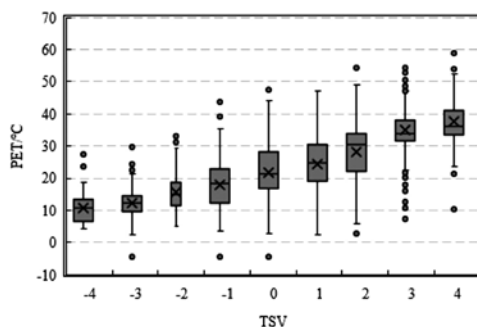


图5 TSV 的 PET 分布

3.2 中性温度

许多研究表明,由于人的适应性,不同的季节的PET中性温度不同^[9,10,11]。因此,本文通过描述性分析、回归分析方法分别分析各季节的中性值。

3.2.1 描述性分析

过去有学者通过描述性分析获取中性温度,例如Ng and Cheng采用TSV=0样本的中心值(算数平均值或中位数)作为PET的中性值^[12];Kántor等人通过同样的方法获取中性值,并认为以中位数作为中性值较平均值恰当,其原因是平均值在小样本中容易受离异值的影响^[13]。图6为各季节中TSV=0的PET箱图分布,从图中可看出平均值与中位数较为接近,且都从夏季、过渡季节、冬季的顺序递减,这与上述学者的研究结果相似。从表4可知,冬季TSV=0的PET值较夏季、过渡季节分散,夏季、过渡季节、冬季的平均值分别为32.3℃、25.5℃、15.7℃,中位数分别为31.7℃、25.5℃、16.8℃。

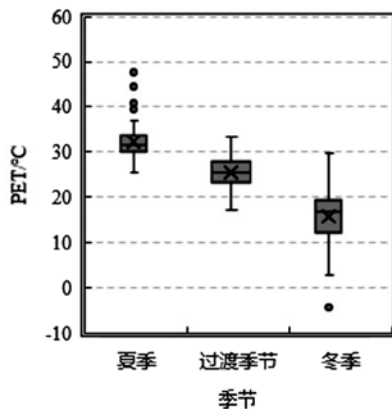


图6 各季节 TSV=0 的 PET 分布

表4 各季节 TSV=0 的平均值与中位数

季节	平均值	中位数	标准差
夏季	32.3	31.7	3.70
过渡季节	25.5	25.5	3.23
冬季	15.7	16.8	4.99

3.2.2 回归分析

通过回归分析得到 PET 的中性值是最为常用的方法,其中包括线性回归、加回权线性回归、多项式回归、逻辑斯回归、有序回归、概率单位回归 (probit 回归) 等。

与大多数研究一样,为了减少 TSV 离异值的影响,本文 PET 采用 bin 法,以 1°C PET 为区间,并排除样本数小于 5 的区间,建立各季节平均热感觉投票 MTSV (Mean Thermal Sensation Vote) 与 PET bin (1°C) 的散点图 (图 7)。从图 7 可以看到,随着 PET bin 的增大,MTSV 在两端增长相对平缓,尤其在热端,而中间具有明显的线性关系。因此,本文分别对冬季、过渡季节、夏季建立二次回归、线性回归、三次回归模型 (图 7)。从表 5 可见,各回归分析极具统计学意义 ($\text{Sig.} \leq 0.01$),且 MTSV 与 PET 均高度相关 (R^2)。令各回归公式中的 $\text{MTSV}=0$,得到过渡季节和冬季的中性温度较为接近,分别为 22.5°C 、 21.8°C ,但得到夏季的中性温度 (25.8°C) 并不在 PET bin 范围内。不少研究表明,温度越高的季节,中性温度越高^[9,10,11],而本研究得到的夏季、过渡季节、冬季中性温度分别为 25.8°C 、 22.5°C 、 21.8°C ,符合前人研究的“季节顺序”。

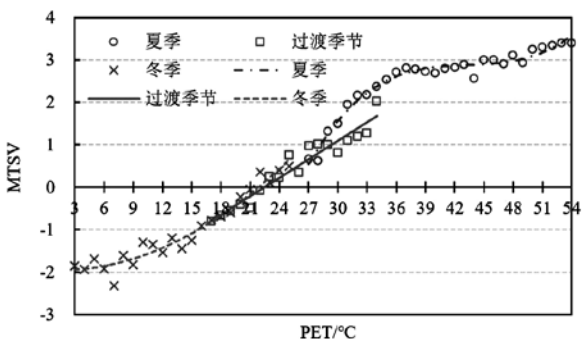


图7 各季节回归分析图

表5 各季节回归分析中性值

季节	PET bin 范围 / $^{\circ}\text{C}$	回归方程	R^2	Sig.	广州
夏季	27~54	$\text{MTSV} = 4.96 \times 10^{-4} \text{PET}^3 - 6.45 \times 10^{-2} \text{PET}^2 + 2.81 \text{PET} - 38.06$	0.97	0.000	25.8
过渡季节	17~34	$\text{MTSV} = 0.1460 \text{PET} - 3.2805$	0.93	0.000	22.5
冬季	3~25	$\text{MTSV} = 0.0047 \text{PET}^2 - 0.0134 \text{PET} - 1.9443$	0.95	0.000	21.8

3.2.3 亚热带季风气候城市的中性温度

表 6 汇总了以上 3 种方法获得的中性温度。从表中可见,通过不同方法得到的 nPET 不同。通过平均值或中位数得到 nPET 与其他方法得到的值有较大的差异,特别是冬季,这与 NKantor^[13]的研究相一致。此外,表 6 将本文研究结果与香港相关研究进行了对比,原因是广州与香港具有相同的气候特点 (亚热带季风气候),且广州人与香港人的生活习惯极为相似。我们发现,同样通过平均值或中位数得到中性值,ENg 和 VCheng^[12]的结果比本文分别低 5.3°C 、 2.7°C ,但值得注意的是 VCheng^[10]此后指出上述研究在同季节不同环境得到的中性值不同,其原因是 PET 受空气温度影响较大 (空气温度越高, PET 值越大),而本文夏季调研平均气温达 31.8°C ,比 ENg 和 VCheng 的调研高约 4°C 。此外, VCheng^[10]通过 TSV 与 PET 的线性回归得到夏季的中性温度为 25°C ,这符合本文夏季 PET bin 在范围为 27~ 54°C 得不到中性温度的结果。

为了得到亚热带季风气候城市各季节室外热环境的中性温度,本文将本研究成果 (广州) 与香港研究成果进行算术平均,得到夏季、过渡季节、冬季的中性温度分别为 28.5°C 、 24.5°C 、 18.8°C 。

表6 PET 中性温度汇总

地点	分析方法	中性温度 / $^{\circ}\text{C}$		
		夏季	过渡季节	冬季
广州	TSV=0 的平均值	32.3	25.5	15.7
	TSV=0 中位数	31.7	25.5	16.8
	MTSV 与 PET bin (1°C) 回归分析	25.8	22.5	21.8
香港	TSV=0 的平均值 ^[12]	27	/	/
	TSV=0 中位数 ^[12]	29	/	/
	TSV 与 PET 线性回归 ^[10]	25	/	21
亚热带季风气候城市	各研究成果的平均值	28.5	24.5	18.8

4 结论与展望

通过本次调查研究,本文主要得出以下结论或展望:

(1) 结合本调研与香港研究成果,我们得到典型亚热带季风气候城市夏季、过渡季节、冬季的 PET 中性值分别为 28.5°C 、 24.5°C 、 18.8°C 。但亚热带季风气候城市仍需更多的研究以验证上面的结论。

(2) 在适应性理论的指导下,近些年来世界各地进行了较多的室外热舒适的调研,以修正热指标于本地区的中性值,但由于研究方法的多样性,导致研究结果的差异性。具有相同气候、习惯等的广州与香港的 PET 中性值由于调研环境、分析方法等不同,致使两城市之间的 PET 分析结果具有一定的差异。

(3) 从数据获取到数据分析,每一步都影响着研究结果的差异,因此我们要注意调研中数据获取的规范性与数据分析的合理性或统一性。以适应性为指导,相关区域的室外热环境研究成果有必要汇总与分析对比。

参考文献

- [1] 广州市统计局, 国家统计局广州调查队. 2016 年广州市国民经济和社会发展统计公报 [J]. 统计公报, 2016(1):19.
- [2] <http://www.gz121.gov.cn/>.
- [3] Thorsson S, Lindberg F, Eliasson I, et al. Different methods for estimating the mean radiant temperature in an outdoor urban setting[J]. International Journal of Climatology, 2007, 27(14):1983–1993.
- [4] P. Höppe. The physiological equivalent temperature – a universal index for the biometeorological assessment of the thermal environment[J]. International Journal of Biometeorology, 1999, 43(2):71.
- [5] Honjo T. Thermal Comfort in Outdoor Environment[J]. Global Environmental Research, 2009.
- [6] JR Lucchese, LP Mikuri, NVSD Freitas, WA Andreasi. Application of selected indices on outdoor thermal comfort assessment in Midwest Brazil[J]. International Energy & Environment Foundation, 2016.
- [7] Ruiz M A, Correa E N. Adaptive model for outdoor thermal comfort assessment in an Oasis city of arid climate[J]. Building & Environment, 2015, 85:40–51.
- [8] 胡咏梅, 武晓洛, 胡志红, 等. 关于中国人体表面积公式的研究 [J]. 生理学报, 1999, 51(1):45–48.
- [9] Lin T P. Thermal perception, adaptation and attendance in a public square in hot and humid regions[J]. Building & Environment, 2009, 44(10):2017–2026.
- [10] Cheng V, Ng E, Chan C, et al. Outdoor thermal comfort study in a sub-tropical climate: a longitudinal study based in Hong Kong[J]. International Journal of Biometeorology, 2012, 56(1):43–56.
- [11] Cohen P, Potchter O, Matzarakis A. Human thermal perception of Coastal Mediterranean outdoor urban environments[J]. Applied Geography, 2013, 37(1913):1–10.
- [12] Ng E, Cheng V. Urban human thermal comfort in hot and humid Hong Kong[J]. Energy & Buildings, 2012, 55(10):51–65.

西安城区水体对城市气候影响的数值研究

曼妮苏丽·阿克拜尔^{1,2}, 官燕玲¹

(1. 长安大学建筑工程学院, 西安 710064; 2. 新疆建筑设计研究院, 乌鲁木齐 830002)

[摘要] 对西安市城区的建筑、道路、水体等建立了几何模型, 并通过实验验证建立了水面与大气耦合传热传质的数值仿真模型, 在此基础上建立了包括水面在内的西安城区大尺度的通风环境的数值计算模型。计算分析了在夏季主导风向向下, 该区域水体对城市风环境、热环境、相对湿度的影响。研究表明水体对局部环境, 特别是下风侧的风速、温度、相对湿度有明显影响。

[关键词] 城市通风; 水体蒸发试验; 大尺度; 数值计算; 热湿气候

Modeling and Numerical Analysis of the Influence of Water Body on Hot and Humid Climate in Xi'an City

Mannisuli·Akebaier^{1,2}, Guan Yan-ling¹

(1. School of Civil Engineering, Chang'an University, Xi'an 710054, China; 2. Xinjiang Architectural Design Institute, Xinjiang 830002, China)

[Abstract] This paper established a overall geometric model for the construction, roads and water bodies in Xi'an, and the numerical simulation model of coupled heat transfer and mass transfer between water surface and atmosphere was established by experiment. Based on this, a numerical model of large-scale ventilation environment in Xi'an city including water surface was established. The influence of water bodies in the summer prevailing wind direction on wind environment, thermal environment and relative humidity is analyzed by numerical simulation. The results show that the water body has a significant effect on the local environment, especially the wind speed, temperature and relative humidity of the downwind side.

[Keywords] urban ventilation; water evaporation test; large scale; numerical simulation; hot and humid climate

0 引言

“城市热岛效应”的主要成因之一是城市下垫面的热工物理特性。其中城市水体不仅有观赏性, 因其热容量大, 蒸发水分大, 还有调节气温的功能。故研究水体对城市热湿环境的影响很有必要。

关于地表水体的研究, Webb BW 总结了 1990 年以来关于河流和小溪温度的研究进展情况^[1]。John Keery 等通过河流水面温度及河床温度研究河流水体自身的温度分布^[2]。E Jauregui 分析了人工水体对墨西哥城东北区域的气候作用, 发现新建的湖泊和池塘增强了下风方向的大气水平对流^[3]。Matsushima Dai 采用卫星遥感技术结合数值模拟方法, 研究了蒙古 kherlen 河流域水面、滨水区域地面等的表面热通量分布^[4]。E A Hathway 等通过实地调查研究了英国谢菲尔德河流春夏季对环境的影响, 提出水体对周围空气环境的降温能力与环境空气温度、河水温度、风速和相对湿度有关系^[5]。

水面温度与周边空气温度之间有一定的温差, 因而有显热交换, 同时水体蒸发伴随着潜热交换。这些热量、湿量交换对水体周边热湿气候会有影响。关于城市风环境的研究, 国内外多以单独建筑、多个建筑群或简单组团的街谷为研究目标^[6,7], 针对城市整体区域的通风环境研究相对较少。Kondo 提出了水面蒸发数学模型^[8], 文献[11]使用该水面蒸发数学模型研究了在 9 平方公里城区内水体对其热湿环境的影响, 文献[9][10]对一个街区也做了同样的研究。目前还没有耦合水面蒸发的城市尺度空气环境的相关研究。

在以上风环境的研究中, 紊流模型更多的是采用标准

的 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 也有采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型的。文献[11]采用的是 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型, 计算结果与风洞试验数据进行了比较验证, 发现 RNG 模型在计算精度和计算机时方面都是最优的模型。文献[12]对大气边界层中的建筑绕流问题进行了风洞试验, 对 RNG $k-\varepsilon$ 计算模型进行了试验验证。

本文针对西安主城区, 对其建筑、水体、道路创建真实比例的几何模型; 依据水体与大气热湿交换的基本原理, 建立水体表面与大气之间的热湿交换模型, 编写相应的 UDF 导入 Fluent。利用长安大学渭水校区蒸发器原位实验平台的监测数据, 对其热湿交换模型进行验证。在此基础上, 耦合水面与大气的热湿交换模型, 建立西安城区尺度的通风环境的数值仿真模型, 对该区的城市风环境、热湿环境进行计算分析, 研究水体对城市气候环境的影响。

1 水体表面自然蒸发数学模型

1.1 蒸发数学模型

水面与空气之间有温差, 因而有显热交换; 另外, 水体的蒸发是由液态到气态的过程, 伴随着潜热交换。这些热湿交换对城市局部热湿气候的影响是本文研究的重要内容。

关于显热换热, 属于第三类边界的对流换热过程, 其换热大小不仅与水体表面与空气两者之间的温差有关, 还与周边的风速有关, 应用常规的流体动力学方程即可求解。

关于水体蒸发的换热, 采用公式(1)作为基本公式^[8]。在 CFD 计算中, 对水面和周边空气进行参数的传递耦合, 需要采用自定义函数 (UDF) 的方式, 将这个传递模型加载到 Fluent 的水体表面边界上。

$$E = \rho_a C_E u (q_s - q_a) \quad (1)$$

作者简介: 曼妮苏丽·阿克拜尔 (1992—), 女, 新疆, 硕士研究生。
Email: 402076744@qq.com

式中: E 为蒸发率 ($\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$); ρ_a 为空气的密度 (kg/m^3); C_E 是潜热交换的传输系数; u 为水面以上测点处的风速 (m/s); q_s 是水面温度的饱和含湿量 (kg/kg) (干空气); q_a 是水面上测点处的空气含湿量 (kg/kg) (干空气)。

(1) 水面温度的饱和含湿量

$$q_s = 0.622 \cdot r P_s / (B - r P_s) \quad (2)$$

式中: r 表示空气相对湿度 (以小数记); B 分别为当地大气压、水面温度的水蒸气饱和分压力 (Pa)。

(2) 水面上测点处的空气含湿量 q_a

湿空气中含湿量的定义式为:

$$q_a = m_1 / m_2 \quad (3)$$

其中: m_1 湿空气中水蒸气的质量 (kg); m_2 为湿空气中干空气的质量 (kg)。

水蒸气扩散的边界条件中需要给出水蒸气的质量分数, 湿空气中水蒸气质量分数 m 的表达式为:

$$m = m_1 / (m_1 + m_2) \quad (4)$$

联立 (3)、(4) 得出含湿量 q_a 与水蒸气质量分数 m 的关系式:

$$m = q_a / (1 + q_a) \quad (5)$$

将式 (5) 转换如下:

$$q_a = m / (1 - m) \quad (6)$$

(3) 水面的水蒸气饱和分压力 P_s

关于计算水蒸气饱和分压力 (即当湿空气的相对湿度为 100% 时水蒸汽的分压力) 的经验公式, 一般使用联合国世界气象组织 (WMO) 推荐的戈夫-格雷奇 (Goff-Gratch) 公式^[13]:

水面温度 $T_s > 273.15\text{K}$ 时,

$$\begin{aligned} \lg P_s = & -7.90298 \left(\frac{373.16}{T_s} - 1 \right) + 5.02808 \times \lg \left(\frac{373.16}{T_s} \right) \\ & - 1.3816 \times 10^{-7} \left(10^{11.344 \left(1 - \frac{T}{373.16} \right)} - 1 \right) \\ & + 8.1328 \times 10^{-3} \left(10^{-3.49149 \left(\frac{T}{373.16} - 1 \right)} - 1 \right) + \lg(1013.246) \end{aligned} \quad (7)$$

式中: P_s 单位是 hPa 。

(4) 热交换的传输系数

参考文献 [14], 水面处潜热交换的传输系数 C_E 取值为 0.00145。

1.2 水体表面蒸发率的 UDF 编程

该 UDF 程序的基本流程: 水体表面温度的饱和含湿量 q_s 利用水面温度得到的水蒸气饱和分压力计算确定, 测量点的风速 u 、密度 ρ_a 直接用 Fluent 提供的宏查找水面上方临近网格的变量, 而空气温度下的含湿量 q_a 的取值是在读取水面上方临近网格的水蒸气质量分数 m 后, 用相应公式确定。最后将这些参数代入水分蒸发率计算式 (2) 中, 然后将该值分配 F_PROFILE 通过水面边界带入模拟计算中。UDF 程序流程图见图 1。

1.3 水体表面蒸发数学模型的试验验证

因为面积大于等于 20m^2 蒸发池可近似于大水体的蒸发过程, 因此本文依据长安大学渭水校区蒸发池原位试验

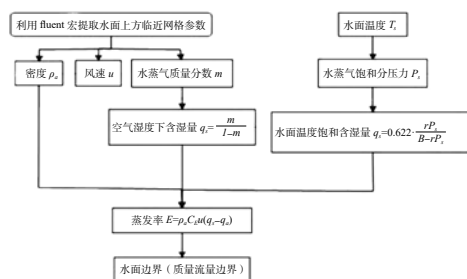


图 1 蒸发率 UDF 流程图

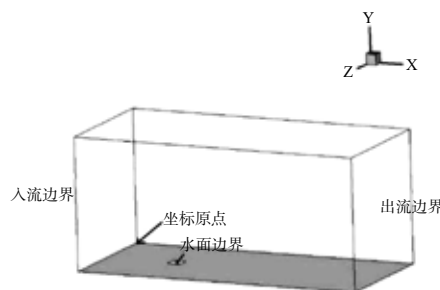


图 2 蒸发验证模型的计算域

平台数值计算模型, 计算得到试验平台实测的气象参数条件下的蒸发池的蒸发量, 并将其与试验得到的蒸发量进行对比, 由此验证计算模型。计算几何模型如图 2 所示。

选定 2014 年温度最高的 7 月 22 日中午 14 时的渭水实验平台的气象数据, 入口、出口来流温度为 40.3°C , 相对湿度为 28%, 将选定的气象参数代入相关公式得到相对应的水蒸气分数为 0.01466。地面边界 ($y=0$) 为 wall, 参考西安地区土壤源热泵热响应试验结果^[15], 设定 20m 深处的温度为 16°C , 作为地面边界条件; 该层岩土密度为 $2170\text{kg}/\text{m}^3$, 比热为 $511.5\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 导热率为 $1.75\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

模拟计算结果, 蒸发器的蒸发量为 $1.004 \times 10^{-4}\text{kg}/\text{s}$; 20.25m^2 蒸发池对应时间的试验蒸发量为 $1.125 \times 10^{-4}\text{kg}/\text{s}$ 。模拟计算结果与试验结果进行对比, 相对误差为 10.7%, 基本吻合, 因此此水体与大气热湿交换模型具有一定的可靠性。

2 城市风环境的计算模型

2.1 研究区域

本文将研究区域确定在西安市绕城高速以内 (图 3), 总面积约 458 平方千米, 东西长约 28.8km, 南北宽约为 19.8km。该区域的模型包括水体、建筑和道路。水体分布如图 3 所示。

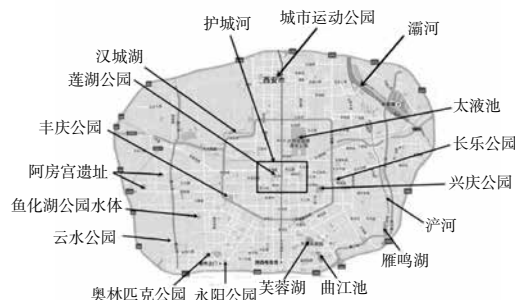


图 3 研究区域范围及水体分布

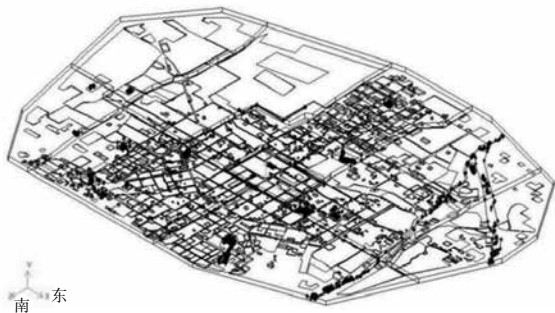


图4 计算模型轴测图

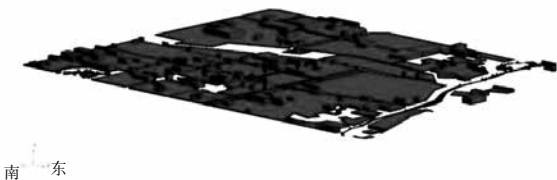


图6 西安市区域3几何模型

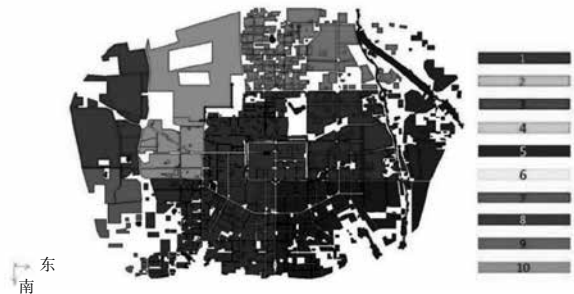


图5 几何模型区域划分图

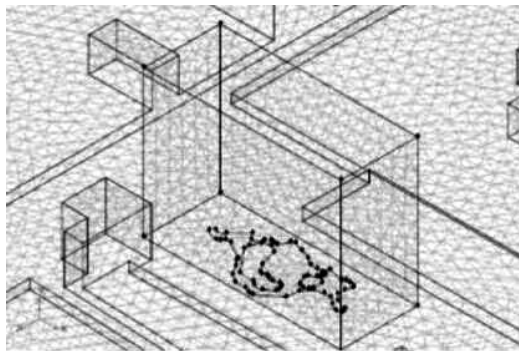


图7 计算模型网格

2.2 几何模型

本文对研究区模型进行了简化：高层建筑20m以下部分与多层建筑合并，窄巷与附近建筑合并，由于研究区域地势高度差相对模型尺度很小，因此不考虑，而主干道以及重要水体以实际形态表现。几何模型以钟楼为坐标轴原点，x轴、z轴正向分别为东、南，y轴是高度方向，以米(m)为基本单位。几何模型边界外100~200m设置为计算模型边界，整个计算域(见图4)南北方向(z轴)长20200m，东西方向(x轴)长29330m，高度300m(地面高度设为0)。

2.3 网格划分

鉴于模型尺寸庞大，需要先对其进行区域分割以得到更高的网格质量，区域序号见图5，蓝色为水体。所有分割面设为内部界面(interior)。网格采用三角形(Tri)的面网格，四面体混和体网格(Tet/Hybrid)，网格划分(局部)见图7。网格划分最终结果：总单元体数量为20324684，总面单元数量为42023856，节点数量为4078917。

2.4 计算模型

湍流模型采用RNG $k-\epsilon$ 模型，该模型在水体对热湿环境影响方面的适用性已经得到验证^[11]。

2.5 边界条件设置

计算工况为稳定工况，水体简化为水面，水面温度设定为定值，通过现场实测的方法确定水面温度。2016年7月9日至11日13点~16点对芙蓉湖、兴庆公园内的水体、空气温度进行现场实测，14点的平均水面温度为29.85℃，平均气温值为33.7℃，相对湿度平均值39.5%。另外，根据原位试验蒸发器的水温与气温的拟合公式 $t = 2.861 + 0.791t_a$ ^[16]，当气温 t_a 为33.7℃时，水面温度 t 为29.52℃，与以上测试值29.85℃之间的相对误差只有1.1%，

证明了测试数据的可靠性。除此之外，选定西安市夏季典型风向(东北风)，夏日室外平均风速1.6m/s。

(1) 入口采用速度入口边界。地面粗糙度指数设为0.22；出口边界设为压力出口边界，出口表压为0。入口、出口来流温度33.7℃，相对湿度39.5%，将气象参数代入相关公式得到相对应的入口、出口水蒸气分数为0.01459。

(2) 地面边界($y=0$)条件为wall。具体设置同验证模型地面边界。

(3) 顶面边界($y=300m$)边界设置为Symmetry。

(4) 建筑表面边界设置为wall。此模拟只考虑夏季建筑使用空调排出的热量对城市热气候的影响，并把空调排热以面热源的形式加入模型中的建筑表面，建筑表面边界的热流量设定为38W/m²^[17]。

(5) 水面边界设置为质量流量边界(mass-flow inlet)。将相关参数编写成UDF应用于水面边界。水面边界的水蒸气质量分数设为1。

3 模拟结果与分析

模拟分无水体(工况一)、有水体(工况二)两种工况，无水体时水体边界设置与地面相同。

3.1 速度场

计算区域不同高度断面的平均风速见表1，速度矢量场见图8。

表1 计算区域不同高度断面的平均风速

高度 /m	工况一平均风速 /(m/s)	工况二平均风速 /(m/s)	两个工况相对差值 /%
1.5	2.099	2.103	0.19
15	2.283	2.338	2.35
50	2.384	2.431	1.933
100	2.559	2.601	1.615

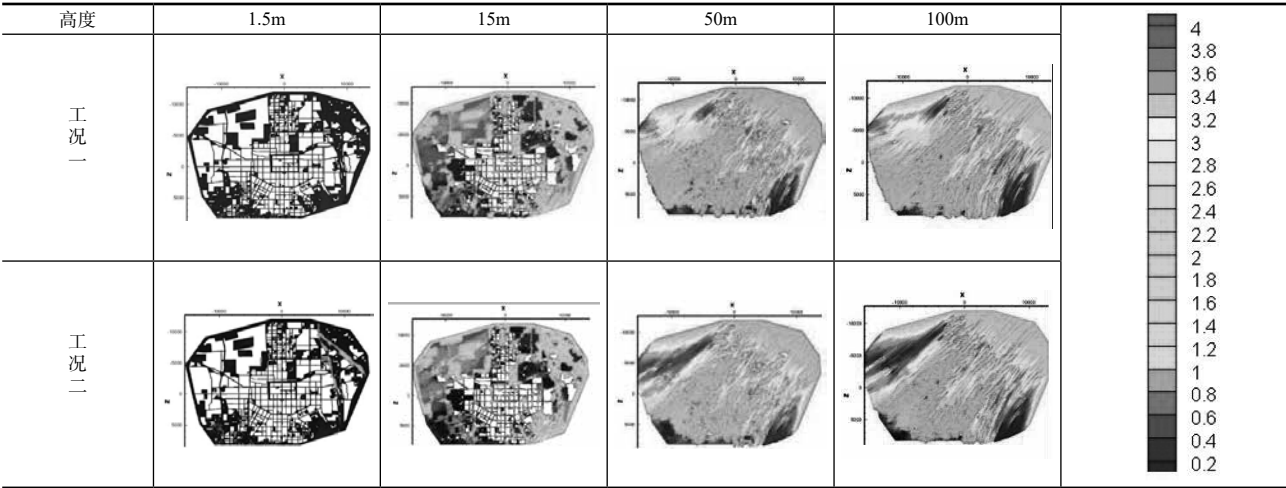


图 8 西安市不同高度平面风速矢量图

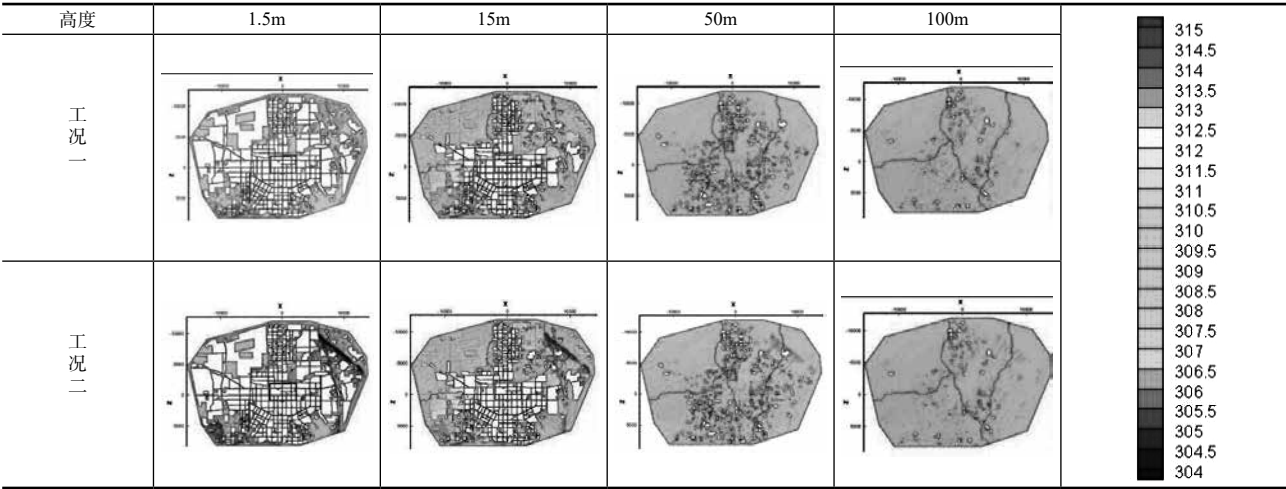


图 9 西安市不同高度平面温度云图

从表 1 数据和图 8 可以看到：随着高度的增加，风速增大；城区西南区域 9、10 为下风侧，风速相对最小；水体会影响城市风速增加，有助于城市通风；分析不同高度水体对风场的影响，从 15m 高度往上，随着高度增加，水体对风场的影响逐渐减小，3 个高度的断面风速相对差值分别为 2.35%、1.933%、1.615%；在 1.5m 高度，相对差值只有 0.19%，从速度矢量场可以看到原因是影响范围在这个高度好没有展开，从局部上空看影响是很大的，如区域 1 的灞河上方风速由不考虑河面的 0.4m/s 左右（工况一）到考虑河面时提高到了 1.2m/s 左右（工况二）。

3.2 温度场

关于水域对城市温度环境的影响，从不同高度平面温度云图 9 看到，1.5m 高度时，水体上空在其冷却作用下温度降低，例如区域 2 的灞河上方温度由约 33.8℃（工况一）降低到约 30.8℃（工况二）；且在 EN 风向下，对下风侧一定区域的环境温度起到改善的作用，例如西南区域 9 和 10 的平均温度从约 35.8℃（工况一）降低到 32.8℃ 左右（工况二）。表 2 为计算区域不同高度断面的平均温度对比，从表中数据可以看到，水体对整体温度场的降温作用随着高度的升高而减小。

表 2 计算区域不同高度断面的平均温度对比

高度 /m	工况一 平均温度 /℃	工况二 平均温度 /℃	两个工况 相对差值 /%
1.5	34.04	33.86	0.529
15	34.32	34.18	0.408
50	34.09	33.97	0.352
100	34.05	33.94	0.323

从区域 3 中兴庆公园湖体周围纵剖温度云图（见图 3.3）工况一、二对比可知，水体中心为温度最低点，在 EN 风向下，水体对下风侧的温度有明显改善，图 3.3 中区域 3 中水体下风侧建筑（x=2350~3500m）表面的温度从约 35.8℃ 降低到 33.8℃ 左右。

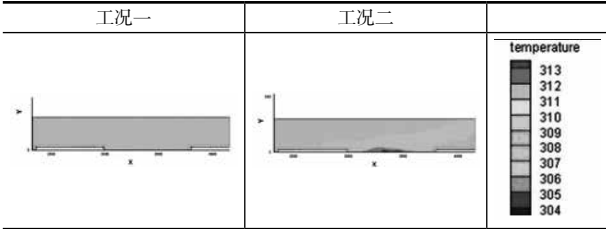


图 10 西安市区域 3 部分（兴庆公园）剖面温度云图

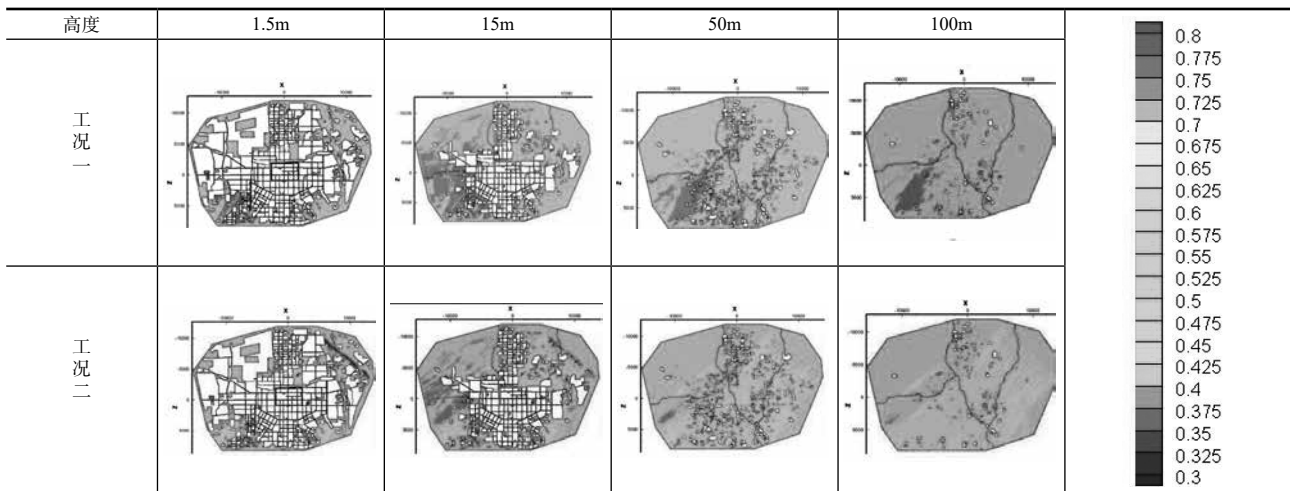


图 11 西安市不同高度平面湿度云图

3.3 湿度场

水体表面有一层湿度饱和的空气层,与空气环境形成蒸汽分压力的差值,由此,水体中的水分会蒸发影响到周边空气湿度的提高。水体的蒸发量是由 UDF 实现的,见本文 1.2 节。

图 11 为不同高度相对湿度等值云图,由图中看到,1.5m 高度时,水体蒸发产生的水蒸气使得水体上空相对湿度升高,相对湿度最大值达到 0.8;在 EN 风向的作用下,下风向很大一片区域的相对湿度达到了 0.65 左右;而对城市西北角的区域 6、7(区域编号见图 5)大部分区域则影响很小,这是由于城市水体的位置以及风向的原因。高度为 15m 往上,明显看到水体对空气环境湿度的影响,影响区域同 1.5m 高处的,主要是在水域的下风侧,整场来看,灞河、浐河对城市的湿环境影响最大。另外,图中看到,50m、100m 高度时,随着建筑群落密度降低,湿气得到了更均匀的扩散。

由区域 3 中兴庆公园湖体周围剖面相对湿度云图(见图 12)对比可知,水体中心相对湿度最高(>80%),在 EN 风向下,区域 3 中水体下风侧 $x=2350\sim 3500\text{m}$ 范围的相对湿度达到了 0.6。

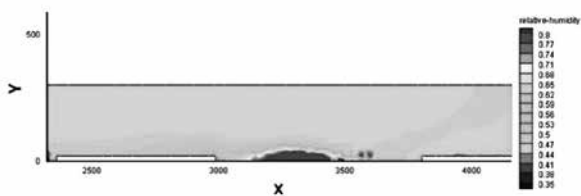


图 12 工况二时区域 3 部分(兴庆公园湖体)剖面相对湿度云图

4 结论

(1) 水体会影响城市风速增加,有助于城市通风。在 1.5m 高度,从局部上空看影响很大,如区域 1 的灞河上方在不考虑或考虑河面影响条件下,风速分别约为 0.4m/s、1.2m/s;随着高度增加,水体对风场的影响逐渐减小。

(2) 水体的存在对其上空有降温作用,且对下风向一定区域的环境温度起到改善的作用,例如 1.5m 高度,西南 9 和 10 区域,无水体时平均温度约 35.8℃,有水体时降低到 32.8℃左右。水体对整体温度场的降温作用随着高度的升高而减小。

(3) 水体对其上空及下风向一定区域有明显加湿作用;整场来看,灞河、浐河对城市的湿环境影响最大;城市西北角部分区域不属于大水域的下风侧,相对湿度仍较低。垂直方向上,水体的加湿作用随着高度的增加而越来越小。

(4) 下风侧是城市最有可能出现热岛效应的区域。西安市主城区建筑密度大,加之主导风向为东北风,导致城市西南区域形成负压区,风速小,温度偏高。

参考文献

- [1] Webb B W, Hannah D M, Moore R D, et al. Recent advances in stream and river temperature research[J]. Hydrological Processes, 2008,22(7):902-918.
- [2] Keery J, Binley A, Crook N, et al. Temporal and spatial variability of groundwater-surface water fluxes: Development and application of an analytical method using temperature time series[J]. Journal of Hydrology, 2007,336(1-2):1-16.
- [3] Jauregui E. Effects of revegetation and new artificial water bodies on the climate of northeast Mexico City[J]. Energy and Buildings, 1990,15(3-4):447-455.
- [4] Matsushima D. Estimating regional distribution of surface heat fluxes by combining satellite data and a heat budget model over the Kherlen River Basin, Mongolia[J]. Journal of Hydrology, 2007,333(1):86-99.
- [5] Hathway E A, Sharples S. The interaction of rivers and urban form in mitigating the Urban Heat Island effect: A UK case study[J]. Building and Environment, 2012,58:14-22.
- [6] Lin M, Hang J, Li Y, et al. Quantitative ventilation assessments of idealized urban canopy layers with various urban layouts and the same building packing density[J]. Building & Environment, 2014,79(8):152-167.
- [7] Hang J, Li Y, Sandberg M, et al. The influence of building height variability on pollutant dispersion and pedestrian ven-

tilation in idealized high-rise urban areas[J]. Building & Environment, 2012,56(10):346–360.

[8] Kondo J. Transfer coefficients of water surface[J]. Hydrology and Water Resources, 1992,5(6):50–55.

[9] Oh E J, Lee H W, Kondo A, et al. Micro-climate prediction in a residential development region using a numerical model[J]. Ecological Modelling, 2004,177(3–4):283–295.

[10] Gusev Y M, Nasonova O N. An experience of modelling heat and water exchange at the land surface on a large river basin scale[J]. Journal of Hydrology, 2000,233(1–4):1–18.

[11] X.C.Song, J.Liu, L.Yu. Pedestrian environment prediction with different types of on-shore building distribution[J]. Journal of Central South University, 2016(04):955–968.

[12] Yanling Guan, Angui Li, et al.Experimental and Numerical Investigation on the Distribution Characteristics of

Wind Pressure Coefficient of Airflow around Enclosed and Open-window Buildings.Building Simulation, (2016)9:551–568.

[13] 周西华, 梁茵, 王小毛, 等. 饱和水蒸汽分压力经验公式的比较 [J]. 辽宁工程技术大学学报, 2007(03):331–333.

[14] Uncles R J, Stephens J A. The annual cycle of temperature in a temperate estuary and associated heat fluxes to the coastal zone[J]. Journal of Sea Research, 2001,46(2):143–159.

[15] 官燕玲, 张小刚, 梁草茹, 等. 西安地区土壤源热泵地埋管换热的岩土影响因素区域分布 [J]. 西北大学学报 (自然科学版), 2016(04):565–572.

[16] 张蕾. 水面蒸发尺度效应及其与气象要素关系研究 [D]. 长安大学, 2015.

[17] 曹昊, 周文杰, 官燕玲. 西安市城区通风环境数值建模及分析 [J]. 中国科技论文, 2015(13):1573–1577.

建筑架空及风向对行人区风环境的影响预测

刘建麟^{1,2}, 牛建磊^{1,3}, 张宇峰²

(1. 香港理工大学屋宇设备工程学系, 香港 2. 华南理工大学亚热带建筑科学国家重点实验室, 广州 510640 3. School of Architecture, Design and Planning, The University of Sydney, Sydney, Australia)

[摘要] 来流风向与建筑设计对建筑小区内的微气候有重要影响。建筑架空作为亚热带常见的设计之一, 已被证明于高密度城市里可改善建筑周围行人区的低风速境况。然而, 该设计对局部风环境的影响程度并未深入量化分析。本文通过计算流体 CFD, 探究四种不同架空高度及三种风向对行人区风环境的影响程度。CFD 模拟选用 DES 模型, 并将 CFD 预测与风洞试验对比, 两者相关系数为 0.96。结果表明, 建筑侧面高风速区随架空高度与建筑高度比 h/H 的增大而呈缩小趋势。当来流方向与建筑成 90° 时, 架空下行人区的风速显著偏低, 这不利于改善亚热带城区夏季风环境和行人热舒适。

[关键词] 城市微气候环境; 建筑架空设计; DES (detached eddy simulation) 模型; 行人区风环境

Pedestrian Level Wind around an Elevated Building with Different Elevated Heights and Approaching Wind Directions

Liu Jian-lin^{1,2}, Niu Jian-lei^{1,3}, Zhang Yu-feng²

(1. Department of Building Services Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong SAR, China; 2. State key laboratory of subtropical building science of South China University of Technology, Guangzhou 510640, Guangdong, China; 3. School of Architecture, Design and Planning, The University of Sydney, Sydney, Australia)

[Abstract] Elevated height and approaching wind direction play significant roles in pedestrian level wind (PLW) environment around an elevated building in the precinct scale. The elevated design is able to improve the weak PLW condition in the high-dense city, while the quantified wind amplification rate of the feature around the elevated building is not clear enough. This study simulated the wind environment using detached eddy simulation (DES) model in the building surrounding with four different elevated heights and three wind directions. The predicted mean velocity was compared with the wind tunnel test, and the correlation coefficient was 0.96. Results indicate that the area of wind amplification at the building lateral sides are shrunk with the increasing h/H . Meanwhile, weaker wind condition is demonstrated at the open space underneath the elevated building at the case of the 90° between the wind direction and the building than the other two cases. The findings are helpful to the urban planner in their future design for the urban PLW environment.

[Keywords] city ventilation; elevated design; DES (detached eddy simulation) model; pedestrian level wind environment area wind environment

0 引言

随着建设宜居城市理念的普及, 城镇居民渴望生活在更为舒适的城市微气候环境中来参与户外游憩活动, 如散步, 太极和广场舞等, 这在行人高度区更为重要。建筑物的架空设计, 可营造出一层开放空间任由自然风通过, 并为二层居住区隔绝热湿, 该设计形式被广泛用于我国华南地区及东南亚国家的亚热带城市中。在研究上, Niu 等^[1]通过夏季调查发现, 建筑架空设计在高密度的中心城区能起到良好的局部遮阳和通风作用, 并能有效调节其周边的热舒适性。然而在冬季, 由于城市主导风向的改变, 该架空建筑周围的热舒适性也会发生变化^[2]。近期, Liu 等^[3]和 Du 等^[4]针对某架空设计进行一系列的数值模拟试验分析, 得出该设计可作为一种有效方式用于改善建筑周围行人高度的局部微气候环境。然而, 当架空高度和来流风向改变时, 该设计对行人区域局部流场和热舒适性的影响程度并未得到深入量化地研究。计算流体力学 (CFD)

作为研究建筑环境的有效手段常用于城市微气候环境的预测, 其核心在于湍流模型的合理选取。近年来, 比雷诺时均方法 (RANS) 更为精确的湍流模型逐渐被研究者用于建筑物绕流的预测中, 包括非稳态雷诺模型 (unsteady-RANS, URANS), 大涡模拟 (large eddy simulation, LES) 以及复合前两者预测模式的 detached eddy simulation (DES)。然而, 在应用上, LES 需要远高于 RANS 模型的计算所需内存及计算时间, 故而在室外微气候环境的实际预测工程中还未广泛应用^[5]。DES 作为一种复合模型, 其优势在于同时具备了 LES 的预测准确性和 RANS 的省时性^[3]。文中将选取 DES 模型用于模拟分析。本文选取亚热带城市中典型单栋架空建筑为例, 利用 CFD 方法 (选用 DES 湍流模型) 探究四种不同建筑架空高度及三种来流风向对行人区风环境的影响程度。

1 CFD 模拟设置

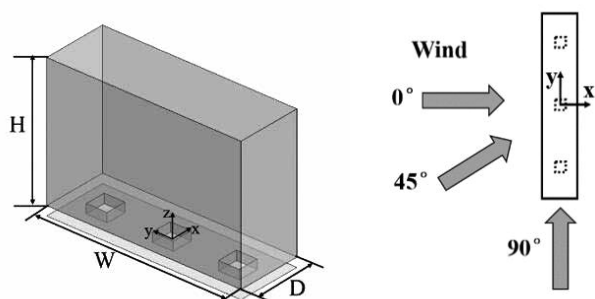
1.1 DES 模型设置

DES 作为复合 URANS 和 LES 的湍流模型, 源于 Spalart 等^[6]提出的 S-A 湍流模型方程。该方程被改进为非稳态模式并将原有的长度尺度 d 定义为新的长度尺度 $\bar{d}$, $\bar{d} = \min(d, C_{des} \Delta)$, 其中, Δ 是网格在 x 、 y 和 z 三向上的最大长度, 即 $\Delta = \max(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$ ^[6]。在 DES 中, 当 $d < \Delta$ 开

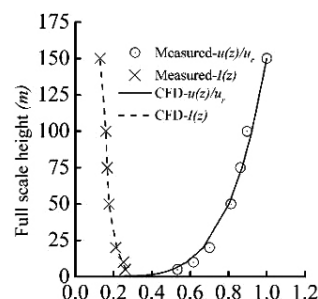
基金项目: 华南理工大学亚热带建筑科学国家重点实验室开放基金资助项目“亚热带城市小区室外风环境和热舒适实测及空间相关分析研究”(2016ZB04)。

作者简介: 刘建麟 (1987—), 男, 博士后研究员, 博士。

Email: jian-lin.liu@connect.polyu.hk



(a) 架空建筑模型, 来流风向与建筑间角



(b) 入口风速及湍流强度廓线

图1 建筑模型及来流风廓线

启 URANS 模式, 反之 $d > \Delta$ 则选用 LES 模式。在 DES 的研究中, 最初建立的 DES 模型中发现了可能导致错误的预测情况, 即出现模拟应力损失。该现象的成因是当选用 LES 模式时, 在厚边界层区和狭窄的涡分离区, 若设置网格密度不足以准确求解该处的雷诺应力时将给出错误预测^[6]。因此, Spalart 等^[6]将标准 DES 模型修正为 DDES 模型 (Delayed Detached Eddy Simulation) 用于解决求解边界层区域流场出现的问题。类似地, 在 DDES 中, 新的尺度变量 $\tilde{d}$ 不仅依赖于网格尺度本身还依赖于流态特性, 这使得在大气边界层区维持 URANS 模式 (或推迟启动 LES 模式)。

1.2 建筑模型参数、边界条件及数值方法

本文采用 Xia 等^[7]的风洞试验中单栋架空建筑模型为例。该试验测试了风流绕过单栋架空建筑时行人高度区的流场分布。图 1 (a) 给出了该架空建筑示意图, 左一为单栋架空建筑, 原型尺度为 25m(D)×75m(W)×50m(H), 含有的架空设计包括 3 根结构支柱, 每根为 8m×8m×3.5m, 相邻两根支柱间距为 17.5m。试验模型与建筑原型间比例为 1:200。左二是本文所选取的三种来流方向与建筑间角, 分别为 0°、45° 和 90°。图 1 (b) 给出了竖直方向上风洞及 CFD 中无量纲来流风速廓线 ($u(z)/u_r = (z/z_r)^{0.2}$) 及湍流强度分布 ($I(z)$) 对比, 其中在参考高度 $z_r=150$ m (原型尺度) 下的来流参考风速 u_r 为 10m/s。风洞试验中, 来流位于建筑高度及其相应风速的雷诺数 Re 为 8.2×10^4 , 该值大于 Meroney^[8]的推荐值 1.5×10^4 , 从而确保了风洞试验结果与雷诺数间的独立性。Irwin 探头被置于水平行人区高度 (相对高度 $z/H=0.04$) 用于流场测试。文中选用 30 个位

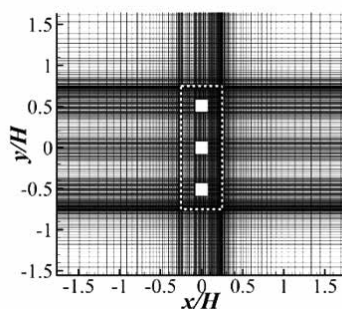
于建筑架空周围的测点用于湍流模型的有效性验证。

表1 CFD 算例描述

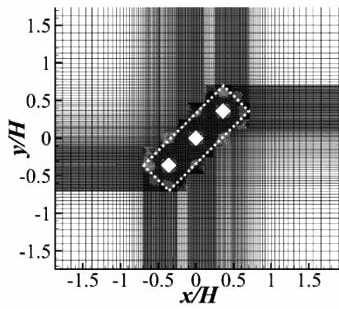
算例	1	2	3	4	5	6
h (m)	3	3.5	4	5	3.5	3.5
h/H	0.06	0.07	0.08	0.10	0.07	0.07
风向与建筑间角	0°	0°	0°	0°	45°	90°
网格总数 (万)	347	354	360	368	348	353

表 1 给出了本次研究中各算例的建筑架空参数及来流风向设置。结合实际调查, 建筑架空高度与建筑高度比 (h/H) 的范围设定为 0.06~0.10。风向选取三组典型风向进行建筑微气候分析。在 CFD 模拟中, 计算空间尺寸设为 $13.5H \times 11.5H \times 6H$ 。该计算空间的壁面距建筑模型的宽和高满足室外风工程模拟导则 COST Action 732 的推荐值, 其横截面比为 2.2% 也低于推荐值 3%^[9]。该计算空间采用结构网格 (图 2) 进行划分, 根据 Spalart 针对 DES 网格假设^[10]和作者前期的网格研究^[11], 为获取精确的流场结果并满足计算网格经济性, 在单栋建筑绕流问题中, 建筑的迎风面可用较为粗糙的网格 (近壁面第一节点 y^+ 约为 5), 建筑侧面、顶面及背风面需采用较细的网格进行划分 (y^+ 约为 2)。用于 DDES 模拟设置最小网格尺度为 0.0005m, 各算例的网格总数列于表 1 中。其中, 参考算例 2 为 354 万网格、 y^+ 值 2.53 和计算 CFL 数 1.42。作者在文献 [12] 中对所采用网格的独立性进行了检验, 现有算例中所用网格总数满足当前计算机性能的经济性要求。

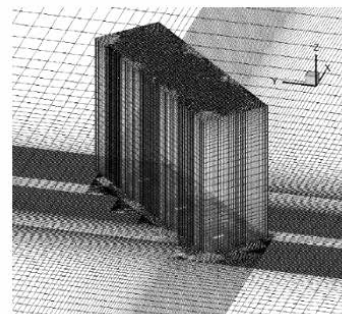
入口的边界条件根据风洞试验^[7]来流廓线给出, 计算的湍动能及扩散率分别为 $k=1.5(u(z)I(z))^2$ 和 $\epsilon=C_\mu^{0.5}kdu/dz$ 。在非稳态的 DDES 模拟中, 来流的湍流脉动特性用



(a)



(b)



(c)

图2 网格划分: 来流风向与建筑物分别呈 (a) 0° 及 (b) 45° (c) 算例 5 的三维网格视图

涡街法 (vortex method) 在入口处随机生成 190 个涡来模拟。计算空间的侧壁和顶部边界设为零梯度条件, 地面及建筑壁面设为无滑移边界, 出口设为自由出流且保证无回流。计算中所有算例的收敛标准均为各参数达到到残差低于 10^{-4} 为止。在 DES 模拟中, 离散方法选取 PISO 算法, 对流项和扩散项采用中心差分格式和二阶迎风格式求解。Liu 和 Niu 针对 DES 模拟单栋建筑绕流问题做了相关模拟参数的影响性分析, 推荐采用离散时间步长为 0.005s, 采样计算无量纲时长 t^* 为 288 ($t^*=t \times u_b/b$) 即真实时间尺度下 $8s^{[11]}$ 。

3 结果与讨论

3.1 湍流模型的有效性验证

以算例 2 作参考 (图 3), 将 CFD 模拟与风洞试验的时间平均风速进行对比, 并通过相关性分析进一步评估两者吻合度。图 3 中圆点表示风洞试验结果与 CFD 模拟结果的对应关系, 实线表示 $y=x$, 虚线分别指试验值与 CFD 模拟值间为 1:2 和 2:1 关系。公式 (1)~(4) 用于两组结果的相关性分析, 其中, FAC2 表示圆点位于 1:2 和 2:1 关系之间的百分数, 百分数越高指 CFD 结果越接近试验结果; 模拟的偏离程度用无量纲平均偏差 (MNMB) 表示, 其取值为 $[-2, +2]$; 模拟的总平均偏差用 FGE 来表征, 其区间为 $[0, 2]$ 。当 MNMB 或 FGE 取值为 0 时, 均表示最佳预测。相关系数 R 可进一步评价 CFD 模拟结果是否与试验结果的趋势一致, 其取值介于 0 和 1 之间。R 越接近 1 表示 CFD 结果越趋近于试验结果, 反之则偏差越大。

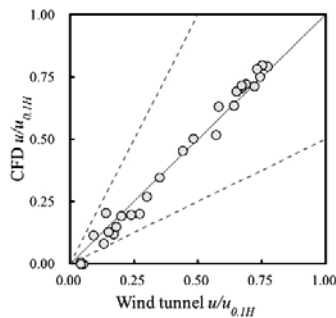


图 3 湍流模型及数值方法的有效性验证
(CFD 结果与风洞试验结果对比)

$$FAC2 = \frac{1}{N} \sum_i F_i \quad F_i = \begin{cases} 1, & \text{当 } \frac{1}{2} \leq \frac{P}{F_i} \leq 2 \\ 0, & \text{其他} \end{cases} \quad (1)$$

$$MNMB = \frac{2}{N} \sum_i \left(\frac{P_i - M_i}{P_i + M_i} \right) \quad (2)$$

$$FGE = \frac{2}{N} \sum_i \left| \frac{P_i - M_i}{P_i + M_i} \right| \quad (3)$$

$$R = \frac{\frac{1}{N} \sum_i (P_i - \bar{P})(M_i - \bar{M})}{\sigma_P \sigma_M} \quad (4)$$

式中: P 和 M 分别为预测值和试验值, 指数 $i = 1, \dots, N$, N 为总的试验点个数。通过计算式 (1)~(4), $FAC2 = 0.92$ 、 $MNMB = -0.09$ 、 $FGE = 0.22$ 和 $R = 0.96$ 。结果表明, 在采用 DDES 模型及前文的数值方法进行模拟预测下, 来流风向为 0° 时的 CFD 模拟与风洞的时均风速吻合度高, 该模型与数值方法可用于后续模拟分析。

3.2 架空高度对行人区风环境影响

图 4 给出在不同架空高度下行人区的无量纲风速场分布。以图 4 (b) 为例, 各算例均能准确描绘自然风绕过单栋架空建筑应呈现的基本流态, 包括: 建筑迎风面的低风速区 ($u_{xy}/u_r < 0.30$)、建筑两侧和架空下方的局部高风速区 (> 0.75) 和建筑背风面的空气动力学阴影区 (呈低风速)。同时, 风能够自由流过建筑物架空下方, 并放大其局部风速。对比图 4 中各图的风速分布, 得出建筑物两侧的局部高风速区, 随着架空高度的增加呈现高速区域 (橙色) 面积缩减趋势。然而在一定设计高度范围内 ($h/H = 0.06 \sim 0.10$), 仅靠改变建筑架空设计的高度, 对建筑物迎风面及建筑物背风面主要区域的速度分布并无较大影响。

3.3 来流风向对行人区风环境影响

图 5 和图 4 (b) 分别给出在不同的来流风向下, 同一架空建筑周围行人区域的无量纲时均风速场分布。当风向与建筑间角为 0° 及 45° 时, 建筑两侧仍可见局部高风速区域。同时, 对比图 4 (b) 和图 5 (a) 中建筑背风面的空气动力学阴影区, 可知其形状变化明显但面积变化较小。当风向与建筑间角为 90° 时 (图 5 (b) 所示), 建筑两侧高风速区域消失, 且空气动力学阴影区域面积显著减小。在图 4 (b) 和图 5 中, 原架空下方支柱间的局部风速扩大区随着来流风向从 0° 、 45° 到 90° , 呈现逐渐减小直至消失的现象, 其无量纲平均风速也由 0.70 降至 0.65,

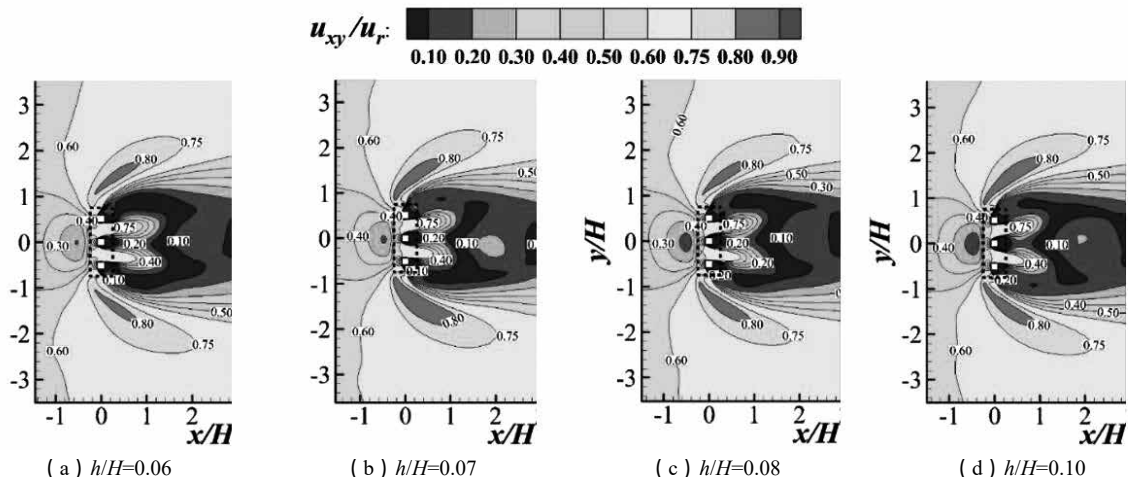


图 4 建筑架空设计高度 (h/H) 对周边行人区域高度下无量纲时均风场的影响

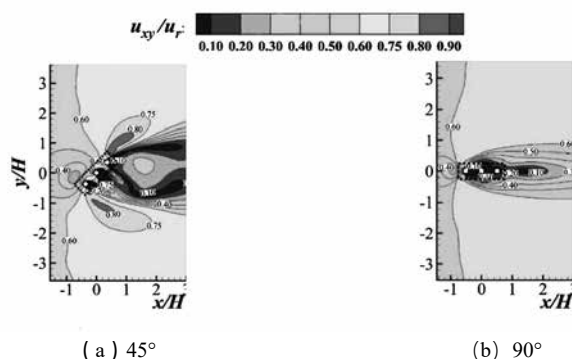


图5 来流风向与建筑间角对周边行人区域高度下
无量纲时均风场的影响

最终达到 0.10。由此可见, 来流风向与建筑间角对架空设计用于改善建筑周围风环境影响显著。在实际设计中, 建筑架空虽能有效地改善亚热带地区局部低风速环境和局部热舒适, 但当地主导来流风向与建筑间的角度关系也应根据热舒适设计需求做进一步考虑。

4 结论

在亚热带城市小区中, 采用 DES 模型探究了四种不同建筑架空高度和来流风向对架空建筑周围微气候环境及其热舒适性的影响。结果表明: (1) 湍流模型 DES 能准确预测出架空建筑周围的风环境, 与风洞试验结果吻合度高, 计算相关系数为 0.96; (2) 在相对设计高度 $h/H = 0.06 \sim 0.10$ 内, 仅改变架空高度对建筑物迎风面及背风面主要区域的平均风速分布并无较大影响; (3) 来流风向与建筑间角对架空设计用于改善建筑周围风环境影响显著, 并且在架空下方支柱间的局部风速扩大区随着来流风向从 0° 、 45° 到 90° , 呈现逐渐减小直至消失的现象, 其无量纲平均风速也由 0.70 降至 0.65, 最终达到 0.10。本文给出 DES 模型用于建筑架空高度设计参数和风向对行人风环境影响的参考, 对未来城市通风和微气候设计有指导意义。文中虽采用 DES 模型对瞬态流场进行模拟计算, 但限于篇幅, 并未对流场的湍流特性及其对建筑周围瞬时热舒适性做深入分析。同时, 设计建筑架空时除应考虑高度外, 结构支柱的长宽和形状也值得探究, 这都将在后续研究中进一步讨论。

参考文献

[1] NIU J, LIU J, LEE T, et al. A new method to assess spatial variations of outdoor thermal comfort: Onsite monitoring results and implications for precinct planning [J]. Building and Environment, 2015, 91(0):263–270.

[2] LIU J, NIU J. Assessment on seasonal variations of outdoor thermal comfort with on-site monitoring in a precinct [C]// Proceedings of the Urban Transitions Global Summit. Shanghai, China. ELSEVIER, 2016.

[3] LIU J, NIU J, XIA Q. Combining measured thermal parameters and simulated wind velocity to predict outdoor thermal comfort [J]. Building and Environment, 2016, 105(0):185–197.

[4] DU Y, MAK C M, LIU J, et al. Effects of lift-up design on pedestrian level wind comfort in different building configurations under three wind directions [J]. Building and Environment, 2017, 117(0):84–99.

[5] BLOCKEN B, STATHOPOULOS T, VAN BEECK J P A J. Pedestrian-level wind conditions around buildings: Review of wind-tunnel and CFD techniques and their accuracy for wind comfort assessment [J]. Building and Environment, 2016, 100(0):50–81.

[6] SPALART P R, DECK S, SHUR M, et al. A new version of detached-eddy simulation, resistant to ambiguous grid densities [J]. Theoretical and computational fluid dynamics, 2006, 20(3):181–195.

[7] XIA Q, LIU X, NIU J, et al. Effects of building lift-up design on the wind environment for pedestrians [J]. Indoor and Built Environment, 2015, 0(0):1–18, <http://dx.doi.org/10.1177/1420326X15609967> (in press).

[8] MERONEY R N. Wind tunnel and numerical simulation of pollution dispersion: a hybrid approach. Invited Lecture, Croucher Advanced Study Institute on Wind Tunnel Modeling [R]. Hong Kong: Hong Kong University of Science and Technology, 2004.

[9] FRANKE J, HELLSTEN A, SCHLÜNZEN H, et al. Best practice guideline for the CFD simulation of flows in the urban environment [R]. Hamburg: COST Action 732, 2007.

[10] SPALART P R. Young-person's guide to detached-eddy simulation for bluff bodies [R]. USA: NASA Center for Aerospace Information, 2001.

[11] LIU J, NIU J. CFD simulation of the wind environment around an isolated high-rise building: An evaluation of SRANS, LES and DES models [J]. Building and Environment, 2016, 96(0):9–106.

[12] LIU J. Design for outdoor thermal comfort : on-site monitoring and modeling of airflow in building surroundings [D]. Hong Kong: Department of Building Services Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, 2017.

广州珠江沿岸不同下垫面区域热环境分析

杜翔宇, 李 琼

(华南理工大学亚热带建筑科学国家重点实验室, 广州 510640)

[摘 要] 本文现场实测了广州珠江沿岸不同测点的空气温湿度、风速、太阳辐射等热环境参数, 分析了城市河流沿岸不同下垫面上空的热环境状况, 并使用 WBGT 和 TSV_{model} 分析其热安全及舒适性。研究表明, 河流风在白天较夜间更强, 有树荫的绿地在较高太阳辐射强度下也能保持较好热舒适, 适当的树木间隔有利于风速的增加。论文也为滨河区景观设计提供了建议。

[关键词] 城市河流; 热环境; WBGT; TSV_{model}

Thermal Environment Analysis of Different Underlying Surfaces along Pearl River in Guangzhou

Du Xiang-yu, Li Qiong

(State Key Laboratory of Subtropical Building Science, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)

[Abstract] This paper obtained thermal parameters including air temperature, humidity, wind speed and solar radiation of different points along the Pearl River in Guangzhou by field measurement, analyzed the thermal environment of different underlying surfaces along the urban river, and evaluated its thermal safety and comfort by using two indices, such as WBGT and TSV_{model}. It can be inferred from the paper that river wind is stronger during the day than at night. A good thermal comfort can be maintained on the green fields under the shade of trees, and a proper spacing of trees prompts an increase of wind speed. The paper also provide recommendations for landscape design of urban littoral zones.

[Keywords] urban river; thermal environment; WBGT; TSV_{model}

0 引言

河流在城市规划和布局中有重要影响, 不仅具有航运、景观、资源等功能, 更对周边环境的温湿度、通风、大气质量等微气候因素, 发挥着重要的调节作用。随着城市热岛强度的进一步加剧, 河流作为改善高温天气的天然冷源逐渐受到各研究领域的重视, 尤其对城市规划发展意义深远^[1]。国内外逐渐重视城市河流对热环境的改善作用, 首尔 Cheonggye 河在取消河流上方水泥沥青覆盖后, 河流上方平均气温降低 0.4℃^[2]; 英国某住区中向河流开敞的街道与近河流端有建筑阻挡的街道相比, 降温范围大 30m^[3]; 上海将黄浦江陆家嘴一带沿岸改造成市民临水活动空间, 利用河流改善公共活动场所的热湿环境, 同时满足景观需求^[4]。城市河流堤岸设计一般为近自然植物群落造景及滨水景观和城市环境相融合两种方法, 而后者更为常见, 更好兼顾经济社会效益, 如亲水平台、公园绿地、广场等公共场地, 是利用河流对热环境的改善作用来创造健康舒适的室外活动空间的有效方法^[5]。广场、绿地类型的河流周边下垫面缺少高大建筑, 对河流风的削减作用小, 可使河流对微气候的影响范围向内陆延伸, 是河流与城市建筑群之间的良好过渡区域, 因此对该类型下垫面的研究具有现实意义。

本文通过现场实测的方法获取热环境参数, 并用湿球黑球温度 (WBGT) 和经验指标 TSV_{model} 对热环境进行评价,

探究广州珠江沿岸不同下垫面类型的室外热气候特征, 为河流沿岸景观设计提供建议。

1 研究方法

1.1 现场实测

本文选取广州市天河区珠江新城临江带状公园为实测区域, 并分别将测点布置于无遮阳硬质铺装广场 (测点 A)、无遮阳草地 (测点 B)、有树荫草地 (测点 C) 三类下垫面, 测点距离河岸均为 50m (见图 1)。实测时间为 2017 年 7 月 13 日 10:00~20:30, 取样间隔为 1min。实测内容包括空气温度、湿度、风速、黑球温度、太阳辐射强度。由于测点 B 在实测过程中均无建筑物及树木等物体遮挡, 因此可大致认为其太阳辐射强度与测点 A 相一致。本实测使用仪器如表 1 所示, 温湿度记录仪安置于白色百叶防辐射罩中并用三角支架固定在离地约 1.5m 的人行高度, 上部安置有热指数仪, 太阳辐射计置于水平地面。



图 1 实测区域及测点布置

1.2 热环境评价指标

一般而言, 室外热环境的优劣受气温、相对湿度、风速、太阳辐射等自然因素的综合影响, 而热舒适是与自然

基金项目: 广东省自然科学基金 (2015A030306035); 中国博士后科学基金面上项目 (2014M560662); 全国“香江学者”计划 (XJ2013017); 广州市“珠江科技新星”专项 (2014J2200065); 亚热带建筑科学国家重点实验室自主课题 (2014ZC15)。

作者简介: 杜翔宇 (1994—), 男, 广东阳江, 在读硕士研究生。Email: arliqiong@scut.edu.cn

因素和个体因素（如服装热阻、新陈代谢率等）都相关的评价指标。目前，WBGT 已被相关评价体系和标准作为室外热安全评价指标，国内也有不少相关研究，张磊和孟庆林^[6]经过实测和相关性分析，得出了适用于广州地区基于干球温度、相对湿度和太阳辐射的 WBGT 回归方程：

表 1 实测仪器一览表

仪器名称	测量内容	量程	精度
热指数仪 HD32.3	空气流速	0.05~5m/s	$\pm 0.05\text{m/s}$ (0~0.99), $\pm 0.15\text{m/s}$ (1~5m/s)
	黑球温度	-10~100°C	$\pm 0.2^\circ\text{C}$
温湿度记录仪 HOBO Pro V2	空气温度	-40~70°C	$\pm 0.2^\circ\text{C}$
	相对湿度	0~100%	$\pm 2.5\%$
太阳辐射计	太阳辐射强度	—	—

$$WBGT = 1.157T_a + 17.425RH + 2.407 \times 10^{-3}SR - 20.550 \quad (1)$$

式中： T_a 为空气干球温度（°C）； RH 为相对湿度（%）； SR 为总太阳辐射照度（ W/m^2 ）。本文利用式（1）计算各测点 WBGT 的逐时值大小。然而上述 WBGT 计算公式并未考虑风速对热环境的影响，因此引入对湿热地区城市室外空间热舒适有较好预测力的经验指标 TSV_{model} ，其计算模型如下^[7]：

$$TSV_{\text{model}} = 0.1185T_a - 0.6019V + 0.0025G - 2.47 \quad (2)$$

式中： T_a 为空气温度（°C）； V 为风速（m/s）； G 为太阳辐射强度（ W/m^2 ）。

2 实测结果

实测过程中，测试区域天气情况大致为 10:00~15:00 晴到多云，15:00~19:00 以多云为主，且云层较厚，19:00 后为夜间。图 2 为三个测点的逐分钟空气温度和太阳辐射强度变化曲线，由图可知三个测点均在午后 13:50 前后达到空气温度最高值，分别为 35.34°C （A）、 34.49°C （B）、 33.89°C （C），在 15:00 前测点 A 与测点 C 平均温差约为 1.1°C ，测点 B 气温大致介于前两者中间；15:00 后，由于太阳辐射减弱，三个测点气温均有明显下降，测点 A 和 C 的平均温差减小至 0.7°C ；19:00 后在没有太阳辐射影响下，B 点气温迅速变化至与 C 点气温基本一致，测点 A 气温依然高出 0.4°C ，这是由于广场的硬质铺装下垫面的蓄热能力较强。无遮阳草地的气温对太阳辐射强度变化较敏感，15:30~16:00 太阳辐射减弱，B 点气温降低至与 C 点接近，而 17:10 太阳辐射的增强又使得 B 点气温略有回升。

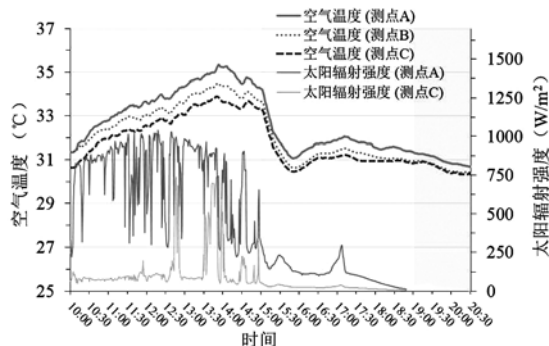


图 2 三个测点太阳辐射强度及空气温度变化曲线

三个测点的各时间段平均风速如表 2 所示。从中可见，三个测点的平均风速在白天时段均明显高于夜间时段。这

是由于在太阳辐射作用下陆地升温较快，水陆之间温差增大，促进河流风的形成，而夜间无太阳辐射，陆地温度减小，与河流温差减小，因此河流风减弱。测点 B 在整个实测过程中平均风速最大，而最空旷的测点 A 在 15:00 之后以及全时间段中平均风速均最小。由于广州夏季盛行东南风，测试区域的来流风向主要为河流吹向陆地，测点 B 虽然不处于空旷的广场，但其上风向恰好经过广场，保证了空气流动，避免了风速衰减，另一方面，测点 B、C 周围都疏密不同地种有景观乔木，成为空气流通过程中的屏障，减小了流动面积，当流体流量一定时，流通面积越小，流速越大，因此位于人行高度的测点 B、C 相比测点 A 风速偏高，但 C 处的树木密度较大，一定程度上加强了对风的阻挡作用，使得风速偏低。

表 2 三个测点各时间段平均风速

测点	时间段			
	10:00~15:00	15:00~19:00	19:00~20:30	全时间段
测点 A	1.44m/s	1.00m/s	0.58m/s	1.15m/s
测点 B	1.70m/s	1.21m/s	0.70m/s	1.37m/s
测点 C	1.35m/s	1.11m/s	0.67m/s	1.16m/s

利用各测点的气温、相对湿度和太阳辐射强度代入式（1）求得对应时间的 WBGT 如图 3 所示。根据 ISO 标准 7243 推荐的 WBGT 阈值，考虑人们夏季着装（服装热阻 0.5clo ），在休闲状态下（代谢率 $M < 117\text{W/m}^2$ ），相应的人体安全 WBGT 限值为 $32\sim 33^\circ\text{C}$ ，而夏季人体舒适 WBGT 为 30°C 以下^[8]。由图 4 可知，三个测点均低于热安全 WBGT 限制，最高值 31.42°C 出现在测点 A，在 10:20~15:00 期间，测点 A、B 的 WBGT 较接近，均超过热舒适范围，且接近热安全限值，不适宜进行户外活动，而测点 C 在全时间段均处于热舒适范围，但 13:30~14:00 测点 C 处短暂的太阳直射（约 750W/m^2 ）使 WBGT 到达热舒适临界值。在太阳辐射强度较大的情况下，河流沿岸有无遮阳区域之间 WBGT 平均值相差约 1.84°C ，高于对应的平均气温差 1.1°C ；在多云天气下，WBGT 差值可缩小至 0.46°C ，低于对应的平均气温差 0.7°C 。

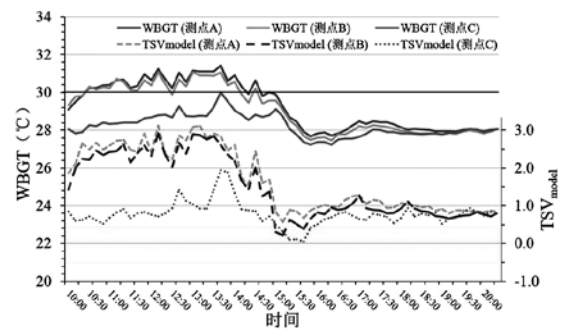


图 3 三个测点 WBGT 及 TSV_{model} 变化曲线

经验指标 TSV_{model} 的正常（舒适）区域为 $-0.5\sim +0.5$ （如图 4 绿色区域），+1 表示稍暖，+2 表示暖，+3 表示热。测点 B、C 仅在 15:00~16:00 气温回落和风速增大时达到舒适区，测点 C 大部分时间是“稍暖”状态，当太阳辐射增强时迅速变成“暖”状态（13:30~14:00）。WBGT 和 TSV_{model} 随时间的变化趋势大致相同，相比之下， TSV_{model} 的热舒适评价更为严苛，对太阳辐射强度的变化更敏感。

在 19:00 后无太阳辐射作用, 气温与 15:00~16:00 时间段相当, 但三个测点依然处于“稍暖”状态, 是由于对应时间段的风速比白天小, 使 TSV_{model} 值无法达到舒适区域。

3 结论

河流沿岸作为人们休闲娱乐运动的绝佳场所, 其热环境时刻影响着活动人群的舒适健康。本文通过实测得到珠江沿岸典型室外活动区域三种下垫面的相关热环境参数, 并通过 WBGT 和 TSV_{model} 指标对环境的热安全性和热舒适性进行定量评价, 得出的主要结论如下:

河流风在白天较夜间更强, 由于在太阳辐射作用下陆地升温较快, 水陆之间温差增大, 促进河流风的形成, 而夜间无太阳辐射, 陆地温度减小, 与河流温差减小, 因此河流风减弱。

在较强太阳辐射下, 无遮阳广场和草地上空热安全与热舒适指标较接近, 且明显高于有树荫的草地, 容易超出热舒适区域; 在较弱或没有太阳辐射下, 无遮阳草地上空的空气温度能较快恢复至与有树荫草地相一致, 但广场上空空气温度下降较困难。因此在热环境优化设计中, 可在广场增设人工遮阳构件或间隔栽种遮阳效果好的乔木, 也可采用蓄热性小或透水的材料作地面铺装。

合理的树木种植间隔可以在一定程度上改善河流周边的风环境, 实现对风向的引导和对风速的加强, 从而改善热舒适, 但过密的树木带来良好遮阳效果的同时却降低风速, 对风向下流的场地包括开阔广场的风场造成重要影响, 因此建议河流沿岸的绿地种植树冠层底部高于行人活动空

间的树种, 并保证一定种植间距。

参考文献

- [1] 蒋志祥. 水体与周边植被对城市区域热湿气候影响的动态模拟研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [2] Kim T H, Ryoo S B, Baik J J. Does the restoration of an inner-city stream in Seoul affect local thermal environment? [J]. Theoretical and Applied Climatology, 2008, 92: 239–248.
- [3] Hathway E A, Sharples S. The interaction of rivers and urban form in mitigating the Urban Heat Island effect: A UK case study [J]. Building and Environment, 2012, 58: 14–22.
- [4] 周建东, 黄永高. 我国城市滨水绿地生态规划设计的内容与方法 [J]. 城市规划, 2007, 31(10): 63–68.
- [5] 胡云卿. 城市河流水环境区域生态景观建设系统研究 [A]. 中国城市规划学会、南京市政府. 转型与重构——2011 中国城市规划年会论文集 [C]. 中国城市规划学会、南京市政府, 2011. 13.
- [6] 张磊, 孟庆林, 赵立华, 等. 室外热环境评价指标湿球黑球温度简化计算方法 [J]. 重庆建筑大学学报, 2008, (05): 108–111+117.
- [7] 李坤明, 张宇峰, 赵立华, 等. 热舒适指标在湿热地区城市室外空间的适用性 [J]. 建筑科学, 2017, (02): 15–19+166.
- [8] 陈睿智, 董靓. 湿热气候区风景园林微气候舒适度评价研究 [J]. 建筑科学, 2013, (08): 28–33.

太阳辐射对建筑污染物跨户传播特性的影响

穆迪, 高乃平

(同济大学机械与能源工程学院, 上海 200092)

[摘要] 本文以上海地区一栋单侧开口自然通风的二十层建筑为研究对象, 选取4月21日为过渡季节代表日, 计算出晴天时各朝向立面接受的太阳辐射强度, 进而根据围护结构热平衡方程求解墙体外表面的温度以及与周围环境之间的温差, 最后以丙烷作为示踪气体模拟污染物, 采用计算流体力学(CFD)的方法模拟了浮升力作用下污染物在垂直方向上的跨户传播现象, 比较朝阳面和背阳面气流流动及污染物传播特性的差异。结果表明, 中午时段朝阳侧和背阳侧的垂直壁面获得的太阳辐射量差距较大, 太阳辐射强度变化范围较小, 两侧壁面之间温差约为10℃。污染源以定强度点源释放时, 在热羽流主导的作用下或与风压作用相当时, 污染源房间以上的至少两层浓度在 10^{-4} ~1的量级范围内。

[关键词] 太阳辐射; 高层建筑; 跨户传播

The Impact of Solar Radiation on Inter-flat Contaminants Transmission Characteristics in High-rise Building

Mu Di, Gao Nai-ping

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China)

[Abstract] In this paper, a hypothetical twenty-story high-rise building with single-sided natural ventilation was set as research object. April 21th was chosen as the represent day of transition season. Firstly, we calculated the solar intensity received by building outer vertical wall surface in the sunny day. Then based on the heat balance equation of building wall surface, the temperature of the wall and the temperature difference between the outer wall and the ambient air could be obtained. Finally, the tracer gas method was employed in the numerical simulation to analyze the influence of the wall plume flow on the vertical inter-flat pollutant transmission characteristics. The results showed that, the temperature difference between southern and northern wall was about 10℃ at noon. The source was set as a point with steady intensity. When the buoyancy was stronger than the wind or approximately equivalent, the concentration of at least two flats immediately higher than the source could be in the magnitude range of 10^{-4} ~1.

[Keywords] Solar radiation; High-rise building; Inter-flat

0 引言

自然通风是实现建筑节能的重要途径之一, 在室内外温差不大的过渡季节, 居住建筑的通风换气常常通过开启门窗实现, 然而自然通风在稀释室内污染物的同时也会造成楼层之间的污染物跨户传播^[1]。笔者此前通过风洞实验^[2,3]对比了风压驱动下建筑物在不同楼层散发的污染物在迎风侧、背风侧和垂直风向侧由下而上、由上而下或由中间向两端的迁移过程。而在无风或微风的晴天条件下, 日照作用使得建筑外立面得热, 表面温度升高, 从而在贴近壁面处形成热羽流^[4], 建筑低层散发的污染物在浮升力作用下会传播到高层, 形成自上而下的跨户传播, 若综合考虑浮升力和风压的共同作用, 则其在竖直方向上的迁移路径则会随两个作用力的相对大小发生变化。目前还未见有文献关注太阳辐射作用形成的近壁面热羽流造成的污染物传播问题, 本文将对该部分内容进行研究, 选取过渡季节某代表日, 对上海地区某建筑不同朝向壁面所获得的太阳辐射强度进行计算, 进而建立壁面热平衡方程计算建筑朝阳侧和背阳侧的壁面温度, 以此为基础对建筑壁面及周围气流形式进行数值模拟, 并用示踪气体法模拟污染物的传播规律。

1 计算方法和模型

1.1 太阳辐射强度计算

根据文献[5], 计算上海地区4月21日(过渡季节)晴天时, 逐时水平面H及各朝向垂直壁面(南向S、北向N、东向E、西向W、东南向SE、西南向SW、东北向NE、西北向NW)的太阳总辐射强度(W/m^2), 取大气透明度为0.62, 计算结果如图1所示。

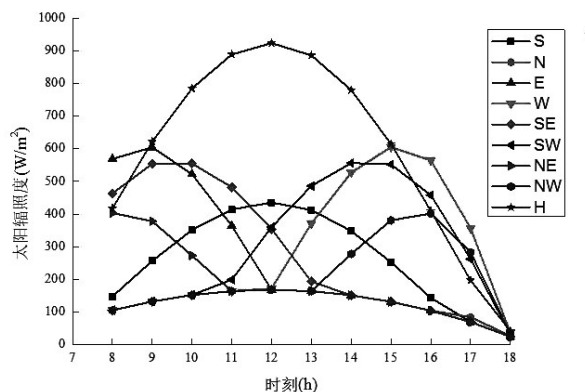


图1 各朝向垂直壁面所接受的太阳辐射强度

由图1可知, 上午8~10时, 东向和东南向为朝阳面, 得到的日照比较强烈, 太阳总辐射强度分别在520~610 W/m^2 和460~560 W/m^2 范围内, 而西向等背阳面的壁面接收

基金项目: 国家自然科学基金(No.51278348)。

作者简介: 穆迪(1992—), 女, 河南周口, 在读博士。

Email: 1210316@tongji.edu.cn

的太阳总辐射强度在 $105\sim 155\text{W/m}^2$ 之间；中午 11~13 时，正南向为朝阳面，总辐射强度在 $410\sim 440\text{W/m}^2$ 范围内，而背阳的正北向壁面接收的太阳辐射量在 165W/m^2 左右；下午 14~16 时，朝阳面为西向和西南向，所接收的太阳辐射量分别在 $520\sim 610\text{W/m}^2$ 和 $450\sim 560\text{W/m}^2$ 范围内，背阳面为东向等立面，太阳辐射强度在 $100\sim 155\text{W/m}^2$ 之间。总体而言，南面墙能接收到太阳辐射的时间较长，而北面墙始终接受不到太阳直射辐射，朝阳面和背阳面所获得的太阳总辐射强度差距较大。以中午的时间段为例，对于朝阳或背阳的立面而言，虽然太阳辐射量在波动，但是变化范围不大，理想情况下按照稳态计算壁面温度结果误差较小。

1.2 围护结构壁面温度计算

墙体外壁面吸收太阳辐射后温度升高，同时向室内传热，并通过与外界环境的对流和辐射换热散失一部分热量。墙体内壁面与周围环境的热交换主要包括外壁面向内壁面的导热、与室内空气的对流换热和室内其他表面的辐射换热。对于较空旷环境中单栋建筑的围护结构外壁面，假设壁面温度均匀，无水平温差和垂直温差，可用以下公式描述稳态热平衡：

$$Q_{\text{solar}} = Q_{\text{conduc}} + Q_{\text{convect}} + Q_{\text{hw}} \quad (1)$$

式中： Q_{solar} 为墙体外表面接受的太阳辐射热量 (W/m^2)，如式 2 所示：

$$Q_{\text{solar}} = \alpha_w I_{\text{SV}} \quad (2)$$

其中 α_w 为壁面吸收率，这里取 0.56。

Q_{conduc} 表示墙体外表面向内表面的导热热量 (W/m^2)，如式 3 所示：

$$Q_{\text{conduc}} = \frac{T_{\text{wout}} - T_{\text{win}}}{\frac{\delta_w}{\lambda}} \quad (3)$$

这里取导热热阻 δ_w/λ 为 $1.1\text{m}^2\cdot\text{K/W}$ 。

Q_{convect} 表示墙体外表面与外界空气的对流换热热量 (W/m^2)，如式 4 所示：

$$Q_{\text{convect}} = h_{\text{out}}(T_{\text{wout}} - T_{\text{aout}}) \quad (4)$$

这里对流换热系数 h_{out} 根据式 5 进行取值^[6]，来流风速 $U < 2\text{m/s}$ 时，迎风侧风速取 0.5m/s ，此时 $h_{\text{out}} = 12.2\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

$$h_{\text{out}} = 18.63 U_w^{0.605} \quad (5)$$

Q_{hw} 表示墙体外表面与周围环境之间的长波辐射换热，这里仅考虑对天空的大气长波辐射，则有式 6：

$$Q_{\text{hw}} = \sigma \varepsilon_w x_{\text{sky}} (T_{\text{wout}}^4 - T_{\text{sky}}^4) \quad (6)$$

其中 σ 为斯蒂芬-玻尔兹曼常数， $5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$ ； ε_w 为墙体外表面对长波辐射的系统黑度，取值 0.9； x_{sky} 为垂直壁面对天空的角系数，为 0.5； T_{sky} 为天空有效温度，如式 7 所示^[7]：

$$T_{\text{sky}} = 0.0552 T_{\text{aout}}^{1.5} \quad (7)$$

这里 T_{aout} 为周围环境温度。

对于围护结构内壁面，假定各壁面温差较小，忽略壁面间的辐射换热，则其热平衡方程为：

$$Q_{\text{conduc}} = Q_{\text{convectin}} \quad (8)$$

Q_{conducin} 表示墙体内表面接受的导热热量，其数值等于 Q_{conduc} (W/m^2)； $Q_{\text{convectin}}$ 表示墙体内表面与室内空气的对流换热热量 (W/m^2) 如式 9 所示：

$$Q_{\text{convectin}} = h_{\text{in}}(T_{\text{win}} - T_{\text{ain}}) \quad (9)$$

对流换热系数 h_{in} 取值为 $5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

基于以上参数选取，参考上海典型气象年逐时温度分布，计算出 4 月 21 日上海地区 12 时朝阳侧和背阳侧的垂直壁面温度，结果如表 1 所示。观察表中数据可知，朝阳侧和背阳侧壁面温差约为 10°C ，朝阳侧壁面与周围空气之间的温差为 13°C 。

表 1 不同时刻朝阳侧和背阳侧的壁面温度

时刻	室外空气温度 /(K/°C)	有效天空温度 /(K/°C)	太阳辐射强度 /(W/m ²)		壁面温度 /(K/°C)	
			朝阳侧	背阳侧	朝阳侧	背阳侧
12:00	288.15/15	270/-3.15	430	165	301.16/28.01	291.67/18.52

1.3 建筑模型

本文借助商业软件 Fluent 进行数值模拟，研究对象如图 2 所示，一栋二十层的建筑被置于一个大的计算区域中，建筑总高 $H_b=58\text{m}$ ，长 $L_b=18\text{m}$ ，宽 $W_b=9\text{m}$ ，重点关注同一个立面上的六个房间，分别位于二层、三层、十层、十一层、十八层和十九层，每个房间的尺寸为 $H(y) \times L(x) \times W(z) = 2.9\text{m} \times 3.0\text{m} \times 3.6\text{m}$ ，窗户尺寸为 $H(y) \times W(z) = 1.5\text{m} \times 0.9\text{m}$ ，窗底边距地板 0.9m 高。根据 Gao^[1] 的经验，此计算区域足够大。

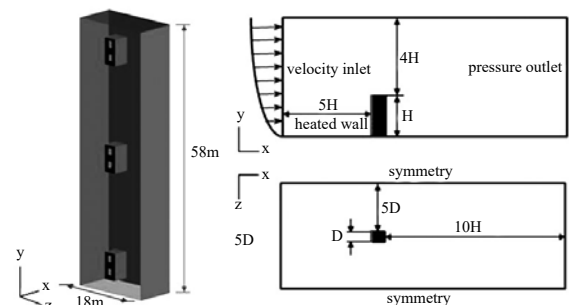


图 2 建筑模型及计算域

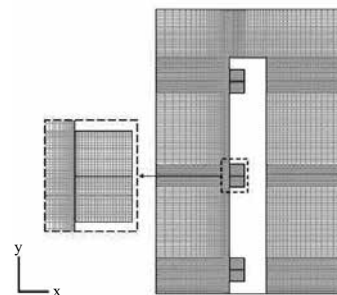


图 3 网格示意

在边界条件的设定中，将迎风侧壁面作为有热源的壁面，参考表 1 的计算结果设置定壁温边界类型，其他壁面为绝热边界。在迎风侧近壁面处进行了网格加密，使得 $y^+ < 5$ ，如图 3 所示，对于其他壁面， $30 < y^+ < 300$ 。计算区域入口为梯度风，取建筑高度处风速作为参考风速值，

Uref。风速剖面遵循以下公式：

$$\frac{U(h)}{U_{ref}} = \left(\frac{h}{H_b} \right) \quad (10)$$

入口的湍流强度和尺度分别为 8% 和 1m，湍流现象采用 RNG $k-\epsilon$ 模型处理，近壁面采用 Enhanced wall function 处理，压力速度耦合方法为 SIMPLE，压力差分格式为 PRESTO！动量差分格式为 second order upwind。以丙烷作为示踪气体模拟污染物，分别在建筑的 2 层、10 层和 18 层房间的窗户中心以定强度点源释放。用理查森数表征风压和热压的相对大小，如式 11 所示：

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{\beta \Delta T g H_b^3 / \nu^2}{(U H_b / \nu)^2} \quad (11)$$

考虑不同风速、温差和污染源位置，共计算了 24 个工况，如表 2 所示，包含了自然对流到强制对流的过程，其中 O 表示开窗模式 (Open window mode)。

2 模拟结果及分析

为了比较不同计算工况下建筑周围气流组织的差异，尤其是迎风侧近壁面的气流流向，在图 4 中给出了 xy 中间剖面的速度矢量图。Fig.4(N1) 中可明显看到迎风侧近

壁面的热羽流，在建筑顶部处速度达到近 1.2m/s，此时 $Ri=156.9$ ，热压主导。温差一定时，随着风速的增大，比较 N1~N4 和 N5~N8 速度矢量的变化过程，由图中可看出，迎风侧建筑 16 至 17 层之间出现滞止区，在滞止区以下近壁面由上而下的气流速度逐渐增大，且底部的回流区域也在扩大。

污染源分别在建筑不同高度处以定强度点源形式释放，为了便于观察污染物的迁移路径，比较不同计算工况下污染物浓度的分布情况，在图 5 中给出了 $10^{-4} \sim 1$ 的量级范围内迎风侧壁面上污染物的所在位置。在 CaseN1 中， $Ri=156.9$ ，污染源位于 2 层时， $10^{-4} \sim 1$ 污染物浓度范围的形状呈不对称气球形，竖直方向上覆盖建筑壁面靠近中间的 2~10 层，污染源位于 10 层时， $10^{-4} \sim 1$ 污染物浓度范围在竖直方向上包括了 10 层至顶部且形状对称，覆盖面积比污染源在低层时大，因为浮升力主导时，越是在建筑高的地方近壁面热羽流速度越大，作用力越强。在 CaseN2 和 CaseN5 中， Ri 分别为 39.2 和 42.9，污染源在 2 层时，污染物在竖直方向上既有自下而上的迁移也有自上而下的传播，但传播范围较小，污染源在 10 层时，浮升力的作

表 2 计算工况设置

Case No.	Case Name	Uref (m/s)	$\Delta T (^{\circ}C)$	Re	Gr	Ri
N1	O- $\Delta T13$ -U0.4	0.4	13	1.568×10^6	3.855×10^{14}	156.9
N2	O- $\Delta T13$ -U0.8	0.8	13	3.135×10^6	3.855×10^{14}	39.2
N3	O- $\Delta T13$ -U1.0	1.0	13	3.921×10^6	3.855×10^{14}	25.1
N4	O- $\Delta T13$ -U3.2	3.2	13	1.254×10^7	3.855×10^{14}	2.5
N5	O- $\Delta T3.5$ -U0.4	0.4	3.5	1.568×10^6	1.055×10^{14}	42.9
N6	O- $\Delta T3.5$ -U0.6	0.6	3.5	2.352×10^6	1.055×10^{14}	19.1
N7	O- $\Delta T3.5$ -U1.0	1.0	3.5	3.921×10^6	1.055×10^{14}	6.9
N8	O- $\Delta T3.5$ -U3.2	3.2	3.5	1.254×10^7	1.055×10^{14}	0.67

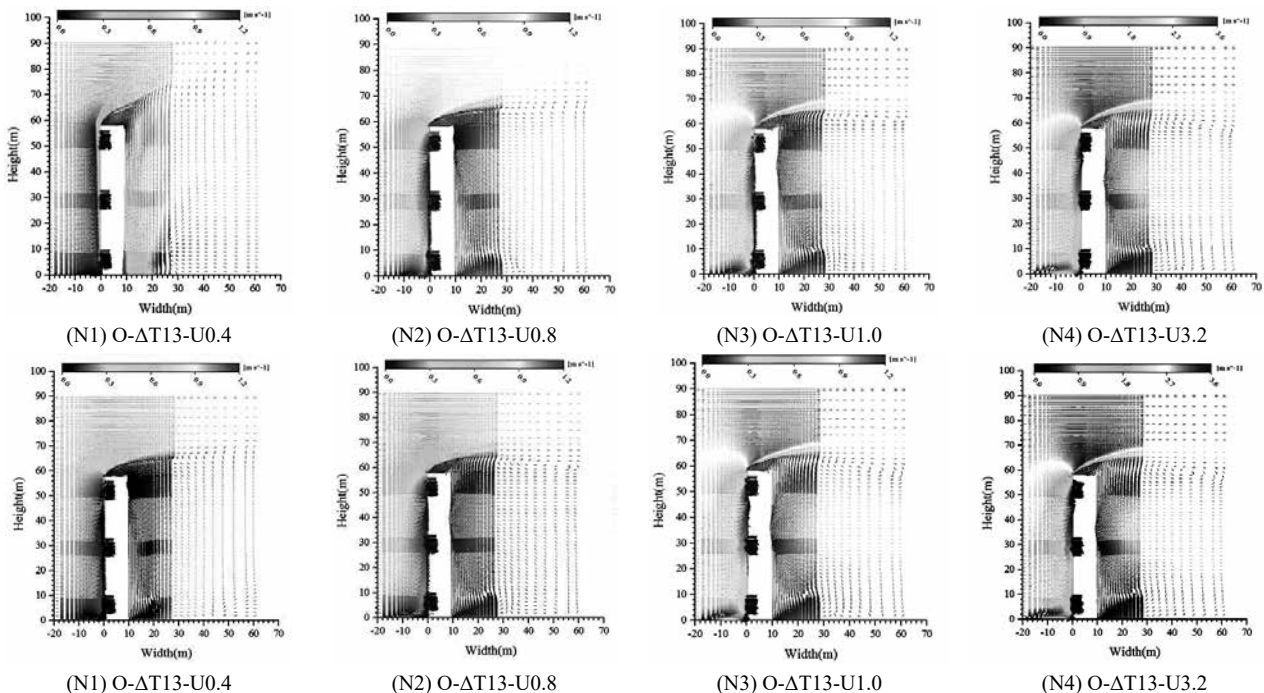


图 4 xy 剖面速度矢量图

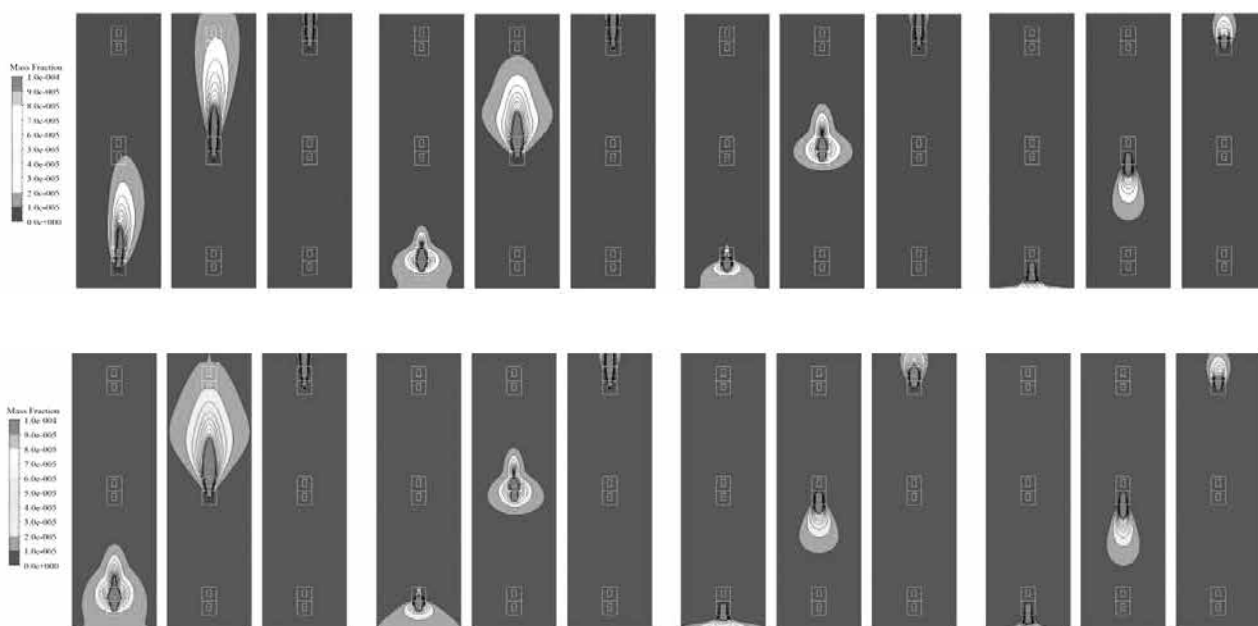


图5 迎风侧污染物浓度分布

用较大, 污染物在竖直方向上自下而上的传播, 在水平方向上的传播范围比 CaseN1 大。CaseN3 和 CaseN6 中, Ri 对应的值分别为 25.1 和 19.1, 此时污染源在 10 层时污染物自下而上的传播被抑制。随着理查森数的继续减小, 污染源位于滞止区以下时, 结合 Fig.4, 污染物在竖直方向上会随气流自上而下迁移。当污染源位于滞止区以上时, 污染物始终向上传播, 从总体趋势上看, 理查森数较小时 (CaseN4、CaseN7 和 CaseN8), 污染物在水平方向上的扩散也较为明显。

3 结论

本文关注了太阳辐射对高层建筑污染物垂直方向跨户传播特性的影响, 比较了朝阳侧和背阳侧的差异, 并用理查森数衡量热压和风压的相对大小, 分析了二者不同综合效应时污染物在迎风侧的迁移规律。以 4 月 21 日中午时段为例, 对于一栋 58m 的高层建筑而言, 贴近壁面的热羽流在建筑顶部的速度可达到约 1.2m/s。污染物以定强度点源释放时, 若污染源位于建筑滞止区以下, 理查森数 Ri 的减小, 也即强制对流效应的增强使得污染物自下而上的传播现象减弱, 污染源在建筑低层时, Ri 在 40 左右时污染物竖直方向的传播被抑制, 污染源在建筑中间层时, Ri 在 20 左右时污染物竖直方向的传播被抑制; 若污染源位于建筑滞止区以上, 污染源始终是自下而上迁移。此外, 热压大于风压作用或者二者相当时, 污染源房间以上的至少两层浓度在 10^{-4} ~1 的量级范围内。

参考文献

- [1] Gao N P, Niu J L, Perino M, et al. The airborne transmission of infection between flats in high-rise residential buildings: Tracer gas simulation. *Building & Environment*, 2008, 43(11):1805–1817.
- [2] Mu D, Gao N, Zhu T. Wind tunnel tests of inter-flat pollutant transmission characteristics in a rectangular multi-storey residential building, part A: Effect of wind direction. *Building and Environment*, 2016, 108:159–170.
- [3] Mu D, Shu C, Gao N, et al. Wind tunnel tests of inter-flat pollutant transmission characteristics in a rectangular multi-storey residential building, part B: Effect of source location. *Building and Environment*, 2016, 114:281–292.
- [4] 朱颖心. 建筑环境学 (第二版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [5] 彦启森, 赵庆珠. 建筑热过程 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986.
- [6] Palyvos J A. A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems' modeling. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(8):801–808.
- [7] Madhlopa A, Johnstone C. Numerical study of a passive solar still with separate condenser. *Renewable Energy*, 2009, 34(7):1668–1677.

高层住宅厨房排气系统静压分布的对比分析

龚 杰¹, 裴清清¹, 许 雷²

(1. 广州大学, 广州市 510006; 2. 日本东北工业大学, 仙台市 982-0000)

[摘 要] 为了研究等截面烟道和变压烟道的静压分布规律, 本文对两种烟道分别进行了数值模拟。本文采用 ICEM 进行几何建模和网格划分, 然后通过 FLUENT 进行数值模拟。结果表明: 两种烟道内的静压分布规律有所不同, 如开机率为 100% 时, 等截面烟道的平均静压比变压烟道的平均静压高出 20.33Pa。从静压分布角度看, 变压烟道优于等截面烟道。

[关键词] 高层住宅; 变压烟道; 压力分布; 数值模拟

Comparative Analysis of Distribution of Static Pressure in Exhaust System for Residential Kitchen in High Rise Buildings

Gong Jie¹, Pei Qing-qing¹, Xu Lei²

(1. Guangzhou University, Guangzhou 510006, China; 2. Tohoku Institute of Technology, Sendai 982-0000, Japan)

[Abstract] In order to study the distribution of static pressure in equal section flues and variable pressure flues for residential kitchen in high-rise buildings, the CFD technology was applied to two type exhaust system. In this paper, geometric modeling and meshing have been carried out in ICEM soft. And then, numerical simulation are performed via FLUENT. The results shown that the distribution of static pressure are different in the two type exhaust system. When the simultaneous service coefficient is 100%, the average static pressure in equal section flues are 20.33 Pa higher than that of the variable pressure flues. According to the distribution of static pressure, variable pressure flues are better than equal section flues.

[Keywords] residential kitchen; variable pressure flues; equal section flues; distribution of pressure

0 引言

集中排气系统是住宅厨房广泛使用的排气方式, 目前, 国内主要有四种类型排气道, 分别为子母型、变截面型、等截面型以及变压型烟道。子母型烟道和变截面型烟道由于制作困难, 在实际应用中并不常见。等截面型烟道由于制作非常简单, 得到了广泛应用。变压型烟道尽管制作存在一定难度, 但是由于其独特的优点, 应用的也越来越多。图 1 为以上四种烟道的简图。

高层住宅厨房集中排气系统由多个动力源组成, 每层厨房的实际排风量受多个因素的影响, 如油烟机性能、开机率、烟道内的静压力分布等。而影响烟道内静压力分布的主要因素是烟道类型。鉴于此, 本论文将对等截面烟道和变压烟道的数值模拟, 进一步研究两种烟道内的静压力分布, 为改善排气不均、串气串味提供解决策略。

1 几何模型与网格划分

住宅厨房集中排烟道几何尺寸的选择, 一般需要根据相关图集确定。本论文根据粤 08J/T910 (住宅变压排气式三防排气道) 建立 10 层楼变压烟道模型, 烟道截面为 380×380(mm), 层高取 3m, 支烟道为圆形截面, 直径为 150mm, 长 1m。等截面烟道根据 380×380(mm) 变压烟道建立, 其余尺寸与变压烟道相同。通过 ICEM 建模和网格划分, 采用六面体结构化网格, 网格无关性经过检验。局部网格划分如图 2。

2 FLUENT 计算求解

2.1 求解器和离散方法的确定

本论文不涉及传热和传质, 只考虑流体流动, 属于稳态过程。采用空气代替烟气进行数值模拟, 空气为不可压缩气体, 所以选择压力基稳态求解器。梯度插值方法选择

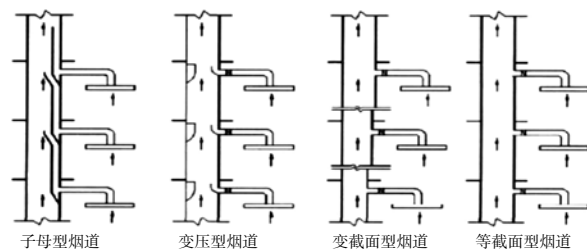


图 1 四种烟道简图

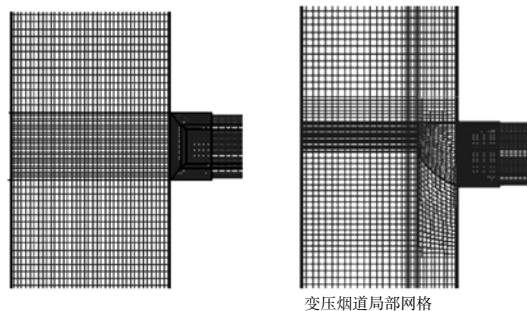


图 2 局部网格

Least-Squares Cell-Based, 压力插值方法选择 Linear。本次模拟存在压力突变的区域, 因此, 对流项的插值方法选择 QUICK 格式。

2.2 计算方程的确定^[1]

由于本论文为稳态不可压缩流动, 温度和密度均为常数, 所以计算模型选择标准 $k-\epsilon$ 湍流模型, 在近壁面区使用标准壁面函数进行处理。控制方程如下:

作者简介: 龚杰 (1992—), 男, 湖南人, 在读硕士研究生。
Email: 245805750@qq.com

质量守恒方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\rho \frac{\partial}{\partial X_j} (u_i u_j) = \frac{\partial P}{\partial X_j} + \mu \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right) + \rho g_i \quad (2)$$

湍动能 K 方程:

$$\rho \frac{\partial}{\partial X_j} (u_i k) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + \mu_i \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right) + \rho \varepsilon \quad (3)$$

湍动能耗散率 ε 方程:

$$\rho \frac{\partial}{\partial X_j} (u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j} \right] + C_{1\varepsilon} \mu_i \frac{\varepsilon}{k} \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

其中, ρ 和 μ 分别为空气密度和空气粘度; 湍流引起的粘度系数 $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$; u_i 和 u_j 均为速度, i 和 j 均为张量下标, 取值均为 1、2、3; k 和 ε 分别为湍动能和湍动能耗散率; 经验常数取值为 $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_\mu=0.99$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$ 。

2.3 边界条件的设置

(1) 入口边界条件

支烟道入口设置为速度入口类型 (velocity-inlet), 设计风量为 $Q=300\text{m}^3/\text{h}$ ^[2], 支烟道直径 $d=150\text{mm}$, 换算成速度为 $v=4.7\text{m/s}$ 。油烟机不开启时, 设置为壁面边界 (wall)。

(2) 出口边界条件

屋顶出风口设置排风口类型 (outlet-vent), 烟道出口一般安装无动力风帽, 阻力系数取为 $\zeta=1.5$ 。

(3) 壁面边界条件

主、支烟道壁面均取无滑移壁面边界, 设置为壁面边界 (wall), 壁面绝对粗糙度根据相关文献取为 $k=1.5\text{mm}$ 。

2.4 湍流参数的确定与计算

FLUENT 出入口边界提供了多种湍流参数的设置方法, 对于管内流动一般选择湍流强度和水力直径。计算公式如下:

水力直径:

$$D = \frac{2ab}{a+b} \quad (5)$$

雷诺数:

$$Re = \frac{vd}{\mu} \quad (6)$$

湍流强度:

$$I = 0.16 \times (Re)^{-0.125} \quad (7)$$

2.5 模拟工况介绍

住宅排烟系统的开机率并不是一个确定的值, 开机率的大小与楼层数以及本单元住宅内用户的生活习惯有关。因此, 本论文以 40%、50% 以及 100% 的开机率作为研究工况^[2]。具体设置为: 开机率为 40% 时, 选择 1、4、7、10 层楼油烟机开启, 其余关闭; 开机率为 50% 时, 选择奇数楼层油烟机开启, 其余关闭; 开机率 100% 时, 所有油烟机均开启。

3 模拟结果分析

3.1 开机率为 100% 时的模拟结果

对于等截面烟道, 所有楼层支烟道出风口处静压值在

一条相对光滑的曲线上, 这条曲线随楼层数增加而单调递减, 最大静压值出现在最底层, 最小静压值在顶层, 与熊健^[1]的研究一致。如果对该曲线做一条切线的话, 这条切线斜率的绝对值是逐渐增加的, 也就是说, 层数越高, 静压变化得越快; 对于变压烟道, 所有楼层支烟道出风口处的静压值也几乎在一条相对光滑的曲线上, 但是这条曲线呈驼峰状, 在第四层楼位置达到最大静压, 而且 1~5 层静压变化相对较为缓慢, 这是变压烟道与等截面烟道的不同之处。另外, 变压烟道在 6~10 层楼静压变化相对较为快速, 这与等截面烟道在这几层楼的静压变化规律基本是一致的, 这点从图 3 很容易看出, 因为两条曲线几乎平行。另外, 在该开机率下, 虽然变压烟道整体的静压分布均低于等截面烟道, 但是除了第十层楼外, 其余楼层支烟道出口处的静压值均为正值, 说明该变压烟道并没有起到预期的变压作用。

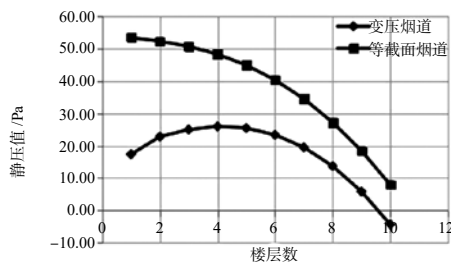


图3 开机率为 100% 时的压力分布

3.2 开机率为 50% 时的模拟结果

开机率为 50% 时, 对于等截面烟道, 其整体静压分布随楼层数增加呈曲折下降趋势, 如果单独考察开机楼层 (1、3、5、7、9 层) 支烟道出口处的静压值, 其静压分布规律与其 100% 开机率时基本一致, 这里不再重复阐述; 对于未开机楼层 (2、4、6 层) 支烟道出口处的静压值有明显的突变, 且均高于其相邻开机楼层支烟道出口处的静压值, 说明开机与不开机对于静压分布是有一定影响的。对于变压烟道, 其整体静压分布呈锯齿状波动变化, 且幅度比较大; 单独考察变压烟道的开机楼层静压变化规律, 发现与其 100% 开机率的静压分布有一定相似之处, 呈驼峰状, 但是较为平缓; 对于变压烟道的未开机楼层, 其所有楼层的静压值均高于其他开机的楼层, 变化趋势与开机楼层的静压分布规律相似。这里必须提到的是, 该开机率下, 所有开机楼层以及顶层楼处的静压值均为负压, 说明在该开机率下, 变压烟道起到了一定的动静压转化作用; 另外, 该开机率下, 变压烟道的最小静压出现在最底层开机楼层, 这与其开机率为 100% 时最小静压出现在最顶层有所不同。

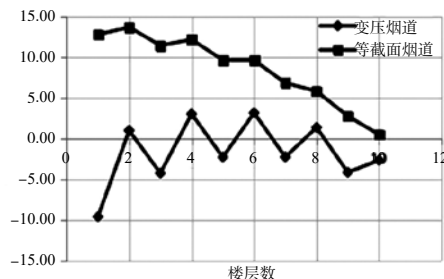


图4 开机率为 50% 时的压力分布

3.3 开机率为 40% 时的模拟结果

由图 5 可以看出, 40% 开机率时, 两种烟道的静压分布规律与其各自 50% 开机率时基本一致, 这里不再重复叙述。对于等截面烟道, 相邻的未开机楼层 (2 与 3、5 与 6、8 与 9 层) 支烟道出口处静压基本相等, 仔细分析发现流过这两个断面的流量相等, 而且两个断面面积也相等, 因此, 可能的影响原因应该是通过两个过流断面的流量相等。对于变压烟道, 其相邻楼层的静压值非常接近, 这与等截面烟道相邻未开机楼层静压分布有一定相似之处。对于变压烟道, 无论是开机楼层还是未开机楼层, 静压值均为非正值, 说明在该开机率下, 变压结构是能够起到较好的动静压转化作用的。

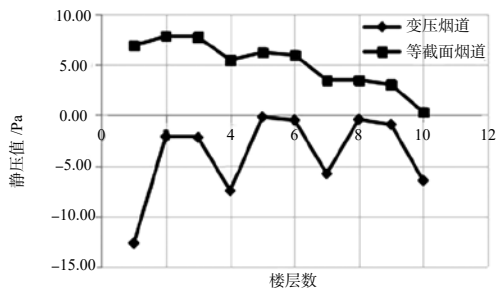


图 5 开机率为 40% 时的压力分布

综合上述的 3 种工况, 从定量的角度分析, 40% 开机率时, 等截面烟道的平均静压为 5.05Pa 比变压烟道平均静压 -3.87Pa 高出 8.92Pa; 50% 开机率时, 等截面烟道的平均静压为 8.51Pa 比变压烟道平均静压 -1.67Pa 高出 10.18Pa; 100% 开机率时, 等截面烟道的平均静压为 37.75Pa 比变压烟道平均静压 17.42Pa 高出 20.33Pa。开机率从 50% 增加到 100% 时, 等截面烟道的平均静压涨幅为

29.24Pa, 变压烟道的平均静压涨幅为 19.09Pa, 两者静压涨幅都比较大, 说明开机率对静压分布有较大的影响。另外, 等截面烟道的平均静压涨幅比变压烟道的平均静压涨幅高出 10.15Pa, 二者相差比较大, 说明变压烟道在一定程度上改善了烟道内的静压分布。

4 结论

(1) 变压烟道总体的静压力分布规律呈锯齿状; 开机楼层的静压分布呈驼峰状, 最高静压出现在中间的开机楼层, 最小静压在开机率较小时出现在底层, 开机率较高时出现在顶层, 这一点不同于等截面烟道; 未开机楼层的静压分布也呈驼峰状, 静压值远高于相邻开机楼层的静压值。

(2) 等截面烟道总体的静压分布呈下降趋势, 未开机楼层静压值会略高于相邻楼层静压值。

(3) 相同开机率下, 变压烟道的静压值明显低于等截面烟道相应处静压值, 说明变压结构起到了动静压转换的作用, 是有利于解决串气串味问题的。同时, 变压烟道内的静压力分布曲线为驼峰状, 较为平缓, 说明变压结构能够起到缓解排气不均现象的作用。

(4) 在开机率为 100% 时, 除顶层楼层外, 变压烟道内的静压值均为正值, 说明变压结构没有达到预期的动静压转换效果, 有待后续研究者进一步研究和改进。

参考文献

- [1] 熊健. 高层住宅厨房集中排烟系统的特性及优化研究[D]. 重庆大学, 2016.
- [2] 广东省建筑设计研究院. 粤 08J/T910 (住宅变压拔气式三防排气道).
- [3] 吴利, 高军, 丁希晖. 高层住宅厨房排气道数值模拟与对比分析[J]. 建筑热能通风空调, 2016, 35(09): 56-60+67.
- [4] 樊越胜, 邵治民. 住宅厨房变压式排气系统的数值模拟[J]. 建筑科学, 2011, 27(02): 102-106. [2017-09-06].

高层住宅厨房竖向集中排烟参数随机特性研究

吴文忠

(西安科技大学, 陕西西安 710054)

[摘要] 烟气压力和温度是高层住宅厨房竖向集中排烟系统的基本参数。住户油烟机开启工况服从泊松过程, 驱动竖井内烟气压力和温度变化, 因此本研究应用守恒定律和泊松过程知识, 首先分析随开启工况变化的排烟中性层高度、竖井出口处烟气压力分布函数, 接着分析随开启工况变化的竖井出口处烟气温度分布函数。由这二类分布函数, 应用随机分析方法进一步计算任意开启工况下竖井出口处烟气压力和温度。这二类基本参数是排烟系统优化排烟效果和回收利用排烟热量的基础。

[关键词] 高层住宅; 厨房; 集中排烟系统; 压力; 烟气温度; 泊松过程

On Stochastic Property of Parameters of Kitchen Extracting System in High-rising Houses

Wu Wen-zhong

(Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

[Abstract] Smoke pressure and temperature are fundamental parameters of kitchen extracting system in high-rising houses. Exhausting fans are put in use as a Poisson process, driving smoke inside lift to change its pressure and temperature. Therefore, this study analyzes functions of height of neutral layer, temperature and pressure at outlet, driven by varied operating state of exhausting fans, under constraints of conservation laws and Poisson process. Temperature and pressure at outlet under any operating state of exhausting fans are further calculated out of these two sets of functions with methods of stochastic analysis. These two fundamental parameters can be used to optimize exhaustion and waste heat recycle in smoke extracting system.

[Keywords] high-rising houses; kitchen; extracting system; pressure; smoke temperature; Poisson process

0 引言

厨房排烟中含有 CO、CO₂、尘埃等有害物质, 为了保证厨房清洁, 高层住宅设计竖向集中排风系统。龚胜强等^[1]模拟了给定开启工况时竖井内静压分布规律, 底层压力最大, 顶层压力最小, 开启率越大, 竖井内静压值越大, 而且静压值受开启不均匀特性影响。

由于竖井内静压分布总体上自上而下逐渐增大, 排烟量则自上而下逐渐减小, 低层用户排烟量很低, 底层用户排烟量最小。因此高军等^[2]在单纯用户动力的基础上, 在竖井出口设置排烟风机, 和用户抽油烟机构成复合动力系统, 获得高效率的排烟效果。

根据我国住宅居住调查: 高层住宅楼内同一排风道系统的吸油烟机同时开机率一般在 30%~60% 之间, 多数情况为 20%~55% 的开机率。

在给定开机率时, 排烟参数表现出不均匀性质, 有不同的描述参数: 龚胜强等^[1]定义排烟路径长度描述开启不均匀特性; 高军等^[2]采用静压方差, 皮李^[3]采用排气系统不均匀率。

在自然排烟方式下, 由于烟囱效应, 建筑室内, 楼梯间、电梯间、室内和竖井内静压分布存在中性层, 向伊依等^[3]通过对学生公寓楼和综合楼测试表明了中性层高度和各层静压分布。竖井出口处压力随中性层高度变化, 进而影响排烟效果。在排烟系统中, 中性层高度影响竖井内静压分布, 也影响出口处排烟量。

厨房排烟是燃料燃烧产物, 温度高于环境温度, 应用热回收节能技术手段, 可以节约能源, 起到减排的作用,

有着积极的社会效益和环境效益^[4-5]。

张鑫等^[5]为了设计桌面烧烤排气罩, 实测烧烤盘加热面温度在 180~380℃, 与周围空气最大温度差 360℃。厨房排烟在竖井出口处温度是设计热回收节能措施的参数。

住户开启排烟是随机事件, 服从二项式分布, 开启排烟机的累计数量是一个泊松过程。受该过程驱使, 集中排烟系统竖井内压力和温度分布呈现随机变化特性, 因此本研究应用守恒定律和泊松过程知识^[7-9], 首先分析随开启工况变化的排烟中性层高度、竖井出口处烟气压力分布函数、竖井出口处烟气温度分布函数。由这二类分布函数, 应用微分几何知识^[10-12]和随机分析方法^[13-14]进一步计算任意开启工况下竖井出口处烟气压力和温度。这二类基本参数是排烟系统优化排烟效果和回收利用排烟热量的基础。

1 排烟工况随机特性

假设某高层住宅有 N 个住户, 每户使用相同抽油烟机, 排烟量均为 m , 排风扇压力均为 p , 屋顶风机压力 $p_{ceiling}$, 诱导竖井出口处排烟速度 v_{uo} 。

1.1 开机工况服从泊松分布

考察同一排风道系统的吸油烟机同时开机率: 对于一个用户, 开机工况有二个: “开机”和“不开机”, 服从概率约为 1/24 (每天开机 1h) 的二项分布, 对于 N 个住户, 开机工况也是服从二项分布, 且当住户数充分大而每户开机概率很小 (小于 0.1) 时, 该分布近似地表示为 $\lambda = \frac{N}{24}$ 的齐次泊松过程分布函数:

$$P\{N(t)=k\} = \frac{\lambda^k}{k!} e^{-\lambda}, k=0,1,2,\dots, \quad (1)$$

这也是开机率为 $N(t)/N$ 的概率分布函数。

作者简介: 吴文忠 (1991—), 在读硕士。

1.2 排烟工况模拟

已知排烟工况服从泊松过程, 设定住户数和考察时间, 可以应用 Matlab 软件对开启过程进行随机模拟。图 1 是 $\lambda=2$ 的开启过程在 50s 时间内的变化情况。

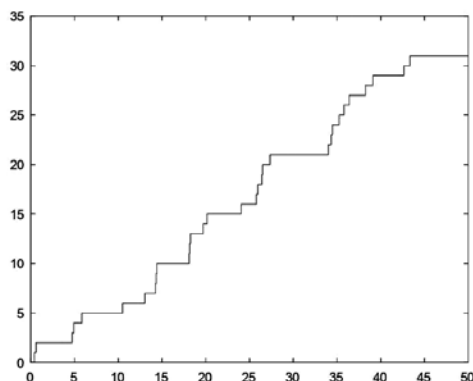


图 1 $\lambda=2$ 的开启过程在 50s 时间内的变化情况

2 排烟竖井内烟气中性层高度分布函数

高层建筑厨房集中排烟系统, 采用变截面或等截面排烟竖井形式, 其中等截面排烟竖井形式应用最广, 如图 2。选取竖井为控制体积。

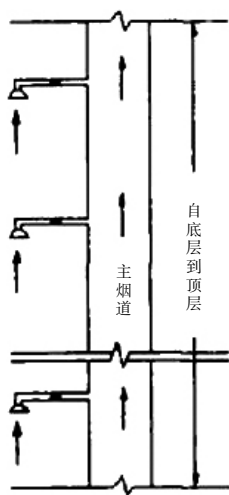


图 2 高层建筑厨房等截面竖井集中排烟系统示意图

给定开启工况 $N(t)=k$ 。选取竖井不同截面, 考察排烟机械能守恒。假设用户风机压力仅提供分散排烟动能。下部不开口, 仅在竖井出口处开口, 出口处没有流动时, 中性层在出口处, 竖井内部任意高度处静压是负值, 即:

$$\Delta P_h = (\rho_n - \rho_w)g(H-h) \quad (2)$$

当竖井出口处附加屋顶风机时, 假设用户风机压力全部转化为烟气动能, 则竖井内部中性层不变, 仍维持在竖井出口处, 即:

$$\Delta P_H = 0, \text{ 且, } p_{\text{ceiling}} = \frac{1}{2} \rho_n v_n^2 \quad (3)$$

于是在出口处排出烟气流量为

$$m_{\text{out}} = v_n A_2 = \sqrt{2 \rho_n p_{\text{ceiling}}} A_2 \quad (4)$$

更一般地, 当采用混合动力排烟方式时, 用户风机、屋顶风机压力均贡献竖井内静压。假设竖井底部内外静压差维持:

$$\Delta P_0 = (\rho_n - \rho_w)gH \quad (5)$$

则竖井出口处静压差:

$$\Delta P_H = -N(t)p + p_{\text{ceiling}} \quad (6)$$

忽略不同高度处动能差, 则竖井内任意高度处静压差:

$$\Delta P_h = -N(t)p + p_{\text{ceiling}} + (\rho_n - \rho_w)g(H-h) \quad (7)$$

在上式中令 $\Delta P_h = 0$, 得到中性层高度:

$$h = -\frac{p}{(\rho_n - \rho_w)g} N(t) + \frac{p_{\text{ceiling}}}{(\rho_n - \rho_w)g} + H \quad (8)$$

显然, 当采用分散动力排烟方式, 即 $p_{\text{ceiling}} = 0$ 时, 给定高度 h 处压力 ΔP_h 的绝对值随开机数量增大而增大; 当采用混合动力排烟方式, 并保持给定高度 h 处压力 ΔP_h 不变时, 屋顶风机压力 p_{ceiling} 随开机数量增大而增大。

由上式和开机工况分布函数式 (1), 并记

$$k_h = \frac{(\rho_n - \rho_w)g(h-H) - p_{\text{ceiling}}}{p} \quad (9)$$

得到中性层高度的概率分布函数为:

$$P\{\text{中性层高度} = h\} = P\{N(t) = k_h\} = \frac{\lambda^{k_h}}{(k_h)!} \cdot e^{-\lambda} \quad (9)$$

3 竖井出口处烟气参数分布函数

对于同一排烟道系统, 主要考察竖井出口处参数。该处静压已经由式 (6) 得到, 而且因此得到竖井出口处排烟量:

$$m_{\text{out}} = v_{nH} A_2 = \sqrt{2 \rho_n \Delta P_H} A_2 = \sqrt{2 \rho_n (-N(t)p + p_{\text{ceiling}})} A_2 \quad (10)$$

3.1 烟气参数分布函数

在竖井出口处, 烟气温度由局部理想气体状态方程和式 (6) 得到:

$$T_{\text{out}} = \frac{\Delta p_H M}{\rho_n R} = \frac{M}{\rho_n R} (-N(t)p + p_{\text{ceiling}}) \quad (11)$$

式中: M 是烟气摩尔质量, R 是理想气体状态常数。

由上式和开机工况分布函数式 (1), 并记:

$$k_T = \frac{p_{\text{ceiling}} - \frac{\rho_n R}{M} T_{\text{out}}}{p}$$

得到出口处排烟温度的概率分布函数为:

$$P\{\text{出口处排烟温度} = T_{\text{out}}\} = P\{N(t) = k_T\} = \frac{\lambda^{k_T}}{(k_T)!} \cdot e^{-\lambda} \quad (12)$$

由式 (6) 和开机工况分布函数式 (1), 并记:

$$k_p = \frac{p_{\text{ceiling}} - \Delta p_H}{p}$$

得到出口处排烟温度的概率分布函数为:

$$P\{\text{出口处排烟压力} = \Delta p_H\} = P\{N(t) = k_p\} = \frac{\lambda^{k_p}}{(k_p)!} \cdot e^{-\lambda} \quad (13)$$

3.2 烟气参数不均匀性质

前文已经得到出口处烟气参数概率分布函数。如果给定开机工况 $N(t)=k$, 这些开启楼层位于不同的高度, 排烟路径总长度不同, 会加剧烟气参数不均匀。已知开机工况服从泊松过程, 给定开机工况下排烟路径长度也是随机变量, 假设这二个序列相互独立, 应用排烟路径总长度变化

过程描述排烟参数不均匀性, 则该过程是典型的复合泊松过程:

$$l(t) = \sum_{k=0}^{N(t)} l_k \quad (14)$$

它的数学期望为:

$$E\{l(t)\} = \lambda \cdot t \cdot E(l_k)$$

方差为:

$$D\{l(t)\} = \lambda \cdot t \cdot E(l_k^2)$$

则该不均匀过程的极限分布函数近似为期望为 $\lambda \cdot t \cdot E(l_k)$, 方差为 $\lambda \cdot t \cdot E(l_k^2)$ 的正态分布函数:

$$P\{\text{排烟路径总长度} = l\} = \frac{1}{\sqrt{2\pi\lambda t E(l_k^2)}} e^{-\frac{(l - \lambda t E(l_k))^2}{2\lambda t E(l_k^2)}} \quad (15)$$

图 3 是 $E(l_k)=0$, $\lambda \cdot E(l_k^2)=1$, $t=1s$ 时间内排烟参数不均匀过程模拟情况。

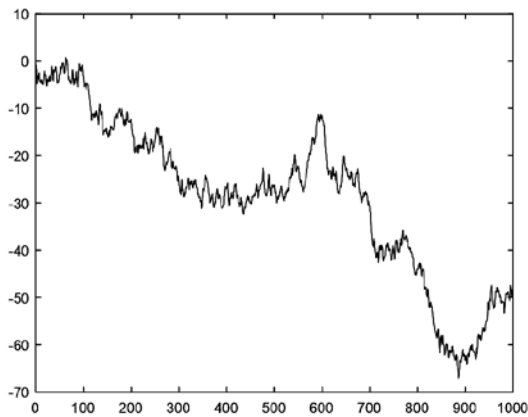


图 3 排烟参数不均匀过程模拟

因为给定开机工况时, 不同的排烟路径长度也会影响烟气参数, 因此根据式(15)修正排烟参数分布函数式(12)和(13)为:

$$\begin{aligned} P\{\text{出口处排烟温度} = T_{out}\} \\ = \alpha \cdot P\{N(t)=k_p\} + \beta \cdot P\{\text{排烟路径总长度} = l\} \\ = \alpha \cdot \frac{\lambda^{k_p}}{(k_p)!} e^{-\lambda} + \beta \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi\lambda t E(l_k^2)}} e^{-\frac{(l - \lambda t E(l_k))^2}{2\lambda t E(l_k^2)}} \end{aligned} \quad (12')$$

$$\begin{aligned} P\{\text{出口处排烟压力} = \Delta p_H\} \\ = \alpha \cdot P\{N(t)=k_p\} + \beta \cdot P\{\text{排烟路径总长度} = l\} \\ = \alpha \cdot \frac{\lambda^{k_p}}{(k_p)!} e^{-\lambda} + \beta \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi\lambda t E(l_k^2)}} e^{-\frac{(l - \lambda t E(l_k))^2}{2\lambda t E(l_k^2)}} \end{aligned} \quad (13')$$

式中: α 和 β 是常数, 且 $\alpha + \beta = 1$, 最简单取值情况为 $\alpha = \beta = \frac{1}{2}$ 。

4 任意开启工况下竖井出口处排烟参数

已知开启工况服从泊松过程, 排烟参数不均匀性质近似服从正态分布, 按照前述结果可计算竖井出口处排烟参数均值。更细致地, 应计算在随机开启工况和不均匀性质条件下排烟参数的条件数学期望。

4.1 排烟条件

开启工况服从泊松分布, 分布函数按式(1); 不均

匀性质近似服从正态分布, 分布函数按式(15)。排烟系统处于地面上重力环境中, 存在牛顿引力势:

记 R^N 空间内单位球面积为 $a(N)$, 有: $a(2)=2\pi$, $a(3)=4\pi$, ..., 则牛顿引力势核为:

$$C_i(\xi) = -C_N \frac{l_i}{\left(\sum_{i=1}^{N(t)} l_i^2\right)^{(N-1)/2}} \quad (16)$$

式中: $C_N = 2(N-2)/a(N)$, $N > 2$ 。

4.2 排烟参数计算

考察在上述条件下计算竖井出口处排烟参数, 则首先需要计算该处排烟参数条件数学期望。记出口处压力和温度的张量仍为^[8-10]。由随机分析理论^[11-12]得到任意开启工况下出口处烟气压力的条件数学期望为:

$$\begin{aligned} E[\Delta p_H | N(t)=k, w(t)] \\ = \frac{c_N \sum_{i=1}^{N(t)} \int_{[0, \infty)} \frac{\partial(\Delta p_H)}{\partial l_i} \cdot \frac{l_i - k_i}{\left(\sum_{i=1}^{N(t)} l_i^2\right)^{(N-1)/2}} \cdot P\{N(t)=k\} \cdot P\{\text{排烟路径总长度} = l\} dl}{P\{N(t)=k\} \cdot P\{\text{排烟路径总长度} = l\}} \end{aligned} \quad (17)$$

由此得到出口处烟气压力为:

$$E[\Delta p_H | \text{所有开启工况}] = \sum_{k=0}^N E[\Delta p_H | N(t)=k, w(t)] \quad (18)$$

在上式中替换 Δp_H 为 T_{out} , 得到出口处烟气温度。显然, 如果不考虑排烟参数的随机特性, 即令上式中概率分布函数均等于 1, 上式就是给定开机工况 $N(t)=k$ 时竖井出口处烟气压力式(6)和温度(11)。

5 结论

烟气压力和温度是高层住宅厨房竖向集中排烟系统的基本参数, 也是排烟系统优化排烟效果和回收利用排烟热量的基础。这二个参数受住户油烟机开启工况的随机特性驱动。

排烟环境中, 开启工况服从泊松过程, 排烟参数不均匀度以正态分布为极限分布, 因此本研究首先推导了开启工况和排烟参数不均匀度概率分布函数, 接着应用机械能守恒定律, 推导了随开启工况随机特性驱动的排烟中性层高度、竖井出口处烟气压力和温度概率分布函数。为了分析在随机开启工况条件下竖井出口处烟气参数, 应用随机分析方法和这二类分布函数, 进一步推导了任意开启工况下该处烟气压力和温度的计算公式, 它们包含了给定开机工况时竖井出口处烟气参数计算方法。

参考文献

- [1] 龚胜强, 刘勇, 熊健, 王振飞, 张钰巧. 高层住宅厨房集中排烟系统特性研究 [J]. 建筑技术开发, 2016 增刊: 173-178.
- [2] 高军, 丁希晖, 陈磊, 吴利. 高层住宅厨房复合动力变排风量系统及其特性计算 [C]. 2016 年第二十届全国暖通空调制冷学术年会论文集, 目次: 138.
- [3] 皮李. 高层建筑等截面多动力源排风道流动特性计算与模拟分析 [D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2104.
- [4] 向依依, 潘嵩, 张健宸, 林瑶, 程作. 北方地区高层建筑在“烟囱效应”作用下的不同竖井区域压差分布特性及节能策略 [J]. 建筑技术开发, 2016, vol.43(10):41-45.
- [5] 刘云祥. 排风热回收系统应用的探讨 [J]. 暖通空调 H V & A C, 2012, vol.42(7):72-77.
- [6] 张鑫, 刘绍忠. 浅谈桌面烧烤排气罩设计 [C]. 2016 年第

二十届全国暖通空调制冷学术年会资料集, 目次: 064.

[7] WU Wen-zhong. Stochastic prediction and control to methane in coalmine [J]. Journal of Coal Science & Engineering (China), 2011, vol.17(3):321-325.

[8] 魏艳华, 王丙参, 宋立新. 复合泊松过程性质及其应用 [J]. 宜宾学院学报, 2009, 9 (12):45-48.

[9] 孙天晴. 基于复合泊松过程战略石油储备天数的概率模型及其应用 [J]. 数理统计与管理, 2007, 26 (5):12-14.

[10] 马力. 简明微分几何 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.

[11] 刘连寿, 郑小平. 张量分析 [M]. 北京: 科学出版社,

2008.

[12] 高丽敏, 李开泰, 刘波, 苏剑. 积分守恒型 N-S 方程通用形式及其在数值模拟中的应用 [J]. 计算物理 CHINESE JOURNAL OF COMPUTATIONAL PHYSICS, 2008 vol.25(2):172-178.

[13] Paul Malliavin. Stochastic Analysis [M]. Springer-Verlag, berlin, 2006.

[14] Paul Malliavin, Anton Thalmaier. Stochastic Calculus of Variations in Mathematical Finance [M]. Springer-Verlag, berlin, 2006.

防护工程火灾危险性分析

茅靳丰¹, 邓忠凯¹, 毛 维², 周 进¹, 邢哲理³, 余南田¹

(1. 解放军理工大学国防工程学院, 江苏南京 210007; 2. 总参工程兵第四设计研究院, 北京 100850;

3. 军委后勤保障部建筑规划设计研究院, 北京 100036)

[摘要] 防护工程一旦发生火灾, 高温烟气极易在工程内大面积扩散, 影响人员安全逃生。针对工程内部不同防火分区出口类型, 利用火灾模拟软件 FDS 研究在必须安全疏散时间内的走廊烟气特征参数, 分析其火灾危险性。结果表明: 对于双向型出口, 走廊内烟层高度较高, 沿走廊温度较低且有明显的热分层现象, 火灾危险性小; 对于单向型出口, 火源位于中间时, 在着火房间左侧走廊温度和能见度超过安全阈值, 存在危险性; 对于全封闭型分区, 走廊烟层高度最低, 温度和能见度不满足人员逃生要求, 火灾危险性最高, 应采取有效的防排烟措施。CO₂ 浓度在各出口类型下均满足人员安全逃生要求。

[关键词] 防护工程; 火灾; 出口类型; 数值模拟

Analysis on Fire Hazard in Protective Engineering

Mao Jin-feng¹, Deng Zhong-kai¹, Mao Wei², Zhou Jin¹, Xing Zhe-li³, Yu Nan-tian¹

(1. College of Defense Engineering, PLA University of Science and Technology, Nanjing 210007, China; 2. The 4th Design and Research Institute of Engineering Corps. Beijing 100850, China; 3. Building and Planning Design Research Institute of General Logistics department, Beijing 100036, China)

[Abstract] In the event of fire within protective engineering, high temperature smoke is easy to spread in large areas of the project, which exerts a bad influence on safe escape. Aiming at the different types of evacuated exports in the project, the fire hazard simulation software, fire dynamics simulator(FDS), is used to study smoke characteristic parameters of the corridor within required safe egress time(REST). The results show that for the two-way export, the height of smoke in the corridor is high, temperature along the corridor is low and there is obvious thermal stratification phenomenon, therefore the fire risk is small. For the one-way export, temperature and visibility exceeds the security threshold on the left side of the corridor when the fire is located in the middle room, so there is danger. For fully enclosed partitions, the height of the smoke layer is the lowest, temperature and visibility of the corridor do not meet the requirements of personnel escape, so the risk of fire is the highest and effective measures should be taken to prevent smoke diffusion. CO₂ concentration in the export of all types meets the requirements of safe escape.

[Keywords] protective engineering; fire; export types; numerical simulation

0 引言

防护工程是一种相对封闭且与外界连通有限的地下空间, 遇袭、工程内部线路老化或人员偶然因素都可能引起火灾, 而火灾烟气是造成人员伤亡的主要原因^[1,2]。防护工程轴线长、疏散通道狭窄, 且工程与地面连通的出口少, 通风条件差^[3], 其特殊的结构以及位于地下的特点, 使得发生火灾时高温烟气极易在工程内部大面积扩散, 严重影响人员安全疏散和外界救援。

为了将火势控制在一定的范围内, 减少火灾损失, 在防护工程内部划分多个防火分区。对不同分区, 出口和通道一般为单向型和双向型, 而在特殊时期为全封闭型。当火灾发生时, 人员要先从防火分区撤离, 对于不同出口类型, 在人员必须疏散时间(required safe egress time, RSET)内烟气特征参数(温度、能见度和 CO₂ 浓度)必须满足人员安全逃生要求。茅靳丰等^[4]通过缩比例试验研究密闭空间火灾时火源房间内热分配特性, 指出热烟气通过房门散失热量的较大, 对人员的安全逃生非常不利。邢哲理等^[5]通过实验研究单室火灾时单室扩散至走廊的烟气流量特性, 指出无量纲烟气流量与单室内无量纲烟层温度之间遵循指数关系。陈骥^[6]构建了高层建筑火灾危险性指

标评价体系, 运用层次分析法确定了各火灾危险性影响因子的权重。

但对于不同防火分区出口类型烟气是否满足人员安全疏散要求, 目前研究较少。本文采用火灾模拟软件 FDS 研究防护工程不同防火分区出口类型火灾烟气扩散情况, 给出人员安全逃生判据, 分析不同出口类型人员逃生时的火灾危险性, 为防护工程消防设计提供理论指导。

1 数值模型

火灾发生后, 烟气的流动是一种复杂的非稳态湍流流动, 各物理参数随时间和空间发生变化。在建立烟气流动方程时作如下假设: (1) 忽略火源燃烧的化学反应; (2) 采用紊流时均值, 忽略紊流的脉动作用; (3) 烟气的物性近似等同于空气, 同时认为烟气流动时为不可压缩流体。烟气的流动遵循能量质量守恒定律: 连续性方程、组分方程、动量方程、能量方程和理想气体状态方程^[7-9]。

1.1 物理模型

以南京坑道某防火分区为研究对象, 如图 1 所示。该防火分区共 500m², 长、宽和高分别为 50m, 10m 和 3m, 走廊长为 50m, 宽为 2m, 高 3m, 沿走廊两侧分布功能不同的办公房间。工程内防火分区的疏散走廊存在三种出口类型: 双向型(走廊两端出口 A 和 B 敞开)、单向型(走廊一端出口 A 敞开)和全封闭型。对于全封闭型分区, 通常在走廊端部设置避难室, 假设其位于靠近走廊

作者简介: 茅靳丰(1962—), 男, 江苏南京, 教授博士生导师。
Email: maojinfeng628@163.com

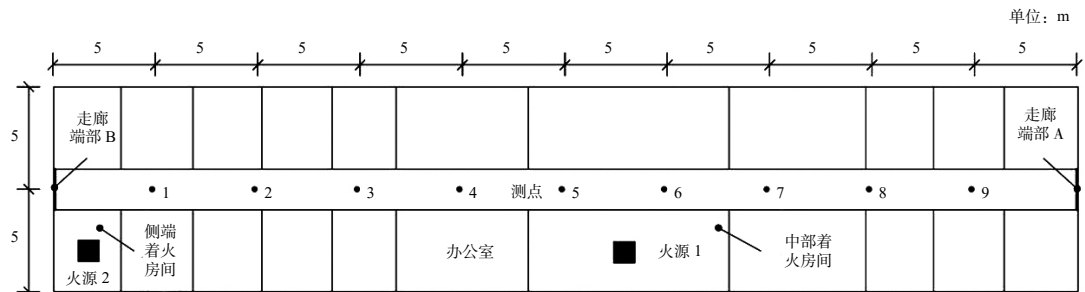


图 1 工程防火分区及测点布置示意图

端部 A 处的房间。工程内各房间门开启。

1.2 火源设定

火源位置对火灾的蔓延发展、烟气的迁移过程、火灾探测及救援逃生有很大的影响。针对以上三种出口类型，如图 1 所示，考虑两种最不利火源位置：（1）位于中部房间——火源 1。该房间长 9.9m，宽 4m，高 3m，门的尺寸为 1.8m×2m；（2）位于侧端房间——火源 2。该房间长 3.3m，宽 4m，高 3m，门的尺寸为 0.9m×2m。火源选用欧洲标准火——庚烷火^[10]，模型为快速增长 t^2 火模型，最大热释放速率为 6MW^[11]。

1.3 测点布置

在疏散过程中，烟气层应始终保持在人员头部以上一定高度，使人在疏散时不会从烟气中穿过或受到热辐射威胁，取人眼特征高度处的烟气特征参数为研究对象，沿走廊每隔 5m 布置一个测点，共 9 个测点，测点编号及布置见图 1。

2 人员逃生安全判据

对于建筑内的人员生命安全而言，最重要的安全判据是：火灾发展到致使环境条件达到人体耐受极限的时间（可利用安全疏散时间，available safe egress time，ASET）必须大于火灾发生后人员疏散到安全地点所用的时间（必须安全疏散时间，RSET），即：ASET > RSET^[12]。

2.1 REST 值

REST 主要包括探测报警时间、预动作时间和人员运动时间^[13]。火灾发生后，工程内火灾探测装置 60s 报警，人员反应时间为 120s^[14]。Chen 等^[15]给出人员在水平通道内的行走速度为 0.51~1.27m/s，综合考虑安全系数，给出不同防火分区出口类型在不同火源位置时 REST 值（见表 1）。

表 1 RSET 时间表

序号	工况	出口类型	火源位置	ASET/s
1	A	双向型	中间	220
2	B		侧端	220
3	C	单向型	中间	255
4	D		侧端	255
5	E	全封闭	中间	255
6	F		侧端	255

2.2 烟气特征参数危险性判据

高温烟气的主要危害包括能见度的影响、呼吸方面危害及温度方面危害。烟气的减光性使能见度降低，疏散速度下降，同时也有视线遮蔽及刺激效应，会助长惊慌状况。表 2 给出了安全疏散时所需的能见度和烟浓度^[16,17]。火场环境缺氧以及不完全燃烧产生大量的 CO₂、CO 等气体均对人员呼吸产生危害。火灾中 CO₂ 浓度通常 10 倍于 CO

和 SO₂，因此以 CO₂ 浓度作为火灾危险状态判据，一般认为火灾烟气 CO₂ 的体积分数为 3% 时达到危险状态^[14]。烟气温度对于火场内及邻近区域的人员都具有危险性，试验表明，呼吸过热的空气会导致热冲击（即高温情况下导致人体散热不畅出现的中暑症状）和呼吸道灼伤。火场中可吸入空气的温度不高于 60℃ 才认为是安全的。

表 2 安全疏散时所需的能见度和烟浓度

疏散者类别	烟浓度（消光系数）/m ⁻¹	能见度 /m
对建筑不熟悉	0.15	13
对建筑熟悉	0.5	4

3 模拟结果

利用 FDS 对不同出口类型火灾烟气扩散情况进行模拟，比较 RSET 时间内烟气特征参数，判断各出口类型的火灾危险性。

3.1 能见度

图 2 为不同工况下烟气在 RSET 时间沿走廊分布图。

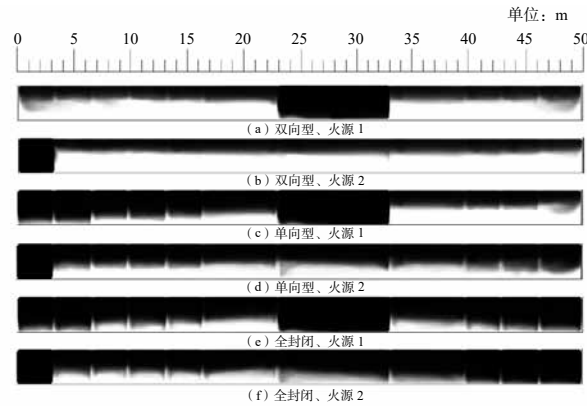


图 2 烟气在 RSET 时间沿走廊分布图

由图 2（a）和（b）可知，对双向型出口，烟气从着火房间溢出后，沿走廊一维径向扩散，由于热浮升力作用，上层烟气层和下层空气层有明显热分层现象，且走廊内烟气层高度较高。由于着火房间火源燃烧卷吸大量空气，在两端出口区域烟气流向与空气流向相反，烟气湍流存在较大的涡旋，此处热分层现象不明显。由图 2（c）和（d）可知，对单向型走廊，火源位置不同，烟气沿走廊分布和烟气层高度不同。当火源位于中间时，对于着火房间右侧走廊，烟气层较高，热分层现象明显。而对于着火房间左侧走廊，烟气层高度较低，有烟气蔓延到走廊两侧房间。当火源位于走廊侧端时，烟气沿走廊分布一致，烟气层较高，走廊烟气浓度较低。由图（e）和（f）可知，对于全

封闭型分区, 烟气到达走廊末端后撞击壁面形成反浮力射流, 在末端烟气聚集, 烟气层沿走廊分布呈现两端底中间高的趋势, 且走廊烟气没有出现明显热分层现象, 烟气浓度较高, 由此可知全封闭型分区火灾危险性较高。比较相同火源位置不同出口类型时的烟气分布图可知, 全封闭型走廊烟气层高度明显低于单向型和双向型, 且烟气浓度更高。

图3给出了能见度在RSET时间沿走廊的衰减曲线, 以能见度 $V=4\text{m}$ 为阈值, 对于E、F两种工况 (全封闭型走廊), 走廊能见度不能满足人员安全疏散要求, 主要由于火灾烟气在走廊聚集, 烟气层下降, 能见度降低。对于C工况, 仅在着火房间左侧的能见度不能满足要求。对双向型出口, 走廊能见度最好, 靠近出口位置能见度为30m, 但对于A工况靠近着火房间能见度较低。

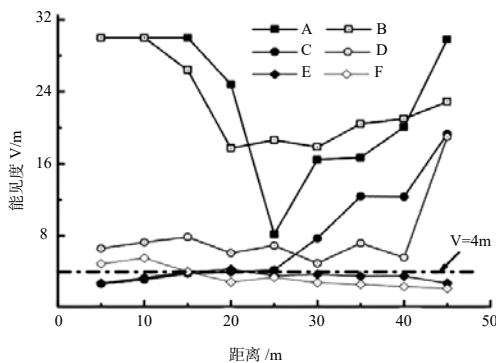


图3 能见度沿走廊方向的衰减曲线

3.2 CO₂ 浓度分布

图4为CO₂浓度在RSET时间沿走廊的衰减曲线。由图可知, 对于双向型出口, 走廊CO₂浓度低于0.5%, 对于A工况, 靠近着火房间CO₂浓度出现跃升。对于单向型出口, C工况下CO₂沿走廊呈下降趋势, 在着火房间左侧走廊浓度较高。D工况下CO₂沿走廊分布较为均匀, 靠近出口位置浓度较低。对于全封闭型出口, CO₂平均浓度最高。在RSET时间内CO₂浓度在各出口类型下均满足人员逃生要求, 主要有两个方面原因: 一是因为防火分区面积较大; 二是CO₂扩散时间为各工况下RSET时间, 扩散时间较短。

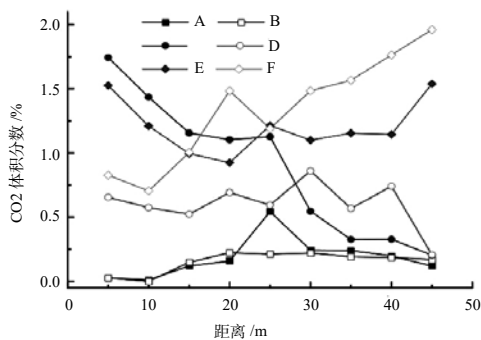


图4 走廊温度衰减曲线

3.3 温度场

图5给出了不同工况下在RSET时间走廊温度分布云图。温度云图中黑线为 $T=60^{\circ}\text{C}$ 温度阈值线, 由此可以判

断走廊温度分布对人员疏散的危险性。

当火源位于中间时, 由图5(a)和(e)可知, 着火房间两侧温度分布沿走廊均匀对称, 越靠近着火房间温度越高。主要由于这两种工况出口类型对称, 烟气向两端对称蔓延, 因此热量也对称分布。当出口类型不对称时, 热量会在走廊一端聚集, 就会出现温度一端高一端低的情况, 如图5(c)所示。

当火源位于侧端时, 由图5(b)、(d)和(f)可知, 全封闭型走廊温度最高, 主要由于烟气无法对外扩散, 导致热量在走廊聚集, 温度上升。 60°C 温度阈值线在双向型走廊高度最高, 主要由于其热量通过两端出口向其他分区扩散, 降低了该分区走廊温度。

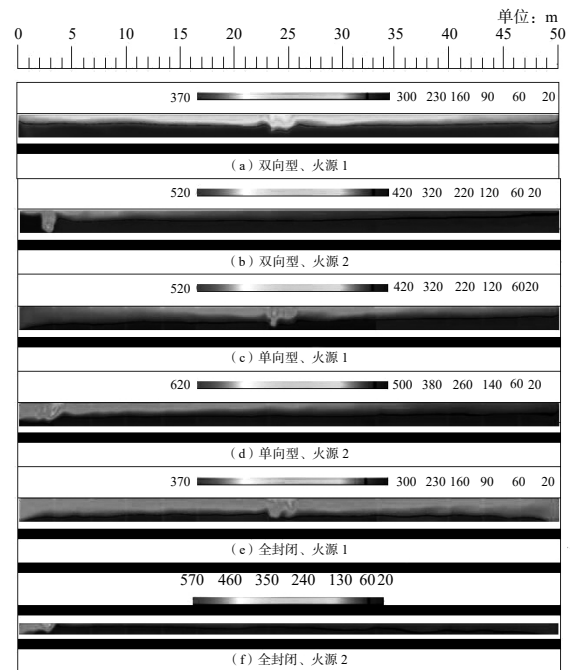


图5 RSET时间走廊温度分布云图

图6给出了温度在RSET时间沿走廊的衰减曲线。由图可知, 对于E、F两种工况, 走廊各处温度均不能满足人员安全疏散要求, 对于C工况, 仅在着火房间左侧的温度不能满足要求。对于双向型出口, 沿走廊人眼特征高度处温度最低, 对于单向型出口, 温度沿走廊呈衰减趋势, 但在着火房间处走廊温度较高。当火源位于中间时, 烟气

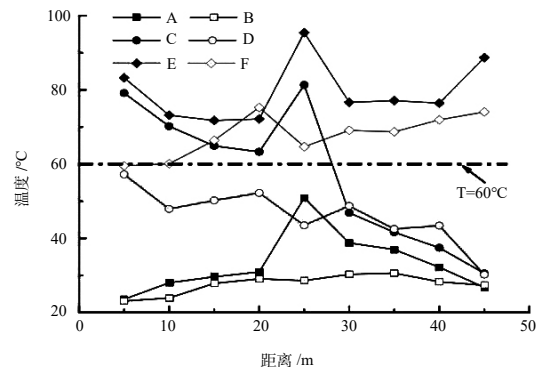


图6 走廊温度衰减曲线

温度在走廊中部有极值；当火源位于侧端时，对于 B 和 F 工况，温度沿走廊总体呈上升趋势，对于 D 工况，温度沿走廊分布呈下降趋势，靠近火源位置温度最高。

3.4 危险性分析

表 3 给出了不同各工况下出口烟气特征参数值。由表可知，对于 A、B、C 和 D 四种工况，靠近出口处烟气特征参数在 RSET 时间内均小于人员逃生阈值，而对于 E 和 F 两种工况，除 CO₂ 浓度低于阈值，温度和能见度不能满足人员安全逃生要求，因此，全封闭型分区火灾危险性最高。

表 3 不同开口情况 ASET 参数值

工况	ASET/s	温度 /℃	能见度 /m	CO ₂ 体积分 数 /%	是否满足人 员逃生要求
A	220	26.8	29.8	0.12	是
B	220	27.3	22.9	0.17	是
C	255	30.6	19.3	0.20	是
D	255	30.2	19.0	0.21	是
E	255	88.7	2.7	1.54	否
F	255	74.1	2.1	1.96	否

4 结论

利用 FDS 对防护工程不同防火分区出口类型火灾危险性进行数值模拟研究，同时考虑不同着火位置对烟气扩散影响，分析了在 RSET 时间内走廊烟气特征参数分布并讨论其危险性，得到结论如下：

（1）对双向型出口，烟气沿走廊分布呈明显热分层现象，烟气层高度较高，走廊能见度高；对于单向型出口，当火源位于中间时，在着火房间左侧走廊能见度超过安全阈值，有危险性；对于全封闭型分区，走廊烟气层高度最低，能见度不满足人员逃生要求，危险性高。

（2）当火源位于中间时，对于对称型出口，着火房间两侧温度分布沿走廊均匀对称，越靠近着火房间温度越高。当出口类型不对称时，热量会在走廊一端聚集，会出现温度一端高一端低的情况。C 工况下，在着火房间左侧走廊温度超过安全阈值。全封闭型走廊温度最高，超过人员安全疏散温度阈值，不能满足人员逃生要求。

（3）在 RSET 时间内，由于防火分区面积大、烟气扩散时间较短，CO₂ 浓度在各出口类型下均满足人员安全逃生要求。

（4）对比分析在 RSET 时间内不同出口类型烟气特征参数，全封闭型分区火灾危险性最高，应采取有效的防排烟措施。

参考文献

[1] Hu L H, Zhou J W, Huo R, et al. Confinement of fire-induced smoke and carbon monoxide transportation by air curtain in channels[J]. Journal of Hazardous Materials, 2008, 156(1-3):327-334.

[2] 程思远. 街谷风场对高层建筑火灾发展及烟气扩散的影响研究 [D]. 南京工业大学, 2015.

[3] 刘悦耕, 朱忠吉, 陈志龙. 防护工程建筑学 [M]. 军事科学出版社, 1993.

[4] 茅靳丰, 邢哲理, 黄玉良, 等. 防护工程密闭空间火灾热分配试验研究 [J]. 中国安全科学学报, 2014, 24(5):44-50.

[5] 邢哲理, 茅靳丰, 周进, 等. 防护工程火灾烟气扩散流量模型试验 [J]. 消防科学与技术, 2016(2):190-192.

[6] 陈骥, 邹树梁, 唐德文, 等. 基于灰色关联度的集对分析方法在高层建筑火灾危险性评价中的应用 [J]. 中国安全生产科学技术, 2015(5):136-141.

[7] 郝鑫鹏. 地铁站台火灾烟气流动与机械排烟模式 [D]. 西安建筑科技大学, 2012.

[8] 邓权龙. 矿井巷道火灾烟流数值模拟及安全区域划分 [D]. 江西理工大学, 2015.

[9] 郭媛媛. 隧道火灾烟气流动规律研究及数值模拟分析 [D]. 安徽理工大学, 2011.

[10] 许彬, 张永明, 方俊, 等. 正庚烷热释放速率测量与研究 [J]. 消防科学与技术, 2006, 25(3):304-307.

[11] 公安部上海消防研究所, 上海市消防局. 建筑防排烟技术规程: DGJ 08-88-2006 J10035-2006[S]. 上海: 上海市新闻出版局, 2006: 12-15

[12] 靖成银, 何嘉鹏, 周汝, 等. 高层建筑走廊机械排烟量与排烟口数量的数值模拟与分析 [J]. 南京工业大学学报 (自科版), 2010, 32(1):75-80.

[13] 杨立中. 建筑内人员运动规律与疏散动力学 [M]. 北京: 科学出版社, 2012.

[14] Shields T J, Boyce K E. A study of evacuation from large retail stores[J]. Fire Safety Journal, 2000, 35(1):25-49.

[15] Chen T, Song W, Fan W C, et al. Pedestrian evacuation flow from hallway to stairs[C]// Proceedings of the CB-CT-BUH International Conference on Tall Buildings, Malaysia, 2003,5:8-10.

[16] 周榕, 李树声, 顾阳. FDS 软件在大空间火灾风险评估中的应用 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2009, 30(5):508-512.

[17] 徐志胜, 姜学鹏. 防排烟工程 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.

浅谈地下车库通风排烟技术及其合用效果

刘方舟

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 随着科技的发展和人们生活水平的提高, 汽车的使用比例也逐步增加。车库作为车辆的停靠储存场所, 也在随着可用土地面积的减少, 从最开始的广场停车, 发展到一楼停车库, 再到现在普遍存在的地下车库。由于位于地下, 其密闭性大大提高, 较差的空气流动性, 加上车辆本身就是一个危险源, 使得地下车库的通风排烟问题受到越来越多的关注。

[关键词] 地下通风; 地下排烟; 排风、排烟合用系统

A Brief Discussion on Ventilation and Smoke Extraction Technology and its Effects in Underground Garage

Liu Fang-zhou

(Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China)

[Abstract] With the development of science and technology and the improvement of people's living standard, the proportion of automobile use gradually increased. Garage, as a storage place, changes from square parking to first floor garage parking, and finally locate in the underground nowadays because of fewer available land area. Due to the location underground, its leakproofness is greatly increased. Besides this, poor air flow, and the vehicle itself as a hazard, makes the problem of ventilation and exhaust smoke of underground garage attract more and more attention.

[Keywords] Underground ventilation; underground smoke extraction; air ventilation and smoke extraction combined system

1 地下车库排风

通风系统包括进风口、排风口、送风管道、风机、降温及采暖、过滤器、控制系统以及其他附属设备在内的一整套装置。通风是借助换气稀释或通风排除等手段, 控制空气污染物的传播与危害, 实现室内外空气环境质量保障的一种建筑环境控制技术。

1.1 通风系统的分类

按通风动力分类: 自然通风、机械通风。

按照通风服务范围: 全面通风、局部通风。

按气流方向分类: 送(进)、排风(烟)。

按通风目的分类: 换气通风、热风供暖、排毒与除尘、事故通风、防护式通风、建筑防排烟等。

按动力所处的位置分类: 动力集中式和动力分布式。

1.2 地下通风的难点

与地上的民用和工业建筑相比, 地下车库的密闭性更高, 只有车库的进出口可以与外界环境进行空气的流通, 这会导致空气的流动性较差。除此之外, 地下车库内的汽车在流动甚至停靠时, 都会排出一定的有害气体, 如 NO, CO 以及含铅颗粒等。这些污染物都很难自行扩散, 而且由于车库空间内没有绿色植物可以自身起到吸收废气的作用, 所以经过长期的积累, 这些有害气体的浓度达到一定程度时, 就会作用于进出车库的人体, 从而影响人的健康。因此, 在车库内设置顺畅的通风系统是必不可少的。

通风系统的设置可以在一定程度上加快地下空间内的空气流动, 从而稀释有害气体。但值得注意的是, 如果地下空间内的通风系统设置不合理, 会造成地下车库内废气的聚集, 反而会影响车库内人和车库管理者的身体健康以及车辆的正常使用, 甚至还会造成有害物质爆炸。

2 地下车库排烟

按建筑规定要求在建筑中必须设置的所有排烟设施组

成的系统叫排烟系统。在电厂, 排烟系统是由引风机、烟道、闸门和烟囱等组成。其任务是排出炉膛燃料燃烧后所产生的烟气。

对于地下车库而言, 其一旦发生火灾, 就会具备液体火灾和固体火灾的双重特点。根据地下停车库火灾危险性评价^[1], 地下停车库的主要危险源为汽车存放单元中存放的汽车, 控制间的控制柜及线路, 弱点机房线路和风机房的电器线路, 其中停放在库内的汽车是最主要的危险源^[2]。

地下车库具有相对封闭、出入口少、自然通风不足、泄压面积小的建筑特点, 一旦发生火灾, 烟气和热量都很难散发出去, 导致升温较快。同时烟气浓度变大、能见度降低, 会给人员疏散和灭火救援带来一定的困难。除此之外车辆中的燃料和合成装修材料会形成大量的火灾荷载, 在强辐射热的作用下油箱容易爆炸, 极易引起附近车辆的燃烧, 进一步扩大燃烧范围^[2]。同时, 车库内车辆不容易撤离, 易造成大量财产损失。附建式地下车库与地上建筑相连通, 大火和烟气通过竖向通道向上部空间传播, 对地上建筑和人员的安全造成极大的威胁。除此之外, 《高层民用建筑设计防火规范》^[3]中规定, 地下室每个防火分区建筑面积不大于 500m²。当设有自动灭火系统时, 其防火分区的最大允许建筑面积可增加一倍。每个防烟分区的建筑面积不宜超过 500m², 且防烟分区不应跨越防火分区。由此可见, 地下空间对于防火排烟的要求是很高的。

很多高层建筑、地下工程、交通隧道、公共娱乐场所火灾事故造成人员重大伤亡的惨重教训, 使人们清楚地认识到设计安装好防排烟系统和确保系统的性能长期良好的重要性和必要性。火灾事实告诉我们防排烟系统在火灾发生时能有效地控制烟气的蔓延; 且排烟迅速及时, 对救人、救灾工作起着关键的作用。它关系到救灾救人成功与否的重要消防设施, 必须要设计安装好, 维护保养好, 保证使用期内长期的性能良好状态。

作者简介: 刘方舟(1993—), 男, 山东烟台, 在读硕士研究生。
Email:1013765945@qq.com

3 地下车库通风排烟现状

地下汽车库排烟系统对灭火、控火及安全疏散的影响存在一定的争议。排烟量较小,不能满足人员安全疏散条件,当排烟量增大到一定值时,火灾释热速率快速升高对灭火不利。张晓鸽^[4]认为隔烟卷帘和水喷淋系统能够产生良好的消防效果,机械排烟系统反而会在一定程度上加剧火灾的发展。而张培红^[5]认为机械排烟对通道处的温度、烟气的控制效果明显,有利于安全疏散,但是地下车库火灾规范对排烟设计笼统,6次/h的排烟效果不佳,30次/h的排烟效果好但对灭火不利;程远平认为若要在一定时间内保持安全逃生和救灾的有利条件,实际所需的排烟量和换气次数与车库面积、层高、火灾负荷条件有关。

4 地下车库通风排烟现状

地下车库排风、排烟系统有两种设置方法。第一种为通风系统与排烟系统分开设置。这种设置方法由于占用地下车库空间多管路复杂,一次性投资高而逐渐被淘汰。第二种为合用系统,即排风与排烟共用一套风管系统。在系统中设置排风、排烟风机和排风(烟)风口(阀)以及消防自控系统。平时可作日常排风用,火灾时由消防控制室控制可进行消防排烟^[6]。

5 地下车库通风排烟现状

5.1 排风排烟风道合用,排风排烟风口合用

优点:排风均匀,排烟点到位,便于及时排烟;

缺点:排风排烟转换完全由风口来完成,全部风口为电控风口,控制复杂,可靠性差,造价高。

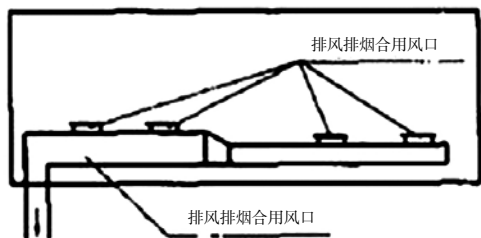


图1 排风、排烟风道合用及排风、排烟风口合用示意图

5.2 排风排烟风道合用,单独设置排风排烟风口

优点:系统控制比较简单;

缺点:一般为节省造价,减少电动排风口,造成排风不均,形成通风死角。

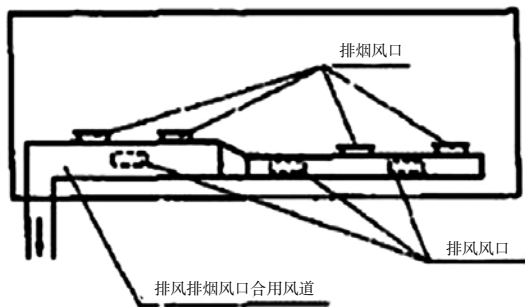


图2 排风、排烟风道合用及单独设置排风、排烟风口示意图

5.3 排风排烟风道干管合用,支管功能分开

优点:电控风口数量少,可靠性高;

缺点:设置双重风管,造价高,占用空间较多。

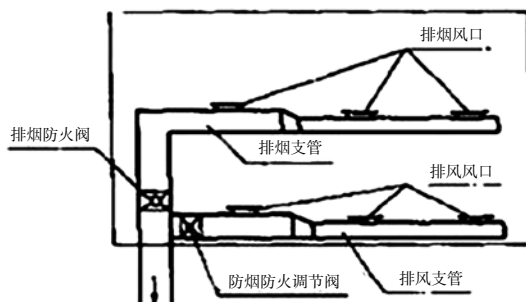


图3 排风、排烟风管干管合用及支管功能分开示意图

5.4 排风排烟风道干管合用,支管功能共用

优点:风口全部为百叶,只在支管上装电控阀,造价低,控制少,可靠性高;

缺点:风管截面必须同时满足排风(风速不超过10m/s)和排烟(风速不超过20m/s)的要求。

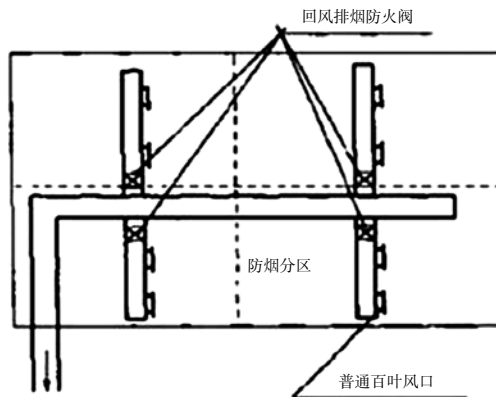


图4 排风、排烟风道干管合用及支管功能共用示意图

6 结语

地下车库作为地下的密闭空间,对于通风排烟技术的要求很高,同时由于汽车自身运行停靠时会产生一定量的有害气体,如不及时排出,会造成严重的后果。采用排风与排烟共用一套风管系统的方法,可以减小占用空间,降低投资,平时可作日常排风用,火灾时由消防控制室控制可进行消防排烟,使得地下车库的通风排烟可以更加顺畅的进行。

参考文献

- [1] 贾春芬,姚会兰.地下停车场火灾风险性的评价研究[J].火灾科学,2006,15(1):6-10.
- [2] 潘翀.地下车库通风及排烟系统防火对策技术分析[J].山西建筑,2015,(07):121-122.
- [3] GB 50045-2005.高层民用建筑设计防火规范[S].2005.
- [4] 张晓鸽,郭印诚.地下车库火灾过程及消防措施的研究[J].工程热物理学报,2006,(S2):171-174.
- [5] 张培红,宫宇奇.变风量排烟系统对地下汽车库火灾疏散安全性的影响[J].沈阳建筑大学学报(自然科学版),2011,(03):547-551.
- [6] 黄章星.地下车库排风排烟合用系统的设置及风机的选择[J].暖通空调,1998,(01):57-59.

浅谈高层建筑通风空调中的防火排烟设计

韩京彤, 李德英

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 高层建筑由于高度的制约, 以及内部结构的复杂性, 其对于通风排烟的需求非常高。按照我国以及国外多层建筑火灾故障总结数据证实, 发生火灾中死亡人数有百分之九十是因为窒息导致的, 所以在多层居住建筑物的排烟设计中, 必须做好防火排烟设计, 在建筑物出现火灾后可以立即向外扩散烟雾。因此, 设计完善的防火排烟系统是非常重要的。

[关键词] 关键词: 防火排烟; 通风空调; 高层建筑

Design of Fire and Smoke Exhaust in Ventilation and Air conditioning of High-rise Building

Han Jing-tong, Li De-ying

(Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China)

[Abstract] Because of the height restriction and the complexity of the internal structure, the demand for ventilation and smoke exhaust is very high. According to Chinese and foreign multi-storey building fire fault summary data confirmed that the death toll of fire in ninety percent because of asphyxia, so in the design of the smoke multistory residential buildings, must do the fire smoke design, can smoke in the building appears immediately spread out after fire. Therefore, it is very important to design a fire control and smoke extraction system.

[Keywords] Fire and smoke evacuation; ventilation and air conditioning; high-rise buildings

0 引言

随着科技的发展和人们生活水平的提高, 空调设备在百姓生活中所占的比例越来越高。除此之外, 其在工业生产中的应用也逐渐普遍起来。与此同时, 建筑业的发展也带来了更多更新的高层建筑, 这些高层建筑的综合性也逐渐增强。由于内部结构比低层建筑复杂, 其对于通风换热的要求也相对较高, 一旦通风不畅, 便有可能引起火灾, 同时复杂的通风设备也会成为蔓延传播烟火的重要渠道, 许多火灾由此而酿成巨祸。如何在火灾发生时减少人员伤亡和财物损失, 甚至从源头消除火灾发生的隐患, 是防火排烟设计中的一个重要课题。

1 防火排烟的主要方式

根据 GB 50045-1995《高层民用建筑设计防火规范》的要求, 对于新建、扩建和改建的高层民用建筑及其相连的附属建筑, 都需要配备有完善的防火、防烟、排烟系统。在纵向联动控制系统中, 消防控制中心要设置防火排烟控制装置, 由该装置集中控制全楼的防火门、防火阀、防火卷帘、排烟机、正压送风机及其通风、空调设施。

建筑物发生火灾时, 人员撤离所需要的时间大致与建筑物高度和空间大小成正比, 也就是说, 高层建筑的人员撤离时间往往要长于中层和低层建筑。除此之外, 在楼梯间和楼内远离着火区的其他地方形成难以忍受的烟雾状况所需时间则较短。

对于高层建筑, 想在短时间内撤出全部人员是极为困难的。住户必须有一个安全地带暂时停留在建筑物内。如果需要让住户暂时留在高层建筑内, 那么这些安全区域内的烟浓度必须始终能维持在人员可以忍受的水平内。这些特定的安全区域包括防烟前室、疏散楼梯间、避难层等。

控制烟雾浓度有“防烟”和“排烟”两种方式。“防烟”是防止烟的进入, 是被动的; 相反, “排烟”是积极改变烟的流向, 使之排出户外, 是主动的, 两者互为补充^[1]。

实际工程中为了达到防火排烟的目的, 可采用的排烟方式一般有如下四种:

- (1) 自然排烟;
- (2) 机械排烟;
- (3) 利用通风空调系统进行防排烟;
- (4) 机械加压。

2 自然排烟

自然排烟是在自然力作用下, 使室内外空气对流进行排烟。自然力包括火灾时可燃物燃烧产生的热量使室内空气温度升高, 由于室内外空气密度的不同, 产生的热压、室外空气流动产生的风压、随着作用于建筑物位置不同而变化, 在建筑物的迎风面产生的正压, 背风面产生的负压。自然排烟是在节约投资基础上满足防排烟要求的最常用排烟方式。

3 机械排烟

机械排烟是使用排烟风机进行强制排烟, 以确保疏散时间和疏散通道安全的排烟方式。常用于没有自然开窗, 且长度超过 20 米的内走道或者地下室。在顶棚设排烟口, 发生火灾时风机启动从排烟口抽烟。利用这种方式进行排烟在设计和使用上应划分防烟分区, 穿越防火分区的排烟管道应在穿越处设置排烟防火阀。同时当设置机械补风系统时, 其补风量不宜小于排烟量的 50%。

4 利用通风空调系统进行防排烟

当今社会经济的不断发展使得人们生活水平得到了有效提高, 空调也开始普及应用于千家万户, 大多数高层民用建筑均配置了通风及空气调节设备^[2]。这些设备不仅有可能引起火灾, 还可能传播火情。通风空调管路盘曲错杂, 并且与各楼层、各房间直接相连, 一旦发生火灾, 就会成

作者简介: 韩京彤 (1994—), 女, 河北秦皇岛, 硕士在读。

Email: 857142399@qq.com

为传播火灾的最好载体,很多重大火灾都是由此酿成的巨祸。

空调系统一般不应兼作火灾时的排烟系统,如必须兼用时应设有安全可靠的自动切换阀门及电动密闭门^[3]。但是利用原有的通风空调管路可以节约投资,在保证安全的前提下,可以考虑用此种方法进行防排烟。

5 机械加压送风系统

机械加压送风防烟系统的作用,是为了在建筑物发生火灾时提供不受烟气干扰的疏散路线和避难场所。因此,加压部位在关闭着门时,必须与着火楼层保持一定的压力差,该部位空气压力值为相对正压。同时在打开加压部位的门时,在门洞断面处能有足够大的气流速度,能够有效地阻止烟气的入侵,保证人员安全疏散与避难。

《防火设计规范》规定,下列部位应设置独立的机械加压送风的防烟设施:

(1) 不具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯间

前室或合用前室;

(2) 采用自然排烟措施的防烟楼梯间,其不具备自然排烟条件的前室;

(3) 封闭避难层(间)。

6 结语

目前可以采用的防火排烟的方式已经比较丰富,但是高层建筑的防火排烟设计依然存在一些不足,仍应该引起我们足够的重视。需要对其加强分析和处理,并且与实际工程实践进行有机的结合和应用,努力将设计效果最大化。

参考文献

- [1] 何涛. 建筑防排烟设计系统若干常见问题的分析研究[D]. 重庆大学, 2005.
- [2] 黄守飞. 层民用建筑通风空调系统中的防火排烟措施[J]. 山西建筑, 2014, (14): 154-155.
- [3] 王延尚, 王贝先. 高层建筑防火排烟设计的探讨[J]. 科技创新与应用, 2014, (16): 219.

高层建筑防火中通风与送风选择的重要性

郭文洁¹, 李耀国¹, 于冀芳¹, 秦 帅², 邓英林¹

(1. 河北省特种设备监督检验研究院, 石家庄市 050000; 2. 河北省产品质量监督检验研究院, 石家庄市 050000)

[摘 要] 近年来, 随着现代化社会发展水平的不断提高以及现代化大都市高楼大厦的蓬勃发展, 我国在楼宇建设上的格局也样式繁多。这样, 也对高层建筑的安全防火提出了更高地要求。本文对自然通风与机械加压送风在高层建筑防火中合理选择的重要性做出了详细地展开及论述。

[关键词] 自然通风; 机械加压送风; 高层建筑防火; 合理选择

The Importance of Ventilation and Air Supply Selection in High-rise Building Fire Protection

Guo Wen-jie¹, Li Yao-guo¹, Yu Ji-fang¹, Qin Shuai², Deng Ying-lin¹

(1. Hebei Special Equipment Supervision and Inspection Institute, Shijiazhuang 050000; 2. Hebei Research Institute for Product Quality Supervision and Inspection, Shijiazhuang 050000)

[Abstract] In recent years, with the continuous improvement of modern social development level and the vigorous development of high-rise buildings in modern metropolis, the pattern of building construction in our country is also various. In this way, high-rise building fire safety requirements are higher. In this paper, the importance of reasonable selection of natural ventilation and mechanical pressurization ventilation in high-rise building fire prevention is discussed in detail.

[Keywords] natural ventilation; mechanical pressurization ventilation; high-rise building fire prevention; reasonable choice

0 引言

当建筑内发生火灾时, 火灾初期呈现的是浓浓的烟气, 继而才是火灾。所产生烟气的危害十分严重, 同时, 如果能在火灾初期把烟气在第一时间排除, 那么, 就有可能把火灾消灭在萌芽状态, 避免火灾的发生。烟气排除的最有效办法是在建筑内设置防排烟系统。其作用是将火灾产生的烟气及时排除, 防止和延缓烟气扩散, 保证疏散通道不受烟气侵害, 确保建筑物内人员顺利疏散安全避难。同时, 将火灾现场产生的烟气及时排掉, 以减少屋内热量的聚集, 以减弱火势的蔓延, 延长了扑火救人的宝贵时间, 为扑灭火灾和解救人员创造有利条件。防排烟的措施分为通风和排烟两类。通风分为自然通风和机械加压送风系统; 排烟分为自然排烟和机械排烟系统。通风的目的是为了有效快速地排烟, 所以, 通风是有效排烟的前提。建筑内通风一般分为自然通风和机械加压送风系统。下面, 针对建筑内自然通风与机械加压送风在高层建筑防火中的重要作用进行探讨。

1 自然通风

1.1 自然通风定义

自然通风是以热压和风压作用的、不消耗机械动力的、经济的通风方式。

1.2 自然风的形成

1.2.1 室内外空气存在温度差或者窗户开口之间存在高度差, 则会产生热压作用下的自然通风。

1.2.2 当室外气流遇到建筑物时会产生绕流流动, 在气流的冲击下, 将在建筑迎风面形成正压区, 在建筑屋顶上部和建筑背风面形成负压区, 这种建筑物表面所形成的

空气静压变化即为风压。

1.2.3 当建筑物受到热压、风压同时作用时, 外围护结构上的各窗孔就会产生因内外压差引起的自然通风。由于室外风的风向和风速经常变化, 所以会导致风压是随自然风的风向变化的, 这也是自然风的一个不可忽视的缺点。

1.3 可采取自然通风方式的建筑

1.3.1 对于受风压作用较小的建筑, 可以利用建筑本身的采光通风, 基本起到防止烟气进一步进入安全区域的作用时, 可采用自然通风方式的防烟系统(如对于建筑高度小于等于 50m 的公共建筑、工业建筑和建筑高度小于等于 100m 的住宅建筑, 其防烟楼梯的楼梯间、独立前室、合用前室及消防电梯前室)。

1.3.2 当采用敞开的凹廊、阳台作为防烟楼梯间的前室、合用前室及消防电梯前室可采用自然通风方式的防烟系统。

1.3.3 当防烟楼梯间的前室、合用前室及消防电梯前室具有两个不同朝向的可开启外窗, 可以认为前室或合用前室自然通风, 能及时排出前室的防火门开启时从建筑内漏入前室或合用前室的烟气, 并且可以阻止烟气进入防烟楼梯间。

1.3.4 当加压送风口设置在独立前室、合用前室及消防电梯前室顶部或正对前室入口的墙面时, 楼梯间可采用自然通风系统。

1.4 自然通风方式的设置

1.4.1 封闭楼梯间和防烟楼梯间的楼梯间, 当在最高部位设置面积大于等于 1m² 的可开启的外窗或开口时, 可采用自然通风。

1.4.2 当建筑物高度大于 10m 时,在楼梯间的外墙上每 5 层内设置总面积不小于 2m^2 的可开启外窗后开口,而且每隔 2~3 层布置一次时,可采用自然通风。

1.4.3 防烟楼梯间前室、消防电梯前室可开启外窗或开口的有效面积大于等于 2m^2 ,合用前室大于等于 3m^2 时,可采用自然通风。

1.4.4 当避难层(间)设置有不同朝向的可开启外窗,其有效面积大于等于该避难层(间)地面面积的 1%,而且每个朝向的面积大于等于 2m^2 时,可采用自然通风。否则,应采用机械加压送风系统。

1.4.5 设置在高处的可开启外窗要设置距地面高度为 1.30m~1.50m 的开启装置,可开启窗要方便开启。

1.4.6 可开启外窗或开口的有效面积要符合相关要求。

2 机械加压送风系统^[1]

在以往建筑火灾的教训中,不难看出,发生火灾时,由于建筑疏散口的不合理,或是通风系统设置的不合理,而导致在火灾中造成不必要的人员伤亡的事故屡见不鲜。可见,在不具备自然通风条件时,机械加压送风系统是确保火灾中建筑疏散楼梯间及前室(合用前室)安全的主要措施。下面,就建筑中加压送风系统的设置及注意事项加以讨论:

2.1 机械加压送风系统的组成

机械加压送风系统主要组成有:送风口、送风管道、送风机、吸风口。

2.2 机械加压送风系统的工作原理

2.2.1 机械加压送风是通过送风机所产生的气体流动和压力差来控制烟气流动的。即在建筑内发生火灾时,对着火区以外的有关区域进行送风加压,使其保持一定正压,以防止烟气侵入的防烟方式。

2.2.2 根据建筑的特点,从发生火灾时,为了保证人员疏散过程中,疏散通道不受烟气侵害,保证人员在最短的时间有效撤离,在建筑内各个安全区域形成的最佳压力顺序为:防烟楼梯间压力>前室压力>走道压力>房间压力。同时,还要保证各部分之间压力差不能过大或过小。过大会造成开门困难,影响疏散。过小,造成烟气排出速度过缓,会造成烟气集聚,局部温度集聚升高,造成二次火灾。

2.3 机械加压送风系统的选择^[2]

2.3.1 建筑高度小于等于 50m 的公共建筑、工业建筑,建筑高度小于等于 100m 的住宅建筑,当前室与合用前室采用机械加压送风系统,且其加压送风口设置在前室的顶部或正对前室入口的墙面上时,楼梯间常采用自然通风方式。

当前室加压送风口未设置在前室的顶部或正对前室入口的墙面上时,防烟楼梯间应采用机械加压送风方式的防烟系统。

2.3.2 建筑高度大于 50m 的公共建筑、工业建筑,建筑高度大于 100m 的住宅建筑,其防烟楼梯间、消防电梯前室要采用机械加压送风的防烟设施。

2.3.3 当防烟楼梯间采用机械加压送风方式的防烟系统时,楼梯间应设置机械加压送风设施。

2.3.4 带裙房的高层建筑的防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室或合用前室,当裙房高度以上部分利用可开启外窗进行自然通风、裙房等高范围内不具备自然通风条件时,该高层建筑不具备自然通风条件的前室、消防电梯前室或合用前室应设置机械加压送风系统,其送风口也应设置在前室的顶部或正对前室入口的墙面上。

2.3.5 当地下室、半地下室楼梯间与地上部分楼梯间均需设置机械加压送风系统时,最好分别独立设置。地下部分为车库或设备房时,可与地上部分的楼梯间共用机械加压送风系统,地上、地下的送风量分别计算,两者之和为共用加压系统的送风量。同时注意:为满足地上、地下送风量的要求,且不造成超压,在设计时必须要在送风系统中设置余压阀或其他相应的有效措施。

2.3.6 当地上部分楼梯间利用可开启外窗进行自然通风而地下部分不能采用自然通风的防烟楼梯间时,那么,地下部分应该采用机械加压送风系统。

2.3.7 建筑高度大于 100m 的高层建筑,应设计竖向分段送风系统,而且每段高度不超过 100m。

2.3.8 建筑高度小于 50m 的建筑,如果楼梯间设置加压送风井(或管)有困难时,楼梯间可采用直灌式加压送风系统,并应符合下列规定:建筑高度大于 32m 的高层建筑,应采用楼梯间多点部位送风的方式,送风口间距最好大于建筑高度的 1/2;直灌式加压送风系统的送风量按照送风量的计算值再增加 20% 取值;加压送风口的选择也要根据实际可操作性和送风效果,在不影响人员疏散的部位设置。

2.3.9 人防工程的位置特殊,不具备自然通风条件,必须通过机械加压送风才能保证安全。通常在防烟楼梯间及其前室或合用前室;避难走道的前室都应设置机械加压送风系统。

2.3.10 建筑高度大于 32m 的高层汽车库、室内地面与室外出入口地坪的高差大于 10m 的地下汽车库,应该采用防烟楼梯间。

总之,火灾是不可避免的。如何把火灾的发生概率降到最低,在火灾发生时,最大限度地减少不必要的财产损失和人员伤亡,是大家最关心的焦点问题。也是设计人员在严格设计规范的基础上,选择合理的送风排烟方式,以人为本,安全第一的设计宗旨。因此,结合建筑所处的环境条件以及建筑本身的建筑特点,按照相关的规范要求,合理地选择通风方式,对减少火灾事故及人员伤亡非常重要。

参考文献

[1] 公安部消防局 陈伟明 杨建民.《消防安全技术实务》2016.2:307-317.

[2] 中华人民共和国住房和城乡建设部 GB 50016-2014 建筑设计防火规范[S].北京:中国计划出版社,2015.

隧道用大尺度排风口火灾烟阻塞效应分析

郭红会, 徐琳, 祝远法, 刘靖晗

(山东建筑大学热能工程学院, 济南 250101)

[摘要] 大尺度排风口广泛应用于防排烟系统设计中, 其风口下方烟层特征不同于常规建筑风口, 烟阻塞效应值得深入研究。本文搭建 1/20 缩尺模型实验台, 实测风口下方烟气温度分布和临界排烟量, 整理得到适用于工程应用的无量纲准则关联式。

[关键词] 大尺度排风口; 烟阻塞效应; 临界排烟量

Analysis on the Plug-holing Phenomenon of Large Vent in Tunnel

Guo Hong-hui, Xu Lin, Zhu Yuan-fa, Liu Jing-han

(Department of Thermal Engineering, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China)

[Abstract] Large vent is widely used in the design of smoke control system. Because the characteristic of the smoke layer below the outlet is different from the conventional building outlet, it is worthy to have an in-depth study on plug-holing phenomenon. In this paper, the 1/20 reduced scale model test bench is set up to measure the temperature distribution of the smoke layer below the outlet and critical smoke extraction rate, and to obtain the dimensionless experimental correlation applied to the engineering.

[Keywords] large vent; plug-holing phenomenon; critical smoke extraction rate

0 引言

近年来, 集中排烟系统广泛应用于隧道通风设计中, 过大的风口排烟量常会卷吸大量的冷空气, 造成排烟效率下降。相关研究成果考虑不同风口形状, 模拟稳定均匀的烟层厚度、温度, 实测临界排烟量、空气卷吸比等参数^[1-5]。而隧道内烟气扩散规律决定风口下方烟层特性与前诉情况有较大差别, 研究成果的适用性值得讨论。本文以隧道用大尺度排风口为研究对象实测分析其烟阻塞相应。

1 实验系统设计

以某隧道为例, 根据 Fr 相似搭建 1/20 缩尺模型试验台实验装置见图 1, 实验参数见表 1。

表 1 原型隧道相关参数

隧道断面 宽×高(m)	排风口 长×宽(m)	火源直径 (m)	送风速度 (m/s)	火灾强度 (MW)	排烟量 (m³/s)
7.5×5.92	2×2	0.6	0.33~0.83	3.1~9.75	10~200

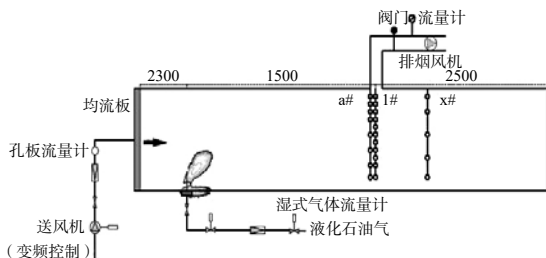


图 1 隧道模型实验装置

选择液化石油气为燃料, 通过阀门调节配以湿式气体流量计控制燃气流量, 模拟不同火灾强度。送风机排风机变频控制, 并配以孔板流量计模拟不同纵风速度, 排烟量的变化。隧道中心断面风口下方设有 3 组热电偶串, 实测

烟气温度, 其中, 1# 板位于排风口中心下方, a# 位于排风口边缘下方, x# 位于风口下游 27.5cm 处。为减小对气流的干扰采用 2mm 镍铬镍硅绕丝横向固定。实验考虑 6 种燃气量的变化, 6 种送风量的变化和若干种排风量的变化。

2 实验结果分析

为了便于实验结果分析, 所得实验测量数据根据 Fr 相似, 整理成原型实验数据相似比尺见表 2。

表 2 相似比尺

长度比尺	速度比尺	热量比尺	流量比尺	温度比尺
1/20	0.22	0.00056	0.00056	1

2.1 排烟量的影响

以火灾强度 5.04MW, 送风速度 0.33m/s 为例, 测量得到风口下方三组温度分布见图 2。(其中 H 是距底板高度, G 是排烟量, T 是温度)

当送风量较小时, 风口下方有明显的温度分层, 随着排烟量的增加, 温度梯度减小, 如图 2(c) 圈中所示, 当反向延长各排风量下其温度分布曲线, 使其温度等于下方冷空气温度时, 我们发现随着排烟量的增大, 烟气层逐渐抬升, 烟气层厚度逐渐减小, 其变化情况如图 2(d) 所示。当排烟量达到 78.3m³/s 时, 1# 板各点烟气温度等于下部冷空气温度, 表明烟层已被击穿出现烟阻塞现象; a# 板上部烟气温度大于冷空气温度, 表明此处热烟气层没被击穿; 由 x# 板上温度可以看出此时的热烟气在 3.5m 以上。我们称此时的排烟量为临界排烟量 G_c 。

2.2 临界排烟量

通过以上方法我们可以得到不同工况下的临界排烟量, 见图 3。

送风速度不变的情况下, 燃气量增大, 火灾强度增大, 风口下方烟气层变厚, 随之, 风口对应临界排烟量有增大趋势。此外, 燃气量不变时, 即火灾强度不变, 随着送风速度增大火源下风向烟气层加速下沉, 风口下方烟气层变厚, 临界排烟量随之增大。

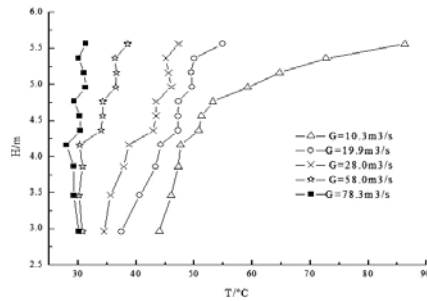
2.3 实验数据回归

引入无量纲准则关联式, 进一步整理实验数据。

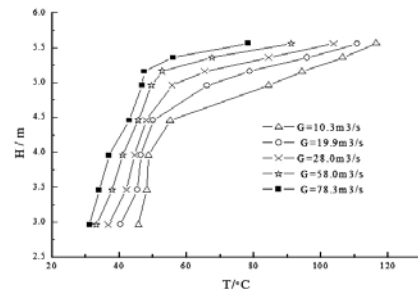
基金项目: 国家自然科学基金资助项目资助 (No.51108254)。

作者简介: 郭红会 (1993—), 女, 山东枣庄, 在读硕士研究生。

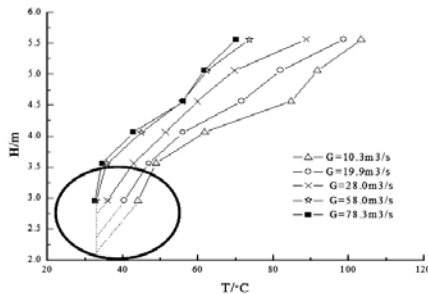
Email: 15275139224@163.com



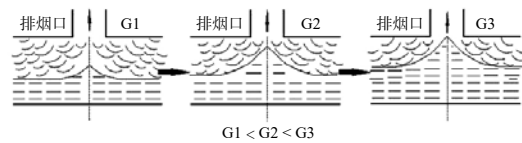
(a) 1# 板温度分布随排风量变化



(b) a# 板温度分布随排风量变化



(c) x# 板温度分布随排风量变化



(d) 烟气层随排风量变化

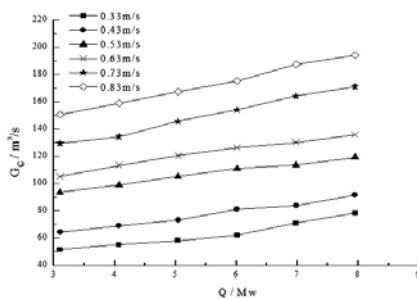


图3 临界排烟量

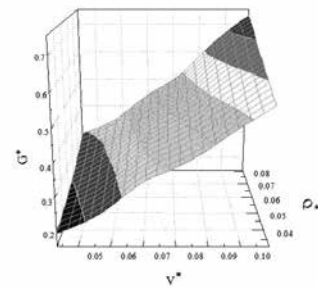


图4 V*, Q* 和 G* 的关系

$$Q^* = \frac{Q}{\rho_0 C_p T_0 \sqrt{gH^5}} \quad (1)$$

$$V^* = \frac{v}{\sqrt{gH}} \quad (2)$$

$$G_c^* = \frac{G_c}{\sqrt{gH^5}} \quad (3)$$

其中, Q 为火灾热释放速率 (kW); ρ_0 为环境空气密度 (kg/m^3); T_0 为环境空气温度 (K); H 为隧道高度 (m); v 为纵向风速 (m/s); G_c 为临界排烟量 (m^3/s)。

通过对数据的处理与分析, 我们回归出 V^* , Q^* 和 G_c^* 的关系式:

$$G_c^* = -0.199 + 6.422V^* + 2.486Q^*$$

其中, $R_2 = 0.987$, $V^* \in [0.4, 0.11]$, $Q^* \in [0.03, 0.09]$, 并拟合出三维关系图见图4:

3 结论

以集中排烟隧道用大尺度排风口为研究对象, 搭建 1/20 缩尺模型试验台, 实测风口烟阻塞效应, 结果如下:

(1) 火灾强度, 送风速度一定时, 随着排烟量的增大,

风口下方烟气沿高度方向温度梯度呈现减小趋势, 冷空气烟气层界面不断被提升, 排烟效率下降。

(2) 随火灾强度, 送风速度增大, 风口临界排烟量呈增大趋势。

(3) 引入无量纲准则, 回归整理得到适用于工程应用无量纲准则关联式。

参考文献

- [1] 蒋亚强, 霍然, 胡隆华等. 长通道内机械排烟速率对烟气层吸穿影响的数值模拟研究 [J]. 中国科技大学学报, 2009(4):424-428.
- [2] 刘洪义, 倪天晓, 张新. 集中排烟公路隧道排烟阀下方烟气层吸穿现象研究 [J]. 铁道科学与工程学报, 2012(3):77-82.
- [3] 徐琳. 长大公路隧道火灾热烟气控制理论分析与实验研究 [D]. 上海: 同济大学, 2007.
- [4] Spratt D, Heselden A J. Efficient Extraction of Smoke from a thin layer under a ceiling [J]. Fire Research Note, 974.
- [5] Nii D, Nitta K, Harada K, et al. Air Entrainment into Mechanical Smoke Vent on Ceiling [J]. Fire Safety Science, 2003(7):729-740.

基于 FDS 的双层隧道机械排烟量的研究

吴洋洋^{1,2}, 付海明^{1,2}

(1. 东华大学环境科学与工程学院, 上海 201620; 2. 国家环境保护纺织污染防治工程技术中心, 上海 201620)

[摘要] 双层隧道防排烟设计中排烟量设计是一个关键性问题。根据双层隧道实际情况, 利用 FDS 火灾模拟软件对 20MW 火灾规模下的不同的排烟量工况进行三维数值模拟, 对不同排烟量下隧道沿火源中心纵向距地面 2m 高处温度、能见度、CO 浓度分布规律进行了详细分析与比较。同时针对理论计算排烟量以及烟气蔓延长度控制在两个排烟口之间的最小排烟量分别进行分析讨论, 并以人员疏散对温度、能见度、CO 浓度的要求为评价指标, 综合考虑安全性和经济性, 得到最小排烟量为 50m³/s。研究结果表明: 采用较大排烟量缩短烟气扩散范围不超过两个排烟口之间的控制方案并不是最优的。

[关键词] FDS; 最佳排烟量; 三维数值模拟

The Research on Double Tunnel Mechanical Exhaust Smoke Volume by the FDS Numerical Simulation

Wu Yang-yang^{1,2}, Fu Hai-ming^{1,2}

(1. School of Environmental Science and Engineering, Shanghai 201620, China; 2. State Environmental Protection Engineering Center for Pollution Treatment and Control in Textile Industry, Donghua University, Shanghai 201620, China)

[Abstract] The design of smoke emission in the design of double tunnel exhaust smoke volume is a key problem. According to the actual situation of double tunnel, the FDS fire simulation software is used to simulate the different exhaust smoke volume conditions under 20MW fire scale. The tunnel is 2m high above the ground along the fire center temperature, Visibility and CO concentration distribution were analyzed and compared in detail. At the same time, the smoke length is controlled by the minimum amount of exhaust smoke volume between the two exhaust ports is analyzed and discussed, and the requirements of temperature, visibility and CO concentration are taken as the evaluation indexes. Comprehensive consideration of security and economy, the minimum exhaust smoke volume is 50m³/s. The results show that the control scheme between the two exhaust ports is not optimal by using the larger exhaust smoke volume.

[Keywords] optimal exhaust smoke volume; three-dimensional numerical simulation

0 引言

近年来随着隧道设计理论和施工技术的不断提高^[1], 出现了一些长距离、大直径双层隧道。随着人们安全意识的提高, 隧道防灾显得尤为重要。有关研究对隧道火灾特点进行了详细的分析^[2], 在隧道通风以及烟气控制等方面做了大量的研究^[3-5]。与此同时对火灾事故中有毒气体的传播和发展进行了研究^[6,7]。在工程中也采取了大量的、行之有效的规避风险的措施^[8]。防排烟设计已经成为其中不可缺少的一部分。在防排烟设计中排烟量设计成为一个关键性问题。目前隧道排烟量计算可根据《建筑防排烟技术规程》^[9], 隧道火灾产烟量的理论计算值可采用轴对称型烟羽流来计算。亦可根据《公路隧道通风设计细则》^[10]中的表格进行查找。但是不同规范给出的排烟量大小并不相同, 在工程中容易出现排烟量过大或过小的问题, 针对此问题本文基于 FDS 火灾模拟软件对不同规范给出的排烟量大小进行三维数值模拟, 得到最佳排烟量, 为工程设计提供一定的指导。

1 排烟量理论计算

根据《建筑防排烟技术规程》^[9], 隧道火灾产烟量的理论计算值可采用轴对称型烟羽流^[11]来计算。

$$M_p = \begin{cases} 0.032 Q_c^{3/5} z, & z \leq z_l \\ 0.071 Q_c^{1/3} z^{5/3} + 0.0018 Q_c, & z > z_l \end{cases} \quad (1)$$

式中: M_p 为羽流质量流率 (kg/s); Q_c 为火源的对流热释放速率 (kW); z 为燃料面到烟气层底部的高度 (m); z_l 为火焰限制高度 (m); Q 为火源功率 (kW)。

烟气的平均温度 T 可根据热力学第一定律得出

$$T = T_0 + \frac{Q_c}{M_p C_p} \quad (2)$$

式中: T 为烟气的平均温度 (K); C_p 为空气的比定压热容 (kJ/(kg·K)); T_0 为环境的绝对温度 (K)。

产烟量计算公式为

$$V_p = \frac{M_p T}{\rho_0 C_p} \quad (3)$$

式中: V 为产烟量 (m³/s); ρ_0 为环境温度下空气密度, 一般取 $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ 。根据公式 (1) ~ (3) 可得火源功率和产烟量的关系如图 1 所示。

在 20MW 火灾条件下, 由图 (1) 可得产烟量为 68m³/s, 模拟中取排烟量为 70m³/s。

根据《公路隧道通风设计细则》JTG/TD 70/2-02-2014^[10] 第 10.2.3 条的叙述, 当火灾热释放率为 20MW 时, 烟雾生成率可取 50~60m³/s。

2 排烟量模拟分析

2.1 FDS 软件介绍

FDS 火灾仿真软件是美国国家标准研究所 (NIST) 建筑与火灾研究实验室 (BFRl) 开发的产品。FDS 模型是以大涡模拟 (LES)

为基础的三维计算流体动力学 (CFD) 软件, 可以仿真火灾湍流流动过程。该软件采用数值方法求解受火灾浮

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (41371445; 51178094)。

作者简介: 吴洋洋 (1992—), 男, 河南周口, 硕士研究生。

Email: cyrh_wu@163.com

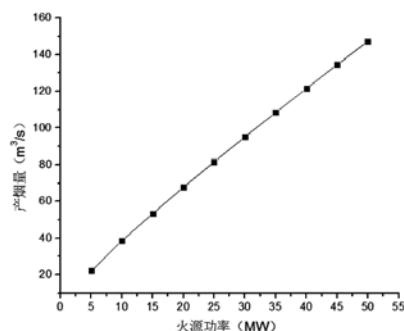


图1 火源功率和产烟量的关系

力驱动的低马赫数流动的 Navie — Stokes 方程, 重点计算火灾中的烟气和热传递过程。FDS 的原理是火灾的场仿真计算, 场模拟主要是求解火灾过程中状态参数的空间及其随时间变化的模拟方式。场是指状态参数如温度、各组分的浓度等的空间分布。场模拟理论是自然界普遍成立的动量守恒、质量守恒、能量守恒以及化学反应的定律等。

FDS 计算求解的基本控制方程主要包括以下几个^[12]:

质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho u = 0 \quad (4)$$

组分守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot \rho Y_i u = \nabla \cdot (\rho D_i \nabla Y_i) + W_i \quad (5)$$

动量守恒方程

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u + \nabla p - \rho g = f + \nabla \cdot \tau \quad (6)$$

能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot \rho h u = \frac{Dp}{Dt} + q + \nabla \cdot K \nabla T + \nabla \cdot \sum_i \rho h_i D_i \nabla Y_i - \nabla \cdot q_r \quad (7)$$

气体状态方程

$$P_0(t) = \nu TR + \sum_i \frac{Y_i}{M_i} \quad (8)$$

在式 4~8 中, ρ 是流场的密度; u 是流场速度; p 是流场压力; h 是流场的总焓; T 是流场温度; Y_i 是流场中组分 i 的质量浓度; D_i 是组分 i 的扩散系数; W_i 是组分 i 的化学反应速度; M_i 是组分 i 的摩尔分子量; τ 是粘性力张量; R

是气体常数; q_r 是热辐射通量; q 是流体燃烧释放的热量。

2.2 模型的建立及计算

2.2.1 隧道模型尺寸

为了使本研究更具有实际意义, 本文以某一实际工程为背景进行模拟研究。该隧道全长 5.2km, 隧道盾构外径 15.2m。本文按实际比例 1:1 建立隧道模型。由于本文主要研究发生火灾时, 同时打开 3 个排烟口区间的烟气温度、CO 浓度、能见度等重要参数的变化情况。故本次模拟长度取 150m。隧道分上下两层, 上层最大净高 6.1m, 下层最大净高 4.25m。隧道模型左侧为逃生通道, 右侧为排烟道, 排烟口大小为 2000×900mm, 每隔 60m 布置一个, 发生火灾时同时开启火源附近的 3 个排烟口。火源位于隧道模型中心段, 距隧道纵向中心线 2.4m 处的应急车道内。隧道模型截面示意图如图 2 所示。

2.2.2 网格设定

在进行 FDS 模拟时首先要选取合适的网格大小, 网格密度将直接影响模拟的准确性。经 NEST 实验验证, 当网格尺寸 d 取 $0.1D^*$

时模拟结果与实验结果非常吻合^[13]。 D^* 为火灾特征直径, 通常表示为:

$$D^* = \left(\frac{Q}{\rho_0 c_p T_0 g} \right)^{2/5} \quad (9)$$

式中: D^* 为火源特征直径 (m); Q 为热释放速率 (kW); T_0 为环境温度, K, 取 $T_0=293K$; ρ_0 为空气密度 (kg/m^3), 取 $\rho_0=1.2 kg/m^3$; c_p 为空气定压热容, 一般为 $1.02 kJ/(kg \cdot K)$; g 为重力加速度, 取 $g=9.81 m/s^2$ 。

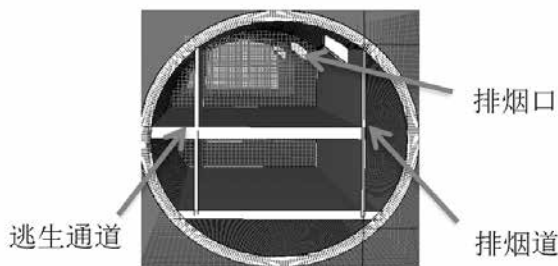
在本文的研究问题中, 火源热释放速率取值 20MW, 由 (9) 式计算可得 D^* 约为 3.2m, 即 0.32m 为最佳网格尺寸。因此在本文的研究问题中网格尺寸取 0.32m。

2.2.3 火源参数

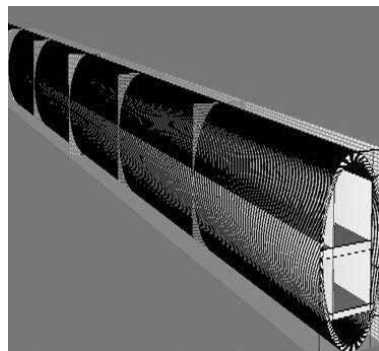
因为《公路隧道通风照明设计规范》中规定隧道火灾通风应针对中型火灾, 因此在本文的研究中火灾热释放率取 20MW。

2.2.4 工况确定

通过上文相关计算以及规范确定, 确定不同模拟工况的排烟量为 50、60、70 m^3/s , 为防止排烟量不足增加一组工况排烟量为 80 m^3/s 。并为得到烟气蔓延长度控制在两个排烟口之间的最小排烟量, 依次对 160、210、280、350、420、490 m^3/s 的排烟量进行模拟, 因此, 本文将对这十种工况进行模拟。



(a) 隧道模型横断面图



(b) 隧道模型立体图

图2 隧道模型示意图

2.3 模拟结果与分析

在隧道中发生火灾时,烟气是威胁人员安全的主要因素,当烟气层中某些参数增大到一定值时,便会人员对人员构成危害,在本文中隧道内火灾危险的临界条件取行车道最小清晰高度2m,最小清晰高度处能见度大于等于10m,温度小于等于60℃,CO浓度小于等于0.25%^[14]。

2.3.1 隧道温度模拟结果与分析

图3给出了不同排烟量下隧道沿火源中心纵向距地面2m高处温度分布规律。

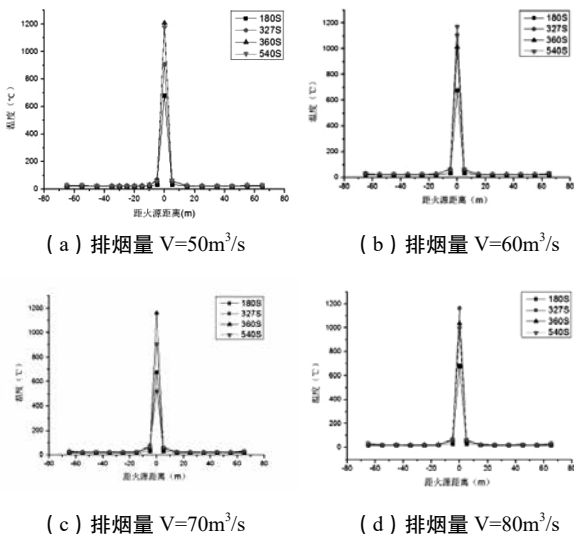


图3 不同排烟量下2m高处温度分布情况

通过图3我们能够发现不同排烟量下隧道沿火源中心纵向距地面2m高处温度分布规律大致相同,都是以火源为中心,沿隧道纵向对称分布。隧道沿火源中心纵向距地面2m高处最高温度在1100~1200℃之间,高温区以及温度变化最明显的区域集中在在火源中心附近,沿纵向两侧距火源距离超过10m时,温度迅速下降,并逐渐接近于环境温度。

在50~80m³/s排烟量下,由图3我们发现,隧道沿火源中心纵向距地面2m高处温度均得到了有效的控制,满足人员疏散对温度的要求。我们对纵向距火源65m(即距离火源中心最近排烟口附近)距地面2m高度处不同排烟量下温度随时间的变化规律进行分析。变化规律曲线如图4所示。

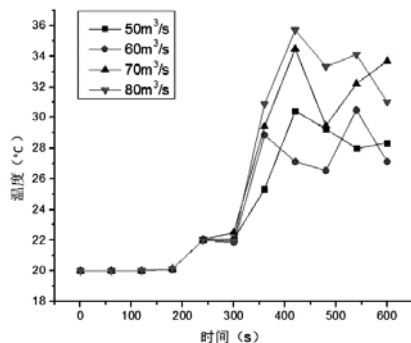


图4 不同排烟量对2m高处温度的影响

我们不难发现,随着排烟量的增加温度反而增高。50m³/s排烟量下与其他排烟量相比,温度总体偏低。造成这种现象的原因是由于排烟设备在180s开启,排烟设备开启后,随着排烟量的增加,烟气到达排烟口进入烟道的速度增加,随着时间的变化大量烟气回流通过排烟口排至烟道。排烟量越大,回流越多,烟气会有短暂堆积,造成排烟口附近距地面2m高处的温度变化。从以上角度来看,采用50m³/s的排烟量能满足人员疏散对温度的要求。

2.3.2 隧道能见度模拟结果与分析

图5给出了不同排烟量下隧道沿火源中心纵向距地面2m高处能见度分布规律。

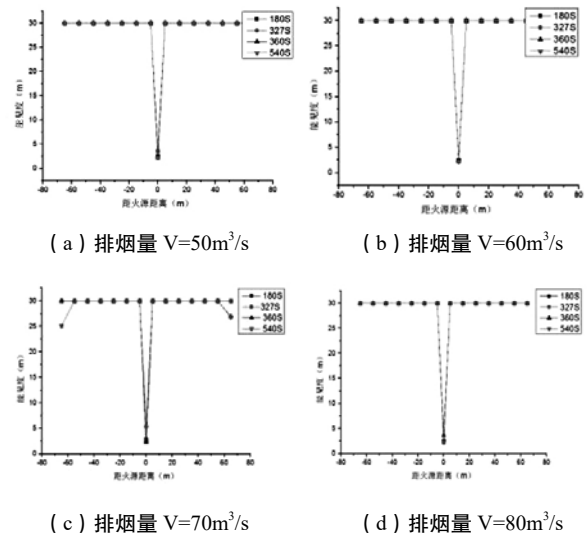


图5 不同排烟量下2m高处能见度分布情况

通过图5我们能够发现不同排烟量下隧道沿火源中心纵向距地面2m高处能见度分布规律大致相同,都是以火源为中心,沿隧道纵向对称分布。在不同排烟量下,能见度均在火源附近0~10m的范围内能见度小于10m,沿纵向两侧距火源距离超过10m时,能见度大于迅速升高,均大于10m。结果表明在50~80m³/s排烟量下,烟气得到了明显的控制,烟气的分层效果较好,满足人员疏散对能见度的要求。

在50~80m³/s排烟量下,我们对纵向距火源65m(即距离火源中心最近排烟口附近)距地面2m高度处不同排烟量下能见度随时间的变化规律进行分析。变化规律曲线如图6所示。

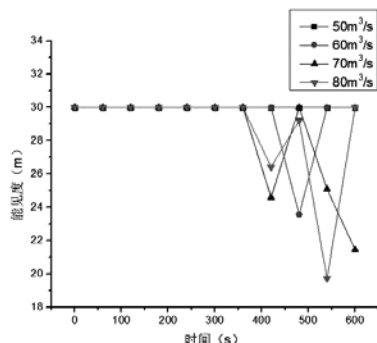


图6 不同排烟量对2m高处能见度的影响

我们不难发现,随着排烟量的增加能见度反而降低。排烟量在 $80\text{m}^3/\text{s}$ 时,能见度下降到 20m 以下。而排烟量在 $50\text{m}^3/\text{s}$ 时,能见度始终维持在 30m 左右。造成这种现象的原因是由于排烟设备在 180s 开启,排烟设备开启后,随着排烟量的增加,烟气到达排烟口进入烟道的速度增加,随着时间的变化大量烟气回流通过排烟口排至烟道。排烟量越大,回流越多,烟气会有短暂堆积,造成排烟口附近距地面 2m 高处的能见度变化。由于排烟量在 $50\sim 80\text{m}^3/\text{s}$,均能满足人员疏散对能见度的要求下,综合考虑安全性和经济性,在本文研究的问题下,推荐使用更小排烟量 $50\text{m}^3/\text{s}$ 。

2.3.3 隧道 CO 浓度模拟结果与分析

图 7 给出了不同排烟量下隧道沿火源中心纵向距地面 2m 高处 CO 浓度分布规律。

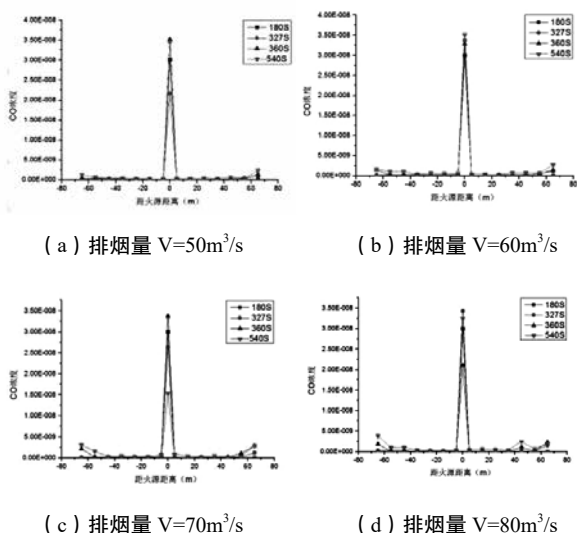


图 7 不同排烟量下 2m 高处 CO 浓度分布情况

通过图 7 我们能够发现不同排烟量下隧道沿火源中心纵向距地面 2m 高处 CO 浓度分布规律大致相同,都是以火源为中心,沿隧道纵向对称分布。隧道沿火源中心纵向距地面 2m 高处 CO 浓度分布,CO 浓度变化最明显的区域集中在在火源中心附近,沿纵向两侧距火源距离超过 10m 时,CO 浓度迅速下降,并逐渐接近 0。结果表明在 $50\sim 80\text{m}^3/\text{s}$ 排烟量下,烟气得到了明显的控制,CO 浓度控制在安全的范围内,满足人员疏散对能见度的要求。

在 $50\sim 80\text{m}^3/\text{s}$ 排烟量下,我们对纵向距火源 65m (即距离火源中心最近排烟口附近)距地面 2m 高度处不同排烟量下 CO 浓度随时间的变化规律进行分析。变化规律曲线如图 8 所示。我们不难发现,随着排烟量的增加 CO 浓度反而增高。 $50\text{m}^3/\text{s}$ 排烟量下与其他排烟量相比,CO 浓度总体偏低。但总的来说 CO 浓度变化不明显且均能满足人员疏散对 CO 浓度的要求。

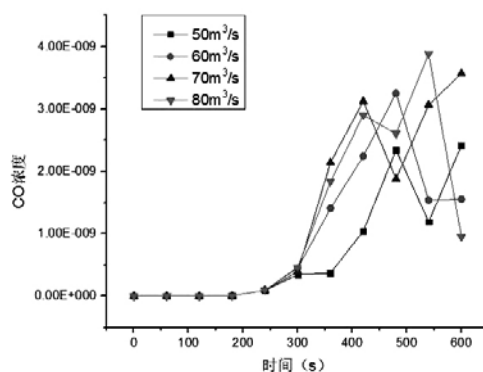


图 8 不同排烟量对 2m 高处 CO 浓度的影响

2.3.4 烟气蔓延结果分析

当烟气在 $50\sim 80\text{m}^3/\text{s}$ 时烟气均得到了良好的控制,均能满足人员疏散对温度、能见度、CO 浓度的要求。但是在这几种工况下烟气蔓延距离均没有控制在两个排烟口之间 (120m 范围内)。因此本文针对这种情况,依次对 160 、 210 、 280 、 350 、 420 、 $490\text{m}^3/\text{s}$ 的排烟量进行模拟,最后得出当排烟量为 $490\text{m}^3/\text{s}$ 时,烟气被控制在两个排烟口之间。此时排烟量的大小相当于理论计算最大值的 7 倍。当排烟量为 $490\text{m}^3/\text{s}$ 时,烟气蔓延情况如图 9 所示。

2.3.5 基于大排烟量下的隧道温度、能见度、CO 浓度模拟结果与分析

上文根据排烟量理论计算值进行模拟分析,得到应使用排烟量为 $50\text{m}^3/\text{s}$,下面本文将用其与 $160\sim 490\text{m}^3/\text{s}$ 的排烟量工况进行比较分析,力求得到一个较为准确的排烟量数值。图 10~15 给出了不同排烟量下隧道沿火源中心纵向距地面 2m 高处温度、能见度、CO 浓度分布规律以及纵向距火源 65m (即距离火源中心最近排烟口附近)距地面 2m 高度处不同排烟量下温度、能见度、CO 浓度随时间的变化规律。

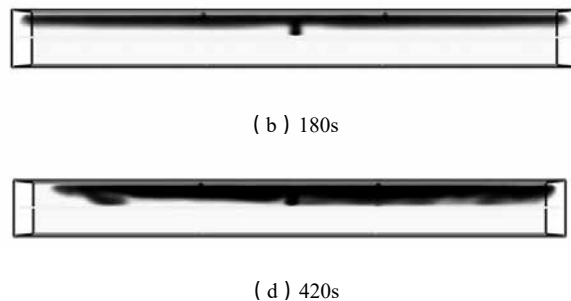
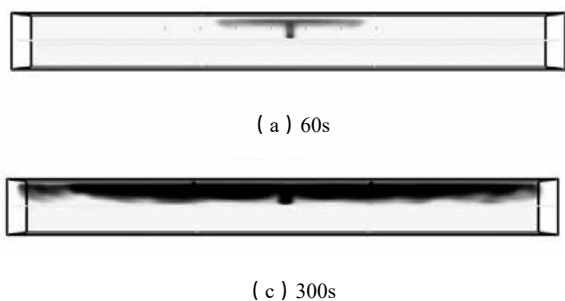


图 9 不同时刻烟气蔓延云图

由于随着排烟量的增加,烟气到达排烟口进入烟道的速度增加,随着时间的变化大量烟气回流通过排烟口排至烟道。排烟量过大会导致烟气回流迅速,烟气层厚度增加从而导致2m高度处的温度、CO浓度增加能见度降低,当排烟量继续增大,烟气被迅速排出,导致温度、CO浓度降低能见度增高。因此由图10、11能够看出随着排烟量的增加温度先增加后减少。在排烟量为50、420、490 m^3/s 时,2m高度处的温度较低,并逐渐接近环境温度。

由图12、13能够看出当排烟量为50和490 m^3/s 且沿纵向两侧距火源距离超过10m时烟气能见度均维持在30m。当排烟量在160~420 m^3/s 之间时,能见度在10~30m之间波动。在火源附近能见度低于10m。

由图14能够看出在排烟量为50、490 m^3/s 时,2m高度处的CO浓度较低,并逐渐接近于0。当排烟量在50~490 m^3/s 之间时,CO浓度增加并在一定范围内波动。通过

图15我们能够发现不同排烟量下隧道沿火源中心纵向距地面2m高处CO浓度分布随着排烟量的增加逐渐增加。

由图10、12、14可以看出设计时采用较大的排烟量,由于烟气回流,会导致一些区域的温度增加、能见度降低、CO浓度的升高。当排烟量为50 m^3/s 已能满足人员疏散要求,但若要将烟气被控制在两个排烟口之间则需要排烟量为490 m^3/s 。

3 结论

本文以单洞双层隧道为研究对象,利用FDS火灾模拟软件对20MW火灾规模下对四种不同的排烟量工况进行三维数值模拟,得出以下结论:

(1)在50~80 m^3/s 排烟量下,隧道沿火源中心纵向距地面2m高处的温度、能见度、CO浓度分布规律基本相同,都是以火源为中心,沿火源中心纵向对称分布。温度、能见度、CO浓度均在两侧距火源中心10m的范围内

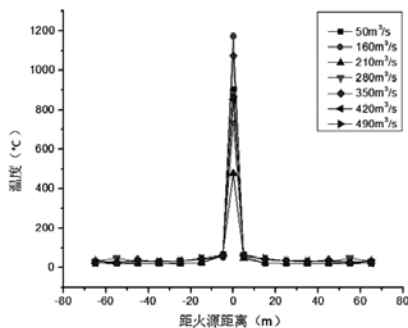


图10 不同排烟量下2m高处温度分布情况

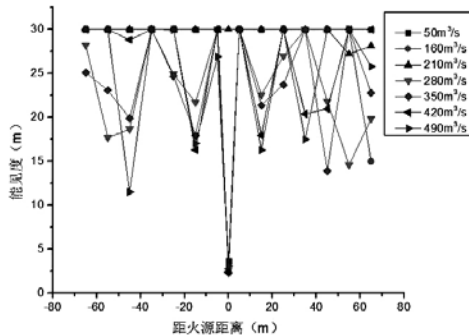


图12 不同排烟量下2m高处能见度分布情况

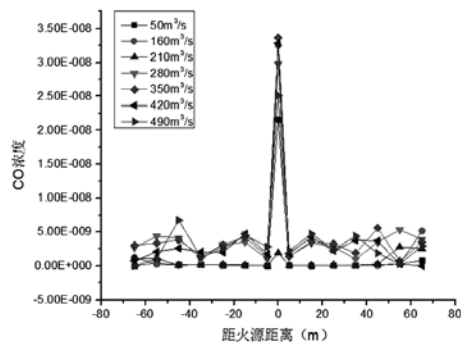


图14 不同排烟量下2m高处CO浓度分布情况

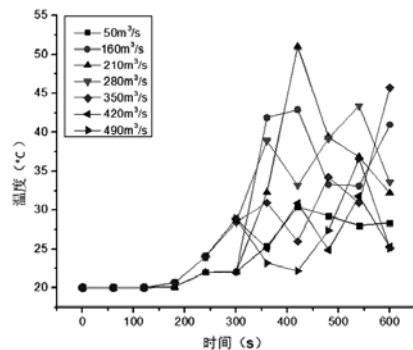


图11 不同排烟量对2m高处温度的影响

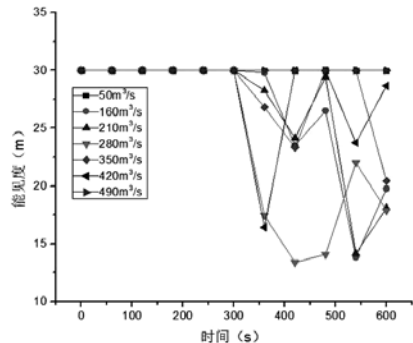


图13 不同排烟量对2m高处能见度影响

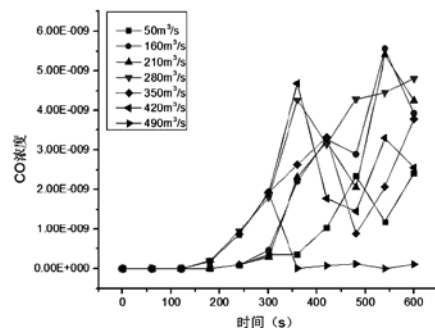


图15 不同排烟量对2m高处CO浓度影响

剧烈变化,大于10m变化规律趋于稳定。

(2) 在50~80m³/s排烟量下,烟气均得到了良好的控制,均能满足人员疏散对温度、能见度、CO浓度的要求。我们对纵向距火源65m(即距离火源中心最近排烟口附近)距地面2m高度处不同排烟量下能见度随时间的变化规律进行分析,得到随着排烟量增加温度、CO浓度增加,能见度降低。在均能满足人员疏散对温度、能见度、CO浓度的要求下,综合考虑安全性和经济性,在本文研究的问题下,得出最小排烟量为50m³/s。

(3) 排烟量为490m³/s时,烟气被控制在两个排烟口之间。此时排烟量的大小相当于理论计算最大值的7倍。较大的排烟量,由于烟气回流,会导致一些区域的温度增加、能见度降低、CO浓度的升高。通过分析比较得出:采用较大排烟量缩短烟气扩散范围不超过两个排烟口之间控制方案并不是最优的。

参考文献

- [1] 夏永旭. 现代公路隧道发展概述 [J]. 交通建设与管理, 2006, 12): 66-8.
- [2] L NNERMARK B, ANDERS, PHD. On the Characteristics of Fires in Tunnels [J]. Geoscience, 2005, 19(3): 409-15.
- [3] CARDER D. Ventilation during road tunnel emergencies [J]. Published Project Report Ppr, 2006,
- [4] OKA Y, ATKINSON G T. Control of smoke flow in tunnel fires [J]. Fire Safety Journal, 1995, 25(4): 305-22.
- [5] YAO X L, ZHANG Z G. Study on Fire Smoke Movement of Urban Traffic Link Tunnel [J]. Applied Mechanics & Materials, 2014, 580-583(1037-41.
- [6] CABOV K, BERNAS M, WALD F. Numerical modelling of fire and smoke development in railway tunnel; proceedings of the Engineering Mechanics, F, 2016 [C].
- [7] SOJOUDI A, AFSHIN H, FARHANIEH B. An analysis of carbone monoxide distribution in large tunnel fires [J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2014, 28(5): 1917-25.
- [8] CHEONG M K. Assessment of Vehicle Fire Development in Road Tunnels for Smoke Control Ventilation Design [J]. Hazards, 2009,
- [9] <上海市建筑防排烟技术规程 (附条文说明)DGJ08-88-2006.pdf> [J].
- [10] 单位招商局重庆交通科研设计院有限公司. 公路隧道通风设计细则 [M]. 人民交通出版社股份有限公司, 2014.
- [11] HESKESTAD G. Engineering relations for fire plumes ☆ [J]. Fire Safety Journal, 1984, 7(1): 25-32.
- [12] WANG B. Comparative Research on FLUENT and FDS's Numerical Simulation of Smoke Spread in Subway Platform Fire [J]. Procedia Engineering, 2011, 26(1065-75.
- [13] LIN C J, CHUAH Y K. A study on long tunnel smoke extraction strategies by numerical simulation [J]. Tunnelling & Underground Space Technology Incorporating Trenchless Technology Research, 2008, 23(5): 522-30.
- [14] 王晓波. 长大隧道火灾安全疏散研究 [J]. 地下空间与工程学报, 2016, 12(5): 1364-70.

纵向通风系统射流风机的布置对排烟效果的影响

李云飞, 李炎锋

(北京工业大学, 北京 100020)

[摘要] 采用场模型—网络模型结合的多尺度耦合方法对地下单行车道火灾时烟气流动情况开展研究, 对比分析了隧道内开启不同数量风机时的烟气扩散情况以及排烟效果。研究表明, 开启3组风机的工况, 出现烟气回流, 会影响模型中场网边界耦合的计算, 从而无法模拟出稳定的烟气逆流状态, 开启4组风机的工况下能消除烟气逆流, 模拟结果良好, 但是火源下游烟气难以保持稳定分层。研究结果对于单向隧道射流风机布置以及运行策略提供参考。在此处输入摘要。摘要必须反映全文中心内容, 内容应包括目的、过程及方法、结论。要求论述简明、逻辑性强、尽量用短句。采用第三人称的写法, 并请用过去时态叙述作者工作, 用现在时态叙述作者结论。

[关键词] FDS模拟; 隧道火灾; 多尺度耦合分析法; 排烟效果; 临界风速

Influence of Arrangement of Jet fans on Smoke Exhaust Effect in Longitudinal Ventilation System

Li Yun-fei, Li Yan-feng

(1.Beijing University of Technology, Beijing 100020)

[Abstract] Based on the multi-scale coupling method combined with field model and network model, the fire smoke flow in the underground unidirectional tunnels was studied. The smoke diffusion and emission were analyzed. Results show that when open three groups of fans, the back-layering of smoke, will affect the calculation of the model, which can not simulate a stable back-layering of smoke; when open four groups of fans, it can prevent back-layering of smoke, thus the simulation results are good, however, the turbulence in the fire downstream is strong, which makes it difficult to maintain a stable smoke stratification. The results of the study provide a reference for the configuration and operation of jet fans in the underground unidirectional tunnels.

[Keywords] FDS simulation; tunnel fire; multi-scale coupling analysis method; smoke exhausting; the critical ventilation velocity

0 引言

由于隧道受限的几何形状, 隧道发生火灾时的危险性很大。当隧道发生火灾时, 最危险的因素不是火焰和高温, 而是有毒的烟气。由于隧道壁的限制, 这些大量烟雾可能沿着隧道的天花板迅速蔓延, 并且降低能见度。他们是人员疏散的最大障碍, 可以通过窒息造成死亡。

Oka 和 Atkinson 进行了一系列小规模实验来检验临界速度和放热速率之间的关系^[1-3], 考虑到火源的不同几何形状。Wu 和 Bakar 在五个模型隧道中进行了另一系列小规模实验测试, 以研究隧道几何对临界速度的影响, 其中模型隧道等高不等宽^[4-5]。在 Oka 和 Atkinson^[2]的研究之后, 阿特金森和吴对临界速度进行了实验研究, 以显示隧道斜率如何改变^[6-8], 并建议以下关系考虑斜坡隧道的斜率水平隧道临界速度。

对前人做过研究的综述显示, 虽然已经对临界通风速度进行了一些调查, 但是在前者的研究中, 隧道模型始终以单尺度方式建立, 事实上, 这种方法对于提高计算精度并不会对带来多大的帮助, 但需要花费更多的时间来计算。根据这个事实, 需要开发基于理论分析的可靠的工程工具, 这样不仅可以提高精度, 而且可以节省数值模拟的时间。

基于对地下单向隧道烟雾流量的研究, 采用多尺度耦合方法, 通过运用火灾动力学模拟软件(FDS)模拟排烟

效果。研究了排烟效果和隧道烟雾扩散情况, 以确定射流风机分布的合理方式。

1 FDS 计算模型和火灾场景

FDS 软件是由美国国家标准与技术协会(NIST)开发的一款火灾动力学模拟软件, 被广泛应用于模拟火灾发生时烟气蔓延、传播等状况, 主要的模拟方法有直接模拟和大涡模拟, 其用数值方法求解 Navier-Stokes(N-S)方程, 尤其适用于火灾下低马赫数由热力驱动流动。求解过程包含5个基本方程: 连续方程、状态方程、能量守恒方程、动量守恒方程和气体组分方程。FDS模型的预测结果与试验数据相当吻合, 说明了FDS模拟能够真实地反映隧道内发生火灾时烟气蔓延特性。

1.1 隧道模型

模型是一条1.2km长的地下道路, 与文献[3]所用的模型相同。模型的结构代表了一条典型的单车道公路隧道。隧道高6.5m, 标准马蹄形断面, 断面积53m², 水力直径7.3m。在临近隧道入口和出口的地方分两组分别布置了5对射流风机。单台射流风机的体积流量为8.9m³/s, 出口速度为34m/s。稳态火源设置在隧道中部, 热释放速率(Heat Release Rate, HRR)为30MW。

用FDS6建立了多尺度耦合模拟模型, 如图1所示。为了能够观察到烟气逆流的距离, 根据多次模拟经验, 将1200m隧道按400m上游1D模型—400m含火源3D区域—400m下游1D模型进行模拟区域拆分。分别在距3D区域入口和出口10m处设置流量测点, 用于测量隧道中风量的变化。

作者简介: 李云飞(1994—), 男, 辽宁省兴, 在读硕士研究生, 硕士学位。
Email: 1445435220@qq.com



图1 多尺度耦合模拟模型

1.2 网格划分

通常火源附近区域相关热物理参数如温度、质量浓度等变化梯度比较大,所以在火源附近进行网格加密,而远离火源区域因热物理变化梯度较小采用较疏网格。经 NIST 试验验证,当网格尺寸取火源特征尺寸 D^* 的 1/10 时,模拟结果与试验结果较吻合。火源位于 202~208m,将 160~240m 用 $0.25\text{m} \times 0.25\text{m}$ 网格单元划分,其余区域用 $0.5\text{m} \times 0.5\text{m}$ 网格单元划分,网格单元总数为 518400。网格被均为 12 个子网格,以便使用 FDS 的并行计算功能,进而缩短模拟时间。

2 多尺度耦合分析法

地下通道两端为机械通风出口边界,环境温度为 20°C ,由于隧道的半封闭特性,将隧道壁面设置为绝热面。本模拟为了探究射流风机开启数量对烟气蔓延的影响,采用多尺度耦合分析法进行模拟。

对整个隧道进行 1D 和 3D 模拟区域划分,不仅火源区域一定范围以 3D CFD 模拟,在各工况下开启的射流风机所在的升压范围内亦采用 3D CFD 模拟,其余部分以 1D 形式建模,同时将不连续的 3D 模拟区域连接起来。这种方法真正地实现了整个隧道的多尺度耦合分析,将射流风机所处的高速度梯度区域和火源所处的高温度梯度区域都以 3D 形式模拟,实现了近场火源区域和远场射流风机的实时交互,最接近真实隧道中的流场演化过程。但这种方法模拟计算耗时较长,体现不出多尺度分析缩短模拟时间的优势。

鉴于将多台射流风机和火源区域同时以 3D 形式进行模拟耗时较长,最终选择了一种等效方法,将上游远场隧道中的多台射流风机的外部效应等效为 1D 模型中单台风机,仅将火源区域以 3D 形式建模,这种方法大大缩短了模拟时间。

其中, $V_{\max}$ 是当 1D 模型两端没有压差时,风机产生的最大风量,压差 $\Delta P = P_1 - P_2$,表示 3D 区域和 1D 模型上游的压差,下标 1 代表下游,2 代表上游。 $\Delta P_{\max}$ 是风机可以工作的最大压差。风机的风量会从 0 压差时的 $V_{\max}$ 降到 $\Delta P_{\max}$ 时的 $0\text{m}^3/\text{s}$ 。如果压差超过了最大压差,气流将被迫反向流动。

火源上游 1D 模型中风机的流量根据公式给出的二次曲线关系变化,因为 1D 模型两端压差与流量平方成正比。

$$\dot{V}_{\text{fan}} = \dot{V}_{\max} \text{sign}(\Delta P_{\max} - \Delta P) \sqrt{\frac{\Delta P_{\max} - \Delta P}{\Delta P_{\max}}} \quad (1)$$

在耦合模拟中, $V_{\max}$ 的设定是用 IDA-RTV 迭代计算得到无火源时开启相应工况的风机在整个隧道产生的风量;而 $\Delta P_{\max}$ 是将射流风机升压力取极限值并乘以风机数量得到的。

$$\Delta P_{\max} = n \lim_{v_r \rightarrow 0} \rho \cdot V_j^2 \cdot \frac{A_j}{A_r} \left(1 - \frac{v_r}{v_j}\right) \cdot \eta$$

3 多尺度耦合模拟结果

3.1 模拟运行工况与等效风机流量

30MW 火灾场景时,隧道的临界风速为 3.81m/s 。在没有火灾情况下,应用 IDA-RTV 迭代计算得到,上游 3

组射流风机 (#1-#3) 开启,在隧道中产生的风速为 4.07m/s ;上游 4 组射流风机 (#1-#4) 开启,在隧道中产生的风速为 4.66m/s ,我们选择这两种都比临界风速稍大的风机开启工况进行模拟。

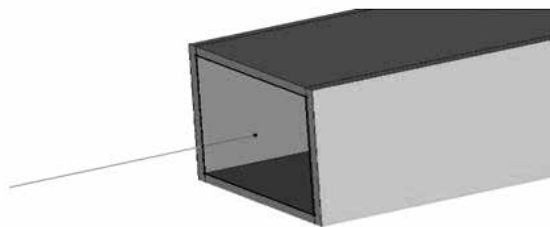


图2 1D-3D 耦合交界面示意图

将 1D-3D 耦合界面设为隧道的全断面,如图 2 所示。并对无火源时应用二次风量曲线模型 (quadratic flow model) 进行了模拟,发现在模拟开始时风量并不是设定的最大风量,而是有一个风量逐渐增大的过程,需要 2min,风量才能达到最大值。这说明应用二次风量曲线模型无法模拟火灾工况的流场演化过程,只能在 2min 初始风量变化结束之后,尝试得到一个稳定状态。在结果分析中,将结合 SmokeView 对网格中烟尘粒子 (soot) 浓度进行体积渲染得到的烟气可视化图和风量测点对流场是否达到稳定状态进行判断。

3.2 火源上游三组风机开启工况



图3 开启三台风机时烟气随时间的蔓延情况

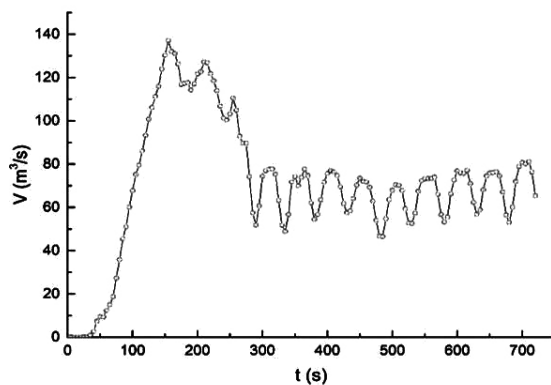


图4 上游三组风机开启时的风量变化曲线

如图 3 所示,烟气呈现先向上游蔓延,继而回退,在 254s 时回退到最小逆流长度位置,只保持了很短的时间,然后又向上游蔓延直到耦合界面。图 4 显示,上游入口风量在 280s 下降到 $80\text{m}^3/\text{s}$,之后以约 $65\text{m}^3/\text{s}$ 为中心小幅度波动。

烟气回退到最小逆流长度位置时,初步判断是因为上游烟气逆流影响了FDS中燃烧模型和辐射传输模型的计算,最终出现等效风机送入的风量不断下降,烟气一直向上游蔓延的结果。

燃烧模型采用了简单化学模型(Simple Chemistry Model),在风速较小时,烟气逆流会使火源区域的氧浓度的剧烈变化,致使化学反应不稳定。另外,逆流烟气中的烟尘粒子(soot)会影响辐射传热计算,影响了总热释放速率在辐射部分和对流部分的分配。耦合模拟时,火源的处理采用了较复杂的模型,而烟气逆流会影响这些模型的计算,导致无法模拟出稳定的烟气逆流状态。目前看来,要模拟稳定的烟气逆流状态,只能采用最简单的体积热源去代表火源;而使用包含燃烧模型的FDS,即使设置较小风速的速度入口边界条件,其得到的烟气逆流结果可能也不准确。

3.3 火源上游四组风机开启工况

上游4组射流风机(#1-#4)开启,在隧道中产生的风速为4.66m/s,风速增大以后的烟气蔓延过程如图5所示。烟气在等效风机最初的风量上升阶段向上游蔓延了一段距离,但90s之后开始回退,到210s完全没有逆流。在较大风速下,耦合模拟得到了很好的结果,如图6所示,300s之后,整个隧道的风量相对稳定。3D区域进口和出口的风量差值约在 35m^3 左右。而由稳定状态的入口风量,结合等效风机二次曲线,可以反算出火源区域的压力损失。



图5 开启四台风机时烟气随时间的蔓延情况

在较大风速下,耦合模拟得到了很好的结果,300s之后,整个隧道的风量相对稳定。3D区域进口和出口的风量差值约在 35m^3 左右。而由稳定状态的入口风量,结合等效风机二次曲线,可以反算出火源区域的压力损失。

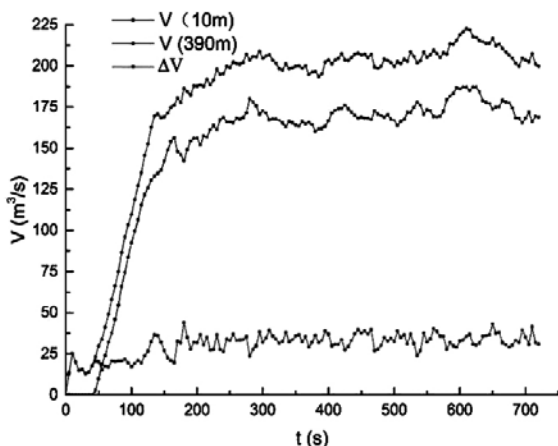


图6 上游四组风机开启时的风量变化曲线

4 小结

在这项研究中,采用多尺度耦合方法,通过运用火灾动力学模拟软件(FDS)来模拟排烟效果。结论如下:

(1) 3组风机开启工况,由于风速较小,出现了烟气逆流。而由于火源的处理采用了较复杂的模型,而烟气逆流会影响这些模型的计算,导致无法模拟出稳定的烟气逆流状态。要模拟稳定的烟气逆流状态,只能采用最简单的体积热源去代表火源;而使用包含燃烧模型的FDS,即使设置较小风速的速度入口边界条件,其得到的烟气逆流结果可能也不准确。

(2) 4组风机开启工况,风速较大,消除了烟气逆流,耦合模拟得到了很好的结果。此工况下火源下游的湍流非常强烈,完全破坏了烟气层,因此风速大于临界风速之后,下层烟气就很难再保持稳定分层。

(3) 达到稳定状态后,由稳定状态的入口风量,结合等效风机二次曲线,可以反算出火源区域的压力损失。

参考文献

- [1] WU Y,BAKAR M Z A.Control of smoke flow in tunnel fires using longitudinal ventilation systems-a study of the critical velocity[J].Fire Safety Journal,2013,35(4):363-390.
- [2] Lee CK,Chaiken R,J.M.Singer JM Interaction between duct fires and ventilation flow: an experimental study[J].Combustion Science and Technology,2012,20:1-2,59-72.
- [3] R Dutrieue,E Jacques. Pressure loss caused by fire in a tunnel [C].Proceedings of the 12th International Symposium on Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels. Portoroz : BHR Group,2006:77-84.
- [4] 程小虎,曾艳华,何川,等.隧道火灾中火区阻力的理论研究[J].铁道学报,2007,29(5):133-136.
- [5] Norwegian Public Roads Administration.Road Tunnels[M]. Oslo: NP R A,2004.
- [6] 周延.纵向通风水平隧道火区阻力特性[J].中国矿业大学学报,2016,35(6):703-707.
- [7] VAUQUELIN O. Experimental simulations of fire-induced smoke control in tunnels using an“air-helium reduced scale model”: principle,limitations,results and future[J]. Tunnel and Underground Space Technology,2013,23(2):171-178.
- [8] 王明年,杨其新,袁雪戡,等.公路隧道火灾情况下风压场变化的模型实验研究[J].公路交通科技,2014,21(3):60-63.
- [9] National Fire Protection Association. Standard for smoke management systems in malls,atria,and large spaces: NFPA 92B-2009 [M]. Quincy: NFPA,2009.
- [10] MCGRATTAN K,HOSTIKKA S,MCDERMOTTR. NIST special publication 1019-6:fire dynamics simulator user's guide [M]. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology,2014.

低阻力空调管道系统分流三通

高 然, 方智宇, 刘凯凯, 李安桂

(西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘 要] 通风空调管道局部构件是建筑环境领域必不可少的组成部分。每年由于通风空调管道中的局部阻力所引起的风机能耗每年约占全世界总能耗的 1%, 约为 127mtoe。研究针对通风空调管道中常见的局部构件 -- 分流三通进行了减阻降耗研究。优化了局部构件弧面结构形式, 分析了不同流速、管道宽高比的三通阻力特性, 通过全尺寸实验验证了优化三通的实施效果。研究表明: 相比其他 5 种传统三通, 在不同流量比 (5:1 至 1:3) 及不同宽高比下 (4:1 至 1:4) 下, 所提出的优化型三通始终保持阻力最小。减阻率为 10% 至 60%。采用新型三通一方面降低了壁面的能量耗散强度, 另一方面将能量耗散区域的位置远离主流区, 使得流体形变不进入流体主流区, 从而降低流体阻力。研究结果进行实验验证, 模拟值与前人及实验数据吻合较好。

[关键词] 风管; 三通; 减阻; 形状优化

Study on a New Type of Low Resistance Tee in Air Conditioner Pipes

Gao Ran, Fang Zhi-yu, Liu Kai-kai, Li An-gui

(Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China;)

[Abstract] Part of the components in the ventilation and air conditioning pipes is an indispensable part of the construction environment. The fan energy consumption caused by ventilation and air conditioning pipeline in the local resistance per year accounted for about 1% of the world's total energy consumption, about 127mtoe. This paper studies the resistance of split tee pipe, which are common in ventilation and air conditioning pipes. The arc shape of the local component is optimized, and the resistance characteristics of the tee pipe with different flow velocity and pipe aspect ratio are analyzed. The effect of optimizing the tee pipe is verified by full scale experiment. The results show that: compared with the other 5 conventional tee pipe, the optimized tee pipe always keeps the minimum resistance at different flow ratio (5:1 to 1:3) and different aspect ratio (4:1 to 1:4). The drag reduction rate ranged from 10% to 60%. With the new tee pipe, on one hand, the energy dissipation intensity of the wall is reduced; on the other hand, the position of the energy dissipation region is far away from the main region, so that the fluid deformation cannot enter the main flow area, thereby reducing the fluid resistance. The experimental results show that the simulated values are in good agreement with the predecessors and experimental data.

[Keywords] duct; tee pipe; drag reduction; shape optimization

0 引言

通风空调管道的阻力问题是建筑环境与能源应用领域的重要问题。管道阻力值的大小直接关系着风机的输送能耗, 乃至建筑能耗。众所周知, 建筑能耗约占全球能耗 40%, 其中公共建筑能耗约占建筑能耗的 1/4, 风机耗电约为公共建筑能耗的 20%^[1-3]。局部阻力约占总阻力的 50%。由此可以估算送风空调系统内的风机, 为了克服三通、弯头等管道局部构件的局部阻力, 将空气输送至各个房间, 所消耗的能源约占全球能耗的 1%^[4], 约为 127mtoe。

针对以三通为代表的通风空调管道局部构件方面的研究兴盛于上世纪 70~80 年代, 主要有英国的 miller, 美国的 S.F.Gilman 等人的研究^[5-6]。相关研究的结果被写进了 ashrea 手册, CIBSE Guide 等手册当中^[7-9]。手册中详细地讨论了不同局部构件的不同形式以及所对应工况下的阻力值。这使得现如今大多学者认为局部构件阻力问题已经进行了充分研究。从而使得学者们对通风空调管道局部构件方面的研究兴趣, 由传统的空气介质, 室内建筑环境使用,

转变为复杂多相流介质, 锅炉, 换热器等专业领域使用^[10-19]。

由于研究关注点的转换, 以及设计手册的存在, 使得以三通为代表的通风空调管道局部构件在空气介质、建筑领域应用时, 其形体已经半个世纪以来都没有变化。针对三通结构形式优化的直接讨论还要追溯到上世纪 70 年代, 距今已经 40 个年头。且在这 40 年间, 相关手册在这一方面基本没有修改。与此同时, 前人的研究也多是针对新流体、不同领域内局部构件进行局部阻力系数测量, 文献检索基本没有发现针对性的减阻研究。特别是对三通弧面进行优化方面的研究。因此, 现有三通结构还具有较大的结构修改空间及节能空间。

分流三通虽然是一个非常小的通风空调管道局部构件, 但是它在通风空调领域不可或缺, 是重要的空气分流输配装置。与此同时, 由于三通在建筑物中的数量众多, 导致体量巨大, 所以因其产生的局部阻力所引起的能耗问题同样巨大, 值得进行关注。因此, 进行以分流三通为代表的减阻降耗研究, 不仅能带来可观的节能及经济效益, 还能够通过探讨减阻机理为其他通风空调管道局部构件的减阻问题提供思路。本文针对分流三通这一局部构件, 优化了局部构件弧面结构形式, 分析了不同流速、管道宽高比的三通阻力特性, 通过全尺寸实验验证了优化三通的实施效果。

基金项目: 国家自然科学基金 (51508442); 国家重点研发计划资助 (2017YFC0702800)。

作者简介: 高然 (1986—), 男, 河北, 副教授, 博士。
Email:Gaoran@xauat.edu.cn

1 研究方法

针对管道阻力方面的研究,主要有模型试验及数值模拟两种。数值模拟的主要优点是计算便捷,模型建立成本低,能够方便地进行多个工况的研究^[26-27]。因此,本研究主要采用数值模拟进行新型三通的边界优化以及多参数(宽高比、流速比)下的应用效果分析。实验研究的主要优点是数据精度高,数据可靠性较好。因此,本研究主要采用全尺寸实验来验证减阻效果并进行工况对比。

1.1 CFD 数值模拟研究

在数值模拟方面,研究采用了已经被广泛验证过,且被认为在管道阻力中具有较好预测效果的RSM湍流模型。因为这一模型在前人的研究中已经被广泛讨论了,这里简要的进行介绍。作为RANS中的一种,RSM与其他RANS模型相比,能够更好的考虑三通中由于流体变形所导致的二次流作用。而与LES相比,其达到同样精度条件下的计算时间经济性较好。在设置RSM时,RSM与其他湍流模型在数学计算上的不同即为对雷诺应力方程的求解:雷诺应力模型为。

在RSM数值模拟当中,有三个参数直接关系着RSM

模拟的数值准确性。他们分别是 C_k , C_1 和 C_2 。在课题组之前发表的论文中已经论述并优化了这几个参数在模拟管道阻力方面的取值,其取值分别为 $C_k=0.1$, $C_1=1.5$ 和 $C_2=0.4$,这里不再赘述。

1.2 模型试验研究

实验方面采用镀锌铁皮作为风管制作材料进行全尺寸实验。实验系统包含离心风机、软接头、静压箱、紊流板、矩形风管、圆弧形标准三通、变径、2个风阀。离心式风机与矩形风管之间由软连接相连,风管与风管之间使用法兰连接并进行密封处理,在距离风机4米处安装静压箱及均流孔板,对从风机送出不稳定的气流进行整流使其均匀,从而保证通过三通上游直管段的气流为充分发展流,确保实验的精确性。实验台如图1。

2 结果与讨论

2.1 三通弧面优化

在一个分流三通中,一共有有一个进口(O1),两个出口(O2,O3),以及四个弧面(Arc1, Arc2, Arc3, Arc4)。见图2。其中这四个弧面都可以进行优化。因为三通的种类较多,三通内的空气流速大小、流量分配都会对三通的

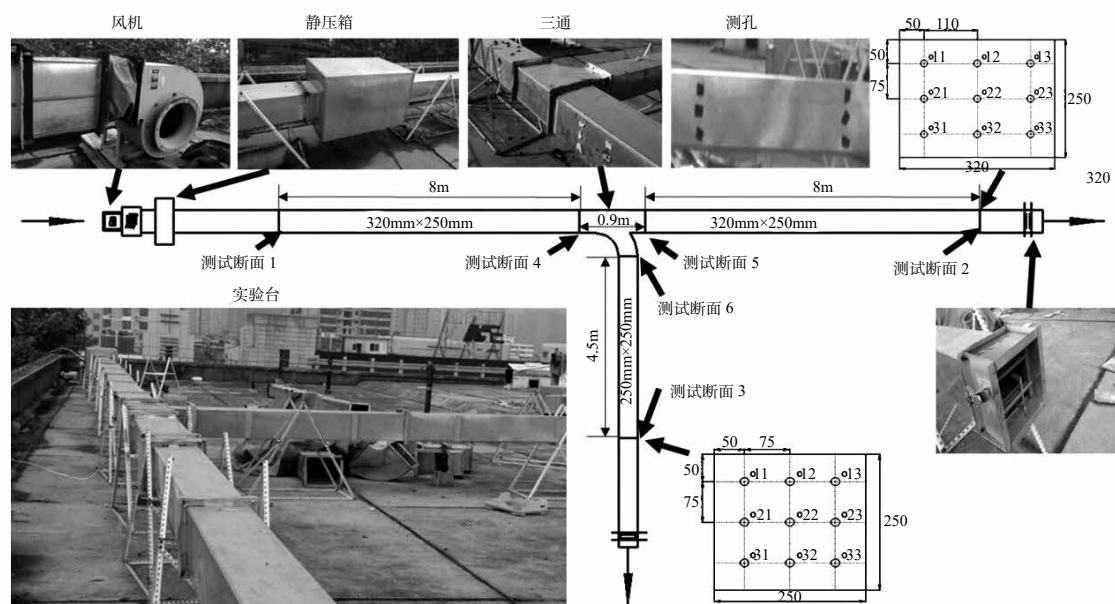


图1 测试试验台

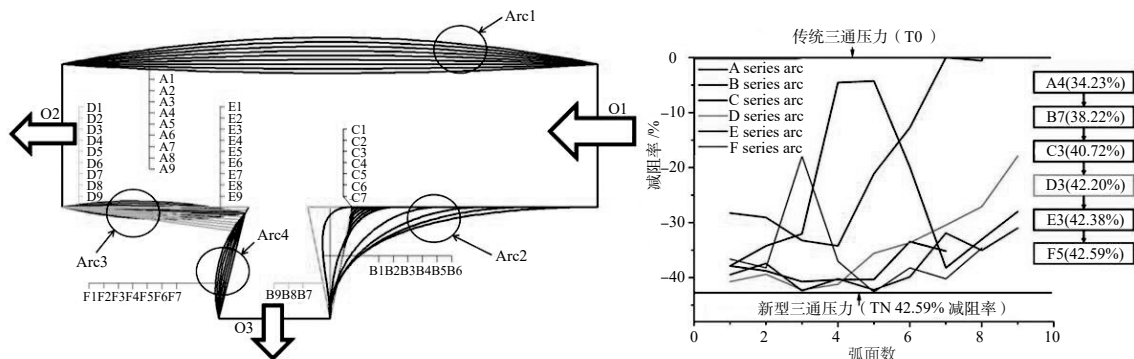


图2 弧面优化曲线

阻力大小造成影响。因此本文从工程中最常用且普遍认为阻力较低的三通形式 (T0) 作为目标三通进行优化。优化时, 假定三通宽高比为 1, 并选取三通内的最典型的风速, 也即主管 7m/s, 支管 3m/s。优化结束后对优化模型在不同宽高比及不同风速下的阻力特性进行模拟与实验验证。

2.2 宽高比及流量比对减阻率的影响

从图 3 可见, 当流量比从 5:1 逐渐变为 1:3, 在 5 类三通中所提出的优化型三通 TN 始终保持阻力最小。与传统三通中最常见的, 阻力最小的 T0 相比, 其减阻率在流量比变化过程中为 10% 至 60%。减阻率随着流量比的降低而变大。其原因是当流量比增大, 三通分流这一结构形式阻力的影响逐渐降低, 所以针对结构形式的优化作用同样降低。在小流量比条件下 T0 并不是阻力最低的分流形式, 由于 T3 及 T4 的减阻率在小流量比条件下为正, 所以其阻力均小于 T0。所以在小流量条件下即使不应用本新型三通 TN, 使用 T3 或 T4 结构也能获得减阻效果。在实际工程中, 由于风管系统送风为了保证水力平衡要求, 多采用树形结构, 三通中 O1 至 O2 部分作为主管的情况相对较高, 所以此类三通的流量比在大流量比条件下的情况相对较多。

2.3 湍流耗散率分析

为了进一步分析优化三通减阻机理, 这里对传统三通 T0 以及新型三通 TN 在 1:1 宽高比, 3:1 流量比的典型工况下的横剖面及纵剖面进行了分析。

如前所述, 影响三通内阻力的主要影响参数实际上是流体形变所带来的能量耗散率。所以这里主要针对三通内的能量耗散率场进行了分析。针对水平剖面的研究发现, 在传统三通中的 Arc1 弧面处能够发现显著的能量耗散, 其值在 $25\text{m}^2/\text{s}^3$ 左右, 而在新型三通 TN 中可以发现由于新型三通中 Arc1 弧面凸出, 一方面降低了 Arc1 弧面能量耗散的强度, 另一方面将能量耗散区域的位置提高, 使其不进入流体主流区, 从而降低流体阻力。通过改变 Arc2 弧面的结构形式, 虽然提高了 O2 附近的流体的能量耗散, 但是这部分能量耗散所引起的阻力并不影响 ζ_{12} , 他是 ζ_{13} 阻力的一部分。于此同时 Arc2 采用 TN 的优化结构形式使得剖面结构在主流区域内管道边壁的能量耗散强度降低, 从而降低了 ζ_{12} 。对于 Arc3 而言, 具有一定倾斜角度的 Arc3 弧面使得其上的边界层变薄, 能量耗散降低, 并将边界层所带来的流体形变下移, 使这部分形变远离主流区, 从而达到减阻作用。

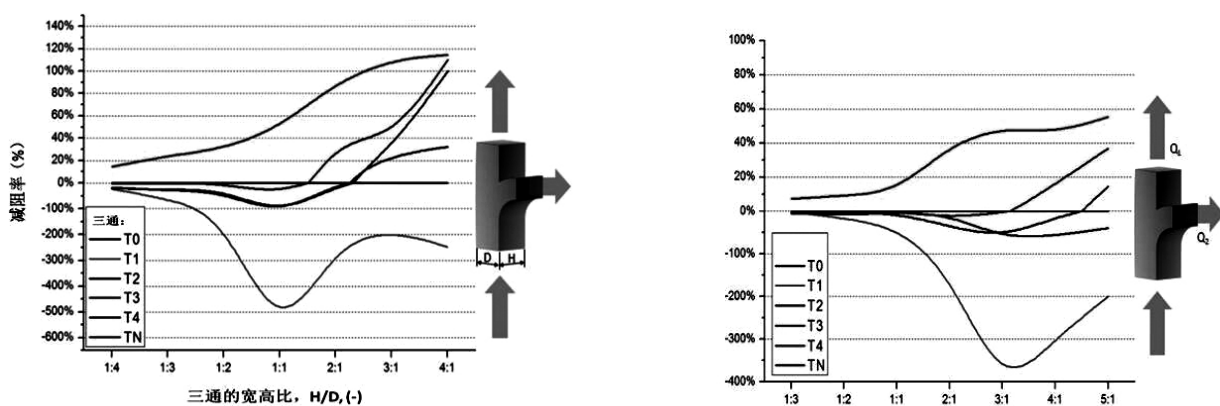


图 3 采用不同流量比、宽高比下的减阻率

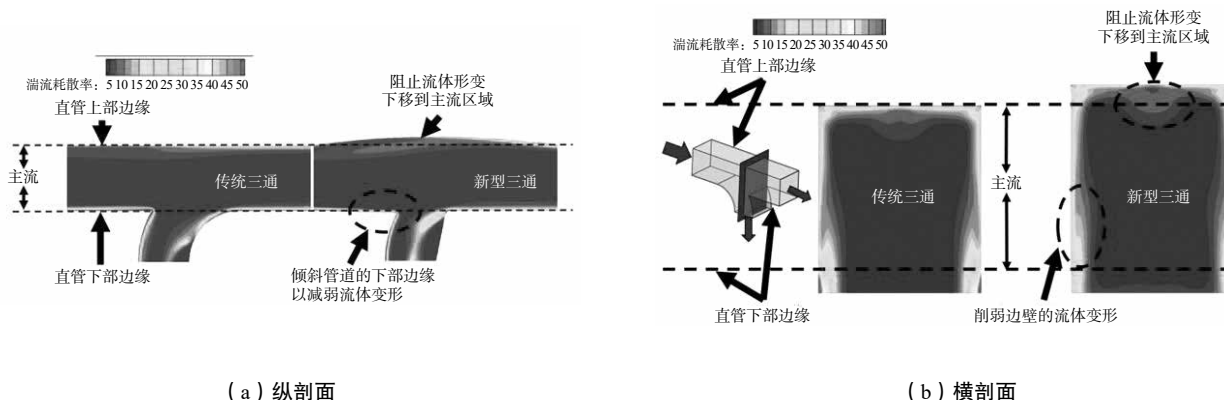


图 4 三通内的能量耗散率场

2.4 实验验证分析

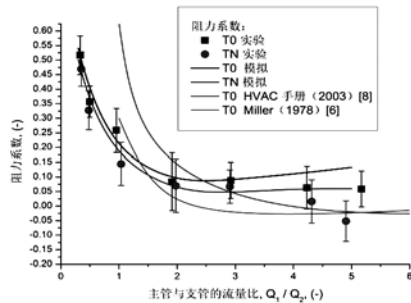


图5 三通采用不同流量比时的阻力系数

为了验证新型三通的减阻效果,这里不仅采用全尺寸实验分别测量了新型三通TN及常用传统三通T0的阻力,还对比了前人针对传统常用三通T0的研究。研究发现,随着流量比的增大,不论是模拟值,实验值还是前人研究,三者数据的吻合较好,趋势完全一致。另外,由于模拟条件与实验条件下的三通结构尺寸完全相同,所以吻合性最好。

3 结论

本文针对分流三通这一通风空调领域必不可少的局部构件,优化了局部构件弧面结构形式,分析了不同流速和管道宽高比的三通阻力特性,通过全尺寸实验验证了优化三通的实施效果。获得的研究结论如下:

(1) 针对分流三通的四个面一共进行了6组曲线优化,尝试了50条曲线。从而最终获得了新型低阻力三通的优化结构形式。

(2) 当流量比从5:1逐渐变为1:3,在5类三通中,所提出的优化型三通TN始终保持阻力最小。与常见的传统三通相比,其减阻率在流量比变化过程中为10%~60%。减阻率随着流量比的降低而变大。

(3) 在不同宽高比下(4:1~1:4),相比其他5种三通,优化三通TN具有最小的阻力也即最高的减阻率。减阻率范围为15%~110%。减阻率随着宽高比的降低而增加。

(4) 采用新型三通一方面降低了避免的能量耗散强度,另一方面将能量耗散区域的位置远离主流区,使得流体变形不进入流体主流区,从而降低流体阻力。

(5) 随着流量比的增大,不论是模拟值,实验值还是前人研究,三者数据的吻合较好,趋势完全一致。另外,由于模拟条件与实验条件下的三通结构尺寸完全相同,所以吻合性最好。

参考文献

- [1] Omrany H, Ghaffarianhoseini A, Ghaffarianhoseini A, et al. Application of passive wall systems for improving the energy efficiency in buildings: A comprehensive review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2016, 62:1252–1269.
- [2] Shan Hu, Da Yan, Siyue Guo, et al. A survey on energy consumption and energy usage behavior of households and residential building in urban China. *Energy and Buildings*, 2017.
- [3] Tsinghua Building Energy Research Center. Annual report on China, building energy efficiency. Beijing, China: China architecture and building press; 2014.
- [4] Li X, Lin C, Wang Y, et al. Analysis of rural household energy consumption and renewable energy systems in

Zhangziying town of Beijing. *Ecological Modelling*, 2015, 318:184–193.

[5] Gilman S F, Syracuse N Y. Pressure losses of divided-flow fittings. *Heating, Piping & Air Conditioning*, April, 1955: 141–147.

[6] Miller D S. Internal flow system. Bhra, 1978.

[7] American Society of Heating, Refrigerating, and AirConditioning Engineers. ASHRAE handbook of fundamentals. Ashrae Handbook of Fundamentals, 1972.

[8] Vedavarz A, Hussain M I, Kumar S. HVAC:handbook of heating, ventilation and air conditioning for design and implementation[J]. Industrial Press Inc.u.s, 2012.

[9] CIBSE, Ventilation and air conditioning requirements, CIBSE Guide B2, Chartered Institution of Building Services Engineers, London,1986.

[10] Mameli M, Marengo M, Zinna S. Numerical Model of a Multi-turn Closed Loop Pulsating Heat Pipe: effects of the local pressure losses due to meanderings. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2012, 55(4):1036–1047.

[11] Qiu L, Deng H, Sun J, et al. Pressure drop and heat transfer in rotating smooth square U-duct under high rotation numbers. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2013, 66(6):543–552.

[12] Liao Y, Li X, Zhong W, et al. Study of pressure drop-flow rate and flow resistance characteristics of heated porous materials under local thermal non-equilibrium conditions. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2016, 102:528–543.

[13] Li Z, Gao Y. Numerical study of turbulent flow and heat transfer in cross-corrugated triangular ducts with delta-shaped baffles. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2017, 108:658–670.

[14] Moraes M S D, Torneiros D L M, Rosa V D S, et al. Experimental quantification of the head loss coefficient K for fittings and semi-industrial pipe cross section solid concentration profile in pneumatic conveying of polypropylene pellets in dilute phase. *Powder Technology*, 2017, 310:250–263.

[15] S.Q. Li, P. Wang, T. Lu. CFD based approach for modeling steam–water direct contact condensation in subcooled water flow in a tee junction. *Progress in Nuclear Energy*, 2015:729–746.

[16] L. Mika. Pressure loss coefficients of ice slurry in horizontally installed flow dividers. *Experimental Thermal & Fluid Science*, 2013, 45(2):249–258.

[17] Cabral R A F, Telis V R N, Park K J, et al. Friction losses in valves and fittings for liquid food products. *Food & Bioproducts Processing*, 2011, 89(4):375–382.

[18] Bava F, Furbo S. A numerical model for pressure drop and flow distribution in a solar collector with U-connected absorber pipes. *Solar Energy*, 2016, 134:264–272.

[19] Csizmadia P, Hős C. CFD-based estimation and experiments on the loss coefficient for Bingham and power-law fluids through diffusers and elbows. *Computers & Fluids*, 2014, 99:116–123.

热泵型溶液调湿新风机组除湿性能实验研究

柯 瑞, 黄志甲, 罗 良, 卓飞飞, 王晓玉

(安徽工业大学建筑工程学院, 安徽马鞍山 243002)

[摘 要] 本文搭建了热泵型溶液调湿新风机组实验台, 在不同空气流量下实验比较了机组采用无纺布、湿帘、波纹孔板三种不同规整填料时的除湿性能; 分析比较了向机组补水和辅助冷凝器热平衡两种溶液浓度控制方法对于机组除湿性能的影响。实验结果表明: 无纺布填料综合除湿性能最优; 采用辅助冷凝器热平衡的溶液浓度控制方法相较于向机组补水, 机组热泵系统散热能力提高, 溶液槽中冷热抵消现象缓解, 除湿性能提高 17%。

[关键词] 溶液调湿; 规整填料; 除湿性能; 浓度控制

Experimental Study on the Dehumidification Performance of a Liquid Desiccant Fresh Air Handling Unit Driven by Heat Pump

Ke Rui, Huang Zhi-jia, Luo liang, Zhuo Fei-fei, Wang Xiao-yu

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma' anshan 243002, China)

[Abstract] In this paper, a liquid desiccant fresh air handling unit driven by heat pump is set up. Under different air inlet mass flow rate, the dehumidification performance of nonwoven cloth packing, wet curtain packing, corrugate packing was compared. The influence of two solution concentration control methods of adding water to the unit and auxiliary condenser heat balance on dehumidifier performance was analyzed and compared. The results show that, the nonwoven cloth packing has the best comprehensive performance. Comparing the auxiliary condenser heat balance with adding water to the unit, the cooling capacity of the unit heat pump system is improved, and the performance of heat and cold offset in the solution tank is alleviated, and the dehumidification performance is increased by 17%.

[Keywords] liquid desiccant; structured packing; dehumidification performance; concentration control

0 引言

基于溶液调湿技术的温湿度独立控制空调系统以其在节能、空气品质方面的优势, 目前已经成为了一种极具竞争力的空调系统^[1]。溶液调湿新风机组利用冷源或热源改变溶液的状态实现对空气的除湿或溶液的再生^[2]。目前应用最为普遍的是采用填料塔绝热型除湿、再生器构成的溶液调湿新风机组, 填料作为除湿、再生器中实现空气除湿、再生的媒介, 空气与溶液在其中进行热质交换过程影响到整个系统的性能, 填料决定了传热传质的优劣^[3-5]。当没有可直接利用的、温度品味适宜的冷源或热源来满足溶液除湿或再生要求时, 在机组内置热泵系统, 热泵蒸发器的冷量用于冷却吸湿溶液、提高其除湿能力, 热泵冷凝器的热量用于浓缩再生溶液^[6]。溶液调湿方式与热泵循环若能进行有效的结合, 可以充分发挥各自的优势, 有助于实现溶液调湿机组高效运行。

许多国内外学者关注了对填料式除湿器性能的研究, Chung 等^[7]采用 LiCl 水溶液作为吸湿剂对环形和鞍形的散装填料 (Tripack) 和塑料材质的波纹规整填料除湿器进行了实验对比研究。Potins^[8] 等用 LiBr 溶液作为除湿剂分别对散装填料和规整填料除湿器进行测试。黄志甲^[9] 等对 LiBr 除湿系统采用散装填料的性能进行实验研究, 得到体积传质系数范围 $4.0 \sim 6.4 \text{ g}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。彭东根等^[10] 用 LiCl 溶液作为除湿剂对降膜板规整填料除湿过程的传热和传质系数进行了实验研究, 得到传热系数范围为 $1.9 \sim 24.0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 传质系数范围为 $2.1 \sim 27.2 \text{ g}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。对于热泵

型溶液调湿新风机组, 由于热泵系统提供的冷凝热量大于蒸发冷量, 机组再生器中溶液脱水量往往大于除湿器中溶液吸水量, 机组溶液浓度升高, 因此为保障机组稳定运行往往会采取措施控制机组溶液浓度。张志伟等^[11] 对热泵型溶液调湿新风机组除湿工况下溶液浓度平衡进行理论分析和计算, 对采用补水方式控制机组浓度的方案进行了分析。刘晓华等^[12] 提出了一种采用辅助冷凝器热平衡对机组溶液浓度进行控制的热泵型溶液调湿新风机组, 并对机组进行了运行测试。本文搭建了热泵型溶液调湿新风机组实验台, 实验比较了在不同空气流量下无纺布、湿帘、波纹孔板三种不同规整填料对机组除湿性能的影响, 分析了不同溶液浓度控制方法对机组除湿性能的影响进行实验分析。

1 实验台简介

1.1 实验样机

实验样机工作流程如图 1 所示, 由除湿/再生系统、热泵系统、测试系统构成。除湿器与再生器均采用逆流绝热填料塔形式, 并共用一个溶液槽, 除湿器与再生器填料

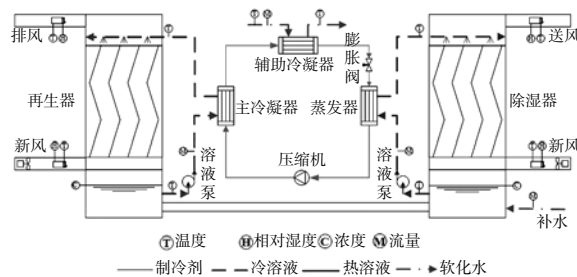


图 1 实验样机工作流程图

基金项目: 安徽工业大学研究生创新基金 (2016089)。

作者简介: 柯瑞 (1993—), 男, 安徽铜陵, 在读硕士生。

Email: email: 627139512@qq.com

层的尺寸均为 $0.31\text{m} \times 0.31\text{m} \times 0.6\text{m}$ 。除湿/再生的冷热源分别采用热泵系统冷凝侧热量和蒸发侧冷量。热泵型溶液调湿新风机组运行过程中需要对溶液浓度进行控制,实验样机可通过向溶液槽补水或启动辅助冷凝器带走冷凝侧多余的热量减少再生量实现对机组浓度的控制。

实验时,溶液泵从除湿侧溶液槽中抽取溶液,在蒸发器中冷却后送入除湿器的布液装置,均匀喷洒到填料层与空气进行热质交换,空气中的水分被吸收到溶液中来,完成对空气的除湿,溶液浓度降低,回流至溶液槽,通过溶液槽的孔板,溶液进入再生侧溶液槽,利用主冷凝器热量进行再生。除湿/再生器空气的流量采用变频风机调节,溶液的流量通过系统中溶液管道上的旁通阀来控制,通过设定蒸发器出口溶液温度,来控制除湿单元入口溶液温度,溶液的浓度通过人工调配来控制。

1.2 测试装置

实验过程中需测试的空气参数有空气的干球温度、湿度和流量。溶液参数有溶液的温度、浓度和流量。补水装置软化水的流量,辅助冷凝器软化水的温度、流量。实验参数测量装置及精度如表1所示。

表1 测试仪器参数

名称	型号	精度	试验参数	测量范围
温湿度记录仪	TR-72wf	$\pm 0.3^\circ\text{C}$, $\pm 5\%\text{RH}$	空气温湿度	$-10\sim 60^\circ\text{C}$, $10\%\sim 95\%\text{RH}$
T型热电偶	TT-T-24-SLE	$\pm 0.1^\circ\text{C}$	溶液温度	$-200\sim 260^\circ\text{C}$
转子流量计	LZT-25S25D	$\pm 4\%$	溶液流量	$250\sim 2500\text{L/h}$
热线风速仪	Swema air 300	$\pm 0.01\text{m/s}$	风速	$0\sim 30\text{m/s}$
电子天平	AUW120D	$\pm 0.01\text{mg}$	溶液质量	$0\sim 120\text{g}$

2 实验结果分析

2.1 性能参数定义

本实验采用除湿器除湿率 Δw 、除湿效率 η 、传质系数 α 、传热系数 k 作为填料除湿性能优劣的评价指标,计算公式如下:

$$\Delta w = w_{a,in} - w_{a,out} \quad (1)$$

$$\eta = \frac{w_{a,in} - w_{a,out}}{w_{a,in} - w_{t,sat}} \quad (2)$$

$$\alpha = \frac{m_w}{S\Delta d} \quad (3)$$

$$k = \frac{Q_a - rm_w}{S\Delta t} \quad (4)$$

式中: $w_{a,in}$ 为空气进口含湿量 (g/kg); $w_{a,out}$ 为空气出口含湿量 (g/kg); $w_{t,sat}$ 为溶液相平衡空气含湿量 (g/kg); S 为填料的传热传质面积 (m^2); r 为水的汽化潜热 (kJ/kg); Δd 为对数平均传质势差 (g/kg); Δt 为对数平均传热温差 ($^\circ\text{C}$)。

2.2 不同填料除湿性能比较

填料材料和构造决定了溶液与空气传热传质的优劣,进而决定了机组的除湿性能,本文针对无纺布、湿帘、波纹孔板三种材质规整填料进行实验研究。实验过程中溶液流量保持不变,机组运行达到设定的蒸发器出口溶液温度,并持续运行 15min 后读取相关数据。表2反映了填料对比实验中新风及溶液的入口参数。

表2 填料对比试验参数变化范围

新风温度 ($^\circ\text{C}$)	新风含湿量 (g/kg)	溶液温度 ($^\circ\text{C}$)	溶液浓度 (%)	新风流量 (kg/s)	溶液流量 (kg/s)
27.7~28.7	15.4~16.3	14.6~15.3	42	0.067~0.2	0.22

为了布液均匀,填料充分润湿,同时避免溶液从调湿模块中带出,采用溶液和空气的适中流量,液气比范围 $1.1\sim 3.3$ ^[13]。通过改变空气流量得到不同工况下的评价指标及其变化趋势,从而分析参数变化对该填料除湿性能的影响。

图2、图3显示的是空气流量对无纺布填料、湿帘填料、波纹孔板填料除湿器除湿率和除湿效率的影响。当改变空气流量,空气流量由 0.067kg/s 逐渐增加到 0.2kg/s ,由上图可知,随着空气流量的增加,三种填料除湿率和除湿效率变化趋势一致,均呈现出下滑的趋势,这是因为空气流量增大,流速相应增加,从而缩短了溶液与空气的接触时间。其中无纺布填料除湿率由 8.86g/kg 减少到 8.15g/kg ,湿帘填料和波纹孔板填料除湿率分别约为无纺布填料的 90% 和 82%,其中无纺布填料除湿效率由 0.87 减少到 0.81,湿帘填料和波纹孔板填料除湿效率分别约为无纺布填料的 88% 和 80%。

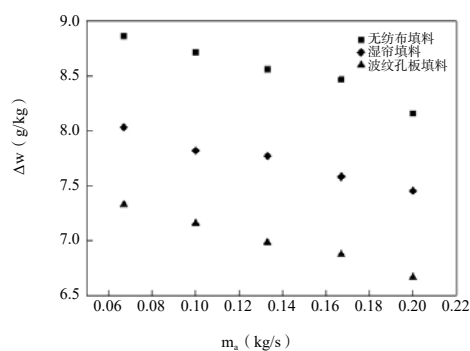


图2 除湿率

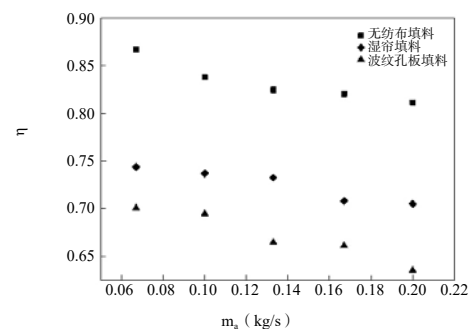


图3 除湿效率

图4、图5显示的是空气流量对无纺布填料、湿帘填料、波纹孔板填料除湿过程传热和传质系数的影响。当改变空气流量,空气流量由 0.067kg/s 逐渐增加到 0.2kg/s ,由上图可知,随着空气流量的增加,三种填料传热和传质系数变化趋势一致,均呈现增加的趋势,这是由于随着空气流量增加强化了空气的湍流扰动,同时使得空气流动方向空气更新速度加快,从而与溶液之间的传质势差和温差越大,除湿溶液表面与空气主流的扩散渗透加强,从而使得传热和传质系数增加。其中无纺布填料传热系数由 $6.13\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 增加到 $10.42\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,湿帘填料和波纹孔板填料传质系数分别约为无纺布填料的 75% 和 90%。其中无纺布填料传质系数由 $7.05\text{g}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 增加到 $11.78\text{g}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,湿帘填料传质系数约为无纺布填料的 83%,波纹孔板填料传质系数与无纺布填料接近。

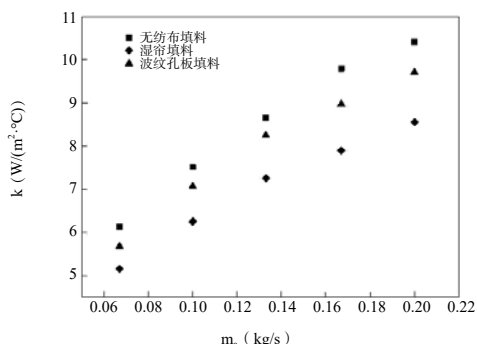


图 4 溶液除湿过程传热系数

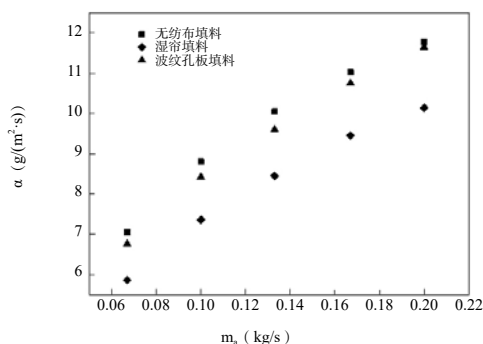


图 5 溶液除湿过程传质系数

无纺布填料由塑料平板表面复合无纺布制成,比表面 $330(\text{m}^2/\text{m}^3)$,湿帘填料由植物纤维平板制成,比表面 $390(\text{m}^2/\text{m}^3)$,波纹孔板填料由表面有细波纹开窗的塑料平板制成,比表面 $350(\text{m}^2/\text{m}^3)$,三种填料其他构造基本一致。在溶液流量和空气流量相同时,比较无纺布填料、湿帘填料、波纹孔板填料除湿单元除湿率、除湿效率以及传热和传质系数,其中无纺布填料在各个参数表现均最优。这是由于无纺布相较于湿帘和表波纹孔板有更好的吸湿性和较大的持液量,使得除湿过程中溶液分布更加均匀,综合除湿效果更好。

2.3 不同溶液浓度控制方法比较

为保证机组稳定运行,需要对机组溶液浓度进行控制,目前普遍采用的方式是向机组补水或者采用辅助冷凝器平衡热泵冷凝侧多余热量。本文针对两种浓度控制方法进行实验研究,实验工况,室外新风温度为 27.7℃,含湿量为

18.1g/kg, 溶液浓度为 42%, 新风和排风流量均为 0.17kg/s, 除湿器和再生器溶液流量均为 0.22kg/s, 热泵系统的输入电功率控制在 2.8kW。

关闭辅助冷凝器水侧管道上的流量阀，机组采用补水的方式控制溶液浓度。开启辅助冷凝器水侧管道上的流量阀，机组采用辅助冷凝器热平衡的方式控制溶液浓度。

从图 6 可以看出, 热泵系统蒸发器提供 7.7kW 冷量用于冷却溶液, 有 5.0kW 的冷量通过溶液冷却除湿侧新风, 冷凝器提供的热量为 10.2kW, 有 7.8kW 的热量通过溶液加热再生侧新风, 溶液槽中有 2.7kW 的冷量被抵消, 占到总冷量的 35%。从图 7 可以看出, 热泵系统蒸发器提供 8.0kW 冷量用于冷却溶液, 有 6.5kW 的冷量通过溶液冷却除湿侧新风, 主冷凝器提供的热量为 8.1kW, 有 6.6kW 的热量通过溶液加热再生侧新风, 辅助冷凝器中平衡的热量为 2.7kW, 溶液槽中有 1.5kW 的冷量被抵消, 占到总热量的 18%。

本实验利用室外新风进行溶液再生,当冷凝侧热量全部用于加热溶液再生,采用补水的方式控制机组溶液浓度。由于室外新风温湿度较高,溶液再生过程中,所能带有的热量有限,机组热泵系统散热能力较差,导致溶液槽中冷热抵消现象严重,机组除湿性能较差。当采用辅助冷凝器平衡热泵系统冷凝侧多余热量,冷凝温度降低,再生过程溶液温度降低,传质驱动力减少,溶液再生量减少,同时再生新风所需带走的热量减少,机组热泵系统散热能力提高,溶液槽中冷热抵消的情况有所缓解,机组除湿性能提高 17%。

3 结论

本文在热泵型溶液调湿新风机组实验平台上, 实验比较了以无纺布、湿帘、波纹孔板为材质的三种规整填料的传热传质性能。同时, 探索了采用向机组补水和采用辅助冷凝器热平衡这两种机组溶液控制方法对于机组除湿性能的影响。得出如下结论:

(1) 除湿率和除湿效率随着空气流量的增加而降低, 传热和传质系数随着空气流量的增加而升高。

(2) 相同工况下, 无纺布填料在除湿单元进出口含湿量差、除湿效率、传热传质系数这些评价指标上表现优异。其中传热系数是湿帘填料的 1.2 倍, 是波纹孔板的 1.1 倍; 传质系数与波纹孔板填料相当, 是湿帘填料的 1.2 倍。无纺布在较小比表面积下, 拥有最好除湿性能, 这说明填料的持液量对除湿效果影响较大。

(3) 在采用室外新风再生的情况下, 采用辅助冷凝器

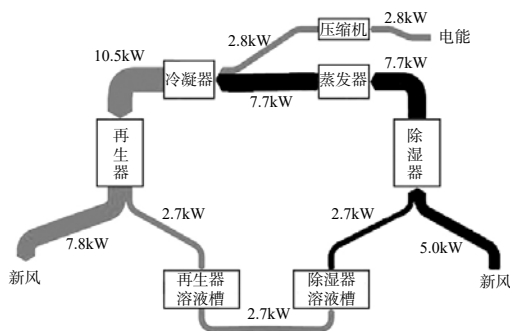


图 6 补水方式机组能流图

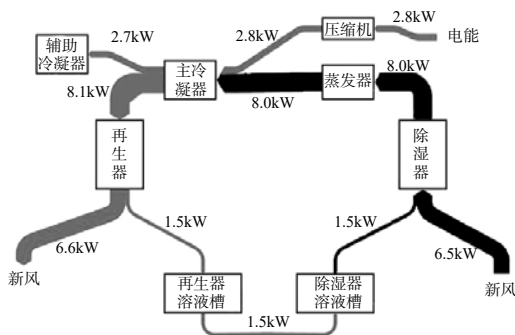


图 7 辅助冷凝器热平衡方式机组能流图

热平衡的浓度控制方法相较于采用向机组补水的方式,机组热泵系统散热能力提高,机组溶液槽中冷热抵消的热量降低,机组除湿性能提高 17%。

参考文献

- [1] 张海强,刘晓华,江亿. 温湿度独立控制空调系统和常规空调系统的性能比较[J]. 暖通空调,2011,41(1):48-52.
- [2] Liu X H,Zhang Y,Qu K Y. Experimental study on mass transfer performances of cross flow dehumidifier using liquid desiccant[J]. Energy Conversion and Management,2006,47(15/16):2682-2692.
- [3] 黄志甲,王永泰. 不同填料溶液除湿热值传递过程的数值模拟[J]. 流体机械,2013,41(6):54-57.
- [4] 戴志超,殷勇高,张小松. 波纹填料叉流除湿性能实验研究[J]. 建筑科学,2014,30(12):102-105.
- [5] 张欢,李春茹,李博佳. 金属填料型吸收式除湿器的除湿性能研究[J]. 暖通空调,2009,39(9):46-50.
- [6] 刘晓华,李振,张涛. 溶液除湿[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2014. 182-187.
- [7] Chung T W,Ghosh T K,Hines A L. Comparison between

random and structured packings for dehumidification of air by lithium chloride solution and their mass transfer correlations[J]. Industrial and Engineering Chemistry Research,1996,35(1):192-198.

- [8] Potins S V,Lenz T G. Dimensionless mass-transfer correlations for packed bed liquid-desiccant contactors[J]. Ind. Eng. Chem. Res.,1996,35(11):4185-4196.
- [9] 黄志甲,鲁月红,雷博,许礼飞. 溴化锂溶液除湿器的实验研究[J]. 化工学报,2010,61(S2):81-85.
- [10] 彭冬根,曹熔泉,张小松,殷勇高. 基于热平衡考虑的溶液除湿/再生传热传质系数(II)实验与模型分析[J]. 化工学报,2011,62(9):2440-2446.
- [11] 张志伟,李应林. 热泵型溶液调湿系统的补水量计算[J]. 制冷与空调,2015,15(3):26-29.
- [12] 刘晓华,李震,江亿. 溶液全热回收装置与热泵系统结合的新风机组[J]. 暖通空调,2004,34(11):98-102.
- [13] 殷勇高,郑宝军,高龙飞,张小松. 一种新的 Z 型填料及其溶液再生性能[J]. 化工学报,2014,65(S2):280-285.

层式通风对人体热舒适的快速调节实验研究

方赵嵩^{1,2}, 林章², 程勇³, 方铭麟², 吕原丽⁴

(1. 广州大学土木工程学院, 广州 510006; 2 香港城市大学建筑科技学部, 香港特别行政区; 3 重庆大学城市建设与环境工程学院, 重庆 400044; 4 内蒙古科技大学能源与环境学院, 包头 014010)

[摘要] 为了明确层式通风对人体热舒适的调节速率, 推动层式通风的广泛应用, 本论文通过室内气流实验室, 营造三种不同的通风方式(层式通风, 置换通风和混合通风), 并采用室内热环境参数测试和人体热舒适调研相结合的方法, 开展实验研究。具体结论如下: 不同通风方式下, 距地板不同高度, 空气温度和风速有显著差异; PMV-PPD 模型与实际人体平均热感觉和满意率也存在显著差异, 采用 PMV-PPD 模型对实际人体热舒适进行预测时需进行修正; 当建筑室内空气温度保持在 26°C, 相对湿度为 50%, 换气次数在 17 次时, 在前 30min, 层式通风相比其他通风方式对人体热舒适调节程度较为显著, 人体平均热感觉快速下降, 并在 30min 后保持相对稳定。而其他两种通风方式下, 平均热感觉随时间呈现抛物线形的变化, 变化最慢的是混合通风; 在变化率上, 前 30min, 层式通风下的热感觉变化梯度均大于零且明显高于其他通风方式, 30min 后其变化率基本趋于零。因此可以看出, 在相同时间和室内热环境下, 对人体热舒适的调节速率最快的是层式通风, 其次是置换通风, 最慢的是混合通风。

[关键词] 层式通风; 实验测试; 热感觉; 调节速率

Experimental Investigation of Fast Regulating Thermal Comfort under Stratum Ventilation

Fang Zhao-song^{1,2}, Lin Zhang², Cheng Yong³, Fong Ming-lin², Lu Yuan-li⁴

(1. School of Civil Engineering, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China; 2. Division of Building Science and Technology, City University of Hong Kong, Kowloon, Hong Kong; 3 Faculty of Urban Construction and Environmental Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, China; 4 School of Environment & Energy, Inner Mongolia University of Science & Technology, Baotou 014010, China)

[Abstract] In order to indicate the adjusting rate of thermal comfort under stratum ventilation, a series of experimental cases, including stratum ventilation, displacement ventilation, and mixed ventilation were carried out in the advantaged ventilation cabin. The thermal environment parameter measurement and thermal comfort survey were considered in this study. The results showed that the variations of air temperature and air velocity were obvious different under different ventilations. There were some significant differences between the PMV-PPD and the experiments results. Thus, the model of PMV-PPD needed to be modified to evaluate the thermal comfort. Under the experimental cases with air temperature 26°C, relative humidity 50%, air change rate 17 ACH, the regulating rate of thermal comfort under stratum ventilation was more significant than other ventilations. The overall thermal sensation dramatically decreased in first 30 mints, and then kept constant. The variation rate of thermal sensation under stratum ventilation was near zero after the first 30 mints. Under other ventilations, the variations of the thermal sensation against running time is as parabola. Therefore, under the same indoor thermal environment, the fastest regulating rate was stratum ventilation, followed by displacement ventilation. The slowest was mixed ventilation.

[Keywords] stratum ventilation; experiment test; thermal sensation; regulating rate

0 引言

能源问题已经成为国民经济建设中的主要问题, 如何实现可持续发展已上升为我国的重要战略议题。在 2014 年 11 月的 APEC 会议上, 中美就碳减排达成了协议, 中国承诺到 2030 年前停止增加 CO₂ 排放, 美国承诺到 2025 年减排 26%, 在 2015 年巴黎气候大会上, 习近平主席再次重申这目标^[1]。实现这一目标已成为我国今后节能减排的工作重点。据了解, 我国能源总消耗中建筑能耗占比超过 30%。其中暖通空调系统能耗占建筑总能耗的 40%, 大中型商场中央空调能耗占比甚至超过了 50%^[2]。因此降低空调系统的运行能耗对我国的建筑节能意义重大。

为了降低空调的运行能耗, 各国地区纷纷对空调系统的运行设定温度从新规定。一般而言, 理想的夏季空调设定温度应为 25.5°C^[3], 国家发改委倡导夏季空调 26°C^[4], 日本内阁环境省 (MoE) 鼓励将夏季办公室空调温度设定在 28°C^[5]。因此层式通风作为一种高温新型的通风方式, 在 2005 年提出^[6,7], 该方式是一种适用于中、小型空间的气流组织方式, 具体如图 1 所示。层式通风与高大空间分层空调有原理性的区别: 在层式通风下, 人员处于送风区; 而在分层空调下, 人员处于回流区。该通风方式完全满足 ASHRAE55-2013^[8] 热舒适标准对室温较高的条件下风速的要求, 也满足人们对局部吹风的生理需求。张慧等人发现, 在中性至偏暖的条件下, 对空气流动 (风速和紊流强度) 不足的抱怨多于对过头的抱怨, 约有一半的人要求增加而只有 4% 的人要求减少^[9]。许多实验和现场调研证明, 在偏暖的条件下, 空气流动对偏高的温度具有补偿作用。在

基金项目: 内蒙古自治区高等学校科学研究项目 (NJZY17171)。

作者简介: 方赵嵩 (1982—), 男, 讲师, 博士。

Email: zhaosong0102@126.com

夏季,空气流动的水平应该提高^[10-12]。同时,相对于背面而言,人体的侧面和正面对空气流动的敏感度低得多^[12,13]。因此在夏季,层式通风营造满足室内热舒适性要求^[14-16]和保证室内良好的空气品质^[16-18]的同时,能显著提高空调房间的运行稳定性,大幅度降低空调系统的运行能耗,具有明显的节能和环保效应。相比其他传统的通风方式(置换通风和混合通风)相比,空调系统全年的运行能耗能分别能节约25%到44%^[19]。另外层式通风还有一个显著的特点,那就是快速冷却的特征。Lin和Wang通过对三种通风方式(混合通风,置换通风和层式通风)建筑室内热环境达到基本一致的热舒适要求的预冷时间进行了实验研究,结果表明在室内热环境的PMV,PD和ADPI基本一致的情况下,层式通风的预冷时间最短约15min,而混合通风约40min,最长的是置换通风约80min^[20]。说明层式通风在房间的预冷期,也存在显著的节能效果。

为了深入分析层式通风的快速冷却效果,本文利用实验测试与问卷调查的方法,对人体热舒适的条件进行了测试,结合人体热舒适变化特征和热感觉的动态变化率,判定三种不同通风方式对人体热舒适调节快慢,这有利于层式通风在中小型建筑室内的应用和推广。

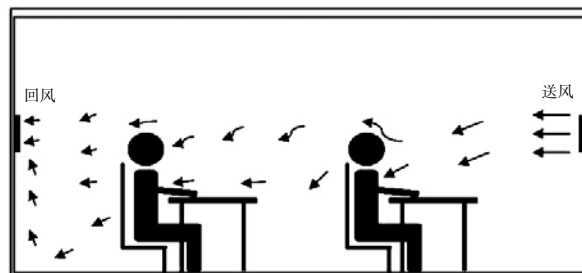


图1 层式通风示意图

1 实验方法

1.1 实验设定

本研究是在一个气流环境室内进行的,该实验室为一个典型的教室,坐落在香港城市大学,其长、宽、高的尺寸分别得8.8m,6.1m和2.4m,具体如图2所示。实验室内的热环境由空调系统进行控制。该空调系统能可以实现

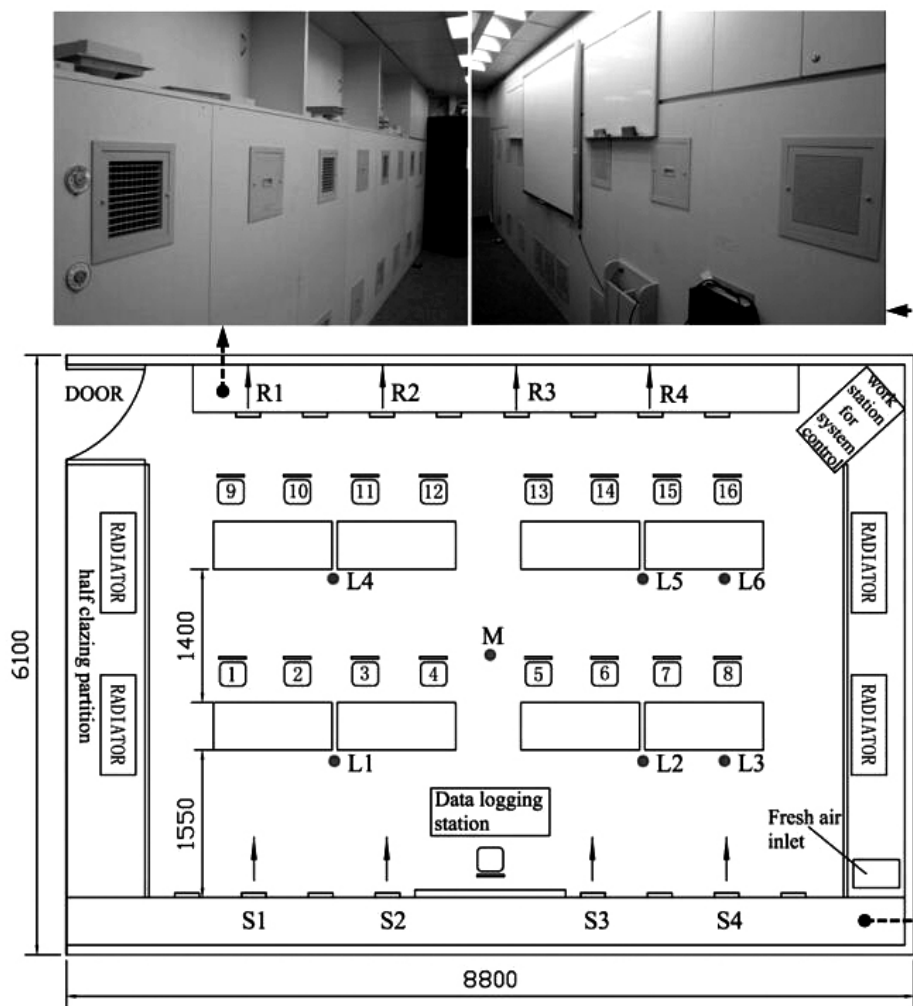


图2 高级气流实验室照片与平面图

多种气流组织形式的切换,具体包括混合通风,置换通风和层式通风,如图2所示。在层式通风中,送风由前面墙四个孔板送风口送风,对面对应的四个回风口进行回风,所有风口的中心温度为1.3m。另外,室外新风是通过独立处理后,单独送入室内。为了能够改变送风量,本实验室内的送风机为变频风机,可以实时改变。

在本研究中,每次实验由24位同学参加,并坐成3排,每排8个人,每个工况进行2次重复实验。在实验过程中室内空气温度和风速需被实时记录,并同时收集受试者热反应。整个实验室均由周围的空调区域所控制,因此墙壁、楼板地面和天花板均假设为均等。为了证明该假设的准确性,在实验过程中采用了热成像仪对房间各壁面温度进行了测试。结果表明墙体温度与房间温度非常接近,因此墙体的辐射温度对人体的热舒适影响可以忽略。

1.2 实验设计

在本研究中,房间的温度通过设置在房间中心1.1m处的测试仪器进行测试和显示,如图2所显示的M点上。整个实验测试分两部分,第一部分是在过渡区进行的,该地区的空气温度均由室内空调系统进行控制,基本保持室内温湿度相对稳定。在过渡区内,所有受试者均被要求填写相关个人基本信息,并保持相对稳定的情绪和活动水平,持续时间约为30min。第二部分是在实验室内进行。本实验中采用了三种气流组织形式,在每种气流组织控制下,房间的温度设定为26℃,相对湿度位60%,换气次数为17次。每一次实验持续1h,每15min记录受试者的热反应,共记录5次。

1.3 测量参数

为了获取工作区的温度和速度分布特征,在实验过程中,有六个位置被选中作为数据测试点,且每个测试点在垂直高度上分布布置了三个不同高度的测试点,分别离地面1.1m、0.6m和0.1m。这些点上的温度和风速均有SWEMA测试系统进行采集。该测试系统的空气流速的测试量程为0.05~3.0m/s;在0.07~0.5m/s的范围内,精度为±0.02m/s,在0.5~3.0m/s范围内,精度为±0.03m/s,响应时间为0.2s;空气温度的量程为10~40℃,测量误差为±0.2℃。对于INNOVA测试系统,风速的测量范围是0~10m/s,精度为读数的5%+0.05m/s;响应时间为0.2s。温度的精度为±0.2℃;相对湿度是通过露点温度确定的,其精度为±0.5℃。

1.4 调研问卷

本研究调研的主要内容包括两方面,一方面是参加人员的基本信息,主要是包括员的年龄、身高、体重、着装情况和活动水平;另一方面是人的主观热反应,在本研究中主要是选择人体热感觉来评价室内的热环境,因此在调研中采用的是ASHRAE标准推荐的7级指标(-3冷,-2凉,-1有点凉,0中性,+1有点暖,+2暖,+3热)对人体热感觉进行评价。在满意率评价上采用(+1)满意和(0)不满意来进行表示。

1.5 实验流程

在整个实验过程中,受试者均暴露在不同通风方式控制下的室内热环境中。人体的热反应和室内的空气温度和流速被实时记录。在开始实验之前30min内,对受试者介绍整个实验的流程。本实验的所有受试者均来自香港城市大学生,身体健康的学生,没有吸烟的习惯,不存在慢性疾病和过敏。且在实验开始之前24h内,受试者被要求正

常的饮食,不可做剧烈运动。在着装方法,被要求穿典型的夏季服装,如短袖衬衣,薄长裤,打底裤,短袜和鞋子。在整个测试过程中受试者可以看书学习,但必须保持安静。因此受试者的服装热阻约为0.43clo,代谢率大约为1.0met。本次实验共有144人次参与了实验,男女各半。每次实验共有24人参与,每个送风工况下的实验进行两次,共48人。每次实验持续时间为1h,每位受试者每隔15min完成一次问卷的填写。环境的参数被认真记录下来。

2 结果和讨论

2.1 室内环境参数

为了使不同通风方式下,人体热舒适的变化具有可比性。本研究中,各种通风方式影响下,室内热环境参数基本保持一致,具体如表2所示。混合通风的室内平均风速为0.08m/s,置换通风的平均风速为0.06m/s,层式通风的平均风速为0.24m/s,这与送风的风口位置有明显关系;相对湿度均保持在60%;平均空气温度基本保持在25.5℃左右,其中相对较低时置换通风,为24.90℃,与其他送风方式相差约0.5℃。平均辐射温度约为25.8℃,与空气温度差异也并不显著。为了保证所有同风方式下的送风量一致,本研究的换气次数均为17次。服装热阻作为人员热舒适的一个影响因素,在调研中,人体的着装情况被统计,结果如表1所示。在不同通风方式下,人员的平均服装热阻约为0.43clo。

表1 室内环境参数

通风方式	平均风速 /(m/s)	相对湿度 /%	平均空气温度 /℃	平均辐射温度 /℃	换气 次数	服装热阻 /clo
混合通风	0.08	60	25.49	25.83	17	0.425
置换通风	0.06	60	24.90	25.68	17	0.429
层式通风	0.24	60	25.53	26.08	17	0.435

由于送风口位置的差异,导致室内流场存在差异,如表2所示。距地板不同高度,空气温度和风速有明显的差异。在混合通风时,不同高度下的风速基本保持一致没有显著差异,主要原因是由于混合通风一般采用的是上送下回的形式,冷气流通过顶部散流器,送入房间,到达人呼吸区时,由于卷吸效应,风速也明显衰减,因此不同高度下的空气温度基本一致,靠近地面位置的空气温度较低。层式通风的冷气流直接作用于人的呼气区,因此在距离地方1.1m位置上,温度最低,风速最大。而置换通风的风速最大和温度最低的位置出现在距离地面0.1m的温度,脚踝容易产生吹风感。

表2 不同高度下的风速和温度变化

通风方式	高度/m	空气温度/℃	空气流速/(m/s)
混合通风	0.10	24.93	0.09
	0.60	25.59	0.07
	1.10	25.95	0.07
置换通风	0.10	22.77	0.12
	0.60	24.95	0.04
	1.10	26.97	0.04
层式通风	0.10	25.55	0.20
	0.60	25.92	0.17
	1.10	25.41	0.35

2.2 PMV与MTSV(平均热感觉投票)的关系

图3为不同送风方式下,PMV和MTSV的差异,从图上可以看出PMV和MTSV存在明显的差异,PMV值明显比MTSV低,表明了PMV在实际评价中过低估了人

们的热感觉。主要原因是,本实验的测试位于香港,人们在长期的室内环境训练下,已经形成了一定的适应性,因此实际的热感觉明显高于 PMV。另外对比各种通风方式,结果表明,层式通风营造下,人员的 MTSV 比其他通风方式下的 MTSV 要低,主要是层式通风的冷气流直接作用于房间的工作区,人的上身部位,其调节效果比较明显。

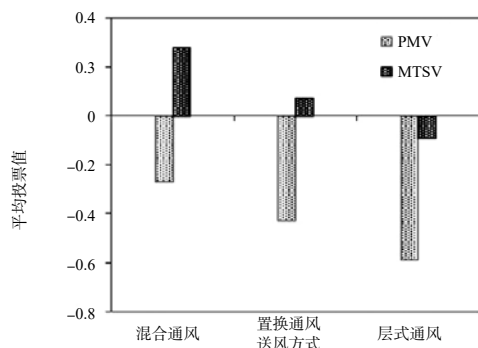


图3 同送风方式下 PMV 与 MTSV 的差异

图4为 PPD 与实际不满意率的比较,从图上可以看出,基于 PMV 计算得到的 PPD 与实际不满意率存在显著的差异,三种送风方式下的实际不满意率明显均低于 10%,低于 PPD,这也说明了 PPD 在实际预测人体不满意率时,与实际的不满意率存在一定的差异,应若采用 PMV-PPD 模型对人体热舒适进行预测评价是需进行修正。

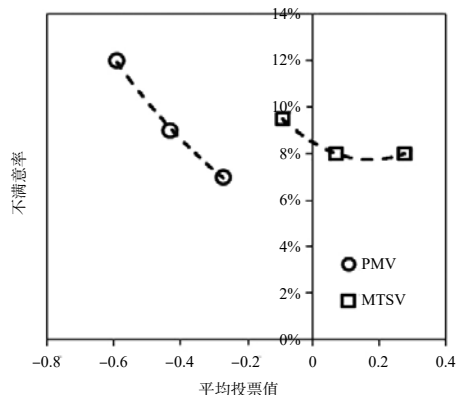


图4 PPD 与实际不满意率的差异

2.3 热感觉变化

图5为 MTSV 随时间的变化规律。从图上可以明显看出,三种通风方式下,人体的平均热感觉随时间的变化存在显著的差异。在层式通风方式下,受试者开始进入实验室时,MTSV 处于最大值,之后随时间明显降低,在 30 分钟的时候,MTSV 基本保持在 -0.1。当采用的是混合通风或置换通风时,MTSV 随时间存在抛物线的变化规律,MTSV 先增加,约在 30min 之后才开始下降,最为明显的是混合通风,且两种通风方式均在 60min 内,MTSV 还在变化,并未出现稳定的趋势。引起该现象的主要原因是,层式通风的冷气流直接作用于人体的主要散热区,受试者进入房间时,很快就受到冷气流的调节,因此受试者的平均热感觉在起始阶段随时间发生快速下降。然而,但送风方式改为混合通风或置换通风时,受试者从过渡区进

入气流室时,人员的代谢率偏高,但这两种通风方式下,室内的流程较为均匀,人体主要散热区的风速较低,因此对人体的冷调节并没有快速抵消人体的代谢的产热量,因此 MTSV 出现了先增大后减小得变化规律。这表明了层式通风在人体热感觉的调节下,明显优于其他两种通风方式。这从另一个方面验证了 Wang 和 Lin^[20] 的研究结论。

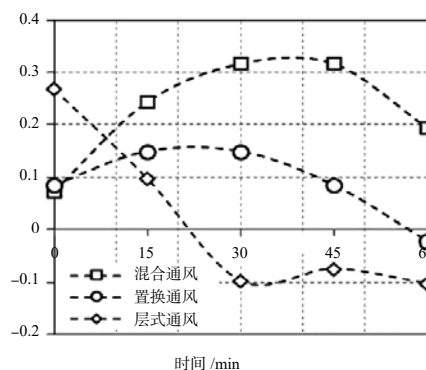


图5 平均热感觉随时间的变化

图6为平均热感觉随时间的变化值,从图上可以明显看出,层式通风的在前 30 分钟内,ΔMTSV 约为 0.2,在 30 分钟后基本趋于 0,而置换通风在 30 分钟内的变化值均小于 0,混合通风在 45 分钟内均小于 0,说明了受试者在 40 分钟后 MTSV 才开始下降。因此,表层式通风相比其他两种通风方式,对人体热舒适的调节上,具有快速冷却的功能,它能够在 30 分钟内使人员的热感觉开始趋于稳定,这明显缩短调节的时间。

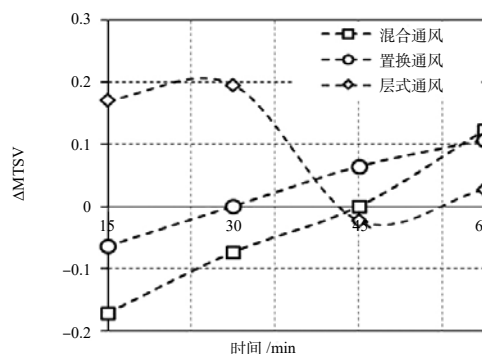


图6 平均热感觉随时间的变化值

3 结论

为了明确层式通风对人体热舒适的调节速率,推动层式通风的广泛应用,本论文通过室内空气流实验室,营造三种不同的通风方式(层式通风,置换通风和混合通风),并采用室内热环境参数测试和人体热舒适调研相结合的方法,开展实验研究。具体结论如下:

(1)距地板不同高度,空气温度和风速有明显的差异。层式通风作用下,温度最低点和风速最高点出现在 1.1m 的位置,而置换通风是出现在 0.1m 的位置。

(2)PMV 和 MTSV 存在显著的差异,由于人们的适应性,导致了 PMV 过低预测了人体平均热感觉,PPD 与实际不满意率投票值同样存在差异,因此采用 PMV-PPD 对实际人体热舒适进行预测时需进行修正。

(3)当建筑室内空气温度保持在 26℃,相对湿度为

50%，换气次数在 17 次时，层式通风相比其他通风方式在前 30min 对人体热舒适调节程度较为显著，人体平均热感觉发生了快速的下降，并在 30min 后保存相对稳定。而其他两种通风方式下，平均热感觉随时间呈现抛物线形的变化规律，变化最慢的是混合通风；从平均热感觉随时间的变化率上可以看出，在前 30min，层式通风下的热感觉变化梯度均大于零且明显高于其他通风方式，且 30min 后其变化率基本趋于零。因此可以看出，在相同时间和室内热环境下，对人体热舒适的调节速率最快的是层式通风，其次是置换通风，最慢的是混合通风。

参考文献

- [1] <http://news.nen.com.cn/system/2015/12/01/018672865.shtml>.
- [2] 能效管理引导空调绿色消费, http://www.sohu.com/a/148064012_120702.
- [3] 香港特别行政区政府室内空气品质管理小组.《办公室及公众场所室内空气品质检定计划指南》, 2003.
- [4] 国家发展和改革委员会.《公民节约行为公约》[EB/OL].[2005-12-23]. http://www.ndrc.gov.cn/gzdt/t20051223_54462.htm.
- [5] Ministry of Environment (MoE), Cabinet of Japan. "National Campaign to Fight Global Warming" [EQ/OL]. [2005-04-28]. <http://www.env.go.jp/en/press/20050428b.html>.
- [6] Lin Z, Chow TT, Tsang CF. Stratum ventilation? a conceptual introduction. Proceedings of the 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Beijing, 4–9 September 2005:3260–3264.
- [7] Lin Z, Chow TT, Tsang CF, Fong KF, Chan LS. Stratum ventilation - a potential solution to elevated indoor temperatures. Building and Environment, 2009, 44(11):2256–2269.
- [8] ASHRAE. 2013. ANSI/ASHRAE Standard 55-2013, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Airconditioning Engineers, Inc., USA.
- [9] Zhang H, Arens E, Fard SA, Huizenga C, Paliaga G, Brager G and Zagreus L. Air movement preferences observed in office buildings. International J. of Biometeorology, 2007, 51(5): 349–360.
- [10] Fountain ME. Laboratory Studies of the Effect of Air Movement on Thermal Comfort: A Comparison and Discussion of Methods. ASHRAE Transactions, 1991;97(1):863–873.
- [11] Mayer E. New Measurements of the Convective Heat Transfer Coefficients: Influences of Turbulence, Mean Air Velocity and Geometry of Human Body. Proceedings of Roomvent'92, Lyngby 1992, Danish Association of HVAC Engineers (DANVAK)3:263–276.
- [12] Fountain ME, Arens EA, de Dear R, Bauman F and Mura K. Locally Controlled Air Movement Preference in Warm Isothermal Environments. ASHRAE Transactions, 1994;100: 937–952.
- [13] Fong ML, Lin Z, Fong KF, Chow TT, Yao T. Evaluation of thermal comfort conditions in a classroom with three ventilation methods. Indoor Air, 2011, 21(3):231–239.
- [14] Tian L, Lin Z, Wang Q. Experimental investigation of thermal and ventilation performances of stratum ventilation. Building and Environment, 2011, 46(6):1309–1320.
- [15] Lin Z, Yao T, Chow TT, Fong KF, Chan LS. Performance Evaluation and Design Guidelines for Stratum Ventilation. Building and Environment, 2011, 46:2267–2279.
- [16] Lin Z. Effective draft temperature for evaluating the performance of stratum ventilation. Building and Environment, 2011, 46(9):1843–1850.
- [17] Lin Z, Wang J, Yao T, Chow TT. Investigation into anti-airborne infection performance of stratum ventilation. Building and Environment, 2012, 54:29–38.
- [18] Lin Z, Wang J, Yao T, Chow TT, Fong KF. Numerical comparison of dispersion of human exhaled droplets under different ventilation methods. World Review of Science, Technology and Sustainable Development, 2012, 10(1/2/3): 142–161.
- [19] Lin Z#, Lee CK, Fong KF, Chow TT, Yao T, Chan ALS, 2011. Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling. Energy and Buildings, 43:130–136.
- [20] Xiao Wang, Zhang Lin, An experimental investigation into the pull-down performances with different air distributions, Applied Thermal Engineering 91(2015)151–162.

新风系统通风效果的实测研究

王艳红, 王 蕾, 吴 凡, 赵梓君, 杜小兵, 张爱凤, 赵卫平

(合肥工业大学, 合肥 230009)

[摘 要] 由于全国大范围雾霾灾害频发, 建筑新风系统越来越受到大家关注。本文在建筑环境舱中开展新风系统的实测研究, 针对自然通风、闭式空调+自然通风、机械通风和全热换热器四种工况, 分析室内外颗粒物的浓度比和新风换气次数, 研究发现, 所测防霾纱窗没有效果; 机械通风有利于去除室内颗粒物; 全热换热器更换不同类型滤料没有起到去除室内颗粒物的效果。

[关键词] 雾霾, 新风, 颗粒物, 室内外浓度比

Experimental Study on Ventilation Efficiency of Fresh Air System

Wang Yan-hong, Wang Lei, Wu Fan, Zhao Zi-jun, Du Xiao-bing, Zhang Ai-feng, Zhao Wei-ping

(School of civil engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

[Abstract] Since the widespread of haze disasters in our country, the fresh air supply system is attracting more and more attention. So an experiment study was conducted in a built environment house to find fresh air ventilation efficiency under four experimental conditions, like natural ventilation, air conditioning and natural ventilation, mechanical ventilation, heat exchanger system. The results show anti-haze screen has no effect, even to greatly decrease the ACH. Mechanical ventilation worked best. Heat exchanger of different filter did not work well to decrease indoor particulate concentration.

[Keywords] Haze; Fresh Air; Particulate matter; I/O ratio

0 引言

近年来, 我国各区域区域性雾霾灾害天气频发, 给人们正常的生产和生活带来严重影响。根据环保部 2016 年空气质量报告, 京津冀及周边地区是我国大气污染最严重的区域, 甚至该区域部分城市空气质量达标天数不足 50%^[1]。虽然合肥所处长江三区域略好于华北地区, 但根据合肥市环保局所公布数据, 2015 年全年仍有 110 天为污染天气, 且当年 12 月份只有 6 天为良好, 其余皆为污染天气, 其中还有 7 天为重度污染天气^[2]。而雾霾天气的主要元凶是颗粒物, 因颗粒物中所含毒有害物质, 长期暴露会对健康产生不良影响^[3,4]。谢元博等^[5]针对 2013 年北京雾霾重污染时的研究表明, 短期高浓度 PM_{2.5} 污染对人群健康风险较高, 约造成早逝 201 例, 呼吸系统疾病住院 1056 例等, 相关健康经济损失高达 4.89 亿元。

随着室外环境的恶化, 人们对室内空气品质提出了更高的要求, 推动了新风和净化器市场的发展, 其中 2015 年我国仅新风系统产值就达 45 亿元^[6]。然而新风系统实际运行效果究竟如何需通过大量实验验证。除邓育涌^[7]通过实验测试分析密闭性、厨房烹饪、室外环境风速、风压差异下对比新风和空气净化器的除霾效果的文章外, 可供公开检索的新风系统性能实测文章较少。因此, 本文将针对当前常见新风形式开展实测研究, 测试目标主要是社会所关注的颗粒物浓度, 从而分析不同新风方式下, 室内外颗粒物浓度变化状况。

1 实验设置

测试工作在一两层结构的建筑环境模拟房中开展(如图 1 所示), 环境模拟房屋中的房间面积为 2.67m², 层高 1.5m, 开窗面积为 0.235m²。并根据当前市场上实际新风

系统的应用情况, 设置工况如表 1 所示, 根据新风来源分为自然通风、闭式空调+自然通风、机械通风系统和全热交换器系统等四种情况, 并考虑自然通风采用无窗纱、普通窗纱和防霾窗纱三种情况, 机械通风考虑普通滤芯和高效滤芯三种情况, 全热交换器系统考虑普通滤芯、活性炭滤芯和高效滤芯三种状况。具体实验材料如表 2 所示。

测试仪器选用苏净集团的 yo9-pm 颗粒物检测仪和 yo9-310 尘埃粒子计数器以及法国 KIMO AQ 110 二氧化碳检测仪和 KIMO KH110 温度仪。新风量采用 CO₂ 衰减法和风速法进行测试。



图 1 环境模拟房

2 结果分析

2.1 自然通风

我国大部分地区居民都有开窗通风的习惯,

考虑到蚊虫影响, 现在家庭一般都安装窗纱, 因而有部分商家据此推出号称能预防颗粒物的“防霾窗纱”, 甚至号称能过滤 90% 的颗粒物, 因此实验中加入所谓“防霾窗纱”的测试, 具体结果如图 2 所示。

从图中可发现在三种工况下, 即无窗纱、普通窗纱和防霾窗纱, 效果基本一致, 颗粒物的室内外浓度比皆在 1 附近变化, 即室内外颗粒物浓度基本一致。结果中 60min 左右室内外颗粒物 I/O 比有一个上升, 原因是室外浓度有所下降时, 室内的下降有所延迟。

基金项目: 合肥工业大学 2016 年大学生创新训练项目
(2016CXCYS046)

作者简介: 张爱凤 (1971—), 女, 江苏, 合肥工业大学土木与水利工程学院副教授, 硕士。
Email: aifengzhang@hfut.edu.cn

表 1 工况设置

序号	工况	温度 /℃	风速 /(m/s)
1.1	自然通风	26.0±1.3	1.9±0.8
1.2			
1.3			
2.1	闭式空调 + 自然通风	26.6±0.8	1.2±0.6
2.2			
3.2	机械通风	23.4±0.8	1.1±0.5
3.3			
4.1	全热换热器	26.2±1.4	0.9±0.3
4.2			
4.3			

对于 PM_{2.5}，无窗纱、普通窗纱和防霾窗纱工况下室内浓度比分别为 0.93±0.09、0.99±0.21 和 0.93±0.16，进行单因素方差分析发现 P > 0.05，说明组间没有显著差异；对于 PM₁₀，则分别为 1.02±0.14、1.06±0.18 和 1.11±0.18，进行单因素方差分析发现同样现象。因此，两种粒径的颗粒物室内外浓度比基本一致，两种窗纱皆没有起到任何效果。

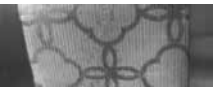
从表 3 可知，无窗纱、普通窗纱和防霾窗纱下新风换气次数分别为 11.5h⁻¹、10.3h⁻¹ 和 1.0h⁻¹，可发现由于防霾窗纱空气流通阻力大，室内新风换气次数大大降低。因此，动辄是普通窗纱数十倍价格的“防霾窗纱”，对颗粒物的拦截效果不仅可忽略不计，而且还进一步阻碍房间的新风换气能力；同时表明雾霾天气不适合开窗自然通风。

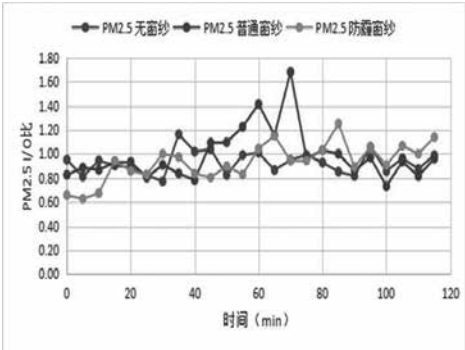
2.2 闭式空调和自然通风

分体空调在我国家庭应用广泛，其只有基本的过滤功能，通常不引入新风，因此常结合适当开窗来引入新风，因此实验中设置闭式空调和自然通风工况。从图 3 可发现，对于 PM_{2.5}，两种窗纱情况下，室内外浓度比最终趋于一致，在 0.8 左右；对于 PM₁₀，防霾窗纱略好于普通窗纱，原因可能是空调过滤或颗粒物沉降等导致室内 PM₁₀ 浓度的降低。

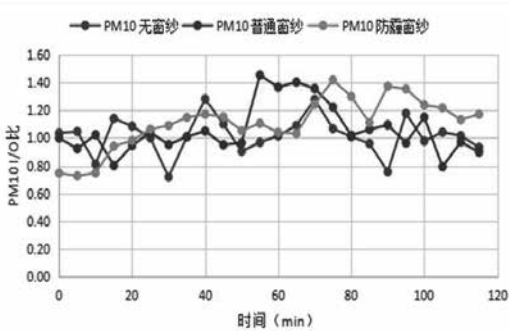
在闭式空调和自然通风工况下，对于 PM_{2.5} 颗粒物，普通窗纱和防霾窗纱工况下室内外浓度比分别为 0.84±0.06 和 0.83±0.08，进行单因素方差分析发现 P > 0.05，说明组间没有差异；对于 PM₁₀，则分别为 0.92±0.05 和 0.84±0.07，两组浓度有明显差异。因此两种自然补风条件下，PM_{2.5}

表 2 实验材料

名称	普通窗纱	防霾窗纱	普通滤芯	活性炭滤芯	高效滤芯
样品					

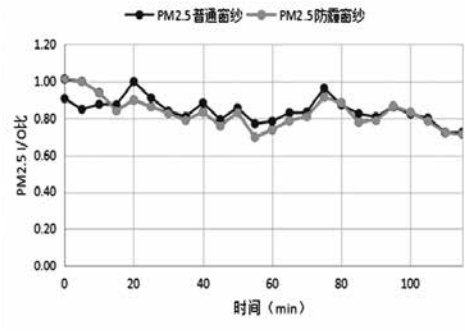


(a) PM_{2.5}

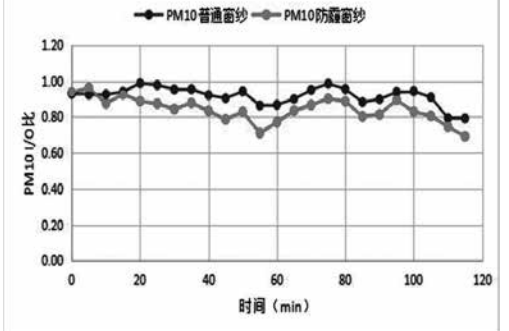


(b) PM₁₀

图 2 自然通风工况颗粒物 I/O 比



(a) PM_{2.5}



(b) PM₁₀

图 3 闭式空调和自然通风工况颗粒物 I/O 比

颗粒物室内外浓度比基本相同, PM_{10} 颗粒物防霾窗纱略低于普通窗纱, 但可能是空调滤网对 PM_{10} 的过滤效果好于 $PM_{2.5}$ 导致, 再加上防霾窗纱工况下换气次数较低, 不能证明防霾窗纱有效。当室内有闭式空调产生的强迫空气流动时, 防霾窗纱下的新风换气次数仍达到 $3.1h^{-1}$, 虽然明显小于普通窗纱的 $10.2h^{-1}$ 。

2.3 机械通风

由于我国受到大范围雾霾影响, 机械通风系统开始在住宅当中获得广泛关注, 并且考虑机械通风方便设置各级各类过滤器, 可有效控制室内颗粒物的浓度, 因此实验中设置机械通风工况, 并考虑普通过滤和高效过滤状况。结果如图 4 所示, 可发现高效过滤器过滤效果显著, 无论 $PM_{2.5}$ 还是 PM_{10} , 都有一个明显的下降过程; 而普通滤芯虽然也能使室内外浓度比下降, 但 3h 后大约只比室外浓度较低 40% 左右。刚开始十分钟没有明显下降原因可能是由于房间体积较小, 送风对室内环境进行搅拌, 把物体表面的灰尘扬起。

对于 $PM_{2.5}$ 颗粒物, 普通滤芯和高效滤芯下后室内外浓度比分别为 0.54 ± 0.05 和 0.26 ± 0.02 ; 对于 PM_{10} 颗粒物, 普通滤芯和高效滤芯下后室内外浓度比分别为 0.54 ± 0.04 和 0.30 ± 0.01 , 两者皆有显著浓度差异, 证明机械通风 + 高效滤芯是有效降低室内颗粒物浓度的手段。对于机械通风状况, 由于高效滤芯的阻力较大, 新风换气次数从普通滤芯下的 $1.6h^{-1}$ 降为高效滤芯下的 $0.7h^{-1}$ 。

2.4 全热交换器系统

考虑到能量的回收利用, 热回收型设备获得推荐使用^[8], 因此考虑设置不同过滤级别的全热交换器的工况。结

果如图 5 所示, 无论是 $PM_{2.5}$ 还是 PM_{10} , 高效滤芯未起到应有的作用, 甚至于对于 PM_{10} 普通滤芯效果好于高效滤芯; 高效滤芯和普通滤芯都使室内外浓度比基本维持 0.8; 而活性炭滤芯效果好于上述两种滤芯, 原因可能是风管积尘和设备密封不好。

对于 $PM_{2.5}$ 颗粒物, 普通滤芯、活性炭滤芯和高效滤芯下室内外浓度比分别为 0.79 ± 0.07 、 0.78 ± 0.09 和 0.87 ± 0.05 , 进行单因素方差分析, 组间有显著差异, 经过近 3h, 普通滤芯和高效滤芯条件下室内外浓度比趋于一致。对于 PM_{10} 颗粒物, 普通滤芯、活性炭滤芯和高效滤芯下室内外浓度比分别为 0.75 ± 0.06 、 0.79 ± 0.09 和 0.83 ± 0.05 , 经过 3h 仍然出现普通滤芯效果好于高效滤芯的情况, 并且活性炭滤芯效果最好。普通滤芯、活性炭滤芯和高效滤芯下的新风换气次数分别为 $32.1h^{-1}$ 、 $29.8h^{-1}$ 和 $4.2h^{-1}$, 高效滤芯明显降低新风换气次数。

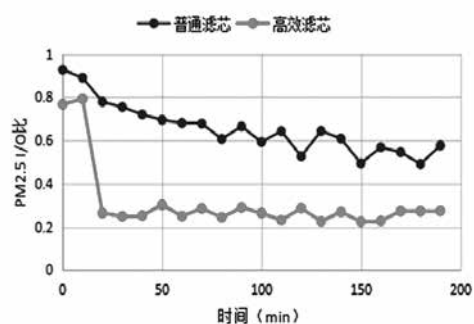
3 结论

根据在建筑环境模拟房中所完成的四种测试工况, 即自然通风、闭式空调 + 自然通风、机械通风和全热交换器工况, 可发现:

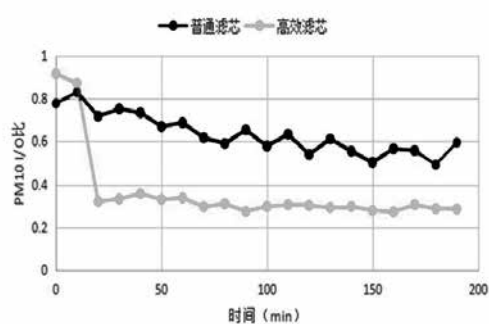
(1) 所测试防霾窗纱未起到降低室内颗粒物浓度的效果, 反而由于其阻力较大, 明显降低室内外的新风换气能力;

(2) 机械通风实验中高效滤芯使室内外的颗粒物浓度比出现较大下降, $PM_{2.5}$ 浓度比降为 0.26, PM_{10} 降为 0.30; 而普通滤芯只能都降到 0.54, 因此可见机械通风对于降低室内颗粒暴露效果较佳;

(3) 全热交换器更换三种过滤技术都没有显著降低室

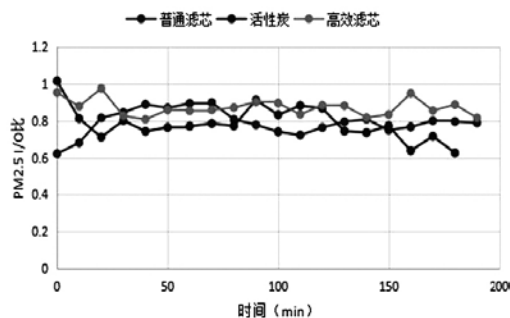


(a) $PM_{2.5}$

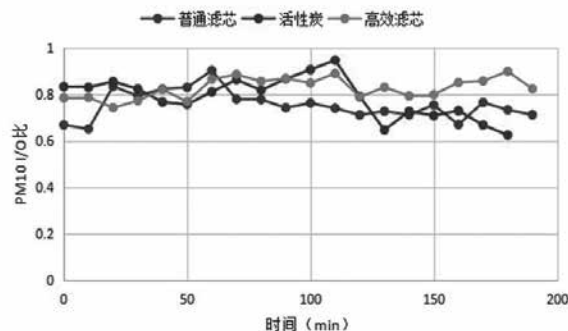


(b) PM_{10}

图 4 机械通风工况颗粒物 I/O 比



(a) $PM_{2.5}$



(b) PM_{10}

图 5 全热交换器工况 I/O 比

内颗粒物浓度，原因可能是设备漏风导致，因此对设备密闭性能提出较高要求。若能同时达到能量回收和颗粒物过滤，应用场合全景广阔。

表 3 各工况下新风换气次数

工况	新风换气次数	
自然通风	无窗纱	11.5
	普通窗纱	10.3
	防霾窗纱	1.0
闭式空调 + 自然通风	普通窗纱	10.2
	防霾窗纱	3.1
机械通风	普通滤芯	1.6
	高效滤芯	0.7
全热换热器	普通滤芯	32.1
	活性炭滤芯	29.8
	高效滤芯	4.2

参考文献

[1] 编辑语. 治霾 京津冀任务依然艰巨 [J]. 节能与环保, 2017(2):1.

[2] 蔡鑫. 合肥市灰霾天气及其时空变化特征研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2015.

[3] 王平利, 戴春雷, 张成江. 城市大气中颗粒物的研究现状及健康效应 [J]. 中国环境监测, 2005,21(1):83-87.

[4] Bell M L, Dominici F, Ebisu K, et al. Spatial and Temporal Variation in PM2.5 Chemical Composition in the United States for Health Effects Studies[J]. Environmental Health Perspectives, 2007,115(7):989.

[5] 谢元博, 陈娟, 李巍. 雾霾重污染期间北京居民对高浓度 PM2.5 持续暴露的健康风险及其损害价值评估 [J]. 环境科学, 2014,35(1):1-8.

[6] 贺玲琳. 净养环保: 安全和零成本维护是我们最大的特点 [J]. 绿色建筑, 2017(1).

[7] 邓育涌. 家用新风系统防霾效果实验研究 [J]. 暖通空调, 2016(E03):10-12.

[8] 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.

热泵技术应用进程与前景展望

段少陪, 骆 雯, 曲剑巍

(沈阳城市学院, 沈阳 110112)

[摘 要] 将可再生能源替代暖通空调中传统的碳能源是暖通空调发展的必然趋势。热泵作为提供热量的主要设备之一, 其技术是将可再生能源中的低位热能转化为高品位热能。因其对环境友善、节约能源的特点, 在工业制冷方面得到了广泛的应用。随着热泵技术的不断发展与创新, 人们发现地源热泵与空气源热泵有更大的发展潜力。

[关键词] 可再生能源; 热泵技术; 地源热泵; 空气源热泵

The Heat Pump Technology Application and Prospect

Duan Shao-pei, Luo Wen, Qu Jian-wei

(Building Environment and Energy Engineering, Shenyang City University, Shenyang 110112, China)

[Abstract] In this paper renewable energy to replace the traditional carbon energy is an inevitable trend in the development of HVAC (Heating Ventilation Air Conditioning) field. One of the main equipment for heat pump to supply heat, its technology is renewable energy in low heat energy can be converted to the high grade thermal energy. Because of its characteristics of environmental friendly, energy saving, has been widely used in industrial refrigeration. With the continuous development of heat pump technology and innovation, people found the ground source heat pump and air source heat pump have greater development potential.

[Keywords] renewable energy; heat pump technology; air source heat pump; ground source heat pump

1 热泵

1.1 热泵的定义

热泵是一种利用高位能使热量从低位热源流向高位热源的节能装置。顾名思义, 热泵也就是像泵那样, 可以把不能直接利用的低位热能(如空气、土壤、水中所含的热能、太阳能、工业废热等)转换为可以利用的高位热能, 从而达到节约部分高位能的目的。

1.1.1 热泵定义的内涵

(1) 热泵虽然需要消耗一定量的高位能, 但所供给用户的热量却是消耗的高位能与吸收的低位热能的总和。也就是说, 应用热泵, 用户获得的热量永远大于所消耗的高位能。因此, 热泵是一种节能装置。

(2) 理想的热泵可设想为由动力机和工作机组成热泵机组。利用高位能来推动动力机, 然后再由动力机来驱动工作机运转, 工作机像泵一样, 把低位的热能输送至高位, 以向用户供热。

(3) 热泵即遵循热力学第一定律, 在热量传递与转换的工程中, 遵循着守恒的数量关系; 又遵循着热力学第二定律, 热量不可能自发、不付出代价的、自动地从低温物体转移至高温物体。在热泵的定义中明确指出, 热泵是靠高位能拖动, 迫使热量由低温物体传递给高温物体。

1.2 热泵的分类

1.2.1 地源热泵

地源热泵是利用浅层地能进行供热制冷的新型能源利用技术, 是热泵的一种, 热泵是利用卡诺循环和逆卡诺循环原理转移冷量和热量的设备。

地源热泵通常是指能转移地下土壤中热量或者冷量到所需要的地方。通常热泵都是用来做为空调制冷或者采暖用的。

地源热泵还利用了地下土壤巨大的蓄热蓄冷能力, 冬

季地源把热量从地下土壤中转移到建筑物内, 夏季再把地下的冷量转移到建筑物内, 一个年度形成一个冷热循环。

1.2.2 空气能热泵

空气能热泵顾名思义就是利用空气中的能量来产生热能, 能全天 24h 大水量、高水压、恒温提供全家不同热水需求, 同时又能消耗最少的能源完成上述要求的热水器。并在家高效制取生活热水的同时, 能够像空调一样释放冷气, 满足厨房的制冷需求, 并且可以在阳台、储物间、车库等局部空间达到除湿的作用防止物品发霉变质或者快速晾干衣物。

空气能热泵的分类: 从压缩机的型式来看: 有全封闭和半封闭活塞式压缩机、涡旋式压缩机、半封闭螺杆式压缩机等; 按机组容量大小分: 有别墅式小型机组和中大型机组; 按机组结构来分: 有整体式机组和模块化机组。按功能分: 一般热泵机组、热回收机组、蓄冷热泵机组。

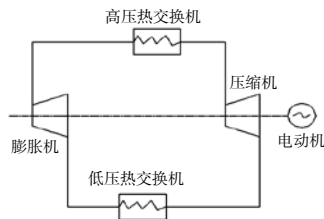
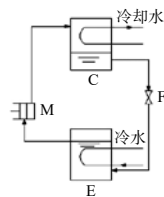


图1 封闭的布雷顿热泵循环流程图



C-冷凝器 E-蒸发器 F-节流阀 M-压缩机

图2 吸收式热泵技术原理简图

作者简介: 段少陪(1988—), 男, 沈阳, 助教, 硕士。

Email: 506734747@qq.com

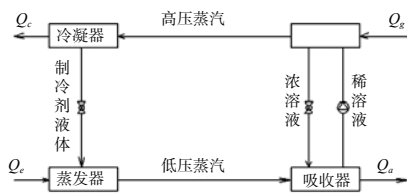


图3 简单的第一种吸收式热泵循环

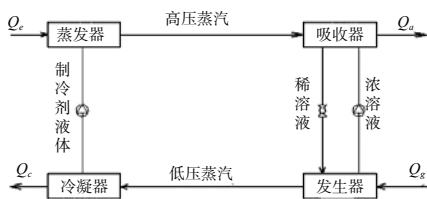


图4 简单的第二种吸收式热泵循环

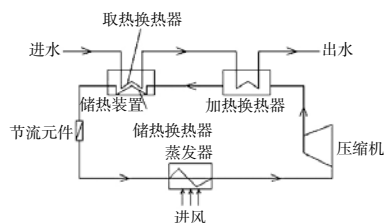


图5 空气源热泵热水器系统原理图

2 空气能热泵的优点

“安全 + 省钱 + 舒服 + 环保 + 经久耐用”：

(1) 安全

不用燃气，不会产生任何废气，更不会出现“煤气中毒”；不用电加热棒加热，不会有漏电危险，呵护家人健康安全。

(2) 省钱

COP 值超过 3 以上，能效比高，绝对省电、省钱。可节省 2/3~3/4 的电费支出，或节省 1/2~2/3 的燃气费支出及太阳能热水器的辅助加热费用。

(3) 舒适

专利技术 - 过流式间接加热，全自动定温有压供水，在使用热水时绝不会忽冷忽热，热水有压力，舒适感好。全天候、全年候供水，弥补了太阳能热水系统阴雨天、晚间、无阳光、上冻时无热水可用的尴尬。

(4) 环保

空气（热泵）热水器排出的冷风，有利于降低室温。

(5) 经久耐用

精选世界名牌零配件，五重防锈技术，外壳采用耐腐蚀、超厚度的涂层钢板或不锈钢板，设备性能稳定，使用寿命达十五年。

2.1 空气能热泵效率高

与燃煤锅炉、燃油锅炉、燃气锅炉、电热水器相比，热泵热水器是热效率最高的热水器。

燃油锅炉效率 65%~75%、电热水器的效率 70%~80%、热泵效率 300%~500%。

由于热泵热水器高达 300%~500% 的热效率，使得制备热水的成本及其低廉，自然就会省电。其他热泵产品也

同样省电，只不过差异在省多少。

2.2 空气能热泵供热制冷一体

空气（热泵）热水器集供热水、取暖、除湿、降温、空气滤净等各项功能为一体：

(1) 全年候不管阴晴雨雪，全天候 24h 不间断连续自动提供热水；

(2) 高效除湿，每天 24h 最大除湿量 6~8kg，梅雨及阴雨天气效果明显；

(3) 过滤室内空气，安装在厨房时效果比较明显；

(4) 附加采暖附件，冬季可使室内升温 5℃ 以上，使学习、娱乐、睡觉时更舒爽。

2.3 空气能热泵低温也能运行

不管阴、晴、昼、夜，只要有空气就能制造热水。在常温下，每小时可制造 180L 热水。但在天气较冷、环境温度较低时、会略有降低。特别是在 -10℃ 下容易结霜，化霜问题是其他品牌热泵的主要区别。

3 对比分析

3.1 地源热泵与传统中央空调优势比较

对于地源热泵中央空调和传统中央空调相比，最大的特点就在于它的节能性，这也是很多用户不顾高额初投资选择地源热泵中央空调的原因，地源热泵除了节能外，还有很多的优点，我们可以通过与传统中央空调的对比来分析地源热泵到底具有哪些优势，为什么如此深受用户青睐。

(1) 环境保护

从土壤源热泵的整个运行原理来看，土壤源热泵系统实际是真正意义的绿色环保空调，不管是冬季还是夏季的运行，都不会对建筑外大气环境造成不良影响。

而普通中央空调系统，将废热气或水蒸气排向室外环境，无一例外的都对环境造成了极大的污染。以地球表面浅层地热资源作为冷热源，利用清洁的、近乎无限可再生的能源，符合可持续发展的战略要求。

(2) 运行效率

对于普通中央空调系统，不管是采用风冷热泵机组还是采用冷却塔的冷水机组，无一例外的要受外界天气条件的限制，即空调区越需要供冷或供热时，主机的供冷量或供热量就越不足，即运行效率下降，这在夏热冬冷地区的使用就受到了影响。

而土壤源热泵机组与外界的换热是通过大地，而大地的温度很稳定，不受外界空气的变化而影响运行效率，因此，土壤源热泵的运行效率是最高的。

(3) 经济方面

地源热泵系统还可以集采暖、空调制冷和提供生活热水于一体。一套热泵系统可以替换原有的供热锅炉、制冷空调和生活热水加热的三套装置或系统，从而减少使用成本，十分经济。

(4) 运行费用

地源热泵系统在运行中的节能特点也是显而易见的：通常地源热泵消耗 1kW 的能量，用户可以得到 4kW 以上的热量或冷量，其制冷、制热系数可达 4 以上，与传统的空气源热泵相比，要高出 40%，其运行费用为普通中央空调的 50%~60%。达到相同的制冷制热效率，土壤源热泵主机的输入功率较小，即为业主提供了较低运行费的空调系统，在全年时间使用空调的场所，这种效果尤为明显。锅炉只能将 70%~90% 的燃料内能为热量，因此地源热泵要比电锅炉加热节省三分之二以上的电能，比燃料锅炉节

省约二分之一的能量。

(5) 主机设置

对于普通中央空调系统,若设置风冷热泵机组进行冷热空调,则风冷热泵主机的设置必须要与外界通风良好,要么设置于屋顶,要么设置于地面,这对别墅空调受限就更严重。

而土壤源热泵主机的设置就非常灵活,可以设置在建筑物的任何位置,而不受考虑位置设置的限制。若设置冷水机组+锅炉进行冷热空调,冷却塔和锅炉的位置就更受限制。

因此,就主机的设置而言,地源热泵系统的主机设置是非常灵活的。

(6) 系统比较

地源热泵中央空调与传统中央空调对比:系统简单。一机多用,节约设备用房,应用范围广。地源热泵可供暖、空调,还可用于生活热水供应系统,一套系统可替代锅炉加空调的两套系统,因此一机多用,节省了建筑空间及设备的初投资,机组紧凑,节省设备用房空间,由此而产生的经济效益相当可观。

(7) 能耗比较

地源热泵中央空调与传统中央空调对比:无需除霜大地土壤温度一年四季相对保持恒定,冬季也能保持在 15°C 以上,埋地换热器不会结霜,可节省因结霜、除霜而消耗的能量。

通过详细对比,我们很容易发现地源热泵中央空调优势非常明显,从这里我们也可以看出,为什么政府会大力推广地源热泵系统,地源热泵的普及不仅关系到家庭用户的切身利益,也很大程度上降低建筑能耗,缓解环境能源压力,优化生态环境。积极响应政府号召,一直倡导舒适健康、节能环保的室内舒适家居生活,已经成功安装多套家用地源热泵系统。

3.2 数字数据比较

地源热泵在北美和欧洲的许多国家已得到广泛的应用,是一种成熟的技术;但我国在地源热泵的应用方面还刚刚起步。

推广地源热泵技术需要政府的政策引导、对设计和施工人员的培训、所需设备和材料的配套以及提高公众对地源热泵技术的了解程度、在供热空调中应用热泵技术的主要制约因素是电力供应不足和人民群众消费水平较低,对热泵空调系统的市场需求尚未形成;随着改革开放以来我国经济的发展和人民生活水平的提高,以上两个制约因素已不复存在,空调和供热已成为普通百姓的需求,并逐渐向农村和南方扩展,市场前景很好。

因此应增加技术资金的投入和相关技术人才的培养。

同时向世界上热泵技术比较发达的国家学习,但在学习过程中应注意:由于我国气候条件与那些国家的气候条件不同,因此不能照搬外国的技术成果,而应注意吸收国外正反经验,合理布局,稳步发展,在条件相对成熟的地区多进行试验和总结。

4 热泵生活应用

4.1 地源热泵空调

地源热泵空调是采用节能环保的地源热泵系统,其冷热源采用安装灵活、易于控制的埋管式土壤源热泵系统,也称土壤耦合式热泵系统。具体采用立埋的埋管方式,以水作为冷热量载体,水在埋于土壤中的换热管道内与热泵

机组间循环流动,实现机组与大地土壤之间的热量交换。

4.1.1 空调技术

地源热泵空调技术是利用地表浅层水源(地下水、江、河、湖、海)土壤吸收的太阳能和地热能而形成的低温低位热能,采用热泵原理,通过少量的电能输出,实现低位热能向高位热能转移的一种技术。

地源热泵空调利用全新再生能源地热源,进行能量转换。开辟了一条利用清洁能源的新途径。

相比常规中央空调,效果更为稳定,只通过少量的电能输出,就可以实现低位能向高位能的转换,更清洁环保,且实现制冷、地板采暖和供应生活热水,一机多用,性能方面稳定,且运行寿命长。

4.1.2 区别

传统空调是氟机组通常末端为 $4\sim 7^{\circ}\text{C}$,温差较小,而地源热泵空调采用的是水机组,夏季地源热泵空调系统制冷时用地下水将冷凝器冷却;冬季地源热泵空调系统制热时用地下水将蒸发器升温,这样,不仅提高了空调系统的工作效率,同时也提高了制冷/热的效果,进一步节能能源。设计优良的地源热泵空调较之传统空调采暖制冷每年平均可以节省用户27%~28%的运行费用。从舒适度角度分析,地源热泵采用的水机空调末端为 $7\sim 12^{\circ}\text{C}$ 较之传统氟利昂空调 $4\sim 7^{\circ}\text{C}$ 来说,舒适度更高一些。

4.1.3 特点

地(水)源热泵与常规空调技术相比有着无可比拟的优势。

(1) 利用可再生能源:属可再生能源利用技术

地源热泵从常温土壤或地表水(地下水)中吸热或向其排热,利用的是可再生的清洁能源,可持续使用。

(2) 高效节能,运行费用低:属经济有效的节能技术

地源热泵的冷热源温度一年四季相对稳定,冬季比环境空气温度高,夏季比环境空气温度低,这种温度特性使得地源热泵比传统空调系统运行效率要高40%,因此要节能和节省运行费用40%左右。另外,地能温度较恒定的特性,使得热泵机组运行更可靠、稳定,也保证了系统的高效性和经济性。在制热制冷时,输入1kW的电量可以得到5kW以上的制冷制热量。运行费用每年每平方米仅为15~18元,比常规中央空调系统低40%左右。

(3) 节水省地:

①以土壤(水)为冷热源,向其放出热量或吸收热量,不消耗水资源,不会对其造成污染。

②省去了锅炉房及附属煤场、储油房、冷却塔等设施,机房面积大大小于常规空调系统,节省建筑空间,也有利于建筑的美观。

(4)环境效益显著 该装置的运行没有任何污染,可以建造在居民区内,在供热时,没有燃烧,没有排烟,也没有废弃物,不需要堆放燃料废物的场地,不会产生城市热岛效应,对环境非常友好,是理想的绿色环保产品。

(5)运行安全稳定,可靠性高:地源热泵系统在运行中无燃烧设备,因此不可能产生二氧化碳、一氧化碳之类的废气,也不存在丙烷气体,因而也不会有发生爆炸的危险,使用安全。燃油、燃气锅炉供暖,其燃烧产物对居住环境污染极重,影响人们的生命健康。由于土壤深处温度非常恒定,主机吸热或放热不受外界气候影响,运行工况非常稳定,优于其它空调设备。不存在空气源热泵供热不足,甚至不能制热的问题。整个系统的维护费用也较锅炉一

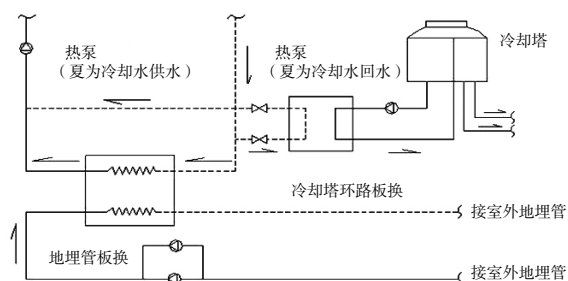


图6 地源热泵制冷过程示意图

制冷机系统大大减少,保证了系统的高效性和经济性。维修量极少,折旧费和维修费也都大大地低于传统空调。

(6) 一机两用,应用范围广

地源热泵系统可供暖、制冷,一套系统可以代替原来的锅炉加制冷机的两套装置或系统。可应用于宾馆、商场、办公楼、学校等建筑,更适合于住宅的采暖、供冷。

(7) 自动运行

地源热泵机组由于工况稳定,所以可以设计简单系统,部件较少,机组运行简单可靠,维护费低;自动控制程度高,可无人值守;此外,机组使用寿命长,均在20年以上。

(8) 可持续性

地源热泵中央空调是一种高档次的新的耐用商品,地源热泵系统具有经济、节能、环保等多方面的优势,也不存在分体空调那样影响建筑外观造型美,同时弥补了我国传统的供暖制冷方式存在的许多问题,更重要的是在很大

程度上为社会节省了能源,为环境减少了污染,缓解了电荒,也节省了开支。

选用节能环保产品符合人类环境保护与能源可持续发展的政策,也为人类可持续发展做出了贡献。

5 结论

综上所述,热泵与其它相比较,从环境保护、运行效率、经济方面、运行费用、能耗方面都有相当大的优势,也很大程度上降低建筑能耗,缓解环境能源压力,优化生态环境。所以在能源紧张和环境污染日趋严重的今天,社会大力号召舒适健康,节能环保。热泵技术的应用非常符合现在的要求,将来热泵技术无疑成为人们关注的焦点。由于我国热泵技术开始较为晚,进展较为缓慢,热泵技术在我国将会有很大的发展潜力。

参考文献

- [1] 马最良,姚杨,姜益强.暖通空调热泵技术[M].北京:中国建筑工业出版社,2016.
- [2] 黄翔,王天富,朱颖心.空调工程[M].北京:机械工业出版社,2013.10.
- [3] 黄翔,王军,常冰.冷热源工程[M].北京:机械工业出版社,2011.10.
- [4] 倪龙,马最良,孙丽颖.同井回灌地下水源热泵热力特性分析[J].哈尔滨工程大学学报,2006,27(2):195-199.
- [5] 刘雪玲,李宁.低温地热水源热泵供暖技术[J].煤气与热力,2004,24(10):567-569.
- [6] 刘雪玲,朱家玲.水源热泵在冬季供暖中的应用[J].太阳能学报,2005,26(2):262-265.

兵马俑铠甲坑遗址文物保存环境的数值模拟研究

宋朋龙¹, 罗昔联¹, 顾兆林¹, 田伟², 马涛³

(1. 西安交通大学人居环境与建筑工程学院, 陕西西安 710049; 2. 陕西省能源环境与建筑节能工程技术研究中心, 陕西西安 710077; 3. 陕西省文物保护研究院, 陕西西安 710075)

[摘要] 针对兵马俑铠甲坑内遗址文物出现土隔梁开裂、局部表面风化及局部泛碱等病害, 开发了一套能够将坑内遗址文物与游客环境隔离开的空气幕系统。该系统可以在不影响游客视线的情况下, 能有效的改善文物保存环境, 缓解文物面临的热应力破坏和无污染性气体破坏。通过对铠甲坑空气幕进行数值模拟, 得到能使空气幕达到最高效率的射流风速和射流角度。研究表明: 铠甲坑空气幕运行时的最佳射流风速和射流角度分别为 5.5m/s 和 3°; 空气幕出风口到铠甲坑底部的温差降低到 0.2°C; 空气幕运行时, 铠甲坑内部风速小于 0.2m/s, 温度保持在 20.3°C 左右, 效率可达到 89%。

[关键词] 空气幕系统; 遗址博物馆; 文物保存; 数值模拟;

Numerical Simulation of Relics' Preservation Environment in the Armor Pit of Emperor Qin's Terra-Cotta Warriors

Song Peng-long¹, Luo Xi-lian², Gu Zhao-lin¹, Tian Wei², Ma Tao³

(1.School of Human Settlements and Civil Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2.Shaanxi Energy environmental & Building Energy Conservation Engineering Technology Research Center, Xi'an 710049, China; 3.China United Northwest Institute for Engineering Design & Research Co., Ltd, Xi'an 710075, China)

[Abstract] Aiming to the diseases such as desiccation cracking, efflorescence, freezing and thawing cycle in the armor pit of Emperor Qin's Terra-Cotta Warriors, an air curtain system which can separate the local environment of armor pit from large-space exhibition hall is proposed. The preservation environment of cultural relics can be improved and the damage of thermal stress and non-polluting gas can be relieved in the case of not affecting the sight of tourists. The optimal jet elevation and jet velocity of air curtain is obtained by the simulation of the armor pit. The research shows that the optimal jet elevation and jet velocity of air curtain are 3° and 5.5m/s during the operation of air curtain. The temperature difference from outlet to the bottom of armor pit can be effectively reduced to 0.2°C. The speed of the inside of armor pit is less than 0.2m/s, the temperature maintains at 20.3°C and the efficiency can reach 89%.

[Keywords] Air curtain system; Archaeology Museum; Relics Preservation; Numerical Simulation;

0 引言

我国土遗址分布广泛, 数量众多。陕西作为中华民族的发祥地之一, 是文物大省, 现已查明的古遗址有 10497 处, 古墓葬 4368 处, 历代帝王陵 72 座^[1]。这些遗址文物作为一种重要的历史文化遗迹, 具有很高的科学价值与文化价值。但是, 这些文物并没有被完好的保存在遗址博物馆中, 很多文物正在遭受污染空气的侵蚀^[2-3]。例如: 兵马俑一号坑内污染物浓度的平均值高于博物馆对大气污染物浓度的建议值^[2]。与此同时, 遗址土环境与空气的长期水分传递不仅导致文物表面发生干裂, 还将土壤中的盐分带到文物表面并沉积下来^[4]。文物表面沉积的盐分会与空气中的污染物发生反应生成石膏, 这是遗址博物馆文物风化的主要原因^[5]。

为了保护这些不可移动的文物和保持文物所需的环境, 提出一种利用空气幕将遗址文物与室外环境隔离的方法。这种方法可以在葬坑的上方形成一个屏障, 使空气中的污染物不能进入葬坑内, 维持葬坑内文物所处环境的稳定^[6-8]。与此同时, 选择秦始皇兵马俑铠甲坑作为研究对象,

通过模拟验证空气幕系统的可行性。研究中, 建立计算流体动力学模型评估和预测的空气幕系统的性能。通过改变空气幕射流速度, 射流角度和射流温度对铠甲坑进行数值模拟。模拟得到铠甲坑空气幕最佳的射流速度和射流角度, 并得到铠甲坑内温度和速度的分布云图。

1 数学物理模型

秦始皇兵马俑铠甲坑现在仍处在开挖阶段, 如图 1a 所示。展示厅的长度为 11.74m, 宽 6.24m, 深度为 6.53m, 房子高度为 5.882m。因为陪葬坑是一个长方形, 所以选择陪葬坑的中部横截面(见图 1b)进行数值模拟。

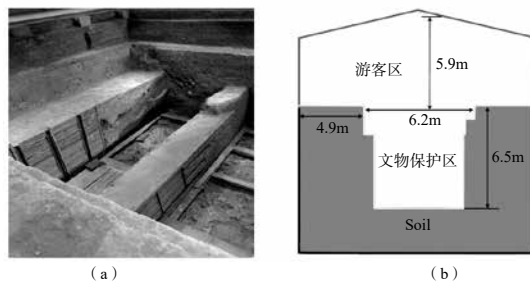


图 1 铠甲坑布局图

在直角坐标系下, 联立连续性方程、动量方程及能量方程作为计算方程组, 得气体流动的一般控制方程为:

基金项目: 中国博士后基金特别资助 (No.2016T90923); 陕西省重点科技创新团队计划项目资助 (No.2016KCT-14)。

作者简介: 宋朋龙 (1991—), 女, 河南周口, 在读硕士。

Email:1214348881@qq.com

div(ρuφ)=div(Γφ gradφ)+Sφ (1)

式中：φ，Γφ和Sφ分别是通用变量、广义扩散系数和广义源项。不同方程对应关系见表1。k-ε模型中经验常数采用经典推荐值，见表2。

表1 各控制变量、扩散系数及源项 [9]

控制方程	φ	Γφ	Sφ
连续性方程	1	0	0
X方向动量方程	u	μeff=μ+μt	$-\frac{\partial P}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff}\frac{\partial u}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff}\frac{\partial v}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff}\frac{\partial w}{\partial x})$
Y方向动量方程	v	μeff=μ+μt	$-\frac{\partial P}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff}\frac{\partial u}{\partial y})+\frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff}\frac{\partial v}{\partial y})+\frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff}\frac{\partial w}{\partial y})$
紊流能量方程	k	μ=μt/σk	Gk-ρε
紊流能量耗散方程	ε	μ=μt/σε	$\frac{\epsilon}{k}(C_{1\epsilon}-C_{2\epsilon}\rho\epsilon)$
能量方程	T	μ/Pr+μt/σT	0

表中：

$G_k=\frac{\mu_t}{\rho}\{2[(\frac{\partial u}{\partial x})^2+(\frac{\partial v}{\partial y})^2]+(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x})^2+(\frac{\partial u}{\partial z})^2+(\frac{\partial v}{\partial z})^2\}$
 $\mu_{eff}=\mu+\mu_t, \mu_t=\rho C_\mu k^2/\epsilon。$

表2 k-ε模型中的系数 [9]

Cμ	C1ε	C2ε	σk	σε	σT
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3	0.9

采用有限体积法对控制方程组进行离散和求解。选用二阶迎风格式对偏微分方程进行差分离散。采用分离式求解方法，压力场的求解采用 Spalding 和 Patankar 提出的 SIMPLE 算法。边界条件定义如下：空气幕的入口被定义为 velocity-inlet；射流速度的变化范围为 5~6m/s，射流温度设定为 T=18℃。铠甲坑展示厅屋顶和周围墙壁的温度分别设置为 30℃ 和 28℃；铠甲坑内土壤温度设置为 20℃。与此同时，需要进行网格无关性验证，网格数量设置为 108485、170122、244500、331594 和 395957。验证结果表明，网格数为 331594 时，计算结果与网格数量无关，所以模拟时选择 331594 作为网格划分的标准。

2 空气幕隔离效率

应用空气幕来减少污染物和热量渗透进入大门的策略已被广泛应用于公共建筑 [10]。通常空气幕由水平射流或垂直于开口界面的射流组成。射流将减少通过门的空气的自由运动，从而减少通过开口界面的传热传质 [11]。空气幕技术被应用在文物保护区域和游客区域创造一个无形的门帘，如图 2 所示。

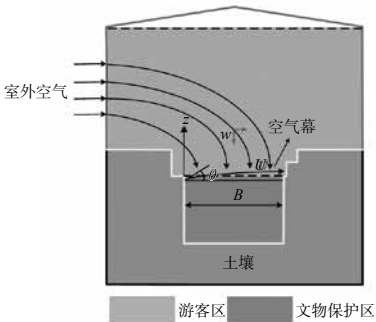


图2 遗址博物馆水平空气幕射流图

空气幕系统的效率（η）计算公式为：

$\eta=\frac{|Q_w-Q'_w|}{Q_w}$ (2)

式中：Qw和Q'w分别为通过流通的主气流的容积流量和空气幕不工作时，通过空气幕的气流容积流量（m³/h）。w为室内空气运动的垂直分量，L和B为铠甲坑的长度和宽度，体积流量Qw的计算公式为：

$Q_w=LBw$ (3)

通过水平面的射流体积容量为：

$Q_U=\int_0^B Lu_w dx=-\frac{\sqrt{3}LU}{2}\sqrt{\frac{abB}{\cos\theta}}\text{th}[\frac{\sin\theta\cos\theta}{a}]$ (4)

式中：b为射流出口的宽度；a、θ、U分别为湍流系数，射流仰角和射流速度。实际上，当空气幕工作时，通过开放界面的静体积流量计算公式为 [12-13]：

$Q'_w=Q_w+Q_U=LBw-\frac{\sqrt{3}LU}{2}\sqrt{\frac{abB}{\cos\theta}}\text{th}[\frac{\sin\theta\cos\theta}{a}]$ (5)

将公式3和5带入公式2中得到空气幕隔离效率的计算公式：

$\eta=\frac{|Q_w-Q'_w|}{Q_w}=\frac{\sqrt{3}U\sqrt{\frac{abB}{\cos\theta}}\text{th}[\frac{\sin\theta\cos\theta}{a}]}{2Bw}$ (6)

只要知道铠甲坑空气幕系统的参数就可以根据公式（6）计算出空气幕的效率。研究中，铠甲坑的所有几何参数都是已知的，其中，B=6.24m，b=0.03m。自然对流引起的垂直速度分量w在葬坑内各个位置不同，本文取为0.13m/s。

铠甲坑空气幕的射流风速和射流角度变化范围分别为 5.0m/s ≤ U ≤ 6.0m/s 和 0° ≤ θ ≤ 5°。表1所示为各参数下空气幕的理论效率值，其中当η>100%时，取η=100%，出现η>100%的主要原因是射流风速向上的垂直分量大于自然对流垂直向下分量。

由表3可知：当射流风速为5.5m/s，射流角度为3°时，铠甲坑空气幕的效率可以达到89%。此时，空气幕既可以起到维持铠甲坑内部环境稳定的作用，又可以减小送风系统所需要的能耗。

表3 理论效率随射流风速和射流角度的关系（%）

角度速度	0°	3°	5°
5m/s	62	77	100
5.5m/s	75	89	100
6m/s	100	100	100

3 仿真结果与分析

本文设置铠甲坑空气幕射流角度为0°，3°和5°，空气幕的射流速度为5m/s，5.5m/s和6m/s，并选取铠甲坑模型中X1=1.04m，X2=2.08m，X3=3.12m，X4=4.16m和X5=5.2m这五条线进行分析如图3所示。

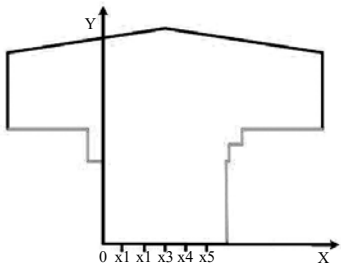


图3 五条直线图

根据五条线上的速度和温度数据对铠甲坑内部温度和风速的变化情况进行分析, 选择出既能保证铠甲坑内部温度和风速稳定在博物馆提供的建议值之间, 又能保证空气幕达到最高效率, 减少空气幕能耗的最佳射流角度和射流风速。

3.1 速度分布

空气幕中射流为自由射流, 根据 Abramovich^[14] 提出的自由射流理论扩展厚度计算公式:

$$b = 0.42x \quad (7)$$

铠甲坑的宽度为 4.24m, 通过计算得出铠甲坑空气幕射流的扩展厚度为 1.78m, 本文将其扩展厚度确定为 2m 并在铠甲坑高度范围为 3m~6m 之间选取数值模拟的数据点并进行分析, 最终得到使空气幕达到最高效率的最佳射流速度和射流角度。

设置空气幕的射流角度为 3°, 再分别将出风口风速调整为 5m/s, 5.5m/s 和 6m/s, 由图 4 可知, 出风口仰角设置为 3° 之后, 空气幕姿态上扬明显, 五条线上速度的最大值均在出风口水平面上方, 说明铠甲坑空气幕的射流速度对空气幕的轨迹影响很大, 所以只有选择合适的射流角度才能实现利用空气幕对铠甲坑进行局部空间隔离。

通过分析以上数据可知: X1=1.04m 这条线上的最大速度在出风口水平面上取得最大风速分别为 2.6m/s, 2.9m/s 和 3.25m/s。X1=1.04m 这条线上其他位置的速度基本保持

在 0.2m/s 之下, 这是由于空气幕射流角度调大之后, 射流在离开出风口之后继续保持上扬姿态, 此时重力对射流的影响较小, 所以射流在离开出风口一定距离之后才会下沉。因为空气幕运行的轨迹是抛物线, 所以中间三条线上得到的最大风速位置的高度是攀升的。随着射流与出风口之间距离的变大, 射流速度慢慢减小, 在五条线上不同位置最大速度的变化也比较规律, 在铠甲坑内部高度范围在 0-2m 的区域, 环境风速均小于 0.2m/s, 因此空气幕不会对葬坑内文物保存环境造成影响。

3.2 温度分布

图 5 所示为无空气幕时, 铠甲坑中心剖面温度垂直分布曲线。由曲线可知, 从地面高度 $H=6.53\text{m}$ 到葬坑文物保存区底部 $H=0\text{m}$ 处, 温差可达 5.45°C , 在兵马俑铠甲坑保存的文物高度不超过 20cm, 而在这一范围内, 温差可达 2.86°C 。在这种温度不均匀的条件下, 文物容易产生应力破坏并在表面出现返碱和结晶现象。

图 6 所示为空气幕运行时, 射流风速为 5.5m/s, 射流角度为 3°, 铠甲坑中心剖面温度垂直分布曲线。由图可知: 温度分布在文物保护区内几乎保持恒定, 在风幕以下到文物保护区底部 ($H=0\sim 4.48\text{m}$) 范围内, 温差小于 0.26°C 。相比之下, 在模拟没有空气幕的隔离工况, 葬坑内文物保存区域内温差都在 2.86°C 以上, 在风幕的隔离和冷却作用下, 文物保存区域内温度梯度几乎可以忽略不计, 从根本上改善了文物保存区的温度不均匀性。

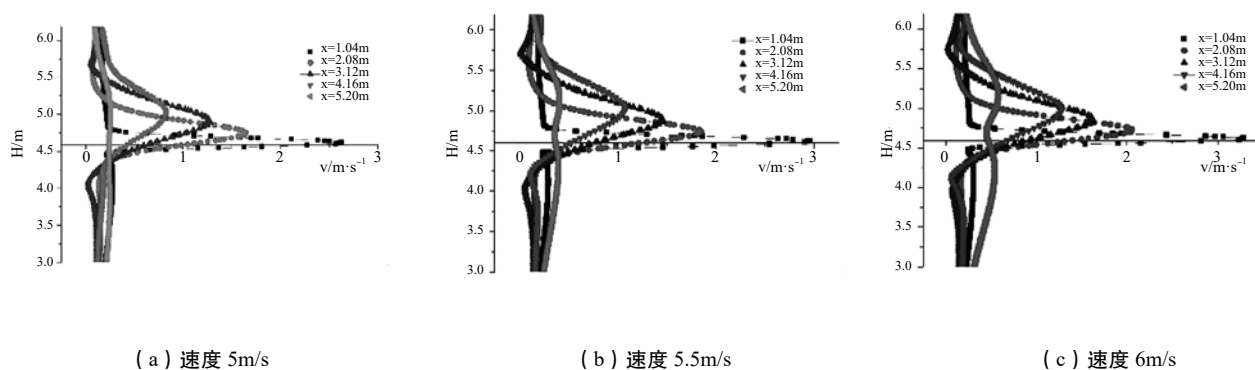


图 4 射流角度为 3° 时, 不同射流速度的速度分布图

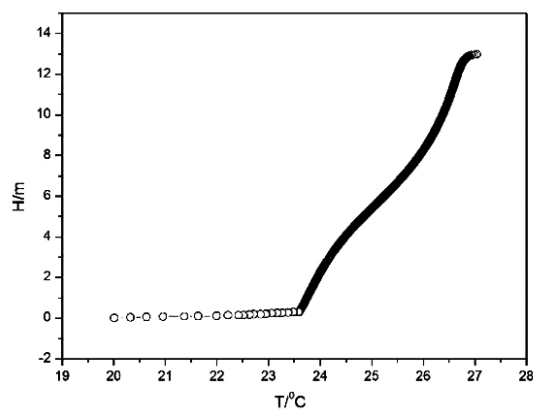


图 5 空气幕不工作时, X=3.12m 处温度垂直分布图

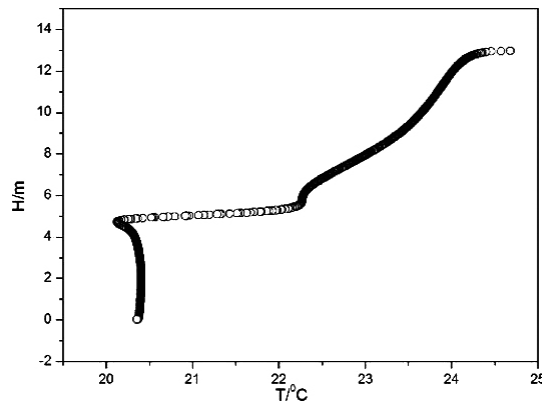


图 6 空气幕工作时, X=3.12m 处温度垂直分布图

4 结论

本文对空气幕系统的理论隔离效率和流动特性进行了研究。研究表明:空气幕系统能够将遗址文物与外界环境隔离开,并能维持遗址文物保存环境的稳定。研究结果如下:

(1) 空气幕达到最高效率的最适宜射流风速和射流角度分别为 5.5m/s 和 3°。

(2) 空气幕运行时,铠甲坑底部到空气幕出风口水平面范围内的温差由原来 4.64℃ 降低到 0.26℃,对铠甲坑内温度起到了明显的控制作用。

(3) 空气幕运行时,铠甲坑内部风速小于 0.2m/s,温度保持在 20.26℃ 左右,这样的射流风速和射流角度既能达到铠甲坑文物保存所需要的环境,又能使空气幕的效率达到 89%,减少空气幕的能耗。

参考文献

- [1] 马涛. 陕西遗址、陵墓博物馆文物保存环境质量调查[J]. 2005,04:20-23.
- [2] Gu Z L, Luo X L, Meng X Z. Primitive environment control for preservation of pit relics in archaeology museums of China. *Environmental Science & Technology*, 2013,47(3):1504-1509.
- [3] Luo X L, Gu Z L. Desiccation cracking of earthen sites in archaeology museum—a viewpoint of chemical potential difference of water content. *Indoor and Built Environment*, 2015, 24(2):147-152.
- [4] Rong B, Zhu Z Y. Research on soil excavated from pit No.1 of first emperor qin shihuang shrinkage characteristic curves. *Northern relics*, 2012,01:41-44.
- [5] Luo X L, Gu Z L. Numerical study of indoor environment in Yang-ling relics museum heated from the envelop glass. *Proceedings of 5th International Symposium on Heating, Ventilating and Conditioning*, Beijing, September 7-8, Tsinghua University, Beijing, 2007. pp. 328-332.
- [6] K M H P G B. Design methodologies for smoke and heat exhaust ventilation[M]. Building Research Establishment CRC, 1999.
- [7] D H J W. The Analysis of Flow Fields for Smoke-Preventing Air Curtain in the High-Rise Building[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000:546-549.
- [8] R H Howell and Shibata. Optimum heat transfer through turbulent re-circulated plane air curtains [J]. *ASHRAE Transaction*, 1980,86(1):188-227.
- [9] 王福军. 计算流体力学分析 -CFD 软件原理与应用. 清华大学出版社. 2004
- [10] Kai Sirén. Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain—part I. *Energy Build* 2003; 35(7):681-695.
- [11] Kai Sirén. Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain—part II. *Energy Build* 2003; 35(7):697-705.
- [12] Zhou R, Zhang W. Analysis and optimization of ventilation mode of smoke control system in subway station fires. *Journal of Theoretical and Applied Information Technology* 2012; 44(2):283-289.
- [13] Luo X. Cartesian cut cell method and its application in environmental simulation for preservation of relics in archaeology museum. PhD Thesis, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China. 2013.
- [14] Abramovich G, Schindel L. The Theory of Turbulent Jets[M]. MIT Press, 1963.

管翅式冷凝器的焓分析

张东辉, 王剑桥, 周 丽, 沈艳琳, 周治平, 杨珊珊

(江苏科技大学能源与动力学院, 江苏镇江 212003)

[摘 要] 本文采用焓分析法对冷凝器综合性能进行分析。管翅式冷凝器换热过程主要焓损失来源于温差传热, 但是散失到空气中的焓损失与压力降引起的也不容忽略。对于低质量流量的冷凝器, 并管点不同冷凝器总焓损失影响可忽略。对于高制冷剂质量流量的冷凝器, 随着并管点上移, 冷凝器的总焓损失不断增大。并管点布置在 48~50 之间, 焓损失较小, 即可用能损失最少。

[关键词] 管翅式冷凝器; 焓分析; 焓损失

Thermoanalysis of Finned-tube Condenser

Zhang Dong-hui, Wang Jian-qiao, Zhou Li, Shen Yan-lin, Zhou Zhi-ping, Yang Hanshan

(1. Jiangsu University of Science and Technology, School of Energy and Power, Zhenjiang 212003, China)

[Abstract] This paper studied the exergy analysis is adopted to analyze the comprehensive performance of the condenser. It indicated that the exergy destroyed is mainly caused by temperature difference. But, the exergy destroyed caused by pressure drop and the heat rejection cannot be ignored. For the low refrigerant mass flow, the effect of refrigerant circuitry on the exergy destroyed can be ignored. For the High refrigerant mass flow, the exergy destroyed is increasing with the moving up of merging points. The best merging point is at the range of 48~50 of tube number.

[Keywords] finned-tube condenser; thermoanalysis; enthalpy loss

0 引言

管翅式空冷冷凝器由于具有结构紧凑、制造简单等优点, 在家用空调方面得以广泛的应用。但随着环保法规和铜材节约的进一步要求, 冷凝器结构优化设计成为企业当前关注的重要课题, 一方面弥补替代制冷剂造成的性能降低, 另一方面也可进一步节约制造成本。冷凝器的优化目前正从管路流程布置、管路分合等角度入手^[1-2]进行努力, 其主要思想是: 从冷凝器的总体换热以及沿程换热规律, 提出相应较为优化的结构布置方案, 在满足系统传热和流动阻力双重要求的基础上, 使管翅式冷凝器变得更为紧凑。

为了使冷凝器中的换热和压降均匀化, 邓斌^[3-4]针对图 3 中的交叉流冷凝器对其流程进行了优化, 通过“Z”字形改进过后, 冷凝器压力降与换热的分布更加均匀。特别是后半段换热系数大大提高, 压降增幅并不显著。西安交通大学的郭进军和何雅玲等^[5]也指出如果选择合适的分合点, “单-双-单”布置的压力降较低, 换热量较高, 即综合性能最好, 因此并管布置可以很好改善换热器的换热均匀性, 但在其文献中并没有给出分合点位置的一般原则。南洋理工大学的 Liang 和 Wong 采用热力学优化目标进行了对比研究, 制冷剂是 R134A。他们研究发现: 对任何一种布置, 都存在制冷剂最佳质量流量, 对应其最大单位面积换热量, 当制冷剂流量过小时, 管内换热系数偏低, 导致换热量较小; 而当制冷剂流量过大时, 沿管程压强会迅速减小, 从而降低了工质所对应的饱和温度, 这样使空气和工质的换热平均温差减小, 也会使换热量减小, 这样就会存在最佳制冷剂流量。韩国韩阳大学的 Hucee-Youl Ye 等^[6]基于最小熵增原理其流程布置进行了研究。他们首先对冷凝器流路数进行了优化, 计算表明冷凝器最佳流路数是随着气相-两相-液相变化逐渐减少的, 流路的合并点处于两相区, 其干度约为 0.3 左右。

作者简介: 张东辉 (1970—), 男, 江苏镇江, 博士。
Email: 2554304973@qq.com

冷凝器内影响传热与流动特性的重要现象有: 有限温差下的传热、流体的掺混和或者分流、流体流动阻力现象^[7]。另外还有可能存在的其他现象如相变和节流等。从热力学的角度而言, 这些过程均为不可逆过程, 均伴随着熵产^[8]。不可逆性可以用能量术语表达成熵产与温度权重因子的乘积形式。其中权重因子理解为周围环境的温度, 它被指定为衡量所考虑系统的热能势的热力学参考状态。熵产的大小是定量衡量能量传递的品质降低的表征。所有的实际过程都具有熵产大于零的特征。为了描述从一个给定状态的系统所能获得的最大可用能, 引入了焓的概念。流入和流出冷凝器的流体都携带着焓量。由于系统的不可逆过程, 流体的可用能减少, 流入与流出的焓差等于流体流过冷凝器的焓损失。

本文对冷凝器内部换热进行了焓分析。根据换热器换热过程焓平衡方程得出各部分不可逆损失引起的焓损失以及换热器总焓损。比较各部分焓损失以及不同并点布置焓损失, 得出并管布置对换热器能量转换过程的影响, 为寻找合理并管点的位置提供依据。

1 焓平衡方程

焓定义为可无限转换的能量, 机械能全部为焓。体系的焓值是指其处于环境条件下经完全可逆过程过渡到与环境平衡时所作出的有用功。孤立系中出现了任何不可逆过程, 必然有机械能损失, 体系的做功能力降低, 必然有焓损失。不可逆程度越严重, 做功能力降低越多, 焓损失越大。

稳定流动工质的焓焓为:

$$e_x = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

$$E_x = m \cdot e_x \quad (2)$$

式中: e_x 为工质比焓焓 (kJ/kg); h 为工质比焓 (kJ/kg); h_0 为环境比焓 (kJ/kg); T_0 为环境温度 (K); s 为工质比熵 (kJ/(kg·K)); s_0 为环境比熵 (kJ/(kg·K));

m 为工质质量流量 (kg/s)。

流动介质焓损为:

$$\Delta E_x = E_{x,in} - E_{x,out} \quad (3)$$

式中: $E_{x,in}$ 为进入控制体的焓 (kJ/s); $E_{x,out}$ 为进出控制体的焓 (kJ/s)。

1.1 制冷剂侧焓损失

要进一步分析冷凝器焓损失情况, 将换热器根据换热分为三个副控制体。制冷剂与铜管内壁换热为子控制体 A, 铜管导热为子控制体 B, 铜管外壁与空气侧换热为子控制体 C。对于子控制体 A 换热发生在制冷剂与铜管内壁之间。这一过程对制冷剂有两大影响: (1) 通过边界热传递将焓传递到铜管内壁; (2) 由于温差传热导致焓损失。因此子控制体 A 焓平衡方程如式 (4)。

$$\Delta E_{\Delta Q,x} + \Delta E_{\Delta T,x} + \Delta E_{\Delta P,x} = E_{r1} - E_{r2} \quad (4)$$

式中: $\Delta E_{\Delta Q,x}$ 为热传递过程焓损失 (kJ/s); $\Delta E_{\Delta T,x}$ 为有限温差传热过程焓损失 (kJ/s); $\Delta E_{\Delta P,x}$ 为制冷剂压力降焓损失 (kJ/s); $E_{r1} - E_{r2}$ 为进出口制冷剂焓差 (kJ/s)。

$$\Delta E_{\Delta Q,x} = -(1 - \frac{T_0}{T_{wi}}) \cdot \delta Q \quad (5)$$

式中: T_0 为环境温度 (K); δQ 为系统提供的热量 (kJ); T_{wi} 为铜管内壁温度 (K)。

$$\Delta E_{\Delta T,x} = -(\frac{T_0}{T_{wi}} - \frac{T_0}{T_r}) \cdot \delta Q \quad (6)$$

式中: T_r 为制冷剂温度 (K)。

$$\begin{aligned} \Delta E_{\Delta P,x} &= (E_{r1} - E_{r2}) + (1 - \frac{T_0}{T_{wi}}) \cdot \delta Q + (\frac{T_0}{T_{wi}} - \frac{T_0}{T_r}) \cdot \delta Q \\ &= m_r [(h_{r2} - h_{r1}) - T_0 (S_{r2} - S_{r1})] + (1 - \frac{T_0}{T_r}) \cdot \delta Q \end{aligned} \quad (7)$$

1.2 铜管导热焓损失

子控制体 B 中只有导热过程, 因此在这个过程中只有铜管内壁向铜管外壁因温差传热过程引起的焓损失。

$$\Delta E_{\Delta T,t} = -(\frac{T_0}{T_{w0}} - \frac{T_0}{T_{wi}}) \cdot \delta Q \quad (8)$$

式中: T_{w0} 为铜管外壁温度 (K)。

1.3 空气侧焓损失

导致子控制体 C 焓损失的主要因素为: 空气侧压力降、铜管外壁与环境温差传热、换热器周围高温空气与环境散热过程。首先由制冷剂传递过来的焓通过铜管外壁传递到空气中。部分损失在铜管与空气的温差传热过程中, 最终全部损失于热空气与大气环境换热过程中。

$$\Delta E_{\Delta Q,a} + \Delta E_{\Delta T,a} + \Delta E_{rej,a} = 0 \quad (9)$$

$$\Delta E_{\Delta Q,a} = (1 - \frac{T_0}{T_{w0}}) \cdot \delta Q \quad (10)$$

$$\Delta E_{\Delta T,a} = -(\frac{T_0}{T_a} - \frac{T_0}{T_{w0}}) \cdot \delta Q \quad (11)$$

$$\Delta E_{rej,a} = -(1 - \frac{T_0}{T_{w0}}) \cdot \delta Q + (\frac{T_0}{T_a} - \frac{T_0}{T_{w0}}) \cdot \delta Q = -(1 - \frac{T_0}{T_a}) \cdot \delta Q \quad (12)$$

式中: T_a 为吹过冷凝器空气温度 (K)。

空气压力引起的焓损失为:

$$\Delta E_{fa} = \frac{\Delta P_a \cdot m_a}{\rho_a} \quad (13)$$

三个子控制体都有由于温差传热导致的焓损失, 因此

可以将三个式子合并为一个计算式为:

$$\Delta E_{\Delta T} = -(\frac{T_0}{T_a} - \frac{T_0}{T_r}) \cdot \delta Q \quad (14)$$

1.4 焓流图

图 1 冷凝器换热过程的焓流图。图 1 是根据 5.2.1~5.2.3 节中对冷凝器换热过程焓分析所得。目的为更清晰描述冷凝器换热过程各部分焓损失以及焓传递方向。

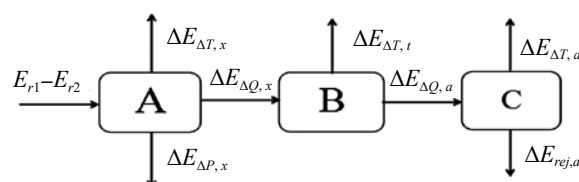


图 1 焓流图

2 管翅式冷凝器焓分析

由图 2 可得, 随着质量流量的增大, 单位换热焓损失呈先减少后增大的趋势。当质量流量在 0.02~0.033 kg/s 范围内, 焓损失较低; 在质量流量在 0.01~0.02 kg/s 范围内, 单位换热焓损失随着质量流量的增大而减小; 在 0.033~0.06 kg/s 范围内, 随着质量流量的增大单位换热焓损失增大, 根据曲线斜率可得, 单位换热焓损失增大迅速。从图中还可以得到随着质量流量的增大, 并管点对于单位换热焓损失的影响不断增大。并管点在 40 时, 单位换热焓损失最大, 并管点下移, 单位换热焓损失呈下降趋势。

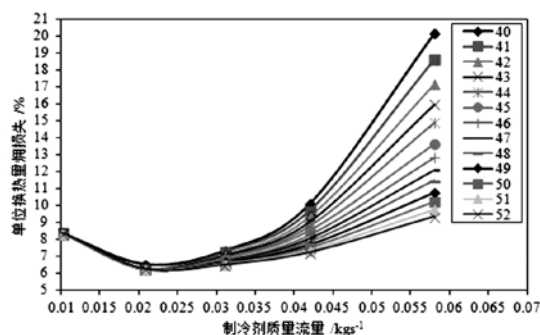


图 2 不同制冷剂质量流量单位换热焓损失

图 3 是不同并管点换热器焓损失图。从图中可得, 制冷剂质量流量变化对冷凝器焓损失影响较大。随着制冷剂质量流量的增大焓损失不断增大。

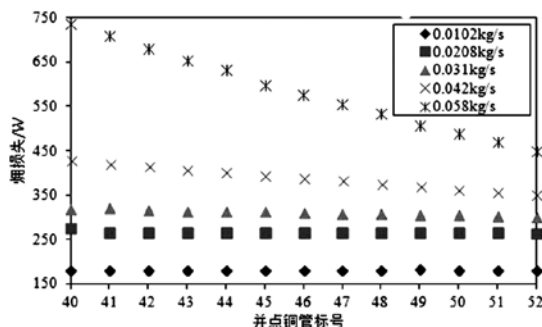


图 3 不同并管点焓损失

图 4 是单位换热焓损失随并管点变化图。单位换热焓损失随质量流量的变化并非线性增大, 这与焓损失随质量流量变化不同。

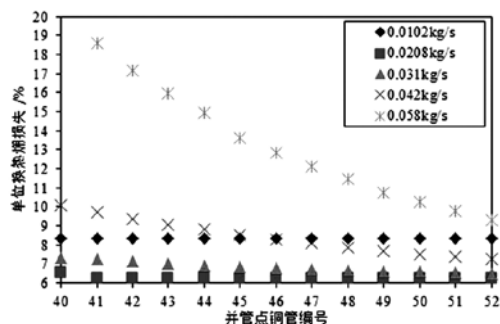


图4 不同并管点冷凝器单位换热焓损失

根据冷凝器换热过程中焓损失的计算方程可以计算出换热器各部分焓损失，得出冷凝器换热过程中焓损失组成图，为优化换热器提供进一步的理论。图5为质量流量为0.0208kg/s，并管点为铜管49时换热器焓损失组成图，图中温差传热焓损失占焓损失比重最大。空气侧压力降引起的焓损失大于制冷剂侧压力降引起的焓损失。制冷剂侧压力降引起的焓损失比重最小，因此管程布置中引起换热器压力降在一定范围内增大是可以接受的。图中热空气与环境散热焓损失不容忽视。

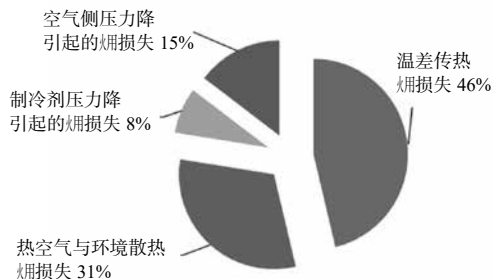


图5 冷凝器焓损失组成图

图6是在制冷剂质量流量0.0208kg/s情况下，冷凝器换热过程各部分焓损失分布图。从图6中可得，对于冷凝器，并管点的变化对换热过程总焓损失影响不大，且温差传热焓损失占总焓损失比例是最大的。但是空气散热焓损失比重仅次于温差传热。随着并管点的下移，总焓损失变化趋势虽小，但是并于铜管编号40处总焓损最大，其中制冷剂侧压降引起的焓损失高于其他管程布置。

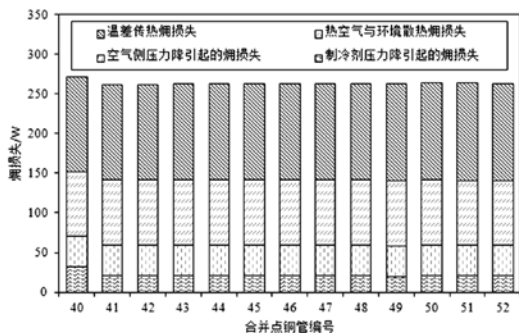


图6 不同并管点冷凝器焓损失图

图7是制冷剂质量流量为0.0208kg/s时不同并管点焓损失图。图中可以看出单位换热量焓损失在并管点48到50间较小，同时焓损失也较小。通过分析冷凝器换热过

程能量转化效率以及可用能的损失，为提出优化冷凝器布置提供量化依据。

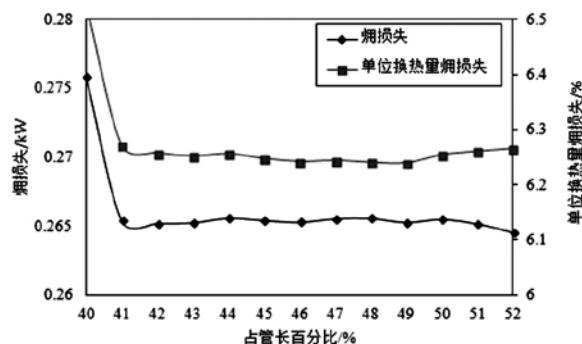


图7 不同并管点冷凝器的焓损失图

3 总结

本文对冷凝器内部换热进行了焓分析。换热器换热过程焓损失主要包括制冷剂侧压降引起的焓损失、空气侧压降引起焓损失、温差传热引起焓损失、热空气与周围环境散热引起焓损失。其中温差传热引起焓损失比例较大，压力降引起的焓损失也不可忽略。制冷剂质量流量变化对换热器总焓损影响较大，合理的选择制冷剂质量流量可以使单位换热焓损失降低到最小。有利于提高换热器性能的同时提高能量转换效率。1.5匹家用空凋制冷剂质量流量在0.02~0.0305kg/s时效果较好。并管布置对焓损失及单位换热焓损失的影响较制冷剂质量流量变化的影响较小，但是过早并管不利于换热器整体性能。并管点宜选在制冷剂干度为0.1~0.4范围内较好。

换热器换热过程焓损失主要包括制冷剂侧压降引起的焓损失、空气侧压降引起焓损失、温差传热引起焓损失、热空气与周围环境散热引起焓损失。其中温差传热引起焓损失比例较大，压力降引起的焓损失也不可忽略。制冷剂质量流量变化对换热器总焓损影响较大，合理的选择制冷剂质量流量可以使单位换热焓损失降低到最小，有利于提高换热器性能的同时提高能量转换效率。

参考文献

- [1] C.C.Wang,J.Y.Jiang,C.C.Lai. Effect of circuit arrangement on the performance of air cooled condensers. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(6):275-282.
- [2] S. Y. Liang, T. N. Wong, G. K. Nathan. Study on refrigerant circuitry of condenser coils with exergy destruction. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(6):559-577.
- [3] 邓斌, 廖清高, 林澜. 流程布置对 R410A 冷凝器性能的影响研究 [J]. 制冷技术, 2006, (2): 8-12.
- [4] 邓斌, 陶文铨, 林澜. 冷凝器流程布置的数值模拟研究 (2): 计算结果与分析 [J]. 暖通空调, 2006, 36(10): 51-55.
- [5] 郭进军. 管路流程布置对换热器性能影响的数值模拟及实验研究 [D]. 西安交通大学硕士学位论文, 2003.
- [6] Ye. Huee-Youl. Refrigerant circuitry design of fin-and-tube condenser based on entropy generation minimization[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35:1430-1438.
- [7] 郭江峰. 换热器的热力学分析与优化设计 [D]. 山东大学博士学位论文. 2011:49-84.
- [8] 沙拉, 赛库利克. 换热器设计技术. 机械工业出版社. 2010:687.

建筑背风侧风压自然通风瞬态特性研究

仲怀玉, 马晓煜, 赵福云, 刘呈威

(武汉大学动力与机械学院, 武汉 430072)

[摘要] 当前, 由于人口密度越来越大, 建筑内房间的密度也不断增大, 这就导致越来越多的办公及民居建筑只能在房间的一侧安装门窗, 由于我国大部分地区主导风向呈四季周期性变化, 这些建筑的门窗会在相当长的一段时间内处于背风面。因此, 如何使单侧背风面自然通风获得良好的通风效果成为了值得深究的问题。本文主要对一种新发现的风压自然通风驱动机制——涡流脱落进行了深入探究。这种机制下, 空气会在背风面的两个窗户之间周期性地改变进出口方向, 从而使室内获得一定程度的通风效果。本文以只有背风面有两个相同开口的单层建筑为模型, 探究开口距离、来流速度这两个因素对通风率和气流频率的影响。本文使用二维稳态 RANS 方法对建筑室内外的流场进行 CFD 数值模拟, 并通过标准两方程模型提供封闭。数值模拟结果表明, 当风速较低时, 气流频率随着风速的增大而逐渐增大; 当风速较大时, 增大风速, 气流频率基本保持不变。开口距离的减小会使得通风率减小, 然而气流频率却基本不随开口距离的变化而变化。目前的数值模拟结果将会通过 PIV 水箱实验进行验证。该研究结果将对当今建筑通风现状的改善有指导意义。

[关键词] 风压通风; 单侧开口; 涡流脱落; 数值模拟

Wind Driven Natural Ventilation in a Building Enclosure with Multiple Free Apertures on the Rear Wall

Zhong Huai-yu, Ma Xiao-yu, Zhao Fu-yun, Liu Cheng-wei

(1. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

[Abstract] This paper presents full numerical simulations on the single-sided wind driven natural ventilation with non-unique apertures on the rear wall, regarding of different horizontal aperture separations and magnitudes of incoming wind flow. In the present work, CFD simulations are performed with Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) approach, and standard $k-\epsilon$ two-equation turbulence model is adopted to provide closure. The simulation results indicate that wind flow behind the rear wall is essentially driven by the pumping mechanism due to vortex shedding, in which wind flow direction alternates at a mean rate. The frequency of the “pumping” flow increases dramatically with the wind flow velocity at a relatively lower Reynolds number and then it converges to a constant when Reynolds number is promoted to high levels. The decrease of free aperture separation reduces the enclosure flow rate whilst the frequency of the wind flow almost maintains at an identical value. Numerical investigations further demonstrate that non-dimensional enclosure ventilation rate is almost independent on the incoming wind velocities. The computed results of built enclosure flow rate, frequency of enclosure flow could be further validated by a series of experiments and then can be applied to improve the ventilation efficiency of buildings merely with rear wall openings.

[Keywords] Enclosure convection; Wind-driven natural ventilation; Single-sided fluid flow; Vortex shedding; Numerical simulations

0 引言

自然通风是一种节能环保的通风方式, 同时能够提供较好的室内热环境和空气质量^[1]。根据驱动机制的不同, 自然通风可以分为风压通风和热压通风。本文中, 风压占主导作用, 因此只考虑风压通风。

根据开口布置的不同, 风压通风又可以分为贯流通风和单侧通风。由于能保证较大的通风率, 贯流通风被广泛地研究^[2-8]。然而, 现代城市高层建筑密集, 又出于安全和隐私角度考虑, 贯流通风的设计较难实现。因此, 很多情况下, 单侧通风设计尽管通风效率较低, 但也成为了一种可接受的选择^[9]。单侧通风可以分为单开口通风 (SS1) 和多开口通风 (SSn)。不少学者已经对 SS1 进行了研究^[10-13]。这些研究或是通过理论模型预测, 或是通过实验测量来探究单侧通风的通风率。而另一方面, 单侧多开口通风 (SSn) 并没有被很好地研究。Daish 等人研究了同一个建筑立面上有两个通风口的 2 层和 4 层建筑并得出了计算

其通风率的公式并发现了一种新的通风机制——涡流脱落引起的“泵式流动”^[14]。指的是当两个通风口在建筑的背风面时, 气流通过两个通风口以一定的频率来回振荡。然而, 该研究只探讨了开口距离对上述通风概况通风率的影响, 气流振荡频率和通风率所受来流风速以及开口距离的影响没有被定量地探讨。

本研究旨在探讨来流风速、开口距离以及建筑变长比对背风面有两开口的单侧通风的流场的影响, 并同时定性和定量地分析气流振荡频率和通风率的变化规律。

1 物理模型及计算参数设置

1.1 几何模型和计算域

由于立方体建筑模型在竖直方向上较其他方向尺度足够大, 流场在竖直方向上变化不大, 因此建筑周围的流场符合二维假设, 于是可对流场进行二维模拟。二维建筑模型的尺寸为 12.5m×5.0m, 计算域的尺寸为 65.0m×42.5m, 分别如图 1(a) 和图 1(b) 所示。对于所有的来流风速, 背风面只有两个通风口是打开的, 且共有四种不同的组合: S1 和 S8, S2 和 S7, S3 和 S6, S4 和 S5。

假设空气流动是稳态, 等温不可压缩的湍流流动。

基金项目: 武汉大学深圳研究院 (No.JCYJ20160523160857948)。

作者简介: 仲怀玉 (1993—), 男, 江苏宝应, 硕士研究生在读。

Email: huaiyzhong@163.com

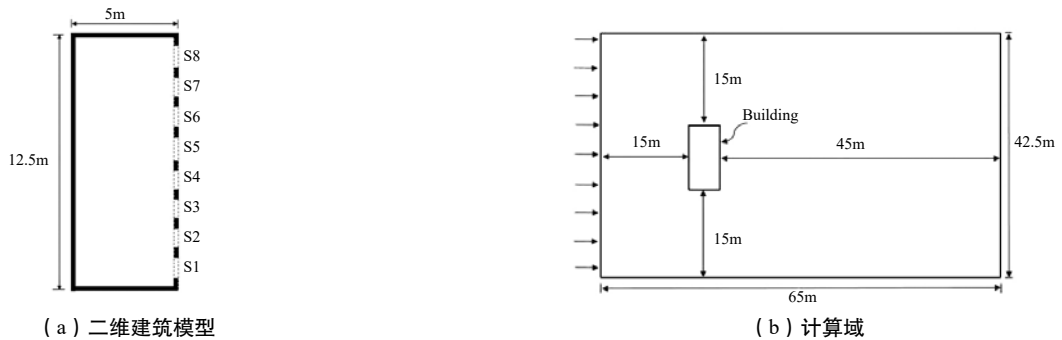


图1 建筑模型和计算域

1.2 控制方程

根据前面的假设, 对于牛顿流体, RANS 方程可表达如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

湍动能 k :

$$\frac{\partial k U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu_c}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - \varepsilon \quad (3)$$

湍流耗散率 ε :

$$\frac{\partial \varepsilon U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu_c}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

湍流粘性 (ν_t) 通过 k 和 ε 得到:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

在方程中, U_i 和 P 分别代表速度分量和压力。 $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 C_μ 、 σ_k 、 σ_ε 分别为 1.44、1.92、0.09、1.0 和 1.3。

1.3 边界条件

进口设置为速度进口边界条件, 速度方向垂直于进口且为定值。湍流强度和湍流粘性系数分别为 5% 和 10。出口为自由流出边界。建筑墙面都为无滑移边界条件。模拟中也使用了壁面函数法来更好地模拟出近壁面区域的流动状态。计算域两边的边界为对称边界以便更好地模拟大气边界。

1.4 求解设置

本文使用 ANSYS FLUENT 15.0 求解二维 RANS 方程, 并使用标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型提供封闭。使用 SIMPLE 算法求解压力速度耦合场。动量方程采用二阶迎风格式, k 方程和 ε 方程都采用一阶迎风差分格式。为了模拟出流场随时间的变化, 本文采用了瞬态计算, 时间步长为 1s, 每个工况共计算约 2000 步长。

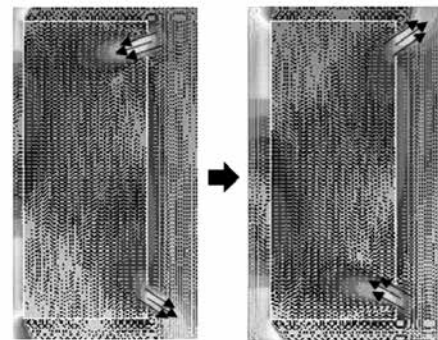
2 结果与讨论

2.1 “泵式流动” 概观

在这种通风状态下, 来流风向与背风面呈 180° 。空气从在背风面的两个开口间周期性地变换方向。也就是说, 进风口和出风口会以一定的频率互换。图 2 直观地展示了这一周期性地空气流动现象。其频率与 St 数有关, St 数可以表示为:

$$St = Lf/U \quad (6)$$

其中 L 是建筑的特征长度, f 是流场振荡频率, U 是参考速度。



$\Delta t = 0.5T$

图2 半个周期内背风面开口空气流向变化

2.2 来流速度的影响

本节中探讨了来流速度对无量纲通风率、压力系数以及流场振荡频率的影响。表 1 列出了不同的来流速度及其对应的 Re 数。无量纲通风率 Q' 定义如下:

$$Q' = \frac{Q}{A_{ref} U_{ref}} \quad (7)$$

其中 A_{ref} 和 U_{ref} 分别是参考开口面积和参考速度。参考开口面积取有效开口面积 A_{eff} , 定义如下:

$$A_{eff} = \frac{A_1 A_2}{(A_1^2 + A_2^2)^{1/2}} \quad (8)$$

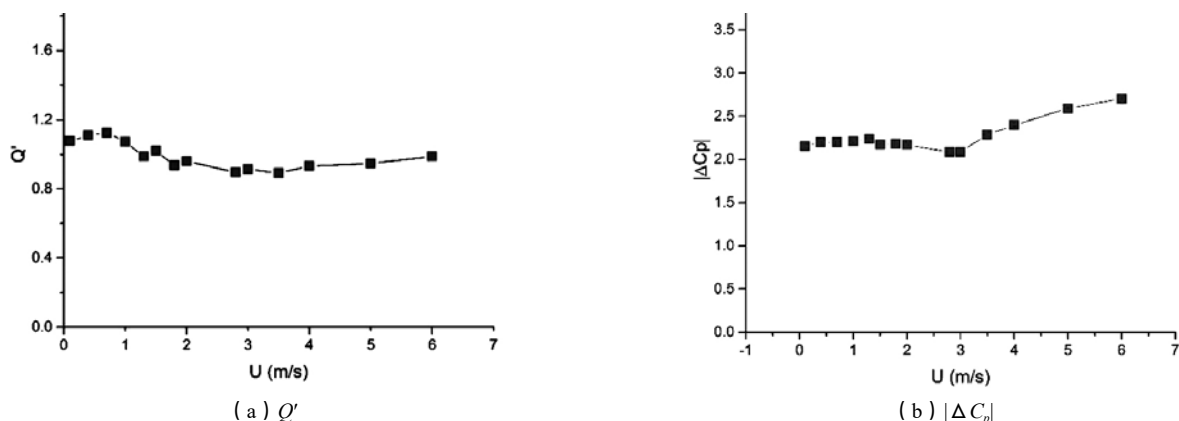
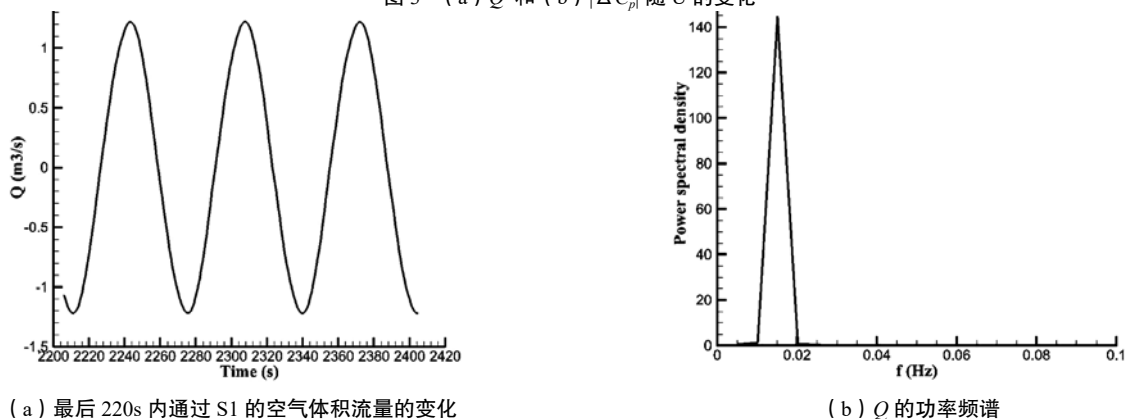
其中 A_1 和 A_2 分别为每个通风口的面积。因为 $A_1 = A_2 = A$, 所以 $A_{eff} = A/\sqrt{2}$ 。压力系数定义为

$$|\Delta C_p| = \frac{|\Delta P|}{\frac{1}{2} \rho_a U_{ref}^2} \quad (9)$$

其中 $|\Delta P| = |p_1 - p_2|$ 。 $|\Delta P|$ 为 $|\Delta p|$ 在瞬态计算最后 200~300s 的平均值。 ρ_a 为空气的密度。

首先, 我们探究了无量纲通风率和压力系数随着来流风速的变化。由于只关注 Q' 大小的变化, 所以本文 Q' 取自对瞬态计算最后 200~300s 的 Q' 的大小的均值。图 3 显示了背风面开口为 S1 和 S8 时 (a) Q' 和 (b) $|\Delta C_p|$ 随 U 的变化。对图表的分析表明:

(1) Q' 不随 U 的变化而变化。 Q' 与 U 的这一关系表明当建筑模型不变时, 风速的变化并不能提高室内的无量纲通风率。

图3 (a) Q' 和 (b) $|\Delta C_p|$ 随 U 的变化图4 开口为 S1 和 S8 时 Q 的变化及其功率频谱

(2) Q' 和 $|\Delta C_p|$ 之间有显著地关联。 Q' 和 $|\Delta C_p|$ 一样, 都几乎不随着 U 的变化而变化, 这是由于在风压通风下, 开口间的风压差是影响通风率的决定性因素。

图4显示了(a)当 $U=1\text{m/s}$ 时, 通过 S1 的体积流量 Q 在计算的最后 220 s 的变化以及(b) Q 的功率频谱图。可以看出, Q 随着 U 呈现出正弦函数的变化, 这也说明空气在两个开口间以一定频率变换方向。升力系数 (C_L) 的变化频率能够表征涡流脱落的频率, 在本文所有的计算中, C_L 的变化频率与 Q 的变化频率一致, 因此可推断两开口间的流场振荡频率与涡流脱落频率一致。

流场振荡频率 f 随来流风速 U 的变化如图5所示。当 $U \leq 3\text{m/s}$ 时, f 随着 U 的增大几乎线性增大; 当 $U > 3\text{m/s}$ 时, f 几乎不变并收敛于 0.015。原因在于, 当速度较低时, 增大来流风速有效地增加了涡流脱落频率, 相应地, 两个开口间的流场振荡频率也随之增大。而当流速增大到一定程度时, 即 $U > 3\text{m/s}$ 时, 涡流脱落频率达到了极限值, 不再随来流风速的增大而增大因此, f 不再变化。

2.3 开口距离的影响

本节主要探讨开口距离 s' 对无量纲通风率 Q' 和流场振荡频率 f 的影响。开口距离 s' 定义为:

$$s' = s/L \quad (10)$$

其中 s 为背风面两开口几何中心间的距离, L 为建筑迎风面 (背风面) 的长度。四种不同的开口方式下, s' 分别为 0.84 (S1 和 S8), 0.6 (S2 和 S7), 0.36 (S3 和 S6), 及 0.12 (S4 和 S5)。

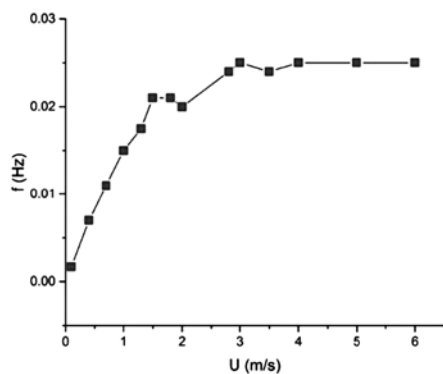


图5 不同来流风速下的流场振荡频率

图6显示了无量纲通风率 Q' 随开口距离 s' 的变化情况, 分析图6不难看出, 开口距离的变化对通风率有很大影响, 增大开口距离能够有效提高通风率。然而增大 s' 对流场振荡频率的影响甚微。不同开口距离下 $U=1\text{m/s}$ 时, 建筑受到最大的升力的瞬间, 建筑周围的流线图如图7所示。几种不同开口距离下, 侧墙的近壁面处都能看到明显的与墙体尺寸相近的涡。从侧壁面脱落的涡由于背风面负压的卷吸作用, 会进入背风面的通风口。当开口距离较大时, 通风口离侧壁面较近, 从避免脱落的旋涡大量从下侧开口进入, 从上侧开口流出图6(a)。当开口距离减小, 越来越少的空气能够随着涡流进入通风口, 因此 Q' 也减小。当开口距离最小时, Q' 也最小。

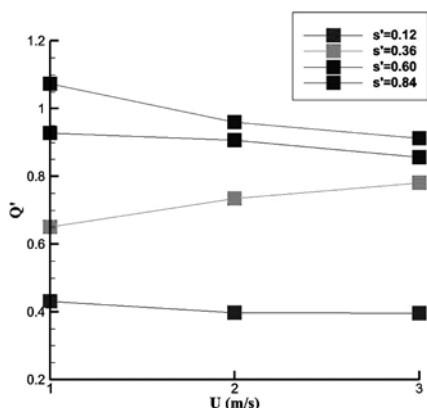
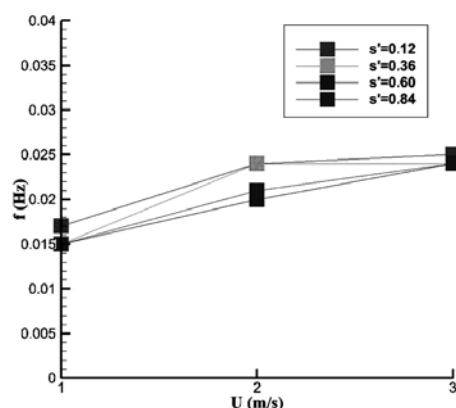
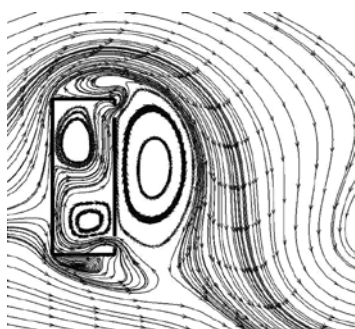
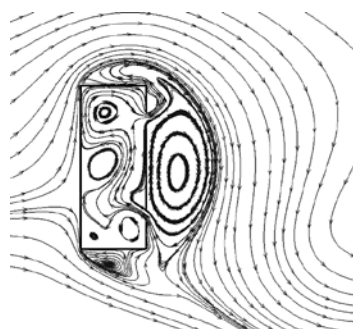
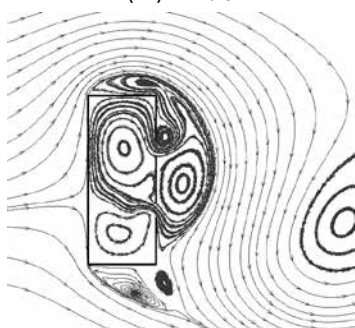
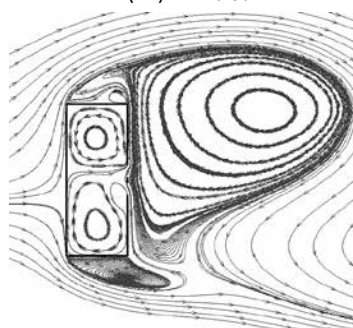
(a) 不同来流风速下, Q' 随 s' 的变化(b) 不同来流风速下, f 随 s' 的变化

图6 开口距离对通风率和流场振荡频率的影响

(a) $s' = 0.84$ (b) $s' = 0.60$ (c) $s' = 0.36$ (d) $s' = 0.12$ 图7 $U = 1$ m/s 时, 不同 s' 下建筑周围的流线图

3 结论

本文通过基于 RANS 方法的二维数值模拟, 定性并定量地探究了开口距离、来流速度这两个因素对通风率和气流振荡频率的影响。结果表明:

(1) 来流速度在一定大小范围内对流场振荡频率有显著影响, 当 $U \leq 3$ m/s 时, f 随着 U 的增大几乎线性增大; 当 $U > 3$ m/s 时, f 几乎不变并收敛于 0.015;

(2) 增大开口距离可以有效增大通风率, 然而对流场振荡频率几乎没有影响。

参考文献

[1] Chenari B, Carrilho J D, Silva M G D. Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 59:1426–1447.

2016, 59:1426–1447.

[2] Ayad S S. Computational study of natural ventilation. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1999, 82:49–68.

[3] Ohba M, Irie K, Kurabuchi T. Study on airflow characteristics inside and outside a cross-ventilation model, and ventilation flow rates using wind tunnel experiments. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2001, 89:1513–1524.

[4] Chu C R, Chiu Y H, Chen Y J, Wang Y W, Chou C P. Turbulence effects on the discharge coefficient and mean flow rate of wind-driven cross-ventilation. Building and Environment, 2009, 44:2064–2072.

- [5] Visagavel K, Srinivasan P S S. Analysis of single side ventilated and cross ventilated rooms by varying the width of the window opening using CFD. *Solar Energy*, 2009, 83:2–5.
- [6] Cheung J O P, Liu C H. CFD simulation of natural ventilation behavior in high-rise buildings in regular and staggered arrangements at various spacings. *Energy and Buildings*, 2011, 43:1149–1158.
- [7] Bangalee M Z I, Lin S Y, Miao J J. Wind driven natural ventilation through multiple windows of a building: A computational approach. *Energy and Buildings*, 2012, 45:317–325.
- [8] Ramponi R, Blocken B. CFD simulation of cross-ventilation flow for different isolated building configurations: Validation with wind tunnel measurements and analysis of physical and numerical diffusion effects. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2012, 104-106:408–418.
- [9] Allocca C, Chen Q Y, Glicksman L R. Design analysis of single-sided natural ventilation. *Energy and Buildings*, 2003, 35: 785–795.
- [10] Cockroft J P, Robertson P. Ventilation of an enclosure through a single opening. *Building and Environment*, 1976, 11:29–35.
- [11] Dascalaki E, Sanatamouris M, Argiriou A, etc. Predicting single sided natural ventilation rates in buildings. *Solar Energy*, 1995, 55:327–341.
- [12] Dascalaki E, Sanatamouris M, Argiriou A, etc. On the combination of air velocity and flow measurements in single sided natural ventilation configurations. *Energy and Buildings*, 1996, 24:155–165.
- [13] Yamanaka T, Kotani H, Iwamoto K, etc. Natural, wind-forced ventilation caused by turbulence in a room with a single opening. *International Journal of ventilation*, 2006, 5:179–187.
- [14] Daish N C, Carrilho da Graca G, Linden P F, etc. Impact of aperture separation on wind-driven single-sided natural ventilation. *Building and Environment*, 2016, 108:122–134.

人工环境试验室不同送回风方式下气流组织的数值模拟及分析

戚新秋, 黄文刚, 徐冠依

(南京师范大学能源与机械工程学院, 南京 210042)

[摘要] 随着国家节能减排政策的实施, 对制冷设备的性能要求也越来越高, 人工环境试验室可以为制冷设备提供各种试验工况以满足相关测试标准的要求, 其气流组织的均匀性与稳定性直接关系到试验产品性能测试的精确性。本文以某人工环境试验室为模拟原型, 通过 CFD 对目前试验室常用的上送侧回、侧送侧回、侧送上回与下送上回四种送回风方式进行数值模拟, 并经过对比分析得到四种送回风方式下试验室内最均匀稳定的测试区域及其优缺点。

[关键词] 人工环境试验室; 送回风方式; 气流组织; 数值模拟

Numerical Simulation and Analysis of Air Organization in Different Air Supply and Return Modes of Artificial Environment Laboratory

Qi Xin-qi, Huang Wen-gang, Xu Guan-yi

(School of energy and mechanical engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

[Abstract] With the implementation of national energy conservation policy, the performance of the refrigeration equipment requirements is increasingly high, artificial environment laboratory can provide a variety of test conditions to meet the requirements of test standard for refrigeration equipment, and the airflow uniformity and stability is directly related to the accuracy of the performance testing of products. In this paper, an artificial environment laboratory was used as a simulation prototype, and the test chamber on the supply side, side to side, back side and sent back and sent back four modes of air flow were simulated through the CFD. Finally, the test area of its advantages and disadvantages and its most uniform and stable test room were found after comparison.

[Keywords] Artificial environment laboratory; Supply return air mode; Air organization; Numerical simulation

0 引言

国家的节能减排政策使得空调整冷设备的能效要求越来越高, 空调整冷设备的性能测试便显得更加至关重要^[1], 其相关测试标准要求人工环境试验室提供均匀稳定的测试工况^[2], 因此人工环境试验室的气流组织必须满足均匀性与稳定性。影响空间内气流组织分布的因素主要有送回风方式、送风参数、风口的大小与布置、室内负荷与参考平面等^[3]。对于一个确定的空间, 室内负荷是确定的而送风参数有相关标准的要求, 因而很多的研究都集中在送回风方式上^[4]。孔板送风方式用于对室内温度、湿度、气流速度与洁净度的均匀性要求较高的空调系统, 可以较好地满足人工环境试验室的气流组织条件^[5]。

1 人工环境试验室的送回风方式

人工环境试验室均匀稳定的测试工况离不开合理的气流组织形式, 不同送回风方式的设计就是为了营造测试空间形成良好的气流组织形式, 达到相关测试标准的要求。目前人工环境试验室中常见的送回风方式主要有上送侧回、侧送侧回、侧送上回与下送上回四种方式, 如图 1~4。

2 人工环境试验室的数值模拟条件

2.1 物理模型

如图 5, 本文人工环境试验室的规格为 6400mm (x 方向) × 4600mm (z 方向) × 5700mm (y 方向); 送风口规格为 2700mm × 550mm; 回风口的尺寸为 1500mm × 800mm; 静压层高度为 800mm。该试验室采用的是上送下回的送

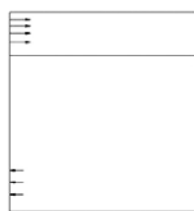


图1 上送侧回方式

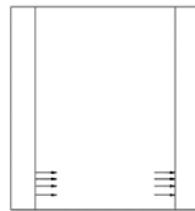


图2 侧送侧回方式

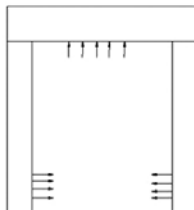


图3 侧送上回方式

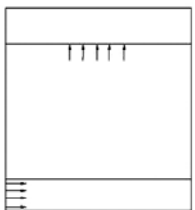


图4 下送上回方式

风方式, 并且用孔板结构形成的吊顶将试验室隔离成两个腔, 上腔体是送风静压腔, 下腔体为测试空间, 气流从从送风口进入静压腔, 在第一个腔体中混合, 然后从孔板进入测试区域。利用 Gambit 软件画出其结构, 再进行网格划分网格的大小为 5cm × 5cm × 5cm, 如图 6。在此结构下对其进行不同送回风方式的改变根据标准, 进口温度设为 27℃, 风速设为 5m/s。

本文选取制冷设备迎面风最常用的高度为 1m (Y=1m) 平面进行温度与速度场的分析。

作者简介: 戚新秋 (1993—), 男, 江苏盐城, 在读研究生。

Email: qixinqiuwork@163.com

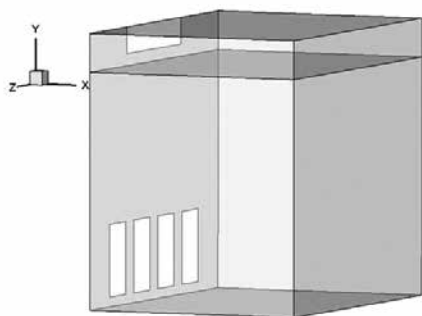


图5 某人工环境试验室结构图

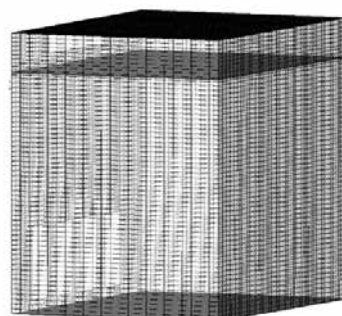


图6 某人工环境试验室数值模拟网格划分

2.2 流体湍流的控制方程

流动与传热问题广泛地出现在各个工程领域, 湍流流动与传热都服从三个基本物理方程: 质量守恒方程、动量守恒方程与能量守恒方程, 它们在数值传热学中称为控制方程。

(1) 质量方程

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

式中: ρ 为流体密度; t 为时间; u 为速度矢量; u 、 v 、 w 为速度矢量在各方向分量。

(2) 动量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u u) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x$$

式中: P 为微元流体压力; τ_{xx} 、 τ_{yx} 、 τ_{zx} 为粘性应力分量; F_x 为微元体受力。

(3) 能量守恒方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T \end{aligned}$$

式中: c_p 为比热容; T 为温度; k 为流体传热系数; S_T 为耗散项。

3 不同送回风方式的数值模拟结果及分析

3.1 上送侧回方式的模拟结果及分析

上送侧回的气流形式是送风气流由送风口送出先在静压腔混合再通过风口送到测试区域, 该种方式应用最为广泛, 根据空间高度的不同可采用普通的散流器、下送喷口或是旋流风口。如图 7(a) 和 7(b), 孔板送风可以一定程度解决送风温湿度和气流组织不均匀的问题, 但是并没有从根本上改善气流组织在试验间测试区域的整体分布, 由于试验间是上部送风一侧回风的送回风设计, 这便会在测试区域出现送回风死区, 从而造成测试空间空气温湿度和气流组织一定程度的不均匀。

3.2 侧送侧回方式下的模拟结果及分析

如图 8(a) 和 8(b), 这种侧送侧回的平行送风的气流方式为了满足测试区域的工况对送风参数有较高的要求, 其温度分布能达到很好的均匀性, 但是其速度分层较大, 需要增大静压空间或是变化穿孔率来实现测试区域速度一致。

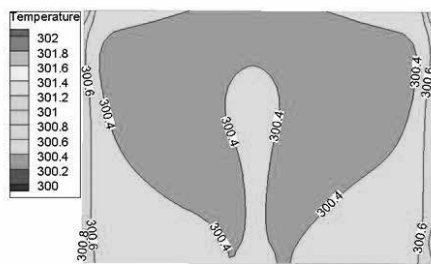


图7(a) Y=1 截面的温度云图

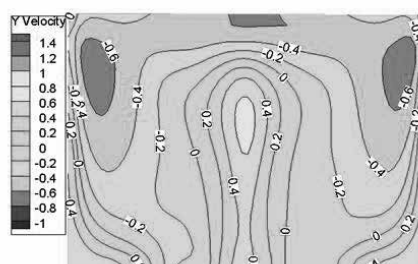


图7(b) Y=1 截面的速度云图

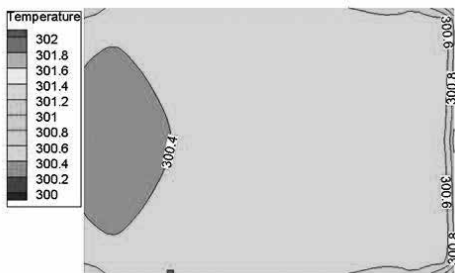


图8(a) Y=1 截面的温度云图

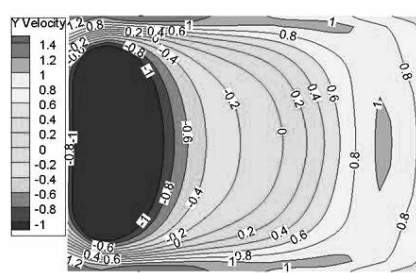


图8(b) Y=1 截面的速度云图

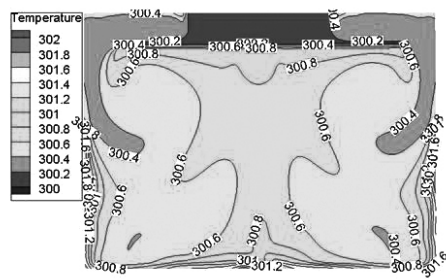


图 9 (a) Y=1 截面的温度云图

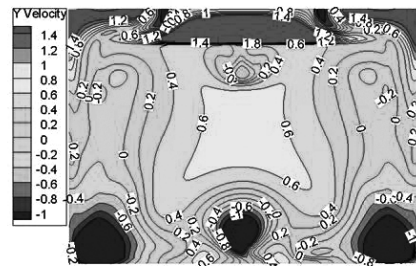


图 9 (b) Y=1 截面的速度云图

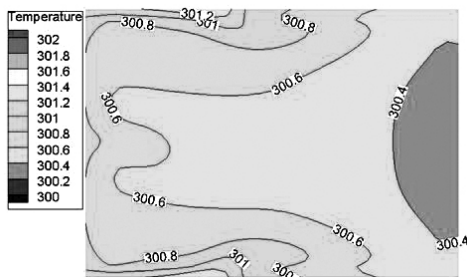


图 10 (a) Y=1 截面的温度云图

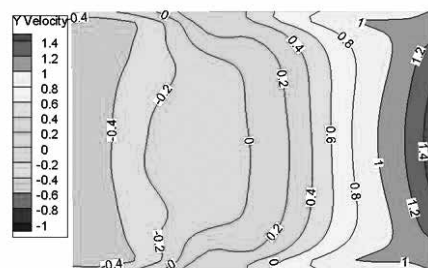


图 10 (b) Y=1 截面的速度云图

3.3 侧送上回方式下的模拟结果及分析

如图 9 (a) 和 9 (b), 采用两侧送风顶部回风气流方式的环境间, 若风速过大送风气流通过两侧孔板进入测试区域后会相互对冲搅混, 使得空气在测试区域中部区域流动紊乱, 会影响试验工况的稳定性与均匀性, 会影响到测试的精确度。若风速过小, 会使测试区域中部没有风速, 因而可以变化侧面通风率来实现测试区域的均匀性。

3.4 下送上回方式下的模拟结果及分析

如图 10 (a) 和 10 (b), 下送上回的送回风方式有较大的稳定工作区域, 但是这种将孔板布置于地面隔板上, 一方面这会增加施工的难度, 另一方面其使用性及寿命也会大大降低。

4 结论

本文通过 CFD 对目前人工环境试验室常用的上送侧回、侧送侧回、侧送上回与下送上回四种送回风方式进行数值模拟, 经过对比分析得到四种送回风方式下试验室内最均匀稳定的测试区域及其优缺点, 主要得到以下结论:

(1) 通过孔板送风可以一定程度上可以解决人工环境试验室内送风温、湿度以及气流组织不均匀的问题, 有益于优化人工环境试验室内的流场分布;

(2) 通过控制双层的孔板 and 变化风口的穿孔率, 并加以合适的送回风方式, 可以在人工环境试验室测试区域内营造出较为均匀的温度场与速度场;

(3) 四种送回风方式都有着其稳定的工作区域, 从工程实用性推荐使用上送侧回与侧送上回的方式。

参考文献

- [1] 李晓风, 马一太, 闫秋辉. 房间空调器热力完善度分析[J]. 制冷学报, 2013(1):18-23.
- [2] GB/T 17758-2010 单元式空气调节机[S]. 北京: 中国标准化出版社, 2010.
- [3] 李小华, 唐景立. 空调房间不同送风方式的实验研究[J]. 建筑热能通风空调, 2013, 32(6):63-66.

[4] 陈露, 郝学军, 任毅. 高大空间建筑不同送风形式气流组织的研究[J]. 北京建筑大学学报, 2010, 26(4):25-30.

[5] 金莎, 沈愫, 孙大明等. 基于 CFD 方法的孔板送风气流组织优化研究[J]. 低温工程, 2015, 20(1):23-28.

[6] M.Ramadan, M.Khaled, H.El Hage, et al. Effect of air temperature non-uniformity on water-air heat exchanger thermal performance-Toward innovative control approach for energy consumption reduction[J]. Applied Energy, 2016, 173(1):481-493.

[7] Casasso A, Sethi R. G.POT: A quantitative method for the assessment and mapping of the shallow geothermal potential[J]. Energy, 2016, 106:765-773.

[8] Nguyen H V, Ying L E L, Zhou X, et al. A techno-economic analysis of heat-pump entering fluid temperatures and CO₂ emissions for hybrid ground-source heat pump systems[J]. Geothermics, 2016, 61:24-34.

[9] 沈凯, 等. 某地铁站不同送回风方式的气流组织数值模拟和分析[J]. 制冷技术, 2010, 1(7):28-32.

[10] 蔡宁, 黄晨, 曹伟武. 大空间下送风分层空调的同步求解模型的研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(3):42-47.

不同示踪气体对换气次数测量结果的影响

史珍妮, 钱 华

(东南大学能源与环境学院, 江苏南京 210000)

[摘 要] 采用衰减法测通风量时, 所用示踪气体的种类对测量结果有一定影响。为分析这种现象及其产生原因, 本文以 CO_2 和 SF_6 为主要示踪气体, 以苯 (C_6H_6)、甲苯 ($\text{C}_6\text{H}_5\text{CH}_3$)、二甲苯 (C_8H_{10}) 为参考, 研究了不同工况下各被测气体的衰减情况。结果表明, CO_2 所测得的换气次数总是大于 SF_6 的测量结果。结合苯、甲苯、二甲苯的测量结果发现, 气体在空气中的扩散系数越大, 所测得的换气次数也越大。说明示踪气体在空气中的扩散系数对测量结果有非常直接的影响。

[关键词] 示踪气体衰减法; 扩散系数; 换气次数

Comparison of Different Tracer Gases for Determining the Air Change Rate

Shi Zhen-ni, Qian Hua

(School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210000, China)

[Abstract] Different tracer gases have different influences on the results when using decay method. In order to analyze this phenomenon and its cause, CO_2 and SF_6 are used as tracer gases to measure the air change rate in a certain room. It turns out that the air change rate measured by CO_2 is always larger than that by SF_6 . Further analysis is made by combine the results of C_6H_6 , $\text{C}_6\text{H}_5\text{CH}_3$ and C_8H_{10} together. It turns out that tracer gases' diffusion coefficients in the air have direct influence on the results of air change rate. The larger the diffusion coefficient in the air, the larger the calculated result of air change rate.

[Keywords] Tracer gas decay method; diffusion coefficient; air change rate

0 引言

人的一生有 80% 以上的时间在室内环境中度过^[1]。室内污染物不仅包括人体新陈代谢散发的臭味、 CO_2 等, 也包括家具、建材、电子设备、烹饪活动等释放的挥发性有机物 (VOC)^[2]。室外新风作为室内污染物的有效稀释途径, 其实际风量及所能达到的净化效果多年来一直是研究的热点和重点^[3,4]。新风量尤其是自然通风新风量的测量一直是研究通风性能的重要的基础问题。

常用的风量测量方法有: 风速仪法、毕托管法和示踪气体法^[5]。前两者多用于机械通风量的测量, 示踪气体法不仅可以测机械通风新风量, 也可以测自然通风新风量。常用的示踪气体测量方法有: 衰减法, 上升法和恒定浓度法^[6]。衰减法是指在初始时刻向室内释放一定浓度的示踪气体, 经过一段时间的混合后测量室内示踪气体浓度随时间的衰减情况。这种方法操作简单, 准确度高, 但无法得到实时的通风量。上升法是指以恒定的速率向室内释放示踪气体, 并使其浓度达到稳定状态。上升法要求室内示踪气体浓度接近平衡态时开始记录, 否则直接进行非线性拟合得出的结果会导致通风量计算结果偏高^[7]。这种方法测量耗时长, 示踪气体消耗量大。恒定浓度法是向室内释放示踪气体直到其浓度达到并保持在预设浓度, 恒定浓度法要求控制系统能够快速响应并维持室内的恒定浓度。这种情况下, 通风量与示踪气体的释放量呈正比。这种方法成本昂贵, 但可以检测实时的通风量变化。

作为示踪气体要满足能够与空气充分混合、危险性小、性价比高等特点。常用的示踪气体有 SF_6 、 N_2O 、 CO_2 等^[8]。一方面, SF_6 的密度约是空气密度的 5 倍, 不借助外力比较难与空气均匀混合, 而 N_2O 和 CO_2 的密度

与空气相当, 易于和空气均匀混合。另一方面, N_2O 因对人的神经有一定麻痹作用, 在实验中其释放阈值须控制在 100ppm 以下。在经济性上, SF_6 的价格最高, 其次是 N_2O , 再次是 CO_2 。 SF_6 和 N_2O 在环境中的浓度几乎为 0, 而 CO_2 在大气中的浓度约为 400ppm, 可能会干扰测量结果。Mathisen^[8] 认为在测量条件允许的情况下, N_2O 是最合适的示踪气体。

不同的示踪气体在测量结果上也有明显的差异。Niemela^[9] 用上升法对比了 SF_6 、 N_2O 、He 三种示踪气体的测量结果, 发现 SF_6 由于其难以与空气混合均匀, 所测得的通风量明显小于其他两种气体的测量结果, 而当采用 SF_6 与载气 (空气或 N_2) 的混合气体可使这种差异减小。Laussmann^[7] 用衰减法分别以用 CO_2 和 SF_6 作为示踪气体对一个办公室的渗透风量进行了连续 6 天的测量, 两种示踪气体测量所得的换气次数比值平均为 1.02, 认为两者的结果差异在可接受的范围。Shaw^[10] 对 CO_2 和 SF_6 的测量结果进行了 15 组对比, 其中有 13 组数据的 CO_2 测量结果大于 SF_6 的测量结果, 两者的比值平均为 1.13。

对于利用示踪气体的测量结果的差异性问题, 上述研究给出了一定的参考价值。但其没能澄清内在差异缘由, 也不能给出具有普遍意义的修正方法。基于此, 本文研究对比二氧化碳 (CO_2)、六氟化硫 (SF_6)、苯 (C_6H_6)、甲苯 ($\text{C}_6\text{H}_5\text{CH}_3$)、二甲苯 (C_8H_{10}) 作为示踪气体在室内新风量测量结果上的差异, 并结合的衰减情况探讨示踪气体的扩散系数对测量结果的影响。

1 方法

1.1 测量环境

所测量的房间位于江苏省常州市, 测量时间为 2017.4.24 ~ 2017.4.27, 房间尺寸 5m×5m×2.7m, 见图 1。室内均布 5 个 CO_2 测点, 即图 1 中的 A、B、C、D、E 点。室内测点所用测量仪器为横欣 GreenEye AZ7798 二氧化碳检测仪, 测量时间间隔为 10s。室外 CO_2 测点位于与

基金项目: 国家自然科学基金 (No.51378103); “十三五”国家重点研发计划课题 (No.2016YFC0700500)。

作者简介: 史珍妮 (1990—), 女, 硕士研究生。

Email: shizhenji@seu.edu.cn

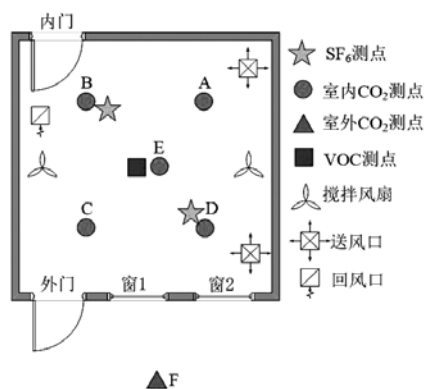


图1 测点布置图

室内等标高、距离被测量房间外墙 2m 处，即图 1 中的 F 点。室外测点所用测量仪器是 TSI 7565 CO₂ 检测仪，测量时间间隔为 5min。在测量过程中，尽量避免人员在室外测点附近走动而引起 CO₂ 浓度的波动。SF₆ 的测量采用 INNOVA 1303 多点采样仪和 1412i 分析仪，测点布置在 B、D 两点，测量时间间隔为 70s。苯、甲苯、二甲苯等 VOC 的采样口位于房间中央，即 E 点，采样分析采用 EC/MS 气相色谱-质谱联用仪，采样时间间隔为 10min。

所测建筑拥有独立的新风系统，送风方式为下送上回式。新风机内置有用于吸附 VOC 的活性炭滤网。测量过程中，保持房间内门、外门及窗 2 关闭。根据具体的测量工况启、闭新风机及开、关窗 1。本文所涉及的测量工况见表 1，这些工况均是居民使用率较高的工况。对于室内外空气品质都较差的情况下，居民会根据需要选择开启新风机全新风模式或全回风模式；当室外空气质量较好时，居民可能会选择开窗通风，窗户的开启大小则取决于居民的热舒适性需求。新风机在全新风工作模式下，回风口会有部分回风混入风道。为了排除回风干扰，部分工况在测量时将回风口堵上。本文将前者称为全新风双向流工况，后者称为全新风单向流工况。

每种工况对应的 CO₂ 和 SF₆ 的测量时长是 1.5h~2h，VOC 的测量时长为 50min，每种工况重复测量 2~3 组。为使室内空气混合均匀，测量过程中始终有两台落地风扇对吹。本文采用浓度衰减法测量各工况下的换气次数。在初始阶段，分别通过 CO₂ 钢瓶气释放、SF₆ 钢瓶气释放、VOC 溶液加热挥发等方式向室内释放一定浓度的示踪气体，待室内空气充分混合（约 10min）后开始将新风机及窗户状态调至对应工况并记录各示踪气体的浓度衰减情况。

表1 测量工况表

序号	测量工况	测量时长
1	全新风双向流	1.5h
2	全新风单向流	1.5h
3	全回风	2h
4	渗透	2h
5	渗透+热源	2h
6	窗1开2cm	1.5h
7	窗1开1/3	1.5h
8	窗1全开	1.5h

1.2 示踪气体衰减法

示踪气体法要求向被测房间或建筑释放适量示踪气体，并记录示踪气体浓度随时间的变化关系，利用质量守恒方程（式（1））计算被测房间或建筑的通风量^[1]。

$$\begin{cases} \frac{dC_{in,\tau}}{d\tau} = n(C_{out} - C_{in}) + \frac{E}{V} \\ C_{in,\tau} = C_{in,0}, \tau = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中： τ 为时刻（h）； $C_{in,\tau}$ 为室内示踪气体在 τ 时刻的浓度（ppm($\mu\text{g}/\text{m}^3$))； $C_{in,0}$ 为室内示踪气体在 $\tau=0$ 时刻的初始浓度（ppm($\mu\text{g}/\text{m}^3$))； C_{out} 为室外示踪气体浓度（ppm($\mu\text{g}/\text{m}^3$))； V 为房间体积（ m^3 ）； n 为换气次数（1/h）； E 为示踪气体的散发率（ m^3/h ）。

衰减法在测量过程中源散发率为 0，即 $E=0$ ，由式（1）可得其非线性回归方程：

$$C_{in,\tau} = (C_{in,0} - C_{out})\exp(-n\tau) + C_{out} \quad (2)$$

对式（2）取对数可得到其线性回归方程：

$$\ln\left(\frac{C_{in,0} - C_{out}}{C_{in,\tau} - C_{out}}\right) = n\tau + b \quad (3)$$

式中： b 为线性回归方程的拟合截距。

1.3 示踪气体物性参数

气体的摩尔质量与密度呈正比，示踪气体的摩尔质量与空气的摩尔质量相差越大，越容易出现密度分层现象，尤其在机械通风房间。气体在空气中的扩散系数是气体在空气中的扩散快慢程度的表征。气体扩散得越快，越容易与空气混合均匀。气体的扩散系数与温度、压强、摩尔质量等参数有关系，通常对于互相扩散的二元气体扩散系数的估算，可以采用的 Fuller-Schettler-Giddings 经验公式^[11]：

$$D = \frac{0.0101 T^{1.75} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}}{P[(\sum v_A)^{1/3} + (\sum v_B)^{1/3}]^2} \quad (4)$$

式中： D 为气体 A、B 二元气体的扩散系数（ m^2/s ）； P 为气体的总压（Pa）； T 为气体的温度（K）； M_A 、 M_B 为组分 A、B 的摩尔质量（g/mol）； $\sum v_A$ 、 $\sum v_B$ 为组分 A、B 的分子扩散体积（ cm^3/mol ），可按分子式由表 2 加和得到，对于已存在的简单物质可直接取值。

由式（4）计算结果的相对误差一般小于 10%。计算结果见表 3。

表2 原子/分子扩散体积

原子/分子	扩散体积 v (cm^3/mol)
C	15.9
H	2.31
CO ₂	26.9
SF ₆	71.3

表3 所用示踪气体分子量 ($P=101325\text{Pa}$, $T=298\text{K}$)

气体	摩尔质量 (g/mol)	在空气中的扩散系数 (10 ⁻⁶ m^2/s)
二氧化碳 (CO ₂)	44	16.4
苯 (C ₆ H ₆)	78	9.62
六氟化硫 (SF ₆)	146	9.24
甲苯 (C ₆ H ₅ CH ₃)	92	7.53
二甲苯 (C ₈ H ₁₀)	106	6.95
空气	29	

2 结果分析

2.1 CO₂ 和 SF₆ 测量结果对比

全新风双向流工况下的各测点 CO₂ 和 SF₆ 的线性拟合曲线见图 2。室外 CO₂ 浓度取室外测点 (图 1 点 F) 测量结果的平均值, 即 400ppm, 室外 SF₆ 浓度取 0ppm。

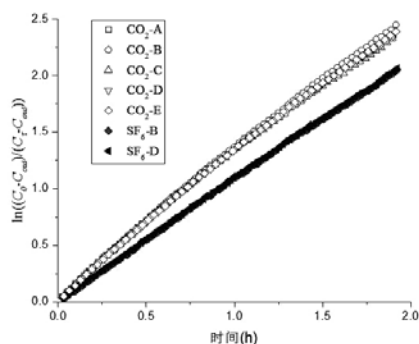


图 2 全新风双向流工况下各测点 CO₂ 与 SF₆ 线性拟合曲线

图 2 中的曲线斜率即为换气次数, 拟合优度大于 0.99。从图中可以看出, A、B、C、D、E 五测点的 CO₂ 浓度拟合曲线, 及 B、D 两测点的 SF₆ 浓度拟合曲线基本重合, 可见风扇的搅拌使得室内气流较为均匀。图中 CO₂ 对应的拟合曲线斜率明显大于 SF₆ 对应的拟合曲线斜率, 说明由 CO₂ 测得的换气次数高于 SF₆ 的测量结果。不同工况下的多次测量结果, 见图 3。

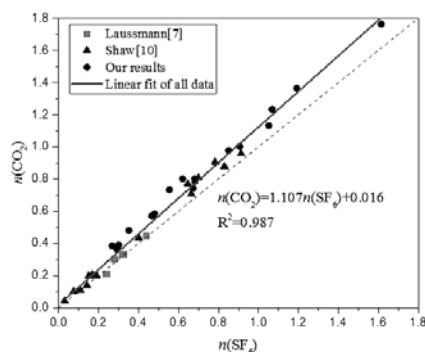


图 3 CO₂ 与 SF₆ 的测量结果对比曲线

CO₂ 与 SF₆ 测得换气次数的差值 ($n(\text{CO}_2) - n(\text{SF}_6)$) 在 0.07~0.178 之间波动, 其比值 ($n(\text{CO}_2)/n(\text{SF}_6)$) 在 1.07~1.43 之间波动。所测量的 17 组数据中, CO₂ 的测量结果均大于 SF₆ 的测量结果 ($n(\text{CO}_2) > n(\text{SF}_6)$)。Shaw^[10] 的 15 组测量结果中有 13 组 $n(\text{CO}_2) > n(\text{SF}_6)$; Laussmann^[7] 的 6 组测量结果中有 5 组 $n(\text{CO}_2) > n(\text{SF}_6)$ 。通过对文献 [7,10] 及本研究中的 CO₂ 与 SF₆ 测量结果关系的拟合, 得出了如图 3 所示的拟合曲线, 即 $n(\text{CO}_2) = 1.107n(\text{SF}_6) + 0.016$, 拟合优度为 0.987。该曲线位于对角线以上, 也即示踪气体衰减法中, CO₂ 测量结果普遍大于 SF₆ 测量结果。

2.2 测量结果与示踪气体在空气中扩散系数的关系

为了探究应用衰减法测通风量时, 利用 CO₂ 作为示踪气体所得测量结果普遍大于 SF₆ 测量结果的原因, 本文将苯、甲苯、二甲苯列入参考对象, 对比了同一工况下各气体的衰减情况。苯、甲苯、二甲苯等 VOC 由于采样时间

间隔 (10min) 较长, 每种工况的采样次数较少 (6 组), 其数据拟合度较差, 为保证结果的可靠性, 仅保留拟合度在 0.8 以上的测量结果。为了避免吸附造成的 VOC 衰减对本实验结果的干扰, 测量工况中新风机全回风、全新风双向流及开启净化器的工况均予以剔除, 最终从测量结果中筛选出了 5 组数据。各气体对应的换气次数与其在空气中的扩散系数的变化关系见图 4。可以看出, CO₂ 作为在空气中扩散系数最大的气体, 在各工况中的计算结果均最大; 反之, 二甲苯作为在空气中扩散系数最小的气体, 各对应工况下的其计算结果最小。除了全开工况及全新风单向流工况下甲苯测量结果的两个奇异点外, 所测得的换气次数均随被测气体在空气中扩散系数的增大而增大。

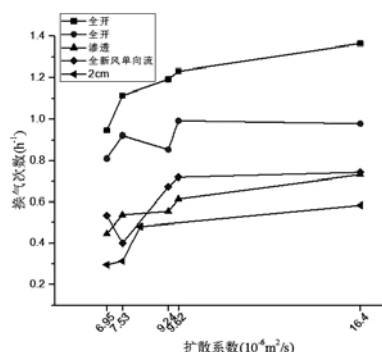


图 4 不同工况下换气次数随气体在空气中扩散系数的变化关系

3 结论

本文采用衰减法研究了不同示踪气体对不同工况下风量测量结果的影响。示踪气体采用 CO₂ 和 SF₆, 并以苯、甲苯、二甲苯作为参考, 分析了采用不同示踪气体所测得的换气次数的差异性及产生这种差异的原因。结果表明, CO₂ 和 SF₆ 作为常用的示踪气体, 在用衰减法测量换气次数时其计算结果呈现明显的规律性。本文研究的 8 种工况下的 17 组数据表明, CO₂ 所测得的换气次数均大于 SF₆ 的测量结果, 结合相关文献的测量结果后可以拟合得到如下关系式: $n(\text{CO}_2) = 1.107n(\text{SF}_6) + 0.016$ 。通过与苯、甲苯、二甲苯的衰减曲线进行对比分析, 发现随着气体在空气中扩散系数的增大, 所测得的换气次数随之增大。可能是由于被测气体在空气中的扩散系数越大, 与空气均匀混合越容易, 则能更加真实地反映实际的换气次数。因此在示踪气体的选择上, 应尽量选择扩散系数较大, 能够与空气充分混合的气体。

参考文献

- [1] Wang J N, Cao S R, Li Z, et al. Human exposure to carbon monoxide and inhalable particulate in Beijing, China[J]. Biomedical & Environmental Sciences, 1988, 1(1):5.
- [2] Fanger P O. Introduction of the olf and the decipol units to quantify air pollution perceived by humans indoors and outdoors[J]. Energy & Buildings, 1988, 12(1):1-6.
- [3] Edouard N, Mosquera J, Dooren H J C V, et al. Comparison of CO₂- and SF₆-based tracer gas methods for the estimation of ventilation rates in a naturally ventilated dairy barn[J]. Biosystems Engineering, 2016, 149:11-23.
- [4] Labat M, Woloszyn M, Garnier G, et al. Assessment of the air change rate of airtight buildings under natural conditions

using the tracer gas technique. Comparison with numerical modelling[J]. Building & Environment, 2013, 60:37–44.

[5] 蒋选, 邵晓亮, 李先庭. 利用示踪气体测量风道中风量的研究 [J]. 广州大学学报 (自然科学版), 2010, 09(6):27–31.

[6] Standard test method for determining air change in a single zone by means of a tracer gas dilution[J]. American Society for Testing & Materials International Astm Standard E, 2000:1–17.

[7] Laussmann D, Helm D. Air change measurements using tracer gases[J]. 2004.

[8] Mathisen H M, Moser A, Nielsen P V. Ventilation effectiveness[J]. 2004.

[9] Niemelä R, Lefevre A, Muller J P, et al. Comparison of three tracer gases for determining ventilation effectiveness and capture efficiency[J]. Annals of Occupational Hygiene, 1991, 35(4):405–417.

[10] Shaw C Y. The Effect of tracer gas on the accuracy of air-change measurements in buildings[J]. Ashrae Transactions, 1984, 90(12):66–66.

[11] 汤德元, 付亚男. 推算常压下气体分子扩散系数的新方法 [J]. 化学工程, 1988(4):54–57+7.

关于绿色建筑中自然通风技术的探讨

冯 硕, 胡文举, 李德英

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 当今世界, 资源和需求的矛盾越来越突出, 为了实现社会的可持续发展, 人们对于资源的利用愈发重视。绿色建筑作为一种对环境无害, 能充分利用自然资源的建筑引起了人们的广泛关注。自然通风技术作为绿色建筑当中重要的组成部分, 是实现绿色建筑功能的重要保障。本文就绿色建筑中的自然通风技术进行了简要的探讨, 希望能够促进我国建筑行业的健康发展。

[关键词] 绿色建筑; 自然通风; 节能环保

Discuss about Natural Ventilation Technology in Green Building

Feng Shuo, Hu Wen-ju, Li De-ying

(Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China)

[Abstract] In today's world, the contradiction between resources and demand more and more prominent, in order to realize the sustainable development of society, people for the use of resources more and more attention. Green building as a harmless to the environment, can make full use of natural resources construction has attracted widespread attention. Natural ventilation technology as an important component of green architecture, is the important guarantee to realize the green building function. In this paper, the natural ventilation of the green building technology has carried on the brief discussion, hope to be able to promote the healthy development of construction industry in our country.

[Keywords] Green building; Natural ventilation; Energy conservation and environmental protection

0 引言

随着人类社会的发展和人民生活水平的提高, 能源短缺和环境污染等一系列问题也随之而来, 人类在享受高质量生活的同时, 也面临着许多巨大的挑战。我国能源消耗量在国民经济及人民生活水平的带动下, 得到显著提升。其中建筑用能已超过全国能源消费总量的 1/4, 并将随着人民生活水平的提高逐步增加到 1/3 以上^[1]。能源的浪费以及环境的污染使人们开始意识到节能减排的重要性。绿色建筑就是在节约资源的环境下出现的, 作为一项节能减排的重要举措, 大力发展绿色建筑已经成为一种趋势。

在绿色建筑中, 通风系统的合理设计不仅能够有效降低资源的消耗, 而且利于实现建筑的可持续发展。而自然通风技术作为一种无能耗的通风方式, 一方面能够降低空调耗电量, 进而降低生产这些电能的不可再生资源的消耗量和 CO₂ 的排放量; 另一方面还能改善室内空气品质, 加强通风换气效果, 减少“空调病”的发病率, 保证室内人员的身体健康水平^[2]。在绿色建筑中自然通风技术的应用也日益广泛。

1 绿色建筑与自然通风的概述

绿色建筑是新时代、新形式下所产生的一种节约资源的绿色建筑模式, 它是指在全寿命期内, 最大限度地节约资源(节能、节地、节水、节材)、保护环境、减少污染, 为人们提供健康、适用和高效的使用空间, 与自然和谐共生的一种建筑^[3]。“绿色建筑”的“绿色”, 并不是指一般意义的立体绿化、屋顶花园, 而是代表一种概念或象征, 指建筑对环境无害, 能充分利用环境自然资源, 并且在不破坏环境基本生态平衡条件下建造的一种建筑, 又可称为可持续发展建筑、生态建筑、回归大自然建筑、节能环保

建筑等。绿色建筑的室内布局十分合理, 尽量减少使用合成材料, 充分利用阳光, 节省能源, 为居住者创造一种接近自然的感觉。以人、建筑和自然环境的协调发展为目标, 在利用天然条件和人工手段创造良好、健康的居住环境的同时, 尽可能地控制和减少对自然环境的使用和破坏, 充分体现向大自然的索取和回报之间的平衡。绿色建筑能够有效节约资源, 降低污染排放, 是我国实施可持续发展的重要途径。

自然通风利用室外风力造成的风压和室内外空气温度差造成的热压, 将室外新风引入室内, 将室内被污染的空气排出室外, 促使空气流动, 使建筑室内外空气交换, 达到降低室内污染物浓度的效果^[4]。采用自然通风, 当室内外温差较大时, 开窗 15min 左右可以完成一次完全换气, 30min 可以完成一次室内外空气交换^[5]。由于自然通风系统无须使用风机, 因此节省了初投资与机械能, 符合“绿色建筑”对节能、环保以及经济性的要求。同时, 它没有复杂的空气处理系统, 便于管理, 过渡季节有利于最大限度地利用室外空气的冷热量。另外, 从舒适性的角度讲, 人们通常更喜欢自然的气流形态。自然通风作为室内环境调节方式中最节能的通风方式, 逐渐成为绿色建筑中的重要组成部分。

自然通风是现在绿色建筑中普遍采用的节约空调能耗、改善建筑热环境的新技术, 良好、合理的自然通风具有三种不同的功能^[6]。

(1) 热舒适通风。热舒适通风主要是通过空气的流通加快人体表面的蒸发作用, 加快体表的热散失, 从而对建筑物之内的人类起到降温减湿作用。这种功能与我们夏天吹电风扇的功能类似, 但是由于电风扇的风力过大, 且风向集中, 对于人体来说非常不健康。通过自然通风的方式可以通过空气的流通较为舒缓的加快人体的体表蒸发, 尤其是在潮湿的夏季, 热舒适通风不仅可以降低人体的温度,

作者简介: 冯硕(1994—), 男, 河北唐山, 在读研究生。

Email: 915121661@qq.com

还可以解决体表潮湿的不舒适感。

(2) 健康通风。健康通风, 就是为室内人员提供健康空气所采取的通风措施。由于建筑物内属于一个相对密封的环境, 再加上有各种人类活动, 导致其中的空气质量较差, 或者一些新建的建筑物, 所使用的建筑材料当中本来就含有较多的有害物质, 如果长时间不进行空气流通, 就会对其内的人类的健康造成威胁。同时, 建筑物室内充满各种污染物, 包括室内人员的活动、建筑与装饰材料、室内设备等释放的气味、微粒和挥发型有机化合物, 这些化合物在一定的条件下又发生化学反应产生新的有毒化学物质, 细菌和病毒也容易滋生与传播, 这些都严重危害人体健康。自然通风所具有的健康通风功能, 可以有效地将室内的浑浊空气定期置换到室外, 从而保证室内的空气质量, 保护建筑物之内的人类健康。

(3) 降温通风。所谓降温通风, 就是通过空气流通将建筑物内的高温空气与室外的低温空气进行热量的交换。当建筑进行通风时, 室外空气进入室内, 与室内空气相混合, 并与围护结构的内表面进行热量交换(自然通风与建筑节能)。一般来说, 在建筑采用降温通风的时候, 要结合当地的气候条件以及建筑本身的结构特点进行综合考虑。对于商业类的建筑, 要过渡季节要充分进行降温通风, 而对于住宅类的建筑, 在白天应该尽量避免外界的高温空气进入建筑物, 而到了晚上可以使用降温通风来降低室内温度, 从而减少空调等其他降温设备的能耗。

2 绿色建筑自然通风的原理

建筑自然通风根据不同的分类方式可以分为不同的类别。根据空气运动的动力, 可以分为四种方式, 分别是风压作用下的自然通风, 热压作用下的自然通风, 风压、热压共同作用下的自然通风、机械辅助式自然通风^[7-9]。

风压作用下的自然通风是由于经过建筑物而出现的压力差促使空气从迎风面的窗缝和其他空隙流入室内, 而室内空气则从背风面孔口排出, 就形成了全面换气的风压自然通风。具有良好外部风环境的地区, 风压可作为实现自然通风的主要手段。在我国大量的非空调建筑中, 利用风压促进建筑的室内空气流通, 改善室内的空气环境质量, 是一种常用的建筑处理手段。当风面对着建筑物正面吹袭时, 建筑物的表面会进行阻挡, 这股风处在迎风面上, 静压自然增高, 并且有了正压区的产生, 这时气流再向上进行偏转, 并且会绕过建筑物的侧面以及正面, 并在侧面和正面上产生一股局部涡流, 这时静压会降低, 负压差会形成, 而风压就是对建筑背风面以及迎风面压力差的利用, 压力差产生作用, 室内外空气在它的作用下, 压力高的一侧向压力低的一侧进行流动。当风垂直吹向建筑的正立面时, 迎风面中心处正压最大, 在屋角和屋脊处负压最大, 通常所说的“穿堂风”就是典型的风压通风。另外, 伯努利流体原理显示, 流动空气的压力随其速度的增加而减小, 从而形成低压区。依据这种原理, 可以在建筑中局部留出横向的通风通道, 当风从通道吹过时, 会在通道中形成负压区, 从而带动周围空气的流动, 这就是管式建筑的通风原理。通风的管式通道要在一定方向上封闭, 而在其他方向开敞, 从而形成明确的通风方向。这种通风方式可以在大进深的建筑空间中达到较好的通风效果。某一建筑物周围风压与该建筑的几何形状、风向的方位、风速和建筑周围的地形有关。

自然通风的另一原理是利用建筑内部空气的热压差来

实现建筑的自然通风, 其实质就是“温差—热压—通风”, 其原理为室内外温度不一, 二者的空气密度存在差异, 室内外的垂直压力梯度也相应有所不同, 此时, 若在开口下方再开一小口, 则室外的空气就从此下方开口进入, 而室内空气就从上方开口排出, 从而形成“热压通风”。利用热空气上升的原理, 在建筑上部设排风口可将污浊的热空气从室内排出, 而室外新鲜的冷空气则从建筑底部被吸入。在热压作用的进行下, 进风、出风风口高度的区别, 以及室内外的温度差, 都会对它产生影响, 在温度差越大, 高度差也越大的情况下, 会使热风通风具有很明显的效果。与风压式自然通风不同, 热压式自然通风更能适应常变的外部环境和不良的外部环境。烟囱、通风塔、天井、中庭等都是热压作用下的自然通风形式。

在建筑的自然通风设计中, 风压通风与热压通风往往是互为补充、密不可分的。建筑中能够产生自然通风, 经常是在风压与热压共同作用情况下进行的, 只是由于它们之间作用的程度不一, 所以对建筑物整体自然通风的作用也不同。对于热压而言, 由于它具有的相对稳定性, 更容易产生烟囱效益的拔风作用; 对于风压作用而言, 因为经常受到地方风、大气环流以及周围形状、建筑形状的影响, 所以比较不稳定。一般来说, 在建筑进深较小的部位多利用风压来直接通风, 而进深较大的部位则多利用热压来达到通风效果。当热压与风向作用的流线方向保持一致时, 它们之间会相互促进; 反之, 它们之间就会产生阻碍作用, 并且对自然通风产生影响。因此, 建筑师要充分考虑各种因素, 使风压和热压作用相互补充, 密切配合使用, 实现建筑物的有效自然通风。

在一些大型建筑中, 由于通风路径较长, 流动阻力较大, 单纯依靠自然风压与热压往往不足于实现自然通风。而对于空气污染和噪声污染比较严重的城市, 直接的自然通风还会将室外污浊的空气和噪声带入室内, 不利于人体健康。在这种情况下, 常常采用一种机械辅助式的自然通风系统。该系统有一套完整的空气循环通道, 辅以符合生态思想的空气处理手段, 并借助一定的机械方式加速室内通风。这种系统以自然通风为主, 机械辅助。

3 绿色建筑中常见的自然通风形式

自然通风技术在实际建筑工程使用中, 常见的形式有穿堂风、单面通风、中庭及风井通风等^[10-11]。

“穿堂风”是自然通风中效果最好的方式。所谓穿堂风, “穿堂风”通常是指建筑物迎风一侧和背风一侧均有开口, 且开口之间有顺畅的空气通路, 在风压作用下, 室外空气从建筑物一侧进入, 贯穿内部, 从另一侧流出的自然通风。穿堂风示意图如图1所示。

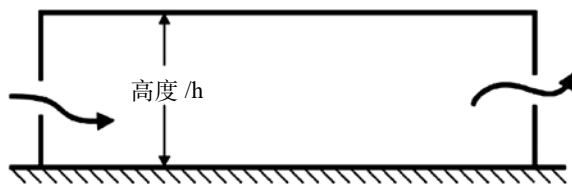


图1 穿堂风

如果在两个开口之间存在有物体阻挡, 空气就无法形成顺畅的流通, 通风效果就会变差。通常我们所说的穿堂风都是无阻碍的空气流通。这种通风形式主要是依靠风压

形成,且气流通行的通道距离较短,这样空气在经过的时候不会由于过长的通道造成气流减弱。穿堂风的示意图如图1所示。

为获得良好的“穿堂风”,在进行房间的平面布置时,应满足以下基本条件:

① 室外风要达到一定的强度,风速以 $0.3\sim 1.0\text{m/s}$ 为最好;

② 室外空气首先进入人们生活活动的主要房间,避免污浊空气随气流进入其他房间;

③ 穿堂气流通道上,避免出现喉部,气流通道应短而直;

④ 对有大量余热和有害物质的生产车间,组织自然通风除保证必要通风量外,还应保证气流的稳定性和气流线路的短捷性;

单面通风是在建筑物的同一面墙壁上既有入风口,也有出风口。单面通风是建筑不能采用穿堂风的情况下采用的一种通风方式。单面通风有由于室外空气流动带动室内空气的紊流致使室内外风压差及室内外空气温差造成的热压的综合动力,从而进行室内外空气的交换。但是这种通风方式由于入风口与出风口在同一侧,导致气流交换无法深入。一般如果要加强建筑的单面通风,常在建筑上设置导流装翼墙,来辅助单面通风的形成。单面通风的示意图如图2所示。

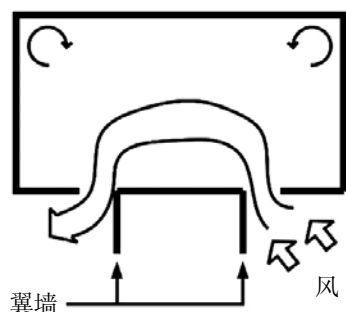


图2 单面通风

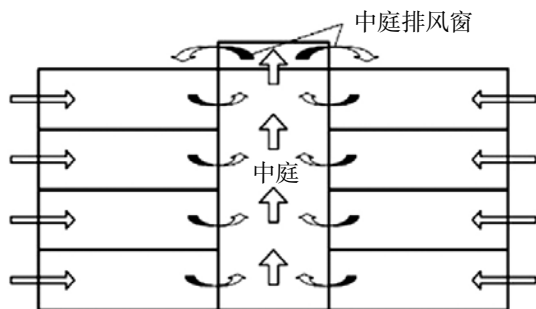


图3 中庭通风

中庭通风与风井通风都属于热压通风,主要是通过高温空气与低温空气的密度不同所形成的密度差来进行空气流通的加强。中庭或者风井的范围内空气温度较高,所以空气密度小,气流呈上升趋势,周围的空气温度较低,密度大,气流呈下降趋势,从而形成一种空气上下回流的流通形式。中庭通风和风井通风示意图如图3所示。

建筑的中庭最早起源于庭院天井,利用在天井内产生的“烟囱效应”实现通风降温。在炎热的季节,当上部受

到暴晒后,天井内部的空气被加热,引起一个向上的气流,由于上下温差大,空气的流动效果很好,大大地改善了室内的气候环境。一般中庭上部均设有通风天窗,通风天窗的启闭对中庭内的温度分布影响很大,相较于天窗关闭状态,开启天窗后,中庭顶部室内温度会明显降低,其室内外空气温差可以下降 4°C 以上,甚至达到 7.74°C ^[12]。在冬季,中庭是个全封闭的大暖房。在温室作用下,成为大开间办公环境的热缓冲层,有效的改善了办公室热环境并节省供暖的能耗。在过渡季节,他是一个敞开空间,室内和室外保持良好的空气流通,有效的改善了工作室的小气候。在夏天,中庭南窗的百叶这样板系统能有效的避免直射阳光,使中庭成为一个巨大的凉棚。除了中庭外,还可以利用建筑的楼梯间。同样,拔风井同样也是利用“烟囱效应”,造成室内外空气的对流交换。

4 结论

自然通风技术作为一项节能环保的技术已经广泛地应用于绿色建筑设计中,自然通风技术的采用不仅能够为用户提供更加舒适的工作和居住环境,加强通风的同时也有助于住户的身体健康,而且也有利于绿色建筑实现可持续发展,降低绿色建筑的能耗。但是,自然通风技术在绿色建筑应用的过程中也会出现一些问题,如室内得热量的限制、室外空气湿度的限制、环境噪音以及空气污染物的限制。目前,自然通风技术在绿色建筑中的应用还不够完善,有许多问题需要在实践中发现、研究和解决,但是我们有理由相信,自然通风技术在绿色建筑中的应用会越来越成熟和完善。

参考文献

- [1] 黄金美,郭清.自然通风在绿色建筑中的应用[J].建筑节能,2015,(01):77-79.
- [2] 王乃川.绿色建筑中的自然通风[J].广东建材,2016,(10):49-51.
- [3] 杨晖.绿色建筑中的自然通风[J].节能与环保,2003,(05):37-39.
- [4] 陈湛.绿色建筑中协同作用的自然通风设计[J].工业建筑,2016,(12):26-30.
- [5] 刘琰.浅谈绿色建筑中的自然通风设计[J].中华民居(下旬刊),2014,(05):65-66.
- [6] 刘锦河.绿色建筑中的自然通风[J].江西建材,2017,(02):32-33.
- [7] 钱锋.自然通风在绿色建筑设计中的应用[A].全国高校建筑学学科专业指导委员会、建筑数字技术教学工作委员会.数字建构文化——2015年全国建筑院系建筑数字技术教学研讨会论文集[C].全国高校建筑学学科专业指导委员会、建筑数字技术教学工作委员会.:2015:5.
- [8] 孙金金.自然通风技术在绿色建筑中的应用实践[J].智能建筑与城市信息,2014,(10):50-53.
- [9] 王战友.自然通风技术在建筑中的应用探析[J].建筑节能,2007,(07):20-23.
- [10] 万鑫,苏亚欣.现代建筑中自然通风技术的应用[J].建筑节能,2007,(09):9-12+18.
- [11] 赵平歌.浅析现代建筑中的自然通风技术[A].陕西省制冷学会.2005年陕西省制冷学会学术年会论文集[C].陕西省制冷学会.:2005:5.
- [12] 吴利瑞,潘康康,陈步超.某建筑中庭自然通风效果测定与评价[J].建筑热能通风空调,2011,(01):86-89.

闭式热源塔内翅片间距的优化模拟研究

李峥嵘, 孙佳利, 张东凯

(同济大学, 上海 201804)

[摘要] 为优化闭式热源塔内宽翅片盘管在结霜工况下的换热性能, 本文对宽翅片盘管内部的热湿交换过程进行了分析, 建立了稳态的数值模型; 并利用 Matlab 自编程序, 分析了结霜工况下不同翅片间距对盘管换热性能的影响。结果显示, 翅片间距在 1.8mm~2.4mm 时盘管换热量最佳, 为宽翅片盘管的设计与选用提供了理论依据。

[关键词] 闭式热源塔; 宽翅片; 翅片间距; 换热性能

Simulation Study on the Influence of Fin Pitch of the Closed Heat Source Tower

Li Zheng-rong, Sun Jia-li, Zhang Dong-kai

(Tongji University, Shanghai 201804, China)

[Abstract] In this paper, for optimizing the heat transfer performance of the wide finned coil in the closed heat source tower under frosting condition, the process of heat and moisture exchange in wide finned coil is analysed and a steady numerical model is established; This paper also use Matlab to analyse the influence of different fin pitch on the heat transfer performance under the frost condition. Results show that the heat exchange of the fin coil tube is maximized while the fin pitch ranges from 1.8mm to 2.4mm, this provides a theoretical basis for the design and selection of wide finned coil.

[Keywords] closed heat source tower; wide fins; fin pitch; heat transfer performance

0 引言

热源塔热泵系统作为一种新型的冷热源, 在冬季工况下, 可以有效提取空气中的低品位热能, 利用少量高品位电能实现热量从低温热能到高温热能的转移, 从而达到制热的目的。对于闭式热源塔而言, 其采用大风量、宽翅片的技术来降低冬季低温工况下翅片盘管的结霜点^[1], 减少热源塔的结霜运行时间。又因制冷剂溶液在换热盘管内循环, 避免了与空气的直接接触, 从而杜绝了因制冷剂溶液漂失而带来的环境污染问题。因此作为一种低品位可再生冷热源, 热源塔热泵系统的推广与使用对建筑节能与降耗具有重大意义。

鉴于以上优点, 国内外学者对闭式热源塔进行了深入研究。能盎然^[2]对闭式热源塔热泵成套装置的关键技术做了分析, 提出了热源塔技术优化的三大方向: 换热器的结构优化、换热介质的选择优化以及防霜装置的优化。王廷伟^[3]对具有相同换热结构的宽窄翅片换热盘管进行对应的分析, 得出结论: 相比于窄翅片盘管, 宽翅片换热量略小, 但是从防霜的角度来说, 宽翅片换热盘管明显优于窄翅片盘管。Wongwises.S 等^[4]主要研究了翅片厚度对换热器空气侧换热性能的影响。得出结论: 在管排数大 6、翅片间距 1.41mm~2.54mm 间时, 传热因子受翅片厚度的影响较大, 而阻力系数几乎不受翅片厚度的影响。

闭式热源塔的换热过程复杂, 其换热核心在于翅片盘管, 又因在冬季结霜工况下, 翅片间霜层堵塞风道, 而导致换热系数的减小与进风量的降低, 大大降低了热源塔的换热量。故为优化闭式热源塔内宽翅片盘管在结霜工况下的换热性能, 本文在已有的翅片盘管传热传质的经验公式的基础上对宽翅片盘管内部的热湿交换过程进行了分析, 采用 Schmidt^[5]总结的计算管簇表面传热系数的关联式, 建立了闭式热源塔内翅片盘管换热的稳态数值模型;

并利用 Matlab 自编程序, 分析了结霜工况下, 不同翅片间距 (1.0mm~4.0mm) 对盘管换热性能的影响。

1 翅片盘管元件结构参数

在冬季工况下, 闭式热源塔内的热质交换在翅片盘管表面进行, 翅片管簇的排列方式通常有两种, 顺排与叉排, 如图 1 所示^[6]。

这种盘管簇结构的特征尺寸是管子直径、管子中间的横向间距 S_1 和纵向间距 S_2 。顺排时, 后一排管处于前一排管的漩涡尾流区以内, 后一排的来流就是前排的具有不均匀流速分布的漩涡流, 当流速与纵向间距较小时, 在两排管之间可能会形成滞留区; 叉排时, 后一排管恰好处于前排管中间, 直接受到收缩后的流体的冲刷, 同时流体流过叉排时有较强的扰动, 所以换热得到增强, 但流动阻力也加剧, 如图 2 所示^[7]。

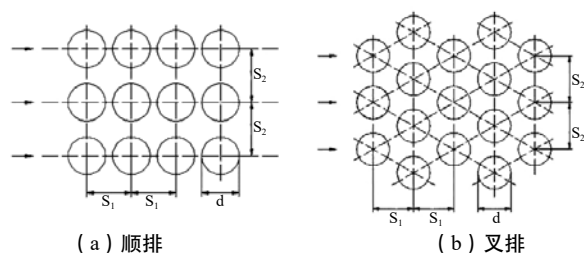
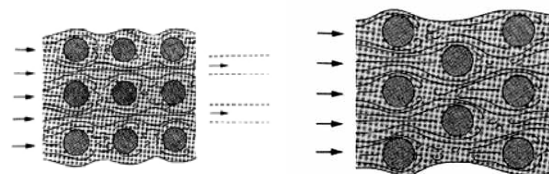


图 1 管束的排列方式



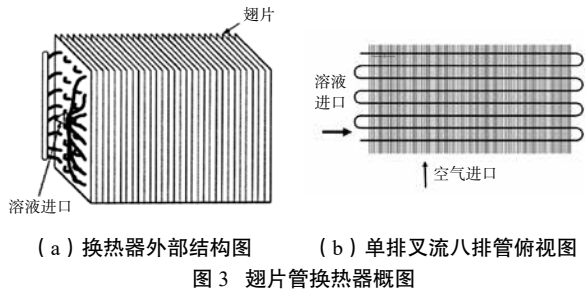
(a) 顺排

(b) 叉排

图 2 管束的排列方式

作者简介: 李峥嵘 (1969—), 女, 江苏, 教授, 博士。
Email: lizhengrong@tongji.edu.cn

因叉排管换热效果普遍优于顺排管，应用于闭式热源塔可以使其有更好的换热能力，故本文研究的对象为闭式热源塔内叉流八排翅片盘管，翅片管换热器概图如图3所示：



2 传热传质模型的建立

在冬季工况下闭式热源塔的换热过程中，根据盘管外表面的变化，将换热过程分为干工况、湿工况与霜工况三种工况，本文重点研究霜工况下热源塔的换热情况。霜工况即：

当翅片盘管表面温度低于空气的露点温度且低于0℃时，显热与潜热同时产生，即水蒸气在翅片盘管表面结霜，形成结霜层。此时空气温度下降，绝对湿度降低。

在上文分析的基础上，为了简化换热模型，做出以下假设：

- (1) 闭式热源塔内翅片盘管的换热为稳态换热；
- (2) 翅片管内溶液质量流量是均匀的、稳定的，且在循环过程中不考虑溶液内部导热；
- (3) 闭式热源塔内空气侧传热传质只沿着空气流动方向进行，溶液侧传热只沿着溶液流动方向进行；
- (4) 由于换热器管壁厚度较薄，故忽略管壁导热热阻；忽略管道污垢热阻，翅片四周绝热；
- (5) 当管程数超过4时，交叉流翅片换热器性能近似为全逆流翅片换热器；
- (6) 计算微元单元内物性分布均匀。

使用离散数值解法，将翅片盘管分割为有限网格单元，使用数值解法求解针对各个节点建立的离散方程。由于换热过程较稳定，故认为换热过程为稳态换热，忽略时间的变化。由于以上假设对换热过程的合理简化，使得该方法可以用于不同形式的翅片管换热器。

3 数值模型验证

为了验证所建立的数学模型的准确性，本文将模拟计算结果与实验数据进行比较，实验用闭式热源塔内翅片盘管的结构参数如表1所示：

表1 翅片盘管结构参数

翅片结构形式	直翅片
翅片间距	4.00 mm
翅片高度	16.45 mm
翅片长度	280.00mm
翅片厚度	0.15 mm
盘管外径	16.00mm
盘管内径	1.52 mm
盘管横向间距	32.90mm
盘管纵向间距	38.00mm

闭式热源塔采用40%质量分数的乙二醇与10%质量分数的甲醇混合水溶液，管内溶液流量为29.6m³/h；实

验用闭式热源塔采用定频率风机，空气入口流量为55622m³/h。数值模型的计算结果与实验数据对比分析见表2：

表2 模拟数据与实测数据对比

工 况	序 号	空气				溶液					
		风量 (m³/h)	进口 干球 温度 /℃	出口干球 温度 /℃		流量 (m³/h)	进口 温度 /℃	出口 温度 /℃		误差 /℃	误差 /%
			计算	实测			计算	实测			
霜 工 况	1	55622	-3.1	-3.98	-3.8	29.6	-6.8	-5.58	-5.8	0.22	3.8%
	2		-5.3	-5.98	-5.7		-8.7	-7.75	-8.1	0.35	4.3%

从表2可以看出，模拟数据与实测数据误差最小3.8%、最大4.3%，均小于15%的误差允许范围，可见所建立的数值模型可以准确反应翅片盘管换热的实际工况，符合模拟分析的精度需求。

4 翅片间距的优化分析

虽然翅片间距的减少使换热器的换热面积有所增加，但因翅片间结霜造成风道堵塞、风量减少，大大降低了换热效率。故本文分别模拟了结霜工况下，翅片间距为1.0mm~4.0mm时闭式热源塔内翅片管的换热工况，以研究不同间距下盘管的换热情况。具体见表3。

表3 翅片间距模拟研究工况

霜工况	管排数	翅片间距	空气进口温度	相对湿度	溶液进口温度
	8	1.0mm~4.0mm	-5.3℃	89.6%	-8.7℃

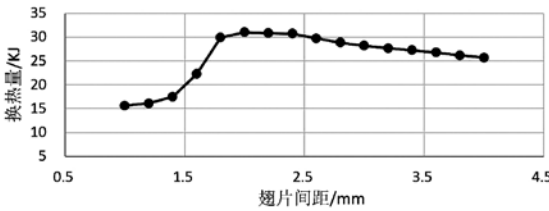


图4 翅片间距对热源塔换热量的影响

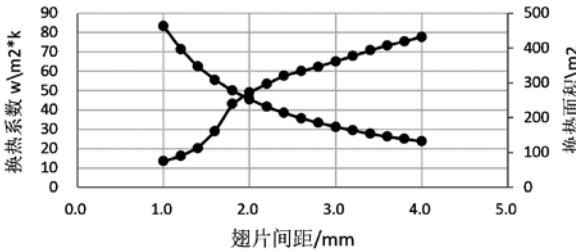


图5 翅片间距对翅片盘管换热系数与换热面积的影响

如图4、图5所示，随着翅片间距从1.0mm~4.0mm的变化，闭式热源塔的换热量有较大起伏，呈现先增大后减少的趋势，1.0mm时换热量最小，2.0时换热量最大；并且随着翅片间距的增加，盘管换热面积急剧减少的同时，盘管的换热系数呈现递增趋势。翅片间距为1.0mm时，虽然盘管外侧的换热面积为最大的462m²，但因翅片间距过小，结霜层造成风道的严重堵塞，从而导致盘管换热效率低下，换热量仅为翅片间距为2.0mm时的51.6%；翅片

间距为 2.0mm 时, 盘管外侧的换热面积仅为翅片间距为 1.0mm 时的 54.5%, 但因翅片间距的增大, 翅片间结霜层对风道的堵塞现象消失, 与此同时, 盘管的换热系数为翅片间距为 1.0mm 的 3.5 倍, 这使得盘管换热效率增加, 热源塔换热量增大; 翅片间距大于 2.0mm 时, 虽然盘管的换热系数随着翅片间距的增大逐步递增, 但因盘管的换热面积的急剧减小, 使得热源塔的换热量的减小。

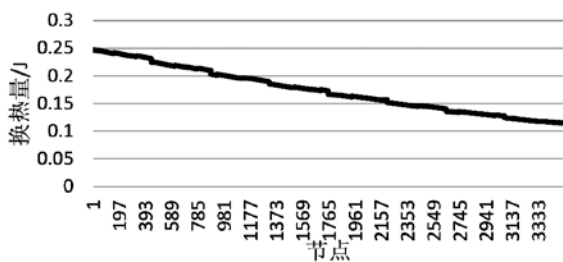


图6 翅片间距 2.0mm 时管长节点的换热量随管长变化

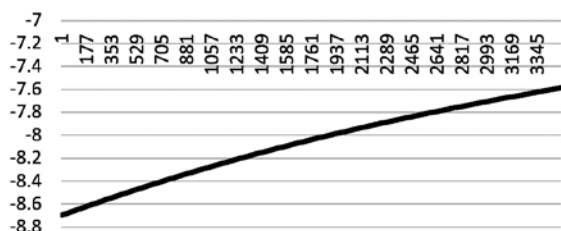


图7 翅片间距 2.0mm 时溶液温度随管长变化

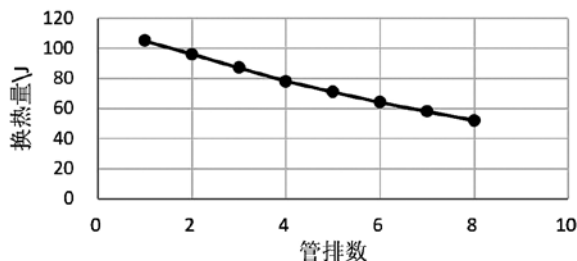


图8 翅片间距 2.0mm 时每排管换热量随管排数的变化

如上文所述, 翅片间距为 1.8mm~2.4mm 时, 闭式热源塔具有最佳的换热性能, 故取翅片间距为 2.0mm 时的

单排叉流八排管换热工况进行分析。如图 6、7、8 所示, 随着溶液在管道内的流动, 管内溶液与管外空气的换热温差逐渐减小, 与此同时, 管外的换热系数保持稳定, 故随着管长的增加, 节点换热量逐渐减少, 溶液的温升速率降低。对于翅片盘管首排而言, 虽然因为空气的入口效应, 盘管的换热系数达不到最高, 但空气与溶液具有最大的换热温差, 故盘管的换热量最大。并且, 随着管排数的增加, 空气与溶液的换热温差减少, 换热量呈现递减趋势, 且第八排的平均换热量仅为首排的 50.3%。由此可得管排数过多, 后排管换热量的减少会导致翅片盘管整体的换热效率降低, 不利于盘管的高效换热。

5 结论

(1) 根据闭式热源塔内翅片盘管的热湿交换过程, 建立了冬季节霜工况下热源塔的换热数值模型, 并通过实验数据验证得模拟数据与实测数据误差最小为 3.8%、最大 4.3%, 均小于 15% 的误差允许范围, 为以后研究闭式热源塔在结霜工况下的运行调节提供了理论支撑;

(2) 在冬季结霜工况下, 盘管的翅片间距在 1.8mm~2.4mm 时, 热源塔具有最大的换热量。翅片间距大于 2.4mm 时, 由于盘管外换热面积的减少, 导致热源塔的换热量明显减少。这对于结霜工况下, 翅片间距的选取提供了理论借鉴;

(3) 对于本文研究的 8 排管而言, 在环境空气为 -5.3°C 的工况下, 末排管的换热量仅为首排管换热量的 50.3%。由此可见, 管排数过多时, 后排管的换热效率降低, 这对于盘管排数的选取提供了理论借鉴。

参考文献

- [1] 黄虎, 李志浩, 束鹏程等. 提高风冷热泵冷水机组结霜工况下性能的途径[J]. 建筑热能通风空调, 2000, 19(1): 38-40, 55.
- [2] 熊盎然. 闭式热源塔热泵技术的基础理论与试验研究[D]. 长沙: 湖南大学土木工程学院, 2011.
- [3] 王廷伟. 闭式热源塔内宽翅片热交换器换热性能分析[D]. 长沙: 湖南大学土木工程学院, 2013.
- [4] Wongwises S, Chokeman Y. Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers. Energy Conversion and Management, 2005, 46(13~14): 2216-2231.
- [5] Schmidt, Th.E., Der Wärmeübergang an Rippenrohren und die Berechnung von Rohrbündel-Wärmeaustauschern, Kältetechnik, vol. 15, no. 4, pp. 98-102, and no. 12, pp. 370-378, 1963.
- [6] 邓元望 袁茂强 刘长青. 传热学[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2010. 110.
- [7] 张靖周, 常海萍. 传热学[M]. 北京: 科学出版社, 2009. 151-153.

除湿转轮的除湿及室内空气净化性能研究

李 赞¹, 聂金哲¹, 李德英²

(1. 北京建筑大学, 北京 100044; 2. 中国建筑节能协会, 北京 100831)

[摘 要] 随着生活水平的日益提高, 人们对空气品质要求正在由热舒适型向健康型迈进, 人们越发意识到室内空气质量的重要性, 然而现代城市户外空气的污染加剧以及通风导致的建筑能耗比重较大等因素使我们必须找到一种新的净化室内空气的方法, 本文结合文献调研及实验初期设计阐述了一种新的方式。

[关键词] 室内空气净化; 热湿处理; 硅胶; 除湿转轮; 能源消耗

Study on the Dehumidification and Indoor Air Cleaning Performance of Rotary Desiccant Rotor

Li Zan¹, Nie Jin-zhe¹, Li De-ying²

(1. Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China; 2. China Association of Building Energy Efficiency, Beijing 100831, China)

[Abstract] With the improvements of living standards, people's demand for indoor environment is not only confined to thermal comfort, but also spread to health-oriented aspects. In recent years, many people have realized the importance of indoor air quality. However, the indoor environment in major parts of China face challenges of atmospheric pollutions and building energy consumptions. In the present paper, a novel adsorption ventilation system which combines air thermal conditioning and indoor air cleaning was proposed. A system which combine the desiccant rotor with heat pump was discussed.

[Keywords] Indoor air purification; Hot and humid treatment; Silica gel; Desiccant wheel; Energy consumption

0 引言

随着生活水平的日益提高, 人们对空气品质要求正在由热舒适型向健康型迈进。传统上人们只要求空调系统能提供合适的室内温湿度、适当数量的室外清新空气。但是, 仅仅满足这些要求并不是健康的室内环境。人们在室内时间多达 90%, 室内空气质量尤为重要。近年来, 很多人已经意识到长时间呆在空调房间会得“空调病”。许多人反映在空调室内环境中生活感觉不适, 症状有如眼睛干涩、咽喉刺激、鼻炎、胸闷、头痛、精神无法集中和过敏等, 世界卫生组织 (WHO) 将此现象称为“病态建筑物综合症” (Sick Building Syndrome, 简称 SBS)。在学术界, 室内空气质量对人们身体健康的影响已经被充分肯定。卫生部对于公共场所集中空调通风系统的卫生规范也提出了新的要求。因此, 营造健康、舒适、节能、环保的室内环境代表着目前空调领域的发展方向。

传统的建筑通风为室内提供新鲜空气, 消除室内污染物。然而更高的通风率导致更多的能源使用, 通风已占建筑总能耗的 30%, 成为建筑节能的瓶颈。最重要的是现代城市的室外大气污染加剧, 交通和工业释放颗粒污染物, 普通效率的过滤器并不能很好的过滤污染物, 而高效过滤器也不能过滤 VOC、氮氧化合物等污染物, 而且高效过滤器还会导致更高的功耗。所以, 我们需要一种新的净化室内空气的方法。

1 研究背景

造成室内环境问题的因素有多种。其一是有毒的悬浮性有机化合物 (VOC), 有害气体包括甲醛、苯等, 往往由装修时的水泥、板材、油漆等产生。在中国, 由于建筑材料不过关, 有关由装修导致疾病甚至死亡的报道屡见不鲜。其二是空调系统内部黑暗、潮湿、温暖的环境下, 霉

作者简介: 李赞 (1992—), 男, 河北承德, 研究生在读。

Email: lz1920@126.com

菌、藻类和病毒等污染物很容易滋生。其三是生活在空调空间的人员带来细菌源, 并在空调系统内繁殖和传播^[1]。在传染病流行时期, 病菌很容易通过中央空调系统大面积的传播。针对室内污染物的产生方式, 有三种方法可以用来提高室内空气质量。第一种是采用低污染材料。这种方法不属于空调领域的范畴, 应该由建筑行业来规范。第二种是增加新风量来带走室内空气污染物。但是这种方法的缺点是显然会增加新风负荷, 从而使系统能耗增加, 而且不能防止生物污染物在空调系统内的滋生以及细菌、病毒传播等问题。第三种方法是用空气净化设备消除室内空气污染物。鉴于以上两种方法的局限性, 有些情况下在空调系统中加空气净化设备才是行之有效的, 而且可能是必须的。这里的空气净化设备不单单指过滤器这样的简单除尘设备, 而应是能清除上述各种污染物的设备。根据卫生部的《公共场所集中空调通风系统卫生规范》, 空气净化消毒装置必须是能去除集中空调通风系统送风中颗粒物、气态污染物和微生物的装置。传统空调系统中的过滤器只能起到过滤灰尘的作用, 但它本身也可能成为污染源。因此, 国内外的专家学者正在积极的开发研制基于各种原理的空气净化设备。

在近些年的研究中, 人们发现常用于做吸湿材料的硅胶、分子筛、活性炭等物质在吸湿的同时, 还有吸收空气中的化学物质的能力。用这些材料制作的承载建筑湿负荷的转轮除湿机, 在转轮通过吸附和脱附把水蒸汽从室内带到室外的同时, 室内污染物也以同样方式被带到室外, 从而室内空气得到净化。因此, 如果合理开发以转轮除湿机为核心的热湿处理技术, 同时优化转轮的空气净化能力, 将是一种非常理想的新型空气处理技术。从能耗角度看, 采用转轮除湿机的空调系统, 空气净化效果是在除湿的同时实现的, 是不需要额外能耗的净收益。同时由于空气质量的改善, 可以减少室外新风量, 从而可以减小系统负荷,

降低能耗。另外,采用了除湿冷却技术的空调系统,可以以各种形式的热能为能源,消耗极少的电力,从而缓解中国的夏季由于空调系统造成的用电紧张问题。

在此背景下,本研究着重于用实验的方法研究测量固体除湿设备对于空气中的污染物(尤其是挥发性有机物这类污染物)的净化能力以及其温湿度控制能力,找出影响因素和优化方法,使其达到一个能耗最低、效果最佳的平衡,从而为开发以转轮除湿机为核心的热湿处理及空气净化技术提供一些依据。

2 实验及分析方法

2.1 实验内容

为开发结合再生转轮室内空气净化功能的固体除湿净化空调系统实验样机,本实验先行测试再生吸附转轮的物理吸附功能,测试不同工况、不同转轮结构下再生吸附转轮对室内空气污染物、水分的吸附:

(1) 改进转轮结构

传统除湿转轮,有四分之三为除湿区,四分之一为再生区,目前国内研究大部分围绕着这种转轮开展。本实验将改变转轮结构,测试不同的除湿区与再生区比例及其位置分布,找出最佳转轮结构;

(2) 调节转速

本实验购置转轮可在转速范围内无级调节,最大可达到 11.25r/h。调节转轮转速并分别测试其除湿及空气净化效果,总结变化规律,找出最适宜转速。

2.2 实验地点及设备

本实验开展过程中需要建立温湿度可控的实验室模拟办公环境,在供热、供燃气、通风及空调工程北京市重点实验室的温湿度可控焓差实验室进行。实验购置设备如下:

(1) 转轮除湿机(转轮尺寸:直径 $\phi=500\text{mm}$,厚度 $\delta=200\text{mm}$;驱动电机电压 220V,可调节转速:1~11.25r/h)一台;

(2) 天圆地方风管、圆风管各 8 根;

(3) 圆管道风机(可调风速)4 个,管道加热器(可控)2 个;

(4) 温湿度传感器(日本 Shinyei 公司, THT-N263A)8 个;

(5) 示踪气体声谱分析仪一台;

(6) 风管连接材料若干;

(7) 风量测试装置。

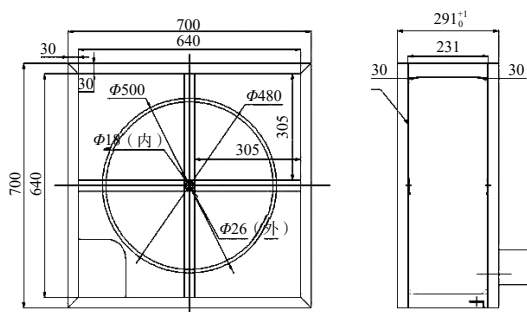


图1 转轮样图

2.3 实验原理

本实验测试在温湿度可控焓差实验室进行,其中一小室模拟室外气候条件,另一小室模拟室内热湿环境。实验过程中室内热湿环境始终控制在 25°C , 9.85g/kg 含

湿量,而室外热湿气候则分别模拟了低温低湿气候条件(10°C , 5.85g/kg 含湿量)和高温高湿室外气候条件(35°C , 22.15g/kg 含湿量)。通过通风管道及风机引一部分新风(人工气候室气流)与一部分室内回风混合至转轮除湿机,除湿处理后送入室内;另一部分新风与室内回风混合加热后进入再生区为除湿转轮进行再生。

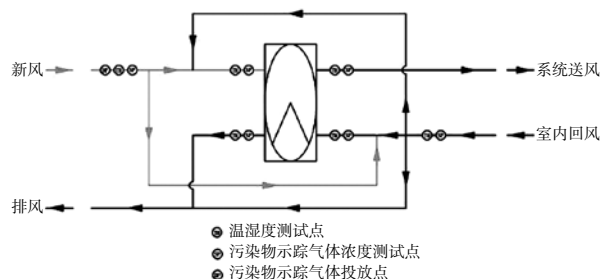


图2 系统原理图

系统温湿度测点如上图所示,对转轮机除湿区和再生区的进出口温湿度分别进行监测,取一段时间监测值生成变化趋势图。为研究转轮除湿机对室内空气污染物净化效果,在新风入口侧布置气态污染物投放点,并在实验过程中持续投放甲苯、丙酮、氨气作为示踪气体,在除湿转轮机新风入口、系统送风出口、再生风入口、再生风出口布置采样点,并通过示踪气体声谱分析仪实时在线监测示踪气体浓度。

将除湿转轮等分为四个区,分别记作 1、2、3、4,每个区独立接风管与风机且相互隔离,风机位置可变换,如 1 区为除湿区时则风机置于转轮右侧作为新风风机,如 2 区为再生区时则风机置于转轮左侧作为再生风机,并在转轮右侧风管上加装再生加热器。

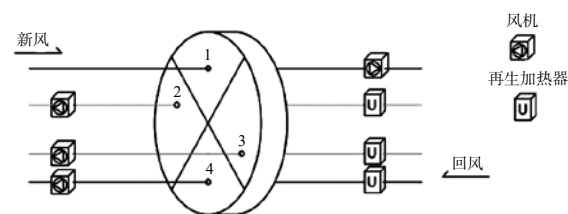


图3 转轮分区原理图

传统转轮有四分之三为除湿区,四分之一为再生区,目前国内研究大部分围绕着这种转轮开展;本文将转轮不同分区作为除湿区和再生区,测试除湿、空气净化效果及再生热量的吸收效果:

- (1) 1、2 区为除湿区, 3、4 区为再生区;
- (2) 1、4 区为除湿区, 2、3 区为再生区;
- (3) 1、2、3 区为除湿区, 4 区为再生区。

2.4 调试参数

(1) 入口参数

入口参数包括处理空气进口温度、处理空气进口相对湿度、处理空气进口绝对湿度等,转轮系统的入口参数对除湿转轮的影响较大,在外界环境条件有所波动时,系统的除湿情况也会随之发生变化。用变量法分别分析各入口参数的变化对系统性能、除湿情况、耗能情况的影响。

(2) 再生温度

通过调节再生加热器控制再生温度,测试不同再生温度对转轮机除湿效果的影响。

(3) 转轮迎面风速

由于风管面积一定,调节转轮迎面风速即调节风量,通过圆管道风机调节风速。因为风速提高,空气与除湿剂的接触时间减少,除湿效果减弱。为保证系统的除湿能力,并且控制系统体积,应选择适当的风速。

(4) 转轮转速

选择适当的转轮转速能保证系统运行的最佳状态。

2.5 文献调研

在进行实验测试的同时,笔者进一步深入的调研大量文献,结合实验测试的方法分析基于物理吸附材料的再生转轮对室内气态污染物和水蒸气表面吸附特征以及除湿脱附影响因素。

南京航空航天大学王瑜等人对传统除湿转轮进行了结构改进,测试了其除湿性能及耗能情况,并建立转轮除湿系统数学模型,分析了一些重要参数对系统除湿和耗能情况的影响^[2];装甲兵工程学院的丛华等人就再生风温度对转轮除湿机除湿效果的影响规律进行了测试分析^[3];上海交通大学张学军等人利用计算机仿真的方法对新型复合干燥剂转轮的除湿性能进行了分析,并进行了对比实验研究^[4];华南理工大学杨启荣等人测试了新型有机-无机复合型除湿材料^[5]。

3 分析结果

结合文献调研,相关研究结果表明,再生区域的扇形角度在 180° 时除湿效果好于 90° ,且能效比(COP)值较高,这是因为传统除湿转轮要达到相同的除湿效果,必须将再生温度提高到 100°C 以上才能得到足够的热量,而新型转轮通过增大再生区面积即可提高再生热量的吸收效果。在

转轮外形、进口条件、除湿量和送风风量相同的情况下,夏季标准工况下低温再生转轮除湿机组耗能水平低于传统设备,过渡季节节能效果更加明显,而冬季工况下耗能相同。这是因为选用再生温度低的吸湿剂使再生温度降低,电加热量下降,节能效果显著。

可以发现:随着转轮转速增加,送风温度的下降趋势和湿度的上升趋势十分明显,在转轮转速大于 15r/h 后,送风温度的变化比较平缓,湿度的变化梯度减小;只考虑送风条件的转轮转速最佳值应在 8.6r/h 附近。

4 结论

基于上述实验测试及分析,得出如下结论:

(1) 传统转轮除湿系统由于转轮本身的性质,所需再生温度较高,再生过程中需要电加热,导致能耗和对高品位能量的需求量较高,对节能极为不利;

(2) 再生温度对系统的除湿能力和耗能影响较大,选择适当的转速和风速能保证系统运行的最佳状态。

本文分析比对多次实验数据,找出最优方案,为后续设计固体除湿净化空调系统、制作实验样机奠定基础。

参考文献

- [1] 国家环境保护总局, GB/T 18883-2002, 室内空气质量标准, 中国标准出版社, 2003年4月.
- [2] 王瑜, 蒋彦龙, 李鹏越. 低温再生转轮除湿系统的设计及建模分析[J]. 世界科技研究与发展, 2015, 37(1):26-32.
- [3] 丛华, 李俊朋, 江鹏程, 等. 再生风温度对转轮除湿机除湿效果的影响规律[J]. 装甲兵工程学院学报, 2013, 27(6):70-73.
- [4] 张学军. 硅胶-卤素盐复合干燥剂转轮除湿性能研究[D]. 上海交通大学, 2003.
- [5] 杨启荣. 复合型除湿材料的制备及性能研究[D]. 华南理工大学, 2015.

基于 BIM 技术在暖通空调中的应用

张 帆

(中国航空规划设计研究总院有限公司, 北京 100120)

[摘 要] 本文基于西安某试验厂房, 结合了 BIM 技术的概念和特点, 对比了 BIM 设计软件与 CAD 设计软件的差异, 详述了 BIM 技术在暖通空调中的优势。针对此试验厂房的机电设计问题建立了 BIM 模型, 进行了碰撞检测, 对项目的优化设计具有指导意义。

[关键词] BIM 技术; 碰撞检测; 优化设计

Application of BIM Technology In HVAC

Zhang Fan

(China Aviation Planning And Design Institute (Group) CO., LTD, Beijing 100120)

[Abstract] Based on a test plant in Xi'an, combining the concept and characteristics of BIM technology, this paper compares the difference between BIM design and CAD design software, and expounds the advantages of BIM technology in HVAC. In view of the mechanical and electrical design problem of the test workshop, the BIM model is established, and the collision detection is carried out, which is of guiding significance to the optimization design of the project.

[Keywords] BIM Technology; BIM technology; Collision detection; Optimization design

1 BIM 技术概述

数字技术的快速发展深刻影响着我国建筑领域, 从设计构思、施工图表达、设计协同、项目管理、施工安装等各个方面无不体现着数字化技术带来的变革。建筑信息模型 (BIM) 是数字化浪潮中最重要的技术之一, BIM 设计中的三维设计方式和 workflows 正在逐步取代传统的二维制图技术。

BIM (Building Information Model), 即建筑信息模型, 是以三维数字技术为基础, 集成了建筑工程项目各种相关信息的工程数据模型, 是对工程项目设施实体与功能特性的数字化表达, 对建筑信息模型的创建、应用和管理的过程。BIM 不是狭义模型或建模技术, 而是一种新的理念及其相关的理论、方法、技术、平台和软件等。它引发了建设领域继 CAD 应用之后的第二次技术革命。

到 2020 年末, 建筑行业甲级勘察、设计单位以及特级、一级房屋建筑工程施工企业应掌握并实现 BIM 与企业管理系统和其他信息技术的一体化集成应用。以下新立项项目勘察、设计、施工、运营维护中, 集成应用 BIM 的项目比率将达到 90%:

- (1) 以国有资金投资为主的大中型建筑;
- (2) 申报绿色建筑的公共建筑和绿色生态示范小区。

BIM 技术的应用使得暖通空调设计进入了现代化设计领域, 其强大的建筑性能化模拟技术与参数化技术对暖通空调的性能设计和控制起到了极大的辅助作用, 有效实现信息的转换与应用, 进而打破传统暖通空调的设计方式, 提高暖通空调设计的智能化水平。

2 工程概况

本次研究的某实验室项目, 位于陕西省西安市, 建筑面积大约 7000m², 建筑高度 32m, 火灾危险性为乙类。由于该项目管线较多, 供暖、通风系统较为复杂, 业主希望应用 BIM 技术对设计进行三维模拟, 检查设计疏漏与

错误, 避免施工时造成的成本浪费, 缩短施工工期。项目应用 BIM 技术进行设计可以让业主方更直接的观看到建筑的设计模型。同时设计时可以模拟管线布置, 一方面检查管线碰撞的问题, 另一方面解决建筑空间的浪费。

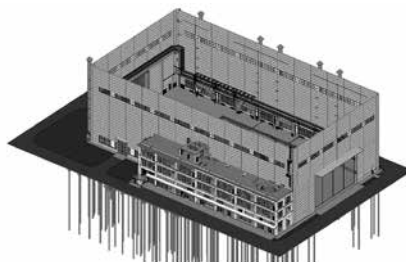


图 1 BIM 全专业模型集成

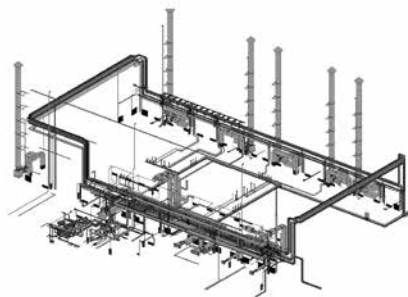


图 2 BIM 机电专业模型集成

3 设计实例

3.1 BIM 技术应用亮点

普通二图难以表达的地方, 在 BIM 设计中轻松表达。由于本项目整个试验厂房甲类防爆, 排风设计需要下部 2/3 排风, 上部 1/3 排风, 且排出室外气体需要高空排放。CAD 平面图及管系图, 现场施工人员难以理解, BIM 图简单明了, 现场施工人员一目了然, 且安装位置明显。BIM 模型在建模阶段就将项目的几何、物理、功能等完整信息附加在了模型中, 因此可视化可以实时的从 BIM

作者简介: 张帆 (1983—), 男, 河南三门峡, 工程师, 硕士。
Email: rocky1119@163.com

模型中获取各阶段所需的几何、材料、视角等信息,不需要重新建立可视化模型。

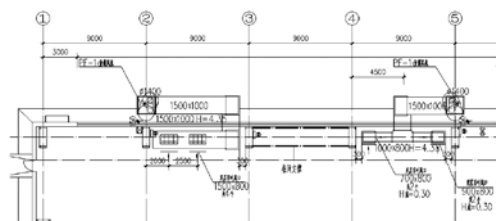


图3 机械排风 CAD 平面图

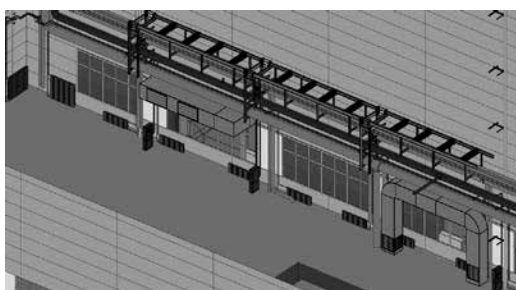


图4 机械排风 BIM 局部图



图5 机械排风室外风管高空排放

3.2 辅助图纸会审

设计阶段是项目建设周期中的基础,在设计阶段,参与工程设计的人员非常多,这些人员有着不同的专业以及不同的设计理念,每一个人员都掌握着不同的信息,当这些人共同参与到模型建设的过程中时,就形成了一个巨大的信息库,无论是建筑、结构设计以及水暖电设计等。在设计阶段,涉及到的所有设计的信息的传递和流动就形成了设计模型的设计库,这个设计库就是 BIM 技术运用在设计阶段的模式。设计单位采用 BIM 技术对项目的设计进行展示和分析,让甲方、施工单位更加全面的了解这个项目,在这个过程中, BIM 模型不仅仅是建设单位和设计方的交流沟通平台,同时也是对项目设计错误的检验,保证设计的可靠性,及时发现并解决设计中存在的问题。

三维模型为二维图纸提供了审核和校验,并为二维图纸的深化设计提供帮助。基于 BIM 三维模型进行图纸会审,加深参建各方对设计图纸的理解,并在工程施工前消除图纸中存在的隐蔽错误,避免人力、财力、工期的浪费。

本项目风管出屋面部分比较复杂,通过 BIM 的表达,让原本看似复杂的图纸变得清晰、明了,有助于设计意图的表达,节省了许多设计人员交底沟通的时间。

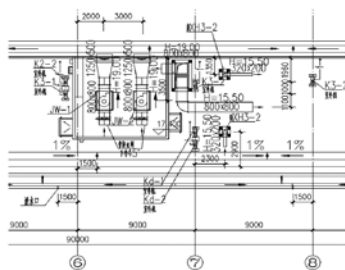


图6 屋面通风、空调 CAD 平面图

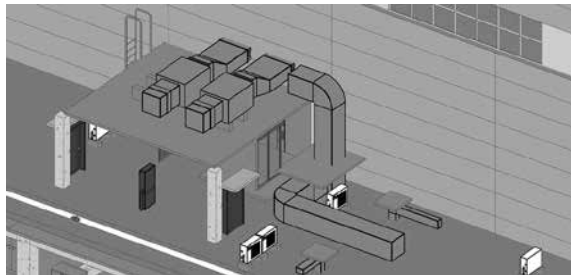


图7 屋面通风、空调 BIM 局部图

3.3 综合管线排布

因机电安装工程系统多,内容复杂,设计施工均是各专业单独出图,各专业在空间布置上往往存在冲突、交叉的情况。这就体现出综合管线排布的重要性。在本公司承揽的总承包、EPC 工程中,各专业综合管线及其综合支吊架的设计均在暖通、建筑、结构专业责任内,由暖通作为主导专业,结合给排水、动力、电气等专业共同完成此项技术探究。

本项目综合管线部分由于通风风管较多,利用 BIM 技术进行综合管线排布,充分体现出 BIM 技术的优势,在各专业协调上给予非常大的帮助。

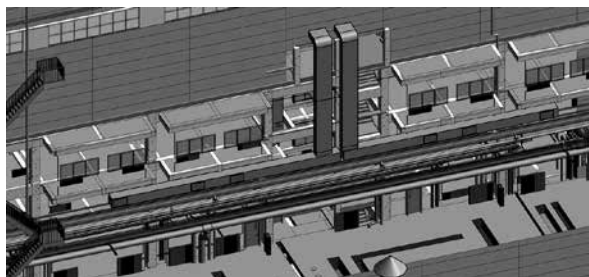


图8 综合管线 BIM 局部图



图9 综合管线 BIM 局部图

4 BIM 在暖通设计中的应用

BIM 在暖通空调专业中的作用,不仅体现在三维模型更直观,更多的体现在碰撞检测的作用,和模型富含工程信息的作用。

4.1 设备专业碰撞检测

碰撞检查流程：土建、设备各个专业模型提交 → 系统后台自动碰撞检查并输出结果 → 撰写并提供碰撞检查报告 → 根据碰撞报告修改优化模型。

各个专业之间，如结构与水电等专业之间的碰撞是一个传统二维设计难以解决的问题，往往在实际施工时才发现管线碰撞、施工空间不足等问题，造成大量变更、返工，费时费力。

基于 BIM 技术进行多专业协同及碰撞检测很好地解决了这个问题。检测出的各专业模型碰撞问题，除了能发现结构与机电、机电各专业之间的各类碰撞，还能发现门窗开启、楼梯碰头、保温层空间检查等建筑特有的软碰撞。在施工前快速、全面、准确地检查出设计图纸中的错误、遗漏及各专业间的碰撞问题。通过分析，本项目找出多达 500 处的碰撞问题，对于碰撞位置，可以通过 GMC 软件直接定位、返回模型进行修改，从而减少施工中的返工，提高建筑质量，节约成本。

应用 BIM 技术进行三维管线的碰撞检查，不但能够彻底消除硬碰撞、软碰撞，优化工程设计，减少在建筑施工阶段可能存在的错误损失和返工的可能性，并且优化净空，优化管线排布方案。最后，施工人员可以利用碰撞优化后的三维管线方案，进行施工交底、施工模拟，提高施工质量，同时也提高了与业主沟通的能力。

碰撞类型	碰撞位置	碰撞对象	碰撞描述	碰撞位置	碰撞对象	碰撞描述
碰撞	4-1	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞
碰撞	4-2	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞
碰撞	4-3	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞
碰撞	4-4	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞
碰撞	4-5	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞
碰撞	4-6	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞
碰撞	4-7	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞
碰撞	4-8	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞
碰撞	4-9	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞
碰撞	4-10	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞	碰撞

图 10 各专业碰撞检测报告 (共 500 处)

4.2 包含工程信息

BIM 技术更是一种信息化的手段，其中包含了大量工程信息，对暖通专业而言，模型含有建筑物的冷、热负荷信息，暖通管道水力信息，暖通设备材料信息等。二维设计的一大缺点是图纸无法表达所有信息，还需要辅助一系列计算书。其中，冷热负荷计算书作为主要的系统选型依据是不可缺少的。负荷计算需要暖通工程师在计算软件中计算出设计的参数，计算书与设计图纸没有关联性，当建筑平面发生变化时，房间负荷只能重新算。而对于 BIM 模型，房间的围护结构信息已经包含在模型中，房间格局发生调整，负荷也会相应跟着调整，这不仅可以提高设计者的效率，还可以保证负荷计算的准确性。

除了负荷计算，设计者还可以从繁琐的水力计算中解放出来。绘制管道时，在属性选项中输入相应的流体类型和管段信息，就可以自动生成该管段的水力计算，方便计算压力损失，选用合适的设备。

BIM 还能有效的帮助设计者统计设备和材料数量，输出设备材料表，有助于更准确的计算工程造价。同时也为成本控制和精细化施工提供了数据支持。更有甚者将 BIM 模型与施工进度相关联，可以建立 4D 施工信息模型，能对复杂的管线、设备安装区域建立动态化、可视化的 4D 施工模拟，有效协调施工顺序，提高工程质量。上海迪士尼的奇幻童话城堡项目即成功运用此项技术，获得了美国

建筑师协会的“建筑实践技术”大奖。

管道明细表		管件明细表	
管径	长度	数量	重量
15.0	11.433	1	0.12
20.0	47.328	1	0.18
25.0	327.279	1	0.20
30.0	130.249	1	0.22
35.0	130.744	1	0.24
40.0	248.154	1	0.26
45.0	327.182	1	0.28
50.0	140.254	1	0.30
55.0	138.354	1	0.32
60.0	21.2497	1	0.34
65.0	68.990	1	0.36
70.0	11.82715	1	0.38
75.0	130.943	1	0.40

图 11 本项目管道、管件明细表

5 结论

(1) 从传统的二维平面到如今的三维交底，四维管理，BIM 让项目收获了实实在在的工程效益。而在狭小场地内进行现场布置、绿色施工方面，BIM 也发挥了不小作用。通过 BIM 技术对前期全过程工况模拟，项目合理布局，使空间利用率达到最高、施工效率提升到最大，仅仅通过 BIM 技术为项目实现“四节一环保”做出贡献。

(2) 传统分析数据参考文件主要有：WORD 文档、EXCEL 表格、CAD 图纸、场地照片甚至视频电子文件等。部分数据在建筑项目中反复引用了多年已经不准确，根据美国 LEED 绿色评估的统计资料，这个阶段的数据误差可达 30% 左右。

(3) 某些工程建筑造型复杂，施工难度比较大，在施工前利用 BIM 三维模型，根据模型对具体的施工细节进行优化，例如螺栓的位置设计、角度以及构件的尺寸等。整个工程的中心管线的施工也是在 BIM 模型里面进行排布的，然后再运用到现场施工中，从而保证整体施工质量。在本项目中，采用 BIM 模型打造的可视化平台，协调了各个专业的问题，对项目中的钢结构、复杂外立面以及内装空间等都进行了合理的分配，解决了传统二维设计手段难以解决的管线综合问题，避免在施工过程中出现返修的情况，从而使整个建设项目顺利完成，并提高了整个建设项目的品质。

(4) BIM 技术考验的是团队对细节的把控程度，BIM 技术让设计环节变得更长，更谨慎，更细致，对于项目的每个细小的环节都有对应的细致图纸。更多的 BIM 技术应用，将项目建设中存在的问题进行模拟碰撞、查漏补缺，以降低错误的水平，能大大减少工期，减少建设成本，提高效率，同时还可以从技术层面上防止腐败事件的发生。

参考文献

- [1] 张建平, 梁雄, 刘强等. BIM 技术的工程项目管理系统及其应用 [J]. 土木建筑工程信息技术, 2012, 4(4): 1-6.
- [2] 刘广文, 牟培超, 黄铭丰. BIM 应用基础 [M]. 同济大学出版社 2013.
- [3] 何关培. BIM 总论 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [4] Autodesk, Inc. Autodesk Revit MEP Comprehensive Design Applications of Pipeline [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2011.
- [5] 于玉龙. 公共建筑大空间自然气流的探讨 [M]. 北京: 北方工业大学, 2010.
- [6] M.I. Grimitlyn, Dr.Sc, P.E. Fundamentals of optimizing air distribution in ventilated spaces. ASHRAE Trans, 1993.
- [7] 马智亮. 我国建筑施工行业 BIM 技术应用的现状、问题及对策 [J]. 中国勘察设计, 2013(11): 39-42.

蒸发冷却技术对可吸入颗粒物浓度的影响

申永波, 黄翔, 雷梦娜, 严锦程

(西安工程大学, 西安 710048)

[摘要] 本文结合国内外关于蒸发冷却净化性能的研究情况, 在冬季雾霾天和夏季高温天气利用蒸发式冷风扇以及窗式蒸发冷却空调器进行实验, 对直接蒸发冷却技术净化过滤性能进行实验及分析, 分析了直接蒸发冷却通风空调技术对室内可吸入颗粒物浓度的影响。另一方面, 对比两种不同设备作用下室内可吸入颗粒物浓度衰减效率, 进而得出将直接蒸发冷却技术与通风相结合在提高室内空气质量方面具有巨大发展潜力。最后, 提出一种与蒸发冷却技术相结合的空气调节方案。

[关键词] 蒸发式冷风扇; 窗式蒸发冷却空调器; 直接蒸发冷却通风空调技术; 可吸入颗粒物浓度

Effect of Evaporative Cooling Technology on Concentration of Inhalable Particulate Matter

Shen Yong-bo, Huang Xiang, Lei Meng-na, Yan Jin-cheng

(Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710048, China)

[Abstract] In this paper, combined with domestic and foreign research on the performance of evaporative cooling, the experiment was carried out on the purification and filtration performance of direct evaporative cooling technology in winter haze and summer hot weather using evaporative cold fan and window evaporative cooling air conditioner. The effect of direct evaporative cooling ventilation and air conditioning on the concentration of indoor respirable particulate matter was analyzed. On the other devices, it is concluded that the combination of direct evaporative cooling technology and ventilation has great potential for improving indoor air quality. Finally, an air conditioning scheme combined with evaporative cooling technology is proposed.

[Keywords] Evaporative cooling fan; Window evaporative cooling air conditioner; Direct Evaporative Cooling Ventilation and Air Conditioning Technology; Respirable particulate matter concentration

0 引言

近年来, 以 $PM_{2.5}$ 为代表的大气颗粒物已成为我国大气污染的主要因素, 而频频出现的 $PM_{2.5}$ 监测数据的“爆表”事件也已引起全民关注身边的空气污染问题。据统计, 人约有 90% 的时间是在室内工作和生活的, 这其中有约 60% 的时间是在家里度过的, 因而室内空气品质的优劣对人们的健康有着至关重要的影响。我国每年因室内空气污染引起的超额死亡人数高达 11.1 万人, 超额门诊数 22 万人次, 超额急诊数 430 万人次^[1]。一时间, 空调市场上带有过滤净化功能的新风交换机、净化器变得炙手可热, 然而无论是净化器还是带有过滤净化的新风交换机, 都存在很大弊端。首先为了达到净化效果, 设置多层滤网, 导致风压过大, 影响用户休息; 其次需要频繁更换滤网, 对用户使用造成额外的负担, 影响用户体验; 最后更换的滤网随生活垃圾一起处理, 会对环境造成危害。

1 蒸发冷却填料净化性能

蒸发冷却是一项利用水蒸发吸热制冷的技术。当水被蒸发进入待冷却的空气中时简称“直接”蒸发冷却, 当水和非饱和空气-水混合物处于游离状态时, 基于相应的温度和蒸汽压力的差异将发生接触, 使热量和水转移, 这种“传质”过程在水蒸气表面完成^[2]。

水与空气间的热湿交换过程是空气将潜热传递给水, 使空气的温度下降。而由于水的蒸发, 空气的含量不

但要增加, 而且进入空气的水蒸气带回一些汽化潜热。当这两种热量相等时, 水温达到空气的湿球温度。只要空气未饱和, 利用循环水喷淋空气或蒸发冷却填料就可以达到降温效果。

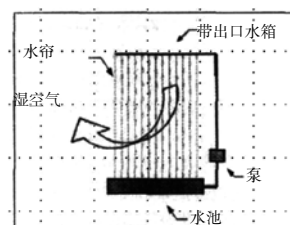


图1 蒸发冷却器(段)结构示意图

蒸发冷却填料作为蒸发冷却的核心部件, 目前常用的直接蒸发冷却器(段)填料有: 有机填料、无机填料、天然植物纤维填料、金属填料、无纺布填料、PVC 填料、多孔陶瓷材料等^[3]在蒸发冷却器中颗粒物的去除机理有惯性碰撞、扩散、接触阻留和沉降。图2和图3是各种净化机理的概念图^[4]。

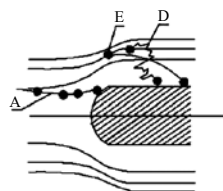


图2 A- 惯性碰撞
D- 湍流扩散 E- 沉降

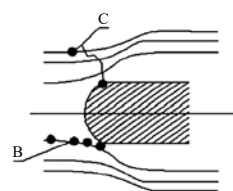


图3 B- 接触阻留
C- 布朗扩散

基金项目: “十三五”国家重点研发计划项目课题
(2016YFC0700404)。

作者简介: 申永波(1991—), 男, 陕西渭南, 在读硕士研究生。
Email: 956458660@qq.com

当蒸发冷却填料处于干燥状态时,相当于滤网过滤器的作用,阻碍空气中的颗粒物通过。当在填料层淋水或其它溶液时,在降低空气温度的同时,过滤材料通道及其表面形成液滴和液膜,空气中的尘粒、气溶胶通过与液滴、液膜相接触而被捕获,然后被淋下来的水或其他溶液带走,从而可以有效的将液态或固态粉尘粒子从气流中除去^[5]。作为一种自净式过滤器,蒸发冷却填料过滤克服了传统空气过滤器的一些弊病,具有明显的优势,因此有必要研究将蒸发冷却与相关技术相结合,用于提高室内空气品质,达到对空气净化化的效果。

Paschold 在蒸发冷却器测试室中对室内外可吸入颗粒物进行测定,以确定蒸发冷却对环境空气的影响。通过在两个普通蒸发冷却器模型中所做的实验,发现采用蒸发冷却器后室内 PM_{10} 可吸入颗粒物减少 50%。对 $PM_{2.5}$ 可吸入颗粒物的去除效率为 10%~40%。这些结果与采用除尘系统的结果是一致的。

Wen-Whai Li 于 2001 年夏季在美国德克萨斯州西部的 El Paso 地区 10 所居室内对室内空气的可吸入颗粒物进行了测试。同时记录了德克萨斯州西部一个装有蒸发冷却器的室内外 $PM_{2.5}$ 和 PM_{10} 可吸入颗粒物的平均浓度。测试结果表明,蒸发冷却器用于过滤使用,能有效的对室内空气进行置换,可将室内空气的 PM_{10} 可吸入颗粒物减少 40%,而 $PM_{2.5}$ 的浓度减少约 35%。无论是木丝填料还是刚性填料,两种蒸发冷却器对 $PM_{2.5}$ 和 PM_{10} 可吸入颗粒物去除率相似^[6]。

张欢通过对金属填料型直接蒸发冷却装置在空气处理机组中的应用研究表明,该装置在对空气进行传热传质的同时,还具有过滤、消毒杀菌、改善空气质量的作用。另外还可用于处理化纤车间空气中的油雾污染^[7]。

2 实验验证及数据分析

2.1 冬季雾霾天测试情况

本次测试在西安某大学实验楼五楼实验室进行,该实验室长为 6.5m,宽 6m,面积为 39m²。测试时间为 2017 年 1 月中旬,主要测试蒸发冷却对 $PM_{2.5}$ 以及 PM_{10} 、TSP(总悬浮微粒)的净化效率。测试设备有蒸发式冷风扇及便携式空气质量检测仪。将蒸发式冷风扇放置于室内,将门窗关闭,待室内空气可吸入颗粒物浓度稳定后,开始测试。室内仪器的测点布置示意图如图 4 所示,室内测点 1、2 在蒸发式冷气机进风口及出风口处,测点 2、3、4 距离为 1.5m,测点 5、6 选择受出风口气流影响较小的位置,位于靠近墙体侧。各测点位于距地面高 0.75m 处,即为办公桌同一高度处。对室内各测点的测试数据求平均值。

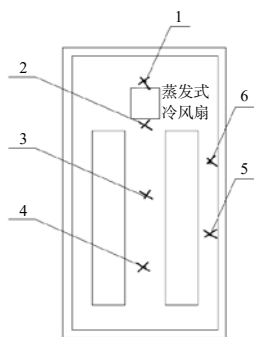


图 4 室内各测点布置图

在蒸发式冷风扇未开启时对室内外可吸入颗粒物浓度进行了测试,如表 1 所示。

表 1 蒸发式冷风扇未运行前室内外可吸入颗粒物浓度

	$PM_{2.5}$	PM_{10}	TSP
室外	258.9	518.5	591.2
室内	208.4	277.1	283.9

开启蒸发式冷风扇,实验时间 140min,每十分钟测量一次,测试所得数据如表 2 所示。

表 2 开启蒸发式冷风扇室内可吸入颗粒物浓度变化情况

时间 t/min	$PM_{2.5}$	PM_{10}	TSP
0	208.4	277.1	283.9
20	198.5	247.7	259.4
40	192.4	224.9	235.4
60	182.5	229.3	252.1
80	186.7	215.6	221.1
100	172.1	192.9	197.8
120	167.6	194.5	197.3
140	164.3	185.7	194.1

对数据进行数据处理,得到在蒸发式冷风扇的作用下室内 $PM_{2.5}$ 以及 PM_{10} 、TSP 可吸入颗粒物浓度变化曲线。如图 5 所示。

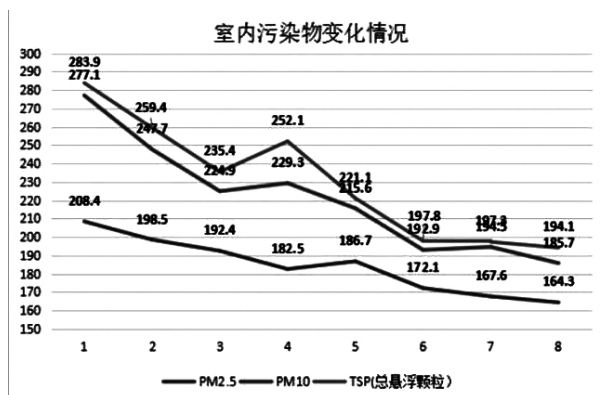


图 5 蒸发式冷风扇的作用下室内可吸入颗粒物浓度变化曲线

从图 5 可以看出,在冬季雾霾天,在蒸发式冷风扇的作用下,室内可吸入颗粒物 $PM_{2.5}$ 以及 PM_{10} 、TSP 浓度呈衰减趋势,其中 $PM_{2.5}$ 与没使用蒸发式冷风扇之前比较,减少了 21.2%, PM_{10} 减少量为 32.9%,TSP 减少量为 31.6%。从以上数据可得,在密闭空间,只进行室内空气循环时,在蒸发式冷风扇的作用下室内空气中的 $PM_{2.5}$ 以及 PM_{10} 、TSP 可吸入颗粒物浓度都有明显减少,然而蒸发式冷气机运行 4h 后室内空气相对湿度明显增大。

2.2 夏季高温天气测试情况

在 2016 年 6 月份,选取该校某学生宿舍,该宿舍位于该楼顶层东南角,该宿舍长 5.1m,宽 3.01m,高 3.2m;门上部通风玻璃窗口高为 0.27m,宽为 0.85m。测点布置及测试安排如下^[8]。

图 6 为室内各测点布置示意图,室内测点 1、2、3、4 分别位于宿舍内桌子处,高度为 1.1m,5、6 测点高度为 2 处,即测点的位置分别位于宿舍同学学习和休息时的位置。对室内各测点的测试数据求平均值,测试期间中午测试 3 小时,12:00~13:00 使用,测得房间内平均可吸入物浓度变化情况。

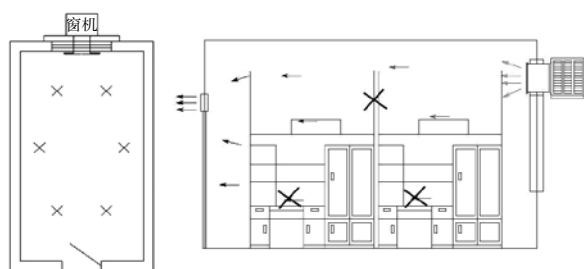


图6 宿舍内测点布置位置示意图

实验开始前选取未使用窗机的宿舍,对空气可吸入颗粒物浓度进行测试,如表3所示。

(窗机:一种节能、环保、绿色、健康的窗式蒸发冷却空调器,可以为室内引入等焓降温后的新鲜空气。)

表3 未使用蒸发冷却窗机的室内可吸入颗粒物浓度

	PM _{2.5} (μg/m ³)	PM ₁₀ (μg/m ³)	TSP (μg/m ³)
室外	31.6	105.8	128.6
室内	208.4	277.1	283.9

当窗机开始运行之后,对室内空气进行测试,测试结果如表4所示。

表4 开启蒸发冷却窗机后室内空气中可吸入物浓度变化情况

时间 t/h	0	1	2	3
PM _{2.5}	47	33.2	23.5	22.5
PM ₁₀	119.5	60.2	52.8	44.1
TSP	172.5	67.6	60.2	47.8

对数据进行数据处理,得到在窗机的作用下室内PM_{2.5}以及PM₁₀、TSP可吸入颗粒物浓度变化曲线。如图7所示。

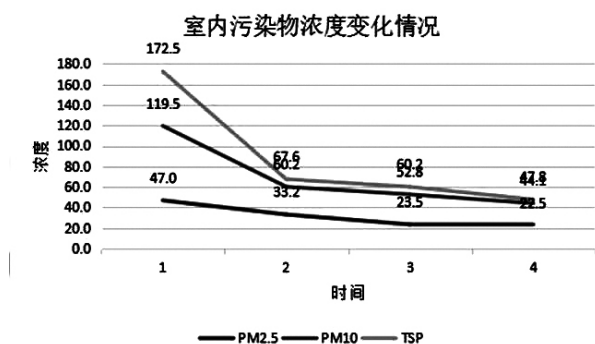


图7 蒸发式冷风扇的作用下室内可吸入颗粒物浓度变化曲线

通过测试结果可以看出,在使用窗机后,宿舍内颗粒物浓度明显减小,开机3h后,各种粒径的颗粒物污染物浓度明显比未使用窗机的宿舍低,特别是PM₁₀以下的颗粒物浓度的大幅度减小,其中PM_{2.5}与没用开启窗机之前比较,减少了52.1%,PM₁₀减少量为62.1%,TSP(总悬浮微粒)减少量为65.1%。刚开始窗机室内颗粒物浓度与未使用窗机的宿舍相比较较高是因为送风吹起了房间内的沉积的灰尘导致。

2.3 小结

通过冬夏两次试验,当室内空气形成内循环,与室外空气无交换,此时PM_{2.5}减少了21.2%,PM₁₀减少量为

32.9%,TSP减少量为31.6%。夏季选用窗式蒸发冷却空调器与通风结合,此状况下,PM_{2.5}减少了52.1%,PM₁₀减少62.1%,TSP减少量为65.1%。冬季采用直接蒸发冷却设备对空气的过滤效果之所以低于夏季,一方面蒸发冷却填料过滤除尘的能力有限,冬季室内空气中原有的可吸入颗粒物浓度相比夏季较高,室内PM_{2.5}以及PM₁₀、TSP浓度分别为208.4μg/m³、277.1μg/m³、283.9μg/m³。而夏季PM_{2.5}以及PM₁₀、TSP室内浓度分别为47μg/m³、119.5μg/m³、172.5μg/m³。另一方面,冬季测试时室内环境为密闭环境,污浊的空气只能通过蒸发式冷风扇中的填料来过滤,而夏季窗机采用大风量送风,当新风流经窗机内的蒸发冷却填料时经过滤之后被净化,置换室内原有的空气,将室内原有的污浊气体从门上部通风玻璃窗排出,从而保证了室内空气洁净。可以发现将通风与直接蒸发冷却相结合,能很好的降低室内空气污染物浓度。

3 全热新风交换机与直接蒸发冷却相结合的空调系统

通过对冬夏两季直接蒸发冷却的净化性能的测试分析,结合目前市场上带有过滤段全热新风交换机的特点与不足,提出全热新风交换机与直接蒸发冷却相结合的空调系统,用直接蒸发冷却填料代替过滤网应具有的功能。

使用全热新风交换机与蒸发冷却相结合。全热新风交换机安装于吊顶之上,蒸发冷却器安装于室内接近地面处,使用新风机送风管将二者相连如图8所示。新风先进入全热换热器里与排风换热,之后通过送风管从蒸发冷却器后侧进入,经过蒸发冷却填料从蒸发冷却器出风口进入室内。

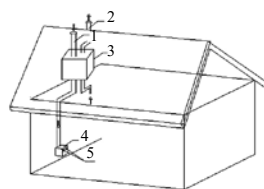


图8 系统示意图

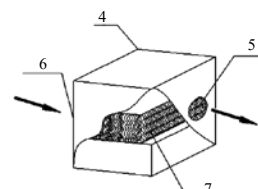


图9 蒸发冷却发生器外部结构图

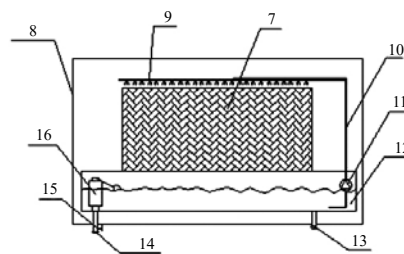


图10 蒸发冷却发生器内部结构图

1. 新风送风管; 2. 排风管; 3. 全热新风交换机; 4. 蒸发冷却发生器;
5. 蒸发冷却发生器出风口; 6. 新风管接入侧; 7. 蒸发冷却填料;
8. 蒸发冷却发生器外壳; 9. 布水管出水口; 10. 布水管; 11. 水泵;
12. 储水槽; 13. 泄水管; 14. 水管接入端; 15. 水阀开关;
16. 浮球阀补水装置。

3.1 运行模式

3.1.1 冬季运行模式

新风进入全热换热器内与室内排风热交换,预热后经过新风管送入蒸发冷却填料,发生直接蒸发冷却,从蒸发

冷却发生器出风口进入室内,送入室内各个角落,之后室内空气在风机的作用下,从吊顶上经由排风管流经全热新风交换机排出室外,因为室内多采用集中供暖或机械制热,空气干燥,用户普遍有口干舌燥的感觉。此时蒸发冷却器正常运行,正好为干燥的室内空气加湿。

3.1.2 过度季节运行模式

在过渡季节,存在使用电风扇无法满足用户需求,使用机械制冷又存在耗电量过大的问题,此时仅使用此系统全热新风交换机与蒸发冷却相结合的空调系统便能满足用户对空气品质的需求。不仅省去了不必要的耗电量,而且也为室内引入新风。

3.1.3 夏季运行模式

在炎热夏季,在中等湿度及高湿度地区需要和机械制冷相结合使用,此时,此系统不仅能起到引入洁净新风的作用,而且为室内提供了一定冷量,减少了机械制冷所需提供的制冷量。

此系统利用蒸发冷却填料具有过滤除尘的特点,不仅能够满足人体对空气洁净度的要求。而且省去了过滤网的使用,避免了不断更换滤网带来的资源浪费,以及被更换后的滤网对生态环境带来的危害,在过度季节单独开启蒸发冷却器,不仅能耗小,有效降低了机械制冷的耗电量,同时也满足人体舒适度要求。

4 总结

蒸发冷却技术具有过滤除尘、净化加湿、冷却降温的特点,且是一种健康环保、绿色节能的技术。作为一种自

净式过滤器,蒸发冷却填料过滤克服了传统空气过滤器的一些弊病,具有明显的优势,因此有必要研究将蒸发冷却与相关技术相结合,用于提高室内空气品质,达到对空气净化化的效果。本文所提出的全热新风交换机与直接蒸发冷却相结合的空调系统旨在抛砖引玉,望专家学者们能够探索如何将直接蒸发冷却技术更好的与通风技术相结合。

参考文献

- [1] 徐洪波,魏卓立,郭立新.室内空气污染对人体健康的危害及预防[J].环境保护科学,2005,31(131).
- [2] Paschold H W. The effects of evaporative cooling on indoor/outdoor air quality in an arid region[J]. 2002.
- [3] 黄翔.国内外蒸发冷却空调技术研究进展(1)[J].暖通空调,2007,(02):24-30.
- [4] 李元铭,强天伟.蒸发冷却对雾霾空气的净化作用[J].洁净与空调技术,2014,(02):31-34.
- [5] 汪天尖,辛军哲.蒸发冷却填料的空气净化性能研究进展与前景分析[J].制冷,2014,(03):84-88.
- [6] 黄翔.蒸发冷却空调理论与应用[M].北京:中国建筑工业出版社,2010.
- [7] 张欢,李博佳,由世俊.金属填料型直接蒸发冷却装置在空气处理机组中的应用研究[J].暖通空调,2009,(09):24-27+50.
- [8] 严锦程,黄翔,陈丽媛,严政,武以闯,孙铁柱.西安某高校宿舍用窗式蒸发冷却空调器适用性研究[J].制冷与空调,2016,(12):31-37.

基于纤维空气分布系统的置换通风可行性研究

陈孚江, 卢旺, 陈建芳, 陈海飞, 周年勇, 郭强

(常州大学建筑环境与能源应用工程系, 江苏 213106)

[摘要] 鉴于纤维空气分布系统的诸多优点, 提出了一种基于纤维空气分布系统的新型置换通风策略, 利用 Fluent 软件模拟分析了新型置换通风系统下室内空气速度和温度分布特征。结果表明: 基于纤维空气分布系统的新型置换通风策略能创造出传统置换通风的效果, 室内空气温度分层现象明显, 工作区垂直温度梯度小于 ISO7730 限值。

[关键词] 纤维空气分布系统; 置换通风; 速度分布; 温度分布

Feasibility of Displacement Ventilation Induced by Fabric Air Distribution System

Chen Fu-jiang, Lu Wang, Chen Jian-fang, Chen Hai-fei, Zhou Nian-yong, Guo Qiang

(Department of Building Environment and Energy Engineering, Changzhou University, Jiangsu 213016, China)

[Abstract] In view of the many advantages of the fiber air distribution system, a new displacement ventilation strategy based on the fabric air distribution system is proposed in this paper. The characteristics of indoor air velocity and temperature distribution are simulated by the Fluent software. The results show that the new displacement ventilation strategy based on the fabric air distribution system can create the effect of the traditional displacement ventilation. The indoor air temperature stratification is obvious, and the vertical temperature gradient in the work area is less than the ISO7730 limitation.

[Keywords] fabric air distribution system; displacement ventilation; velocity distribution; temperature distribution

0 引言

人们大约有 80~90% 的时间是在各种室内环境中度过的, 室内环境质量与人们的卫生健康工作效率息息相关。相对于混合通风, 置换通风因其合理有效的通风方式、良好的热舒适性和节能潜力受到了广泛关注。

在北欧的一些国家, 置换通风系统目前已广泛用于工业通风和办公室通风中。尽管国内起步相对较晚, 但经过数十年的发展以及广大学者的深入研究, 取得了一定的成果, 丰富和发展了置换通风系统。朱能等^[1]提出将置换通风与辐射系统相结合, 利用辐射供冷消除房间绝大部分负荷, 置换通风消除房间部分冷负荷, 并满足室内对新风的需求。杨苏^[2]采用数值模拟的方法研究了地板供冷——置换通风复合系统, 从热环境和舒适性方面做了阐述, 为该系统在实践方面的应用提供了一些建议; 谭礼保则指出了置换通风和冷却顶板复合系统的节能潜力受很多因素的影响, 应根据具体的气候特征, 选择合适的冷热源和设计方案, 尽可能达到最优设计^[3]。然而, 现有的通风系统普遍存在因自身的污染造成室内二次污染问题^[4-6]。

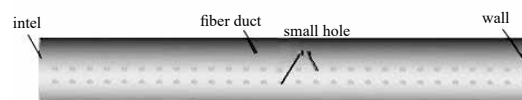
作为一种柔性通风系统, 纤维空气分布系统集成传统通风系统中静压箱、风管、风阀、风口等装置于一体, 能同时传输和分配空气, 具有易清洁、质量轻、施工周期短、出风面积大等特点^[7]。随着人们节能环保、环境安全意识的增强, 纤维空气分布系统越来越受到国内外暖通工程师的青睐。目前, 在高湿环境、洁净室、冷库、航天航空等场所, 纤维空气分布系统逐渐被用作个性化送风、层式送风和混合送风的末端, 改善室内微气候环境质量^[8,9]。

鉴此, 笔者提出了一种新型的通风策略——基于纤维空气分布系统的置换通风策略, 通过和传统的置换通风

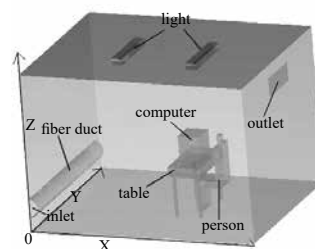
气流场和温度场分布特点对比研究, 采用数值模拟的方法探索了新型置换通风策略的可行性, 以期在实际工程提供理论依据。

1 物理模型

以常州大学室内环境与能耗耦合调控室(图 1a)为例, 房间尺寸 4.2m×3.0m×2.5m, 室内热源包括 1 台电脑、1 名工作人员和 2 支荧光灯。荧光灯布置在顶板的中间, 排风口位于侧墙壁的上部。纤维空气分布系统布置在一侧墙下部, 底边缘距地面 0.2m, 截面为半圆形, 管径 307mm, 管长 2.8m, 材质为渗透纤维, 开两排小孔, 孔径 20mm, 孔距 100mm。处理后的空气从纤维空气分布系统的一端送入纤维空气分布系统的空腔, 然后从纤维孔隙和开设的小孔处进入房间。为了简化模型, 减少网格数, 将电脑、人都简化为对应尺寸的长方体或其组合。定义坐标轴 X 向为房间长度方向, Z 向为房间高度方向, Y 向为房间进深方向。



(a) 房间



(b) 纤维空气分布系统

图 1 物理模型

基金项目: 国家自然科学基金(51308077); 江苏省高校自然科学基金面上项目(13KJB560001)。

作者简介: 陈孚江(1979—), 男, 江苏宿迁, 副教授, 博士。

Email: fujiangchen@cczu.edu.cn

2 数值方法

为了简化模型计算,进行如下假设:

- ① 空气流动满足 Boussinesq 假设;
- ② 室内空气为不可压缩流体,并忽略由流体黏性力做功所引起的耗散热;
- ③ 不考虑房间漏风,认为模拟房间气密性良好;
- ④ 不考虑人体的湿负荷。

2.1 控制方程

空调室内气流属于低速紊流流动。采用 ANSYS 15.0 下的 Fluent 软件进行仿真计算。湍流模型采用修正的 $k-\varepsilon$ 湍流模型,空气在室内流动与换热的具体空气方程详见参考文献 [10]。

2.2 网格划分

采用混合网格对空气流动区域进行划分,纤维风管及其空腔区域采用结构化网格,房间其余区域采用非结构网格。对送、排风口以及热源附近等气流速度和温度梯度较大的计算区域进行加密处理,整个模型的计算网格数为 2310225 个。

2.3 边界条件

模拟房间属于房中房,可忽略围护结构受外界阳光辐射的影响,模拟时定义为绝热壁面。电脑发热量为 150W,人体发热量为 100W,每支荧光灯的发热量为 40W。夏季室内空气设计参数为:温度 25℃,相对湿度 60%,送风温差为 3℃。经计算确定置换通风送风量为 0.06m³/s,送风温度为 22℃。

3 模拟结果与分析

选取 3 个典型截面分别研究近地面、纤维空气分布系统(进风口)及电脑和人体等热源处空气的速度、温度分布特性。截面 Z=0.357m 为进风口所在的水平面,截面 Y=1.5m 为沿着 X 方向经过人体、电脑、荧光灯及纤维空气分布系统的纵截面,截面 Z=0.1m 为靠近地面的水平面。

3.1 空气速度场分布

图 2-7 分别给出了截面 Y=1.5m, Z=0.357m, Z=0.1m 处室内空气速度分布图。从图 2 和图 3 中可见,处理后的

空气进入纤维空气分布系统空腔后从小孔和纤维孔隙中进入室内。小孔处空气流速较高,约 2m/s,由于不断地卷吸地面处空气并在重力的作用下向前下方做贴地衰减流动,距出流方向 1m 处速度已然降至 0.2m/s;同时,开设的斜向下的小孔也促使送入的空气做贴地流动。纤维小孔射流并不是严格的从与小孔垂直的方向射出,存在一定的偏角,这与流体的惯性相关(图 4)。射流的下沉以及偏角的存在导致北墙近地处气流速度较高,高达 0.34m/s(图 5)。图 2 热源附近部分空气在热浮力的作用下上升,形成负压,通过不断卷吸周围空气,形成室内的主导气流。这部分气流不断得到补充,当上升到一定高度时,热浮力作用不再明显,气流速度整体呈现一个先上升后下降的趋势,速度最高可达 0.29m/s。

与传统的置换通风下室内空气流动情况(图 6 和 7)十分相似,二者仅在近地面处流场存在一定差异,尽管传统置换通风流场更为平缓,但是两种送风情况下人员所在的区域速度并不是很大,约为 0.13m/s,不会给人带来明显的吹风感。

3.2 空气温度场分布

图 8~9 分别给出了新型置换通风下室内截面 Y=1.5m 和截面 Z=1.1m 处空气温度分布。从图上可以得到整个房间的温度在高度方向呈现出明显的分层现象,下部空气温度低,上部空气温度高。而对于同一高度的水平面而言,除热源附近温度稍微有点高之外,其余各处温度波动并不大。顶部区域,离排风口近的荧光灯散发的热量很快被排风带走,所在区域温升不是很明显;而另一支远离排风口的荧光灯散发的热量很难被排风及时带走,周围温升现象较为明显。故,排风口的设置对房间上方气体温度分布有一定的影响。

与传统置换通风下室内空气温度分布(图 10 和 11)相比,新型置换通风下房间下部区域的空气温度略高。造成上述现象的主要原因可能与流场分布有关,新型置换通风在下部区域气流存在一定扰动,对流换热量大,导致该区域空气温度略有升高,二者之间相差约 0.5℃。

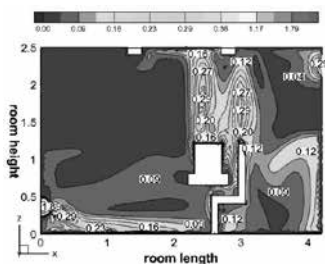


图 2 截面 Y=1.5m 处空气速度分布

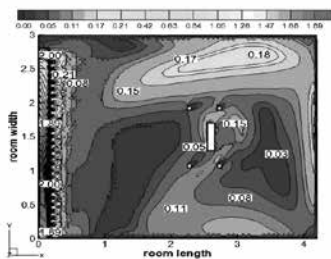


图 3 截面 Z=0.357m 处空气速度分布

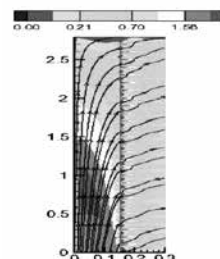


图 4 纤维空气分布系统局部气流流线分布

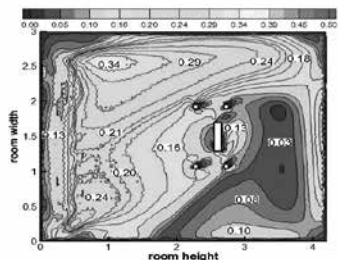


图 5 截面 Z=0.1m 处空气速度分布

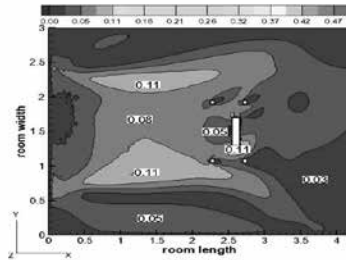


图 6 截面 Y=1.5m 处空气速度分布
(传统置换通风系统)

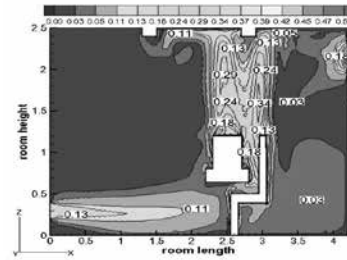
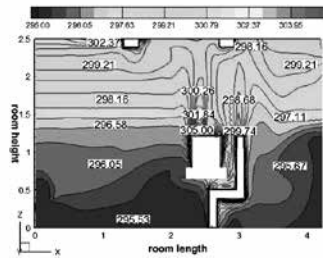


图 7 截面 Z=0.1m 处空气速度分布
(传统置换通风系统)



空气净化器对 PM_{2.5} 净化效果的实验分析

刘影¹, 段蒙, 李智虎², 赵一帆

(1. 安徽工业大学建筑工程学院, 安徽马鞍山 243032; 2. 马鞍山焱谷能源审计有限公司, 安徽马鞍山 243021)

摘要: 室外颗粒物污染日趋严重, 导致关窗并开启空气净化器成为民用建筑中常用的净化手段。针对空气净化器净化效果的影响因素, 提供改善净化效果的理论依据。本文通过室内燃香作为室内 PM_{2.5} 污染源, 利用 8530 型 DUSTTRAK II 台式监测仪, 测量净化器不同摆放位置及不同净化时间的室内 PM_{2.5} 质量浓度, 并与未开启空气净化器前的浓度比较。实验结果分析表明: 随着净化器的开机时间的延长, PM_{2.5} 质量浓度的减少率逐渐增大, 当达到 5.5h 时, PM_{2.5} 浓度基本不变, 且减少率达到 97%; 改变净化器位置时, 距离污染源远近差异可以导致明显的浓度差异, 建议使用中根据污染源位置考虑净化器摆放位置。

关键词: 空气净化器; 燃香; 室内颗粒物; 净化率

Experimental Analysis of Air Purifier Purification efficiency on PM_{2.5}

Liu Ying¹, Duan Meng, Li Zhi-hu², Zhao Yi-fan

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan 24302, China; 2. Ma'anshan Hangu Energy Audit Co., Ltd., Ma'anshan 243021 Anhui, China)

[Abstract] Outdoor particulate matter pollution has become increasingly serious, which leads to the window and open air purifier become purification method is commonly used in civil construction. Aiming at the influence factors of purify effect on air purifier, to provide theoretical basis for improving the purification effect. The author burning incense as indoor PM_{2.5} pollution sources, and using 8530 type DUSTTRAK II desktop monitor and measure concentration of PM_{2.5} in different position and different purification time of purifier, and compare with the concentration before the air purifier is opened. Experimental results show that as the purifier on the extension of time, the mass concentration of PM_{2.5} decreases gradually, when reached 5.5h, PM_{2.5} concentrations basically remain unchanged, and the rate of decrease was 97%; When changing the position of the purifier, the distance between the purifier and the pollutant source can cause obvious concentration difference, so the air cleaners placement should be considered according to the pollution source during use.

[Keywords] Air Purifier; Incense Burning; Indoor Particulate Matter; Purification Rate

0 引言

目前, 室外较高的颗粒物浓度, 导致 80% 的室内颗粒物严重超标, 细颗粒物尤其是 PM_{2.5} 已经成为我国民用建筑中的主要污染物, 且室内污染要占整个室内空气污染的 76%^[1-2]。悬浮颗粒物对于人体健康以及空气环境都会造成严重的健康风险和经济损失, 研究者通过颗粒物的暴露反应模型对上海市空气中悬浮颗粒物对人体健康的影响进行评价, 指出仅此一项就会造成 625.40 百万美元的经济损失, 相当于上海市总产值的 1.03%^[3]。良好的室内空气质量时人们健康生活和工作的重要保障, 采取有效的净化措施, 将室内环境中的污染物限制在一定的水平范围内, 预防和减少室内空气的污染, 正是室内环境治理的当务之急。按照国家相关标准^[4], 空气净化器净化效果测试的标准实验条件要求采用香烟烟雾作为细颗粒物的主要来源, 但国内外学者早已指出燃香时室内尤其是寺庙颗粒物的重要污染源^[5-7]。燃香源颗粒物的污染特性也被广泛研究^[8-10], 杨华等^[1]研究者以室内燃香作为室内污染源, 在环境实验舱中对空气净化器的净化性能进行测试, 证明燃香可以替代香烟作为颗粒物污染源。以香烟烟雾为代表的室内颗粒物

污染源将逐渐被新的室内颗粒物污染源代替。而为了去除室内颗粒物, 有效改善室内空气质量, 越来越多的空气净化产品应运而生且被广泛使用^[11]。岑高在检测数据中表示, 中国在 2011 年的空气净化器销售产量是 112 万台, 同比增长了 10.9%; 2012 年为 126 万台, 同比增长了 12.5%; 2013 年销售产量增长到了 240 万台, 同比增长了 90.5%, 零售总额达到了 56 亿元人民币, 同比上涨了 105.9%^[12]。

现有空气净化器大多数采用复合型净化原理, 主要包括高压静电、光催化、活性炭、高效过滤、负离子、杨华分解等离子体技术^[13-14]等, 从而可以达到全面净化多种空气污染物的效果。对于现有空气净化器的净化效果也已经有很多的学者进行了相关研究, 赵亚娟等^[15]采用碳黑发生器向环境舱内发生不同浓度的碳黑颗粒物, 评价不同品牌空气净化器的净化性能。结果表明: 空气净化器 1h 内碳黑去除率为 74.7%~96.9%, 且对高浓度碳黑颗粒物的去除效果高于低浓度碳黑颗粒物的去除效果。上述研究, 虽然具有直观性和一定的实际意义, 但是对于一台净化器的不同功能或工况的净化效果进行评价。李文迪等^[16]采用实测方法, 通过现场测试研究某新建装修住宅的室内空气净化效果, 对比测试了不开启空气净化装置的 A 房间和开启净化装置的 B 房间室内 PM_{2.5}。结果表明: 室内颗粒物污染受室外环境影响较大, 良好的围护结构可有效防止室外颗粒物对室内空气的影响。李的研究虽然是针对一台净化器的对比实验, 但忽略了改变净化器的不同工况。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (41301644)。

作者简介: 刘影 (1991—), 女, 博士, 副教授, 注册安全工程师。

Email: liuying9@ahut.edu.cn

针对空气净化器净化性能的研究仍有很大空间。本文选用空气熏香作为 $PM_{2.5}$ 污染源, 对市场上型号为 Pur Air 400A 的空气净化器进行实验研究, 通过延长净化器净化时间和改变净化器位置, 讨论各测点的 $PM_{2.5}$ 浓度变化及净化效果, 为提高净化器效率及整体净化性能提供依据。

1 实验设备及仪器

本实验用的细颗粒物质量浓度测量仪型号是 8530 型 DUSTTRAKII 台式监测仪, 如图 1。8530 型 DUSTTRAKII 粉尘测定仪它具有数据无线远传功能和数据 U 盘存储, 可以和 USB (设备和主机)、以太网、模拟计算机和警报输出一起, 可以远程接收实时的气溶胶浓度数据。仪器整体外观简洁, 由主机和部分外接过滤器管口组成。其主要技术参数见表 1。

净化器采用由深圳市中科洁净化设备有限公司自主研发制造的 Pur Air 400A 型净化器, 如图 2。Pur Air 400A 型净化器适用于学校、酒店、办公楼等封闭空间及人口密集场所。该净化器采用初效高吸附率过滤网、活性炭过滤器、高效 HEPA 过滤器、紫光灯杀菌、光触媒净化网、负离子吸附剂六大洁净技术。在对该台空气净化器进行拆卸后, 发现该型号空气净化器主要分为以下几个部分, 拆下机体正面最外侧的保护壳后, 里面是一层黑色布料制成的普通滤网层, 主要起到过滤掉空气中大颗粒灰尘及各种可能威胁到空气净化器正常工作的异物的作用。其后是一层添加了 NTERSEPT® 抗菌剂的高效 HEPA 过滤器, 看起来是一层白色呈波浪形外观的材料, 在杀菌层之后就是两根并排的紫外线灯管, 紧紧的贴着其下的六边形白色蜂窝状光触媒净化层, 通过六边形蜂窝状结构增大了空气与紫外线接触的面积, 起到更好的催化分解与杀菌作用。在外

后就是该台空气净化器的重要一个部分, 轴流风机了, 主要起到引导空气作用以及吹出处理后的洁净空气的作用。Pur Air 400A 型空气净化器的主要参数见表 2。

2 实验原理

空气净化器的主要部件是 HEPA 过滤网, 即高效率空气微粒子过滤网, 主要由无规则排布的化学纤维或玻璃纤维制成, 合格的 HEPA 过滤网需要满足的标准是可以除去通过它的空气中 99.97% 的直径 $0.3\mu m$ 的粒子^[17]。净化器的工作过程是不断地吸入并排出空气, 将带有 $PM_{2.5}$ 的空气经过 HEPA 网的过滤, 截留 $PM_{2.5}$, 以此达到净化的目的。通过测定一定时间内室内空间 $PM_{2.5}$ 浓度的衰减情况可以拟合得到空气净化器的洁净空气量 CADR, 作为净化器效果的直接评价依据。

洁净空气输送量 CADR 为:

$$CADR=(K_e-K_n)V \quad (1)$$

式中: CADR 为洁净空气输送量 (m^3/h); K_e 为开启净化器情况下室内 $PM_{2.5}$ 总衰减常数 (min^{-1}); K_n 为不开启空气净化器情况下室内 $PM_{2.5}$ 的自然衰减常数 (min^{-1}), $PM_{2.5}$ 自然沉降速率取 $0.05h^{-1}$ ^[18]; V 为被测房间体积 (m^3)。

污染物的自然衰减常数 K_n 和总衰减常数 K_e 可由式 (3) 计算。利用自然衰减工况浓度变化计算得到的污染物衰减常数 K 即为自然衰减常数 K_e ; 利用总衰减工况下污染物浓度变化计算得到的污染物衰减常数 K 即为总衰减常数 K_n 。

$$C_t=C_0e^{-Kt} \quad (2)$$

$$K=\frac{1}{t}\ln\left(\frac{C_0}{C_t}\right) \quad (3)$$

表 1 8530 型 DUSTTRAKII 粉尘测定仪技术参数

气溶胶浓度范围及粒径尺寸	测量原理	气溶胶浓度范围及粒径尺寸	分辨率及零点稳定度	流量及流量准确度	工作温度及相对湿度	时间常数	记录间隔
0.001~150mg/m ³ ; 0.1~10μm	90° 光散射和滤膜采样	0.001~150mg/m ³ ; 0.1~10μm	±0.1% 读数, 0.001mg/m ³ 取大值; ±0.002mg/m ³ , 24 小时, 10 秒时间常数	出厂设置 3.0L/min, 1.40~3.0L/min 用户调节; 出厂设置点的 ±5%, 内置流量控制	操作温度 0~50℃; 储存温度 -20~60℃; 操作湿度 0~95%, 非凝结	用户可调节, 1~60 秒	用户可调节, 1 秒~1 小时

表 2 空气净化器型号参数

型号	外形尺寸	出风口尺寸	风速	风口有感距离
Pur Air 400A	32cm×50cm	7.5cm×30cm	2.10m/s	3m

注: 实验时净化器的风速开启最大档, 即表中风速。



图 1 细颗粒物质量浓度测量仪



图 2 Pur Air 400A 型净化器

式中: C_t 为污染物某一时刻的浓度 (m^3/h) 或个/L; C_0 为初始时刻时 $t=0$ 的污染物浓度 (m^3/h) 或个/L; K 为污染物衰减常数 (min^{-1}); t 为测试时间 (min)。

结合洁净有效度 ε 评价空气净化器对实际环境空气净化的贡献程度, ε 的计算式为^[19]

$$\varepsilon = \frac{\text{CADR}}{(\text{CADR} + K_n V)} \quad (4)$$

3 实验对象及方法

3.1 实验对象

实验地点选择在安徽工业大学建筑工程学院建工北楼 216 办公室, 实验在长、宽、高尺寸分别为 6m、4.4m、3m 的房间内进行, 为取测量平均值, 选择对角线方向将房间平均分成 5 个测点, 测点布置如下图 3 所示。房间位于建筑物中心位置, 无外墙, 所以实验房间内的温度受室外温度影响较小。测试期间实验室的门处于关闭状态, 用细颗粒物粉尘测量仪测试室内 5 个点的浓度, 且净化器位置如图 4 所示。

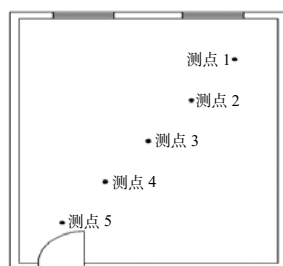


图3 房间测点位置

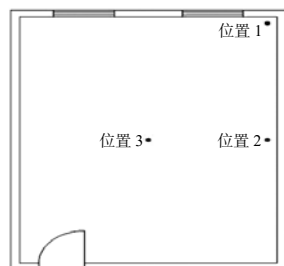


图4 测试房间净化器摆放位置

3.2 实验工况

(1) 改变净化器位置: 在门窗封闭的室内点燃 2 盘熏香, 待熏香燃烧完全后测量未开启净化器时室内 5 个测点的 $\text{PM}_{2.5}$ 初始浓度, 将空气净化器置于位置点 1, 开启空气净化器选择最大挡, 待工作 30min 后关闭空气净化器, 测量室内五个测点 $\text{PM}_{2.5}$ 的浓度并将结果记录下来。再打开门窗及换气扇, 待室内通风 1h 后使用仪器测量, 对照室内初始浓度, 若通风 1h 后室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度与室内初始值接近, 则进行下一组实验。即关闭门窗, 在室内中间位置点熏香, 将空气净化器位置点换去位置点 2, 最后重复位置点 2 测法, 测量位置点 3。

(2) 改变净化器净化时间: 同 1, 在门窗封闭的室内点燃 2 盘熏香, 待熏香燃烧完全后测量未开启净化器时室内 5 个测点的 $\text{PM}_{2.5}$ 初始浓度, 然后将净化器放置实验 1 的位置点 3, 开启净化器并选择最大挡, 每隔 0.5h 测量并记录室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度, 直到室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度趋于稳定。

4 实验结果与分析

4.1 空气净化器摆放位置对其净化效果的影响

对比三次空气净化器位于不同位置时的监测情况, 由图 5 可以清晰看出实验结果的差异, 在排除实验误差以及其他无关因素的影响后可以得出三种位置情况的净化效果, 若以空气净化器的净化效果从优到差的顺序排列, 分别为: 位置点 3 > 位置点 2 > 位置点 1。

由空气净化器的位置点 1 (即当净化器位于墙角处) 的监测曲线知, 对角线方向的 5 个测点的 $\text{PM}_{2.5}$ 质量浓度与净化器的距离成正相关, 净化效果越不好, 这表明距离会影响净化器的净化性能。但与净化器未开启时室内

$\text{PM}_{2.5}$ 浓度相比, 室内 $\text{PM}_{2.5}$ 减少率约为 30.3%。由位置 2、3 曲线可知, 其趋势和未开启空气净化器时的浓度曲线一致, 未开启空气净化器时点 3 污染物浓度值略小于其他点, 这是因为颗粒物粒径较小, 扩散性较强, 使得测点 3 的浓度值稍稍偏低; 而开启空气净化器的位置 2 和位置 3 两种情形下的测点 3 污染物浓度较其他点偏低, 则是由于污染物的净化与净化器距离成正相关的原因。

4.2 净化器净化时间对净化效果的影响

针对空气净化器安放在位置点 3 的情形, 每隔半小时监测并记录 5 个监测点的污染物质量浓度, 结果如表 3 所示。

表3 不同时间后各点 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度值

实验时间/h	$\text{PM}_{2.5}$ 质量浓度 $\mu\text{g}/\text{m}^3$						减少率/%
	测点1	测点2	测点3	测点4	测点5	平均值	
未开机	1224	1210	1180	1198	1217	1205.8	0%
0.5h	845	835	822	837	840	835.8	30.1%
1.0h	663	658	643	660	657	656.2	45.6%
1.5h	523	510	500	503	514	510	57.7%
2.0h	412	401	389	395	411	401.6	66.7%
2.5h	315	309	299	310	311	308.8	74.4%
3.0h	233	231	221	219	230	226.8	81.2%
3.5h	180	168	159	165	174	169.2	86.0%
4.0h	118	119	116	120	121	118.8	90.1%
4.5h	90	85	79	81	85	84	93.0%
5.0h	39	39	37	41	42	39.6	96.7%
5.5h	35	35	32	37	37	35.2	97.0%

注: 表中减少率为各开机时间对应的浓度值与开机前的浓度值相比的减少率。

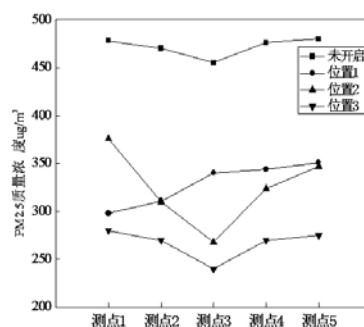


图5 同一初始浓度下不同安放位置处的浓度参数

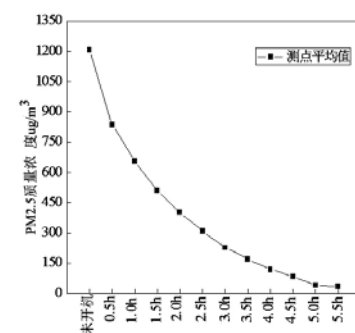


图6 室内 $\text{PM}_{2.5}$ 质量浓度随净化时间变化

观察表 3 中 5 个测点的监测数据, 5 个测点的 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度值基本相同, 但是测点 3 的浓度值较其他各点略低, 进一步验证了工况 1 的准确性。表 3 和图 6 可看出, 随着

净化时间的增加, $\text{PM}_{2.5}$ 的质量浓度逐渐降低, 当净化时间为 5.5h 时, 净化效果达到最大为 97.0%, 且随着时间的推移, 净化率逐渐趋于平缓。结合表 3 数据代入公式 1, 可知 Pur Air 400A 型净化器开启情况下室内 $\text{PM}_{2.5}$ 总衰减常数约为 0.011min^{-1} ; 故而得知, 洁净空气输送量 CADR 为 $56.232\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 。

5 小结与建议

5.1 小结

在无外置送风设施的情况下, 为达到最好的空气净化作用, 将空气净化器置于室内正中央的净化效果最好, 其次是置于墙角, 不过会造成净化效果的区域性差异, 将空气净化器置于靠近墙边的位置净化效果最差。

随着时间增长, 密闭室内的空气是逐渐得到净化的, 但空气净化器的单位净化效率是逐渐降低的。同时空气净化器是无法将室内空气的 $\text{PM}_{2.5}$ 完全消除的, 故在节能减排的前提下考虑, 开启空气净化器后使室内的污染物浓度降到一定指标下就可以关闭空气净化器了。

通过公式 (1)、公式 (3) 知, 空气净化器的洁净空气量 CADR 为 $35.55\text{m}^3/\text{h}$, 而净化器的洁净空气量与房间适用面积是对应的。因此在选用空气净化器时, 可以根据净化器的洁净空气量选择所需型号的净化器。

5.2 建议

(1) 在污染源浓度较高的情况下, 空气净化器的摆放位置可以导致明显的浓度差异, 故建议在实际使用中, 根据污染源的位置适当调整空气净化器的摆放位置, 以达到最佳的净化效果。

(2) 建议对于有污染源且污染浓度较高的情形, 可以在室内人员准备工作或生活前开启空气净化器, 事先对室内空气进行净化处理。

参考文献

- [1] 杨华, 刘清琚, 曲晶明. 空气净化器净化燃香源 $\text{PM}_{2.5}$ 的性能与效果评价 [J]. 环境工程, 2016, 6.
- [2] SMITH K R. Fuel combustion, air pollution exposure, and health: the situation in developing countries [J]. Annual Review of Energy and the Environment, 1993, 18(1): 529–566.
- [3] Kan H, Chen B. Particulate air pollution in urban areas of Shanghai, China: health-based economic assessment [J]. Science of the Total Environment, 2004, 322(1): 71–79.
- [4] 国家家用电器研究院, 清华大学, 中国疾病预防控制中心, 等. 空气净化器: GB/T 18801–2015[S]. 北京: 中国标准

出版社, 2015: 5.

- [5] 李睦, 莫金汉, 朱焰, 等. 我国室内空气净化器去除细颗粒物适用面积估算方法 [J]. 家电科技, 2014(3): 10–12.
- [6] See S W, Balasubramanian R. Characterization of fine particle emissions from incense burning [J]. Building and Environment, 2011, 46: 1074–1080.
- [7] Hsin Ta Hsueh, Tzu Hsing Ko, Wen Chieh Chou, et al. Health risk of aerosols and toxic metal from incense and joss paper burning [J]. Environ Chem Lett, 2012, 10: 79–87.
- [8] See S W, Balasubramanian R. Characterization of fine particle emissions from incense burning [J]. Building and Environment, 2011, 46: 1074–1080.
- [9] Hsin Ta Hsueh, Tzu Hsing Ko, Wen Chieh Chou, et al. Health risk of aerosols and toxic metal from incense and joss paper burning [J]. Environ Chem Lett, 2012, 10: 79–87.
- [10] 张金萍. 室内燃香烟雾空气污染特征研究 [J]. 建筑科学, 2010, 26(6): 18–24.
- [11] 张欣, 刘俊杰, 侯跃飞, 等. 空气净化器去除颗粒污染的试验性能研究 [J]. 安全与环境学报, 2016, (16): 5.
- [12] 岑高. 空气净化器: 市场爆发, 竞争激烈 [J]. 电器, 2014(4): 12–12.
- [13] 何花. 浅谈净化室内空气的方法 [J]. 制冷, 2014, 33(3): 38–43.
- [14] Watson JG, Chow JC, Fujita EM. Review of volatile organic compound source apportionment by chemical mass balance [J]. Atmospheric Environment, 2001, 35: 1567–1584.
- [15] 赵亚娟, 于广河, 栾胜基. 环境舱在空气净化器净化效果评价中的应用 [J]. 环境与健康杂志, 2011, 28(2): 157–160.
- [16] 李文迪, 朱春, 余建, 等. 空气净化器对室内空气净化效果实测分析 [J]. 绿色建筑, 2015, 1: 58–60.
- [17] Standard DOE. DOE HEPA filter test program [J]. Order, 1998, 703: 487–4650.
- [18] Shaughnessy R J, Sextro R G. What is an effective portable air cleaning device A review [J]. Journal of Occupational and Environmental Hygiene, 2006, 3(4): 169–181.
- [19] Zhang Y P, Mo J H, Li Y G, et al. Can commonly used fan-driven air cleaning technologies improve indoor air quality [J]. A literature review [J]. Atmos Environ, 2011, 45(26): 4329–4343.

烟气负浮力作用运动特性的 2D-PIV 试验研究

张莹, 王龙涛, 黎宇伟, 侯义存, 李安桂

(西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘要] 火灾烟气排除不当往往对人员安全带来威胁。目前, 针对均匀环境中烟气的运动特性和流动机理的研究较多, 而分层环境产生的负浮力对烟气流动的影响尚不清楚, 导致一些特殊建筑(高大空间或内热源较大的空间等)的排烟设计缺乏理论支撑, 使烟气不能有效排除。本文通过小尺度 2D-PIV 试验, 对比分析了两种火源位置条件下分层环境与均匀环境中烟羽流的流场特点, 阐明了分层环境中烟羽流运动的特殊性。

[关键词] 火灾烟气; 分层环境; 2D-PIV; 试验研究

Experimental Study on Kinetic Characteristics of Negative Buoyancy of Hot Smoke with 2D-PIV

Zhang Ying, Wang Long-tao, Li Yu-wei, Hou Yi-cun, Li An-gui

(Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055)

[Abstract] As smoke movement with negative buoyancy is not yet well understood, it is doubtful whether the fire safety provisions would work as expected. Of all the key fire aspects, fire-induced aerodynamics is very important. It is still not clear about the scenarios to be considered in designing smoke management systems, leading to arguments on the effect of thermal stratified layer. In this paper, 2D-PIV measurement technology is used to achieve the smoke motion characteristic with different fire plume location. The particularity of smoke plume movement in stratified environment is clarified.

[Keywords] fire smoke; thermal stratification; 2D-PIV; experimental study

0 引言

一股密度为 ρ_0 的流体, 从喷口铅直地射入密度为 ρ_a 稳定的分层环境(环境流体的密度随高度的增加而减小), 所受到的浮力为 $(\rho_a < \rho_0)g$, g 为重力加速度, 当 $\rho_a < \rho_0$, 则流体所受浮力的方向铅直向下, 为负浮力^[1]。

在一些高大空间建筑中, 顶棚附近由于太阳辐射、灯光照明等带来的热负荷较大, 往往在建筑顶部形成一定的热气层, 或者室内热源本身在空间内形成上高下低的温度分层。当火灾产生的烟气上升时, 烟气密度和环境空气密度同时变化, 当满足 $\rho_a < \rho_0$, 烟气就会受到负浮力的作用^[2-4]。受力的变化导致烟气的运动特性发生改变。为了查明分层环境中烟气运动的特性与均匀环境中烟气的运动存在差异, 本文采用小尺度 2D-PIV (Particle Image Velocimetry) 试验, 对两种环境中烟气的流动进行非接触式的测量和分析。

1 研究方法

2D-PIV 测速系统包括试验模型, CCD 感光相机, 激光发生系统和激光器冷却系统, 计算机控制系统, 同步器及示踪混合气体发生系统 6 个部分, 其连接方式及实物如图 1 和图 2 所示。试验所采用的小尺度模型由聚甲基丙烯酸甲酯(有机玻璃或亚克力)材料制作, 尺寸为 $0.5\text{m} \times 0.5\text{m} \times 1.0\text{m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高), 空间高度为火源尺寸的 20 倍, 满足空间高度的要求。在模型顶部布置 $0.5\text{m} \times 0.5\text{m}$ (长 $\times$ 宽) 的可调热源营造空间内温度分层。选择檀香燃烧所产生的烟气作为示踪气体^[5-6]。

模型空间底面为正方形, 以正方形的中心作为原点建立直角坐标系。考虑到理想烟云烟羽流的对称结构, 试验

基金项目: 中国博士后科学基金(2015M582626) 陕西省教育厅科学研究计划项目(16JK1431)。

作者简介: 张莹(1988—), 女, 河北石家庄, 工学博士。

Email: 13669277230@163.com

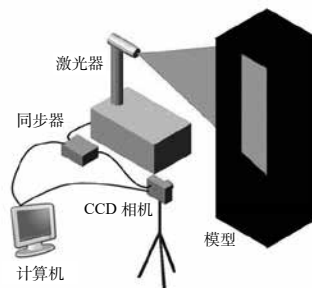


图1 试验系统示意

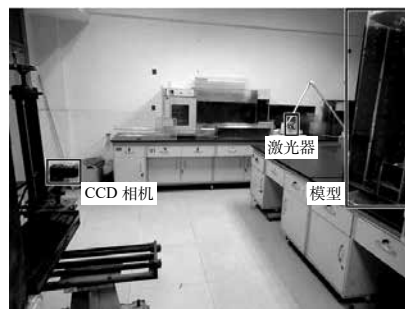


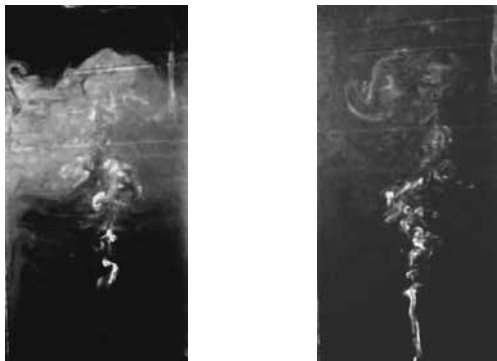
图2 试验模型实物

选择 $y=0$ 的平面作为拍摄断面。试验共设置 4 个工况(如表 1): 发烟位置为 $(0, 0, 0)$, 即处于模型底面中心的分层环境与均匀环境烟羽流; 发烟位置为 $(246, 0, 0)$, 即处于模型底面端部的分层环境与均匀环境烟羽流, 便于对比研究。

2 结果与讨论

2.1 烟羽流可视化研究

当火源位于模型底面中心位置时, 点燃火源后的相同时刻(35s) 分层环境与均匀环境烟羽流流场对比如图 3



(a) 分层环境中的烟羽流 (b) 均匀环境中的烟羽流
图3 火源位于模型底部中心位置发烟后35s流场可视化对比

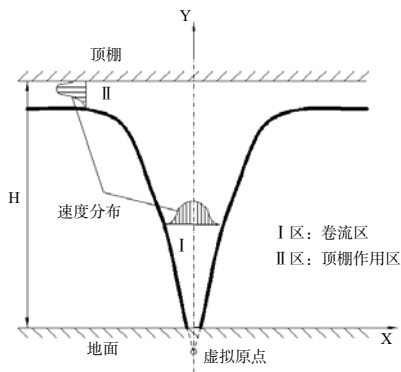


图5 均匀环境烟羽流流场流型示意

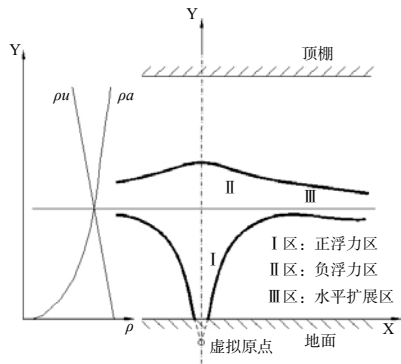
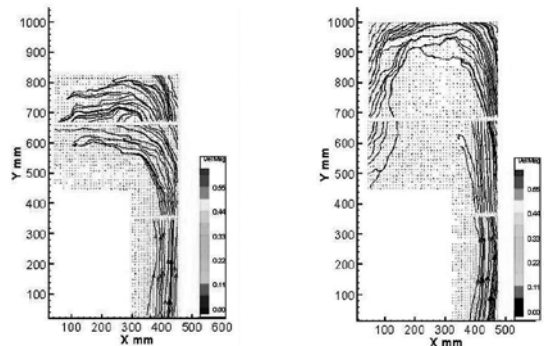


图4 分层环境烟羽流流场流型示意



(a) 分层环境贴壁烟羽流 (b) 均匀环境贴壁烟羽流

图6 两种环境中贴壁烟羽流速度场矢量流线对比:

所示。从图中可以看出，分层环境中的烟气悬浮在模型的中上部，形成了典型的“偏平化”烟云团。

对两种烟羽流进一步分析，如图4和5，对于分层环境中的烟羽流，火源点燃后烟气在浮力的主导作用下向上运动。烟云团向上发展过程中，一方面烟羽流不断卷吸作用使密度较大的环境流体进入羽流，使羽流内的密度沿程逐步增大；另一方面，由于顶部面热源的作用，空间内本身存在上高下低的温度分布，使羽流与环境空气的密度差逐渐缩小，即烟气受到的浮力逐渐减小。当到达某一高度时，羽流轴线上的烟气密度 ρ_c 与相同高度上的环境空气密度 ρ_a 相等，即 $\Delta\rho=\rho_c-\rho_a=0$ 。浮力在此高度时，大小为零。将这一高度称为中性浮力高度，轴线上对应的点叫做中性浮力点^[7]。由于惯性的作用，羽流会继续向上运动，其密度将大于同等高度上的环境空气密度，由此而进入负浮力区（如图5中的II区）。在惯性和负浮力的共同作用下，羽流将上升到某一最大高度，随后将转向向两侧机下方扩展，进入水平扩展区，即图5中的III区。而对于均匀环境中的烟羽流仅存在主流上升区I区和顶棚作用区II区，而没有负浮力区^[8]。

表1 试验工况设置

工况	垂直温度分布	火源位置
1	无温度分层	模型底部中心
2	存在温度分层	模型底部中心
3	无温度分层	模型底部侧壁边缘
4	存在温度分层	模型底部侧壁边缘

2.2 2D-PIV 试验结果分析

用专业软件对拍摄结果中的示踪粒子进行分辨和自相关计算，得到每一张图片示踪粒子的分布情况。然后再用后处理软件 Tecplot 进行流场时均化和流场可视化处理，并将三段的拍摄结果进行拼接，最终得到不同工况下烟羽流的矢量流线图，重点分析火源位于底面端部位置的流场。对比图6(a)和(b)可以看出，两种环境中的烟羽流在上升过程中，在 $y=0\text{mm}\sim 360\text{mm}$ 高度范围内，烟气向上运动均存在一定的贴壁现象（流线向壁面弯曲）。烟气进一步上升，两种环境中的烟气都发生偏转，然而，偏转发生的位置和原因都不同。分层环境壁面烟羽流在 $y=540\text{mm}$ 高度处出现流线偏转。这是因为环境中的温度分层使空间顶部形成“热障”^[9]，造成烟羽流受到的浮力变化，从而改变了烟气运动速率和方向。均匀环境壁面烟羽流在模型顶部处出现流线偏转，是由于模型空间限制，顶板阻挡而形成的顶棚射流^[10]。

利用后处理软件对不同工况试验的 PIV 拍摄结果分别进行了羽流轴线速度的数据提取，得到了图7和图8。图7中，PIV 试验结果表明，温度均匀分布的环境中自由烟羽流与贴壁烟羽流轴线速度随高度的增加而不断减小，速度的最大值分别为 0.508m/s 和 0.513m/s ，出现在烟羽流的起始阶段；速度的最小值分别为 0.262m/s 和 0.275m/s ，出现在空间上部接近顶棚的位置。当烟气上升到 200mm 高度时，轴线速度的衰减逐渐变缓。试验数据与文献数据^[7]对比，发现轴线速度变化的总体趋势一致，PIV 试验轴线

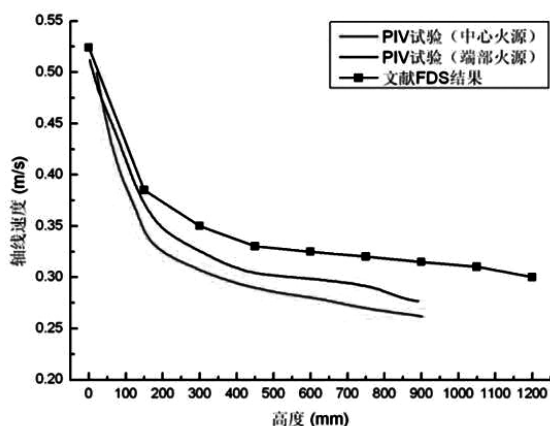


图7 均匀环境烟羽流轴线速度对比

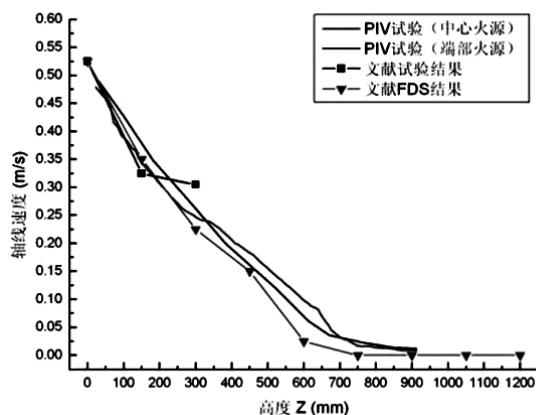


图8 分层环境烟羽流轴线速度对比

速度衰减较快,文献中羽流轴线的速度衰减较慢,且上升过程中速度整体大于PIV试验中烟羽流的速度。

图8中,PIV试验结果表明,分层环境中中心火源位置与端部火源位置产生的烟羽流轴线速度均随高度的增加而不断减小,速度的最大值分别为0.482m/s和0.485m/s,出现在分层环境烟羽流的起始阶段;速度的最小值均为0.011m/s,出现在烟气悬浮高度处。从起始阶段到悬浮高度位置,烟气经历快速衰减,最终在800mm高度处运动呈现一种动态稳定。与文献[7]中给出的FDS的计算结果相对比,发现逆温型环境中两者的轴线速度变化的总体趋势一致,速度文献中FDS计算结果轴线速度的最大值为0.52m/s,最小值为0.01m/s,从烟气产生到600mm高度范围内,烟气速度快速衰减,最终在悬浮高度位置烟气动态稳定。

图9是分层环境中心火源和端部火源产生烟羽流的轴线温度与环境空气温度测试值随高度变化的对比。从图中可以看出,环境温度随高度逐渐升高,最低温度为31.3℃(201mm高度),最高温度为50.6℃(900mm高度)。两种火源位置的烟羽流温度变化趋势非常相似,都随着高度先降低后升高,其转折点发生在烟羽流温度降低到与同高度环境空气温度相等时。试验中,中心火源烟羽流轴线温度在598mm处与环境温度达到一致为37.0℃;端部火源烟羽流轴线温度在574mm处与环境温度达到一致为36.7℃。

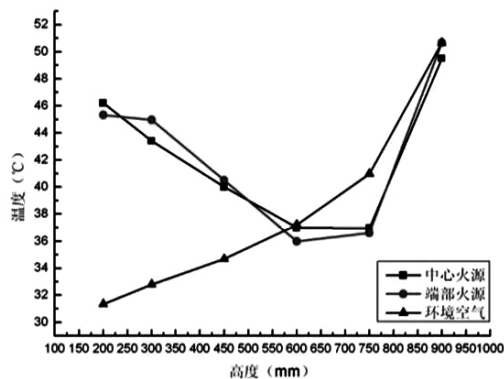


图9 分层环境烟羽流轴线温度与环境温度对比

3 结论

本文利用2D-PIV非接触式的流场测量技术实现了均匀环境与温度分层环境中不同火源位置的烟羽流运动特性的可视化研究和定量研究。研究的结果表明,在模型空间内存在温度分层时,由于烟气上升过程受到的浮力不断减小,而不能到达顶棚,最终在空间中上部形成悬浮的烟云团。烟气上升过程中速度的变化与空间温度分层及火源表面温度有关。

参考文献

- [1] Rodi, W. Turbulent Buoyant Jets and Plumes[M], New York: Pergamon Press, 1982.
- [2] B. R. Morton, Sir Geoffrey Taylor, F. R. S., J. S. Turner. Turbulent Gravitational Convection from Maintained and Instantaneous Source[C]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1956, 1-23.
- [3] B. R. Morton. Forced Plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1959, 5:151-163.
- [4] Gunnar Heskestad. Fire Plume Behavior in Temperature-Stratified Ambients[J], Combustion Science and Technology, 1995,106:207-228.
- [5] 武晔秋. 水电站地下主变洞火灾烟气流动及机械排烟模式研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2013.
- [6] 马江燕. 水电站地下主厂房火灾烟气流动规律及机械排烟研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2010.
- [7] Jun Fang, Jie Ji, HongYong Yuan, YongMing Zhang. Early fire smoke movements and detection in high large volume spaces[J]. Building and Environment, 2006, 41: 1482-1493.
- [8] 李炜, 槐文信. 浮力射流的理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 1997.
- [9] 李炎锋, 李俊梅. 建筑火灾安全技术[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [10] 霍然等. 建筑火灾安全工程导论[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 1999.

绿色建筑中的自然通风

李 丹, 李德英

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘 要] 自然通风依靠室外风力造成的风压和室内外空气温度差造成的热压, 促使空气流动, 使得建筑室内外空气进行交换, 不消耗能源即可满足室内良好的空气品质, 是促进建筑节能的重要技术。本文介绍了自然通风在国外绿色建筑中通风空调常用的评价方法, 常见的自然通风形式以及设计中应注意的问题, 为绿色建筑中推广自然通风技术的应用提供参考。

[关键词] 自然通风; 绿色建筑; 建筑节能

Natural Ventilation in Green Buildings

Li Dan, Li De-ying

(Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044)

[Abstract] Natural ventilation depends on the wind pressure caused by outdoor wind and the thermal pressure temperature caused by air temperature difference between indoor and outdoor, which can make the air flow and accelerate air exchange of building indoor and outdoor. It is an important technology which can promote building energy efficiency, because indoor air quality can stay an good without energy consumption by it. This paper introduces the commonly used evaluation method of ventilation and air conditioning in natural green building in foreign countries, the common natural ventilation form and the problems that should be paid attention to in the design of green building. It can provide reference for the popularization of natural ventilation technology in green building.

[Keywords] natural ventilation; green building; building energy saving

0 引言

随着社会逐渐发展, 对能源的需求量逐渐增加。各类资源是有限的, 但需求是无限的, 资源和需求的矛盾越来越突出。为实现社会的可持续发展, 人们越来越重视对能源的利用。绿色建筑是在节约资源的环境下出现的, 其主要目的是为了降低建筑对能源的消耗, 以实现能源节约。在绿色建筑中, 通风系统的合理设计能够显著降低资源耗用, 有利于实现建筑的可持续发展。其中自然通风占据重要位置。

1 绿色建筑评价体系中的绿色通风空调系统评价

1.1 英国 BREEAM 评价体系

BREEAM 体系的评价内容包括管理、能源、交通、污染、材料、水资源、土地使用、生态价值和身心健康等九个方面, 并分别归类于“全球环境影响”、“当地环境影响”及“室内环境影响”三个环境表现类别。BREEAM 评价体系中通风空调系统的评价特点: 重视系统的监控试运行管理; 强调自然通风的建筑窗户面积指标和机械通风或空调新风量量化指标, 同时包括系统清洗与保养、减少军团菌措施、温湿度控制等指标和舒适性评价, 以保证健康与舒适; 强调对能耗较大的设备单独电力计量; 规定可再生能源的利用底限值和制冷剂变暖潜在值的高限值。

1.2 美国的 LEED 评价体系

美国绿色建筑协会 USGBC (United States Green Building Council) 于 1994 年颁发了绿色建筑分级评价体系“能源与环境设计指南”(Leadership in Energy Environment Design), 简称(LEED)。该评价体系从场地选址、水资源利用效率、能源利用效率及大气环境保护、材料及资源的有效利用、室内环境质量以及设计流程创新等六个大方面的 69 项评

作者简介: 李丹(1991—), 女, 河北石家庄, 研究生在读。

Email: 2286629271@qq.com

价指标, 考察建筑的“绿色”特性, 其中关于通风空调系统的评价具体内容如, LEED 评估体系设计简洁, 便于理解把握和实施评估, 并已成为世界各国建立绿色建筑及可持续性评估, 标准及评价体系的范本。由图中看出 LEED 评价体系中关于通风空调评价特点: 主要是基于可再生能源利用、优化能源利用并降低能源消耗, 采取有效的技术措施改善室内的空气品质同时提高人体的热舒适度等^[1]。

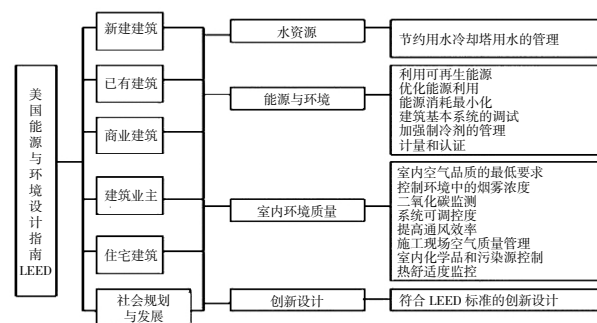


图 1 LEED 体系及其关于通风空调系统评价内容

1.3 日本的 CASBEE 评价体系

在日本国土交通省支持下, 日本政府、企业、学者联合组成的“日本可持续建筑协会”, 历时 3 年多, 于 2002 年建立了“建筑物综合环境性能评价体系”(Comprehensive Assessment System for Building Environmental Efficiency, 简称 CASBEE)。该评价体系最大特点是提出了建筑环境效率 BEE(Building Environmental Efficiency)概念^[1], 即“通过最少的环境载荷达到最大的舒适性改善”, 使得建筑物环境效率评价结果更加简洁、明确。

2 绿色建筑中的自然通风设计

2.1 进风口窗户的面积大小以及窗口的朝向问题

进风口窗户面积大小及窗口的朝向问题,都影响室内外空气对流为获取室内整体最好风速,要将进风口的面积控制比出风口面积低 10% 左右为最佳。同时,要注重绿色建筑房屋的窗口朝向问题,假如窗户在相交的两面墙上,房间可以直接面对着风向开窗;如果窗户位于相对着的两面墙上,则房间的方向不要去顺着主导方向。这样都是为了能形成风压,建筑室内在风压作用下由压力较高的一侧朝向压力较低的一侧流动,从而实现自然通风。如图 2。

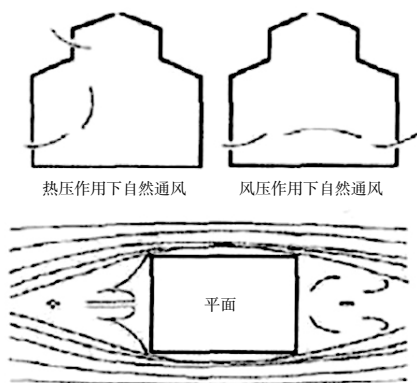


图 2 利用窗户进行自然通风

2.2 双层玻璃幕墙

一般情况下,在节能效果方面,外遮阳设备的节能效果要比内遮阳效果节能效果更好。采用外遮阳容易对建筑美观造成影响,同时需要进行较大资金投入,因此可以采取双层玻璃幕墙的形式,利用双层玻璃之间存在的较大空间,实现自然通风。夏季,室外温度较高时,双层玻璃幕墙内部形成通风作用,产生烟囱效应,利用进风口实现自然通风;在冬季,双层玻璃幕墙之间形成阳光温室,利用温室效应,逐步提高围护结构表面的温度。在绿色建筑中,采用双层玻璃幕墙实现节能,主要优势包括:① 夜间可以进行安全通风;② 室内不容易受到室外噪声的干扰和影响;③ 双层玻璃幕墙能够避免开窗对室内温度产生影响等问题,有利于确保节能效果的实现。如图 3。

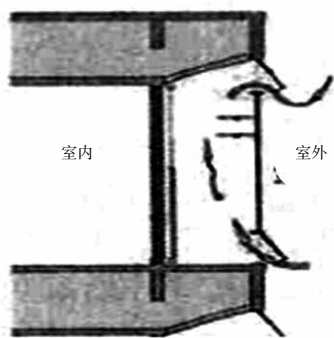


图 3 双层幕墙通风示意图

2.3 利用中庭

现代具有中庭结构的建筑越来越多,大部分是增加采光和增加空间效果的作用,中庭如果处理不好不但不能够起到节能环保的作用相反还会带来卜大的能耗。因此必须合理进行中庭设计,利用中庭结构的特殊作用,确保建筑能耗降低。如可以利用中庭的热压作用,实现自然通风,实现绿色建筑节能效果^[2]。如图 4。

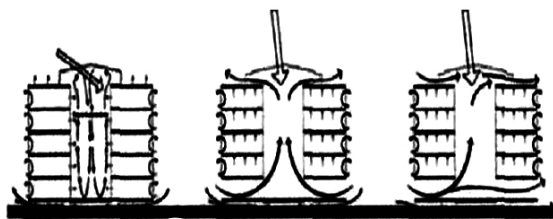


图 4 中庭在热压下自然通风示意图

2.4 屋顶部分

屋顶的形式对于建筑节能也起到重要的作用,然而对于通风来说不同的屋顶形状会对建筑室外的风压造成影响,同时也对自然通风效果造成影响。在选择屋顶形状时,要尽量选择翼形屋顶等结构形式,促使外界气压形成高压区和低压区,并辅助于机械通风器从而促进建筑自然通风效果的实现^[3]。依据相关实验结果表明,屋顶形状和高度对室内气流的分布和流速也具有重要影响,通过合理设计屋顶高度和屋顶形式,可以改善建筑自然通风效果,最大限度实现建筑节能。如图 5。

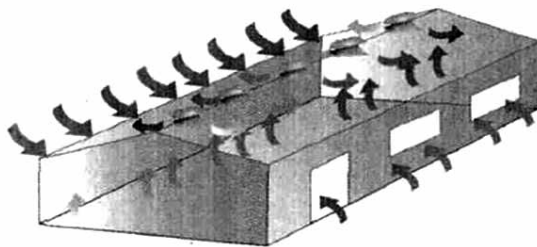


图 5 利用屋顶通风器加强室内通风

2.5 其他措施

绿色建筑本身就是为了倡导节约资源,建设节约型社会,不断提高资源的利用效率。因此在建设绿色建筑时不能使造价不合理的提高,所以怎样利用建筑设计中的造型处理来增强自然通风尤为重要,比如设置导风板,利用景观绿化,利用合理的建筑布局形式等等^[4]。

3 绿色建筑中自然通风的功能

良好、合理的自然通风具有 3 种不同的功能:① 健康通风,即利用室外新鲜空气更新室内被污染的空气;② 热舒适通风,即通过提高人体散热量减少皮肤湿度过大造成的不舒适感;③ 降温通风,即利用室外温度低的空气置换室内温度高的空气^[5]。

3.1 健康通风

健康通风, 就是为室内人员提供健康空气所采取的通风措施。建筑室内充满各种污染物, 包括室内人员的活动、建筑与装饰材料、室内设备等释放的气味、微粒和挥发型有机化合物 (VOC), 这些化合物在一定的条件下又发生化学反应产生新的有毒化学物质, 细菌和病毒也容易滋生与传播, 这些都将严重危害人体健康。而建筑通风能更换室内空气, 排出有害气体, 减少室内细菌和病毒的滋生。

3.2 热舒适通风

美国采暖、制冷与空调工程师协会 (ASHRAE62——1989)《满足可接受室内空气品质的通风》标准中对热舒适有明确的定义, 即热舒适是对热环境表示满意的意识状态。评价人体热舒适最具权威和代表性的是预测平均投票数 PMV(Predicted Mean Vote) 和预测不满意百分数 PPD(Predicted Percentage of Dissatisfied) 评价指标, 它是在大量试验数据的统计分析基础上, 结合人体的热平衡理论, 提出的表征人体热舒适的 1 个较为客观的指标, 该指标综合考虑了 6 个客观物理因素的影响, 包括 4 个环境因素 (温度、湿度、风速、平均辐射温度) 和个人因素 (人体活动程度和衣服热阻)。自然通风中温度和风速对人体热舒适性影响较大其中空气流速是影响人体对流和蒸发散热的关键因素。

3.3 降温通风

顾名思义, 就是利用室外温度相对较低的空气置换室内温度相对较高的空气。当建筑进行通风时, 室外空气进入室内, 与室内空气相混合, 并与围护结构的内表面进行热量交换。采用通风降温时, 应考虑建筑的使用特点和建筑所在地的气候区域条件, 对于办公类和商业类建筑, 可以在过渡季充分使用自然通风进行通风降温, 对于居住类建筑, 在空调使用季节, 白天避免室外温度较高的空气进入室内, 夜晚利用自然通风进行室内空气降温, 这样可减少空调或其他设备使用时间, 从而降低建筑能耗。

4 绿色建筑中常见的自然通风形式

自然通风技术在实际建筑工程使用中, 常见的形式有穿堂风、单面通风、中庭及风井通风等。

4.1 穿堂风

“穿堂风”通常是指建筑物迎风一侧和背风一侧均有开口, 且开口之间有顺畅的空气通路, 从而使自然风能够直接穿过整个建筑。如果进出口间有阻隔或空气通路曲折, 通风效果就会变差。这是一种主要依靠风压进行的通风。为获得良好的“穿堂风”, 在进行房间的平面布置时, 应满足以下基本条件: ① 室外风要达到一定的强度, 风速以 0.3~1.0 m/s 为最好; ② 室外空气首先进入人们生活活动的主要房间, 避免污浊空气随气流进入其他房间; ③ 穿堂气流通道上, 避免出现喉部; ④ 气流通道应短而直; ⑤ 减小建筑门窗的气流阻力。

4.2 单面通风

当自然风的入口和出口在建筑物的同一个外表面上, 这种通风方式被称为“单面通风”。单面通风是建筑不能采用穿堂风的情况下采用的一种通风方式。单面通风有由于室外空气流动带动室内空气的紊流致使室内外风压差及室内外空气温差造成的热压的综合动力, 从而进行室内外空气的交换。其缺点就是进、排气流掺混、短路, 进气流不能充分深入房间内部。为了加强单面通风, 常在建筑上设置导流装置——翼墙, 翼墙通常被用作建筑迎风侧的辅

助单侧通风。

4.3 中庭及风井通风

中庭及风井通风属于热压通风, 利用空气的相对密度差加强通风, 中庭及风井上部空气温度高导致密度较小, 而下部空气从外墙进入后温度相对较低, 密度较大, 这种由于气温不同产生的压力差使室内热空气升起, 通过中庭及风井上部的开口逸散到室外, 形成自然通风过程^[6], 俗称“烟囱效应”。

中庭上部空气被太阳加热, 随着中庭垂直高度的增加, 温度升高, 因此, 中庭上部和下部的温度梯度较大。一般中庭上部均设有通风天窗, 通风天窗的启闭对中庭内的温度分布影响很大, 相较于天窗关闭状态, 开启天窗后, 中庭顶部室内温度会明显降低, 其室内外空气温差可以下降 4℃ 以上, 甚至达到 7.74℃。在冬季, 阳光透过中庭玻璃屋顶直射进来, 中庭上部窗孔关闭, 使中庭成为一个巨大的“玻璃阳光房”, 中庭内热空气扩散到温度较低的房间, 减少室内采暖负荷; 而夏季, 中庭屋顶的窗孔开启, 中庭内的“烟囱效应”将强化自然通风效果, 热空气排出室外, 降低室内空调能耗。

风井通风是利用风井顶部的可控制开口, 排出建筑物内的热量。在实际工程应用中, 为了增加自然通风效果, 一般风井会结合太阳能光热技术, 即太阳能烟囱。太阳能烟囱是利用室外太阳辐射热通过透明材料进入烟囱通道后被吸热壁面上的蓄热材料吸收, 加热风井上部的空气, 从而增加太阳能烟囱上部空气与底部空气温差, 致使空气密度差增大, 加强空气流动的浮升力, 推动热气流上升, 达到加强自然通风的目的^[7]。太阳辐射强度增加, 则太阳能烟囱的壁面热流密度增加, 太阳能烟囱的壁面吸收的热量增大, 其内外密度差越大, 热压越大, “烟囱效应”越明显。

5 结语

良好、合理地利用自然通风, 不仅从根本上实现了绿色建筑的基本理念——减少建筑能耗, 还降低了对环境的不良影响。实现绿色建筑的“人——建筑——自然”三者和谐共生, 最终达到经济效益、社会效益和环境效益的统一, 是实现建筑可持续发展战略的途径。

参考文献

- [1] 潘玉勤, 程书娴. 基于绿色建筑的居住建筑供暖通风空调形式选择策略分析 [J]. 墙材革新与建筑节能, 2017, (04): 59-61.
- [2] 陈湛. 绿色建筑中协同作用的自然通风设计 [J]. 工业建筑, 2016, (12): 26-30.
- [3] 黄金美, 郭清. 自然通风在绿色建筑中的应用 [J]. 建筑节能, 2015, (01): 77-79.
- [4] 孙金金. 自然通风技术在绿色建筑中的应用实践 [J]. 智能建筑与城市信息, 2014, (10): 50-53.
- [5] 刘琰. 浅谈绿色建筑中的自然通风设计 [J]. 中华民居 (下旬刊), 2014, (05): 65-66.
- [6] 杨元华. 绿色建筑示范工程热压通风设计分析 [J]. 墙材革新与建筑节能, 2011, (12): 45-46.
- [7] 王祎, 王随林, 王清勤, 宋晓新, 张旭, 罗雪莹. 国外绿色建筑中通风空调评价的分析 [J]. 低温建筑技术, 2010, (02): 109-110+119.

圆柱贴附置换通风气流组织设计原理及方法

尹海国¹, 吴 瑞¹, 陈 厅¹, 孙翼翔², 李安桂¹

(1. 西安建筑科技大学环境与市政工程学院, 西安 710055; 2. 北京城建设计发展集团股份有限公司, 西安 710000)

[摘 要] 结合大空间建筑中存在的量大面广的圆型柱体, 提出了一种基于圆型柱面贴附式的置换通风模式, 以解决现有混合通风模式在大空间建筑应用时存在的弊端。论文建立了新型通风模式的理论模型, 揭示了其运行机理, 研究了典型工况下室内速度场和温度场的分布特性, 并给出了各个气流组织特性参数的计算式。同时, 提出了圆型柱面贴附式置换通风模式气流组织特性参数的设计要求, 并给出了具体的设计方法和步骤。本文研究内容为现有建筑、特别是大空间建筑通风空调系统提供了一种可以选择的新型气流组织形式。

[关键词] 通风; 气流组织; 圆柱贴附; 置换通风; 设计方法

Air Distribution Design Principle and Method of Displacement Ventilation Mode Based on Circular Column Attached

Yin Hai-guo¹, Wu Rui¹, Chen Ting¹, Sun Yi-xiang², Li An-gui¹

(1. School of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China; 2. Beijing Urban Construction Design & Development Group Co., Limited, Xi'an 710000, China)

[Abstract] Based on the widely existed column in large space buildings, a circular column attached displacement ventilation mode is presented, to solve the disadvantages of traditional mixed ventilation applied in ventilation and air-conditioning systems. A theoretical model of this novel ventilation mode was established and its working mechanism was revealed in this paper. Meanwhile, the characteristics of velocity and temperature distribution were studied and the expressions of each air distribution parameter were given. In addition, the design requirement of this ventilation model was introduced, the design method and procedures were provided. The current results are helpful in understanding a new ventilation mode, and its air distribution can be used for ventilation and air-conditioning systems, especially the one focused on large space building.

[Keywords] Ventilation; Air distribution; Cylinder attached; Displacement ventilation; Design procedure

0 引言

目前地铁站、会展中心、商场和超市等大空间建筑广泛存在, 这类建筑的通风空调系统多采用顶部或上部侧向布置送风口的混合通风模式, 往往存在通风效率低、空气品质和人员热舒适性差等问题^[1,2]。置换通风模式能够较好解决传统混合通风模式的弊端^[3,4], 但受到建筑进深和较大室内负荷的影响, 传统置换通风模式无法在大空间建筑中得到有效应用。

基于结构承重和外形美观的要求, 许多大空间建筑中都存在起支撑作用的圆型柱体, 它们分布均匀、表面光滑而且往往没有障碍物的遮挡, 如图1所示。如果能将贴附送风与这类柱体相结合, 不但送风口易于布置、外形美观, 还能有效减少建筑类型、体量和高度等固有物理参数对通风模式的影响。为此, 课题组提出了一种基于圆型柱面贴附的新型置换通风模式^[5]。已有研究表明, 该通风模式具有传统混合通风易于布置、承担负荷能力强的特点, 同时又能人员在人员活动区形成类似于置换通风的良好送风效果的优点^[6,7]。

1 圆柱面贴附置换通风理论模型及送风原理

圆型柱面贴附置换通风理论模型的建立主要基于壁面贴附射流和冲击射流理论模型^[8], 如图2a所示, 按流动路径可以分为出口区I、柱面贴附区II、流动转向区III和



(a) 地铁站

(b) 会展大厅

图1 常见圆型柱体支撑结构大空间建筑

地面扩散区IV四个部分。

第I段为出口区: 射流以一定的速度从环形条缝风口流入目标空间, 此时射流主体还未受到周围环境流体掺混的影响, 射流紧紧贴附于柱面流动;

第II段为柱面贴附区: 射流主体开始逐步卷积周围环境流体并与之发生动量交换, 射流主体轴心速度开始慢慢减小, 射流断面宽度不断扩大;

第III段为流动转向区: 送风射流冲击地面, 地面空气逆压梯度增加致使射流主体与圆柱壁面分离, 射流紊流度急剧变大, 速度得到迅速衰减, 运动方向转变为水平向;

第IV段为地面扩散区: 射流主体在地面沿圆柱径向扩散, 与工作区流体进行冷热量交换, 主体流量沿运动方向增加, 射流的断面高度也不断增加。

与传统水平壁面贴附射流不同的是, 圆型柱面贴附置换通风射流特性会受圆柱曲率影响; 同时由于柱体壁面的存在, 会在一定程度上限制传统正冲击射流的扩散范围,

基金项目: 国家自然科学基金项目(51408477)。

作者简介: 尹海国(1987—), 男, 河南周口, 副教授, 博士。

Email: yinhaiguo@xauat.edu.cn

诱导其转向后沿地面蔓延扩散流动,在工作区形成类似于置换通风的“空气湖”状气流分布,如图 2b 所示。

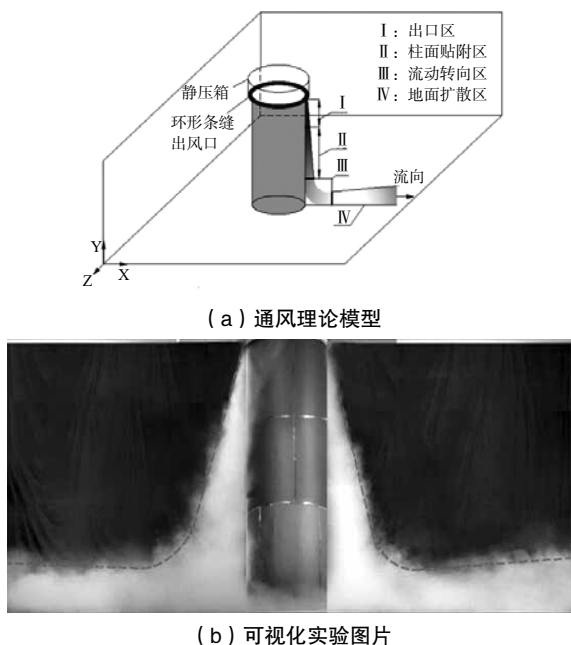


图 2 圆柱面贴附通风理论模型及实验验证

2 圆柱面贴附置换通风模式气流组织特性

结合工程实际,对图 2a 所示物理模型进行数学建模,房间尺寸长宽均为 6.0m,圆柱体直径 1.0m,设置有环形条缝送风口的圆柱位于房间中央,送风口距地面净高度为 4.0m,环形条缝风口宽度 0.05m,回风口长宽均为 0.2m,物理模型如图 3 所示。

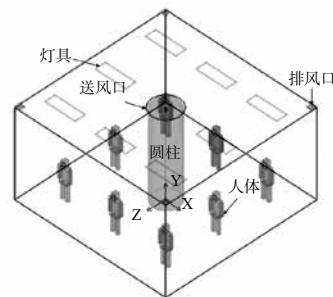


图 3 典型房间物理模型示意图

2.1 速度场分布特性

图 4 为送风速度 2.0m/s、送风温度 17℃ 时房间不同纵截面位置和横截面高度处的速度场分布。

图 4a 和 4b 分别为 $z=0\text{m}$ 、 $z=2.0\text{m}$ 处纵截面速度分布云图。由图可知,柱体壁面对送风气流主体的保持性较好,能够将较多新鲜空气和携带的冷热量下送至地面高度。而在流动转向区,送风较高的初始动量能够得到有效衰减,

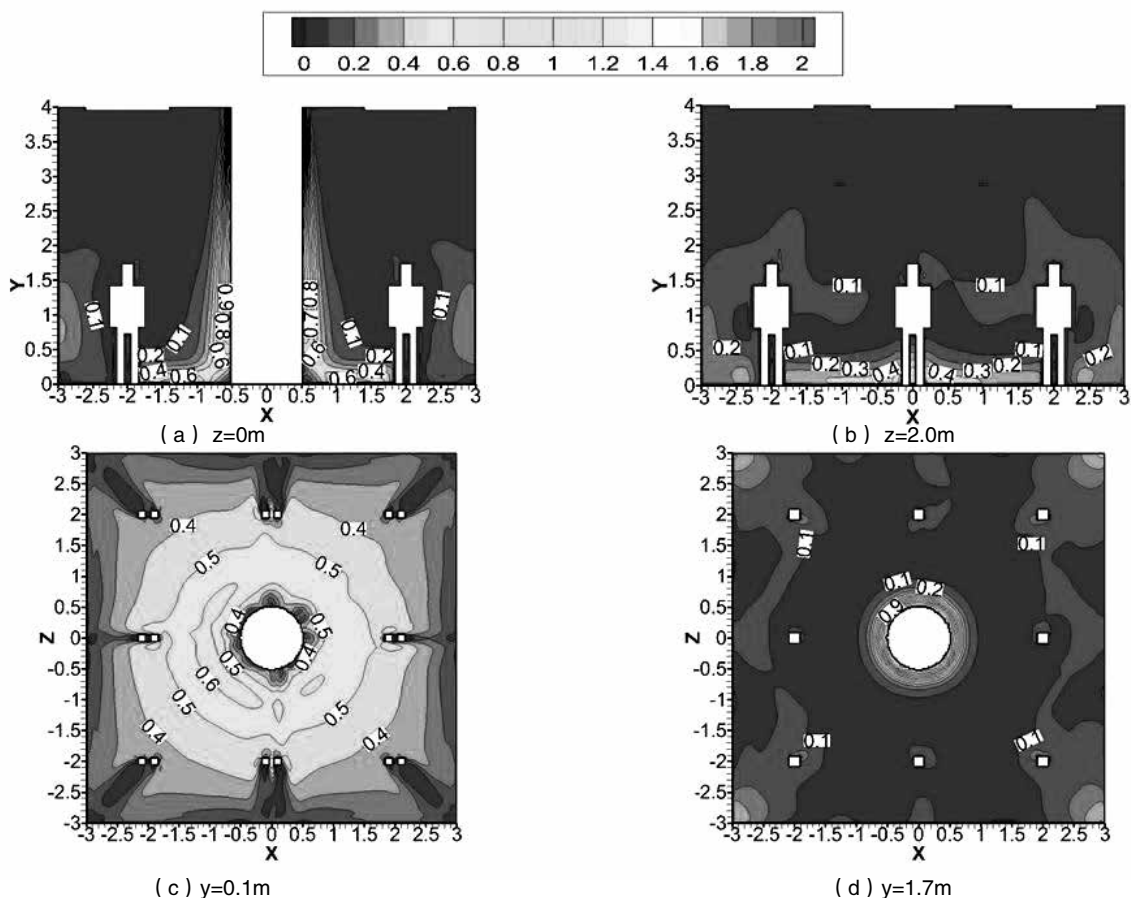


图 4 不同截面位置速度分布云图

能够避免对工作区人员造成吹风感。工作区范围内送风气流能够沿着地面向前扩散流动,高度方向速度分布比较均匀,速度梯度分布类似于下送式置换通风模式。

图 4c 和 4d 分别为脚踝高度 $y=0.1\text{m}$ 和人员呼吸区高度 $y=1.7\text{m}$ 截面的速度分布云图。从 0.1m 高度截面可以看出,以圆柱为中心,距圆柱径向距离相等的各处速度大小基本相同,圆柱贴附送风在房间各个方向具有很好的均匀扩散特性。数值大小方面,人体脚踝处的风速值位于 $0.3\sim 0.5\text{m/s}$ 之间,能够满足《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》^[9] 规定的短期逗留区域供冷工况风速不宜大于 0.5m/s 的限值要求,不会对人员敏感部位造成吹风感。 1.7m 高度截面处,速度场分布均匀性优于 0.1m 截面,除了圆柱体附近,其他位置处风速分布均匀、风速值大小为 0.1m/s 。整体来看圆型柱面送风模式能在整个工作区高度内形成相对均匀的速度分布,提供良好的通风效果。

2.2 温度场分布特性

图 5a 和 5b 为两个纵截面处的温度分布云图。在整个房间高度方向上,空气温度呈现与置换通风类似的下低上高的温度分层现象,温度分布在 $23\sim 26^\circ\text{C}$ 范围内,人员头脚温差在 2°C 以内,满足国内外各类规范标准给出的头脚温差小于 3°C 的规定^[10-12]。同时,两个云图对比可知,距离圆柱体越远,工作区温度分布越均匀,实际工程中可以根据这一特性来布置室内装饰物或办公位置等。

图 5c 和 5d 为两个横截面高度处的温度分布云图。从

0.1m 高度截面可以看出,温度分布相对速度分布来说更为均匀,整体工作区不同位置处温度差值较小,约为 1°C 。同时圆柱体附近温度梯度减小,此时送风主体已与工作区目标空气较好混合。 1.7m 高度截面处,除了柱体附近有明显的温度梯度分布之外,其余位置处温度分布较 0.1m 高度处更加均匀。综上可知,圆型柱面贴附通风模式下整个工作区内温度场分布较均匀,能够为室内人员提供舒适的环境。

基于对圆型柱面贴附式置换通风模式速度和温度场的实验测试,得到轴线速度、轴线剩余温度等气流组织特性参数计算式,以及其他用于该模式气流组织设计效果评价的计算式,列于表 1 之中。

3 圆柱面贴附置换通风模式气流组织设计

3.1 设计参数要求

圆型柱面贴附置换通风模式作为一种新的送风方式,其气流组织设计与现有送风模式存在一定的不同。此新型送风模式兼具混合通风和置换通风的特征,基于此给出工作区范围^[12-14]、室内温度、风速等环境参数要求^[9-13],以及设计效果评价指标要求^[10,11,15],具体如下:

① 工作区范围:

距离圆柱 1.0m , 距离四周墙体 0.5m , 地面以上 $0.1\sim 1.8\text{m}$ 的区域;

② 工作区空气温度:

$17\sim 22^\circ\text{C}$ (供热), $25\sim 29^\circ\text{C}$ (供冷);

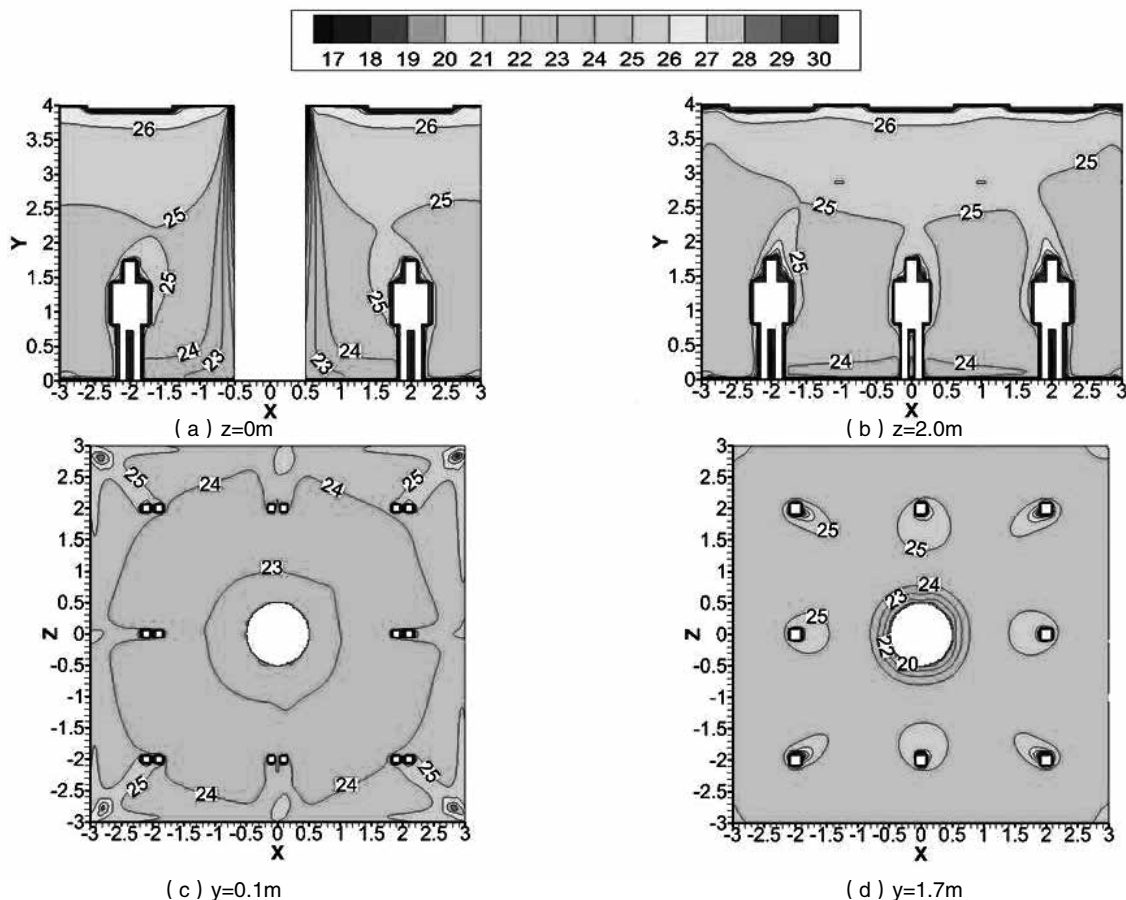


图 5 不同截面位置温度分布云图

表1 气流组织特性参数计算式汇总表

编号	特性参数	计算式
1	轴线速度 u_m	$\frac{u_m}{u_0} = 3.52 \left(\frac{y^* + r^*}{b} + 11 \right)^{-0.5}$
2	轴线剩余温度 t_m	$\frac{t_m - t_0}{t_n - t_0} = 3.02 \left(\frac{y^* + r^*}{b} + 11 \right)^{-0.5}$
3	房间高度方向温度 t_y	$t_y - t_0 = (0.13 - 0.03 \exp(-4.06 \frac{y}{h})) \frac{q}{u_0^{0.25}}$
4	送风量 q_s	$q_s = \frac{Q}{\rho C_p (t_c - t_0)}$
5	换气次数 n	$n = \frac{q_s}{L \times W \times h}$
6	圆柱外表面直径 d	$d = \frac{q_s - \pi m u_0 b^2}{\pi m u_0 b}$
7	工作区平均温度 t_n'	$t_n' = \frac{t'_{0.1} + t'_{0.6} + t'_{1.1} + t'_{1.8}}{4}$
8	垂直温差校核	$t_{1.8}' - t_{0.1}' \leq 3^\circ\text{C}$
9	设计温度校核	$ t_n - t_n' \leq \text{控制精度}$

注：式中 u_m 为 y^*+r^* 处轴线速度， y^* 为到出风口断面的垂直距离； r^* 为到圆柱柱面的水平径向距离； u_0 为环形条缝风口送风速度； b 为环形条缝送风口宽度； t_m 为 y^*+r^* 处轴线剩余温度； t_n 为室内设计温度； t_0 为环形条缝风口送风温度； t_y 为房间高度 y 处的空气温度； y 为距离地面的垂直高度； h 为出风口断面到地面的垂直距离； q 为房间冷负荷指标； Q 为房间总冷负荷； ρ 为空气密度； C_p 为空气比热容； t_c 为排风温度； m 为圆柱个数； $t'_{0.1}$ 为 0.1m 高度处空气温度。

③ 工作区空气温差：

$t_{0.1-1.1} \leq 3^\circ\text{C}$ （坐姿）， $t_{0.1-1.8} \leq 3^\circ\text{C}$ （站姿）；

④ 工作区地面 0.1m 处最低空气温度：

$t_{0.1,\min} \geq 19^\circ\text{C}$ （冬季）， $t_{0.1,\min} \geq 21^\circ\text{C}$ （夏季）；

⑤ 工作区空气流速：

$u_n \leq 0.3\text{m/s}$ （供热）， $u_n \leq 0.5\text{m/s}$ （供冷，数值随室内操作温度的增加可增大^[11]）。

3.2 设计方法及步骤

圆型柱面贴附通风模式不仅需考虑射流轴线速度和轴线温度对工作区风速和温度的影响，还需对工作区温度分布进行计算，求得工作区平均温度，使其满足设计要求。基于此给出该模式气流组织设计方法及步骤，如图6所示。

4 结论

（1）建立了圆型柱面贴附式置换通风模式理论模型，按照运行机理对其运动过程进行了理论分区，并用实验验证了理论模型的有效性。

（2）研究了典型工况下房间的速度场及温度场分布，新型通风模式能够在人员工作区形成类似于置换通风的气流组织，速度及温度场分布均匀，人员舒适性较好。

（3）采用实验数据拟合得到了轴线速度、剩余温度等气流组织特性参数的计算式。基于此提出了圆型柱面贴附式置换通风模式气流组织设计方法，给出了具体设计步骤。

参考文献

- [1] Cao G, Awbi H, Yao R, et al. A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings[J]. Building and Environment, 2014, 73(1):171-186.
- [2] Seppänen O. Ventilation strategies for good indoor air quality and energy efficiency[J]. International Journal of Ventilation, 2008, 6(4):297-306.
- [3] 李强民. 置换通风原理、设计及应用[J]. 暖通空调, 2000, 30(5):41-46.
- [4] Shan X, Zhou J, Chang V W C, et al. Comparing mixing and displacement ventilation in tutorial rooms: Students' thermal

comfort, sick building syndromes, and short-term performance[J]. Building and Environment, 2016, 102:128-137.

[5] 李安桂, 陶鹏飞, 赵玉娇, 等. 一种圆柱面贴附射流的送风方式[P]. 中国专利: 201010548896.9, 2012-08-08.

[6] 孙翼翔. 圆型柱面贴附送风模式气流组织特性及通风效果研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2017.

[7] Yin H, Li A, Liu Z, et al. Experimental study on airflow characteristics of a square column attached ventilation mode[J]. Building and Environment, 2016, 109:112-120.

[8] Rajaratnam N. Turbulent Jets[M]. Amsterdam: Elsevier, 1976.

[9] 中华人民共和国住房和城乡建设部. GB/T 50736-2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.5-11.

[10] ISO. ISO 7730-2005: Ergonomics of the thermal environment-Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal[S]. Geneva: International Organization for Standardization, 2005.

[11] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 55-2013: Thermal environmental conditions for human occupancy[S]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2013.

[12] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 第二版, 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.1463-1464.

[13] CIBSE. Environmental design: CIBSE Guide A[S]. 7th Edition, Norwich: Chartered Institution of Building Services Engineers Publications, 2006.

[14] REHVA. Displacement ventilation: REHVA guidebook No. 1[S]. Brussels: Federation of European Heating Ventilation and Air-conditioning Associations, 2002.

[15] 朱颖心. 建筑环境学[M]. 第四版, 北京: 中国建筑工业出版社, 2016.86-106.

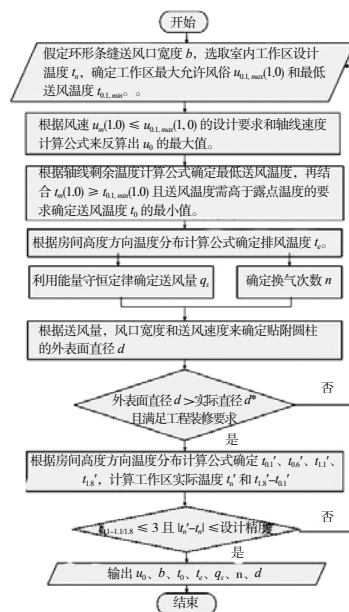


图6 气流组织设计流程图

折流板叶片转折角度对除雾器效率的影响

张恩实, 王飞飞, 徐新华, 王劲柏

(华中科技大学建筑环境与能源应用工程系, 湖北武汉 430074)

[摘要] 为探究冷却塔折流板除雾器不同物理参数(叶片转折角度、气流流速、液滴粒径等)与除雾效率的关系, 本文采用 SST $k-\omega$ 模型和 Euler/Lagrange 方法对梯形折流板除雾器内气液两相流动进行二维数值模拟。结果表明, 折流板除雾器对粒径小于 $10\ \mu\text{m}$ 的液滴除雾效率较低; 随着叶片转折角度的减小, 折流板除雾器的除雾效率和压降均有所上升; 对于本文研究的不同结构的折流板, 当除雾器的效率相同时, 叶片折角为 $\alpha = 45^\circ$ 的除雾器所需的功耗最低, 是最佳选择。在实际工程应用中, 折流板的选取应对除雾效率与气流压降进行综合考虑。

[关键词] 冷却塔; 折流板除雾器; 数值模拟; 除雾效率; 除雾器压降

Impact of Bend Angle on Removal Efficiency of Cooling Tower Wave-Plate Mist Eliminator by Numerical Simulation

Zhang En-shi, Wang Fei-fei, Xu Xin-hua, Wang Jin-bo

(Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

[Abstract] This paper numerically investigates the relationship between removal efficiency and various parameters, i.e., bend angle (α), gas velocity, and droplet diameter, of cooling tower wave-plate mist eliminator. All the simulation was carried out with SST $k-\omega$ model and Euler/Lagrange method. Results indicate that, for droplets with diameter less than $10\ \mu\text{m}$, removal efficiency of the wave-plate mist eliminator is relatively lower. Moreover, the removal efficiency and pressure drop both increase with decrement of the bend angle. To reach an identical removal efficiency, the mist eliminator with $\alpha = 45^\circ$ consumes the least power than the others. Consequently, in the engineering designs and applications, both of removal efficiency and pressure drop should be carefully considered.

[Keywords] cooling tower; wave-plate mist eliminator; numerical simulation; removal efficiency; pressure drop

0 引言

冷却塔工作时, 湿热废气中常携带大量雾滴, 在塔外遇冷易凝结, 造成环境污染。为改善冷却塔的漂水现象, 常在冷却塔出口加装折流板除雾器(又称收水器), 以捕捉、去除废气中的液滴。然而, 除雾器在除雾时必将增大系统阻力, 导致空气流量下降和能耗增加。因此, 优化折流板除雾器的性能, 以实现高除雾效率和低的结构阻力, 进而降低系统能耗是工程设计的研究热点。

本文将对采用不同叶片偏折角度($30^\circ \sim 60^\circ$)的梯形折流板除雾器进行研究。本文采用欧拉——拉格朗日方法对折流板除雾器进行流固耦合模拟, 采用 SST $k-\omega$ 湍流模型求解气相场, 并使用颗粒随机轨道模型对液相雾滴的运动轨迹进行追踪。本文首先采用 Phillips^[1] 的实验结果对采用的数值模型进行验证; 随后, 研究叶片偏折角度对梯形折流板除雾器除雾效率与压降的影响; 通过对除雾器板间的流场、不同粒径液滴在板间的运动、捕集率与系统阻力等进行分析, 本文对折流板结构进行优选, 以期对工程设计提供一定的参考。

1 数值模型与物理模型描述

1.1 物理模型

图 1(a) 为实际工业用折流板除雾器, 可知折流板除雾器由多个结构相同的折形板按一定的间距平行组装而成, 各折形板通道间流场几乎相同。另一方面, 对于任一

通道, 在速度进口平面的长宽比很大。因此, 在数值模拟研究中, 可对此类折形板除雾器进行一定的模型简化, 采用二维平面模型进行研究。本文所用的折流板除雾器物理模型如图 1(b) 所示, 板间距 $b = 0.0125\text{m}$, $L = 0.076\text{m}$, 进出口延长段 $h = 0.01\text{m}$, 叶片垂直部分高度 $H = 0.016\text{m}$, $l = 0.02\text{m}$, 叶片转折角度 $\alpha = 30^\circ \sim 60^\circ$ 。

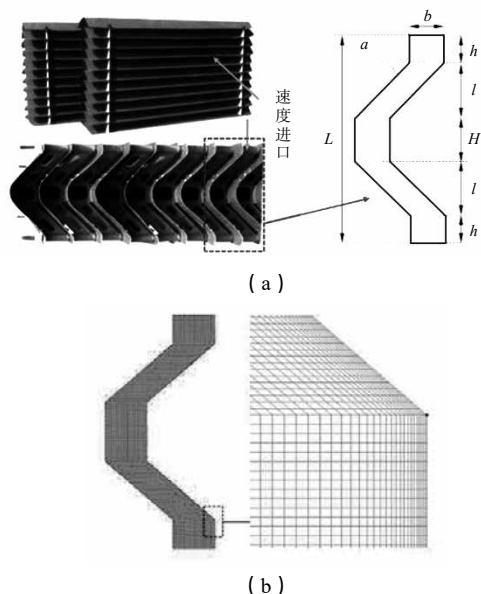


图 1 除雾器物理模型与网格划分

基金项目: 国家自然科学基金(51506069); 中央高校基本业务费(HUST2015069, 2016YXMS286)。

作者简介: 张恩实(1994—), 男, 硕士研究生在读。

Email: z_es@foxmail.com

1.2 数值模型

1.2.1 模型简化

在实际运行时,折流板各通道内流体流动稳定且状态类似、每个通道形状相同且长宽比较大,故本文仅研究两片叶片之间的气-液流动,采用二维模型进行数值模拟。在模拟时,连续相气流是不可压缩气体。离散相液滴使用硬质球模型,由于液滴体积浓度不到1%,因此其对流场的影响极其细微,在模拟时可忽略液滴间相互作用、碰撞、聚并等过程。

1.2.2 离散相液滴控制方程

液滴在除雾器内主要受曳力和重力的影响,其运动符合牛顿第二定律,运动方程如下:

$$m_p \frac{d\mu_p}{dt} = F_D + F_g \quad (1)$$

上式中, m_p 为液滴质量, μ_p 为液滴速度, F_D 、 F_g 分别为液滴受到的曳力和重力。

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} (u - u_p) \quad (2)$$

曳力定义式中, C_D 、 Re 分别为曳力系数和液滴雷诺数; u 、 d_p 、 ρ_p 分别为气流速度、液滴直径、液滴密度^[2]。其中:

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re} (1 + 1.5 Re^{0.687}) & (Re \leq 1000) \\ 0.44 & (Re > 1000) \end{cases} \quad (3)$$

1.2.3 边界条件

如图1所示,折流板计算域采用高度正交的结构化网格。为提高计算准确度,在速度梯度较大的地方进行局部加密,参考B. Zamora^[3]关于SST $k-\omega$ 模型边界层网格密度分析的结论,靠近壁面处按 $0.2 \leq y^+ \leq 0.5$ 进行网格加密以考虑边界层影响,提高模拟精度。网格无关性检验结果表明,网格数量大于20000时,除雾效率与压降基本与网格数量无关。因此,本文模拟采用的网格数量控制在20000~23000范围内,可在确保准确性的前提下提高计算速度。

速度-压力耦合计算采用SIMPLE算法,动量方程、湍动能、湍流耗散率方程均为二阶迎风格式,液滴运动轨迹基于Euler-Lagrange法进行DPM模拟计算。

在模拟时,气相流体为空气,密度 1.1 kg/m^3 , 动力黏度 $1.96 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ (50°C)。进口为速度进口 (velocity inlet), 流速范围 $U_e = 2 \sim 5 \text{ m/s}$, 方向垂直于入口截面且均匀分布; 出口为压力出口 (pressure outlet), 表压为0 (工作压力 101.325 kPa)。壁面边界设置为固壁、速度无滑移和绝热条件。

离散相为水液滴,密度为 $1.0 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 粒径范围为 $2 \mu\text{m} \sim 30 \mu\text{m}$ 。在进口处,液滴与气相速度相同且均匀分布。在出口处,颗粒条件为逃离 (escape)。壁面设置为捕集 (trap), 即液滴接触到壁面视为被捕集。

本文数值模拟收敛标准的判断依据为:在迭代计算过程中, (1) 能量的残差值低于 10^{-6} , 其他变量残差低于 10^{-4} ; (2) 出口速度变化范围在 $\pm 0.1 \text{ m/s}$ 以内。当各个物理变量满足上述收敛标准时,认定计算收敛。

2 模型验证

本文首先采用PHILLIPS等人^[1]的实验所选数值模型的准确性进行验证。通过建立与实验条件完全相同的数学模型,可获得粒径在 $2 \mu\text{m} \sim 20 \mu\text{m}$ 范围的除雾效率,其中除

雾效率 (η) 定义为除雾器在单位时间内捕集到的液滴质量与进入除雾器液滴质量的比值。为比较不同湍流模型对模拟结果的影响,本文分别采用STD $k-\varepsilon$ 模型、SST $k-\omega$ 模型进行模拟对比,结果如图2所示,对比发现 $k-\varepsilon$ 模型模拟值与实验值存在较大的偏差, SST $k-\omega$ 模型液滴捕集效率模拟值曲线在粒径大于 $12 \mu\text{m}$ 范围内与实验值基本吻合,小粒径范围存在较小的误差,原因可能是实际工况下液滴存在聚并现象,本文模拟中忽略了粒子聚并的影响,导致小粒径液滴的模拟收集效率比实验测试收集效率值略微偏低。整体而言, SST $k-\omega$ 模型液滴收集效率模拟值与实验值大体一致,说明本文采用 SST $k-\omega$ 模型是适用的。

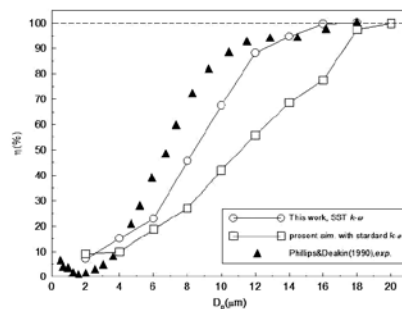


图2 模拟结果与实验结果对比

3 结果与分析

3.1 速度对捕集率的影响

图3展示了速度为 2 m/s 时不同叶片转折角度的折流板内速度分布。由图可知,折角的存在使板内流通面积减小,因此气流进入折流板后在折角位置的速度得以增大,且流场类似,速度极大值均出现在梯形转角处;当气流流向改变时,通过图4可知,折流板的折角位置分别产生了一些流向涡。此外,当进口速度增加时,板内A、B两处的湍动能增大,更有助于这些局部位置的近壁区与远场动能交换,显然,这些都有助于强化折流板的液滴捕集能力。

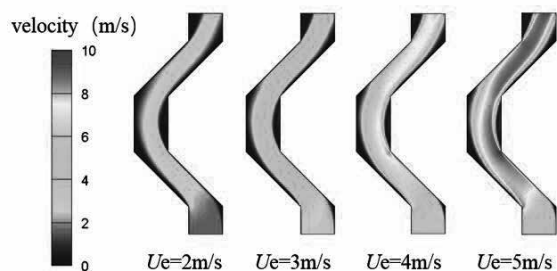


图3 进口速度 $2 \text{ m/s} \sim 5 \text{ m/s}$ 时 45° 折角除雾器流场分布

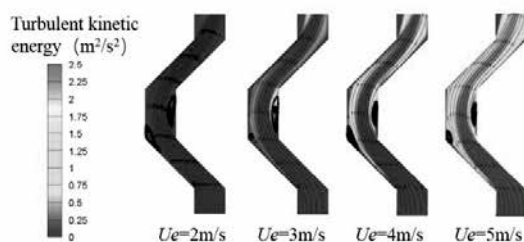


图4 进口速度 $2 \text{ m/s} \sim 5 \text{ m/s}$ 时 45° 折角除雾器湍动能与流线

图5为叶片转折角度为45°的除雾器在速度2m/s~5m/s的液滴捕集效率图。该图表明,对相同的进口速度,液滴粒径越小,捕集效率越低。对于粒径小于10μm的液滴,不论速度大小,除雾器捕集率均小于30%,这表明,梯形折流板除雾器对小粒径液滴去除效率不高;相对而言,除雾器有利于捕集大粒径的液滴,当粒径大于14μm时,液滴收集效率随着粒径增大明显提升,进而达到100%。可以观察到当气流速度为2m/s时,粒径大于26μm的液滴能全部被折流板捕集。图6给出了叶片折角为45°的除雾器在速度2m/s时通道内不同粒径液滴的运动轨迹。由图可知,小粒径的液滴因惯性较小,对气流的跟随性较强,不易与气流分离,部分颗粒会穿透折流板而逃逸;随着液滴粒径的增大,液滴对气流的跟随性变差,因惯性作用增强更容易保持原来的运动方向,撞击到折流板而被捕捉。

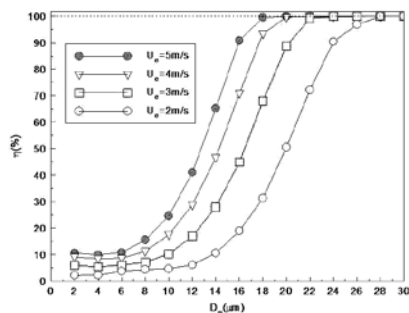


图5 45°折角除雾器粒径与除雾效率关系

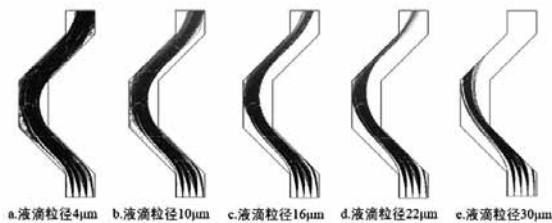


图6 45°折角除雾器在速度2m/s时不同粒径液滴示踪

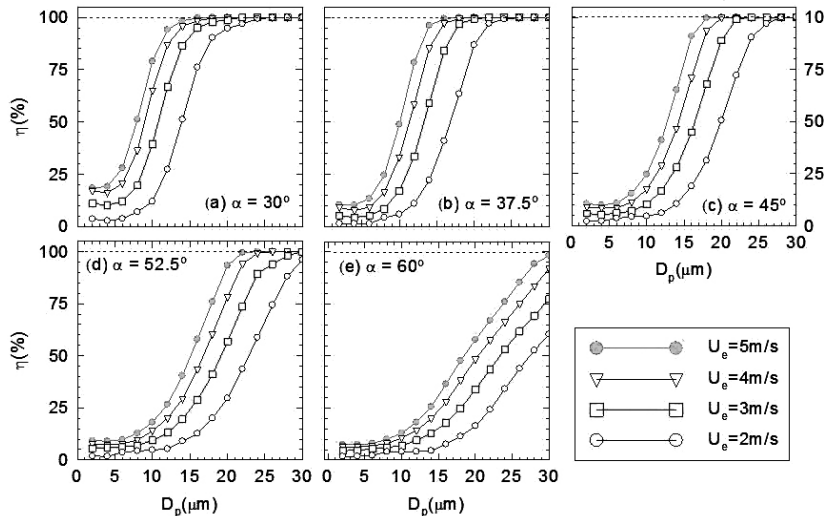


图7 不同叶片转折角的除雾器在不同进口速度下的除雾率

图5还表明,对同一粒径的液滴,速度越大,液滴捕集效率越高。板内气流速度大有助于气流中液滴与板壁面发生接触,从而被捕获。另一方面,速度增大导致板内最大的湍动能从0.33m²/s²增大到2.41 m²/s²,说明板内的湍流流动状态更加混乱,并且板内流向涡有助于气流中的颗粒在板内发生回旋作用。湍流流动混乱将有助于近壁区与远场的质量、动量交换,使气流中的颗粒更易运动到近壁区,进而使捕集率增加。梯形折板两次速度方向的改变使液滴与板壁面发生明显的撞击分离,可增大除雾器的除雾器效率。总体而言,速度越大,折流板对液滴捕集效率越高。然而,由上述分析可知,因折流板对小粒径液滴去除效率不高,不能单纯依靠提升气流速度强化对小粒径液滴的捕集。

3.2 角度对捕集率的影响

图7展示了具有不同叶片折角(30°~60°)的折流板在气流速度为2~5m/s时对粒径为2~30μm的液滴的捕集效率。该图表明,液滴捕集效率与液滴直径、板内气流速度、叶片转折角度均有关。总体而言,叶片转折角度越小、速度越大、液滴直径越大,折流板除雾能力越强。

根据 Sriveerakul 等^[2]给出的建议,本文采用惯性参数(P_i)来综合比较速度与角度对不同粒径的液滴去除效率的影响。其中, P_i 的定义式如下,

$$P_i = \frac{\rho_p d_p^2 U_e}{\mu_g L} \quad (4)$$

该式表明, P_i 与斯托克斯数(St)的物理意义类似,即 $P_i \equiv St/18$,表征了颗粒的惯性作用与扩散作用之比。该值愈小,颗粒的惯性愈小,越容易跟随流体运动,扩散作用越明显。可知,对于某一特定几何结构的折流板, P_i 同时包含了速度和颗粒粒径的影响。小粒径液滴在较大速度工况中的液滴捕集效率可以与大粒径液滴在小速度的工况中相同。

图8为惯性参数 P_i 与除雾器收集效率的关系图,对应的液滴粒径和速度范围分别为2~30μm和2~5m/s。其表明,对某一叶片折角,不同速度工况对应的 η - P_i 呈一定的函数关系,几乎用同一曲线表征,主要原因是 P_i 参数同时考虑了特征长度和速度。此外,由图8可知,叶片转折角度越小,当惯性参数 P_i 一定时,叶片转折角度越小的

除雾器收集效率越高,这是因为其通道宽度窄,扭曲度大,液滴折板碰撞概率更高;而 P_i 较低时,对应的小粒径液滴收集效率略低,原因在于小粒径的液滴主要受扩散作用主导,在低速气流中更不易被捕集。

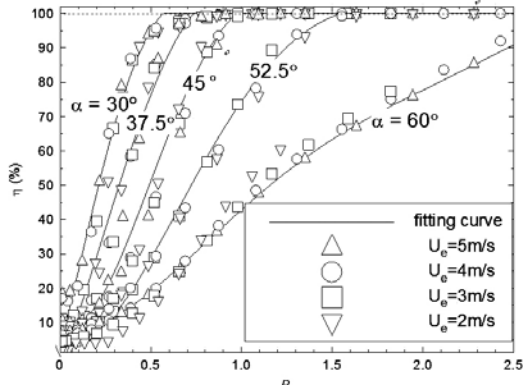


图8 不同叶片转折角度的除雾器 P_i 与除雾效率关系

3.3 不同结构的折流板内捕集率与压降讨论

对于工程应用,折流板除雾器的性能与除雾效率和结构阻力特性紧密相关。图9(a)表示不同叶片转角的折流板内进出口压降(ΔP)与速度之间的关系。同时,本文采用 Re 和Sriveerakul等^[2]提出的压降系数(K_p)分别对图9(a)中的 U_e 和 ΔP 进行无量纲化,如图9(b)所示。其中, K_p 的表达式为:

$$K_p = \frac{\Delta P}{\rho U_e^2} \quad (5)$$

图9(b)表明,对某一特定结构的除雾器, K_p 与 Re 呈线性相关,因此, ΔP 与进口速度(U_e)呈典型的二次方关系,这也从侧面反映了本文模拟的准确性。另一方面,随着叶片转折角度减小,除雾器压降整体上升。

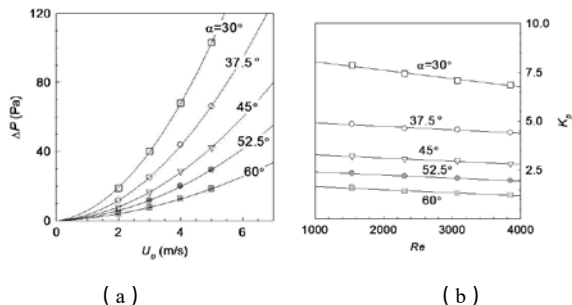


图9 不同进口速度(Re)下除雾器压降(压降系数)

前述表明,随着叶片转折角度的减小,折流板除雾器的除雾效率和压降均有所上升;而对于给定粒径的液滴,可通过增大风速以提升除雾效率,但这显然也会导致压力损失增大。在工业应用时,设计除雾器时,应在能满足一定除雾效率需求的前提下,尽可能的减小压降以降低能耗。为同时考虑除雾效率与压降,优选最佳形式的除雾器,B. Zamora等^[4]提出了一个评价指标 $[K_p P_i Re^2]$ 。

风机功率(P_{fans})定义为:

$$P_{fans} = \frac{Q \times p}{3600 \eta_1 \times \eta_2 \times 1000} \quad (6)$$

式中: Q 为风量(m^3/h); p 为压降(Pa),可

知 $P_{fans} \propto (\Delta P)(U_e)$,而 $\Delta P \propto K_p(Re)^2$, $U_e \propto P_i$,因此, $P_{fans} \propto K_p P_i (Re)^2$,故 $[K_p P_i Re^2]$ 可表征风机功率,本文将利用该指标评价不同叶片转折角度的除雾器。图10表示了叶片转折角度为 $30^\circ \sim 60^\circ$ 的除雾器在不同速度下对各种粒径液滴的除雾效率与 $K_p P_i (Re)^2$ 的关系。很明显,当达到相同的除雾效率时, $\alpha=45^\circ$ 的折流板除雾器对应的 $K_p P_i (Re)^2$ 最小,即 $\alpha=45^\circ$ 的折流板所需的风机功耗最低。因此,在能满足除雾需求的前提下, $\alpha=45^\circ$ 的折流板除雾器是最佳选择。

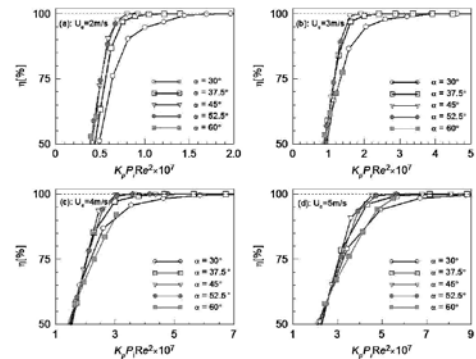


图10 不同结构除雾器 $K_p P_i (Re)$ 与除雾效率关系

4 结论

(1) 通过与实验结果对比知,STD $k-\epsilon$ 模型模拟结果与实验值差距较大,SST $k-\omega$ 模型模拟结果与实验值基本相符,这表明SST $k-\omega$ 湍流模型适用于本文的折流板除雾器模拟;

(2) 对于特定结构的除雾器,粒径较小($D_p < 10 \mu m$)的液滴的除雾效率受进口速度影响较弱,原因是此类液滴受流场作用主导,不易与气流发生惯性分离;粒径较大($D_p > 14 \mu m$)的液滴的除雾效率随流速增大而明显增大,主要原因是粒径增大时,液滴惯性系数增大较快,运动受惯性影响更明显,有利于液滴与气流发生分离,并与折流板碰撞而被捕集;

(3) 随着叶片转折角度的减小,折流板除雾器的除雾效率和压降均有所上升;

(4) 通过采用 $K_p P_i (Re)^2$ 综合考虑除雾效率和压降可知,对于本文研究的不同结构的折流板,当除雾器的效率相同时,叶片折角为 $\alpha=45^\circ$ 的除雾器所需的功耗最低,是最佳选择。

参考文献

- [1] Phillips, H., Deakin, A.W. Measurements of the collection efficiency of various demister devices [A]. Proceedings of the Fourth Annual Meeting of the Aerosol Society, Loughborough, 1990.
- [2] 郝雅洁. 湿法烟气脱硫除雾效率和流场优化的数值模拟研究 [D]. 东南大学, 2015.
- [3] Sriveerakul T., Maclaine-cross I., Behnia M., Performance Prediction for Cooling Tower Eliminators [A], 17th Annual Conference of Mechanical Engineering Network, 2003.
- [4] Zamora B., Kaiser A., Comparative efficiency evaluations of four types of cooling tower drift eliminator, by numerical investigation [J], Chemical Engineering Science 66, 2011, 1232-1245. Templeman A B. Civil Engineering Systems. London: THE MACMILLAN PRESS LTD, 1982

基于红外热成像的热表面附近自然对流场测量技术的基础实验研究

朱长安¹, 刘京^{1,2}, 吴清¹

(1. 哈尔滨工业大学市政环境工程学院, 哈尔滨 150090; 2. 哈尔滨工业大学城市水资源与水环境国家重点实验室, 哈尔滨 150090)

[摘要] 本文利用热表面温度分布与其附近气流场之间的关联性, 提出基于红外热成像的热表面附近气流场测量理论及应用技术。通过基础模型实验, 初步建立基于红外热成像的热表面附近气流场测量技术方法。实验是通过基于红外热成像的热表面附近气流场测量技术对自然对流工况下热表面附近气流场进行测量, 同时利用 PIV 技术进行对比实验验证。结果表明基于红外热成像的热表面附近气流场测量技术在自然对流工况下能够很好地测得热表面附近气流场。

[关键词] 红外热成像; 气流场; 热表面; PIV

Fundamental Experimental Research on Measurement of Natural Convection Field Near Thermal Surface Based on Infrared Thermal Imaging

Zhu Chan-gan¹, Liu Jing^{1,2}, Wu Qing¹

(1.School of Municipal and Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090; 2.State Key Laboratory of Urban Water Resource and Environment, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090)

[Abstract] In this paper, considering the relationship between temperature distribution of heated surface and its adjacent airflow, the principle and technique of flow velocimetry near heated surfaces based on infrared thermal image is proposed. By performing scale model experiments, a method of technique referred before is preliminarily established. In the experiment, the airflow field near heated surfaces under natural convection condition was measured by this new technique. Meanwhile, PIV was also used to compare and validate the results from this technique. The results show that the technique of flow velocimetry near heated surfaces based on infrared thermal image can well measure the airflow near the thermal surface under natural convection condition.

[Keywords] infrared thermal image; airflow field; heated surface; PIV

0 引言

随着人们生活水平的提高, 对室内舒适度要求也越来越高, 尤其是冬季采暖房间。实际建筑中供暖末端热表面附近气流场会影响室内热环境以及人员舒适度。由于流场自身的复杂性、测量技术手段上的局限性, 关于热表面附近气流场特性和机理的研究很不充分。

目前, 国内外对于热表面附近流场的研究主要还是以数值模拟和 PIV 为主, Sevilgen G^[1] 采用数值模拟技术研究散热器供暖房间内气流组织、热传导、湿传递以及热舒适。通过数值模拟得到房间内部气流组织和温湿度分布。王娟^[2] 通过 CFD 技术模拟散热器供暖房间内的速度场和温度场, 研究散热器附近墙壁表面出现积灰的原因。Sattari A^[3] 利用粒子图像测速技术测量安装在墙上散热器上方的气流场。结果表明, 一个典型的散热器供暖房间, 在散热器上方 $N=5-6.25$ 处的气流变得扰动, 其中 N 是基于散热器厚度的无量纲长度。Mattsson M^[4] 对使用对流风扇的风冷热泵供暖系统和台式热水器与散热器结合的供暖系统对室内空气流速的影响得研究中, 得出两种供暖系统中都存在沿着窗户和墙有一个 25cm 厚的倒灌空气流。

数值模拟总是依赖于准确的测量结果作为边界条件。数值模拟需要相应的高质量实验数据验证, 否则模拟的结果不完全可信。因此, 实验测量仍然是室内气流组织研究

的必要和基本步骤。尽管 PIV 技术用于各种流场的测量已取得丰硕成果, 但其有一定的局限性, 例如在白天测量流场是困难的, 由于光线太亮以至于不能捕获激光片上的粒子图像。同时由于激光器的能量有限和 CCD 相机像素制约, PIV 的测量区域大小限于约 1 平方米, 测量整个测试区域的连续粒子图像实际是困难的^[5]。

对于热表面附近流场的研究, CFD 模拟技术的结果可信度不高, 还需要实际测量结果进行验证。而对于流场实际测量, 针对固定测点测量对流场干扰大, 而 PIV 等传统场测量又设备复杂, 足尺空间难以应用。故提出了一种基于红外热成像的热表面附近自然对流场测量新技术。

1 红外热成像测速技术理论分析

1.1 红外热成像原理

自然界中任何物体只要温度高于绝对零度, 就会通过电磁辐射方式发射能量, 产生电磁波。红外线是一种波长为 $0.75\mu\text{m}-1000\mu\text{m}$ 的电磁波, 具有很高的温度效应, 这是红外热成像的基础。

红外热成像技术是利用光学器件和红外探测器接受被测物体表面的红外辐射能量, 通过信号处理系统将入射的辐射能转换为电信号, 进而被处理成红外热像图的一种技术^[6], 红外热成像测温原理如图 1 所示。

1.2 热表面的能量方程

热表面与周围环境之间存在温差, 使得热表面与周围环境之间进行着辐射换热、对流换热以及导热。在热表面上的能量平衡如公式 (1) 所示:

作者简介: 朱长安 (1992—), 男, 安徽, 硕士研究生。
Email: zca1225zca@163.com

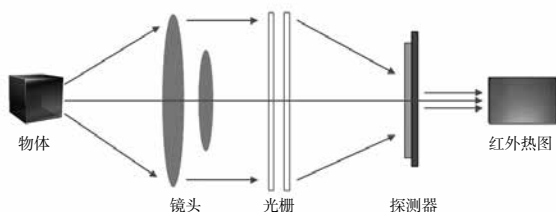


图1 红外热成像测温原理图

$$\underbrace{C_s \rho \Delta z \frac{\partial T_s}{\partial t}}_{\text{I}} = \underbrace{[(1-\alpha)S_{\text{down}} + \varepsilon L_{\text{down}} - \varepsilon \sigma T_s^4]}_{\text{II}} - \underbrace{\lambda_a \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{s, \text{air}}}_{\text{III}} - \underbrace{\lambda_g \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{s, \text{material}}}_{\text{IV}} + \underbrace{Q_V}_{\text{V}} \quad (1)$$

其中, T_s 是表面温度; S_{down} 和 L_{down} 分别表示向下的短波辐射通量和长波辐射通量, C_s 、 ρ 和 λ_g 分别是材料的比热容、密度和导热系数。为了简化, 不考虑潜热通量。 α 和 ε 分别是材料表面的反射率和发射率。 σ 是斯蒂芬玻尔兹曼常数, λ_a 是空气的导热系数。其中, I、II、III、IV 和 V 分别表示蓄热量、辐射传热量、对流传热量、导热量和内热源的发热量。第 I 部分所示, 当 $C_s \rho \Delta z$ 非常小时, 温度波动是导致得热或放热的主要因素。尽管严格定义有效容积厚度 (Δz) 是困难的, 但该值与材料的厚度和导热率有关。第 II 部分表示辐射换热, ε 越大可增加辐射换热, 当 T_s 为固定值时, 红外热像仪可以测得该温度值。值得一提的是 ε 的值越大减少来自周围物体或大气层长波反射的影响。第 III 部分的对流换热是发生在物体表面与空气之间。物体表面对流换热系数以及空气流速大小都会影响对流换热热量。第 IV 部分的导热是在物体表面与材料内部进行。

1.3 红外热成像测速技术的提出

类比于 PIV 测速技术, 提出基于红外热成像的瞬态、多点、非接触式的流场测量技术——红外热成像测速技术 (Thermal Image Velocimetry, 简称 TIV) [7], 其原理是根据热表面温度分布与其附近气流场之间的关联性, 通过在温度场中跟踪亮度温度的位移, 然后根据图像之间的时间增量, 反推出气流场。此方法假定温度场表示连续流体结构的“足迹”, 产生一个与实际风速相关的速度, 然后再进行修正, 得出实际速度。红外热成像测速技术原理如图 2 所示。

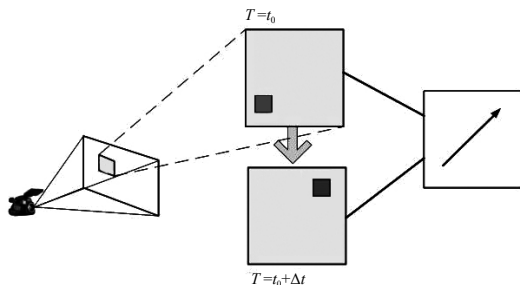


图2 红外热成像测速原理图

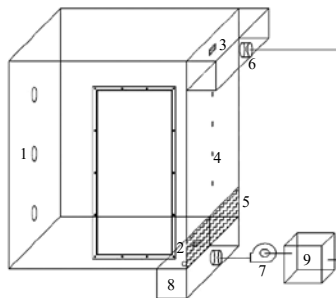
2 对比试验及处理过程

通过理论分析, 基于红外热成像的热表面附近流场测

速技术是可行的。对于实际使用基于红外热成像的热表面附近流场测速技术测量流场的正确性, 需要对比实验进行验证。本文通过搭建基础模型实验台, 利用 PIV 技术对基于红外热成像的热表面附近自然对流流场测量实验进行对比验证。

2.1 实验台的设计与搭建

实验系统的组成有: 模型空腔、静压箱、电热膜、风机、风管、混合箱等, 系统示意图如图 3 所示。模型实验台的长×宽×高尺寸为: 1200mm×500mm×1400mm。搭建实验台所采用的材质选用厚度为 8mm 的有机玻璃, 具有一定的强度以及很好的透光性。在测试壁面对立面上开了 3 个拍摄孔, 直径为 100mm, 分别距空腔底部距离为 250mm、600mm、950mm, 同时每个拍摄孔都带有密封装置。实验台中设置了送风口和回风口, 尺寸为 60mm×40mm。实验用电热膜的尺寸为 500mm×200mm, 电热膜厚度为 1mm, 电热膜与壁面之间通过 3mm 厚的地暖反射膜隔离, 减少电热膜与壁面之间的导热热量。电热膜表面温度最高可达到 80℃, 通过温控器控制其表面温度。实验空腔外设有 2 个静压箱和 1 个混合箱。静压箱能够稳定风压形成稳定的射流, 同时还能降低风机喘振引起的送风不均匀的影响。混合箱独立于实验台之外, 用于散发的示踪粒子与气流相混合。在实验台侧壁上开有尺寸为 500mm×1000mm 的侧门, 用于空腔内部仪器的安装、检修, 以及便于壁面清洗。



1. 拍摄口; 2. 送风口; 3. 回风口; 4. 风速计探头安装口;
5. 电热膜; 6. 风管连接口; 7. 风机; 8. 静压箱; 9. 混合箱

图3 实验台示意图

2.2 TIV 实验

2.2.1 TIV 测试仪器

TIV 实验测试仪器采用 FLIR-T400 红外热像仪, 如图 4 所示。FLIR-T1040 红外热像仪的分辨率高达 1024×768, 每张图有超过 750000 个测温点。热灵敏度 $< 0.02^\circ\text{C}$, 可以分辨出的最小温差为 0.02°C 。结构紧凑小巧, 方便手持测量。



图4 FLIR-T1040 红外热像仪

2.2.2 TIV 测试仪器

实验所测得热表面尺寸为 500mm×1200mm。红外热像仪在拍摄距离为 1200mm 处, 单次拍摄面积为 598mm×445mm, 故将被测表面分 3 次进行拍摄, 最后将

数据拼接,得到完整热表面的测量数据。

实验所测热表面附近的自然对流场是通过开启电热膜实现。对于电热膜表面温度的设置,如果温度设置过低,则电热膜周围空气受热不足,形成的热羽流无法沿着壁面发展到上部。如果温度设置过高,则会使实验台存在安全隐患。根据电热膜的面积以及保证热羽流能够沿壁面上升所需热量,通过计算最终确定电热膜表面温度为 60℃,利用温控器控制其表面温度。

2.2.3 TIV 技术测试方法

采用 TIV 技术测量热表面附近自然对流场的具体工程如下:

(1) 拍摄红外热成像视频获取帧图

运用 FLIR-T1040 红外热像仪拍摄测试壁面的红外热像视频。拍摄前需要对红外热像仪进行参数设置,设置拍摄距离为 1.2m,测试的环境温度为 21℃,玻璃的表面发射率为 0.90。利用红外热像仪分三块进行拍摄,每次时长 30s,然后通过 Matlab 编程处理得到帧图。后续处理可以选择任意相邻两张帧图进行处理。图 5 为自然对流场中热表面的红外热像帧图。

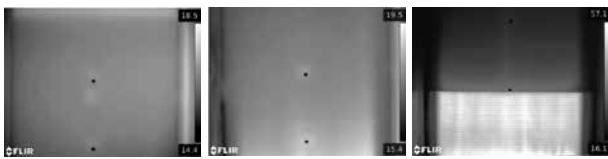


图 5 自然对流工况下红外热像帧图

(2) 图像增强处理

对得到的帧图进行图像增强处理^[8],将图像中不需要的信息减弱或滤除,从而凸显图像中的重要信息,提高图像的可读性。本实验的图像增强处理主要是图像滤波处理。首先将图像离散化,使用二维离散快速傅里叶变换 (FFT) 将其从空间域变换到频域,然后进行滤波处理。

本实验的滤波器选择高通滤波器,其传递函数为:

$$H(u,v)=1-e^{-D^2(u,v)/2\sigma^2} \quad (2)$$

经过滤波处理后,再通过二维离散傅里叶逆变换,将图像从频域变回到空间域。由于高通滤波是通高频信号,抑制低频信号通过,所以经高通滤波器滤波后图像的背景颜色会变成灰色。同时去除被测壁面以外的区域。图 6 为经过滤波后的红外热像帧图。

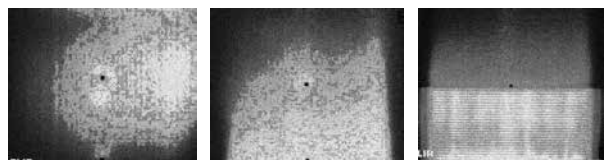


图 6 自然对流工况下滤波后的红外热像帧图

(3) 基于图像互相关计算获取初步速度矢量场

通过 Matlab 编程对滤波处理后的两张相邻帧图进行互相关计算^[9],利用峰值检测得到最大互相关峰值位置。通过计算得到两幅图像之间的最大相关性值然后通过峰值查询得到亮度温度的最大位移 $s(x, y)$,又已知两张图像之间的时间增量为 Δt ,这样就可以求出 x 和 y 方向的分速 u ,

v 。图 8 为初始得到的热表面附近自然对流场速度矢量图。分析速度矢量图可以发现其中存在很多错误矢量和无效矢量,所以需要进一步的修正。

(4) 基于连续性方程的速度矢量的修正

对于速度矢量图中错误矢量和无效矢量的修正,首先查找需要进行速度矢量修正的区域。在二维速度场中,有些速度矢量可以通过肉眼直接识别出来,但这无法查找所有的错误矢量和无效矢量,需要进行理论分析定量查找,然后基于连续性方程对速度矢量进行修正^[10,11]。

(-1,1)	(0,1)	(1,1)
(-1,0)	(0,0)	(1,0)
(-1,-1)	(0,-1)	(1,-1)

图 7 速度网格示意图

本实验中,将流体看做不可压缩流体,则不可压缩流体的流体的密度为常数。同时本实验所使用 TIV 技术测量的是平面二维流场,故直角坐标系下流场中流体微分形式的二维不可压缩连续性方程如下:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

在二维速度矢量场中某区域如果不存在错误矢量,则该区域速度矢量则满足二维不可压缩连续性方程。如图 7 速度网格示意图所示,对于网格节点 (0,0) 位置,将二维不可压缩连续性方程离散化处理的公式如下:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = \sum_{i,j} [(u_{i,j}-u_{0,0})\text{sgn}(i)+(v_{i,j}-v_{0,0})\text{sgn}(j)]=0 \quad (4)$$

其中 $\text{sgn}(i)$ 和 $\text{sgn}(j)$ 为符号函数。根据速度网格图将公式 (4) 展开可得:

$$\begin{aligned} & (u_{0,0}-u_{-1,1})+(u_{1,-1}-u_{0,0})+(u_{1,1}-u_{0,0})+(u_{0,0}-u_{-1,-1}) \\ & +(u_{1,0}-u_{0,0})+(u_{0,0}-u_{-1,0})+(u_{0,0}-u_{0,1})+(u_{0,-1}-u_{0,0}) \\ & +(v_{-1,1}-v_{0,0})+(v_{0,0}-v_{1,-1})+(v_{0,-1}-v_{0,0})+(v_{0,0}-v_{0,-1}) \\ & +(v_{1,1}-v_{0,0})+(v_{0,0}-v_{-1,-1})+(v_{1,0}-v_{0,0})+(v_{0,0}-v_{-1,0})=0 \end{aligned} \quad (5)$$

对上述公式取绝对值利用三角不等式然后整理得:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \leq \sum_{i,j} |u_{i,j}| + \sum_{i,j} |v_{i,j}| \quad (6)$$

将公式 (4) 进行三角不等式变换处理可得:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \leq \sum_{i,j} |u_{i,j}-u_{0,0}| + \sum_{i,j} |v_{i,j}-v_{0,0}| \quad (7)$$

通过公式 (6) 和公式 (7) 可得到基于连续性方程的公式 (5)。

$$val = \frac{\sum_{i,j} |u_{i,j}-u_{0,0}| + \sum_{i,j} |v_{i,j}-v_{0,0}|}{\sum_{i,j} |u_{i,j}| + \sum_{i,j} |v_{i,j}|} \quad (8)$$

$$u_{0,0} = \frac{\sum_{i,j} u_{i,j}}{8} \quad (9)$$

$$v_{0,0} = \frac{\sum_{i,j} v_{i,j}}{8} \quad (10)$$

对于公式 (8),计算出二维速度矢量场中每一个网格节点处速度的 val 值,将 val 值按从小到大的顺序进行排序,确定一个修正系数 a (a 是根据矢量场中无效矢量和错误矢量的数量确定的),然后与二维矢量场中速度矢

量的个数 N 相乘得到一个查询值 n ，根据查询值 n 可以查找到排序的 val 值进而可以确定其计算网格节点处的水平速度 u_n 和 v_n ，得到的 u_n 和 v_n 值就作为水平和竖直速度修正的临界值。分别将二维速度场中每一个水平速度值和 u_n 进行对比，当二维速度场中的错误和无效矢量普遍大于正确矢量时，则修正方法为水平速度小于临界值就不需要修正，速度值大于临界速度则需要修正。当二维速度场中需要修正的错误和无效矢量普遍小于正确矢量时，则水平速度值大于临界值不需修正，小于则修正。需要修正的水平速度统一使用公式 (9) 进行修正。对于竖直速度修正也一样，最后利用公式 (10) 进行修正。修正后的速度矢量图，如图 9 所示。

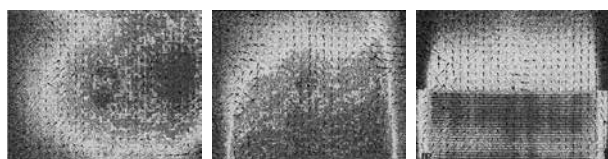


图 8 初始速度矢量图

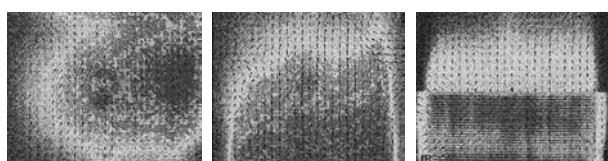


图 9 基于连续性方程修正后速度矢量图

2.3 PIV 实验

2.3.1 PIV 系统设备

本实验采用的是德国 Lavision 公司生产的 PIV 测速系统，该系统由光源系统、图像采集系统、同步控制系统、示踪粒子发生系统和图像处理系统组成。PIV 系统的示意图如图 10 所示。

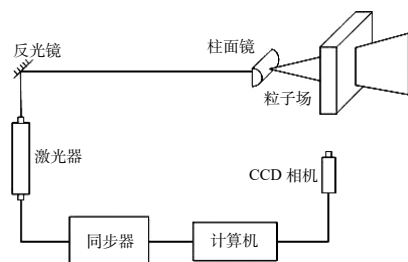


图 10 PIV 系统示意图

2.3.2 PIV 测试方案

PIV 实验受电热膜遮挡影响，需要剔除电热膜所在区域，测试平面尺寸变为 $500\text{mm} \times 1000\text{mm}$ 。

本次实验所采用的 PIV 系统单次拍摄不能达到 $500\text{mm} \times 1000\text{mm}$ 的测量范围。如果 CCD 相机与红外热像仪拍摄位于同一侧拍摄，由于空腔长度为 1200mm ，即相机与拍摄面的最小距离就已达 1200mm ，这样虽然 CCD 相机拍摄的面积增大，但会使粒子所占像素变小，系统无法识别。为了尽可能少的分块拍摄，同时保证拍摄的粒子图像清晰，CCD 相机位于红外热像仪对侧拍摄，这样相机与拍摄面之间的距离可调范围很广。经多次调试后确定本实验将测量平面分为 8 个小平面分别进行测量，实际

需要测量的单块区域为 $250\text{mm} \times 250\text{mm}$ ，CCD 相机单次拍摄范围为 $280\text{mm} \times 280\text{mm}$ ，留有一定的余量，有利于后续拼接，分块示意图如图 3-23 所示。由于 CCD 相机与红外热像仪位于不同侧拍摄，导致拍摄得到的数据结果呈镜像对称关系。将测试的数据拼到一起并剔除测量平面以外的数据，然后对数据作镜像对称处理，最后得到整个测量平面的结果。

为了与 TIV 实验的结果进行对比，PIV 实验工况与红外热成像测速实验工况设置一样。通过开启电热膜实现，利用温控器控制其表面温度为 60°C 。

PIV 实验时，分别测量在自然对流工况下距壁面 6mm 和 12mm 处平面上的二维速度矢量场。每一区域连续拍摄 300 次，得到 300 组示踪粒子图像对。通过 PIV 系统自带的 Davis 软件对每一区域的 300 组粒子图像对进行图像增强处理和互相关计算，得到各个区域的速度矢量。然后通过 Matlab 图像拼接处理技术，剔除拍摄区域以外的数据，将 8 个小区域拼接在一起，得到 300 个二维瞬时速度矢量场。通过 Davis 软件处理可以得到 300 个瞬时速度矢量场对应的时均速度场。

3 实验结果对比分析

3.1 实验数据的无量纲化处理

通过对比实验来验证红外热成像测速技术的可行性，对实验数据进行无量纲化处理对比分析。

对于速度的无量纲化处理，采用选取基准速度来进行处理。一般选取进风口处的速度作为基准速度，三个测量实验进风口风速只是在最开始实验时进行准确设置为 5m/s ，所以理论上进风口风速都为 5m/s ，但在实际每次测量时，由于风机自身振动等影响可能会使进风口风速发生变化。所以如使用理论值 5m/s 作为基准速度进行无量纲化处理对后续分析就无意义。所以综合考虑选择四个代表性测点（即 $y=200\text{mm}$ 、 400mm 、 600mm 以及 800mm ，如图 11 所示）处的速度的平均值作为基准速度。

速度的无量纲化处理公式如下：

$$u^* = \frac{u}{V_j} \quad (11)$$

$$v^* = \frac{v}{V_j} \quad (12)$$

$$V^* = \sqrt{v^{*2} + u^{*2}} \quad (13)$$

其中 $\tilde{u}$ 表示 x 方向分速度对应的均方根速度， $\tilde{v}$ 表示 y 方向分速度对应的均方根速度。

对于流动特性的研究有很多表征物理量，湍动能能够反映湍流流动的剧烈程度。为了对测得热表面附近的二维速度矢量场进一步分析，通过计算其湍动能研究流场的湍流特征。由于 TIV 与 PIV 都是测得二维速度矢量场，所以湍动能的计算公式选用公式 (14) 计算。同时对湍动能进行无量纲化处理最，处理方法和速度一样，利用公式 (15) 计算。

$$k = \frac{3}{4}(\tilde{u}^2 + \tilde{v}^2) \quad (14)$$

$$k^* = \frac{k}{k_j} \quad (15)$$

其中 $\tilde{u}$ 表示 x 方向分速度对应的均方根速度， $\tilde{v}$ 表示 y 方向分速度对应的均方根速度。 k_j 为基准湍动能， k 为实际湍动能， k^* 为无量纲湍动能。

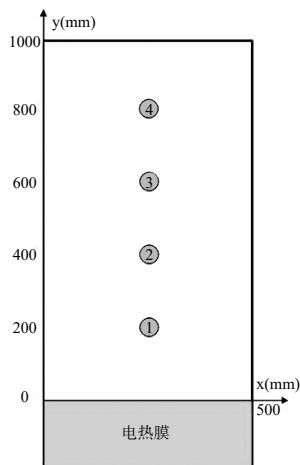


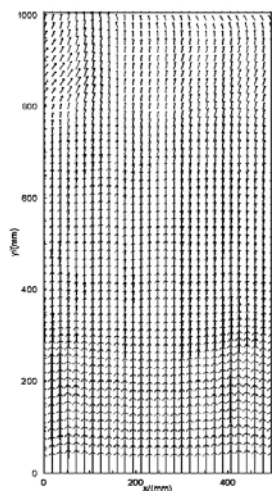
图 11 四个代表性测点位置示意图

3.2 平面处无量纲速度对比

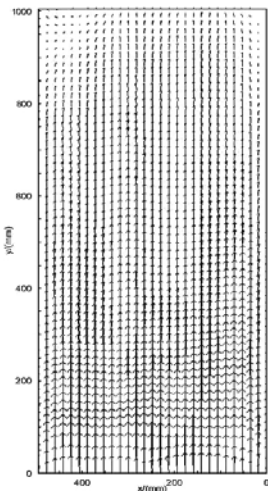
分析 TIV 测得的热表面附近的二维自然对流场, 取一段时间的视频帧图进行处理得到瞬时速度矢量场, 通过均值化和无量纲处理得到热表面附近二维无量纲平均速度矢量场。由于电热膜与壁面之间有一层 3mm 厚的地暖反射膜, 所以实际电热膜上的亮度温度图像和壁面的亮度温度图像不在同一个平面上。为了避免这种影响, 剔除电热膜所在区域的速度矢量, 最终得到如图 12 (a) 的自然对流工况下二维无量纲平均速度矢量场。

自然对流工况下, 通过 PIV 技术实验分别得到距壁面 6mm 和 12mm 处的二维速度矢量场, 通过 PIV 系统自带的 Davis 软件处理得到 300 个瞬时速度矢量场以及平均速度矢量场, 然后通过无量纲处理, 得到二维无量纲速度矢量场, 如图 12 (b)、图 12 (c) 所示。

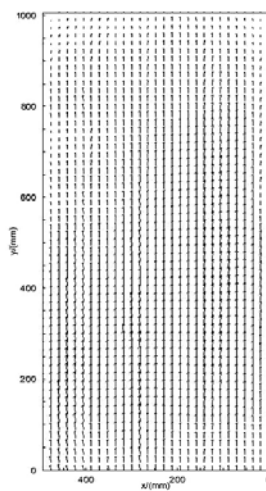
为了更为直观的分析矢量图中速度值的变化情况, 将无量纲速度矢量导入到 Tecplot 中处理得到无量纲速度云图。如图 13 所示。



(a) TIV 测得壁面附近速度矢量图

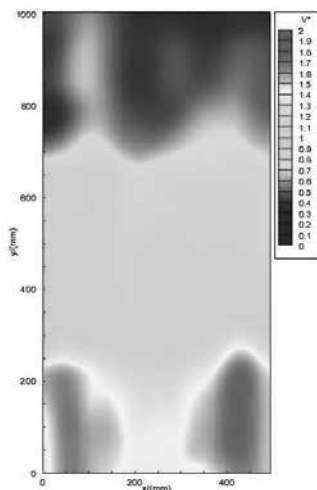


(b) PIV 测得距壁面 6mm 处速度矢量图

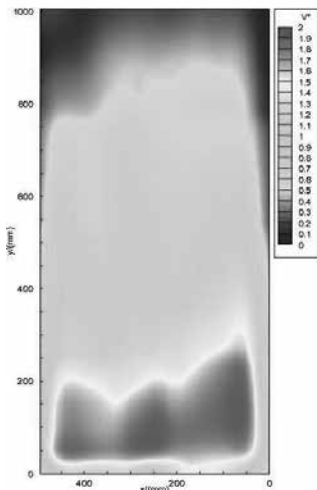


(c) PIV 测得距壁面 12mm 处速度矢量图

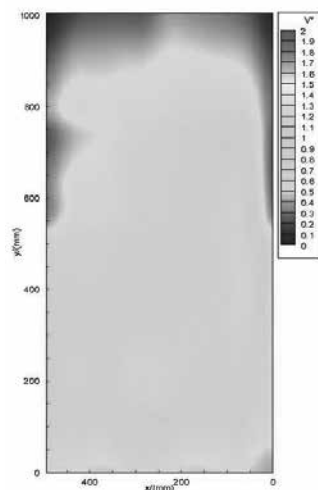
图 12 自然对流工况下



(a) TIV 测得壁面附近速度云图



(b) PIV 测得距壁面 6mm 处速度云图



(c) PIV 测得距壁面 12mm 处速度云图

图 13 自然对流工况下

由无量纲速度矢量图可知, TIV 技术和 PIV 技术测得流场都是竖直向上流动, 同时在上部两个角落处有旋涡产生。从数值上分析, 由无量纲速度云可知, TIV 测得速度值与 PIV 测得距壁面 6mm 平面上的速度值非常吻合, 都是下部较大, 沿着竖直向上方向, 速度值逐渐减小。而距壁面 12mm 处的速度场, 由下向上速度值先增大后减小, 在 200~400mm 处速度值达到最大。TIV 测得速度场, 在下部中间位置速度值明显比两侧小。主要原因是由于受红外热像仪拍摄口的影响, 在该区域的热壁面对侧的壁面上开有拍摄口, 拍摄时拍摄口打开, 会在热表面上产生投影, 影响红外热像仪拍摄的亮度温度波动

的视频, 进而影响到速度场。流场上部速度值与 PIV 测得距壁面 6mm 平面速度场相比偏小, 主要原因是由于电热膜加热使得整个被测壁面温度升高, 而上部壁面距电热膜较远, 温升变化不明显, 导致亮度温度波动不明显, 使得测量产生误差。同时, 通过云图可知 TIV 技术和 PIV 技术得到的流场都出现左右不对称现象, 左侧速度值明显小于右侧。主要原因是由于测试时开启外窗引入冷风使空腔内快速达到稳态或准稳态。而窗户引入的冷风实际上是从实验台左侧流入, 导致左侧温度要比右侧温度低, 相应的影响了热表面附近气流场。综上所述, 对于热表面附近自然对流场的测量, TIV 技术测得结果与 PIV 技术测得距壁面 6mm 处的速度场相吻合。

同时分析红外热成像测量结果与 PIV 测量结果可以发现, 自然对流工况下, 周围空气与电热膜表面换热形成热羽流沿着壁面上升。图 13 (a)、图 13 (b) 可以看出下部热羽流速度较大, 在距电热膜上边缘 200mm 处速度值减小。图 13 (c) 可以看出热羽流在 200mm 处增加, 到达 400mm 处又开始减小。热羽流在 200mm 处开始脱离距壁面 6mm 处的平面, 在 400mm 处开始脱离距壁面 12mm 处的平面, 逐渐在空腔内形成一个循环流动。这与 Nasr K B^[12] 等人利用 CFD 技术模拟散热器供暖房间内的温度场和速度场的结果相吻合。

3.3 平面处无量纲湍动能对比

通过公式计算得到的湍动能, 经过无量纲化处理后导入到后处理软件 Tecplot 中处理得到云图。

图 14 (a)~(c) 分别表示 TIV、PIV6、PIV12 的无量纲湍动能云图, 图中纵坐标表示的是距电热膜上边缘的距离。从图 14 (a) 可以看出, TIV 的无量纲湍动能偏大, 主要是由于选取的基准点处的湍动能较小所致。由图 14 (b) 可知, PIV6 的无量纲湍动能自下向上逐渐减小。对于图片边缘区域, 由于 PIV 测量时激光在边缘处易产生散射和反射, 以及示踪粒子易吸附壁面导致异常值产生。对于中间位置距电热膜上边缘 200mm 处出现一块偏大的值, 这是由于该区域壁面上设有热线风速计安装口影响 PIV 的测量。由图 14 (c) 可以看出, 距壁面 12mm 处平面上距电热膜上边缘 300mm 以下区域湍动能较小。在中间位置距电热膜上边缘 400mm 处出现一块偏大的值也是由于受风速计安装口影响所致。对比可知 TIV 结果与 PIV 结果相差较大, 主要原因是 PIV 在做湍动能计算时是选取了 300 组瞬时速度处理, 对于 TIV 技术目前没有完整的图像处理软件, 处理过程相对比较复杂繁琐, 所以只选取了 50 组瞬时速度进行处理, 最终导致 TIV 计算得到的湍动能并不能完全反映出流场的流动特性。

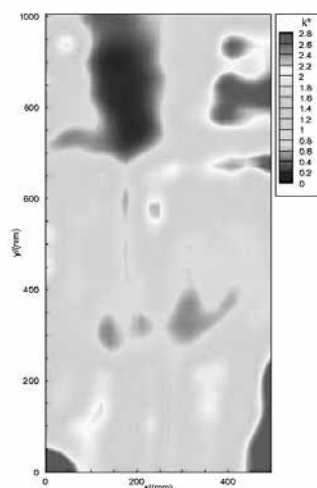
4 结论

本文利用热表面温度分布与其附近气流场之间的关联性, 提出基于红外热图像追踪的热表面附

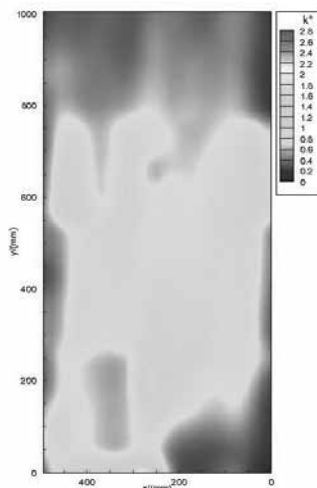
近气流场测量理论及应用技术。通过基础模型基础实验, 初步建立基于红外热成像的热表面附近自然对流场测量技术方法, 同时利用 PIV 实验进行对比验证, 可以得出以下结论:

(1) 利用红外热成像测温原理, 基于热表面的能量平衡, 类比于 PIV 测速技术的原理和处理过程, 得到基于红外热成像的热表面附近流场测量技术, 从理论上分析该技术是可行的。

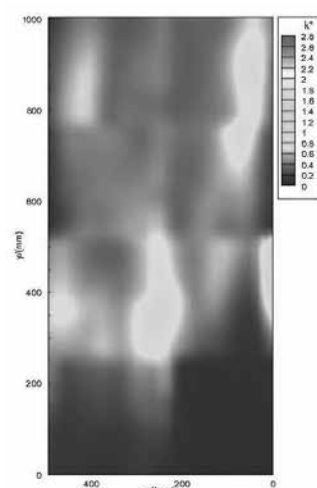
(2) 自然对流工况下, 通过基础模型对比实验验证,



(a) TIV 测得壁面附近湍动能云图



(b) PIV 测得距壁面 6mm 处湍动能云图



(c) PIV 测得距壁面 12mm 处湍动能云图

图 14 自然对流工况下

TIV 测得热表面附近流场和 PIV 实验测量距壁面 6mm 处的流场相吻合。

(3) 通过处理 50 组 TIV 技术得到的瞬时速度场得到的湍动能与实际流场湍动特性相差较大, 还需要处理大量的瞬时速度场才能很好的得到自然对流场的湍动特性。

(4) 相比于 PIV 技术, 基于红外热成像的热表面附近流场测速技术测试仪器少, 操作简单, 不需要反复调试。

综上所述, 本文对热表面附近流场的测量提供了新的技术, 这是发展迅猛的红外测温理论及相关技术在流场可视化领域的又一创新。

致谢

感谢哈尔滨工业大学实验中心的张斌老师、王常海老师在实验方面的指导, 为实验提供了设备上的支持。

参考文献

- [1] Sevilgen G, Kilic M. Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators[J]. *Energy and Buildings*, 2011,43(1):137-146.
- [2] 王娟. 热水换热器之外部环境对流流场分析及其结构改进 [D]. 天津科技大学, 2014.
- [3] Sattari A. Particle Image Velocimetry Visualization and Measurement of Airflow Over a Wall-Mounted Radiator. *International Journal of Ventilation*, 2016, 14(3):289-301.
- [4] Mattsson M, Broström T, Linden E, Lindström S and Sandberg M. Fan convectors vs. bench heaters in churches-Impact on air velocities[C]. *Proceedings of Conference on Energy Efficiency in Historic Buildings*, 2011.
- [5] Cao X, Liu J, Jiang N and Chen Q. Particle image velocimetry measurement of indoor airflow field: A review of the technologies and applications[J]. *Energy and Buildings*, 2014,69:367-380.
- [6] 孙晓刚, 李云红. 红外热像仪测温技术发展综述 [J]. *激光与红外* 2008,38(2):101-104.
- [7] Atsushi I, Manabu K, Shiho O, et al. Thermal Image Velocimetry. *Boundary- Layer Meteorol.* 2013, 149(1):1-18.
- [8] 冈萨雷斯, 数字图像处理 [M]. 阮秋奇, 阮宇智等, 译. 北京: 电子工业出版社, 2003.94-117.
- [9] Lewis J P. Fast Normalized Cross-Correlation [J]. *Industrial Light & Magic*, 1995,82(2):144-156.
- [10] Nogueria J, Lecuona and Rodriguez P A. Data validation, false vectors correction and derived magnitude calculation on PIV data[J]. *Measurement Science and Technology*, 1997,8:1495.
- [11] 王平让. PIV 图像后处理新方法研究 [D]. 大连理工大学, 2004.

置换通风和地板送风下温度快速预测可靠性

郭宏皓, 邵晓亮, 张 舸, 肖寒松

(北京科技大学土木与资源工程学院, 北京 100083)

[摘要] 置换通风和地板送风是节能高效的通风形式, 准确预测其温度分布对于通风系统的设计至关重要。传统 CFD 模拟需要进行繁琐的迭代计算, 不利于多个工况的快速模拟。本文采用基于固定流场下的叠加原理和可及度指标的温度分布预测表达式, 分别对置换通风和地板送风房间中稳态温度分布进行预测。考虑不同热源位置、固定流场构建方式的影响, 对不同工况下的温度分布预测的可靠性进行定量分析。研究结果将为置换通风和地板送风房间温度的快速预测提供有效手段。

[关键词] 通风; 快速预测; 温度分布; 置换通风; 地板送风

Adaptability of Temperature Fast Prediction under Displacement Ventilation and Underfloor Air Distribution

Guo Hong-hao, Shao Xiao-liang, Zhang Ge, Xiao Han-song

(University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

[Abstract] Displacement ventilation and underfloor air distribution are energy-saving and efficient ventilation patterns. It is essential to predict the temperature distribution precisely for the ventilation system design. Traditional CFD simulations require tedious iterative calculations, which have a higher computing cost especially when multiple cases are simulated. In this paper, an expression for the temperature distribution based on the superposition theorem and an accessibility index for temperature is used to predict the steady-state temperature distribution in the room with displacement ventilation and underfloor air distribution, respectively. Considering the influence of different heat source locations and characteristics of the specified fixed flow field, the adaptability of the prediction of the temperature distribution is quantitatively analyzed. The results of the study will provide the method for rapid prediction of the temperature distribution of the room with the displacement ventilation and underfloor air distribution.

[Keywords] Ventilation; Fast prediction; Temperature distribution; Displacement ventilation; Underfloor air distribution

0 引言

随着通风气流组织的发展, 置换通风与地板送风已然成为提供节能和高空气质量保障的高效气流组织^[1,2], 设计性能优良的置换通风或地板送风系统, 并实时调控满足全空间、工作区甚至局部区域温度或热舒适要求的热环境, 将能够更好地实现面向需求的室内环境营造。无论在设计过程中对不同热工况保障效果的评估, 还是在实际通风控制过程中对工作区或局部需求区域的温度调控, 对室内温度分布的快速准确预测均能起到有效的辅助作用。

室内参数分布预测常采用 CFD (Computational Fluid Dynamics) 模拟方法^[3,4], 在已知边界条件情况下通过迭代计算获取结果。由于迭代计算本身较为耗时, 在需要进行实时预测和多工况模拟的场合难以有效发挥作用。在通风房间流场可近似认为稳定的条件下, 可采用线性叠加原理进行温度预测。Kato 和 Sasamoto 等^[5,6] 基于 CRI (Contribution Ratio of Indoor Climate) 指标建立了预测稳态温度分布的叠加表达式, 以快速预测各边界参数共同导致的室内温度结果。Shao 等^[7] 基于温度可及度指标建立了预测瞬态温度分布的表达式, 用于快速预测任意时刻的室内温度分布。上述方法仅需预先通过有限次 CFD 模拟计算得到相应的特征指标值, 即可在实际模拟中避免耗时的迭代计算, 实现快速预测。受热源引起的浮升力的影响, 室内流场容易发生改变, 导致用于温度预测的固定流场假

设与实际情况存在偏差, 从而影响预测精度。Sinha 等^[8] 以浮升力对流场本身的影响为目标, 对典型二维房间内有浮力和无浮力的流场的差异进行了模拟, 其分析仅针对层流状态, 且仅有墙壁热源, 无内热源的情况。Sasamoto 等^[6] 设计了热源强度为 20W 的一个算例进行分析, 验证了稳态预测方法在该工况下的可靠性; Shao 等^[7] 对典型三维房间上送下回气流组织下, 热源位置、强度、送风温度等因素对稳态温度预测结果的影响进行了分析, 初步揭示了温度分布快速预测方法在不同情况下的预测精度。前期的预测可靠性研究主要针对上送下回的混合通风形式, 而在置换通风和地板送风形式下, 该快速预测方法的可靠性水平仍需要进一步的研究。

本文针对不同影响因素下, 置换通风和地板送风房间的稳态温度预测进行分析, 得到关于预测可靠性的定量结果。

1 室内空气温度分布快速预测方法

Shao 等^[7] 定义了描述送风、热源、初始温度分布对温度形成定量影响的温度可及度指标, 并建立了快速预测瞬态非均匀温度分布的表达式。在固定流场下, 室内任意位置温度的构成取决于三方面的贡献: 送风贡献项、热源贡献项、初始温度分布贡献项, 各部分表达式见式 (1) ~ (3)^[7]。

$$\text{送风贡献项: } \theta^p(\tau) = \sum_{s=1}^N [\theta_s^n a_{\theta,s}^{n,p}(\tau)] \quad (1)$$

$$\text{热源贡献项: } \theta^p(\tau) = \sum_{s=1}^N \left[\frac{q_s^n}{\rho C_p Q} a_{\theta,H}^{n,p}(\tau) \right] \quad (2)$$

$$\text{初始温度分布贡献项: } \theta^p(\tau) = \theta_i a_{\theta,i}^p(\tau) \quad (3)$$

基金项目: 国家自然科学基金 (51508299); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目 (FRF-TP-16-006A1)。

作者简介: 郭宏皓 (1995—), 男, 甘肃合水, 在读硕士生。

Email: guo_honghao@foxmail.com

式(1)~(3)分别表示每个送风口的送风温差通过送风可及度 $a_{\theta,S}^{n,p}(\tau)$ 所产生的对目标位置 p 的定量影响之和,每个热源引起的温差通过热源可及度 $a_{\theta,H}^{n,p}(\tau)$ 所产生的对目标位置 p 的定量影响之和,以及初始温度分布的平均温差通过初始条件可及度 $a_{\theta,I}^p(\tau)$ 所产生的对目标位置 p 的定量影响。

固定流场下,送风、热源、初始温度分布对房间任意位置 p 的影响符合叠加原理^[7]:

$$\theta^p(\tau) = \sum_{s=1}^N [\theta_S^n a_{\theta,S}^{n,p}(\tau)] + \sum_{h=1}^N [\frac{q_h^n}{\rho C_P Q} a_{\theta,H}^{n,p}(\tau)] + \theta_I^n a_{\theta,I}^p(\tau) \quad (4)$$

在稳态情况下,初始条件贡献项,即式(3)为0。有关预测方法的详细介绍见文献^[7]。

2 算例设计

建立置换通风和地板送风的典型气流组织房间进行数值分析,房间尺寸为4m(X)×2.5m(Y)×3m(Z),如图1所示。无特别说明情况下,墙面设定为绝热,仅室内热源起作用,热源强度设置为1000W。

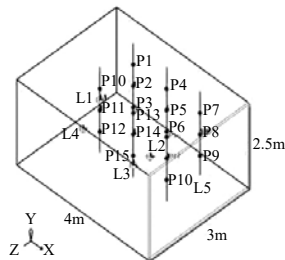
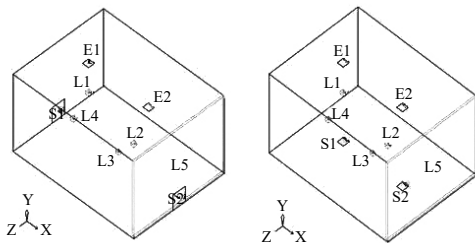


图1 房间几何模型



(a) 置换通风 (b) 地板送风

图2 置换通风和地板送风形式几何模型

两种气流组织的几何模型见图2。置换通风的送风速度取0.2m/s,地板送风的速度取1m/s,送回风口具体位置见表1。

表1 不同气流组织形式下的风口位置坐标

气流组织	风口	起始坐标			终止坐标		
		XS/m	YS/m	ZS/m	XE/m	YE/m	ZE/m
置换通风	送风口	S1	0.0	0.0	1.3	0.0	0.5
		S2	4.0	0.0	1.3	4.0	0.5
	回风口	E1	0.9	2.5	1.4	1.1	2.5
		E2	2.9	2.5	1.4	3.1	2.5
地板送风	送风口	S1	0.9	0.0	1.4	1.1	0.0
		S2	2.9	0.0	1.4	3.1	0.0
	回风口	E1	0.9	2.5	1.4	1.1	2.5
		E2	2.9	2.5	1.4	3.1	2.5

为分析不同热源位置对于预测偏差的影响,在房间中央平面(Z=1.5m)内选取了5个热源位置(图1中的L1-L5),坐标如表2所示。

表2 热源位置坐标

热源位置	起始坐标			终止坐标		
	XS/m	YS/m	ZS/m	XE/m	YE/m	ZE/m
1	0.95	1.50	1.45	1.05	1.60	1.55
2	2.45	0.90	1.45	2.55	1.00	1.55
3	1.95	0.30	1.45	2.05	0.40	1.55
4	0.45	0.30	1.45	0.55	0.40	1.55
5	3.95	0.05	0.00	4.00	2.50	3.00

在Z=0.5m和Z=1.5m平面内选取9个监测点,见图3。考虑不同的气流组织形式、热源位置,共设计10个算例。每个算例中,仅在一个位置存在热源,分别基于0W、200W和600W三种不同的热源强度构建固定流场(简称为“0W流场”、“200W流场”、“600W流场”),给定热边界条件和初始条件后,依据式(4)对房间内各监测点的温度进行预测,并将预测结果与直接CFD模拟结果对比。预测可靠性评价采用相对温度偏差指标,即快速方法预测温度与CFD预测温度之差的绝对值与送回风平均温差的比值。

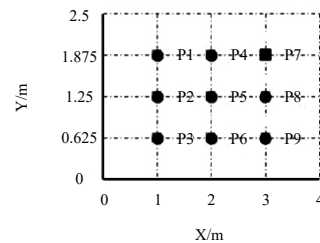


图3 监测点位置

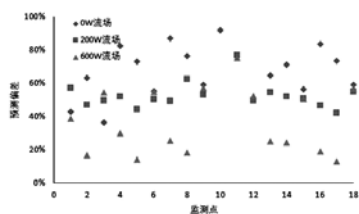
采用CFD计算工具——Airpak进行模拟,湍流模型采用RNG k-ε模型,采用Boussinesq模型以考虑浮升力的作用,采用有限容积法对连续性方程和雷诺时均Navier-Stokes方程进行离散,差分格式选用二阶迎风格式,采用SIMPLE算法进行迭代求解。采用上述方法的可靠性已经多次验证,本文不再给出。经网格无关性验证,采用网格数为202852,不同算例之间略有不同。

3 结果分析

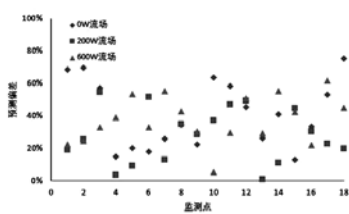
3.1 置换通风

图4展示了置换通风下基于0W、200W和600W热源形成的固定流场的预测偏差水平。

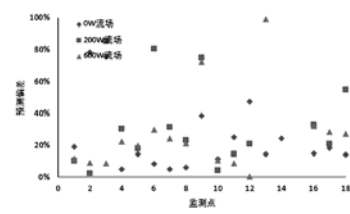
由图4(a)可知,在置换通风下,热源处于位置1时,采用基于600W、200W、0W热源形成的固定流场进行预测,大部分位置的预测偏差分别在15%~60%,40%~60%及50%以上,表明置换通风下总体预测偏差较大。由图4(b)(c)可知,当热源处于位置2、5时,基于三种热源形成的固定流场预测偏差也较大,彼此之间无显著的区别。分析原因在于,置换通风强制对流作用偏弱,热浮升力影响相对较强,导致构建固定流场时,只要构建固定流场所选的热源强度与真实热源强度有差别,所形成的固定流场即与真实流场中由浮升力引起的流动部分有较大差别,从而引起较大的预测偏差。由图4(c)(d)可知,当热源处于位置3和4时,对200W和600W流场,大部分监测点的预测偏差在30%以下,总体预测偏差相对较小。原因可能在于,置换通风的送风速度小,在房间下方形成了较为稳定的“空气湖”,而热源3和4位于房间下部,靠近送风口,其对房间其他区域的作用被送风射流限制,



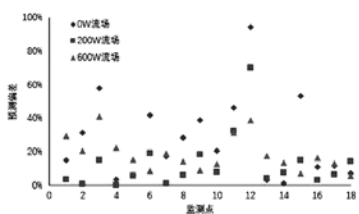
(a) 热源位置 1



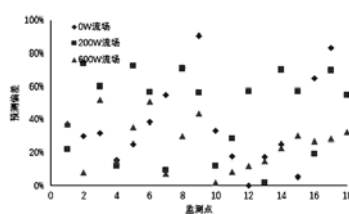
(b) 热源位置 2



(c) 热源位置 3

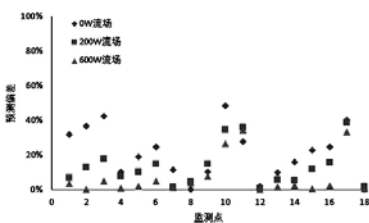


(d) 热源位置 4

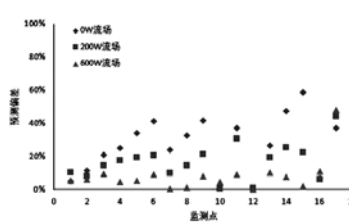


(e) 热源位置 5

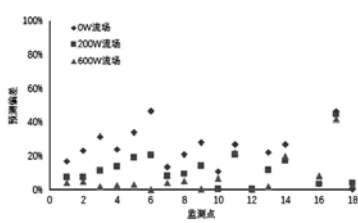
图 4 置换通风下不同热源位置的预测偏差



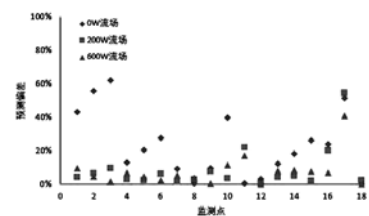
(a) 热源位置 1



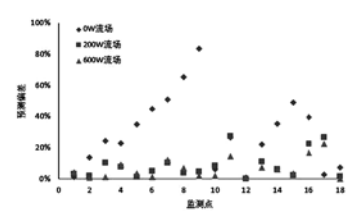
(b) 热源位置 2



(c) 热源位置 3



(d) 热源位置 4



(e) 热源位置 5

图 5 地板送风下不同热源位置的预测偏差

因此在房间大部分区域的预测偏差较小。表明置换通风下仍存在一定程度上适用所提预测方法的热源场景和室内局部区域。总体而言,置换通风下,对于大多数热源释放场景,室内各区域的温度预测偏差均较高;仅在部分热源场景下,选择与真实热源强度相接近的 600W 热源强度构建固定流场时,整体温度预测偏差在多数室内位置可接受。

3.2 地板送风

图 5 展示了地板送风下,在 5 个热源位置,基于 0W、200W 和 600W 热源形成的固定流场的预测偏差水平。

在地板送风下,基于 0W 热源形成的固定流场的总体预测偏差较大,基于 200W 形成固定流场的总体预测偏差次之,基于 600W 热源形成固定流场的总体预测偏差最小。该偏差水平对于 5 个热源位置均较为一致。由图 5(a)可知,当热源处于位置 1 时,监测点 P10、P11、P17 处的预测偏差较大,这是由于三个位置分别位于送风口 S1、S2 上方较远处(竖直距离 1m 以上),这些区域受送风射流和热源浮升力的双重影响。热源强度的不同决定了房间高处高温区域的大小不同,因此送风射流能够达到的高度不同,从而使这些区域的流场产生较大差别,导致温度预测偏差较大。由图 5(b)(c)可知,当热源处于位置 2 和 3 时,监测点 P10、P12、P16、P18 处的预测偏差较小(5%以下)。这是因为 P12 和 P18 分别位于送风口 S1、S2 正上方不远处(竖直距离 1m 以内),该区域几乎完全由送风射流控制;而 P10 和 P16 分别位于送风口 S1、S2 上方较远处(竖直距离 1m 以上),但热源位置 2、3 均距此较远,因此该区域仍主要由送风射流控制。总体而言,地板送风下,对于多数热源场景而言,选择与真实热源强度相接近的 600W 热源强度构建的固定流场的预测偏差均较低,而选择 200W 热源强度构建的固定流场的预测偏差也在室内多数位置可接受。

3.3 两种气流组织预测结果比较

为了更清楚地展示不同气流组织、不同热源位置、不同流场构建方式下快速预测方法预测偏差的整体水平,对每种工况所有监测点的平均预测偏差进行汇总结果见表 3。

表 3 各工况下的预测偏差平均值

气流组织形式	热源位置	0W 流场	200W 流场	600W 流场
置换通风	1	65.64%	51.04%	33.23%
	2	41.12%	27.89%	37.52%
	3	25.45%	33.71%	21.83%
	4	21.87%	8.01%	16.94%
	5	37.74%	44.14%	24.99%
地板送风	1	21.04%	13.49%	7.28%
	2	25.24%	15.95%	8.00%
	3	22.15%	12.64%	7.67%
	4	23.18%	8.77%	7.79%
	5	29.55%	8.50%	6.36%

对于置换通风,在 600W 流场下,热源位置 1、2 的预测偏差平均值在 30% 以上,热源位置 3 和 5 的预测偏差平均值在 20% 到 25% 之间,热源位置 4 的预测偏差平均值在 20% 以下;在 200W 流场下,热源位置 1、3、5 的预测偏差平均值在 30% 以上,热源位置 2 的预测偏差平均值在 20% 到 30% 之间,热源位置 4 的预测偏差平均值在 10% 以下;在 0W 流场下,热源位置 1、2、5 的预测偏差平均值在 30% 以上,热源位置 3、4 的预测偏差平均值在 20% 到 30% 之间。不同热源位置下,预测偏差水

平差别较大,快速预测方法应用于置换通风时应谨慎使用,主要适用于预测偏差相对较低的热源场景和室内区域。

对地板送风,在 600W 流场下,对于不同热源位置,所有监测点的预测偏差平均值均在 10% 以下,且随热源位置的变化差异不大;在 200W 流场下,预测偏差平均值在 8% 到 16% 之间,可认为在一定程度上可接受;在 0W 流场下,因热源位置的不同,预测偏差平均值在 20% 到 30% 之间变化,偏差水平相对较大。因此对地板送风,基于 600W 和 200W 流场预测时,在各种热源位置下,快速预测方法都有良好的适应性。

4 结论

(1) 快速预测方法的预测偏差与流场构建方式有关,基于与真实热源强度 1000W 最接近的 600W 热源形成的固定流场的总体预测偏差最小,200W 流场的次之,0W 流场的最大。因此在应用中应尽量使用相似度大的流场进行预测。

(2) 对于置换通风,在 0W 和 600W 流场下,快速预测方法对房间下部、靠近送风口的热源位置 3 和 4 的适应性较好,但在其他热源位置的适应性欠佳;在 200W 流场下,该方法在热源位置 4 有良好的适应性,在其他热源位置的适应性欠佳。

(3) 对于地板送风,在 600W 流场下,各热源位置下的预测偏差平均值都处于 10% 以下;在 200W 流场下,各热源位置下的预测偏差平均值都处于 8% 到 16% 之间。快速预测方法在采用一定热源强度构建的流场时,具有很好的适应性;而采用无热源等温工况构建的流场时,预测适应性较差。

参考文献

- [1] Ahmed A Q, Gao S, Kareem A K. A numerical study on the effects of exhaust locations on energy consumption and thermal environment in an office room served by displacement ventilation. *Energy Convers Manage*, 2016, 117:74–85.
- [2] Fathollahzadeh M H, Heidarinejad G, Pasdarsahri H. Prediction of thermal comfort, IAQ, and energy consumption in a dense occupancy environment with the under floor air distribution system. *Build Environ*, 2015, 90:96–104.
- [3] Zhuang R, Li X, Tu J. CFD study of the effects of furniture layout on indoor air quality under typical office ventilation schemes. *Build Simul*, 2014, 7(3):263–275.
- [4] D'Agostino D, Congedo P M. CFD modeling and moisture dynamics implications of ventilation scenarios in historical buildings. *Build Environ*, 2014, 79:181–193.
- [5] Kato S, Murakami S, Kobayashi H. New scales for assessing contribution of heat sources and sinks to temperature distributions in room by means of numerical simulation. *ROOMVENT'94*, 1994, p. 539–557.
- [6] Sasamoto T, Kato S, Zhang W. Control of indoor thermal environment based on concept of contribution ratio of indoor climate. *Build Simul*, 2010, 3(4):263–278.
- [7] Shao X, Ma X, Li X, et al. Fast prediction of non-uniform temperature distribution: A concise expression and reliability analysis. *Energy Buildings*, 2017, 141:295–307.
- [8] Sinha S L, Arora R C, Roy S. Numerical simulation of two-dimensional room air flow with and without buoyancy[J]. *Energy Buildings*, 2000, 32(1):121–129.

新型蒸发冷却置换通风系统的冷却性能

张开通, 郝小礼, 黄敏华, 杨 轲, 邢庆伟

(湖南科技大学, 湖南湘潭 411100)

[摘 要] 本文介绍了由新型蒸发冷却装置与置换通风系统组成的新型蒸发冷却置换通风装置。该系统可以改善室内空气品质, 满足人体的热舒适性要求, 是一种经济、节能、舒适性良好的空调系统形式。基于传热和传质的基本理论, 根据 MATLAB 软件数值模拟结果的对比, 可以优化该蒸发冷却装置的长度和通道空隙宽度。通过改变通道空气流速、通道空隙宽度, 室内温度、相对湿度和辐射冷负荷, 模拟分析了蒸发冷却系统的冷却效果, 其结果显示: 该系统可有效提高室内的冷却效果, 降低能耗。

[关键词] 蒸发冷却装置; 置换通风; 数值模拟; 冷却效果

The Cooling Performance of a Novel Evaporative Cooling Displacement Ventilation System

Zhang Kai-tong, Hao Xiao-li, Huang Min-hua, Yang Ke, Xing Qing-wei

(Hunan University of Science and Technology, Hunan Xiangtan 411100)

[Abstract] A novel evaporative cooling displacement ventilation system consisting of a novel evaporative cooled ceiling and displacement ventilation system was introduced. The system can improve the indoor air quality and meet the thermal comfort requirements of the human body. It is a kind of economical, energy-saving and comfortable air conditioning system. Based on the basic theory of heat transfer and mass transfer, the length of the evaporative cooling ceiling and the width of the channel gap could be optimized, according to the comparison of the numerical simulation results of MATLAB software. By changing the air flow channel, channel gap width, the indoor temperature, relative humidity and radiation cooling load, simulation analysis of the cooling effect of evaporative cooling system, the results show that the system can effectively improve the indoor cooling effect and reduce energy consumption

[Keywords] evaporative cooling ceiling; displacement ventilation; numerical simulation; cooling effect

0 引言

人们现在花费 90% 的时间在室内空间中^[1]。热舒适和室内空气品质成为了室内环境的重要影响因素。为了达到室内环境舒适和良好的空气质量, 传统的冷却系统需要消耗很多能源^[2,3], 全球 60% 的能源用于住宅建筑中^[4], 在建筑中主要关心的问题是怎样降低能耗、保持室内舒适和良好的空气质量。

传统空调系统是将处理后的新鲜空气与室内空气混合后送入工作区^[5]。这种系统没有足够的新鲜空气的供应, 导致室内会有高浓度的污染物生成, 没有健康舒适的室内环境。在置换通风系统 (DV) 中, 通过提供全新风可获得良好的室内空气质量^[6], 但是为了保持热舒适和避免工作区有吹风感, 其送风温度不低于 18℃; 送风速度不超过 0.2m/s^[7]。这两个条件限制了 DV 的冷却能力, 使消除室内负荷不高于 40W/m²^[8,9]。这种条件的限制促使研究人员研发了由冷却顶板 (CC) 和 DV 组成的系统, 消除室内负荷达到 100W/m² 左右^[9-11]。然而在 CC/DV 系统中的冷却顶板需要消耗大量的能源; 当空气的露点温度高于顶板温度时, 冷却顶板容易发生凝结^[12,13]。尽管这种系统有良好的效率, 但是有很高的安装费和维修费。为了克服以上问题, 基于 M-cycle 的原则^[14,15], 本文提出了蒸发冷却置换通风装置: 通过干通道带走室内空气, 通过湿通道中的水蒸发吸收热量, 传递到湿通道空气中, 使得湿通道空气温度接近露点温度; 干通道空气及导热板温度降低, 因此 DV 系统不增加空调系统的能源消耗。

作者简介: 郝小礼 (1973—), 男, 安徽安庆, 博士后, 教授。

Email:haoxiaoli2002@aliyun.com

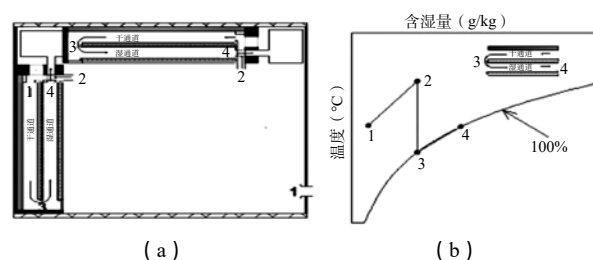


图 1 蒸发冷却置换通风空调系统的原理图与焓湿图

1 系统描述

图 1 (a) 是蒸发冷却置换通风空调系统的原理图, 图 1 (b) 是蒸发冷却过程的焓湿图。在置换通风系统中, 经过处理后的新鲜空气由送风口 1 直接送入工作区, 并在室内地板上形成一层较薄的空气湖。在室内热源 (人员及设备) 的浮力作用下, 促使新鲜空气向室内上部流动, 形成了室内空气运动的主导气流^[16]。室内空气污染物和热量也随着主导气流上升到天花板的水平^[17], 由入口 2 进入蒸发冷却装置。

如图 1 (a) 蒸发冷却装置为一空心长方体结构, 蒸发冷却装置的一侧壁采用的是绝热板, 与绝热板相对的侧壁采用的是导热板, 蒸发冷却装置除导热板外其他侧面都是绝缘的; 蒸发冷却装置内平行于绝热板设有金属板, 将空心长方体结构分成两个相连通的通风干通道和通风湿通道; 金属板和绝缘板面之间的通道为通风干通道; 通风干通道的入口与空调房间连通, 通风湿通道的出口与排风管道连接, 排风管道连接室外, 通风湿通道中金属板和导热

板内表面上分别覆盖一层纯棉纤维层。如图1(b)在干通道中,空气由2到3发生等湿降温,使得干通道中空气温度降低;在湿通道中,空气由3到4发生增温增湿,湿通道中的空气温度、湿度增加。通过辐射和对流的作用,在不需要额外消耗能源该系统移除了热源的热量,同时也提高了该系统的冷却性能。

蒸发冷却置换通风系统是一种既能提高能源利用率又能改善室内空气品质的新型空调系统。蒸发冷却系统在提高人体热舒适方面的优越性和置换通风系统在提高室内空气质量方面的独特优势,具有良好的节能效果。室内负荷由蒸发冷却系统和置换通风系统共同负担,有效控制室内温度和湿度;蒸发冷却系统消除部分显热负荷,另一部分显热负荷、湿负荷及有害物通过置换通风来消除。

2 数值模拟

2.1 蒸发冷却装置的数值模拟

根据 Miyazaki 的开发模式等^[18]。蒸发冷却系统模型是一维稳态模型,空气通道中温度和湿度的变化。本文根据 MATLAB 软件数值模拟进行分析系统的冷却性能。

根据传热和传质的基本理论,该系统的边界条件为:蒸发冷却装置的排风的整个过程采用的压力等于大气压力;金属板、纯棉纤维层和导热板的水平方向热传导的影响忽略不计;通风湿通道中的湿空气焓平衡能用显热平衡和潜热平衡独立的表达;蒸发冷却系统外表面除导热板,其余几面都为绝热材料。

干、湿通道中空气的显热平衡表达式为:

$$\rho_d c_{pd} u_d a_d \frac{dT_d}{dZ} = h_d (T_p - T_d) \quad (1)$$

$$\rho_w c_{pw} u_w a_w \frac{dT_w}{dZ} = h_1 (T_1 - T_w) + h_2 (T_2 - T_w) \quad (2)$$

式中:下标 d 、 w 分别为干、湿通道; Z 为轴向坐标的通道流动方向(通道的长度); ρ 为通道中的密度(kg/m^3); c_p 为干空气的比热容($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); u 为通道中的流速(m/s); a 为通道的宽度(m); h_d 、 h_1 、 h_2 为对流换热系数($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)。

湿通道中质量平衡表达式为:

$$u_w a_w \frac{dw}{dZ} = h_{m1} (w_1^* - w) + h_{m2} (w_2^* - w) \quad (3)$$

式中: w_1^* 、 w_2^* 为在温度下的饱和空气的含湿量(kg/kg); w 为湿通道中空气的含湿量(kg/kg); h_{m1} 、 h_{m2} 为表示是湿通道中的传质系数(m/s),由刘易斯得出。

传热板、吸水薄膜层和导热板的能量方程:

$$h_d (T_d - T_p) + \frac{K_1}{a_1} (T_1 - T_p) = 0 \quad (4)$$

$$h_1 (T_w - T_1) + \frac{K_1}{a_1} (T_p - T_1) + r \rho_{DA} h_{m1} (w - w_1^*) = 0 \quad (5)$$

$$h_2 (T_w - T_2) + \frac{K_2}{a_2} (T_p - T_2) + r \rho_{DA} h_{m2} (w - w_2^*) = 0 \quad (6)$$

$$h_r (T_r - T_c) + \frac{K_2}{a_2} (T_2 - T_c) + q = 0 \quad (7)$$

式中: r 、 c 下标分别指室内和天花板; r 为蒸发潜热(J/kg); a_1 、 a_2 为传热板有效厚度(m); K_1 、 K_2 为有效导热系数($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); ρ_{DA} 为干空气密度(kg/m^3); h_r 为对流换热系数 $h_r = 1.52(\Delta T)^{0.33[19]}$, ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); q 为室内辐射冷负荷(W/m^2)。

干、湿通道内的传热系数是按近似矩形通道层流条件

下均匀热流沿流动方向和横截面均匀的壁温所确定的努赛尔数得出。因此,对于干通道的努赛尔数为 5.38,湿通道的努赛尔数为 8.23^[20]。入口区域的影响被忽视,因此系统的冷却性能不能过高的估计。假设刘易斯等于 1,然后传质系数可得: $h_m = h/(\rho_w c_{pw})$ 。

2.2 系统的冷却效果

在辐射和对流的作用下,系统移除了室内热源(如人、家具设备和电器用具)的热量。在模型中 q 表达辐射冷却,另一方面是与室内空气之间形成的对流换热,其中局部对流冷却的表达式: $q_c = h_r (T_r - T_c)$,平均对流冷却的表达式: $q_c = \int_0^L \frac{q_c dZ}{L}$ 。

3 结果与讨论

3.1 数值模拟条件

蒸发冷却装置的通道长度为 5m,宽为 1m,干、湿通道的空隙宽度均为 25mm。参数分析时值被改变。传热板、吸水薄层和导热板的材料、厚度及导热系数如表 1。蒸发冷却置换通风系统的室内空气入口条件:假设室内的温度 26°C、相对湿度 50%。

表 1 蒸发冷却系统的材料和性质

组成	材料	厚度 /m	导热系数
传热板	铝合金	0.002	237
吸水薄层	棉纤维	0.002	0.4 (含水)
导热板	石膏板	0.01	0.5

3.2 系统冷却表面的温度分布

如图 2 没有辐射冷负荷时,干、湿通道和导热板的温度分布;其中通道长度 5m,干、湿通道的空隙宽度均为 25mm,空气流速为 0.5m/s,无辐射冷负荷。

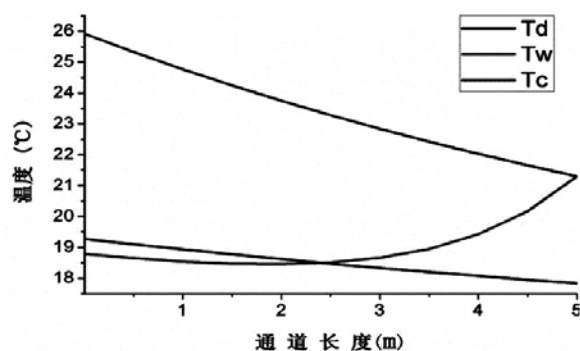


图 2 没有辐射冷负荷时,干通道、湿通道和导热板的温度分布

从图 2 中可以看出:空气首先进入干通道入口,在干通道的末端空气流动方向改变,转至湿通道内,然后通过湿通道出口进入排风管道。结果表明干通道内空气温度、导热板的温度逐步减少,在末端达到最小;湿通道内空气温度先降低再升高,并在 2.5m 处达到最低。

3.3 蒸发冷却系统几何参数的选择

通道长度、空隙宽度对系统的对流冷却能力和温度的导热板影响如图 3、4、5。其中图 3、4、5 均保持空气流速为不变,没有辐射冷负荷;其中图 3 干、湿通道的空隙宽度均为 25mm,通道长度在 (3~6)m 之间变化。图 4 通道长度为 5m 不变,湿通道的空隙宽度 25mm 不变,干通道的空隙宽度与干、湿通道的空隙通道在 (15~30)mm 之间变化。图 5 通道长度为 5m 不变,干、湿通道的空隙宽度同时也在 (15~30)mm 之间变化。

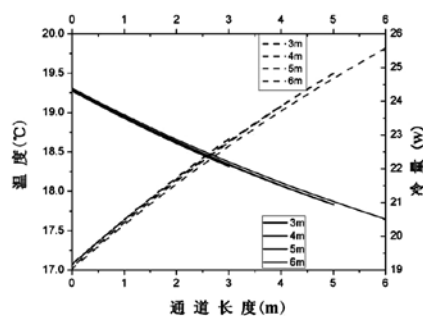


图3 通道长度对系统的对流冷却能力和导热板温度的影响

从图3中可以看出:蒸发冷却系统中不同的长度,导热板的温度均逐步减小,在干通道末端达到最小;系统的对流冷却能力的变化则与之相反;距离干通道入口处的相同位置,其导热板的温度和对流冷却量几乎不变。所以蒸发冷却系统的长度可根据室内空间几何参数设计,本文以长度为5m为例。

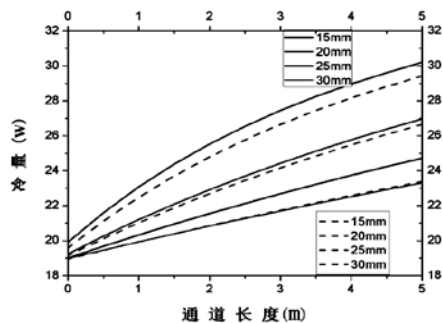


图4 干、湿通道空隙宽度与干通道空隙宽度对导热板的对流冷却能力的对比影响

从4中可以看出:同时改变干、湿通道的空隙宽度或者只改变干通道空隙宽度,对流冷却能力的变化趋势是一样的,随着通道空隙宽度的增加而增加。当空隙宽度小于25mm时,同时改变干、湿通道的空隙宽度条件下比只改变干通道空隙宽度的冷却能力高,反之则相反。

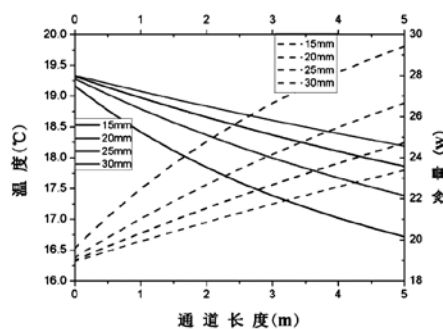


图5 干、湿通道空隙宽度对系统的对流冷却能力和导热板温度的影响

从图5中可以看出:同时增加干、湿通道的空隙宽度,系统的对流冷却能力下降和导热板的温度增加。

该系统的通道宽度为25mm,辐射冷却负荷为30 W/m²的情况下对流冷却能力达到最大化^[21]。通道宽度过大冷却能力下降,过小空气流量效率降低,本文干、湿通道宽度为25mm。

3.4 系统的冷却能力

3.4.1, 通道中空气流速对系统的对流冷却能力和导热板温度的影响

如图6是保持通道长度为5m和干、湿通道的空隙宽度均为25mm不变,无辐射冷负荷,空气流速在(0.3~0.6) m/s之间变化。

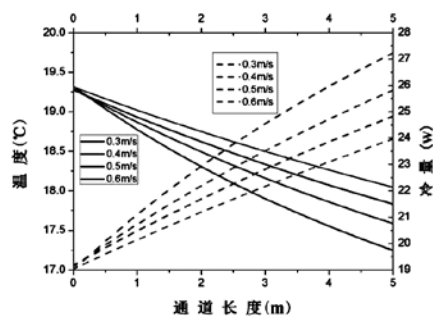


图6 通道空气流速对系统的对流冷却能力和导热板温度的影响

从图6中可以看出:随着速度的增加,系统的对流冷却能力下降和导热板的温度增加。较低通道空气流速提高了系统的冷却能力,然而较低空气流速降低了系统的效率;较高通道空气流速噪声比较大,而系统的冷却能力比较小。两者均对室内热舒适产生负影响。

3.4.2 室内环境温度和相对湿度对系统的对流冷却能力和导热板温度的影响

如图7、8,其中保持通道长度为5m,干、湿通道的空隙宽度均为25mm,空气流速为0.5m/s不变,无辐射冷负荷;图7是室内环境温度在(25~28)°C之间变化,图8是室内相对湿度在(40%~60%)之间变化。

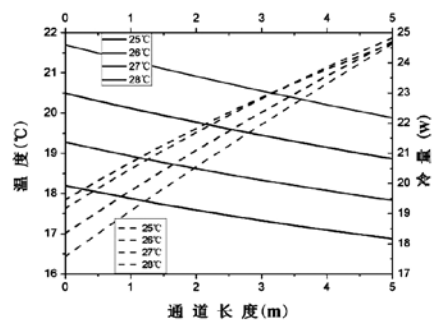


图7 室内环境温度对系统的对流冷却能力和导热板温度的影响

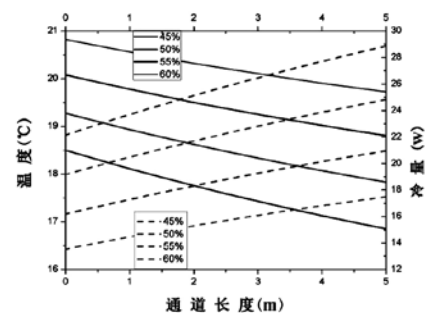


图8 室内相对湿度对系统的对流冷却能力和导热板温度的影响

从图7、8中可以看出:不同的室内环境温度和相对湿度对该系统的对流冷却能力和导热板温度变化也不同。

随着室内环境温度或相对湿度的升高,系统的对流冷却能力下降和导热板的温度增加。然而室内环境温度和相对湿度过大或者过小对室内热舒适都产生消极影响。

3.4.3 辐射冷负荷对系统的对流冷却能力和导热板温度的影响

如图9,保持通道长度为5m,干、湿通道的空气流速的空隙宽度均为25mm,空气的流速为0.5m/s不变,辐射冷负荷在(0~30)W/m²之间变化。

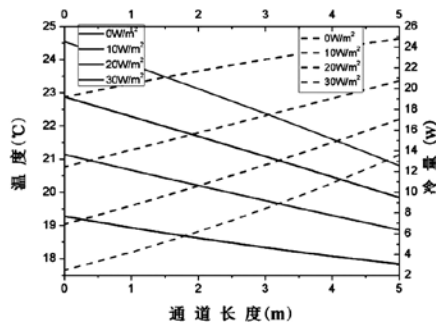


图9 辐射冷负荷对系统的对流冷却能力和导热板温度的影响

从图9中可以看出:通过增加辐射冷负荷,系统的对流冷却能力下降和导热板的温度增加。系统整体的冷却能力是对流和辐射冷却负荷的总和,整体冷却负荷随着辐射冷负荷的增加而增加。然而随着辐射冷负荷增加到一定程度,会对房间的热舒适产生消极影响,会导致导热板的温度更高。

参考文献

- [1] U.S. Environmental Protection Agency, Report to Congress on indoor air quality: volume 2. EPA/400/1-89/001C. Washington, DC, 1989.
- [2] DOE, Department of Energy. Information on the commercial buildings sector. Energy consumption by end use for 1995; 2001. <<http://www.eia.doe.gov>>.
- [3] Kharseh M, Altorkmany L, Al-Khawaj M, Hassani F. Warming impact on energy use of HVAC system in buildings of different thermal qualities and in different climates. Energy Convers Manage 2014;81:106–11.
- [4] U.S. Energy Information Administration (EIA), Annual Energy Outlook, 2015, Available from: <http://www.eia.gov/forecasts/aeo> (cited 2 May 2015)
- [5] 朱能, 刘珊. 置换通风与冷却顶板热舒适性的研究. 制冷学报, 2000(4).
- [6] Yuan X, Chen Q, Glicksman LR. A critical review of displacement ventilation. Energy Build ASHRAE Trans 1998;104(1A):78–90.
- [7] ASHRAE Handbook – Fundamentals, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2009 (Chapter 9).
- [8] Rees SJ, Haves P. A nodal model for displacement ventilation and chilled ceiling systems in office spaces. Build Environ 2001;36(6):753–62.
- [9] Keblawi A, Ghaddar N, Ghali K, Jensen L. Chilled ceiling displacement ventilation design charts correlations to employ in optimized system operation for feasible load ranges. Energy Build 2012;41:1155–64.
- [10] S.J. Rees, P. Haves, A nodal model for displacement ventilation and chilled ceiling systems in office spaces, Build. Environ. 36 (6) (2001) 753–762.
- [11] W. Chakroun, N. Ghaddar, K. Ghali, Chilled ceiling and displacement ventilation aided with personalized evaporative cooler, Energy Build. 43 (2012) 3250–3257.
- [12] X. Hao, G. Zhang, Y. Chen, S. Zou, D.J. Moschandreas, A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification, Build. Environ. 42 (2007) 3298–3308.
- [13] A. Bahman, W. Chakroun, R. Saadeh, K. Ghali, N. Ghaddar, Performance comparison conventional and chilled ceiling/displacement ventilation systems in Kuwait, ASHRAE Trans. 115 (1) (2008) 587–594.
- [14] Hasan A. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. Appl Therm Eng 2012;30(16):2460–8.
- [15] Rianguilaikul B, Kumar RS. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. Energy Build 2010;42:637–44.
- [16] 李楠, 廖建科, 郑文茜等. 冷却顶板与置换通风复合空调系统的热舒适性分析. 自然科学报, 2012 (6).
- [17] El Hourani M, Ghali K, Ghaddar N. Effective desiccant dehumidification system with two-stage evaporative cooling for hot and humid climates. Energy Build 2014;68:329–38.
- [18] Miyazaki T, Akisawa A, Nikai I. The cooling performance of a building integrated evaporative cooling system driven by solar energy, Energy Build.43 (9) (2012) 2211–2218.
- [19] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE Handbook 1985 Fundamentals, 1985.
- [20] The Japan Society of Mechanical Engineers, JSME Heat Transfer Handbook (in Japanese), Maruzen, Tokyo, 1993.
- [21] T. Miyazaki, A. Akisawa, I. Nikai, The cooling performance of a building integrated evaporative cooling system driven by solar energy, Energy Build. 43(9)(2012) 2211–2218.

横向自然通风在简单多室区域下的气流分布

赵雨鑫, 许芾芾, 刘晓平

(合肥工业大学土木与水利工程学院, 合肥 230009)

[摘要] 本文利用计算流体力学的方法, 建立了横向自然通风条件下的多室房间在不同开窗方式下的物理和数学的简化模型, 模拟了不同开窗方式下多室区域的气流组织情况和气流流动特征。通过比较不同条件下吹风感和污染物的可能扩散情况, 对室内的流动状况进行了分析对比。本文结果表明, 在横向自然通风条件下, 房间大部分区域人体吹风感不明显, 污染物扩散途径较好。不同开窗组合下多室区域的气流组织情况有较大差异, 且室外风速较大情况下, 简单多室区域可采用自然通风的通风方式。

[关键词] 横向通风; 自然通风; 多室区域; 数值模拟

The Airflow in the Multi Room Chamber Under the Condition of Cross-Ventilation

Zhao Yu-xin, Xu Xiang-xiang, Liu Xiao-ping

(School of Civil Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

[Abstract] Computational fluid dynamics method is used to simulate the cross-ventilation in a multi-room environment. The airflow patterns under different combinations of openings are simulated. In this paper, the flow conditions of the room were analyzed by comparing the draft sensation and the possible diffusion of pollutants under different conditions. The results show that under the natural cross-ventilation conditions, human feel not obvious about draft sensation in most areas, and it had a good way to the diffusion of pollutants in most areas. The air flow in the multi room chamber area is different because of the different window combinations. In the case of large outdoor wind speed, the simple multi-chamber area can be ventilated by natural ventilation.

[Keywords] Cross-ventilation; Natural ventilation; Multi-chamber region; Numerical Simulation

0 引言

自然通风是一种十分有潜力的通风方式, 实现了被动式制冷, 在不消耗不可再生能源情况下降低室内温度, 改善室内热环境。国内外在此方面都有所研究: R. Ramp-
oni 利用对建筑自然通风的耦合模拟方法与风洞试验法进行对比, 研究验证数值模拟的准确性^[3]; P. Karava, T. Stathopoulos, A.K. Athienitis 等人使用 PIV 方法来测试和分析室内空气流动状况^[5]; 王鹏, 谭刚针对不同类型建筑(不同进深, 不同高度)从建筑自然通风这一特定的角度, 对建筑物的自然通风设计提供了一些意见^[7]; 赵林, 王新华等, 从不同季节, 不同地区对自然通风的效果做了相关研究^[1-2]; 欧阳沁, 龚波等人则从教学楼和高层建筑等的自然通风和热舒适的方面做了研究^[6,8]; 李晓峰, 朱颖心通过实测验证衰减实验法正确性并展示了开窗方式对于建筑物室内通风的影响^[12]。本文借鉴前人所做研究的物理、数学模型, 做了相应的简化, 研究在横向自然通风条件下, 多室区域不同的门窗开启组合情况下, 室内的气流组织情况, 是否满足人门的舒适性以及健康要求。

1 数学模型:

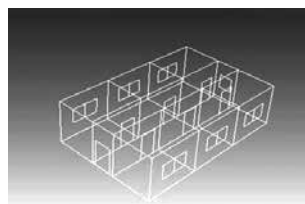
当前研究室内使用的湍流模型主要有 RANS 模型和 LES 模型。在湍流模拟方法选取上, 一般考虑经济和精度两个方面。经济角度考虑, 大涡模拟(LES)直接模拟(DNS)耗时太长, 通常实际工程中应用较少; 标准的 $k-\varepsilon$ 模型是在一方称模型上加入了关于湍流耗散项 ε , 比零方程和一方称模型有了很大的改进, 在科学研究及工程实际中得到了最为广泛的检验和成功的应用^[2]。在不用于强旋流、弯曲壁面流动或弯曲流线流动时, 具有较好的真实性^[1], 且,

标准 $k-\varepsilon$ 模型已经较多应用于室内空气流动的研究。因此综合考虑适用范围、经济、精度拟定本文使用标准 $k-\varepsilon$ 模型。

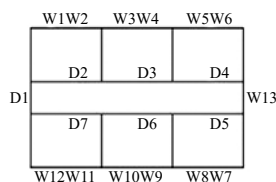
本文的压力速度耦合采用 SIMPLEC 算法。控制方程的离散化采用有限体积法, 选用标准格式进行压力插值; 动量方程、能量方程、连续性方程等所有求解方程均采用一阶迎风格式进行离散, 并采用规则的结构化网格进行网格划分^[10]。

2 物理模型:

本次研究的模型, 是以建环实验室的一层为模型基础, 并做了相应的简化而建立的简单多室的模型。本模型共有 6 个房间, 1 条走廊, 且每个房间都有一对门窗, 共计 7 扇门, 13 扇窗。房间尺寸为长 $\times$ 宽 $\times$ 高 = 3m $\times$ 4m $\times$ 3m, 走廊宽度为 1.8m, 在走廊两侧有门, 宽 $\times$ 高 = 1.8m $\times$ 1.02m, 每个房间设有推拉窗一个, 每一半的尺寸为 1m $\times$ 1m。在走廊两头分别设有一对门窗, 长 $\times$ 宽 = 1.8m $\times$ 1.02m, 窗户为一片, 大小尺寸为 1m $\times$ 1m, 距地面高度为 1m。本次模拟使用的房间尺寸, 采用实验室实际尺寸 2:1 建模。



(a) 3D 房间



(b) 房间门窗标号

图1 房间物理模型

本研究, 鉴于自己本身计算机软件能力和计算机软件本身的限制, 对模型进行如下简化: (1) 建筑外墙材料考虑为不传热材料, 建设一层模型, 不考虑上下楼层之

基金项目: 本文由建筑安全与环境国家重点实验室开放课题基金资助(BSBE2015-10)。

作者简介: 赵雨鑫(1995—), 男, 河南洛阳, 本科生, 本科。
Email: 729231269@qq.com

间传热和气流流动。(2) 建筑进风仅考虑垂直于进口方向的来风。(3) 建筑物整体简化为对称, 对称进出口情况想同, 模拟一边即可。故, 房间已被简化为一个外墙为不导热材料的多室区域, 上下楼板同样不导热, 仅考虑因建筑物不同侧相对开口而引起的横向通风。室内置换通风(风压导致)分为四种基本流动形式, 即全开, 直通, 右短路和左短路通风。据此设置 12 组实验如下(7 组基础 5 组补充):

表 1 算例设置表

组数	入口	内门(开)	出口(开)	编号	
一组	W9	D6 D2	W1 W2 W13	Case1	
		D6 D2 D5	W1 W8 W13	Case2	补充
		D6 D3	W3 W4 W13	Case3	
		D6 D3 D5 D7	W3 W8 W12 W13	Case4	补充
		D6 D2 D3	W1 W2 W3 W4 W13	Case5	
		D6 D2 D3 D4	W1 W2 W3 W4 W5 W6 W13	Case6	
二组	W11	D7 D2	W1 W2 W13	Case7	
		D7 D2 D5 D6	W1 W8 W10 W13	Case8	补充
		D7 D3 D6	W3 W10 W13	Case9	补充
		D7 D2 D3	W1 W2 W3 W4 W13	Case10	
		D7 D2 D3 D4	W1 W2 W3 W4 W5 W6 W13	Case11	
		D7 D2 D6	W1 W2 W9 W10 W13	Case12	补充

由于本区域进风仅考虑垂直于进口方向的来风, 设置入口为 velocity-inlet, 并设置入口仅存在 y 方向均匀入口速度, 根据 Chia Ren Chu, Y.-H. Chiu, Yu-Wen Wang 几人利用风洞试验研究建筑迎风面孔隙率与建筑通风量的关系^[4]并结合合肥市年平均风力分布图, 以及《实用空调设

计手册》^[9]关于室内换气次数的规定: 设定入口风速分别为 3m/s, 2.5m/s, 0.2m/s; 假设流动在多室内是充分发展的, 设置出口为自由出流, 设置出口条件为 pressure-outlet; 考虑建筑外墙材料为不传热材料, 建立一层模型同时不考虑上下楼层之间传热和气流流动, 设置屋顶, 墙壁及地面都为无滑移的光滑壁面, 且不考虑传热, 设置热流为零; 由于本文研究关注于室内气流组织形式, 且只考虑风压驱动的自然通风, 故根据仅根据合肥夏季一般温度设置室内温度为 300k; 本文考虑重力作用, 设置重力加速度 $g = 9.81\text{m/s}^2$

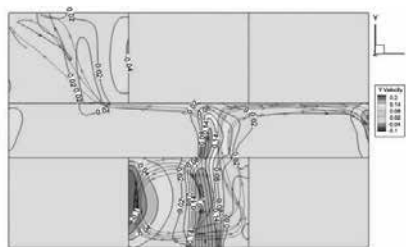
本模型总共划分为 327789 个单元。网格为六面体网格, 适应性较好。收敛准则上, 动量方程, 质量守恒方程残差均低于 10^{-3} , 观察进口流量和出口流量、监测面的平均风速, 当进口流量和出口流量相等, 监测面平均风速随迭代次数基本不变, 且残差符合要求, 则认为计算收敛, 室内流动达到稳定, 本文所有 Case 均符合此要求。

3 结果处理

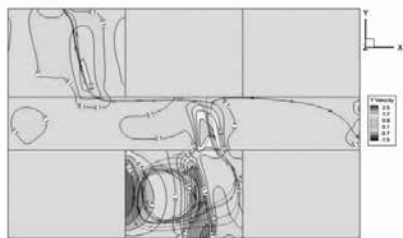
针对所做的 12 中不同的案例, 考虑到文章篇幅有限, 本文将甄选几个具有代表性的案例来分析横向自然通风状况下多室区域内的气流组织状况。

几个甄选案例分别为对侧少开口和相对应的同侧开口的两种情况, 以及对侧全开口的一种情况, 总共三个 Case, 分别对应表中的 Case1, Case4, Case6。

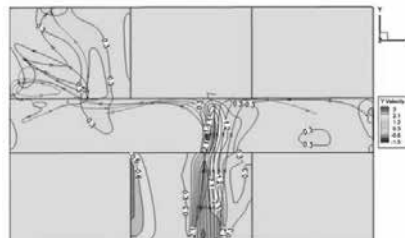
观察 Case1 (图 4.1~图 4.3)。Case1 是对侧少开口的情况, 描述的是一侧中间房间与其对侧相邻房间开门窗的状况。此状况下, 入口房间的气流穿过门 D6 流入走廊, 后分为两股, 分别流向对侧相邻房间和走廊尽头的窗户



D6 D2 开, 风速 0.2m/s

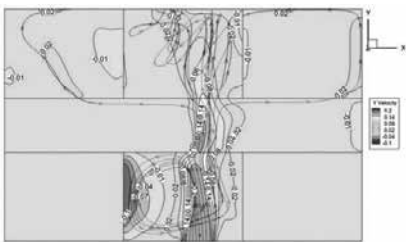


D6 D2 开, 风速 2.5m/s

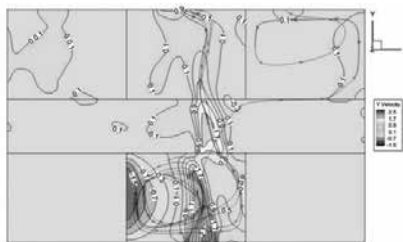


D6 D2 开, 风速 3m/s

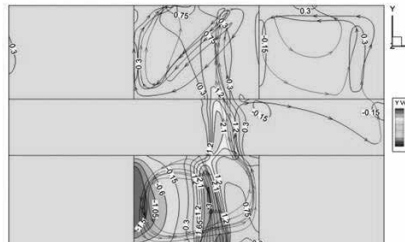
图 2 case1 算例结果



D6 D2 D3 D4 开, 风速 0.2m/s



D6 D2 D3 D4 开, 风速 2.5m/s



D6 D2 D3 D4 开, 风速 3m/s

图 3 Case1 算例结果

w13。在入口房间中, 窗户和门的中间区域形成气流的高速区; 在房间的偏左一侧, 形成一个涡流区; 在 D6 与走廊交界处, 形成一个高速区; 在对侧相邻房间中, 门和窗户之间也形成一个高速区, 房间两侧形成一些较小的涡流, 但房间内整体流动较为分散。

观察 Case6 (图 4.10~图 4.12)。Case6 是对侧多开口的情况, 描述的是一侧中间房间与其正对侧房间与对侧所有房间全部开门窗的情况。此状况下, 入口房间气流穿过门 D6 进入走廊, 后分为四股, 其中大多数气流流向对面房间, 其余两股一部分流向走廊左侧进入对侧相邻房间, 一部分流向走廊右侧进入对侧相邻房间, 最后少部分流向 w13。在入口房间中的情况也和 Case1 相似, 在正对侧房间中的气流在门和窗和之间较大的一块区域形成高速区, 房间其余较小范围有涡流, 但是整体影响不大。在 D6 与走廊的交界处依旧形成一片高速区。在对侧相邻房间中, D2 所在房间的左半侧, 门和窗户之间形成穿堂风流型, 右侧几乎无风; D4 所在房间, 气流从门流入后在整个房间形成一个大型涡流, 后从窗户流出。

观察 Case4 (图 4.25~图 4.27), Case4 描述的是一侧门窗全开, 对侧只开正中间房间门窗的情况。此状况下, 入口房间气流穿过门 D6 进入走廊, 后分为四股, 大多数气流流入对侧房间, 少量气流流向左边走廊后流入左侧相邻房间, 另一部分气流流向右侧走廊后流入右侧相邻房间, 极少部分流向 w13 流出房间。在入口房间内, 气流分布情况和 Case1 类似, 对侧中间房间流型和 Case6 类似, 在此不再做分析。左侧相邻的房间内, 气流入口后沿墙流动, 随后流出房间; 右侧相邻房间, 在气流流入后形成无

规律涡流, 最后流出房间。

4 基于吹风感和流型的分析

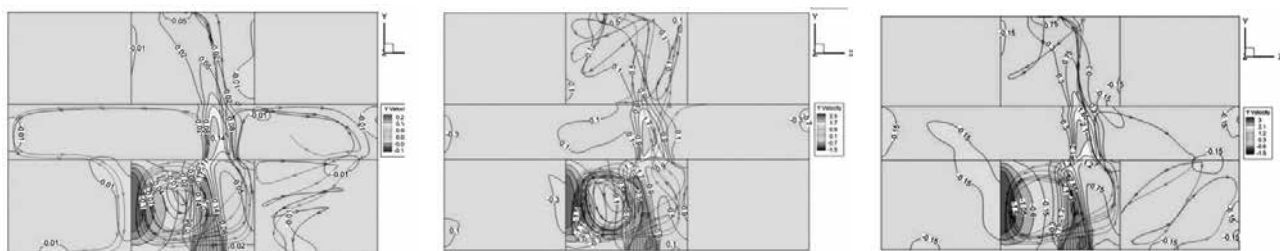
吹风感是评价室内人体热舒适感的一个重要标准, 吹风感一般来讲是“人们所不希望的局部降温”, 从通风的角度来看, 根据 ASHRAE Standard 55 2010 标准^[13], 人体“吹风感”的感受和温度以及风速有关^[11]。室内 27°C 时, 风速 $v \approx 0.8\text{m/s}$ 时, 人会感觉比较舒适, 观察各位图室内涡流内的风速, 入口风速为 2.5m/s 和 3.0m/s 时涡流内有较大区域风速在 $-1\sim 1\text{m/s}$ 之间, 基本满足此风速要求。故认为室内除入口外吹风感不明显。

在入口房间对侧开口而相邻侧不开口时, 流向对侧是气流的主要流向。当正对侧房间开口时, 观察图 4.38。可以看出气流几乎流向正对侧房间, 少量流向其余开口房间或是走廊两侧, 在对侧房间内形成穿堂风^[11], 气流流型较好, 有利于污染物的排放。

在入口房间对侧房间和同侧房间同时开口时, 气流依然是以流向对侧房间为主要的流动方式, 小部分气流会回流到相邻房间或着相邻隔间。看图可以明显看出同侧开窗对气流的分流作用。总的来看, 同侧开口对气流的整体流动情况影响不大, 入口房间各位置风速和对侧房间风速都无明显变化, 但是对流向对侧房间的气流起到的分流作用, 可以使入口处气流扩散到所有开门房间, 对稀释整个房间的污染物浓度有帮助。

5 结论

影响室内气流组织的因素有跟多, 本文采用数值模拟的方式针对不同开窗方式下多室区域的气流组织情况进行模拟, 通过分析气流流型和吹风感对人的影响, 对建



D6 D3 D5 D7 开, 风速 0.2m/s

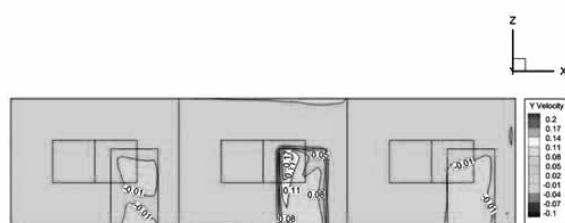
D6 D3 D5 D7 开, 风速 2.5m/s

D6 D3 D5 D7 开, 风速 3m/s

图 4 case1 算例结果



(a) D6 D2 D3 D4 开口 $y=4.8\text{m}$ $v=0.2\text{m/s}$



(b) D6 D3 D5 D7 开口 $y=3.0\text{m}$ $v=0.2\text{m/s}$

图 5 送回风截面纵剖面图

筑自然通风状况给出建议:

(1) 横向自然通风情况下, 形成“穿堂风”时气流流速明显较快, 气流在入口窗户, 门口和走廊交界处形成高速区, 气流快速高效流动至对侧房间, 形成多次“换气”, 建筑中可多考虑设置能引起对流的通风口。

(2) 针对本文的门窗开启情况, 横向自然通风在不同开口状况下引起的室内流型有较大差异。

(3) 针对自然通风下人体的舒适感, 本文认为在合肥夏季条件下, 自然通风不会引起人们的不舒适感觉。

(4) 针对本文流型的分析可以看出, 多室区域少部分地域存在小型涡流, 不利于污染物的排出, 今后设计可以从房间和走廊门窗的相对位置考虑。

致谢

本文由建筑安全与环境国家重点实验室开放课题基金资助(BSBE2015-10)。

参考文献

- [1] 赵林. 住宅建筑中庭自然通风的数值模拟研究[D]. 湖南大学: 土木工程学院, 2009.
- [2] 王新华. 住宅自然通风的数值模拟及气候效应研究[D]. 天津大学: 建筑工程学院, 2008.
- [3] R. Ramponi, R. Ramponi. CFD simulation of crossventilation for a generic isolated building: Impact of computational parameters[J]. Building and Environment.2012.53:34-48.
- [4] Chia Ren Chu, Y.-H. Chiu, Yu-Wen Wang. An experimental study of wind-driven cross ventilation in partitioned buildings[J]. Energy and Buildings.2010.42:667-673.
- [5] P. Karava, T. Stathopoulos, A.K. Athienitis. Airflow assessment in cross-ventilated buildings with operable façade elements[J]. Building and Environment.2011.46:366-379.
- [6] 欧阳沁, 戴威, 周翔, 朱颖心. 自然通风下的的热舒适分析. 暖通空调, 2005,35 卷:16-19.
- [7] 王鹏, 谭刚. 生态建筑中的自然通风[J]. 世界建筑, 2000, 第四期: 62-65.
- [8] 龚波. 教学楼风环境和自然通风教室数值模拟研究[D]. 西南交通大学, 2005.
- [9] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册(第二版)[M]. 中国建筑工业出版社, 2008.
- [10] 王福军. 计算流体力学分析—CFD 软件原理与应用[M]. 清华大学出版社, 2004.
- [11] 朱颖心. 建筑环境学(第二版)[M]. 中国建筑工业出版社, 2006.
- [12] 李晓锋, 朱颖心. 示踪气体浓度衰减法在民用建筑自然通风研究中的应用[J]. 暖通空调, 1997, 第四期: 7-10.
- [13] ASHARE STANDARD: Thermal Environmental Conditions For Human Occupancy.2010-55.

气泡泵气泡提升过程随机特性分析

吴文忠

(西安科技大学, 陕西西安 710054)

[摘要] 工作流体吸热产生气泡, 形成气液比, 影响流型, 因而影响气泡泵工作性能。本研究认为: 截面气含率受液体蒸发量、气泡生长函数、提升中气液两相流动引起气泡破碎和聚并三个主要因素影响。首先依据流量测量和气泡计数数据, 应用数理统计方法, 计算气泡泵一个循环周期内气液比; 接着分析循环过程中三个主要因素影响气液比规律: 由 Clausius-Clapeyron 方程计算蒸发量形成的气液比; 由气泡生长函数分析气泡萎缩概率; 计算气液两相流动引起气泡破碎和聚并概率。由这些规律建立循环周期内气液比方程, 进一步讨论气液比最大化规则。

[关键词] 气泡泵; 气液比; 最大化; 控制策略

Analysis to Stochastic Property of Liquid-Lifting Process in Bubble Pump

Wu Wen-zhong

(Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

[Abstract] Bubble pump performance is characterized by vapor mass fraction of working fluid with special flow type after heated. This study recognizes three factors for the mass ratio of vapor to fluid as evaporation mass, bubble growth rate and break and combination of lifting bubbles. At first, this ratio in one cycle of bubble pump is calculated by measurable flow rate and bubble number statistical data. Then, effects of the three factors are analyzed: the mass ratio of vapor to fluid by evaporation is calculated by Clausius-Clapeyron law, its discount rate is figured out of collapse of a vapor bubble, break and combination probabilities within lift process are presented. All of these come out to be equation of the mass ratio of vapor to fluid in one cycle of bubble pump.

[Keywords] bubble pump; vapor mass fraction of working fluid; maximization; control strategy

0 引言

气泡泵是 Einstein 制冷系统中的关键动力部件, 逐渐应用于电子设备冷却等领域中^[1-2]。在提升管内充满吸收剂稀溶液, 吸收外热源热量蒸发产生气泡, 气泡上升并推动稀溶液循环、冷凝放热, 完成制冷。气泡泵工作性能重要参数包括工作流体种类、结构形式、提升管管径、沉浸比(初始液面高度 H /提升高度 L)和热量输入等^[1-8]。

气泡泵构造形式: Lihuan An 等^[9]提出变截面提升管的气泡泵, 改善气泡泵工作性能; 赵荣祥等^[10]认为提升高度对于整个系统的性能有着重要影响: 液体提升量与竖直提升高度成反比, 提升效率与提升高度成正比; 平亚琴等^[3]设计并证明导流式气泡泵具有启动功率低、效率高、节能等显著特点。Kuo 等^[11]讨论单一流体充满的气泡泵。Benhmidence 等^[12]设计了包括气泡泵、冷凝器、 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 工作流体、容器可连续进行实验的气泡泵。Garma 等^[13]提出了气泡泵扩散吸收制冷系统简化设计图, 包括发生器, 由分开设置的气泡泵和加热器构成发生器, 冷凝器, 蒸发器, 换热器, 吸收器。这些气泡泵构造, 可简化如图 1 所示:

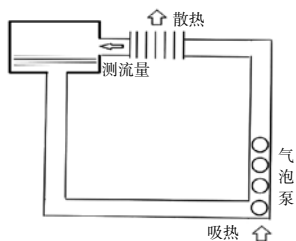


图1 气泡泵制冷循环系统示意图

气泡泵制冷循环系统包括液体受热蒸发、热表面液体核沸腾产生气泡、气泡生长、气泡脱离热表面、气泡提升过程, 因此需要考察这些过程中影响工作性能的规律。

在气泡泵气泡提升过程中, 气液两相流上升的流型分为泡状、弹状、团块状、环状、雾状^[8,11-12]。实验验证加热功率、热传递规律和沉浸比对这些流型、流量等性能产生了影响。Delano^[5]认为: 提升管中气液二相流为弹状流时, 气泡泵工作最有效。

不同流型或流型之间的转变对应气液比不同, 而气液比是较难确定的参数, 其计算的模型多; 在气泡泵循环周期内气液比沿提升管高变化, 应用气泡数平衡模型、破碎模型和聚并模型描述; 气液比的平稳性控制需要考虑多个影响参数^[13-18]。

工作流体吸热产生气泡, 在提升过程中具有不同的气液比, 影响气液两相流流型, 因而影响气泡泵工作性能。本研究认为: 气液比受液体蒸发量、气泡生长函数、提升中气液两相流动引起气泡破碎和聚并三个主要因素影响。首先依据流量测量和气泡计数数据, 应用数理统计方法, 计算气泡泵一个循环周期内气液比; 接着分析循环过程中三个主要因素影响气液比规律: 由 Clausius-Clapeyron 方程计算蒸发量形成的气液比; 由气泡生长函数分析气泡萎缩概率; 计算提升中气液两相流动引起气泡破碎和聚并概率。由这些规律建立循环周期内气液比方程, 进一步讨论气液比最大化规则。

1 气液比数理统计

气泡泵循环周期 T 、一个周期内气泡数 $n_i, i=1,2,\dots,N$ 和 $\dot{m}_i, i=1,2,\dots,N$ 流量都可以测量, 因此认为是已知量。由多个周期测量数据, 假设气泡数服从古典概率模型, 因此统计得到在一个周期内, 时间平均气泡数

$$n_{\text{time}}^{\text{average}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N n_i \quad (1)$$

作者简介: 吴文忠 (1991—), 男, 博士, 工程师/讲师。
Email:wuwenzhong@tju.edu.cn.

时间平均气液比:

$$x_{\text{time}}^{\text{average}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{n_i}{\dot{m}_i} \quad (2)$$

气泡在液体内提升过程中, 气泡受到气泡碰撞、聚合、破碎等因素作用, 由积分中值定理得到空间平均气液比, 在提升管截面上气液比 $x_{\text{time}}^{\text{average}}$, 由遍历理论知: 等于时间平均气液比, 已经统计得到, 因此也认为是已知量, 并统一用 x^a 表示, 即:

$$x^a = x_{\text{space}}^{\text{average}} = x_{\text{time}}^{\text{average}} \quad (3)$$

同理, 得到流量服从同样的规律:

$$\dot{m}^a = \dot{m}_{\text{space}}^{\text{average}} = \dot{m}_{\text{time}}^{\text{average}} \quad (4)$$

选择整个气泡泵循环系统为控制体积, 考察能量守恒定律, 得到:

$$x_{\text{terminal}} = \frac{\dot{Q} - \dot{Q}_{\text{loss}}}{\dot{m}_{\text{ideal}} h_{fg}} \quad (5)$$

2 气液比影响因素

在气泡提升过程中, 气液比表征气泡泵传热性能, 受液体蒸发量、气泡生长函数、提升中气液两相流动引起气泡破碎和聚并三个主要因素影响。

2.1 液体蒸发量

液体相变达到气-液2相平衡时 $P_{\text{sat}} = P_{\text{sat}}(T)$, 由 Clausius-Clapeyron 方程描述对应的热力学关系:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L(T)}{T^2 R(MP)} \quad (6)$$

应用理想气体状态方程的微分形式, 进一步得到蒸汽压 vs. 质量损失速率方程:

$$\frac{dP}{d\dot{m}_{\text{evaporation}}} = \frac{\dot{m}_{\text{evaporation}}^2}{\frac{1}{LM} - \frac{1}{TR}} \quad (7)$$

式中: 当气泡泵工作流体为 H_2O 时, $M=18\text{g/mol}$, $R=8.314\text{J/(mol}\cdot\text{K)}$, 水在一个大气压 (0.1MPa) 100°C 时的汽化潜热为 $L=2257.2\text{kJ/kg}$ 。

由式(6)~(7)可知: 在饱和状态下, 给定饱和蒸汽压, 对应有确定的蒸发量, 则气液比为:

$$x = \frac{\dot{m}_{\text{evaporation}}}{\dot{m}} = \frac{f(P_{\text{sat}})}{\dot{m}} \quad (8)$$

式中: $\dot{m}$ 是气泡泵一个循环周期内流量, 测量得到。

3.2 气泡生长函数

Raj 等^[19] 在分析气泡生长函数一般形式时, 考虑散热因素包括: 气泡表面对冷的液体传热或气泡周围非均匀温度场引起冷凝散热, 却没有具体分析这二种情形下散热规律, 只是在气泡生长函数一般形式中给出了散热表达式。彭晓峰等^[20] 观察到微型空间中, 受到空间壁面限制而缺少发展空间, 气泡生长、脱离方向、频率及运动规律全部出现变异。

液体沸腾后产生气泡, 脱离前, 气泡与液体接触、与换热空间接触、与相邻气泡接触。与液体接触, 这些不同部分共同影响气泡生长: 底部薄蒸发层提供蒸发热; 薄蒸发层之上是过热区, 对气泡传热; 气泡顶部接触过冷液体, 冷凝传热。与换热空间接触、与相邻气泡接触, 会引起气泡受压缩冷凝、微空间挤气泡冷凝引起对流流量。因此气泡生长时, 冷凝散热包括: 气泡顶部冷凝、受压缩冷凝、微空间挤气泡冷凝。在气泡正常生长情况下, 即气泡没有

压缩引起冷凝散热、没有换热空间冷壁面接触引起冷凝散热, 只有当 $\delta_t < y_b < h$ 时, $\dot{Q}_{\text{superheated}} > 0$, $\dot{Q}_{\text{cap condensation}} > 0$, $\dot{Q}_{\text{compress condensation}} = 0$, 此时气泡顶部冷凝散热为

$$\dot{Q}_{\text{cap condensation}} = \frac{\lambda_t}{R} (2 + 0.6\text{Re}^{0.5}\text{Pr}^{0.3}) (T_{\text{sat}} - T_{\text{bulk}}) (4\pi R^2) \left(\frac{y_b}{\delta_t} - 1\right) \quad (9)$$

选择单个气泡为控制体积, 分析其能量守恒方程, 得到气泡生长函数:

$$\begin{aligned} \frac{dR}{dt} = & \left[\frac{(\sin\theta)^2}{4} \text{Pr}^{-0.5} + \frac{3}{\pi} \left(\frac{\delta_t}{\delta_l} \right) \right] (ja \times \sqrt{\frac{a}{t}}) \\ & - \left(\frac{y_b}{\delta_t} - 1 \right) (2 + 0.6\text{Re}^{0.5}\text{Pr}^{0.3}) \left(\frac{1}{R} \frac{\lambda_t}{\rho_l C_{pl}} \left[\frac{\rho_l C_{pl} (T_{\text{sat}} - T_{\text{bulk}})}{\rho_l h_{lv}} \right] \right) \\ & \cdot \left[\frac{(\sin\theta)^2}{4} \text{Pr}^{0.5} + \frac{3}{\pi} \left(\frac{\delta_t}{\delta_l} \right) - \left(\frac{y_b}{\delta_t} - 1 \right) (2 + 0.6\text{Re}^{0.5}\text{Pr}^{0.3}) \right] (ja \times \sqrt{\frac{a}{t}}) \end{aligned} \quad (10)$$

上式右边第一项表示气泡因为得到热量生长的部分, 第二项表示气泡因为冷凝散失热量萎缩的部分, 显然只有第一项大于第二项, 气泡才可以生存、生长, 这个比例为

$$\eta_{\text{condensation}} = \frac{(\sin\theta)^2}{\left(\frac{y_b}{\delta_t} - 1 \right)} \quad (11)$$

因此定义由于气泡萎缩导致气液比减小的概率为

$$P_{\text{collapse}} = \frac{\int_0^{R_{\text{max}}} \left(\frac{(\sin\theta)^2}{\left(\frac{y_b}{\delta_t} - 1 \right)} (r) dr \right)}{R_{\text{max}}} \approx \frac{\int_0^{R_{\text{max}}} \left(\frac{(\sin\theta)^2 R_{\text{max}}}{R_t (1 + \cos\theta)} - 1 \right)}{R_{\text{max}}} \quad (12)$$

式中: Re 、 Pr 、 ja 分别是 Reynolds 数、Prandtl 数和 Jacob 数, δ_t 是液体热边界层厚度, y_b 是气泡高度, θ 是气泡在加热面上的接触角, 且由图 2 知 $y_b = (1 + \cos\theta)R$ 。上式应用积分中值定理时取 $0 < R_c < R_{\text{max}}$ 。

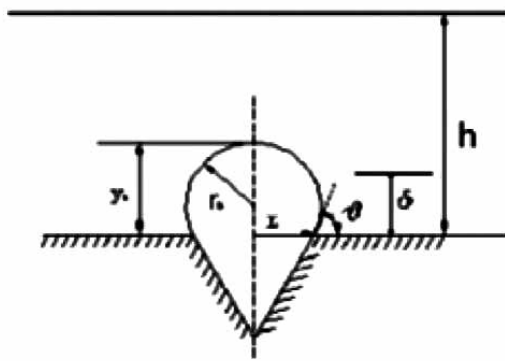


图2 换热空间高度和液体边界层与气泡高度的相互关系

在气泡生长到脱离加热表面的阶段, 该比例影响气泡生存数量, 进而影响气液比。

2.3 提升中气泡损失概率

讨论气泡生长、脱离过程主要对单一气泡做出描述。气泡脱离后, 在液体中提升, 经历碰撞聚合或破碎、相变等变化, 气液比因此发生变化。

进入提升阶段, 气泡处于等温气液两相流中, 由湍流导致气泡之间相互随机碰撞和气泡尾流夹带引起气泡聚并, 而由湍流涡旋引起气泡破碎^[18]。气液相变主要发生在液体蒸发和气泡生长阶段, 因此忽略提升阶段由于相变所导致的气泡数变化。

近似地,定义发生聚并的气泡碰撞数和总的碰撞气泡数之比为气泡聚并概率,表示为:

$$P_{combination} = \frac{\int_0^{R_{max}} \frac{t_c(r)}{\tau_c(r)} dr}{R_{max}} \approx \frac{e^{-0.05 \frac{\rho_l^{1/2} \sigma^{1/3}}{\sigma^2} R_{max}^{11/6}}}{R_{max}} \quad (13)$$

式中: t_c 是气泡间的液膜排液时间; τ_c 是气泡间的接触时间。

定义气泡破碎概率为:

$$P_{break} = \frac{\int_0^{R_{max}} \frac{We_c(r)}{We(r)} dr}{R_{max}} = \frac{e^{-0.93 \frac{\rho_l^{1/2} \sigma^{1/3}}{\sigma} R_{max}^{8/3}}}{R_{max}} \quad (14)$$

式中: Weber 数表征湍流剪切力与表面张力的比值:

$$We = \frac{2\rho_l(\varepsilon R)^{2/3} R}{\sigma}$$

3 气液比变化方程与控制策略

由式(8)和式(12)-(14)建立循环周期内气液比方程:

$$x(1-P_{collapse}-P_{combination}-P_{break})=x_{terminal} \quad (15)$$

对应上式,气液比控制策略有二种:构造气液比平稳过程或者最大化规则。吴文忠^[15]讨论了平稳过程构造与控制策略,此处讨论气液比最大化规则。

由上式可知:气液比最大化规则对应三类概率:

$P_{collapse}$ 、 $P_{combination}$ 和 P_{break} 的合理组合,即:选择三类概率,使得:

$$\max x(1-P_{collapse}-P_{combination}-P_{break}) \quad (16)$$

其概率约束为:

$$0 < P_{collapse} + P_{combination} + P_{break} < 1 \quad (17)$$

应用 Lagrange 乘数法求解:

$$x(1-P_{collapse}-P_{combination}-P_{break}) + \lambda(1-P_{collapse}-P_{combination}-P_{break}) \quad (18)$$

对 λ 求导数,并令其等于 0,得到关于 R_{max} 的方程:

$$\frac{-(\sin\theta)R_{max}}{R_{max}(1+\cos\theta)} + e^{-0.05 \frac{\rho_l^{1/2} \sigma^{1/3}}{\sigma^2} R_{max}^{11/6}} + e^{-0.93 \frac{\rho_l^{1/2} \sigma^{1/3}}{\sigma} R_{max}^{8/3}} = R_{max} \quad (19)$$

这就是满足气液比最大化规则的控制方程,求解得到 R_{max} 。例如:取工作流体为 H_2O , $\rho_l=1\text{kg/m}^3$, $\sigma=0.01\text{N/m}$, $\varepsilon=0.216\text{m}^2/\text{s}^3$, $y_b=1.2\delta_i$, $\theta=\pi/4$, 上式改写为:

$$y_1 = e^{-2.5R_{max}} + e^{-0.3R_{max}^{11/6}} + e^{-33.48R_{max}^{8/3}}, y_2 = R_{max}, \text{ 且 } y_1 = y_2$$

由上述函数作图如图 3,取交点得到 $R_{max} < 1\text{m}$,且当 σ 减小和 ε 增大时, R_{max} 有减小的趋势。

为了最大化气泡泵循环周期内气液比,式(19)允许我们采取一个概率对另一个概率的替代率,即:当气液比不变时,该式可用来确定三个概率中如何变动其中二个概率,例如:已知气液比和气泡萎缩概率,该式将给出气泡聚并概率和破碎概率的相互制约关系。

4 结论

工作流体吸热产生气泡,形成气液比,影响流型,而影响气泡泵工作性能。本研究首先依据流量测量和气泡数计数数据,应用数理统计方法,计算气泡泵一个循环周期内气液比;接着分析循环过程中三个主要因素影响气液

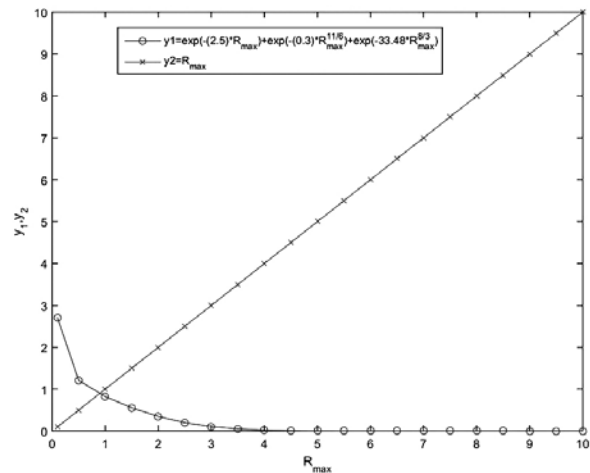


图3 求解最大化气液比时气泡直径示例

比的规律:由 Clausius-Clapeyron 方程计算蒸发量形成的气液比;由气泡生长函数分析气泡萎缩概率;计算提升中气液两相流动引起气泡破碎和聚并概率。由这些规律建立循环周期内气液比方程,包含液体蒸发量、气泡生长函数、提升中气液两相流动引起气泡破碎和聚并三个主要因素,进一步给出了气液比最大化的控制策略方程。

参考文献

- [1] 李骥洪, 黄志成. 我国太阳能制冷空调研究与发展 [J]. 太阳能学报, 1999, 增刊: 36-42.
- [2] 梁保, 刘道平, 叶鹏. 气泡泵在制冷技术中的应用研究进展 [J]. 制冷学报 Journal of Refrigeration, 2014 Vol. 35(1): 58-65.
- [3] 平亚琴, 刘道平, 陈盛祥, 薛相美. Einstein 循环制冷机导流式气泡泵的性能研究 [J]. 热能动力工程 JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL ENERGY AND POWER, 2011 Vol. 26(6): 743-746.
- [4] Patel Navin C. Teja A. A new cubic equation of state for fluids and fluid mixtures [J]. Chemical Engineering Science, 1982, 37(3): 463-473.
- [5] Andrew D. Delano. Design Analysis of the Einstein Refrigeration cycle [D]. Atlanta Georgia: Georgia Institute of Technology 1998.
- [6] Shelton S V, Delano A, Schaefer L A. Design analysis of the Einstein refrigeration cycle [C]//Proceedings of the Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century Lahaina Maui Hawaii 1999.
- [7] Laura Atkinson Schaefer. Single pressure absorption heat pump analysis [D]. Atlanta Georgia: Georgia Institute of Technology 2000.
- [8] 汤成伟, 祁影霞, 刘道平, 李文杰, 平亚琴, 薛相美. Einstein 制冷循环中气泡泵的试验研究 [J]. 制冷技术 Refrigeration, 2009 Vol. 37(11): 55-59.
- [9] Lihuan An, Daoping Liu, Yongjun Chen, Liang Yang, Meng Yang, Falong Lin. Theoretical and experimental study on the lifting performance of bubble pump with variable cross-section lift tube, Applied Thermal Engineering (2016), <http://dx.doi.org/doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.01.149>.
- [10] 赵荣祥, 刘道平, 梁保, 陈永军, 陆引哲. 不同提升高

度对气泡泵性能影响的理论与实验研究 [J]. 制冷学报 Journal of Refrigeration, 2014 Vol.35(4):78–83.

[11] Sy-Chi Kuo, Chao-Chi Shih, Chih-Chung Chang, Sih-Li Chen. Bubble pump in a closed-loop system for electronic cooling. Applied Thermal Engineering 51(2013) 425–434.

[12] Ali Benhmidence, Khaoula Hidouri, Béchir Chaouachi, Slimane Gabssi, Mahmoud Bourouis. Experimental investigation on the flow behaviour in a bubble pump of diffusion absorption refrigeration systems. Case Studies in Thermal Engineering 8 (2016)1–9.

[13] Raoudha Garma, Youssef Stiriba, Mahmoud Bourouis, Ahmed Bellagi. Numerical investigations of the heating distribution effect on the boiling flow in bubble pumps. International journal of hydrogen energy 39(2014)15256–15260.

[14] 沙庆云, 刘云义, 刘春祥, 沈自求. 受热液体在垂直管内向上流动时的过热汽化过程 [J]. 高校化学工程学报, 1989 vol.3(4): 53–60.

[15] 吴文忠. Einstein 制冷循环系统平稳过程构造及控制策略 [C]. 第十三届全国电冰箱 (柜)、空调器及压缩机学术交流大会《论文集》, 2016:201–205.

[16] Radovicich NA, Moissis R. The transition from two-phase bubble flow to slug flow. MIT Report No. 7; 1962.pp.763–722.

[17] Taitel Y, Bornea D, Dukler AE. Modelling flow pattern transitions for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes. AIChE J 1980;26:45–54.

[18] 吴暄. 气固两相穿越液池过程中的多相流动与传热传质 [M]. 吉林: 吉林大学出版社, 2016.

[19] Sumit Raj, Manabendra Pathak, Mohd. Kaleem Khan. An analytical model for predicting growth rate and departure diameter of a bubble in subcooled flow boiling. International Journal of Heat and Mass Transfer 109(2017)470–481.

[20] 彭晓峰, 胡杭英, 王补宣. 微通道内液体核沸腾时气泡形成的条件 [J]. 中国科学 (E 辑) SCIENCE IN CHINA (Series E), 1998 vol.28(3):220–224.

风压驱动贯流通风特性与建筑风口布置关联研究

马晓煜, 仲怀玉, 赵福云, 刘呈威

(武汉大学动力与机械学院, 武汉 430072)

[摘要] 建筑物通风口的位置设计对于建筑物的通风环境以及通风效果有着至关重要的影响。本文通过数值模拟的方式研究了贯流通风条件下的不同通风口位置的通风特性。在验证计算方法与网格独立性之后本文分析比较了四种贯流通风工况的质量流量与流场, 结果显示, 在来流速度高的同一水平位置上布置通风口使房间的通风率最高, 但室内的扰动效果不强, 形成了封闭的回流区。上下布置的通风口在保证通风率的基础上, 室内空气的扰动效果更好, 通风性能更加。该项研究对建筑通风结构与通风口的位置布置具有指导意义, 具体研究工作将为发展未来低碳建筑环境提供较好的思路与途径。

[关键词] 自然通风; CFD; 贯流通风; 开口位置

Full Numerical Investigations on the Opening Positions of Wind Driven Natural Cross Ventilation

Ma Xiao-yu, Zhong Huai-yu, Zhao Fu-yun, Liu Cheng-wei

(School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

[Abstract] The opening location plays an important role of buildings' environment and ventilation effect. This research studied the influence of opening positions to cross ventilation. The study investigated three cases of cross ventilation for fixed wind velocity, focusing on the effect of opening position on the ventilation rate. The results showed that case 2 which both the openings near the top of the building has the highest ventilation rate, but the air movement is not as strong as case 3 and case 4 which have great performance in both ventilation rate and air movement. According to these results, the study gives some guidance for building design on natural ventilation and provides some useful ideas as well as approach and methodology for the development of energy-efficient buildings.

[Keywords] Natural Ventilation; CFD; Single-sided ventilation; Cross ventilation; Opening location

0 引言

现如今在节能减排的社会需求下, 自然通风由于其优良的节能特性在建筑中被越来越多的用到。针对自然通风的通风特性的研究也越来越多。区别于机械通风, 自然通风的能量来源全部为大自然中可再生能源。按照能量来源或者驱动方式自然通风可以分为热压驱动、风压驱动以及风压热压联合驱动。在风压驱动自然通风中, 通风口的位置对于室内流动结构的影响至关重要, 不同的风口布置会影响流速、压力、以及通风换气的效率等。故本文的研究重点就放在了不同风口位置对贯流通风的影响上。

Evola^[1] 等人用数值模拟的方法研究了迎面面通风、背风面通风和贯流通风的通风特性, 并且着重比较了不同的湍流模型对于室内自然通风拟合的影响, 得出 RNG 模型与实验数据更加匹配的结论。故在此基础上, 本文构建四种不同的工况, 加以相同的边界条件, 用 RNG 模型来研究其通风特性。

1 模型

本文所要研究的对象是处于大空间自然通风环境下的建筑物, 考虑到建模以及计算的需要, 将模型简化为一 $3\text{m} \times 4\text{m} \times 5\text{m}$ 的立方体, 四种不同工况的贯流通风的通风口的位置如图所示。根据 Tominaga^[6] 等人的研究, 以建筑物高度作为基本尺寸, 确定计算域在建筑物后部为 $15H$ (45m), 即背风面到计算域的距离, 建筑物侧面以及迎风面到计算域的距离均为 $5H$ (15m)。建筑物顶部到计算域

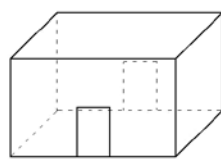


图 1 工况一

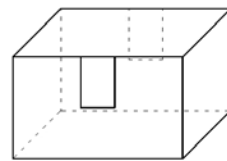


图 2 工况二

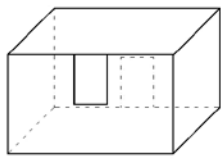


图 3 工况三

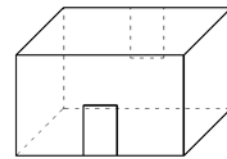


图 4 工况四

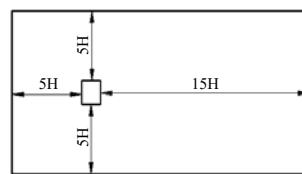


图 5 计算域大小

的距离为 $5H$ (15m)。

本文所划分的网格的节点数为 882000, 为了验证所选取的网格是满足计算精度要求的, 本文又设置了两组对照网格模型。通过计算表明, 粗糙网格和精细网格在建筑物进口处随着高度变化的速度的最大误差不超过 1%, 这也说明了本文所使用的网格数量是满足计算精度的速度边

基金项目: 武汉大学深圳研究院 (No.JCYJ20160523160857948)。

作者简介: 马晓煜 (1995—), 男, 山西, 研究生, 硕士在读。

Email: jerry.ma@whu.edu.cn

界条件设置在计算域的入口处。根据计算的需要,来流的风速并不是一成不变的,而是随着高度的增加,速度的大小也在增加。速度大小随高度的变化关系为:

$$U_z = U_H \left(\frac{z}{H} \right)^\alpha \quad (1)$$

其中, $U_H = 1.656 \text{ m/s}$, H 是建筑的高度为 3 m , α 的大小为 0.35 。

湍流动能以及湍流耗散率的边界条件按照如下的公式定义:

$$k = \frac{u_z^2}{\sqrt{C_\mu}} \left(1 - \frac{z}{\delta} \right) \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{u_z^3}{k_z} \left(1 - \frac{z}{\delta} \right) \quad (3)$$

其中, $\delta = 0.77 \text{ m}$, $U^* = 0.19 \text{ m/s}$, k 是 von Kármán 常数, 其大小为 0.4 , $C_\mu = 0.09$ 。

2 四种工况流动结构

通过 CFD 的计算后,本文在建筑物的中心位置分别截取竖直与水平两个不同的截面,具体分析了其流动结构的不同,如图 6 所示。

水平截面上工况一的流场情况如图,流线从下面的通风口进入,分成两股沿着左右墙面流动,左边的流线向上发展进入左上角的回流区,右边的流线沿着墙面逆时针流出建筑物。我们可以大致把工况一的室内环境分成两个部

分: 通流部分和回流部分。通流部分的速度较高,空气经过通流部分流入与流出建筑物,通流部分位于建筑物的下部,由于回流区域的影响但与通风口的水平位置并不相同,通流部分的位置比通风口要低。

在工况二中,最明显的现象就是“分层”。不论是水平流场还是竖直流场,其流动的结构都十分的鲜明。在竖直流场中,上部流线大体成直线从进风口流向出口。建筑物下部是一个整体的回流区,可以看出回流的中心在靠近背风面一侧。回流区中的流体绕中心顺时针运动。

工况三的通风口呈“一上一下”布置。即迎风面通风口在建筑物的上端,背风面通风口在建筑物的下端。整体呈现两个趋势:上部的空气进入建筑物后沿着上部绿色区域到背风面,之后折转约 90° 向下流动,之后从通风口的上部流出。在建筑物的下端,有一片湍流区,湍流区的运动趋势为绕近地面的中心作顺时针运动,通风口的下部流出的气体都是从湍流区发出的。

工况四是本文所研究的最后一种工况:通风口呈“一下一上”布置,即迎风面通风口在建筑物的下部,背风面通风口在建筑物的上部。首先来看竖直截面的流场。空气由迎风面通风口进入房间内,经由下部的通流部分到背风面墙附近,之后折转 90° 向上运动,并且从背风面通风口的下半部分流出。在转弯的时候,有一部分的气体被卷吸进入右下角的涡流,在涡流中作逆时针绕流。

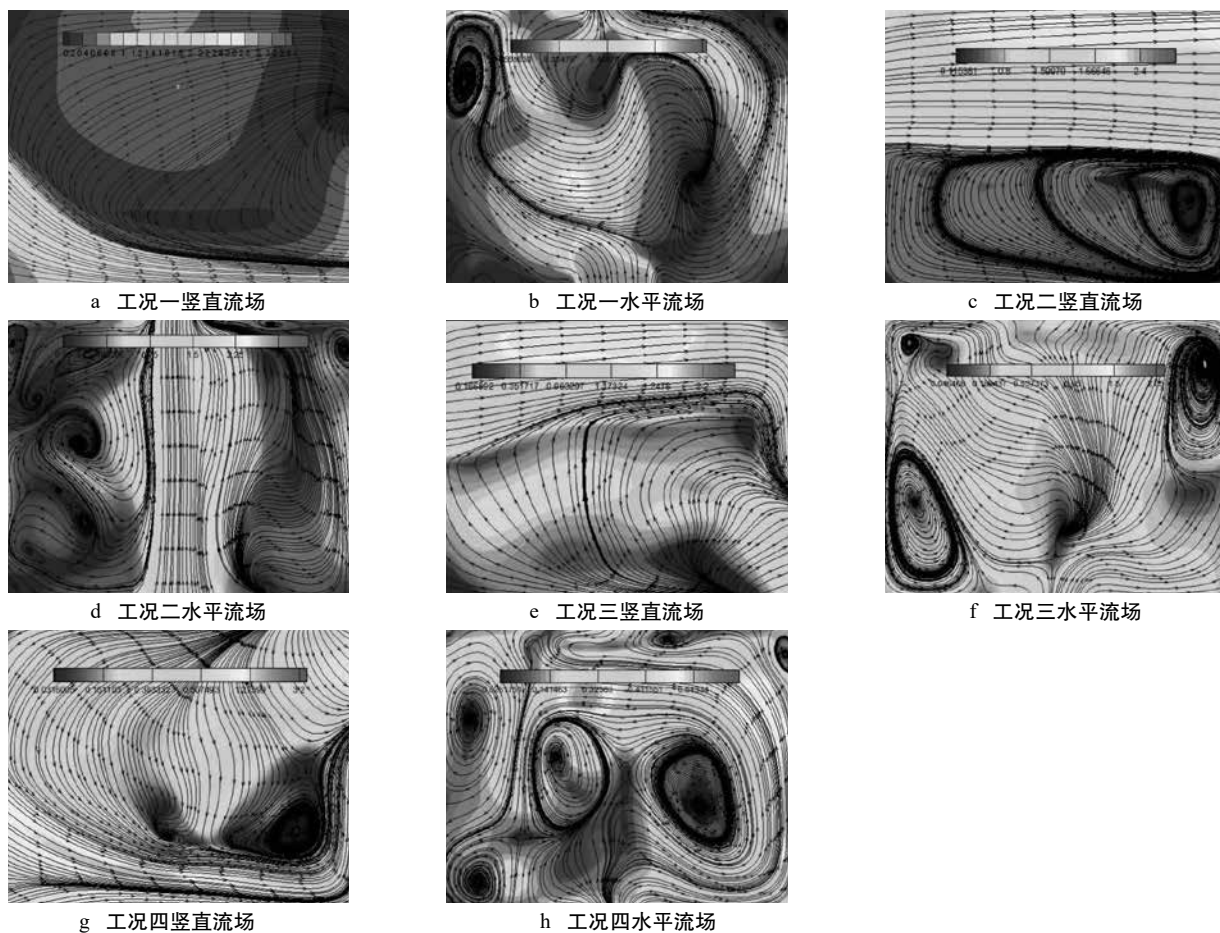


图 6 四种工况流动结构对比

3 四种工况速度分布

本小节主要分析不同贯流通风工况下的速度分布。本文从迎风面位置,中心位置以及背风面位置分别选取30个观测点,提取其速度的值。速度分布如图7所示。

可以看出工况一与工况四的速度分布相近,工况二与工况三的速度分布相近。这是由于在迎风面位置上开口对流动的影响十分巨大。当开口位置在下端的时候,迎风面位置上小于1.5m处速度比大于1.5m处的速度更大。同理,当开口位置在上端的时候,大于1.5m处的速度更大。工况二与工况三在近地面处速度方向与来流方向相反,形成了回流,工况四在近地面处速度方向与来流方向相同。在大于1.5m处,工况二的速度最大,在顶部的区域速度逐渐减小,这与本文在流场部分的讨论结论是一致的。有一点值得注意,就是在近地面处工况四与工况二、工况三的速度方向一致,即工况二与工况三在建筑物的中心位置的近地面处存在回流区。工况一与工况四的速度分布图呈中心对称的形式分布,可见其在背风面处的速度分布正好上下相反。在有通风口的位置速度大,没有开设通风口的位置速度几乎为零。工况二在高度小于1.5m处速度几乎为零,可见此处并没有存在回流区,当大于1.5m处,工况二的速度达到最大值。工况一与工况四在距离地面约0.3m处,可以从图上看有一个折点,这部分的速度大小是正值,通过速度从正值变化到负值这一点,可以分析得出这一部分存在着回流。工况三在整个中心位置的速度都大于零,其在建筑物中心的沿竖直方向的速度分量的方向向上。工况二在中心位置上的沿竖直方向的速度分量的方向先向上之后向下,随着高度的增加又出现向上的方向。

这一现象说明了工况二上下出现了分层,即上层的速度与下层的速度存在着较大的差异。工况四在高度大于

0.8m的位置上的竖直方向速度分量的速度向下,这是其与别的工况所不同的。工况二与工况四在背风面的速度分布与工况一和工况三正好相反,其在高度小于1.5m处的速度几乎为零。可见影响背风面速度分布的最主要因素就是通风口的位置。

在分析完四种工况之后,不同的风口布置对贯流通风的影响也渐渐明晰。若想获得较大的质量流量使得换气的频率更高,可以在流速高的水平位置等高布置两个对立的通风口,但是这样布置带来的弊端就是出了通流区域的通风效果较好之外别的区域扰动和换气的效果较差。若想或得更好的室内扰动效果,可以采用诸如工况三和工况五的上下布置,这样在保证质量流量的同时还能够获得较好的扰动效果,室内的换气效果会大大加强。

4 质量流量

表1给出了工况一到工况四的质量流量的大小。分析表中数据可得,工况二的质量流量最大,工况一与工况四的质量流量相差无几。

表1 贯流通风工况质量流量对比

	工况一	工况二	工况三	工况四
质量流量 (kg/s)	1.289	2.274	1.712	1.357

首先从迎风面通风口位置的角度分析。工况二与工况三的迎风面通风口的位置都在建筑物上部,其质量流量比另外两种迎风面通风口在建筑物下部的工况要大。在第三节的速度边界条件的定义中,式3.1给出了速度的变化关系,从公式中可以看出,速度随建筑物高度的变化呈幂函数的形式增加,即建筑物高度越大,那么流过这一位置的速度也就越大。所以我们可以通过对比柱状图4.30直观的看出,流过通风面的速度与质量流量呈正相关的关系。还有一点值得注意,工况二与工况三的差距比工况四与工

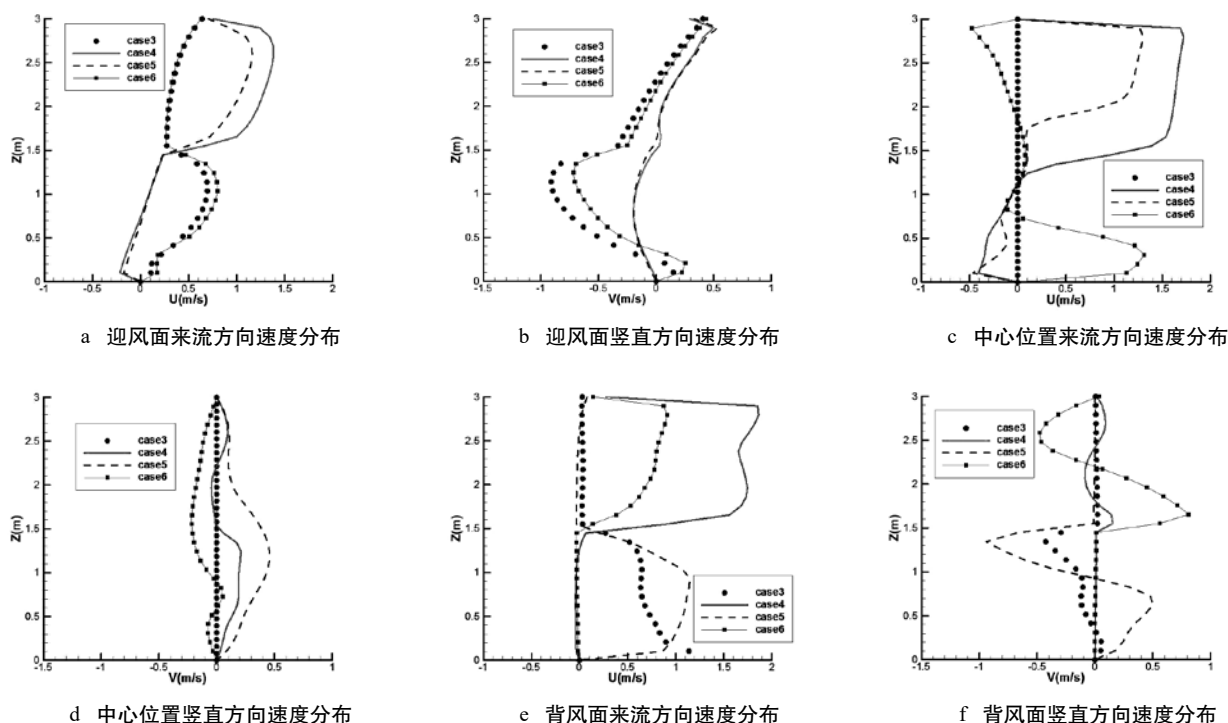


图7 不同位置速度分布

况一更加明显,而且工况四的质量流量比工况一的质量流量更大。这一现象的得出表明,并不能简单地认为同一水平布置贯流通风的通风口就会使通风效果更好。

5 结论

本文通过数值计算的方法深入讨论和分析了通风口的位置对风压驱动自然通风的影响。随着能源消耗带来的环境问题日益加重,自然通风作为一种清洁高效的通风方式受到越来越多的青睐。在经过计算方法以及网格独立性的验证之后,本文讨论了不同的通风口布置对贯流通风的影响。

工况一到四对比分析了通风口位置对贯流通风的影响。来流的速度与贯流通风中通风量的变化呈正相关,来流速度越大,贯流通风的质量流量越高。工况二与工况一的分析表明通风口布置在同一水平位置时速度过大会使得室内的气体得不到完全交换,即室内空气混合与扰动效果不强。在工况一中由于回流区的影响,下部的空气流速更高。室内混合效果较好的为工况三与工况四。上下布置的通风口使得室内空气得到充分交换,又由于工况三的进口布置在速度较高的上部故工况三的通风量与室内扰动均较好。所以,为了使室内的气流得到充分的混合以达到良好的通风换气的效果,贯流通风的通风口应布置在不同的高度处,进风口的高度应当与室外空气流速较大位置的高度相同。

本文对比分析了处于墙面中心位置的贯流通风,没有提及水平位置有所变化时的通风情况,例如在左下角布置的通风口的单侧通风或者对角线布置通风口的贯流通风等。相信通风口水平位置的不同也会对自然通风产生相应的影响。另外,数值计算的方法虽然经过验证,但与实际

情况还是存在误差,希望在今后的研究中,本文的能结论通过实验的方法得到验证,与实验相结合的数值模拟会在今后的发展中应用到越来越多的工程实际中,也会在未来自然通风领域的研究中大放异彩。

参考文献

- [1] Evola G, V. Popov. Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings. *Energy and Buildings*, 2006, 38:491–501.
- [2] Ohba M, Irie K, Kurabuchi T. Study on airflow characteristics inside and outside a cross-ventilation model, and ventilation flow rates using wind tunnel experiments. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2001,89:1513–1524.
- [3] Jiang Y, Alexander D, Jenkins H, Arthur R, Chen Q. Natural ventilation in buildings: measurement in a wind tunnel and numerical simulation with large eddy simulation. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2003,91: 331–353.
- [4] 李红祥, 风压作用下自然通风阻力特性研究 [D]. 湖南: 湖南大学, 2004.
- [5] 汤广发, 吕文湖, 王汉青. 室内气流数值计算及模型试验 [M]. 长沙: 湖南大出版社, 1989.
- [6] Yoshihide Tominaga, Akashi Mochida, Ryuichiro Yoshie, Hiroto Kataoka, Tsuyoshi Nozo, Masaru Yoshikawa, Taichi Shirasawa. AIJ guidelines for practical applications of CFD to pedestrian wind environment around buildings. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2008, 96:1749–1761.

污泥堆肥车间围护结构传热系数的研究

宋高举¹, 付梦菲^{2,1}

(1. 机械工业第六设计研究院有限公司, 郑州 450008; 2. 中原工学院, 郑州 450007)

[摘要] 为了研究污泥堆肥车间围护结构内表面的结露情况, 根据堆肥工艺特性及车间的散热特征, 建立堆肥车间的热平衡方程; 通过理论分析计算的方法, 化简求解车间内的温度。选取全国五个气候分区的代表城市分别为: 沈阳、郑州、杭州、昆明、广州, 在保证围护结构内表面不结露的情况下, 对其室外气象参数、室内温湿度和围护结构的传热系数等进行分析, 计算得出代表城市污泥堆肥车间围护结构最大传热系数的变化规律。

[关键词] 堆肥车间; 热平衡; 温度; 结露; 传热系数

Study on Heat Transfer Coefficient of Enclosure Structure in Sludge Composting Workshop

Song Gao-ju¹, Fu Meng-fei^{2,1}

(1. Machinery Industry Sixth Design Institute Limited, Zhengzhou 450008; 2. Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 450007)

[Abstract] In order to study the condensation of the inner surface of the sludge composting workshop, according to the composting characteristics and the heat dissipation characteristics of the workshop, the heat balance equation of the compost workshop is established; The temperature in the workshop is solved by means of theoretical analysis and calculation. Select the five climate zones on behalf of the city were: Shenyang, Zhengzhou, Hangzhou, Kunming, Guangzhou, In the case of ensuring that the inner surface of the envelope is not condensed, the outdoor meteorological parameters, the indoor temperature and humidity and the heat transfer coefficient of the envelope are analyzed, The change rule of the maximum heat transfer coefficient of the envelope of urban sludge composting workshop is calculated.

[Keywords] Compost workshop; Thermal equilibrium; temperature; Condensation; Heat transfer coefficient

0 引言

随着社会经济快速发展, 我国的工业化水平和城市化进程也在不断的加速, 与此同时, 城市污水污泥的污染问题也变得十分突出。由于受生态、环境和经济因素的限制, 污泥堆肥技术在处理固体废弃物中发挥的作用也越来越大^[1]。污泥堆肥其实质就是堆体在受控的条件下, 污泥中的有机物在微生物的作用下, 通过生化反应来实现减量化、稳定化和无害化的过程^[2,3]。

温度是污泥堆肥过程中微生物代谢活动产生热量和散热平衡的标志因素之一^[4]。污泥在好氧堆肥的过程中有机质的分解主要是在中温(45℃左右)阶段完成的, 但是考虑到对病原体的杀灭效果, 堆肥仍然需要经历一段高温时期(55℃以上)^[5]。污泥在堆肥腐熟的过程中, 有大量的热量放出, 出, 污泥本身也含有大量的水分, 在堆肥过程中需要将含水率60%~80%的污泥干化为含水率20%~30%的肥泥, 导致整个生产工艺过程中会有大量的水以水蒸气的形式散发出来^[6]。整个堆肥车间形成了一个高温、高湿的高大空间, 在寒冷的冬季, 当围护结构内表面温度小于室内的露点温度时, 围护结构就会出现结露现象。墙体壁面结露, 可能导致墙体表面剥落、发霉、围护结构腐蚀等现象, 降低建筑物的使用寿命, 此外内表面结露严重, 水滴从围护结构内表面滴入堆料中, 从而影响堆肥工艺。故保证污泥堆肥车间围护结构内表面不结露具有很重要的意义。

1 堆肥车间热量平衡的分析

污泥在堆肥腐熟的过程中释放出大量的热, 堆肥车间

内的热量也随着全面通风及围护结构的散热而损失。根据污泥堆肥工艺的放热特性以及车间围护结构的散热特征, 对某时刻车间内的热量平衡建立方程式为:

$$Q_i + Q_d + E_b = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_w \quad (1)$$

其中: Q_i 为某时刻给堆体通风所带入车间内的热量(J/S); Q_d 为某时刻堆体表面与车间内空气的对流散热量(J/S); E_b 为某时刻车间太阳辐射得热量(J/S); Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 为某时刻室内通过堆肥车间的外窗、太阳板、外墙、屋面分别向室外扩散的热量(J/S); Q_w 为某时刻车间的全面通风从车间带走的热量(J/S)。

由热平衡方程式(1)可得出污泥堆肥车间某时刻热量平衡的微分方程式(2)如下:

$$\sum_{i=1}^n \frac{M_a C_p (T_i - T_o)}{22.4} \cdot \frac{\partial G_i}{\partial t} + \sum_{i=1}^n K_d F_i \cdot \frac{\partial (T_i - T_n)}{\partial t} - e_o F_2 \cdot \frac{\partial E_b}{\partial t} = \sum_{i=1}^n K_i F_i \cdot \frac{\partial (T_n - T_o)}{\partial t} + \frac{M_a C_p (T_n - T_o)}{22.4} \cdot \frac{\partial (G/3600 - G_i)}{\partial t} \quad (2)$$

其中: G_i 为堆体腐熟所需的通风量(m^3/s); F_i 为车间围护结构的表面积(m^2); G 为车间的全面通风量(m^3/h); m 为表示堆体的5个不同的发酵阶段; n 为表示车间的外围护结构外窗、阳光板、外墙和屋面; e_o 为某时刻车间围护结构水平面的总辐射强度(w/m^2); C_p 为空气的平均比热容, 取 $1.007 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; M_a 为空气的相对平均分子量($M_a = 28.84 \text{ g}/\text{mol}$); T_i 、 T_n 、 T_o 为某时刻堆肥车间的堆体温度、室内温度、室外温度($^\circ\text{C}$)。

2 模型的求解及分析

2.1 车间物理模型的选取

以郑州市某污泥堆肥车间为研究对象, 其物理模型的参数如下:

作者简介: 宋高举(1972—), 男, 河南郑州, 高级工程师, 工学博士。
Email: 13838135839@163.com

(1) 车间的平面尺寸为 216.65m×99.9m, 外墙高度最低为 5.8m, 最高为 9.4m;

(2) 发酵槽共 66 个, 呈左右对称, 两侧各 33 个发酵槽, 中间设置 11.9m 宽的装载机运行通道, 两侧各设置 9m 宽的翻抛机运行平台, 两侧发酵槽区域的尺寸均为 174.7m×33.6m×2.2m; 车间的平面布置如图 1 所示。

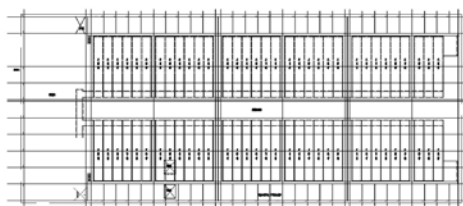


图 1 污泥堆肥车间平面布置示意图

根据污泥堆肥车间的实际尺寸可知, 污泥堆肥车间外围护结构的主要参数如表 1 所示。

表 1 车间外围护结构的主要参数

序号	名称	面积 /m ²
1	外窗	702
2	阳光板	1470
3	外墙	5722
4	屋面	16838

2.2 模型求解

根据相关研究^[7], 堆体的发酵周期可分为五个阶段, 不同腐熟期的温度及所需通风量如表 2 所示。假设某时刻有相同数量的不同阶段的堆体同时进行腐熟, 且堆体的内部温度和表面温度均匀, 根据不同发酵阶段堆体的平均温度, 计算出某时刻一个堆肥周期内的堆体通风量和对流散热量。

表 2 不同发酵阶段的温度范围及通风量

发酵阶段	温度范围	堆体通风量	时间 / 天
起爆阶段	0℃ < T < 15℃	0.01m ³ /m ³ ·min	3
缓慢升温期	15℃ < T < 35℃	0.02m ³ /m ³ ·min	5
快速升温期	35℃ < T < 60℃	0.04m ³ /m ³ ·min	4
高温维持期	T=60℃	0.17m ³ /m ³ ·min	6
降温阶段		0.04m ³ /m ³ ·min	3

根据郑州市某污泥堆肥厂选取的设计参数, 外窗传热系数 $k_1=2.2\text{w}/(\text{m}^2\cdot\text{k})$; 阳光板传热系数 $k_2=3\text{w}/(\text{m}^2\cdot\text{k})$; 外墙的传热系数 $k_3=0.8\text{w}/(\text{m}^2\cdot\text{k})$; 屋面的传热系数 $k_4=1.9\text{w}/(\text{m}^2\cdot\text{k})$; 根据相关文献研究^[9], 选取污泥堆肥车间的全面通风量为 $G=60\text{万 m}^3/\text{h}$, 根据表 1、表 2 及相关参数化简求解式 (2) 可得出污泥堆肥车间内的温度 t_n 。

$$t_n = 14.00 + 0.62 \cdot t_o + \frac{1470 \cdot e_o}{330425.92} \quad (3)$$

在堆肥车间的外围护结构中, 屋面的传热系数大于外墙的传热系数, 且屋面的传热量也是最大的, 故选择屋面为研究对象, 保证屋面不结露则外墙也不结露, 根据围护结构内表面温度的公式, 计算得围护结构内表面温度为:

$$t_n = 0.78t_o + 0.22t_o \quad (4)$$

其中: a_n 为维护结构内表面的换热系数, 一般取值为 $7.5\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$ 。

2.3 计算结果的分析

根据《建筑气候分区》(GB 50178-93) 及《民用建筑热工设计规范》(GB 50176-2016), 将全国的气候分

为严寒、寒冷、夏热冬冷、夏热冬暖、温和五大气候区, 选择代表城市分别为沈阳、郑州、杭州、广州和昆明。

分别选取冬至日前后 (1月5号~1月10号) 及夏至日前后 (7月11号~7月16号), 以围护结构内表面温度为研究对象, 根据中国建筑热环境分析专用气象数据集导出的逐时气象参数, 由式 (3) 和式 (4) 可计算出代表城市污泥堆肥车间围护结构内表面的温度如图 2、图 3 所示。

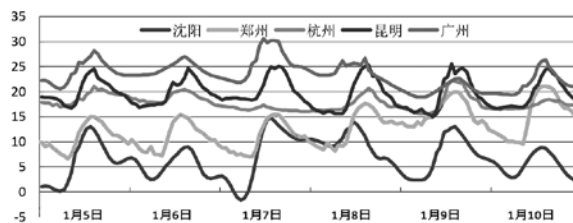


图 2 1月5号~10号围护结构内表面温度

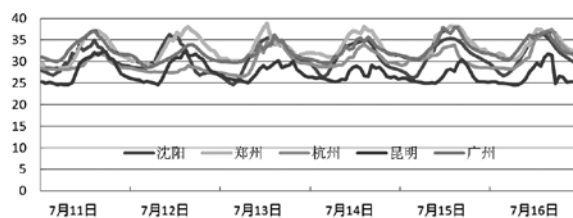


图 3 7月11号~16号围护结构内表面温度

由图 2 和图 3 可知:

(1) 在冬季各城市堆肥车间围护结构的内表面温度相差较大, 其中广州的温度最高, 沈阳的温度最低; 在夏季广州堆肥车间围护结构内表面温度却不如郑州的高, 可能是由于广州位于南方, 夏季多阴雨天气, 太阳辐射量大大减少所致;

(2) 夏季各城市温度曲线变化趋势较为一致, 重合也较为紧密, 可能是因为夏季, 室外的温度高, 堆肥车间内污泥腐熟过程中也放出大量的热, 室内外的温差较小, 故车间全面通风带走的热量及围护结构损失的热量也较少, 因此夏季围护结构内表面的温度相差不大;

(3) 无论是在冬季还是夏季, 图 2、图 3 都显示白天围护结构的内表面温度都高于晚上, 可能是由于白天太阳日照度强, 辐射吸收较多的热量, 而晚上没有太阳辐射;

(4) 把同一个热平衡方程的模型应用于五个不同气候区的城市, 在冬季, 不同城市的围护结构内表面温度差距较大, 由于室内外的温度也相差较大, 可能会出现结露现象。

3 围护结构内表面结露问题的分析

3.1 典型城市围护结构结露现象的分析

污泥在堆肥腐熟的过程中有大量的热和湿放出, 整个车间形成了一个高温高湿的高大空间。已知当室内围护结构的内表面温度低于露点温度时, 围护结构的内表面就会出现结露现象。选取污泥堆肥车间的相对湿度为 $RH=90\%$, 由式 (3) 和式 (5) 可以计算出车间内空气的露点温度 T_{d0} 。

$$T_d = 237.3 / [7.5 / \log(RH \times 6.11 \times 10^{[7.5 t_d / (237.3 + t_d)]} / 6.11) - 1] \quad (5)$$

冬季的室外温度较低,车间围护结构内表面容易出现结露现象。选取全年最冷月中的典型日1月5号~1月10号,对比分析车间外墙内表面温度与室内露点温度,结果如图4~图8所示:

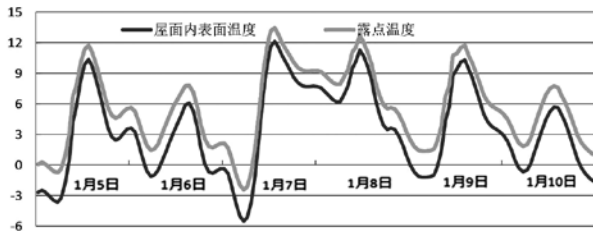


图4 沈阳围护结构内表面温度与露点温度的比较

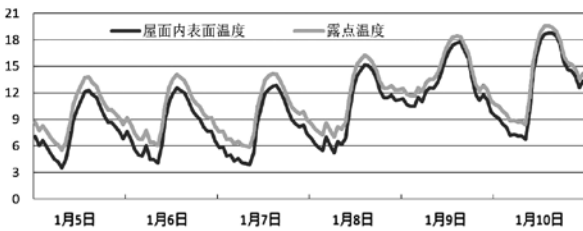


图5 郑州围护结构内表面温度与露点温度的比较

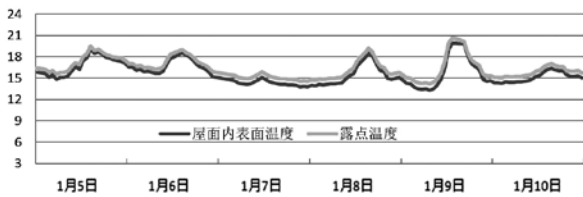


图6 杭州围护结构内表面温度与露点温度的比较

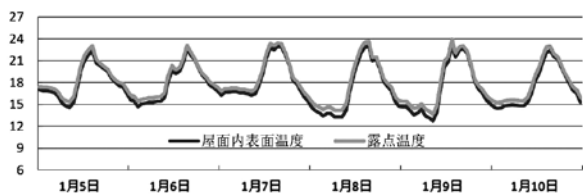


图7 昆明围护结构内表面温度与露点温度的比较

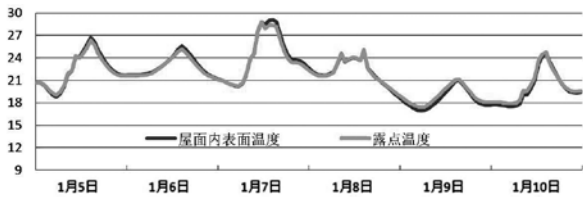


图8 广州围护结构内表面温度与露点温度的比较

由图4至图8可以看出:在同一个热平衡模型的计算条件下,在冬季的1月5号~10号,五个城市的温度变化呈现出一致性,沈阳、郑州、杭州堆肥车间的屋面在冬季都会出现结露现象;昆明堆肥车间白天不会出现结露,晚上屋面会结露;广州几乎不会出现结露现象。故不同城市围护结构的传热系数应取适合的值,才能够保证围护结构的内表面不会出现结露现象。

3.2 结露临界状态的分析

通过对污泥堆肥车间围护结构的传热机理及内表面结露临界状态的分析,已知污泥堆肥车间室内的露点温度,当围护结构的内表面温度等于室内露点温度的时候,可求出围护结构的最大传热系数 K_{max} 。

根据围护结构内表面温度的公式 $\tau_n = t_n - \frac{K}{\alpha_n} \times (t_n - t_o)$, 为了保证冬季围护结构不结露,令 $\tau_n = t_d$, 可以求出围护结构的最大传热系数:

$$K_{max} = \frac{t_n - t_d}{t_n - t_o} \cdot \alpha_n \quad (6)$$

其中: t_d 为室内空气的露点温度 ($^{\circ}\text{C}$);

3.3 保证不结露的条件分析

选取全国五个不同气候分区的典型城市,为保证各城市污泥堆肥车间的围护结构内表面在全年中每个时刻都不产生结露现象,把全年逐时刻传热系数中的最小值作为这个城市的最大允许传热系数,由式(3)~式(6)及中国建筑热环境分析专用逐时气象参数计算结果如下所示:

沈阳: $K_{max} = \min\{k_1, k_2, k_3, \dots, k_{8760}\} = 0.58 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$

郑州: $K_{max} = \min\{k_1, k_2, k_3, \dots, k_{8760}\} = 0.82 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$

杭州: $K_{max} = \min\{k_1, k_2, k_3, \dots, k_{8760}\} = 1.0 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$

昆明: $K_{max} = \min\{k_1, k_2, k_3, \dots, k_{8760}\} = 1.0 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$

广州: $K_{max} = \min\{k_1, k_2, k_3, \dots, k_{8760}\} = 1.14 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$

各城市污泥堆肥车间屋面允许的最大传热系数变化规律如图9所示:

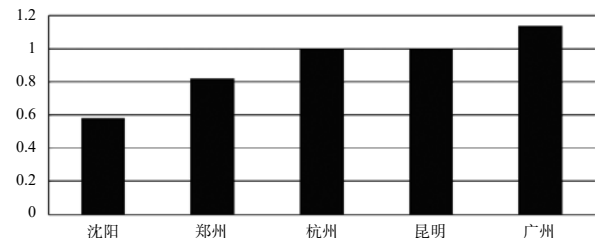


图9 典型城市屋面最大允许传热系数

4 结论

本文针对污泥堆肥车间围护结构的内结露问题,对污泥堆肥车间的堆肥工艺及堆肥车间的热量传递进行分析,建立了堆肥车间的热平衡方程,求出车间内的温度;通过分析围护结构结露的临界状态点,求出围护结构的最大允许传热系数。主要得出以下结论:

(1) 根据全国气候的热工分区选择五个气候区的城市,在选取相同传热系数建立的热平衡模型下,可计算出在冬季堆肥车间内的温度从高到低依次为:广州、昆明、杭州、郑州、沈阳;

(2) 五个城市的围护结构内表面温度在夏季重合较为紧密,在冬季温度差距较大,主要是由于夏季的室内外温差较小,散热损失较少;但无论是在冬季还是夏季,车间夜晚的温度都低于白天,主要是由于夜晚室外气温较低,

没有太阳辐射量；

(3) 通过对污泥堆肥车间的热量平衡及围护结构的传热特性进行分析, 保证围护结构内表面不结露, 需要满足车间围护结构屋面的最大允许传热系数, 五个不同气候区城市的最大允许传热系数分别为: 沈阳 $K_{max}=0.58\text{w/m}^2$, 郑州 $K_{max}=0.82\text{w/m}^2$, 杭州 $K_{max}=1.0\text{w/m}^2$, 昆明 $K_{max}=1.0\text{w/m}^2$, 广州 $K_{max}=1.14\text{w/m}^2$ 。

(4) 不同城市气候相差较大, 对于相同的物理模型, 车间围护结构内表面结露的情况不一致。污泥堆肥车间围护结构内表面不结露的影响因素, 不仅包括室外的气象参数、室内的温湿度, 还和围护结构的传热系数有关。在工程设计时, 可由式(2)~式(6)计算出围护结构最大允许传热系数, 供设计参考。

参考文献

- [1] 魏源送, Mail. Rcees. Ac. Cn, 樊耀波, 等. 堆肥系统的通风控制方式 [J]. 环境科学, 2000(02):101-104.
- [2] Haug R T. The Practical Handbook of Compost Engineering[J]. Lewis Publishers Boca Raton, 1993.
- [3] 文昊深, 李永红, 彭绪亚, 等. 好氧堆肥水分蒸发对通风量和堆体温度的影响 [J]. 环境卫生工程, 2006(05):14-16.
- [4] 岳波, 陈同斌, 黄泽春, 等. 城市污泥堆肥过程中气温对堆体温度影响的模拟 [J]. 环境科学学报, 2005(11):48-55.
- [5] 丁文川, 郝以琼, 李宏. 污泥堆肥温度对微生物降解有机质的影响 [J]. 重庆建筑大学学报, 1999(06):20-23.
- [6] 徐强. 某城市混合污泥生化处理工艺通风系统的分析与改进 [D]. 东华大学, 2014.
- [7] 康军, 张增强. 污泥好氧堆肥不同阶段通风量研究 [J]. 环境卫生工程, 2009(06):5-8.
- [8] 中国建筑科学研究院. 公共建筑节能设计标准: GB 50189-2015[J].
- [9] 宋高举. 基于绿色工业建筑评价体系的有害物源控制技术的研究 [D]. 东华大学, 2015.

操作者位置对吹吸式通风系统流场特性的影响

周 宇, 王曼宁, 王梦影, 王 怡

(西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘 要] 障碍物会对吹吸式通风系统流场特性产生重要影响。本文采用数值模拟的方法, 研究大风口低风速送风的吹吸式通风系统中, 气流绕过操作者后产生的回流区的流场特性。结果表明操作者距离送风口越远, 回流区越小, 并且回流区长度线性下降; 减少送风速度或者增加吸风速度可以降低回流区长度。研究结果为吹吸式通风系统中操作工人的位置提供参考依据。

[关键词] 吹吸式通风; 回流区; 大风口; 操作者位置

Effect of Operator Position on Flow Characteristics in Push-pull Ventilation System

Zhou Yu, Wang Man-ning, Wang Meng-ying, Wang Yi

(1. School of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xian, 710055 China)

[Abstract] Obstacles have an important influence on the flow characteristics in push-pull ventilation system. By numerical simulation the flow field characteristics of the recirculation zone generated by the airflow around the operator in push-pull ventilated system with large outlet and low velocity were investigated. The results show that the farther the operator is from the air outlet, the smaller the recirculation zone and the length of the recirculation zone decreases linearly. Reducing the air supply velocity or increasing the suction velocity can reduce the length of the recirculation zone. The results provide reference for the location of operators in push-pull ventilation system.

[Keywords] recirculation zone; large outlet; Operator Position

0 引言

吹吸式通风系统由送风罩 (push hood) 和排气罩 (pull hood) 组成。送风射流控制并携带污染物, 排气罩排走射流与之携带的污染物。由于吸风汇流的控制能力小, 而送风射流的作用范围大、控制能力强, 因此, 相对于其它形式的局部排风罩, 吹吸式通风系统节能效果显著, 吹吸式通风相对于局部排风罩可以节约 50% 的风量^[1-4]。

障碍物会对吹吸式通风系统流场特性产生重要影响。当气流绕过障碍物后会产生漩涡或回流区, 在这些区域, 污染物一旦进入就不易离开, 会使得区域内的污染浓度物大幅提高^[5-8]。回流区对污染物分布有重要影响, Welling^[9]预测了自由来流速度为 0.3~0.5 m/s 范围内, 假人后回流区尺寸为 1.1~1.4 m。小风口高风速送风的吹吸式通风系统, 当遇到障碍物后, 会使射流发生较大偏转, 造成吹吸流场失效, 因此设计标准禁止在吹吸式通风系统存在大型障碍物。大型障碍物, 譬如人、工作台、工件等有时不可避免, 这样大大限制了吹吸式通风系统在实际工程中的应用。然而有研究表明, 若采用大风口低风速送风, 较大障碍物的存在可不使吹吸流场失效。

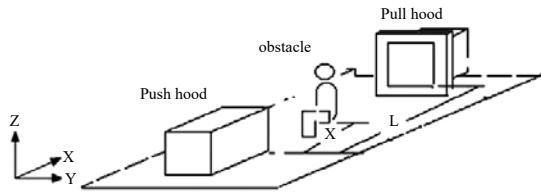
本文研究大风口低风速的吹吸式通风系统中, 操作者后的回流区的流场特性。

1 物理模型与计算方法

通风房间长 11m、宽 5.5m、高 3.3m。吹吸式通风系统送风口与排风口的尺寸都为 0.96×0.96m (H×W); 排风口处法兰外围为 1.50×2.00m。吹风口到排风口的距离为 L=3.8m。操作者以坐姿放置在吹吸式通风系统的吹吸流场

中, 坐姿假人高 1.4m, 肩宽 0.45m。以假人头部中心位置代表障碍物位置。假人放置在吹吸流场的中轴线上。假人的位置从吹风口逐渐向吸风口移动, 位置工况一共设定为 4 种, 距离吹风口的的位置见表 1。

表 1 操作者位置



工况	位置 x (m)	无量纲位置 x/L
Case 1	0.95	0.25
Case 2	1.55	0.41
Case 3	2.15	0.57
Case 4	2.75	0.72

本文采用商业流体力学软件 ANSYS Fluent 进行计算。由于存在障碍物的流场会发生绕流现象, 流线弯曲, 因而湍流模型选用 RNG 模型, 该模型在处理流线弯曲度大和具有高应变率的流动时具有良好的特性。壁面附近采用标准壁面函数法进行处理。送风口与排风口均采用速度边界条件, 其它为壁面边界条件。压力与速度采用 SIMPLE 算法, 对流项和扩散项的离散采用 QUICK 格式。

数值计算中采用体网格划分技术, Tgrid (混合网格) 划分方法, 网格单元为 Tex/Hybrid, 并采用局部加密。为保证得到网格独立解, 进行了变网格数目的考核。最终确定网格数为 190 万, 网格数量对吹吸流场速度场的影响的对比结果如图 1 所示。

基金项目: 国家自然科学基金 (No.51508445); 陕西省科技厅基金 (No.15JK1448)。

作者简介: 周宇 (1979—), 女, 陕西, 讲师, 博士。

Email:zhouyu@xauat.edu.cn

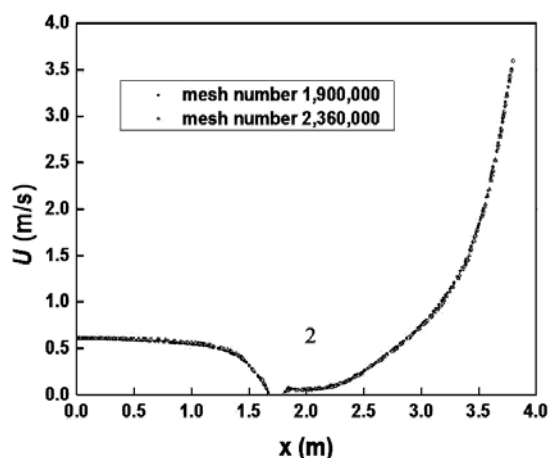


图1 网格独立性

2 数值计算结果及分析

图2为数值计算得到的操作者在不同位置时的速度等值线图与流线图。图2(a)为 $z/H=0.42$ 断面上的速度等值线图与流线图。当操作者离吹风口越近,操作者后面回流区的范围也越大。图2(b)为对称面 $y/W=0$ 断面上的速度分布与流线图。从图上看在操作者的头部位置,边界层发生了分离,在头的后部形成了涡流区,当障碍物位置越靠近吹风口时,假人头部后形成的回流区的范围越大,障碍物越靠近吸风口,回流区的范围越小,在 $x/L=0.72$ 时,对称面上的涡流区基本消失,流体沿着操作者背部流动,最后被吸风口吸走。

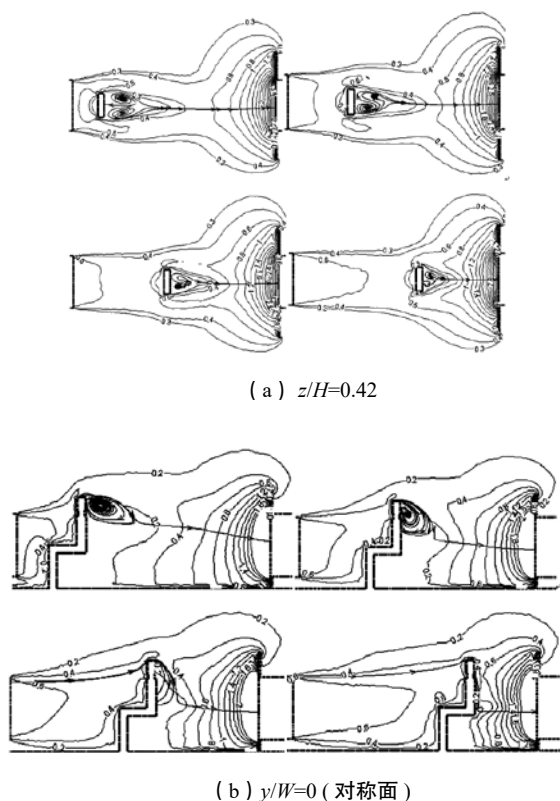


图2 不同操作者位置时的速度等值线图与流线图

图3定量给出了不同障碍物位置时障碍物后回流区的长度 R_x 。从图上看当障碍物位置越靠近吹风口时,回流区长度 R_x 越大;图上显示了四个断面的回流区长度,其中断面 $z/H=0.42$ 是通过人腿部的吹吸流断面,断面 $z/H=0.83$ 是通过人腹部的吹吸流断面。从图上看腿部断面比腹部断面上的回流区长度大,这是因为,一是由于腿部相对于腹部离地面较近,气流受地面粘滞阻力的影响较大,因此形成的尾流区与腿部相比更长;二是由于假人是坐姿,腿部位置相对于腹部位置靠前,更靠近吹风口。从图上看,随着障碍物位置远离吹风口,回流区长度 R_x 线性下降。

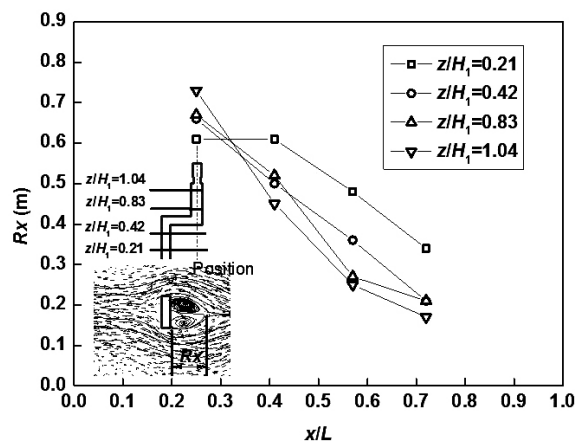
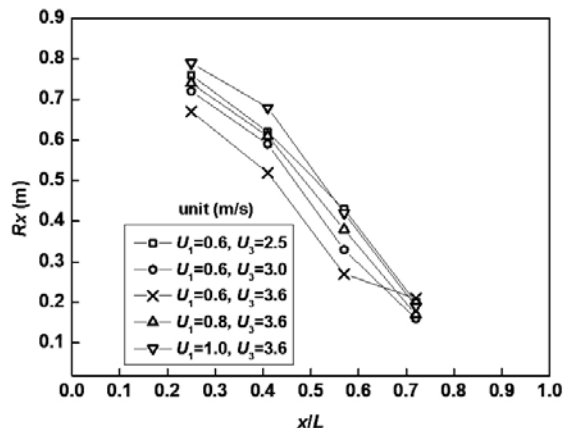


图3 不同操作者位置时障碍物后回流区的长度

图4考察了送风速度与吸风速度不同时对障碍物后回流区的长度 R_x 的影响。图中给出的是典型断面位置 $z/H=0.83$ 上障碍物后回流区的长度 R_x 。从图上看当送风速度不变,回风速度增加时,回流区长度 R_x 基本都下降;当回风速度不变,送风速度增加时,回流区长度 R_x 增加。增大送风速度会增加回流区长度 R_x ,由于吸风作用,增大回风速度减小回流区长度 R_x ,因此在实际工程中可以通过降低吹风速度或增加吸风速度来减小回流区长度 R_x ,但增大吸风速度会增大系统的能耗。

图4 送回风速度对不同障碍物位置时障碍物后回流区的影响 ($z/H=0.83$)

3 结论

本文采用数值模拟的方法研究了大风口低风速送风的吹吸式通风系统中,气流绕过操作者后产生的回流区的流场特性,得到了以下结论:

(1) 操作者位置距离送风口越远,回流区越小,并且回流区长度 R_x 线性下降;

(2) 减少送风速度或者增加吸风速度可以降低回流区长度。

参考文献

- [1] Malin B S. Practical pointers on industrial exhaust systems. *Heat & Vent.* 1945, 42:75–82.
- [2] Battista W P. Semi-lateral tank ventilation hood controls contamination cuts costs. *Heat Piping Air Condition.* 1947, 19:85–89.
- [3] Ege J F, Silverman L. Design of push-pull exhaust systems. *Heat & Vent.* 1950, 10:73–78.
- [4] Hama G M. Supply and exhaust ventilation for metal picking operations. *Air Condition. Heat & Vent.* 1957, 54:61–63.
- [5] Kim T, Flynn M R. Modeling a worker's exposure from a hand-held source in a uniform freestream. *The American Industrial Hygiene Association Journal*, 1991, 52(11):458–463.
- [6] Flynn M R, Ljungqvist B. A review of wake effects on worker exposure. *Annals of Occupational Hygiene*, 1995, 39(2):211–221.
- [7] Kulmala I, Säämänen A, Enbom S. The effect of contaminant source location on worker exposure in the near-wake region. *Annals of Occupational Hygiene*, 1996, 40(5):511–523.
- [8] Hampl V, Hughes R T. Improved local exhaust control by directed push-pull ventilation system. *The American Industrial Hygiene Association Journal*, 1986, 47(1):59–65.
- [9] Welling I, Andersson M, Rosen G, et al. Contaminant dispersion in the vicinity of a worker in a uniform velocity field. *Annals of Occupational Hygiene*, 2000, 44(3):219–225.

高冷地区变电站建筑通风策略与有效性

王 军¹, 卢 敏², 陈 军², 敬成君¹

(1. 四川大学建筑与环境学院, 成都 610065; 2. 四川电力设计咨询有限责任公司, 成都 610041)

[摘 要] 合理通风是实现变电站建筑节能的重要方面, 也是建设绿色变电站的体现。本文基于变电站建筑通风负荷, 通过建立变电站建筑动态通风模型, 分析了高海拔寒冷地区变电站建筑所需通风量, 评估了不同气流组织模式下的通风有效性。研究结果为高海拔寒冷地区变电站建筑通风和节能设计提供指导。

[关键词] 变电站建筑; 高海拔寒冷地区; 通风策略; 有效性

Ventilation Strategy and Effectiveness of Converting Station Building in High Altitude Cold Region

Wang Jun¹, Lu Min², Chen Jun², Jing Cheng-jun¹

(1. College of Architecture and Environment, Sichuan University, Chengdu 610065, China; 2. Sichuan Electric Power Design & Consulting Limited Liability Company, Chengdu 610041, China)

[Abstract] Reasonable ventilation is an important aspect to realize the energy conservation of converting station building, which is also the embodiment of green converting station. As to ventilation load, the needed ventilation rate of converting station building in high altitude cold region was analyzed through the establishment of dynamic ventilation model in this study. Meanwhile, the different air distribution modes and their effectiveness were assessed. The results may provide guidance for ventilation and energy-saving design of converting station building in high altitude cold region.

[Keywords] converting station building; high altitude cold region; ventilation strategy; effectiveness

0 引言

采用合理的通风量和气流组织模式实现高效通风是建筑通风的基本目标^[1]。由于不同的建筑对象的空间构造、风口位置、内部负荷、气候条件等因素存在差异, 达到高效通风的技术途径也将不同, 因此需要进行针对性研究分析^[2-3]。

目前国家电网公司提出系统建设“资源节约型、环境友好型、工业化”, 即“两型一化”变电站的要求。在世界范围内能源问题日益急迫、建筑能耗不断增长的今天, 讨论变电站建筑节能问题意义十分重大, 尤其对特殊气候条件的变电站而言, 如高海拔寒冷地区, 尤为如此。另一方面, 变电站建筑合理通风是实现变电站建筑节能的重要方面, 国内外在这一方面的研究还十分缺乏^[4-6]。本文针对高海拔寒冷地区变电站建筑, 拟研究分析其合理的通风量、气流组织模式以及通风有效性, 为该气候条件下的变电站建筑通风和节能设计提供指导。

1 变电站建筑通风负荷与模式

变电站建筑通风的目的包括去除室内设备的散热(如表1所示)和排除设备释放的氟硫、氧、碳等很多种元素组成的化合物, 如开关室、配电装置室, 因此通常可以划分为运营通风和事故通风。就通风负荷而言, 涉及室内热源负荷强度和分布状况。根据变电站建筑室内设备分布情况, 可以简化为两种形式: (1)单线源或点源, 如变压器室、配电装置室; (2)多线源或点源, 如主控室、开关室。另一方面, 变电站建筑自然通风主要包括2种模式: (1)外墙低处和高处分别设置百叶窗; (2)外墙低处设百叶窗屋顶设排风孔。在变电站建筑中, 主要应用的机械通风

形式包括: (1)自然进机械排; (2)机械进自然排。

表1 变电站主要设备散热水平

主要设备名称	散热量(W)
变压器	1~1.5% 容量
电力系统远动通讯屏	200~300W/台
高压开关柜	200W/台
低压开关柜	300W/台
GIS 配电装置	112W/m

变电站建筑在通风过程中出现的主要问题包括: 排风换气次数不足、散热气流组织不合理。引起这些问题的原因包括: 通风口面积与有效面积存在差异、进出风口面积不合适、进出风口位置布局不正确、通风工况条件差和未对通风需求和条件作出及时响应。

2 变电站建筑动态通风模型

高寒地区变电站建筑通风的风量需求取决于通风负荷、高原通风条件、环控目标、通风效率, 如图1所示。

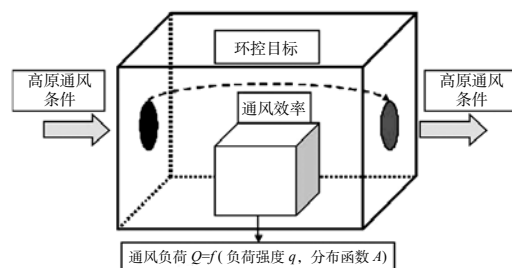


图1 变电站建筑通风原理

建筑室内空气流动与污染物扩散过程满足以下假设:

- ① 室内空气为不可压缩流体, 即认为流体体积变化不足以影响计算结果的精度, 此时体积的变化可以忽略不计;
- ② 室内空气视为连续介质, 即服从连续性定律, 在单位时间

基金项目: 高海拔寒冷地区变电站的建筑及节能研究项目(16H0089)。

作者简介: 王军(1983—), 男, 四川广元, 副教授, 博士。
Email:wangjunhvac@163.com

内各断面上流过的空气质量不变；③ Soret 和 Dufour 效应可以忽略，即温度（浓度）的变化对浓度（温度）场不产生影响；④ 空气的所有热物理性参数均视为常数，但密度随温度和组分浓度的变化遵循 Boussinesq 假设。对于室内三维空气流动与污染物扩散过程，其无量纲控制方程如表 2 所示。

表 2 无量纲控制方程组

	非稳态项	对流项	扩散项	源项
连续性方程	0	$\frac{\partial U_j}{\partial X_j}$	0	0
动量方程	$\frac{\partial(U)}{\partial F_o}$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(U_j U)$	$-\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\text{Pr} \frac{\partial U_j}{\partial X})$	0
	$\frac{\partial(V)}{\partial F_o}$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(U_j V)$	$-\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\text{Pr} \frac{\partial U_j}{\partial Y})$	0
	$\frac{\partial(W)}{\partial F_o}$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(U_j W)$	$-\frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\text{Pr} \frac{\partial U_j}{\partial Z})$	$\text{PrRa}[\theta_r + \text{Br}\theta_c]$
能量方程	$\frac{\partial(\theta_r)}{\partial F_o}$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(U_j \theta_r)$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(\frac{1}{\text{Le}} \frac{\partial \theta_c}{\partial X_j})$	0
组分输运方程	$\frac{\partial}{\partial F_o}(\theta_c)$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(U_j \theta_c)$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(\frac{1}{\text{Le}} \frac{\partial \theta_c}{\partial X_j})$	$\tilde{S}_r$ (化学反应)

针对特定的建筑空间，从室内热环境与污染物控制角度考虑，确定所需的送风量应以始终“保障室内温度、污染物浓度达标”为目标；同时，室内气流组织的输运特征决定了通风调控室内热环境与污染物所形成的是非均匀分布环境，即面向需求的动态通风分布参数模型来反映，如图 2 所示。

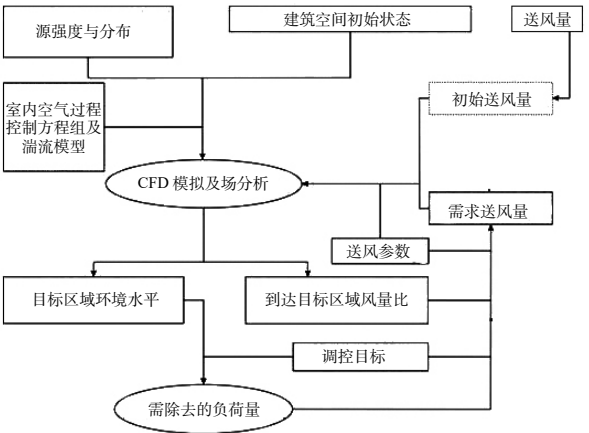


图 2 变电站建筑通风原理

3 变电站建筑所需通风量确定

选择表 3 所示的无量纲房间尺度和源尺度作为分析对象，以理塘（海拔 3950m）、甘孜（海拔 3394m）、马尔康（海拔 2664m）、拉萨（海拔 3658m）、昌都（海拔 3240m）、西宁（海拔 2295m）地区 7 月 30 日的气象参数作为分析条件，依据面向需求的动态通风分布参数模型，对变电站建筑的需求通风量进行计算分析。值得指出的是，上述地区最热月的月平均温度均不高于 20℃，且全年 5~10℃ 和 10~15℃ 干球温度范围出现时间数最多，由此表明这些地区在夏季和过度季节进行建筑通风具有非常好的气候条件。

表 3 变电站建筑通风分析对象

	功能房间尺度		源尺度	
	长×宽×高 (m)	无量纲	长×宽×高 (m)/台	无量纲
主控室	12.8×10.55×4.3	1.00×0.82×0.34	0.8×0.6×2.26	0.06×0.05×0.18
开关室	33.62×12.55×6.1	1.00×0.37×0.18	0.8×0.6×2.26	0.02×0.02×0.67
配电装置室	36.2×9×8.3	1.00×0.25×0.23	6.5×3.99×3.26	0.18×0.11×0.23
变压器室	8.4×6.4×6.95	1.00×0.76×0.83	4.2×3.25×4.05	0.50×0.39×0.48

依据上述条件，可以得到典型主控室、开关室、配电装置室和变压器室的夏季设计通风量，如表 4 所示。可以发现，若按照传统的稳态条件进行通风量设计，将会出现通风量不能满足需求的情况。因此，采用动态条件进行通风量设计可以避免这一问题，同时满足变电站建筑的实际通风需求。

表 4 夏季设计通风量（h-1）

典型功能房间		拉萨	昌都	康定	理塘	色达	西宁
主控室	基于稳态条件	4.8	6.6	3.4	2.5	2.4	6.9
	基于动态条件	4.4	7.4	3.6	3.7	2.6	15.7
开关室	基于稳态条件	1.4	1.6	1.2	1.0	1.0	1.6
	基于动态条件	1.4	1.7	1.3	1.3	1.1	2.0
配电装置室	基于稳态条件	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.04
	基于动态条件	0.21	0.18	0.20	0.16	0.14	0.24
变压器室	基于稳态条件	3.2	3.6	2.8	2.4	2.4	3.6
	基于动态条件	3.1	3.7	2.9	2.9	2.5	4.2

4 通风有效性评估

为了评估变电站建筑通风的效果，从通风对室内环境的保障效果角度提出通风有效性评估指标，即正向偏离时均温降，如图 3 所示。

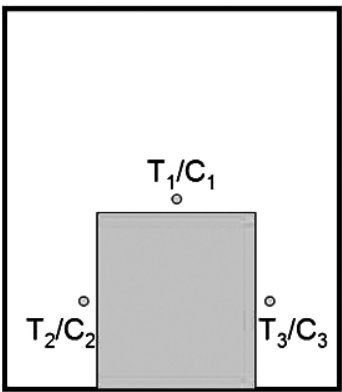


图 3 通风房间设备周围代表点位分布

正向偏离时均温降的提出是为了考虑变电站建筑设备周围空气温度不均时，其周围平均空气温度与目标设定值之间的正向偏离程度，定义式为：

$$\Omega_T = \frac{\int_0^t (T_{set} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i) d\tau}{t} \quad (0 \leq \tau \leq t, T_i \leq T_{set}) \quad (1)$$

当然，该指标也可沿用到污染物浓度控制，此时的定义式为：

$$\Omega_C = \frac{\int_0^t (C_{set} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n C_i) d\tau}{t} \quad (0 \leq \tau \leq t, C_i \leq C_{set}) \quad (2)$$

上述式中： t 为通风时间； T 为空气温度； C 为空气中污染物浓度； n 为设备周围代表性点的个数。

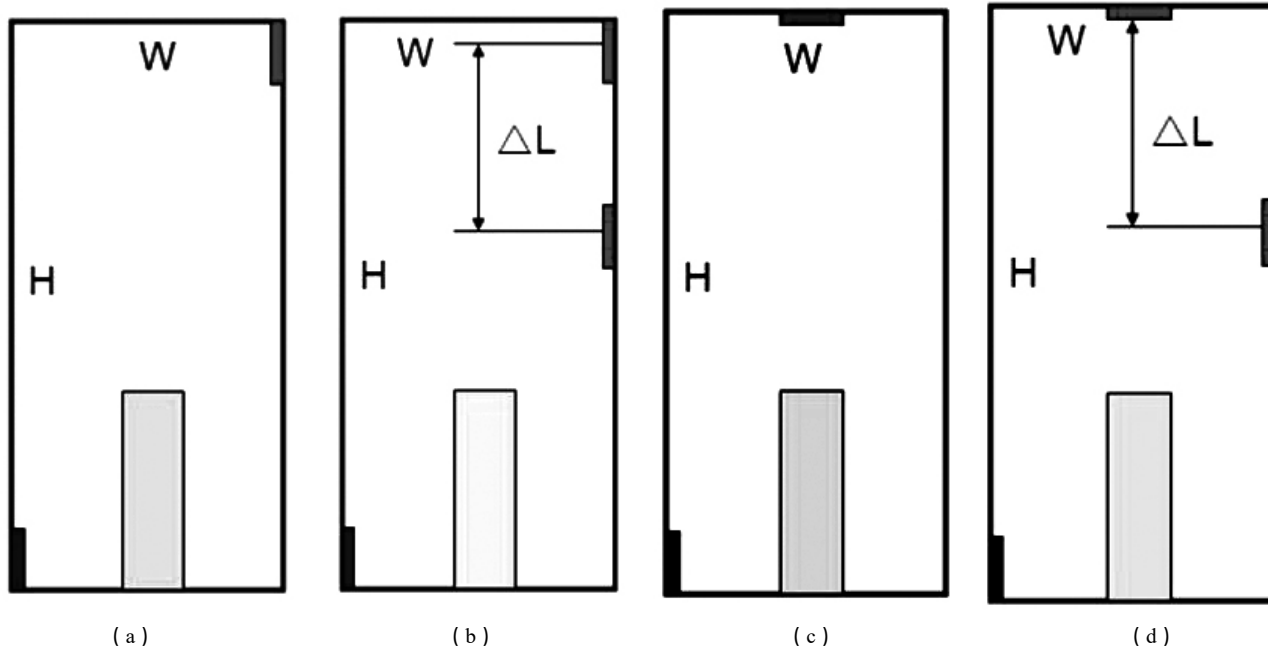


图4 单线源或点源条件下的气流组织模式

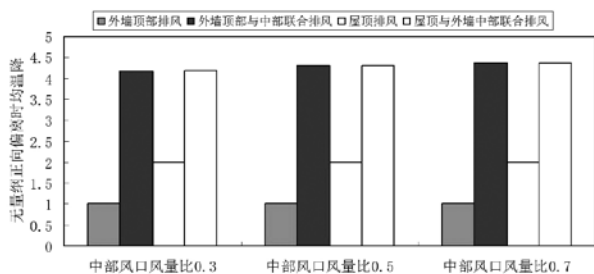


图5 变压器室在四种气流组织模式下的无量纲正向偏离时均温降

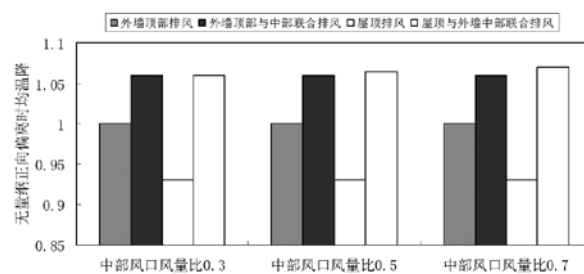


图6 配电装置室在四种气流组织模式下的无量纲正向偏离时均温降

对于单线源或点源,如变压器室、配电装置室,考虑四种情形的气流组织模式,如图4所示,(a)外墙顶部排风、(b)外墙顶部与中部联合排风、(c)屋顶排风、(d)屋顶与外墙中部联合排风。针对变压器室(代表高热源强度)、配电装置室(代表低热源强度),可以得到其在四种气流组织模式下的无量纲正向偏离时均温降,如图5和图6所示。

可以看到,在3种风量比情况下,外墙顶部与中部联合排风以及屋顶与外墙中部联合排风的正向偏离时均温降最高,外墙顶部排风的正向偏离时均温降次之,而屋顶排风的正向偏离时均温降最低。由此表明,对于单线源或点源的通风,如变压器室、配电装置室,应优先选择使用外墙顶部与中部联合排风以及屋顶与外墙中部联合排风的气流组织模式。

另一方面,对于多线源或点源,如主控室、开关室,对于考虑两种情形的气流组织模式,如图7所示,(a)外墙顶部排风、(b)外墙顶部与中部联合排风。

针对主控室、开关室,可以得到其在两种气流组织模式下的无量纲正向偏离时均温降,如图8和图9所示。

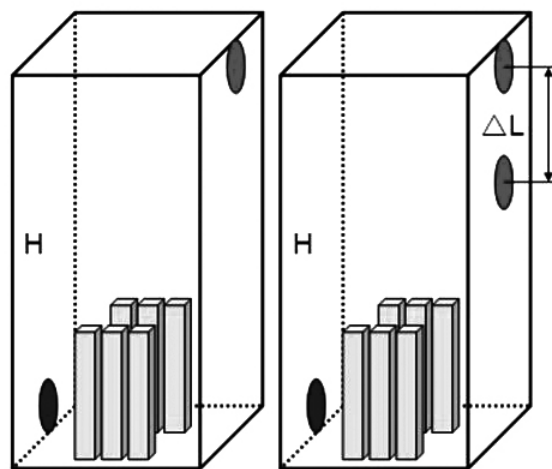


图7 多线源或点源条件下的气流组织模式

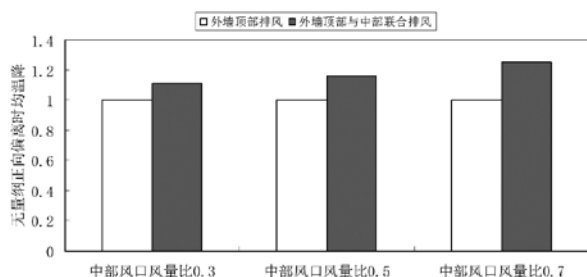


图8 主控室在两种气流组织模式下的无量纲正向偏离时均温降

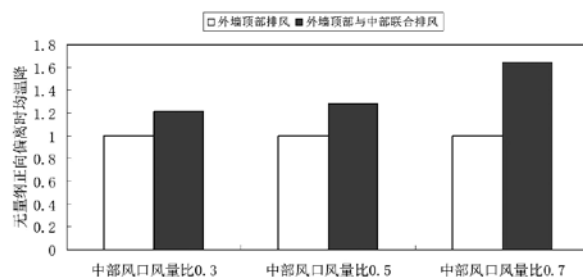


图9 开关室在两种气流组织模式下的无量纲正向偏离时均温降

可以发现,在3种风量比情况下,外墙顶部与中部联合排风的正向偏离时均温降要高于外墙顶部排风的结果。由此表明,对于多线源或点源,如主控室、开关室,应优先选择使用外墙顶部与中部联合排风的气流组织模式。

5 结论

针对高海拔寒冷地区变电站建筑,本文对其通风策略及有效性进行了研究,得到以下结论:

(1) 建立了变电站建筑动态通风模型,合理确定了高原变电站建筑所需通风量,结果表明,与传统的稳态条件进行通风量设计相比,采用动态条件进行通风量设计可以满足变电站建筑的通风需求。

(2) 对于单线源或点源的通风,如变压器室、配电装置室,应优先选择使用外墙顶部与中部联合排风以及屋顶与外墙中部联合排风的气流组织模式。

(3) 对于多线源或点源,如主控室、开关室,应优先选择使用外墙顶部与中部联合排风的气流组织模式。

参考文献

- [1] Mika Nomura, Kyosuke Hiyama. A review: Natural ventilation performance of office buildings in Japan. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 74:746-754.
- [2] Ghada Elshafei, Abdelazim Negm, Mahmoud Bady, et al. Masaaki Suzuki, Mona G. Ibrahim. Numerical and experimental investigations of the impacts of window parameters on indoor natural ventilation in a residential building. *Energy and Buildings*, 2017, 141:321-332.
- [3] Guilherme Carrilho da Graça, Paul Linden. Ten questions about natural ventilation of non-domestic buildings. *Building and Environment*, 2016, 107:263-273.
- [4] 卓丽芳. 浅谈变电站建筑节能设计 [J]. *福建建设科技*, 2010,2:39-40.
- [5] 刘奇俊. 变电站建筑节能设计的探索 [J]. *城市建设理论研究*, 2013,10:1-4.
- [6] 王丽. 变电站建筑节能设计探讨 [J]. *建筑建材装饰*, 2014,9:113-114.

高寒地区变电站建筑群风环境与布局优化

王 军¹, 卢 敏², 陈 军², 敬成君¹

(1. 四川大学建筑与环境学院; 成都 610065; 2. 四川电力设计咨询有限责任公司, 成都 610041)

[摘 要] 风环境是影响高海拔寒冷地区变电站建筑群外环境人员舒适度以及建筑能耗的重要因素之一, 实现良好风环境是建设绿色变电站的客观要求。本文以炉霍县贡唐岗光伏电站、色达 110kV 变电站、甘孜 220kV 变电站为研究对象, 结合风环境评价标准与模拟方法, 对高海拔寒冷地区变电站建筑群风环境特征进行了分析并得到建筑群合理布局的原则, 研究结果为高海拔寒冷地区变电站建筑群规划布局提供了理论指导。

[关键词] 风环境; 变电站建筑群; 规划布局; 高海拔寒冷地区

Wind Environment and Layout Optimization of Converting Station Building Group in High Altitude Cold Region

Wang Jun¹, Lu Min², Chen Jun², Jing Cheng-jun¹

(1. College of Architecture and Environment, Sichuan University, Chengdu 610065, China; 2. Sichuan Electric Power Design & Consulting Limited Liability Company, Chengdu 610065, China)

[Abstract] Wind environment is one important factor influencing external environment human comfort and energy consumption of converting station building group in high altitude cold region. It is the objective requirement of building green converting station for achieving great wind environment. In this study, Luhuo photovoltaic power station, Seda 110 kV converting station and Ganzi 220 kV converting station were chosen as the research objects, combined the evaluation standard and simulation method of wind environment, wind environment characteristics of converting station building group in high altitude cold region was analyzed, the reasonable layout principle of building group was obtained. The research results may provide theoretical guidance for planning layout of converting station building group in high altitude cold region.

[Keywords] wind environment; converting station building group; planning layout; high altitude cold region

0 引言

风对建筑室内外环境有重要的影响, 合理的建筑群布局应该充分利用自然通风, 改善建筑群区域的微气候, 让整个建筑群处于良好的风环境下^[1]。建筑群和构筑物会显著改变近地面风的流程。近地风的速度, 压力和方向与建筑物的外形、尺度、建筑物之间的相对位置及周围地形地貌有着很复杂的关系^[2-3]。当有较强来流时, 建筑物周围某些地区会出现强风, 如果强风出现在建筑物入口、通道、露台等行人频繁活动的区域, 则可能使行人感到不舒适, 甚至形成风灾^[4]。因此, 需要对建筑群进行合理布局, 营造良好的室外风环境, 满足建筑自然通风和冬季防风的需求。

另一方面, 高海拔寒冷地区变电站作为一类对风环境有重要要求的建筑群, 在高寒地区的气候条件下, 实现合理的室外风环境对促进变电站建筑夏季通风和降低冬季采暖需求有重要意义^[5-7], 这也符合国家电网提出的“资源节约型、环境友好型、工业化”, 即“两型一化”变电站建设目标。为此, 本文将以炉霍县贡唐岗光伏电站、色达 110kV 变电站、甘孜 220kV 变电站为研究对象, 结合风环境评价标准与模拟方法, 对高海拔寒冷地区变电站建筑群风环境进行分析并确定合理的优化布局形式, 为该地区变电站建筑布局提供理论指导。

1 风环境评价标准与模拟方法

1.1 风环境评价标准与舒适度

按照《GB/T 50378-2014 绿色建筑评价标准》的要求,

基金项目: 高海拔寒冷地区变电站的建筑及节能研究项目 (16H0089)。

作者简介: 王军 (1983—), 男, 四川广元, 副教授, 博士。
Email:wangjunhvac@163.com

室外风环境应该达到的标准包括:

(1) 场地内风环境有利于室外行走、活动舒适和建筑的自然通风;

(2) 过渡季、夏季典型风速和风向条件下, 场地内人活动区不出现涡旋或无风区, 50% 以上可开启外窗室内外表面的风压差大于 0.5Pa;

(3) 在冬季典型风速和风向条件下, 建筑物周围人行区 (距地面 1.5m 高处) 风速小于 5m/s, 且室外风速放大系数小于 2; 除迎风第一排建筑外, 建筑迎风面与背风面表面风压差不大于 5Pa。

1.2 风环境模拟方法

首先, 对变电站建筑群进行建模; 然后, 基于 CFD 方法, 合理确定控制方程组 (包括连续性方程、动量方程、 k 方程和 ϵ 方程) 和边界条件; 最后, 假设流体不可压缩且稳态流动, 结合当地的气象条件等进行模拟分析。在上述过程中, 控制方程的离散采用六面体和四面体相结合的网格单元, 保证在流程变化剧烈的区域网格做到细化, 网格的变化呈现渐变趋势, 以保证网格质量, 同时满足网格独立性要求。压力离散采用标准格式, 速度离散采用二阶迎风格式, 压力与速度耦合采用 SIMPLE 格式。此外, 来流边界选用大气梯度变化的指数来流风速进行设置, 并根据建筑所处的地形条件, 选取不同的幂指数; 出流边界假定出流面上的流动已充分发展, 其出口压力设为大气压; 上空面和两侧面的空气流动几乎不受建筑物的影响, 设为自由无滑移表面; 建筑壁面与地面边界对于未考虑粗糙度的情况, 采用指数关系式修正粗糙度带来的影响, 对于实际建筑的几何再现, 应采用适应实际地面条件的边界条件, 对于光滑壁面, 应采用对数定律。

2 风环境模拟对象与条件

2.1 风环境模拟对象

选择炉霍县贡唐岗光伏电站、色达 110kV 变电站、甘孜 220kV 变电站作为典型分析对象，三个变电站的建筑信息如表 1 所示。同时，根据炉霍县贡唐岗光伏电站、色达 110kV 变电站、甘孜 220kV 变电站的建筑信息，建立计算分析建筑群模型，分别如图 1 ~ 图 3 所示。

表 1 典型分析对象建筑信息

变电站	建筑群构成				
炉霍县贡唐岗光伏电站 面积/m ²	主控通信楼及 35kV 配电室	SVG 室	办公楼	生活楼	
	340.58	94.40	360.70	244.38	
色达 110 千伏变电站 面积/m ²	主控通信楼	35kV 及 10kV 配电装置室	110kV GIS 配电装置室		
	302.0	396.0	334.8		
甘孜 220 千伏变电站 面积/m ²	主控通信综合楼	220kV 配电装置室	110kV 配电装置室	35kV 配电装置室	集控中心
	501	1427	1171	170	400

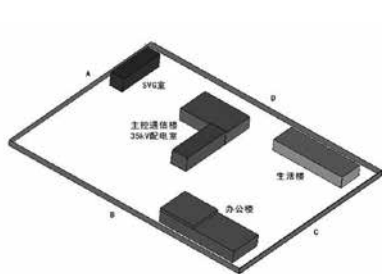


图 1 炉霍县贡唐岗光伏电站

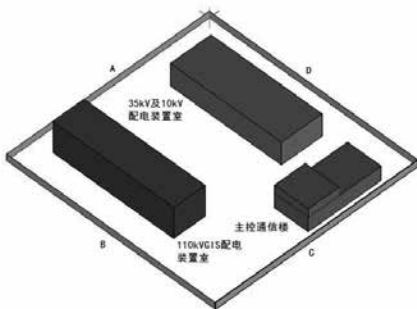


图 2 色达 110kV 变电站

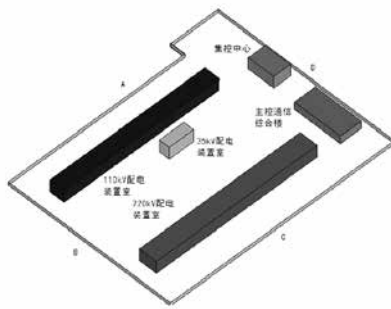


图 3 甘孜 220kV 变电站

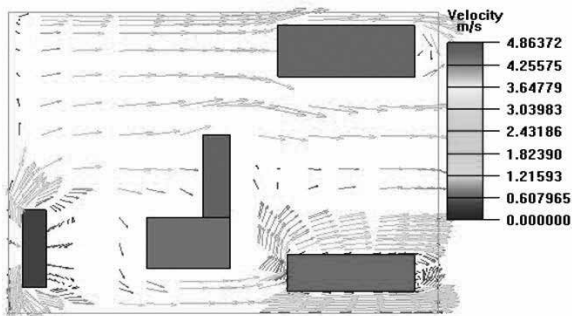


图 4 A 向最大风速条件下的风速矢量分布

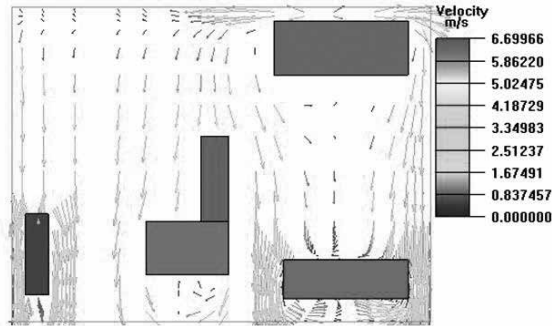


图 5 B 向最大风速条件下的风速矢量分布

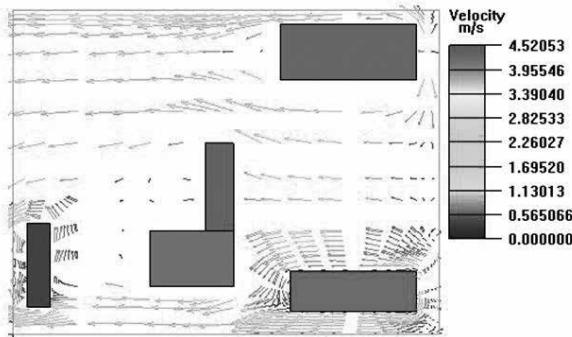


图 6 C 向最大风速条件下的风速矢量分布

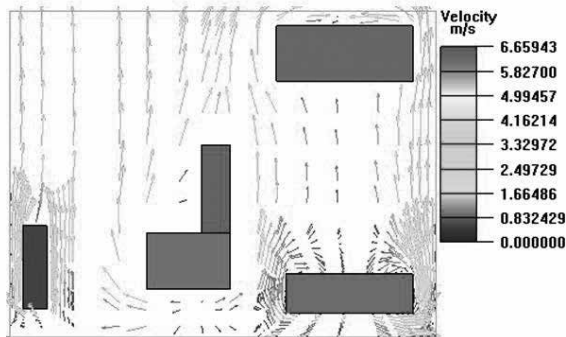


图 7 D 向最大风速条件下的风速矢量分布

2.2 风环境模拟条件

依据 GB 50736-2012《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》，以理塘、甘孜、马尔康、拉萨、昌都、西宁地区的室外风环境参数为参照，可以看到，高寒地区在夏季条件下室外平均风速在 1.7~3.1m/s 范围内变化，而在冬季条件下室外平均风速在 1.7~3.3m/s 范围内变化。因此，在风环境模拟计算分析过程中，室外风速条件选择以下 3 种情况：1.5m/s、2.5m/s 和 3.5m/s。

3 变电站风环境模拟结果分析

3.1 炉霍县贡唐岗光伏电站

图 4 ~ 图 7 分别给出了炉霍县贡唐岗光伏电站在 A 向、B 向、C 向和 D 向最大风速（3.5m/s）条件下距地面 1.5m 位置的风速矢量分布。可以看到，在最大风速（3.5m/s）条件下整个变电站内没有出现明显滞流区，从 4 个方位吹来的空气没有形成风场死角。

图 8 ~ 图 9 分别给出了炉霍县贡唐岗光伏电站在四个朝向不同风速条件下站内产生的最大风速、风速放大系数、

迎风面和背风面最大风压差、室内外表面最大风压差。可以发现, B 向产生的站内风速最大, A 向产生的站内风速最小, 风速放大系数也有类似大小关系, 相应地, B 向和 A 向分别引起了迎风面和背风面最大风压差以及室内外表面最大风压差的最大值和最小值。由此表明, 在以冬季供暖需求为建筑节能的主要矛盾角度考虑, 应减少站内风速以及渗透风进入室内, 那么在建筑群布局时, 当采用 U 型布置时, 应让 U 底朝向主导风向。

3.2 色达 110kV 变电站

图 12 ~ 图 15 分别给出了色达 110kV 变电站在 A 向、

B 向、C 向和 D 向最大风速 (3.5m/s) 条件下的风速矢量分布。从图中可以看到, 在绕流作用的影响下, 将引起迎风面建筑两侧局部空气流速增大。整个变电站内没有出现明显涡流区, 从 4 个方位吹来的空气没有形成风场死角。

图 16 ~ 图 19 分别给出了色达 110kV 变电站在四个朝向不同风速条件下站内产生的最大风速、风速放大系数、迎风面和背风面最大风压差、室内外表面最大风压差。可以发现, B 向产生的站内风速最大, 而 C 向产生的站内风速最小, 风速放大系数也有类似大小关系, 相应地, B 向和 C 向分别引起了迎风面和背风面最大风压差以及室内外

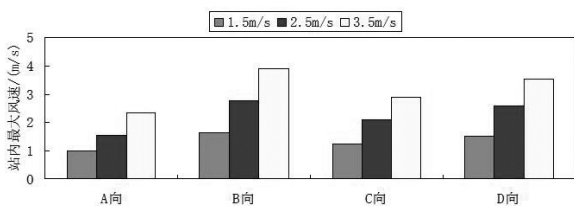


图 8 不同风速条件下站内产生的最大风速

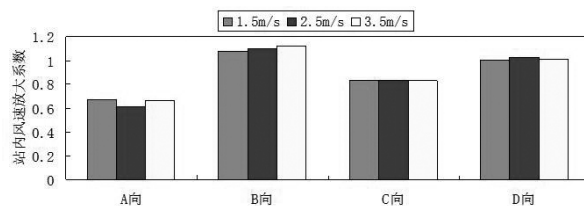


图 9 不同风速条件下站内风速放大系数

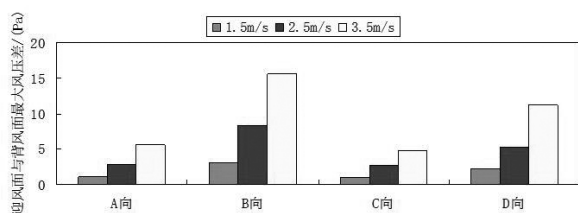


图 10 不同风速条件下站内迎风面和背风面最大风压差

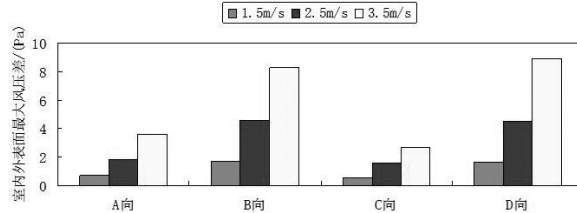


图 11 不同风速条件下站内室内外表面最大风压差

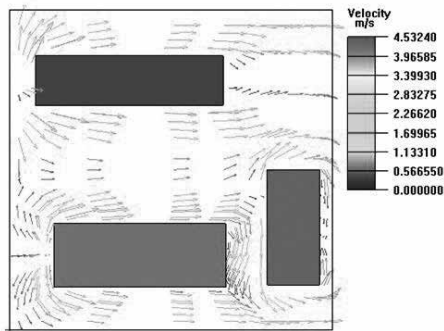


图 12 A 向最大风速条件下的风速矢量分布

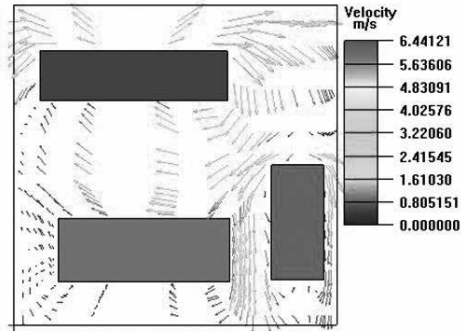


图 13 B 向最大风速条件下的风速矢量分布

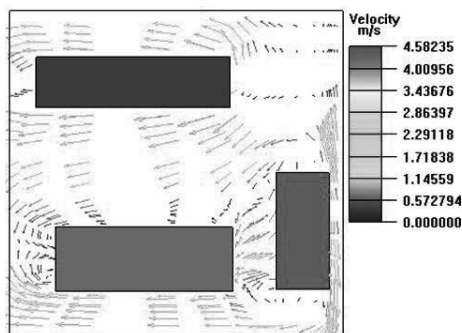


图 14 C 向最大风速条件下的风速矢量分布

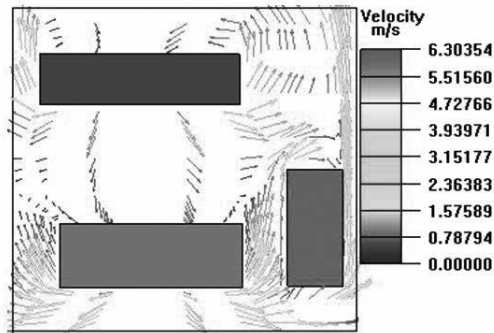


图 15 D 向最大风速条件下的风速矢量分布

表面最大风压差的最大值和最小值。这一结果再次表明,在以冬季供暖需求为建筑节能的主要矛盾角度考虑,应减少站内风速以及渗透风进入室内,那么在建筑群布局时,当采用U型布置时,应让U底朝向主导风向。

3.3 甘孜 220kV 变电站

图 20 ~ 图 23 分别给出了甘孜 220kV 变电站在 A 向、B 向、C 向和 D 向最大风速 (3.5m/s) 条件下的风速矢量分布。可以发现,整个变电站内没有出现明显涡流区,从 4 个方位吹来的空气没有形成风场死角。此外,在绕流作用的影响下,将引起迎风面建筑两侧局部空气流速增大。

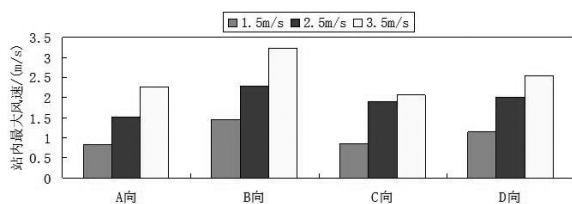


图 16 不同风速条件下站内产生的最大风速

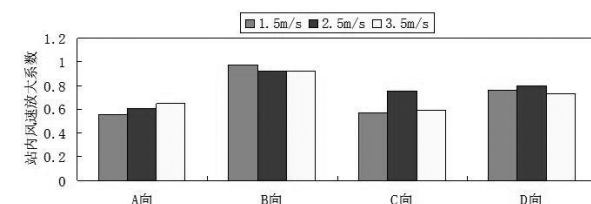


图 17 不同风速条件下站内风速放大系数

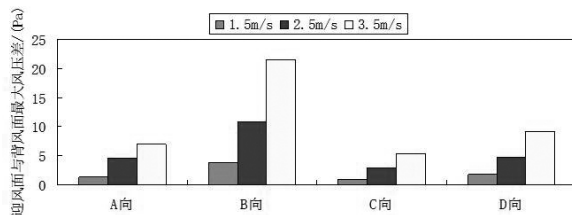


图 18 不同风速条件下站内迎风面和背风面最大风压差

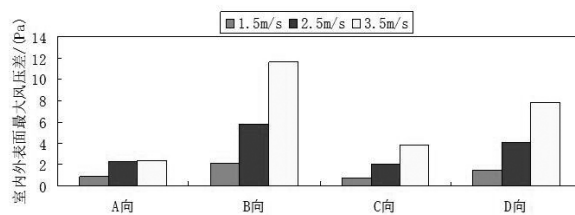


图 19 不同风速条件下站室内外表最大风压差

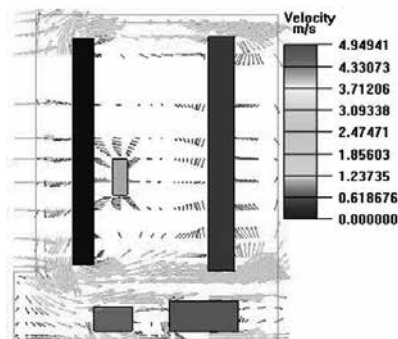


图 20 A 向最大风速条件下的风速矢量分布

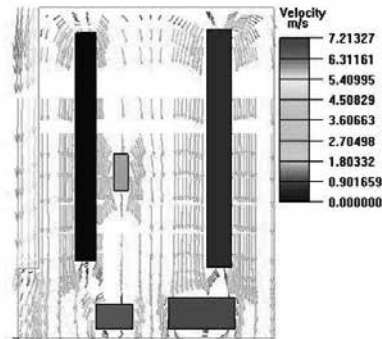


图 21 B 向最大风速条件下的风速矢量分布

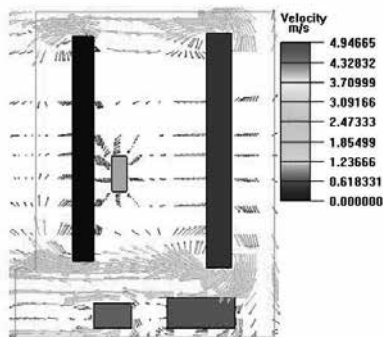


图 22 C 向最大风速条件下的风速矢量分布

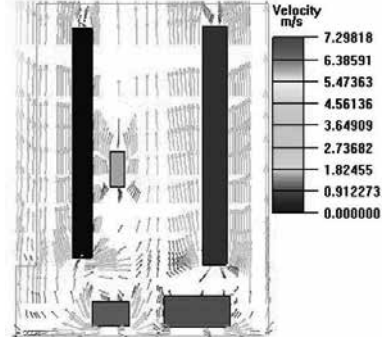


图 23 D 向最大风速条件下的风速矢量分布

图 24 ~ 图 27 分别给出了甘孜 220kV 变电站在四个朝向不同风速条件下站内产生的最大风速、风速放大系数、迎风面和背风面最大风压差、室内外表面最大风压差。

可以发现, B 向和 D 向产生的站内风速最大, A 向和 C 向产生的站内风速最小, 风速放大系数也有类似大小关系, 相应地, B 向和 D 向会引起迎风面和背风面最大风压差以及室内外表面最大风压差的出现最大值, 而 A 向和 C 向带来了迎风面和背风面最大风压差以及室内外表面最大风压差的最小值。这一结果表明, 在以冬季供暖需求为建筑节能的主要矛盾角度考虑, 应减少站内风速以及渗透风

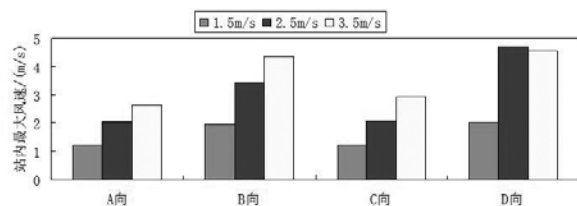


图 24 不同风速条件下站内产生的最大风速

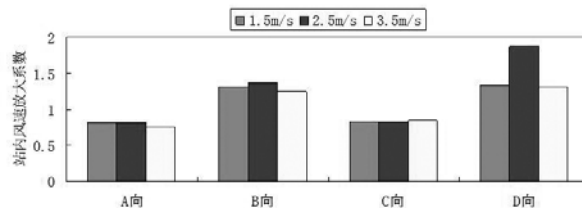


图 25 不同风速条件下站内风速放大系数

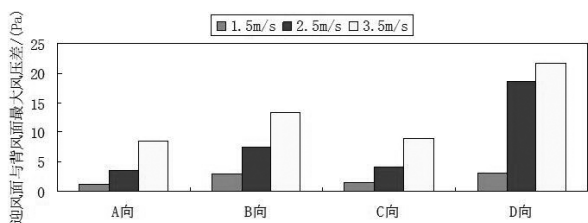


图 26 不同风速条件下站内迎风面和背风面最大风压差

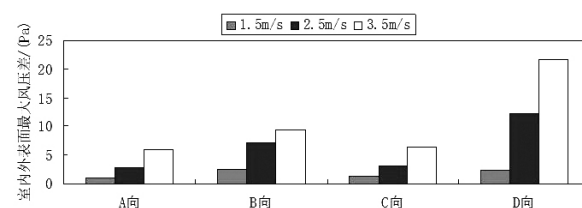


图 27 不同风速条件下站内外表面最大风压差

进入室内，那么在建筑群布局时，当采用 II 型布置时，应让 II 垂直于主导风向。

4 结论

本文通过对高海拔寒冷地区变电站建筑群风环境进行模拟分析研究，可以得到以下结论和建议：

(1) 三个变电站内均为出现明显涡流去，而且四个方位吹来的空气没有形成风场死角；在最大风速（3.5m/s）条件下不同风向对站内产生的最大风速、风速放大系数、迎风面和背风面最大风压差、室内外表面最大风压差有所不同；以冬季供暖需求为建筑节能的主要矛盾角度考虑，应减少站内风速以及渗透风进入室内。

(2) 高海拔寒冷地区变电站建筑群布局设计的原则宜达到：当建筑群采用“U 型”布局时，应让 U 型底朝向主导风向；当建筑群采用“II 型”布局时，应让 II 型垂直于主导风向；当建筑群采用其他形式布局时，建筑设置外窗侧应避免冬季主导风向。

参考文献

- [1] 孟晗, 李安桂. 基于风环境的布局模式及绿化形式研究综述 [J]. 建筑科学, 2015,31(2):54-58.
- [2] 庄智, 余元波, 叶海等. 建筑室外风环境 CFD 模拟技术研究现状 [J]. 建筑科学, 2014,30(2):108-114.
- [3] 赵彬, 林波荣, 李先庭, 江亿. 建筑群风环境的数值模拟仿真优化设计 [J]. 城市规划汇刊, 2002,2:57-61.
- [4] 李光耀, 秦洁. 建筑布局对空间舒适性影响的数值模拟 [J]. 同济大学学报 (自然科学版), 2015,43(6):853-858.
- [5] 卓丽芳. 浅谈变电站建筑节能设计 [J]. 福建建设科技, 2010,2:39-40.
- [6] 刘奇俊. 变电站建筑节能设计的探索 [J]. 城市建设理论研究, 2013,10:1-4.
- [7] 4aS 王丽. 变电站建筑节能设计探讨 [J]. 建筑建材装饰, 2014,9:113-114.

赣南传统民居夏季热环境实测分析

刘 洋, 袁健华, 吴金平, 欧阳腾

(江西理工大学建筑与测绘工程学院, 赣州 341000)

[摘要]以赣南传统民居为实测对象,研究民居夏季被动冷却能力并评价人体热舒适性。选择其中有代表性的厢房、厅堂、天井及阁楼,对温湿度、空气流速等参数进行了测量。测试结果显示,二层阁楼的最高气温比一层厢房的最高气温高 0.4°C ,降温速率也低于厢房的降温速率。在接近室外最高气温时天井不同位置最大温差为 1.4°C ,在室外最低气温时刻温差最小。利用PMVe修正模型对各测点进行热舒适性计算,测试结果与人们的主观感受一致。通过分析测试结果,认为民居内部气流的基本流动方向为巷道-房间-天井。利用墙体和地面的蓄热能力降低巷道内空气温度,在炎热的夏季白天关闭门窗抑制热量通过通风传递,是保持传统民居热舒适的有效手段。

[关键词]传统民居;热环境;天井;自然通风;围护结构

Field Study of Thermal Performance of a Gannan Traditional Vernacular Dwelling in the Summer

Liu Yang, Yuan Jian-hua, Wu Jin-pin, OuYang Teng

(School of Architectural and Surveying and Mapping Engineering, Jiangxi University of Science and Technology, Ganzhou, 341000, China)

[Abstract] A field study of thermal environment was carried out on a traditional vernacular dwelling in the south region of Jiangxi province to analyze the principles of passive-cooling and to evaluate thermal comfort. By the measurements of air temperature, relative humidity and wind velocity in some dwelling places such as bedroom, hall, courtyard and garret, some thermal performances of the traditional dwelling were revealed. Above all, the highest air temperature in a garret is 0.4°C higher than that in a bedroom of the ground floor, and the temperature difference among them is increased during the cooling progress. Furthermore, the maximum difference of air temperature in the courtyard 1.5m above the ground is 1.4°C at the moment of the outdoor air temperature approaching 36°C , and the minimum difference of air temperature occurs at the moment of the lowest outdoor temperature. Applying PMVe model, the values of thermal sensation for various measure points are calculated finally, and the thermal comfort represented is compared with the subjective sensation of people. The measure results show that the basic flow direction of wind in the Gannan traditional vernacular dwelling is from alley, residence to courtyard. The strategy of ventilation design is to take the ground and wall in the alley as heat sink, and to restrain the natural ventilation at hot daytime by closing doors and windows.

[Keywords] vernacular dwelling; thermal environment; courtyard; Natural ventilation; building envelop

0 引言

自然通风是被动式建筑设计的重要手段之一,不仅可以降温、除湿,改善室内热环境^[1],而且可以改善室内空气质量,满足人们对空气品质的要求^[2]。古代江南劳动人民利用自然通风改善居住环境,获得了与自然和谐相处的营造经验。传统民居在总结实践经验的基础上,从聚落的布局角度出发,合理布置建筑内部空间,将建筑形式与自然环境相结合,适应当地气候条件并满足人们对采光、通风等的基本需求。对传统民居热物理环境实测,有利于剖析设计建造的技术内涵,将其中被动降温措施应用于现代建筑,对设计绿色建筑具有重要借鉴意义。

近年来,对于江南传统民居建筑及其环境特征的研究逐渐受到重视,在被动设计策略方面的研究取得较多成果。林波荣^[3]、张莹^[4]、宋冰^[5,6]等以徽州传统民居为研究对象,分别在夏季或者冬季对室内热环境参数进行了测试,对传统民居热环境特征及成因进行了定量分析,对室内环境条件的现状提出改进措施。在对湖南、浙江传统民居建筑群连续监测的基础上,焦胜^[7]、解明镜^[8]、马全明^[9]等肯定了天井的生态调节功能,认为天井具有“气候缓冲区”的

作用。李峥嵘等^[10,11]选取浙中山区传统民居作为研究对象,对其夏季室内热环境和部分室外气象参数进行现场实测和调研,发现PMV风速修改模型与调研结果吻合较好。通过对典型民居的热环境实测,一些学者尝试把传统天井原理应用到现代设计当中。曾志辉等^[12]通过测试,揭示了传统天井改善室内微气候的作用原理与实际效果,并证实了天井应用在现代建筑中同样具有热缓冲作用。戴薇薇等^[13]通过计算机模拟与实测相结合的方法从通风效果的角度比较了泉州传统手巾寮南北走向巷道与“S”型巷道的差别,并对屋顶设计形式提出了建议。

尽管众多学者对江南传统民居进行了研究,但对于民居室内热环境与通风换气以及围护结构热量传递的相互关系仍然有待进一步的明确。此外,对天井热环境参数测量大多基于单一水平测点沿垂直地面方向分布,事实上天井具有一定的空间尺度,内部流场的描述还缺乏测试数据支撑。本文通过对一处赣南民居的实地测试,尝试分析通风换气与围护结构对室内状态参数的影响,比较了太阳位置发生变化对天井空间内部温度分布的影响,并提出了江南传统民居设计及控制策略。

1 民居的环境特征

赣南地区地处中亚热带丘陵山区季风湿润气候区,气候温和,阳光充足,雨量充沛,年均气温 19.3°C ,年日均

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51666003)。

作者简介:刘洋(1977—),男,副教授,博士。

Email:jxlgliuyang@163.com

照 1092 小时, 四季常青。赣南是客家先民南迁的第一站, 是客家民系形成的摇篮, 也是客家人最大的一个聚居地。赣南民居是客家人把中原地区的合院式住宅与南方天井式民居相结合的产物, 它以天井式民居为主体, 串联成多进的厅堂, 并横向扩展和加建, 形成多种天井式院落, 成为一个大型的井厅组群。

本次测试选择的白鹭古村位于江西省赣州市赣县区东北角, 接壤于兴国和万安。古村选址背靠玉屏山, 面朝鹭溪河, 村南是龙岗山, 有五条山脚伸至村后, 重峦叠嶂绵延形成弧状拱卫着村庄。白鹭村建筑的正大门大多面向东南或东北向, 后门开临后街。白鹭村彼此相连的许多狭窄通道, 巷道两侧高高的山墙有一定程度的互遮阳效果。

白鹭村民居建筑材料以青砖木板墙为主, 建筑外墙为用青砖砌筑的承重空斗砖墙, 内中的大部分隔断墙都采用木质檁板分隔。多数民居底层铺设墁砖, 每扇木板墙下都垫有一层青砖; 二层阁楼则为木地板。白鹭古村民居在望板青瓦构造下方采用木板作为二层阁楼的天花, 仰瓦与木板之间存在一层空气夹层, 起到防风与隔热作用。

2 传统民居的热环境测试

2.1 测试对象

为探究白鹭村传统民居的室内外热环境现状, 本文选取村内中部的拱祥堂作为建筑单体测试对象, 测试时间选择在 2017 年 7 月 6~7 日进行, 测试期间晴间多云。拱祥堂坐北朝南, 建筑主体仍保存原始风貌, 属于五开间两堂

式的民居组合形式, 前院位于整个建筑南面, 院内不栽种花木, 前院东侧有一入口; 正厅前有一大天井, 左右各有一个靠壁小天井, 其后有三个靠壁小天井, 东侧有一侧门可供出入。主体建筑外墙南面、西面和东面均有开窗, 北面采用三个靠壁天井采光通风。辅助用房集中分布于主体建筑西侧, 与主体建筑通过两个西侧门相连通。

建筑占地面积约为 650m²。建筑主体为砖木结构, 建筑外墙为 270mm 厚的青砖空斗墙, 内部隔墙采用 50mm 厚的木质檁板。两栋正屋屋顶形式为双坡式, 天井处多向披檐, 由青瓦铺设; 一层厅堂、厢房以及前院地面铺墁砖, 中央大天井四周采用青石铺砌, 西院采用鹅卵石铺地。

2.2 测点布置及测试仪器

测点布置如图 1 所示, 图中实心圆圈代表测点, 旁边数字代表编号。每个测点测量的参数包括温度、湿度、黑球温度、风速。厅堂及厢房室内温湿度测试仪及风速测试仪均与墙壁和地面距离 1.5 米。天井水平方向布置 4 个测点, 垂直方向对应布置两组测点, 测点垂直距离地面分别为 1.5 米和 3 米。

测试参数及仪器如表 1 所示。在室外露天测量空气温度时采用遮阳装置防止太阳辐射的影响。室外空气温湿度每 30 分钟记录一次, 室内温湿度、风速每 1 小时记录一次。利用热成像仪, 白天每两小时对包围天井的四个方向的屋檐进行热成像拍照, 测点在二层平面上以 A、B、C、D 表示。

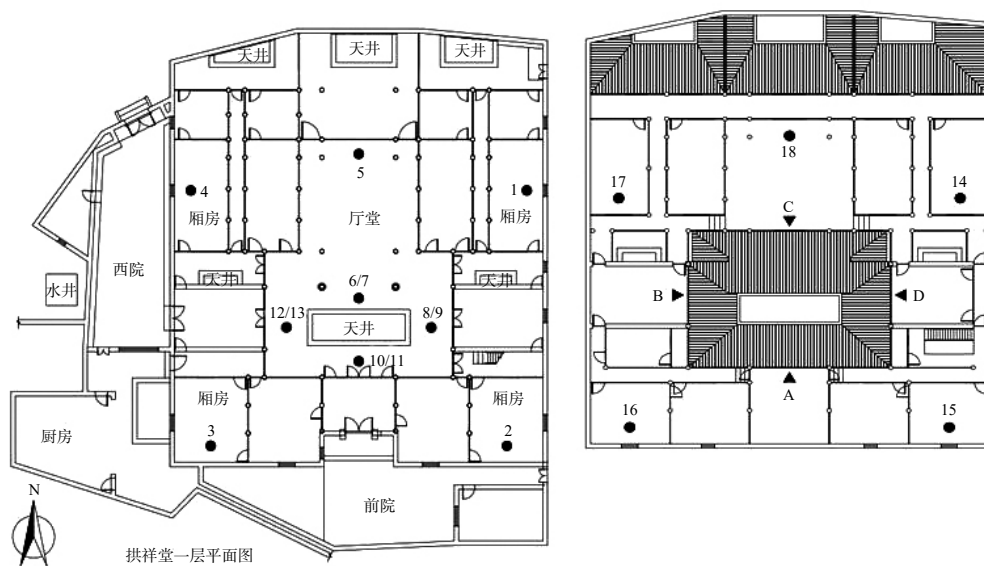


图 1 拱祥堂平面测点布置图

表 1 测试参数及仪器

测试参数	测试仪器	量程	仪器精度	采样方式
空气温湿度	Shinyei TRH-AZ 温湿度测试仪	0~50℃, 0~100%RH	±0.5℃, ±3%	人工
室内风速	Sentry ST732 热线风速仪	0~40m/s	±(3%+0.03m/s)	人工
室外风速	Prova AVM-05 风速仪	0.3~45m/s	±(3%+0.1m/s)	自动
黑球温度	衡欣 AZ8778 黑球温度计	0~50℃	±1.0℃	人工
热成像	Flir i3 热成像仪	-20~250℃	±2.0℃	人工
壁面温度	Sentry ST732 红外测温仪	-30~500℃	±2.0℃	人工

3 测试结果及分析

3.1 室内空气温度

从布置的测点中选取室外、厢房、厅堂、天井、阁楼进行对比,各测点的气温测试结果如图2所示。测点1所在的厢房是主人居住的场所,而测点17所在房间在二层阁楼中热环境最为恶劣。在测量期间,室外气温波动最大,峰值 36.1°C ,谷值 24.2°C ,日较差为 11.9°C ;阁楼的气温波动幅度最小,峰值 31.6°C ,谷值 26.2°C ,日较差为 5.4°C 。对比不同测点白天和夜间温度的极值,白天气温按照从室外、天井、厅堂、阁楼、厢房的顺序依次降低。值得注意的是,测试结果发现不仅阁楼的最高气温比厢房的最高气温高 0.4°C ,降温速率 $0.35^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 也低于厢房的降温速率 $0.39^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。也就是说在室内气温降低的过程中阁楼与厢房温差在不断增大,这也是使人感觉到阁楼更为闷热的一个原因。

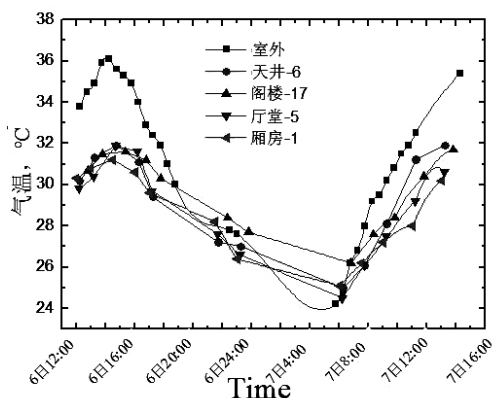


图2 夏季室内外气温变化对比

对比4个测点气温对室外气温的延迟发现,室内厢房、厅堂、天井、阁楼的气温峰值滞后时间分别约为15、30、30和70min,气温谷值的滞后时间也基本与峰值的滞后时间对应一致。本文的测试结果小于文献中室外温度传至室内的延迟时间,其原因在于本文所选取的民居门窗均为开启状态,而室内热环境受到民居周围微气候环境以及自身围护结构的影响。由于门窗开启,室内外空气流动阻力减小,空气流动伴随的热量传递使室内空气升温速度加快。本文在后面对比空气流动速度和围护结构温度分布,以进一步分析通风传热过程对室内温度场的影响。

3.2 室内空气湿度

室内外各测点相对湿度测试结果如图3所示,总体上相对湿度变化和温度变化呈现负相关的关系。对比不同测点,室外相对湿度波动幅度最大,峰值92.7%,谷值42.0%,日较差为50.7%;阁楼相对湿度波动幅度最小,峰值78.2%,谷值63.1%,日较差为15.1%。不同测点的谷值大约发生在下午14~15点之间,相对湿度从阁楼到厢房、天井、厅堂、室外依次降低;峰值在清晨6点钟左右,相对湿度从阁楼到厢房、厅堂、天井、室外依次升高。测试的时间内拱祥堂内部基本无家具和物品,可以认为室内湿度变化主要受到室外湿度高低和室外空气通风速率的影响。通常认为在一天当中绝对湿度基本保持不变,根据水蒸气饱和压力与温度的关系,空气的相对湿度随温度升高而降低,因此相对湿度最低点的时刻对应于最高气温产生的时刻。

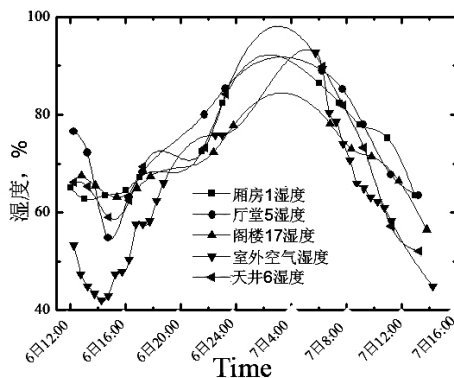


图3 夏季室内外相对湿度对比

3.3 天井温度

天井作为传统民居建筑内部与外界的过渡空间,同时满足室内的采光和通风的需要。测试选择沿天井四周垂直地面高度1.5米处水平布置4个测点,各测点温度随时间变化如图4所示。测试结果显示,在上午9点至中午13点范围内,测点6和测点8的气温上升速度约为 $1.46^{\circ}\text{C}/\text{h}$,大于测点10和测点12的升温速率 $1.10^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。测点6在15点左右达到 31.9°C 的峰值后迅速下降,降温速率明显大于其他测点。而测点12在升温过程中气温低于其他测点,在15点左右最高温度达到 32.2°C 。导致天井空间不同位置处温度差异的主要原因是太阳高度角以及方位的变化,当太阳升高到可以直射天井内部的时候,测点6处得热最多,导致升温速度最快。初始升温速度较慢的测点10和12在太阳高度角下降的过程中接受更多的太阳辐射,导致温度下降的较慢。通过对屋檐的结构进行测绘发现,房檐最低处天井口的长宽分别为5.9米和1.9米,大于一般天井的长宽。五开间两堂式结构的拱祥堂比通常的四合院式的民居体型更大,因此也需要更大开口的天井满足采光的需求。测量同时发现,上层屋檐处天井距地面高度达到6.9米,也高于一般民居的天井高度。天井选择这样的结构形式,使得夏季太阳高度角较低时天井底部气温升温速度不致过快,而在中午时分阳光最为强烈时将空气升温限制在较小的空间范围内。

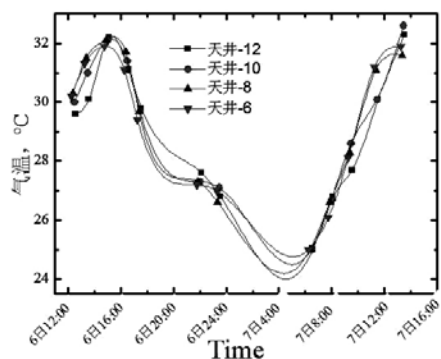


图4 天井测点温度比较

对比同一时刻室内温差(厢房、厅堂、阁楼)与天井不同测点的温差发现,室内温差的范围在 $0.7\sim 1.7^{\circ}\text{C}$ 之间,而不同天井位置的温差在 $0\sim 1.4^{\circ}\text{C}$ 之间,天井范围内附近不同测点的温度差异也应给予足够的关注。图2和图4显

示,在接近室外最高气温时刻,室内温差最小而天井温差最大;在室外最低气温时刻,室内温差最大而天井温差为0,而且垂直距离地面3米处不同测点的温差也为0,这一规律是否具有普遍性需要进一步研究。垂直高度测点温度之差如图5所示,以天井上部大于天井下部温度为正。天井布置四个测点,测试结果与单独在天井中部布置一个测点相比要复杂的多。人们一般认为白天天井高处的气温高于低处的气温,而在夜间高处的气温低于低处的气温。本文的测试结果发现,测点6/7和8/9在上午11点左右出现下层气温高于上层气温的现象,结合实地观察,确定是测点7和测点9受到屋檐的遮挡,而近地面处空气受到太阳辐射的加热温度升高,导致逆温现象发生。在天井中心布置一个测点,其测试结果是天井中不同位置动态接受太阳辐射以及空气流动作用的综合结果。

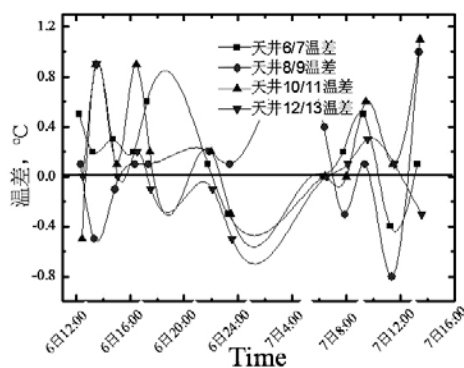


图5 天井不同测点垂直高度温差比较

3.4 民居内部风速

风速主要受到太阳辐射的影响,局部地区受热不均产生水平方向的气流。利用风速仪测试了室内外不同位置处的风速,测试结果发现,无论民居内部还是室外,白天风速较大,而夜间则明显减小。室外最大风速为1.80m/s,发生在上午10点钟左右,白天平均风速为0.95m/s。民居内不同测点风速比较如图6所示。测试结果发现民居一层房间内风速普遍大于对应阁楼风速,体现最明显的是厢房测点1的最大风速、平均风速分别为0.56m/s和0.18m/s,大于阁楼测点14的最大风速0.12m/s以及平均风速0.03m/s。对比图2显示的室内不同测点气温差别,本身阁楼的气温高于一层民居,再加上平均最大风速只有一层民居风速的1/4,这加剧了阁楼上的闷热感。

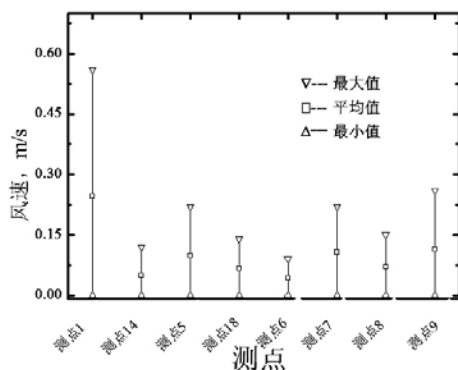


图6 不同测点风速比较

近地面处天井测点最大风速在0.09~0.14m/s范围内,明显小于在0.22~0.57m/s范围内的首层民居室内风速,但垂直距离地面3米处天井测点的风速大约为近地面处风速的两倍,表明天井的确起到“拔风”的作用。通常人们认为位于民居平面内的天井向天空开放,作为过渡空间实现室内外空气交换和热量交换,白天天井与室外露天处的空气存在一定的温差,降低了与天井相邻的户内空间温度。通过分析测试结果,本文认为除了增强采光之外,天井的主要作用是利用热压通风确定风的基本流动方向。天井内部受到太阳辐射加热,其气温明显大于室内气温(图2),天井内空气产生向上浮升的动力,带动与天井相邻的房间内空气进入天井底部补充,形成民居内部热压空气流动,有利于产生阴凉感。对于可能产生的加热天井周围空气的情况,可以减少天井的开口长宽,以及增大高宽比来减弱不利影响。

3.5 围护结构温度

赣南民居的围护结构部分通常采用青砖空斗墙,墙体内部设置空气夹层,而屋顶采用双坡式屋顶,“望砖”屋面下部铺设木板作为天花。为说明围护结构对室内温度的影响,首层民居分别测试了室内温度、墙体内外壁温、巷道内气温,二层阁楼还测量了木制天花板温度。厢房测点1室内外气温及室内外壁温对比如图6所示,测点1室外气温指的是通过窗口与厢房联通的巷道中距离墙面0.5米远处的气温,而室外气温指的是白鹭村村落前面小广场距墙面5米远处的气温。室内的气温全天小于巷道内气温,最大差值不超过1°C,厢房内气温主要受到巷道内气温的影响。由于测试的民居所有门窗均为开启状态,同时一层厢房内风速远大于二层阁楼的风速,导致室内温度紧随室外气温而改变。一层民居白天室内气温均高于墙壁内表面温度,最大温差4.1°C,围护结构对室内环境起到降温的作用。本测试的民居室内温度接近室外巷道温度,白天夏季室内环境较为严酷,体现出营造民居微气候环境的重要性。传统民居采用紧凑的街巷布局、山墙和屋檐的遮蔽,减少太阳的直接照射,充分利用墙体和地面的蓄热作用,降低巷道空气温度,实现改善室内环境的目的。

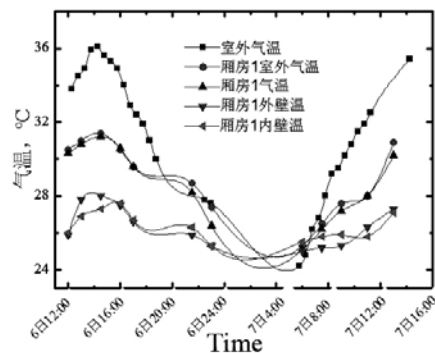


图7 墙体表面温度变化

对比全天天井四周屋檐热成像照片发现,除清晨上下屋檐的最高温度基本一致外,大部分时间下屋檐的温度高于上屋檐温度。通过对民居的建筑测绘发现,上下层屋檐与水平面的角度分别为26.4°和20.5°,下层屋檐接受太阳入射的角度更大,受太阳直接辐射的下层屋檐瓦片的温度高于上层瓦片温度。通常人们认为天井中空气受到太阳辐

射, 温度高于巷道内气温, 产生热压通风, 实际上天井口坡顶屋面受太阳辐射而加热壁面附近空气产生的浮升力也需要予以考虑。

利用热成像仪于7月7日下午14:30拍摄的照片如图7所示, 拍摄位置在图1中以A、B、C、D标注。对比最高温度的颜色可知, 此时南面上屋檐的最高温度 64.5°C 大于北面屋檐的 55.8°C , 这组温度也接近全天的最高温度。对比下午14:30二层阁楼南面和北面的平均木制天花板温度 32.4°C 和 31.9°C , 拱祥堂民居屋檐设置空气夹层分别可以降温 32.1°C 和 23.9°C 。此时天花板内表面仅比室内气温高 $0.1\sim 0.2^{\circ}\text{C}$, 拱祥堂民居采用木板作为二层阁楼的天花, 比传统安徽、浙江民居的望板青瓦构造具有更好的隔热效果。

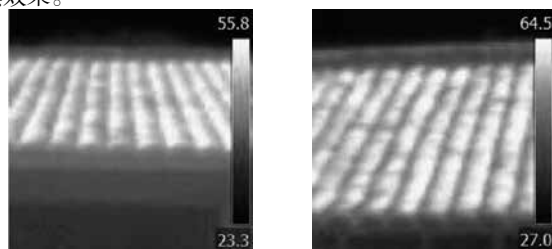


图8 房檐热成像照片

3.6 热舒适性分析

对于室内环境热舒适性的确定, 通常有两种方法: 一种是Fanger提出的平均预测投票(PMV), 另一种是de Dear提出的适应性模型。为突出多项因素指标对人体舒适性的影响, 本文选择PMV作为判断的理论依据。由于常规的PMV-PPD模型是在空调环境下得出的, 对于自然通风建筑中预测结果偏大, 这里采用对原模型乘以修正系数 e 的方法以适应传统民居的热舒适状况。期望因子 e 根据测试地区是否普及空调以及夏季炎热时间长短可以在 $0.5\sim 1$ 之间选择, 本文期望值选择中等, 期望因子取 0.7 。利用非空调房间的PMV修正模型, 其中服装热阻取 0.5clo , 代谢率取 1.2met , 计算得到的各测点PMV随时间变化如图8所示。

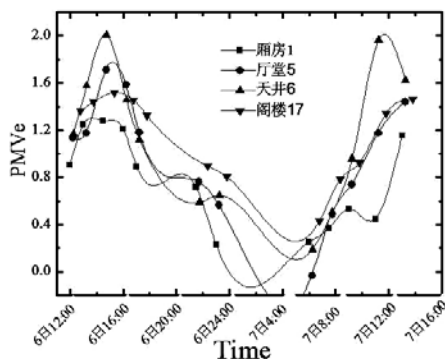


图9 不同测点平均预测投票对比

民居内各测点的PMV在 $0\sim 2.0$ 之间波动, 天井、厅堂、阁楼和厢房测点的最大值分别为 2.0 , 1.7 , 1.5 , 1.3 。天井作为民居室内与室外的过渡空间, 中午时刻热环境较为恶劣。选取PMV指标 $+1$ 为标尺, 小于该数值的最大时长是厢房的 20 小时, 只有下午的 6 个小时人有较热的感觉, 其他时段人感觉周围环境温度可以接受。尽管阁楼降

温速率较慢, 低于微暖数值的时长也达到了 12 小时。据当地村民反映, 即便在白天最高温度达到 36°C , 夜间民居内也无需使用空调、电扇等电器, 甚至还需要盖被。测试结果中, 厢房测点1在PMV-PPD指标推荐值在 $-0.5\sim +0.5$ 之间的时长达到了 11 小时, 也就是在此期间, 仅仅在自然通风条件下人体也处于最佳的热舒适状态, 测试结果与人们的主观感受一致。

4 结论

(1) 测试结果发现二层阁楼的最高气温比一层厢房的最高气温高 0.4°C , 降温速率也低于厢房的降温速率。其原因一方面是二层围护结构较底层围护结构更易接受太阳辐射, 其温度更高, 另一方面平均空气流速仅为底层房间风速的 $1/4$, 通风换热能力较差。

(2) 天井依靠巷道侧面开口处与天井内空气温差产生热压通风, 形成气流的基本流动方向为巷道-房间-天井, 室内温度分布受到通风换热和围护结构作用的双重影响, 而天井内主要受到太阳辐射的影响。

(3) 对比同一时刻天井不同位置的温差在 $0\sim 1.4^{\circ}\text{C}$ 之间。在接近室外最高气温时刻, 室内温差最小而天井温差最大; 在室外最低气温时刻, 室内温差最大而天井温差为 0 。天井内部空气受到太阳垂直入射加热产生浮升力, 除此之外, 太阳时角变化导致与天井底部相邻部分空气也受到辐射加热, 热量的大小受到天井长宽和高宽比的影响。

(4) 提出传统民居设计及控制策略: 重视民居微气候的营造, 利用墙体和地面的蓄热能力, 降低紧邻民居侧面开口的巷道气温。在室外炎热的夏季, 白天关闭门窗抑制热量通过通风传递, 夜晚开启门窗加强通风散热。

参考文献

- [1] Schnieders J, Feist W, et al. Passive Houses for different climate zones[J]. Energy Build., 2015, 105(71-87).
- [2] 龚光彩, 李红祥. 自然通风的应用与研究[J]. 建筑热能通风空调, 2003, 22(4): 4-6.
- [3] Lin B, Gang T. Study on the thermal performance of the Chinese traditional vernacular dwellings in Summer[J]. Energy Build., 2004, 36(1): 73-79.
- [4] 张莹, 钟杰. 徽州传统民居室内环境分析[J]. 华中建筑, 2011, 29(5): 66-69.
- [5] 宋冰, 白鲁建. 徽州传统民居夏季室内热环境研究[J]. 建筑节能, 2015, 4: 69-73.
- [6] 宋冰, 杨柳. 西递徽州民居冬季室内热环境测试研究[J]. 建筑技术, 2014, 45(11): 1033-1036.
- [7] 焦胜, 柳肃. 基于气候适应性的湘南天井式民居研究[J]. 建筑热能通风空调, 2006, 25(6): 88-91.
- [8] 解明镜, 张国强. 中国某传统民居天井对夏季室内环境的影响[J]. 东南大学学报(英文版), 2010, 26(2): 165-168.
- [9] 马全明, 许丽萍. 天井在住宅生态设计中的应用——以浙江安吉生态屋为例[J]. 建筑学报, 2007, 11: 13-15.
- [10] 李峥嵘, 苟少清. 浙江中部古村落传统民居的气候适应性研究[J]. 太阳能学报, 2014, 35(8): 1486-1492.
- [11] 李峥嵘, 王文静. 浙中传统民居夏季室内热环境实测研究[J]. 建筑热能通风空调, 2012, 31(5): 32-36.
- [12] 曾志辉. 岭南民居天井的热环境价值[J]. 华中建筑, 2010, 28(3): 39-41.
- [13] 戴薇薇, 陈晓扬. 泉州手巾寮自然通风技术初探[J]. 华中建筑, 2011, 29(3): 28-32.

通风空调房间温度自抗扰控制仿真研究

黄春娥, 李春旺, 马晓钧, 梅玉婷, 陈 程

(北京联合大学 生物化学工程学院, 北京 100023)

[摘 要] HVAC 系统的温湿度控制对建筑能耗研究有重要意义。本文研究冬季 HVAC 系统房间的温度控制, 建立空调房间、风机、热盘管以及传感器的物理模型, 根据 HVAC 系统的非线性、强扰动等特点, 选择对被控对象模型信息要求低、强抗扰、控制结构相对固定和控制器参数易整定的线性自抗扰控制算法, 提出 HVAC 系统房间温度的线性自抗扰控制方案, 利用 Matlab/Simulink 仿真环境进行仿真实验, 并将仿真结果与经典的 PID 控制、积分-Fuzzy 控制算法做比较。仿真结果表明, 线性自抗扰控制算法在调节时间、超调量以及受阶跃扰动的调节时间上明显优于 PID 控制和积分-Fuzzy 控制算法。本研究为有强扰动、要求精度高的空调系统控制提供理论基础。

[关键词] HVAC 系统; 线性自抗扰控制; PID 控制; 积分-Fuzzy 控制; 温度控制

Temperature Simulation Controlling of HVAC System Using Active-Rejection-Disturbance-Control Algorithm

Huang Chun-E, Li Chun-wang, Ma Xiao-jun, Mei Yu-ting, Chen Cheng

(College of Biochemical Engineering, Beijing Union University 100023, China)

[Abstract] HVAC system is significant to the energy efficiency in buildings. In this paper, temperature simulation controlling of HVAC system is studied in winter, the physical model of the zone, the fan, the heating coils and sensor are built. HVAC system is complex, including non-linear model, strong-disturbance influenced and so on, linear active-rejection-disturbance-control is an appreciate control algorithm which can adapt to less information, strong-disturbance influenced, and has relative-fixed structure and simple tuning process of the controller parameters. Active-rejection-disturbance-control of HVAC system is proposed, simulation in Matlab/Simulink was done. Simulation results show that linear active-rejection-disturbance-control was priority to PID and integral-fuzzy con-trollers in rising time, overshoot and response time of step disturbance. The study can provide fundamental basis for the control of the air-condition system with strong-disturbance and high-precision needed.

[Keywords] HVAC system; Linear active-rejection-disturbance-control; PID control; Integral-Fuzzy control; temperature control

0 引言

HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning, HVAC) 系统是典型的非线性、强耦合、运行过程中受强扰动影响的复杂系统, 因其应用广泛、结构复杂及对建筑能耗研究的重要意义, 它的自动控制系统研究一直备受关注^[1,2]。传统的 HVAC 系统采用 PID 对空调房间温湿度进行控制, 被控量容易产生超调甚至振荡, 特别是对于温湿度要求较高的空调环境, 无法保障高等级的环境要求, 而造成不必要的能耗。为解决上述问题, 有学者对 HVAC 系统控制算法的改进进行了不同尝试, 如文献[3,4]研究了简化模型下 HVAC 系统的模糊控制, 文献[5]利用遗传算法整定 HVAC 系统中模糊控制器参数。这些研究均取得了较好的效果, 但同时也反映出了一定的局限性。

自抗扰控制(active rejection disturbance control, ADRC) 算法是中科院韩京清先生 1998 年提出^[6], 现已逐渐显现出优于其它控制算法的控制性能, 特别是很强的鲁棒性^[7]、解耦能力^[8,9], 对非线性、强耦合、受强扰动的复杂不确定系统有很好的控制能力^[10-12]。ADRC 的核心思想是利用扩张状态观测器(the extended state observer, ESO) 主动地估计系统的总扰动(包含内部和外界的所有扰动), 并通过控制律及时消除它。最初的 ADRC 采用的是非线性

的 ESO 和非线性控制律, 展现出了较强的鲁棒性和抗扰能力。然而, 该算法复杂的结构和参数整定制约了 ADRC 的发展。2001 年, Gao 将该控制器简化为线性自抗扰控制(linear active rejection disturbance control, LADRC)^[13], 不仅简化了控制器的设计, 而且具有较强的稳定性及抗干扰能力, 应用领域日益广泛。ADRC 用于复杂 HVAC 系统控制的研究才刚起步, 文献[14]将 ADRC 用于解耦之后的变风量空调系统温度控制, 文献[15]献将 ADRC 运用于空调房间温度控制中, 但其非线性控制器结构复杂, 且参数整定量较大。

本文将具有强抗扰、自解耦且结构简单的 LADRC 用于非线性、强耦合且受强扰动影响的复杂 HVAC 系统的温度控制, 建立空调房间、风机、热盘管、管道以及传感器的物理模型, 根据 HVAC 系统非线性、强耦合、受强扰动等特点, 设计该系统的 LADRC 方案, 利用 Matlab/Simulink 进行仿真实验, 并将仿真结果与 PID 控制和积分-Fuzzy 控制算法比较。仿真结果表明, LADRC 在该系统温度控制的调节时间和抗阶跃扰动能力明显优于 PID 控制和积分-Fuzzy 控制算法, 为复杂 HVAC 系统的高精度调节、抗强扰动和优化建筑节能控制提供理论依据。

1 HVAC 系统模型

考虑冬季空调系统温度控制的情形, 控制场景为在出现扰动情况下, 通过调节空调机组内部盘管的供水, 保持房间内室温在 20℃。HVAC 系统模型主要包括空调房间、风机、热盘管及温度传感器的模型, 其结构框图见图 1。

基金项目: 国家自然科学基金(No.51578065); 北京市教育委员会科技计划面上项目(KM201611417007)。

作者简介: 黄春娥(1979—), 女, 湖南, 副教授, 博士。

Email:hce_137@163.com

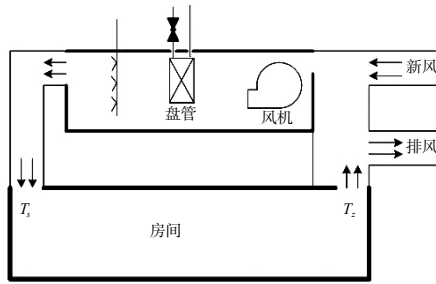


图1 HVAC 结构框图

1.1 房间温度控制模型

本文以体积为 36m^3 的典型实际房间为算例，房间内人员负荷为 150W ，灯光负荷为 500W 。根据房间能量和质量守恒方程，可得如下方程^[5]：

$$\rho_a C_{pa} V \frac{dT_z}{dt} = m_a C_{pa} (T_s - T_z) + KF(T_o - T_z) + q(t) \quad (1)$$

其中参数如表1所示。

表1 方程(1)中参数信息

参数	名称	单位
ρ_a	室内空气密度	kg/m^3
C_{pa}	室内空气比定压热容	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$
V	房间的体积	m^3
T_z	房间空气的温度	$^\circ\text{C}$
m_a	送入房间空气质量流率	kg/s
T_s	送风温度	$^\circ\text{C}$
K	房间与外墙传热系数	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
F	房间与外墙直接接触的传热面积	m^2
T_o	室外空气温度	$^\circ\text{C}$
$q(t)$	房间设备和人员的冷负荷	W

对(1)式进行 Laplace 变换，可得房间的传递函数模型如下：

$$T_z(s) = G_z(s)[\lambda T(s) + \gamma T_o(s) + q(s)] \quad (2)$$

其中 $G_z(s) = \frac{1}{\rho_a C_{pa} V s + m_a C_{pa} + KF} = \frac{1}{45.23s + 60.24}$ ； $\lambda = m_a C_{pa}$ ； $\gamma = KF$ 。房间框图如图2所示。

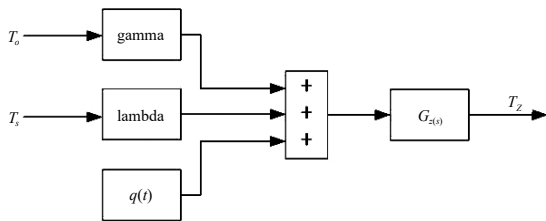


图2 房间框图

1.2 风机和传感器模型^[16]

考虑风机转动对空气温度的影响，一般会导致空气温度增加 $1\sim 2^\circ\text{C}$ ，它的传递函数为一阶传递函数：

$$G_F(s) = \frac{1}{s+1}$$

传感器用于检测房间的实际温度，提供给控制器用于温度的控制，其传递函数为：

$$G_s(s) = \frac{1}{s+1}$$

1.3 热盘管的热平衡模型^[16]

本文中只考虑冬季加热的情况，热水在热盘管中流动，通过传导和对流方式热盘管与流过盘管的空气进行热交换，热空气被送入空调房间，达到调节空调房间空气温度的目的。为了建立热盘管简化的热平衡模型，假设：(i) 通过盘管的水流量为常数；(ii) 通过热盘管的空气温度为常数。从而可以获得简化的热平衡方程：

$$C_{ah} \frac{dT_{co}}{dt} = f_{sw} \rho_w C_{pw} (T_{wi} - T_{wo}) + (UA)_{ah} (T_o - T_{co}) + f_{sa} \rho_a C_{pa} (T_m - T_{co}) \quad (3)$$

其中参数如表2所示。

表2 方程(3)中参数信息

参数	名称	单位
C_{ah}	热盘管的热容	$\text{kJ}/^\circ\text{C}$
T_{co}	通过热盘管的空气温度	$^\circ\text{C}$
f_{sw}	盘管水流量	m^3/s
ρ_w	水的密度	kg/m^3
C_{pw}	水热值	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$
T_{wi}	盘管进水的温度	$^\circ\text{C}$
$(UA)_{ah}$	机组的传递影响因子	$\text{kJ}/(\text{s} \cdot ^\circ\text{C})$
f_{sa}	空气流量	m^3/s
T_m	进入热盘管的空气温度	$^\circ\text{C}$

对(3)式进行 Laplace 变换，可得热盘管的传递函数模型如下：

$$T_{co}(s) = G_A(s)[a T_{wi}(s) + (UA)_{ah} T_o(s) + \beta T_m(s)] \quad (4)$$

$$\text{其中 } G_A(s) = \frac{1}{C_{ah}s + [(UA)_{ah} + \beta]} = \frac{1}{4.5s + 0.28}。$$

同理可得加湿器的传递函数为：

$$G_p(s) = \frac{1}{0.63s + 0.21}$$

本文 HVAC 系统模型中参数取值如表3所示。

表3 HVAC 模型中的参数取值

$C_{ah} = 4.5\text{kJ}/^\circ\text{C}$	$C_{pa} = 1.005\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$	$F = 30\text{m}^2$
$f_{sw} = 0.192\text{m}^3/\text{s}$	$C_{pw} = 4.1868\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$	$\rho_w = 988\text{kg}/\text{m}^3$
$m_a = 0.24\text{kg}/\text{s}$	$K = 2\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\rho_a = 1.25\text{kg}/\text{m}^3$
$V = 36\text{m}^3$	$(UA)_{ah} = 0.04\text{kJ}/(\text{s} \cdot ^\circ\text{C})$	

2 HVAC 系统温度控制方案

2.1 HVAC 温度控制的线性自抗扰控制方案

本文中选用三阶的 LADRC 来控制空调房间的温度，其 ESO 表达式如下：

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 + \beta_1(-z_1 + y) + b_0 u \\ \dot{z}_2 = \beta_2(-z_1 + y) \end{cases} \quad (5)$$

其中有 u 和 y 分别为被控对象的输入和输出， β_1 和 β_2 是观测器增益， z_1 和 z_2 分别是对输出和系统总扰动的估计量。二阶 LADRC 的控制律如下：

$$\begin{cases} u = (-z_2 + u_0)/b_0 \\ u_0 = k_p(T_r - z_1) \end{cases} \quad (6)$$

本文中 LADRC 的框图如图3所示。

3.2 HVAC 系统温度的积分-Fuzzy 控制方案

模糊控制器^[17]自出现之后被广泛应用于许多实际系统的控制中，本文设计的积分-Fuzzy 控制器包括 Fuzzy 控制器及误差的积分两个部分。

(1) Fuzzy 控制器的设计

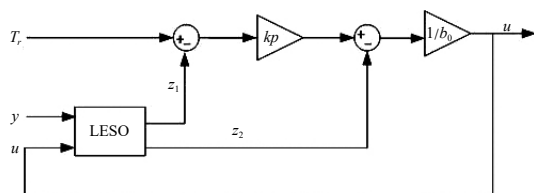
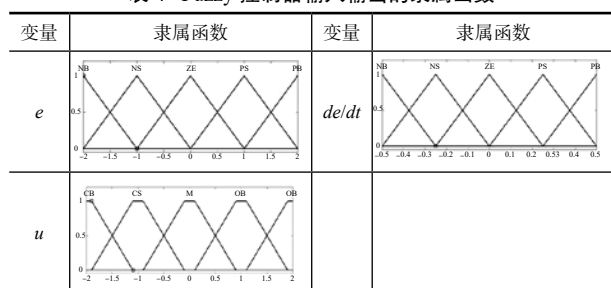


图3 LADRC 框图

HVAC 系统中 Fuzzy 控制器输入量为回风 T_r 与房间设定温度 T_r 的误差 e 和误差的变化率 de/dt 。温度误差 $e \in [-2, 2](^{\circ}\text{C})$, 语言 e 的取值: {负大, 负小, 零, 正小, 正大}={NB, NS, ZE, PS, PB}, 隶属函数选择三角形; 误差变化率的范围 $de/dt \in [-0.5, 0.5]$, 语言 de/dt 的取值: {负大, 负小, 零, 正小, 正大}={NB, NS, ZE, PS, PB}, 隶属函数选择三角形; 输出量 u 的取值: {关闭, 小开, 半开, 大开, 全开}={CB, CS, M, OS, OB}, 隶属函数选择梯形, 它们的隶属函数如表 4 所示。

表 4 Fuzzy 控制器输入输出的隶属函数



选用的模糊控制规则库如表 5 所示。

表 5 Fuzzy 控制器的规则表

u		e				
		NB	NS	ZE	PS	PB
de/dt	NB	OB	OB	OB	OS	CB
	NS	OB	OS	OS	M	CB
	ZE	OB	OS	M	CS	CB
	PS	OB	M	CS	CS	CB
	PB	OB	CS	CS	CS	CB

(2) 误差的积分

HVAC 系统控制中为了消除系统稳态误差, 本文中加入了误差的积分作为控制量的一部分, 具体控制框图如图 5 所示。

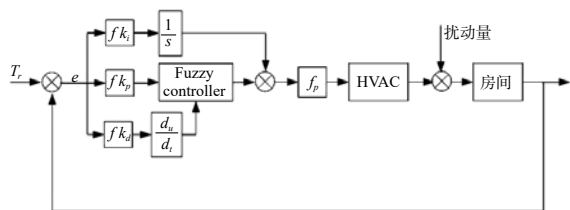


图5 HVAC 系统温度的积分-Fuzzy 控制框图

2.3 HVAC 系统仿真实验

本文假设室外温度为 0°C , 房间设定温度为 20°C , 在 Matlab/Simulink 环境下搭建 HVAC 温度控制的 PID、积分-Fuzzy 控制和 LADRC 仿真模块, 进行仿真实验。

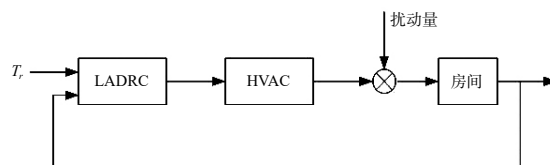


图4 HVAC 系统温度的线性自抗扰控制框图

HVAC 系统在稳定运行之后, 受外界因素干扰, 如门窗开启导致室外冷空气进入房间等, 假设在 t 为 500 秒时受取值为 2 的阶跃扰动, 观察控制器的抗扰动能力。根据经验整定控制器参数如表 6 所示。

表 6 设置 HVAC 系统温度控制器参数

控制器	控制器参数			
PID	k_p	k_i	k_d	
	2.3	0.15	6	
LADRC	b_0	k_p	β_1	β_2
	2.8	0.053	15	380
积分-Fuzzy 控制	f_{kp}	f_{kd}	f_{ki}	f_p
	2.20	0.70	0.20	0.5

仿真实验结果如图 5 所示。表 4 给出 HVAC 系统每种控制方法仿真曲线的超调量、调节时间及受阶跃扰动的调节时间。

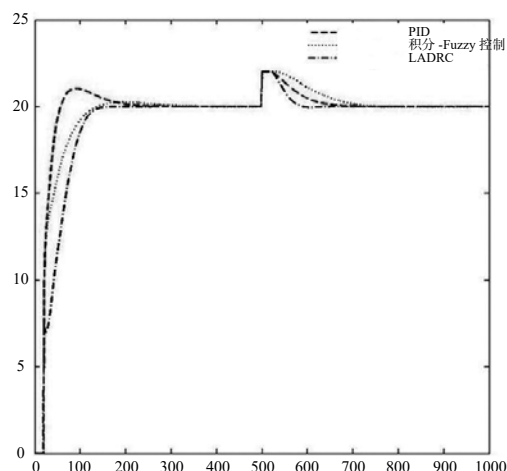


图6 HVAC 系统仿真曲线

表 7 HVAC 系统仿真曲线参数比较

控制方法	调节时间 /s	超调量 / $^{\circ}\text{C}$	受阶跃扰动的调节时间 /s
PID	240	1.04	180
积分-Fuzzy 控制	340	0.27	235
LADRC	150	0	80

3 结论

在 HVAC 系统温度控制中, 表 7 的 PID、积分-Fuzzy 控制和 LADRC 三种算法仿真实验数据结果表明, LADRC 调节时间最短, 且曲线平缓上升无超调; 当系统在 500 秒处受阶跃扰动时, LADRC 能在 80 秒内迅速回调, 且回调曲线无波动。LADRC 在 HVAC 系统温度控制中, 表现出反应迅速、强抗扰、高精度的能力, 为复杂 HVAC 系统的控制及建筑节能提供理论基础。

参考文献

- [1] Abdul Afram, Farrokh Janabi-Sharifi. Review of modeling methods for HVAC systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 67(1-2):507-519.
- [2] 白雪莲, 杨文辉. 空调系统综合运行能效评价方法及其应用[J]. 建筑科学: 2010, 26(12):46-49.
- [3] 沈国民, 舒刚, 王春香. AHU 系统中模糊子整的 PID 控制器模拟[J]. 暖通空调: 2009, 39(3):138-140.
- [4] 林喜云, 沈国民, 谢军龙. 模糊控制器在中央空调控制系统中的应用[J]. 制冷与空调: 2007, (1):47-50.
- [5] RAFAEL ALCALÁ. Fuzzy control of HVAC systems optimized by genetic algorithms[J]. Applied Intelligence, 2003, (18):155-177.
- [6] 韩京清. 自抗扰控制器及其应用[J]. 控制与决策, 1998, 13(1):19-23.
- [7] 高志强. 自抗扰控制思想探究[J]. 控制理论与应用: 2013, 30(12):1499-1509.
- [8] R. Miklošovic and Z. Gao. A dynamic decoupling method for controlling high performance turbofan engineshot[C]. Process of the 16th IFAC World Congress, 2005.
- [9] Qing Zheng, Zhongzhou Chen, Zhiqiang Gao. A practical approach to disturbance decoupling control[J]. Control Engineering Practice, 2009, 17(9):1016-1025.
- [10] Huang Chun-E, Li Donghai, Xue Yali. Active disturbance rejection control for the ALSTOM gasifier benchmark problem[J]. Control Engineering Practice, 2013, 21(4):556-564.
- [11] 黄一, 薛文超, 赵春哲. 自抗扰控制纵横谈[J]. 系统科学与数学: 2011, 31(9):1111-1129.
- [12] Z. Gao. On the centrality of disturbance rejection in automatic control[J]. ISA Transactions, 2014, 53:850-857.
- [13] Z. Gao. Scaling and bandwidth parametrization based controller tuning[C]. American control conference, 2003.
- [14] 顾凯, 付东翔, 王亚刚. 基于自抗扰控制器的变风量空调解耦控制[J]. 信息技术: 2014, (1):24-27.
- [15] Shi Yancai, Li Zhuangju, Lv Cai. Temperature of air conditioning spaces based on active disturbance rejection control[J]. TRANSACTIONS OF CHINA ELECTROTECHNICAL SOCIETY, 2015, 30(sup.1):439-444.
- [16] Bourhan Tashtoush, M. Molhim, M. Al-Rousan. Dynamic model of an HVAC system for control analysis[J]. Energy, 2005, (30):1729-1745.
- [17] 诸静著. 模糊控制原理与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.

杂志免费索阅表

本刊由中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院主办，中国建筑学会暖通空调分会、中国制冷学会空调热泵专业委员会、中国建筑节能协会暖通空调专业委员会、中国建筑节能协会地源热泵专业委员会支持。栏目范围：建筑环境、建筑能源、空调、热泵、通风、净化、供暖、计算机模拟。填此表格免费获取《建筑环境与能源》杂志一期。

请您完整填以下信息

姓 名		先生 / 女士	
部 门		职 务	
单位名称		邮 箱	
通讯地址			
联系电话		传 真	
手 机		电子邮箱	

您对本刊物有哪些建议或意见？

编辑部联系方式：

地址：北京市北三环东路 30 号
 中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院
 节能示范楼 208 室
 邮编：100013
 邮箱：beaebjb@163.com
 电话：010-64693285

聚焦建筑环境与能源 推动行业科技进步与发展



杂志微信 beaebjb



学会微信 cc-hvac

中机意园工程科技股份有限公司

中机意园创立于2000年，是一家创新型生态科技工程公司。目前拥有国家发改委工程咨询甲级资质、节能评估甲级资质，住建部机电工程施工总承包壹级资质、建筑工程施工总承包叁级资质、工程监理甲级资质、工程设计乙级资质以及工信部节能服务公司资格等。2004年通过了ISO9001、ISO14000、GB/T28001体系认证，并获得了多项部、省、市优秀项目奖，是工商管理部门授予的守合同重信用单位，是中国建筑节能协会暖通空调专业委员会副主任委员单位，安徽省绿建协会常务理事，安徽省江苏商会会长单位。

中机意园自成立起一直致力于绿色建筑解决方案，工业项目低碳、节能，清洁制造解决方案的实践与推广工作，创新物联网技术和互联网+平台运用。目前拥有享受国务院特殊津贴专家、行业知名暖通设备专家、知名建筑师、注册设备工程师、注册结构工程师等80余人次。长期与知名院校、科研院所保持技术与人才的交流、合作，并相继开展了多领域、多层次的国际合作。“尊重 成就 幸福，诚信 创新 品牌，节能 低碳 生态”，我们将和用户携手面向崭新的未来。

示范项目：

JAC纳威司达柴油机工厂地源热泵系统、能源站及远程物联网监控平台运用《中美合资》



目前国内单体面积最大采用地源热泵系统的能源站工业建筑，并装有空气流通加速器进行舒适通风，中机意园2014年完成全厂整体规划方案、工程设计、BIM设计、地源热泵系统能源站及舒适通风总承包、办公楼机电系统总承包、远程能源物联网结合监控平台建设，该项目获得了中国建筑节能协会“建筑节能之星”奖项。

合肥

地址：安徽省合肥市经开区芙蓉路2292号
电话：0551-6266 6690(91/92/93/95)
传真：0551-6266 6618
邮箱：yyec@noveland.net
网址：www.noveland.net

北京

地址：北京市丰台区方庄芳城园1区17号楼
A座2303室
电话：010-5807 6186
传真：010-5807 6185

